「省エネ化・低温室効果を達成できる
次世代冷媒・冷凍空調技術及び評価手法の開発」
終了時評価報告書

２０２４年３月

国立研究開発法人新エネルギー・産業技術総合開発機構

研究評価委員会

2024 年 3 月

国立研究開発法人新エネルギー･産業技術総合開発機構
　理事長　　斎藤　保　殿

国立研究開発法人新エネルギー・産業技術総合開発機構
研究評価委員会 委員長　　木野　邦器

NEDO技術委員・技術委員会等規程第34条の規定に基づき、別添のとおり評価結果について報告します。

「省エネ化・低温室効果を達成できる
次世代冷媒・冷凍空調技術及び評価手法の開発」
終了時評価報告書

２０２４年３月

国立研究開発法人新エネルギー・産業技術総合開発機構

研究評価委員会

目　次

はじめに　1
審議経過　2
分科会委員名簿　3
研究評価委員会委員名簿　4

第１章　評価
１．　評価コメント　1-1
１．１　意義・アウトカム（社会実装）達成までの道筋
１．２　目標及び達成状況
１．３　マネジメント
（参考）分科会委員の評価コメント　1-3
２．評点結果　1-9

第２章　評価対象事業に係る資料
１．事業原簿　2-1
２．分科会公開資料　2-2

参考資料１　分科会議事録及び書面による質疑応答　参考資料 1-1
参考資料２　評価の実施方法　参考資料 2-1

はじめに

国立研究開発法人新エネルギー・産業技術総合開発機構においては、被評価プロジェクトごとに当該技術の外部専門家、有識者等によって構成される分科会を研究評価委員会によって設置し、同分科会にて被評価対象プロジェクトの研究評価を行い、評価報告書案を策定の上、研究評価委員会において確定している。

本書は、「省エネ化・低温室効果を達成できる次世代冷媒・冷凍空調技術及び評価手法の開発」の終了時評価報告書であり、NEDO 技術委員・技術委員会等規程第 32 条に基づき、研究評価委員会において設置された「省エネ化・低温室効果を達成できる次世代冷媒・冷凍空調技術及び評価手法の開発」（終了時評価）分科会において評価報告書案を策定し、第 76 回研究評価委員会（2024 年 3 月 18 日）に諮り、確定されたものである。

2024 年 3 月
国立研究開発法人新エネルギー・産業技術総合開発機構
研究評価委員会

審議経過

● 分科会（2024 年 1 月 17 日）

公開セッション

１．開会、資料の確認

２．分科会の設置について

３．分科会の公開について

４．評価の実施方法について

５．プロジェクトの概要説明

６．プロジェクトの詳細説明（一部非公開）

非公開セッション

７．全体を通しての質疑

公開セッション

８．まとめ・講評

９．今後の予定

１０．閉会

● 第 76 回研究評価委員会（2024 年 3 月 18 日）

「省エネ化・低温室効果を達成できる次世代冷媒・冷凍空調技術及び評価手法の開発」（終了時評価）

分科会委員名簿

（2024 年 1 月現在）

	氏名	所属、役職
分科会長	丸田（まるた）　薫（かおる）	東北大学　流体科学研究所　所長・教授
分科会長 代理	中島（なかじま）　英彰（ひであき）	国立研究開発法人国立環境研究所 地球システム領域　主席研究員
委員	坂口（さかぐち）　正友（まさとも）	一般社団法人日本冷凍空調設備工業連合会 技術部　部長
	佐々木（ささき）　直栄（なおえ）	日本大学*　工学部　機械工学科　教授
	高島（たかしま）　章吉（あきよし）	一般財団法人日本冷媒・環境保全機構　専務理事
	山下（やました）　ゆかり	一般財団法人　日本エネルギー経済研究所 計量分析ユニット　担任　常務理事
	涌井（わくい）　徹也（てつや）	大阪公立大学　工学研究科　機械系専攻 機械工学分野　教授

敬称略、五十音順

注*：実施者の一部と同一大学であるが、所属部署が異なるため（実施者：日本大学理工学部　精密機械工学科）「NEDO 技術委員・技術委員会等規程(平成 30 年 11 月 15 日改正)」第 35 条(評価における利害関係者の排除)により、利害関係はないとする。

研究評価委員会委員名簿

（2024 年 3 月現在）

	氏　名	所属、役職
委員長	木野（きの）　邦器（くにき）	早稲田大学　理工学術院　教授
委員	浅野（あさの）　浩志（ひろし）	岐阜大学　特任教授 一般財団法人電力中央研究所　研究アドバイザー
	稲葉（いなば）　稔（みのる）	同志社大学　理工学部　教授
	五内川（ごないかわ）　拡史（ひろし）	株式会社ユニファイ・リサーチ　代表取締役社長
	鈴木（すずき）　潤（じゅん）	政策研究大学院大学　政策研究科　教授
	原田（はらだ）　文代（ふみよ）	株式会社日本政策投資銀行　常務執行役員
	松井（まつい）　俊浩（としひろ）	東京情報デザイン専門職大学　情報デザイン学部 学部長・教授
	松本（まつもと）　真由美（まゆみ）	東京大学　教育学部附属教養教育高度化機構 環境エネルギー科学特別部門　客員准教授
	吉本（よしもと）　陽子（ようこ）	三菱 UFJ リサーチ&コンサルティング株式会社 政策研究事業本部　経済政策部　主席研究員

敬称略、五十音順

第１章　評価

１．評価コメント

１．１　意義・アウトカム（社会実装）達成までの道筋

冷凍空調機器の冷媒に関する社会的な要求の変遷を考慮し、「パリ協定」や「モントリオール議定書キガリ改正」（以下、キガリ改正と記載）における削減目標の達成をアウトカム目標として、代替フロンの段階的削減及び低 GWP 化に向け、アウトカム達成の道筋が明確に示されていた。また、研究開発実施期間中に発効した改正オゾン層保護法及び改正フロン排出抑制法に対応し、アウトカム達成までの道筋を適切に見直していた。

「オープン・クローズ戦略」は適切に使い分けられ、オープン戦略としては、委託事業を中心に、公共性を考慮し、成果の公表や ISO 化等国内外の規格・標準化への取組、データベースへの登録が行われており、国際規格や国際データベースの制定に向けて、具体的なロードマップも作成され、推進されていた。冷媒の基本特性や安全基準などの基盤情報の開示は適切であり、これらが企業の製品開発を支援し、上市後の普及を後押しする公開情報となっている。他方、助成事業では、クローズド領域として競争的な雰囲気の中、各事業者の戦略に沿って事業が推進されていた。

一方で、将来的には日本企業にも関連する可能性のある PFAS 規制や EU の HFO 冷媒の段階的廃止など新たな動きが認められる。これら外部環境の変化や本事業の社会に与える影響については、日々変動することを前提に、継続的な検討が必要である。現在までの外部環境への対応は十分であるが、PFAS 規制などについては、今後の国際動向によって、追加の対応が必要となる可能性がある。

今後の国際動向を注視し、HFO 冷媒が将来的にも継続使用が可能となるような、国際的な働きかけを期待している。また、基盤研究を担った大学など研究機関の研究者の貢献が可視化されるよう、論文化及び広報による成果のアピールが継続されることを期待している。

注）ISO：International Organization for Standardization（国際標準化機構）
GWP：Global Warming Potential（地球温暖化係数）
HFO：Hydrofluoroolefin（ハイドロフルオロオレフィン）
PFAS：Per- and Polyfluoroalkyl Substances
（ペルフルオロアルキル化合物及びポリフルオロアルキル化合物）

１．２　目標及び達成状況

アウトカム目標の設定に関しては、国際規格化や国際データベースへの登録を目指し、各チームが基本特性の評価と安全基準の策定・着火試験等を実施する際、対象媒体（規格、標準、データベース等）ごとにロードマップを作成し、事業を推進した。その結果、REFPROP10.1 に、本研究開発の中から冷媒特性データと低 GWP（<150）の新規冷媒が複数搭載予定であり、さらに ISO、IEC にも多くの成果が登録されたことは、高く評価できるものであった。

基本特性評価、安全性・リスク評価、冷媒・機器開発のいずれの研究開発項目においても、2023 年 3 月時点におけるアウトプットの最終目標設定が適切に行われ、委託事業、助成事業ともに最終目標が達成された。なお、助成事業では、低 GWP 冷媒（GWP<10、GWP<150）や CO_2 を冷媒に用いた大型クーリングユニット、コンデンシングユニット、大出力冷凍機システムについて開発の目処を立てることができた。

また、委託事業、助成事業とも多くの研究発表・講演、特許出願が行われ、中間評価結果を受けて、毎年度の成果をプログレスレポートによって国内外に研究成果の発信を行ったことは、高く評価できる。さらに、委託事業における副次的効果として、次世代冷媒特性データ・リスク評価等の国際標準化は、医療分野・ナノテク分野への貢献も将来的に期待される。

キガリ改正や PFAS 規制、EU の HFO 冷媒の段階的廃止の検討など、外部環境が短期間で大きく変化しつつあり、今後は、その動向に柔軟に適用した目標設定が求められるほか、世界と比較して、特異となっている日本の安全基準を国際標準へ適合させるための改善の取り組みも、本研究開発の発展の中で推進されることを期待する。

注）REFPROP：Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties Database（アメリカ国立標準技術研究所が作成する、冷媒熱物性データベースソフトウェア）

１．３　マネジメント

プロジェクトリーダーのリーダシップの下、大学と国研による委託事業、民間企業による助成事業との間に、NEDO 調査委員会が適切に配置され、研究側を代表する公益社団法人日本冷凍空調学会とユーザー側を代表する一般社団法人日本冷凍空調工業会が参画し並行して実施された調査研究の意見を反映しつつ、事業を実施したことで、基盤研究と機器開発の方向性を合わせることができ、実用化・事業化への道筋を明確に示すことができた。

実施者間で連携を取り、得意分野を有効に活かすことで、それぞれの能力が充分に発揮されていた。さらに、本研究開発のプロジェクトマネージャーやプロジェクトリーダーは、研究開発計画全体を俯瞰し、目標達成に必要な要素技術の開発を着実に後押ししていた。

アウトプット目標達成に向けて必要な要素技術の開発は網羅されており、その開発スケジュールも綿密に計画されていた。産学官の協調により着実に成果が出来てきており、今後も研究開発の継続を期待する。

一方で、最新の研究成果が、実施者間で共有されていないケースも一部見受けられた。実用化・事業化に向けては、実施者とユーザー間での連携や意見交換が積極的に行える機会をさらに設けていくことが、重要と考える。冷媒を取り巻く国外動向が大きく変化しようとしている状況下では、実施者およびその関係者を含め、持続可能な体制で情報収集・議論を行える場を設けるべきであると考える。

（参考）分科会委員の評価コメント

１．１　意義・アウトカム（社会実装）達成までの道筋

＜肯定的意見＞

- 冷凍空調機器の冷媒を取り巻く社会的要求の変遷を踏まえ、代替フロンの段階的削減、低 GWP 化に向けた技術戦略が立案されている。機器の用途、規模別のターゲットが明確にされ、製品化、普及を通じたキガリ改正削減目標への道筋が明示されている。知財・標準化戦略も適切と判断される。
- 委託事業においては公共性に鑑み、公表や ISO 化等国内外の規格・標準化への取組、データベースへの登録が行われている一方、助成事業では各事業者の戦略に沿った管理が行われ、競争的雰囲気の中、実施されている。それらの動向が、国際規格 2 件、国際データベース 1 件のロードマップに明確に表現されている。
- 研究開発実施期間中に発効した、改正オゾン層保護法及びフロン排出抑制法に対応し、適切にアウトカム達成までの道筋の見直しを行った。
- 今回の研究開発の結果、ASHRAE や ISO、IEC 等の国際規格・標準へ多くの成果が登録されたことは高く評価できる。
- 海外の冷媒動向も見据えながら、社会的影響等を考慮されていた。
- 事業者間の知的財産の取扱いについて適切であった。標準化戦略についても適切に取り組んでいた。
- 「パリ協定」や「モントリオール議定書キガリ改正」における削減目標達成をアウトカム目標に据えて目標達成までの道筋が明確に示されている。
- 委託事業および助成事業において「オープン・クローズ戦略」を適切に使い分けている。委託事業者を中心としたワーキンググループを設定して、成果の国際発信（国際標準化・国際規格化へ向けた取組）を推進しようとしている。国際規格（IEC60335-2-40，IEC60335-2-89）や国際データベース（REFPROP）毎に具体的なロードマップを作成し、推進しようとしている。
- 気候変動枠組条約 COP やモントリオール議定書キガリ改正に対応した取組みである。将来像も必要な取組みが整理されている。官民の役割分担は明確である。目標達成の見込みもついている。
- 知的財産管理は帰属を明確にしている。産官学で連携が取れた活動であり、国際規格・国際標準・国際データベース作成の取組みも充分である。国際標準等はロードマップにより、プロジェクトを推進している。
- 国内だけでなく、国際的な貢献を念頭に、混合度で無数の組み合わせが可能な冷媒についても基本特性を評価、定式化、データベース化したことは、将来的に利用可能な冷媒の絞り込みに向けた基礎情報整備として有効。また、研究課題①②での情報を助成事業の課題③に受け渡す形での実施は効果的。
- オープン・クローズ戦略における領域の設定は適切と考えられる。冷媒の基本特製や安全基準などの基盤情報の開示は適切であり、企業の製品開発を支援し、上市後の普及を後押しする公開情報として有用。

・ モントリオール議定書キガリ改正で設定された HFC の削減目標を達成するために必要なアウトカム目標が提示されている。直近の目標である国際データベース登録および国内・国際標準化に向けたプロジェクト目標が具体的に示されている。製品化・国内普及の促進に向けた研究開発が積極的に進められている。環境省の導入支援事業とは異なり、業務用空調および家庭用空調の代替冷媒に着目しており、冷凍空調分野が抱える課題解決に向けた役割分担ができている。
・ 委託事業と助成事業で知的財産・標準化戦略を明確に区別できている。標準化戦略として実施した調査事業の中で設立された産官学のワーキンググループにおいて、標準化に向けた情報共有・意見交換が積極的に行われた。国際規格、国際データベースの制定に向けて、プロジェクト期間中のロードマップを明らかにし、その中での役割分担も示されている。

＜問題点・改善点・今後への提言＞
・ 現在までの周囲環境への対応は十分である一方、PFAS 規制等、今後の国際動向については注視が必要であり、場合によって国や NEDO の主導による対応が必要になる可能性がある。
・ 基礎事業を担った主に大学の研究者の貢献が可視化されるよう、論文化、および広報による成果のアピールが継続されることが望まれる。
・ 本事業で開発した GWP10 以下の新たな冷媒候補では、欧州の PFAS 規制で将来的に使用の制限が想定されている R1234yf が成分として用いられている。今後の国際動向を注視し、将来的にも使用の継続が可能となるような、国際的な働きかけも行っていってもらいたい。
・ 今回の研究開発で新たに開発されたいくつかの新規冷媒を実際に用いた機器開発も、企業間でうまく情報を共有しながら、今年度から始まった新規助成事業の枠組みの中で行っていってもらいたい。
・ 特に欧州から発信されている PFAS 規制は日本だけでなく他の国へも少なからず影響すると思われる。今後数年間の各国での動向に注力して頂き、産官学で連携強化し産業界の発展に寄与して頂きたい。
・ 外部環境の変化及び当該研究開発により見込まれる社会的影響等に関しては、日々刻々と変化することを前提として、継続的な検討が必要である。
・ 市場展開が見込まれる国での権利化を考えると、外国出願が少ない印象である。ノウハウ秘匿に寄り過ぎていないかという視点での継続的な検討が必要である。
・ PFAS 規制、EU の HFO の段階的廃止の検討などの新たな動きについて、将来的に日本企業の戦略にも関わる重要な環境変化であるが、今後の課題として残された。
・ 官が担う役割をより具体的に発信することを希望する。

１．２　目標及び達成状況

＜肯定的意見＞

・ 国際データベース登録、国内・国際標準化、製品化、国内普及を通じ、キガリ改正における削減目標値および達成時期を睨みながら、本事業におけるアウトプットと、次期の現行プロジェクトへの接続が適切に設定されている。
・ ①基本特性評価、②安全性・リスク評価、③冷媒・機器開発のいずれにおいても、2023 年 3 月時点における最終目標の設定が適切になされ、明確な成果があり、根拠と共に目標達成が確認されている。また研究開発成果の副次的成果も顕著であり、特許や論文発表の状況も極めて良好である。
・ REFPROP10.1 に、本研究開発の中から、冷媒特性データ、並びに低 GWP (<150) の新規冷媒を複数搭載予定であることは高く評価できる。また、ISO、IEC にも多くの成果が登録された事も評価できる。
・ 今回の助成事業において、低 GWP 冷媒（GWP<10, GWP<150）や CO_2 を冷媒に用いた大型クーリングユニット、コンデンシングユニット、大出力冷凍機システムが各社によって開発のめどが立ったことは、高く評価できる。
・ 次世代冷媒の基本特性評価、安全性リスク評価について国際規格化･標準化へ貢献している。
・ 委託事業の副次効果として、次世代冷媒特性データ･リスク評価等の国際標準化は、医療分野･ナノテク分野への貢献も将来的に見込める。
・ アウトカム目標の設定および根拠が明確である。アウトプットとアウトカムのイメージが明確である。「実用化」と「事業化」の考え方が明確である。アウトカム目標の達成見込み、課題および道筋が明確である。「波及効果」および「費用対効果」が明確である。
・ 前身事業に対する FS 的俯瞰評価委員会で提示された意見およびその対応状況が示されている。アウトプットのイメージが明確である。アウトプット目標の設定および根拠が明確である。アウトプット目標の達成状況が委託事業および助成事業別にそれぞれ明確に示されている。副次的効果も明確に示されている。「特許出願および論文発表」に加えて、国際会議等における研究開発成果の発信実績が詳細に示されている。
・ 気候変動枠組条約 COP やモントリオール議定書キガリ改正に対応した取組みである。
・ 課題を明確にして目標達成を見込んでいる。
・ アウトカム目標の根拠と達成時期も示されている。
・ 最終目標は必要に応じて、試験方法を開発する等適切に見直し、達成している。他分野への貢献で副次的効果が見られる。レポートの公開、非公開は適切に対応し論文発表、特許出願も多数実施している。

・ 混合率によって多くの組み合わせが考えられる代替冷媒について、様々な研究機関が分担して積極的に公表する方針のもと、産学官による WG を通じて連携した。国際規格化や国際データベースへの登録をアウトカム目標として各チームが基本特性の評価と安全基準の策定・着火試験等を実施するにあたり、対象媒体（規格、標準、データベース等）毎にロードマップを作成した上でプロジェクトを推進した。課題③の助成事業における企業の製品化に向けた研究開発へのインプットとしても課題①②の検討が活用された。
・ 何れの研究課題においても、最終目標を達成している。課題③の製品化に向けてはいくつかの具体的な課題や原因の所在が明確になっており、今後の上市に向け、更なる検討が望まれる。
・ 中間評価結果を受けて、委託事業の研究開発項目の見直しが適切に行われている。研究開発項目①と②では、国際規格および国際標準への登録を具体的なアウトカムに設定し、その達成のための見込みが示された。研究開発項目③では、開発した技術の社会的利用への道筋が示された。
・ 委託事業、助成事業ともに最終目標を達成し、副次的成果も数多く得られている。成果として多くの研究発表・講演、特許出願が行われた。中間評価結果を受けて、毎年度の成果をプログレスレポートによって国内外に研究成果の発信を行ったことは高く評価できる。

＜問題点・改善点・今後への提言＞
・ 2036年にキガリ改正で想定されているHFC生産消費量85%削減に向け、GWP<10の新規候補冷媒が使えて、なおかつ従来機器と比べてもCOPや生産コストの面でさほど劣らない機器開発を、今後は着実に行っていってもらいたい。
・ 今後は、世界と比べてガラパゴス的に異例となっている、日本の安全基準の国際標準化へ向けた取り組みも、本研究開発の発展の中で行っていってもらいたい。
・ 「波及効果」に関しては、製品別市場に対するシェア（比率）で示す必要がある。
・ キガリ改正やPFAS規制、EUのHFOの段階的廃止の検討など、新たな動きがある中、必ずしも本事業実施期間中の対応ができない部分もあるとは思うが、検討対象としている混合成分R1234yfのPFAS規制、HFOの段階的廃止のような動きは将来的に日本企業の戦略にも関わる重要な環境変化である。将来に向けて、一定の評価や今後の修正方法などを終了前に検討し、残る課題は今後の検討課題として明記する必要があるのではないか。
・ 今後は外部環境が短期間で大きく変化しようとしており、その動向に柔軟に適用した目標設定がさらに求められる。
・ 研究開発成果を国際ジャーナル論文としてさらに発表することができる体制、支援制度を検討して頂きたい。

１．３　マネジメント

＜肯定的意見＞

・ PL のリーダシップの下、大学と国研による委託事業、実施企業による助成事業との間に、NEDO 調査委員会が適切に配置され、基礎研究と技術開発が全体の成果の方向性を明確にした状態で進捗した。
・ 基礎熱物性にはじまり、基本サイクル性能や安全性評価を経て、性能解析やシミュレータが開発、活用された。燃焼性や不均化反応、着火源リスク、実規模ハザード評価等がなされ、冷媒や機器開発が行われた。研究進捗管理、事業者ヒアリング、技術検討委員会等の運営管理が適切に実施された。
・ 今回の研究開発においては、基礎となる冷媒の基本特性に関するデータはプロジェクト内で共有しつつ、個々のメーカーのノウハウ秘匿のための機器開発や、その内容発表に関しては、対象者を厳密に制限するなど、プロジェクトのマネジメント体制は適切なものであった。
・ 本研究開発のプロジェクトマネージャーやプロジェクトリーダーは、研究開発計画全体を俯瞰し、目標達成に必要な要素技術の開発を着実に後押ししていた。
・ 各事業の体制について、実施者間の連携が 5 年間の中で機能していたことが成果に出ていた。
・ アウトプット目標に向けて、産学官で協調され着実に成果が出来てきており、次世代に向けた研究開発を継続されることを期待したい。
・ 本事業を NEDO が実施する意義が明確に示されている。実施者間での連携を含めた実施体制が明確である。個別事業の採択プロセスが明確である。
・ 目標達成に必要な要素技術が明確である。研究開発のスケジュールが明確である。幾重にもわたる進捗管理が実施され、必要に応じて開発促進財源が投入されている。
・ 実施者間で連携を取り、得意分野を有効に活かしている。指揮系統も明確で調査事業として（公社）日本冷凍空調学会が参画し、WG を通じて（一社）日本冷凍空調工業会とも連携している。個別事業の採択も明確で適切に行われた。公開できるものは国際規格、日冷工規格にて情報提供し、公平性を保った。
・ アウトプット目標達成に必要な開発は網羅されていると思う。また、要素技術間で連携は取れている。進捗もロードマップ等で整理し、適切に対応している。
・ 各課題の実施者はそれぞれの能力を充分に発揮した。また、実施過程の気付きで実施方法や体制を修正するなどの工夫が見られた。課題①②と課題③を実施する産業との橋渡しとなる学会の関与で、実施者間の連携が強化される工夫がされた。
・ アウトプット目標達成に向けて必要な要素技術の開発はおおむね網羅された。
・ プロジェクトリーダーおよびサブプロジェクトリーダーの下で 3 つの研究開発項目（委託事業と助成事業）と調査事業が実施された。多くの実施者から構成される大きなプロジェクトで、特筆すべき成果を挙げることができたのは、実施体制の妥当性を裏付けるものである。調査事業を通して業界団体との意見交換を進めたことで実用化・事業化への道筋を明確に示すことができたと判断する。

・ 3 つの研究項目において、アウトプット目標を達成するための要素技術は網羅されており、そのスケジュールが綿密に計画されたことは高く評価できる。月例報告、PL ヒアリング、技術検討委員会などが定期的に実施され、また、中間評価結果を受けた対応が適切かつ精力的に行われたことは高く評価できる。調査事業において国内外の動向・情勢変化に対する情報収集を継続的に行ったことは高く評価できる。

＜問題点・改善点・今後への提言＞

・ 一般論として、事業における進捗管理は、適切な DX を進めるなどして、実施者の負荷低減も図りつつ、徐々にプロセスが改良されていくことが期待される。
・ 今年度から始まった次期研究開発プロジェクトでは、国際的データベースにすでに登録された新規冷媒を用いた機器開発も、研究開発事業の助成事業として行っていってもらいたい。
・ 本研究開発計画の中で、他の実施者による最新の研究成果が、必ずしも他の開発実施者に共有されていないケースも見受けられ、今後の課題としてより効率的な研究開発マネジメントが望まれる。
・ 実施者の協力先を含めた持続可能な体制作りまで検討しておく必要がある。
・ 産官学の連携を事業当初から意識した運営が成功した例と言える。今後の事業でも本事業のような研究課題に横断的な連携の工夫を意識することは、効率的な研究開発に寄与する有効なアプローチである。
・ 実用化・事業化に向けて、実施者およびユーザー間での連携や意見交換が積極的に行える機会をさらに設けていくことが重要と考える。
・ 要素技術開発間の連携成果がさらに情報発信されることを希望する。冷媒を取り巻く国外動向が大きく変化しようとしている状況下で、積極的な情報収集・議論をさらに行える場を設けるべきと考える。

２．評点結果

評価項目・評価結果		各委員の評価							評点
1. 意義・アウトカム（社会実装）達成までの道筋									
	(1)アウトカム達成までの道筋	A	B	A	A	A	A	B	2.7
	(2)知的財産・標準化戦略	A	A	A	A	A	A	A	3.0
2. 目標及び達成状況									
	(1)アウトカム目標及び達成見込み	A	A	A	A	A	B	A	2.9
	(2)アウトプット目標及び達成状況	A	A	A	A	A	A	A	3.0
3. マネジメント									
	(1)実施体制	A	A	A	A	A	A	A	3.0
	(2)研究開発計画	A	B	A	A	A	A	A	2.9

≪判定基準≫
A：評価基準に適合し、非常に優れている。 B：評価基準に適合しているが、より望ましくするための改善点もある。 C：評価基準に一部適合しておらず、改善が必要である。 D：評価基準に適合しておらず、抜本的な改善が必要である。

（注）評点は A=3、B=2、C=1、D=0 として事務局が数値に換算・平均して算出。

第２章　評価対象事業に係る資料

１．事業原簿

次ページより、当該事業の事業原簿を示す。

資料 7－1

「省エネ化・低温室効果を達成できる次世代冷媒・冷凍空調技術及び評価手法の開発」

事業原簿

【公開版】

担当部	国立研究開発法人 新エネルギー・産業技術総合開発機構 環境部

― 目 次 ―

概　要 概要-1

プロジェクト用語集 プロジェクト用語集-1

1 意義・アウトカム（社会実装）達成までの道筋 1-1

1.1 事業の位置づけ・意義 1-1

1.1.1 背景 1-1

1.1.2 政策・施策における位置づけ 1-4

1.1.3 技術戦略上の位置づけ 1-9

1.1.4 国内外の動向と比較 1-11

1.1.5 他事業との関係 1-12

1.2 アウトカム達成までの道筋 1-13

1.3 知的財産・標準化戦略 1-14

1.3.1 知的財産・標準化戦略 1-14

1.3.2 知的財産管理 1-15

2 目標及び達成状況 2-1

2.1 アウトカム目標及び達成見込み 2-1

2.1.1 アウトカム目標の設定及び根拠 2-1

2.1.2 本事業における「実用化・事業化」の考え方 2-1

2.1.3 アウトカム目標「実用化・事業化」の達成見込み 2-1

2.1.4 波及効果 2-5

2.1.5 費用対効果 2-5

2.2 アウトプット目標及び達成状況 2-6

2.2.1 アウトプット目標の設定及び根拠（前身事業等） 2-6

2.2.2 アウトプット（研究開発成果）のイメージ 2-7

2.2.3 アウトプット（終了時）目標の設定及び根拠 2-8

2.2.4 アウトプット目標の達成状況 2-11

2.2.5 研究開発成果の意義（副次的効果） 2-13

2.2.6 特許出願及び論文発表 2-14

3 マネジメント 3-1

3.1 実施体制 3-1

3.1.1 ＮＥＤＯが実施する意義 3-1

3.1.2 実施体制（実施者間での連携） 3-1

3.1.3 個別事業の採択プロセス 3-3

3.2 受益者負担の考え方 3-3

3.3 研究開発計画 3-4

3.3.1 アウトプット（研究開発成果）のイメージ 3-4

3.3.2 目標達成に必要な要素技術 3-4

3.3.3 研究開発のスケジュール 3-5

3.3.4　進捗管理 3-6
3.3.5　進捗管理・中間評価への対応 3-7
3.3.6　進捗管理・動向・情勢変化への対応 3-8
3.3.7　進捗管理・開発促進財源投入実績 3-10

4　目標及び達成状況の詳細 4.1-1

4.1　研究開発項目①　次世代冷媒の基本特性に関するデータ取得及び評価 4.1-1
4.1.1　実施者名、実施体制 4.1-1
4.1.2　期間、予算 4.1-2
4.1.3　研究開発の目標・内容及び成果 4.1.3.1-1
4.1.3.1　中小型規模の冷凍空調機器に使用する次世代冷媒の熱物性、伝熱特性および基本サイクル性能特性の評価研究（国立大学法人九州大学） 4.1.3.1-1
4.1.3.2　低ＧＷＰ低燃焼性混合冷媒の安全性評価（国立研究開発法人産業総合技術研究所） 4.1.3.2-1
4.1.3.3　低ＧＷＰ冷媒を採用した次世代冷凍空調技術の実用化評価に関する研究開発（学校法人早稲田大学） 4.1.3.3-1

4.2　研究開発項目②　次世代冷媒の安全性・リスク評価手法の開発 4.2-1
4.2.1　実施者名、実施体制 4.2-1
4.2.2　期間、予算 4.2-4
4.2.3　研究開発の目標・内容及び成果 4.2.3.1-1
4.2.3.1　次世代冷媒の安全性・リスク評価手法の開発（国立大学法人東京大学） 4.2.3.1-1
4.2.3.2　次世代冷媒の安全性・リスク評価手法の開発（公立大学法人公立諏訪東京理科大学） 4.2.3.2-1
4.2.3.3　次世代冷媒の安全性・リスク評価手法の開発（国立研究開発法人産業総合技術研究所） 4.2.3.3-1
4.2.3.4　次世代冷媒の安全性・リスク評価手法の開発（国立大学法人東京大学・公立大学法人公立諏訪東京理科大学・国立研究開発法人産業総合技術研究所）（研究開発項目②共通部分） 4.2.3.4-1

4.3　研究開発項目③　次世代冷媒及び次世代冷媒適用技術の開発 4.3-1
4.3.1　実施者名、実施体制 4.3-1
4.3.2　期間、予算 4.3-1
4.3.3　研究開発の目標・内容及び成果 4.3.3.1-1
4.3.3.1　自然冷媒および超低 GWP 冷媒を適用した大形クーリングユニットの研究（三菱電機株式会社） 4.3.3.1-1
4.3.3.2　コンデンシングユニットの次世代低 GWP 冷媒対応化技術の開発（東芝キヤリア株式会社） 4.3.3.2-1
4.3.3.3　低温機器における CO2 冷媒を使用した省エネ冷凍機システム開発及びその実店舗評価（パナソニック株式会社） 4.3.3.3-1
4.3.3.4　GWP10 以下の直膨型空調機用　微燃性冷媒の開発（ダイキン工業株式会社） 4.3.3.4-1

（添付資料）

・プロジェクト基本計画

・技術戦略マップ（分野別技術ロードマップ）

・プロジェクト開始時関連資料（事前評価結果、パブリックコメント募集の結果）

・特許論文等リスト

概　要

	最終更新日	2023 年 12 月 8 日	
プロジェクト名	省エネ化・低温室効果を達成できる次世代冷媒・冷凍空調技術及び評価手法の開発	プロジェクト番号	Ｐ１８００５
担当推進部/ ＰＭｇｒまたは担当者 及び METI 担当課	環境部　ＰＭｇｒ　阿部　正道（2018 年 4 月～2021 年 3 月） 環境部　ＰＭｇｒ　佐野 亨（2021 年 4 月～2022 年 3 月） 環境部　ＰＭｇｒ　森 智和（2022 年 4 月～2023 年 3 月） METI 担当課：製造産業局化学物質管理課オゾン層保護等推進室		
Ｏ．事業の概要	近年、HFC 冷媒等の段階的削減義務を定めたモントリオール議定書の改正をうけ、次世代の低温室効果冷媒（次世代冷媒）及び次世代冷媒適用冷凍空調機器の開発が急務となっている。 しかし、いずれの次世代冷媒候補も、HFC 冷媒適用時と同等の機器性能を維持するための技術的ハードルが高く、さらに安全性に課題（燃焼性、化学的不安定性等）があることから、これまで実用化されていない。　本プロジェクトでは次世代冷媒の実用化に必要となる、安全性・リスク評価手法の確立に関する技術開発を実施する。 さらに、次世代冷媒の適用が一部ではなされているものの普及に至っていない領域に対し、迅速な普及を後押しする技術開発を行う。		
１．意義・アウトカム（社会実装）達成までの道筋			
1.1　本事業の位置付け・意義	現在、冷凍空調機器の冷媒をはじめ様々な用途で使用されている代替フロン（HFC）は、温室効果が大きく、パリ協定において排出削減対象ガスに指定され、排出削減対策が求められている。また、従来はオゾン層保護を目的とするモントリオール議定書の対象外であったが、2016 年 10 月の改正（キガリ改正）において、新たに生産及び消費量の段階的削減義務が追加された。本改正で先進国は、HFC 生産・消費量を 2011-2013 年の生産・消費量の平均数量等に基づく基準値から最終的には 2036 年までに 85%を段階的に削減する目標が定められている。 一方、地球温暖化への影響が極めて少ない冷媒（次世代冷媒）の多くは、従来の HFC 冷媒適用冷凍空調機器と同等の機器性能を維持、あるいはそれ以上の性能とするための技術的ハードルが高く、さらに安全性においても課題（燃焼性、化学的不安定性等）があるため、世界的に冷凍空調機器分野では実用化に至っていない。		
1.2　アウトカム達成までの道筋	モントリオール議定書の改正の結果、先進国が求められる HFC の削減目標（2036 年までに HFC の生産及び消費量を段階的に基準年比で 85%削減する）達成のため、次世代冷媒の基本特性を把握し、同時に次世代冷媒の持つ課題に対する安全性・リスク評価方法を確立し、国内安全基準の策定や国際規格化・標準化策定に取り組むことで、省エネルギーかつ低温室効果を実現する次世代冷媒適用冷凍空調機器等の開発を支援する。このためのアウトプット目標として、冷凍空調機器性能と省エネ性を両立しうる次世代冷媒候補について、2022 年度までに基本特性を把握するとともに安全性・リスク評価手法を確立し、次世代冷媒使用にあたっての実用的な安全基準（業界規格等）の策定に資するデータや評価結果を提供する。また、次世代冷媒の基本物性データ及び安全性・リスク評価手法等について、業界団体等を通して、国際規格・国際標準への提案、および国際データベース等への登録申請を行う。 一方で、次世代冷媒（グリーン冷媒）が適用されているものの普及に至っていない領域に対しても普及を妨げる技術課題に対しての技術開発を進め、率の向上・適用範囲の拡大を通して普及を促進していくことが必要不可欠であることから、2019 年度より、次世代冷媒及び次世代冷媒適用技術の開発を実施する。次世代冷媒及び次世代冷媒適用技術の開発において、現状市販フロン品と同等以上の性能(COP、APF 等)を実現する技術について、製品化・国内普及の促進に繋げるため民間企業の研究開発を支援する。このため個別テーマごとにアウトプット目標を定め、これを達成する。		
1.3　知的財産・標準化戦略	１）委託事業については、主として公共的な知的基盤の整備を目的とするため、原則として成果は積極的に公表し、国際規格化・国際標準化や国際データベース等への登録を行う。（ただし、知的財産取得を妨げるものではない。） ２）助成事業については、各事業者の企業戦略（積極的な出願、ノウハウ秘匿のための出願抑制等）に沿った知的財産管理を推奨する。 ３）調査事業「次世代冷媒に係る安全性・リスク評価に関する検討」において、次世代冷媒に係る規制・規格等の動向調査の他、委託事業の事業者を中心とした産学官のワーキンググループを設定し、次世代冷媒及びその適用機器の使用時における安全性・リスクに係る課題の抽出及びその対応方法の検討を進める。これにより、国際規格化・国際標準化に向けた提案内容を精査し、効率的かつ効果的な国際規格化・国際標準化に向けた活動を推進する。 ４）これらの活動を効率的・効果的に進めるため、対象となる国際規格、国際標準、国際データベース毎に具体的なロードマップを作成し、これに基づいてプロジェクトを推進する。		

２．目標及び達成状況

2.1　アウトカム目標及び達成見込み

アウトカム目標

1) 次世代冷媒の基本特性データや安全性評価手法等について、国際規格化・標準化（ISO／IEC）及び国際データベース等への登録を行う。
2) 年間消費電力が現行機器より 10%省エネを達成する次世代冷媒適用機種を、2026 年を目途に製品化し、2029 年までに国内普及する。
3) 次世代冷媒適用冷凍空調機器が製品化・普及することで、パリ協定における日本のＨＦＣ排出削減目標及びモントリオール議定書キガリ改正における日本をはじめとする先進国・途上国での HFC 生産・消費量の削減目標に貢献する。

達成見込み
研究開発項目①　次世代冷媒の基本特性に関するデータ取得及び評価
■ 冷媒物性・状態方程式について、国際規格への情報提供 ■ 燃焼特性について、高圧ガス保安法令に反映 ■ 熱交伝熱特性について、伝熱データベースの公開 ■ 機器の性能評価手法について、国際規格の改定に向けて活動 ■ 実用機レベルのシミュレーターについて、業界標準ツールとして活用
研究開発項目②　次世代冷媒の安全性・リスク評価手法の開発
■ 漏洩、着火源、実規模危害等、強燃性冷媒の安全性について、国際規格化、安全等級の改定作業に情報提供 ■ HFO 冷媒の自己分解反応の安全性評価に関する国際規格化に向け提案
研究開発項目③　次世代冷媒及び次世代冷媒適用技術の開発
■ 【機器開発】従来比同等性能で安価かつ省エネ性に優れた機器開発の技術を確立 ■ 【冷媒開発】GWP10 以下の冷媒（R474A）を開発し、国際規格に登録

2.2 アウトプット目標及び達成状況

アウトプット目標

1) 次世代冷媒の基本特性データ取得・評価を実施し、安全性・リスク評価手法を確立する。
2) 次世代冷媒使用にあたっての実用的な安全基準（業界規格等）策定に資するデータや評価結果を提供する。
3) 次世代冷媒の基本特性データや安全性評価手法等について、国際規格・標準（ISO／IEC）等への提案を1件以上、及び国際データベース等への登録申請を1件以上行う。
4) 次世代冷媒及び次世代冷媒適用技術の開発において、現状市販フロン品と同等以上の性能を実現する技術について、個別テーマごとに目標を定め、これを達成する。

最終目標	成果	達成度
研究開発項目①　次世代冷媒の基本特性に関するデータ取得及び評価		
■ 次世代冷媒の特性及び燃焼特性を解明する。 ■ 次世代冷媒を用いた機器の性能について、広範囲で高精度に予測できる手法を確立する。	■ 冷媒特性に関する合計127件の測定、モデル構築、評価を行った。 ■ 3つの混合系冷媒について、燃焼性の観点からの最適な混合組成を明確化、4種の冷媒について実用上の燃焼特性を明確化した。 ■ 冷凍サイクルを構成する各種デバイスの数理モデル・数値解析手法を確立し、これらを統合した実用的なシミュレーター、性能評価装置を開発した。	○
研究開発項目②　次世代冷媒の安全性・リスク評価手法の開発		
■ 強燃性冷媒漏洩時の濃度拡散、着火源熱源、燃焼の危害度を評価する。 ■ HFO系次世代冷媒の自己分解反応の抑制方法を開発する。 ■ エアコンの性能を適正に評価できる試験法（負荷試験法）を開発する。	■ 燃焼性冷媒漏洩時のリスク評価として、可燃域形成に係る機器の設置・運転条件の影響を明確化するとともに、着火源の評価、および着火時の影響評価に関するデータを取得した。 ■ 燃焼性冷媒の燃焼抑制対策、HFO系冷媒の自己分解反応抑止方法について、添加剤や機器の構造改善による手法を開発した。 ■ 空調機の新しい性能評価手法として、負荷試験法の妥当性を検証できた。	○
研究開発項目③　次世代冷媒及び次世代冷媒適用技術の開発		
■ 現状市販フロン品と同等以上の性能(COP等)を実現する技術（冷媒開発、機器開発）に関して、各事業者毎に目標を定め、これを達成する。	■ 大形クーリングユニットにおける二元サイクル検討および最適冷媒を選定し、実証試験を完了した。 ■ コンデンシングユニットに適用するR454Cなどの3種類の冷媒を選定し、実証試験により省エネ性を確認した。 ■ CO2冷凍機の連結や高外気温度対応、未利用熱利用などの技術を開発し、実証試験により性能改善を確認した。 ■ 冷媒評価と機器性能評価を実施し、GWP10以下の新たな混合冷媒を開発した。	○

３．マネジメント

3.1　実施体制	経産省 担当原課	製造産業局化学物質管理課オゾン層保護等推進室
	プロジェクト リーダー	PL:　独立行政法人大学改革支援・学位授与機構研究開発部 特任教授　飛原　英治 SPL: 早稲田大学総合研究機構熱エネルギー交換工学・数学融合研究所 所長　齋藤　潔
	プロジェクト マネージャー	環境部　阿部　正道（2018 年 4 月～2021 年 3 月） 環境部　佐野 亨（2021 年 4 月～2022 年 3 月） 環境部　森 智和（2022 年 4 月～2023 年 3 月）
	委託先	研究開発項目① 次世代冷媒の基本特性に関するデータ取得及び評価 【委託先】　九州大学、早稲田大学、（国研）産業総合技術研究所 【再委託先】 東京海洋大学、九州産業大学、佐賀大学、富山県立大学、 （国研）産業総合技術研究所、日本大学、長崎大学 研究開発項目② 次世代冷媒の安全性・リスク評価手法の開発 【委託先】　東京大学、公立諏訪東京理科大学、 （国研）産業総合技術研究所 【再委託先】 静岡大学、広島大学（2020 年度より）、 福井大学（2021 年度より） 研究開発項目③ 次世代冷媒及び次世代冷媒適用技術の開発（2019 年度より） 【助成先】　三菱電機(株)、東芝キヤリア(株)、パナソニック(株)、 ダイキン工業(株) 【再委託先】（国研）産業総合技術研究所

3.2　受益者負担の考え方

事業計画内容

事業費推移

(単位:百万円)

主な実施事項	2018fy	2019fy	2020fy	2021fy	2022fy	2023fy
①次世代冷媒の基本的特性に関するデータ取得及び評価	➡	➡	➡	➡	➡	終了時評価
②次世代冷媒の安全性・リスク評価手法の開発	➡	➡	➡	➡	➡	
③次世代冷媒及び次世代冷媒適用技術の開発		➡	➡	➡	➡	

会計・勘定	2018fy	2019fy	2020fy	2021fy	2022fy	総額
一般会計						
特別会計 （需給）	250	653	700	650	549	2,802
開発成果促進 財源						
（委託）	100%	85%	73%	77%	77%	―
（助成） ：助成率 1/2	―	15%	27%	23%	23%	―

3.3　研究開発計画

情勢変化への対応	■ 調査委託（日本冷凍空調学会）を実施し、国内外の動向・情勢変化を随時把握するとともに各研究開発に対応した産官学の参加する WG を設置。情報共有および研究進捗・方向性の確認と対応を図った。 ■ 2019 年のキガリ改正に対応し、製品開発促進のため 2019 年度より助成事業を開始。

中間評価結果への対応		指摘	対応
		【1】 委託事業である物性評価・安全性評価においては、継続的な研究が重要であり、知見集積、人材育成、状況変化への対応は必要である一方、研究リソースは限られることから、今後の研究内容については優先順位を精査し、必要な研究はさらに加速化していっていただきたい。	【1】 事業者ヒアリング及び技術検討委員会において事業進捗を確認し、プロジェクトリーダー、技術検討委員等の意見を踏まえ、研究対象冷媒の追加や、より実用に即した研究内容を追加する等、アウトカム（実用化・規格化）達成の早期化に資するテーマに対してリソースの選択と集中を行なうマネジメントを実施した。
		【2】 キガリ改正に対する課題解決のための冷媒候補としては、不均化反応や燃焼性、毒性の問題で解決しなければならない課題が残っており、本研究開発の後半 2 年間で着実に開発していくことを期待したい。	【2】 実施事業者との密なコミュニケーションに基づき、成果を最大化するための着実なマネジメントを引き続き実施し、自己分解反応を有する国産冷媒の登録や、抑止方法の開発を達成するとともに、この冷媒の早期普及を目指して本研究独自の成果報告書、およびニュースリリース等での公開を行なった。
		【3】 安全性・リスク評価の研究成果は重要であり、当該研究成果を踏まえて、産学間の関係強化をより一層進め、合理的なリスクマネジメント対策についても検討して頂くのが望ましく、安全性検討に際しては、実態に即した合理的な評価結果を一般にも解りやすい形で情報提供をして頂きたい	【3】 実態に即した合理的な安全性・リスク評価と、それを踏まえたリスクマネジメント対策の検討に資するべく、本プロジェクトの参画研究機関と業界団体等との産学間での連携を推進し、その連携のもとで得られた成果を一般へ効果的に発信することを目的とした調査事業を実施し毎年レポートとしてまとめて公表した。
		【4】 実運転性能評価装置を用いた次世代空調機器の様々な性能評価を推進し、次世代冷媒の安全性を担保した上で、安全性・リスク評価の成果に基づいて、複数件の国際規格への提案をすることで、国際規格化・標準化に貢献していっていただきたい。	【4】 業界団体等との連携を強力に進めることで、国際標準化・国際規格化等への提案に資するよう研究成果を最大化するマネジメントを実施し、冷媒物性（ISO17584, REFPROP10）、エアコン安全基準（IEC60335-2-40）、冷凍装置の安全基準（IEC60335-2-89）等の規格化・標準化に登録・貢献した。
評価に関する事項		事前評価	2017 年度実施　　担当部　環境部
		中間評価	2020 年度　中間評価実施
		終了時評価	2023 年度　終了時評価実施（予定）
別添			
投稿論文		「査読付き」65 件、「その他」1 件 特記事項：2023 年 8 月現在。2023 年度 11 件（予定分を含む）を含む。	
特　　許		「出願済」62 件（うち「登録」11 件、国際出願 31 件） 特記事項：2023 年 8 月現在。2023 年度 1 件（国際出願）を含む。	
その他の外部発表（プレス発表等）		「外部講演」238 件 「受賞実績」14 件 「新聞・雑誌等への掲載」11 件 「展示会への出展」4 件	
基本計画に関する事項		作成時期	2018 年 2 月　作成
		変更履歴	2019 年 1 月　改訂（研究開発項目の追加）

プロジェクト用語集

APF	Annual Performance Factor（通年エネルギー消費効率）：1 年を通して、ある一定条件のもとにエアコンを使用した時の消費電力 1kWh あたりの冷房・暖房能力を表したもの。
ASHRAE	American Society of Heating、 Refrigerating and Air-Conditioning Engineers（アメリカ暖房冷凍空調学会）：暖房、換気、空調、冷凍など（空気調和、HVAC&R）に関わるあらゆる個人や団体のための国際的学会。冷媒の安全性に係る規格（毒性、燃焼性など）も作成している。ASHRAE34 は冷媒に関する規格。
CFC(CFCs)	CFC（クロロフルオロカーボン）：フロンの一種。冷媒、発泡剤、洗浄剤等として使用される。オゾン層破壊物質であり、モントリオール議定書の規制対象物質。また、強力な温室効果ガスでもある。先進国では 1995 年末に生産・消費が全廃されており、開発途上国でも 2009 年末に生産・消費が全廃された。
COP	Coefficient Of Performance（成績係数（動作係数））：冷暖房器具のエネルギー消費効率をチェックするための係数のこと。消費電力 1kW に対しての機器の冷却能力、暖房（加熱）能力を示す。
COP3(4,・・・)	Conference of the Parties（締約国会議）：気候変動枠組条約に基づき、温室効果ガスの排出量を削減するために開催されている会議。1997 年 12 月に京都で開催されたものが COP3(第 3 回)であり、COP3 で採択された京都議定書では、地球温暖化問題に対して 21 世紀以降、人類が中長期的にどのように取り組んでいくのかという道筋の第一歩が定められ、この仕組みを京都メカニズムと呼んでいる。
F ガス規制	欧州では、京都議定書中の HFC（ハイドロフルオロカーボン）、PFC（パーフルオロカーボン）、SF6（六フッ化硫黄）を F ガスと呼んでいる。F ガス規制はこれらのガスを規制するもので、欧州において 2006 年 6 月に公布、7 月 4 日から施行されている。
GHG	Green House Gas：温室効果ガスのこと。
GWP	Global Warming Potential（地球温暖化係数）：二酸化炭素、メタン、亜酸化窒素などの各種の温室効果ガス毎に定められる、温室効果の程度を示す値。二酸化炭素の GWP を1とする。別表参照。
HCFC(HCFCs)	HCFC（ハイドロクロロフルオロカーボン）：フロンの一種。オゾン層破壊物質であり、モントリオール議定書の規制対象物質。オゾン層破壊係数は CFC よりも小さい。また、強力な温室効果ガスでもある。先進国では 2020 年までに、また開発途上国でも 2030 年までに、生産・消費が全廃される予定。
HFC(HFCs)	HFC（ハイドロフルオロカーボン）：CFC や HCFC の代替物質として使用が増えている。オゾン層破壊効果はないものの強力な温室効果ガスであり、京都議定書において排出削減の対象となっている。
HFO(-1234yf,-1234ze(E)等)	HFO（ハイドロ・フルオロ・オレフィン）：フロンの一種。水とフッ素または二フッ化酸素が反応して生成する極めて不安定な化合物で、すぐにフッ化水素と酸素に分解する。オゾン層を破壊せず、GWP も1等と極めて低い。
IEC	International Electrotechnical Commission（国際電気標準会議）：電気工学、電子工学、および関連した技術を扱う国際的な標準化団体。その標準の一部は国際標準化機構(ISO)と共同で開発されている。IEC60335-2-40 はエアコンに関する基準。
ISO	International Organization for Standardization（国際標準化機構）：電気分野を除く工業分野の国際的な標準である国際規格を策定するための民間の非政府組織。ISO5149 は冷凍空調機器に関する基準、ISO817 は冷媒の安全等級等に関する基準。
LCCP	Life Cycle Climate Performance（製品寿命気候負荷）：生産から使用、廃棄段階におけるトータルの冷媒漏洩とエネルギー消費（燃費）の影響を加味した環境影響評価手法。
ODP	Ozon Depletion Potential（オゾン破壊係数）：オゾン層を破壊する力を定数値化した値。R11（CFC）を 1.0 として、同一質量の他の物質が放出されたときのオゾンへの影響（破壊すると考えられる能力）を相対値で示すもの。別表参照。
R～(ex.R410A)	フロンに付けられている物質番号（冷媒番号）。別表参照。
RAC	Room Air Conditioner：家庭用室内エアコンの略称。
REFPROP	アメリカ 国立標準技術研究所（NIST）が作成する、冷媒物性データベースの標準版として現在流通しているソフトウェア。
オゾン層	地球の大気中でオゾンの濃度が高い部分のこと。オゾンは、地上から約 10～50km ほどの成層圏に多く存在し、特に地上 20～25km の高さで最も密度が高くなる。太陽からの有害な紫外線の多くを吸収し、地上の生態系を保護する役割を果たしている。
オゾン層保護法	モントリオール議定書の国内担保措置として、国内における特定フロンの製造や輸入を規制している。キガリ改正を受けて、2018 年に本法を改正し、HFC についても国内における生産・消費を規制することとなった。
キガリ改正	キガリとは、ルワンダの首都キガリのことで、2016 年のモントリオール議定書第 28 回締約国会合（MOP28）開催地。その会合でモントリオール議定書改正が採択されたことに因んで、その改正は「キガリ改正」と呼ばれる。
京都議定書	1997 年に京都で開催された COP3 において採択された議定書。2005 年2月に発効した。二酸化炭素（CO_2）など6種類の温室効果ガスを先進国全体で削減することを義務づけるとともに、排出量取引などの京都メカニズムや森林吸収源の算定などを盛り込んでいる。

京都議定書目標達成計画	地球温暖化対策の推進に関する法律（地球温暖化対策推進法）に基づき、京都議定書発効の際、温室効果ガス6%削減約束を確実に達成するために必要な措置を定めるものとして作成された計画のこと。
高圧ガス保安法	高圧ガスによる災害を防止するため、高圧ガスの製造、貯蔵、販売、輸入、移動、消費、廃棄等を規制するとともに、民間事業者及び高圧ガス保安協会による高圧ガスに関する自主的な活動を促進し、公共の安全を確保することを目的とする法律。本法律の一般高圧ガス保安規則によれば、HFO-1234yfは可燃性ガスに分類される。
コンデンシングユニット	一般的には、圧縮機、凝縮器、受液器等をユニット化した冷媒再液化装置（蒸発器は含まれない）のこと。冷凍冷蔵設備としては半製品であり、ユーザーが別置型ショーケースやクーリングユニットと組み合わせることで、冷凍・冷蔵・産業空調等の幅広い用途に使用可能。
自然冷媒	人工的に化学合成されたものではなく、もともと自然界に存在し生成から消滅までの循環サイクルがすでに確立されている物質を冷媒として使用する場合、このような冷媒を自然冷媒と呼ぶ。アンモニア、プロパン、ブタンなどの炭化水素、炭酸ガス、空気、水、等がある。 別表参照。
次世代冷媒	地球温暖化への影響が極めて少ない冷媒
消炎距離	混合気中を火炎が伝播するとき、火炎が固体壁へ近づくと、壁に熱を奪われて、ある距離以下にまでは近づけず、そこで消炎が起こる。壁近傍の、この火炎伝播が阻害される領域の厚みのこと。通常、平板を向かい合わせにした配置での間隔で議論する。
ショーケース	スーパーマーケット、コンビニエンスストア等において冷凍・冷蔵が必要な商品の陳列に使用する冷凍冷蔵ショーケースのこと。「冷凍機別置型」と「冷凍機内蔵型」がある。
ターボ冷凍機（遠心冷凍機）	遠心式圧縮機を利用した冷凍機で、回転する羽根車で冷媒を外周部へ吐き出すことで圧縮を行う蒸気圧縮式冷凍機の一種。冷凍能力は 100 トン～10000 トンと範囲が広く、オフィスビル、地域冷暖房、病院等に適用されている。
代替フロン	特定フロンの代替として産業利用されている合成化合物のこと。HCFC 類や HFC 類等が該当し、オゾン層破壊効果はないが温室効果はある。
代替フロン等 4 ガス	代替フロンのうち、温室効果が高く、広く使用されている HFC、PFC（パーフルオロカーボン）、SF_6（六フッ化硫黄）、NF_3 のこと。 （代替フロン等 3 ガスは、HFC、PFC、SF_6 のこと）
直膨型空調機	利用する場所で冷媒を膨張させ熱を奪う「直接膨張方式」を用いた空調機のこと。
低 GWP 冷媒（低温室効果冷媒）	GWP が小さく、温室効果の少ない冷媒。HFO や自然冷媒（CO_2、アンモニア、炭化水素、水）など。
特定フロン	特にオゾン層破壊効果が大きい、CFC（クロロフルオロカーボン）等5種類のフロンおよび3種類のハロンのこと。
ドロップイン試験	冷凍空調機器において、システムには何の変更も加えずに冷媒だけを入れ替えて、性能等の変化を確認する試験。
燃焼限界	空気と可燃性ガスの混合気において、燃焼できる混合気に含まれる可燃性ガスの濃度の限界のこと。可燃性ガスの濃度の薄い方の燃焼限界を下限界、濃い方の燃焼限界を上限界という。
ノンフロン冷媒	オゾン層破壊の恐れが無く温室効果の低い冷媒の総称として使用。
パリ協定（COP21）	パリ協定は、1997 年に定まった「京都議定書」の後を継ぎ、国際社会全体で温暖化対策を進めていくための礎となる条約で、2015 年 12 月にフランス・パリで開催された COP21（国連気候変動枠組条約第 21 回締約国会議）で成立した。世界の平均気温上昇を産業革命前と比較して、2℃より充分低く抑え、1.5℃に抑える努力を追求することを目的としています.
微燃性冷媒	燃焼性の弱い冷媒のこと。我が国の高圧ガス保安法や冷凍保安規則には不燃と可燃の分類しかなく、燃焼性の弱い冷媒の取り扱いについての考慮が少ない。ASHRAE34 規格では 2L（燃焼熱量＜19MJ/kg、燃焼速度＜10cm/s）に位置付けられており、アンモニア、R32、R1234yf、R1234ze(E)等が含まれる。
フロン	炭化水素の水素を塩素やフッ素で置換した化合物（CFC、HCFC、HFC）の総称で、このうち水素を含まないものをクロロフルオロカーボン（Chlorofluorocarbons; CFCs）と呼んでいる。化学的に安定で反応性が低く、ほとんど毒性を有しない。また揮発性や親油性などの特性を持っており、冷蔵庫などの冷媒、半導体などの精密な部品の洗浄剤、ウレタンフォームなどの発泡剤、スプレーの噴射剤などとして幅広く使用されてきた。
フロン排出抑制法	2001 年に制定された「特定製品に係るフロン類の回収及び破壊の実施の確保等に関する法律の（フロン回収・破壊法）」において、フロン類の適正な回収・破壊によるフロン類の大気中への放出抑制を進めてきたが、2013 年にこれまでのフロン類の回収・破壊に加え、フロン類の製造から廃棄までのライフサイクル全体にわたる包括的な対策にとられるよう法改正され、名称も「フロン類の使用の合理化及び管理の適正化に関する法律（フロン排出抑制法）」と改められた（2015 年 4 月施行）
ポスト京都	京都議定書の第1約束期間（2008 年から 2012 年まで）の後に来る、2013 年以降の地球温暖化ガス削減を目指す枠組み。同議定書については、アメリカの不参加や、中国・インドなどに削減義務がないこと、途上国と先進国間の立場と意見の相違、各国の取り組みの温度差などさまざまな課題がある。第 2 約束期間（2013～2020）については、我が国は不参加となった。

マルチ空調機	一つの室外機で複数の室内機を使用し空調を行うもの。中小規模の建築物で一般に使用されている。室内機の個別起動・停止が可能で、増設が容易。マルチ、ビルマル（ビル用マルチ空調機）と省略されることが多い。
モントリオール議定書	正式名称は「オゾン層を破壊する物質に関するモントリオール議定書」。1987 年に採択、1989 年発効。日本は 1988 年 9 月 30 日に加入。事務局はナイロビの UNEP に置かれている。 ウィーン条約に基づき、オゾン層を破壊するおそれのある物質を特定し、該当する物質の生産、消費及び貿易を規制することをねらいとしている。具体的には、成層圏オゾン層破壊の原因とされるフロン等の環境中の排出抑制のための削減スケジュールなどの規制措置を定めている。議定書の発効により、特定フロン、ハロン、四塩化炭素などが先進国では 1996 年以降全廃となり、同議定書のキガリ改正により代替フロンも大幅に削減することとなった。
冷媒番号	ISO817（国際標準化機構）で定められた、冷媒の種類を表す R で始まる番号。冷媒番号はRの次に 3 ないし 4 桁の数字と英添え字で表される。別表参照。
レトロフィット	代替フロンを冷媒とする従来の冷凍空調機器に、低 GWP 冷媒を適用させること。

プロジェクト用語集（別表）

代表的な冷媒

●フルオロカーボン類[*1]

種類	冷媒番号	略称	化学式(組成)	地球温暖化係数 GWP	オゾン破壊係数 ODP	安全性分類[*2]
CFC	R12	CFC12	CCl_2F_2	10900	1	A1
HCFC	R22	HCFC22	$CHClF_2$	1810	0.055	A1
HFC	R32	HFC32	CH_2F_2	675	0	A2L
	R125	HFC125	CHF_2CF_3	3500	0	A1
	R134a	HFC134a	CH_2FCF_3	1430	0	A1
混合系	R404A	―	(HFC125/143a/134a)	3920	0	A1
	R407C	―	(HFC32/125/134a)	1770	0	A1
	R410A	―	(HFC32/125)	2090	0	A1
	R422A	―	(HFC125/134a/R600a)	3140	0	A1
	R422D	―	(HFC125/134a/R600a)	2730	0	A1
	R417	―	(HFC125/134a/R600)	2350	0	A1
HFO	R1234yf	HFO1234yf	$CH_2=CFCF_3$	1	0	A2L
	R1234ze(E)	HFO1234ze(E)	$CHF=CHFF_3$	1	0	A2L

*1：「特定フロン（CFC/HCFC）およびフルオロカーボン類の環境・安全データー覧表（日本フルオロカーボン協会）」より抜粋

*2：ASHRAE 34 冷媒安全性分類規格； A 低毒性、B 毒性、1 不燃性、2L 低微燃性、2 微燃性､3 強燃性

●自然冷媒

種類	冷媒番号	化学式
プロパン	R290	C_3H_8
プロピレン	R1270	C_3H_6
ブタン	R600	C_4H_{10}
イソブタン	R600a	$CH(CH_3)_3$
二酸化炭素	R744	CO_2
アンモニア	R717	NH_3
水	R718	H_2O

1 意義・アウトカム（社会実装）達成までの道筋

1.1 事業の背景・目的・位置づけ

1.1.1 背景

はじめに、本事業の背景であるフロン類を巡るオゾン層対策及び地球温暖化対策の動向について述べる。

1.1.1.1 オゾン層保護対策の動向

表 1.1.1.1-1 に主なフロン類の種類と性質および国際規制の状況を示す。

1970 年代にフロンのオゾン層への影響が指摘されたことを受け、特定フロン等（CFC、HCFC 等）のオゾン層破壊物質は、1985 年に採択された「オゾン層保護に関するウィーン条約」に基づき、フロン規制のための国際的な枠組みとして、モントリオール議定書（1987 年）により生産、輸出入の段階的な廃止が義務付けられることとなった。その後、2007 年 9 月開催の第 19 回締結国会合において、消費量についても段階的に削減することが定められた。特定フロンについて、CFC は 1996 年に全廃、HCFC は 2020 年までに全廃することが決定されている。この結果、特定フロンの代替として、オゾン層破壊のおそれがない代替フロン等 4 ガス（HFC、PFC、SF_6、NF_3）が開発され、冷媒（冷凍・冷蔵庫、空調機器、自動車エアコン等）、 発泡剤、洗浄剤、絶縁材等として利用されており、特定フロンからの転換が進むにつれ、これらの使用量・排出量が増加している。

我が国におけるモントリオール議定書の国内担保措置としては、「特定物質の規制等によるオゾン層の保護に関する法律（オゾン層保護法）」の下、特定フロンの規制を進めてきた。同法では、国が生産量・消費量の限度を定め、製造許可及び輸入承認を行うこととしている。

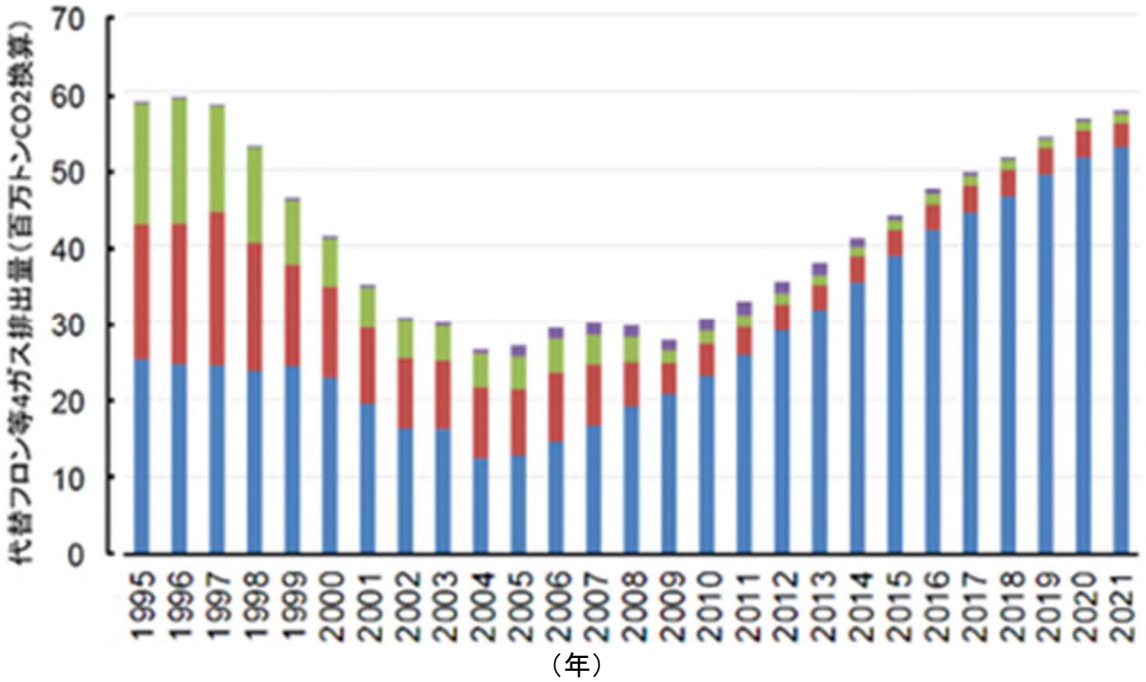
表 1.1.1.1-1　特定フロン及び代替フロン等４ガス

総称	特定フロン		代替フロン等4ガス			
			代替フロン等3ガス			ー
種類	CFC（クロロフルオロカーボン）	HCFC（ハイドロクロロフルオロカーボン）	HFC（代替フロン）（ハイドロフルオロカーボン）	PFC（パーフルオロカーボン）	SF_6（六フッ化硫黄）	NF_3（三フッ化窒素）
国際規制	モントリオール議定書 対象物質（生産・輸入規制） 京都議定書対象外		京都議定書・パリ協定対象物質（NF_3は2013年より）			
オゾン層破壊効果	大きい	比較的小さい	まったくオゾン層を破壊しない			
温室効果（GWP※1）	極めて大きい（約10,000）	大きい（数百～約2,000）	大きい（数百～約4,000）※2	極めて大きい（約6,000～9,000）	極めて大きい（約23,900）	極めて大きい（約17,200）
主な用途	・冷凍空調機器の冷媒 ・洗浄剤、溶剤等（95年以降全廃済み）	・冷凍空調機器の冷媒 ・洗浄剤、溶剤等（2020年全廃予定）	・冷凍空調機器の冷媒 ・断熱材の発泡剤等	・半導体、液晶製造 ・洗浄剤、溶剤	・電気絶縁機器 ・半導体、液晶製造 ・マグネシウム製造	・半導体、液晶製造等

※1 GWP：地球温暖化係数（CO_2の何倍の温室効果を有するか表す値）※2 主な冷媒種としての値

1.1.1.2 温暖化対策の動向

代替フロン等 4 ガスは、大気中に長期間に亘って安定に存在し、かつ CO_2 の数百倍から一万倍超という極めて高い温室効果を有する。代替フロン等 4 ガスの排出量のうち、HFC が最も多く 2021 年度においては約 92%に上る（図 1.1.1.2-1）。

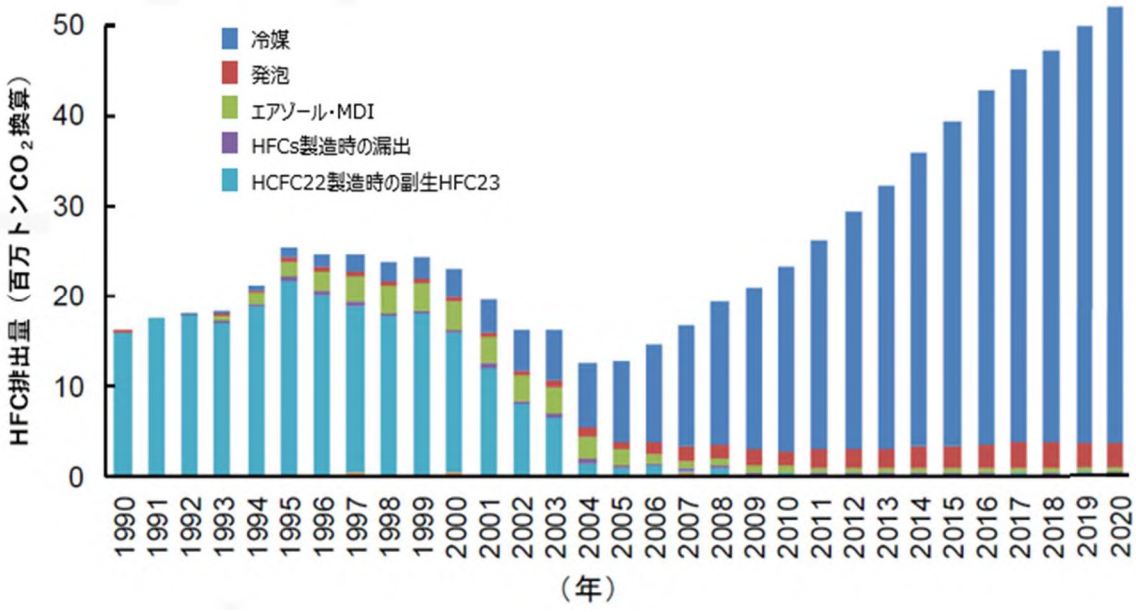


出典：2021 年における産業界の自主行動計画の取組状況について（2023 年 3 月　経済産業省）

図 1.1.1.2-1　代替フロン等４ガス排出量の推移

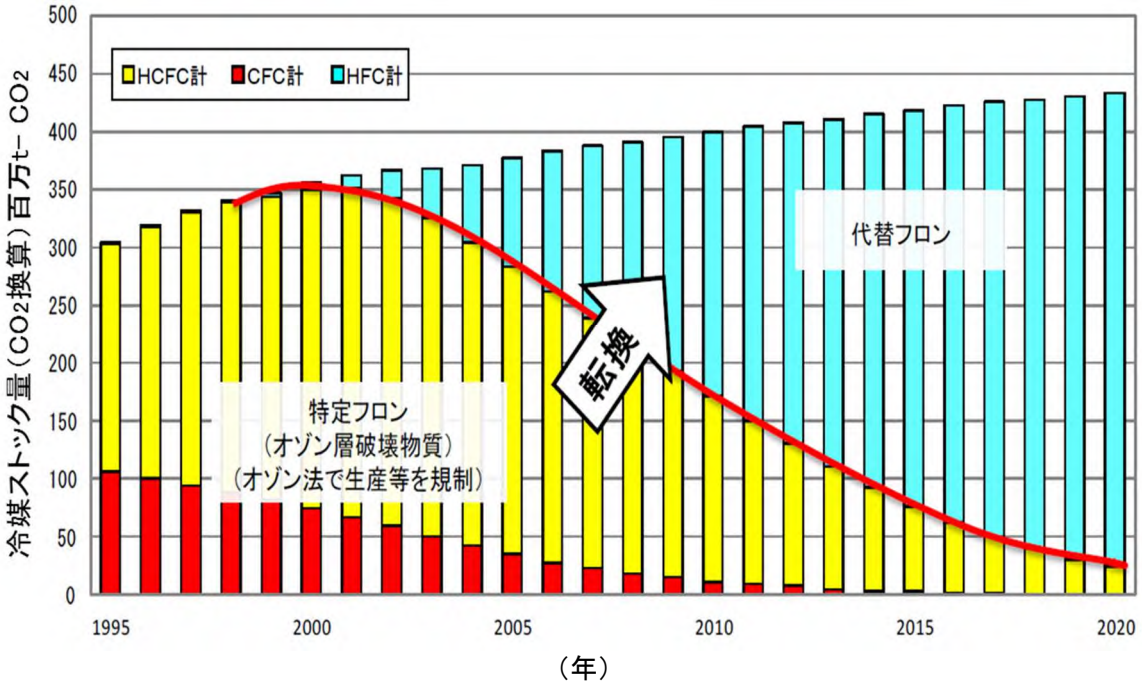
また、HFC 排出量のうち、特定フロンからの転換に伴いエアコン等の冷媒が増加し、2020 年度においてはその約 92%を冷媒が占めている（図 1.1.1.2-2）。

特に、冷凍空調機器は、市中冷媒ストック量が極めて多く、一旦市場に出荷されれば十数年にわたり大気中への漏洩源として温暖化への悪影響が懸念される（図 1.1.1.2-3）。



出典：環境省「2017 年度（平成 29 年度）の温室効果ガス排出量（確報値）について」より
（2019,20 年は環境省温室効果学”ネットゼロ“セミナー（2022 年 7 月）資料を基に追記）

図 1.1.1.2-2　HFC 排出量の推移と主な排出源



出典：環境省「2017 年度（平成 29 年度）の温室効果ガス排出量（確報値）について」より

※実績は政府発表値。2020 年予測は、冷凍空調機器出荷台数（日本冷凍空調工業会）、使用時漏洩係数、廃棄係数、回収実績等からの経済産業省試算（2015）

図 1.1.1.2-3　冷凍空調機器における冷媒の市中ストック量

この様な特定フロンから代替フロン等への転換に伴い代替フロン等の持つ温室効果が問題となり、フロン類を巡る対策はオゾン層保護から地球温暖化防止へと移ってきた（図 1.1.1.2-4）。

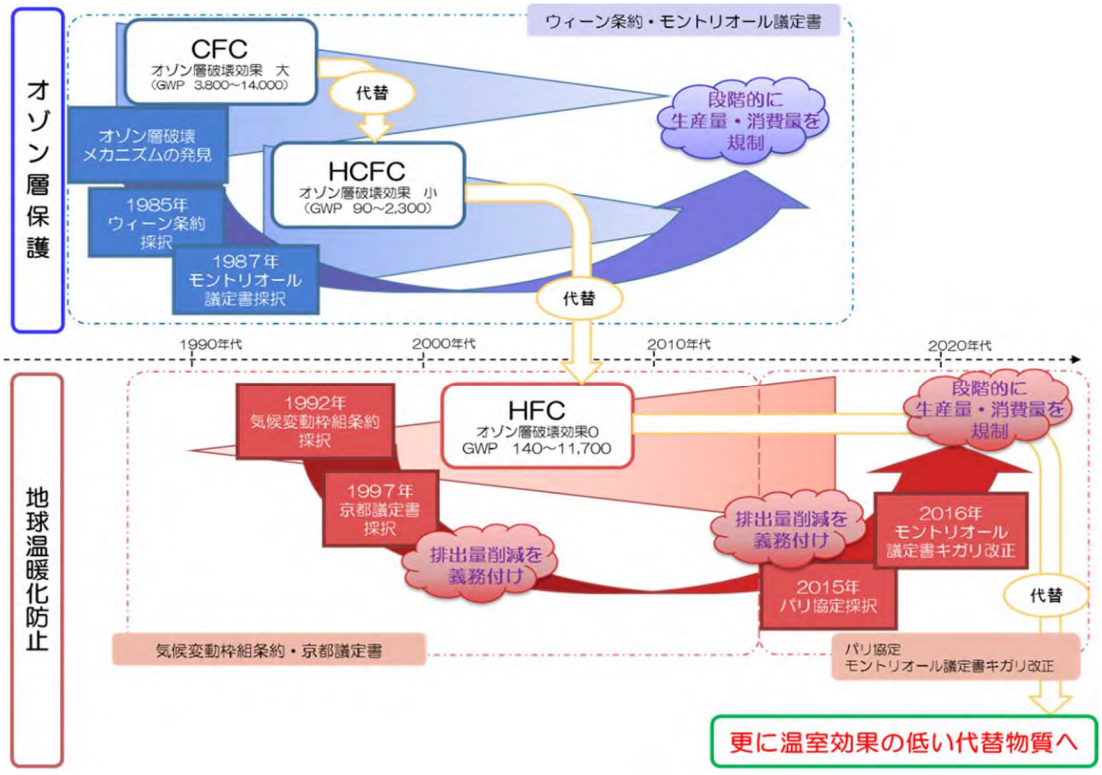


図 1.1.1.2-4　フロン対策を巡る規制と対策の流れ

1.1.2 政策・施策における位置づけ

1.1.2.1 温暖化対策の動向

これまで、温暖化を巡っては、1988 年に国連環境計画（UNEP） が世界気象機関（WMO）とともに「気候変動に関する政府間パネル（IPCC)」を設立し、地球温暖化に関する自然科学的及び社会科学的取組を開始した。その後、1992 年には「気候変動枠組条約」が締結され、その具体的な温室効果ガスの排出抑制対策として、1997 年に「京都議定書」が採択され 2005 年に発効した。2015 年 11 月には、気候変動枠組み条約の加盟国らによる第 21 回気候変動枠組条約締約国会議 (COP21)がパリで開催され、主要排出国を含む全ての国が参加し、パリ協定が合意された。

代替フロン等 4 ガスは、その温室効果から京都議定書（1997 年）及びパリ協定（2015 年）において排出削減対象ガスに指定され、排出削減のための対策が進められている。パリ協定における我が国の削減目標では、温室効果ガスの総排出量を 2030 年度に 2013 年度比－26.0%の水準にすることを目標としている。そのうち、代替フロン等 4 ガスについては、2013 年比－25.1%（HFC については約－32%）の水準にすることを目標とし、これは総排出量比で－0.7%に相当する（表 1.1.2.1-1)。

表 1.1.2.1-1 パリ協定における代替フロン 4 ガス排出削減目標

	2013年（百万t-CO_2）	2030年（百万t-CO_2）	2013年総排出量比（%）
エネルギー起源 CO_2	1235	927	▲21.9
非エネルギー起源CO_2、CH_4、N_2O	134.4	123.5	▲0.8
代替フロン等4ガス（HFC、PFC、SF_6、NF_3）	**38.6**	**28.9**	**▲0.7**
温室効果ガス吸収源（森林吸収等）	―	（▲37.0）	▲2.6
合計	1408	1042	▲26.0

※上記表は四捨五入の都合上、各欄の合計は一致しない場合がある

国内における、この対策の一つとして、2015 年 4 月に「フロン類の使用の合理化及び管理の適正化に関する法律（フロン排出抑制法)」が施行され、この中で冷凍空調関連の製品についても指定製品として、製品の区分毎に地球温暖化係数（GWP）の目標値と目標年度を設定。逐次目標を見直すことで、HFC を含むフロン類の排出量削減対策を促進している（表 1.1.2.1-2)。また、同法においては、我が国におけるフロン対策に関する研究開発の推進が謳われている※。

※「フロン類の使用の合理化及び管理の適正化に関する法律」（フロン排出抑制法）抜粋：
第九十八条 国は、フロン類代替物質の研究開発その他のフロン類の使用の合理化に関する技術の研究開発、特定製品に使用されるフロン類の管理の適正化に関する技術の研究開発その他フロン類に係る環境の保全上の支障の防止に関する研究開発の推進及びその成果の普及のために必要な措置を講ずるものとする。

表 1.1.2.1-2 フロン排出抑制法における指定製品の GWP 目標

2023年2月現在（空調機器、冷凍・冷蔵機器に関するもの）

指定製品の区分	現在使用されている主な冷媒及びGWP	環境影響度の目標値	目標年度	
家庭用エアコンディショナー（壁掛通型等を除く）	R410A(2090) R32(675)	750	2018	
店舗・オフィス用エアコンディショナー				
①床置型等除く、法定冷凍能力３トン未満のものであって、④～⑦を除くもの	R410A(2090)	750	2020	
②床置型等除く、法定冷凍能力３トン以上のものであって、③～⑦を除くもの	R410A(2090)	750	2023	
③中央方式エアコンディショナーのうちターボ冷凍機を用いるもの	R134a(1430) R245fa(1030)	100	2025	★
④中央方式エアコンディショナーのうち容積圧縮式冷凍機を用いるもの（空調用チリングユニット）	R410A(2090)	750	2027	
⑤ビル用マルチエアコンディショナー（新設及び冷媒配管一式の更新を伴うものに限り、冷暖同時運転型や寒冷地用等を除く）	R410A(2090)	750	2025	
⑥ガスエンジンヒートポンプエアコンディショナー（新設及び冷媒配管一式の更新を伴うものに限り、冷暖同時運転型や寒冷地用等を除く）	R410A(2090)	750	2027	★
⑦設備用エアコンディショナー（新設及び冷媒配管一式の更新を伴うものに限り、電算機用、中温用、一体型などの特定用途対応機器などを除く）	R410A(2090)	750	2027	★
自動車用エアコンディショナー				
乗用自動車（定員11人以上のものを除く）に搭載されるものに限る	R134a(1430)	150	2023	
トラック（貨物の輸送の用に供するもの）及びバス（乗用定員が11人以上のもの）に搭載されるものに限る	R134a(1430)	150	2029	★
コンデンシングユニット及び定置式冷凍冷蔵ユニット（圧縮機の定格出力が1.5kW以下のもの等を除く）	R404A(3920) R410A(2090) R407C(1770) CO2(1)	1500	2025	
業務用一体型冷凍冷蔵機器（内蔵型小型冷凍冷蔵機器）				
業務用冷凍冷蔵庫（蒸発器における冷媒の蒸発温度の下限値が-45℃未満のものは除く）	R134a(1430)	150	2029	★
ショーケース（圧縮機の定格出力750W以下のものに限る）	R404A(3920) R410A(2090) R407C(1770) CO2(1)	150	2029	★
中央方式冷凍冷蔵機器（有効容積が５万㎥以上の新設冷凍冷蔵倉庫向けに出荷されるものに限る）	R404A(3920) アンモニア(一桁)	100	2019	

★印
2022年に
指定製品化

・環境省HP「フロン類の使用の合理化及び管理の適正化に関する法律」パンフレット（2023年３月版）より空調機器、冷凍・冷蔵庫に関するものを抜粋。
・2022年指定製品化対象については第18回 産業構造審議会 製造産業分科会 化学物質政策小委員会 フロン類等対策ワーキンググループ開催資料　資料６を参考に作成。

一方、代替フロンの温室効果による地球温化影響から、2016 年 10 月のモントリオール議定書第 28 回締結国会合（MOP28）において、特定フロンに加えて HFC についても規制の対象とする議定書の改正が採択された（キガリ改正）。先進国は 2036 年までに HFC の生産及び消費量を 2011-2013 年の平均数量から最終的には 2036 年までに 85%を段階的に削減する目標が定められた（図 1.1.2.1-1）。キガリ改正を受けて、我が国においては、オゾン層保護法について、2018 年 7 月 HFC の製造及び輸入を規制する等の措置を講じた改正がなされ、HFC の生産量・消費量の限度を定めて段階的削減を推進することとなった。

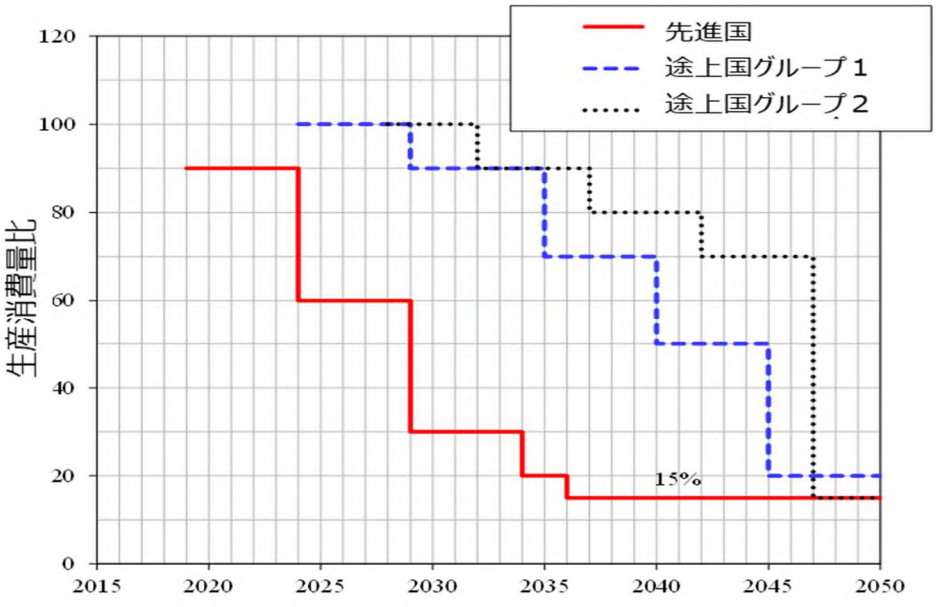
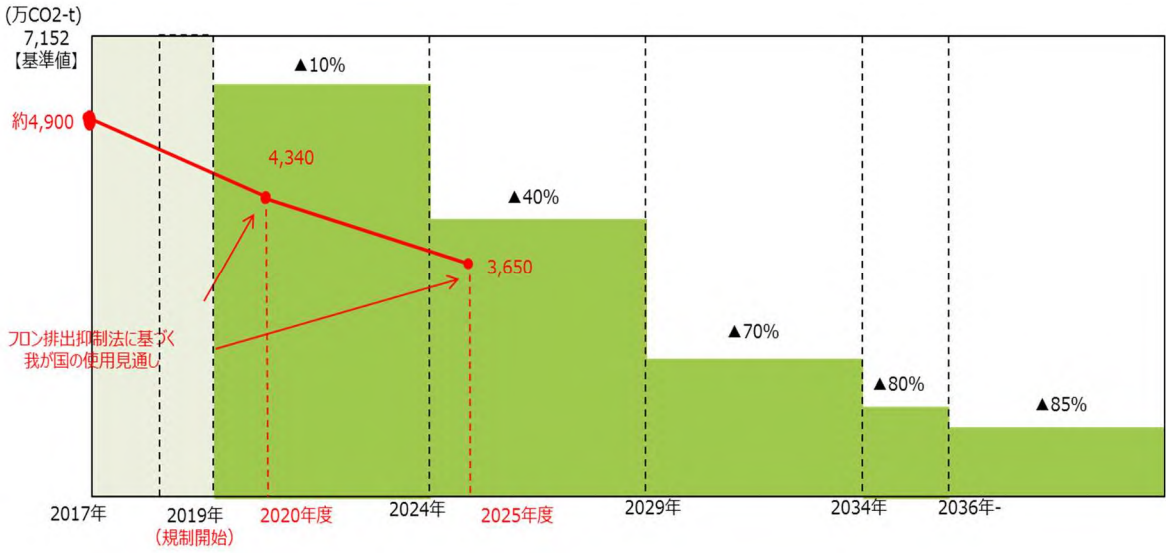


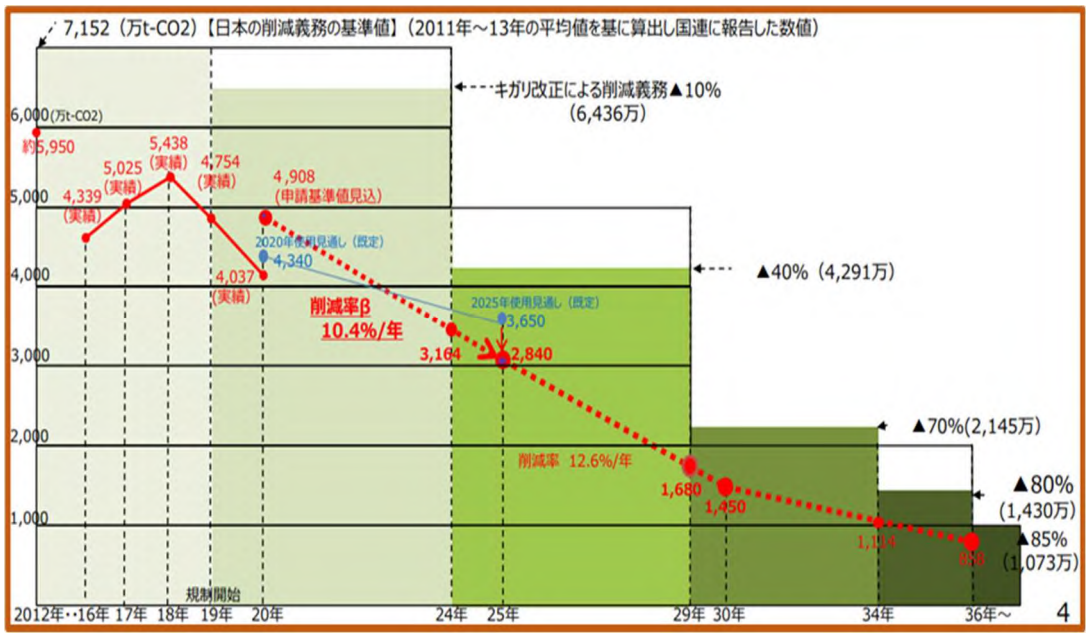
図 1.1.2.1-1 代替フロン（HFC）の生産・消費量の段階的削減義務

我が国においては、フロン排出抑制法に基づく国の「フロン類使用見通し」（2015 年策定）から、2020 年は 4,340 万 CO_2-t、2025 年度は 3,650 万 CO_2-t となっており、2029 年以降の目標達成には新たな対策が必要となる（図 1.1.2.1-2）。2020 年 2 月には、キガリ改正における HFC の生産量及び消費量の削減目標を達成するための「フロン類の使用見通し（案）」を踏まえた今後の削減シナリオが示された（図 1.1.2.1-3）。



〔出典：産業構造審議会　製造産業分科会フロン類等対策ワーキンググループ（2019 年 1 月 16 日）資料

図 1.1.2.1-2　モントリオール議定書キガリ改正の削減スケジュールと「フロン類使用見通し」（2015 年策定）を踏まえた削減のイメージ



〔出典：第 17 回産業構造審議会製造産業分科会化学物質政策小委員会フロン類等対策ワーキンググループ（2022 年 4 月 22 日）資料

図 1.1.2.1-3 モントリオール議定書キガリ改正の削減スケジュールとキガリ改正における削減目標を達成するための「フロン類の使用見通し（案）」を踏まえた今後の削減シナリオ

フロン類対策における現在までの国際規制と国内政策等の対応をまとめたものを図 1.1.2.1-4 に示す。

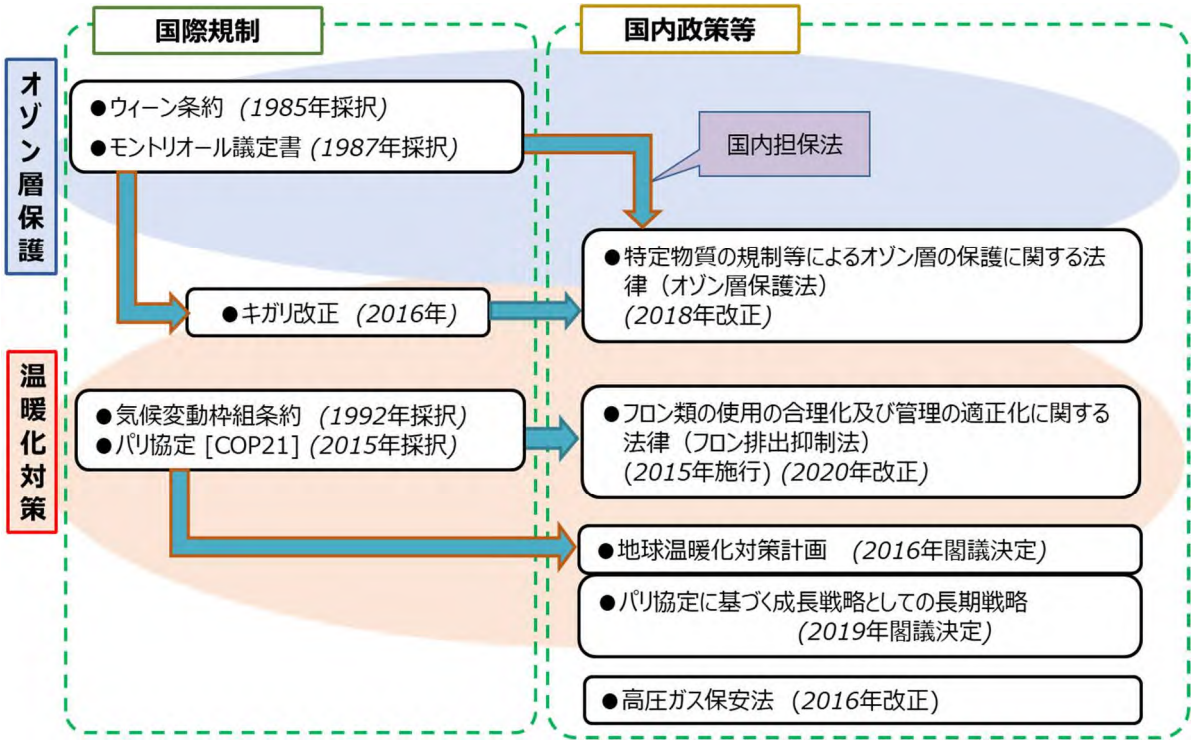


図 1.1.2.1-4　フロン対策を巡る規制と対策の流れ

1.1.2.2 事業の位置付け

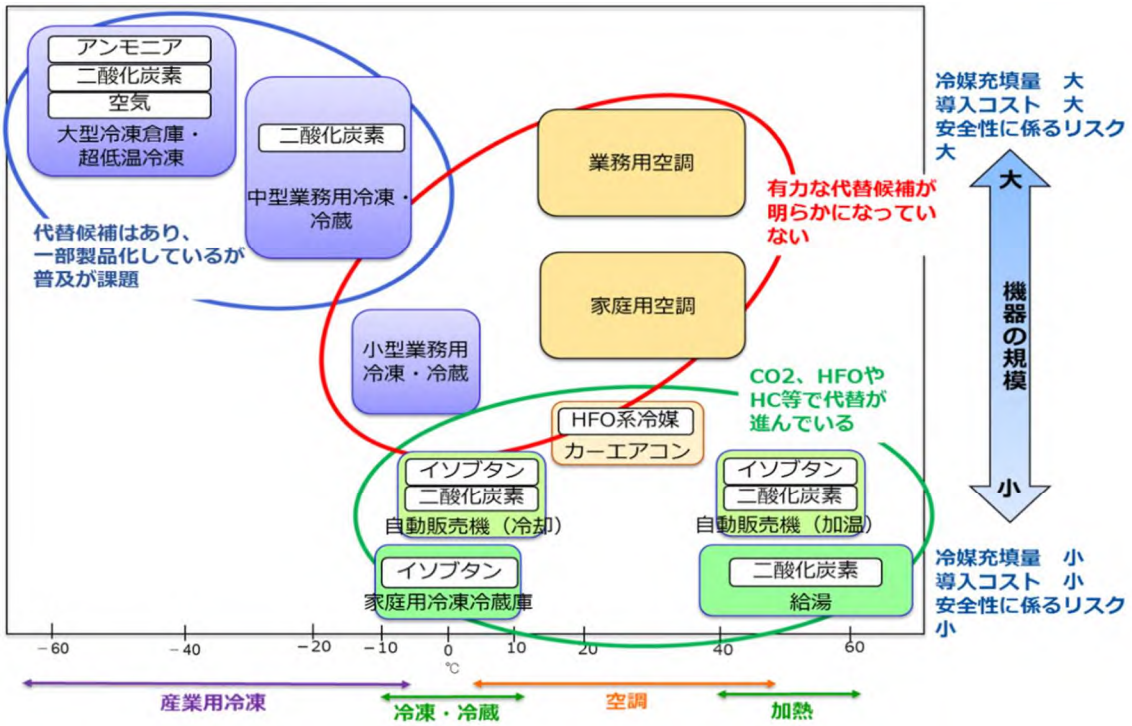
前述の様に、2016 年のキガリ改正において先進国は 2036 年までに HFC の生産及び消費量を段階的に 85%削減する目標が示された。我が国においては、現在、フロン対策抑制法で定められている目標 GWP 値を達成できる冷媒であっても、この目標を達成することは困難であると考えられる。

代替フロン等 4 ガスの排出削減対策としては、機器使用中・廃棄時の冷媒の漏れを完全にゼロにすることは極めて困難であるため、排出量削減の根本的には、地球温暖化への影響が極めて少ない冷媒（以下「次世代冷媒」という。）への転換が有効であると考えられている。

冷凍空調機器の低 GWP 冷媒への転換状況を図 1.1.2.2-1 に示す。冷凍機器のうち、家庭用冷凍冷蔵庫においては既に強燃性冷媒の安全性評価が十分に行われ、低 GWP 冷媒への転換が進んでいるが、業務用小型冷凍冷蔵機器等に対しては依然として HFC 冷媒が使用されている。

その理由として、現在の次世代冷媒候補は、いずれも従来の HFC 冷媒適用機器と同等の機器性能を維持、またはそれ以上の性能とするための技術的ハードルが高く、さらに燃焼性や科学的不安定性等の安全性における課題があることから、世界的に次世代冷媒適用冷凍空調機器は実用化に至っていないことが挙げられる。(図 1.1.2.2-2)

これまでより、一層 GWP の低い次世代冷媒へ転換を進めるためには、次世代冷媒の開発と基本特性評価、及び次世代冷媒使用時の安全性評価・リスク評価の評価手法を確立し、国内安全基準の策定や国際規格化・標準化策定に取り組むことで、次世代冷媒適用機器等の開発を支援することが重要である（図 1.1.2.2-3)。こうした状況を踏まえ、本事業では、次世代冷媒を使用した省エネ冷凍空調機器の開発基盤を整備し、2026 年を目途とする冷媒及び冷凍空調機器製品の市場投入に貢献することをねらいとして、業務用冷凍冷蔵機器及び家庭用空調機器を主とする中小型規模の冷凍空調機器に使用する次世代冷媒の安全性評価手法を確立する研究開発を目指す。さらに、キガリ改正の目標の達成に当たって、新たな技術が普及する期間を考慮すると、次世代冷媒の普及に至っていない領域に対し、普及を妨げる技術課題の技術開発を促進することが不可欠であることから、次世代冷媒及び次世代冷媒適用技術の開発を実施した。



出典：産業構造審議会化学・バイオ部会地球温暖化防止対策小委員会第 3 回冷媒対策ワーキンググループ資料（2010/6）を参考に NEDO 環境部作成（2017）

図 1.1.2.2-1　冷凍空調分野における低 GWP 冷媒への転換状況

	HFC冷媒	低GWP冷媒
物質	・HFC ・HFC同士の混合	・HFO ※ ・HFOを含む複数物質の混合 ・CO_2、NH_3、HC（炭化水素）等
GWP	高い傾向 ※※ （数百から～数千）	低い傾向 ※※ （～数百）
性能	低GWP冷媒に比べて 効率が良い傾向	HFC冷媒に対し 効率が悪い傾向
燃焼性	不燃性～微燃性	微燃性～強燃性

低GWP冷媒を使用して、従来機器(HFC冷媒使用)と同等性能を維持するためには、**機械側での工夫(機器開発)、性能を維持できる新冷媒の開発(冷媒開発)がある**

燃焼性のある物質を冷媒として用いるには、**リスクの存在や大きさ、必要な安全対策を明らかにする必要がある**

※ ハイドロフルオロオレフィン。
二重結合の特徴を持つフッ素化合物であり、地球温暖化係数が特定フロンや代替フロンよりも圧倒的に低い。
※※ 主な冷媒種としての値

15

図 1.1.2.2-2　冷凍空調分野における低 GWP 冷媒への転換状況

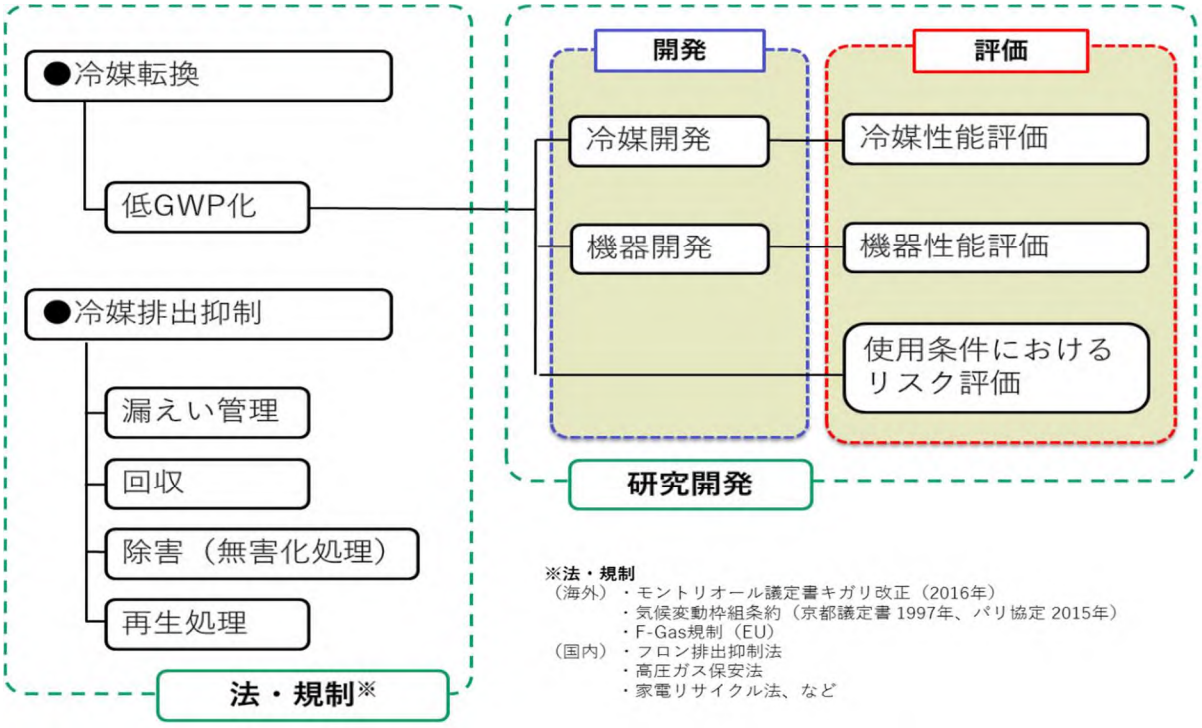


図 1.1.2.2-3　HFC 排出抑制へ向けた対策の方向性

1.1.3 技術戦略上の位置づけ

フロン対策分野の研究開発の取組は、フロン等の破壊・回収技術の開発と、フロンの代替物質の開発として物質の探求とその合成および精製技術の開発、さらに、フロン類を全く使用しないノンフロン化技術の開発に分類され、NEDO のプロジェクトとして体系的に実施してきた（図 1.1.3-1、表 1.1.3-1）。

このうち、ノンフロン化技術においては、「ノンフロン型省エネ冷凍空調システム開発」事業（2005～2010 年度）により、冷却のみを行う業務用冷凍冷蔵や機器規模が小さい家庭用エアコン分野を対象として冷媒転換の技術開発を行い、従来機比 10%省エネのノンフロンショーケースを実用化する等の成果を挙げてきた。また、「高効率ノンフロン型空調機器技術の開発」(2011～2015 年度）においては、業務用冷凍空調機器を対象として、従来フロン機以上の効率性（省エネ性）と冷媒の低 GWP 化を両立する技術の開発、さらに低温室効果冷媒の安全性評価を実施し、業務用冷凍空調機器についてノンフロン化を進めてきた。「高効率低 GWP 冷媒を使用した中小型空調機器技術の開発」（2016～2017 年度）においては、低温室効果冷媒として自然冷媒および HFO 系冷媒を対象とし、機器としては家庭用エアコン規模の中小型空調機器を対象とした冷媒開発・機器開発・安全性評価手法の検討を実施してきた。

一方、冷媒を使用する機器のうち、中間的温度帯の業務用・家庭用空調機器において、HFC と同程度の性能・安全性を持つ有力な低温室効果冷媒候補が見つかっていない等、従来の HFC 冷媒適用機器以上の性能とするための技術的ハードルが高い。さらに、現在の低温室効果冷媒の候補は、実際に冷媒を適用する際に重要となる基本特性、安全性・リスクの評価手法が確立されていない。

本事業「省エネ化・低温室効果を達成できる次世代冷媒・冷凍空調技術及び評価手法の開発」（2018～2022 年度）においては、業務用冷凍冷蔵機器及び家庭用空調機器を主とする中小型規模の冷凍空調機器に使用する低温室効果冷媒の安全性・リスク評価手法の開発、さらに低温室効果冷媒適用機器の普及を妨げる技術課題を克服するための冷媒開発・機器開発を実施した。安全性・リスク評価手法を確立し、国内安全基準の策定や国際規格化・標準化を実現することで、低温室効果冷媒適用機器等の開発を支援した。

図 1.1.3-1　NEDO におけるフロン対策技術の変遷

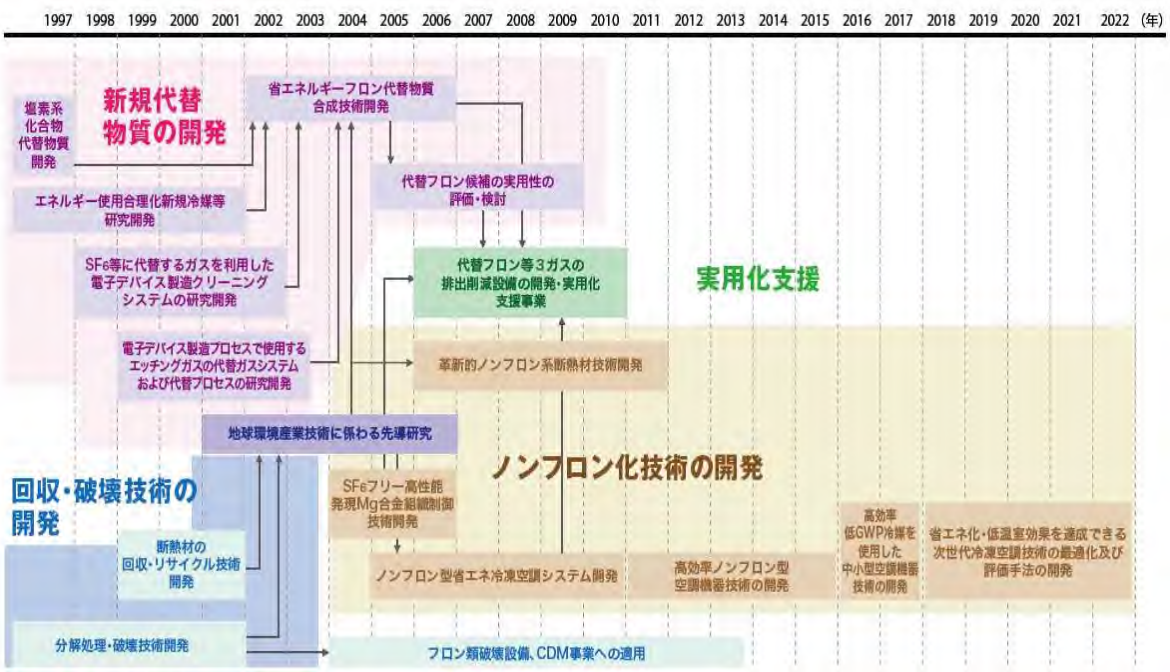


表 1.1.3-1　NEDO におけるフロン対策技術プロジェクト

プロジェクト名	実施期間	研究概要
【分解・破壊技術】		
HFC-23 破壊技術の開発	1998～2001 年度 総額 12 億円	HCFC-22 製造時に複製する HFC-23 を高温燃焼破壊し無害化、CaF_2 として回収
冷媒フロンのケミカルリサイクル技術の開発（3R 技術実用化補助金）	2000 年度 総額 2.2 億円	使用済みエアコンから回収した冷媒フロンを樹脂原料としてリサイクル
【新規代替物質開発】		
塩素系化合物代替物質開発	1996～1997 年度 総額 3 億円	半導体･液晶製造用や産業用洗浄剤への適用
SF_6 等に代替するガスを利用した電子デバイス製造クリーニングプロセスシステムの研究（半導体 CVD 洗浄プロジェクト）	1998～2002 年度 総額 25 億円	COF_2 を用いた CVD チャンバークリーニングシステムの有効性を実証
省エネルギーフロン代替物質合成技術開発	2002～2006 年度 総額 10 億円	HFE 類、CF_3I、COF_2 などの低 GWP 値・新規化合物の工業的合成技術開発
【ノンフロン化技術】		
SF_6 フリー高機能発現マグネシウム合金組織制御技術開発プロジェクト	2004～2006 年度 総額 2.9 億円	高強度な Mg 合金ビレットを、SF_6 を使用せずに連続鋳造
ノンフロン型省エネ冷凍空調システム開発	2005～2010 年度 総額 42 億円	ノンフロン冷媒利用の安全かつ省エネな冷凍空調機器の基礎研究、並びに実用化開発
革新的ノンフロン系断熱材技術開発プロジェクト	2007～2011 年度 総額 15 億円	現行フロン系断熱材同等以上のノンフロン断熱材製造技術開発
高効率ノンフロン型空調機器技術の開発	2011～2015 年度 総額 18.9 億円	低温室効果冷媒を用い、かつ高効率を両立する業務用空調機器を実現
高効率低 GWP 冷媒を使用した中小型空調機器技術の開発	2016～2017 年度 総額　3.8 億円	低温室効果冷媒を用い、かつ高効率を両立する中小型空調機器実現に必要な要素技術の開発
省エネ化・低温室効果を達成できる次世代冷媒・冷凍空調技術及び評価手法の開発	2018～2022 年度 総額　28 億円	中小型冷凍空調機器に使用する低温室効果冷媒の安全性･リスク評価手法の開発及び低温室効果冷媒・適用冷凍空調機器の開発
【共通の技術開発】		
代替フロン等３ガスの排出削減設備の開発･実用化支援事業	2006～2010 年度 総額 67 億円	温室効果ガス排出量削減に資する先進的かつ波及性の高い事業への助成

1.1.4 国内外の動向と比較

全体感としては、世界的にキガリ改正の受諾が進んでいる。米国・日本・中国では次期冷媒として HFO 冷媒開発を進めているが、冷媒輸入比率の高い欧州では規制措置が先行している。2023 年 10 月に欧州 F ガス規制の改正について暫定合意が行われ、各国ともにその動向を注視しているものと思われる。以下、各国の最新の動向について示す。

①欧州の動向

- 2019/12 に発表された「欧州グリーンディール」に基づき、2021/6 に「欧州気候法」が EU 理事会で採択された。EU がパリ協定下で公約した 2030 年までに CO_2 排出量を 1990 年比 55%以上削減するという目標は、EU 域内で法的拘束力を持つものとなった。また、2050 年までに脱炭素化（カーボンニュートラル）を目指すとしている。
- F ガス規制は 2022 年に改正案が発表され 2023 年に発行の計画になっている。これに向け 2021 年に政策提案レポートの公開、ステークホルダーワークショップが開催され、予備調査レポートが提示された。改正案の発表後パブリックコメントが実施され、DG-CLIMA（欧州気候行動総局）はインパクトアセスメントを経て発行に向けた調整を行う。
- 欧州では冷媒は輸入が多く、違法貿易が問題になっている。機器も日米系のメーカーが主導とみられ、技術開発上の進展よりも規制措置が先行している面がある。
- 欧州は諸国の集合体で国により規制基準が異なっている。このため、一括りで判断できない面が多い。

②米国の動向

- 米国は政権交代によりパリ協定に正式復帰、キガリ改正受入表明をしたが、従来から州毎の取り組みが進んでいる。特に、カリフォルニア州が先進しており、25 州で温暖化対策の連盟を組んでいる。
- EPA（米国環境保護庁）は AIM（American Innovation and Manufacturing Leadership）Act に沿って HFC の削減計画、実施にあたっての費用と利益の試算を行なっている。
- HFC の削減計画は、キガリ改正に沿ったものとなっている。
- 次世代冷媒は冷媒メーカーのイニシアチブのもと、HFO 系混合冷媒を選択肢として、関連する規格との対応を含め、種々の提案がされているが、この１年を見ると、顕著な変化は見られない。
- 燃焼性のある冷媒の評価が諸機関で実施中。ただし、国際規格だけでなく、国、地域のビルディングコード、消防法による規制の制約を受ける場合がある。

③中国の動向

- 中国は世界最大の CO2 排出量国であり、2018 年度の世界の排出量合計約 335 億トンの約 28%を占めている。政府は 2015 年に、パリ協定の国別削減公約（NDC）を公表しており、2030 年に GDP あたり排出量で 60～65%削減（2005 年比）等の自主行動目標と措置を策定している。さらに、2020 年国連総会では、2060 年までにカーボンニュートラルの実現を表明した。
- モントリオール議定書キガリ改正には、2021 年 6 月に受入を受諾した。途上国第 1 グループの削減スケジュールに沿い、2024 年より段階的削減が実施される。
- 特許出願からみた冷媒動向では中国機器メーカーに加え学術機関（大学）からの出願が多いのが特徴である。冷媒別では自然冷媒系が多く近年では HFO 系が増加傾向である。

④途上国の動向

途上国では、モントリオール議定書実施のための基金による支援等を受けつつ、議定書の削減スケジュールに則った対策が進められている。これまでは、HCFC 段階的削減管理計画（HPMP:HCFC Phase-out Management Plan）に基づき、HFC 等のオゾン層を破壊しない物質への転換が図られてきた。近年では、キガリ改正を受け HFC を対象とする活動も開始されている。

(1) マレーシア、インドネシア、タイ、フィリピンでは、2018 年から 2019 年にかけて、世界銀行と共に HFC 対応能力構築活動を実施している。内容は以下の項目が含まれる。
  - HFC と HFC 混合物の輸出入の管理と監視のための既存法規制の見直し作業
  - 税関職員等の研修ワークショップ開催

・HFC ベースライン消費量の予測
・HFC 消費量に関する全国調査
・各分野における低 GWP 代替技術調査
・普及啓発活動と実施段階的削減に関する国家戦略オプションとして削減シナリオ作成

(2) タイでは、世界銀行と共に商業用冷凍機器製造業者 1 社の HFC-134a から R-600a への転換に関して投資プロジェクトを実施した。

(3) ベトナムでは、2017 年から 2019 年にかけて、UNIDO と共に上記と同様な HFC 対応能力構築活動を実施している。
・キガリ改正の早期批准に関する支援活動
・HFC と HFC 混合物の輸出入の管理と監視のための既存法規制の見直し作業
・これまでのデータ報告に HFC 消費量を加える準備

HFC 削減に関しては、現状調査、法整備の段階にあり、現地生産を担う欧米系、日系企業の活動によるところが大きい。また、モントリオール基金を活用した技術支援策が引き続き検討されている。

1.1.5 他事業との関係

新冷媒の開発、導入を計画的に推進するための国家プロジェクトとしては下記の２つがある。

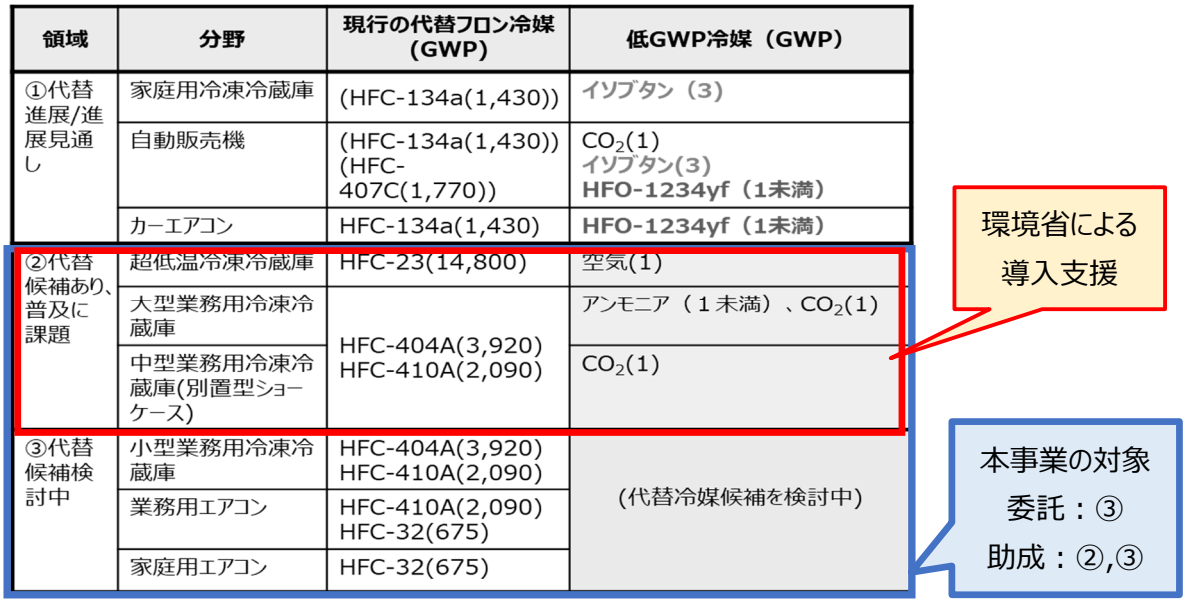
○ 脱フロン･低炭素社会の早期実現のための省エネ型自然冷媒機器導入加速化事業（環境省）

フロン類の代替技術として省エネ型自然冷媒機器の技術があるものの、イニシャルコストが高い等の課題を有する分野での導入支援を行う。省エネ性能の高い自然冷媒機器の導入を支援・加速化し、脱フロン化・低炭素化を進める。

○ 省エネ化･低温室効果を達成できる次世代冷媒･冷凍空調技術及び評価手法の開発事業（経済産業省）（本事業）

グリーン冷媒への転換を進めるために必要な技術開発。温室効果は低いが燃焼性を有する冷媒のリスク評価、新冷媒の物性等の基本特性評価、安全性と省エネ性を両立する冷媒、機器技術の開発、技術の海外展開と国際規格への提案

図 1.1.5-1 に２つのプロジェクトの位置づけを示す。前者は代替冷媒の候補（自然冷媒）のある分野に対して、その普及促進を目的とするプロジェクトであり、後者（本事業）は代替冷媒の候補が決まっていない分野について、冷媒や機器に関しての技術開発と規格化・標準化を目指すプロジェクトとなっている。



出典：産業構造審議会フロン等対策 WG・中央環境審議会フロン類等対策小委員会合同会議資料（2021 年 4 月 26 日）を加工

図　1.1.5-1　プロジェクトの位置付け

1.2 アウトカム達成までの道筋

図 1.2-1 にアウトカム目標達成までの道筋を示す。

本事業では、モントリオール議定書の改正の結果、先進国が求められる HFC の削減目標（2036 年までに HFC の生産及び消費量を段階的に基準年比で 85%削減する）達成のため、次世代冷媒の基本特性を把握し、同時に次世代冷媒の持つ課題に対する安全性・リスク評価方法を確立し、国内安全基準の策定や国際規格化・標準化策定に取り組むことで、省エネルギーかつ低温室効果を実現する次世代冷媒適用冷凍空調機器等の開発を支援する。このためのアウトプット目標として、冷凍空調機器性能と省エネ性を両立しうる次世代冷媒候補について、2022 年度までに基本特性を把握するとともに安全性・リスク評価手法を確立し、次世代冷媒使用にあたっての実用的な安全基準（業界規格等）の策定に資するデータや評価結果を提供する。また、次世代冷媒の基本物性データ及び安全性・リスク評価手法等について、業界団体等を通して、国際規格・国際標準への提案、および国際データベース等への登録申請を行う。

一方で、次世代冷媒（グリーン冷媒）が適用されているものの普及に至っていない領域に対しても普及を妨げる技術課題に対しての技術開発を進め、率の向上・適用範囲の拡大を通して普及を促進していくことが必要不可欠であることから、2019 年度より、次世代冷媒及び次世代冷媒適用技術の開発を実施する。次世代冷媒及び次世代冷媒適用技術の開発において、現状市販フロン品と同等以上の性能(COP、APF 等)を実現する技術について、製品化・国内普及の促進に繋げるため民間企業の研究開発を支援する。このため個別テーマごとにアウトプット目標を定め、これを達成する。

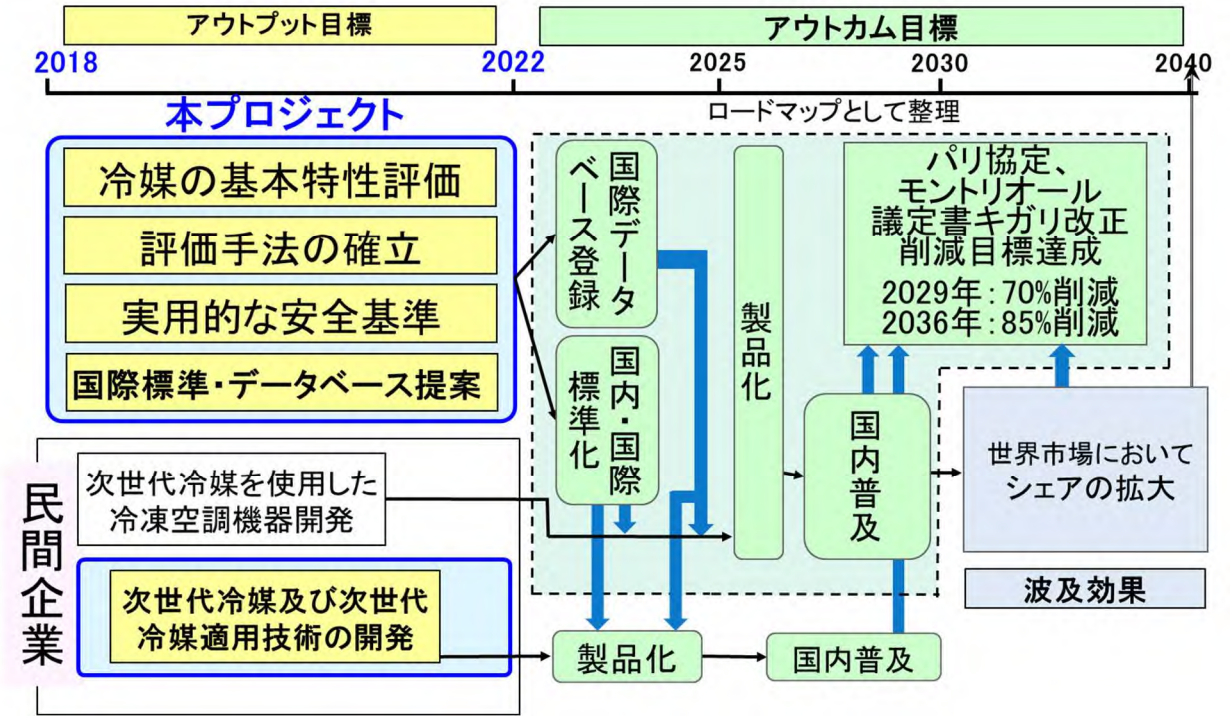


図　1.2-1 アウトカム目標達成までの道筋

1.3 知的財産・標準化戦略

1.3.1 知的財産・標準化戦略

1）委託事業については、主として公共的な知的基盤の整備を目的とするため、原則として成果は積極的に公表し、国際規格化・国際標準化や国際データベース等への登録を行う。（ただし、知的財産取得を妨げるものではない。）

2）助成事業については、各事業者の企業戦略（積極的な出願、ノウハウ秘匿のための出願抑制等）に沿った知的財産管理を推奨する。

3）調査事業「次世代冷媒に係る安全性・リスク評価に関する検討」において、次世代冷媒に係る規制・規格等の動向調査の他、委託事業の事業者を中心とした産学官のワーキンググループを設定し、次世代冷媒及びその適用機器の使用時における安全性・リスクに係る課題の抽出及びその対応方法の検討を進める。これにより、国際規格化・国際標準化に向けた提案内容を精査し、効率的かつ効果的な国際規格化・国際標準化に向けた活動を推進する。（図 1.3.1-1）

4）これらの活動を効率的・効果的に進めるため、対象となる国際規格、国際標準、国際データベース毎に具体的なロードマップを作成し、これに基いてプロジェクトを推進する。（図 1.3.1-2）

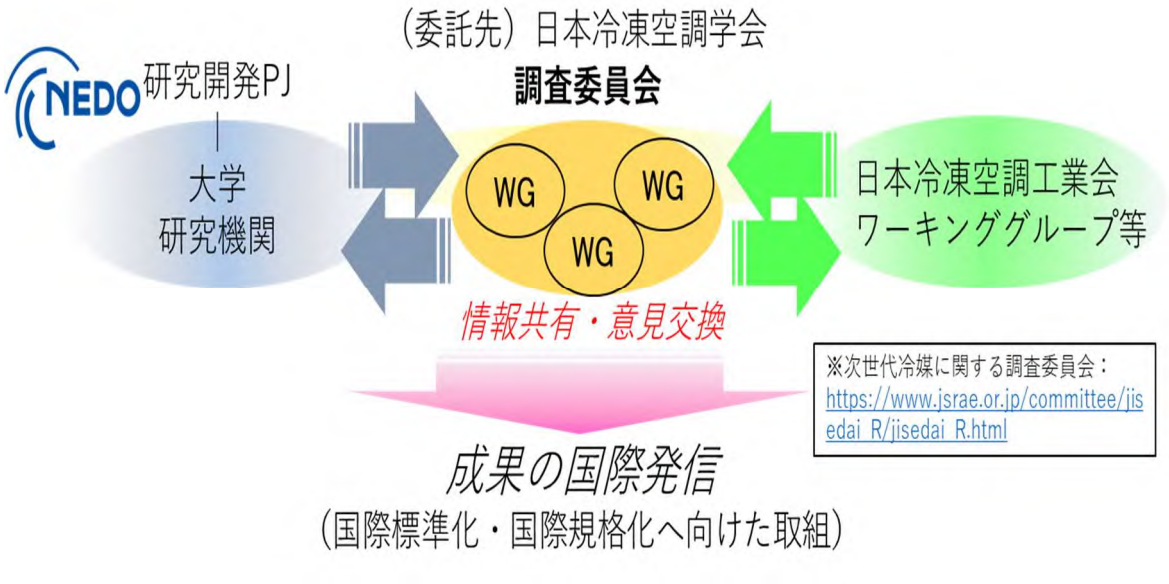


図 1.3.1-1 調査事業「次世代冷媒に係る安全性・リスク評価に関する検討」（日本冷凍空調学会）

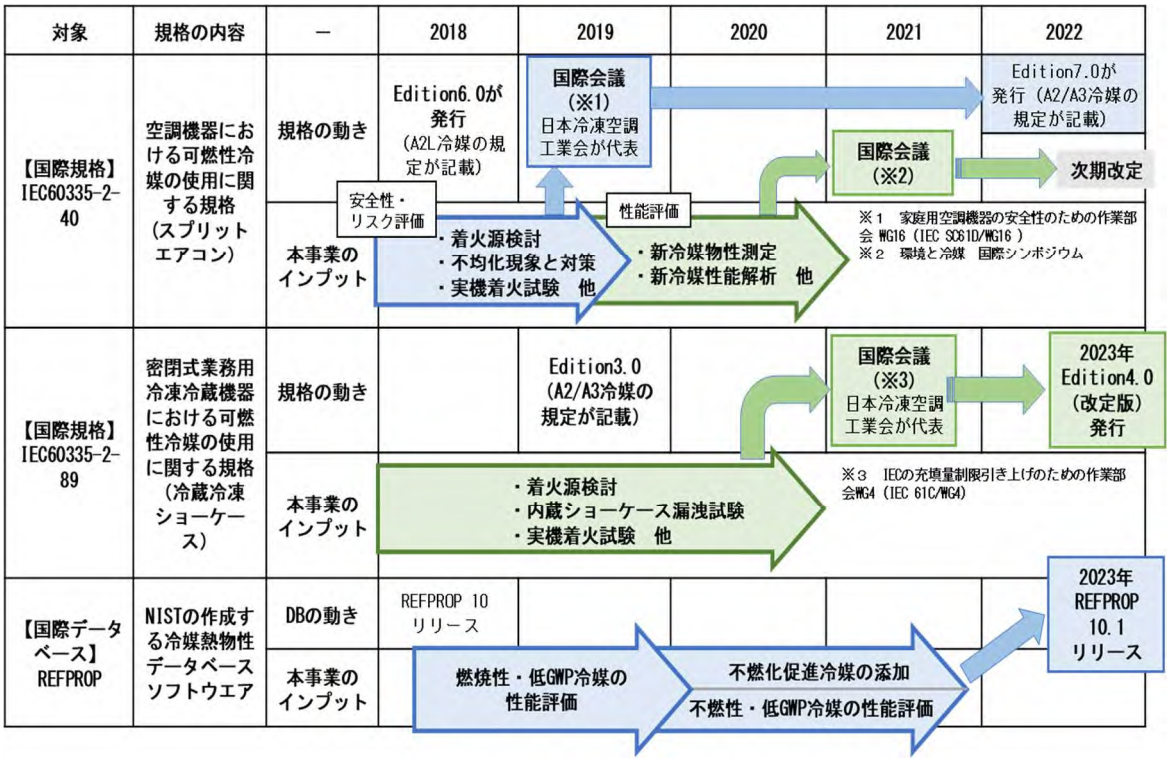


図 1.3.1-2 国際規格化・標準化に向けたロードマップの例

1.3.2 知的財産管理

● 知的財産権の帰属

産業技術力強化法第 17 条第 1 項に規定する 4 項目及び NEDO が実施する知的財産権の状況調査（バイ・ドール調査）に対する回答を条件として、知的財産権はすべて発明等をなした機関に帰属することとする。

● 知財マネジメント基本方針（「NEDO 知財方針」）に関する事項

NEDO 知財方針に記載された「全実施機関で構成する知財委員会（又は同機能）」を整備し、「知財の取扱いに関する合意書」を作成する。

● データマネジメントに係る基本方針（NEDO データ方針）に関する事項

NEDO データ方針に記載された「全実施機関で構成する知財委員会（又は同機能）を整備し、「データの取扱いに関する合意書」を作成する。

2 目標及び達成状況

2.1 アウトカム目標及び達成見込み

2.1.1 アウトカム目標の設定及び根拠

本事業では、次世代冷媒を使用した省エネ冷凍空調機器の開発基盤を整備し、2026 年を目途とする冷媒及び冷凍空調機器製品の市場投入に貢献することをねらいとして、業務用冷凍冷蔵機器及び家庭用空調機器を主とする中小型規模の冷凍空調機器に使用する次世代冷媒の安全性評価手法を確立する。さらに、次世代冷媒の全体の普及に至っていない領域に対し、普及を妨げる技術課題の技術開発を促進し、次世代冷媒及び次世代冷媒適用技術の開発を実施する。本事業のアウトカム目標として以下を設定した。

1）次世代冷媒及び次世代冷媒適用冷凍空調機器の特性データや安全性・リスク評価手法を、次世代冷媒を普及させるために必要な国際規格化・国際標準化及び国際データベース等への登録を行う。
2）本事業による開発成果を踏まえ、次世代冷媒を適用して、現状市販されているフロン冷媒適用機器と同等以上の性能を有し、かつ年間消費電力量で現行機器より 10%の省エネを達成する機器の開発に貢献する。その後、次世代冷媒及び次世代冷媒適用冷凍空調機器が、2026 年を目途に製品化し、2029 年を目途に国内普及することによって、モントリオール議定書キガリ改正における日本の HFC 生産・消費量削減目標（2029 年までに 70%削減、2036 年までに 85%削減）及びパリ協定における日本の HFC 排出削減目標（約 10 百万 t-CO_2、2030 年までに 2013 年比で約 32%の削減）の達成に貢献する。
3）途上国におけるキガリ改正の削減義務が厳しくなる 2040 年代（2047 年までに 85%削減）に、日本発の技術が普及することによって、途上国の HFC 削減目標達成に貢献する。

2.1.2 本事業における「実用化・事業化」の考え方

1）委託事業における「実用化」の考え方
冷媒の性能、安全性・リスク評価に係る公共的な知的基盤が整備され、社会的利用（規格化、標準化、データベース、アセスメント等への利用、産業界における研究開発への利用、他の研究開発への利用等）に供されること。
2）助成事業における「実用化・事業化」の考え方
実用化とは、現状市販フロン製品と同等以上の性能を実現する技術を確立し、その技術に基づく試作品等の社会的利用（顧客への提供等）が開始されることであり、事業化とは、当該研究開発に係る商品、製品等の販売や利用により、企業活動（売り上げ等）に貢献すること。

2.1.3 アウトカム目標「実用化・事業化」の達成見込み

キガリ改正及びパリ協定の削減目標を達成するためには、産業・民生分野でエネルギー消費が比較的大きく、かつ冷媒利用の HFC の排出量が大きい冷凍空調分野での対策が重要である。地球温暖化は、国全体、世界全体の喫緊の課題であること、また、冷凍・空調機器を製造している企業にとっては対策コストが高く、投資が進まないことを考慮すると国が主導的に研究開発を行うことが必要である。さらに、冷凍・空調機器は食品の流通、我々の居住空間の改善に必須であり、国民生活に不可欠なものである。よって、生活の利便性を可能な限り維持しつつ、温室効果の高い HFC からグリーン冷媒をはじめとする温室効果の低い物質への転換の実現へ向けて、次世代冷媒及びその適用機器開発は国の支援を得て産学の持つ技術を集結して当たる必要がある。

本プロジェクトの成果は、事業者・研究者の技術力向上ひいては国内業界レベル、および国際競争力の向上に大きく貢献することが期待される。また、新たな産業の構築や研究開発のシーズの開拓が考えられる。

事業終了時点での対象技術毎のアウトカム目標の達成見込み、および課題を表 2.1.3-1 に整理する。また具体的な成果・見通しとして委託事業における国際規格化・標準化への貢献状況（予定を含む）を表 2.1.3-2 に、助成事業における開発した製品の上市の予定を図 2.1.3-1 に示す。

表 2.1.3-1 アウトカム目標の達成見込み（対象技術毎）

研究開発項目	達成見込み	課題
①次世代冷媒の基本的特性に関するデータ取得及び評価 **【基本特性評価】**	■ 冷媒物性・状態方程式について、**国際規格への情報提供** ■ 燃焼特性について、**高圧ガス保安法令に反映** ■ 熱交伝熱特性について、**伝熱データベースの公開** ■ 機器の性能評価手法について、**国際規格の改定**に向けて活動 ■ 実用機レベルのシミュレーターについて、業界標準ツールとして活用	■ 冷媒の基本特性の**国際規格化・標準化等には時間を要する**ため、キガリ改正目標を見据えて、**事業の取組みの継続および加速化**が必要 ■ 評価手法についての一般化、規格化への**取組みを継続** ■ シミュレーターについて、最新の産業界のニーズ把握とその反映に**継続的に取組む**必要
中小型規模の冷凍空調機器に使用する次世代冷媒の熱物性、伝熱特性および基本サイクル性能特性の評価研究 **【九州大学】**	■ 冷媒物性・状態方程式について、**国際規格への情報提供**を行った。 ■ 冷媒物性について、**国際データベース**（NIST REFPROP）への登録を行った。 ■ 熱交伝熱特性について、**伝熱データベース**を開発し、WEB上で公開した。	■ 次世代冷媒は毎年新たに提案されている。引き続き**冷媒評価**に取り組む必要がある。 ■ 冷媒の基本特性の国際規格化・標準化等には時間を要する。キガリ改正目標を見据えて、**取組みの継続および加速化**が必要である。
低GWP低燃焼性混合冷媒の安全性評価 **【産業技術総合研究所】**	■ **高圧ガス保安法**におけるHFO冷媒の爆発限界測定の基準値を**改定**。国際整合性、測定再現性、信頼性の観点から改善した。 ■ R32/1234yf混合系については、本研究を通して開発した評価法によって３種類の新冷媒の評価を行い**規格認定の支援**をするとともに、本研究で公表したデータは**工業会規格に引用される**など、成果の社会実装が進んでいる。 ■ HFO-1123混合系について、**国内外の標準化に必要な燃焼特性評価結果を提供**した。	■ 今後、低GWPかつ低沸点の冷媒の必要性から、本研究で対象外であったHFO混合冷媒について、引き続き、**統一的・系統的な燃焼特性評価及び標準化を検討する必要がある。**
低ＧＷＰ冷媒を採用した次世代冷凍空調技術の実用化評価に関する研究開発 **【早稲田大学】**	■ 多様な冷媒が導入された空調機器に関して、機器の性能が広範囲で高精度に予測できる機器の性能評価手法を確立し、**国際規格の改定に向けた活動**を行った。 ■ 実用機レベルのシミュレーターについて、**業界団体へ提供し、標準ツールとして活用**する。	■ 評価手法についての**一般化、規格化への取組み**を継続する。 ■ シミュレーターについて、**最新の産業界のニーズ把握とその反映**に継続的に取組む必要がある。
②次世代冷媒の安全性・リスク評価手法の開発 **【安全性・リスク評価】**	■ 漏洩、着火源、実規模危害等、強燃性冷媒の安全性について、**国際規格化、安全等級の改定作業に情報提供** ■ HFO冷媒の自己分解反応の安全性評価に関する**国際規格化に向け提案**	■ 国際的な動向も踏まえた強燃性冷媒の安全対策の**検討の継続**が必要 ■ 強燃性冷媒燃焼時の危害度について、本PJの結果を元に規格を適正化する必要 ■ 自己分解反応の抑制技術について、**継続して検討**する必要
次世代冷媒の安全性・リスク評価手法の開発 **【東京大学】**	■ 強燃性冷媒の安全性を規定する国際規格の妥当性を検討し、安全等級の改訂作業に情報提供した。 ■ HFO冷媒の自己分解反応の発生条件を実験的に明らかにし、安全性評価に関する国際規格化に向け提案した。 ■ ルームエアコンの新評価法として、負荷試験法を試行し、国内外の試験法の改正に提言した。	■ 強燃性冷媒を用いることは安全面からは好ましいこととは言えないが、国際的な動向を踏まえ、安全に使用するために必要な最大充填量、室内機ファン風量の評価が必要である。 ■ 自己分解反応の発生条件の試験法の妥当性を検証する必要がある。 ■ 広く普及している空気エンタルピー式環境試験室で負荷試験を適切に実施できることを検証する必要がある。
次世代冷媒の安全性・リスク評価手法の開発 **【公立諏訪東京理科大学】**	■ 強燃性冷媒の漏洩時に着火源になり得る機器と、その一般的な特性を解明することにより、強燃性冷媒の安全性についての、**国際規格化、安全等級の改訂作業への情報提供**につながった。	■ 燃焼冷媒の着火源になり得るものは多様に存在し、それぞれに着火源モデルを構築する必要があるため、引き続き、着火する条件についての一般的な特性を明らかにする必要がある。
次世代冷媒の安全性・リスク評価手法の開発 **【産業技術総合研究所】**	■ 燃焼性を有する冷媒が漏洩して火災になる時の危害度の特性を明らかにすることにより、強燃性冷媒の安全性についての、**国際規格化、安全等級の改訂作業への情報提供**につながった。	■ 強燃性冷媒燃焼時の危害度はこれまで最悪と規定されてきたが、本PJの結果を元に規格を適正化する必要がある。

表 2.1.3-1 アウトカム目標の達成見込み（対象技術毎）（続き）

研究開発項目	達成見込み	課題
③次世代冷媒及び次世代冷媒適用技術の開発 **【冷媒・機器開発】**	■【機器開発】 **従来比同等性能で安価かつ省エネ性に優れた機器開発の技術を確立** ■【冷媒開発】 GWP10以下の**冷媒（R474A）を開発し、国際規格に登録**	■【機器開発】 **上市に向けた課題解決**（製品の安全性・信頼性・性能・コスト）を引き続き実施 ■【冷媒開発】 **上市に向けた課題解決**（冷媒の生産・回収体制、自己分解反応に対応する安全性確保）が必要
自然冷媒および超低ＧＷＰ冷媒を適用した大形クーリングユニットの研究 **【三菱電機】**	■ **大型冷蔵倉庫向けのクーリングユニット**について、自然冷媒および超低GWP冷媒を適用し、従来機器と比べ、**安価で高い省エネ性を持ち、設備管理者も不要なシステムの量産化技術**が確立できる見込み。	■ 今後の量産開発設計にて、製品の安全性・信頼性・性能・コストの詳細検討が必要。 ■ 量産機生産のためには設備投資が必要でありその検討が必要。
コンデンシングユニットの次世代低ＧＷＰ冷媒対応化技術の開発 **【東芝キヤリア】**	■ **コンデンシングユニット開発**において、コストと性能の両立を図り、現状の要素部品をベースに改良することで、2025年の早期上市を予定している。 ■ 主にチェーン展開しているコンビニエンスストアをターゲットとすることにより**迅速な市場浸透**を可能とする。	■ 上市開始時の冷媒の供給量と冷媒価格、対応冷媒回収機の普及度について、迅速な市場への機器普及を妨げるリスクがある。
低温機器におけるCO_2冷媒を使用した省エネ冷凍機システム開発及びその実店舗評価 **【パナソニック】**	■ **CO_2冷凍機**の大出力化技術により、**部品の汎用化、低コスト化を実現**する。 ■ CO_2冷媒の特長である高温排熱を利用したシステムにより、**フロン冷媒以上の省エネ性**を提供する。	■ CO_2冷媒の普及のためには最終ユーザーがCO_2冷凍機器を選択する経済的なメリットが必要。 ■ 従来冷媒からCO_2冷凍機器に切り替える際の施工期間・費用の圧縮が必要。
ＧＷＰ１０以下の直膨型空調機用微燃性冷媒の開発 **【ダイキン工業】**	■ GWP10以下の冷媒（R474A）を開発し、**国際規格に登録**した。 ■ 空調機での基礎検討で使用の可能性を示すことができた。**直膨型空調機において性能・安全面でHFC系冷媒を代替する可能性**がある。	■ 自己分解反応に対応する安全性確保の機器指針を検討し、市場に提供できるよう準備を進める。

表 2.1.3-2 本事業の国際規格化・標準化への貢献状況（委託事業）

		研究内容	規格・標準改定への貢献（実績および予定）			
			対象規格	貢献内容	提案時期	発効時期
研究開発項目①	九州大学	次世代冷媒の物性計測、状態方程式	ISO 17584	R1233zd(E)、R1336mzz(Z)、R1234yfの登録	2017-2022	2022.8
				混合冷媒の登録（対象となる混合冷媒は未定）	未定	未定
			REFPROP 10	R245fa、R1234ze(Z)、R1243zf、R1123、R1224yd(Z)、R32/1234yf、R32/1234ze（E)の物性定義ファイルを提供	2013-2018	2018
				R1336mzz(E)、R32/1123、R1123/1234yf、R1234yf/290およびR1123/290の物性定義ファイルを提供	018-2023	2023？
		伝熱データ計測、伝熱データベース	-	新規冷媒および既存冷媒の沸騰伝熱および凝縮伝熱の実験データをWebブラウザを用いて世界中から検索・閲覧が可能になり，情報提供に貢献	-	-
				ユーザアカウントの権限レベルの設定とその機能を追加し，伝熱データのダウンロードを可能にすることで，研究開発や設計に必要な情報入手に貢献	-	-
	早稲田大学	解析モデル、シミュレータ開発（熱交、システム、LCCP）	IEC60335-2-89	A2L冷媒について、1.2kgの制限を外し、LFLの13倍まで冷媒を充填できるようにするという、日本提案に貢献した。（R454C等の幾つかのA2L冷媒の必要冷媒量を早稲田大学のシミュレータによって解析し、R290の約2倍の冷媒量があれば同等能力が確保できることを明らかにした。この結果が上記の日本提案に貢献した。）	2019.1	2023
			次世代ISO期間性能規格（16358の後継規格)	開発したシミュレーションをISO次期期間性能規格のベースとして、ディジタル規格化を目指す当該規格の根幹を形成し、また、必要な機能を追加して、測定の負担が少なく、高精度かつ利便性の高い規格の成立を目指す。	023-2024	2026
		性能評価設備（エミュレータ方式試験室）	ISO（実運転性能データベース）	エミュレータ式負荷試験法が負荷試験の国際標準化に向けて認知されつつあり、これが主流になる。	未定	未定

表 2.1.3-2 本事業の国際規格化・標準化への貢献状況（委託事業）（続き）

		研究内容	規格・標準改定への貢献（実績および予定）			
			対象規格	貢献内容	提案時期	発効時期
研究開発項目①	早稲田大学	負荷固定試験方法	ISO	ISO/TC86/SC6のInformal group meetingで、NEDO成果を基に負荷固定試験方法に関する報告を行い、またこの方法の残課題の解決に向けて継続的に参画し、同方法の国際規格化を推進・支援している。今後、作業部会へ移行しての規格化作業が予定されており、これにも継続して参画して、規格の成立を図る。	2021.6～	2026
	産総研機能化学	微燃性冷媒の燃焼特性(燃焼速度、燃焼限界、消炎距離、混合則)	高圧ガス保安法	当NEDO事業で高度化した燃焼限界評価法が、特定不活性ガスの判定方法に採用された。	2020	2021.4
			ANSI/ASHRAE Standsrd 34	半年に1度開催されるASHRAE SSPC34委員会等へ、代表的な混合冷媒の燃焼特性の基準となるデータの提供や、燃焼特性評価方法の見直しとして規格改定に係る提案を主導することにより、その審議に適切に対処していく。	2020	未定
研究開発項目②	東京大学	冷媒漏えいシミュレーション、濃度分布計測	IEC60335-2-40	A3冷媒許容充填量緩和の妥当性を検証した–	-	2022.5
				噴流速度に着眼した世界に例のない取組みで、新しいファン風量の式を容易に実装可能な汎用技術としてEdition 7.0以降の国際規格に提案する。	未定	未定
			IEC60335-2-89	日冷工で行った解析により、A2L冷媒の充填量緩和を実現。	2019.1	2023
				今後の改訂で提案される可能性があるR290最大冷媒量500gから1kgへの増量に対する安全性評価に繋げる。	未定	未定
			JRA4078 JRA GL-21	リーチインショーケースのA2、A3冷媒漏えい直後から、可燃域が形成される危険性を明らかにし、JIS C 9335-2-89での濃度基準を定めるのに貢献（IEC60335-2-89で規定されている5分間の測定免除をなくした）	2019-2020	2021
		ディーゼル爆発の抑制	IEC60335-2-40	A3冷媒のディーゼル爆発に対する規定が必要ないとの結論を導くのに貢献した	2018	2018
		HFO冷媒の自己分解反応	ISO 817(冷媒の安全等級)	HFO冷媒の自己分解反応のリスク評価を進め、自己分解反応の安全性評価の重要性をISO817の改訂委員会に提案することに貢献する。またCF3Iのような物質の安定性についても議論する。すでに安定性指標の必要性について日本から要点を説明し基本的な合意が得られており、具体的な規定内容の提案を求められている。	2023-202	2025
	東京大学	負荷固定試験方法	JIS C 9612	実運転と同じように制御機能を生かしてエアコンの性能を測定する負荷試験法を実施した。また、動的な負荷試験法も検討する予定。それらを基に、電機工業会が主管するJIS C9612改訂作業チームに、性能試験の改定案を提供する。	未定	未定
	公立諏訪東京理科大学	着火源の評価	IEC60335-2-40 IEC60335-2-89	着火源から除外可能な電気部品の電圧電流条件や負荷条件を整理、理論化する。また、高温表面温度の着火性に関して対流要件や放熱メカニズムを整理，理論化する。これにより、実装前の着火性予測にまで言及した国際規格を提案する。	未定	未定
			JRA 4078 JRA GL-21 JRA規格	各種着火源の評価結果をリスクアセスメントに反映し、それに基づいた内蔵ショーケースの規格を策定した。	2019-2020	2021
				各種着火源の評価及び着火有無判定結果について、日冷工規格へ反映する	未定	未定
	産総研安全科学	実規模危害度評価	IEC60335-2-8	リーチインショーケースに対し扉開放後5分間の測定免除に対する危険性を今後の改訂に提案する。	未定	未定

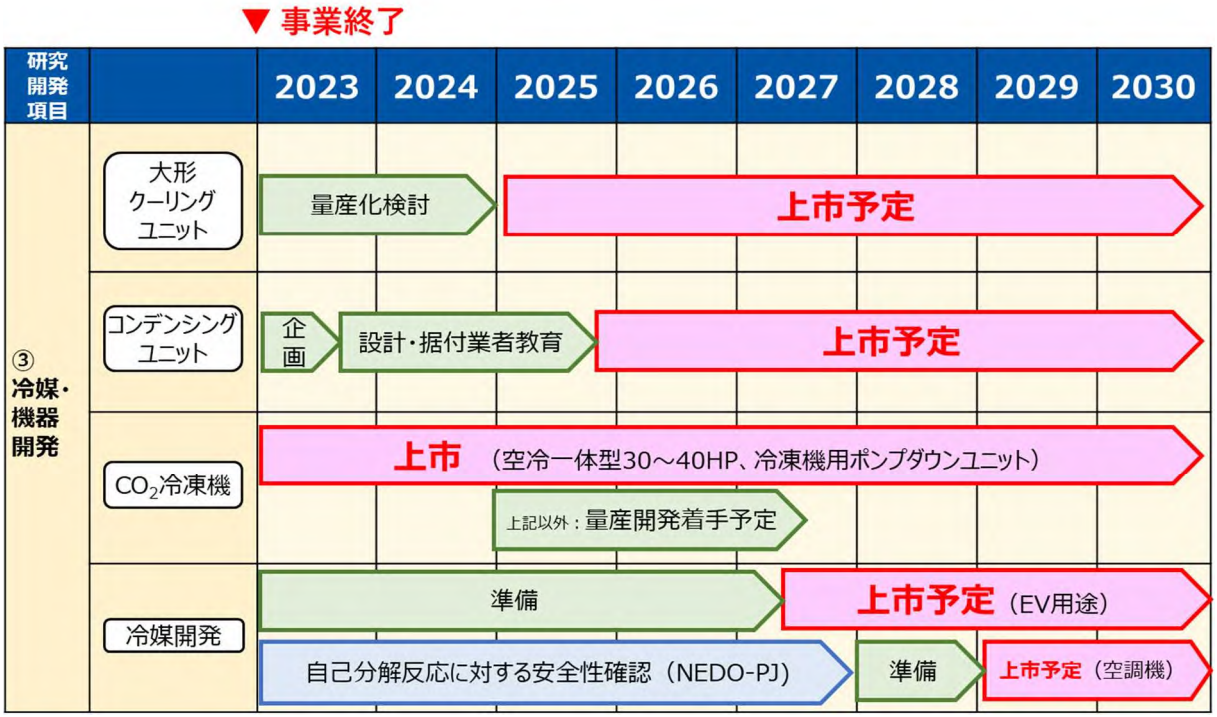


図 2.1.3-1　対象技術毎の成果の実用化・事業化見通し（助成事業）

2.1.4 波及効果

冷媒の低 GWP 化が困難な機器分野に産学官の英知を集中させ、安全性が担保された次世代冷媒及び冷凍空調機器の開発・製品化を推進することで、我が国の国際的な環境に対する責務を果たすことに大きく寄与する。さらに、世界に先駆けた次世代冷媒技術の開発は我が国産業の競争力強化につながる。

＜社会的波及効果＞

１）キガリ改正による世界の HFC 削減に大きく貢献
２）世界に先駆けた次世代冷媒技術の開発による我が国産業の競争力強化
３）世界市場において日本企業のシェア拡大が期待
・ルームエアコン　　：約 6 兆円/年
・パッケージエアコン・ビルマル　：約 4 兆円/年
・冷蔵・冷凍ショーケース　　：約 2 兆円/年
・コンデンシングユニット　　：約 1 兆円/年
（数字はいずれも 2035 年時点の世界市場の予測値※1）
※１「ヒートポンプ 温水・空調市場の現状と将来展望 2021」（富士経済）より

＜技術的波及効果＞

圧縮機、熱交換器等の高効率化及び他用途（広範囲の冷凍空調機器等）への展開

2.1.5 費用対効果

2.1.5.1 費用対効果

本事業では、5 年間で予算総額は 28 億円である。

2018 年度 2.5 億円（委託事業のみ）、2019 年度 6.53 億円、2020 年度 7.0 億円、2021 年度 6.5 億円、2022 年度 5.49 億円を投入しており、これは、性能評価、安全性・リスク評価、機器開発、冷媒開発の各分野において実施した。本事業は、年間消費電力が現行機器より 10%省エネを達成する冷凍空調機器の開発基盤を整備し、2026 年を目途に製品化、2029 年までに国内普及することを目指す。次世代冷媒適用冷凍空調機器が商品化・普及することで、パリ協定における日本の HFC

排出削減目標及びモントリオール議定書キガリ改正における HFC 生産・消費量の削減目標に貢献する（本プロジェクトによる CO_2 排出量削減効果は 2029 年度に最大で 572 万 CO_2- t /年※）。

※本プロジェクトの成果により、家庭用エアコン、業務用エアコン、小型冷凍冷蔵機器、中型冷凍冷蔵機器において、GWP（地球温暖化係数）が 150 に低下することを前提として算出した。対象機器は、2025 年に上市し、2025～28 年の４年で新たに出荷される全品目を置き換えると想定した。

2.1.5.2 制度への適応性

冷凍・空調機器の製造、使用、修理・メンテナンス、廃棄における冷媒漏洩を完全にゼロにすることは極めて困難である。このため、地球温暖化問題への貢献に向けて、グリーン冷媒を含む次世代冷媒及びその適用冷凍空調機器を開発することが最も望ましい。

本事業の最終目標は「次世代冷媒を適用して、現状市販されているフロン冷媒適用機器品と同等以上の性能を有し、かつ年間消費電力量で現行機器より 10%の省エネを達成する機器を開発する」ことにある。次世代冷媒の基本物性データ及び安全性・リスク評価手法等の開発により、実用的な安全基準（業界規格等）を示し、現状市販フロン品と同等以上の性能を実現する要素機器技術やシステムコンポーネントの開発により省エネルギーで安全な製品を産業界へ供給し、フロン排出抑制法の目指すフロン類の排出量削減に貢献すると同時に、長期的観点から CO2 排出量の削減に貢献する。

2.2 アウトプット目標及び達成状況

2.2.1 アウトプット目標の設定及び根拠（前身事業等）

平成 28 年度実施の「高効率低ＧＷＰ冷媒を使用した中小型空調機器技術の開発」事業に対するＦＳ的俯瞰評価委員会（委員長：岡山大 稲葉英男名誉教授、委員：産学の外部有識者 5 名）を 5 月 22 日に開催して議論を行い、本プロジェクトは実施すべきとのご意見と共に有用なご指導を戴き、実施方針・実施計画に織り込み対応した。（表 2.2.1-1）

表 2.2.1-1 ＦＳ的俯瞰評価委員会における主な意見と対応

	意見	対応
1	・アウトカムで想定されている５０％のシェア獲得には、日本の技術が国際的に高く評価されるためのアクションが必要であり、単に国際標準に登録するだけでなく、国際的な議論でのリーダーになることが必要。そのためには、国際的な議論の場をリードしているというアウトプットが必要で、NEDO が主導すべき事項。相応の予算措置も必要。	・国際的な議論をリードしていくためのアクションプランとして調査委託事業を実施し、国際動向の把握とともに業界と情報交換・意見交換を行う場を設け、研究の方向性等を議論した。また研究成果毎年レポートとしてまとめて WEB 上で広く公開した。
2	・新規プロジェクトでは、混合冷媒も対象となっている。安全性、環境性、省エネルギー性を満足する混合冷媒の最適解を見つける手法もプロジェクト対象とすべき。	・基本計画策定段階で、混合冷媒の最適化に関するデータ取得及び評価および、安全性・リスク評価手法の開発をプロジェクト対象として取り組んだ。
3	・公的機関や大学などでの研究遂行体制は、お互いに他者の厳しい指導や評価を好まない風潮があるので、研究進行内容を随時評価して、最終的に良い成果が得られるようにすべきである。この場合、客観的且つドライに評価できるコーデネーターを配置すべき。	・NEDO の仕組み（技術委員会・中間評価等）の活用により第３者の意見・評価を取り入れた。 ・業界団体との情報・意見交換をする場を設け（上述）、研究進捗を随時共有するとともに実用化に向けて広く意見を取り入れる仕組みとした。

2.2.2 アウトプット（研究開発成果）のイメージ

表 2.2.2-1 に研究開発テーマの詳細を図、また 2.2.2-1 には本事業のアウトプットの全体イメージを示す。

委託事業では、研究開発項目①において次世代冷媒開発に必要な冷媒の基本特性に関するデータの取得を行うと同時に、このデータを基に次世代冷媒を機器で使用した場合の性能評価を実施、また研究開発②においては燃焼性等に課題のある次世代冷媒候補を中心に、安全性・リスク評価手法の開発を行い、国際規格・標準への登録や改定への貢献を図った。

助成事業では次世代冷媒の社会実装の加速化を図るため、次世代冷媒および適用機器開発への取組みを実施した。

表 2.2.2-1 研究開発テーマ

研究開発項目	事業者名	テーマ	委託/助成	契約期間	対象
① 次世代冷媒の基本特性に関するデータ取得及び評価	九州大学（再委託：富山県立大学、日本大学、長崎大学、産業技術総合研究所、九州産業大学、佐賀大学、東京海洋大学）	中小型規模の冷凍空調機器に使用する次世代冷媒の熱物性、伝熱特性および基本サイクル性能特性の評価研究	委託	2018-2022	HFO 系混合冷媒の物性データ取得
	産業総合技術研究所 機能化学研究部門	低ＧＷＰ低燃焼性混合冷媒の安全性評価	委託	2018-2022	HFO 系混合冷媒の燃焼性評価
	早稲田大学（再委託：電気通信大学）	低ＧＷＰ冷媒を採用した次世代冷媒冷凍空調技術の実用化評価に関する研究開発	委託	2018-2022	性能評価シミュレーターの開発
② 次世代冷媒の安全性・リスク評価手法の開発	東京大学（再委託：静岡大学、広島大学公立諏訪東京理科大学、産業総合技術研究所、安全科学研究部門	次世代冷媒の安全性・リスク評価手法の開発	委託	2018-2022	HC 系冷媒、HFO 系冷媒の安全性評価
③ 次世代冷媒及び次世代冷媒適用技術の開発	三菱電機株式会社	自然冷媒および超低 GWP 冷媒を適用した大形クーリングユニットの研究	助成	2019-2022	【機器開発】 大型冷凍冷蔵倉庫向けクーリングユニット
	東芝キヤリア株式会社	コンデンシングユニットの次世代低 GWP 冷媒対応化技術の開発	助成	2019-2022	【機器開発】 コンデンシングユニット
	パナソニック株式会社	低温機器における CO_2 冷媒を使用した省エネ冷凍機システム開発及びその実店舗評価	助成	2019-2022	【機器開発】 コンビニエンスストア、スーパーマーケット、物流倉庫、食品加工工場の CO_2 冷凍機システム
	ダイキン工業株式会社（再委託：産業技術総合研究所）	GWP10 以下の直膨型空調機用微燃性冷媒の開発	助成	2019-2022	【冷媒開発】 冷媒、直膨型空調（家庭用エアコン、業務用エアコンの一部）

図 2.2.2-1 アウトプット（研究開発成果）のイメージ

2.2.3 アウトプット（終了時）目標の設定及び根拠

基本計画にて設定したアウトプット目標を示す。

＜アウトプット目標＞
研究開発項目①「次世代冷媒の基本特性に関するデータ取得及び評価」
研究開発項目②「次世代冷媒の安全性・リスク評価手法の開発」

【中間目標（2020 年度）】

1）冷凍空調機器性能と省エネ性を両立しうる次世代冷媒候補について、基本物性データ（熱物性、伝熱特性等）の取得及び評価（漏洩時挙動評価、フィジカルハザード評価等）を実施し、安全性・リスク評価手法確立に向けた目途付けを行う。
2）産官学の外部有識者との検討を踏まえつつ、本事業で得られた次世代冷媒の安全性評価手法に関する成果を、次世代冷媒を普及させるために必要な業界の実用的な安全基準や、国際規格化・国際標準化、及び国際データベース等※への登録に効果的に結び付けるためのロードマップを策定する。

【最終目標（2022 年度）】

1）中間評価結果を踏まえ、冷凍空調機器性能と省エネ性を両立しうる、次世代冷媒候補について、基本物性データの取得及び評価を実施し、安全性・リスク評価手法を確立する。
2）次世代冷媒使用にあたっての実用的な安全基準（業界規格等）の策定に資するデータや評価結果を提供する。
3）次世代冷媒の基本物性データ及び安全性・リスク評価手法等について、国際規格・国際標準への提案を 1 件以上、及び国際データベース等への登録申請を 1 件以上行う。

※次世代冷媒の社会実装に必要な国際規格、国際標準としては ISO5149（機器）、ISO817（冷媒物性）、IEC60335-2-40（空調）、IEC60335-2-89（冷凍冷蔵）、ASHRAE34（冷媒物性）、ASHRAE15（機器）が想定される。また、国際データベースでは、NIST（アメリカ国立標準技術研究所）が作成する冷媒熱物性データベースソフトウエア；REFPROP が想定される。

研究開発項目③「次世代冷媒及び次世代冷媒適用技術の開発」

【中間目標（2020 年度）】
次世代冷媒及び次世代冷媒適用技術の開発において、現状市販フロン品と同等以上の性能（COP、APF 等）を実現する技術について、個別テーマごとに目標を定め、これを達成する見通しを得る。
【最終目標（2022 年度）】
中間評価結果を踏まえ、次世代冷媒及び次世代冷媒適用技術の開発において、現状市販フロン品と同等以上の性能（COP、APF 等）を実現する技術について、個別テーマごとに目標を定め、これを達成する。

これら基本計画で定めたアウトプット目標について、対象技術ごとに具体化した目標、およびその根拠を表 2.2.3-1 に示す。

表 2.2.3-1　アウトプット（終了時）目標の設定及び根拠

研究開発項目	最終目標（2023年3月）	根拠
①次世代冷媒の基本的特性に関するデータ取得及び評価 **【基本特性評価】**	■ **次世代冷媒の特性及び燃焼特性を解明**する。 ■ 次世代冷媒を用いた**機器の性能について、広範囲で高精度に予測できる手法を確立**する。	■ 国際規格化・国際標準化及び国際データベース登録には、**正確な冷媒特性・燃焼性の解明が必要**である。 ■ 次世代冷媒を使用した機器開発を加速化するためには、**実用に即した評価手法の確立**が必要である。 ■ 同時にこの**評価手法と従来規格手法の結果を比較**することで、従来規格の課題が明確となり**改定に貢献**出来る。
中小型規模の冷凍空調機器に使用する次世代冷媒の熱物性、伝熱特性および基本サイクル性能特性の評価研究 **【九州大学】**	■ 中小型冷凍空調機器への応用が見込まれる次世代低GWP冷媒について、その熱力学的特性、伝熱特性及びサイクル性能特性を**実験・解析の両面から明らかにする**	■ 次世代HFO系冷媒の特性は未だ解明されていない部分も多く、実用化促進の大きな障壁となっている。**得られた成果をソフトウエアやデータベースとして提供**することにより、**冷媒の実用化を加速**できる。 ■ これらの成果をISOやASHRAE、REFPROPなどの国際規格に登録して国際標準化することによって、**全世界的な低GWP冷媒の実用化に貢献**できる。
低GWP低燃焼性混合冷媒の安全性評価 **【産業技術総合研究所】**	■ 3種類以上のHFO混合系について、**燃焼特性の混合組成依存性及び混合効果を明らかにするとともに不活性化条件**を明確化する。 ■ 3種類以上のHFO混合系の**燃焼特性の温度及び湿度依存性**を検討し明らかにする。 ■ 1種類以上のHFO混合系の**燃焼特性の濃度分布影響**を明らかにする。	■ 安全性に優れた次世代冷媒普及のために、燃焼特性が殆ど解明されていない、多くのHFO混合系の燃焼特性を系統的に評価し、その**燃焼特性データや評価手法および標準条件をこえた実使用環境を想定した燃焼特性データを取得**し、国際規格化・国際標準化及び国際データベース等へ反映させることが重要である。
低ＧＷＰ冷媒を採用した次世代冷凍空調技術の実用化評価に関する研究開発 **【早稲田大学】**	■ 空調機器の各デバイスの現象究明、数式化による**性能解析技術の確立** ■ 空調機器の動的性能評価が可能な性能評価装置の開発による**性能評価方法の確立** ■ 空調機器の性能評価が可能な**熱交換器、空調機器、LCCPの各シミュレーターの開発**	■ 次世代冷媒を使用した機器開発を加速化するためには、次世代冷媒を用いた空調機器の性能について、**広範囲で高精度に予測できる手法**を開発し、**実用に即した評価手法**を確立することが必要である。 ■ 同時にこの評価手法と従来規格手法の結果を比較することで、**従来規格の課題が明確となり国際規格の改定に貢献出来る。**

表 2.2.3-1　アウトプット（終了時）目標の設定及び根拠　（続き）

研究開発項目	最終目標（2023年3月）	根拠
②次世代冷媒の安全性・リスク評価手法の開発 **【安全性・リスク評価】**	■ **強燃性冷媒漏洩時の濃度拡散、着火源熱源、燃焼の危害度を評価**する。 ■ **HFO系次世代冷媒の自己分解反応の抑制方法を開発**する。 ■ エアコンの性能を**適正に評価できる試験法（負荷試験法）を開発**する。	■ **燃焼性冷媒を使用する機器の規格改定や機器開発においては**、**漏洩時の事故発生リスクや危害度等の評価が必要**であり、そのための基礎データの取得が必要である。 ■ **自己分解反応を有する次世代HFO系国産冷媒の実用化のため**に、この**反応を抑制する技術開発が必要**である。 ■ **空調機の性能を適正に評価**出来る規格を提案するためには、**新しい試験法の開発が必要**である。
次世代冷媒の安全性・リスク評価手法の開発 **【東京大学】**	■ **可燃性冷媒漏洩時の冷媒拡散、危害度の評価、ディーゼル爆発の抑制方法**を提案する。 ■ HFO冷媒の**自己分解反応の抑制方法**の検討および効果の確認をする。**冷媒圧縮機内ショートの要因解明**を行う。 ■ エアコンの**負荷試験法の実現可能性**を明らかにする。	■ **可燃性冷媒漏洩時のリスク評価**としては、実用に即し**可燃域形成に係る機器の設置・運転条件の影響を明確**にする必要がある。 ■ HFO1123などの国産冷媒の実用化のためには、**自己分解反応を抑制する必要**がある。自己分解反応は圧縮機の故障により励起されるので、圧縮機におけるショート発生要因を解明する。 ■ **現状のJIS規格**においてはインバータ制御機器などについての**適正な評価について課題**がある。この課題を解決する手法として負荷試験方法について検討する。
次世代冷媒の安全性・リスク評価手法の開発 **【公立諏訪東京理科大学】**	■ 着火源を分類し、分類カテゴリーごとに**着火源モデルを構築**する。 ■ 次世代冷媒のフィジカルリスク評価のための**着火源評価手法を完成**させる。	■ **次世代冷媒の実用化**には、**安全基準（業界規格等）の策定に資するデータや評価結果が必要**である。 ■ **室内に実在する幅広い着火源の着火性評価手法の確立**のためには、実際の事故シナリオに基づく着火源の分類と、各々に対する着火性の評価、モデル化が必要である。
次世代冷媒の安全性・リスク評価手法の開発 **【産業技術総合研究所】**	■ 評価実験に用いる漏洩条件をモデル化とこれに基づく**実在機器類の点火能を評価**する。 ■ **エアコンから小流量**で漏洩する場合の着火事故の**危害度を評価**する。 ■ **エアコンとショーケースでの急速漏洩時**の着火事故の**危害度を評価**する。	■ **実使用条件に近い漏洩条件**で適切に**危害度評価**を行う必要がある。 ■ **実際に起こり得る漏洩条件**で居室空間内への漏洩挙動を観測し、着火が起こった場合の**危害度を評価**することで、漏洩着火事故のリスク評価のためのデータを得ると共に、充填量制限や室内気の撹拌等の安全対策の有効性を確認することで、**可燃性冷媒の普及**に資することができる。
③次世代冷媒及び次世代冷媒適用技術の開発 **【冷媒・機器開発】**	■ 現状市販フロン品と**同等以上の性能(COP等)を実現する技術**（冷媒開発、機器開発）に関して、**各事業者毎に目標を定め、これを達成**する。	■ 次世代冷媒とその適用機器の**製品化、普及促進のためには、性能、価格、環境性等の観点から市場競争力が必要**であり、既存冷媒と比較した際に性能が劣る等の課題をクリアする必要がある。
自然冷媒および超低ＧＷＰ冷媒を適用した大形クーリングユニットの研究 **【三菱電機】**	■ 自然冷媒および超低GWP冷媒を適用し、従来比、定格条件ならびフィールド実使用条件下での**年間COPが100%以上、機器販売価格が140%以下**を達成する技術の確立	■ 高元側の冷媒として超低GWP冷媒（HFO冷媒含む）を用い、低密度冷媒の弱点である吸入圧力損失による効率低下および押しのけ量が多くなる課題に対しての改善を図りながら、クーリングユニットに適用した場合のユニット性能を評価し、実用化課題を抽出し改善策を立案する。また、可能な限り空調機で使用している部品を多用することで製品コストを低減させる。
コンデンシングユニットの次世代低ＧＷＰ冷媒対応化技術の開発 **【東芝キヤリア】**	■ GWP150冷媒採用のコンデンシングユニット開発にて、実運転時の**年間機器性能を5%改善**する技術の確立	■ キガリ改正のフェーズダウンを見据えつつ、製品設置やサービス需要に支障が出ないようにGWP値を150に設定し、年間機器性能改善率を5%とすることでユーザに対してもメリットがある仕様とした。
低温機器におけるCO_2冷媒を使用した省エネ冷凍機システム開発及びその実店舗評価 **【パナソニック】**	■ CO_2冷凍機の**大出力化**技術開発 ■ 高外気温対応技術開発 ■ **未利用熱利用**技術開発 ■ 中高温領域対応技術開発	■ CO_2冷凍機の普及が促進されない要因の一つとして、30HP以上の大出力機種が無く、スーパーマーケットや大規模倉庫等では使用台数が多くなり、施工費用が高くなることが挙げられる。 ■ 業界の認識として、自然冷媒に転換するメリットが環境性のみになっていることも挙げられる。そこで、左記の技術開発を行うことで、CO_2冷媒の普及促進を狙う。
ＧＷＰ１０以下の直膨型空調機用微燃性冷媒の開発 **【ダイキン工業】**	■ **GWP 10以下のA2L冷媒**を提案 ■ 市販HFO冷媒と同水準の機器性能	■ GWP値に関して直膨空調機で温暖化規制を確実にクリアできる数値とした。安全性については、A1～A2Lでないと広く普及できないためこの値を目標とした。 ■ 直膨空調機で使用されているR454B (466), R454C (148) などのHFO系冷媒を基準にした。

2.2.4 アウトプット目標の達成状況

研究開発は順調に進捗し、対象技術毎の最終目標に対する 2022 年度末の達成度は、開発促進財源を使用して実施した研究（3.3.7 進捗管理・開発促進財源投入実績参照）による追加目標を含め、「達成度 100%」となった。

表 2.2.4-1 に研究開発テーマ毎のアウトプット目標の達成状況と根拠を示す。

表 2.2.4-1 アウトプット目標の達成状況

◎ 大きく上回って達成、○達成、△一部未達、×未達

研究開発項目	成果（実績）（2024年3月）	達成度	達成の根拠／解決方針
①次世代冷媒の基本的特性に関するデータ取得及び評価 **【基本特性評価】**	■ 冷媒特性に関する合計**127件の測定、モデル構築、評価を行った。** ■ **3つの混合系冷媒**について、**燃焼性の観点からの最適な混合組成を明確化、4種の冷媒**について**実用上の燃焼特性を明確化**した。 ■ 冷凍サイクルを構成する**各種デバイスの数理モデル・数値解析手法を確立**し、これらを**統合した実用的なシミュレーター、性能評価装置を開発**した。	○	■ 次世代冷媒開発に必要な**冷媒の基本特性を解明**するとともに、**燃焼性の面から見た安全性評価を確立**出来た。 ■ **次世代冷媒および適用機器の開発・検証に必要な実用性のある性能評価装置を開発**出来た。
中小型規模の冷凍空調機器に使用する次世代冷媒の熱物性、伝熱特性および基本サイクル性能特性の評価研究 **【九州大学】**	■ 冷媒特性に関する**合計127件の測定、モデル構築、評価**を行った。 ■ 中小型規模の冷凍空調機器への応用が見込まれる次世代低GWP冷媒の熱力学特性、伝熱特性及びサイクル性能を解析的・実験的の両面から明らかにした。	○	■ 次世代冷媒候補となる低GWP冷媒の多面的性能評価を完了できた。得られた成果の一部はすでに国際規格化・データベース化されており、実用化研究の基盤情報を形成している。
低GWP低燃焼性混合冷媒の安全性評価 **【産業技術総合研究所】**	■ 3種類のHFO混合系について、標準条件における**燃焼特性の混合比依存性を明確化**した。 ■ 3種類のHFO混合系について、**実用上の温度・湿度条件における燃焼特性の混合比依存性を明確化**した。 ■ 大規模容器を用いたR32/1234yf混合系の**濃度分布による燃焼特性の変化を明確化**した。	○	■ ３つの混合系冷媒について、燃焼性の観点からの最適な混合組成を明確化、４種の冷媒について実用上の燃焼特性を明確化できた。
低ＧＷＰ冷媒を採用した次世代冷凍空調技術の実用化評価に関する研究開発 **【早稲田大学】**	■ 冷凍サイクルを構成する各種デバイスの**現象究明、数理モデル・数値解析手法を確立**した。 ■ 上記を統合した空調機器の**動的性能評価が可能な性能評価装置、空調機器の実用的な性能評価が可能なシミュレーター**を開発した。	○	■ 次世代冷媒および適用機器の開発・検証に必要な、次世代冷媒を用いた空調機器の性能について、広範囲で高精度に予測できる手法を開発し、実用性のある性能評価装置およびシミュレーターを開発出来た。
②次世代冷媒の安全性・リスク評価手法の開発 **【安全性・リスク評価】**	■ **燃焼性冷媒漏洩時のリスク評価**として、可燃域形成に係る**機器の設置・運転条件の影響を明確化**するとともに、着火源の評価、および**着火時の影響評価に関するデータを取得**した。 ■ **燃焼性冷媒の燃焼抑制対策、HFO系冷媒の自己分解反応抑止方法**について、添加剤や機器の構造改善による**手法を開発**した。 ■ 空調機の**新しい性能評価手法**として、**負荷試験法の妥当性を検証**できた。	○	■ **機器の安全性に関する国際規格の改定**に必要なデータを提供することが出来た。 ■ 次世代冷媒・機器開発に必要な**燃焼抑止技術・自己分解反応抑止技術を開発**出来た。 ■ **空調機性能**を適正に**評価する規格改定への提案**に向け、方向性を示す事が出来た。
次世代冷媒の安全性・リスク評価手法の開発 **【東京大学】**	■ **R290が漏洩するときのシミュレーション**を行い、IEC規格が適正であることを確認できた。 ■ **HFO1123混合冷媒の自己分解反応を抑制する手法**が明らかになった。 ■ 空調機性能評価精度の向上策として、**負荷試験法の実現可能性を示す**とともに、課題について整理した。	○	■ 日冷工のWGと協力をしながら、**IEC規格等の改訂に協力**した。 ■ HFO1123の**自己分解反応を抑制する手段として、プロパンが有効**であることを示した。 ■ エアコンの**JISや国際規格の改訂に情報提供**できた。
次世代冷媒の安全性・リスク評価手法の開発 **【公立諏訪東京理科大学】**	■ **着火源の分類を完了**した。 ■ リレー接点、スイッチ押下、コンセント抜き差し、静電気などの電気系着火源、熱面・たばこなどの**熱系着火源の着火性を評価**した。 ■ **湿度の影響等**について評価を完了した。	○	■ 分類したそれぞれの着火類型における着火性評価を行い、**結果をまとめて公表**した。 ■ 査読付き論文8報，学会発表26件などの**発信**した。 ■ 研究成果が日冷工**規格に反映**された。
次世代冷媒の安全性・リスク評価手法の開発 **【産業技術総合研究所】**	■ 過去の漏洩事故事例等から**実規模実験の漏洩条件を決定**した。 ■ 実在する**電気機器の点火能を評価**した。 ■ エアコンでは、R290、R32、R1234yfについて、ショーケースではR290について、実規模の漏洩着火実験を行い、危害度を評価した。	○	■ 日本冷凍空調工業会のWGと協力をしながら、リスク評価を実施し、**IEC規格等の改訂に協力**した。 ■ 現在単体で用いられている**微燃性のHFC冷媒の室内漏洩事故では着火が起こりにくい**ことが示された。

表 2.2.4-1 アウトプット目標の達成状況（続き）

研究開発項目	成果（実績）（2024年3月）	達成度	達成の根拠／解決方針
③次世代冷媒及び次世代冷媒適用技術の開発 **【冷媒・機器開発】**	■ **大形クーリングユニットにおける二元サイクル検討および最適冷媒を選定**し、**実証試験を完了**した。 ■ **コンデンシングユニットに適用する**R454Cなどの3種類の**冷媒を選定**し、**実証試験により省エネ性を確認**した。 ■ **CO_2冷凍機の連結や高外気温度対応、未利用熱利用などの技術を開発**し、実証試験により性能改善を確認した。 ■ **冷媒評価と機器性能評価を実施**し、**GWP10以下の新たな混合冷媒を開発**した。	○	■ 年間**COPが従来比100%以上で機器販売価格が140%以下を達成**できた。 ■ 年間**機器性能5%改善を達成**できた。 ■ 30、40馬力の**CO_2冷凍機を製品化**。他技術についても**実用化へ向けた技術的な課題を解決**できた。 ■ R474Aとして**国際規格に登録**。空調機の基礎検討を行い、**適用可能性を確認**できた。
自然冷媒および超低ＧＷＰ冷媒を適用した大形クーリングユニットの研究 **【三菱電機】**	■ 大形クーリングユニットにおいて、二元サイクル検討および最適冷媒を選定し、実証試験を完了した。 ■ 自然冷媒を適用し**安価で高い省エネ性のシステムの技術を確立**できた。 ■ GWP<10	○	■ 年間COPが従来比100%以上で機器販売価格が140%以下を達成できた。 ■ 今後の量産開発設計に向けて、製品の安全性、信頼性、性能、コストの詳細検討、量産機生産のための設備投資の検討、施工、アフターサービス対応の検討を行う。
コンデンシングユニットの次世代低ＧＷＰ冷媒対応化技術の開発 **【東芝キヤリア】**	■ コンデンシングユニットに適用するR454Cなどの3種類のGWP150冷媒を選定し、**実証試験により省エネ性を確認**した。 ■ GWP<150	○	■ 年間機器性能5%改善を達成できた。 ■ 検討中に発生したものを含め、想定していた技術課題を解決し、2025年度商品化が可能である見込み。
低温機器におけるCO_2冷媒を使用した省エネ冷凍機システム開発及びその実店舗評価 **【パナソニック】**	■ CO_2冷凍機の大出力化技術、高外気温対応の間接散水式熱交換器ユニット、排熱給湯及び排熱空調技術、中高温用パラレルコンプレッサ制御の**要素技術を確立**した。	○	■ 30、40馬力のCO_2冷凍機を製品化。 ■ 冷凍機大出力化技術、間接散水式熱交換器ユニット、排熱給湯を用いた実運転実証により省エネ性を確認。
ＧＷＰ１０以下の直膨型空調機用微燃性冷媒の開発 **【ダイキン工業】**	■ 冷媒評価と機器性能評価を実施し、**GWP10以下の新たな混合冷媒を開発**した。	◎	■ 開発冷媒をR474AとしてASHRAE, ISO規格登録したことは計画を上回る成果である。 ■ 不均化反応に対して安全な組成を見極め、機器の最適化によりCOP 90%を確保。安定性も既存HFO同等を確認。

2.2.5 研究開発成果の意義（副次的効果）

表 2.2.5-1,2 に研究開発テーマ毎の研究開発成果の意義と副次的効果を示す。

表 2.2.5-1 研究開発成果の意義と副次的効果

研究開発項目	意義	副次的効果
研究開発項目①「次世代冷媒の基本特性に関するデータ取得及び評価」		
中小型規模の冷凍空調機器に使用する次世代冷媒の熱物性、伝熱特性および基本サイクル性能特性の評価研究（九州大学）	地球温暖化対策としてのキガリ改正の達成する上で、GWP 150 程度のHFC冷媒代替品の早期確定は急務であった。本事業で取り組んだ新冷媒候補物質の評価情報が新たな製品の開発に優位性を持たせることになる。他国がまだ知り得ていない冷媒評価の基盤情報を得られたことで、冷凍空調機器開発において、他国との競争面でも優位に立てるはずである。冷媒が決まらずに開発が止まっている国も多く、安全性を度外視して危険な冷媒の使用に踏み切る国も多い現状があり、環境問題だけでなく、安全性も重視した冷媒選択の成果は重要である。	次世代冷媒は冷凍空調機器用の次世代低GWP冷媒を対象に評価を行なったが、この分野以外の高温ヒートポンプ利用や極低温の温度域での医療技術、さらにはナノテク産業の核となる半導体産業での極低温利用でも本事業成果は役立てることができる。さらに広い温度範囲にわたる冷媒評価で、キガリ改正の目標達成に大きく貢献できる目処がついた。
低GWP 低燃焼性混合冷媒の安全性評価（産業技術総合研究所）	R32/1234yf混合系の燃焼性評価について、広範な混合比依存性を明らかにしたため、将来開発される混合比の異なるR454系冷媒についても本成果はそのまま適用され、当該冷媒の開発や普及につながると考えられる。HFO-1123混合系に関しても広範な混合比、温度、及び湿度依存性を明らかにしたため、本成果はリスク評価等に活用され、将来の普及につながると考えられる。	今後、2成分混合系冷媒では対応困難な冷凍機器等の開発において、次世代多成分混合冷媒の安全性を検討する際、（例えばR744/32/1234yf混合系等の）より複雑な燃焼特性の混合組成依存性の解明において、本成果を活用することによって、より迅速に検討が進むと期待される。
低ＧＷＰ冷媒を採用した次世代冷凍空調技術の実用化評価に関する研究開発（早稲田大学）	機器の基本設計に必要な冷媒の基本熱物性からシステム全体としての評価技術や最適化ツールまで含めた基盤技術を構築し、評価装置や、熱交換器、冷凍サイクル、LCCPの各種シミュレーターを開発することによって、理論面と実際の機器データの両面から、機器性能を評価できる体制を構築することによって、メーカーによる次世代冷媒を採用した機器の開発を支援する。	次世代冷媒を採用した機器の評価を行える体制が構築されたことにより、適切な次世代低GWP冷媒の選定や次世代冷媒を採用した機器開発のスピードアップが後押しされ、冷媒の低GWP化に大きく貢献できる。
研究開発項目②「次世代冷媒の安全性・リスク評価手法の開発」		
次世代冷媒の安全性・リスク評価手法の開発（東京大学・公立諏訪東京理科大学・産業技術総合研究所）	・次世代冷媒の安全性・リスク評価手法を実施し、国際規格化に貢献できれば、次世代冷媒を安全に普及させる基盤が整う。 ・強燃性冷媒の着火源特性を定量的に評価することは、将来の国際規格の改訂に着火源特性を考慮するときに貢献することができる。 ・強燃性冷媒が燃焼するときの危害度を定量的に評価できれば、適正な安全対策を規定することができる。 ・HFO系次世代冷媒の自己分解反応を定量的に測定する試験法を提案できれば、将来の安定性特性の国際規格化に貢献できる。 ・次世代冷媒の使用実態に即した性能試験法（負荷試験法）の規格化に貢献できる。	・燃焼性冷媒の安全規格であるIEC60335-2-40及びIEC 60335- 2-89の改訂案が概ね妥当であると結論することができた。 ・強燃性冷媒の着火源になり得る熱源について、定量的かつ系統的な評価を実施できた。将来の国際規格に貢献できる。 ・強燃性冷媒を実規模の住宅で燃焼させる実験を実施し、危害度が死に至るほどではないことが示された。これはリスク評価に貢献する。 ・自己分解反応について、ラボ実験と実圧縮機を用いた試験と同一の結果が得られることを示した。このことは、冷媒の安定性特性の国際規格化に大きな一歩を踏み出した。 ・負荷試験法の妥当性を示すことができた。

表 2.2.5-1 研究開発成果の意義と副次的効果（続き）

研究開発項目	意義	副次的効果
研究開発項目③「次世代冷媒及び次世代冷媒適用技術の開発」		
自然冷媒および超低ＧＷＰ冷媒を適用した大形クーリングユニットの研究（三菱電機）	自然冷媒であるCO_2を適用し、その上で、安価で高い省エネ性を持つクーリングユニットシステムの量産化技術技術を獲得した。	本研究でフィールドテストを実施した結果、ユニット性能（COP）で対現行機比9%を達成する見込みを得ることができ、目標の現行機比以上を大きく上回ることができた。また、本研究は60馬力にて実施したが、10馬力程度まで対応できる知見を得たので、将来の機種拡充も可能である。
コンデンシングユニットの次世代低ＧＷＰ冷媒対応化技術の開発（東芝キャリア）	GWP150以下のA2、A2L冷媒を使用することで、将来のHFC冷媒のフェーズダウンにも対応可能な省エネ性とコストを両立した機器となる。チェーン展開しているコンビニエンスストアへの展開を図ることで、コンデンシングユニット市場全体へ大きなインパクトを与え、市場の需要を喚起し、順次機器ラインナップ拡充を容易とする。	既存要素部品をベースにした改良にて、GWP150以下の冷媒にも対応可能であるとの知見を得たことにより、要冷機器のラインアップ拡充、要冷機器以外の温水ヒートポンプなどへの展開の可能性が高くなった。
低温機器におけるCO_2冷媒を使用した省エネ冷凍機システム開発及びその実店舗評価（パナソニック）	CO_2冷凍機のラインナップ拡充及び機能付加価値のアップ、さらには冷媒規制により市場におけるCO_2冷媒の付加価値がアップすることで、CO_2冷凍機器の国内市場構成比の拡大（普及促進）が見込める。また、これに伴い、CO_2排出量削減も期待される。	食品加工工場の冷蔵倉庫及び冷凍倉庫にて実店舗評価を実施したことにより、倉庫業界における冷凍機の選定方法や課題を把握することができた。また、スーパーマーケットにて実店舗評価を実施したことにより、系列の別店舗にもCO_2冷凍機を導入していただき、普及促進につなげることができた。これらの経験を今後のCO_2冷凍機の普及促進に向けた営業活動に活かしていく。
ＧＷＰ１０以下の直膨型空調機用微燃性冷媒の開発（ダイキン工業）	R474Aの性能はR32には劣るが、同じGWP1桁の冷媒として、CO_2に対してはCOPや機器コスト、プロパンに対しては小型機器以外での使用、他のフッ素系冷媒に対しては、冷凍能力で優位な点もあり、グリーン冷媒で最もバランスの取れた冷媒になっている。	新たなグリーン冷媒を開発したことで、機器メーカーにとって、R474Aは新たな選択肢になることが考えられる。空調用だけでなく、EV用カーエアコン、冷凍冷蔵など幅広い用途での活用が期待される。

2.2.6 特許出願及び論文発表

論文等の成果は、表 2.2.6-1 に示す通りである。委託事業である研究開発項目①及び②（委託事業）においては、積極的に論文投稿、講演発表を行った。委託事業は公共性の高いテーマであることから知的財産等は発生していない。一方、研究開発項目③においては、各事業者の企業戦略に沿い、外国出願を含め数多くの特許出願が実施された。

主な国際会議等における研究開発成果の発信実績は以下のとおりである。

【事業者の発信】

■ 日本冷凍空調学会年次大会（2019～2022 年）
NEDO 調査委員会（日本冷凍空調学会）がオーガナイザーとなるワークショップ「次世代低 GWP 冷媒の安全性・物性・サイクル性能評価」を開催し成果を報告。

■ 国際会議等での発表
日本冷凍空調工業会「環境と新冷媒国際シンポジウム」（2018 年, 2021 年, 2023 年）、IEA Heat Pump Conference 2020（2021 年）、HFO2021 Conference（2021 年）、Purdue Conference（2022 年） 他

■ NEDO 調査委員会プログレスレポート（日本冷凍空調学会 HP にて公表）
成果の発信を目的として、調査事業全般の紹介、各 WG の成果を毎年レポートを作成して公開。2023 年には５年間の研究成果をまとめてファイナルレポートとして公開。（英文版あり）

【NEDO の発信】

■ 国際学会等での発表

・OEWG（モントリオール議定書締結国会合の公開作業部会）サイドイベント（2019 年タイ）において NEDO の取り組みを発信。

・MOP（モントリオール議定書締約国会合）におけるワークショップ（2019 年イタリア）において NEDO の取り組みを発信。

【ニュースリリース】

■ 東京大学・NEDO 同時リリース；『家庭用・業務用エアコンへの適用が期待できる低 GWP（地球温暖化係数）冷媒の自己分解反応の抑制に成功』（2022 年 5 月 13 日）

■ NEDO ニュースリリース；『NEDO プロジェクトの成果が、冷媒の状態方程式の国際規格（ISO17584）改定に貢献―HFO 冷媒の研究開発加速や普及による、地球温暖化対策に期待―（九州大学） 』 （2022 年 11 月 2 日）

表 2.2.6-1 特許などの出願件数

テーマと対象	分類	2018年度	2019年度	2020年度	2021年度	2022年度	2023年度(予定含む)	合計
研究開発項目① 次世代冷媒の基本特性に関するデータ取得及び評価	特許出願 (うち外国出願)							
	論文	1	3	12	12	13	9	50
	研究発表・講演	16	29	18	64	39	11	177
	受賞実績		1	2	2	7		12
	新聞・雑誌等への掲載		1	1	1			3
	展示会への出展							
	TVその他							
	合計	17	34	33	79	59	20	242
研究開発項目② 次世代冷媒の安全性・リスク評価手法の開発	特許出願 (うち外国出願)							
	論文		1	4	1	4	5	15
	研究発表・講演	1	9	6	17	14	5	52
	受賞実績		2					2
	新聞・雑誌等への掲載					3	1	4
	展示会への出展							
	TVその他					1		1
	合計	1	12	10	18	22	11	74
研究開発項目③ 次世代冷媒及び次世代冷媒適用技術の開発	特許出願 (うち外国出願)		9 (2)	20 (10)	20 (10)	12 (8)	1 (1)	62 (31)
	論文							
	研究発表・講演			1	4	2	2	9
	受賞実績							
	新聞・雑誌等への掲載				1		2	3
	展示会への出展				1	2	1	4
	TVその他							
	合計		8	21	27	16	6	78
合計	特許出願 (うち外国出願)		9 (2)	20 (10)	20 (10)	12 (8)	1 (1)	62 (31)
	論文	1	4	16	13	17	14	65
	研究発表・講演	17	38	25	85	55	18	238
	受賞実績		3	2	2	7		14
	新聞・雑誌等への掲載		1	1	2	3	3	10
	展示会への出展				1	2	1	4
	TVその他					1		1
	合計	18	55	64	123	97	37	394

3 マネジメント

3.1 実施体制

3.1.1 ＮＥＤＯが実施する意義

地球温暖化対策は国内外における緊要の課題であり、HFC の排出削減は急務となっている。キガリ改正における目標の達成（2036 年までに HFC の生産及び消費量を 85%削減）には、冷凍・空調分野におけるより一層の低 GWP 冷媒への転換が必須である。国内においては、「パリ協定に基づく成長戦略としての長期戦略（2019 年 6 月閣議決定）」及び「革新的環境イノベーション戦略（2020 年 1 月統合イノベーション戦略推進会議決定 ）」において、フロン類の削減に向けたイノベーション創出を推進することが示されている。

本事業における次世代冷媒およびこれに対応する機器開発は、いずれも基礎（実験室レベル）からの取り組みが必要であり技術的不確実性が高い内容となっている。次世代冷媒の物性評価、安全性・リスク評価については産業界全体の基盤となる技術であるとともに、多くの企業、大学、研究機関の知見の結集によるオープンイノベーションが不可欠であり、高度な研究開発マネジメントのもと国内安全基準の策定や国際規格化・標準化策定に取り組むことが重要である。また、次世代冷媒およびこれに対応する機器への転換は安全性やコストに課題があり、メーカー・ユーザーともに開発・実装のインセンティブが働きにくく、企業のみでは実施困難な内容であるため、我が国の産業競争力強化の観点でも国のプロジェクトとして実施する必要性は高い。

以上の背景より、「エネルギー・地球環境問題の解決」「産業技術力の強化」をミッションとするNEDO 事業としての本事業の妥当性は極めて高い。

3.1.2 実施体制（実施者間での連携）

本事業における事業者間の連携を図 3.1.2-1 に、また、再委託事業者を含めた全体の実施体制を図 3.1.2-2 に示す。

本事業においては知的財産・標準化戦略を推進するとともに、国内外の動向および各事業者の研究成果、進捗状況について NEDO、PL/SPL、実施者間で情報共有するとともに成果の対外発信をするため、日本冷凍空調学会において調査委託を実施し、実施者間での連携を図った。

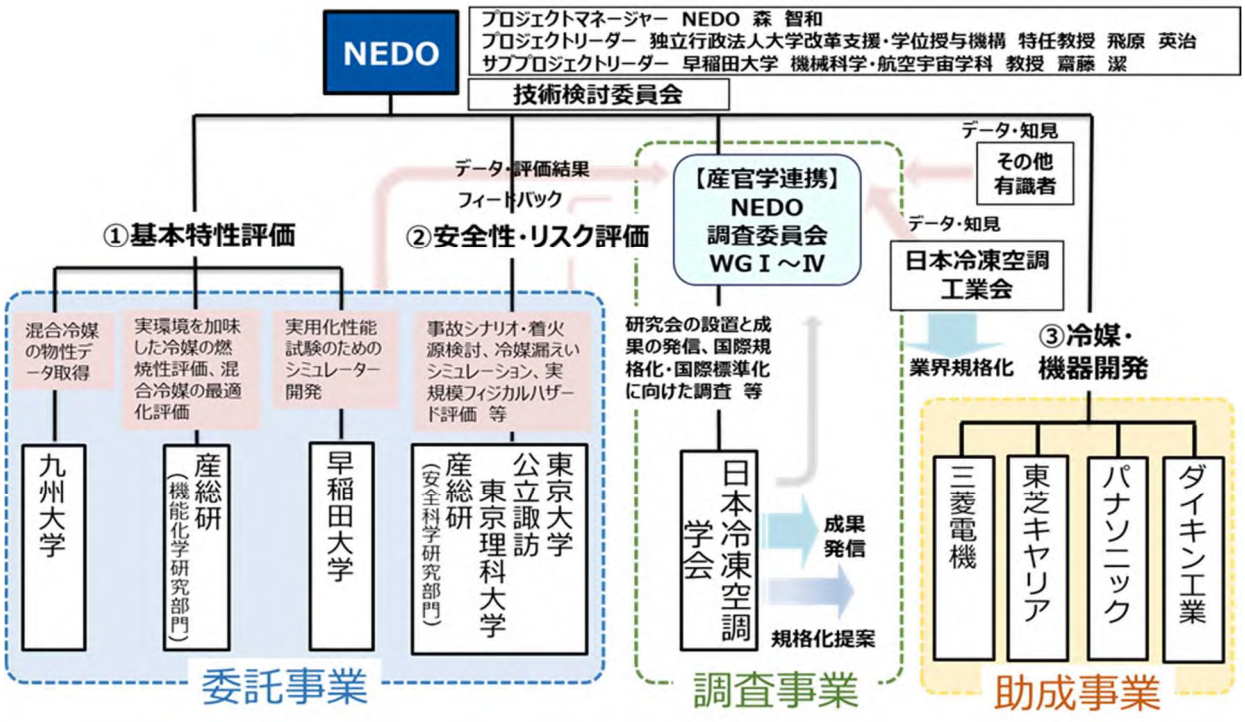


図 3.1.2-1 本事業における実施者間での連携体制

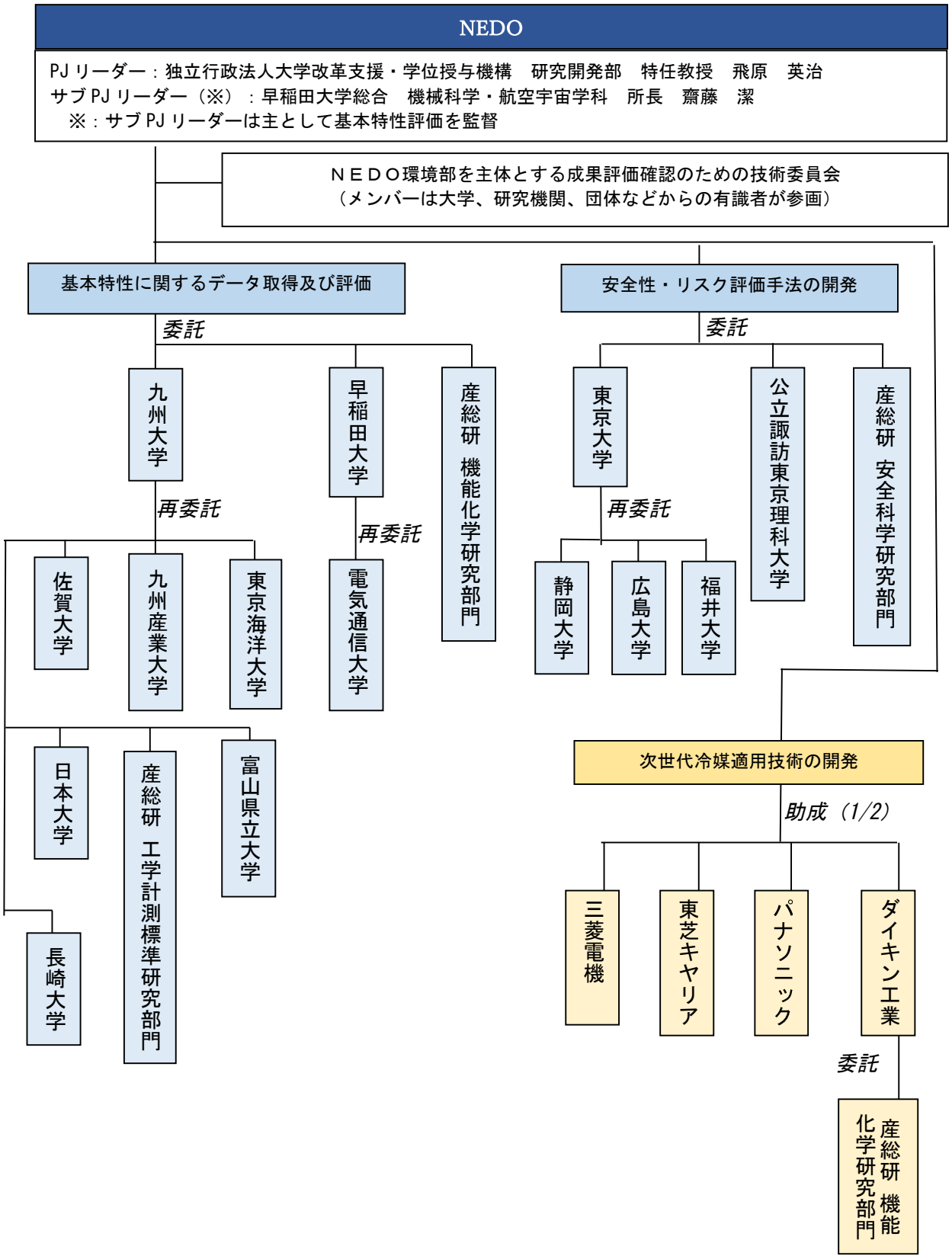


図 3.1.2-2 実施体制（全体）

3.1.3 個別事業での採択プロセス

① 委託事業

【公募】

公募予告（２０１８年２月２６日）⇒公募（３月３０日）⇒公募〆切（５月２１日※）

※各研究開発項目への部分提案のみであり、このうち一項目への提案が一件のため１０日間延長

【採択】

採択審査委員会（６月５日）

② 助成事業

【公募】

公募予告（２０１９年１月１１日）⇒公募（２月１２日）⇒公募〆切（３月１３日）

【採択】

採択審査委員会（４月２日）

採択条件；採択審査委員会では、以下を条件に採択が行われた。

・中間目標及び最終目標について、定量的な目標を設定し実施計画に反映させること。（三菱電機株式会社）

・候補冷媒の選定基準を明確化し実施計画に反映させること。（東芝キャリア株式会社）

・テーマ名を研究開発内容に即したものとするため、テーマ名中の「市場性評価」を再検討すること。（パナソニック株式会社）

③ 留意事項（委託事業、助成事業共通）；

研究の健全性・公平性の確保に係る取組；公募の際にその他の研究費の応募・受入状況を確認し、不合理な重複及び過度の集中がないか確認した。

3.2 受益者負担の考え方

① 委託事業

研究開発項目①次世代冷媒の基本特性に関するデータ取得及び評価

研究開発項目②次世代冷媒の安全性・リスク評価手法の開発

上記研究開発項目は、次世代冷媒及び次世代冷媒適用冷凍空調機器の安全性評価手法の確立を目的としており、我が国の冷凍空調産業界全体にとって高い共通基盤性を有する研究であり、国民経済的には大きな便益がありながらも、民間企業の研究開発投資に見合うことが見込めない「公共財の研究開発」事業として、委託事業を実施した。

② 助成事業（助成率：1／2)】

研究開発項目③次世代冷媒及び次世代冷媒適用技術の開発

上記研究開発項目は、既に民間企業等が主要な技術やノウハウ等を所有している技術について、ユーザーサイドのニーズをくみ取ることにより開発終了後の事業化計画を明確にして、実用化及び普及化の研究を行う。本開発終了後、数年以内に製品化を想定できるものを対象とする。これらは、助成事業（助成率：1／2）として実施した。

表 3.2-1 に、各事業者の年度毎の予算実績を示す。

表　3.2-1　各年度の予算

	総額（５年間） 約 28 億円	研究開発項目毎配分		
		① 基本特性 評価	② 安全性 ・リスク評価	③ 冷媒 ・機器開発
2018 年度	2.50 億円	65%	35%	-
2019 年度	6.53 億円	57%	28%	15%
2020 年度	7.00 億円	48%	25%	27%
2021 年度	6.50 億円	53%	24%	23%
2022 年度	5.49 億円	51%	26%	23%

3.3　研究開発計画

3.3.1 アウトプット（研究開発成果）のイメージ

図 3.3.1-1 に本事業の研究開発全体のアウトプットイメージを示す。

研究開発項目①（委託事業）では「次世代冷媒の基本特性に関するデータの取得及び評価」として、次世代冷媒候補の冷媒物性・熱物性の測定、およびこれに基づく冷媒・機器開発に必要となる状態方程式等の策定や性能評価装置の開発を成果とする研究開発を実施した。また研究開発項目②（委託事業）では次世代冷媒の安全な普及のため、「次世代冷媒の安全性・リスク評価手法の確立」として、燃焼性等の性質のある冷媒の、実使用環境における着火リスクと危害度評価、およびその防止策の開発を成果とする研究開発を実施した。

研究開発項目③（助成事業）は 2019 年のキガリ改正を受け、「次世代冷媒及び次世代冷媒適用技術の開発」として各企業の技術開発の促進を図り、事業終了後数年内の上市を目標とした次世代冷媒および次世代冷媒を使用した機器の開発を成果として実施した。

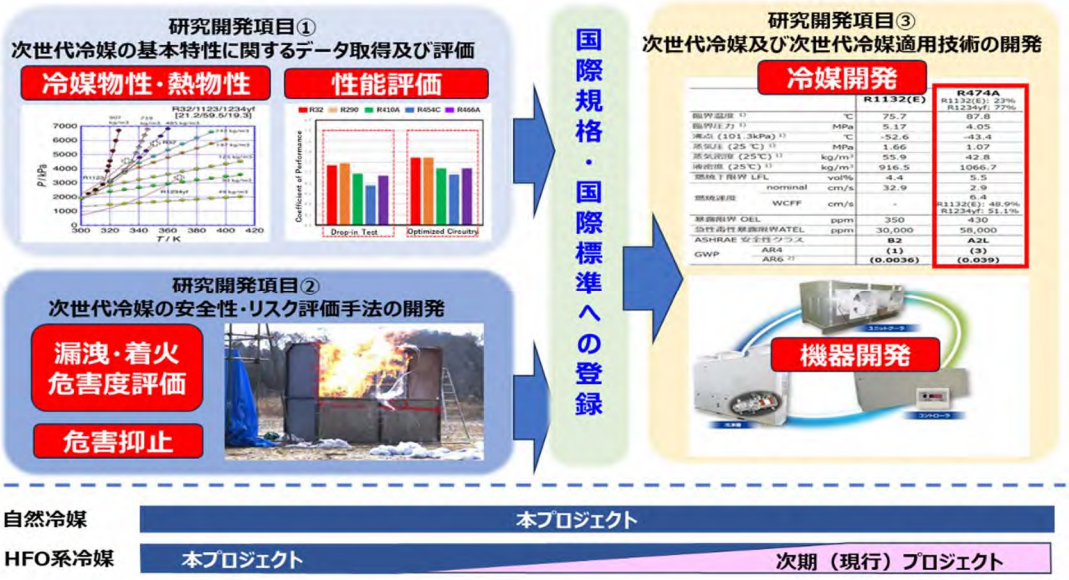


図 3.3.1-1 アウトプット（研究開発成果）のイメージ

3.3.2 目標達成に必要な要素技術

各研究開発項目に必要な要素技術の概要を図 3.3.2-1 に示す。

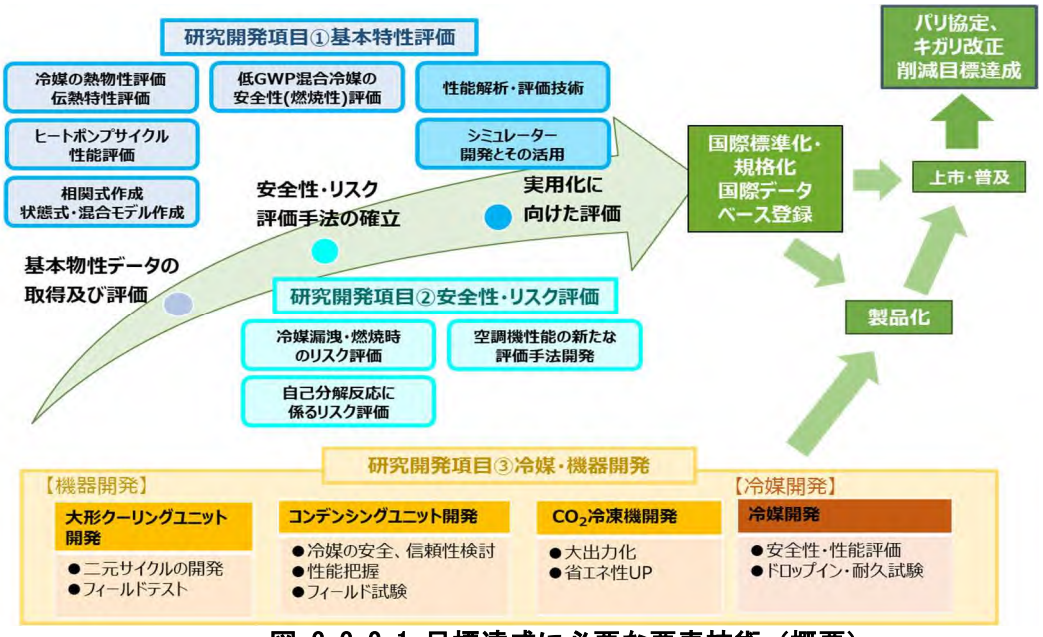


図 3.3.2-1 目標達成に必要な要素技術（概要）

3.3.3 研究開発のスケジュール

研究開発項目①、②（委託事業）のスケジュールを表 3.3.3-1 に、また研究開発項目③のスケジュールを表 3.3.3-2 に示す。期間中コロナ禍で一時的に物品購入や研究場所の制約等の支障が出たこともあったが、NEDO と事業者間の緊密な情報共有、および各事業者の適切な対応・努力により、いずれも研究開発はほぼ計画通りに実施することが出来た。

表 3.3.3-1　研究開発スケジュール（委託）

	テーマ	2018	2019	2020	2021	2022
研究開発項目① 基本特性	中小型規模の冷凍空調機器に使用する次世代冷媒の熱物性、伝熱特性および基本サイクル性能特性の評価研究	HFO系冷媒を含む混合冷媒及び高沸点HFO系冷媒の熱物性評価 HFO系冷媒を含む混合冷媒及び高沸点HFO系冷媒の伝熱特性評価 HFO系冷媒を含む混合冷媒及び高沸点HFO系冷媒のヒートポンプサイクル性能評価				
	低GWP低燃焼性混合冷媒の安全性評価	低ＧＷＰ混合冷媒の安全性評価 （１）安全特性の混合比依存性の評価（２）不活性化条件の明確化 低ＧＷＰ混合冷媒の実用上の安全性評価 （１）混合系の温度・湿度依存性の評価（２）混合系の濃度分布依存性の評価			
	低GWP冷媒を採用した次世代冷凍空調技術の実用化評価に関する研究開発	性能解析技術研究開発 （モデリング・性能解析、現象究明実験、機器の数値解析、実運転データの取得とモデル妥当性検証） 性能評価技術開発（数理的性能評価手法開発、性能評価装置開発、性能評価手法妥当性検証） シミュレーター開発とその活用（熱交換器、システム、年間性能・LCCP、システムシミュレターの改良）			
研究開発項目② 安全性・リスク評価	次世代冷媒の安全性・リスク評価手法の開発	可燃性冷媒の燃焼に係る安全性とリスク評価の研究 実使用環境における着火源を考慮した次世代冷媒の燃焼に係るフィジカルリスク評価手法の確立 実使用条件を考慮した自然冷媒使用冷凍空調機器の燃焼に係る実規模フィジカルハザード評価 空調機の新性能評価法の開発				

表 3.3.3-2　研究開発スケジュール（助成）

	テーマ	2019	2020	2021	2022
研究開発項目③ 冷媒・機器開発	自然冷媒および超低GWP冷媒を適用した大形クーリングユニットの研究	・高元側に最適な冷媒の選定 ・安価かつ高効率実現のための高元側サイクルの開発	・高元側に最適な冷媒での詳細構造設計と実機検証 ・安価かつ高効率実現のための二元サイクルの開発 ユニットの実機検証 試作手配・検証・分解・内部調査 試作手配・コスト見積、検証・分解・内部調査 フィールドテスト実施		
	コンデンシングユニットの次世代低GWP冷媒対応化技術の開発	冷媒の探索と選定 冷媒物性値の把握 性能ポテンシャル把握 信頼性把握・安全性検討 基礎フィールド試験 実フィールド試験			
	低温機器におけるCO_2冷媒を使用した省エネ冷凍機システム開発及びその実店舗評価	①CO_2冷凍機の大出力化 ②高外気温度対応 ③CO_2冷媒の特性を活かした未利用熱利用 ④中高温領域への利用範囲拡大			
	GWP10以下の直膨型空調機用微燃性冷媒の開発	温暖化係数と安定性評価、燃焼性評価、毒性評価 冷凍サイクル材料適合性の評価 圧縮機の性能評価			

3.3.4 進捗管理

NEDO は、研究開発全体の管理・執行を適切に遂行するため、経済産業省、プロジェクトリーダー、サブプロジェクトリーダー及び各実施者等と密接な関係を維持しつつ、プロジェクトの目的、目標に照らして適切な運営管理を実施した。具体的には、外部有識者の意見を運営管理に取り入れるため技術検討委員会を定期的に開催したほか、プロジェクトリーダーと各事業の進捗管理を行った。

図 3.3.4-1 進捗管理

① 事業実施に係る委員会

事業の実施に当たっては、外部有識者（表 3.3.4-1）で構成される採択審査委員会を開催し、効率的かつ効果的な事業の実施者・実施体制、採択条件などを決定した。

表 3.3.4-1 採択審査委員会 委員リスト

委員	所属	役職	担当種別
亀山 秀雄（委員長）	国立大学法人東京農工大学	名誉教授	委託・調査※・助成
浅野 等	国立大学法人神戸大学 大学院工学研究科機械工学専攻	教授	委託・助成
勝田 正文	学校法人早稲田大学	名誉教授	委託・調査※・助成
齋川 路之	一般財団法人電力中央研究所 エネルギーイノベーション創発センター	首席研究員	委託・助成
高石 吉登	学校法人幾徳学園 神奈川工科大学 工学部 機械工学科	教授	委託
西村 伸也	公立大学法人大阪市立大学 工学研究院	教授	委託・調査※・助成

※：次世代冷媒に係る安全性・リスク評価に関する検討

② 研究開発の進捗把握・管理

本研究開発の進捗管理の概要を以下に示す。なお、プロジェクトマネジメントに当たっては、外部有識者で構成する技術検討委員会を組織し（表 3.3.4-2)、定期的に技術的評価を受け、次年度研究開発計画への反映を行った。

(1) 月例報告（委託先／助成先より研究進捗報告（月報）を提出）
・NEDO 及びプロジェクトリーダー（PL）による確認・把握
↓
(2) プロジェクトリーダー、NEDO による事業者ヒアリング（年 2 回開催）
↓
(1)及び(2)による研究進捗の整理
・NEDO における次年度繰越案の策定（計画修正・予算配分）
・技術検討委員会（年 1 回開催）による評価（年度末及び事業終了前）

表 3.3.4-2　技術検討委員会　委員リスト

委員	所属	役職
亀山　秀雄 （委員長）	国立大学法人東京農工大学	名誉教授
浅野　等	国立大学法人神戸大学 大学院工学研究科機械工学専攻	教授
勝田　正文 （2021 年迄）	学校法人早稲田大学	名誉教授
齋川　路之	一般財団法人電力中央研究所 エネルギーイノベーション創発センター	首席研究員
西村　伸也	公立大学法人大阪市立大学 工学研究院	教授

3.3.5 進捗管理・中間評価結果への対応

本事業では事業開始後 3 年目（2020 年 10 月）に外部有識者で構成される研究評価委員会分科会(表 3.3.5-1)により中間評価を実施し、高い評点（3 点満点中 2.75 点）を戴くとともに、後半 2 年間の研究内容・方向性についてご指導を戴き、実施計画および日常のマネジメントへ反映した。(表 3.3.5-2)

表 3.3.5-1　研究評価委員会分科会　委員リスト

（2020 年 10 月現在）

委員	所属	役職
鹿園 直毅 （分科会長）	東京大学生産技術研究所	教授
中島 英彰 （分科会長代理）	国立環境研究所 地球環境研究センター 気候モデリング・解析研究室	主席研究員
浅岡 龍徳	信州大学 学術研究院工学系 工学部 機械システム工学科	准教授
佐々木 直栄	日本大学　工学部 機械工学科	教授
佐々木 正信	東京電力エナジーパートナー株式会社 販売本部	副部長
三浦 尚志	建築研究所 環境研究グループ	主任研究員
涌井 徹也	大阪府立大学 大学院工学研究科 機械系専攻　機械工学分野	准教授

表 3.3.5-2　中間評価における指摘事項とその対応

	指摘	対応
1	委託事業である物性評価・安全性評価においては、継続的な研究が重要であり、知見集積、人材育成、状況変化への対応は必要である一方、研究リソースは限られることから、**今後の研究内容については優先順位を精査し、必要な研究はさらに加速化**していっていただきたい。	事業者ヒアリング及び技術検討委員会において事業進捗を確認し、**プロジェクトリーダー、技術検討委員等の意見を踏まえ**、研究対象冷媒の追加や、より実用に即した研究内容を追加する等、**アウトカム（実用化・規格化）達成の早期化に資するテーマに対してリソースの選択と集中**を行なうマネジメントを実施した。
2	キガリ改正に対する課題解決のための冷媒候補としては、**自己分解反応や燃焼性、毒性の問題で解決しなければならない課題が残っており**、本研究開発の後半2年間で着実に開発していくことを期待したい。	実施事業者との密なコミュニケーションに基づき、**成果を最大化するための着実なマネジメント**を引き続き実施し、**自己分解反応を有する国産冷媒の登録や、抑止方法の開発を達成**するとともに、この冷媒の早期普及を目指して**本研究独自の成果報告書、およびニュースリリース等での公開**を行なった。
3	安全性・リスク評価の研究成果は重要であり、当該研究成果を踏まえて、**産学間の関係強化**をより一層進め、合理的なリスクマネジメント対策についても検討して頂くのが望ましく、**安全性検討に際しては、実態に即した合理的な評価結果を一般にも解りやすい形で情報提供**をして頂きたい。	実態に即した合理的な安全性・リスク評価と、それを踏まえたリスクマネジメント対策の検討に資するべく、**本プロジェクトの参画研究機関と業界団体等との産学間での連携を推進**し、その連携のもとで**得られた成果を一般へ効果的に発信することを目的**とした**調査事業を実施し毎年レポートとしてまとめて公表**した。
4	実運転性能評価装置を用いた次世代空調機器の様々な性能評価を推進し、次世代冷媒の安全性を担保した上で、安全性・リスク評価の成果に基づいて、**複数件の国際規格への提案をすることで、国際規格化・標準化に貢献**していっていただきたい。	**業界団体等との連携を強力に進める**ことで、国際標準化・国際規格化等への提案に資するよう研究成果を最大化するマネジメントを実施し、**冷媒物性**（ISO17584, REFPROP10）、**エアコン安全基準**（IEC60335-2-40）、**冷凍装置の安全基準**（IEC60335-2-89）等の**規格化・標準化に登録・貢献**した。

3.3.6 進捗管理・動向・情勢変化への対応

本事業では委託調査（日本冷凍空調学会）を実施し、国内外の動向・情勢変化を随時把握するとともに各研究開発に対応した産官学の参加する WG を設置。情報共有および研究進捗・方向性の確認と対応を図った。2019 年にはキガリ改正に対応し、製品開発促進のため助成事業を開始した。

研究開発項目 / 対応する委員会・WG		委員会・WG開催回数 '18	'19	'20	'21	'22
調査【委託】	次世代冷媒に係る安全性・リスク評価に関する検討	→	→	→	→	→
調査委員会	各WG進捗確認、対外的発信審議、進捗報告書公表	1	4	4	4	4
WGⅢ	次世代冷媒の規制・規格調査、国内外の動向調査		4	5	5	4
研開①【委託】	次世代冷媒の基本特性に関するデータ取得及び評価	→	→	→	→	→
WGⅠ	次世代冷媒の基本特性，性能評価	2	4	4	5	4
WGⅣ	機器性能評価手法検討	2	4	3	5	4
研開②【委託】	次世代冷媒の安全性・リスク評価手法の開発	→	→	→	→	→
WGⅡ	次世代冷媒の安全性・リスク評価				3	5
研開③【助成】	**次世代冷媒及び次世代冷媒適用技術の開発**		→	→	→	→
主な情勢変化			キガリ改正発効（2019年1月） ⇨		オゾン層保護法施行（2019年1月）	

<各委員会、WGのメンバー（オブザーバー含む）>
【調査委員会】委員長：井上教授（東京海洋大）、有識者（防衛大学教授、高圧ガス保安協会理事、環境ｴﾈﾙｷﾞｰﾈｯﾄﾜｰｸ理事長、日本冷凍空調学会ISO国内分科会主査、同ASHRAE国内分科会主査、同総務・会計担当理事）NEDO各事業者、日冷工、METI、NEDO
【WGⅠ】委員長：齋藤教授（早稲田大学）、九州大学、佐賀大学、九州産業大学、早稲田大学、電気通信大学、日冷工、NEDO
【WGⅡ】委員長：飛原教授（大学改革支援学位授与機構）、産総研（機能化学・安全科学）、公立諏訪東京理科大学、東京大学、日冷工、NEDO
【WGⅢ】委員長：岸本理事長（環境ｴﾈﾙｷﾞｰﾈｯﾄﾜｰｸ21)、ダイキン工業、国土技術政策総合研究所、早稲田大学、高圧ガス保安協会、NEDO、日冷工
【WGⅣ】委員長：齋藤教授（早稲田大学）、大学改革支援学位授与機構、早稲田大学、東京大学、ダイキン工業、パナソニック、三菱電機、日立ｼﾞｮﾝｿﾝｺﾝﾄﾛｰﾙｽﾞ空調、日冷工、NEDO、JEMA

前述の進捗管理と並行し、NEDO はプロジェクトで取り組む技術分野について、下表の通り調査を実施し、技術の普及方策を分析、検討した。なお、調査の成果を適宜、研究開発へ反映させることにより、内外の技術開発動向、政策動向等に応じた運営管理を実施した。

表 3.3.6-1　本事業における調査事業一覧

調査名	実施期間（年度）	委託先	内容
次世代冷媒に係る安全性・リスク評価に関する検討	2018～2022	公益社団法人 日本冷凍空調学会	研究開発項目①「次世代冷媒の基本特性に関するデータ取得及び評価」及び研究開発項目②「次世代冷媒の安全性・リスク評価手法の開発」の成果を効率的に国際規格化・国際標準化等へ結び付けることをねらいとして、次世代冷媒に係る規制、規格等の動向調査、次世代冷媒使用時における安全性・リスクに係る課題の抽出及びその対応方法に係る調査等を含む、次世代冷媒の冷凍空調機器への適用に係る安全性・リスク評価に係る調査を実施。
開発途上国におけるモントリオール議定書の目標達成に向けた動向に関する調査	2018～2019	三菱UFJモルガン・スタンレー証券株式会社 イー・アンド・イーソリューションズ株式会社	本事業の成果により、次世代冷媒及び次世代冷媒適用冷凍空調機器が普及することにより、国内のみならず、開発途上国等の HFC 削減目標達成に貢献することが期待されることから、先進国とは異なる削減スケジュールが定められている開発途上国の規格・標準等の動向調査を実施。
HFC23 冷媒の代替に関する調査	2019～2020	一般社団法人 日本試験機工業会	環境試験装置や食品等の極低温冷凍冷蔵設備等の特殊な環境下で冷媒として使用される HFC23 について、将来的な HFC23 代替冷媒及び代替冷媒適用技術の開発を行う必要性や開発にあたっての技術的課題等を明確化するため、HFC23 の使用実態、代替冷媒及び代替冷媒適用技術に係る動向等に係る調査を実施。
トラック・バス等における搭載空調機器等への次世代冷媒使用時のリスクに関する調査	2020	DNV GL AS, Japan Branch	キガリ改正における HFC 生産量・消費量削減目標の達成に向けて、冷凍空調機器（自動車用カーエアコン等）を搭載する車両においても、更なる低温室効果冷媒への転換促進に取り組む必要がある。トラック・バス等における搭載空調機器等への微燃性冷媒使用時のリスクを評価することで、今後の次世代冷媒への代替の方向性、技術開発の必要性等を検討した。
次世代冷媒・冷凍空調に関する今後の技術開発に向けた可能性調査	2021	株式会社野村総合研究所	今後の技術開発に向けたプロジェクト立案等に資するものとし、次世代冷媒及び次世代冷媒に対応した冷凍空調機器等の開発を想定した、国内外の技術動向、開発課題の抽出および、次世代冷媒及び次世代冷媒に対応した冷凍空調機器等の開発に当たり成果の速やかな普及を可能とする研究開発体制の調査、提案を行うための調査を実施。
次世代冷媒及び次世代冷媒に対応した冷凍空調機器等の開発・普及促進に向けた国内外動向及び戦略調査	2022	株式会社野村総合研究所	NEDO で技術開発を進める次世代冷媒及び次世代冷媒に対応した冷凍空調機器などの普及の促進に資するものとして、HFO 系（混合）冷媒、各種自然冷媒及び当該冷媒を適用した冷凍空調機器等に関係する国内外の規制や市場動向に関する調査と、調査に基づく、次世代冷媒及び適用冷凍空調機器の開発と普及の促進に向けた課題の抽出および、NEDO で技術開発を進める次世代冷媒及び次世代冷媒に対応した冷凍空調機器等の普及の促進に 向けて必要となる取り組みや体制の提案を行うための調査を実施。

3.3.7 進捗管理・開発促進財源投入実績

図 3.3.7-1 に事業実施期間中に研究開発内容の充実や成果の拡大（加速化を含む）等を目的として実施した実施計画の変更経緯を示す。委託事業においては開発の加速化および、より実用的な研究成果が得られる研究開発に対して、また助成事業においては実用化、普及促進に寄与する研究開発に対してリソースの選択と集中を行い、いずれも追加されたアウトプット目標を達成した。

図 3.3.7-1 実施計画変更経緯（研究内容充実、成果拡大を目的としたもの）

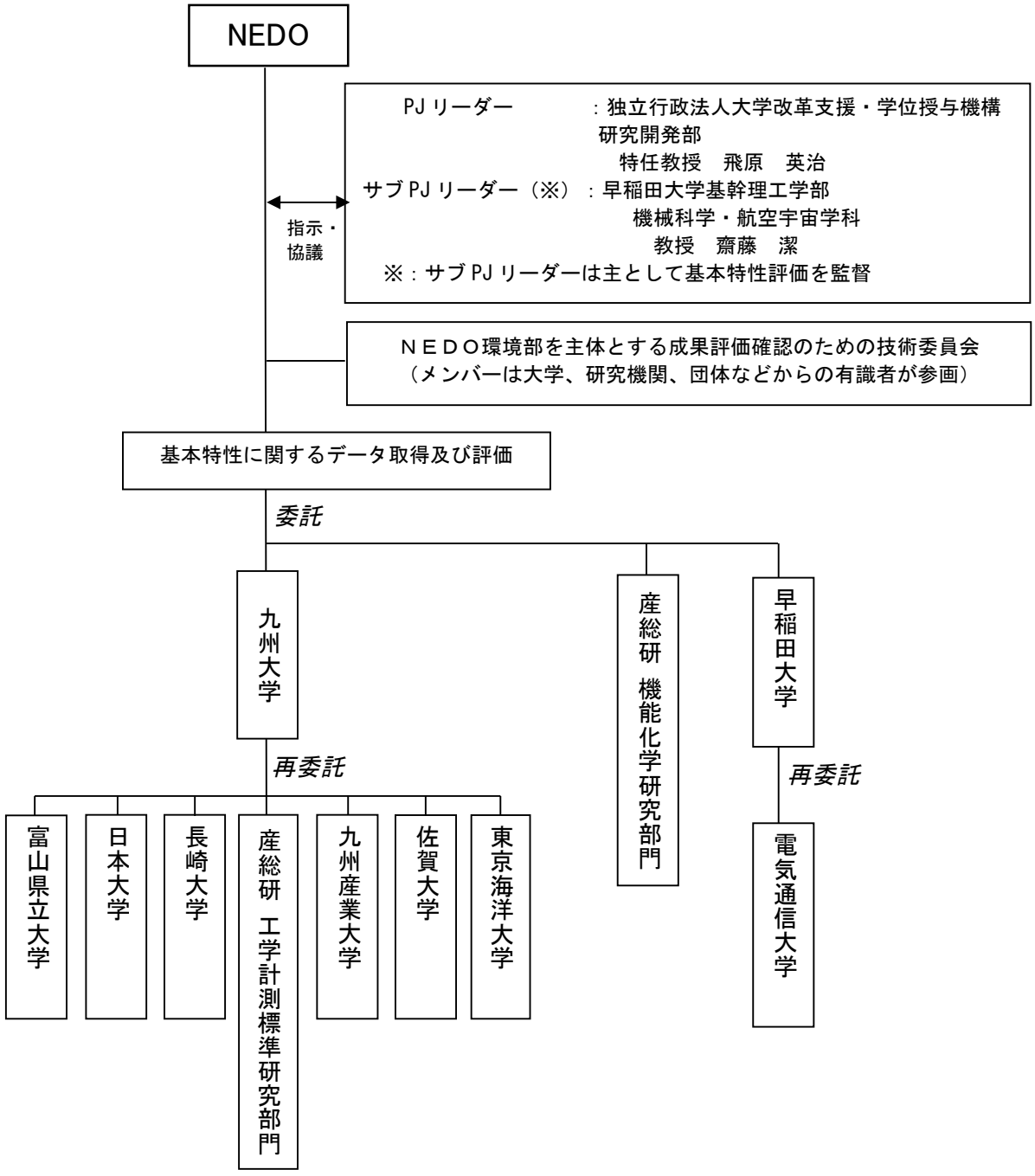
		件名	年度	百万円	目的	成果・効果
研究開発項目①	九州大学	設備備品購入	2019	6	測定の迅速化と高精度化及び新規測定項目の追加	多くの対象冷媒の気液平衡性質の測定を実施できた
		実験設備購入	2022	25	さらなる低温、高精度での物性評価を行うため	国際データベースへの登録を行い、国際規格化・標準化への登録に結びつけた
	早稲田大学	評価装置の大規模化及び仕様変更	2019	59	大規模な業務用エアコンの性能評価及び可燃性冷媒を使用する機器の試験対応	評価結果が各方面で活用できた
		設備備品費、外注費、人件費の増額	2019	68	核沸騰実験による混合冷媒の物理メカニズムの現象解明の前倒し、性能評価装置の精度向上	機器開発に大きく貢献し、ISOなどの国際規格に反映しやすくなった
		パッケージエアコン性能試験対応ソフトウエア開発外注	2020	7	空調機が実際に動作している状況を再現した試験の実施	客観性のある空調機の試験方法について規格化が進められた
研究開発項目②	東京大学	コンピュータ更新及び付帯設備の購入	2019	8	シミュレーション対象の広範囲化に対応するため	より効率的に研究開発を進めることができた
		外注費追加	2021	35	自己分解反応の実規模の実験を追加実施するため	実験室規模で考えていた不均化反応の抑制技術の有効性が確認できた
	産総研	点火能評価の対象機器追加	2020	48	燃焼影響評価試験の前倒し、追加	適切な国際標準化に寄与した
		実験設備購入	2022	25	フィジカルハザード評価実験研究に実験条件を追加するため	実際の事故に即した危害度評価を適切に行うことができた
	公立諏訪東京理科大学	実験設備購入	2022	2	評価手法の標準化に向け、レーザーによる正確な着火性評価を可能にするため	一般化された着火性評価手法を確立した
研究開発項目③	ダイキン工業	機械装置等費増加	2019	13	測定性能の向上及び毒性評価の精度向上のため	次世代冷媒の実用化に向けた検討が促進された

4 目標及び達成状況の詳細

4.1 研究開発項目① 次世代冷媒の基本特性に関するデータ取得及び評価

4.1.1 実施者名、実施体制

本研究開発項目の実施者名、実施体制は以下の図に示すとおり。



【実施体制（研究開発項目①)】

4.1.2 期間、予算

本研究開発項目の期間、予算配分は以下の表に示すとおり。

【各年度予算配分】

	総額（５年間） 約 28 億円	研究開発項目毎配分		
		① 基本特性評価	② 安全性・リスク評価	③ 冷媒・機器開発
2018 年度	2.50 億円	65%	35%	-
2019 年度	6.53 億円	57%	28%	15%
2020 年度	7.00 億円	48%	25%	27%
2021 年度	6.50 億円	53%	24%	23%
2022 年度	5.49 億円	51%	26%	23%

4.1.3 研究開発の目標・内容及び成果

4.1.3.1 中小型規模の冷凍空調機器に使用する次世代冷媒の熱物性、伝熱特性および基本サイクル性能特性の評価研究（国立大学法人九州大学）

(1) 目標の設定と根拠

(1).1 分野別対応状況（研究開発の必要性）

本研究開発の目標に掲げた、業務用冷凍冷蔵機器及び家庭用空調機器を主とする中小型規模冷凍空調機器用冷媒の熱力学的性質及び輸送的性質の高精度データを取得し、信頼できる熱物性計算ツールを開発して、伝熱特性及び冷凍サイクル基本特性を明らかにし、既設の容積圧縮式ヒートポンプ試験装置を用いて、次世代冷媒のヒートポンプサイクル基本性能評価を行うことについては、一部の冷媒入手が困難になった混合冷媒を除き、概ね達成できたと言える。さらに結果をアウトプットとして世界に公開する手段として、冷媒物性に関しては REFPROP 新バージョンでの公開（現時点では予定の段階）及び国際規格化・国際標準化としての ISO817（冷媒物性）、ISO17584、ASHRAE34（冷媒物性）等への登録に結びつけることができ、本事業で評価した冷媒熱物性情報が、国際標準値として使われるようになったことは重要な成果である。さらに、冷媒伝熱評価における成果を、伝熱データベースとして現在までの実測データを取りまとめ、国内外において WEB 上で使用できるようにソフトウェア化したことは大きな成果である。次世代冷媒物性の国際データベースとして国際標準化の位置付けを確立し、様々な法規制の際の冷媒物性計算に用いられている NIST の REFPROP を作成しているグループとの連携を強固なものとし、新規次世代冷媒の物性計算が、タイムリーに REFPROP で登録できるように積極的に貢献して、省エネルギーの推進、地球温暖化防止の観点で世界をリードする位置付けになる。

(1).2 テーマ毎の目標と根拠

本研究開発の目標は、業務用冷凍冷蔵機器及び家庭用空調機器を主とする中小型規模冷凍空調機器用冷媒として市場に流通し始めている HFC32+HFO1234yf 混合冷媒に CO_2 や HFO1123、さらには CF_3I やプロパン(R290)などを第３成分冷媒として添加して GWP 値を低くした次世代３成分系混合冷媒や、中規模冷凍空調機器用として比較的沸点の高い HFO1336mzz(E)や HCFO1224yd(Z)などの次世代の純冷媒を主たる研究開発対象冷媒として位置付け、これらの次世代冷媒に関する熱力学的性質及び輸送的性質の高精度データを取得し、信頼できる熱物性計算ツールを開発して、伝熱特性及び冷凍サイクル基本特性を明らかにし、既設の容積圧縮式ヒートポンプ試験装置を用いて、次世代冷媒のヒートポンプサイクル基本性能評価を行うことである。特に混合冷媒に関しては、冷媒の種類及び組成を選択し、実環境を加味した冷媒特性評価、伝熱特性評価、サイクル性能評価から混合冷媒比率の最適化を行い、GWP の低い HFO 系冷媒を主成分とした次世代冷媒を使用する上で、業界の実用的な安全基準、国際規格化・国際標準化としての ISO817（冷媒物性）、ISO17584、ASHRAE34（冷媒物性）等への登録に結びつける取り組みや国際データベース NIST REFPROP への登録を目標とする。

具体的には、以下の三項目からなる研究開発を、九州大学及び再委託先である富山県立大学・日本大学理工学部・長崎大学・産業技術総合研究所・九州産業大学・佐賀大学・東京海洋大学と共同で実施する。

① HFO 系冷媒を含む混合冷媒及び高沸点 HFO 系冷媒の熱物性評価
② HFO 系冷媒を含む混合冷媒及び高沸点 HFO 系冷媒の伝熱特性評価
③ HFO 系冷媒を含む混合冷媒及び高沸点 HFO 系冷媒のヒートポンプサイクル性能評価

【アウトプット目標の設定及び根拠】

研究開発項目	最終目標（2023年3月）	根拠
研究開発項目①「次世代冷媒の基本特性に関するデータ取得及び評価」		
中小型規模の冷凍空調機器に使用する次世代冷媒の熱物性、伝熱特性および基本サイクル性能特性の評価研究（九州大学）	・中小型規模の冷凍空調機器への応用が見込まれる次世代低GWP冷媒の特性を明らかするとともに、冷媒の実用化に資するソフトウエアやデータベースを構築し、我が国のHFC削減目標達成に貢献する。 ・これらの成果を国際規格化や標準化することによって全世界的な低GWP冷媒の実用化に貢献する。	キガリ改正やパリ協定において我が国に課されたHFC削減目標を達成するために、GWPがより小さなHFO系冷媒への速やかな移行が強く求められている。しかしながら、HFO系冷媒の特性は未だ解明されていない部分も多く、実用化促進の大きな障壁となっている。したがって、中小型冷凍空調機器への応用が見込まれる数種類の低GWP冷媒について、その熱力学的特性、伝熱特性及びサイクル性能特性を実験・解析の両面から明らかにするとともに、得られた成果をソフトウエアやデータベースとして提供し、冷媒の実用化を加速することを目標とした。さらに、我が国だけにとどまらず、これらの成果をISOやREFPROPなどの国際規格に登録することによって、全世界的な低GWP冷媒の実用化に貢献することも併せて目標とした。
HFO系冷媒を含む混合冷媒及び高沸点HFO系冷媒の熱物性評価（九州大学、富山県立大学、日本大学、長崎大学、産業技術総合研究所、九州産業大学、佐賀大学）	・HFO系冷媒の包括的な熱物性測定を行い、熱力学的及び輸送的性質を明らかにする。 ・熱物性測定の結果に基づいて状態方程式を開発する。 ・状態方程式を国際規格化及び標準化し、HFO系冷媒の実用化に貢献する。	HFO系低GWP冷媒及びそれらを含む混合冷媒に関しては、サイクル特性評価や機器設計に必要な熱物性情報が十分に整備されていない。そのため、主に２成分系及び３成分系の混合冷媒を対象としてその熱物性値（臨界点，蒸気圧，PVT，比熱，音速、表面張力、粘性係数、熱伝導率）を精密測定し、それに基づいた状態方程式を開発することを目標とした。さらに、混合冷媒の実用化を全世界的に加速するため、得られた状態方程式を国際規格化及び標準化することも併せて目標とした。
HFO系冷媒を含む混合冷媒及び高沸点HFO系冷媒の伝熱特性評価（佐賀大学、東京海洋大学、長崎大学、九州産業大学）	・種々の管形状に対してHFO系冷媒の伝熱評価実験を行い、相変化における基本的な熱伝達特性を明らかにする。 ・得られた成果をデータベース化し、HFO系冷媒の実用化に貢献する。	冷凍サイクルの主要構成要素の一つである熱交換器の設計では、管内・管外において冷媒が相変化する際の熱伝達特性の把握が必要不可欠である。したがって、熱物性評価が完了したHFO系冷媒に対して、プレート式熱交換器、扁平多孔管、円管等における蒸発／凝縮熱伝達を実験的に評価するとともに、相関式によって定式化することを目標とした。さらに、混合冷媒の実用化を加速するために、得られた成果をデータベース化し、利用者の便益に供することも併せて目標とした。
HFO系冷媒を含む混合冷媒及び高沸点HFO系冷媒のヒートポンプサイクル性能評価（九州産業大学、九州大学）	・HFO系冷媒の熱物性評価及び伝熱特性評価の成果に基づいて、混合冷媒のサイクル基本特性を解析し、最適な組成を明らかにする。 ・HFO系混合冷媒についてサイクル性能評価実験を行い、その挙動を明らかにする。	混合冷媒の実用化においては、構成成分の最適組成や、組成変化が全体性能に与える影響を把握しておく必要がある。そのため、熱物性評価及び伝熱特性評価で得られた成果を用いてヒートポンプサイクルの熱力学的解析を行い、組成変化とサイクル性能の関係を明らかにするとともに、燃焼性やGWPも考慮した最適組成を提案することを目標とした。さらに、HFO系混合冷媒を用いて実際のサイクル性能評価装置による実験を行い、混合冷媒特有の冷媒充填量の変化や冷暖房負荷がCOPやサイクルの挙動に与える影響を明らかにすることも併せて目標とした。

(2) 研究開発の内容（目標達成に必要な要素技術）
(2).1 HFO 系冷媒を含む混合冷媒及び高沸点 HFO 系冷媒の熱物性評価

① 臨界点近傍を含む熱力学的性質の測定（担当：九州大学）

HFC32+HFO1234yf 混合冷媒に CO_2 や HFO1123 などを添加した次世代の３成分系混合冷媒、HFO1336mzz(E)などの次世代の純冷媒、さらには不燃化促進効果が期待できる CF_3I などを成分物質に加えた混合冷媒などの臨界定数及び臨界点近傍における飽和密度をメニスカス消滅の観察により測定する。また、等容法を用いた装置により、HFC32+HFO1234yf 混合冷媒に CO_2 や HFO1123 などを添加した次世代の３成分系混合冷媒及び不燃化促進効果が期待できる CF_3I などを成分物質に加えた混合冷媒の臨界点近傍を含む 300 K から 400 K における圧力-体積-温度-組成の関係（PVTx 性質）及び HFO1336mzz(E)や HCFO1224yd(Z)などの次世代の純冷媒の圧力-体積-温度の関係（PVT 性質）を測定する。さらには循環法を用いた気液平衡測定装置により次世代の２成分系および３成分系混合冷媒の気液平衡性質も測定する。

2018 年度は、純冷媒の HFO1336mzz(E)及び HCFO1224yd(Z)の臨界定数及び臨界点近傍における飽和密度をメニスカス消滅の観察により測定する。また等容法を用いた装置により、飽和蒸気圧及び PVT 性質の測定を行う。これらの測定においては、信頼性の高い熱物性値の報告が最優先であり、そのためには高精度の温度測定装置及び圧力測定装置が必要となる。そのため、温度計測に用いる白金抵抗測温体及び圧力測定に用いる圧力変換器とその表示器は、経年変化の影響を考慮して、定期的に更新するための予算を計上した。2019 年度は、HFC32+HFO1234yf+CO_2 混合冷媒を対象とし冷媒番号の取得が完了している R455A(21.5mass%HFC32+75.5mass%HFO1234yf +3mass%CO_2) について、臨界定数及び臨界点近傍における飽和密度、PVTx 性質の測定、及び室温以下の低温域を主とした気液平衡の測定を行う。この測定においては、データ処理上、３成分系混合冷媒を構成する、３種類の２成分系混合冷媒の熱物性測定が必要となる場合は、その測定にも着手する。2020 年度は HFC32+HFO1234yf+HFO1123 混合冷媒を対象にして、2019 年度と同様の熱物性測定を実施する。

2021 年度は、HFC32＋HFO1123＋CF_3I 系を構成する 2 成分系混合冷媒の HFC32+CF_3I 系及び HFO1123+ CF_3I 系について、臨界定数及び臨界点近傍における飽和密度、 PVTx 性質の測定及び気液平衡性質の測定を行う。さらに 2022 年度には同様の実験を、3 成分系混合冷媒 HFC32＋HFO1123＋CF_3I 系に拡張させて行う。なお、測定結果は逐次、国内の学会・シンポジウムや国際会議で積極的に発表し、口頭発表での議論が進められた後、最終的には欧文雑誌上に発表して、世界中に広く成果を公開する。

熱物性測定を行うにあたり、計測機器の信頼性がどうしても重要になることを、前回までの事業を実施して痛感した。そのため、九州大学 NEXT-RP 内に、再委託先を含めた本研究チームで、計測機器の標準校正が行える施設を構築していく。このようなトレーサビリティが行える能力を持つ標準校正装置を揃えるには、一般には非常に高額な予算が必要となるので、本事業が実施される 2018 年度から 2020 年度の３年計画で逐次、施設の拡充をはかる。圧力・温度に関する標準校正装置はそれぞれ２セットづつ作り、研究グループ間で共有することを計画しているため、白金抵抗測温体、圧力変換器及び表示器、圧力発生・調整装置、交流測温ブリッジ、及び温度計校正用恒温槽を逐次購入する。さらに温度定点となる水の三重点を実現させる温度計校正用三重点器を 2019 年には購入し、圧力測定の１次標準器として重錘式圧力天秤が必需品となるので、これも 2019 年度に購入する。さらに、白金抵抗測温体に関しては、高温状態での使用に対する経年変化が予想されること、また、圧力変換器に関しては、摂氏０℃以下の低温から 400K 以上の高温まで、シリコンオイルの熱媒体の中に直接に浸して使用するため、機器の経年変化は避けられない。そのため、年度毎に、最低限の台数で購入する予算を計上している。2021 年度からは、測定を効率よく実施するために研究員を１名増員する。

② 気液平衡性質の測定（担当：富山県立大学）

HFC32+HFO1234yf 混合冷媒に HFO1123 を添加した次世代の３成分系混合冷媒及び CF_3I 純物質及び各混合系の室温以上の高温域を主とした気液平衡性質を循環型気液平衡性質測定装置で測定する。また、PVTx 性質を、研究開発課題(2).1.①を補完する領域において密度可変・高圧 PVT 性質測定装置で測定する。

2018 年度は、HFO1123+HFO1234yf 系及び HFC32+HFO1234yf 系混合冷媒の気液平衡測定を実施する。実施に先駆けて、気液平衡及び PVTx 性質測定装置について、高精度な圧力計（計２台）、圧力表示器（計２台）及び温度計の増設を行って、精度の大幅な向上を図るとともに、検量線作成用の校正データを計測する。その後、測定装置の健全性を確認したうえで、まずは HFO1123+HFO1234yf 系の気液平衡性質の測定から開始する。2019 年度は、不純物混入を防止するために、真空ポンプ及び電離真空計を気液平衡及び PVTx 性質測定装置に計２台ずつ増設したうえで、高純度サンプルを装置に注意深く充填し、２成分系混合冷媒 HFC32+HFO1234yf 系の気液平衡性質の測定を実施する。さらに３成分系の気液平衡性質を等温線の屈折点から高精度に解明するため、高圧域微圧調整用ハンドポンプ２台、及び恒温槽内の温度場及び温度の測定不確かさの正確な評価のための高精度温度計を増設して、装置の仕様や測定対象等が異なる、２台の密度可変・高圧 PVTx 性質測定装置の改造を行う。2020 年度には、３成分系混合冷媒 HFC32+HFO1234yf +HFO1123 系まで測定を拡張し、３成分系混合冷媒の高精度な状態方程式の作成に必要となる領域を主として測定を実施する。３成分系の多様な組成の測定を短期間に実施するために、窒素ガス増圧器、真空ポンプ及び電離真空計（サンプル調合用）、校正用の純水製造装置、及びサンプル容器を冷却するための製氷機を新たに増設して、測定時間の大幅な短縮及び精度の向上を図るとともに、表記の目標を達成するために順次精力的に測定を実施する。2021 年度にはこの 3 成分系の測定に加え、CF_3I 純物質の高温・高圧域における PVT 性質及び飽和性質を解明し、関連する物質系の状態方程式の精度向上に貢献する。2022 年度には、CF_3I に HFO1123 等を添加した 2 成分系及び 3 成分系混合物の測定も、順次精力的に実施する。高精度な温度・圧力の計測制御を維持・継続するために、温度計測機及び制御機、及び水晶発振式圧力計及び圧力表示器を設置して、測定精度の維持を図る。なお、測定結果は逐次、国内の学会・シンポジウムや国際会議で積極的に発表し、口頭発表での議論が進められた後、最終的には欧文雑誌上に発表して、世界中に広く成果を公開する。

③ 高温 PVTx 性質及び定圧比熱の測定（担当：日本大学理工学部）

HFC32+HFO1234yf 混合冷媒、さらに CO_2 を添加した３成分系混合冷媒や、 HCFO1224yd(Z)の 400K 以上の高温域を含む温度、圧力範囲における PVT 性質、HFO1336mzz(E) + HFO1336mzz(Z) 混合系を含む、323K から 423 K の高温域における PVTx 測定を、等容法による装置を用いて測定する。等密度線に沿って 50℃から 180℃において 10℃間隔で 1 点のデータを 10MPa 以下の範囲で取得し、1 本の等密度線で最大 14 点のデータを得ることが出来る。密度を変えた複数の等密度線ならびに組成を変えて多数のデータを取得する。定圧比熱については、PVTx 測定と同じ測定対象とし、25℃、50 kPa の常温常圧近傍の気相域において、サーマルフロー型カロリメータを用いて測定する。

2018 年度には、PVTx 測定については、はじめに装置の整備をおこない、精密な圧力と温度を測定するための測定装置一式をそれぞれ予算に計上し、さらに圧力センサーの高温域までの温度依存性を校正するために圧力校正器を一式計上した。PVT 性質及び PVTx 性質の測定対象は、HCFO1224 yd(Z)及び HFC32+HFO1234yf 系の 2 成分系混合冷媒とし、HFC32+HFO1234yf 系の 2 成分系混合冷媒の組成比ならびに等密度線の本数は、プロジェクトのメンバーと相談して、決定するが、1 組成あたり 5 本以上の等密度線で 5 組成以上を目標とする。2019 年度には、HFC32+HFO1234yf に CO_2 を加えた３成分系を測定対象とし、さらに HFO1336mzz(E)+HFO1336mzz(Z)の２成分系の測定をおこなう。組成比ならびに等密度線の本数は、プロジェクトのメンバーと相談しながら決定し、進めるが、1 組成あたり 5 本以上の等密度線で 2 成分系は 5 組成以上を、3 成分系は 10 組成以上を目標とする。なお、シリコンオイルの恒温槽に浸した状態で高温域に曝される圧力センサーの劣化を考慮して、2019 年度の予算に圧力センサー単体を計上した。さらに定圧比熱の測定のため、サーマルフロー型カロリメータを製作し、純冷媒の測定をおこなうために装置製作に必要な熱式流量計やコリオリ式流量計等の機器備品を追加計上した。2020 年度は、PVTx 測定については、前年度から引き続き HFO1336mzz(E)+ HFO1336mzz(Z)の２成分系の測定をおこなう。組成比ならびに等密度線の本数は、プロジェクトのメンバーと相談しながら決定し、進めるが、1 組成あたり 5 本以上の等密度線で 5 組成以上を目標とする。また、本年度も圧力センサーの劣化を考慮して、2020 年度の予算に圧力センサー単体を計上した。定圧比熱については、HFC32+HFO1234yf+CO_2 ３成分系で２成分系を含めて測定対象とし、さらに HFO1336mzz(E)+HFO1336mzz(Z)の２成分系の測定をおこなう。2021 年度は、HFC32＋HFO1123＋

CF_3I 系を構成する 2 成分系混合冷媒の HFC32+CF_3I 系及び HFO1123+CF_3I 系について、2022 年度には同様の実験を、3 成分系混合冷媒 HFC32＋HFO1123＋CF_3I 系に拡張させて PVTx 測定ならびに定圧比熱測定を同様に行う。2021 年度ならびに 2022 年度においてもサンプルシリンダーや冷媒、シリコンオイルを消耗品費として計上した。2021 年度からは、測定を効率よく実施するために補助員を加え、人件費に計上している。なお、測定結果は逐次、国内外の学会において積極的に発表し、口頭発表での議論が進められた後、最終的には欧文雑誌上に発表して、世界中に広く成果を公開する。

④ 表面張力の測定（担当：長崎大学）

HFC32+HFO1234yf 及び HFO1234yf+HFO1123 混合冷媒、 HFO1336mzz(E)などの次世代の純冷媒の表面張力を、示差毛管上昇法を用いた密閉式表面張力測定装置により測定する。

2018 年度は、HFO1336mzz(E)単体の測定を行うとともに、極低温域での表面張力が計算できるよう、パッケージソフトを用いた数値シミュレーションを試みる。そのため、数値計算用パッケージソフトとワークステーションを計上している。また、測定機器の定期的な校正のための標準温度計、冷媒充填用液体窒素の保存容器、安全のための酸素濃度モニタを計上している。2019 年度は、HFO1336mzz(Z)の測定も試みる。また、現在測定可能な最低温度が−６℃であるが、−２５℃到達を目標に装置を改造する。そのために低温用恒温槽の導入費用を計上している。低温の測定結果が得られれば、HFO1123 及びその混合冷媒などの比較的沸点の低い冷媒の表面張力推算式がより高い精度で提案できる。2020 年度は、HFO1123 を成分とする混合冷媒 HFO1234yf+HFO1123 の低温域を含める測定を試みる。2021 年度は、HCO1130(E)および HFC32＋CF_3I の測定を試みる。2022 年度は、CF_3I を含む 2 成分および 3 成分系混合冷媒の測定を試みる。測定結果は逐次、国内外の学会において積極的に発表し、口頭発表での議論が進められた後、最終的には欧文雑誌上に発表して、世界中に広く成果を公開する。

⑤ 音速の測定（担当：産業技術総合研究所）

HFC32+HFO1234yf 系及び HFO1123+HFO1234yf 系の２成分系混合冷媒、HFC32+HFO1234yf 混合冷媒に CO_2 を添加した次世代の３成分系混合冷媒、HFO1336mzz(E)などの次世代の純冷媒の音速を、円筒キャビティ型音速測定装置により測定する。また PVTx 性質及び蒸気圧を、研究開発課題(2).1.①を補完する領域において磁気浮上式 PVTx 性質測定装置及び蒸気圧測定装置を用いて測定する。

2018 年度は、HFO1336mzz(E)及び HFO1336mzz(Z)の純冷媒を測定対象として、既存の装置を用いて音速ならびに PVT 性質測定を実施するとともに、測定範囲の拡張を図るため液体音速測定装置の設計ならびに PVTx 性質測定装置の改良に取り組む。2019 年度は、HFC32+HFO1234yf 系及び HFO1123+HFO1234yf 系の２成分系混合冷媒を測定対象として、既存及び改良した装置を用いて音速ならびに PVTx 性質測定を実施するとともに、測定範囲の拡張を図るためシングアラウンドユニットを調達して液体音速測定装置の開発に取り組む。2020 年度は、HFC32+HFO1234yf に CO_2 を添加した３成分系混合冷媒を測定対象として、既存及び開発した装置を併用して音速ならびに PVTx 性質測定を実施するとともに、温度測定の高精度化を図るため精密温度校正器を調達する。2021 年度は、CF_3I の純冷媒を測定対象として、サンプル中の不純物を除去するためのガス精製装置を導入し、音速ならびに PVT 性質測定を実施する。2022 年度は、CF_3I を含む混合冷媒を測定対象として、幅広い温度域で精密な温度制御を実現するために低温・高温用熱媒体を整備し、音速ならびに PVTx 性質測定を実施する。測定結果は逐次、国内の学会・シンポジウムや国際会議で積極的に発表し、口頭発表での議論が進められた後、最終的には国際学術誌に発表し、世界中に広く成果を公開する。

⑥ 状態方程式の開発（担当：九州産業大学）

HFC32+HFO1234yf 混合冷媒に CO_2 や HFO1123 などを添加した次世代の３成分系混合冷媒、HFO1336mzz(E)などの次世代の純冷媒、さらに純冷媒 CF_3I および CF_3I を含む混合冷媒に関する研究開発課題(2).1.①から(2).1.⑤までの測定結果に基づき、状態方程式を作成する。また、次世代の純冷媒 HCFO1224yd(Z)に関しては、研究開発課題(2).1.①及び(2).1.③による測定結果、並びに本研究開発プロジェクトのメンバー及び海外の研究機関により既に取得されている測定結果に基づき状態方程式を作成する。これらの作成した状態方程式を熱物性計算ソフトウェア（NIST

Standard Reference Database 23　REFPROP）で計算できるようにして、研究開発課題(2).2 の伝熱特性評価及び研究開発課題(2).3 のサイクル性能評価、さらに研究開発項目「次世代冷媒の安全性・リスク評価手法の開発」において活用できるようにする。

2018 年度においては、既存のデータを用いて HFC32+HFO1234yf+CO_2 系３成分混合冷媒及び HCFO1224yd(Z)の暫定的な状態方程式を作成する。既存データの収集においては、幅広く文献を調査しデータの評価を行う。状態方程式の最適化計算の経過を遠隔地からも監視できるようにするため、ワークステーションへの接続端末を導入する。2019 年度は、研究開発課題(2).1.①から(2).1.⑤で測定された追加データを用いて HFC32+HFO1234yf+CO_2 系３成分混合冷媒及び HCFO1224yd(Z)の状態方程式の高度化（予測精度の向上と適用可能範囲の拡大）の検討を行うとともに、熱物性計算ソフトウェア REFPROP への組み込みを行う。状態方程式の高度化に伴い計算量も増加するため、数値計算に特化した高性能ワークステーションを導入する。さらに、HFC32+HFO1234yf+HFO1123 系３成分系混合冷媒及び HFO1336mzz(E)の暫定的な状態方程式を作成する。2020 年度は、HFC32+HFO1234yf+HFO1123 系３成分系混合冷媒及び HFO1336mzz(E)の状態方程式の高度化の検討及び REFPROP への組み込みを行う。2021 年度は、純冷媒 CF_3I に対する既存データおよび研究開発課題(2).1.①から(2).1.⑤までの測定結果に基づき暫定的な状態方程式を作成し、REFPROP への組み込みを行う。2022 年度は、CF_3I を含む混合冷媒の状態方程式を作成するとともに、純冷媒 CF_3I の状態方程式を高度化し、REFPROP への組み込みを行う。

結果は逐次、国内の学会・シンポジウムや国際会議で積極的に発表し、口頭発表での議論が進められた後、最終的には国際学術誌に発表し、世界中に広く成果を公開する。

⑦ 輸送的性質の測定及びモデル化（担当：佐賀大学）

HFC32+HFO1234yf 混合冷媒に CO_2 や HFO1123 などを添加した次世代の３成分系混合冷媒、HFO1336mzz(E)などの次世代の純冷媒の液相及び気相における熱伝導率を非定常細線法熱伝導率測定装置で、並びに液相及び気相における粘度をタンデム型細管法粘度測定装置でそれぞれ測定する。また、簡易相関式の作成を行う。さらに、研究開発課題(2).1.⑥で作成した状態方程式と拡張対応状態原理とを組み合わせて、熱伝導率及び粘度のモデル化を REFPROP に組み込む準備を進める。

対応状態原理に基づいたモデルでは、対象とする物質の輸送性質に関する情報が全く無い場合でも、その物質の状態方程式からある程度の精度で輸送性質を予測することができる。さらに、拡張対応状態原理（ECS モデル）では、実測値がある場合にフィッティングによって予測精度を向上させるための調整パラメータを含んでいる。本研究では、この調整パラメータを最適化することによって、測定不確かさと同程度の予測精度を得ることを目標としている。2018 年度においては、既存の測定装置を用いて HFC32+HFO1234yf や HFO1123+HFO1234yf の２成分系混合冷媒の測定を行うための調整のため、まずそれぞれに純冷媒の測定を行い、その後、混合冷媒の測定に着手する。2019 年度は、HFO1336mzz(E)などの次世代の純冷媒の測定に着手する。また、0℃以下の低温条件で混合冷媒の測定を行うために低温恒温槽を導入し、広い温度範囲で測定する。さらに、(2).1.⑥で開発された混合モデルを ECS モデルに適用して予測精度を検証する。2020 年度は HFC32+HFO1234yf 混合冷媒に CO_2 を添加した次世代の３成分系混合冷媒の測定に着手し、こちらも(2).1.⑥で開発された混合モデルを用いて ECS モデルによる予測精度の検証を行う。2021 年度は、A2L 冷媒の燃焼性抑制剤としての効果が期待されている CF_3I 純冷媒の液相及び気相における熱伝導率と粘度を測定する。2022 年度は、CF_3I を含む混合冷媒の液相及び気相における熱伝導率と粘度を測定し、混合モデルを用いた ECS モデルによる予測精度の検証を行う。測定及び推算モデルの結果は逐次、国内の学会・シンポジウムや国際会議で積極的に発表し、口頭発表での議論が進められた後、最終的には欧文雑誌上に発表して、世界中に広く成果を公開する。

(2).2 HFO 系冷媒を含む混合冷媒及び高沸点 HFO 系冷媒の伝熱特性評価

① プレート式熱交換器内の伝熱特性評価（担当：佐賀大学）

プレート式熱交換器は液体単相用の熱交換器として開発されたものであり、近年、冷凍空調用の凝縮器や蒸発器としても使用されるようになってきたが、伝熱特性、特に熱交換器内部の局所的な伝熱特性はほとんどわかっていない。プレート式熱交換器における新規冷媒の伝熱特性を評価するためには、局所熱伝達特性及び流動特性を実験的に明らかにする必要がある。

ここでは、HFC32+HFO1234yf 混合冷媒に CO_2 を添加した次世代の３成分系混合冷媒、HFO1336mzz(E)などの次世代の純冷媒のプレート式熱交換器内における凝縮熱伝達実験及び蒸発熱伝達実験、さらに二相流の流動観察実験を行い、それぞれの伝熱特性を熱伝達測定と流動観察の両面から明らかにする。また、得られた実験データを用いて、熱交換器の設計に有用なデータベースの構築、相関式の作成を行う。さらに、伝熱促進に対する指針を与える。実験は、中小型空調機器の運転条件を考慮し、凝縮温度は４０℃、蒸発温度は１０℃の条件を中心に実施する。また、得られた実験データを用いて、プレート式熱交換器の設計に必要な相関式を作成するとともに、伝熱データベースを構築するための情報を提供する。なお、ここで得られた実験データをデータベース化することで、今後の伝熱性能改善、また高性能プレート式熱交換器の開発を行う際の貴重な情報となる。

2018 年度は、まず測定装置の改良を行い、比較対象となる HFC 系及び HFO 系の既存冷媒のデータを取得し、装置の健全性を確認するとともに、基本的な伝熱特性を明らかにする。2019 年度の第２四半期までには比較対象物質の実験データを得て、局所伝熱特性を詳細に明らかにする。第３四半期からは、２成分系混合冷媒 HFC32+HFO1234yf 系及び HFO1123+HFO1234yf 系の伝熱特性を測定する。2020 年度は、二相流動の観察実験を開始するため、高速度カメラを導入する。また、HFC32+HFO1234yf 混合冷媒に CO_2 を添加した次世代の３成分系混合冷媒の測定を実施する。2021 年度は、純冷媒 CF_3I の実験を行うために装置の改良を行い、純冷媒 CF_3I の凝縮熱伝達及び蒸発熱伝達の伝熱特性を測定する。2022 年度は、純冷媒 CF_3I の実験を終えた後に、CF_3I を含む混合冷媒の凝縮熱伝達及び蒸発熱伝達の伝熱特性を測定する。実験結果は逐次、国内の学会・シンポジウムや国際会議で積極的に発表し、口頭発表での議論が進められた後、最終的には欧文雑誌上に発表して、世界中に広く成果を公開する。

② 扁平多孔管内の伝熱特性評価（担当：東京海洋大学）

HFC32+HFO1234yf 系及び HFO1123+HFO1234yf 系の２成分系混合冷媒、HFC32+HFO1234yf 混合冷媒に CO_2 を添加した次世代の３成分系混合冷媒、 HFO1336mzz(E)などの次世代の純冷媒の扁平多孔管内の凝縮熱伝達実験及び蒸発熱伝達実験を行い、それぞれの伝熱特性を明らかにする。また、得られた実験データを用いて、熱交換器の設計に有用なデータベースの構築、相関式の作成を行う。さらに、扁平多孔管内伝熱促進に対する指針を与える。

新規冷媒及びその混合冷媒の実験を行うためには熱物性値が必要不可欠であるため、2018 年度は、まず測定装置の改良を行い、比較対象となる HFC 系及び HFO 系の既存冷媒のデータを取得し、装置の健全性を確認するとともに、HFO1336mzz(E)などの次世代の純冷媒の扁平多孔管内の凝縮熱伝達実験及び蒸発熱伝達実験を行い、基本的な伝熱特性を明らかにする。2019 年度には対象物質となる２成分系混合冷媒 HFC32+HFO1234yf 系及び HFO1123+HFO1234yf 系の伝熱特性の測定を行い、局所伝熱特性を詳細に明らかにする。2020 年度は、HFC32+HFO1234yf 混合冷媒に CO_2 を添加した３成分系混合冷媒の測定を実施する。高精度な伝熱及び流動損失を測定するにあたり、実験ループ内の安定状態を維持するためには温度調整安定性に優れる低温循環恒温槽、冷媒ポンプが必要となる。本実験装置では、凝縮部用・蒸発部用・外部環境設定用など、複数台の循環恒温槽を使用するが、循環恒温槽の性能が使用頻度により徐々に劣化してくるため、定期的な設備交換が必要になり、本事業が実施される３年計画で１台ずつ、逐次低温循環恒温槽の拡充をはかる。また、信頼性が高く、より広範囲な試験条件で実験を行うために、圧力センサー、温度センサー、熱流センサー、流量計及び直流電源装置を逐次購入、更新する予算を計上している。2021 年度は、純冷媒 CF_3I の実験を行うために装置の改良を行い、純冷媒 CF_3I の凝縮熱伝達及び蒸発熱伝達の伝熱特性を測定する。2022 年度は、CF_3I を含む混合冷媒の凝縮熱伝達及び蒸発熱伝達の伝熱特性を測定する。幅広い冷媒流量条件に対応できるように、冷媒循環ポンプが必要となるので予算として計上した。実験結果は逐次、国内の学会・シンポジウムや国際会議で積極的に発表し、口頭発表での議論が進められた後、最終的には欧文雑誌上に発表して、世界中に広く成果を公開する。

③ 円管内の伝熱特性評価（担当：長崎大学）

HFC32+HFO1234yf 系及び HFO1123+HFO1234yf 系の２成分系混合冷媒、HFC32+HFO1234yf 混合冷媒に CO_2 を添加した次世代の３成分系混合冷媒、HFO 1336mzz(E)などの次世代の純冷媒の円管内における凝縮熱伝達実験及び蒸発熱伝達実験を行い、それぞれの伝熱特性を明らかにする。また、

得られた実験データを用いて、フィン＆チューブ熱交換器の設計に有用なデータベースの構築、相関式の作成を行う。さらに、円管内伝熱促進に対する指針を与える。

2018 年度は、まだ明らかになっていない低圧冷媒 HCFO1224yd(Z)及び３成分系混合冷媒 HFC32+HFO 1234yf+CO_2の R455A 組成を主として、溝付管内熱伝達率測定を行う。2019 年度は、飽和蒸気圧などの物性が先行して測定された冷媒 HFO1336mzz(E)及び HFO1336mzz(Z)の測定を試みる。2020 年度は、HFC32+HFO1234yf 系及び HFO1123+HFO1234yf 系の２成分系混合冷媒の測定を試みる。さらに、より一般的な管内伝熱性能評価指標として平滑管内熱伝達性能を得るため、外径が同じく６mm である平滑管を用いたテストセクションを装置へ組み込む。この平滑管を用い、凝縮温度４０℃、蒸発温度１０℃の条件のもと、これまでに溝付管で評価されている低 GWP 冷媒の測定を行う。2021 年度は HFO1234ze(E)＋HFC32、2022 年度は HFO1234yf＋HFC32 における平滑管内の測定を追加し、組成の影響を明らかにする。

そのため、平滑管用のテストセクション制作費と恒温循環槽の費用、ならびに安全設備である酸素モニタを計上している。得られた測定結果は逐次、国内外の学会において積極的に発表し、口頭発表での議論が進められた後、最終的には欧文雑誌上に発表して、世界中に広く成果を公開する。

④ 水平円管外の伝熱特性評価（担当：九州産業大学）

HFO1336mzz(E)などの次世代の純冷媒の水平円管外伝熱実験を行い、単管上の伝熱特性の測定を行う。得られた実験データを用いて熱交換器の設計に有用なデータベースの構築を行う。さらに、実験データと理論計算による推算値を比較することにより、研究開発課題(2).1.⑥及び(2).1.⑦で得られた状態方程式及び輸送的性質モデルの妥当性を検証する。

2018 年度においては、HFO1336mzz(E)の管外熱伝達実験を行うにあたり、装置の健全性を確認するために既存冷媒を用いて、管外熱伝達実験を行う。また、それに伴い、標準器を用いて測定機器（温度センサ、圧力センサ等）の再検定を行う。そのため、 測定機器の精密な検定に必要な高速データアクイジョンユニット及び標準抵抗器を導入する。2019 年度は、2018 年度に健全性を確認した管外熱伝達実験装置を用いて、HFO1336mzz(E)の管外熱伝達実験を行う。また、研究開発課題(2).2.⑤の伝熱データベースの構築に対し、安定な温度制御が可能なプロセス制御用循環恒温槽及び直流安定化電源を導入する。さらに、サンプル充填前により高い真空度を達成するための油回転真空ポンプ及びより高精度かつ短時間でのデータ取得のための伝熱実験用データ取得ユニットの刷新を行う。2020 年度は、2019 年度に取得した管外熱伝達特性の結果を用いて、研究開発課題(2).1.⑥及び(2).1.⑦において確立した HFO1336mmz(E)の状態方程式及び輸送的性質モデルの妥当性を検討する。また、その結果に伴い、再実験及び新たな実験条件（実験範囲）での実験を行う。 より高温域への実験範囲の拡大に伴い、高温用プロセス制御用循環恒温槽を導入する。2021 年度は、CF_3I の実験を行うために装置の改良を行い、純冷媒 CF_3I の水平円管外の凝縮熱伝達の伝熱特性を測定する。2022 年度は、2021 年度に引き続き、純冷媒 CF_3I の伝熱特性についての測定を行う。2021 年度に取得した管外熱伝達特性の結果を用いて、研究開発課題(2).1.⑥及び(2).1.⑦において確立した HFO1336mmz(E)の状態方程式及び輸送的性質モデルの妥当性を検討する。

⑤ 伝熱データベースの構築（担当：佐賀大学、東京海洋大学、長崎大学）

研究開発課題(2).2.①から(2).2.④の伝熱特性評価で得られたデータを総合的に整理し、研究開発者や技術者が利用できるデータベースの基本となるシステムを構築する。新規冷媒の使用拡大を図り、地球温暖化の抑制に貢献するためには、得られた成果を学会や論文などで公表することが重要であるが、さらなる普及を促進するためには、伝熱データそのものを他の研究者や設計者が利用できるようにすることが効果的である。測定及びモデル化に成果の目処が見え始める 2020 年度の第２四半期から、本事業の研究開発課題(2).2.①から(2).2.④伝熱特性評価で得られたデータ、すなわちプレート式熱交換器内熱伝達実験データ、扁平多孔管内の伝熱実験データ、円管内伝熱実験データ、及び水平円管外伝熱実験の全ての伝熱データを整理し、インターネット上で閲覧できる環境を整備する。2021 年度は、インターネット上で閲覧するシステムの改良を行うとともに、文献情報を収集する。2022 年度は、新たに得られた CF_3I 純冷媒及び CF_3I を含む混合冷媒の伝熱データを追加するとともに、文献情報の収集を継続して伝熱データを充実させる。2021 年度より国立大学法人九州大学、学校法人中村産業学園九州産業大学を追加する。

なお、ここで構築した伝熱データベースは、今後の伝熱性能改善、また高性能熱交換器を開発するための貴重な情報となり、最終的には学会等を介して、公的機関から成果報告を行い、国際標準化に寄与することを目指す。

(2).3 HFO 系冷媒を含む混合冷媒及び高沸点 HFO 系冷媒のヒートポンプサイクル性能評価

① ヒートポンプサイクル基本特性の熱力学的解析（担当：九州産業大学）

研究開発課題(2).1.⑥で得られた状態方程式を用いて、HFC32+HFO1234yf 混合冷媒に CO_2 や HFO1123 などを添加した次世代の３成分系混合冷媒を用いるヒートポンプサイクルの熱力学的解析を行い、サイクルの基本特性を明らかにする。ここに、混合冷媒に関しては、GWP、COP、体積能力及び温度すべり等を考慮して、適正な混合冷媒組成比や運転条件などを見出す。

2018 年度においては、３成分系混合冷媒についてのヒートポンプサイクルの基本特性の熱力学的解析を行うにあたり、既存冷媒のみから構成される混合冷媒を用いて熱力学的解析を実施し、より実機に近い評価方法の検討を行う。2019 年度は、2018 年度に検討した評価方法を用いて HFC32+HFO1234yf+CO_2 系３成分系混合冷媒の熱力学的解析を実施し、適正な混合冷媒組成比や運転条件などを見出す。2020 年度は、2019 年度に引き続き、同様の評価方法を用いて HFC32+HFO1234yf+HFO1123 系の次世代３成分系混合冷媒の熱力学的解析を実施し、適正な混合冷媒組成比や運転条件などを見出す。2021 年度は、CF_3I を含む混合冷媒の暫定的な熱力学的解析を実施し、サイクルの基本特性を明らかにする。2022 年度は、(1)-⑥において作成された CF_3I を含む混合冷媒の混合パラメータを熱力学的解析に導入し、適正な混合冷媒組成比や運転条件などを見出す。

② ヒートポンプサイクル特性の実験的評価（担当：九州大学）

従来、中小型空調機として適していると考えられてきた容積圧縮式ヒートポンプには、作動圧力が比較的高い純冷媒あるいは温度すべりの小さい混合冷媒が適している。しかしながら、このような冷媒は、これまで開発されてきた低 GWP 冷媒候補物質の中から見出されていない。そこで、容積圧縮式ヒートポンプに適した低 GWP 混合冷媒の探求を目指して、本研究開発プロジェクトにおいて熱力学的性質、輸送的性質、熱交換特性及び熱力学的サイクル基本特性の解明を試みる、HFC32+HFO1234yf 系混合冷媒に CO_2 や HFO1123 を添加した次世代の３成分系混合冷媒について、既設の水熱源容積圧縮式ヒートポンプサイクル試験装置によるサイクル性能実験を実施し、冷暖房熱負荷及び熱源運転条件がサイクル性能に及ぼす影響を明らかにする。ついで、各要素機器の特性がサイクル性能に影響度を評価して、実用化のための機器設計の基本知見を得る。なお、(3)-②において試験する次世代の混合冷媒の混合組成比は、(3)-①におけるサイクル性能の熱力学的解析に基づき、冷媒製造メーカーとも協議しながら決定する。

2018 年度は、HFC32+HFO1234yf+CO_2 系３成分混合冷媒について、サイクル特性及び圧縮機性能と熱交換器特性を加味したシステム特性を詳細に解析する。2019 年度は HFC32+HFO1234yf+HFO1123 系３成分混合冷媒について実験的解析を実施する。さらに 2020 年度は、HFC32+HFO1234yf+CO_2 系及び HFC32+HFO1234yf+HFO1123 系の実験的性能評価の結果をもとに、冷暖房熱負荷及び熱源運転条件がサイクル性能に及ぼす影響及び各要素機器の特性がサイクル性能に影響度を明らかにする。2021 年度は、燃焼性抑制剤として CF_3I を添加した混合冷媒を用いたサイクル実験の準備として、CF_3I と圧縮機潤滑油やパッキン等の材料との適合性を調査し、必要があれば実験装置の部材等を更新する。そして、HFC32 と CF_3I の 2 成分混合冷媒について予備実験を開始する。2022 年度は、これまでに実施した 2 成分及び 3 成分混合冷媒の実験結果、並びに熱物性測定の進捗状況を踏まえて CF_3I を含む低 GWP 混合冷媒の組成を決定し、サイクル性能を実験によって明らかにする。CF_3I を用いた実験をできるだけ早期に開始し、効率的に実験データの取得・整理を行うために、2021 年度から研究員を一人雇用する。そのための人件費を計上している。

実験には、極力既設設備を利用するが、幅広い温度条件及び負荷条件に対応できるように、各種循環恒温槽、流量計、電力計の更新が必要となるので、予算として計上した。特に低温熱源用循環恒温槽に関しては、本実験では、同じタイプの循環恒温槽を蒸発器側と凝縮器側でそれぞれ使用している。現在使用している蒸発器用循環恒温槽は、能力不足のため必要な温度設定の実験が出来ないため、まず 2018 年度に蒸発器用循環恒温槽を購入し、更新する。2019 年度以降の

実験では、測定冷媒の種類が変わり、それに伴い出力変化に対応するために、高性能の凝縮器用循環恒温槽を購入し、更新する予定である。実験結果は、国内外のシンポジウムや国際会議等で積極的に発表するとともに、欧米及び国内の学術雑誌に論文として投稿し、世界中に広く成果を公開する。

以下に研究開発スケジュールを、2018 年度から 2020 年度に、１年ごとに分けて表にまとめた。なお年度毎の予算の推移は、2018 年度が年度委託費 65,099,000 円（うち再委託費 30,714,000 円）、2018 年度が年度委託費 124,381,000 円（うち再委託費 58,510,000 円）、2020 年度が年度委託費 112,461,000 円（うち再委託費 51,225,000 円）、2021 年度が年度委託費 101,325,300 円（うち再委託費 39,562,300 円）、2022 年度が年度委託費 94,088,600 円（うち再委託費 46,762,600 円）である。

【研究開発実施計画】

2018 年度

事業項目	2018 年度			
	第 1 四半期	第 2 四半期	第 3 四半期	第 4 四半期
HFO 系冷媒を含む混合冷媒及び高沸点 HFO 系冷媒の熱物性評価				
a-1. 臨界点近傍を含む熱力学的性質の測定（九州大学）		HFO1336mzz(E)の測定 →		HCFO1224yd(Z)の測定 →
a-2. 気液平衡性質の測定（富山県立大学）		HFO1123+HFO1234yf の高圧気液平衡性質測定 →		HFC32+HFO1234yf の高圧気液平衡性質測定 →
a-3. 高温 *PVTx* 性質の測定（日本大学理工学部）		装置の調整 →	HCFO1224yd(Z) 高温 PVT の測定 →	HFC32+HFO1234yf の高温 PVTx の測定 →
a-4. 表面張力の測定（長崎大学）		HFO1336mzz(E)の測定 →		数値解析 →
a-5. 音速の測定（産業技術総合研究所）		HFO1336mzz(E)及び HFO1336mzz(Z)の測定 →		液体音速測定装置設計 →
a-6. 状態方程式の開発（九州産業大学）		HFC32+HFO1234yf+CO_2 の状態方程式作成 →		HCFO1224yd(Z) の状態方程式作成 →
a-7. 輸送的性質の測定及びモデル化（佐賀大学）			HF32+HFO1234yf 及び HF1123+HFO1234yf の測定 →	
HFO 系冷媒を含む混合冷媒及び高沸点 HFO 系冷媒の伝熱特性評価				
b-1. プレート式熱交換器内の伝熱特性評価（佐賀大学）		測定の装置の改良 →	HFC, 健全性確認 →	HFO 単体の比較対象データ取得 →
b-2. 扁平多孔管内の伝熱特性評価（東京海洋大学）		HFC, 装置の改良 →	HFO 単体の比較対象データ取得 →	HFO1336mzz(Z) の測定 →
b-3. 円管内の伝熱特性評価（長崎大学）		HFC32+HFO1234yf+CO_2 の測定 →		HCFO1224yd(Z) の測定 →
b-4. 水平円管外の伝熱特性評価（九州産業大学）		センサー類の校正及び配線 →	測定の健全性確認 →	既存冷媒を用いた比較対象データ取得 →
b-5 伝熱データベースの構築（佐賀大学/東京海洋大学/長崎大学）				
HFO 系冷媒を含む混合冷媒及び高沸点 HFO 系冷媒のヒートポンプサイクル性能評価				
c-1. ヒートポンプサイクル基本特性の熱力学的解析（九州産業大学）		既存冷媒で構成される３成分系混合冷媒のサイクル基本特解析・評価方法検討 →		
c-2. ヒートポンプサイクル特性の実験的評価（九州大学）			HFC32+HFO1234yf+CO_2 サイクル解析への圧縮機モデル及び熱交換器モデル導入 →	

2019 年度

事業項目	2019 年度			
	第 1 四半期	第 2 四半期	第 3 四半期	第 4 四半期
HFO 系冷媒を含む混合冷媒及び高沸点 HFO 系冷媒の熱物性評価				
a-1. 臨界点近傍を含む熱力学的性質の測定（九州大学）	（臨界定数の測定）	HFC32+HFO1234yf+CO_2 の測定（PVTx 性質の測定）		（気液平衡の測定）
a-2. 気液平衡性質の測定（富山県立大学）	真空ポンプの増設	HFC32+HFO1234yf の測定		高圧微圧調整用ハンドポンプの増設
a-3. 高温 *PVTx* 性質及び定圧比熱の測定（日本大学理工学部）	HFC32+HFO1234yf +CO_2 の測定		HFO1336mzz(E)+HFO1336mzz(Z) の測定	
a-4. 表面張力の測定（長崎大学）	HFO1336mzz(Z) の測定	低温域測定用に装置改造	低温域測定健全性確認	数値解析の精度評価と向上
a-5. 音速の測定（産業技術総合研究所）	液体音速装置の開発		HFC32+HFO1234yf の測定	HFO1123+HFO1234 の測定
a-6. 状態方程式の開発（九州産業大学）	高性能ワークステーション導入	REFPROP 用ファイル作成	HFC32+HFO1234yf+HFO1123 の状態方程式作成	HFO1336mzz(Z) の状態方程式作成
a-7. 輸送的性質の測定及びモデル化（佐賀大学）	HFO1336mzz(E) の測定	低温域測定用に装置改造	低温域測定及び予測精度の検証	
HFO 系冷媒を含む混合冷媒及び高沸点 HFO 系冷媒の伝熱特性評価				
b-1. プレート式熱交換器内の伝熱特性評価（佐賀大学）	HFC, HFO 単体の比較対象データ取得		HFC32+HFO1234yf 及び HFO1123+HFO1234yf の測定	
b-2. 扁平多孔管内の伝熱特性評価（東京海洋大学）	HFC32+HFO1234yf の測定		HFO1123+HFO1234yf の測定	
b-3. 円管内の伝熱特性評価（長崎大学）	HFO1336mzz(E)の測定		HFO1336mzz(Z)の測定	
b-4. 水平円管外の伝熱特性評価（九州産業大学）	HFO1336mzz(E)の測定			高温域測定のため装置改造
b-5 伝熱データベースの構築（佐賀大学/東京海洋大学/長崎大学）				
HFO 系冷媒を含む混合冷媒及び高沸点 HFO 系冷媒のヒートポンプサイクル性能評価				
c-1. ヒートポンプサイクル基本特性の熱力学的解析（九州産業大学）		HFC32+HFO1234yf+CO_2 のサイクル基本特性解析		
c-2. ヒートポンプサイクル特性の実験的評価（九州大学）	HFC32+HFO1234yf+HFO1123 のサイクル特性実験的解析			

2020 年度

事業項目	2020 年度			
	第 1 四半期	第 2 四半期	第 3 四半期	第 4 四半期
HFO 系冷媒を含む混合冷媒及び高沸点 HFO 系冷媒の熱物性評価				
a-1. 臨界点近傍を含む熱力学的性質の測定（九州大学）	（臨界定数の測定）	HFC32+HFO1234yf+HFO1123 の測定（PVTx 性質の測定）		（気液平衡の測定）
a-2. 気液平衡性質の測定（富山県立大学）	HFC32+HFO1234yf+HFO1123 の高圧気液平衡性質測定			
a-3. 高温 *PVTx* 性質及び定圧比熱の測定（日本大学理工学部）	HFO1336mzz(E)+HFO1336mzz(Z)の測定			
a-4. 表面張力の測定（長崎大学）	HFO1234yf+HFO1123 の測定			
a-5. 音速の測定（産業技術総合研究所）	HFC32+HFO1234yf+CO_2 の測定			
a-6. 状態方程式の開発（九州産業大学）	HFC32+HFO1234yf+HFO1123 の REFPROP 用状態方程式作成		HFO1336mzz(E) の REFPROP 用 状態方程式作成	
a-7. 輸送的性質の測定及びモデル化（佐賀大学）	HFC32+HFO1234yf+CO_2 の測定			
HFO 系冷媒を含む混合冷媒及び高沸点 HFO 系冷媒の伝熱特性評価				
b-1. プレート式熱交換器内の伝熱特性評価（佐賀大学）	高速度カメラによる流動様相可視化		HFC32+HFO1234yf+CO_2 の測定	
b-2. 扁平多孔管内の伝熱特性評価（東京海洋大学）	HFC32+HFO1234yf+CO_2 の測定			
b-3. 円管内の伝熱特性評価（長崎大学）	HFC32+HFO1123 の測定	HFO1234yf+HFO1123 の測定	平滑管試験用に装置改造	
b-4. 水平円管外の伝熱特性評価（九州産業大学）	HFO1336mzz(E)の高温域測定		HFO1336mzz(E)の状態方程式 輸送的性質モデルの妥当性確認	
b-5 伝熱データベースの構築（佐賀大学/東京海洋大学/長崎大学）		インターネット上での伝熱データベースの作成	データ公開	
HFO 系冷媒を含む混合冷媒及び高沸点 HFO 系冷媒のヒートポンプサイクル性能評価				
c-1. ヒートポンプサイクル基本特性の熱力学的解析（九州産業大学）	HFC32+HFO1234yf+HFO1123 のサイクル基本特性解析			
c-2. ヒートポンプサイクル特性の実験的評価（九州大学）	HFC32+HFO1234yf+CO_2 の実験的評価		HFC32+HFO1234yf+ HFO1123 の実験的評価	

2021 年度

事業項目	2021 年度			
	第 1 四半期	第 2 四半期	第 3 四半期	第 4 四半期
HFO 系冷媒を含む混合冷媒及び高沸点 HFO 系冷媒の熱物性評価				
a-1. 臨界点近傍を含む熱力学的性質の測定（九州大学）	HFC32+ CF_3I の測定		HFO1123+ CF_3I の測定	
a-2. 気液平衡性質の測定（富山県立大学）	CF_3I 純物質の高温・高圧域における *PVT* 性質及び飽和性質			
a-3. 高温 *PVTx* 性質及び定圧比熱の測定（日本大学理工学部）	HFC32+ CF_3I の測定		HFO1123+ CF_3I の測定	
a-4. 表面張力の測定（長崎大学）	HCO1130(E)の測定		HFC32+ CF_3I の測定	
a-5. 音速の測定（産業技術総合研究所）	CF_3I の測定			
a-6. 状態方程式の開発（九州産業大学）	CF_3I の実測値評価		CF_3I の状態方程式作成	
a-7. 輸送的性質の測定及びモデル化（佐賀大学）	CF_3I 純冷媒を測定するための改良及び測定			
HFO 系冷媒を含む混合冷媒及び高沸点 HFO 系冷媒の伝熱特性評価				
b-1. プレート式熱交換器内の伝熱特性評価（佐賀大学）	CF_3I の実験を行うための実験装置の改良		CF_3I 純冷媒の測定	
b-2. 扁平多孔管内の伝熱特性評価（東京海洋大学）	CF_3I の実験を行うための実験装置の改良		CF_3I 純冷媒の測定	
b-3. 円管内の伝熱特性評価（長崎大学）	平滑管内 HFC32 の測定	HFO1234ze(E)の測定	HFO1234ze(E)+HFC32 の測定	
b-4. 水平円管外の伝熱特性評価（九州産業大学）	CF_3I の実験を行うための実験装置の改良		CF_3I 純冷媒の測定	
b-5 伝熱データベースの構築（九州大学/佐賀大学/東京海洋大学/長崎大学/九州産業大学）	文献情報収集 伝熱データ閲覧システムの改良			
低 GWP 冷媒候補物質のヒートポンプサイクル性能評価				
c-1. ヒートポンプサイクル基本特性の熱力学的解析（九州産業大学）	CF_3I を含む混合冷媒の暫定的な熱力学的解析を実施			
c-2. ヒートポンプサイクル特性の実験的評価（九州大学）	CF_3I の材料適合性調査及び実験装置更新		HFC32+CF_3I の予備実験	

2022 年度

事業項目	2022 年度			
	第 1 四半期	第 2 四半期	第 3 四半期	第 4 四半期
HFO 系冷媒を含む混合冷媒及び高沸点 HFO 系冷媒の熱物性評価				
a-1. 臨界点近傍を含む熱力学的性質の測定（九州大学）		HFC32+HFO1123+CF_3I の測定		
a-2. 気液平衡性質の測定（富山県立大学）	HFO1123+ CF_3I の測定		HFC32+ CF_3I の測定	
a-3. 高温 *PVTx* 性質及び定圧比熱の測定（日本大学理工学部）		HFC32+HFO1123+CF_3I の測定		
a-4. 表面張力の測定（長崎大学）	CF_3I を含む 2 成分系の測定		CF_3I を含む 3 成分系の測定	
a-5. 音速の測定（産業技術総合研究所）		HFC32+CF_3I の測定		
a-6. 状態方程式の開発（九州産業大学）	CF_3I を含む混合冷媒の状態方程式の作成		純冷媒 CF_3I の状態方程式の高度化	
a-7. 輸送的性質の測定及びモデル化（佐賀大学）		CF_3I を含む混合冷媒の測定及び簡易相関式の作成		
HFO 系冷媒を含む混合冷媒及び高沸点 HFO 系冷媒の伝熱特性評価				
b-1. プレート式熱交換器内の伝熱特性評価（佐賀大学）		CF_3I を含む混合冷媒の測定		
b-2. 扁平多孔管内の伝熱特性評価（東京海洋大学）		CF_3I を含む混合冷媒の測定		
b-3. 円管内の伝熱特性評価（長崎大学）	平滑管内 HFO1234yf の測定		HFO1234yf+HFC32 の測定	
b-4. 水平円管外の伝熱特性評価（九州産業大学）		CF_3I 純冷媒の測定		CF_3I の状態方程式 輸送的性質モデルの妥当性確認
b-5 伝熱データベースの構築（九州大学/佐賀大学/東京海洋大学/長崎大学/九州産業大学）	文献情報収集	純冷媒及び CF_3I を含む混合冷媒の伝熱データを追加		
低 GWP 冷媒候補物質のヒートポンプサイクル性能評価				
c-1. ヒートポンプサイクル基本特性の熱力学的解析（九州産業大学）		CF_3I を含む混合冷媒の熱力学的解析を実施		
c-2. ヒートポンプサイクル特性の実験的評価（九州大学）	CF_3I と低 GWP 冷媒を含む HFC32+CF_3I の実験的評価		混合冷媒の実験的評価	

(3) アウトプット目標の達成状況

(3).1 事業全体の成果

① 業務用冷凍冷蔵機器及び家庭用空調機器を主とする中小型規模冷凍空調機器用冷媒の熱力学的性質（PVT 性質、飽和蒸気圧、飽和密度、臨界定数、気液平衡、定圧比熱、表面張力、音速）及び輸送的性質（熱伝導率、粘性係数）の高精度データを、次世代２成分系及び３成分系 HFO 系混合冷媒について取得した。

② ①で得られた熱物性データに基づいて、高い再現性での計算が可能となる状態式及び相関式を作成し、信頼できる熱物性計算ツール REFPROP で計算できるようにした。

③ ４種類の熱交換器を用いて、熱伝達率の測定など冷媒及び混合冷媒の伝熱性能解析を行った。

④ ②で得られた状態式や③で得られた伝熱特性を表現する相関式を利用して、次世代３成分系混合冷媒の最適性能組成について提案した。

⑤ 既設の容積圧縮式ヒートポンプ試験装置を用いて、次世代冷媒のヒートポンプサイクル基本性能評価を行った。

⑥ 事業成果をアウトプットとして世界に公開する手段として、冷媒物性に関しては REFPROP 新バージョンでの公開（現時点では予定の段階）及び国際規格化・国際標準化としての ISO817（冷媒物性）、ISO17584、ASHRAE34（冷媒物性）等への登録に結びつけることができ、本事業で評価した冷媒熱物性情報が、国際標準値として使われるようになった。

⑦ 冷媒伝熱評価における成果を、伝熱データベースとして現在までの実測データを取りまとめ、国内外においてオンラインで使用できるようにソフトウェア化した。

(3).2 テーマ毎の成果と目標達成状況

【アウトプット目標の達成状況】

◎ 大きく上回って達成、〇達成、△一部未達、 ×未達

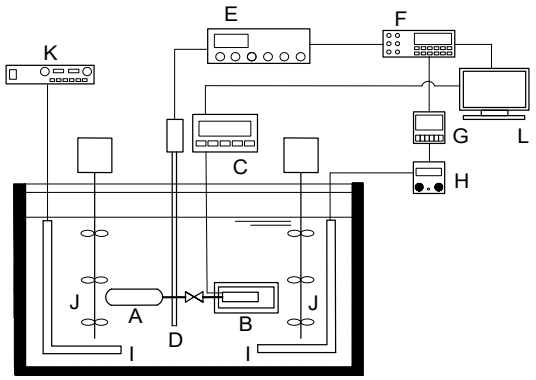
研究開発項目	最終目標（2023年3月）	成果（2023年3月）	達成度	達成の根拠と今後の課題
研究開発項目①「次世代冷媒の基本特性に関するデータ取得及び評価」				
中小型規模の冷凍空調機器に使用する次世代冷媒の熱物性、伝熱特性および基本サイクル性能特性の評価研究（九州大学）	・中小型規模の冷凍空調機器への応用が見込まれる次世代低GWP冷媒の特性を明らかするとともに、冷媒の実用化に資するソフトウエアやデータベースを構築し、我が国のHFC削減目標達成に貢献する。 ・これらの成果を国際規格化や標準化することによって全世界的な低GWP冷媒の実用化に貢献する。	・中小型規模の冷凍空調機器への応用が見込まれる次世代低GWP冷媒の熱力学特性、伝熱特性及びサイクル性能を解析的・実験的の両面から明らかにした。 ・得られた成果の一部はすでに国際規格化・データベース化されており、実用化研究の基盤情報を形成している。	〇 2023年3月に達成	候補となる低GWP冷媒の多面的性能評価は完了し、その成果の一部はすでに国際標準化されていることから、計画通りの進捗と評価した。本プロジェクトの成果によりHFO系冷媒実用化に向けた最大の技術的障壁が取り除かれたため、実用化研究が加速化することが期待される。今後は、熱交換器や圧縮機等の設計指針の確立や、動特性まで含めたシミュレーション技術の開発、LCCP等も加味した総合的な冷媒評価などが求められる。
HFO系冷媒を含む混合冷媒及び高沸点HFO系冷媒の熱物性評価（九州大学、富山県立大学、日本大学、長崎大学、産業技術総合研究所、九州産業大学、佐賀大学）	・HFO系冷媒の包括的な熱物性測定を行い、熱力学的及び輸送的性質を明らかにする。 ・熱物性測定の結果に基づいて状態方程式を開発する。 ・状態方程式を国際規格化及び標準化し、HFO系冷媒の実用化に貢献する。	・HFO1123、HFO1234yf、CF3Iを含む数種類の２成分系及び３成分系混合冷媒に対して、臨界点、PVT、比熱、音速、表面張力、粘性係数及び熱伝導率の精密測定を行った。 ・測定結果に基づいたヘルムホルツ型状態方程式を開発し、REFPROPに登録した。 ・これまでに開発したHFO1234yf、HCFO1233zd(E)及びHFO1336mzz(Z)の状態方程式をISO 17584（冷媒物性）に登録した。	〇 2023年3月に達成	中小型規模の冷凍空調機器への応用が見込まれる次世代低GWP冷媒の熱力学的及び輸送的性質の精密測定、ならびに状態方程式の開発は完了し、その一部は国際規格化・標準化がなされているため、計画通りの進捗と評価した。今後は、新たな混合冷媒の熱物性評価を行いデータを蓄積するとともに、より高精度な状態方程式の開発に着手する。

研究開発項目		最終目標（2023年3月）	成果（2023年3月）	達成度	達成の根拠と今後の課題
	HFO系冷媒を含む混合冷媒及び高沸点HFO系冷媒の伝熱特性評価（佐賀大学、東京海洋大学、長崎大学、九州産業大学）	・種々の管形状に対してHFO系冷媒の伝熱評価実験を行い、相変化における基本的な熱伝達特性を明らかにする。 ・得られた成果をデータベース化し、HFO系冷媒の実用化に貢献する。	・２成分系混合冷媒を対象としたプレート式熱交換器内の蒸発／凝縮実験を行い、熱伝達の予測モデルを提案した。 ・２成分系及び３成分系混合冷媒を対象とした扁平多孔管内の蒸発／凝縮実験を行い、熱伝達の予測モデルを提案した。 ・２成分系及び３成分系混合冷媒を対象とした水平らせん溝付管及び平滑管の蒸発／凝縮実験を行い、らせん溝の効果を明らかにした。 ・高沸点HFO冷媒と対象とした円管外の凝縮実験を行い、理論式との比較から理論式に用いられている熱物性値の妥当性を証明した。 ・円管内、扁平多孔管内及びプレート式熱交換器内の沸騰及び凝縮熱伝達について、本プロジェクトで得られたデータ及び文献などから収集した25,000点以上のデータをまとめた伝熱データベースを構築した。	◎ 2023年3月に達成	種々の管形状に対する伝熱評価実験及び評価は完了しデータの蓄積が十分になされている。また、そのデータを有効活用するための伝熱データベースも構築されている。さらに、伝熱データベースは一般に公開され、一部制限はあるものの、オンラインで常時アクセスできる状態まで完成度を高めることができているため、当初の計画を上回る成果と評価した。今後は、データの蓄積を引き続き行い熱交換器の設計指針の確立に繋げるほか、伝熱データベースの公開範囲を拡大する。
	HFO系冷媒を含む混合冷媒及び高沸点HFO系冷媒のヒートポンプサイクル性能評価（九州産業大学、九州大学）	・HFO系冷媒の熱物性評価及び伝熱特性評価の成果に基づいて、混合冷媒のサイクル基本特性を解析し、最適な組成を明らかにする。 ・HFO系混合冷媒についてサイクル性能評価実験を行い、その挙動を明らかにする。	・HFO系混合冷媒のサイクル性能評価コードを開発し、燃焼性やGWPも考慮して、HFO1123を含む数種類の混合冷媒について中小型規模の冷凍空調機器に最適な組成域を見出した。 ・実際のサイクル性能評価装置を用いた実験を行い、冷媒充填量や冷暖房負荷がCOPやサイクルの挙動に与える影響を明らかにした。	○ 2023年3月に達成	熱物性評価及び伝熱特性評価の成果を組み込んだサイクル性能評価コードによる計算結果に加え、燃焼性やGWPも含めた多角的評価によってHFO1123を含む３成分系混合冷媒の最適組成を提案し、さらにCO2を含む３成分系混合冷媒についても実験的な検証によって冷媒充填量や冷暖房負荷とCOPとの関係を明らかにしており、計画通りの進捗と評価した。今後は、より実機に即した性能解析が行えるように評価コードを高度化するほか、機器メーカー等で開発されたHFO系混合冷媒に特化した熱交換器を用いたサイクルの実験的評価を行う。

① HFO 系冷媒を含む混合冷媒及び高沸点 HFO 系冷媒の熱物性評価

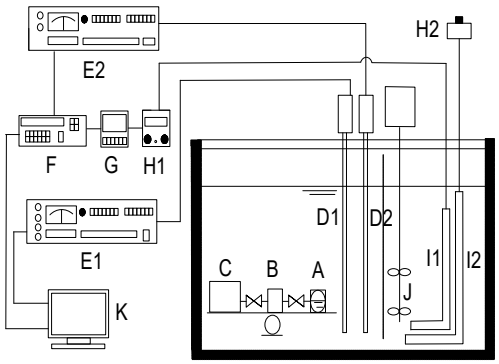
①.1 臨界点近傍を含む熱力学的性質の測定（九州大学）

九州大学伊都キャンパスにある NEXT-RP（次世代冷媒物性評価研究センター）では、次世代冷媒の臨界域を含む PVT 性質、飽和蒸気圧、飽和密度及び臨界定数の測定を行なった。PVT 性質、飽和蒸気圧及び臨界圧力の測定に用いた装置図 ①.1-1 に、飽和密度、臨界温度及び臨界密度の測定に用いた装置を図 ①.1-2 に示す 1,2)。



A: pressure vessel, B: pressure transducer,
C: pressure indicator, D: 25Ω standard platinum re
E: thermometer bridge,
F: digital multimeter, G: PID controller, H: voltag
J: stirrer, K: AC power supply,
L: computer.

図 ①.1-1 Experimental apparatus for *PVT* property measurements.



A: optical cell, B: expansion vessel, C: supplying vessel, D1, D2: 25 Ω standard platinum resistance thermometer, E1, E2: thermometer bridge,
F: digital multimeter, G: PID controller, H1, H2: voltage transformer, I1, I2: heater, J: stirrer,
K: computer.

図 ①.1-2 Experimental apparatus for vapor-liquid coexistence curve measurements.

図 ①.1-1 に示す *PVT* 性質測定装置では、内容積を事前に測定したステンレス製圧力容器内に、設定したい密度になるように調整した質量の測定試料を充填する。この圧力容器を高精度圧力センサーに直接接続した後、温度のバラツキを±1 mK 以内に制御したシリコンオイルを媒体とする液体恒温槽に浸し、圧力のバラツキを±1 kPa 以内になるまで安定させた後の圧力を測定する。温度測定は、25Ω 標準白金抵抗測温体と交流測温ブリッジで行い、ITS90 に準拠して算出する。試料密度は、圧力容器内への試料の質量と，温度による熱補正を行った圧力容器の内容積から算出できる。圧力測定は、真空時の原点補正を行った水晶発信式圧力センサーで測定する。なお、圧力センサーの温度依存性も事前に校正済みである。測定の不確かさは、冷媒の種類や温度域によって若干の幅はあるが、温度の測定不確かさ(k=2)は 10mK、圧力の測定不確かさは 1kPa、密度の測定不確かさは 0.15%と推定した。また、混合冷媒の組成に関しては、各成分冷媒の充填質量の比で算出し、1mg までの分解能を持つ電子天秤を使用して、その不確かさは 0.05%と推定した。本装置には冷却装置がついていなかったので、低温循環恒温槽を設置した室温以下の測定用 *PVT* 測定装置も新たに本プロジェクトの期間内に製作した。新しい *PVT* 測定装置も基本的な測定原理は同じ等容法であり、冷凍サイクル評価仕様における熱物性測定を行うために、230 K（マイナス 40℃)まで測定ができるようになった。

図 ①.1-2 は、メニスカスの消滅を肉眼で直接観察して飽和密度と臨界定数を決定する装置である。装置本体は、メニスカスの観察を行うためにパイレックス製の覗き窓を設けた試料容器、試料を初期充填するときに使用する試料供給容器、そして試料容器内の密度を変化させるときに用いる膨張容器の 3 種類の円筒形圧力容器を組み合わせ、揺動台の上に設置している。3 種類の容器を使うことにより、一度の試料充填で、最高 8 点までの測定を可能としている。試料の調整

が煩雑となる混合冷媒の測定や、試料供給量に限りがある新物質の測定には極めて有効な方法である。この装置における温度測定も 25Ω 標準白金抵抗測温体で行い、密度は、試料の充填質量と、温度による熱補正を行った 3 つの圧力容器の内容積から算出する。この装置には圧力測定系が設置されていないので、前述の 図 ①.1-1 に示した *PVT* 性質測定装置を用いて、臨界圧力測定は行なっている。測定の不確かさ(k=2)はそれぞれの種類の冷媒測定で若干異なるが、温度の測定不確かさは 10mK, 密度の測定不確かさは 0.15%～0.2%になる。特に密度に関しては, 膨張の回数にも影響するので、それぞれの測定値ごとに不確かさは異なる結果となっている。

次世代冷媒を対象とした本研究では、冷凍装置としての冷媒の性能だけでなく、地球環境問題対策としてのオゾン層破壊係数(ODP)および地球温暖化係数 (GWP) の値にも注意を払って行う必要がある。また、研究を進めていく過程で、これら以外にも燃焼性、不均化反応、混合冷媒の重合現象などの化学的性質に関しても、次世代冷媒の選択に必要となる要素があることがわかってきた。さらに現実的な問題として、冷媒の入手性も大きな選定要因になることが判明した。
本事業を遂行する５年間で測定対象とした冷媒を 表 ①.1-1 にまとめた。

表 ①.1-1　List of measured refrigerants/blends.

Year	**Refrigerants/Blends**	GWP	Ref.
2018	HFO1336mzz(E)	16	3, 4
	HCFO1224yd(Z)	1	5, 6
	R455A	151	7
2019	HFC32+HFO1123+HFO1234yf [21.2/59.5/19.3 mass%]	150	to be presented
	HFC32+HFO1123+HFO1234yf [21.2/40.3/38.5 mass%]	150	to be presented
	HFC32+HFO1123[additional experiment]	--	8
	HFO1123[additional experiment]	1	9
2020	R465A	148	7
	CF_3I	5	10, 11, 12
	HFC32+CF_3I [50/50 mass%]	355	13, 14
	HFC32+CF_3I [50/50 mol%]	152	13, 14
	HFO1123+CF_3I [50/50 mass%]	2.5	15
	HFO1123+CF_3I [50/50 mol%]	3.5	15
	HC290+HFO1234yf [50/50 mass%]	1	16
2021	HFC32+HFO1123+CF_3I [22/73/5 mass%]	155	to be presented
	HFC32+HFO1123+CF_3I [22/68/10 mass%]	156	to be presented
	HFC32+HFO1123+CF_3I [30/65/5 mass%]	212	to be presented
	HFC32+HFC125+CF_3I [49/11.5/39.5 mass%]	744	7, 11
	HFC125+CF_3I [50/50 mass%]	1728	14
2022	HFO1123+HC290 [80/20 mass%]	1	to be presented
	HFO1123+HC290+HFO1234yf [48/12/40 mass%]	1	to be presented
	HFO1123+HC290+HFO1234yf [32/8/60 mass%]	1	to be presented
	HFC32+HFO1336mzz(E) [40/60 mass%]	270	to be presented
	HFO1234yf+HFO1336mzz(E) [40/60 mass%]	1	to be presented
	HFO1234ze(E)+HFO1336mzz(E) [40/60 mass%]	1	to be presented

HCFO1224yd (Z) に関しては、温度範囲 408.745 K～428.690 K、密度範囲 297.0 kg/m^3～930.0 kg/m^3 で 10 点の実測値を得ることができた。測定結果を表 ①.1-2 及び図 ①.1-3 に示す。この結果の一部は、すでに報告済みのものもあるが、追加データを含めて、一連の成果と一緒に報告する。

表 ①.1-2

HCFO1224yd(Z)の臨界点近傍における飽和密度 [a, b]

T / K	ρ / kg·m^{-3}	$U(\rho)$ / kg·m^{-3}
424.261	297.0	0.72
427.532	387.5	0.71
428.216	415.1	0.76
428.671*	490.3	0.86
428.688*	525.2	0.92
428.690*	541.7	0.55
427.089	685.5	0.56
425.294	734.3	0.60
415.835	867.9	0.49
408.745	930.0	0.52

[a]アステリスクで示した実測値では臨界タンパク光が観察された
[b]温度の拡張不確かさは $U(T)$ =10 mK。密度の拡張不確かさは $U(\rho)$ として実測値ごとに表中に示した。

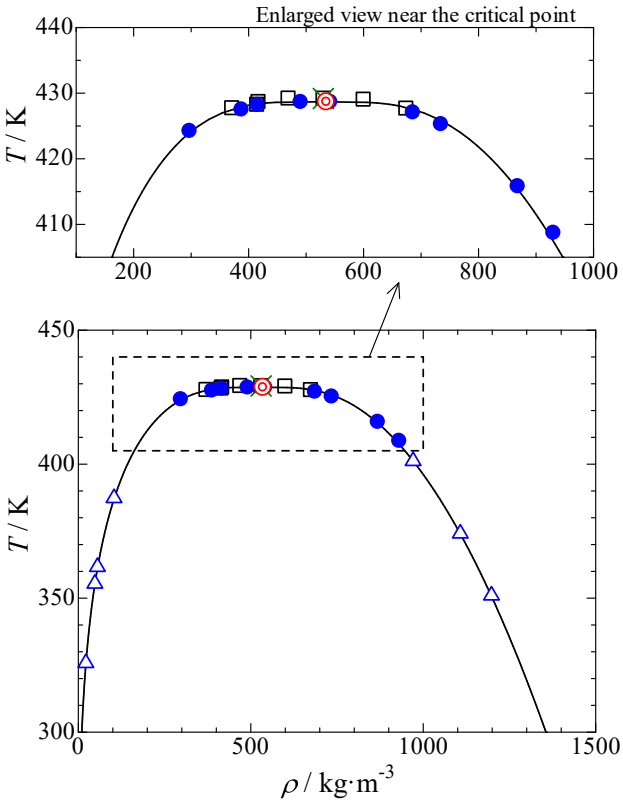


図 ①.1-3　HCFO1224yd(Z) の臨界点近傍における飽和密度。
●：メニスカスの消滅から決定した本実測値、△： PVT 測定の等容線の折れ曲がりから決定した飽和密度、◎：臨界点、
実線： 本プロジェクトで赤坂により作成された状態式からの計算結果。

HFO1336mzz(E)に関しては、温度範囲 391.785 K～403.527 K、密度範囲 218.0 kg/m^3～802.3 kg/m^3 で 14 点の実測値を得ることができた。測定結果を表 ①.1-3 及び図 ①.1-4 に示す。

表 ①.1.3 HFO1336mzz(E)の臨界点近傍における飽和密度 [a, b]

T / K	ρ / kg·m^{-3}	$U(\rho)$ / kg·m^{-3}
391.785	218.0	0.52
395.231	240.8	0.47
398.810	283.2	0.55
401.076	328.7	0.61
402.807	385.3	0.67
403.415	453.4	0.79
403.527	500.9 *	0.51
403.526	514.9 *	0.29
403.523	538.7 *	0.44
403.421	581.5 *	0.47
402.841	633.8	0.52
401.980	681.7	0.38
399.925	735.9	0.41
396.360	802.3	0.45

[a]アステリスクで示した実測値では臨界タンパク光が観察された
[b]温度の拡張不確かさは $U(T)$ =10 mK。密度の拡張不確かさは $U(\rho)$ として実測値ごとに表中に示した。

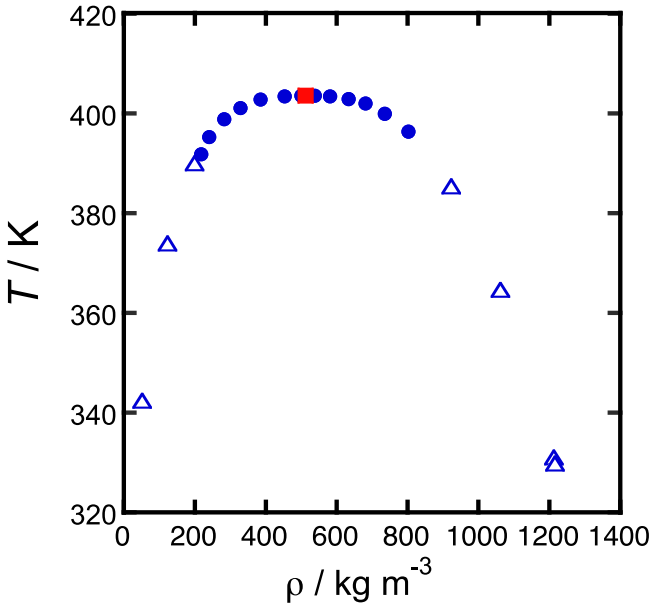


図 ①.1-4　R1336mzz(E)の臨界点近傍における飽和密度。
●：メニスカスの消滅から決定した本実測値、△： PVT 測定の等容線の折れ曲がりから決定した飽和密度、■：臨界点、

３成分系混合冷媒 R455A [HFC32+HFO1234yf+CO_2; 21.5/75.5/3.0 mass%]に関しては、温度範囲 340.024 K～357.608 K, 密度範囲 188.9 kg/m^3～813.2 kg/m^3 で 16 点の実測値を得ることができた。測定結果を表 ①.1-4 及び図 ①.1-5 に示す。

表 ①.1-4 R455A の臨界点近傍における飽和密度 [a, b]

T / K	ρ / kg·m^{-3}	$U(\rho)$ / kg·m^{-3}
352.003	188.9	0.45
354.030	205.2	0.51
354.499	234.3	0.56
356.213	259.7	0.62
356.426	286.9	0.56
357.546	334.1	0.58
357.608	363.0*	0.67
356.732	414.5*	0.72
356.431	459.3*	0.80
356.304	467.1*	0.38
355.983	507.5*	0.56
354.690	579.5	0.47
354.654	591.1	0.33
352.726	642.2	0.52
347.766	733.5	0.41
340.024	813.2	0.45

[a]アステリスクで示した実測値では臨界タンパク光が観察された
[b]温度の拡張不確かさは $U(T)$ =10 mK。密度の拡張不確かさは $U(\rho)$ として実測値ごとに表中に示した。

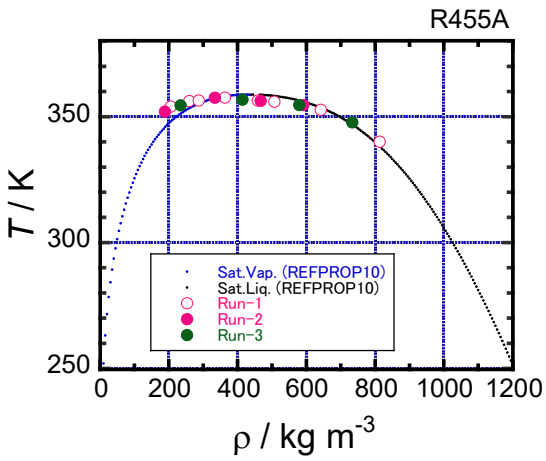


図 ①.1-5a R455A の臨界点近傍における飽和密度の実測値

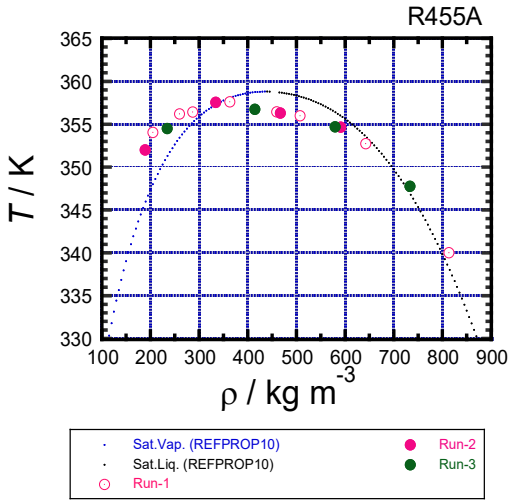


図 ①.1-5b R455A の臨界点近傍における飽和密度(T = 300 K 以上の温度)

３成分系混合冷媒 Amolea R150Y4 [HFC32+HFO1234yf+HFO1123; 21.2/19.3/59.5 mass%]及び Amolea R150Y5 [HFC32+HFO1234yf+HFO1123; 21.3/38.5/ 40.2 mass%]に関しては、温度範囲がそれぞれ 332.546 K～340.399 K 及び 322.087 K～347.392 K、密度範囲 193.4 kg/m^3～862.4 kg/m^3 及び 227.4 kg/m^3～901.0 kg/m^3 で 20 点及び 18 点の実測値を得ることができた。測定データを Amolea R150Y4 に関しては表 ①.1-5、Amolea R150Y4 に関しては表 ①.1-6 にまとめ、測定結果の分布を、この２つの冷媒は成分が同じで、組成が異なる３成分系混合冷媒なので、図 ①.1-6 に１つの図としてまとめて示す。

表 ①.1-5 Amolea R150Y4 [HFC32+HFO1234yf+HFO1123; 21.2/19.3/59.5 mass%]の臨界点近傍における飽和密度 [a, b]

T / K	ρ / kg·m^{-3}	$U(\rho)$ / kg·m^{-3}
332.546	193.4	0.47
332.442	198.9	0.49
333.020	217.7	0.54
336.679	251.6	0.61
338.475	270.3	0.50
338.653	277.9	0.54
339.321	304.3	0.59
340.320	342.0	0.60
340.399	351.6	0.65
340.248	385.0	0.71
340.337	445.0*	0.78
340.369	478.1*	0.39
340.364	487.1*	0.85
340.352	491.6*	0.50
340.264	538.2*	0.54
339.665	604.9	0.34
338.981	622.1	0.51
336.944	681.1	0.56
330.456	787.5	0.44
322.527	862.4	0.48

[a]アステリスクで示した実測値では臨界タンパク光が観察された

[b]温度の拡張不確かさは $U(T)$ =10 mK。密度の拡張不確かさは $U(\rho)$ として実測値ごとに表中に示した。

表 ①.1-6 Amolea R150Y5 [HFC32+HFO1234yf+HFO1123; 21.3/38.5/40.2 mass%]の臨界点近傍における飽和密度 [a, b]

T / K	ρ / kg·m^{-3}	$U(\rho)$ / kg·m^{-3}
342.124	227.4	0.56
344.021	264.9	0.51
345.082	287.6	0.69
346.965	335.1	0.62
347.392	379.9	0.70
347.266	402.1*	0.74
347.113	434.7*	0.76
346.783	480.3*	0.49
346.627	508.8*	0.89
345.916	562.1	0.57
345.730	592.9	0.48
345.445	607.8	0.50
343.305	672.2	0.55
341.141	711.5	0.58
338.567	750.5	0.42
337.399	769.4	0.43
328.805	851.1	0.48
322.087	901.0	0.50

[a]アステリスクで示した実測値では臨界タンパク光が観察された
[b]温度の拡張不確かさは $U(T)$ =10 mK。密度の拡張不確かさは $U(\rho)$ として実測値ごとに表中に示した。

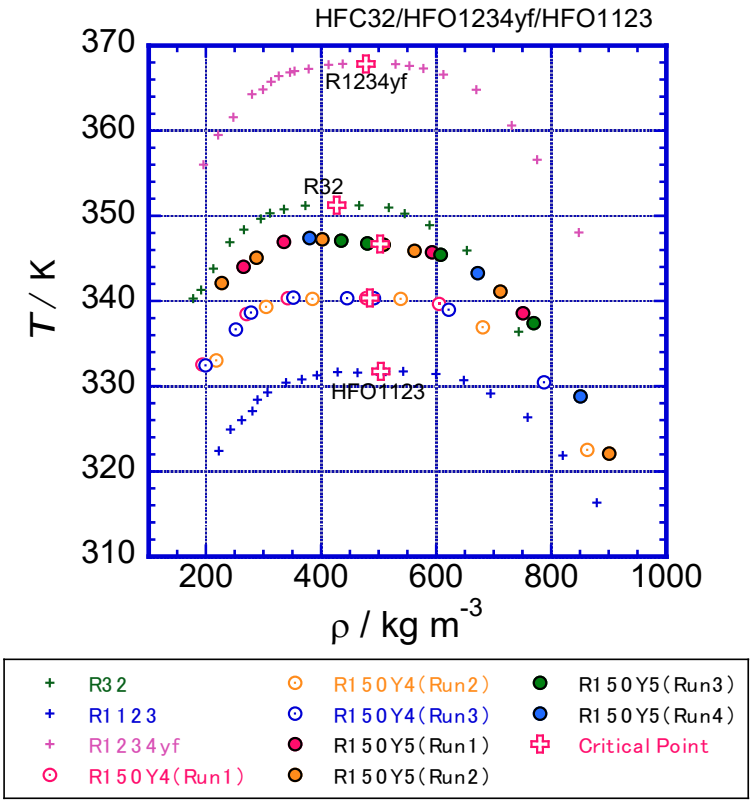


図 ①.1-6 HFC32+HFO1234yf+HFO1123 系混合冷媒の臨界点近傍における飽和密度の実測値

これらの実験において、メニスカスの消滅位置及び臨界タンパク光の着色の様子から、臨界温度と臨界密度を決定した。臨界圧力に関しては、後述する *PVT* 測定結果を利用し、臨界密度に設定して試料充填した *PVT* 性質測定装置において、臨界温度における圧力を実測して測定した。この方法で、単一冷媒のみならず、多成分系混合冷媒の臨界定数も実験から決定できる。現状、混合冷媒の臨界定数を実測する測定装置は、世界中で本測定装置のみである。 HCFO1224yd(Z)、HFO1336mzz(E)、R455A、 Amolea R150Y4、Amolea R150Y5 の臨界定数の値を以下に示す。

【HCFO1224yd(Z)の臨界定数】

T_c = 428.69 ± 0.02 K, (①.1-1)

ρ_c = 535 ± 5 kg·m^{-3} , (①.1-2)

P_c = 3331 ± 3 kPa. (①.1-3)

【HFO1336mzz(E)の臨界定数】

T_c = 403.53 ± 0.01 K, (①.1-4)

ρ_c = 513 ± 3 kg·m^{-3} , (①.1-5)

P_c = 2779 ± 2 kPa. (①.1-6)

【R455A [HFC32/HFO1234yf/CO_2; 21.5/75.5/3.0 mass%]の臨界定数】

T_c = 356.40 ± 0.05 K, (①.1-7)

ρ_c = 460 ± 3 kg·m^{-3} , (①.1-8)

P_c = 4536 ± 5 kPa. (①.1-9)

【Amolea R150Y4 [HFC32/HFO1234yf/HFO1123; 21.2/19.3/59.5 mass%]の臨界定数】

T_c = 340.36 ± 0.01 K, (①.1-10)

ρ_c = 485 ± 3 kg·m^{-3} , (①.1-11)

P_c = 4796 ± 2 kPa. (①.1-12)

【Amolea R150Y5 [HFC32/HFO1234yf/HFO1123; 21.3/38.5/40.2 mass%]の臨界定数】

T_c = 346.48 ± 0.02 K, (①.1-13)

ρ_c = 503 ± 5 kg·m^{-3} , (①.1-14)

P_c = 4647 ± 5 kPa. (①.1-15)

HCFO1224yd(Z)の飽和蒸気圧に関しては、温度 310.000 K から 410.000 K の範囲で、表 ①.1-7 に示す 15 点の実測値が得られた。得られた実測値から、本研究で決定した臨界温度の値を用いて、飽和蒸気圧相関式を以下の温度の関数式として作成した。

$$\ln P = \ln P_c + (T_c/T)(A\tau + B\tau^{1.5} + C\tau^{2.5} + D\tau^5) \quad (①.1\text{-}16)$$

ここで、臨界温度 T_c は式(①.1-1)の値である 428.69 K を用いた。臨界圧力 P_c に関しては、臨界密度に設定して試料充填した *PVT* 性質測定装置において、臨界温度における圧力を実測して測定した値 Pc = 3331 kPa を用いた。これらの臨界定数を用いて、式 (①.1-16) に本実測値をフィッティングした。式(①.1-16)の最適パラメータとしての係数値は、HCFO1224yd(Z)に関しては A = -7.58327, B =1.6846, C = -2.5296, D = -4.6136 である。

表 ①.1-7　HCFO-1224yd(Z)の飽和蒸気圧実測値

T / K	P / kPa
310.000	220.4
315.000	258.3
320.000	301.0
325.000	348.9
330.000	402.3
335.000	462.0
340.000	527.6
345.000	600.4
350.000	680.2
360.000	863.5
370.000	1081.9
380.000	1338.9
390.000	1639.5
400.000	1988.8
410.000	2393.0

HCFO1224yd(Z)の *PVT* 性質に関しては、温度範囲 330.000 K から 420.000 K、密度範囲 22 kg/m^3 から 1198 kg/m^3、圧力範囲 6407 kPa 以下で 7 本の等容線に沿って、表 ①.1-8 に示す合計 46 点の実測値を得ることができた。実測値の分布は *P-T* 線図上で図 ①.1-7 にまとめた。

表 ①.1-8　HCFO-1224yd(Z)の PVT 性質実測値

T / K	P / kPa	ρ / kg·m^{-3}	T / K	P / kPa	ρ / kg·m^{-3}
330.000	361.0	21.8	403.000	2423.7	970.7
340.000	375.4	21.8	405.000	2844.1	970.6
350.000	389.3	21.8	410.000	3910.7	970.4
360.000	402.9	21.7	413.037	4564.4	970.2
370.000	416.2	21.7	378.000	2453.1	1107.5
380.000	429.3	21.7	380.000	3108.5	1107.4
380.000	429.3	21.7	382.000	3765.9	1107.3
390.000	442.2	21.7	385.000	4754.3	1107.1
400.000	454.9	21.7	388.000	5744.7	1106.9
410.000	467.2	21.7	390.000	6406.8	1106.8
420.000	479.3	21.7	354.000	1980.9	1197.8
360.000	789.7	47.9	356.000	2846.5	1197.6
370.000	824.6	47.9	358.000	3709.9	1197.5
380.000	858.2	47.8	360.000	4575.4	1197.3
390.000	891.1	47.8	362.000	5442.7	1197.1
400.000	923.5	47.8	364.000	6309.3	1197.0
410.000	955.2	47.8			
370.000	928.0	55.4			
380.000	967.9	55.4			
390.000	1006.7	55.4			
400.000	1044.8	55.3			
410.000	1082.0	55.3			
420.000	1118.5	55.2			
390.015	1575.9	103.5			
395.000	1618.7	103.5			
400.000	1660.8	103.5			
405.000	1702.3	103.4			
410.016	1743.3	103.4			
415.000	1783.4	103.3			
420.000	1823.2	103.3			

[a]Expanded uncertainties U are $U(T)$ = 5 mK, $U(P)$ = 1.0 kPa, and the relative expanded uncertainty U_r is $U_r(\rho)$ = 0.0015 (0.95 level of confidence).

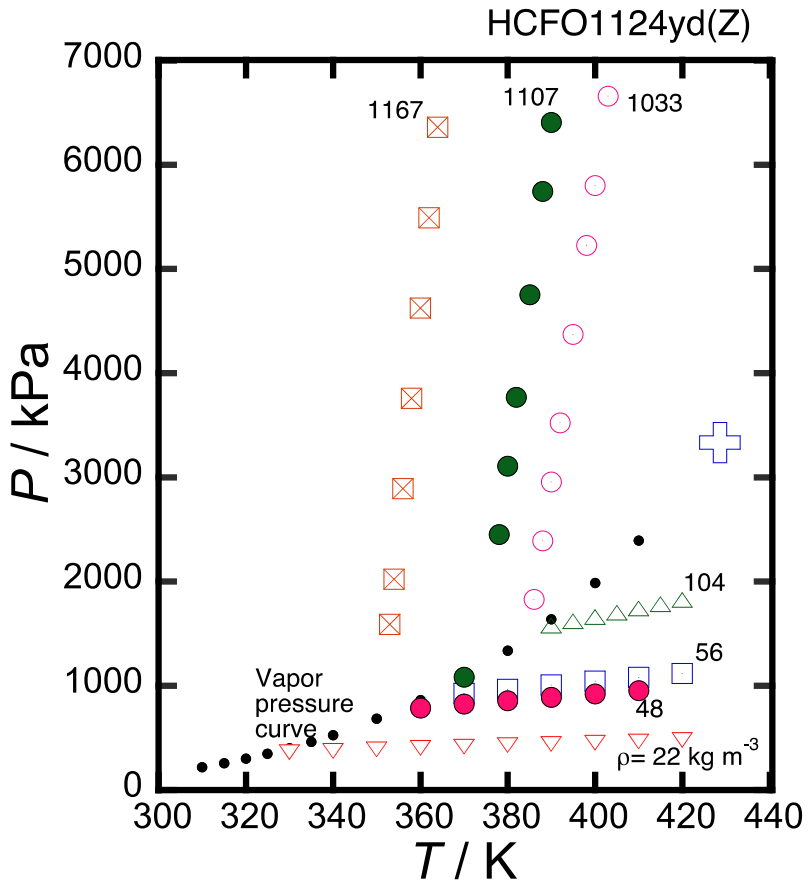


図 ①.1-7　HCFO1224yd(Z) の *PVT* 性質実測値の分布

HFO1336mzz(E)の飽和蒸気圧に関しては、温度 286.923 K から 403.530 K（＝臨界温度） の範囲で、表 ①.1-9 に示す 26 点の実測値が得られた。得られた実測値及び本研究で決定した臨界温度の値を用いて、飽和蒸気圧相関式を、前述の式 (①.1-16)と同じく、温度の関数として作成した。 HFO1336mzz(E)に関する式(①.1-16)の係数は、 A = -8.0615、 B =1.9843、 C = -3.59496、D = -3.2263 であり、臨界温度 T_c は式(①.1-1)の値である 403.53 K を用いた。臨界圧力 P_c に関しては、臨界密度に設定して試料充填した *PVT* 性質測定装置において、臨界温度における圧力を実測して測定した値 Pc = 2779 kPa を用いた。これらの臨界定数を用いて、式(①.1-16) に本実測値をフィッティングし、式(①.1-16)において使用する最適パラメータを決定している。

表 ①.1-9　HFO1336mzz(E)の飽和蒸気圧実測値

T / K	P / kPa	T / K	P / kPa
286.923	128.00	345.000	777.88
287.049	128.61	350.000	880.69
290.423	146.13	355.000	993.51
300.058	207.11	360.000	1117.21
300.050	206.23	365.000	1251.98
305.115	245.23	370.000	1398.96
310.000	287.78	375.000	1558.80
315.000	336.87	380.000	1732.36
320.000	392.11	385.000	1921.21
325.000	453.82	390.000	2125.91
330.000	522.83	395.000	2348.72
335.000	599.31	400.000	2592.79
340.000	684.31	403.530	2779.17

HFO1336mzz(E)の *PVT* 性質に関しては、温度範囲 333.000 K から 410.000 K、密度範囲 52 kg/m^3 から 1215 kg/m^3、圧力範囲 5680 kPa 以下で、7 本の等容線に沿って、表 ①.1-7 に示す合計 39 点の実測値を得ることができた。実測値の分布は、*P*–*T* 線図上で図 ①.1-8 にまとめた。

表 ①.1.10 HFO1336mzz(E)の *PVT* 性質実測値

T / K	*P* / kPa	ρ / kg·m^{-3}	*T* / K	*P* / kPa	ρ / kg·m^{-3}
350.000	750.70	52.14	405.000	5332.88	922.23
360.000	785.37	52.11	367.000	1882.93	1061.76
370.000	819.22	52.07	368.000	2152.64	1061.69
380.000	852.23	52.04	370.000	2692.95	1061.55
390.000	884.90	52.01	372.000	3235.71	1061.42
400.000	916.99	51.98	374.000	3780.57	1061.28
375.000	1534.21	123.45	376.000	4325.80	1061.15
380.000	1585.40	123.42	378.000	4873.13	1061.02
390.000	1684.19	123.35	380.000	5422.24	1060.90
400.000	1779.68	123.28	333.000	1405.75	1212.76
410.000	1872.36	123.22	335.000	2273.45	1212.56
395.000	2215.90	199.73	337.000	3143.14	1212.37
400.000	2307.66	199.68	339.000	4013.34	1212.17
405.000	2397.23	199.63	341.000	4883.73	1211.98
410.000	2485.01	199.58	333.000	1730.47	1215.75
388.000	2340.30	923.03	335.000	2604.13	1215.56
390.000	2684.17	922.93	338.000	3923.61	1215.26
393.000	3204.07	922.78	340.000	4802.22	1215.07
395.000	3554.19	922.69	342.000	5680.93	1214.88
400.000	4438.20	922.45			

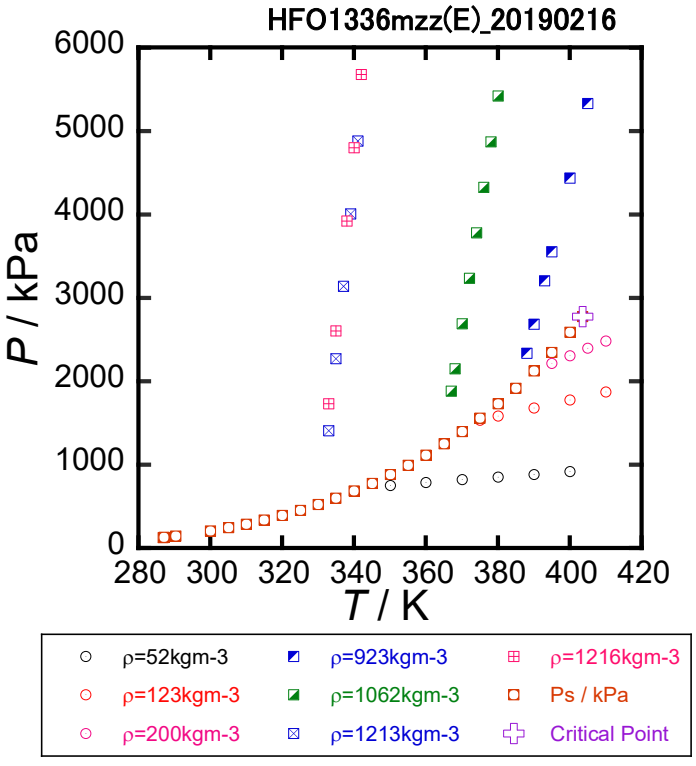


図 ①.1-8　HFO1336mzz(E) の *PVT* 性質実測値の分布

R455A[HFC32+HFO1234yf+CO_2; 21.5/75.5/3.0 mass%]の *PVT* 性質に関しては、１相域、２相域合わせて、温度範囲 300.000 K から 420.000 K、密度範囲 60 kg/m^{3}から 917 kg/m^3、圧力範囲 6571 kPa 以下で 7 本の等容線に沿って、表 ①.1-11 に示す合計 75 点の実測値を得ることができた。実測値の分布は、*P-T* 線図上で図 ①.1-9 にまとめた。

表 ①.1-11　R455A[HFC32+HFO1234yf+CO_2; 21.5/75.5/3.0 mass%]の PVT 性質実測値

T / K	P / kPa	ρ / kg·m^{-3}	T / K	P / kPa	ρ / kg·m^{-3}
310.000	1375.54	60.48	350.000	3540.04	192.94
320.000	1453.23	60.42	360.000	3850.29	192.80
330.000	1527.79	60.37	370.000	4148.32	192.68
340.000	1600.71	60.32	380.000	4438.05	192.56
350.000	1672.07	60.28	390.000	4722.01	192.45
360.000	1742.45	60.23	400.000	5000.70	192.35
370.000	1811.72	60.19	410.000	5274.89	192.26
380.000	1880.27	60.16	420.000	5545.30	192.18
390.000	1948.11	60.12	310.000	1835.47	463.83
400.000	2015.32	60.09	320.000	2274.75	463.41
410.000	2081.81	60.06	330.000	2783.95	463.01
420.000	2147.56	60.04	340.000	3371.57	462.63
300.000	1225.40	93.49	350.000	4047.67	462.28
310.000	1512.33	93.40	356.000	4502.87	462.08
320.000	1839.23	93.32	356.400	4535.59	462.07
330.000	2060.11	93.24	360.000	4839.73	461.95
340.000	2182.50	93.16	370.000	5702.60	461.64
350.000	2301.32	93.09	380.000	6570.91	461.36
360.000	2417.53	93.02	320.000	2345.50	722.09
370.000	2531.60	92.96	330.000	2876.84	721.47
380.000	2643.91	92.90	340.000	3500.79	720.88
390.000	2754.66	92.85	345.000	3844.06	720.60
400.000	2864.01	92.80	350.000	4373.17	720.33
410.000	2972.02	92.76	352.000	4720.38	720.23
420.000	3078.75	92.72	354.000	5073.23	720.12
330.000	2251.18	108.63	356.000	5431.03	720.02
340.000	2406.24	108.54	358.000	5792.73	719.92
350.000	2550.83	108.46	360.000	6156.97	719.82
360.000	2691.69	108.38	302.000	1544.55	918.92
370.000	2829.94	108.31	320.000	2448.81	917.38
380.000	2965.23	108.24	322.000	2554.86	917.22
390.000	3098.46	108.18	325.000	3104.38	916.98
400.000	3230.07	108.12	327.000	3788.62	916.82
410.000	3359.87	108.07	330.000	4820.68	916.59
420.000	3488.11	108.03	332.000	5508.97	916.44
320.000	2090.56	193.41	333.000	5856.57	916.36
330.000	2531.94	193.25	334.000	6201.40	916.28
340.000	3032.32	193.09			

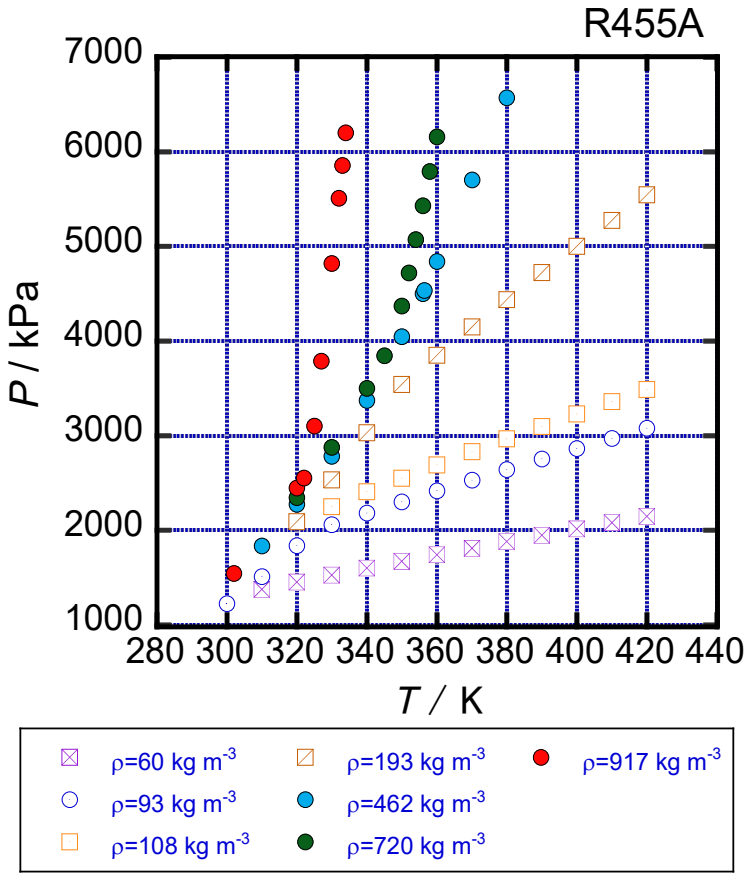


図 ①.1-9 R455A[HFC32+HFO1234yf+CO_2; 21.5/75.5/3.0 mass%] の *PVT* 性質実測値の分布

近年、混合冷媒の利用が増えてきているが、実験的に高精度の熱物性計測はほとんど行われていない。現状、 混合冷媒の計算における国際標準となってきた NIST の熱物性計算ソフトウェア REFPROP （最新版が Version 10.0）での計算に頼っている場合が多く、 実際の計算においても、基本的には２成分系混合物の気液平衡データに合わせて最適化されたものか、２成分系混合物の気液平衡データが存在しない混合系では、完全に推算値となっている。そのため、今回の測定結果は、 REFPROP の評価を行うことも重要なテーマであり、まさに国際基準を確立するための研究となっている。

以下の４枚の図において、 REFPROP 10.0 の計算結果を基準に取り、本実測値の絶対圧力偏差、相対圧力偏差、絶対密度偏差、相対密度偏差を示す。 圧力偏差に関しては高密度データ、密度偏差に関しては臨界点近傍のデータにおいて、偏差が大きくなるのは物理的に仕方ないと考える必要がある。なお、 REFPROP での計算に関しては、最新版での計算が推奨される。

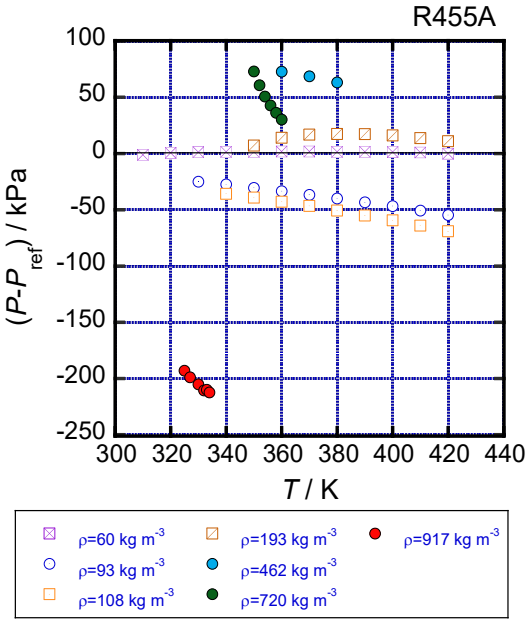


図 ①.1.10 R455A における本実測値の REFPROP 10.0 からの絶対圧力偏差

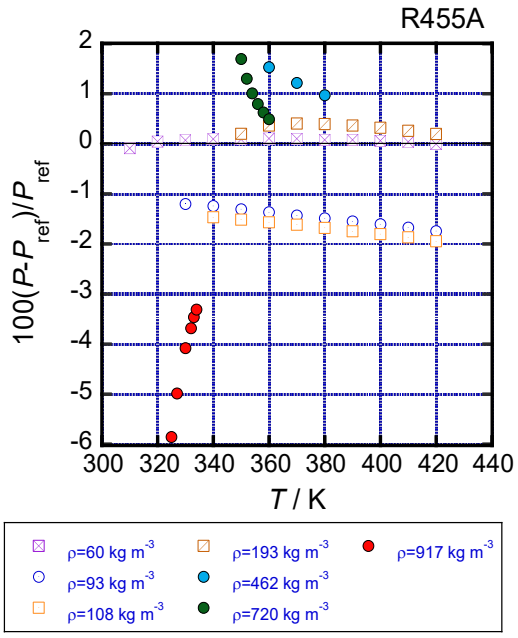


図 ①.1.11 R455A における本実測値の REFPROP 10.0 からの相対圧力偏差

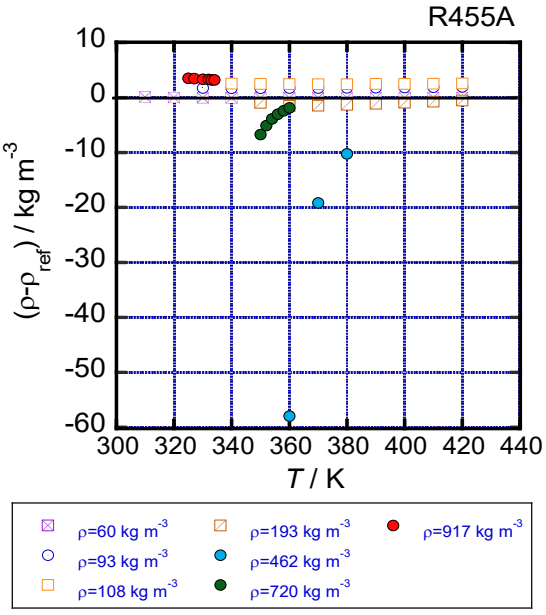


図 ①.1.12 R455A における本実測値の REFPROP 10.0 からの絶対圧力偏差

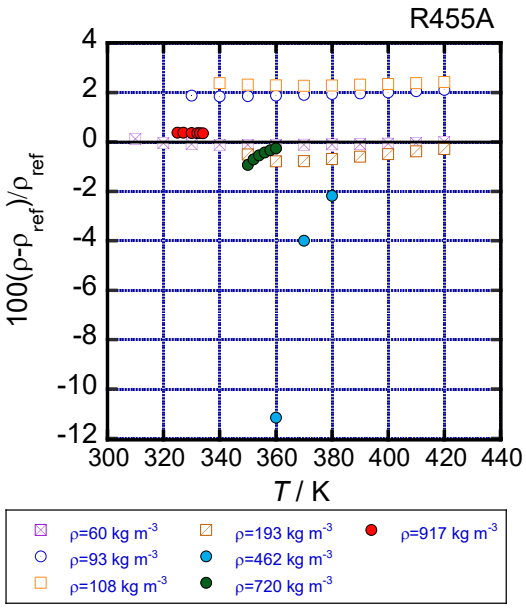


図 ①.1.13 R455A における本実測値の REFPROP 10.0 からの相対圧力偏差

Amolea R150Y4 [HFC32+HFO1234yf+HFO1123; 21.2/19.3/59.5 mass%]の *PVT* 性質に関しては、1 相域、2 相域合わせて、温度範囲 300.000 K から 410.000 K、密度範囲 49 kg/m^3 から 906 kg/m^3、圧力範囲 6825 kPa 以下で 8 本の等容線に沿って、図 ①.1-11 に示す合計 74 点の実測値を得ることができた。実測値の分布は、*P*–*T* 線図上で図 ①.1-14 にまとめた。

表 ①.1-12 Amolea R150Y4 [HFC32/HFO1234yf/HFO1123; 21.2/19.3/59.5 mass%]の PVT 性質実測値

T / K	P / kPa	ρ / kg·m^{-3}	T / K	P / kPa	ρ / kg·m^{-3}
320.000	1470.94	49.49	370.000	5125.43	197.04
330.000	1536.15	49.47	380.000	5451.82	196.95
340.000	1600.43	49.45	390.000	5773.07	196.86
350.000	1663.94	49.43	400.000	6089.76	196.78
360.000	1726.80	49.41	320.000	3087.16	242.98
370.000	1789.01	49.39	330.000	3782.63	242.88
380.000	1850.84	49.36	340.000	4413.73	242.77
390.000	1912.21	49.34	350.000	4874.78	242.66
400.000	1973.14	49.32	360.000	5319.22	242.56
410.000	2033.37	49.30	370.000	5752.87	242.45
320.000	2395.63	93.58	380.000	6178.39	242.35
330.000	2538.12	93.54	390.000	6597.56	242.24
340.000	2677.15	93.50	310.000	2517.54	486.28
350.000	2813.37	93.46	320.000	3147.36	486.06
360.000	2947.40	93.42	330.000	3888.64	485.85
370.000	3079.38	93.38	340.360	4796.26	485.63
380.000	3209.71	93.34	345.000	5266.84	485.53
390.000	3338.63	93.30	350.000	5782.28	485.43
400.000	3465.99	93.26	355.000	6302.38	485.32
410.000	3591.94	93.22	360.000	6825.32	485.22
300.000	1925.55	125.19	320.000	3167.20	739.22
310.000	2404.28	125.13	330.000	3924.01	738.90
320.000	2827.06	125.08	335.000	4518.16	738.73
330.000	3033.86	125.02	338.000	5115.30	738.64
340.000	3233.74	124.97	340.000	5528.71	738.57
350.000	3428.58	124.92	342.000	5945.81	738.51
360.000	3619.18	124.86	344.000	6367.10	738.44
370.000	3806.38	124.81	346.000	6791.60	738.38
380.000	3990.77	124.75	305.000	2243.95	908.04
390.000	4172.69	124.70	310.000	2539.26	907.85
400.000	4352.37	124.64	315.000	2887.01	907.65
410.000	4529.84	124.59	318.000	3844.51	907.53
320.000	3043.74	197.47	319.000	4200.37	907.49
330.000	3709.72	197.38	320.000	4557.20	907.45
340.000	4101.43	197.29	322.000	5273.20	907.37
350.000	4452.33	197.21	324.000	5991.83	907.29
360.000	4792.80	197.12	326.000	6713.24	907.21

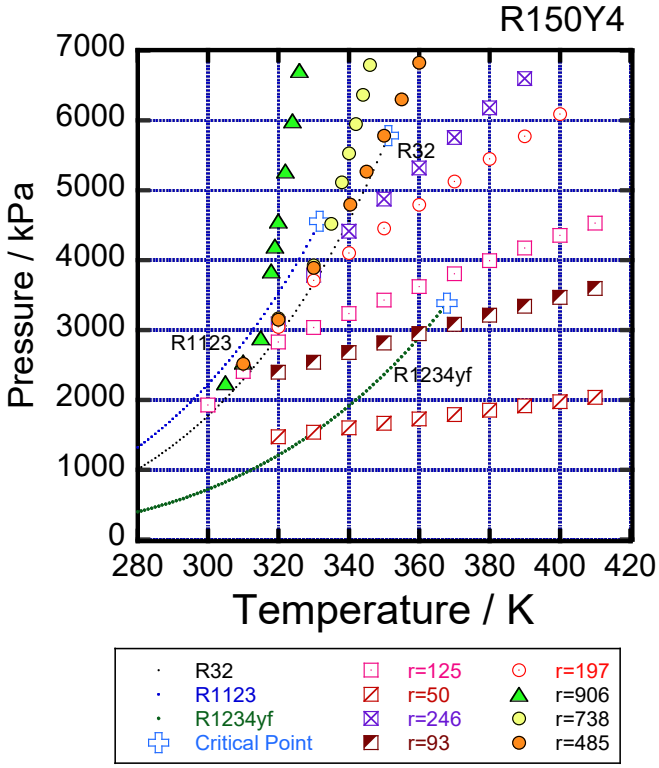


図 ①. 1-14　Amolea R150Y4 [HFC32+HFO1234yf+HFO1123; 21.2/19.3/59.5 mass%] の *PVT* 性質実測値の分布

REFPROP 10.0 の計算結果を基準に取り、Amolea R150Y4 [HFC32+HFO1234yf+HFO1123; 21.2/19.3/59.5 mass%]に関する本実測値の絶対圧力偏差、相対圧力偏差、絶対密度偏差、相対密度偏差を図 ①. 1-15 から図 ①. 1-18 に示す。 全体的に正の圧力偏差、負の密度偏差という偏った偏差の傾向が出ており、その絶対値のかなり大きい。 HFO1123 の熱物性の解明がまだ完全とは言えず、気液平衡データも不足しているので、まだまだ状態式にも改善の余地があると言える。

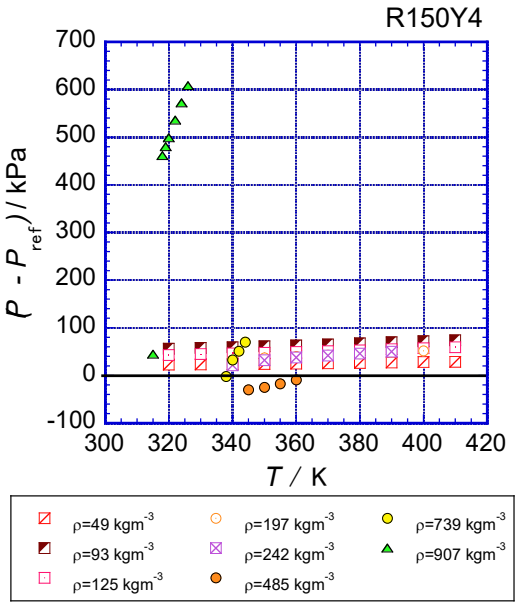


図 ①.1-15　Amolea R150Y4 における本実測値の REFPROP 10.0 からの絶対圧力偏差

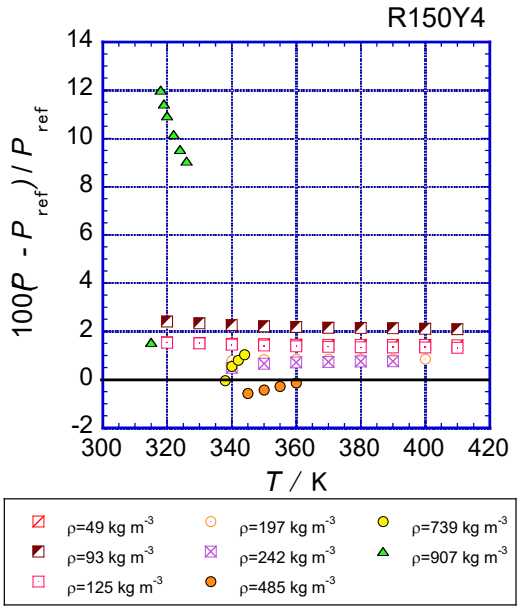


図 ①.1-16　Amolea R150Y4 における本実測値の REFPROP 10.0 からの相対圧力偏差

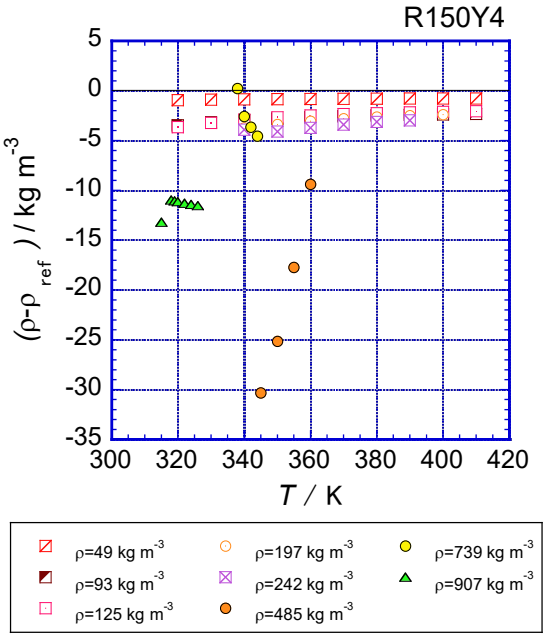


図 ①.1.17　Amolea R150Y4 における
本実測値の REFPROP 10.0 からの絶対密度偏差

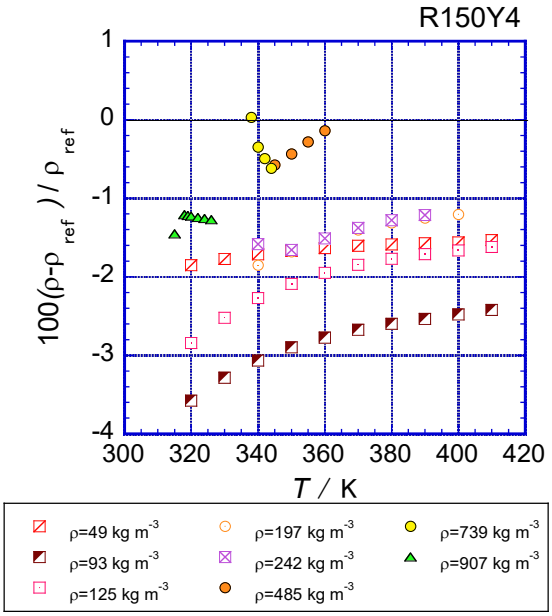


図 ①.1.18 Amolea R150Y4 における
本実測値の REFPROP 10.0 からの相対密度偏差

Amolea R150Y5 [HFC32/HFO1234yf/HFO1123; 21.2/38.5/40.3 mass%]の *PVT* 性質に関しては、１相域、２相域合わせて、温度範囲 300.199 K から 410.000 K、密度範囲 43 kg/m^3 から 880 kg/m^3、圧力範囲 6790 kPa 以下で 7 本の等容線に沿って、表 ①.1-13 に示す合計 68 点の実測値を得ることができた。実測値の分布は、*P*–*T* 線図上で図 ①.1-19 にまとめた。

表 ①.1-13 Amolea R150Y5 [HFC32/HFO1234yf/HFO1123; 21.2/38.5/40.3 mass%]の PVT 性質実測値

T / K	P / kPa	ρ / kg·m^{-3}	T / K	P / kPa	ρ / kg·m^{-3}
300.199	1129.26	42.95	330.000	3260.60	284.90
310.497	1186.22	42.93	340.000	3942.97	284.78
320.000	1237.75	42.91	350.000	4600.32	284.65
330.000	1291.12	42.89	360.000	5128.94	284.53
340.000	1343.80	42.87	370.000	5639.70	284.40
350.000	1395.90	42.85	380.000	6139.52	284.28
360.000	1447.51	42.83	390.000	6631.36	284.16
370.000	1498.72	42.81	310.000	2168.55	503.80
380.000	1549.52	42.80	320.000	2710.39	503.58
390.000	1599.99	42.78	330.000	3343.59	503.36
400.000	1650.12	42.76	340.000	4082.03	503.15
410.000	1699.56	42.74	346.680	4647.07	503.00
320.000	2473.93	128.26	350.000	4968.42	502.93
330.000	2827.58	128.21	355.000	5472.08	502.82
340.000	3027.18	128.15	360.000	5983.77	502.71
350.000	3220.66	128.09	365.000	6500.11	502.60
360.000	3409.15	128.04	310.000	2193.45	736.60
370.000	3593.81	127.98	320.000	2745.41	736.28
380.000	3775.51	127.93	330.000	3394.83	735.96
390.000	3954.38	127.87	340.000	4239.75	735.64
400.000	4131.24	127.82	345.000	5191.15	735.48
410.000	4305.55	127.76	348.000	5783.49	735.38
310.000	2053.03	142.59	350.000	6185.11	735.32
320.000	2514.45	142.53	353.000	6790.35	735.22
330.000	2983.11	142.46	300.428	1750.69	880.41
340.000	3212.90	142.40	305.000	1956.83	880.23
350.000	3434.49	142.34	310.000	2201.99	880.04
360.000	3650.21	142.28	315.000	2468.40	879.85
370.000	3861.27	142.22	320.000	2763.01	879.66
380.000	4068.63	142.15	325.000	3392.57	879.46
390.000	4272.66	142.09	328.000	4326.80	879.35
400.000	4473.86	142.03	330.000	4956.58	879.27
410.000	4672.31	141.97	332.000	5588.49	879.19
320.000	2661.91	285.02	334.000	6222.80	879.12

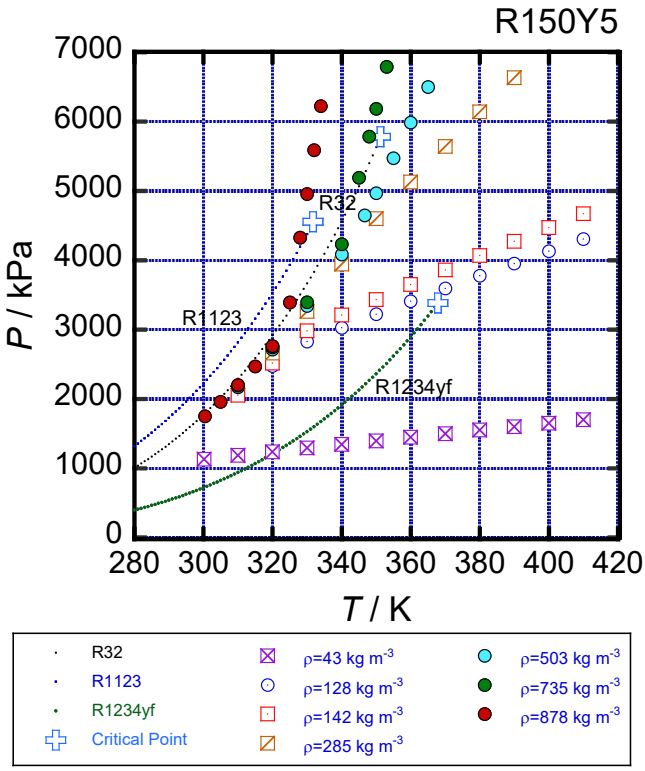


図 ①.1-19　Amolea R150Y5 [HFC32+HFO1234yf+HFO1123; 21.2/38.5/40.3 mass%]の *PVT* 性質実測値の分布

REFPROP 10.0 の計算結果を基準に取り、Amolea R150Y4 [HFC32+HFO1234yf+HFO1123; 21.2/19.3/59.5 mass%]に関する本実測値の絶対圧力偏差、相対圧力偏差、絶対密度偏差、相対密度偏差を図 ①.1-20 から図 ①.1-23 に示す。 全体的に正の圧力偏差、負の密度偏差という偏った偏差の傾向が出ており、その絶対値のかなり大きい。 HFO1123 の熱物性の解明がまだ完全とは言えず、気液平衡データも不足しているので、まだまだ状態式にも改善の余地があると言える。

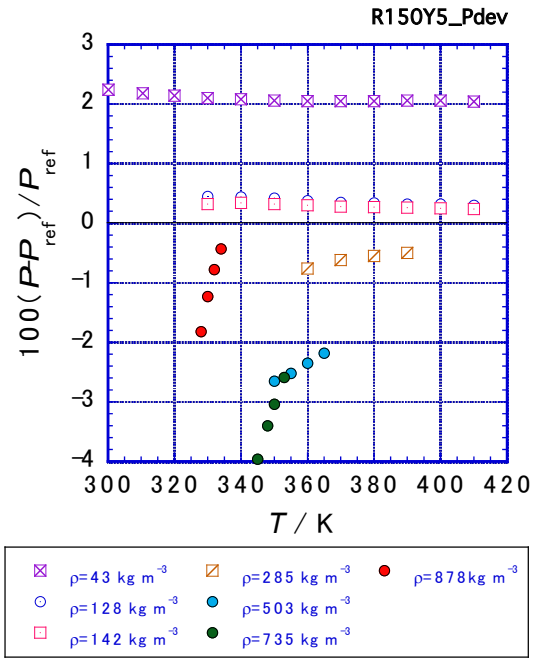


図 ①.1-20 Amolea R150Y5 における
本実測値の REFPROP 10.0 からの絶対圧力偏差

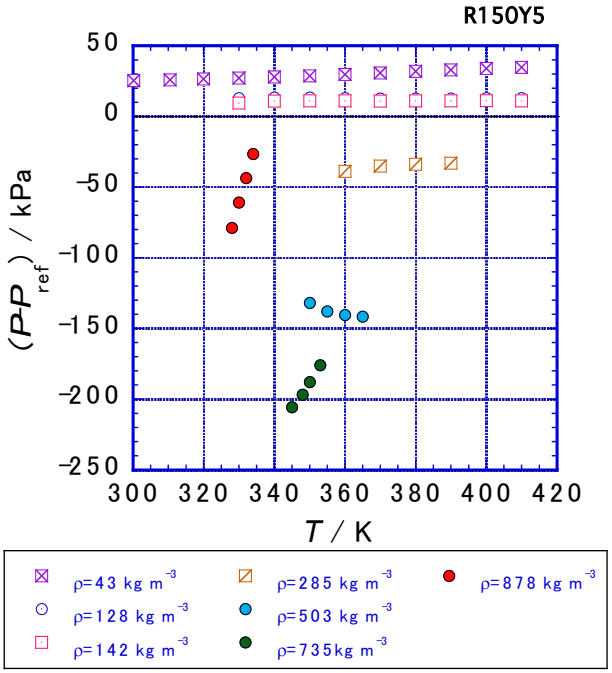


図 ①.1-21 Amolea R150Y5 における
本実測値の REFPROP 10.0 からの相対圧力偏差

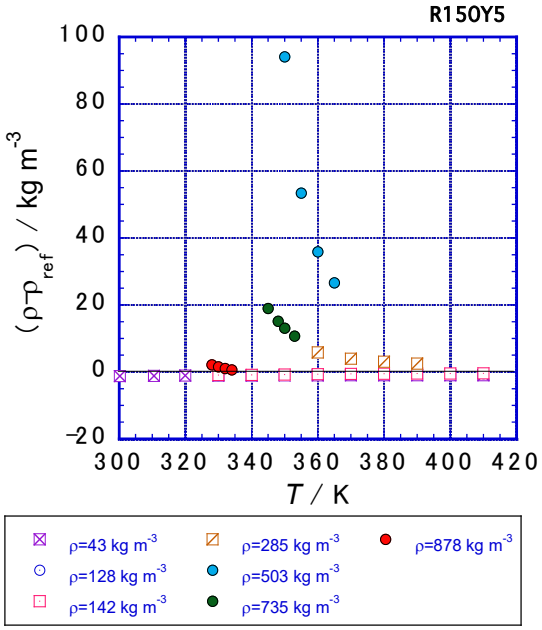


図 ①.1-22 Amolea R150Y5 における
本実測値の REFPROP 10.0 からの絶対密度偏差

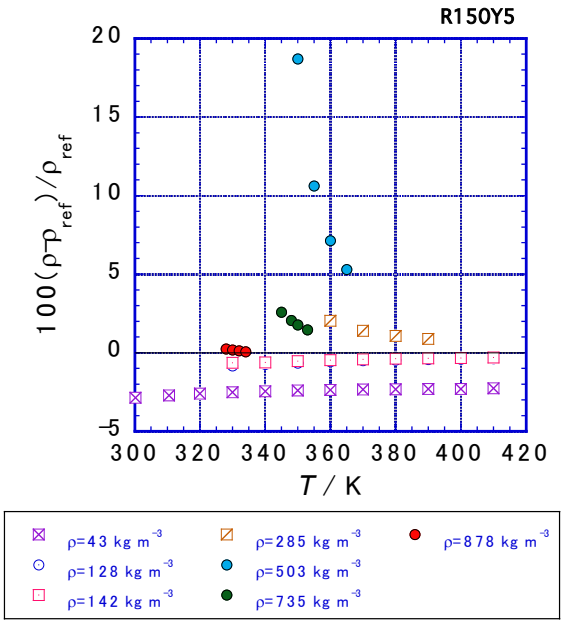


図 ①.1-23 Amolea R150Y5 における
本実測値の REFPROP 10.0 からの相対密度偏差

R465A は Arkema 社が開発した HFC32、 HFO1234yf に炭化水素のプロパン (HC290)を混合した冷媒である。HC290 は、HCFC22 とよく似た特性を持ち、GWP 値は低く、冷媒特性は優れていると考えられてきた。しかし、可燃性という課題を有しているために日本国内では使用が控えられてきた経緯がある。すでに ASHRAE 登録された R465A は、HC290 を含む３成分系混合冷媒であり、成分組成は HFC32 が 21.0 mass%、 HFO1234yf が 71.1 mass%、そして HC290 が 7.9 mass%であ

る。今回は製品としてすでに調整された R465A 試料を測定には使用した。なお、製造元の Arkema 社が試料充填時の試料純度分析を提出してくれており、液側からサンプリングすることを前提として、３成分系混合冷媒 HFC32+HFO1234yf+HC290; 21.15/71.48/7.37 mass%の数値を R465A の試料純度として、本結果を報告する。

PVT 性質に関しては、温度 300K～400K、圧力 816kPa～6188kPa、密度 27kg·m^{-3}～895kg·m^{-3} の範囲で測定し、8 本の等密度線に沿って１相域、２相域あわせて計 81 点の実測値を得た。また、メニスカスの消滅観察により、飽和蒸気密度 8 点、飽和液密度 5 点、等密度線の折れ曲がりから 5 点、計 18 点の飽和密度を決定した。さらに、メニスカスの消滅位置及び臨界タンパク光による着色の様子から決定した臨界定数は、T_c=355.10±0.03 K、P_c=4552±5 kPa、ρ_c=460±3 kg·m^{-3} である。本混合系の PVT 性質及び気液共存曲線の測定結果を図 ①.1-24 及び図 ①.1-25 に示し、REFPROP 10.0 からの計算値も図中に実線で示した。図 ①.1-24 を見る限り、REFPROP の計算結果が、実測値を十分に再現していないことがわかる。これは HFO1234yf+HC290 の２成分系混合冷媒に関する実測データの再現の具合にも大きく関わっていると推測される。図 ①.1-25 の飽和密度の計算に関しては、REFPROP の計算結果が実測値を概略表現していると判断できる。

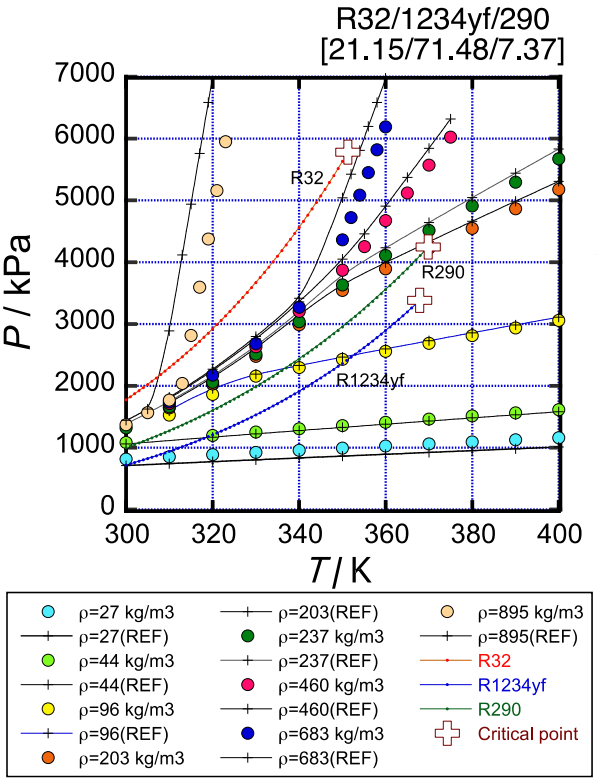


図 ①.1-24 R465A の
PVT 性質実測値の分布

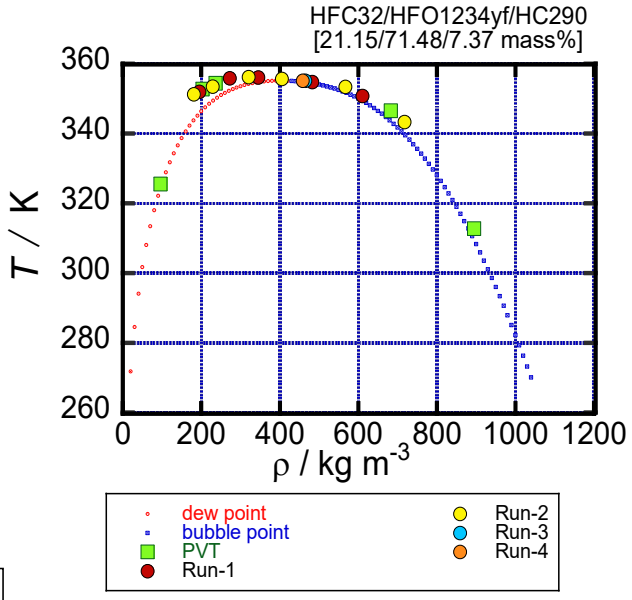


図 ①.1-25 R465A の
飽和密度実測値の分布

R465A のデータ処理を行っている途中で、２成分系混合冷媒 HFO1234yf+HC290 の実測データが世の中に不足していることがわかり、結果として３成分系混合冷媒の物性計算が、推算の域を抜け出せないことが判明した。そこで、２成分系混合冷媒 HFO1234yf+HC290 の測定を、急遽実施することにした。測定を行った組成は、HFO1234yf+HC290;50.0+50.0mass%である。*PVT* 性質測定は、温度 300K～400K、圧力 1089kPa～6592kPa、密度 60 kg/m^3～599 kg/m^3 の範囲で行い、6 本の等密度線に沿って計 64 点の実測値を得た。またメニスカスの消滅観察により、飽和蒸気密度 5 点、飽和液密度 4 点、等密度線の折れ曲がりから 5 点、計 14 点の飽和密度を決定し、メニスカスの

消滅位置及び臨界タンパク光による着色の様子から、臨界定数を T_c =359.68±0.01 K、P_c =3880±3 kPa、ρ_c =307±3 kg/m^3 と決定した。本混合系の *PVT* 性質及び気液共存曲線の測定結果を図 ①.1-26 及び図 ①.1-27 に示し、REFPROP 10.0 からの計算値も一緒に示した。

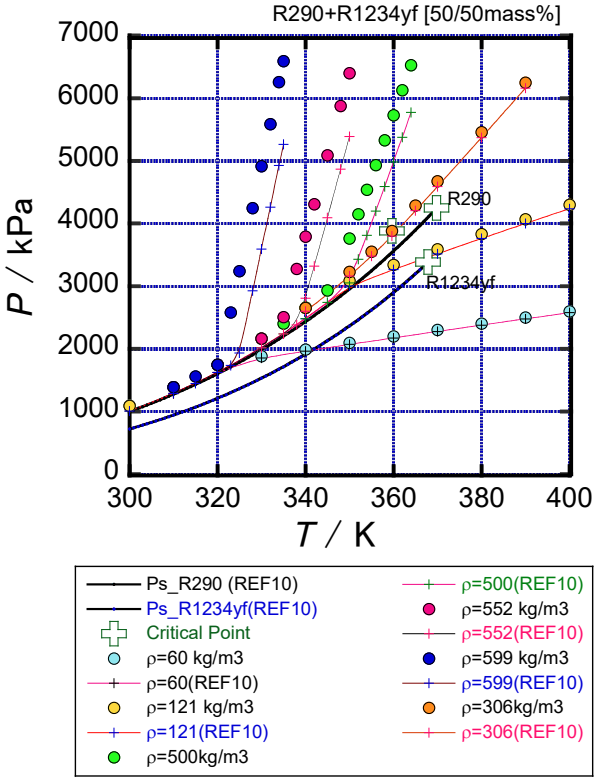


図 ①.1-26
HFO1234yf/HC290:50.0/50.0mass%の
PVT 性質実測値の分布

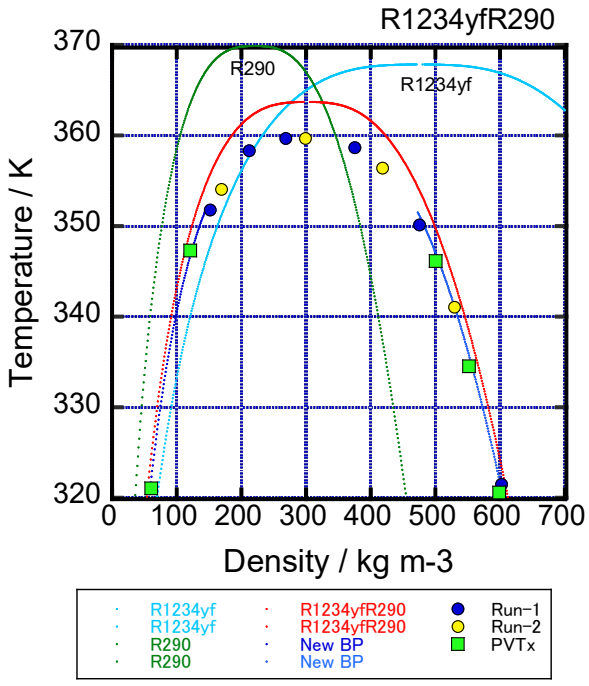


図 ①.1-27
HFO1234yf/HC290:50.0/50.0mass%の
飽和密度実測値の分布

図 ①.1-26 において実線で示した REFPROP の等密度線の計算結果が、プロットで示す実測値を十分に表せていないことがわかる。特に液相域は全くかけ離れている。図 ①.1-27 において、等密度(x 軸が一定)で温度を上昇させると、赤色の実線で示した REFPROP の計算値は、プロットで示した実験データより高温側に位置している。これを図 ①.1-26 において、同じ密度の REFPROP の計算値と実験データを比較すると、REFPROP の計算結果の方が高い温度を示しており、その差もおおよそ一致しているように見える。この差を改善することは重要であり、この差が残った状態での計算結果では、飽和状態の計算においても、信頼性が低くなることが予想できる。気相側ではよく一致しているのは、理想気体状態に近づくにつれて、状態式の表現の信頼性が高まっていることが考えられる。なお、今回測定した HFO1234yf+HC290:50.0/50.0mass%に関しては、他の研究者の気液平衡データを見ても、共沸混合冷媒に近い熱物性を示すことが予想される。共沸混合冷媒は単一冷媒に近い熱物性ということで、温度すべり (Temperature Glide) がほぼないので、可燃性冷媒のプロパンを含んではいるが、取り扱い易い冷媒の一つである。

単一冷媒の CF_3I は、ヨウ素原子を含む点で、他のフロン系冷媒とは異なった種類の物質であり、本研究では、混合冷媒の成分物質の1つとして取り扱うことになった。CF_3I の *PVT* 性質は、温度 300K～405K、圧力 520kPa～6392kPa、密度 48 kg/m^3～1788 kg/m^3 の範囲で測定し、7 本の等密度線に沿って計 85 点の実測値を得た。飽和蒸気圧に関しても、室温以上用装置と、室温以下でも測定が可能な装置

の 2 種類を使い、温度 240K から臨界温度まで 40 点の実測値を得た。また、メニスカスの消滅観察により、飽和蒸気密度 9 点、飽和液密度 8 点、 等密度線の折れ曲がりから 7 点、計 24 点の飽和密度を決定し、メニスカスの消滅位置及び臨界タンパク光による着色の様子から、臨界定数を T_c =396.44±0.01 K、P_c =3953±5 kPa、 ρ_c =868±3 kg/m^3 と決定した。

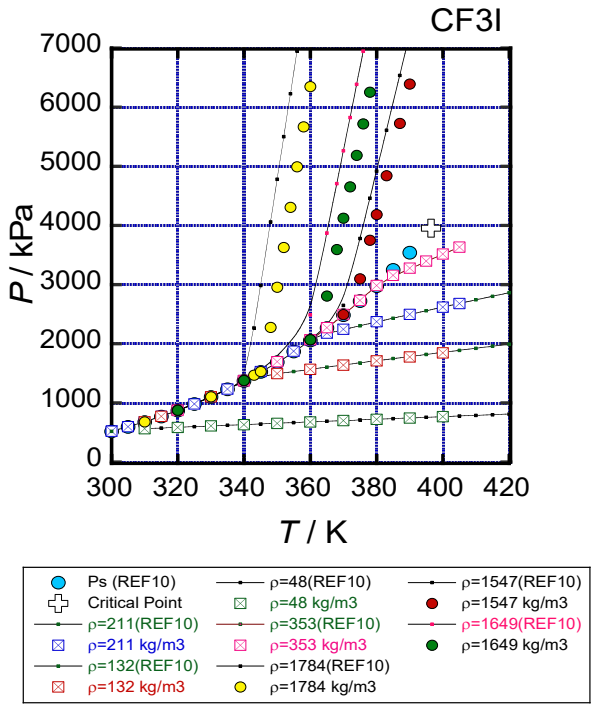


図 ①.1-28
CF_3I の *PVT* 性質実測値の分布

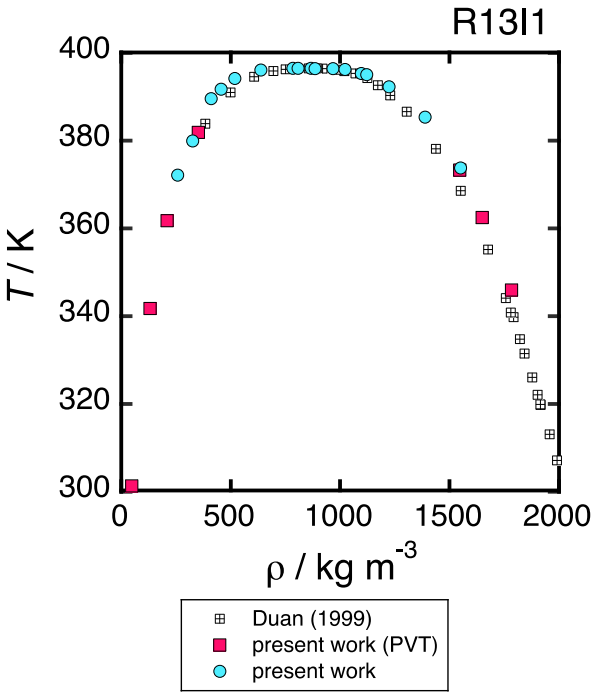


図 .①.1-29
CF_3I の飽和密度実測値の分布

CF_3I の *PVT* 性質及び気液共存曲線を図 ①.1-28 及び図 ①.1-29 に示した。図 ①.1-28 の液相データ及び図 ①.1-29 の飽和液密度データから分かるように、現時点で REFPROP10 に採用されている CF_3I の状態式では、特に液相側のデータの再現性が良くない。CF_3I に関しては、今回得られたデータ以外には、中国とチェコからのデータのみしか報告されておらず、それも中国は約 20 年前、チェコも約 10 年前と最近の報告はなく、重複した測定範囲での熱物性の実測値情報は存在しなかった。今回新たな測定結果の報告を行うが、まだまだデータとしては不十分である。今後一層、熱力学性質の測定および解明を進めた後、状態式を作り直す必要がある。

CF_3I の測定を始めた理由は、 R466A という HFC32、HFC125、CF_3I の３つの成分物質からなる３成分系混合冷媒が市場に投入されたからである。 R466A を REFPROP で計算するためには、この３物質から構成される３種類の２成分系混合冷媒、 HFC32+HFC125、 HFC32+CF_3I、HFC125+CF_3I の熱物性値情報が必要となる。この中でも調べていると、 CF_3I 自体が冷媒としての期待度があまりなく、高精度の熱物性値情報が少ないことがわかってきた。さらに混合冷媒に関しては、特に２成分系混合冷媒 HFC32/CF_3I と HFC125/CF_3I の情報が、気液平衡以外は皆無であることも判明した。そのために、２成分系の情報収集が急務であると判断し、測定を行うことにした。

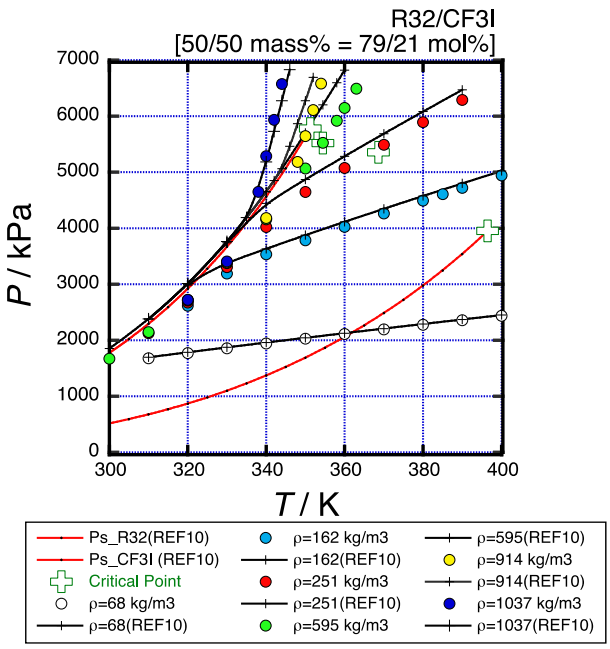


図 ①.1-30
HFC32+CF_3I[50.0/50.0mass%]の
PVT 性質実測値の分布.

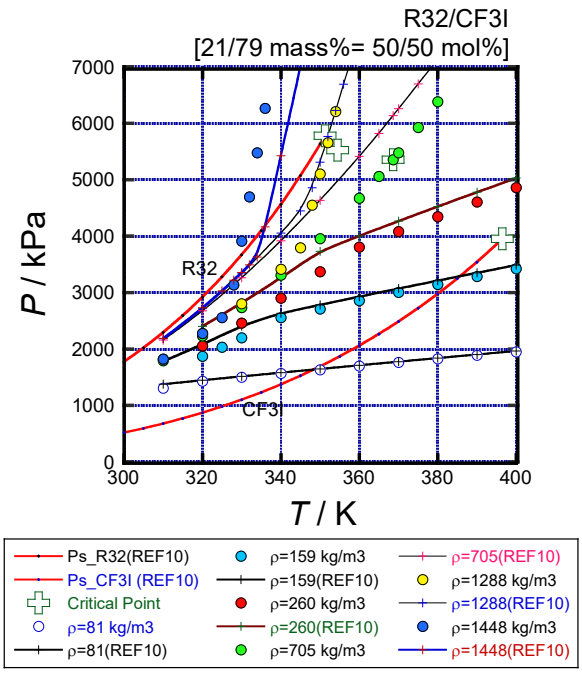


図 ①.1-31
HFC32+CF_3I[50.0/50.0mol%]の
PVT 性質実測値の分布.

まず、HFC32+CF_3I で測定を行った組成は、HFC32+CF_3I;50.0/50.0mass% と 50/50mol% =21.0/79.0mass% の２種類である。なお、本プロジェクト内での定例の情報交換会において、状態式作成を担当する九州産業大学の赤坂先生から、「等モル組成の熱物性値情報が状態式の作成には有効である」との情報を得たために、 本混合冷媒から新たな組成選択の基準に加えている。

HFC32+CF_3I; 50/50mass% の *PVT* 性質測定は、温度 300K～400K、圧力 1671kPa～6580kPa、密度 68 kg/m^3～1037 kg/m^3 の範囲で行い、6 本の等密度線に沿って計 53 点の実測値を得た。一方、HFC32+CF_3I; 50/50mol%の *PVT* 性質測定については、温度 310K～400K、圧力 1305kPa～6380kPa、密度 81 kg/m^3～1448 kg/m^3 の範囲で行い、6 本の等密度線に沿って計 54 点の実測値を得た。本混合系の 2 つの組成の *PVT* 性質の測定結果を図 ①.1-30 及び図 ①.1-31 に示した。

臨界点の測定に関して、まず HFC32+CF_3I; 50/50mass%では、メニスカスの消滅観察により、飽和蒸気密度 7 点、飽和液密度 6 点、等密度線の折れ曲がりから 4 点、計 17 点の飽和密度を決定し、メニスカスの消滅位置及び臨界タンパク光による着色の様子から、臨界定数を T_c =354.48±0.01 K、P_c=5523±3 kPa、ρ_c=595±3 kg/m^3 と決定した。また HFC32+CF_3I;50/50mol%では、メニスカスの消滅観察により、飽和蒸気密度 5 点、飽和液密度 4 点、等密度線の折れ曲がりから 4 点、計 13 点の飽和密度を決定し、メニスカスの消滅位置及び臨界タンパク光による着色の様子から、臨界定数を T_c =368.62±0.02 K、P_c=5354±5 kPa、ρ_c=705±3 kg/m^3 と決定した。本混合系の 2 つの組成の気液共存曲線の測定結果を図 ①.1-32 に示した。

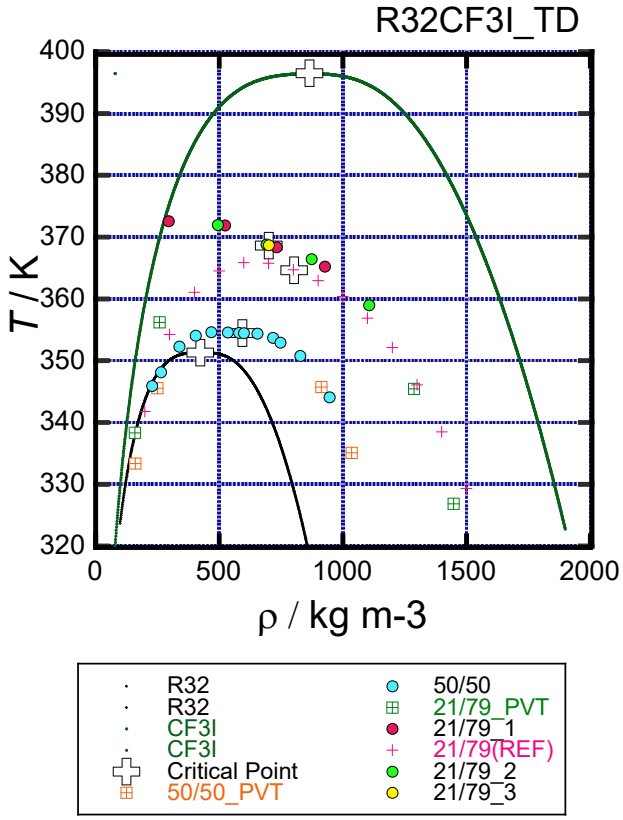


図 ①.1-32
HFC32+CF_3I [50.0/50.0 mass% and 50.0/50.0mol%=21.0/79.0mass%]における飽和密度実測値の分布

２成分系混合冷媒 HFC125+CF_3I に関して、組成比 50/50 mass%のみ測定した。この 2 つの冷媒の臨界温度差があまりに大きく、測定の困難さが予想されたからである。 *PVT* 性質の測定は、温度 305K～400K、圧力 1214kPa～6868kPa、密度 105 kg/m^3～1402 kg/m^3 の範囲で行い、8 本の等密度線に沿って、１相域及び２相域併せて計 96 点の実測値を得た。本混合系の *PVT* 性質の測定結果を図 ①.1-33 の *PT* 線図上に示した。プロットが実測値であり、図 ①.1-33 内の実線は REFPROP 10.0 から計算される等密度線を示している。実測値と計算値を比較すると、特に液相域で大きな差異を表していることがわかる。この図のようなスケールでこれだけの差異があるということは大きな問題である。この原因の 1 つは、前章でも述べたように、CF_3I の状態式に精度にあるものと推察しており、CF_3I 単体の熱物性値の不足がそもそもの要因である。

HFC125+CF_3I の飽和密度の測定では、組成比 50/50 mass%において、メニスカスの消滅観察により飽和蒸気密度 7 点、飽和液密度 5 点、臨界密度のごく近傍 1 点の実測値を得た。また、等密度線の折れ曲がりからも 4 点の飽和密度を決定した。両成分物質の気液共存曲線及び REFPROP 10.0 から計算される気液共存曲線とともに、測定結果を図 ①.1-34 に示した。 図 ①.1-34 のオレンジ色の曲線が REFPROP 10.0 からの気液共存曲線の計算結果であるが、 図 ①.1-33 の等密度線同様に、実験値との間に大きな差異を生じているのがわかる。この結果から、現状の REFPROP 10.0 の計算では、冷凍サイクル計算及びサイクルの運転における飽和状態の計算の信頼性が低くなることが懸念される。

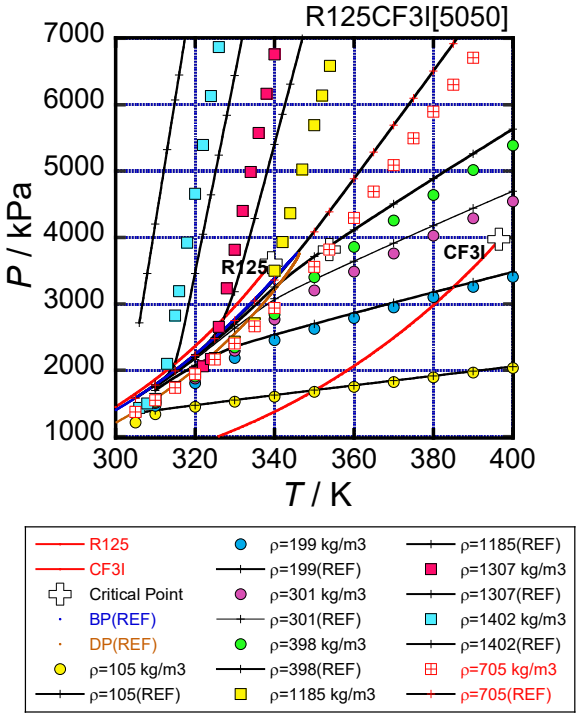


図 ①.1-33
HFC125/CF_3I [50.0/50.0mass%]における
PVT 性質実測値の分布.

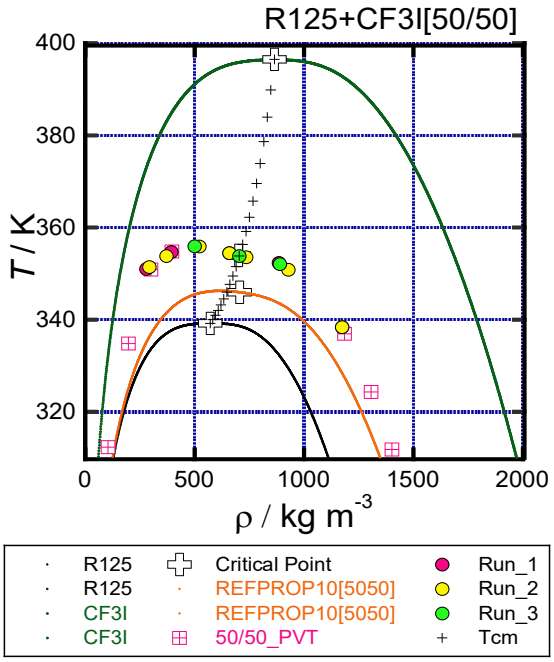


図 ①.1-34
HFC125/CF_3I [50.0/50.0mass%]における
飽和密度実測値の分布.

HFC125+CF_3I; 50/50 mass%における混合冷媒の臨界点は、本実験結果に基づき、メニスカスの消滅位置及び臨界タンパク光による着色の様子から決定した。その結果、T_c=353.79 K、P_c=3815 kPa、ρ_c=705 kg/m^3 となった。本実験値に基づいて、我々グループが、従来フロン系冷媒の臨界軌跡の相関に用いてきた相関法 [17]に基づいて決定した臨界定数の組成依存性の算出結果も 図 ①.1-34 の T・線図上にも描き加えてある。

３成分系混合冷媒 HFC32+HFC125+CF_3I については、R466A として ASHRAE の冷媒番号を取得している組成比 49/11.5/39.5 mass%について測定を行った。温度 300K～400K、圧力 1690kPa～6715 kPa、密度 101 kg/m^3～1105 kg/m^3 の範囲で *PVT* 性質を測定し、7 本の等密度線に沿って、１相域及び２相域併せて計 79 点の実測値を得た。本混合系の *PVT* 性質の測定結果を図 ①.1-35 の *PT* 線図上に示す。プロットは実測値であり、図 ①.1-35 内の実線は REFPROP10.0 からの計算される等密度線である。REFPROP 10.0 では、本混合系に関わる混合パラメータの全ては決定されておらず、計算の信頼性は保証できない。

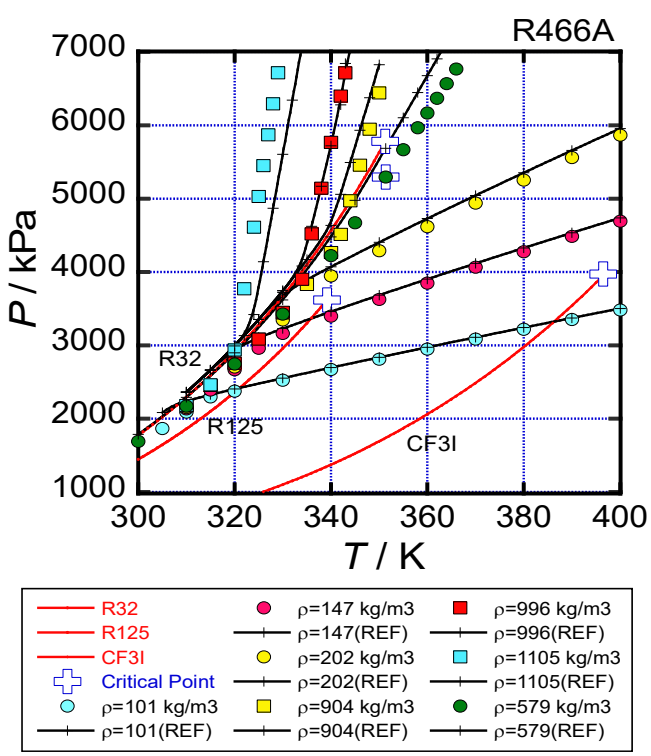


図 ①.1-35
HFC32/HFC125/CF_3I [49/11.5/39.5mass%=R466A] における PVT 性質実測値の分布.

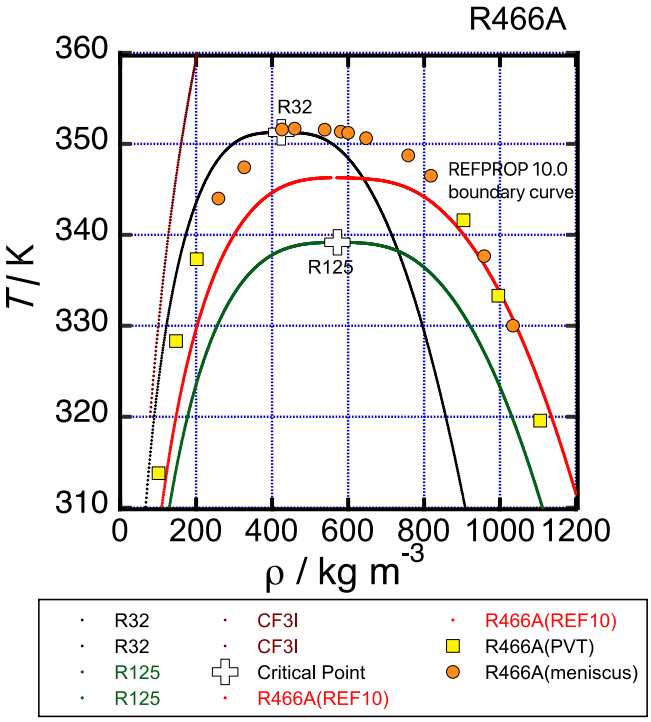


図 ①.1-36
HFC32/HFC125/CF_3I [49/11.5/39.5mass%=R466A] における飽和密度実測値の分布.

HFC32+HFC125+CF_3I;49/11.5/39.5mass%の飽和密度の測定では、メニスカスの消滅観察により飽和蒸気密度 5 点、 飽和液密度 7 点の飽和密度実測値を得た。また、等密度線の折れ曲がりから 6 点の飽和密度も決定した。測定結果を、両成分物質の気液共存曲線及び REFPROP 10.0 から計算される気液共存曲線とともに 図 ①.1-36 に示してある。 REFPROP 10.0 の結果は、プロットで示した実験結果と大きな差異があることがわかる。 HFC125+CF_3I の混合パラメータの最適化が未だできていないことが原因として考えられる。 HFC32+HFC125+CF_3I; 49/11.5/39.5 mass%における混合冷媒の臨界点を、メニスカスの消滅位置及び臨界タンパク光による着色の様子から T_c=351.34 K、P_c=5295 kPa、ρ_c=578 kg/m^3 と決定した。この３成分系混合冷媒の臨界定数の実測値も従来は報告がなかった。REFPROP 10.0 に使われている臨界定数は T_c=346.28 K、P_c=5283 kPa、ρ_c=569 kg/m^3 であり、本実験値との間に、臨界温度が約 5K、臨界圧力が 12 kPa、 臨界密度が 9 kg/m^3 の違いがあった。

過去の NEDO プロジェクトにおいて、AGC 社により開発された低 GWP 冷媒 HFO1123 を 1 つの成分冷媒とする３成分系混合冷媒 HFC32+HFO1123+CF_3I を新規対象冷媒に選び、３種類の組成比 (a) 22/68/10 mass%、 (b) 22/73/5 mass%、 (c) 30/65/5 mass%についての３成分系混合冷媒の *PVT* 性質の測定を行った。測定範囲は、温度が室温から最高 400 K まで、圧力 7 MPa 以下で、蒸気側等密度線 2 本、液側等密度線 2 本の条件下で測定を行った。なお、組成の選択はプロジェクトリーダーからのアドバイスに基づいて決定した。この３成分系混合冷媒に関しても、*PVT* 性質測定だけでなく、臨界定数及び飽和密度の測定を行うことを当初計画していたが、HFO1123+CF_3I 混合冷媒の測定中に、試料容器内部の試料に変化が生じ、測定装置に支障が生じる可能性が出たため、中断することになった。この現象は、再委託先の他の種類の測定においても確認されている。そのために、図 ①.1-37 から 図 ①.1-39 において、臨界密度付近での等密度線の測定ができなかった。

図 ①.1-37 から 図 ①.1-39 中の実測値を示すプロットと、実線で示した REFPROP 10.0 の計算結果を、すでに報告した他の混合冷媒と比較してみると、本混合系では実測値と計算値がよく

一致していると言える。密度偏差で見ると、最大でも 1% 以内、大半で 0.5 % 以内の偏差に収まっており、混合冷媒の計算としては再現性が優れている方である。前述した CF_3I 混合冷媒の液側での再現性を考えれば、当初、あまり計算精度は期待できないものと予想されたのだが、今回の 3 つの組成ともに、 CF_3I の比率が少なく、大半は HFC32+HFO1123 の２成分系混合冷媒の計算精度に依存しているのではないかと推察している。 HFC32+HFO1123 の２成分系混合冷媒に関しては、単一成分冷媒及び混合冷媒ともに、すでに本研究チームで熱力学性質の測定を完了させており [18、19]、信頼できる状態式及び混合パラメータの決定が完了しているので、今回のような結果となったのではないかと推測している。 いずれにせよ、混合冷媒の CF_3I を加えるとしても、多くの量を混合するのは推奨できない。逆に 10 % 以下程度であれば、熱物性の面では、この混合系に大きな影響は与えないのであろう。

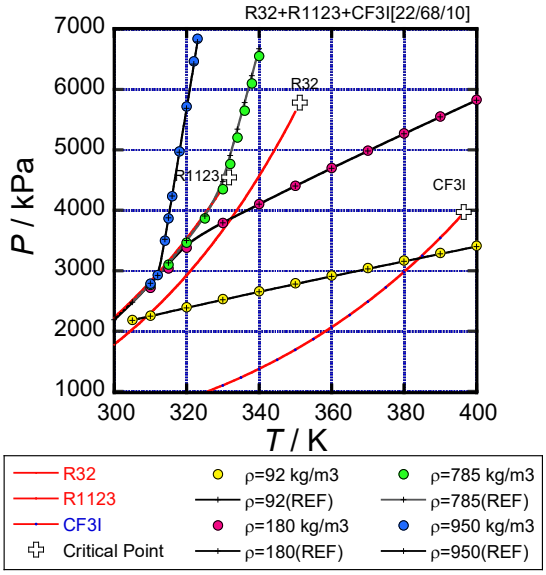


図 ①.1-37
HFC32/HFO1123/CF_3I [22/68/10 mass%]における PVT 性質実測値の分布.

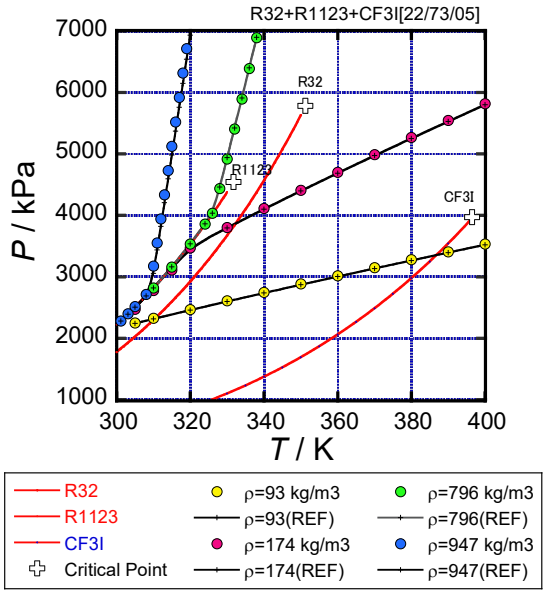


図 ①.1-38
HFC32/HFO1123/CF_3I [22/73/5mass%]における PVT 性質実測値の分布

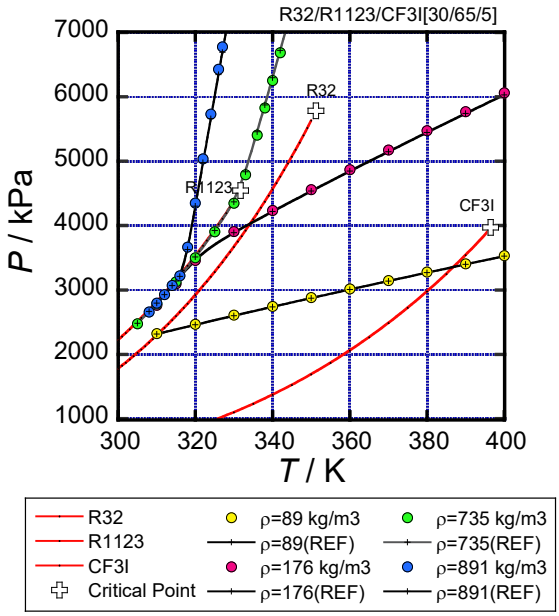


図 ①.1-39
HFC32/HFO1123/CF_3I [30/65/5 mass%]における
PVT 性質実測値の分布..

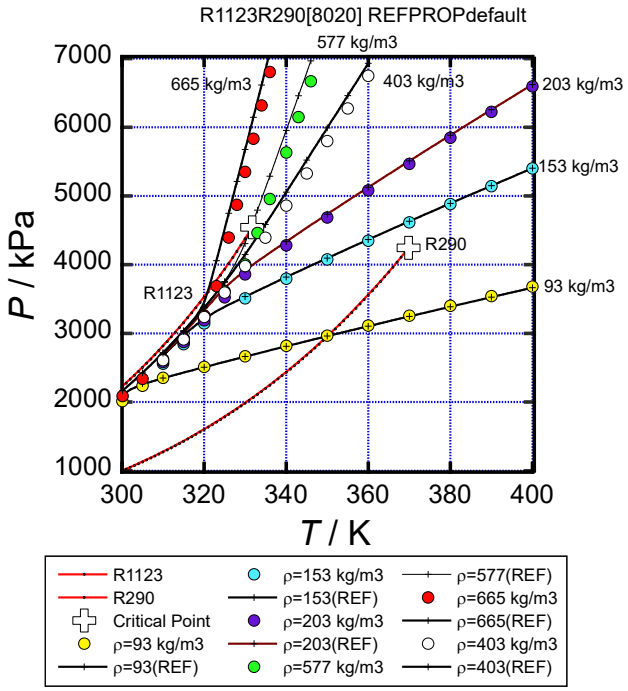


図 ①.1-40
HFO1123/ HC290 [80/20 mass%].における
PVT 性質実測値の分布.
実線は REFPROP 10.0 default の計算結果

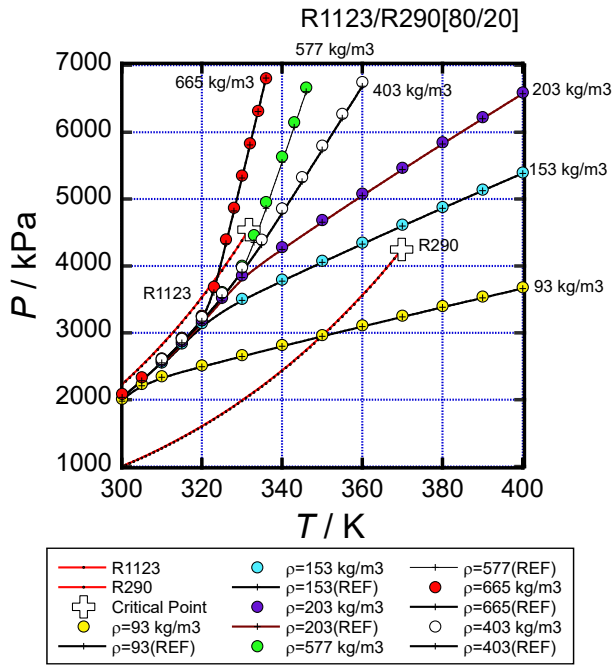


図 ①.1-41
HFO1123/ HC290 [80/20 mass%].における
PVT 性質実測値の分布. 実線は 本事業で最適化した REFPROP 10.0 の計算結果

NEDO プロジェクトで開発した HFO1123 は、他の低 GWP 冷媒に比べても臨界温度が比較的低く、熱力学性質も HFC32 に近い冷媒なので、エアコン使用に適した冷媒として期待できる。しかし、不均化反応が発生することが知られており、これが開発の課題となっている。本プロジェクトでも東京大学を中心とするグループがリスクアセスメントの視点から研究を進めているが、その中で、HFO1123 に HC290 を混ぜることで、不均化反応を抑制する効果が期待できる可能性がでてきたとの報告がなされた。そこで HFO1123+HC290 の性能評価を一層進めるために、本グループでは、HFO1123+HC290 混合冷媒の基本熱物性評価を優先して取り組むことになった。

２成分系混合冷媒 HFO1123+HC290 に関しては、組成比 80/20 mass%、温度 300 K～400 K、圧力 2013 kPa～6806 kPa、密度 93 kg/m^3～665 kg/m^3 の範囲で *PVT* 性質を測定し、6 本の等密度線に沿って、１相域及び２相域併せて計 67 点の実測値を得た。本混合系に関して得られた *PVT* 性質の測定結果を、図 ①.1-40 及び図 ①.1-41 の２つの *PT* 線図上に示す。この 2 つのグラフのプロットは同じデータであるが、図中に描いた等密度線に違いがある。図 ①.1-40 では、一般に流通している REFPROP 10.0 の default 版による計算結果を示しており、一方で図 ①.1-41 は HFO1123+HC290 の混合パラメータとして、本プロジェクトの冷媒物性測定データを用いて決定した HFO1234yf+HC290 の混合パラメータを使用した計算結果である。両者を比較し、推算値である混合パラメータを用いた REFPROP 10.0 default 版に比べると、今回作成した改良版の計算では、特に液側でのデータの再現性は向上していた。推算結果を利用した混合パラメータを用いた場合では、混合冷媒の種類によって、一致したり、一致しなかったりという不確定要素は避けられない。結論として、実測データに基づいた最適化検証は必要不可欠であるといえる。

HFO1123+HC290; 80/20 mass%の飽和密度の測定では、メニスカスの消滅観察により飽和蒸気密度 4 点、飽和液密度 5 点、臨界密度のごく近傍 1 点の実測値を得た。また、等密度線の折れ曲がりから 5 点の飽和密度を決定した。両成分物質の気液共存曲線及び REFPROP 10.0 から計算される気液共存曲線とともに、測定結果を図 ①.1-42 に示した。 図中の青色の曲線が REFPROP 10.0 default の気液共存曲線の計算結果であり、オレンジの曲線が HFO1123+HC290 系に、HFO1234yf+HC290 の混合パラメータを適合させた計算結果である。後者の方が実験データに近い挙動を示し、改善されていることがわかる。

HFO1123+HC290;80/20 mass% 混合冷媒の臨界点は、メニスカスの消滅位置及び臨界タンパク光による着色の様子から T_c=334.914 K、P_c=4392 kPa、ρ_c=402 kg/m^3 と決定した。この２成分系混合冷媒の臨界定数の実験報告も今まで行われていない。REFPROP 10.0 に示されている臨界定数は T_c=332.44 K、P_c=4353 kPa、ρ_c=395 kg/m^3 であり、臨界温度で約 2.5K、臨界圧力で 39 kPa、 臨界密度で 7 kg/m^3 の差があった。図 ①.1-42 には、本混合系の臨界軌跡も予測値として示しておいた。

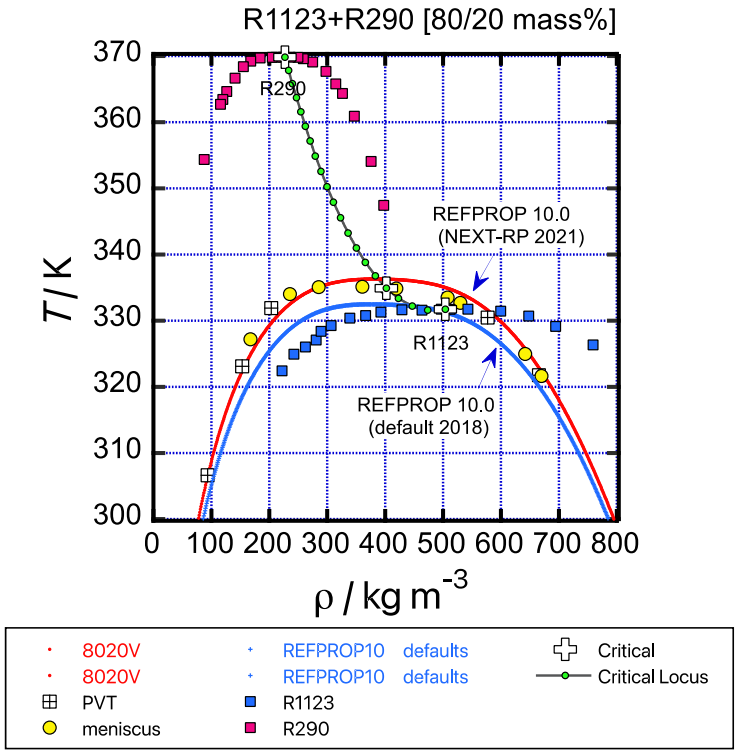


図 ①.1-42 Vapor-liquid coexistence curve of HFO1123/HC290 混合冷媒の気液共存曲線。青は REFPROP 10.0 default に計算結果、 オレンジは本事業で最適化した計算結果。図中には臨界軌跡も示した。

次世代冷媒の開発においては、地球温暖化係数 (GWP) が低いことが最大の条件となっているが、この条件以外にも、安全性の確保、燃焼性の低減対策も重要である。新たに評価を行った２成分系混合冷媒 HFO1123+HC290 は、HFO1123 の不均化反応対策が成功したと考えられる混合系であるが A2 冷媒である HFO1123 に A3 冷媒の HC290 を混合するので、燃焼性問題は解決していない。この対策として、冷媒の視点で考えれば、HFO1123+HC290 系に燃焼性の低い冷媒を第 3 の冷媒として混合することが考えられる。そこで、今回は A2L 冷媒である HFO1234yf を加えた３成分系混合冷媒 HFO1123+HC290+HFO1234yf の評価に着手した HFO1234yf も実際は特定不活性ガスであり、完全な不燃冷媒ではないが、入手性の良さを考慮して選択した。

測定した組成については、HFO1123+HC290+HFO1234yf に対して、(a) 48/12/40 mass%、(b)32/8/60 mass%の２種類を選んだ。

３成分系混合冷媒 HFO1123+HC290+HFO1234yf:48/12/40 mass%に関しては、温度 305K～400K、圧力 1650kPa ～ 6888kPa、密度 88 kg/m^3～804 kg/m^3 の範囲で *PVT* 性質を測定し、5 本の等密度線に沿って、１相域及び２相域併せて計 55 点の実測値を得た。本混合系の *PVT* 性質の測定結果を図 ①.1-43 の *PT* 線図上に示す。プロットが実測値であり、図 ①.1-43 内の実線は REFPROP 10.0 から計算される等密度線を示している。この混合系に関しても、前項で説明した通りで HFO1123+HC290 の混合パラメータは未確定であり、HFO1234yf+HC290 の混合パラメータを用いて計算している。 図 ①.1-43 で判断する限りでは、実験値と計算値との再現性は悪くないと判断できる。

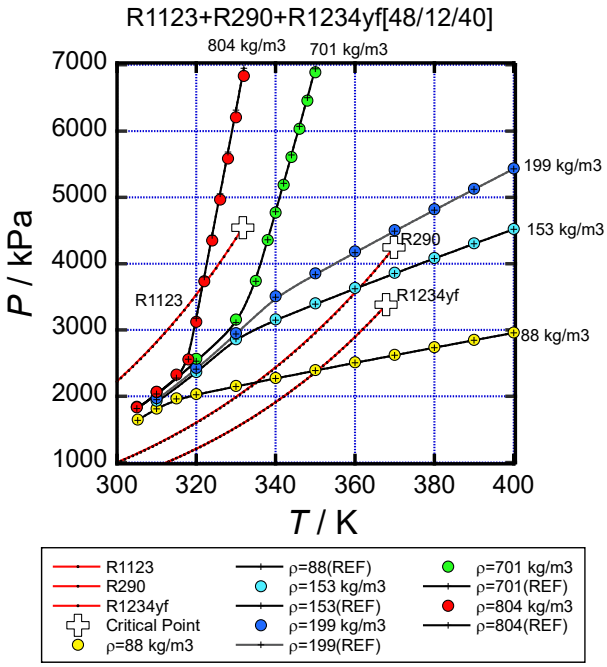


図 ①.1-43 HFO1123/HC290/HFO1234yf [48/12/40 mass%]における PVT 性質実測値の分布
実線は REFPROP10.0 の等密度線.

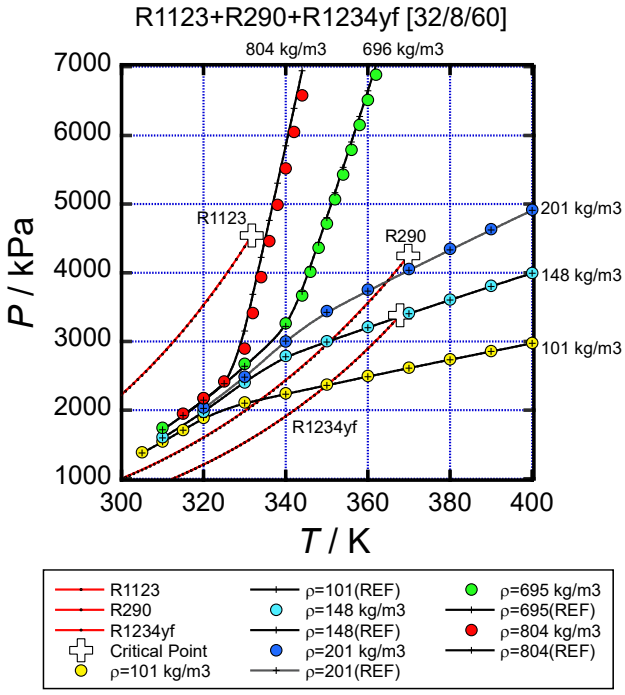


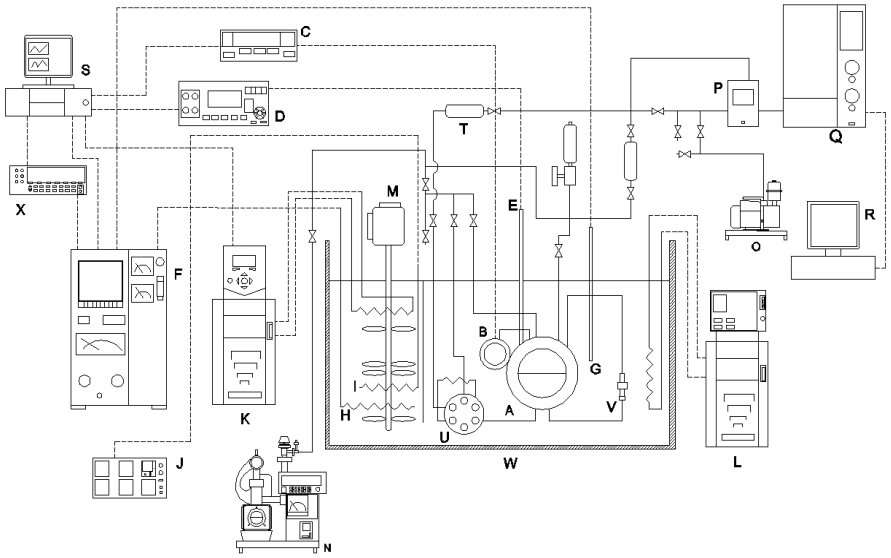
図 ①.1-44 HFO1123/HC290/HFO1234yf [32/8/60 mass%]における PVT 性質実測値の分布
実線は REFPROP 10.0 の等密度線.

３成分系混合冷媒 HFO1123+HC290+HFO1234yf;32/8/60 mass%に関しては、温度 305 K～400 K、圧力 1387 kPa～ 6888 kPa、密度 101 kg·m^{-3}～804 kg·m^{-3}の範囲で *PVT* 性質を測定し、5 本の等密度線に沿って、１相域及び２相域併せて計 56 点の実測値を得た。本混合系の *PVT* 性質の測定結果を図 ①.1-44 の *PT* 線図上に示す。 図 ①.1-44 を 図 ①.1-43 と比較すると、若干実測値と計算値の一致が、特に液側の等密度線でずれがあるように見える。前述したように、現時点では混合パラメータの最適化が完全ではないので、組成の違いが現れたのではないかと考えている。

九州大学では、循環法を基本として、混合冷媒の気液平衡を比較的低温域となる 263～323 K の温度について測定を行った。実験装置を図 ①.1-45 に示す [20]。本測定装置では、内容積 265 cm^3 の平衡セル(A)内に混合系の試料を気液二相域の状態で充填し、温度を一定にした後、平衡圧力を測定するとともに、気相と液相の各相から試料を少量採取し、ガスクロマトグラフ(Q)を用いて採取試料の組成を測定することで、混合冷媒の気液平衡状態[温度 *T*、圧力 *P*、液相のモル組成 *x*、 気相のモル組成 *y*]を明らかにする。平衡セルには、気液二相の平衡状態であることを確認するため、ガラス窓が取り付けられており、メニスカスが観察できるようになっている。また、平衡セルには、水晶発振式の圧力センサー(B)、循環ポンプ(V)ならびに六方弁(U)が直接接続されており、測定時には、これらはシリコンオイルを熱媒とする液体恒温槽内に浸される。圧力センサーは試料の圧力を不確かさ 2 kPa で精密に測定する。循環ポンプは気相の試料を液相に循環させ、試料全体を攪拌する。気相側の試料は平衡セル上方のバルブより気側の採取ボンベに採取し、液相側の試料は、六方弁を用いて採取用の配管に試料を採取した後、液側の採取ボンベに試料を膨張させ完全に気化させる。恒温槽内のシリコンオイルは、撹拌機(M)により攪拌され、メインヒータ(H)および外部循環型の恒温槽(L)によって大まかに温度を調整した上で、サブヒータ(I)の出力を PID コントローラ(J)を用いて制御して、温度を目標温度に一定にする。恒温槽の温度は標準白金抵抗測温体(E)および精密級測温ブリッジ(D)を用いて、ITS-90 国際温度目盛に準拠した測定を行っており、測定不確かさは 10 mK と見積もられる。ガスクロマトグラフは TCD（熱伝導検出器）にて混合冷媒の成分物質を検出する。予め真空引きした計量管内に採取試料を大気圧にて充填し、キャリアガスであるヘリウムを流して試料を TCD に送りこむことで、成分量に応

じたピーク面積が得られる。なお、本研究ではガスクロマトグラフにおける試料の分離に Porapak Q（mesh: 50/80、 長さ: 3 m）カラムを使用した。

図 ①.1-46 から図 ①.1-51 に CF_3I あるいは HFO1123 を含む 2 成分系の気液平衡測定結果を示す[13、21]。また、3 次型状態方程式である Peng-Robinson 状態方程式（PR 式）の異種分子間相互作用パラメータ k_{12} は実測値を基に決定し、状態方程式からの計算結果も示している。なお、本計算はオリジナルの PR 式を用いている。3 次型状態方程式は密度に関する実測値への再現性が低いが、温度、圧力、組成に関する気液平衡については、実測値を良く再現できることが知られている。異種分子間相互作用パラメータを適切に決定することで、3 次型状態方程式は本実測値を良く再現できることが確認された。



A: Equilibrium cell; B: Pressure transducer; C: Digital pressure indicator; D: Thermometer bridge; E: Standard platinum resistance thermometer; F: Temperature controller; G: Platinum resistance thermometer; H: Main-electric heater; I: Sub-electric heater; J: Temperature controller; K, L: Circulation bath; M: Stirrer; N, O: molecular pump; P: Auto gas sampler; Q: Gas chromatograph; R, S: Computers; T: Sample cylinder; U:Hexagon valve; V: Magnetic circulation pump; W: Thermostatic bath; X: AC/DC converter

図 ①.1-45　本研究で使用した気液平衡測定装置

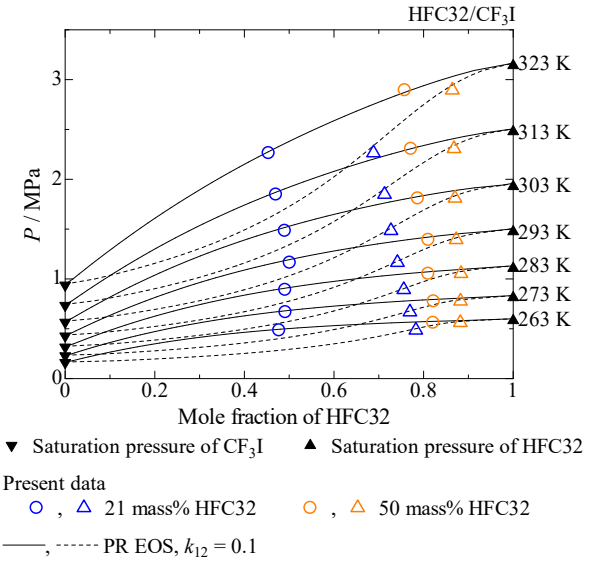


図 ①.1-46
HFC32+CF_3I の気液平衡測定結果.

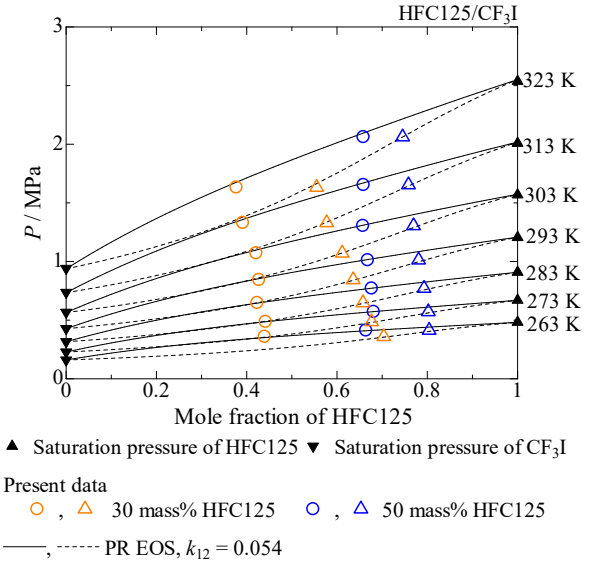


図 ①.1-47
HFC125+CF_3I の気液平衡測定結果.

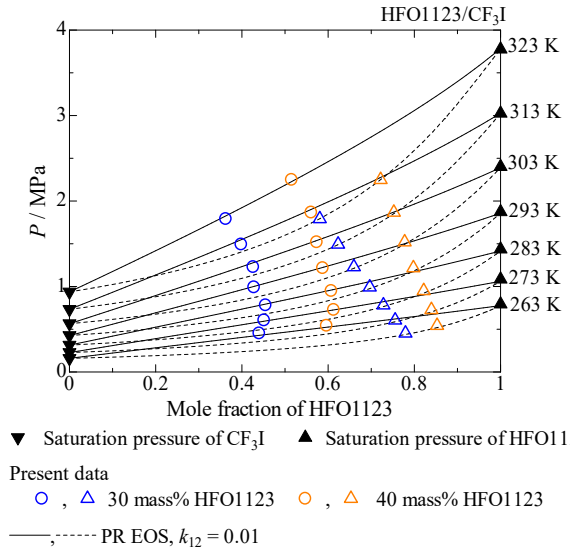


図 ①. 1-48
HFO1123+CF_3I の気液平衡測定結果.

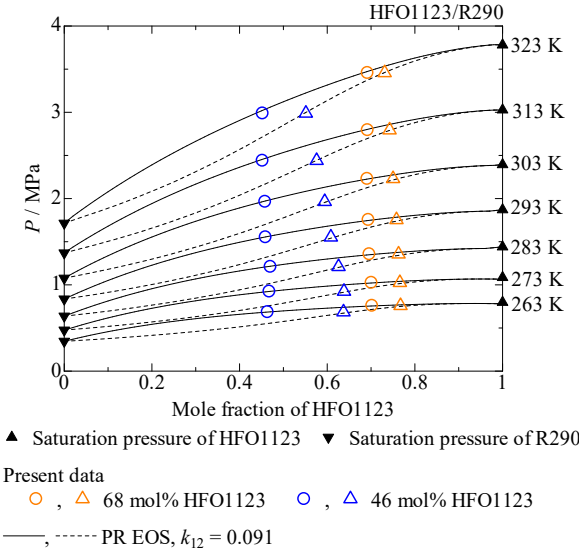


図 ①. 1-49
HFO1123+R290 の気液平衡測定結果.

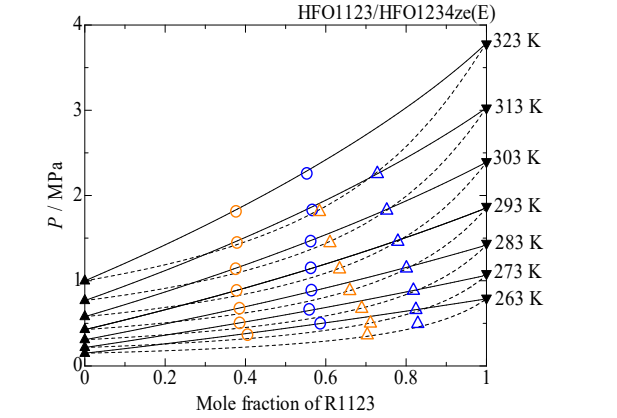


図 ①. 1-50
HFO1123+HFO1234ze(E) の気液平衡測定結

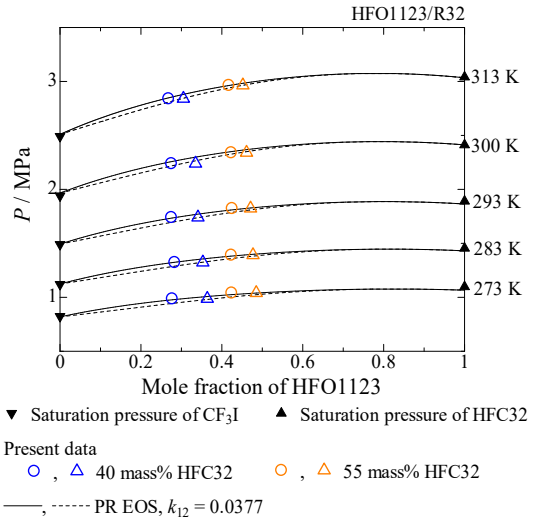
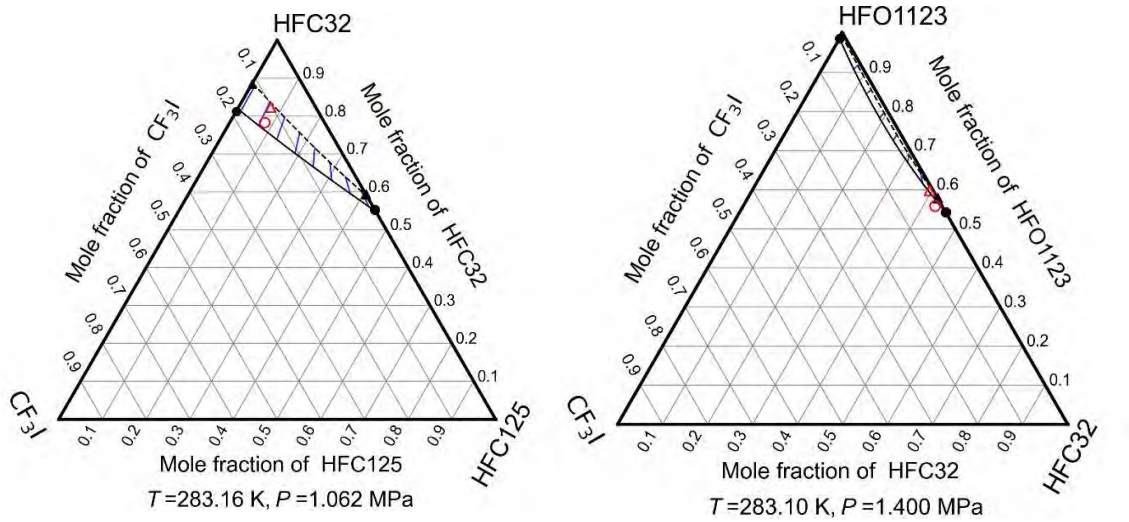


図 ①. 1-51
HFO1123+HFC32 の気液平衡測定結果.

続いて、図 ①. 1-52 に HFC32+HFC125+CF_3I および HFC32+HFO1123+CF_3I の 3 成分系における 283 K での気液平衡測定結果を示す [22]。3 成分系における PR 式からの計算では、2 成分系における異種分子間相互作用パラメータのみを用いた。3 成分系では、2 成分系と比較し、実測との差がやや大きく現れている。本データはより高精度な Helmholtz 関数型状態方程式のパラメータ決定に際し、組成依存性の再現性を高める上で、非常に有用となる。



○, △ Present data

—, --- Mole fraction calculated with ternary PR-EOS

●, ▲ Mole fraction calculated with binary

図 ①.1-52　HFC32/HFC125/CF_3I 及び HFC32/HFO1123/CF_3I の気液平衡測定結果

①.1 の参考文献

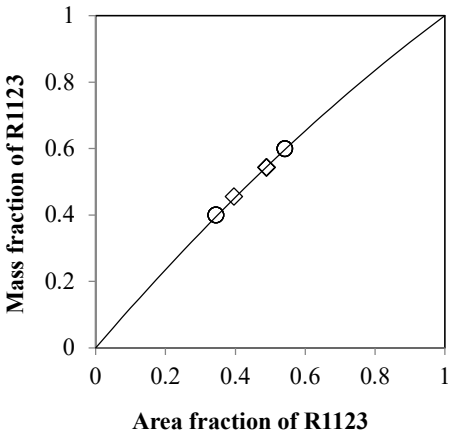
1) R. Akasaka, S. Fukuda, K. Miyane, and Y. Higashi: J. Chem. Eng. Data, 67, 346(2022).
2) R. Akasaka, Y. Kayukawa, and Y. Higashi: Int. J. Thermophys., 43:159, (2022).
3) 迫田直也, 東 之弘: 2019 年度日本冷凍空調学会年次大会講演論文集, 東京, D144(2019).
4) N. Sakoda, Y. Higashi, and R. Akasaka: J. Chem. Eng. Data, 66, 734(2021).
5) 迫田直也, 東 之弘: 第 39 回日本熱物性シンポジウム講演論文集, 名古屋, B311(2018).
6) N. Sakoda and Y. Higashi: J. Chem. Eng. Data, 64, 3983(2019).
7) 東 之弘, 宮根こず恵: 2022 年度日本冷凍空調学会年次大会講演論文集, 岡山, A114(2022).
8) H. Miyamoto, T. Saito, N. Sakoda, U. Perera, T. Ishii, K. Thu and Y. Higashi: Int. J. Refrig., 1198, 340(2020).
9) Y. Higashi, N. Sakoda, Md. A. Isram, Y. Takata, S. Koyama, and R. Akasaka: J. Chem. Eng. Data, 63(2). 417 (2018).
10) U. A. Perera, K. Thu, N. Sakoda, K. Miyane, and Y. Higashi: J. Chem. Eng. Data, 67. 2182(2022).
11) U. A. Perera, K. Thu, T. Miyazaki, N. Sakoda and Y. Higashi : presented at 21th Symposium on Thermophysical Properties, Boulder, USA (2021, June).
12) N. Sakoda and Y. Higashi: presented at 21th Symposium on Thermophysical Properties, Boulder, USA (2021, June).
13) N. Sakoda and Y. Higashi: presented at 6th IIR Conference on Thermophysical Properties and Transfer Processes of Refrigerants (TPTPR2021), Vicenza, Italy, (2021, Sept.)
14) R. Akasaka, Y. Kayukawa, and Y. Higashi: Int. J. Thermophysics, 43:159 (2022).
15) K. Kitabatake, H. Ishimaru, N. Sakoda, and Y. Higashi: Presented at 13th Asian thermophysical Properties Conference, OS17-2-03, Sendai, Japan(2022, Sept.)
16) R. Akasaka, S. Fukuda, K. Miyane, and Y. Higashi: J. Chem. Eng. Data, 67, 346(2022).
17) Y. Higashi, Y. Kabata, M. Uematsu, and K. Watanabe: J. Chem. Eng. Data, 33(1), 23(1988).
18) Y. Higashi and R. Akasaka: Proc. 16th Int. Refrigeration and Air Conditioning Conference, Purdue, USA(2016).
19) R. Akasaka: Proc. 11th Asian Thermophys. Prop. Conf., Yokohama, Japan (2016).

20) H. Miyamoto, T. Saito, N. Sakoda, U. Perera, T. Ishii, K. Thu, Y. Higashi: Int. J. Refrig., 119, pp. 340-348 (2020).
21) K. Kitabatake, H. Ishimaru, Y. Higashi, N. Sakoda, The 13th Asian Thermophysical Properties Conference (ATPC2022), Sept. 26-30, Sendai, Japan (2022).
22) 石丸寛明, 北畠健太郎, 東之弘, 迫田直也, 2022 年度 日本冷凍空調学会年次大会, 9 月, 岡山 (2022).

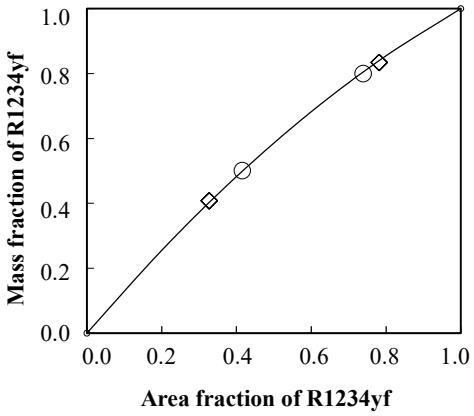
①.2 気液平衡性質の測定 （富山県立大学）

これまでの成果としては、予定していた 2 成分系混合物（HFC32+HFO1123*、HFC32+HFO1234yf、および HFO1123+HFO1234yf、＊HFC32+HFO1123 混合系については本研究による精度向上後の再測定結果）の気液平衡性質測定を計画通り実施し、高精度な気液平衡性質実測値を得た。続いて、本実測値と既存の Helmholtz 関数型状態方程式（REFPROP ver.10.0 の標準式）との系統偏差を明らかにした。さらに、本実測値に修正型 Peng-Robinson 状態方程式（Mathias と Copeman によるアルファ関数を適用、以後 PR-MC 式と略記）を相関した。2020 年度には、PR-MC 式を上記すべての 2 成分系混合物について完成させるとともに、3 成分系混合物の推算結果から適切な実験計画を立案し、計画通り３成分系混合物（HFC32+HFO1234yf+HFO1123）に関する気液平衡性質および付随する $P\rho x$ 性質を、状態方程式の開発に必要な領域について実施する予定である。

詳細を以下に報告する。はじめに本予算を活用し、本測定で用いる再循環型気液平衡性質測定装置（AKICO 社製）の改良を行い、温度測定精度について約 20 倍、圧力測定精度について約 10 倍の精度向上が達成できた。続いてモル分率測定について、校正に不可欠な検量線を、自前でサンプルを調合して得た数点の校正値に基づき作成し、信頼性を確立した。検量線データの一部を図①.2-1 に、作成した検量線の式を式（①.2-1）に、それぞれ示す。独立して得られた九州大学の実測値と、極めて良好に一致していることが、確認できる。



(a) HFC32/HFO1123 混合系



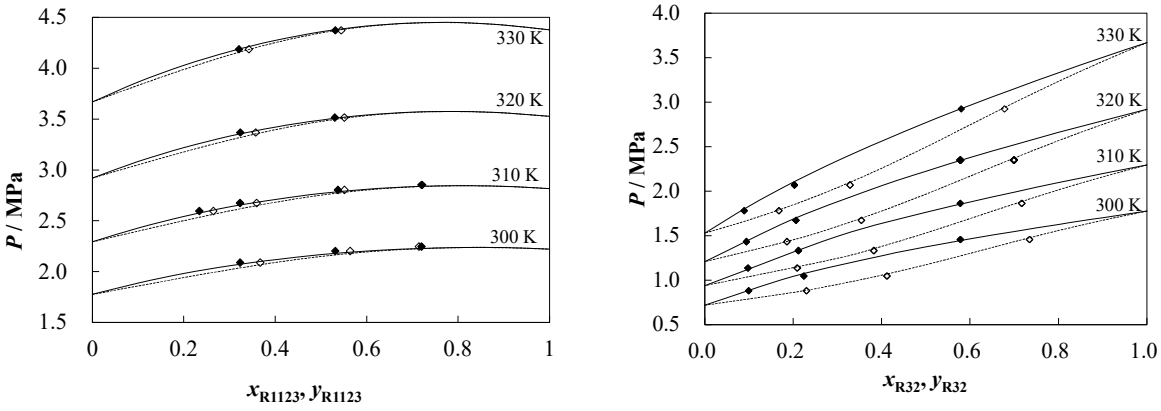
(b) HFC32/HFO1234yf 混合系

図 ①.2-1 本研究で作成した検量線および校正値の分布. ◇：本実測値、○：九州大学

$$M_{\mathrm{comp\ 1}} = A_{\mathrm{comp\ 1}} + a \times A_{\mathrm{comp\ 1}}(1-A_{\mathrm{comp\ 1}}) \qquad (①.2\text{-}1)$$

続いて、気液平衡性質の測定結果を報告する。本研究ではこれまでに、HFC32+HFO1123 混合系について温度 300～330 K、圧力 2.0～4.4 MPa、およびモル分率 0.3～0.8(HFC32)の範囲において計 28 点、HFC32+HFO1234yf 混合系について温度 300～330 K、圧力 0.9～2.9 MPa、およびモル分率 0.1～0.9(HFC32)の範囲において計 56 点、および HFO1123+HFO1234yf 混合系について温度 300～330 K、圧力 1.3～3.3 MPa、およびモル分率 0.2～0.6(HFO1234yf)の範囲において計 32 点の実測値を得た。なお、拡張不確かさ（k=2）は、いずれも温度測定について 0.03 K、圧力測定について 1.4 kPa、およびモル分率測定について 0.007 であった。本実測値を表①.2-1～①.2-3 として項末に添付し、分布図の一部を図①.2-2 に示す。図①.2-2 (a)より、本実測値が HFO1123 高組

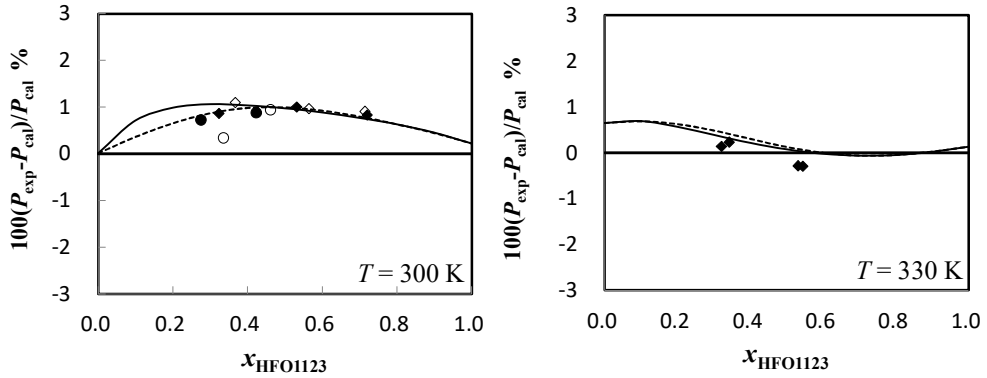
成側で共沸の挙動を示しており、Helmholtz 関数型状態方程式からの計算結果と一致する傾向が確認できる。また図①.2-2 (b)より、本実測値が、HFC32+HFO1124yf 混合系で GWP 値 150 以下が達成できるモル分率 0.38(HFC32)以下（質量分率 0.22（同）以下）で、多くの実測値が取得できていることが確認できる。



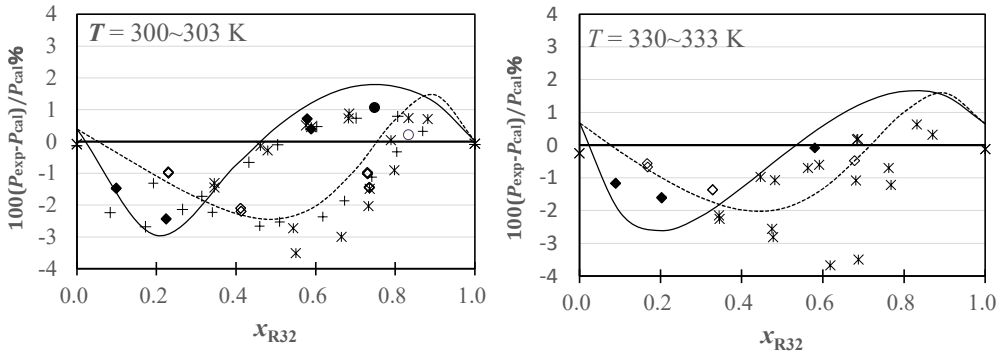
（a）HFC32+HFO1123 混合系　　b）HFC32+HFO1124yf 混合系

図①.2-2　本研究で得られた気液平衡性質実測値の分布. ◇：本実測値、○：九州大学、実線：Helmholtz 関数型状態方程式による沸点および露点圧力曲線（REFPROP ver.10.0 を用いて算出）

続いて、本実測値と既存の Helmholtz 関数型状態方程式との偏差図の一部を、図①.2-3 および図①.2-4 に示す。



図①.2-3　HFC32+HFO1123 混合系の沸点および露点圧力実測値に対する Akasaka model [1] (REFPROP 10.0)からの相対圧力偏差. ◆◇：本実測値、●○：九州大学、—、--：本研究で相関した PR-MC 状態方程式



図①.2-4　HFC32+HFO1124yf 混合系の沸点および露点圧力実測値に対する Akasaka model [2] (REFPROP 10.0)からの相対圧力偏差. ◆◇：本実測値、●○：九州大学、＊：Kamiaka et al.[3]、－：Raabe [4]、＋：Hu et al. [5]、—、--：本研究で相関した PR-MC 状態方程式

図①.2-3 および図①.2-4 のベースラインである Akasaka model（REFPROP ver. 10 の標準モデル）は、本実測値が存在しないときに作成された式であることから、本実測値との間に系統偏差が見受けられる。その偏差は、例えば 300 K において、HFC32+HFO1123 混合系では 1%程度、HFC32+HFO1234yf 混合系については、特に HFC32 のモル分率が低い領域において 2%程度であることが、両図から確認できる。

続いて、本実測値を良好に再現し、3 成分系の測定を支援する目的で、修正 Peng-Robinson 状態方程式（PR-MC 状態方程式）を回帰した。この状態方程式を以下に示す。

$$P = \frac{RT}{V_m - b} - \frac{a}{V_m(V_m+b)+b(V_m-b)} \qquad (①.2\text{-}2)$$

$$a_i = 0.45724\alpha_i \frac{R^2 T_{ci}^2}{p_{ci}} \quad b_i = 0.07780 \frac{RT_{ci}}{p_{ci}} \qquad (①.2\text{-}3)$$

ここで、式(①.2-3)におけるアルファ関数、$\alpha_i(T)$、には Mathias と Copeman [6]による以下の関数を採用した。

$$\alpha_i(T) = \left[1 + c_1\left(1 - \sqrt{\frac{T}{T_c}}\right) + c_2\left(1 - \sqrt{\frac{T}{T_c}}\right)^2 + c_3\left(1 - \sqrt{\frac{T}{T_c}}\right)^3\right]^2 \qquad (①.2\text{-}4)$$

また、混合則は以下に示す通りである。

$$a = \sum_i \sum_j x_i x_j a_{ij}, \quad a_{ij} = (1 - k_{ij})\sqrt{a_i a_j} \qquad (①.2\text{-}5)$$

$$b = \sum_i x_i b_i. \qquad (①.2\text{-}6)$$

図①.2-3 および図①.2-4 に、HFC32+HFO1123 および HFC32+HFO1234yf 混合系についての式(①.2-2)の計算結果を、沸点について実線（—）、露点について破線（--）でプロットした。両図において、本状態方程式が本実測値を良好に再現していることが確認できる。なお、これまでに得られた実測値および上記の PR-MC 状態方程式については、国際誌への投稿論文を現在作成中である。

一方で、研究加速予算を受け、今後の３成分系混合物の測定に活用予定のベローズ式気液平衡・密度測定装置についても、温度および圧力制御の操作性を大幅に向上させることに、成功した。今後の各種の混合系についての新たなデータ取得に向けて、高精度測定の準備を実施中である。

表①.2-1　本研究による気液平衡性質測定値（HFC32+HFO1123）

T K	P MPa	x_{32} $mol_{32} \cdot mol^{-1}$	x_{1123} $mol_{1123} \cdot mol^{-1}$	y_{32} $mol_{32} \cdot mol^{-1}$	y_{1123} $mol_{1123} \cdot mol^{-1}$
300.0079	2.24524	0.279914	0.720086	0.28576	0.71424
300.011	2.200873	0.468763	0.531237	0.436066	0.563934
299.9793	2.088928	0.676841	0.323159	0.633077	0.366923
300.0335	2.025152	0.805837	0.194163	0.728792	0.271208
310.0087	2.85285	0.279788	0.720212	0.278576	0.721424
310.0425	2.802847	0.462986	0.537014	0.448501	0.551499
310.0394	2.674007	0.677086	0.322914	0.640467	0.359533
310.0691	2.595276	0.765758	0.234242	0.735357	0.264643
320.1118	3.51384	0.469468	0.530532	0.448618	0.551382
319.989	3.368014	0.676122	0.323878	0.642654	0.357346
320.1128	3.263167	0.752792	0.247208	0.750023	0.249977
330.0685	4.372514	0.468558	0.531442	0.455786	0.544214
329.9181	4.186925	0.67945	0.32055	0.65769	0.34231
329.9949	4.067523	0.761652	0.238348	0.7609	0.2391

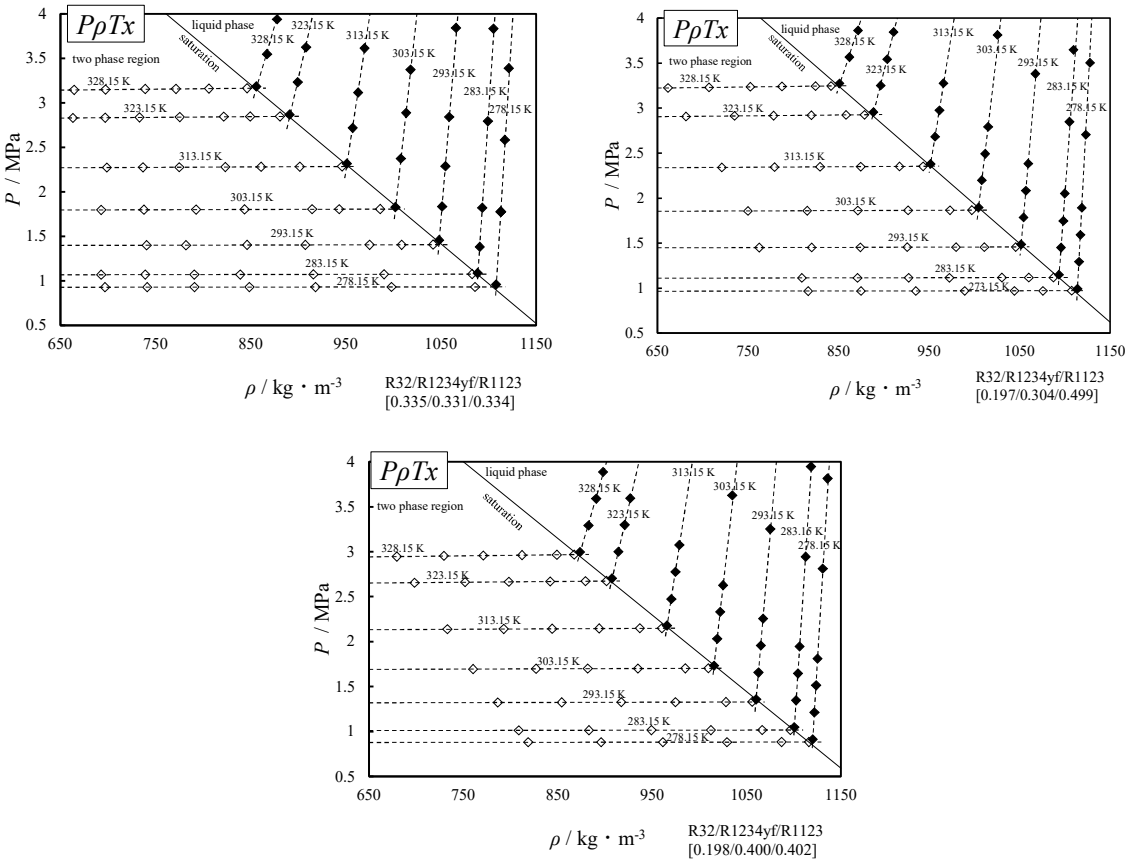
表①.2-2　本研究による気液平衡性質測定値（HFC32+HFO1234yf）

T K	P MPa	x_{32} $mol \cdot mol^{-1}$	x_{1234yf} $mol \cdot mol^{-1}$	y_{32} $mol \cdot mol^{-1}$	y_{1234yf} $mol \cdot mol^{-1}$
320.019	1.432008	0.0938199	0.9061801	0.1852844	0.8147156
320.019	1.432008	0.0939575	0.9060425	0.1858125	0.8141875
310.058	1.134271	0.0974601	0.9025399	0.2086139	0.7913861
310.058	1.134271	0.0976016	0.9023984	0.2095349	0.7904651
320.03	1.670593	0.2059309	0.7940691	0.3540352	0.6459648
320.03	1.670593	0.2062883	0.7937117	0.3543220	0.6456780
310.016	1.331798	0.2114918	0.7885082	0.3815163	0.6184837
310.016	1.331798	0.2117545	0.7882455	0.3827403	0.6172597
329.942	2.923859	0.4202013	0.5797987	0.3218026	0.6781974
300.022	1.457007	0.4216388	0.5783612	0.2652080	0.7347920
300.022	1.457007	0.4217422	0.5782578	0.2655473	0.7344527
320.125	2.349543	0.5774078	0.4225922	0.7003471	0.2996529
320.125	2.349543	0.5775795	0.4224205	0.6997332	0.3002668
320.066	2.350554	0.5777163	0.4222837	0.7000352	0.2999648
310.010	1.861791	0.5779134	0.4220866	0.7173493	0.2826507
320.066	2.350554	0.5779144	0.4220856	0.7003241	0.2996759
310.010	1.861791	0.5780503	0.4219497	0.7165914	0.2834086
320.005	2.348960	0.5786381	0.4213619	0.6983561	0.3016439
320.005	2.348960	0.5788198	0.4211802	0.6988172	0.3011828
320.005	2.348960	0.5791584	0.4208416	0.6988888	0.3011112
300.016	1.045931	0.7758371	0.2241629	0.5885863	0.4114137
300.016	1.045931	0.7760257	0.2239743	0.5875412	0.4124588
329.990	2.069066	0.7973384	0.2026616	0.6715893	0.3284107
329.990	2.069066	0.7974886	0.2025114	0.6714527	0.3285473
300.039	0.879853	0.9010104	0.0989896	0.7698919	0.2301081
300.039	0.879853	0.9010866	0.0989134	0.7703053	0.2296947
330.082	1.780700	0.9108262	0.0891738	0.8329513	0.1670487
330.082	1.780700	0.9109000	0.0891000	0.8319418	0.1680582

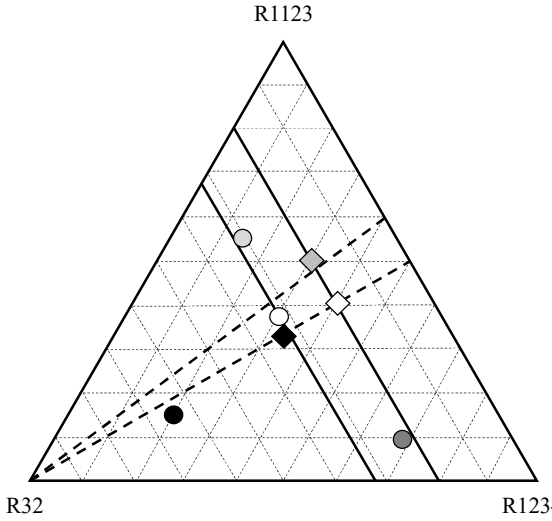
表①.2-3　本研究による気液平衡性質測定値（HFO1123+HFO1234yf）

T K	P MPa	x_{1123} $mol_{1123} \cdot mol^{-1}$	x_{1234yf} $mol_{1234yf} \cdot mol^{-1}$	y_{1123} $mol_{1123} \cdot mol^{-1}$	y_{1234yf} $mol_{1234yf} \cdot mol^{-1}$
300.102	1.742356	0.84343	0.15657	0.72865	0.27135
300.028	1.525665	0.69881	0.30119	0.59096	0.40904
300.018	1.310850	0.56779	0.43221	0.44669	0.55331
300.010	1.249030	0.52560	0.47440	0.40174	0.59826
310.054	2.196998	0.84013	0.15987	0.72794	0.27206
310.062	1.928333	0.75000	0.25000	0.59174	0.40826
310.077	1.659589	0.55827	0.44173	0.44253	0.55747
310.049	1.580577	0.52460	0.47540	0.39833	0.60167
320.090	2.726455	0.82234	0.17766	0.72451	0.27549
320.000	2.385823	0.71546	0.28454	0.58476	0.41524
320.096	2.067544	0.58395	0.41605	0.44172	0.55828
319.917	1.962215	0.50922	0.49078	0.39428	0.60572
329.959	3.339944	0.80684	0.19316	0.71920	0.28080
330.028	2.937966	0.69323	0.30674	0.58557	0.41443
329.904	2.537966	0.54930	0.45070	0.43916	0.56084
329.951	2.421704	0.50327	0.49673	0.39206	0.60794

続いて、主に 2021 年度以降に実施した研究の成果として、まずは 3 成分系混合物 HFC32/HFO1234yf/HFO1123 の測定結果を報告する。はじめにベローズ変容法式気液平衡性質測定装置で測定した結果を、図①.2-5 に示す。



図①.2-5 HFC32+HFO1234yf+HFO1123 3 成分系混合冷媒の気液平衡性質および PVTx 性質の分布. ◆◇：本実測値、－－－－：本実測値に基づく直線近似値、－：Akasaka and Lemmon model[7]を用いた飽和液体密度計算値



Bellows method:

◆, $(x_{R32}, x_{R1234yf}, x_{R1123})$ = (0.335, 0.331, 0.334)

◆, $(x_{R32}, x_{R1234yf}, x_{R1123})$ = (0.197, 0.304, 0.499)

◇, $(x_{R32}, x_{R1234yf}, x_{R1123})$ = (0.198, 0.400, 0.402)

VLE property apparatus:

●, $(x_{R32}, x_{R1234yf}, x_{R1123})$ = (0.638, 0.201, 0.161)

●, $(x_{R32}, x_{R1234yf}, x_{R1123})$ = (0.232, 0.673, 0.095)

●, $(x_{R32}, x_{R1234yf}, x_{R1123})$ = (0.312, 0.133, 0.555)

○, $(x_{R32}, x_{R1234yf}, x_{R1123})$ = (0.320, 0.306, 0.374)

図①.2-6 本実測値の組成分布図. ◆●：本実測値の計測組成、－：R32 の組成を固定した場合、－－－－：R1234yf+R1123 の組成比を固定した場合

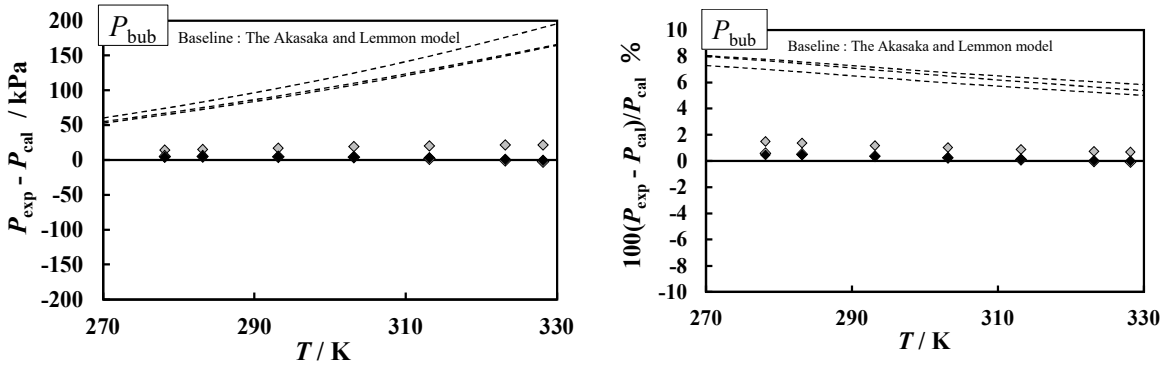
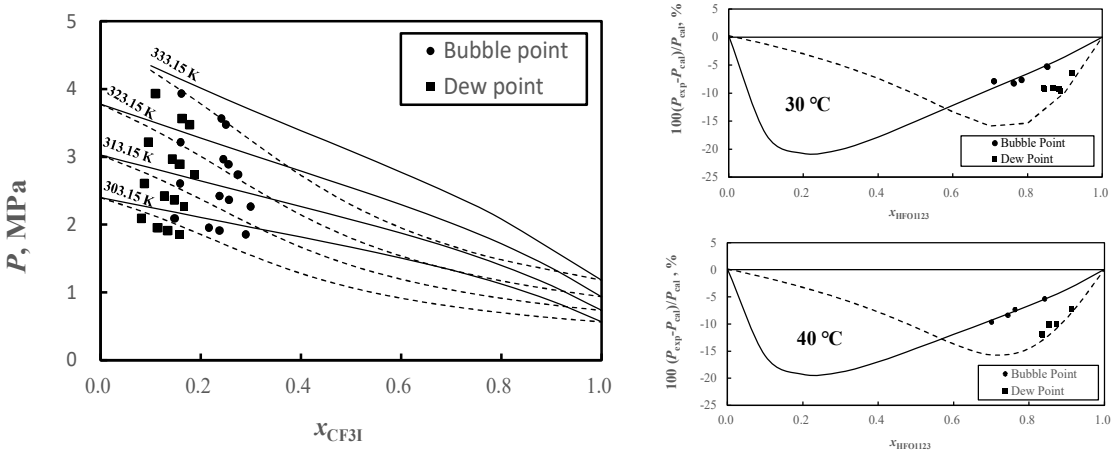


図.①.2-7 本研究による沸点圧力実測値（ベローズ法）の Akasaka and Lemmon model[7]からの絶対圧力偏差（左）および相対圧力偏差（右）（および REFPROP ver. 10.0 を用いた 3 成分系混合冷媒 R32+R1123+R1234yf の気液平衡性質計算値). ◆：(xR32, xR1234yf, xR1123) = (0.335, 0.331, 0.334)、◆：(xR32, xR1234yf, xR1123) = (0.197, 0.304, 0.499)、◇：(xR32, xR1234yf, xR1123) = (0.198, 0.400, 0.402)、- - - - ：values from the REFPRO P ver. 10.0

図中の *PVTx* 性質実測値を結んだ破線は各等温線を示しており、沸点における屈折点から、沸点圧力および飽和液体密度が解明できる。一方、再循環型気液平衡性質測定装置を用いた測定も、併せて実施した。本研究で実施した 3 成分系に関する測定結果の組成分布を、図①.2-6 に示す。また、本研究で得た 2 成分系混合物の実測値に回帰された最新の Akasaka and Lemmon によるバイナリパラメータを含んだ 3 成分系に関する気液平衡性質推算値（図中 Akasaka and Lemmon model と略記、REFPROP の次期バージョンへの実装が内定）からの相対圧力偏差を、図①.2-7 に示す。同図には REFPROP ver. 10.0（2018 年発売）からの計算結果も併せてプロットしたが、新たな Akasaka and Lemmon 式からは、最大で約 6%の相対偏差を示している。この結果から、2 成分系に関する状態方程式の再現性が向上したことが、3 成分系モデルの熱力学性質への再現性向上にも貢献できたと、評価できる。

なお、2021 年度後半から 2022 年度にかけては、HFO1123+CF_3I 混合系および HFO1123+HC290 混合系の測定も実施した。一例として、HFO1123+CF_3I 混合系の測定結果を、図①.2-8 に示す。



図①.2-8 HFO1123+CF_3I 混合系に関する気液平衡性質実測値の REFPROP ver. 10.0 (CF_3I については Akasaka による式[8]を活用)からの相対圧力偏差. ●、■：本実測値（沸点および露点圧力)、— 、 ----：修正 Peng-Robinson 状態方程式からの計算結果（右図）

HFO1123+CF_3I 混合系については、温度 30～60 ℃において計 30 点の実測値を得た。左図の曲線および右図のベースラインは、CF_3I に関する Akasaka の式[preliminary version][8]を用いて

REFPROP 10.0 で推算させた値であるが、REFPROP に予め設定してある 2 成分系混合物に関する相関パラメータが未修正であるため、実測値と推算値との間に、顕著な差異が確認できる。また、右図の相対圧力偏差図では、本研究で相関した修正 Peng-Robinson 状態方程式からの計算結果との良好な相関結果も、確認できる。CF_3I 低組成の実測値しか取得できていない状況ではあるものの、修正 Peng-Robinson 状態方程式の混合則パラメータは 1 つしかなく、CF_3I 高組成側の計算結果には修正の余地がないことから、追加測定を実施した場合には恐らく同様の負に大きな相対圧力偏差を有する実測値が得られるものと、推察される。このまま CF_3I の混合比を増やした測定を追加していく予定であったが、本測定終了後に再循環型気液平衡性質測定装置の光学セルの窓部が白く曇ってしまい、測定の継続が困難となった。そのため、以後の CF_3I 高組成側および CF_3I 純物質の測定を中止すると共に、再循環型気液平衡性質測定装置およびベローズ変容法式気液平衡性質測定装置の試料系全体の分解洗浄を、実施した。なお、これまでの一連の成果は、概ね全て国際誌[9-12]にて発表した。その後、本研究では両装置の校正実験を再度実施した上で、2022 年度途中から HFO1123+HC290 混合系の測定に移行し、温度 30～60 ℃において計 96 点の実測値を得た。修正 Peng-Robinson 状態方程式への相関と、既存の Helmholtz 関数型状態方程式との体系的な比較・検討も完了しており、国際誌への投稿を、現在準備中である。

＜①.2 の参考文献＞

[1] R. Akasaka,The 11th Asian Thermophysical Properties Conference (ATPC), (2016), Yokohama, Japan.

[2] R. Akasaka, Fluid Phase Equilib., Vol. 358, No. 25, (2013) 98-104.

[3] T. Kamiaka, C.B.Dang, E. Hihara, Int. J. Refrig., 36(3), (2013) 965-971.

[4] G. Raabe, Science and Technology for the Built Environment, 22(8), (2016).

[5] X. Hu, T. Yang, X. Meng, S. Bi, J. Wu, Fluid Phase Equilib., 438, (2017) 10-17.

[6] P. M. Mathias, T. W. Copeman, Fluid Phase Equilib., 13, (1983) 91-108.

[7] R. Akasaka, E. W. Lemmon: to be presented at The Sixth IIR Conference on Thermophysical Properties and Transfer Processes of Refrigerants (TPTPR2021), September 1-3, Vicenza, Italy, (2021).

[8] R. Akasaka: “Helmholtz free-energy type equation of state for CF_3I”, private communication (2021).

[9] H. Miyamoto, T. Saito, N. Sakoda, U. Perera, T. Ishii, K. Thu, Y. Higashi: Int. J. Refrig., 119, pp. 340-348 (2020).

[10] T. Yamada, H. Miyamoto, N. Sakoda, Y. Higashi: Int. J. Thermophys., 41, 167 (2020).

[11] H. Miyamoto, M. Nishida, T. Saito: J. Chem. thermodyn., 158, 106456 (2021).

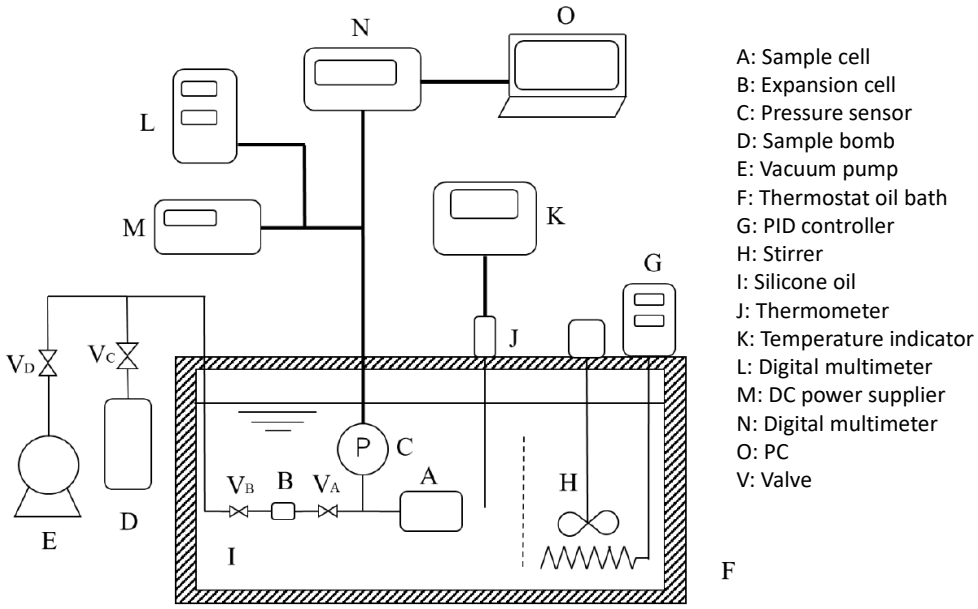
[12] H. Miyamoto, Y. Nakamura, K. Minai, T. Yamada: Fluid Phase Equilib., 558, 113440 (2022).

①.3 高温 PVTx 性質及び定圧比熱の測定（日本大学理工学部）

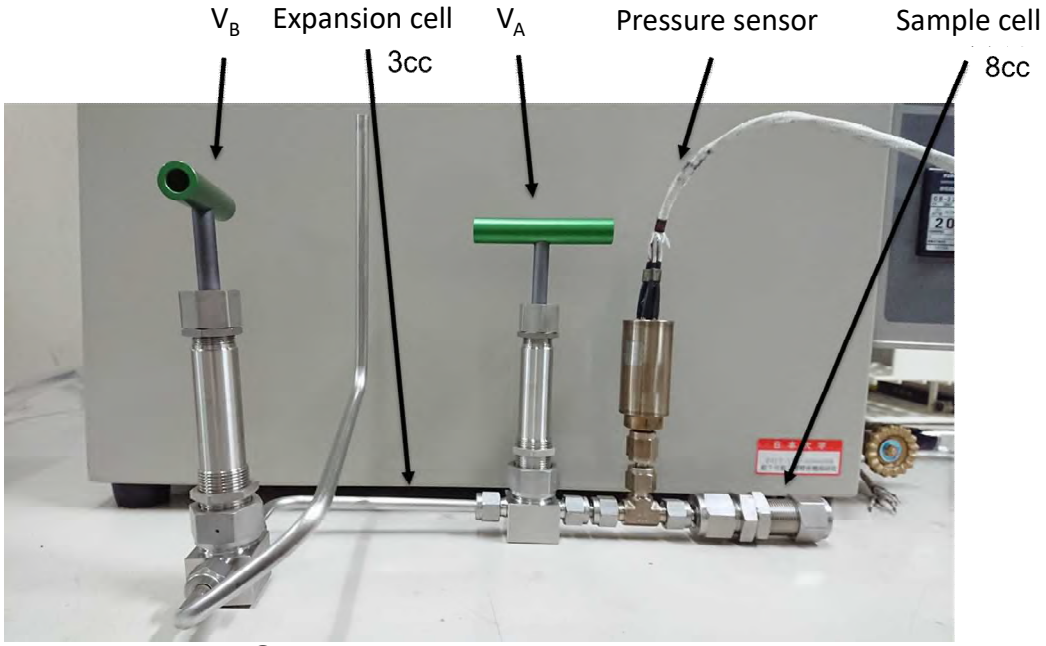
(a)高温 *PVTx* 性質

図①.3-1 に高温用 *PVTx* 性質測定装置概略図を示す。本測定装置は、一定の容積を持つ容器に圧力センサーが備えられ、任意の充填質量による等密度下で、恒温槽を用いて任意の温度において、圧力を測定する等容法を採用している。特に圧力センサーは、高温域においても測定可能なセンサーを用いており、さらに測定前に圧力が調整された窒素ガスを用いてセンサーの圧力依存性を校正して使用している。等容法は、試料の充填量を変えることによって、密度が変わり、複数の等密度線に沿ってデータが得られるが、混合冷媒を測定対象とするため、試料の充填する際には、組成比も調整する必要があるが、その操作を少なくし、測定の迅速化や同組成の測定を実現するために膨張容器を備えている。特に、膨張時には高温下になることが多くなるため、ベローズ弁を用いて工夫している。図①.3-2 に *PVTx* 性質測定装置の圧力容器部の写真を示す。圧力センサーを備えた圧力容器の容積は約 8cc であるが、実際には、密度が良く知られている HFC134a などの純成分の冷媒を用いて容積を決定し、その温度依存性を考慮している。膨張容器は、約 3cc であり、一度あたりの膨張で、組成比が一定のままで圧力容器内の試料の質量（すな

わち密度）を膨張前に比べて約 4 分の 1 程低い値に設定することができる。測定温度範囲は、323K から 453K であり、圧力は 10MPa までである。



図①. 3-1　高温用 *PVTx* 性質測定装置概略図

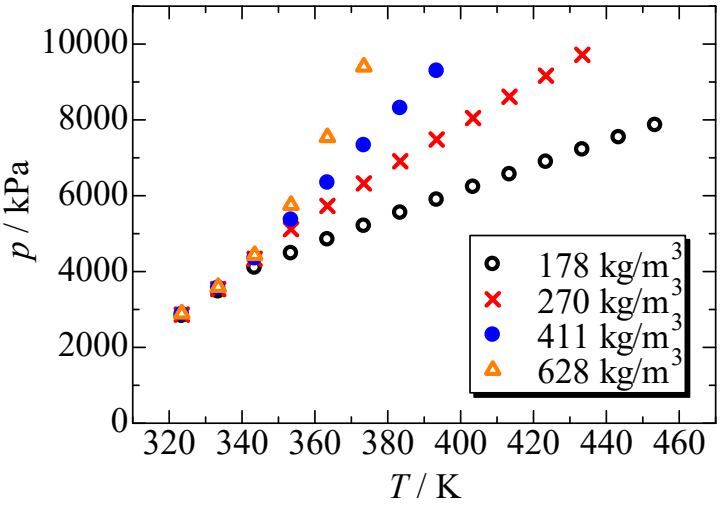


図①. 3-2　*PVTx* 性質測定装置の圧力容器部の写真

HFO1234yf+HFC32 系混合冷媒の *PVTx* 性質を 3 組成において、それぞれ 4 本の等密度線に沿って測定した。表①.3-1 ならびに図①.3-3 に 37.57mass%HFO1234yf+62.43mass%HFC32 の測定結果を示す。323K から 453K、10MPa の範囲において、4 本の等密度線(628 kg/m^3、 411 kg/m^3、 270 kg/m^3、 178 kg/m^3)に沿って 40 点のデータを得た。表①.3-2 ならびに図①.3-4 に 48.90mass%HFO1234yf +51.10mass%HFC32 の測定結果を示す。323K から 453K、10MPa の範囲において、4 本の等密度線(721 kg/m^3、 468 kg/m^3、 306 kg/m^3、 197 kg/m^3)に沿って 39 点のデータを得た。表①.3-3 ならびに図①.3-5 に 68.53mass%HFO1234yf/31.47mass%HFC32 の測定結果を示す。323K から 453K、10MPa の範囲において、4 本の等密度線(629 kg/m^3、 411 kg/m^3、 270 kg/m^3、 178 kg/m^3)に沿って 48 点のデータを得た。

表①.3-1　37.57mass%HFO1234yf + 62.43mass%HFC32 の測定結果

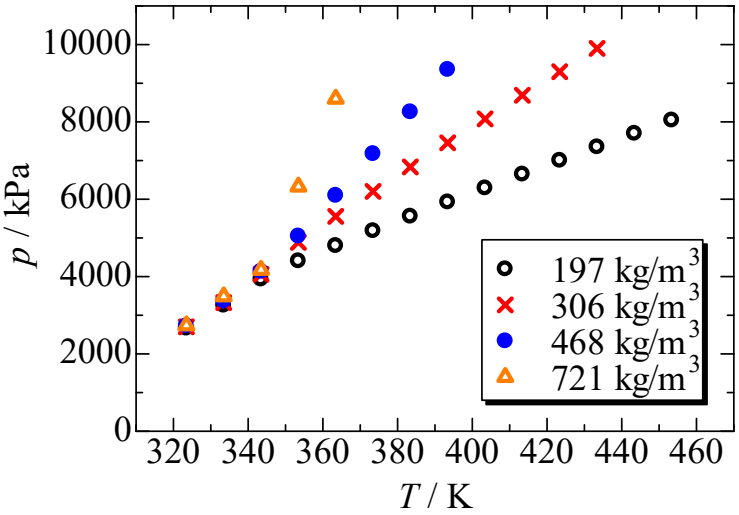
ρ [kg/m^3]	T [K]	P [kPa]	ρ [kg/m^3]	T [K]	P [kPa]	ρ [kg/m^3]	T [K]	P [kPa]
178.2	323.46	2835	270.6	323.46	2863	411.1	343.45	4350
178.1	333.46	3478	270.4	333.46	3538	410.9	353.45	5368
178.1	343.45	4104	270.3	343.45	4335	410.7	363.44	6347
178.0	353.44	4485	270.2	353.44	5118	410.6	373.43	7334
177.9	363.44	4850	270.1	363.44	5731	410.4	383.42	8313
177.8	373.44	5207	270.0	373.44	6325	410.2	393.43	9295
177.8	383.43	5554	269.9	383.43	6908	628.5	323.46	2891
177.7	393.43	5896	269.8	393.43	7482	628.2	333.47	3591
177.6	403.43	6234	269.6	403.42	8049	628.0	343.45	4433
177.5	413.42	6567	269.5	413.42	8611	627.7	353.44	5754
177.5	423.42	6895	269.4	423.42	9166	627.4	363.44	7543
177.4	433.41	7222	269.3	433.41	9716	627.2	373.44	9403
177.3	443.41	7544	411.4	323.46	2880			
177.2	453.39	7865	411.3	333.46	3572			



図①.3-3　37.57mass%HFO1234yf+62.43mass%HFC32 の測定結果

表①.3-2　48.90mass%HFO1234yf + 51.10mass%HFC32 の測定結果

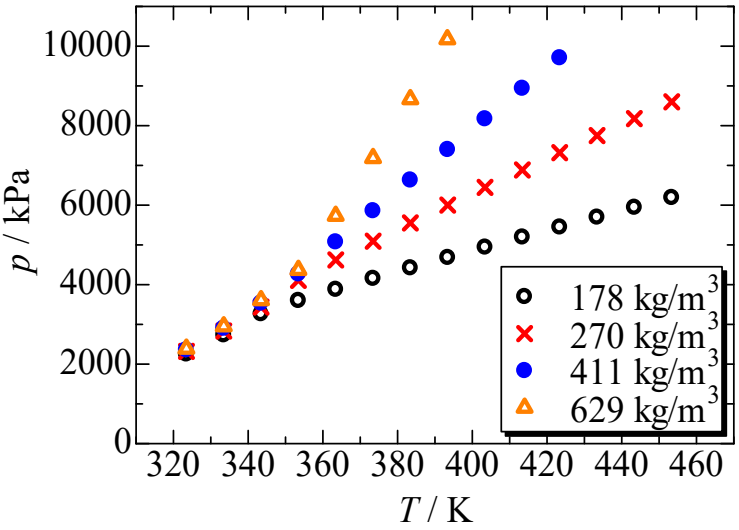
ρ [kg/m^3]	T [K]	P [kPa]	ρ [kg/m^3]	T [K]	P [kPa]	ρ [kg/m^3]	T [K]	P [kPa]
197.9	323.45	2664	306.2	323.45	2700	468.4	343.45	4134
197.8	333.45	3258	306.0	333.45	3326	468.2	353.44	5048
197.7	343.45	3936	305.9	343.44	4059	468.0	363.44	6099
197.6	353.44	4405	305.8	353.44	4885	467.8	373.43	7177
197.5	363.43	4800	305.6	363.44	5556	467.6	383.42	8261
197.4	373.43	5185	305.5	373.43	6203	467.4	393.41	9355
197.4	383.41	5560	305.4	383.41	6835	721.6	323.46	2738
197.3	393.41	5929	305.3	393.41	7459	721.3	333.46	3488
197.2	403.41	6293	305.1	403.42	8078	721.0	343.45	4173
197.1	413.41	6650	305.0	413.40	8689	720.7	353.45	6327
197.0	423.40	7006	304.9	423.40	9298	720.4	363.44	8600
196.9	433.39	7356	304.7	433.40	9901			
196.9	443.39	7703	468.8	323.46	2725			
196.8	453.38	8048	468.6	333.46	3371			



図①.3-4　48.90mass%HFO1234yf + 51.10mass%HFC32 の測定結果

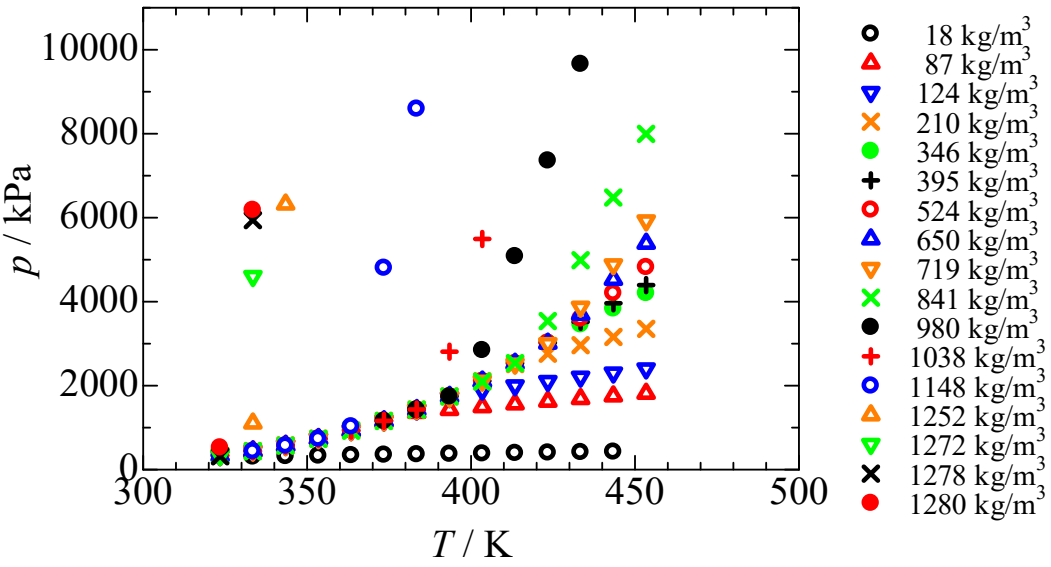
表①.3-3　68.53mass%HFO1234yf ＋ 31.47mass%HFC32 の測定結果

ρ [kg/m^3]	T [K]	P [kPa]	ρ [kg/m^3]	T [K]	P [kPa]	ρ [kg/m^3]	T [K]	P [kPa]
178.3	323.47	2254	269.9	343.46	3435	410.7	363.43	5075
178.3	333.47	2736	269.8	353.45	4108	410.6	373.43	5857
178.2	343.46	3266	269.6	363.45	4621	410.4	383.42	6631
178.1	353.45	3600	269.5	373.45	5093	410.2	393.41	7399
178.0	363.45	3881	269.4	383.42	5553	410.1	403.4	8171
178.0	373.44	4156	269.3	393.42	6002	409.9	413.39	8939
177.9	383.43	4421	269.2	403.41	6447	409.7	423.39	9706
177.8	393.43	4683	269.1	413.39	6885	629.2	323.46	2390
177.7	403.43	4942	269.0	423.40	7321	628.9	333.46	2952
177.7	413.41	5196	268.8	433.39	7751	628.6	343.44	3610
177.6	423.41	5449	268.7	443.37	8177	628.4	353.44	4372
177.5	433.40	5697	268.6	453.38	8600	628.1	363.43	5733
177.4	443.40	5945	411.4	323.46	2358	627.9	373.43	7186
177.4	453.38	6191	411.3	333.45	2902	627.6	383.41	8668
270.1	323.49	2320	411.1	343.44	3534	627.3	393.32	10176
270.0	333.47	2832	410.9	353.44	4269			

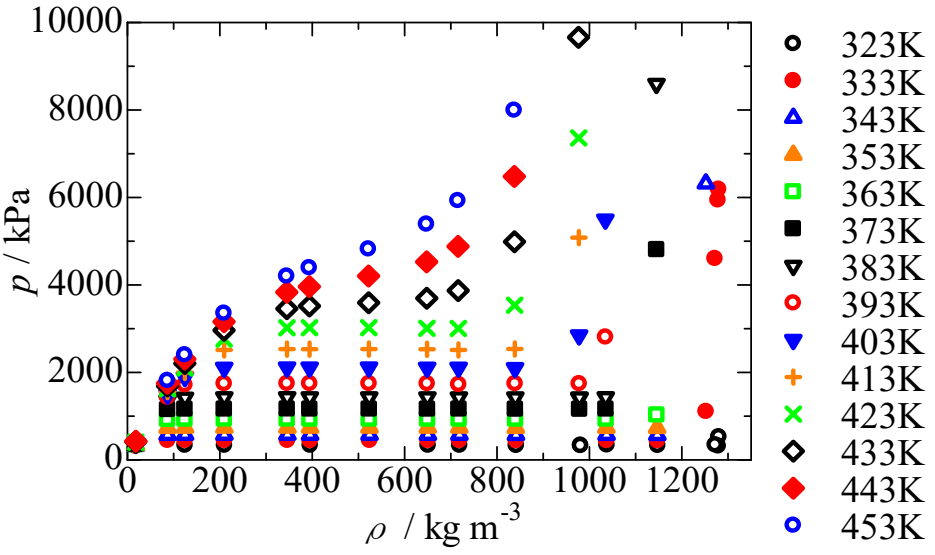


図①.3-5　68.53mass%HFO1234yf ＋ 31.47mass%HFC32 の測定結果

高沸点冷媒 HCFO1224yd(Z)の *PVT* 性質測定をおこない、323K から 453K、10MPa の範囲において、17 本の等密度線(18 kg/m^3、 87kg/m^3、 124kg/m^3、 210kg/m^3、 346kg/m^3、 395kg/m^3、524kg/m^3、 650kg/m^3、 719kg/m^3、 841kg/m^3、 980kg/m^3、 1038kg/m^3、 1148kg/m^3、 1252kg/m^3、1272kg/m^3、 1278kg/m^3、 1280kg/m^3)に沿って 169 点のデータを得た。また、得られたデータを用いて、14 本の等温線を得た。表①.3-4 ならびに図①.3-6 に等密度線に沿った測定結果を、図①.3-7 に等温線に整理した結果を示す。



図①.3-6　　HCFO1224yd(Z)の測定結果 (*PT* 線図)



図①.3-7 HCFO1224yd(Z)の測定結果 (*P*・線図)

表①.3-4　HCFO1224yd(Z)の測定結果

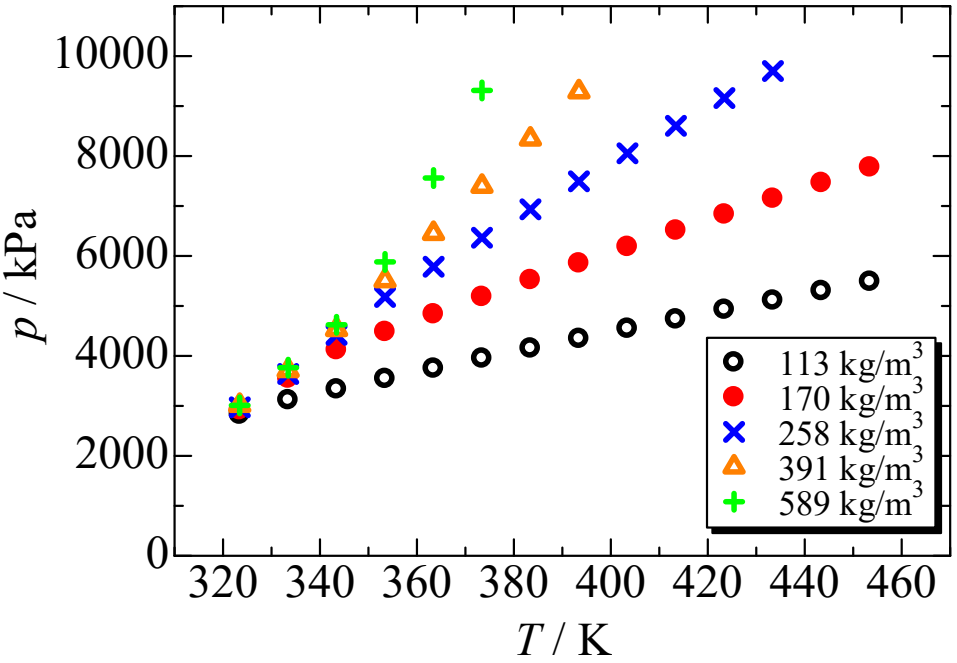
ρ [kg/m^3]	T [K]	P [kPa]	ρ [kg/m^3]	T [K]	P [kPa]	ρ [kg/m^3]	T [K]	P [kPa]
18.1	333.46	309.3	209.0	453.41	3352.8	716.2	423.42	3005.7
18.1	343.46	320.3	346.5	333.46	444.1	715.9	433.40	3871.0
18.1	353.45	332.1	346.3	343.47	578.0	715.6	443.40	4881.1
18.1	363.44	342.7	346.2	353.45	739.2	715.3	453.42	5927.1
18.1	373.44	353.9	346.0	363.44	933.2	841.7	323.45	330.1
18.1	383.43	364.7	345.9	373.44	1163.1	841.4	333.45	437.6
18.1	393.43	374.8	345.7	383.43	1431.7	841.0	343.43	572.1
18.1	403.41	384.3	345.6	393.44	1746.7	840.7	353.44	733.0
18.1	413.41	395.2	345.4	403.43	2111.0	840.3	363.43	928.2
18.1	423.41	405.6	345.3	413.42	2532.8	839.9	373.42	1158.2
18.1	433.40	416.7	345.2	423.43	3021.0	839.6	383.42	1427.9
18.1	443.39	426.9	345.0	433.40	3457.0	839.2	393.41	1743.0
87.1	333.52	443.0	344.9	443.40	3834.1	838.9	403.40	2097.7
87.1	343.45	573.6	344.7	453.40	4202.0	838.5	413.41	2536.4
87.0	353.45	732.7	395.7	323.46	334.5	838.2	423.40	3537.5
87.0	363.44	924.3	395.6	333.45	442.0	837.8	433.40	4986.9
87.0	373.43	1149.3	395.4	343.45	576.2	837.5	443.37	6479.7
86.9	383.42	1358.9	395.2	353.44	737.7	837.1	453.37	7995.4
86.9	393.42	1428.6	395.1	363.44	931.1	980.9	323.46	328.3
86.8	403.43	1495.6	394.9	373.44	1161.1	980.9	323.47	334.5
86.8	413.41	1561.5	394.7	383.42	1430.5	978.8	373.44	1156.9
86.8	423.41	1626.1	394.6	393.43	1744.7	978.4	383.43	1414.9
86.7	433.40	1689.8	394.4	403.43	2110.4	978.4	383.43	1426.7
86.7	443.39	1752.3	394.2	413.42	2532.5	978.0	393.43	1741.4
86.7	453.39	1814.9	394.1	423.41	3022.5	977.6	403.42	2845.8
124.8	323.47	334.2	393.9	433.41	3518.8	977.2	413.41	5082.5
124.8	333.46	442.6	393.7	443.41	3961.9	976.8	423.41	7361.5
124.7	343.45	576.5	393.6	453.39	4394.3	976.3	433.41	9661.4
124.7	353.45	738.3	650.9	323.47	335.1	1038.0	323.45	340.2
124.6	363.44	930.8	650.6	333.46	443.5	1037.5	333.44	440.6
124.6	373.44	1159.9	650.4	343.46	576.5	1037.1	343.44	574.2
124.5	383.43	1421.1	650.1	353.46	737.7	1036.6	353.43	735.7
124.5	393.43	1715.5	649.8	363.46	931.4	1036.2	363.44	929.6
124.4	403.43	1892.6	649.5	373.46	1160.5	1035.8	373.43	1161.7
124.3	413.42	1999.1	649.3	383.45	1429.0	1035.3	383.41	1432.3
124.3	423.42	2102.1	649.0	393.45	1742.6	1034.9	393.42	2809.5
124.2	433.40	2203.9	648.7	403.44	2106.8	1034.5	403.42	5493.2
124.2	443.40	2303.6	648.5	413.42	2529.6	1148.0	323.46	328.9
124.1	453.39	2401.1	648.2	423.42	3008.9	1147.5	333.46	436.4
210.1	323.47	333.9	647.9	433.43	3695.9	1147.0	343.45	571.5
210.0	333.46	442.9	647.6	443.41	4527.8	1146.5	353.45	732.7
209.9	343.45	577.1	647.4	453.42	5388.7	1146.1	363.45	1028.1
209.8	353.44	738.6	719.2	323.47	335.4	1145.6	373.44	4805.6
209.8	363.45	933.2	718.9	333.47	442.0	1145.1	383.43	8595.1
209.7	373.44	1162.0	718.6	343.45	576.5	1252.5	333.46	1106.5
209.6	383.42	1431.1	718.3	353.45	738.9	1252.0	343.45	6321.6
209.5	393.43	1743.8	718.0	363.46	931.1	1272.3	323.47	342.8
209.4	403.42	2104.8	717.7	373.45	1160.8	1271.8	333.47	4602.9

209.3	413.43	2513.9	717.4	383.43	1428.8	1278.9	323.47	317.4
209.2	423.42	2760.8	717.1	393.44	1722.6	1278.4	333.46	5941.8
209.1	433.41	2963.4	716.8	403.43	2107.4	1280.2	323.46	528.1
209.1	443.41	3159.3	716.5	413.42	2514.5	1279.7	333.46	6185.6

HFO1234yf+HFC32+CO_2混合系に関して、2 組成において 10 本の等温線に沿って 114 点の測定結果を得た。表①.3-5 ならびに図①.3-8 に 60.93wt%HFC32+37.12wt%HFO1234yf+1.95wt% CO_2 の PT（圧力・温度）線図を、表①.3-6 ならびに図①.3-9 に 0.16wt%HFC32+67.86wt%HFO1234yf+1.98wt%CO_2 の *PT*（圧力・温度）線図を示す。

表①.3-5　60.93wt%HFC32+37.12wt%HFO1234yf+1.95wt% CO_2 の測定結果

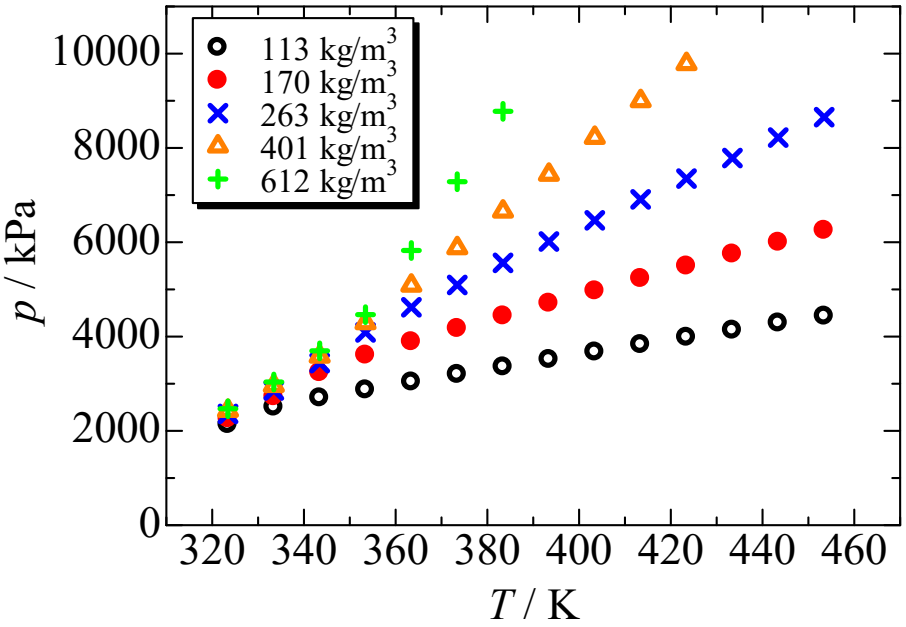
ρ [kg/m^3]	T [K]	P [kPa]	ρ [kg/m^3]	T [K]	P [kPa]	ρ [kg/m^3]	T [K]	P [kPa]
113.5	323.43	2829.8	170.4	363.42	4838.6	258.5	403.43	8055.5
113.5	333.43	3119.5	170.4	373.41	5186.4	258.5	413.43	8605.8
113.5	343.43	3336.7	170.4	383.41	5524.1	258.5	423.43	9160.4
113.5	353.43	3546.0	170.4	393.42	5857.6	258.5	433.44	9701.6
113.5	363.43	3751.9	170.4	403.42	6187.2	391.8	323.44	3014.3
113.5	373.42	3953.7	170.4	413.43	6515.6	391.8	333.43	3709.8
113.5	383.42	4154.5	170.4	423.43	6837.0	391.8	343.42	4530.9
113.5	393.43	4347.6	170.4	433.43	7153.5	391.8	353.42	5509.3
113.5	403.42	4549.4	170.4	443.43	7467.4	391.8	363.42	6454.7
113.5	413.41	4737.4	170.4	453.44	7778.1	391.8	373.42	7399.0
113.5	423.43	4930.2	258.5	323.45	2970.7	391.8	383.41	8343.3
113.5	433.43	5114.1	258.5	333.44	3639.3	391.8	393.42	9289.7
113.5	443.43	5304.8	258.5	343.42	4421.6	589.5	323.43	3010.8
113.5	453.44	5491.3	258.5	353.42	5179.6	589.5	333.44	3765.1
170.4	323.43	2918.0	258.5	363.44	5785.1	589.5	343.42	4623.4
170.4	333.43	3552.2	258.5	373.42	6365.8	589.5	353.42	5881.3
170.4	343.43	4120.1	258.5	383.42	6934.0	589.5	363.43	7560.8
170.4	353.43	4485.7	258.5	393.42	7494.2	589.5	373.42	9313.3



図①.3-8　60.93wt%HFC32+37.12wt%HFO1234yf+1.95wt%CO_2 の測定結果

表①.3-6　30.16wt%HFC32+67.86wt%HFO1234yf+1.98wt% CO_2 の測定結果

ρ [kg/m^3]	T [K]	P [kPa]	ρ [kg/m^3]	T [K]	P [kPa]	ρ [kg/m^3]	T [K]	P [kPa]
113.2	323.43	2137.8	172.7	383.41	4441.3	263.3	443.42	8220.1
113.2	333.43	2504.9	172.7	393.41	4709.5	263.3	453.44	8652.3
113.2	343.42	2702.9	172.7	403.43	4971.9	401.0	323.44	2431.5
113.2	353.42	2870.6	172.7	413.41	5235.4	401.0	333.43	2959.4
113.2	363.43	3038.3	172.7	423.42	5497.4	401.0	343.43	3580.7
113.2	373.42	3198.6	172.7	433.42	5753.0	401.0	353.43	4289.8
113.2	383.41	3359.3	172.7	443.43	6002.5	401.0	363.42	5086.5
113.2	393.42	3517.6	172.7	453.43	6255.6	401.0	373.43	5880.3
113.2	403.41	3675.3	263.3	323.44	2358.8	401.0	383.41	6657.1
113.2	413.41	3831.5	263.3	333.43	2856.0	401.0	393.42	7438.7
113.2	423.42	3986.6	263.3	343.43	3436.0	401.0	403.42	8220.5
113.2	433.42	4136.6	263.3	353.43	4087.5	401.0	413.43	8999.5
113.2	443.42	4291.1	263.3	363.43	4621.2	401.0	423.42	9785.2
113.2	453.44	4435.3	263.3	373.43	5094.0	612.1	323.42	2469.7
172.7	323.45	2261.8	263.3	383.41	5562.8	612.1	333.43	3035.6
172.7	333.43	2727.2	263.3	393.42	6015.4	612.1	343.43	3697.3
172.7	343.42	3238.8	263.3	403.42	6465.2	612.1	353.42	4464.5
172.7	353.43	3607.7	263.3	413.42	6909.4	612.1	363.42	5826.1
172.7	363.42	3893.2	263.3	423.42	7350.5	612.1	373.42	7284.4
172.7	373.42	4173.2	263.3	433.43	7786.3	612.1	383.41	8776.6

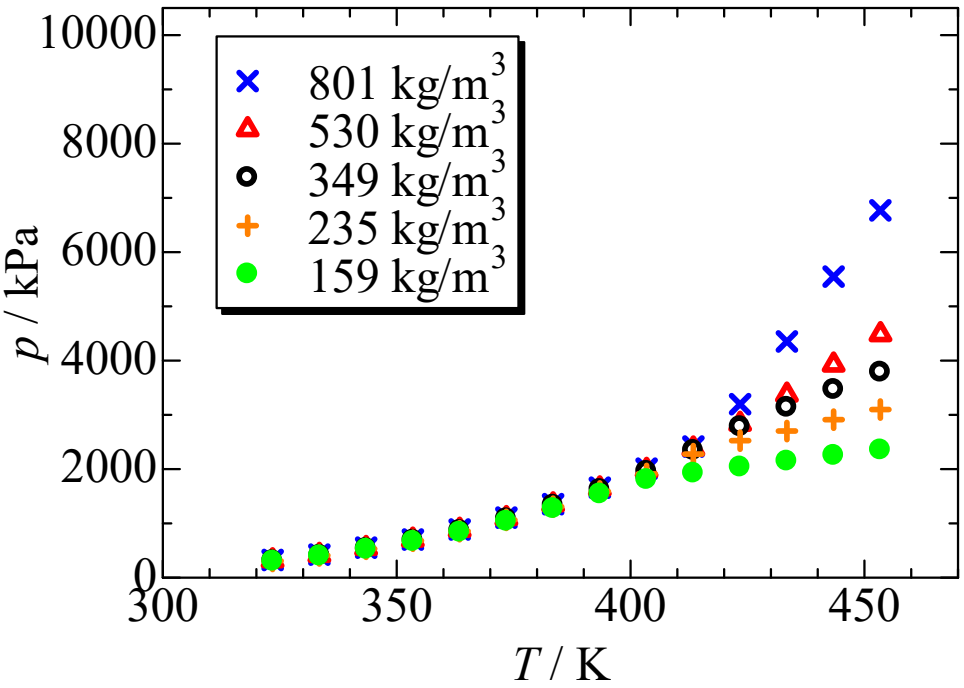


図①.3-9　30.16wt%HFC32+67.86wt%HFO1234yf+1.98wt% CO_2 の測定結果

HFO1336mzz(E)+HFO1336mzz(Z)混合系に関して、1組成において3本の等温線に沿って42点の測定結果を得た。表①.3-7ならびに図①.3-10に43.80wt%HFO1336mzz(E)+56.20wt%HFO1336mzz(Z)の PT（圧力・温度）線図を示す。

表①.3-7　43.80wt%HFO1336mzz(E)+56.20wt%HFO1336mzz(Z)の測定結果

ρ [kg/m^3]	T [K]	P [kPa]	ρ [kg/m^3]	T [K]	P [kPa]	ρ [kg/m^3]	T [K]	P [kPa]
159.5	323.47	304.7	234.0	423.42	2525.6	529.1	383.43	1348.8
159.4	333.47	401.6	233.9	433.42	2702.2	528.9	393.42	1643.3
159.4	343.46	523.7	233.8	443.40	2912.9	528.7	403.42	1984.4
159.3	353.45	667.8	233.7	453.40	3098.4	528.5	413.41	2378.8
159.2	363.43	839.1	349.1	323.47	313.3	528.3	423.42	2833.8
159.2	373.43	1040.2	349.0	333.53	413.2	528.0	433.42	3372.2
159.1	383.43	1273.4	348.9	343.45	539.1	527.8	443.40	3925.5
159.0	393.43	1543.3	348.7	353.46	691.4	527.6	453.42	4485.5
159.0	403.43	1809.5	348.6	363.44	869.2	801.4	323.48	325.6
158.9	413.42	1927.5	348.4	373.44	1086.5	801.0	333.47	423.4
158.8	423.40	2039.3	348.3	383.42	1334.7	800.7	343.47	552.9
158.8	433.41	2149.7	348.1	393.42	1625.0	800.4	353.46	702.3
158.7	443.41	2254.4	348.0	403.43	1961.4	800.0	363.46	887.7
158.6	453.40	2355.2	347.8	413.42	2347.2	799.7	373.45	1106.8
235.0	323.47	308.9	347.7	423.41	2783.6	799.4	383.43	1354.1
234.9	333.46	409.5	347.5	433.41	3141.4	799.0	393.43	1658.0
234.8	343.46	532.3	347.4	443.40	3469.1	798.7	403.43	2008.3
234.7	353.46	680.8	347.2	453.39	3788.7	798.4	413.43	2416.8
234.6	363.45	857.1	530.5	323.47	317.4	798.0	423.42	3197.7
234.5	373.44	1065.8	530.3	333.47	417.8	797.7	433.42	4353.0
234.4	383.43	1308.2	530.0	343.45	544.7	797.4	443.41	5548.9
234.3	393.43	1589.3	529.8	353.45	697.6	797.0	453.40	6770.4
234.2	403.43	1912.4	529.6	363.46	880.1			
234.1	413.42	2277.0	529.4	373.45	1096.5			

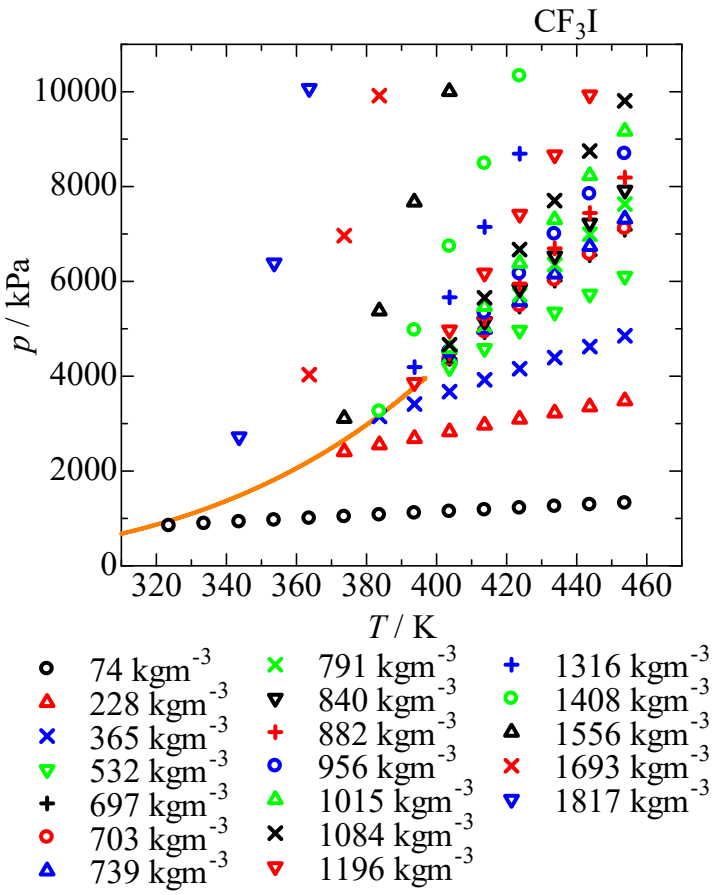


図①.3-10　43.80wt%HFO1336mzz(E)+56.20wt%HFO1336mzz(Z) の測定結果

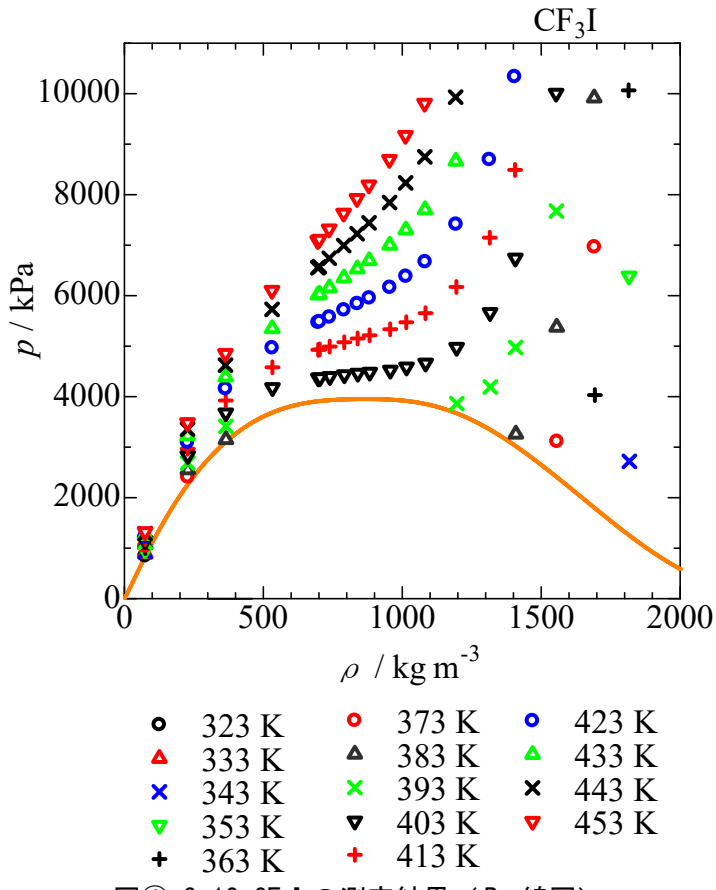
CF_3I [R13I1]の測定は、323K から 453K、10MPa の範囲において、19 本の等密度線に沿って 116 点のデータを得た. 表①.3-8 に結果を示す。また、得られたデータを用いて、14 本の等温線を得た。図①.3-11 に等密度線に沿った測定結果を、図①.3-12 に等温線に整理した結果を示す。

表①.3-8　CF_3I の測定結果

P [kPa]	ρ [kg/m^3]	T [K]	P [kPa]	ρ [kg/m^3]	T [K]	P [kPa]	ρ [kg/m^3]	T [K]
846.7	74.9	323.64	5470.8	696.9	423.69	8694.5	953.5	453.71
890.8	74.8	333.64	6015.0	696.4	433.71	4584.8	1015.1	403.68
929.0	74.8	343.65	6552.5	695.9	443.70	5473.1	1014.3	413.70
964.8	74.7	353.64	7089.1	695.4	453.73	6382.3	1013.6	423.71
1002.5	74.7	363.66	4372.6	703.5	403.70	7303.4	1012.9	433.72
1038.1	74.6	373.67	4936.2	703.0	413.71	8233.2	1012.2	443.72
1075.2	74.6	383.68	5483.4	702.5	423.72	9171.0	1011.4	453.74
1114.1	74.5	393.69	6030.4	702.0	433.72	4662.2	1084.1	403.68
1146.2	74.5	403.69	6573.3	701.5	443.72	5653.0	1083.4	413.69
1179.5	74.4	413.70	7114.0	701.0	453.76	6670.8	1082.6	423.69
1219.4	74.4	423.72	4396.3	739.3	403.69	7703.4	1081.8	433.69
1254.1	74.3	433.73	4992.3	738.8	413.70	8748.9	1081.0	443.70
1288.9	74.3	443.74	5575.1	738.2	423.70	9807.7	1080.2	453.71
1324.2	74.2	453.75	6158.4	737.7	433.73	3863.0	1196.3	393.67
2409.3	228.3	373.66	6739.5	737.2	443.72	4973.3	1195.5	403.68
2554.7	228.2	383.68	7317.9	736.6	453.74	6173.1	1194.6	413.69
2686.8	228.0	393.68	4431.8	791.5	403.69	7413.4	1193.7	423.71
2829.5	227.8	403.70	5077.3	791.0	413.69	8665.8	1192.9	433.71
2970.2	227.7	413.70	5715.6	790.4	423.71	9930.2	1192.0	443.72
3096.2	227.5	423.69	6354.7	789.8	433.71	4192.0	1316.8	393.71
3226.3	227.3	433.71	6993.2	789.3	443.74	5663.3	1315.9	403.71
3355.2	227.2	443.72	7631.5	788.7	453.75	7149.0	1315.0	413.72
3482.8	227.0	453.74	4460.9	839.8	403.69	8692.8	1314.0	423.73
3152.9	365.4	383.69	5151.9	839.2	413.71	3260.6	1408.7	383.68
3413.6	365.1	393.70	5841.0	838.6	423.72	4973.1	1407.7	393.70
3673.8	364.9	403.70	6533.7	838.0	433.73	6741.0	1406.7	403.70
3924.7	364.6	413.72	7226.5	837.4	443.72	8490.5	1405.7	413.71
4157.4	364.3	423.72	7920.8	836.8	453.75	10336.0	1404.7	423.73
4392.5	364.1	433.73	4481.4	882.8	403.70	3112.2	1556.9	373.63
4623.9	363.8	443.74	5215.5	882.2	413.71	5378.4	1555.8	383.64
4852.5	363.5	453.75	5952.6	881.6	423.72	7674.4	1554.7	393.65
4176.6	532.8	403.68	6696.1	880.9	433.73	10006.4	1553.6	403.65
4581.3	532.5	413.70	7441.4	880.3	443.75	4031.6	1693.0	363.63
4966.0	532.1	423.68	8189.8	879.7	453.76	6964.0	1691.8	373.64
5349.5	531.7	433.70	4521.5	956.9	403.67	9917.3	1690.6	383.65
5728.4	531.3	443.72	5335.0	956.3	413.67	2718.2	1817.2	343.63
6103.5	530.9	453.73	6162.7	955.6	423.68	6385.4	1815.8	353.63
4368.8	697.9	403.67	7000.5	954.9	433.69	10066.0	1814.5	363.64
4927.6	697.4	413.68	7844.7	954.2	443.70			



図①.3-11 CF_3I の測定結果（*PT* 線図）

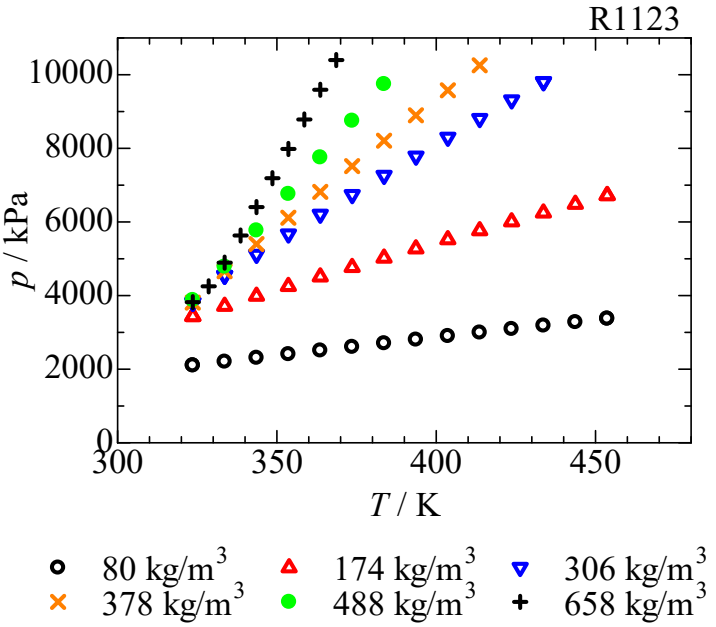


図①.3-12 CF_3I の測定結果（*Pρ* 線図）

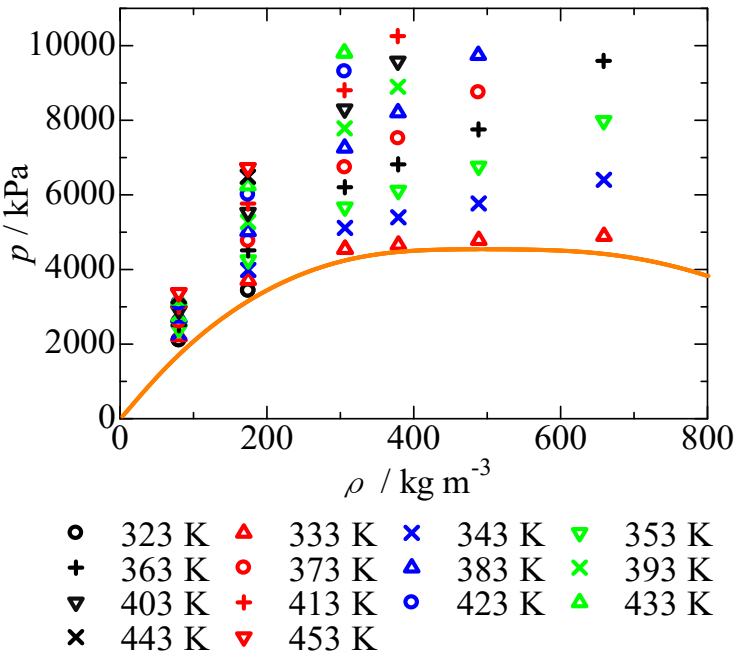
HFO1123 の測定は、323K から 453K、10MPa の範囲において、6 本の等密度線に沿って 74 点のデータを得た。表①.3-9 に結果を示す。また、得られたデータを用いて、14 本の等温線を得た. 図①.3-13 に等密度線に沿った測定結果を、図①.3-14 に等温線に整理した結果を示す。

表①.3-9　HFO1123 の測定結果

P [kPa]	ρ [kg/m^3]	T [K]	P [kPa]	ρ [kg/m^3]	T [K]	P [kPa]	ρ [kg/m^3]	T [K]
2105.6	80.2	323.59	4895.1	659.1	333.59	4768.9	174.4	373.61
2102.6	80.2	323.60	5632.3	659.0	338.59	5022.5	174.3	383.62
2204.1	80.2	333.59	6404.1	658.9	343.59	5274.5	174.3	393.63
2308.6	80.2	343.60	7189.5	658.8	348.59	5522.6	174.2	403.64
2407.3	80.2	353.60	7983.9	658.7	353.60	5766.9	174.2	413.64
2507.5	80.1	363.61	8784.5	658.6	358.60	6009.6	174.1	423.66
2605.4	80.1	373.61	9591.6	658.5	363.61	6248.8	174.1	433.65
2704.2	80.1	383.63	10399.7	658.4	368.62	6485.9	174.0	443.66
2802.7	80.1	393.63	3807.9	379.2	323.59	6724.3	174.0	453.66
2900.7	80.1	403.65	4661.1	379.1	333.58	6720.3	174.0	453.66
2995.6	80.0	413.65	5398.6	379.0	343.58	3811.2	306.4	323.60
3091.9	80.0	423.66	6114.7	378.8	353.59	3812.4	306.4	323.62
3185.5	80.0	433.66	6818.3	378.7	363.60	4544.7	306.4	333.59
3278.0	80.0	443.66	7517.4	378.6	373.61	4545.9	306.4	333.60
3373.4	79.9	453.66	8208.3	378.5	383.62	5115.4	306.3	343.60
3372.2	79.9	453.67	8898.1	378.4	393.63	5668.1	306.2	353.61
3879.2	488.7	323.59	9577.7	378.3	403.65	6205.3	306.1	363.61
4785.8	488.5	333.59	10256.7	378.2	413.64	6738.4	306.0	373.63
5769.9	488.4	343.59	3436.0	174.6	323.60	7261.6	305.9	383.64
6761.2	488.3	353.60	3433.9	174.6	323.60	7783.5	305.8	393.65
7754.2	488.1	363.61	3713.8	174.6	333.59	8296.3	305.8	403.65
8751.0	488.0	373.62	3987.9	174.5	343.59	8805.5	305.7	413.66
9746.2	487.8	383.62	4252.4	174.5	353.59	9311.9	305.6	423.67
3821.3	659.2	323.59	4512.7	174.4	363.61	9808.8	305.5	433.67
4251.0	659.1	328.58						



図①.3-13 HFO1123 の測定結果（*PT* 線図）

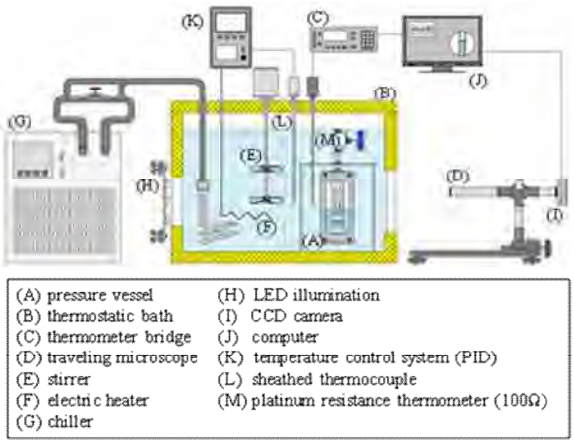


図①.3-14 HFO1123 の測定結果（*P*・線図）

HFO1234yf、 HFC32、 CO_2 の 3 成分に対して、それぞれの 2 成分混合系 HFO1234yf+HFC32、HFO1234yf+CO_2、HFC32+CO_2 に関して、HFO1234yf+HFC32 は 2 組成比、HFO1234yf+CO_2、HFC32+CO_2 は 1 組成において計 21 本の等温線に沿って 233 点の測定結果を得た。表①.3-10 と図①.3-15 に HFC32+CO_2 [97.25/2.75 mass%]、表①.3-11 と図①.3-16 に HFO1234yf+CO_2 [97.38/2.62 mass%]、表①.3-12 と図①.3-16 に HFC32+ HFO1234yf [62.59/37.41 mass%]、表①.3-13 と図①.3-17 に HFC32+ HFO1234yf [23.29/76.71 mass%]の *PT*（圧力・温度）線図を示す。

①.4 表面張力の測定（長崎大学）

図①.4-1 は表面張力を示差毛管上昇法によって測定するための装置図である。圧力容器中には、内半径 0.4222±0.0009 mm、0.7526±0.0009 mm および 0.2480±0.0020 mm の 3 本のガラス管が設置されており、下端を液冷媒へ浸し、メニスカス上昇高さの差から冷媒の表面張力を算出するものである。



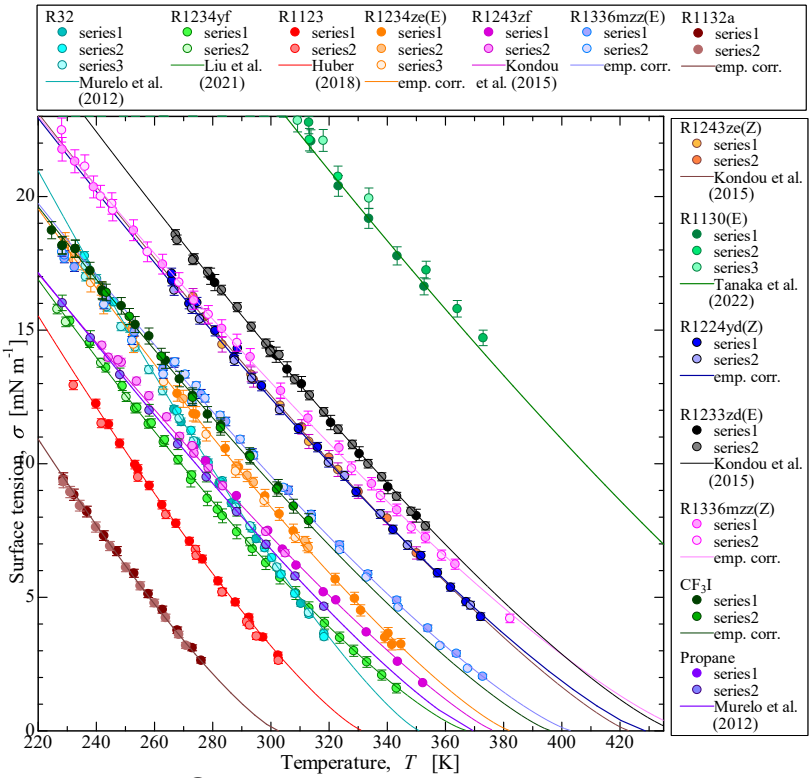
図①.4-1　示差毛管上昇法による表面張力測定装置

本実験により HFO1336mzz(E)、 HFO1336mzz(Z)、および R455A の表面張力を測定した。表面張力の測定データは、いずれも本プロジェクトにより世界に先駆けて測定されたものである。

本プロジェクト期間中に表面張力を測定した単体冷媒は、13 種類である。但しこれには、混合冷媒測定のために改めて測定したものや、低温のデータが不足しており再測定を行った冷媒なども含まれる。これら冷媒の表面張力を図①.4-2 へまとめる。図中のシンボルは測定結果を示し、付随する縦のバーは測定不確かさを表している。ほとんどの冷媒について表面張力を約 225 K の低温まで測定することができた。また、曲線は測定値などに基づいた相関式を示す。この相関式を表①.4-1 へまとめる。相関式中の温度 T の分母にあたる値は、臨界温度であり、そのほとんどは本プロジェクトで提供された値である。また、表①.4-.1 には Parachor の値を併記する。Parachor は気液のモル密度差と表面張力の関係を、次式のように非常に簡単に表すことができる値である。

$$\sigma = \left\{ [P_i](\tilde{\rho}' - \tilde{\rho}'') \right\}^4 \qquad (①.4\text{-}1)$$

ここに $\tilde{\rho}'$ および $\tilde{\rho}''$ はそれぞれ、液および蒸気のモル飽和密度[mol·cm^{-3}]である。この Parachor の値は臨界点近傍を除けば温度に依存することはないと言われており、HFO1336mzz(E)を除いて一定の値を得ることができた。

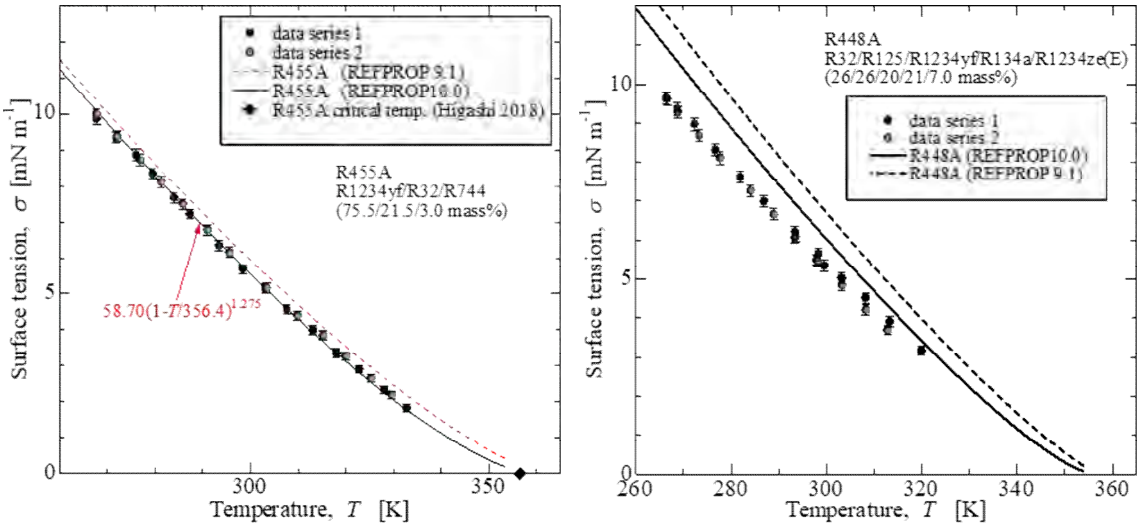


図①.4-2 測定された単体冷媒の表面張力

表①.4-1 単体冷媒の表面張力の相関式および Parachor 値

Compound	Parameters in the empirical correlation $\sigma=\sigma_1\left(1-T/T_{crit}\right)^{n1}+\sigma_2\left(1-T/T_{crit}\right)^{n2}$ [mN m^{-1}]	Parachor
HFO1123	T_{crit} = 331.73, σ_1=61.2, n_1=1.26, σ_2=0, n_2=0	123.3
HFO1132a	T_{crit} = 302.62, σ_1=56.1, n_1=1.26, σ_2=0, n_2=0	116
HFO1234yf	T_{crit} = 367.85, σ_1=55.24, n_1=1.30, σ_2=0, n_2=0	172.0
HFO1234ze(E)	T_{crit} = 382.51, σ_1=61.98, n_1=1.28, σ_2=0, n_2=0	171.9
HFO1243zf	T_{crit} = 378.93, σ_1=53.30, n_1=1.247, σ_2=0, n_2=0	167.7
HFO1234ze(Z)	T_{crit} = 423.27, σ_1=56.57, n_1=1.22, σ_2=0, n_2=0	177.6
HCFO1233zd(E)	T_{crit} = 438.75, σ_1=61.95, n_1=1.277, σ_2=0, n_2=0	202.4
HCFO1224yd(Z)	T_{crit} = 428.69, σ_1=57.02, n_1=1.265, σ_2=0, n_2=0	207.0
HFO1336mzz(E)	T_{crit} = 403.53, σ_1=55.27, n_1=1.27, σ_2=0, n_2=0	221.7
HFO1336mzz(Z)	T_{crit} = 444.5, σ_1=54.29, n_1=1.26, σ_2=0, n_2=0	231.2
HCO1130(E)	T_{crit} = 516.5, σ_1=70.21, n_1=1.25, σ_2=0, n_2=0	173.4
CF_3I	T_{crit} = 396.495, σ_1=53.53, n_1=1.24, σ_2=0, n_2=0	170.24
HC290	T_{crit} = 369.89, σ_1=53.34, n_1=1.235, σ_2= –17.48, n_2=4.404	151.62

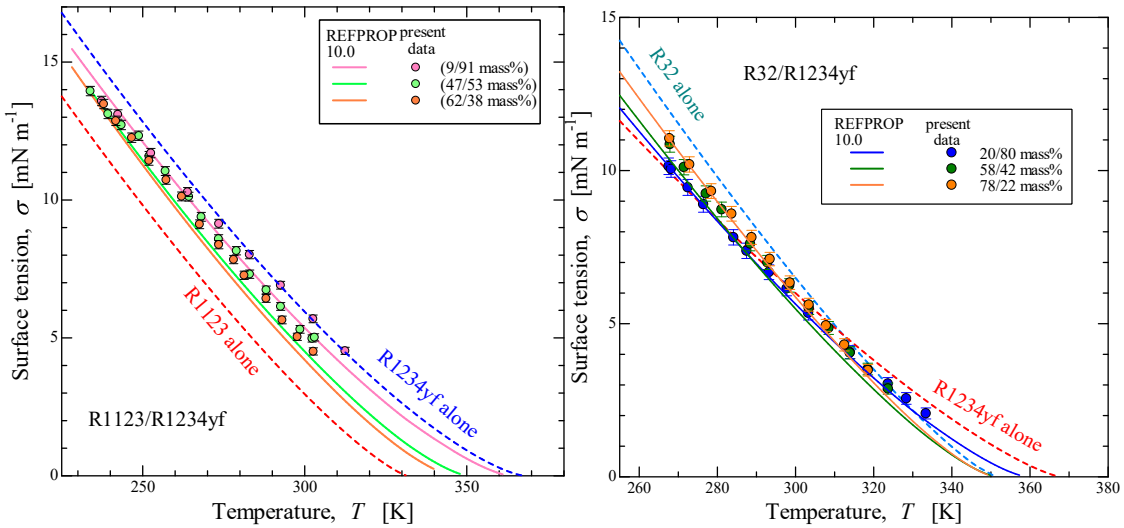
同 様 に 、 R455A(75.5mass%HFO1234yf+21.5mass%HFC32+3.0mass%CO_2) お よ び R488A (26mass%HFC32+26mass%R125+20mass%R1234yf+21mass%R134a+7mass%1234ze(E)) の表面張力を温度 265 K～330 K の範囲で測定した。図①.4-3 (a)および(b)のシンボルは組成別に測定結果を、実線は REFPROP 10.0 を用いた計算結果を示している。ただし、本結果ではこのプロジェクトで開発された各冷媒の状態方程式と最適化された混合パラメータを用いた。



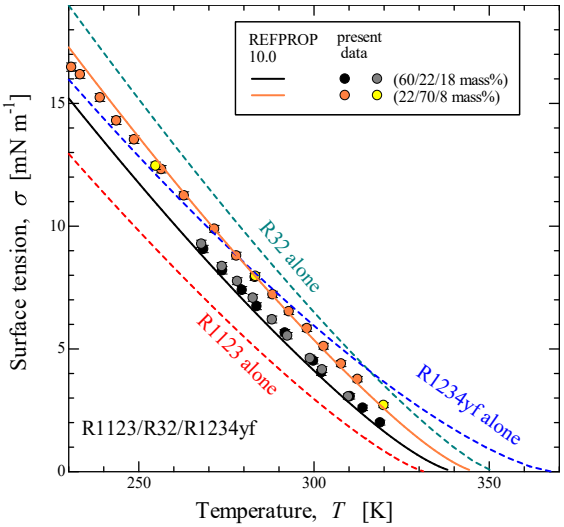
(a) R455 (b) R448A

図①.4-3 R455A および R448A の表面張力

図①.4-4(a)～4(b)は、HFO1123+HFC32+HFO1234yf 系三成分混合冷媒について、この三成分を構成する二成分混合の組み合わせについて測定を行った結果である。HFC32+HFO1234yf の測定結果は計算結果と非常に良く一致しており、状態方程式、混合パラメータ、ならびに Parachor の全てが精度良く提供されている。HFO1123+HFO1234yf では 260 K 以上で測定データの方が高い傾向を示し、9/91 mass%では HFO1234yf 単体との差異はわずかであった。HFO1123+HFC32+HFO1234yf 系三成分混合冷媒の測定結果を図①.4-4(c)へ示す。250 K 以下では、測定結果が幾分計算結果よりも低い値を示し、270 K 以上では測定結果が計算結果よりも幾分高い値を示しているものの、全測定範囲をとおして良い一致を示している。



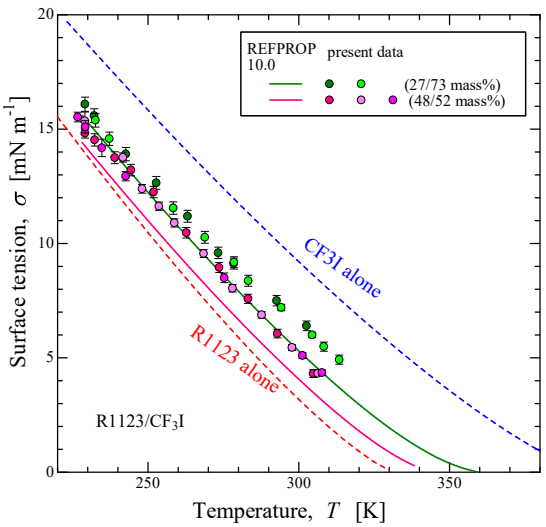
(a)HFC32+HFO1234yf (b) HFO1123+HFO1234yf



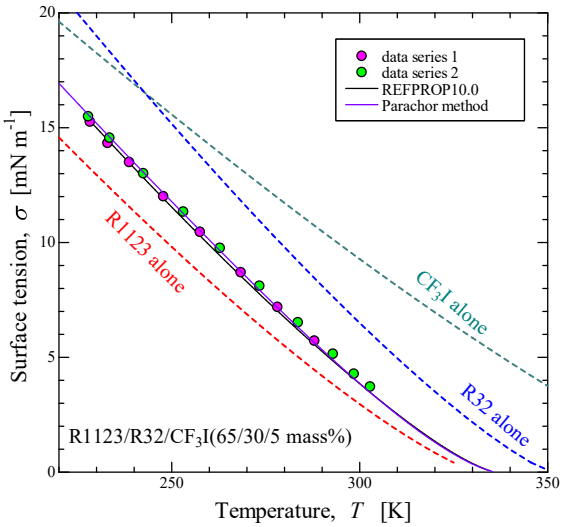
(c) HFO1123+HFC32+HFO1234yf

図①.4-4　HFO1123+HFC32+HFO1234yf の表面張力

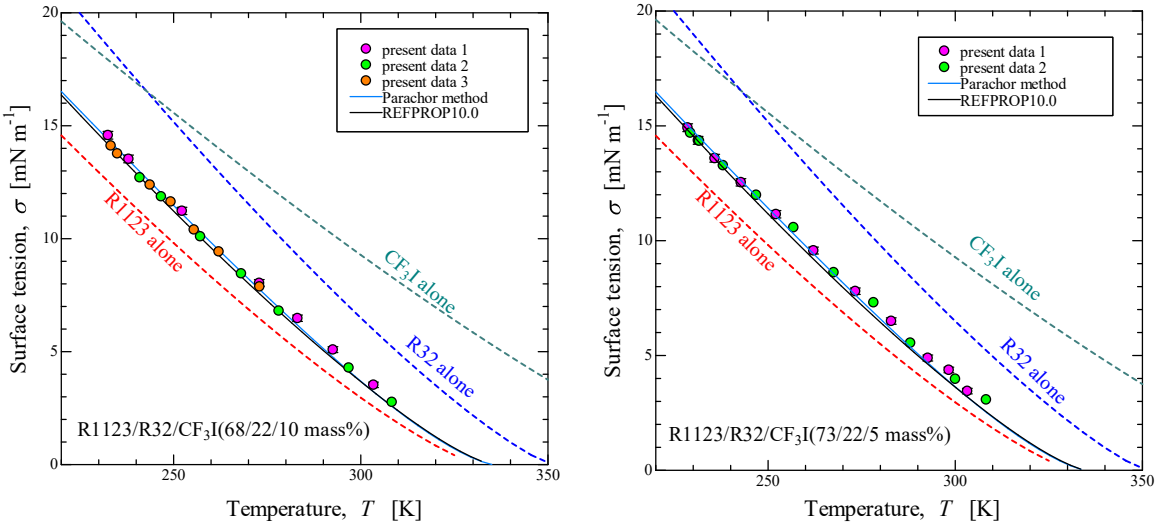
図①.4-5 へ HFO1123+HFC32+CF_3I 系三成分混合冷媒の結果を示す。この三成分系を構成する HFO1123+CF_3I 系混合冷媒については、まだ飽和密度の測定値などが提供されておらず、混合パラメータも最適化されていない。そこで図①.4-5(a)中、実線は REFPROP 10.0 内部で自動的に生成される混合パラメータを用いた計算結果を示す。測定結果は、計算結果よりも明らかに高い値を示し、特に臨界点へ向けてこの差異は広がる。九州大学（NEXT-RP）でも臨界点付近の飽和密度に対し、測定結果と計算結果に大幅に差異があったと報告を受けていたことから、臨界点にも大きな計算誤差があることが推察される。表面張力の測定結果は、二成分系の臨界温度が計算結果よりも約 5 K ほど高いことを示している。HFO1123+CF_3I については混合パラメータの調整を要するが、本プロジェクトで調査を行った HFO1123+HFC32+CF_3I 系三成分混合冷媒では、CF_3I が 10 mass%以下の組成を扱った。図①.4-5(b)～5(d)へそれぞれ、組成 65/30/5 mass%、68/22/10 mass%、および 73/22/5 mass%の結果を示す。いずれの組成においても、測定結果と REFPROP 10.0 の計算結果は良く一致しており、また同様に Parachor 法の予測値も良く一致している。



(a) HFO1123+CF_3I



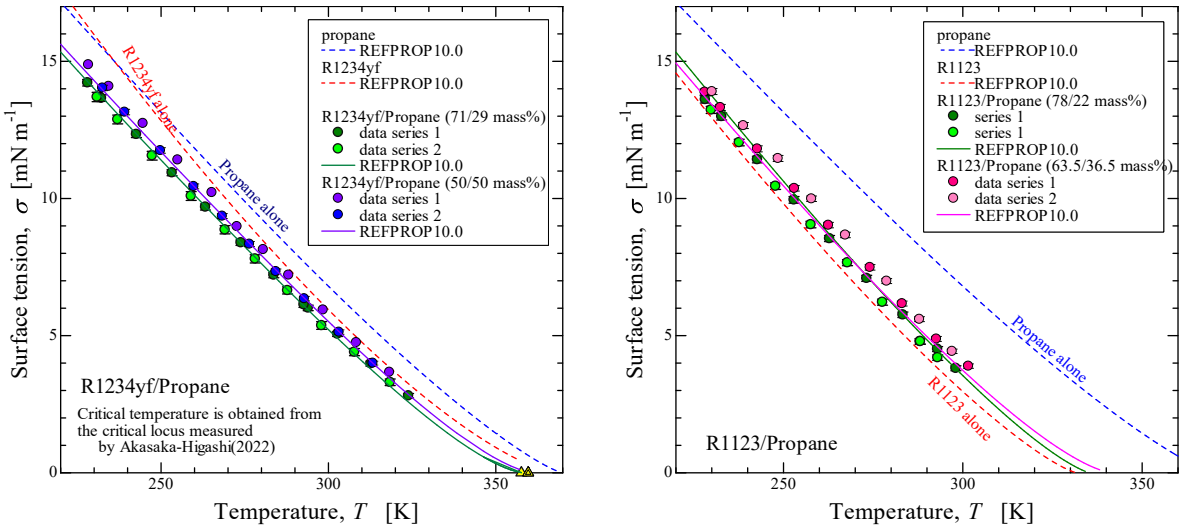
(b) 65/30/5 mass%



(c) 68/22/10 mass%　　(d) 73/22/5 mass%

図①.4-5 HFO1123+HFC32+CF_3I の表面張力

図①.4-6 は自然冷媒 HC290 (Propane) を含む二成分混合冷媒 HFO1234yf+HC290 および HFO1123+HC290 の表面張力を示す。HFO1234yf+HC290 については既に混合パラメータが提案されており、計算結果と測定値は良く一致する。HFO1123+HC290 の混合パラメータの最適化はまだされておらず、HFO1234yf+HC290 で用いられるパラメータと同じ値を利用して REFPROP10. 0 で計算を行った。しかしながら、測定値と計算値には大きな乖離は無く、HFO 系冷媒と HC290 の組み合わせには比較的近い値の混合パラメータで物性計算が可能なようである。



(a) HFO1234yf+HC290　　(b) HFO1123+HC290

図①.4-6 HC290 を含む混合冷媒の表面張力

①.5 音速の測定（産業技術総合研究所）

産総研で開発した円筒型音波・マイクロ波共振器を用いた音速・誘電率測定装置により、各種冷媒の気相域における音速測定を行った。円筒型音波・マイクロ波共振器の写真および音速・誘電率測定装置全体の概略図を図①.5-1 および図①.5-2 にそれぞれ示す。円筒型共振器は熱伝導度および電気伝導度が高い無酸素銅製であり、キャビティ長さ約 50 mm、キャビティ直径約 24mm である。サンプルガス圧力による共振器形状の変形を抑えるため、キャビティ内外圧が等しくなるように SUS316 製の圧力容器内に格納されている。サンプルガスは圧力容器上部から配管を通して圧力容器内に導入され、共振器の側面位置に空いているサンプル導入口よりキャビティ内にサンプルガスが充填される。なお、音波・マイクロ波共振測定時には、キャビティを理想的な円

筒形状に近付けるため、特製のバルブ機構によりサンプル導入口を閉じることができる機構が設けてある。

音波共鳴は、キャビティ両端の円筒中心軸上に取り付けられた 2 つのコンデンサマイクロホン（B&K 社製 4192）を用いて計測する。受信用マイクロホンに取り付けるプリアンプ（GRAS 社製 26AC）および送信用マイクロホンに取り付けるトランスミッタアダプタ（GRAS 社製 RA0086）は、圧力容器に取り付けたハーメチックフィードスルーを介して三重同軸ケーブルで接続し、それぞれ恒温槽外の室温雰囲気下に設置されている。音波共鳴は周波数応答アナライザ（NF 回路社製 FRA51602）により測定され、出力信号を、駆動アンプ（GRAS 社製 14AA）を介して送信用マイクロホンに伝送し、受信用マイクロホンからの電気信号を、パワーモジュール（GRAS 社製 12AR）を介して測定し、出力信号周波数をスイープすることで音波共鳴特性を得る。

一方、マイクロ波共振は、キャビティ両端に取り付けられた 2 つのアンテナを用いて計測する。アンテナは銅製セミリジッド同軸ケーブルの端面を平坦に切断して製作し、キャビティ内面と端面がフラットになるように取り付けられている。アンテナに接続する信号ケーブルには高周波用低損失同軸ケーブルを用い、圧力容器に取り付けたハーメチックフィードスルーを介して室温雰囲気下の機器と接続している。マイクロ波共振はベクトルネットワークアナライザ（R&S 社製 ZVB20）により測定され、円筒型共振器内におけるマイクロ波伝送特性（S パラメータ）を得る。

円筒型共振器を格納した圧力容器は、液体恒温槽により温度変動±5 mK 以内で精密温調し、サンプルガス温度は ITS-90 に準拠した標準白金抵抗温度計（ネツシン社製 NSR-LT40）および精密測温ブリッジ（ASL 社製 F700B）を用いて測定する。恒温槽の熱媒体としては、シリコンオイル（バーレルシリコン MA20）を用いた。サンプルガス圧力は水晶発振式圧力計（Paroscientific 社製 2400A）により直接測定しており、サンプルの温度勾配を小さくするために、圧力計は恒温槽内のヘッドスペースに設置している。

本研究では、(2, 0)～(6, 0)の 5 つの longitudinal mode における音波共鳴周波数を測定して音速を求めた。円筒型キャビティにおける音波共鳴周波数$f_{l,0}$の測定から、以下の式よりサンプルガスの音速wを求めることができる。

$$w = \frac{2L(f_{l,0} + \Delta f_{l,0})}{l} \qquad (①\text{-}5\text{-}1)$$

ここで、L および l はキャビティ長さおよび音響モード次数をそれぞれ示し、$\Delta f_{l,0}$ は非理想的な音波共鳴状態に起因する周波数補正項を示している。一方で、円筒型キャビティ中におけるマイクロ波の共振周波数 $f_{p,q,s}$ は、サンプルガスの誘電率 ε_r と真空中の光速度cとの間に下記の関係式が成り立つ。

$$f_{p,q,s} = \frac{c}{2\pi\sqrt{\varepsilon_r}}\sqrt{\left(\frac{\phi_{p,q}}{r}\right)^2 + \left(\frac{\pi s}{L}\right)^2} - \Delta f_{p,q,s} \qquad (①\text{-}5\text{-}2)$$

ここで、s および $\phi_{p,q}$ は共振モード次数およびマイクロ波共振モードの固有値をそれぞれ示し、$\Delta f_{p,q,s}$ は非理想的なマイクロ波共振状態に起因する周波数補正項を示している。したがって、円筒型キャビティが真空の状態（$\varepsilon_r = 1$）においてマイクロ波共振周波数を測定することによって、真空中の光速度に基づいて測定温度におけるキャビティ寸法を求めることができる。また、サンプルガス中と真空中におけるマイクロ波共振周波数測定値の比をとることによって、サンプルガスの比誘電率も同時に測定することができる。本装置による測定不確かさ（k = 2）は、温度の不確かさが 14 mK、圧力の不確かさが 0.28 kPa、音速の不確かさが 0.04 %、誘電率の不確かさが 0.02 %と見積もられる。

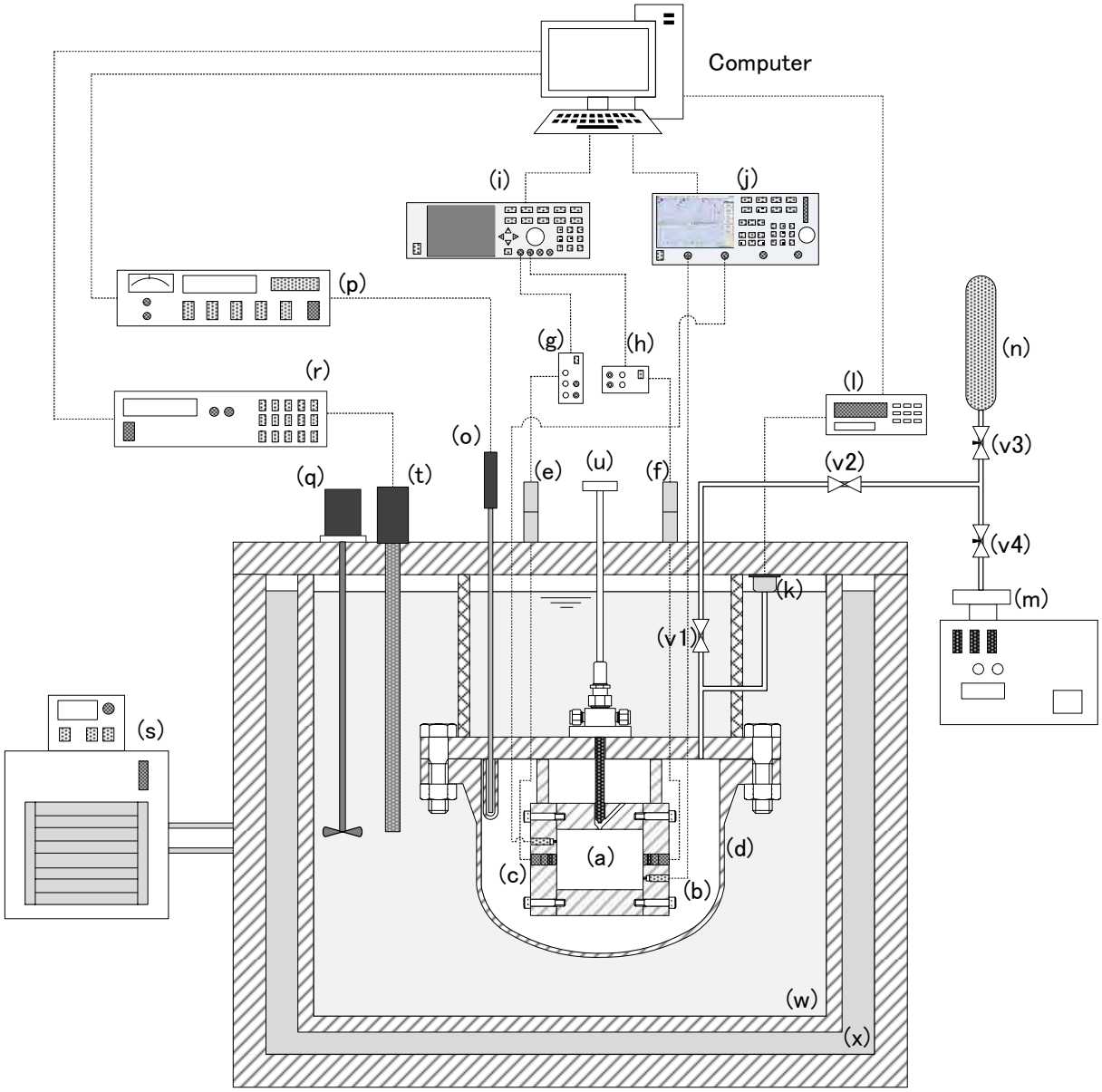
また、本プロジェクトにおいて新たに図①.5-3 に示すような液体音速測定装置を開発した。超音波パルス法による液体音速センサー（Anton Parr 社製 L-Sonic 6100）を用いて、サンプル液体中における超音波送信器と受信器の間の距離を、超音波パルスが伝搬するのに要する時間 t を計測することによって、以下の式により液体中の音速 W を求める。

$$w = \frac{L_0(1+\alpha T)(1+\beta p)}{t - D_0(1+D_1 T + D_2 T^2)} \qquad (①\text{-}5\text{-}3)$$

ここで、L_0は代表温度における超音波送受信器間の距離、αは伝搬距離の温度補正係数、βは伝搬距離の圧力補正係数、D_0～D_2は伝搬時間測定における遅延時間の補正係数をそれぞれ示しており、メーカーにおいて純水の音速値に基づいて各係数が校正されている。液体音速測定の不確かさ（k = 2）は、0.1 %程度である.

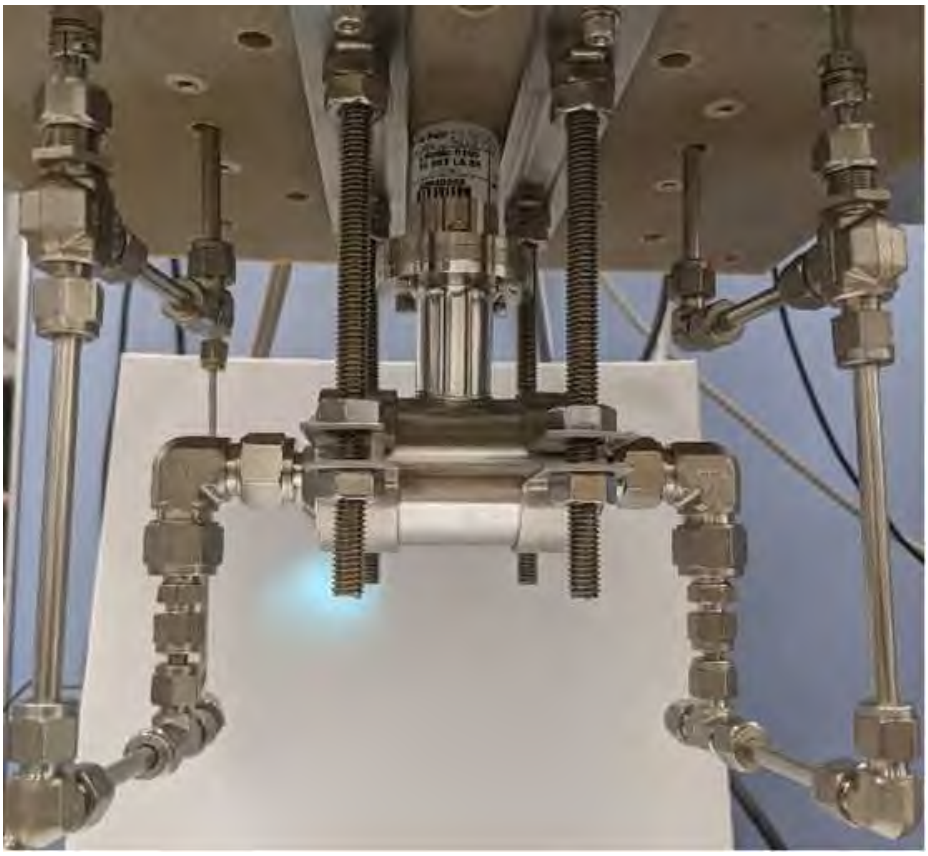
液体音速センサーは、グリコール系ブライン（バーレルブライン E）を熱媒体とした液体恒温槽において温度変動±5 mK 以内で精密温調し、ITS-90 に基づいて校正された白金抵抗温度センサー（チノー社製 R900）およびデジタル温度計測器（ASL 社製 F200）を用いて温度を測定した。また、サンプル圧力は水晶発振式圧力計（Paroscientific 社製 31K101）により直接測定した。なお、温度測定不確かさ（k = 2）は約 20 mK、圧力測定不確かさ（k = 2）は約 1 kPa である。

図①.5-1　円筒型音波・マイクロ波共振器の写真



図①.5-2　気相域の音速・誘電率測定装置の概略図

(a)円筒型共振器、(b)アンテナ、(c)マイクロホン、(d)圧力容器、(E)送信用マイクプリアンプ、(f)受信用マイクプリアンプ、(g)送信用マイク電源、(h)受信用マイク電源、(i)音響周波数応答アナライザ、(j) ベクトルネットワークアナライザ、(k)水晶発振式圧力センサー、(l)圧力表示器、(m)真空ポンプ、(n)サンプルガスシリンダ、(o)標準白金抵抗温度計、(p)交流抵抗ブリッジ、(q)攪拌機、(r)プログラマブル直流電源、(s)冷却用循環恒温槽、(t)加熱用ヒーター、(u)サンプル導入用バルブ、(v1-4)バルブ、(w)液体恒温槽、(x)外部温度保持槽



図①.5-3　液体音速測定装置の写真

本プロジェクトで測定した各冷媒サンプルの音速測定結果を表①.5-1～①.5-6 にまとめる。また、各冷媒サンプルについて得られた音速データの圧力依存性を図①.5-4 に、温度依存性を図①.5-5 に示す。HFO1336mzz(Z)および HFO1336mzz(E)の気相域における音速データに基づき、等温線上の音速データを音響ビリアル状態式にフィッティングし、圧力ゼロの理想気体状態に外挿することによって、理想気体状態の定圧比熱c_p^oを以下の式より導出した。

$$\lim_{p\to 0} w^2 = \frac{RTc_p^o}{M(c_p^o - R)} \qquad (①\text{-}5\text{-}3)$$

ここで、R は気体定数、M はモル質量をそれぞれ示している。得られた HFO1336mzz(Z)および HFO1336mzz(E)のc_p^oデータを表①.5-7 に、温度依存性のグラフを図①.5-6 にそれぞれ示す。さらに、得られたc_p^oデータに基づき、以下の式に示す Plank-Einstein 型の温度相関式を作成した。

$$\frac{c_p^o}{R} = 4 + \sum_{i=1}^{2} \frac{d_i (c_i/T)^2 \exp(c_i/T)}{[\exp(c_i/T) - 1]^2} \qquad (①\text{-}5\text{-}4)$$

ここで、C_i および d_i はc_p^oデータに基づいて決定されたフィッティングパラメータであり、HFO1336mzz(Z)および HFO1336mzz(E)については表①.5-8 に示すとおり決定している。式(①.5-4)および表①.5-8 に示すパラメータによる温度相関式は、表①.5-7 に示すc_p^oデータを HFO1136mzz(Z)に関して 0.3 %以内、HFO1336mzz(E)に関して 0.4 %以内で再現している。

表①.5-1　HFO1336mzz(Z)の音速測定データ

温度 / K	圧力 / kPa	音速/ m s^{-1}	状態	温度 / K	圧力 / kPa	音速/ m s^{-1}	状態	温度 / K	圧力 / kPa	音速/ m s^{-1}	状態
323.15	40.9	130.02	気相	301.21	5519.4	654.39	液相	337.24	6007.9	542.48	液相
323.15	60	129.11	気相	302.21	6225.9	655.86	液相	338.24	6478.3	543.33	液相
323.15	80.6	128.12	気相	302.21	3825.7	639.32	液相	338.24	1687.6	499.29	液相
323.15	100.9	127.11	気相	303.21	4519.5	640.89	液相	340.23	2711.4	502.71	液相
323.15	120	126.14	気相	304.21	5203	642.29	液相	342.24	3697.7	505.74	液相
323.15	135	125.35	気相	305.21	5879.8	643.7	液相	343.24	4176.2	507.01	液相
343.15	51.1	133.86	気相	306.21	6546.9	644.94	液相	283.21	40.9	680.27	液相
343.15	80.6	132.68	気相	306.22	1704.3	609.86	液相	288.21	50.4	662.2	液相
343.15	120.8	131.06	気相	308.22	3055	613.34	液相	293.21	61.8	643.91	液相
343.15	160.7	129.4	気相	283.21	49.4	680.27	液相	298.21	75.2	625.98	液相
343.15	201	127.64	気相	288.21	61.2	662.21	液相	303.22	91	607.98	液相
343.15	249.2	125.45	気相	293.2	76.3	644.08	液相	308.22	109.1	590.14	液相
363.15	60.2	137.62	気相	298.2	94.2	626.14	液相	313.22	130.1	572.41	液相
363.15	110.7	135.97	気相	303.21	153.4	608.45	液相	318.23	154.1	554.85	液相
363.15	181.5	133.57	気相	311.22	5063.2	618.16	液相	323.23	181.5	537.17	液相
363.15	251.5	131.06	気相	312.22	5151.3	615.4	液相	328.23	212.6	519.72	液相
363.15	321.2	128.44	気相	313.22	5787.9	616.84	液相	333.24	248.7	502.16	液相
363.15	396.5	125.42	気相	314.22	6421.2	618.29	液相	283.2	40.8	680.27	液相
383.15	70.5	141.3	気相	314.22	2116.3	585.42	液相	288.21	50.5	662.03	液相
383.15	141.3	139.34	気相	315.22	2740.3	587.01	液相	293.21	61.9	643.91	液相
383.15	242.5	136.43	気相	316.22	3362.3	588.61	液相	298.22	75.4	625.98	液相
383.15	352.1	133.09	気相	317.22	3981.4	590.21	液相	303.22	91	608.12	液相
383.15	471.3	129.2	気相	318.22	4590.4	591.54	液相	308.22	109.2	590.28	液相
383.15	603.6	124.49	気相	319.22	5198.9	593.01	液相	313.22	130.1	572.54	液相
403.15	80.3	144.96	気相	320.23	5802.6	594.49	液相	318.22	154	554.85	液相
403.15	150.6	143.31	気相	321.23	6403.1	595.82	液相	323.23	181.3	537.29	液相
403.15	292.8	139.86	気相	321.23	1606.4	557.03	液相	328.24	212.4	519.72	液相
403.15	442.8	135.97	気相	323.23	2790	560.42	液相	333.25	247	502.16	液相
403.15	602.7	131.54	気相	283.21	39.2	680.27	液相	338.24	286.4	484.71	液相
403.15	798.1	125.59	気相	288.21	49.5	662.03	液相	343.23	2449.5	490.07	液相
423.15	90.8	148.57	気相	293.21	61.6	643.91	液相	343.23	329.7	467.29	液相
423.15	180.7	146.7	気相	298.21	75.9	625.98	液相	283.21	40.4	680.27	液相
423.15	351.4	143.14	気相	303.21	92.8	608.12	液相	288.21	50.1	662.03	液相
423.15	552.1	138.71	気相	308.21	113.1	590.28	液相	293.2	61.6	643.91	液相
423.15	772.9	133.47	気相	313.22	137.5	572.54	液相	298.2	74.9	625.97	液相
423.15	999.6	127.59	気相	318.22	162.5	554.85	液相	303.21	90.5	608.12	液相
283.2	106.5	680.67	液相	321.23	1577.3	556.77	液相	308.22	108.6	590.28	液相
288.21	197.2	663.16	液相	324.23	3067.8	559.36	液相	313.22	129.6	572.54	液相
293.2	3337	666.98	液相	326.23	4208.9	562.37	液相	318.23	153.5	554.85	液相
297.21	6199.5	672.21	液相	328.23	5346	565.29	液相	323.23	180.7	537.29	液相
297.21	3109	651.47	液相	330.24	6476.4	568.1	液相	328.23	211.6	519.72	液相
299.21	4458.5	653.85	液相	330.24	2935.6	538.18	液相	333.24	246.5	502.16	液相
300.21	4810.5	652.93	液相	333.24	4575.7	542.79	液相	338.24	285.6	484.71	液相
				335.24	5609.4	545.36	液相	343.23	329.5	467.29	液相

表①.5-2　HFO1336mzz(E)の音速測定データ

温度 / K	圧力 / kPa	音速/ m s^{-1}	状態	温度 / K	圧力 / kPa	音速/ m s^{-1}	状態
303.15	40	126.42	気相	363.15	70.6	138.09	気相
303.15	59.6	125.63	気相	363.15	150.8	136.19	気相
303.15	79.5	124.81	気相	363.16	271.9	133.26	気相
303.15	99	123.99	気相	363.15	402.8	129.92	気相
303.15	115.4	123.27	気相	363.15	554	125.79	気相
303.15	151.7	121.65	気相	363.16	700.4	121.39	気相
323.15	50.2	130.36	気相	383.16	80.6	141.82	気相
323.15	104	128.56	気相	383.15	171	140	気相
323.15	150.3	126.96	気相	383.16	311.1	137.17	気相
323.15	200.1	125.15	気相	383.15	461.8	133.97	気相
323.15	250	123.25	気相	383.15	632.1	130.17	気相
323.15	302	121.18	気相	383.15	804.9	126.04	気相
343.15	60.6	134.27	気相	403.15	89.8	145.49	気相
343.15	131.7	132.27	気相	403.15	190.4	143.81	気相
343.15	212.2	129.94	気相	403.15	330.6	141.43	気相
343.15	302.5	127.2	気相	403.15	501.4	138.42	気相
343.15	404.3	123.87	気相	403.15	701	134.75	気相
343.15	501.9	120.43	気相	403.15	903.9	130.82	気相

表①.5-3　CF_3I の音速測定データ

温度 / K	圧力 / kPa	音速/ m s^{-1}	状態	温度 / K	圧力 / kPa	音速/ m s^{-1}	状態
303.22	621.2	406.19	液相	298.22	519.8	421.04	液相
293.2	465.5	436.13	液相	293.2	453.4	436.12	液相
283.2	344.5	466.1	液相	288.2	393.2	451.1	液相
280.21	314.3	474.99	液相	283.21	346.2	466.1	液相
288.21	403.5	451.1	液相	283.21	336.3	466.62	液相
298.21	541.9	421.26	液相	288.21	390.8	451.67	液相
308.22	749.4	391.55	液相	293.2	450.5	436.58	液相
313.21	972.8	377.68	液相	298.2	516.3	421.47	液相
318.22	2974.1	380.38	液相	303.2	586.3	406.37	液相
318.23	2879.1	379.48	液相	308.21	667.8	391.16	液相
323.23	5319.2	386.04	液相	313.22	757.2	375.97	液相
323.22	2283	358.6	液相	318.23	854.4	360.6	液相
328.21	4574.1	365.42	液相	323.23	962.3	345.2	液相
333.21	6849.1	371.69	液相	328.23	1079.3	329.67	液相
318.25	864.1	360.35	液相	333.24	1207.6	314.01	液相
313.21	764.6	375.68	液相	338.24	1345.7	298.16	液相
308.21	674.8	390.85	液相	343.24	1496	282.11	液相
303.21	593.3	405.98	液相				

表①.5-4　HFO1234yf/R32 (78.5/21.5 mass%, R454C)の音速測定データ

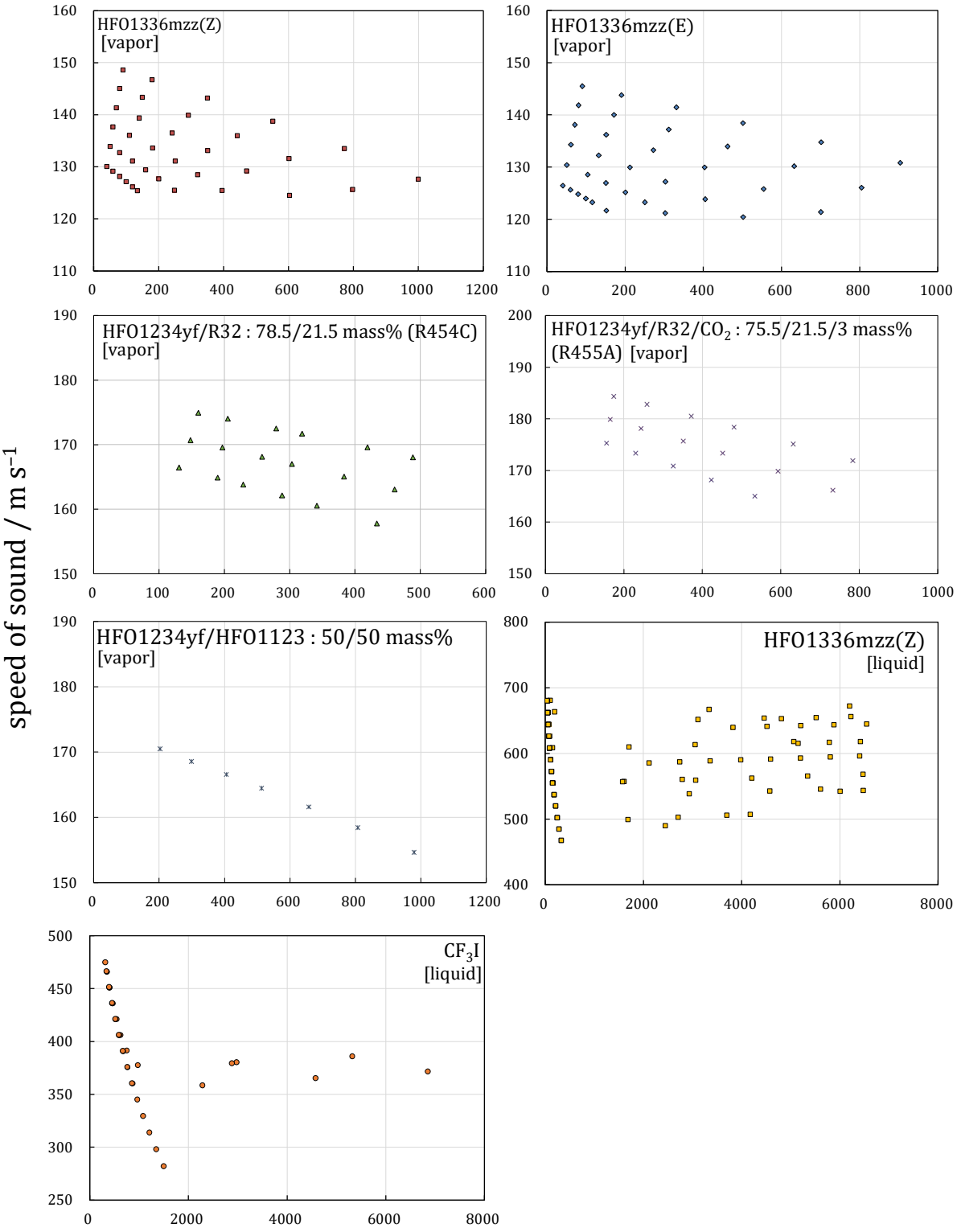
温度 / K	圧力 / kPa	音速/ m s^{-1}	状態	温度 / K	圧力 / kPa	音速/ m s^{-1}	状態
283.15	130.6	166.47	気相	298.15	303.5	167.02	気相
283.15	189.7	164.9	気相	298.15	383.1	165.06	気相
283.15	228.9	163.8	気相	298.15	460.7	163.05	気相
283.15	288.3	162.15	気相	313.15	160.2	174.95	気相
283.15	341.7	160.57	気相	313.15	205.3	174.04	気相
283.15	433.5	157.8	気相	313.15	279.4	172.53	気相
298.15	148.2	170.69	気相	313.15	318.9	171.7	気相
298.15	197.1	169.56	気相	313.15	419	169.6	気相
298.15	257.7	168.13	気相	313.15	488.6	168.07	気相

表①.5-5　HFO1234yf/HFO1123 (50/50 mass%)の音速測定データ

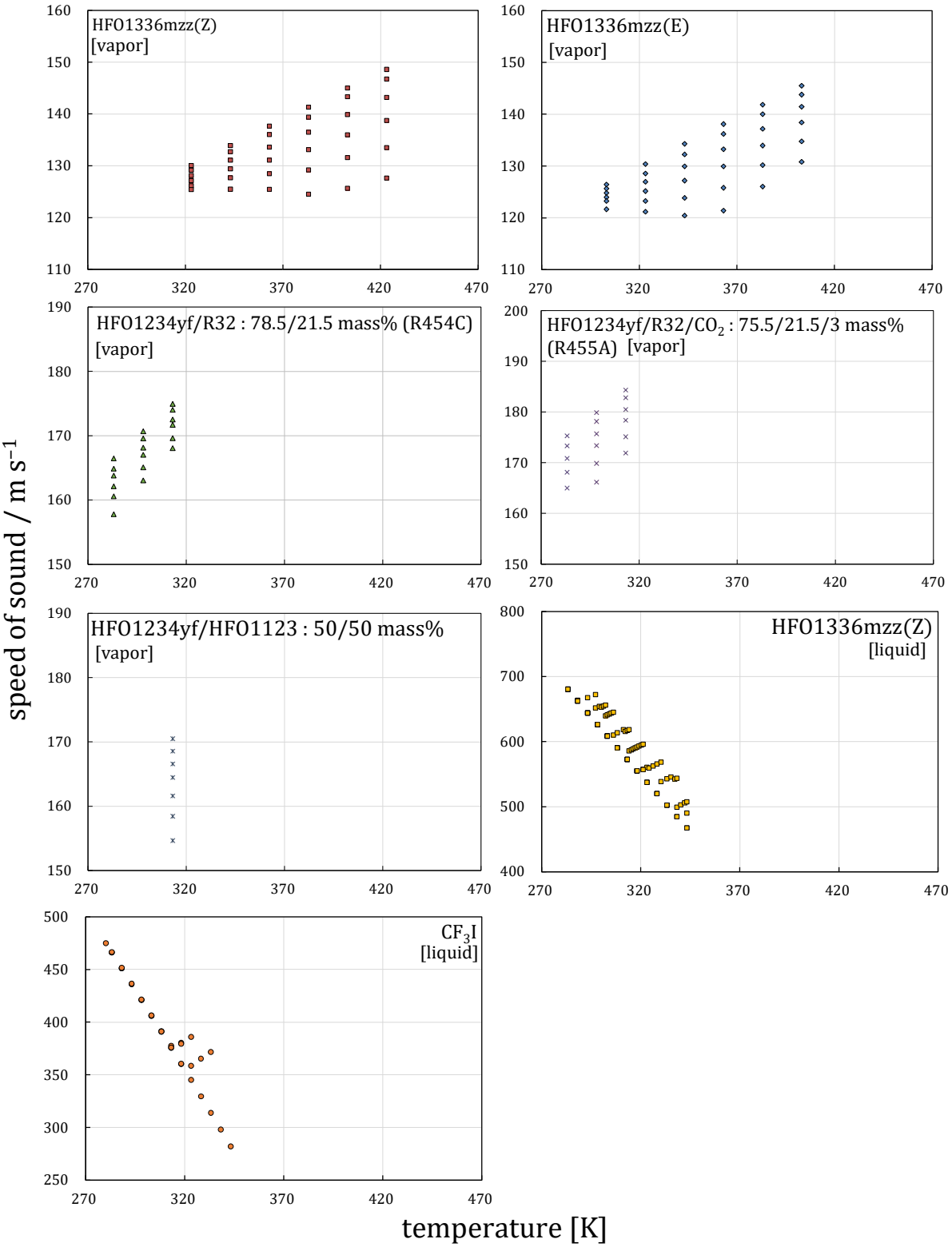
温度 / K	圧力 / kPa	音速/ m s^{-1}	状態	温度 / K	圧力 / kPa	音速/ m s^{-1}	状態
313.14	202.8	170.49	気相	313.14	657.5	161.6	気相
313.14	299	168.56	気相	313.14	807.4	158.42	気相
313.14	405.5	166.58	気相	313.14	979.1	154.64	気相
313.14	513.5	164.47	気相				

表①.5-6　HFO1234yf/R32/CO_2 (75.5/21.5/3 mass%, R455A)の音速測定データ

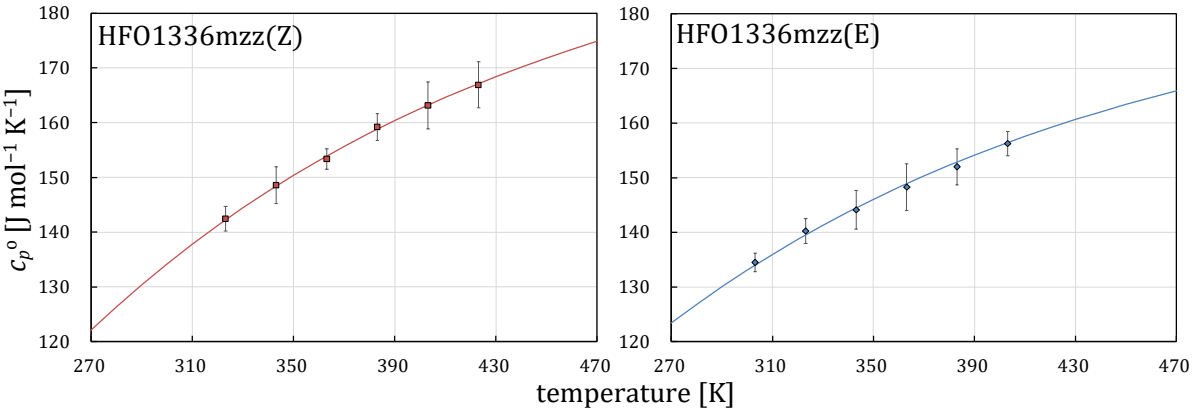
温度 / K	圧力 / kPa	音速/ m s^{-1}	状態	温度 / K	圧力 / kPa	音速/ m s^{-1}	状態
283.15	156.3	175.27	気相	298.15	592.8	169.86	気相
283.15	229.9	173.34	気相	298.15	732.6	166.16	気相
283.15	326	170.85	気相	313.15	174.2	184.35	気相
283.15	423.1	168.13	気相	313.15	258.9	182.81	気相
283.15	534	165	気相	313.15	372	180.5	気相
298.15	165.4	179.88	気相	313.15	480.7	178.4	気相
298.15	244.1	178.15	気相	313.15	631.3	175.11	気相
298.15	351.7	175.7	気相	313.15	783.4	171.9	気相
298.15	452.1	173.35	気相				



図①.5-4　各冷媒サンプルの音速測定データの圧力依存性



図①.5-5　各冷媒サンプルの音速測定データの温度依存性



図①.5-6　HFO1336mzz(Z) および HFO1336mzz(E)の理想気体比熱の温度依存性

表①.5-7　　HFO1336mzz(E)および HFO1336mzz(Z)の理想気体比熱データ

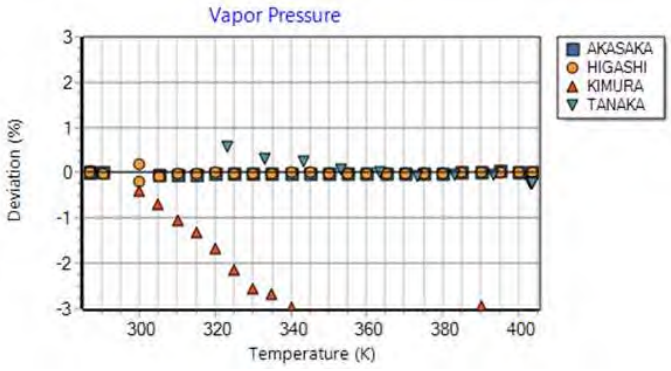
サンプル	温度 / K	c_p^o / J mol^{-1} K^{-1}	サンプル	温度 / K	c_p^o / J mol^{-1} K^{-1}
HFO1336mzz(E)	303.15	134.5	HFO1336mzz(Z)	323.15	142.4
HFO1336mzz(E)	323.15	140.3	HFO1336mzz(Z)	343.15	148.6
HFO1336mzz(E)	343.15	144.1	HFO1336mzz(Z)	363.15	153.3
HFO1336mzz(E)	363.15	148.3	HFO1336mzz(Z)	383.15	159.2
HFO1336mzz(E)	383.15	152	HFO1336mzz(Z)	403.15	163.1
HFO1336mzz(E)	403.15	156.2	HFO1336mzz(Z)	423.15	166.9

表①.5-8　　理想気体比熱の温度相関式の係数

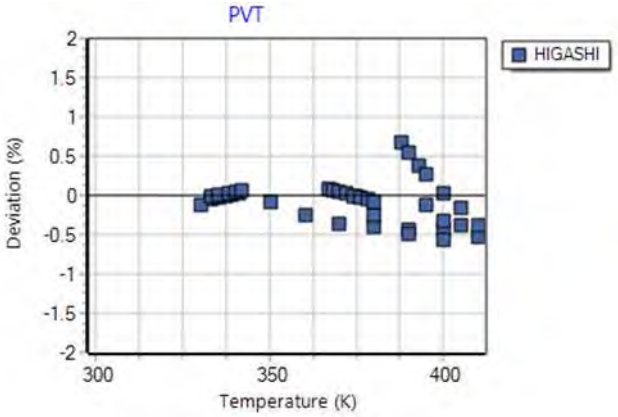
式(4.1.7.1.4.①-5-4)の係数	HFO1336mzz(E)の値	HFO1336mzz(Z)の値
c_1	3.319×10^{2}	6.378×10^{2}
c_2	1.182×10^{3}	9.544×10^{2}
d_1	9.436×10^{0}	9.002×10^{0}
d_2	1.141×10^{1}	1.294×10^{1}

①.6 状態方程式の開発（九州産業大学）

HFO1336mzz(E)について、本プロジェクトで測定された実測値に基づき新たなヘルムホルツ型状態方程式を開発した。図①.6-1 および図①.6-2 は飽和蒸気圧および密度の実測値と状態方程式からの計算値との相対偏差である。平均偏差は飽和蒸気圧に対して 0.05%、液体密度に対して 0.1%、気体密度に対して 0.3%である。なお、本プロジェクトで測定された気体音速に対する平均偏差は 0.02%である。

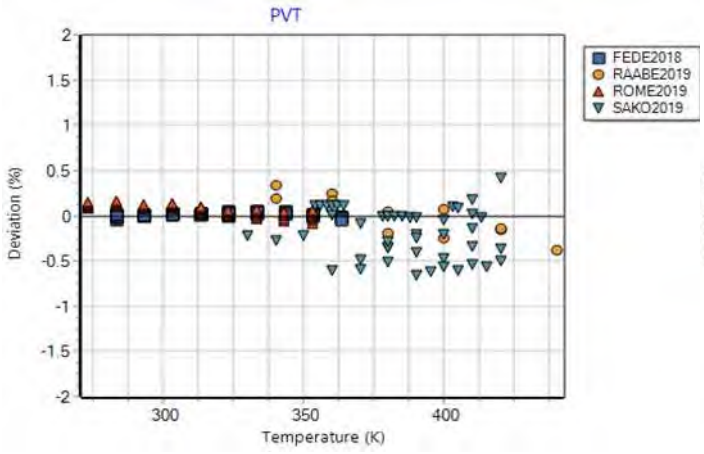


図①.6-1: 本プロジェクトで測定された HFO1336mzz(E)の飽和蒸気圧（HIGASHI）と状態方程式を用いた計算値との相対偏

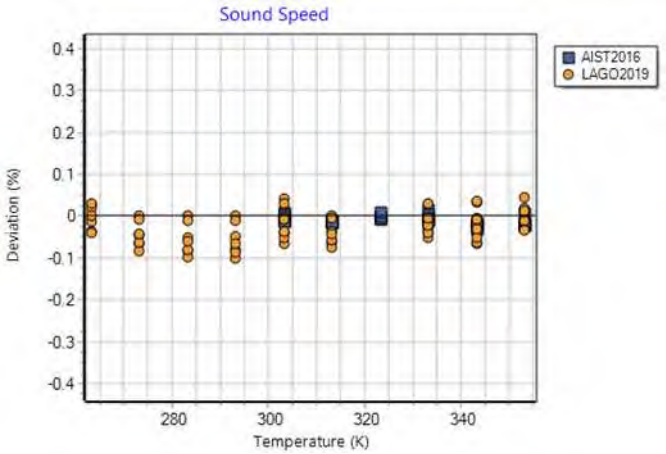


図①.6-2: 本プロジェクトで測定された HFO1336mzz(E)の密度（HIGASHI）と状態方程式を用いた計算値との相対偏差

HFO1123 および HCFO1224yd(Z)について、最新の実測値情報を用いて既存状態方程式の更新を行った。HFO1123 の式では特に飽和蒸気圧および液密度の再現性が向上している。HCFO1224yd(Z)の式では適用可能な圧力の上限が 30MPa までとなり、特に液密度の再現性が向上している。図①.6-3 および図①.6-4 に HCFO1224(Z)の密度および音速の実測値と新しい状態方程式による計算値との相対偏差を示す。

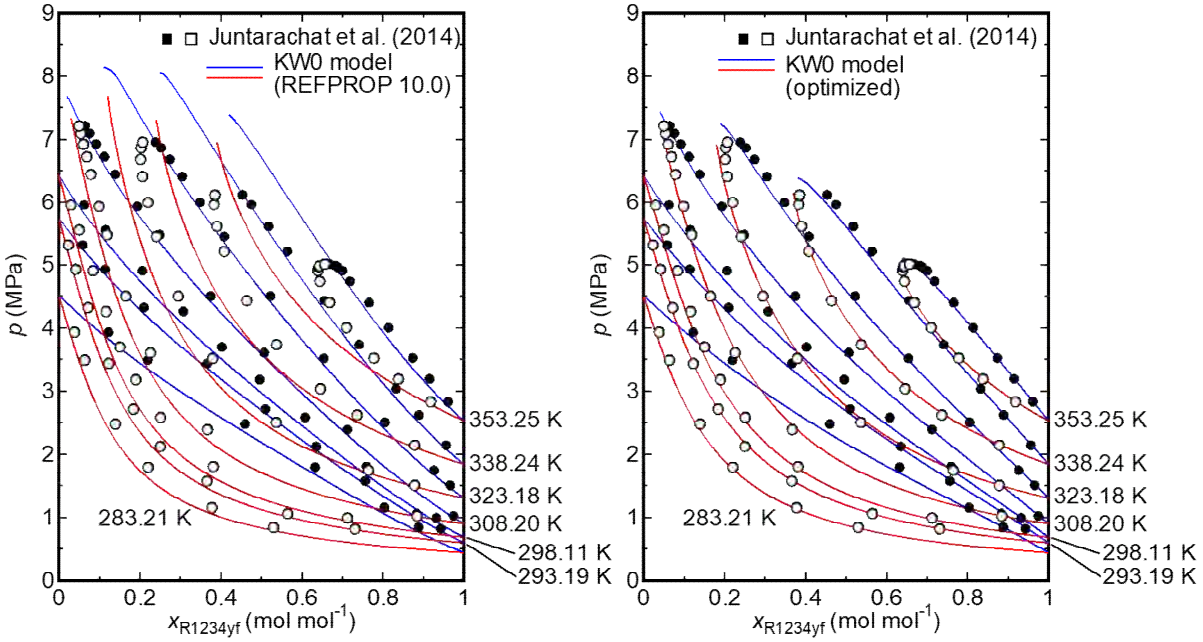


図①.6-3: イタリアの研究機関に測定を依頼した HCFO1224yd(Z) の液密度（FEDE2018, ROME2019）と状態方程式を用いた計算値との相対偏差



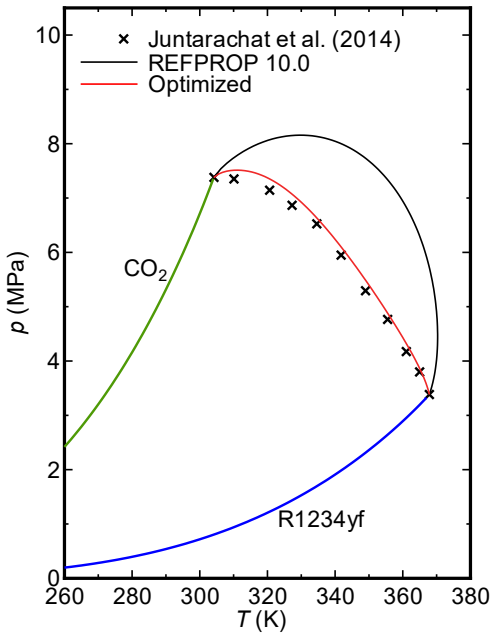
図①.6-4: イタリアの研究機関に測定を依頼した HCFO1224yd(Z)の液音速（LAGO2019）と状態方程式を用いた計算値との相対偏差

また、HFC32+HFO1234yf+CO_2 混合冷媒について、各 2 成分系の評価を行い、再現性が劣ることが判明した HFO1234yf+CO_2 系に対する混合モデルの最適化を気液平衡データに基づいて行った。図①.6-5 に REFPROP 10.0 の標準混合モデルおよび最適化モデルによる等温気液平衡の計算結果を、図①.6-6 に標準混合モデルおよび最適化モデルによる臨界軌跡をそれぞれ示す。また、HFO1234yf+CO_2 系の最適化モデルを組み込んで計算した HFC32+HFO1234yf+CO_2 系の気液共存曲線を図①.6-7 に示す。



(a) REFPROP 10.0 の標　　(b) 最適化モデル

図①.6-5: HFO1234yf+CO_2 系の等温気液平衡



図①.6-6: HFO1234yf+CO_2 系の臨界軌跡

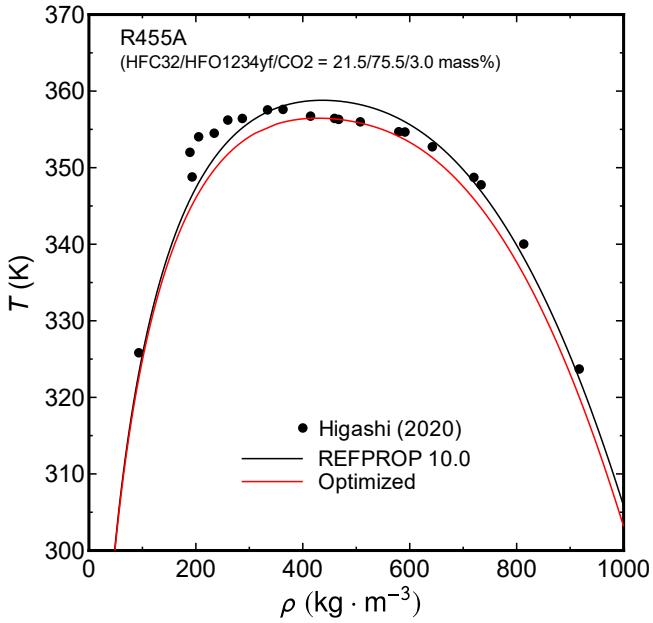


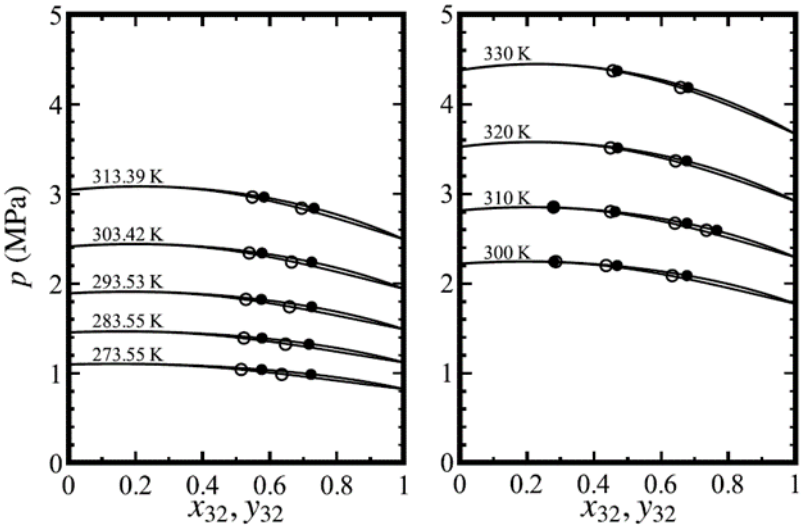
図 ①.6-7: HFC32+HFO1234yf+CO_2 系 (R455A) の気液共存曲線

さらに、以下に示す３種類の混合系に対して、本プロジェクトで得られた PVT 性質及び気液平衡の実測値を用いて混合モデルを開発した。

HFC32+HFO1123 系

本プロジェクトで得られた PVT 性質および気液平衡の実測値に合わせた混合モデルを開発した. 単一冷媒の状態方程式として、HFC32 は Tillner-Roth and Yokozeki 式[1]を、HFO1123 は本プロジェクトで開発した状態方程式[2]をそれぞれ用いた。本プロジェクトで得られた実測値[3]は良好に再現されており、臨界温度の実測値とモデルからの計算値もほぼ一致する結果が得られた。

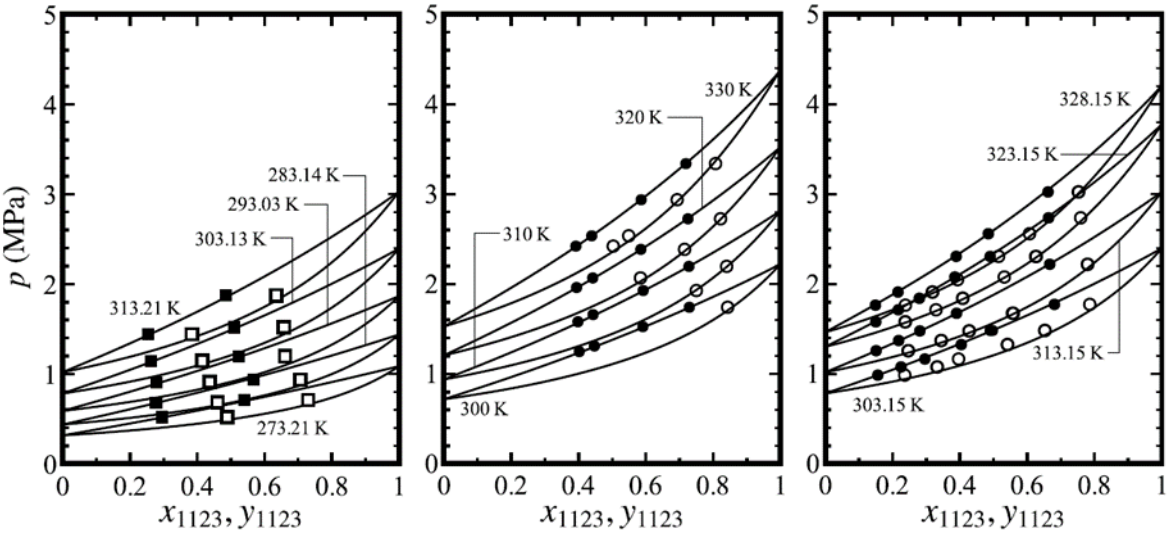
図①.6-8 は、この系に対する混合モデルから計算した沸点・露点曲線を気液平衡の実測値[3]とともに示したものである。



図①.6-8 HFC32+HFO1123 系に対する混合モデルから計算した
沸点・露点曲線と気液平衡の実測値

HFO1123+HFO1234yf 系

本プロジェクトで得られた PVT 性質および気液平衡の実測値に合わせた混合モデルを開発した[4]. 単一冷媒の状態方程式として、HFO1123 は本プロジェクトで開発した状態方程式[2]を、HFO1234yf は Richter et al.式[5]をそれぞれ用いた。本プロジェクトで得られた実測値はほぼ不確かさの範囲内で再現されている。この混合モデルは、HFO1234yf に対して本プロジェクトで開発した Lemmon and Akasaka 式[6]を用いた場合も同様の再現性が得られることが確認されている。図①.6-9 は、この系に対する混合モデルから計算した沸点・露点曲線を気液平衡の実測値[3,7]とともに示したものである。



図①.6-9 HFC32+HFO1234yf 系に対する混合モデルから計算した
沸点・露点曲線と気液平衡の実測値

なお、低GWP冷媒に関する一連のNEDOプロジェクトで開発したHFO1233zd(E)[8]、HFO1234yf[6]およびHFO1336mzz(Z)[9]の状態方程式は、2022年に改定されたISO 17584（冷媒物性）[10]に国際標準式として採用された。また、本プロジェクトで開発したすべての状態方

程式[2,6,8,10,11]及び混合モデル[4,12]はREFPROPで利用可能な物性定義ファイルの形で供給されている。REFPROPの次期バージョンにはこれらの物性定義ファイルが標準で添付される予定である。

①.6の参考文献

[1] R. Tillner-Roth, A. Yokozeki: J. Phys. Chem. Ref. Data, 26, 1273 (1997).
[2] R. Akasaka, Y. Higashi, N. Sakoda, S. Fukuda, and E. W. Lemmon: Int. J. Refrig., 119, 457 (2020).
[3] H. Miyamoto, T. Saito, N. Sakoda, U. Perera, T. Ishii, K. Thu, and Y. Higashi: Int. J. Refrig., 119, 340 (2020).
[4] R. Akasaka, E. W. Lemmon: The 6th IIR Conference on Thermophysical Properties and Transfer Processes of Refrigerants (online), September 1-3, (2021).
[5] M. Richter, M.O. McLinden, and E.W. Lemmon: J. Chem. Eng. Data 56, 3254 (2011).
[6] E. W. Lemmon, R. Akasaka: Int. J. Thermophys., 43, 119 (2022).
[7] N. Sakoda, J. Shiheng, M. Nakazaki, Y. Takata, and Y. Higashi: The 25th IIR International Congress of Refrigeration, Montreal, Canada, (2019).
[8] R. Akasaka, E. W. Lemmon, J. Phys. Chem. Ref.Data, 51(2), 023101, (2022).
[9] M. O. McLinden, R. Akasaka, J. Chem. Eng. Data, 65(9), 4201-4214, (2020).
[10] https://www.iso.org/standard/75112.html
[11] R. Akasaka, M. L. Huber, L. D. Simoni, E. W. Lemmon, Int. J. Thermophys., 44(4): 50, (2023).
[12] R. Akasaka, S. Fukuda, K. Miyane, Y. Higashi, J. Chem. Eng. Data, 67(2), 346-357, (2022).

①.7 輸送的性質の測定及びモデル化 （担当：佐賀大学）

本項目では、HFO 系冷媒の輸送性質（熱伝導率および粘度）の測定を実施した。また、冷媒物性値計算ソフトウェア REFPROP Ver.10 にも採用されている、拡張対応状態原理 (Extended Corresponding States model、ECS モデル)による物性値予測計算を行い、その精度を確認した。測定対象の冷媒は下記の通りである。以下に詳細を示す。

- HFC32
- HFO1234yf
- HFO1336mzz(E)
- HFC32+HFO1234yf
- CF_3I

(a) 熱伝導率測定

(a-1) 測定原理

本実験では、熱伝導率の測定を非定常細線法により行っている。非定常細線法は試料冷媒中に鉛直に張った金属細線を通電加熱し、この時の金属細線の発熱量と温度応答により、金属細線周りの試料冷媒の熱伝導率を測定するものである。この方法で使われている金属細線は発熱体であるとともに温度センサー（測温抵抗体）の役割もある。測温抵抗体は電気抵抗から温度を求める温度計（抵抗温度計）であり、予め温度と電気抵抗の関係を検定により把握した金属細線の抵抗を測定することで温度を求める。本実験ではこの金属細線に白金を採用した。流体は加熱されると密度が小さくなり、温度分布に依存した自然対流が発生するが、非定常細線法では自然対流が発生する前の温度変化を用いて熱伝導率を求めることができる。したがって、流体が静止した状態、つまり固体と同じ状態での理論解析に基づいて、測定結果から熱伝導率を計算する。以下に非定常細線法の計算方法を示す。

非定常細線法の基礎式は一次元円柱座標系非定常熱伝導問題より以下のように表される。

$$\Delta T(t) = T(t) - T_0 = \left(\frac{q}{4\pi\lambda}\right) ln\left(\frac{4\alpha t}{r^2 C}\right) \qquad (①.7\text{-}1)$$

ここで、ΔT (t) は細線の温度上昇、T_0 は通電加熱前の細線の初期温度、q は単位長さあたりの細線の発熱量、λ は測定冷媒の熱伝導率、α は熱拡散率、t は通電加熱後の経過時間、r は細線半径、C は定数で ln$C$ はオイラー定数と呼ばれる。ln$C$ ＝ 0.5772 であり、C＝1.781･･･ である。

式(1)を ln(t)で微分し熱伝導率 λ についてまとめると式 (①.7-2) となる。

$$\lambda = \frac{q}{4\pi} \Big/ \frac{d\Delta T}{d\, ln\, t} \qquad (①.7\text{-}2)$$

上式(①. 7-2)に示されている通り、熱伝導率算出には細線加熱量 q および温度変化勾配$\frac{d\Delta T}{dt}$の測定が必要となる。

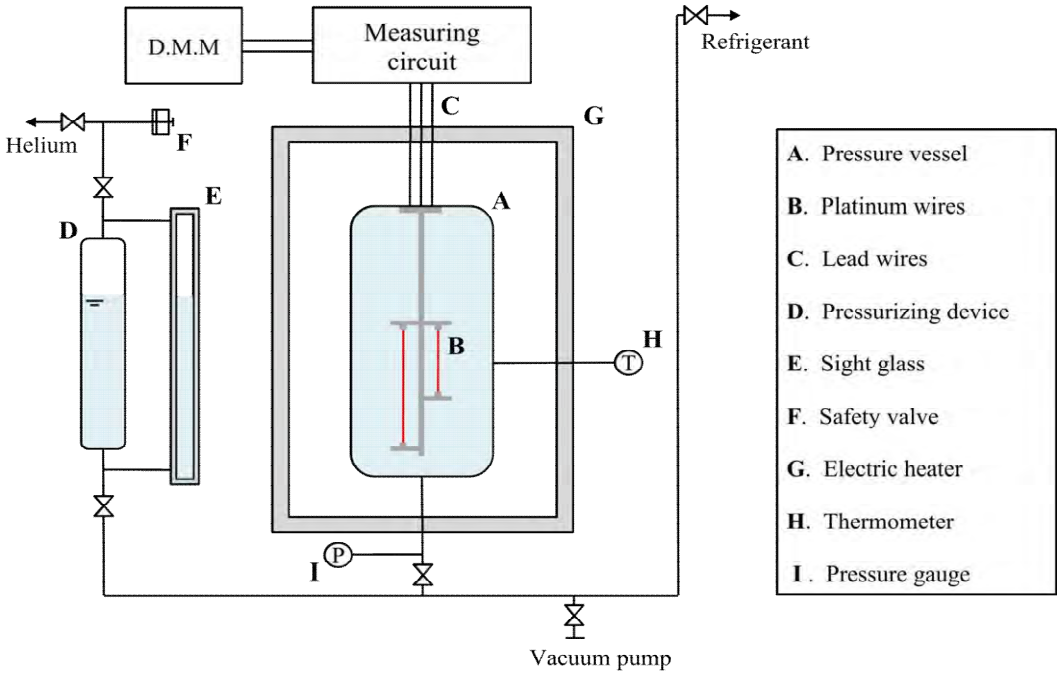
（a-2）実験装置

本実験で使用した非定常細線法を用いた熱伝導率測定装置の概略を図①.7-1 に示す。本実験に使用した実験装置は、電気ヒーターG（アサヒ理化製作所製管状炉）により測定温度の制御を行っており、測定セル、加圧装置、測定回路（ブリッジ回路）、デジタルマルチメーター（D.M.M）から構成されている。圧力容器 A（V-TECH 製）の中に測定セルと試験冷媒が封入されており、電気ヒーターによって温度管理がなされている。測定セル内に張られた長さの異なる 2 本の白金細線 B に通電加熱を行うことによって、試験冷媒の熱伝導率の測定を行う。デジタルマルチメーター（Agilent 社製　34410A）は測定回路内に生じる電位差を検出するためのもので、測定セル内の白金細線の通電加熱による抵抗値の変化を非平衡電位差として計測する。測定回路の詳細は後述する。

測定セル内の長短 2 本の白金細線 B はそれぞれ測定回路（ブリッジ回路）に組み込まれており、電気ヒーター内に置かれた圧力容器 A に設置した測温抵抗体 H（山里産業製 Pt100）と圧力容器内の白金細線抵抗値により、実験温度条件が定常状態に達していることを確認して圧力容器内温度を決定している。測定セルへの冷媒封入後、ヘリウムガスにより加圧することで高温高圧での測定を行うことが出来る。加圧時は冷媒とヘリウムガスの境界面をサイトグラス E（V-TECH 製）によって確認することで、測定セルにヘリウムガスが混入していないことを確認する。

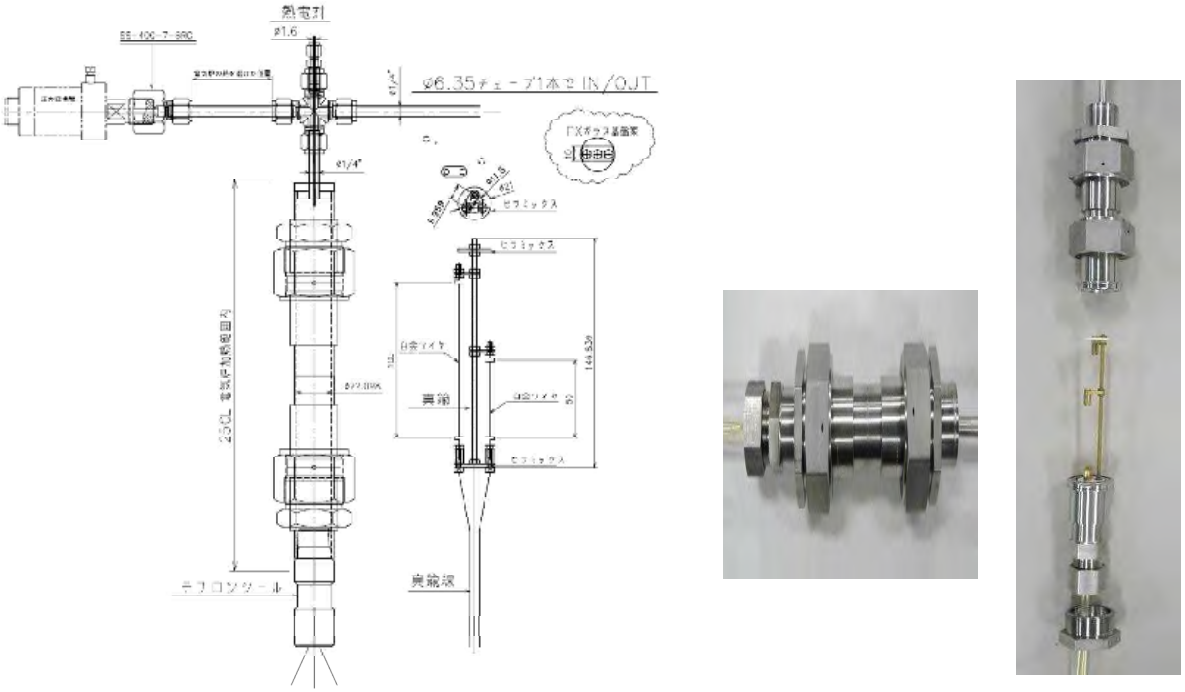
本装置では安全弁 F により過加圧を防止し、装置に 5MPa を超える圧がかかった場合、ヘリウムガスが抜けるように設定している。

加圧装置により加圧をおこなった後、測定セル下部に設置された圧力計 I（共和電業製 PG-100KU）により実験条件圧力が定常状態に達していることを確認して測定セル内圧力を決定している。定常状態が確認された後、測定セル内の冷媒の対流を防ぐため測定セル下部のバルブを閉じて測定準備状態とする。



図①. 7-1　熱伝導率測定装置概略

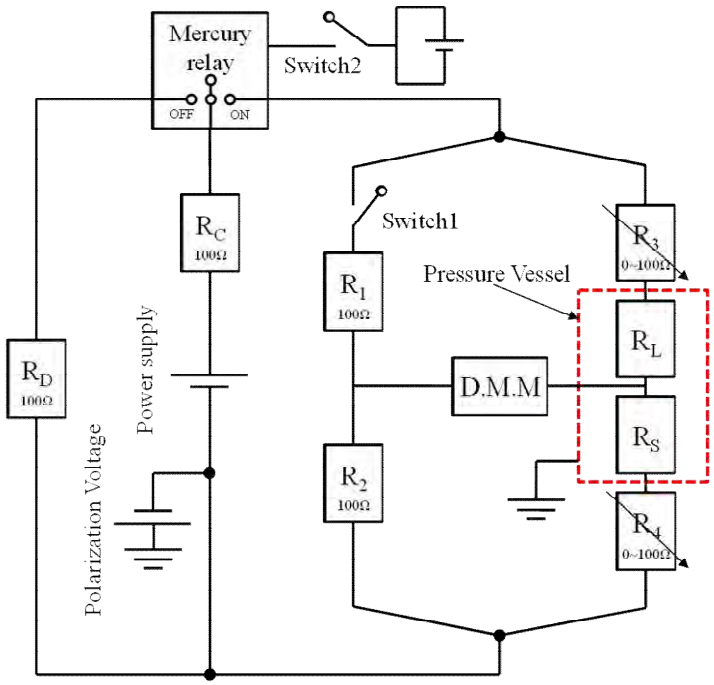
図①.7-2 に本実験で使用した熱伝導率測定装置における圧力容器の図面および写真を示す。圧力容器（V-TECH 製 SUS304 耐圧 10MPa）には試験冷媒と写真に示しているような熱伝導率測定セルが収められている。測定セル内には熱伝導率測定のための白金細線（$\phi 15\,\mu$m）が垂直に張ってある。白金細線端部は同素材の白金製フックにスポット溶接することで接続している。また白金細線端部の影響を除去するために、本実験では長さの異なる 2 本の白金細線（Long:93.46mm 、Short:44.89mm）を使用して熱伝導率の測定を行う。これら 2 本の白金細線は加熱源であるとともに測温抵抗体（抵抗温度計）の役割も果たしている。フックの支持棒は真鍮で作成されており Long、 Short ともにフックの位置の調節が可能である。真鍮支持棒端部はセラミックス製の板によって固定されている。



図①.7-2　測定セル

図①.7-3 に本実験で使用した測定回路の概略を示す。測定セル内には細線端部の影響を除去するための長短 2 本の白金細線が用いられている。長短 2 本の白金線はそれぞれブリッジ回路に組み込まれている。ブリッジ回路は長短 2 本の白金細線（Long、Short）、100Ωの固定抵抗 R1、R2（横河電気株式会社製 2792A06）および 0～100Ωの可変抵抗 R3、R4（アルファ･エレクトロニクス株式会社製 ADR-6104M）から構成されている。測定前に直流安定化電源の電流を安定させるため、あらかじめ抵抗 R_D（横河電気株式会社製 2792A06）から構成されるダミー回路に電流を流しておき、測定開始時にブリッジ回路への切り替えを行う。なお、測定時の抵抗 R_D からブリッジ回路への切り替え部にはチャタリングを防止するために水銀リレー（沖田製作所製 MTP-102N）を使用する。チャタリングとは、リレー機構やスイッチ機構の接点が切り替わった際に、微細で非常に速い機械的振動によって、電気信号が断続を繰り返す現象である。つまりブリッジ回路への ON、OFF が瞬間的に複数回繰り返される現象のことである。抵抗 R3 及び抵抗 R4 は温度によって変化する白金細線の抵抗のバランスをとるための可変抵抗器である。測定温度条件が定常状態になった後、可変抵抗を調整することにより、白金細線の抵抗と可変抵抗との合計値が 100Ωとなるよう設定し、ブリッジ回路内の平衡をとっておく。測定を開始すると白金細線が通電により発熱し、温度が上昇することによって白金細線の抵抗が増加する。するとブリッジ回路の平衡が崩れ、非平衡電位差が生じる。

この非平衡電位差の時間変化をデジタルマルチメーターで測定し、前述した式(①.7-2)を用いて熱伝導率を算出する。



R_L: Long Pt wire， R_S: Short Pt wire， R1: Resistor(100Ω)，
R2: Resistor(100Ω)， R3: Resistor(0～100Ω)， R4: Resistor(0～100Ω)，
Rc: Resistor(100Ω)， Rd: Resistor(100Ω)

図①.7-3　測定回路

本熱伝導率測定装置の測定可能温度範囲は室温 +10 ℃ ～ 220 ℃、測定可能圧力は 5 MPa までであり、本測定装置による不確かさは 2.3% 未満である。

本研究で作製された熱伝導率測定装置の外観写真を図①.7-4 に示す。

(a) 装置外観

(b) 加熱容器および加圧装置

(c) 測定セル

図①.7-4　測定装置外観写真

(a-3)　実験結果および考察

測定に先立ち、白金細線の電気抵抗と温度の関係を、測定セルに挿入された白金測温抵抗体(pt100、 測定精度±0.05℃) を真の温度とし、その時の白金細線の電気抵抗を測定した。本実験に使用された白金細線の抵抗と温度の関係は、定常温度状態に 1 時間以上保たれた後、圧力容器内にある白金細線の Long、Short の抵抗値をそれぞれ 40℃から 170℃まで 10℃間隔で測定を行った。測定結果を表①.7-1 に示す。白金線細線の抵抗と温度の関係の測定結果より、測定セル内の白金細線の抵抗 R [Ω]と温度 T [K]の関係は次式により表される。

$$R = a + b(T - 273.15) \qquad (①.7\text{-}3)$$

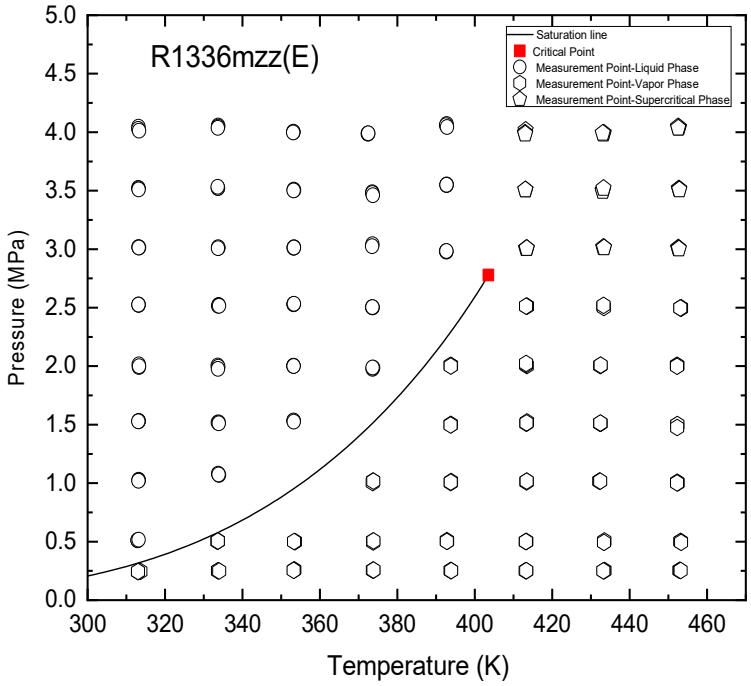
表①.7-1　白金細線の抵抗と温度の測定結果

T [°C]	*Long* [Ω]	*Short* [Ω]
39.044	62.879	30.634
50.575	65.251	31.785
59.845	67.177	32.724
70.102	69.299	33.759
80.128	71.386	35.014
90.287	73.441	35.782
100.11	75.466	36.773
110.10	77.500	37.766
119.71	79.488	39.000
129.80	81.526	39.995
139.89	83.574	40.989
149.56	85.522	41.859
160.66	87.739	42.912
170.03	89.603	43.731

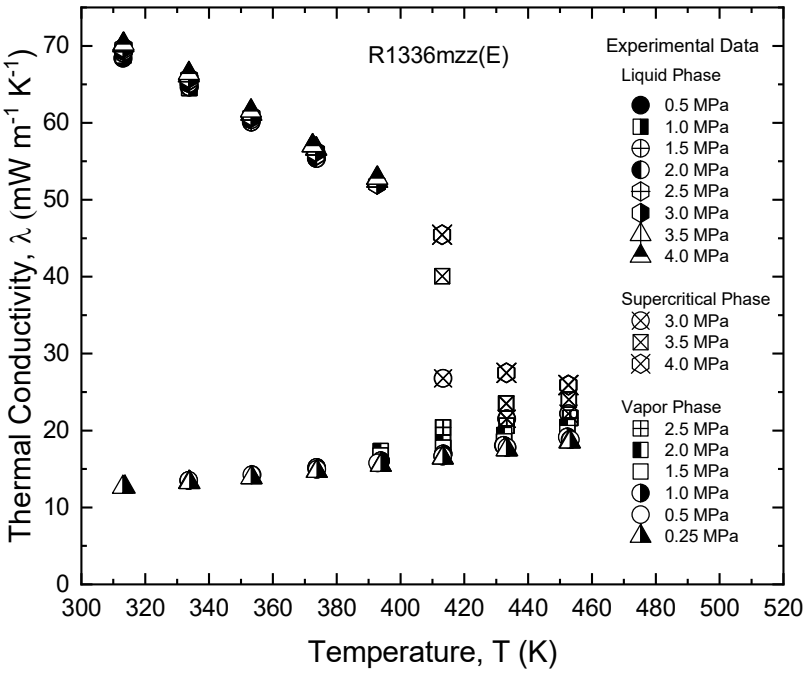
表①.7-2　係数 a および b の値

	a	b
Long [Ω]	59.9724	0.2042
Short [Ω]	26.7147	0.1011

測定結果の一例として、図①.7-5 に HFO1336mzz(E)の測定範囲を示す. 図のように、圧縮液から過熱蒸気までの幅広い条件での測定を実施した。測定結果を図①.7-6 にまとめる。図より、HFO1336mzz(E)の熱伝導率は、一般的な冷媒と同様に、圧縮液領域においては温度上昇に伴い低下し、過熱蒸気域においては温度上昇に伴い上昇する。また、圧力への依存性は圧縮液においては小さく、過熱蒸気域においては圧力の上昇に伴い増加する。

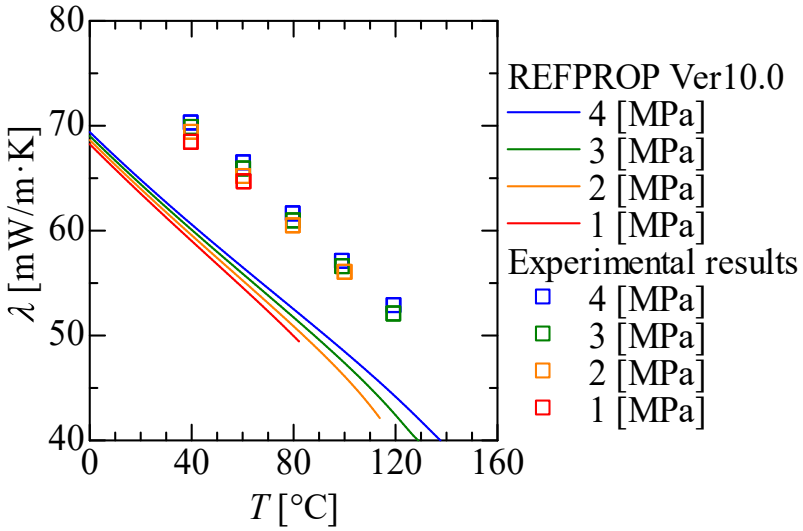


図①. 7-5　測定条件

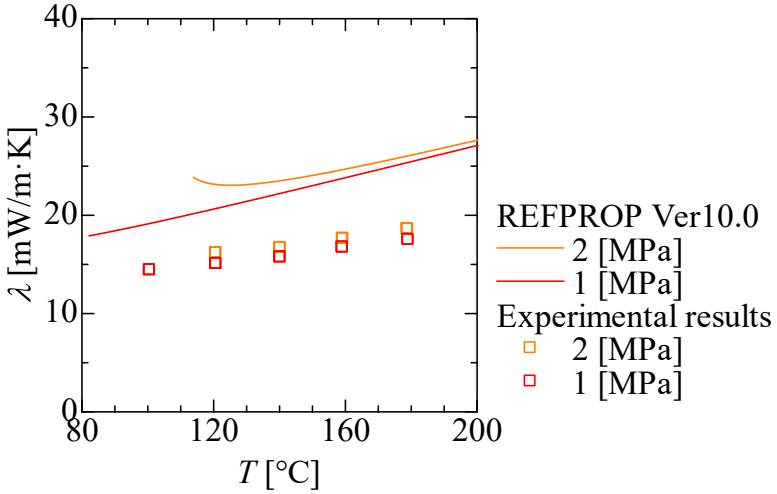


図①. 7-6　測定結果

図①.7-7 に、本実験による測定値と REFPROP Ver.10.0 による推算値との比較を示す。なお、REFPORO Ver.10.0 の推算値は拡張対応状態原理に基づいた計算結果で、実験値に基づいたパラメータフィッティングは行われてない。液相における熱伝導率の推算値は実験値より約 10% 低い値を示し、気相における熱伝導率の推算値は実験値より約 20% 高い値を示している。そこで、NIST Huber 博士の協力を仰ぎ、計算モデル（ECS モデル）の修正を試みた。結果は本項目の最後に粘度の比較結果とまとめて示す。



(a) 液相



(b) 気相

図①.7-7　測定値と REFPROP Ver.10.0 の推算値との比較

(b) 粘度測定

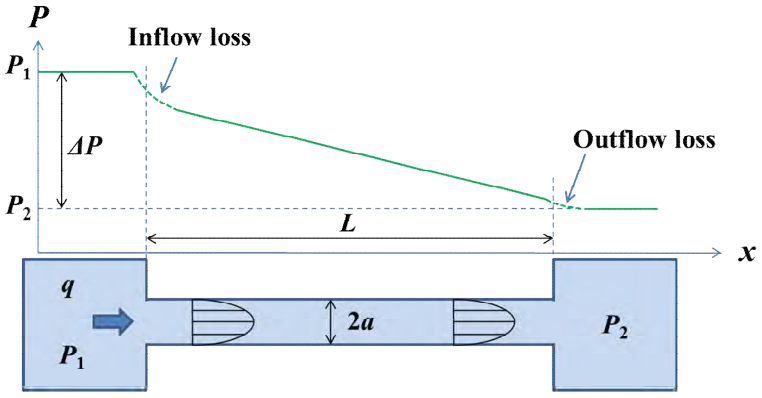
(b-1) 測定原理

本実験では粘度の測定をタンデム型細管法により行った。細管法は、細管内を層流状態で流れる試料の圧力変化の測定値から粘度を求める方法であり、ハーゲン・ポアズイユの理論式をベースとする最も確立した測定法の一つである。なお、単一細管を用いる一般的な方法では管端部における損失を考慮する補正係数を与える必要があるが、タンデム型ではそれらの損失を消去した測定が可能となる。

図①. 7-8 に示すような細管内を層流状態で流れる流体の粘度 η と圧力損失Δp の関係はハーゲン・ポアズイユの式より次式で表される。

$$\eta = \frac{\pi a^4 \Delta p}{8Lq} \qquad (①.7\text{-}4)$$

ここで a は細管内径、 L は細管長さ、 q は体積流量である。しかし実際には細管端面において流体が出入りする際に図①. 7-8 に示されているような圧力損失が生じるため、細管内である区間における圧力損失を厳密に測定するのは難しく、測定値は管壁摩擦損による圧力差よりも大きくなる。



図①. 7-8　単一細管の圧力損失概略

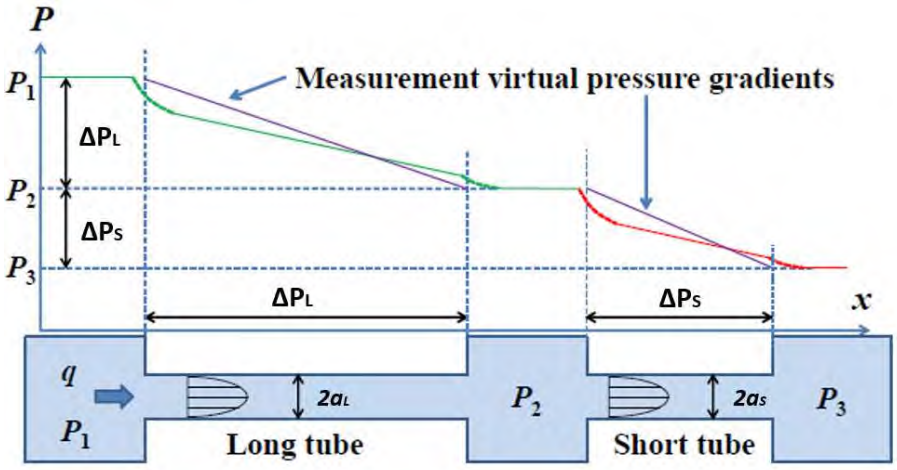
本研究では、2 本の細管を図①. 7-9 に示すように直列に設置したタンデム型の細管式粘度測定法を考案した。この場合の圧力分布は図に示すようになり、測定される 2 つの圧力差はいずれも十分に発達した層流区間の圧力損失に加えて、出入口での圧力損失を含んでいる。これらの圧力変化を図①. 7-10 に示すように重ね合わせると、L_L-L_S の長さを持つ仮想的な細管の出入口流路急縮小および拡大の損失を除去した摩擦圧力損失を得ることができ、したがって次式により粘度を求めることができる。

$$\eta = \frac{\pi a^4 (\Delta p_L - \Delta p_S)}{8q(L_L - L_S)} \qquad (①.7\text{-}5)$$

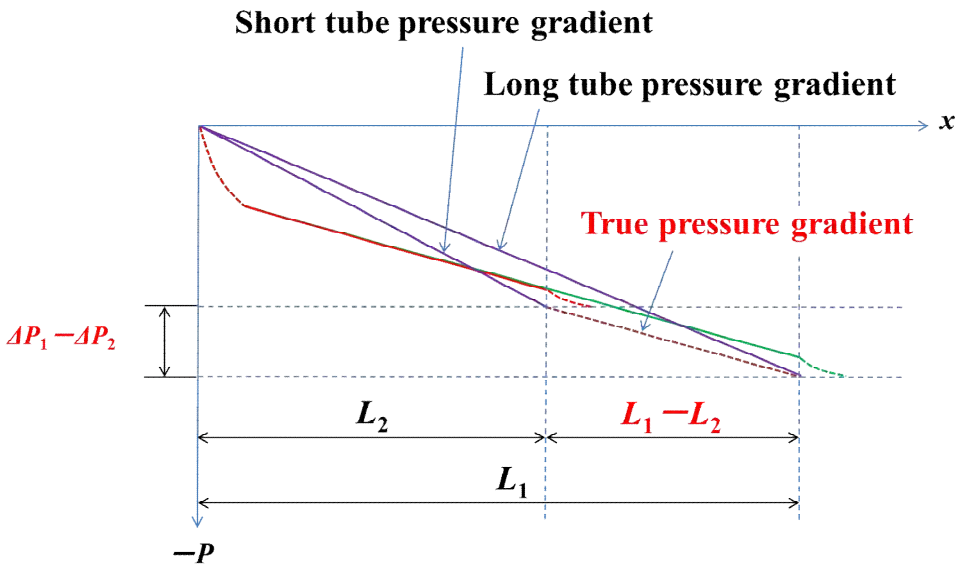
また、２本の細管の内径が異なる場合、その違いを考慮した式として次式が得られる。

$$\eta = \frac{\pi (a_L^4 \Delta p_L - a_S^4 \Delta p_S)}{8q(L_L - L_S)} \qquad (①.7\text{-}6)$$

ここで、L_L および L_S はそれぞれ Long および Short 管の長さを表しており、a_L および a_S はそれぞれ Long および Short 管の内径を表している。



図①.7-9　タンデム型細管の圧力損失概略

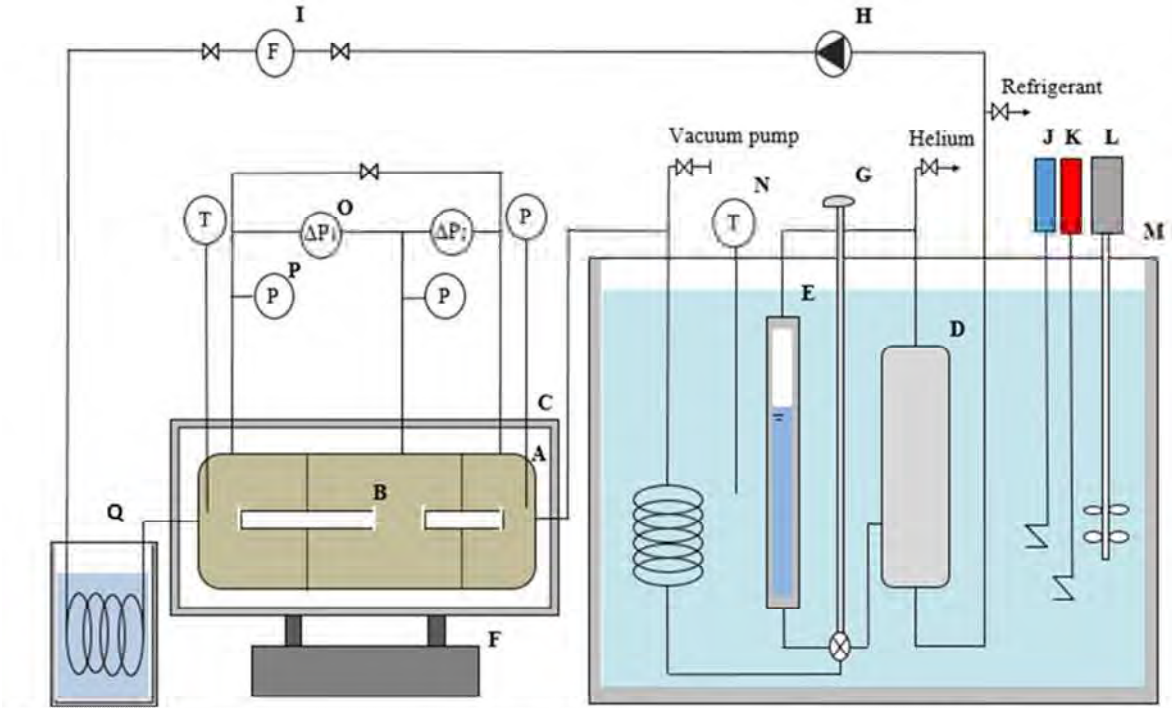


図①.7-10　圧力分布の重ね合わせによる管端部損失の除去

(b-2) 実験装置

本実験で用いた細管式粘度測定装置の概略を図①.7-11 に示す。粘度測定用圧力容器 A（V-TECH 製）は電気管状炉 C（アサヒ理科製作所製 ARF3-700-600KC）中に、加圧容器 D（V-TECH 製）及びサイトグラス E（V-TECH 製）は恒温槽 M（アズワン株式会社製ラボ・ヴュ－TRW-70TP）中にそれぞれ設置されており、測定時には定常温度に保たれる。電気管状炉 C はデジタル温度コントローラーF（アサヒ理化製作所製 AMF-9P-Ⅲ-THV 型）により温度を制御され、試験冷媒の温度はデジタル温度コントローラーF により設定される。また、加圧容器 D 内には試験冷媒とヘリウムガスが入っており、ヘリウムガスによる加圧で冷媒の圧力を設定できる。さらに流量はポンプ H（日本精密株式会社製ミニケミカル無脈流ポンプ NP-KX-200 型）により設定される。粘度測定用圧力容器 A 内には同径で長さの異なる長短 2 つのパイレックス細管 B が水平に設置されており、両端における差圧ΔP1、ΔP2 を差圧変換器 O（共和電業製 PDU-50KP）で測定している。また、コリオリ式流量計 I（ブロンコストジャパン株式会社製 M12-AAD-11-0-S)、白金側温抵抗 N（山里産

業製 Pt100)、圧力変換器 P（共和電業製 PG-100KU）により試験冷媒の流量、温度、圧力の安定性の確認を行った。

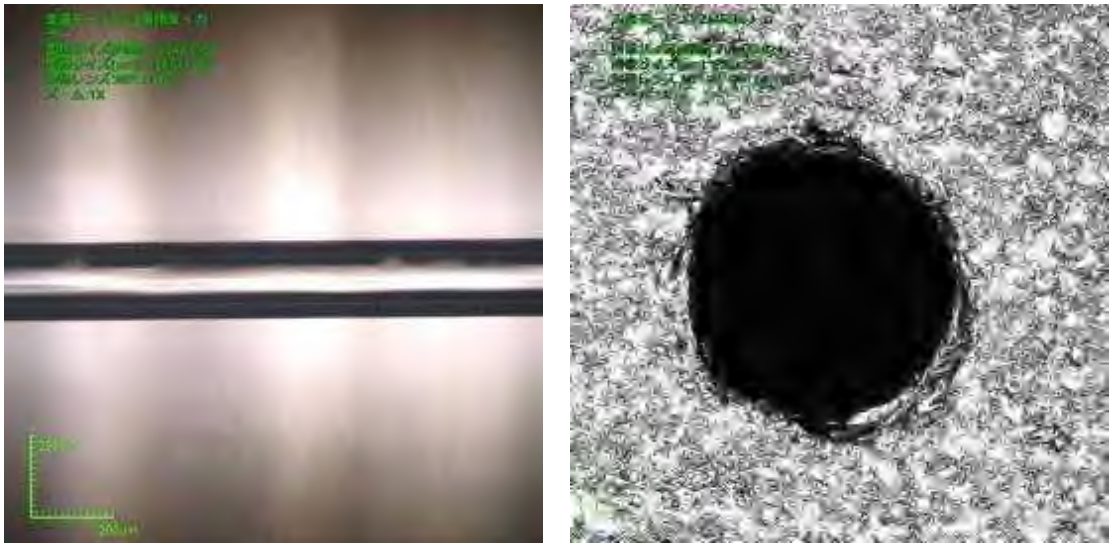


A. Pressure vessel	**B**. Capillary tube	**C**. Electric heater
D. Pressurizing pump	**E**. Sight glass	**F**. Digital temperature controller
G. 3-Way valve control knob	**H**. Nonpulsation pump	**I**. Coriolis flowmeter
J. Cooler	**K**. Heater	**L**. Stirrer
M. Isothermal bath	**N**. Thermometer	**O**. Differential pressure gauge
P. Pressure gauge	**Q**. Thermal bath	

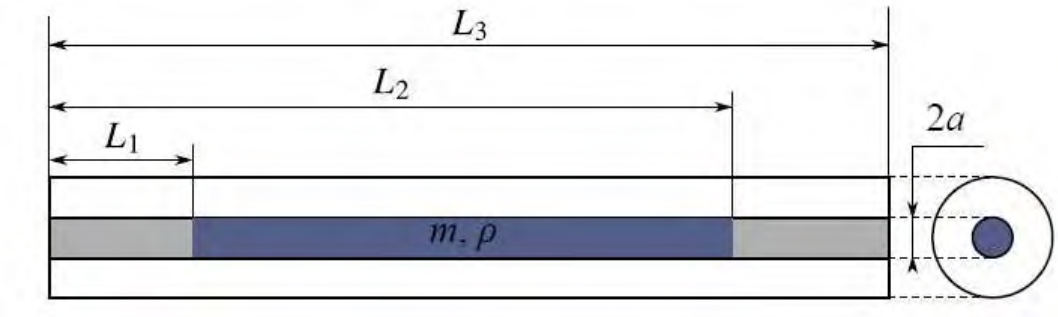
図①. 7-11　粘度測定装置概略

図①. 7-12 に本実験で用いたガラス細管と同等の予備品をマイクロスコープにより撮影した側面、端面の画像を示す。粘度の測定精度は細管の内径の測定精度により大きく左右される。そのため細管の内径の測定は厳密に行う必要がある。そこで水銀を用いて本実験で使用するパイレックスガラス製細管の内径及び長さの測定を行った。図①. 7-13 に示すように水銀を注入し、水銀柱の長さ、重さから内径を算出する。また、細管は周囲との温度が定常となっている状態を考える。これは水銀を細管に注入する際に伝わった体温によって水銀の密度や水銀柱の長さが変動するのを防ぐためである。細管内径の算出式を式(①. 7-7)に示す。図①. 7-13 の L_3 は細管の長さ、式(①. 7-7) の $(L_2-L_1)_{Hg}$ は水銀柱の長さである。それぞれの長さは顕微鏡を用いて目視で 1/100[mm]精度で測定し、質量 m_{Hg} は高精度重量計によって 1/100 mg 精度で測定した。ρ_{Hg} は水銀の密度であり、理科年表 2013 より抜粋した。今回の実験で使用した細管の測定結果を以下の表①. 7-3 に示す。

$$a = \sqrt{\frac{m_{Hg}}{\pi \rho_{Hg} (L_2 - L_1)_{Hg}}} \qquad (①.7\text{-}7)$$



図①. 7-12　細径管側面および端面



図①. 7-13　細管内径測定概略

表①. 7-3　細管内径および長さ

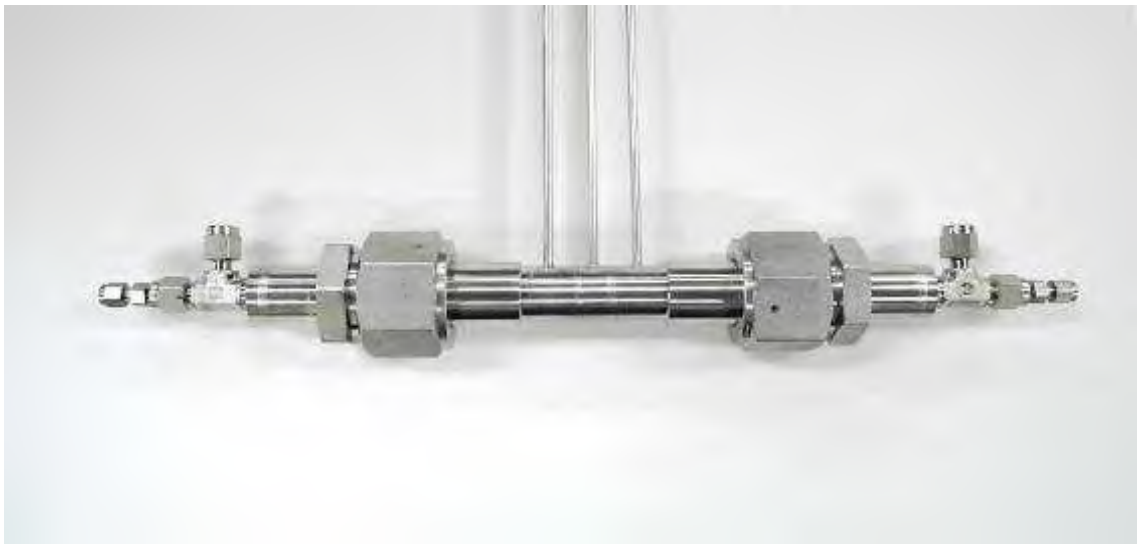
	長さ[mm]	内径[mm]
Long	99.983	0.12785
Short	49.923	0.12790

本研究で作製された粘度測定装置の測定可能温度範囲は室温+10℃ ～ 220℃、測定可能圧力は 5.0MPa までであり、本測定装置の不確かさは約 3 %であると算出された。

本研究で用いた粘度測定装置の写真を図①. 7-14 に示す。

(a) 装置外観

(b) 恒温水槽



(c) 測定セル

図①. 7-14　実験装置写真

(b-3) 実験結果

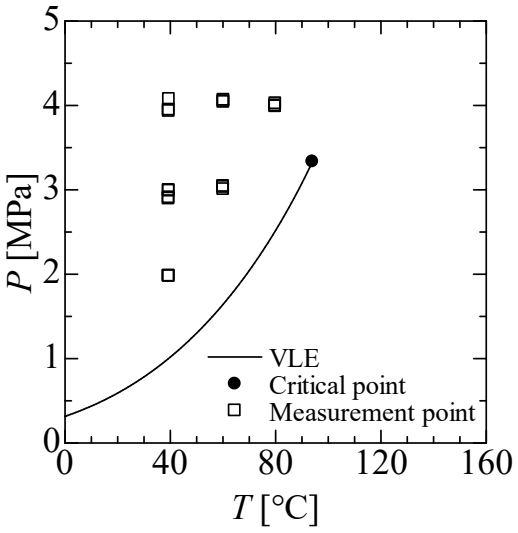
測定結果の一例として、図①. 7-15 および図①. 7-16 にそれぞれ HFO1234yf の圧縮液、蒸気における粘度の測定点を示す。HFO1234yf の圧縮液における粘度測定は温度 40℃～80℃、圧力 2.0 MPa～4.0 MPa の範囲で行われ、蒸気については温度 60℃～140℃、圧力 1.0 MPa～3.0 MPa の範囲で行った。また、図①. 7-17 および図①. 7-18 に圧縮液および過熱蒸気条件における測定結果を示す。両図には REFPROP ver10 による計算値も実線により併せて示している。

図①. 7-17 より、圧縮液の粘度は温度が上昇するにしたがって減少しており、圧力が上昇するにしたがって増加していることが分かる。また、温度が上昇するにつれて実験値が計算値よりもわずかに減少していく傾向が見られたものの、計算値は実験値を良好に再現していることが確認できる。

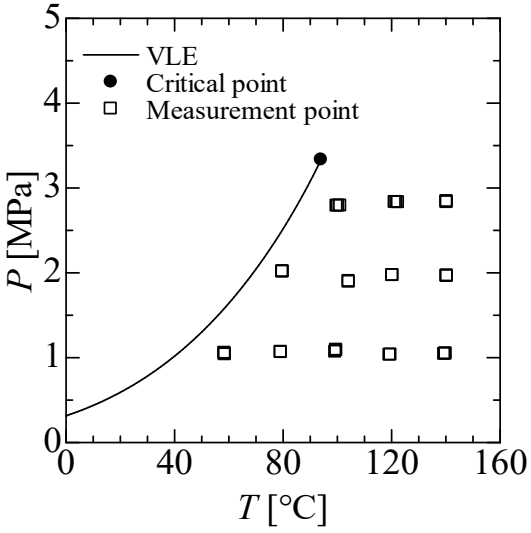
図①. 7-18 より、過熱蒸気の粘度は圧力および温度が上昇するにしたがって粘度測定値は上昇していることが分かる。また、圧力条件 3.0 MPa、2.0 MPa においては計算値は実験値とほとんど

一致していることが分かる。ただし、圧力条件 1.0 MPa においては計算値よりも実験値の偏差が平均で約 14.8%小さい値が得られており、モデルの修正が必要であると考えられる。

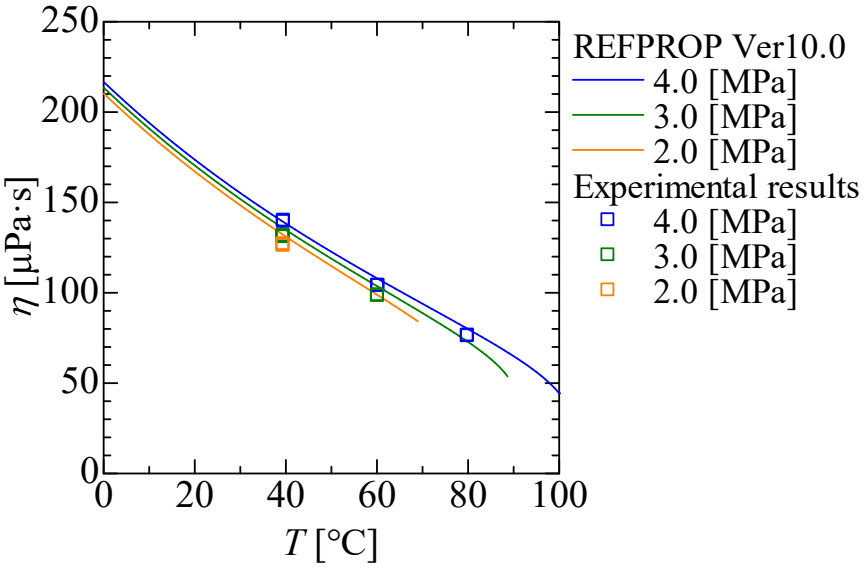
本実験により得られた圧縮液および過熱蒸気における粘度データを表①. 7-4 および表①. 7-5 にまとめておく。



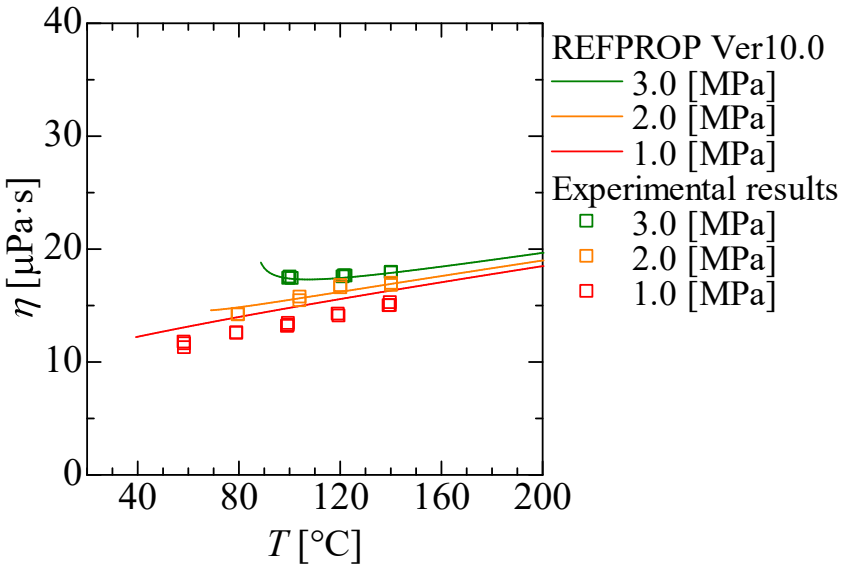
図①. 7-15　圧縮液粘度測定条件



図①. 7-16　過熱蒸気測定条件



図①. 7-17　圧縮液粘度測定結果



図①. 7-18　過熱蒸気粘度測定結果

表①. 7-4　HFO1234yf の圧縮液における粘度測定結果

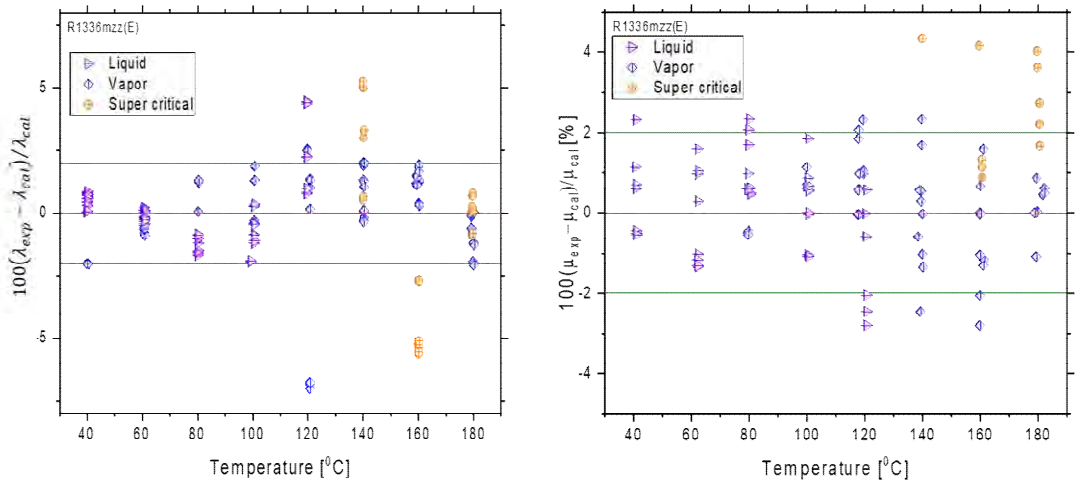
T[℃]	P[MPa]	η[μPa·s]	T[℃]	P[MPa]	η[μPa·s]
39.47056	2.996485	131.79	60.14887	3.043569	98.77429
39.42495	2.909399	131.23	60.13683	3.031369	98.47931
39.39255	2.895645	130.87	60.16543	3.006261	98.38973
39.46158	2.987484	131.3217	60.2616	4.065117	103.9635
39.53396	4.075158	140.0523	60.26246	4.049829	103.9503
39.48907	3.948256	139.3664	60.23378	4.040207	104.1243
39.47365	3.931848	139.775	79.9504	4.023986	76.38915
39.42583	1.979342	127.0712	79.88763	3.999276	76.36866
39.42832	1.978871	126.1561	79.86631	3.988649	76.08549
39.42439	1.980705	126.4253			

表①. 7-5　HFO1234yf の過熱蒸気における粘度測定結果

T[℃]	P[MPa]	η[μPa·s]	T[℃]	P[MPa]	η[μPa·s]
104.2668	1.89274	15.73	79.83256	2.012486	14.17804
104.2299	1.902278	15.40153	79.84384	2.014996	14.14683
120.3592	1.971433	16.5514	79.86675	2.017081	14.19323
120.3752	1.970258	16.74818	58.60846	1.037746	11.59596
140.3845	1.961395	16.94933	58.57768	1.046413	11.24337
140.3783	1.965257	16.77693	58.44591	1.056041	11.74369
140.361	1.966145	16.7847	79.20762	1.067282	12.5172
140.3303	2.831039	17.91229	79.22914	1.063131	12.5632
140.3426	2.837601	17.92891	99.30525	1.068351	13.13484
140.3341	2.843251	17.86334	99.65173	1.086627	13.3976

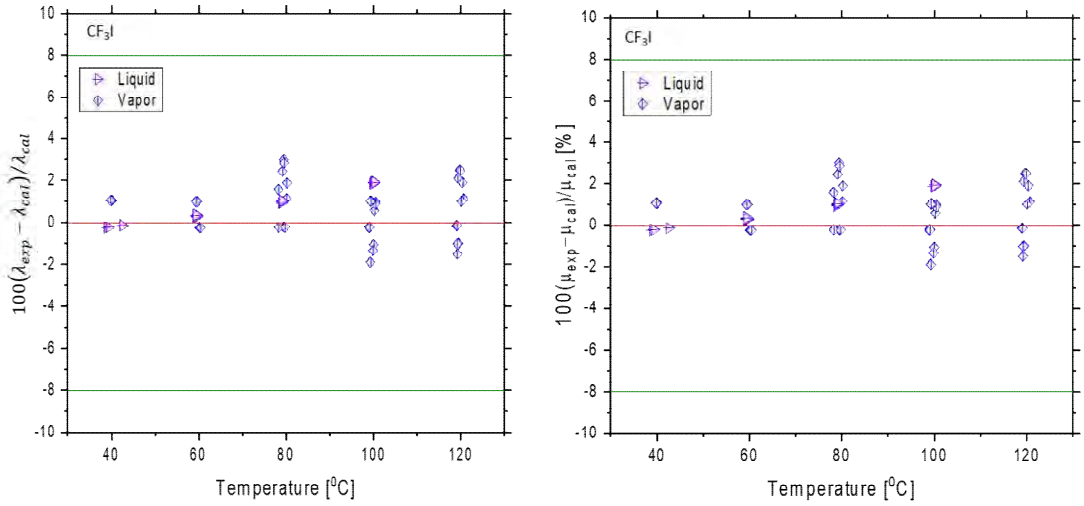
122.4256	2.830636	17.58791	99.61996	1.09277	13.21351
121.836	2.831441	17.61801	119.6267	1.035049	14.05219
121.2466	2.833961	17.52541	119.3428	1.033593	14.22091
101.1431	2.791675	17.37448	139.4546	1.043518	14.96226
100.323	2.791244	17.50543	139.9414	1.045425	14.98165
99.79201	2.789157	17.38824	139.9191	1.050237	15.23147

最後に、本プロジェクトで得られた熱伝導率および粘度の測定値と、REFPROP Ver. 10.0 での計算値との偏差を図①.7-19 から 21 に示す。前述の通り①.7-19 の、R1336mzz(E)の計算値は NIST Huber 博士の協力を仰ぎ、モデルの修正を行った結果である。図より、実験値の偏差はほとんどのデータで±2%以下、最大でも±5%以下であり、モデルの予測精度が向上していることが確認できる。①.7-20 の CF_3I においては、REFPROP Ver. 10.0 による計算値は測定値を良好に再現できており、モデルの修正は不要であるといえる。また、①.7-21 の HFC32+HFO1234yf [68.9/31.1 mass%] においては、熱伝導率の計算結果は良好であるといえるが、粘度の計算結果の測定値との偏差は-8%と大きい。現時点ではまだ測定値が少ないため、これらの充実とともに、モデルの修正を検討すべきといえる。



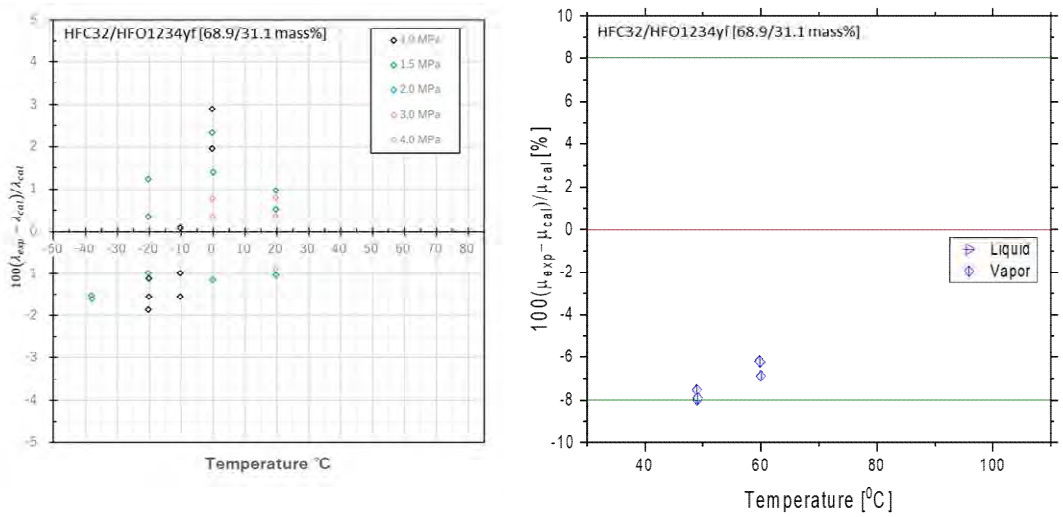
(a) 熱伝導率　　(b) 粘度

図①.7-19　測定値と REFPROP Ver.10.0 の推算値との比較（R1336mzz(E)）



(a) 熱伝導率　　(b) 粘度

図①.7-20　測定値と REFPROP Ver.10.0 の推算値との比較（CF_3I）



(a) 熱伝導率　　(b) 粘度

図①.7-21　測定値と REFPROP Ver.10.0 の推算値との比較（HFC32/HFO1234yf[68.9/31.1 mass%]）

② HFO 系冷媒を含む混合冷媒及び高沸点 HFO 系冷媒の伝熱特性評価

②.1 プレート式熱交換器内の伝熱特性評価　（佐賀大学）

本項目では、HFO 系冷媒のプレート式熱交換器内部における蒸発・凝縮熱伝達率の測定を実施した。測定対象の冷媒は下記の通りである。以下に詳細を示す。

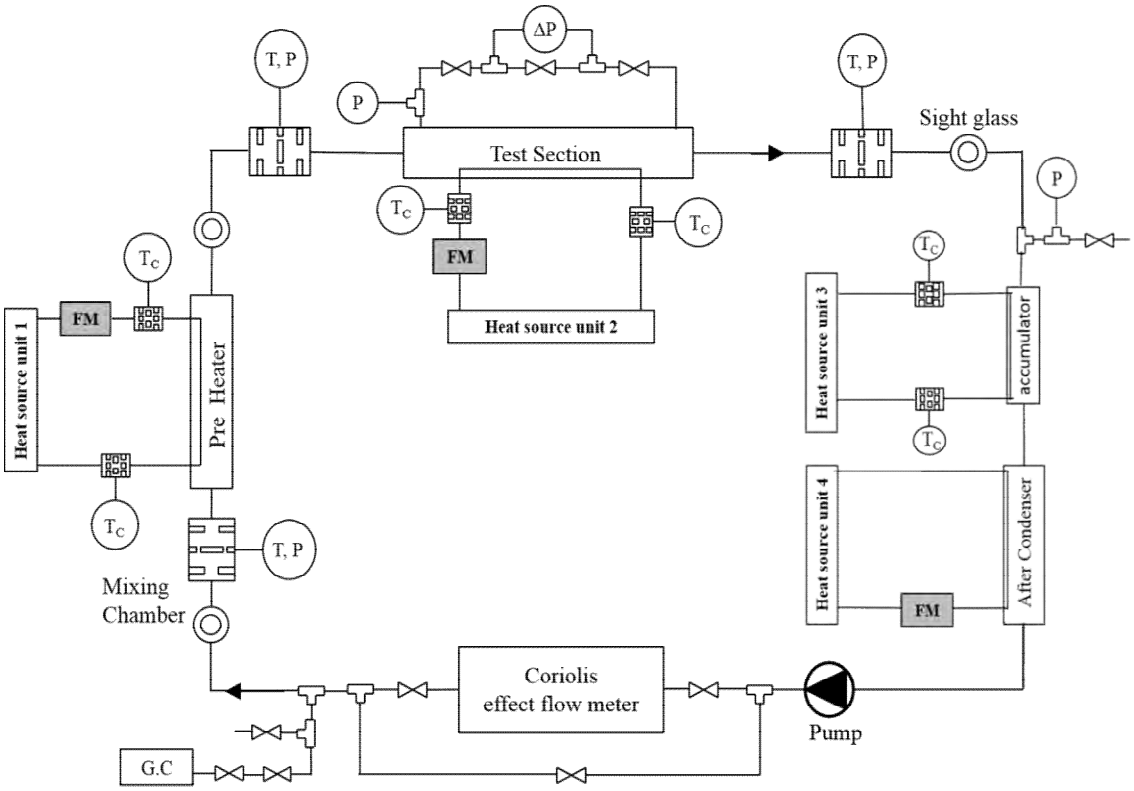
- HFO1234yf
- HFC32
- HFC32+HFO1234yf
- CF_3I

（a）実験装置

熱伝達率実験装置の概略を図②.1-1 に示す。この実験装置は液だめ(アキュムレータ)、コリオリ式流量計(東京計装株式会社 MASSMAX3300C)、電磁流量計(東京計装株式会社 EGM1100C)、熱源ユニット(Lauda 社製プロセス用循環恒温水槽インテグラル T、EYELE 社製、トーマス科学機械株式会社製循環式低温恒温槽)、サイトグラス、混合室、マイクロポンプ(中央理化 GC-M23-PV5)、プレヒーター(日阪製作所 BXC-006-45NU-50)、アフターコンデンサー(日阪製作所 BXC-006-45NU-50)、テストセクションから構成される。

マイクロポンプから出た冷媒は、コリオリ式流量計で質量流量を計測された後、プレヒーターで加熱される。その後、混合器で圧力と温度が計測され、テストセクションへ入る。テストセクション内には熱電対が挿入されており、内部の壁面温度が測定される。テストセクションを出た冷媒は液だめ、アフターコンデンサーで冷却されマイクロポンプへ戻る。以上がサイクルの構成である。テストセクションにおける冷媒と熱原水の流れ方向(上昇流、下降流)は四方バルブで切り替えることができる。また、ポンプ後方とテストセクション前後に設置されたサイトグラスによってサイクル内の冷媒の状態を観察することができる。冷媒流量はマイクロポンプの回転数によって調節され、圧力はプレヒーター入口、テストセクション入口・出口、差圧計前で圧力変換機を用いて測定される。熱電対、圧力変換機、コリオリ式流量計の出力値の読み込みにはデータロガー(ケースレーインスツルメンツ株式会社製 スイッチング機能付 DMM3706 型)を用いている。

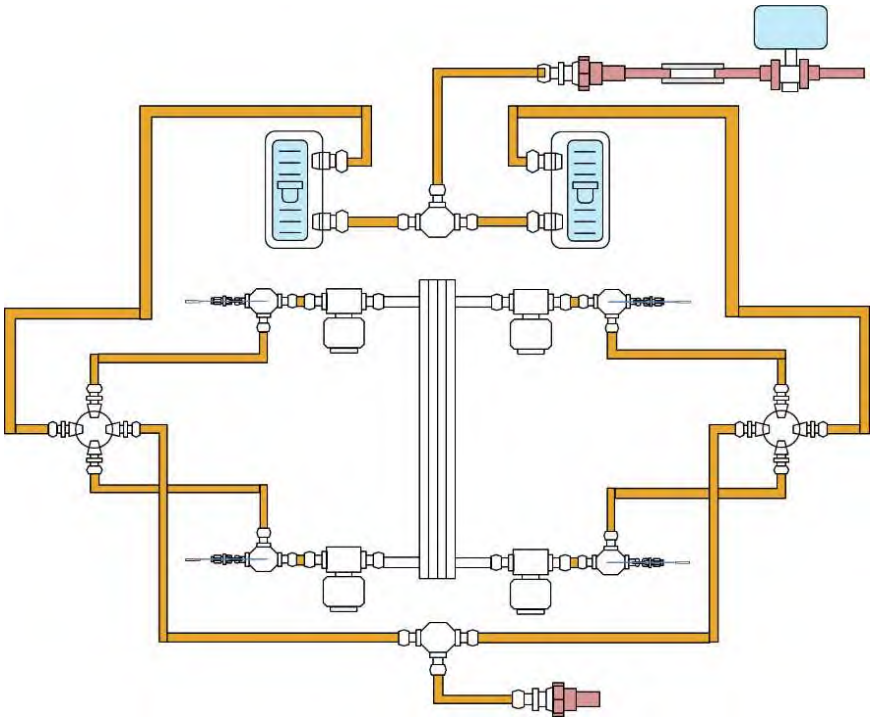
本実験では冷媒として HFC32 および HFO1234yf などを使用し、熱原水としてプレヒーター、液だめ、テストセクションには水、アフターコンデンサーには凍結防止のため水-グリコール混合液を使用している。



図②.1-1　実験装置概略

テストセクションに供給する熱源水の配管流路を図②.1-2 に示す。テストセクションの水配管は熱源ユニット、電磁流量計、面積式流量計(COFLOC 製)、四方バルブ、フィルター、熱電対から構成される。熱源ユニットを出た熱源水はホースを通り、電磁流量計に入り流量を測定した後、ホース、HT 管、銅管を通り T 字継手によって二手に分岐される。分岐した熱源水は面積式流量計で流量を調節され、四方バルブを通りテストセクションへと流入する。テストセクションへと流入する熱源水は四方バルブによって上部流入と下部流入に切り替えることができる。テストセクション出入口前後にフィルターと T 型熱電対が設置されており、フィルターにより混合された熱源水の温度を測定している。

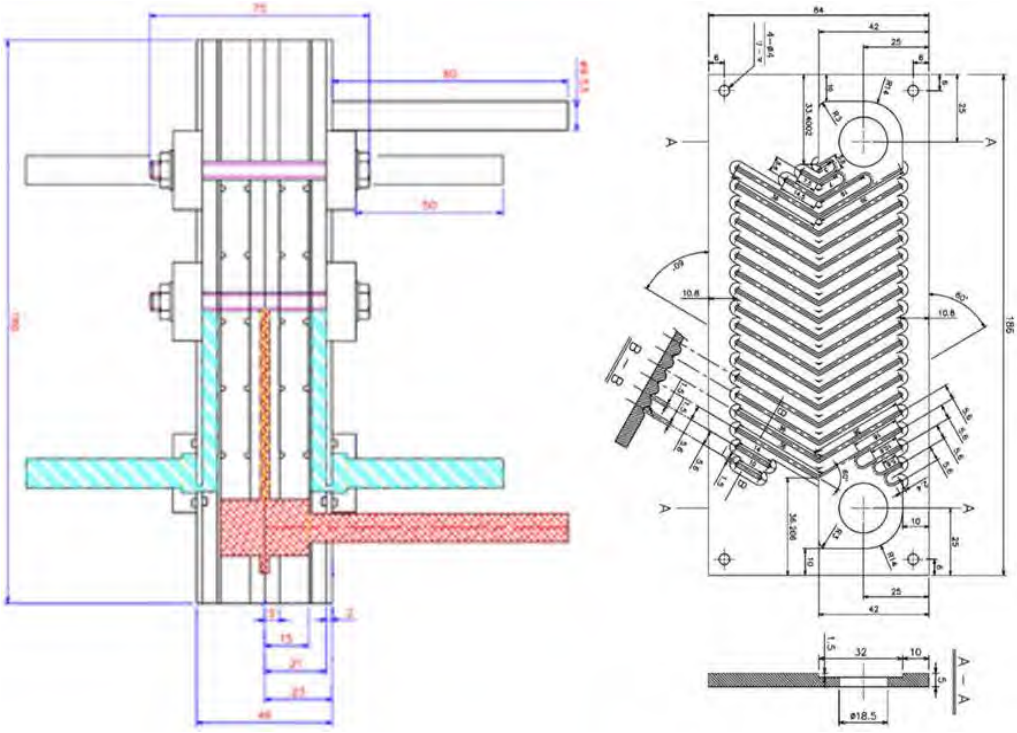
プレヒーターおよびアフターコンデンサー側の配管は、熱源ユニット、フィルター、電磁流量計、熱電対、ニードルバルブから構成される。熱源ユニットを出た熱源水はホース(トヨシリコンホースチューブ)を介して電磁流量計を通り、耐熱性塩化ビニル管(HT 管)および銅管を通ってプレート式熱交換器で熱交換を行う。熱交換器前後にフィルターと T 型熱電対が設置されており、フィルターで混合された水の温度を計測している。熱交換器を通過した後、再び銅管、HT 管、ホースを通り熱源ユニットへと水が流れ、循環している。なお、アフターコンデンサーに関しては熱交換器内を流れた水は液だめに流入し、銅管、HT 管、ホースを通り熱源ユニットへと流れ水が循環している。流量調節はプレヒーター、アフターコンデンサーともにニードルバルブで行われる。



図②.1-2　テストセクションへの熱源配管図

図②.1-3 に本実験で用いたテストセクションの写真および詳細図を示す。 テストセクションはロウ付けされた 8 枚のプレートとヘッダーによって構成される。中心部には幅 1.5㎜、深さ 1.5㎜ のヘリボーン型の溝が形成された 2 枚のプレートが使用されている。このヘリンボーン型プレートの 2 枚の内 1 枚を逆向きにして重ね合わせることで制作されている。冷媒は 3/8 インチのステンレス管からこの 2 枚のプレートの間に形成された流路にプレート左側から流入する。

冷媒流路を形成するプレートの外側には厚さ 10 ㎜ のプレートが重ねあわされており、プレートの両面には水平方向に直径 1.6 ㎜ の溝が形成されている。 テストセクションはこのプレートに形成された溝に外径 1.6 ㎜ のステンレス管が差し込まれた状態でロウ付けされており、実験時にはこのステンレス管内に直径 0.5 ㎜ のシース K 型熱電対を差し込む。このプレートの外側には深さ 5 ㎜ のくぼみが付いた厚さ 6 ㎜ のプレートが重ね合わされており、ヘッダーに取り付けられたステンレス管から流入した熱源水がその内部を流れる。プレート流路諸元を表②.1-1 に示す。

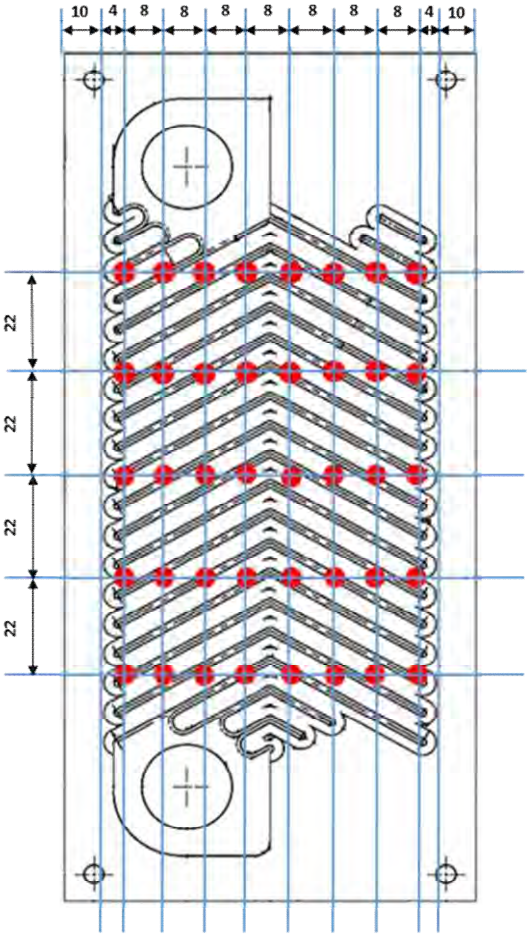


図②.1-3 テストセクション

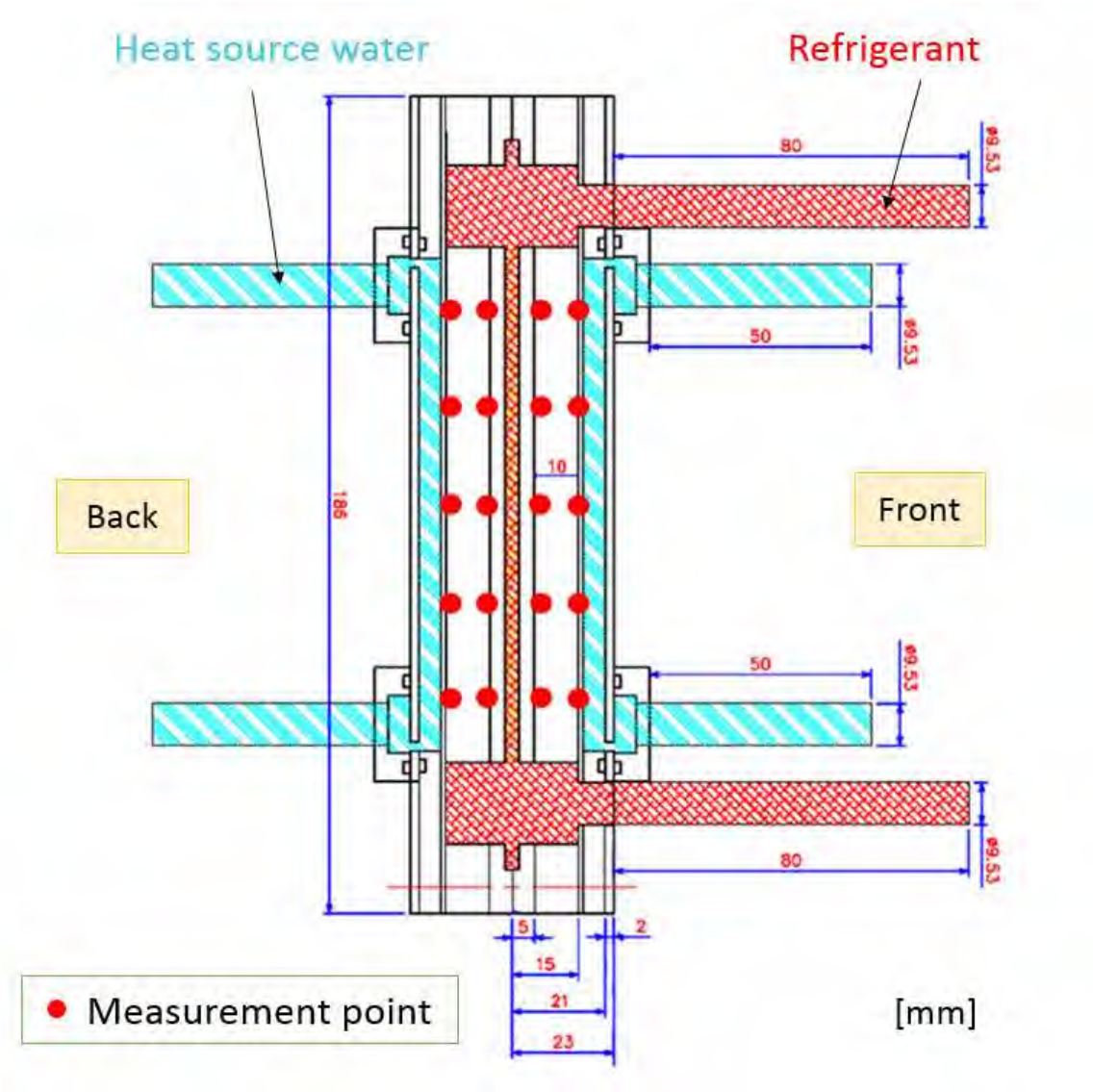
表②.1-1　テストプレート諸元

Corrugation type	Chevron
Fluid flow plate length H (mm)	117.5
Plate width W (mm)	64
Area of the plate (m^2)	0.0075
Chevron angle β (deg)	60
Corrugation pitch P (mm)	5.6
Corrugation depth (mm)	1.5
Hydraulic equivalent diameter (mm)	2.6
Inlet and outlet pipe	same side

テストセクションの壁温計測にはK型シース熱電対を使用した。図②.1-4(a)、(b)に8点計測実験時の温度測定位置(テストセクションの正面図と断面図)を示す。図4(a)はテストセクションを正面から見た場合の測定位置、同(b)は熱電対の挿入位置である。テストセクションの水平方向に8点、垂直方向に5点を4セットで合計160点の壁温を測定する。なお、水平方向の測定位置はプレートの中心部を基準とし、左右対称に各測定点の間隔を8 mmとし、合計8点とする。



図②.1-4 (a) 温度測定位置（正面）



図②.1-4 (b) 温度測定位置（断面）

（b）実験データの整理手法

局所熱伝達率を求めるため、テストセクション内の局所熱流束 q_x を一次元定常熱伝導の仮定のもと次式から求めた.

$$q_x = \lambda \frac{|T_{w,ref} - T_{w,water}|}{L_1} \qquad (②.1\text{-}1)$$

ここに、$T_{w,ref}$ は冷媒側ステンレスブロック温度（位置は図②.1-4 に示している）、$T_{w,water}$ は同水側温度、L_1 は冷媒側および水側温度測定位置間の距離、 ・ はステンレスブロックの熱伝導率である。冷媒側の内壁温を外挿により下式で求める。

$$T_{w,x} = T_{w,ref} \pm \frac{q_x L_2}{\lambda} \qquad (②.1\text{-}2)$$

L_2 は冷媒側ステンレスブロックとプレート内表面間の距離である。また、上式の符号は、凝縮試験においては和を、蒸発試験では差をとる。

局所熱伝達率は下式により求める。

$$\alpha_x = \frac{q_x}{|T_{wall,x} - T_{sat}|} \qquad (②.1\text{-}3)$$

ここで T_{sat} はテストセクション入口の圧力変換器から得られた圧力を用いて求めた飽和温度[℃]である。ただし上式は純冷媒の場合のみ適用できる。

テストセクション入口の比エンタルピーh_{in}は、プレヒーターでの冷媒熱交換量 Q_{ph} およびヒートロス Q_{loss} またはヒートゲインにより、下式により求める。

$$h_{in} = h_{phin} + \frac{Q_{ph} - Q_{loss}}{m_{ref}} \qquad (②.1\text{-}4)$$

ここに、m_{ref} は冷媒の質量流量である。配管でのヒートロスの見積もりは、円筒座標系一次元熱通過を適用し、配管材（ステンレス）および断熱材の熱伝導率、Dittus-Boelter から見積もられる冷媒側熱伝達率および外気自由対流熱伝達率を用いて算出する。

テストセクション入口から i 番目の断面平均比エンタルピーh_i および断面平均クオリティ x_i は、式(②.1-1)により算出されるテストセクション局所熱流束から局所伝熱量を求めることにより下式により得られる。

$$h_i = h_{i-1} + \frac{1}{m_{ref}} \sum_{k=1}^{8} q_{n_{i-1}} A \qquad (②.1\text{-}5)$$

$$x_i = \frac{h_i - h'}{h'' - h'} \qquad (②.1\text{-}6)$$

ここに、A は局所伝熱面積である。

（c）実験結果および考察

実験条件を表②.1-2 に示す。実用の観点から、蒸発試験は上昇流、凝縮試験は下降流で行った。質量速度、飽和温度がパラメータであり、蒸発試験においては飽和液でテストセクションへ流入し、出口で完全に飽和蒸気となるよう、また、凝縮試験では飽和蒸気で流入し、飽和液で流出するように冷却水側流量および温度を調整している。G=50 kg/(m･s) の高流量条件においては上記の条件が困難であったため、入口乾き度を何通りかに分け、複数回にわたって測定を行うことにより、全乾き度領域でデータ取得を行った。

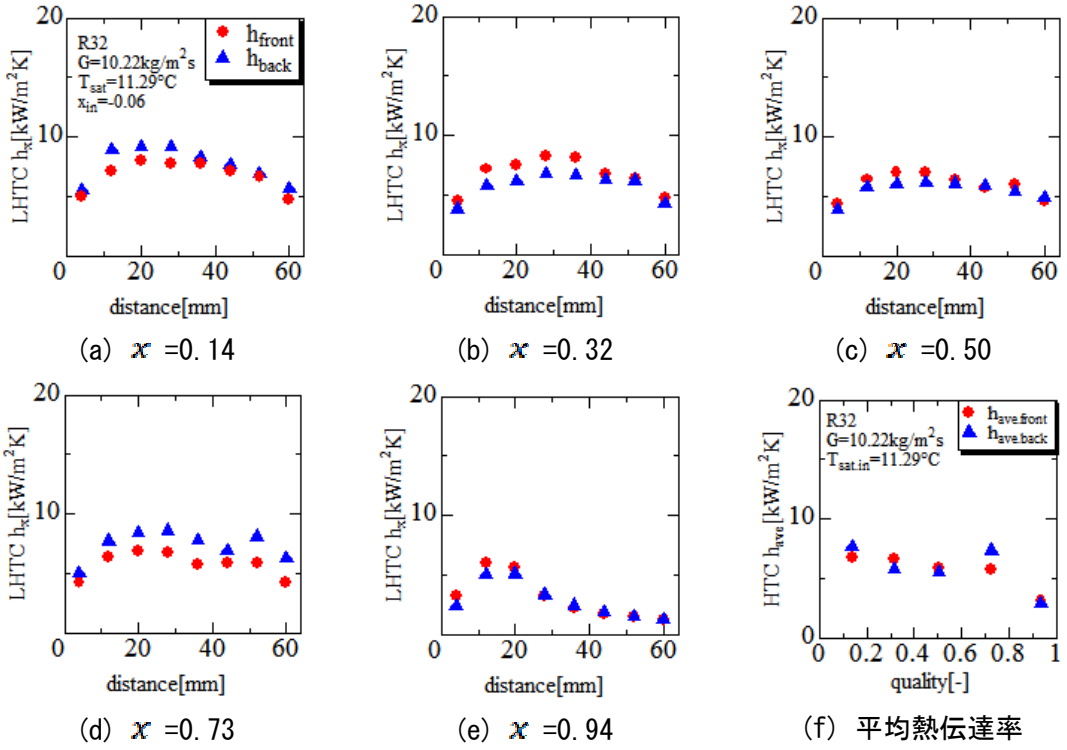
表②.1-2　実験条件

	冷媒の種類	冷媒流れ方向	質量速度 G [kg/(m²･s)]	飽和温度 [℃]	冷媒乾き度
蒸発試験	HFC32, HFO1234yf HFC32+HFO1234yf CF_3I	上昇流	10-50	10-30	0.0-1.0
凝縮試験	HFC32, HFO1234yf HFC32+HFO1234yf CF_3I	下降流	10-50	20-30	0.0-1.0

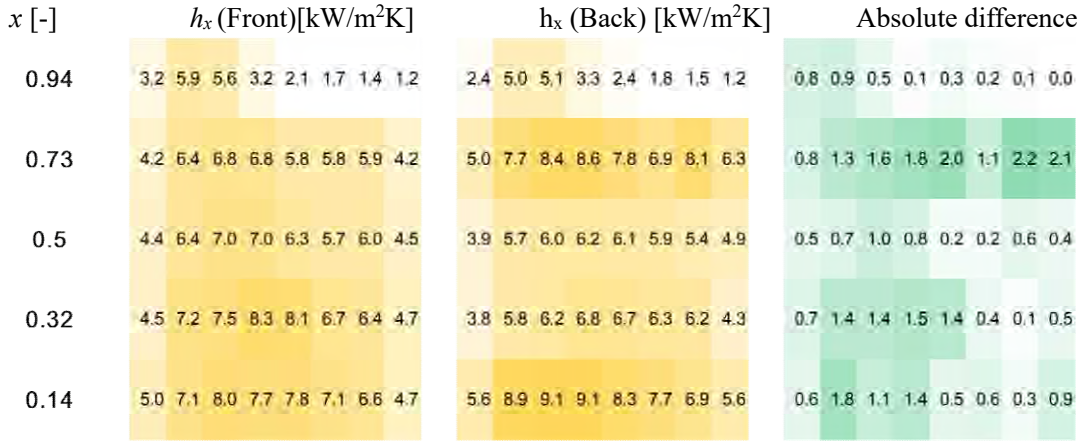
測定結果の一例として、図②.1-5 の(a)、(b)、(c)、(d)、(e)、(f)に、HFC32 の質量流束 G=10 kg/(m² s)の各乾き度(x=0.14、0.32、0.50、0.73、0.94)における局所熱伝達率分布、及び乾き度変化における平均熱伝達率分布を示す. 図より、同断面の局所熱伝達率は、いずれの乾き度においても、プレート両端が比較的小さく、冷媒の出入口のある 20mm 程度の位置において最大となることが確認できる。また、図 (f) より、断面平均熱伝達率は、乾き度の増加に伴いわずかに減少し、高乾き度の x=0.94 において急減がみられる。これはドライアウトによるものと考えられる。図②.1-6 は局所熱伝達率分布を示している。色が濃いほど熱伝達率が高い。図より、最終断面を除きおおむね均一の熱伝達率であることが視覚的に確認できる。

図②.1-7 および 8 は HFC32 の質量流束 G=50 kg/(m² s)の乾き度 0～0.5 程度の局所熱伝達率の測定結果を示しており、②.1-9 および 10 は同質量速度における乾き度 0.5～1.0 程度の測定結果である。定性的には質量速度 G=10 kg/(m² s)における測定結果と同様であるが、熱伝達率の値は G=50 kg/(m² s)の方が高くなっているが、その差異は 30%程度であり、強制対流にもかかわらず流量の影響は小さいといえる。

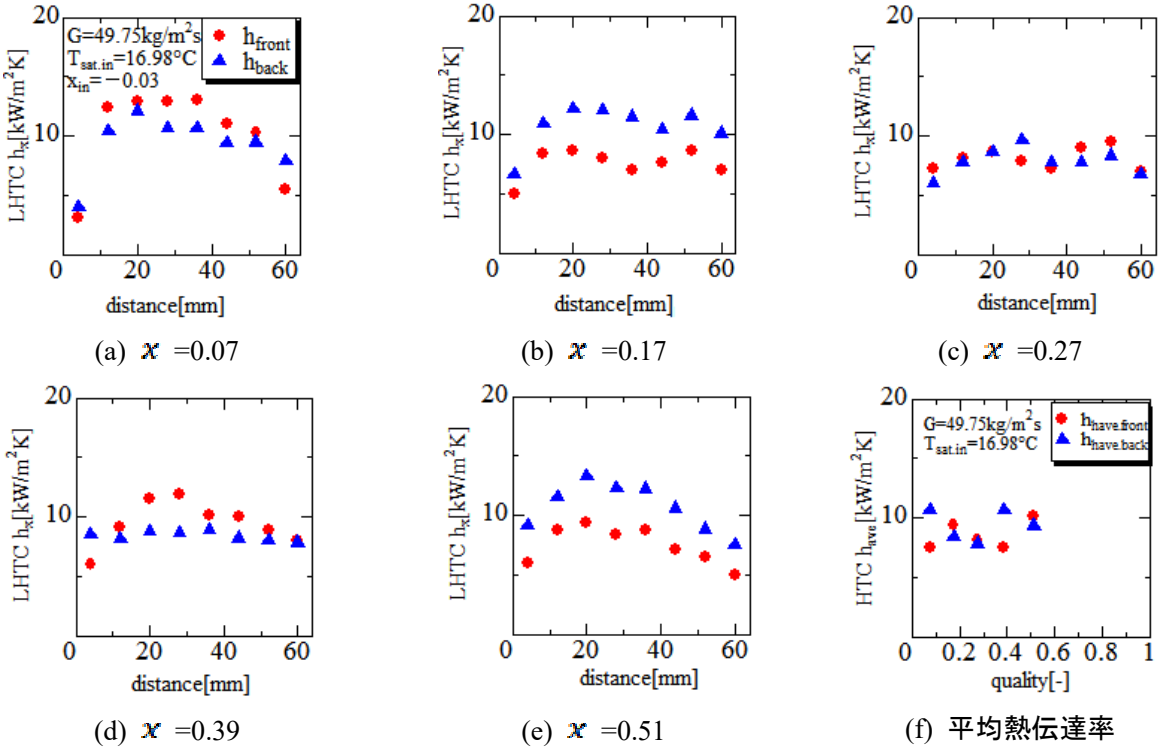
図②.1-11 および 12 はそれぞれ HFO1234yf の質量流束 G=10 および 20 kg/(m² s)における局所熱伝達率分布である。特性は HFC32 の熱伝達率分布と同様であるが、熱伝達率の値は HFC32 の熱伝達率より 30%程度小さいことがわかる。



図②.1-5　HFC32 の局所蒸発熱伝達率分布及び平均蒸発熱伝達率分布 G=10



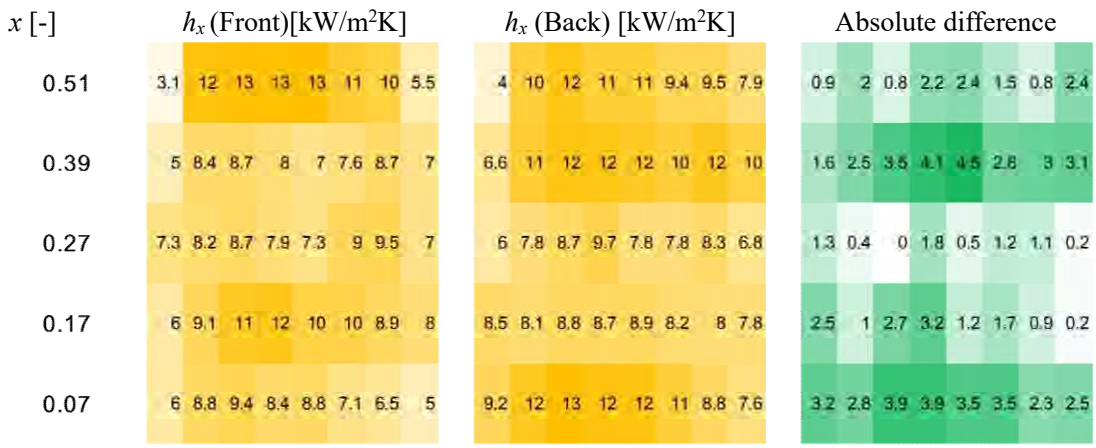
図②.1-6　Front 側から見た局所蒸発熱伝達率分布表



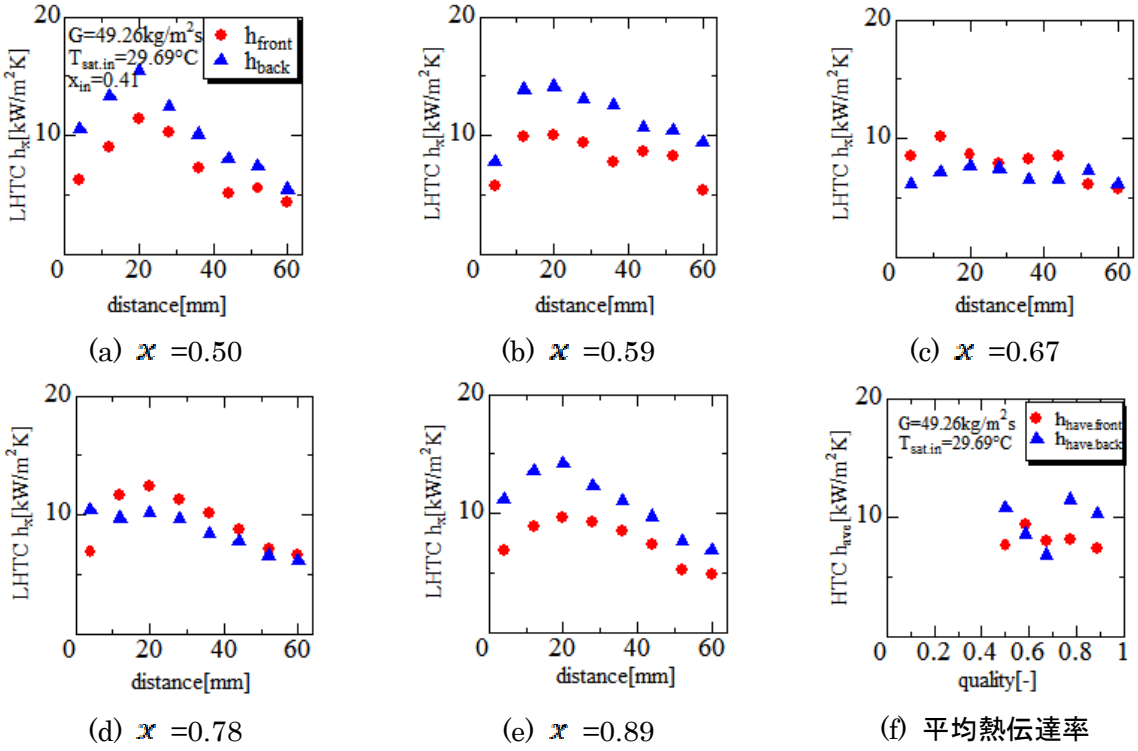
(a) x =0.07　(b) x =0.17　(c) x =0.27

(d) x =0.39　(e) x =0.51　(f) 平均熱伝達率

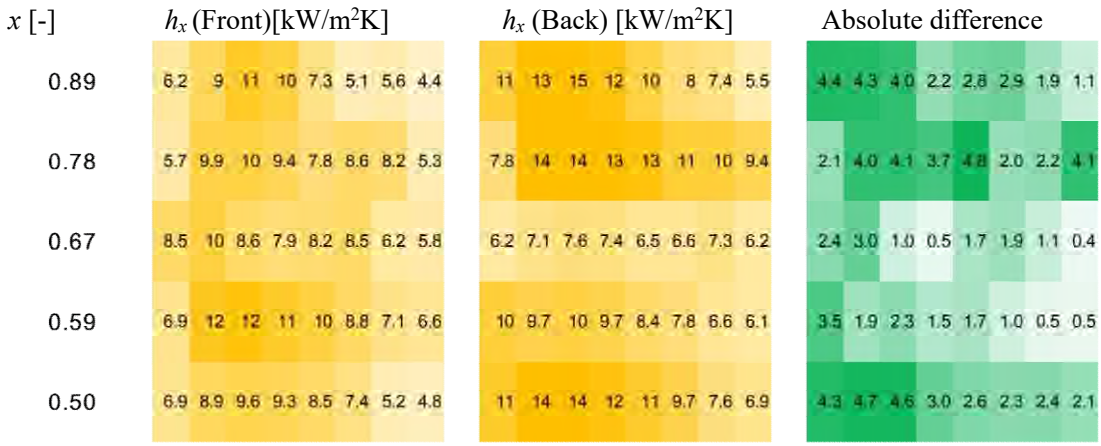
図②. 1-7　HFC32 の局所蒸発熱伝達率分布及び平均蒸発熱伝達率分布　G=50(1)



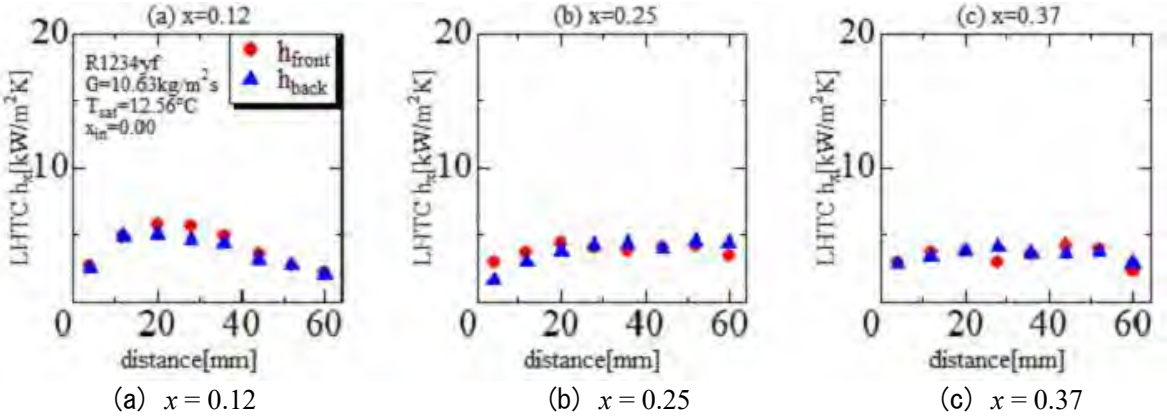
図②. 1-8　Front 側から見た局所蒸発熱伝達率分布表



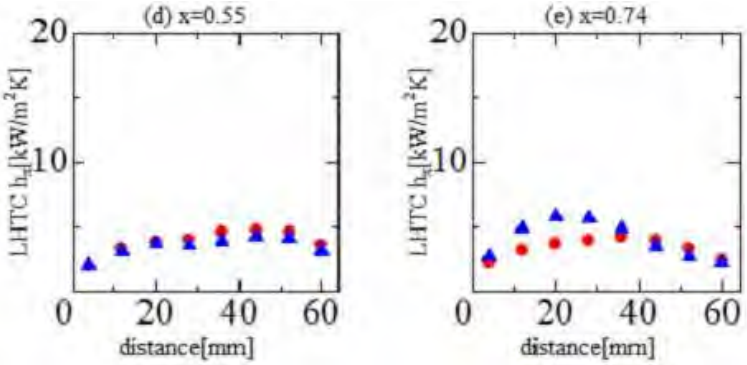
図②.1-9　HFC32 の局所蒸発熱伝達率分布及び平均蒸発熱伝達率分布 G=50(2)



図②.1-10　Front 側から見た局所蒸発熱伝達率分布表

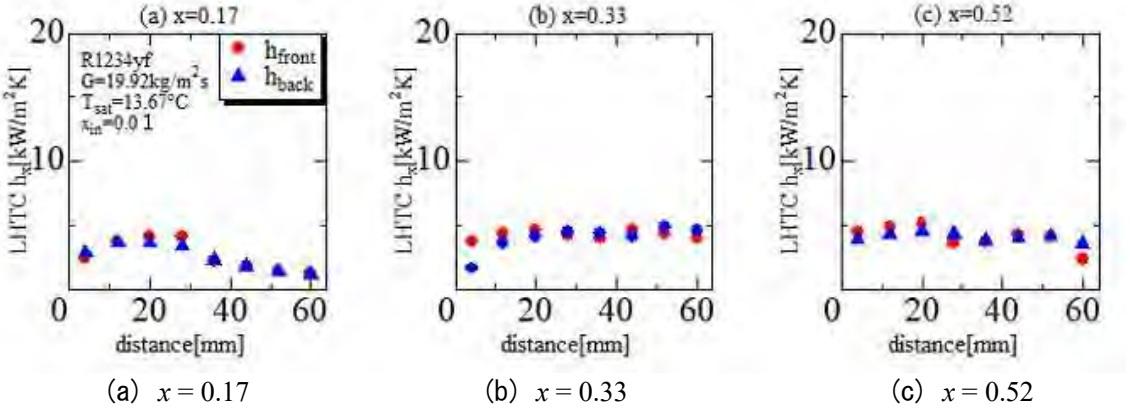


(a) $x = 0.12$　(b) $x = 0.25$　(c) $x = 0.37$

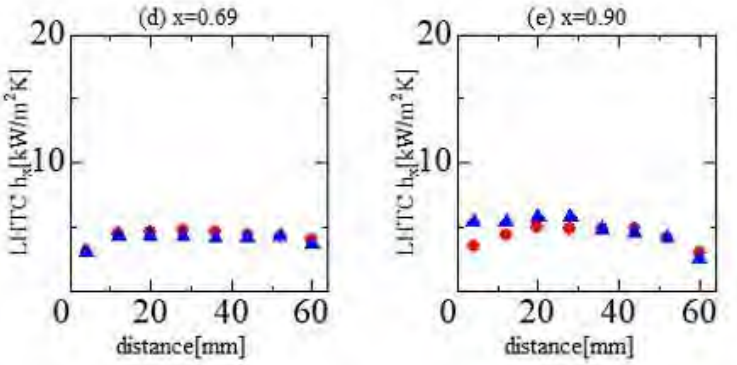


(d) $x = 0.55$　(e) $x = 0.74$

図②.1-11 HF01234yf の局所蒸発熱伝達率分布(G=10)



(a) $x = 0.17$　(b) $x = 0.33$　(c) $x = 0.52$



(d) $x = 0.69$　(e) $x = 0.90$

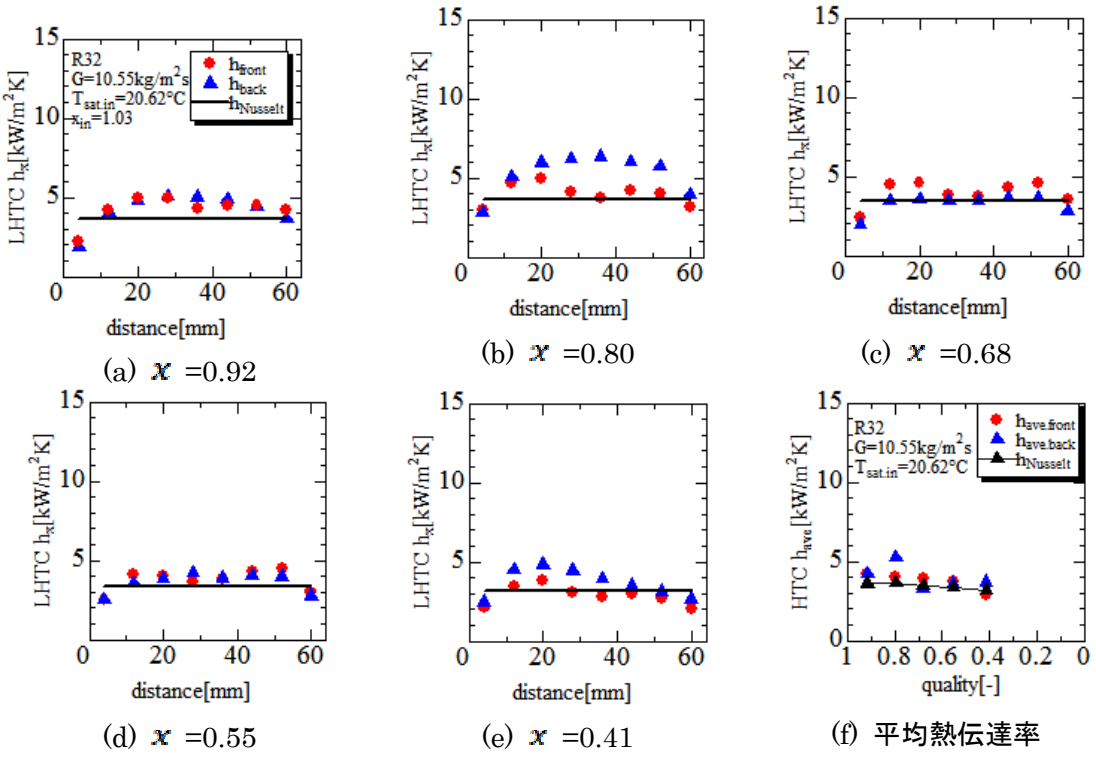
図②.1-12 HF01234yf の局所蒸発熱伝達率分布(G=20)

図②.1-13 の(a)、(b)、(c)、(d)、(e)、(f)に、HFC32 の質量流束 G=10 kg/(m^2 s)の各乾き度(x=0.92、0.80、0.68、0.55、0.41)における局所熱伝達率分布、及び乾き度変化における平均熱伝達率分布を示す。図より、同断面の局所熱伝達率は、いずれの乾き度においても、蒸発の場合と同様にプレート両端が比較的小さく、冷媒の出入口のある 20 mm 程度の位置において最大となることが確認できる。また、図 (f) より、断面平均熱伝達率は、凝縮の進行に伴いわずかに減少する。図②.1-14 は局所熱伝達率分布を示している。色が濃いほど熱伝達率が高い。図より、蒸発の場合と同様におおむね均一の熱伝達率であることが視覚的に確認できる。

図②.1-15 から 20 は HFC32 の質量流束 G=50 kg/(m^2 s)の乾き度 0-1.0 程度の局所熱伝達率の測定結果を示している。G=10 kg/(m^2 s)の場合と同様に、両端の熱伝達率が比較的小さいことがわかる。また、凝縮の進行に伴いわずかに熱伝達率が低下する傾向がみられる。

図②.1-21 は HFO1234yf の質量流束 G=10 kg/(m^2 s)における局所熱伝達率分布である。特性は HFC32 の熱伝達率分布と同様であるが、熱伝達率の値は HFC32 の熱伝達率の 50%以下である。

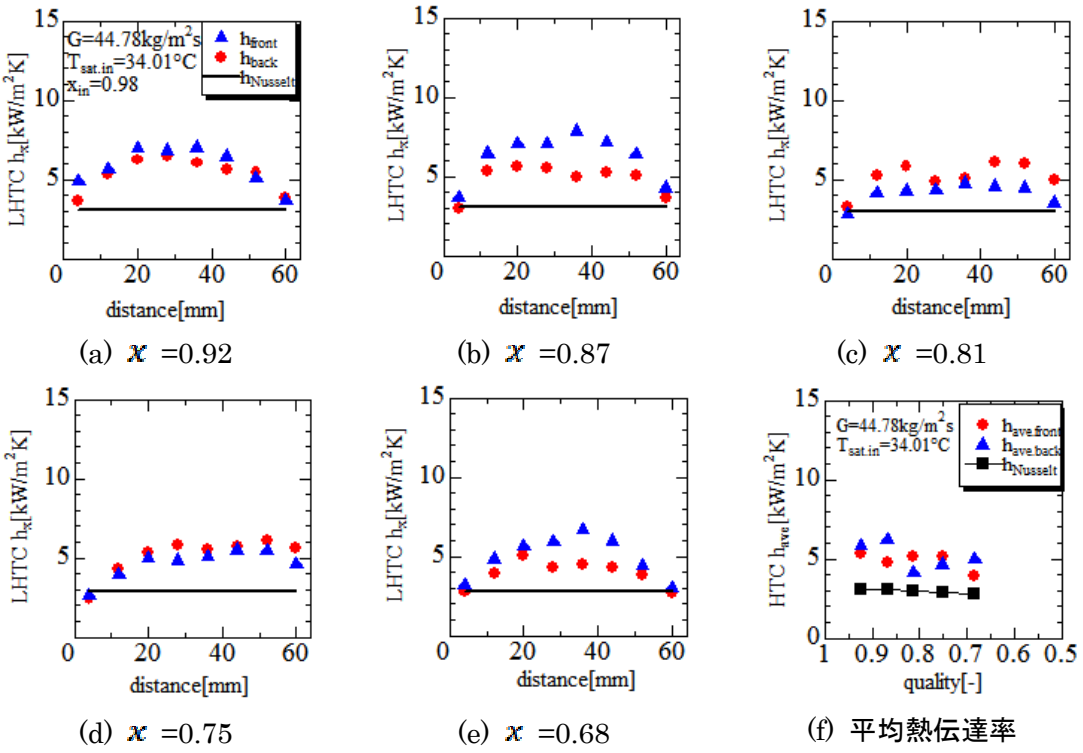
図②.1-21 は、本プロジェクトで取得した G=20 kg/(m^2 s)におけるデータと、過去に関連プロジェクトで取得した HFO1234ze(E)の凝縮熱伝達率データとの比較を示している。図より、HFO1234ze(E)と HFO1234yf の凝縮熱伝達率は同程度の値であり、HFC32 は他冷媒の 2 倍程度の高い熱伝達率を示していることが確認できる。



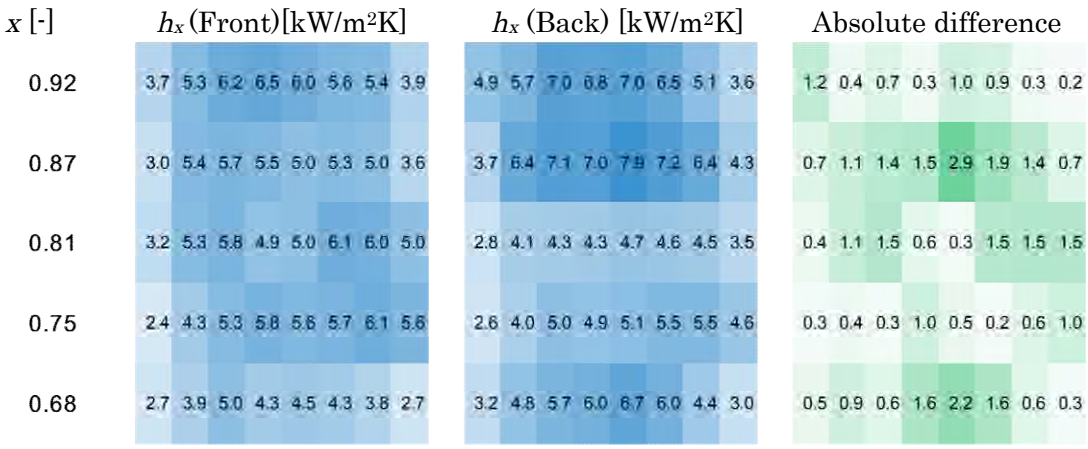
図②. 1-13　HFC32 の局所凝縮熱伝達率分布及び平均熱伝達率分布 G=10

x [-]	hx (Front)[kW/m²K]								hx (Back) [kW/m²K]								Absolute difference							
0.92	2.3	4.2	5.0	5.0	4.3	4.5	4.5	4.2	1.9	4.1	4.9	5.1	5.0	4.9	4.4	3.6	0.4	0.2	0.1	0.1	0.7	0.4	0.0	0.6
0.80	2.9	4.7	5.0	4.1	3.8	4.2	4.0	3.2	2.8	5.1	6.0	6.2	6.4	6.0	5.8	3.9	0.1	0.4	1.0	2.1	2.6	1.9	1.7	0.8
0.68	2.4	4.5	4.6	3.8	3.7	4.3	4.6	3.5	2.0	3.5	3.6	3.5	3.5	3.7	3.6	2.8	0.5	1.0	1.0	0.3	0.2	0.6	1.0	0.7
0.55	2.5	4.1	4.0	3.6	3.8	4.3	4.4	3.0	2.5	3.6	3.8	4.2	3.9	4.1	4.0	2.8	0.0	0.5	0.2	0.6	0.1	0.2	0.5	0.2
0.41	2.1	3.4	3.8	3.1	2.8	3.0	2.7	2.0	2.5	4.5	4.8	4.5	4.0	3.5	3.1	2.7	0.4	1.1	1.0	1.4	1.1	0.5	0.4	0.7

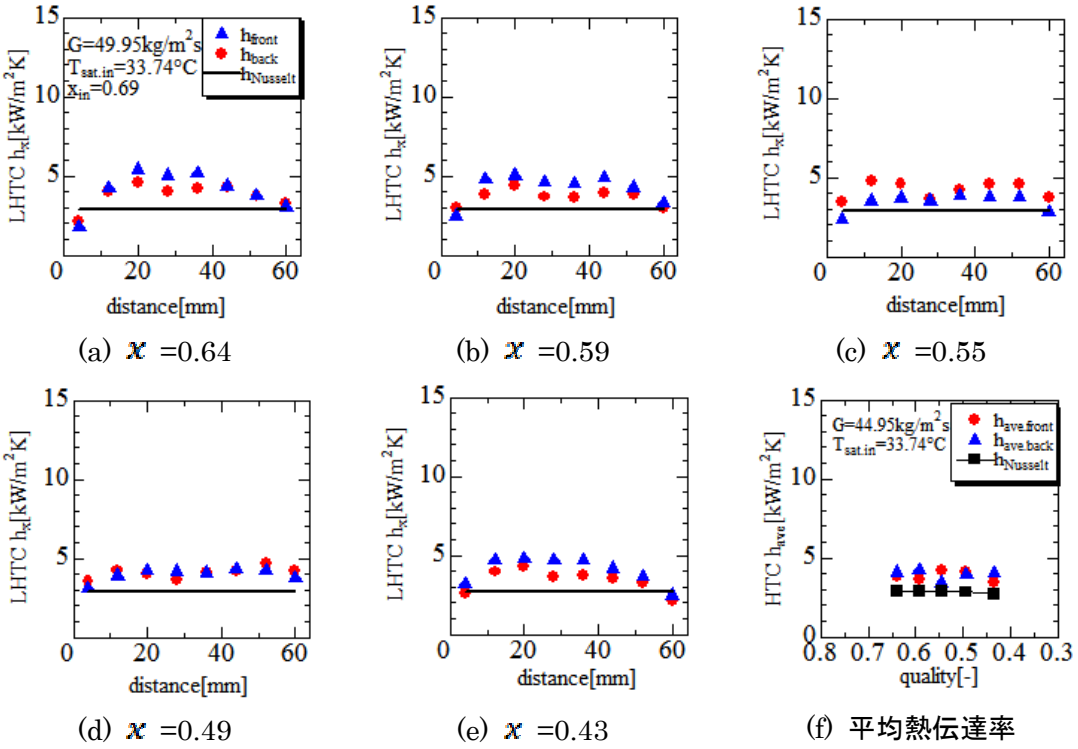
図②. 1-14　Front 側から見た局所凝縮熱伝達率分布表



図②.1-15　HFC32 の局所凝縮熱伝達率分布及び平均凝縮熱伝達率分布 G=50(1)



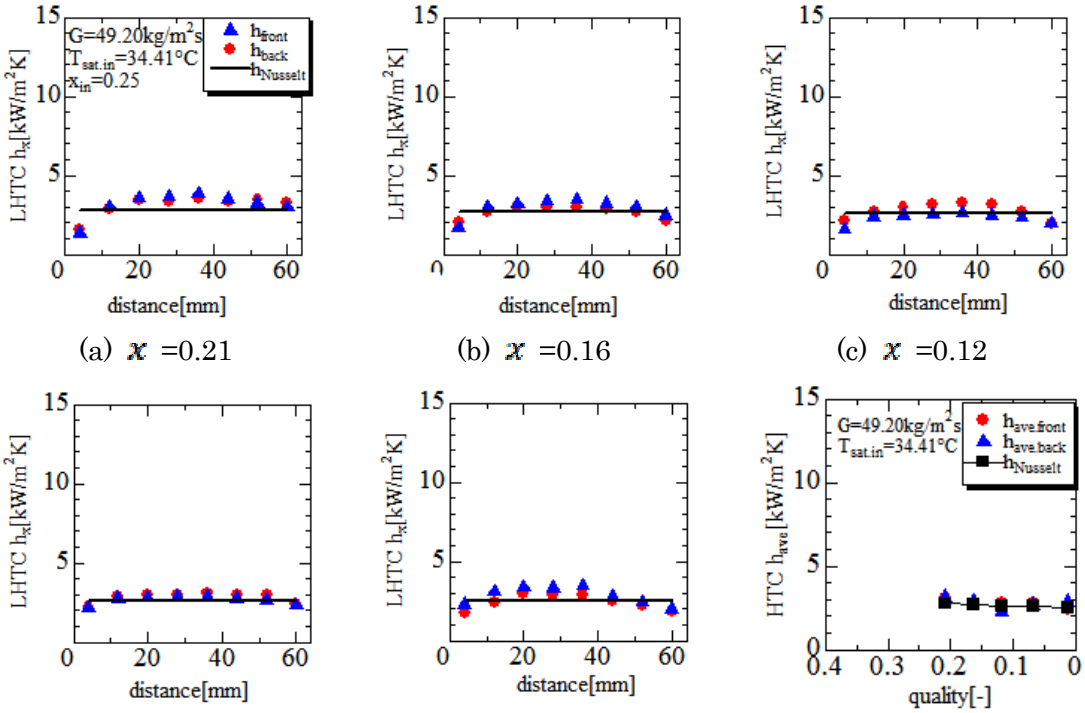
図②.1-16　Front 側から見た HFC32 の局所凝縮熱伝達率分布表



図②.1-17　HFC32 の局所凝縮熱伝達率分布及び平均凝縮熱伝達率分布 G=50(2)

x [-]	h_x (Front)[kW/m²K]								h_x (Back) [kW/m²K]								Absolute difference							
0.64	2.1	4.0	4.6	4.0	4.2	4.3	3.8	3.3	1.8	4.2	5.4	5.0	5.2	4.4	3.8	3.1	0.4	0.2	0.9	1.0	1.0	0.1	0.0	0.
0.59	3.0	3.8	4.4	3.7	3.6	3.9	3.8	3.0	2.5	4.8	5.0	4.6	4.5	4.9	4.3	3.3	0.5	1.0	0.7	0.9	0.9	1.0	0.5	0.
0.55	3.5	4.8	4.6	3.6	4.2	4.6	4.6	3.7	2.4	3.5	3.7	3.5	3.9	3.7	3.8	2.8	1.1	1.2	0.9	0.1	0.3	0.8	0.8	0.
0.49	3.6	4.3	4.0	3.7	4.1	4.2	4.7	4.2	3.1	3.9	4.2	4.2	4.1	4.3	4.2	3.7	0.4	0.4	0.2	0.5	0.0	0.1	0.5	0.
0.43	2.6	4.0	4.3	3.7	3.8	3.6	3.2	2.2	3.2	4.7	4.8	4.7	4.7	4.2	3.7	2.5	0.6	0.7	0.5	1.0	0.9	0.6	0.4	0.

図②.1-18　Front 側から見た HFC32 の局所凝縮熱伝達率分布表



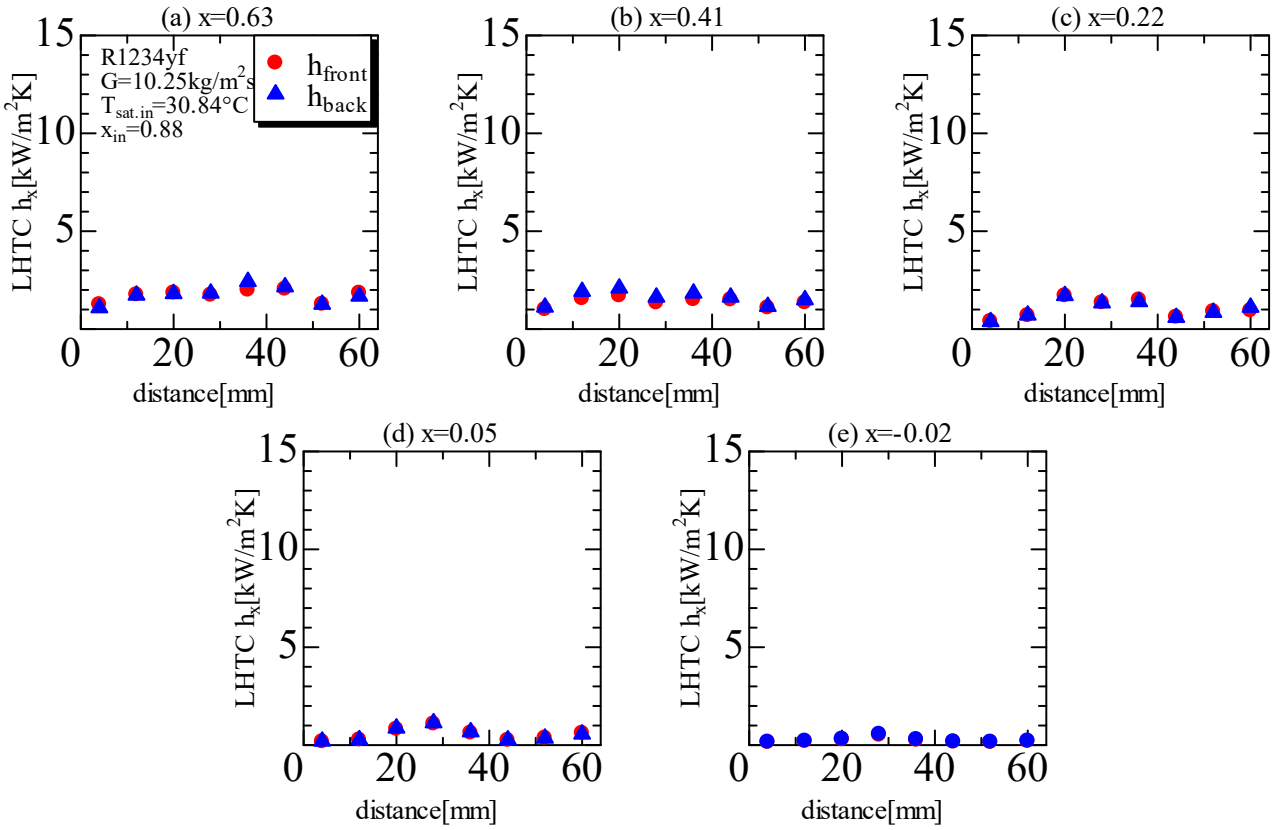
(a) x =0.21　(b) x =0.16　(c) x =0.12

(d) x =0.07　(e) x =0.01　(f) 平均熱伝達率

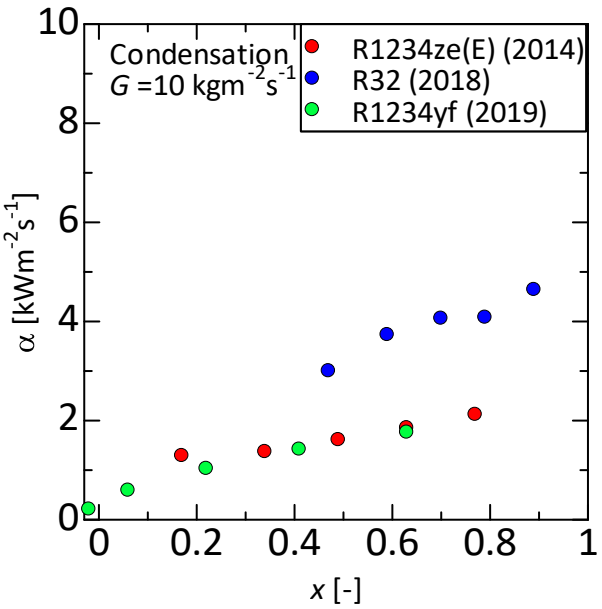
図②.1-19　HFC32 の局所凝縮熱伝達率分布及び平均凝縮熱伝達率分布 G=50(3)

x [-]	h_x (Front)[kW/m²K]								h_x (Back) [kW/m²K]								Absolute difference							
0.21	1.6	2.9	3.5	3.4	3.5	3.3	3.5	3.3	1.5	2.5	2.7	3.0	3.9	3.9	3.9	3.4	0.1	0.3	0.8	0.3	0.4	0.5	0.5	0.
0.16	2.0	2.7	3.0	3.0	3.0	2.9	2.7	2.1	1.8	2.5	2.7	3.1	3.1	3.2	3.7	2.8	0.2	0.2	0.3	0.1	0.1	0.3	1.0	0.
0.12	2.1	2.7	3.0	3.2	3.3	3.2	2.7	1.9	1.5	2.3	2.5	2.6	2.4	2.2	2.2	1.9	0.6	0.5	0.5	0.6	0.9	0.9	0.5	0.
0.07	2.2	2.9	3.0	3.0	3.1	2.9	3.0	2.4	1.8	2.7	2.8	2.9	2.6	2.8	2.8	2.0	0.5	0.2	0.2	0.1	0.5	0.1	0.2	0.
0.01	1.7	2.4	3.0	2.9	2.9	2.5	2.2	1.9	2.0	3.3	3.6	3.5	3.1	2.8	2.5	2.2	0.2	0.9	0.7	0.6	0.2	0.3	0.2	0.

図②.1-20　Front 側から見た HFC32 の局所凝縮熱伝達率分布表



図②. 1-21　HFO1234yf の局所凝縮熱伝達率分布及び平均凝縮熱伝達率分布（G=10 kg/(m^2 s)）



図②. 1-22　凝縮熱伝達率データの比較

次に、各種冷媒の熱伝達データの比較を行った。図 ②.1-23 には、断面平均の蒸発熱伝達率を、冷媒ごとにプロットした結果を示している。なお、図中には比較のため過去に当研究グループで測定した HFO1234ze(E) [1] の結果も併せて示している。図より、いずれの質量速度においても HFC32 の熱伝達率が最も高いことが確認できる。また、混合冷媒においては、R32 の質量濃度が低いほど熱伝達率は低下し、HFC32+HFO1234yf 21.5/78.5 mass% の熱伝達率は純冷媒 HFO1234yf の値より低くなることが明らかとなった。図 ②.1-24 は、同様に凝縮熱伝達率の断面平均値を示している。蒸発熱伝達と同様に、HFC32 の熱伝達率が最も高いことが確認できる。また、混合冷媒の熱伝達率は純冷媒より著しく低いことがわかる。液膜内部の濃度勾配の影響であるものと考えられる一方で、蒸発熱伝達の結果とは異なる傾向を示しているので、データ整理にミスがないか検討中である。

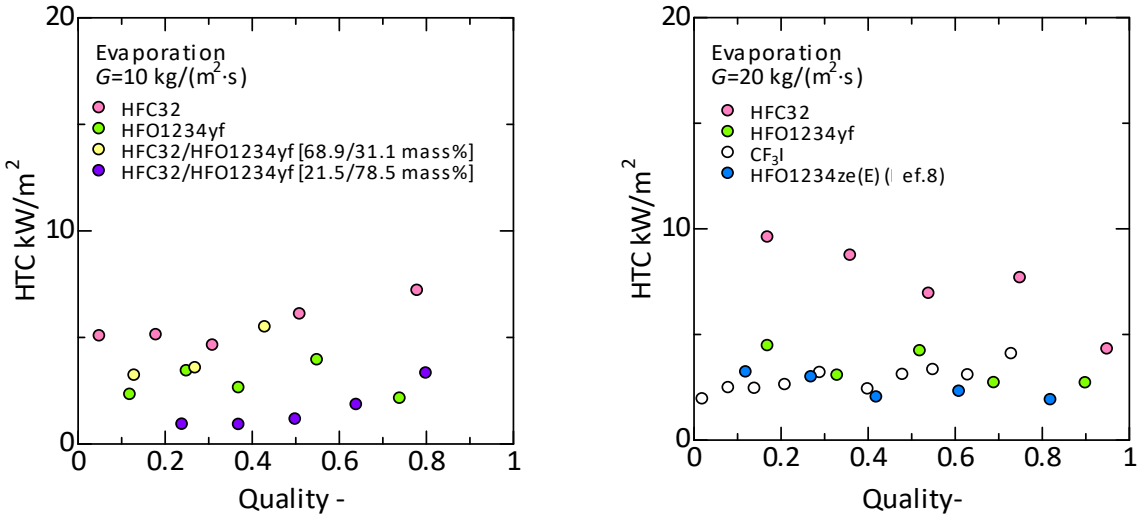


図 ②.1-23 測定対象冷媒の断面平均蒸発熱伝達率

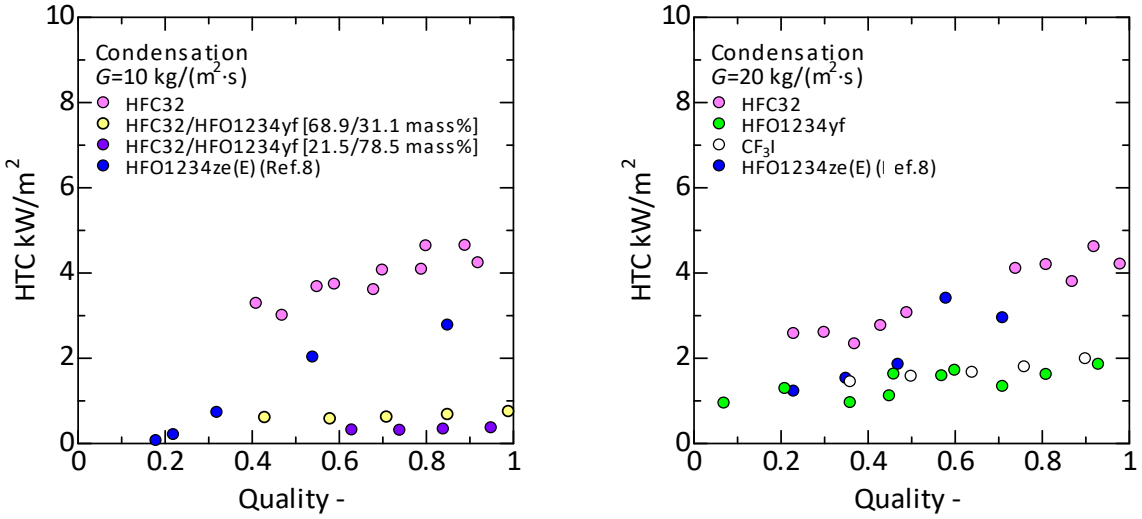
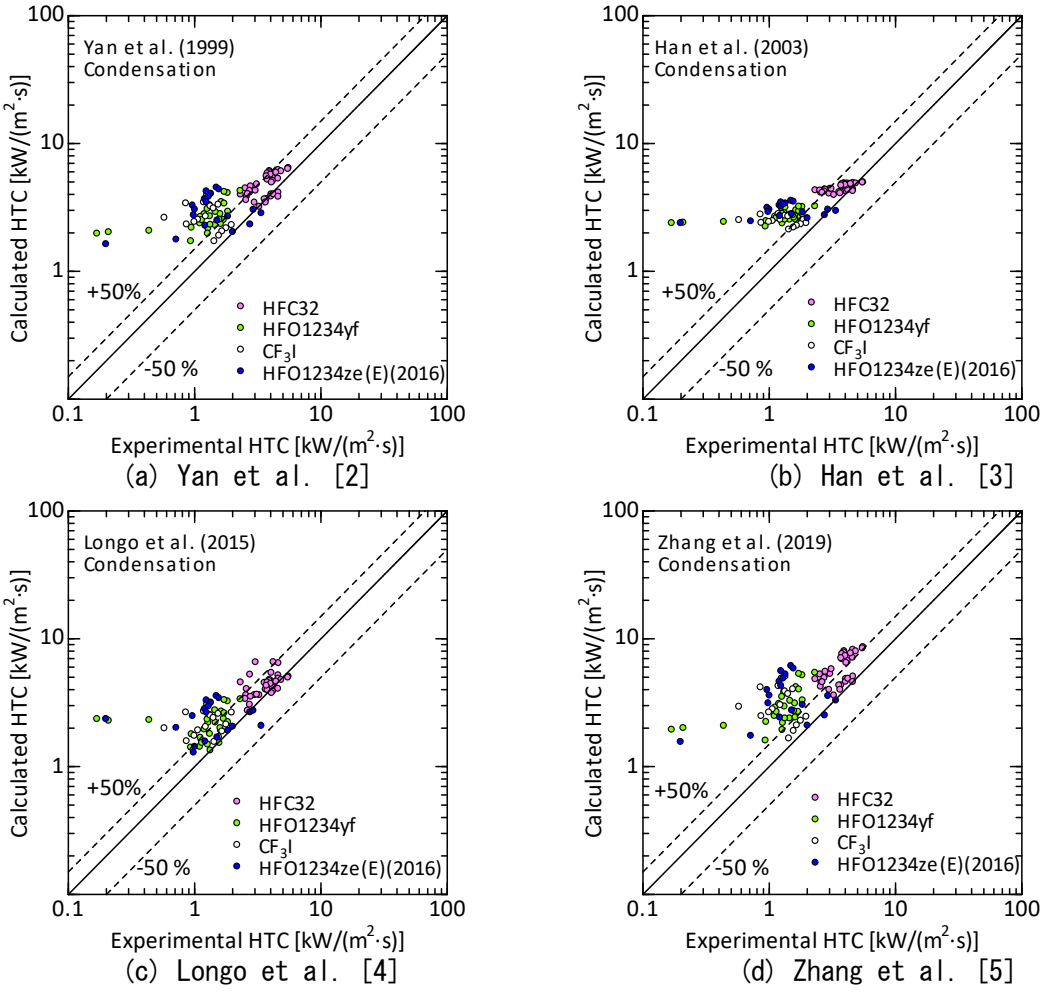


図 ②.1-24 測定対象冷媒の断面平均凝縮熱伝達率

実験データを基に、凝縮および蒸発熱伝達整理式を検討した。既存の凝縮熱伝達率の整理式[2]-[5]と、本研究の比較データとの比較結果を図②.1-25 に示す。検討のため、過去に本研究グループにより実施した HFO1234ze(E)の測定結果[1]も用いている。図より、いずれの整理式においても、HFC32 の計算値の測定値との偏差は他の冷媒の結果より小さいものの、他の冷媒の偏差は大きいことがわかる。ここで取り上げた整理式では、あるいは一般に、流量またはクオリティが高い領域でみられる強制対流凝縮を念頭に整理式の検討がなされており、本研究における測定範囲とは一部異なることが原因とみられる。今後検討を進め、整理式の提案を行う予定である。表 ②.1-3 に、今回の比較・検討結果および物理的に最も適切と考えられる Longo ら[3] の整理式を示しておく。

表 ②.1-3 Longo らの凝縮熱伝達整理式

Reference	Correlation
Longo et al. [4]	$h = 0.943\phi\left[\frac{k_L^3\rho_L^2 g\Delta J_{LG}}{\mu_L \Delta TL}\right]^{\frac{1}{4}} \quad (Re_{eq} < 1600)$ $h = 1.875\phi\frac{k_L}{D_h}Re_{eq}^{0.445}Pr_L^{1/3} \quad (Re_{eq} \geq 1600)$ $Re_{eq} = \frac{G\left[(1-x)+x\left(\frac{\rho_L}{\rho_V}\right)^{0.5}\right]D_h}{\mu_l}$



(a) Yan et al. [2]　(b) Han et al. [3]

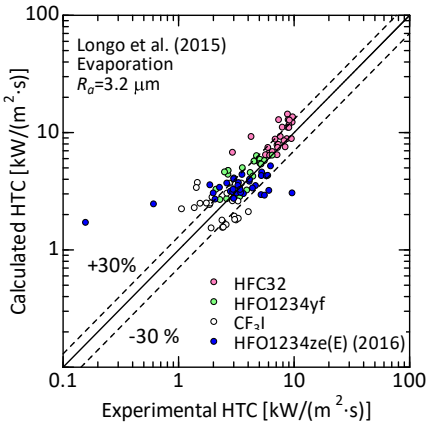
(c) Longo et al. [4]　(d) Zhang et al. [5]

図②.1-25 測定データと既存凝縮熱伝達整理式による計算結果との比較

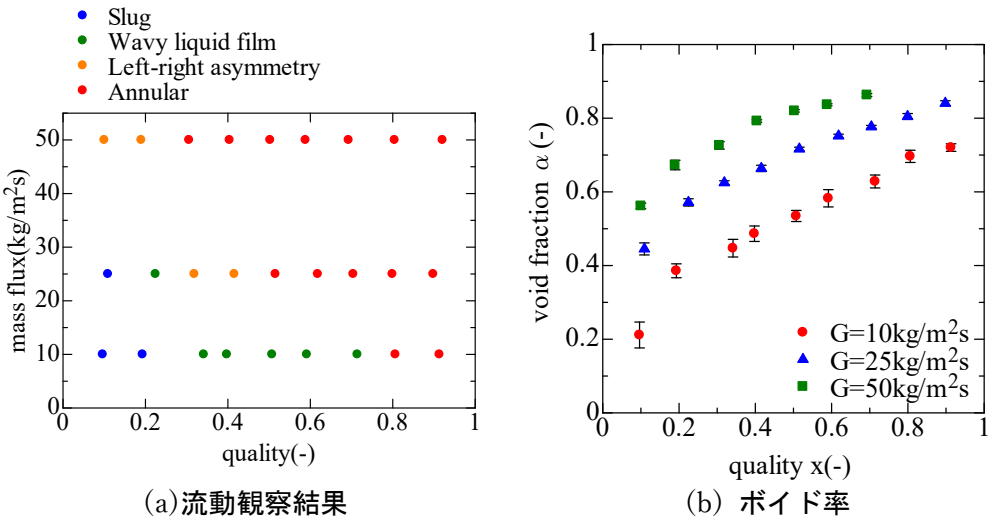
蒸発熱伝達率の整理式についても同様の検討を行った結果を図②.1-26 に示す。図に示されている Longo ら[6] の整理式が本実験データを良好に再現することが明らかになった。表面粗さ Ra_0 の値は本テストプレート(切削加工面) における標準的な値である 3.2 μm としている。なお、文献[6]に明記されていないプール沸騰に関する計算パラメータについては Gorenflo ら[7]の値を用いた。整理式の詳細は表 ②.1-4 の通りである。図より、蒸発熱伝達率の計算値はほとんどの測定値を±30%以下で再現することがわかる。整理式と大きく外れているデータはドライアウトの発生によるものであり、実用の範囲においては、本整理式でプレート式熱交換器内部の熱伝達率の予測は可能であるといえる。

非共沸混合冷媒の凝縮[8]および蒸発[9]熱伝達率の整理式は、近年になり提案され始めているものの、限られたプレート形状にのみ適用可能であり、一般性を有するには至っていないのが現状である。また、本プロジェクトにおいて取得したデータも限られた冷媒種類および測定条件であり、高精度に評価できるとはいえない。今後、冷媒の種類および実験条件を拡充してデータを取得し、評価・検討を行っていく予定である。

最後に、プレート流路の可視化観察結果およびボイド率測定結果について報告する。図②.1-27 (a)は上昇流について得られた流動観察結果である。低流量ではスラグ流が確認され、流量およびクオリティが増大すると環状流へと遷移する。図②.1-27 は、締切法により測定されたボイド率の測定結果である。一般的傾向の通り、流量およびクオリティが増加するにつれてボイド率は増大する。



図②.1-26 測定データと既存蒸発熱伝達整理式(Longo らの式)による計算結果との比較



(a)流動観察結果　　(b) ボイド率

図 ②.1-27 可視化流動監察結果およびボイド率測定結果

表 ②.1-4 Longo らの蒸発熱伝達整理式（修正）

Reference	Correlation
Longo et al. [6] Gorenflo et al. [7]	$h = MAX(h_{cb}, h_{nb})$ $h_{cb} = 0.122\phi \frac{k_L}{D_h} Re_{eq}^{0.8} Pr_L^{1/3}$ $Re_{eq} = \frac{G\left[(1-x)+x\left(\frac{\rho_L}{\rho_V}\right)^{0.5}\right]D_h}{\mu_L}$ $h_{nb} = C_{nb}\phi h_0 C_{Ra} F(p^*)\left(\frac{q}{q_0}\right)^{0.467}$ $C_{nb} = 0.58$ $h_0 = 3.58 P_f^{0.6}$ $P_f = \left[\left(\frac{dp}{dT}\right)_{VPC}/\sigma\right]_{p_0^*=0.1}$ $F(p^*) = 1.2p^{*0.27} + [2.5 + 1/(1-p^*)]p^*$ $C_{Ra} = \left(\frac{R_a}{0.4\mu m}\right)^{0.1333}$ $q_0 = 20$ $Ra_0 - 0.4$ *(Original, for smooth copper tube)* $Ra_0 = 3.2$ *(Present report, for cutting SUS304 plate)* $p_0^* = 0.1$

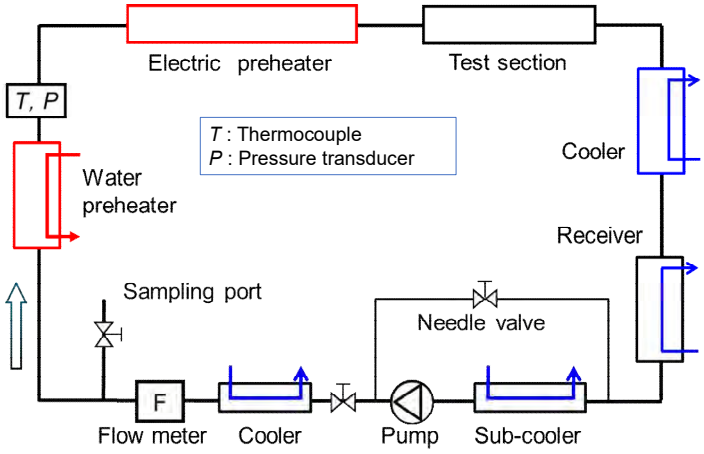
<②.1 の参考文献>

[1] K. Kariya, M. S. Mahmud, A. Miyara, 2016 Purdue Conference, 2600, (2016)
[2] Y. Y. Yan, H. C. Lio, T. F. Lin, Int. J. heat and mass transfer, 42, 993-1006, (1999).
[3] D. H. Han, K. J. Lee, Y.H. Kim, J. of the Korean Physical Society, 43, 1, 66-73, (2003).
[4] G. A. Longo, G. Righetti, Claudio Zilio, Int. J. heat and mass transfer, 82, 530-536, (2015).
[5] J. Zhang, M. R. Kærn, T. Ommen, B. Elmegaard, F. Haglind, Int. J. heat and mass transfer, 128, 136-149, (2019).
[6] G. A. Longo, S. Mancin, G. Righetti, C. Zilio, Int. J. heat and mass transfer, 91, 144-149, (2015).
[7] D. Gorenflo, U. Chandra, S. Kotthoff, A. Luke, Int. J. Refrig., 27, 492-502 (2004).
[8] X. Huang, J. Zhang, F. Haglind, Int. J. Refrig., 137, 166-167 (2022).
[9] R. Prabakaran, M. Salman, P. G. Kumar, D. Lee, S. C. Kim, Applied thermal engineering, 216, 119070 (2022).

②.2 扁平多孔管内の伝熱特性評価 （東京海洋大学）

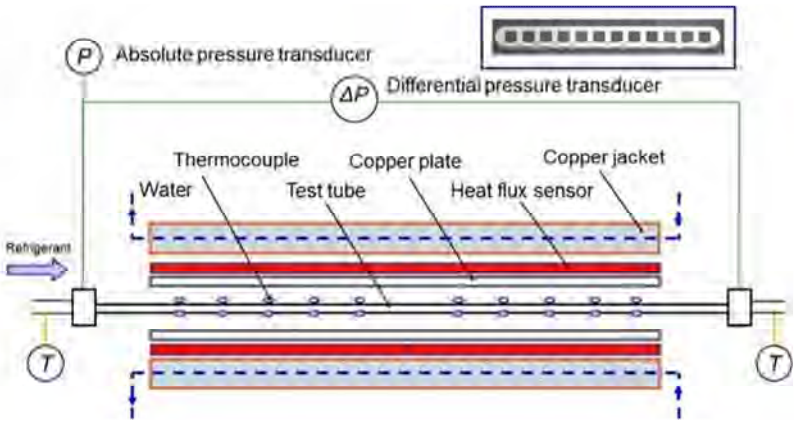
本研究では、アルミニウム製扁平多孔管内を流れる次世代冷媒の凝縮および蒸発伝熱特性について、水平扁平多孔管内での HFO 系純冷媒、2 成分混合冷媒 HFC32+HFO1234yf、HFC32+HFO1123、3 成分混合冷媒 R455A (HFC32+HFO1234yf+CO_2)、HFC32+HFO1123+HFO1234yf の凝縮および蒸発伝熱

特性の評価を行った。図②. 2-1 に本実験で用いた評価装置の概略図を示す。評価装置はポンプを用いた強制循環ループであり、冷媒は、ポンプ、コリオリ式流量計、水予熱器および電気予熱器を経て、テストセクションへ流入される。冷媒はテストセクションにて凝縮あるいは蒸発し、その後、冷却器、レシーバおよび過冷却器を経てポンプへ戻る。本評価では、冷媒の質量速度、クオリティ、熱流束をパラメータとし、熱伝達率および圧力損失の測定を行った。混合冷媒の循環組成は、流量計出口で少量の液冷媒をサンプリングし、気化膨張後にガスクロマトグラフィにより分析した。



図②. 2-1　実験ループ

図②. 2-2 に本評価で用いたテストセクションの概略図を示す。試験扁平多孔管は水平に設置されており、銅製ジャケット内を流れる水によって冷却あるいは加熱される。熱流束条件は銅製ジャケット内を流れる水温により調整される。試験扁平多孔管と銅製ジャケットの間には熱流束センサーが挿入されており、管壁面を通過する熱流束を測定した。扁平多孔管の外壁面温度は、試験伝熱管の外壁面に取り付けた K 型熱電対により測定した。また、テストセクション前後での冷媒の圧力および圧力損失は、テストセクション出入口にて絶対圧変換器および差圧変換器を用いて測定した。



図②. 2-2　テストセクション

図②. 2-3 に試験伝熱管に用いた扁平多孔管の流路断面図を示す。試験伝熱管は 12 の矩形流路から構成され、管厚さは 1.5 mm、管幅は 16 mm、水力直径は 0.82 mm である。

図②.2-3　試験扁平多孔管の断面図

テストセクション入口のクオリティ x は、電気予熱器前に設けた冷媒混合器で測定した冷媒のバルク温度及び圧力から求めた比エンタルピーを基準に、電気予熱器での加熱量から算出した。沸騰熱伝達率は次式で求めた。

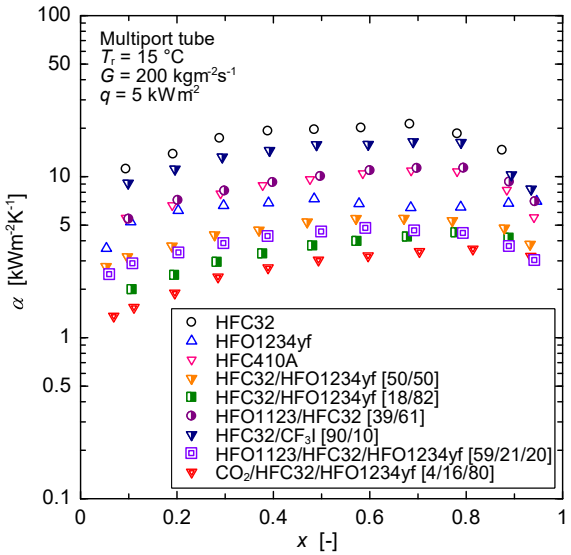
$$\alpha = \frac{q}{T_w - T_r} \qquad (②.2\text{-}1)$$

ここに、q は管内実伝熱面積基準の熱流束、T_w は管内壁面温度、T_r は冷媒温度である。管内壁面温度は測定した管外壁面温度から一次元熱伝導を仮定して求めた。凝縮熱伝達率は次式で求めた。

$$\alpha = \frac{q}{T_r - T_w} \qquad (②.2\text{-}2)$$

本プロジェクトでは純冷媒 HFC32、HFO1234yf、2 成分混合冷媒 R410A、HFC32+HFO1234yf、HFO1123+HFC32、HFC32+CF_3I、3 成分混合冷媒 HFO1123+HFC32+HFO1234yf、CO_2+HFC32+HFO1234yf の凝縮熱伝達および圧力損失の評価を行った。

図②.2-4 に、本プロジェクトで評価した純冷媒 HFC32、HFO1234yf、2 成分混合冷媒 R410A、HFC32+HFO1234yf [50/50 mass%、 18/82 mass%]、HFO1123+HFC32 [39/61 mass%]、HFC32+CF_3I [90/10 mass%]、3 成分混合冷媒 HFO1123+HFC32+HFO1234yf [59/21/20 mass%]、CO_2+HFC32+HFO1234yf [4/16/80 mass%]の蒸発熱伝達率を示す。蒸発熱伝達率は、管内実伝熱面積を基準とする熱流束、冷媒温度、管内壁面温度から求めた。蒸発熱伝達率は純冷媒 HFC32 が最も高い値を示した。また、R410A と比較して、HFC32+CF_3I、HFO1123+HFC32 は同等あるいは良好な蒸発熱伝達率を示し、純冷媒 HFO1234yf と比べても良好な熱伝達率を示した。一方、HFO1234yf を含む 2 成分混合冷媒 HFC32+HFO1234yf、3 成分混合冷媒 HFO1123+HFC32+HFO1234yf および CO_2+HFC32+HFO1234yf は、いずれも温度グライドが大きく、R410A および HFO1234yf と比べて低い蒸発熱伝達率を示した。



図②.2-4　純冷媒および混合冷媒の蒸発熱伝達特性

表②. 2-1～表②. 2-3 に、本プロジェクトで提案した扁平多孔管内の純冷媒および混合冷媒に対する蒸発熱伝達率の予測式、ドライアウト開始クオリティとポストドライアウト領域の熱伝達率の予測式[1]、ならびに蒸発熱伝達率の予測に必要となる水平扁平多孔管内の流動様相の遷移境界式[2]の概要を示す。この予測式は水平扁平多孔管内における純冷媒および混合冷媒に対して提案されており、核沸騰熱伝達、強制対流熱伝達および薄液膜蒸発熱伝達の寄与に加え、非共沸混合冷媒の場合は伝熱劣化の影響を考慮している。さらに、ドライアウト開始クオリティの予測およびドライアウト後の熱伝達率の予測が含まれる。

表②. 2-１　扁平多孔管内における純冷媒および混合冷媒の蒸発伝達率の予測式[1]

- Boiling heat transfer coefficients for mixed refrigerants:

$$\alpha_{\mathrm{mix}} = \left(\alpha_{\mathrm{cb,mix}}^3 + \alpha_{\mathrm{nb,mix}}^3\right)^{1/3}$$

$$\alpha_{\mathrm{cb,mix}} = \max\left(\alpha_{\mathrm{fc,mix}},\ \alpha_{\mathrm{lf,mix}}\right)$$

$$\alpha_{\mathrm{fc,mix}} = \alpha_{\mathrm{fc,id}},\quad a_{\mathrm{lf,mix}} = \left[\frac{1}{\alpha_{\mathrm{lf,id}}} + \left(\frac{B_{\mathrm{mlf}} x c_{p\mathrm{V}} \Delta T_{\mathrm{glide}}}{\Delta h_{\mathrm{LV}}}\right)\frac{1}{a_{\mathrm{V}}}\right]^{-1}$$

B_{mlf} = 8 for annular and churn flows

B_{mlf} = 16 for intermittent (plug) and slug-annular flows

$$\alpha_{\mathrm{nb,mix}} = \alpha_{\mathrm{nb,id}}\left\{1 + \frac{\Delta T_{\mathrm{glide}}}{(q/a_{\mathrm{nb,id}})}\left[1 - \exp\left(\frac{-4\times10^3 q}{\rho_{\mathrm{L}}\Delta h_{\mathrm{LV}}}\right)\right]\right\}^{-1} \quad \text{for binary mixtures}$$

$$\alpha_{\mathrm{nb,mix}} = \alpha_{\mathrm{nb,id}}\left\{1 + \frac{\Delta T_{\mathrm{glide}}}{(q/a_{\mathrm{nb,id}})}\left[1 - \exp\left(\frac{-9\times10^3 q}{\rho_{\mathrm{L}}\Delta h_{\mathrm{LV}}}\right)\right]\right\}^{-1} \quad \text{for ternary mixtures}$$

- Terms of forced convection heat transfer:

$$\alpha_{\mathrm{fc,id}} = \left[1 + 1.32\left(\frac{x}{1-x}\right)^{0.87}\left(\frac{\rho_{\mathrm{L}}}{\rho_{\mathrm{V}}}\right)^{1.61}\left(\frac{\mu_{\mathrm{V}}}{\mu_{\mathrm{L}}}\right)^{1.55}\right]\alpha_{\mathrm{L}}$$

$$\alpha_{\mathrm{L}} = 0.023\frac{\lambda_{\mathrm{L}}}{D_{\mathrm{h}}}\left\{\frac{G(1-x)D_{\mathrm{h}}}{\mu_{\mathrm{L}}}\right\}^{0.8}\left(\frac{\mu_{\mathrm{L}} c_{p\mathrm{L}}}{\lambda_{\mathrm{L}}}\right)^{0.4}$$

- Terms of thin liquid film evaporation heat transfer:

$$\alpha_{\mathrm{lf,id}} = 65\frac{\lambda_{\mathrm{L}}}{D_{\mathrm{h}}}\beta^{1.4}Ca^{-0.1} \quad \text{for annular and churn flows}$$

$$\alpha_{\mathrm{lf,id}} = 230\frac{\lambda_{\mathrm{L}}}{D_{\mathrm{h}}}\beta^{1.4}Ca^{-0.05}\left(\frac{\rho_{\mathrm{V}}}{\rho_{\mathrm{L}}}\right)^{0.25}F_{\mathrm{dp}} \quad \text{for intermittent (plug) and slug-annular flows}$$

where $\beta = \dfrac{x}{x + (1-x)(\rho_{\mathrm{V}}/\rho_{\mathrm{L}})}$,　$Co = \sqrt{\sigma/\{g(\rho_{\mathrm{L}} - \rho_{\mathrm{V}})\}}\,/D_{\mathrm{h}}$

$$F_{\mathrm{dp}} = \min\left[7.8Co^{-1.0}\left(\frac{q}{G\Delta h_{\mathrm{LV}}}\times10^4\right)^{-0.3}\left(\frac{\rho_{\mathrm{V}}}{\rho_{\mathrm{L}}}\right)^{0.2}\left(\frac{GD_{\mathrm{h}}}{\mu_{\mathrm{L}}}\right)^{-0.16}Ar^{0.3},\ 1\right]$$

$$\alpha_{\mathrm{V}} = 0.023\frac{\lambda_{\mathrm{V}}}{D_{\mathrm{h}}}\left(\frac{GxD_{\mathrm{h}}}{\mu_{\mathrm{V}}}\right)^{0.8}\left(\frac{\mu_{\mathrm{V}} c_{p\mathrm{V}}}{\lambda_{\mathrm{V}}}\right)^{0.4}$$

- Terms of nucleate boiling heat transfer:

$$\alpha_{\mathrm{nb,id}} = 41.4\frac{\lambda_{\mathrm{L}}}{D_{\mathrm{b}}}\left(\frac{q\,D_{\mathrm{b}}}{\lambda_{\mathrm{L}}T_{\mathrm{r}}}\right)^{C}\left\{-\log_{10}\left(\frac{P}{P_{\mathrm{crit}}}\right)\right\}^{-1.52}\left(1 - \frac{\rho_{\mathrm{V}}}{\rho_{\mathrm{L}}}\right)^{0.53}$$

where $C = 0.835\{1-(P_{\mathrm{r}}/P_{\mathrm{crit}})\}^{1.33}$,　$D_{\mathrm{b}} = 0.511\sqrt{2\sigma/\{g(\rho_{\mathrm{L}} - \rho_{\mathrm{V}})\}}$

表②. 2-2　扁平多孔管内のドライアウト開始クオリティと
ポストドライアウト領域の熱伝達率の予測式[1]

- Heat transfer coefficient in pre-dryout region ($x \le x_{di}$):

  $\alpha_{pre\text{-}dryout} = \alpha$, where α is calculated using the correlations listed in Table 1.3.2-2

- Heat transfer coefficient in post-dryout region ($x_{di} < x$):

  $$\alpha_{post\text{-}dryout} = \alpha_{xdi} - \frac{x - x_{di}}{1.0 - x_{di}}\left(\alpha_{xdi} - \alpha_{Vo}\right), \quad \alpha_{Vo} = 0.023\frac{\lambda_V}{D_h}\left(\frac{GD_h}{\mu_V}\right)^{0.8}\left(\frac{\mu_V c_{pV}}{\lambda_V}\right)^{0.4}$$

- Dryout incipience quality:

  $$x_{di} = \min\left\{1.21Re_{Lo}^{-0.13}\left(Bo\times10^3\right)^{-0.16}We_{Lo}^{0.15}Co^{-0.32}Ar^{0.09}, 0.95\right\}$$

  $Re_{Lo} = GD_h / \mu_L$, $Bo = q/(G\Delta h_{LV})$,

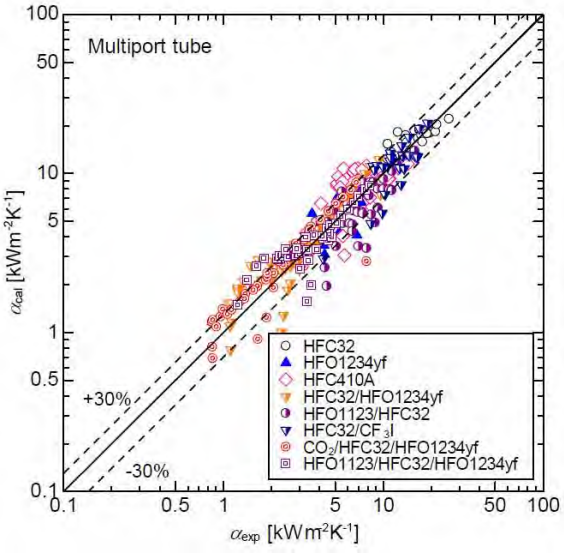
  Ar: aspect ratio defined by dividing short side by long side ($Ar \le 1$)

表②. 2-3　扁平多孔管内の流動様相の遷移境界式[2]

- Annular flow regime: $We_V / Co \ge 75$
- Intermittent (plug) flow regime: $We_L / Co > 2.3\times10^{-4}\left(We_V / Co\right)^{3.7}$
- Slug-annular flow regime: $We_L / Co \le 2.3\times10^{-4}\left(We_V / Co\right)^{3.7}$, $We_V / Co < 75$, and $We_{Lo} < 4$
- Churn flow regime: $We_L / Co \le 2.3\times10^{-4}\left(We_V / Co\right)^{3.7}$, $We_V / Co < 75$, and $We_{Lo} \ge 4$

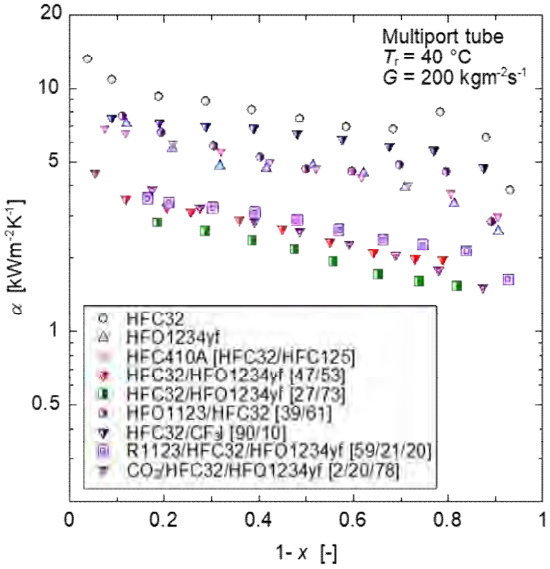
where $We_L = G^2(1-x)^2 D_h/(\rho_L\sigma)$, $We_V = G^2x^2D_h/(\rho_V\sigma)$, $We_{Lo} = G^2D_h/(\rho_L\sigma)$

図②. 2-5 に本プロジェクトで測定した純冷媒および混合冷媒の測定結果と、提案した蒸発熱伝達率の予測式との比較を示す。本評価にはポストドライアウト領域での比較も含まれる。熱伝達率を過小に予測している測定結果のほとんどはポストドライアウト領域の熱伝達率であり、提案した予測式は本プロジェクトで評価した純冷媒及び混合冷媒のほとんどの測定結果を±30%で予測できることがわかる。



図②. 2-5　純冷媒および混合冷媒の蒸発熱伝達率と予測式の比較

図②.2-6 に、本プロジェクトで評価した純冷媒 HFC32、HFO1234yf、2 成分混合冷媒 R410A、HFC32+HFO1234yf [47/53, 27/73 mass%], HFO1123+HFC32 [39/61 mass%], HFC32+CF_3I [90/10 mass%], 3 成分混合冷媒 HFO1123+HFC32+HFO1234yf [59/21/20 mass%], CO_2+HFC32+HFO1234yf [2/20/78 mass%]の凝縮熱伝達率を示す。凝縮熱伝達率は、管内実伝熱面積を基準とする熱流束、冷媒温度、管内壁面温度から求めた。管内壁面温度は、管外壁面に取り付けた熱電対によって測定した管外壁面温度から一次元熱伝導を考慮して求めた。冷媒の物性値は、REFPROP Ver.10 に本プロジェクトで提案された状態方程式および混合モデルを組み込むことで算出した。凝縮熱伝達率は純冷媒 HFC32 が最も高い値を示した。また、R410A と比較して、HFO1234yf、HFC32+CF_3I および HFO1123+HFC32 の凝縮熱伝達率は同程度あるいはわずかに良好な値を示した。一方、HFO1234yf を含む 2 成分および 3 成分混合冷媒 HFC32+HFO1234yf、HFO1123+HFC32+HFO1234yf および CO_2+HFC32+HFO1234yf は、いずれも温度グライド（露点と沸点の温度差）が大きく、R410A および HFO1234yf と比べて低い凝縮熱伝達率を示した。



図②.2-6　純冷媒および混合冷媒の凝縮熱伝達特性

表②.2-4 に、本プロジェクトで提案した扁平多孔管内の純冷媒および混合冷媒に対する凝縮熱伝達率の予測式[3]の概要を示す。図②.2-7 に、純冷媒および混合冷媒の測定結果と提案した凝縮熱伝達率の予測式との比較を示す。提案した予測式は CO_2+HFC32+HFO1234yf の凝縮熱伝達率を過少に予測する傾向にあるものの、純冷媒および混合冷媒の測定結果をおおむね精度よく予測することがわかる。

表②.2-4　扁平多孔管内の純冷媒および混合冷媒の凝縮熱伝達率の予測式[3]

$$\alpha_{\mathrm{pure}} = \frac{\lambda_{\mathrm{L}} Nu}{D_{\mathrm{h}}} \quad \text{for pure refrigerants}$$

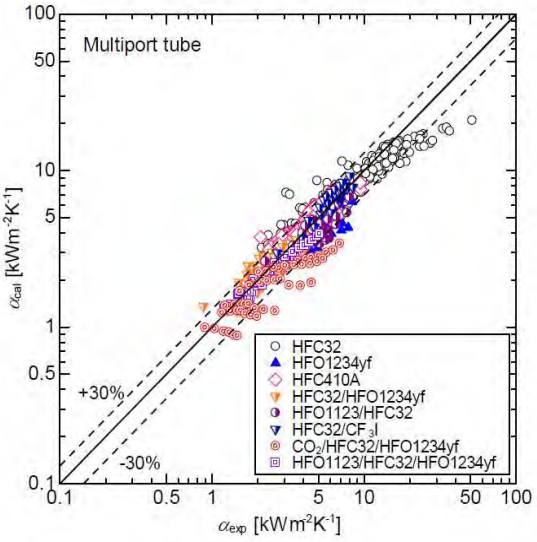
$$\alpha_{\mathrm{mix}} = \left(\frac{1}{\alpha_{\mathrm{pure}}} + \frac{3xc_{p\mathrm{V}} (\Delta T_{\mathrm{glide}} / \Delta h_{\mathrm{LV}})}{\alpha_{\mathrm{V}}} \right)^{-1} \quad \text{for mixed refrigerants}$$

$$Nu = \left(Nu_{\mathrm{F}}^3 + Nu_{\mathrm{S}}^3 \right)^{1/3}$$

$$Nu_{\mathrm{F}} = 0.023 \left[\frac{G(1-x)D_{\mathrm{h}}}{\mu_{\mathrm{L}}} \right]^{0.8} \left(\frac{\mu_{\mathrm{L}} c_{p\mathrm{L}}}{\lambda_{\mathrm{L}}} \right)^{0.4} \left[1 + 0.22 \left(\frac{x}{1-x} \right) \left(\frac{\rho_{\mathrm{V}}}{\rho_{\mathrm{L}}} \right)^{0.1} \left(\frac{\mu_{\mathrm{L}}}{\mu_{\mathrm{V}}} \right)^{1.18} \right]$$

$$Nu_{\mathrm{S}} = 0.56 \beta Co^{-0.3} \left[\frac{\rho_{\mathrm{L}} \Delta h_{\mathrm{LV}} \sigma D_{\mathrm{h}}}{\mu_{\mathrm{L}} \lambda_{\mathrm{L}} (T_{\mathrm{r}} - T_{\mathrm{w}})} \right]^{1/4}$$

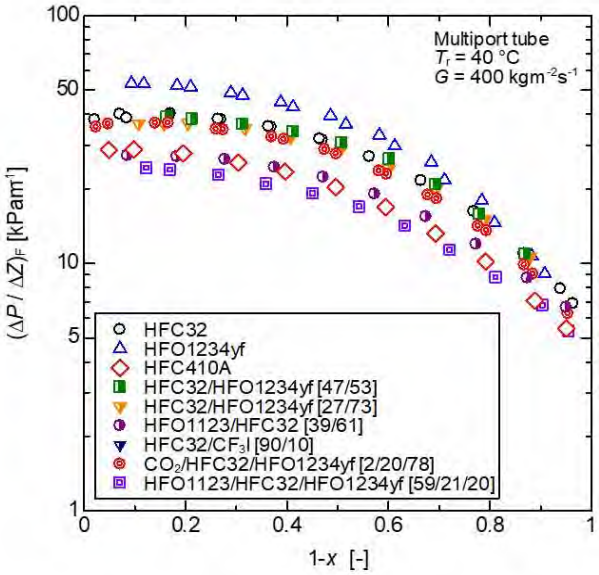
$$\beta = \frac{x}{x + (1-x)(\rho_{\mathrm{V}} / \rho_{\mathrm{L}})}, \quad Co = \frac{\sqrt{\sigma / \{ g(\rho_{\mathrm{L}} - \rho_{\mathrm{V}}) \}}}{D_{\mathrm{h}}}, \quad \alpha_{\mathrm{V}} = 0.023 \left(\frac{GxD_{\mathrm{h}}}{\mu_{\mathrm{V}}} \right)^{0.8} \left(\frac{\mu_{\mathrm{V}} c_{p\mathrm{V}}}{\lambda_{\mathrm{V}}} \right)^{0.4} \left(\frac{\lambda_{\mathrm{V}}}{D_{\mathrm{h}}} \right)$$



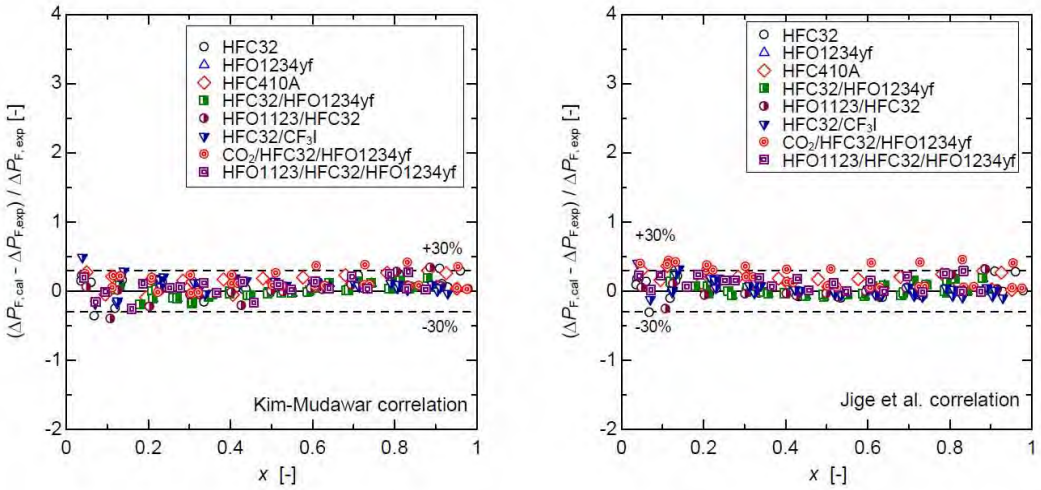
図②.2-7　純冷媒および混合冷媒の凝縮熱伝達率と予測式の比較

図②.2-8 に、本プロジェクトで評価した純冷媒 HFC32、HFO1234yf、2 成分混合冷媒 R410A、HFC32+HFO1234yf [47/53、 27/73 mass%]、HFO1123+HFC32 [39/61 mass%]、HFC32+CF_3I [90/10 mass%]、3 成分混合冷媒 HFO1123+HFC32+HFO1234yf [59/21/20 mass%]、CO_2+HFC32+HFO1234yf [2/20/78 mass%]の凝縮流の摩擦圧力損失を示す。同質量速度条件で比較すると、純冷媒 HFO1234yf の摩擦圧力損失は、低～中湿り度域において最も大きい値を示した。HFC32、HFC32+HFO1234yf および CO_2+HFC32+HFO1234yf の摩擦圧力損失は同程度の値を示した。また、R410A、HFO1123+HFC32 および HFO1123+HFC32+HFO1234yf の摩擦圧力損失は、他の冷媒と比較して低い値を示した。

図②.2-9 に、本プロジェクトで測定した純冷媒および混合冷媒の凝縮流の摩擦圧力損失の測定結果と、Kim-Mudawar の予測式[4]及び Jige らの予測式[5]との比較を示す。表②.2-4 に予測式の概要を示す。混合冷媒の摩擦圧力損失については、温度グライドの影響はみられず、純冷媒に対して提案されている予測式が適用可能である。



図②.2-8　純冷媒および混合冷媒の凝縮流の摩擦圧力損失



図②.2-9　純冷媒および混合冷媒の凝縮流の摩擦圧力損失と予測式の比較

表②.2-4　摩擦圧力損失の予測式の概要[4, 5]

- Kim and Mudawar correlation:

$$\left(\frac{\Delta P}{\Delta Z}\right)_{\mathrm{F}}=\Phi_{\mathrm{L}}^{2}\left(\frac{\Delta P}{\Delta Z}\right)_{\mathrm{L}},\ \Phi_{\mathrm{L}}^{2}=1+\frac{C}{X}+\frac{1}{X^{2}}$$

$$f_{\mathrm{k}}=C_{1}/Re_{\mathrm{k}} \quad \text{for } Re_{\mathrm{k}}<2000$$

$$f_{\mathrm{k}}=0.079/Re_{\mathrm{k}}^{0.25} \quad \text{for } 2000\le Re_{\mathrm{k}}<20000$$

$$f_{\mathrm{k}}=0.049/Re_{\mathrm{k}}^{0.2} \quad \text{for } 20000\le Re_{\mathrm{k}}$$

For laminar flow in rectangular channel

$$f_{\mathrm{k}}Re_{\mathrm{k}}=24\left(1-1.3553a^{*}+1.9467a^{*2}-1.7012a^{*3}+0.9564a^{*4}-0.2537a^{*5}\right)$$

$$C=0.39Re_{\mathrm{Lo}}^{0.03}Su_{\mathrm{Vo}}^{0.10}(\rho_{\mathrm{L}}/\rho_{\mathrm{V}})^{0.35} \quad \text{for turbulent/turbulent flows}$$

$$C=8.7\times10^{-4}Re_{\mathrm{Lo}}^{0.17}Su_{\mathrm{Vo}}^{0.50}(\rho_{\mathrm{L}}/\rho_{\mathrm{V}})^{0.14} \quad \text{for turbulent/laminar flows}$$

$$C=0.0015Re_{\mathrm{Lo}}^{0.59}Su_{\mathrm{Vo}}^{0.19}(\rho_{\mathrm{L}}/\rho_{\mathrm{V}})^{0.36} \quad \text{for laminar/turbulent flows}$$

$$C=3.5\times10^{-5}Re_{\mathrm{Lo}}^{0.44}Su_{\mathrm{Vo}}^{0.50}(\rho_{\mathrm{L}}/\rho_{\mathrm{V}})^{0.48} \quad \text{for laminar / laminar flows}$$

$Su_{\mathrm{Vo}}=\rho_{\mathrm{V}}\sigma D_{\mathrm{h}}/\mu_{\mathrm{V}}^{2}$,　a^{*}: aspect ratio

- Jige et al. correlation:

$$\left(\frac{\Delta P}{\Delta Z}\right)_{\mathrm{F}}=\Phi_{\mathrm{Vo}}^{2}\left(\frac{\Delta P}{\Delta Z}\right)_{\mathrm{Vo}}=\left[x^{1.8}+(1-x)^{1.8}\frac{\rho_{\mathrm{V}}f_{\mathrm{Lo}}}{\rho_{\mathrm{L}}f_{\mathrm{Vo}}}+0.65x^{0.68}(1-x)^{0.43}\left(\frac{\mu_{\mathrm{L}}}{\mu_{\mathrm{V}}}\right)^{1.25}\left(\frac{\rho_{\mathrm{V}}}{\rho_{\mathrm{L}}}\right)^{0.75}\right]\left(\frac{2f_{\mathrm{Vo}}G^{2}}{D_{\mathrm{h}}\rho_{\mathrm{V}}}\right)$$

$$f_{\mathrm{Vo}}=\begin{cases}C_{1}/(GD/\mu_{\mathrm{V}}), & \text{for } (GD/\mu_{\mathrm{V}})\le1500\\ 0.046/(GD/\mu_{\mathrm{V}})^{0.2}, & \text{for } (GD/\mu_{\mathrm{V}})>1500\end{cases}$$

$$f_{\mathrm{Lo}}=\begin{cases}C_{1}/(GD/\mu_{\mathrm{L}}), & \text{for } (GD/\mu_{\mathrm{L}})\le1500\\ 0.046/(GD/\mu_{\mathrm{L}})^{0.2}, & \text{for } (GD/\mu_{\mathrm{L}})>1500\end{cases}$$

$C_{1}=16$ for circular minichannels

$C_{1}=24\left(1-1.355a^{*}+1.947a^{*2}-1.701a^{*3}+0.956a^{*4}-0.254a^{*5}\right)$ for rectangular minichannels

a^{*}: aspect ratio

＜②.2 の参考文献＞

[1] D. Jige, M. Nobunaga, T. Nogami and N. Inoue, Boiling heat transfer of binary and ternary mixtures in multiple rectangular microchannels, Applied Thermal Engineering, Vol. 229, 2023, 120613, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2023.120613

[2] D. Jige, S. Kikuchi, H. Eda and N. Inoue, Two-phase flow characteristics of R32 in horizontal multiport minichannels: Flow visualization and development of flow regime map, International Journal of Refrigeration, 95, 154-164, 2018, doi:10.1016/j.ijrefrig.2018.09.005

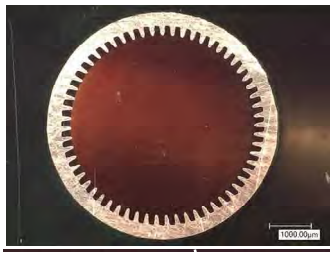
[3] D. Jige, M. Nobunaga, T. Nogami and N. Inoue, Condensation heat transfer of binary and ternary mixtures inside multiport tubes, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 207, 2023 123981, doi:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2023.123981

[4] S.M. Kim and I. Mudawar, Universal approach to predicting two-phase frictional pressure drop for adiabatic and condensing mini/micro-channel flows, International Journal of Heat and Mass Transfer, Voil. 55, 11-12, 3246-3261, 2012, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2012.02.047

[5] D. Jige, N. Inoue and S. Koyama, Condensation of refrigerants in a multiport tube with rectangular minichannels, International Journal of Refrigeration, 67, 202-213, 2016, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2016.03.020

②.3 円管内の伝熱特性評価（長崎大学）

外径 6.03 mm、ねじれ角 18 度、フィン数 60 のらせん溝付管および平滑管内を流れる新冷媒の熱伝達率および圧力損失を測定した。図②.3-1 は、試験に用いたらせん溝付き管の断面写真である。テストセクションの有効伝熱区間長さは 414 mm で二重管式となっており、水との熱交換量からこの区間の平均熱伝達率を算出した。表②.3-1 に試験管の諸元を示す。

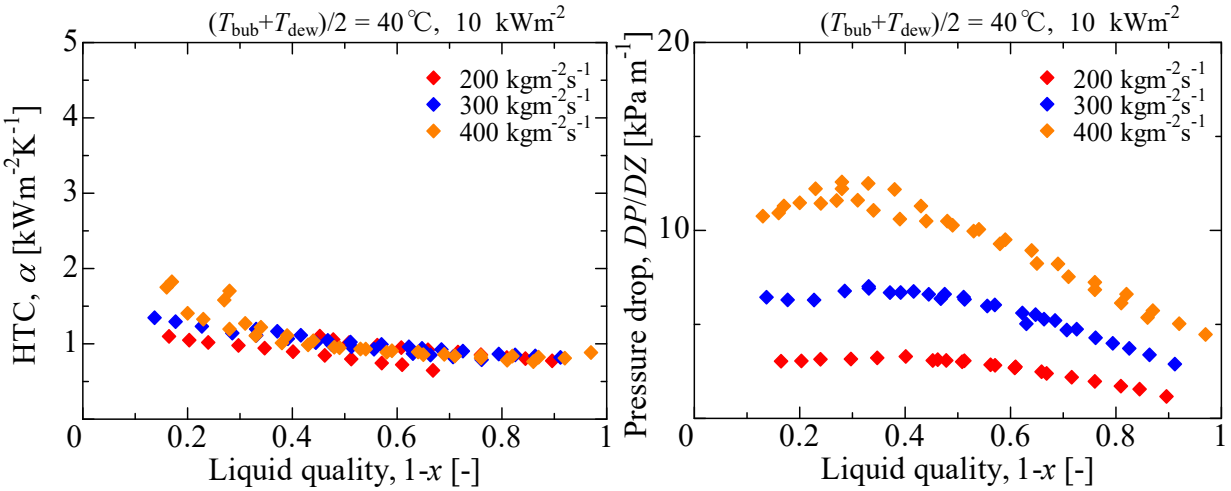


図②.3-1 試験管の断面写真

表②.3-1 試験管の諸元

	溝付き管（MT60）	平滑管（ST）
外径 [mm]	6.03	6.02
等価内径 d_{eq} [mm]	5.21	5.22
フィン高さ h [mm]	0.269	—
ねじれ角 [°]	18	—
山頂角 [°]	15	—
フィン数 N_{fin} [-]	60	—
面積拡大率 η_A [-]	2.62	—

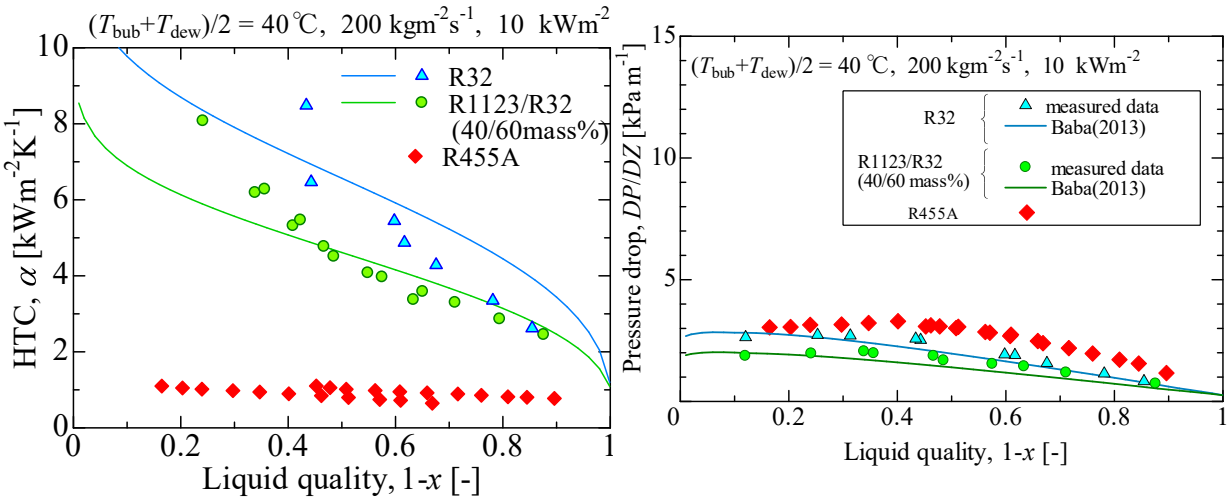
R455A の熱伝達特性および圧力損失特性を評価した。図②.3-2 は、平均飽和温度 40 ℃、熱流束 10 kW·m^{-2}、 質量流速 200 kgm^{-2}s^{-1}、300 kg·m^{-2}s^{-1}、400 kg·m^{-2}s^{-1} における熱伝達率および圧力損失の結果である。熱伝達率に対する質量流速の影響が小さいことは、他の冷媒と共通するが、質量流速 200 kg·m^{-2}s^{-1} と 300 kg·m^{-2}s^{-1} でわずかに値が上昇しており、流速増加によって撹拌され、物質伝達抵抗が緩和されているというこれまでの知見で説明が可能である。圧力損失の測定結果では、乾き度 0.8 程度に変曲点が見られ、それより高い乾き度で直線的に増加している。この変化は、乾き度 1 以上で見られる特徴的な変化であり、測定時のエンタルピー誤差が大きいか、潜熱の見積もりに大きな誤差が生じていることなどが考えられる。



図②.3-2 R455A の溝付管内凝縮過程の熱伝達率および圧力損失

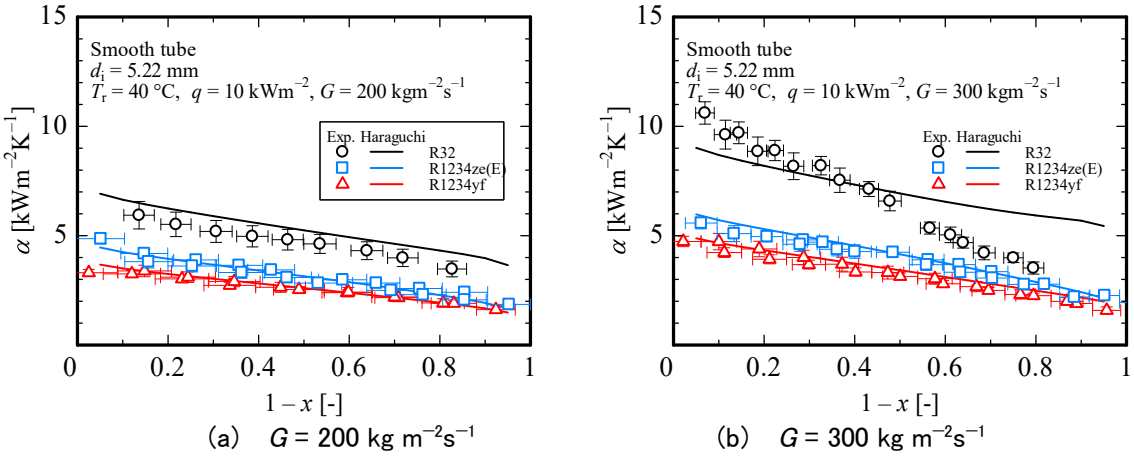
図②.3-3 は、平均飽和温度 40 ℃、熱流束 10 kW·m^{-2}、質量流速 200 kg·m^{-2}s^{-1} において、凝縮過程の熱伝達率と圧力損失を HFC32 および Amolea400X(40 mass%HFO1123+60 mass%HFC32)と比較するものである。単一物質である HFC32 では物質伝達抵抗が無いため、熱伝達率は最も高い。次いで、混合冷媒ではあるものの、温度勾配が 1 K と小さく、非共沸性が小さい 40 mass%HFO1123+60 mass%HFC32 が HFC32 よりもわずかに低い値を示す。一方温度勾配が 11 K と大

きい R455A の熱伝達率は著しく低く、熱伝達率の観点からは他の冷媒に劣り、物質伝達抵抗緩和のための工夫が必要である。



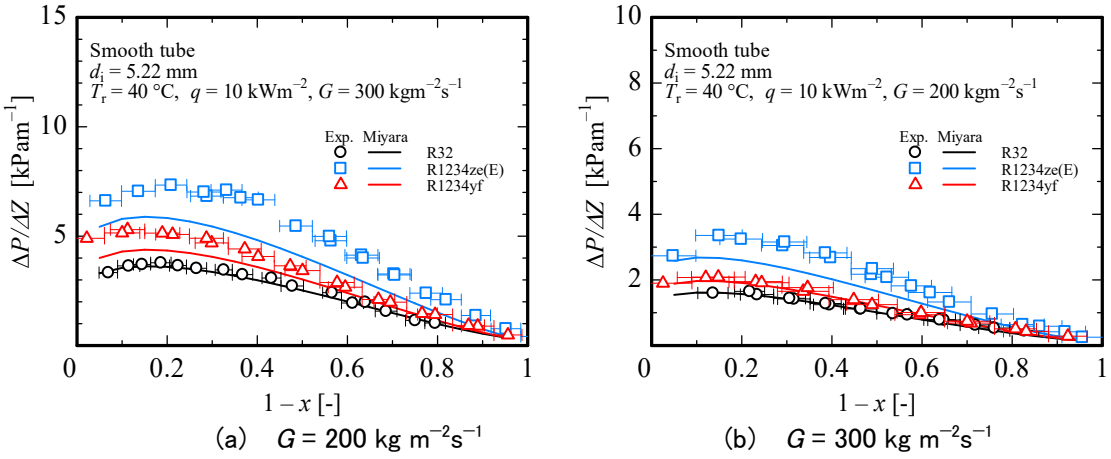
図②.3-3　R455A と HFC32 および Amolea400X との溝付管内凝縮特性の比較

図②. 3-4 に平滑管 ST 内の HFC32、HFO1234ze(E)および HFO1234yf の凝縮熱伝達率の測定結果および原口らの式による予測結果を示す。(a)および(b)はそれぞれ質量速度 200 と 300 kg·m^{-2}s^{-1} の結果である。同一条件における冷媒ごとの熱伝達率は HFC32 が最も高く、HFO1234yf が最も低い。この熱伝達率の大小関係は、原口らの式の予測結果と一致する。HFO1234ze(E)と HFO1234yf の熱伝達率はほぼ同じであるが、HFC32 の熱伝達率は HFO1234ze(E)および HFO1234yf に比して高い。図②. 3-5 に平滑管における HFC32、HFO1234ze(E)および HFO1234yf の圧力損失の測定結果および宮良らの式による予測結果を示す。圧力損失は HFO1234ze(E)、HFO1234yf、HFC32 の順に小さくなる。



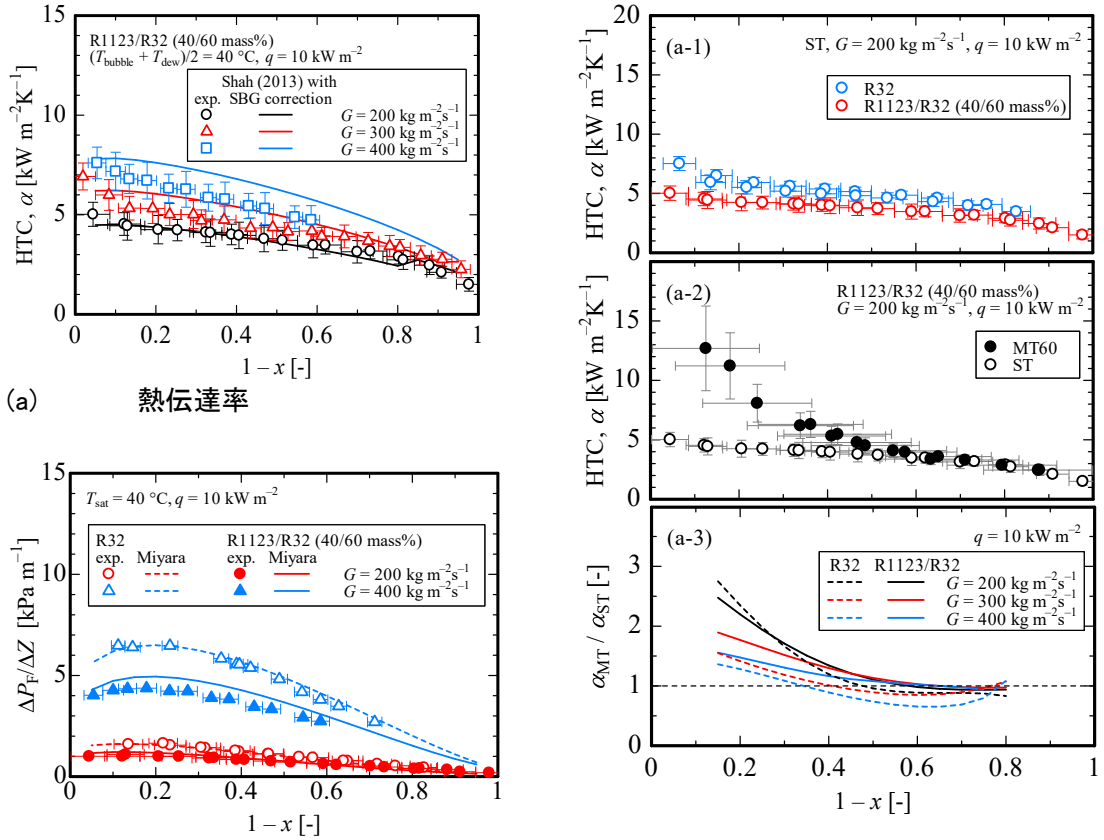
(a)　G = 200 kg m^{-2}s^{-1}　　(b)　G = 300 kg m^{-2}s^{-1}

図②.3-4　HFC32、HFO1234ze(E)および HFO1234yf の平滑管内凝縮熱伝達率



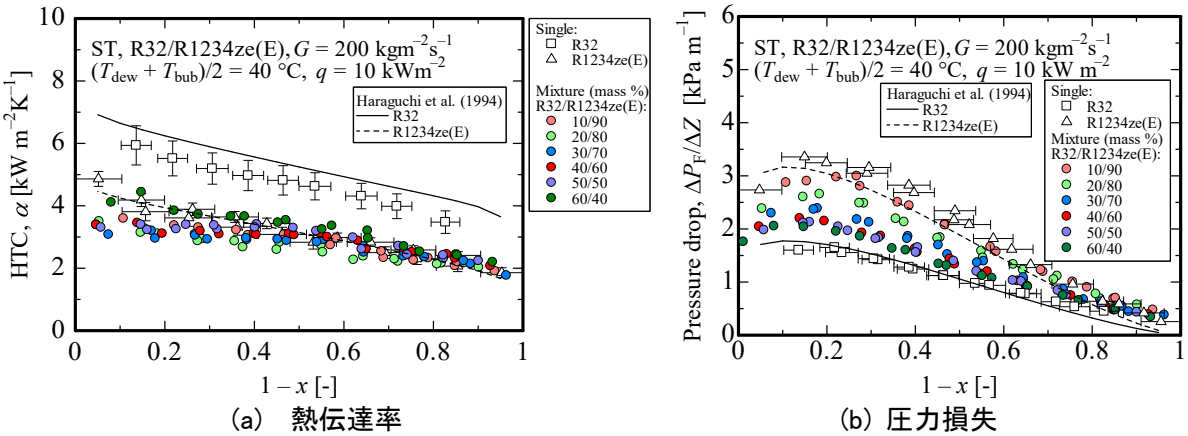
図②.3-5　HFC32、HFO1234ze(E)および HFO1234yf の平滑管内凝縮圧力損失

図②.3-6 (a)に平均飽和温度約 40 ℃、熱流束 10 kW･m^{-2}、質量速度 200～400 kg･m^{-2}s^{-1} の範囲で測定した混合冷媒 HFO1123+HFC32 の凝縮熱伝達率の実験値、および Shah の相関式と Silver-Bell-Ghaly の方法で計算した予測値を示す。図②.3-6 (b)に混合冷媒 HFO1123+HFC32 および単一冷媒 HFC32 の圧力損失を示す。混合冷媒の圧力損失は凝縮 HFC32 より約 25 %小さい。 HFO1123 の蒸気密度が HFC32 より大きく、蒸気速度が小さいためと考えられる。図②.3-6 (c)に平滑管およびら旋溝付管における混合冷媒 HFO1123+HFC32 と単一冷媒 HFC32 の凝縮熱伝達率を比較して示す。HFO1123+HFC32 は HFC32 に比べてわずかに低い値を示す。HFO1123+HFC32 の温度すべり（露点と沸点の差）は 1.0 K 程と小さいため、熱伝達劣化はわずかである。また、ら旋溝付管は湿り度の減少に伴って熱伝達率が顕著に上昇する。伝熱促進効果は、質量速度 200 kg･m^{-2}s^{-1} では HFO1123+HFC32 と HFC32 の伝熱促進率が同程度であるのに対して、質量速度の増加に伴い、混合冷媒では単一冷媒より伝熱促進率が増加する。

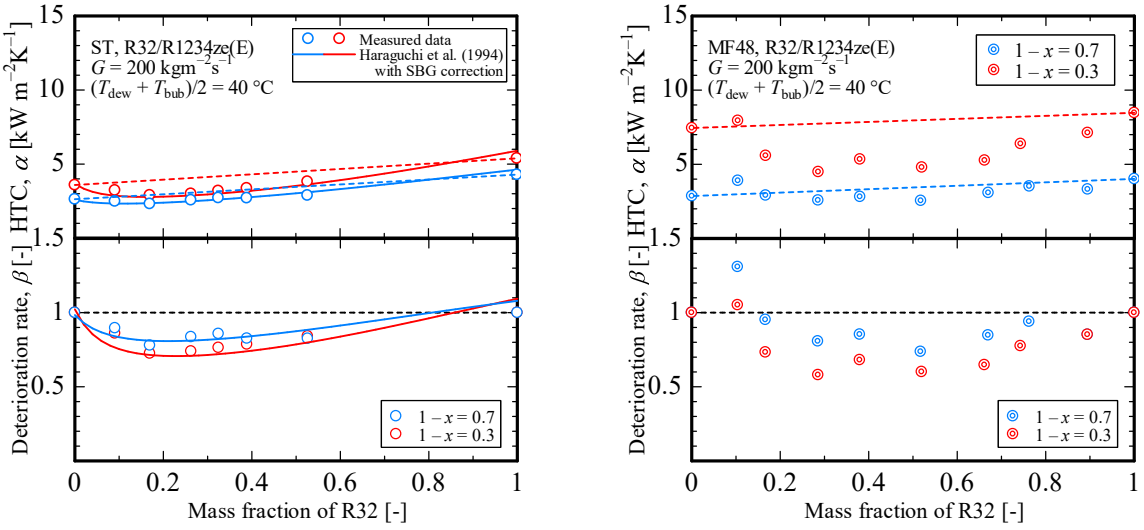


図②.3-6　HFO1123+HFC32 凝縮流

図②. 3-7 に平滑管内 HFO1234ze(E)+HFC32 凝縮流の熱伝達率および圧力損失の測定結果を示す。図中の実線および破線は、HFC32 および HFO1234ze(E) 単体の予測値を示している。HFO1234ze(E)+HFC32 の圧力損失は、 HFO1234ze(E)の組成が増加するにしたがって高い値を示す。一方、HFO1234ze(E)+HFC32 の熱伝達率は、物質伝達抵抗により、いずれの組成でも HFO1234ze(E)よりも低い値を示す。図②. 3-8 に平滑管およびら旋溝付管 MT48 内の凝縮過程熱伝達率の組成依存性を示す。ら旋溝付管 MT48 の結果は三島の報告する値である。横軸は HFC32 の組成を示しており、縦軸は上から順に、熱伝達率、理想状態の熱伝達率に対する熱伝達率劣化割合、および温度勾配を示す。破線は単一冷媒の熱伝達率を直線で結んだ値である。最も温度勾配が大きくなる HFC32 の組成は、約 0.23 で、このとき熱伝達率が最も低下する。



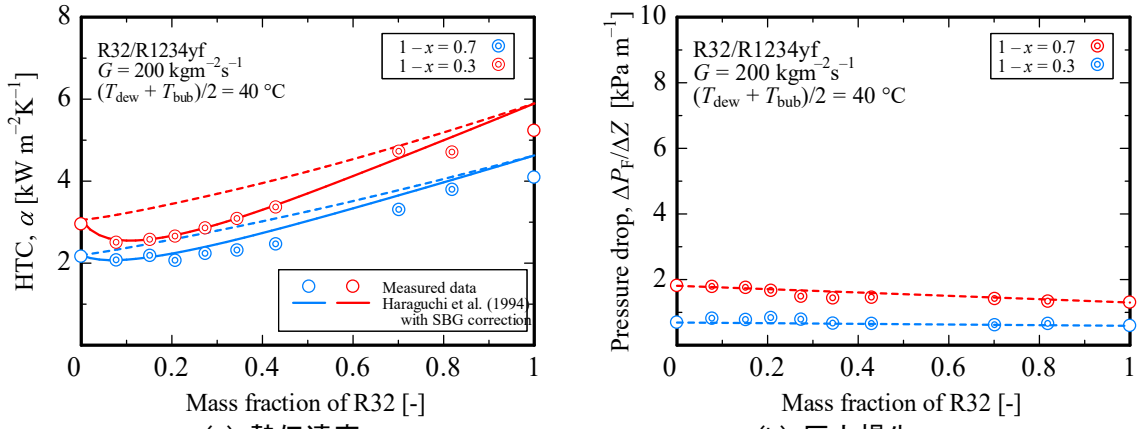
図②.3-7　HFO1234ze(E)+HFC32 凝縮流



(a) 平滑管 ST　　(b) 溝付き管 MT48

図②.3-8 HFO1234ze(E)+HFC32 凝縮流

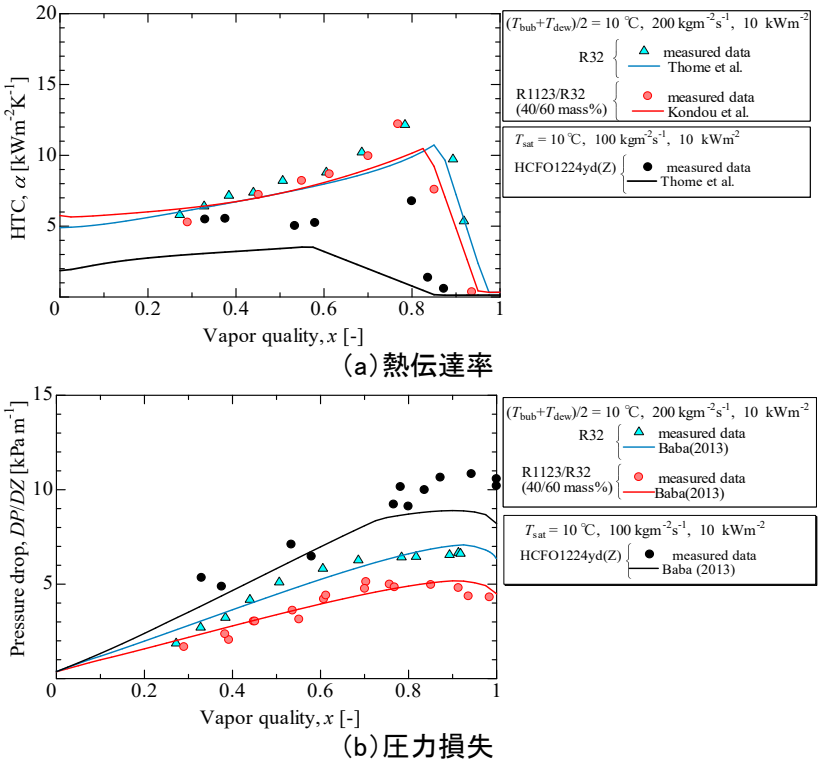
図②.3-9 にそれぞれ平滑管内の HFO1234yf+HFC32 凝縮過程の熱伝達率および圧力損失の測定結果を示す。HFO1234yf+HFC32 の凝縮熱伝達率と圧力損失は HFO1234ze(E)+HFC32 の凝縮流と同様の傾向を示す。温度勾配の大きい組成で熱伝達率が顕著に低下し、圧力損失は HFC32 の組成が増加するにしたがって低い値を示す。



(a) 熱伝達率　　(b) 圧力損失

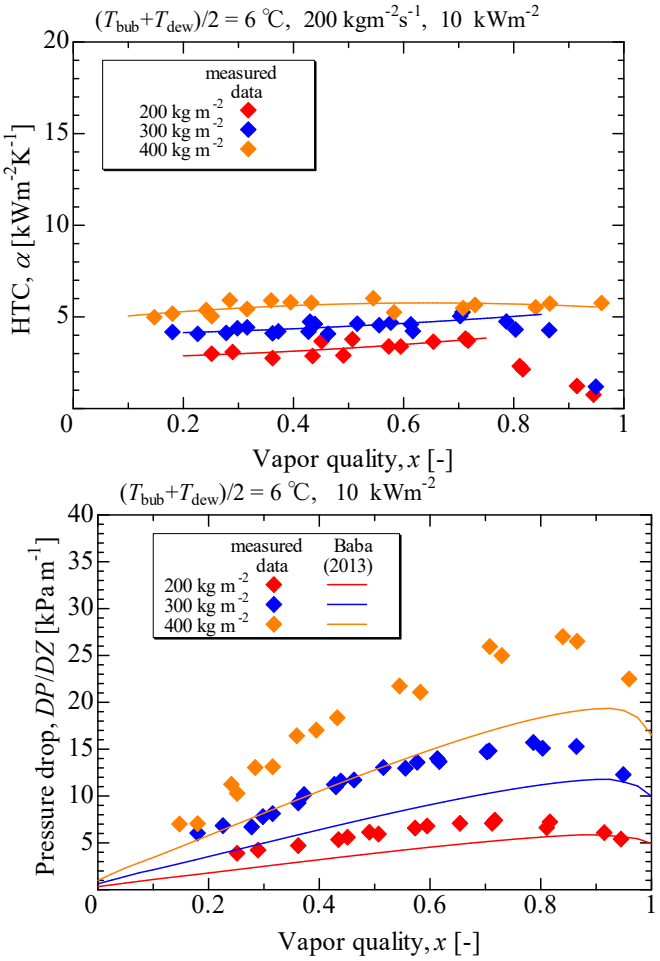
図②.3-9 HFO1234yf+HFC32 凝縮流

HCFO1224yd(Z) の蒸発熱伝達率および圧力損失を測定し、HFC32 および 40mass%HFO1123+60mass% HFC32 との比較を行った。図②.3-10 へその結果を示す。飽和温度 10 ℃、質量流束 100 kgm^{-2}s^{-1} における HCFO1224yd(Z)の熱伝達率は、質量流束 200 kgm^{-2}s^{-1} における HFC32 よりも明確に低い一方、圧力損失は HFC32 に比して約 1.5 倍であることが分かった。この温度帯で使用するためには、圧力損失によるエネルギー損失を抑えられるよう、伝熱管径を大きくするなどの工夫を要する。



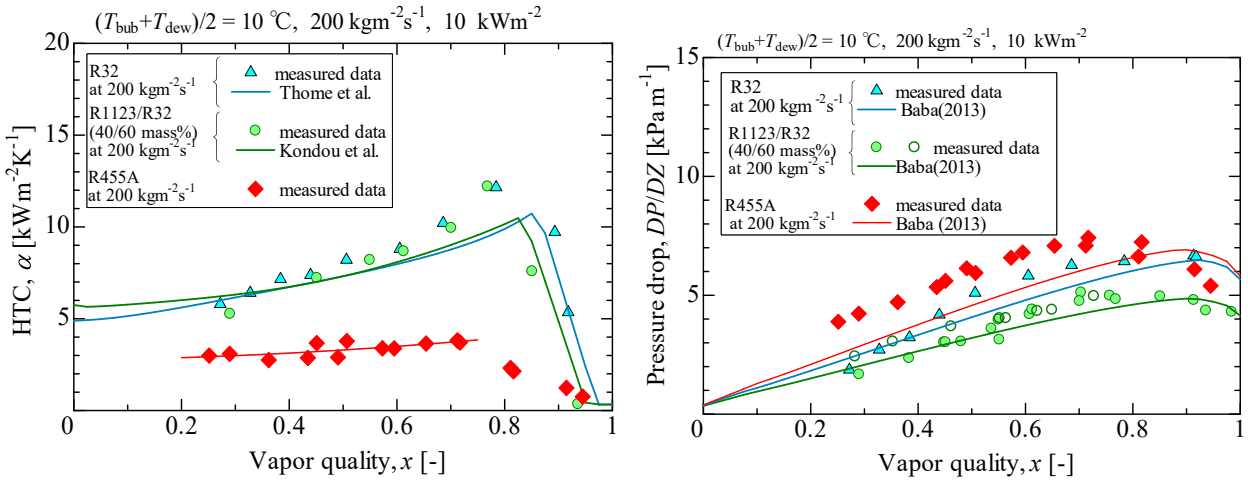
図②.3-10　HCFO1224yd(Z)の溝付管内蒸発過程熱流動特性

図②.3-11 は、平均飽和温度 6 ℃、熱流束 10 kW･m^{-2}、質量流速 200 kg･m^{-2}s^{-1}、300 kg･m^{-2}s^{-1}、400 kg･m^{-2}s^{-1} における熱伝達率および圧力損失の結果である。凝縮過程より顕著に、質量流速増加によって熱伝達率が増加する傾向にある。物質伝達抵抗緩和は凝縮過程のほうが容易であるようである。



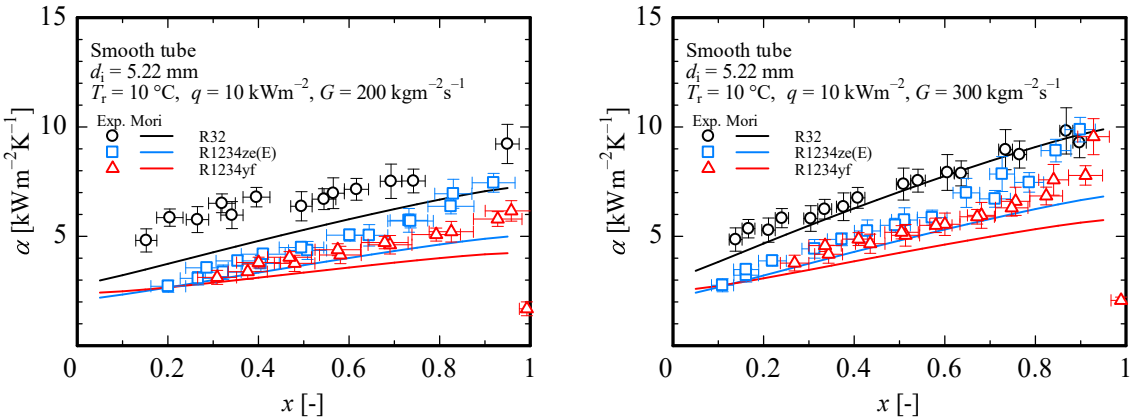
図②.3-11　R455A の溝付管内蒸発過程の熱伝達率および圧力損失

図②. 3-12 は平均飽和温度 10 ℃、熱流束 10 kW･m^{-2}、質量流速 200 kg･m^{-2}s^{-1} において、蒸発過程の熱伝達率と圧力損失を HFC32 および Amolea400X(40mass%HFO1123+60mass%HFC32)と比較するものである。混合冷媒 Amolea400X(40mass%HFO1123+60mass%HFC32)の熱伝達率は、単一物質である HFC32 の熱伝達率と遜色ない。これは表面張力がより小さく核沸騰しやすい物質の HFO1123 を含むことにより、物質伝達抵抗の影響を相殺しているためである。しかし、温度勾配が 10　K と大きい R455A の熱伝達率は他の 2 冷媒の半分ほどと、凝縮過程ほどではないが顕著な劣化が見られる。



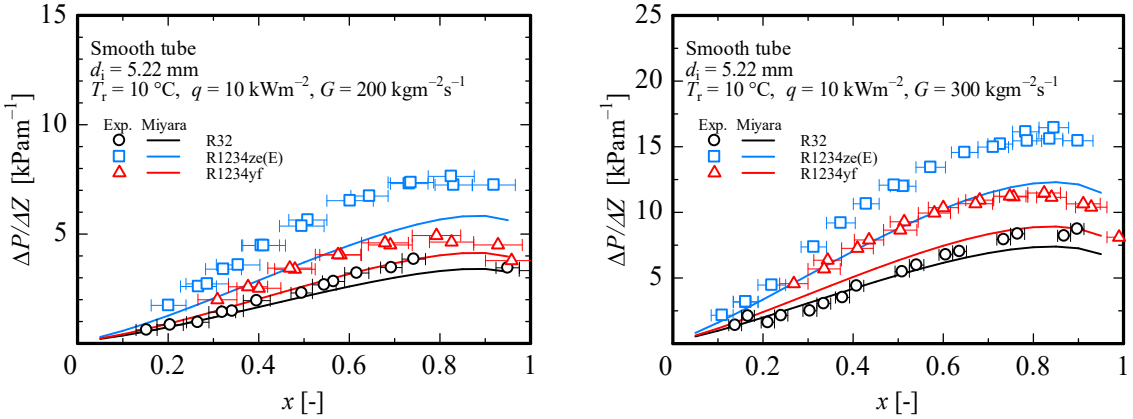
図②.3-12　R455A と HFC32 および Amolea400X との溝付管内蒸発特性の比較

図②. 3-13 に HFC32、HFO1234ze(E)および HFO1234yf の熱伝達率の測定結果を示す。HFC32 の熱伝達率が最も高く、ついで HFO1234ze(E)および HFO1234yf が同程度であった。乾き度 0.8 以下では HFC32 の熱伝達率が最も高いが、0.8 以上では三者の熱伝達率の差は小さい。図②. 3-14 に HFC32、HFO1234ze(E)および HFO1234yf の圧力損失特性を示す。圧力損失は HFO1234ze(E)が最も大きく、HFO1234yf、HFC32 の順に小さい。



(a) G = 200 kg m^{-2}s^{-1}　　(b) G = 300 kg m^{-2}s^{-1}

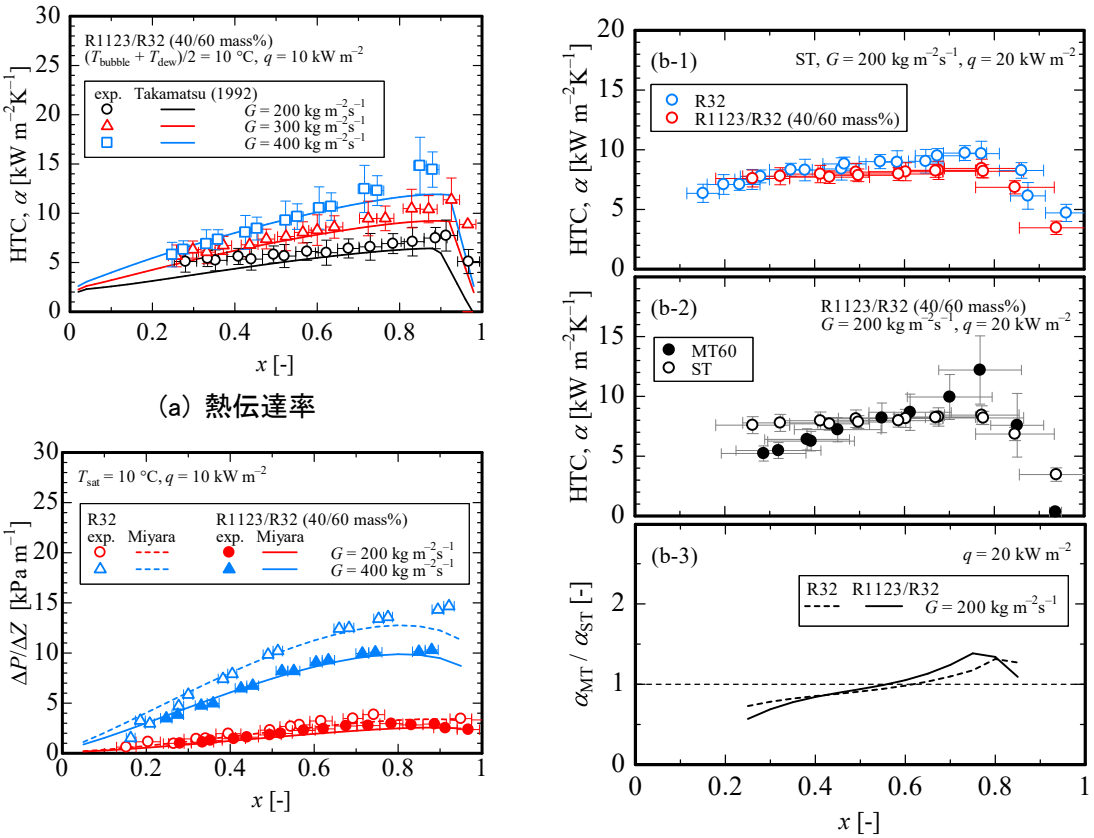
図②.3-13 HFC32、HFO1234ze(E) および HFO1234yf の蒸発熱伝達率



(a) G = 200 kg m^{-2}s^{-1}　　(b) G = 300 kg m^{-2}s^{-1}

図②.3-14 HFC32、HFO1234ze(E) および HFO1234yf の圧力損失

図②.3-15 (a)に平均飽和温度約 10 ℃、熱流束 10 kW·m^{-2}、質量速度 200 kg·m^{-2}s^{-1} の条件下で測定した混合冷媒 HFO1123+HFC32 の蒸発熱伝達率、および混合冷媒に対して提案された高松らの相関式による予測値を示す。また、オンセットドライアウトおよびポストドライアウトの熱伝達率は、それぞれ吉田らの式および森らの式を用いて計算した。また両者の間の熱伝達率は、二つの予測値を直線補間した。 図②.3-15 (b)は同じ条件のもと測定した圧力損失の値である。図②.3-15 (c)に平滑管およびら旋溝付管における混合冷媒 HFO1123+HFC32 と単一冷媒 HFC32 の蒸発熱伝達率を比較する。HFO1123+HFC32 の熱伝達率は HFC32 よりわずかに低い。低乾き度ではら旋溝付管は平滑管より低い熱伝達率を示すが、乾き度 0.6 以上では、ら旋溝付管のほうが高い熱伝達率を示す。また、HFO1123+HFC32 と HFC32 の伝熱促進率は同程度であった。

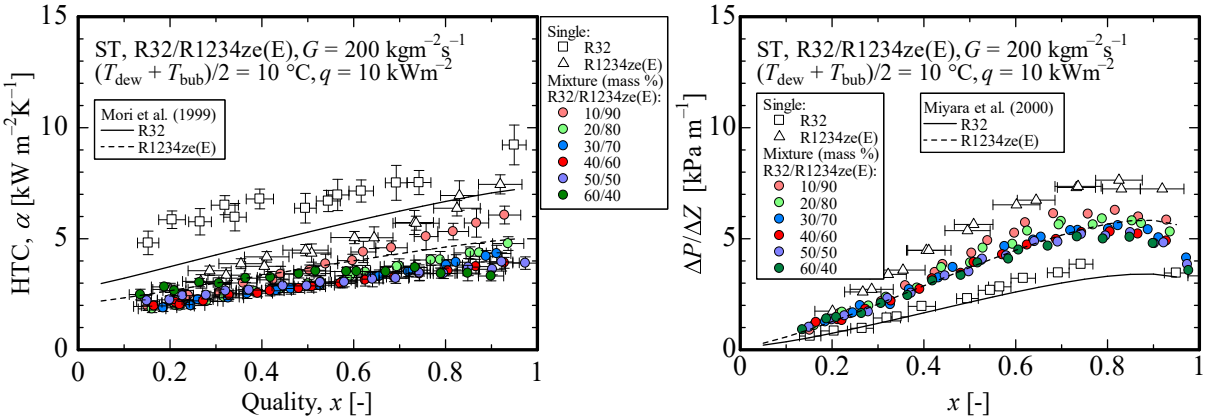


(a) 熱伝達率

(b) 圧力損失　　(c) 溝付き管と平滑管の比較

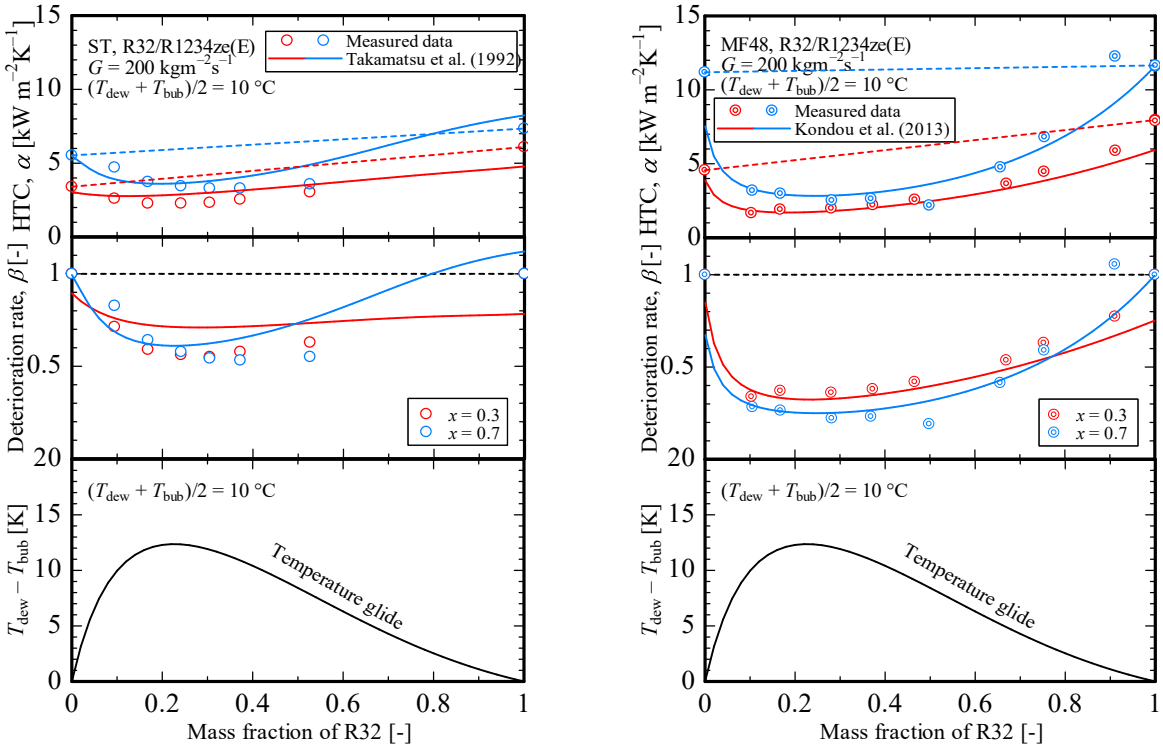
図②.3-15 HFO1123+HFC32 の蒸発流

図②.3-16 に平滑管内の HFO1234ze(E)+HFC32 蒸発過程の熱伝達率および圧力損失の測定結果を示す。図中の実線および破線で、HFO1234ze(E)と HFC32 単体の予測値を示す。HFO1234ze(E)+HFC32 の圧力損失は上記二つの単体の値の間にあり、HFO1234ze(E)の組成の増加に従って圧力損失は増加する。図②.3-17 に平滑管 ST 内および溝付管 MT48 内の蒸発過程熱伝達率の組成依存性を示す。溝付管内熱伝達率は、蒸発の場合、凝縮場合よりも顕著な伝熱劣化を示す。



(a) 熱伝達率　　(b) 圧力損失

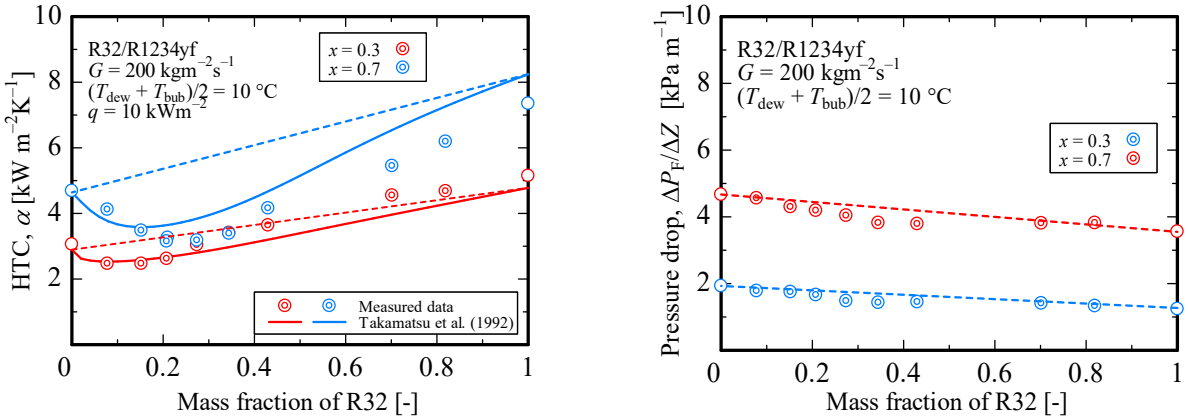
図②.3-16　HFO1234ze(E)+HFC32 の平滑管内蒸発流



(a) 平滑管 ST　　(b) 溝付き管 MT48

図②. 3-17　HFO1234ze(E)+HFC32 の円管内および溝付き管内蒸発熱伝達率

図②. 3-18 に平滑管内の HFO1234yf+HFC32 蒸発過程の熱伝達率および圧力損失の測定結果を示す。HFO1234yf+HFC32 は HFO1234ze(E)+HFC32 と同様に、温度勾配の大きい組成で顕著に熱伝達率が低下し、HFO1234ze(E)の組成の増加に従って圧力損失は増加した。

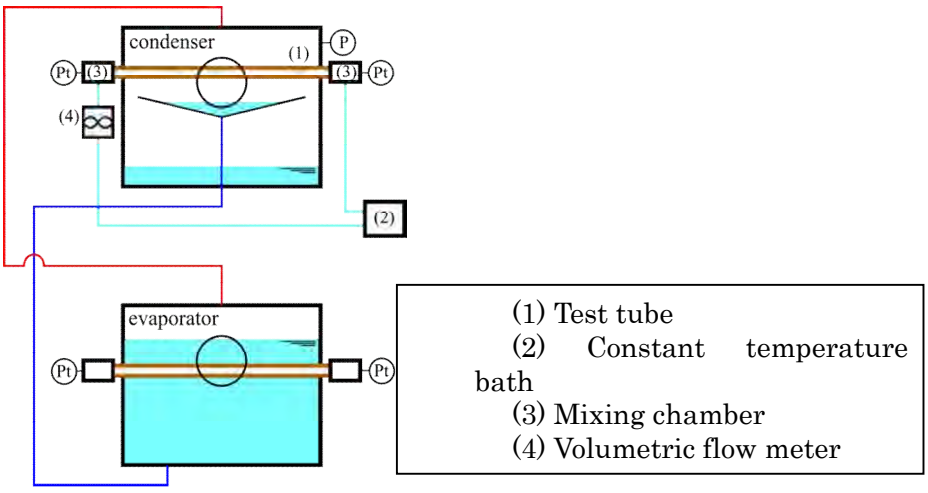


(a) 熱伝達率　　(b) 圧力損失

図②. 3-18　HFO1234yf+HFC32 平滑管内伝熱特性の組成依存性

②. 4 水平円管外の伝熱特性評価　（九州産業大学）

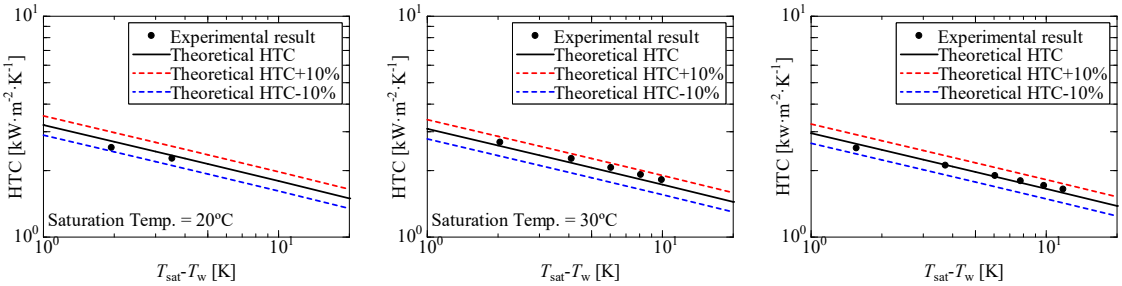
本実験装置は研究を開始した当初に九大より移設を行った。そのため、まず初めに装置の健全性の確認を行った。図②. 4-1 に実験装置の概略を示す。本実験装置は、主に凝縮器、蒸発器、冷媒循環ループおよび熱源水ループから構成される。凝縮器内で凝縮した液冷媒は重力によって流下して蒸発器内を満たし、蒸発器内で蒸発した蒸気冷媒は凝縮器へと戻る、自然循環式ループである。凝縮器内には、試験伝熱管が水平に設置されており、伝熱管内には恒温槽(2)から熱源水が供給される。熱源水の混合平均温度は、試験伝熱管入口および出口に設置された混合室(3)内で白金測温抵抗体(Pt)を用いて計測され、熱源水の体積流量は試験伝熱管出口側に設置された体積流量計(4)によって計測される。凝縮器内冷媒圧力は試験伝熱管近傍に設置された絶対圧力計(P)により測定され、試験伝熱管壁温度は電気抵抗法により測定される。表②. 4-1 に実験条件を示す。実験はヌセルトの液膜理論と比較を行うため、銅製の平滑管を用い、冷媒は物性が明確になっている R134a を用いた。飽和温度は 20、30 および 40 ℃、壁面過冷却度（飽和温度－壁面温度）は 2～12 K で 2 K 刻みで測定を行った。壁面過冷却度については、凝縮管を流れる熱源水の温度下限のため測定可能な温度で実験を行ったため、各飽和温度により測定点数が異なる。図②. 4-2 に本実験装置により測定した R134a の結果を示す。実線がヌセルトの液膜理論より算出した理論値、赤および青の破線がそれぞれ理論値から±10%の値であり、縦軸が熱伝達率．横軸が過冷却度(飽和温度－壁面温度)である。実験結果は飽和温度 20、30 および 40 ℃すべての条件で理論値と概ね±5 以内となっており、本実験装置の健全性が確認された。



図②. 4-1 実験装置

表②.4-1 実験条件(R410A)

試験方式	平滑管を用いた管外凝縮実験
冷媒	R134a
飽和温度	20, 30, 40 ℃
壁面過冷却度	2, 4, 6, 8, 10, 12 K



飽和温度 20 ℃　　飽和温度 30 ℃　　飽和温度 40 ℃

図②.4-2　R134a を用いた装置の健全性の確認

次に健全性が確認された装置を用いて、HFO1336mmz(E)および CF_3I の凝縮試験を行い、実験結果をヌセルトの液膜理論と比較を行うことにより、「状態方程式の開発」にて開発された HFO1336mzz(E) および CF_3I の状態方程式の妥当性を検討する。表②.4-2 に実験条件を示す。また、CF_3I においては実験装置の許容圧力を超えないように飽和温度 50 および 60℃の試験を実施していない。

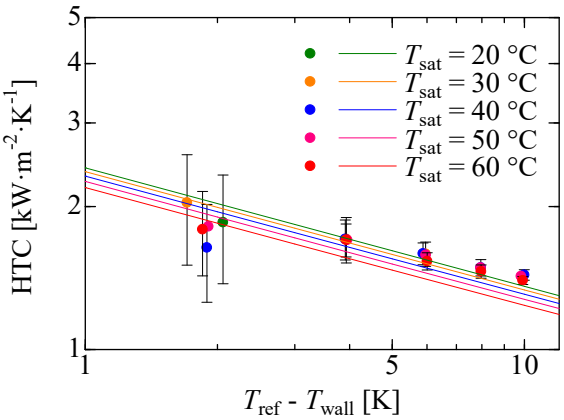
図②.4-3 に健全性が確認された本実験装置にて HFO1336mmz(E)を測定した結果である。緑、黄、青、桃および赤のプロットがそれぞれ飽和温度 20、30、40、50 および 60℃の結果、それぞれの色の実線がヌセルトの液膜理論より算出した理論値であり、縦軸が熱伝達率. 横軸が過冷却度(飽和温度－壁面温度)である。プロットのバーは測定機器の誤差より算出したエラーバーである。測定誤差が大きい低壁面過冷却度の除き、実験結果はヌセルトの式から算出した値にと良い相関を示している。なお、壁面過冷却度が高くなるにつれて実験結果は計算よりわずかに高くなっていくが、これはヌセルトの液膜理論では伝熱管を流れる液膜の乱れはないと仮定されているが、実際の現象では壁面過冷却度が高くなるについて凝縮液が多くなり液膜に乱れが発生するためであると考えられる。これは HFC134a においても僅かに見られる現象である。

図②.4-4 に、それぞれ CF_3I における壁面過冷却度に対する熱伝達率の実験結果を示す。HFO1336mmz(E)の結果と同様に壁面過冷却度 2K 付近の実験結果のエラーバーが大きくなっている。すべての壁面過冷却度において実験結果は計算値より高くなっている。これは HFO1336mzz(E)の結果と同様に液膜の乱れと考えられる。

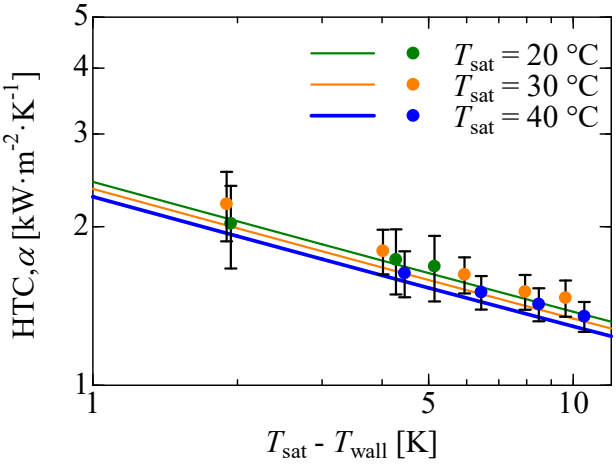
図②.4-5 に HFO1336mzz(E)および CF_3I における実験結果と計算値の比較を示す。縦軸および横軸がそれぞれ計算値および実験結果であり、図中の破線は実験結果と計算値の差異 10%を示している。また、上記に記載したエラーバーが大きい壁面過冷却度 2K 付近の実験結果は除いている。HFO1336mzz(E)および CF_3I はどちらも実験結果と計算値の差異は 10%以内であり、計算値を算出する際に用いた物性値の推算はサイクル解析や熱伝達率の算出など実用面における精度としては問題ないと考えられる。

表②.4-2 実験条件(R1336mmz(E)および CF_3I)

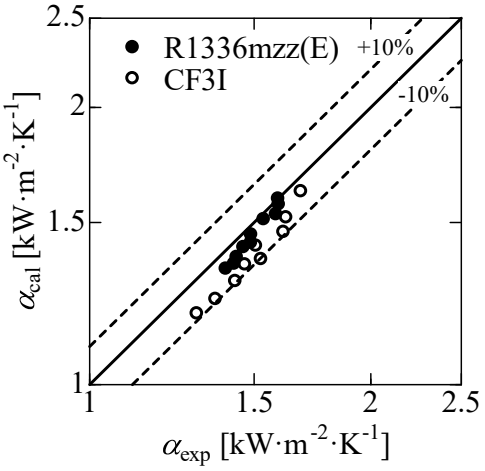
試験方式	平滑管を用いた管外凝縮実験
冷媒	R1336mmz(E) CF_3I
飽和温度	20, 30, 40, 50, 60 ℃
壁面過冷却度	2, 4, 6, 8, 10 K



図②.4-3　HFO1336mmz(E)の試験結果およびヌセルトの式との比較



図②.4-4　CF_3I の試験結果およびヌセルトの式との比較



図②.4-5　実験結果とヌセルト液膜理論による計算値の比較

②.5 伝熱データベースの構築（佐賀大学、長崎大学、東京海洋大学）

冷媒の熱伝達性能や圧力損失は熱交換器の形式や伝熱面の形状などにより影響を受け、様々な形式の熱交換器や伝熱面形状が存在するため、熱伝達率や摩擦損失係数を熱物性値の様に表形式でまとめたり、REFPROP のようなソフトウェアで計算したりすることは困難ある。また、熱伝達率や摩擦係数を予測する整理式も多く提案されているが、全ての熱交換器・伝熱面にそれぞれ対応する式や全てを統一的に高精度で予測できる式は未だ作成されていない。一方、円管内や扁平多孔管内、プレート式熱交換器内の凝縮および蒸発過程における熱伝達率や圧力損失の測定は種々の冷媒について数多く行われており、熱伝達を促進するために開発された内面溝付き管などの実験値も多く存在する。Journal 論文などで公開されたこれらの実験値は、論文中の図にプロットされていることがほとんどであり、それらを二次的に利用することは容易ではない。本プロジェクトで実施している円管内、扁平多孔管内、およびプレート式熱交換器内の凝縮および蒸発熱伝達の実験値に加え、論文中に公開されたデータを数値データとして収集し、図②.5-1 に示すように全てのデータを Web 上に統合的に集約してインターネットを介して自由にデータを検索・閲覧できる伝熱データベースを構築した。また、グラフの座標軸や表示するデータの条件を変更できる機能を持たせた。

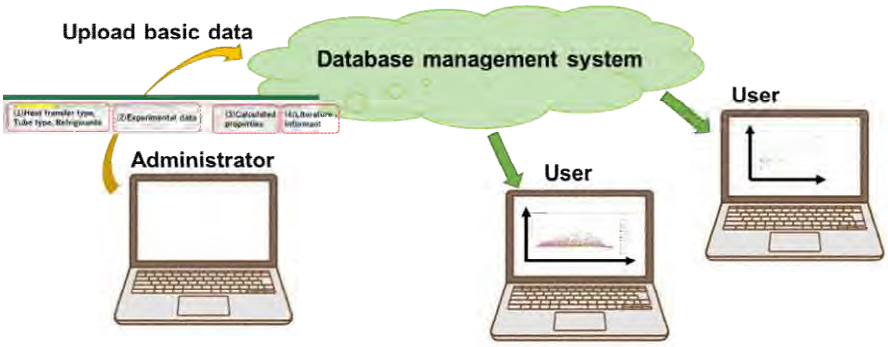


図 ②.5-1 伝熱データベースのネットワーク構成

伝熱データを収集する方法と収集した基礎データの構造を図②.5-2 に示す。収集した伝熱データは書式を定められた Excel シートに収められる。シートの左側から、(1) 伝熱形態や伝熱管、冷媒名称と混合組成比などの情報、(2) 熱伝達率や温度、圧力、質量速度、乾き度、圧力損失勾配などの実験データ、(3) 実験条件から計算された熱物性値、(4) 実験データが公開された論文の文献情報や提供者の情報、の順に構成されている。伝熱データベース構築プロジェクトに関わるメンバーおよび協力者から提供された数値データは、この書式に整理される。

国際的な Journal や国内の論文集などに公開された文献情報のデータ収集については、(1) の情報は論文中の文章や図表から入手し、(2) の実験データはグラフにプロットされたデータの数値をデジタイザで 1 つずつ読み取り、座標軸に使われている変数以外のデータは実験条件の説明文などから見つけて入力し、実験データ部分を完成させる。なお、数値を読み取るグラフの多くは、乾き度に対する熱伝達率や圧力損失勾配の変化が示されたものである。(3) の熱物性値は、温度、圧力、冷媒組成などの条件から REFPROP を使って計算する。(4) には論文の DOI 情報などを入力し伝熱データと紐づけができるようにする。最新の実験データおよび過去の実験データについて、この書式で整理した基礎データを作成して蓄積する。このような Excel ファイルを論文ごとに、もしくは 1 つの条件ごとに作成し、Web 上に構築したデータベースシステムにアップロードし、データを蓄積する。

データは熱伝達率または圧力損失勾配の値に対して、それが得られた際の質量速度、乾き度、熱流束、圧力（飽和温度）、冷媒バルク温度、壁温などが表の同じ行に並べられている。混合冷媒の場合は、液相および気相の質量分率を計算した値も入力されている。また、それらの値に基づいて、REFPROP で計算した密度や粘度、熱伝導率、表面張力の値も並べ、無次元整理の際に使えるようにした。

なお、Web 上にアップロードされたデータは、構造化されてデータベースシステム MySQL に格納され、データの検索や閲覧、条件設定などが効率よく行えるようになっている。

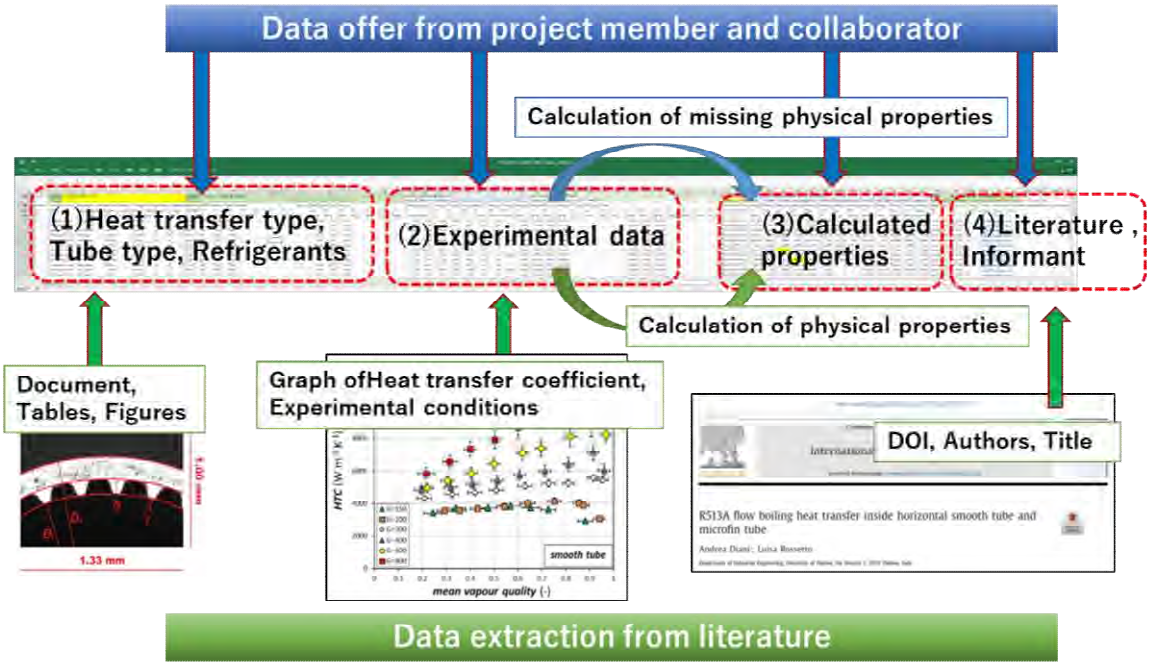


図 ②.5-2 データ収集のスキーム及び Excel ファイル上のデータ構造

2000 年～2010 年にかけて、日本冷凍空調学会では、当時冷媒の管内凝縮および蒸発の研究を実施していた九州大学、岡山県立大学、東京海洋大学、佐賀大学の実験データをまとめたデータベースを作成した。このデータベースでは、実験装置やデータの整理方法、不確かさ解析などの詳細な情報と共に、論文には掲載されていないデータ、また管壁温度分布などの詳細な実験値がまとめられている。このデータを用いれば伝熱特性の詳細な解析を行うことはできるが、データの書式が研究者によって少し異なり、ファイルもテキスト形式のものと Microsoft Excel 形式のものが混在しているため、データを統一的に扱う際の使い勝手はあまり良くなかった。また、他の研究者の論文からデータを抽出してデータベースに加えることは想定されていなかった。この日本冷凍空調学会伝熱データベースを本プロジェクトの伝熱データベースに移行した。

図②.5-3 に冷凍空調学会伝熱データベースの一部を示す。上部には平滑管を用いた実験であることや管の内径と外径、冷媒の組成とモル分率、質量速度などの詳細情報が記載されている。下部には測定データが示されている。黄色マーカーを付けた行からわかるように、この実験では小区間の熱交換量と壁温から熱伝達率を求めており、乾き度や冷媒温度は小区間の出入口で求められているため、熱伝達率の測定値に対応する点での乾き度や冷媒温度が与えられていない。本プロジェクトの伝熱データベースにデータを登録するために、小区間出入口の値を平均して熱伝達率に対応する値を与えた。

冷凍空調学会伝熱データベースに蓄積されたデータの冷媒は、HCFC22、HCFC123、HFC125、HFC134a、R407C、R410A などであり、現在では入手できない冷媒の測定値も含まれた貴重なデータである。また、1 つの条件について、凝縮では過熱蒸気から過冷却液まで、蒸発では蒸発器入り口から過熱蒸気までのデータが 1 つのファイルにまとめられており、434 個のファイル、つまり 434 の条件のデータを新しい伝熱データベースに変換した。

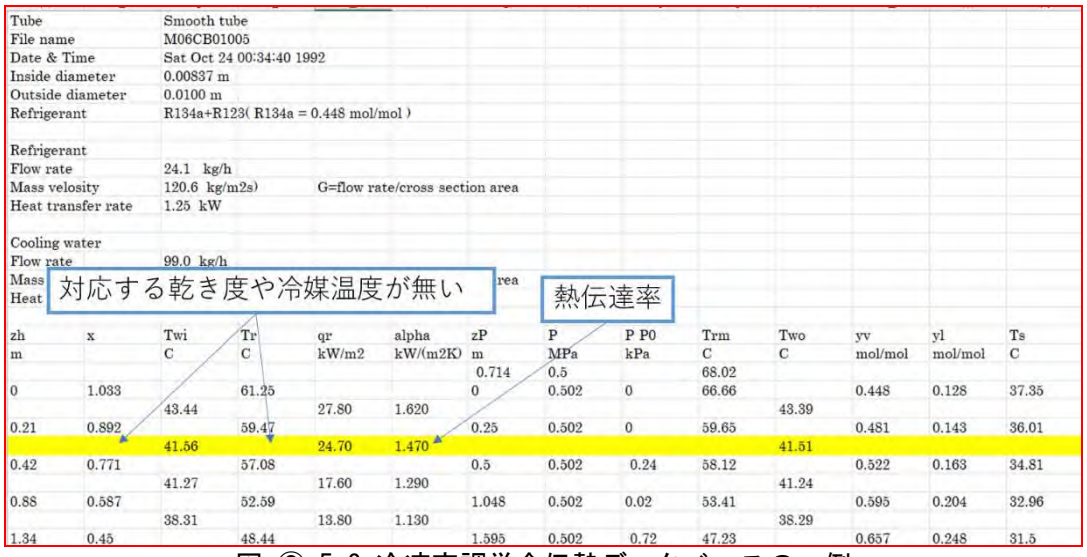
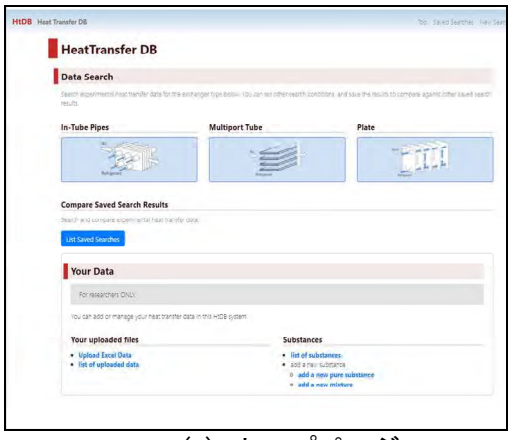


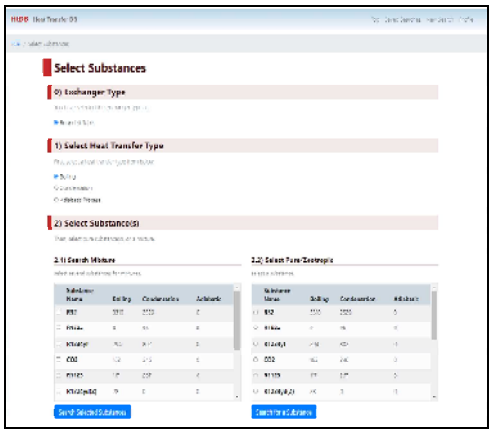
図 ②.5-3 冷凍空調学会伝熱データベースの一例

Web 上に構造化されて保存された伝熱データは、インターネット上に置かれたプログラムをブラウザで起動して利用する。図②.5-4 (a) はログイン後のトップ画面である。現在は、円管、扁平多孔管およびプレート式熱交換器内の沸騰および凝縮の伝熱データが蓄積されている。画面上の熱交換器の図をクリックすると、図②.5-4 (b) の画面が表示され、沸騰・凝縮・断熱などの伝熱形態や冷媒の種類を選択する画面が表示される。前述したように、伝熱データベースには、本プロジェクトで測定したデータに加え、文献から収集したデータ、過去に作成した冷凍空調学会伝熱データベースのデータが格納されている。なお、本プロジェクトで測定した伝熱データは、論文として公開した後に伝熱データベースに登録する。冷媒には種々の純冷媒や混合冷媒が存在し、混合冷媒には組成比の異なる 2 成分もしくはそれ以上の冷媒を混合したものが数多くあり、研究者が任意に混合して実験を行ったものや ASHRAE の認証を受けた番号が付けられた特定の混合比の冷媒も存在する。伝熱データベースではこれらに対応した冷媒選択が可能である。

図②.5-5 (a)～(d) は伝熱データの表示例である。ここでは、複数の冷媒の沸騰伝熱データを例として示す。図②.5-5 (a) は伝熱データの質量速度と圧力条件の分布であり、このようなグラフを調査すれば、どのような条件の実験データが保存されているかが分かる。なお、右側のカラムには冷媒ごとのシンボルの凡例が示されており、シンボルにポインターを合わせるとそのシンボルがハイライトされ、冷媒ごとに実験条件の分布状況が把握できる。図②.5-5 (b) は熱伝達率の乾き度に対する分布を示したものである。このグラフには様々な冷媒の平滑管や溝付管内の沸騰伝熱のデータが一緒にプロットされているためそれぞれの分布特性の判別が困難であるが、冷媒や伝熱管種類、質量速度などの条件を絞ることにより、目的の条件だけの伝熱データを表示させることができる。また、選択した表示条件を保存しておくことができ、保存した複数の表示条件のデータを同時にグラフにプロットして比較することができる。図②.5-5 (c) は、らせん溝付管について、乾き度が 0.4～0.5 の範囲の熱伝達率を熱流束に対してプロットしたものである. 複数の冷媒を同時に示しているが、良く知られた特性と一致し、全体として熱流束が大きくなると熱伝達率が高くなる傾向がある. 一方、同じデータを用いて質量速度に対する熱伝達率の変化を調べると、図②.5-5 (d)に示すように、質量速度の影響が小さい冷媒と、質量速度が大きくなると熱伝達率が高くなる傾向を示す冷媒が存在することが分かる。

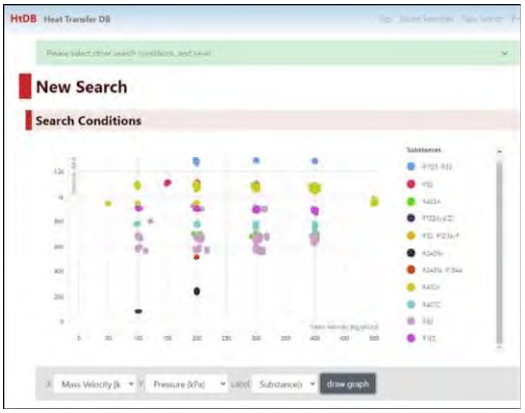


(a) トップページ

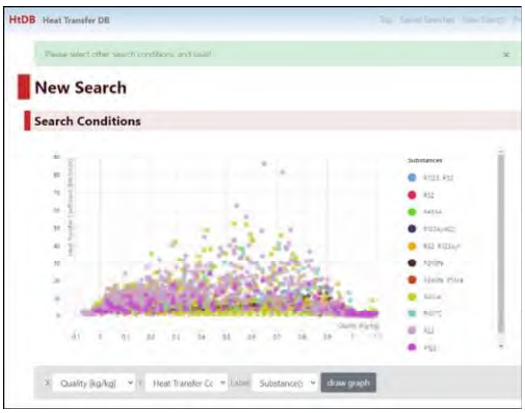


(b) 伝熱形態と冷媒の選択

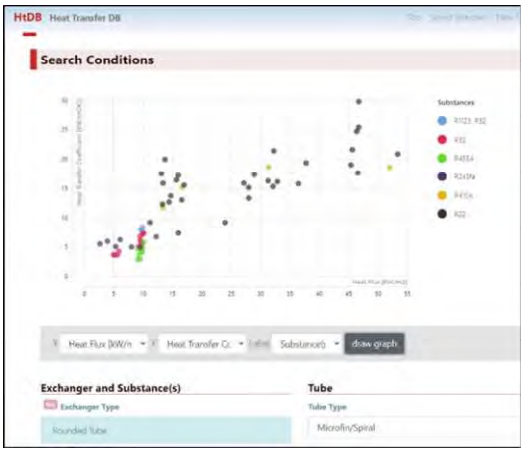
図 ②.5-4 伝熱データベースの Web サイト上で表示



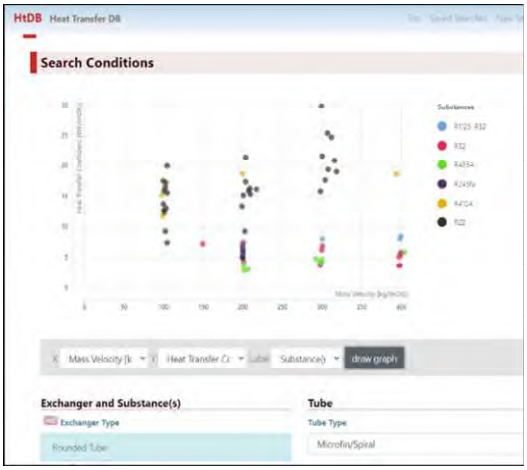
(a) 質量速度と圧力の条件



(b) 熱伝達率の乾き度に対する分布



(c) 熱伝達率と熱流束との関係



(d) 熱伝達率と質量速度との関係

図 ②.5-5 伝熱データベースの Web サイト上で表示

③ HFO 系冷媒を含む混合冷媒及び高沸点 HFO 系冷媒のヒートポンプサイクル性能評価

③.1 ヒートポンプサイクル基本特性の熱力学的解析 （九州産業大学）

冷媒を混合して用いる場合は、組成比の選択に多数の組み合わせが存在する。そこで熱力学的解析を行うことによって、組成の決定を行う。解析方法としては、冷媒の凝縮、蒸発時の飽和温度と凝縮器出口過冷度と蒸発器出口過熱度を決めてサイクル計算を行う。しかしながら、混合冷媒は温度すべり（露点沸点温度差）が存在するため飽和温度を沸点と露点の平均値が決定した温

度になるように計算を行う。また、算出した COP および体積能力は、既存冷媒である R410A を基準にして COP 比および体積能力比を算出する。図.③.1-1 に HFO1234yf+HFC32+CO_2 系混合冷媒において、凝縮温度 40 ℃、蒸発温度-3 ℃、蒸発器出口過熱度 3 K、凝縮器出口過冷却度 0 K で熱力学的解析の結果を示す。図中の実線、破線および点線はそれぞれ COP(R410A 比)、GWP および体積能力(R410A 比)を示す。解析結果より GWP が 100 以下、COP および体積能力が R410A と同程度組成としては、図中赤丸付近(HFO1234yf/HFC32/CO_2; 72/12/16 mass%)となった。なお、この結果では温度すべりは考慮していない。

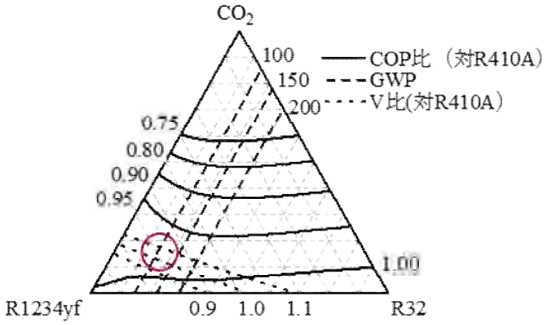
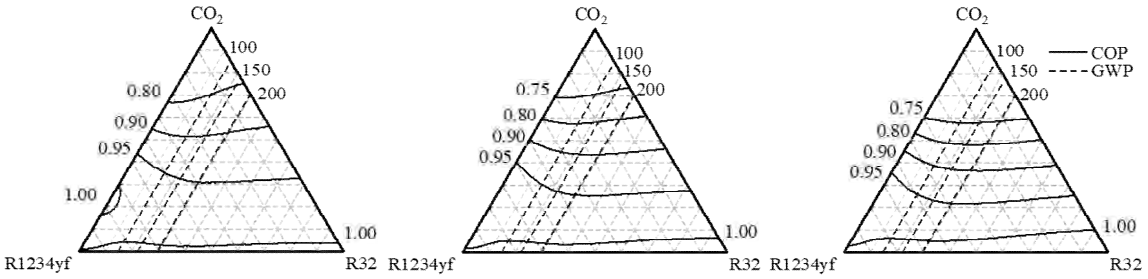


図.③.1-1 HFO1234yf+HFC32+CO_2 系混合冷媒における熱力学的解析

次に実験条件における COP の変化を確認するために凝縮温度を変化させて計算を行った。表③.1-1 に計算条件を示す。蒸発温度、過熱度および過冷度条件は一定で、凝縮温度を 20、30、40 ℃と変化させて、計算を行った。図③.1-2 に計算結果を示す。左図、中央図および右図がそれぞれ凝縮温度 20、30 および 40℃の結果である。凝縮温度が高くなると、CO_2 の比率が高い領域の COP が低下していくことが分かる。これは凝縮温度が上がるほど CO_2 の臨界温度に近づくためである。このように凝縮温度を変化させることにより、COP が変化するため、使用条件に合わせた条件にて組成比を決定する必要がある。

表③.1-1　R1234yf+R32+CO_2 における計算条件

冷媒	凝縮温度、℃	蒸発温度、℃	過熱度、K	過冷度、K
HFO1124yf HFC32 CO_2	20 30 40	-3	3	0



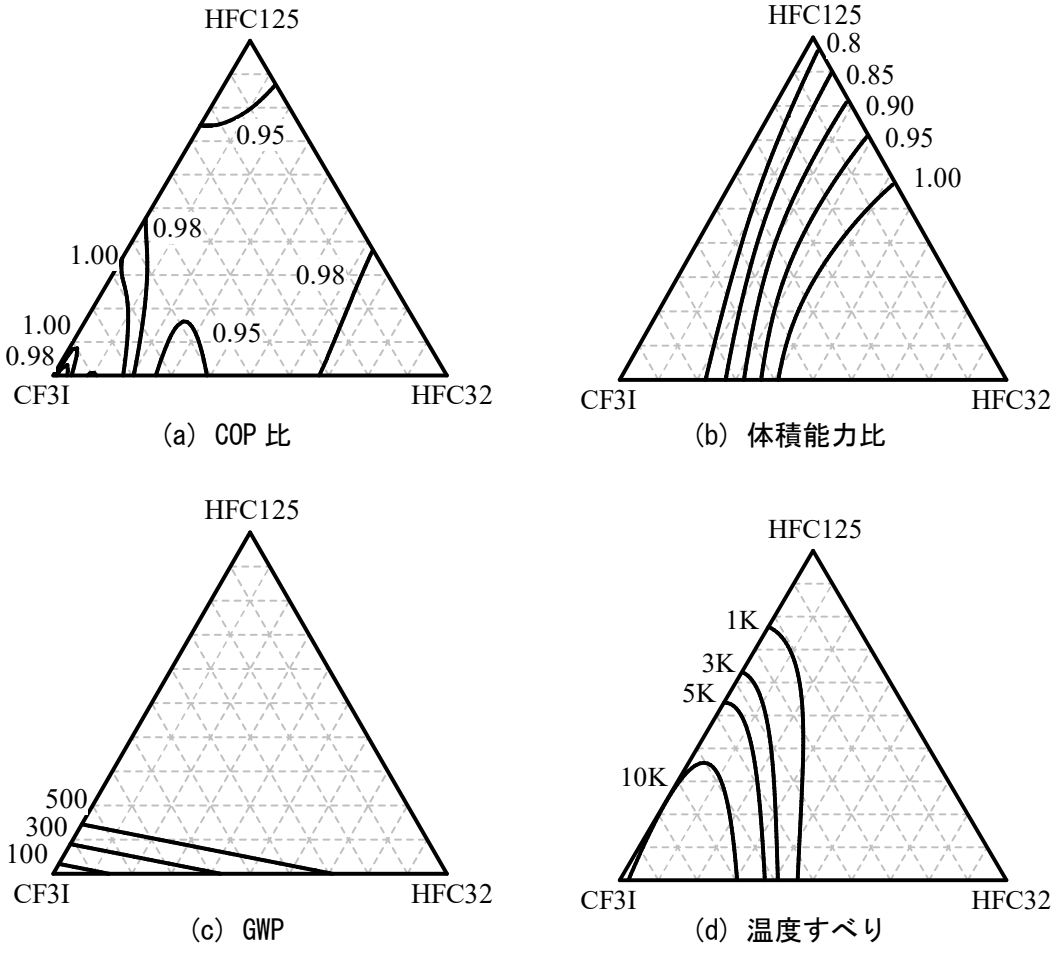
飽和温度 20 ℃　　飽和温度 30 ℃　　飽和温度 40 ℃

図.③.1-2 凝縮温度条件が COP に及ぼす影響（HFO1234yf+HFC32+CO_2 系混合冷媒）

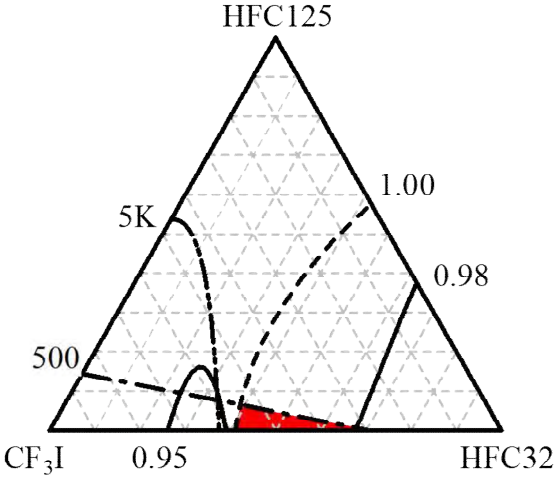
次に CF_3I+HFC32+HFC125 混合冷媒に対して、凝縮温度 25℃、蒸発温度-3℃、過熱度 3K および過冷度 OK でサイクル計算を行った。図③.1-3 に計算結果を示す。(a)、(b)、(c)および(d)はそれぞれ R410A に対する COP 比、R410A に対する体積能力比、GWP および蒸発器における温度すべりである。図③.1-3(a)の COP 比は CF_3I の比率が 0.8 付近で最も高く、CF_3I/HFC32 の比率が

70/30 mass%付近および HFC125 単体付近が最も低いが全体的に R410A の COP と同程度の結果ある。図③.1-3(b)の体積能力比は HFC32 の比率が高いほど高くなる。図③.1-3(c)の GWP は HFC125 の比率が高いほど高くなり、GWP が 500 以下の組成領域は CF_3I 単体付近から CF_3I/HFC32 の比率が 40/60mass%付近のみである。図③.1-3(d)の温度すべりは CF_3I の比率が高い領域で 10K 以上と高く、HFC32 および HFC125 の比率が高くなるほど低くなる。以上を踏まえた上で、CF_3I/HFC32/HFC125 混合冷媒における最適組成領域を決定する。

図③.1-4 に CF_3I+HFC32+HFC125 の三角図に COP 比の等値線 0.98 および 0.95、体積能力比の等値線 1.00、GWP の等値線 500 および温度すべりの等値線 5K を記載したものを示す。最適組成の選定条件として、COP 比が 1 程度、体積能力が 1 以上、GWP が 500 以下および温度すべりが 5K 以下とする。このすべてを満たす組成は赤い領域となる。よって CF_3I+HFC32+HFC125 混合冷媒の最適組成は CF_3I+HFC32 の比率が 60/40mass%と 30/70 mass%の間であり、HFC125 を数%程度付加したものである。



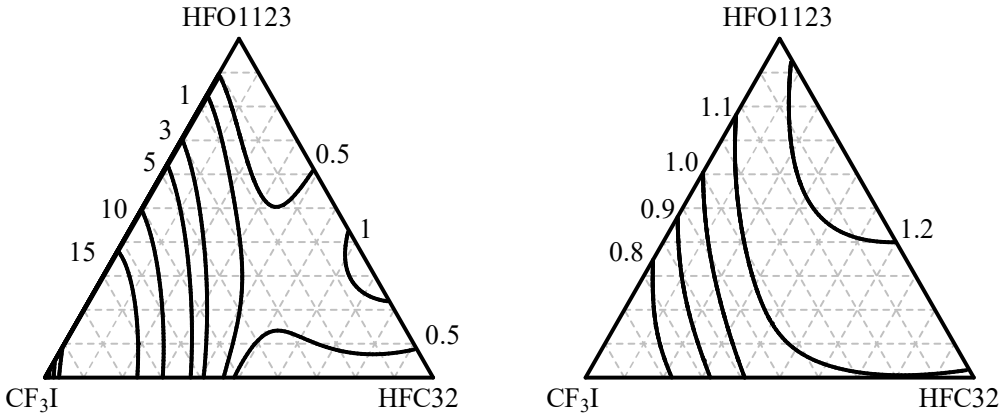
図③.1-3 CF_3I+HFC32+HFC125 の計算結果



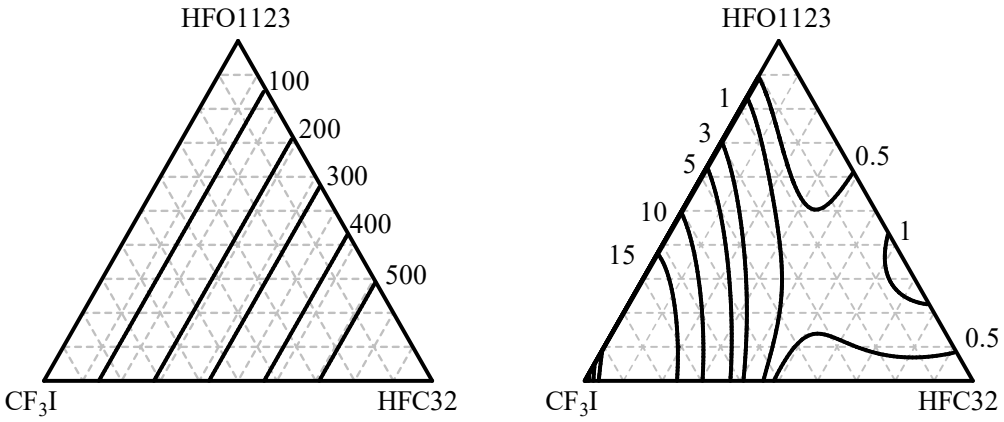
図③.1-4 CF_3I+HFC32+HFC125 の最適組成

次に CF_3I+HFC32+R1123 混合冷媒に対しても、凝縮温度 25℃、蒸発温度-3℃、過熱度 3K および過冷度 0K でサイクル計算を行った. 図③.1-5 に計算結果を示す. (a)、(b)、(c)および(d)はそれぞれ R410A に対する COP 比、R410A に対する体積能力比、GWP および蒸発器における温度すべりである. 図③.1-5(a)の COP 比は R1123 の比率が高い領域で若干低くなるが、その他の比率では R410A と同程度の結果である. 図③.1-5(b)の体積能力比は HFC32 および R1123 の比率が高いほど高くなる. 図③.1-5(c)の GWP は HFC32 の比率が高いほど高くなり、GWP が 500 以下の組成領域は HFC32 の比率が 0.7 mass%以下である. 図③.1-5(d)の温度すべりは CF_3I の比率が高い領域で 15K 以上と高いが、CF_3I の比率が 0.3 程度以下では 1K 以下となっておる. 以上を踏まえた上で、CF_3I+HFC32+R1123 混合冷媒における最適組成領域を決定する.

図③.1-6 に CF_3I+HFC32+R1123 の三角図に COP 比の等値線 0.98 および 0.95、体積能力比の等値線 1.00、GWP の等値線 300、500 および温度すべりの等値線 1K を記載したものを示す. 最適組成の選定条件として、COP 比が 1 程度、体積能力が 1 以上、GWP が 500 以下および温度すべりが 1K 以下とする. このすべてを満たす組成は図中の赤い領域となる. よって CF_3I+HFC32+R1123 混合冷媒の最適組成は選択範囲が広く、GWP300 以下においても最適組成領域が存在する.

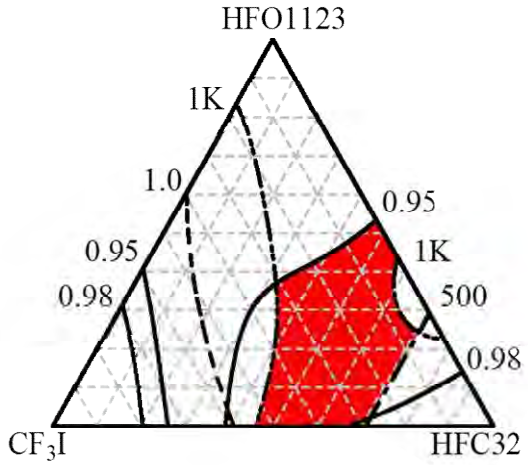


(a) COP　　(b) volumetric capacity



(c) GWP　　(d) Temperature glid of eva.

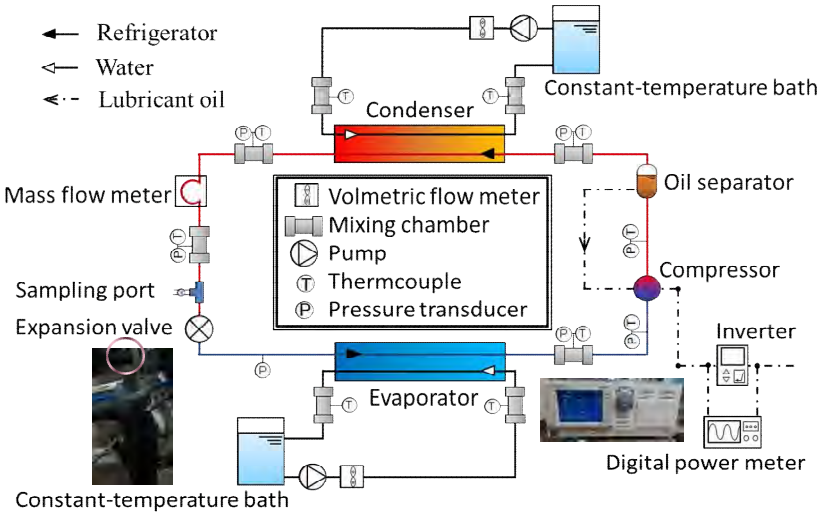
図③. 1-5 CF_3I+HFC32+R1123 の計算結果



図③. 1-6 CF_3I/HFC32/HFC125 の最適条件

③.2　ヒートポンプサイクル特性の実験的評価（九州大学）

HFC32+HFO1234yf 系混合冷媒に CO_2 や HFO1123 を添加した三成分混合冷媒について、既設の水熱源容積圧縮式ヒートポンプサイクル試験装置によるサイクル性能実験を実施し、冷暖房熱負荷及び熱源運転条件がサイクル性能に及ぼす影響を明らかにした。実験装置の概略図を図③. 2-1 に示す。実験装置は、ヒートポンプの基本構成要素である蒸発器、圧縮機、凝縮器、膨張弁に加え、蒸発器、凝縮器の熱源水を供給する恒温水循環装置、圧縮機のインバータおよび電力計、その他流量計、圧力センサー、熱電対等の計測系で構成されている。



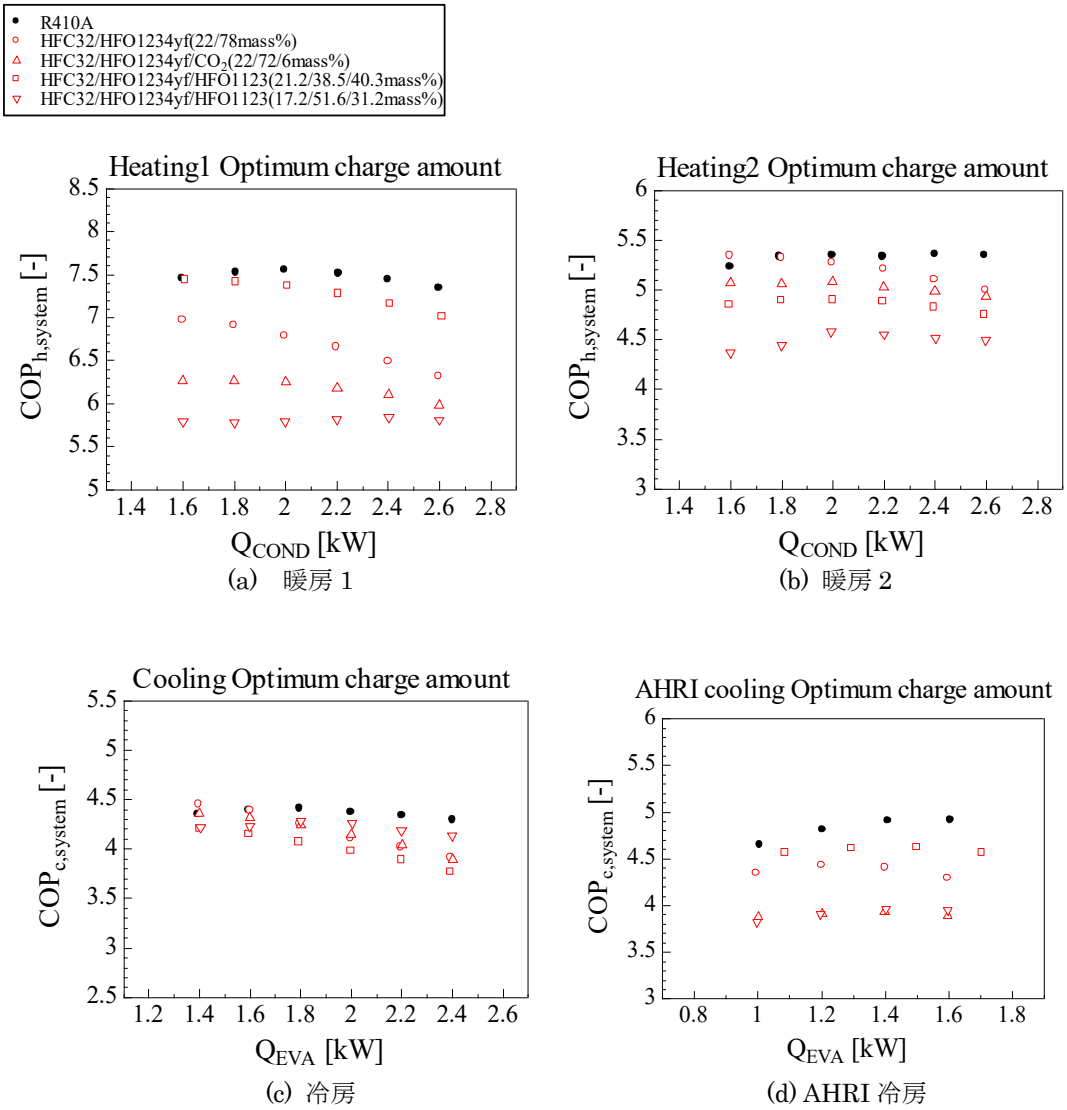
図③.2-1 実験装置

設定した 4 つの実験条件を表③.2-1 に示す。暖房 1 と暖房 2 はそれぞれ暖房低負荷時と暖房高負荷時の設定であり、凝縮器の熱源水出口温度が異なる。暖房 1、2 および冷房は中・小型の空冷式空調機を想定した条件であるが AHRI 冷房条件は、米国冷凍空調暖房工業会が示す水冷式冷凍機の標準条件である。本実験装置は、安定した熱源温度条件でサイクル性能を評価するために水熱源方式を採用している。そこで、実験装置自体の性能評価のために AHRI 冷房条件を加えて実験を実施した。全ての実験条件において、蒸発器出口の過熱度が 4K±1K となるように制御されている。また、冷媒の充填量によって性能に差が生じるため、冷媒充填量をパラメータとした実験を行い、COP が最大となる充填量を求めた。

表③.2-1　実験条件

	熱源水温度 [℃]		熱負荷 [kW]	過熱度 [K]
	凝縮器入口→出口	蒸発器入口→出口		
暖房 1	20 → 30	15 → 9	1.6 ～ 2.6	4 (±1)
暖房 2	20 → 45	15 → 9	1.6 ～ 2.6	
冷房	30 → 45	20 → 10	1.4 ～ 2.4	
AHRI 冷房	30 → 35	12 → 7	1.0 ～ 1.6	

地球温暖化係数（GWP）が約 150 となる組み合わせとして、3 成分混合冷媒 HFC32+HFO1234yf+CO_2（22/72/6 mass%）、及び、HFC32+HFO1234yf+HFO1123（21.2/38.5/40.3 mass%)、ならびに、GWP が約 120 となる HFC32+HFO1234yf+HFO1123（17.2/51.6/31.2 mass%）についてシステム COP を計測した。その結果を図③.2-2 に示す。システム COP は、熱源水側で計測した熱交換量と圧縮機インバータへの投入電力で定義した COP である。比較のため、R410A、HFC32 及び重量比の異なる 2 成分混合冷媒の結果を同図に示した。



図③.2-2 システム COP の比較

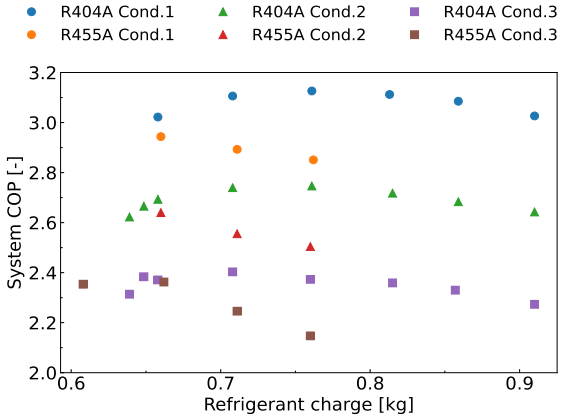
実験の結果、GWP が約 150 となる HFC32+HFO1234yf+CO_2 （22/72/6 mass%）三成分混合冷媒の COP は R410A に及ばないことがわかった。特に、低負荷暖房条件（暖房 1）において差が大きい。HFO1123 を添加した３成分混合冷媒の場合は、GWP150 の混合比（21.2/38.5/40.3 mass%）において低負荷暖房条件における COP が改善されており、特に負荷の小さい 1.6kW の場合には R410A と同等の COP となった。一方、高負荷暖房条件（暖房 2）では、GWP150 の HFO1123 添加３成分混合冷媒の COP は、CO_2 添加三成分混合冷媒の COP を下回っている。また、GWP が約 120 となる HFO1123 添加３成分混合冷媒（混合比 17.2/51.6/31.2 mass%）の COP は低負荷、高負荷共に暖房条件においては COP が最も低いが、冷房条件及び AHRI 冷房条件においては、CO_2 添加３成分混合冷媒と同等もしくは同等以上の COP となった。このように、熱源温度条件によって COP の大小関係が変わるのは、熱源水の温度勾配と混合冷媒の露点-沸点温度差の関係に強く影響されているためと考えられる. 今後、熱交換過程における不可逆損失等について解析し、露点-沸点温度差の観点から最適な冷媒選択の指針を検討する。

次に、冷凍冷蔵温度帯における非共沸混合冷媒の特性を把握するために、0℃以下の蒸発温度における実験に対応できるように実験装置を改造して実施した実験結果を示す。表③.2-2 に実験条件を示す。冷凍冷蔵温度帯で使用される既存冷媒 R404A、CO_2、HFC32、及び HFO1234yf の 3 成分混合冷媒 R455A について実験を実施した。冷凍能力 1.0 kW の場合について、3 つの蒸発器温度条件におけるシステム COP の比較を図③.2-3 に示す。横軸は冷媒充填量であり、実験装置の制御

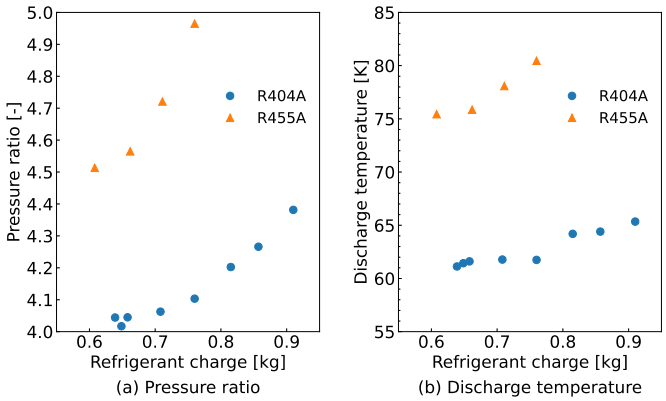
可能な範囲内で冷媒充填量を変化させた。本実験装置に対しては、R404A は充填量 0.7～0.8 kg の範囲でシステム COP が最も高くなるのに対して、R455A の場合は最適な充填量は 0.7 kg よりも少ないことがわかった。測定した範囲において、システム COP は R455A よりも R404A の方が高い。しかし、実験装置の仕様が R455A には最適ではないと思われるため、それぞれの冷媒に対して最適なシステム設計を行えば、同等レベルのシステム COP を達成できる可能性がある。条件 3 における圧縮機の圧力比と吐出温度を図③.2-4 に示す。設定した温度条件で運転する場合、R455A は R404A に比べて圧力比が大きく、吐出温度も高い。冷媒充填量が多いほど圧力比及び吐出温度が上昇するため、R455A の場合は充填量をさらに削減して圧力比が小さくなるような条件で運転できれば、システム COP を改善できると思われる。

表③.2-2　冷凍冷蔵温度帯実験条件

	Condenser side	Evaporator side	Cooling capacity [kW]	Degree of superheat [K]
Condition 1		10℃ → 0℃		
Condition 2	30℃ → 35℃	7℃ → -3℃	0.8 to 1.4	4 ±1
Condition 3		4℃ → -6℃		



図③.2-3 冷凍能力 1.0 kW におけるシステム COP の比較



図③.2-.4 条件 3 における圧力比および吐出温度（冷凍能力 1.0kW）

(3).3 個別テーマの成果と意義

次世代利用を想定した低 GWP 冷媒及び混合冷媒は、新たに開発された新物質が大半であり、製品開発や性能評価を行うための基本的な熱物性、伝熱性能、サイクル性能の情報はほとんど皆無である。また、すでに市場に出始めている低 GWP 混合冷媒に関しても、実験値に基づいた信頼性の高い情報は非常に少ない。そのために、本事業で得られた HFC32+HFO1234yf+HFO1123、さらには２成分系混合冷媒 HFC32+HFO1234yf などに代表される冷媒の熱物性値や状態方程式、熱交換器に関する伝熱特性の測定値、サイクル特性評価の結果は、冷凍空調機器の研究開発を行う企業にとっては、基盤となる貴重な物性情報になる。また、この結果は国際標準となる熱物性データベースや物性推算ソフトウェアで使用される予定であり、日本の冷凍空調機器製品が世界市場で販売する上において、国際的な知的基盤を構築するものである。これらの情報が、世界に先立ち、国内でいち早く開発に活用できることは、新製品における商品開発分野で、トップランナーとして走り出すスタートダッシュを支援するものに他ならない。ここで得られた成果により、性能評価された冷媒が、現在使用されている冷媒より GWP の値が低く、既存の製品と同等以上の性能が確保できる代替冷媒として使用できることが認知されれば、企業での低 GWP 冷媒を用いた空調機器の開発・実用化が促進されるものと考えられる。さらに、国産冷媒を用いて、国内企業が世界に先駆けてこれら低 GWP 冷媒を使用する空調機器を製品化すれば、国内企業の技術水準を高め、経済的効果への波及が期待できるとともに、地球環境保全に対する国際的責任の一端を果たすことができると考えられ、将来の冷凍空調産業・工業界の発展に多大な貢献ができることになる。

【研究開発の意義（副次的成果）】

研究開発項目	意義	副次的効果
研究開発項目①「次世代冷媒の基本特性に関するデータ取得及び評価」		
中小型規模の冷凍空調機器に使用する次世代冷媒の熱物性、伝熱特性および基本サイクル性能特性の評価研究（九州大学）	地球温暖化対策としてのキガリ改正の達成する上で、GWP 150 程度のHFC冷媒代替品の早期確定は急務であった。本事業で取り組んだ新冷媒候補物質の評価情報が新たな製品の開発に優位性を持たせることになる。他国がまだ知り得ていない冷媒評価の基盤情報を得られたことで、冷凍空調機器開発において、他国との競争面でも優位に立てるはずである。冷媒が決まらずに開発が止まっている国も多く、安全性を度外視して危険な冷媒の使用に踏み切る国も多い現状があり、環境問題だけでなく、安全性も重視した冷媒選択の成果は重要である。	次世代冷媒は冷凍空調機器用の次世代低GWP冷媒を対象に評価を行なったが、この分野以外の高温ヒートポンプ利用や極低温の温度域での医療技術、さらにはナノテク産業の核となる半導体産業での極低温利用でも本事業成果は役立てることができる。さらに広い温度範囲にわたる冷媒評価で、キガリ改正の目標達成に大きく貢献できる目処がついた。

(4) アウトカム目標の達成見込み

【アウトカム目標の達成見込み】

テーマ	達成見込み	課題
研究開発項目①「次世代冷媒の基本特性に関するデータ取得及び評価」		
中小型規模の冷凍空調機器に使用する次世代冷媒の熱物性、伝熱特性および基本サイクル性能特性の評価研究（九州大学）	次世代冷媒及び次世代冷媒適用冷凍空調機器の冷媒・伝熱・サイクル特性データを取得し、次世代冷媒を普及させるためにISO817（冷媒物性）、ISO17584、ASHRAE34（冷媒物性）等への登録に結びつけるための情報提供や、国際データベース NIST REFPROPへの登録を行い、新規で伝熱データベースを開発した。	国際規格化・国際標準化の取得には時間がかかることを実感した。提案から認証までを、事業期間の５年以内で完了させることは難しく、事業の加速化及び継続した取り組みとして事業を進行させることが重要である。また国際的なロビー活動を進め、認証までの過程がスムーズに進むように配慮することも重要である。

(4).1 実用化に向けた取組及び見通し

本研究開発では、以下の点において実用化に向けての見通しを得ることができ、実用化に向けての取り組みを行った。

(1)単一冷媒である HCFO1224yd(Z)及び HFO1336mzz(E)、HFO 系冷媒を中心とした低 GWP 冷媒の２成分系及び３成分系混合冷媒に関しては、基本的熱物性である熱力学的性質及び輸送性質を明らかにし、信頼できる熱物性計算が可能となる状態方程式及び相関式を作成した。さらに、これらの冷媒熱物性を、熱物性データベースを NIST の REFPROP 上で計算できるように、FLD ファイルを構築した。本事業で関わった全ての冷媒に関しては、実用化に必要となる冷媒評価の情報の提供には見通しが立ったと考えられる。この結果は、 REFPROP の次のバージョンアップにおいて、成果的に公開されるべく、NIST とも連携して準備を進めている。本プロジェクトの成果を REFPROP 上で発信することは、日本で開発された HFO1123 や HCFO1224yd(Z)の冷媒熱物性値情報が国際標準値として位置付けられることを意味するとともに、本熱物性値が、世界中で共通した製品研究開発に利用されることになり、公開前から利用できることで、わが国の冷凍空調機器開発においても、優位性を確保できることになる。さらには、すでに市場に出ていながら、熱物性値情報の国際標準化がされていなかった R1234yf、 R1234ze(E)、 R1336mzz(Z)、 R1233zd(E)などの HFO 系冷媒についても、 ISO17584 で承認され、国際標準値を定めることができた意義は大きい。

(2)現在の冷媒メーカーから市場に数多く提案されている冷媒は大半が混合冷媒であり、ほとんどが挑戦的な混合冷媒ばかりといっても過言ではない。そのために、新しい混合冷媒の信頼できる熱力学的性質や輸送性質の実験データは、ほとんど皆無な状態であり、冷凍空調機器の研究開発に用いる冷媒物性は、アメリカの NIST が提供している熱物性ソフトウェア REFPROP(最新版が Ver.10.0)を用いるケースが大半であった。新たな混合冷媒に関しては、その計算精度（推算精度）は保証されていないのは致し方なく、熱物性計算の精度を向上させるためには、実験的な情報に基づいて、状態方程式や相関式の精度を向上させるしかない。本研究開発で行なった結果は、繊細に行われた測定の積み重ねが大半であり、根気強く、時間をかけての作業の繰り返しであるが、いずれも高精度で、世界的に評価される情報ばかりである。そのため、今回測定した２成分系混合冷媒 HFC32+HFO1234yf (R454C を含む)、HFO1123+HC290、R32+CF_3I、 R1234yf+HC290 など、さらには３成分系混合冷媒 HFC32+HFO1234yf+CO_2 (R455A を含む)、HFC32+HFO1234yf+HFO1123 系(Amolea を含む)、 HFC32+HFC125+CF_3I(R466A を含む)、

HFC32+HFO1123+HC290 などに関しての冷媒物性の信頼性は高く、冷凍空調機器の研究開発における性能評価の信頼性を保証するものである。

(3)さらに、現時点の世界状況を見た場合、混合冷媒に限らず単一冷媒においても冷媒熱物性データを高精度で実測できる研究機関は、日本の本グループ以外には、アメリカ、イタリア、フランス、中国の限られたグループしかない。そして、中国以外の研究機関との間には、本プロジェクトを実施している九州大学の NEXT-RP として密接な連携関係を有している。さらに、冷媒開発の主流となるグローバルな冷媒メーカーとも NEXT-RP は連携をとって情報交換を進めているので、新しい冷媒を開発のリアルタイムで入手できるのは、本プロジェクトしかない。この後も、研究開発のスキームを確立した本システムを活用して、新たに対象として考えられる混合冷媒の性能評価を進めていくことで、より幅広い実用化に貢献できると考えられる。

(4) 図　(4).1-1 及び図(4).1-2 に九州大学が考える、次世代冷媒の実用化へのロードマップ及び国際標準化へのマイルストーンを示す。冷凍機器性能が良く、GWP 値が比較的小さい HFC32 を許容範囲で活用し、GWP が一般的に小さい HFO 系冷媒を組み合わせるものが、今後の利用が考えられる近未来的に地球温暖化防止対策用となる混合冷媒の主流として考えられる。しかし、近年開発が進んでいる HFO 系冷媒に関しては、市場に流通している冷媒はまだまだ限られている。一歩先に市場流通が進んでいる HFO 系冷媒が HFO1234yf と HFO1234ze(E) であるので、第一段階では HFC32+HFO1234yf 及び HFC32+HFO1234ze(E) の２成分系混合冷媒が、混合冷媒探索の柱となるだろう。この２種類の混合冷媒に関する研究開発は、九州大学と NEDO において、2009 年度から 2010 年度、及び 2011 年度から 2015 年度の２つの NEDO プロジェクト内ですでに実施してきた。さらに、2016 年度から 2017 年度では、同じ NEDO のプロジェクトで開発された HFO1123 と HFC32 の混合冷媒に着目し、性能評価を実施した。今回のプロジェクトでは、さらなる延長線上の研究として、中小型規模冷凍空調機器用冷媒としての利用を考えた、HFC32+HFO1234yf 混合冷媒に CO_2 や HFO1123 を添加した３成分系混合冷媒に関して、研究開発の基盤データとなる熱物性評価、伝熱性能評価及びサイクル特性評価を行なったわけであり、本研究開発で得られた成果は、 同じ NEDO プロジェクト内の他の研究項目で研究開発を進めているグループや民間企業とも、情報共有を行い、一部は公開前の情報として提供している。信頼できる基盤となる情報を、事前に、リアルタイムで入手できるという体制構築は、機器開発で用いるシミュレーションや、機器開発の製品評価に直接つながることであり、実用化にとっては非常に大きな利点であると考えられる。

【実用化へ向けたロードマップ/国際標準化のマイルストーン】

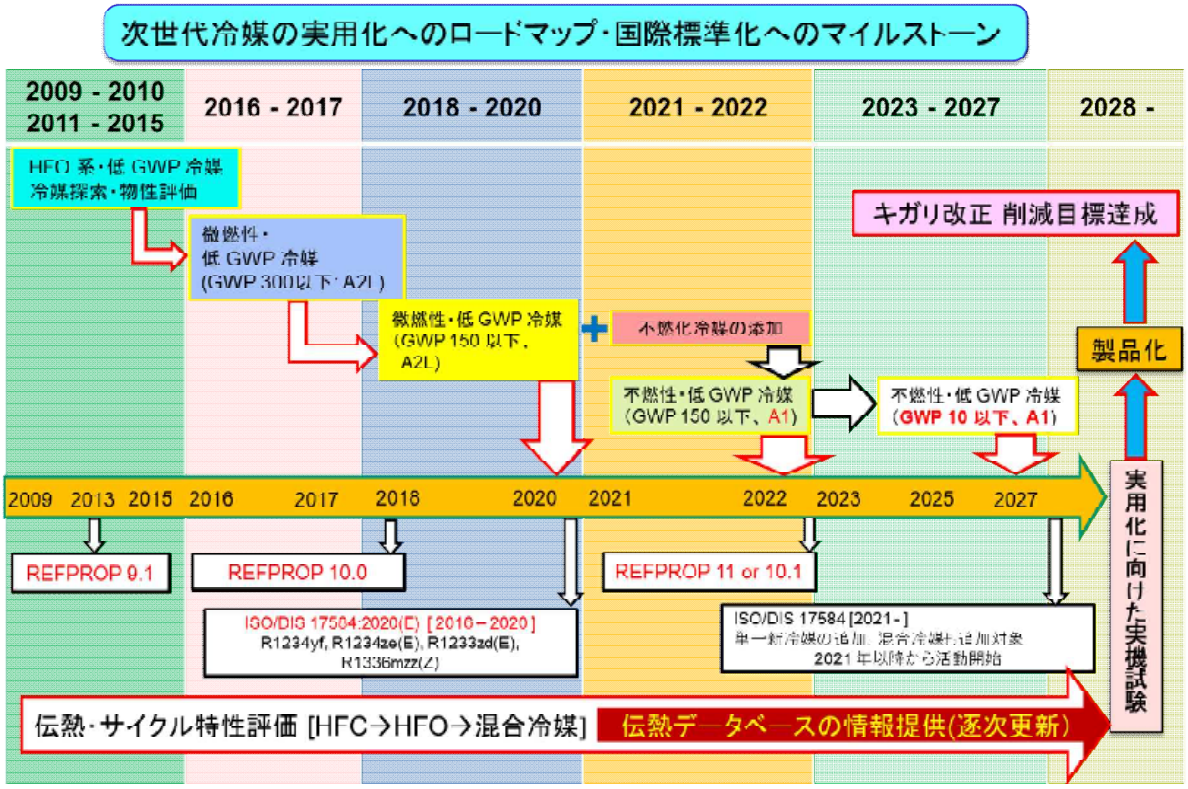


図　(4).1-1 次世代冷媒の実用化へのロードマップ及び国際標準化へのマイルストーン
（基本方針）

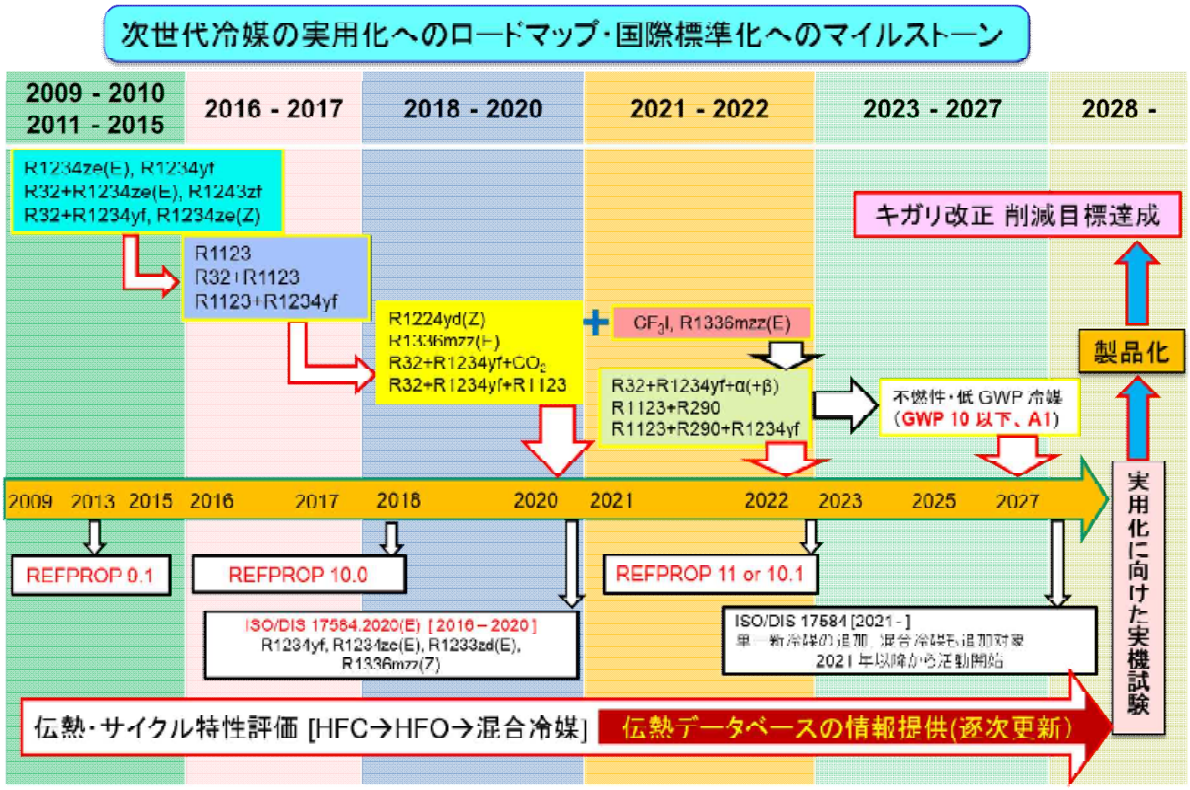


図　(4).1-2　次世代冷媒の実用化へのロードマップ及び国際標準化へのマイルストーン
（具体的な冷媒の取り組み）

(4).2 波及効果

NEDO で近年開発してきた HFO1123 を含む２成分系及び３成分系混合冷媒や、低 GWP 冷媒として市場に流通し始めている GWP 150 程度の混合冷媒、さらには燃焼性を抑えるために CF_3I を成分物質に含んだ混合冷媒に関する熱物性値や状態方程式、熱交換器に関する伝熱特性の測定値、サイクル特性評価の結果は、冷凍空調機器の研究開発を行う企業にとっては、今後基盤となる貴重な情報である。また、この結果は国際標準となる熱物性データベースや物性推算ソフトウェアで使用される予定であり、国際的な知的基盤を構築するものである。これらの情報が、国内でいち早く開発に活用できることは、新製品における商品開発分野で、トップランナーとして走り出すスタートダッシュを支援するものに他ならない。ここで得られた成果により、性能評価された冷媒が、現在使用されている冷媒より GWP の値が低く、既存の製品と同等以上の性能が確保できる代替冷媒として使用できることが認知されれば、企業での低 GWP 冷媒を用いた空調機器の開発・実用化が促進されるものと考えられる。さらに、国産冷媒を用いて、国内企業が世界に先駆けてこれら低 GWP 冷媒を使用する空調機器を製品化すれば、国内企業の技術水準を高め、経済的効果への波及が期待できるとともに、地球環境保全に対する国際的責任の一端を果たすことができると考えられ、将来の冷凍空調産業・工業界の発展に多大な貢献ができることになる。さらに高性能で、 GWP がより小さい新冷媒の探索、評価を、今後も継続して進めていかなければいけないことは言うまでもない。

(5) 特許出願数、論文発表数

テーマと対象	分類	2018年度	2019年度	2020年度	2021年度	2022年度	2023年度（予定含む）	合計
研究開発項目①「次世代冷媒の基本特性に関するデータ取得及び評価」								
中小型規模の冷凍空調機器に使用する次世代冷媒の熱物性、伝熱特性および基本サイクル性能特性の評価研究（九州大学）	特許出願 (うち外国出願)							
	論文	1	3	9	10	9	6	38
	研究発表・講演	10	23	7	45	21	4	110
	受賞実績			2	2			4
	新聞・雑誌等への掲載		1	1	1			3
	展示会への出展							
	TVその他							
	合計	11	27	19	58	30	10	155

4.1.3.2 低ＧＷＰ低燃焼性混合冷媒の安全性評価（国立研究開発法人産業総合技術研究所）

(1) 目標の設定と根拠

(1).1 分野別対応状況（研究開発の必要性）

本研究開発では、次世代冷凍空調機器用の冷媒に求められる要素のうち、低 GWP かつ安全性に優れた冷媒の開発を支援するため、対象として沸点の低い炭素数 3 以下の、燃焼性の高い低 GWP 冷媒と、燃焼性の低い中～高 GWP 冷媒の組合せを中心に検討し、国内外で採用されている冷媒の安全性基準を満たす冷媒と同等以上の高安全性となる混合組成範囲を明らかにすることを目標とした。具体的には、3 種類の混合系、すなわち R32/1234yf（R454 系）、HFO-1123/R32、及び HFO-1123/R1234yf 混合系について検討し、標準条件及び広範な温度湿度条件における燃焼限界、燃焼速度、及び消炎距離の混合組成依存性（総 GWP 依存性）を明らかにし、「特定不活性ガス」に分類されることを明らかにした。2023 年 4 月までに、R454A、R454B、及び R454C が本評価法を用いた評価結果により「特定不活性ガス」認定を受け、規制緩和及び実用化されるようになった。HFO-1123 混合系については、HFO-1123 単体が未だ冷媒として認定を受けていないため実用化には時間を要するが、本研究開発により R32/1234yf 混合系と同等の燃焼性評価を行い、先行する「特定不活性ガス」と同等の規制緩和を受けられる根拠となるデータを提供したことから、本成果は今後これらの次世代混合冷媒の迅速な普及に資するものと考えられる。

(1).2 テーマ毎の目標と根拠

産学官の外部有識者との検討を踏まえつつ、本事業で得られた次世代冷媒の安全性評価手法に関する成果を、次世代冷媒を普及させるために必要な業界の実用的な安全基準や、国際規格化・国際標準化、および国際データベース等への登録に効果的に結び付けるためのロードマップを策定することを目的として以下の評価を実施する。

① 低 GWP 混合冷媒の安全性評価

【中間目標（2020 年度）】

フルオロオレフィン混合系及び比較としての従来型混合系のそれぞれ 1 種類以上の組合せについて安全性の混合組成（総 GWP）依存性を検討し明らかにするとともに、不活性化条件を明確化する。対象は、近年国際標準登録されはじめたフルオロオレフィン混合冷媒の主成分として最も多く使用され、より早急な安全性評価のニーズが高いと考えられる R1234yf を主成分とし、広範な混合組成について実施する。

【最終目標】

安全性の観点から最適な混合系及び混合組成を検討し、選定した 3 種類以上の組合せについて、安全性の混合組成依存性及び混合効果を明らかにするとともに、不活性化条件を明確化する。対象は、将来の冷媒として従来型の混合冷媒にとどまらず、これまで国際標準登録されていない混合冷媒候補を含め、広範な混合組成について実施する。

② 低 GWP 混合冷媒の実用上の安全性評価

【中間目標（2020 年度）】

新冷媒の早期な普及に向け、１種類以上のフルオロオレフィン混合系の燃焼特性の温度及び湿度依存性を検討し明らかにする。熱対流や構造物の影響を極力排除した濃度分布を有する条件における混合冷媒の燃焼特性評価法を検討し、評価可能な環境を整備する。

【最終目標】

3 種類以上のフルオロオレフィン混合系の燃焼特性の温度及び湿度依存性を検討し明らかにする。1 種類以上のフルオロオレフィン混合系の燃焼特性の濃度分布依存性を明らかにする。

【アウトプット目標の設定及び根拠】

研究開発項目	最終目標 （2023年3月）	根拠
研究開発項目① 次世代冷媒の基本特性に関するデータ取得及び評価		
低GWP 低燃焼性混合冷媒の安全性評価（産業技術総合研究所）	3種類以上の低GWPフルオロオレフィン混合系の燃焼特性の混合組成依存性を評価し、特定不活性ガスとして安全に使用できる条件を明確化する。	次世代低GWP冷媒として期待されるフルオロオレフィンであるが、燃焼性が明らかなものは少なく、その混合物については殆ど知られていない。安全性に優れた次世代冷媒を普及させるために、できる限り多くのフルオロオレフィン混合系の燃焼特性を実用条件も考慮して系統的に評価し、その燃焼特性データや評価手法を、必要な国際規格化・国際標準化及び国際データベース等へ反映させることが重要である。
低GWP 混合冷媒の安全性評価	・3種類以上のフルオロオレフィン混合系について、燃焼特性の混合組成依存性及び混合効果を明らかにするとともに不活性化条件を明確化する	次世代低GWP冷媒として期待されるフルオロオレフィンであるが、燃焼性が明らかなものは少なく、その混合物については殆ど知られていない。安全性に優れた次世代冷媒を普及させるために、できる限り多くのフルオロオレフィン混合系の燃焼特性を系統的に評価し、その燃焼特性データや評価手法を、必要な国際規格化・国際標準化及び国際データベース等へ反映させることが重要である。
低GWP 混合冷媒の実用上の安全性評価	・3種類以上のフルオロオレフィン混合系の燃焼特性の温度及び湿度依存性を検討し明らかにする ・1種類以上のフルオロオレフィン混合系の燃焼特性の濃度分布影響を明らかにする。	フルオロオレフィンには、湿度によって燃焼性が大幅に増大するものが知られている。安全性に優れた次世代冷媒を普及させるために、標準条件をこえた実使用環境を想定した燃焼特性データを蓄積し、国際規格化・国際標準化及び国際データベース等へ反映させることが重要である。

(2) 研究開発の内容（目標達成に必要な要素技術）

(2).1 低ＧＷＰ混合冷媒の安全性評価

① 安全特性の混合比依存性の評価

2018 年度は、ごく微燃性の燃焼性評価実験と解析に必要な装置や解析ソフトウェアを整備し、研究対象としてのフルオロオレフィンを含む混合系や従来型の HFC 混合系を選定する。また、ごく微燃性の燃焼特性の評価方法を検討し、本研究で適用する方法を決定する。2019 年度、2020 年度は、選定した混合系に対し、25℃、1 気圧、湿度ゼロ等の標準条件における混合組成の燃焼特性、燃焼限界、燃焼速度、消炎距離、消炎直径の評価を実施し、データを蓄積する。2021 年度は、混合系の対象を、これまで混合冷媒として国際標準に登録されていない組み合わせに広げ、改正フロン法等による制約やコスト等の入手性等を勘案して対象を選定し、混合組成の標準燃焼特性評価を実施する。ここでは既報値が殆ど無いものが中心となることから、信頼性の高い標準燃焼特性データの蓄積を目指す。2022 年度は、前年度とは異なる混合系について、標準燃焼特性評価を実施する。

② 不活性化条件の明確化

2019 年度は、前項で得られた結果を既存の「特定不活性ガス」（R32、R1234yf、及び R1234ze(E)）と比較し、これらと同等以下のごく微燃性となる混合組成について、詳細に燃焼特性評価を実施し、不活性化条件を明確化する。2020 年度は、これまでの燃焼特性評価のアウトプットを数式として整理し、比較試験及び追試験を行い、当該混合冷媒の燃焼安全性の観点から

見た最適混合組成を決定する。2021 年度、2022 年度は、前項の混合系 2 種類について、これまで得られた燃焼特性評価のアウトプットを整理し、混合冷媒の燃焼安全性の観点から見た最適混合組成を決定する。

(2).2 低ＧＷＰ混合冷媒の実用上の安全性評価

①混合系の温度・湿度依存性の評価

2018 年度は、燃焼性評価実験の温度、湿度条件を制御する環境を整備する。また、フルオロオレフィンを含む低 GWP 混合系の複数の混合組成について、「特定不活性ガス」と比較可能な温度 25℃、35℃、及び 60℃を含む種々の温度条件において燃焼特性評価を実施し、データを蓄積する。また、当該混合系について、「特定不活性ガス」と比較可能な温度 35℃湿度 63%を含む種々の湿度条件において燃焼特性評価を実施し、データを蓄積する。2020 年度は、これらのデータをまとめて、当該混合冷媒の燃焼特性の温度湿度依存性を明らかにする。2021 年度は、(2).1 項で 2021 年度に対象とする新規混合系について、種々の温度及び湿度条件において燃焼特性評価を実施、データを蓄積し、当該混合系の燃焼特性の温度湿度依存性を明らかにする。2022 年度は、(2).1 項で 2022 年度に対象とする新規混合系について、種々の温度及び湿度条件において燃焼特性評価を実施、データを蓄積し、当該混合系の燃焼特性の温度湿度依存性を明らかにする。

② 混合系の濃度分布依存性の評価

2020 年度は、冷媒濃度分布の影響評価について、より実用上の燃焼に近い大規模容器での燃焼性評価を行う実験環境を整える。低燃焼性混合冷媒の燃焼特性の濃度分布依存性を評価可能にする。2021 年度、2022 年度は、冷媒濃度分布の影響評価について、燃焼特性評価を実施し、均一濃度分布系の燃焼特性との差異を定量的に明らかにする。

(3) アウトプット目標の達成状況

(3).1 事業全体の成果

低 GWP 低燃焼性混合冷媒の対象として、 国内外で開発中の代表的な混合系である R32/1234yf 混合系（R454 系）及びこれまで冷媒として使用されていない含 HFO-1123 混合系 2 種類を選定し、冷媒の標準化において必要な燃焼限界、燃焼速度や、実用化の検討において重要な消炎特性について評価した。また、混合系の実用上の燃焼特性として、これらの混合系の燃焼特性の温度湿度影響の評価を実施した。燃焼限界測定法は、種々の標準法を実用上の火災に近い大規模容器での測定結果と比較検証し、信頼性及び再現性の高い評価方法及び判定基準を決定した。また、実用上の安全性評価の一環として、R32/1234yf 混合系の濃度分布のある系での燃焼特性評価を行い、均一混合系の場合と比較した。

① 低 GWP 混合冷媒の安全性評価

まず、評価対象として R32/1234yf 混合系を選定し、標準条件における燃焼限界、燃焼速度の混合比（総 GWP）依存性を明らかにし、数式化した。消炎距離についてはデータの信頼性向上を目的に高圧条件での測定値からの推算も用い標準条件における消炎距離の混合比依存性を明らかにした。その結果、本混合系は全ての混合組成において「特定不活性ガス」である R32、R1234yf 単体と同等以下の燃焼性を有することを示した。次に、評価対象としてこれまで冷媒として使用されていない HFO-1123 を主成分とする混合系である HFO-1123/R32 混合系及び HFO-1123/R1234yf 混合系を選定し、標準条件における燃焼限界、燃焼速度、及び消炎距離の混合比依存性（総 GWP 依存性）を明らかにした。その結果、これらの混合系は全ての混合組成において「特定不活性ガス」と同等以下の燃焼性を有することを示した。また、HFO-1123/R32 混合系については、燃焼安全性の観点から最適な混合組成を明らかにした。

② 低 GWP 混合冷媒の実用上の安全性評価

まず、R32/1234yf 混合系について、燃焼限界、燃焼速度、及び消炎距離の温度湿度依存性を明らかにし、数式化した。本混合系は、湿度条件によっては成分単体よりも燃焼性が高くなる可能性が想定されたが、本研究の結果、全ての混合組成において同一の温度湿度条件下で、各単体の燃焼特性と同等以下になることが明らかになった。次に、HFO-1123/R32 混合系及び HFO-1123/R1234yf 混合系について、燃焼限界、燃焼速度、及び消炎距離の温度湿度依存性を明らかにし、数式化した。本混合系は、非常に高い湿度条件において成分単体よりも燃焼性が高くなることが分かったが、露点温度 27℃程度以下の湿度条件下においては、全ての混合組成において同一の条件下で、各単体の燃焼特性と同等以下になることが明らかになった。また、より実用上の燃焼に近い大規模容器での均一混合系及び濃度分布を有する混合系の燃焼性評価を行う環境を整備した。本評価装置を用い、R32/1234yf(50/50 vol%)混合系について下方漏洩による濃度分布の生じる条件における燃焼特性評価を実施した。均一混合系の 1/2LFL に相当する量の冷媒を漏洩させた燃焼実験により、この漏洩量でも可燃性となる条件が生じることが分かり、爆発指数（K_G 値）を求めた結果、同型密閉容器を用いた均一混合条件での R1234yf、R32 の最大 K_G 値より 1 桁以上小さいことが分かった。

(3).2 テーマ毎の成果と目標達成状況

【アウトプット目標の達成状況】

◎ 大きく上回って達成、〇達成、△一部未達、 ×未達

研究開発項目	最終目標（2023年3月）	成果（2023年3月）	達成度	達成の根拠と今後の課題
研究開発項目①「次世代冷媒の基本特性に関するデータ取得及び評価」				
低GWP 低燃焼性混合冷媒の安全性評価（産業技術総合研究所）	3種類以上の低GWPフルオロオレフィン混合系の燃焼特性の混合組成依存性を評価し、特定不活性ガスとして安全に使用できる条件を明確化する。	・R32/1234yf混合系の標準条件及び実用上の温度・湿度条件における燃焼特性の混合比依存性を明確化 ・HFO-1123/R32混合系の標準条件及び実用上の温度・湿度条件における燃焼特性の混合比依存性を明確化 ・HFO-1123/R1234yf混合系の標準条件及び実用上の温度・湿度条件における燃焼特性の混合比依存性を明確化	〇 2023年3月に達成	3種類のフルオロオレフィン混合系の燃焼特性の混合組成依存性及び特定不活性化条件を明らかにし、日本冷凍空調学会の最終報告書として公開した。
低GWP 混合冷媒の安全性評価	・3種類以上のフルオロオレフィン混合系について、燃焼特性の混合組成依存性及び混合効果を明らかにするとともに不活性化条件を明確化する	・R32/1234yf混合系の標準条件における燃焼特性の混合比依存性を明確化 ・HFO-1123/R32混合系の標準条件における燃焼特性の混合比依存性を明確化 ・HFO-1123/R1234yf混合系の標準条件における燃焼特性の混合比依存性を明確化	〇 2023年3月に達成	3種類のフルオロオレフィン混合系の燃焼特性の混合組成依存性および特定不活性化条件を明らかにし、日本冷凍空調学会の最終報告書として公開した。
低GWP 混合冷媒の実用上の安全性評価	・3種類以上のフルオロオレフィン混合系の燃焼特性の温度及び湿度依存性を検討し明らかにする ・1種類以上のフルオロオレフィン混合系の燃焼特性の濃度分布影響を明らかにする。	・R32/1234yf混合系の実用上の温度・湿度条件における燃焼特性の混合比依存性を明確化 ・HFO-1123/R32混合系の実用上の温度・湿度条件における燃焼特性の混合比依存性を明確化 ・HFO-1123/R1234yf混合系の実用上の温度・湿度条件における燃焼特性の混合比依存性を明確化 ・大規模容器を用いたR32/1234yf混合系の濃度分布による燃焼特性の変化を明確化	〇 2023年3月に達成	3種類のフルオロオレフィン混合系の燃焼特性の温度、湿度影響を明らかにし、また1種類のフルオロオレフィン混合系の濃度分布を有する場における燃焼特性を明らかにし、日本冷凍空調学会の最終報告書として公開した。

① 低 GWP 混合冷媒の安全性評価

①.1 燃焼限界の評価

我が国の含フッ素化合物の燃焼限界（可燃濃度範囲）の測定法は、1968 年の高圧ガス保安法

通達（以下、「保安法 A 法」）で定められているが、その方法は我が国独自の方法であり、データの信頼性の問題及び国際整合化の観点から見直しが必要と考えられてきた。そのため 2016 年度から 2018 年度まで、高圧ガス保安協会の委員会において燃焼限界測定法の見直しの検討を行ったところである。一方、現在国際標準に規定されている燃焼限界の測定法としては、ISO10156 及び EN1839T 法で定められたガラス円管を用いる方法、ISO817 及び ANSI/ASHRAE34 で定められた ASTM E681 のガラスフラスコを用いる方法、及び EN1839B 法で定められた耐圧密閉容器を用いる方法がある。燃焼限界は装置に依存する値であるため、測定法が異なれば燃焼限界値も異なる。本研究開発を進めるにあたり、測定法をひとつに決定する必要があることから、まず種々の標準的測定方法によって代表的な化合物の燃焼限界値がどのように変化するか、またそのうちどの測定方法が実環境での燃焼限界を最も良く表しているか調べた。

表①.1-1 に、代表的な冷媒である 8 化合物の燃焼限界の測定結果を一覧表にまとめて示す。表の化合物のうち本研究開発で実施したものは、R32 及び R1234yf の大規模容器及び 5L 容器（EN1839B 法）の値を除く全てである。次に、実環境での燃焼限界を最も良く表現する値として、内容積 520L（内径 1m）の大規模球形密閉容器を用いた燃焼限界の測定値を採用し、この値と種々の測定方法との値の差異を調べた。表①.1-2 にその結果をまとめて示す。表から、下限界（LFL）値、上限界（UFL）値とも、ISO817 法は化合物によらず常に緩め（LFL は高く、UFL は低い）の結果を与え、我が国の保安法 A 法及び EN1839B 法の圧力上昇≥5%判定（R143a 下限界値を除く）は常に厳しめ（下限界は低く、上限界は高い）の結果を与えることが明らかになった。また、EN1839B 法で圧力上昇≥30%判定とした場合が大規模容器の結果に最も近い結果を与えることが明らかになった。この結果に基づき、本研究開発における燃焼限界の評価は EN1839B 法の圧力上昇≥30%判定基準で実施することとし、もしそれ以外の測定方法での評価が必要になった場合には、個別に検討することとした。

表①.1-1　代表的な冷媒化合物の種々の評価法による燃焼限界測定値(vol%)

		520L(d=1/4",Δt=0.4s) observation	5L(d=5mm, Δt=0.2s) ΔP ratio					2L(0.3ΦPt) ΔP ratio			ASHRAE 90°	$T_{ad,L}$, K
			0.05	0.1	0.2	0.3	0.5	0.1	0.2	0.3		for 5L ΔP=0.3
R290	LFL	2.02±0.02	1.97	2.03	2.03	2.04	2.05	1.88	1.89	1.90	2.09±0.04	1500
	UFL	9.75±0.15	11.0	10.7	10.3	10.0	9.45	-	10.6	10.5	9.2±0.5	1251
R600a	LFL	1.642±0.010	1.63	1.65	1.66	1.67	1.68	-	1.56	1.58	1.725±0.02	1552
	UFL		8.9	8.2	7.9	7.7	7.37	8.7	8.6	8.5	6.9±0.3	1254
CH_4	LFL	4.95±0.15	4.50	4.73	4.92	5.03	5.20	4.26	4.65	4.70	5.05±0.10	1487
	UFL	15.8±0.2	16.6	16.2	16.15	16.1	16.08	22.2	19.0	17.5	15.1±0.3	1670
R152a	LFL	4.33±0.10	4.29	4.32	4.37	4.40	4.40	-	4.1	4.2	4.5±0.1	1592
	UFL	17.1±0.3	18.6	18.2	17.6	17.1	16.46	18.5?	18.3?	18.1	16.5±0.7	1296
R143a	LFL	7.25±0.05	7.3	7.5	7.5	7.55	7.55	7.0	7.1	7.2	7.55±0.15	1891
	UFL		18.3	17.8	17.1	16.6	15.85	19.7	19.3	19.0	16.5±0.5	1438
R32	LFL	13.58±0.10	13.3	13.5	13.6	13.7	13.70	12.9	13.2	13.3	14.1±0.3	1958
	UFL	27.6±0.3	27.7	27.4	27.2	27.0	26.76	30.5	29.5	29.3	26.6±0.5	1746
R717	LFL	15.8±0.2	14.4	14.8	15.4	15.8	16.14	7.7	9.6	11.7	16.1±0.3	1690
	UFL	29.7±0.4	32.0	31.1	30.3	29.8	29.8	62.0	55.7	49.3	29.0±0.3	1744
R1234yf	LFL	6.86±0.20	6.3	6.5	6.6	6.75	n.a.	6.1	6.2	6.3	7	1965
	UFL	11.2±0.2	12.8	12.4	11.8	11.45	11.21	14.7	14.0	13.7	10	1937

測定条件は温度 25℃、圧力 1 気圧、湿度ゼロ。520L：大規模容器による測定、5L：EN1839 B 法、但し可燃判定基準として圧力上昇が初期圧力比 0.05、0.1、0.2、0.3、及び 0.5 となった場合の値。2L：保安法 A 法、但し可燃判定基準として圧力上昇が初期圧力比 0.1、0.2、及び 0.3 となった場合の値。ASHRAE：ISO817 法の測定。

表①.1-2　種々の評価法と大規模容器の燃焼限界測定値の差異
(a)燃焼下限界（LFL）値

	EN1839 B method		保安法A法	ISO817
	Δ P ratio>0.05	Δ P ratio>0.3	ΔP ratio>0.3	Flame angle >90
R290	-2.48	0.99	-5.94	3.47
R600a	-0.73	1.71	-3.78	5.05
R50	-9.09	1.62	-5.05	2.02
R152a	-0.92	1.62	-3.00	3.93
R143a	0.69	4.14	-0.69	4.14
R32	-2.06	0.88	-2.06	3.83
R717	-8.86	0.00	-25.95	1.90
R1234yf	-8.16	-1.60	-8.16	2.04

数値は（$LFL_{各評価法}/LFL_{大規模容器}-1$）×100（%）。

(b)燃焼上限界（UFL）値

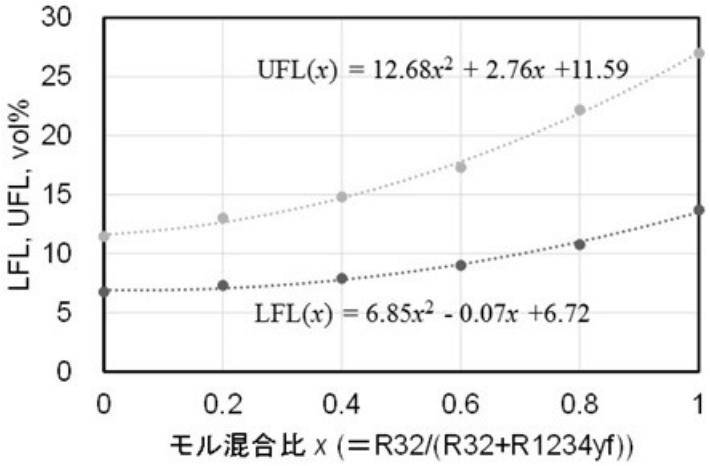
	EN1839 B method		保安法A法	ISO817
	Δ P ratio>0.05	Δ P ratio>0.3	ΔP ratio>0.3	Flame angle >90
R290	12.82	2.56	7.69	-5.64
R600a				
R50	5.06	1.90	10.76	-4.43
R152a	8.77	0.00	5.85	-3.51
R143a				
R32	0.36	-2.17	6.16	-3.62
R717	7.74	0.34	65.99	-2.36
R1234yf	14.29	1.79	22.32	-10.71

数値は（$UFL_{各評価法}/UFL_{大規模容器}-1$）×100（%）。

多くの混合冷媒の主要成分である R32 及び R1234yf 各々単独ガスについて燃焼限界の温度湿度影響を明らかにするため、まず、温度影響の測定を実施した。15～120℃までの評価を行った結果、実用上の温度範囲 15～35℃において、燃焼限界はほとんど変化しないことが分かった。高温度域での燃焼限界の変化は低温度域よりも顕著になる傾向が現れた。R1234yf の LFL は、White 則に基づく予測の温度依存性と異なる結果が得られた。次に、R32 及び R1234yf 単体の燃焼限界の湿度変化について測定を実施した。燃焼限界を相対湿度に対して関数化するほかに、H_2O/sample モル比の関数として表現することができた。

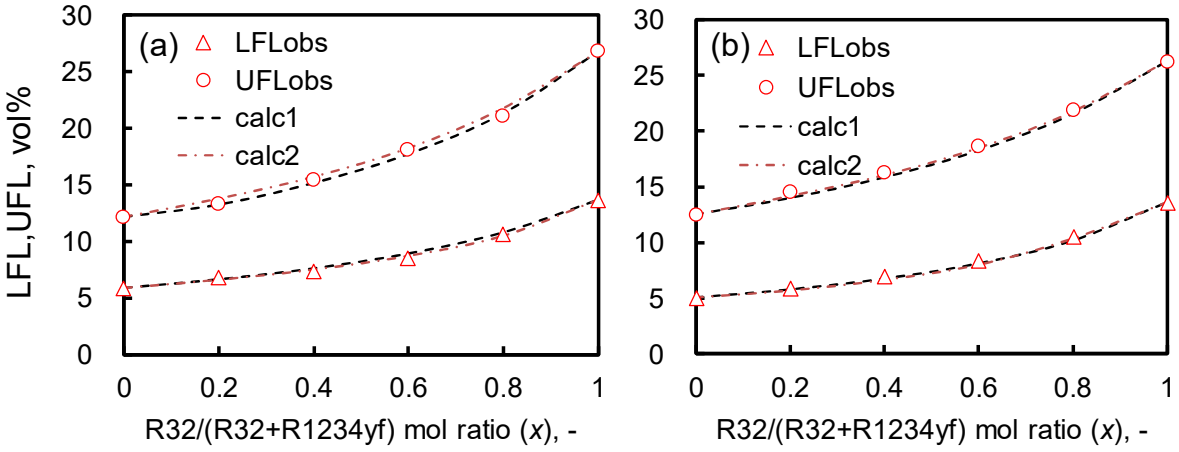
次に、低 GWP 混合冷媒の代表例の一つとして、「R454」系として国内外の企業によって開発されている R32/1234yf 混合系を選定し、混合比（モル）に対する燃焼限界の温度依存性を測定した（温度 15℃及び 25℃、湿度ゼロ）。

図①.1-1 に、25℃乾燥空気中における燃焼限界の混合比による変化を測定した結果を示す。単体の場合と同様、温度 15℃と 25℃では、燃焼限界に殆ど変化が見られないことが分かった。混合比に対する常温乾燥空気中での燃焼限界の変化は、上下限界とも概ねル・シャトリエ式に従い、また簡単な 2 次式によって良好な近似が得られることが判明した。これにより、室温周辺、湿度ゼロの条件では、任意の混合組成における R32/1234yf 混合系の燃焼限界を良好に予測することが可能になった。



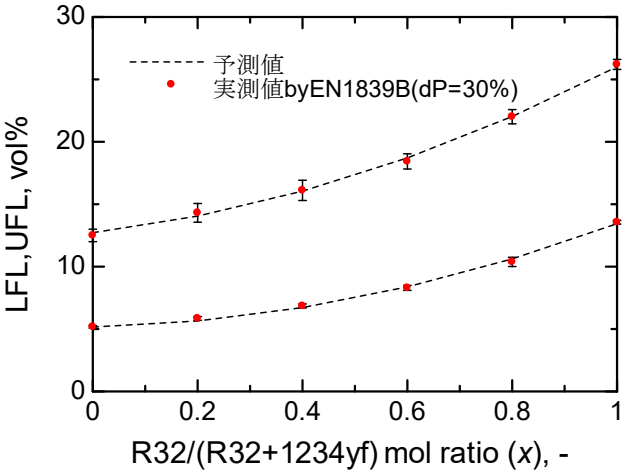
図①.1-1　R32/1234yf 混合系の燃焼限界の混合比依存性（温度 25℃、湿度ゼロ）

次に、R32/1234yf 混合系について、燃焼限界に対する湿度の影響を調べた。図①.1-2 に、結果の一部を示す。測定温度は全て 35℃、また、LFL、UFL 共に最高の相対湿度は 63%RH である。Calc1 は通常のル・シャトリエ予測、Calc2 は測定値ごとに H_2O/Sample のモル比が同じ値になるよう調整してル・シャトリエ予測した値であるが、この系では Calc1 と 2 の間にそれほど大きな相違は見られなかった。



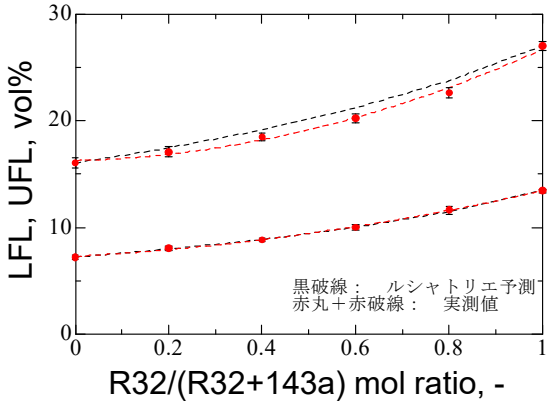
図①.1-2　R32/1234yf 混合系の燃焼限界の湿度影響評価
(a)35℃、湿度 10%RH、(b) 35℃、湿度 63%RH

上述のとおり、温度 35℃で湿度条件各一定（35℃換算で 0%, 10%、35%、および 63%RH）にて燃焼限界を測定してきた。いずれの場合も、燃焼限界測定値(y)は R32 モル比(x) に対して $y = ax^2 + bx + c$ の形の 2 次式で良好な近似が可能であることが判明した。LFL、UFL のそれぞれについて得られた係数 a、係数 b、係数 c の値をそれぞれ最小二乗法により相対湿度（r = %RH/100)に対する 2 次式として得た。こうして得られた式に、例えば r = 0.50 を代入すれば、相対湿度 50%RH における任意の組成に対応する LFL および UFL の予測値が得られると期待できる。それを検証するために、得られた係数 a、b、c の値を用いて各組成の LFL および UFL の値を予測し、実測値と比較した。図①.1-3 に示したように、予測値は誤差範囲内で実測値と一致した。結論として、R32/1234yf 混合系について燃焼限界を明らかにし、数式化することにより、任意の混合比及び湿度、及び実用の温度範囲において、燃焼限界を見積もることが可能となった。



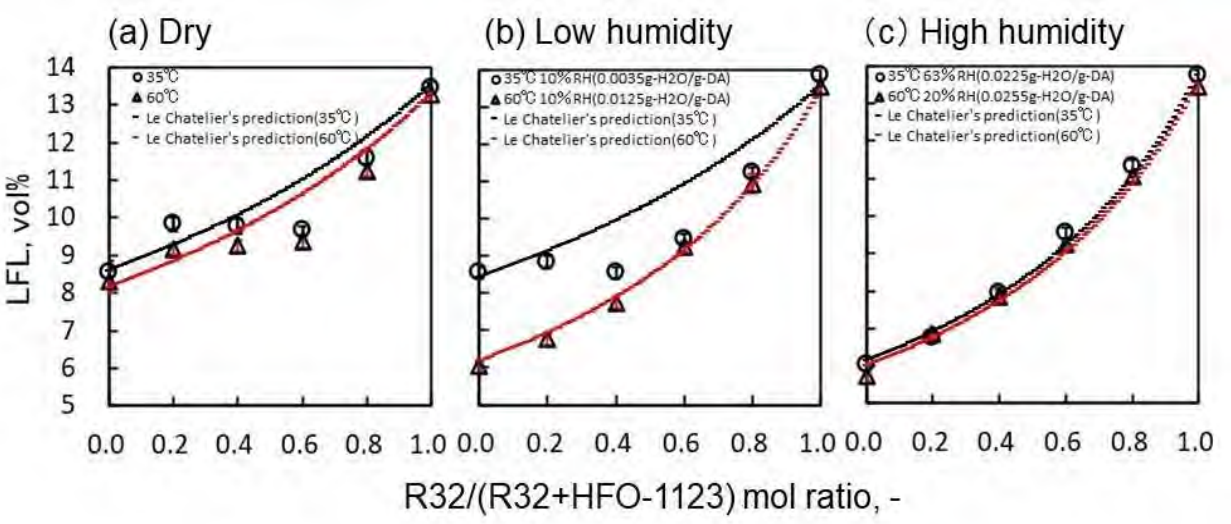
図①.1-3　R32/1234yf 混合系の湿度 50%RH における燃焼限界の予測値と実測値の比較

低 GWP 混合冷媒の燃焼限界との比較のため、従来型の混合冷媒の代表例として R32/143a 混合系を選び、燃焼限界の混合比依存性を評価した。図①.1-4 に、温度 35℃、湿度ゼロにおける結果を示す。その結果、R32/143a 混合系の LFL はル・シャトリエ式により予測可能であり、UFL は混合の度合いが深まると実測値は予測値よりもわずかながら低下する傾向があることが分かった。



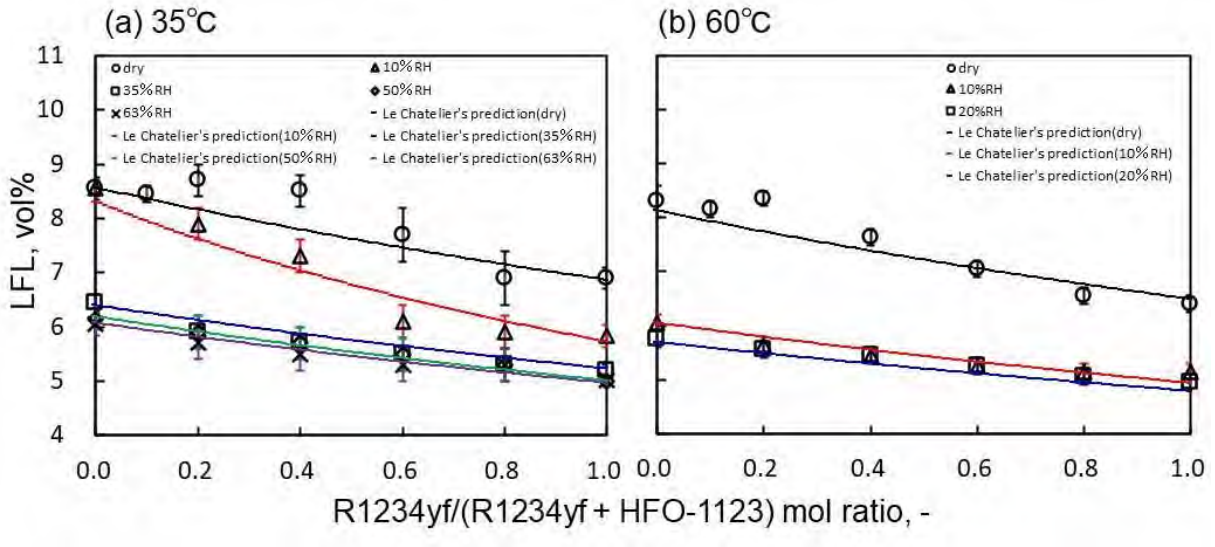
図①.1-4　R32/143a 混合系の燃焼限界の混合比依存性（温度 35℃、湿度ゼロ）

次に、HFO-1123/R32 混合系について、温度 35 及び 60℃において相対湿度 0%、10%、及び 20%、及び 35℃で 63%RH の条件で燃焼限界の評価を行った。結果の一例を図①.1-5 に示す。概ね、高温、高相対湿度条件において LFL 値が低くなり、可燃範囲が拡大した。混合比が R32 > HFO-1123 の場合、LFL 値に及ぼす湿度の影響は小さい。これは、R32 が湿度による LFL 変化が殆ど無いからと考えられる。混合比が R32 < HFO-1123 の場合、湿度を高くすると、LFL 値が大幅に下がる。35℃と 60℃の LFL を比較すると、高湿度の場合、LFL 値に与える温度影響は小さくなることが分かった。また、この混合系については、特に高湿度の場合、単体の同じ絶対湿度の燃焼限界値を用いたル・シャトリエ則に概ね従い、予測法として適用できることが分かった。

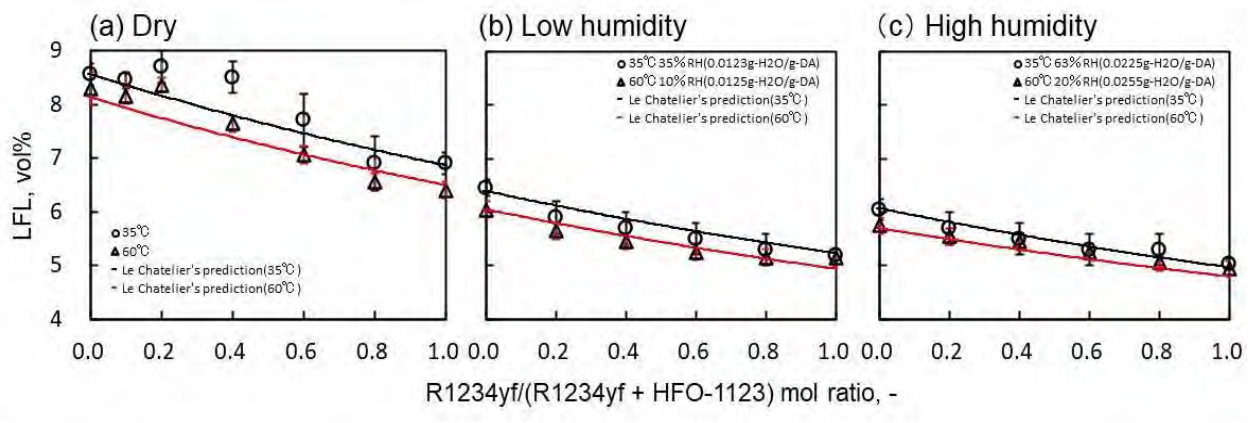


図①.1-5　HFO-1123/R32 混合系の燃焼限界の混合比依存性
35 及び 60℃の測定結果、(a)湿度ゼロ、(b)低湿度、(C)高湿度条件

次に、HFO-1123/R1234yf 混合系について、温度 35 及び 60℃、相対湿度 0%、10%、35%、50%、及び 63%RH の条件で、種々の混合比における燃焼限界を評価した。結果の一例を図①.1-6、図①.1-7 に示す。概ね、高温、高相対湿度条件において LFL 値が低くなり、可燃範囲が拡大した。この混合系については、単体の同じ[H_2O]/[Sample]の燃焼限界値を用いたル・シャトリエ則に概ね従い、乖離は 0.8 %ポイント内だった。また湿度が増加するにつれて、予測と実測の合致が良くなることが分かった。乾燥条件において、混合することにより成分単体のいずれよりも LFL 値が大きくなる混合組成があることが分かった。

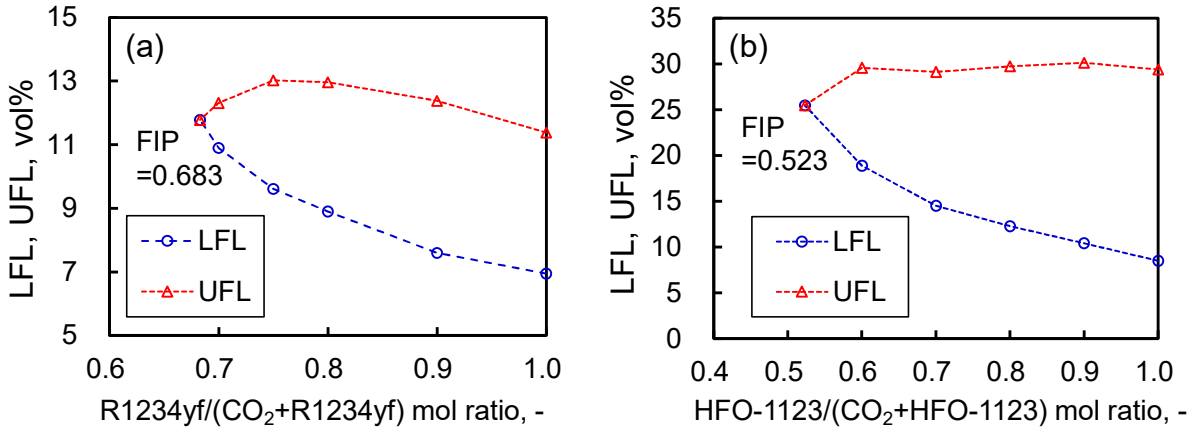


図①.1-6　HFO-1123/R1234yf 混合系の混合比依存性
温度(a) 35℃、(b) 60 ℃、及び種々の湿度条件



図①.1-7　HFO-1123/R1234yf 混合系の混合比依存性
35 及び 60℃の測定結果、(a)湿度ゼロ、(b)低湿度、(C)高湿度条件

混合冷媒の不活性化条件の検討は、特に断りが無い場合、EN1839 B 法、圧力上昇率 30%判定を用いて行った。図①.1-8(a)は CO_2/R1234yf 混合系、図①.1-8(b)は CO_2/HFO-1123 混合系の燃焼限界測定結果である。前者では R1234yf の混合モル比が 0.683 以下で、後者では HFO-1123 の混合モル比が 0.523 以下で不燃（FIP = Fuel Inertization Point）となった。LFL が 10 vol%以上（高圧ガス保安法上のフルオロカーボン以外の「不活性ガス」）になる条件は、前者では R1234yf の混合モル比が 0.737 以下、後者では HFO-1123 の混合モル比が 0.936 以下であることが分かった。



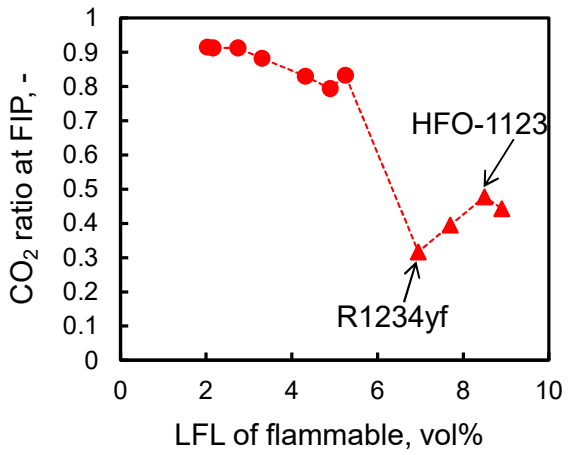
図①.1-8　(a) CO_2/R1234yf 混合系及び(b) CO_2/HFO-1123 混合系の燃焼限界の混合比依存性
35 ℃、湿度ゼロにおける測定結果。

上記と同様の方法によって、種々の可燃性ガスの FIP を求め、可燃性ガスに対する CO_2 の混合効果を調べた。表①.1-3 及び図①.1-9 は、本研究に加え ASHRAE 法による同様の測定値を含め、混合系の FIP における CO_2 の混合モル比を可燃成分単体の LFL に対してプロットしたものである（●は一般的な可燃性ガス、▲は微燃性ガスを表す）。図①.1-9 から、一般的な可燃性ガスについては FIP における CO_2 混合モル比は LFL に対しかなり系統的な変化を示すが、R1234yf や HFO-1123 等のフッ素系化合物では相関がかなり乱れることが分かった。

表①.1-3　CO_2/可燃ガス混合系の FIP（35℃、湿度ゼロ条件）

Flammable	LFL	FIP		
	Vol%	Fuel ratio ratio	CO_2 ratio ratio	Mixture Vol%
C_3H_8*	2.03	0.085	0.915	34.12
C_3H_6*	2.16	0.087	0.913	37.36
C_2H_4*	2.74	0.087	0.913	45.98
MeOMe*	3.30	0.118	0.882	39.66
R152a*	4.32	0.170	0.83	35.29
CH_4*	4.90	0.206	0.794	31.41
$HCOOCH_3$*	5.25	0.167	0.833	42.51
R1234yf	6.95	0.683	0.317	11.78
HFO-1123/R1234yf (40/60 vol%)	7.70	0.605	0.395	17.81
HFO-1123	8.50	0.523	0.477	25.47
R32/1234yf (60/40 vol%)	8.90	0.557	0.433	20.15

＊ ASHRAE 法による測定結果



図①.1-9　CO_2/可燃ガス混合系の FIP に必要な CO_2 モル混合比（35℃、湿度ゼロ条件）

次に、CO_2 又は R32 を希釈剤として一般の可燃性ガスに添加した場合に、混合系の LFL が 10 vol%になる時（不活性ガス化）の CO_2 又は R32 混合比率を実験的に求めた。表①.1-4 に測定結果を、図①.1-10 にこの結果を元の可燃性ガスの LFL に対してプロットして示す。CO_2 混合系については、図①.1-10 のとおり一般の可燃性ガスではかなり良い直線関係を示すのに対し、R1234yf や HFO-1123 ではその直線からやや下方にずれることが分かった。この結果を近似曲線で表すと、次式のようになった。

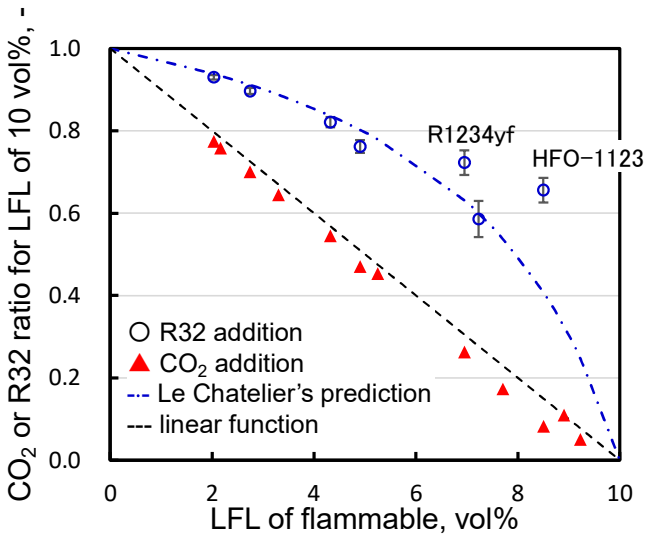
$$y = 0.1156(10 - x) - 0.0006(10 - x)^2 - 0.0109(100 - x^2)^{0.5}$$

但し、x は可燃性ガス単体の LFL(vol%)を、y は LFL が 10 vol%となる時の CO_2 の混合モル比(-)を表す。R32 混合系については、多くの可燃性ガスではル・シャトリエ式による予測にかなり良く一致するのに対して、R1234yf や HFO-1123 は予測からかなり外れることが分かった。その主たる理由は、これらのガス単体の LFL 値が 10 vol%に近く、R32 混合比に対する LFL プロットの変化量が小さいため、LFL 値の小さなズレが不活性ガス化条件の予測を大きく乖離させるためであ

る。このような場合、最終的には予測値近辺での実測による確定が必要である。

表①.1-4　(CO_2 又は R32)/可燃ガス混合系の燃焼限界が 10vol%となるのに必要な CO_2 又は R32 のモル混合比（35℃、湿度ゼロ条件）

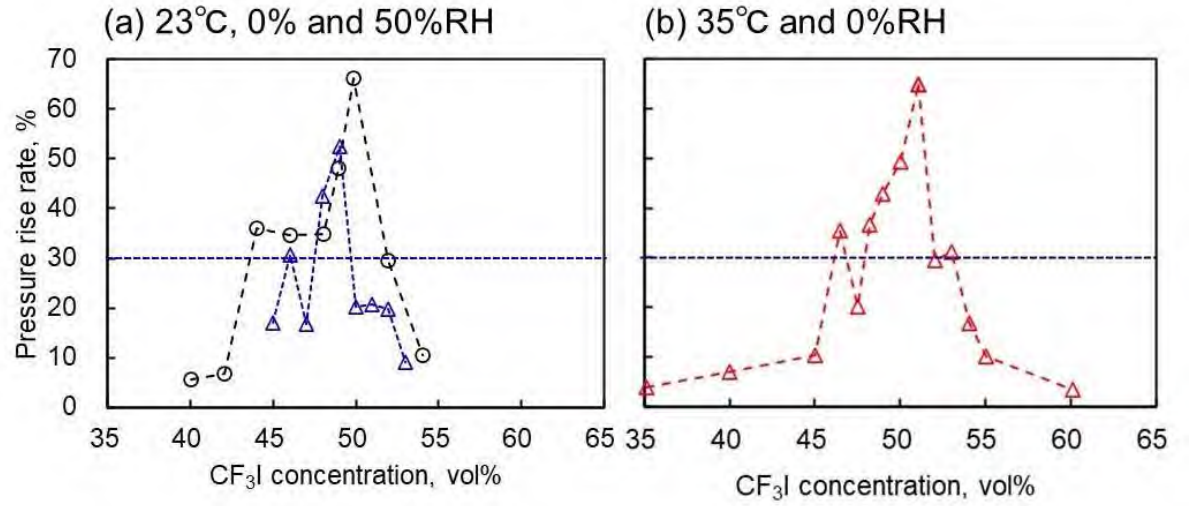
Flammable	LFL	CO_2 ratio		R32 ratio		
	vol%	Obs.	Linear func.	Obs.	Error	LC's pred.
C_3H_8	2.03	0.774	0.80	0.930	0.005	0.94
C_3H_6	2.16	0.758	0.78			0.93
C_2H_4	2.74	0.700	0.73	0.897	0.007	0.91
MeOMe	3.30	0.644	0.67			0.89
R152a	4.32	0.545	0.57	0.821	0.012	0.84
CH_4	4.90	0.470	0.51	0.762	0.016	0.80
$HCOOCH_3$	5.25	0.453	0.48			0.78
R1234yf	6.95	0.26	0.31	0.723	0.030	0.63
R143a	7.23		0.28	0.586	0.044	0.60
HFO-1123/R1234yf (40/60 vol%)	7.70	0.173	0.23			0.54
HFO-1123	8.50	0.082	0.15	0.656	0.03	0.41
R32/1234yf (60/40 vol%)	8.90	0.109	0.11			0.33
HFO-1123/R32 (90/10 vol%)	9.23	0.050	0.08			0.25



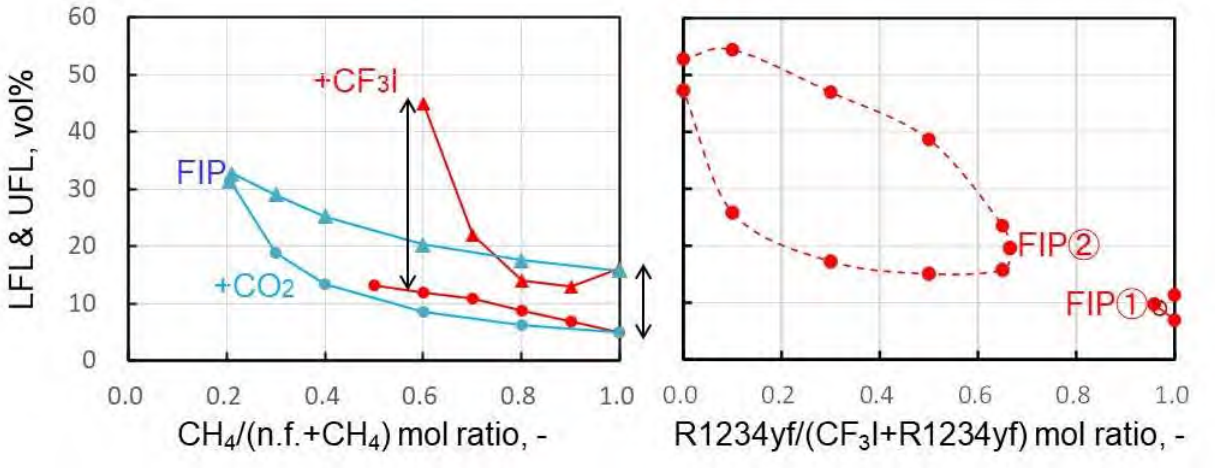
図①.1-10　(CO_2 又は R32)/可燃ガス混合系の燃焼限界が 10vol%となるのに必要な CO_2 又は R32 のモル混合比（35℃、湿度ゼロ条件）

不燃化条件解明の一環として、強固な不燃性ガスと目される CF_3I を混合した場合の燃焼限界の測定を行った。まずいくつかの条件で単体の燃焼限界測定を行った。図①.1-11 に CF_3I 濃度と圧力上昇率の関係について測定結果を示す。可燃性を圧力上昇率 ≥ 30%判定で判断すると、検討した 3 条件においていずれも濃度 50 vol%近傍に可燃と判定される条件が存在することが分かった。次に、CF_3I 混合系について燃焼限界を評価した。図①.1-12(a)は一例としてメタンに関し CF_3I を混合した場合を CO_2 混合の場合と比較したものである。CO_2 では不活性ガス添加の際の典型的な変化が見られるが、CF_3I の場合は添加量が増加すると、むしろ燃焼範囲が顕著に拡大することが判明した。図①.1-12(b)は一例として R1234yf に関し CF_3I を混合した場合を示す。少量の

CF_3I を添加すると燃焼性は低下し、すぐに不燃となる（FIP①）が、逆に CF_3I に R1234yf を添加していくと燃焼性は大きく上昇し、 R1234yf モル比 ＞ 0.66 で不燃になる（FIP②）ことが分かり、FIP が２つ現れる特異的な結果が得られた。



図①.1-11　CF_3I/空気燃焼の最大圧力上昇率の CF_3I 濃度依存性
(a)23 ℃、湿度ゼロ(○)及び 50%RH(△)。(b)35 ℃、湿度ゼロ。



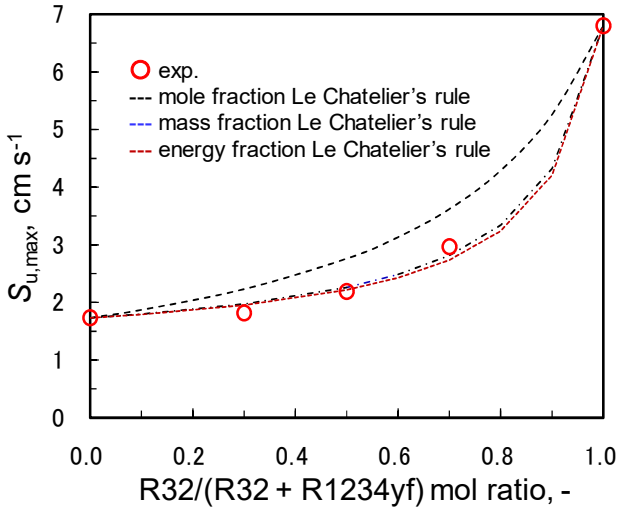
図①.1-12　可燃性ガスの燃焼限界に及ぼす CO_2 及び CF_3I の添加効果（35℃、湿度ゼロ）
(左)CO_2/CH_4 及び CF_3I/CH_4 混合系の燃焼限界。(右)R1234yf/CF_3I 混合系の燃焼限界。

①.2 燃焼速度の評価

微燃性低 GWP 混合冷媒の燃焼速度の温度・湿度影響の評価をより正確に行うことを目的に、シュリーレン可視化法に使用する燃焼反応容器を新規に製作した。従来の容器より内容積を大きく内径と長さを等しくした。また攪拌羽根を容器底部に取付け、着火用放電電極を容器中心で対向させる方式に加えて容器下部でも対向させることを可能にした。これらの改良により、浮力で上方伝播する火炎の燃焼挙動や添加した水蒸気の均一化が器壁等の影響をより受けにくくすることが可能となった。本容器をシュリーレン光学系に組み込み、まず R1234yf 単体の温度 35℃、相対湿度 63%RH（IEC60335-2-40 が要求する高湿度条件である 27℃露点に相当する絶対湿度）の燃焼速度を測定した。その結果、燃焼速度の濃度依存性は従前の容器を用いた測定結果とほぼ一致することを確認した。そこで、本容器を用いて種々の冷媒化合物のシュリーレン可視化法による燃焼速度測定を行った。

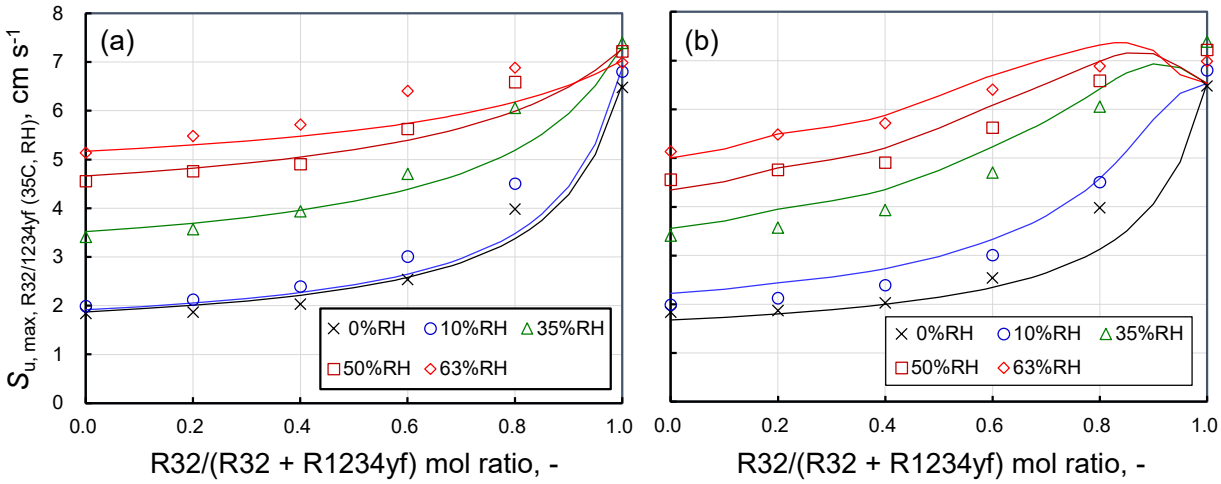
まず R32/1234yf 混合系について、湿度ゼロにおける混合比全域について、広範な温度での測定を行った。図①.2-1 に結果を示す。燃焼限界の場合と同様、実用上の温度範囲においては最大

燃焼速度（$S_{u,max}$）の差はほとんど無く、温度 T K と T_0 =298.15 K を比較した場合、$S_{u,\ max,R32/1234yf\ (T)} = S_{u,\ max,R32/1234yf\ (T0)}\ (T/T_0)^{1.15}$ 程度であることを確認した。また乾燥空気条件では、R32 モル混合比の増加につれて燃焼速度は単調増加するが、R32 モル混合比が 0.5 を超える程度まで燃焼速度の顕著な増加は確認されなかった。図①.2-1 に曲線で示したとおり、本混合系の最大燃焼速度は、モル分率のル・シャトリエ式ではうまく表現できず、重量分率又はエネルギー分率のル・シャトリエ式で良好に表現できた。



図①.2-1　R32/1234yf 混合系の最大燃焼速度の混合比依存性（35℃、湿度ゼロ）

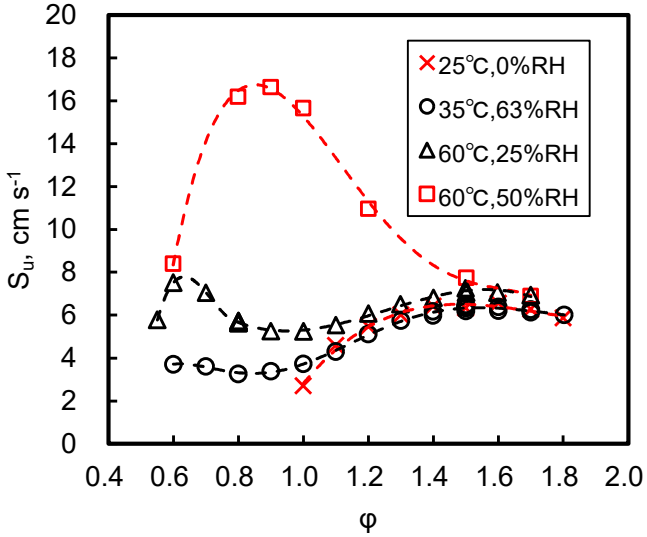
次に、R32/1234yf 混合系について 35℃における燃焼速度の湿度影響評価を行った。図①.2-2 に結果をまとめて示す。成分単体の絶対湿度（AH、g-H_2O/g- dry air）依存性は、35℃63%RH（AH = 0.0225、27℃露点に相当する絶対湿度）程度までの湿度条件で、R32 について $S_{u,max,R32(35℃,\ AH)} = -4020.5AH^2 + 112.53AH + 6.53$、R1234yf について $S_{u,max,R1234yf(35℃,\ AH)} = -2144.8\ AH^3 - 432.77\ AH^2 + 158.42\ AH + 1.68$ と表せた。R32/1234yf 混合系では、R1234yf 比率の高いものほど、湿度への感度が高いことが分かった。湿度が増加するにつれて、混合系の燃焼速度の混合比依存性は緩やかになるが、これは R1234yf 単体の燃焼速度が湿度によって増加するためと考えられる。また、湿度 56%RH 以上で R32 モル混合比 0.8 以上では、反応系の総 H 数が総 F 数を上回るため、これ以上加湿しても影響はそれほど受けなくなり燃焼速度の変化が小さくなると考えられる。これらをふまえ実験結果を数式で表現したものを図①.2-2 に曲線で示す。図①.2-2(a)は、エネルギー分率のル・シャトリエ則であり、各成分単体の燃焼速度として混合系と同一の絶対湿度での値を用いている。また、R1234yf の燃焼熱は絶対湿度の関数として $H_{c,R1234yf} = 1139.24\ AH + 1170.52$ (kJ mol^{-1})を用いた。この推算では、R32 モル混合比が 0.6 以上において実験値を表現しないことが分かった。図①.2-2(b)は、エネルギー分率のル・シャトリエ則であるが、反応系内の H_2O が全て R1234yf と反応するとして、R1234yf 単体の燃焼速度及び燃焼熱を使用した。R32 単体の湿度影響を無視したため、R32 単体の燃焼速度は再現しないが、それ以外の混合系については概ね実験結果や前述の傾向を良く表現することが分かった。また、本混合系の最大燃焼速度は、モル分率のル・シャトリエ則よりも、エネルギー分率のル・シャトリエ則で良好に表現できた。結論として、R32/1234yf 混合系は任意の混合組成において、35℃63%RH 以下の実用上の温度・湿度条件下で、同一条件下での R1234yf 単体及び R32 単体よりも低い燃焼速度を示すことが分かった。



図①. 2-2　R32/1234yf 混合系の最大燃焼速度 $S_{u,max}$ の混合比依存性

T_0 = 308K における種々の湿度条件の実験結果とエネルギー分率のル・シャトリエ式との比較。(a)設定湿度として各成分の燃焼速度を設定した場合、(b)混合系内の H_2O が全て R1234yf と反応するとして成分の燃焼速度を設定した場合。

次に、HFO-1123/R32 混合系について、主成分である HFO-1123 単体及び HFO-1123/R32 混合系の標準条件及び種々の温度湿度条件における燃焼速度の混合比依存性を、シュリーレン可視化法を用いて評価した。まず、HFO-1123 単体について、燃焼速度の濃度・温度・湿度依存性の評価を行った。図①. 2-3 に結果の一例を示す。図から、35℃63%RH 程度（27℃露点）までの実用上の温度湿度範囲において、最大燃焼速度を与える濃度はϕ = 1.5 に存在することが分かった。また、絶対湿度がこれより高くなると、燃焼速度の最大値は量論濃度近傍にシフトすることが分かった。なお、燃焼速度の圧力依存性についても評価を行ったが、通常の炭化水素と同様、圧力依存性は殆ど無いことが分かった。



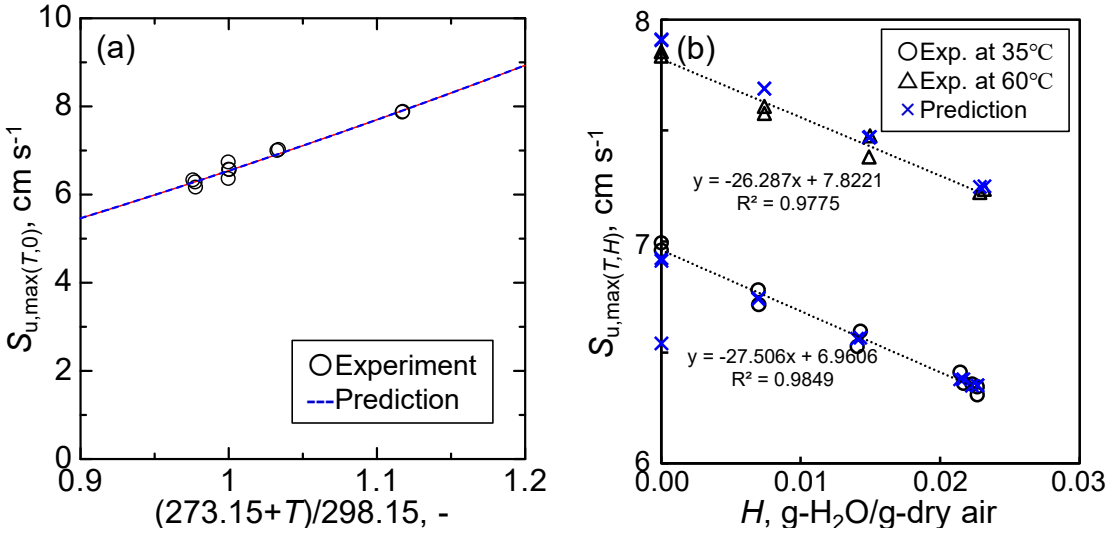
図①. 2-3　HFO-1123 の種々の温度湿度条件における燃焼速度の濃度（ϕ）依存性

次に、測定濃度をϕ = 1.5 に固定して、温度 18-60℃、湿度 0-27℃露点における最大燃焼速度を測定した。図①. 2-3 に結果を示す。これらの結果を以下の式を用いて表現することにする。

$$S_{u,max(T,H)} = S_{u,max(T,0)} \left[(273.15 + T)/298.15\right]^{\alpha} (1 + \beta H)$$

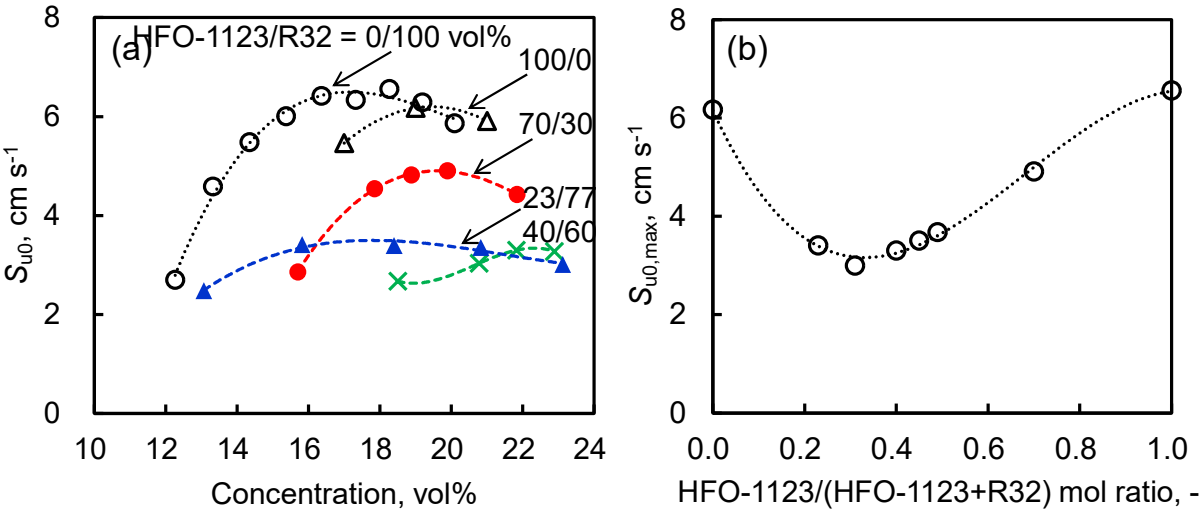
但し、$S_{u,max(T,H)}$は、温度 T(℃)、湿度 H(g-H_2O/g-dry air)におけるϕ = 1.5 の（最大）燃焼速度を表し、α、βは温度、湿度依存性の係数である。ここでは燃焼速度に及ぼす温度効果と湿度効果は独立に作用すると考え、温度依存に関しては従来炭化水素ガスで採用されてきたべき乗則を

導入し、湿度依存に関しては今回の測定範囲においてほぼ直線的であることを考慮した。最小自乗フィッティングを行い、$S_{u,max(T,0)}$ = 6.54、 α =1.709、 β = -3.655 を得た。この結果を図①.2-4 に併せて示す。測定した温度 18-60℃、湿度 0-27℃露点の範囲において、実験結果を概ね良く再現することが分かった。また、この湿度範囲では、湿度依存性の係数βは負の値を取り、湿度の増大に伴って燃焼速度が緩やかに低下することが分かった。



図①.2-4　HFO-1123 の最大燃焼速度の温度湿度依存性 (a)湿度ゼロ、(b)35 及び 60 ℃における種々の湿度条件。

次に、HFO-1123/R32 混合系について、温度 25℃、湿度 0%の標準条件における燃焼速度の濃度・混合比依存性の測定を行った。図①.2-5 に結果の一例を示す。図から、本混合系の最大燃焼速度は成分単体の最大燃焼速度より低下し、混合比約 31/69 vol%において最小値となることが分かった。

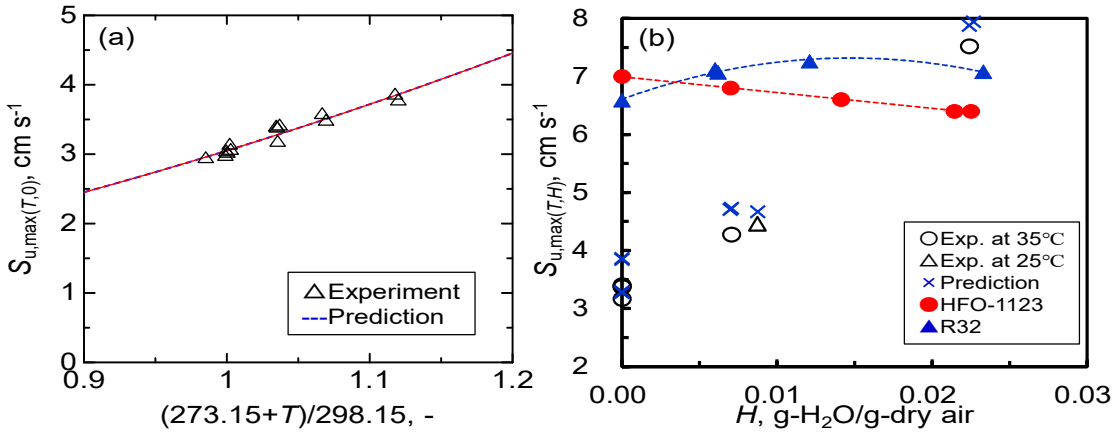


図①.2-5　HFO-1123/R32 混合系の標準条件の燃焼速度

(a)標準条件の燃焼速度 S_{u0} の冷媒濃度依存性、(b)最大燃焼速度 $S_{u0,max}$ のモル混合比依存性

次に、HFO-1123/R32(31/69 vol%)混合系の最大燃焼速度について、温度依存性については測定濃度をϕ = 1.5 に固定して、温度 23-60℃で評価を行い、湿度依存性については加湿条件の値はϕ =1.0 に固定して湿度 0-27℃露点で評価を行った。図①.2-6 に結果を示す。これらの結果を HFO-1123 単体の時と同様の手法により図①.2-4 と同じ数式を用いて表した。最小自乗フィッ

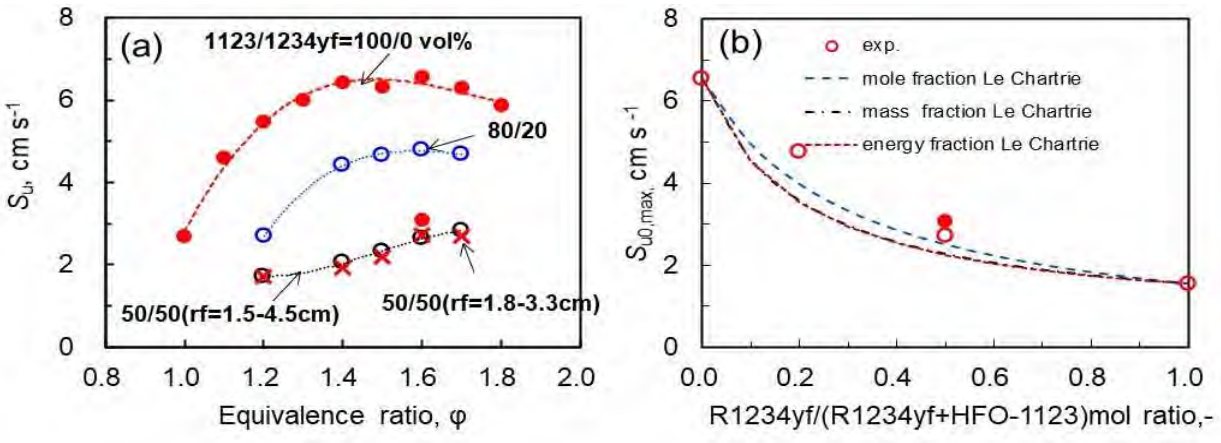
ティングを行い、$S_{u,max(T,0)}$ = 3.05、 α = 2.077、 β = 63.019 を得た。(但しαはϕ =1.5 のピークから求め、βは量論濃度のピークに対して求めた。) この結果を図①.2-6 に併せて示す。測定した温度 18-60℃、湿度 0-27℃露点の範囲において、実験結果を概ね良く再現することが分かった。この湿度範囲では、βは大きな正の値を取り、絶対湿度の増大に伴って燃焼速度が急激に増大することが分かった。この HFO-1123/R32(31/69 vol%)混合系は、乾燥条件で使用した場合、最大燃焼速度がそれぞれの成分単体の半分以下と非常に低いが、図①.2-6(b)に示したとおり、絶対湿度およそ 0.02 g-H_2O/g-dry air (25℃露点) を超える高湿度下では R32 単体の燃焼速度を上回るようになることが分かった。



図①.2-6　HFO-1123/R32(31/69 vol%)混合系の最大燃焼速度

湿度ゼロ、種々の温度条件。(b)種々の湿度条件、温度 25 及び 35℃。比較として HFO-1123 及び R32 単体の 35℃の結果を示す。

次に、HFO-1123/R1234yf 混合系について、混合比 80/20 及び 50/50vol%、温度 25℃、湿度 0%の標準条件における燃焼速度の濃度・混合比依存性の測定を行った。図①.2-7 に結果の一例を示す。混合比 50/50 vol%については、燃焼速度が低く火炎球が浮力の影響を受けて大きく変形するため、従来解析法の他、火炎半径のより小さい火炎球を使用した解析結果についても併せて示した。また、高 O_2 濃度の空気を使用した測定から推算した結果も併せて示した。図①.2-7(b)に、最大燃焼速度の混合比依存性を示した。本混合系の最大燃焼速度は、R1234yf 混合比の増加に伴い単調に減少し、モル分率のル・シャトリエ則と概ね合致することがわかった。

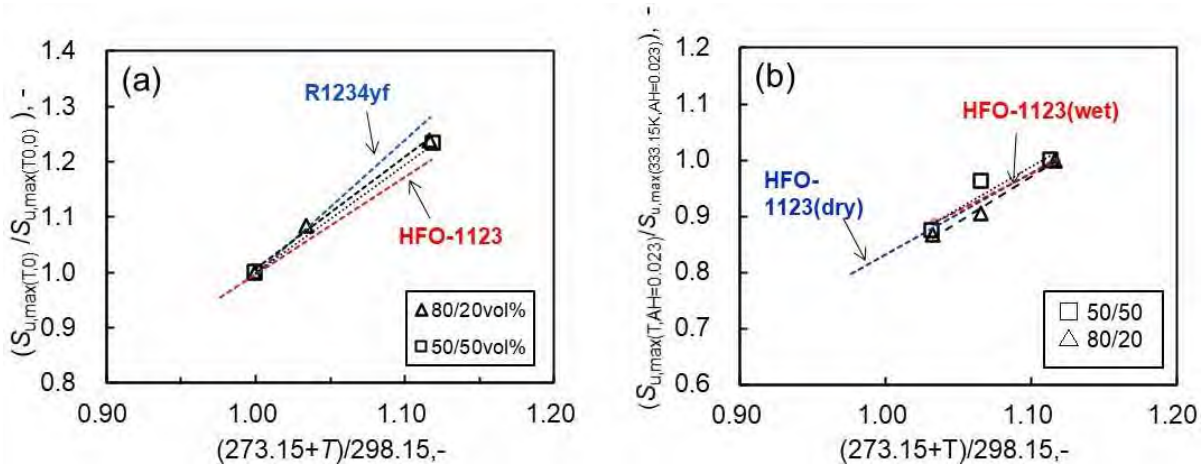


図①.2-7　HFO-1123/R1234yf 混合系の標準条件における燃焼速度

(a)標準条件の燃焼速度 S_{u0} の冷媒濃度依存性、(b)最大燃焼速度 $S_{u0,max}$ のモル混合比依存性

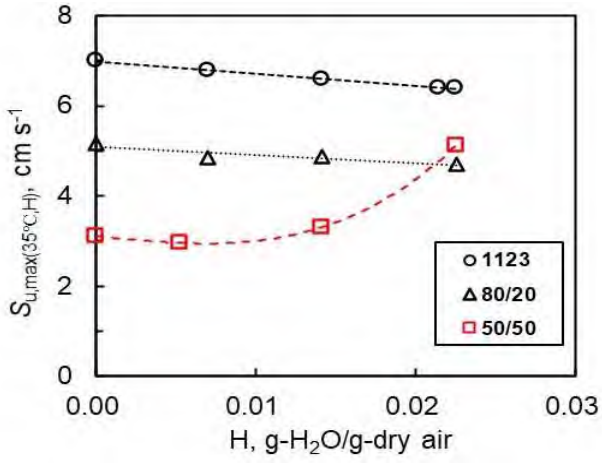
HFO-1123/R1234yf 混合系の燃焼速度の温度依存性の結果を図①.2-8 に示す。図①.2-8(a)に示したとおり、乾燥条件では、本混合系の温度依存性は、各単体のそれとほぼ等しいことが分かった。また、図①.2-8(b)に、27℃露点(35℃、63%RH)程度の高湿度条件下における混合比 80/20 及び 50/50vol%の最大燃焼速度の温度依存性を、HFO-1123 単体(湿度ゼロも含めて)と併せ

て示した。当該湿度範囲において、本混合系の温度依存性は HFO-1123 単体のそれとほぼ等しく H_2O 添加や混合比変化の影響は無いことがわかった。



図①.2-8　HFO-1123/R1234yf 混合系の最大燃焼速度の温度依存性
比較のため各成分単体の結果も示す。(a)湿度ゼロ条件。(b)絶対湿度 0.023 g-H_2O/g-dry air。

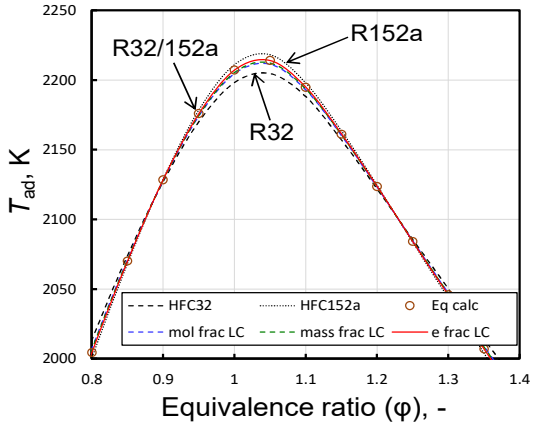
HFO-1123/R1234yf 混合系の燃焼速度の湿度依存性の結果を図①.2-9 に示す。混合比 80/20 vol%の場合、最大燃焼速度は、HFO-1123 単体の場合と同様に、湿度に対して負の依存性を示し、27℃露点（35℃63%RH）程度の高湿度下では、乾燥条件の燃焼速度より 10%程度低下した。混合比 50/50 vol%の場合、低湿度条件下では、HFO-1123 単体及び 80/20 vol%の場合と同様に、湿度に対して負の依存性を示したが、H_2O 量の増加に伴い燃焼速度は徐々に大きくなり、27℃露点（35℃63%RH）の高湿度下では 80/20vol%よりも大きくなることが分かった。これは、湿度の増加に伴い、ϕ = 1.6 付近の燃焼速度は殆ど変化しないが、希薄側（ϕ = 0.8 付近）の燃焼速度の増加が顕在化するためである。但し、33℃露点程度の高湿度条件まで、両混合比の燃焼速度は HFO-1123 単体の燃焼速度を上回ることはなかった。



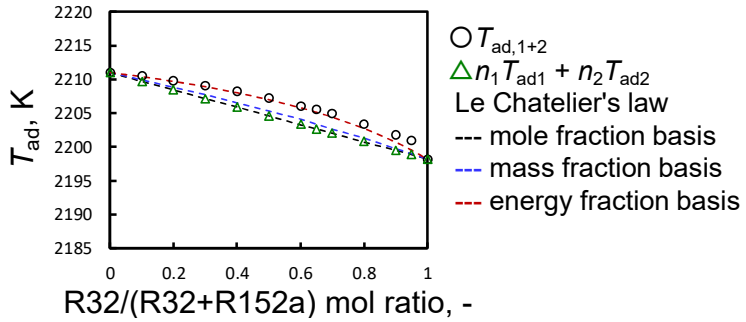
図①.2-9　HFO-1123/R1234yf 混合系の最大燃焼速度の絶対湿度依存性（35℃の結果）

次に、新冷媒との比較となる従来型の混合冷媒として、汎用的で燃焼性を幅広く変化させることができる R32/152a 混合系を選定し、複数の混合組成について標準条件（温度 25℃、圧力 101.3kPa、湿度ゼロ）における火炎温度、燃焼速度、及び消炎距離を評価した。まず、混合系の火炎温度の計算を行い、単体の火炎温度から種々のル・シャトリエ則で算出した値と比較した。図①.2-10 に、その一例として R32/152a (50/50 vol%)混合系の火炎温度の濃度依存性及び図①.2-11 に R32/152a 火炎温度の混合比依存性（当量比 ϕ = 1.0）を示す。これらから、この混合による火炎温度の変化は小さいと考えられる。また全ての濃度範囲及び混合組成について、エ

ネルギー分率のル・シャトリエ則が混合系の火炎温度を最も良く再現し、それ以外のル・シャトリエ則においても概ね混合系の火炎温度を再現することが分かった。

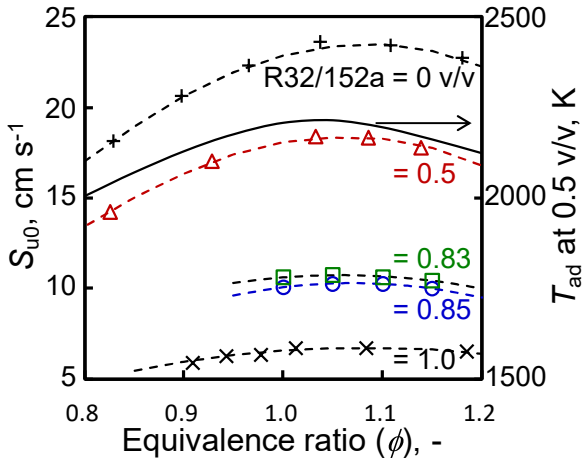


図①.2-10　R32/152a (50/50 vol%)混合系の断熱火炎温度（T_0 = 298K、P_0 = 1 atm）

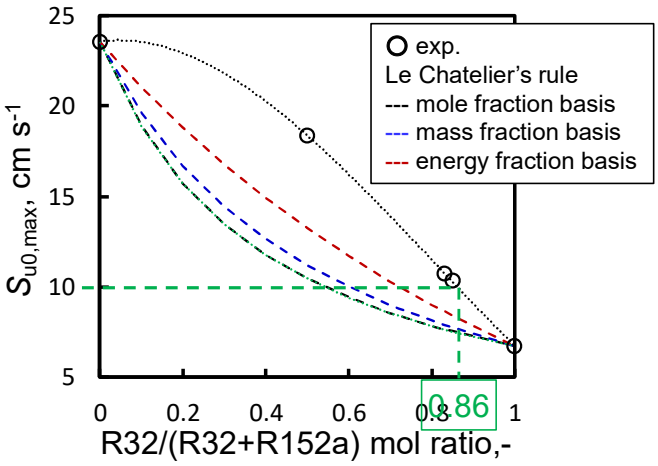


図①.2-11　R32/152a 混合系の断熱火炎温度のモル混合比依存性（ϕ = 1.0、T_0 = 298K、P_0 = 1 atm）

上記の知見をふまえ、R32/152a 混合系について、標準条件の燃焼速度（S_{u0}）の混合比依存性を、球形容器中心点火法を用いて評価した。図①.2-12、図①.2-13 にその結果を示す。最大燃焼速度が 10 cm s^{-1} 以下（高圧ガス保安法上「特定不活性ガス」）になる混合比は、R32 のモル混合比が 0.86 を超える場合であることが分かった。最大燃焼速度の混合比依存性は、種々のル・シャトリエ式で表すことはできず、実験値を過小評価することが分かった。

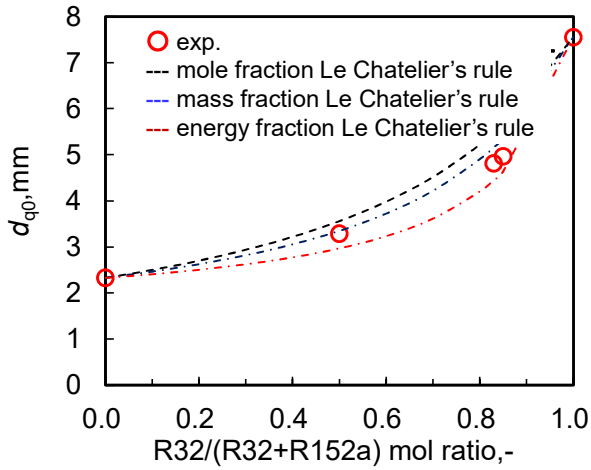


図①.2-12　R32/152a 混合系の標準燃焼速度の冷媒濃度依存性

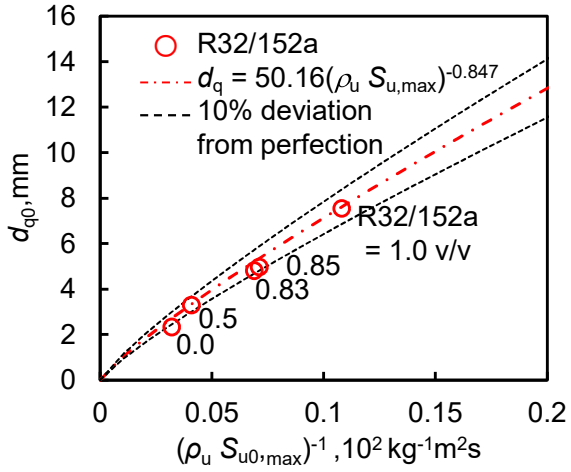


図①.2-13　R32/152a 混合系の最大標準燃焼速度のモル混合比依存性

次に、R32/152a 混合系について、標準条件の消炎距離（d_{q0}）を評価した。結果を図①.2-14、図①.2-15 に示す。燃焼速度の結果と併せた場合、本混合系が「特定不活性ガス」となるのは、d_{q0} が 5 mm を超えるときであり、従来の単体冷媒と同じ境界値となることが分かった。また、本混合系の消炎距離はエネルギー分率のル・シャトリエ則で概ね表現でき、燃焼速度との相関も従来冷媒から求めた相関式が成立つことが確認できた。これにより、単体の消炎距離値（既知）から、任意の混合組成の消炎距離及び燃焼速度が推算可能なことが分かった。



図①.2-14　R32/152a 混合系の標準消炎距離のモル混合比依存性（T_0 = 298K、P_0 = 1 atm）



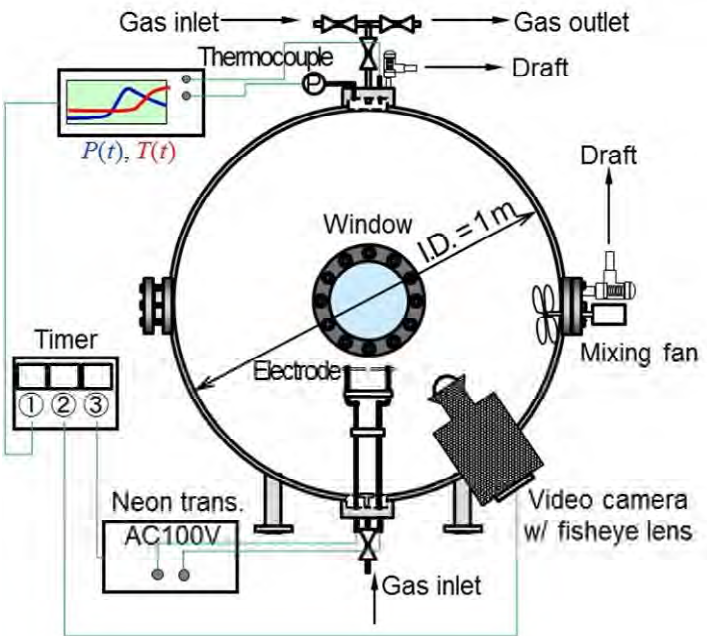
図①.2-15　R32/152a 混合系の燃焼速度と消炎距離の関係

② 低 GWP 混合冷媒の実用上の安全性評価

実用上の安全性評価として、まず、R32/1234yf 混合系、HFO-1123/R32 混合系、及び HFO-1123/R1234yf 混合系について、燃焼限界、燃焼速度、及び消炎距離の温度湿度依存性を明らかにし、数式化した。結果は標準条件の燃焼特性との比較のため、①項にまとめて示した。

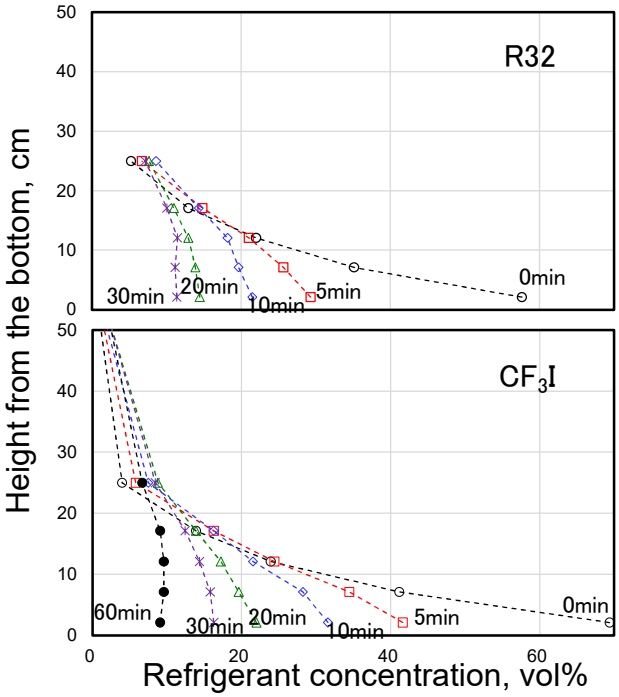
次に、低 GWP 混合冷媒の濃度分布のある系の燃焼特性評価を実施した。微燃性冷媒の燃焼の場合、浮力による上方への力が大きく作用し、実際の被害度は燃焼速度データから予測される充てんした冷媒が全て燃えるとした被害度よりも優位に小さくなる可能性がある。燃焼性の異なる冷媒や種々の分子量や混合系等を考慮し、冷媒自身の燃焼性の違いでどの程度この被害度の差が生じるか比較検討することにした。

測定は、濃度分布が顕在化しやすい、大型容器内への下方漏洩、下方着火を想定した。図①.2-16 に本実験装置の概略図を示す。直径 1 m の大規模容器を使用し、容器上部の封止バルブを解放した状態で容器底部から流速 1 L min^{-1} 又は 4 L min^{-1} で冷媒ガスを容器内に導入する。噴出し口は内径 10 mm で、出口部にはグラスウールを柔らかく詰め、垂直方向の流速を緩和した。冷媒ガスの総充填量は 1/4LFL 又は 1/2LFL（不燃のものについては R32 との横並びとしてそれぞれ 3.4 vol%又は 6.8 vol%）とした。あらかじめ冷媒濃度の時間変化を酸素濃度計及び FTIR を用いて測定しておき、それを基に所定の静置時間における燃焼実験を行った。着火前に容器上部の封止バルブを閉め、容器は密閉状態にした。着火は 15 kV のネオントランスを用い、電極間距離は 1/4 インチ、放電持続時間は 0.1 s、着火高さは 2 cm 又は 10 cm とした。着火後の容器内の様子は、フイッシュアイレンズを取り付けた高速ビデオカメラで撮影し、容器天井部の温度、及び容器内の圧力を同時に計測した。初期温度は 25℃、湿度はゼロ、初期圧力は 101.3 kPa とした。



図①.2-16　大規模容器を使用した冷媒の濃度分布のある場の燃焼特性評価装置

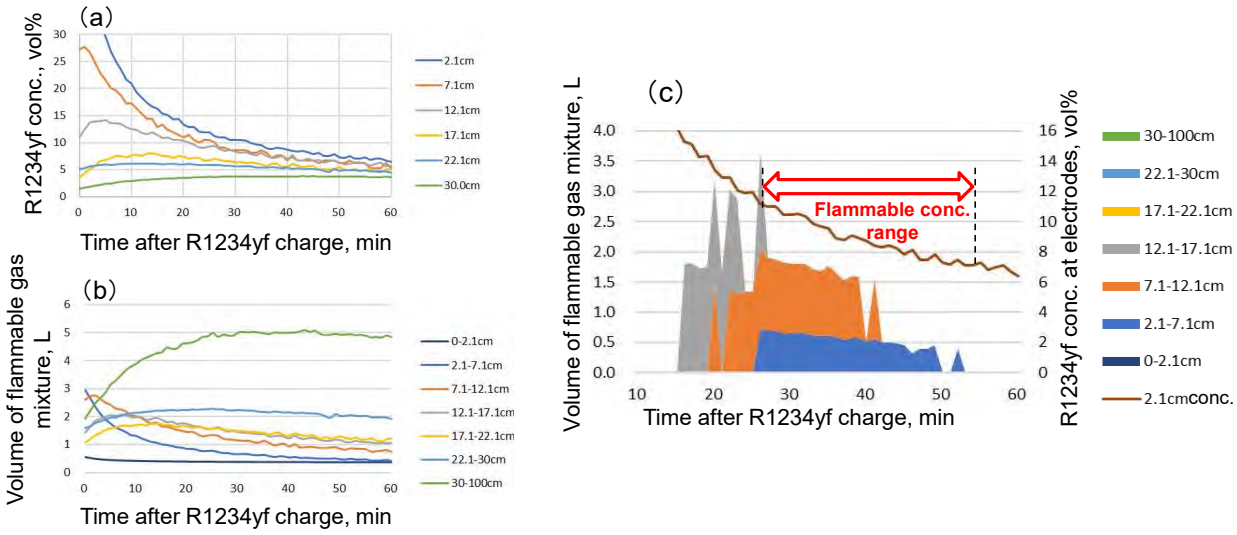
図①.2-17 に濃度分布計測の一例として、分子量の小さい冷媒 R32 及び大きい冷媒 CF_3I の下方充填後の濃度分布の時間変化を示す。充填完了直後は、いずれも高さ 20 cm 以下のみ可燃濃度範囲（ここでは 13.6 vol%とする）を超える。拡散により、分子量の小さい R32 の場合は、30 分程度で可燃濃度範囲が消失し、分子量の大きい CF_3I の場合は 1 時間以内に可燃濃度範囲が無くなる。



図①.2-17　R32 及び CF_3I の下方充填時の容器内濃度分布の経時変化
充填量は 520L 容器で 3.4 vol%（1/4LFL）相当、充填速度は 1L min^{-1}。

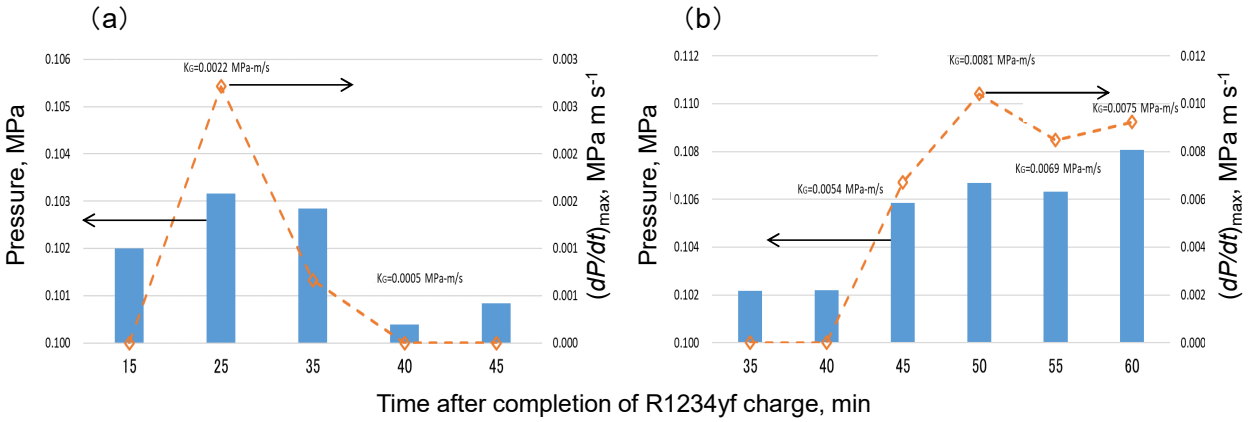
まず、R32/1234yf 混合系の主成分である R1234yf 単体について、局在濃度分布での燃焼特性の評価を行った。電極高さは 2.1cm とした。

図①.2-18 に、一例として 1/4LFL 充填時の濃度分布の結果を示す。濃度分布の測定結果(a)を基に、容器内の高さ方向（酸素濃度センサの位置）で区分したガス濃度体積（区間体積×冷媒濃度）(b)から、放電電極高さ（2.1cm）の濃度から着火可能な領域（LFL:6.86%≤ 可燃 ≤UFL:11.2%)と可燃ガス体積(c)を求めて可燃体積の静置時間変化を表したものである。



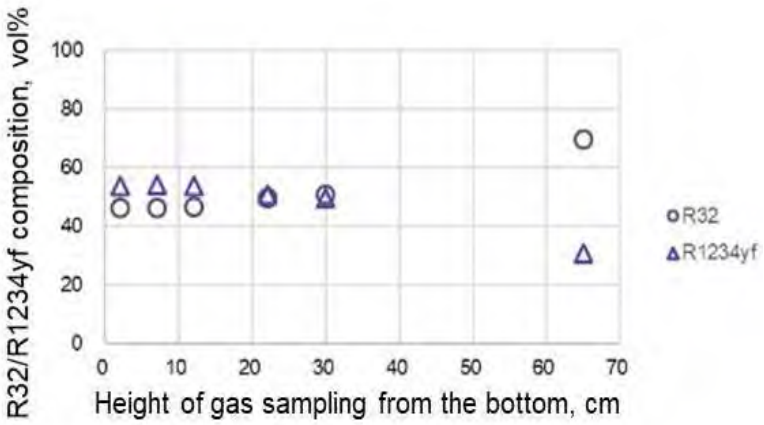
図①.2-18　R1234yf 単体の下方充填時の濃度分布の経時変化
充填量は 520L 容器で 1.7 vol%（1/4LFL）相当、充填速度は 1L min^{-1}。

次に、図①.2-19 に、R1234yf の充填量 1/4LFL、1/2LFL の燃焼実験の結果を示す。得られた圧力波形から爆発指数 K_G 値（$(dP/dt)_{max}V^{1/3}$）を求めた。圧力上昇の傾向としては、図①.2-18(c)に示した可燃ガス体積とおおむね符合する結果が得られた。また、K_G 値については、Saburi と Wada による同形状の大型密閉容器を用いた完全混合条件での R1234yf、R32 の最大 K_G 値 0.6 MPa m/s（30℃）、0.8 MPa m/s（35℃）よりはるかに小さいことが分かった。



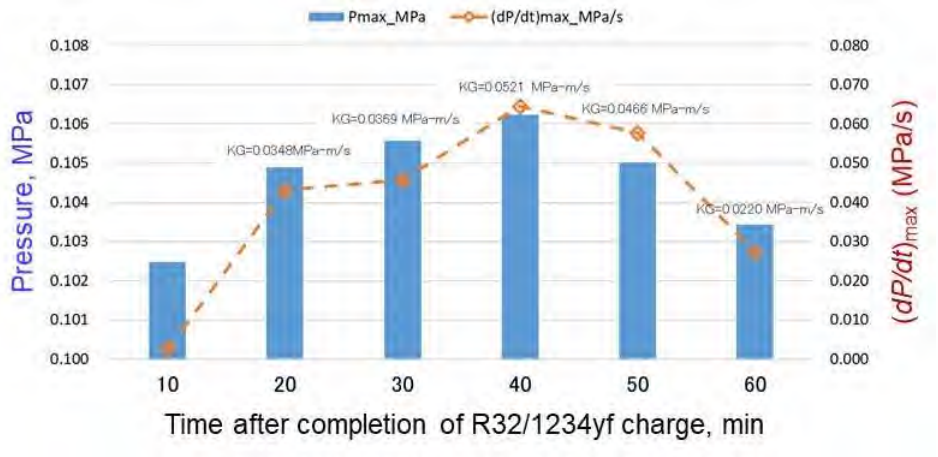
図①.2-19　R1234yf 単体の下方充填及び燃焼における最大到達圧力及び爆発指数（K_G）の経時変化(a)充填量 1.7 vol%（1/4LFL）相当 (b) 3.4 vol%（1/2LFL）相当

次に、R32/1234yf(50/50 vol%)混合系について評価した。本混合ガスを分圧法で 10 L 容器に調整し、充填量 1/2LFL (4.18 vol%)、充填速度 1 L min^{-1} の条件で充填完了から約 30 min 経過後の高さごとのガス採取を行い、FTIR による濃度分析を行った。図①.2-20 は、充填完了後経過時間 1800 s（サンプリング高さ 2.1 cm、22.1 cm)、1860 s（高さ 7.1 cm、30.0 cm)、1925 s（高さ 12.1 cm、65.0 cm）における冷媒混合比を示す。高さ 2.1 cm の場合、R32/1234yf = 46.2/53.8 vol%となり、上方へ行くにつれて R32 混合比が高くなった。そのため、均一混合系の燃焼特性と比較して、下方では LFL が低い R1234yf 比が高いため燃焼が起こりやすく、上方では燃焼速度が高い R32 比が高いため燃焼威力がより強く表れる可能性が示唆された。



図①.2-20　R32/1234yf (50/50 vol%) 混合系の下方充填後 30 分後における各成分の濃度分布
（充填量 4.18 vol%（1/2LFL)、充填速度 1L min^{-1}）

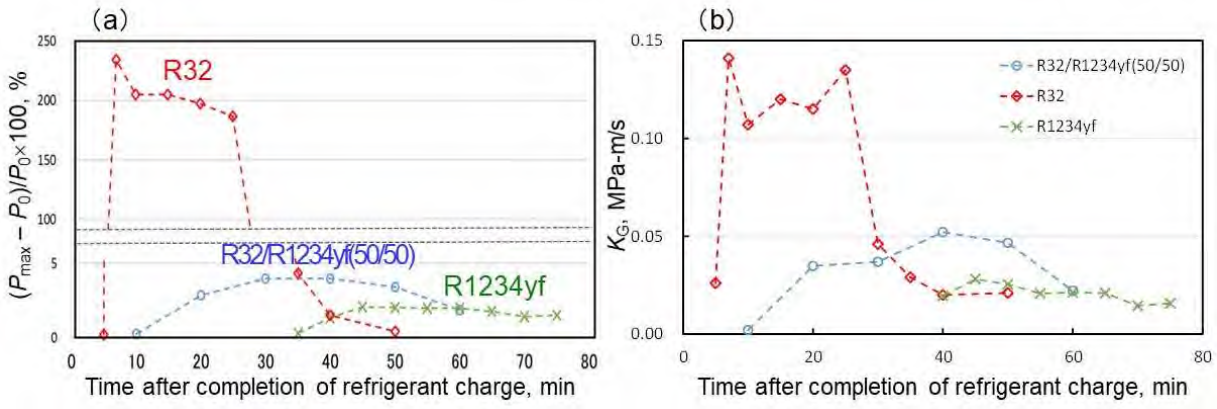
次に、R32/1234yf (50/50 vol%)混合系の局在濃度分布での燃焼特性評価を行った。電極高さは 10cm である。図①.2-21 に結果を示す。充填量 1/2LFL の燃焼実験の圧力データ結果から爆発指数 K_G 値を求めた。K_G 値については、同型密閉容器を用いた完全混合条件での R1234yf、R32 単体の最大 K_G 値 0.6 MPa m/s（30℃)、0.8 MPa m/s（35℃）より 1 桁以上小さいことが分かった。



図①.2-21　R32/1234yf (50/50 vol%) 混合系の下方充填及び燃焼における最大到達圧力と爆発指数(K_G)の時間変化

(充填量 4.18 vol% (1/2LFL)、充填速度 1L min^{-1})

R32/1234yf(50/50 vol%)と各成分単体の燃焼威力（圧力上昇率及び K_G 値）を比較した結果を図①.2-22 に示す。本混合系は、その均一混合系から得た最大燃焼速度(1.8 cm s^{-1})からすると、R32(6.7 cm s^{-1})や R1234yf(1.5 cm s^{-1})に比べやや高めの K_G 値を示した。また、圧力上昇が確認される時間は、各成分単体よりも長期間にわたる可能性が示唆された。高速ビデオカメラによる火炎球形状の観察結果からも、燃焼前半は R1234yf の燃焼、後半は R32 の燃焼を合成したような形状をしており、分子量及び燃焼性の異なる成分の混合系の局在燃焼では、拡散の遅いガスが先に燃焼する可能性があることが示唆された。



図①.2-22　R32/1234yf (50/50 vol%) 混合系及び各成分単体の下方充填及び燃焼における最大到達圧力と爆発指数(K_G)の時間変化比較

(充填量 4.18 vol% (1/2LFL)、充填速度 1L min^{-1})

(3).3 個別テーマの成果と意義

新冷媒を広く実用化するためには、まず ISO817 や ANSI/ASHRAE Standard34 による新冷媒の登録が必要となる。また、登録された冷媒の燃焼特性データ及び燃焼性等級は、ISO 5149（冷凍システムの安全性及び環境要求）や IEC 60335-2-40（エアコン等の安全要求）に適用されることから、新冷媒の国際規格登録が進まないことは新冷媒及びそれを使用した冷凍空調機器の開発・普及にとって大きな障害となる。逆に、ISO817 において新冷媒が R32 等の微燃性冷媒と同等以下の燃焼性であることが認められれば、過去の微燃性冷媒のリスク評価の結果から、冷凍空調機器

の規格や高圧ガス保安法において自動的に優遇措置が受けられる。

本研究開発では、まずフルオロオレフィン混合冷媒として最も多く国際標準登録され、より早急な安全性評価のニーズが高いと考えられる R32/R1234yf 混合系（R454 系）の基礎燃焼特性及び実用上の燃焼特性について混合組成依存性のデータを取得した。本混合系は任意の混合組成において特定不活性ガスとなり、実用上の温度・湿度条件下で成分単体（R32 及び R1234yf）の燃焼性を常に下回ることを明らかにした。また燃焼限界（爆発限界）の評価については新たな評価法を開発し、日本冷凍空調学会規格「冷媒の燃焼性区分判定のための試験方法」に基準値データの一部が反映された。新冷媒 R454A、R454B、及び R454C は本評価法で評価され、「特定不活性ガス」として認定された。

次に、これまで国際標準登録されていない混合冷媒候補として HFO-1123/R32 混合系及び HFO-1123/R1234yf 混合系を選定し、基礎及び実用上の燃焼特性について混合組成依存性のデータを取得した。これらの混合系の燃焼性は任意の混合組成において「特定不活性ガス」と同等以下となることを明らかにし、燃焼性の観点から最適な混合組成を明らかにした。HFO-1123 ガスは、現時点では冷媒として国際標準登録や「特定不活性ガス」認定されていないが、これが国際標準登録された場合は、本研究で実施した 2 成分混合冷媒についても、広範な混合組成について燃焼特性を明らかにしたことから、国際標準登録や特定不活性ガス認定が速やかに進められるものと考えられ、規制緩和及び普及の迅速化、及びそれを用いた冷凍空調機器の実用化が期待される。

【研究開発の意義（副次的成果）】

研究開発項目	意義	副次的効果
研究開発項目①「次世代冷媒の基本特性に関するデータ取得及び評価」		
低GWP 低燃焼性混合冷媒の安全性評価（産業技術総合研究所）	R32/1234yf混合系の燃焼性評価について、広範な混合比依存性を明らかにしたため、将来開発される混合比の異なるR454系冷媒についても本成果はそのまま適用され、当該冷媒の開発や普及につながると考えられる。HFO-1123混合系に関しても広範な混合比、温度、及び湿度依存性を明らかにしたため、本成果はリスク評価等に活用され、将来の普及につながると考えられる。	今後、2成分混合系冷媒では対応困難な冷凍機器等の開発において、次世代多成分混合冷媒の安全性を検討する際、（例えばR744/32/1234yf混合系等の）より複雑な燃焼特性の混合組成依存性の解明において、本成果を活用することによって、より迅速に検討が進むと期待される。

(4) アウトカム目標の達成見込み

【アウトカム目標の達成見込み】

テーマ	達成見込み	課題
研究開発項目①「次世代冷媒の基本特性に関するデータ取得及び評価」		
低GWP 低燃焼性混合冷媒の安全性評価（産業技術総合研究所）	・本研究開発で一部開発した燃焼限界評価手法及びデータが国内規格及び高圧ガス保安法令（「爆発限界試験法」「特定不活性ガスの定義」）に反映され、国際整合化を進めた。今後更なる国際整合化を進める。 ・R32/1234yf混合系に関し、R454A、R454B、及びR454Cについて本評価法を用いた評価データを基に「特定不活性ガス」認定され、規制緩和及び国内普及が進む見通し。	主要な評価対象3件のうち2件を占めるHFO-1123混合系に関連して、HFO-1123が現時点で冷媒として登録されていない。今後、国際標準登録されれば、本研究開発の成果は速やかに国際標準や実用的な安全基準の策定に反映されると考えられる。

(4).1 実用化に向けた取組及び見通し

本研究開発では、低 GWP 低燃焼性混合冷媒の信頼性の高い燃焼性評価を実施することにより、冷媒メーカーや冷凍空調機器メーカーが、安全性を向上した低 GWP 冷媒及び機器を迅速に実用化することを支援することを目的としている。その目的のため、本研究開発の成果である混合冷媒の燃焼特性評価データ及び評価方法が、ISO817 や ANSI/ASHRAE Standard 34 等の国際標準、高圧ガス保安法、及び ISO817 冷媒一覧表等データベース等への利用に供されることを想定している。この成果の反映の取り組みとして、通常半年に 1 度開催される ASHRAE SSPC34 委員会等へ、代表的な混合冷媒の燃焼特性の基準となるデータの提供や、燃焼特性評価方法の見直しとして規格改定に係る提案を主導することにより、その審議に適切に対処してきた。本研究開発において、R32/1234yf 混合系（R454 系）の燃焼性評価を実施し、広範な混合組成における燃焼特性を明らかにした。また燃焼限界（爆発限界）の新たな評価法を開発し、本研究開発期間中に発効した日本冷凍空調学会規格「冷媒の燃焼性区分判定のための試験方法」に本評価法及び基準値データの一部が反映された。2023 年末までに 3 種類の R454 系を含む 6 種類の新冷媒が本評価法で評価され、「特定不活性ガス」として認定され、当該新冷媒の規制緩和及び実用化に大きく貢献した。

(4).2 波及効果

新冷媒を広く実用化するためには、まず ISO817 や ANSI/ASHRAE Standard34 による新冷媒の登録が必要となる。また、登録された冷媒の燃焼特性データ及び燃焼性等級は、ISO 5149（冷凍システムの安全性及び環境要求）や IEC 60335-2-40（エアコン等の安全要求）に適用されることから、新冷媒の国際規格登録が進まないことは新冷媒及びそれを使用した冷凍空調機器の開発・普及にとって大きな障害となる。逆に、ISO817 において新冷媒が R32 等の微燃性冷媒と同等以下の燃焼性であることが認められれば、過去の微燃性冷媒のリスク評価の結果から、冷凍空調機器の規格や高圧ガス保安法において自動的に優遇措置が受けられる。本研究開発で実施した代表的な混合冷媒の燃焼特性の混合組成依存性やその評価方法が標準化されることにより、新規混合冷媒の研究開発、混合冷媒の規制緩和及び普及の迅速化、及びそれを用いた冷凍空調機器の実用化が期待される。

(5) 特許出願数、論文発表数

テーマと対象	分類	2018年度	2019年度	2020年度	2021年度	2022年度	2023年度（予定含む）	合計
研究開発項目①「次世代冷媒の基本特性に関するデータ取得及び評価」								
低GWP 低燃焼性混合冷媒の安全性評価（産業技術総合研究所）	特許出願							
	（うち外国出願）							
	論文			1			1	2
	研究発表・講演	6	3	3	4	5	2	23
	受賞実績		1					1
	新聞・雑誌等への掲載							
	展示会への出展							
	TVその他							
	合計	6	4	4	4	5	3	26

4.1.3.3 低ＧＷＰ冷媒を採用した次世代冷凍空調技術の実用化評価に関する研究開発（学校法人早稲田大学）

(1) 目標の設定と根拠

(1).1 分野別対応状況（研究開発の必要性）

カーボンニュートラル実現に向けた世界的な要請の中で、科学技術はこの難題にどのように立ち向かうべきなのか大きな課題を突き付けられている。我が国でも 2050 年までにカーボンニュートラルの実現を公約として掲げ、世の中が一気に動き始めているところである。

このような中でも冷凍空調技術は、省エネルギーを実現する冷温熱制御技術として冷凍、空調、給湯、産業技術へと広く応用されてきた。その用途はさらに広がるばかりであり、引き続き経済をもけん引できる優れた技術でもある。

また、近年では、極端な気温上昇に対しても温度制御により熱中症を防いだり、湿度までをも制御したりすることによりウイルス等から人間への感染を防ぐ技術と認められつつある。低温化や優れた温度管理を実現することにより、コールドチェーンの中核技術として、安全安心な食の提供を可能としてきた。空気から飲料水すら生み出すことができる。このように冷凍空調技術は、地球温暖化防止技術として環境を守りながら、生命をも守る技術へと進化を遂げている。

一方で、冷媒によるオゾン層破壊、地球温暖化問題を抱えていることも事実である。もともとは、オゾン層破壊に端を発した冷媒問題であるが、近年では、冷媒によっては、二酸化炭素の数千倍もの温室効果を有することもわかり、モントリオール議定書キガリ改正を受けて、代替冷媒としての HFC 冷媒でさえも大幅な削減を目指すこととなった。このような状況でもあり、冷媒の低 GWP 化と、低 GWP 冷媒を採用した機器の市場投入が急務となっている。

ここで、これらの次世代冷媒を導入する場合には、安全性や GWP だけでなく機器としての実運転性能が評価すべき最重要因子の一つであることは誰もが認識しているところであろう。当然、それによってエネルギー起源の CO_2 排出による地球温暖化影響が決定されるためである。しかし、現状では、機器性能については、十分な評価が行われないまま、冷媒の選定が進められているのが実情である。

この理由としては、運転される温度帯や機能、運転方法が大きく異なる多様な機種を短期間で開発することが求められることから、新たな冷媒向けのプロトタイプ機器を開発し、性能を逐次評価するような手間がかかる手法を採用することはほぼ不可能なためである。現状では、従来の HFC 系冷媒向けに開発された機器に新たな冷媒をドロップインして機器性能を評価したり、現実とは大きく異なる理想サイクルとしての性能で実機性能を推定したりするような手法がとられている。

このようなやり方では、都合よく機器性能を評価できてしまうため、冷媒メーカー、機器メーカー等の思惑が入り乱れ、冷媒の選定がミスリードされる可能性を十分に有する。事実、過去には R407C のように一旦は業務用の冷媒として選定されたにもかかわらず、以降わずかにしか利用されなかった冷媒も存在する。

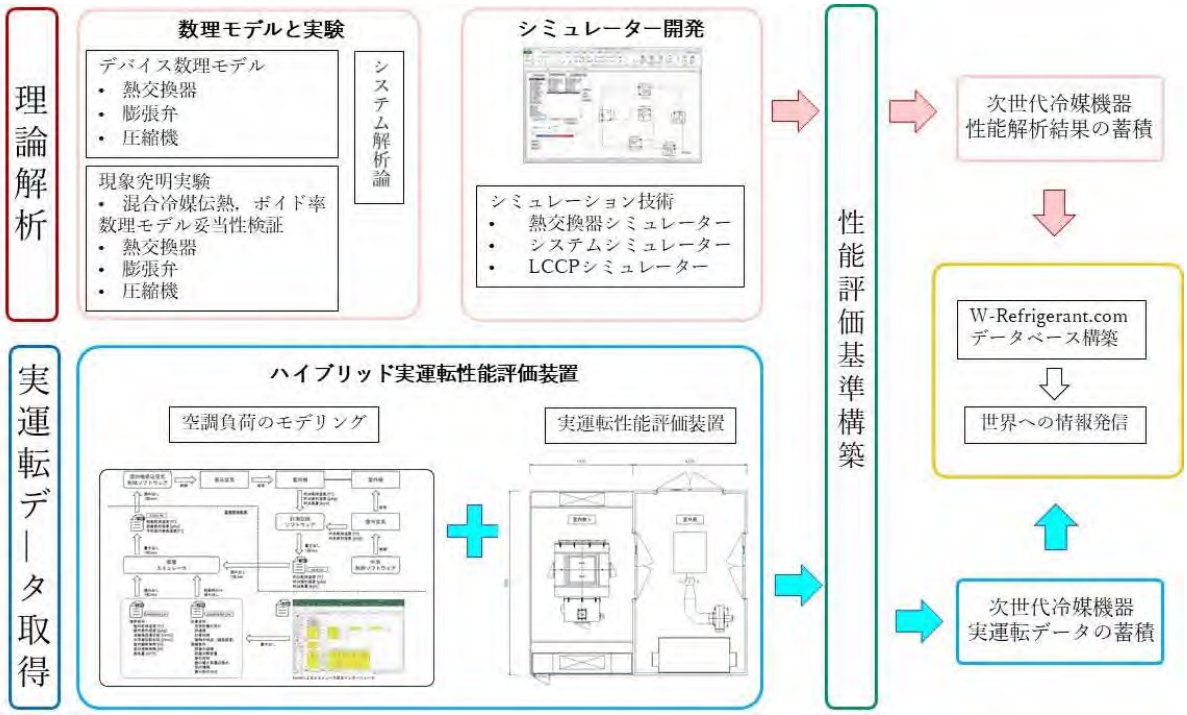
このため、工業界や学術界で公平・公正に共有できる実用機レベルまでの性能評価装置や性能評価ツールの開発、これに基づいた冷媒評価の実施が強く望まれていた。そこで、本研究開発では、低 GWP 冷媒を導入した中小型規模の冷凍空調機器の性能を理想化された基礎研究レベルにとどまらず、実用機レベルにおいてまで評価できる手法を確立する。具体的には、まず工業界や学術界でも広く標準ツールとして活用が可能な共通解析プラットフォームとしてのシミュレーションツールとして展開する。このツールを活用して候補として挙げられている具体的な次世代低 GWP 冷媒を導入した機器性能の評価を実施する。また、従来、検定試験場として機能する日空研でも評価できなかった機器の実運転性能を製品検定で用いられるレベルの高精度で把握できる革新的な評価装置を開発する。これらのシミュレーションや実運転データの評価結果は、データベース化し、ホームページ等から世界に向けて情報発信する。

このような新たな冷媒を導入した実用機レベルの性能をいち早く高い精度でしかも公平・公正な視点から把握できる評価装置やシミュレーションツール、さらには具体的な評価データは、規格等に即効性ある形で展開されるだけでなく、メーカーには、機器開発コストを低減したり、開発速度を速めたりすることができる。政府機関には、規格や規制、将来戦略の策定等へのサポー

トができ、冷凍空調機器の発展に大きな貢献ができる。このようなことを目的とした研究開発であるため、NEDO のプロジェクトとしての実施が必要であるとともに、その意義が大いにあることとなる。

(1).2 テーマ毎の目標と根拠

HC 冷媒や HFO 系冷媒、さらにはそれらの混合冷媒と次世代冷媒が次々と提案される混沌とした状況の中で、単に冷媒の低 GWP 化だけでなく、次世代冷媒を導入した機器の性能も含めてどのような冷媒が次世代冷媒としてふさわしいのかを冷静に選定していく必要がある。そこで、次世代冷凍空調機器に対して適切な冷媒の選定に必要不可欠な論理的、実験的性能評価ツールとしてのシミュレーション技術、評価装置を開発することが本研究の目標となる。同時にこのツールを活用して、具体的な次世代冷媒を導入したデバイスやシステムの実用化評価を行い、その評価結果を規格改定等に有効活用するとともに、データベース化して正しい情報を広く世界に発信していく。研究全体の流れは、下段の図【研究全体の流れ】に示すようになる。



【研究全体の流れ】

それを実現するために、①性能解析技術、②性能評価技術、③シミュレーター開発とその活用、を大きな 3 つの柱として研究開発を推進する。

① 性能解析技術研究開発

多様な機器で多様な条件下で運転される、しかも多様な次世代冷媒の省エネ性を実験だけで比較検討することは不可能であるため、シミュレーションによって解析を行うことが有効となる。そこで、シミュレーション技術を確立するための基盤となる数理解析手法を確立する。実用機レベルの機器性能を高精度に数理解析するために、まずは、機器を構成する各種デバイスの数理モデル、数値解析手法を確立する。すでに比較的簡易な数理モデルは構築できているが、低 GWP 冷媒を導入する際に不可欠となる混合冷媒の最適成分比率や冷媒のスローリーク時の機器性能の変化、さらには可燃性を有する冷媒の最小冷媒充填量、近年発生頻度が大幅に増加している低負荷時の機器の断続運転等の非定常性能については高精度解析が実現していない。

そこで、解明が不十分な現象については適宜実験を活用しながら、高精度解析を実現する数理モデル、数値解析手法を明確化し、最終的には、これを活用したシミュレーター開発に結びつける。なお、モデリングが困難と判断された物理現象については、深層学習を含む機械学習及び進化計算等の人工知能関連技術（以下 AI と記載）も活用しながら高精度なモデリングを試みる

そこで、解明が不十分な現象については適宜実験を活用しながら、高精度解析を実現する数理モデル、数値解析手法を明確化し、最終的には、これを活用したシミュレーター開発に結びつける。なお、モデリングが困難と判断された物理現象については、深層学習を含む機械学習及び進化計算等の人工知能関連技術（以下 AI と記載）も活用しながら高精度なモデリングを試みる。

② 性能評価技術研究開発

多様な冷媒を用いた機器の実機性能を明確化するとともに、その性能を比較検討するためには、それぞれの冷媒において最適に設計された機器に対して統一的な条件で性能を評価すべきである。しかし、その指針が明確となっていないため、都合よく機器性能を高く見せるような操作をすることが可能なのが現状であり、多くの文献で異なる結果が報告されている。

また、冷凍空調機器がインバーター化され空調負荷や外気温度が時々刻々と変化する多様な運転条件においても高性能に駆動が可能となってきた。しかし、いまだ、その評価は、圧縮機の回転数を固定したごく数点の運転データで機器の年間性能が予想されているのが現状である。このため、次世代冷媒が導入されるとその性能差が大きく出ることが予想される起動停止や近年空調負荷が低下しているため、発生頻度が大きく増えている断続運転時の性能が全く評価されることなく機器性能が判断されているのが現状である。そこで、次世代冷媒を採用した機器の真の性能が正しく評価されるように非定常で運転される実運転性能をも測定可能な革新的な評価装置を新たに開発するとともにその評価方法の妥当性まで確認する。

③ シミュレーター開発とその活用

項目①で構築した数理モデルは、非線形偏微分連立方程式の解法や AI 解析をはじめとした高度な数学を駆使することが必要となる。当然、工業界や学術界で数理解析を専門としない技術者、研究者も容易に理論分析を可能とすることが次世代冷媒導入測人には必要不可欠である。そこで、このような利用者が容易に数理解析を可能とするためにシミュレーション技術を確立する。ここでは、ユーザーが数値計算を意識することなくグラフィックユーザーインターフェース(GUI)を活用しながら容易にこのような解析が可能な解析環境を構築する。

同時にこのシミュレーターを活用して次世代低 GWP 冷媒としての候補冷媒を用いた機器の実用機レベルでの性能評価を実施し、その性能を比較検討する。シミュレーターを活用すれば、次世代冷媒の様々な運転状態や機器性能を解析可能となり、多くの解析結果を得ることができる。これらを②の実運転評価装置を用いて獲得した実験データとともにデータベース化し、開発するデータベースの情報発信基地としてのホームページから国内外へ積極的に情報発信する。これにより、次世代冷媒の正しい機器性能を広く世界に周知し適切な冷媒選定がなされるための道筋を明確化する。

【アウトプット目標の設定及び根拠】

研究開発項目	最終目標（2023年3月）	根拠
研究開発項目①「次世代冷媒の基本特性に関するデータ取得及び評価」		
低ＧＷＰ冷媒を採用した次世代冷凍空調技術の実用化評価に関する研究開発（早稲田大学）	空調機器に関して以下の３つの研究開発を行う。 ①性能解析技術研究開発 ②性能評価技術研究開発 ③シミュレーター開発とその活用	機器の基本設計に必要な次世代冷媒を含む冷媒の基本熱物性からシステム全体としての評価技術や最適化ツールまで含めた基盤技術を構築する。具体的には、次世代冷媒を含めた空調機器に関して、以下の3つの開発を行う。 ①性能解析技術研究開発 →空調機器の各デバイスの現象究明、数式化 ②性能評価技術研究開発 →空調機器の動的性能評価が可能な性能評価装置の開発 ③シミュレーター開発とその活用 →空調機器の性能評価が可能なシミュレーターの開発
性能解析技術研究開発	冷媒充填量評価装置を使ったボイド率の計測による数式化、混合冷媒も含む次世代冷媒採用機器のデバイスのモデリング、混合冷媒伝熱評価装置を使った試験による数式化、の3つを行う。	冷媒充填量評価装置を使ったボイド率の計測による数式化、混合冷媒も含む次世代冷媒採用機器のデバイスのモデリング、混合冷媒伝熱評価装置を使った試験による数式化、の3つを実施した。
性能評価技術研究開発	動的性能を再現性ある形で評価できる新たな空調機の運転性能評価装置の開発と性能試験法の確立。	建物の空調条件をソフトウエアとしてのエミュレーターによりバーチャルに計算することによって補償し、動的性能を再現性ある形で評価できる「エミュレーター式負荷試験装置」を開発すると共に、開発した装置の妥当性について、静的性能については一般社団法人日本空調冷凍研究所での試験により準認定を取得した。また、動的性能については、装置の各種計測時間の遅れを評価すると共に、同一の空調機を用いて第三者機関とのラウンドロビンテストを実施し、計測精度の検証を行った。
シミュレーター開発とその活用	熱交換器シミュレーター、システムシミュレーター、LCCPシミュレーターの3つのシミュレーターの開発を行うと共に、開発したこれらのシミュレーターを活用して、それぞれの解析を行う。	熱交換器シミュレーターを使って空調用途の36個の配管数を持つ蒸発器の最適化回路に対し、代表的なR 32、R 410A、R 454Cの3種類の冷媒を用いた場合の性能を評価した。システムシミュレーターを使って非共沸混合冷媒であるR454Cを用いたシステムを対象に解析した結果、サイクルが断続運転した際のシステム性能と組成変化のメカニズムを明らかにした。LCCPシミュレーターを使って、家庭用のルームエアコンとヒートポンプ給湯機を対象にして、LCCP評価における構成ファクターに対してパラメータスタディを行い、その結果、低GWP冷媒への転換によるLCCPの影響を定量的に示すことができた。

(2) 研究開発の内容（目標達成に必要な要素技術）

すでに述べた 3 つの大項目における目標を実現するために、下段「研究開発スケジュール」に示した小項目まで含めて具体的内容について説明する。なお、この表中に示した大項目、小項目の番号は説明文の番号と一致している。

① 性能解析技術研究開発

ここでは、モデリングと性能解析を実施することになるが、基本的には、これまで研究開発責任者がメーカーと行ってきた共同研究の中で求められてきた定常解析で 5%、非定常解析で 10%の精度で性能解析を可能とすることをベースとする。

①.1 モデリング、性能解析[早大、電通大]

冷凍空調機器を構成する代表的なデバイスは、熱交換器、圧縮機、膨張弁になる。これらデバイスには、非常に複雑な挙動を呈する二相流冷媒が流動することとなるため、現象そのものを記述する数理モデルは解すら得られていないことも多い。また、従来から採用されてきた簡易モデルでは、冷媒の混合も想定される次世代冷媒を採用した機器の性能を詳細に解析することはできない。そこで、システム解析に必要となる適切な現象因子を抽出したデバイスの数理モデルを構築するとともに、最終的にはデバイスモデルを統合したシステム全体としての定常、非定常解析を高精度で実現可能とする。

①.2 現象究明実験

・混合冷媒性能評価[電通大]

次世代低 GWP 冷媒の候補となっている複数の混合冷媒の組成変化実験結果をもとに性能解析に必要な伝熱現象、流動現象の定式化を行い、冷媒組成変化時のシステム性能を解析可能とする。この実験では、局所的な成分比率等まで計測することが求められるため、実験装置の開発が最大のポイントとなる。この研究は本年度から開始される予定していたが、研究を加速し、昨年度から準備をはじめ、本年度中に実験装置を開発する。

・冷媒充填量評価[早大]

次世代冷媒は可燃性を有することが圧倒的に多いため、冷媒の充填量削減が求められている。このため、様々な構造の機器に対する冷媒充填量を正しく予測し、どの程度まで充填量の削減が可能であるのか、規格としてどの程度までの冷媒充填量を許容するのか等を分析する必要があるが、いまだ、条件によっては 2 倍もの予測誤差を有しているのが現状である。特に冷媒分布を解明するために必要となる二相流のボイド率は計測方法が確立すらされていない。そこで、この研究グループで開発した静電容量式のボイド率計を用いて機器内をどのように冷媒が分布、滞留しているのか評価を可能とする。この実験も重要であるため、2020 年度中には実験装置を完成するとともに、いくつかのデータ取得を行う. そして 2022 年度末までには低 GWP 冷媒を含めた複数の冷媒のデータ取得を完了する。

①.3 モデルの妥当性検証[早大]

構築した数理モデルを用いて数値解析を可能とするとともにシステム全体として必要精度で解析が可能なことを実験で確かめる。

②性能評価技術研究開発

②.1 数理的性能評価手法開発[早大、電通大]

次世代冷媒は、冷媒混合も必要不可欠な状況であるため、非共沸となることも避けられず、熱力学的性質も異なるため、最適な伝熱管形状や冷媒流路が大きく異なることとなる。この影響は特に熱交換器に対して大きく表れる。そこで、最適性がある程度保証された形での熱交換器の性能比較ができる評価基準を AI を用いて確立する。もちろん最終的にはこれを用いてシステム解析も実現する。

②.2 性能評価装置開発[早大]

高精度でありながら、次世代冷媒採用機器の真の実運転性能を計測可能なハイブリッド型の新たな評価装置を開発する。

②.3 性能評価手法の妥当性検証[早大]

混合冷媒を含む数種類の次世代低 GWP 冷媒としての候補冷媒を採用したエアコンとショーケースそれぞれについて評価を実施し、評価方法の妥当性を確認する。

③シミュレーター開発とその活用

③.1 熱交換器[早大]

混合冷媒を含む多様な冷媒で、多様な構造となる熱交換器の性能を予測可能なシミュレーターを開発する。特に熱交換器の複雑なフローを GUI 上で表現する際に、数日を要してしまっていたが、この GUI を根本から見直し、新規の熱交換器を解析する場合でも、数時間程度でフローの記述が可能なものとする。このシミュレーターを用いて混合冷媒を含む次世代低 GWP 冷媒の候補冷媒を採用した熱交換器の解析を実施し、熱交換器性能を比較検討する。

③.2 システム[早大]

混合冷媒を採用したシステムのシミュレーターを開発する。数日を要していた GUI 上でのフロー構築を数時間で記述可能なものとし、計算時間も定常解析で数分程度、非定常解析で実時間程度とする。この活用により混合冷媒を含む次世代低 GWP 冷媒の候補冷媒を採用したシステム解析を実施し、特性解析や性能比較を実施する。

③.3 年間性能・LCCP[早大]

多様な冷媒を用いた機器の年間性能を世界の多様な条件下でも解析可能とする。同時に LCCP を評価できるシミュレーターを開発する。計算時間は年間性能で数分程度を目指す。この活用により混合冷媒を含む次世代低 GWP 冷媒の候補冷媒を採用した機器の解析を実施し、年間性能や LCCP を比較検討する。なお、このシミュレーターの開発は本年度から開始するため、中間評価時にはシミュレーターの概形を決定し、年間性能の解析を可能とする。

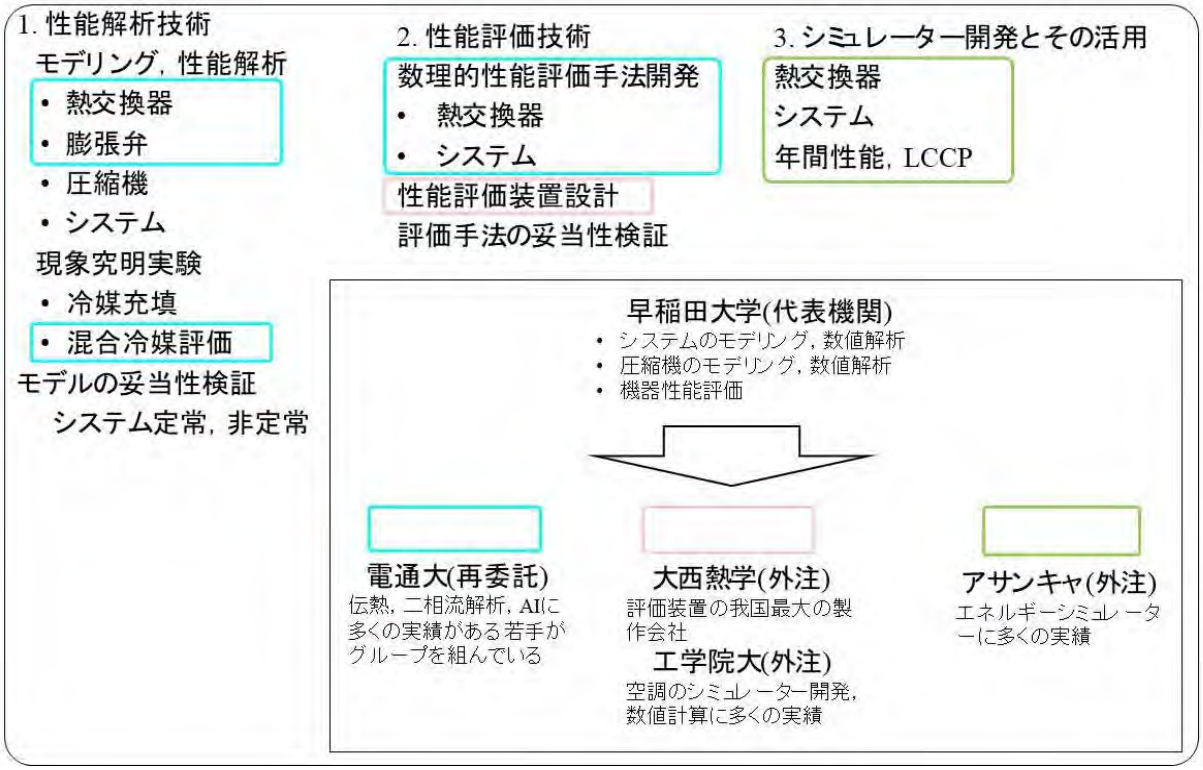
なお、上記熱交換器、システム、年間性能・LCCP の 3 種類のシミュレーターは、最終的にはすべてシームレスに連動し、一貫した解析を行うことを可能とする。

【研究開発スケジュール】

大項目	小項目		明細	担当機関	2018年度	2019年度	2020年度	2021年度	2022年度
①性能解析技術研究開発	①.1	モデリング，性能解析	熱交換器	早稲田+電通大					
			圧縮機	早稲田					
			膨張弁	早稲田+電通大					
			システム	早稲田					
	①.2	現象究明実験	混合冷媒評価	電通大					
			冷媒充填	早稲田					
	①.3	各種冷媒を用いた機器の数値解析，実運転データの取得とモデルの妥当性検証	熱交換器	早稲田+電通大					
			システム定常	早稲田					
			システム非定常	早稲田					
②性能評価技術研究開発	②.1	数理的性能評価手法開発	熱交換器	早稲田+電通大					
			システム	早稲田+電通大					
	②.2	性能評価装置開発		早稲田					
	②.3	評価手法の妥当性検証	熱交換器	早稲田					
			エアコン	早稲田					
			ショーケース	早稲田					
③シミュレーター開発とその活用	③.1	熱交換器		早稲田					
	③.2	システム		早稲田					
	③.3	年間性能，LCCP，システムシミュレーターの改良		早稲田					

研究体制は、次の図「研究体制」に示すように組織化した。なお、外注機関でも重要な役割を果たしている機関をここで示すこととする。ヒートポンプのシステム解析、規格化や性能評価、シミュレーター開発に多くの実績のある早稲田大学が関連の研究開発と全体研究の統括を実施する。伝熱、二相流解析、AI に多くの実績のある電通大に熱交換器や膨張弁のモデリングや現象解析、AI を活用した性能評価を中心に再委託する。

ハイブリッド実運転評価装置の仮想空調計算部開発は、建築分野として空調シミュレーター開発や数値計算に実績のある工学院大に外注する。評価装置の製作は、わが国最大の製作会社である大西熱学に外注する。シミュレーターのコーディングは、エネルギーシミュレーター開発に多くの実績のあるアサンキャに外注する。



【研究体制】

(3) アウトプット目標の達成状況

(3).1 事業全体の成果

低 GWP 冷媒を採用した次世代冷凍空調技術の早期実用化を可能とするために必要不可欠となる評価手法の確立を目的に次の研究項目を実施した。

①性能解析技術研究開発
①.1 モデリング・性能解析、①.2 現象究明実験、①.3 各種冷媒を用いた機器の数値解析、実運転データの取得とモデルの妥当性検証

②性能 評価技術 研究開発
②.1 数理的性能評価手法開発、②.2 性能評価装置開発、②.3 性能評価手法の妥当性検証

③シミュレーター開発とその活用
③.1 熱交換器, ③.2 システム、③.3 年間性能・LCCP、システムシミュレーターの改良

④国際規格, 国際標準化への貢献
④.1 国際規格, 国際標準化への貢献 、④.2 国際規格, 国際標準化への具体的提案

(3).2 テーマ毎の成果と目標達成状況

【アウトプット目標の達成状況】

◎ 大きく上回って達成、○達成、△一部未達、 ×未達

研究開発項目	最終目標（2023年3月）	成果（2023年3月）	達成度	達成の根拠と今後の課題
研究開発項目①「次世代冷媒の基本特性に関するデータ取得及び評価」				
低GWP冷媒を採用した次世代冷凍空調技術の実用化評価に関する研究開発（早稲田大学）	空調機器に関して以下の３つの研究開発を行う。 ①性能解析技術研究開発 ②性能評価技術研究開発 ③シミュレーター開発とその活用	①性能解析技術研究開発 →空調機器の各デバイスの現象究明、数式化を完了 ②性能評価技術研究開発 →空調機器の動的性能評価が可能な性能評価装置を完成 ③シミュレーター開発とその活用 →空調機器の性能評価が可能なシミュレーターを完成	○ 2023年3月に達成	3の研究開発項目がいずれも当初の目標を達成しているため「達成」と評価
性能解析技術研究開発	冷媒充填量評価装置を使ったボイド率の計測による数式化、混合冷媒も含む次世代冷媒採用機器のデバイスのモデリング、混合冷媒伝熱評価装置を使った試験による数式化、の3つを行う。	2022年度までに冷媒充填量評価装置を使ったボイド率の計測による数式化、混合冷媒も含む次世代冷媒採用機器のデバイスのモデリング、混合冷媒伝熱評価装置を使った試験による数式化、の3つを実施し、それぞれ数式化を完了した。	○ 2023年3月に達成	当初の目標である各デバイスの数式化が完了しているため「達成」と評価
性能評価技術研究開発	動的性能を再現性ある形で評価できる新たな空調機の運転性能評価装置の開発と性能試験法の確立。	2020年度に「エミュレーター式負荷試験装置」が完成し、装置の静的性能について、一般社団法人日本空調冷凍研究所での試験により準認定を取得。また、動的性能については、2021年度に装置の各種計測時間の遅れを評価した。さらに、2022年度には同一の空調機を用いて第三者機関とのラウンドロビンテストを実施し、計測精度の検証を行った。	○ 2023年3月に達成	性能評価装置の開発は2020年度に達成。2022年度には、ラウンドロビンテストを実施し、第三者機関においても「エミュレーター負荷装置」を使うことで動的性能の評価が可能であることを確認できたため、性能試験法の確立も「達成」と評価
シミュレーター開発とその活用	熱交換器シミュレーター、システムシミュレーター、LCCPシミュレーターの3つのシミュレーターの開発を行うと共に、開発したこれらのシミュレーターを活用して、それぞれの解析を行う。	2020年度までに熱交換器シミュレーター、システムシミュレーターの原型が完成し、2022年度までに熱交換器シミュレーター、システムシミュレーターの改良を行った。また2022年度にはLCCPシミュレーターが完成した。	○ 2023年3月に達成	当初の目標である3つのシミュレーターが開発完了しているため「達成」と評価

① 性能解析技術研究開発

①.1 モデリング、性能解析

ここでは、①.1.1～①.1.4 において熱交換器に関連する結果をまとめておく。ここでは、二相流の伝熱性能を整理するとともに、AI による伝熱性能予測式についてまで検討を進めた。その後、十分な理論的検討がなされていないドライアウト点の予測式の導出や冷媒充填量を予測するためのベースとなるボイド率の予測式の構築を行った結果を示す。その後、①.1.5 において]圧縮機の数値解析、①.1.6 において膨張弁の数値解析について説明するとともに、①.1.7 において、システム解析の進捗状況について説明する。すべての検討において従来冷媒の検討から、次世代冷媒の検討へと確実に進んだ。

①.1.1 熱交換器～二相流伝熱性能整理式

〈概要〉

熱交換器の最適設計には、管内の相変化熱伝達整理式が必要である。そこで、現在、各研究者から提案されている沸騰熱伝達率整理式についてまず精度を確認する。評価のデータサンプルは他研究者から集められたデータとして客観性を持たせて平等に評価している。現状では精度の問題があることが明らかになったため、物性の異なる混合冷媒の場合に適用できなくなる問題に陥る。つまり熱交換器の最適設計が不可能となることから、本プロジェクトを達成するにあたり、極めて重要な問題である。ましてや世界基準となるものなので、社会的な役割として本格的な取り組みが必要となる。そこで、解決する手段を検討したので報告する。

〈データサンプルについて〉

自然冷媒や HFO 冷媒，そしてフレオンについてデータベースを構築した。表 ①.1.1-1 にデータベースセット一覧を示す。管径は 0.5mm - 4mm 程度と今後冷凍空調分野の熱交換器としてあり得る範囲で集めた。また、水平流だけでなく、上昇流や下降流のデータも含まれる。全 1388 点である。物性の一覧は表 ①.1.1-2 に示す、以下の通りである。表にはデータセットの最大値と最小値を示しているが、自然冷媒が含まれるため、物性は各々でかなりの差がある。つまり、整理式が一般化されていなければ、熱伝達率は表現できない。

表 ①.1.1-1

Source	Fluid	Saturation pressure MPa (Temperature ℃)	Inside diameter mm	Flow direction	Mass flux $kg \cdot m^{-2} \cdot s^{-1}$	Heat flux $kW \cdot m^{-2}$	N
Lazarek and Black [7]	R 113	0.17 (64)	3.15	Upward	502	114, 178	3
	R 113	0.17 (64)	3.15	Downward	502	64 - 178	11
Wambsganss et al. [8]	R 113	0.13 - 0.16 (55 - 62)	2.92	Horizontal	50 - 300	8.8 - 90.8	72
Tran et al. [9]	R 12	0.83 (34)	2.46	Horizontal	66.3 - 300	7.5 - 59.4	59
Kew and Cornwell [10]	R 141b	0.10 (32)	2.87, 3.69	Horizontal	188, 212	9.7 - 90	67
Bao et al. [11]	R 11	0.29 - 0.47 (57 - 76)	1.95	Horizontal	167 - 560	52 - 125	81
	R 123	0.35 - 0.51 (67 - 82)	1.95	Horizontal	167 - 452	39 - 125	80
Kuwahara et al. [12]	R 134a	0.88 (35)	0.84	Horizontal	525	15.6	15
Sumith et al. [13]	H_2O	0.10 (100)	1.45	Upward	23.4 - 152.7	36 - 391	65
Saitoh et al. [14]	R 134a	0.41 (10)	0.51, 1.12, 3.1	Horizontal	150, 300	12 - 29	75
Yamashita et al. [15]	CO_2	5.00 (14)	1.02	Horizontal	300 - 1000	30 - 50	62
Miyata et al. [16, 17]	R 410A	1.09 (10)	1.00	Upward	30 - 200	1 - 16	170
	R 410A	1.09 (10)	1.00	Downward	30 - 200	1 - 16	206
Li et al. [18]	R 32	1.28 (15)	2.00	Horizontal	200	6 - 24	44
	R 1234yf	0.51 (15)	2.00	Horizontal	100 - 400	6 - 24	91
Enoki et al. [5]	R 410A	1.09 (10)	1.00	Horizontal	30 - 400	2 - 24	287

表 ①.1.1-2

	Saturation pressure P_{sat} MPa	Critical pressure P_{crit} MPa	Critical temperature T_{crit} K	Vapor dencity ρ_V kg/m^3	Liquid dencity ρ_L kg/m^3	Ratio of V-L dencity ρ_V/ρ_L -	Vapor viscosity μ_V μPa・s	Liquid viscosity μ_L μPa・s
Max	5.00	11.33	487.21	156.67	1492.63	189.38×10^{-3}	16.81	469.23
Min	0.10	3.38	304.13	3.46	638.57	3.97×10^{-3}	9.06	75.6
Ave.	0.90	5.34	392.14	33.67	1125.24	32.12×10^{-3}	11.75	204.45

	Vapor thermal conductivity λ_V mW/(m・K)	Liquid thermal conductivity λ_L mW/(m・K)	Specific heat at const. P Cp_L J/(kg・K)	Specific heat at const. volume Cv_L J/(kg・K)	Surface tention σ mN/m	Latent heat Δh_v kJ/kg	Thermal diffusivity α_L m^2/s	Prantl number Pr_L -
Max	27.32	559.20	4616.54	2800.29	26.30	1262.24	18.97×10^{-8}	6.71
Min	9.82	62.26	918.02	610.63	2.07	133.73	3.34×10^{-8}	1.40
Ave.	14.40	142.43	1841.10	1068.92	11.23	316.18	6.85×10^{-8}	3.10

〈評価に使用した整理式〉

評価に使用した整理式は、以下の熱伝達整理式について、各式の特徴と信頼性を抽出できるように、Excel 上で物性値計算ソフトウエア REFPROP10 を連携させた VBA プログラムの開発を行った。

以上、取り上げた整理式は、実験条件の入力のみで自動計算および比較が可能となっている。各々の整理式の結果は、グラフとして可視化することにより比較でき、実験値との比較の場合については、標準偏差 SD と全体の実験値に対して予測精度が 20 % 、30 % 以内の割合をパーセンテージ表記として出力できる。

（参考文献）

1. Chen (1966), Correlation for boiling heat transfer to saturated fluids in convective flow, Ind. Engng. Chem. Proc. Des. Dev. 5, 322–329
2. Lazarek and Black (1982), Evaporative heat transfer, pressure drop and critical heat flux in a small vertical tube with R-113. Int. J. Heat Mass Transfer 25, 945–960
3. Jung at al. (1989), A study of flow boiling heat transfer with refrigerant mixtures. Int. J. Heat Mass Transfer 32, 1751–1764
4. Liu and Winterton (1991), A general correlation for saturated and subcooled flow boiling in tubes and annuli, based on a nucleate pool boiling equation. Int. J. Heat Mass Transfer 34, 2759–2766
5. 森ら(1999)，冷媒の水平平滑蒸発管内熱伝達係数の予測式の修正，Trans. JSRAE 16, 177–187, in Japanese
6. Sumith et al. (2003), Saturated flow boiling water in a vertical small diameter tube. Experimental Thermal Fluid Science 27, 789–801
7. Kandlikar and Balasubramaian (2004), An extension of the flow boiling correlation to transition, laminar, and deep laminar flows in minichannels and microchannels. Heat Transfer Engineering 25, 86–93
8. Zhang et al. (2004), Correlation for flow boiling heat transfer in mini-channels. Int. J. Heat Mass Transfer 47, 5749–5763
9. Saitoh et al. (2007), Correlation for boiling heat transfer of R-134a in horizontal tubes including effect of tube diameter. Int. J. Heat Mass Transfer 50, 5215–5225
10. 榎木ら(2015)，微細流路内沸騰熱伝達の整理式の修正，Trans. JSRAE 32, 275–284, in Japanese

<各整理式の精度>

図①.1.1-1 に榎木ら以外の 9 つの整理式の精度を、図①.1.1-2 には榎木らの精度を横軸に実験値、縦軸に各研究者の計算結果として示している。

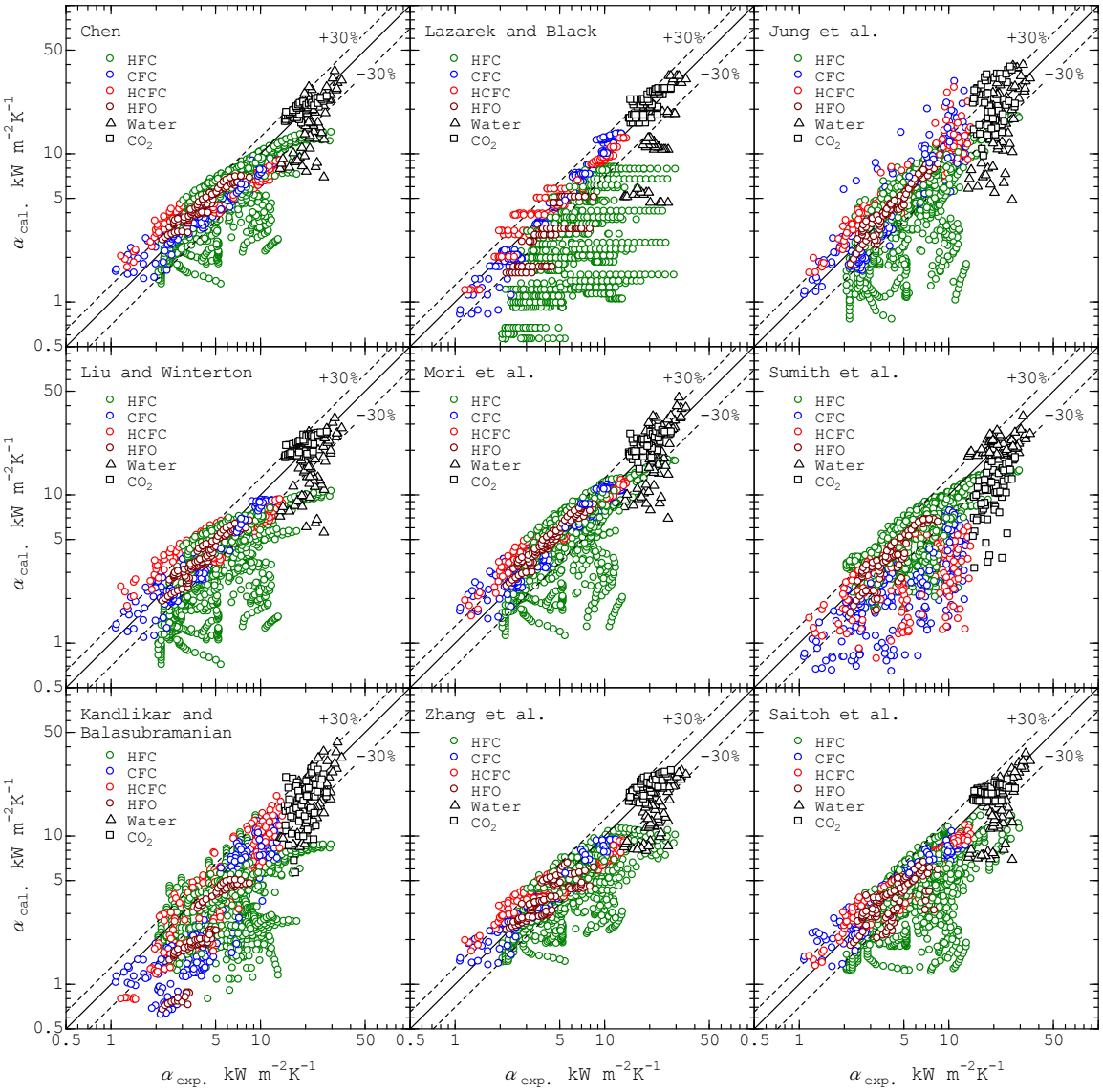


図 ①.1.1-1　榎木ら以外の 9 研究者データについての沸騰熱伝達率予測精度

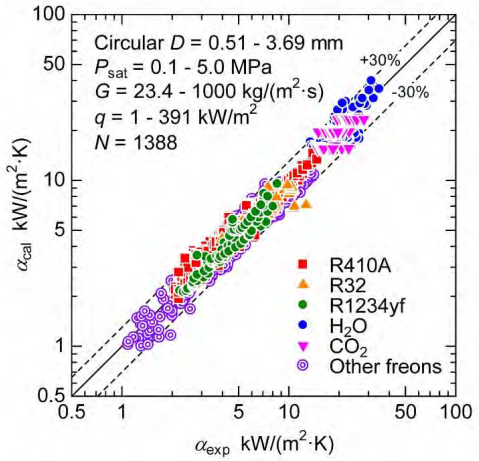


図 ①.1.1-2　榎木らの沸騰熱伝達率予測精度

整理式の精度の特徴としては、精度 100 %を示す、斜め 45 度の線よりも下側、つまり計算値は実験結果を低く見積もる傾向がある。これは微細管の特徴である、薄い液膜による熱伝達率の上昇について表現できていないものと考えられる。

図①.1.1-2 に再委託先研究代表の電気通信大学の榎木らの精度については、他の整理式と比較して、極めて良好である。これは、宮田らが提案した簿液膜の熱伝導蒸発項を線形和として足し込み、近年の冷媒や、水平流に特有の流動様相観察結果をもとにしているからと考えられる。

ただし、これらは流路が円形の場合にのみ適用可能な式で、近年の伝熱管にみられる矩形流路には適用できない。さらに、今後の混合冷媒による複雑な沸騰現象も検討すれば、伝熱面の局所の物性変化は、蒸発熱伝達を伴う微細流路伝熱管にとって、どんな伝熱管形状でどんな冷媒でも適用できる一般式というものがないことは熱交換器開発にとって大きな問題となる。つまり、どんな冷凍空調機の熱交換器にでも使用可能な整理式というのは、現状では存在しないことが問題であることは明確である。

そこで、本プロジェクトにおいては、熱交換器の最適設計について明確な道しるべを示すことが最重要課題としてあるとの認識で、以下の検討を行っている。まずは、再委託先の電気通信大学が過去に人工知能 AI を使った相変化熱伝達は予測できるのかを検討している。その結果、可能であるとの判断にいたった。しかし、ブラックボックスであるという問題点があったため、現時点で考案した新しい手法について、以下に報告する。

次に低 GWP 冷媒としての混合冷媒の相変化熱伝達は、共沸の場合とのメカニズムの差異を物性レベルから可視化レベルまで検討し、諸問題を解決していく。

①.1.2 人工知能 AI を用いた沸騰熱伝達率の予測について

〈概要〉

人工知能（AI）の技術は多くの分野で広く利用されている。しかし、単相・二相流に関わらず、伝熱係数の予測に AI 技術を用いた研究は非常に少ない。そこで、研究が盛んに行われている流動ミニチャネル内の水平流沸騰熱伝達について、AI 手法の中で最も有望なディープニューラルネットワーク（深層学習とも呼ばれる）を用いて、その有用性を確認した。ミニチャネルは、従来の大口径管に比べて表面張力の影響が大きいことから伝熱機構が非常に複雑になる。このため、既存の研究に基づく予測結果の精度は高くない。また、既存の手法を用いた場合、予測された伝熱係数の不確かさを知ることができない。本研究では、深層学習とガウス過程回帰を組み合わせた新しい予測機構を提案し、伝熱係数だけでなく、予測された伝熱係数の不確かさも高精度に予測することができることを示した。

〈背景技術〉

本研究で利用する深層学習及びガウス過程回帰について述べる。深層学習とは、人間の脳の学習機能を計算機上で模擬して、情報処理を行うために開発されたニューラルネットワークの中

でも、層の数が多いネットワークを指す。深層学習は多数に結合されたニューロンを計算機上で模擬し、各ニューロンの結合状態を数式的なモデルで表現し、そのモデルを状況に応じて変化させることで、目的に合ったネットワークモデルを創り出す。

ガウス過程回帰(GPR)は完全な確率モデルであり、様々な分野で利用されている。GPR は教師付き学習にも利用できる。さらに、GPR は予測値の対応する不確かさを導きだすこともできる。例えば、真の関数が y=5*x であり、標準偏差が 0.2 である正規分布から発生する誤差を含むデータがサンプリングされたと想定し、このサンプリングデータから GPR を用いて真の関数を予測することを考える。GPR は真の関数を予測すると同時に、その予測の程度も出力することができる。

図①.2.1 は、'x'で表されるサンプリングされたデータ、'Mean'の線で表される GPR が予測した関数、及び、'Confidence'で表される予測の確信度を示している。サンプリングデータが多いところは予測の確信度が高く、サンプリングデータが少ないところは予測の確信度が低いことがわかる。

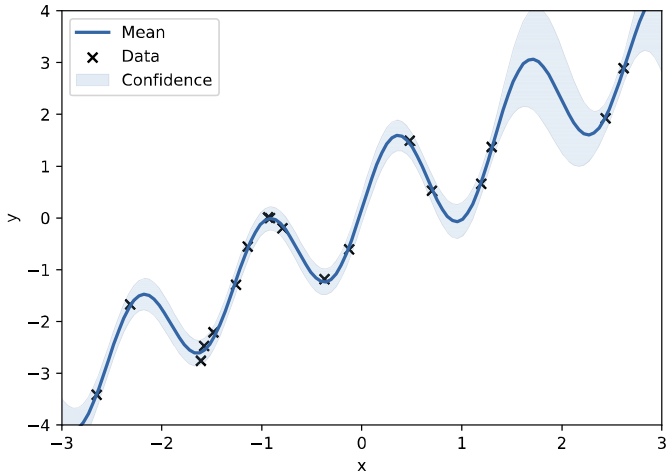


図 ①.1.2-1 GPR の出力例

〈提案手法〉

深層学習は予測精度が高いものの、一般にその確信度を導出することはできない。一方、GPR は深層学習と比べると予測精度は低いが、予測の確信度を導出することができる。提案手法では、この両者を組み合わせることで、精度の高い予測と、予測の確信度導出の両者と同時に実現する。

図①.1.2-2～①.1.2-4 に提案手法の概要を示す。提案手法では、深層学習を用いてデータの特徴量を抽出する。深層学習が実施することは特徴量の抽出までであり、伝熱係数の予測は行わない。抽出された特徴量を基に、GPR が伝熱係数の予測とその確信度の導出を行う。

さらに、アンサンブル学習を行うことで予測精度を高める。各予測値の確信度を基に重み付けを行い、最終的な予測結果を出力する。

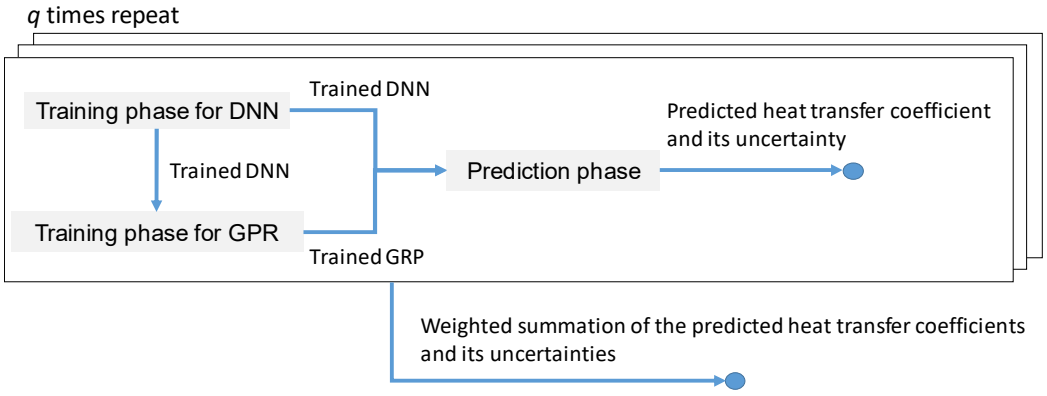
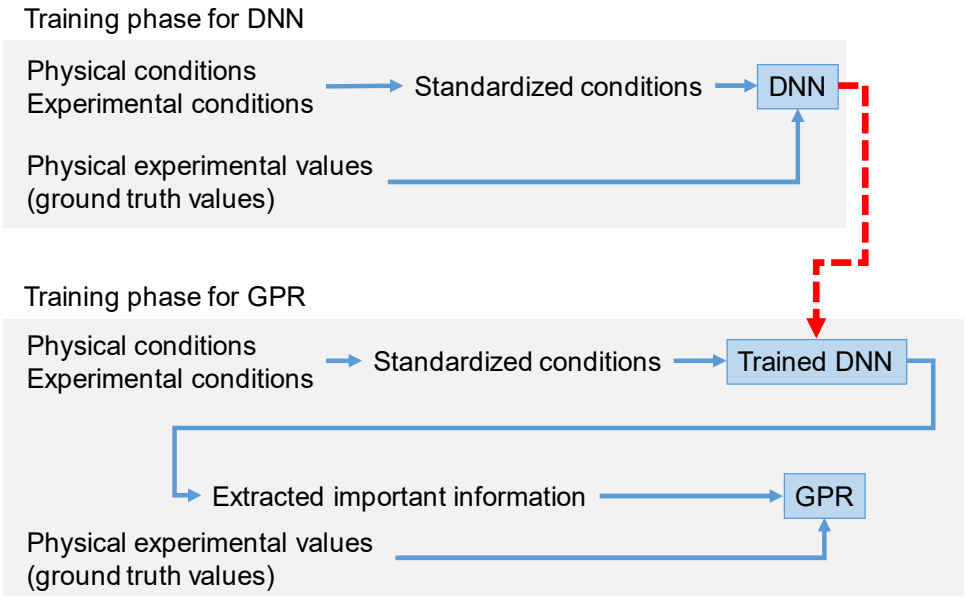
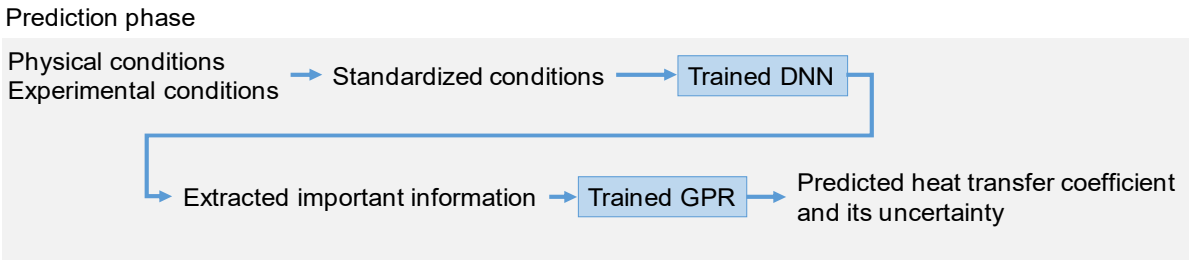


図 ①.1.2-2 提案手法の全体像



図①.1.2-3　訓練フェーズの詳細



図①.1.2-4　予測フェーズの詳細

〈データサンプルについて〉

今回は、新手法の適用性を検討するにあたり、流路方向を近年の熱交換器の主流である水平流に限定する代わりに、表①.1.1-1 のデータに加え NH_3 や R1234ze(E) そして R 600a などを用いて様々なヒートポンプサイクルに使用されている冷媒に対して検討した。それを表①.1.2-1 に示す。

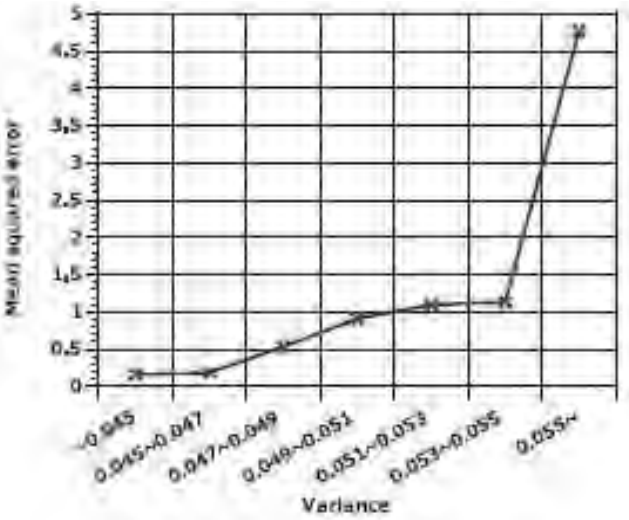
評価の指標は、*SD*、*R20*、*R30* であり、上述の評価方法と同様である。ここで、αcal は予測値、αexp は実験値で得られた値である。データセットへの予測精度の評価比較に用いたものは、沸騰熱伝達のモデルで精度の榎木ら、Saitoh ら、Zhang ら、そして、深層学習単体 AI のみと今回提案した深層学習とガウス過程回帰モデルである。

結果を表①.1.2-2 に示す。ここで各研究者によって取得された実験値に対する予測精度について、各種法について、一番良い精度となるものを赤で、二番目に良い精度となるものを青で示している。ガウス過程回帰を用いた本手法は、既存手法と比べてほぼすべてのデータセットに対して高い予測精度を実現していることが分かる。なお、'DNN' は深層学習単体で予測した結果を表している。つまり、深層学習だけでなくガウス過程回帰を組み合わせた手法が良い結果を示すことがわかった。

次に、図と表が前後するが表①.1.2-2 予測結果の確信度についての結果を図①.1.2-5 に示す。表の'Variance' は提案手法の出力内容であり、値が大きいほど確信度が低い。Variance が大きいほど、Mean Squared Error で表される、予測値と正解値との差が大きいことが分かる。

表 ①.1.2-1

Source	Fluid	Quality	Saturation Pressure MPa	Inside Diameter mm	Mass Flux $kg \cdot m^{-2} \cdot s^{-1}$	Heat Flux $kW \cdot m^{-2}$	N
Wambsganss et al. [14]	R113	0.01-0.71	0.124-0.16	2.92	50-300	8.8-90.8	72
Tran et al. [15]	R12	0.20-0.77	0.83	2.46	66.3-300	7.5-59.4	59
Kew and Cornwell [16]	R141b	0.00-0.90	0.10	2.87, 3.69	188, 212	9.7-90	67
Bao et al. [17]	R11	0.01-0.64	0.29-0.47	1.95	167-560	52-125	81
	R123	0.01-0.68	0.35-0.51	1.95	167-452	30-125	80
Kuwahara et al. [18]	R134a	0.01-0.66	0.88	0.84	525	15.6	15
Satoh et al. [19]	R134a	0.22-0.91	0.41	0.51, 1.12, 3.1	150,300	12-29	75
Yamashita et al. [20]	CO_2	0.01-0.85	5.00	1.02	300-1000	30-50	62
Li et al. [21]	R32	0.28-0.86	1.28	2.00	200	4-24	44
	R1234yf	0.22-0.92	0.51	2.00	100-400	6-24	91
Enoki et al. [1]	R410A	0.05-0.95	1.09	1.00	30-400	2-24	287
Yokoyama et al. [22]	NH_3	0.03-0.78	0.43	1.00	100	20	132
Wu et al. [23]	R32	0.13-0.65	1.28	2.00	300	10	14
Longo et al. [24]	R1234ze(E)	0.11-0.74	0.31	4.00	200	20	15
Sempértegui-Tapia et al. [25]	R600a	0.06-0.26	0.55	1.10	400	35	5
	R1234ze(E)	0.04-0.29	0.60	1.10	500	25-35	12
						Total	1111



図①.1.2-5　確信度と予測誤差の関係

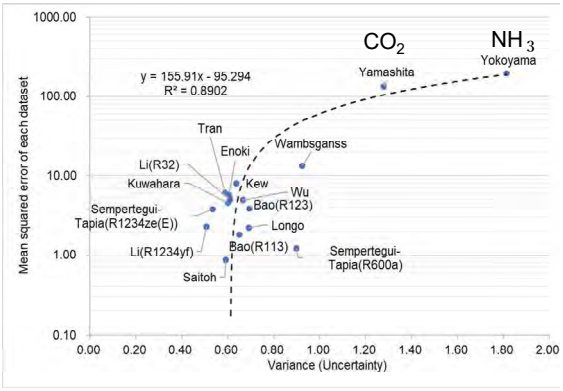
表①. 1. 2-2　予測精度の評価方法

Source	*N*	%	Zhang	Saitoh	Enoki	AI	Proporsal
Wambsganss		*SD*	21.1	27.1	17.7	**8.6**	**8.4**
2.92 mm	72	*R20*	55.6	55.6	68.1	**95.8**	**98.6**
R 113		*R30*	83.3	75.0	94.4	**100.0**	**98.6**
Tran		*SD*	17.0	17.1	6.2	**6.0**	**5.9**
2.46 mm	59	*R20*	71.2	66.1	**100.0**	**100.0**	**100.0**
R 12		*R30*	96.6	98.3	**100.0**	**100.0**	**100.0**
Kew		*SD*	32.7	22.8	15.6	**8.0**	**6.7**
2.87-3.69 mm	67	*R20*	35.8	62.7	82.1	**100.0**	**98.5**
R 141b		*R30*	56.7	82.1	98.5	**100.0**	**100.0**
Bao		*SD*	25.1	21.1	**15.8**	**4.7**	**4.7**
1.95 mm	81	*R20*	32.1	48.1	**79.0**	**100.0**	**100.0**
R 113		*R30*	72.8	**91.4**	**100.0**	**100.0**	**100.0**
Bao		*SD*	27.6	**15.1**	16.7	**4.0**	**4.0**
1.95 mm	80	*R20*	25.0	**86.3**	71.3	**100.0**	**100.0**
R 123		*R30*	67.5	**96.3**	**100.0**	**100.0**	**100.0**
Kuwahara		*SD*	24.3	27.2	23.4	**9.6**	**9.2**
0.84 mm	15	*R20*	53.3	33.3	26.7	**100.0**	**93.3**
R 134a		*R30*	73.3	80.0	**93.3**	**100.0**	**100.0**
Saitoh		*SD*	18.8	18.8	10.9	**5.8**	**5.1**
0.51-3.1mm	75	*R20*	73.3	76.0	**93.3**	**100.0**	**93.5**
R 134a		*R30*	85.3	**89.3**	**100.0**	**100.0**	**100.0**
Yamashita		*SD*	16.0	13.7	12.3	**11.3**	**9.9**
1.02 mm	62	*R20*	74.2	87.1	**90.3**	**93.5**	**93.5**
CO_2		*R30*	95.2	**96.8**	**96.8**	**100.0**	**100.0**
Li		*SD*	22.8	35.5	**14.6**	**12.8**	**11.3**
2 mm	44	*R20*	59.1	40.9	90.9	**96.9**	**93.2**
R 32		*R30*	81.8	52.3	93.2	**95.5**	**97.7**
Li		*SD*	19.3	22.9	11.9	**5.6**	**4.8**
2 mm	91	*R20*	65.9	68.1	91.2	**98.9**	**100.0**
R 1234yf		*R30*	**84.6**	78.0	**100.0**	**100.0**	**100.0**
Enoki		*SD*	34.9	28.5	9.3	**7.8**	**5.5**
1 mm	287	*R20*	22.3	58.2	**97.2**	96.9	**99.0**
R 410A		*R30*	50.5	70.0	**99.7**	**100.0**	**100.0**
Yokoyama		*SD*	30.9	47.8	18.9	**11.8**	**8.3**
2 mm	132	*R20*	31.8	0.0	65.9	**92.4**	**99.2**
NH_3		*R30*	48.5	8.3	87.9	**99.2**	**100.0**
Wu		*SD*	44.6	13.1	17.2	**8.5**	**5.8**
2 mm	14	*R20*	0.0	85.7	78.6	**92.9**	**100.0**
R 32		*R30*	0.0	**100.0**	**85.7**	**100.0**	**100.0**
Longo		*SD*	18.3	19.0	18.7	**8.1**	**9.7**
4 mm	15	*R20*	80.0	53.3	60.0	**100.0**	**93.3**
R 1234ze(E)		*R30*	86.7	**100.0**	**100.0**	**100.0**	**100.0**
Sempértegui		*SD*	16.8	15.2	12.9	**11.9**	**8.8**
1.1 mm	5	*R20*	80.0	80.0	80.0	**89.4**	**100.0**
R 600a		*R30*	**100.0**	**100.0**	**100.0**	**100.0**	**100.0**
Sempértegui		*SD*	22.4	18.0	17.4	**10.1**	**7.0**
1.1 mm	12	*R20*	50.0	66.7	75.0	**100.0**	**100.0**
R 1234ze(E)		*R30*	91.7	**100.0**	**100.0**	**100.0**	**100.0**
		SD	27.8	27.8	14.0	**8.3**	**7.0**
Total	1111	*R20*	42.8	56.2	84.2	**96.8**	**100.0**
		R30	67.7	72.8	97.3	**99.7**	**100.0**

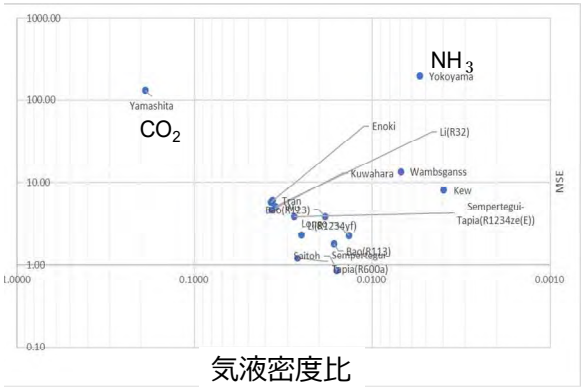
赤は最高値，　青は次点値

〈まとめ〉

深層学習とガウス過程回帰を組合せた、伝熱係数予測モデルを構築した。既存手法よりも高い精度で予測できるとともに、その予測の確信度についても、高い精度で出力できることが評価実験により確認できた。このことは、今後の解析に大きな意味をもつ。人工知能 AI 単体のみでは出力値はブラックボックスで、なぜそのように精度高くモデルを評価できるかは人間には分からない。しかし、今回の手法でガウス過程回帰によって、科学的な信頼性を定量的に評価できるという点が最大の特徴である. 図①.1.2-6 には、各研究者のデータセットを訓練から外した場合の新手法の確信度を示していて、右側ほど不確かさが大きいことを示す。つまり、Yokoyama らの NH_3 や Yamashita らの CO_2 のデータを外して深層学習させた場合は、学習セットが不十分で信頼性にかけることを意味する。例えば気液二相流の熱伝達で非常に重要となってくる気液密度比を横軸に整理して図①.1.2-7 に示すが、信頼性の欠ける要素となるのは物性では気液密度比が非常に大きな NH_3 や CO_2 であることがわかる。



図①.1.2-6　各研究者のデータセットを訓練から外した場合の新手法の確信度



図①.1.2-7　冷媒の物性値である気液密度比を横軸にした場合の新手法の確信度

これは、今後の研究者が大量のデータからどのようなデータを用いて整理式を構築すべきかを指し示す良い指標となる。つまり、一般化された整理式を構築するために必要となる確かなデータを新手法では提案することが可能であるため、例えば今回であれば、気液密度比が非常に熱伝達に及ぼす影響が大きいことを示すデータとして使い、物理現象の把握と整理式の構築に役立てていくことが可能となる。最終的には人間と人工知能が協力しあって伝熱整理式や圧力損失の整理式を構築する時代が到来する日も近いかもしれない。

これからの開発研究では、この新手法を用いた整理式構築に重点を置いていく予定である。一方で、冷媒が異なることによる物性というパラメータがいかに重要か理解できた。単一冷媒であれば、多少のリークなどによって物性の変化はないといえる、つまり熱交換器の性能に影響は与えないが、混合冷媒となれば、物性変化に伴う性能の違いがとても重要となってくる。そこで、冷媒物性の影響を定量的に検討するために、プール沸騰による伝熱面における物性を高精度のガスクロマトグラフ質量分析計を用いて高精度に分析可能な実験装置を開発することとした。これについては、①.2 現象究明実験の章で説明する。

①.1.3 熱交換器～ドライアウトポイント予測

熱交換器の冷媒側の伝熱では、ドライアウト後の熱伝達率が低下した領域が熱交換器全体の性能に大きな影響を与えるが、これまでに十分な理論的解明がなされてこなかったため、運転状態が大きく変動する冷凍空調機器の性能予測には問題があった。そこで、変分原理をベースとした熱力学的分析によって、環状流の破断点の分析を行った。従来は、ドライアウト開始点は、環状流の液膜厚さが熱的に消滅するポイントとされてきた。しかし、環状流は、どこまでも薄くなるはずはなく、どこかで破断するわけである。その破断面をプリコジンの非平衡熱力学の原理に基づき、プロセスのエントロピー生成率が最小化となる点として導出することとした。これにより、ボイド率と気液界面における気液の流速によって、エネルギー散逸率を比較することにより、ドライアウトポイントの理論的な導出を可能とする。

＜エネルギー評価＞

チャンネルの単位断面積当りエネルギー量は式①.1.3-1 により定量化される。その際、各 E_k、 E_G、 E_i E_σは運動、ポテンシャル、内部、表面張力を表す。A と Sは各チャンネルの断面積と隣接相間の外形である。σは表面張力を表す。

$$e_{tot}=\frac{1}{A}\dot{E}_{tot}=\frac{1}{A}\left(\dot{E}_k+\dot{E}_\sigma+\dot{E}_i+\dot{E}_G\right)=$$

$$=\frac{1}{A}\left(\frac{1}{2}\dot{m}_g u_g^{\ 2}+\frac{1}{2}\dot{m}_l u_l^{\ 2}+S_{ls}u_{ls}\sigma_{ls}+S_{sg}u_{sg}\sigma_{sg}+S_{gl}u_{gl}\sigma_{gl}+\dot{m}_g U_g+\dot{m}_l U_l+\dot{m}_g gy_{G,g}+\dot{m}_l gy_{G,l}\right) \quad (①.1.3\text{-}1)$$

さらに、上記式(①.1.3-1)で示す式を整理するために、表①.1.3-1 と式(①.1.3-2)にリストされた代表変数(‘で表示)と無次元変数(*で表示)を導入する。

表①.1.3-1　無次元数

$S'=2\pi r$	$\rho'=\rho_l$	$u'=\frac{G}{\rho_l}$	$\rho_k^*=\frac{\rho_k}{\rho'}$	$A_k^*=\frac{A_k}{A'}$	$y_{G,k}^*=\frac{y_{G,k}}{y_G'}$	$u_k^*=\frac{u_k}{u'}$
$A'=\pi r^2$	$\sigma'=\sigma_{gl}$	$D_h=\frac{4A'L'}{S'}$	$S_{i,j}^*=\frac{S_{i,j}}{S'}$	$\sigma_{i,j}^*=\frac{\sigma_{i,j}}{\sigma'}$	$U_k^*=\frac{U_k}{U'}$	$\mu^*=\frac{\mu_k}{\mu'}$

$$\frac{e_{tot}}{\rho' u'^3}=\frac{1}{2}\left(\rho_g^* A_g^* u_g^{*3}+\rho_l^* A_l^* u_l^{*3}\right)+\frac{S'u'\sigma'}{\rho' A' u' u'^2}\left(S_{ls}^* u_{ls}^* \sigma_{ls}^*+S_{sg}^* u_{sg}^* \sigma_{sg}^*+S_{gl}^* u_{gl}^* \sigma_{gl}^*\right)$$

$$+\frac{U'}{u'^2}\left(\rho_g^* A_g^* u_g^* U_g^*+\rho_l^* A_l^* u_l^* U_l^*\right)+\frac{gy_G'}{u'^2}\left(\rho_g^* A_g^* u_g^* y_{G,g}^*+\rho_l^* A_l^* u_l^* y_{G,l}^*\right) \quad (①.1.3\text{-}2)$$

抽出された無次元数は次のように定義される。

$$We=\frac{\rho' D_h u'^2}{\sigma'} \qquad Fr=\frac{u'}{\sqrt{gD_h}} \qquad \Theta=\frac{U'}{u'^2} \quad (①.1.3\text{-}3)$$

式(①.1.3-4)は、チャンネル断面積当り無次元総括エネルギーで物理的に最重要な式となる。

$$\varepsilon=\frac{e_{tot}}{\rho' u'^3}=\frac{1}{2}\left(\rho_g^* A_g^* u_g^{*3}+\rho_l^* A_l^* u_l^{*3}\right)+\frac{4}{We}\left(S_{ls}^* u_{ls}^* \sigma_{ls}^*+S_{sg}^* u_{sg}^* \sigma_{sg}^*+S_{gl}^* u_{gl}^* \sigma_{gl}^*\right)$$

$$+\Theta\left(\rho_g^* A_g^* u_g^* U_g^*+\rho_l^* A_l^* u_l^* U_l^*\right)+\frac{1}{Fr^2}\left(\rho_g^* A_g^* u_g^* y_{G,g}^*+\rho_l^* A_l^* u_l^* y_{G,l}^*\right) \quad (①.1.3\text{-}4)$$

もし断熱水平管が低液流量の Weber 数(高い表面張力流体もしくは小さいサイズの通路等)の条件下で検討すると、内部エネルギーと重力ポテンシャルエネルギーは安定な流れ形態の達成に大きい影響を持つと想定される。したがって、管の単位断面積当りエネルギーは流れの運動エネルギーと表面張力エネルギーの合計として定式化される。

$$\varepsilon=\frac{e_{tot}}{\rho' u'^3}=\frac{1}{2}\left(\rho_g^* A_g^* u_g^{*3}+\rho_l^* A_l^* u_l^{*3}\right)+\frac{4}{We}\left(S_{ls}^* u_{ls}^* \sigma_{ls}^*+S_{sg}^* u_{sg}^* \sigma_{sg}^*+S_{gl}^* u_{gl}^* \sigma_{gl}^*\right)$$

$$=\frac{1}{2}\left\{\rho_g^* \alpha u_g^{*3}+\rho_l^* (1-\alpha) u_l^{*3}\right\}+\frac{4}{We}\left(S_{ls}^* u_{ls}^* \sigma_{ls}^*+S_{sg}^* u_{sg}^* \sigma_{sg}^*+S_{gl}^* u_{gl}^* \sigma_{gl}^*\right) \quad (①.1.3\text{-}5)$$

ボイド率はαで、xは乾き度である。そして、$A_l^*=A_l/A'=1-\alpha$、 $S_{gl}^*=\beta D/4$、 $\rho_g^*=\rho_g/\rho_l$、and $\rho_l^*=1$ である。

小さいサイズの管内部に質量流速 G、乾き度 x、ボイド率 a を持つ定常気液流量は圧力 P を持つ飽和状態であると設定する。さらに、気液の速度場は一定平均値 u_l と u_g として記述される。表面張力σ_{sl}、 σ_{gl}、、σ_{sg}は 3 つの界面に沿って一定である。$\alpha = A_g/A$ というボイド率の定義を導入し、気液速度が式(①.1.3-6)により導出される。

$$u_l=\frac{\dot{m}_l}{\rho_l A_l}=\frac{G(1-x)}{\rho_l(1-\alpha)} \qquad u_g=\frac{\dot{m}_g}{\rho_g A_g}=\frac{Gx}{\rho_g \alpha} \quad (①.1.3\text{-}6)$$

上記式を平衡無次元の形としてまとめると以下ようになる。

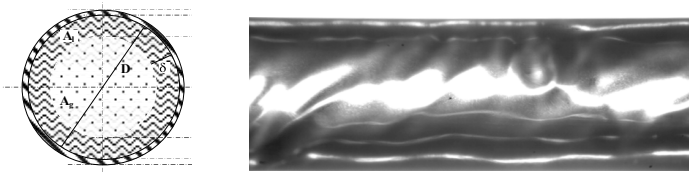
$$u_g^* = \frac{u_g}{u'} = \frac{\rho_l x}{\rho_g \alpha} \qquad u_l^* = \frac{u_l}{u'} = \frac{1-x}{1-\alpha} \qquad (①.1.3\text{-}7)$$

気液界面でのせん断応力バランスが Awad と Muzychka (2005)から与えられるとすれば、界面速度 $u_{i,j}$ は半径方向への平均速度の粘性荷重線形関数となる。気液界面でのスリップなしの条件は固・液体と固・気体の境界へ適用される。

$$\varepsilon = \frac{1}{2}\left\{\rho_g^* \alpha u_g^{*3} + \rho_l^* (1-\alpha) u_l^{*3}\right\} + \frac{4}{We}\left(S_{gl}^* u_{gl}^* \sigma_{gl}^*\right) \qquad (①.1.3\text{-}8)$$

＜環状流＞

図①.1.3-1 は定常飽和状態で小サイズの径 D の管に流れる単純な環状流(蒸気層に液が流入しない)を表す。



図①.1.3-1　3mm 管内の環状流の流動状況

流れの形態に関して、ボイド率αと界面濃度βは、流量、乾き度、質量流速が与えられたときに定義される。例えば、図①.1.3-1 に示す形状は、αと S_{gl} (式(①.1.3-9))間の直接な関係を結び付けるためにボイド率を定義することにより適用される。

$$\delta = r\left(1-\sqrt{\alpha}\right) \qquad S_{gl} = 2\pi(r-\delta) = 2\pi r\sqrt{\alpha} \qquad (①.1.3\text{-}9)$$

これにより、式(①.1.3-10)は次のようになる。

$$S_{gl,a}{}^* = \frac{S_{gl,a}}{S'} = \frac{\pi D\sqrt{\alpha}}{\pi D} = \sqrt{\alpha} \qquad (①.1.3\text{-}10)$$

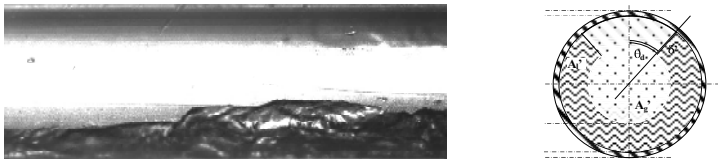
さらに、無次元の形として相間の界面流速は式(①.1.3-11)として定義される。

$$u_{gl,a}{}^* = \frac{u_{gl,a}}{u'} = \frac{\frac{\mu_l}{\mu_g}\alpha^{3/2}(1-x) + \frac{\rho_l}{\rho_g}(1-\alpha)\left(1-\sqrt{\alpha}\right)x}{\alpha(1-\alpha)\left[\frac{\mu_l}{\mu_g}\sqrt{\alpha} + \left(1-\sqrt{\alpha}\right)\right]} \qquad (①.1.3\text{-}11)$$

<ドライアウト開始>

局所的乾き面を有する流動様相の単純形状は図①.1.3-2 に示す。そして、固体壁 *WD* の濡れ部分を記述するための基本パラメータは式(①.1.3-12)により与えられる。

$$WD = \frac{2r(\pi - \theta_d)}{2r\pi} = \frac{\pi - \theta_d}{\pi} \qquad (①.1.3\text{-}12)$$



図①.1.3.2　3mm 管の部分濡れ現象とその簡易表現

ボイド率の定義より、

$$\delta = r\left(1-\sqrt{1-\frac{1-\alpha}{WD}}\right) \quad , \quad 1-\alpha \le WD \le 1 \qquad (①.1.3\text{-}13)$$

この流動様相に関して、無次元気液界面 S_{gl}^*は式(①.1.3-14)で示される。

$$S_{gl,s}^{\ *} = \frac{S_{gl,s}}{S'} = \frac{D\left[1+(\pi WD-1)\sqrt{1-\frac{1-\alpha}{WD}}\right]}{\pi D} = \frac{1}{\pi}+\frac{(\pi WD-1)}{\pi}\sqrt{1-\frac{1-\alpha}{WD}} \qquad (①.1.3\text{-}14)$$

液とガス相の間の無次元界面流速は，次のようになる。

$$u_{gl,s}^{\ *} = \frac{u_{gl,s}}{u'} = \frac{\left(\frac{\mu_l}{\mu_g}\frac{1-x}{1-\alpha}-\frac{\rho_l}{\rho_g}\frac{x}{\alpha}\right)\sqrt{1-\frac{1-\alpha}{WD}}+\frac{\rho_l}{\rho_g}\frac{x}{\alpha}}{\left(\frac{\mu_l}{\mu_g}-1\right)\sqrt{1-\frac{1-\alpha}{WD}}+1} \qquad (①.1.3\text{-}15)$$

＜結果＞

理想的な環状流の定常ボイド率は管(式(①.1.3-16))の単位断面積におけるエネルギーから導出される。

$$\varepsilon_a = \frac{1}{2}\left\{\rho^{*2}\frac{x^3}{\alpha^2}+\frac{(1-x)^3}{(1-\alpha)^2}\right\}+\frac{4}{We}\sqrt{\alpha}\frac{\mu^*\alpha^{3/2}(1-x)+\rho^*(1-\alpha)\left(1-\sqrt{\alpha}\right)x}{\alpha(1-\alpha)\left[\mu^*\sqrt{\alpha}+\left(1-\sqrt{\alpha}\right)\right]} \qquad (①.1.3\text{-}16)$$

$$\frac{\partial\varepsilon_a}{\partial\alpha}=0, \quad \frac{\partial^2\varepsilon_a}{\partial\alpha^2}\ge 0, \quad 0\le\alpha\le 1 \qquad (①.1.3\text{-}17)$$

最終的には、次式が導出される。

$$\alpha_0 = \varphi\left(\frac{\rho_g}{\rho_l},\frac{\mu_g}{\mu_l},x,S_{gl}(\beta,D),We\right) \qquad (①.1.3\text{-}18)$$

同様のアプローチを用い、固体表面の部分ドライアウトを有する系のエネルギーは式(①.1.3-19)のようにボイド率αと管表面の濡れ部分を定義するパラメータ *WD* によって定義される。最終的なボイド率と濡れ部分は、式(①.1.3-21)で定義されたエネルギー要素を最小化することにより求められる。

$$\varepsilon_s = \frac{1}{2}\left\{\rho^{*2}\frac{x^3}{\alpha^2}+\frac{(1-x)^3}{(1-\alpha)^2}\right\}+\frac{4}{We}\left[\frac{1}{\pi}+\frac{(\pi WD-1)}{\pi}\sqrt{1-\frac{1-\alpha}{WD}}\right]\frac{\left(\mu^*\frac{1-x}{1-\alpha}-\rho^*\frac{x}{\alpha}\right)\sqrt{1-\frac{1-\alpha}{WD}}+\rho^*\frac{x}{\alpha}}{\left(\mu^*-1\right)\sqrt{1-\frac{1-\alpha}{WD}}+1} \qquad (①.1.3\text{-}19)$$

$$\begin{cases}\dfrac{\partial\varepsilon_s}{\partial\alpha}=0, \quad \dfrac{\partial^2\varepsilon_s}{\partial\alpha^2}\ge 0, \quad 0\le\alpha\le 1\\ \dfrac{\partial\varepsilon_s}{\partial WD}=0, \quad \dfrac{\partial^2\varepsilon_s}{\partial WD^2}\ge 0, \quad WD_{\min}(\alpha)\le WD\le 1\end{cases} \qquad (①.1.3\text{-}20)$$

次の条件下で、

$$\frac{\partial^2\varepsilon_s}{\partial WD^2}\frac{\partial^2\varepsilon_s}{\partial\alpha^2}-\left(\frac{\partial^2\varepsilon_s}{\partial WD\partial\alpha}\right)^2>0 \quad , \quad \frac{\partial^2\varepsilon_s}{\partial WD^2}>0 \quad and \quad \frac{\partial^2\varepsilon_s}{\partial\alpha^2}>0 \qquad (①.1.3\text{-}21)$$

最終的には、以下のようになる。

$$\alpha_0 = \varphi_1\left(\frac{\rho_g}{\rho_l},\frac{\mu_g}{\mu_l},x,S_{gl}(\beta,D),We\right) \qquad WD_0 = \varphi_2\left(\frac{\rho_g}{\rho_l},\frac{\mu_g}{\mu_l},x,S_{gl}(\beta,D),We\right) \qquad (①.1.3\text{-}22)$$

<フローパターンマップ>

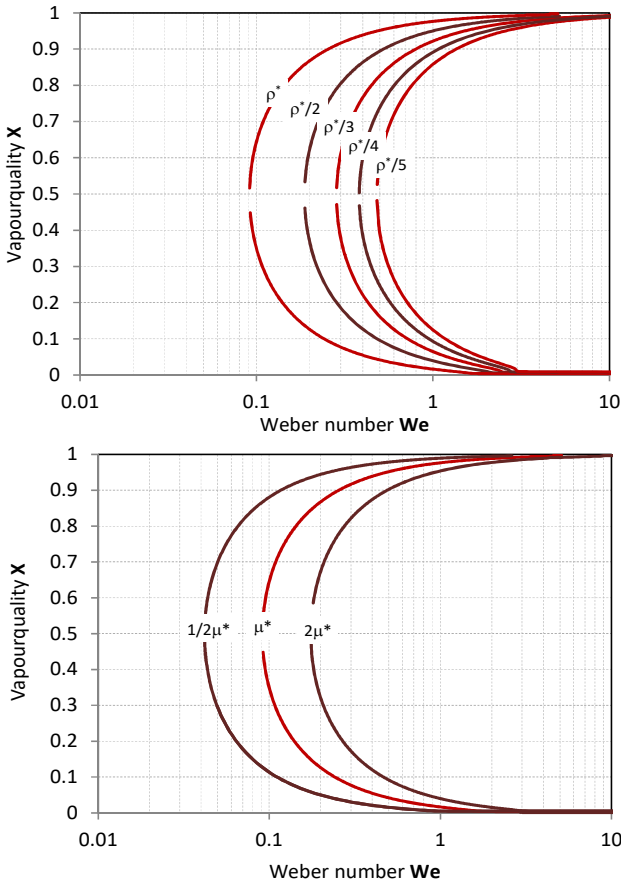
慣性と粘性物性(μ、ρ)に加えて、二相流のフローパターンは流体界面の表面張力(σ)、濡れ特性、配管形状(D)、相対流速、界面構造(β_a、 β_s)に依存される。このように多数の関連パラメータが影響するため、実験的に求められたフローマップは、極めて限定的な流動条件でしか妥当と言えない。本研究では、フローマップを明確とする各流動状態の限界値を導出することができ、環状流から乾き面を有する領域へ移動するポイントすなわちドライアウトポイントは、上記の２つの流動状態のエネルギーが等しくなる点として式(①.1.3-23)により計算される。

$$\varepsilon_a\left(\alpha_{a,0}\right)=\varepsilon_s\left(\alpha_{a,0},WD_0\right) \qquad (①.1.3\text{-}23)$$

最後に、次式が得られる。

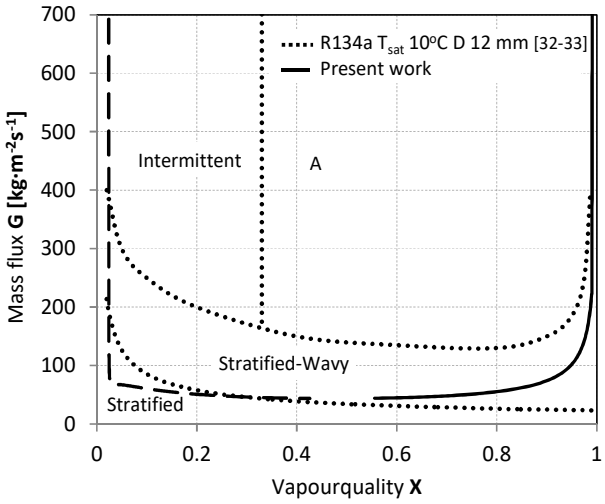
$$x_0=\varphi_3\left[\rho^*,\mu^*,S_{gl,a}\left(\beta_a,D\right),S_{gl,s}\left(\beta_s,D\right),We\right] \qquad (①.1.3\text{-}24)$$

モデルの検証としてパラメータ分析を行った結果を次に示す。図①.1.3-3 は液とガス相の密度比ρ^*と粘性比μ^*を変化し得られた各転移線を示す。



図①.1.3-3 ドライアウト遷移点に密度と粘度が与える影響

Revellin と Thome (2007)による流動状態遷移線と本研究で得られた遷移線を定性的に比較した結果を図①.1.3-4 に示す。



図①.1.3-4　本研究の結果と従来研究(Revellin and Thome (2007))の比較

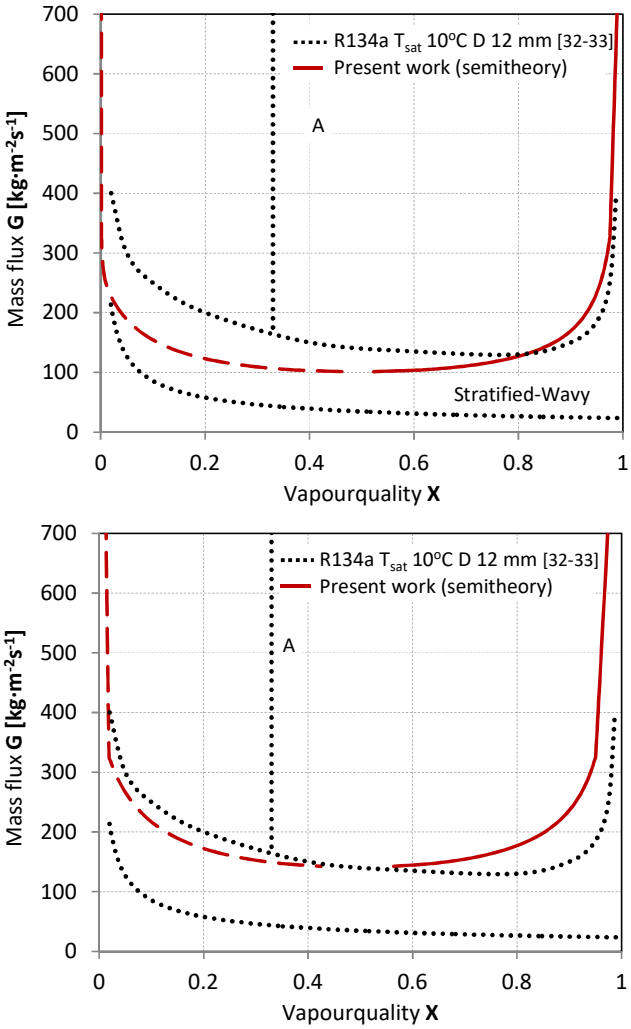
半理論式の構築

気液界面の幾何学的形状の補正をすることでより実験結果の正しい予想が可能となる。特にここでは、Cs なる補正係数を加えることとする。これは、ドライアウト開始時における液側の波や接触角等の予測が極めて困難な現象を制するものである。

$$\varepsilon_s = \frac{1}{2}\left\{\rho^{*2}\frac{x^3}{\alpha^2}+\frac{(1-x)^3}{(1-\alpha)^2}\right\}+\frac{4C_s}{We}\left[\frac{1}{\pi}+\frac{(\pi WD-1)}{\pi}\sqrt{1-\frac{1-\alpha}{WD}}\right]\frac{\left(\mu^*\frac{1-x}{1-\alpha}-\rho^*\frac{x}{\alpha}\right)\sqrt{1-\frac{1-\alpha}{WD}}+\rho^*\frac{x}{\alpha}}{(\mu^*-1)\sqrt{1-\frac{1-\alpha}{WD}}+1}$$

(①.1.3-25)

その結果、次のようにそれぞれの領域でよい一致をみる遷移域線を導出することが可能となる。



図①.1.3-5　本研究の半理論結果と従来研究(Revellin and Thome (2007))の比較

以上のように環状流から、乾き面が生じる流動状態へ遷移するドライアウト点を非平衡熱力学の観点から導出することができた。今後は、実験とともに更なる論理的分析を通じて、解析結果のさらなる高精度や妥当性検証を進めていく。

（参考文献）

1. Awad M.M., and Muzychka, Y.S., Bounds on two-phase flow: Part II Void fraction in circular tubes, Proceedings of the International Mechanical Engineering Congress and Exposition, IMECE200581543, Orlando, Florida, 2005.
2. Revellin R. and Thome J.R., A new type of diabatic flow pattern map for boiling heat transfer in microchannels, J. Micromech. Microeng., 17, pp. 788-796, 2007.

①.1.4 熱交換器～冷媒充填量予測

冷媒充填量については、今後可燃性冷媒が増えていく中で、冷媒充填量の低減は、メーカー各社にとって非常に重要な問題であるため、その予測がきちんとできる式を明確化してほしいとの多くの要望があった。現状では、冷媒充填量は、条件によっては、2倍ほどのもなる大きな予測誤差が生じているためである。冷媒充填量を予測する場合には、熱交換器内での予測ができていないことが最大の問題であることをメーカー各社が認識しているところである。しかし、予測ができる式がないため、気液速度比等の物理的根拠のない係数を適当に変更することにより、無理やり合わせこみを行っているような状況である。

そこで、熱交換器の冷媒充填量は、ボイド率の予測が可能となれば、容易に計算を行うことができる。そこで、従来から提案されているボイド率の予測式を用いて現行冷媒や次世代冷媒に対して予測を行い、比較検討をした結果を示す。予測式は、式(①.1.4-1)～(①.1.4-3)、表①.1.4-1に示す。

スリップ比モデル(SR)

$$\alpha = \left[1 + S\left(\frac{1-\chi_{ae}}{\chi_{ae}}\right)\left(\frac{\rho_G}{\rho_L}\right)\left(\frac{\mu_L}{\mu_G}\right)\right]^{-1} \qquad (①.1.4\text{-}1)$$

なお、分離流モデル(SF)は次式となる。

$$\alpha = \alpha(X_{tt})$$

$$X_{tt} = \left(-\frac{dP}{dz}\right)_L \Big/ \left(-\frac{dP}{dz}\right)_G = \left(\frac{1-\chi}{\chi}\right)^{0.9}\left(\frac{\rho_G}{\rho_L}\right)^{0.5}\left(\frac{\mu_L}{\mu_G}\right)^{0.1} \qquad (①.1.4\text{-}2)$$

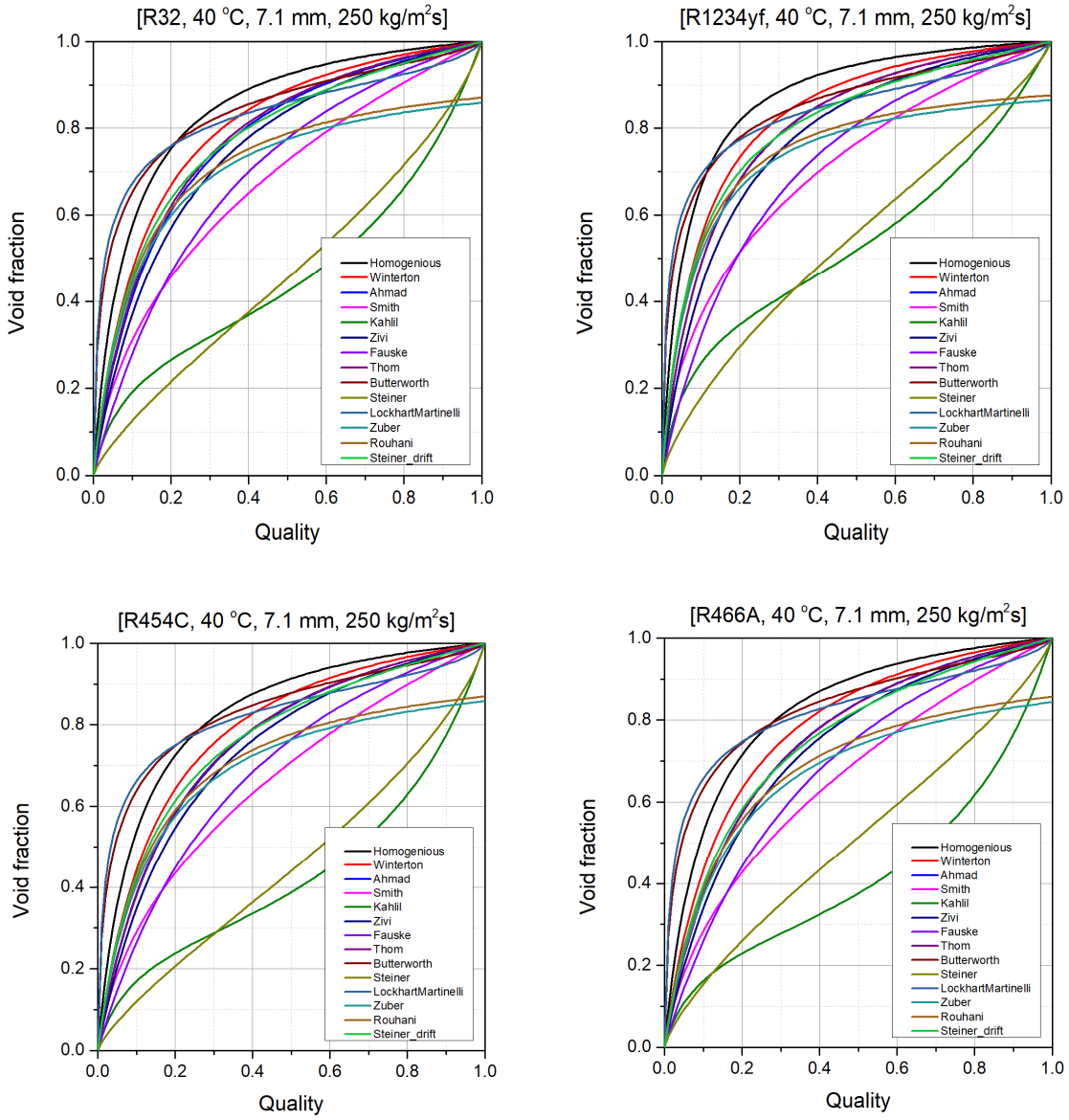
ドリフトフラックスモデル(DF)は次式となる。

$$\alpha = \frac{\chi}{\rho_G}\left[C_0\left(\frac{\chi}{\rho_G} + \frac{1-\chi}{\rho_L}\right) + \frac{V_{Gj}}{G}\right]^{-1} \qquad (①.1.4\text{-}3)$$

表①.1.4-1　従来から提案されている各種ボイド率モデル

モデル		モデル	相関式に必要な係数等
SR	(a)	Homogeneous	$S = 1, l = 1, m = 1, n = 0$
	(b)	Winterton	$S - 0.93\left(\frac{\mu_L}{\rho_G}\right)^{0.11} + 0.07\left(\frac{\mu_L}{\rho_G}\right)^{0.561}$ $l = 1, m = 1, n = 0$
	(c)	Ahmad	$S = \left(\frac{\rho_L}{\rho_G}\right)^{0.208}\left(\frac{GD}{\mu_L}\right)^{-0.016}$ $l = 1, m = 1, n = 0$
	(d)	Smith	$S = e + (1-e)\left\{\frac{\frac{\rho_L}{\rho_G} + e\left(\frac{1-\chi_{ae}}{\chi_{ae}}\right)}{1 + e\left(\frac{1-\chi_{ae}}{\chi_{ae}}\right)}\right\}$ $e = 0.4, l = 1, m = 1, n = 0$
	(e)	Khalil	$S = 3 + 27.3\chi_{ae}, l = 1, m = 1, n = 0$
	(f)	Zivi	$S = 1, l = 1, m = 2/3, n = 0$
	(g)	Fauske	$S = 1, l = 1, m = 0.5, n = 0$
	(h)	Thom	$S = 1, l = 1, m = 0.89, n = 0.18$
	(i)	Butterworth	$S = 0.28, l = 0.64, m = 0.36, n = 0.07$
	(j)	Steiner	$S = 8.5\left(\frac{G^2}{\rho_L^2 Dg}\right)^{0.4}$ $l = 0.8, m = 0.8, n = 0$
SF	(k)	Lockhart	$\alpha - 1 - \left(1 + \frac{31}{X} + \frac{1}{X^2}\right)^{-0.42}$ $X = \left(-\frac{dP}{dz}\right)_L \Big/ \left(-\frac{dP}{dz}\right)_G = \left(\frac{1-\chi}{\chi}\right)^{0.9}\left(\frac{\rho_G}{\rho_L}\right)^{0.5}\left(\frac{\mu_L}{\mu_G}\right)^{0.1}$
DF	(l)	Zuber	$C_0 = 1.13$ $V_{Gj} = 1.41(g\sigma(\rho_L - \rho_G))^{0.25}$
	(m)	Rouhani	$C_0 = 0.12(1.54\ @low\ mass\ flow)$ $V_{Gj} = 1.18\left\{\frac{\sigma g(\rho_L - \rho_G)}{\rho_L^2}\right\}^{0.25}$
	(n)	Steiner	$C_0 = 1 + 0.12(1-\chi)$ $V_{Gj} = 1.18(1-\chi)\left\{\frac{\sigma g(\rho_L - \rho_G)}{\rho_L^2}\right\}^{0.25}$

計算結果を図①.1.4-1 に示す。ここでは，様々な冷媒のクオリティとボイド率の関係を示している。この図からも相関式にはかなりの差異があるため、やはり実験も含めて慎重に分析する必要があることがわかる。



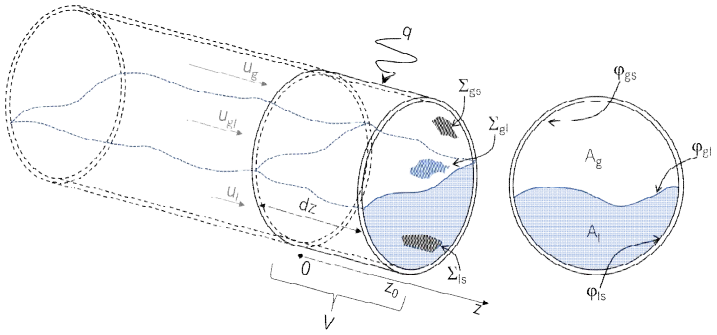
図①.1.4-1 次世代冷媒を含めた様々な冷媒に対するボイド率の関係式の比較

ボイド率については、実験的解釈を含むものが多く、理論的にきちんと導出されたものが少ないことが大きな誤差を生む要因と考え、論理的にボイド率の相関式の導出を試みた。二相流問題では、運動方程式、エネルギー方程式、連続方程式を境界条件のもと直接解析することは、困難である。このため、変分原理と単純化した幾何学的仮定を設定して、数学的定式化を実現することとする。

Duhem (Kondepudi and Prigogine、 2014)により 20 世紀に始まった熱力学への現代的なアプローチでは、不可逆課程におけるエントロピー生成の定量的分析が進められてきた。そこで、ここでも、現代熱力学的な新たな方法論を導入する、すなわち、エントロピー生成率の極値(極大値もしくは極小値)に向かって系の構成を示す変分原理を適用することにより、その定式化を試みる。

<二相流のエントロピー生成>

図①.1.4-2 に示す円管に与えられた全質量流量は，検査体積 V(式(①.1.4-4))の断面における相界面面積Σ_{ij}と関係している。



図①. 1. 4-2 円管内の気液の状態と変数の考え方

$$V(z_0)=\int_{\Omega} dV=\int_0^{z_0}\left(A_l+A_g\right)dz \qquad \Sigma(\varepsilon,z_0)=\int_{\Omega} d\Sigma=\int_0^{z_0}\varphi_{ij}\,dz \tag{①. 1. 4-4}$$

添え字 g,l,s はある境界面を記述する各相を表す(g "ガス", l "液", s "固体")。ここで、ボイド率ε (Eq. 1.2)(もしくは、境界面密度β_{ij})は式(①. 1. 4-5)で示される。

$$\varepsilon=\frac{A_g}{A}=\frac{A_g}{A_g-A_l} \qquad \beta_{ij}=\frac{\varphi_{ij}}{A} \tag{①. 1. 4-5}$$

二相流において一定の熱伝達率ω_q (式(①. 1. 4-6))の条件下で、入口乾き度を x, 入口圧力を P_{sat}, この飽和温度を T_{sat} とし、慣性項と重力項を無視すると熱力学第１法則は次のように記述される。

$$\frac{\omega_q}{m_t}=dh_{tp}^{'}(S,V) \tag{①. 1. 4-6}$$

境界相での熱は次のように決定される。(Meier, 2014)

$$dH_{tp}\left(S,V,\Sigma_{ij}\right)=dH_{tp}^{'}\left(S,V\right)+\left(\sigma-T\frac{\partial\sigma}{\partial T}\right)d\Sigma_{ij} \tag{①. 1. 4-7}$$

流体曲面のカーブ R が小さいとの仮定のもと(R > 1 μm)、差分 U_{tp} は次式となる。

$$dU_{tp}=\frac{\partial U}{\partial S}dS+\frac{\partial U}{\partial V}dV+\frac{\partial U}{\partial \Sigma_{ij}}d\Sigma_{ij}=TdS-pdV+\sigma_{ij}d\Sigma_{ij}, \qquad d\Sigma_{ij}=d\varphi_{ij}dz \tag{①. 1. 4-8}$$

また、エンタルピーは気液境界面でのキャピラリー現象を含み次のように定義される。

$$dH_{tp}=T_{sat}dS_{tp}+V_{tp}dp_{tp}+\sigma_{ij}d\Sigma_{ij}\Rightarrow dh_{tp}=T_{sat}ds_{tp}+v_{tp}dp_{tp}+\frac{\sigma_{ij}}{\rho_{tp}}d\beta_{ij} \tag{①. 1. 4-9}$$

ここで、

$$d\beta_{ij}=\frac{d\varphi_{ij}}{dA}=\frac{d\varphi_{ij}dz}{dAdz}=\frac{d\Sigma_{ij}}{dV} \tag{①. 1. 4-10}$$

となり、

$$ds_{tp}=\frac{dh_{tp}}{T_{sat}}-\frac{v_{tp}}{T_{sat}}dp_{tp}-\frac{\sigma_{ij}v_{tp}}{T_{sat}}d\beta_{ij} \tag{①. 1. 4-11}$$

と整理される。式(①.1.4-12)は内部エントロピー密度(管内部体積流量当りエントロピー)を表す。反面、方程式(①.1.4-13)はスリップなしの条件(u_{sl}=0, u_{sg}=0)のときに得られるエントロピー密度である。

$$d\varsigma_{tp}=\frac{\rho_{tp}dh_{tp}}{T_{sat}}-\frac{dp_{tp}}{T_{sat}}-\frac{\sigma_{ij}}{T_{sat}}d\beta_{ij} \tag{①. 1. 4-12}$$

$$\varsigma_{\mathrm{int}}=\frac{d\varsigma_{tp}}{dt}=\frac{\rho_{tp}u_{tp}}{T_{sat}}\frac{dh_{tp}}{dz}-\frac{u_{tp}}{T_{sat}}\frac{dp_{tp}}{dz}-\frac{\sigma_{gl}u_{gl}}{T_{sat}}\frac{d\beta_{gl}}{dz} \tag{①. 1. 4-13}$$

検査体積 dVに関する積分は内部エントロピーの変化率を導出する。

$$\dot{S}_{\text{int}} = \frac{\dot{m}_t}{T_{sat}} dh_{tp} + \frac{\dot{m}_t v_{tp}}{T_{sat}} \left(-dp_{tp}\right) - \frac{\sigma_{gl} u_{gl}}{T_{sat}} d\varphi_{gl} \qquad (①.1.4\text{-}14)$$

外部エントロピー変化率は熱伝達量により次のように決定される。

$$\dot{S}_{ext} = \frac{\dot{\omega}_q}{T_w} \qquad (①.1.4\text{-}15)$$

最終的には、熱力学第１法則に従い、局所エントロピー生成率が次のように導出される。

$$\dot{S}_{gen} = \dot{S}_{\text{int}} - \dot{S}_{ext} = \frac{\dot{\omega}_q}{T_{sat}} + \frac{\dot{m}_t v_{tp}}{T_{sat}} \left(-dp_{tp}\right) - \frac{\partial \sigma_{gl}}{\partial T} u_{gl} d\varphi_{gl} - \frac{\dot{\omega}_q}{T_w} \qquad (①.1.4\text{-}16)$$

ここで、

$$q = \alpha(\varepsilon)\Delta T = \frac{\dot{\omega}_q}{\varphi dz} \qquad T_w = T_{sat} - \Delta T \qquad (①.1.4\text{-}17)$$

式(①.1.4-.16)は通常の流れ状況を考慮($\Delta T << T_{sat}$)し、次のように再整理される。

$$\dot{S}_{gen} = \frac{\dot{\omega}_q \Delta T}{T_{sat}^2 \alpha} + \frac{\dot{m}_t v_{tp}}{T_{sat}} \left(-dp_{tp}\right) - \frac{\partial \sigma_{gl}}{\partial T} u_{gl} d\varphi_{gl} \qquad (①.1.4\text{-}18)$$

そして、エントロピー密度生成は次式で与えられる。

$$\dot{\varsigma}_{gen} = \frac{q^2 \varphi}{T_{sat}^2 \alpha(\varepsilon) A} + \frac{\dot{m}_t v_{tp}}{T_{sat} A} \left(- \frac{dp_{tp}}{dz}(\varepsilon) \right) - \frac{\partial \sigma_{gl}}{\partial T} u_{gl} \frac{d\beta_{gl}}{dz}(\varepsilon) \qquad (①.1.4\text{-}19)$$

<プリゴジーン理論による変分式>

熱力学的平衡状態を外れた場合に、オンサガーの相反定理における“線形応答理論”やプリゴジーン（Prigogine, 1961)の最小エントロピー生成理論は、エントロピー生成密度が一連の普遍的な熱力学ポテンシャルを表すことを示している。

$$\frac{\partial \dot{\varsigma}_{gen}}{\partial \varepsilon} = 0 \qquad (①.1.4\text{-}20)$$

これにより、熱伝達率$\alpha(\varepsilon)$、圧力勾配、界面速度 $u_{gl}(\varepsilon)$、界面構造$\varphi_{gl}(\varepsilon)$ もしくは$\beta(\varepsilon)$の表現に関して必要な条件が与えられると、概念的に局所ボイド率もしくは局所界面付近の密度の定常分配として現象を記述することができる。

<クラス 1: 熱流束一定の条件での対称環状流>

熱流束一定の条件で理想的に分離された対称的な環状流を考慮してみると漸近法の仮定下で摩擦による圧力勾配は単相摩擦圧力勾配により表現される。そして、下限は相間相互作用が無視できる条件下で予測できる。

$$\left.\frac{\partial p}{\partial z}\right)_{tp} = \left.\frac{\partial p}{\partial z}\right)_{l} + \left.\frac{\partial p}{\partial z}\right)_{g} + \left.\frac{\partial p}{\partial z}\right)_{m} \qquad (①.1.4\text{-}21)$$

十分に発達した粘性流の場合には、せん断応力の関数と異なる相間の境界拡張関数として管単位長さ当りの圧力降下が示される。

$$-\frac{dp_l}{dz} = \tau_{wl} \frac{\varphi_i}{A} \qquad -\frac{dp_g}{dz} = \tau_{gl} \frac{\varphi_i}{A} \qquad (①.1.4\text{-}22)$$

直径 D の配管に関する Darcy Weisbach 式により、せん断応力は次のように計算される。

$$\tau_{wl} = f_l \frac{\rho_l u_l^2}{2} \qquad \tau_{gl} = f_g \frac{\rho_g u_{gl}^2}{2} \qquad (①.1.4\text{-}23)$$

ここで、平均気液速度は次のようになる。

$$u_g = \frac{Gx}{\rho_g \varepsilon} \qquad u_l = \frac{G(1-x)}{\rho_l (1-\varepsilon)} \qquad u_{gl} = \left| u_g - u_l \right| \qquad (①.1.4\text{-}24)$$

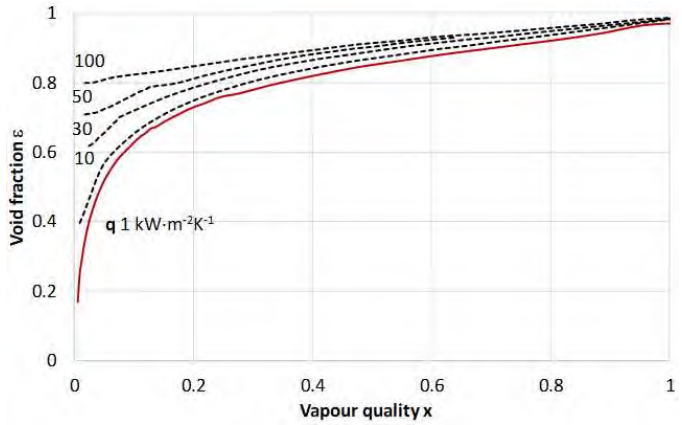
気液界面でのせん断応力が Awad and Muzychka (2005)により与えられるとすると、界面流速は半径方向への平均流速の粘度加重線形関数から求められる。

$$u_{gl} = \frac{\mu_l \phi_g u_l + \mu_g \phi_l u_g}{\mu_l \phi_g + \mu_g \phi_l} \qquad (①.1.4\text{-}25)$$

剛体界面でのスリップなし条件は、固体・液体と気体・固体の境界条件における$\mu_s >> \mu_l$の条件として与えられる。

$$\varsigma_{gen} A = \frac{q^2 \varphi}{T_{sat}^2 \alpha} + \frac{32\pi G^2}{T_{sat}} \left\{ v_l^2 \mu_l \frac{(1-x)^2}{(1-\varepsilon)^3} + \mu_g \left[\frac{v_g x}{\varepsilon} - \frac{v_g (1-x)}{1-\varepsilon} \right]^2 \right\} + \frac{G\pi D^2}{4T_{sat}} \left(\frac{1}{\rho_l} \frac{du_l}{dz} + \frac{1}{\rho_g} \frac{du_g}{dz} \right) - \frac{\partial \sigma_{gl}}{\partial T} u_{gl} \frac{d\left(\pi D \sqrt{\varepsilon}\right)}{dz} \qquad (①.1.4\text{-}26)$$

図①.1.4-3 は熱流束の変化がボイド率に与える影響を示したものとなる。簡易なフローパターンとするために設定された仮定は、仮定をはずれた環状流領域特性を有する乾き度と質量流速には適用できないことに注意が必要である。



図①.1.4-3 外部熱流束の影響

<クラス 2：断熱・結合・分岐チャンネルにおいての対称挙動の環状流>

断熱された管における環状流領域において、単位管長さ当りにエントロピー生成率は次のようになる。

$$\varsigma_{gen} A = \frac{32\pi G^2}{T_{sat}} \left\{ v_l^2 \mu_l \frac{(1-x)^2}{(1-\varepsilon)^3} + \mu_g \left[\frac{v_g x}{\varepsilon} - \frac{v_g (1-x)}{1-\varepsilon} \right]^2 \right\} + \frac{G\pi D^2}{4T_{sat}} \left(\frac{1}{\rho_l} \frac{du_l}{dz} + \frac{1}{\rho_g} \frac{du_g}{dz} \right) - \frac{\partial \sigma_{gl}}{\partial T} u_{gl} \frac{d\left(\pi D \sqrt{\varepsilon}\right)}{dz} \qquad (①.1.4\text{-}27)$$

クラス 3: 断熱された管内部の圧力降下モデル

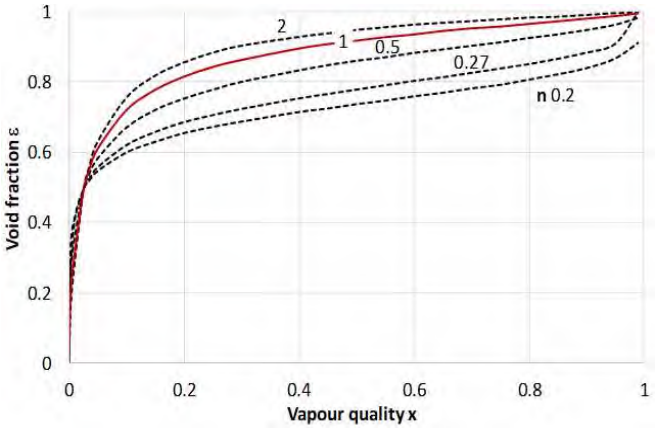
断熱された管における二つの分離相の体積に対するエントロピー密度の統合を考えると、単位管長さ当りエントロピー生成率は次式のようになる。

$$\int_V \varsigma_{\text{int}} dV = \int_{V_g} \varsigma_{\text{int},g} dV + \int_{V_l} \varsigma_{\text{int},l} dV \qquad (①.1.4\text{-}28)$$

したがって、単位管長さ当りエントロピー生成は、次のように整理される。

$$\varsigma_{gen} A = \frac{m_g v_g}{T_{sat}} \frac{-\frac{dp}{dz}_{tp}}{\left[1 + \left(X^2\right)^n\right]^{1/n}} + \frac{m_l v_l}{T_{sat}} \frac{-\frac{dp}{dz}_{tp}}{\left[1 + \left(\frac{1}{X^2}\right)^n\right]^{1/n}} \qquad (①.1.4\text{-}29)$$

このようにして Awad and Butt、 2009 によって示され、Lockhart-Martinelli parameter X (Trela、 2017)の関数としてあらわされた漸近モデルの計算は、可能となる。



図①. 1. 4-4 漸近指数 n の影響

図①. 1. 4-4 はプリゴジーンの理論を利用した結果であり、漸近指数 n があたえる影響を検討している. 一般的には n の値が大きくなると高いボイド率となる。

<クラス 4：Zivi 式の説明>

プリゴジーンの最小エントロピー生成の理論を適用する際に、Zivi (Zivi、 1964))により発表された先行文献において、最小エントロピー生成と最小運動エネルギー流速の曖昧な関係性が疑問視されてきた。 Zivi によるボイド率の表現に到達するために、プリゴジーン理論の適用状況を明確にするために、最小運動エネルギー流速と最小エントロピー生成は同様であるとの条件の中で、必要な仮説を議論する。

毛細管効果を持たない断熱管おいて、二つの分離相の体積に対するエントロピー密度の統合を考慮すると単位チャンネル長さ当りエントロピー生成率は次のように記述される。

$$\dot{\varsigma}_{gen} A = \frac{\dot{m}_l v_l}{T_{sat}}\left(-\frac{dp_l}{dz}(\varepsilon)\right) + \frac{\dot{m}_g v_g}{T_{sat}}\left(-\frac{dp_g}{dz}(\varepsilon)\right) \qquad (①.1.4\text{-}30)$$

圧力勾配が Darcy-Weisbach 式として摩擦界面φ_iに対して与えられた摩擦係数 f として表されるとき、圧力勾配は、界面間の影響なく、一定の管摩擦係数として完全な乱流で理想的に分離された断熱流として表される。

$$-\frac{dp_l}{dz} = \tau_l \frac{\varphi_i}{A} \qquad -\frac{dp_g}{dz} = \tau_g \frac{\varphi_i}{A} \qquad (①.1.4\text{-}31)$$

ここで、せん断応力と平均相流速が次のように示される。

$$\tau_l = f\frac{\rho_l u_l^2}{2} \qquad \tau_g = f\frac{\rho_g u_g^2}{2} \qquad (①.1.4\text{-}32)$$

これにより、次式が得られる。

$$\dot{\varsigma}_{gen} A = \frac{2G^3}{T_{sat}} f\varphi_i \left[\frac{x^3}{\rho_g \varepsilon^2} + \frac{(1-x)^3}{\rho_l (1-\varepsilon)^2}\right] \qquad (①.1.4\text{-}33)$$

この場合に、式(①. 1. 4-33)は Zivi の研究から導出された運動エネルギーに比例し、そして、最小エントロピー生成に対して式(①. 1. 4-34)が導出される。

$$\varepsilon = \frac{1}{1 + \frac{1-x}{x}\left(\frac{\rho_g}{\rho_l}\right)^{\frac{2}{3}}} \qquad (①.1.4\text{-}34)$$

<クラス 5, Zivi 式の拡張>

層流、理想的な分離流、界面相互影響を持たない断熱流であって、与えられた界面摩擦が適用できる場合に、式(①.1.4-35)の層流範囲での Darcy 摩擦係数を使用すると、単位チャンネル長さ当りエントロピー生成率は式(①.1.4-36)のように記述される。これは上記で示された圧力勾配に異なる扱いをした以外には、Zivi により表現された式は適用していないことを示唆している。

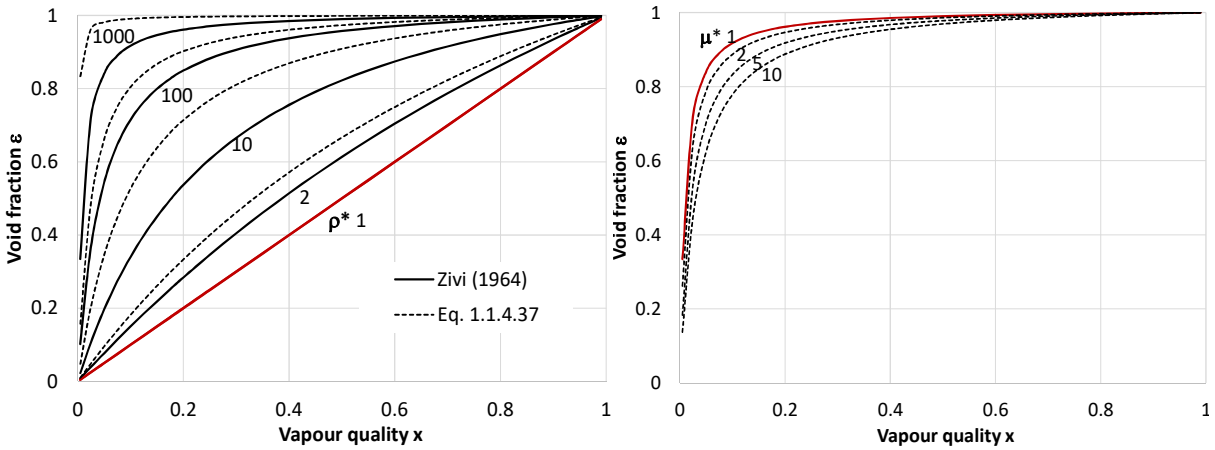
$$f_l = \frac{64}{\mathrm{Re}_l} \qquad f_g = \frac{64}{\mathrm{Re}_g} \tag{①.1.4-35}$$

$$\varsigma_{gen} A = \frac{128 G^2}{T_{sat}} \frac{\varphi_l}{D} \frac{\mu_g}{\rho_g^2} \left[\frac{x^2}{\varepsilon} + \frac{\mu^*}{\rho^{*2}} \frac{(1-x)^2}{(1-\varepsilon)} \right] \tag{①.1.4-36}$$

式(①.1.4-37)は式ボイド率εに関して式(①.1.4-36)を最小化することから得られる。これは気液相間の粘性比率にも関係するスリップ比にも一致する。

$$\varepsilon = \frac{1}{1 + \frac{1-x}{x} \left(\frac{\mu^*}{\rho^{*2}} \right)^{\frac{1}{2}}} \tag{①.1.4-37}$$

このようなアプローチで，ボイド率の変化による定常点は、不可逆流れの定常状態領域にも相当する。図①.1.4-5 は気液相における密度比と粘性比に関する乾き度とボイド率を表す。

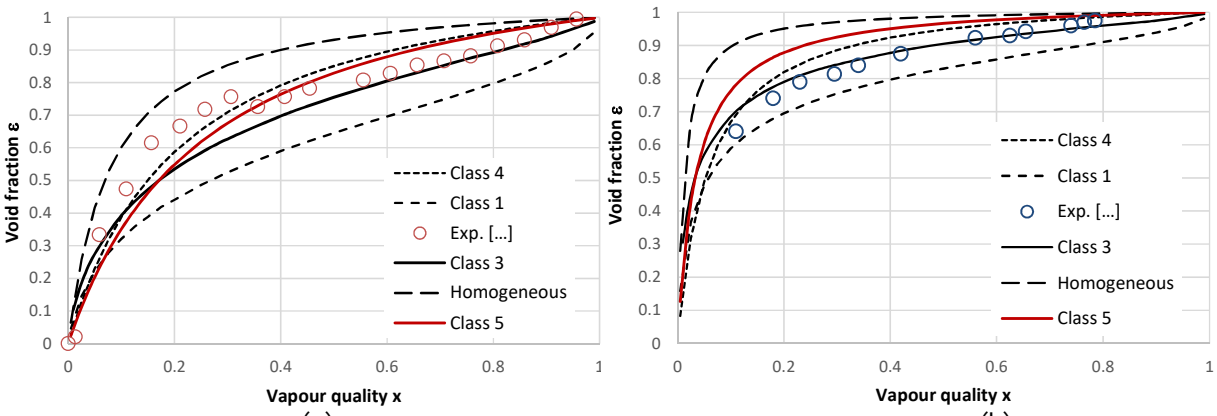


図①.1.4-5　ボイド率への密度と粘性の影響

(飽和水 T_{sat} = 475 °C,質量流速 G = 578 kg·m^{-2}s^{-1})

<異なるクラスと冷媒の比較>

各クラスから得られる結果を比較することにより、プリゴジーン理論に異なる仮定と圧力降下モデルを適用した影響を検討した結果が次の図となる。

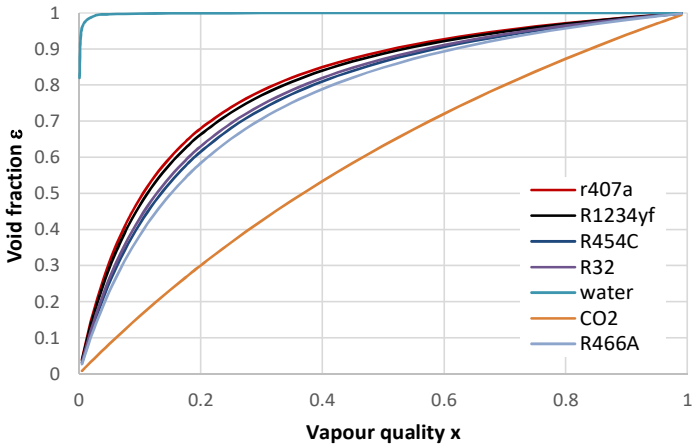


図①. 1. 4-6　実験結果との比較

((a) 飽和状態の R410A　p = 3.1 MPa, D = 3 mm, G = 600 kg·m^{-2}s^{-1}

(b) 水と空気 p=2.2 MPa, D = 15 mm, G = 1000 kg·m^{-2}s^{-1})

信頼性のあるエントロピー生成率の式に基づき、Lochart-Martinelli や層流圧力勾配から導き出した式は、従来から知られている Zivi (1964) によるボイド率の式より高い予測精度が達成できると示されている。また次の図には、様々な冷媒の結果を比較検討している。これらの妥当性については、以降に示すボイド率に関する実験結果と比較することにより検証される。



図①. 1. 4-7 次世代冷媒を含めた様々な冷媒でのボイド率

（参考文献）

1. Awad M.M., and Muzychka, Y.S., Bounds on two-phase flow: Part II Void fraction in circular tubes, Proceedings of the International Mechanical Engineering Congress and Exposition, IMECE200581543, Orlando, Florida, 2005.
2. Awad M.M., and Muzychka, Y.S., Asymptotic Generalizations of the Lockhart–Martinelli Method for Two Phase Flows, J. Fluids Eng., 132(3), (2010), 031302 (12 pages).
3. Kondepudi, D. and Prigogine, I., Modern Thermodynamics: From Heat Engines to Dissipative Structures, Second Edition, (2014), © 2015 John Wiley & Sons, Ltd., Print ISBN:9781118371817.
4. Prigogine, I., Introduction to Thermodynamics of Irreversible Processes, Interscience Publishers, John Wiley & Sons, 2nd Ed., (1961).
5. Trela, M., Kwidzinski, R., Lackowski, M, Generalization of Martinelli-Nelson method of pressure drop calculation in two-phase flows. E3S Web of Conferences. 13. 02006. 10.1051/e3sconf/20171302006, (2017).

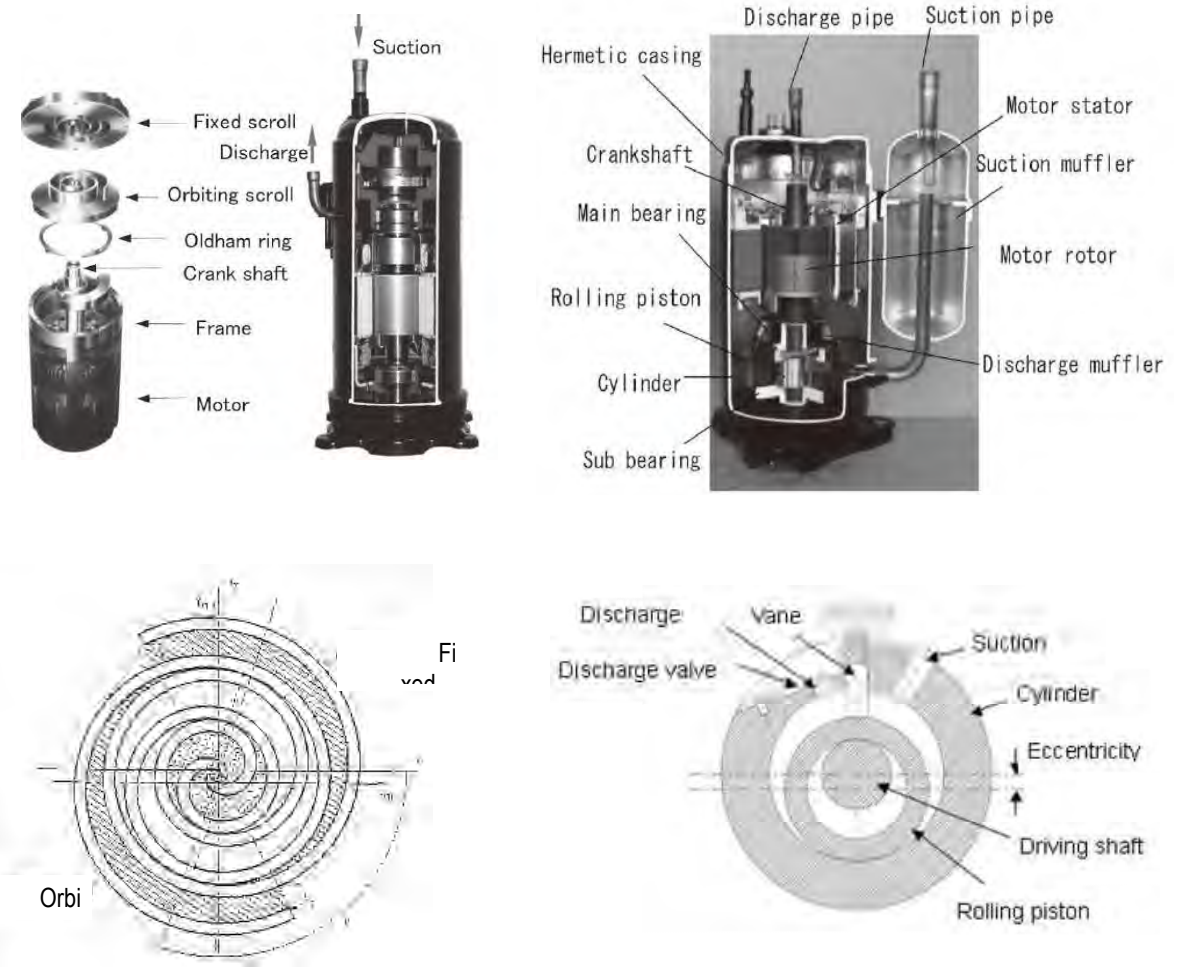
6. Zivi, S.M., Estimation of steady-state steam void-fraction by means of the principle of minimum entropy production, ASME Journal of Heat Transfer, Vol. 86, (1964), pp. 247-251

①.1.5 圧縮機

圧縮機は、システムとしての解析を行うレベルでは、断熱効率や体積効率で簡易に示されることが多い。このような係数を用いると次世代冷媒のように動作流体が次々と変更される場合にはそのたびに多くの実験をして対応せざるを得ない状況である。もちろんメーカーは、詳細なデータを取得することとなるが、取得されたデータを公開することはあり得ない。このため、汎用的な世界的標準となりうるシミュレーション技術の構築を目指すためには、システムレベルの解析にも具体的な圧縮過程や冷媒の漏れ、圧縮機内での熱移動現象、オイルによる冷媒の寝こみ現象等を詳細に解析できるコードを搭載することが必要不可欠である。

ただし、圧縮機の設計レベルまでの数値流体解析まで導入しようとすれば、システム解析は計算時間を考えても実行不可能となってしまう。そこで、圧縮機の設計者とともに十分なディスカッションを行い、次世代冷媒導入に際しても定性的な性能について比較分析できるレベルの数理モデルを決定した。対象とする圧縮機は、スクロール圧縮機と、ロータリー圧縮機のモデル化を進めた。

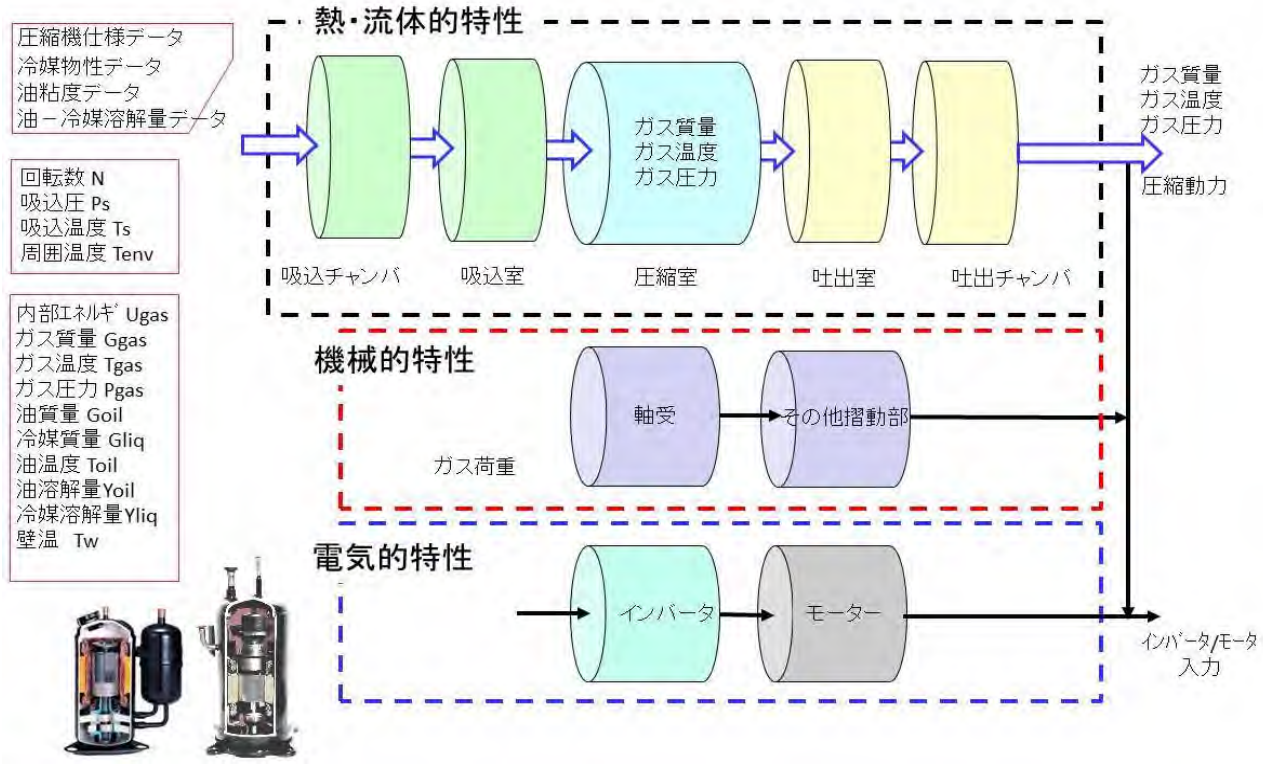
対象とするスクロール圧縮機とロータリー圧縮機を、図①.1.5-1 に示す。いずれも冷媒ガスを吸入して加圧する圧縮機構部、機構部を駆動するモーター、これらを収納する密閉ケーシングから構成されている。冷媒は、閉鎖された吸い込み室、圧縮室、吐出室を通して圧縮がなされ排出される。これらの過程での高圧サイドから低圧サイドへの冷媒の漏れを考慮するとともに、オイルの影響も検討するものとする。



Scroll compressor[4)]　　Rotary Compressor[1)]

図①.1.5-1 Scroll and Rotary type compressor

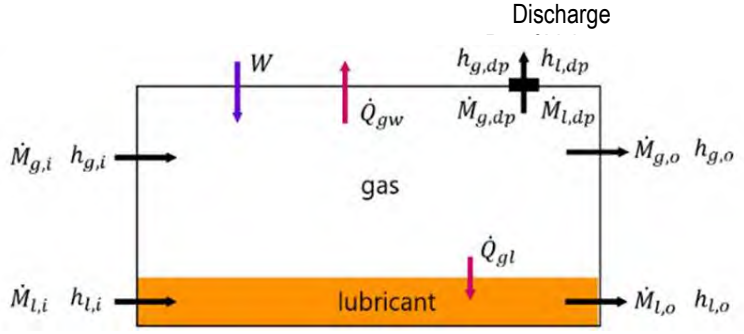
圧縮機のモデリングにおいては、圧縮機内の熱流体的特性と軸受けや摺動部の機械的特性、インバーターやモーターの電気的特性を考慮する必要がある。冷媒の性質に左右される部分は、圧縮機内部で圧縮される冷媒の熱流体特性であるため、この部分のモデリングが主たるものとなる。他の機械的特性、電気特性については、冷媒によって差が生じる部分ではないので、従来と同様に効率等を用いて表すものとする。



図①.1.5-2　圧縮機の構成

①.1.5.1 圧縮室モデル

容積形圧縮機では冷媒を圧縮室に吸込み，その圧縮室に動力を与えて容積を小さくして吐出することにより圧力を高める．冷媒を吸込み，圧縮，吐き出す過程で圧縮室内の状態量は刻一刻と変化する．図①.1.5.1-1 に示す様に圧縮室の容積変化に伴い内部に与えられる仕事，隣接した圧力が異なる室間の漏洩，冷媒と壁面，潤滑油間の伝熱を考慮する．また，冷媒と潤滑油は相変化せず，潤滑油の比容積は圧力によって変化しない．潤滑油は霧状になって均一に冷媒の中に存在しており潤滑油と壁面の熱伝達は無いものとする（壁面との熱の授受は，冷媒が代表して行うものとする）．



図①.1.5.1-1　Compression chamber model

①.1.5.2 基礎式

圧縮室内の冷媒と潤滑油に関してそれぞれエネルギー方程式と連続の式 Eqs. (①.1.5.2-1)-(①.1.5.2-4)が成り立つ.

$$\frac{dM_g u_g}{dt} = \dot{M}_{g,i} h_{g,i} - \left(\dot{M}_{g,out} + \dot{M}_{g,dp}\right) h_{g,o} + \dot{W} - \dot{Q}_{gw} - \dot{Q}_{gl} \qquad (①.1.5.2\text{-}1)$$

$$\frac{dM_l u_l}{dt} = \dot{M}_{l,i} h_{l,i} - \left(\dot{M}_{l,o} + \dot{M}_{l,dp}\right) h_{l,o} + \dot{Q}_{gl} \qquad (①.1.5.2\text{-}2)$$

$$\frac{dM_g}{dt} = \dot{M}_{g,i} - \dot{M}_{g,o} - \dot{M}_{g,dp} \qquad (①.1.5.2\text{-}3)$$

$$\frac{dM_l}{dt} = \dot{M}_{l,i} - \dot{M}_{l,o} - \dot{M}_{l,dp} \qquad (①.1.5.2\text{-}4)$$

①.1.5.3 漏洩

圧縮機内において高圧部から低圧部に，それらを繋ぐ隙間を通じて冷媒ガスや潤滑油が流れ込む．それぞれの圧縮機における圧縮室間の漏洩路を図①.1.5.3-1 に示す.

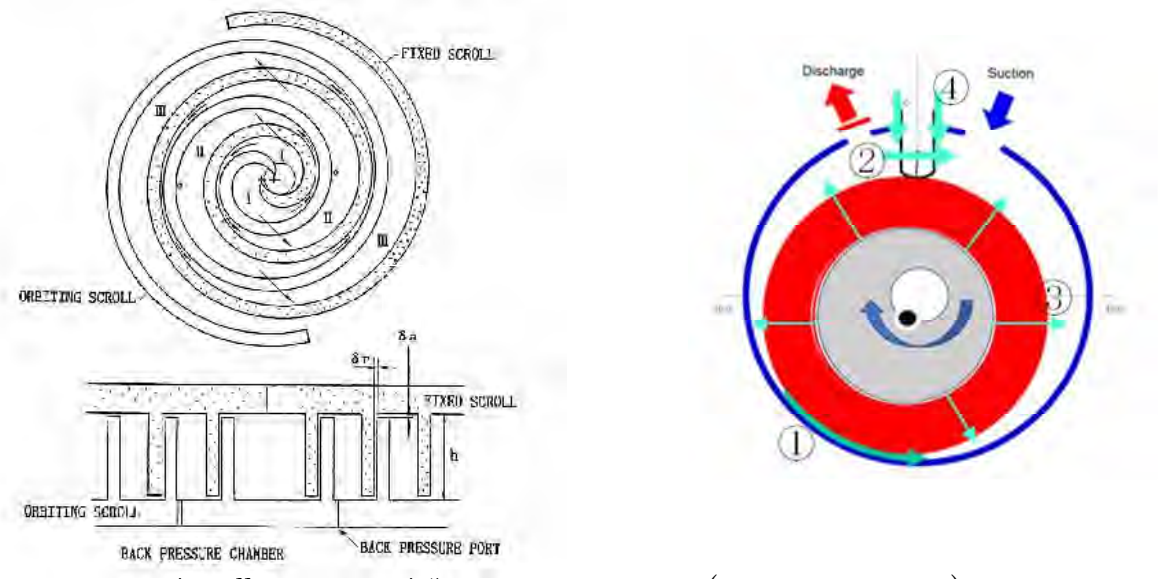
スクロール圧縮機における代表的な漏洩路は

① スクロールラップ上面と相手側スクロールラップ底面との隙間（軸方向隙間 δa）
② スクロールラップ側面の隙間（径方向隙間 δr）

ロータリー圧縮機における代表的な漏洩路は

① ローリングピストンとシリンダとの径方向隙間
② ベーンとシリンダ側面との端面方向隙間
③ ローリングピストンとシリンダ側面との端面方向隙間
④ ベーンとベーン溝との隙間

である.



(scroll compressor) [4] (rotary compressor)

図 ①.1.5.3-1 Leakage pass

漏洩路①②の流れ

高圧側の室から低圧側の室へと潤滑油が混じった冷媒が漏洩路①および漏洩路②を通じて流れ込む．この漏洩は，圧縮性流体の流れ（図 ①.1.5.3-2）として扱う．藤原ら[2]のモデルと同様に，冷媒中に潤滑油が混合物として常に質量割合で含まれ(Eqs. (①.1.5.3-1) (①.1.5.3-2))，冷媒と潤滑油の均質二相流で熱平衡が保たれているとし，みかけの比熱比(Eq. (①.1.5.3-5)を用いて Eq. (①.1.5.3-5)により漏洩量を求める．

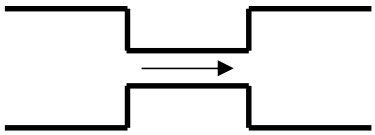


図 ①.1.5.3-2 Nozzle flow (Compressible flow)

$$\dot{M}_g = (1-\varphi)\dot{M} \tag{①.1.5.3-1}$$

$$\dot{M}_l = \varphi\dot{M} \tag{①.1.5.3-2}$$

$$\dot{M} = \begin{cases} cA\sqrt{\dfrac{2\kappa}{\kappa-1}P_1\rho_1\left\{\left(\dfrac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{2}{\kappa}}-\left(\dfrac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}}\right\}} & (P_2 > P_{ch}) \\ cA\sqrt{P_1\rho_1\kappa\left(\dfrac{2}{\kappa+1}\right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa-1}}} & (P_2 \le P_{ch}) \end{cases} \tag{①.1.5.3-3}$$

$$P_{ch} = P_1\left(\frac{2}{\kappa+1}\right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \tag{①.1.5.3-4}$$

$$\kappa = \frac{C_p M_g + C_l M_l}{C_v M_g + C_l M_l} \tag{①.1.5.3-5}$$

漏洩路③④の流れ

一方，ロータリー圧縮機のローリングピストン内側と駆動軸間に供給される潤滑油の一部がローリングピストンとシリンダ側面との端面方向隙間（漏洩路③）を通じて圧縮室内に漏れ込む．また，ベーン背面に作用する潤滑油がベーンとベーン溝との隙間を通じて圧縮室内に漏れ込む（漏洩路④）．これらの隙間を通る潤滑油の流れは粘性流体の流れ（層流）として次式で求める．

$$\dot{M}_l = \frac{b\rho_l}{12L\mu_l}(P_i - P_o)\delta^3 \tag{①.1.5.3-6}$$

①.1.5.4 熱の影響

冷媒と圧縮室壁面，潤滑油との伝熱量はそれぞれEqs. (①.1.5.4-1)，(①.1.5.4-2)により求められる．冷媒と壁面との伝熱面積は圧縮室内側の表面積であり，上面，底面，側面の和を幾何パラメータによって求めることができる．冷媒と壁面の熱伝達率は円管内の強制対流熱伝達の式（Kays[3]）を用いてヌセルト数（Eq. (①.1.5-.4-3)）を求め算出する．

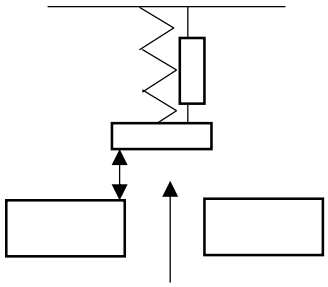
$$\dot{Q}_{gw} = h_{gw}S_{gw}(T_g - T_w) \tag{①.1.5.4-1}$$

$$\dot{Q}_{gl} = h_{gl}S_{gl}(T_g - T_l) \tag{①.1.5.4-2}$$

$$Nu = CRe^m Pr^n (C = 0.022, m = 0.8, n = 0.5) \tag{①.1.5.4-3}$$

①.1.5.5 吐出弁（リリーフ弁）

吐出室から圧縮室への逆流を防ぐ機構である吐出弁は，圧縮室と吐出室の差圧が一定の圧力を超えると開き，吐出室へと冷媒ガスを排出する．モデルを図①.1.5.5-1 に示す．弁の変位は Eq. (①.1.5.5-1)，速度はEq. (①.1.5.5-2)で求められ，開口面積は変位に比例するとする．



$$\frac{dx_V}{dt} = v_V \qquad (①.1.5.5\text{-}1)$$

$$\frac{dv_V}{dt} - \frac{1}{m_V}\left(F_{gv} - \gamma_V v_V - k_V x_V\right) \qquad (①.1.5.5\text{-}2)$$

図①.1.5.5-1　Discharge (Relief) Valve

①.1.5.6 対象冷媒

本研究では R410A とこれに代わる R32，R466A を主要対象冷媒とした．これら冷媒の組成と代表的な性状ならびに表①.1.5.6-1 に示す条件での理論的なサイクルにおける冷凍効果，COP，比熱比，密度を表①.1.5.6-2 に示す．

表①.1.5.6-1 Cycle condition of temperature

Condensing temperature	℃	42
Evaporating temperature	℃	8.5
Super heat	K	5
Sub cool	K	3

表①.1.5.6-2 Properties of refrigerant

Refrigerant	R410A	R32	R466A
Composition (Mass %)	R32/R125 =50/50	R32=100	R32/R125/CF3I =491.1.5/39.5
GWP(AR4)	2090	675	733
Safety classification	A1	A2L	A1
Specific heat ratio	1.38	1.49	1.43
Density(kg･m^{-3})	38.5	27.8	45.8
Cooling effect(kJ･kg^{-1})	165	250	149
Cooling effect(kJ･m^{-3})	6374	6953	6837
Theoretical COP	6.65	6.81	6.71

①.1.5.7　圧縮機シミュレーション

①.1.5.7.1 計算手法

R410A，R32，R466A の冷媒を用いて，家庭用空調機器向け圧縮機を想定したシミュレーションを行い，冷媒物性が圧縮機の特性に及ぼす影響を明らかにする．圧縮機の入口出口の条件を与え，圧縮室が形成されて吸込を開始してから吐出を終了するまでの状態量の変化を微小角度ごとにルンゲクッタ法を用いて MATLAB 上で計算する．なお冷媒の物性値は REFPROP10 を用いて

求める．計算に用いた圧縮機の仕様，計算条件を表 ①. 1. 5. 7-1 に示す．スクロール圧縮機の行程容積は 8.0cc/rev，ロータリー圧縮機の行程容積は 7.25cc/rev とした．

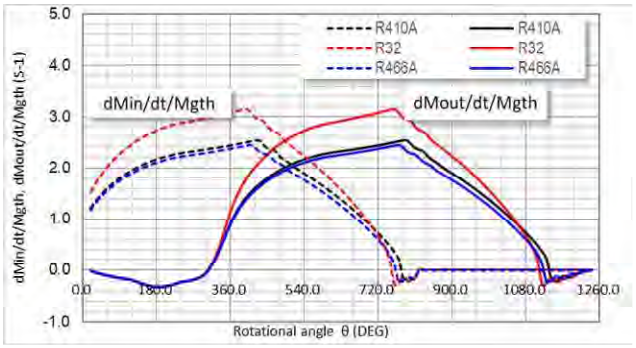
表 ①. 1. 5. 7-1 Specifications of compressor simulation

Displacement volume	cc	scroll 8.0　/ rotary 7 .25
Rotational speed	rps	scroll 50/ rotary60
Evaporating temperature	℃	8.5
Super heat	K	5
Lubricant circulating ratio	%	2.0

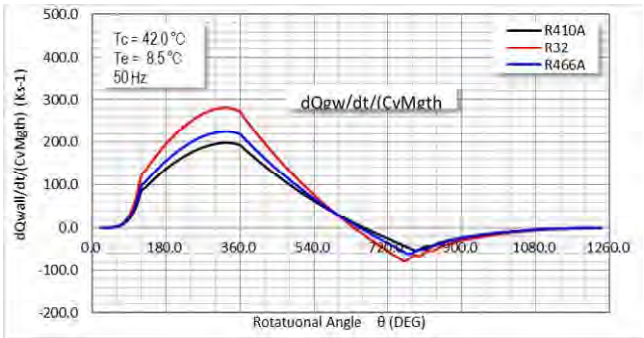
①. 1. 5. 7. 2 シミュレーション結果

(i) 漏洩および伝熱の影響

凝縮温度を 42℃とした際の，スクロール圧縮機における漏洩の影響（漏洩路①）を図①. 1. 5. 7-2 に示す．縦軸は吸込完了時の圧縮室内の冷媒質量に対する漏洩質量流量の割合であり，横軸は吸込開始からの回転角である．また，壁面との伝熱の影響を図①. 1. 5. 7-3 に示す．縦軸は吸込完了時の圧縮室内の冷媒が持つ熱容量に対する伝熱量の割合であり，横軸は吸込開始からの回転角である．

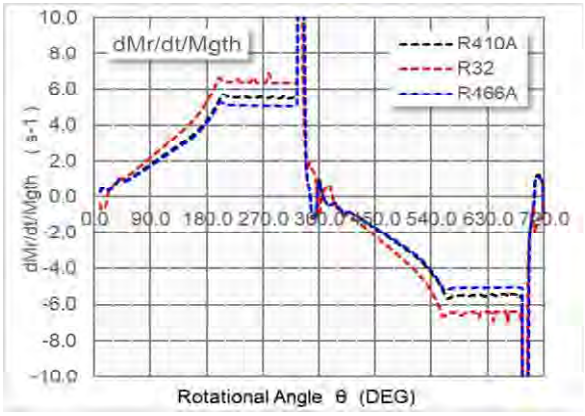


図①. 1. 5. 7-2　Leakage flow rate through leakage path①　(scroll compressor)

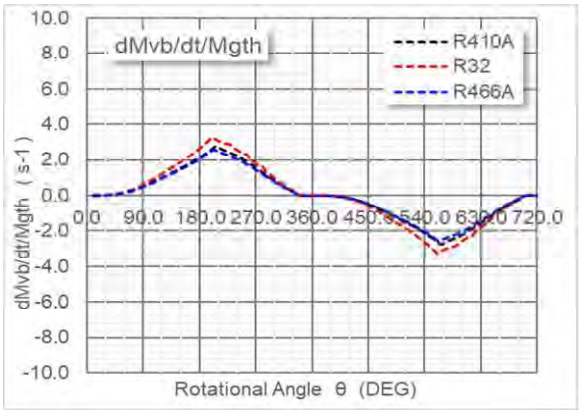


図①. 1. 5. 7-3 Heat transfer between gas and compression chamber wall (scroll compressor.)

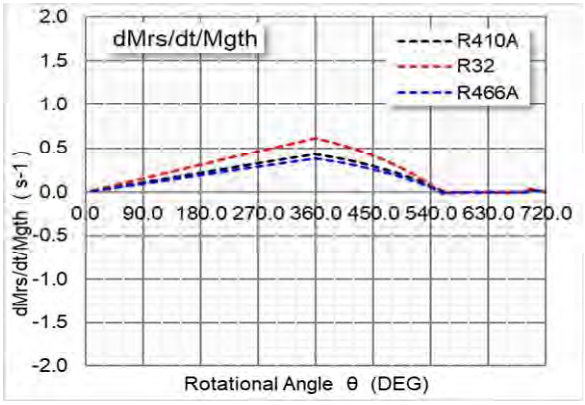
同様にロータリー圧縮機における漏洩の影響（漏洩路①，②，③，④）を図①.1.5.7-4 に，伝熱の影響を図①.1.5.7-5 に示す．



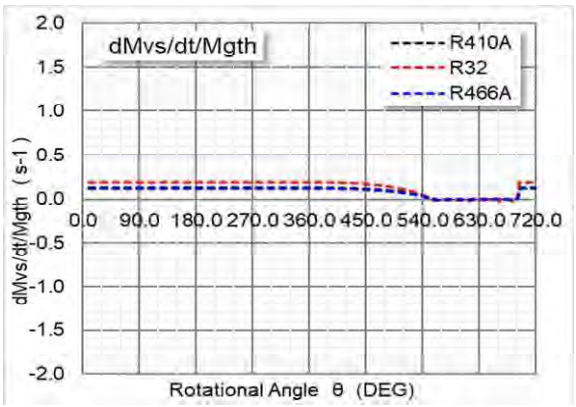
Leakage pass ①



Leakage pass ②

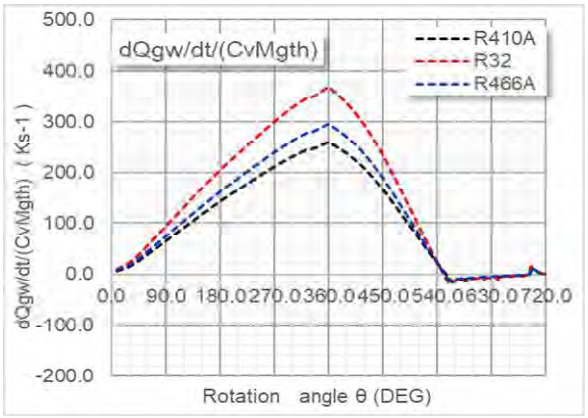


Leakage pass ③



Leakage pass ④

図①.1.5.7-4 Leakage flow rate through 4 different leakage paths (rotary compressor)



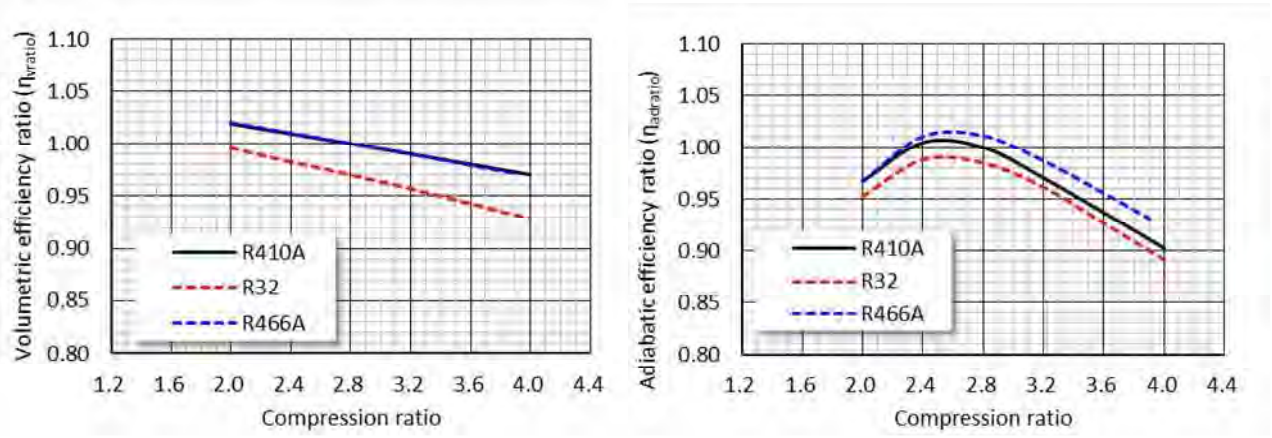
図①.1.5.7-5 Heat transfer between gas and compression chamber wall (rotary compressor)

以上の結果，R32 は R410A や R466A に比べて漏洩と伝熱の影響が大きいことが分かる．これは R32 が他の冷媒に比べ比熱比が大きいこと，密度が小さいことに起因していると考えられる．

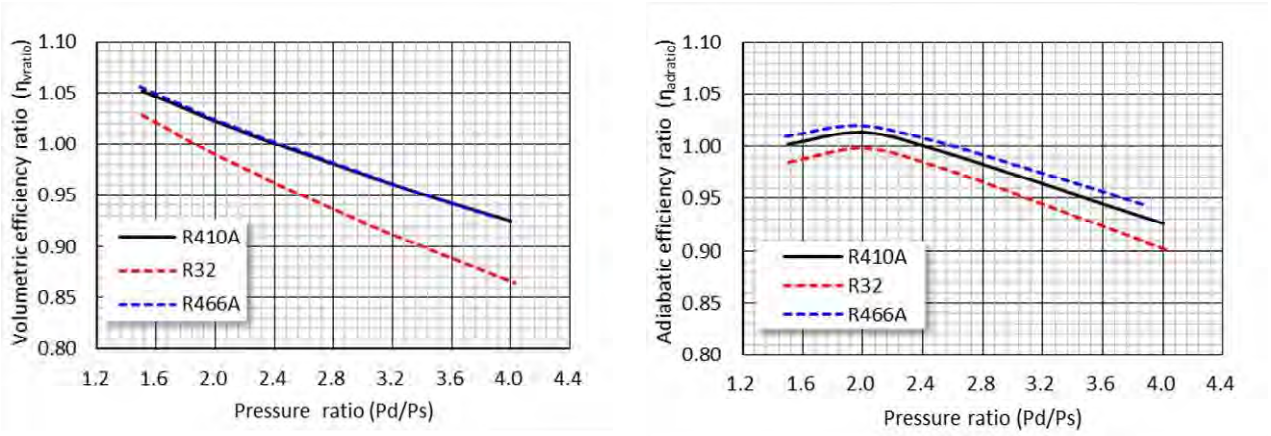
(ii)圧縮機性能（凝縮温度（圧力比）の影響）

蒸発温度（0.08℃）を一定に保ち，凝縮温度を変化（圧力比を変化）させた際の特性を求めた．スクロール圧縮機における体積効率と断熱効率の変化を図①.1.5.7-6 に，ロータリー圧縮機における体積効率と断熱効率の変化を図①.1.5.7-7 に示す．いずれも R410A を用いて圧力比 2.4 において算出された効率との比（相対値）で表す．次いで吸入完了時の冷媒温度，吐出時の冷媒温

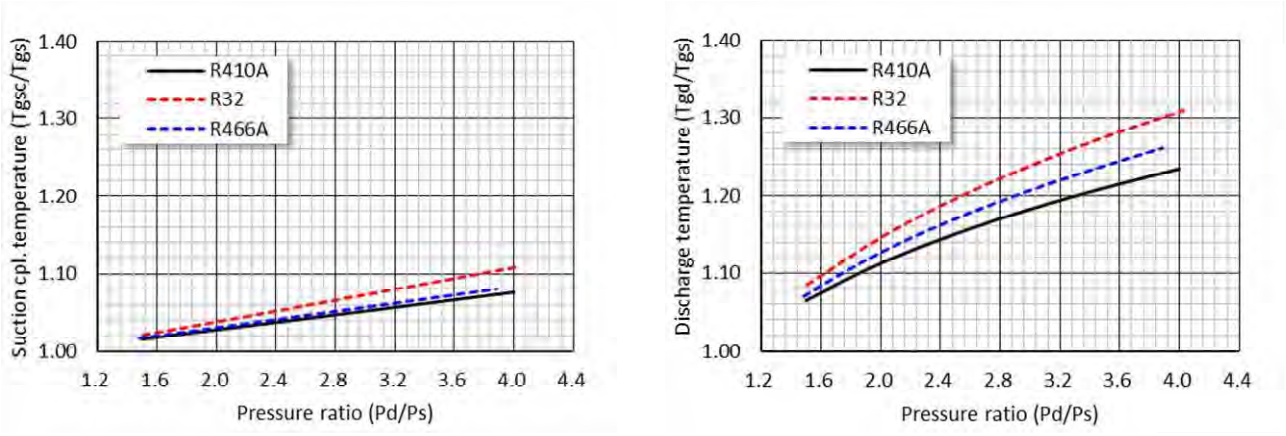
度をロータリー圧縮機の場合を例に，吸入冷媒の温度との比（相対値）として図①. 1. 5. 7-8 に示す.



図①. 1. 5. 7-6　Performance of scroll compressor (50Hz)



図①. 1. 5. 7-7　Performance of rotary compressor (60Hz)



図①. 1. 5. 7-8　Suction cpl. and discharge temperature (rotary comp. 60Hz)

横軸は吸込圧力と吐出圧力の比（圧力比）である．吸込完了時（Suction cpl.）の冷媒温度と吐出時の冷媒温度は圧力比が大きいほど高くなり．体積効率は圧力比が大きくなるにつれ低下する.

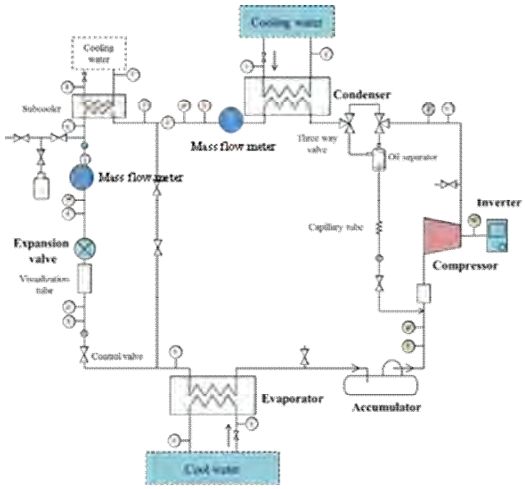
断熱効率はスクロール圧縮機では圧力比が 2.4 前後，ロータリー圧縮機では 2.0 近傍で最大値を示した.

冷媒が R466A の場合，体積効率は R410A とほぼ同等の特性を示し，断熱効率は若干高い結果が得られた．一方 R32 の場合は，R410A と比べていずれの圧縮機においても吸込完了時および吐出時の冷媒温度が高く，体積効率は 2~5%，断熱効率は 1~3%程度低下した．これは他の冷媒に比べ R32 の比熱比が大きいこと，密度が小さいことなどが主因と考えられる.

①.1.5.8 実験による検討

①.1.5.8.1 性能試験装置

図①.1.5.8.1-1 に示す冷媒回路を用いて小型のルームエアコン用スクロール圧縮機およびロータリー圧縮機を駆動して性能試験を行った．R410A，R32 を用いて試験を行うことで冷媒物性の違いによる圧縮機性能の違いを明らかにし，シミュレーション結果との比較を行いモデルの妥当性を検証した.

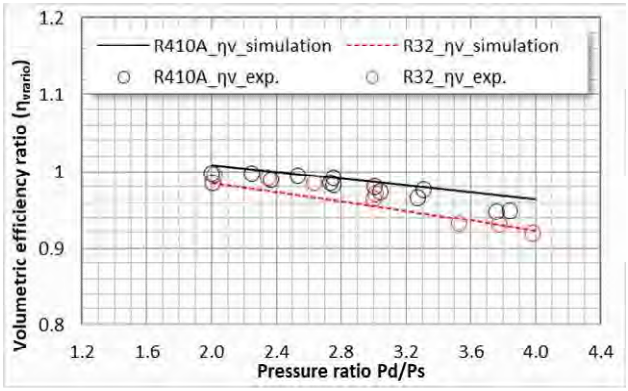


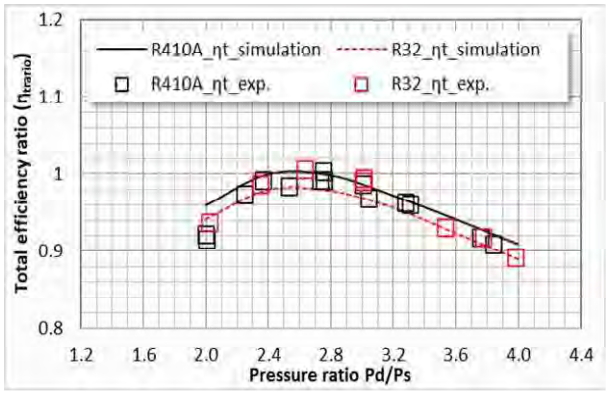
図①.1.5.8.1-1　Compressor test stand

①.1.5.8.2 試験結果

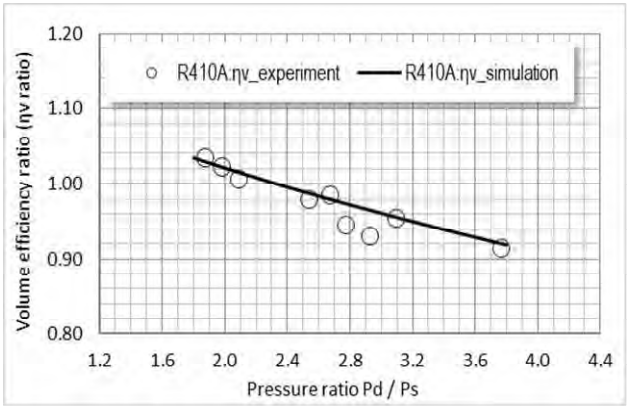
吸入圧力を一定に保ち，吐出圧力を変化させて圧力比をパラメータとして圧縮機の特性を試験した．スクロール圧縮機による R410A と R32 を用いた 50Hz での試験結果を図①.1.5.8.2-1 に，ロータリー圧縮機による R410A を用いた 50Hz での試験結果を図①.1.5.8.2-2 に，R410A と R32 を用いた 60Hz での試験結果を図①.1.5.8.2-3 にシミュレーション結果と共に示す．いずれも R410A を用いて圧力比 2.4 におけるシミュレーションにより算出された効率との比（相対値）で表した.

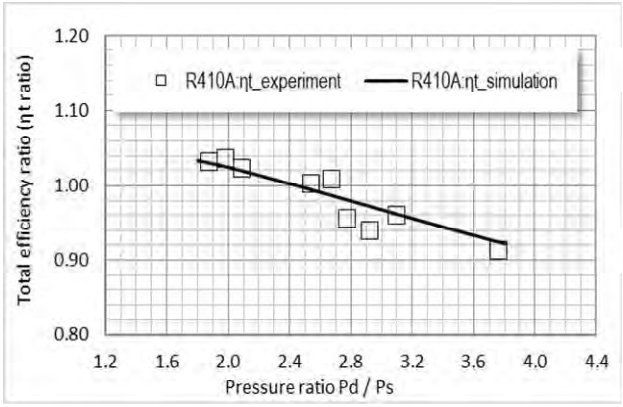
体積効率は圧力比が大きくなるにつれ一様に減少し，R32 を用いた場合は R410A と比べて減少割合が大きくなる．一方，圧縮機全効率はスクロール圧縮機では圧力比 2.5 前後で，ロータリー圧縮機では圧力比 2.0 近辺で最大となった．同様の条件でのシミュレーション結果と比較すると，差異の大きさは多少異なるが，シミュレーションによりほぼ妥当な結果が得られることが確認された.



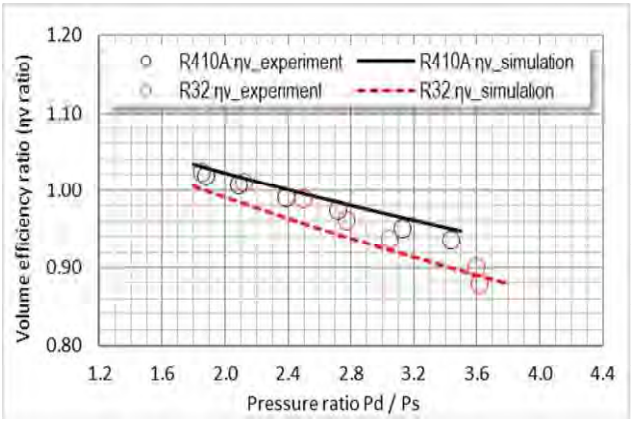


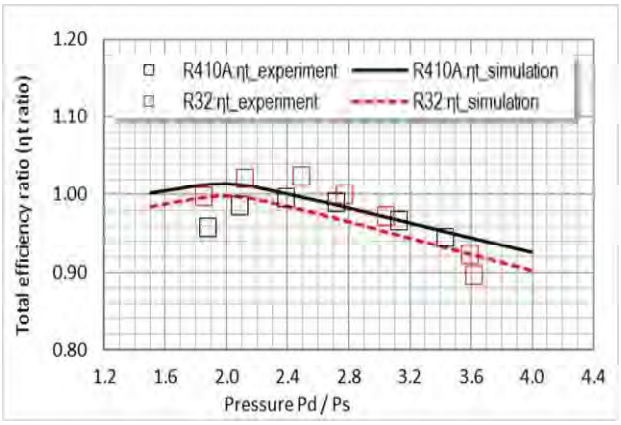
図①. 1. 5. 8. 2-1　Results of experiment and simulation (scroll comp. 50Hz: R410A, R32)





図①. 1. 5. 8. 2-2　Results of experiment and simulation (rotaryl comp. 50Hz : R410A)





図①. 1. 5. 8. 2-3　Results of experiment and simulation (rotary comp. 60Hz : R410A, R32)

①. 1. 5. 9 サイクルシミュレーションによる検討

①. 1. 5. 9. 1 計算手法

冷媒R410A，R32，R466Aを対象に家庭用エアコンの冷房運転を想定して，圧縮機シミュレーションにより算出した体積効率，断熱効率を用いてサイクルシミュレーション（EFM＋M）[20)]を行い，冷媒物性がサイクル特性に及ぼす影響を明らかにする．冷媒の物性値はREFPROP10を用いる．

表①. 1. 5. 9. 1-1に示す冷房標準条件で冷房能力が2.8kWとなるようにそれぞれの冷媒に応じて圧縮機の行程容積を決定し，COPが最大となるように冷媒充填量を定めた。表①. 1. 5. 9. 1-2にこの結果を示す．

表①. 1. 5. 9. 1-1 Specifications of heat pump cycle simulation

Cooling capacity	kW	2.8
Compressor rotational speed	rps	Scroll 50/ Rotary60
Indoor fan power consumption	W	20
Outdoor fan power consumption	W	40
Indoor temperature	℃	27
Outdoor temperature	℃	35

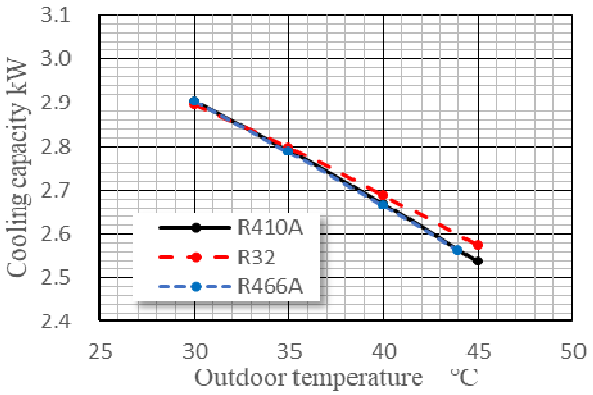
表①. 1. 5. 9. 1-2 Condition of calculation

Refrigerant	Mass charge	Displacement volume
	kg	Scroll / Rotary cc
R410A	0.87	8.00 / 7.25
R32	0.66	7.50 / 6.80
R466A	0.92	7.95 / 7.20

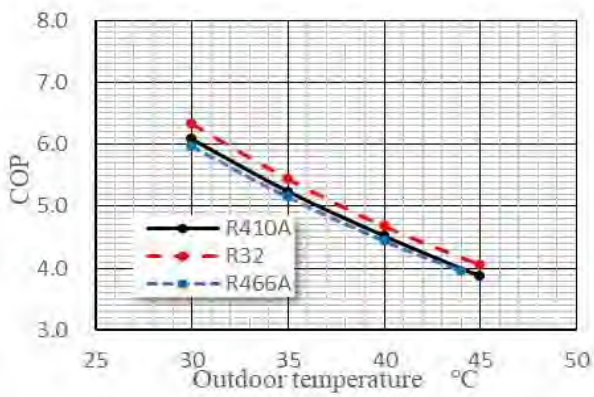
①. 1. 5. 9. 2 シミュレーション結果

室内温度を27℃に保ち外気温度を変化させた際の冷房能力の推移とCOPの変化を以下に示す．

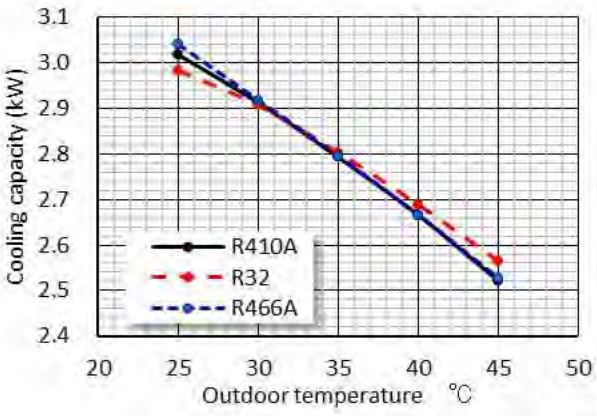
図①. 1. 5. 9. 2-1　図①. 1. 5. 9. 2-2はスクロール圧縮機を用いた例であり，図①. 1. 5. 9. 2-3, 図①. 1. 5. 9. 2-4 はロータリー圧縮機を用いた例である．いずれも外気温度が高くなるにつれて冷房能力，COPはそれぞれ低下する．R32を用いた場合COPはR410Aより4~5%高く，R466Aではほぼ同等な結果が得られた．また，外気温度が高い条件では，R32が他の冷媒に比べてやや高い冷房能力が得られた．



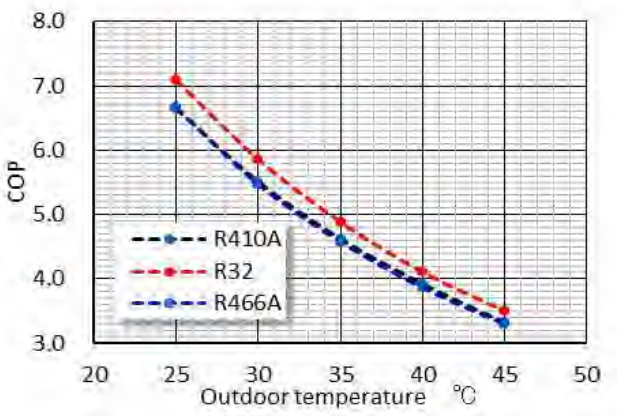
図①. 1. 5. 9. 2-1 Cooling capacity (scroll comp.)



図①. 1. 5. 9. 2-2 Cycle COP (scroll comp.)



図①. 1. 5. 9. 2-3　Cooling capacity (rotary comp.)



図①. 1. 5. 9. 2-4 Cycle COP (rotary comp.)

①.1.5.10 各種冷媒（空調・冷凍分野）の特性評価

冷凍空調分野で採用或いは採用に向けた検討が進められている主な冷媒を表①.1.5.10-1に示す．これらから，空調分野向けとして R410A，R32，R466A，R452B，R454Bを，冷蔵冷凍分野向けとして R404A，R448A，R449A，R454C，455A を，自然冷媒として R290，R1270 を選定し，圧縮機シミュレーションを実施し評価した。

表①.1.5.10-1　Future refrigerants

					混合成分比									
					HFC			HFO			その他			
	代替候補冷媒				R32	R125	R134a	R1234yf	R1234ze	R1123	R744	CF31		
		毒性/燃焼性			A2L	A1	A1	A2L	A2L	—	A1	A1	冷媒メーカ	商品名
			温度グライド	GWP	675	3500	1430	1	1	0.3	1	0.4		
空調用	R32	A2L	0	672	100.0									
R410A	R466A	A1	1.5	733	49.0	11.5						39.5	Honywell	N41
	R452B	A2L	1.0	676	64.0	7.0		26.0					Chemours	XL55
	R454B	A2L	1.5	466	68.1			31.9					Chemours	XL41
	Amolea400X	A2L	1.4	406	○					○			旭硝子	
	Amolea370X	A2L	1.4	372	○					○			旭硝子	
	Amolea370Y2	A2L	2.3	373	○			○		○			旭硝子	
冷凍/冷蔵用	R463A	A1	6.5	1397	36.0	30.0	14.0	14.0			6.0		Chemours	XP41
R404A/	R452A	A1	3	1945	11.0	59.0	30.0						Chemours	XP44
R410A	R449A	A1	4	1282	24.3	24.7	24.3	25.7					Chemours	XP40
	R448A	A1	3.9	1273	26.0	26.0	21.0	7.0	20.0				Honywell	N40
	R454A	A2L	5	238	35.0	65.0							Chemours	XL40
	R454C	A2L	6	148	21.5			78.5					Chemours	XL20
	R455A	A2L	12.85	145	21.5			75.5			3.0		Honywell	L40X

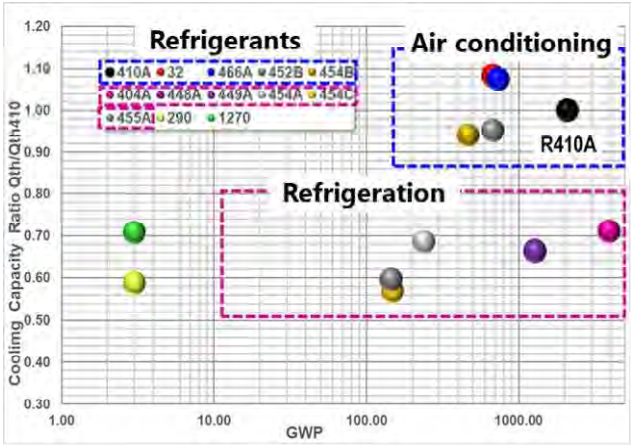
表①.1.5.10-2　Evaluation condition

Displacement volume	Cc/rev	8.0
Rotational speed	rps	50
Condensing temperature	℃	39.7
Evaporating temperature	℃	0.8
Suction super heat	K	10
Sub cooling	K	5
Lubricant circulating ratio	%	2.0

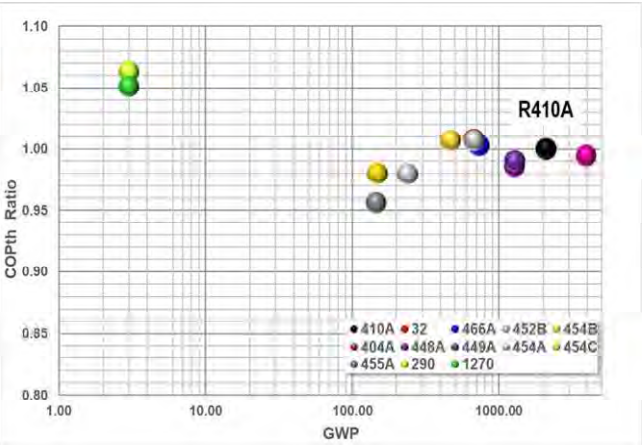
各冷媒のGWPとR410Aの冷凍能力に対する比を図①. 1. 5. 10−1に，GWPとR410AのCooling Cycle COPに対する比を図①. 1. 5. 10−2に示す.

これらの冷媒を用いて表①. 1. 5. 10−2における条件でロータリー圧縮機のシミュレーションを行いそれぞれの効率を求めた．各冷媒のGWPと体積効率の関係を図①. 1. 5. 10−3に，GWPと断熱効率の関係を図①. 1. 5. 10−4に，体積効率と断熱効率の関係を図①. 1. 5. 10−5に示す．なお圧縮機の効率は全てR410Aの効率に対する比（R410Aの効率を１とした相対値）で示す.

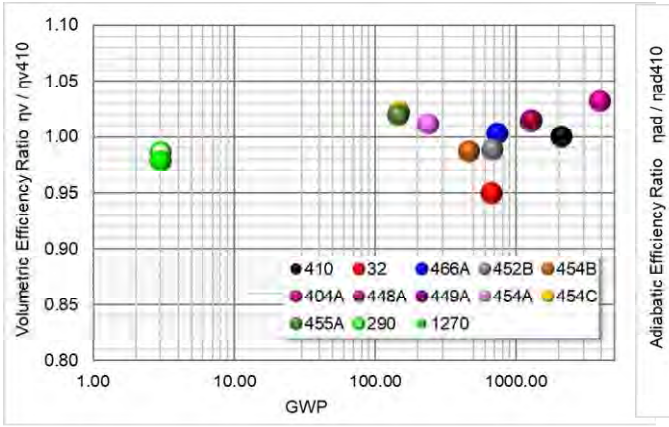
これらの図から，各種冷媒の体積効率，断熱効率はいいずれも概ねR410A比0.95〜1.05の範囲に収まること，断熱効率は体積効率と強い相関があることがわかる.



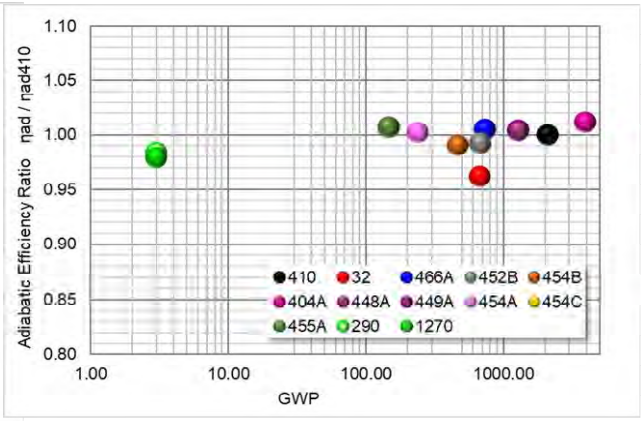
図①. 1. 5. 10−1　Cooling capacity ratio



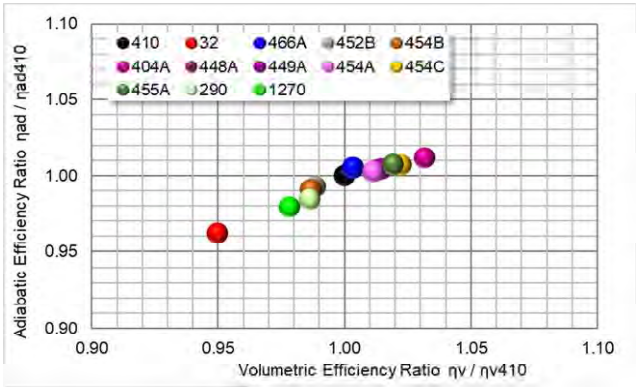
図①. 1. 5. 10−2　COP ratio



図①. 1. 5. 10−3　Volumetric efficiency ratio



図①. 1. 5. 10−4　Adiabatic efficiency ratio



図①. 1. 5. 10−5　Relation between Volumetric and Adiabatic efficiency ratio

①.1.5.11 まとめ

冷媒による特性を比較評価できる圧縮機シミュレーションモデルを構築し，家庭用R410ルームエアコンを対象に，3種類の冷媒（R410A，R32，R466A）を用いて圧縮機シミュレーション，性能試験およびサイクルシミュレーションを行った．さらに空調・冷凍分野向けに提案されている各種冷媒につき圧縮機シミュレーションを行い以下の結論を得た．

(1) 圧縮機シミュレーションの結果，R32を用いた際はR410Aに比べて漏れや伝熱の影響が大きく，体積効率や断熱効率が低下するなど，構築したモデルにより冷媒物性が圧縮機特性に及ぼす影響を適正に評価できることを確認した．

(2) ルームエアコン用スクロール圧縮機およびロータリー圧縮機を用いた性能試験の結果，圧縮機シミュレーション結果と概ね同等の傾向が得られ，モデルの妥当性が確認された．

(3) サイクルシミュレーションに圧縮機シミュレーションの結果を反映させることにより，より実際に近い冷媒の性状を踏まえたサイクル特性評価が可能となる．

(4) 空調分野向けとして R410A，R32，R466A，R452B，R454B を，冷蔵冷凍分野向けとして R404A，R448A，R449A，R454C，455A を，自然冷媒として R290，R1270 を選定し圧縮機シミュレーションを実施し評価した．その結果，体積効率，断熱効率はいいずれも概ね R410A 比 0.95～1.05の範囲に収まること，断熱効率は体積効率と強い相関があることが分かった．

NOMENCLATURE

A	: leakage pass area, m^2	v	: velocity, $m \cdot s^{-1}$
c	: flow coefficient, -	W	: work, kJ
h	: specific enthalpy, $kJ \cdot kg^{-1}$	x	: vane displacement, m
h	: heat transfer coefficient, $kW \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$	Pr	: Prandtl number, -
M	: mass, kg	Nu	: Nusselt number, -
N	: compressor rotational speed, s^{-1}	Re	: Reynolds number, -
P	: pressure, Pa	η	: efficiency, -
Q	: heat transfer, kJ	θ	: rotational angle, rad
S	: surface area, m^2	κ	: specific heat ratio, -
T	: temperature, K	ρ	:density, $kg \cdot m^{-3}$
t	: time, s	φ	: mass ratio, -
u	: specific internal energy, $kJ \cdot kg^{-1}$		
V	: volume, m^3		

SUBSCRIPTS

a	: axial	o	: outer
ad	: adiabatic	dp	: discharge port
ch	: choke	s	: suction
d	: discharge	sc	: suction completed
l	: lubricant	th	: theoretical
$mech$	: mechanical	w	: wall
mot	: motor		

（参考文献）

1) JSRAE , “Compressor for Air conditioning and Refrigeration “, JSRAE Technical Book series, (2018), pp. 1-33, 51-79, 83-98, 187-202.

2) Fujiwara M., Kasuya K., Matsunaga T., Watanabe M., “Performance Analysis of Screw Compressor”, Trans. Jpn. Soc. Mech. Eng., Vol.51, No.466, pp1816-1824 (1985). (in Japanese)

3) W. M. Kays and M. E. Crawford, Convective Heat and Mass Transfer, McGraw-Hill, (1980), pp. 238–248.

4) Tojo K., Ikegawa M., Maeda N., Machida S., Shiibayashi M., Uchikawa N., “Computer Modeling of Scroll Compressor with Self-Adjusting Back Pressure Mechanism”, Proc of the 8th Int. Comp. Eng. Conf. at Purdue (1986).
5) Suefuji K., Shiibayashi M., Tojo K., “Performance Analysis of Hermetic Scroll Compressor”, Trans. JAR, Vol.10, No2, pp.319-326 (1993). (in Japanese)
6) Chen Y., Groll E. A., Halm N. P., Braun J. E., “A Comprehensive Model of Scroll Compressor”, Int. Journal of Refrigeration., Vol.25, PP.731-750 (2002).
7) Itoh T., Fujitani M., Sakai Y., “Leakage Characteristics of Scroll Compressor by Two Phase Flow Model in Consideration of Wall Oil Film Thickness”, Trans. Jpn. Soc. Mech. Eng., Vol.68, No.671 (2002). (in Japanese)
8) Kawamura R., Iwatake W., Shimizu M., Tatsuwaki K., “Analysis of Thermal Fluid Behavior during Compression Process of Scroll Compressor”, Mitsubishi Denki Gihou, 93(6), pp.27-30 (2019). (in Japanese)
9) Tojo K., “Evolution and Future Prospects of Scroll Compressor Technology”, Trans. JAR, Vol.37, No2, pp.123-144 (2020). (in Japanese)
10) Bell I. H., Lemort V., Groll E. A., Braum J. E., King G. B., Horton W. Tr., “Liquid-flooded Compression and Expansion in Scroll Compressor”, Int. Journal of Refrigeration, Vol.35, pp. 1878-1889 (2012).
11) Shimizu T., Shiga T., Tyuu I., ”Some Investigation on the Pressure Change Characteristics of a Rotary Compressor”, Trans. JAR, Vol.50, No. 573 (1975). (in Japanese)
12) Tojo K., Kan T, Arai A., “Dynamic Behavior of Sliding Vane in Small Rotary Compressors", Proc of the 3rd Int. Comp. Eng. Conf. at Purdue (1978).
13) Yanagisawa T., “Leakage Loss Analysis of Rotary Compressor (1)”, Trans. Jpn. Soc. Mech. Eng., Vol.48, No. 426 (1982). (in Japanese)
14) Yanagisawa T., Shimizu T., Nakamura M., “Leakage Loss Analysis of Rotary Compressor (2)”, Trans. Jpn. Soc. Mech. Eng., Vol.48, No. 431 (1982). (in Japanese)
15) Yanagisawa T., “Piston behavior and Mechanical Loss Analysis of Rotary Compressor”, Trans. Jpn. Soc. Mech. Eng., Vol.48, No. 429 (1982). (in Japanese)
16) Nakamura M., Hata H., Nakamura Y., Endo T., Izuka K., “Study on Vibration Reduction of a Rolling Piston-Type Compressor by Motor Torque Control”, Trans. Jpn. Soc. Mech. Eng., Vol.56, No. 522 (1990). (in Japanese)
17) Fukuta M., Yanagisaw T., Shimizu T., Suzuki Y., “Mathmatical Model of Vane Compressors for Computer Simulation of Automotive Air Conditioning Cycle”, Trans. Jpn. Soc. Mech. Eng., Vol.59, No. 561 (1993). (in Japanese)
18) Matsui M., et al., ” Development of High-Efficiency Technology of Two-Stage Rotary Expander for CO_2 Refrigerant”, Proc of the 19th Int. Comp. Eng. Conf. at Purdue, C1237 (2008)
19) Shida S., Shishimoto T., Toda H., “A3 and A4 Series Compact Large-Capacity Rotary Compressors for VRF Air-Conditioning Systems”, TOSHIBA Revie, Vol. 75, No. 4（2020. (in Japanese)
20) K. Ohno, K. Saito, Proceedings of the 46th Japanese Joint Conference on Air-conditioning and Refrigeration, 119 (2012).

①.1.6 膨張弁解析

〈概要〉

膨張弁は高圧の冷媒液を低圧雰囲気に解放し，減圧沸騰にともなう断熱膨張による温度低下をもたらす．また冷凍・空調機を運転する際の過熱度を一定に保つための流量調整機能がある．膨張弁の流量は摩擦損失とともに流体の急激な膨張による加速損失が大きな要素を占め，弁開度・圧力差・冷媒温度について複雑な関数になる．膨張弁流量を予測するためには，膨張弁における冷媒気液二相流の熱流動の取り扱いが必要である．

膨張弁の解析は十分な実験結果を得られた上で整備するため，今回はまず冷媒の微細流路内における流動様相を高精度に数理モデル化できるのか，数値解析が可能なのか検討をしたので報告する。

エアコンの構成要素の１つである電子膨張弁の役割は，圧縮機に流入する冷媒の過熱度を確保し，圧縮機に液冷媒が流入しないようにすることである．

冷房運転を例に考えると，弁の一般的な特性により，膨張弁の弁開度を絞ることで，膨張弁を流れる冷媒の流量が小さくなり，前後の圧力差は大きくなる．流量が小さくなると，蒸発器で冷

媒が蒸発しやすくなり，蒸発器出口（≒圧縮機入口）での過熱度が大きくなる．弁開度を大きくした場合はその逆で，過熱度は小さくなる．

このように，膨張弁による過熱度制御は，エアコンの制御において非常に重要な役割を担っていると言える．エアコンが通常に運転に運転している状態では，膨張弁入口において，冷媒は過冷却状態となっている．過冷却状態で膨張弁に流入した冷媒は膨張弁にて等エンタルピー膨張して減圧される．エアコンに用いられる冷媒では，膨張弁において減圧された冷媒は，湿り蒸気になる．つまり，膨張の過程で相変化が生じていることを意味している．膨張弁の特性（弁開度，流量，圧力差の関係）は，弁の最峡部を流体がどのように通過するのかに大きく依存することが知られており，膨張の過程での相変化とこの最峡部との関係が重要であると言える．

さらに，エアコンの現実の運転状況を考えると，膨張弁入口において冷媒が常に過冷却状態となっているわけではなく，冷媒が気液二相状態となる場合もある．これは例えば，運転状態の比較的早い非定常的変動，つまり，起動・停止，設定温度変更，室内負荷の急変などの状況において起こりうる．

従来のエアコン全体のシミュレーションにおいてよく用いられてきた，膨張弁前後の圧力差と流量の関係は次式のようなものがある．

$$\dot{m} = c_d A \sqrt{\rho_i (P_i - P_o)} \qquad (①.1.6\text{-}1)$$

上式は，膨張弁を流れる流体の非圧縮性を仮定してベルヌーイの法則から得られる単純なものであるが，通常の運転状態で膨張弁入口の冷媒が過冷却液となるような条件下において，よく利用されてきた．c_dは流量係数であり，簡便な予測では一定値として扱われることも多いが，実際のエアコンの幅広い運転状態の性能・特性を予測しようとした場合には，状況に応じて流量係数を変化さえるのがよいとされている．

そこで，エアコンの数値シミュレーションに供しうる多様な条件下において適用可能な膨張弁の流量係数予測式の作成を試みた．

①.1.6.1 実験

図①.1.6.1-1 に，本実験で対象とする電子膨張弁の写真を示す．この膨張弁は家庭用エアコンに広く用いられている一般的なものを採用している．膨張弁開度は図中のニードルを上部のステッピングモータにより上下することで調節することができる．

図①.1.6.1-2 に，実験装置の写真を示す．また，図①.1.6.1-3 に，実験装置のフロー図を示す．本実験装置は，蒸気圧縮式ヒートポンプサイクルを構成しており，このサイクルにおける電子膨張弁が本研究の対象である．

本研究では，膨張弁の相関式を作成するにあたり，前述のような広範囲な条件下での膨張弁の特性を把握する必要がある．そのために実験装置にいくつかの工夫を施してある．

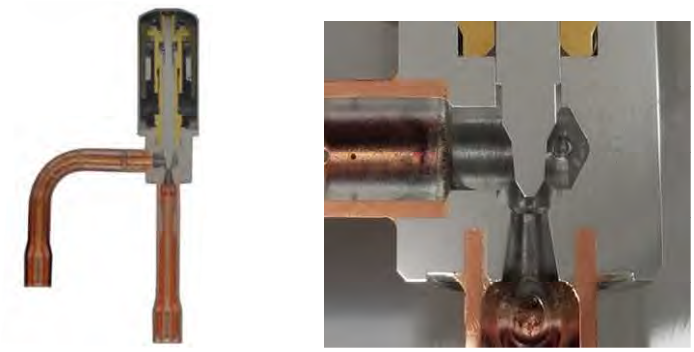
まず，膨張弁出口圧力を任意に設定できるように，膨張弁下部にニードルバルブを設置し，実験装置の低圧・高圧の圧力を変えずに膨張弁出口圧力を変更できるようにした．

また，膨張弁を流れる流量を任意に設定できるように，膨張弁入口部からバイパス管と流量調節弁を設けた．さらに，膨張弁入口を湿り蒸気にするために，凝縮器で一度過冷却状態にした冷媒を，膨張弁入口部に設置した電気ヒーターで加熱することで，任意の乾き度の湿り蒸気に設定できるようにした．　なお，膨張弁における圧縮機潤滑油の影響をできるだけ低減するために，オイルセパレータを設置してある．

蒸発器，凝縮器では，それぞれ冷水・冷却水との熱交換を行う．本装置の外部には，冷水タンク，冷却水タンク，温度調節用チラー，温度調節用ボイラなどが設置されており，任意の温度，流量の冷水，冷却水をこの実験装置に供給できるようになっている．

膨張弁の特性把握に関わる主な計測点は次の通りである．膨張弁入口および出口圧力は静電容量式圧力計により計測する．膨張弁入口温度は白金促音低個体により計測する．膨張弁入口流量は，コリオリ式流量計により計測する．

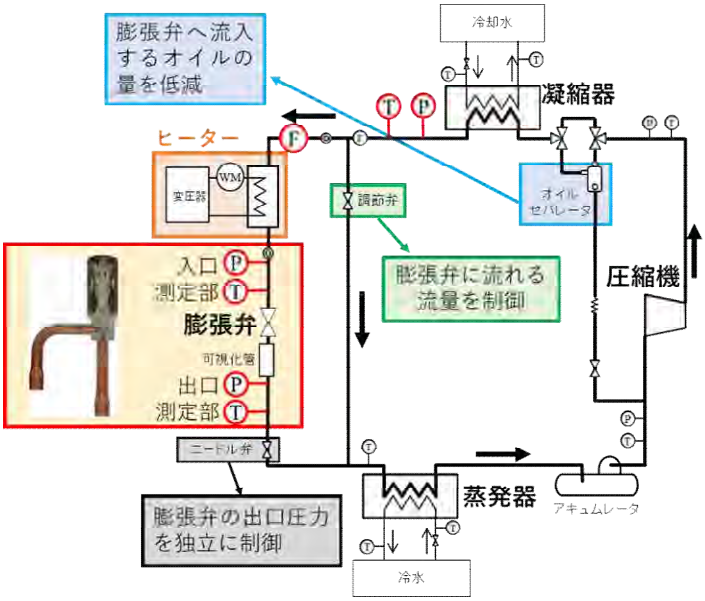
入口状態が過冷却液の場合は，その圧力と温度から物性関数（REFPROP10）を用いて密度を算出する．一方，入口状態が湿り蒸気の場合は，電気ヒーターの入熱量を用いて熱バランスから入口乾き度を算出する．



(a) Cut-model of expansion valve　(b) Close up of throat and needle

図①. 1. 6. 1−1 Photos of expansion valve used in the experiment

図①. 1. 6. 1−2 Experimental apparatus



図①. 1. 6. 1−3 Flow diagram of experimental apparatus

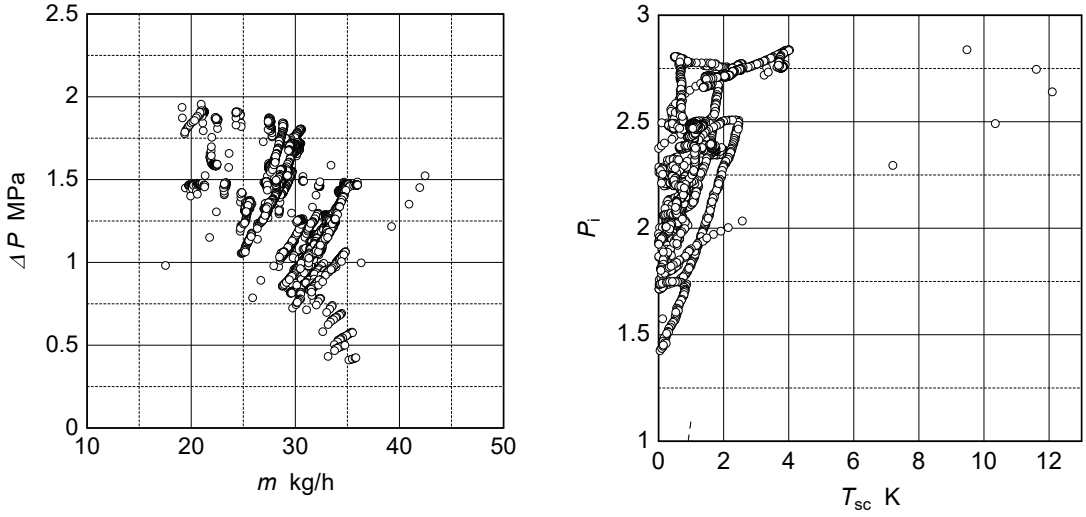
①. 1. 6. 2 実験条件

表①. 1. 6. 2−1 に，実験条件を示す．本研究では冷媒として R32 を使用する．実験のパラメータは，弁開度，入口圧力，入口過冷却度，入口出口差圧である．図①. 1. 6. 2−1 に，実験条件を図示する．図①. 1. 6. 2−1 (a)は，差圧と得られた質量流量の関係である．これは，PQ 線図上に，抵抗要素である膨張弁の抵抗値を示したことを意味する．右上がりに連なる一連のプロットは抵抗曲線を描いている．また，図①. 1. 6. 2−1 (b)は，入口圧力と過冷却度を示したものである．本実験では入口圧力も広範囲で実験を行っている．

なお，本実験で取得したデータ数は，2827 点である．

表①. 1. 6. 2−1 Experimental condition

Refrigerant	R32
Valve opening, %	7.0 – 20.0
Inlet pressure, MPa	1.4 – 2.9
Inlet subcooling, K	0 –①.2.1
Pressure difference, MPa	0.4 – 2.0



(a) Pressure difference and mass flow rate　　(b) Inlet pressure and degree of subcooling Experimental condition

図①. 1. 6. 2-1

①. 1. 6. 3 実験結果

①. 1. 6. 3. 1 実験データの整理・評価方法

状態量は物性関数 REFPROP10 を用いて算出する．入口状態が過冷却液の場合は，状態量をその圧力と温度から算出する．一方，入口状態が湿り蒸気の場合は，状態量をその圧力と乾き度から算出する．ただし，乾き度は電気ヒーターの入熱量を用いて熱バランスから算出する．

$$h_{\mathrm{in}} = h_{\mathrm{PH}} + \frac{\mu_{\mathrm{heater}}}{\dot{m}} \qquad (①.1.6.3\text{-}1)$$

$$x = \frac{h_{\mathrm{in}} - h_{\mathrm{l}}}{h_{\mathrm{g}} - h_{\mathrm{l}}} \qquad (①.1.6.3\text{-}2)$$

本実験では入口の過冷却度と乾き度という同一軸上には表せられない二つのパラメータを統一的に評価する必要がある．そこで，新たにΔh_{in}というパラメータを用いる．Δh_{in}は膨張弁入口の圧力に対して飽和液となる比エンタルピーからの膨張弁入口の実際の比エンタルピーの差分である．

本実験では，次式によって定義される流量係数を用いる．この流量係数は膨張弁の特性を表す指標の一つであり，従来エアコンの制御シミュレーションに多く用いられてきた．流量係数は簡便な予測では一定値として扱われることも多いが，実際のエアコンの幅広い運転状態の性能・特性を予測しようとした場合には，状況に応じて流量係数を変化さえるのがよいとされている．

$$C_{\mathrm{d}} = \frac{\dot{m}}{A\sqrt{2\rho_{\mathrm{i}}(P_{\mathrm{i}} - P_{\mathrm{o}})}} \qquad (①.1.6.3\text{-}3)$$

①. 1. 6. 3. 2 差圧 - 流量特性

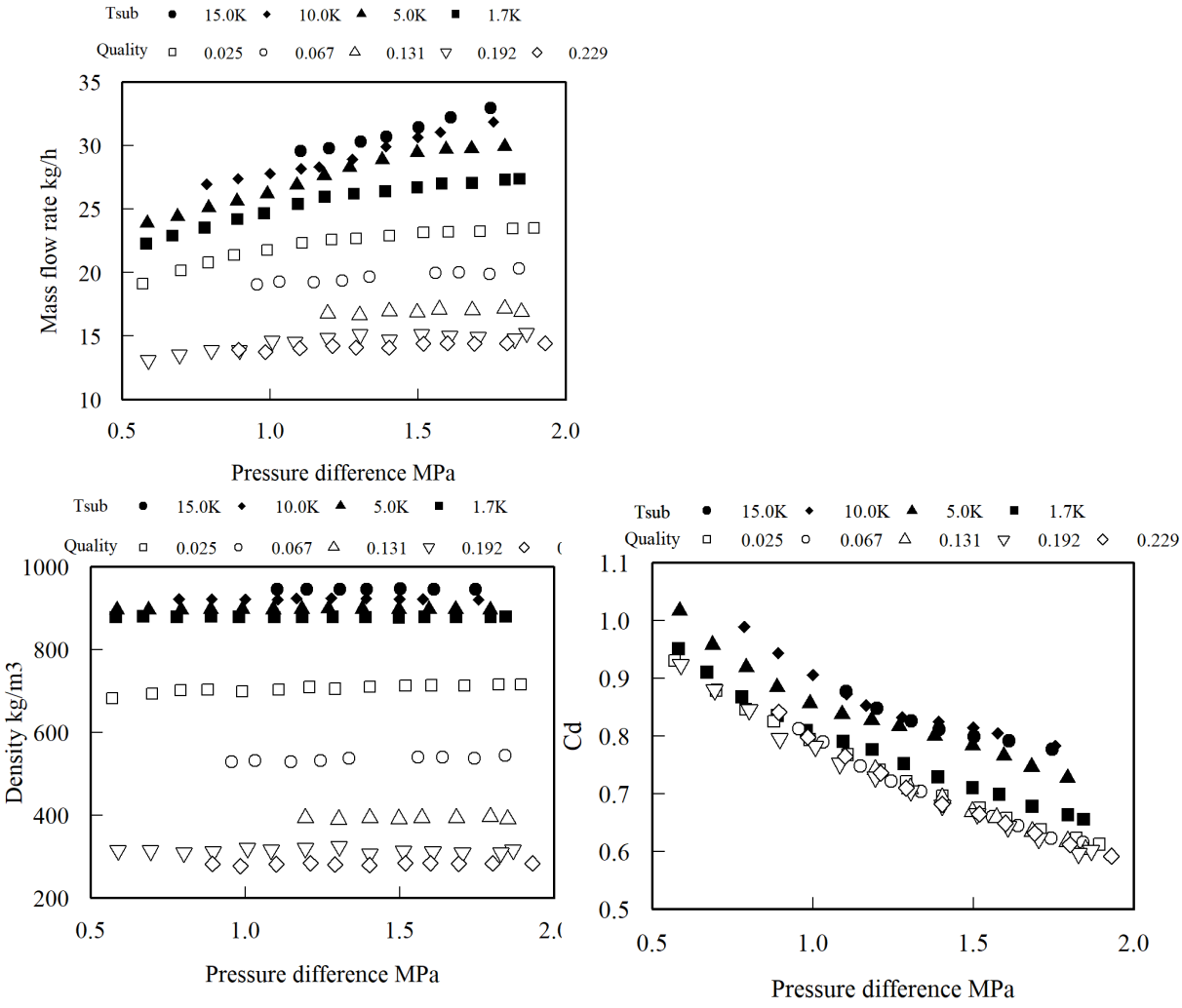
図①. 1. 6. 3. 2-1 に本実験で測定した差圧と流量の関係を示す．全体の傾向として，流量は膨張弁入口が過冷却状態の方が入口湿り蒸気に比べて大きい．また，一般的な差圧と流量の関係と同様に入口過冷却の場合は差圧が大きくなるほど流量は大きくなる傾向がある．一方，入口湿り蒸気の場合は入口過冷却に比べてその傾向は小さく，チョーク現象と思われる傾向があるといえる．

次に，密度は膨張弁入口が湿り蒸気では過冷却状態に比べて小さい．つまり，密度の逆数である比体積が大きくなることで，絞り部を通過しづらくなり，入口二相状態でチョーク現象が起きていると考えられる．

ある一つの差圧に着目すると，流量は過冷却度が十分大きい場合に高い流量に集まり，乾き度が十分大きい場合に低い流量に集まっており，飽和液近傍においては変化が大きい．よって，

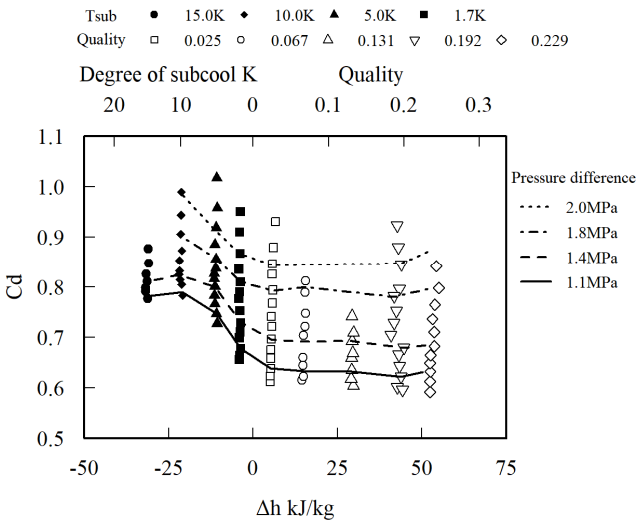
流動特性は飽和液近傍において傾向に変化がみられる可能性があり，Eq. ①. 1. 6. 3. 1-3 に示した膨張弁の流動特性を表す指標の一つである流量係数を用いて評価を行う．

全体として，流量係数は差圧が大きくなることで膨張弁入口が過冷却状態と湿り蒸気ともに小さくなる傾向があり，その範囲は 0. 6 近傍から 1 近傍までである．入口過冷却の場合には過冷却度により流量係数は変化するのに対し，入口湿り蒸気では同一曲線上に並び，乾き度の影響は小さいことが分かる．よって，差圧と流量の関係からは飽和液近傍において，差圧と流量係数の関係からは飽和液近傍よりも過冷却側で流動特性の傾向は変化することが考えられる．



図①. 1. 6. 3. 2-1 Relationship between mass flow rate, inlet density and flow coefficient

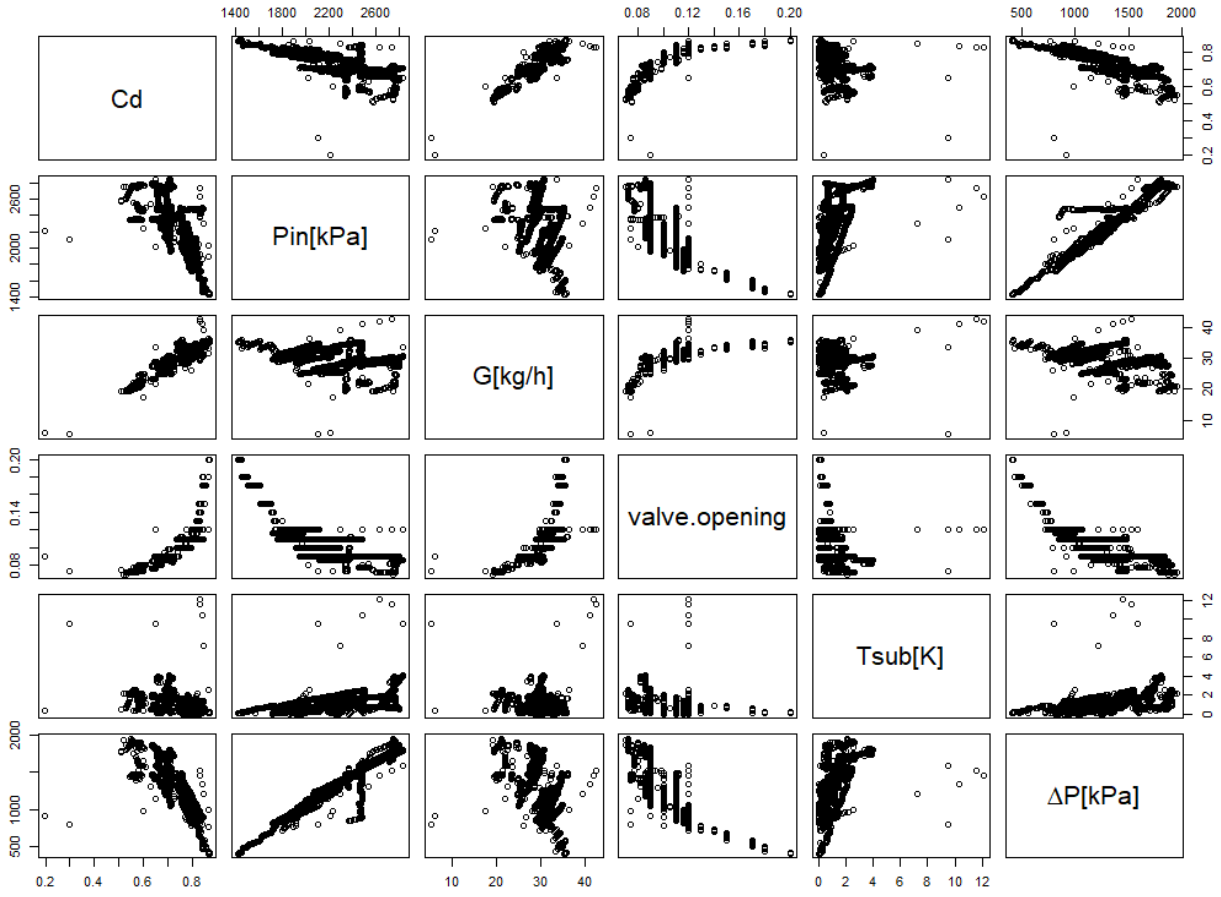
図①. 1. 6. 3. 2-2 にと流量係数の関係を示す．差圧を十分測定した 1.1MP と 1.4MPa の等圧線に着目すると，が小さく入口過冷却度が十分大きい場合とが正で入口湿り蒸気の場合の流量係数の変化は小さく，その間の入口過冷却度が小さい場合に流量係数の変化が大きい遷移域があることが分かる．このことから，入口過冷却度が十分大きい場合には絞り部を過冷却液のまま通過すること，入口湿り蒸気の場合には絞り部を湿り蒸気のまま通過すること，その間の遷移域ではそれらの中間のような現象が起こっていることが予想される．



図①. 1. 6. 3. 2-2　Effect of inlet degree of subcooling and vapor quality on flow coefficient

①. 1. 6. 3. 3 実験データの相関関係

図①. 1. 6. 3. 3-1 に，流量係数，入口圧力，質量流量，弁開度，入口過冷却度，差圧の相関関係図を示す．この結果より，全体として，線形的な相関があるもの，曲線的な相関があるもの，優位な相関がみられないものに分けられる．流量係数に注目すると，入口圧力と差圧には負の線形的な相関，質量流量には正の線形的な相関，弁開度には上に凸の曲線的な相関がみられる．過冷却度には大きな相関は見られなかった．



図①. 1. 6. 3. 3-1 Correlation diagram of experimental data

①. 1. 6. 3. 4 流量係数の実験相関式とその精度

実験データの相関関係を分析し，Eq.(①. 1. 6. 3. 4-1)のような流量係数の実験相関式を作成した．表①. 1. 6. 3. 4-1 は，式中の各定数の値である．

弁開度は唯一，流量係数に対して曲線的な相関があるため，2 次曲線近似を行った．なお，弁開度においては，実験データを総合的に分析した結果，流量を 0 にする下限値，また，それ以上あげても流量に変化が生じない開度が，それぞれ存在することが分かった．これらの値を用いて弁開度は無次元化している．

差圧，入口圧力，入口過冷却度，質量流量の影響項は 1 次近似とした．また，圧力と温度は，それぞれ臨界圧力と臨界温度で無次元化した．ただし，本研究で行った実験の範囲内では，入口圧力の違いが流量係数に与える影響は，他のパラメータに比べて十分に小さいため，その係数は 0 とした．

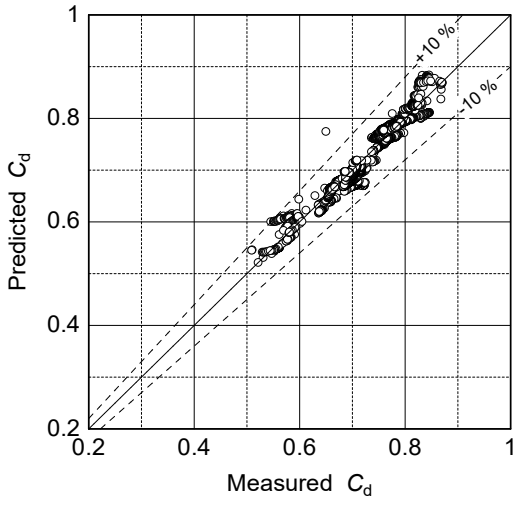
この相関式の精度を検証するため，相関式から算出した流量係数と実験値である流量係数を，全データを用いて比較する．図①. 1. 6. 3. 4-1 に，相関式による予測値と実験値の比較を示す．また，相対誤差が 10 %となるラインも併記する．これをほぼすべてのデータにおいて，予測値と実験値の相対誤差が 10 %以内となっていることが分かる．また，相対誤差の平均値は 1.83 %であった．

図①. 1. 6. 3. 4-2 には，流量係数の値と相対誤差の関係を示す．この結果より，流量係数が 0.45 付近となるとき最も相対誤差が大きくなり．0.7 付近で最も小さいことが分かる．

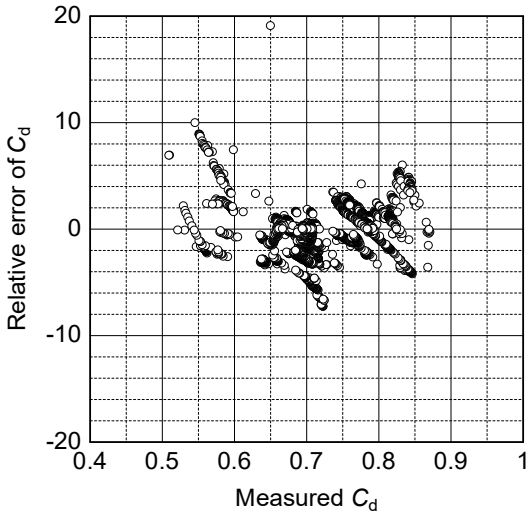
$$C_d = a_z\left(\frac{z-z_0}{z_{f0}-z_0}\right)^2 + a_{\Delta P}\left(\frac{\Delta P}{P_c}\right) + a_{P_i}\left(\frac{P_i}{P_c}\right) + a_{T_{sc}}\left(\frac{T_{sc}}{T_c}\right) + a_{\dot{m}}\left(\frac{\dot{m}}{\dot{m}_{max}}\right) + a_0 \qquad (①.\ 1.\ 6.\ 3.\ 4\text{-}1)$$

表①. 1. 6. 3. 4-1Values of constants in Eq(①. 1. 6. 3. 4-1)

a_z	-0.05537
$a_{\Delta P}$	-0.8425
a_{P_i}	0
$a_{T_{sc}}$	1.571
$a_{\dot{m}}$	0.3250
a_0	0.6606
z_0	0.13
z_{f0}	0.2
$\dot{m}_{max}$	0.3250



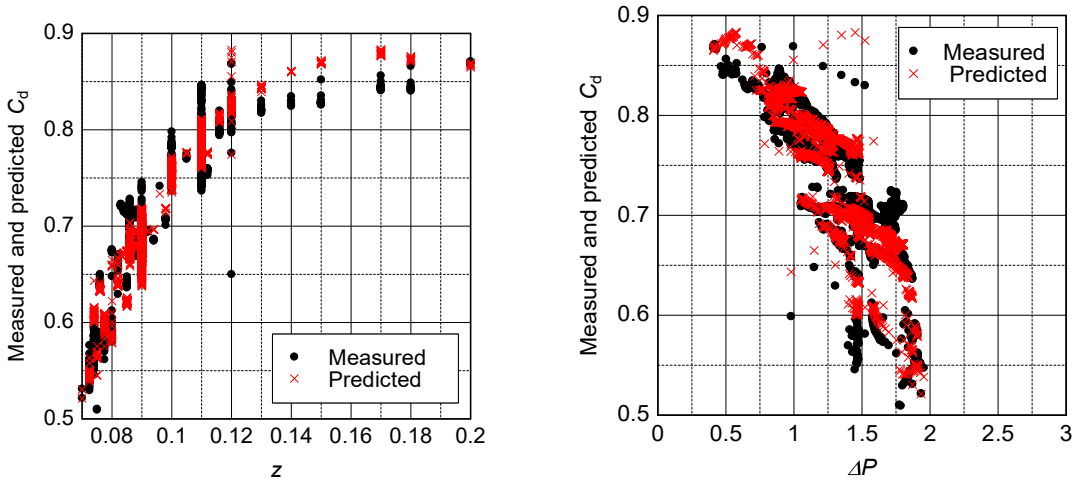
図①. 1. 6. 3. 4-1Accuracy of experimental correlation equation



図①. 1. 6. 3. 4-2 Relative errors

①.1.6.3.5 実験値と実験相関式との比較

ここでは，前節で提示した流用係数の実験相関式 Eq. (①.1.6.3.5-1)に，各パラメータの実験値を入力し艇得られた流量係数と，実験値である流量係数の比較を行った．これによって，本相関式が，膨張弁の特性の予測に供しうるか検証した．図①.1.6.3.5-1 に比較結果を示す．黒いプロットが実験値，赤いプロットが相関式を使った予測値である．まず全体として，本実験の範囲内では，各パラメータが流量係数に与える影響をよく再現できていると判断できる．特に，開度の影響については，実験値に沿ったカーブが表現できていると言え，これは，本相関式がシステムの制御検討などにも供しうることを示唆している．



(a) Effect of valve opening

(b) Effect of pressure difference

(c) Effect of mass flow rate

(d) Effect of degree of subcooling

図①.1.6.3.5-1 Comparison between the predicted flow coefficients using Eq. (①.1.6.3.5-1)and measured flow coefficient

①.1.6.3.6 流動の可視化

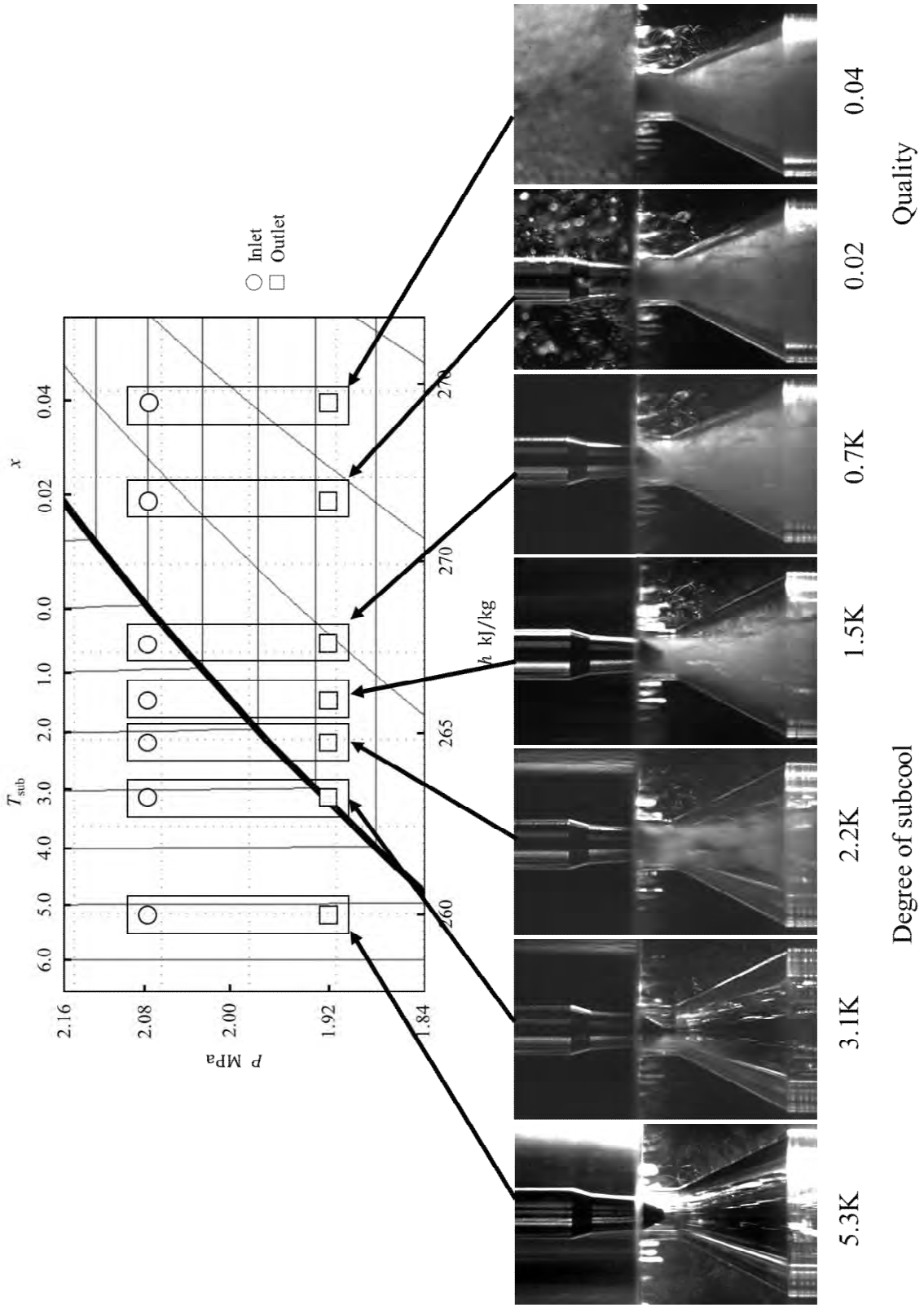
図①.1.6.3.6-1 に可視化実験で撮影した写真とそれぞれの写真に対応した p-h 線図上での実験条件を示す．全体の傾向として，膨張弁の絞り部を通過する前の相状態は膨張弁入口が過冷却状態では過冷却度に対して変化せず，膨張弁入口が湿り蒸気では乾き度が大きくなると気相の割合が増えており，膨張弁入口の相状態と対応していることが分かる．膨張弁の絞り部と絞り部を通過後のテーパー形状の部分以降の相状態は膨張弁入口の過冷却度が小さくなると気相の割合が増えているが，膨張弁入口が飽和液に近い場合から湿り蒸気にかけては写真からは気相の割合が増

えていることは確認できない．ただし，一般的な弁での圧力勾配と飽和圧力の関係を考慮すると，実際には気相の割合は増加していると予想される．また，過冷却度が 2.2K よりも小さい，または入口湿り蒸気の場合には絞り部を通過後の部分において気相が渦を巻きながら流れていることが分かり，圧力損失の要因の一つとして渦の発生によるものがあることがいえる．

本結果を用いて流動特性評価実験の結果について考察を行う．まず，入口の過冷却度が十分大きい場合は，絞り部の手前では完全に液で絞り部を通過後も完全に液であり，その間で飽和圧力を下回り蒸発がわずかに起こっている．そして，絞り部は液相の割合が非常に大きい相状態で通過しており，ほとんど非圧縮性流体の振る舞いとなることがいえる．特に，過冷却度 5.3K では相変化の遅れが見られ，絞り部ではなくニードルの先端で間欠的に蒸発が起こっていることが分かった．

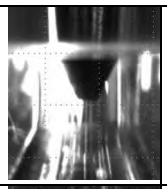
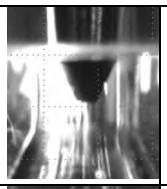
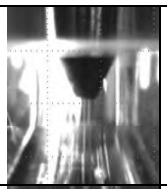
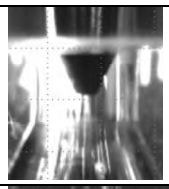
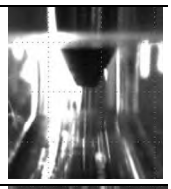
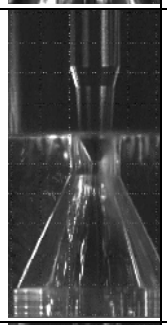
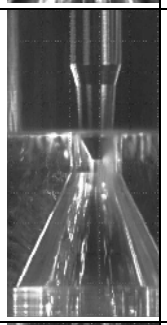
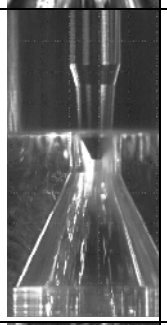
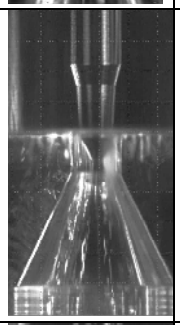
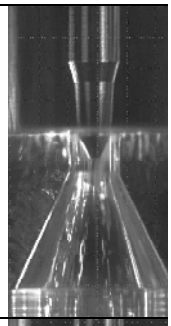
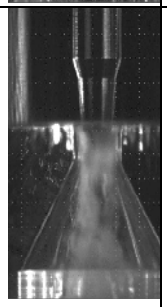
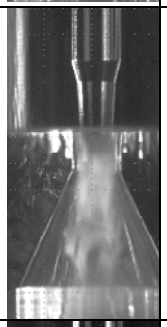
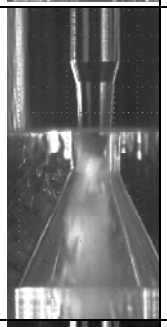
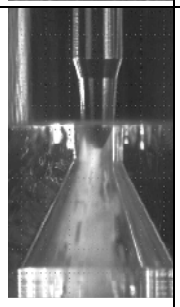
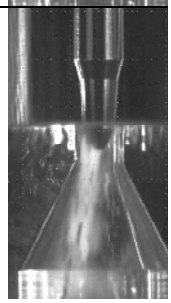
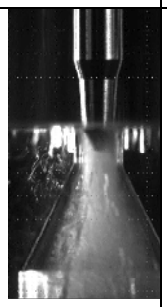
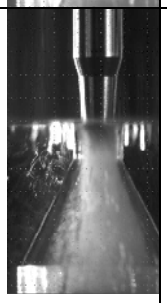
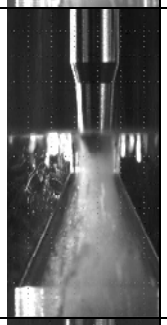
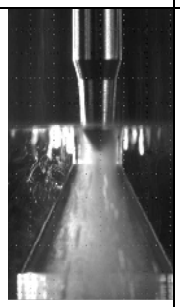
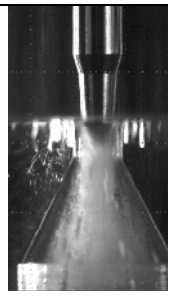
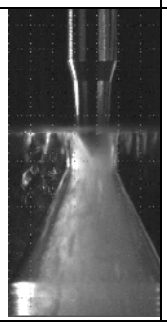
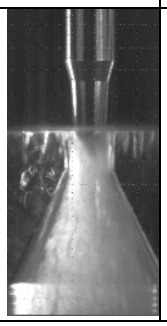
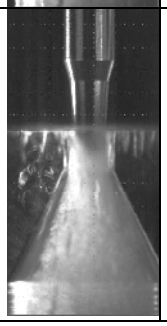
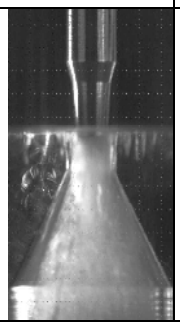
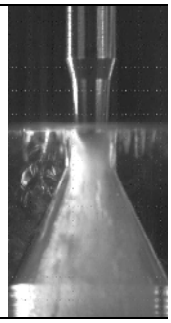
次に，入口が湿り蒸気の場合は，絞り部の手前では気泡が存在し，絞り部に向かって吸い込まれ，絞り部と絞り部を通過後では気泡の割合が増え，流速も大きくなっていることが確認できる．当然，絞り部は湿り蒸気で通過しており，密度が小さく比体積が大きい状態であるため，チョーク現象が起こることやそれに伴い流量係数は一定になることがいえる．

その間の遷移域では，絞り部の手前では完全に液で絞り部を通過後では湿り蒸気，そして絞り部で蒸発が起こっている．このことから，過冷却度が小さくなるにつれて絞り部や絞り部を通過後の部分において気相の量が増えることが，過冷却度が大きい領域から入口湿り蒸気へと流量係数が変化する要因であることが分かった．また，ニードルの先端に着目するとニードルの先端が見え隠れすることが分かり，遷移域特有の不安定な状態であるといえる．

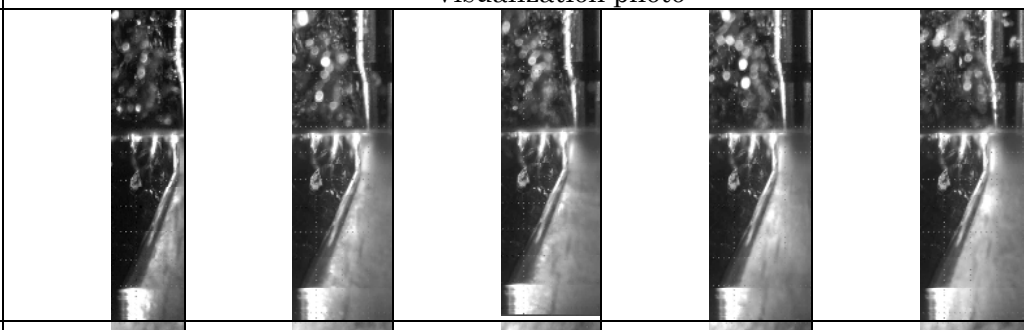
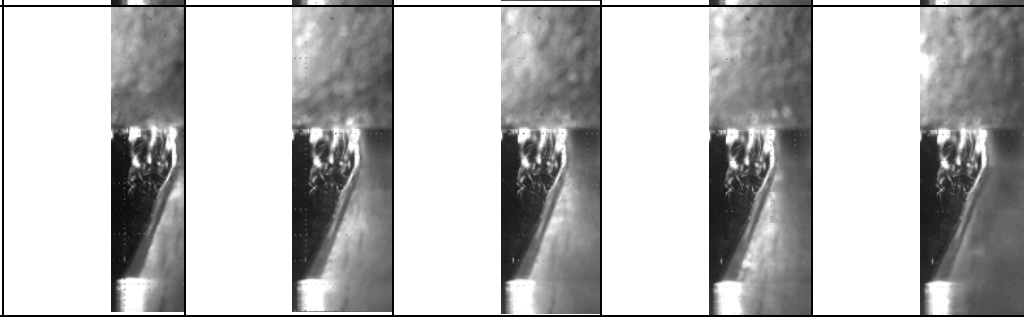


図①. 1. 6. 3. 6-1 Results of visualization experiment

表①. 1. 6. 3. 6-1　Visualization of phase transition at throat in expansion valve (Part 1)

Tsub K	Visualization photo				
5.3					
3.1					
2.2					
1.5					
0.7					

図①.1.6.3.6-2　Visualization of phase transition at throat in expansion valve (Part 2)

x	Visualization photo
0.02	
0.04	

①.1.6.4　まとめ

冷媒として R32 を用いた場合の家庭用エアコンの膨張弁を対象に，その膨張弁の特性に影響を与えるパラメータと膨張弁の特性を表す重要な指標である流量係数の相関関係を明らかにし，分析することで流量係数の相関式作成を試みた．その結果以下のようなまとめを得た．

膨張弁の入口が過冷却状態の場合には一般的な弁の特性と同様に流量は差圧の増加に対して大きくなる傾向がある一方で，入口二相状態ではその傾向が小さく，密度が小さいことによるチョーク現象と思われる傾向であるという流量傾向の違いを明らかにした．また，流量係数を用いた流動特性の評価を行い，流量係数は過冷却度が十分大きい場合と入口二相の場合，その間の過冷却度が小さい場合で傾向が異なることを明らかにした．さらに実験相関式を作成し，実験値との相対誤差は最大 5%以内程度であったため，実験結果をよく再現できているといえる．従来の膨張弁入口が過冷却状態である場合のヒートポンプの制御シミュレーションに用いられてきた相関式を膨張弁入口が二相の場合に拡張し，実負荷環境での制御シミュレーションに供しうる相関式を作成した．

また，可視化実験を行い，差圧と流量および密度の傾向は絞り部を通過する冷媒の相状態が影響を及ぼしている可能性があることを明らかにした．特に，膨張弁の入口が過冷却状態の場合においても過冷却度によって絞り部を通過する冷媒の相状態は変化し，過冷却度が大きくなるほど絞り部の気相の割合は増加することで過冷却度による流量の違いがあることが考えられる．また，入口過冷却度が大きい条件では，ニードルの先端において蒸発が開始し，従来考えられてきた通りの絞り部で圧力損失の分，流速が速くなり絞り部の入口で相変化が起こるのではなく，絞り部の出口付近で相変化が起こっている可能性があることを明らかにした．

膨張弁開度，入口圧力，入口過冷却度，差圧，質量流量を様々に変えた実験を行い，3000 点近いデータを取得し，それらの相関関係を定量的に整理することができた．

その結果，弁開度と流量係数の間には 2 次関数的な相関があることが分かり，また，その他のパラメータとの間には 1 次関数的な相関がみられた．

これらの結果をもとに，相関式を作成し，その精度を検証した結果，今回行った実験条件の範囲内では，ほぼすべてのデータを相対誤差 10%以内でよく再現できていることが分かった．

以上より，この膨張弁を構成要素に含むシステムの性能予測，挙動解析などに供しうる，流量係数の実験相関式が作成できたと言える．

NOMENCLATURE

A	: area, m^3	$\dot{m}$	: mass flow rate, kg/s
C_d	: flow coefficient, -	T	: temperature, K
$\dot{m}$	: mass flow rate, kg/s	Tsc	: degree of subcooling, K
P	: pressure, Pa	ρ	:density, $kg \cdot m^{-3}$
P	: pressure difference, Pa		

SUBSCRIPMTS

c	: critical point	max	: maximum
fo	: fully opened	o	: outlet
i	: inlet		

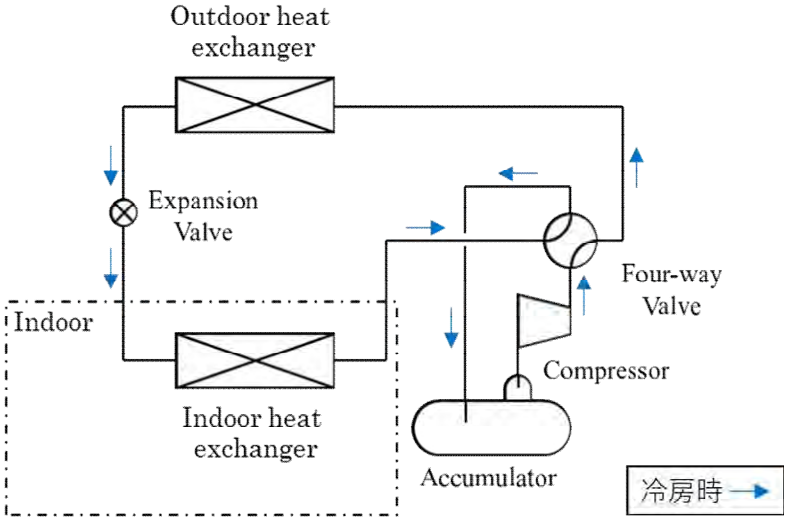
①.1.7 システム数値解析結果

①.1.7.1 ドロップインにおける低 GWP 冷媒の性能予測

本研究は，R410A 用のルームエアコンを対象とし，低 GWP 冷媒をドロップインした際の冷房性能の変化をシミュレーションし，冷房能力と消費電力の関係から低 GWP 冷媒の評価を行う．

①.1.7.2 対象とするシステム

本研究で対象とするルームエアコンの機器構成を図①.1.7.2-1 に示す．一般的な単段蒸気圧縮式ヒートポンプを対象としており，定格冷房能力は 2.5kW である．圧縮機，室内外熱交換器，膨張弁，四方弁，アキュムレータ，配管から構成されている．冷房運転時の制御は，圧縮機回転数と膨張弁開度により，冷房能力と蒸発器出口過熱度を制御するものとし，室内・室外のファン回転数は定格回転数で一定とする．



図①.1.7.2-1 ルームエアコンのシステムフロー

①.1.7.3 対象とする冷媒

本研究でドロップインによる性能評価を行う対象の冷媒とその物性を表①.1.7.3-1 に示す．本研究では低 GWP 冷媒として実績のある R32 に加えて，低 GWP として近年注目を集めている R466A, R454C を選択し，これらの冷媒に対してドロップイン評価を行う．シミュレーションを行う際の冷媒の物性値は NIST REFPROP Ver.10 をベースとしている．また，R466A の物性は混合則により算出した．

表①.1.7.3-1　対象となる冷媒と物性

冷媒	R410A (基準冷媒)	R32	R466A	R454C
組成	R32/R125 =50/50wt%	R32=100wt% (単一成分)	R32/R125/CF3I =49①.1.5-/39.5wt%	R32/R1234yf =21.5/78.5wt%
GWP	2090	675	733	148
ODP	0	0	0.008	0
安全性分類	A1	A2L	A1	A2L
沸点	-51.1	-51.7	-53.5	-41.3
温度グライド	0.1	0	1.5	7.8

①.1.7.4 シミュレーションの方法

ルームエアコンの仕様を表①.1.7.4-1 に，室内外の空気条件を表①.1.7.4-2 に示す.

表①.1.7.4-1 ルームエアコンの仕様

Cooling capacity		[kW]	2.5
Compressor	Rotational speed	[rps]	46.1
	Adiabatic efficiency	[-]	0.75
	Volumetric efficiency	[-]	0.90
	Inverter efficiency	[-]	0.95

表①.1.7.4-2 室内外の空気条件

Indoor unit fan mass flow rate	[kg/s]	0.214
Outdoor unit fan mass flow rate	[kg/s]	0.406
Indoor unit temperature	[℃]	27(dry) / 19(wet)
Outdoor unit temperature	[℃]	35(dry) / 24(wet)

ドロップインする冷媒の充填量を決定する際には，膨張弁による過熱度制御，圧縮機は定格回転数で定速運転，ファン回転数は定格回転数で一定の状態のもと，冷媒充填量を変化させてサイクル計算を行い，COP が最大となる値を冷媒充填量と決めた.

①.1.7.5 シミュレーションの結果

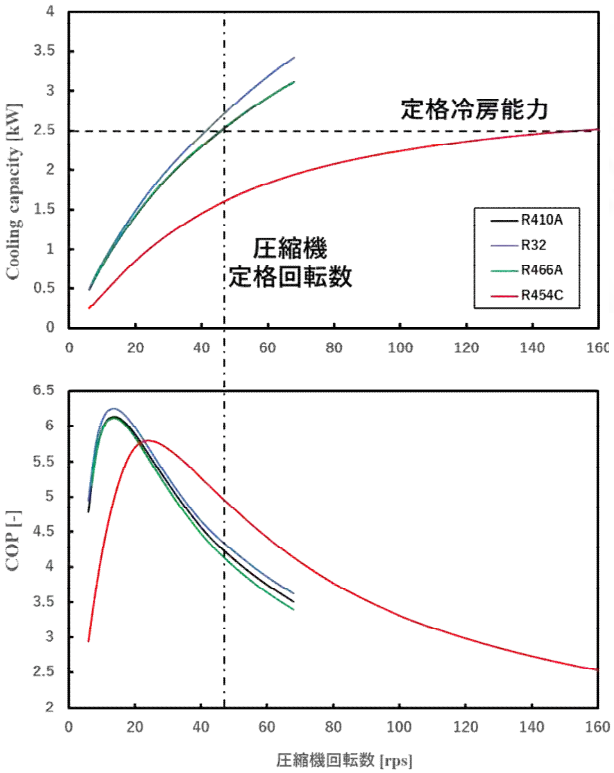
圧縮機回転数を変化させることで冷房能力を変化させた場合の各冷媒の性能比較を行った．シミュレーション条件を表①.1.8.5-1 に示す.

表①.1.7.5-1 シミュレーション条件

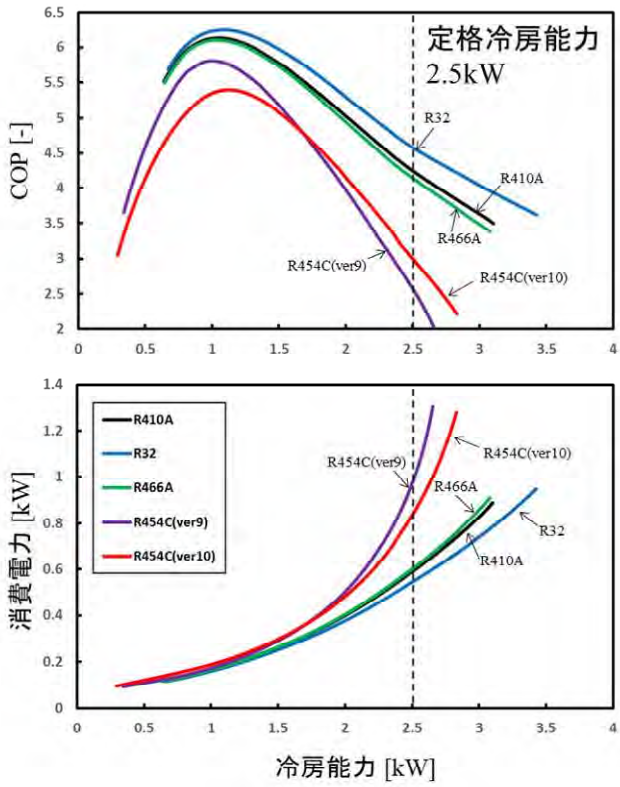
操作量	運転方法
膨張弁開度	蒸発器出口過熱度が 5K となるように操作
圧縮機回転数	一定
室外風量・室内風量	定格の 100%で固定

まず，図①.1.7.5-1 の圧縮機回転数と能力と COP の関係に着目すると，R32，R466A は圧縮機定格回転数に比較的近い回転数で，定格冷房能力を発揮できることがわかる．これに対し，R454C は定格冷房能力 2.5kW を発揮するためには圧縮機回転数を 160rps 程度にする必要があり，これは定格回転数 46.1rps の約 4 倍に相当する.

次に，図①.1.7.5-2 の冷房能力と COP と消費電力の関係に着目する．同じ冷房能力で比較すると，R32，R410A，R466A，R454C の順で COP が高いことがわかる．R454C は全ての冷房能力において COP が最も低く，また冷房能力が大きくなるほど R410A との COP の差が大きくなっている．また，EFPROPver.9 と ver.10 では COP で 6%程度の差があることがわかった。



図①. 1. 7. 5-1 Relationship between compressor rotation speed and capacity/COP

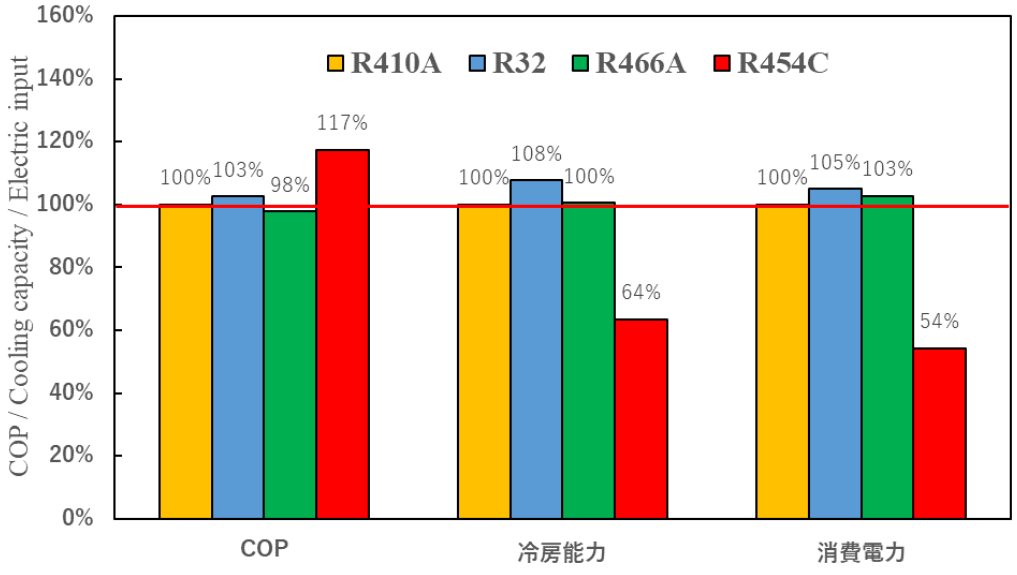


図①. 1. 7. 5-2 Relationship between cooling capacity, COP, and power consumption

①. 1. 7. 6 圧縮機回転数を定格回転数で運転させた場合の各冷媒の性能比較

各冷媒の COP，冷房能力，消費電力を解析した結果を図①. 1. 7. 6-1 に示す．ただし、図中のグラフの縦軸は，基準冷媒である R410A の結果を 100%として無次元化したものを示す．

圧縮機を定格回転数で運転した場合において R410A と比較すると，R32 をドロップインした場合には COP が 3%増加し，冷房能力は 8%増加した．R466A をドロップインした場合には COP が 2%低下し，冷房能力は 0.5%増加した．R454C をドロップインした場合には COP が 17%増加し，冷房能力は 36%低下した．このように計算条件の考え方の違いによって COP は大きく結果も異なることにも注目いただきたい．



図①. 1. 7. 6-1 Comparison of performance at compressor rated speed

次に，圧縮機を定格回転数で運転した場合，冷媒物性や運転条件が冷房能力にどのような影響を与えているか考察する．冷房能力は，蒸発器入口出口における比エンタルピー差と圧縮機吸い込み密度の二つの物性から決定され，これらの積が大きいほど冷房能力も大きいことがわかる．冷媒ごとの，冷房能力を支配する物性を図①. 1. 7. 6-2 (a) に示す．グラフの縦軸は，基準冷媒である R410A の物性を 100%として無次元化したものを示す．

R454C は冷房能力が著しく低下している．低下要因の一つとして，圧縮機吸い込み密度が低いことが挙げられる．これにより，冷媒循環量が不足し，冷房能力が低下した．R454C の COP は基準冷媒より 17%高いが，これは冷房能力が低いため，相対的に冷房能力あたりの熱交換器の体格が大きくなり，十分に熱交換が行え，蒸発温度と凝縮温度が近づいたためであると考えられる．

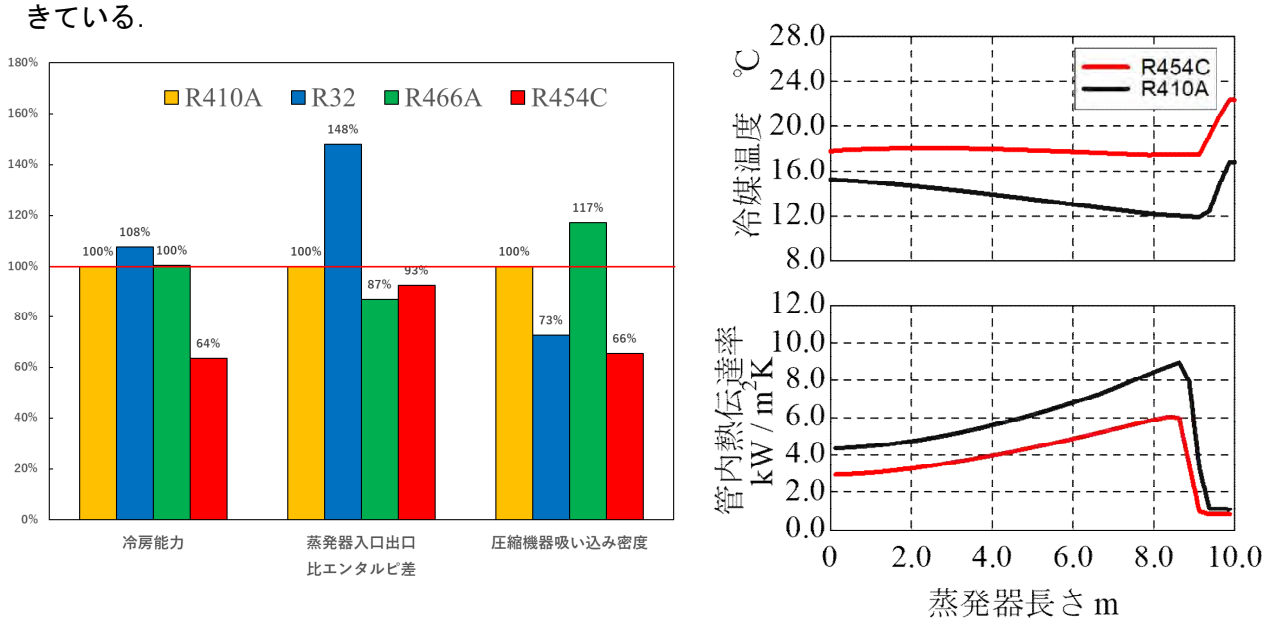
R32 は圧縮機吸い込み密度が低いにも関わらず，冷房能力は 8%高くなっている．これは，R32 の蒸発器入口出口における比エンタルピー差，すなわち蒸発潜熱が高くなっているためである．これにより，R32 は少ない循環量でも基準冷媒より大きい冷房能力を発揮できたと考えられる．R466A は圧縮機吸い込み密度が基準冷媒より高いが，潜熱は小さいため，冷房能力は基準冷媒とほぼ同等になった．

最後に，冷媒の温度グライドの冷房能力に与える影響について考察する．冷房能力は，蒸発器における熱コンダクタンスと温度差の積で与えられる．冷媒により冷媒側の熱伝達率は多少異なったとしても，伝熱性能は空気側が支配的であるため，熱コンダクタンスはほぼ同程度であることがわかる．

そこで，冷媒と空気の温度差に着目する．低 GWP 冷媒の候補の中で最も温度グライドの大きい R454C と，基準冷媒である R410A の蒸発器における温度分布を比較することで，温度グライドを持つことが能力にどのような影響を与えるかを考察する．両者の冷媒の蒸発器における温度分布・熱伝達率の分布を図①. 1. 7. 6-2 (b) に示す．

R410A の温度分布に着目すると，二相域において蒸発温度が低下していることがわかる．これは圧力損失に伴い，蒸発温度が低下するためである．R410A は非共沸冷媒であるため温度グライドを持つが，極僅かである．これに対し，大きな温度グライドを持つ R454C は．圧力損失による蒸発温度低下と，温度グライドによる蒸発温度増加の両方が同時に発生している．これにより，R454C と R410A を比較すると，R454C の方が空気（熱交換器入口温度 27°C）との温度差が小さいことがわかり，これが冷房能力の低下を招いたといえる．このように，温度グライドを持つことが，R454C の冷房能力が低下した 2 つ目の要因であるといえる．

以上のようにシミュレーションによって各種次世代冷媒のシステム解析も実施が可能となってきている．

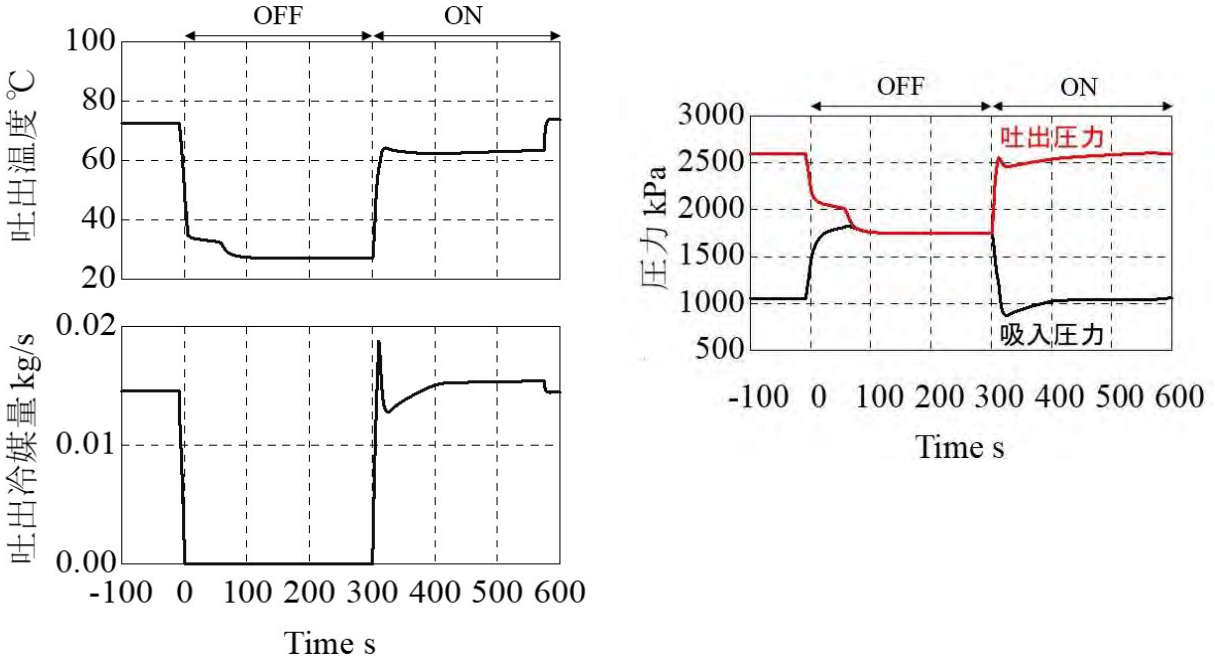


(a) Cooling capacity, specific enthalpy difference, compressor suction density
(b) Evaporator temperature distribution, heat transfer performance

図①. 1. 7. 6-2 Refrigerant physical properties and heat transfer characteristics that govern cooling capacity

①. 1. 7. 7 断続運転解析

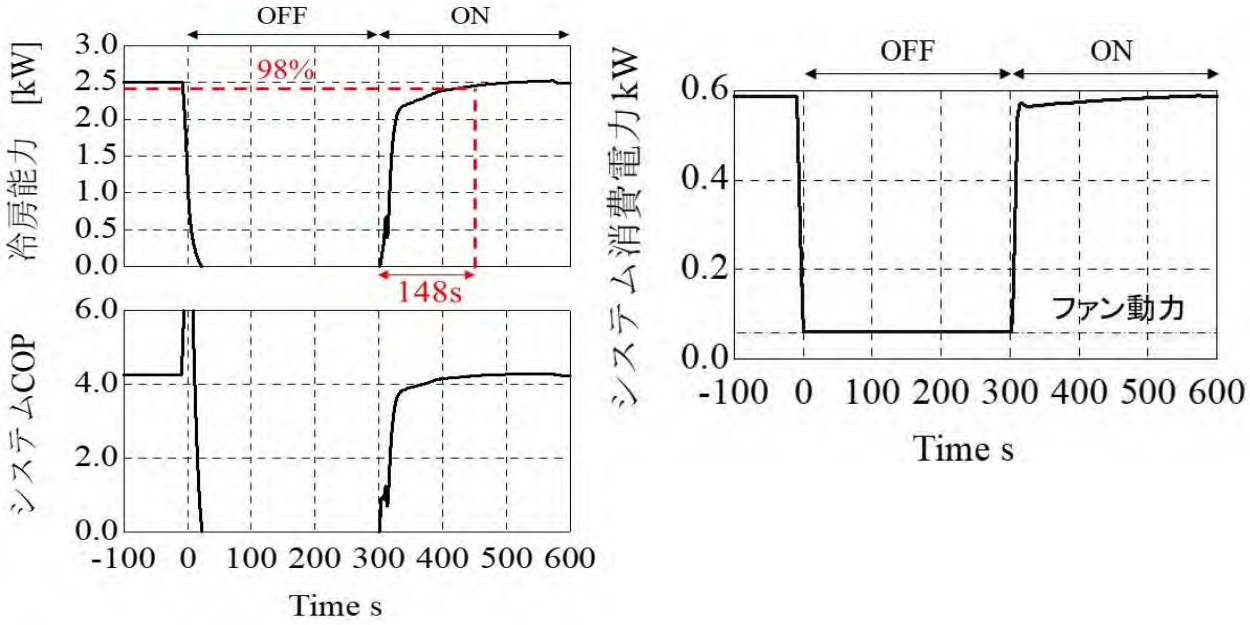
図①. 1. 7. 7-1 は，シミュレーターで機器の起動停止解析を実現した例である．まずは従来冷媒としての R410A を用いた結果ではあるが，内部の状態まで詳細に解析することが可能となっている．



図①. 1. 7. 7-1 Changes in the internal state of the device when starting and stopping

すでに述べたように今後次世代混合冷媒となったような場合には，断続運転時の性能が純冷媒とは大きく異なることが予想される．空調負荷が低下している昨今においては，断続運転の発生時間は長いため，このような運転時の性能評価が極めて重要となるが，実験による分析は，大変な労力となる．このため，シミュレーションによって，このような中で解析が実現できたことは次世代機器の実運転性能を分析するうえで非常に効果的である．

また，図①. 1. 7. 7-2 に示すようにこの結果を整理して，機器の性能を導出することも可能である．これらの結果によって，次世代機器の低負荷時の性能の改善に向けた検討等でも活用が可能である．



図①. 1. 7. 7-2 Changes in device performance when starting and stopping

①.2 現象究明実験

ここまでに述べたようにモデリングや数値解析手法は確実に進展してきたが，まだそもそもその現象自体の解明が進んでいないものもある．当然，このような現象については，モデリングもできないため，基礎実験を進めている．ここでは，混合冷媒の伝熱性能とボイド率の現象究明を進めている．

①.2.1 混合冷媒伝熱性能評価

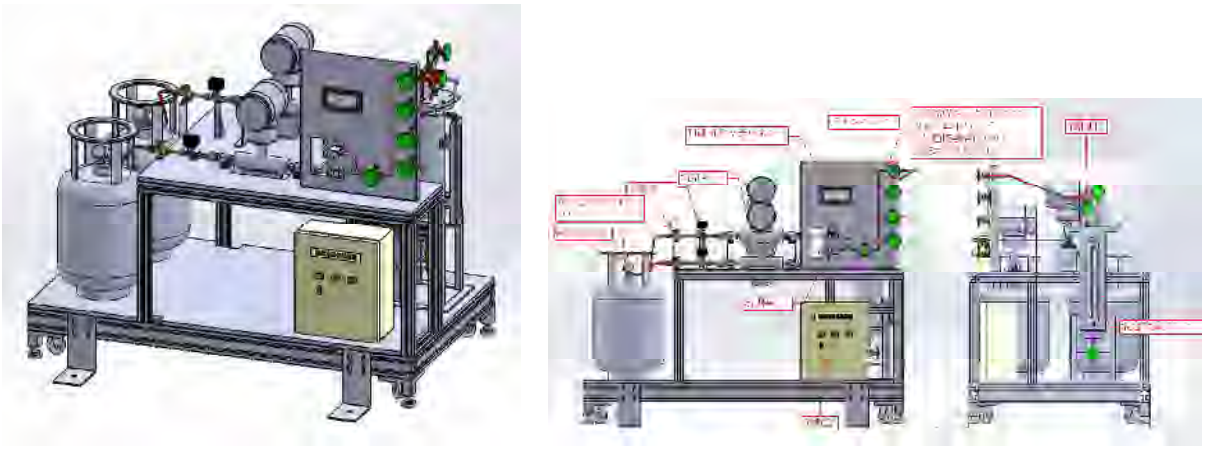
〈概略〉

現在の混合冷媒の相変化流動研究は，混合比を変化させて管内の沸騰や凝縮熱伝達そして圧力損失を取得している．しかしこの方法では，冷媒の混合比がわかっても，実際に圧力損失や熱伝達が生じている局所の物性は不明なままである．そこで管径や流動の影響を排除できる，つまり核沸騰の実験装置を用いて，局所の物性を計測することで，熱的な物理現象が生じている箇所を，混合比から整理式として局所の物性を算出する事を可能とすることを目的とする．この手法により，管径や冷媒によらない複雑な混合冷媒について，系の物性から局所の物性へ変換式を使うだけで，R410A が単一冷媒と同様に物性が取り扱える用になる事を目標としていて，結局は NEDO プロジェクト全体に大きな波及効果が得られる可能性がある．

実施する核沸騰実験は，委託先に限らず全ての NEDO プロジェクトにおいて必要不可欠な局所的物性を取得する．局所的物性が明らかになると，これまでの混合冷媒の熱伝達や圧力損失問題が一気に解決する見込みがつく．取得したデータはデータ整理をおこない，上述のハイブリット型の整理式の構築，CFD 解析，深層学習等に応用できる．

〈実験装置の概略図・・・混合冷媒作成装置について〉

まずは混合冷媒を任意割合で混合可能な装置について，図①.2.1-1 に示す．この装置では，独立した二系統の冷媒流路に二つのコリオリ流量計を設置したもので，コリオリ流量計と電子弁が制御系統に接続されていることが特徴である．最終的には，任意の質量割合で，混合冷媒用の容器に冷媒を作成することが可能である．コリオリ流量計で各冷媒の充填質量を設定すれば，流動した冷媒の質量をコリオリ流量計が監視して，設定質量になったときに，制御計が電子弁に信号を出して，流動をストップする．



図①.2.1-1　自動冷媒混合作成装置の概要図

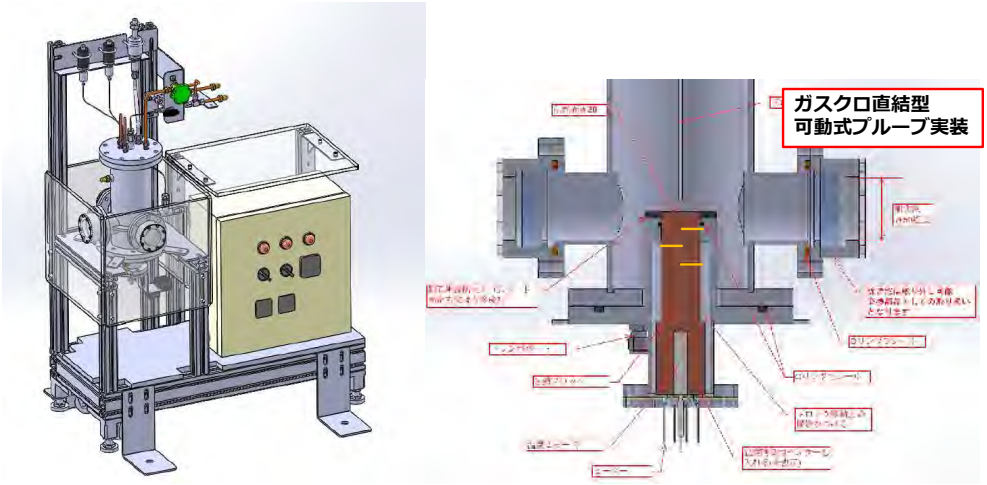
また，冷媒作成装置は，混合冷媒用容器に接続された低温恒温装置と，単一冷媒容器外側にベルト式のヒーターを巻くことで，冷媒をきちんと任意質量まで充填できるように工夫がされている．また万が一のために，逆止弁を設けることで，高価な冷媒を無駄にしない，そして実験にたいする信頼性を担保することにしている．この装置と島津製作所製のガスクロマトグラフ質量分析計が繋がっていて，本当に任意の冷媒割合になっているかということを液側，つまり容器の下側から確認できるようになっている．また，気体側も測定可能とした．

島津製作所のガスクロマトグラフ質量分析計，GC-2000 のカタログ写真を，図①. 2. 1-2 に示す. この質量分析装置は，医療薬の残留溶媒分析やガソリン中の硫黄化合物の分析に使われていて，世界トップレベルの感度分析能力を有している．つまり，2－5 成分程度までの混合冷媒ガスであれば，十分にそのピークを算出することが可能であり，積分値から各成分の質量割合が算出可能である.

図①. 2. 1-2　導入したガスクロマトグラフ質量分析計

〈実験装置の概略図・・・プール核沸騰実験装置について〉

プール核沸騰の実験装置の概略図を図①. 2. 1-3 に示す．前節で説明した自動混合冷媒作成装置で作られた冷媒は，このプール核沸騰の実験装置に，それぞれの役割毎に配管同士で物理的に接続されていて，冷媒の移動の簡便化やガスクロと真空装置を兼用している．よって，作成した混合冷媒の移動はプール核沸騰実験装置へ容易に移動が可能である．つまり，2 台の液タンクにはそれぞれ独立した恒温槽があり，弁の操作と温度差によって，作成した混合冷媒を容易にプール核沸騰実験装置の液タンクへ移動させることができる.

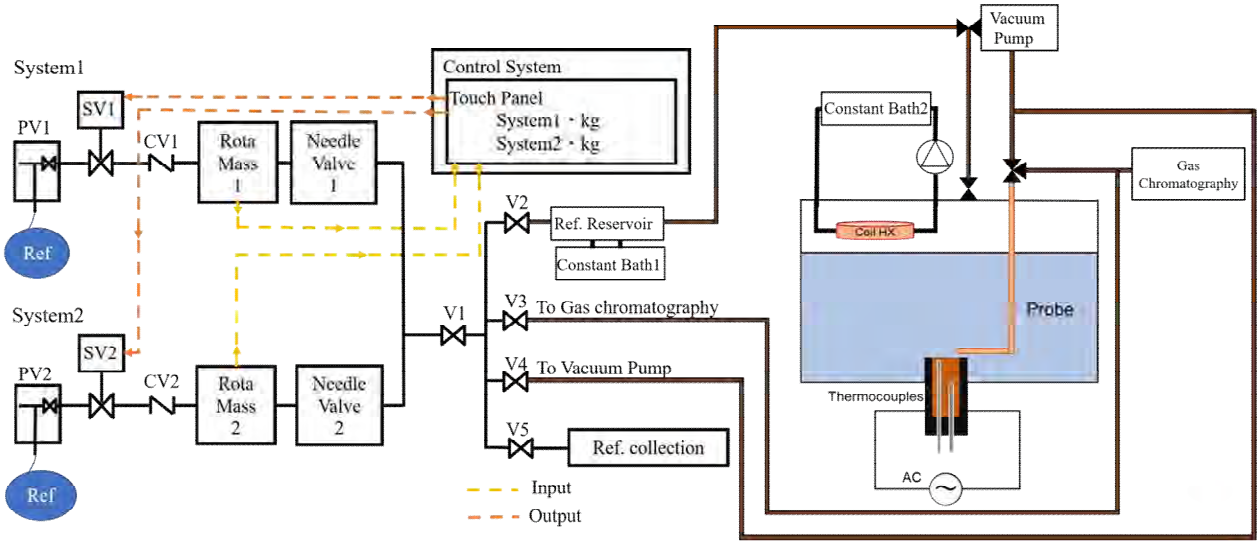


図①. 2. 1-3　プール核沸騰実験装置の概略図

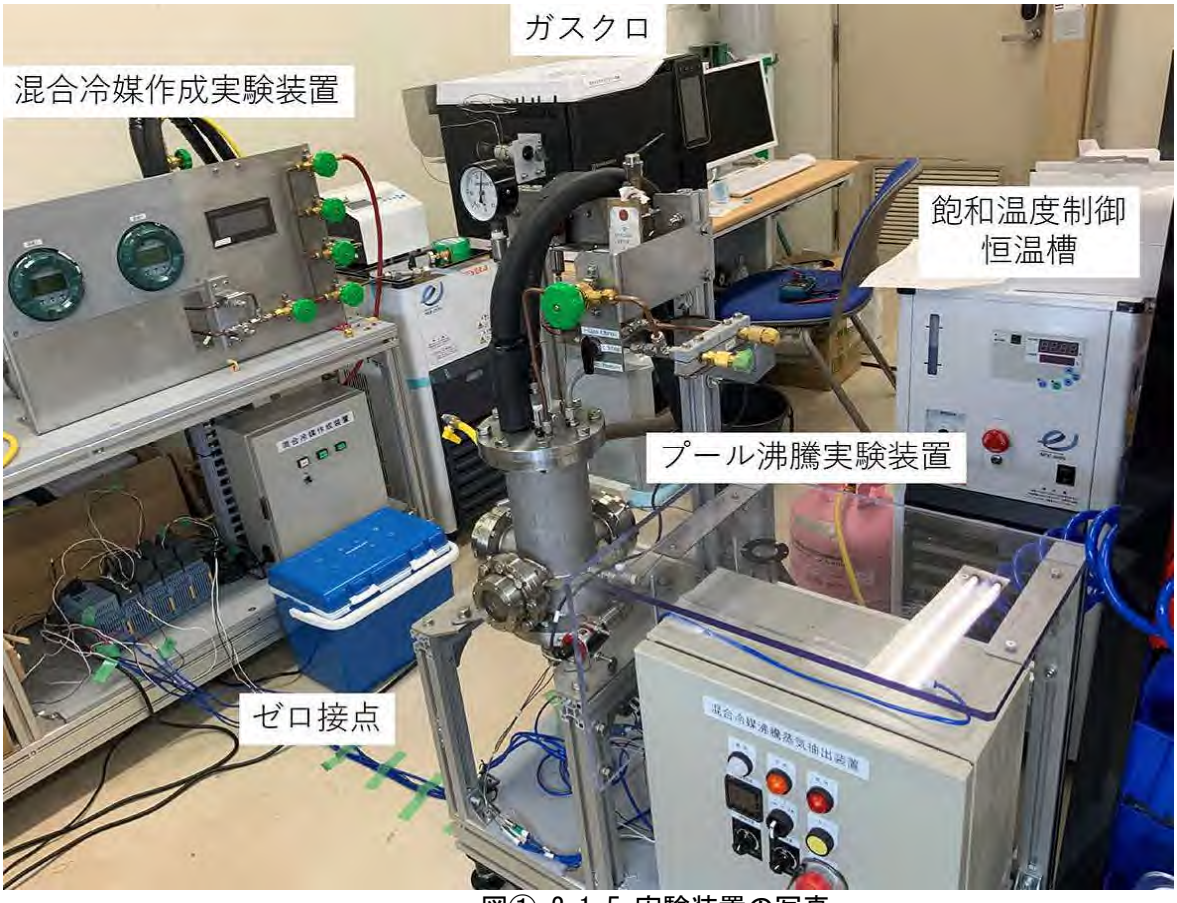
この実験のフロー図を図①. 2. 1-4 に，実際の実験装置の写真を図①. 2. 1-5 に示す.

プール核沸騰実験装置における外観での大きな特徴は 3 つの大きな可視化窓にあり，高速度カメラを二台以上接続して，さらにマクロレンズを装着することで小さなプール沸騰で生じる気泡の大きさをトラッキングでき，表面張力と飽和圧の関係等から気泡を見て追跡することで，混合冷媒のプール沸騰の物理メカニズムを捉えることが可能である.

またガスクロマトグラフに直結する可動式プルーブを実装しているため，局所伝熱面の物性を正確に測定可能である. この時，プルーブ内部の体積は，充填している冷媒に対して 0.06 % の容積と非常に小さい.



図①. 2. 1-4 プール核沸騰実験装置フロー



図①. 2. 1-5 実験装置の写真

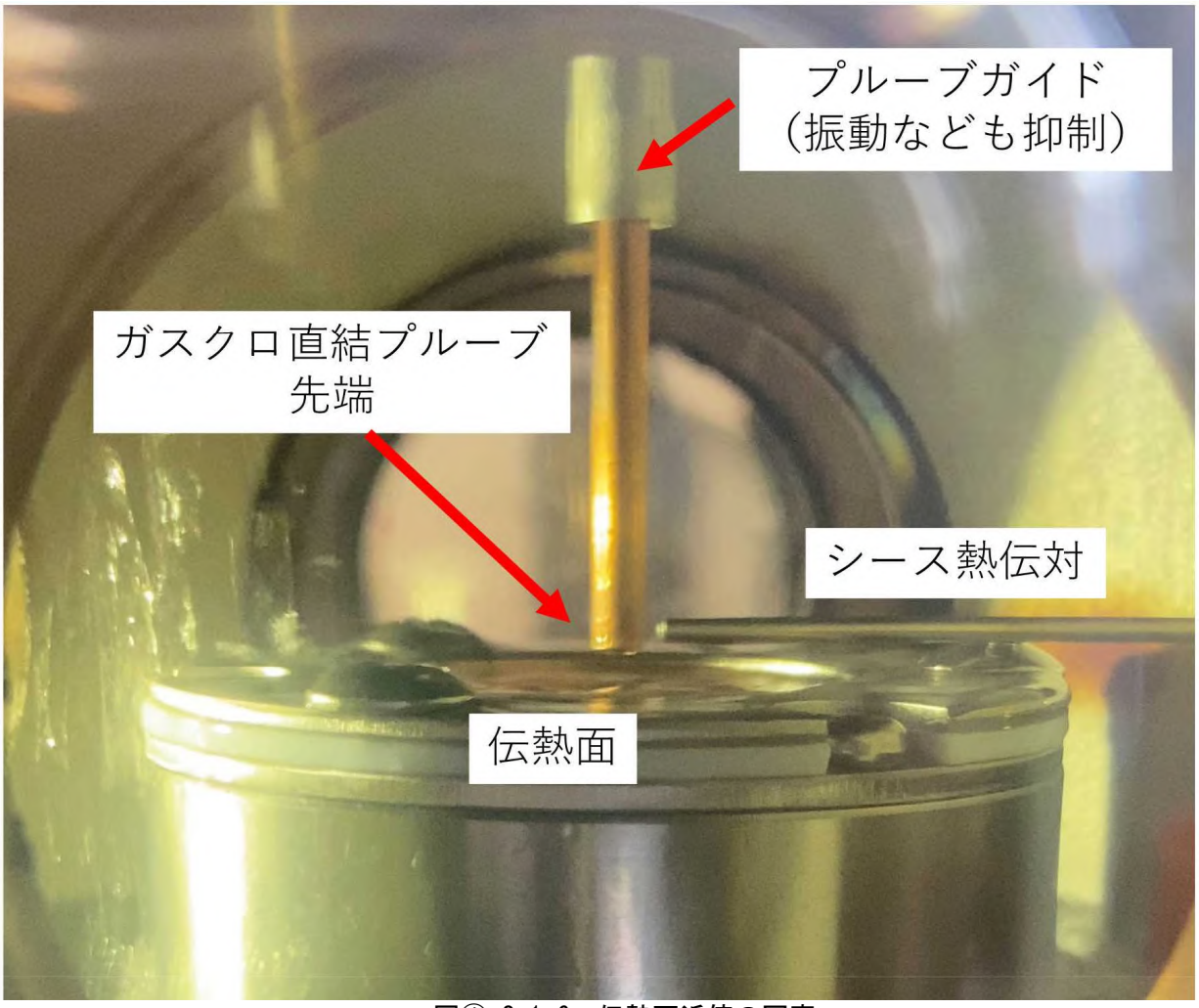
このため，一度ガスクロ分析にかけるまでは，測定冷媒が十分に入れ替わるまでプルーブから冷媒を排出して，ガスクロ分析している．この時，飽和圧力が変化しないように，ゲージ圧で1kPa 程度の吐出でプルーブからガスクロマトグラフに吐出させている．実際に，冷媒採取中は圧力変動は 1kPa 程度に抑えられ，高速度カメラの映像から沸騰などが起きていないことを確認している．

さらに，冷媒自体の水圧で飽和温度などが変化している可能性があるため，液面と同じ高さの位置で，圧力ポートを設けて，外部から熱電対と圧力測定をする．また容器の上部にも同様の圧力と温度ポートを設けている．

<実験結果>

１）可視化実験

可視化窓からの写真を図①. 2. 1-6 に示す．伝熱面は銅棒を使っているため，角からの核沸騰促進を抑制するために，角部のみ断熱材でぐるりと覆っている．このため伝熱面近傍に（プルーブ向かって左手）にネジ山がみえる．このため，伝熱面は 3 mm のくぼみ面の底にあるため，写真では分かりづらいが，確認できる．プルーブ位置は，伝熱面から 4.1 mm の位置にある様子を撮影したものである．



図①. 2. 1-6　伝熱面近傍の写真

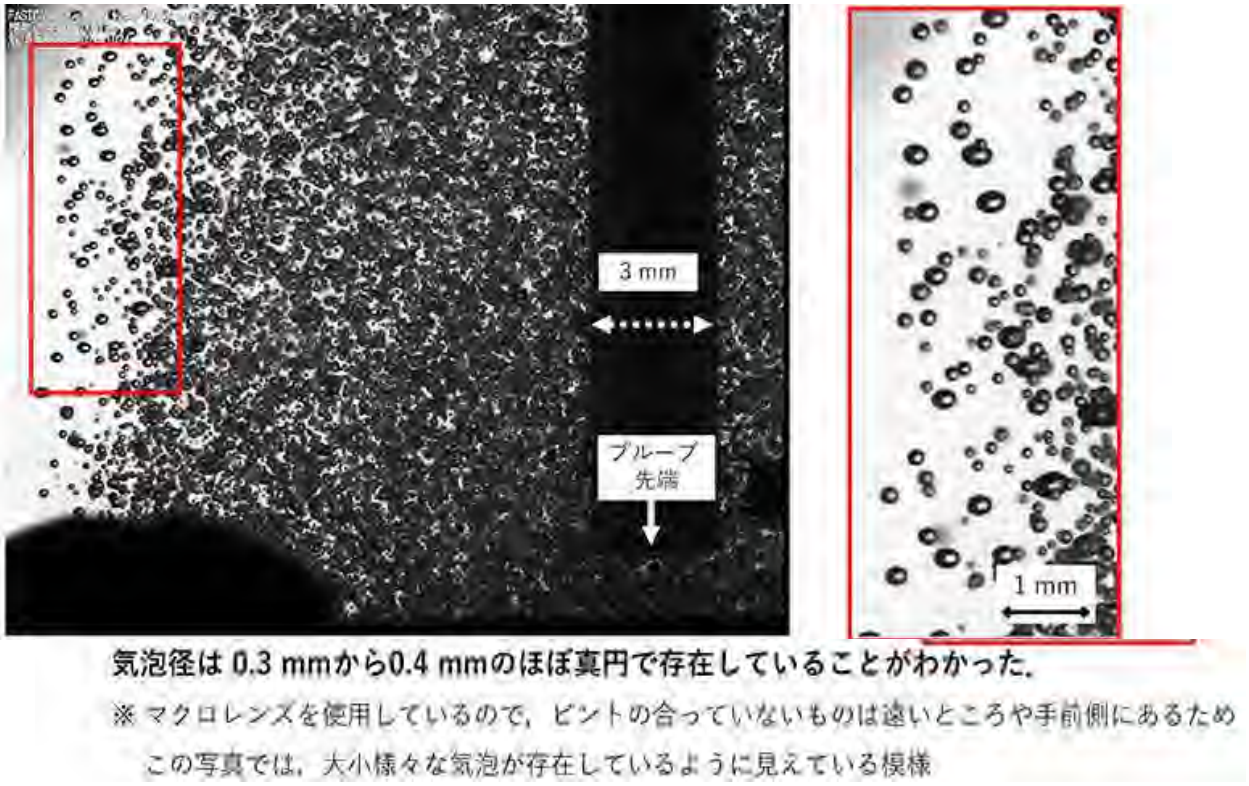
高速度カメラで撮影した様子を図①. 2. 1-7 に示す．今回は熱流束 12 kW/m^2 の解析結果を示す．

離脱した気泡は定常状態ではほぼ同速度（解析中）で上昇している様子が確認された．また，気泡の形はほぼ真円で 0.3 mm から 0.4 mm 程度であった．

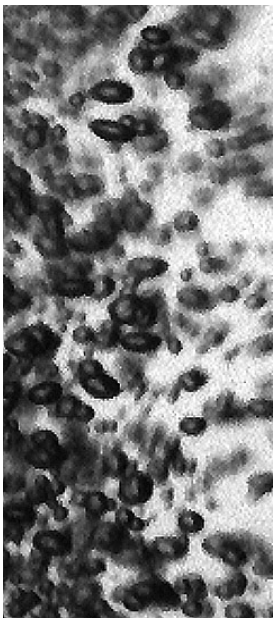
定常状態ではほぼ真円であるが，熱流束を変化させるなどの非定常状態では，気泡径は図①. 2. 1-8 のようにいびつな形状を取ることが今回明らかになった．これは表面張力や密度などの

物性変化によるものと考えられる．非共沸混合冷媒についても今後，定常時と否定常時でどのような気泡径や気泡形状の変化が現れるか，熱流束をパラメータに検討していく．

全体像	左図の赤四角部分拡大



図①.2.1-7　高速度カメラでのプール核沸騰実験の解析結果　（q =12 kW/m^2）



図①.2.1-8　非定常状態における気泡形状の変化の様子

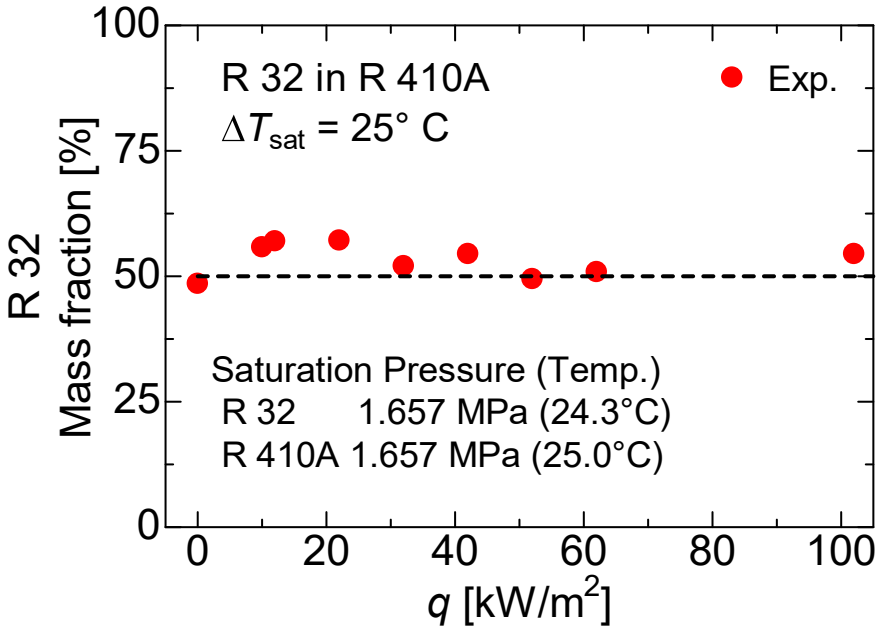
２）混合冷媒物性の熱流束依存性

今回のプロジェクトにおいて大きな目標の 1 つが，冷媒を混合させることによる，伝熱面表面の物性値について熱流束を（とりあえず優先順位一位として扱う）パラメータにして調査することである．そうすることで，複数の混合冷媒によらず，例えば熱伝達率の整理式について，気

液の物性値をこれまでと同様に，蒸気と飽和液それぞれ 1 つとして検討できれば，従来の整理式に落とし込める可能性もある．このような背景から，その混合冷媒の物性と，整理式と結ぶ中間の整理式を作成する必要があると考えていて，これまでにない調査ではあるが，この調査で一気に混合冷媒の複雑な熱伝達メカニズムなどの諸問題が解決する可能性も秘めている．

今回は，疑似共沸混交冷媒 R 410A を使って，まず検討してみたので報告する．

プール核沸騰実験で，R410A の飽和温度=25℃（環境温度）として，様々な熱流束でガスクロ分析した結果を，R 32 について図①. 2. 1-9 に示す．



図①. 2. 1-9　R410A の熱流束を変化させた場合の R 32 の質量割合比率

現時点で分かったことは，擬共沸冷媒 R 410A といえど，本実験の場合はおよそ 30 kW/m^2 を境にして，それよりも低熱流束であるか高熱流束であるかによって，伝熱面表面の物性割合に変化が現れる可能性があるということである．

グラフ上には R 410A の設定飽和圧力に対して，それぞれの混合物の飽和温度を示している．つまり，R 32 は 24.3 ℃，R 125 は 32.2 ℃であり，R 32 の方が沸騰しやすい．

つまり，グラフから読み取れることは，低熱流束時では，伝熱面壁温もそれほど上がっていないため，蒸発しやすい R 32 が R 125 よりもより蒸発しやすく，R 32 の比率は最大で 60 %程度まで上昇して R 125 はその分減少する．熱流束 30 kW/m^2 より大きな熱流束になると，混合比率 50 %の一定値をほぼ保った．これは熱流束の増加で壁温も上昇することで R 125 の沸騰も盛んになり，混合比率に近づいたものと考えられる．ここで，実際の可視化実験でも核沸騰は熱流束の増大に伴って促進されていることを確認している．

この結果は初期取得段階であり，信頼性に欠ける部分がある．しかし，冷凍空調分野で重要となる 30 kW/m^2 以下の低熱流束時において，蒸気圧による物性の変化量は顕著となり，それは熱流束（壁温？）とリンクしている可能性があるものとして重要な意味があるものと捉えている．

また，この実験から，いわゆるスラグ流量域などの液膜蒸発領域においては，熱伝導率の高い R32 がより蒸発しやすいことで達成されていることも示唆する可能性もでてきて，より精度の高い整理式構築に役にたつかもしれない．

①. 2. 2 冷媒充填量評価(ボイド率評価装置)

①. 2. 2. 1 全体装置

次世代冷媒は，可燃性を有することが圧倒的に多くなることが予想されている．このため，できる限り冷媒充填量を削減することが求められている．しかし，日本冷凍空調工業会の冷媒評価 WG でも議論されてきたが，各社とも冷媒充填量を予測するための解析技術を構築しているが，大きく予測がずれていることが指摘されている．このため，現状の評価方法，解析方法では，冷媒充填量の予測は不可能であるとの認識に立ち，上記に述べたように数理モデルの再検討を始め

るとともに，実験的にも流動状態を可視化しながら冷媒の充填量を評価できる装置を新たに開発した.

その特徴は，冷媒充填量を測定するために必要不可欠なボイド率の測定方法として静電容量式ボイド率系を用いて測定する手法を活用することにより，冷媒充填量の予測モデルの妥当性の検証を進めることにある.

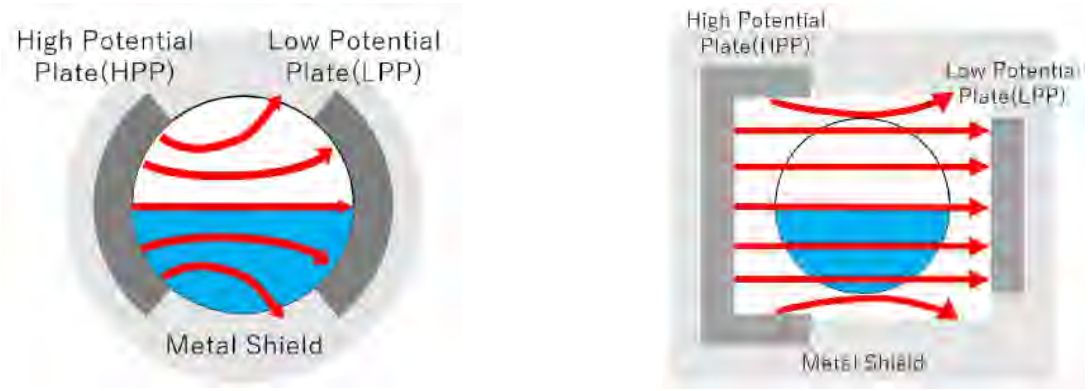
①.2.2.2 静電容量法による冷媒用ボイド率測定センサーの開発及び測定方法の確立

静電容量法によるボイド率測定法は二相流中の気液の比誘電率の違いを利用した測定方法で、非接触式、リアルタイム測定が可能で、単純な構成のため小型軽量化できる[1-5]。一方で、流体の種類や流動様式の違いにより同じボイド率でも静電容量値が異なるため、ボイド率(α)と測定される静電容量(C)との関係($C-\alpha$関係)も流動様式に依存する。したがって静電容量法を利用してボイド率を精密測定するためには、多様な二相流の流動様式による $C-\alpha$ 関係に対する補正式が求められる。

ここでは、すでに極低温燃料用に開発してきた非対称電極を持つ静電容量センサーをマクロ及びマイクロサイズの管内の冷媒にも対応可能な高精度ボイド率測定手法を開発した。

1) 非対称電極を持つ静電容量センサー

現在までに多くの研究者により様々な極板形式が提案されているが、その多くが円管の流路外部に円弧型の極板を一対取り付ける方式である（図①.2.2.2-1(a)）。しかし、この円弧型の極板形式では、水平層状流による実験において最大 30% 以上の計測誤差があることが報告されている。その誤差の原因は、図①.2.2.2-1(a)に示すように、外部ノイズ低減用に設置した金属シールドの影響による電場のゆがみである。すなわち、高電位極板から放出された電気力線（図中矢印）の一部がシールドへと向かうため、高電位極板から低電位極板へと向かう電気力線が通過する領域が円管内全体に及ばず、配管内を過不足なく捉えることができなくなるためである。



(a) (b)

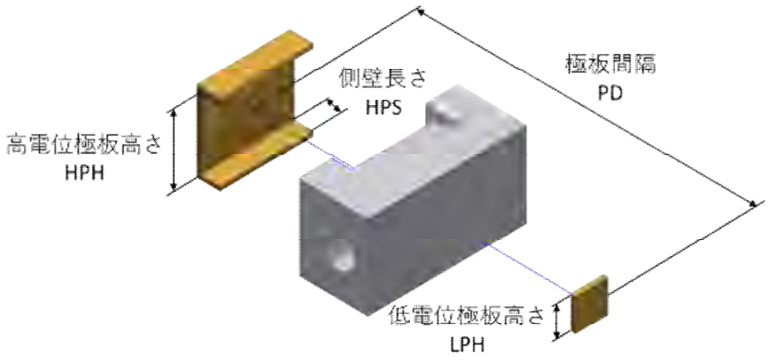
図①.2.2.2-1 Electric field lines according to the shape of the electrode
(a) the symmetrical arc shape of the electrode, (b) the asymmetrical parallel shape of the electrode

シールドの影響による電場の歪みを低減した形式がすでに分担者らが開発した非対称型センサー（図①.2.2.2-1(b)）で、極板を平行に設置し、高電位極板を大きく、さらに上下端を折り曲げた形状に変更している[3]。この変更によって図のように極板間の電場のゆがみを低減し、配管内を過不足なく捉えることで、計測誤差を 6.5%まで低減している。

2) ボイド率計の設計

本ボイド率計の設計に際し、有限要素法解析ソフト Elmer を用いた電場解析（EFA、 Electric Field Analysis）を行った。極板形状を変化させたボイド率計 3D モデルに対して、様々な流動様式を仮定し、それぞれの流動様式について Elmer で静電容量を計算し、静電容量とボイド率の関係をプロットし、誤差評価を行う。また、実験計画法を用いて、測定精度を評価関数とした極板寸法形状最適化を行った. 具体的には、極板寸法形状（図①.2.2.2-2）に記載した高電位極板高さ HPH、高電位極板側壁長さ HPS、低電位極板高さ LPH、極板間隔 PD を４因子としてそれぞれ

３水準に変化させて解析を行い、特性値であるボイド率測定誤差が最小となるように、極板形状を決定した。このとき誤差を最小化するだけでなく、配管内を過不足なく捉えているか（電気力線が配管内の全域を通過しているか）にも注意した。



図①. 2. 2. 2-2　Design parameters of capacitance-based void fraction sensor

次に配管材料について、検討を行った。静電容量式ボイド率計の計測原理より誘電体の配管を使用する必要があり、冷媒配管として多く用いられる銅管をはじめとした金属管は使用できない。これまで開発したシリコンオイルや液体水素用のボイド率計では、配管部はアクリル樹脂を材料として 3D プリントにより製作している。しかし、本研究では、冷媒流のボイド率測定を想定しているため、冷媒と配管材料の間の材料適合性を考慮する必要がある。ゴムやプラスチックなどの高分子材料は、内部構造として網状につながっており、冷媒など溶剤につけた際に、網の中に溶剤を抱き込んで膨れ上がる。このような膨潤により、材料の強度が著しく低下する。また、材料と溶剤の組み合わせにより膨潤を起こす組み合わせと起こさない組み合わせがある。したがって、冷媒への適用においては、膨潤を起こさない組み合わせを選択することが必要となる。

Table.3.1-1 で、新冷媒と配管材料となる高分子材料の間の材料適合性の一例として、AGC 社による材料適合性試験の結果を掲載する。この試験では、対象となるプラスチック材料を各種冷媒に 50 °C で 5 日間浸漬した後の重量変化率、体積変化率を比較している。

表①. 2. 2. 2-1　Effects of refrigerants on polymer materials[6)]

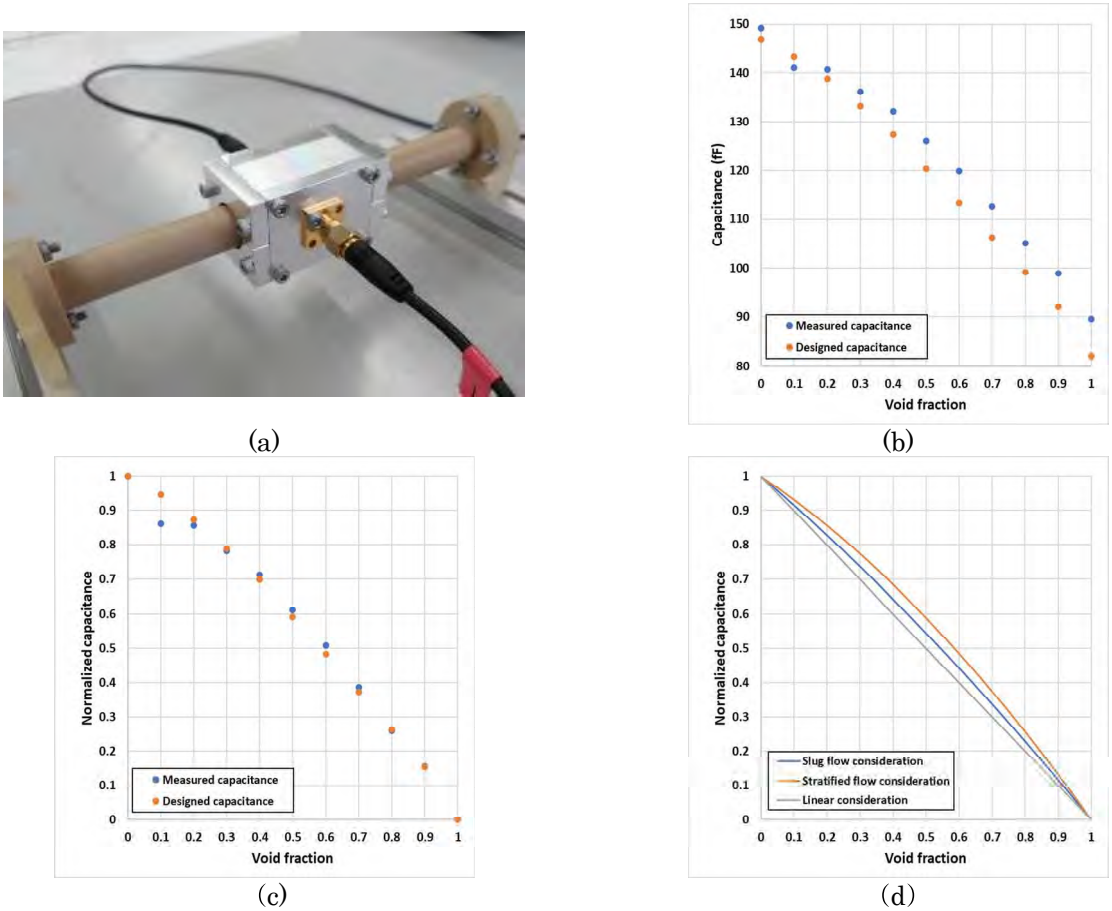
Materials	R410A	R407C	R404A	R507A	R32	R125	R134a	R143a
Polyvinyl chloride	2/2	1/1	0/0	0/0	5/5	0/-2	0/0	-3/-4
Polyethylene	1/1	1/1	1/1	1/1	1/1	1/1	1/0	1/-4
Polypropylene	2/2	2/2	3/2	2/2	0/0	1/-1	2/1	3/-1
Polystyrene	6/4	3/2	1/1	0/0	10/8	1/-1	1/1	1/-2
Acrylic resin	34/29	39/33	0/0	0/0	34/35	6/5	34/28	0/-1
Polycarbonate	6/4	3/2	0/0	0/0	11/14	0/0	0/0	0/1
Phenolic resin	-1/-1	-1/-1	-1/-1	-1/-1	0/0	0/0	-1/-1	0/2
Epoxy resin	0/-1	0/-1	0/-1	0/-1	0/0	0/0	2/3	0/1
Polyphenylene oxide	6/4	3/2	0/0	0/1	10/8	0/0	0/-1	1/1
ABS resin	9/13	7/5	0/0	0/0	19/16	0/0	1/1	0/-1

この表からも多くの冷媒とアクリル樹脂の間に適合性がないことがわかる。また、静電容量式ボイド率計の計測原理から金属を使用できないことを考えると、汎用以外のプラスチックなどその他の材料から選定する必要があるといえる。そこで冷媒を想定したボイド率計では、スーパーエンプラの一種であり、先端産業でも使用されている PEEK 樹脂を使用することにした。PEEK 樹脂は、1978 年イギリスの ICI 社が開発し、「VictrexPEEK」として商標登録されており、機械

的強度、耐薬品性などに優れている。さらに、今回使用する R32 およびその他の冷媒についても良好な適合性を有していることが知られている。また PEEK 樹脂の比誘電率は 3.3 程度であり、アクリル樹脂の比誘電率 3.0 と近い値であることから、電磁気的な観点からも従来のボイド率計と同様の原理で測定が可能である。

3) プロトタイプ静電容量式ボイド率計の検証

上述の設計に基づき、マクロ管(内径 7.1 mm)サイズのプロトタイプボイド率計（図①. 2. 2. 2-3(a)）を製作し、Novec7300 を用いた静止層状流実験により、精度検証を行った。層状流実験では、真のボイド率（(配管体積－注いだ液体体積)/(配管体積)）と比較することでボイド率計の測定精度検証および電場解析の妥当性を確認する。図①. 2. 2. 2-3(b)に層状流実験結果を示す。実際の測定結果は電場解析から予想された値と差を見せているが、これは平準化によって解決できる（図①. 2. 2. 2-3(c)）。次に、静電容量(C)－ボイド率(α)の換算式($C-\alpha$関係)として、線形式ではなく流動様式ごとに電場解析を用いて作成した補正式を使用することでさらに精度向上を図る。図①. 2. 2. 2-3(d)に R22 の異なる流動様式を考慮した電場解析から導出された$C-\alpha$関係を線形式とともに示した。補正式は線形式と比べて最大 10%の差異があることが確認でき、適切な流動様式の考慮がボイド率計測精度向上に欠かせないことがわかる。

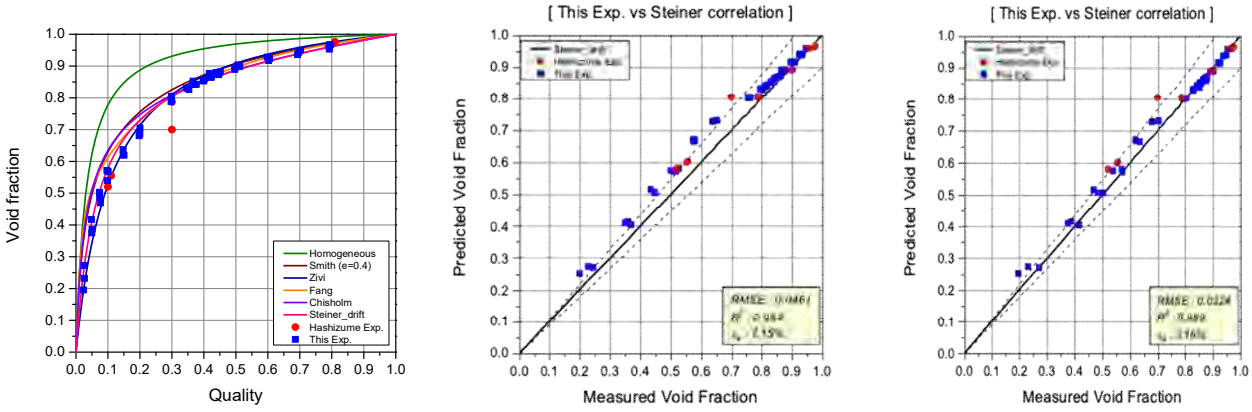


図①. 2. 2. 2-3　Proto-type of capacitance-based sensor and its validation result
(a) prototype of capacitance-based sensor (b) validation result, Novec 7300 (c) normalized validation result, Novec 7300 (d) $C-\alpha$ relation from EFA for different flow pattern consideration for R22

製作の対象となる冷媒充填量評価装置にも静電容量による測定方法が妥当であるかを検証するために、R22 冷媒を対象にボイド率を測定した。実験条件は蒸発・凝縮温度 20 ℃, 流量 0.00487 kg/s, 管内径 7.1 mm としている。そして、本実験での結果を従来提案されている相関式とこの条件下での値を基にして比較する。相関式として、Smith, Zivi, Fang はスリップ比モデルを採用しており、Chisholm は Kah モデル、そして Steiner は、ドリフトフラックスモデルを採用してい

る。比較検討を行った結果を図①. 2. 2. 2-4 に示す.　実験による予測式はこの条件下での値を基にしている.

図①. 2. 2. 2-4(a)に既存の相関式との比較結果を示した. 青のプロットが本実験の測定データで, 赤のプロットは Hashizume の実験データを表す. 今回の実験は, ドリフトフラックスモデルである Steiner の相関式とよく合っていることがわかった. また, 実測値としての Hashizume の実験結果と類似なトレンドを示していることがわかる. また, 実験結果と Steiner の相関式とを比較した. ただし, 図①. 2. 2. 2-4(b)は実験での流動様式がスラグ類と仮定した結果, 図①. 2. 2. 2-4(c)は層状流と仮定した結果である. 用いる補正式によって既存の相関式との誤差が異なるため, ボイド率を導出する際にどのように流動様式を考慮すべきかが問題である. そこで, 以下のような検討を進めた.



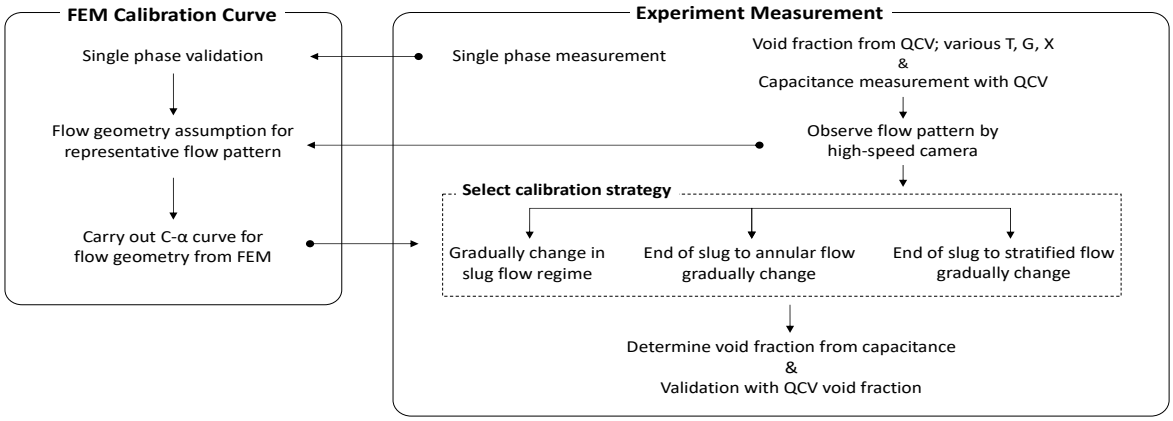
(a)　(b)　(c)

図①. 2. 2. 2-4　Void rate (R22) measurement result comparison
(a)Comparison of void rate (R22) (b)Comparison with Smith type(slug flow)
(c)Comparison with Smith type (stratified flow)

4）マクロ管の流動様式の変化を考慮した静電容量法によるボイド率センサーの高精度化

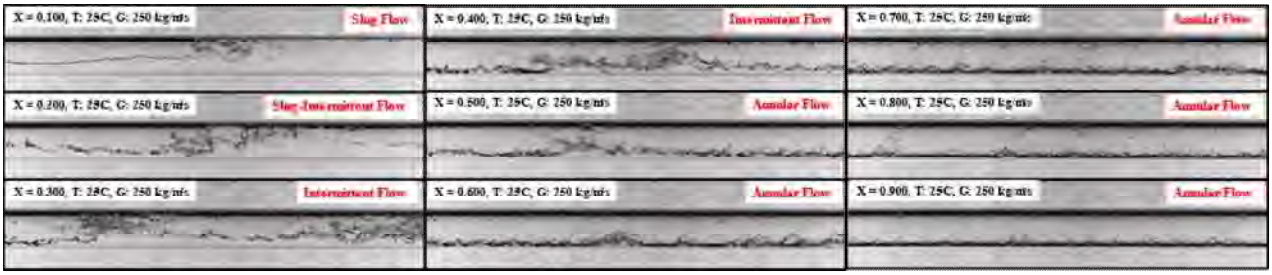
前述の電場解析の結果及びプロトタイプセンサーを用いた実験結果により、ボイド率(α)と測定される静電容量(C)との関係($C-\alpha$関係)は線形的ではなく、流動様式に依存することがわかった。流動様式は、気液の種類、温度、流量などによって異なるため、静電容量法を利用してボイド率を精密測定するためには、多様な二相流の流動様式による $C-\alpha$ 関係を取得することが必要である。

そこで、流動様式に対する感度が低く設計された非対称電極を持つ静電容量センサーを用いて、R32 冷媒を対象に静電容量法の補正手段を検討する。本研究では、静電容量法の測定及びその補正手段が妥当性を締切法（Quick closing valve method、QCV method）を用いた測定結果と比較することで検証する。流動様式は高速度カメラを用いて可視化された。高速度カメラには 50mm f/2.8 マクロレンズ（Nikon）が装着し、露出時間 5000fps と 139μs の条件で 2 秒間の流動を撮影した。1016×1016 ピクセルの 100 万画素のセンサー条件で作動する。また、流動様式による$C-\alpha$関係式は、前述の電場解析によって導出された。実験は、管内径 7.1 mm を用い、飽和温度 10 ℃, 3 種類の流量（100, 250, 400 kg/m²s）条件で行われた。図①. 2. 2. 2-5 に、本研究の静電容量法の補正手段とボイド率測定過程を示す。



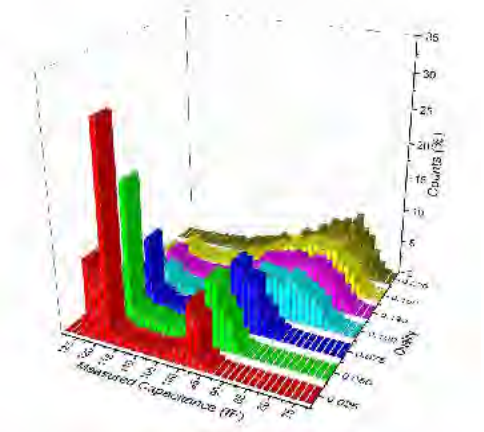
図①. 2. 2. 2-5　Measurement and calibration step for capacitance method[7)]

図①. 2. 2. 2-6 に高速度カメラを用いた流動様式の代表例を示す．入口乾き度の増加に伴い，流動様式が変化する様子が確認される．



図①. 2. 2. 2-6　The flow pattern change along with the vapor inlet quality change
(R32, T=25 ℃,G=250 kg/m²s)

特に，スラグ流領域ではボイド率が非定常的に変化するために，静電容量センサーを用いて，スラグ流の持つ時間変動特性を捉える必要がある．図①. 2. 2. 2-7 にスラグ流領域の流動様式変化による静電容量センサーの時間変動特性を示す．

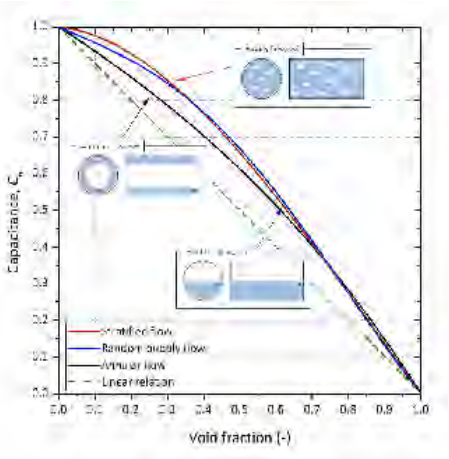


図①. 2. 2. 2-7　The characteristics of capacitance distribution of the low quality region
(R32, T=25 ℃, G=100 kg/m^2s) [7)]

図は，測定された静電容量値の度数分布を示し，分布のピークが一つの場合は安定した流動をピークが二つ以上の場合は不安定な流動であることを意味する．乾き度が上昇するに連れ，流動様式が漸進的に安定していることが確認できる．

本研究で使用された非対称電極を持つ静電容量センサーは流動様式への依存性が相対的に低いため，流動様式の小さな変化による測定値への影響は小さい．これを基に，本研究では，二相流

を気泡流，層状流，及び環状流の３つに分類し，電場解析に用いる代表流動様式とした．これらの流動様式について図①. 2. 2. 2-8 のように $C-\alpha$ 関係を導き出した．また，比較のため流動様式を考慮しない線形$C-\alpha$関係もあわせて示した．



図①. 2. 2. 2-8　The $C-\alpha$ realtion curve for each representive flow pattern from EFA analysis[7)]

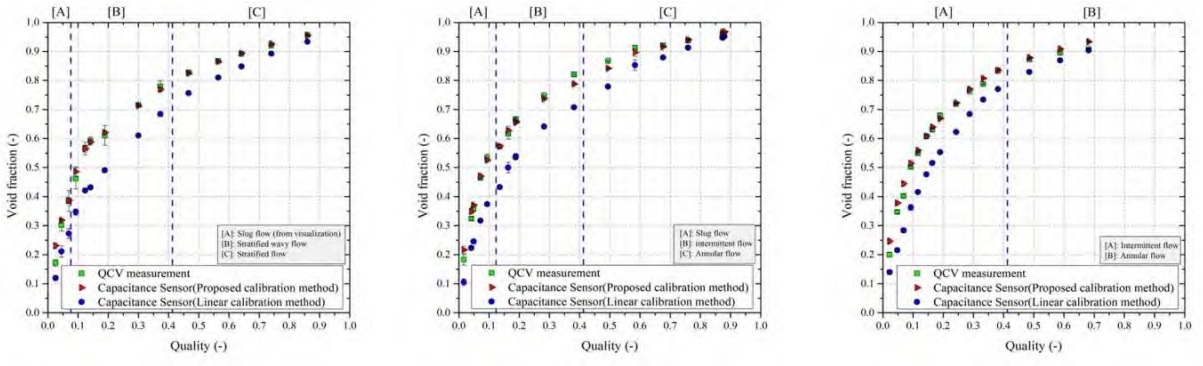
上記の流動様式の分析結果と電場解析から導出された $C-\alpha$ 関係を結合し，次の Eq.（①. 2. 2. 2-1），（①. 2. 2. 2-2)のようにスラグ流や間欠流の静電容量法に対応する補正式を導出することができる．

$$\alpha_{slug} = \frac{Count_{fp}}{Count_{tot}}\alpha_{strf} + \frac{Count_{sp}}{Count_{tot}}\alpha_{bbl} \qquad (①.\ 2.\ 2.\ 2\text{-}1)$$

ここで，$Count_{fp}$と$Count_{sp}$はそれぞれ 1 番目のピークと 2 番目のピークに該当する信号の個数である．そして，$Count_{tot}$は全信号の個数である．

$$\alpha_{intm} - \frac{(x - x_{IS})}{(x_{EA} - x_{IS})}\alpha_{ann} + \frac{(x_{IA} - x)}{(x_{EA} - x_{IS})}\alpha_{strf} \qquad (①.\ 2.\ 2.\ 2\text{-}2)$$

ここで，x_{IS}は 間欠流とスラグ流が遷移させる流動様式船図上の┼乾き度である．そして，x_{EA}は環状流が終わる乾き度である．図①. 2. 2. 2-9 に，本研究で開発された補正手法が適用された静電容量法のボイド率測定結果，締切法により同時測定されたボイド率測定結果，補正手法が適用されなかった（線形式を用いた）静電容量法のボイド率測定結果の 3 つを示す．



(a)　(b)　(c)

図①. 2. 2. 2-9　Comparison between the QCV method-derived void fraction results and those obtained via the capacitance method with proposed and linear calibration;
(a) R32, T = 25 °C, G = 100 kg/m²s (b) R32, T = 25 °C, G = 250 kg/m²s (c) R32, T = 25 °C, G = 400 kg/m²s[7)]

ボイド率測定に対する開発された補正手法が適用された静電容量法と締切法の測定値の違いは，流動様式ごとに表①. 2. 2. 2-2 にまとめて示す.

表①. 2. 2. 2-2　The summary of calibration result of capacitance method of each flow pattern

	E_R		R^2	
	Linear calibration	Proposed calibrated	Linear calibration	Proposed calibrated
Slug	30.4%	7.8%	0.287	0.966
Intermittent	25.33%	2.24%	-0.198	0.986
Stratified	9.02%	0.63%	0.499	0.997
Annular	4.54%	1.36%	-1.307	0.776
All	19.53%	2.99%	0.711	0.994

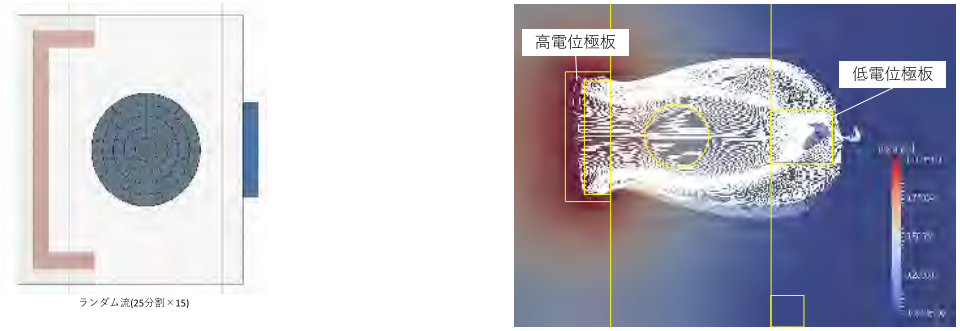
R^2=0.994 の値でよく一致することが確認でき，これによって本研究の補正手法が適用された静電容量法によって非接触，リアルタイム，高精度の測定が遂行できることがわかった.

5）マイクロ管用ボイド率センサーの高精度化

1 mm 以下の直径を持つ管はマイクロチャンネルに分類され，マイクロチャンネルを流れる二相流はマイクロ電子冷却，マイクロ電子機械システム，マイクロチャンネル熱交換器などの多様な分野で応用可能である．特にフラットチューブのマイクロチャンネルで構成された熱交換器は 1 kW/cm² 以上の高熱流束を持ち，最も進歩した熱交換器という評価を受けている．しかし，非常に小さい直径によって，マイクロチャンネルフラットチューブ内部を流れる二相流の流動特性を分析することは難しい．特に，ボイド率はマイクロチャンネルフラットチューブ二相流の様々な特性の中で最も測定しにくいパラメータの一つである．一般的にマイクロチャンネルフラットチューブのボイド率は締切法を通じて測定されてきたが，管内二相流冷媒を回収し，その重さを測定しなければならない締切法の特性上，10〜30%に達する誤差が報告されている．それでさえも，特性分析の基本となる単一マイクロチャンネルの分析は非常に小さい内部体積を理由にボイド率の測定が難しい実情である.

そこで，これまで開発/活用されてきたマクロ静電容量式ボイド率センサー知識を基に，マイクロチャンネルのボイド率測定が可能な新しいセンサーを開発した．非対称電極を持つ静電容量センサーは小さな管径での測定が相対的に難しい．これは，管径の大きさに合わせて低電位電極の大きさが制限され，センサーの分解能が減少するためである．そこで，本研究で開発されたセンサーは，該当短所を補完するために各電極の幅を変数として最適化を行い，最終的に高電位電極と低電位電極の縦横の比をそれぞれ 1:9.48 および 1:8.24 に決定した．さらに，最適化技法に基づいて行われたセンサーの設計およびマイクロチャンネルの流動様式が反映された$C-\alpha$関係を導き出した.

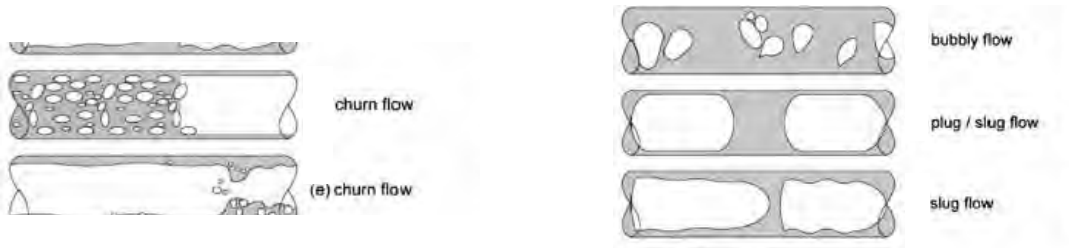
上記ボイド率センサーはマクロ用センサーの設計と同様に，図①. 2. 2. 2-10 に示したように電場解析を通じて分析され，多様な流動様式を対象にボイド率の変換式（$C-\alpha$式）を導き出した.



(a)　(b)

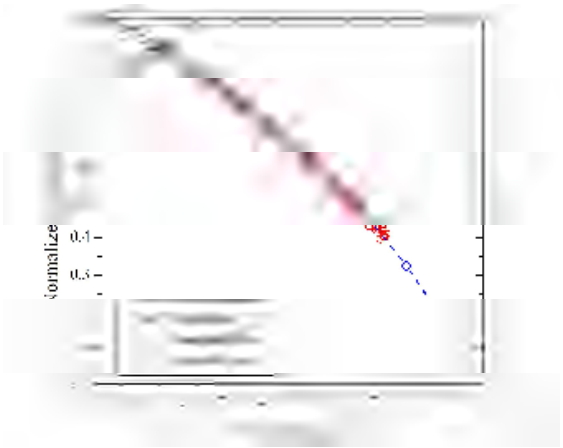
図①. 2. 2. 2-10　Example of finite element method for sensor
(a) EFA modeling,　(b) EFA result

電場解析で考慮した流動様式は，図①. 2. 2. 2-11 に示すようにマイクロチャネルの典型的な流動様式である．マイクロチャネルにおける流動様式は，プラグ流から環状流まで乾き度によって異なる．



図①. 2. 2. 2-11　Various flow pattern of two-phase flow in microchennel

ただし，本研究で使われる静電容量式ボイド率センサーは特徴的な非対称電極の影響によって流動様式に対する依存性が相対的に低いため，今後の測定および解釈への影響が小さいと期待できる．したがって，本研究では流動様式による$C-\alpha$関係を導き出して評価するために，プラグ流，環状流，チャーン流を選択した．図①. 2. 2. 2-12 に 3 つの流動様式に対して導出された$C-\alpha$関係を図示し，相対誤差は約 1.7%となった．



図①. 2. 2. 2-12　$C-\alpha$ relations according to microchannel flow patterns

このように相対誤差が低い理由として，マイクロチャンネル内部を流れる二相流の流動様式がマクロチャンネルに比べて相対的に対称的なことに起因すると考える．最終的に 3 つの流動様式を全て考慮して一つの$C-\alpha$関係を導き出すことができ，Eqs. (①. 2. 2. 2-3) と (①. 2. 2. 2-4) のようになった．

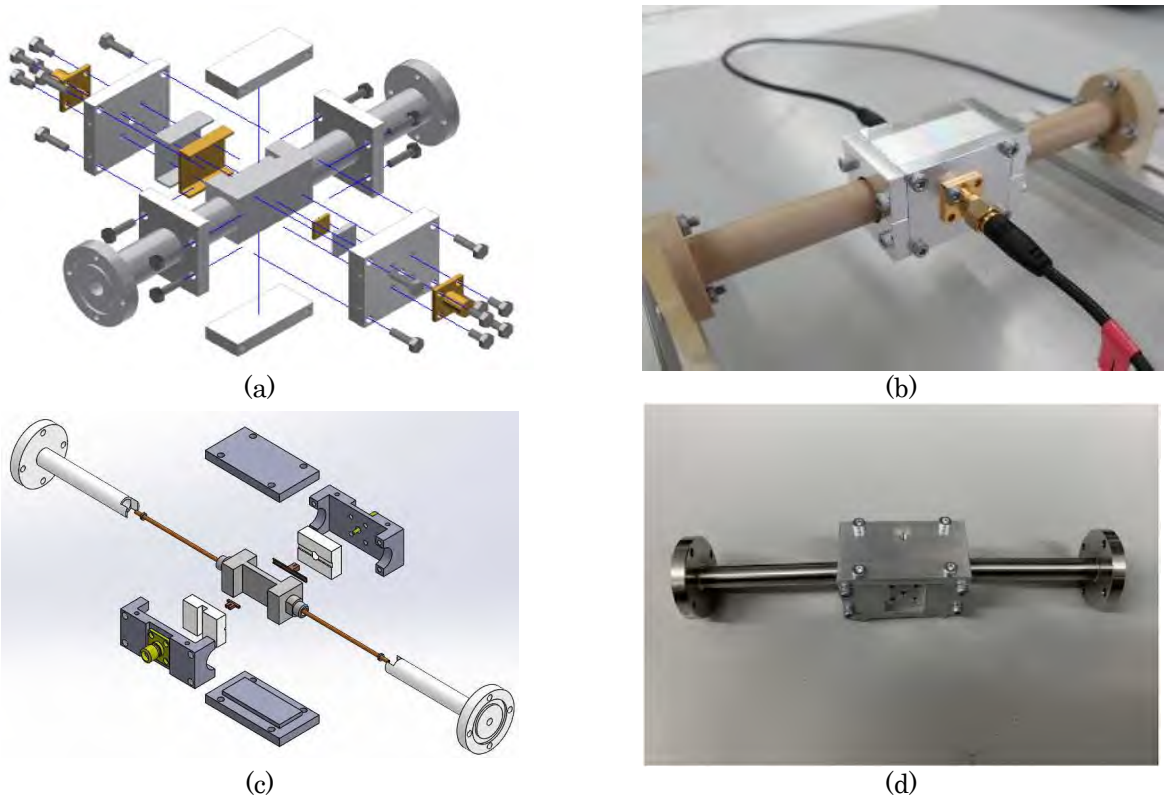
$$\alpha_{R1234yf} = -0.2596C_n^3 - 0.7379C_n + 0.9997 \qquad (①.\ 2.\ 2.\ 2\text{-}3)$$

$$\alpha_{R32} = -0.3797C_n^3 - 0.0604C_n^2 - 0.5597C_n + 1.0024 \qquad (①.\ 2.\ 2.\ 2\text{-}4)$$

ここでC_nはセンサーから測定された静電容量が平準化された値である．

6）ボイド率センサーの製作

上記記述された電極の形態，材料の選定，流動様式を考慮した高精度化を通じて R32，R454C 冷媒を対象に内径 7.1 mm のマクロ管，内径 1 mm のマイクロ管の 2 つの管径に対応するボイド率センサーを製作した．図①. 2. 2. 2-13 に設計されたセンサーの CAD モデルと実センサーを図示す．



図①. 2. 2. 2-13　Designed capacitance-based sensor (a) CAD model for the macro tube (b) actual sensor for macro tube (c) CAD model for the microchannel (d) actual sensor for microchannel

7）まとめ：静電容量法によるボイド率測定センサーの開発及び測定方法の確立

本研究で開発したボイド率センサーは，ボイド率および流動様式によって変わる静電容量を利用する単純な構成の非接触式測定方法である．非接触式技法としてリアルタイムでボイド率を測定できる長所を持っている．また，既存の伝統的な QCV 技法(約 1~3%)に準ずる測定精度(3~5%)を有しており，多様な用途で応用できると考えられる．

本研究のセンサー開発により，以下の項目に対する検討および検証が行われた．

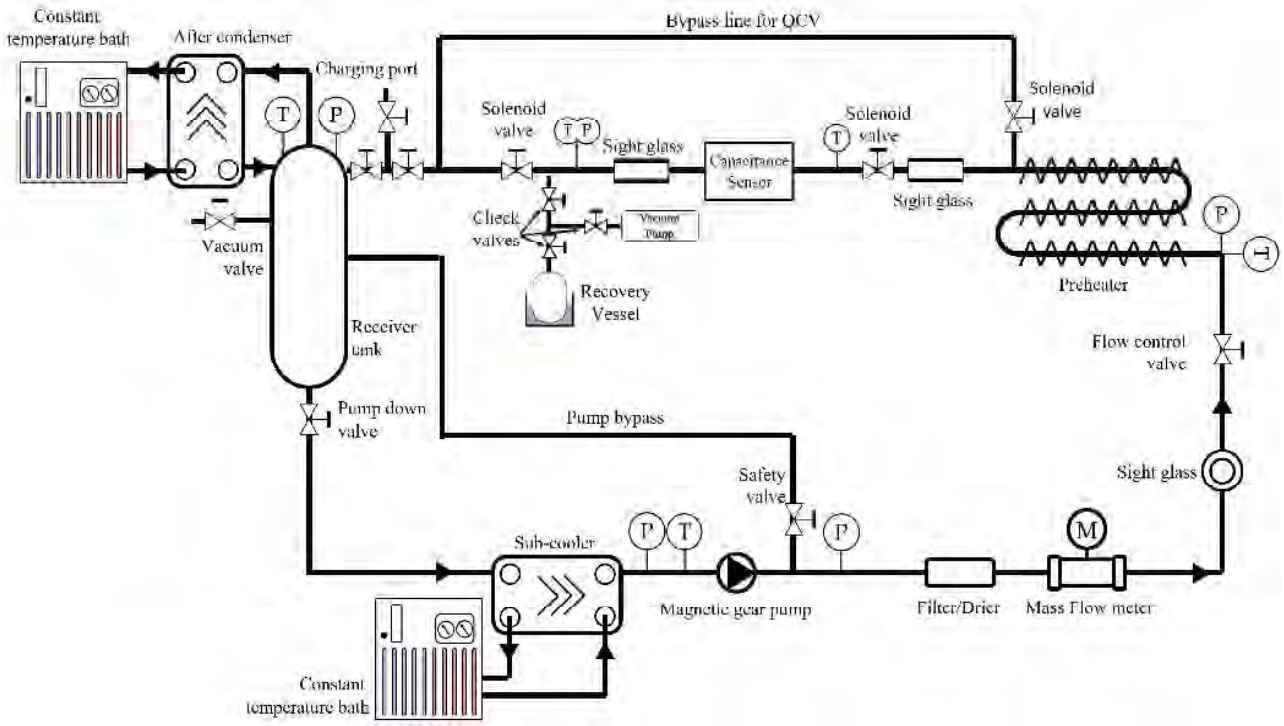
・電場解析を活用した$C-\alpha$関係の導出とセンサー最適化
・流動様式を反映した静電容量ボイド率計の補正手段
・多様な管径，冷媒について従来の測定手法である QCV 技法との相互検証

①. 2. 3 冷媒充填量評価装置の構築による様々な管径及び冷媒に対するボイド率測定

①. 2. 3. 1 広範囲の運転条件を考慮した冷媒充填量評価装置の製作

図①. 2. 3-1 に本研究で構築した冷媒充填量評価装置のフロー図を示した．実験装置は，マクロ(管内径 7.1 mm)，マイクロチャンネル(1 mm)を持つテストセクションの装・脱着が簡単に行える．主な特徴は以下となる．

・ボイド率と冷媒充填量の関係を明確にするために，締切法(QCV，Quick Closing Valve)を利用し直接充填量が測定可能
・複数の冷媒に対応するために幅広い入熱量の調整が可能
・複数の配管径に対応するために十分な流れ方向の長さと流量範囲の調整が可能



図①. 2. 3-1　Refrigerant charge amount evaluation device design drawing

冷媒ループは内径 7.1 mm の銅管で構成されており，オイルの混入とパルセーションを防止するためにマグネチックギアポンプ(GASerise，MICROPUMP)によってタンクからサブクーラーを経てフリーヒーターに移送される．過冷状態の冷媒はフリーヒーターによって加熱され，ヒーターの調節を通じて目標とする入口乾き度を持つ異常状態に転換される．異常状態の冷媒はテストセクション(1.2 m の長さ及び 7.1 mm の内径)を経て冷媒タンクに戻り，以後ガス上の冷媒はアフターコンデンサーから過冷液体に冷却/凝縮される．周囲への熱交換による熱損失を防止するため，全体実験装置は断熱された(15 mm の厚さ，AEROFLEX)．冷媒の流量はマグネチックギアポンプの回転数を調節してコントロールされ，±0.05%の測定誤差を持つ流量計(OVAL，ALTImass II type U)を通じて測定される．

入口乾き度は 5.6 kW の容量を持つ電気式フリーヒーターを通じて調整され，この時ヒーターの消費電力は 0.1%の測定誤差を持つ電力分析器(YOKOGAWA，WT332E)を通じて測定される．テストセクションの飽和温度および圧力は，別途の外部温度調節システムを有するアフターコンデンサによってコントロールされる．この時，圧力は±0.1%の fullscale error を持つ圧力計(YOKOGAWA，EJA430J)を通じて測定され，温度は±0.15K の誤差を持つ PT100RTD(SAKAGUCHI，classA)を通じて測定される．

入口乾き度に対する実験装置の不確実性は±2.12%(X=0.5，25 ℃，250 m^2s)である．すべての入口乾き度条件での流動様式を検討するために，テストセクション後端に装着された可視化部に超高速カメラ(IDT，NR4-ANM1)が適用された．1016 X 1016 pixel サイズ，100 万画素のセンサー，そして Nikkon 50mm F2.8 Macro レンズが装着された超高速カメラシステムを利用して 2 秒間の流動を 5000 FPS，139 us の条件で撮影する．図①. 2. 3-2 に，冷媒充填量評価装置の外観図を示す．

図①. 2. 3-2　External view of refrigerant filling amount evaluation device

①. 2. 3. 2 R32 及び R454C のマクロ管でのボイド率測定

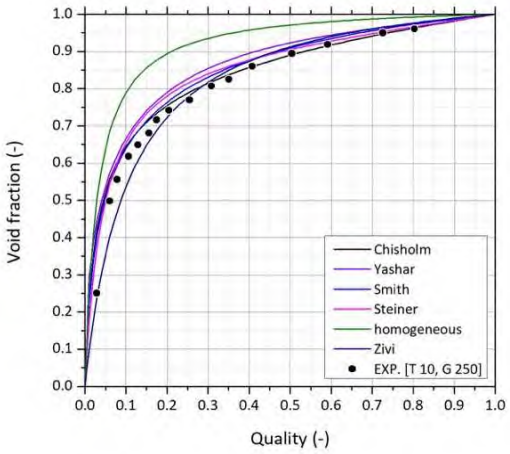
R32 は純冷媒として R454C 等の低 GWP 冷媒の構成冷媒として使用される冷媒として十分な情報の取得と特性の検討を要するが，一般的なマクロサイズ（4mm 以上の内径）の管径ではボイド率の測定結果が報告されていない．R454C は代表的な低 GWP 冷媒であり，R1234yf と R32 の 78.5:21.5 の混合比で構成され，非共沸混合冷媒の特性を有している．R454C は現在様々なシステムへの適用を検討している段階であり，本研究で目的とする冷媒充填量予測の精度向上のために必要不可欠に検討すべき冷媒である．ボイド率測定には 2020 年に開発が完了した冷媒充填量評価装置が使用され，上記の補正手法が適用された静電容量法と締切法により R32 及び R454C のボイド率が同時に計測された．また，本装置は純冷媒(R32)を基準に締切法不確かさ 1.07%，静電容量法不確かさ 3.47%の高精度測定を可能とする．測定条件は，3 種類の飽和温度（10，25，40 ℃），3 種類の流量（100，250，400 kg/m²s），管内径 7.1 mm に対して行われた．但し，R454C の場合，非共沸混合冷媒の特性を考慮して，3 種類の飽和温度ではなく，3 種類の飽和圧力(0.79，1.19，1.72 MPa) を基準に測定された．

測定結果は表①. 2. 3-1 に示すように，過去の文献で示されている 6 つのボイド率相関式と比較され，既存のボイド率相関式が新たな冷媒のボイド率を予測可能かどうかを検討する．

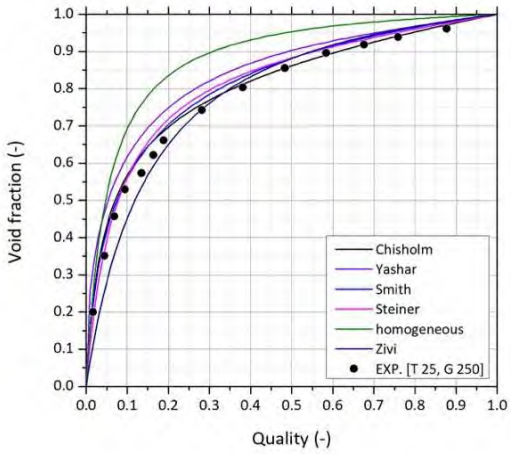
表①. 2. 3-1　Various correlations for void fraction prediction

	Correlation
Chisholm[8]	$\alpha = \left[1 + \left(\frac{1-x}{x}\right)\left(\frac{\rho_g}{\rho_l}\right)\sqrt{1 - x\left(1 - \frac{\rho_l}{\rho_g}\right)}\right]^{-1}$
Yashar[9]	$\alpha = \left(1 + \frac{1}{Ft} + X_{tt}\right)^{-0.321}$
Smith[10]	$\alpha = \left\{1 + \left(\frac{1-x}{x}\right)\left(\frac{\rho_g}{\rho_l}\right)\left[K + (1-K)\sqrt{\frac{\frac{\rho_l}{\rho_g} + K\frac{(1-x)}{x}}{1 + K\frac{(1-x)}{x}}}\right]\right\}^{-1}$
Steiner[11]	$\alpha = \frac{U_{sg}}{C_0 U_m + U_{gm}}$,　$C_0 = 1 + 0.12(1-x)$, $U_{gm} = \frac{1.18(1-x)}{\rho_l^{0.5}}\left[g\sigma(\rho_l - \rho_g)\right]^{0.25}$
Zivi[12]	$\alpha = \left[1 + \left(\frac{1-x}{x}\right)\left(\frac{\rho_g}{\rho_l}\right)^{2/3}\right]^{-1}$
Homogeneous	$\alpha_h = \left[1 + \left(\frac{1-x}{x}\right)\left(\frac{\rho_g}{\rho_l}\right)\right]^{-1}$

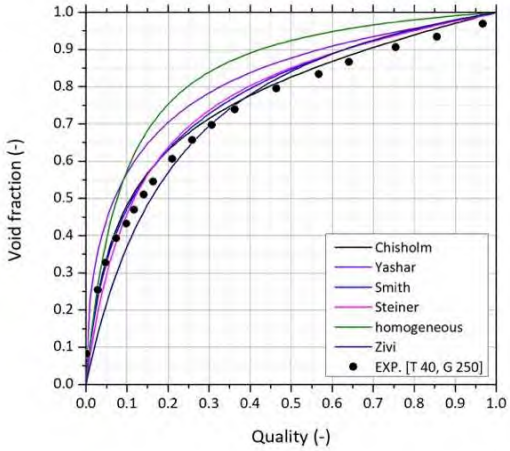
図①. 2. 3-3 に R32 のボイド率測定結果と共に従来のボイド率相関式を一緒に示した. Homogeneous 相関式および Yashar の相関式を除いたほとんどの相関式が許容可能な誤差範囲内で R32 のボイド率を予測可能であることが分かったが，Steiner の相関式と最もよく一致することがわかる.



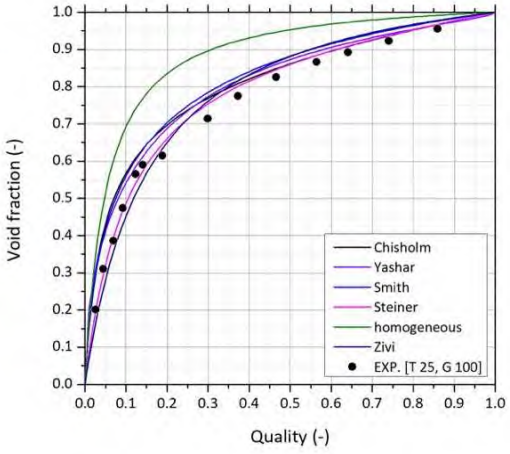
(a) T = 10 °C, G = 250 kg/m²s



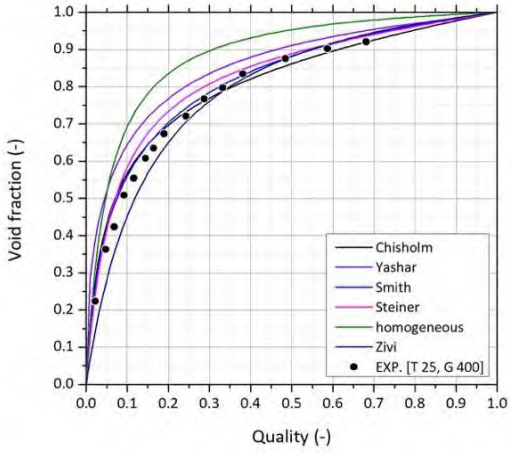
(b) T = 25 °C, G = 250 kg/m²s



(c) T = 40 °C, G = 250 kg/m²s



(d) T = 25 °C, G = 100 kg/m²s

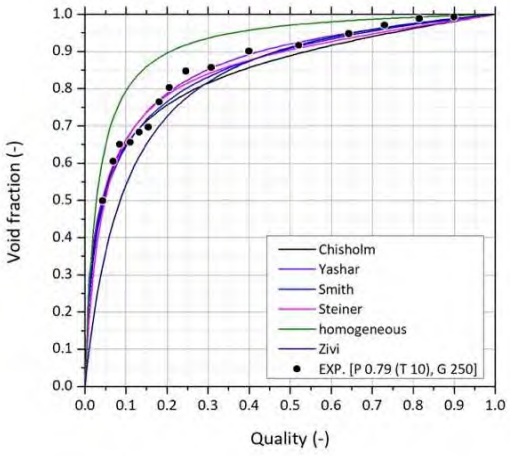


(e) T = 25 °C, G = 400 kg/m²s

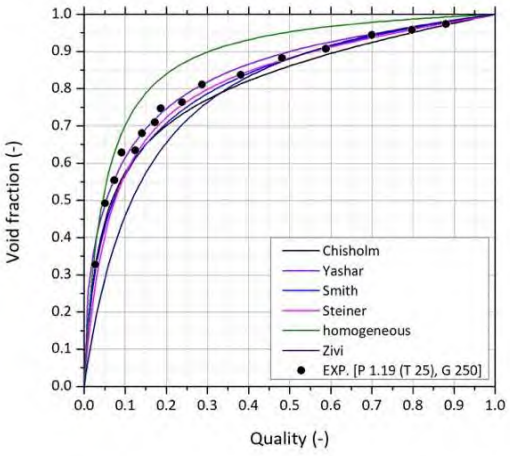
図①. 2. 3-3 R32 void fraction measurement and comparison with correlations

図①. 2. 3-4 に R454C のボイド率測定結果と共に既存のボイド率相関式を一緒に示した. Homogeneous 相関式及び Zivi の相関式を除いたほとんどの相関式が許容可能な誤差範囲内で

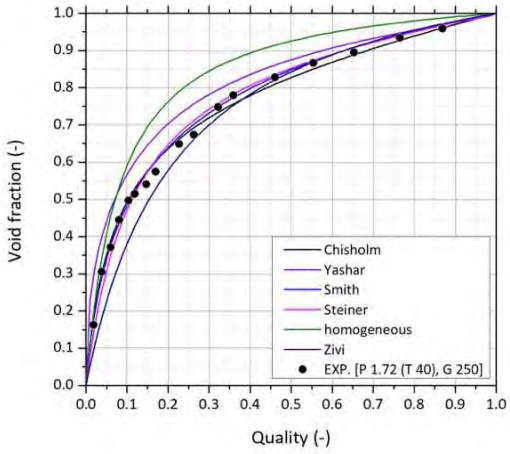
R454C のボイド率を予測可能であることが分かったが，Smith の相関式と最もよく一致することがわかる.



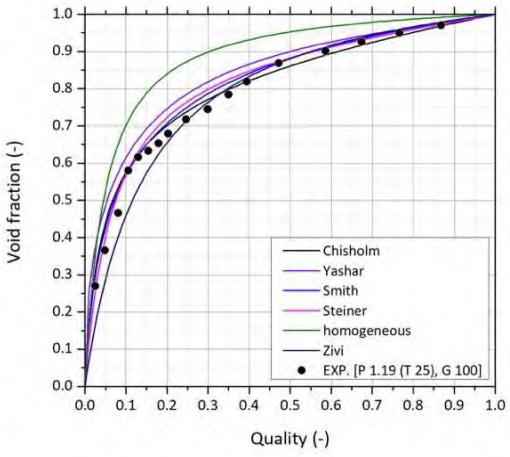
(a) P = 0.79 MPa (T = 10 °C)，G = 250 kg/m²s



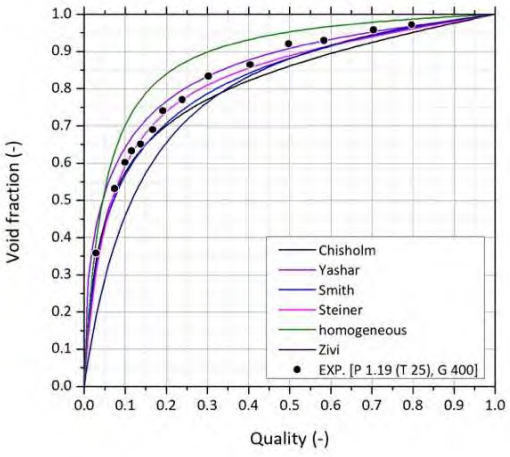
(b) P = 1.19 MPa (T = 25 °C)，G = 250 kg/m²s



(c) P = 1.72 MPa (T = 40 °C)，G = 250 kg/m²s



(d) P = 1.19 MPa (T = 25 °C)，G = 100 kg/m²s



(e) P = 1.19 MPa (T = 25 °C)，G = 400 kg/m²s

図①. 2. 3-4　R454C void fraction measurement and comparison with correlations

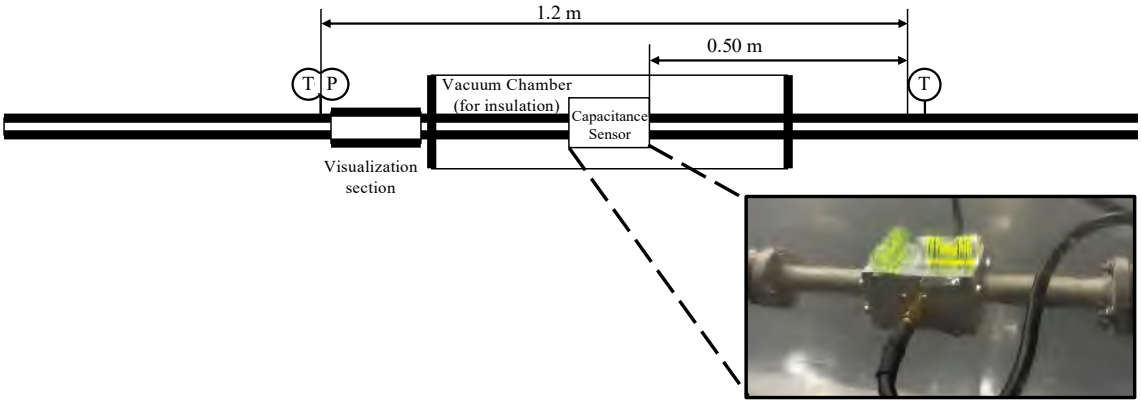
各冷媒のボイド率測定結果と 6 つの相関式の違いを定量化してまとめると Table.3.1-4 のとおりである．上記の説明のように各冷媒のボイド率を予測するにあたり，最適な相関式は異なることがわかる．また，共通して Steiner の相関式は相対的に低い誤差を持ち，汎用的に使用することができることを確認した．しかし，Steiner の相関式は冷媒による偏差が存在し，このような偏差は冷媒充填量予測において誤差の要因となりうる．したがって冷媒の影響を受けずに低い誤差を持つ新しい相関式を開発する必要がある．

表①. 2. 3-2　The void fraction prediction error of various correlations

Refrigerant	Correlation	Error (%) All quality range	Low quality range	RMSE	R^2
R32	Chisholm	7.8	12.4	0.042	0.96
	Yashar	15.1	22.7	0.081	0.87
	Smith	7.9	11.5	0.042	0.96
	Steiner	7.0	10.0	0.039	0.96
	Zivi	9.4	14.3	0.049	0.94
	Homogeneous	23.4	33.1	0.135	0.62
R454C	Chisholm	3.8	4.7	0.028	0.98
	Yashar	7.1	9.1	0.045	0.97
	Smith	3.6	4.5	0.028	0.98
	Steiner	4.7	6.2	0.032	0.99
	Zivi	11.7	17.5	0.100	0.95
	Homogeneous	14.7	15.6	0.079	0.97

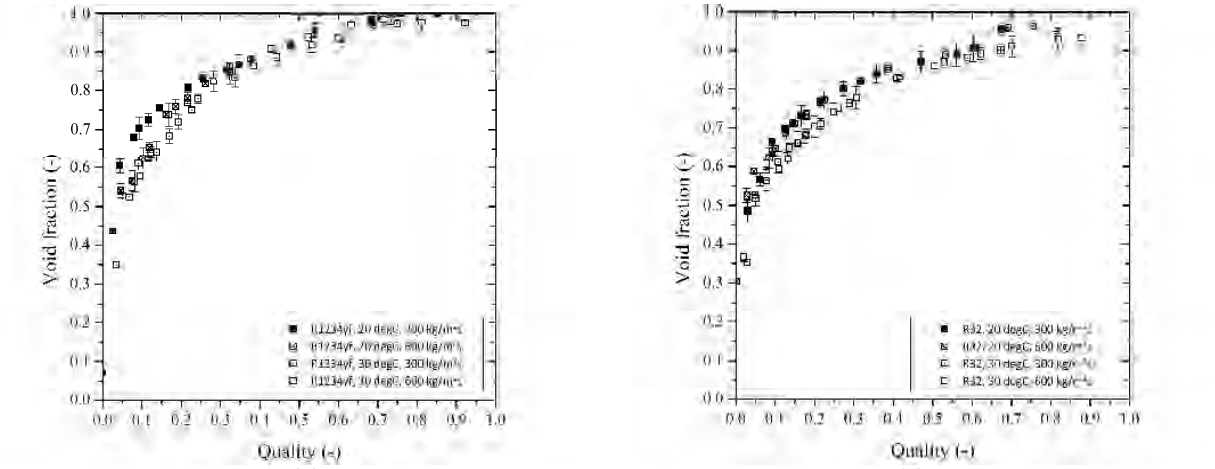
①. 2. 3. 3 R1234yf 及び R32 冷媒のマイクロチャネルにおけるボイド率測定

R1234yf と R32 冷媒はそれぞれ GWP が 4 および 675 の低 GWP 純冷媒として多様な冷凍システムの冷媒として使われている．それだけでなく，これら冷媒は新規低 GWP 混合冷媒の構成冷媒として使われる重要な冷媒である．したがって，ボイド率に対する十分な情報の取得と特性の検討が要求されるが，単一マイクロチャンネルでの上記冷媒のボイド率測定結果は報告されていない．ここでは，上記のマイクロチャンネル用静電容量法式の新しいセンサーを適用し，単一マイクロチャンネル内部を流れる R1234yf と R32 二相流のボイド率を測定した．ボイド率の測定は 2020 年と 2021 年にかけて検証された冷媒充電量評価装置に 1 mm の内径を持つテストセクションを装着して行われた．詳細なテストセクションを図①. 2. 3-5 に示す．



図①. 2. 3-5　Test section of microchannel void fraction measurement

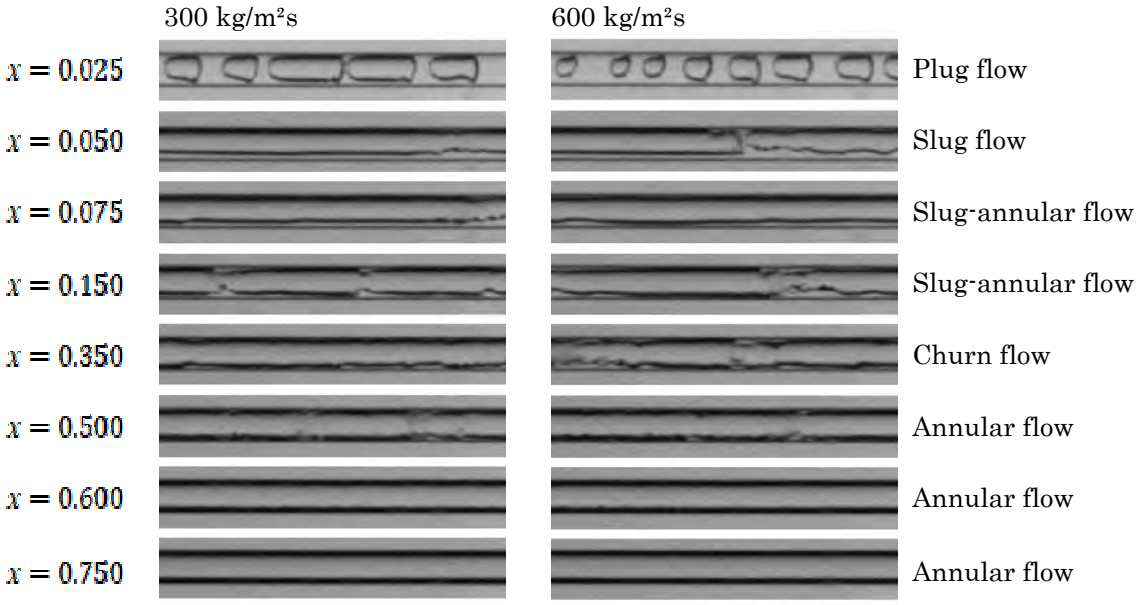
上記の図①. 2. 3-5 に示すように，7.1 mm のマクロチューブの測定とは異なり，マイクロチャンネルのボイド率測定の際には締切法は併用しなかった．これは，静電容量式のボイド率センサーが 2020 年と 2021 年にわたる測定から信頼性が十分に確保され，締切法の場合，チューブ内部の冷媒の絶対量が測定誤差に絶対的な影響を及ぼすため，単一マイクロチャンネルでは適合しないと判断したためである．静電容量法センサーを利用したマイクロチャンネルのボイド率測定の不確実性は 6.32%であり，これは既存の 7.1 mm のマクロチューブでの不確実性より高いが，締切法の不確実性(10~30%)に比べて低い数値である．測定条件は 2 つの質量流速(300，600 kg/m²s)，2 つの温度(20，30 ℃)とし，ボイド率の測定と共に図①. 2. 3-5 の左側に図示された可視化部で高速度カメラを使用して流動様式の可視化を行った．



(a) (b)

図①. 2. 3-6　Microchennel void fraction results of each refrigerant
(a) R1234yf, (b) R32

図①. 2. 3-6 に各冷媒の各条件に応じたボイド率測定結果を示す．測定条件である二つの温度の差が小さいため，温度による大きな差が観察されないが，飽和温度 30℃の結果が同一乾き度で若干低く現れる．また，両冷媒とも質量流速による差は小さい．図①. 2. 3-7 に，質量流束を変えた場合の高速度カメラで撮影されたマイクロチャンネル内部の画像を示す．



図①. 2. 3-7　Visualization results of microchannel according to the mass flux, R1234yf

質量流束が変化してもボイド率の差が少ない結果からも推測できるように，二つの質量流束間の流動様式の大きな変化は観察されていない．また，流動様式の結果から低乾き度の特徴が観察

される．低乾き度で生成された気泡は表面張力と粘度の影響で液体を押し出しながら流れるが，このような気相冷媒が液相冷媒を押し出す流動の特徴によって気相と液状冷媒の速度の差は減少する．言い換えれば，速度比（u_g/u_l）は 1 に近く，相対的に homogeneous 流動に近い特性を示す．したがって，低乾き度のボイド率はマクロ管に比べて相対的に大きい．

また，各冷媒間のボイド率を比較することも可能となる．Eq.（①. 2. 3-1)に示した乾き度とボイド率の間の関係で冷媒によって大きな差を見せる原因は密度比(ρ_g/ρ_l)である．密度比が大きくなるにつれ，同一乾き度でのボイド率は減少する．図①. 2. 3-8 に示すように，R32 の密度比は R1234yf に比べて大きく，それにより相対的に低いボイド率を持つものと測定される．

$$\alpha = \left[1 + \left(\frac{1-x}{x}\right)\left(\frac{\rho_g}{\rho_l}\right)\left(\frac{u_g}{u_l}\right)\right]^{-1} \qquad (①.\ 2.\ 3\text{-}1)$$

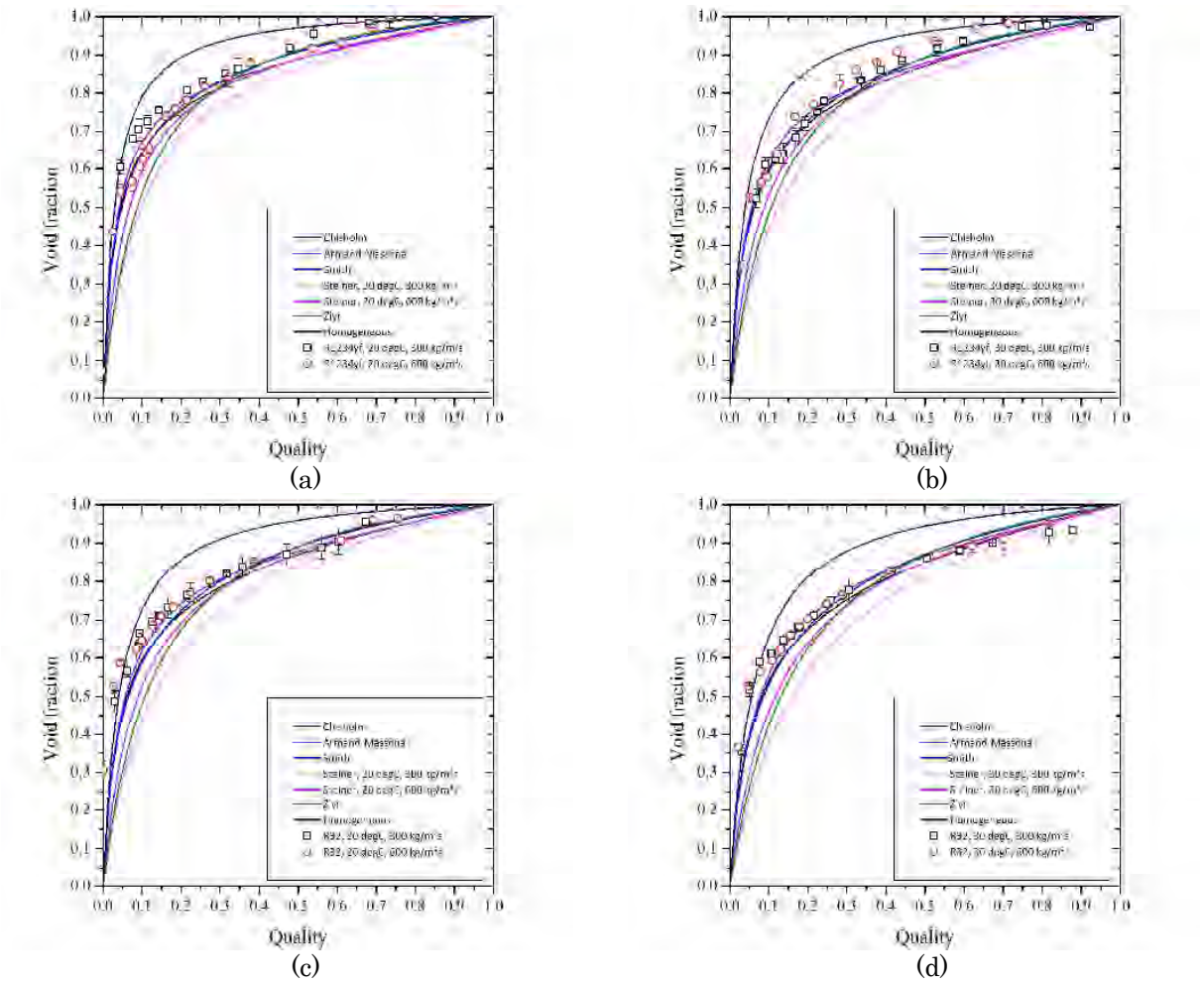
表①. 2. 3-3　Density and density ratio of each refrigerant

Refrigerant	Temperature	ρ_l (kg/m^3)	ρ_g (kg/m^3)	ρ_g/ρ_l
R1234yf	20 ℃	1109.857	32.796	0.0296
	30 ℃	1073.298	43.729	0.0407
R32	20 ℃	981.384	40.856	0.0416
	30 ℃	939.624	54.776	0.0583

上記測定されたボイド率の結果は，6 つのボイド率相関式（表①. 2. 3-1）と比較された．ただし，表①. 2. 3-1 の Yashar の相関式はマクロチューブの結果と大きな違いを示すものと判明したため，Armand-Massena の相関式に置き換えて検討しており，最終的に検討された 6 つの数式は表①. 2. 3-4 のとおりとなる．

表①. 2. 3-4　Various correlations for void fraction prediction

	Correlation
Chisholm[8]	$\alpha = \left[1 + \left(\frac{1-x}{x}\right)\left(\frac{\rho_g}{\rho_l}\right)\sqrt{1 - x\left(1 - \frac{\rho_l}{\rho_g}\right)}\right]^{-1}$
Armand-Massena[13]	$\alpha = (0.833 + 0.167x)\alpha_h$
Smith[10]	$\alpha = \left\{1 + \left(\frac{1-x}{x}\right)\left(\frac{\rho_g}{\rho_l}\right)\left[K + (1-K)\sqrt{\frac{\frac{\rho_l}{\rho_g} + K\frac{(1-x)}{x}}{1 + K\frac{(1-x)}{x}}}\right]\right\}^{-1}$
Steiner[11]	$\alpha = \frac{U_{sg}}{C_0 U_m + U_{gm}}$ ， $C_0 = 1 + 0.12(1-x)$, $U_{gm} = \frac{1.18(1-x)}{\rho_l^{0.5}}\left[g\sigma(\rho_l - \rho_g)\right]^{0.25}$
Zivi[12]	$\alpha = \left[1 + \left(\frac{1-x}{x}\right)\left(\frac{\rho_g}{\rho_l}\right)^{2/3}\right]^{-1}$
Homogeneous	$\alpha_h = \left[1 + \left(\frac{1-x}{x}\right)\left(\frac{\rho_g}{\rho_l}\right)\right]^{-1}$



図①. 2. 3-8　Predirction results of considered correlations with experimental data
(a) R1234yf, T=20℃ (b) R1234yf, T=30℃ (c) R32, T=20℃ (d) R32, T=30℃

図①. 2. 3-8 に既存の相関式と測定結果を示す．7.1 mm のマクロチャンネルでのボイド率測定結果とは異なり，測定されたボイド率は 6 つのボイド率相関式に比べて高く現れた．これはマイクロ管のボイド率を研究した論文の傾向とも一致する部分である．すなわち，Homogeneous 相関式に相対的に近く導出され，これはマイクロチャネルのボイド率が同一乾き度でマクロ管のボイド率より高いことを意味する．Nino[14,15]および Shedd[4]などの多くの研究者が過去の研究で明らかにしたように，小さな管径では流体に作用する表面張力および粘度の影響が相対的に大きくなる．

表面張力の影響が大きくなることによって特徴的な流動様式が現れ，気相と液相の速度比が減少することになる．Eq. (①. 2. 3-1)に示したように，気相と液相の速度比もボイド率に直接的な影響を及ぼすが，マイクロチャンネルでは全体領域にわたって速度比が減少し， 特に低い乾き度では速度比の減少が激しくなる(1 に近づく)．プラグ流は図①. 2. 3-7 に示すように，沸騰によって発生した気泡が液相冷媒を押し出す形で流れるが，この時，気相と液相の速度比は 1 に近づく．徐々に沸騰量が増加するにつれて(乾き度が増加するにつれて)気相の体積が増加して速度比は上昇するが，マクロ管に比べて相対的に小さくなる．

表①. 2. 3-4　The void fraction prediction error of various correlations for microchannel

Refrigerant	Correlation	Error (%)	RSME	R^2
R1234yf	Chisholm	6.0	0.098	0.96
	Armand-Massena	5.6	0.098	0.96
	Smith	5.4	0.095	0.97
	Steiner	12.7	0.177	0.71
	Zivi	12.0	0.189	0.75
	Homogeneous	12.2	0.178	0.71
R32	Chisholm	8.3	0.137	0.83
	Armand-Massena	6.8	0.136	0.85
	Smith	8.6	0.145	0.81
	Steiner	18.8	0.270	0.09
	Zivi	17.9	0.266	0.21
	Homogeneous	12.1	0.150	0.67

上述の 6 つの相関式に対する誤差を定量化して表①.2.3-4 に示す．上記のマイクロチャンネルの特性により，Homogeneous 相関式に基づいて構成された Armand-Massena の相関式結果が相対的に測定結果とよく合致することが分かった．また，速度比に影響を与える主要因子の変化によってマイクロチャンネルのボイド率は相対的に Slip ratio モデルが正確であることがわかった．反面，大部分の条件と冷媒に対して汎用的によく合うと知られている Steiner のドリフトフラックスモデルは，マイクロチャンネルにおいては大きな誤差が生じることもわかる．

①. 2. 3. 4 まとめ：冷媒充填量評価装置の構築による様々な管径及び冷媒に対するボイド率測定

本項目では，マクロ管とマイクロ管で R32，R1234yf および R454C 冷媒のボイド率測定を行った．R32 および R1234yf は，それ自体で低 GWP 冷媒であると同時に，低 GWP 混合冷媒である R454C 冷媒を構成する重要な冷媒である．ボイド率の測定は断熱条件を基本として飽和温度(純粋冷媒の場合)，飽和圧力(混合冷媒の場合)および質量流束を変数として行われた．

本実験結果では，純冷媒と混合冷媒のボイド率特性の違いは，物性の違いのみに起因することとなった．ただし，本結果が断熱条件の下で行われたという点に注意する必要がある．混合冷媒の場合，蒸発や凝縮過程中に組成が変化し，物性(密度，点もおよび表面張力など)の非定常的変化がボイド率に影響を及ぼすと考えられる．一方，断熱条件の場合，テストセクションの入口/出口の乾き度が一定するように維持されるため，非定常的な組成変化が起こらない．今後，多様な熱伝達条件(蒸発や凝縮)の下での実験を行い，非定常変化がボイド率測定による及ぼす影響を明確化する必要がある．

同じ乾き度の条件では，マイクロ管のボイド率測定結果はマクロ管に比べて相対的に高く現れ，特に低乾き度で特徴的である．この理由は，マイクロ管では表面張力と粘度の影響が強く出ることにより，上下対称になり，気相と液相の速度が平準化される（スリップ比が 1 に近づく）ためである．このような特性は，管径が小さくなるほど顕著になると考えられ，今後追加的な検討が求められる．

また，測定結果は，既存の相関式と比較検討され，マクロ管の場合 Steiner の相関式が，マイクロ管の場合 Armand-Massena の相関式が相対的に高い精度を示した．冷媒や管径の違いによって最適な相関式が異なることから，既存の一つの相関式を適用した冷媒充填量評価は誤差を生む可能性がある．したがって，様々な冷媒および管径にも高い正確度を維持する相関式が必要であり，これは次の節で説明する．

①. 2. 4 低 GWP 冷媒の特性を考慮した新しいボイド率相関式の樹立

①. 2. 4. 1 新しいドリフトフラックスモデル

本研究では，クオリティ-ボイド率相関式の開発のために，比較的高い正確度を持っていると知られたドリフトフラックスモデルを使用した．Eq. (①. 2. 4-1)に示したドリフトフラックスモデルは Zuber によって提案されたモデルである．気相表面速度(U_{sg})，液相表面速度(U_{sl})は測定できることに注目し，気相平均速度(u_g)を二相平均速度($U_M = U_{sg} + U_{sl}$)とドリフト速度(U_{gm})で表したモデルである．液相平均速度(u_l)についても同様に二相平均速度とドリフト速度によって定義できる．

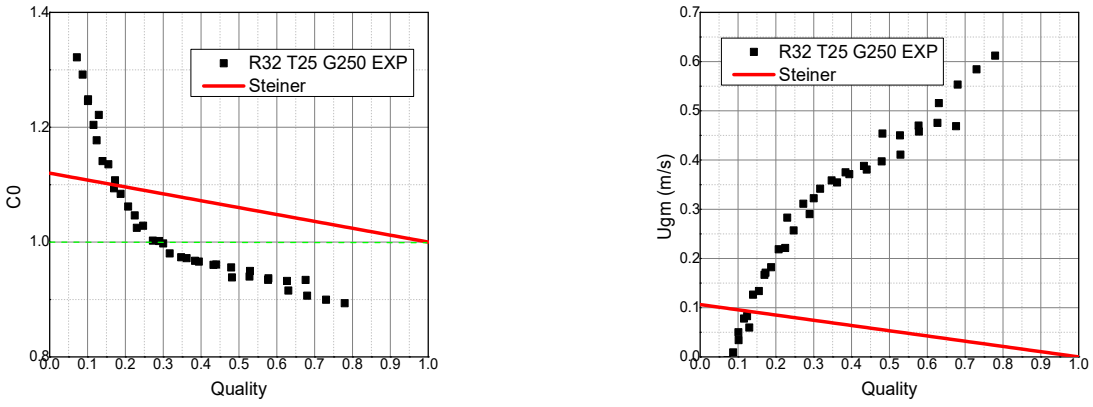
$$u_g = C_0 U_M + U_{gm} \tag{①. 2. 4-1}$$

C_0は「分布パラメータ」と呼ばれるパラメータで，数式的な定義では断面における気液の分布によって変化するパラメータである．物理的な意味としては，均質流を想定した時の速度分布と，実際の速度分布の関係を表す．垂直流の場合は，流動に軸対称性を仮定し，$C_0 < 1$において，液相が配管中心側，気相が配管壁側，$C_0 = 1$において，均質流，$C_0 > 1$において，液相が配管壁側，気相が配管中心側のように分布を把握することができる．ただ，水平流の場合は，重力による非対称性が存在するので上記の通りにはならない．気相平均速度(u_g)とボイド率(α)は，気相表面速度を用いて次の Eqs. (①. 2. 4-2) 及び (①. 2. 4-3) ようになる．

$$u_g = \frac{U_{sg}}{\alpha} \tag{①. 2. 4-2}$$

$$\alpha = \frac{U_{sg}}{C_0 U_M + U_{gm}} \tag{①. 2. 4-3}$$

Bhagwat[16,17]らの報告によると，ドリフトフラックスモデルが最も汎用性のあるモデルであると結論付けている．理由として，流量変化に対しての感度を持つこと，流動様式の変化を考慮できることが挙げられる．他にも，De Kerpel et al. [5]，Wojtan et al. [18]の報告によると，実験値と相関式を比較し，ドリフトフラックスモデルの Steiner の相関式が最も精度が良いと結論付けている．しかし，Steiner のドリフトフラックスモデルは冷媒によって予測精度のばらつきを持っており，現在まで純冷媒を対象に検討されたという限界を持っている．上記の説明のように，Eq. (①. 2. 4-1) に示したC_0とU_{gm}はドリフトフラックスモデルにおいて最も重要なパラメータである．Fig.①.2.4-1 に普遍的に広く使われるドリフトフラックスモデルである Steiner のモデル(表 1-2-3-1) と，本研究で取得した実験値から導き出されたC_0とU_{gm}を比較して示した．



(a) C_0　　(b) U_{gm}

図①. 2. 4-1　Comparison of Steiner correlation and the experimental result in C_0 and U_{gm}

Steiner の式と実験値のずれの原因として，流動様式を考慮しない線形的数式を用いたことが挙げられる．Steiner の式では乾き度$x = 1$の時，$C_0 = 1$となるよう線形で式を構築した．また，ドリフト速度(U_{gm})は，垂直流の気泡速度に注目した式の形になっている．上昇気泡の終端速度は，

Harmathy より報告されているように，気泡の大きさ，形状を考慮して，浮力と抗力の釣り合いより導くことができる．ただし，水平流においては，浮力の影響は流れに影響を与えず，気泡流以外の領域には適応できない．

本報告では水平流において，流動様式の変化に注目した相関式を提案する．流動様式は，乾き度の変化に応じて変化するので，乾き度の値で分類した．２つのパラメータの形を Eqs. (①. 2. 4-4) 及び (①. 2. 4-5) に示す．

$$C_0 = \begin{cases} 0 < x < x_{c1}, & C_{0,p1} + \dfrac{C_{0,p2} - C_{0,p1}}{x_{c1}} x \\ x_{c1} < x < x_{c2}, & \dfrac{x_{c2} - x}{x_{c2} - x_{c1}} C_{0,p2} + \dfrac{x - x_{c1}}{x_{c2} - x_{c1}} C_{0,p3} \\ x_{c2} < x < 1, & \dfrac{1 - x}{1 - x_{c2}} C_{0,p3} + \dfrac{x - x_{c2}}{1 - x_{c2}} C_{0,SP} \end{cases} \quad (①.\ 2.\ 4\text{-}4)$$

$$U_{gm} = \begin{cases} 0 < x < x_{c1}, & U_{gm,p1} + \dfrac{U_{gm,p2} - U_{gm,p1}}{x_{c1}} x \\ x_{c1} < x < x_{c2}, & \dfrac{x_{c2} - x}{x_{c2} - x_{c1}} U_{gm,p2} + \dfrac{x - x_{c1}}{x_{c2} - x_{c1}} U_{gm,p3} \\ x_{c2} < x < 1, & \dfrac{1 - x}{1 - x_{c2}} U_{gm,p2} + \dfrac{x - x_{c2}}{1 - x_{c2}} U_{gm,SP} \end{cases} \quad (①.\ 2.\ 4\text{-}5)$$

上記 Eqs. (①. 2. 4-4) 及び (①. 2. 4-5) の x_{c1} 及び x_{c2} は Kattan[19,20]の流動様式遷移線図から導出され，Eq. (①.2.4-6)のとおりである．一つの温度および流量条件で乾き度が変化するにつれ，3 種類の流動様式に変化する場合を代表的な場合と仮定する．流動様式の変化は冷媒，温度，流量，管径によって変わる可能性があるため，それにともなう適切な数式の変更が要求される．添字「p1，p2..」は流動様式の遷移過程にともなう各順序の流動様式を意味する．x_{p1-2} 及び x_{p2-3} はそれぞれ流動様式 p1 と p2 の境界乾き度，流動様式 p2 と p3 の境界乾き度である．そして，各流動様式における C_0 及び U_{gm} は，実験値を基に流動様式を分析し，表 ①. 2. 4-1 にまとめた．

$$x_{c1} = \frac{x_{p1-2} + x_{p2-3}}{2} \quad (①.\ 2.\ 4\text{-}6a)$$

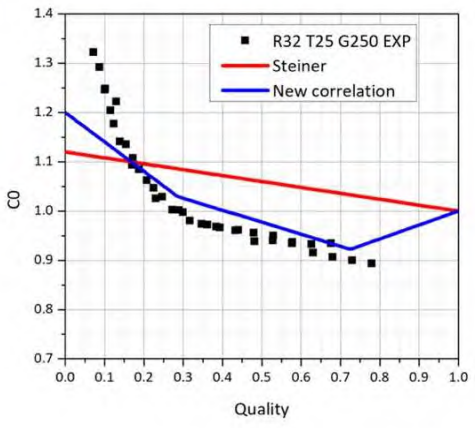
$$x_{c2} = \frac{x_{p2-3} + 1}{2} \quad (①.\ 2.\ 4\text{-}6b)$$

表 ①. 2. 4-1 C_0 and U_{gm} of each flow pattern for the proposed correlation

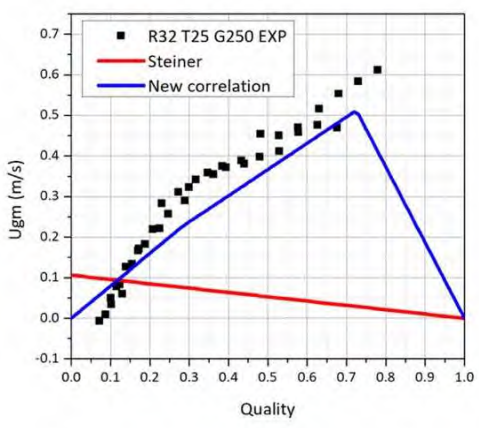
Flow pattern	C_0	U_{gm}
Slug	1.2	0
Stratified	1.03	$0.1434\left(\frac{\mu_g}{\mu_L}\right)^{0.67} Re^{-2.18} v_g\big\|_{x-1}$
Plug	1	$0.1434\left(\frac{\mu_g}{\mu_L}\right)^{0.67} v_g\big\|_{x-1}$
Annular	$0.8845\left(\frac{\rho_g}{\rho_L}\right)^{-0.04} Re^{0.04}$	$0.0417\left(\frac{\mu_g}{\mu_L}\right)^{1.48} Re^{-1} We^{0.29} v_g\big\|_{x-1}$
Slug-annular	$0.8845\left(\frac{\rho_g}{\rho_L}\right)^{-0.04}$	$0.0417\left(\frac{\mu_g}{\mu_L}\right)^{1.48} We^{0.29} v_g\big\|_{x=1}$
Single-phase	1	0

ただし，スラグ類と単相流動のC_0及びU_{gm}は物理的に妥当な値を持つように Ishii のドリフトフラックスの 1 次元修正モデルを基盤に設定した．その他の流動様式では各流動様式を持つ実験結果から導出した．表 ①. 2. 4-1 と式 Eqs. (①. 2. 4-4) 及び (①. 2. 4-5) から流動様式の漸進転である変化を考慮するC_0及びU_{gm}を導き出すことができる．

図①. 2. 4-2 に Steiner の相関式，実験測定及び本研究の相関式から導き出されたC_0及びU_{gm}を一緒に示した．C_0及びU_{gm}に対して Steiner の相関式より実験と近い値を予測できることを確認でき，これは二相流の物理的な特性をよりよく反映することを意味する．



(a) C_0

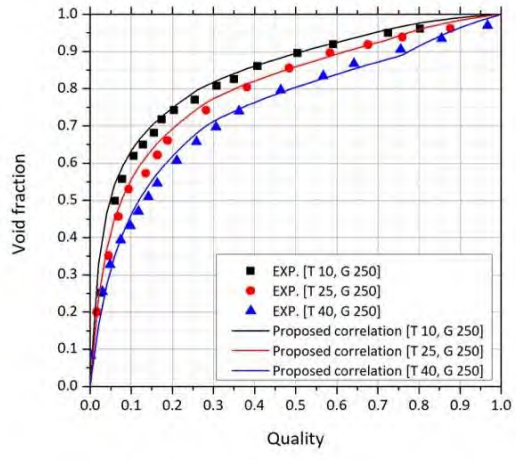


(b) U_{gm}

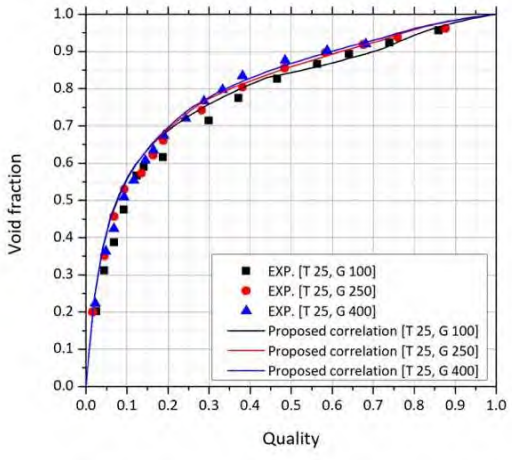
図①. 2. 4-2　The comparison C_0 and U_{gm} of the proposed correlation with Steiner correlation and the experimental results of the marcro channel

①. 2. 4. 2 マクロ管での実験結果との比較

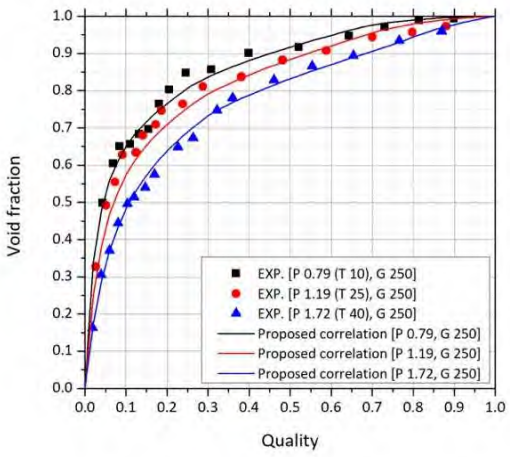
上記の表①. 2. 4-1 の係数を用いた本研究で提案するボイド率相関式と実験から測定されたボイド率を比較し，図①. 2. 4-3 に示す．



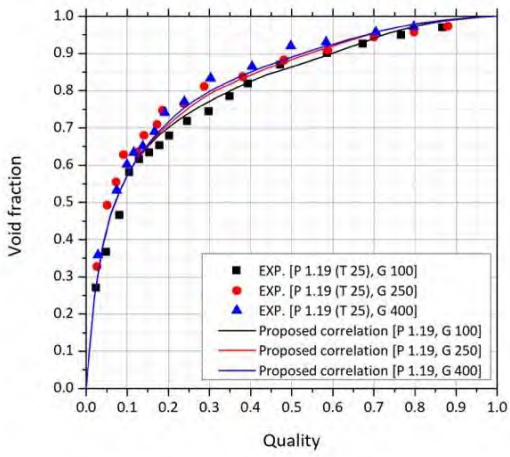
(a) R32 temperature change



(b) R32 mass flux change



(c) R454C pressure change



(d) R454 mass flux change

図①. 2. 4-3　Comparison of the proposed correlation with the experimentally measured void fraction

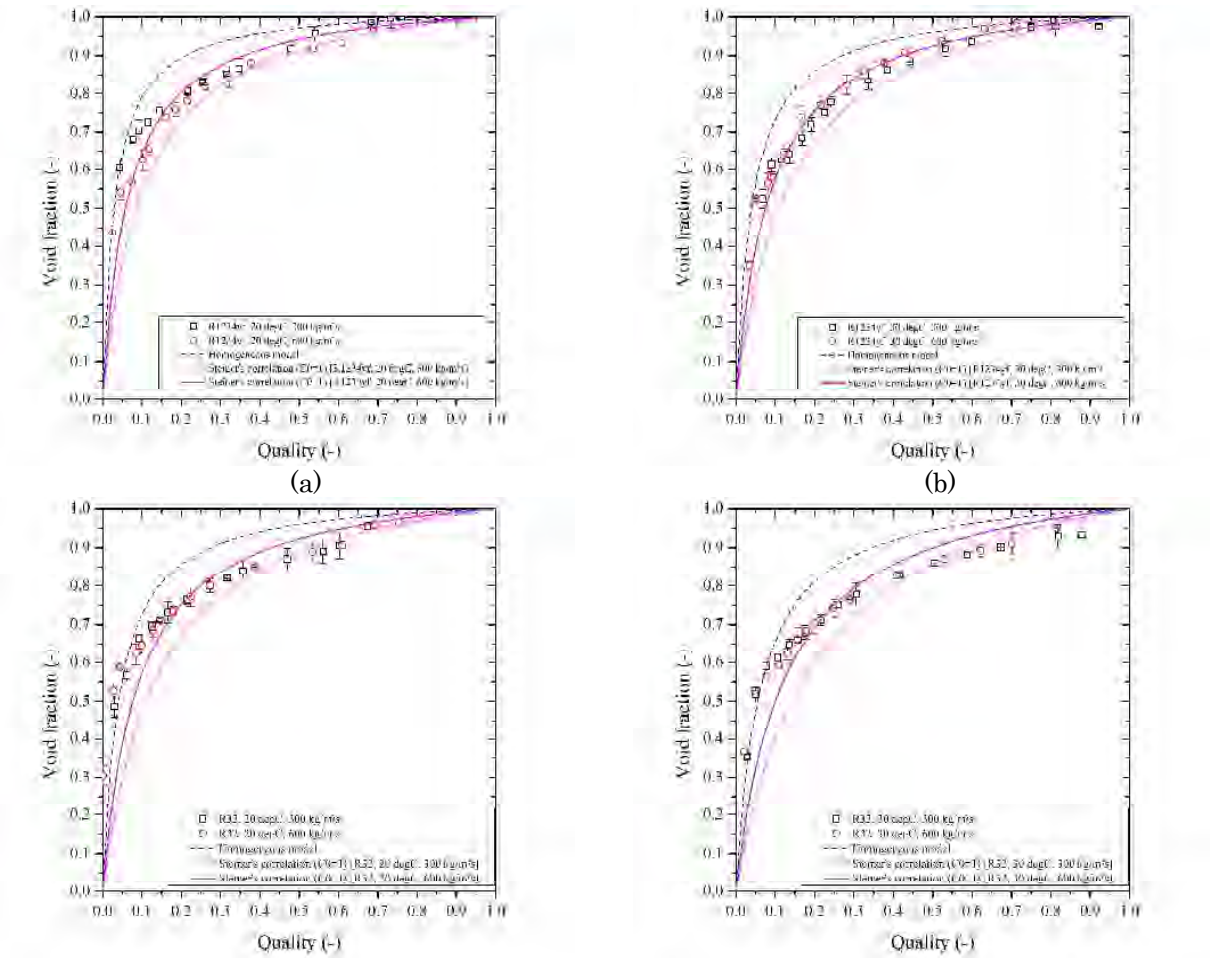
Fig.①. 2. 4-3 の結果をもとに相関式による誤差を定量的に分析したものを表①. 2. 4-2 に示す. 比較のために Steiner の相関式との比較も併せて示した. 本提案の相関式は, Steiner の相関式より高い正確度を持つことが確認できる. また, 冷媒の変化に対しても, 相対的に安定的に高い予測精度を有することを確認した.

表①. 2. 4-2　Void fraction prediction error of the proposed correlation

Refrigerant	Correlation	Error (%) All quality range	Error (%) Low quality range	RMSE	R^2
R32	This research	5.5	7.8	0.034	0.98
	Steiner	7.0	10.0	0.039	0.96
R454C	This research	4.5	5.1	0.031	0.99
	Steiner	4.7	6.2	0.032	0.99

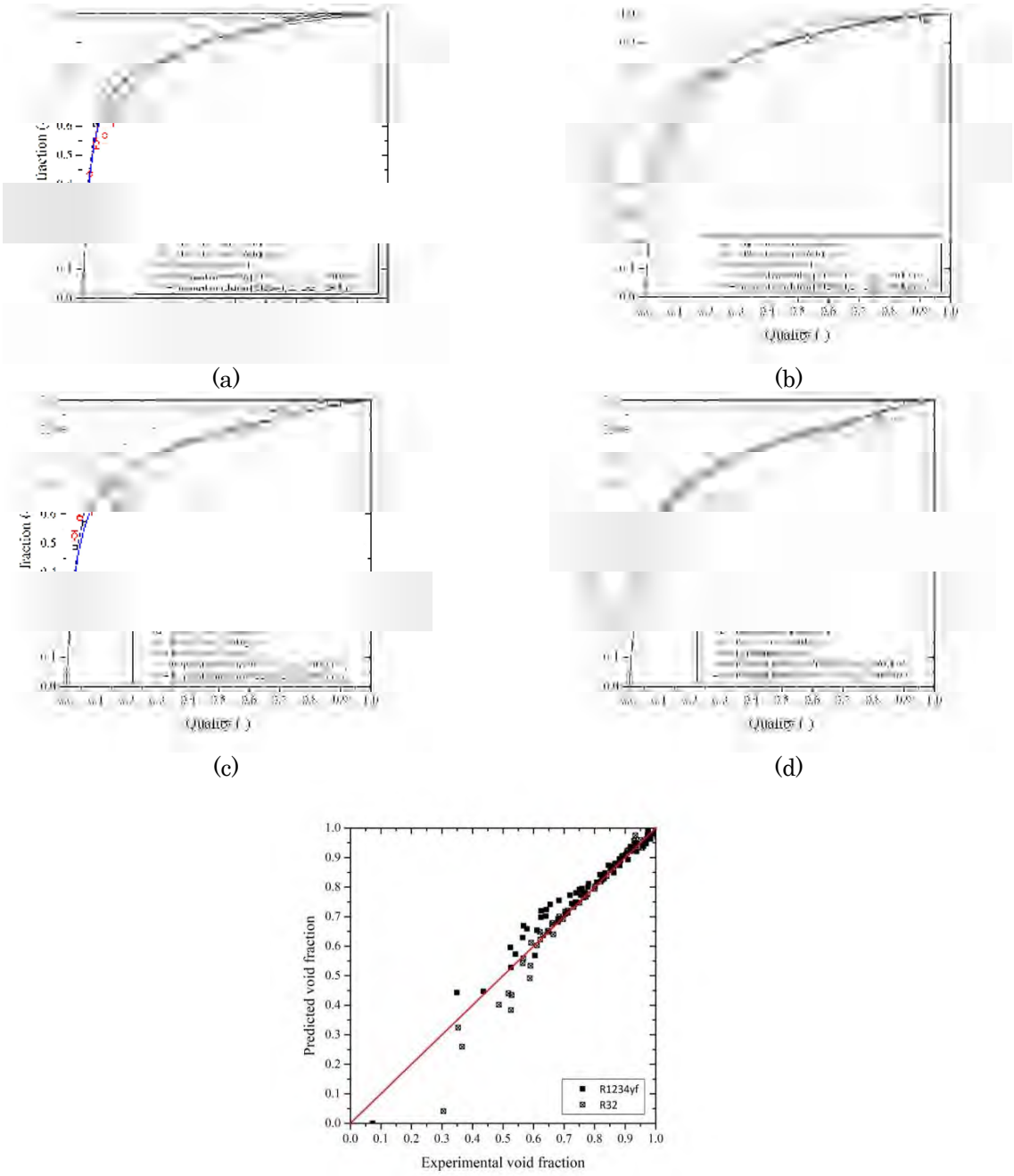
①. 2. 4. 3 マイクロ管での実験結果と比較

Steiner のドリフトフラックスモデルは, 係数C_0（分布パラメータ）を用いて気相および液相冷媒の管内分布を説明するもので, 気相と液相が非対称に分布していることを前提としている. しかし, マイクロチャンネルの流動様式は, 表面張力と粘度の影響によって低い乾き度から非常に対称的な流動を見せているため, Steiner のドリフトフラックスモデルと差が発生せざるを得ない. C_0は, 極端な対称的流動様式（例えば, 非常に高い乾き度の環状流）の場合, 1 に収斂する. したがって, Steiner のドリフトフラックスモデルのC_0をすべての乾き度に対して「1」で固定すると, 図①. 2. 4-4 のようになり, マイクロチャンネルの測定結果に近づくことがわかる.



図①. 2. 4-4　Prediction results of corrected Steiner correlation with experimental data
(a) R1234yf, T=20 ℃ (b) R1234yf, T=30 ℃ (c) R32, T=20 ℃ (d) R32, T=30 ℃

すなわち，対称的流動様式を分布パラメータC_0で考慮することは非常に重要であることがわかる．上記表①. 2. 4-2 で示したように，マイクロ管の流動様式を考慮すれば，図①. 2. 4-5 のように表すことができる.



図①. 2. 4-5　Prediction results for microchannel void fraction from the proposed correlation of present research (a) R1234yf, T=20 ℃ (b) R1234yf, T=30 ℃ (c) R32, T=20 ℃ (d) R32, T=30 ℃ (e) Experimental vs. prediction

図①. 2. 4-5 に示すように，マイクロチャネルのボイド率測定結果とよく合致することが確認でき，定量化された誤差を表①. 2. 4-3 に示す.

表①. 2. 4-3　The void fraction prediction error of various correlations for microchannel

Refrigerant	Error (%)	RSME	R^2
R1234yf	5.8	0.121	0.94
R32	4.9	0.107	0.91

これにより，新しい本研究から導き出された新しい相関式は，多様な管径，冷媒，温度，流量条件について，相対的に高い精度でボイド率を予測できることを確認した.

現在，溝付き冷媒管に対するボイド率センサーおよびテストセクションを製作しており，これを用いた実験を今年度下半期に予定している．結果から導出される溝付き冷媒管に対するボイド率特性は，ボイド率予測相関式および冷媒充電量評価シミュレーションに反映されるものと期待される．

①.2.4.4 まとめ：低 GWP 冷媒の特性を考慮した新しいボイド率相関式の構築

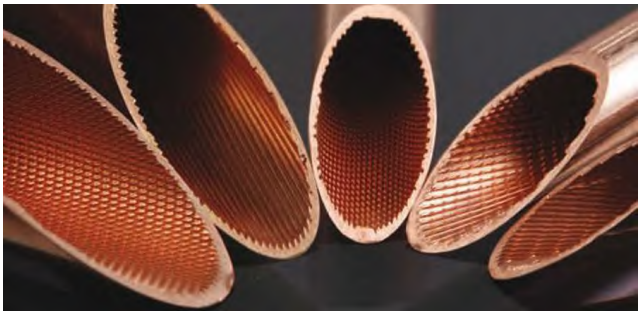
本節では，マクロおよびマイクロ管を流れる R32，R1234yf および混合冷媒 R454C を対象に構築した新しい相関式について報告した．構築された相関式はドリフトフラックスモデルで，流動様式の漸進的な変化に対応している．

新しいドリフトフラックスモデルに基づくボイド率相関式は，実験で使われた管径，冷媒，温度，流量の全体範囲で 6%未満の安定的な予測精度を示し，これは既存の相関式が持つ適用範囲の限界を超えたと言える．ただし，より広い範囲での相関式の正確性を評価するために，様々な冷媒と管径に対する長期的な検討が必要である．

①.2.5 溝付き管におけるボイド率測定

①.2.5.1 溝付き管のボイド率測定の概要

冷媒充填量の効果的な予測のためには，多様な管の形状に対する研究を共に考慮することが求められる．特に，溝付き管に対する考察は冷房システムの高精度予測に必須な要素として議論されている．溝付き管は図①.2.5-1 に示すように，管内面に微細な多数の溝を螺旋状に加工した伝熱管として平滑管より相対的に高い伝熱性を有する．したがって，最近大多数の冷房システムに適用される熱交換器は溝付き管を適用して開発されており，それに伴い溝付き管を考慮した冷媒充電量予測とそのためのボイド率測定が要求されている．



図①.2.5-1　The example of microfin tube

溝付き管は大きく 2 つの特徴を持つ．一つ目は微細な多数の溝による増加した伝熱面積であり，二つ目は螺旋形ホームによる流動様式の変化である．図①.2.5-2 に溝付き管の内部二相流の物理的現象を整理して示した．

	Smooth tube	*Micro-fin tube*
Shear stress to liquid	low	high
Velocity of liquid	high	low
Thickness of liquid	low	high
Area of gas	high	low
Velocity of gas	low	high
Slip ratio	low	high
Void fraction	high	low

図①.2.5-2　The physical interpretation of two-phase flow under microfin tube

螺旋形に加工された多数の溝は溝に沿って移動する液状の流動を誘導し，これによって螺旋形に回転する流動が形成される．この流動様式は一般的に高乾き度の平滑管で観察される環状流と似ており，低く小さな波が相対的に多く観察されるのが特徴だ．平滑管の環状流が気相の運動量が増加しながら液相を壁側に引き上げるのとは異なり，溝付き管による類似環状流は溝に沿って螺旋形に移動しながら発生するため，その原因が異なる．この類似環状流は波状-環状流と呼ばれ，平滑管と比較すると相対的に低い乾き度から環状流に流動様式が転換される効果をもたらす[21]．相対的に低い乾き度で環状流のように内面をよく濡らす流動様式が形成されることは，管内相変化熱伝達の観点から熱交換面積が向上する効果をもたらす．したがって，溝付き管の向上した伝熱性能は高い面積と共に熱交換に有利な流動様式が誘導されるのが要因となっている[21]．

それだけでなく，溝付き管の影響はボイド率の側面でも考察される必要がある．Eq.(①.2.5-1)は乾き度，冷媒の密度，速度を利用してボイド率を表現した式である．

$$\alpha = \left[1 + \left(\frac{1-x}{x}\right)\left(\frac{\rho_g}{\rho_l}\right)\left(\frac{u_g}{u_l}\right)\right]^{-1} \qquad (①.2.5\text{-}1)$$

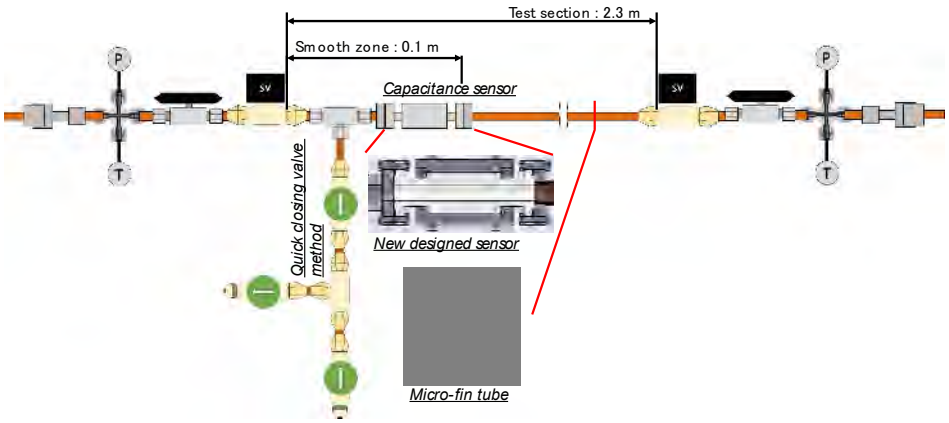
ここで は気象と液状速度の雨を意味しスリップ比と呼ぶ．乾き度と冷媒が同一であれば，スリップ比によってボイド率は変わる可能性があることが Eq.(①.2.5-1)を通じて分かる．このスリップ比は管内部の形状によって変わることがある．微細な多数の溝の間を流れる液相の冷媒は壁から相対的に高いせん断応力を受ける．高いせん断応力によって液相の速度（u_l）は減少し，液膜の厚さ増加（液相の面積増加）につながる．これにより，気相の面積が減少するが，全体管内断面積で気相の面積が占める割合がボイド率（A=$A = A_g/(A_g + A_l)$）であることを想起させるとボイド率が減少することが分かる．もちろん，気相の面積が減少したため，気相の速度（u_g）は増加し，スリップ比も増加する．結局，ボイド率が減少することは Eq.(①.2.5-1)に基づいても減少することが確認できる．

上記のように，溝付き管がボイド率に直接的な影響を及ぼすことが物理的に理解できるが，その影響の程度はまだ十分に分析されていない．従来の研究結果を調べれば，Koyama などはマクロサイズの水平溝付管の断熱条件で R134a を対象に測定されたボイド率結果を平滑管のボイド率と比較した[22]．その研究で Koyama らは溝付き管がボイド率に有意義な変化をもたらすと説明した．逆に，Yashar などはマクロサイズの水平溝付管の断熱条件で R134a 及び R410A を対象にボイド率を測定した[23]．その研究で Yashar などは溝付き管がボイド率減少に対して微々たる影響を与え，その変化は多数の溝によって増加した表面積比率である約 5%に止まると説明した．

このようにボイド率に対する溝付き管の相反する評価は，不足しているデータベースに基づく．特に低 GWP 冷媒と溝付き管を対象とする測定結果は見にくく，今後低 GWP 冷媒義務適用のための十分なデータが要求されている．

①.2.5.2 測定方法

溝付き管のボイド率測定のために二つの測定方法を適用する．上記の研究結果から，静電容量センサーだけを使用しても十分な測定が行われると考えられるが，十分な交差検証のために QCV 方法も一緒に利用した．

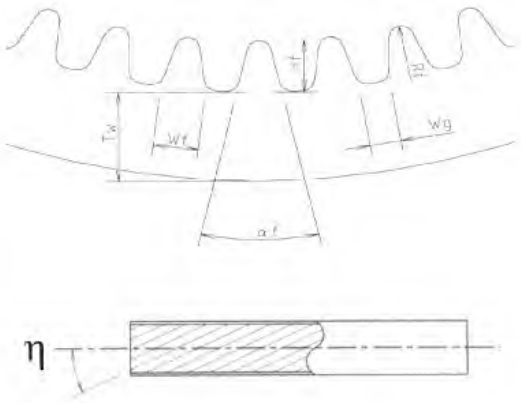


図①.2.5-3　The test section for void fraction measurement of microfin tube

二つの測定方法が適用されたテストセクションを図①. 2. 5-3 に示した．テストセクションの構成は図①. 2. 2. 2-13 で示したものと同一である．静電容量センサー製作の限界によりセンサー部の内面は平滑面であり，そしてベルブ，フィッティング類の内面も平滑面が存在する．したがって，テストセクションには必ず平滑面である領域が存在し，これはボイド率測定結果に影響を及ぼしかねない.

必須的に要求されるテストセンション内部の平滑面の長さは約 100mm に達し，これは既存の平滑管ボイド率測定テストセクションの約 8.3%に達する．したがって，本研究では溝付き管のボイド率を測定するにあたり，平滑面の影響を減少させるために両端ソレノイドベルブの間の長さを 2.3m に増加させた．これから平滑面領域は全体テストセクションの 4.3%に減少し，ボイド率に対する誤差は 1.7%と計算できる.

上記の過程のために静電容量センサーは短いチューブの長さを持つように新しくデザインされ，可視化部はボイド率測定時に平滑面領域を減らすために可視化を行う場合にのみ付着するように変更した． 溝付き管のジオメトリは図①. 2. 5-4 に示す．実験に使用された溝付き管のジオメトリ情報は表①. 2. 5-1 に整理した.



図①. 2. 5-4　The geometry information of microfin tube for this research

表①. 2. 5-1　The detail of microfin tube of this research

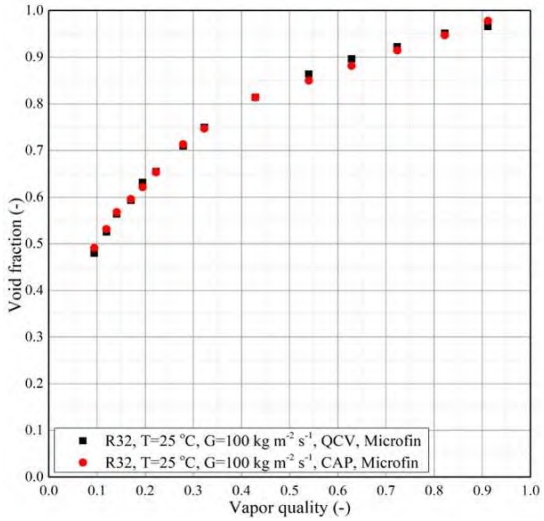
Type	外径 Do (mm)	条数 n (-)	フィン高さ hf (mm)	底肉厚 tw (mm)	ねじれ角 γ (°)	頂角 α (°)	単重 M (g/m)	流路断面積 Ac (mm²)	等価内径 Deq (mm)
φ7.94溝付管	7.983	60	0.160	0.251	59.4	11.1	68.1	48.1 (計算値)	7.41 (計算値)

溝付き管のボイド率測定は，R32 及び R454C を対象に行われた．また，従来の研究結果で議論された溝付き管の効果を冷媒の流体力学的物性の観点から調べるために，一部温度および流量条件での R134a も使用した．実験条件は R32 および R454C を対象には上記の平滑管のボイド率測定と同一であり，R32 の場合は 3 種類の飽和温度（10，25，40℃），R454C の場合は 3 種類の飽和圧力および 3 種類の流量を選定した．テストセクションは断熱条件で維持され，各温度および流量条件で入口乾き度によるボイド率を測定し，各測定は 3 回繰り返された.

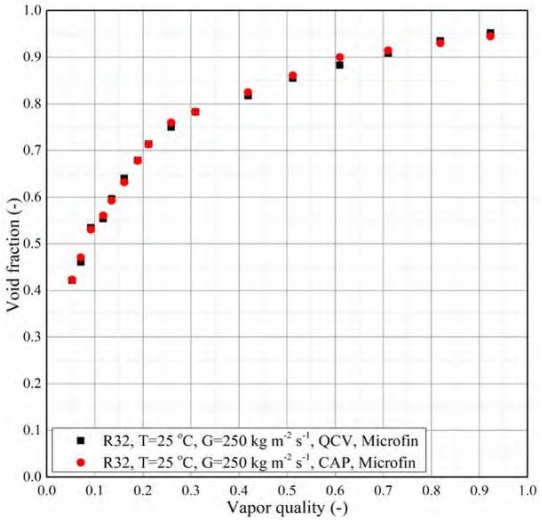
①. 2. 5. 3 測定結果及び考察

・溝付き管における静電容量センサーと QCV 手法の比較

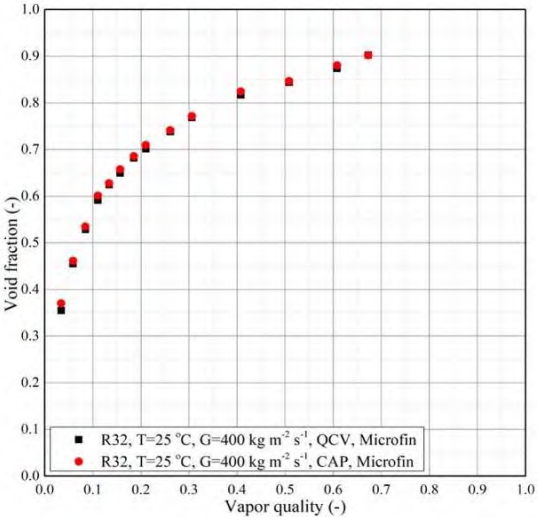
図①. 2. 5-5 に溝付き管における R32 のボイド率を二つの手法を用いて測定した結果を示している．以前の研究結果で静電容量センサーの測定は流動様式の変化と有意義な関係があると調査されたので，本項目でも流動様式が異なる 3 つの質量流量を選定して実験を行った．選定された質量流量は 100，250，そして 400 kg/m²s だ.



(a) T = 25 °C, G = 100 kg/m²s



(b) T = 25 °C, G = 250 kg/m²s



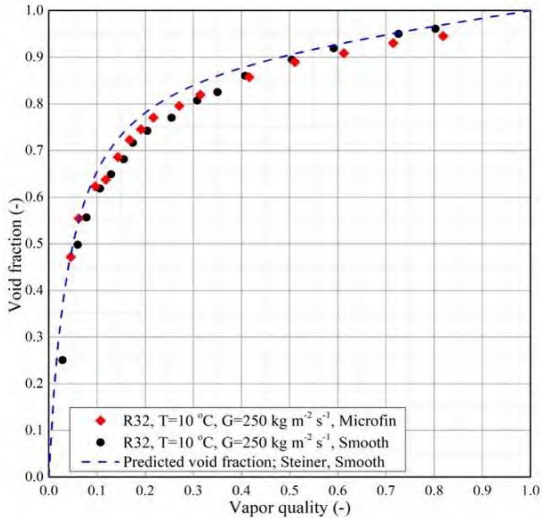
(c) T = 25 °C, G = 400 kg/m²s

図①. 2. 5-5 The comparison between the capacitance-based sensor and QCV method; R32

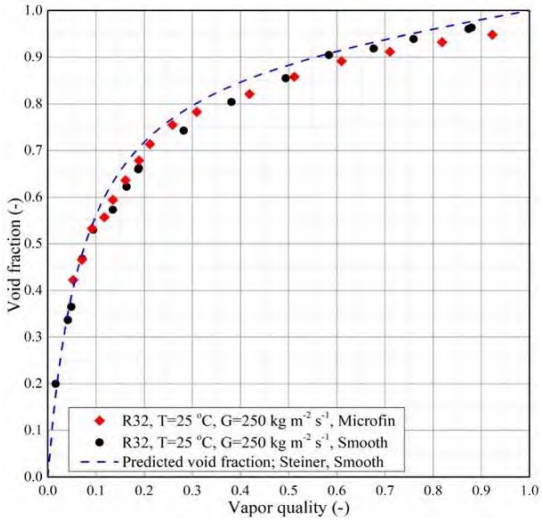
考慮された流動様式はスラグ流，層状流，波状-環状流である．流動様式に関係なく，二つの測定技法の相互相対誤差は 0.908%に過ぎないことが分かった．これは本研究で使われた静電容量センサーとその補正戦略が妥当であることを意味し，静電容量センサーが溝付き管のボイド率測定に十分に適用できることを示している．したがって，上記の結果を基に，以後の分析は静電容量センサーと QCV 技法で導出されたボイド率を平均して行った．

・溝付き管と平滑管のボイド率の比較

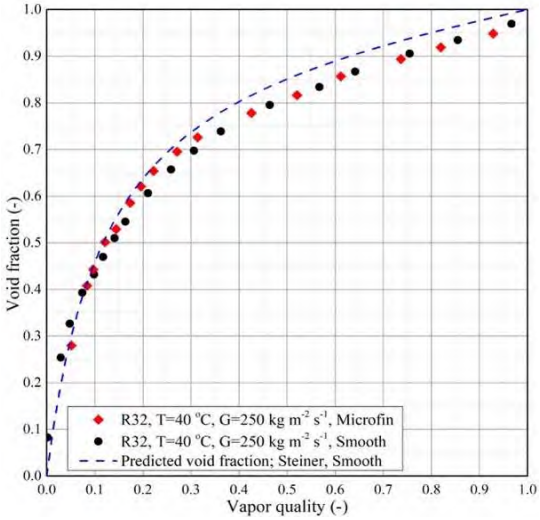
図①. 2. 5-6 と図①. 2. 5-7 に溝付き管で R32 と R454C のボイド率測定結果を平滑管の結果と共に示した．各測定結果とともに Steiner の相関式からの予測結果を併せて示した．ここで Steiner の相関式は上記表①. 2. 5-1 の式であり，平滑管に対するボイド率相関式である．



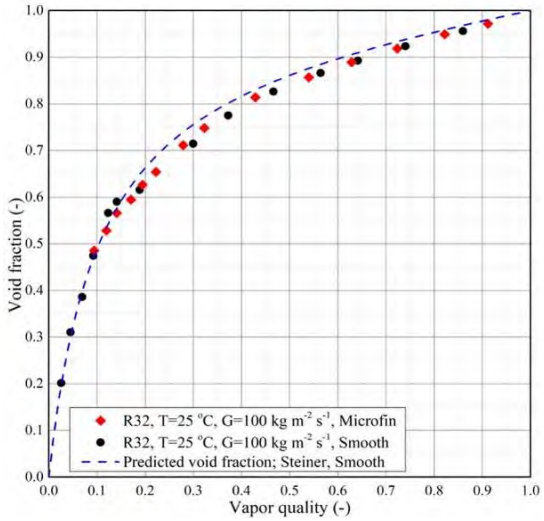
(a) T = 10 °C, G = 250 kg/m²s



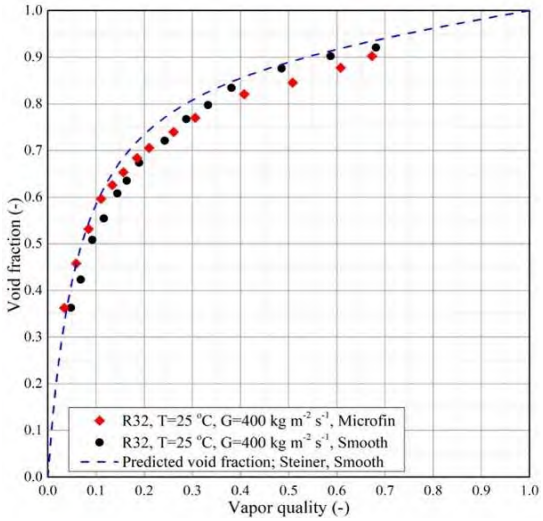
(b) T = 25 °C, G = 250 kg/m²s



(c) T = 40 °C, G = 250 kg/m²s

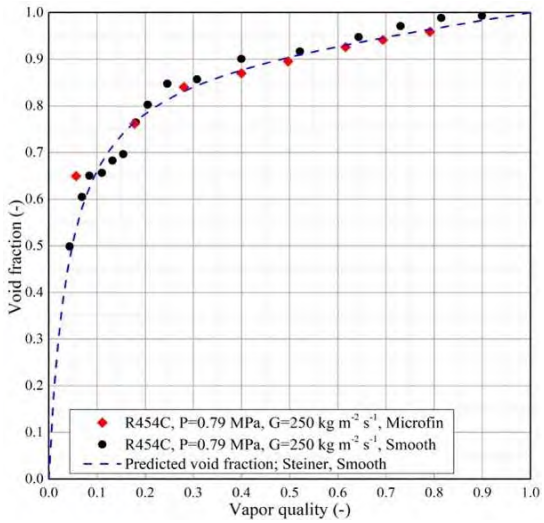


(d) T = 25 °C, G = 100 kg/m²s

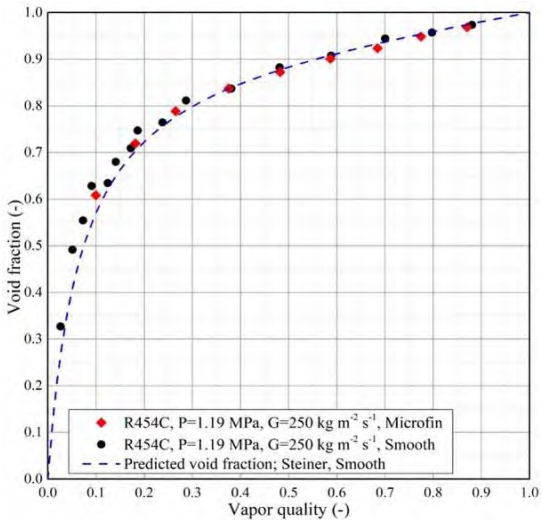


(e) T = 25 °C, G = 400 kg/m²s

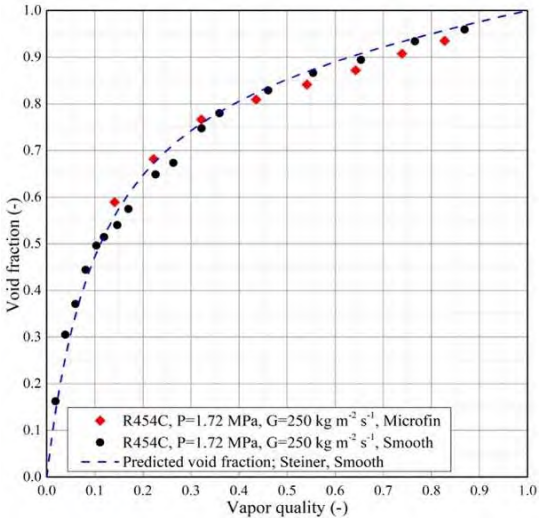
図①. 2. 5-6 The void fraction comparison between microfin and smooth tube; R32



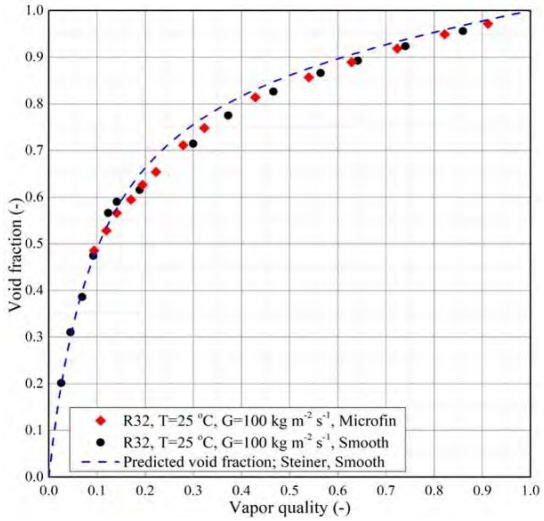
(a) P = 0.79 MPa (T = 10 °C), G = 250 kg/m²s



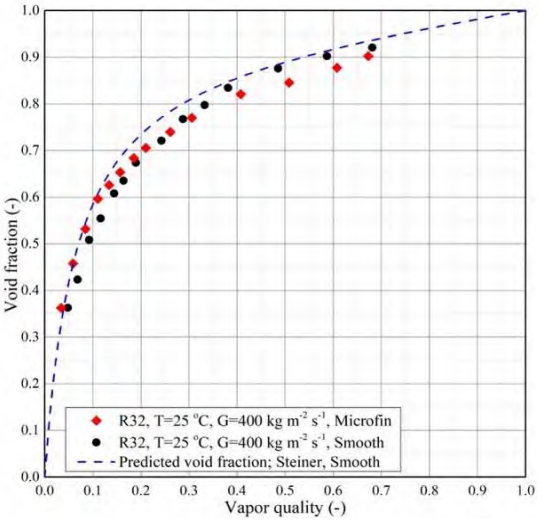
(b) P = 1.19 MPa (T = 25 °C), G = 250 kg/m²s



(c) P = 1.72 MPa (T = 40 °C), G = 250 kg/m²s



(d) P = 1.19 MPa (T = 25 °C), G = 100 kg/m²s



(e) P = 1.19 MPa (T = 25 °C), G = 400 kg/m²s

図①. 2. 5-7 The void fraction comparison between microfin and smooth tube; R454C

上記の測定結果から分かるように，R32 の T=25℃，G=400 kg/m²s 及び R454C の P=1.19MPa, G=400 kg/m²s での測定結果を除き，溝付き管のボイド率は平滑管と有意な差がないことが分かった．これは上記 Yashar[23]の研究結果と類似している．ただし，R32 の T=25℃，G=400 kg/m²s 及び

R454C の P=1.19MPa，G=400 kg/m²s での結果は，乾き度が 0.3 より大きい場合，溝付き管でのボイド率は平滑管に比べて減少することが分かった．

このような結果は図①. 2. 5-8 のように可視化結果から分析が可能だ．図①. 2. 5-8（a）は平滑管での流動様式であり，図①. 2. 5-8（b）は溝付き管での流動様式である．乾き度 x=0.3 以降の比較で，溝付き管の流動様式が相対的に（波状）環状流に近い状態であることが確認できる．上記のように，溝付き管での二相流の流動様式は（波状）環状流への発達が急速に促進される．このように相対的に低い乾き度での（波状）環状流への発達はボイド率の減少につながる．低い質量流量に比べて高い質量流量では溝付き管の内壁から高いせん断応力を受けるため，他の流速条件に比べて溝付き管の効果がよく現れると考えられる．

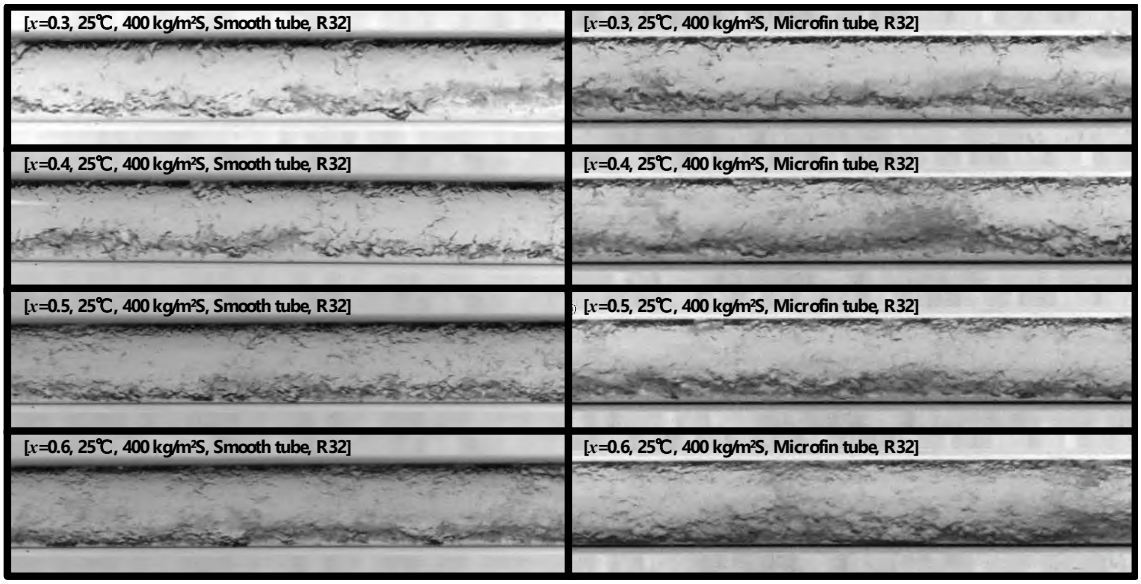


Fig.①.2.5-8 The visualization result of microfin and smooth tube; R32

① 2.5.4 まとめ： 溝付き管におけるボイド率測定

本項目では，溝付き管でのボイド率測定を断熱条件で行った．断熱条件での溝付き管のボイド率測定結果は，環状流が支配的な条件で平滑管との差が存在することを確認した．相対的に低い質量流量では流体の運動量が重力を十分に克服できないため，非対称的な流動様式(層状流)が支配的である反面，高い質量流量では流体の運動量が高く対称的な流動様式(環状流)が支配的であるためだ．上記図①. 2. 5-2 に対する説明のように，環状流が流れる溝付き管の内壁から増加したせん断力の影響は最終的にボイド率の減少につながることを本研究結果で確認した．本項目では断熱条件でボイド率を測定したが，今後蒸発および凝縮の両方を考慮したボイド率測定を通じて実際の機器内部の流動様式に近い条件で測定を行うことで追加的な考察が可能になると期待される．

（参考文献）

1） G. Portillo, T. A. Shedd, K. H. Lehrer, G. ; Portillo, and T. A. : Proc. Int. Ref. and Air Cond. Conf., p.887. (2008),
2） Y. Sakamoto, H. Kobayashi, Y. Naruo, Y. Takesaki, Y. Nakajima, A. Furuichi, H. Tsujimura, K. Kabayama, and T. Sato: Int J Hydrogen Energy, 44(33), 18483 (2019).
3） Y. SAKAMOTO, T. SATO, and H. KOBAYASHI: J. Fluid Sci. Technol., 11(2), JFST0008 (2016).
4） T. A. Shedd: 「Void Fraction and Pressure Drop Measurements for Refrigerant R410A Flows in Small Diameter Tubes」, (2012).
5） K. de Kerpel, B. Ameel, C. T'Joen, H. Canière, and M. de Paepe: Int. J. Refrig., 36(2), 390 (2013).
6） 「AGC Chemicals Company Technical Documents」 URL: https://www.agc-chemicals.com/jp/ja/products/detail/index.html?pCode=JP-JA-G007
7） M. Kim, K. Komeda, J. Jeong, M. Oinuma, T. Sato, and K. Saito: Sensors, 22(9), 3511 (2022).
8） D. Chisholm: Int J Heat Mass Transf, 16(2), (1973).
9） D. A. Yashar, T. A. Newell, and J. C. Chato: 「Experimental investigation of void fraction during horizontal flow in smaller diameter refrigeration applications」, (1998).

10) S. L. Smith: Proc. Inst. Mech. Eng., 184(1), 647 (1969).
11) D. Steiner: 「Heat Transfer to Boiling Saturated Liquids」, Düsseldorf, (1993).
12) S. M. Zivi: J Heat Transfer, 86(2), 247 (1964).
13) W. A. Massena: 「Steam-Water Pressure Drop and Critical Discharge Flow - A Digital Computer Program」, Richland, Wash, (1960).
14) V. G. Niño, P. S. Hrnjak, and T. A. Newell: 「Characterization of Two-Phase Flow in Microchannels」, (2002).
15) W. T. Payne, . G Nino, P. S. Hrnjak, and T. A. Newell: 「Void Fraction and Pressure Drop in Microchannels」, (2000).
16) S. M. Bhagwat and A. J. Ghajar: Int. J. Multiph. Flow, 59, 186 (2014).
17) A. J. Ghajar and S. M. Bhagwat: "Frontiers and Progress in Multiphase Flow I," pp.157–212, Springer International Publishing, (2014).
18) L. Wojtan, T. Ursenbacher, and J. R. Thome: Exp Therm Fluid Sci, 29(3), 383 (2005).
19) N. Kattan, J. R. Thome, and D. Favrat: J Heat Transfer, 120(1), 140 (1998).
20) N. Kattan, J. R. Thome, and D. Favrat: J Heat Transfer, 120(1), 148 (1998).
21) C. M. Yang, P. Hrnjak, Effect of helical micro-fins on two-phase flow behavior of R410A evaporating in horizontal round tubes obtained through visualization, Int J Heat Mass Transf. 144 (2019).
22) S. Koyama, J. Lee, R. Yonemoto, An investigation on void fraction of vapor–liquid two-phase flow for smooth and microfin tubes with R134a at adiabatic condition, International Journal of Multiphase Flow. 30 (2004)
23) D.A. Yashar, M.J. Wilson, H.R. Kopke, D.M. Graham, J.C. Chato, T.A. Newell, An Investigation of Refrigerant Void Fraction in Horizontal, Microfin Tubes, HVAC&R Res. 7 (2001)

①.3 モデルの妥当性検証

①.3.1 熱交換器

熱交換器モデルとシステムの定常，非定常解析の妥当性の検証は，②.2 で開発されるハイブリッド実運転性能評価装置を用いて極めて高精度に取得されたデータを用いて実施される．本年度は，そのデータ取得までが予定されているが，ハイブリッド実運転性能評価装置の開発は，加速しながら進めてきたため，当初計画の通り 9 月に完成予定である．その後データ取得を開始し，中間目標までには，複数の機器データが蓄積できる．なお，必要に応じて製品ではなく，汎用のパーツを用いて直接性能評価を行い，基準となるデータ取得も試みる．

①.3.2 膨張弁

＜概 要＞

ヒートポンプに用いられている膨張弁は，そのシステムの制御において重要なデバイスである．膨張弁の数理モデル，つまり流量，圧力，弁開度の関係を表す関係式としては，これまでに様々なものが提案されてきた．しかし，システム制御の観点から考えると，これらは実際のシステムの複雑で多様な運転条件を十分に考慮できているとは言えないのが現状である．

例えば，システム起動・停止時や低負荷での断続運転時において，膨張弁前後の圧力の急激な変化や，膨張弁入口状態の二相域への急激な遷移など状況を十分に再現できておらず，システムの最適制御検討において大きな障害となっていた．

本研究では，システムの詳細な制御検討に利用するのに十分な精度をもち，かつ大規模なシステムの計算にも適用可能な簡便さを持った，膨張弁の数理モデルを構築することが目的である．

研究の構成としては，下図のように，実験，理論検討，CFD 解析を行い，これらによって得られた知見を融合して新たな数理モデルを構築する．

実 験	・可視化可能な単純な構造の弁を対象に，膨張過程を可視化する． ・実際の電子膨張弁で，実制御を十分に考慮した条件範囲でのデータの取得． ・CFD および理論検討の妥当性検証．
理論検討	・最終的に構築する数理モデルの式の形を決定する． ・現象の物理的説明．
ＣＦＤ	・実験では可視化できない情報を顕在化させ，モデル構築への知見を得る． ・実験ではできなかったより広範囲な条件でのデータを取得する．

実制御を十分に考慮した広範囲な条件に適用可能な簡便な膨張弁数理モデルの構築
システムシミュレーションへの実装と制御検討

＜実 験＞

本報告においては，実際の膨張弁を対象に行った特性評価実験について説明する．図①.3.2-1，①.3.2-2 に本実験で用いた電子膨張弁の断面写真を示す．また，実験装置のフロー図と写真を図①.3.2-3 に示す．

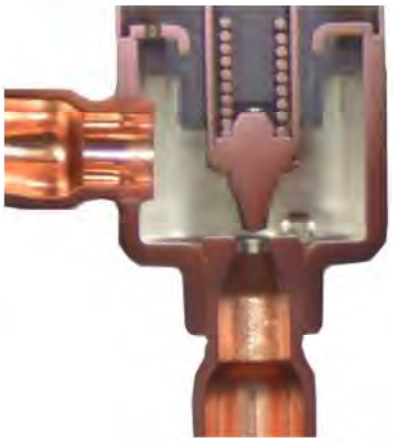
本実験装置はヒートポンプサイクルによって構成されており，膨張弁前後にはさまざまな条件で実験ができるような工夫が加えられている．具体的には，膨張弁入口過冷却度を任意に設定できるようにサブクーラーを設けてあり，また，膨張弁出口圧力を任意に設定できるように，膨張弁下流にもう一つ調節用膨張弁が設けられている．さらに膨張弁の出口に可視化部を設け，その内部の流動を観察できるようにした．用いた冷媒は R410A である．

また，表①.3.2-1 に実験条件を，図①.3.2-6 に実験条件である冷媒の入口出口状態を P-h 線図上に示す．今回の実験においては，膨張弁入口圧力，膨張弁出口圧力，膨張弁入口過冷却度をパラメータとし，流量，流量係数との関係を明らかにした．

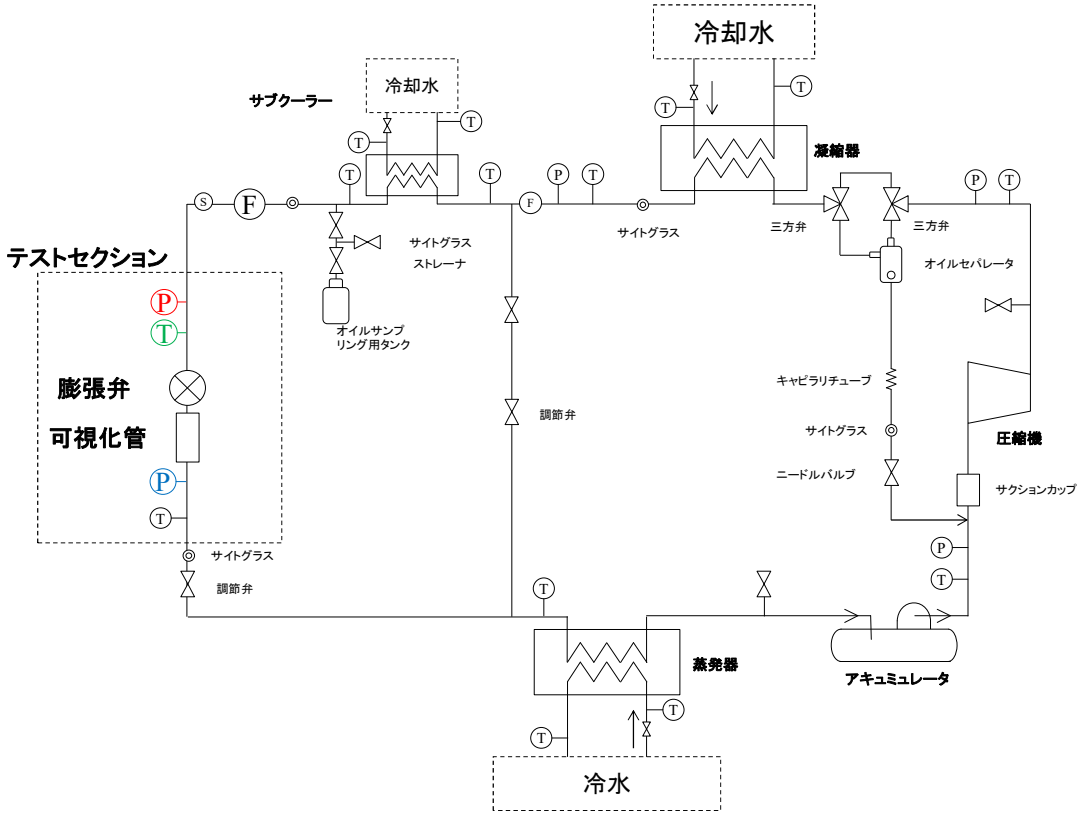
ここで，流量係数は次式における C_d として定義される．この式はベルルーイの定理より導かれる流量と差圧の関係を表しており，従来のシステムシミュレーションなどでは，流量係数 Cd を定数として膨張弁の簡単なモデルとして用いられことが多かった．しかし，上述のように，実際のヒートポンプの複雑な運転においてはこの式が適用できないよう条件があることが知られている．本報告ではこの式より得られる流量係数 Cd を様々な条件で明らかにする．

$$\dot{m} = C_d A \sqrt{2\rho_i (P_i - P_o)} \qquad (①.3.2\text{-}1)$$

図①.3.2-1　電子膨張弁の内部構造



図①.3.2-2　電子膨張弁の拡大写真



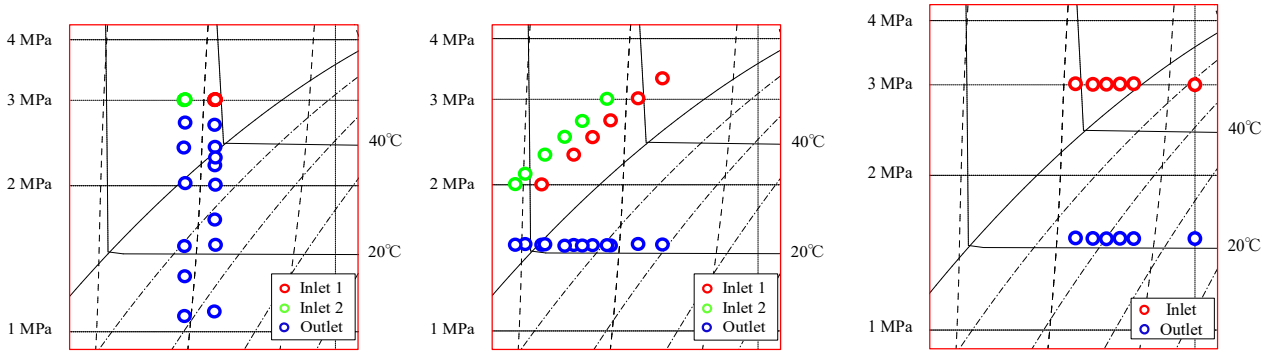
図①.3.2-3 膨張弁の制御特性評価実験のための実験装置のフロー図

図①.3.2-4 実験装置の写真

図①.3.2-5 膨張弁及び可視化部

表①.3.2-1 実験条件

	Reference	Range
Inlet pressure, MPa (Saturation temperature, deg.C)	3.0 (49)	2.0 - 3.3 (32 - 53)
Outlet pressure, MPa (Saturation temperature, deg.C)	1.5 (21)	1.1 - 2.7 (10 - 44)
Inlet subcool, K	10, 15	0 - 15
Valve opening, % (Minimum area, mm^2)	14 (0.58)	14 (0.58)



(a) 出口圧力変化　(b)入口圧力変化　(c)入口過冷却度変化

図①.3.2-6 P-h 線図上での実験条件（膨張弁入口出口状態）

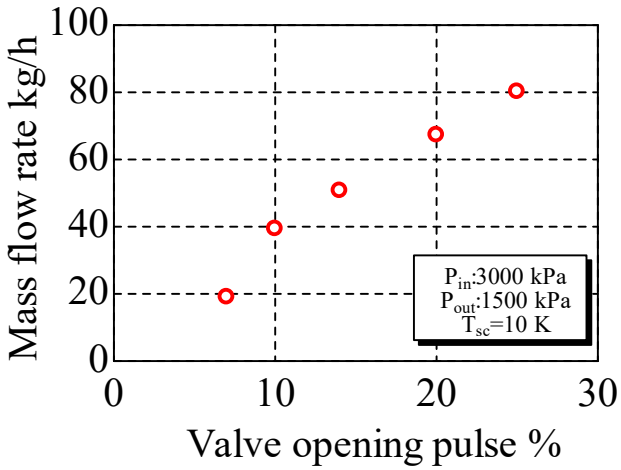
＜結 果＞

まず，対象とした膨張弁の固有特性として，入口圧力 3MPa，出口圧力 1.5MPa としたときの弁開度に対する流量の関係を明らかにした．図①.3.2-7 に固有特性を示す．これよりこの膨張弁は弁開度 10%以上において概ね線形的な固有特性を持つことが分かった．

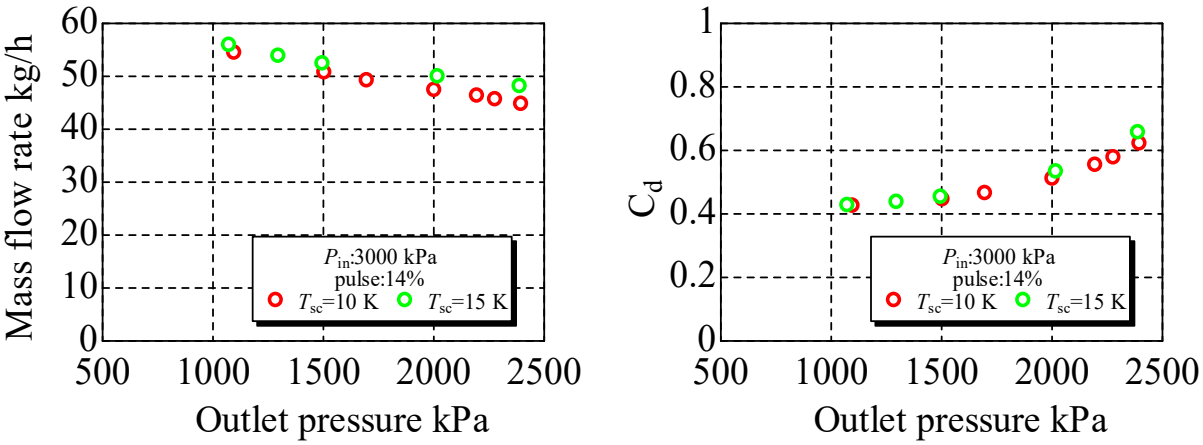
図①.3.2-8 に，出口圧力が流量及び流量係数 Cd に与える影響を示す．表①.3.2-1，図①.3.2-6(a)のように，入口圧力（Pin=3MPa）と弁開度（14%）は固定している．また，入口過冷却度は 10K の場合と 15K の場合を併記している．結果より，出口圧力が低くなると流量は緩やかに増加していくことが分かる．また，出口圧力が低下していくと，流量係数 Cd は低下していくが，Cd=0.4 付近に漸近していくように見える．これは圧力差がある程度の大きさになると Cd を定数とみなせることを示唆している．

次に，図①.3.2-9 に入口圧力が流量及び流量係数 Cd に与える影響を示す．入口圧力を変化させる場合には，実験条件の図①.3.2-6(b)に示すように，入口の過冷却度が一定（10K，15K）となるようにした．閣下より，入口圧力が低くなると流量は減少していくことが分かる．また，流量係数 Cd は入口圧力が高いほど低くなる傾向があるが，ある程度入口圧力が高くなると Cd=0.4 近傍に収束していくことが分かる．これは，上述の出口圧力を変化させた場合と同様の傾向であり，このことから本実験で対象とした電子膨張弁では，入口出口圧力差が大きい場合，Cd=0.4 程度で一定の流量係数となると言える．

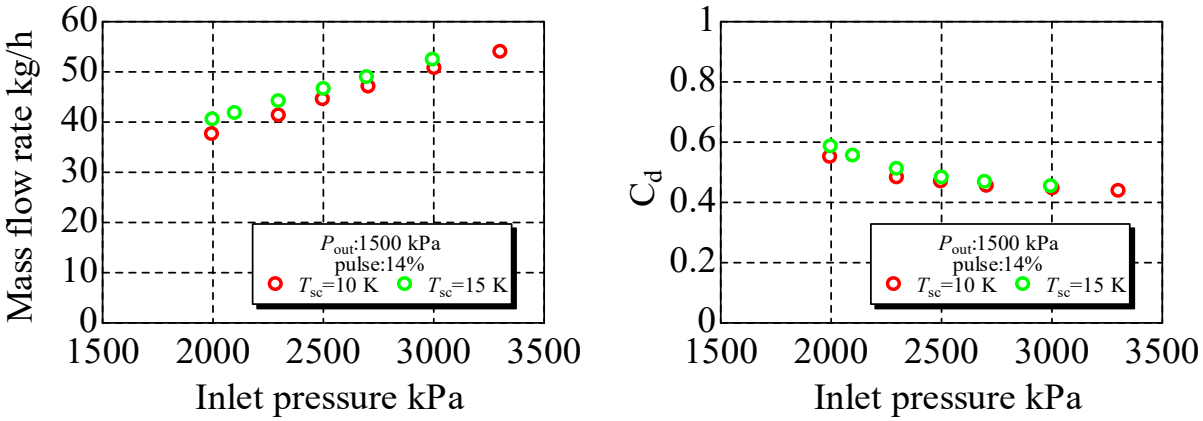
図①.3.2-10 に入口過冷却度が流量及び流量係数 Cd に与える影響を示す．実験条件の図①.3.2-6(c)から分かる通り，入口過冷却度が変化した場合には，圧力が降下し飽和状態に達する点が異なると考えられる．しかし結果より，過冷却度が変化しても流量はあまり変化しないことが分かる．また，流量係数についても概ね一定であることが分かった．



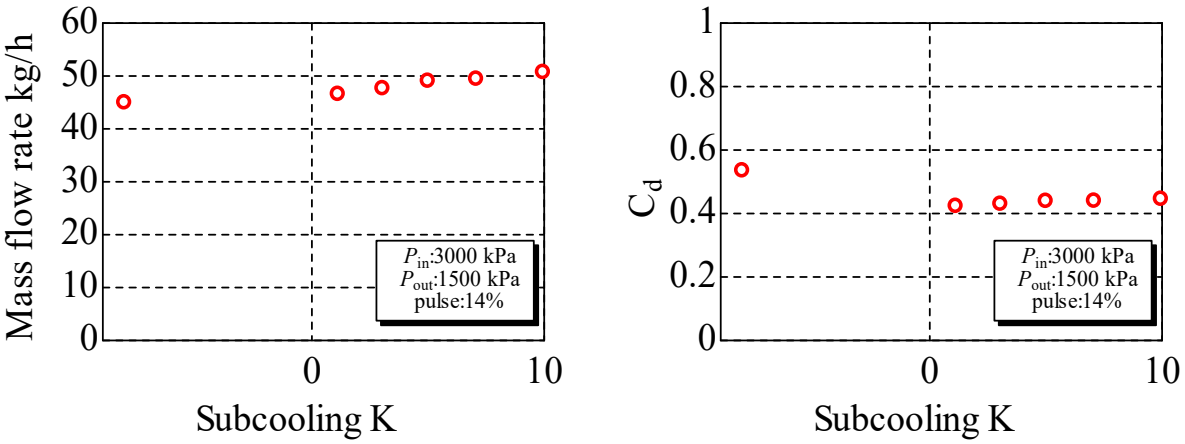
図①.3.2-7　対象とした膨張弁の固有特性（Pin=3MPa，Pout=1.5MPa）



図①.3.2-8　出口圧力が流量と流量係数に与える影響



図①. 3. 2-9　入口圧力が流量と流量係数に与える影響



図①. 3. 2-10　入口過冷却度が流量と流量係数に与える影響

①. 3. 3 システムの定常，非定常解析の妥当性検証

2020 年度 9 月にハイブリッド実運転性能評価装置の開発が完了したことから，この評価装置により，実機を直接用いて実機レベルの性能評価試験により妥当性検証を進めた。

①. 3. 3. 1 妥当性検証の背景と目的

冷凍空調機器としての実際の運転性能が評価すべき最重要因子であるが，低 GWP 冷媒用の空調機の正確な評価のためには，空調機のスペックの検討や製作に要する期間においてアドバンテージのあるシステムシミュレーター等の各種シミュレーターの活用が大変有効である．そこで，本学で開発を進めているシステムシミュレーターEF+M について，その計算値の妥当性や計算精度を検証することを目的として，4.2.2 節で示した R22 冷媒の空調機に，低 GWP 冷媒である R290 と R454C をドロップインした定格冷房標準試験結果を対象として解析を行い，実験値と計算結果の違いを評価した．

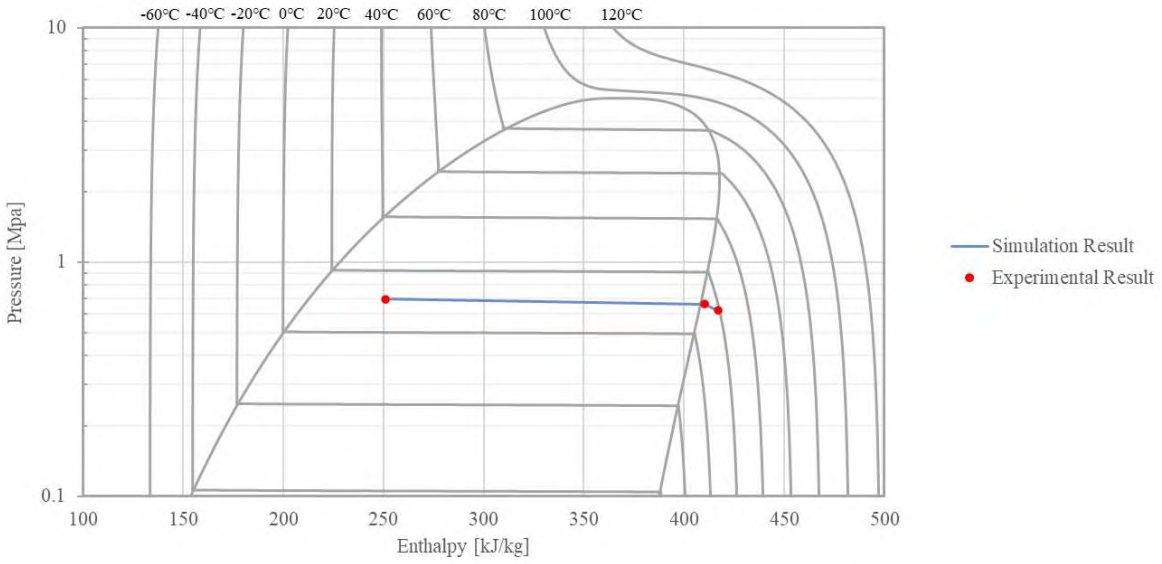
①. 3. 3. 2 R22 冷媒のシミュレーション結果

本節では，②. 3. 1. 4 節に記載の冷房試験条件の中で，①の条件について基準冷媒である R22 の解析結果を以下に記述する．解析手順については，今回は蒸発器及び凝縮器のコンポーネント単体の解析の後にシステム解析を行う手順を取った．

表①. 3. 3-1 に，蒸発器単体解析における解析条件を，また図①. 3. 3-1 に解析結果のモリエル線図を示す．また蒸発器出口における実験値と解析結果の比較を表①. 3. 3-2 に，圧縮機入口における実験値と解析結果の比較を表①. 3. 3. 3 に示す．

表①. 3. 3-1 Conditions for the evaporator simulation (R22)

Atmospheric pressure	kPa	100.9
Indoor dry-bulb temperature	℃	27.00
Indoor wet-bulb temperature	℃	19.00
Indoor absolute humidity	g/kg(DA)	10.50
Indoor fan air flow rate	kg/s	0.1037
Mass flow rate at evaporator inlet	kg/s	0.01307
Evaporator inlet pressure	kPa	693.0
Evaporator inlet enthalpy	kJ/kg	250.8



図①. 3. 3-1 *P–h* diagram of evaporator simulation results (R22)

表①. 3. 3-2 Comparison of experiment and simulation results at the evaporator outlet (R22)

Parameter	Units	Experimental result	Simulation result	Absolute error	Relative error
Pressure	kPa	660	660	-1.14×10^{-4}	-1.72×10^{-2}
Enthalpy	kJ/kg	410	410	-0.123	-0.162
Temperature	℃	11.8	11.6	-2.99×10^{-2}	-1.37

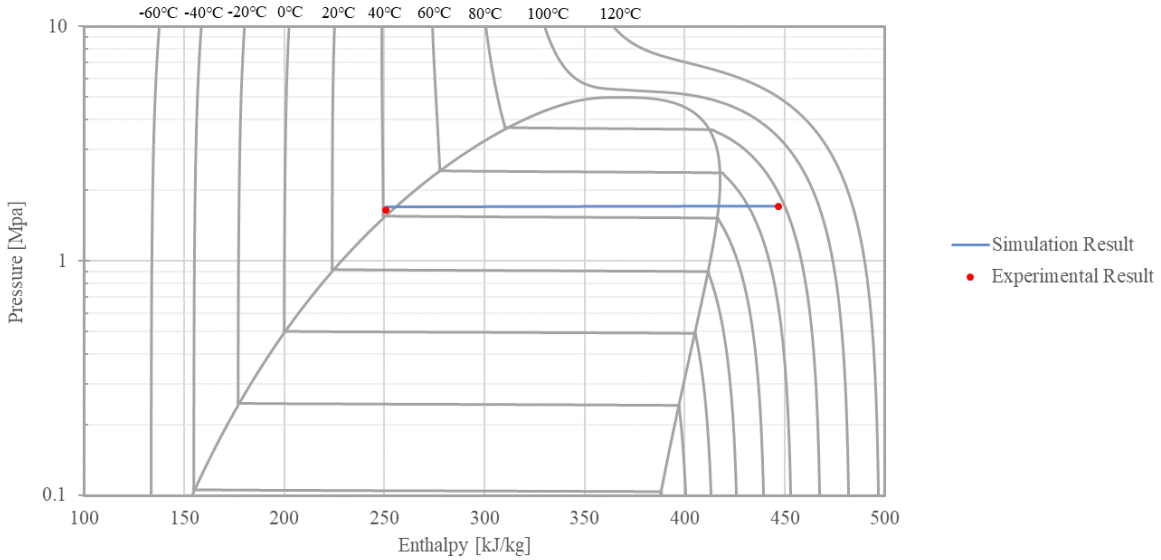
表①. 3. 3-3 Comparison of experiment and simulation results at the compressor inlet (R22)

Parameter	Units	Experimental result	Simulation result	Absolute error	Relative error
Pressure	kPa	621	620	-8.53×10^{-4}	-0.137
Enthalpy	kJ/kg	417	417	6.98×10^{-2}	1.68×10^{-2}
Temperature	℃	19.3	19.3	7.18×10^{-2}	0.373

表①. 3. 3-4 に，凝縮器単体解析における解析条件を，また図①. 3. 3-2 に解析結果のモリエル線図を示す．また凝縮器出口における実験値と解析結果の比較を表①. 3. 3-5 に示す．

表①. 3. 3-4 Conditions for the condenser simulation (R22)

Atmospheric pressure	kPa	100.9
Outdoor dry-bulb temp	℃	35.00
Outdoor wet-bulb temp	℃	21.14
Outdoor absolute humidity	g/kg(DA)	10.06
Outdoor fan air flow rate of condenser 1	kg/s	0.3262
Outdoor fan air flow rate of condenser 2	kg/s	0.08156
Mass flow rate at condenser inlet	kg/s	0.01307
Condenser inlet pressure	kPa	1709
Condenser inlet enthalpy	kJ/kg	447



図①. 3. 3-2 *P–h* diagram of condenser simulation results (R22)

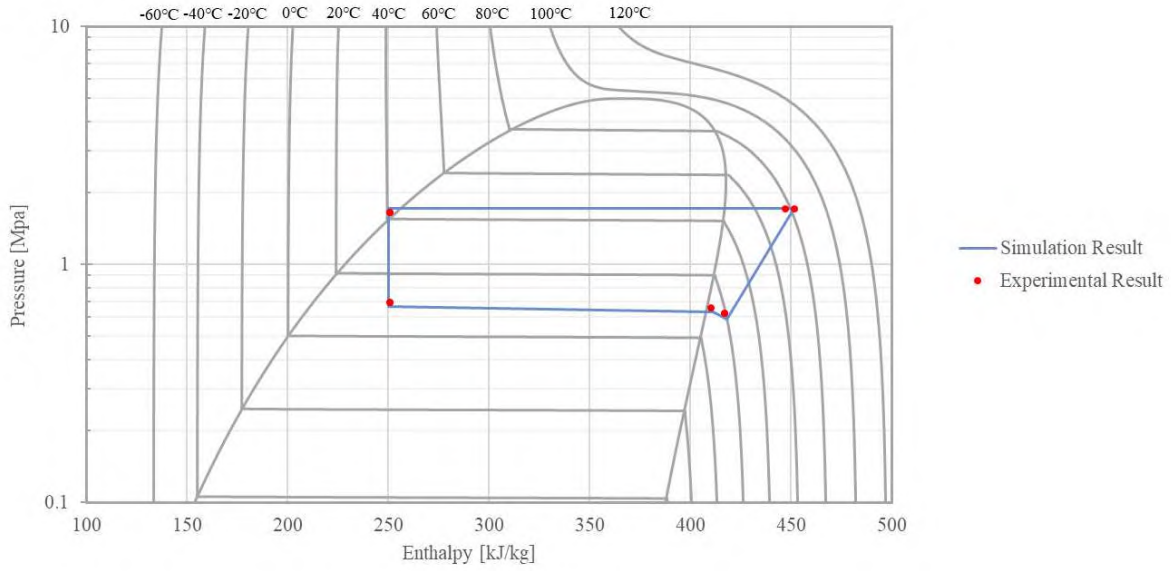
表①. 3. 3-5 Comparison of experiment and simulation results at the condenser outlet (R22)

Parameter	Units	Experimental result	Simulation result	Absolute error	Relative error
Pressure	kPa	1648	1705	56.7	3.44
Enthalpy	kJ/kg	251	252	1.25	0.497
Temperature	℃	40.9	41.8	0.939	2.30

表①. 3. 3-6　Conditions for the full system simulation (R22)

Atmospheric pressure	kPa	101.2
Indoor dry-bulb temp	℃	27.00
Indoor wet-bulb temp	℃	19.00
Indoor absolute humidity	g/kg(DA)	10.50
Indoor fan air flow rate	kg/s	0.1037
Outdoor dry-bulb temp	℃	35.00
Outdoor wet-bulb temp	℃	21.14
Outdoor absolute humidity	g/kg(DA)	10.06
Outdoor fan air flow rate of condenser 1	kg/s	0.3262
Outdoor fan air flow rate of condenser 2	kg/s	0.08156
Compressor speed	rps	48

さらに表①. 3. 3-6 に，システム解析における解析条件を，また図①. 3. 3-3 に解析結果のモリエル線図を示す．また実験値と解析結果の比較を表①. 3. 3-7 に示す．



図①. 3. 3-3 *P–h* diagram of full system simulation results (R22)

表①. 3. 3-7 Comparison of full system experiment and simulation results (R22)

	Cooling capacity %	Power consumption %	Mass flow rate %	Condensing temperature ℃	Evaporating temperature ℃
Experiment	100	100	100	43.0	9.00
Simulation	99.1	99.4	101	44.7	8.4

	Compressor inlet pressure MPa	Compressor outlet pressure MPa	Compressor inlet temperature ℃	Compressor outlet temperature ℃	Degree of superheating ℃	Degree of supercooling ℃
Experiment	0.621	1.71	19.3	81.8	2.83	2.11
Simulation	0.587	1.72	19.8	82.1	2.14	4.32

	Condenser inlet pressure MPa	Condenser outlet pressure MPa	Condenser inlet temperature ℃	Condenser outlet temperature ℃
Experiment	1.71	1.65	76.6	40.9
Simulation	1.72	1.72	77.2	40.4

	Evaporator inlet pressure MPa	Evaporator outlet pressure MPa	Evaporator inlet temperature ℃	Evaporator outlet temperature ℃
Experiment	0.693	0.660	10.7	11.8
Simulation	0.667	0.629	9.31	12.3

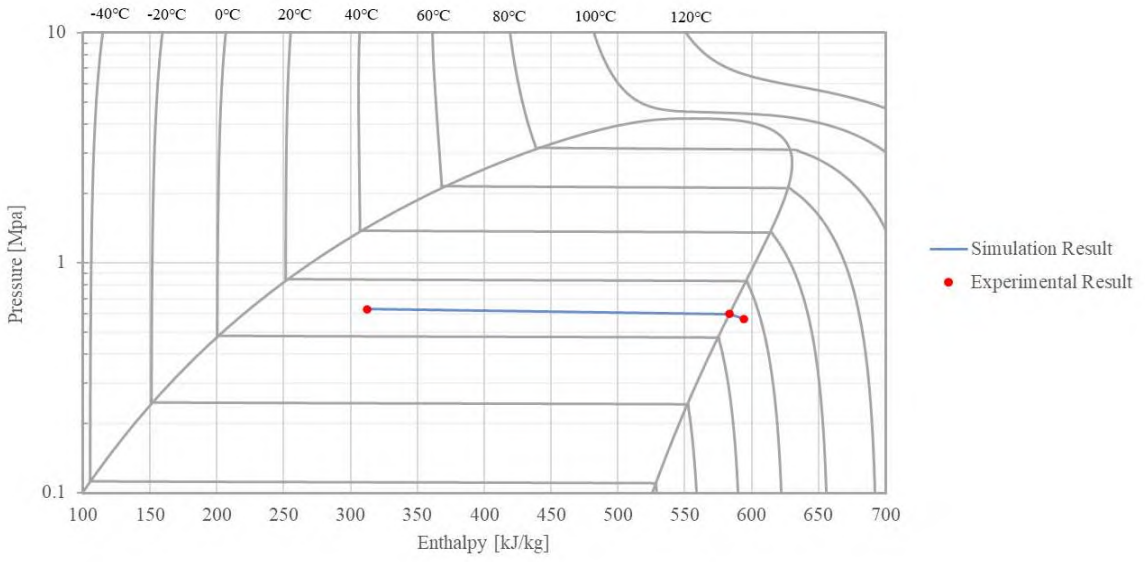
①. 3. 3. 3 R290 冷媒のドロップインに対するシミュレーション結果

続いて，R290 の解析結果を以下に記述する．表①. 3. 3-8 に，蒸発器単体解析における解析条件を，また図①. 3. 3-4 に解析結果のモリエル線図を示す．また蒸発器出口における実験値と解析結果の比較を表①. 3. 3-9 に，圧縮機入口における実験値と解析結果の比較を表①. 3. 3-10 に示す．

表①. 3. 3-8 Conditions for the evaporator simulation (R290)

Atmospheric pressure	kPa	100.7
Indoor dry-bulb temperature	℃	27.00
Indoor wet-bulb temperature	℃	19.00
Indoor absolute humidity	g/kg(DA)	10.53
Indoor fan air flow rate	kg/s	0.09251
Mass flow rate at evaporator inlet	kg/s	0.008000
Evaporator inlet pressure	kPa	629.6
Evaporator inlet enthalpy	kJ/kg	312.0

図①. 3. 3-4 *P–h* diagram of the evaporator simulation results (R290)



表①. 3. 3-9 Comparison of experiment and simulation results at the evaporator outlet (R290)

Parameter	Units	Experimental result	Simulation result	Absolute error	Relative error
Pressure	kPa	599	597	-1.75×10^{-3}	-0.292
Enthalpy	kJ/kg	584	584	0.338	5.79×10^{-2}
Temperature	℃	8.00	8.10	0.0997	1.25

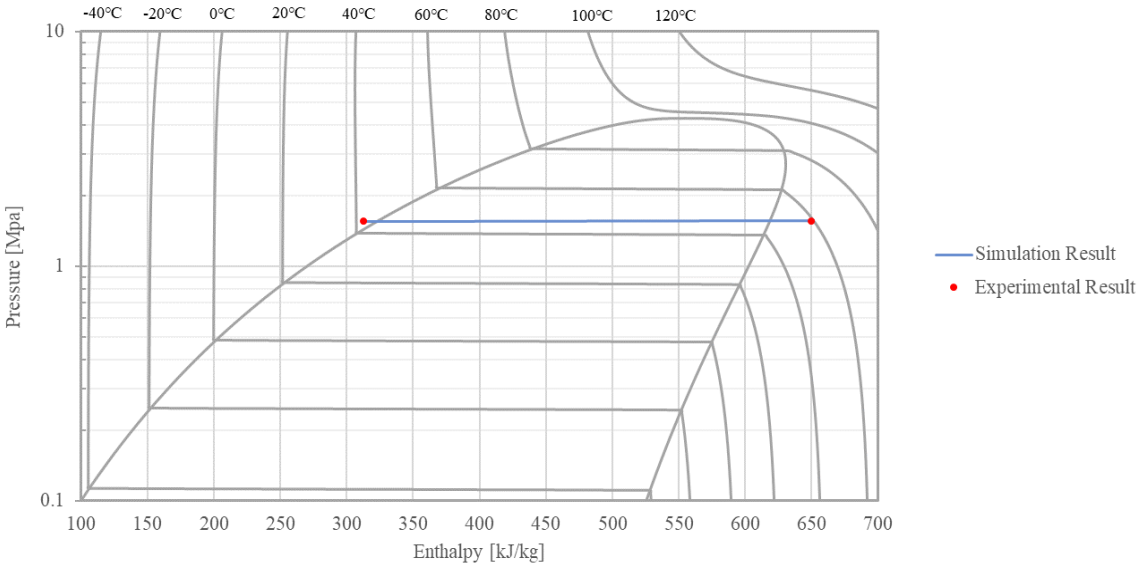
表①. 3. 3-10 Comparison of experiment and simulation results at the compressor inlet (R22)

Parameter	Units	Experimental result	Simulation result	Absolute error	Relative error
Pressure	kPa	569	570	1.04×10^{-3}	0.183
Enthalpy	kJ/kg	594	594	1.71×10^{-2}	2.87×10^{-3}
Temperature	℃	13.1	13.1	3.00×10^{-2}	0.229

表①. 3. 3-11 に，凝縮器単体解析における解析条件を，また図①. 3. 3-5 に解析結果のモリエル線図を示す．また凝縮器出口における実験値と解析結果の比較を表①. 3. 3-12 に示す.

表①. 3. 3-11 Conditions for the condenser simulation (R290)

Atmospheric pressure	kPa	100.7
Outdoor dry-bulb temperature	℃	35.00
Outdoor wet-bulb temperature	℃	23.99
Outdoor absolute humidity	g/kg(DA)	14.33
Outdoor fan air flow rate of condenser 1	kg/s	0.5078
Outdoor fan air flow rate of condenser 2	kg/s	0.1270
Mass flow rate at condenser inlet	kg/s	0.008000
Condenser inlet pressure	kPa	1564
Condenser inlet enthalpy	kJ/kg	650



図①. 3. 3-5 *P–h* diagram of the condenser simulation results (R290)

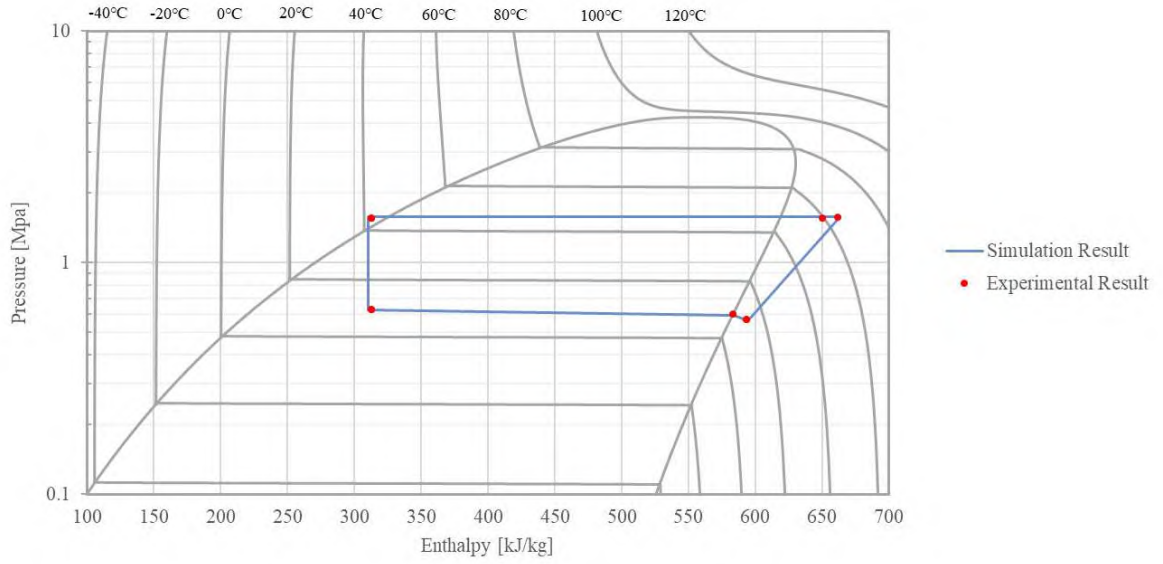
表①. 3. 3-12　Comparison of experiment and simulation results at the condenser outlet (R290)

Parameter	Units	Experimental result	Simulation result	Absolute error	Relative error
Pressure	kPa	1560	1560	7.11×10^{-4}	4.56×10^{-2}
Enthalpy	kJ/kg	312	312	-0.495	-0.158
Temperature	℃	41.8	40.7	-1.13	-2.70

最後に表①. 3. 3-13 に，システム解析における解析条件を，また図①. 3. 3-6 に解析結果のモリエル線図を示す．また実験値と解析結果の比較を表①. 3. 3-14 に示す．

表①. 3. 3-13 Conditions for the full system simulation (R290)

Atmospheric pressure	kPa	100.7
Indoor dry-bulb temperature	℃	27.00
Indoor wet-bulb temperature	℃	19.00
Indoor absolute humidity	g/kg(DA)	10.53
Indoor fan air flow rate	kg/s	0.09251
Outdoor dry-bulb temperature	℃	35.00
Outdoor wet-bulb temperature	℃	23.99
Outdoor absolute humidity	g/kg(DA)	14.33
Outdoor fan air flow rate of condenser 1	kg/s	0.5078
Outdoor fan air flow rate of condenser 2	kg/s	0.1270
Compressor speed	rps	62.37



図①. 3. 3-6 *P–h* diagram of the full system simulation results (R290)

表①. 3. 3-14 Comparison of full system experiment and simulation results (R290)

	Cooling capacity %	Power consumption %	Mass flow rate %	Condensing temperature ℃	Evaporating temperature ℃
Experiment	100	100	100	46.0	6.20
Simulation	101	96.5	101	46.2	8.32

	Compressor inlet pressure MPa	Compressor outlet pressure MPa	Compressor inlet temperature ℃	Compressor outlet temperature ℃	Degree of superheating ℃	Degree of supercooling ℃
Experiment	0.570	1.57	12.8	64.5	0.10	2.11
Simulation	0.564	1.58	13.2	65.5	0.82	5.00

	Condenser inlet pressure MPa	Condenser outlet pressure MPa	Condenser inlet temperature ℃	Condenser outlet temperature ℃
Experiment	1.56	1.56	59.5	41.8
Simulation	1.58	1.58	63.4	41.2

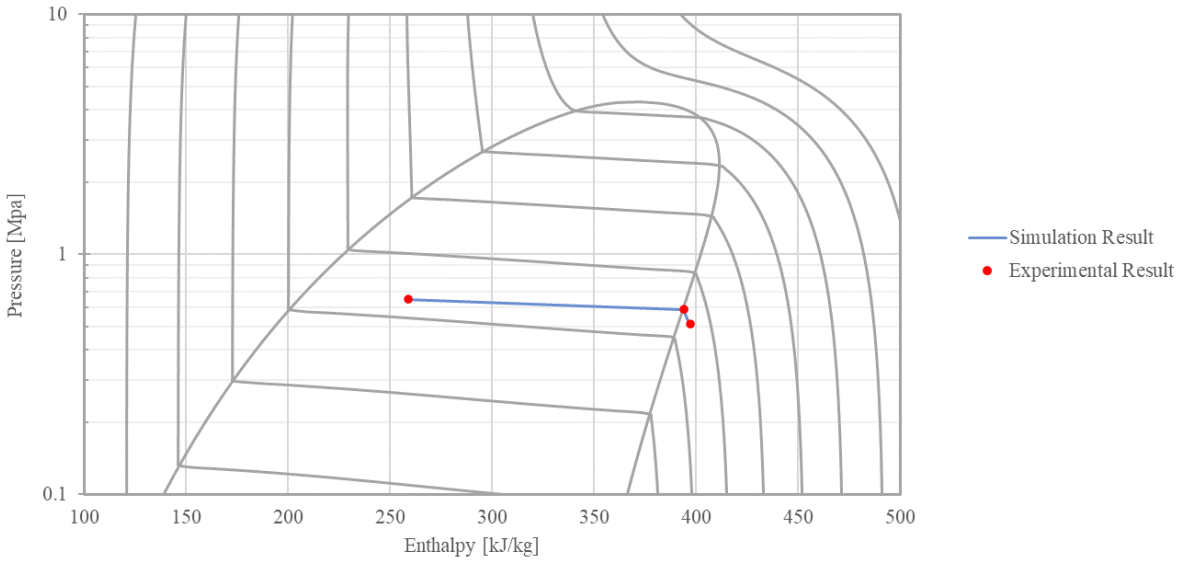
	Evaporator inlet pressure MPa	Evaporator outlet pressure MPa	Evaporator inlet temperature ℃	Evaporator outlet temperature ℃
Experiment	0.630	0.601	9.40	7.96
Simulation	0.623	0.592	9.26	8.24

①. 3. 3. 4 R454C 冷媒のドロップインシミュレーション結果

最後に，R454C の解析結果を以下に記述する．表①. 3. 3-15 に，蒸発器単体解析における解析条件を，また図①. 3. 3-7 に解析結果をモリエル線図で示す．また蒸発器出口における実験値と解析結果の比較を表①. 3. 3-16 に，圧縮機入口における実験値と解析結果の比較を表①. 3. 3-17 に示す．

表①. 3. 3-15 Conditions for the evaporator simulation (R454C)

Atmospheric pressure	kPa	101.2
Indoor dry-bulb temperature	℃	27.00
Indoor wet-bulb Temperature	℃	19.00
Indoor absolute humidity	g/kg(DA)	10.46
Indoor fan air flow rate	kg/s	0.1040
Mass flow rate at evaporator inlet	kg/s	0.01630
Evaporator inlet pressure	kPa	649.8
Evaporator inlet enthalpy	kJ/kg	258.8



図①. 3. 3-7 *P–h* diagram of the evaporator simulation results (R454C)

表①. 3. 3-16 Comparison of experiment and simulation results at the evaporator outlet (R454C)

Parameter	Units	Experimental result	Simulation result	Absolute error	Relative error
Pressure	kPa	588	590	2.00×10^{-3}	-0.340
Enthalpy	kJ/kg	394	394	-0.125	-3.18×10^{-2}
Temperature	℃	8.40	8.32	-7.21×10^{-2}	-0.858

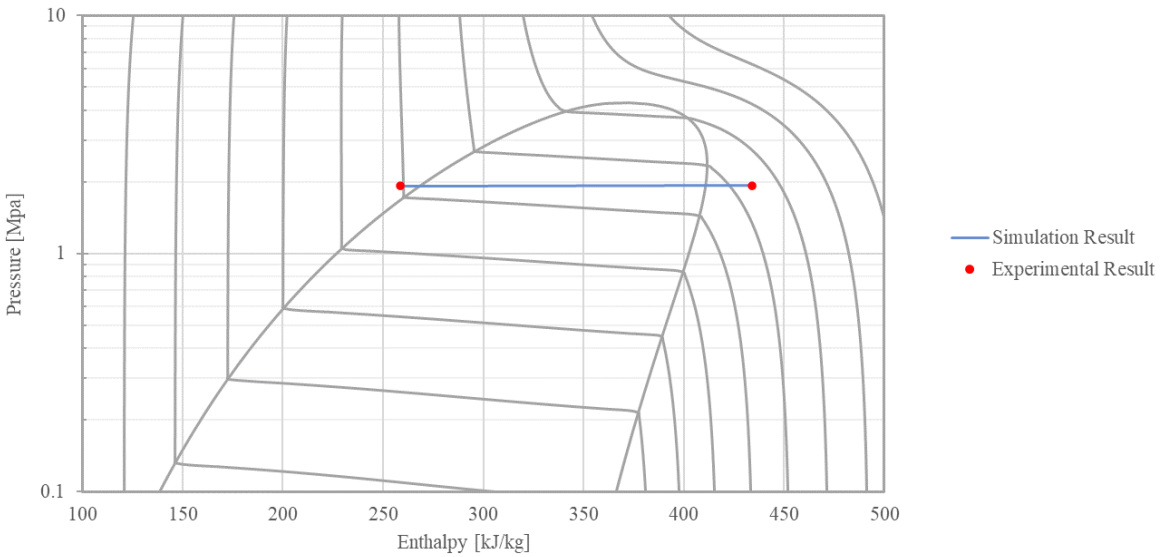
表①. 3. 3-17 Comparison of experiment and simulation results at the compressor inlet (R454C)

Parameter	Units	Experimental result	Simulation result	Absolute error	Relative error
Pressure	kPa	510	516	5.92×10^{-3}	1.16
Enthalpy	kJ/kg	397	397	-0.502	-0.126
Temperature	℃	9.58	9.21	-0.394	-3.80

表①. 3. 3-18 に，凝縮器単体解析における解析条件を，また図①. 3. 3-8 に解析結果をモリエル線図で示す．また凝縮器出口における実験値と解析結果の比較を表①. 3. 3-19 に示す．

表①. 3. 3-18 Conditions for the condenser simulation (R454C)

Atmospheric pressure	kPa	101.2
Outdoor dry-bulb temperature	℃	35.00
Outdoor wet-bulb temperature	℃	25.36
Outdoor absolute humidity	g/kg(DA)	16.46
Outdoor fan air flow rate of condenser 1	kg/s	0.3239
Outdoor fan air flow rate of condenser 2	kg/s	0.08098
Mass flow rate at condenser inlet	kg/s	0.01630
Condenser inlet pressure	kPa	1928
Condenser inlet enthalpy	kJ/kg	434.1



図①. 3. 3-8 *P–h* diagram of condenser simulation results (R454C)

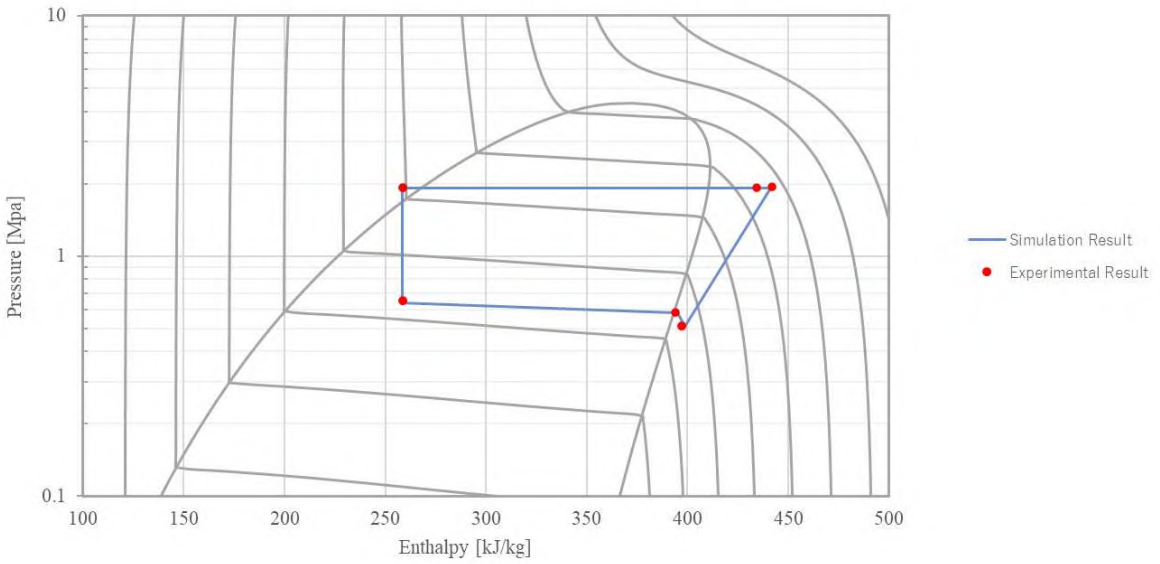
表①. 3. 3-19 Comparison of experiment and simulation results at the condenser outlet (R454C)

Parameter	Units	Experimental result	Simulation result	Absolute error	Relative error
Pressure	kPa	1922	1924	1.87×10^{-3}	9.75×10^{-2}
Enthalpy	kJ/kg	259	258	-0.299	-0.115
Temperature	℃	39.1	38.9	-0.181	-0.464

最後に表①. 3. 3-20 に，システム解析における解析条件を，また図①. 3. 3-9 に解析結果をモリエル線図で示す．また実験値と解析結果の比較を表①. 3. 3-21 に示す．

表①. 3. 3-20 Conditions for the full system simulation (R454C)

Atmospheric pressure	kPa	101.2
Indoor dry-bulb temperature	℃	27.00
Indoor wet-bulb temperature	℃	19.00
Indoor absolute humidity	g/kg(DA)	10.46
Indoor fan air flow rate	kg/s	0.1040
Outdoor dry-bulb temperature	℃	35.00
Outdoor wet-bulb temperature	℃	25.36
Outdoor absolute humidity	g/kg(DA)	16.46
Outdoor fan air flow rate of condenser 1	kg/s	0.3239
Outdoor fan air flow rate of condenser 2	kg/s	0.08098
Compressor speed	rps	65



図①. 3. 3-9 *P–h* diagram of the full system simulation results (R454C)

表①. 3. 3-21 Comparison of the full system experiment and simulation results (R454C)

	Cooling capacity	Power consumption	Mass flow rate	Condensing temperature	Evaporating temperature
	%	%	%	℃	℃
Experiment	100	100	100	48.0	6.90
Simulation	101	104	96.9	45.0	8.14

	Compressor inlet pressure	Compressor outlet pressure	Compressor inlet temperature	Compressor outlet temperature	Degree of superheating	Degree of supercooling
	MPa	MPa	℃	℃	℃	℃
Experiment	0.510	1.94	9.58	75.0	0.449	5.63
Simulation	0.508	1.92	11.0	74.3	1.94	5.71

	Condenser inlet pressure	Condenser outlet pressure	Condenser inlet temperature	Condenser outlet temperature
	MPa	MPa	℃	℃
Experiment	1.93	1.92	68.7	39.1
Simulation	1.92	1.91	71.8	38.8

	Evaporator inlet pressure	Evaporator outlet pressure	Evaporator inlet temperature	Evaporator outlet temperature
	MPa	MPa	℃	℃
Experiment	0.650	0.581	6.11	8.40
Simulation	0.638	0.580	4.83	9.43

①. 3. 3. 5 モデルの妥当性検証のまとめ

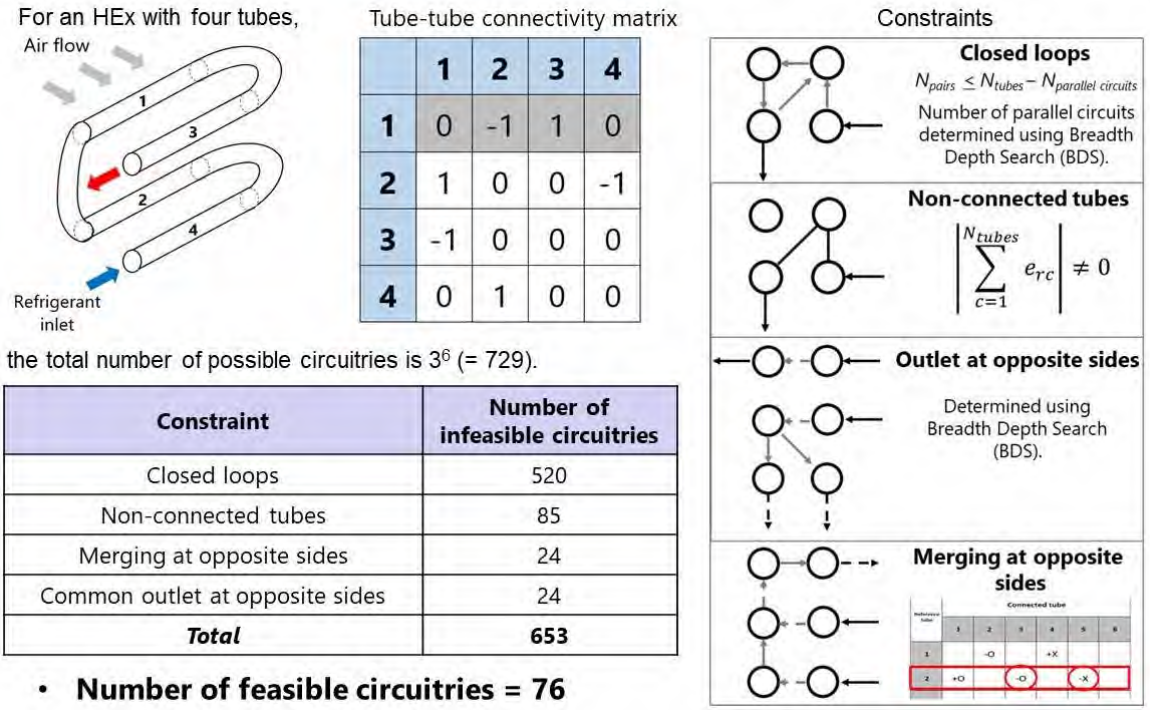
本研究では，R22 冷媒のルームエアコンに，基準冷媒である R22 を充填した試験結果と低 GWP 冷媒である R290 と R454C をドロップイン試験した結果を用いてシステムシミュレーターで解析を行い，実験値と計算結果を比較検証した．この結果，実験値とシミュレーション計算値は，よく一致していることが確認できた．

②性能評価技術研究開発

②.1 数理的性能評価手法開発

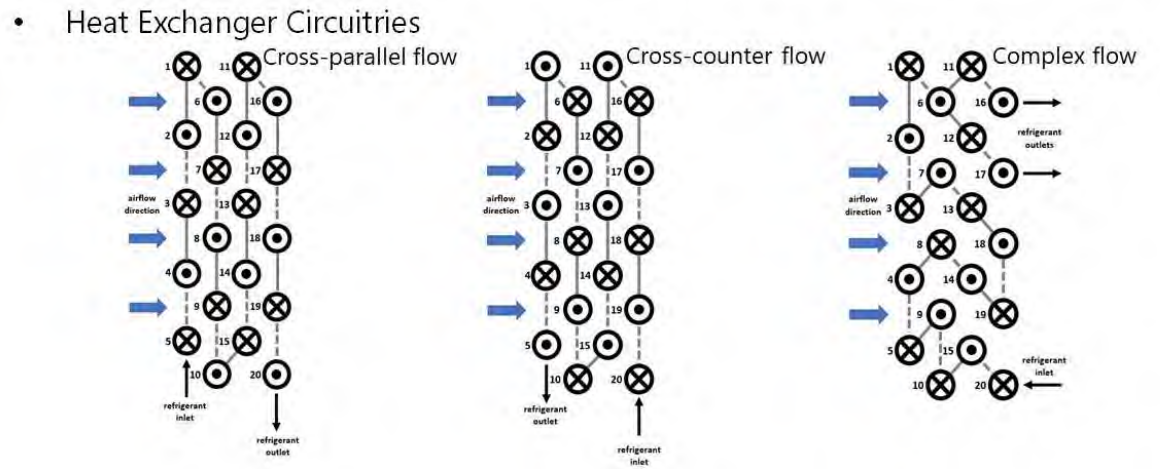
②.1.1 熱交換器性能評価基準

熱交換器の冷媒分配方法を一般することには，非常に困難を伴う．例えば，図②.1.1-1 に示すようにたった 4 本の熱交換器でも流路の方向と流動の有無を考えていくと冷媒の流路は，729 通りにもとなってしまう．このため，この流路の取り方をマトリックスとして一般化するとともにそもそも物理的に不可能な流路を排除するための一般化手法を確立してきた．これにより，二相流としての定常解析を可能とした．

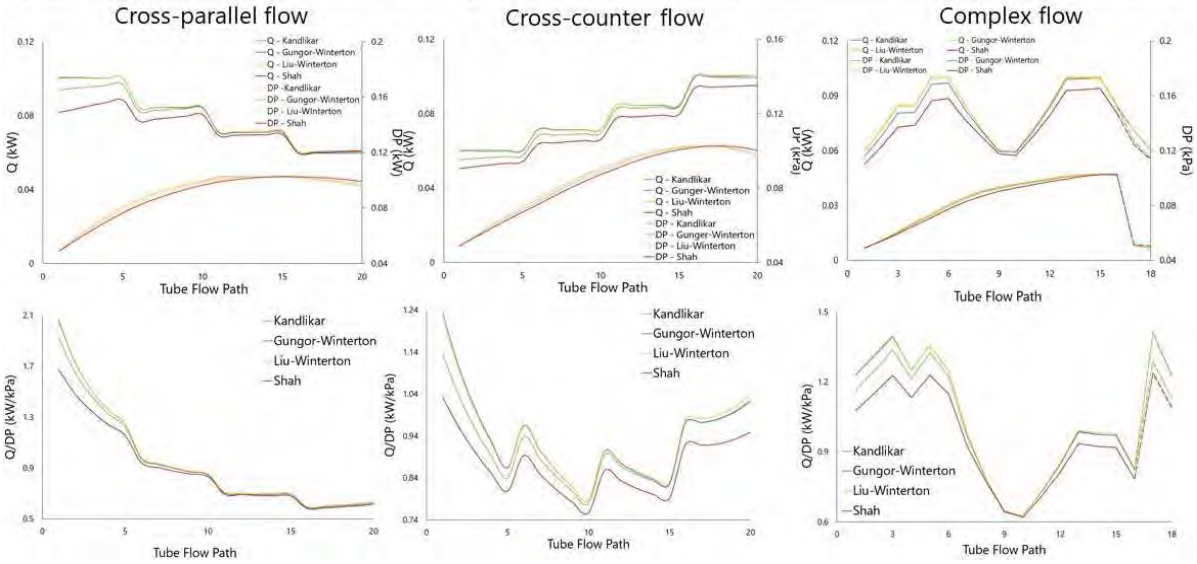


図②.1.1-1　分配方法の一般化

図②.1.1-2 は二相流で流動経路が相当複雑な場合も含めて様々な流動状態で熱交換器の計算が実施できている様子が示されている．



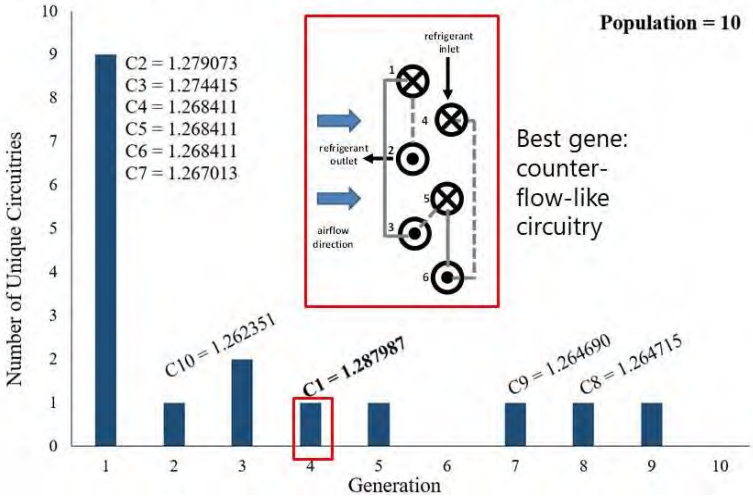
		Kandlikar	Gungor-Winterton	Liu-Winterton	Shah
$\dot{Q}$/DP (kW/kPa)	*Parallel*	0.8672	0.8753	0.8786	0.8269
	Counter	0.9105	0.9244	0.9267	0.8653
	Complex	1.0559	1.0827	1.0853	1.0092



図②.1.1-2　多様なフローパターンの数値解析

熱交換器の最適化に関しては，図②.1.1-3 に示すように途中の経路で冷媒の分岐や混合がなく，単相流の場合には，すでにジェネティックアルゴリズム(GA)を用いて最適化計算を実現している．もちろんこの場合には，向流形に近い流動方式が最適計算の結果となる．

- The simulation can be compared to these configurations:
  - (cross-parallel flow)　1-2-3-6-5-4:　1.228668 kW/kPa
  - (cross-counter flow)　4-5-6-3-2-1:　1.287031 kW/kPa

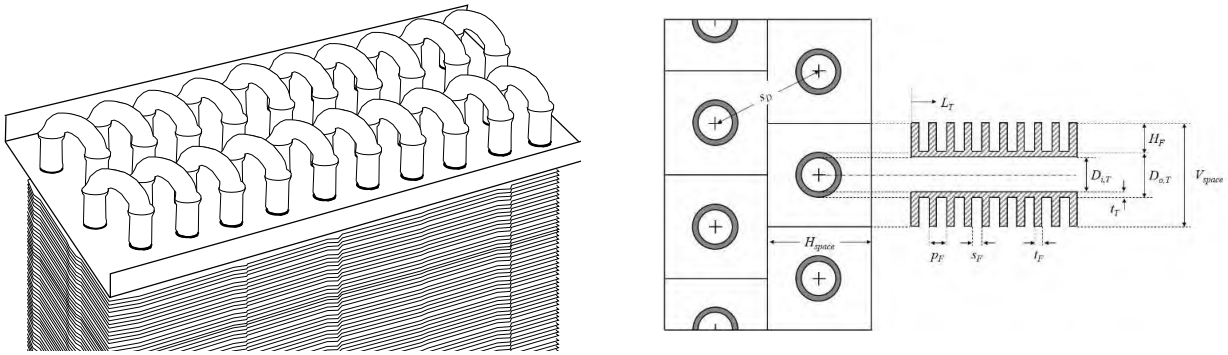


図②.1.1-3 GA を用いた単相流の最適化計算

②.1.2 熱交換器の冷媒回路シミュレーター

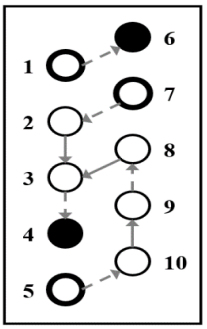
図②.1.2-1 に示すように，フィン付き管式熱交換器の複数の冷媒回路は，グラフ理論の概念に基づいた数学的表現「管 ー 管隣接行列」[26] と，幅優先探索や深さ優先探索などの走査型アルゴリズムで処理される．このアプローチにより，任意の回路とそれに対応する数学的項目（図②.1.2-2）との間に一対一の関係が保証され，進化的探索の際に回路の物理性と実現可能性を保証するための定式化が可能となる．

そのため，物理的な表現は空気流れに接する個々の枝管に注目し，空気側の伝達面を，エネルギー収支，質量収支，運動量収支のための制御体積として考えている[13]そこで以下の仮定のもと，質量，エネルギー，運動量輸送方程式による数値的収束を通じて近似している．I．フィン付き管式熱交換器は定常状態にある，II．運動エネルギーと位置エネルギーの差は無視できる，III．チューブベンドでは熱伝達が起こらない， IV．空気側の速度は一様である．



(a) (b)

図②.1.2-1 (a) 3D and (b) 2D schematic illustration of a finned-tube heat exchanger



Reference	Connected tubes									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0
2	0	0	1	0	0	0	-1	0	0	0
3	0	-1	0	1	0	0	0	-1	0	0
4	0	0	-1	0	0	0	0	0	0	0
5	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1
6	-1	0	0	0	0	0	0	0	0	0
7	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0
8	0	0	1	0	0	0	0	0	-1	0
9	0	0	0	0	0	0	0	1	0	-1
10	0	0	0	0	-1	0	0	0	1	0

図②.1.2-2Tube-Tube Adjacency Matrix

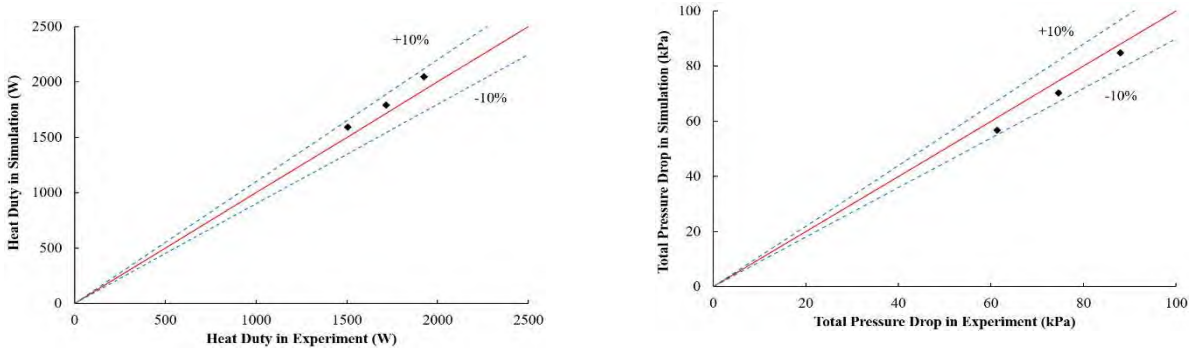
熱伝達率は，単相流の場合は Dittus-Boelter 式 [28] を用いて計算し，蒸発・凝縮領域の二相流の場合は Shah [29] と Cavallini ら [30] が提案した相関式をそれぞれ用いている．混合冷媒の二相流の場合には，Shah 式 [31] が採用される．空気側熱伝達率の決定には，Seshimo and Fujii [32] が，碁盤目管配列に対して導き出した相関式と，Kim ら [33] が千鳥管配列に対して提案した相関式を用いた．

数理的な詳細は，Garcia ら [26] を参照されたい．さらに，モデルの精度を向上させるために，接続 U ベンド内の圧力損失の定式化もここに含める．リターンベンドにおける圧力損失の計算において，重要な幾何学的パラメータは，リターンベンドの長さおよび半径の 2 つである．リターンベンドの半径は，接続された 2 本のチューブの中心間距離の半分で近似し，リターンベン

ド長さは，180°リターンベンドの円弧長さで近似する．リターンベンドの圧力損失の計算には，Popiel and Wojtkowiak [34] と Domanski and Hermes [35] が単相と二相の流れに対してそれぞれ提案した相関式を使用した．

②.1.2.1 モデルの妥当性

数理モデルは，空気流れ方向への 4 列と高さ方向の 5 段と構成される 20 本の伝熱管配列を持つ水－空気の汎用コイルの実験データ [36] と，単一の伝熱管配列の 28 本の伝熱管内に R 410A を循環させる蒸発器の実験データを参照して検証された．最初のケースでは，Garcia ら [26] が示すように，予測値と実験値との偏差は+3%以内である．図②.1.2-3 (a)と (b)は，実験と解析において熱負荷と圧力がよく一致していることを示している．偏差はそれぞれ，±7%および±8%以内に収まっている．



(a) (b)

図②.1.2-3 Comparison between experimental and calculated values of (a) heat duty and (b) total pressure drop of 28-tube evaporator

冷媒温度も複数箇所で測定された．Garcia ら [26] は，シミュレーションと実験の温度結果を比較した結果，ほぼ一致することを示した．つまり，計算で算出できる COP は実験値と大きく外れないことを同時に意味する．

②.1.2.2 遺伝的熱経路生成

進化的アルゴリズムは，複雑な空間においても頑健かつ柔軟に解を導くことができるため，最適化問題において広く用いられている．進化的アルゴリズムでは，選択，交叉，突然変異など，ダーウィンの進化に着想を得たメカニズムが実装されている．基本的な進化的アルゴリズムでは，解の候補（染色体）の母集団を初期化し，以下のステップを繰り返す．

1) 母集団内の各個体の適応度を評価する
2) 親となる個体から新しい個体を生成する
3) 個体の中から次世代に生き残る候補を選択する

この過程では，最大世代数など，ある条件が達成されるまで繰り返される．

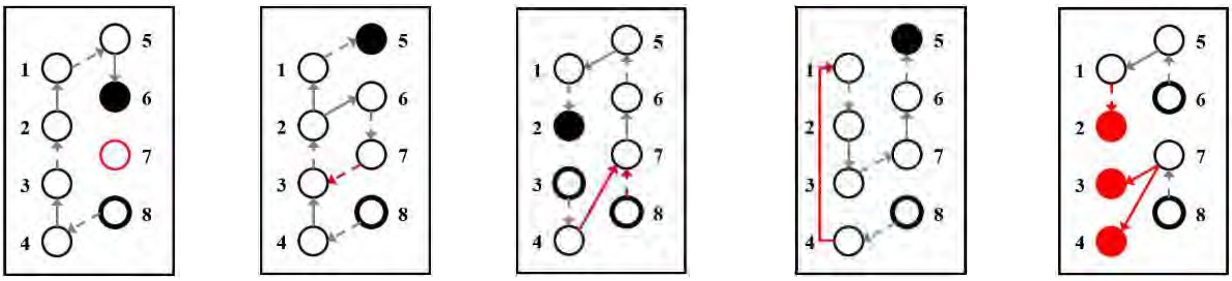
最適な回路配置を探索するために進化的アルゴリズムを単純に用いると，回路の分割・合流の数や位置の物理的な制約を考慮できず，実現不可能な回路を生成してしまう．このような回路は適応度が 0 となり世代交代時に除去される．しかし物理的な制約を考慮しない場合，適応度が 0 となる回路が生成される割合があまりに大きいため，実現可能な回路がほとんど得られない．そのため世代交代が進んでも実現可能な個体を生成することができない．本研究で新たに開発した熱交換器最適化技術は，分割・合流の数や位置に現実的な制約を設け，実現可能な回路の探索空間に制限することで，膨大な探索空間を現実的な大きさにまで縮小させた．一方で，物理的に実現可能な回路についての制約は撤廃しており，これにより従来の研究成果を克服したものである．

具体的には，冷媒回路最適化における分岐・合流の数や位置の管理は，圧力損失，空気側と冷媒側の温度差，空気側と冷媒側の熱抵抗のバランスを制御しようとするものである．これまでに試みられた最適化研究で示された回路を表す染色体の開発は，進化的アルゴリズムの遺伝的操作が作用する配列の構築に基づくものであり，この方法論を変更しない場合，管の再配置にしか対処できない．その理由は，配列型染色体に遺伝的操作を直接作用させると，実現不可能で物理的でない子孫が生まれるためである．そこで，以下の制約を設け，非実現・非物理的な回路を排除する．

なお以下では，「管」と「ノード」は実際には同じものを指す．現実の冷媒回路では管と呼ばれるが，木構造で表現される場合それをノードと呼ぶ．冷媒回路は，ノードとリンク(U ベンド)から構成される木で表現される．１つ１つの木が，進化的アルゴリズムにおける個体（染色体）である．

1) トポロジー制約

実現不可能で非物理的な回路配置を 5 つ整理した（図②.1.2-4）．I．管が接続されていない冷媒回路，II．内部ループを持つ冷媒回路，III．合流の上流側の流れが反対の流れ方向を持つ冷媒回路，IV．管間の接続が 2 行または 2 列の距離を超える冷媒回路，V．熱交換器の出口流が異なる側にある冷媒回路，である．



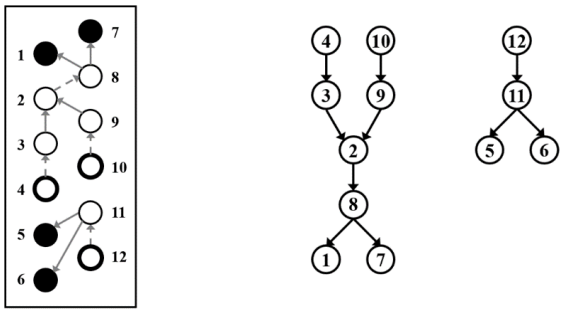
I. II. III. IV. V.

図②.1.2-4 Feasibility and manufacturing constraints

これらの制約の定式化の詳細は，Garcia ら[26]を参照されたい．これらの制約のみに基づいて可能な遺伝子の組み合わせの空間を制限する一方で，合流数の上限などの不要な制約は設けない．これにより探索空間を必要十分なだけ大幅に縮小し，進化的アルゴリズムが最適解に向かって効率的に収束することが可能となる．

2) 遺伝的操作

熱交換器の最適配置の進化的探索を効率的に管理するために，新しい最適化アルゴリズムである「遺伝的熱経路生成法」を提案する．交叉や突然変異を導入し，分割や統合の数や位置を自由に管理できる新しい遺伝的プログラミング手法である．なお遺伝的アルゴリズムや遺伝的プログラミングは，進化的探索手法の一手法である．開発したアルゴリズムは，遺伝的操作を木構造に適用し，各ノードが一つの管に対応し，実現不可能な回路を除外するルールに従って生成される．各木（冷媒回路）はルートノード（入口管）から始まり，その葉ノード（出口管）で終わる（葉ノードとは末端に位置するノードのことである）．回路に分岐や合流がある場合，木は部分木に分岐することができる（図②.1.2-5）．



(a) (b)

図②.1.2-5 (a) schematic diagram of a refrigerant circuitry and (b) its corresponding tree structure

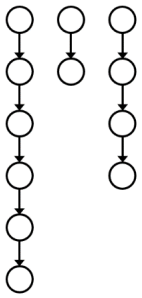
本プロセスは，大きく 5 つのフェーズに分かれる．I．初期化，II．選択，III．交叉，IV．突然変異，V．トポロジー制約の適用，である．

I.初期化

母集団を初期化する際，指定された数まで様々な冷媒回路をランダムに生成する．ただし，作成された冷媒回路が実現可能であり，トポロジー制約に準拠していることを常に確認する必要がある．木構造の作成は，式（2-①.2.1）で与えられる枝の数 Nb を決定することから始まる．ここで，x は 0 < x < 1 の範囲のランダムな値であり，d^{tree} は指定する最小の木の深さ（ルートノードから葉ノードに到達するために通過する必要のあるノードの数）である．最初の枝のノード数は d_{tree} 以上であり，残りの枝のノードの数はランダムに割り当てられる．

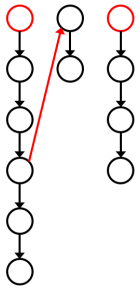
$$N_b = 2 + \mathrm{int}\left[x\left(N_{tubes} - d_{tree} - 2\right)\right] \qquad (②.1.2\text{-}1)$$

図②.1.2-6 に示す回路の例を考えると，熱交換器の 並列配管の数 N_{tubes} は 12 である．また，木の深さの最小値 d_{tree} を 4 にし，x の値をランダムに 0.3 とすれば，枝の数は N_b = 2 + int [0.3 * (12 - 4 - 2)] = 2 + int [1.8] = 3 となる．作成された枝の例を図②.1.2-6 に示す．この時点では，トポロジー制約が満たされていない場合がある．



図②.1.2-6 Branches generated in initialization of tree structure

次に，ある枝の最初のノードが入口管として割り当てられるか，あるいは，ある枝の最初のノードが他の枝のランダムなノードに接続されるように，枝間の接続が確立される．枝接続処理の実施回数は，N_b に等しい．図②.1.2-7 において，枝接続処理のステップは，以下の通りである．



図②.1.2-7　Branch connections during initialization of tree structures

(1) 枝 1 の最初のノードを入口管として割り当て，
(2) 枝 1 の 4 番目の管に枝 2 の最初のノードを接続し，
(3) 枝 3 の最初のノードを入口管として割り当てる．

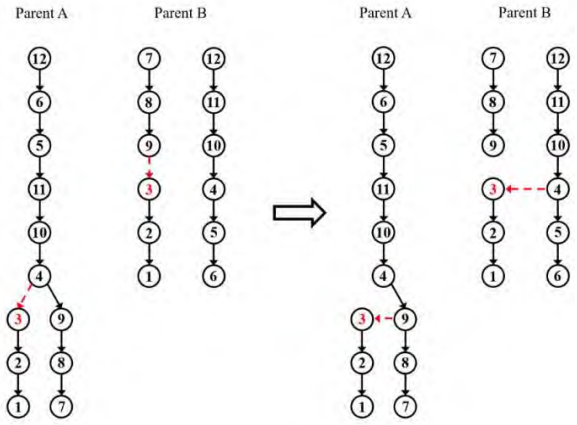
この入口管と接続ノードの割り当てプロセスは，結果としての木構造がトポロジー制約の条件をすべて満たすまで繰り返される．たとえば，枝 2 は 2 管で構成されており，d_{tree} が 4 であるため，必ずほかの枝の管に接続されることになる．

II. 選択

個体の評価では，数値シミュレーターを用いて，個体の蒸発器冷媒回路を与えた場合のシステムの COP を計算し，その COP が適応度となるようにした．ここで適応度とは，生成された染色体がどれほど良いものかを測る指標のことである．染色体の適応度が高くなるように進化が進む，本論文では COP の最大化を目的としているため，COP を適応度とし，COP が大きくなるように進化させる．親の選択には，ルーレット選択を用いる．この種の選択法では，ある個体が親として選択される確率は，その個体の適応度に比例する．親個体の集合は，その後，交叉を受ける．

III. 交叉

この最適化手法では，一点交叉を用いる．各個体の交叉点 nodecross は，ランダムに選ばれた管番号の対応するノードである．個体 A の交叉点を nodecross.A，個体 B の交叉点を nodecross.B とする．また，nodecross.A 及び nodecross.B の親ノードをそれぞれ nodeup.A 及び nodeup.B とする．nodeup.A と nodeup.B は，それぞれ複数個存在する場合もある．一点交叉では，nodecross,A を nodeup,B に連結する．同様に，nodecross,B は nodeup,A に連結される（図②.1.2-8）．



図②.1.2-8　Single-point crossover

このようにして得られた子孫は，その実現可能性をチェックされる．トポロジー制約を満たさない場合，トポロジー制約を満たすように修正する（V 参照）．

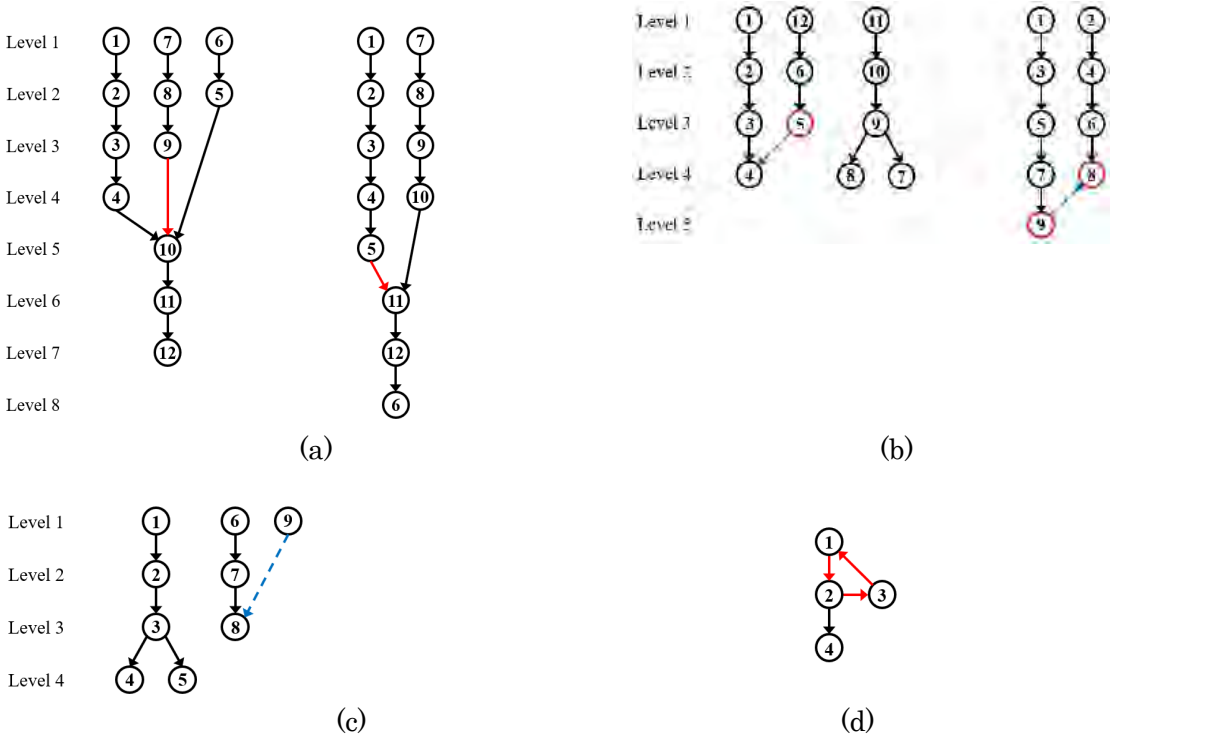
IV. 突然変異

この段階では，2 種類の突然変異が実装されている．部分木突然変異（部分木とは，木構造の一部のことである）では，木の中で部分木がランダムに選ばれ，木の中の他のノードに連結される．もう一つの形式はスワップ突然変異で，ランダムに選ばれた二つのノードが割り当てられた管番号を交換する．いずれの場合も，突然変異後の木がトポロジー制約を満たさない場合，トポロジー制約を満たすように修正する（V 参照）．

V. トポロジー制約の適用

交叉や突然変異によって生成された回路は実現不可能である場合があるため，得られた木構造は最終的に上記の制約に従って物理性と実現可能性を確保するために修正される．

合流する上流側の流れが管の反対側から来る場合，上流側の流れが 2 つ以上ある場合は実現不可能なリンクを切断し，上流側の流れが 2 つしかない場合は 1 つのリンクをランダムに切断する．同様に，すべての出力管は，奇数レベルか偶数レベルのいずれかに属するはずである．接続されていない管がある場合，それは熱交換器の同じ側を流れる出口管の条件を満たすことができ，かつ分岐の下流でない分岐の最後のノードに接続されることになる．突然変異や交叉によって実現不可能な内部ループを持つ回路が生成された場合は，他の実現可能な条件を満たす限り，リンクを削除する．これらの処理を図②. 1. 2-9 に示す．さらに，接続された管が長さの制約を満たさない場合，対応するノードを，トポロジー制約を満たす他の管と交換する．この処理を，全てのノードが長さの制約を満たすまで繰り返す．ただし，3000 回繰り返してもすべてのノードが条件を満たさない場合は，この個体について，突然変異や交叉はキャンセルされる．



図②. 1. 2-9　Modification for case (a) where upstream flows of merge are coming from opposite sides of tube, (b) flows of outlet tubes do not exit at same side, (c) non-connected tube, (d) internal loop

（参考文献）

1) https://www.un.org/sustainabledevelopment/ (May, 2022).
2) Jakobs, R. and Kruse, H., The use of non-azeotropic refrigerant mixtures in heat pumps for energy saving, International Journal of Refrigeration, 1979, 2, pp. 29–32.
3) Kruse, H., The advantages non-azeotropic refrigerant mixtures for heat pump application. International Journal of Refrigeration, 1981, 4, pp. 119–125.

4) Uddin, K. and Saha, B., Thermodynamic analysis of low-GWP blends to replace R410A for residential building air conditioning applications, Environmental Science and Pollution Research, 2021, 28, pp. 2934–2947.
5) Kim, N. H., Kwon, M. H., Go and M. G., An experimental investigation on the airside performance of fin-and-tube heat exchangers having nonsymmetrical slit fins, International Journal of Air-Conditioning and Refrigeration, 2015, 23(2), no. 1550017.
6) Liu, A., Wang, G., Wang, D., Peng, X. and Yuan, H., Study on the Thermal and Hydraulic Performance of Fin-and-Tube Heat Exchanger Based on Topology Optimization, Applied Thermal Engineering, 2021, 197, no. 117380.
7) Garcia, J. C. S., Tanaka, H., Giannetti, N., Sei, Y., Saito, K., Houfuku M. and Takafuji, R., Multiobjective Geometry Optimization of Microchannel Heat Exchanger Using Real-Coded Genetic Algorithm, Applied Thermal Engineering, 2022, 202, no. 117821.
8) Huang, L., Aute V. and Radermacher, R., Airflow Distribution and Design Optimization of Variable Geometry Microchannel Heat Exchangers, Science and Technology for the Built Environment, 2015, 21(5), pp. 693-702.
9) Glazar, V., Trp, A. and Lenic, K., Optimization of Air-Water Microchannel Heat Exchanger Using Response Surface Methodology, International Journal of Heat and Mass Transfer, 2020, 157, no. 119887.
10) Yang, Z., Ma, Y., Zhang, N. and Smith, R., Design Optimization of Shell and Tube Heat Exchangers Sizing with Heat Transfer Enhancement, Computers and Chemical Engineering, 2020, 137, no. 106821.
11) Bacellar, D., Aute, V., Huang, Z. and Radermacher, R., Design Optimization and Validation of High-Performance Heat Exchangers Using Approximation Assisted Optimization and Additive Manufacturing, Science and Technology for the Built Environment, 2017, 23(6), pp. 896-911.
12) Jige, D., Matsuno, T. and Inoue, N., Experimental study on condensation heat transfer and flow modes of R245fa on enhanced surface tubes, International Journal of Air-Conditioning and Refrigeration, 2015, 23(2), no. 1550014.
13) Domanski, P. A., Yashar, D. and Kim, M., Performance of a Finned-Tube Evaporator Optimized for Different Refrigerants and Its Effects on System Efficiency, International Journal of Refrigeration, 2005, 28(6), pp. 820-827.
14) Wang, C.C., Jang, J.Y., Lai, C.C. and Chang, Y.J., Effect of circuit arrangement on the performance of air-cooled condensers, International Journal of Refrigeration, 1999, 22(4), pp. 275–282.
15) Wu, Z., Ding, G., Wang, K. and Fukaya, M., Application of a genetic algorithm to optimize the refrigerant circuit of fin-and-tube heat exchangers for maximum heat transfer or shortest tube, International Journal of Thermal Sciences, 2008, 47(8), pp. 985–997.
16) Lee, W. J., Kim, H. J. and Jeong, J. H., Method for determining the optimum number of circuits for a fin-tube condenser in a heat pump, International Journal of Heat and Mass Transfer, 2016, 98, pp. 462-471.
17) Liang, S. Y., Wong, T. N. and Nathan, G., Numerical and Experimental Studies of Refrigerant Circuitry of Evaporator Coils, International Journal of Refrigeration, 2001, 24(8), pp. 823-833.
18) Domanski, P. A, Finned-tube evaporator model with a visual interface, presented at the Int. Cong. of Refrig., Sydney, Australia, Sept. 19–24, 1999.
19) Domanski, P. A, EVAP-COND Simulation Models for Finned Tube Heat Exchangers, Gaithersburg, MD, USA: National Institute of Standards and Technology, Building and Fire Research Laboratory, 2003.
20) Domanski, P. A., Simulation of an evaporator with non-uniform one-dimensional air distribution, presented at the ASHRAE Winter Meet, New York, USA, Jan. 19–23, 1991.

21) Lee, J. H., Bae, S. W., Bang, K. H. and Kim, M. H., Experimental and numerical research on condenser performance for R-22 and R407-C refrigerants, International Journal of Refrigeration, 2002, 25(3), pp. 372–382.
22) Liang, S.Y., Wong, T.N. and Nathan, G.K., Study on refrigerant circuitry of condenser coils with exergy destruction analysis, Applied Thermal Engineering, 2000, 20(6), pp. 559–577.
23) Ploskas, N., Laughman, C., Raghunathan, A. U. and Sahinidis, N. V., Optimization of Circuitry Arrangements for Heat Exchangers Using Derivative-Free Optimization, Chemical Engineering Research and Design, 2018, 131, pp. 16-28.
24) Li, Z., Shen, B. and Gluesenkamp, K. R., Multi-objective Optimization of Low-GWP Mixture Composition and Heat Exchanger Circuitry Configuration for Improved System Performance and Reduced Refrigerant Flammability, International Journal of Refrigeration, 2021, 126, pp. 133-142.
25) Shah, M.M., A general correlation for heat transfer during film condensation inside pipes, International Journal of Heat and Mass Transfer, 1979, 22(4), pp. 547–556.
26) Garcia, J. C. S., Giannetti, N., Varela, D. A. B., Varela, R. J., Yamaguchi, S., Saito, K. And Berana, M. S., Design of a Numerical Simulator for Finned-Tube Heat Exchangers with Arbitrary Circuitry, Heat Transfer Engineering, DOI: 10.1080/01457632.2021.2001741
27) Giannetti, N., Garcia, J. C. S., Varela, R. J., Sei, Y., Enoki, K., Jeong, J. and Saito, K., Development of Assessment Techniques for Next-Generation Refrigerants with Low GWP Values - Fourth report: Efforts and outcomes on heat exchanger optimization in FY 2020, Proceedings of 2021 JSRAE Annual Conference, Tokyo (2021).
28) Dittus, F. and Boelter, L., Heat Transfer in Automobile Radiators of the Tubular Type, International Communications in Heat and Mass Transfer, 1985, 12(1), pp. 3-22.
29) Shah, M. M., Chart Correlation for Saturatred Boiling Heat Transfer: Equations and Further Study, AHRAE Transactions, 1982, 88(1), pp. 185-196.
30) Cavallini, A., Censi, G., Del Col, D., Doretti, L., Longo, G., Rosetto, L. and Zilio, C., Condensation Inside and Outside Smooth and Enhanced Tubes - A Review of Recent Research, International Journal of Refrigeration, 2003, 26(4), pp. 373-392.
31) Shah, M. M., A method for predicting heat transfer during boiling of mixtures in plain tubes, Applied Thermal Engineering, 2015, 89, pp. 812-821.
32) Seshimo, Y. and Fujii, M., Compact Heat Exchangers (in Japanese), Tokyo, Japan: Nikkan Kogyo Shimbun, Ltd., 1992.
33) Kim, N., Youn, B. and Webb, R., Air-side Heat Transfer and Friction Correlations for Plain Fin-and-Tube Heat Exchangers with Staggered Tube Arrangements, Journal of Heat Transfer, 1999, 121(3), pp. 662-667.
34) Popiel, C. and Wojtkowiak, J., Friction Factor in U-Type Undulated Pipe Flow, Journal of Fluids Engineering, 2000, 122(2), pp. 260-263.
35) Domanski, P. A. and Hermes, C., An Improved Two-Phase Pressure Drop Correlation for 180o Return Bends, in 3rd Asian Conference on Refrigeration and Air-Conditioning, Gyeongju, Korea, 2006.
36) Jiang, H., Development of a Simulation and Optimization Tool for Heat Exchanger Design, College Park, Maryland, USA: University of Maryland, 2003.

②.2 性能評価装置開発

②.2.1 新装置の概要，オリジナリティー等，位置づけ

冷凍空調機器の評価手法に関しては，定格の COP をベースとした評価手法から，期間性能評価手法へと進化が遂げられてきた．これにより，単なる定格性能から年間性能へと性能評価が可能となり，より実際の運転に近い性能が評価されるようになったわけである．一方で，この期間性能評価手法も現実的には，圧縮機の回転数を固定して測定した数点の運転データから年間の性能

を予測しているに過ぎない．これはすなわち，機器がインバーターで高効率に制御されるようになったにもかかわらず，その制御性能は，評価されていないことになる．このため，ここ数年，ヨーロッパを中心にユーザーサイドから性能評価の見直しが強く求められており，圧縮機の回転数を固定することなく，機器が自らの制御で自動運転される状況下での性能を測定することが求められている．このような評価は，従来とは根本的に異なるものであり，機器の本質的な性能が評価されることになる．

性能評価が大きく変わろうとする中でも当然冷媒の低 GWP 化は待ったなしの状況であり，次世代低 GWP 冷媒が次々と提案されてきている．その多くは，HFO 系冷媒を中心としたものであり，HFO 系の純冷媒では，可燃性が大きくなったり，R32 冷媒をはじめとする従来の純冷媒の性能が得られなかったりするため，混合冷媒を用いることが主流となりつつある．混合冷媒の可燃性や熱力学的性質については，研究が進みかなりのところまで明らかになりつつありつつあるが，混合冷媒を用いた場合に機器の実運転性能については，ドロップインによる比較検討が進められているが，多様な条件での運転がなされるインバーター機器が普及した中で本質的な性能は明確になっていないのが現状である．

混合冷媒が非共沸であれば，熱交換器では，温度グライドが生じるため，熱交換器の最適形状が大きく異なることとなるがどのように設計すべきかについては，不明なままである．空調機器では，近年低負荷運転の発生時間が増えているが，その際に発生する断続運転では，低沸点媒体が優先的に蒸発し，冷媒の不均質流動をもたらし，大幅な性能低下をもたらすことやスローリークや冷媒の不適切な充填によって混合冷媒の組成が変化した場合に大きな性能低下が発生する等様々な課題についても指摘されている．

このように従来のような圧縮機を固定した数点の運転データからの簡易な期間性能予測法の中では明らかとはならなかった様々な課題が，ダイナミックテストを通じた多様な運転条件での性能評価によって多くの課題が表面化する可能性を十分に秘めており，いち早く評価手法の確立が求められる．

②.2.2 新たに製作するハイブリッド実運転性能評価装置概要

空調機器の性能は，次のように与えられた温湿度条件に空調負荷量を熱平衡させ機器の交換熱量を測定する平衡式室形熱量法や供試機に供給された空気の出入口状態を測定することにより機器による交換熱量を測定する空気エンタルピー法が用いられている．このような試験装置は，基本的には，圧縮機の回転数を固定して JIS 規格に基づいた非常に高精度機器の性能を図ることを目的としている．

機器はインバーターとなり，自身の制御機能によって空調負荷の変化に対しても圧縮機の回転数をうまく制御しながら運転されるにもかかわらず，JIS では，そのような制御性は考慮されることなく機器の年間性能が評価されてきた．これが，実運転性能とカタログ性能の乖離を発生させていることが徐々に浮き彫りになりつつある．

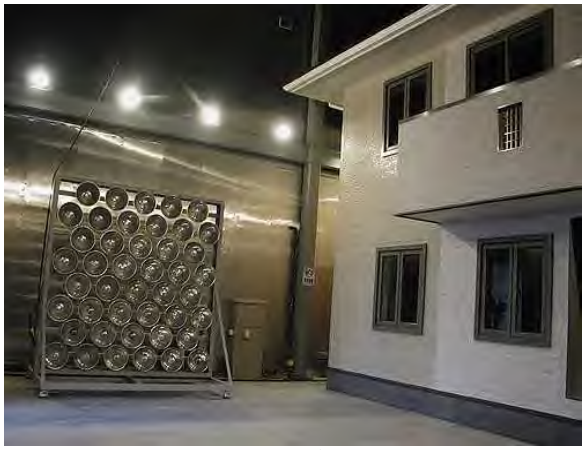
図②.2.2-1　平衡式室形熱量法評価装置

大西熱学ホームページ
より引用

図②.2.2-2　空気エンタルピー法評価装置

一方で，エアコンの実運転性能を測定しようとする試みもなされている．この場合には，図②.2.2-3 に示すように全天候型環境試験室で計測がなされることが多い．これは，ちょうど建物を二重にして，建物の外部の環境をも制御することによって室内の空気の状況を再現するもので

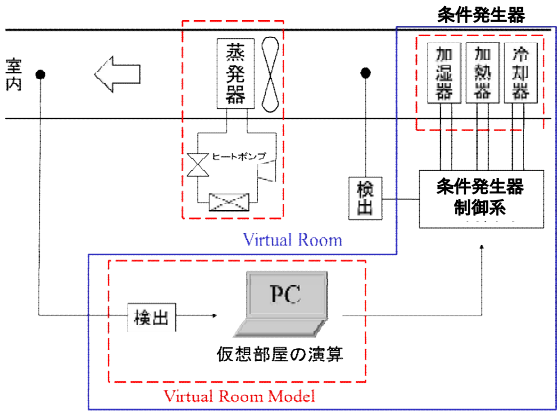
ある．これにより，外気条件までコントロールしながら，室内環境を作ることができるため，同一装置であれば，再現性のある機器の実運転性能を計測することができるため，究極の評価装置とも言える．



大西熱学ホームページより引用

図②.2.2-3　全天候型環境試験室

これに対して，早稲田大学が提案するハイブリッド実運転性能評価装置は，図②.2.2-4(1)のフロー図に示すように供試機へ供給する空気の条件を条件発生器で生成して供給することにより，機器の性能を測定する．この際，供試機からの吹き出し空気の状態を計測し，その情報からコンピューターで仮想的に室内条件を計算する．この空気を条件発生器で生成し，供試機に供給することを継続する．このようにすれば，低価格で機器の実運転非定常性能を測定することが可能となる．「ハイブリッド」とは，実運転性能とコンピューターによる空調負荷の仮想的計算を同時利用する意味で他の評価装置を区別するために付けたものである．図②.2.2-4(2)が基礎実験用に開発した小型のダクト型原型機の外観を示す．



図②.2.2-4(1)　評価装置の概念図

図②.2.2-4(2)　ダクト原型機の外観

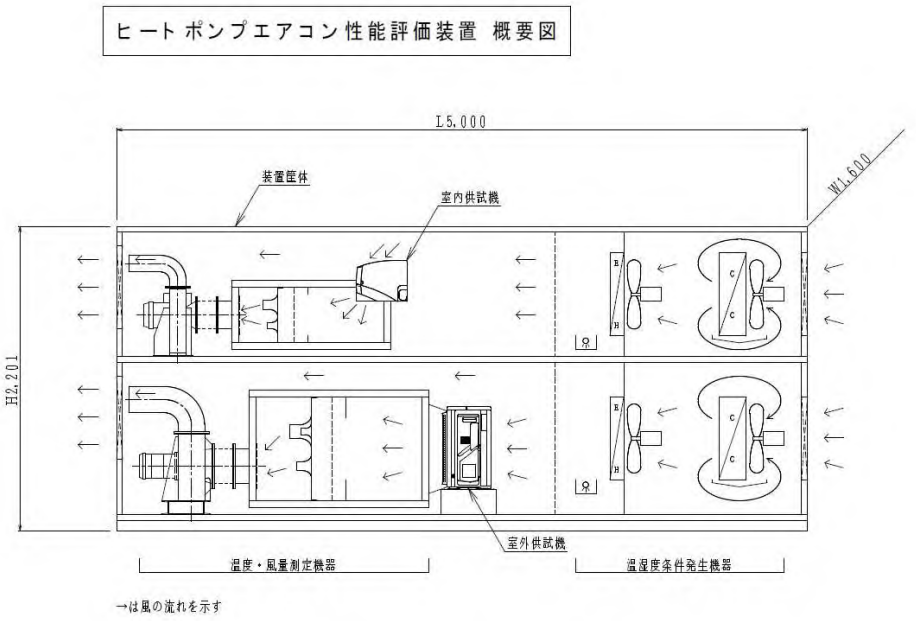
②.2.3 評価装置設計の経緯

2018 年度当初計画

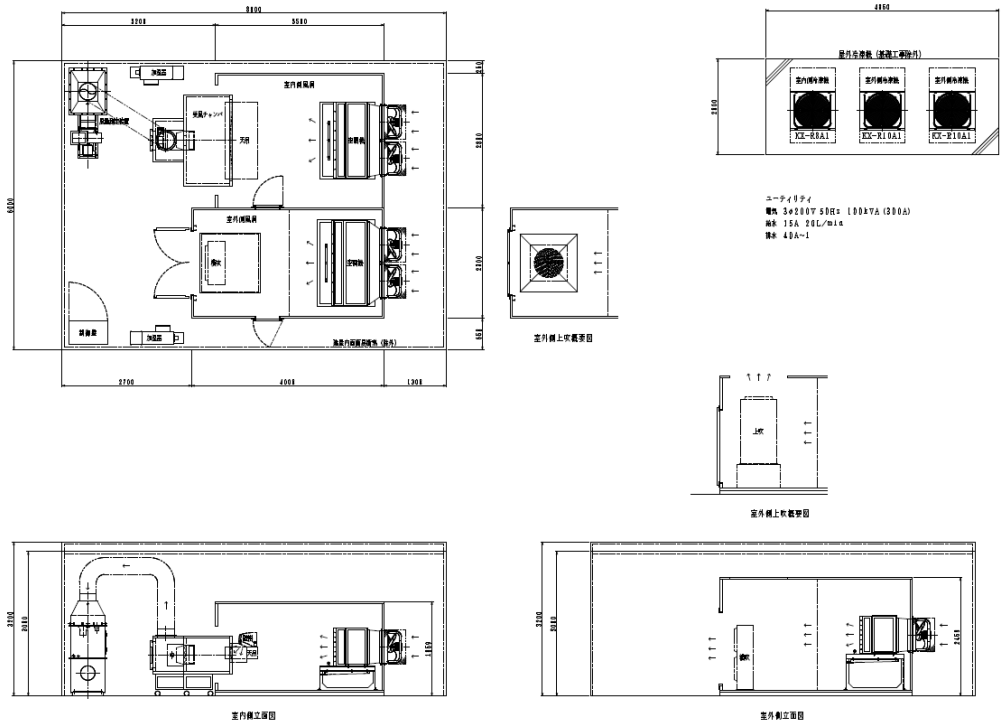
2018 年度申請当初の実施計画では，2019 年度から検討を始めることとしていたが，早稲田大学において新たな建物（120 号館）の建設が計画されたことから，ここへの設置の可能性を検討するために，予定よりも先行して，2018 年度から装置の大きさやレイアウト，概算費用等の基本的な検討を進めた．

原型機とは異なり，ルームエアコンクラス（空調能力 1 馬力程度）の実機の測定を可能とするために，新たな建物である 120 号館の実験室の大きさに合わせた設計検討を行った．検討は，室外機室と室内機室を上下２段積みにしたケースと室外機室と室内機室を並列配置したケースの 2 種類を行った．検討したそれぞれのケースの装置概念図を図②.2.3-1 と図②.2.3-2 に示す．検

討の結果，測定部分の空間があまりにも小さすぎると空気の温湿度状態の変動が激しくなり，条件発生器による条件生成が極めて困難となることが判明し，120 号館への設置は断念した．すなわち，ハイブリッド実運転性能評価装置においては，室内機をダクトレベルにまで小さくすると安定的な空気の供給ができないことが判明したことが大きな成果となった．



図②.2.3-1 検討した評価装置の概要図（室外機室と室内機室を上下２段積みにしたケース）



図②.2.3-2　検討した評価装置の概要図（室外機室と室内機室を並列配置したケース）

2019 年度の検討内容

2018 年度の分析結果を踏まえるとともに，業界からの要望である家庭用ルームエアコン（冷房定格能力 2.8kW 程度）に加え，業務用パッケージエアコン（冷房定格能力 14kW 程度），さらには，冷蔵ショーケース（冷凍機能力 10kW 程度）の試験が可能な冷凍空調機器の究極ともいえるハイブリッド実運転性能評価装置を設計することとした．可燃性冷媒も扱えるよう防爆構造を備えた装置とし，次世代冷媒機器の性能を完全に測定できるようにもした．これに伴い，装置を構築す

る場所も本学早稲田キャンパス 120 号館から，装置に必要な広さと高さの確保できる喜久井町キャンパス 41-1 号館に変更することとした． ここで，開発する評価装置は，空調機器の運転状態が変化する非定常状態でも応答が良い空気エンタルピー法を採用し，2019 年度当初は室内機側のみに能力測定装置を設ける計画としていた．また，ショーケースでは，横風 0.2m/s の空気をケースに吹かせながら機器性能を計測する必要があるため，側面全体から均一の空気を吹き出す機能も有している．一方，研究を進める過程（2019 年 12 月）で，性能評価装置の仕様を検討した結果，実運転性能評価に関する本研究成果を ISO などの国際規格に提案・反映することを目指し，更なるダイナミックテストの精度向上のためには，室内機側と室外機側の非定常な能力変化を時間的に把握可能とすることが必須なことがわかり，室外機側にも能力測定装置を付加することとした．

②.2.4 装置の特徴

開発した評価装置は HC を含む次世代冷媒導入機器の実運転性能データを国際規格に提案可能な精度で取得できる評価装置であり，以下の特徴を有する．

＜可能な試験＞

・起動や停止，断続運転等を含む実運転性能評価試験
・定常状態応答試験
・非定常状態応答試験

＜特長＞

・実運転を模擬した試験ができる
・室内環境の影響を受けない再現性のあるデータが採れる
・温度変化だけでなく湿度変化も可能である
・防爆構造としており，可燃性冷媒の試験も可能である
・ショーケースの性能評価が可能なように横風を吹かせることができる

＜仕様＞

・防爆仕様（可燃性冷媒の試験可能）
・室内機側　横風風速 0.2m/s±0.1m/s （ショーケースの JIS 試験可能）
・能力　　5HP(14kW)相当まで計測可能
・外気温度　－7℃～46℃に対応
・空気エンタルピー法に基づく試験装置（ルームエアコン，パッケージエアコンの JIS 試験可能）

性能評価装置の試験室数と特徴について表②.2.4-1 に示す． また，図②.2.4-1 に建物外観図，図②.2.4-2 に 140㎡ を有する設置場所を示す．

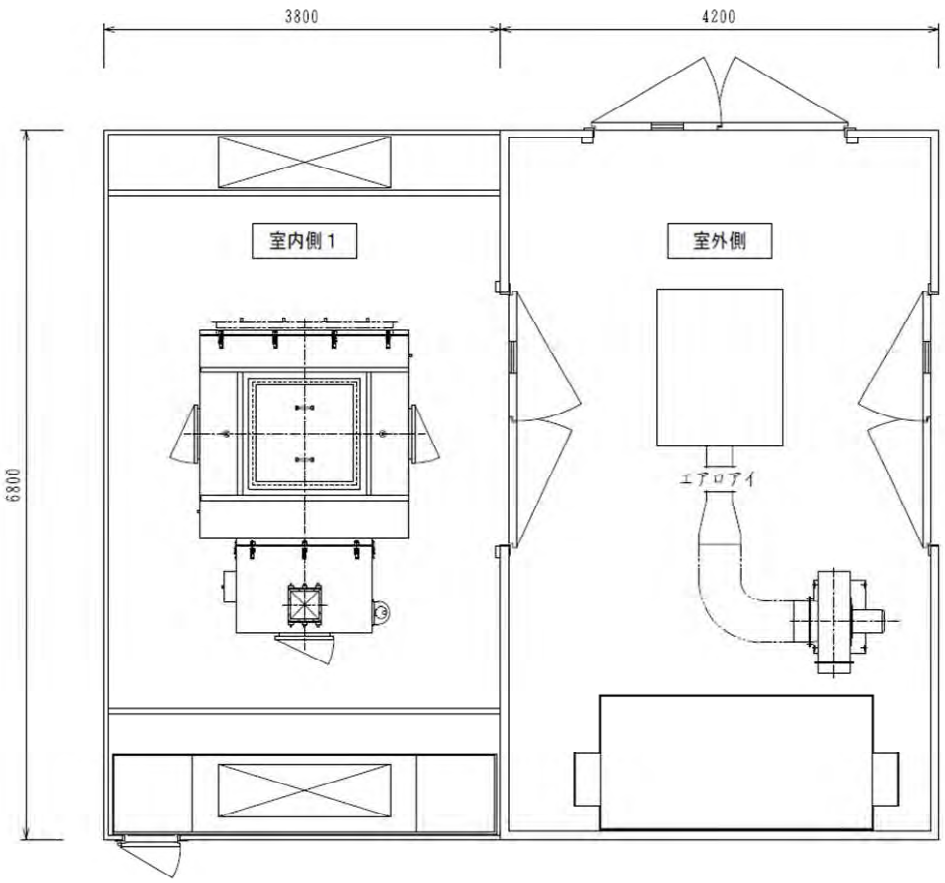
表②.2.4-1　性能評価装置の試験室数と特徴

室外機用試験室数	室内機用試験室数	室外機の能力測定	特徴
1	1	有	・室内機と室外機が 1 対 1 の機器の試験が可能. ・空調能力は 5 馬力（14kW）まで

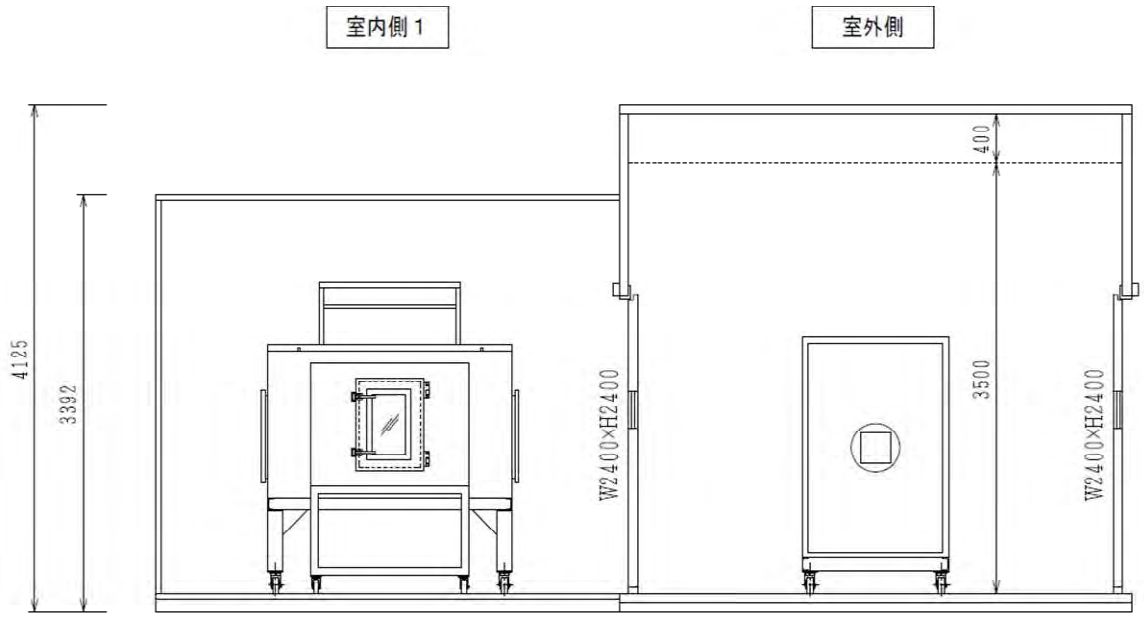
図②.2.4-1　建物外観図

図②.2.4-2　設置場所

開発するはハイブリッド実運転性能評価装置について，図②.2.4-3(1)に平面図，図②.2.4-3(2)に側面図をそれぞれ示す．なお，将来，VRF における室内負荷バランスが崩れた場合の性能評価が可能となるよう，建物内には室内機側の試験室を 1 部屋増築できるスペースを確保している．



(1) 平面図



(2) 側面図

図②.2.4-3　評価装置の図面

評価装置は 2020 年 9 月に完成した. 装置は日本空調冷凍研究所の認定する準原機レベルの高精度で実運転性能が評価可能である. 開発したハイブリッド実運転性能評価装置の外観を図②.2.4-4 に示す.

(1)　試験室外観

(2)　受風室外観

(3)　動力盤外観

(4)　監視盤外観

図②.2.4-4　開発した新評価装置外観

さらに，ISO などの国際規格に提案・反映できる基盤として，信頼性あるデータ取得が必須であることから装置完成後の 2020 年度には，評価装置自体の精度検証を第三者機関である日本空調冷凍研究所に委託し，実施した．

日本空調冷凍研究所（以下，「日空研」と略す）は，1978 年に日本冷凍空調工業会の機器性能検定所として設立された．2011 年には、日本冷凍空調工業会から独立し，第三者機関として公平，公正な立場で機器の性能評価を続けており，対象機器は，家庭用空調機（ルームエアコン）から業務用空調機（パッケージエアコン），ヒートポンプ給湯機にまで拡大している．

日空研では，最先端の試験設備を用いて世界最高レベルの精度で機器の性能を計測することが可能である．継続的な高精度計測を可能とするために，徹底した試験装置の保守点検や人材育成にも努めており，2004 年 10 月に前身の(社)日本冷凍空調工業会試験センターが，日本で唯一となる「ISO/IEC 17025」の認定を取得している．これにより，企業あるいは事業所の品質管理システムを認証する ISO/IEC 9001 シリーズの審査に加え，対象物の試験や試験結果も技術審査して取得できる，この認定により，研究所が提供するデータは，その認定範囲において国際的にその信頼性が保証され，日本国内のみならず世界各国間の相互認証を得ることができる．

早稲田大学で構築した評価装置は，日空研の試験設備と同等として運用する「準認定」を 2020 年度に取得した．これにより，早稲田大学の評価装置も世界標準装置との認定を受けることと等しい．この評価装置を使って，2020 年度後半から次世代冷媒を用いた機器の実運転性能を様々な角度で評価し，取得データをまとめてデータベース化を進めた．

②.2.5 室内空間特性評価

次項で示すハイブリッド実運転性能評価装置に主として用いることになるが，室内の空調負荷を数理的に評価できる数理的評価手法を確立することが必要となる．そこで，建築分野でも通常認知されているモデルで解析をすることとした．その数理モデルを以下に示す．ここでは，壁の熱容量や窓からの日射等も考慮したモデルとなっている．

壁体表面の顕熱流

壁	数理モデル	
単層壁	$C\frac{dT}{dt}=Q=KA(T_b-T)$	C [J/K] : 熱容量 T[K] : 温度 Q[W] : 熱量 KA [W/K] : 伝熱係数 H [W] : 熱流 d[m] : 厚さ $c\rho$[J/(m^3・K)] : 容積比熱 λ[W/(m・K)] : 熱伝導率 α[m^2/s] : 熱拡散率 R[(m^2・K)/W] : 熱抵抗
多層壁	$C_{SWal,m}\frac{dT_m}{dt}=\frac{T_{m-1}-T_m}{R_{Wal,m}}+\frac{T_{m+1}-T_m}{R_{Wal,m+1}}+H_{S,m}$ $C_{SWal,0}\frac{dT_0}{dt}=\frac{T_{SolWalF}-T_0}{R_{Wal,0}}+\frac{T_1-T_0}{R_{Wal,1}}+H_{S,0}$ $C_{SWal,M}\frac{dT_M}{dt}=\frac{T_{M-1}-T_M}{R_{Wal,M}}+\frac{T_{SolWalB}-T_M}{R_{Wal,M+1}}+H_{S,M}$ $C_{SWal,m}=0.5\left(c\rho_m d_{m-1}+c\rho_{m+1}d_m\right)\times 1000$ $R_{Wal,m}=\begin{cases}1/\alpha_{(c+r),F} & (m=0)\\ 1/\alpha_{(c+r),B} & (m=M)\\ d_m/\lambda_m & (\text{other})\end{cases}$ $T_{SolWal}=\begin{cases}T_o+\frac{a_s I_W-\varepsilon_{LW}F_S R_N}{\alpha_{o(c+r)}} & (\text{exterior surface})\\ k_c T_{ZN}+k_r T_S+\frac{R_{SLW}}{\alpha_{i(c+r)}} & (\text{interior surface})\end{cases}$ $\alpha_{o(c)}=4.7+7.6v_s$ $k_c=\frac{\alpha_{i(c)}}{\alpha_{i(c+r)}}$ $k_r=\frac{\alpha_{i(r)}}{\alpha_{i(c+r)}}$ $v_s=\begin{cases}v_s=0.25v & (\text{風上},2<v)\\ v_s=0.5v & (\text{風上},v\le 2)\\ v_s=0.3+0.05v & (\text{風下})\end{cases}$	

顕熱・潜熱のエネルギー方程式

壁	数理モデル	
顕熱平衡	$C_{SZN,q_1}\frac{T_{ZN,q_1}-T^*_{ZN,q_1}}{\Delta t}=\sum_{k=0}^{NWS_n}A_{s1}\alpha_{(c),s1}(T_{WS,s1}-T_{ZN,q_1})+\sum_{l=0}^{NRM}\sum_{m=0}^{NZN_l}m_{a,(q2-q1)}c_{pma}(T_{ZN,q2}-T_{ZN,q1})+m_{a,(OA-q_1)}c_{pma}(T_{OA}-T_{ZN,q1})+\sum m_{a,(SA-q_1)}c_{pma}(T_{SA}-T_{ZN,q1})+HG_{S(c),q1}$ $C_{SZN,q_1}=c_{pma}M_{ZN,q1}+C_{SFN,q1}$ $m'_{a,(OA-q1)}=m_{a,(OA-q1)}+\sum_n m_{aBND,n}$ $T'_{OA}=\frac{m_{a,(OA-q1)}T_{OA}+\sum_n m_{aBND,n}T_{BND,n}}{m'_{a,(OA-q1)}}$	C [J/K] : 熱容量 T[K] : 温度 Δt[s] : タイムステップ A[m^2] : 面積 α[m^2/s] : 熱拡散率 c[J/(kg・K)] : 定圧比熱 m[kg/s] : 質量流量 H [W] : 熱流 M [kg] : 空気質量
潜熱平衡	$C_{LZN,q_1}\frac{W_{ZN,q_1}-W^*_{ZN,q_1}}{\Delta t}=\sum_{k=0}^{NWS_n}A_{s1}\alpha_{L,s1}(W_{WS,s1}-W_{ZN,q_1})+\sum_{l=0}^{NRM}\sum_{m=0}^{NZN_l}m_{a,(q2-q1)}(W_{ZN,q2}-W_{ZN,q1})+m_{a,(OA-q_1)}(W_{OA}-W_{ZN,q1})+\sum m_{a,(SA-q_1)}(W_{SA}-W_{ZN,q1})+HG_{L,q1}$ $C_{LZN,q_1}=M_{ZN,q1}+C_{LFN,q1}$	

窓熱取得

壁	数理モデル	
断熱性能	内外温度差による熱流 $Q_{WO}=A_W\frac{T_{SolW,o}-T_{SolW,i}}{R_W}=K_W A_W(T_{SolW,o}-T_{SolW,i})$ $T_{SolW,o}=T_o-\frac{\varepsilon_{LW}F_S R_N}{\alpha_{(c+r),o}}+\frac{Q_{W,\alpha}}{K_W A_W}$	Q[W] : 熱流 A[m^2] : 面積 T[K] : 温度 C [J/K] : 熱容量 R[(m^2・K)/W] : 熱抵抗 K[W/(m^2・K)] : 熱還流率 RN[W/m^2] : 夜間放射 εLW[−] : 長波長放射率 F[−] : 形態係数 α[W/m^2K] : 熱伝達率 I[W/m^2] : 日射 τ[−] : 透過率 α[−] : 吸収率 ρ[−] : 反射率
遮熱性能	透過日射熱取得 $Q_{W\tau}=A_W(I_D\tau_{TF,Dir}+I_{SR}\tau_{TF,Dif})$ 吸収日射熱取得 $Q_{W\alpha}=Q_{W\alpha F}+Q_{W\alpha B}$ $Q_{W\alpha F}=A_W(I_D\alpha_{TSunF,Dir}+I_{SR}\alpha_{TSunF,Dif})$ $Q_{W\alpha B}=A_W I_{BSW}\frac{\alpha_{TSunB,dif}}{1-\rho_{TB,dif}}$	

②.2.6 エミュレーター

②.2.6.1 スタンダードエミュレーター

に示す図②.2.6-1 と図②.2.6-2 に示すように建物側空気条件を決定する建物負荷や熱容量等の条件を任意に設定できるソフトウエアとしてのエミュレーターを開発した．ここでは，一例として，規格等に用いるシンプルなスタンダードエミュレーターと実建物を想定したルームエミュレーターを例示する．

スタンダードエミュレーターでは，式②.2.6-1 と式②.2.6-2 のように，単容量系の連続，エネルギー方程式からなる非常にシンプルなものとしている．

$$\dot{m}_{out} = \dot{m}_{OA} + \dot{m}_{human} \qquad (②.2.6\text{-}1)$$

$$M_{Room}\frac{dx_{Room}}{dt} = \dot{m}_{human} \qquad (②.2.6\text{-}2)$$

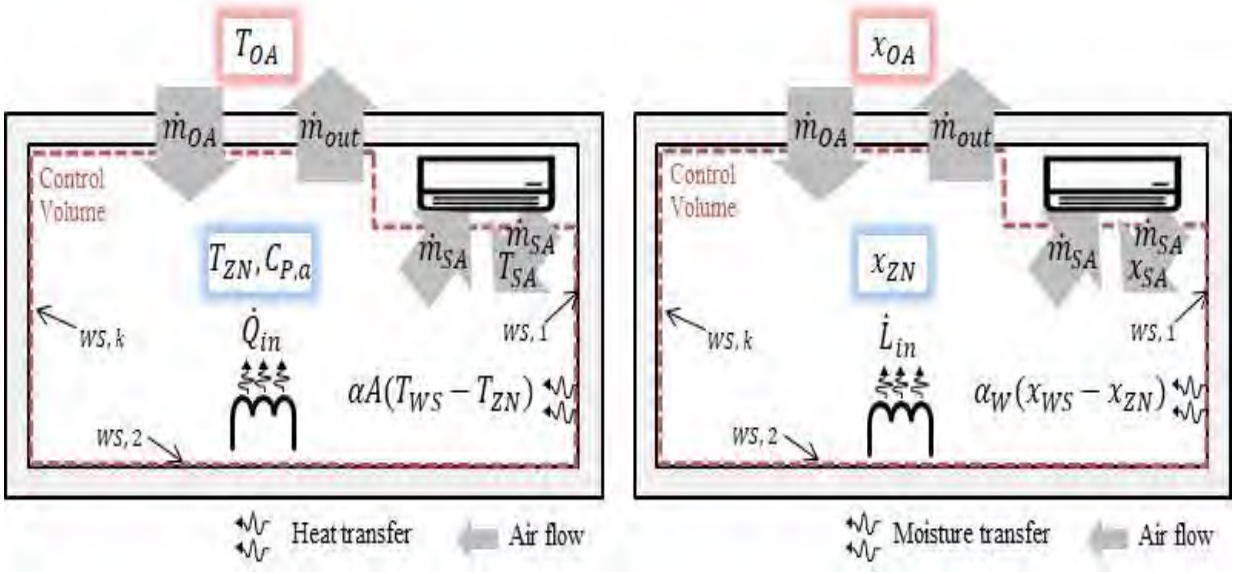
$$M_{House}c_{p,a}\frac{dT_{Room}}{dt} = \dot{Q}_{BL} - \dot{Q}_{AC} \qquad (②.2.6\text{-}3)$$

$$\dot{Q}_{BL} = f(T_{ex}) \qquad (②.2.6\text{-}4)$$

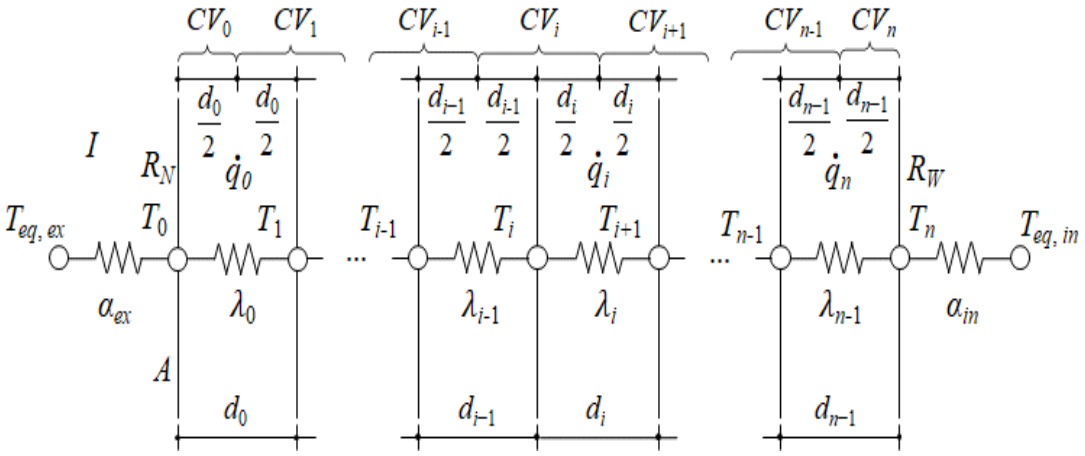
式②.2.6-2 のM_{Room}は室内空気の質量であり，M_{House}は室内空気と家具などを合わせた質量である．M_{House}を考慮した建物の熱容量は室内空気の熱容量の 10 倍ほどが経験値とされている．

②.2.6.2　ルームエミュレーター

ルームエミュレーターの数理モデルは，室内空気の連続の式，エネルギー方程式，壁の伝熱式からなる．



図②.2.6-1 Mathematical model for room
(i) heat transfer and (ii) moisture transfer



図②.2.6-2 Mathematical model for room wall

まず室内空気の連続の式を式(②.2.6-5～7)に示す。

$$\dot{m}_{out} = \dot{m}_{OA} + \dot{L}_{in} \quad (②.2.6\text{-}5)$$

$$M_{ZN}\frac{dx_{ZN}}{dt} = \sum_k j_{w,k}A_k(x_{WS,k} - x_{ZN}) - \dot{m}_{out}x_{ZN} + \dot{m}_{OA}x_{OA} + \dot{m}_{SA}(x_{SA} - x_{ZN}) + L_{in} \quad (②.2.6\text{-}6)$$

$$M_{ZN} = \rho_{w,ZN}V_{ZN} + M_{FN} \quad (②.2.6\text{-}7)$$

式②.2.6-5 は図②.2.6-1 で示したコントロールボリュームの境界を跨ぐ空気の流入出が等しい質量バランス式である.

式②.2.6-6 は空気中に含まれる水分の質量バランス式であり，図②.2.6-1 の境界を跨いで流入出する水分は以下の 4 つの成分となる.

i) 壁から伝わる水分(右辺第 1 項)
ii) 換気により系外から流入出する水分(右辺第 2, 3 項)
iii) 冷凍機や空調機等の機械によって系を跨ぎ流入，流出する水分(右辺第 4 項)
iv) 人体の発汗や加湿器等の系内で発生する空気に溶け込む水分(右辺第 5 項)

また，室内空気の循環などにより系外から流入出する水分がある場合には，式②.2.6-6 に追加される．式②.2.6-7 は室内の水分容量としての質量を示しており，室内空気の水分量と壁及び家具等の水分容量の合計が室内の水分容量である．M_{FN}は慣用値として室内の容積あたりで 16.7kg・m^{-3} 程度を設定するとの報告がある [13].

次に室内空気のエネルギー方程式を示す.

$$C_{ZN}\frac{dT_{ZN}}{dt} = \sum_k \alpha_{a,k}A_k(T_{WS,k} - T_{ZN}) - c_{P,a}\dot{m}_{out}T_{ZN} + c_{P,a}\dot{m}_{OA}T_{OA} + c_{P,a}\dot{m}_{SA}(T_{SA} - T_{ZN}) \quad (②.2.6\text{-}8)$$

$$C_{ZN} = c_{P,ZN}\rho_{a,ZN}V_{ZN} + C_{FN} \quad (②.2.6\text{-}9)$$

室内空気のエネルギー方程式②.2.6-8 では，図②.2.6-1 のような実建物を想定して次のような物理現象が計算される.

i) 壁面温度と室内温度の温度差による壁からの熱伝達(右辺第 1 項), 放射成分に関しては，日射とともに式②.2.6-8, 式②.2.6-9 のように，壁表面への入射を形成し，壁温上昇をもたらした後に室内の空気温度に影響を与える.
ii) 換気により系外から流入出する流動エネルギー(右辺第 2, 3 項)
iii) 冷凍機や空調機等の機械によって系を跨ぎ流入，流出する水分(右辺第 4 項)
iv) 人体発熱や照明，機器の発熱などの内部発熱としての顕熱・潜熱(右辺第 5 項)

また，式②.2.6-9 は空気や什器等の集中定数とした熱容量を表している．C_{FN}は，事務所に関しては，慣用値として室の容積あたりで 15.2kJK^{-1}m^{-3} 程度であるとの報告がある．[14]

室内空気の循環により系外から流入出する流動エネルギーがある場合には，式②.2.6-8 に追加される.

多層壁における伝熱の式は以下となる.

$1 \leq i \leq n-1$のとき

$$C_{CV,i}\frac{1}{A}\frac{dT_i}{dt} = \lambda_{i-1}\frac{T_{i-1}-T_i}{d_{i-1}} + \lambda_i\frac{T_{i+1}-T_i}{d_i} \quad (②.2.6\text{-}10)$$

$i = 0$のとき

$$\left(c_{P,0}\rho_0\frac{d_0}{2}\right)\frac{dT_0}{dt} = \alpha_{ex}\left(T_{eq,ex}-T_0\right) + \lambda_0\frac{T_1-T_0}{d_0} \quad (②.2.6\text{-}11)$$

$i = n$のとき

$$\left(c_{n-1}\mu_{n-1}\frac{d_{n-1}}{2}\right)\frac{dT_n}{dt} = \lambda_{n-1}\frac{T_{n-1}-T_i}{d_{n-1}} + \alpha_{in}\left(T_{eq,in}-T_n\right) \quad (②.2.6\text{-}12)$$

図②.2.6-2 において，多層壁のうち外気側の壁材から数えて i 番目と i+1 番目の壁材でのエネルギー方程式が式②.2.6-10 である．式②.2.6-11，式②.2.6-12 はそれぞれ外気，室内に隣接する壁材のエネルギー方程式となる．本モデルではコントロールボリュームは隣接する 2 つの壁材を跨いだ 1 質点系として考えており，各系での壁の熱容量は式②.2.6-13 で示される。

$$C_{CV,i} = \frac{1}{2}A\left(c_{p,i-1}\rho_{i-1}d_{i-1} + c_{p,i}\rho_i d_i\right) \quad (②.2.6\text{-}13)$$

壁体内部の温度変動を予測するために壁体の両側の熱的条件を定める必要がある．壁体表面の熱流に影響を与える要素としては，主に表面付近の空気温度と壁体表面を取り巻く物体による平均放射温度があり，式②.2.6-11 中の$T_{eq,ex}$および式②.2.6-12 中の$T_{eq,in}$のように，両者を合わせて相当温度という概念で表現することができる．以下の式②.2.6-14 には，外気側の相当温度を用いた外気側の壁表面周りの伝熱収支を表している．外気側の相当温度$T_{eq,ex}$と壁表面温度T_0差による熱伝達は，外気温度T_{ex}と壁表面温度T_0差による対流熱伝達(右辺第一項)，壁表面付近の日射(右辺第二項)，放射熱(右辺第三項)を考慮したものとなる.

$$\alpha_{ex}\left(T_{eq,ex}-T_0\right) = \alpha_{ex}\left(T_{ex}-T_0\right) + a_s I - \varepsilon F_{sky}E_{ex,N} \quad (②.2.6\text{-}14)$$

式②.2.6-15 は室内側の壁表面周りの伝熱収支を表している．室内側の相当温度$T_{eq,in}$と壁表面温度T_{WS}差による熱伝達は，室内温度T_{ZN}と壁表面温度T_{WS}差による対流熱伝達(右辺第一項)，他の壁からの放射熱(右辺第二項)，室内の機器などが発する放射熱(右辺第三項)を考慮したものとなる．ここで，室内壁が受け取るこれらの熱を左辺のように室内相当温度$T_{eq,in}$を用い，熱伝達の形でまとめている．なお，第 2 項目のϕ_iは i 番目の壁表面の Gebhart[15]の吸収係数である.

$$\alpha_{in}\left(T_{eq,in}-T_{WS}\right) = \alpha_{in,c}\left(T_{ZN}-T_{WS}\right) + \alpha_{in,r}\left(\sum_i \phi_i T_{WS,i} - T_{WS}\right) + R_{in}R_r\dot{Q}_{in} \quad (②.2.6\text{-}15)$$

ここで，$\alpha_{in,c}$は式②.2.6.8 の$\alpha_{c,k}$と同様である．そして，α_{in}=$\alpha_{in,c}$+$\alpha_{in,r}$を表す．α_{in}とα_{ex}は対流熱伝達率と放射熱伝達率を合算した値であり，総合熱伝達率と呼ぶ.

モデルの妥当性に関しては，BEST TEST 等を通じて検証が行われている [16),17),18),19)].

もちろんこれらは，あくまで例であり，適宜自由に変更できるのが最大のメリットである.

②.2.6.3 試験装置の健全性評価

ここでは，開発したハイブリッド形動的性能試験装置が十分な精度で機器の運転性能を把握可能な装置であるかを確認する.

1) 静的健全性(圧縮機回転数固定試験)

すでに性能試験装置の静的な健全性は評価手法が確立している．そこで，日本で唯一のエアコンディショナの検定試験場としての機能を有し，試験装置原器を有する一般財団法人日本空調冷凍研究所（以下，「日空研」と略す）の準認定取得の手順に則って静的健全性評価をおこなった．なお，静的試験とは圧縮機の回転数を固定した試験を指している.

日空研の準認定は，異なる容量の 2 機種で試験を行い，その測定結果が，要求されるすべての試験条件において日空研で測定したデータと 3%以内であることが要求される．そのため，5 馬力機と 3 馬力機の 2 機種を準備し，JIS の B8615 に規定された冷房標準試験，暖房標準試験，暖房低温試験の 3 条件の試験を行った．試験条件を表②. 2. 6-1 に示す.

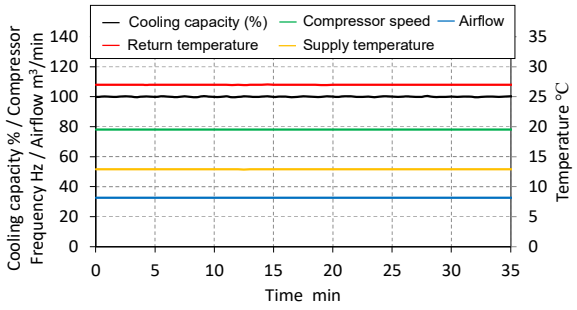
表②. 2. 6-1 Test conditions for validation

Test	Indoor temperature dry / wet ℃	Outdoor temperature dry / wet ℃	Partial load ratio %
Standard cooling test	27 / 19	35 /24	100
Standard heating test	20 / 15	7 / 26	100
Low-temperature heating test	20 / 15	2 / 1	100

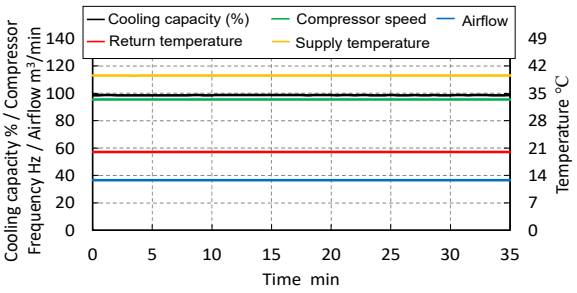
図②. 2. 6-3 に冷房標準試験の結果，図②. 2. 6-4 に暖房標準試験の結果を示す．これらの試験では，十分に安定状態になった後，35 分間の平均値を取得データとする.

図②. 2. 6-5 に結果を示す暖房低温試験では 3 サイクルを取得しその平均値を取得データとする．冷房標準試験と暖房標準試験が連続運転となるのに対して，暖房低温試験では，圧縮機や風量が周期的に停止するが，これは除霜運転を行っているためである.

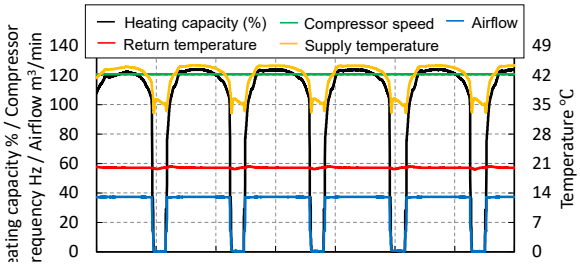
結果として，すべての試験において，冷房能力，消費電力が日空研のデータと静的には 3%以内の精度で測定できたため，本装置は，2020 年 10 月 1 日に準認定を取得した．これにより，本試験装置は，機器検定と同様の高精度で機器の性能を取得できることを確認した.



図②. 2. 6-3 Results of JIS test (Standard cooling test)



図②. 2. 6-4　Results of JIS test
(Standard heating test)



図②. 2. 6-5　Results of JIS test
(Low-temperature heating test)

2) 動的健全性

動的性能試験を行う上では，試験装置における動的性能の評価が必要となる．評価が必要となる事項は図②. 2. 6-1 に示すようにエアコンディショナによる建物の室内空気温度制御系に対して試験装置が影響を与える因子であり，以下の通りである．

i) エミュレーターの計算時間遅れ
ii) 条件発生器での温湿度追従性
iii) 各種センサーの時間遅れ

ここでは，本試験装置の標準的な設置機器となる 10kW 機をベースに評価する．この際，この器機の標準設置畳数から，機器の標準的な設置スペースは，147m^3 となり，この部屋における標準吹出空気風量から導出する熱的，物質的時定数(質量をエアコン風量で割った値)は，それぞれ 5000 秒，500 秒程度となる．

(a) エミュレーターでの計算時間遅れ

本試験装置では，エミュレーターを用いて建物空調条件の計算を行うこととなる．今回示したエミュレーターでは，非線形方程式を離散化し，一次の前進差分方程式として動的解析を行う．この際，通常のパソコンレベルで，1 ステップ 1 秒後の計算時間は 0.5 秒程度で終えることができるため，計算時間の遅れは動的性能には影響を与えていない．

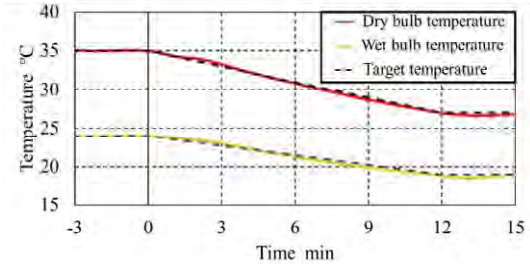
(b) 条件発生器での温湿度追従性の確認

エミュレーターが発した信号通りに条件発生器が空気の状態を生成できるかが重要となる．そこで，運転条件が 30 分から 1 時間程度で最も急変する起動時や断続運転のような 1 時間程度の周期での周期的変動に対して条件発生器が追従できるかどうかを確認する．表②. 2. 6-2 に試験条件を示す．

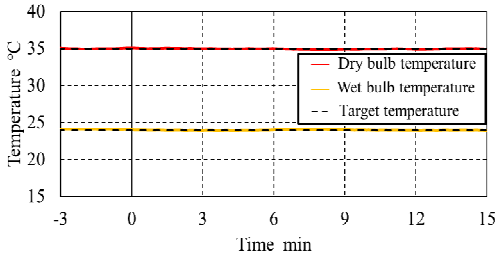
表②. 2. 6-2 Followability test conditions

Test mode	Indoor unit room set temperature		Outdoor unit room set temperature	
	Dry	Wet	Dry	Wet
Start-up in cooling	35 ℃ →27 ℃	24 ℃ →19 ℃	35 ℃ constant	24 ℃ constant
Start-up in heating	7 ℃ →20 ℃	6 ℃ →15 ℃	7 ℃ constant	6 ℃ constant
Cyclic cooling	27 ℃ ↔26 ℃	26 ℃ ↔23.5 ℃	35 ℃ constant	24 ℃ constant

試験の結果を図②. 2. 6-6，図. ②. 2. 6-7，図. ②. 2. 6-8 に示す.

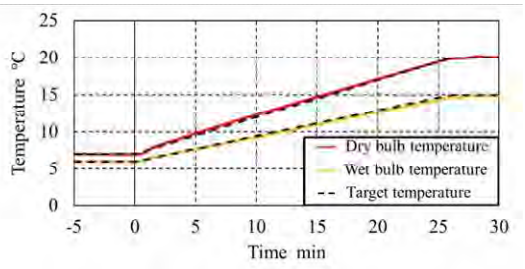


(i) Indoor unit room

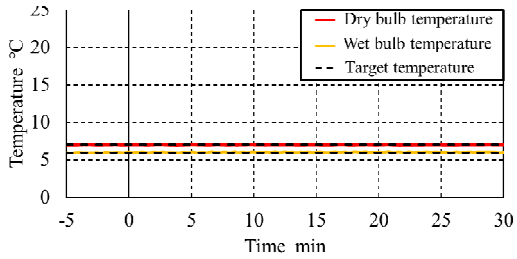


(ii) Outdoor unit room

図②. 2. 6-6　Temperature controllability in cooling start-up mode

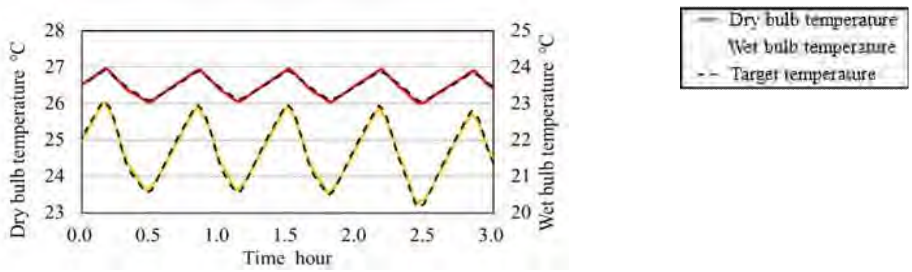


(i) Indoor unit room



(ii) Outdoor unit room

図②. 2. 6-7　Temperature controllability in heating start-up mode



図②. 2. 6-8 Temperature followability in intermittent driving

図②. 2. 6-6 に示すとおり，室内機の冷房起動を想定して室内機室内の乾球，湿球温度を 12 分程度で急変させたが，乾球，湿球温度ともに破線で示すエミュレーターから発せられた信号と条件発生器が実際に生成した実線の空気の状態は 20 秒程度の遅れしかなく，ほぼ一致している．また，室外機室では，室外機から発生する熱を打ち消しエミュレーターからの信号通りに乾球・湿球温度を一定に保持している．

同様に暖房運転においても図②. 2. 6-7 に示すように暖房起動を想定して室内機室内の温度を 25 分程度で急変させても，室内機室，室外機室ともに，エミュレーターの温湿度の信号に条件発生器が 20 秒程度の遅れで追従できている．

さらに，図②. 2. 6-8 に示すように断続運転時のような振動的な急変時にも乾球，湿球温度がエミュレーターからの信号に通常は 30 秒程度，温度上昇や下降が完全に変わる急変時で最大 54 秒程度の遅れで，追従できていることがわかる．これらは，部屋の時定数に対して 0.6%程度である．

(c) 各種センサーの時間遅れ

試験装置には，温度計や湿度計をはじめとして複数のセンサーが取り付けられている．これらについては，センサー単体の測定の遅れが 10 秒以下となるものを選定して設置した．

(d) 総括

系統的にみるとエアコンディショナの①吸込空気の温湿度のセンサーの遅れ(最大 10 秒程度)，②吹出空気の測定チャンバーの通過遅れ(湿度のみで最大 15 秒程度)，③吹出空気の温湿度のセンサーの遅れ(最大 10 秒程度)，④条件発生器の遅れ(20 秒程度)，があり，合計すると最大 55 秒程度である．部屋の熱的時定数が 5000 秒程度であることから，試験装置における各種熱的遅れは，総計でも 1%程度である．湿度に関しては，時定数が 500 秒程度であることから，その遅れは，10%程度となる．

静的な精度は，検定試験によって補償されているのと，機器の運転状態が急変する断続運転でもその周期が 30 分から 1 時間程度であることを考えれば，このような時間による動的性能への影響は極めて小さいものと考えている．これについては，複数の試験室とのラウンドロビンテストを実施することにより確認しており，その結果は[2-3-5]にて後述する，

②. 2. 6. 3 機器の動的性能試験

本試験装置により，エアコンディショナの動的性能試験を実施する．ここでは，定格冷房能力が 12.5kW のエアコンディショナを用いてユーザーが通常使用する状態，つまり圧縮機回転数を固定しない状態での部分負荷性能試験を行った結果を示す．試験に用いた部屋の壁の諸元を表②. 2. 6-3 に，壁材料の諸元を表②. 2. 6-4 に，試験条件を表 ②. 2. 6-5 にそれぞれ示す．

表②. 2. 6-3 Room wall material specifications

Item	Area (m^2)	Material thickness (mm)			
Outer wall	28	Tile	Concrete	Insulation	Gypsum board
		10	175	25	10
Floor ceiling	49	Tile	Concrete	Gypsum board	Sound absorbing board
		3	150	9	15

表②. 2. 6-4 Room wall material thermal parameters

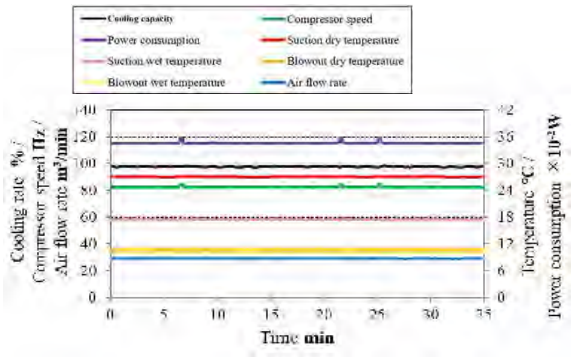
Material	Thermal conductivity (W/(m/K))	Volumetric specific heat ($KJ/(m^3 \cdot K)$)
Tile	1.3	2000
Concrete	1.4	1600
Insulation	0.04	33
Gypsum board	0.17	830
Sound absorbing board	0.064	290

表②. 2. 6-5 Test conditions

Item	Value
Rated capacity (kW)	12.5
Outside temperature (℃)	35 / 24, 29 / 19
Indoor temperature (℃)	27 / -
Sensible heat load (W)	9350, 1650
Latent heat load (W)	2230, 430
Room size (m^3)	100, 196, 300

部屋の大きさは，このエアコンディショナの推奨設置畳数情報をもとに，部屋の広さを 7m×7m の 49 ㎡，部屋の高さを 4m として容積 196m^3 を定格サイズとして，その約半分と約 1.5 倍の大きさの 3 種類のサイズを想定してエミュレーターを設定し，実験を行った．負荷に関しても多様に条件を変えて実験を行ったが，ここでは代表的な結果を例示する．

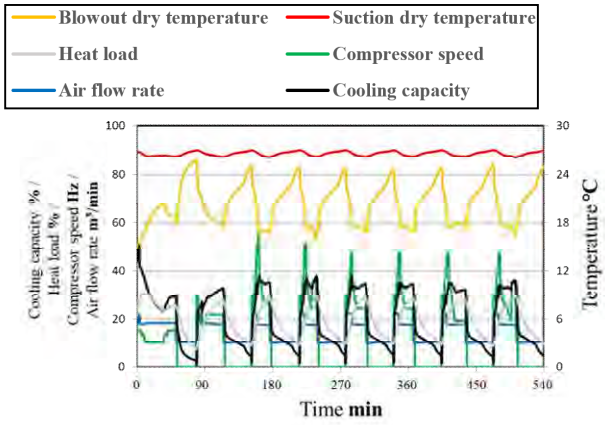
まず，空調機の処理した負荷をこの空調機の定格能力である 12.5kW になるように，壁からの侵入熱を考慮してルームエミュレーターで顕熱負荷を 9350W，潜熱負荷を 2230W に設定して行った試験結果を図②. 2. 6-9 に示す．この場合は，圧縮機の回転数はほぼ一定の運転状態となり，COP も圧縮機回転数固定の JIS 試験の場合とほぼ同じ値となった．



COP＝3.56

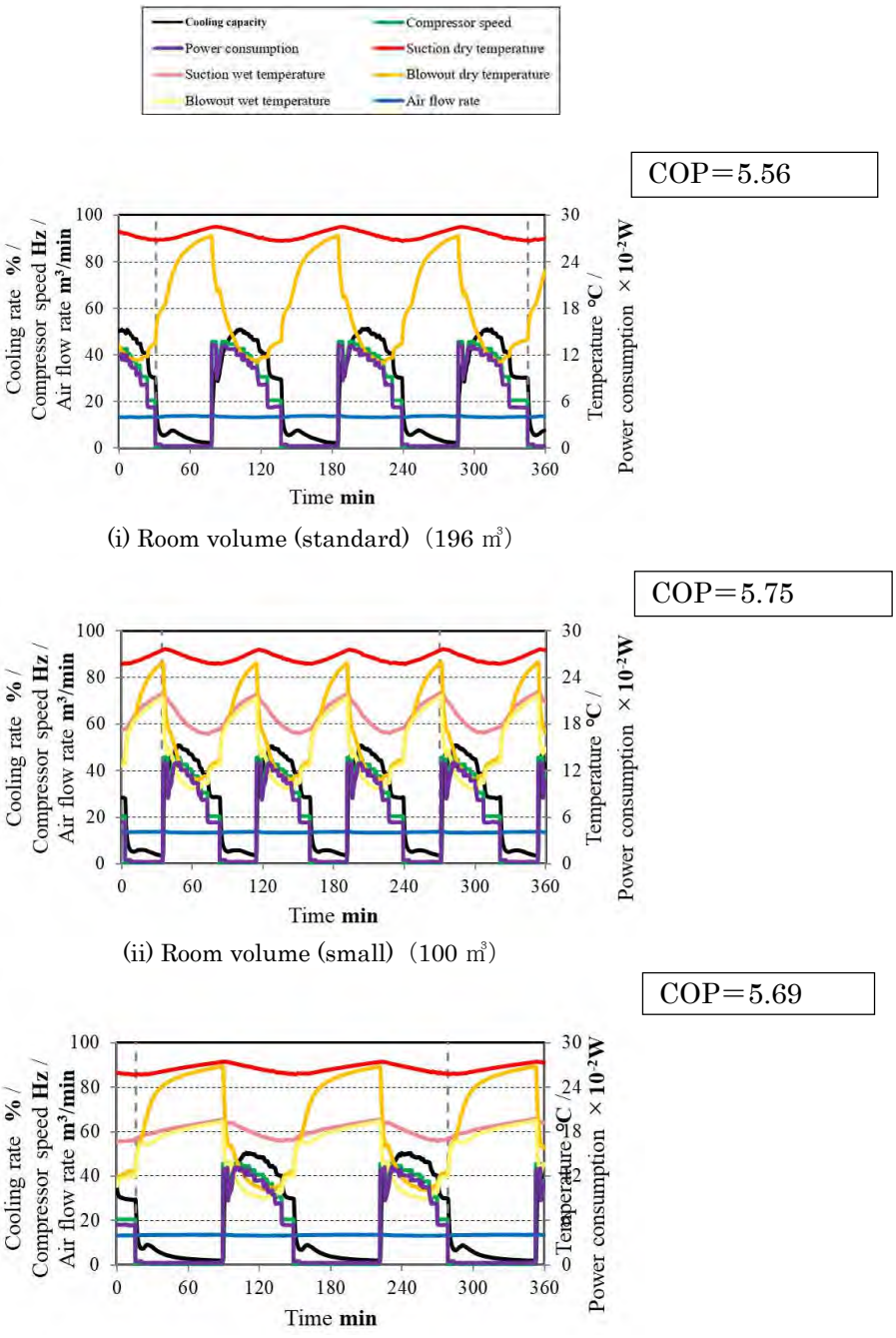
図②. 2. 6-9 Test results for 35 / 24 ℃ at 12.5 kW

一方，建物負荷が低負荷の条件では，圧縮機の回転数を非固定とすると断続運転を始める．その代表的な結果として空調機の処理した負荷をこの空調機の定格能力の 25%である 3125W になるように，壁からの侵入熱を考慮してルームエミュレーターで顕熱負荷を 1650W，潜熱負荷を 430W に設定して行った試験結果を図②. 2. 6-10 に例示する． 圧縮機回転数非固定の場合，空調機は断続運転により室内温度は 2℃程度変化する．一方，外気温度は 35℃一定であるため，壁からの侵入熱は変化する．これにより，部屋の空調負荷も変化していることが分かる．



図②. 2. 6-10　Air conditioning load for intermittent operation

また，部屋の大きさにより，「建物空調条件」としての熱容量が変更され，機器の断続運転の周期が大きく変化する．図②. 2. 6-11 に部屋の容積を標準の場合（196 ㎥）と，小さくした場合（100 ㎥），大きくした場合（300 ㎥）の試験結果を示す．



図②. 2. 6-11　Test results for 29 / 19 ℃ at 25% of rated capacity

通常であれば，部屋の大きさを変更するためには，試験室を変えた大掛かりな試験が必要となるが，提案装置では，エミュレーターによって「建物空調条件」を変更することが容易であることが，本試験装置の大きな特徴でもある．

部屋の大きさを変更すると，当然ではあるが，周期的挙動が変化する．部屋が小さい場合には，立ち上げ直後に与えた大きな負荷を低下させる途中に室温の下限値に到達してしまうため機器が停止するまでの周期が早くなる．一方で，部屋が大きくなれば，熱容量が大きくなるため，室温の下限値に到達するまでに変化速度に余裕が生じるため，定常的な運転に近いような領域も発生し始める．今回の機種は，部屋の大きさの変化により断続運転の周期が変わっても，断続運転時

の挙動は変化しなかったため，COP の変化は 2～3%に留まったが，空調機の制御によっては，部屋の大きさによってエアコンディショナの断続運転性能が大きく異なる可能性がある．

この結果は，部屋の大きさ等含めて「建物側空調条件」を同一にしなければ，エアコンディショナの動的性能は評価できないことも示しており，それを同一にできるエミュレーターの有効性をも示すものとなる．さらに，エミュレーターを使った装置によりエアコンディショナの性能評価を行うことは，試験室の物理的大きさに左右されることなく試験が実施可能であることを意味しており，エミュレーターによってエアコンディショナの試験の規格化にも対応可能であることを示唆している．

いずれにしても，以上のように本提案試験装置により，機器の制御を含めた詳細で多様となる動的性能を把握できることがわかった．

②.2.6.4 エミュレーター式負荷試験装置の開発のまとめ

本研究では，動的運転状態まで含めた性能試験法を確立する上で必要不可欠となるエアコンディショナの動的性能をも評価可能な「エミュレーター式能試験装置」を開発した．その特徴は，建物側の空調条件を仮想的に導出するエミュレーターと従来の性能試験装置を複合して機器の動的性能を試験装置によらず再現性ある形で高精度に評価可能としたことである．その結果以下のようなことを確認した．

1) 開発した試験装置の静的健全性を検証するために取得データを日空研原機データと比較した．その結果，誤差が 3%以内に抑えられ，十分な精度で性能評価が可能であることを確認するとともに，日空研の準認定を取得した．
2) 試験装置の動的健全性を検証するために，i)エミュレーターの計算時間遅れ，ii)条件発生器での温湿度追従性，iii)各種センサーの時間遅れ，を詳細に分析した．その結果，熱的遅れは，部屋の熱的時定数の 1%程度であり，機器の動特性に大きな影響を与える因子はなかった．また，物質的遅れは，部屋の物質的時定数の 10%程度である．
3) エアコンディショナの動的性能評価を行った結果，例えば，負荷が 25%になると断続運転状態となり，室内温度が変化することで外壁からの侵入熱は変化する．これにより，部屋の空調負荷も変化することが分かった．また，断続運転は，建物の大きさが変更されると運転状態が変化する．これは，運転状態の周期的な挙動が変化し，空調機の制御によっては，部屋の大きさによってエアコンディショナの断続運転性能が大きく異なる可能性があることを示唆している．
4) 提案装置では，エミュレーターによって「建物空調条件」を変更することが容易である．このことは，エアコンディショナの性能評価を行う際，試験室の物理的大きさに左右されることなく，公平かつ再現性のある試験が実施可能であり，エミュレーターによってエアコンディショナの試験の規格化にも対応できることを意味している．

（参考文献）

1) 経済産業省資源エネルギー庁，令和元年度エネルギーに関する年次報告（エネルギー白書 2020）PDF 版，第 2 部, pp.112①.1.5-
2) Shinichi, A., Jun, S., Takuya, O. Hiroyuki, I., Yuki, A. Study on State of COP and Regional Characteristics of APF for Room air Conditioners, *AIJ J. Technol. Des.,* 2014, **20**(44), pp.187-190. (in Japanese)
3) Katsuhiro, K., Technological Innovations of Air Conditioning and their Development into Industry, *Refrigeration* , 2019, **94**(1101), pp.436-441. (in Japanese)
4) 社団法人日本冷凍空調工業会，世界のエアコンディショナ需要推定, (2019), pp.1-8.
5) Keisuke, O. and Kiyoshi, S., Seiichi, Y., Tetsuro, K., Kuniyasu, M., Intermittent Driving Simulation of Compression type Heat Pump－1st Report: Mathematical model and simulation of single-stage vapor compression type heat pump－, *Trans.JSRAEngineers*, 2013, **30**(2), pp. 107-122. (in Japanese)
6) 日本規格協会，パッケージエアコンディショナディショナ JIS B 8616:2015, (2015)
7) 社団法人日本冷凍空調工業会，ヒートポンプの実用性能と可能性. (2010).
8) Masayuki, N., Technologies for Energy −Saving of Room Air−Conditioner, *J.JSME*, 2003, **106**(1015), pp.464-465. (in Japanese)
9) Fusigi, Y., Create a new breeze! Room Air Conditioner Revolution(Atarasii kaze wo tukure! Ru-mueakon kakumei), *J.JSME,* 2019, **122**(1206), pp.38-39.
10) Carsten Palkowski,Andreas Zottl,Ivan Malenkovic,and Anne Simo, Energies, 2019, ①.2.1045; doi:10.3390/en12061045..

11) Toshinori BAN,Daiki NAKANO, Keisuke OHNO, Seiichi YAMAGUCHI, Kiyoshi SAITO, Hideki YAMAGUCHI,Proc. Of 12th IEA Heat Pump Conference 2017, Rotterdam.
12) OhnishiNetsugaku, https://en.ohnishi.co.jp/.
13) 尾崎明仁, 渡辺俊行, 高瀬秀芳, 辻丸達憲, 建築の熱・水分・空気連成シミュレーションその１壁体の吸放湿を考慮した温湿度計算, 日本建築学会大会学術講演梗概集, pp.439-440, 2004
14) 石野久彌, 郡公子: 事務所建築における家具類の熱的影響に関する実測・実験研究, 日本建築学会計画系論文報告集, Vol.372, pp.59-66, 1987
15) B.Gebhart, A new Method for Calculating Radiant Exchanges, ASHRAE Transactions Vol.65, 321-332, 1959
16) Judkoff, R. and Neymark, J., 1995. "International Energy Agency building energy simulation test (BESTEST) and diagnostic method." NREL/TP-472-6231.
17) Immutable interface を利用した汎用建築熱負荷計算クラスライブラリの設計法, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集, 2009 doi: https://doi.org/10.18948/shasetaikai.2009.3.0_1995.
18) Development of Test Procedure for the Evaluation of Building Energy Simulation Tools, BS 2019 doi: https://doi.org/10.26868/25222708.2019.210592.
19) 富樫英介:熱環境計算戯法, ISBN: 978-4990890827, https://www.amazon.co.jp/dp/4990890825.
20) 日本規格協会, パッケージエアコンディショナディショナ JIS B 8616:2006, (2006).
21) Toshinori BAN,Daiki NAKANO, Keisuke OHNO, Seiichi YAMAGUCHI, Kiyoshi SAITO, Hideki YAMAGUCHI,Testing facility for unsteady performance of air conditioning system, 12th IEA heat pump conference, Rotterdam, 2017.
22) Harunori, Y., Masato, M., Takao, S., Yasuo, K., Technical papers of annual meeting, the Society of Heating, Air-Conditioning and Sanitary Engineers of Japan, Nagoya, (2011), OS31. P.1-4.
23) Goo, T., Kenichi Y., Toshiki, I., Mitsuhide, Y., Yasuhiro, S., Masanari, U., Tatsuo, N., Proc. of 2016 SHASE Annual Conference, Kagoshima(2016), 2, pp.B-13.
24) Yoichi, M., Masafumi, H., Yuta, T., Katsuki, N., Takashi, N., Proc. of 2015 JSRAE Annual Conference, Tokyo(2015), pp.B111-1-4. (in Japanese)
25) Hayato, H., Mami I., Eiji, H., Annual Performance and Performance Rating of Air Conditions-1st Report: Packaged Air Conditioners, *Trans. JSRAE*, 2011, **28**(4), pp.393-404.
26) JSRAE, “JSRAE Technical Book Series - Refrigeration cycle control”, 2018, JSRAE, Tokyo, pp.51-53.
27) Toshinori BAN, Keisuke OHNO, Seiichi YAMAGUCHI, Kiyoshi SAITO, Hideki Yamaguchi, Proceedings of 2016 JSRAE Annual Conference, Kobe (2016), B141-1-4. (in Japanese)
28) https://www.ohnishi.co.jp/calorimeter/cal-product01 (Jan, 2021)
29) https://www.ohnishi.co.jp/calorimeter/cal-product02 (Jan, 2021)
30) Eisuke TOGASHI, “The art of thermal environmental computing”, 2016, Togashi Research Laboratory, Department of Architecture, Faculty of Architecture, Kogakuin University, Tokyo, p.556-569.

②.3 性能評価装置を使った実運転データの取得

②.3.1 ルームエアコンへのドロップイン試験

②.3.1.1 試験の背景と目的

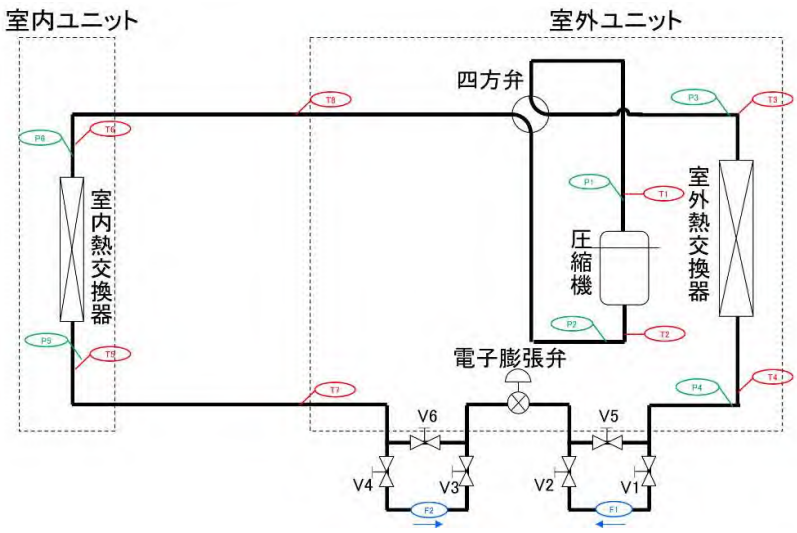
冷凍空調機器に次世代冷媒を導入する場合には，冷媒の安全性や機器に使用する冷媒が環境に与える影響 GWP（直接影響）だけでなく，エネルギー起源の CO_2 排出に伴う地球温暖化による影響（間接影響）を含めて決定する必要がある．このため，冷凍空調機器としての実際の運転性能が評価すべき最重要因子となる．一方，低 GWP 冷媒用の空調機の正確な評価のためには，低 GWP 冷媒用に最適化した「物理的な」空調機を製作した上で実運転状態における正確な性能試験を実施し，低 GWP 冷媒のポテンシャルを把握する必要がある．しかし，この「物理的な」試験方法は，最終的にはこの方法でデータの確認をするとしても，多くの次世代冷媒候補がある中で，最初から用いるには，空調機のスペックの検討や製作に要する期間に加え費用の面からも現実的でない．そこで，本研究では，「③シミュレーター開発とその活用」において，熱交換器シミュレーターや，システムシミュレーター等の各種シミュレーターを製作して，これら検討や製作に要する期間の短縮化と費用削減を図ることとしている．ここで，シミュレーターを使う前にはその計算値の妥当性や計算精度を検証する必要がある．そこで今回，R22 冷媒の空調機に，低 GWP 冷媒である R290 と R454C をドロップインして試験を行い，冷媒の違いによる空調機の性能を評価することとした．

②.3.1.2 実験に用いた空調機と試験の概要

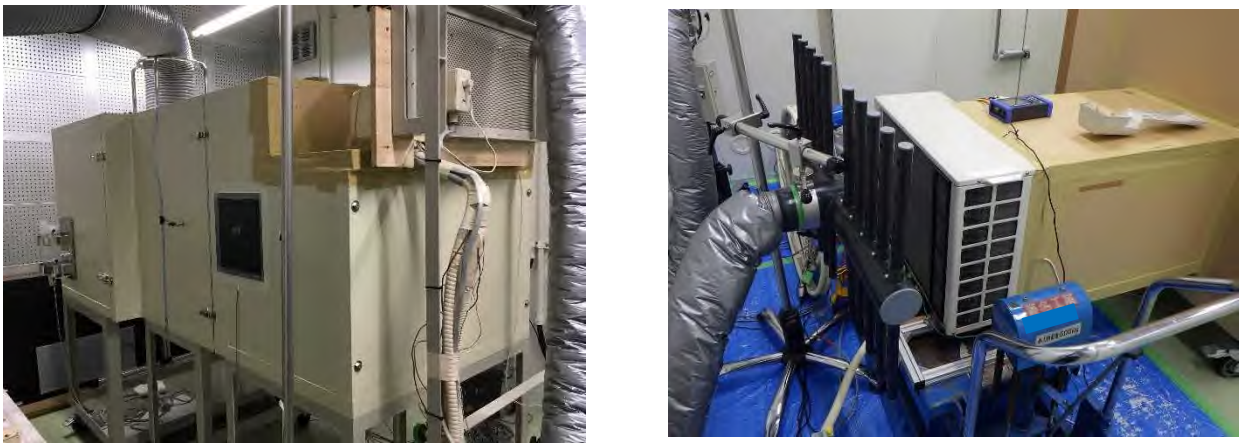
表②.3.1.2-1 に実験に用いた空調機の諸元を記す．R290 と R454C のドロップイン試験を実施するためには，低圧冷媒である例えば R22 の空調機等で行わなければ，これらの冷媒による結果が極端に低いものとなってしまうため，問題である．しかし，空調機メーカー各社に確認したところ R22 の空調機は 10 年程度前に既に生産中止となっており，新品の在庫は入手することができなかった．そこで，中古の定格能力 2.2kW の壁掛け式ルームエアコンを用いて実験を行うこととした．この空調機では，室外機と室内機のそれぞれの熱交換器をきちんと洗浄した後，圧力センサーや熱電対を取り付けている．また，冷媒流量の計測を行うため，2 台のコリオリ式流量計を冷房用と暖房用で切り替えができるよう配管にバルブを付けた上で取り付けた．さらに，圧縮機回転数を自在にコントロールできるツールを空調機メーカーから提供を受けるとともに，これに加えて，膨張弁開度も 50 段階で自在に調節できるツールも設置した．図②.3.1.2-1 に，圧力センサーと熱電対および冷媒流量計の取付位置を示す．また，図②.3.1.2-2 に性能評価装置での試験の様子を示す．

表②. 3. 1. 2-1 Specification of room air conditioner employed in this experiment

Parameter		Value
Type		Room air conditioner
Year of manufacture		2001
Original refrigerant		R22
Rated capacity (W)	Cooling	2200
	Heating	2500



図②. 3. 1. 2-1 Mounting locations of pressure sensors, thermocouples, and flow meters



(a) Indoor Unit　　(b) Outdoor Unit

図②. 3. 1. 2-2　Test setup in the dynamic performance evaluation facility

②. 3. 1. 3 冷媒充填量の決定

本研究では，各冷媒のポテンシャルを最大限に発揮させた上で空調機の性能を評価することが重要になる．そこで，今回のドロップイン試験においては，冷媒充填量を最適化することに注意を払った．また，R290 と R454C のドロップインに際し，(1)R22 の定格圧縮機回転数で固定して冷媒充填量を最適化した場合と(2)R22 の能力 2.2kW が発生する圧縮機回転数で固定して冷媒充填量を最適化した場合の 2 つを行った．具体的な冷媒充填量の決定手順は以下のとおりである．

(1) R22 の定格圧縮機回転数で固定して冷媒充填量を最適化した場合

ここで，R22 の定格圧縮機回転数は 48Hz である．

1) 供試機の圧縮機回転数を 48Hz で固定する
2) 冷媒充填量を少なめに封入する
3) 過熱度 5℃・過冷却度 5℃となるように膨張弁開度を調整する
4) 冷房の定格試験条件の下，空調機の能力測定を行う
5) 過冷却度が取れない場合，冷媒充填量を増やし，3)に戻る

このようにして冷媒充填量を徐々に増やしながら，過冷却度を調整して決定した冷媒充填量は，R290 は 400g，R454C は 730g となった．また，圧縮機回転数を 48Hz で固定した結果，冷房能力は R290，R454C 共に R22 の定格能力の 84.5%である 1,860W，暖房能力は R290 では R22 の定格能力の 81.2%の 2,030W，R454C は 80.0%の 2,000W であった．

(2)R22 の能力 2.2kW が発生する圧縮機回転数で固定して冷媒充填量を最適化した場合
1) 冷媒充填量を少なめに封入する
2) 供試機の最大圧縮機回転数で固定する
3) 過熱度 5℃・過冷却度 5℃となるように膨張弁開度を調整する
4) 冷房の定格試験条件の下，空調機の能力測定を行う
ア）過冷却度が取れない，または能力が目標能力に達しなかった場合は冷媒充填量を増やし，2)に戻る
イ）能力が目標能力を超えていた場合は圧縮機回転数を下げ，3)に戻る
このようにして冷媒充填量を徐々に増やしながら，能力と過冷却度を調整していった結果，冷媒充填量については，R290 は 400g， R454C は 950g となった．なお，R22 の冷媒充填量は 910g である.

②.3.1.4 試験条件

試験条件は，ルームエアコンの JIS C 9612:2013[3]の室外機と室内機の温度条件に準拠して冷房 4 条件，暖房 4 条件の計 8 条件とした．具体的な温度と負荷条件を表②.3.1.4-1 に示す.

表②.3.1.4-1 Test conditions

		Test condition	Indoor temperature (℃) Dry / Wet	Outdoor temperature (℃) Dry / Wet	Partial load ratio (%)
①	Cooling	Standard cooling Full-capacity test	27 / 19	35 / 24	100
②		Standard cooling Half-capacity test		35 / 24	50
③		Low-temperature cooling Half-capacity test		29 / 19	50
④		Low-temperature cooling Minimum-capacity test		29 / 19	25
⑤	Heating	Standard heating Full-capacity test	20 / 15	7 / 6	100
⑥		Standard heating Half-capacity test		7 / 6	50
⑦		Standard heating Minimum capacity test		7 / 6	25
⑧		Low-temperature heating Full-capacity test		2 / 1	100

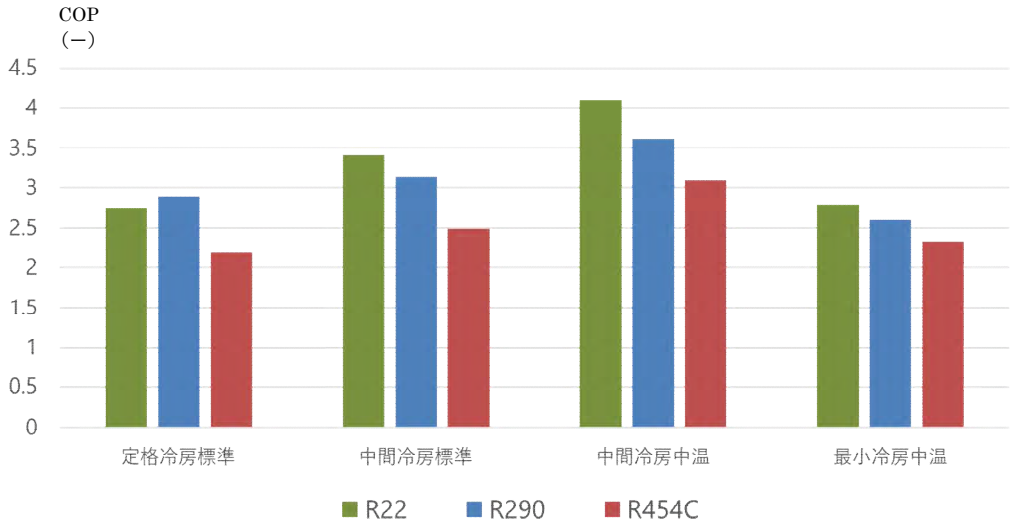
②.3.1.5 試験結果

今回は，（2）R22 の能力 2.2kW が発生する圧縮機回転数で固定して冷媒充填量を最適化した場合の冷房試験の①～④の 4 条件について以下に記述する.

図②.3.1.5-1 に，R22 と R290，R454C の各試験の COP の比較を示す．また，表②.3.1.5-1 に R22 と R290，R454C の定格冷房標準試験結果の比較を示す。

表②.3.1.5-1 Comparison of rated standard cooling test results for R22, R290, and R454C

Refrigerant type	Refrigerant charge g	Compressor speed Hz	Mass flow rate Kg/h	Degree of superheating ℃	Degree of supercooling ℃
R22	910	55.0	51.0	10.26	1.72
R290	400	62.5	28.2	6.97	4.63
R454C	950	65.0	58.8	6.14	5.70



図②.3.1.5-1 Comparison of COP values obtained during the cooling tests (adjusted to a cooling capacity of 2.2 kW)

各試験において，R22 と R290 を比較すると，定格冷房標準試験では R290 の COP が R22 の COP よりも若干高い値を示したが，他の試験では R290 の COP は R22 の COP よりも 10%程度低い値を示す結果となった．また，R290 と R454C を比較すると，R454C の試験結果の COP は R290 に比べて，10%～25%低い値となった．

②.3.1.6 考察

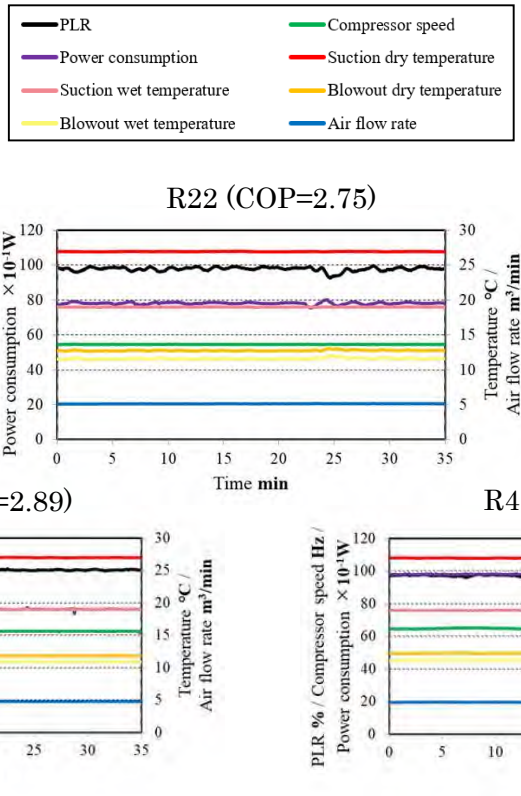
ここで，まず， R22 の能力 2.2kW が発生する圧縮機回転数で固定して冷媒充填量を最適化した場合の R22 と R290 の COP について考察する．定格冷房標準試験では R290 の COP が R22 の COP よりも若干高い値を示したが，ほぼ同等の値となった．これは R290 の気化潜熱が R22 の約 2 倍であるため，R290 を用いた場合の冷媒循環量は少なくなって圧損が小さくなる効果と，この空調機が R22 用に設計されているため R290 を用いて 2.2kW の空調能力を出そうとすると，R22 よりも圧縮機回転数を増す必要があり圧縮機効率の低下を招く効果が相殺した結果と推測される．

次に R290 と R454C の比較を①の定格冷房標準能力試験の結果に基づき考察する．試験条件①での R454C の COP は， R290 よりも 25%程度低い値となった．この理由は，R454C は低圧冷媒である R1234yf が R454C の組成の 78.5%を占めており，R454C 自体も低圧冷媒の傾向を持つことから，R454C は R290 に比較して潜熱が小さく，式(②.3.1.6-1)より R290 と同じ能力を得るためには質量流量を大きくする必要がある．これにより式(4.3.1-2)，式(②.3.1.6-3)より圧力損失が R290 に比べて大きくなることで圧縮機前後の圧力差が大きくなるため，圧縮機の消費電力は 200W ほど大きくなっている．このため，R454C の COP が低下する結果となったと考えられる．図②.3.1.6-1 に試験条件①における R22 と R290，R454C の試験結果を， 図②.3.1.6-2 に試験条件①における R22 と R290，R454C の p-h 線図を示す．

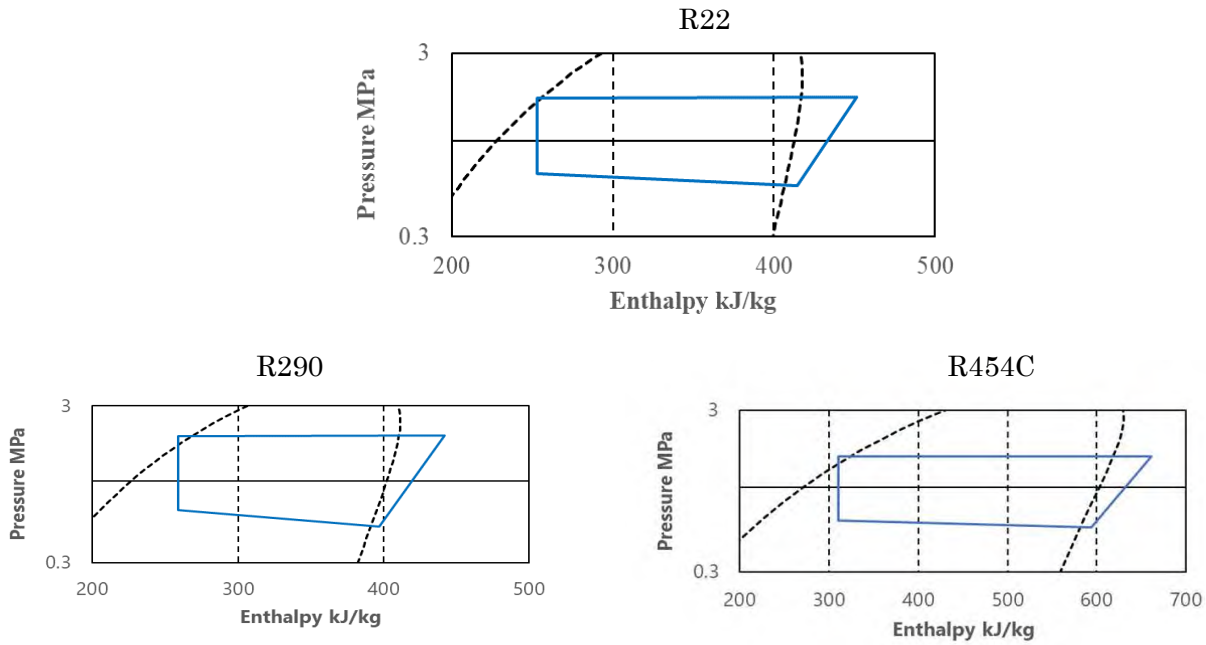
$$Q_c - G_R \Delta h_{EV} \qquad (②.3.1.6\text{-}1)$$

$$\Delta P = f \frac{1}{2d} \rho_R {v_R}^2 \qquad (②.3.1.6\text{-}2)$$

$$G_R = \rho_R V_R A \qquad (②.3.1.6\text{-}3)$$



図②.3.1.6-1 Test results for R22, R290, and R454C under test condition ① (standard cooling full-capacity test)



図②.3.1.6-2 Comparison of *P–h* diagrams for R22, R290, and R454C

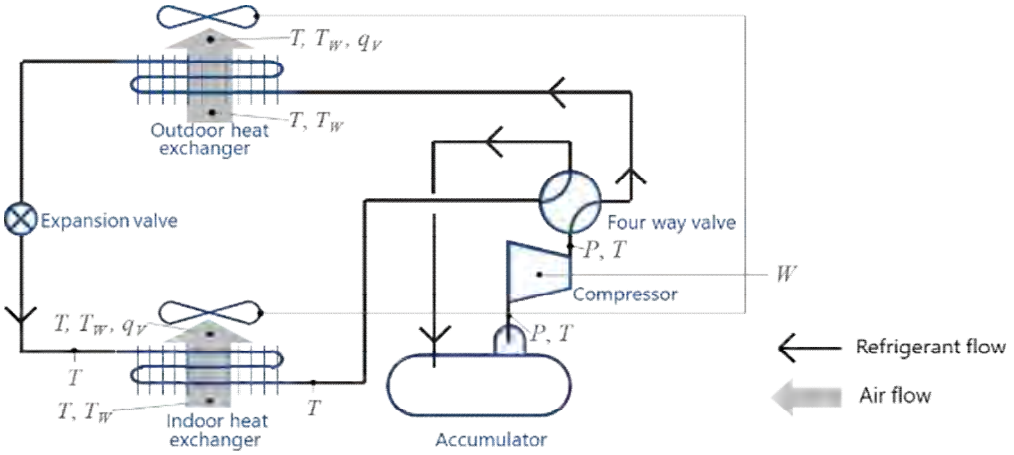
②.3.1.7 各種冷媒機器の実験結果のまとめ

本研究では，R22 冷媒のルームエアコンに，低 GWP 冷媒である R290 と R454C をドロップインして試験を行い，冷媒の違いによる空調機の性能を評価した．この結果，R22 の能力 2.2kW が発生する圧縮機回転数で固定して冷媒充填量を最適化した場合，R22 に比較して R290 は，定格能力時にはほぼ同等の COP であるが，部分負荷領域では R22 の COP よりも 10%程度低い値となった．また，R454C の COP はさらに R290 よりも 10%～25%低い値となった．

②.3.2 パッケージエアコンの性能評価試験

②.3.2.1 試験対象

図②.3.2.1-1 に本研究の対象のシステムを示す．供試機は A 社製 4 馬力のパッケージエアコンである．室外機と室内機それぞれにおいて吸込部で空気の乾球湿球温度，吹出部で空気の乾球湿球温度と空気風量を測定しており，圧縮機の回転数等も測定している．また，室外機と室内機のそれぞれのファンの消費電力と圧縮機の消費電力，およびこれらを合計したシステム全体の消費電力を測定している．



図②.3.2.1-1 Flow of the system and measuring points

②.3.2.2 試験条件

本試験では，現行の規格で定められた方法である圧縮機回転数を一定速度に固定した試験とは異なり，圧縮機回転数や膨張弁開度は空調機自身の制御に任せた試験を行った．また，冷房試験として，空調機の制御性に大きく影響を与えると考えられる圧縮機が運転と停止を繰り返す状態（断続運転状態）が発生する低負荷条件において，試験を行った．さらに，エミュレーターを用いて，空調機を使用する部屋の容積を 3 通りに変化させた条件でも試験を行った．ここで，今回用いた供試機は 4 馬力機であるため，標準的な建物の空調負荷を想定して一辺 7m の正方形で階高 3m の部屋である 147 m3 を基準の容積とした．そして基準の約半分の容積として，75m3 は一辺 5m の正方形で階高 3m の部屋を，基準の倍の容積として，300m3 は一辺 10m の正方形で階高 3m の部屋を想定している．表②.3.2.2-1 に試験条件を示す．PLR とは，部分負荷率（partial load ratio）のことであり，空調機が処理した負荷を空調機の定格能力で除した値である．SHF は空調負荷の顕熱比であり，一般な建物の空調負荷の値として 0.85 とした．前述のとおり，本試験では，空調機の性能評価に着目しているため，熱負荷については，室内外の温度差による壁からの熱侵入や，日射，換気による負荷は 0 として，内部発熱のみを与えている．

表②.3.2.2-1 Test conditions

Parameters	Unit	Value
Indoor temperature (Set temperature)	℃	27
Outdoor temperature	DB℃ / WB℃	35 / 24
PLR	%	30～40
SHF	-	0.85
Room volume	m^3	75, 147, 300

②.3.2.3 試験結果と考察

（１）試験結果

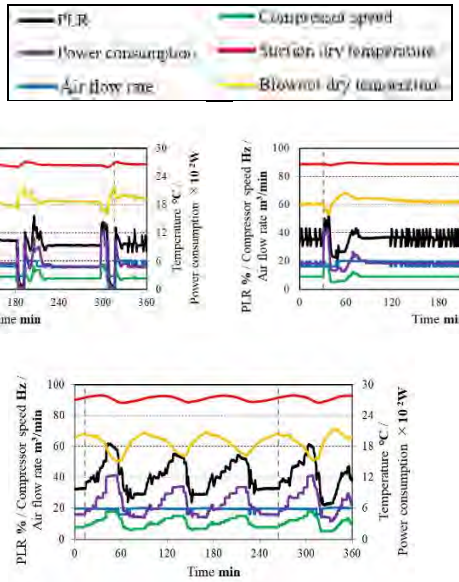
図②.3.2.3-1～図②.3.2.3-3 に試験結果を示す．この結果から低負荷環境下において，空調機は，変動運転をしていることがわかる．これは空調機のインバーター制御により，圧縮機回転数を抑えた運転をするものの，それでも，空調機が発生している能力が部屋の空調負荷を上回ることにより，部屋の温度が低下し続け，設定温度をある程度下回ると空調機の制御によって圧縮機回転数を下げる．その後，部屋の空調負荷が空調能力を上回ると室内温度が上昇に転じ，設定温度をある程度上回ると再び空調機の制御によって圧縮機回転数を上げるといったサイクルを繰り返すためである．この空調機の変動運転は，実際の空調機の運転において頻繁に見られる現象であり，これを再現した試験は，空調機を使用する実際の環境を模擬した試験の重要な一項目と言える．

表②.3.2.3-1 の COP は，変動運転をする 2～3 周期分を平均して求めている．初めに負荷率の違いによる比較を行う．一般的に，負荷率が小さくなると室内機の熱交換効率が高くなるため，COP は高くなる．実際に負荷率 35%の試験結果は 40%に比べて COP は高くなっていることがわかる．一方，30%の試験では空調機は発停を伴う断続運転をしていることがわかる．空調機の起動時には，一時的にある一定の大きさの能力を発生させる運転となるが，この運転状態の時は COP が低下する．そのため，負荷率 30%の試験結果は 35%に比べて COP は低くなっている．特に，75m3 の条件下において，COP は 15%程低い値となった．

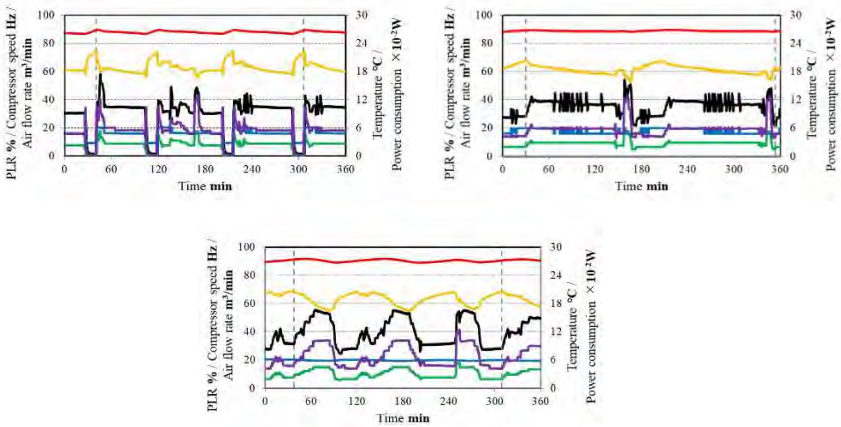
（２）考察

断続運転を伴う負荷率 30%の試験においては部屋の容積が大きいほど COP が高くなり，容積 75m3 の場合と 300m3 の場合を比較すると，前者よりも後者の方が COP は 16%程高い値となっている．これは，部屋の容積が変化すると断続運転周期が変化することに起因している．空調機の起動時には，一時的にある一定の大きさの能力を発生させる運転となるが，この運転状態の時は COP が低下する．部屋の容積が小さい場合は，起動直後の空調機の発生する能力によって，室内温度が急激に低下し，空調機は短時間でサーモオフする．一方，部屋の容積が大きい場合は，起動直後の空調機の能力による室内温度の低下は緩やかとなり，その後，圧縮機が一定の回転数で運転をする時間が発生する．圧縮機が一定の回転数で運転をする場合は COP が高くなるため，部屋の容積が大きい条件においては，断続運転の周期の中での一定運転の時間の割合が多くなり，結果として，COP が高くなったと考えられる．しかしながら，負荷率 35%と 40%の試験において，起動停止を伴う運転はしておらず，起動時の効率低下が発生しないため，部屋の容積と COP の相関関係が見られなかったと考えられる．

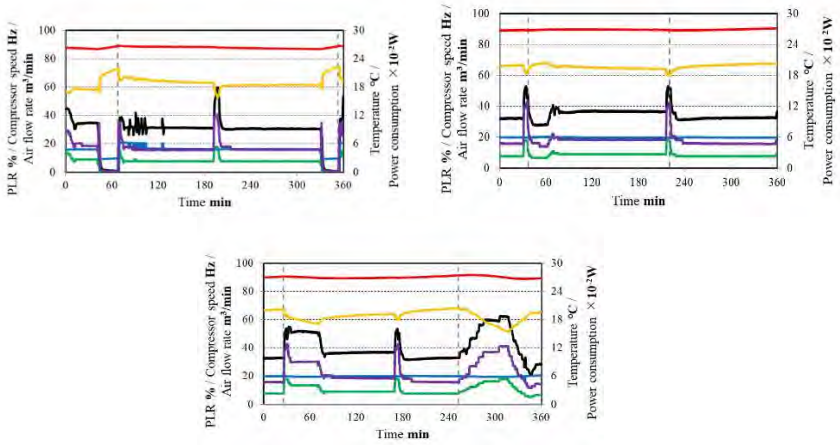
今回の試験結果は，部屋の容積が変化すると，空調機の動的性能に変化が生じること示している．これは空調機の動的性能を正しく評価するためには，性能評価装置の容積等を空調機の定格能力に応じて適切に変更することが必要であることを証明した結果であり，性能評価装置の容積等を物理的に変化させることは困難であるため，空調負荷や部屋の容積をソフトウエアで模擬することができるエミュレーターを用いた本装置が有効であることを示唆している．



図②.3.2.3-1 test result (room volume=75m^3)
Left: PLR=30%, Middle: PLR=35%, Right: PLR=40%



図②.3.2.3-2 test result (room volume=147m^3)
Left: PLR=30%, Middle: PLR=35%, Right: PLR=40%



図②.3.2.3-3 test result (room volume=300m^3)
Left: PLR=30%, Middle: PLR=35%, Right: PLR=40%

表②.3.2.3-1 COP of test result

		Room volume m³		
		75	147	300
PLR %	30	5.43	5.60	6.22
	35	6.25	6.13	6.44
	40	5.82	5.76	6.09

②.3.2.4 試験のまとめ

本研究では，空調機の動的性能を評価する新たな評価手法の確立を目指すために，部屋の空調負荷を模擬するエミュレーターを搭載した「エミュレーター式性能評価装置」を用いて，断続運転状態となる低負荷条件にて負荷率を変化させて空調機の性能試験を行った．その結果，空調機の制御性を考慮した試験が可能となったことを確認し，空調機の負荷率と COP の関係性を例示した．さらに，部屋の容積の違いが空調機の動的性能に影響を与えることを確認でき，任意の空調負荷を再現可能な「エミュレーター式性能評価装置」の有効性が示唆された．

参考文献

1) 経済産業省資源エネルギー庁，令和元年度エネルギーに関する年次報告（エネルギー白書 2020）PDF 版，第 2 部, pp.112①.1.5-
2) Shinichi, A., Jun, S., Takuya, O. Hiroyuki, I., Yuki, A. Study on State of COP and Regional Characteristics of APF for Room air Conditioners, *AIJ J. Technol. Des.,* 2014, **20**(44), pp.187-190. (in Japanese)
3) Katsuhiro, K., Technological Innovations of Air Conditioning and their Development into Industry, *Refrigeration* , 2019, **94**(1101), pp.436-441. (in Japanese)
4) 社団法人日本冷凍空調工業会，世界のエアコンディショナ需要推定, (2019), pp.1-8.
5) Keisuke, O. and Kiyoshi, S., Seiichi, Y., Tetsuro, K., Kuniyasu, M., Intermittent Driving Simulation of Compression type Heat Pump－1st Report: Mathematical model and simulation of single-stage vapor compression type heat pump－, *Trans.JSRAEngineers*, 2013, **30**(2), pp. 107-122. (in Japanese)
6) 日本規格協会，パッケージエアコンディショナディショナ JIS B 8616:2015, (2015)
7) 社団法人日本冷凍空調工業会，ヒートポンプの実用性能と可能性. (2010).
8) Masayuki, N., Technologies for Energy −Saving of Room Air−Conditioner, *J.JSME*, 2003, **106**(1015), pp.464-465. (in Japanese)
9) Fusigi, Y., Create a new breeze! Room Air Conditioner Revolution(Atarasii kaze wo tukure! Ru-mueakon kakumei), *J.JSME,* 2019, **122**(1206), pp.38-39.
10) Carsten Palkowski,Andreas Zottl,Ivan Malenkovic,and Anne Simo, Energies, 2019, ①.2.1045; doi:10.3390/en12061045..
11) Toshinori BAN,Daiki NAKANO, Keisuke OHNO, Seiichi YAMAGUCHI, Kiyoshi SAITO, Hideki YAMAGUCHI,Proc. Of 12th IEA Heat Pump Conference 2017, Rotterdam.
12) OhnishiNetsugaku, https://en.ohnishi.co.jp/.
13) 尾崎明仁，渡辺俊行，高瀬秀芳，辻丸達憲，建築の熱・水分・空気連成シミュレーションその 1 壁体の吸放湿を考慮した温湿度計算，日本建築学会大会学術講演梗概集, pp.439-440, 2004
14) 石野久彌，郡公子: 事務所建築における家具類の熱的影響に関する実測・実験研究，日本建築学会計画系論文報告集, Vol.372, pp.59-66, 1987

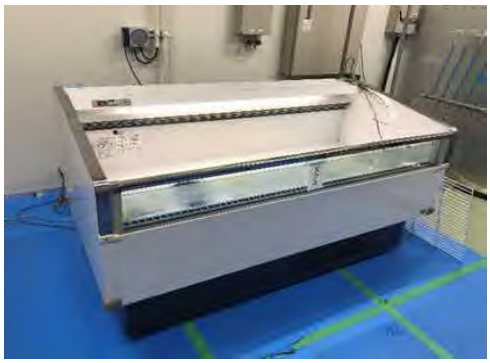
B.Gebhart, A new Method for Calculating Radiant Exchanges, ASHRAE Transactions Vol.65, 321-332, 1959

②.3.3 冷凍ショーケースの試験

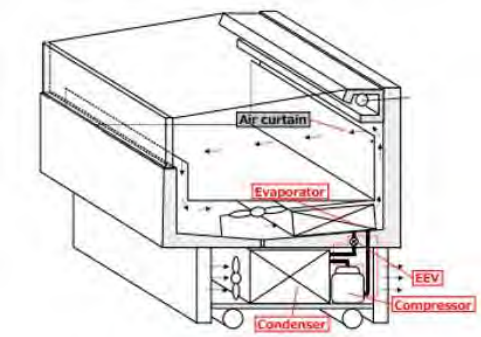
②.3.3.1 ショーケースの概要

スーパーマーケットやコンビニエンスストアで一般的に用いられているショーケースは様々な用途に対応できるよう，大きさや冷却能力などが異なる様々な種類が開発されている．ショーケースには，「ビルトイン型」と「セパレート型」の 2 種類がある．前者では，圧縮機や凝縮器などを備えた凝縮ユニットは，商品を展示し冷却するためのデバイスと同一内に統合されている．後者では，蒸発ユニットと凝縮ユニットがそれぞれ屋内と屋外で分離されている．多くのコンビニエンスストアやスーパーマーケットではビルトイン型を使用する場合が多い．これは，レイアウトの変更や凝縮ユニットの位置の制限に容易に対応できるためである．また，コンビニエンスストアのオーナーは，ショーケースの運用上の安全性に対しても関心が高い．ショーケースのほとんどが蒸気圧縮式ヒートポンプを冷凍機として用いている．内部熱交換器がない一般的な冷凍機は圧縮機，凝縮器，膨張弁，蒸発器から構成されており，その仕組みを機器ごとに説明する．

本研究では，平形オープンショーケース（FDC）を研究対象とする．試験に用いたショーケースの外観図を図②. 3. 3. 1-1 に，断面図を図②. 3. 3. 1-2 に示す．オープン型ショーケースは扉のついたクローズドタイプに比べ，庫内の商品を手に取りやすいなどの利便性から広く用いられており，エアカーテンという気流を用いて正面開放部から熱やホコリが庫内に侵入しないような構造となっている．この正面開放部でエアカーテンに混入した室内の暖かい空気を蒸発器で冷却することがショーケースの熱負荷の主な要因となる．したがって，エアカーテンにおける熱負荷の低減は冷凍冷蔵ショーケースの高効率化に大きく貢献すると期待される．そのため，本研究では実際のコンビニエンスストアやスーパーマーケットの 1 年間の店内温度に対応した周囲温度に試験条件を変化させ，その時の性能評価を行った．



図②. 3. 3. 1-1　Target FDC



図②. 3. 3. 1-2 Cross-sectional view of FDC

②.3.3.2 対象冷媒

本研究の FDC で対象とする R404A，R454C，次世代冷媒として注目されている R290 を加えた 4 つの冷媒の基本性質および熱力学的性能を算出した．既存の冷媒の代替として期待される低 GWP 冷媒に期待されることの 1 つとして，システムの構造を変更せずに使用できることである．そのため，次世代冷媒と R404A の物性，性能を比較する．

本研究の FDC の実験結果に沿った試験条件を表②.3.3.2-1 に示す．

表②. 3. 3. 2-1　Test condition

Condition	Value ℃
Condensation temperature	35
Evaporation temperature	-30
Condenser outlet sub cool	3.0
Evaporator outlet super heat	5.0

対象とするオープン型ショーケースは外部からの受熱を受けやすい．そのため，本研究では，ショーケースの性能に影響を与える因子の中で影響が大きいショーケースの周囲温度・湿度の変化に着目した．実験は本学喜久井町キャンパス 41 号館の地下に設置された運転性能評価装置を用いた．本装置の特徴として，次世代の低 GWP 冷媒の候補である可燃性冷媒にも対応するため防爆構造としている．また，本装置は JIS B 863①.2.2011 に規定された試験基準に則り，横風 0.2 m±0.1mの条件を作り出すことが可能である．

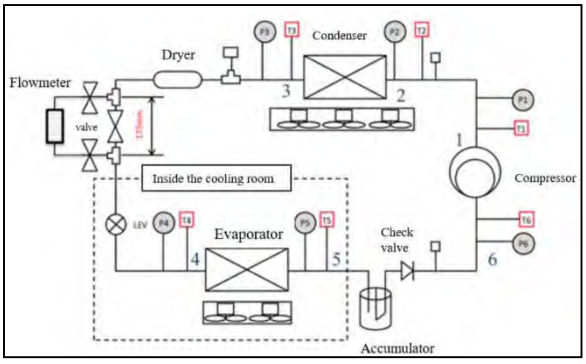
②.3.3.3 実験方法と試験条件

ショーケースを性能評価装置内に設置し，室内機室の温度・湿度を変化させた．FDC 内部の冷凍サイクルの各装置における冷媒の温度を測定した．また，熱交換器においては冷媒および空気側の温度・湿度を計測した． 表②.3.3.3-1 に FDC の運転条件を示す．FDC 内部の冷凍サイクルにおいての冷媒の熱電対，圧力センサー取り付け位置を図②.3.3.3-1 に示す．

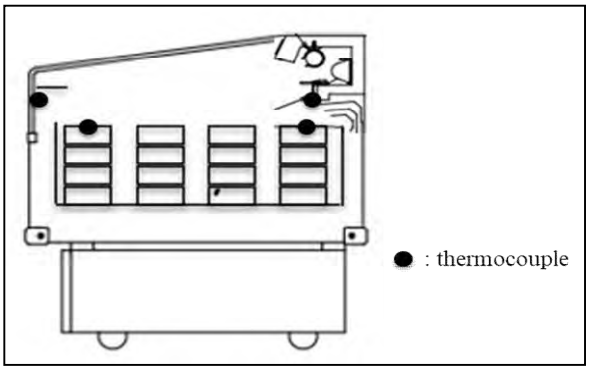
庫内の温度，エアカーテン吹き出し，吸込みの温度を測定するために図②.3.3.3-2 に示すように熱電対を設置した．庫内温度を測定する熱電対は図②.3.3.3-2 に示した 2 か所に加えて，長手方向反対側にも 2 か所設置した．エアカーテン吹き出し，エアカーテン吸込みを測定する熱電対は，ショーケースの長手方向中央に設置した．庫内温度は設置した４つの熱電対の平均値から算出した．なお，庫内には JIS B 8631-2 5.3.2.3 に規定されたショーケースの積み込みに沿って，テストパッケージを設置した．

表②. 3. 3. 3-1　FDC operating conditions

Target refrigerant	R404A，R454C
Refrigerant mass charge	1.2kg (R404A) 1.25kg (R454C)
Temperature in FDC	-18℃
Temperature control target	Compressor speed
Control value	Expansion valve opening



図②. 3. 3. 3-1 Experimental measurement position



図②. 3. 3. 3-2 Thermocouple installation point

測定時間は，庫内温度が-18℃に安定し，目標温度±0.5℃（17.5℃～18.5℃）の時間帯となる約 1 時間の定常状態の時の各箇所の温度，圧力，システム全体の消費電力を記録し，データ整理を行った．なお，研究対象の FDC は 1 日の中で 2 回デフロストを行う．デフロストは指定された時間に行われるように設定されている．次に，実験結果およびシミュレーションを行う際に使用した式を （②. 3. 3. 3-1)－（②. 3. 3. 3-6)に示す．

実験条件を策定するにあたり，図②. 3. 3. 3-3 に示した年間の冷凍ショーケース周囲温度湿度ヒストグラムをもとに，表②. 3. 3. 3-2 に示す室内機室温度・湿度の条件を策定した．

$$h_{\mathrm{R}} = f(T_{\mathrm{R}}, P_{\mathrm{R}}) \qquad (②.3.3.3\text{-}1)$$

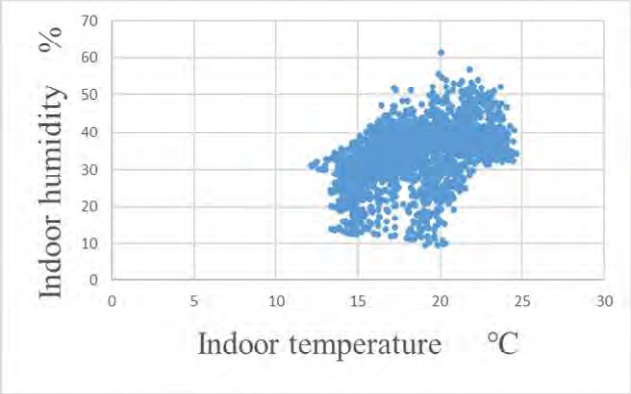
$$Q_{\mathrm{R}} = G_{\mathrm{R}}\left(h_{\mathrm{eva,O}} - h_{\mathrm{eva,I}}\right) \qquad (②.3.3.3\text{-}2)$$

$$\mathrm{COP} = \frac{Q_{\mathrm{R}}}{W_{\mathrm{real}}} \qquad (②.3.3.3\text{-}3)$$

$$\eta = \frac{h_{\mathrm{comp,Oad}} - h_{\mathrm{comp,I}}}{h_{\mathrm{comp,O}} - h_{\mathrm{comp,I}}} \qquad (②.3.3.3\text{-}4)$$

$$\eta_V = \frac{n\rho_{\mathrm{comp},I}V}{G_R} \qquad (②.3.3.3\text{-}5)$$

$$G_R = \begin{cases} C_V S\sqrt{2\rho_{\mathrm{exp},I}}\left(P_{\mathrm{exp},I} - P_{\mathrm{exp},O}\right) & \left(0 < P_{\mathrm{exp},I} - P_{\mathrm{exp},O}\right) \\ -C_V S\sqrt{2\rho_{\mathrm{exp},I}}\left(P_{\mathrm{exp},O} - P_{\mathrm{exp},I}\right) & \left(P_{\mathrm{exp},I} - P_{\mathrm{exp},O} \le 0\right) \end{cases} \qquad (②.3.3.3\text{-}6)$$



図②. 3. 3. 3−3 Temperature and humidity histogram (per year)

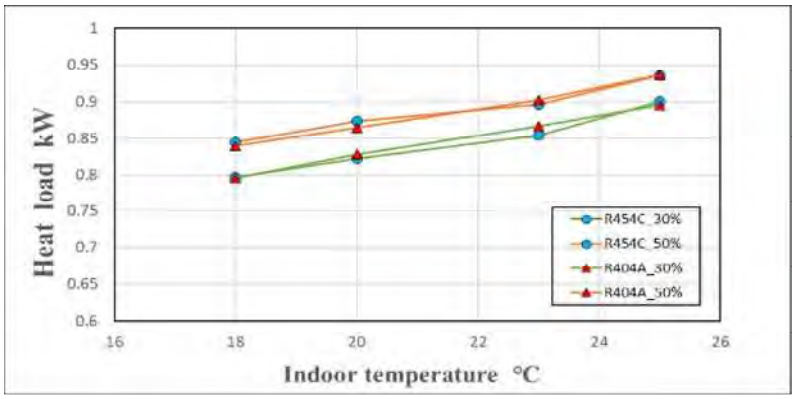
表②. 3. 3. 3−2　FDC test conditions

Inside cabinet temperature ℃	Surrounding air temperature ℃	Surrounding air relative humidity %
-18	15	50
	18	30
		50
	20	30
		50
	23	30
		50
	25	30
		50

なお，15℃50%は庫内温度が目標温度よりも 1℃以上冷え過ぎとなったため，実験結果の検討からは除外した.

②.3.3.4 実機試験の結果と考察

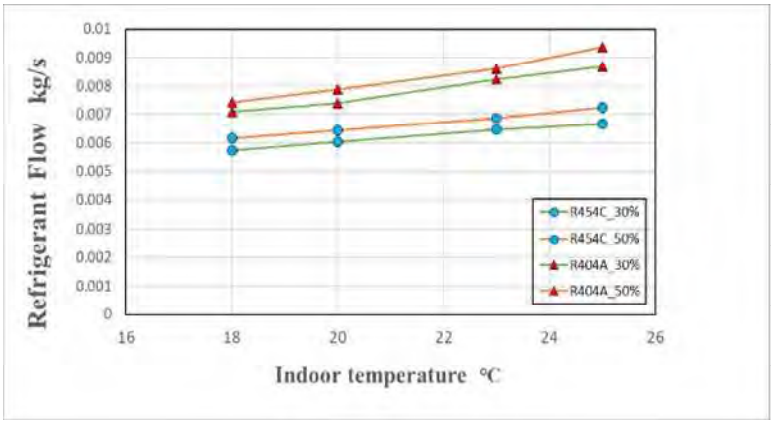
室内機室温度・湿度変化試験による R404A および R454C の熱負荷特性結果を図②.3.3.4-1 に示す.



図②.3.3.4-1 Relation between test conditions and heat load

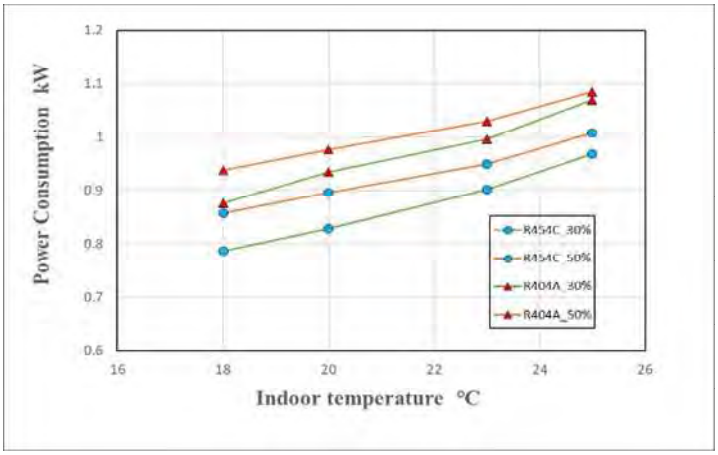
図②.3.3.4-1 より，同じ試験条件での R404A および R454C の冷凍負荷はほぼ一致した．これはショーケースの周囲温度および庫内温度が同じであるため外からの熱負荷も同じになる.

また，温度の変化に注目すると，周囲温度が 2℃高くなると負荷は約 5%大きくなる．湿度に注目すると，周囲の湿度が 20%上がると負荷が約 5%大きくなるということが分かった．次に温湿度に対する冷媒循環量の変化の図を図②.3.3.4-2 に示す.



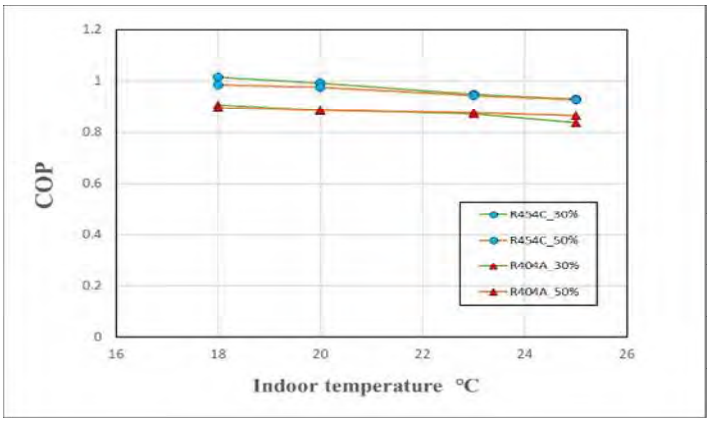
図②.3.3.4-2 Relation between test conditions and Refrigerant flow

図②.3.3.4-2 より冷媒循環量は R404 の方が多くなった．これは冷媒の特徴からわかるように R454C の潜熱が大きいためである．次に消費電力量の結果を図②.3.3.4-3 に示す.



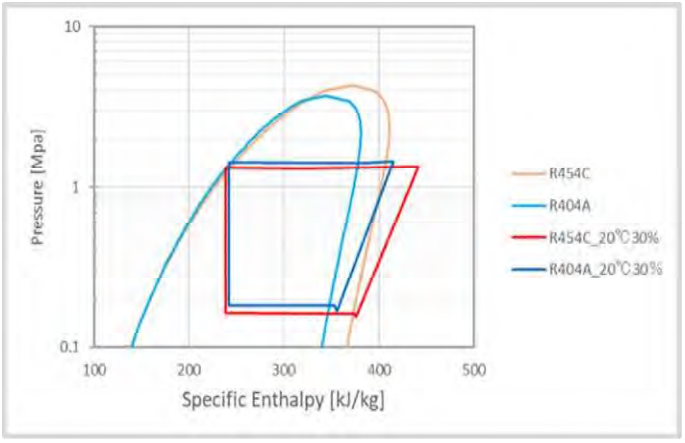
図②.3.3.4-3 Relation between test conditions and Power consumption

図②.3.3.4-3 より，周囲相対湿度 30%時において R454C の方が約 11%，50%時において約 9%消費電力が減少することが分かった．また，周囲温度が上昇することで圧縮機回転数が増えるため，消費電力が大きくなることが分かる．最後に COP の結果を示す．

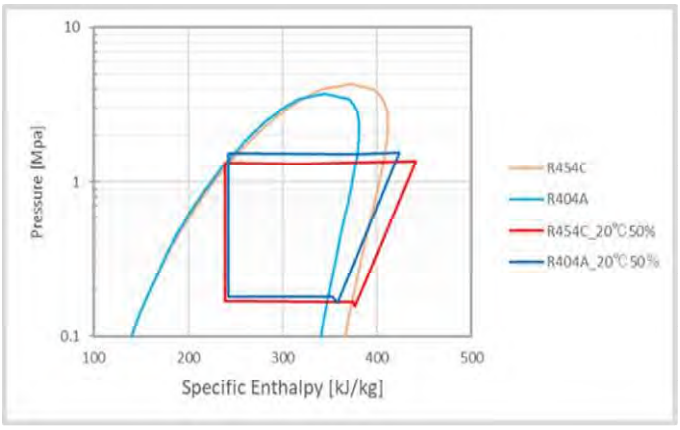


図②.3.3.4-4 Relation between test conditions and COP

図②.3.3.4-4 より，COP は R454C の方が約 10%高くなることが分かった．これは COP が式②.3.3.3-3 で示されるためであり，冷凍負荷が同じなのに対し，R454C の消費電力量の方が少ないため COP が大きくなる．また，両冷媒の COP の大小は P-h 線図からも読み取ることができる．周囲温度 20℃のときの湿度 30%，50%の R404A，R454C の P-h 線図を図②.3.3.4-5 と図②.3.3.4-6 にそれぞれ示す．



図②.3.3.4-5 P- h diagram (20℃30%)



図②.3.3.4-6 P- h diagram (20℃50%)

図②.3.3.4-5 と図②.3.3.4-6 から見てわかるように，R454C の蒸発器入口出口比エンタルピー差が大きく，圧縮機仕事が両冷媒同等であることから COP が高いことが分かる.

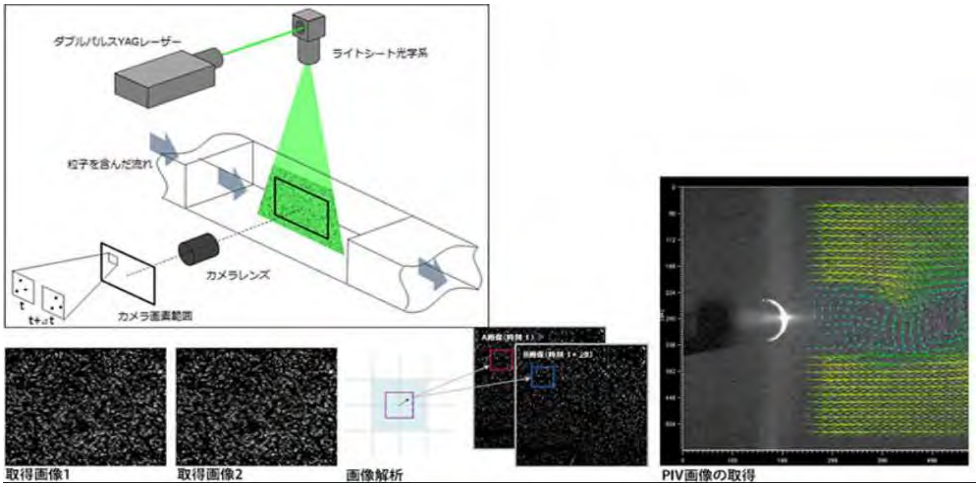
②.3.3.5　粒子画像流速測定法（PIV）による計測

（１）PIV の原理

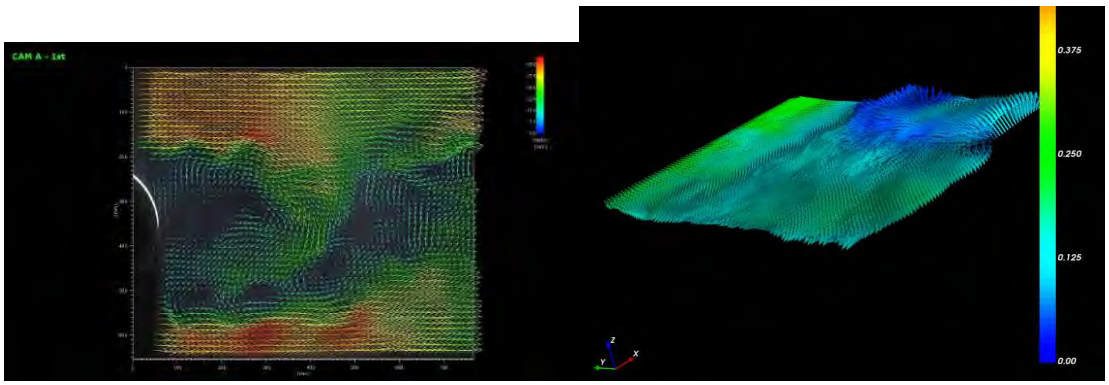
PIV（粒子画像流速測定法）とは，Particle Image Velocimetry の略で，流体中に混入したトレーサ粒子の粒子画像により，2 次元平面内の速度および方向を非接触で求めることができる流体計測手法である．レーザー光によって照射された空間平面内の速度分布を測定するための画像技術で，様々な流体力学的研究において広く使用されている.

その原理は，まず測定すべき流れを視覚化するために，小さな粒子を散布（シーディング）し，この時に形成された流れ場内の測定領域に対して，ダブルパルス YAG レーザーなどのレーザー光源を，シート状に生成する専用の光学系を通じて，シート光として照射する．図②.3.3.5-1 に計測原理の概念図を示す．そして，照射タイミングに合わせてダブルシャッターカメラで 2 枚の連続画像を得る.このダブルパルスレーザーとダブルシャッターカメラは，非常に短い時間間隔（例えば 100μ 秒未満）で 2 つの粒子画像を記録するように同期される．そして解析ソフトを使って，取得された画像内の個々の粒子を識別することで，移動量と移動速度の両方を算出する.

本研究では 2D-PIV と 3D-PIV の両方を使って実機試験を行った.2D-PIV は測定領域 xy 平面内の二次元ベクトルを測定する.3D-PIV は測定領域 xy 平面内の二次元ベクトルに加えて,平面上の測定点の z 軸の流速も把握できる.具体的な計測のイメージを図②.3.3.5-2 に示す.



図②.3.3.5-1　　Measurement principle of PIV

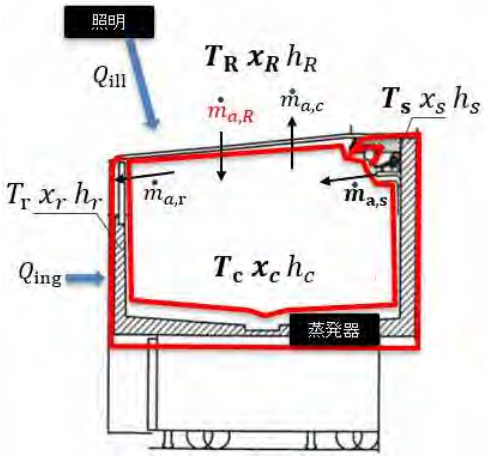


図②.3.3.5-2 Example of PIV data (left:2D right:3D)

（２）負荷算出方法

エアカーテンの熱交換から負荷量を算出する概念図を図②.3.3.5-3 に示す.ショーケース庫内をコントロールボーリュームとして，質量バランス，湿度バランス，熱バランスの式を構築した.定常状態ではバランスが 0 であるエアカーテン熱交換の熱空気と冷気漏れの量が等しいことにより，冷凍負荷が巻き込まれ熱空気，冷気漏れ，環境と庫内の比エンタルピー差に関係している.

PIV によりエアカーテン熱交換量の平均流速を求め，次にショーケースの吹出口の面積により風量を算出した上で負荷を算出する. Eqs. (②.3.3.5-1) – (②.3.3.5-16)に基本式を記述する.



図②.3.3.5-3 Display cabinet concept Diagram

Model refrigerated cabinet

$$\frac{\partial M_{a,c}}{\partial t} = \dot{m}_{a,s} - \dot{m}_{a,r} + \dot{m}_{a,R} - \dot{m}_{a,c} \qquad (②.3.3.5\text{-}1)$$

$$\dot{m}_{a,s} - \dot{m}_{a,r} - 0 \qquad (②.3.3.5\text{-}2)$$

$$\frac{\partial M_{a,c} x_c}{\partial t} = \dot{m}_{a,s} x_s - \dot{m}_{a,r} x_r + \dot{m}_{a,R} x_R - \dot{m}_{a,c} x_c \qquad (②.3.3.5\text{-}3)$$

$$\dot{m}_{a,s}(x_r - x_s) = \dot{m}_w \qquad (②.3.3.5\text{-}4)$$

$$\frac{\partial M_{a,c} h_c}{\partial t} = \dot{m}_{a,s} h_s - \dot{m}_{a,r} h_r + \dot{m}_{a,R} h_R - \dot{m}_{a,c} h_c + Q_{ill} + Q_{in} \qquad (②.3.3.5\text{-}5)$$

$$Q_{load} = \dot{m}_{a,R} h_R - \dot{m}_{a,c} h_c + Q_{ill} + Q_{ing} \qquad (②.3.3.5\text{-}6)$$

Model refrigerated cabinet (steady-state):

$$\frac{\partial M_{a,c}}{\partial t} = \dot{m}_{a,s} - \dot{m}_{a,r} + \dot{m}_{a,R} - \dot{m}_{a,c} = 0 \qquad (②.3.3.5\text{-}7)$$

$$\dot{m}_{a,s} - \dot{m}_{a,r} = 0 \qquad (②.3.3.5\text{-}8)$$

$$\frac{\partial M_{a,c} x_c}{\partial t} = \dot{m}_{a,s} x_s - \dot{m}_{a,r} x_r + \dot{m}_{a,R} x_R - \dot{m}_{a,c} x_c = 0 \qquad (②.3.3.5\text{-}9)$$

$$\frac{\partial M_{a,c} h_c}{\partial t} = \dot{m}_{a,s} h_s - \dot{m}_{a,r} h_r + \dot{m}_{a,R} h_R - \dot{m}_{a,c} h_c + Q_{ill} + Q_{ing} = 0 \qquad (②.3.3.5\text{-}10)$$

$$Q_{load} = \dot{m}_{a,R} h_R \quad \dot{m}_{a,c} h_c \mid Q_{ill} \mid Q_{ing} \qquad (②.3.3.5\text{-}11)$$

Steady-state-development:

$$\dot{m}_{a,s} - \dot{m}_{a,r} + \dot{m}_{a,R} - \dot{m}_{a,c} = 0 \qquad (②.3.3.5\text{-}12)$$

$$\dot{m}_{a,R} = \dot{m}_{a,c} \qquad (②.3.3.5\text{-}13)$$

$$\dot{m}_{a,s}(x_r - x_s) = \dot{m}_{a,R}(x_R - x_c) \qquad (②.3.3.5\text{-}14)$$

Heat load through the air-curtain:

$$Q_{load} = \dot{m}_{a,R}(h_R - h_c) + Q_{ill} + Q_{inf} \qquad (②.3.3.5\text{-}15)$$

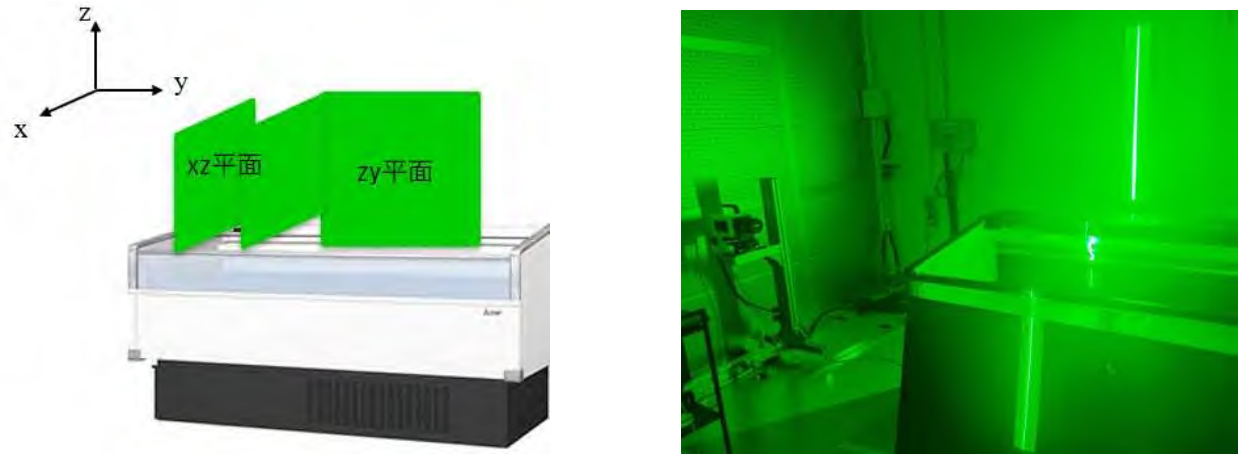
Energy conservation of moist air (steady-state):

$$Q_{load} = \dot{m}_{a,s}(h_r - h_s) \qquad (②.3.3.5\text{-}16)$$

定常状態で熱交換のバランスが 0 になること Eqs. (②.3.3.5-7) - (②.3.3.5-10)より冷気漏れと熱空気巻き込まれの量が等しいはずであるが,実際測ったデータは多少誤差が存在する,Eq.(②.3.3.5-15)より と の平均値を熱交換最終風量として計算されている.なおここでは壁から侵入した熱と照明の熱は無視している.

（３）2D-PIV

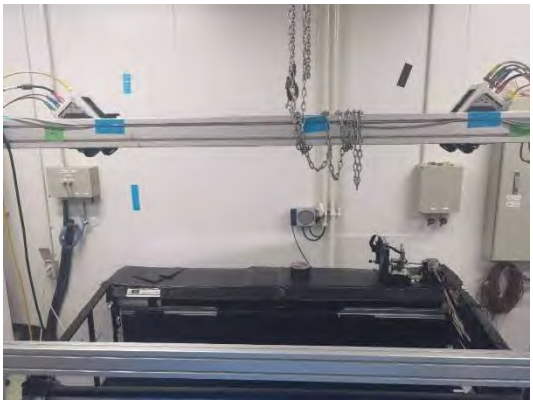
2D-PIV は xz-平面や zy-平面のような二次元において，PIV により試験範囲平面内の気流流れを計測する手法である.2D-PIV 試験では冷凍ショーケースの横と前にそれぞれカメラを設置した.試験範囲の平面イメージ図と実験風景を図②.3.3.5-4 に示す.試験時間は 30s とした.

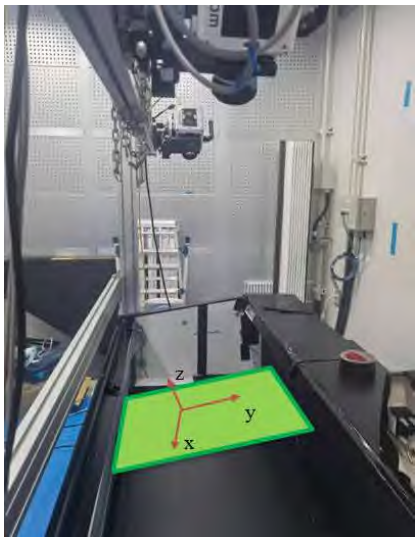


図②.3.3.5-4　2D-PIV test image and experiment scene

（４）3D-PIV

3D-PIV の試験の様子を図②.3.3.5-5 に示す.ショーケースの上に高速度カメラ 2 台を設置し，試験時間は 90s，カメラの撮影時間間隔は 5ms に設定した.そして,緑で示した平面を通過する気流の測定を z 軸方向の速度計測により行った.



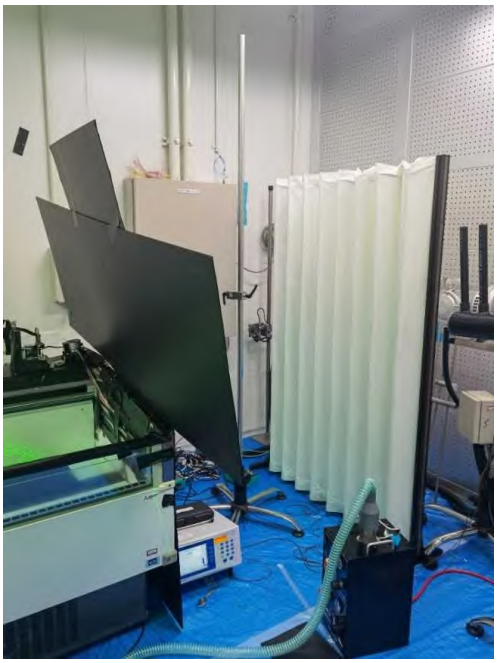


図②.3.3.5-5　3D-PIV test image and experiment scene

そして，PIV に付属するソフトウエアの average 機能により 90s 間のデータを平均し,画像データからデータを数値化する．さらに z 軸方向の正負のそれぞれの速度の平均値を算出した上で,ショーケースの吹出口の面積を掛けて風量を算出した.

（５）3D-PIV 横風の影響

本研究で使用した評価装置は，冷凍冷蔵ショーケースの JIS 規定に準拠した 0.2m/s±0.1m/s の横風仕様となっている.そこで,横風のショーケースの運転性能への影響を解明するために，横風を遮断した実験も行い，横風のある場合と比較を行った．図②.3.3.5-6 に横風を遮断した実験の様子を示す.

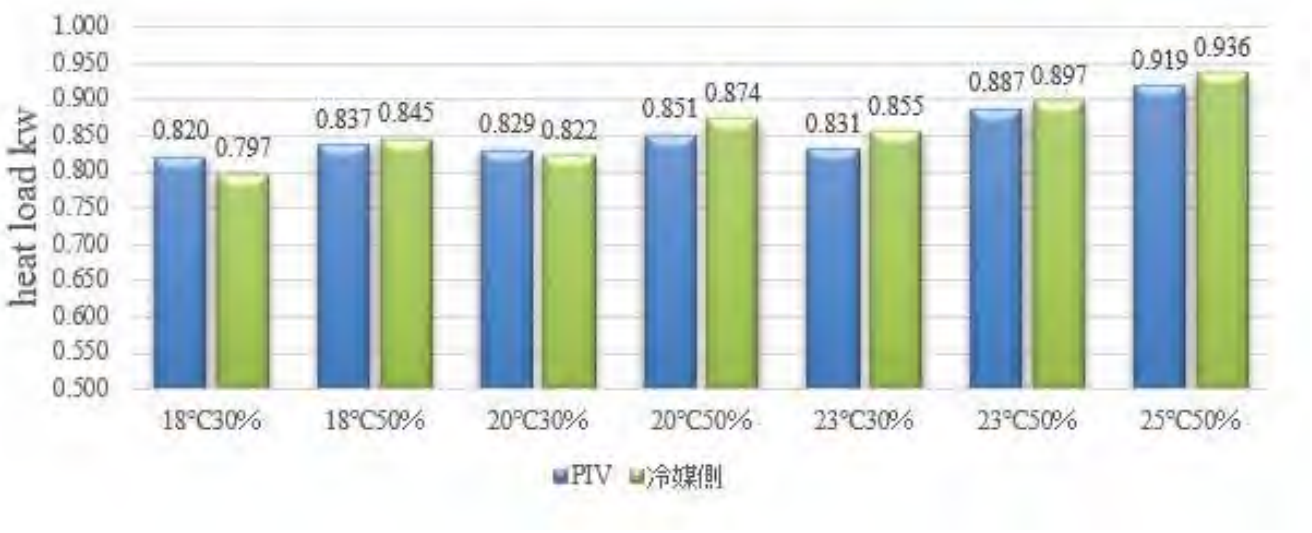


図②.3.3.5-6 Experiment with blocking crosswinds

（６）PIV 計測の妥当性試験

PIV による計測精度の検証を目的に，ショーケースの周囲温湿度を変化させて，ショーケースの熱負荷を PIV による値と冷媒流量および冷媒の温度計測から算出した値とを比較する実験を

行った．この比較結果を図②.3.3.5-7 に示す.この結果より,PIV による計測は，冷媒流量計測から求めた熱負荷と比較して 5%以内の精度で計測できることが分かった.



図②.3.3.5-7 Comparison of heat load test results by PIV and refrigerant flow measurement

（７）ショーケースに対する横風の影響

横風の有無の影響について比較した試験結果を図②.3.3.5-8 に示す．横風が無い場合に比較して，横風が有る場合は，熱負荷が 4%程度多くなることが分かる．このことからショーケース周囲の横風を抑えることにより，省エネルギーが可能になることが示唆される.

図②.3.3.5-8 Test results of crosswind effect evaluation

②.3.4 エミュレーター式負荷試験装置によるラウンドロビンテスト

②.3.4.1 供試機空調機の仕様

今回のラウンドロビンテストにおいて供試機として使用した空調機の仕様を表②.3.4.1-1 に，外観を図②.3.4.1-1 にそれぞれ示す．室内機は，天井カセット型 4 方向吹出である．

表②. 3. 4. 1-1 Specification of package air conditioner

	Item	Value	Unit
Cooling	Rated capacity	10000	W
	Power consumption	2410	W
	COP	4.15	-
Heating	Rated capacity	11200	W
	Power consumption	2350	W
	COP	4.77	-
Refrigerant		R32	-
Mass charge of refrigerant		3.10	kg

図②. 3. 4. 1-1
Appearance of test machine

②.3.4.2 各試験装置の概要

ラウンドロビンテストを実施した本学と 2 社の試験装置室内機室概要を表②.3.4.2-1 に示す．A 社は本学とほぼ同様の大きさであるが B 社は 4～5 倍の大きさとなっている．なお，エミュレーターのソフトウエアは本学から各社に提供し，各社においてエミュレーターを用いた試験を実施した.

表②. 3. 4. 2-1 Specifications of testing facility

Characteristic	Waseda University	Company A	Company B
Indoor unit room size (mm)	W3800×D6800 ×H3000	W5900×D4950 ×H3000	W10600×D6900 ×H4775
Room volume (m^3)	77.5	87.6	349.2
Measurable Capacity (kW)	～12.5	～15	12.5～84

②.3.4.3 試験条件と試験結果

（１）試験条件

試験条件を表②.3.4.3-1 に示す．供試機空調機のリモコンで室内温度については 27℃に，風量は自動に設定した．Partial Load Ratio（PLR）は，部分負荷率のことであり，定格能力に対する空調負荷の割合を示す．ここで供試機は，25%の場合は断続運転，50%の場合は連続運転の挙動となる．部屋の大きさは，この空調機の推奨設置畳数情報をもとに，部屋の広さを 7m×7m の 49 ㎡，部屋の高さを 3m として容積 147m^3 を定格サイズとして，部分負荷率 25%の場合はその約半分も試験条件とした．なお，顕熱比（SHF）は 0.85 としてエミュレーターで熱負荷を設定した．

表②.3.4.3-1 Test condition

Outdoor temperature Dry/Wet (℃)	Partial load ratio (%)	Room volume (m^3)
29/19	25	75
		147
	50	147

（２）試験評価方法

本試験においては COP を評価対象とし，試験比較を行った．COP の算出式を Eq.(②.3.4.3-1)に示す．

$$COP = \frac{Q}{W} \qquad (2.3.5\text{-}1)$$

また COP の評価期間に関しては，次に示す(a)(b)にしたがって決定し，その際の空調機の能力および消費電力を積算することにより COP を計算した．

(a) 空調機の運転周期の 3 サイクルが 240 分以内に収まった場合は 3 サイクルを評価区間とする．
(b) 空調機の運転周期の 3 サイクルが 240 分以内に収まらなかった場合は 240 分以内で取れる 1 サイクルを評価区間とする．

結果として，負荷率 25%の場合は(a)を，負荷率 50%の場合は(b)を評価期間に採用した．

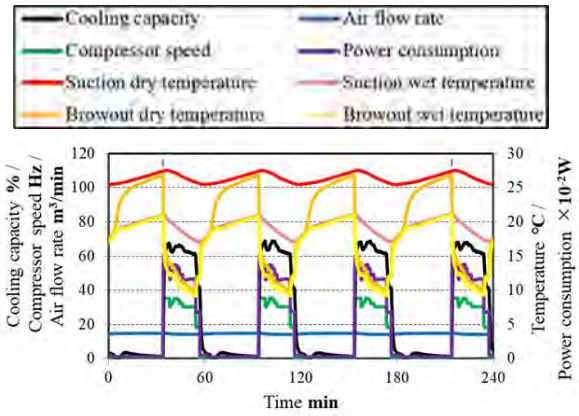
（３）試験結果

表②.3.4.3-2 に試験結果を示す．いずれの試験条件も本学と他社の差異は 5%以下になった．また，試験結果の一例として，まず，負荷率 25%，部屋の容積 147 ㎥の試験における空調機の挙動を図②.3.3.1-2 に示す．負荷率 25%の試験においては，空調負荷に対して空調機の最小能力の方が上回ってしまうため，室内温度が設定温度よりも 1℃程度低下して圧縮機が停止（サーモオフ）し，しばらくすると室内温度が設定温度よりも 1℃程度上昇して圧縮機が再起動（サーモオン）する，いわゆる発停を繰り返す運転状態となった．次に，負荷率 50%，部屋の容積 147 ㎥の試験における空調機の挙動を図②.3.4.3-2 に示す．負荷率 50%の試験においては，空調機が発生する能力と空調負荷がバランスして，圧縮機の回転数がほぼ一定の運転状態となった．ここで，約 120 分おきに圧縮機の回転数が一時的に上昇する挙動が見られるが，製造元のメーカーに確認したところ，これは，冷凍機油を圧縮機に戻すための「油戻し運転」が行われているためとのことである．

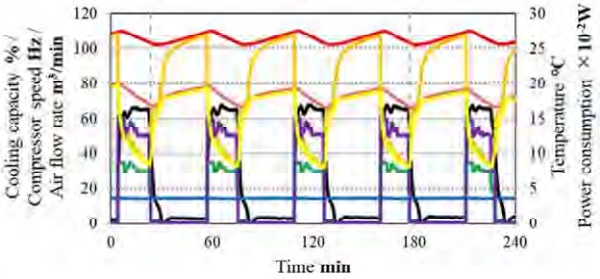
以上のことから，「エミュレーター式負荷試験装置」は異なる試験室においても同一の機器であれば，同一の動的性能が得られることが証明できた．

表②.3.4.3-2 Reproducibility verification of tests

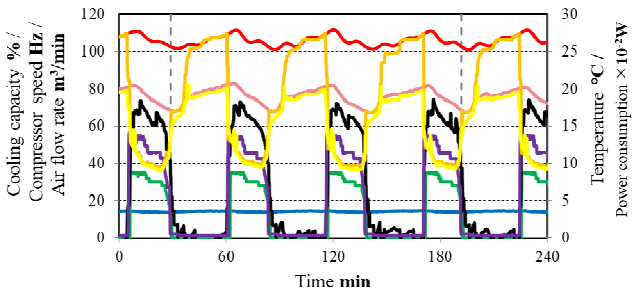
Outdoor temp (℃)	PLR (%)	Room Volume (m^3)	COP ① Waseda	COP ② CompanyA	COP ③ CompanyB	Deviation (%) ①：②	Deviation (%) ①：③
29	25	75	5.37	5.22	5.23	2.79	2.61
		147	5.34	5.57	5.39	4.31	0.94
	50	147	6.24	6.10	6.04	2.24	3.21



(i) Waseda emulator

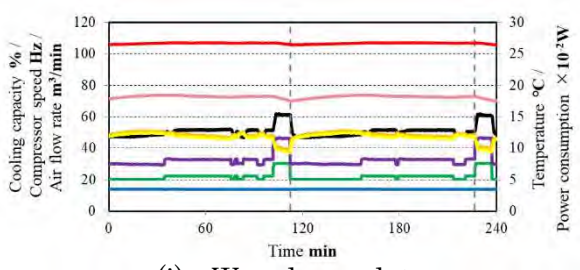


(iii) Company B

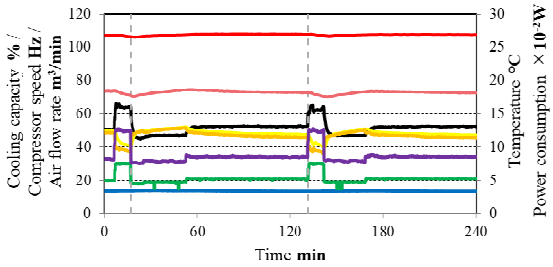


(iii) Company B

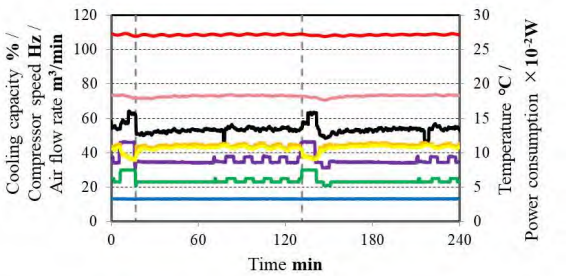
図②.3.4.3-1 Test results of PLR 25%, room volume $147m^3$



(i) Waseda emulator



(ii) Company A



(iii) Company B

図②. 3. 4. 3-2 Test results of PLR 50%, room volume 147m^3

②. 3. 4. 4 ラウンドロビンテストのまとめ

今回，エミュレーターを用いて本装置と他の 2 つの機関の性能評価装置において，同一の空調機を使ってラウンドロビンテストを実施した．その結果，空調機が連続運転する状態と断続運転をする状態のいずれの試験条件においても本学と他社の COP の差異は 5%以下になった．このことから，「エミュレーター式負荷試験装置」の再現性を証明することでき，エミュレーター方式の有効性が確認できた．

今後の展望として，エミュレーター方式に関して，試験条件や供試機の機種を変えて試験を行い，さらに精度と信頼性の高い試験方法の確立を目指す．

参考文献

1)Japanese Standards Association, “Package air conditioner, JIS B 8616:2015”, (2015), (in Japanese)

2)Ohashi, E., Watanabe, C., Hirota, M., Nagamastu, K., Nakayama, H., Proceedings of 2007 JSRAE Annual Conference, Tokyo (2007), C111. (in Japanese)

3)Watanabe, C., Miyata, H., Nakayama, H., Miyaoka, Y., Hirota, M., Proceedings of 2009 JSRAE Annual Conference, Tokyo (2009), C143. (in Japanese)

4)Miyaoka, Y., Namiwo, T., Nagamatsu, K., Hirota, M., Proceedings of 2009 JSRAE Annual Conference, Hokkaido (2012), C321. (in Japanese)

5)L. Cremaschi, P. Perez Paez, Experimental feasibility study of a new load-based method of testing for light commercial unitary heating, ventilation, and air conditioning (ASHRAE RP-1608), Sci. Technol. Built Environ. **23** (7) (2017) 1178–1188.

6)C. Palkowski, A. Zottl, I. Malenkovic, A. Simo, Fixing efficiency values by unfixing compressor speed: dynamic test method for heat pumps, Energies, MDPI **12** (6) (2019) 1045.

7)C. Palkowski, S. von Schwarzenberg, A. Simo, Seasonal cooling performance of air conditioners: the importance of independent test procedures used for MEPS and labels, Int. J. Refrig. **104** (2019) 417–425.

8)Miyaoka, Y., Mori, R., Giannetti, N., Jeong, J., Togashi, E., Saito, K., Emulator-type Load-based Testing Methodology for Dynamic Performance Characterization of Air Conditioners: Trans. of the JSRAE, Advanced Publication, published online on February 15, (2023), (in Japanese)

②.3.5 負荷急変動対応型受風室を使った試験

②.3.5.1 試験の目的

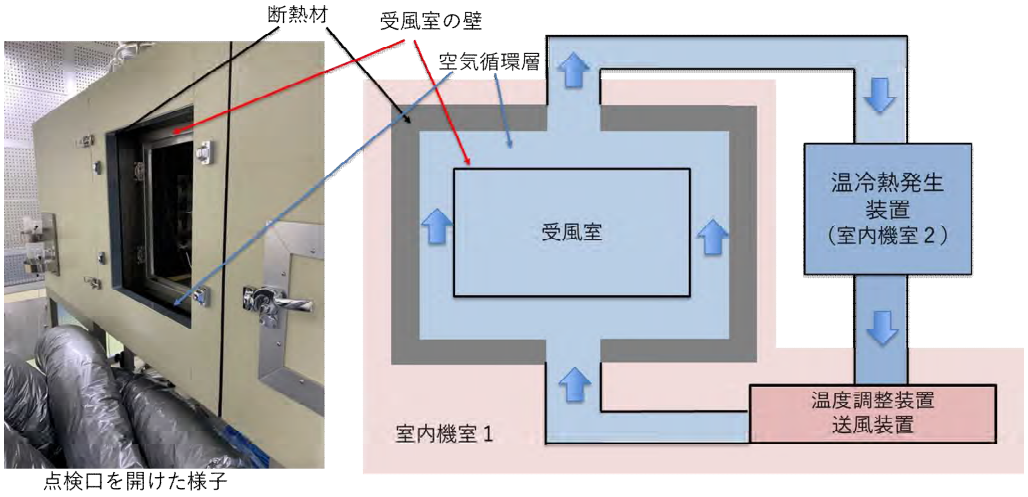
現在の空調能力の測定方法は，$\dot{Q}_{AC}$:空調機能力[W]，$\dot{m}_s$:空調機風量[kg/s]，h_{blow} :空調機からの吹出空気のエンタルピー[J/kg] ，h_{room}: 空調機からの吹出空気のエンタルピー[J/kg]，$\dot{Q}_{leak}$:受風室の熱漏洩[W]を用いて，Eq.(4.3.6-1)で示される.

$$\dot{Q}_{AC} = \dot{m}_s (h_{blow} - h_{room}) + \dot{Q}_{leak} \qquad (②.3.5.1\text{-}1)$$

ここで，受風室の熱漏洩$\dot{Q}_{leak}$は，受風室への空気の出入りを物理に封鎖した上で，受風室内部にヒーターや電球などの発熱体を置いて行う「熱漏洩試験」によって求めている．そこで，「熱漏洩の値は，空気が静止している状態で計測しているが，実際の空調機の試験の際には空気が流れている状態となっている．このため，この値は正しいのか？」という疑問が生じる．そこで，受風室と温度差がない空間を作った受風室を用いると熱漏洩しない計測ができると考えて，負荷急変動対応型受風室（二重構造の受風室）を開発し，これを用いて実験を行い，熱漏洩試験から算出した熱損失係数を用いて空調能力の算出を行う方法の妥当性を検証することとした.

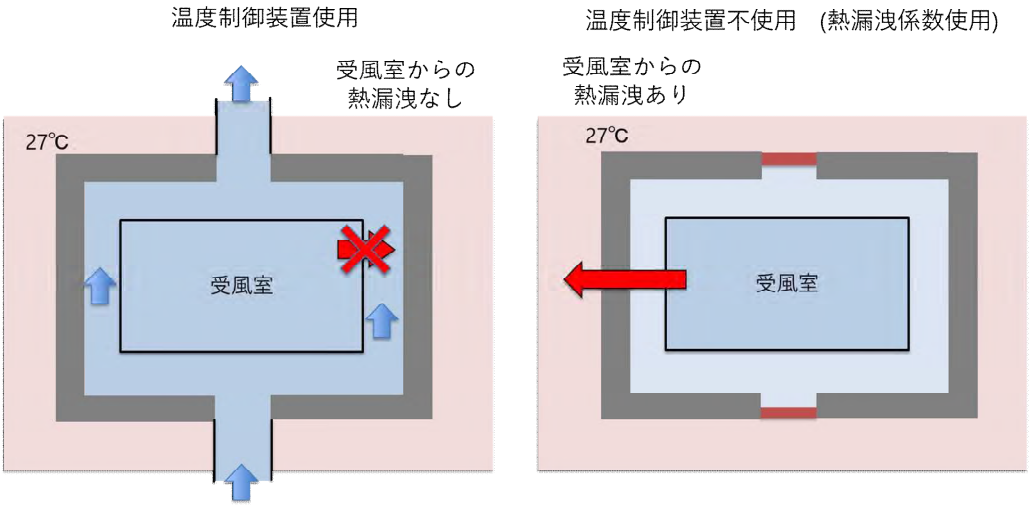
②.3.5.2 試験の概要

図②.3.5.2-1 に負荷急変動対応型受風室の外観と温度調節の仕組みの概念図を示す．温度調節装置を使って受風室と断熱材の間の空気の層に受風室の温度と同じ温度にした空気を流すことにより，受風室からの熱漏洩をなくすことができる.



図②. 3. 5. 2-1 Appearance and temperature control mechanism of double structure chamber

一方，温度調節装置を使わない場合は，受風室と室内機室１との温度差により受風室の熱が漏洩する．温度調整装置を使用した場合と不使用の場合の熱漏洩有無の概念図を図②.3.5.2-2 に示す.



図②.3.5.2-2 Conceptual diagram of heat leakage depending on a temperature control device

②.3.5.3 試験の条件と結果

（１）試験条件

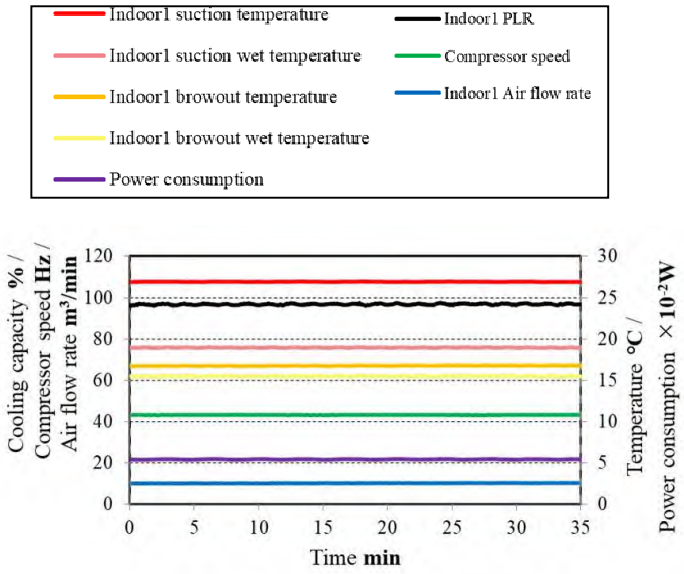
R32 冷媒のルームエアコンを用いて圧縮機回転数を固定する 2 つの試験条件で、負荷急変動対応型受風室の温度調整装置を用いた試験と温度調整装置を用いない試験を比較した．試験条件を表②.3.5.3-1 に示す．

表②.3.5.3-1 Test conditions with or without temperature control device

Indoor temp (℃)	PLR (%)	Temperature controller	
		Use	Not Use
27/19	100	○	○
	50	○	○

（２）試験結果

まず，空調機の定格能力 100%が発生する定格冷房標準試験の結果を図②.3.5.3-1 に示す．左側が，温度調整装置を用いた試験結果，右側が温度調整装置を用いない試験結果である．これを数値としてまとめた結果を表②.3.5.3-2 に示す．温度調整装置を用いない試験の方が温度調整装置を用いた試験よりも，空調機の能力が 2.82%大きい結果となったことから，熱漏洩量を多く見積もっている可能性がある．



(i)　Use of temperature controller

(ii)　Not-use of temperature controller

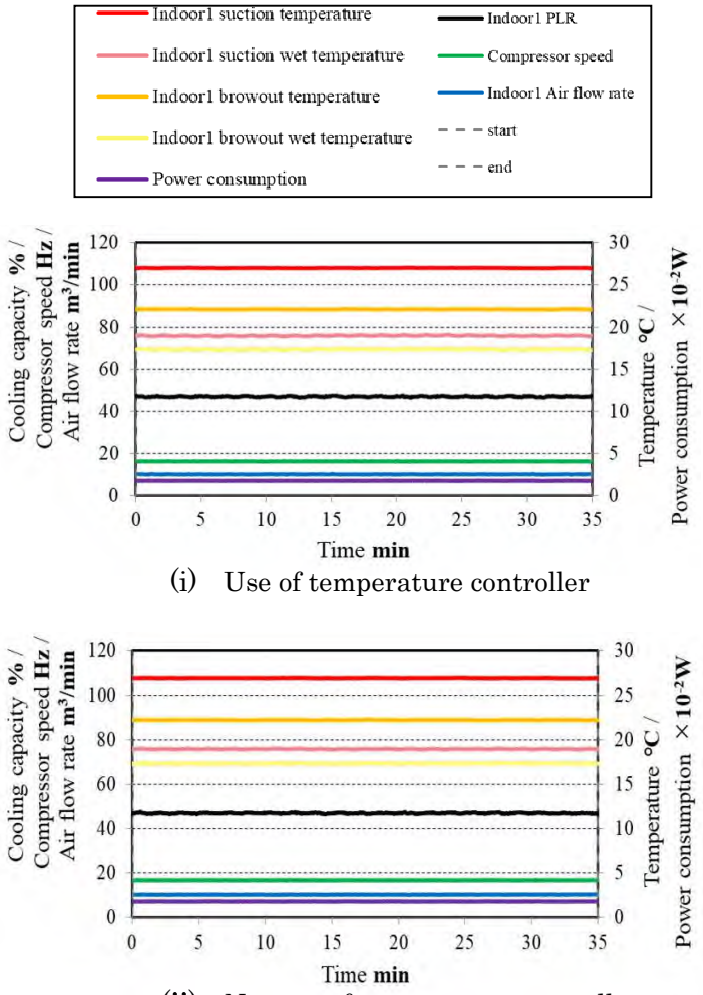
図②.3.5.3-1 Test result of rated cooling standard test (PLR=100%)

表②.3.5.3-2 Summary of test results of rated cooling standard test

PLR (%)	Comparison item	Temperature controller	
		Use	Not Use
100	Calculation formula for air conditioning capacity	$\dot{Q}_{AC} = \dot{m}_a(h_{blow} - h_{room})$	$\dot{Q}_{AC} = \dot{m}_a(h_{blow} - h_{room}) - \dot{Q}_{heat}$
	Capacity [W]	2130	2190
	$\dot{Q}_{heat}$: [W]	-	31.92
	Air temperature in double layer [℃]	16.7	-
	Outlet air temperature in measurement box [°C]	16.77	17.29
	Difference［%］	－	2.82

次に，空調機の定格能力の 50%が発生する中間冷房標準試験の結果を図②.3.5.3-2 に示す．左側が，温度調整装置を用いた試験結果，右側が温度調整装置を用いない試験結果である．これを数値としてまとめた結果を表②.3.5.3-3 に示す．定格冷房標準試験と同様，温度調整装置を用い

ない試験の方が温度調整装置を用いた試験よりも，空調機の能力が大きい結果となった．ただし，その割合は 1.35%であった．



(i)　Use of temperature controller

(ii)　Not-use of temperature controller

図②.3.5.3-2 Test result of intermediate cooling standard test (PLR=100%)

表②.3.5.3-3 Summary of intermediate cooling standard test results

PLR (%)	Comparison item	Temperature controller	
		Use	Not Use
50	Calculation formula for air conditioning capacity	$\dot{Q}_{AC} = \dot{m}_a(h_{blow} - h_{room})$	$\dot{Q}_{AC} = \dot{m}_a(h_{blow} - h_{room}) + \dot{Q}_{leak}$
	Capacity [W]	1036	1050
	$\dot{Q}_{leak}$: [W]	-	15.58
	Air temperature in double layer [℃]	22.0	-
	Outlet air temperature in measurement box [°C]	22.11	22.26
	Difference［%］	－	1.35

②.3.5.4 試験のまとめ

受風室が 2 重構造になっている「負荷急変動対応型受風室」を用いて，①受風室からの熱漏洩がない状態と②熱漏洩のある状態（供試機の空調能力は熱漏洩量で補正）で，それぞれ試験を実施した．①と②の両者を比較した場合，冷房定格標準試験では，②の方が①よりも 2.82%，中間冷房標準試験においては，②の方が①よりも 1.35%，いずれも大きい値となった．空調機の吸込温度と吹出温度との差が大きい冷房定格標準試験の方が，中間冷房標準試験よりも①と②の差の割合が大きい結果となった．上記のことから，熱漏洩試験は空気が静止した状態で行っており，空調機の性能評価試験においては空気が流れている状態であるため，熱漏洩を実際よりも多め　に見積っている可能性が示唆される．

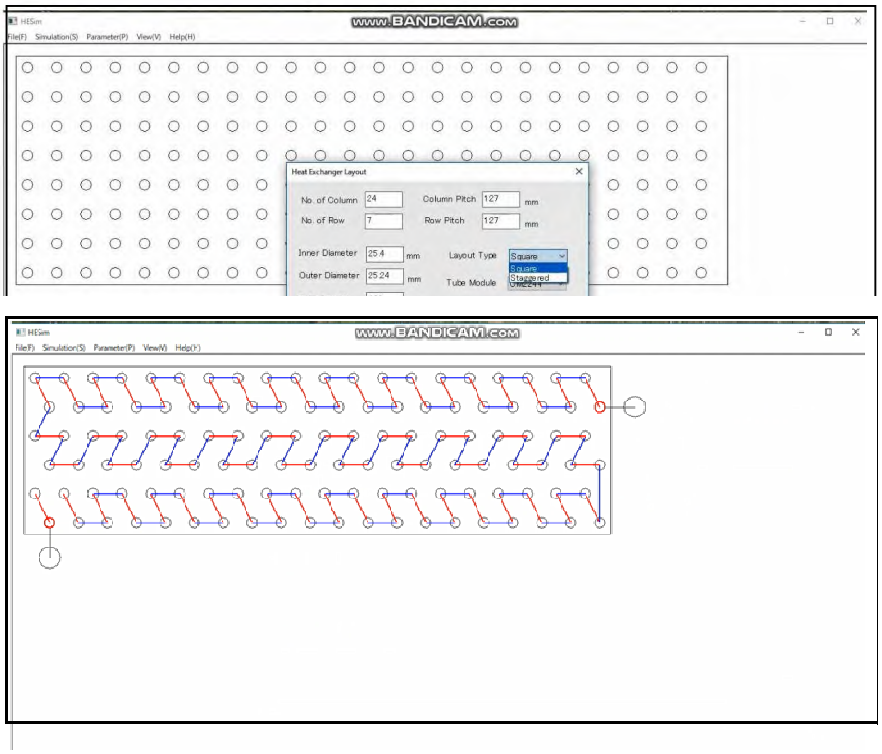
③ シミュレーター開発とその活用

③.1 シミュレーター開発

③.1.1 熱交換器シミュレーター

次世代冷媒になった場合に最も課題となるのが熱交換器である．非共沸混合冷媒となると熱交換器内で温度グライドが生じるため，熱交換器の構造の変更が必要となる．それにもかかわらず，それぞれの冷媒での性能比較が従来の純冷媒や共沸冷媒(疑似を含む)用に設計した熱交換器にドロップインして比較されてしまっていることは，大きな問題である．

そこで，次世代冷媒の性能が比較検討できる熱交換器シミュレーターを開発することとした．このシミュレーターの特徴は，ユーザーは図③.1.1-1 に示すように GUI 上で熱交換器の接続条件を与えることによって容易に熱交換器全体のシミュレーションを実施することが可能となることである．また，混合冷媒において温度グライドが生じた場合に特に重要となる熱交換器への冷媒の流動方法をも AI を使って最適化させることも可能となっている．



図③.1.1-1 熱交換器シミュレーターGUI

③.1.2 システムシミュレーター

今後多様な次世代冷媒が開発される中で，それらがシステムとしてどのような性能を発揮するかを実験的に検証していくとは不可能である．このため，シミュレーション技術を活用して分析を進めることが有効となる．これまで，早稲田大学のグループでは，Energy flow+M なる汎用エネルギーシステム解析シミュレーターを開発してきた．そして，日本冷凍空調工業会における標準コードと認定いただいて様々な冷媒の評価に活用されてきた．しかし，このコードの活用を進めていただいている日本冷凍空調工業会内に設置された冷媒評価ワーキングからシミュレーターの使い勝手が悪く GUI や計算手法に対して，多くの修正点が提示された．ごく一例ではあるが，致命的な例としては次のとおりである．

- 熱交換器部の GUI が複雑すぎ，伝熱管の接続方法を設定するだけでも莫大な時間を要してしまう．
- VRF システムのようにシステムが複雑となると一気に計算が遅くなり，収束できなくなる事態も多発する．
- 制御計算の場合，定常計算であるにもかかわらず非定常計算を行わなければならず，多くの計算時間が必要となる．

また，このシミュレーターを使っている研究員や学生からも次の声が出ている．

- エクセルをベースとしているため，これ以上モジュールを増やすのには限界がある．
- コードがきちんと構造化されていないため，内部の機能が複雑に相互影響しており，モジュールを変更するたびにコード全体としての変数の再定義等が余儀なくされる．これにより，現状では，研究員や学生には新しいモジュールの追加すらできない．
- 次世代冷媒としての混合冷媒の解析時にローカルな混合冷媒の内部状態等をきちんと計算することができず，平均値を用いざるを得ない．

このようないち早く修正が迫られる課題を受けて，本事業で次の開発を進めているところである．なお，そもそもシステム解析論にも修正すべき課題があり，それについても同様にこのプロジェクトの中で進めている．これについては，システム解析論の確立ところで述べたとおりである．

上記の修正を進めるとともに，今回，下記のようなほぼ新規作成に近い抜本的な改善も行うこととなった．

- 計算コア部では，システム解析部，モジュール解析部，収束計算部，冷媒物性部等が独立し，構造化され，修正や追加が容易なコード
- GUI の構造を完全なるツリー構造とするとともに，熱交換器では新たな GUI を構築することによって，システムフローの入力時間の大幅な短縮を図る．
- 新しい収束計算法を取り入れ，高速化を図る．
- 最新の REFPROP に基づいた冷媒物性情報を入力するとともに，冷媒をマップ化することにより，精度向上，高速化を図る．

これらについては，2022 年度までに完成した．

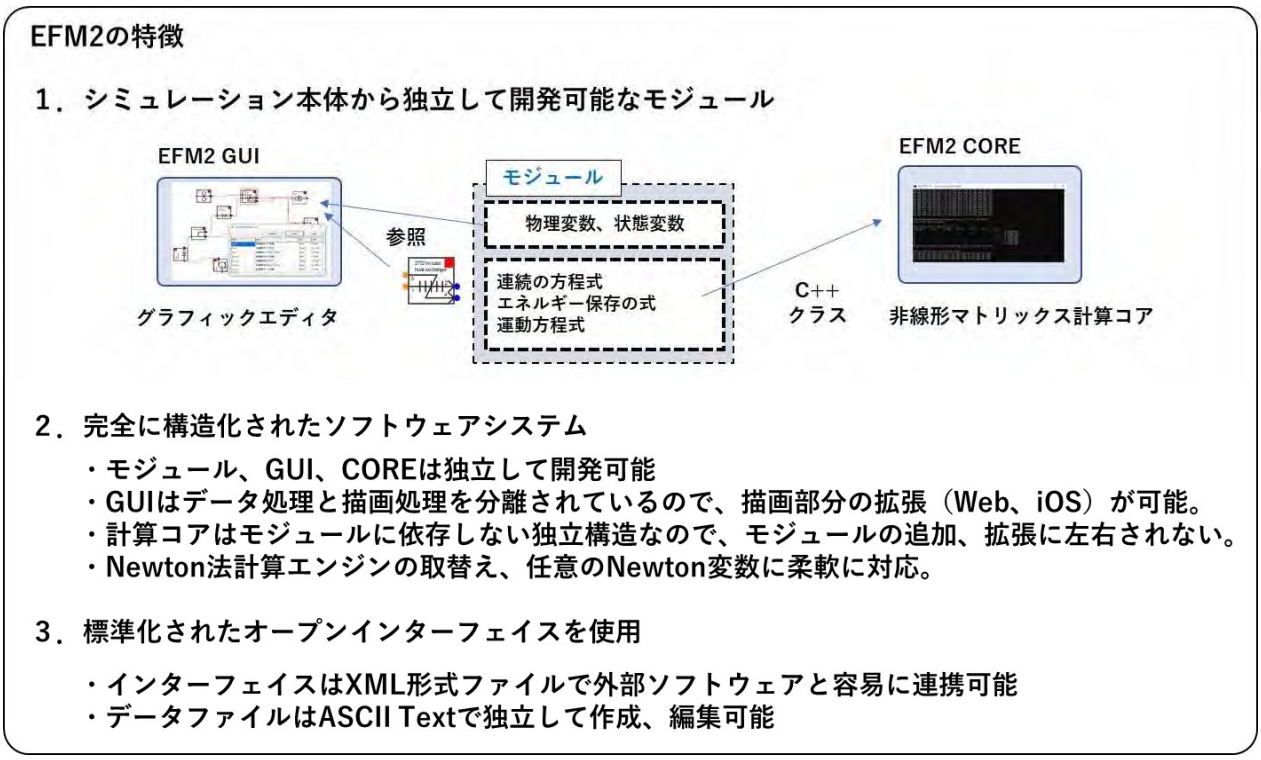
図③.1.2-1 には，新たに構築したコードの全体的な構成が示されている．全体としての構造化がきちんとなされていることが特徴である．

図③.1.2-2 には，新コードの GUI 構造が示されている．GUI 自体の構造化も実現しているため，GUI の変更等もユーザーが容易となる．

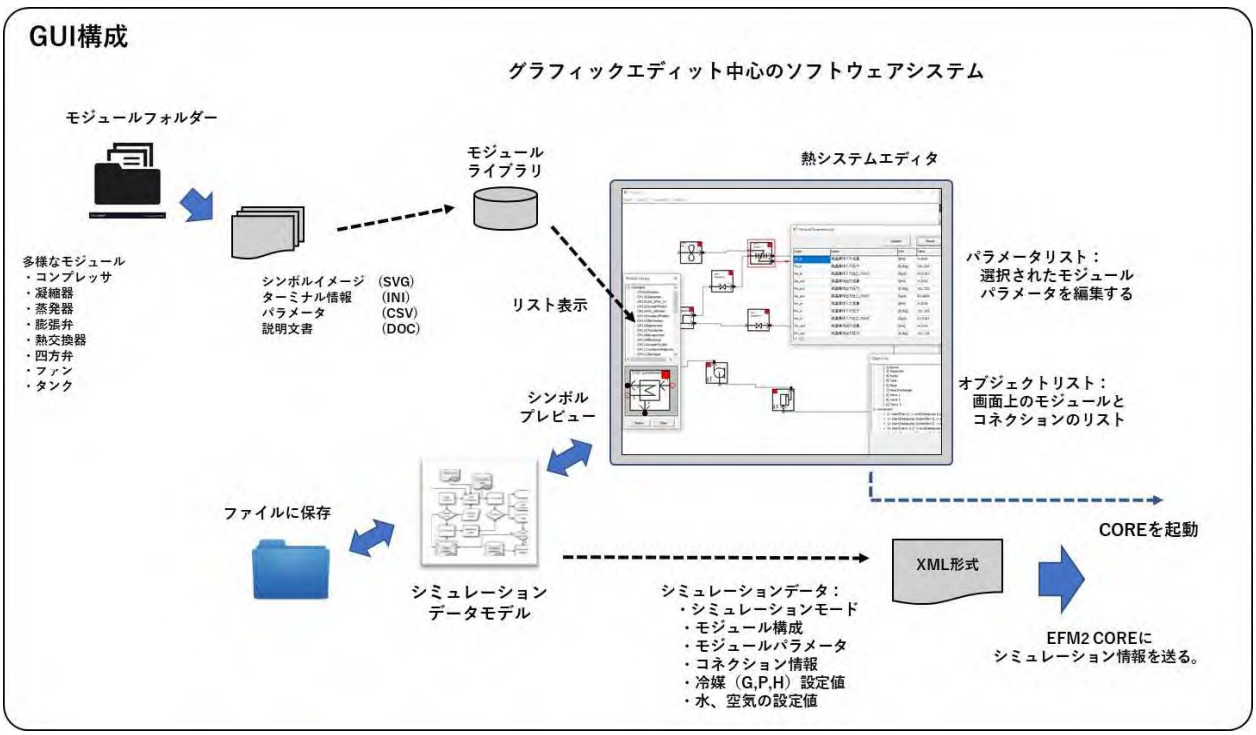
図③.1.2-3 には計算コアの構造について示す．それぞれの機能を完全に構造化し，独立性を担保したため，容易にモジュールやシステム全体の変更が容易となった．また，実際の計算部においても新たに構築したモジュール解析論に忠実に作成されているため，新しいデバイスのモジュール作成が非常にシンプルとなり，デバイスの修正や変更にも容易に対応できるようになる．また，拡張性も高くなり，現在評価装置用に構築している空調負荷との連成計算をさせることによって，完全に評価装置で取得したデータの再現等も可能となる．

図③.1.2-4 には，モジュールの構造が示されている．モジュール内では，いわゆる熱交換器をはじめとするデバイスの数値解析が実現されるわけであるが，ここについてもクラス構造として極めてシンプルにわかりやすい表記がされるようになった．

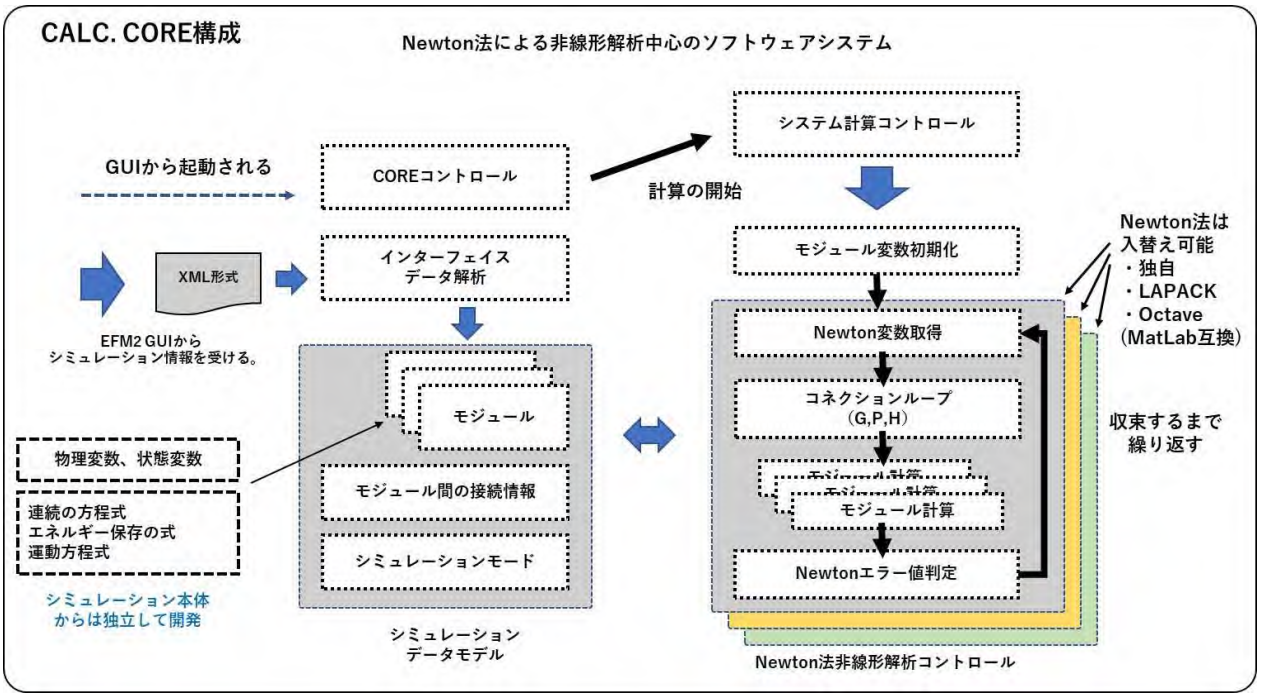
図③.1.2-5 には，システム全体のモジュールの接続フローが示されている．モジュールを表すアイコンが構造化されるとともに，計算結果が P-h 線図上に示される等，より視覚的にもわかりやすくなっている様子が見て取れる．



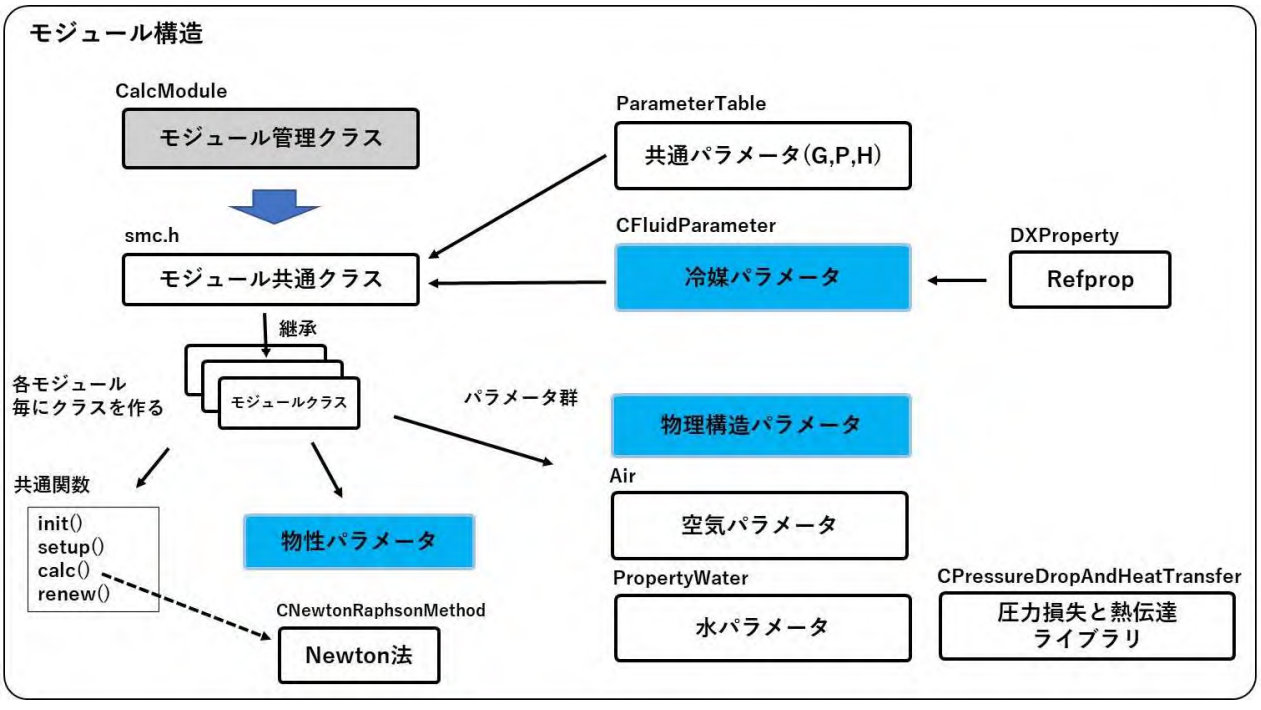
図③.1.2-1 全体構成



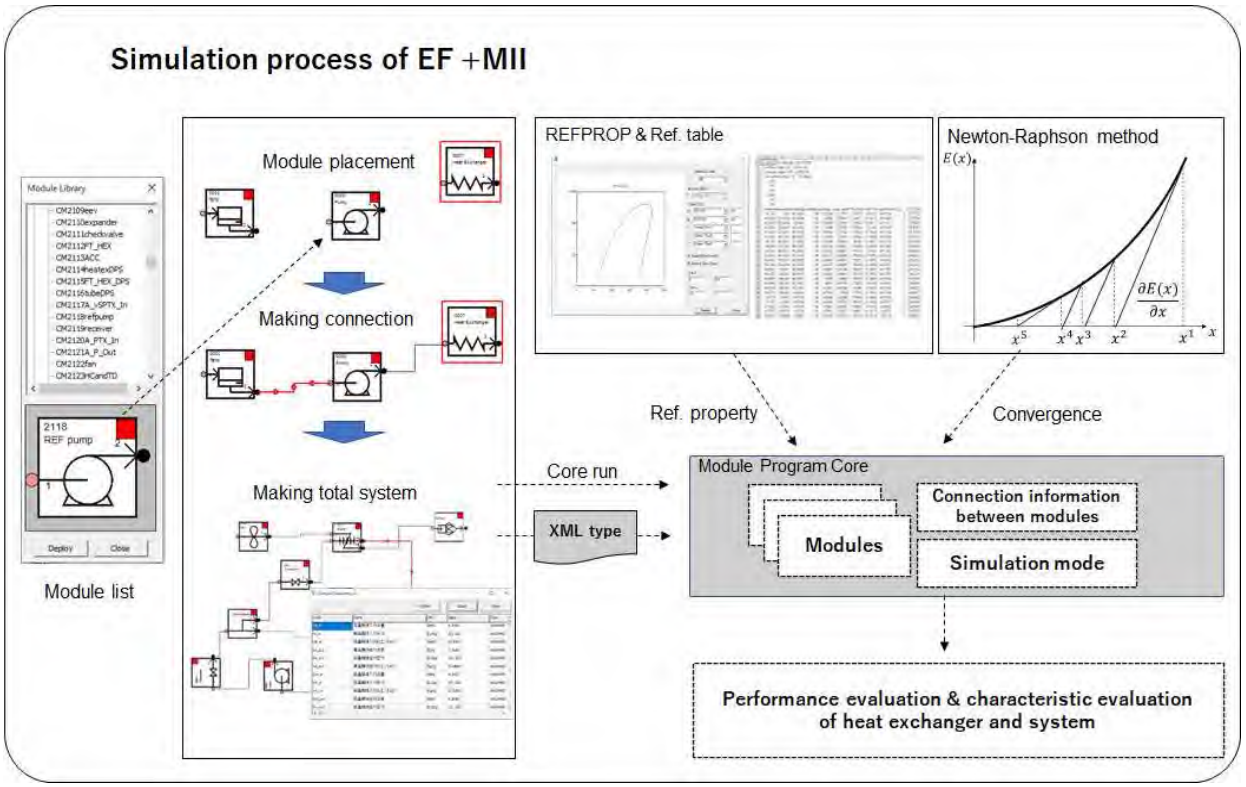
図③.1.2-2　EFMⅡ GUI 構造



図③.1.2-3　EFMⅡ計算コア構造



図③.1.2-4　EFMⅡ モジュール構造



図③.1.2-5　EFMⅡ GUI 上での計算例

③.1.3 年間性能，LCCP

地球温暖化が進むにつれて，高効率のヒートポンプ技術が注目されてきている．その中，適用範囲が大きい蒸気圧縮式ヒートポンプはさらなる普及が期待される．ただし，従来の圧縮式ヒートポンプの冷媒の多くは，温室効果が強い物質であり，現時点の技術にとって冷媒漏洩を完全に止めることは非常に難しいため，温室効果の低い次世代冷媒（低 GWP 冷媒）への転換が求められている．

このような背景から，ヒートポンプ機械の地球温暖化への影響評価として，冷媒の GWP や漏れ等による環境負荷の影響を含めた総合的な評価が必要となる．この考えに基づき，地球温暖化係数(GWP)，冷媒漏洩，電力消費等の影響を考慮し総合的な温暖化影響を評価した指標となるライフサイクル温暖化特性(Life Cycle Climate Performance，LCCP)評価は大変有効であるといえる．LCCP は 1990 年代に地球温暖化への影響評価手法として初めて提案され [1)]，2018 年に Stephen O. Andersen によって要約された [2)]．　LCCP の評価項目としては，冷媒による温暖化影響（直接影響）とエネルギー消費による温暖化影響（間接影響）という二つの部分で構成され，計算のために，対象機器の冷媒年間リーケージ率や使用年限などの複数のファクターが必要となる．　しかし，低 GWP 冷媒への置き換えが LCCP に与える影響についての研究が少ない現状で，複数のファクターにより LCCP 結果が算出される場合，その結果に対して各ファクターの影響度合は未だに明確にされていない．

③.1.3.1 LCCP の定義

ヒートポンプシステムの地球温暖化への影響を把握するため、冷媒漏洩やエネルギー消費における影響を含めて統合的な評価手段である LCCP（Life Cycle Climate Performance）が 1990 年代に初めて提案された．近年 LCCP に関する研究の多くは、2016 年の Guideline For LCCP v1.2[3)] に記載された LCCP 計算式に従って計算を行った．式(③.1.3.1-1)～(③.1.3.1-3)は LCCP 計算式を示す．

$$LCCP = Direct\ Emission + Indirect\ Emission \quad (③.1.3.1\text{-}1)$$

$$Direct\ Emission = C \cdot (L \cdot ALR + EOL) \cdot (GWP + Adp.GWP) \quad (③.1.3.1\text{-}2)$$

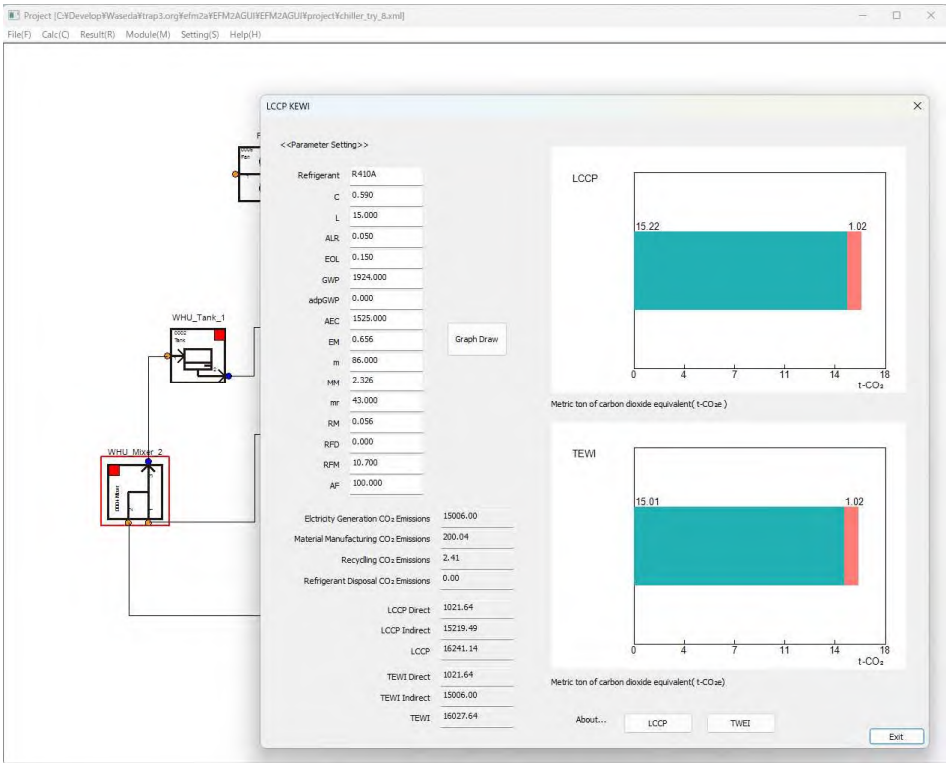
$$Indirect\ Emission = L \cdot AEC \cdot EM + \Sigma(m \cdot MM) + \Sigma(mr \cdot RM) + C \cdot (1 + ALR) \cdot RFM + C \cdot (1 - EOL) \cdot RFD \quad (③.1.3.1\text{-}3)$$

上記のように、LCCP は冷媒漏洩による直接影響とエネルギー消費による間接影響という二つの部分で構成されている、直接影響の計算は、先ず年間リーケージ率（ALR）を使用年限（L）にかけて使用漏洩率を計算し、それに回収リーケージ率（EOL）をたして全体漏洩率を計算する. そこで、冷媒充填量（C）と地球温暖化係数（GWP、Adp. GWP）にかけて冷媒漏洩による直接影響を計算する.

間接影響の方が、主に電力消費量、製品製造、材料回収、冷媒製造及び冷媒回収による温暖化影響という五つの部分で構成されている. ここで、電力消費量による CO_2 排出は年間エネルギー消費を使用年限と CO_2 排出係数にかけて計算される. 製品製造と回収による温暖化影響は、材料（m）と回収材料の重量（mr）をそれぞれ材料製造（MM）と回収 CO_2 排出係数（RM）にかけて計算される.

従来の研究によると、多くの場合に、稼働条件に依存する電力消費量による温暖化影響は LCCP に対して支配的な要因であり、製品と冷媒の製造と回収による温暖化影響が非常に小さい.

図③.1.3.1-1 に LCCP シミュレーターによる計算結果の表示画面例を示す. この LCCP シミュレーターでは，LCCP 計算に必要なパラメータを入力すると，5.1.2 節で述べたシステムシミュレーターにより計算した結果から年間消費電力量を引用することで， システムの LCCP が計算できる.



図③. 1. 3. 1-1 Calculation results display screen of the LCCP simulator

参考文献
1) Stephen O. Andersen., The implications to the Montreal protocol of the inclusion of HFCs and PFCs in the Kyoto protocol, 1999, pp. 37-38
2) Stephen O. Andersen., Life Cycle Climate Performance Metrics and Room AC Carbon Footprint, 2018, pp. 25
3) Life Cycle Climate Performance Working Group, Guideline for Life Cycle Climate Performance. V ①.2.2016.

③.2 シミュレーターの活用

③.2.1 熱交換器解析

空調用途の 36 個の配管数を持つ蒸発器の最適化回路に対し，代表的な R 32，R 410A，R 454C の 3 種類の冷媒を用いた場合の性能を評価した．所定の出力容量と空気出口温度において，R 454C のような非共沸混合冷媒では，より大きな COP 向上（最大 7.26%）が達成され，空気温度変化と温度グライドを適切にマッチングさせることで，必要な圧縮比をさらに低減できる可能性があることが分かった．これまでのドロップイン性能分析とは逆の成果，つまり温度差のある低 GWP 非共沸混合冷媒が R 410A よりも高い性能を，そして R 32 と同等程度の性能を達成できる見込みがついた．

③.2.1.1 最適化設定

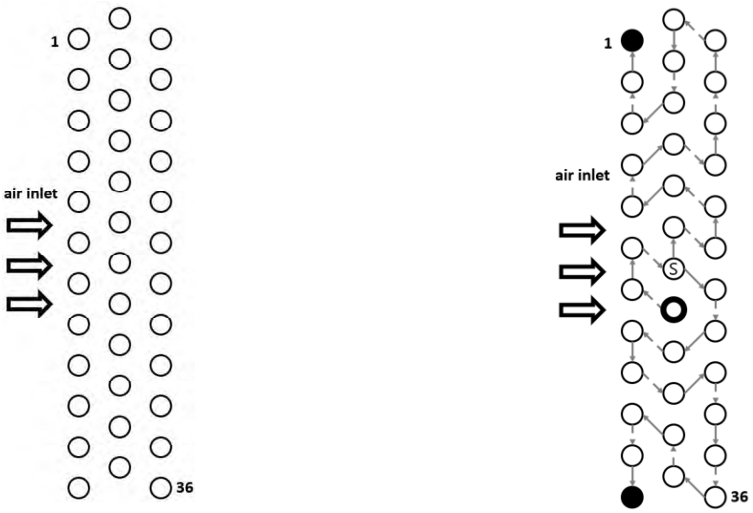
今回開発した進化型アルゴリズムをエアコンの蒸発器に搭載することで，共沸混合冷媒や非共沸混合冷媒など，特性の異なる冷媒の潜在能力を評価して，以下に詳細を記述する．

実施した最適化では，凝縮器側の飽和圧力を 45 ℃の平衡圧力，サブクールを 5 K に設定しながら，システムの成績係数（COP）を最大化するように蒸発器冷媒回路を可変パラメータとして設定した（表③.2.1.1-1）．非共沸混合冷媒の場合，飽和圧力は沸点と露点の間の平均温度として決定される．さらに，最適化問題は，冷媒流量，冷媒入口圧力，空気流量を収束させ，得られる冷媒回路が所望の蒸発器冷房能力，冷媒過熱度，空気出口温度（表③.2.1.1-1 参照）を達成することとなる．本ケーススタディでは，36 本のチューブと 12 列のチューブ列を持つ蒸発器に対して最適化を行った (図③.2.1.1-1).

図③.2.1.1-1 に示す Domanski ら[1] のベースラインから途中で 2 回路へ分岐する構成を，比較のベースラインとし，目標の冷房能力を 4～10 kW の間で変化させた.

表③. 2. 1. 1-1　Evaporator and condenser operating conditions

Parameter	*Value (unit)*
Air inlet temperature	26 (℃)
Air inlet pressure	101.325 (kPa)
Air outlet temperature	18 (℃)
Degree of superheat	5 (K)
Capacity	4,6,8,10 (kW)
Condensation temperature	45 (℃)
Degree of subcooling	5 (K)
Isentropic efficiency	0.85
Motor efficiency	0.85



(a) (b)

図③. 2. 1. 1−1　(a) Evaporator configuration (b) baseline circuitry from [1)]

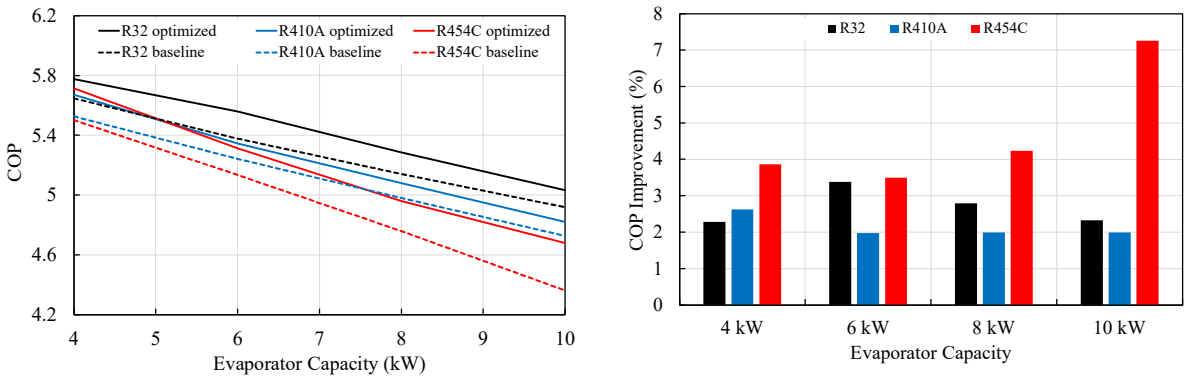
表③.2.1.1-2 に示したアルゴリズム設定に従って，空調用途に使用される 3 つの代表的な冷媒（R 410A，R 32，温度グライドを持つ非共沸混合冷媒の R 454C）に対して進化的探索が行われる．その解析結果は，次章に示し，議論を行うこととする．

表③. 2. 1. 1−2　Setting of the optimization search

Parameter	*Value*
Population size	500
Number of generations	100
Crossover probability	0.8
Mutation probability	0.005
Elitism probability	0.0005

③. 2. 1. 2 結果および考察

図③.2.1.2-1 に，最適化した蒸発器回路を用いたシステムの COP と，ベースラインから途中で 2 回路へ分岐路構成のシステムの COP を基準とした COP 改善率を示す．

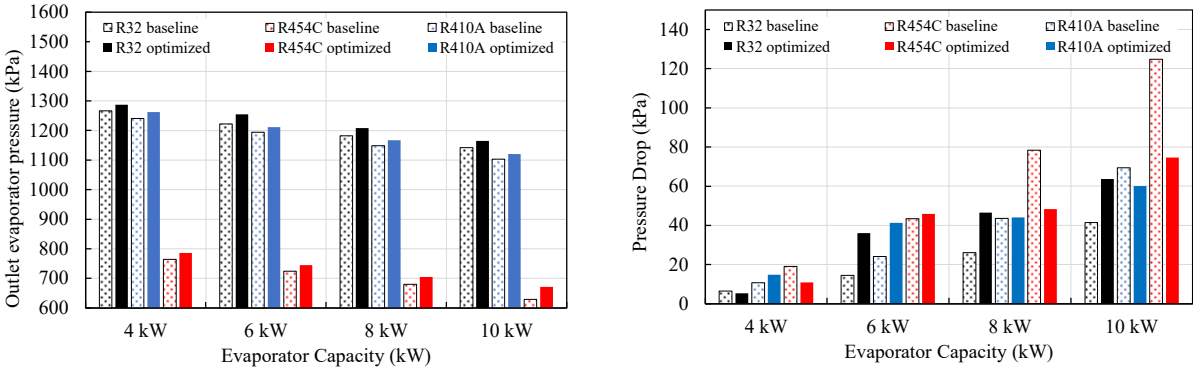


(a) (b)

図③. 2. 1. 2−1　(a) COP (b) COP improvement

回路を最適化した R 32 システムの COP は 2.28 ～ 3.38 %，R 410A システムの回路は 1.98 ～ 2.62 %，R 454C は 3.50 ～ 7.26 %の向上が見られた．3 種類の冷媒と蒸発器冷却能力の中で，10 kW の蒸発器冷却能力の場合に R 454C が最も COP の改善効果が大きいことを示している．この要因として考えられることは，温度差のある低 GWP 混合冷媒は，開発した回路最適化により，圧力損失と空気ー冷媒管の平均温度差を低減させ，高い COP が達成できたと考えられる．

また，前述の通り，図③. 2. 1. 2-2 (a)，(b)より，一般に，最適化された回路の COP 改善は，蒸発器出口圧が高く，圧縮比が低くなることで達成される．



(a) (b)

図③. 2. 1. 2-2 (a) refrigerant outlet pressure of evaporator; (b) refrigerant pressure drop of evaporator

表③.2.1.1-1 で示したシミュレーションの設定では，蒸発器出口圧力が高いほど，冷媒と空気の温度差が小さく（入口飽和温度が高く），蒸発器内の圧力損失が低くても同等の冷凍能力が得られる，つまりより最適化された熱伝達特性が達成できる可能性があることが示唆されている．R 410A と R 32 の最適化回路は，ベースライン回路より高い入口の蒸発器圧力で動作するものがほとんどであった．ほとんどの最適化回路は全圧力損失が大きくなる傾向にあるが，これは先述の通り，より高い蒸発器入口圧力で動作することで，最適化された高い蒸発器圧力と低い圧縮比を得たものと考えられる．

R 454C の場合，容量 8 kW と 10 kW では，最適化した回路の入口圧力が低くなったが，これは，冷媒流量が大きくなると，熱交換器の熱伝導率の改善よりも圧力グライドの影響の方が支配的になるためと推察される．冷媒流量が増加するにつれて，最適化された蒸発器回路は，圧力損失を最小にするために，より多くの並列回路を持たせることになった．しかしその結果，蒸発器出口の圧力が高くなり，それに伴い圧縮比が低下することに貢献することに成功している．その他にも，各冷媒の持つ物性のうち，R 454C の粘度が高く，蒸気密度が小さいことも今回の結果に影響を及ぼしているものと考えられる．

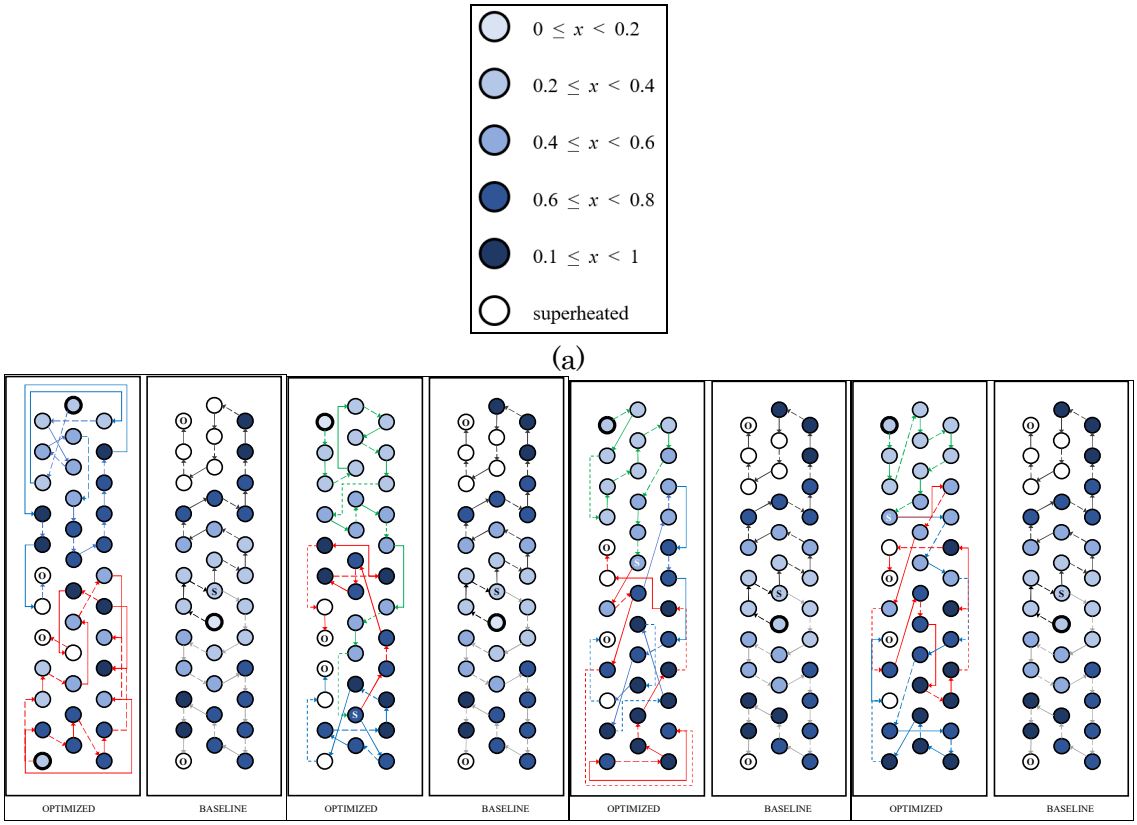
各冷媒で最適化した蒸発器の最適回路を図③.2.1.2-3，図③.2.1.2-4，図③.2.1.2-5 にそれぞれ示す．図中，冷媒の入口の管は太枠の円で，冷媒出口管は O で，分岐管は S で表し，実線は熱交換器の前面側の戻りベンドを，破線は背面側の戻りベンドを表している．さらに，凡例に示すように冷媒のクオリティは，内側の色で示されている．

今回実施したベースラインに対して最適化された回路の最大の特徴は，過熱蒸気になった冷媒の状態の管がより少ないことにある．つまり，冷媒側の熱伝達率が低い伝達面積を最小にするように，最適化されていることを意味している．

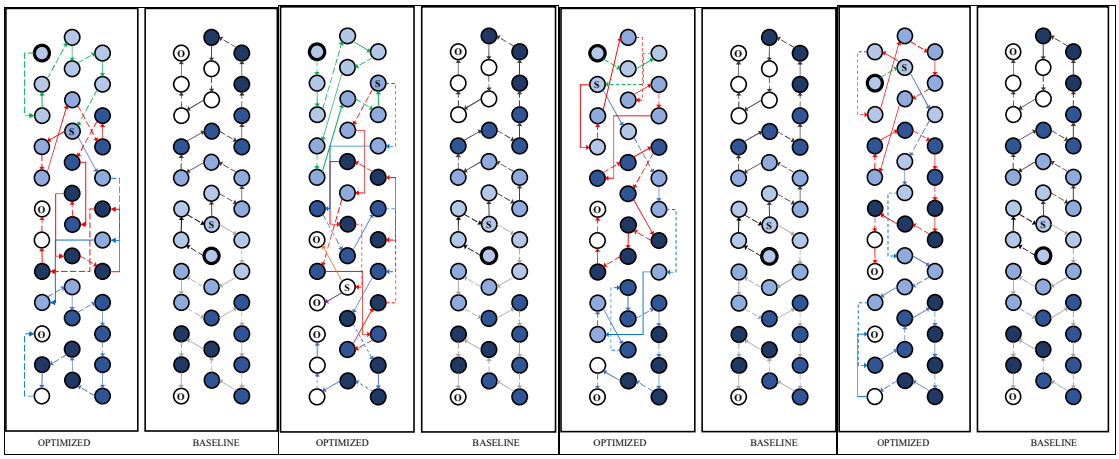
図から回路数と分岐位置は，冷媒の種類と冷却能力によって変化していることがわかる．しかし，回路数と分岐位置は，熱伝達率にも影響を与える．ある冷媒で冷凍能力が大きくなると，分岐を短い位置で行うことで各分岐において循環する流量を減らせる．その結果，冷媒の圧力損失を抑えることが可能であるため，並列分岐の数が増大している．また，潜熱は目標の冷却能力を

達成するために必要な冷媒流量に影響を与えている．今回比較した 3 つの冷媒のうち，R 32 が最も潜熱が大きい．このため，必要な冷却能力を得るための冷媒流量は最も少くなる．逆に潜熱が最も低い R 454C は冷媒流量が大きい．一方で，熱交換する外部空気の分布は均一で流れると仮定した場合，冷媒側は空気側の熱抵抗にそれほど大きな影響を与えないため，ある冷却能力における冷媒ごとの空気の質量流量の変動はほとんどない．それにもかかわらず，冷媒回路は空気と冷媒の局所温度差の配置を支配し，圧力損失と非共沸混合冷媒の温度グライドによる冷媒の飽和温度の変化に対して，熱伝達損失を軽減するための冷媒回路の最適化をすることが可能であることが，この最適化研究より判明した．

上記の状況の代表例として，冷却能力 10 kW のベースライン回路と最適化回路における局所温度，熱伝達率，圧力損失のシミュレーション結果を，図③.2.1.2-6 に R 32 について，図③.2.1.2-7 に R 454C について，それぞれ示す．

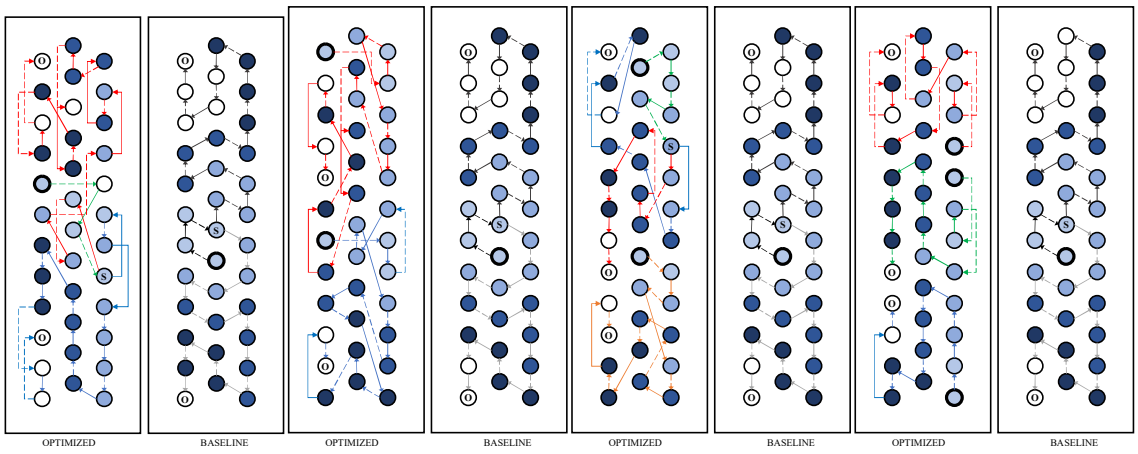


図③. 2. 1. 2-3　(a) legend of the refrigerant quality state, and comparison of baseline and optimized R 32 evaporators at capacities of (b) 4 kW, (c) 6 kW, (d) 8 kW, and (e) 10 kW



(a) (b) (c) (d)

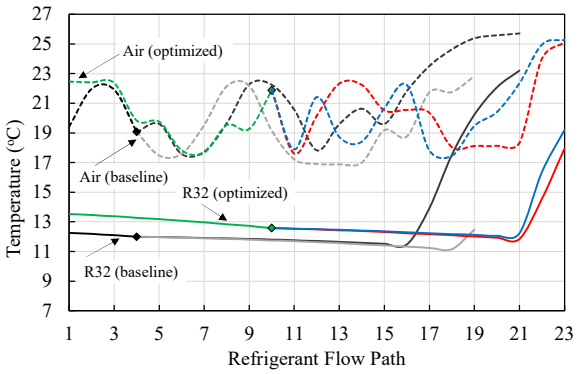
図③. 2. 1. 2-4　Comparison of baseline and optimized R 410A evaporators at capacities of (a) 4 kW, (b) 6 kW, (c) 8 kW, and (d) 10 kW



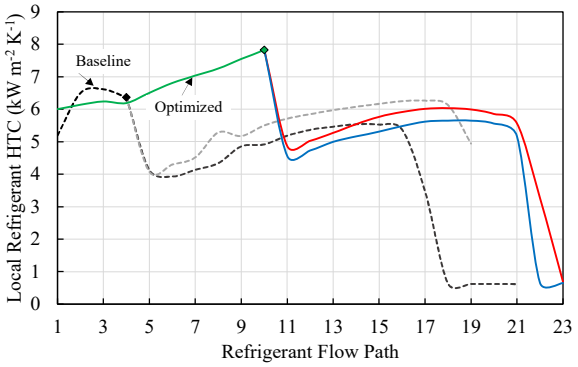
(a) (b) (c) (d)

図③. 2. 1. 2-5　Comparison of baseline and optimized R 454C evaporators at capacities of (a) 4 kW, (b) 6 kW, (c) 8 kW, and (d) 10 kW

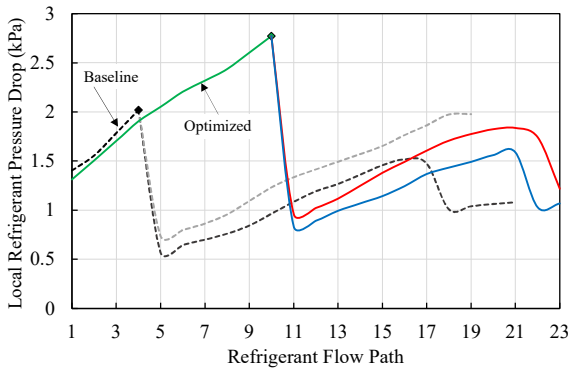
図③.2.1.2-6 ～ 図③.2.1.2-7 の横軸は，冷媒回路の入口から出口までの各分岐の冷媒の流れを表し，入口と出口との間の配管の本数を表している．図中，2 つの回路における分岐位置を菱形のマーカーで表している．そして，図③.2.1.2-6 (a)と図③.2.1.2-7 (a)に示す空気側温度は，回路の各枝の入口と出口の間の冷媒経路を基準とし，それに対応する空気の状態を破線でプロットしている．これは，空気と冷媒の局所的な温度差がどの程度となるかを見るためである．この空気側の破線は，空気流の連続的な流れを表しているわけではない．



(a)



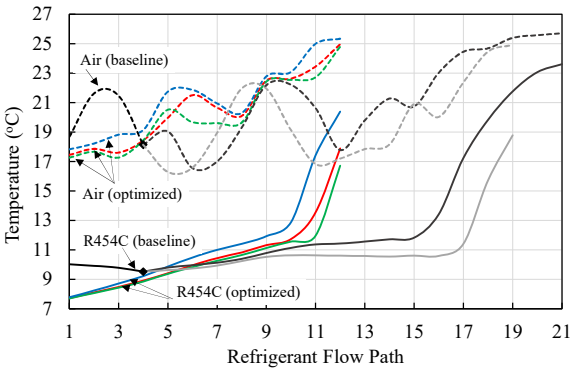
(b)



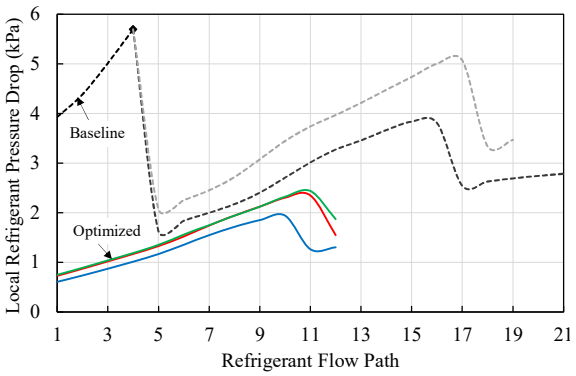
(c)

図③. 2. 1. 2-6　Comparison of local (a) temperatures, (b) refrigerant heat transfer coefficient, and (c) refrigerant pressure drop of baseline and optimized R 32 evaporators at 10 kW capacity

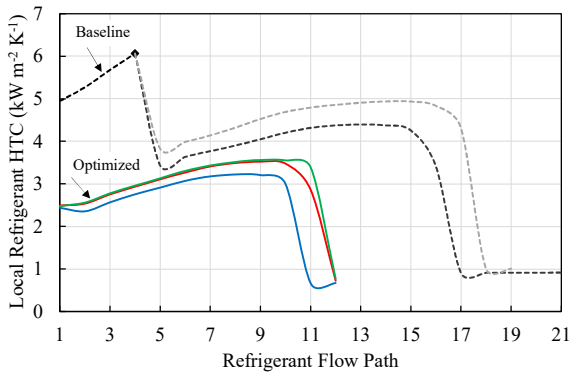
図③. 2. 1. 2-6 (a)より，最適化回路は，熱交換器全体の冷媒と空気の温度差を小さく保ちながら，同じ冷却能力 10 kW を出力している．加えて，ベースライン回路では冷媒が過熱された状態で流れる管が 6 本で熱伝達率が低いのに対して，最適化回路では冷媒が過熱された状態で流れる管が 4 本のみである．



(a)



(b)



(c)

図③. 2. 1. 2-7　Comparison of local (a) temperatures, (b) refrigerant heat transfer coefficient, and (c) refrigerant pressure drop of baseline and optimized R 454C evaporators at 10 kW capacity

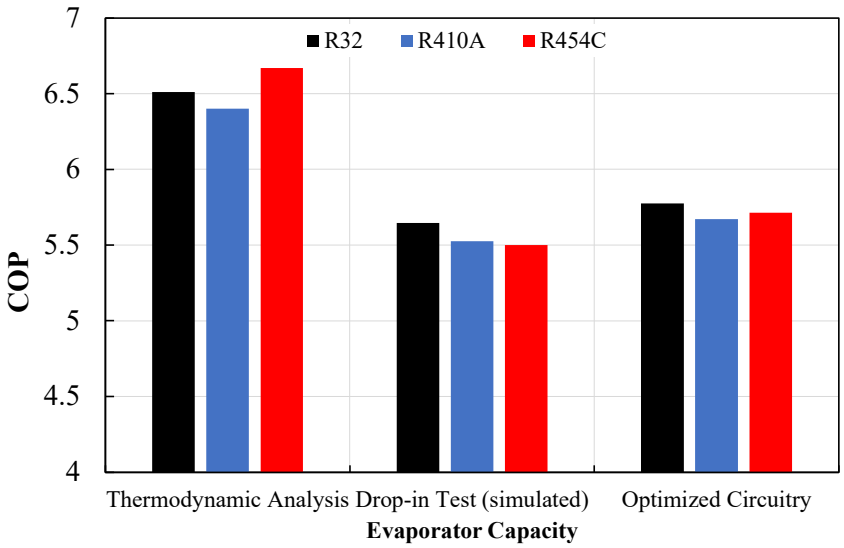
その結果，最適化回路はより高い蒸発器圧力で運転することが可能であることがわかる．つまり，ベースライン，最適化蒸発器ともに途中で 2 回路に冷媒が分岐される構成であるが，蒸発器での圧力損失が支配的でない場合，蒸発器入口圧力の上昇は，その冷媒分岐の伝熱管位置と，過熱領域の伝熱管位置の差異によって達成されているものと考えられる．これらの結果から，最適化された熱交換器は冷媒と空気の実効平均温度差が小さくなることで全体の熱交換能力が向上し，分岐を入口から遠ざけると，圧力損失が高くなる傾向にあることがわかった．そして，圧力損失が増大しても，より高い入口圧力で運転することによって，システム性能に及ぼす影響は軽減されるため高効率化を達成したものと考えられる．

続いて，図③.2.1.2-7 に示す通り，非共沸冷媒 R 454C についても R 32 と同様の検討を行った．

最適化された R 454C 回路は，ベースライン回路よりも低い蒸発器入口圧力で動作し，最適化結果の一般的な傾向から逸脱している．この乖離は，回路数がベースラインより多いことに起因している．

図③.2.1.2-7 (b)に示すように，ベースライン回路は冷媒流量が多く，蒸気密度が低く，粘度が高いため，局所的な圧力損失が増大する傾向にある．この圧力損失の影響を低減するために，最適化回路では，3 回路構成の構成となっている．回路数の増加により局所流量が減少し，それに伴い熱伝達率も低下した．そこで，目標の冷凍能力を達成するために，蒸発器は冷媒と空気の温度差を大きくする必要があったため，最適化された回路は，低い蒸発器入口圧力で動作している．それにもかかわらず，圧力損失の最小化は，最適化された回路の利点をより大きくする結果となった．図③.2.1.2-7 (a)から，ベースラインのように冷媒側で高い圧力損失が発生すると，温度グライドを有効に利用できないことがわかる（黒線と灰色線）．ベースライン回路では，圧力損失が大きいため，分岐前まで R 454C の温度が低下し続けている．したがって，最適化された回路では，圧力損失の値を低く保つことで，R 454C の温度グライドを利用することができ，それに応じて空気と冷媒の流れの間の向流配置の効果を最大化することが可能である者と考えられる．

図③.2.1.2-8 は，冷凍能力が 4 kW の時に，異なる冷媒に対し，3 種類の性能評価方法によりシミュレーション結果を比較したものである．様々な性能評価方法の中で，先行研究では熱力学的解析やドロップインテストが最も多く採用されている．そこで，本研究では，これらの評価方法を採用した場合と，上記の熱交換器の最適化の評価方法をそれぞれ冷媒毎に比較した．その結果を図③.2.1.2-8 として示している．



図③. 2. 1. 2-8　Results from different refrigerant assessment methods at 4 kW capacity

それぞれの評価解析で用いた条件は表③.2.1.1-1 に示した条件で行っている．熱力学的解析では，蒸発・凝縮温度，スーパーヒート・サブクール度，および圧縮機効率の想定値に基づいて計算を行っている．また，熱交換器での圧力損失はないものとした．図③.2.1.2-8 から，冷媒の臨界温度に基づいてランク付けされていることがわかり，冷媒の臨界温度から遠く離れたシステムで運転することで高い COP を達成でき，対応する逆カルノーサイクルからの偏差を小さくできることが実証されている．

一方，ドロップイン試験条件で行ったシミュレーションでは，異なる傾向が観察された．この解析では，図③.2.1.1-1 に示したベースライン蒸発器回路を採用した同一システムにおいて冷媒を比較している．この方法では，R 32 が最も高い COP を示し，次いで R 410A，R 454C の順となった．この結果から，冷媒の粘度と蒸気密度が低いため，途中で分岐する回路の配置では R

32 と R 410A が有利であることがわかる．このように，冷媒の熱物性・輸送特性は，個々の構成要素のトポロジーによって異なるため，同じシステムで冷媒の性能を比較・評価することは不適切であることが本研究で示されたものと考える．

最後に，熱交換器の冷媒回路を冷媒ごとに最適化した解析では，R 454C が R 410A より高性能で，R 32 と同等の高い COP が達成する可能性があると示唆された．冷媒回路を最適化することで R 454C の温度グライドを利用した冷媒経路を示すことができ，目標冷却能力，圧縮機吸入時の過熱度，外部環境と室内空間の温度が与えられた場合に，圧力損失を最小化する適切な回路数を決定することができた．これは，圧力損失と空気と冷媒の有限温度差による不可逆損失を最小にするための蒸発器の冷媒側トポロジーの最適化を実施して，与えられた温度と熱源の熱容量下で熱力学的サイクルの最適化を実施したことと解釈することができる．非共沸混合冷媒が他の冷媒と比較して効率向上が得られた理由としては，表③.2.1.1-1 の条件下で，局所圧力損失，局所冷媒温度および冷媒熱伝達率を考慮し，各冷媒の蒸発器出口圧力が最も高くなるように，伝熱管の順序，分割・合流の数および位置が調整され，このとき，室内外の熱源と吸熱源の温度レベルが同じであれば，ローレンツサイクル運転に近づけることができることが最大の理由だと推察される．

次に，制約を設けない一般的な進化的アルゴリズムを単純に適用した場合，実現可能な解を得ることが難しいことを確認するために以下の実験を行った．

・進化的アルゴリズムを単純に適用して 100 万個の回路をランダムに生成し，そのうち何個が実現可能な回路であるかを確認する．

・提案手法により，実現可能な回路をランダムに 2 個生成する．次に，進化的アルゴリズムを単純に適用して突然変異および交叉を行い，得られた回路が実現可能であるかどうかの確認を行う．この一連の操作を 100 万回繰り返す．

1 つめの実験結果は 0 回，2 つめの実験結果は 10145 回（約 1.0 %）という結果であった．このように，進化的アルゴリズムを単純に適用した場合，実現可能な回路を生成することは非常に困難であり，また，たまたま実現可能な回路が得られたとしても，高い確率で進化に失敗することになる．

③.2.1.3 熱交換器最適化のまとめ

本節では，与えられた熱源の境界条件と冷凍出力が与えられた条件下で，蒸発器内を流れる冷媒の伝熱管の回路を最適化設計する新たな手法を確立し提案した．加えて，冷凍空調サイクルの評価手法についても提案し，最終的に新手法を既存の評価手法と比較検証を行った．これらの新手法は，今後主流となる非共沸混合冷媒にも適用することを可能としている．

その結果，冷媒回路を最適化する新たなアルゴリズムにより，最適な熱交換器の設計を見いだし，局所の冷媒と空気側との熱交換量を計算し，できる限り加熱度の領域が少なくなる条件となるように伝熱配管手法を提案している．

サイクルシミュレーションについては，熱力学的解析やドロップインテストが最も多く採用されているため，これらの既存研究と新サイクルシミュレーション解析について比較検証を実施した．その中，開発した進化的アルゴリズムの冷媒回路設計への適用により，圧力損失の低減，局所熱伝達率の向上により，熱交換器の平均温度差を低減させることがわかった．その結果，蒸発器出口圧力が高くなり，与えられた最適化制約条件のもとで圧縮比を下げ，COP を最大化することができた．

本節で得られた結論としての最大の特徴は，温度グライドのある低 GWP 混合冷媒は，開発した回路最適化手順によって，圧力損失と空気－冷媒間の平均温度差を提言することができ，最大の効果を発揮できる可能性を見いだしたことである．

これらの新手法を組合わせることで，伝熱管の最適設計とサイクルシミュレーションを高精度に予測することが可能となり，今後主流となる低 GWP 特性を持つ非共沸混合冷媒がローレンツ

サイクルに近づくことで，これまでのドロップイン性能分析とは逆の成果，つまり温度差のある低 GWP 非共沸混合冷媒が R 410A よりも高い性能を，そして R 32 と同等程度の性能を達成できる見込みがついた．

参考文献

1）Domanski, P. A., Yashar, D. and Kim, M., Performance of a Finned-Tube Evaporator Optimized for Different Refrigerants and Its Effects on System Efficiency, International Journal of Refrigeration, 2005, 28(6), pp. 820-827.

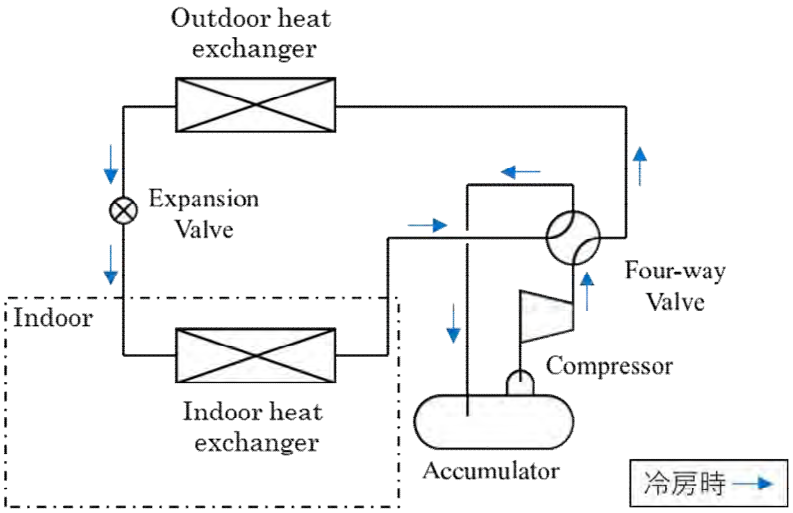
③.2.2 システムシミュレーターによる定常解析

③.2.2.1 背景と目的

ヒートポンプにおいては，現在地球温暖化係数 GWP の高い冷媒が用いられていることから，次々と新しい低 GWP 冷媒が提案されている．この多様な冷媒を用いた実機性能を比較検討するためには，それぞれの冷媒において最適に設計された機器に対して統一的な条件で性能を評価すべきであるが，その指針が明確となっていない．そこで，研究グループが開発してきた Energy flow +M を利用して新たな冷媒の性能評価を進めるとともに，その比較検討を行った結果について述べる．

③.2.2.2 解析を行う対象システム

図③.2.2.2-1 に示すように通常のエアコンが採用している単段の圧縮式冷凍サイクル[1)]を採用した機器を想定して分析を進めることとする．対象システムは，圧縮機，蒸発器，膨張弁，アキュムレータ，配管から構成されているエアコンでは，最も基本となるサイクルである．構成機器の寸法を T 表③.2.2.2-1 に示す．



図③. 2. 2. 2−1 Room air conditioner

表③. 2. 2. 2−1 Specification of components in room air conditioner

Components	Parameters	Unit	Values
Compressor	Displacement	mm^3	9200
Outdoor heat exchanger	Length of each straight tube	M	6.90
	Outer diameter	Mm	7.50
	Inner diameter	mm,	7.10
	Pipe pitch	Mm	22.5
	Width of a row	Mm	19.12
	Fin thickness	Mm	0.10
	Fin pitch	Mm	1.20
	Pass number	-	4
Indoor heat exchanger	Length of each straight tube	M	10.0
	Outer diameter	mm	6.85

	Inner diameter	mm,	6.45
	Pipe pitch	mm	15.94
	Width of a row	mm	13.55
	Fin thickness	mm	0.10
	Fin pitch	mm	1.20
	Pass number	-	2
Accumulator	Volume	mm^3	556000
Four-way Valve	High pressure side volume	mm^3	20000
	Low pressure side volume	mm^3	20000

③.2.2.3 解析モデル

前述にて提案された各要素のモデルをベースとし計算を行うこととなる.

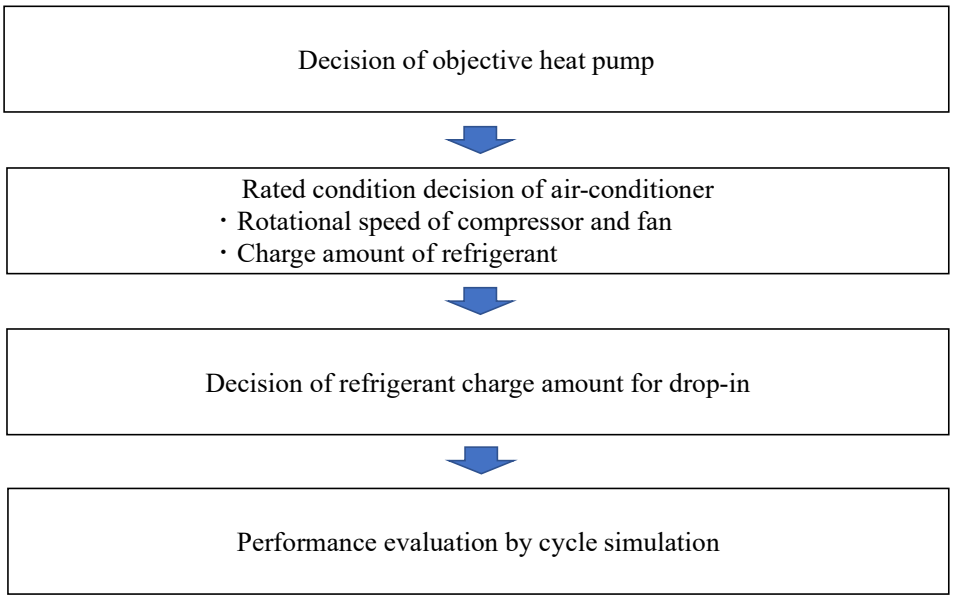
圧縮機はスクロールタイプとし，表③.2.2.3-1 に示す通り，断熱効率・体積効率・インバーター効率は負荷・冷媒の種類によらず一定とする.

表③.2.2.3-1　Compressor efficiencies

	Adiabatic	Volumetric	Inverter
Room air-conditioner compressor	0.75	0.90	0.95

③.2.2.4 解析による性能評価のながれ

本解析では，ルームエアコンを対象に低 GWP 冷媒をドロップインした際の性能の変化をシミュレーションし，能力と消費電力の関係から冷媒の評価を行う．ルームエアコンの定格冷房能力は 2.5kW とする．性能評価の手順としては，まずはシステムの定格条件を決定する．その後，ドロップインする冷媒の充填量を決定し，冷房能力を同一にした場合の各冷媒の性能比較を詳細に行い，冷媒物性が性能に与える影響を明確化する．ドロップイン評価のフローを図③.2.2.4-1 に示す．冷媒は R32 と R454C を評価対象とする．なお，本研究における性能評価は冷房運転を重視したものになっている．具体的には，冷媒充填量は冷房定格条件で COP が最大になるように決定し，性能比較においても冷房運転に重点をおいて解析する.



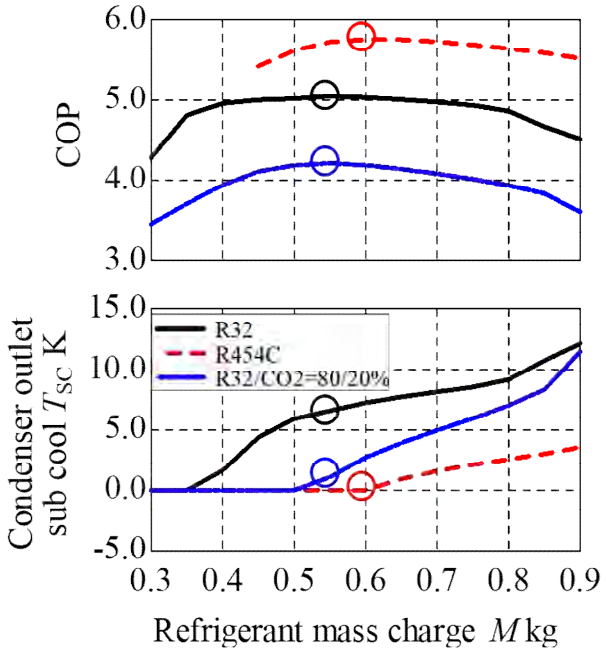
図③.2.2.4-1　Drop-in evaluation flow

③.2.2.5 解析条件

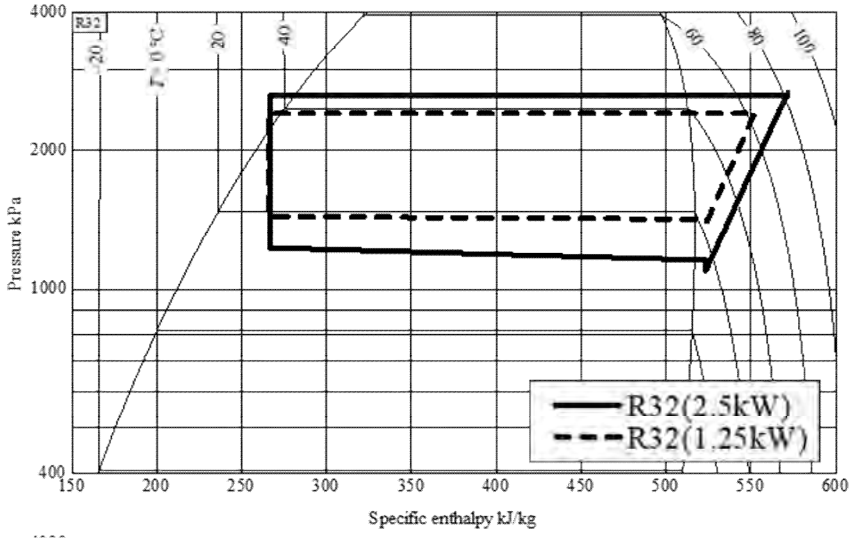
表③.2.2.5-1 に示すように，蒸発器過熱度が 5K となるように膨張弁開度を操作し，蒸発器交換熱量が 2.5 kW となるように圧縮機回転数を操作した場合に冷媒充填量を変化させて，R32 の冷媒充填量 0.55kg を決定した．冷媒充填量と COP，凝縮器出口過冷却度の関係を図③.2.2.5-1 に示す．また，R32 の決定した充填量を封入した場合における冷凍サイクルのモリエル線図を図③.2.2.5-2 に示す．なお，室内外の空気条件は表③.2.2.5-2 のとおりである．

表③.2.2.5-1　Simulation conditions

manipulated variable	Operation method
Expansion valve opening degree	Super heat degree 5K
Compressor rotational speed	40.7rps, rated operation
Outdoor unit	20W, rated operation
Indoor unit	40W, rated operation



図③.2.2.5-1　Relation of refrigerant charge amount, COP and condenser subcooling degree



図③. 2. 2. 5-2　Operation state on PH diagram(R32) in condition of refrigerant charge amount decided based on rated cooling capacity and 50%(1.25kW) of rated cooling capacity

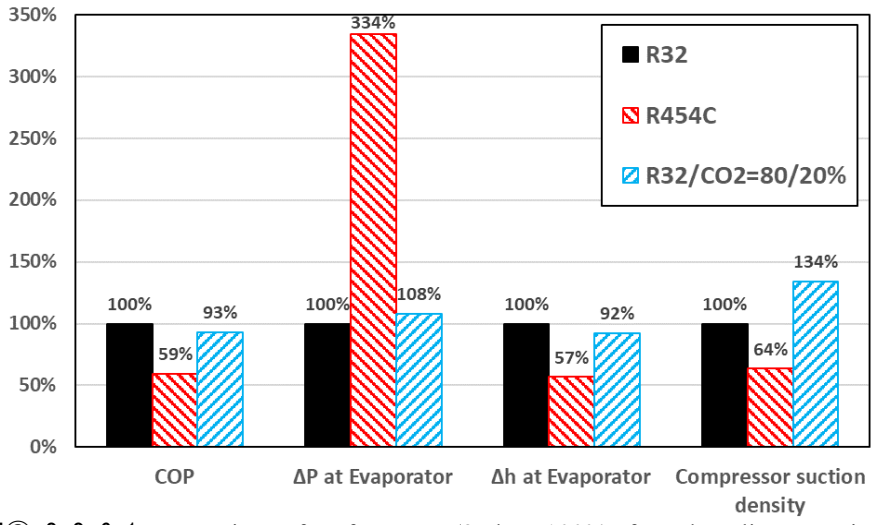
表③. 2. 2. 5-2　Air conditions

Parameter	Unit	Value
Indoor unit fan mass flow rate	kg/s	0.214
Outdoor unit fan mass flow rate	kg/s	0.416
Indoor unit temperature	°C	27(dry) / 19(wet)
Outdoor unit temperature	°C	35(dry) / 24(wet)

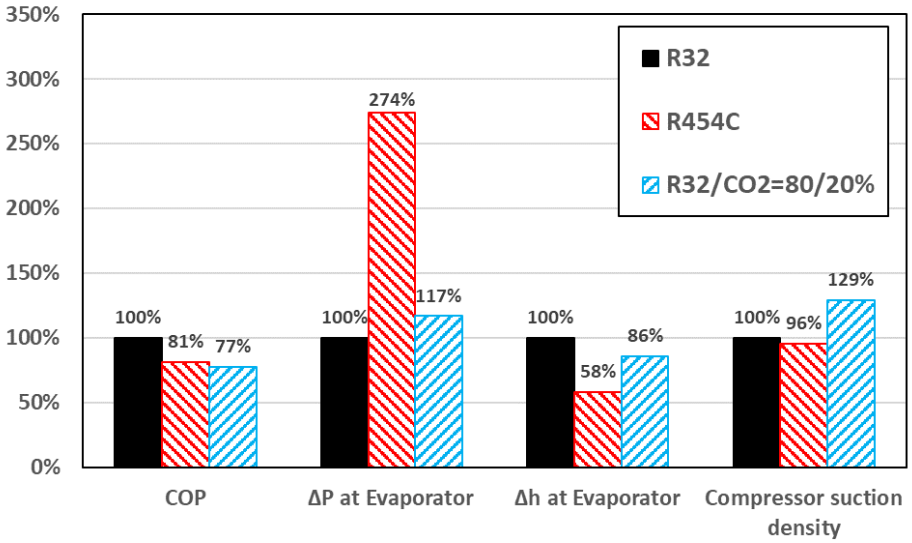
③. 2. 2. 6 解析結果

本節では冷房能力を同一にした場合の，各冷媒の性能比較の結果を述べる．定格冷房能力の 100%(2.5kW)と 50%(1.25kW)における性能・熱物性の比較を図③.2.2.6-1，図③.2.2.6-2 に示す．そして，それぞれのモリエル線図上でのサイクルを図③.2.2.6-3 に示す．ただし，図③.2.2.6-1，図③.2.2.6-2 のグラフの縦軸は R32 の物性を 100%として無次元化している．

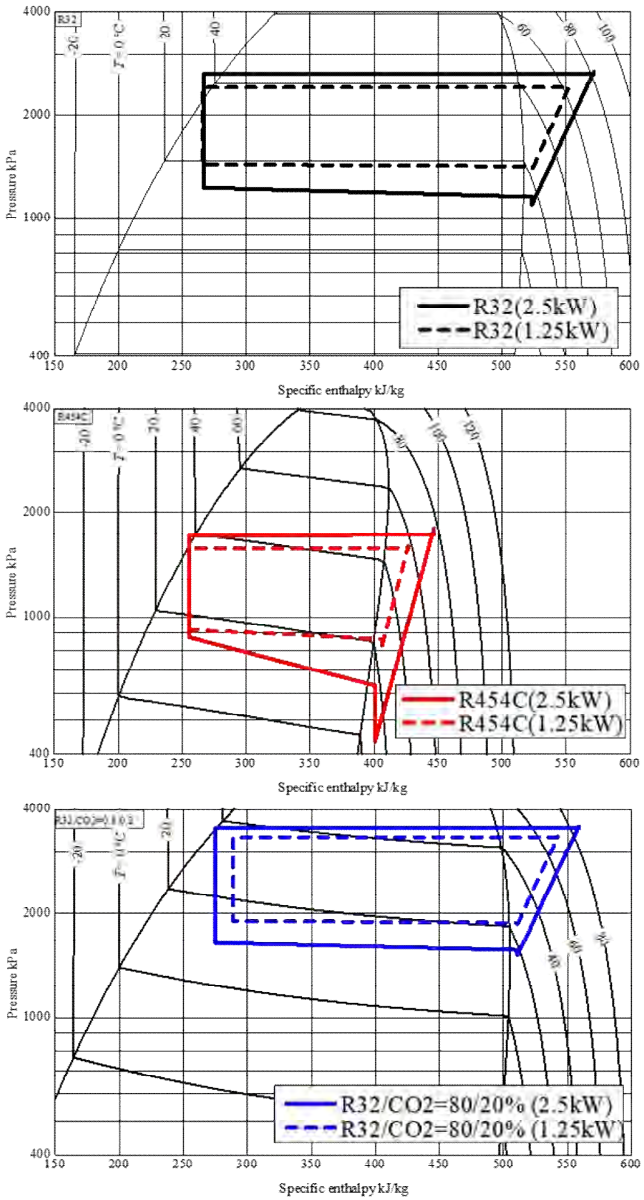
まず R454C に着目する． 図③.2.2.6-1 に示すように，同じ冷房能力で R32 と R454C を比較すると，R454C は R32 より COP が低く，蒸発器における圧力損失が大きくなった．定格冷房能力基準で R454C の COP は R32 より 41%低下した．このように R454C の COP が低下した要因の一つに，R454C の圧縮機吸い込み密度が R32 より 36%低い事が挙げられる．このように R454C の密度が低くなるのは，R454C の組成の 78.5%を占める高沸点冷媒 R1234yf が原因であり，図③.2.2.6-3 のモリエル線図に示すように R454C のサイクルは R32 よりも低圧側に推移する．これにより同一の冷房能力を得るためには蒸発器や配管内の流速が大きくなり，冷媒圧力損失が増大し，圧縮機動力が増加した事により COP が低下したと考えられる．R454C の COP が低下した 2 つ目の要因として，R454C の潜熱が R32 と比較して小さいことが挙げられる．図③.2.2.6-3 のモリエル線図に示すように R454C の潜熱は R32 より明らかに小さく，定格冷房能力で比較すると R32 より 43%小さい．潜熱が小さいと同じ冷房能力を発揮するのにより多量の冷媒循環量が必要であり，これにより圧力損失が増大する． R454C の COP が低下した 3 つ目の要因として，R454C が大きい温度グライドを持つことが挙げられる．蒸発器の圧力損失に伴い，蒸発温度が低下する為である．



図③. 2. 2. 6-1 Comparison of performance (2.5kW, 100% of rated cooling capacity)



図③. 2. 2. 6-2 Comparison of performance (1.25kW, 50% of rated cooling capacity)



図③. 2. 2. 6-3 Pressure-enthalpy diagram

③.2.2.7 まとめ

冷房能力を同一に運転させた場合の条件下で冷媒物性が性能に与える影響を把握した．冷媒の物性のうち，①冷媒密度(ガス密度)，②潜熱，③温度グライドの 3 つがドロップイン時の性能に大きな影響を与えることがわかった．冷房能力を同一に運転した場合の R454C と R32 の比較では，R454C は R32 より COP が低く，蒸発器における圧力損失が大きくなった．定格冷房能力基準で R454C の COP は R32 より 41%低下した．このように R454C の COP が低下した要因としては，R454C の圧縮機吸い込み密度が R32 より 36%低い事が挙げられる．そして，R454C の潜熱が R32 と比較して小さいことと R454C が大きい温度グライドを持つことが挙げられ，蒸発器の大きい圧力損失に伴い，蒸発温度が低下する為であると考えられる．

参考文献

1) JIS B8616 Package air conditioners: Japanese Standards Association, (2016). (in Japanese)
2) Yasuda,H., Yanagisawa,T. and IZUSHI,M., A dynamic Model of A Vapor Compression Refrigeration Cycle - 1st Report: Design of Packaged Air-conditioner, International Journal of Refrigeration, 1994,11(3), pp.263-275
3) Yoshida,Y., Nagano,K., Koyama,M. and Tokusa,K., Research and Development of Packaged Air- conditioners Intended to Improve Annual Efficiency, International Journal of Refrigeration, 2015,35(2), pp.121-133

③.2.3 システムシミュレーターによる断続運転解析

③.2.3.1 背景と目的

次世代冷媒選定に向け，本研究では非共沸混合冷媒を含めた様々な冷媒を採用した空調システムの静特性・動特性解析技術を構築した．熱交換器などの各要素は有限体積法に基づきモデル化されており，流体の逆流にも対応した汎用性の高いモデルとなっている．そのため，圧縮機の発停を含めた幅広い動特性解析が可能である．さらに，非共沸混合冷媒に対する空調システムの動特性をより正確に評価する為，過渡的・局所的な組成変化を考慮したモデルを構築した．本研究では構築した高精度モデルを用いて，非共沸混合冷媒である R454C(R32/R1234yf = 21.5/78.5mass%)を用いたシステムを対象に，サイクルが断続運転した際のシステム性能と組成変化のメカニズムを明らかにした．

③.2.3.2 解析を行う対象システム

単段の圧縮式冷凍サイクルを採用した機器を対象とする．構成機器の寸法を表③.2.4.2-1 と同様である．

③.2.3.3 解析モデル

解析モデルは，Energy flow+M に搭載されているものがベースとなり，すでに多くの機器でその妥当性が検証されたものである．断続運転の解析では，冷媒が時間と共に流動するため，非共沸混合冷媒の組成比を考慮する必要がある．2 成分の非共沸混合冷媒を用いた冷凍サイクルを解析する為の数理モデルとシミュレーション手法は 3.2 章で提示している．本数理モデルでは，シミュレーションをシステムの静特性・動特性における性能評価に利用するという理由から実用的な解析を行う為，全ての要素に対して以下を仮定する．

(1) 冷媒の流れは一次元流れとみなす
(2) 2 相状態の冷媒は気液平衡状態にある．
(3) 冷媒のエネルギー保存において，運動エネルギー，重力ポテンシャルは無視する
(4) 冷媒の運動量保存において，加速損失と位置損失は無視し，摩擦損失のみ考慮する．
(5) 冷凍機油の影響は無視する．

③.2.3.4 解析条件

機器の仕様と解析条件は表③.2.2.5-1，表③.2.2.5-2 に示すが，基準冷媒を R32 とし，冷房能力が 2.5kW，蒸発器出口過熱度が 5.0℃になるように制御をした状態で，充填量を 50g ずつ変化させ，COP が最大になる値を冷媒充填量 0.55kg とした．また，この時の圧縮機回転数 40.7rps をシステムの定格回転数とした．ドロップインしたときの R454C の充填量は 0.6kg となる．

③.2.3.5 断続運転時の性能評価方法

断続運転時における平均冷房能力，平均消費電力，COP の算出方法を示す．圧縮機の ON/OFF 一回分を一周期Tとみなし，3 周期分に対して以下の式で定義する．

$$\bar{Q}_{cool} = \frac{1}{3T}\int_0^{3T} Q_{cool}dt \qquad (③.2.3.5\text{-}1)$$

$$\bar{W}_{comp} = \frac{1}{3T}\int_0^{3T} W_{comp}dt \qquad (③.2.3.5\text{-}2)$$

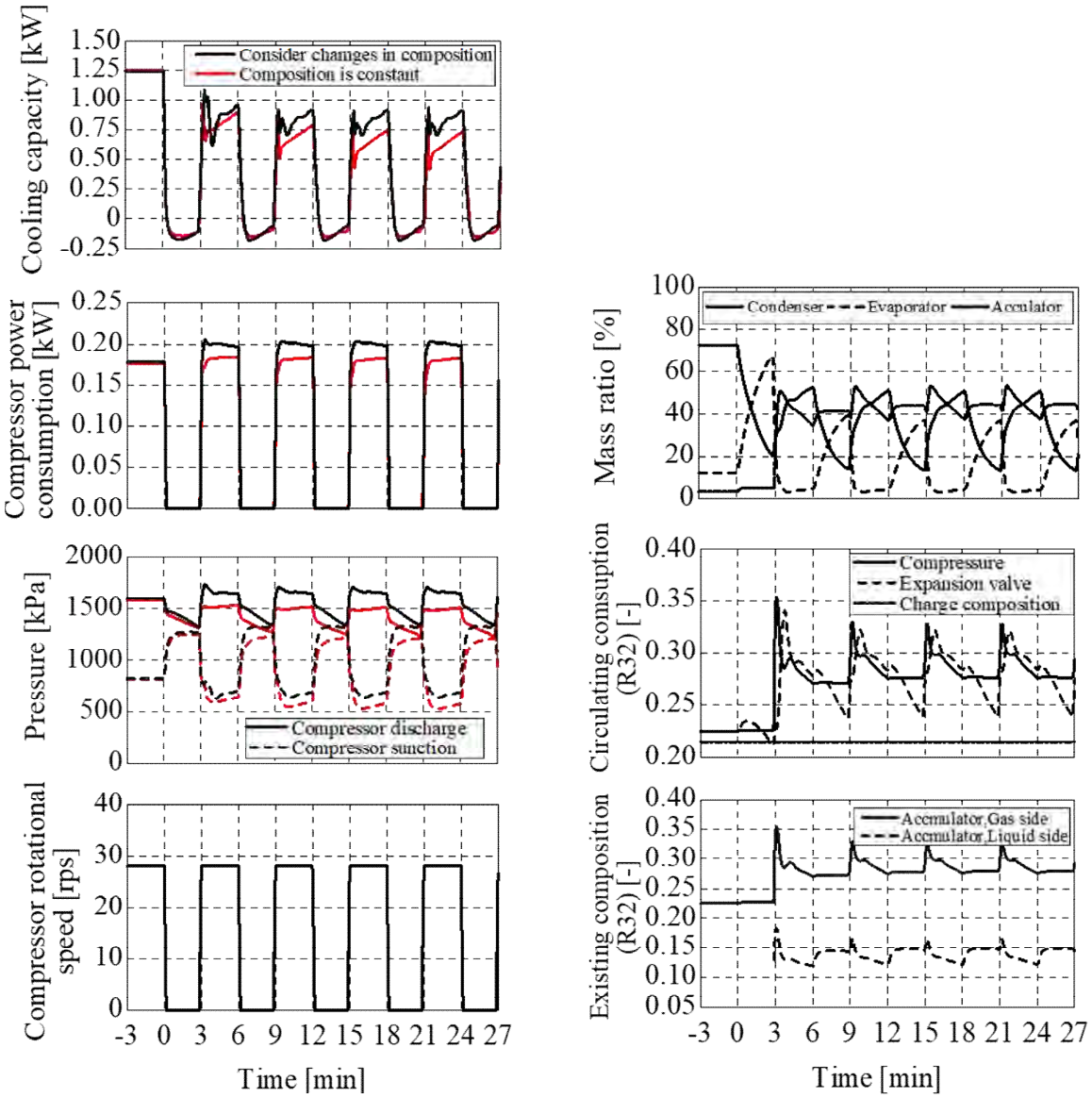
$$COP = \frac{\bar{Q}_{cool}}{\bar{W}_{comp}} \qquad (③.2.3.5\text{-}3)$$

③.2.3.6 解析結果

図③.2.3.6-1 に解析結果を示す．図には冷房能力，圧縮機消費電力，圧縮機吸入/吐出圧力，圧縮機回転数，冷媒質量分布，循環組成の R32 成分wc_{32}(圧縮機吸入，膨張弁入口),アキュムレータのガス側/液側の滞留組成の R32 成分wl_{32}の過渡変化を表す．なお，冷房能力・圧縮機消費電

力・圧縮機吸入/吐出圧力に関しては，循環組成を封入組成で一定と仮定した結果を赤い実線・破線で併記している．

冷媒の質量分布に注目すると連続運転時は充填した冷媒の約 7 割が高温高圧である凝縮器に分布しているが，一度目の圧縮機停止後は冷媒の 7 割は低温な蒸発器側に滞留する．圧縮機稼働後は，蒸発器に滞留した冷媒がアキュムレータに急激に移動する．アキュムレータでは冷媒が気液に分離されガスのみがサイクル内を循環する為，アキュムレータの質量減少は緩やかである．今回の解析条件ではアキュムレータ内の液の全てが気化するのにかかる時間よりも断続運転の周期が短いため，一回目の圧縮機起動以降，アキュムレータには常に約 2〜5 割の冷媒が液で滞留する．断続運転中はサイクル全体で冷媒が不足しているため，冷房能力は連続運転時の 1.25kW を下回っている．



図③. 2. 3. 6-1 Intermittent operation of the refrigeration cycle (R454C)

次に R32 の循環組成と，アキュムレータ内の滞留組成に注目する．R32 は R1234yf と比較して沸点が低い為，ガス側の R32 の組成は封入組成である 0.215 より高く，液側の組成は 0.215 より低くなる．その為，圧縮機起動直後にアキュムレータ内に液で寝込む冷媒の R32 成分は封入組成より少なく，その反面ガス側の R32 成分は高くなり，サイクル内部を循環する冷媒の R32 成分も封入組成より高くなる．アキュムレータガス部の R32 組成は圧縮機起動直後にピークを迎え，それが圧縮機を介してサイクル全体に波及していく．断続運転中は常にアキュムレータに液が溜

まっているため，サイクル内部の R32 の循環組成は封入組成である 0.215 より常に高くなっている．

次に，冷房能力・圧縮機消費電力・圧縮機前後の圧力に関して，組成変化を考慮した解析結果と，循環組成が常に封入組成と同一と仮定して解析した結果を比較する．組成変化を考慮した場合の方が圧縮機吸入/吐出圧力が高くなっている．これは，断続運転中に R32 成分が封入組成よりも高くなり，R32 純冷媒の特性に近づくという現象を再現できているためである．

時刻 9～27 分(3 周期分)における平均冷房能力，平均消費電力，COP を表③.2.3.6-1 に示す．組成変化を考慮しなかった場合，考慮した場合と比べて冷房能力は 21.3%,COP は 12.3%小さくなった．これは，組成変化を考慮した解析では，断続運転中に循環する冷媒の R32 成分が増え，サイクル特性が R32 純冷媒に近づくという現象を再現できているからである．言い換えると，循環組成が常に封入組成と一定であるという仮定を設けた解析では，非共沸混合冷媒の断続運転時の性能を過小評価する可能性があると言える．

表③. 2. 3. 6-1 Performance during intermittent operation

	Different composition	Constant composition
Cooling capacity, kW	0.395	0.311
Compressor power, kW	0.104	0.0932
COP	3.81	3.34

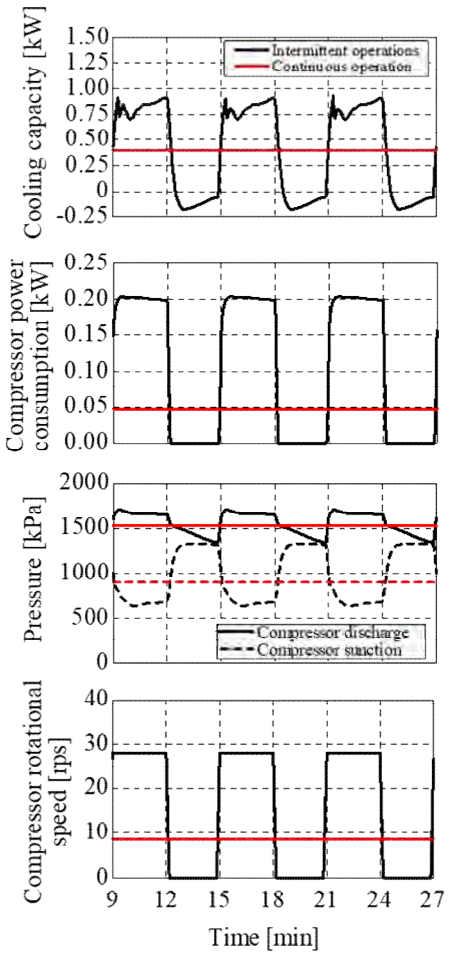
そして，R454C を用いたシステムの断続運転時の平均冷房能力と，同様の冷房能力を連続運転で確保した場合の，両者の性能を比較する．これにより，断続運転による性能の低下，すなわち消費電力量の増加を定量的に評価することができる．

連続運転時の性能の解析方法としては，冷凍サイクルへの操作量として圧縮機回転数は冷房能力が 0.395kW(断続運転時の平均冷房能力)になる値を与え，膨張弁開度は，連続運転時に圧縮機出口過熱度が 5℃になる値を与える．図③.2.3.6-2 に解析結果を示す．図には冷房能力，圧縮機消費電力，圧縮機吸入/吐出圧力，圧縮機回転数を示す．黒の実線・破線で断続運転時，赤の実線・破線で連続運転時の結果を示す．両者の圧縮機回転数，冷房能力，圧縮機消費電力，COP を表③.2.3.6-2 に示す．ここで，冷房能力 0.395kW は，解析対象の定格冷房能力 2.5kW に対して負荷率 15.8%に相当する．

表③.2.3.6-2 に示すように，同じ冷房能力を連続運転と断続運転で確保した場合の性能を比較すると，断続運転時の COP は連続運転時と比較して 59.9%小さくなった．なお，今回の解析では圧縮機の各種効率が負荷・回転数に拠らず一定と仮定しているが，実際は極端に低い回転数では圧縮機は連続運転せず，また効率が大きく低下する．この点を考慮すると，本解析での連続運転時の性能は過大評価をしていると言える．

本解析において断続運転時の性能が連続運転時より低下した原因として，以下が考えられる．

- 圧縮機停止中に高圧側から低圧側に高温の冷媒が流入し，熱エネルギーが混合してエントロピー増加となり，エネルギーロスとなる．
- 圧縮機停止中に低圧側に寝込んだ冷媒を高圧側に移動させる分，無駄な入力を消費する．
- 断続運転中一部の冷媒がアキュムレータに液で滞留しているため，サイクル全体が冷媒不足に陥り，低効率な運転を強いられる．



図③. 2. 3. 6-2 Comparison between intermittent and continuous operation (R454C)

表③. 2. 3. 6-2 Performance comparison between intermittent and continuous operation

Operation	Intermittent	Continuous
Cooling capacity, kW	0.395(Load factor 15.8%)	
Compressor rotational speed, rps	28.0(ON/OFF every 3 minutes)	8.61
Compressor power consumption, kW	0.104	0.0475
COP	3.34	8.32

③. 2. 3. 7 まとめ

本研究では非共沸混合冷媒の局所的・過渡的な組成変化を考慮し，かつ断続運転時のシステム性能を解析可能な解析技術を確立した．また，構築したモデルを用いて非共沸混合冷媒を用いたシステムの動特性を解析し，以下の結論を得た．

・R454C を用いたシステムの断続運転時の性能解析を，組成変化を考慮したモデルと一定値と仮定したモデルの両方で行った．その結果，組成変化を考慮したモデルでは起動直後に循環する冷媒の R32 組成比が高くなるという現象を再現できる為，冷房能力と COP が高く評価された．

・R454C を用いたシステムが負荷率 15.8%で運転した場合の性能を，連続運転時/断続運転時それぞれで解析した．結果，断続運転時はいくつかのエネルギーロスを含む運転をする為，COP が連続運転時と比較して 59.9%小さくなった．

参考文献
1) M.O. Mclinden et al.,“A thermodynamic analysis of refrigerants: Possibilities and tradeoffs for Low-GWP refrigerants”, International Journal of Refrigeration, 38 (2014), 80-92.
2) K. Ohno and K. Saito,“Development of general purpose energy system simulator “Energy flow＋M’: Development of unsteady state simulation code of compression heat pump by EXCEL, Proc. of Japanese Joint Conf. on Air-Conditioning and Refrigeration, 46 (2012), 119-122. (in Japanese).
3) K. Ohno and K. Saito,“Development of general-purpose energy system analysis simulator: ENEGY FLOW +M: Simulation of single effect absorption type heat pump”, Proc. 2013 JSRAE Annu Conf., JSRAE (2013), 523-526. (in Japanese).
4) H. Yamakawa, T. Ogiwara, R.J. Varela, Y. Miyaoka, J.S. Jeong and K. Saito,“Intermittent operation of vapor compression air-conditioning system using low GWP refrigerant”, HFO2021, Japan (2021), 1054.

③.2.4 LCCP 解析

ヒートポンプ機器の地球温暖化への影響評価として，冷媒の GWP や漏れ等による環境負荷の影響を含めた総合的な評価が必要となる．LCCP(Life CycleClimate Performance)は，この考えに基づき，総合的な地球温暖化影響を評価した指標として，1990 年代に初めて提案され [1)]，2018 年に Stephen O．Andersen によって要約された [2)]．本研究では，低 GWP 冷媒への転換が注目されている代表的なヒートポンプの家庭用ルームエアコンとヒートポンプ給湯機を対象とし，LCCP 評価における各ファクターの影響度合を定量的に算定する分析を行った．研究対象の一つであるルームエアコンに対して，各国の基準で年間エネルギー消費と LCCP 評価に関する研究はいくつか行われている．Kamel[3)] らは外気温度データを収集し，データドリブンでビルの年間負荷を計算した．Hanlong[4)] らは AHRI standard 210/240 (2017) を用いて負荷を計算し，実験データでバリデーションした数理モデルを用いて年間エネルギーを計算した． Sarah Troch[5)] らは同じように AHRI standard 210/240 に従ってビン法から年間負荷と電力消費を計算し，LCCP 評価を行った．Wu[6)] らは中国の GB 12021．3- 2010[7)]，アメリカの ANSI/AHRI 214/240[8)]，日本の JISC 96①.2.2013[9)]，ヨーロッパの BS EN 14825-2012[10)] とオーストラリアの AS 3823．2-2013 から計算した結果を比較した．近年，R410A などの冷媒を低 GWP 冷媒に置き換えの必要性による，冷媒種類や充填量と製品の性能について研究も多くなった [12-14)]． Hihara[12)] らは R410A，R32 と R1234yf を採用したヒートポンプの性能表現と LCCP を比較した． Chen[13)] は R22 と R410A を採用したルームエアコンの LCCP 評価を行った．また，Qiqi Tian[14)] らは実験で R32，R290 と R410A の表現をまとめた．Eiji Hihara[15)]は冷媒充填量の多い機器にとって，低 GWP 冷媒への転換が重要と結論した．本研究は JISC 96①.2.20139[)] に基づいて年間性能予測シミュレーターを構築し，札幌，東京と那覇の 3 ヶ所の外気条件で様々な冷媒のエネルギー消費を比較し，LCCP を評価行った．

一方，蓄熱式システムであるヒートポンプ給湯機は 2001 年以来，自然冷媒，特に CO_2(R744)の採用が増加している [16-17)]．そのため，CO_2 ヒートポンプ給湯機の性能表現に着目する研究が多い [18-22)]．そのうち，Soh と Dubey らはフィールド実験で，給湯温度を 65℃から 80℃に上昇させると，給湯機の COP は 5.4 から 3.8 に低下するデータを取得した． Nawaz[19)] らは熱交換器の入水温度と COP の反比例を確認した． しかし，ヒートポンプ給湯機の LCCP 評価に関する研究はまだ少ない．本研究では，ヒートポンプ給湯機を対象として構築したシミュレータに，前述の 3 ヶ所の稼働条件を入力し，冷媒種類及び蓄熱タンクの性能に対するパラメータスタディを行った．そこで，計算結果の比較を踏まえ，LCCP 最小化について検討を行った．

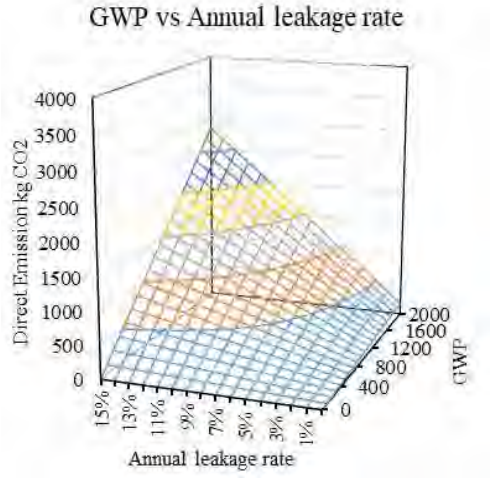
従来研究によると，多くの場合に電力消費による CO_2 排出は LCCP の間接影響に対する支配的な要因であり，電力消費による CO_2 排出の計算精度は LCCP 全体の精度にとって非常に重要であると言われている．今までの研究の多くは，IIR Guideline[23)] が提案した計算式を採用し，電力消費量を CO_2 排出係数と使用年限にかけることで CO_2 放出量を計算する．通常的に，CO_2 排出係数は政府や電力会社が発行した研究報告から入手できるため，IIR Guideline がその入手方法も推薦した [23)]．それ以外，平均発電構成データ [24-25)]と各発電方法の CO_2 排出係数から CO_2 排出係数を計算することも可能である [26-28)]．前述の手法で取得する CO_2 排出係数は，いずれも年間平均 CO_2 排出係数である．しかし，発電の構成は実に時々刻々と変化しているため，CO_2 排出係数の

変動に着目した計算手法を提案した研究が数篇あるが[29-37]，LCCP との関係についての研究はほぼない.

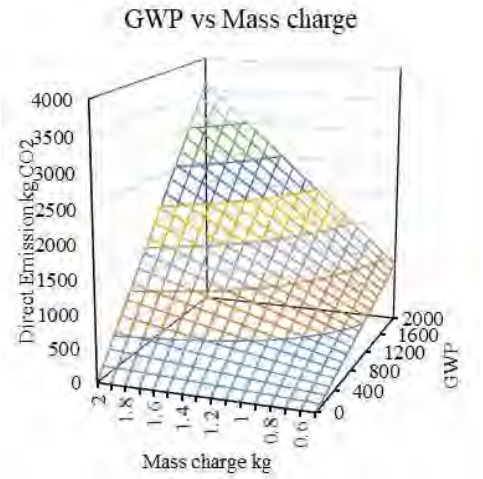
そのため，本研究は LCCP の計算精度向上を目指し，時系列 CO_2 排出係数での LCCP 計算手法を確立した上で，各地域の外気条件で対象機器に対して LCCP 評価を行い，その結果を比較する.

③.2.4.1 LCCP の直接影響に対するパラメータスタディ

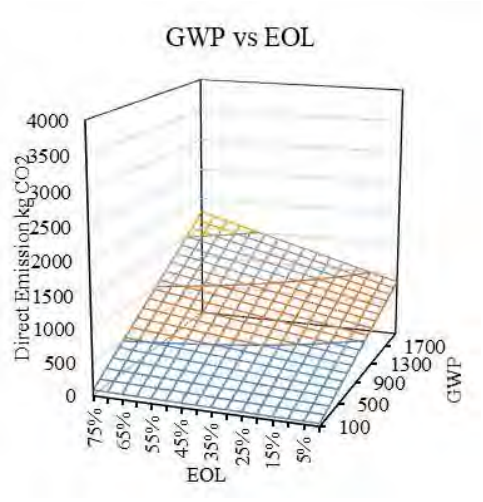
稼働条件に依存しない直接影響の最小化のために，パラメータスタディを行い，各ファクターの影響度合を分析した．図③.2.4.1-1，図③.2.4.1-2，図③.2.4.1-3 に直接影響に対する年間リーケージ率，冷媒充填量と回収リーケージ率に対するパラメータスタディを示す.



図③. 2. 4. 1-1 Effects of annual refrigerant leakage rate and GWP on direct CO_2 emissions



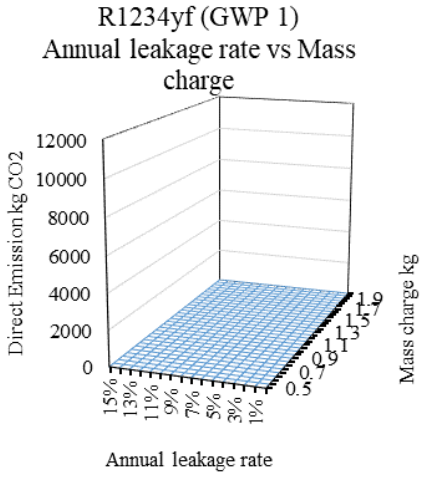
図③. 2. 4. 1-2 Effects of refrigerant mass charge and GWP on direct CO_2 emissions



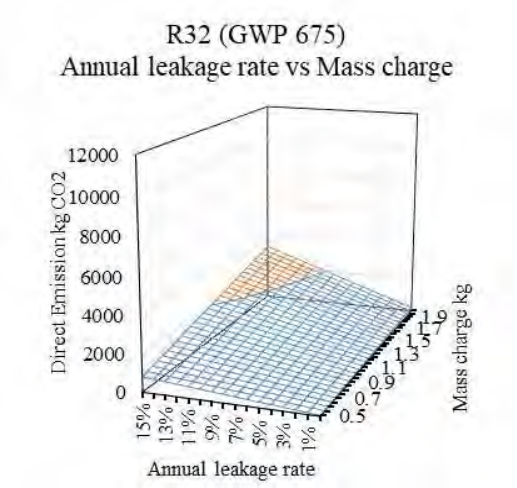
図③. 2. 4. 1-3 Effects of refrigerant EOL and GWP on direct CO_2 emissions

パラメータスタディの結果によると，年間リーケージ率と冷媒充填量が LCCP に与える影響がより大きいことが示唆される．それは，LCCP の計算式に，年間リーケージ率と冷媒充填量の両方に使用数が掛けられているため．回収の冷媒漏洩は製品が回収されるとき一回の放出であるから，より影響が小さい．

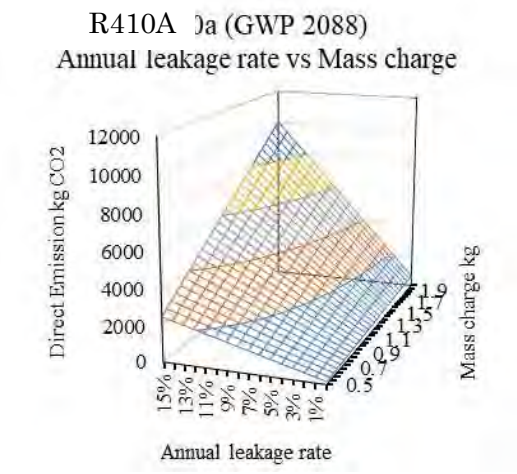
そこで，R1234yf，R32，R410A をそれぞれ低，中，高 GWP 冷媒の代表とし，年間リーケージ率と冷媒充填量に対するパラメータスタディを行った．図③.2.4.1-4，図③.2.4.1-5，図③.2.4.1-6 には結果を示す．



図③. 2. 4. 1-4 Effects of refrigerant mass charge and annual leakage rate of R1234yf on direct CO_2 emissions



図③. 2. 4. 1-5 Effects of refrigerant mass charge and annual leakage rate of R32 on direct CO_2 emissions



図③. 2. 4. 1-6 Effects of refrigerant mass charge and annual leakage rate of R410A on CO_2 emissions

パラメータスタディの結果によると，次世代冷媒の R1234yf にとって直接影響はほぼないことがわかった．R32 の場合，GWP がより高いため，製品の年間リーケージ率と冷媒充填量の最小化は必要となる．ただし，GWP が 2088 の R410a を採用する時直接影響が非常に高くなる傾向があるから，製品の気密性の向上と冷媒充填量の削減がとても大事なことだと言える．

③.2.4.2 数理モデル

前述のように，本研究は家庭用ルームエアコン及びヒートポンプ給湯機を評価対象とし，LCCP 評価を行う．そこで，年間エネルギー消費の計算が必要となり，対象機器に対して年間性能予測シミュレーターを構築した．

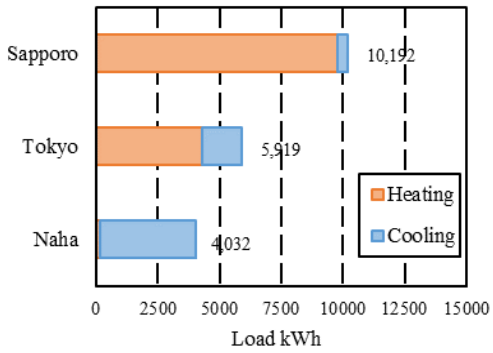
（1）ルームエアコン

本研究では，気象庁（JMA）一時間ごとの外気温度データから JIS C 9612:2013 に基づく手法で冷房暖房負荷を算出し，熱力学サイクルの解析から年間エネルギー消費量を計算した．表③.2.4.2-1 には負荷の計算条件を示す．

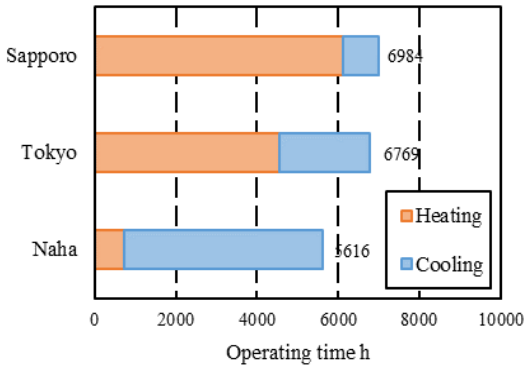
表③. 2. 4. 2-1 Calculation conditions of air conditioner load

	Conditions
Operational time	6:00 - 24:00
Ambient air temperature	JMA hourly data (8760 data points annually)
Heating/Cooling load	Based on methods in JIS C 9612:2012 Annex B
Rated capacity	2.2 kW

本研究では，日本冬季，中間期と夏期の外気条件の代表として，札幌，東京と那覇を選んで対象地域となる．図③.2.4.2-1，図③.2.4.2-2 は札幌，東京と那覇の外気温度データに基づいて計算した冷房暖房負荷と稼働時間を示す．



図③. 2. 4. 2-1 Annual air conditioner heating/cooling loads (based on JIS)



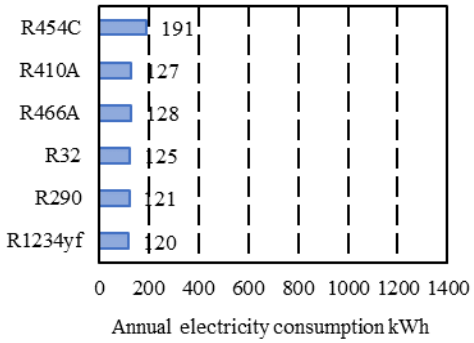
図③. 2. 4. 2-2 Annual air conditioner operating times (based on JIS)

表③.2.4.2-2 には年間エネルギー消費の計算条件を示す．

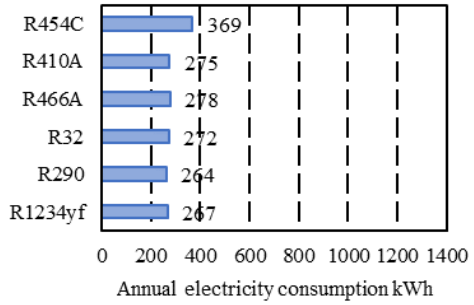
表③. 2. 4. 2-2 Conditions and assumptions for the calculation of annual energy consumption

Parameter	Condition
Adiabatic efficiency	0.7
T_{air} - T_{evp}	10 ℃ (at rated)
T_{con} - T_{room}	10 ℃ (at rated)
Super heating temp	5 ℃
Sub cooling temp	5 ℃
Standby power	1 W

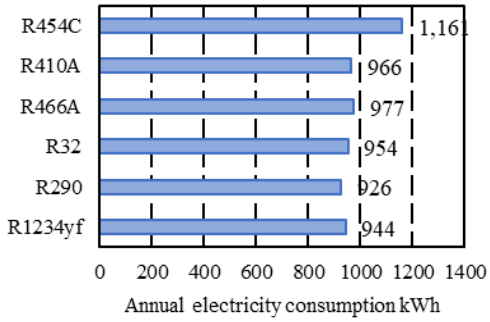
しかし，日本冷凍空調学会が行ったルームエアコンの稼働時間に関する調査によると，年間平均稼働時間は 2272 時間である．そのため，JIS の基準で計算した年間稼働時間が長すぎて，それに基づいて計算した年間エネルギー消費量も実機状況より大きくなる．この誤差に対して，調査結果割る JIS で計算した稼働時間で 53%の年間稼働率を推定し，年間エネルギー消費量にかけて結果を修正した．図③.2.4.2-3，図③.2.4.2-4，図③.2.4.2-5 は各地域における修正した年間エネルギー消費量をそれぞれ示す．



図③. 2. 4. 2-3 Annual electricity consumption (Naha)



図③. 2. 4. 2-4 Annual electricity consumption (Tokyo)



図③. 2. 4. 2-5 Annual electricity consumption (Sapporo)

(2) ヒートポンプ給湯機

本研究では，ヒートポンプ給湯機に対して熱力学サイクルの解析で構築した簡易モデルと伝熱に基づいての詳細モデルを構築し，実機実験データと比較してシミュレーターの妥当性を検証した．それから，対象地域の稼働条件のもと年間エネルギー消費と LCCP を計算した．

(a) 加熱性能実験

モデルの妥当性は，ヒートポンプ給湯機の加熱性能実験のデータと比較して検証された． 加熱性能実験は，R32 貯湯式ヒートポンプを対象とし，JIS C9220 に基づいて冬季，中間期，夏期

と高外気温での標準外気条件と入水温度をコントロールして，機器の定常加熱性能データを収集した．表③.2.4.2-3 には実験条件を表③.2.4.2-4 には給湯機の仕様を示す．

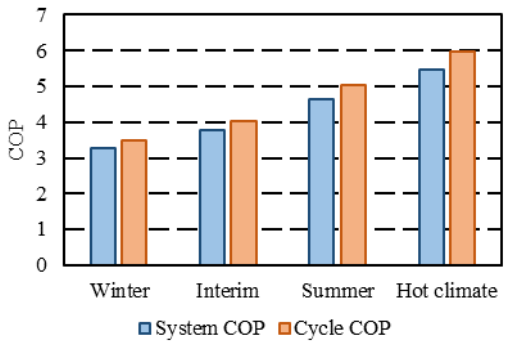
表③. 2. 4. 2−3 Air and water temperature settings for the heat pump water heater experiments.

Condition	Dry bulb air temperature ℃	Wet bulb air temperature ℃	Water temperature ℃
Winter	7.1	5.9	9.4
Interim	16.7	12.1	17.5
Summer	25.1	21.7	24.9
Hot climate	35.0	25.1	29.7

表③. 2. 4. 2−4 Specifications of subject heat pump

Parameter	Settings
Mass charge	0.59 kg
Rated capacity	4 kW
Refrigerant	R32
Hot water outlet	65 ℃

図③.2.4.2-6 には機器のサイクル COP と室外機の電力消費を含めて計算したシステム COP を示す．



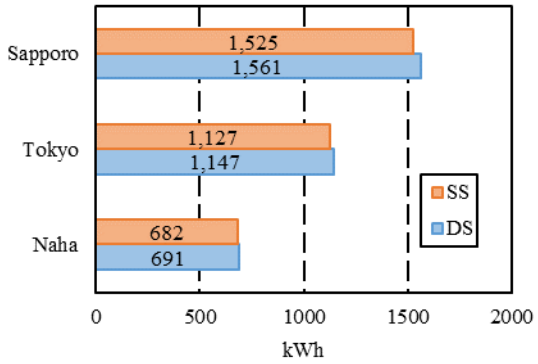
図③. 2. 4. 2−6 Experimental heat pump and system COPs

実験結果は，ヒートポンプ給湯機の COP は外気温度の低下とともに下がることが示唆された．

なお，詳細モデルについては，シミュレーションソフト EF＋M で計算し，簡易モデルはピンチモデルを用いた [38]．

(b) 年間エネルギー消費量

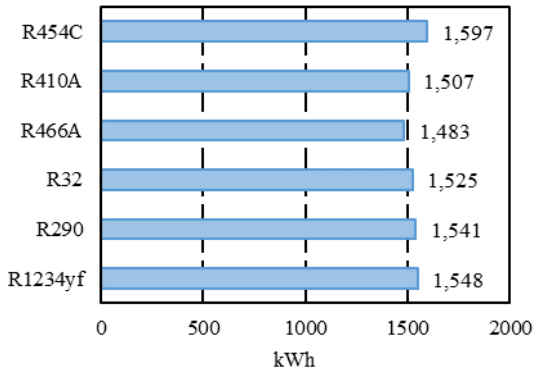
上記二種類のシミュレーターに対象地域の稼働条件を入力し，年間エネルギー消費量を計算する．図③.2.4.2-7 には計算結果を示す．ここで，DS は詳細モデル，SS は簡易モデルである．



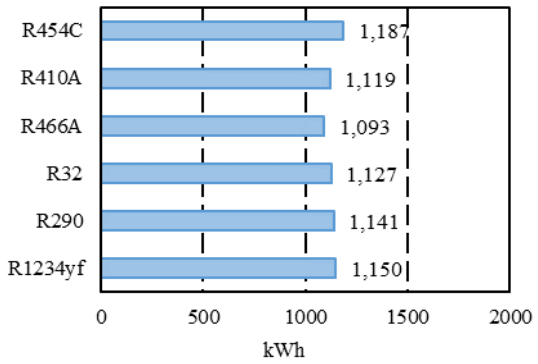
図③. 2. 4. 2-7 Electricity consumption of the target heat pump water heater

計算結果は，那覇，東京と札幌のいずれも，詳細モデルの方が高いことを示唆された．また，詳細と簡易モデルの誤差は最大 2.4%（詳細モデルに基準）となり，一致性がある．

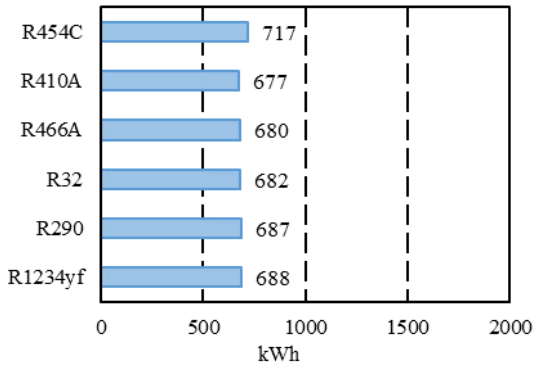
そこで，簡易モデルで六つの対象冷媒を採用して，年間エネルギー消費量を計算した．図③. 2. 4. 2-8，図③. 2. 4. 2-9，図③. 2. 4. 2-10 には計算結果を示す．



図③. 2. 4. 2-8 Annual electricity consumption of the heat pump water heater in Sapporo according to refrigerant



図③. 2. 4. 2-9 Annual electricity consumption of the heat pump water heater in Tokyo according to refrigerant



図③. 2. 4. 2-10 Annual electricity consumption of the heat pump water heater in Naha according to refrigerant

対象冷媒の計算結果によると，東京と札幌の場合に，R466A の効率は最も高い．那覇の場合に R410A のエネルギー消費量が最も小さい．また，R454C の効率は比較的高くて，それ以外の冷媒性能は近いと見られる．

(3) 間接影響に対するパラメータスタディ

前章に述べたルームエアコンとヒートポンプ給湯機の年間エネルギー消費量を基づいて，LCCP の間接影響に対するパラメータスタディを行う．

表③.2.4.2-5 と表③.2.4.2-6 は LCCP の計算条件と各冷媒の係数を示す．HPWH はヒートポンプ給湯機，AC はルームエアコンである．

表③. 2. 4. 2-5 Assumptions and conditions for calculation of LCCP owing to indirect emissions

Parameter	Tokyo	Naha	Sapporo
EM (kg CO_2*/ kWh)*	0.455	0.787	0.656
ALR		5%	
EOL		15%	
m		40 kg	
mr		20 kg	
C		0.59 kg	
L		15 years	
MM (kg CO_2/kg)		2.326	
RM (kg CO_2/kg)		0.056	

表③. 2. 4. 2-6 Target refrigerants and their corresponding *GWP*, *RFM*, and *RFD* values

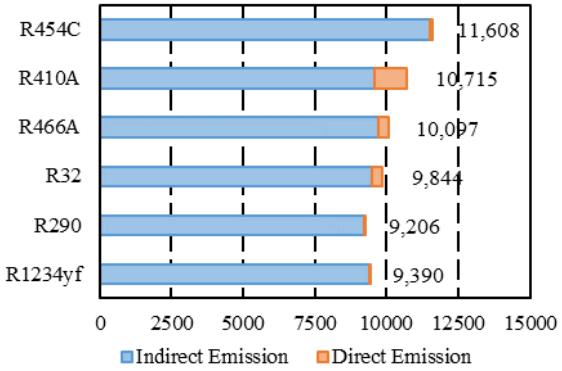
Refrigerant	*GWP* (kg CO_2)	*RFM* (kg CO_2/ kg)	*RFD*[(2)] (kg CO_2/ kg)
R1234yf	1	13.7	0
R290	3	0.05	0
R32	675	7.2	0
R466A	733	7.2[(1)]	0
R410A	2088	10.7	0
R454C	148	12.3[(1)]	0

(1) R466A と R454C は混合冷媒であり，R466A の場合には R32 の値を使う
R454C の場合には R32 と R1234yf の比例で推算した値を使う

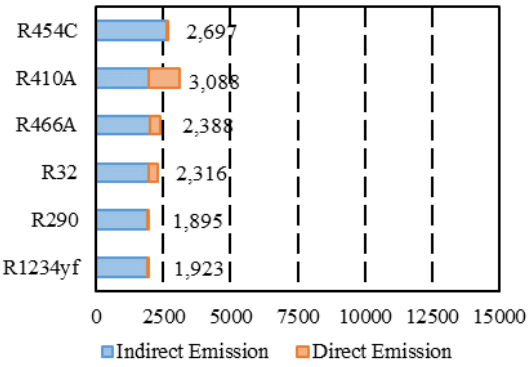
冷媒回収による CO_2 排出係数データが不足しているので，0 になった．上記の条件で，LCCP 評価を行う．

(a) ルームエアコン

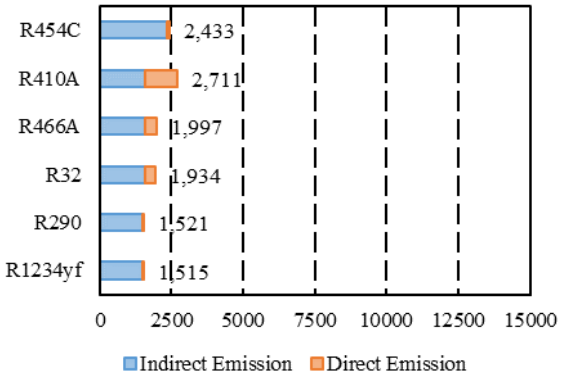
前節に述べたルームエアコンのエネルギー消費と各ファクターの値を LCCP 評価式に入力して計算した．図③.2.4.2-11，図③.2.4.2-12，図③.2.4.2-13 には札幌，東京と那覇での結果をそれぞれ示す．



図③. 2. 4. 2-11　LCCP results for an air conditioner in Sapporo according to refrigerant



図③. 2. 4. 2-12　LCCP results for an air conditioner in Tokyo according to refrigerant



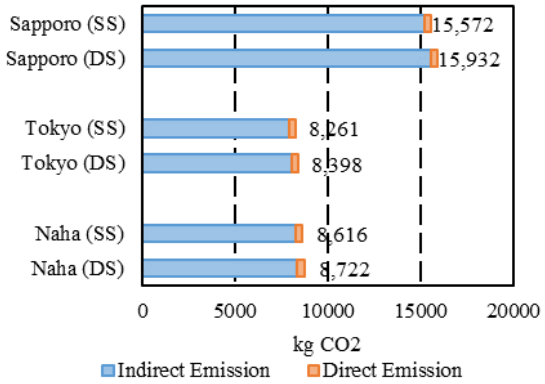
図③. 2. 4. 2-13　LCCP results for an air conditioner in Naha according to refrigerant

札幌は，東京や那覇と比較すると，エネルギー消費量と LCCP の値がはるかに大きい．また，那覇の電力消費量は東京の半分程度であるが，CO_2 排出係数が東京よりも高いため，LCCP の値は両者同程度となり，温暖化の影響はほぼ同等となる．

各冷媒を比較すると，R290 と R1234yf は性能が良く，かつ，低 GWP の特性により直接影響も小さい．札幌では，R454C の LCCP の値が最も大きい．

(b) ヒートポンプ給湯機

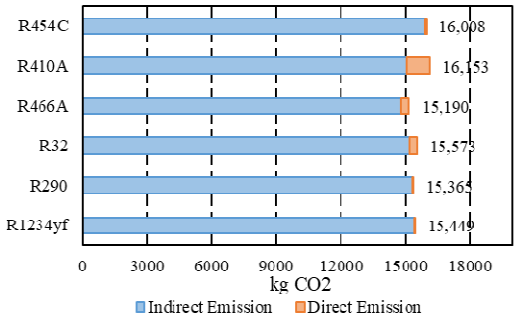
4.2 章に説明したヒートポンプ給湯機の年間エネルギー消費に基づいて LCCP 評価を行った．図③.2.4.2-14 には計算結果を示す．前述のように，DS は詳細モデル，SS は簡易モデルである．



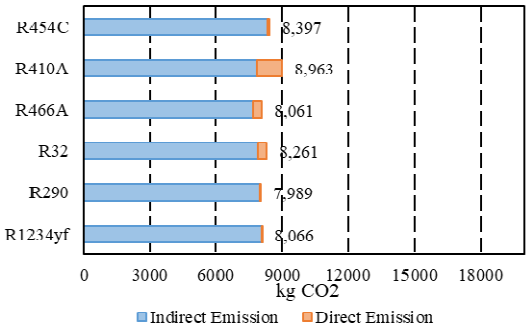
図③. 2. 4. 2-14　LCCP results for heat pump water heaters based on DS and SS methods

計算結果によると，札幌の外気温度が低いため，電力消費量と LCCP の値は対象地域の中で最も大きくなった．那覇の電力消費量は東京より小さいが，比較的高い CO_2 排出係数のため，LCCP の値は逆に東京より大きくなることがわかった．

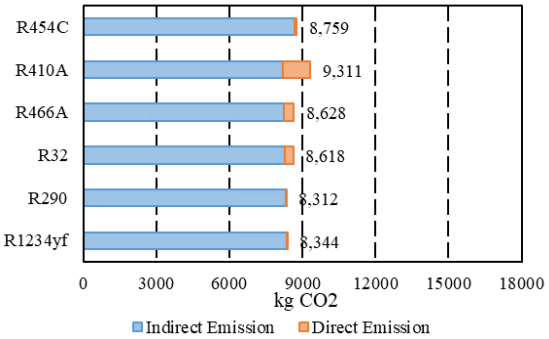
前章に示した冷媒別の年間エネルギー消費量計算結果に基づいて LCCP 評価を行う．図③. 2. 4. 2-15，図③. 2. 4. 2-16，図③. 2. 4. 2-17 には札幌，東京と那覇での LCCP 計算結果をそれぞれ示す．



図③. 2. 4. 2-15　LCCP results for a heat pump water heater in Sapporo according to refrigerant



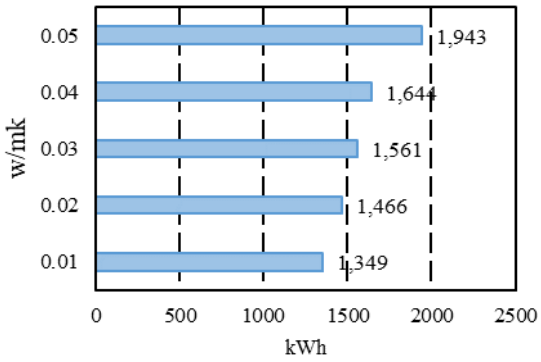
図③. 2. 4. 2-16　LCCP results for a heat pump water heater in Tokyo according to refrigerant



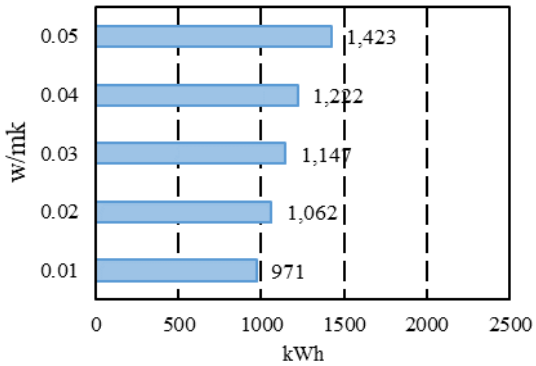
図③. 2. 4. 2-17　LCCP results for a heat pump water heater in Naha according to refrigerant

R454C のエネルギー消費量が多いため，LCCP の値は比較的に高い結果となった．R410A の性能はほかの冷媒と同等であるが，GWP が高いために直接影響が大きく，東京，札幌と那覇のいずれの場合も，LCCP の値は最も高い結果となった．

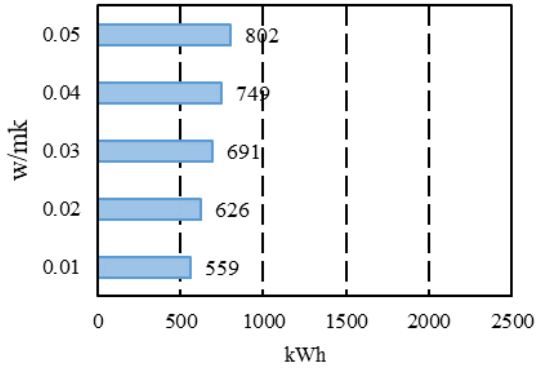
また，ヒートポンプの稼働時間帯とユーザーの使用時間帯が違うことによる，貯湯タンクの性能はシステム全体の効率にとって，重要なことと想定される．したがって，貯湯タンクの性能がエネルギー消費量と LCCP に及ぼす影響を把握するため，対象機器断熱材の熱伝達率に対するパラメータスタディを行った．　図③.2.4.2-18，図③.2.4.2-19，図③.2.4.2-20 には対象地域での年間電力消費量を示す．



図③. 2. 4. 2-18 Effects of insulation material on the electricity consumption of a heat pump water heater in Sapporo



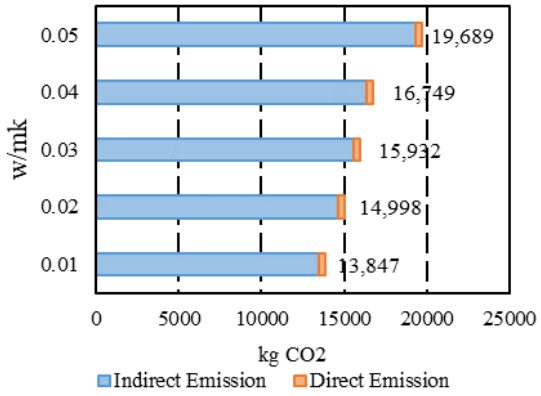
図③. 2. 4. 2-19 Effects of insulation material on the electricity consumption of a heat pump water heater in



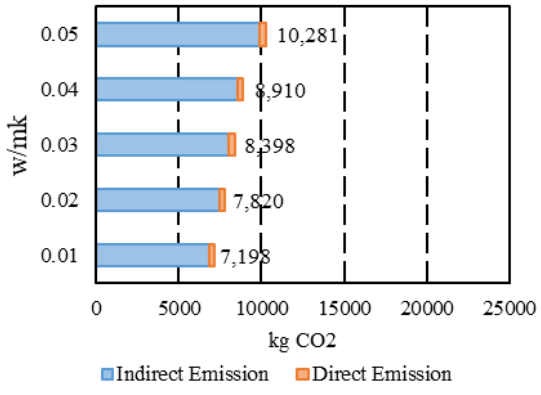
Tokyo

図③. 2. 4. 2-20 Effects of insulation material on the electricity consumption of a heat pump water heater in Naha

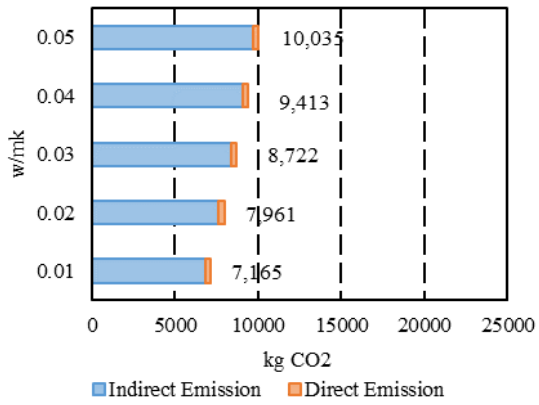
以上のエネルギー消費に基づいて，LCCP 評価を行った．図③.2.4.2-21，図③.2.4.2-22，図③.2.4.2-23 には各地域における結果をそれぞれ示す．



図③. 2. 4. 2-21 LCCP based on annual electricity consumption of a heat pump water heater in Sapporo according to insulation material



図③. 2. 4. 2-22 LCCP based on annual electricity consumption of a heat pump water heater in Tokyo according to insulation material



図③. 2. 4. 2-23 LCCP based on annual electricity consumption of a heat pump water heater in Naha according to insulation material

パラメータスタディの結果によると，蓄熱式ヒートポンプの年間エネルギー消費量とそれによる LCCP の最小化にとって，製品の蓄熱性能はとても重要であることがわかった．特に外気温度が低いところで，断熱材性能の低下とともにエネルギー消費量と LCCP が急増する結果となった．

③. 2. 4. 3 LCCP シミュレーターを使った解析結果のまとめ

本研究では，LCCP 評価における構成ファクターに対してパラメータスタディを行い，低 GWP 冷媒への転換による LCCP の影響を定量的に示すことができた． R1234yf と R290 のような低 GWP 冷媒を採用した場合に，年間冷媒漏洩率と冷媒充填量がいくら増えても直接影響はほぼないとの結論となった．また，R410A のような GWP が非常に高い冷媒では，特に負荷が比較的に小さい地域で，冷媒漏洩率と EOL のいずれも重要な要素となる．

LCCP には，我が国の現在の CO_2 排出係数の場合は，機器の消費電力量による間接影響が LCCP の値を大きく左右する．また，CO_2 排出係数の違いによって，ヒートポンプ給湯機の電力消費量は那覇の方が東京よりも小さいにもかかわらず，LCCP の値は逆に那覇の方が東京より高い結果となった．

参考文献

1) Stephen O. Andersen., The implications to the Montreal protocol of the inclusion of HFCs and PFCs in the Kyoto protocol, 1999, pp. 37-38

2) Stephen O. Andersen., Life Cycle Climate Performance Metrics and Room AC Carbon Footprint, 2018, pp. 25

3) Kamel, E., Sheikh, S., Typical meteorological year and actual weather data in data driven machine learning models for residential building energy use, 2020, Proceedings of the 2020 ASHRAE Virtual Conference. ASHRAE, pp. 88-95

4) Hanlong Wan., Comprehensive Investigations on Life Cycle Climate Performance of Unitary Air-Conditioners, 2021, pp. 332-341

5) Sarah Troch., LCCP evaluation on various vapor compression cycle options and low GWP refrigerants, 2016, pp. 133-134

6) Wu, J., Xu, Z. , Jiang, F., 2019. Analysis and development trends of Chinese energy efficiency standards for room air conditioners. Energy Policy 125, 368–383.

7) GB 12021. 3-2010, 2010a. The Minimum Allowable Value of the Energy Efficiency and Energy Efficiency Grades for Room Air Conditioners. Standards Press of China, Beijing.

8) ANSI/AHRI 210/240-2008, 2008. Performance Rating of Unitary Air-Conditioning & AirSource Heat Pump Equipment. Air-Conditioning, Heating, and Refrigeration Institute, Arlington, VA.

9) JISC 9612:2013, 2013. Room Air Conditioner. Japanese Industrial Standards Committee, Tokyo.
10) BS EN 14825-20①.2.2012. Air conditioners, liquid chilling packages and heat pumps, with electrically driven compressors, for space heating and cooling-Testing and rating at part load conditions and calculation of seasonal performance. British Standards Institution, London
11) AS/NZS 3823.2:2013, 2013. Performance of electrical appliances—Air conditioners and heat pumps Part 2: Energy labelling and minimum energy performance standards (MEPS) requirements. Standards Australia International, Sydney; Standards New Zealand, Wellington.
12) Hayato Horie, Takumi Kamiaka, Chaobin Dang, Eiji Hihara., Study on Cycle Property and LCCP Evaluation of Heat Pump Using Hfo-1234YF, Hfc-32, And Hfc-410a As Refrigerant, 2010, pp. 8
13) W. Chen., A comparative study on the performance and environmental characteristics of R410A and R22 residential air conditioners, Applied Thermal Engineering 28, 2007.
14) Qiqi Tian, Dehua Cai, Liang Ren, Weier Tang, Yuanfei Xie, Guogeng He, Feng Liu., An experimental investigation of refrigerant mixture R32/R290 as drop-in replacement for HFC410A in household air conditioners, international journal of refrigeration, 2015, pp. 216-228.
15) HORIE, Hayato, ITOH, Mami, HIHARA, Eiji., Annual Performance and Performance Rating of Air Conditioners 1st Report: Packaged Air Conditioners
16) Zhang, J., Qin, Y. , Wang, C., 2015. Review on CO_2 heat pump water heater for residential use in Japan. Renewable and Sustainable Energy Reviews. 50, 2015, pp. 1383-1391.
17) Saito, K., 2017. Latest heat pump technologies in Japan. In: Proceeding of 13th IEA Heat Pump Conference, Rotterdam, Netterland. 2017, pp. 1-15
18) Abdullah Alabdulkarem, Radia Eldeeb, Yunho Hwang, Vikrant Aute, Reinhard Radermacher., Testing, simulation and soft-optimization of R410A low-GWP alternatives in heat pump system, international journal of refrigeration, 2015, pp. 106-117
19) Kashif Nawaz, Bo Shen, Ahmed Elatar, Van Baxter, Omar Abdelaziz., Performance optimization of CO_2 heat pump water heater, International Journal of Refrigeration, Vol. 85, 2018, pp. 213-228
20) Alexander Soh, Swapnil Dubey. Performance Study of CO_2 Heat Pump under Tropical Conditions of Singapore., Energy Procedia 158 (2019), pp. 1366–1371
21) Arif Hepbasli, Yildiz Kalinci., A review of heat pump water heating systems, Renewable and Sustainable Energy Reviews. Vol. 13, 2009, pp 1211-1229.
22) J. Zhang, R.Z. Wang, J.Y. Wu., System optimization and experimental research on air source heat pump water heater, Vol. 27, 2007, pp. 1029-1035.
23) Life Cycle Climate Performance Working Group, Guideline for Life Cycle Climate Performance. V ①.2.2016.
24) U.S. Energy Information Administration, 2014. Capacity of Electric Power Plants by Energy Source. http://www.eia.gov/electricity/data.cfm/.
25) Electric Power Statistics Information System, 2016. Facility By Electric Power Source. http://epsis. kpx. or. kr/epsis/.
26) Seyoung Choi, Jinwoo Oh, Yunho Hwang, Hoseong Lee., Life cycle climate performance evaluation (LCCP) on cooling and heating systems in South Korea, Applied Thermal Engineering 120, 2017, pp. 88-98.
27) Nuclear Safety and Security Commission, 2014. CO_2 Emissions of Power Energy Source. <http://www.nssc.go.kr/nssc/open/opening_data.jsp.
28) M. Deru, P. Torcellini., Source Energy and Emission Factors for Energy Use in Buildings, 2007.
29) Can Coskun., A time-varying carbon intensity approach for demand-side management strategies with respect to CO_2 emission reduction in the electricity grid, Int. J. Global Warming, Vol. 19, 2019
30) Mohamed Beshr, Vikrant Aute, Omar A Abdelaziz, Brian A Fricke, Reinhard Radermacher., An Evaluation of the Environmental Impact of Different Commercial Supermarket Refrigeration Systems Using Low Global Warming Potential Refrigerants, 2014.

31)　Gang Li., Comprehensive investigations of life cycle climate performance of packaged air source heat pumps for residential application, Ingersoll Rand Engineering and Technology Center-Asia Pacific, 2014.
32)　Omar Abdelaziz, Brian Fricke, Edward A. Vineyard., Development of Low Global Warming Potential Refrigerant Solutions for Commercial Refrigeration Systems using a Life Cycle Climate Performance Design Tool. International Refrigeration and Air Conditioning Conference, 2012.
33)　Imran Khan, Michael W. Jack, Janet Stephenson., Use of time-varying carbon intensity estimation to evaluate GHG emission reduction opportunities in electricity sector, IEEE, 2017.
34)　Imran Khan., Importance of GHG emissions assessment in the electricity grid expansion towards a low-carbon future: A time-varying carbon intensity approach, Vol. 196, Journal of Cleaner Production, 2018, pp. 1587-1599.
35)　Imran Khan, A Temporal Approach to Characterizing Electrical Peak Demand: Assessment of GHG Emissions at the Supply Side and Identification of Dominant Household Factors at the Demand Side, 2018.
36)　日本における発電技術のライフサイクル CO_2 排出量総合評価,電力中央研究所, 2016.
37)　Institute for Sustainable Energy Policies. https://www.isep.or.jp/

④ 国際規格，国際標準化への貢献

④.1 国際規格，国際標準化への貢献

シミュレーターと性能評価装置の国際標準化については，機器性能シミュレーターをインドネシアとタイでの標準化に向けた準備を進めた．開発した性能評価装置は，国際的な評価装置を目指して，その第一歩として 2020 年度に日本空調冷凍研究所の「準認定」を取得した．

また，2022 年度には，期間性能評価方法への国内外への貢献を目的として，取得した性能データを基に，期間性能を定義している国内規格 JIS B 8616，JIS C 9612 への改正案の提案を行った．これを基に，国際規格 ISO 16358-1，ISO 16358-2，ISO 16358-3 への改正提案を目指す活動を行った．

さらに，冷媒充填量の制約に関しては，冷媒充填量を規定している IEC60335-2-89 への改正案の提案を目指している．

④.2 国際規格，国際標準化への具体的提案

低負荷性能の評価方法の改善や新たな評価方法の検討等については，日本冷凍空調工業会との連携が必要不可欠であるため，日本冷凍空調工業会の主催する冷媒評価ワーキンググループ等に参加して，積極的に情報交換を進めていった．また，ISO の改正を目指す具体的な提案活動として，ISO に関するサブワーキングに出席した日程を記述する．

①2021 年 6 月 28 日，29 日
②2021 年 12 月 09 日
③2022 年 02 月 08 日
④2022 年 04 月 12 日
⑤2022 年 06 月 08 日
⑥2022 年 08 月 24 日
⑦2023 年 01 月 19 日

提案は，本報告書の②「性能評価技術開発研究」における②.2 の「性能評価装置開発」と②.3 の「性能評価装置を使った実運転データの取得」から，開発した性能評価装置の概要と特徴および第三者機関と行ったラウンドロビンテストの結果をまとめており，本事業で開発した方式による性能評価手法の有効性を示した内容となっている．実際に提案に使った資料の抜粋版を以下に示す．

Emulator-type load-based testing methodology

Waseda University

Contents

1. **Conceptual description of the testing methodology**
–differences and similarities with the equipment performance testing methodologies.

2. **Investigation of the sources of measurement error/delay**
–level of accuracy and responsiveness of the testing facility;
–identify the main factors affecting the reproducibility of the results.

3. **Early results**
–capture system dynamic performance and controllability.

4. **Round Robin test results**
–overcoming the effect of main sources of thermal inertia;
–evaluate level of reproducibility of emulator-type load-based tests.

1. Concept of the testing methodology (target system)

Actual air conditioning operation

- Air flow is performed by the air handling unit (AHU) and its heat capacity is very small.
- The AHU is controlled according to changes in the indoor environment.
- The valve is controlled dynamically responds with sensible and latent loads of indoor air conditioning.

Issue

- For load-based tests the modulations of the room-side conditions should be reproducibly generated in real-time.

1. Concept of the testing methodology (actual system operation)

Actual air conditioning operation

1. Concept of the testing methodology (emulator-type tests)

Actual air conditioning operation

- Different combinations of response (dynamic characteristics) for the sensible, latent and external loads in rooms with different capacity.

Requirements for load-based tests:

1. Reproduce the room-side conditions.
2. Measure the dynamic performance of the air conditioner.

Present approach

1. Adjusting side conditions (temperature) within the air conditioner (Full water).
2. Use of supply testing equipment (duct) for AC performance evaluation (hardware).
3. Emulated by Simulation (Emulator – Air conditioner) (Controller (MPC) connected).

Hardware

Software

Air conditioning load emulation based on room-delivery method

1. Concept of the testing methodology (testing equipment/hardware)

Heating/cooling capacity measurement

Main specifications

Air enthalpy method: air conditioner capacity is estimated from the enthalpy difference between return and supply air and airflow rate.

1. Concept of the testing facility (hardware appearance)

Appearance of the testing facility at Waseda University

Building exterior

Appearance of indoor unit measuring chamber

Chamber sensors (T, T_{dp})

Equipment appearance

Outdoor unit measure exterior

Outdoor unit set up

1. Concept of the testing methodology (software/room emulator)

CONFIDENTIAL

Simple emulator formulation for evaluating accuracy, reproducibility, and correspondingly defining a "standardized testing procedure"

Energy equation

- Energy balance
- Heat capacity of the room

Mass balance

- Mass conservation of water
- Moisture capacity of the room

Symbol

Subscript

The physical model may be arbitrarily reformulated to capture different features of the building load and ensure result representativity

2. Investigation of the sources of measurement error/delay

Static tests

- Confirm the reproducibility of fixed compressor speed tests

Verification of the testing facility's reproducing reliability is obtained in accordance with JIS B 8615-1 annual performance tests for a 2.8 kW air conditioner tested at the Japan Air Conditioning and Refrigeration Testing Laboratory.

Results

The accuracy of the testing facility was certified by JATL for JIS standard tests (max deviation 2.4%).

2. Investigation of the sources of measurement error/delay

Load based tests

- Confirm the integrity of load-based tests driven by the active controls with the simulator-type facility.

Factors affecting the modulation of the indoor air temperature and humidity, affecting the reproducibility of the results:

I. calculation time delay of the emulator;

II. temperature of humidity transducer at the controller operation;

III. air conditioner dynamic operation tracking, heat transfer and heat capacity of the chamber and instrument-line (duct measuring channel);

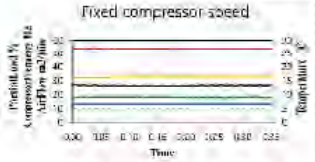
IV. time delay of the signal from various sensors.

Measurement delay was limited to approximately 1% of the thermal time constant of a representative room size.

3. Early results (fixed compressor speed vs emulator-based)

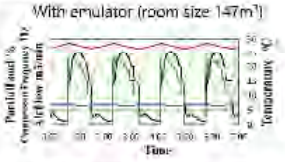
LOAD 25%, Indoor 27 °C, Outdoor air temp. 29°C

Fixed compressor speed



(COP 7.13 , sensible to latent heat 0.932)

With emulator (room size 147m³)

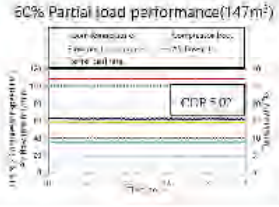


(COP 5.58 , sensible to latent heat 0.844)

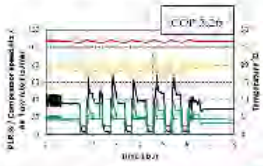
3. Early results (emulator-based test) (different loads)

System rated capacity	10 kW
Outdoor temp.	29 °C
Indoor temp.	27°C
Pipe length	5m
Sensible heat ratio	0.85
Room size	147 m³

60% Partial load performance(147m³)

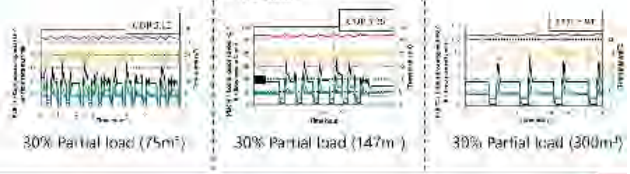


30% Partial load performance (147m³)



3. Early results (emulator-based test) (different room size)

System rated capacity	10 kW
Outdoor temp.	29°C ~ 19°C
Indoor temp.	27°C
Pipe length	5m
Sensible heat ratio	0.85
Room size	75, 147, 300 m³



30% Partial load (75m³) | 30% Partial load (147m³) | 30% Partial load (300m³)

4. Round Robin test results (tested system and conditions)

Purpose: Confirm the level of reproducibility of the emulator-type load-based tests

Tested system

Structure		4-port ceiling-type
Refrigerant		R32
Full capacity	Cooling W	10.0 kW
	Heating W	11.2 kW

Test conditions

Operation mode	Indoor set temp. Dry / Wet °C	Outdoor temp. Dry / Wet °C	PLR %	Room volume m³	Supply air measuring method
Cooling	27 / 19	29 / 19	25, 50	75, 147	Measuring grid

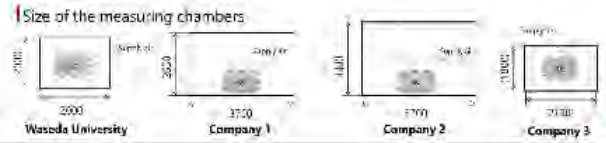
4. Round Robin test results (testing facilities)

Testing facilities

About 1.5 times bigger

	Waseda	Company 1	Company 2	Company 3
Indoor unit room size m	W3800 × D3800 × H3000	W5300 × D4500 × H3000	W7700 × D4500 × H3775	W6800 × D5280 × H3020
Room volume m³	77.6	87.6	349.0	301
Measurable capacity kW	~14.0	~15	~25	~25

Size of the measuring chambers



Waseda University | Company 1 | Company 2 | Company 3

4. Round Robin test results (test results – measuring grid)

Results

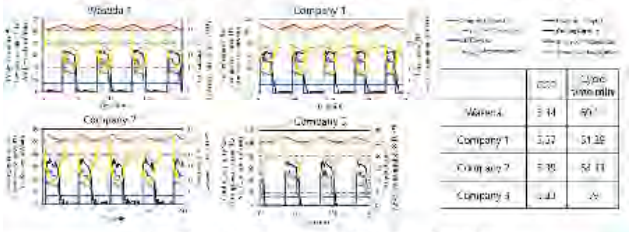
Test results – supply air (measuring grid)

Outdoor temp. °C	Partial load ratio %	Room volume m³	COP						
			Measuring grid						
			Waseda (2)	Company 1 (3)	Company 2 (4)	Company 3 (5)	Deviation (2)-(3) (%)	Deviation (2)-(4) (%)	Deviation (2)-(5) (%)
29 / 19	25	75	6.37	6.22	5.23	5.30	2.4	21.8	20.2
		147	6.34	6.67	5.75	5.83	-4.9	10.2	8.7
	50	147	6.24	6.10	6.04	6.03	2.3	3.3	3.4

$$\dot{Q}_{AC} = \dot{m}_a (h_{supply} - h_{room})$$

4. Round Robin test results (test results – measuring grid)

Cooling - Outdoor temperature 29 / 19 °C - Load 25% - Room size 147m³ - measuring grid

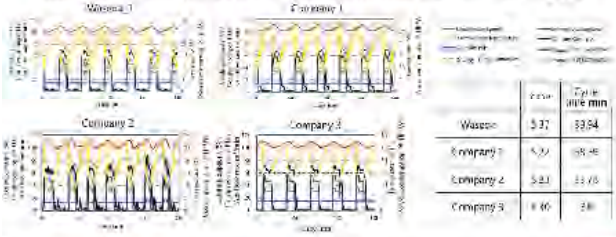


	COP	Cycle time min
Waseda	6.34	60
Company 1	6.67	51.38
Company 2	5.75	52.73
Company 3	5.83	26

- Limited deviations in measured COP (<5%) and cycle time

4. Round Robin test results (test results – measuring grid)

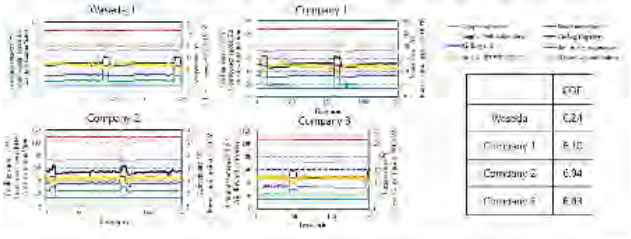
Cooling - Outdoor temperature 29 / 19 °C - Load 25% - Room size 75m³ - measuring grid



	COP	Cycle time min
Waseda	6.37	59.64
Company 1	6.22	58.48
Company 2	5.23	51.05
Company 3	5.30	26

4. Round Robin test results (test results – measuring grid)

Cooling - Outdoor temperature 29 / 19 °C - Load 50% - Room size 147m³ - measuring grid



	COP
Waseda	6.24
Company 1	6.10
Company 2	6.04
Company 3	6.03

Conclusions

- Corresponding Round Robin tests were conducted in 4 different testing facilities for various load conditions.
- Emulator-type load-based tests demonstrated a reproducibility level of the resulting performance within 5% and consistent control characteristics.

Future steps

- Expanding the set of round robin tests in different conditions and within other facilities.
- Confirm representativity.

(3).3 個別テーマの成果と意義

本研究成果である、冷凍空調機器の評価手法やシミュレーターは、すでに述べた通り、産業界、学術界でできる限り無償で広く普及させ、日本の冷凍空調技術の発展に貢献するものである。このため、市場規模に対する市場シェアのような考え方をすることは困難であるが(例えばルームエアコンは国内市場で 9 百万台 500,000 百万円規模、世界では 8 千万台 3,000,000 百万円規模)、研究開発期間終了後 5 年以内には、少なくとも国内においては、冷凍空調分野における唯一の標準シミュレーターとなることは確実である。

本プロジェクトを実施していることもあり、早稲田大学に 2020 年 4 月よりわが国初のヒートポンプ関連のコンソーシアム「次世代ヒートポンプ技術戦略研究コンソーシアム」を立ち上げることができた。ここには、我が国の主要冷凍空調機器メーカーが参加しており、ここでシミュレーターを標準コード化したり、ハイブリッド実運転性能評価装置により我が国の冷凍空調機器の実運転性能を把握したりすることにより、その運転データをデータベースとして世界に発信することによって日本製品の普及へ大きく貢献できる。

現状の課題は学術界への普及であるが、研究開発責任者が日本機械学会環境工学部門に新たに設置した規格・規制委員会やエネルギーシステム汎用数理モデル研究会、日本冷凍空調学会における自然冷媒冷凍空調システム技術委員会を通じて、学術界でも唯一の標準シミュレーターとなることが十分に可能である。

今回開発する手法は、海外においても利用可能なものであるため、東南アジアにおける大学からまず普及促進を図る、。特に我が国のメーカーは今後東南アジアへの製品の普及促進を強く要望しており、現在、設立したコンソーシアムでもわが国のヒートポンプ機器のアジアへの普及戦略を始めており、この際、このシミュレーターもそのまま普及させる予定である。これにより、東南アジア諸国においても我が国の製品性能が高いことを周知させることにつながることも期待している。さらに、相手国政府機関との交流も計画しており、ここでもこの活用を強く推進する予定である。これにより、東南アジアにおける標準シミュレーターとなることも目指す。

表(3).3-1 研究開発の意義（副次的成果）

研究開発項目	意義	副次的効果
研究開発項目①「次世代冷媒の基本特性に関するデータ取得及び評価」		
低ＧＷＰ冷媒を採用した次世代冷凍空調技術の実用化評価に関する研究開発（早稲田大学）	機器の基本設計に必要な冷媒の基本熱物性からシステム全体としての評価技術や最適化ツールまで含めた基盤技術を構築し、評価装置や、熱交換器、冷凍サイクル、LCCPの各種シミュレーターを開発することによって、理論面と実際の機器データの両面から、機器性能を評価できる体制を構築することによって、メーカーによる次世代冷媒を採用した機器の開発を支援する。	次世代冷媒を採用した機器の評価を行える体制が構築されたことにより、適切な次世代低GWP冷媒の選定や次世代冷媒を採用した機器開発のスピードアップが後押しされ、冷媒の低GWP化に大きく貢献できる。

(4) アウトカム目標の達成見込み

表(4)-1 アウトカム目標の達成見込み

テーマ	達成見込み	課題
低ＧＷＰ冷媒を採用した次世代冷凍空調技術の実用化評価に関する研究開発（早稲田大学）	低GWP冷媒を導入した中小型規模の冷凍空調機器の性能を実用機レベルにおいてまで評価できる手法のひとつとして「エミュレーター式負荷試験装置」を開発できた。また、工業界や学術界でも広く標準ツールとして活用が可能な共通解析プラットフォームとしてのシミュレーションツールを開発し、展開することができた。	「エミュレーター式負荷試験装置」の工業会への展開と、この装置を用いた評価手法の一般化と規格化。シミュレーションツールの工業会における一般化とユーザーニーズを取り入れたさらなる改良。

(4).1 実用化に向けた取組及び見通し

本研究開発では，大きく 5 つの項目での実用化を目指している.

・【解析技術の標準化】
・【シミュレーターの標準化と国際規格提案】
・【実運転評価技術の標準化と国際規格提案】
・【低 GWP 冷媒データーベースの構築】
・【データベースの国際情報発信】

これら全体についてのロードマップを図(4).1-1 に示している.

【解析技術の標準化】

冷凍空調技術において熱交換器、圧縮機、膨張弁といったデバイスの数理モデルから、システム全体の数値解析までをも含めたシミュレーション技術を総合的に取り扱ったハンドブックはこれまでに世界的に見ても見当たらない。これを学術的な書籍としてまとめ、日本語版だけでなく英語版も含めて世の中に発信し、冷凍空調解析技術の国際標準化を目指す。

【シミュレーターの標準化と国際規格提案】

このプロジェクトで開発するシミュレーターは、混合冷媒も含む低 GWP 冷媒を採用した機器性能の高精度予測が可能となる。また、今回開発する評価手法により、機器性能がより実運転性能に近い形で評価されるため、今後より省エネ性能高い製品開発等につなげられる。さらに、ユーザーが扱いやすい GUI を搭載した熱交換器シミュレーター、システムシミュレーター、年間性能・LCCP シミュレーターによって、デバイスから機器の年間性能までを一貫して、比較的容易に公平・公正な立場から解析が可能となる。これにより、技術者、研究者、さらには、行政関係者等に広く活用されることが期待できる。

本研究開発で開発するシミュレーターは、わが国の標準コードとして国家戦略構築やアカデミックな研究に活用いただくことが主たる目的として、日本冷凍空調工業会のメンバー企業や日本冷凍空調学会、日本機械学会の学会員に無償で活用いただく。すでに日冷工では冷媒評価 WG の標準解析コードとして活用いただいている。

図(4).1-2 のロードマップ(日本冷凍空調工業会と共同で作成したものである)に示すように 2018～2020 年度には、シミュレーションに関する結果を適宜日冷工側が実施している解析にも反映していった。すでに、2019 年 9 月には、日本冷凍空調工業会として、高外気温地域向けの A2L ルームエアコンの性能シミュレーションの解析結果を日本冷凍空調学会年次大会で発表している。また、日本冷凍空調工業会で、内蔵ショーケースに A2L 及び A3 冷媒を導入時の性能シミュレーション解析実施し、IEC 60335-2-89 への A2L 冷媒の最大冷媒量緩和（1.2 kg→13×LFL）に繋げるための漏えい解析の解析条件である A2L 冷媒の必要冷媒量を算出し、すでに間接的に IEC 規格の緩和に貢献している。

引き続き、2021 年度以降は、シミュレーションに関する研究結果を日本冷凍空調工業会側が実施する解析に反映した。そして、2021 年 10 月には、日本冷凍空調工業会が内蔵ショーケースへの A2L・A3 冷媒適用の性能解析結果を神戸シンポにて発表を行った。2021 年 9 月、2021 年 10 月には、日本冷凍空調工業会が高外気温地域向けのルームエアコンでの A3 冷媒と A2L 冷媒の性能解析結果の比較を日本冷凍空調学会年次大会及び神戸シンポで発表した。このように日本冷凍空調工業会も本シミュレーターを活用して、規格提案を進めている。

2020 年度からは、20 社弱ではあるが、図(4).1-3 に示すように我が国初の「次世代ヒートポンプ技術戦略研究コンソーシアム」を早稲田大学に立ち上げた。このコンソーシアムでは、標準コードとしてこのシミュレーターを規格立案、新たな評価基準の策定、海外へのデータベース発信、共同研究や国家プロジェクトで活用していく。参加企業は世界的企業であり、ここでの活用は国際標準化として大きく貢献するであろう。

また、東南アジア諸国などでは、省エネルギーシステムの大幅な導入増が求められるが、先方での気象条件、生活パターンにマッチした省エネルギーシステムを開発する必要がある。これらの国々ではまだ十分な省エネルギーシステムを開発する力を有していないため、我が国の省エネルギー機器の導入も大いに期待できるが、先方の国々にどのような機器がマッチするのか十分な評価を実施する必要がある。この場合にもシミュレーターを活用すれば、導入すべき省エネルギーシステムの検討も容易であり、これらの国々での活用まで含めれば、開発シミュレーターの活用可能領域の一層の拡大を期待できる。現在、東南アジア諸国のトップ大学と我々のシミュレーターを活用した共同研究を実施し、彼らには無償での活用を許可している。これによりシミュレーターの東南アジアの普及が期待されるだけでなく、我が国の製品普及にも大きく貢献することを期待している。

【実運転評価技術の標準化と国際規格提案】

すでに述べた通り、今後従来の定常データをベースとした機器の年間性能評価から実運転ベースの性能評価方法に大きく変わろうとしている中で、早稲田大学としては、そのような評価手法に対応可能なハイブリッド型性能評価装置を新たに構築した。この評価装置は、このままでは単なる早稲田大学の学生実験用設備となってしまうが、これを我が国で唯一のエアコンの性能検定試験場として検定試験だけでなく、エアコンへの性能保証ラベルの発行も行っている日本冷凍空調研究所(厚木)の準認定を 2020 年度中に取得した。日本冷凍空調研究所では、複数の国と同一の製品の性能を比較するラウンドロビンテストを実施し、国際的性能検定機関として認知されている。ここに認められた場合には、当然国際的性能評価機関としての一翼を担うこととなる。

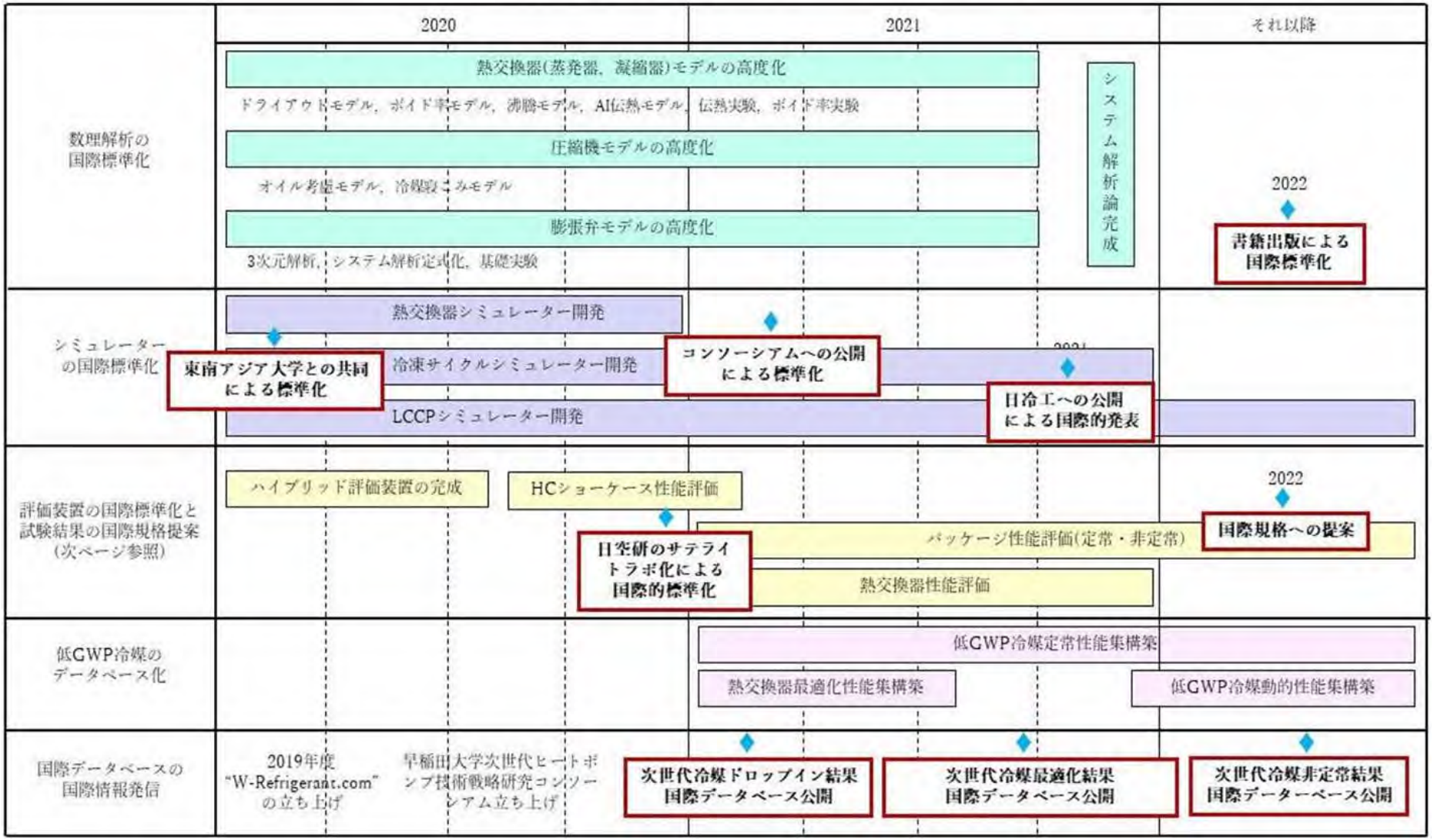
今回新たに開発する性能評価装置を使って次世代冷媒を用いた機器の性能を評価し、その結果を国際規格へ提案している。特に次世代混合冷媒等では、その問題が顕在化することが予想される低負荷断続運転時の性能を表す Cd 値や年間性能評価方法の中で数多く設定されている性能定数等を見直し、提案を進める予定である。図(4).1-4 のロードマップに詳細を提示したような形で検討を進めることを予定している。なお、このロードマップは、日本冷凍空調工業会との密接な打ち合わせをしながら作成した。

【国際データーベースの構築と情報発信】

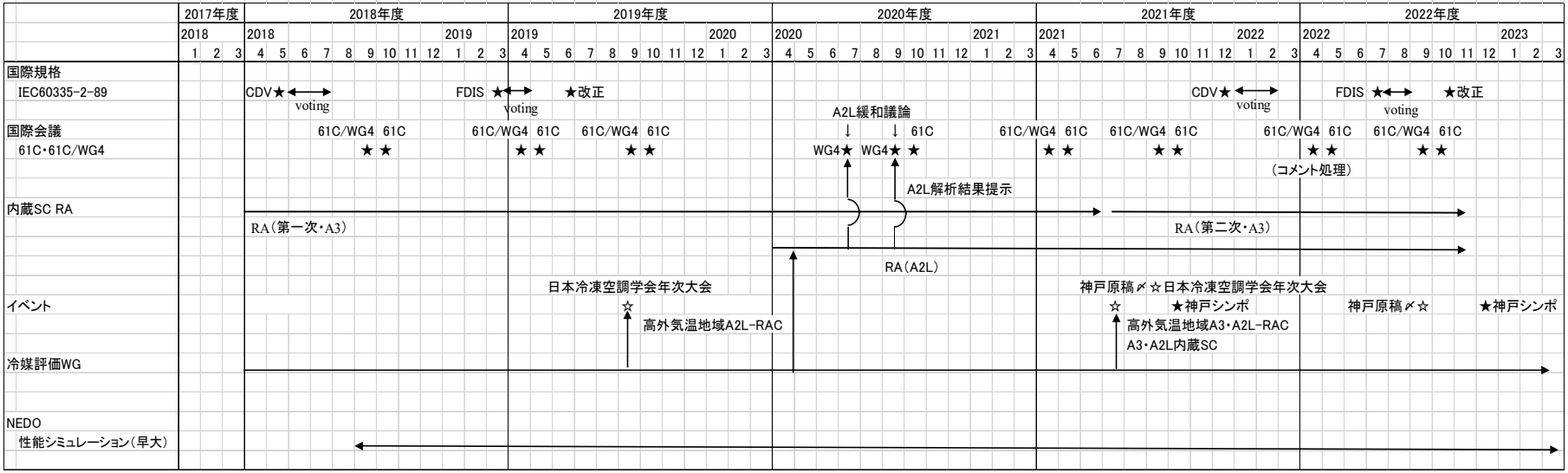
今回の NEDO プロジェクトによって開発するシミュレーターと機器の実運転性能評価装置により、多様な次世代冷媒を採用した機器の運転性能が測定されとともにシミュレーションが実施され、多くのデータを蓄積することができる。その結果をデータベース化することが可能である。すでに早稲田大学では、次世代冷媒の情報発信基地としての「W-Refrigerant。com」を立ち上げ、次世代冷媒に関連する情報発信を進めている。図(4).1-5 に示すようにここに今回の NEDO プロジェクトで収集したデータを掲載し、機器性能のデータベースを構築する。これを世界に向けて発信する。すなわち、自ら国際データベースを構築することにより、国際的な情報発信を進める。

もちろん、アカデミックな論文として発信を行うと共に、さらには国連等への情報発信も検討する。これによって、政府のロードマップや規格策定に役立つと共に、このようなデータベース作成に貢献することによって、企業の社会的価値創造に役に立てたり、国際的に高性能な機器の普及促進に役立てたりすることを目指す。

図(4).1-1　実用化に向けた課題，スケジュール，マイルストーン



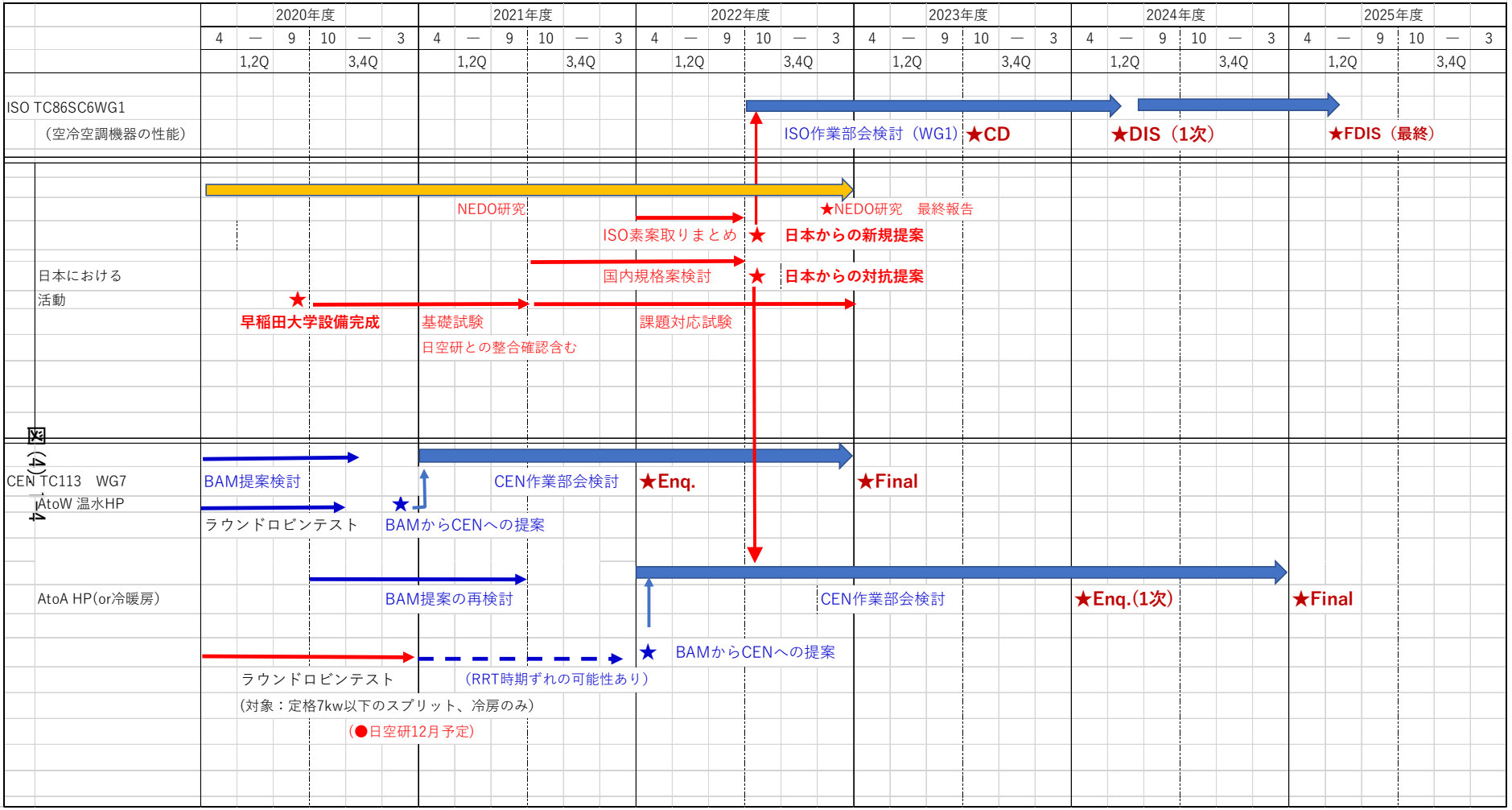
図(4).1-2 性能シミュレーション関連ロードマップ



次世代ヒートポンプ戦略研究コンソーシアムの設立とシミュレーターの標準化

図(4).1-3

図(4).1-4 ハイブリッド実運転性能評価装置による運転データの国際規格化へのロードマップ



図(4).1-5　国際データベースの構築その活用

(4).2 波及効果

本研究成果である、冷凍空調機器の評価手法やシミュレーターは、すでに述べた通り、産業界、学術界でできる限り無償で広く普及させ、日本の冷凍空調技術の発展に貢献するものである。このため、市場規模に対する市場シェアのような考え方をすることは困難であるが(例えばルームエアコンは国内市場で 9 百万台 500,000 百万円規模、世界では 8 千万台 3,000,000 百万円規模)、研究開発期間終了後 5 年以内には、少なくとも国内においては、冷凍空調分野における唯一の標準シミュレーターとなることは確実である。

本プロジェクトを実施していることもあり、早稲田大学に 2020 年 4 月よりわが国初のヒートポンプ関連のコンソーシアム「次世代ヒートポンプ技術戦略研究コンソーシアム」を立ち上げることができた。ここには、我が国の主要冷凍空調機器メーカーが参加しており、ここでシミュレーターを標準コード化したり、ハイブリッド実運転性能評価装置により我が国の冷凍空調機器の実運転性能を把握したりすることにより、その運転データをデータベースとして世界に発信することによって日本製品の普及へ大きく貢献できる。

現状の課題は学術界への普及であるが、研究開発責任者が日本機械学会環境工学部門に新たに設置した規格・規制委員会やエネルギーシステム汎用数理モデル研究会、日本冷凍空調学会における自然冷媒冷凍空調システム技術委員会を通じて、学術界でも唯一の標準シミュレーターとなることが十分に可能である。

今回開発した手法は、海外においても利用可能なものであるため、東南アジアにおける大学からまず普及促進を図る。特に我が国のメーカーは今後東南アジアへの製品の普及促進を強く要望しており、現在、設立したコンソーシアムでもわが国のヒートポンプ機器のアジアへの普及戦略を始めており、この際、このシミュレーターもそのまま普及させる予定である。これにより、東南アジア諸国においても我が国の製品性能が高いことを周知させることにつながることも期待している。さらに、相手国政府機関との交流も計画しており、ここでもこの活用を強く推進する予定である。これにより、東南アジアにおける標準シミュレーターとなることも目指す。

これらによって、次世代冷媒を採用した機器の評価を行える体制が構築され、適切な次世代低 GWP 冷媒の選定や次世代冷媒を採用した機器開発のスピードアップが後押しされ、冷媒の低 GWP 化に大きく貢献することとなる。

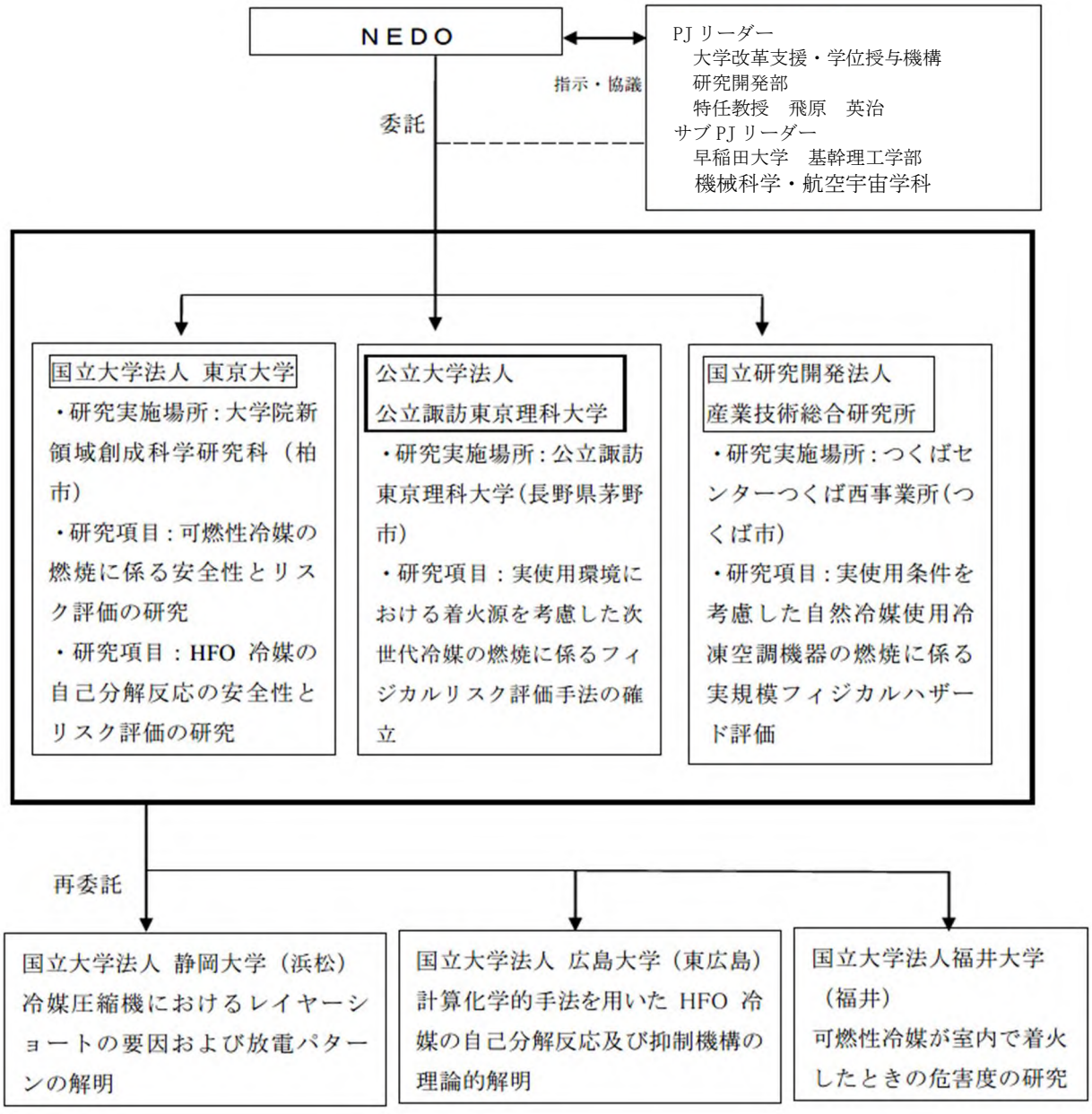
(5) 特許出願数、論文発表数

テーマと対象	分類	2018年度	2019年度	2020年度	2021年度	2022年度	2023年度（予定含む）	合計
研究開発項目①「次世代冷媒の基本特性に関するデータ取得及び評価」								
低ＧＷＰ冷媒を採用した次世代冷凍空調技術の実用化評価に関する研究開発（早稲田大学）	特許出願 （うち外国出願）							
	論文			2	2	4	2	10
	研究発表・講演		3	8	15	13	5	44
	受賞実績					7		7
	新聞・雑誌等への掲載							
	展示会への出展							
	TVその他							
	合計		3	10	17	24	7	61

4.2 研究開発項目② 次世代冷媒の安全性・リスク評価手法の開発

4.2.1 実施者名、実施体制

本研究開発項目の実施者名、実施体制は以下の図に示すとおり。



【実施体制（研究開発項目②）】

本事業では、東京大学、公立諏訪東京理科大学、産業技術総合研究所（安全科学研究部門）が共同提案し、受託している。3 機関の可燃性冷媒の安全評価に関する研究項目を列挙すると、以下のようになる。

【東京大学】
・可燃性冷媒漏洩時のリスクの評価
・可燃性冷媒が室内で着火したときの危害度の評価
・エアコンポンプダウン時のディーゼル爆発の抑制
・HFO 冷媒の自己分解反応の抑制

【公立諏訪東京理科大学】
・着火源のスクリーニングと着火源モデルの構築
・各種着火源のフィジカルリスク評価

【産業技術総合研究所（安全科学研究部門）】
・冷凍空調機器からの冷媒漏洩事故事例の検討と漏えい条件のモデル化
・可燃濃度域内に存在する実在の機器類の点火能評価
・少量長時間漏洩時の拡散挙動計測と実規模フィジカルハザード評価
・室内機内での急速漏洩時の拡散挙動計測と実規模フィジカルハザード評価

家電製品のリスクを評価する手法として、R-Map が知られている。これは、リスクを 6 つの発生頻度と 5 つの危害度からなる 6×5 のマトリクス上で表現するものである。文部科学省所管の(財)日本科学技術連盟が開発したものである。図 4.2.1-1 は R-Map の例である。A 領域は許容できないリスク領域でリコールしなければならないものに該当する。B 領域は最低限のリスクまで発生頻度を低減すべき領域である。C 領域はリスクが無視でき、そのまま流通できる領域である。事故の発生頻度に関しては、家電製品などの消費生活用製品については、100 年に 1 回の死亡事故が発生しても安全と見なす（C 領域と見なす）という基準が示されている。例えば、わが国のルームエアコンのように 1 億台流通している場合は、許容される事故発生頻度は 10^{-10}（件／台・年）となる。図 4.2.1-1 の発生頻度は 100 万台流通している場合の例である。

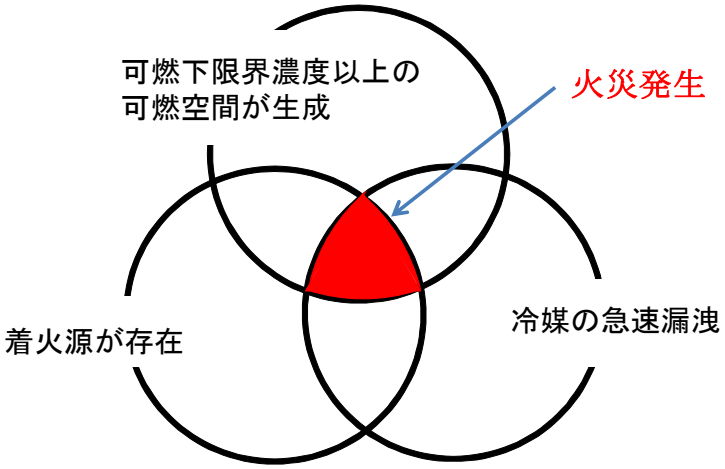
以上のように、製品のリスク評価を行うためには、事故の発生頻度評価と危害度の評価を行う必要がある。冷凍空調機器から可燃性冷媒が漏えいして火災事故になるためには図 4.2.1-2 に示すような 3 条件（冷媒の急速漏洩、可燃空間の存在、着火源の存在）が重なる必要がある。3 条件を独立事象と仮定すると、火災事故の発生確率は、冷媒の急速漏洩の発生確率と可燃空間の存在確率と着火源が存在する確率の積となるので、火災事故の発生確率を求めるためには 3 要素のそれぞれの発生確率を求める必要がある。

発生頻度	(件/台・年)		0 無傷	I 軽微	II 中程度	III 重大	IV 致命的
						重傷 入院治療	
					製品発火 製品焼損	火災 (周辺焼損)	火災 (建物延焼)
5	10-4超	頻発する	C	B3	A1	A2	A3
4	10-4以下～10-5	しばしば発生する	C	B2	B3	A1	A2
3	10-5以下～10-6	時々発生する	C	B1	B2	B3	A1
2	10-6以下～10-7	起りそうにない	C	C	B1	B2	B3
1	10-7以下～10-8	まず起りえない	C	C	C	B1	B2
0	10-8以下	考えられない	C	C	C	C	C

危害の程度

図 4.2.1-1 100 万ユニットが配布された消費製品のリスクマップ

図 4.2.1-2 火災事故発生の条件



本事業では、火災事故が発生する頻度のための研究と、事故時の危害度評価のための研究を行った。当面は冷媒としてプロパンを冷媒とし、ルームエアコンおよび独立型ショーケースからの冷媒漏洩に伴う火災事故を研究対象とした。3 機関の研究項目の関係を図 4.2.1-3 に示す。相互に協力しながら研究を進めていった。最終的なリスク評価は日本冷凍空調工業会と協力しながら実施した。

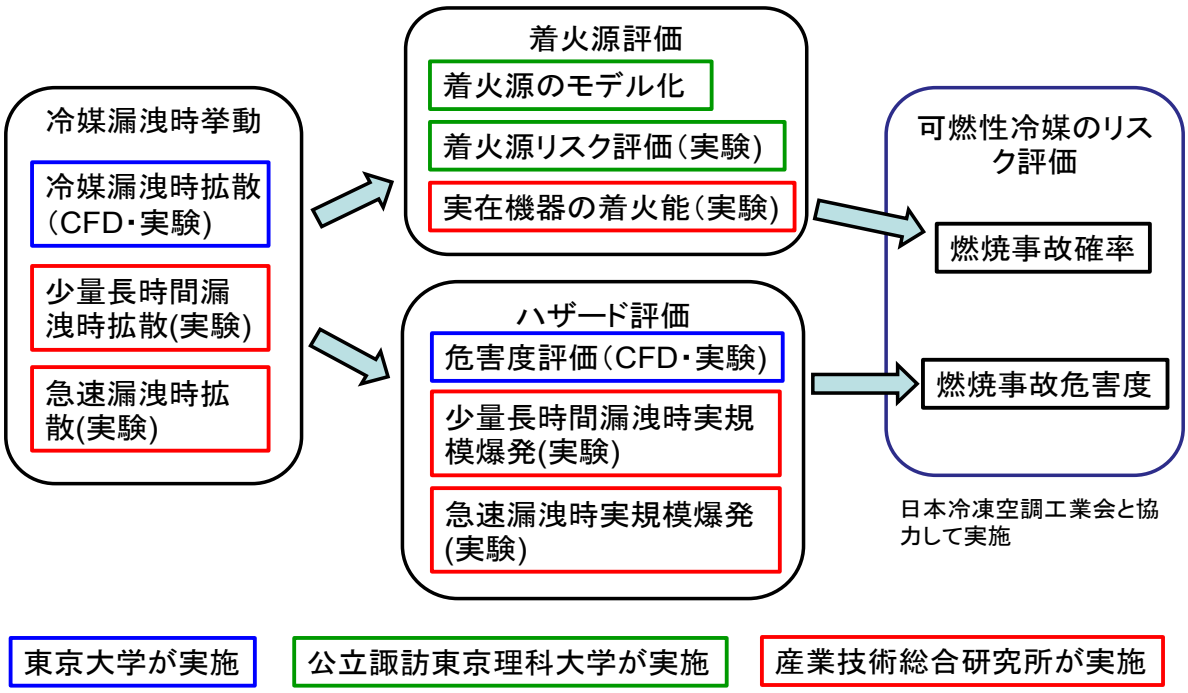


図 4.2.1-3 プロジェクトの研究のながれ

4.2.2 期間、予算

本研究開発項目の期間、予算配分は以下の表に示すとおり。

【各年度予算配分】

	総額（5年間） 約28億円	研究開発項目毎配分		
		① 基本特性評価	② 安全性・リスク評価	③ 冷媒・機器開発
2018年度	2.50億円	65%	35%	-
2019年度	6.53億円	57%	28%	15%
2020年度	7.00億円	48%	25%	27%
2021年度	6.50億円	53%	24%	23%
2022年度	5.49億円	51%	26%	23%

4.2.3.1 次世代冷媒の安全性・リスク評価手法の開発（国立大学法人東京大学）

(1) 目標の設定と根拠

(1).1 分野別対応状況（研究開発の必要性）

本プロジェクトでは、現行の代替フロン冷媒に比べ大幅に温室効果を下げた低温室効果冷媒を用い、かつ高効率を両立する業務用小型冷凍冷蔵機器を実現するため、次世代冷媒候補の安全性評価に係る技術開発を行った。新冷媒は概ね可燃性を有していることから、特に強燃性を有する冷媒に着目し、リスク評価に係る項目について、室内実験や数値計算の技術を駆使した評価研究を実施した。また、有望な HFO 冷媒の中には自己分解反応を発生するものがあり、安全性確保のために自己分解反応を起こさない混合冷媒の選定やその反応の抑制に関する研究開発を行うことを目的とした。

低 GWP 型空調機器、業務用小型冷凍冷蔵機器用冷媒の性能評価と安全性評価をするために、東京大学は強燃性を有するプロパンを対象として、エアコンの室内への冷媒リーク時の安全性評価、ポンプダウン時のディーゼル爆発の抑制に関する研究を実施し、HFO-1123 冷媒を対象として自己分解反応を抑制し安全性を確保するための研究を実施した。

再委託先の静岡大学は HFO-1123 冷媒の不均化反応の起源と考えられている、冷媒圧縮機内で発生するレイヤーショートの発生条件などを検証した。

(1).2 テーマ毎の目標と根拠

① 可燃性冷媒の燃焼に係る安全性とリスク評価の研究

1) 可燃性冷媒漏洩時のリスクの研究

EC60335-2-89 の強燃性製冷媒である炭化水素がルームエアコンから室内に漏洩したとき、および冷凍冷蔵ショーケースから室内に漏洩したときの濃度分布のシミュレーション解析を完了する。その時には、冷媒の漏洩シナリオを検討して漏洩箇所、漏洩スピード、冷媒状態、室内状況を設定し、冷媒濃度の時間変化を計算する。ルームエアコンに可燃性冷媒を使用するときの国際規格 IEC60335-2-40、ショーケースに可燃性冷媒を使用するときの国際規格 I 安全規制が適切であるかを評価する。

2) 可燃性冷媒が室内で着火したときの危害度の研究

小型容器内で炭化水素、可燃性フルオロカーボン冷媒（R32）が燃焼するときのシミュレーションを行う。燃焼性の強さと、燃焼時の最大圧力や圧力の上昇速度の関係を整理する。燃焼をする空間のスケールを居室規模にまで広めた場合の従来の危害度についての整理との比較を行う。

3) エアコンポンプダウン時のディーゼル爆発の発生抑制

圧縮機内でのディーゼル爆発については、模擬エンジンを用いた実験に基づいて、発生条件を明らかにし、ディーゼル爆発の発生を抑制する方法を検討する。炭化水素を冷媒とするときは、特に危険性が危惧されるので、その防止方法を検討する。圧縮機油に燃焼反応を抑制する物質を少量添加し、各種冷媒に対してディーゼル爆発の発生条件を調べ、ディーゼル爆発を効果的に抑制する添加剤を提案する。

② HFO 冷媒の自己分解反応の安全性とリスク評価の研究

1) HFO 冷媒の自己分解反応の安全評価

HFO-1123 冷媒について、自己分解反応の発生条件を明らかにする。プロパンなどの反応抑制ガスを添加し、反応抑制効果を整理する。圧縮機内の構造物によって火炎の伝播が抑制され可能性があるので、内部構造物の構造と火炎伝ぱの抑制効果の関係を整理する。

2) 冷媒圧縮機におけるレイヤーショートの要因および放電パターンの解明（静岡大学に再委託）

ppm オーダーの出現頻度である、冷媒圧縮機の通常運転時に生じるレイヤーショート現象について、ショート発生の要因ごとにおける発生パターン、放電パターン、放電エネルギー等を明らかにする。また、それらに対する冷媒ガスの誘電率の影響や、冷凍機油の影響について明らかにする。

電源投入時に発生するショートのみではなく、実機定常運転時の回転数、圧力、温度を模擬した試験装置を開発し、冷媒圧縮機の通常運転時に生じるレイヤーショート現象について広範囲のデータを収集することにより、HFO-1123 を混合成分とする冷媒の不均化現象を検討するための評価基準を策定する。

3) 計算化学的手法を用いたHFO冷媒の自己分解反応及び抑制機構の理論的解明（広島大学に再委託）

計算化学的手法を用いて HFO-1123 冷媒に抑制剤を添加したときの自己分解反応の抑制機構の解明を図る。複数の抑制剤を添加したときの相乗効果の機構を解明し、抑制に効果のある抑制剤の組み合わせや濃度範囲について、知見を得る。GWP を上げることなく自己分解反応を抑制することのできる組成を提案する。

③ 空調機の新性能評価法の開発

圧縮機を制御アルゴリズムに従って自由に運転し、外気温度や冷暖房負荷が変化したときの運転性能を試験し、通年のエネルギー効率を算出する方法（「負荷試験法」と呼ぶことにする。）を開発する。空調機の性能試験法の開発にあたっては、東京大学が保有する環境試験室を利用する。環境試験室の測定精度を向上するための整備を行う。環境試験室の大きさやタイプの違いによる評価法の結果の違いを検討するために、日本冷凍空調研究所に性能試験を外注する。

【アウトプット目標の設定及び根拠】

研究開発項目	最終目標 （2023年3月）	根拠
研究開発項目②　次世代冷媒の安全性・リスク評価手法の開発		
次世代冷媒の安全性・リスク評価手法の開発（東京大学・公立諏訪東京理科大学・産業技術総合研究所）	①強燃性冷媒のリスク評価を実施するために、冷媒漏洩時の濃度拡散、着火源となり得る熱源の存在、燃焼の危害度を3機関で共同して研究する ②HFO系次世代冷媒の実用化に向けて、自己分解反応の抑制手法を研究する ③エアコンの性能試験法（負荷試験法）の研究	①燃焼性冷媒のリスク評価においては、燃焼事故の発生確率と事故の危害度から構成されるリスクマップへのあてはめが重要となる。ルームエアコンに強燃性冷媒を充填することを想定し、この2つの要素について、十分な評価を行える様にするための定量的なデータを提案する。 ②HFO-1123などは次世代国産冷媒として期待されているが、自己分解反応という危険な性質をもっている。この反応を抑制する技術を確立することが実用化にとって必須である。 ③海外から従来のエアコンの性能試験法は実運転状況からかけ離れているとの指摘がされている。使用実態に即した新しい試験法を提案してゆく必要がある。
可燃性冷媒の燃焼に係る安全性とリスク評価の研究（東京大学）	①可燃性冷媒漏洩時のリスクの評価を実施する ②可燃性冷媒が室内で着火したときの危害度の評価を実施する ③エアコンポンプダウン時のディーゼル爆発の抑制方法を研究する	①強燃性冷媒の用途として、ルームエアコン、業務用冷凍冷蔵機器が想定されている。これら機器から室内に冷媒R290が漏洩したときの可燃域の生成の可能性を定量的に評価する必要がある。 ②R290が室内に漏洩して燃焼するときの危害度はKGという指標で評価される。燃焼反応を考慮した数値流体解析により、KGは燃焼空間容器の大きさにより影響を受けるか検討を要する。 ③R290のような強燃性冷媒をルームエアコンに充填すると、ディーゼル爆発が起こりやすくなるのではないかという懸念がある。
HFO冷媒の自己分解反応の安全性とリスク評価の研究（東京大学）	①HFO冷媒の自己分解反応の安全評価を実施する ②冷媒圧縮機におけるレイヤーショートの要因および放電パターンの解明を行う ③計算化学的手法を用いたHFO冷媒の自己分解反応及び抑制機構の理論的解明	①HFO-1123などは次世代国産冷媒として期待されているが、自己分解反応という危険な性質をもっている。この反応を抑制する技術を確立することが実用化にとって必須である。 ②自己分解反応は圧縮機の故障により圧縮機内の圧力と温度が上昇し、モーターなどの電気系のショートにより起動される。自己分解反応の発生確率を求めるためには、圧縮機におけるショートの電気容量の大きさと発生確率を知る必要がある。 ③自己分解反応の抑制に効果のある冷媒ガスを探求するために、計算化学的手法を用いて予測することは有効である。
空調機の新性能評価法の開発（東京大学）	①空気エンタルピー式試験室で負荷試験法を実現する ②静的負荷試験法の精度を確認する ③動的負荷試験法の問題点を抽出する	①エアコン機器メーカーなどに広く普及しているエアコンの性能試験室は空気エンタルピー式であって、負荷試験をするのに適していない。試験室の運用ソフトを改良することによって、負荷試験が実施できることを示すことは重要である。 ②静的負荷試験の精度を試験室の大きさが異なる2機関の試験室を使って検証する。このことによって、負荷試験法の汎用性を確認することができる。 ③ドイツのBAMなどが提案している動的負荷試験法の問題点を抽出することは重要である。

(2) 研究開発の内容（目標達成に必要な要素技術）

(2).1 可燃性冷媒の燃焼に係る安全性とリスク評価の研究

① 可燃性冷媒漏洩時のリスクの研究

HFO 冷媒、その混合冷媒、炭化水素などの自然冷媒が室内に漏洩したときの濃度分布のシミュレーション解析を行う。冷媒の漏洩シナリオを検討して漏洩箇所、漏洩スピード、冷媒状態、室内状況を設定し、冷媒濃度の時間変化を計算する。ある実験室内を改装し模擬室を設置し、模擬室内に設置されたルームエアコンやショーケースなどからの冷媒漏えい実験を実施する。冷媒拡散実験結果とシミュレーション結果を比較することにより、シミュレーションの高度化を行う。ルームエアコンや業務用冷凍冷蔵ショーケースに炭化水素冷媒を使用するとき、機器から室内に冷媒が漏洩するとき、リスク評価にあたって重要となる最大充填量の評価、及び漏洩時の安全を担保するために必要な、撹拌機能としての室内機ファン風速や風向の評価を行なう。

② 可燃性冷媒が室内で着火したときの危害度の研究

燃焼性冷媒が室内漏えいして燃焼事故が発生するとき、そのリスクを評価するためには危害度を評価しなければならない。可燃性冷媒が燃焼するときの危害度が不明のため、現在のリスク評価においては、致命的な危害度と仮定している。可燃性冷媒が燃焼するときの危害度評価を行うため、燃焼現象のシミュレーションを行う。

③ エアコンポンプダウン時のディーゼル爆発の発生抑制

エアコンのポンプダウン運転時の事故として想定される圧縮機内でのディーゼル爆発について、爆発の抑制効果を検証するため、燃焼ガス分析を行い着火のメカニズムを解明し、発生条件を実験的に明らかにする。潤滑油から冷媒へと燃焼が伝搬する仕組みとの解明に努め、潤滑油の燃焼特性に注目することにより、潤滑油に添加物を加えることによって、自己着火燃焼の抑制効果を明らかにする。

(2).2 HFO 冷媒の自己分解反応の安全性とリスク評価の研究

① HFO 冷媒の自己分解反応の安全評価

フルオロカーボン冷媒は高温、高圧下で大きなエネルギーを受けると、炭素の二重結合や炭素-フッ素結合が切れ、また再結合をするなどの連鎖反応を起こして、エネルギーの低い物質へと分解する。このとき、大きなエネルギーを放出し、圧縮機などの圧力が耐圧以上に上がり、爆発事故を招く恐れがある。自己分解反応を抑制するために、他のガスを混合し、抑制効果を検証する。(他のガスの混合により燃焼性等の弊害が生じた場合は、測定や評価などを行い,各リスクの関係を整理する。) 自己分解反応を抑制するための冷媒組成、圧縮機内構造の効果を検証するために、実規模の圧縮機模型を用いた実証実験を行う。

② 冷媒圧縮機におけるレイヤーショートの要因および放電パターンの解明（静岡大学に再委託）

本研究では、冷媒圧縮機の通常運転時に圧縮機内で発生するレイヤーショートに対し、その発生を模擬した(レイヤーショートが発生するように細工をした)圧縮機を用い、その発生要因ごとの放電パターンおよび放電エネルギーを実験的に調査することにより、不均化現象について検討する際の評価基準を明らかにすることを目的としている。初年度は、レイヤーショートの発生法や発生時の放電パターンおよび放電エネルギーの測定方法を確立し、発生要因ごとの違いや再現性を確認する。次年度は、冷媒を模擬した作動流体の誘電率や冷凍機油の影響を検討すると共に、回転数や圧力・温度が圧縮機の通常運転条件と同様な条件下で試験を行うことができる装置を開発して検討を行う。この様にして得られた放電パターンや放電エネルギーのデータは、随時、不均化試験の評価条件として東京大学の研究グループおよび関係機関に提供する。2021 年度から 2022 年度には、広い範囲においてより多様なショート現象について検討するとともに、インバータ機におけるサージ電圧によって発生するマイクロサージによる放電エネルギーについて調査を行う。また、エナメル線の劣化について、被膜のグレードによるレイヤーショート限界の違いを明らかにすることにより、レイヤーショートを防ぐための設計指針を明らかにする。

③ 計算化学的手法を用いた HFO 冷媒の自己分解反応及び抑制機構の理論的解明（広島大学に再委託）

空調機器における実用上の安全性と効率を確保しながら、混合冷媒としての GWP をより低いものとするための最適組成物を提案するためには、自己分解反応機構と混合物質の分解抑制機構を解明し混合組成決定や機器設計に活用することが重要となる。

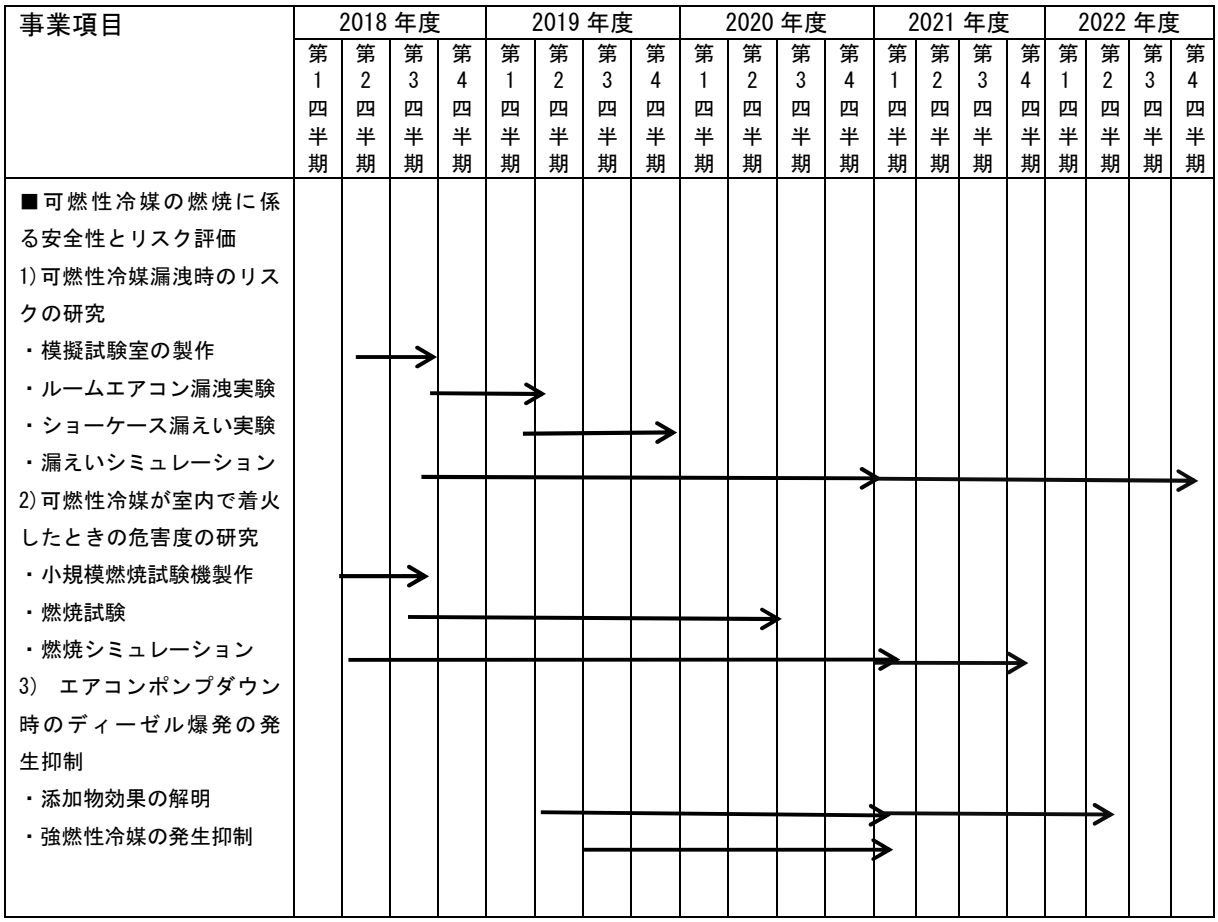
HFO-1123 の自己分解反応は、結合開裂と再結合を含み、固体炭素であるススの発生を伴う複雑な反応であり 1000 以上の素反応から構成されている。HFO-1123 の自己分解における主要な反応に、抑制剤がどのように作用し自己分解を抑制するかを抑制剤の分解も含めた多数の素反応について計算化学的な手法で検証し、重要な過程を検証して行くことで抑制機構を解明することが必要である。そのため、HFO-1123 に R32 を添加したときの反応抑制機構の解明、CF_3I の反応抑制機構の解明及び R32 との相乗効果についての考察、解析ソフトを活用した機器内部の温度、圧力上昇解析などを実施する。

(2).3 空調機の新性能評価法の開発

圧縮機を制御アルゴリズムに従って自由に運転し、外気温度や冷暖房負荷が変化したときの運転性能を試験し、通年のエネルギー効率を算出する方法（以後、「負荷試験法」と呼ぶ。）を開発する。

空調機の性能試験法の開発にあたっては、東京大学が保有する環境試験室を利用する。環境試験室の測定精度を向上するための整備を行う。環境試験室の大きさやタイプの違いによる評価法の結果の違いを検討するために、日本冷凍空調研究所に性能試験を外注し、両機関の試験室の違いが結果に与える影響を評価する。

【 研究開発計画 】



事業項目	2018 年度				2019 年度				2020 年度				2021 年度				2022 年度			
	第1四半期	第2四半期	第3四半期	第4四半期	第1四半期	第2四半期	第3四半期	第4四半期	第1四半期	第2四半期	第3四半期	第4四半期	第1四半期	第2四半期	第3四半期	第4四半期	第1四半期	第2四半期	第3四半期	第4四半期
■HFO冷媒の自己分解反応の安全性とリスク評価 1) HFO冷媒の自己分解反応の安全評価 ・反応抑制効果の実験 ・反応機構の解明 ・評価法の検討 2) 冷媒圧縮機におけるレイヤーショートの要因および放電パターンの解明 ・起動時における現象解明 ・通常運転状態における現象解明 ・不均化現象に対する評価基準の策定 ・多様なショート発生時における圧縮機挙動とモータ巻線損傷の解明 ・インバータ機における検討 ・エナメル線の劣化評価																				
■計算化学的手法を用いたHFO冷媒の自己分解反応及び抑制機構の理論的解明 ・HFO-1123にR32を添加したときの反応抑制機構の解明 ・CF_3Iの反応抑制機構の解明及びR32との相乗効果についての考察 ・解析ソフトを活用した機器内部の温度、圧力上昇解析 ■空調機の新性能評価法の開発 ・負荷試験法の精度、再現性の検討 ・負荷試験法の手法の検討																				

(3) アウトプット目標の達成状況

(3).1 事業全体の成果

① 可燃性冷媒の燃焼に係る安全性とリスク評価の研究

1) 可燃性冷媒漏洩時のリスクの研究

家庭用エアコンの次世代冷媒の候補とされている R290 が室内に漏洩した際のリスクアセスメントをする為に、数値流体解析手法の妥当性検証を行い、数値流体解析を用いて室内機ファンによる撹拌効果の評価を行った。本研究にて用いた数値流体解析手法は、R744 及び R32 を用いて行った冷媒漏洩実験の結果の比較から、計算手法の妥当性が検証された。可燃ガスを 50%LFL 以上の濃度を有する領域と定義すると、IEC 60335-2-40 に規定されている R290 充填量を壁掛け式室内機、床置き式室内機から漏洩させた場合に、室内機ファンが駆動されていない場合には漏洩終了後も長く可燃ガスが残ることが分かった。室内機ファンを駆動する場合に、ファン風速に対する部屋面積の影響については、室内循環流を形成しやすい方向にファン気流を吹き出す工夫をすれば、室内機の形式にかかわらず、同程度のファン風速で可燃域を消滅させることができることが分かった。また、IEC 60335-2-40 に規定されている最小ファン風速は、漏洩終了直後に可燃域を消滅させるに必要な風速に近い値をとることが分かった。

業務用冷凍冷蔵ショーケースの次世代冷媒の候補とされている R290 が室内に漏洩した際の冷媒シミュレーションを行い、スウィング扉を用いた庫内から 494g の R290 が漏洩するとき、凝縮器ファンが動作していない条件で放出する場合は可燃ガスが 30 分以上残ることが分かった。凝縮器ファンを使用して 2m/s の風速で撹拌させると、1 分程度で可燃ガス領域は消滅することが分かった。スライド扉を用いた庫内からの漏洩を解析したところ、扉の開口面積が小さいことから、冷媒ガスの漏洩速度が遅く、スウィング扉より可燃ガス領域の形成は小さいことが分かった。下方に凝縮器ファンを設置するとき、後部上方に空気を放出する場合と下方前報に放出する場合について比較すると、可燃ガスを消滅させる効果に大きな違いがないことが分かった。

2) 可燃性冷媒が室内で着火したときの危害度の研究（福井大学へ再委託）

容器内で炭化水素、可燃性フルオロカーボン冷媒（R32）が燃焼するときのシミュレーションを行った。燃焼性の強さと、燃焼時の最大圧力や圧力の上昇速度の関係を整理した。

容器の直径を 0.3m～1m に変化させたが、最高到達圧力がほとんど変化しなかった。圧力の上昇は、燃焼熱放出による結果なので、初期状態で冷媒濃度が同じであれば、単位体積当たりの放出燃焼熱量が同じになり、最高到達圧力も同じになる。また、条件によって、壁の冷却効果も無視できないが、燃焼時間は 1 秒程度なので、壁の熱容量の影響が小さいと考えられる。

KG 値は圧力上昇率の最大値から計算した爆発の激しさを示す指標である。一番小さい容器(d = 0.3m)で計算した KG 値は文献で報告した実験結果と一致したが、大きい容器の場合、計算した KG 値は文献値より大きくなった。それは浮力によって火炎が浮上している途中で激しく変形し、小さい火炎に分裂することによる結果である。この火炎面の不安定現象の計算結果について、さらに実験結果を合わせて考察すべきである。更に、シミュレーションモデルに乱流の効果を導入すると、乱流の拡散効果により、火炎の分裂がなく、全体的に厚い火炎界面を形成した。乱流燃焼では層流燃焼より、さらに大きい KG 値が計算された。

3) エアコンポンプダウン時のディーゼル爆発の発生抑制

添加剤を含む潤滑油（POE）と冷媒 R22、R32、R1234yf、R290 の組み合わせでディーゼル圧縮実験を行った。エアコンポンプダウン時の誤操作によるディーゼル爆発を抑制するために、添加剤 4 種類（A1、A2、A4、A6）の効果を実験により求め、以下の知見を得た。添加剤 A4 の燃焼範囲は A2、A6 と比較し、冷媒 R22、R32、R1234yf において 30～50%狭く、A4 は 4 種の添加剤の中では最も燃焼抑制効果が大きかった。同種エポキシ系安定化剤の A2 と A6 の燃焼範囲はほぼ同じであった。いずれの添加剤でも冷媒 R290 で燃焼が発生しなかった。添加剤 A1 の燃焼抑制効果は大きくなかった。R22 については、少量の添加剤では爆発の抑制をすることは困難であり、原因の探求、抑制技術は今後の課題である。

② HFO 冷媒の自己分解反応の安全性とリスク評価の研究

1) HFO 冷媒の自己分解反応の安全評価

本研究は HFO-1123 を主成分とした次世代冷媒の開発を行った。次世代冷媒の候補としては GWP 制限、最悪条件での自己分解反応の抑制と燃焼性制限の三つの条件を同時に満たす必要がある。HFO-1123 のような自己分解反応の課題を持つ冷媒の実用化を目指し自己分解反応を中心に研究を

行い、その後燃焼性の抑制についても調べた結果、以下のような主たる結論が得られた。純冷媒HFO-1123の自己分解反応には反応が伝播する境界圧力が存在し、抑制剤を添加することで境界圧力が高まる。放電パターンの影響についてはエネルギー総量がエネルギー密度より影響が大きい。レイヤーショートのエネルギー量が今の放電条件より小さいと、自己分解反応は伝播しにくくなる。抑制メカニズムが異なる抑制剤を同時に混合すると抑制剤の相乗効果が得られる。実機の冷媒圧縮機内の内部構造物による熱冷却効果による抑制効果を評価し、実用上燃焼の消炎距離と似たようにスリット幅を縮めると不均化反応の伝播過程で反応を止めることができる。これは消炎距離の考え方は不均化反応にも適応できることを意味している。R290を添加することで最悪条件での不均化反応の抑制を達成することができた。R290の抑制効果は実機の冷媒圧縮機を使った実証試験でも検証することができ、この研究の最も大きな成果である。

2) 冷媒圧縮機におけるレイヤーショートの要因および放電パターンの解明（静岡大学に再委託）

冷媒圧縮機内で発生するレイヤーショートについて、ショート発生部位と通電エネルギーやOLPの作動の有無の関係について調査した。また、レイヤーショートの際に発生するアーク放電が継続した場合の圧縮機挙動や、通電加熱によるエナメル線の劣化により発生するレイヤーショート実験において冷媒の不均化反応に寄与するエネルギーについて検討した。W-T ショート(主巻き線両端のショート)が発生するとブレーカや OLP が作動し、エナメル線は溶断する。ショート接触点には 700A-900A 程度の電流が流れ、最大で 400J、平均で 160J の通電エネルギーが発生する。W-T ショートで発生するエネルギーが高圧の HFO-1123 雰囲気で発生すると不均化反応が発生する可能性が極めて高いため、不均化反応の発生を防ぐために物理的に W-T ショートが発生しない構造にする必要がある。

W-S ショート（コンデンサ両端のショート）が発生すると小さな火花が発生し、ブレーカは作動せず、OLP（Over Load Protector）が作動する。ショートしたエナメル線は溶着することはあるが、溶断することはない。発生する通電エネルギーは 1J 程度であり、このエネルギーが不均化反応発生のトリガとなる確率は極めて低い。駆動回路に OLP がない場合、モータが停止した状態で通常運転時より大きな電流が流れ続けるため、巻き線の温度上昇が発生し、被膜が溶融することによる絶縁破壊からレイヤーショートが発生する危険性がある。

T-S ショート（副巻き線両端のショート）が発生すると、定格 15 A の OLP は作動せず、OLP がない場合の W-S ショートと同様の現象が発生する。低容量の OLP を接続すると、圧縮機を起動できないため、バイパス回路により起動時に低容量 OLP をバイパスすれば圧縮機を起動することができる。低容量の OLP を組み込むことにより、T-S ショート時にも OLP が作動するようになる。

ショート発生時に放電が発生するようなコイル電極を作成し、圧縮機内部でレイヤーショートが起きやすい場所に取り付けてショート実験を行った結果、放電 1 回あたりのエネルギーとしては不均化反応が発生する可能性は低いが、アーク放電が継続した場合には不均化反応が発生する可能性が高くなる。したがって、アーク放電が発生した場合、OLP などの異常電流を検知する保護装置等で瞬時に放電または異常運転を切断できるような対策を講じる必要がある。

冷媒雰囲気中でコイル電極により放電再現実験を行った結果、圧力に依らず放電発生頻度は変わらなかったが、圧力上昇に伴い放電時間は減少する傾向となった。また、電極に油が付着している場合は、電極が溶着しやすくなることで放電発生頻度が減少する傾向となった。

ツェナーダイオードを用いてショート部にアーク放電が発生した状態を模擬することができた。ショート部にアーク放電が継続して発生した場合の圧縮機の運転挙動および巻き線の温度上昇は、電極通電時の場合と同様の傾向となる。

インバータ機の端子間におけるショート実験を行った結果、ショート発生から 30ms-40ms 付近でインバータの保護装置が作動して圧縮機が停止した。また、スパークが発生した際もエネルギー値は 0.08J であり、不均化反応に至る可能性は低い。

エナメルが通電加熱により温度上昇し、被膜が劣化してショートが発生する際、ショート部に 200V ほどの電圧が印加している場合には、放電現象が観察され、その時の総エネルギーは 222.3J であった。ショート部の金属が気化する前までに発生する相変化エネルギーを算出し、エネルギーの内訳を求めたところ、不均化反応に寄与するエネルギーは 211.1J であり、不均化反応が発生する可能性は極めて高い。

3) 計算化学的手法を用いた HFO 冷媒の自己分解反応及び抑制機構の理論的解明（広島大学）

本研究では、HFO-1123 冷媒の不均化反応を抑制する R32、R13I1(CF_3I)、R290 の添加効果を熱化学計算および反応速度論計算によって検討した。R290 は質量分率 10% (H/F = 1) 以上で大きな

抑制効果を示すことがわかった。R290 については他の冷媒 (R32、HFO-1234yf) の共存効果についても検討した。また R290 の代わりに R161 あるいは R152a を用いた場合の効果、CO_2 や H_2O の添加効果についても検討を行った。最後に R290 の添加の燃焼性への影響を熱化学計算によって検討した。R290 の効果は H/F = 1 で大きく傾向が変化することがわかった。

③ 空調機の新性能評価法の開発

現在の JIS ではエアコンの性能試験は、圧縮機回転数を固定する試験法が採用されている。使用実態に近い性能試験法として期待されている負荷試験を試行した。仮想室の熱容量モデルを用いて、空気エンタルピー法による負荷試験を行った。供試機として定格冷房性能が 2.8kW のエアコンを用いて負荷試験を行い、以下の知見を得た。既存の空気エンタルピー式環境試験室を改修して静的負荷試験を実施することができた。仮想室の熱容量が小さいと追従時間は短くなるが、振動的な挙動をとりやすくなる。今回用いた定格冷房能力 2.8kW のエアコンの性能試験のためには、仮想室の熱容量は、冷房時は低負荷時の断続運転を考慮すると 400kJ/K 以上がよく、600kJ/K が適当であった。室内外機の風量を上げることによって伝熱性能を上げれば、冷凍サイクルの性能が上昇するのは既知のことである。今回の試験によって風量が COP に影響を与えることが確認された。性能試験に使われる風量については、何らかの基準を設ける必要があることが示唆された。冷暖房の中間能力性能(COP)について、JIS 試験結果に比べて負荷試験結果はかなり低いことが分かった。その原因は明らかになっていないが、今回使用したエアコンの運転制御に原因がある可能性がある。断続運転では、熱容量により変動振幅、周期、COP は影響を受ける。熱容量をある程度大きくすると、その影響は小さくなる。着霜・除霜を伴う低温暖房試験を行い、特に大きな問題は発見されなかった。

定格冷房能力 2.8kW のエアコンを用いて、動的負荷試験を実施した。動的試験法に関して、以下のような知見が得られた。一つの試験時間を 3 時間と定め、動的負荷試験を行ったが、冷房、暖房ともに 75%以上の熱負荷では振動的な挙動を抑えられなかった。エアコンの負荷追随のスピードが遅い場合には、熱負荷とエアコンの供給能力の差が大きくなるので、仮想室の室温の変動が大きくなる。特に熱負荷が大きいときに、この傾向が強まる。今回観察された振動的な挙動の一因は、エアコンの負荷追随スピードにある可能性が示唆された。熱負荷が 50%未満でオン・オフ動作をする条件においては、測定可能なように思われる。それはサーモオフの周期が 3 時間より十分短いからであろう。熱負荷が上昇する過程と減少する過程で性能測定を行ったところ、大きな差異がない場合もあったが、発生熱量などが変動する場合には差があった。着霜・除霜を伴う試験では、保持時間は 3 時間では不十分であった。仮想室の熱負荷を一定にした場合と変化させた場合の試験を行った。冷房試験では測定された COP に大きな差異が生じた。現時点で、信頼性は高いとは言えない。動的負荷試験の信頼性を高めるためには、試験法の改善とエアコンの運転制御の改善の両方が必要と思われる。

(3).2 テーマ毎の成果と目標達成状況

【 アウトプット目標の達成状況 】

◎ 大きく上回って達成、〇達成、△一部未達、 ×未達

研究開発項目	最終目標（2023年3月）	成果（2023年3月）	達成度	達成の根拠と今後の課題
研究開発項目②　次世代冷媒の安全性・リスク評価手法の開				
次世代冷媒の安全性・リスク評価手法の開発（東京大学・公立諏訪東京理科大学・産業技術総合研究所）	①強燃性冷媒のリスク評価を実施するために、冷媒漏洩時の濃度拡散、着火源となり得る熱源の存在、燃焼の危害度を3機関で共同して研究する ②HFO系次世代冷媒の実用化に向けて、自己分解反応の抑制手法を研究する ③エアコンの性能試験法（負荷試験法）の研究	①予定した研究を実施し、強燃性冷媒のリスク評価を行う日本冷凍空調工業会のWGにデータを提供した。 ②自己分解研究会を組織し、本事業で得られた知見を関係者に提供し、リスク評価を開始することができた。 ③静的負荷試験と動的負荷試験を実施し、負荷試験法の妥当性を検証できた。	〇 2023年3月に達成	・日本冷凍空調工業会のWGと協力をしながら、リスク評価を実施し、IEC規格等の改訂に協力した。 ・次世代国産冷媒として期待されているHFO-1123混合冷媒の自己分解反応を抑制する手法が明らかになった。
可燃性冷媒の燃焼に係る安全性とリスク評価の研究（東京大学）	①可燃性冷媒漏洩時のリスクの評価を実施する ②可燃性冷媒が室内で着火したときの危害度の評価を実施する ③エアコンポンプダウン時のディーゼル爆発の抑制方法を研究する	①ルームエアコンや冷凍冷蔵ショーケースからR290が漏洩するときのシミュレーションを行い、IEC規格の安全規制が適正であることを確認できた。 ②KG値の空間や乱流燃焼遷移がその値に影響を与えることを明らかにした。 ③R290はディーゼル爆発を起こしにくいことを明らかにした。	〇 2023年3月に達成	・日本冷凍空調工業会のWGと協力をしながら、リスク評価を実施し、IEC規格等の改訂に協力した。 ・R290はディーゼル爆発を起こしにくいことを明らかにし、このことはIEC規格に反映された。
HFO冷媒の自己分解反応の安全性とリスク評価の研究（東京大学）	①HFO冷媒の自己分解反応の安全評価を実施する ②冷媒圧縮機におけるレイヤーショートの要因および放電パターンの解明を行う ③計算化学的手法を用いたHFO冷媒の自己分解反応及び抑制機構の理論的解明	①自己分解研究会を組織し、本事業で得られた知見を関係者に提供すると共に、リスク評価を開始することができた。 ②圧縮機内のレイヤーショート時の発生エネルギーなどを評価し、どのようなショートが危険であるか明らかにした。 ③HFO-1123の自己分解反応を抑制するにはプロパンが有効であることを提案した。	〇 2023年3月に達成	・次世代国産冷媒として期待されているHFO-1123混合冷媒の自己分解反応を抑制する手法が明らかになった。
空調機の新性能評価法の開発（東京大学）	①空気エンタルピー式試験室で負荷試験法を実現する ②静的負荷試験法の精度を確認する ③動的負荷試験法の問題点を抽出する	①東大の空気エンタルピー式環境試験室で負荷試験を実施するために、模擬居室を想定したソフトウェアを開発した。 ②日本空調冷凍研究所と東大の試験室で同型のエアコンの静的負荷試験を実施し、両者の精度が高いことを確認した。 ③動的負荷試験の精度は問題があることを明らかにした。	〇 2023年3月に達成	・ルームエアコンのJISの改訂や国際規格の改訂に情報提供できると思われる。

①　可燃性冷媒の燃焼に係る安全性とリスク評価の研究　（国立大学法人東京大学）

可燃性冷媒漏洩時のリスクの研究に関しては、可燃性冷媒を用いるルームエアコンや業務用ショーケースから冷媒が室内に漏洩したときの冷媒濃度の拡散をシミュレーションし、可燃濃度をもつガスの体積の時間的な推移を計算することを目的としている。この結果を用いて、可燃性冷媒が室内に漏洩したときの着火確率を計算することができる。本研究では、まず二酸化炭素などの安全で GWP の小さいガスを用いた漏えい実験を行い、その結果を用いてシミュレーションモデルの妥当性を検証した。その上で、ルームエアコンの室内機からの漏洩シミュレーションを行い、部屋面積と必要なファン風量の関係の評価を行った。

業務用ショーケースからの可燃性冷媒の漏洩については、まず、二酸化炭素を用いた漏洩実験を実施し、その結果とシミュレーション結果との比較を行い、シミュレーションモデルの妥当性を検証した。その上で、業務用ショーケースからの漏洩シミュレーションを行い、可燃性冷媒の最大充填量や凝縮器ファン風量の評価を行った。

燃焼性冷媒が室内漏えいして燃焼事故が発生するとき、そのリスクを評価するためには危害度を評価しなければならない。可燃性冷媒が燃焼するときの危害度が不明のため、現在のリスク評価においては、致命的な危害度と仮定している。可燃性冷媒が燃焼するときの危害度評価を行うため、燃焼現象のシミュレーションを行った。

エアコンの移設や廃棄の際、室外機へ冷媒をポンプダウンする際の誤操作により、圧縮機の破裂事故が発生する場合がある。ポンプダウン時のディーゼル燃焼の様子を、冷媒圧縮機を模型エンジンで模擬し実験により調べた。冷凍機油中に反応抑制剤を添加することによる燃焼抑制に及ぼす影響を調べた。

①.1 可燃性冷媒漏洩時のリスクの研究（家庭用ルームエアコンからの冷媒漏洩）

冷媒漏洩時に室内機ファンを稼働させ、室内空気を撹拌することで可燃域を減らすことが検討されている。Colbourne らは漏洩時のファンの風量を与える式を提案している。また、IEC 60335-2-40：2022 によれば、ファン風量の式は

$$\dot{V}_{\mathrm{o,min}} = \frac{5Y\sqrt{A_0}\dot{m}_{\mathrm{leak}}{}^{3/4}}{h_a{}^{1/4}[FL_{\mathrm{L}}(1-F)]^{5/8}} \qquad (①.1\text{-}1)$$

で与えられている。ここで、A_0は吹きだし口面積(㎡)、$\dot{m}_{\mathrm{leak}}$は冷媒流出速度(kg/s)、h_aは漏洩口高さ(m)、FL_{L}は冷媒の燃焼下限界(kg/m^3)、F、Y は定数である。

最大充填量については、 IEC 60335-2-40：2022 に規定されているファンがない場合の可燃性冷媒の式(①.1-2)があるほか、冷媒漏洩時に室内機のファンを稼働させることにより可燃性冷媒の最大充填量を増やす式(①.1-3)が提案されている。

$$m_{\max} = 2.5 \times FL_{\mathrm{L}}{}^{5/4} \times A^{1/2} \times h_0 \qquad (①.1\text{-}2)$$

$$m_{\max} = F \times FL_{\mathrm{L}} \times A \times 2.2 \qquad (①.1\text{-}3)$$

ここで、A は床面積(㎡)である。

本研究では、家庭用空調機や業務用冷凍冷蔵機器用の次世代冷媒として期待されている R290 の漏洩時の可燃ガス体積の評価を数値計算手法を用いて行う。初めに、計算モデルの妥当性検証のために、室内空間への冷媒漏洩時の濃度分布の変化を実験的に求め、数値計算結果との比較を行い、作成したメッシュや離散化スキームの精度が実験値の再現に十分であることを検証した。実証実験と計算結果の乖離が小さくなるように、数値計算法の改善を行った。

本研究の目的は、エアコンの室内機から冷媒が漏れた場合の安全を確保するために、室内機のファンを作動させる必要性を評価することである。IEC 規格には最小ファン風量は与えられているが、風向の影響については考慮されていない。ここでは、冷媒漏洩後の可燃性ガスの挙動を、室内機の設置場所、室内機ファンの風速と風向、部屋の床面積をパラメータとして算出した。

冷媒漏洩後に室内機ファンを運転することにより、室内の循環流を生成することが重要である。冷媒漏洩により生成された可燃性ガス領域を早期に解消させるために必要な室内機ファンの風向と風速の関係を考察した。

①.1.1　数値流体解析の方法

エアコン室内機から漏洩した冷媒ガスが室内の空気と混合しながら拡散してゆく過程を数値計算する。3 次元空間での混合物の移流拡散問題の基礎方程式は質量保存の式(①.1.1-1)、ナビエストークスの方程式(①.1.1-2)、移流拡散方程式(①.1.1-3)、理想気体の状態方程式(①.1.1-4)、である。数値計算では ANSYS 社の Fluent 2021 R2 を用いた。計算条件は表①.1.1-1 にまとめている。

$$\frac{\partial \rho}{\partial t}+\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j)=0 \qquad (①.1.1\text{-}1)$$

$$\frac{\partial \rho u_i}{\partial t}+\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j u_i-\tau_{ij})=-\frac{\partial p}{\partial x_i}+g_i(\rho-\rho_o) \qquad (①.1.1\text{-}2)$$

$$\frac{\partial \rho Y_{\mathrm{m}}}{\partial t}+\frac{\partial}{\partial x_{\mathrm{j}}}\left(\rho u_{\mathrm{j}} Y_{\mathrm{m}}-D\frac{\partial Y_{\mathrm{m}}}{\partial X_{\mathrm{j}}}\right)=0 \qquad (①.1.1\text{-}3)$$

$$\rho=\frac{p}{RT\left(\frac{Y_A}{M_A}+\frac{Y_B}{M_B}\right)} \qquad (①.1.1\text{-}4)$$

ただし、τ_{ij}：ストレステンソル、Xm：モル濃度、Ym、Y_A、Y_B：質量濃度、MA、 MB：分子量、D：拡散係数

冷媒拡散時の分子拡散係数は以下の式(①.1.1-5) より算出し、温度、圧力によらず一定とみなした。

$$D_{AB}=\frac{1.5\times10^{-5}T^{1.81}}{p(T_{CA}\cdot T_{CB})^{0.1405}\cdot(V_{CA}^{0.4}+V_{CB}^{0.4})^2}\cdot\sqrt{\frac{1}{M_A}+\frac{1}{M_B}} \qquad (①.1.1\text{-}5)$$

ただし、T_{CA}、T_{CB}：臨界温度, K、V_{CA}、V_{CB}：臨界比体積 cm^3/mol.

本研究にて使用する各冷媒と空気の拡散係数を表 ①.1.1-2 に示す。

表①.1.1-1 Simulation outline

	Room
Software	ANSYS Fluent 2021 R2
Simulation	Unsteady and compressible flow
Species transport	2 components (Air - Refrigerant)
Turbulence model	Realizable k-ε
Solver	SIMPLE
Scheme	2nd order upwind

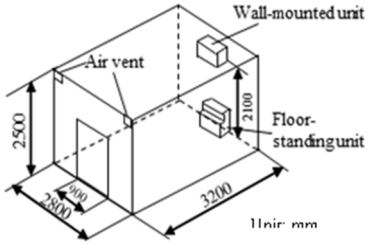
表①.1.1-2 Diffusion coefficient

	R290-Air	R32-Air	R744-Air
Diffusion coefficient [m^2/s]	1.11×10^{-5}	1.35×10^{-5}	1.59×10^{-5}

①.1.2　数値計算モデル

計算モデルの概要を図①.1.2-1 及び表①.1.2-1 にまとめた。壁掛け式室内機の形状を図①.1.2-2 に、床置き式室内機の形状を図①.1.2-3 に示す。吹き出し口の寸法は図に示したほかに、短辺を 100 mm に拡大した条件についても計算している。床置き式室内機は上下 2 つの吹出口をもち、計算ではどちらか一方から吹き出し、他方は壁境界としている。

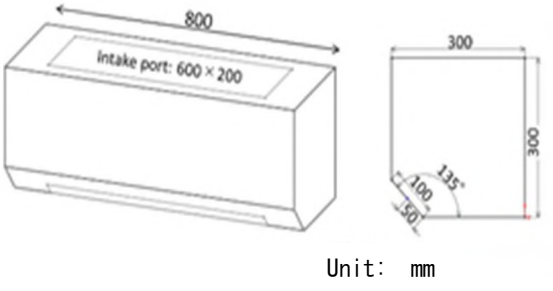
基準の部屋の大きさは 3200×2800×2500 mm で、エアコンの対面壁上部に、100×50 mm の排気口が圧力境界条件として 2 個設置されている。扉下の隙間は設定していない。メッシュは境界近傍で細かくなるようにし、中央に対称面をおいて半分の領域を計算した。漏洩速度は、IEC 60335-2-40：2022 に基づき 4 分で全量室内に放出する急速漏洩の条件としている。IEC 規格でこのような漏洩速度となっているのは、低速の漏洩では可燃域が発生しにくいからである。冷媒は R290 とした。



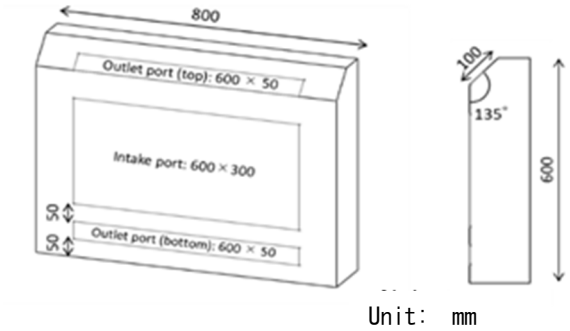
図①.1.2-1 Modeled room

Refrigerant	R290 and R32
Leak amount	Evaluated
Leak time	4 min
Boundaryof A/C model	1 outlet and 1 inlet
Floor Area	Evaluated
Ventilation	Exist (Vent)

表①.1.2-1 Simulation condition



図①.1.2-2 Wall-mounted indoor unit model

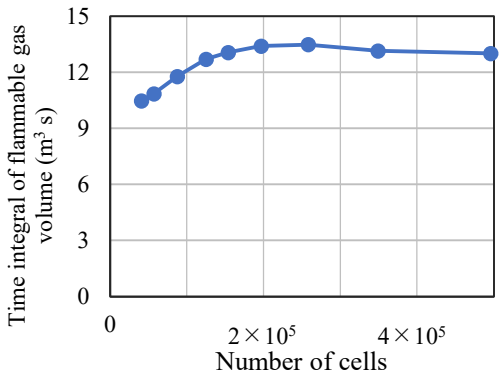


図①.1.2-3 Floor-mounted indoor unit model

①.1.3 数値計算の妥当性検証

(1) 数値計算のメッシュ妥当性

数値計算のメッシュ妥当性として、壁掛け式室内機から 0.286 kg の R290 が漏洩した条件での、50%LFL 以上の可燃ガス体積の消滅までの累積値を図①.1.3-1 に示す。吹き出し口寸法は 600×100 mm で、ファン風速は 1 m/s としている。図から、メッシュ数の増加に伴い、可燃ガス体積が収束していく過程が示された。これらの結果から、計算時間等を考慮し室内のメッシュ数は 2.57×10^5 とした。



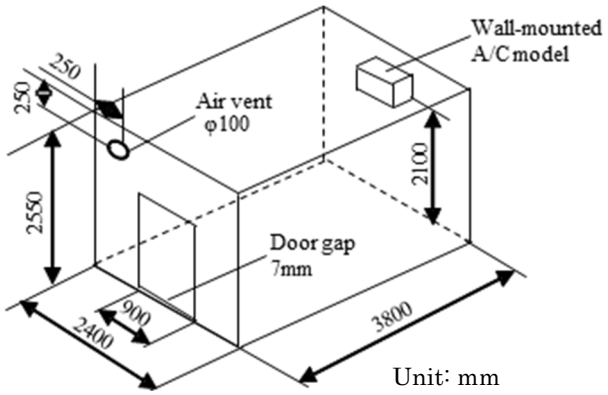
図①.1.3-1 Check of mesh dependency

(2) 数値計算のモデル妥当性の検証手法

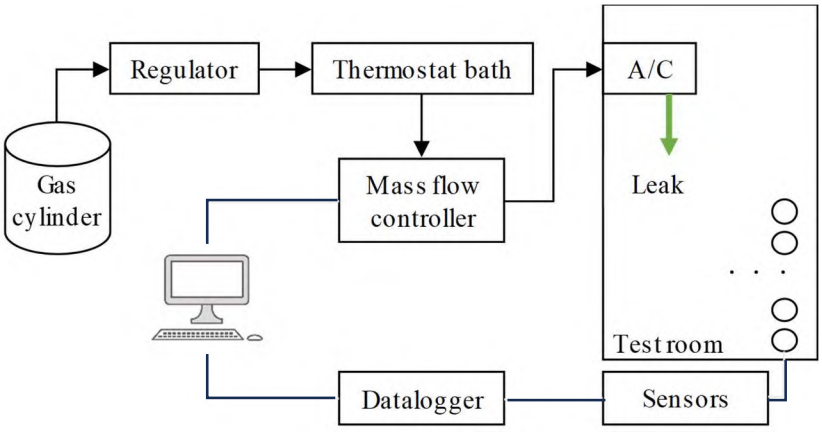
本研究では冷媒漏洩試験によって濃度分布測定を行い、数値計算により求められた同位置での冷媒濃度と比較することによりモデルの妥当性の検証を行った。実験室の構造は、図①.1.3-2に示す通りである。壁面には断熱板を貼り付け、ドリフトが発生しないように注意した。使用した冷媒は R32 と R744 である。冷媒の供給系統は図①.1.3-3 に示す通りであり、使用した機器の仕様を表①.1.3-1 にまとめた。マスフローコントローラは R32 用であるが、R744 の実験のときは流量係数値を修正した。冷媒を放出させる室内機は壁掛け式のみである。内部構造を簡単化し、吹き出し口から冷媒を均一に放出させるために、模型を製作した。模型の詳細図を図①.1.3-2に示す。吹き出し口は 688mm×100mm の大きさである。吸い込み口はついていないので、濃度100%の冷媒が均一な速度で放出される。冷媒濃度の測定については、複数種類の冷媒を扱うことと、吸気による気流を発生させないことを目的として、酸素濃度計を用いて、酸素濃度の減少量から冷媒濃度を推定する方法を用いた。冷媒濃度X_{ref}は酸素濃度X_{O2}と初期酸素濃度$X_{O2,atm}$ から式(①.1.3-1)を用いて算出した。

$$X_{ref} = \frac{X_{O2,atm} - X_{O2}}{X_{O2,atm}} \qquad (①.1.3\text{-}1)$$

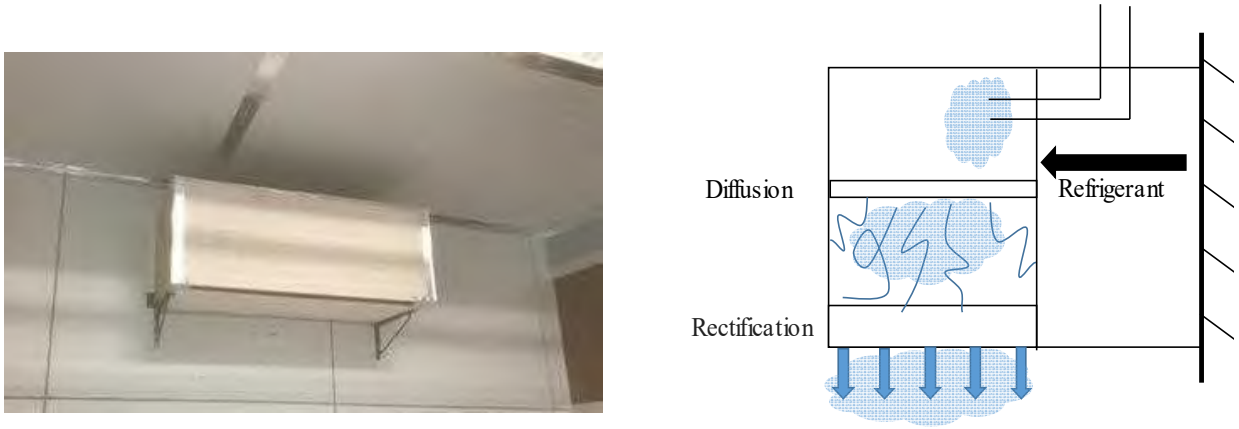
14 個すべての酸素濃度計について、R744 を用いて酸素濃度計の読み取りから式(①.1.3-1)を用いて計算される R744 濃度について較正を行い、冷媒濃度を測定値の±2 %の精度で測定できることを確認した。設置位置は図①.1.3-5 に示すとおり 14 箇所とした。実験条件に関しては表①.1.3-2 にまとめた。



図①.1.3-2 Geometry of experimental room



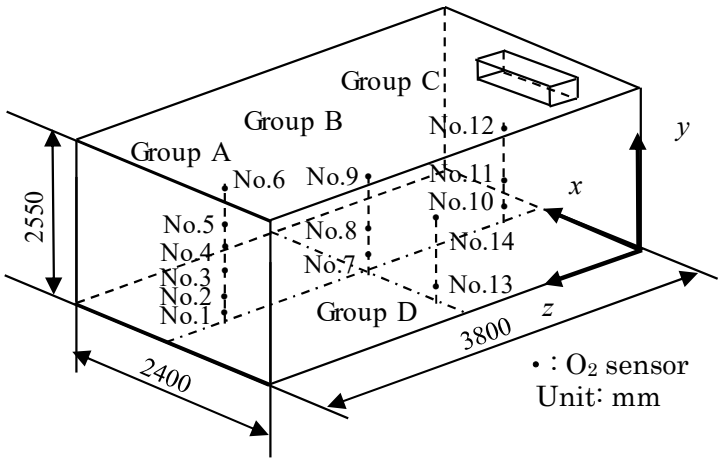
図①.1.3-3 Schematic of the experimental setup



図①.1.3-4 Internal structure of wall-mounted air-

表①.1.3-1 Equipment specification

Name	Type	Specifications
Mass flow controller	Fujikin (FCST1500M)	Gas: CH_2F_2 Range: 0～250 L/min Accuracy: ±2% of full scale
Oximeters	ICHINEN JIKO (JKO-O_2 Ver.3)	Gas: Oxygen Principle: Galvanic battery type Resolution: 0.01% Accuracy: ±0.5% (≧10 vol%), ±0.01% (＜10 vol%)



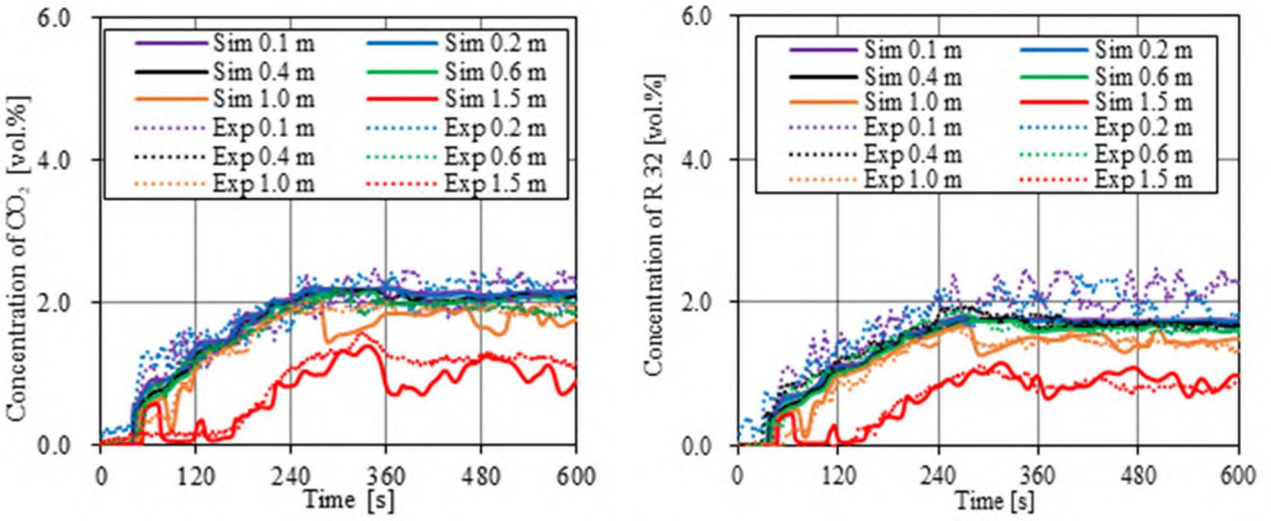
図①.1.3-5 Concentration measurement points

表①.1.3-2 Experimental conditions for validation of CFD model

No.	Refrigerant	Air vent	Refrigerant amount (g)
1-1	R744	exist	200
1-2			300
1-3			400
1-4			500
2	R744	none	500
3	R32	exist	500

(3) モデル妥当性検討結果

図①.1.3-6 には表①.1.3-2 における試験条件 No. 1-4、No. 3 の測定点 Group A における計算値と実測値の比較を示す。縦軸は試験ガス濃度、横軸は時間である。図から冷媒の漏洩開始から漏洩終了時 (240 s)の間は各点において冷媒濃度が上昇していき、240 s 以降は冷媒濃度は徐々に低下していく。研究当初は実測値と計算値に乖離が見られたが、エアコン室内機の吹き出し口近傍、換気口近傍、ドアした隙間近傍のメッシュを細かくし、滑らかにガスが流入あるいは流出するように壁の形状を工夫することによって、乖離が少なくなることを確認した。結果的には、図①.1.3-6 に示すように、実測値と計算値は合理的な精度で一致しており、実際の物理現象を再現出来ていると考えられ、本計算モデルの妥当性が高いことが示された。



(a) No. 1-4　　(b) No. 3

図①.1.3-6 Comparison between calculation (Sim) and experimental (Exp) results

①.1.4　冷媒漏洩シミュレーション

(1) シミュレーションの条件

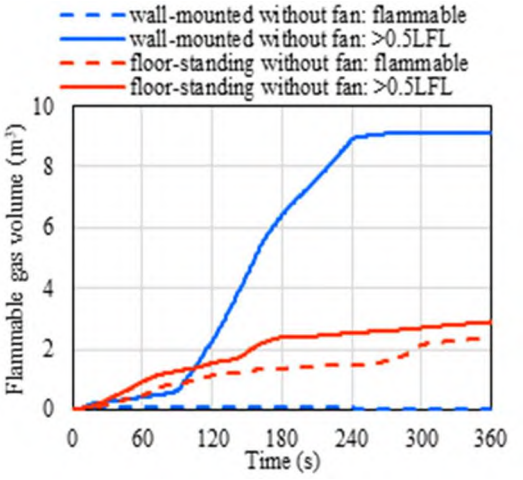
前項で検証した計算モデルを用いて、壁掛け式室内機、床置き式室内機から室内へ冷媒が漏洩したときの冷媒ガスの拡散挙動を数値解析した。主として吹き出し方向とファン風速が可燃域生成に与える影響の評価を行った。室内機の形式に関係のない共通パラメータを表①.1.4-1 に、形状の概略は図①.1.2-1 に示す通りである。本研究では、冷媒充填量を決める式(①.1-3)および風量の式(①.1-1)に含まれる係数 F はここでは 0.382 としている。シミュレーションでは最悪条件を検討するために、ドアはないと仮定している。したがって、上部隅の 100×50 mm の換気口(圧力境界)のみが設置されている。

表①.1.4-1 Parameters of CFD simulation

Room dimensions (Width × Depth × Height)	2.8 × 3.2 × 2.5 m (8.96 m^2) 4.0 × 4.5 × 2.5 m (18 m^2) 4.9 × 5.6 × 2.5 m (27.44 m^2)
Refrigerant charge (g)	$m = F \times FL_L \times A \times h$ A: room area (m^2) h: 2.2 m F: 0.382 FL_L: lower flammability limit (kg/m^3)
Leakage period	240 s
Fan airflow speed	1 – 2 m/s (uniform velocity)
Fan operation	Operation started 30 s after the start of leakage

(2) 漏洩時に室内機ファンが作動しない場合

壁掛け式室内機および床置き式室内機から冷媒が漏洩するときに、室内機ファンが稼働しないときの可燃ガス体積の発生状況を計算した結果を図①.1.4-1に示す。床面積は8.96 m^2、漏洩する冷媒はR290で、質量mは0.286 kgである。吹き出し口から出てくる冷媒濃度は100%、流量$\dot{m}_{\mathrm{leak}}$は$\dot{m}_{\mathrm{leak}} = m/240 = 1.19\times10^{-3}$ kg/sで一定と仮定している。室内機の形状は図①.1.2-2および図①.1.2-3に示す通りで、壁掛け式の寸法は800×300×300 mmであり、底面(床面から2.1 m)の前端に設けられた600×100 mmの吹き出し口から漏洩する。床置き式室内機の形状は、800×600×150 mmで、前面下部に600×50 mmの吹き出し口が設置されている。



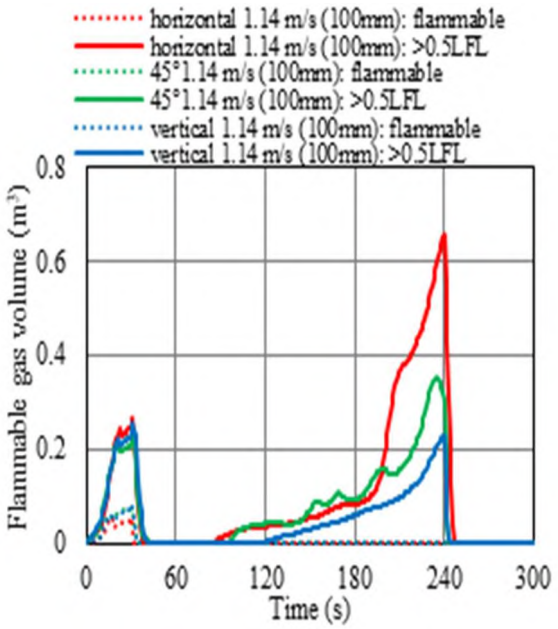
図①.1.4-1 Results of flammable gas generation when the fan does not operate

ここでは、実線は濃度が50%LFL以上の可燃ガス体積の時間推移を示している。国際規格でも採用されているように、安全率を考えて、濃度が50%LFL以上の領域を可燃部として計算した。参考のために可燃ガス体積(LFL～UFL(燃焼上限界))の推移も破線で示す。実線と破線の差は50%LFLとLFLの間の濃度の体積を示している。床置き式の場合は床面付近に高濃度のガスが滞留するため差が小さいが、壁掛け式では室内機からのガスが重力で下方に流れる間に周囲の空気と混ざり希釈されるため、LFLを超える体積が小さい代わりに50%LFL～LFLの領域が大きくなる。この結果を見ると、室内機ファンを稼働しなければ、可燃ガス領域が長く生成されることを示している。

(3) 漏洩時に壁掛け式室内機のファンが作動する場合

上部にある600 × 200 mmの吸いこみ口から室内空気を吸い込み、底面前端に設けられた600 × 100 mmの大きさの吹き出し口から気流が出てくる。吹き出す方向は水平～直下とした。冷媒の漏洩開始から30秒間は室内機ファンは運転せず、濃度100%の冷媒ガスが吹き出し口から流出する。30秒経過したところで室内機ファンが動き出して、室内機吸いこみ口から室内空気を吸い込み、吹き出し口から冷媒ガスを含む気流が流出する。

図①.1.4-2は0.286 kgのR290が吹き出し口600 × 100 mmから面積8.96 m^{2}の部屋に流出したときの可燃ガス体積の時間推移を計算したものである。$A_0 = 0.06\,\mathrm{m}^2$, $\dot{m}_{\mathrm{leak}} = 1.19\times10^{-3}$ kg/s, $h_a = 2.1$ m を式(①.1-1)に代入した風量に相当する風速1.14 m/sを基準として、濃度が50%LFL以上の可燃ガス体積の時間推移を示す。漏洩の初期には小さな可燃域が生じるが、30秒後にファンの動作が開始すると全域が50%LFL以下の濃度となる。その後120～240秒の間に、室内の冷媒濃度の上昇とともに50%LFLの濃度領域が再び生じて増えていくが、漏洩終了とともに速やかに消滅する。この間の最大濃度は50%LFL～LFLの間であり、可燃領域が生じることはなかった。風向については、水平吹き出しの条件で50%LFLを超える領域が大きくなるが、風速を2 m/s程度に上げると風向による差異が小さくなる。



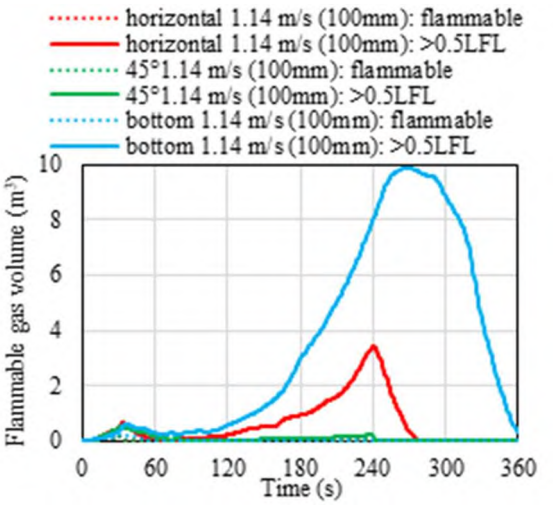
図①.1.4-2 Flammable gas volume when the airflow velocity is 1.14 m/s for wall-mounted indoor unit.

(4) 漏洩時に床置き式室内機のファンが作動する場合

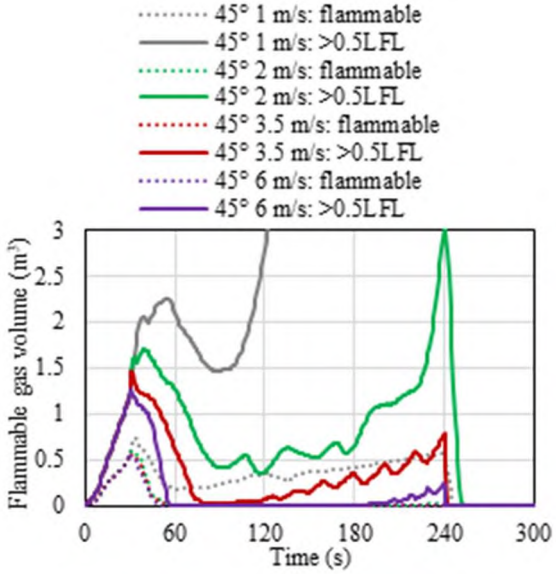
床置き式室内機の前面に 600 × 300 mm（下端は床面から 150 mm）の吸いこみ口があり、600 × 100 mm の吹き出し口が前面上端もしくは前面下部に設置されている。上端の吹き出し口からの気流方向は水平～斜め上方とした。前面下部の吹き出し口の下辺は床面から高さ 25 mm に設定され、水平方向に吹き出す。壁かけ式と同様に冷媒の漏洩開始から 30 秒間は室内機ファンは運転せず、濃度 100%の冷媒ガスが吹き出し口から流出する。30 秒経過したところで室内機ファンが動き出して、室内機吸いこみ口から室内空気を吸い込み、吹き出し口から冷媒ガスを含む気流が流出する。

図①.1.4-3 は 0.286 kg の R290 が吹き出し口 600×100 mm から面積 9 m^2 の部屋に流出したときの可燃ガス体積の時間推移を計算したものである。風速1.14 m/s を基準として、濃度が50%LFL 以上の体積及び可燃ガス体積 （LFL～UFL） の時間推移を示す。吹き出し口の位置と方向の可燃ガスの生成効果としては「下部吹出」＜「上部から水平に吹き出し」＜「上部から斜め上方に吹き出し」である。上部から斜め上方に吹き出した場合の50%LFL は壁掛け式と同程度の大きさだが、他の方向では 50%LFL の領域が大きくなる。

図①.1.4-4 は部屋面積を 27.44 m^2 にし、床置き式室内機の風向を斜め上方に固定して風速を変化させた結果である。冷媒充填量も部屋面積に比例して多くなり 0.876 kg である。ここでは 1～6 m/s の範囲で風速を変化させている。この条件での式 （①.1-1） から得られる風速は 2.6 m/s である。図①.1.4-3 の部屋面積 8.96 m^2 の場合と比較すると、風向が同じであっても可燃ガス体積は大幅に増えていることが分かる。ファンによる気流速度を上げなければ、気流が機器正面の壁まで届きにくくなっており、部屋全体に大きな対流が形成されなくなっていると判断される。したがって、図①.1.4-3 においても下部吹き出しの場合の 50%LFL 超の体積が大きくなっている。



図①.1.4-3 Flammable gas volume when the airflow velocity is 1.14 m/s for floor-standing indoor unit.



図①.1.4-4 Flammable gas volume for 27.44 m^2 of the floor area for floor-standing indoor unit

①.1.5 ファン風量の式の検討

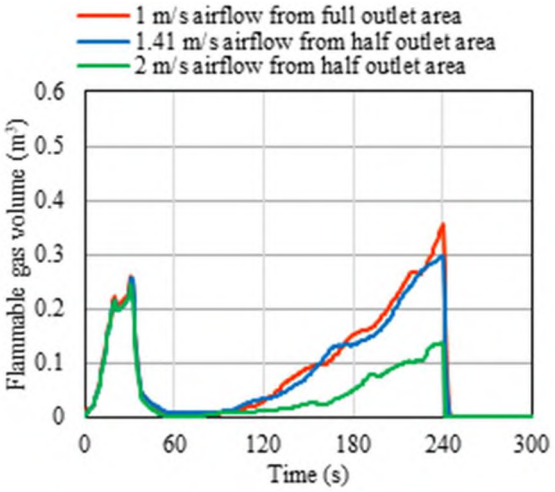
式(①.1-3)の充填量$m_{\max}$が一定流量で全量漏洩すると仮定し、ファン風量の式(①.1-1)の$\dot{m}_{\mathrm{leak}}$に代入すると、以下のように風速の式が得られる。

$$u_{\mathrm{air}} = \frac{9.03YF^{3/4}}{{t_{\mathrm{leak}}}^{3/4}(1-F)^{5/8}} \times \frac{A^{3/4}{FL_{\mathrm{L}}}^{1/8}}{{h_{\mathrm{a}}}^{1/4}\sqrt{A_0}} \qquad (①.1.5\text{-}1)$$

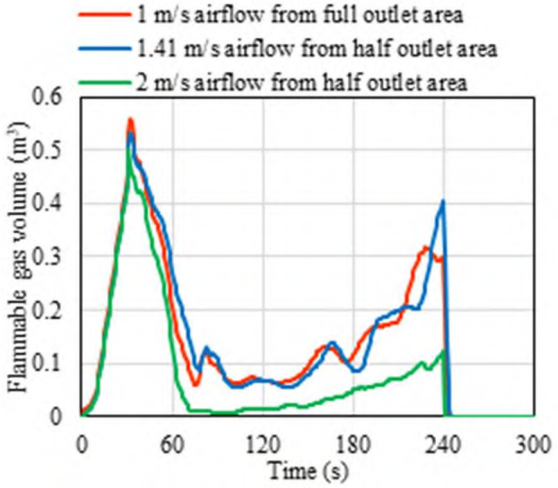
風速に大きな影響を与えるのは、指数の大きさから判断して、吹き出し口面積と部屋面積であるので、この指数の妥当性を検討する。

(1) 吹き出し口面積の影響

図①.1.5-1 は、壁掛け式室内機から 0.286 kg の R290 が面積が 8.96 m^2 の部屋に漏洩するとき、ファンの吹出し口形状と風速を変えた時の可燃ガス体積の変化を計算した結果である。吹出しロの寸法は 600×100 mm で、45 度下方に風速 1 m/s で吹き出した時を基準にとり、吹出口の寸法を半分 (600×50 mm) にして、風速を式(①.1.5-1)の示唆するように$\sqrt{2}$倍の 1.41 m/s にした場合と、2 m/s にした場合の可燃ガス体積の計算結果を示している。図①.1.5-2 は同じように床置き式室内機の開口部面積を半分にした時の風速の違いを比較したものである。気流は 45 度上方に吹き出されている。どちらの図を見ても、基準ケースの可燃ガス体積と式(①.1.5-1)の風速の可燃ガス体積は良好な一致を示しており、式(①.1-1)の開口部面積についての指数の妥当性が示された。



図①.1.5-1 flammable gas volume for a wall-mounted indoor unit



図①.1.5-2 Effect of outlet area on flammable gas volume for a floor-standing indoor unit

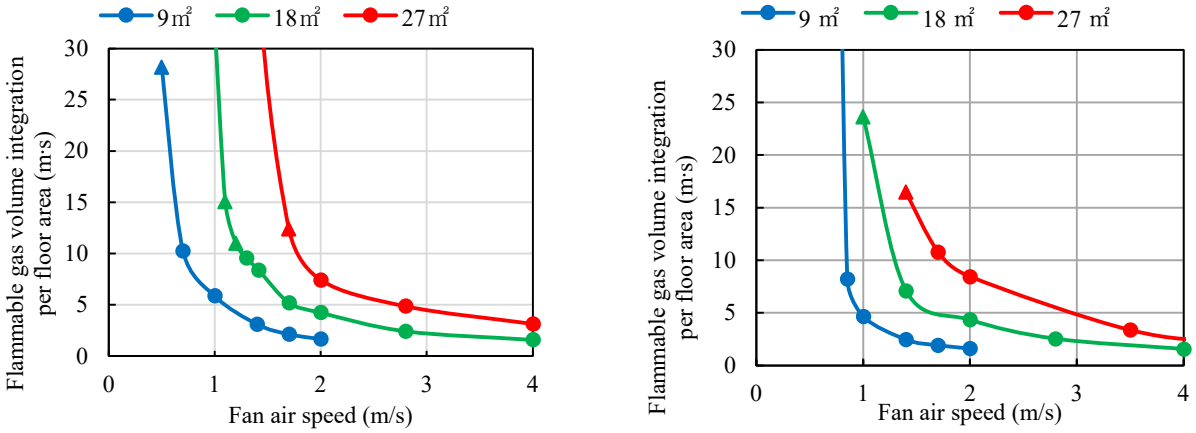
(2) 部屋面積の影響

2 種類の室内機について、部屋面積を 8.96、18、27.44 m^2 に変化させて、可燃ガス体積の変化を計算した(図①.1.3-2)。R290 の漏洩量は式(①.1-3)の係数 F を 0.382 として計算し、それぞれ 0.286 kg、0.575 kg、0.876 kg である。ファン気流の吹き出し方向は、壁掛け式室内機が 45 度下方、床置き式室内機は上部開口から 45 度上方とした。これら方向に設定した理由は、吹き出し方向を変えた気流形成の計算結果から、これら方向の場合に最も室内循環流が形成されやすいことが分かっているからである。図①.1.5-3 の縦軸は冷媒の漏洩が開始して可燃ガス体積が消滅するまでの間の可燃ガス体積の時間積分値を床面積で除したものである。

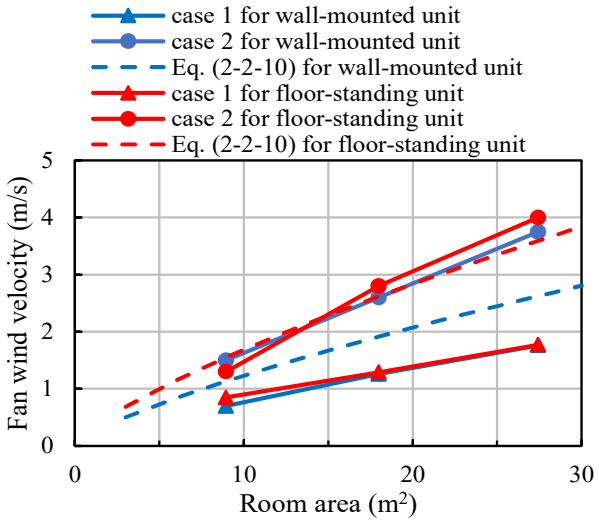
図①.1.5-3 の丸印は冷媒の漏洩が終了して 15 s 以内に可燃ガス体積が消滅した場合、三角印はそれ以降も可燃域が残った場合を示している。風速の下限の基準として、Case1 と Case2 の 2 つの条件で検討した。Case 1 は図①.1.5-3 の縦軸が 10 m・s となる風速であり、これは漏洩終了から 15 s 以内に可燃域が消滅することに相当する。Case2 は漏洩終了から 1s 以内に可燃域が消滅する条件である。

Case1、2 の条件を満たすファン気流速度、および式(①.1.5-1)によるファン気流速度の部屋面積依存性を図①.1.5-4 に示す。Case1、Case2 のどちらの基準でも壁掛け式室内機と床置き式室内機の結果がほぼ同一となった。床置き式のように低い位置からの吹き出しであっても、室内循環流が形成されるように上方に吹き出すことで、より低い風速で十分な撹拌ができ、壁掛け式室内機と同じように可燃域を速やかに消滅させることができていると考えられる。

一方、式(①.1.5-1)が与える風速は、吹出し口高さを変数としており、吹き出し高さが小さくなると、大きなファン風速を必要とする。床置き式の高さを想定した場合に最低風速はおおむね Case 2 に近い値となった。ただし、Case 2 を基準とした場合、床面積 20 m^2 以上で必要風速が 3 m/s を超え、広い面積では大きなファン風速を実現するのが難しくなると予想される。



図①.1.5-3 Effect of fan air speed on flammable gas volume integration per floor area at different floor area



図①.1.5-4 Relationship between fan air velocity and room area.

①.1.6 まとめ

家庭用エアコンの次世代冷媒の候補とされている R290 が室内に漏洩した際のリスクアセスメントをする為に、数値流体解析手法の妥当性検証を行い、数値流体解析を用いて室内機ファンによる撹拌効果の評価を行った。本研究から以下の知見が得られた。

1) 本研究にて用いた数値流体解析手法は、R744 及び R32 を用いて行った冷媒漏洩実験の結果の比較から、計算手法の妥当性が検証された。
2) 可燃ガスを 50%LFL 以上の濃度を有する領域と定義すると、式(①.1-3)で示す R290 充填量を壁掛け式室内機、床置き式室内機から漏洩させた場合に、どちらの場合も漏洩終了後も長く可燃ガスが残ることが分かった。
3) 壁掛け式室内機からの漏洩に関しては、水平吹き出しを避けて斜め下～下方に吹き出すことが有効であることが分かった。
4) 床置き式室内機からの漏洩に関しては、上部から 45 度程度上方に吹き出すことが有効であることが分かった。
5) ファン風速に対する吹き出し口の広ささの影響については、式(①.1.5-1)のように、ファン風速を$\sqrt{A_0}$に反比例させることが有効であることが分かった。
6) ファン風速に対する部屋面積の影響については、室内循環流を形成しやすい方向にファン気

流を吹き出す工夫をすれば、室内機の形式にかかわらず、同程度のファン風速で可燃域を消滅させることができることが分かった。また、式（①.1.5-1）によるファン風速は、漏洩終了直後に可燃域を消滅させるに必要な風速に近い値をとることが分かった。

①.2　可燃性冷媒漏洩時のリスクの研究（業務用リーチインショーケースからの冷媒漏洩）

本研究では、業務用内蔵型冷蔵冷凍機器用の次世代冷媒候補とされている強燃性冷媒 R290 が室内に漏洩したときの挙動を数値流体解析した。解析モデルおよび計算手法の妥当性の検証のために、ショーケースからの漏洩実験を行い、計算結果との比較を行った。実験では、R290 の物性値の近い R744 を使用した。

本研究では、強燃性冷媒である R290 を小型業務用冷凍冷蔵機器であるリーチインショーケースに使用するときの安全性を評価することを目的とする。業務用冷凍冷蔵機器の国際規格は IEC 60335-2-89:2019 の Edition 3.0 である（以後、「IEC 規格」と呼ぶ。）。冷媒サイクルに充てんする可燃性冷媒の最大充塡量$M_{\max}$は、LFL の 13 倍あるいは 1.2 kg のうち小さい値とすることが定められている。

$$M_{\max} = 13 \times FL_L \qquad (①.2\text{-}1)$$

R290 のFL_Lは 0.038 kg/m^3 であるので、最大冷媒充塡量は 0.494 kg となる。0.15 kg を超える可燃性冷媒を質量M充てんする機器の最小設置床面積は以下の式で与えられる。

$$A_{\lim} = M/\{2.2 \times (0.25 \times FL_L)\} \qquad (①.2\text{-}2)$$

ただし、式中の 2.2 は最小天井高さ(m)、0.25 は LFL の 1/4 を意味する係数である。R290 を 0.494 kg 充てんした機器を設置できる最小設置床面積は 23.7 m^2 となる。これより狭い場所に機器を設置する場合には、冷媒充填量を減少させる必要がある。また、0.15 kg 以上の可燃性冷媒を充てんする機器では、冷媒漏えい試験を行わなければならない。リーチインショーケース等では全冷媒量が庫内に漏えいした後、扉や蓋を開ける。機器周囲の冷媒濃度は、5 s 以下の間隔で測定し、測定開始から 5 min を超えた後は LFL の 1/2 を超えてはならないとしている。

本研究では、火災事故の発生を低減する手法を検討するため、IEC 規格を参考に、業務用冷蔵ショーケースの庫内に R290 が漏洩し、扉によって室内に流出する状況を想定した CFD シミュレーションを行った。凝縮器ファンの有無や位置、および吹き出し方向・風速が室内の冷媒濃度分布や可燃領域の規模および存在時間に与える影響について検討した。

①.2.1　数値流体解析の方法

業務用リーチインショーケースからの冷媒漏洩のシミュレーションに用いた数値流体解析手法は①.1-1 節に記したルームエアコンからの冷媒漏洩シミュレーションに用いたものと同じである。

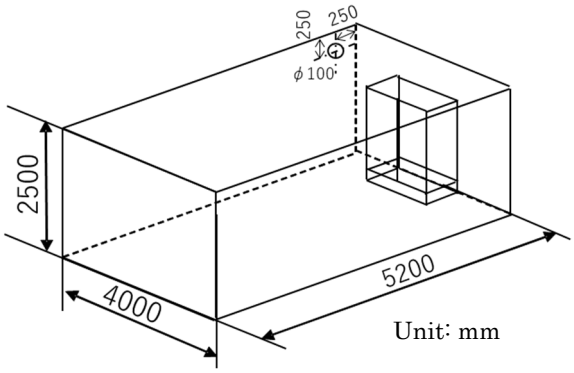
①.2.2　数値計算モデル

冷媒 R290 を使用する内蔵ショーケースには、IEC 規格で定めている最大充塡量 0.494 kg を充てんするとした。これを設置する部屋の最小床面積は式(①.2-2)で与えられるが、この式は、冷媒が部屋に漏洩したときの平均濃度が 1/4 LFL になる部屋体積を計算し、天井高さ 2.2 m で除して求められている。R290 の LFL は 0.038 kg/m^3 であるから、最小部屋体積は 52 m^3 である。しかしながら、天井高さ 2.2 m は極めて小さい値であり、計算モデルで、この天井高さを使うことは現実的ではない。そこで、コンビニエンスストアの出店ガイドラインにおいて推奨されている天井高さ2.7 mとの間をとり、リスクの高い狭小店舗を想定して、天井高さを2.5 mとした。仮に、最小設置床面積 23.7 m^2、天井高さ 2.5 m（部屋体積 59.25m^3）の部屋に R290 を最大充填量を充填した機器を設置すると、漏洩時の平均濃度が 1/4 LFL 未満になり、安全側評価になる。そこで、本研究では最小部屋体積 52 m^3 と天井高さ 2.5 m から、床面積は 20.8 m^2 と設定した。IEC 規格における最小設置床面積より狭くなるので、厳しめの評価になる。

実験室モデルの概要を図①.2.2-1 に示す。大きさは 5.2 m×4.0 m×2.5 m である。メッシュ

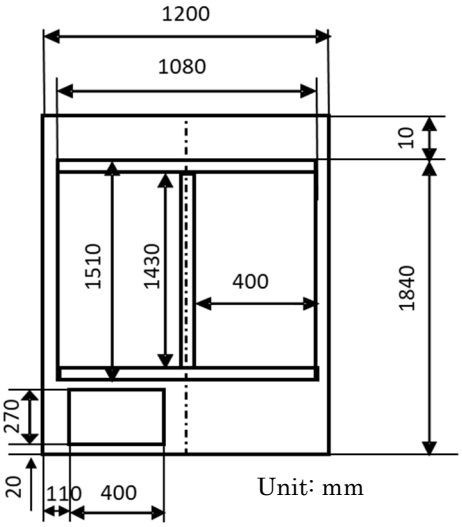
は境界近傍が細かくなるようにした。室内の初期条件は、ゲージ圧力を 0 Pa、温度は 300 K とし、ショーケース庫内には充填量と庫内体積から計算された冷媒濃度を設定した。

業務用ショーケースには 2 枚の扉が設けられており、スウィング扉（観音開き）方式とスライド扉方式について計算を行った。スウィング扉では IEC 規格に従って、2 枚の扉が同時に 3 秒で 60° 回転する。スライド扉の場合は 1 枚の扉が横に開く。計算上は瞬間的に右側の扉 1 枚を消滅させ、冷媒が流れ出る。本研究では冷凍機はショーケースの下部に設置されている場合のみ検討した。凝縮器ファンが動作する条件においては、ファンの領域に均一な速度を設定し、定常速度分布状態からドアを開く。図①.2.2-2 は冷凍機が下部に設置されていて、ファン気流が下部前面から背面を通って天井方向に流れる場合の詳細図である。ショーケースの筐体は、中心線が実験室モデルと一致するように設置し、壁面からは 0.1 m 離している。ショーケースが複数並んだ状態を想定し、壁面との隙間の両端に塞ぎ板を設けた。そのため、前面から下部ファンに吸い込まれた気体は、後方の隙間を通過して筐体天面の高さから室内空間に戻る。本研究では基本的に、気流が前面下部から背面上部へ流れる機器を対象とした。

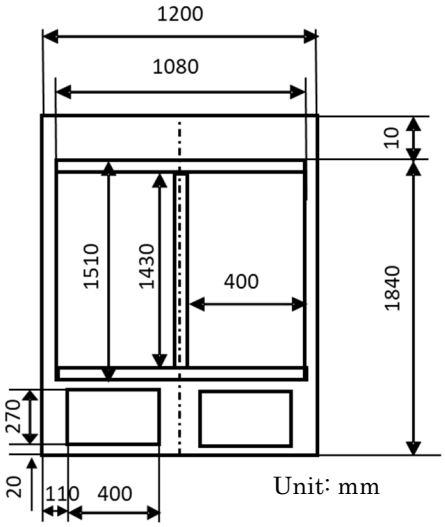


図①.2.2-1 Room model.

参考のため、冷凍機が下部に設置されていて、ファン気流が下部前面から下部前面に流れる場合の計算も行った。図①.2.2-3 は詳細図である。室内空気は左側の吸入口から吸い込み、右側から放出する。凝縮器ファンの位置、吹き出し方向、および風速をパラメータとした。



図①.2.2-2 Reach-in display cabinet; the condenser is installed at the bottom, and the air flows from the bottom to the top.



図①.2.2-3 Reach-in display cabinet; the condenser is installed at the bottom, and the air flows from the bottom to the bottom.

①.2.3　数値計算の妥当性検証

(1) 数値計算のメッシュ妥当性

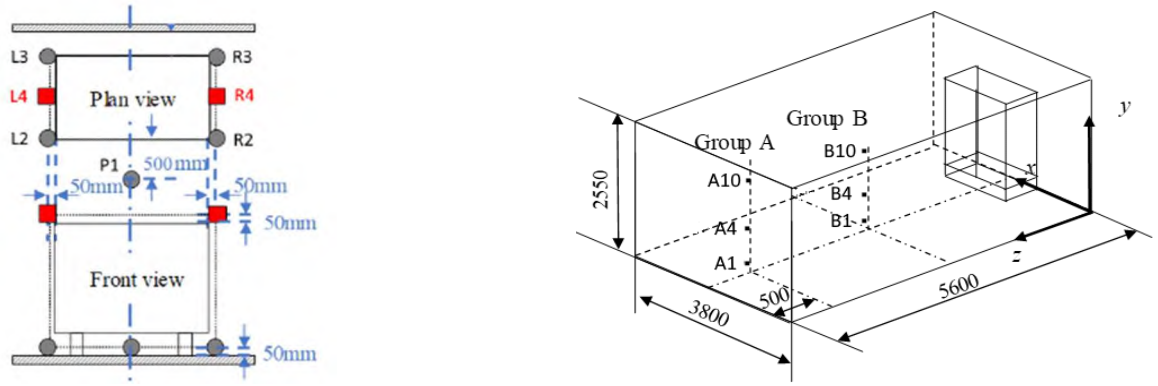
本研究では①.1.3 節で検討した数値計算のメッシュ妥当性を踏襲した。メッシュの数を増加させてゆくに従って、可燃ガス体積が収束していく過程が分かった。これらの検討結果から、計算時間等を考慮し床面積 20.8 m^2 の室内のメッシュ数を 4.0×10^6 とした。

(2) 数値計算のモデル妥当性検証手法

本研究では冷媒漏洩試験によって濃度分布測定を行い、数値計算結果と実験結果とを比較することによりモデルの妥当性の検証を行った。実験室は、図①.2.2-1 の計算モデルとほぼ同じ形状であるが、詳細寸法は 5.6 m×3.8 m×2.55 m である。試験室の壁のうち、外壁に接している側には断熱材を追設し、外部温度の影響を抑制している。また、試験室外に設置されている照明を天窓から取り込むことで、室内の熱源を排除している。実験用のガスとしては 実験上の危険を回避するために R744 を用いた。図①.2.3-1(a)に IEC 60335-2-89 で指定されている濃度測定点、図①.2.3-1(b)に室内の濃度測定点を示す。

図①.2.3-2 に示すようなショーケース模型を作製した。ショーケースの内部は空洞である。図①.2.3-3 に示すように２つの扉には、それぞれリニアアクチュエータを取り付け、扉の開閉を行った。アクチュエータはストローク 300 mm、最高速度 100 mm/s で、PWM 制御により 3 秒で 60°の開扉となるよう調整した。本体の開口部の外周にクッションを貼り付け、開扉前のガス封入中に生じる漏洩が少なくなるように工夫している。

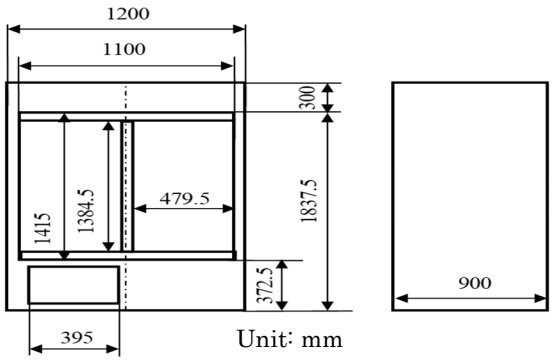
冷媒は後方下部に設置したホースから庫内へ流入する。流入時に、庫内から空気を抜く必要がある。冷媒に使用する R744 は空気より密度が大きいため、庫内下部に留まることから、上部から空気を排出する。排出したガスは、実験室内に流出しないよう、ホースで試験室外に導き放出する。庫内には、攪拌用のファンを取り付けており、封入後電磁弁によって排出口を閉じたうえで庫内を攪拌し、ガス組成が均一になるようにした。



(a) Concentration measurement points specified by IEC 60335-2-89.

(b) Concentration measurement points in the laboratory.

図①.2.3-1 Concentration measurement points.



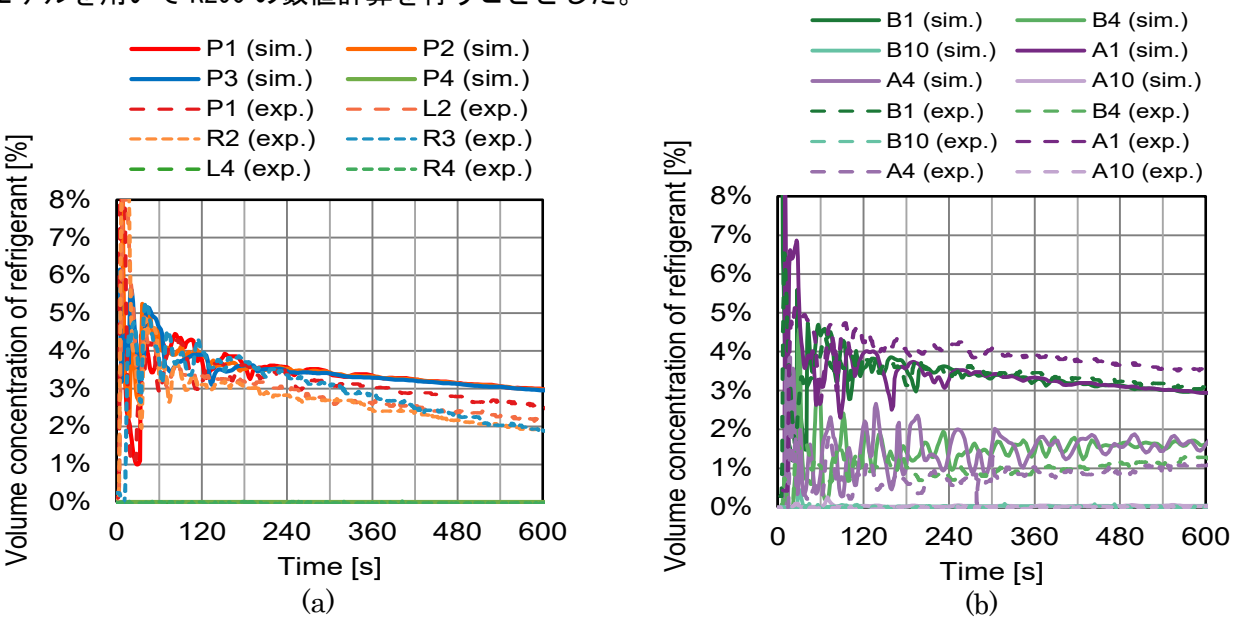
図①.2.3-2 Details of the display

図①.2.3-3 Handmade display

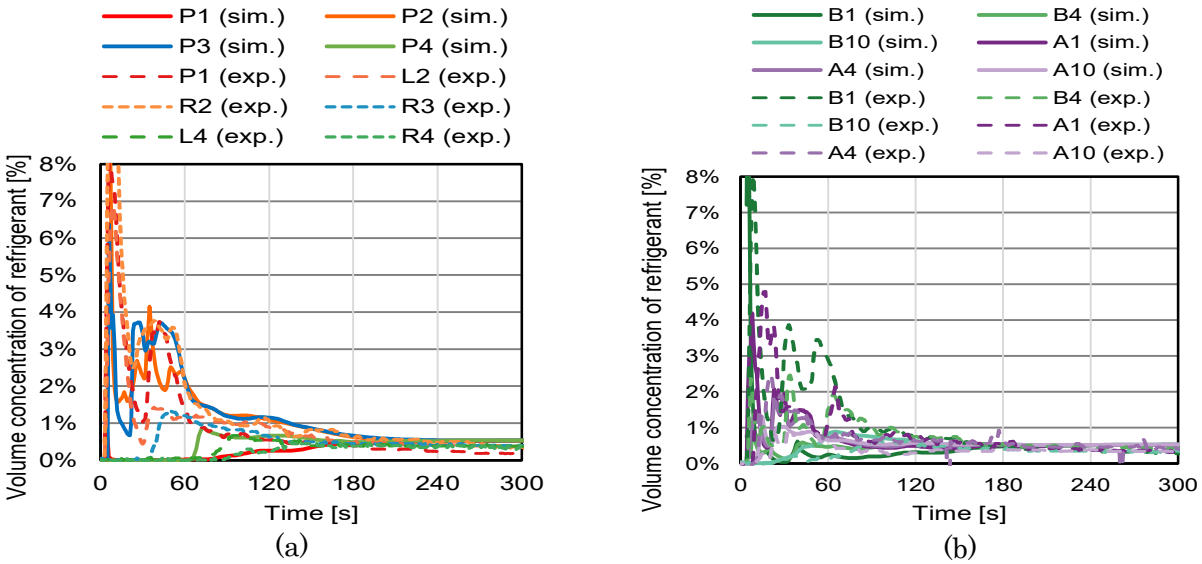
(3) 数値計算のモデル妥当性検証結果

実験結果と計算結果の比較例として、凝縮器ファンが動作していない場合を図①.2.3-4、下部から前方に 1.3m/s で吹き出した場合を図①.2.3-5 に示す。双方の左側のグラフが IEC 規格に規定されている測定箇所の結果で、右側が室内の各点での値である。ファンが動作しない場合では、開扉開始直後の 10 秒程度の間に前面付近の P1, L2, R2 が最大値をとり、120～180 秒程度まで波打ちながら少しずつ減少する挙動が実験、計算双方でみられる。ファンを動作させた場合では、攪拌により濃度差の縮小が速く進むことから、増減の波は 60 秒過ぎにはみられなくなり均一な濃度に近づいていく。この条件における P1、B1 に大きな差異があるのは、実験は実機を想定して図①.2.2-2 の通りファンを左側に寄せている一方、計算においては対称条件とするため中央に配置しているために、ファンの風がセンサーに直接当たっていることによる。また、開扉直後に濃度が急上昇する部分の時間幅が実験の方が長いのは、センサーの応答時間が主な理由であると推測される。

以上のように、計算結果が挙動、値ともに実験値に概ね合致していると判断されるので、このモデルを用いて R290 の数値計算を行うこととした。



図①.2.3-4 Comparison of simulation (sim) and experiment (exp) without fan when 494 g of R744 is released.



図①.2.3-5 Comparison of simulation (sim) and experiment (exp) with a fan with a airflow speed of 1.3 m/s at the bottom when 494 g of R744 is released.

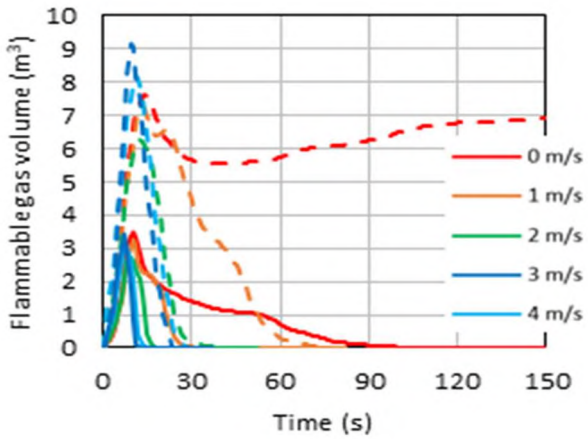
①.2.4　冷媒漏洩シミュレーション結果

(1) ファンが可燃領域の生成に及ぼす影響

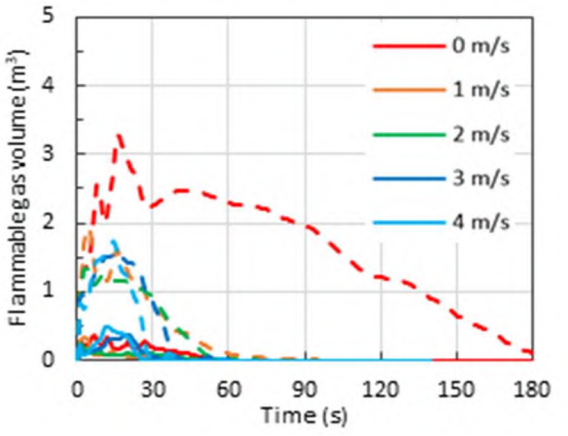
IEC 規格の Annex CC において、筐体周囲の 8 測定点すべてで実測を行い、5 分以内に濃度が LFL の 50%を下回ることが要件とされている。そこで、ファンによる攪拌の効果について検討した。凝縮器はショーケース下部に設置され、測定点以外も含めた室内の全域について、濃度が 50% LFL 以上になる領域と LFL～UFL になる領域の大きさについて評価した。

図①.2.4-1、図①.2.4-2 に 0.494 kg の R290 を 20.8 m^2 の部屋に放出する場合に凝縮器ファンの風速を変化させた時の可燃ガス領域の時間推移を示す。どちらも凝縮器ファンはショーケース下部から吸い込み背面上部に排気する。図①.2.4-1 はスウィング扉型、図①.2.4-2 はスライド扉型の結果である。濃度が 50% LFL 以上になる領域の体積の変化を破線で、LFL～UFL になる領域の体積の変化を実線で示している。庫内には長時間冷媒ガスが残っている可能性があるが、庫内には着火源がないはずなので、庫内の可燃ガス体積はカウントしない。

スウィング扉の場合には、2 つの扉が開くため、多くの冷媒ガスが一挙に庫外に出るので、ファンが無い条件では、50%LFL 以上の領域が長時間残るが、スライド扉の場合には半分の扉しか開かないので、冷媒が放出する速度は遅くなり、可燃ガスの生成は少ない。



図①.2.4-1 Effect of condenser fan on flammable gas volume when 494 g of R290 is released through hinged doors.



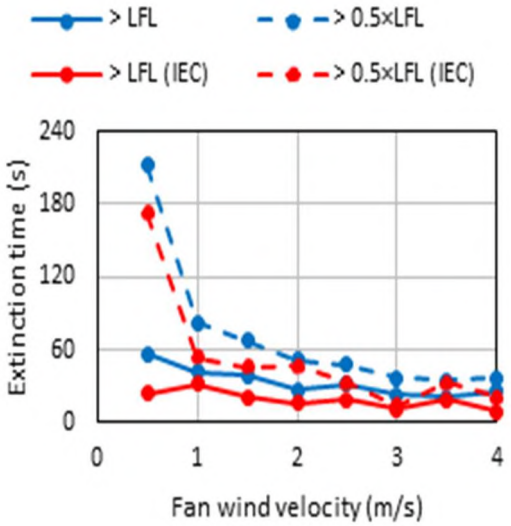
図①.2.4-2 Effect of condenser fan on flammable gas volume when 494 g of R290 is released through sliding doors.

(2) ファンにより可燃ガス域が消滅する時間

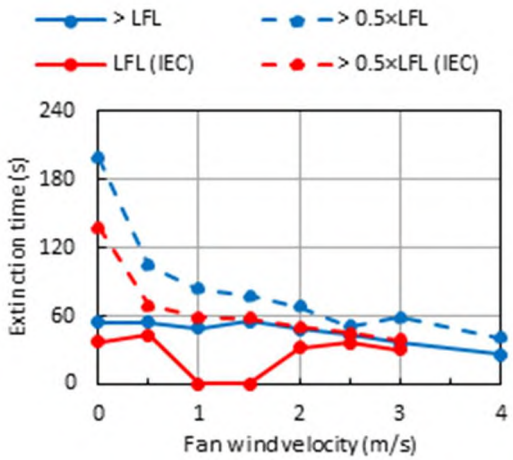
図①.2.4-3、図①.2.4-4 に凝縮器ファンの風速を変化させた時の可燃ガス領域が消滅する時間を示す。0.494 kg の R290 が 20.8 m^2 の部屋に流出する条件である。対象空間を庫内を除く部屋空間全域を対象とする場合と、IEC 規格における 8 測定点の場合の両方を示す。図①.2.4-3 はスウィング扉、図①.2.4-4 はスライド扉の結果である。扉を開放して長時間たった後も庫内に残った冷媒ガスが少しずつ庫外に流出して、開放した扉付近に可燃ガス領域が少量出現する現象が見られた。これはリスクにほとんど関係ないので、可燃ガス領域が 0.01m^3 未満になったところで、可燃ガス領域が消滅したと判断した。

図①.2.4-3 を見ると、スウィング扉の場合は 2 m/s 以上のファン風速があれば、可燃ガス領域は 60 秒程度で消滅する。IEC 規格の測定点については、開放扉側の前方下部で最も長期に可燃ガス領域は存続するが、空間全体の可燃ガス消滅時間より短い。

図①.2.4-4 を見ると、スライド扉の場合は 1 m/s 程度のファン風速があれば、早期に可燃体積は消滅することが分かる。図①.2.4-3 と図①.2.4-4 を比較すると、スウィング扉のほうが可燃ガス領域が消滅するには時間がかかり、凝縮器ファンを連続して運転し続けることが安全を担保する上で重要であることが分かる。



図①.2.4-3 Effect of condenser fan on extinction time of flammable gas through hinged doors.



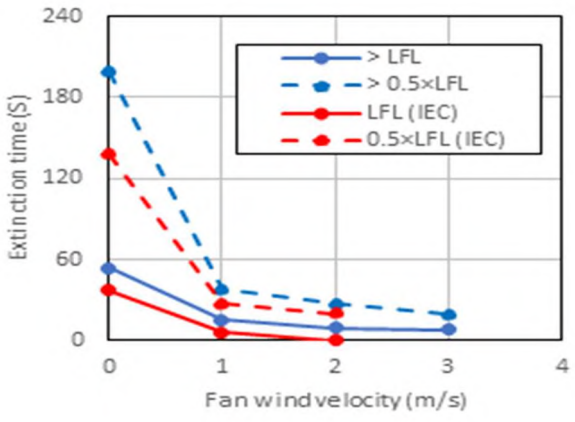
図①.2.4-4 Effect of condenser fan on extinction time of flammable gas through sliding doors.

(3) 凝縮器ファンの風路の影響

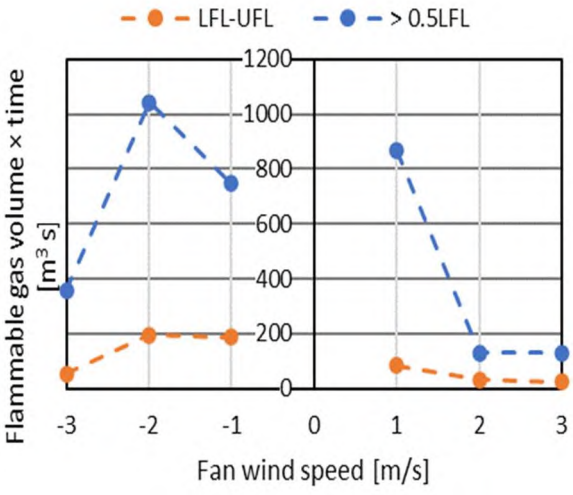
本研究では凝縮器ファンで形成された空気流は下方前面から吸い込み、後方上部へ流れることを基本としたが、下方前面から吸い込み下方前面へ流出する場合も計算した。そこで、凝縮器ファンの風路によって可燃ガス領域の生成、消滅にどのような影響があるか、検討した。

図①.2.4-5 に凝縮器ファン流路が下方前面から吸い込み下方前面へ流出する場合の可燃ガス領域の消滅時間を示す。R290 の充填量や部屋面積はこれまでと同じであり、スライド扉型の場合について計算した。図①.2.4-5 を図①.2.4-4 と比較すると、可燃ガス領域が消滅するに必要な時間は、下方前面に吹き出すほうが短いことが分かる。

図①.2.4-6 に、スウィング扉型で下部にファンを配置した条件における可燃ガス体積の時間積分値を示す。風速の値は正が後方吹き出し、負が前方吹き出しを示す。それぞれの 1m/s の場合を比較すると、時間積分値の大きさは同程度であった。以上ことから、下部に凝縮器を設置した装置では、気流の方向は可燃ガス生成に大きな影響を及ぼさないことが分かった。なお、凝縮器を上部設置した場合には、可燃ガス生成を抑制する能力はほとんどないことは留意すべきである。



図①.2.4-5 Effects of condenser fan flow path on extinction time of flammable gas.

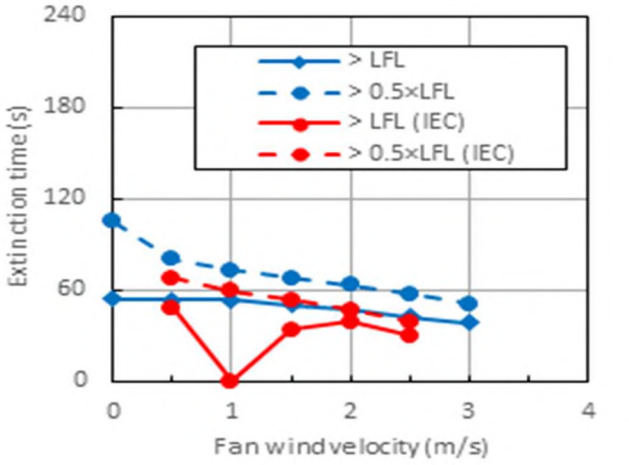


図①.2.4-6 Difference in time integration of flammable gas volume due to fan wind direction.

(4) 設置する床面積の影響

IEC 規格では可燃性冷媒の最大充填量を式(①.2-1)のように冷媒の LFL によって規定し、充填量に応じた最小床面積を式(①.2-2)で規定している。このことから、充填量を最大充填量に保って床面積を広くしても、リスクはそれほど低下しないのではないかと推測される。このことを確認するために、床面積を 40 m^2 に倍増して可燃ガスの消滅時間を計算した（図①.2.4-6 参照)。床面積以外の条件はこれまでと同じで、スライド扉の結果である。

図①.2.4-7 を見ると、可燃ガス領域の消滅時間は床面積が 20.8 m^2 の時より短くなっているが、風速が 1 m/s ではほとんど差がないことが分かる。



図①.2.4-7 Effect of condenser fan on extinction time of flammable gas for 40 m^2 of floor area.

①.2.5 まとめ

R290 が業務用ショーケースから室内に漏洩した際のリスクアセスメントの目的で、数値流体解析によりファンの稼働による可燃領域の生成規模への効果の評価をおこなった。本研究から以下のような知見が得られた。

1) 本研究にて用いた数値流体解析手法の妥当性の検証のために、R744 を用いて冷媒漏洩実験を行った。ショーケースの扉を開放した際の室内の濃度分布の推移を計測し、測定された濃度変化と計算結果は一致し、計算の精度の妥当性が示された。
2) スウィング扉を用いた庫内から 494 g の漏洩では、凝縮器ファンが動作していない条件で放出する場合は可燃ガスが 30 分以上残ることが分かった。凝縮器ファンを使用して 2 m/s の風速で撹拌させると、1 分程度で可燃ガス領域は消滅することが分かった。
3) スライド扉を用いた庫内からの漏洩を解析したところ、扉の開口面積が小さいことから、冷媒ガスの漏洩速度が遅く、スウィング扉より可燃ガス領域の形成は小さいことが分かった。
4) 下方に凝縮器ファンを設置するとき、後部上方に空気を放出する場合と下方前報に放出する場合について比較すると、可燃ガスを消滅させる効果に大きな違いがないことが分かった。

①.3 可燃性冷媒が室内で着火したときの危害度の研究（福井大学に再委託）

可燃性冷媒が室内で着火したときの危害度を評価するために、冷媒が漏えい時に部屋内形成する冷媒可燃範囲の把握とその漏えいした冷媒が燃焼するときの室内の温度、圧力上昇速度の評価が必要である。そのため、エアコンの実際使用条件を考慮した冷媒漏えい時の可燃濃度領域の形成過程の実験計測と数値シミュレーションを行われている。同時に、実験容器および実部屋を用いて冷媒着火後の圧力変化の実験計測も行われている。但し、冷媒が着火時の燃焼・爆発反応メカニズムに関する研究がまだ少ない、漏えい空間の形状、位置や漏えい規模、また着火源の位置などを想定した評価が実験で行うことは困難である。本研究は、可燃性冷媒が燃焼するときの危害度評価を行うために、冷媒の燃焼シミュレーションを行い、燃焼性の影響、スケール則を明らかにすることを目的とする。

①.3.1　燃焼シミュレーションモデル

燃焼シミュレーションを行うにあたっては、基本的に流れと伝熱を記述する質量、運動量とエネルギー保存式に化学反応を記述する化学種輸送式を付け加えて同時に解くことで、冷媒が着火後の反応物濃度と生成物濃度の時間、空間変化および計算領域の温度、圧力変化をとられることが可能になる。その温度、圧力変化を用いて冷媒が着火時の危害度の評価を行うことになる。

微燃性冷媒の燃焼反応の一例として、R32(CH_2F_2)の酸化反応は下記の総括反応式で記述される。

$$CH_2F_2+O_2 \text{ <-> } CO_2+2HF \qquad (①.3.1\text{-}1)$$

総括反応は化学反応の詳細な過程を省略して、反応物の化学種と最終生成物の化学種のみ記述する。計算する化学反応は、水素の酸化反応のように非常に速い場合、反応に関わる反応物と生成物を下記の化学種輸送式を用いて解析することが可能である。

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho Y_i) + \nabla \cdot (\rho \boldsymbol{v} Y_i) = w_i - \nabla \cdot (\rho Y_i \boldsymbol{V}_i) \qquad (①.3.1\text{-}2)$$

但し、ρ は混合気の密度；Y は質量分率；v は速度；w は質量生成速度；V は拡散速度ベクトル

また、予混合燃焼として、下記の反応進行度(Progress variable)の輸送式を計算すれば、各化学種の濃度変化を解析することが可能になる。

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho c) + \nabla \cdot (\rho \boldsymbol{v} c) = \nabla \cdot \left(\frac{\mu}{Sc} \nabla c\right) + \rho Sc \qquad (①.3.1\text{-}3)$$

但し、c は反応進行度である。 c = 0 を未燃ガス、c = 1 を既燃ガスとして、c = 0.5 の等値面を燃焼面として捉える。

実際の化学反応は、直接総括反応の形で反応を起こすことはまれで、多くのステップを経て反応を進行する。その個々の反応を素反応という。R32 などの微燃性冷媒の燃焼反応は、一般的に燃焼速度が遅く、総括反応を元にした燃焼モデルは実現現象の再現が困難と思われる。微燃性冷媒の燃焼に寄与する素反応を記述する詳細反応モデルを構築し、各素反応に関わる化学種の輸送方程式を解くことが必要になる。ただし、微燃性冷媒の詳細な化学反応モデルはまだ十分研究されていない。また、下記に示すように、R32 の酸化反応に関わる化学種の数モデルによって数十から数百程度、素反応の数は数百から千個レベルと膨大なものとなり、実部屋内の冷媒が燃焼時の危害度の評価に必要な３次元、動的なシミュレーションを行うには計算負荷が非常に大きくなる。

R32 の酸化反応の素反応モデルの一部：

$CH_2F_2+OH \text{ <-> } CHF_2+H_2O$ (①.3.1-4)
$CH_2F_2+O \text{ <-> } CHF_2+OH$
$CH_2F_2+H \text{ <-> } CHF_2+H_2$
$CH_2F_2+HO_2 \text{ <-> } CH_2F_2+O_2$
$CH_2F_2+HO_2 \text{ <-> } CH_2F_2+O_2$
$CH_2F_2+F \text{ <-> } CHF_2+HF$
$CH_2F_2(+M) \text{ <-> } CHF+HF(+M)$
$CH_2F_2+CHF \text{ <-> } CHFCHF(Z)+HF$
…

本研究は、まず文献調査を行い、微燃性冷媒である R32 の素反応モデルを整理する。その素反応モデルを用いて、R32 冷媒の燃焼反応の基本特性を解析する。また Ansys Fluent を用いて、大きさの異なる容器(直径 0.3m, 1m, 3m)内冷媒が着火後の最大圧力や圧力上昇速度の解析を行う。来年度は、燃焼空間のスケールを居室規模にまで広めたシミュレーションを行うため、簡略化した素反応モデルの構築と冷媒の漏えいから着火までのシミュレーションを行う予定である。

①.3.2　素反応モデル

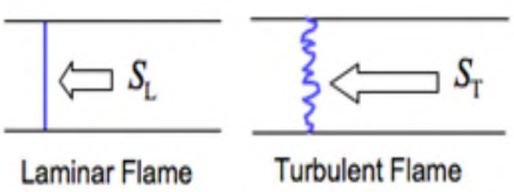
R32 の燃焼反応モデルについて、まず Babushok らのまとめたデータから、C 原子を 3 つ以上含む分子などの不要な部分を除いて詳細反応モデルを作成した。得られた化学種は 99 種、反応式は 927 本である。そのモデルを用いて、反応進行度 c をパラメータとする R32 の総括燃焼反応の計算が可能であることを確認した。また、99 種の化学種を同時に考慮した化学種輸送モデルも構築し、R32 が着火時の火炎伝播のシミュレーションが可能であることを確認した。ただし、計算負荷が大きいため、更なる素反応モデルの簡略化が必要である。

最近、NIST から C1-C3 を含むフルオロカーボン(R32, R125, R134a, R152a, R143, R143a, R1234yf, R1234ze(E), R1243zf)とその混合物の燃焼反応の詳細化学反応モデルが公表されている。その中、R32 のより簡略化された燃焼反応モデル(化学種 30、素反応式 111 本)が提案されている。そのモデルを用いて、Chemkin-Pro で R32 の層流燃焼速度の特性を調べた上で、R32 の容器内点火した後の圧力上昇特性に関する容器の大きさの影響を評価した。

①.3.3　R32 の燃焼反応特性

(a)　層流燃焼速度と火炎速度

可燃濃度範囲の冷媒が着火されると火炎が生じる。火炎から前方の未燃混合気に向かって O, H, OH などの活性化学種 (ラジカル) が分子拡散で輸送され、火炎が未燃混合気の中へ喰い込んで行くことになる。火炎面の移動速度は燃焼速度という。混合気が静止もしくは層流で流れる場合は層流燃焼速度(SL)、流れが乱流の場合は乱流燃焼速度と呼ばれる(ST)。層流燃焼速度は燃焼反応速度を代表する指標である。また、圧力、未燃ガス温度および等量比によって変化する。



図①.3.3-1　Laminar and turbulent burning velocities

乱流燃焼速度は層流燃焼速度と流れの乱れ速度 u' の関数になる。大まかに下記の式で表現することが可能である。

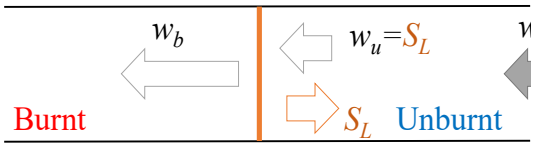
$$S_T \cong S_L + u' \qquad (①.3.3\text{-}1)$$

一方、火炎領域では燃焼熱の放出により既燃ガスが膨張し、実際の見かける火炎速度(w_b)は層流(あるいは乱流)燃焼速度により遥かに大きくなる。火炎帯の前後での圧力差が無視できるとして、火炎面における質量保存から、火炎速度と燃焼速度は下記の関係式が成り立つ。

$$w_b = \left(\frac{\rho_u}{\rho_b}\right) S_L \qquad (①.3.3\text{-}2)$$

但し、w_bは火炎速度、ρ_u、ρ_bはそれぞれ未燃ガス密度と既燃ガス密度である。

例えば、温度 300 K、圧力 1 atm 条件での R32 の層流燃焼速度は 7.2 cm/s であるが、断熱火炎温度を 2200 K とすると、火炎温度は 53 cm/s 程度になる。半径 0.5m の容器内 R32 が点火した場合、火炎が壁に伝播するにはおおよそ 1 s 程度かかる。



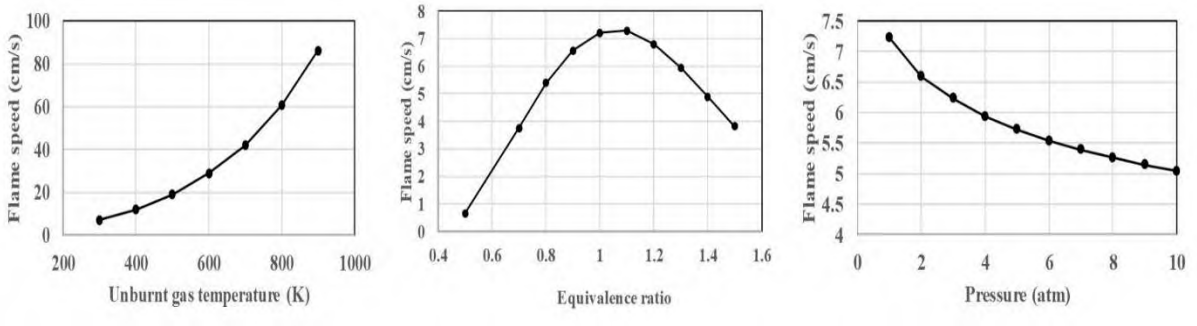
Stationary Flame

図①.3.3-2　Calculation model for laminar burning velocity

(b)　層流燃焼速度の温度、圧力依存性

層流燃焼速度を計算する時、図①.3.3-2 に示すような一次元モデルを用いている。流路の右側から一定速度の未燃ガスを供給する、流路の中央位置で燃焼させるとき、火炎が中央位置で固定する時のガス供給速度 wu は層流燃焼速度 SL と等しくなる。

Chemkin Pro を用いて、未燃ガスの温度を 300～900 K、圧力を 1～10 atm、 等量比を 0.5～1.5 範囲での層流燃焼速度を計算し、その結果を図①.3.3-3 に示す。



(a) Effect of temperature　(b) Effect of equivalent ratio　(c) Effect of pressure

図①.3.3-3　Laminar burning velocity

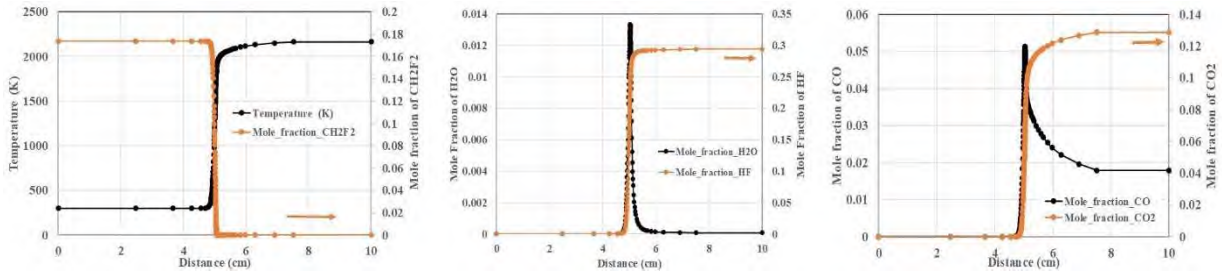
未燃ガスの温度が高いほど、層流燃焼速度が速くなる。未燃ガスの温度が 300K で計算した層流燃焼速度は 7.2 cm/s である、温度を 900 K に高めると層流燃焼速度は 86.2 cm/s まで増加する。また、等量比(モル分率)によって層流燃焼速度は最初増加し、等量比が 1.1 に最大値(7.3 cm/s)に達した後、等量比の増加に従って層流燃焼速度が小さくなる。等量比が 1.5 の時層流燃焼速度は 3.8 cm/s まで低下する。一方、圧力の増加に従って層流燃焼速度が低下する。圧力が 10 atm の条件で計算した層流燃焼速度は 5.0 cm/s である。本研究の計算結果は平成 28 年微燃性冷媒リスク評価研究会最終報告書で報告した実験結果とほぼ一致している。

表①.3.3-1　Experimental results of laminar burning velocity of R32

Refrigerant	Equivalence ratio (ϕ)	Tempera-ture (℃)	Moisture	P_{max} (100kPa)	K_G (100kPa .m/s)	Flame speed S_f (cm/s)	Buring velocity S_u (cm/s)
R32	1 1.1	35 35 35	Dry Dry Wet (64% RH)	7.5 7.3 7.2	7.6 8 10.6	62 65 71	7.3 7.6 8.5

(c)　R32 の燃焼反応特性

図①.3.3-4 には入口距離におけるガス温度と主要な化学種の濃度変化を示す。



(a) temperature and R32 concentration　(b) H_2O and HF concentrations　(c) CO and CO_2 concentrations

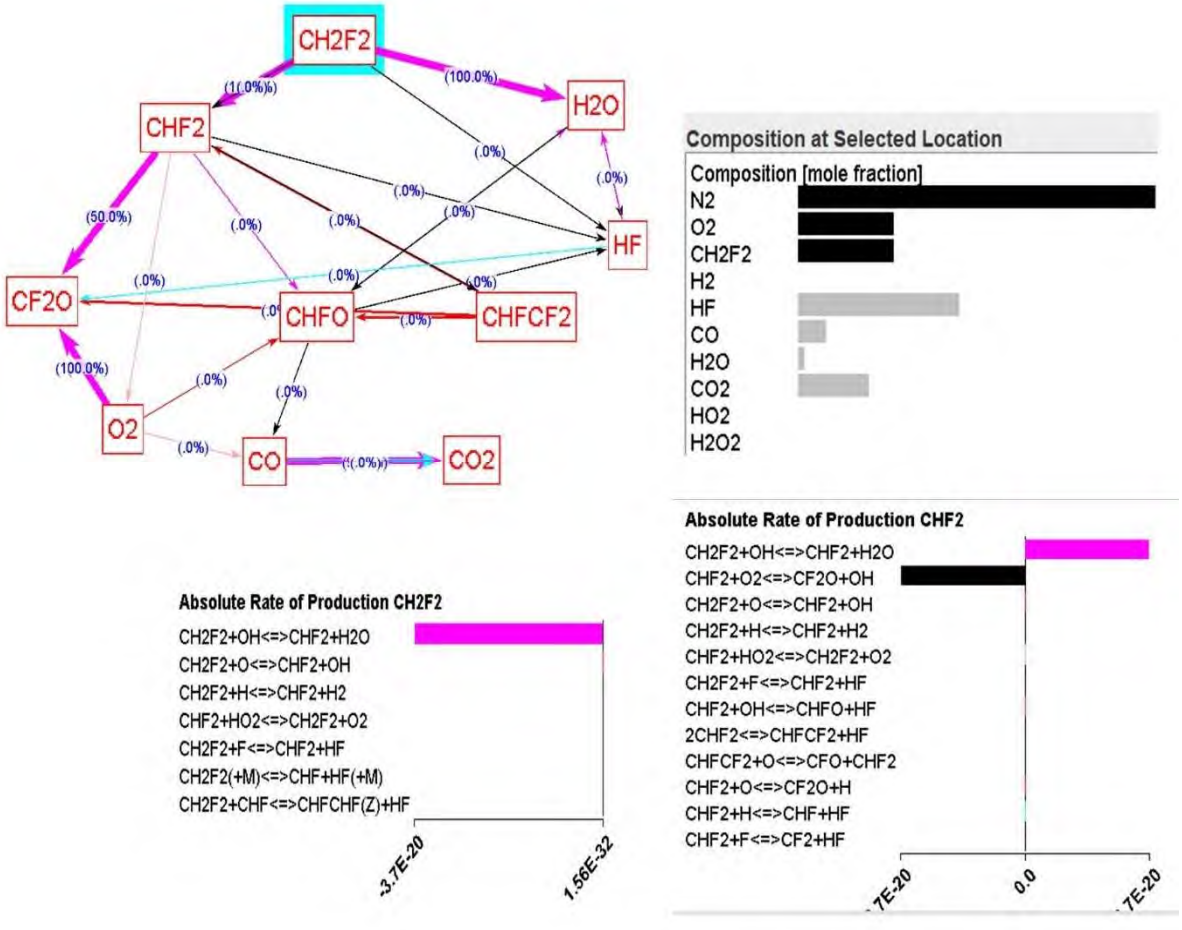
図①.3.3-4　Change of each parameter from the entrance (temperature 300K, pressure 1atm, equivalent ratio 1)

図①.3.3-4 (a)に示すように、火炎面に到達すると、R32 の燃焼反応により濃度が急激に低下し、下流側では濃度はほぼ0になる。火炎面の温度は未燃ガスの 300K から急激に増加し、火炎面の既燃ガス側の温度は 1940K 程度になる。その下流側では燃料 R32 がほぼ反応したにもかかわらず、その分解産物の反応により、火炎温度は継続的に上昇し、最終的に断熱火炎温度の 2164Kまで増加する。

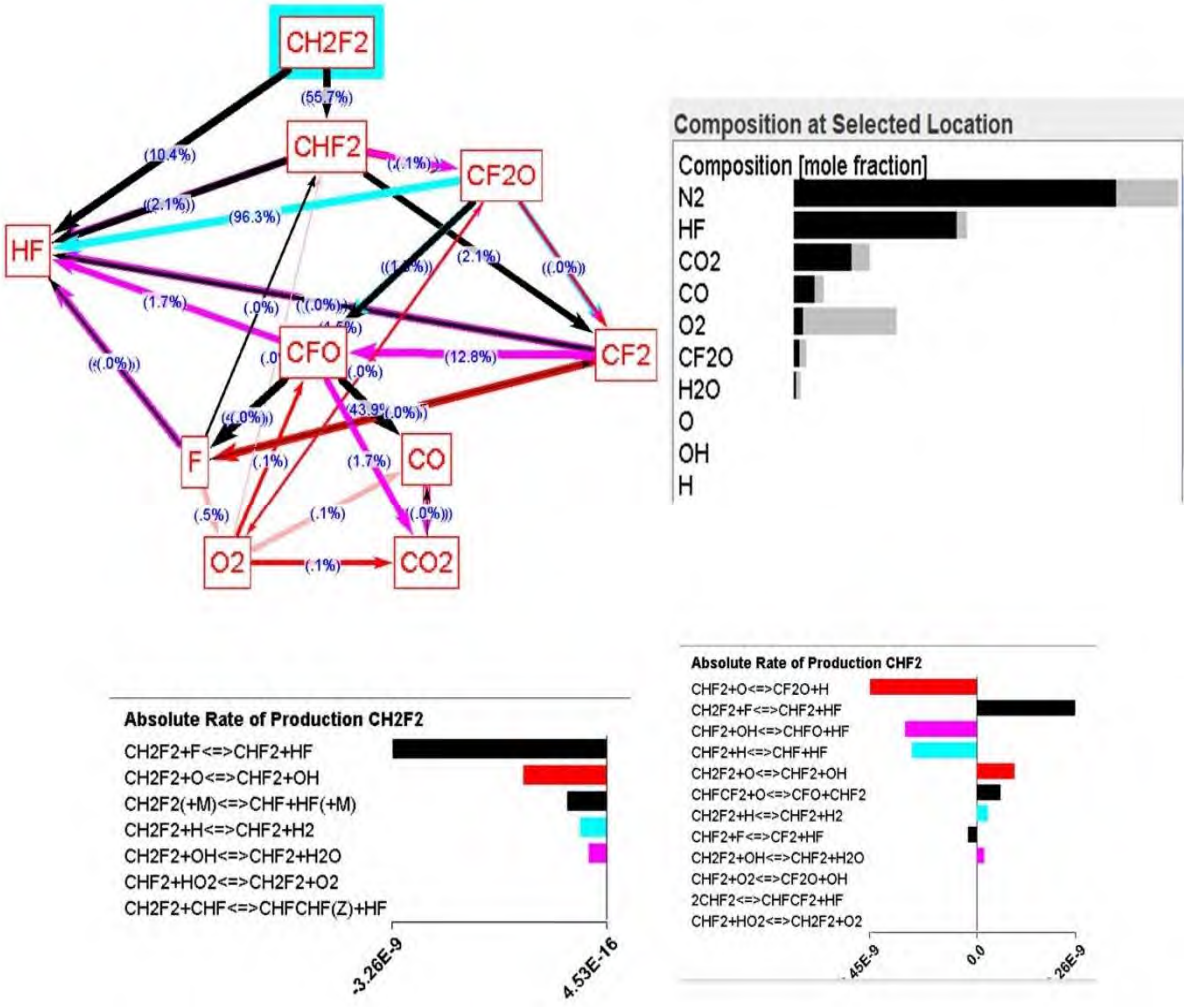
図①.3.3-4 (b)に H_2O と HF の濃度変化を示す。式①.3-1 に示す総括反応式には H_2O が反応に関わっていないが、火炎面で CH_2F2 の OH ラジカルによる水素引き抜き反応で H_2O を生成し、生成した H_2O は主に F ラジカルと反応して、OH ラジカルと HF が生成する。

図①.3.3-4 (c)に CO と CO_2 の濃度変化を示す。CO も総括反応に含まれていないが、CFO の分解反応により CO を生成した後、CO＋OH—＞CO_2＋H ; CO＋O(+M)—＞CO_2(+M)の反応を経て CO_2 を生成する。

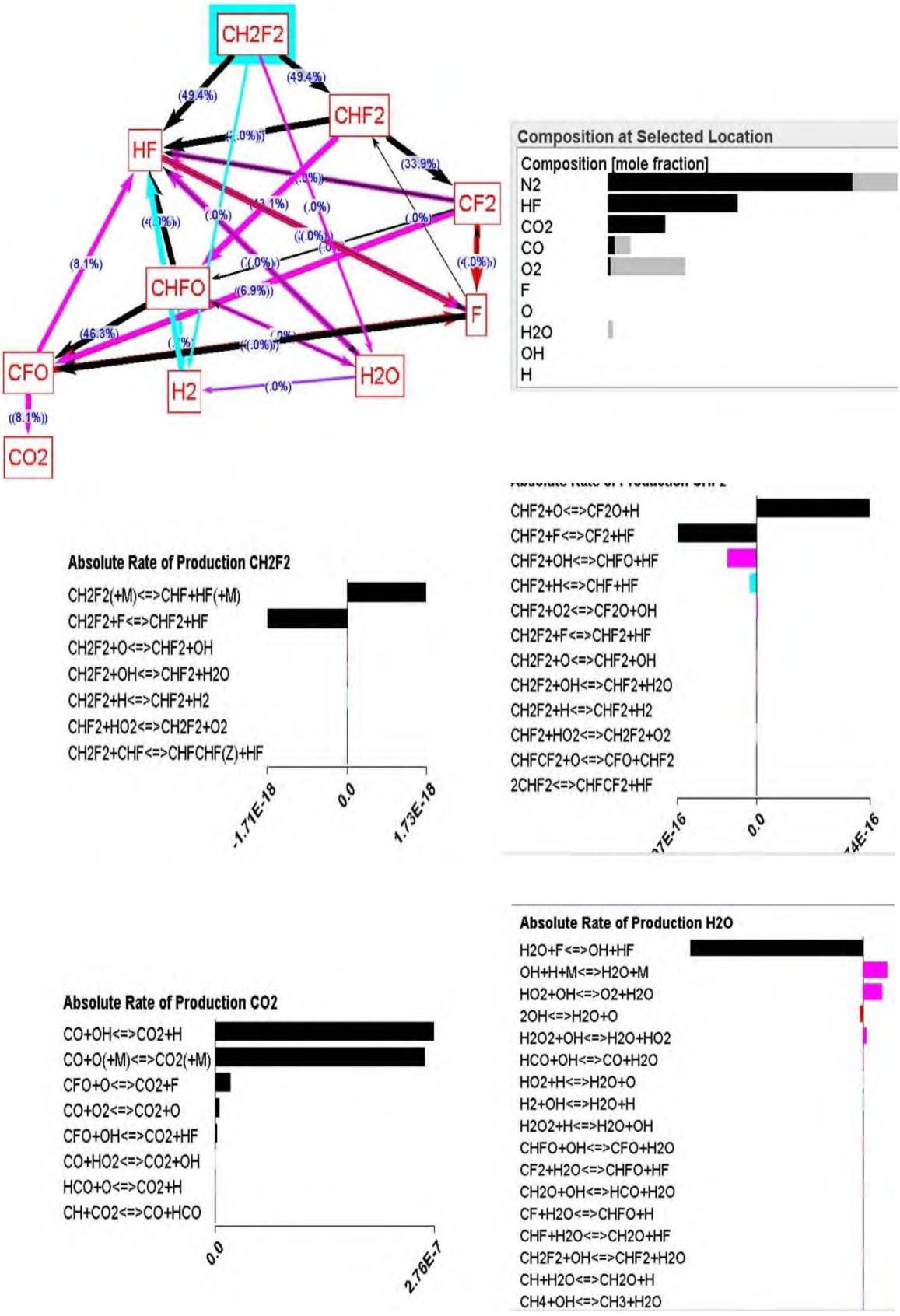
Chemkin-Pro の反応経路の解析ツールを用いて温度 300K、圧力 1 atm、等量比 1.0 条件における化学反応経路図を作成した。図①.3.3-5～7 には火炎面の上流側、火炎面内及び下流側における反応経路解析と主な化学種と素反応を示す。詳細の分析をここで省略するが、火炎面の上流側における CH_2F_2 分解反応は OH ラジカルによる水素引き抜き反応により CHF_2 と H_2O を生成する。火炎面ではたくさんの反応が同時に行っている。CH_2F_2 分解反応は主に F ラジカルと O ラジカルによる水素引き抜き反応である。同時に、生成した CHF_2 は O, OH, H, F ラジカルと反応して消費される。下流側では主に中間生成物から HF 及び CO_2 の生成反応が進行している。



図①.3.3-5 Reaction path analysis on the upstream side of the flame surface



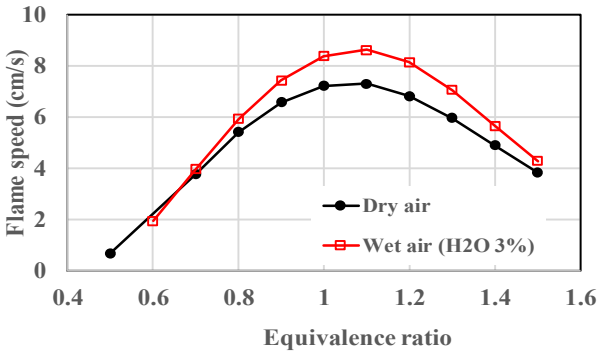
図①.3.3-6　In-flame surface reaction path analysis



図①.3.3-7 Reaction path analysis on the downstream side of the flame surface

(d) R32 の燃焼反応特性への水蒸気の影響

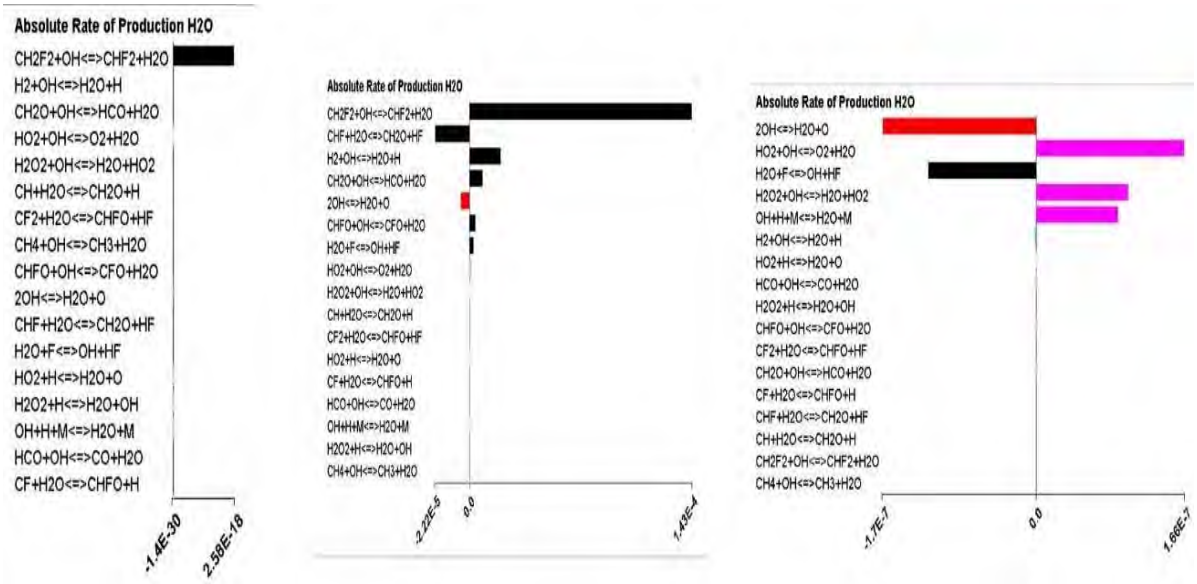
総括反応の式には H_2O が含まれていないが、図①.3.3-5 と図①.3.3-7 に示すように、H_2O は CH_2H_2 の OH ラジカルによる水素引き抜き反応の生成物として、F ラジカルと反応して HF の生成に関与する。また、表①.3.3-1 表①.2-1 には R32 の燃焼反応に水蒸気が含まれると、燃焼速度と KG 値の増加が報告されている。ここで水蒸気が存在条件での R32 の層流燃焼速度及び反応パスの変化を解析する。



図①.3.3-8 Effect of water vapor on laminar burning velocity

図①.3.3-8 には空気中に 3%水蒸気が存在する条件での層流燃焼速度の解析結果を示す。水蒸気がない条件と比較のため、R32 と O_2 のモル比を 1：1 に固定して、空気中の水蒸気モル分率を 3%、窒素のモル分率を 79%から 76%に調整して計算を行った。水蒸気が含まれると、R32 の等量比が 0.7 以上の条件では層流燃焼速度が増加する結果となった。等量比が 1 の時水蒸気が存在条件での層流燃焼速度は 7.2 cm/s から 8.4 cm/s に増加した。計算結果と表①.3.3-1 に示している実験結果とよく一致している。

図①.3.3-9 には水蒸気が存在条件での火炎面の上流側、火炎面中及び火炎面の下流側における H_2O が関わる主な反応を示す。水蒸気が含まれない条件と比べると、火炎上流側での反応ほとんど影響を受けず、下流側では、H_2O と F ラジカルと反応して OH ラジカルと HF が生成する反応以外、H_2O+O—＞2OH と H_2O+OH—＞$O2+H_2O$ の反応率がもっと大きいことがわかる。OH ラジカルの生成率が高くなる結果、水蒸気が存在しない条件と比較して層流燃焼速度が大きくなる。



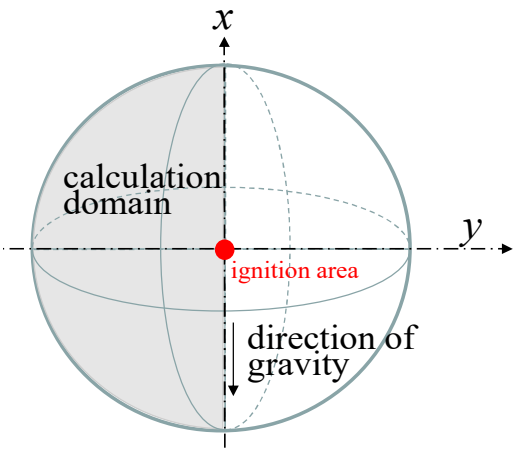
(a) Upstream side of the flame surface (b) Flame surface (c) Downstream of the flame surface

図①.3.3-9 Reaction path analysis in the presence of water vapor

①.3.4　R32 の燃焼シミュレーション

可燃性冷媒が燃焼するときの危害度評価を行うため、球状容器内 R32 と空気との予混合気を点火した後の火炎伝播シミュレーションを行い、最高到達圧力及び圧力上昇率(KG 値)に対する容器の大きさの影響を評価する。

シミュレーションは ANSYS FLUENT 2021 を用いて実施した。 図①.3.4-1 にはシミュレーションの計算対象を示す。計算条件は下記通りにまとめる。



図①.3.4-1　Simulation calculation target

・球状容器の直径は0.3m、1.0mと3mの三条件である。
・軸対称とみなして2Dモデルを設定する（重力も考慮）。
・初期条件：　R32：O_2：N_2の質量分率は0.26：0.16：0.59(理論空燃比)；　初期温度を300K；初期圧力を１atmに設定する。
・中心位置から点火する(半径2mmの球状領域に20Jの熱を10ms間与える)
・化学種30、素反応式111本を考慮した化学種輸送モデルを用いて計算する。
・流れは層流である。
・容器の冷却効果を考慮するため、壁は厚み5mmのアルミを設定する。
・全域に1mm或いは10mm角の四角形メッシュを設定。火炎面付近のメッシュを更に4段階分割する（元のメッシュの1/16になる)。
・時間刻みは1～10μsである。

(a) 直径 0.3 m 容器のシミュレーション結果

図①.3.4-2 には直径 0.3m の比較的に小さい容器内 R32 冷媒が燃焼した後の濃度、温度分布と平均圧力の時間変化を示す。図の左側は R32 の濃度、右側には温度の分布をそれぞれ示している。点火後、火炎界面が未燃ガス領域向けて拡大していく様子が見える。また、重力の影響を受けて火炎が浮上している。

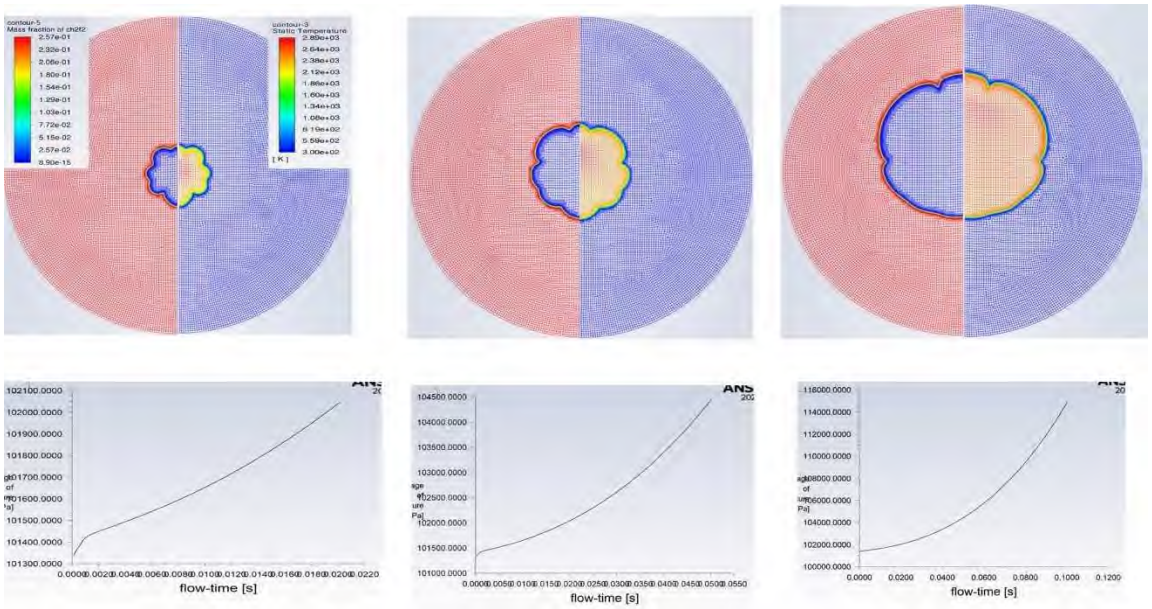
燃焼の初期段階には、火炎界面の乱れが見えたが、火炎界面の膨張と共に次第に滑らかな界面になる。火炎界面が左右の壁面に到達直前までは容器内圧力が急激に上昇し、左右の壁面に到達した後、圧力の上昇速度が小さくなる。冷媒がすべて燃焼しきるまでは圧力が上昇し続ける、最大圧力は約 1MPa になる。また、火炎界面が左右の壁面に到達直前のとき圧力上昇の最大値になる。その時の KG 値を圧力上昇速度から計算すると 7.2 (100kPa.m/s)になる。

ちなみに、KG 値は爆発の激しさを示す指標で、下記のように定義される。

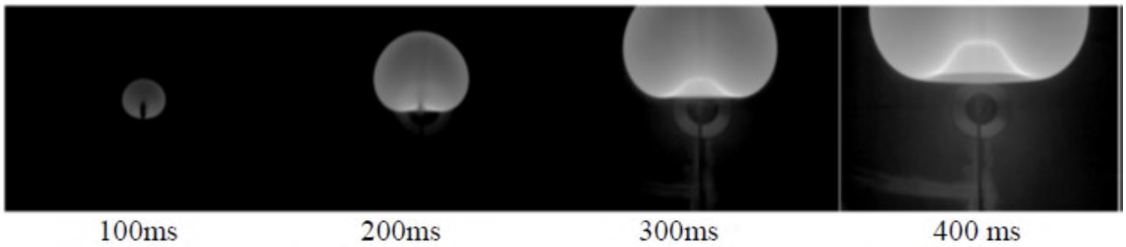
$$K_G = \left(\frac{dP}{dt}\right)_{max} V^{\frac{1}{3}} \quad (100\ \text{kPa.m/s}) \qquad (①.3.4\text{-}1)$$

火炎界面が左右壁面に到達する時間は 0.3s 程度である。これは火炎速度を用いた予測結果と一致している。(半径は 0.15m、火炎速度は 0.5m として考えると、火炎が壁面に到達時間は 0.3s 程度と見積もられる)。

本研究で得られた火炎界面の膨張及び重力による浮上の様子は平成 28 年度微燃性冷媒研究会の最終報告書に紹介された実験観察結果(図①.3.4-3)に似ている。計算された KG 値も表①.3.3-1 に示している実験結果とよく一致している。



図①.3.4-2 Time change of R32 concentration distribution (left), temperature distribution (right) and average pressure (bottom) (d=0.3m)

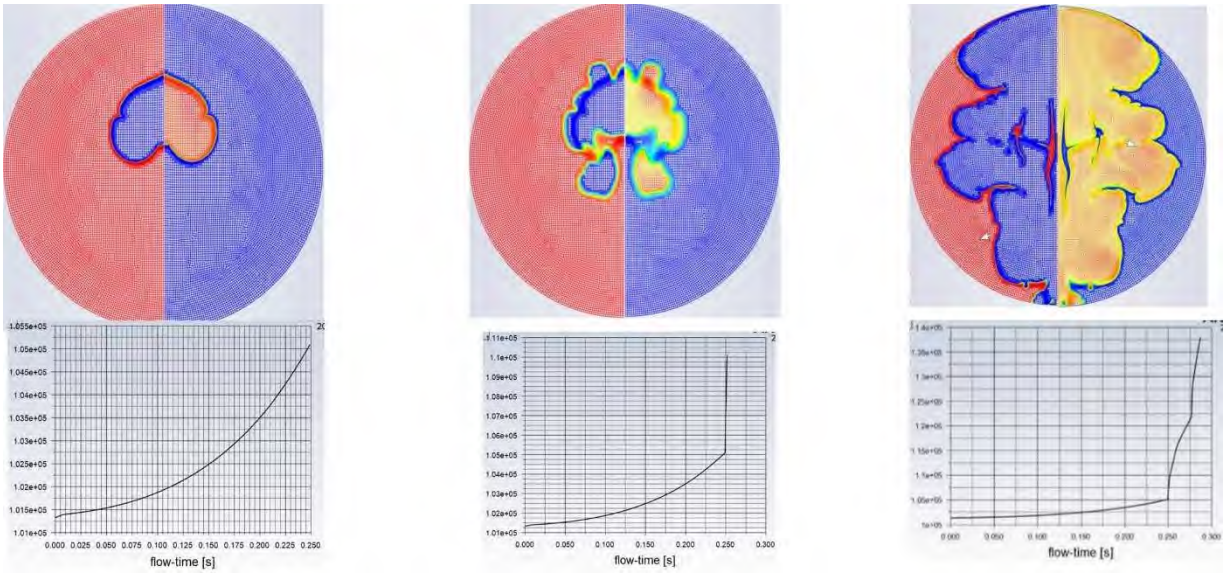


図①.3.4-3 Propagation behavior of the flame surface for R32[2-9] (Diameter 1 m, equivalent ratio 0.9)

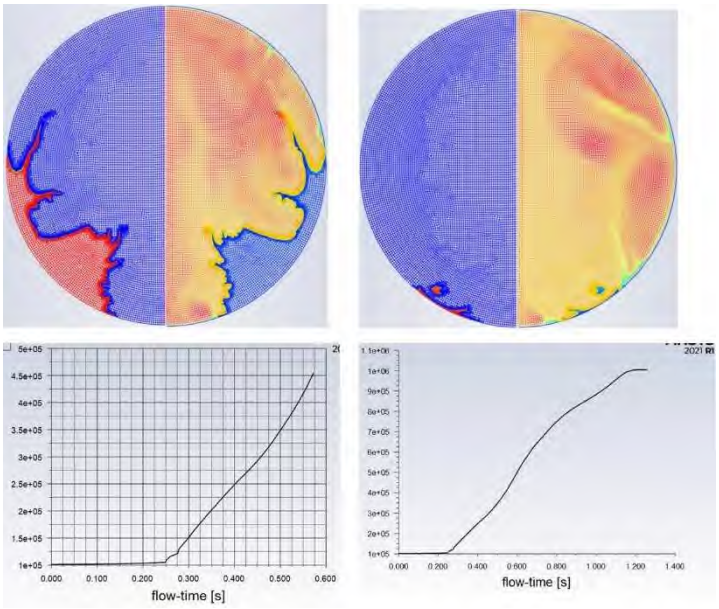
(b) 直径 1 m 容器のシミュレーション結果

図①.3.4-4 には直径 1m の容器内 R32 冷媒が燃焼した後の濃度、温度分布と平均圧力の時間変化を示す。着火から 0.25s までは、0.3m 容器内の燃焼の様子と同様に、火炎界面の膨張と重力による火炎の浮上が得られる。また、発達する火炎界面の底部の内側へのくぼみ形状も再現している。

着火から 0.25s 経過した後、火炎界面の底部のくぼみが急激に進行することで火炎の下部が外から千切れて、不連続な二つ火炎に分裂した。火炎界面が長くなることで多くの冷媒が燃焼に関わるため、圧力が急激に増加し始め、0.57s の時点で圧力上昇率が最大となる。その圧力上昇率から計算した KG は 12.8 (100kPa.m/s)となり、 実験結果より大きな値になる。また、着火後 1.2s の時点で容器内圧力が最大値の 1.02MPa に到達した。その後壁面の冷却効果により圧力の低下に転じた。



0.25s(Immediately before the flame split)　0.26s(Immediately before the flame split) 0.28s

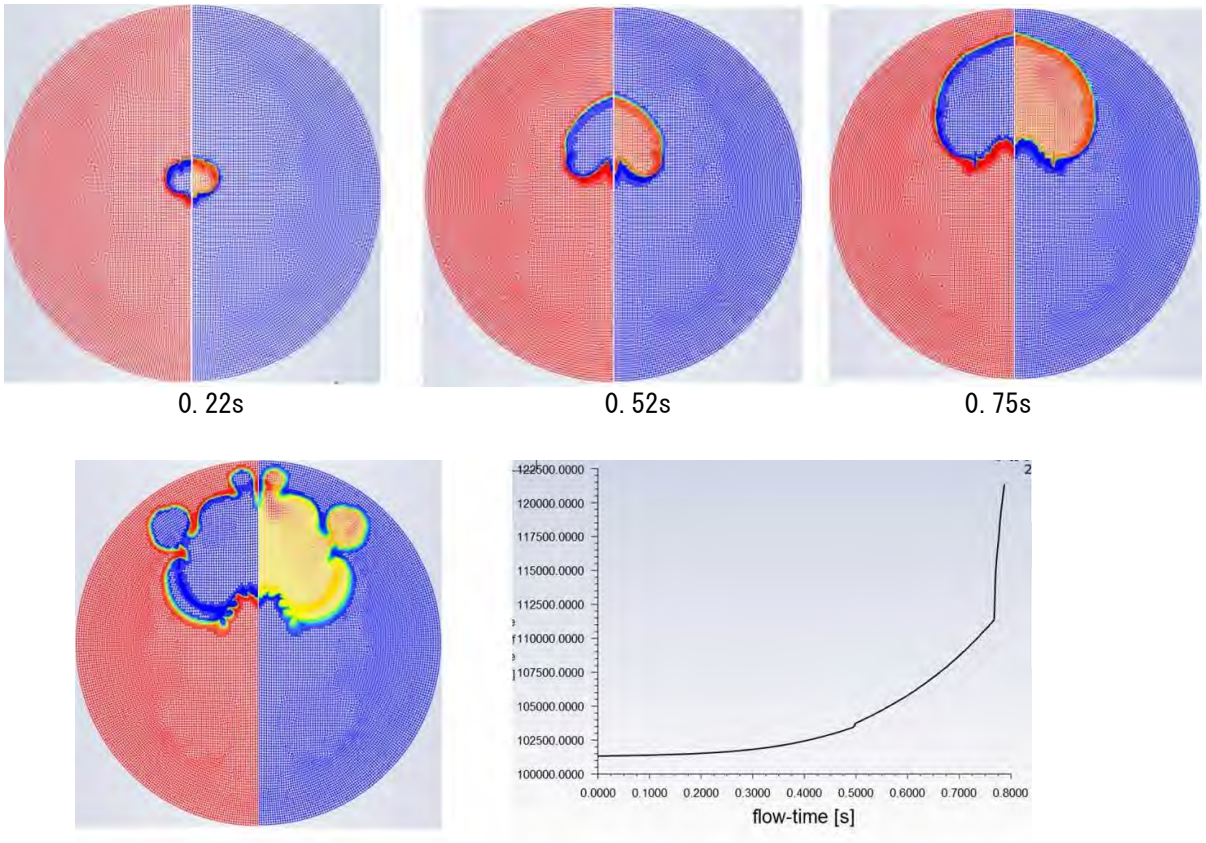


0.57 s(Maximum pressure rise rate)　1.2 s(Maximum pressure)

図①.3.4-4 Time change of R32 concentration distribution (left), temperature distribution (right) and average pressure (bottom) (d=1m)

(c) 直径 3 m 容器のシミュレーション結果

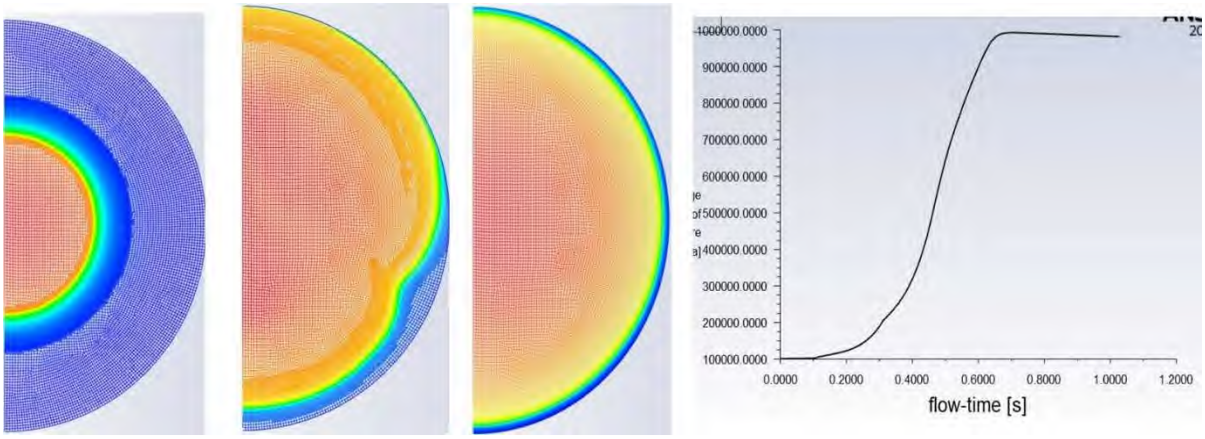
図①.3.4-5 には直径 3m の容器内 R32 冷媒が燃焼した後の濃度、温度分布と平均圧力の時間変化を示す。着火から 0.75s までは、0.3m 容器内の燃焼の様子と同様に、火炎界面の拡大と重力による火炎の浮上が得られる。その後、0.78s から火炎界面の乱れが発達し、不連続な火炎に分裂することになった。その時圧力の急激な上昇がみられた。着火後 1.05s の時点で圧力上昇率が最大なる、その圧力上昇率から計算した KG は 26 (100kPa.m/s)になる。 実験結果より大きな値になる。また、圧力の最大値は、約 1MPa であった。



図①.3.4-5 Time change of R32 concentration distribution (left), temperature distribution (right) and average pressure (d=3m)

(d) 乱流モデルの影響

ケース(a)-(c)は流れを層流としてシミュレーションを行ったが、容器が大きい場合、火炎面の膨張により容器内大きな流れを引き起こす、流れ場が乱流に遷移する可能性がある。乱流遷移の影響を評価するため、乱流モデルはレイノルズ応力(５方程式)を用いて、直径 3m の容器内の R32 冷媒が燃焼した後の温度分布と平均圧力の時間変化を図①.3.4-6 に示す。層流の結果と比べ、乱流の拡散効果により、火炎の分裂がなく、全体的に厚い火炎界面を形成することが見える。また、層流燃焼の時より乱流燃焼速度が速くなるため、浮力の影響が小さくなり、壁まで到達の時間は層流燃焼の場合の約半分になる。着火後 0.47s の時点で圧力上昇率が最大なる、その圧力上昇率から計算した KG は 86.4(100kPa.m/s)になる。 実験結果より大きな値になる。また、圧力の最大値は、約 0.98 MPa であった。



図①.3.4-6 Temperature and average pressure over time for R32 (d=3m, turbulent model)

①.3.5 シミュレーション結果の考察

(a) シミュレーション結果のまとめ

上記のシミュレーションの結果を表①.3.5-1 に纏める。容器の直径を 0.3m～1m に変化することで、最高到達圧力がほとんど変化しなかった。圧力の上昇は、燃焼熱放出による結果なので、初期状態で冷媒濃度が同じであれば、単位体積当たりの放出燃焼熱量が同じになり、最高到達圧力も同じになる。また、条件によって、壁の冷却効果も無視できないが、燃焼時間は１s 程度なので、壁の熱容量の影響が小さいと考えられる。

KG 値は圧力上昇率の最大値から計算した爆発の激しさを示す指標である。一番小さい容器(d = 0.3m)で計算した KG 値は文献で報告した実験結果と一致しているが、大きい容器の場合、計算した KG 値は文献値より大きくなっている。それは浮力によって火炎が浮上している途中で激しく変形し、小さい火炎に分裂することによる結果である。この火炎面の不安定現象の計算結果について、さらに実験結果を合わせて考察すべき。更に、シミュレーションモデルに乱流の効果を導入すると、乱流の拡散効果により、火炎の分裂がなく、全体的に厚い火炎界面を形成することが見える。層流燃焼より、さらに大きい KG 値が計算された。

表①.3.5-1 Summary of simulation results

	容器直径	層流/乱流	化学反応モデル	最高到達圧力	K_G(100kPa.m/s)
1)	0.3 m	層流	化学種輸送モデル	1 MPa	7.2
2)	1 m	層流	化学種輸送モデル	1.02 MPa	13.9
3)	3 m	層流	化学種輸送モデル	1 MPa	26
4)	3 m	乱流	化学種輸送モデル	0.98 MPa	86.4

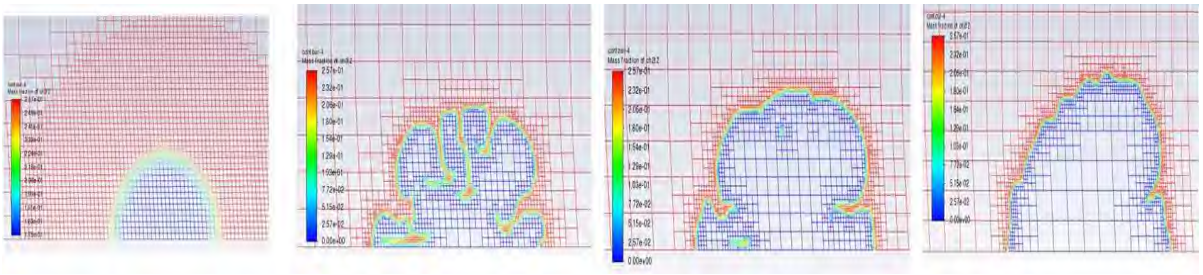
(b) 予混合火炎の固有不安定性

予混合火炎の熱膨張によって不安定になりやすく、それは予混合火炎の固有不安定性として、1959 年から研究されている。予混合火炎の固有不安定性の要因として、主に流体力学的効果、拡散 - 熱的効果と外力効果が検討されている。これらの中で、気体の熱膨張により生じる流体力学的効果は、最も本質的な要因である。また、物質拡散と熱拡散の相互作用により生じる拡散-熱的効果は、水素-空気やメタン-空気の希薄予混合火炎の不安定性において主要な役割を演じている。一方、浮力などの外力効果は燃焼速度が 15cm/s 以下の遅い燃焼反応において重要である。

Darrieus と Landau が熱膨張効果を考慮した火炎面の不安定性解析から、どんな微小擾乱でも火炎面が不安定になり、つまり、安定した層流燃焼火炎が存在しえない結果となっていた。その後有限の火炎帯厚さを考慮する解析から、波数が大きい領域において増幅率は負となる、つまり小さい火炎は安定となり、大きい火炎は不安定になることが分かった。本研究のシミュレーションは、比較的に小さい容器を用いて、燃焼速度の小さい R32 を対象として行った。熱膨張効果による火炎の安定性の影響が小さいと考えられる。

図①.3.5-1 には、計算の初期段階における火炎面の伝播を示している。初期状態で滑らか火炎界面を与えていたが、0.02s までは火炎面の凹凸が現れる。ただし、0.04ｓまで計算が進行す

ると、火炎面の凹凸が殆ど消滅した。その理由としては、既燃ガスの囲まれる未燃ガスの温度上昇により活性化学種の輸送がる活発になり、また化学反応の速度も速くなるため、燃焼速度が速くなる結果である。0.09s まで計算が進めると、火炎界面がより滑らかになったが、浮力の効果で、左右の火炎界面の形状が異なる結果が得られた。浮力が火炎界面の形状への影響が大きいことが明らかである。さらに、図①.3.4-4 (0.28s)と図①.3.4-5 (0.78s)に示すように、浮力によって火炎界面が大きな変形し、火炎の分裂と急激な圧力上昇を引き起こした。この影響は、R32 よりも燃焼速度の遅い R1234yf などにもっと顕著になる。層流燃焼で予測した圧力上昇速度よりはるかに大きな圧力上昇が出現する危険があるため、冷媒種類、燃焼空間のスケールによる火炎面の安定性解析のより詳細検討が必要と考えられる。



図①.3.5-1 Behavior of flame surface (concentration distribution of R32) (Direction of gravity is from right to left)

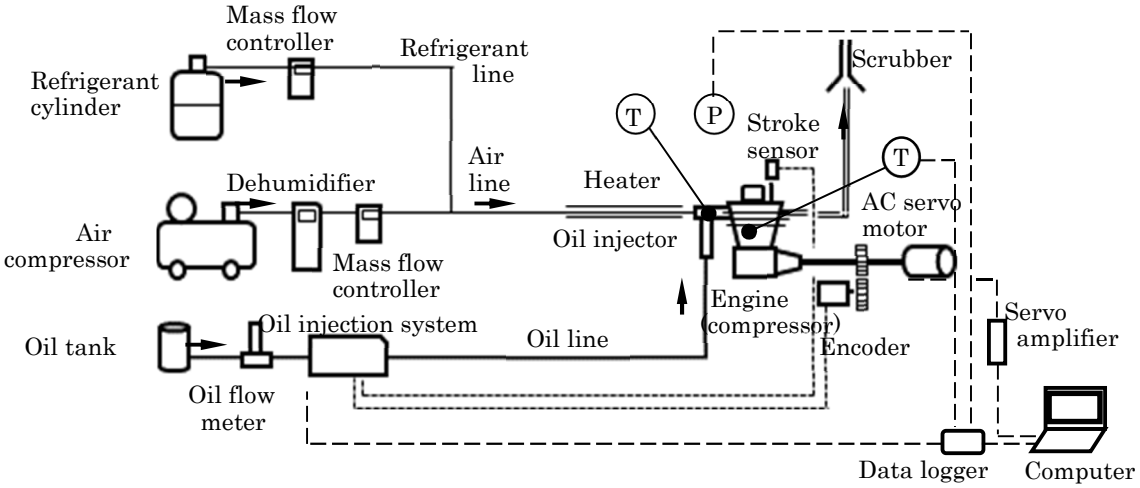
①.4 ルームエアコンのポンプダウン時のディーゼル爆発の抑制

本研究では、POE を冷凍機油の基油として使用し、タイプの異なる酸化防止剤 2 種類、安定化剤 2 種類の添加によるディーゼル燃焼の抑制効果を実験的に調査した。使用した冷媒は、燃焼性の異なる R22、R32、R1234yf、R290 である。R290 は引火性が高く(A3)、R32 と R1234yf は微燃性(A2L)で、R22 は不燃性(A1)である。また作用機構解明のため実験回収油の分析を行った。本研究の目的は、冷凍機油の耐燃焼性と耐酸化特性を向上させることにより、ディーゼル燃焼による圧縮機爆発事故（以後、「ディーゼル爆発」と呼ぶ。）を抑制することである。

①.4.1 実験装置と実験方法

(1) 実験装置

実験装置および実験手法の概略を記す。図①.4.1-1 はエアコンのディーゼル爆発を模擬した実験装置の概略図である。圧縮機を駆動する系、冷媒を供給する系、空気を供給する系、潤滑油を供給する系と計測・制御系から構成されている。圧縮機は模型４ストロークエンジンで模擬した。電気モータの回転軸とエンジンクランクシャフトを接続してエンジンを駆動した。冷媒は冷媒ボンベから、空気は空気圧縮機から除湿器を介し、いずれも流量制御し、管路途中で合流させ、ヒータにより所定の温度まで上昇した上で圧縮機へ供給した。冷凍機油は油圧ポンプで昇圧し、オイル噴射システムのインジェクタによりエンジンの吸気管内へ噴射した。冷凍機油はピストンの位相角が 90° （ピストンの位相はエンコーダとストロークセンサで読み取り、吸気過程の上死点位置を 0° とした）の時に噴射し、ピストンの行程容積の空気と完全燃焼になるよう噴射時間を調節した。なお、噴射時間と冷凍機油質量の関係は校正し、理論空燃比は空気と冷凍機油の CHO 質量分率から求めた。計測は、エンジン内の圧力を圧電式圧力センサーで、混合ガス温度はエンジンの吸・排気管内に設置した K 型シース熱電対でそれぞれ電気信号に変換し、オイル噴射装置の電気信号と共にデータロガーを介してパソコンに記録した。



図①.4.1-1 Experimental apparatus

表①.4.1-1 に実験条件を示す。表①.4.1-2 に冷凍機油と添加剤の詳細を示す。本研究で用いた冷凍機油は ISO 粘度グレードが 68 の POE 基油である。ディーゼル燃焼の抑制が期待される添加剤として、フェノール系酸化防止剤（A1）、エポキシ系安定化剤（A2、A6）とアミン系酸化防止剤（A4）を選択して用いた。添加剤濃度を上げると冷媒適合性に影響するため、添加剤の濃度は 1wt%とし、参考のため 5wt%の実験も行った。

表①.4.1-1 Experimental conditions

Compressor model engine	ENYA R155-4C (modified)
Compression ratio [-]	16
Stroke volume [cc]	25.42
Engine revolution speed [rpm]	1500
Mixture gas flow rate [L min^{-1}]	18.8
Oil injection timing [°]	90 (at crank angle)
Inlet gas temperature [° C]	260±5, 270±5
Oil equivalent ratio [-]	1
Refrigerant concentration [vol%]	0-64.9

表①.4.1-2 Properties of base oil and additives

Refrigeration base oil		POE
ISO viscosity grade		68
Ignition point [° C]		408
CHO ratio [wt%]		C:H:O=70.1:10.8:19.1
Theoretical air-fuel ratio [-]		10.91
Additive	A1	dibutylhydoxytoluene
	A2	glycidyl ester
	A4	aromatic amine
	A6	alicyclic epoxy
Additive concentration [wt%]		0, 1, 5

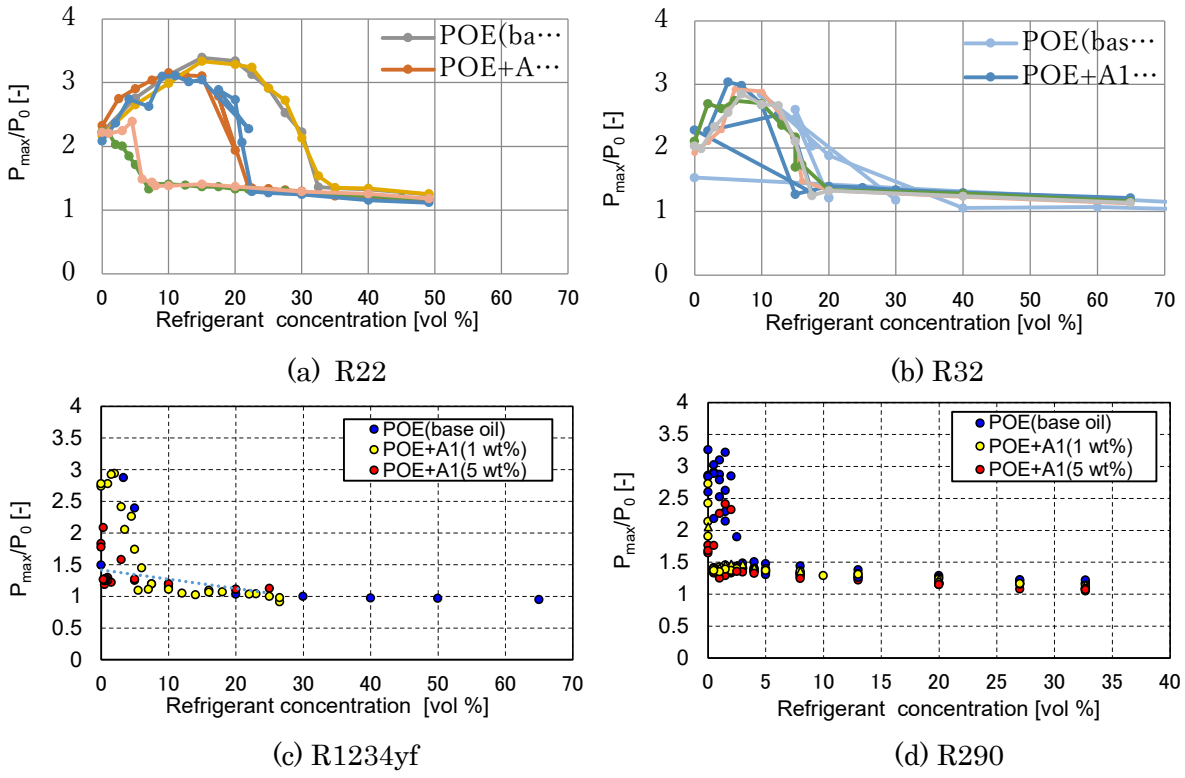
(2) 実験方法

実験は次の順序で行った。回転数 50rpm でエンジンを運転しながら、設定した空気量を供給し、電気ヒータの温度調節器で空気温度を調整し、温度が安定した後に設定した冷媒を流し、回転数を 1500rpm にした後、オイル噴霧システムにより冷凍機油を噴射し実験を行った。冷凍機油と空気との当量比は 1 とした。一連の実験において、装置エンジン故障にともなうエンジンの交換を実施した。交換前後でエンジン個体差の影響を詳細に確認し、エンジン入口の混合ガス温度を 260±5℃から 270±5℃に変更して燃焼を起こしやすい条件で実験を再開した。交換前後の結果と整合性を持たせるために、基準添加剤を設定して比較を行った。

①.4.2　添加剤効果に関する実験結果

(1)　フェノール系酸化防止剤（A1）の効果

図①.4.2-1(a)～(d)に添加剤濃度をパラメータにして、それぞれR22、R32、R1234yf、R290の冷媒濃度に対する無次元最高圧力を示した。圧力の無次元化に使ったP0は、入口ガス温度を260℃に設定し、シリンダ内の空気のみの圧縮による圧力上昇の最高値の測定結果である。P0は実験ごとに異なるが、おおむね2～2.3MPaである。図①.4.2-1 (a)において、R22の燃焼範囲の上限の冷媒濃度を比較すると、添加剤無し（0wt%はbase oil）は32vol%、そして添加剤A1の1wt%と5wt%はそれぞれ22vol%と5vol%であり、添加剤濃度の増加と共に燃焼の上限値は低下する。添加剤濃度が増加すると燃焼範囲は顕著に小さくなるのが分かる。また、0wt%の添加剤A1のときの無次元最高圧力は3.4、1wt%のときは3.2、5wt%のときは2.3であり、最高圧力は添加剤濃度の増加と共に低下している。R32の燃焼範囲の冷媒濃度は0-20vol%であり、R22の0-32vol%より狭く、R1234yfの0-6vol%より広い、つまり燃焼範囲は冷媒により異なる。R32とR1234yfにおいて、添加剤濃度の影響ははっきりしないが燃焼範囲のわずかな縮小が見られる。R290においては、燃焼範囲は0-2.5vol%で小さく、無次元最高圧力は0wt%の添加剤で3.3、1wt%で2.7、5wt%で2.4より、最高圧力は添加剤濃度の増加と共に低下している。



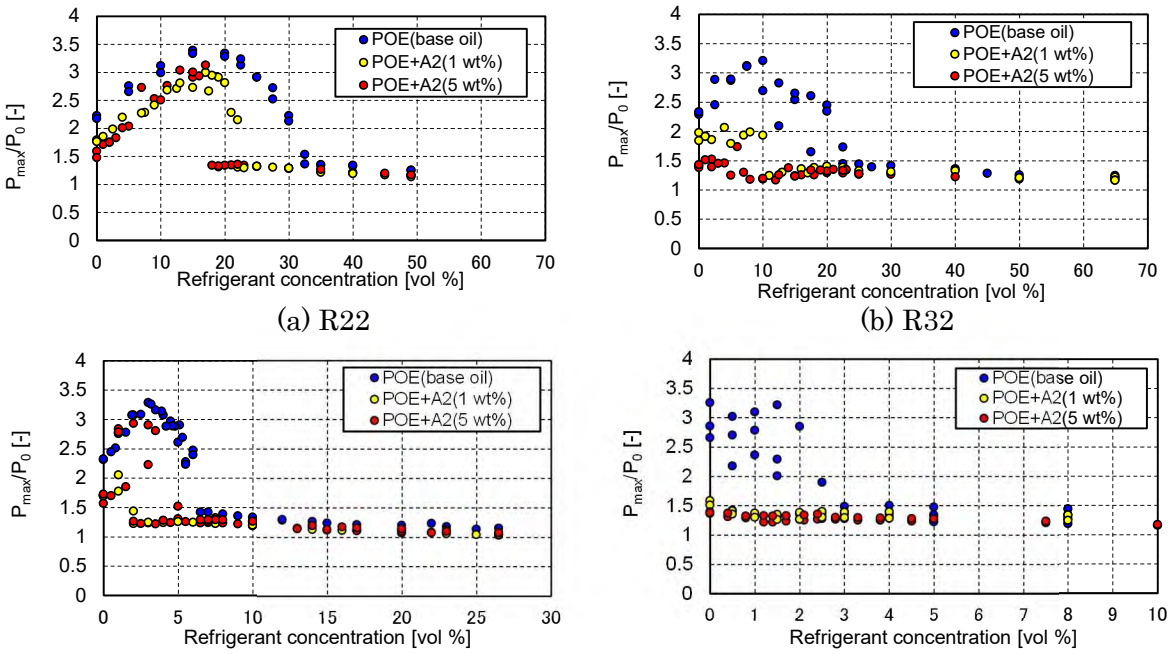
(a) R22　(b) R32

(c) R1234yf　(d) R290

図①.4.2-1 Relationship between the maximum pressure of mixed gas and the refrigerant concentration for additive A1.

(2)　エポキシ系安定化剤（A2）の効果

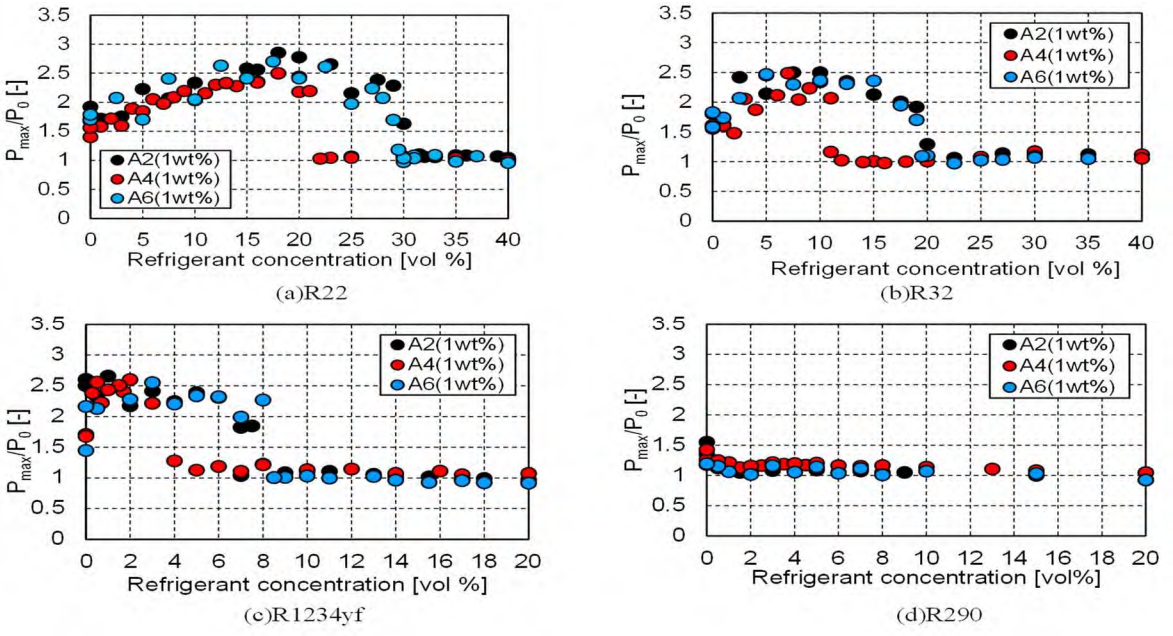
図①.4.2-2(a)～(d)に添加剤濃度をパラメータにして、各冷媒濃度に対する無次元最高圧力を示した。図①.4.2-2(a)において、R22の燃焼範囲の上限の冷媒濃度を比較すると、添加剤無しは32vol%、そして添加剤A2の1wt%と5wt%はそれぞれ22vol%と18vol%であり、添加剤濃度の増加と共に上限値は低下する。R32の燃焼範囲の上限の冷媒濃度を比較すると、添加剤無しは20vol%、そして添加剤A2の1wt%では10vol%であり、5wt%になると高圧力上昇を伴う燃焼範囲は消えている。R1234yfの燃焼範囲の上限の冷媒濃度はあまり系統的な傾向が見られない。R290については、燃焼範囲は消滅している。



図①.4.2-2 Relationship between the maximum pressure of mixed gas and the refrigerant concentration for additive A2.

(3)　添加剤 A4 と A6 の効果

エンジン交換後の添加剤 A4、A6 の実験では、基準添加剤として燃焼抑制効果の最も大きかった添加剤 A2 を設定し、先の結果との整合を図った。図①.4.2-3 に添加剤 A4、A6 と A2 の燃焼領域を示した。図①.4.2-3 (a)の冷媒 R22 のとき、A2 の燃焼範囲は 0～30vol%に対して、A4 は 0～21vol%、A6 は 0～30vol%である。(b)の R32 のとき A2 の燃焼範囲は 0～19vol%に対して、A4 は 0～11vol%、A6 は 0～19vol%である。(c)の R1234yf のとき A2 の燃焼範囲は 0～7.5vol%に対して、A4 は 0～3vol%、A6 は 0～8vol%である。冷媒 R22、R32、R1234yf では添加剤 A4 の燃焼範囲は A2 に比較して大幅に狭くなっている。A6 の燃焼範囲は A2 とほぼ同じである。A2、A4、A6 の燃焼域の最高圧力は同程度であった。R290 では A2、A4、A6 のいずれの場合も燃焼は起こらなかった。

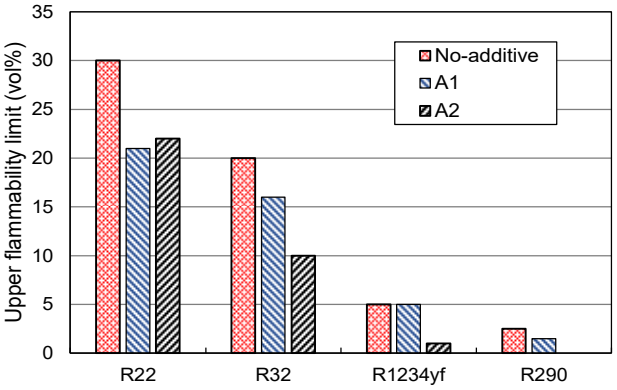


図①.4.2-3 Relationship between the maximum pressure and the refrigerant concentration for additives A4 and A6

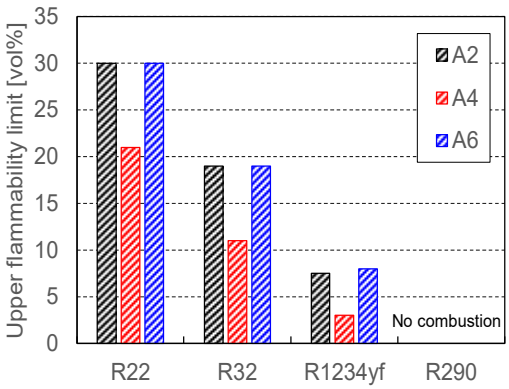
(4)　添加剤効果のまとめ

添加剤の濃度が高いほど、燃焼冷媒の濃度範囲は狭くなる。しかし、添加剤濃度は冷媒適合性に影響する。したがって、添加剤濃度は低い方が好ましい。図①.4.2-4 は、各冷媒の燃焼範囲の上限に対する 1 wt% の添加剤 A1 と A2 の効果をまとめたものである。 結果的に A2 が優れた性能を示した。A2 の添加により、R1234yf と R290 のディーゼル燃焼がほぼ防止され、R32 の燃焼範囲が大幅に減少した。しかし、R22 の爆発を抑える効果は大きくなかった。

図①.4.2-5 は添加剤 A2、A4、A6 の冷媒ごとに燃焼の上限を示した。燃焼範囲は、不燃性冷媒 R22 が広く、次に微燃性冷媒 R32、そして R1234yf の順に狭くなり、強燃性の R290 では燃焼は発生しない。添加剤ごとの燃焼上限に注目すると、添加剤 A4 は A2、A6 に比較し、R22 では 30%減、R32 では 40%減、R1234yf では 50%以下で A4 の燃焼抑制効果の大きいことが分かる。酸化防止剤 A4 は、R1234yf、R290 に対しほぼ燃焼を抑制することが可能であり、R22、R32 も燃焼範囲をかなり制限することができる。



図①.4.2-4 Effect of 1 wt% additives on the upper flammable limit of each refrigerant.



図①.4.2-5 Effect of additives on the upper flammable limit of each refrigerant.

①.4.3　考察

ディーゼル機関の自己着火現象を参考とすると、ディーゼル燃焼の初期過程は高温高圧場における冷凍機油の自己着火であり、冷凍機油に由来するアルキルラジカルや過酸化物が生成するものと考えられる。A1 と A4 はラジカル捕捉型酸化防止剤であり、ラジカル捕捉速度は A1 に比べ A4 が 2 倍速いことが知られている。本研究の燃焼抑制効果も A1 に比べ A4 が極めて高く、ラジカル捕捉速度を反映した結果と言える。エポキシ系安定化剤の作用機構解明を目的に燃焼実験後（R22/A2 配合油/空気）の油を回収し、添加剤 A2 を液体クロマトグラフィー、^{13}C-NMR、^{19}F-NMR で構造分析した。A2 添加量 5wt%に対し、回収油の A2 そのものは完全に消失、変質していた。変質物はエポキシ基が開環し、A2 水和物が 1.7wt%、過酸化物や冷媒由来のフッ素などの反応物が 3.3wt%であることを確認した。以上より、POE 油に添加したラジカル捕捉型酸化防止剤、エポキシ系安定化剤が燃焼初期に発生する反応活性種を捕捉し、ディーゼル燃焼を抑制しているものと推察された。

①.4.4　まとめ

エアコンポンプダウン時の誤操作によるディーゼル爆発を抑制するために、添加剤 4 種類の効果を実験により求め、以下の知見を得た。

1) 添加剤 A4 の燃焼範囲は A2、A6 と比較し、冷媒 R22、R32、R1234yf において 30～50%狭く、A4 は最も燃焼抑制効果が大きい。
2) 同種エポキシ系安定化剤の A2 と A6 の燃焼範囲はほぼ同じであった。いずれの添加剤でも冷媒 R290 で燃焼が発生しなかった。
3) 添加剤 A1 の燃焼抑制効果は大きくない。
4) R22 については、少量の添加剤では爆発の抑制をすることは困難であり、原因の探求、抑制技術は今後の課題である。

② HFO 冷媒の自己分解反応の安全性とリスク評価の研究（東京大学）

②.1 HFO 冷媒の自己分解反応の安全評価（東京大学）

②.1.1　抑制剤の添加による HFO-1123 の不均化反応の抑制

(1)　研究の背景

冷凍および空調の分野では、冷媒としてクロロフルオロカーボン（CFC）およびハイドロクロロフルオロカーボン（HCFC）を使用することによる成層圏オゾン層の枯渇を防止するために代替冷媒としてハイドロフルオロカーボン（HFC）の開発が促進されてきた。しかし、HFC 冷媒はオゾン層破壊係数（ODP）が低いが、高い地球温暖化係数（GWP）が原因で地球温暖化の原因物質として規制対象になっている。モントリオール議定書が改正され、HFC 冷媒のフェーズダウンが決定した後、国連加盟国はハイドロフルオロオレフィン（HFO）および自然冷媒などの低 GWP 冷媒への転換が要求されている。

表②.1.1-1　Global warming potential (GWP) and ozone depletion potential (ODP) of typical refrigerants.

	HFC-410A	HFC-32	HFO-1123	R13I1
ODP	0	0	0	0
GWP	2090	675	0.3	<5

表②.1.1-1 に示されているように、HFO-1123 は大気中の寿命が短いため非常に低い GWP と ODP を持っており、冷凍および空調の分野では次世代冷媒として期待されている。しかしながら、HFO-1123 は高温高圧条件下で式②.1.1-1 のような不均化反応を起こすことがある。不均化反応は稀な現象ではなく、炭素炭素の二重結合を持つ物質は不均化反応を起こす可能性がある。不均化反応は圧力と温度の著しい上昇を伴う自己分解反応あるいは熱分解反応である。このような現象はテトラフルオロエチレン（TFE）でも起きることが知られている。HFO-1123 を実用化した時に不具合により冷媒圧縮機内でレイヤーショートが起きると不均化反応が伝播する可能性がある。不均化反応が伝播すると温度と圧力が劇的に上昇し、冷媒圧縮機の破裂による事故に繋がる可能性がある。

$$2CF_2=CHF \rightarrow CF_4+3C+2HF+500kJ \qquad (②.1.1\text{-}1)$$

そのため、HFO-1123 を実用化するためには、まず不均化反応が起こる条件を明らかにするとともに、反応を抑制する技術を開発する必要がある。HFO-1123 の不均化反応は、未反応ガスの温度および圧力に影響される。HFO-1123 の不均化反応が伝播する条件は複数の研究者によって調べられてきた。純冷媒 HFO-1123 に不均化反応の反応抑制剤を添加する効果は顕著であることが分かっている。

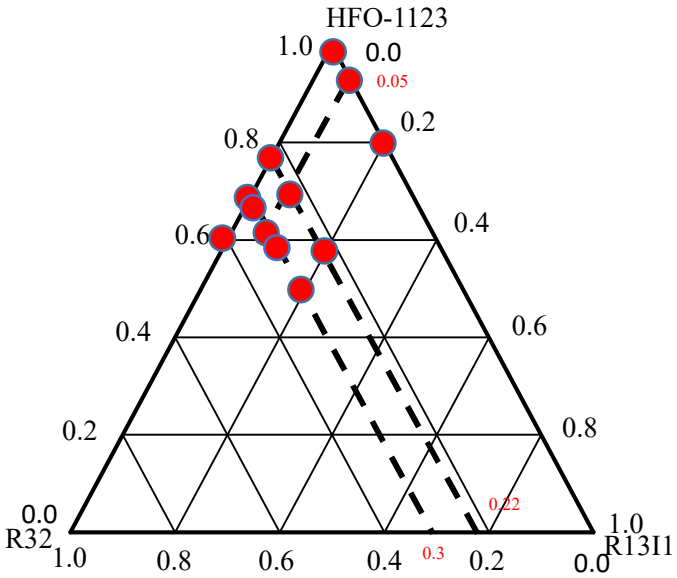
不均化反応の抑制剤としては以下のような二種類の抑制メカニズムが異なる抑制剤がある：

・反応に不活性な物質を混合することによる放電エネルギーや反応熱を吸収して希釈する熱希釈効果による抑制剤

・活性化ラジカルを取り除いて反応経路を変えるラジカル捕捉効果による抑制剤

上記の二種類の抑制剤の抑制効果を評価するために純冷媒 HFO-1123 に抑制剤として R32 と R13I1 を添加した混合ガスについて実験的に不均化反応が伝播する境界条件について調べた。R32 と R13I1 はそれぞれ 1)と 2)の抑制メカニズムに該当する抑制剤である。試験混合ガスを図②.1.1-1 の三角図に示す。表②.1.1-2 に試験用ガス組成をまとめた。二成分系、三成分系混合ガスでは、混合ガスの GWP（GWP=150、200）に応じて R32 の混合率を決めた。R13I1 は低い混合率でも有効な抑制剤として期待されている。また、分解後の冷媒圧縮機への影響や毒性を考慮すると、R13I1 の混合率は可能な限り少なくする必要がある。そこで、R13I1 混合率を 2、5、10 と 20 mass%とした。混合ガスは液体窒素に浸漬させたステンレス製 300 cc 容器に各成分を段階的に封入して作成した。各成分の混合率は貯蔵容器の質量変化で調整した。HFO-1123 に R32 や R13I1 などの抑制剤を添加すると、HFO-1123 の分圧を低下させる効果があり、不均化反応が伝播し難くなる。冷媒温度が冷媒圧縮機に内蔵されているモーターで使用される磁石（ネオジム磁石）の熱減

磁温度を超えると、モーターは回転力を失い停止するため、冷媒温度は磁石の熱減磁温度を超えられないと考えられる。従って、不均化反応実験での初期温度条件の上限値は熱減磁温度 150 ℃に設定した。点火する前の初期圧条件が低いと放電によって着火された不均化反応は伝播することができないが、ある一定の圧力以上になると不均化反応は伝播する。体積が一定の容器内の圧力が高くなると、HFO-1123 の分子密度が高くなり、不均化反応が伝播し易くなる。そこで、初期圧力を変化させて不均化反応が伝播するかどうかを観察し、反応が伝播する境界圧力について調べた。反応抑制剤のメカニズムを調べるために、火炎温度の測定とガスクロマトグラフ質量分析計（GC-MS）による反応ガスの定性分析も行った。



図②.1.1-1　Triangular diagram of the compositions of the test gas mixtures.

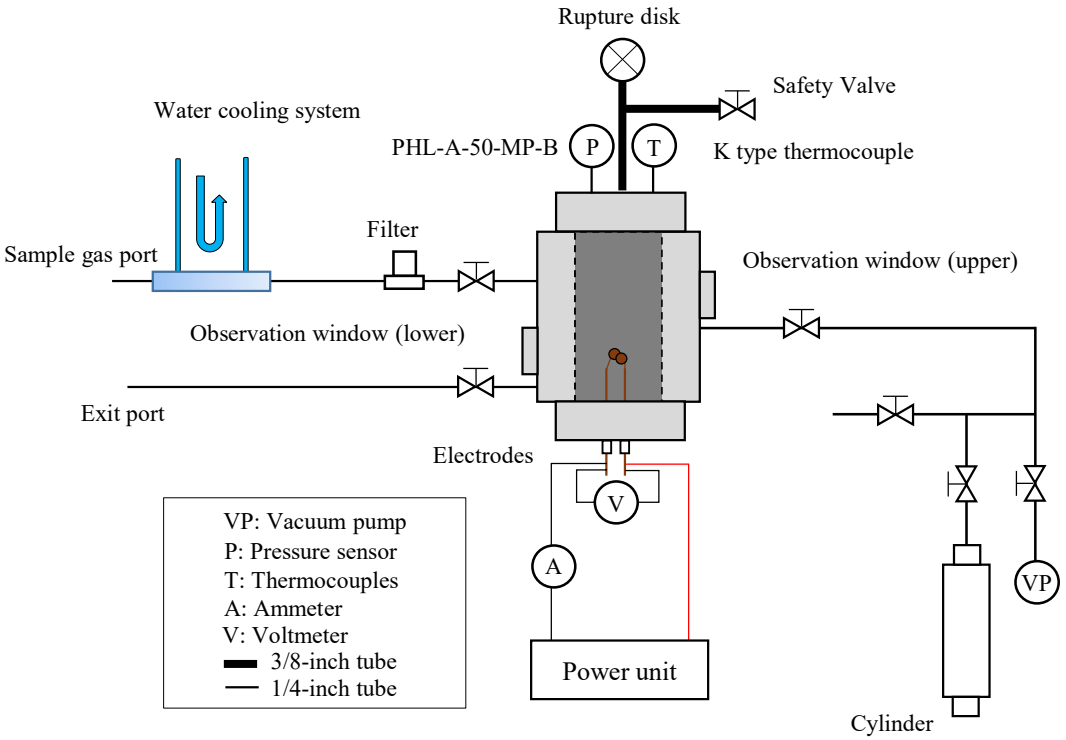
表②.1.1-2　Compositions of the test gas mixtures.

No.	GWP Of mixture	HFO-1123 (mass%)	R32 (mass%)	R13I1 (mass%)
1-1	< 10	100	0	0
1-2		95		5
1-3		80		20
2-1	150	78	22	0
2-2		72.4		5.6
2-3		58		20
3-1	200	70	30	0
3-2		68		2
3-3		65		5
3-4		60		10
3-5		50		20
4-1	270	60	40	0

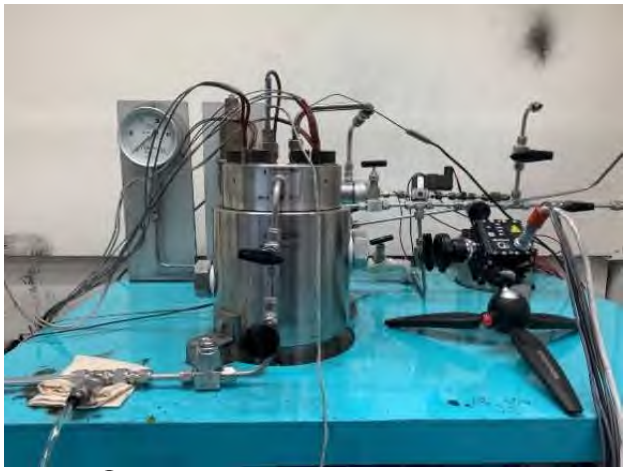
(2) 実験手法

HFO-1123 の不均化反応を観察し、不均化反応が伝播する境界圧力について調べるために使用した実験装置を図②.1.1-2 と図②.1.1-3 に示す。実験装置はステンレス製圧力容器、着火源、真空ポンプ、冷媒容器、安全弁などから構成されている。圧力容器に封入したガスの圧力と温度をある値に設定して安定させた後にエネルギーを投入することで不均化反応を開始させた。その後に不均化反応が伝播したかどうかを圧力変化から判断する。同時に圧力容器の左右に設置され

ている上下の二つの観測窓から火炎の伝播過程を観察した。圧力容器の耐圧は 29 MPa であるため、不均化反応が伝播した時の最大圧力が 15 MPa を超えないように初期圧力を決め、初期圧力の最大値は約 2 MPa であることが分かった。



図②.1.1-2 Outline of the experimental apparatus.



図②.1.1-3 Experimental apparatus.

従来はモリブデン細線の溶断により溶断法で圧力容器にエネルギーを投入していたが、アーク放電がエアコンの冷媒圧縮機のモーターで起こりうるショートに似ている理由でアーク放電法に切り替えた。火花放電が高電圧で 2 つの電極間に発生する不連続な放電であるのに対し、アーク放電は低電圧で 2 つの電極間に大電流が発生する放電である。

本実験では二本の銅製渦巻電極の一部を重ね合わせ、電極間に DC 220V を 1.5 ms 印加して渦巻電極間にアーク放電を発生させ、圧力容器内にエネルギーを投入した。放電エネルギー量は、電圧と電流の時間積分から算出した。放電エネルギーが大きいと分子の運動が加速され、分子の衝突頻度が高くなり化学反応物質の反応頻度が高くなる。従って、放電エネルギーが大きいほど、境界圧力が高まることになる。大気中放電時の放電エネルギーは 16-18 J で、加熱後の冷媒中での放電の放電エネルギーは 20-24 J の範囲であることが分かった。

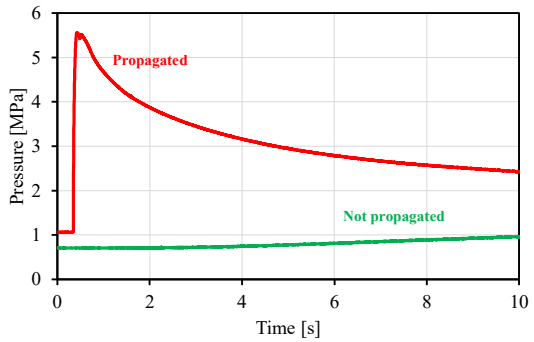
(3) 実験結果

1) 純冷媒 HFO-1123

不均化反応実験では火炎が観察されても圧力がほとんど上昇しない場合もあり、不均化反応の伝播と圧力上昇の関係が不明確であった。そこで本研究では HFO-1123 の不均化反応が伝播したかどうかを判断するための以下のような二種類の判定条件を考えた。

判定条件(1)：図②.1.1-4 に示されているように着火後に圧力が急上昇する場合、不均化反応が伝播したと判定される。着火後に圧力が非常に遅い速度で伝播した場合あるいは圧力変化がほとんど無かった場合は、観察窓から不均化反応の火炎が観察されても不均化反応は伝播しなかったと判断する。

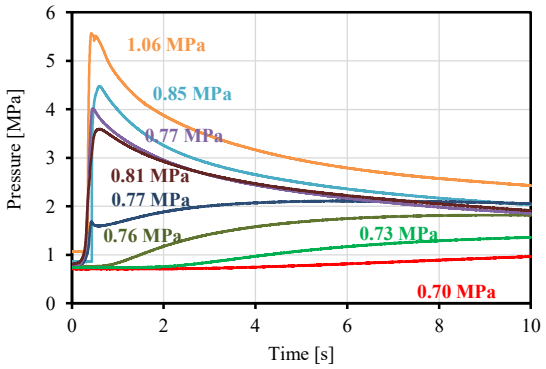
判定条件(2)：着火後 10 秒後の圧力の収束値が初期圧力条件の 1.5 倍を超えた場合、不均化反応が伝播したと判断する。



図②.1.1-4 Examples of the propagated and not propagated cases by judgment condition.

以上の二種類の判定条件に基づき、HFO-1123 と純冷媒に抑制剤を添加した二成分系と三成分系混合ガスの 150 ℃の温度条件での不均化反応が伝播する境界圧力条件について調べた。

純冷媒 HFO-1123 については、初期温度条件を 150 ℃に固定した条件で不均化反応が伝播する境界圧力を実験的に調べた。境界圧力は不均化反応の伝播有無の判定条件に基づいて判断した。電圧印加後の圧力変化を図②.1.1-5 に示す。圧力変化を観察すると、圧力波形は急激に上昇する場合と緩やかに上昇する場合の二つのパターンに分かれていることが分かった。



図②.1.1-5 Pressure curves of HFO-1123 after ignition.

初期圧力条件が高いと HFO-1123 の分子密度が高いため、反応が伝播し易くなる可能性が高い。そのため、初期圧力条件が境界圧力条件より十分高い場合、不均化反応は確実に伝播する。それに対して、初期圧力条件が境界圧力条件より十分小さいと、不均化反応は伝播できなくなる。また不均化反応が伝播する境界圧力付近の条件では、不均化反応の伝播は確率的な現象になる。そこで同じ条件で不均化を三回行い、 一回も反応が伝播しない場合はその圧力では反応が伝播しないと判断した。不均化反応伝播有無の判定条件(1)から判断すると、初期圧力が 0.77 MPa の結果（紫）では着火後に圧力が急上昇し、初期圧力が 0.77 MPa の結果（深い青）で着火後に圧力が

徐々に上昇することがわかった。この二つの実験結果から不均化反応が伝播する境界圧力は約 0.77 MPa であることが分かった。判定条件(2)の場合、境界圧力は約 0.76 MPa だと判定される。二つの判定条件の結果を比較すると違いが小さいことが分かった。実用化した時のことを考え、急激な圧力上昇により冷媒圧縮機が爆発する可能性がある。リスクアセスメントの視点から圧力上昇が緩やかであれば、圧力逃し弁を活用することで冷媒圧縮機の爆発による事故を防ぐことが可能である。そのため収束圧力よりも圧力上昇速度の方が重要であると考え、判定条件(1)のみで境界圧力を判断することにした。

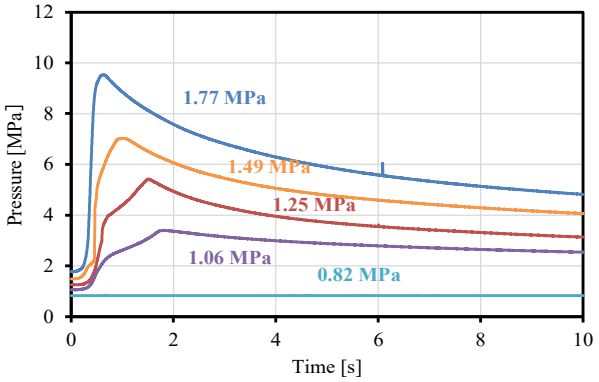
2) 二成分系混合ガスの境界圧力

HFO-1123 + R32 と HFO-1123 + R13I1 の二成分系混合物の不均化反応の境界圧力について調べた実験は初期温度条件が 150 ℃の条件で行った。

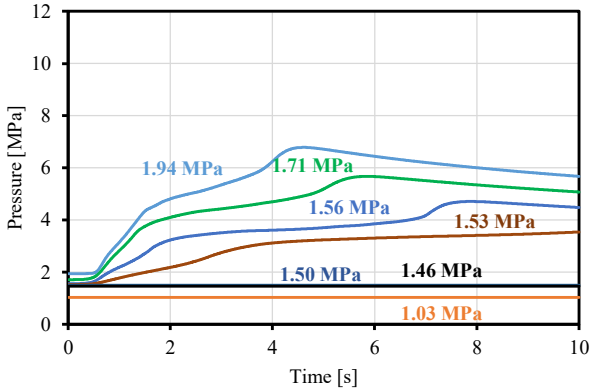
2-1) 二成分系混合ガス HFO-1123 + R32

純冷媒 HFO-1123 に冷媒 R32 を添加することにより、HFO-1123 の分圧が低下し放電エネルギーと不均化反応の反応熱が希釈されると考えられる。R32 の抑制効果について調べるために R32 の混合率を変えた試験用混合ガスを作成した。これらの試験ガスを No.2-1、No.3-1、No.4-1 と命名した（表②.1.1-2)。

混合ガス No.2-1 の着火後の圧力変化を図②.1.1-6 に示す。実験結果から境界圧力は 0.83-1.05 MPa の間にあると考えられる。混合ガス No.3-1 の着火後の圧力変化を図②.1.1-7 に示す。境界圧力は 1.50-1.52 MPa の間に存在すると考えられる。図②.1.1-6 の結果から、HFO-1123 に R32 を添加した場合、圧力は急激に上昇せず、二段階に分かれて上昇している。図②.1.1-7 に示されているように R32 の濃度が 30 mass%の場合、圧力上昇の遅れが顕著になっていることが分かった。これは R32 の熱希釈効果によるものだと考えられる。R32 濃度が 40 mass%の場合 (No.4-1)、初期圧力が 2 MPa 以下の条件では不均化反応が伝播しないことが分かった。従って、境界圧力は 2 MPa 以上であると考えられる。



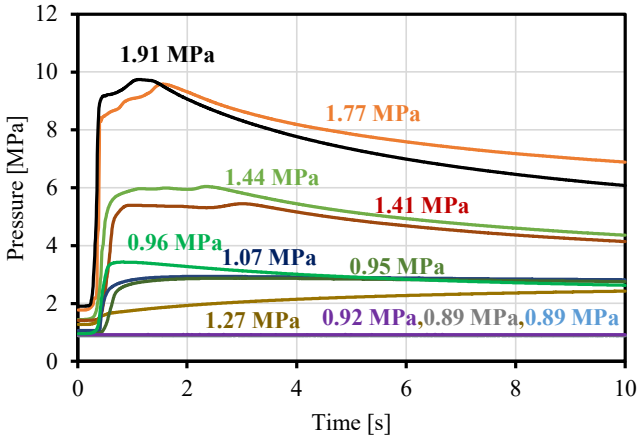
図②.1.1-6 Pressure changes after ignition of the HFO-1123 + 22 mass% R32 binary mixture (No. 2-1).



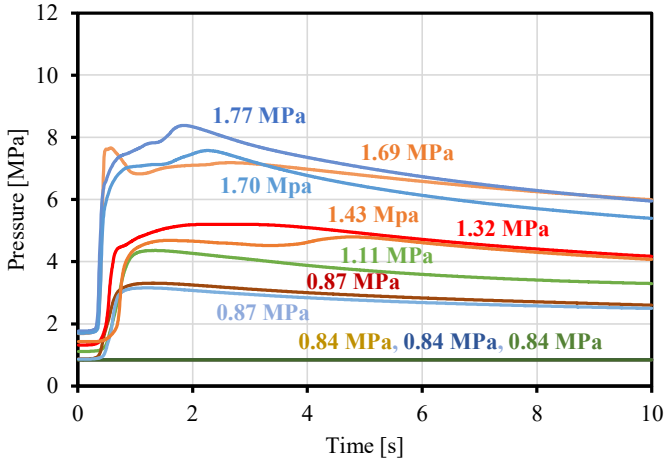
図②.1.1-7 Pressure changes after ignition of the HFO-1123 + 30 mass% R32 binary mixture (No. 3-1).

2-2)　二成分系混合ガス HFO-1123 + R13I1

R13I1 は消火器でよく使われる一般的な消炎剤である。またハネウェル社が開発した不燃性冷媒 R466A にも使用されている。R13I1 の分子内にあるヨウ素は不均化反応時に発生するラジカルを捕捉することが期待される。少量の添加で抑制効果が期待できるため、R13I1 を 5 mass%および 20 mass%混合した組成を調製し、それぞれ No. 1-2 および No. 1-3 と命名した(表②. 1. 1-2)。混合ガス No. 1-2 の着火後の圧力変化の結果を図②. 1. 1-8 に示す。図②. 1. 1-8 の結果から初期圧力条件が 1. 27 MPa の結果では圧力が緩やかに上昇しているが、初期圧力条件が 0. 96 MPa と 0. 95 MPa の結果では圧力が急上昇していることが分かった。境界圧力付近では反応の伝播が確率的な現象になることを考えると、1. 27 MPa の結果は確率的に発生し、限界圧力は 0. 95 MPa 以下であると考えられる。混合ガス No. 1-3 の境界圧力は図②. 1. 1-9 に示しているように 0. 84-0. 87 MPa にあると考えられる。圧力波形からは R13I1 の添加による圧力上昇の遅れを示していない。従って、R13I1 の添加による不均化反応の抑制効果は顕著では無いと考えられる。



図②. 1. 1-8　Pressure changes after ignition of the HFO-1123 + 5 mass% R13I1 binary mixture (No. 1-2).



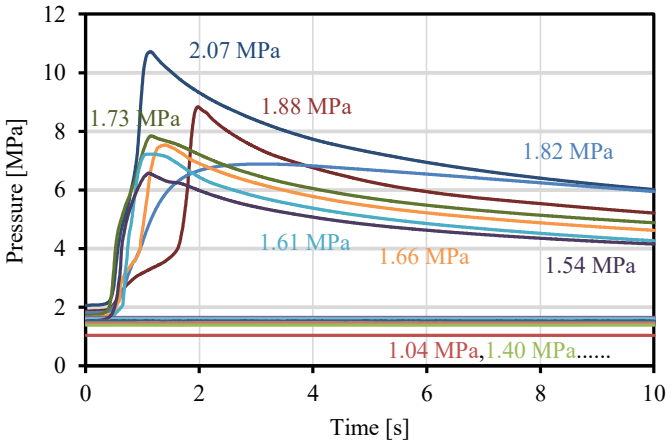
図②. 1. 1-9　Pressure curve after the ignition of the HFO-1123 + 20 mass% R13I1 binary mixture (No. 1-3).

3)　三成分系混合ガス HFO-1123 + R32 + R13I1

純冷媒 HFO-1123 に抑制剤として R32 または R13I1 を混合した二成分系混合ガスでは実用上必要な顕著な抑制効果が得られなかったため、二種類の抑制剤を同時に混合した 三成分系混合ガスで不均化実験を行って抑制効果について調べた。GWP150 と 200 の混合ガスを調製し、境界圧力から混合ガスの抑制効果を評価した。

3-1) GWP150 の混合ガス

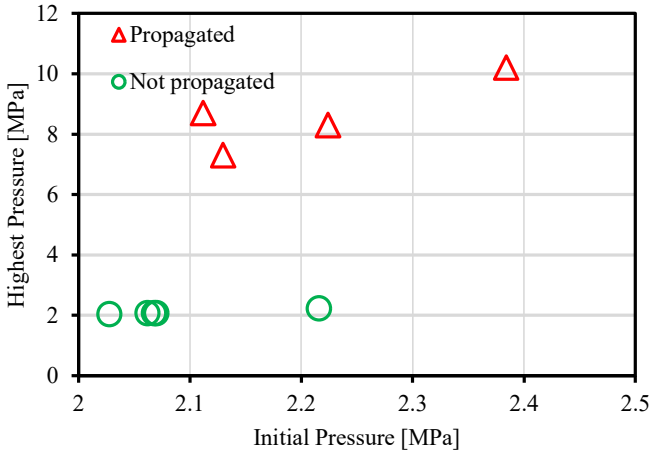
これらの試験ガスの組成は表②.1.1-2 の No.2-2 及び No.2-3 に該当する。混合ガス No. 2-2 の着火後の圧力変化結果を図②.1.1-10 に示す。No.2-2 混合ガスの境界圧力は 1.54 MPa から 1.60 MPa の間に存在すると考えられる。これらの三成分系混合物の境界圧力は二成分系混合物の境界圧力よりはるかに高いことが分かった。これらの結果は、二種類の抑制メカニズムが異なる抑制剤を同時に混合することによる抑制効果の相乗効果が得られることを示している。



図②.1.1-10 Pressure changes after ignition of the HFO-1123+22 mass% R32+5.6 mass% R13I1 ternary mixture (No. 2-2)

3-2) GWP200 の混合ガス

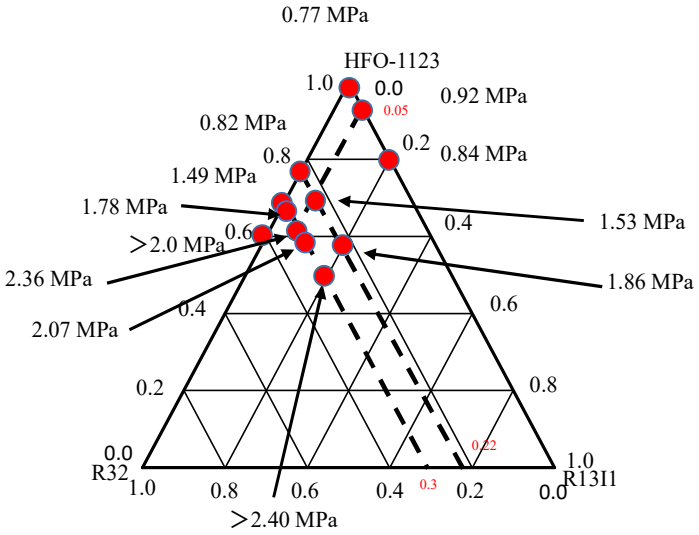
これらの試験ガスの組成は表②.1.1-2 の No.3-2 から No.3-5 に該当する。混合ガス No.3-2 の境界圧力は 1.79 MPa であり、R13I1 の濃度が 2 mass%では抑制効果が不十分であることが分かった。混合ガス No.3-4 の実験結果を図②.1.1-11 に示している。この結果では初期圧力条件に対する着火後に至った圧力の最大値が示されている。混合ガス No.3-3 の境界圧力は 2.34 MPa で、混合ガス No.3-4 の境界圧力は 2.08 MPa であることが分かった。混合ガス No.3-5 の結果については、初期圧力条件が 2.4 MPa 以下の条件では反応が伝播しないことが確認された。従って、境界圧力は少なくとも 2.4 MPa であると考えられる。



図②.1.1-11 Judgment map of reaction propagation for the HFO-1123+30 mass% R32+10 mass% R13I1(CF_3I) ternary mixture (No. 3-4).

4) 境界圧力条件のまとめ

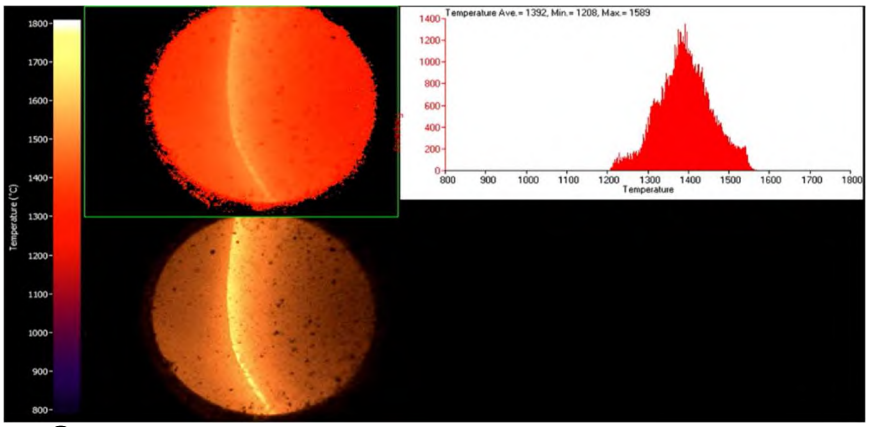
本研究で実験的に得られた各組成の混合ガスの境界圧力を図②.1.1-12 の三角図にまとめた。この図から二種類の抑制メカニズムが異なる抑制剤を同時に混合することによる抑制剤の相乗効果が得られることが分かった。



図②.1.1-12　Marginal pressure values obtained experimentally.

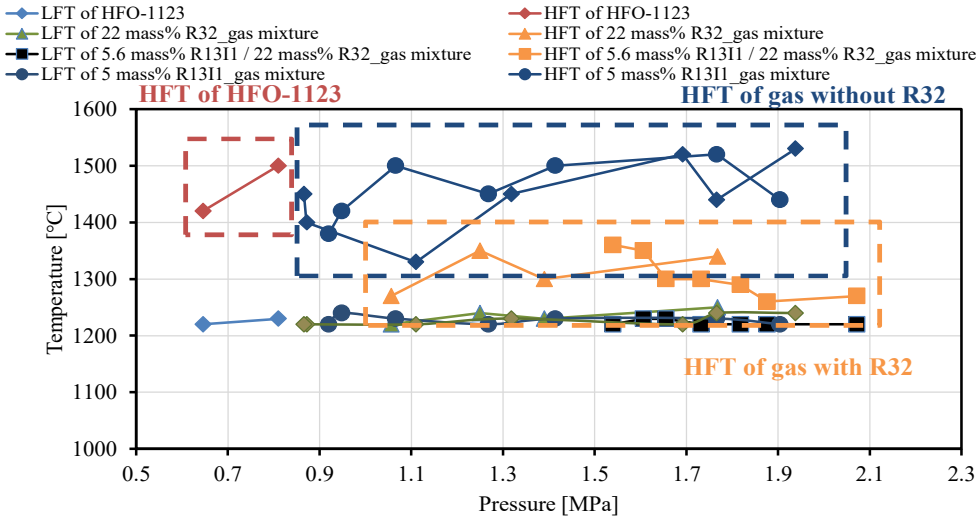
5)　二色法による火炎温度の測定

熱モデルを用いて燃焼現象を解析する時に火炎温度は重要なパラメータである。不均化反応は火炎伝播の観点から燃焼反応と類似している。そのため、火炎温度の測定が可能であれば有益である。そこで本研究では、圧力容器の上下に設置した二つの観測窓から不均化反応による火炎の伝播過程を 2 台の高速度カメラ（NAC Image Technology Inc. MEMORECAM Q1v）で撮影し、火炎温度を二色法による解析で求めた。撮影速度は 3000 f/s、露光時間は 100 μs である。高速度ビデオカメラで撮影した動画から、不均化反応の火炎温度を解析した。二色法による温度解析ソフト（NAC Image Technology Inc. Thermias）は二種類の RGB 信号の輝度情報から温度を算出する。不均化反応では大量の煤が発生するため、Hottel and Broughton(1932)による分析方法を用いた。輝度と温度の相関性は標準黒体線源（TSUOSAKA ELECTRIC Co. Ltd. LSB-1NC2）を用いて事前に校正した。火炎温度の測定例を図②.1.1-13 に示す。左下が実際に撮影された画像で、左上が画像解析結果、そして右にあるのが火炎温度のヒストグラムである。



図②.1.1-13　Example of flame temperature analysis results.

火炎温度は場所と時間において広い分布をもって変化している。本研究では、火炎の最頻温度を火炎温度と定義し、その最大値と最小値をについて調べた。純冷媒 HFO-1123 と各種混合ガスについての結果を図②.1.1-14 に示す。火炎温度の最小値は 1200-1250 ℃でほとんど変化しないことであるが、火炎温度の最大値は R32 を混合するかどうかで 二つのグループに分かれることが分かった。HFO-1123 と HFO-1123/R13I1 系混合ガスの最高火炎温度は 1400-1500 ℃であるのに対して、R32 を混合した組成の火炎温度の最大値は 1250-1350 ℃である。これは R32 の熱希釈効果による最高火炎温度の低下を示している。



LFT: Lowest Flame Temperature　HFT: Highest Flame Temperature

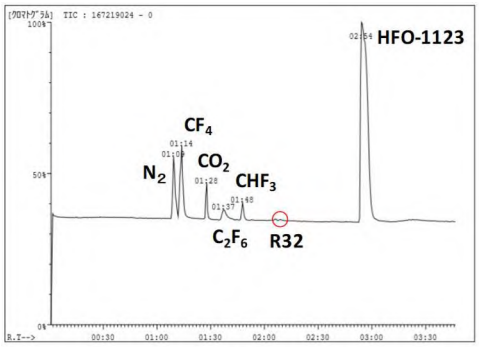
図②.1.1-14　Flame temperature analysis results of the test gas mixtures.

6)　GC-MS による生成ガスの組成の定性分析

本研究では不均化反応が伝播した場合、水冷した後の反応ガスを回収し、GC-MS（GC：Agilent Technologies 7890A GC system, MS：JEOL Ltd. JMS-Q1050GC）によるガス組成の定性分析を行った。キャリアガスにはヘリウムを選択し、反応ガスはレンジが 0.1 mL のシリンジで GC に注入した後、スプリット 10 の条件でカラムを通る条件で行った。GC で使用したカラムの仕様を表②.1.1-3 に示す。定性分析では測定結果を標準物質（Mainlab, Replib, GC-MS システムの Tutorial データ）のマススペクトルとコンピュータで照合することにより反応ガスの組成の定性分析を行った。定性分析の結果から同じ組成の混合物の反応ガスの組成に差がほとんどないことが分かった。この結果から温度・圧力条件への依存性はないと判断した。HFO-1123 の反応ガス組成の分析結果を図②.1.1-15 に示す。結果から R32 を 22 mass%混合した組成の反応ガスの組成は R32 のマススペクトルを除いて純冷媒 HFO-1123 の反応ガスの組成とほぼ同じであることが分かった。

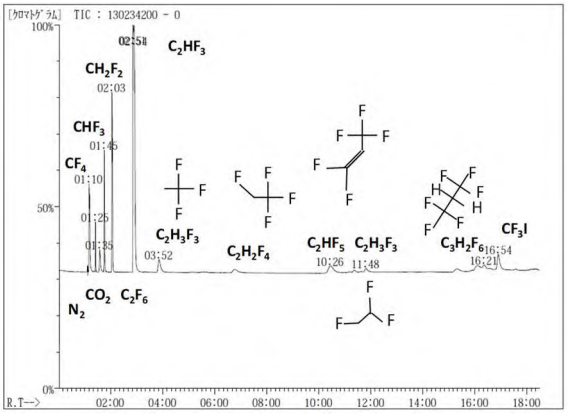
表②.1.1-3　Column used in GC.

Column	Agilent J&W PLOT Column HP-PLOT/Q
Length (m)	30
Inner diameter (μm)	320
Membrane thickness (μm)	20



図②.1.1-15　Qualitative analysis results of the qualitative analysis of the HFO-1123 reaction gas.

混合ガス(5.6 mass% R13I1 + 22 mass%R32 + 72.4 mass%HFO-1123)の定性分析の結果を図②.1.1-16 に示す。結果から反応ガスの中に複数の中間生成物が検出された。これは R13I1 の添加によって反応経路が変化した結果だと推定される。



図②.1.1-16 Qualitative analysis results of the 5.6 mass% R13I1 + 22 mass% R32 + 72.4mass% HFO-1123 reaction gas mixture.

(4) まとめ

本研究では初期温度を 150 ℃に固定し、HFO-1123 と抑制剤を添加した混合ガスの不均化反応が伝播する境界初期圧力について調べた。HFO-1123 に R32 を混合すると境界圧力が上昇した。これは熱希釈により不均化反応の伝播が抑制されたと考えられる。また HFO-1123 に R13I1 を混合すると境界圧力が上昇した。これは反応の中間生成物の活性化ラジカルを取り除く効果により抑制されたことが分かった。また一種類の抑制剤のみを混合した場合に生じる抑制効果は顕著ではなかった。しかし、二種類の抑制メカニズムが異なる抑制剤を同時に混合した三成分系混合ガスの結果では抑制効果の相乗効果が得られ、境界圧力が大きく上昇した。

抑制メカニズムについて調べるために、二色法を用いて火炎の最頻温度の最大値および最小値を求めた。その結果、HFO-1123 混合ガスの不均化反応の火炎温度は、R32 の添加によって異なることが分かった。R13I1 を添加しても火炎温度は大きく変化しないことから、R32 の熱希釈効果により火炎温度が低下したと考えられる。

GC-MS を用いて反応ガスの組成の定性分析を行った。R32 を混合しても生成物が R32 を除いて変化しないことから、R32 は反応経路を変化させて反応を抑制する効果は無いことが分かった。また R13I1 を混合すると少量の異なる中間生成物が検出されたことから R13I1 は反応経路を変えて HFO-1123 の不均化反応の伝播を抑制する抑制剤であることが分かった。

②.1.2 R290 の添加による不均化反応の抑制効果

(1) プロパンの抑制効果研究の背景

本研究では様々な抑制剤の抑制効果について調べ、不均化反応を顕著に抑制できる高性能の抑制剤の探索を行った。熱化学分析により、R290 は高性能な抑制材としての可能性が示された。R290 は熱分解エネルギーが低いことから、新たな抑制剤として選ばれた。断熱火炎温度は反応性を示す一つの指標であり、HFO-1123 の不均化反応に対する抑制剤の抑制効果は理論的な断熱火炎から推測することができる。断熱火炎温度の低下は不均化反応の反応性の低下に対応する。これは抑制剤がより高い抑制効果を発揮していることを意味する。従って、抑制効果が高いほど HFO-1123 の不均化反応が伝播する境界圧力は高まる。これは理論的な断熱火炎温度の計算から抑制剤の抑制効果を予測し、境界圧力の変化から実験的に確認できることを示している。計算化学からは、R290 を HFO-1123 に混合すると断熱火炎温度が低下し、混合物の反応性が低下することが示された。R290 の抑制効果について不均化反応の伝播に必要な最低圧力である境界圧力について実験的に調べた。実験室規模の実験で圧力容器を用いて R290 の抑制効果について調べ、さらに実機の冷媒圧縮機を用いた実験でも検証した。

(2) 熱化学の視点からの不均化反応の抑制

広島大学の三好教授によって行われた HFO-1123 の自己分解反応に対する R290 (C_3H_8) の抑制効果について熱化学的な検討をここに記述する。

R290 の本質的な熱化学的効果は、HFO-1123 の分解発熱量（QR = 250 kJ/mol）に比べて R290 の分解発熱量（QR = -ΔHR = 45 kJ/mol）が小さいことである。

CF_2=CHF → 0.5 CF_4 + 1.5 C(s) + HF　　ΔHR = -250 kJ/mol　　(②.1.2-1)

C_3H_8 → 2 CH_4 + C(s)　　ΔHR = -45 kJ/mol　　(②.1.2-2)

しかし、CF_4が分解生成物中に存在する HFO-1123 との混合物では発熱反応(②.1.2-3)が起きるため熱放出量が増加する。

CH_4 + CF_4 → 4 HF + 2 C(s)　　ΔHR = -84 kJ/mol　　(②.1.2-3)

そのため R290 の分解反応は、反応(②.1.2-4)のように発熱が大きくなる。

C_3H_8 + 2 CF_4 → 8 HF + 5 C(s)　　ΔHR = -212 kJ/mol　　(②.1.2-4)

特に(②.1.2-1) と (②.1.2-3) [または (②.1.2-4)] の反応では質量や原子数が異なるため、発熱量を直接比較することは定量的に意味をなさない。定量的な議論は熱分解反応の断熱火炎温度の比較で示すことができる。本研究では NASA Chemical Equilibrium with Applications (CEA) プログラムを用いて理論断熱火炎温度を算出した。初期条件 150 ℃（423.15 K)、2 MPa において、エンタルピーと圧力を拘束した化学平衡計算（CEA 入力における問題 'hp'）を実施した。

HFO-1123、 R32、 R290 の混合冷媒の結果を図②.1.2-1a に示す。例えば、y(R32) = 0%の場合（青丸)、断熱火炎温度（Tad）は R290 の質量分率（y(R290)）の増加とともに約 12%まで徐々に減少し、y(R290) = 12%以上で急激に減少し始める。この急激な変化は、図②.1.2-1b に示しているように 12%以上では生成物としてCF_4が残らず、それ以上の発熱反応(②.1.2-3)が起こらないため、R290 の分解生成物が反応(②.1.2-4)の 8HF＋5C(s)から反応(②.1.2-2)の $2CH_4$＋C(s)へと変化したためであると考えられる。CF_2=CHF が分解して CF_4が生成される。また、反応(②.1.2-2)に示すように、C_3H_8 が分解して CH_4 を生成する。そして、反応(②.1.2-3)のように、CF_4 と CH_4 がさらに反応を起こし、HF が生成される。まとめると、反応(②.1.2-1)+0.5*反応(②.1.2-2)+0.25*反応(②.1.2-3)から反応(②.1.2-5)が得られる。

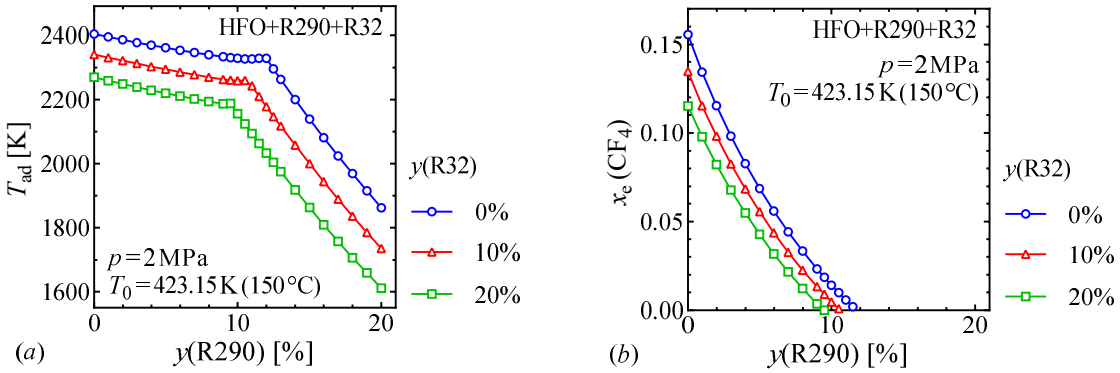
CF_2=CHF + 0.25 C_3H_8 → 3 HF + 2.75 C(s)　　(②.1.2-5)

その結果、図②.1.2-1a の Tad の変曲点は反応(②.1.2-3)の化学量論を考慮すると、H/F = 1 の原子組成に該当する。H/F = 1 以上では、発熱反応(②.1.2-4)に代わって発熱の少ない反応(②.1.2-2)が起こり始めるので、分解反応の発熱量はかなり減少し始める。

さらにそれ以外に冷媒 R32 を添加すると、反応(②.1.2-6)に示しているように発熱量が減少する。R32 (CH_2F_2) の分子内の H と F の数は同じであるため、R32 を加えても変曲点では H/F＝1 である。

CH_2F_2 → 2 HF + C(s)　　ΔHR = -93 kJ/mol　　(②.1.2-6)

従って、図②.1.2-1a に示しているように断熱火炎温度は低下する。この低下はまた図②.1.2-1a および b から分かるように H/F の増加および Tad の屈折点 (H/F= 1 に対応する）の低い y(R290)へのシフトすることを意味している。

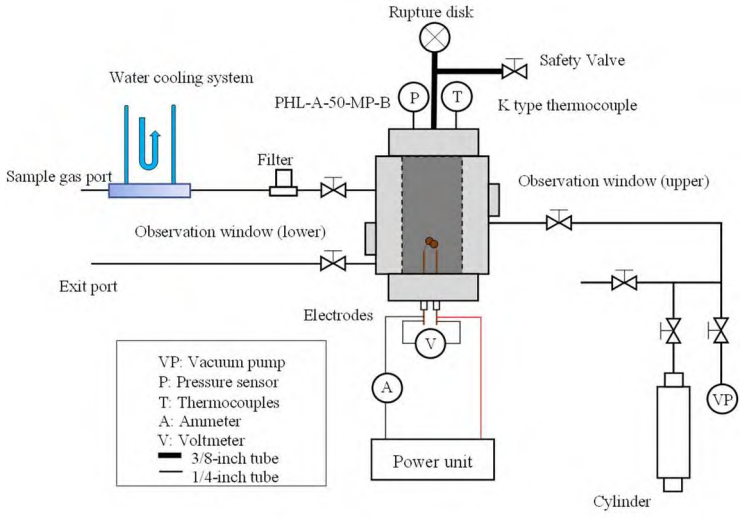


図②.1.2-1 (a) Adiabatic decomposition flame temperature, Tad, and (b) equilibrium CF_4 mole fractions, xe(CF_4), for the decomposition of the mixture of HFO-1123, R32, and R290. Initial pressure and temperature are 2 MPa and 150 ℃, respectively. y(R32) and y(R290) are the initial mass fractions of R32 and R290, respectively.

今回の計算では R32 の添加で見られるように、発熱の少ない冷媒の添加は希釈効果により断熱火炎温度を低下させることが分かった。しかし、R290 を添加した場合、HFO-1123 の分解生成物である CF_4 の存在により、反応(②.1.2-4)により C_3H_8 の発熱量が増加する。HFO-1123 に R290 のみを添加した場合、y(R290) > 12%に相当する H/F > 1 の範囲では顕著な断熱火炎温度を低下する効果が期待できることが分かった。

(3) 実験方法

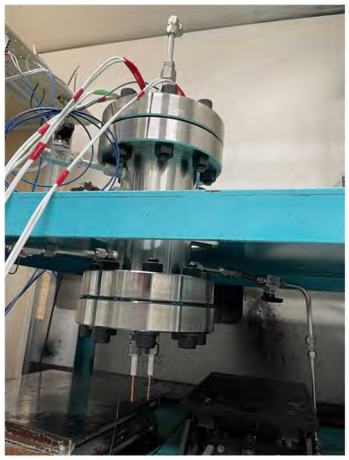
本研究では二種類の圧力容器を用いて不均化実験を行い、実験的に抑制効果を評価した。図②.1.2-2 に示しているように、実験装置は先行研究と同じものを使用した。実験装置の中央部は 650 cm^3 のステンレス 316 製圧力容器で、両側面に観察窓が付いている。観察窓を閉め、耐圧を 43.5 MPa まで引き上げた。不均化反応が伝播すると圧力は約 10 倍になる可能性があるため、初期圧力条件の最大値は 4.2 MPa に制限した。装置の残りの部分は銅製の着火源、真空ポンプ、冷媒貯蔵容器、安全弁、ラプチャーディスク、圧力センサー、熱電対などで構成されている。



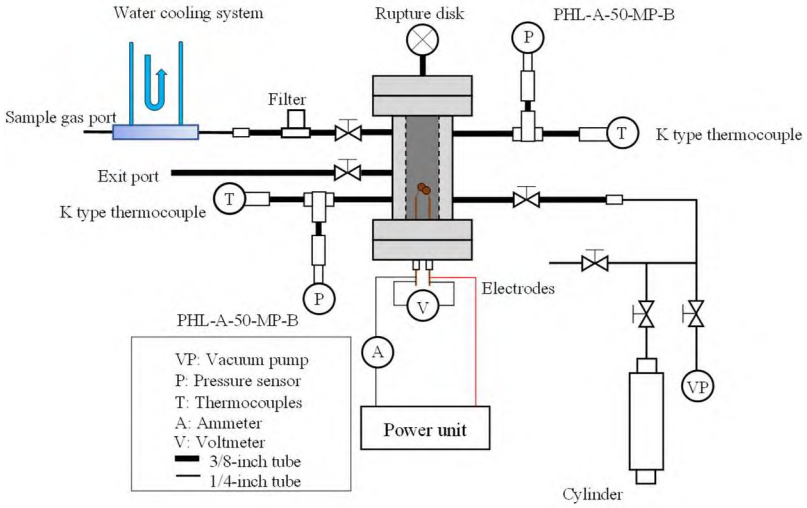
図②.1.2-2 Schematic of the experimental apparatus.

混合物(R290/HFO-1123 = 20/80mass%)の結果では圧力容器の初期圧力条件の上限値である 4.2 MPa でも不均化反応が伝播しないことが確認された。旧容器では初期圧力が 6.0 MPa を超えた実験が不可能であるため、図②.1.2-3 に示しているようなインコネル 718 で作成された内容積が 314 cm^3 の圧力容器を新たに設計し、この混合物の境界圧力について調べた。不均化反応の伝播に伴い、圧力容器の内部圧力が初期圧力条件の約 10 倍まで上昇することを考慮し、新しい圧力容器の耐圧と初期圧力条件の上限値をそれぞれ 75 MPa と 6.0 MPa に設計した。インコネル 718 製

圧力容器を用いた実験装置の概略図を図②.1.2-4 に示す。圧力容器の上下の両面に圧力計と熱電対を設置し、図②.1.2-4 に示されているように異なる位置の圧力と温度を測定することができる。



図②.1.2-3 A new pressure vessel fabricated from Inconel 718 with an internal volume of 314 cm³.



図②.1.2-4 Schematic of the experimental apparatus with the Inconel 718 pressure vessel.

圧力容器内の圧力は圧力計（PHL-A-50MP-B、協和電子工業製、フルスケール 50 MPa、非直線性 0.19%定格出力（RO)、ヒステリシス 0.06%RO）とシグナルコンディショナー（CDV-900A、協和電子工業製、精度±1×10^{-6}（ひずみ)、非線形性± 0.01% フルスケール（FS)）を使用して測定した。シグナルコンディショナーのデジタル表示の可読性は 0.01 MPa とした。圧力測定の不確かさを包含係数 k=2 で拡張した拡張不確かさは±0.12 MPa であった。混合冷媒の作成は、液体窒素に浸した中間容器に各冷媒を封入し、40 ℃に加熱して気化させた後に目標値に調整した。その後、液体窒素に浸漬した混合冷媒貯蔵容器に冷媒を順次移した。各成分の質量は、移した前後の混合冷媒貯蔵容器の質量変化で求めた。混合物の組成は各成分の質量値を用いて算出した。電子天秤（FZ-3000i、A&D 社製、フルスケール 3200 g、読み取り精度 0.01g）を用いて、各冷媒を中間容器および混合冷媒貯蔵容器に充填した際の重量を測定した。R1234yf、R290、HFO-1123 の純度はそれぞれ 99.5%、99.5%、99.5%であった。200 g の試験用混合冷媒において、包含係数 k=2 で拡張した混合物の組成の不確かさは±0.36%であった。

混合物を圧力容器に封入する際に配管内で液化し組成が乱れないように混合物の組成に注意する必用がある。混合物の臨界温度は REFPROP で確認し、圧力容器に導入される前に混合物が気相になっているように注意する必要がある。REFPROP で新たに定義した混合冷媒の熱物性は実験による測定値ではないため、データの精度を考慮する必要があります。そのため、保守的な観点

から臨界温度よりやや高い温度の恒温水槽に混合冷媒貯蔵容器を浸漬させた。配管や圧力容器内での液化を避けるために恒温槽と同じ温度に加熱した。混合冷媒は初期圧力条件の目標値に至るまで混合冷媒貯蔵容器から気相で圧力容器内に封入した。実験は以下の手順で行った。

圧力容器を真空引きする。

圧力容器内の圧力がある値に達するまで試験用混合ガスを圧力容器内に封入する。

圧力容器を目標温度まで加熱したあとに圧力を目標値に調整し、圧力容器を安定化させた。なお、手順 2 の圧力値は圧力容器を 150 ℃に加熱した後に目標値の初期圧力まで至るようにREFPROP で事前に算出する。

電圧を印加して点火し、放電エネルギーを投入する。

放電エネルギーの投入はプログラム電源（DP090S, NF Co.）を使用した。プログラムシーケンスでは直流電圧 220 V を 1.5 ms 印加するように設定した。印可された電圧は容器底部の電極で直接測定された。電圧印加中、電極はほぼ短絡しているため、電圧印加時に保護回路が作動し、電流は設定値（Imax ＝ 378 A）に制限された。電源装置の出力は 90 kW であるため、アーク放電が起きた時に印加される電圧は約 25 V である。投入エネルギーは電圧と電流のデータから積分して算出したもので、冷媒周囲中では約 20-25 J であった。エネルギー投入後、不均化反応が電極付近で伝播し始まる。実験条件により、不均化反応が周囲に伝播するかどうかを判断する。不均化反応が伝播すると圧力が大きく上昇するため、圧力変化から不均化反応の伝播の有無を判断した。

試験用混合物の組成を表②.1.2-1 に示す。R290 の濃度は 10、 15 と 20 mass% （実験 No.1-3）に変えて R290 の抑制効果を評価した。ISO 817 規格および ASHRAE 34 規格によると、R290 は表②.1.2-2 に示されているように A3 クラスに分類される高燃性冷媒である。混合物の燃焼性を下げるために、比較的燃焼性の低い冷媒である R1234yf を第三成分として添加した（No.4、No.5）。さらに、不均化反応が伝播する境界圧力について実験的に調べた。

表②.1.2-1 Compositions of the test mixtures.

Experiment number	Composition of the mixed refrigerant [mass%]	GWP
1	R290/HFO-1123=10/90	<10
2	R290/HFO-1123=15/85	<10
3	R290/HFO-1123=20/80	<10
4	R1234yf/R290/HFO-1123=10/18/72	<10
5	R1234yf/R290/HFO-1123=10/22.5/67.5	<10

表②.1.2-2 Flammability of the refrigerants (as per ISO 817 and ASHRAE 34).

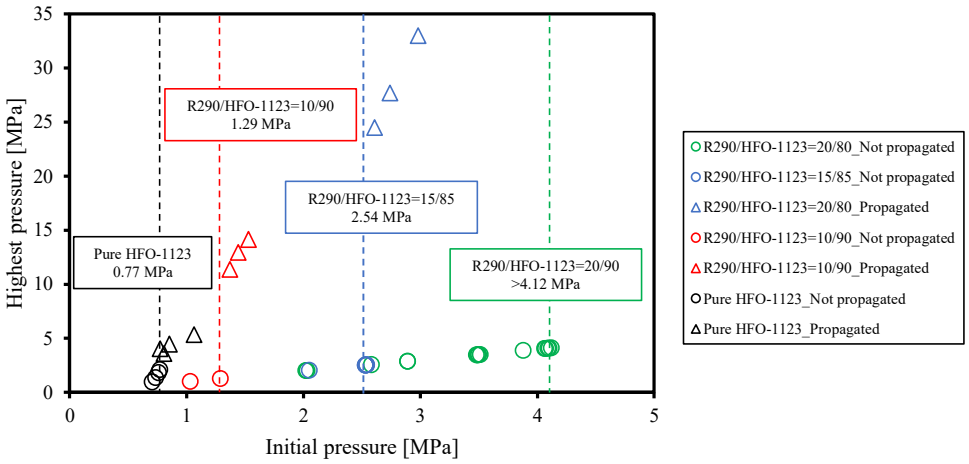
Refrigerant	LFL [vol%]	BV [cms-1]	Flammability class
HFO-1123	10.4	6.6	A2L (expected)
R290	2.1	38.5	A3
R1234yf	6.2	1.5	A2L

(4) 実験結果

不均化反応の境界圧力を用いて R290 の抑制効果を実験的に評価した。着火前に温度と圧力を安定させ、目標値で維持させた。初期圧力が境界圧力より十分に低い場合、反応は伝播しない。この場合、点火後の圧力の変化は小さい。初期圧力が境界圧力とほぼ等しい場合、不均化反応の伝播はランダムな現象である。境界圧力より十分高い初期圧力では、不均化反応は確実に伝播する。この場合、最高圧力は初期圧力の約 10 倍になることが分かった。

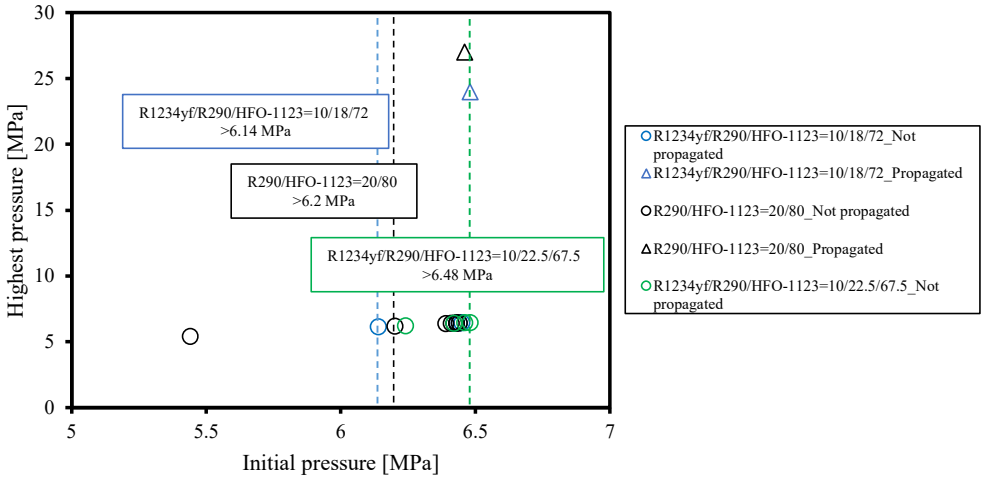
旧圧力容器を用いた実験結果を図②.1.2-5 にまとめた。純 HFO-1123 の境界圧力は 0.77 MPa であった。R290 を 10 mass% 添加した混合物の境界圧力は 1.29 MPa であった。R290 の濃度が 20

mass%の場合、境界圧力は 4.12 MPa を大きく超え、不均化反応の抑制性能がかなり強化されたことが分かった。R290 の濃度が 15mass%の時の境界圧力は 2.54 MPa であり、20 mass%の時の結果よりも大幅に低くなった。

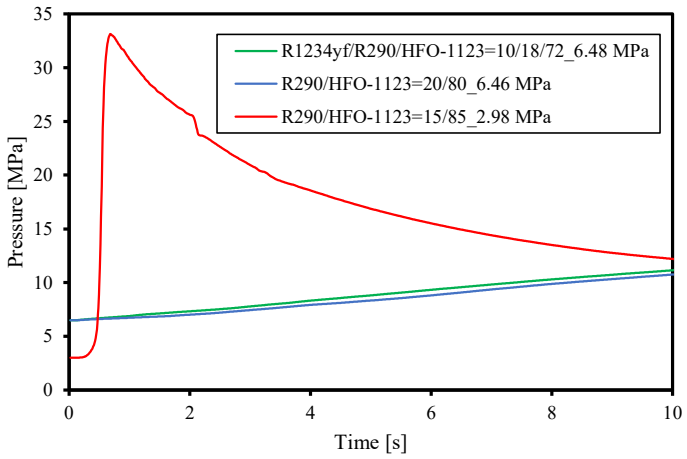


図②.1.2-5 Suppression effect of R290 (Conducted in the old pressure vessel).

R290 を 20mass%添加した混合物の不均化反応が伝播する境界圧力について調べるために、新しい圧力容器を用いて No. 3、4、5 の実験を行った。実験結果を図②.1.2-6 にまとめる。三種類の試験混合ガスの全てが実用上想定される最悪の条件（150 ℃、6.0 MPa）で不均化反応の抑制を達成した。混合物 No. 3、 4、 5 の境界圧力はそれぞれ 6.14、 6.20 と 6.48 MPa 以上だと推測される。6.40 MPa 程度の条件の実験では 1 回の試験で 3-4 回の点火が行われ、最後の点火で不均化反応が伝播し始めた。試験混合ガスの点火後の圧力曲線を図②.1.2-7 に示す。R290 の濃度が 15 mass%の場合、着火後に圧力が急激に上昇した。しかし、R290/HFO-1123 を 1:4 に固定した混合ガスでは、圧力が緩やかに上昇していることが分かった。この結果は、計算化学の解析から、不均化の抑制には R290 の臨界濃度が存在し、その濃度を超えると抑制効果が顕著になるという仮説を支持するものであった。



図②.1.2-6 Suppression effect of the test mixtures No.3, 4, and 5 (Conducted in the new pressure vessel).



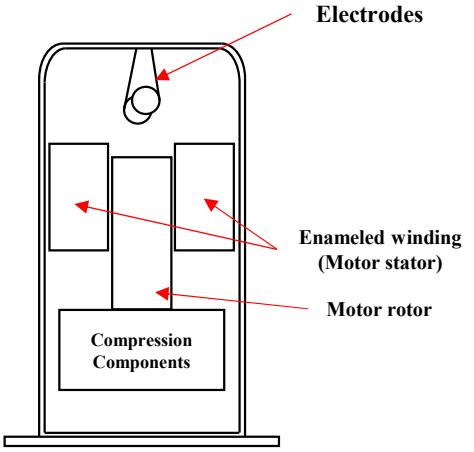
図②.1.2-7 Comparison of the pressure curves after ignition.

(5) 実機の冷媒圧縮機を使用した実証試験

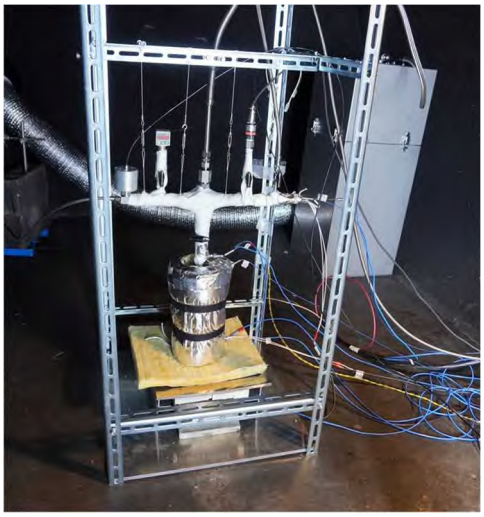
R290 の抑制効果は圧力容器内で実験的に確認したが、この仮説は実際の冷媒圧縮機で検証する必要がある。そのため実際の冷媒圧縮機を用いた実証実験を行った。圧縮機内部の概要図を図②.1.2-8 に示す。圧縮機の上部にはアーク放電用の銅電極を設置した。

着火前の温度は 150 ℃、圧力は約 6.0 MPa で安定させた。実証実験は以下の手順で行った。

1) 圧縮機を液体窒素に浸し、各成分を圧縮機内に導入して冷媒容器および圧縮機の重量を測定した。なお、混合冷媒の総重量は加熱後に圧力が 6.0 MPa に至るように事前に算出する。
2) 圧縮機を図②.1.2-9 に示しているような密閉された部屋に設置する。
3) 圧縮機を目標温度まで加熱し、温度が安定するまで加熱する。
4) 密閉された部屋から離れた制御室から混合ガスに電圧を印加して点火する。



図②.1.2-8 Outline of the compressor.



図②.1.2-9 Experimental apparatus for demonstration experiments.

実証試験の実験条件と結果を表②.1.2-3 に示す。予備試験（試験番号１）の混合ガスの組成（R290/HFO-1123=15/85）は、圧力容器を用いた実験では最悪の条件では不均化反応が伝播した。実際の圧縮機でも同様に不均化反応の伝播が確認され、結果としてこの組成では不均化反応を抑制することができないことが分かった。電極が完全に溶着したのが原因でショートしたため、放電が電圧印加時間内で完全に維持することができなかった。その結果投入エネルギーが目標値（20 J）より小さくなった。しかし、投入エネルギーが小さいのにもかかわらず、着火後の圧力は急激に上昇したことから不均化反応は伝播したと考えられる。ラプチャーディスクが作動して

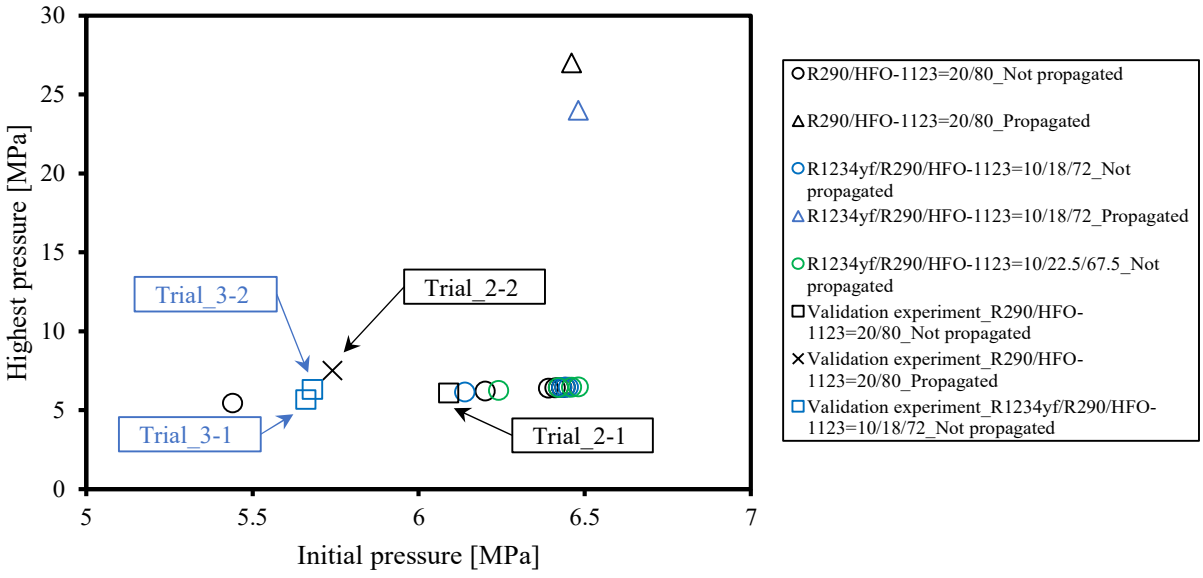
圧力を逃がしたが、圧縮機は爆発により破壊された。この結果は使用上想定される最悪条件での不均化反応の伝播は非常に危険であることが分かった。

混合ガス(R290/HFO-1123 = 20/80)の抑制効果を確認するために No.2-1、 2-2 の実験を実施した。実験室規模の実験よりも若干小さい放電エネルギーで試験を行ったが、R290 を 20 mass%添加した混合ガスの組成は不均化反応の伝播を抑制できることが実証された。No.2-2 の試験では、予想を超える激しい放電が発生したため、放電エネルギーが 34.6 J に増加した。しかし、圧力上昇速度は試験 No.1 のより遥かに遅いため、爆発による圧縮機の破壊には至らなかった。試験 No.3-1 と No.3-2 は同じ日に連続で実施され、放電エネルギーの影響について調べた。この試験では、着火後の圧力上昇速度が極めて遅く、0.6 MPa の圧力上昇後に反応が停止した。この結果は R290/HFO-1123 の質量分率を 1:4 に固定すれば高い抑制効果が得られる結論を支持するものであった。この結果は理論的な熱化学による計算結果と一致していることが分かった。

表②.1.2-3 Experimental conditions and results of the demonstration experiments.

Trial number	Composition [mass%]	GWP	Initial pressure [MPa]	Input energy [J]	Result
1	R290/HFO-1123 =15/85	<10	5.82	9.5	Propagated (Compressor destroyed)
2-1	R290/HFO-1123 =20/80	<10	6.09	14.0	Not propagated
2-2			5.74	34.6	Propagated
3-1	R1234yf/R290/HFO-1123 =10/18/72	<10	5.66	21.6	Not propagated
3-2			5.68	44.7	Not propagated (Suppressed after the pressure rose 0.6 MPa)

実機の冷媒圧縮機を用いた実証試験と実験室での新型圧力容器を用いた実験の結果を図②.1.2-10 にまとめた。No.2-2 の試験では放電エネルギーの変動により不均化反応が伝播したが、実験室規模の実験では同組成による不均化反応の抑制が確認された。また R290/HFO-1123 の質量分率の比を 1:4 に固定すると、顕著な抑制効果が得られることが実証された。特に No.3-2 の試験では、目標エネルギーよりも高い 44.7 J の放電エネルギーが投入されたが反応の伝播は確認されなかったため優れた抑制効果が確認された。



図②.1.2-10 Comparison of the results of laboratory and trials.

(6) 不均化反応に対する放電のパターンと温度影響

様々な放電パターンでの放電エネルギーの総量とエネルギー密度も HFO-1123 の不均化反応の伝播にとって重要なパラメータであると考えられる。そこで、インコネル 718 製圧力容器を用いて、放電エネルギーの総量とエネルギー密度が HFO-1123 の不均化反応の伝播に与える影響について実験的に調査した。また HFO-1123 の温度依存性についても実験的に調べた。実験条件を表②.1.2-4 に示す。温度条件は 100 ℃と 150 ℃とした。放電法で得られる放電エネルギーはアーク放電の電圧がほぼ 25-30 V 以内であるため、エネルギー密度は電源装置の電流リミッターI_{limit}で決まる。I_{limit}を 70、 150、 378 A に設定し、放電エネルギーの総量は印加時間で制御することができる。放電エネルギーの総量は 3J と 30J とした。

表②.1.2-4 Experimental conditions for investigating the influence of discharge energy and temperature dependence.

Experimental No.	Initial temperature [℃]	Ilimit [A]	Discharge energy [J]
1-1	100	70	3
1-2			30
1-3		150	
1-4		378	
2-1	150	70	3
2-2			30
2-3		150	
2-4		378	

実験 1-1～1-4 では、温度を 100 ℃に固定し、実験 2-1～2-4 では、温度を 150 ℃に固定し温度依存性について調べた。実験 1-1～1-2 はI_{limit}を 70 A に固定し、放電のエネルギー総量を 3 から 30 J に変えてエネルギー総量の影響について調べた。実験 No.1-2～1-4 は、放電エネルギーを 30 J に固定し、エネルギー密度に対応するI_{limit}を 70、150、378 A で変えて放電のエネルギー密度の影響について調査した。

放電エネルギーの総量、エネルギー密度の影響と温度依存性を調べた実験結果を表②.1.2-5 にまとめた。その結果、HFO-1123 の不均化反応の伝播は放電エネルギーの総量に大きく依存することが明らかになった。しかし、エネルギー密度を変化させた条件の境界圧力の変化は顕著でなかった。さらに、100 ℃での境界圧力は 150 ℃での境界圧力とほぼ等しく、この温度範囲では温度依存性が小さいことが分かった。

表②.1.2-5 Summary of the experimental results.

Experimental No.	Initial temperature [℃]	Ilimit [A]	Discharge Energy [J]	Marginal pressure [MPa]
1-1	100	70	3	0.80
1-2			30	0.40
1-3		150		0.43
1-4		378		0.28
2-1	150	70	3	0.83
2-2			30	0.38
2-3		150		0.40
2-4		378		0.30

(7) まとめ

本研究では計算化学的研究に基づいた R290 の混合率が臨界濃度を超えると不均化反応に対する顕著な抑制効果が得られるという仮説の妥当性を確認した。R290 の抑制効果を検証するために初期圧力条件の上限が 4.2 MPa と 6.0 MPa の二種類の圧力容器で不均化反応実験を行った。その結果、R290 の抑制効果については顕著な抑制効果が得られる臨界濃度が存在し、この濃度以上混合すると顕著な抑制効果が得られることが分かった。

実験室の実験結果を検証するために実機の冷媒圧縮機を用いた実証試験を行った。本研究で得られた結論は以下のようになる：

実証試験では R290 の濃度が 15 mass%の時、ラプチャーディスクが作動したにもかかわらずに冷媒圧縮機が破裂した。しかし、R290 の濃度が 20 mass%の組成では不均化反応は抑制された。これらの結果は実験室規模の結果と一致している。どちらの結果も R290 の臨界濃度は 15-20 mass%の間にあることを示している。R290 の濃度が 5mass%異なるだけで抑制効果に極めて大きな違いが生じることが分かった。

R290 と HFO-1123 の質量分率の比を 1:4 に固定した場合、顕著な抑制効果が得られた。R290/HFO-1123 の比を 1:4 に固定した組成に第三成分として R1234yf を添加すると、さらなる抑制効果が得られることを実験室規模の実験と実証試験で検証した。この結論は混合ガスの燃焼性を考慮した組成を決める時に有益な成果である。

実証試験では、試験 No.3-1 の放電エネルギーが 21.6 J の場合、圧力の変化は無視できる程度であった。しかし、試験 No.3-2 では放電エネルギーが 44.7 J となり、実験室の結果よりはるかに大きい結果になった。この試験では着火後に圧力が徐々に上昇したが、ラプチャーディスクが作動させることもなく、0.6 MPa の圧力上昇後に不均化反応が抑制された。この結果から R290 の顕著な抑制効果を検証することができた。さらに、高い放電エネルギーが高い反応性に貢献していることが分かった。従って、放電エネルギーも不均化反応の重要なパラメータであり、その影響についても検討する必要がある。

R290 の抑制効果について、圧力容器と実機の冷媒圧縮機の両方で検証した。その結果、両者には相関性があり、圧力容器が実際の冷媒圧縮機を十分に模擬していることが分かった。

様々な放電パターンが HFO-1123 の不均化反応の伝播に与える影響について調べ、放電エネルギーの総量の影響が大きいことが分かり、エネルギー密度の影響は顕著では無いことが分かった。

今後の研究では、放電エネルギーの大きな変動を解決する必要がある。また、実用化に向けた混合物の燃焼性の評価も必要である。次世代冷媒として期待される HFO-1123 混合物の燃焼性を現在ルームエアコンで広く使用されている R32 と同等の A2L クラスの微燃性に制限する必要がある。

②.1.3 冷媒圧縮機の内部構造物による抑制効果の評価

(1) 研究の背景

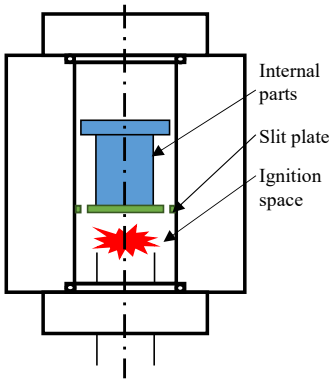
これまで次世代冷媒として有望な混合ガス組成を探索した。次世代冷媒の候補冷媒として R13I1/R32/HFO-1123 ＝ 5/22/73 mass%と R13I1/R32/HFO-1123 = 5/30/65 mass%の組成をそれぞれ GWP150 と 200 の混合冷媒の候補として提案した。しかし、これらの混合物では実用上想定される最悪条件での不均化反応の抑制を達成することができなかった。その結果更なる抑制効果を求め、実験容器内と実機の冷媒圧縮機内での不均化反応の伝播の違いについて調べた。

Zhang et al.（2021）は内部が中空の圧力容器を用いて実験を行った。しかし、実機の冷媒圧縮機には圧縮機部品などが内蔵されている。実機の冷媒圧縮機の内部には図②.1.3-1 に示すようにモーターや圧縮機構が内蔵されている。不均化反応で発生した火炎が圧縮機内で伝播する過程を考えると、狭いスリット（流路）を通過する必要がある。火炎が狭いスリットを通過する時に内部構造物の表面で熱伝導により消炎され、火炎の伝播が抑制される。混合物の温度が低いと不均化反応の反応性が低くなる。不均化反応の伝播は火炎の伝播と似ている。平行な板の間の狭い通路を火炎が伝播する時、板間の距離がある値より小さいと、火炎は板を通って伝播することができず、消火される。この距離を消炎距離と定義している。

HFO-1123 の不均化反応の伝播には、この消炎距離の考え方が適用できるかどうかについて検討した。火炎伝播の消炎距離を参考に冷媒圧縮機の内部構造の最適設計により不均化反応を抑制することができれば、実用上想定される最悪の条件での抑制が可能となる。本研究では圧縮機の内部構造を模擬した内部部品（図②.1.3-2）を圧力容器内に設置し、内部構造物による抑制効果

について調べた。実験パラメータとして、着火空間体積 $V_{ign.}$、スリット幅 d_{slit} とスリット厚さ h_{slit} を設定した。着火空間の体積 $V_{ign.}$ を小さくして比表面積の違いによるスケール効果について調べ、モーターと内壁面の間の距離を模擬したスリット幅 d_{slit} を小さくして冷却効果の影響について調べ、狭い流路の厚さを模擬したスリット厚さ h_{slit} を大きくして冷却効果の影響について調べた。各条件の時の境界圧力を比較することでスケール効果と熱冷却効果による不均化反応の抑制効果を評価した。

図②.1.3-1 Cross-section of the compressor (Tani et al., 2014).



図②.1.3-2 Cross-section of the experimental vessel.

(2) 実験手法

各条件での混合物の境界圧力について調べるために使用した実験装置の②.1.1 節で紹介した装置を使用したが、観察窓を閉じることで初期圧力条件を 4.2 MPa まで上昇することができた。

圧縮機内部にある下の空間で冷媒が着火した後の圧縮機内部での不均化反応の伝播モデルを以下の三段階に分けて考えた。

火炎はまず放電が起きた位置から周囲に伝播し、まずは下の空間で十分に伝播する。

次は狭いスリットを通って上の空間まで伝播する。

最後は上の空間で十分に伝播する。

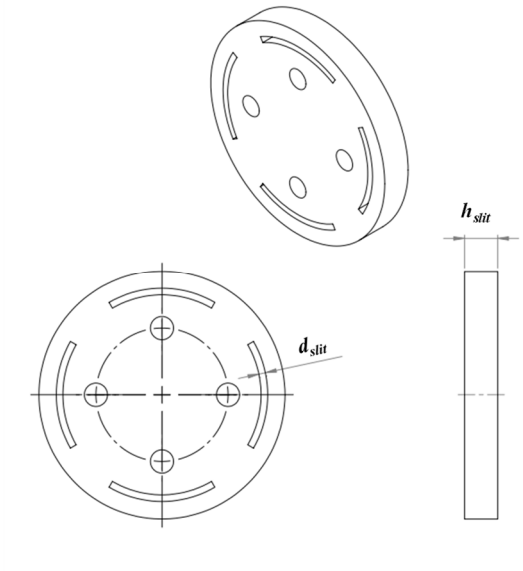
不均化反応の伝播は燃焼の伝播と似ているため、狭いスリットを通って伝播する火炎が冷却されて消炎する過程は消炎距離のメカニズムと似ている。しかし、この実験は密閉容器内で行われたため、下の空間で不均化反応が伝播すると、下の空間の圧力は上の空間より高くなる。この上下の圧力差により、狭いスリットを通って上の空間への火炎伝播が促進される。このように、スリットの両側に圧力差がある火炎伝播は、無限大の空間での燃焼火炎の消火距離とは異なることが分かった。

内部構造のスケール効果および冷却効果の影響について調べるために表②.1.3-1 に示されているように、混合冷媒の組成、点火空間の体積 $V_{ign.}$、スリット幅 d_{slit} および厚さ h_{slit} をパラメータとして選択した。図②.1.3-3 はスリットの厚さが 10 mm のスリット板の形状を示している。このスリット板の構造が原因で幅を小さくすることと厚さが厚くしたスリットを作ることは困難であったため、図②.1.3-4 に示しているようなスリットの厚さが 40 mm と 80 mm のスリット板を作成した。

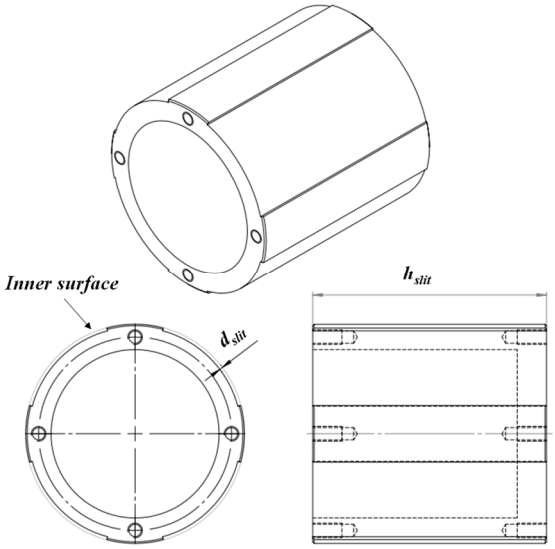
試験冷媒は R13I1/R32/HFO-1123 = 5/22/73 と R13I1/R32/HFO-1123 = 5/30/65 の組成の混合ガスを使用した。R32 の混合率が低い組成の熱希釈効果は小さい。これに対して R32 の混合率を 30 mass%まで引き上げた後者の組成の熱希釈効果は大きい。混合冷媒の組成に関する先行研究では、R32 の混合率の増大に対して反応速度が低下することが示された。反応速度が低くなると、冷媒が狭いスリットを通過するのに必要な時間が延び、結果として壁で起きる冷却効果が強化される。Zhang et al. (2021)で報告されたように、圧力容器内に内部構造物がない場合、組成 R13I1/R32/HFO-1123 = 5/22/73 と R13I1/R32/HFO-1123 = 5/30/65 の境界圧力はそれぞれ 1.54 と 2.36 MPa であった。

表②.1.3-1 Experimental parameters.

Experimental number	Composition Of Mixed refrigerant	Ignition space volume $V_{ign.}$ [cm^3]	Slit width d_{slit} [mm]	Slit thickness h_{slit} [mm]
1-0	R13I1/R32/HFO-1123 = 5/22/73 (GWP 150)	650	–	–
1-1		200	2.0	10
1-2		100	2.0	
1-3			1.0	
1-4			0.5	
1-5			1.4	40
1-6			0.9	
1-7			1.4	80
2-0	R13I1/R32/HFO-1123 = 5/30/65 (GWP 200)	650	–	–
2-1		200	2.0	10
2-2		100	2.0	
2-3			1.0	
2-4			0.5	
2-5			1.4	40



図②.1.3-3 Slit plate shape with slit thicknesses of 10 mm.

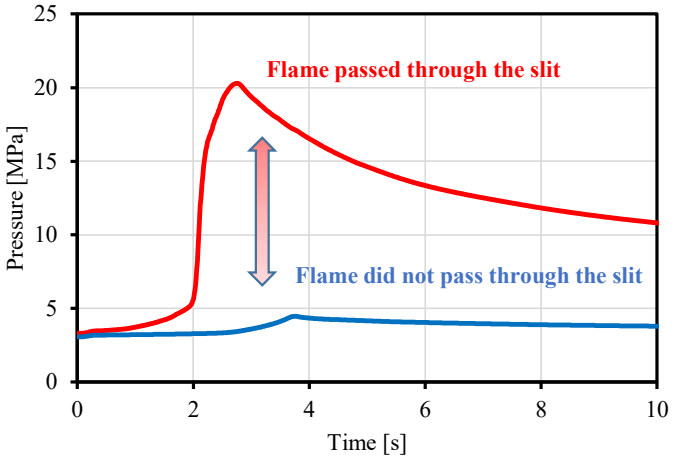


図②.1.3-4 Slit plate shape with slit thicknesses of 40 mm and 80 mm.

(3)　実験結果

1)　不均化反応の伝播有無の評価

高温高圧になるほど放電により着火した後に不均化反応が伝播しやすくなることが分かっている。本研究では、点火前の混合冷媒の初期温度を 150 ℃に維持した。これまでの研究では境界圧力より低い条件では不均化反応が伝播せず、境界圧力以上の条件で伝播することが分かっている。狭いスリットを圧力容器内に設置した場合、圧力が十分に低ければ着火源がある下の空間でも不均化反応は伝播しない。圧力を少し上げると、着火源がある下の空間では不均化反応が十分に伝播するが、狭いスリットを通過して上の空間まで伝播することはできない。この場合、圧力容器内の最高圧力は 10 MPa を超えず、内部構造物の冷却効果により不均化反応を抑制できることが分かった。初期圧力条件がある圧力以上になると、不均化反応は着火源がある下の空間で十分に伝播し、狭いスリットを通過して上の空間に伝播した後に圧力容器の上部空間で十分に伝播する。この場合の圧力容器内の圧力は 20 MPa 以上に上昇し、不均化反応を抑制できない。狭いスリットを通過できずに下の空間のみに不均化反応が制限された最も高い初期圧力条件を境界圧力と定義した。不均化反応が狭いスリットを通過して伝播できたパターンとできなかったパターンの違いを図②.1.3-5 に示す。このグラフからスリット幅を十分狭くして不均化反応の伝播を着火源がある空間に制限できれば圧力上昇倍率を大きく下げることができ、危険度を下げることができる。

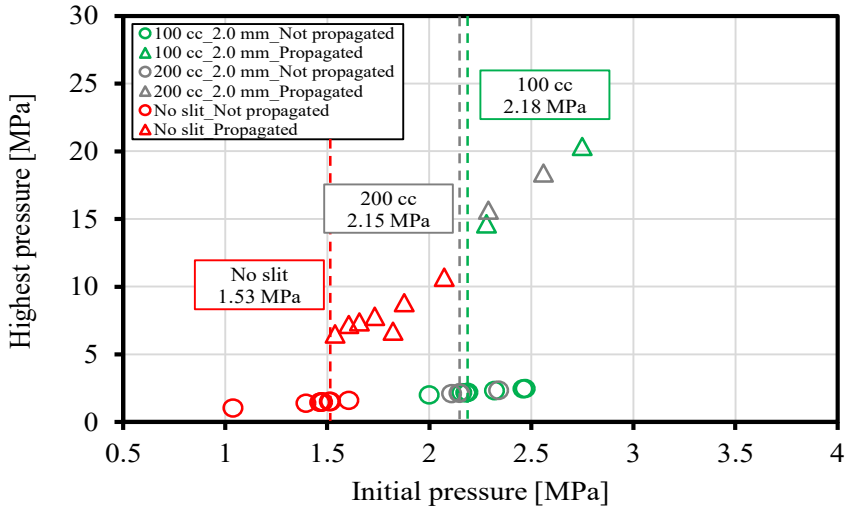


図②.1.3-5　Typical pressure changes determining whether the reaction propagates through a narrow slit.

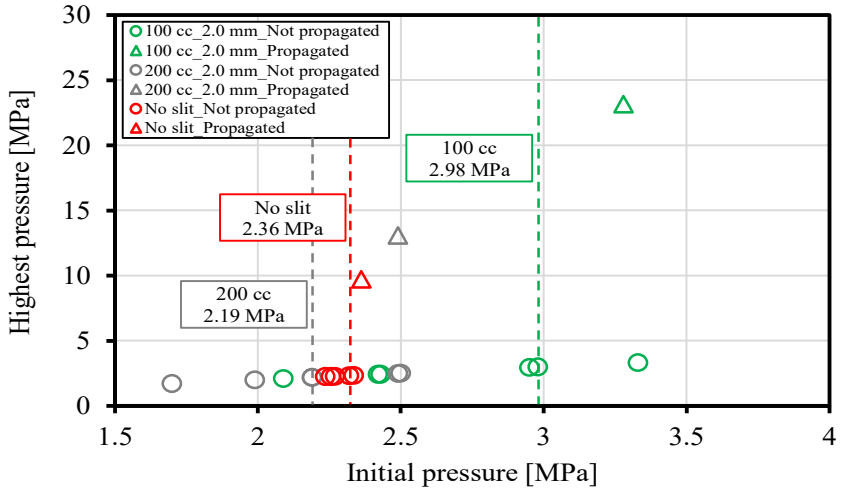
2)　スケール効果

スリット幅 d_{slit} を 2.0 mm に固定し、混合冷媒の組成と圧力容器下の空間の容積の違いによる抑制効果への影響について調べた。混合冷媒 R13I1/R32/HFO-1123 = 5/22/73 (GWP 150) の場合、図②.1.3-6 に示すように下の空間の容積 $V_{ign.}$ が 200 および 100 cm^3 の条件の境界圧力はそれぞれ 2.15 および 2.18 MPa であり、R32 混合率が 22 mass%の三成分系混合冷媒ではスケール効果が小さいことが分かった。しかし、内部構造物を導入しない条件の境界圧力 (1.53 MPa) と比較すると、内部構造の導入によるスケール効果は小さくは無いことが分かる。

混合冷媒 R13I1/R32/HFO-1123=5/30/65 (GWP200) についても、スリット幅を 2.0 mm に固定し、スケール効果の影響について調べた。空間体積が 200 cm^3 と 100 cm^3 の条件の実験結果を図②.1.3-7 に示す。$V_{ign.}$ が 200 cm^3 、100 cm^3 の条件の境界圧力はそれぞれ 2.19 MPa と 2.98 MPa であった。内部構造物がない場合の境界圧力は 2.34 MPa であったため、$V_{ign.}$ が 200 cm^3 から 100 cm^3 に小さくすると、R32 の混合率が高いほどスケール効果が大きくなることが分かった。



図②.1.3-6 Effect of ignition space volume on marginal pressure for the GWP 150 refrigerant (Experimental No.: 1-0, 1-1, and 1-2).



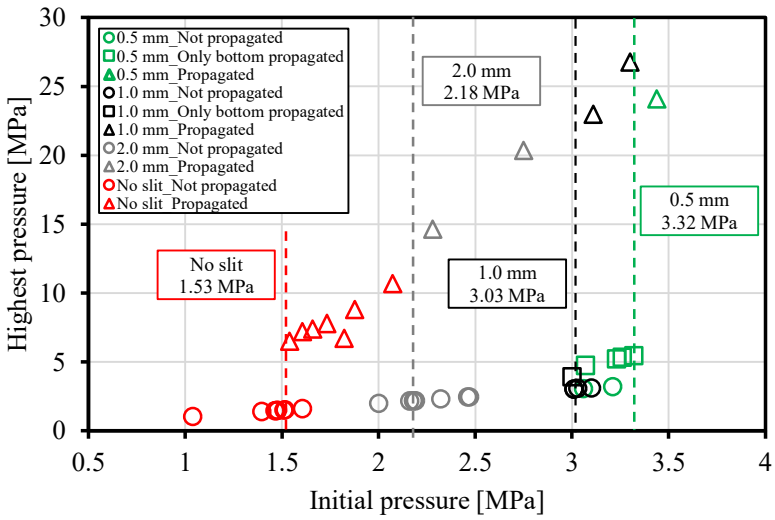
図②.1.3-7 Effect of ignition space volume on marginal pressure for the GWP 200 refrigerant (Experimental No.: 2-0, 2-1, and 2-2).

3) スリットによる熱冷却効果

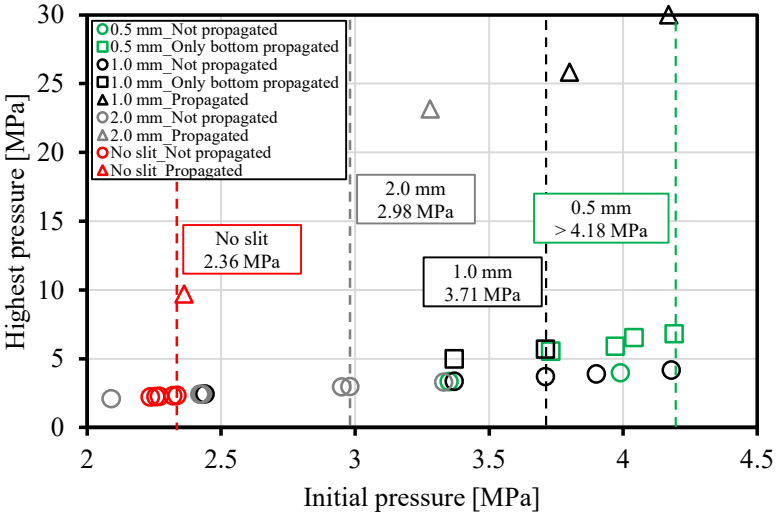
内部構造物のスケール効果について調べた結果、$V_{ign.}$が小さいほど抑制効果が大きいことが分かった。この結果を踏まえて$V_{ign.}$とh_{slit}をそれぞれ 100 cm^3 と 10 mm に固定し、スリット幅d_{slit}を 0.5、 1.0、 2.0 mm に変化させた条件で実験を行なった。

GWP150 の冷媒（R13I1/R32/HFO-1123=5/22/73）に対するスリットの熱冷却効果を評価した結果を図②.1.3-8 に示す。スリット幅 d_{slit} が 0.5、 1.0、 2.0 mm の時、境界圧力はそれぞれ 3.32、 3.03、 2.18 MPa であった。

混合冷媒組成を R13I1/R32/HFO-1123=5/30/65（GWP200）に変更した場合、図②.1.3-9 に示されているようにd_{slit}が小さくなると境界圧力は大きく上昇した。スリット幅を 0.5 mm にすると、初期圧力条件を 4.18 MPa に上げても不均化反応が上の空間まで伝播できないことを確認できた。



図②.1.3-8 Effect of slit width on marginal pressure for GWP 150 refrigerant (Experimental No.: 1-2, 1-3, and 1-4).

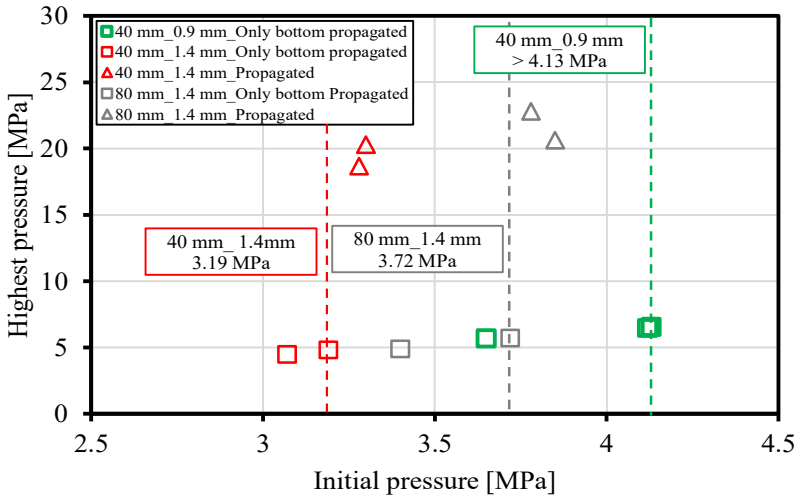


図②.1.3-9 Effect of slit width on marginal pressure for GWP 200 refrigerant (Experimental No.: 2-2, 2-3, and 2-4).

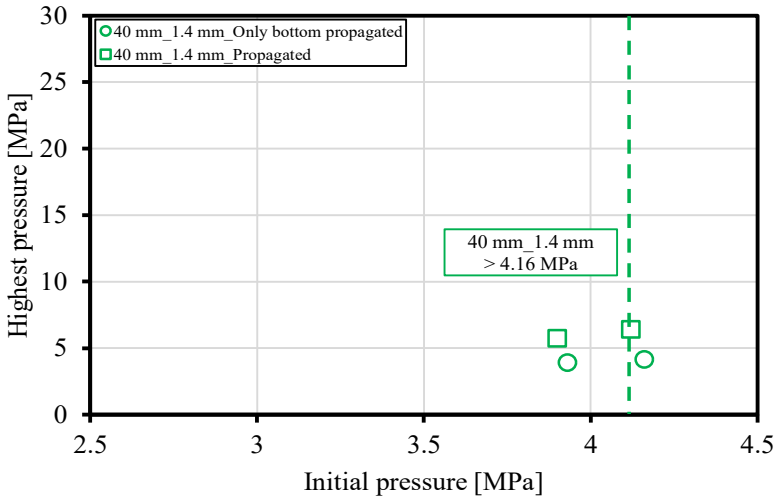
圧力容器内のような閉鎖系での火炎伝播は、隙間の両側で圧力差が生じるため、隙間の厚みが消炎距離に影響する可能性がある。スリット厚さが通過する火炎に与える影響について調べるため、新しい内部構造物の h_{slit} を 40 mm から 80 mm、そして d_{slit} を 0.9 mm から 1.4 mm に同時に変化させた条件で厚さの影響について調べた。GWP150 冷媒の場合、スリット板の厚さを 10mm から 40mm、80mm に変化させると、図②.1.3-10 に示されているように境界圧力が大きく増加した。この実験結果から、スリットの厚みを増すことで非常に大きな抑制効果を得られることが分かった。

GWP200 の冷媒の場合、h_{slit} が 40 mm、d_{slit} が 1.4 mm であれば、図②.1.3-11 に示しているように初期圧力条件が 4.16 MPa でも不均化反応は狭いスリットを通して上の空間まで伝播できないことが分かった。不均化反応に対する抑制効果が高い GWP200 の冷媒では、スリット厚さが 40 mm 程度になると火炎が狭いスリットを通 過して伝播することが困難になることが分かった。

d_{slit} と h_{slit} を変化させた条件の境界圧力を表②.1.3-2 にまとめた。スリット幅が小さくなるにつれて境界圧力が大きくなっていることが分かった。スリット厚さを厚くすることで不均化反応の伝播を大きく抑制できることが分かった。



図②.1.3-10 Effect of slit length on marginal pressure for the GWP 150 refrigerant(Experimental No.: 1-5, 1-6, and 1-7).

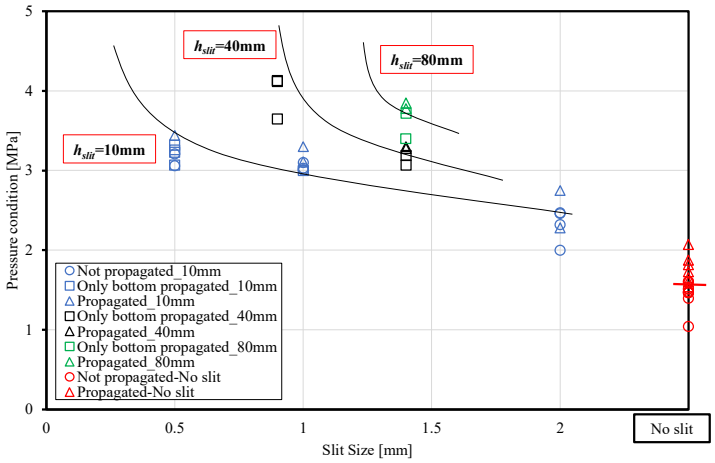


図②.1.3-11 Effect of slit length on marginal pressure for the GWP 200 refrigerant(Experimental No.: 2-5).

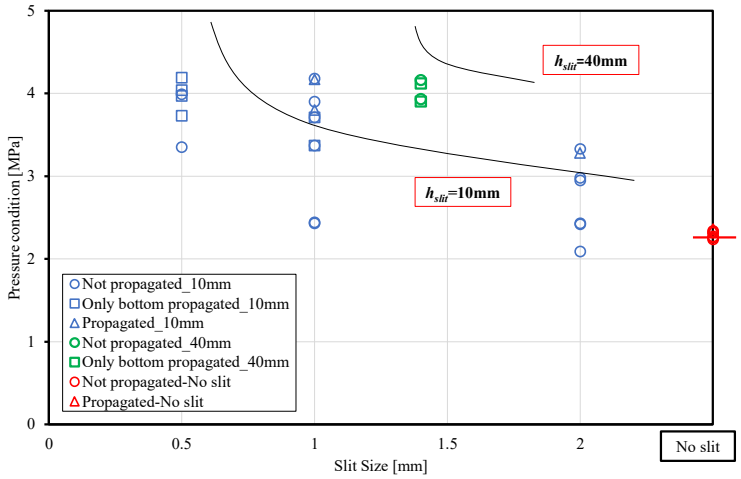
表②.1.3-2 Marginal initial pressures at different slit widths and thicknesses.

Experimental number	Composition of mixture	Slit width d_{slit} [mm]	Slit thickness h_{slit} [mm]	Marginal pressure [MPa]
1-0	R13I1/R32/HFO-1123 = 5/22/73 (GWP 150)	-	-	1.53
1-2		2.0	10	2.18
1-3		1.0		3.03
1-4		0.5		3.32
1-5		1.4	40	3.19
1-6		0.9		> 4.13
1-7		1.4	80	3.72
2-0	R13I1/R32/HFO-1123 = 5/30/65 (GWP 200)	-	-	2.36
2-2		2.0	10	2.98
2-3		1.0		3.71
2-4		0.5		> 4.18
2-5		1.4	40	> 4.16

GWP150 と GWP200 の混合冷媒に対するスリットによる熱冷却効果について調べた実験結果をそれぞれ図②.1.3-12 と図②.1.3-13 にまとめた。これらのグラフから、d_{slit}が小さくなると抑制効果が大きくなり、1.0 mm 以下になると抑制効果が顕著になることが分かった。さらに、h_{slit}を大きくすることで得られる抑制効果は、d_{slit} を小さくすることと同等であることが分かった。円形のスリットの場合、断面積あたりの冷却壁面積はπd_{slit}-h_{slit} /(πd_{slit}2/4) = 4h_{slit}/d_{slit} で計算することができる。一方、幅の狭い矩形のスリットを想定した場合、この量は $2h_{slit}/d_{slit}$ と算出される。この関係からスリットの幅を半分にすることは、厚さを二倍にすることと同じだと考えられるが、図②.1.3-12 に示しているように、実験結果はこのような単純な関係で整理することができない。



図②.1.3-12 Summaries of the cooling effect by slit for the GWP 150 refrigerant.



図②.1.3-13 Summaries of the cooling effect by slit for the GWP 200 refrigerant.

(4) スリット幅と消炎距離の関係について

HFO-1123 の不均化反応と燃焼反応はそれぞれ反応 (②.1.2-1) と反応 (式②.1.3-2) で表示される。この二つの反応は生成物や反応熱（ΔHR）が異なる化学過程であるが、熱力学の視点から二つの反応の伝播過程は質量およびエネルギー保存の法則に従う熱力学的な過程である。従って、燃焼火炎の伝播は不均化火炎の伝播と似ていると考えられる。燃焼の分野では、火炎が平行平板によって冷却され消滅する最大距離を消炎距離と定義され、本研究で議論した狭いスリットによる冷却効果の考え方は消炎距離の考え方に似ている。消炎距離は隙間の両側の圧力が等しい開放系で測定されるため、隙間の厚は燃焼にほとんど影響を与えない。そのため、まずはスリットの厚さを 10 mm に固定した。

$CF_2 = CHF \rightarrow 0.5\ CF_4 + 1.5\ C + HF$　　$\Delta HR = -250$ kJ/mol　　(②.1.2-1)
$CF_2 = CHF + 1.5O_2 \rightarrow CO_2 + COF_2 + HF$　　$\Delta HR = -976.5$ kJ/mol　　(②.1.3-2)

また HFO-1123 の不均化反応は 150 ℃、6.0 MPa のような高温・高圧の条件で行われたのに対して、火炎消炎距離は 298 K、1 atm の条件で測定されたという違いもある。従来の燃焼工学によれば、消炎距離 dq は熱損失理論における発熱と損失のバランスから式 (②.1.3-3)を用いて求めることができる。また、比例係数 a は未燃焼ガスのペクレ数 Peu と関係し、式(②.1.3-4)で求められる。Cp、u とλu はそれぞれ未燃ガスの定圧熱容量と熱伝導率である。Takizawa et al. (2018)は、R32 と R717 の消炎距離に対する温度と圧力の影響について調べ、微燃性冷媒の消炎距離 dq を求めることができると発表した。この式を用いて 298 K、1 atm における HFO-1123 の消炎距離を計算すると 7.1 mm (REFPROP により $\rho u = 1.528$ kg/m^3、Hashimoto et al. (2019)による Su、max ＝ 6.6 cm/s) であることが分かった。また燃焼速度が最大となる HFO-1123/空気混合物の密度 ρ_u（当量比Φ ＝ 1.45、HFO-1123/空気 ＝ 17/83 vol%）を使って計算を行った。

$$dq = a\ (\lambda m/[Cp,m\rho uSu,max]) \quad (②.1.3\text{-}3)$$
$$Peu = (Cp,u\rho uSu,max)/\lambda u \quad (②.1.3\text{-}4)$$
$$dq = 50.16\ (\rho uSu,max)\ -0.847 \quad (②.1.3\text{-}5)$$

150 ℃, 6.0 MPa における HFO-1123 の消炎距離の定性的な解析を行った。REFPROP を用いて得られた 150 ℃、6.0 MPa におけるΦ = 1.45、ρ_uは HFO-1123/空気混合物の密度で 61.89 kg/m^3 であった。Rallis et al. (1980)は層流燃焼速度の温度と圧力依存性について調べた。最大層流燃焼速度 Su,max は温度と正相関、圧力と負相関があることが示された。150 ℃、6.0 MPa での燃焼速度が 298 K、1 atm の燃焼速度と等しいと仮定すると、150 ℃、6.0 MPa での消炎距離は約 0.31 mm となる。

また Takizawa et al. (2018)は消炎距離が温度および圧力と負の相関があることを報告している。従って、150 ℃、6.0MPa における燃焼の消炎距離に等しいと仮定した、HFO-1123 の反応伝播を抑制する臨界スリット幅は 7.1 mm 以下だと推定された。この温度と圧力の条件でスリット幅 d_{slit} が臨界スリット幅より小さい場合、不均化反応は抑制され、狭いスリットを通って伝播することができない。

不均化反応に伴う火炎の伝播速度はまだ報告されていない。火炎伝播速度は熱伝導による熱の伝播と火炎帯付近の化学反応による物質拡散によって決められるため、燃焼による火炎の伝播と不均化反応による火炎の伝播は類似していると考える。今回の実験では理論的な 150 ℃、6.0 MPa での燃焼の消炎距離が臨界スリット幅 0.5 mm に近いことが分かり、この仮定が妥当であることが示された。今後は不均化反応に伴う火炎の伝播速度を測定し、不均化反応の消火距離を定量的に検討する必要がある。

(5) まとめ

本研究では、不均化反応の伝播は火炎伝播と類似していると考えた。HFO-1123 を中心にした混合冷媒の実用化における最悪条件での実用性を評価し、燃焼の消炎距離のメカニズムに似たような内部構造物による抑制効果を確認するために実機の冷媒圧縮機の内部構造を模擬した内部構造物を圧力容器内に設置し、不均化反応の伝播の伝播に与える影響について調べた。内部が中空であった圧力容器に内部構造物を導入し、内部空間を細長いスリットで連結した上下二つの空間に切り分けた。不均化反応の境界圧力を用いて内部構造物の抑制効果を実験的に評価した。試験混合物としては抑制効果の異なる次世代冷媒の候補として提案された組成を選択した。

不均化反応の抑制に対する着火源がある空間の比表面積の違いによるスケール効果および様々な寸法のスリットによる熱冷却効果を実験的に評価した。その結果、以下の結論が得られた。

着火源を設置した下の空間の容積を変化させ、不均化反応の境界圧力を測定した。下の空間の容積が 100 cm^3 の場合と 200 cm^3 の条件の結果を比較すると、GWP150 の冷媒では境界圧力の差が小さいことが分かった。しかし、GWP200 の冷媒では境界圧力が大きく上昇することが分かった。この結果は、GWP675 と比較的高い GWP を持つ冷媒である R32 の熱希釈効果により、混合率が大きくなるとスケール効果が強化されると考えられる。

スリットの幅と厚みを変化させ、火炎がスリットを通過して伝播できるかどうかについて調

べた。その結果、スリット幅を1.0 mm以下にすると、二つの混合物とも抑制効果が大きく向上することが分かった。さらに、不均化反応はスリット板で着火源がある空間でのみ伝播に制限でき、圧力の上昇倍率を大きく低減できることが分かった。これらの結果は、燃焼分野の消火距離の考え方がHFO-1123の不均化反応に適用できることが分かった。

スリットの厚さを変化させた結果、スリットの厚さを増すことで抑制効果を高めることができることが示された。この結果は実機の圧縮機ではスリットの最大幅を1.0 mm以下に制限することは困難であるが、スリットの厚さを増すことで同等の抑制効果が得られることが分かった。この結果はHFO-1123などの次世代冷媒の圧縮機の設計時に重要で成果である。

熱冷却効果は冷媒の反応性に依存していることが分かった。GWP150 の反応性が高い冷媒の場合、スリット厚さが80 mm、幅が1.4 mmの条件の境界圧力は4 MPa以下であった。一方、GWP200の反応性が低い冷媒はスリット長さが40 mm、幅が1.4mmの条件の境界圧力は4 MPa以上であった。これらの結果もR32の熱希釈効果によるものであると考えられる。

②.1.4 結論

本研究はHFO-1123を主成分とした次世代冷媒の開発を行った。次世代冷媒の候補としてはGWP制限、最悪条件での不均化反応の抑制と燃焼性制限の三つの条件を同時に満たす必要がある。HFO-1123のような不均化反応の課題を持つ冷媒の実用化を目指し不均化反応を中心に研究を行い、その後燃焼性の抑制についても調べた結果、以下のような主たる結論が得られた：

純冷媒 HFO-1123 の不均化反応には反応が伝播する境界圧力が存在し、抑制剤を添加することで境界圧力が高まる。

放電パターンの影響についてはエネルギー総量がエネルギー密度より影響が大きい。レイヤーショートのエネルギー量が今の放電条件より小さいと、不均化反応は伝播しにくくなる。

抑制メカニズムが異なる抑制剤を同時に混合すると抑制剤の相乗効果が得られる。

実機の冷媒圧縮機内の内部構造物による熱冷却効果による抑制効果を評価し、実用上燃焼の消炎距離と似たようにスリット幅を縮めると不均化反応の伝播過程で反応を止めることができる。これは消炎距離の考え方は不均化反応にも適応できることを意味している。

R290 を添加することで最悪条件での不均化反応の抑制を達成することができた。R290 の抑制効果は実機の冷媒圧縮機を使った実証試験でも検証することができ、この研究の最も大きな成果である。

②.2 冷媒圧縮機におけるレイヤーショートの要因および放電パターンの解明（静岡大学）

②.2.1 はじめに

1987 年にモントリオール議定書が採択されたことで、オゾン層破壊効果のある物質を規制するため、冷凍サイクルで使用される冷媒は特定フロンから塩素を含まない代替フロン(HFC 冷媒)へ転換されるようになり、家庭用エアコンでは主に R410A(GWP:2090)を使用するようになった。しかし、HFC冷媒は地球温暖化係数(GWP)が非常に高いため、1997年に京都議定書でHFC冷媒が温室効果ガスと指定されたことで、地球温暖化対策としてR410Aから微燃性のR32(GWP:675)へ転換されるようになった。さらに、2019年にはHFC冷媒を新たにモントリオール議定書の規制対象とする改正提案が採択されたことにより、現在はGWPが非常に低いHFO冷媒を適用するための取り組みが行われている。しかし、HFO冷媒の１つであるHFO-1123は高温・高圧の条件の下で高い着火エネルギーを与えると、不均化反応と呼ばれる自己分解反応が連鎖的に発生する可能性がある。冷媒圧縮機内では、モーター巻き線表面のエナメルの絶縁劣化等により巻き線間のショート（レイヤーショート）が発生した際に、そこで生じるスパークが不均化反応の発生原因となると考えられている。レイヤーショートが発生するシナリオの 1 つとして、サイクルの運転に不具合が生じて圧縮機吐出し圧力が異常高圧になり、圧縮機のモーターがロック状態となることで巻き線温度が上昇し、巻き線のエナメルが溶融してショートが発生する事象があげられる。通常の場合は、OLP 等の過電流開閉器が作動することで異常運転を検知することができるが、安全装置の接点溶着などによって作動不良が発生すると、モーターが停止した状態で過電流が流れ続け、巻き線温度が上昇し続けることになる。この様な事象はその発生頻度が非常に小さく、そのメカニズムの再現は非常に困難であることから、冷媒圧縮機内でレイヤーショートが起きる場合の圧縮機挙動や放電エネルギー等は明らかになっていない。

そこで本研究では、以下の 3 点を目的として実験を行った。

圧縮機運転中にショート現象が発生した際の圧縮機挙動や、どの程度のエネルギーが発生するのかを明らかにすること

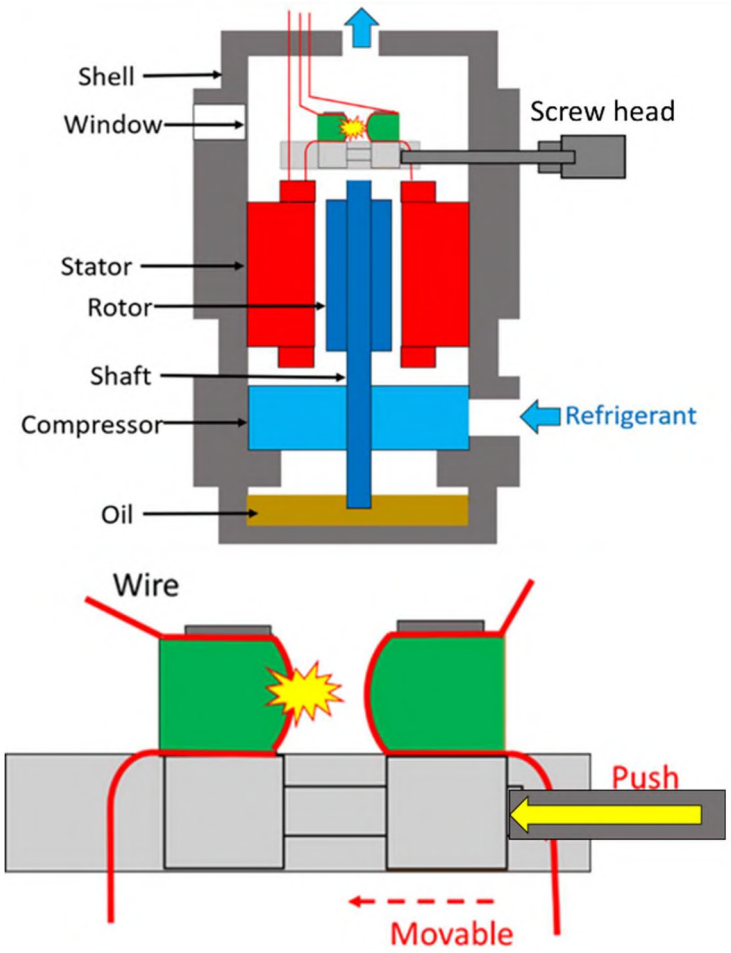
インバータ機での端子間でのショート実験を行い、安全装置動作の有無、放電発生の有無、一定速機とのショートパターンの違いについて明らかにすること

通電加熱によってモーター巻き線のレイヤーショートが発生するプロセスやエネルギーの内訳について明らかにすること

②.2.2　実験装置および実験手順

(1)　実験用圧縮機の内部構造

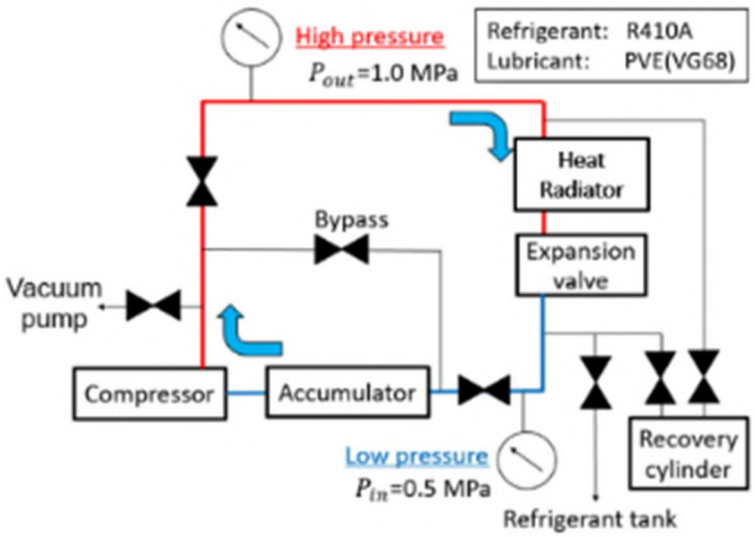
図②.2.2-1 に、冷媒圧縮機内においてレイヤーショートを発生させる機構を備えた圧縮機の概略を示す。圧縮機は 1 シリンダローリングピストン式のものを用いた。圧縮機上部の空間を大きくしたシェルを製作し、その部分にショート発生機構を組み込んで、圧縮機運転中に外部からハンドルを操作して任意の 2 本のリード線をショートさせることができる。シェルにはガラス窓が設置されており、外部からショート部分を観察することができる。圧縮機シリンダには圧力センサーを取り付け、圧縮機の圧縮動作をモニタすることができる。



図②.2.2-1　Schematic of experimental compressor

(2)　冷凍サイクル

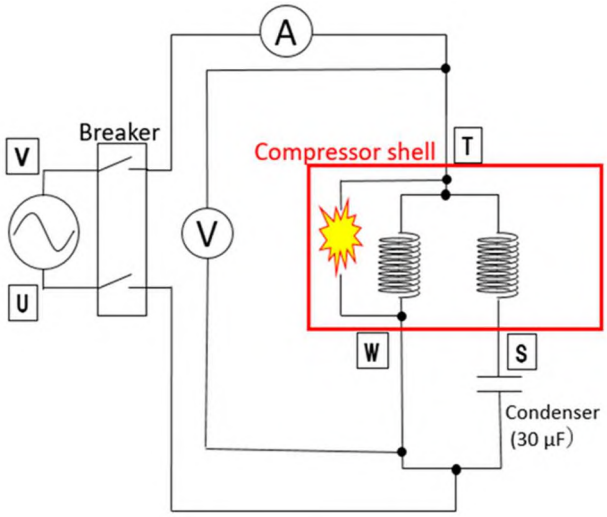
図②.2.2-2 に圧縮機を接続した冷凍サイクルの概略を示す。冷凍サイクルはガスサイクルであり、安全面への配慮、および冷媒の種類がショート現象に及ぼす影響は少ないと考えられることから、冷媒は HFO-1123 ではなく R410A を用いた。また、油はポリビニルエーテル PVE 油(VG68)を使用した。実験条件は、Otsuka　らの HFO-1123 冷媒の不均化反応発生評価を参考とするため、吐出しゲージ圧力 1.0MPa、吸込みゲージ圧力 0.5MPa とした。



図②.2.2-2 Refrigeration gas cycle

(3) モーター駆動回路

図②.2.2-3 に圧縮機のモーター駆動回路を示す。モーターは 60Hz、200V の単相誘導コンデンサモータである。ブレーカ(漏電遮断機)は定格 20A、OLP(Over Load Protector)は定格 15A のものを用いた。ブレーカは大電流から電源を保護する役割を果たし、OLP は異常な電流を検知して機器を保護する役割を果たす。W、T、S は圧縮機内のモーターに接続されるガラスターミナルの端子を表している。図②.2.2-3 中に示す回路では、端子 W と端子 T に繋がるリード線をショートさせる実験の場合を示した(以下、このショートを W-T ショートと呼び、同様に W-S 端子間のショートを W-S ショート、T-S 端子間のショートを T-S ショートと呼ぶ)。ショートさせる端子間の電圧およびショートさせたエナメル線を流れる電流を高電圧差圧プローブおよびロゴウスキコイルによってそれぞれ測定した。また、モータコイルの温度を測定するために、主巻き線と副巻き線のコイルエンドに各 2 つずつ熱電対を取り付けた。



図②.2.2-3 Electrical circuit of compressor

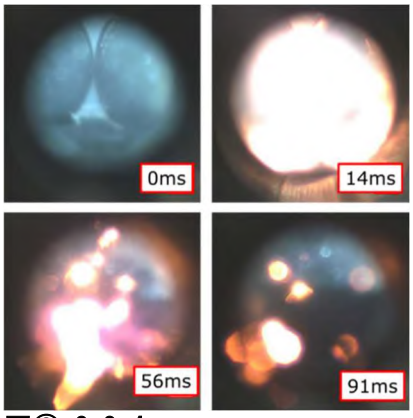
(4) 実験方法

モーターの電源を入れた後、システム内の冷媒量および膨張弁でサイクル内の圧力を調節し、吐出し圧力が 1.0MPa、吸込み圧力が 0.5MPa で安定した状態となった後、被覆をはがしたエナメル線同士を圧縮機内で接触させて、あるいは圧縮機外部でナイフスイッチを用いて任意の端子間をショートさせ、その時の電流と電圧を測定した。瞬間電力はショート端子間を流れる電流とショートさせたエナメル線間の電圧の積であり、瞬間電力を大電流が発生している時間(短絡時間)で積分し、その値をショートしている間の通電エネルギーと定義した。

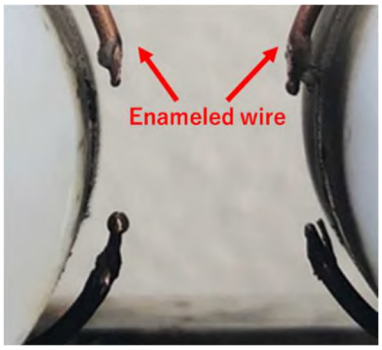
②.2.3　端子間のショート実験

(1)　W-T ショート

W-T ショートは主巻き線間のショートであり、電源をショートさせることと同義である。W-T ショートが発生すると大きな火花が発生すると同時にブレーカおよび OLP が作動し、ショート後のエナメル線が溶断する場合が見られた。図②.2.2-4 に高速度カメラで撮影した火花の様子を、図②.2.2-5 に溶断したエナメル線の写真を示す。



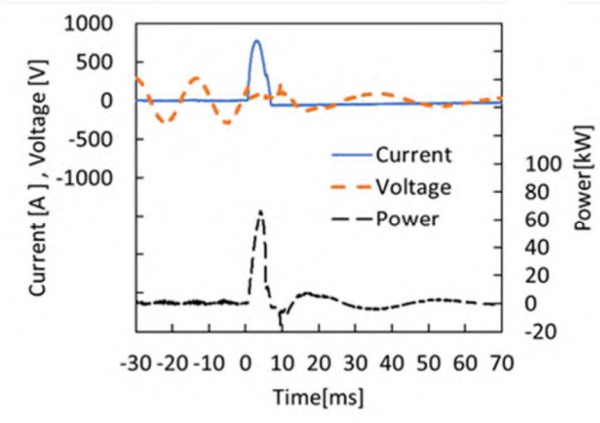
図②.2.2-4
Observation of W-T short



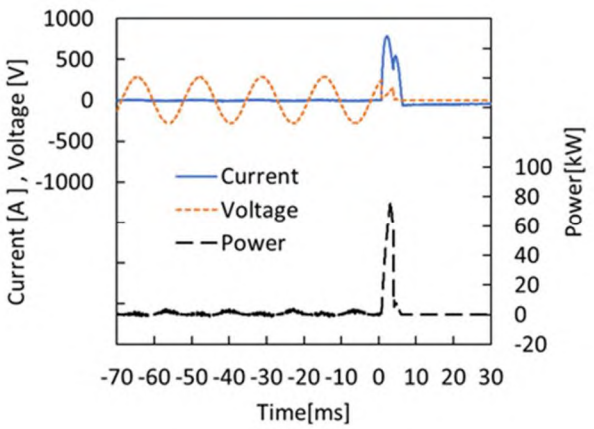
図②.2.2-5
Winding wire after W-T short

図②.2.2-6 に W-T ショート発生時のショート接触点に流れる電流、電圧および瞬間電力の変化を示す。横軸の時刻のゼロ点は、ショートの発生時刻である。ショートが発生するまで、電圧波形は振幅 283V、周波数 60Hz の正弦波状である。電流はフルスケールが非常に大きいために分かりにくいが、約 4A の振幅の正弦波状で流れている。ショートが発生すると、W-T 間の電圧が 0V まで低下し、瞬間的に大電流（最大値 784A）が流れた。この時の短絡時間は 6ms であり、瞬間的な大電流の発生に伴い、219J の通電エネルギーが発生した。不均化反応の発生確率式から、W-T ショートが発生した場合、不均化反応の確率は 99.7[%]であり、非常に高いことが分かった。以上より、不均化反応の発生を防ぐために、物理的に W-T ショートが発生しない構造にする必要があるといえる。

図②.2.2-7 は同条件で W-T ショートが発生した場合の別の結果を示しており、短絡により電圧は一旦 0V まで低下し、その後上昇したあと再び 0V となった。短絡による瞬間的な大電流のピークは電圧変化に応じて 2 つあり、この時の短絡時間は合計 6ms であった。発生した通電エネルギーは 168J であった。2 つのピークは、短絡が発生したときに 2 本のエナメル線の接触部分のみが溶融し、瞬間的に回路が通常の状態に戻った後に、再びショートが発生してエナメル線が溶断したと考えられる。

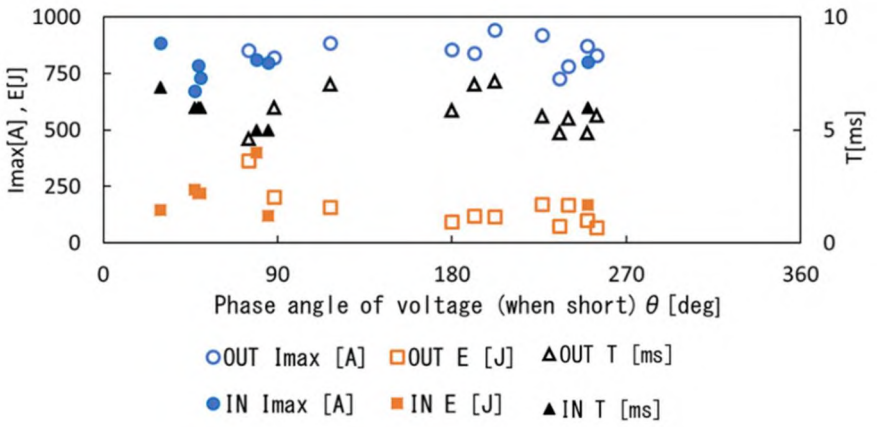


図②.2.2-6　Current, voltage, power
(W-T short No.1)



図②.2.2-7 Current, voltage, power
(W-T short No.2)

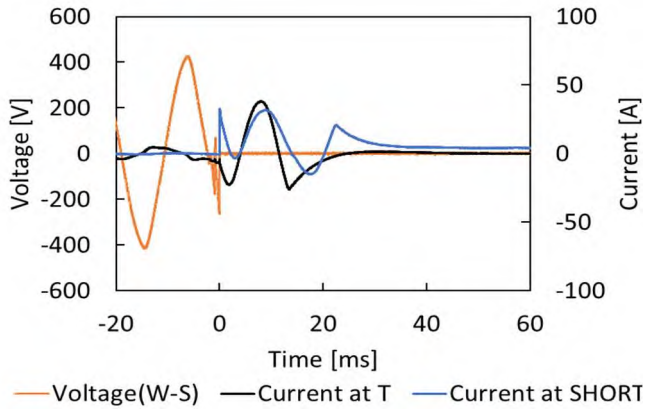
つぎに、ショート接触点の周囲環境やショートが発生するタイミングが通電エネルギーや電流最大値に与える影響について調査するために、ショート接触点を圧縮機の外部として W-T ショートを行った。図②.2.2-8 に、横軸にショート発生時の電圧の位相角θをとり、圧縮機内部または外部で発生した W-T ショートの結果を示す。縦軸は最大電流I_{max}、通電エネルギーE、短絡時間Tを表す。IN、OUT は圧縮機の内部または外部でショートが発生した位置を表す。結果より、位相角 0-90°、180-270° の範囲において短絡が発生していることが分かる。最大電流、通電エネルギーおよび短絡時間に対する電圧位相角の影響は見られなかった。また、最大電流値は平均約 850A、通電エネルギーは平均約 160J、短絡時間は平均約 7ms であった。ショート接触点が圧縮機の内部または外部のどちらにあるかということが通電エネルギーや電流最大値に与える影響はなく、以降の実験においては、圧縮機外部でナイフスイッチによるショート実験を行った。



図②.2.2-8 Maximum current, short circuit time, and electric energy

(2) W-S ショート

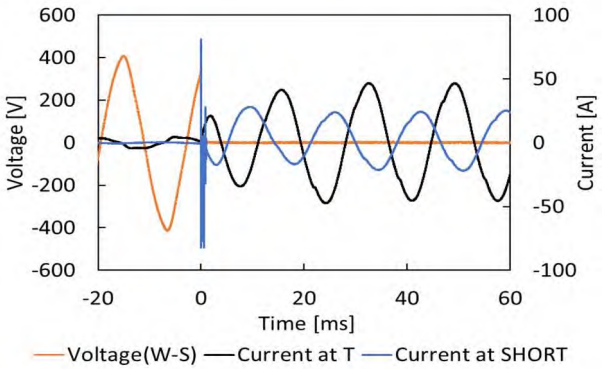
W-S ショートを発生させた場合は、コンデンサ両端をショートすることと同義である。OLP ありの状態で W-S ショートを発生させると、小さな火花が発生し、ブレーカは作動せず OLP が作動して圧縮機は停止した。また、エナメル線が軽く溶着する場合も見られたが、溶断することはなかった。図②.2.2-9 に OLP ありの状態で W-S ショートを発生させたときの電流、電圧の変化を示す。図②.2.2-9 において、Current at T は OLP および T 端子流れる電流を示し、Current at SHORT はショート接触点に流れる電流を示している。



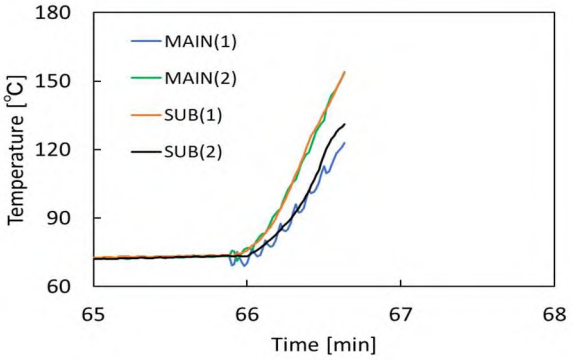
図②.2.2-9 Current, voltage (W-S short with OLP)

ショート発生と同時に W-S 間の電圧は 0V まで下がり、OLP に流れる電流の振幅が 4A から 38A まで大きくなり、ショート接触点を流れる電流は最大 31A であった。また、どちらも OLP の作動によって 0A まで下がっている。瞬間電力は W-T ショートと比較して非常に小さく、通電エネルギーは 1J 程度であった。このエネルギーに対する不均化発生確率は3×10^{-5}[%]であるため、W-T ショートと比較すると不均化発生確率は非常に低いことがわかる。

つぎに、OLP が正常に作動しない場合を想定して、OLP なしの状態で W-S ショート実験を行った。ショート発生時に小さな火花が発生して圧縮機の運転が停止したが、ブレーカは作動せず、その状態で通電が続きコイルエンドの温度上昇が見られた。図②.2.2-10 に OLP なしの状態で W-S ショートを発生させたときの、電流、電圧の変化を示し、図②.2.2-11 に巻き線の温度上昇を示す。モーター巻き線の温度が 150℃を超えるとモーターの損傷の可能性があるため、コイルエンドのエナメル線温度が 150℃に達した時点でブレーカを OFF にしてモーターの電源を切った。W-S ショート後通電が継続している間は、T 端子に流れる電流の振幅は 4A から 45A まで大きくなり、ショート接触点を流れる電流の振幅は最大 31A であった。また、コイルエンドのエナメル線において主巻き線、副巻き線ともに同様の温度上昇が見られ、巻き線の温度上昇速度の最大値は、主巻き線において 2.1℃/s であった。W-S ショートが発生した際に OLP が作動しない場合、モーターが停止した状態で通常運転時より大きな電流が流れ続けてモーターの巻き線温度が上昇するため、被膜が溶融することによる絶縁破壊からレイヤーショートが発生する危険がある。OLP の作動不良が発生した場合の安全対策としては、OLP や温度ヒューズを複数組み込むことなどがあげられる。



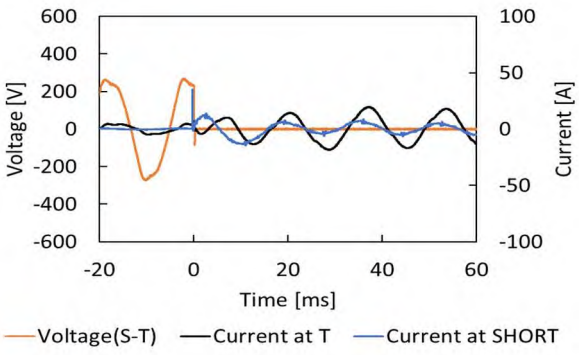
図②.2.2-10 Current and voltage (W-S short without OLP)



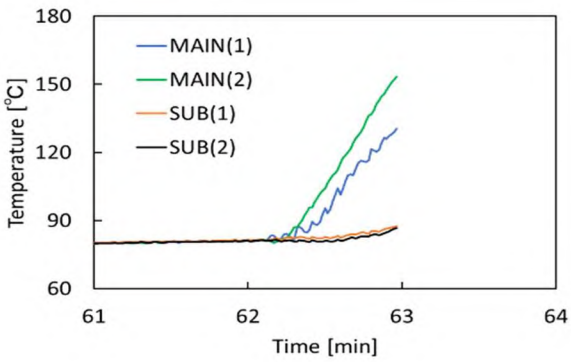
図②.2.2-11 Wire temperature (W-S short without OLP)

(3) T-S ショート

T-S ショートを発生させた場合は、副巻き線両端のショートと同義である。ショート発生時、OLP とブレーカは作動せず、W-S ショート(OLP なし)の場合と同様にモーターが停止し、その状態で通電が継続してコイルエンドの温度上昇が見られた。図②.2.2-12、④-2-13 にそれぞれ電流、電圧の変化およびモーター巻き線の温度上昇を示す。T-S ショートが発生すると、OLP を流れる電流の振幅は 4A から 20A まで大きくなり、ショート接触点に流れる電流の最大振幅は 18A であった。モーターが停止した状態で主巻き線に電流が流れ続けるため、主巻き線の温度が上昇し、コイルエンドの温度上昇速度の最大値は、主巻き線において 1.2℃/s であった。よって T-S ショートの場合、ショート発生時に定格 15A の OLP は作動せず、巻き線の温度上昇により被膜の溶融による絶縁破壊からレイヤーショートが発生する危険がある。

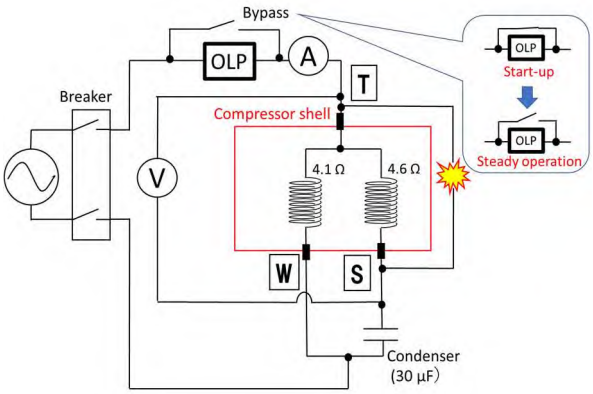


図②.2.2-12 Current and voltage (T-S short with OLP(15A))

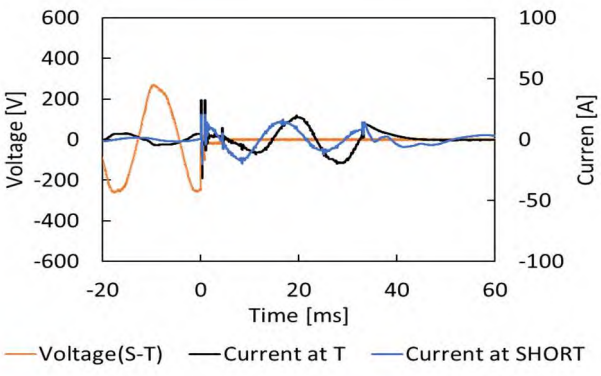


図②.2.2-13 Wire temperature (T-S short with OLP(15A))

定格 15A の OLP では T-S ショート発生時に OLP が作動しないため、定格 10A の OLP に変更して実験を行った。しかし、圧縮機起動時は OLP を流れる電流が通常運転時(4A)よりも大きい 20A 程度となるため、OLP の定格容量が小さい場合には圧縮機起動時に OLP が作動してしまい、モーターを起動させることが不可能であった。そこで図②.2.2-14 に示すように、容量 10A の OLP にナイフスイッチを備えたバイパス回路を並列接続し、バイパスを ON の状態でモーターを起動し、起動後にバイパスを OFF にすることで、低容量の OLP を組み込んで通常運転できるようにした。低容量(10A)の OLP を適用して圧縮機を運転し、T-S ショートを発生させた場合の電流と電圧の変化を図②.2.2-15 に示す。ショート発生と同時に T-S 間の電圧は 0V まで下がり、OLP を流れる電流が 4A から 20A まで大きくなり、OLP が作動して圧縮機のモーターが停止した。OLP が作動した場合の通電エネルギーは W-S ショートと同様に 1J 程度であり、不均化発生確率は低いと言える。コイルエンドの温度上昇は見られず、バイパス回路を用いる等の方策により低容量 OLP を使用することができれば、T-S ショート発生時にも巻き線の温度上昇を防ぐことができる。



図②.2.2-14 Electrical circuit (T-S short with OLP& bypass)



図②.2.2-15 Current and voltage (T-S short with OLP & bypass)

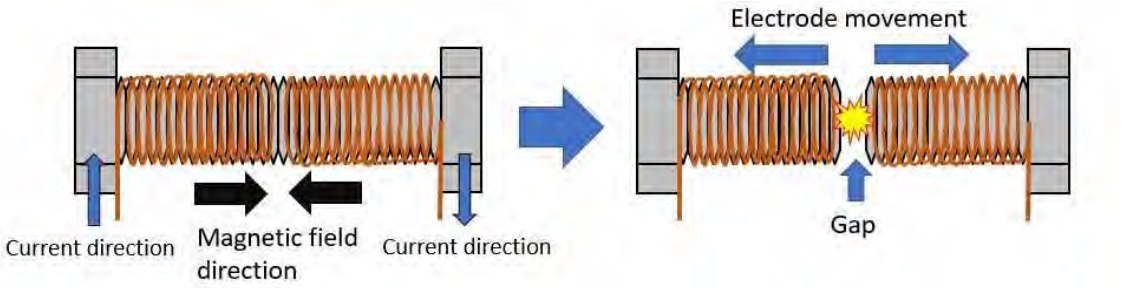
②.2.4 アーク放電発生時の圧縮機挙動と放電エネルギー

②.2.3 節に示したエナメル線接触による端子間でのレイヤーショート実験では、不均化反応のトリガとして想定される放電現象が発生しなかった。そこで本節では冷媒圧縮機においてレイヤーショート時に発生が予想されるアーク放電を再現する実験を行い、アーク放電発生時の圧縮機挙動（回転数、巻き線温度）や放電エネルギーについて調査した。まずは大気中で実験を行い、次に、冷媒雰囲気中や冷凍機油付着時等の実際のレイヤーショートの場面を想定した実験を行い、その時の放電発生頻度および放電継続時間について比較を行った。また、アーク放電を伴うレイヤーショートが継続して発生した場合の現象を再現するため、放電発生時に観察される一定電圧で通電する現象を電気回路で模擬し、その時の圧縮機挙動について調べた。

(1) 実験装置（コイル電極によるショート）

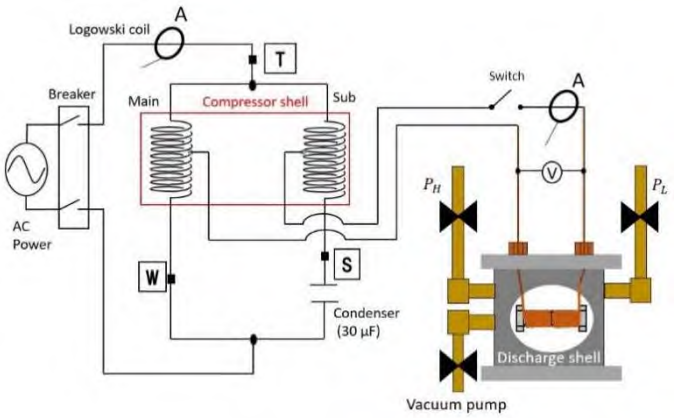
図②.2.2-16 に銅線で作成したソレノイドコイルに鉄心(ねじ)を挿入した電極を示す。図②.2.2-17 の左図のようにねじ同士を接触させた状態で電流を流すことでソレノイドコイルに磁力が発生する。ソレノイドコイルの巻き線方向を同じにした場合、磁力が互いに向き合う方向に働くため反発力が生じ、図②.2.2-17 右図のように電極間にギャップが生じ、そのギャップ間でアーク放電が発生するようにした。

図②.2.2-16 Solenoid coil electrode



図②.2.2-17　Principle of discharge in coil electrode

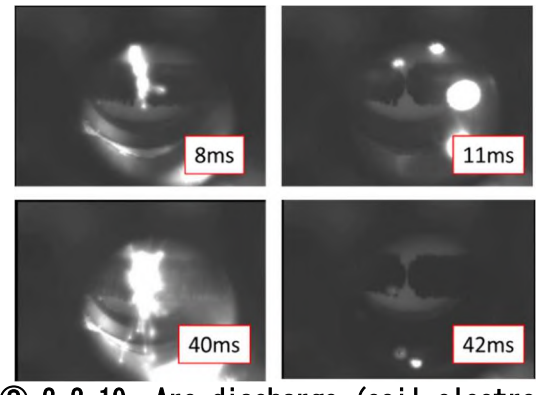
ショート接触点は、冷媒雰囲気中での実験を行うために図②.2.2-18 に示すように専用の放電シェルに取付けた。放電シェルにはサイクル内の高圧側P_H(1.0MPa)と低圧側P_L(0.5MPa)と真空用のバルブが接続されており、バルブの開閉により圧力条件を変更することができる。また、モーター巻き線におけるショート位置は、ステータ内で主巻き線と副巻き線が同一スロット内に巻かれ、かつ電位差の高い位置を選んでエナメル線を半田付けし、そのエナメル線を圧縮機外部に引き出して放電シェル内の電極に接続した。コイル電極におけるショートの発生は、コイル電極に接続したナイフスイッチを ON にすることにより行った。なお、放電発生後の圧縮機挙動を確認するために、OLP は接続せずに試験を行った。



図②.2.2-18　Short experiment in refrigerant atmosphere

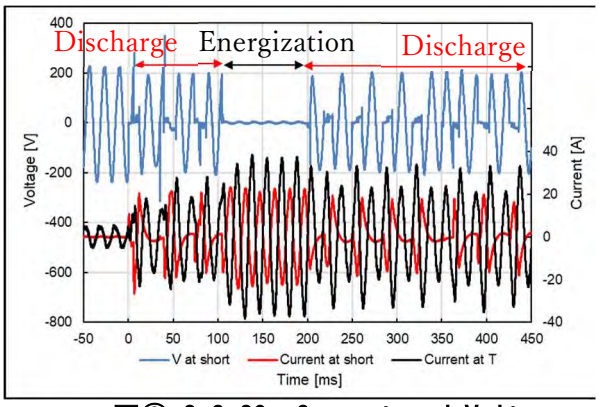
(2)　コイル電極を用いた場合

ショート発生後、高速度カメラによる記録から、最大 10.3s 間アーク放電が断続的に発生していたことが確認された。その後、放電による熱で電極間が溶着すると、放電が途切れて通電に切り替わった。図②.2.2-19 にアーク放電の様子を示す。ショート部に電流が流れると、反磁力によって電極が開離し、生じたギャップに放電が発生する。ある一定のギャップになると放電が途切れ、開離した電極がコイル電極を支持しているエナメル線の弾性によって再び接触することで、再び通電→電極開離→放電が発生するというサイクルが繰り返されて放電が継続する。

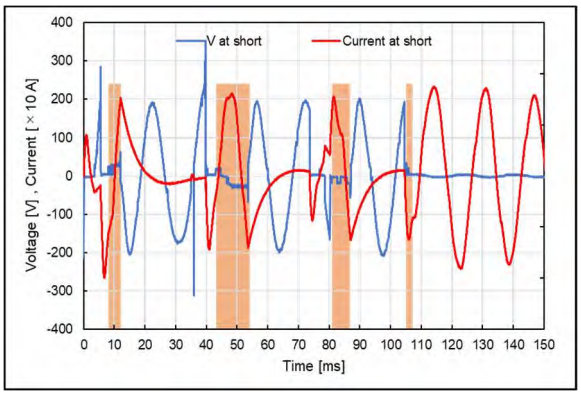


図②.2.2-19　Arc discharge (coil electrode)

図②.2.2-20 にショート発生時の電流、電圧波形を示す。ショート部に流れる電流は最大 26A となり、端子 T に流れる電流はショート発生前の 4A から最大 37A まで上昇した。ショート発生後から約 100ms から 200ms までの間、電圧値が 0 となっており放電による熱で電極間が溶着し通電状態となっている。200ms からは溶着した部分が離れ、再び放電が発生している。0ms から 100ms までの瞬間電力の波形を図②.2.2-21 に示す。図②.2.2-21 の色を付けている部分が放電が発生している部分であり、電圧が一定で電流が流れるといったアーク放電特優の波形を示している。図に示すショート発生から 100ms の間には、約 4.1J の放電エネルギーが発生しており、この値から、単位時間あたりの放電エネルギーを 41J/s と推定し、放電継続時間に対する不均化反応の確率を求めた。表②.2.2-1 に放電時間と不均化確率の関係をまとめたものを示す。表②.2.2-1 より、放電が継続することで不均化確率も上昇するため、OLP などの安全装置によって放電を瞬時に切断する対策が求められる。



図②.2.2-20 Current and Voltage with coil electrodes

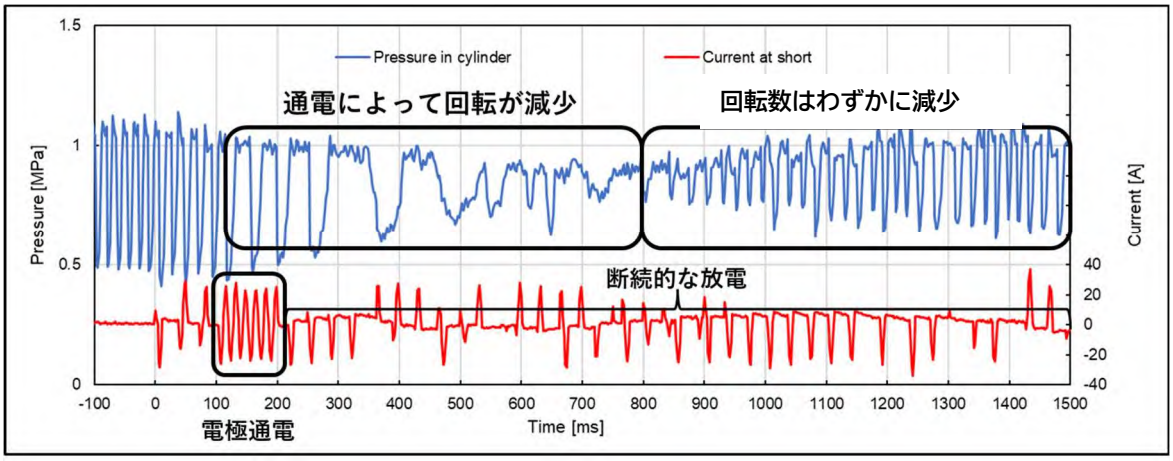


図②.2.2-21 Power with spiral electrodes from 0ms to 100ms

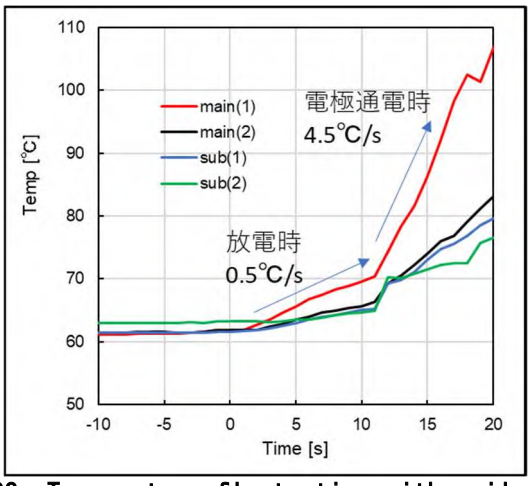
表②.2.2-1 Relationship between discharge time and disproportionation probability

Discharge time [s]	Discharge energy [J]	Disproportionation probability [%]
0.1	4.1	0.16
1	41	64.3
10	410	100.0

コイル電極によるショート発生時の圧力変化の例を図②.2.2-22 に、巻き線の温度上昇を図②.2.2-23 にそれぞれ示す。この場合には最初に瞬間的に通電が発生し、その後放電が断続的に発生している（図には示されていないが、断続的な放電の後、最終的には電極溶着による通電が発生している。通電が発生すると圧縮機回転数が減少し、完全に通電すると圧縮機は停止する。また、放電が継続している場合には回転数が若干小さくなるが、圧縮機は回転し続ける。完全に通電した場合には、モーターの回転は停止するが、ブレーカは作動せず、モーターにそのまま電流が流れ続けた。巻き線温度は放電発生時は 0.5℃/s で温度上昇し、電極が通電状態になると 4.5℃/s で上昇した。放電時の温度上昇率が電極通電時よりも小さいのは、放電時に電流が流れる時間が瞬間的であるためである。放電継続時はモーター巻き線の温度上昇はゆっくりであるが、放電はやがて通電に至り、モーターの巻き線温度が上昇することで、エナメル被膜の絶縁破壊からレイヤーショートが発生する可能性がある。アーク放電発生時には端子 T に流れる電流は最大 37A であり、OLP を組み込んだ場合、OLP が正常に作動すればレイヤーショートを防ぐことができる。



図②.2.2-22　Pressure fluctuation with coil electrodes



図②.2.2-23　Temperature fluctuation with coil electrodes

放電は冷媒圧力に強く影響を受けるため、冷媒雰囲気中および冷凍機油付着時において同様の実験を行い、放電発生頻度や放電継続時間について調べた。表②.2.2-2 に冷媒圧力を 0.5MPa として 5 回ショート実験を行った場合の放電時間を、表②.2.2-3 に 1.0MPa においてショート実験を行った場合の放電時間をそれぞれ示す。これらの結果より、0.5MPa、1.0MPa ともに 5 回中 5 回放電が発生しており、本実験においては圧力条件に依らず放電発生頻度は変わらないという結果となった。一方で、平均放電時間を比較すると、0.5MPa では 0.539s であり、1.0MPa では 0.143s となっており、圧力上昇に伴い放電時間が減少する傾向となった。

表②.2.2-2　Discharge occurrence at 0.5MPa

0.5MPa

1st [s]	2nd [s]	3rd [s]	4th [s]	5th [s]	Ave [s]
0.376	2.13	0.06	0.121	0.007	0.539

表②.2.2-3　Discharge occurrence at 1.0MPa

1.0MPa

1st [s]	2nd [s]	3rd [s]	4th [s]	5th [s]	Ave [s]
0.178	0.186	0.079	0.129	放電	0.143

次に、ショート接触部に冷凍機油が付着している場合の結果について、表②.2.2-4 に冷媒圧力 0.5MPa の時の放電時間を、表②.2.2-5 に 1.0MPa の時の放電時間をそれぞれ示す。×はショート発生時に放電が発生せずに電極間が溶着して常時通電状態となったことを示している。この結果より、圧力条件 0.5MPa、1.0MPa ともに 5 回中 3 回放電が発生し、2 回は放電が発生せずに電極が溶着する結果となった。したがって、冷凍機油付着によって電極間が溶着しやすくなり、その結果放電発生頻度が減少する傾向となったことが分かる。また、放電時間に関しては、油が付着していない時と同様に、圧力上昇に伴い放電時間が減少する傾向となった。

表②.2.2-4　Discharge occurrence at 0.5MPa with oil

0.5MPa, with oil

1st [s]	2nd [s]	3rd [s]	4th [s]	5th [s]	Ave [s]
0.739	0.015	×	0.019	×	0.155

表②.2.2-5　Discharge occurrence at 1.0MPa with oil

1.0MPa, with oil

1st [s]	2nd [s]	3rd [s]	4th [s]	5th [s]	Ave [s]
0.0187	×	0.502	0.06	×	0.116

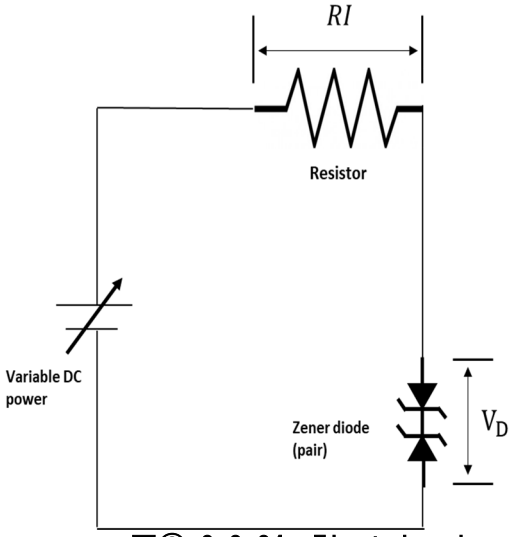
(3)　放電模擬回路を用いた場合

(2)項において、ショート発生時に生じるアーク放電を再現する実験を行ったが、放電は発生するものの、放電発生が断続的であるため、ショート部に継続して放電が発生した場合の圧縮機挙動について調べることができなかった。そこで、アーク放電時に観察される一定電圧現象をツェナーダイオードを用いた電気回路により模擬することにより、ショート部にアーク放電が継続して発生した場合の、圧縮機の運転挙動やモーター巻き線の温度上昇について調べた。

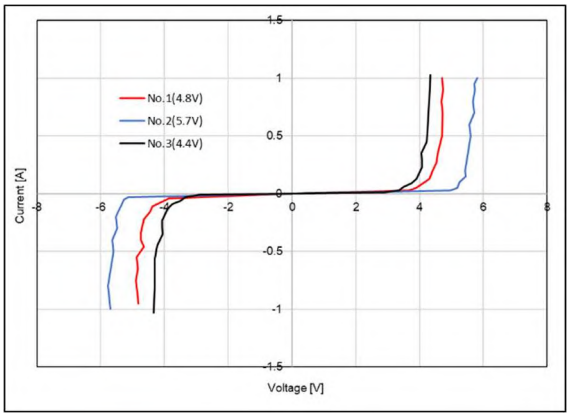
手始めとして実験で使用するツェナーダイオードに印加される電圧と電流の相関を表す V-I 特性について調べた。図②.2.2-24 に V-I 特性を調べるために作成した電気回路図を示す。電気回路には、可変直流電源、抵抗およびツェナーダイオードを直列接続した。式(②.2.2-1)に示すように、電源電圧Vと抵抗における電圧降下RIから、ツェナー電圧V_Dを求めた。

$$V = RI + V_D \qquad (②.2.2\text{-}1)$$

ここで、ツェナーダイオードは向き合うように一対にして接続することで、電流の流れる方向に関係なく、設定した電圧で電流が流れる特性を得ることができるようにした。図②.2.2-25 にツェナーダイオードの V-I 特性を示す。図より、電圧がある値を超えると電流が流れ始めており、アーク放電の特徴を再現できていることが分かる。ダイオードの種類によって電流が流れ始める電圧値が異なるため、使用するダイオードの組み合わせと個数により、電流が流れ始める電圧を設定することができる。(2)項の実験結果より、ショート部にアーク放電が発生すると約 20V の電圧が発生している。したがって本実験では電流が流れ始める設定電圧を 20V として実験を行った。



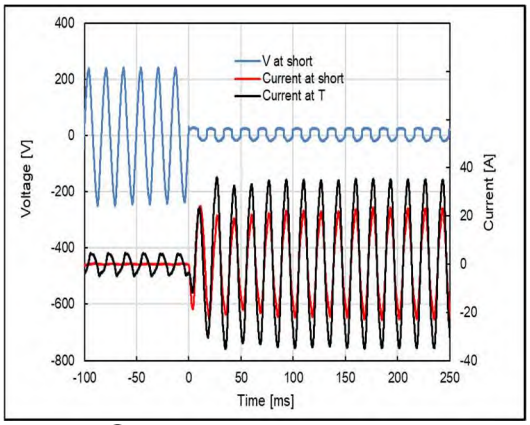
図②.2.2-24 Electric circuit examining V-I characteristics



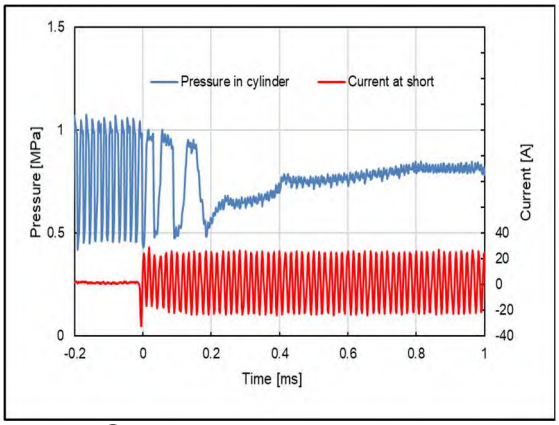
図②.2.2-25 V-I characteristic of Zener diodes

図②.2.2-26 にショート発生後の電流電圧波形を示す。グラフの横軸はショート発生からの時間を表しており、右の縦軸はショート部に作用する電圧を、左の縦軸は電流値をそれぞれ表している。ショート発生後、ツェナーダイオード回路により、電圧が約 20V となると一定電圧で電流が流れる状態が継続している。この時ブレーカは作動せずアーク放電を模擬した状態が継続した。ショート部に流れる電流は最大 24A であり、端子 T に流れる電流はショート発生前の 4A から最大 36A まで上昇した。(2)項より、放電が発生しているときのショート部に流れる最大電流は 26A であった。以上の結果を踏まえ、ツェナーダイオードを用いたアーク放電模擬回路をショート部に取り付けて実験を行った場合、ショート部に作用する電圧値および電流値が放電発生時の場合と同様の傾向となるため、本実験によって得られる結果はショート部にアーク放電が継続的に発生している場合を模擬できているといえる。

図②.2.2-27 にショート発生後の圧縮機の圧力変化を示す。横軸はショート発生からの時間を表している。図②.2.2-27 において、ショート発生と共にモーターの回転は停止したが、ブレーカは作動せずそのままモーターへの通電が続いた。ショート部でアーク放電により電流が流れ続けた場合、回転磁界が乱れることによりモーターの回転が停止し、電極通電時の場合と同様の圧縮機挙動を示した。また、ショート発生後の巻き線温度変化についても電極通電時の温度上昇傾向と同じであった。端子 T を流れる電流は最大 35A 程度であり、OLP を組み込んだ場合には、OLP が正常であれば OLP が作動する範囲となっていた。



図②.2.2-26 Current and Voltage with Zener diode



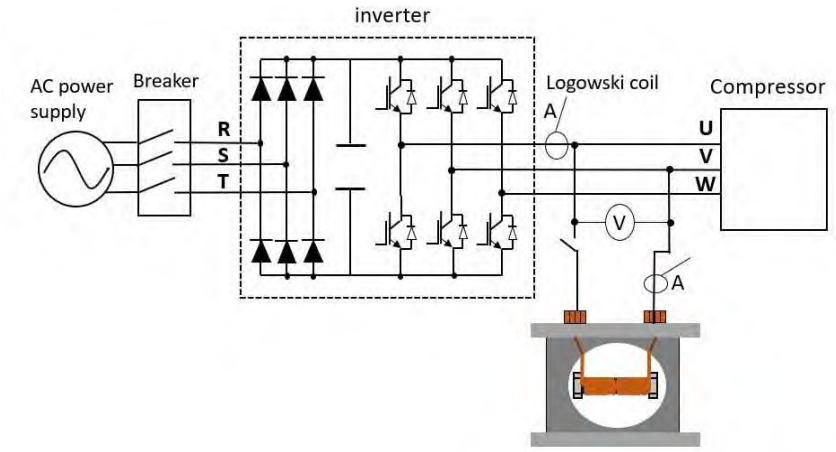
図②.2.2-27 Pressure fluctuation with Zener diode

②.2.5　インバータ機でのショート実験

②.2.3、 ②.2.4 節では一定速圧縮機でのショート実験および放電再現実験を行った。本節では、国内で主流となっているインバータ圧縮機において端子間でのショート実験を行い、ショート発生時の電流値、放電発生の有無、一定速機とのショート発生の違いについて調べた。

(1)　実験装置および実験手順

図②.2.2-28 にインバータ機での U-V 端子間におけるショート実験の電気回路図を示す。ナイフスイッチによって端子間でショートを発生させ、ショート部の電圧とショート部を流れる電流、圧縮機に流れる電流を測定した。ショート接触点はコイル電極で、放電シェル内は大気中にして実験を行った。ショート発生前後の電極部は高速度カメラで撮影した。また、U-V、V-W、U-W ショートの実験を 1 回ずつ行い、計 3 回の結果からインバータ機の端子間ショートの傾向について調査した。

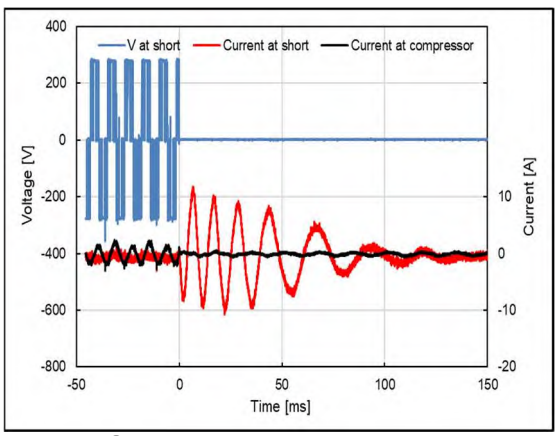


図②.2.2-28　Electric circuit for inverter experiment (U-V short)

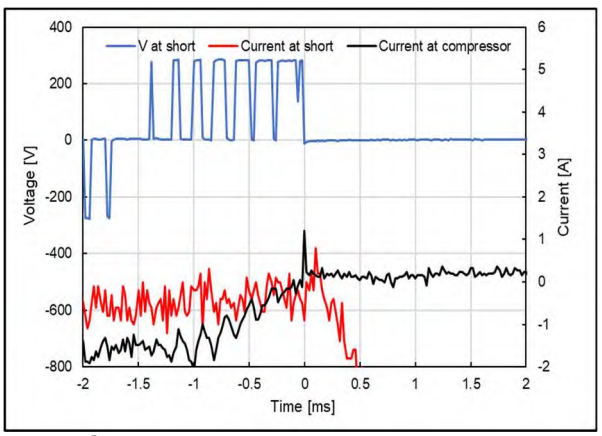
(2)　実験結果

端子間のショート実験を 3 回行った結果、3 回ともブレーカは作動しなかったが、ショート発生から 30-40ms 付近でインバータに内蔵されている保護装置が作動し圧縮機の運転が停止した。そのうち 2 回は電圧波形や高速度カメラから放電が発生していないことが確認された。一方で、1 回はエナメル線と鉄心の接触部で金属溶融によるスパークが発生した。

まず、放電が発生していない場合の結果について説明する。図②.2.2-29 に U−V 端子間でのショート発生時の電流、電圧波形を、図②.2.2-30 に-2ms から 2ms までを拡大した図をそれぞれ示す。ショート部に流れる電流は最大 12A となり、圧縮機に流れる電流はショート発生前の最大 2.8A からショート発生後は最大 0.7A となった。ショート発生後に 50ms 程ショート部に電流が正弦波状に流れるが、これはモーターの回転により起電力が発生しているからと考えられる。



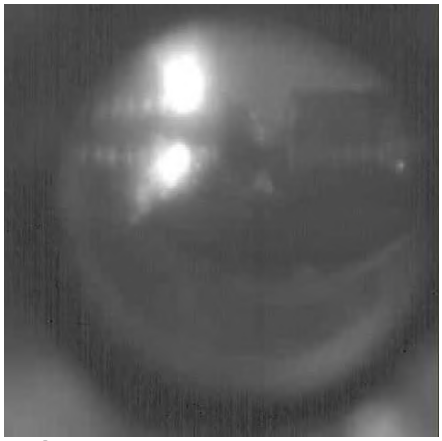
図②.2.2-29　Current and Voltage (U-V terminal)



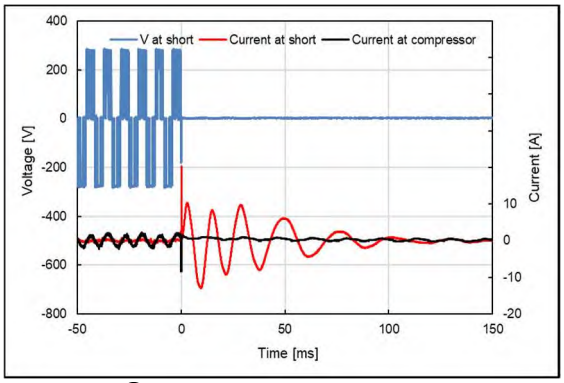
図②.2.2-30　Current and Voltage from-2ms to 2ms

次に、電極部のエナメル線と鉄心の接触部にスパークが発生した時の波形について説明する。図②.2.2-31 にスパークの様子を、図②.2.2-32 にショート発生時の電流、電圧波形をそれぞれ示す。ショート発生後、ショート部に流れる電流はスパーク発生時に最大 20A を示し、圧縮機に流れる電流は最大 2A から最大 8A となった。図②.2.2-33 に-1～1ms における瞬間電力の波形を示す。電流値は縦軸に合わせるように 10 倍にして表示している。グラフの色付き部分がスパークが発生した部分を示しており、スパークの発生時間が短いために、スパークによって発生するエネルギーの合計は 0.08J であり、この値は不均化反応が発生するトリガとしては極めて低い。

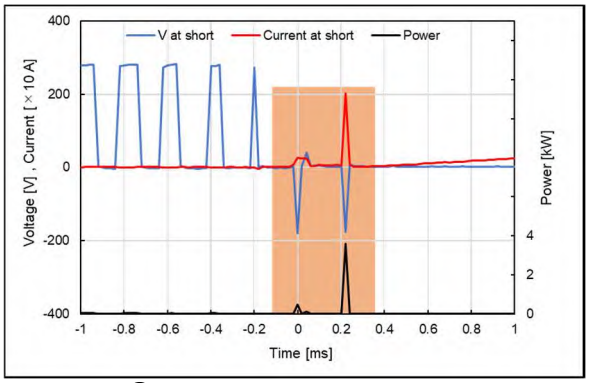
以上より、インバータ機での端子間でのショートでは、インバータ内蔵の保護装置が作動するため不均化反応の可能性は非常に低いといえる。



図②.2.2-31　State of the spark



図②.2.2-32　Current and Voltage (U-W terminal)



図②.2.2-33　Power waveform from -1ms to 1ms

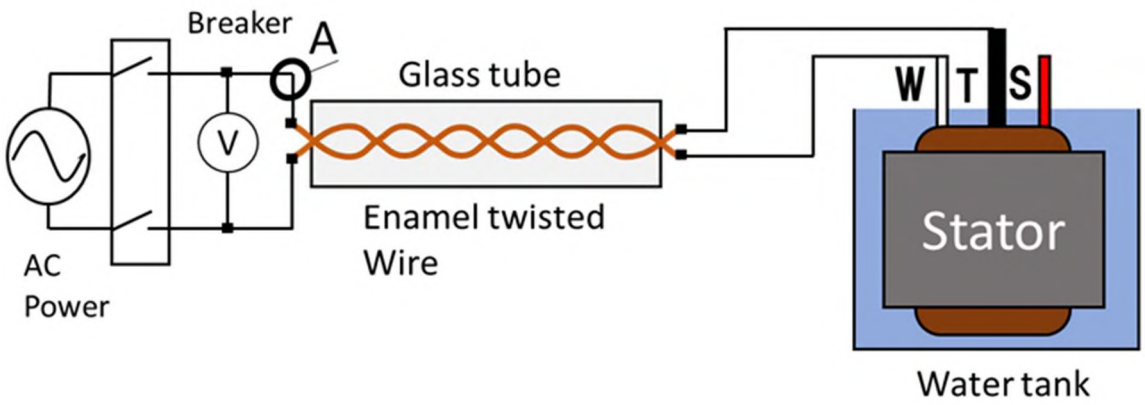
②.2.6　通電加熱によるレイヤーショート実験

レイヤーショートに至るシナリオとして、圧縮機に取り付けている安全装置が作動せず、そのままモーター巻き線に異常電流が流れ続け、モーター巻き線の温度上昇によりエナメルの絶縁が破壊されることが想定されている。そこで本節では、通電加熱によるエナメル線の被膜劣化実験を行い、エナメル溶融による絶縁破壊からレイヤーショートに至るプロセスについて調べ、ショート発生時のエネルギー算出や、通電加熱による温度上昇からレイヤーショートに至るまで発生したエネルギーのうち、不均化反応に寄与するエネルギーと寄与しないエネルギーの内訳についての検討を行った。

(1)　実験装置および実験手順

図②.2.2-34 に示すように単相 200V とモーターの間にツイストしたエナメル線を接続した通電実験を行った。本実験におけるモーターは抵抗としての役割を果たしており、水槽とスポットクーラーによってモーターを十分冷却することで、モーター部ではなくツイストしたエナメル線部で意図的にショートを発生させることができる。図②.2.2-34 に示すように配線した場合には、高い電位差でショートが発生することになり、本実験により、エナメル線にショートが発生した

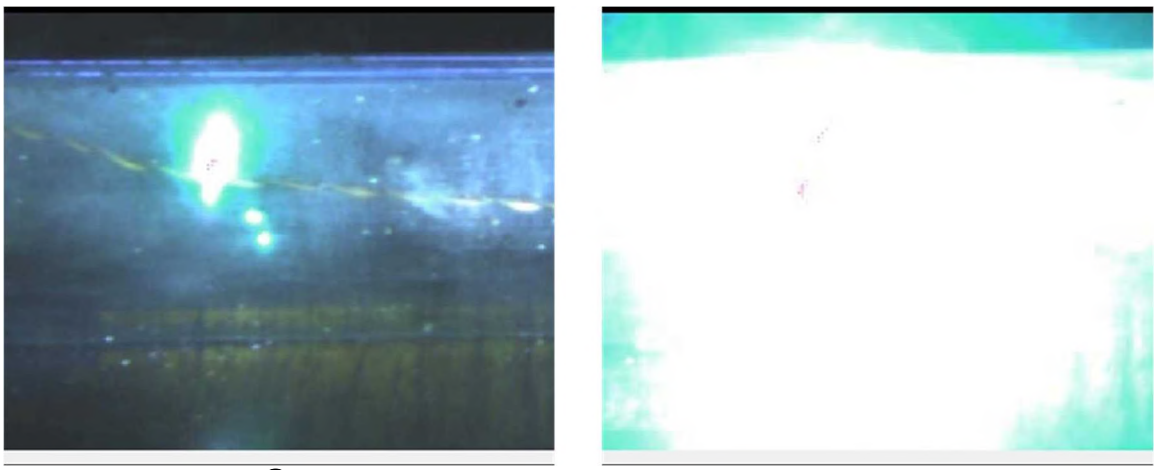
際の放電エネルギーの算出およびエネルギー配分について調べた。エナメル線はモーターの線径と等しい線径0.8mmのものを使用し、実験条件を揃えるために長さを30cmとした。使用したエナメル線はUEW(ポリウレタン銅線)であり、耐熱温度が130℃のものである。エナメル線温度は放射温度計で測定した。



図②.2.2-34　Enameled wire short reproduction experiment

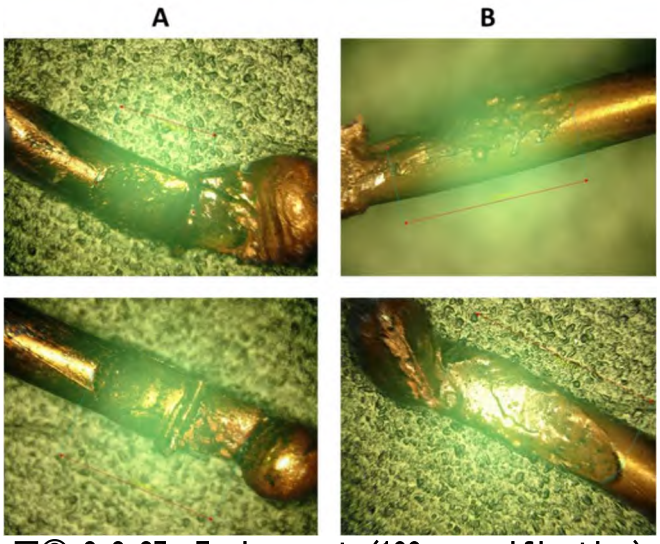
(2)　実験結果

エナメルツイスト部にショートが発生する際には、ショート部で放電が観察された。図②.2.2-35 にショート発生時の放電の様子を、図②.2.2-36 にショートにより溶断したエナメル線の写真を、図②.2.2-37に倍率100倍で撮影した溶断部の写真をそれぞれ示す。図②.2.2-36と図②.2.2-37のA、Bはそれぞれ対応している。



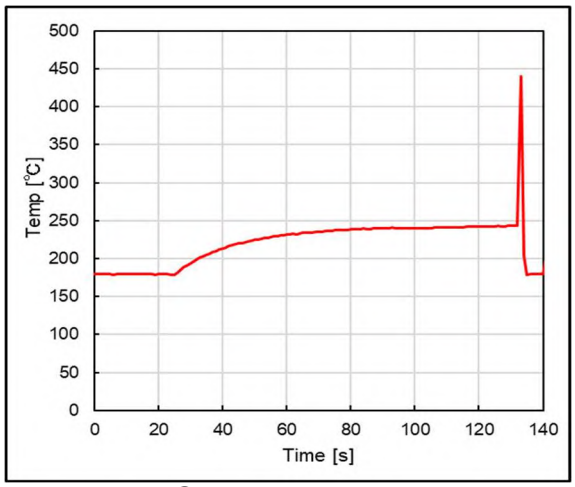
図②.2.2-35　State of discharge when short occurs

図②.2.2-36　Enameled wire after fusing

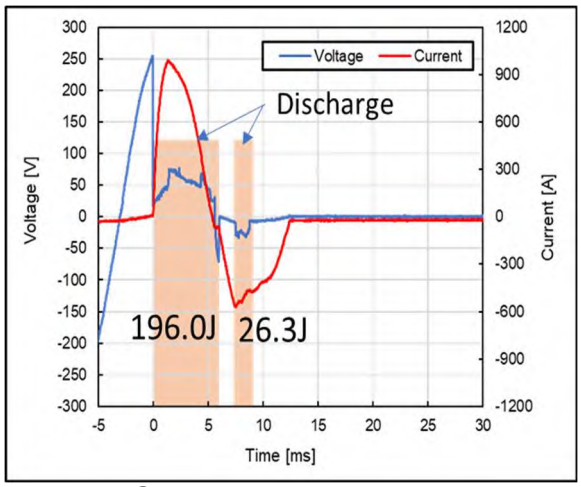


図②.2.2-37　Fusing part (100x magnification)

エナメル線の温度変化を図②.2.2-38 に、放電発生時の電流、電圧波形を図②.2.2-39 にそれぞれ示す。図②.2.2-38 において、ショート発生時から温度が 180℃で一定になっているのは、放射温度計の測定レンジが 180℃以上であるためである。図②.2.2-38 から通電開始から 130s でエナメル線温度が 240℃のときにショートが発生したことが分かる。この時、放電が発生し、エナメル線は溶断した。また、ブレーカは作動した。図②.2.2-39 からショート発生時の最大ショート電流は 995A であり、放電によって発生したエネルギーの総和は 222.3J であった。

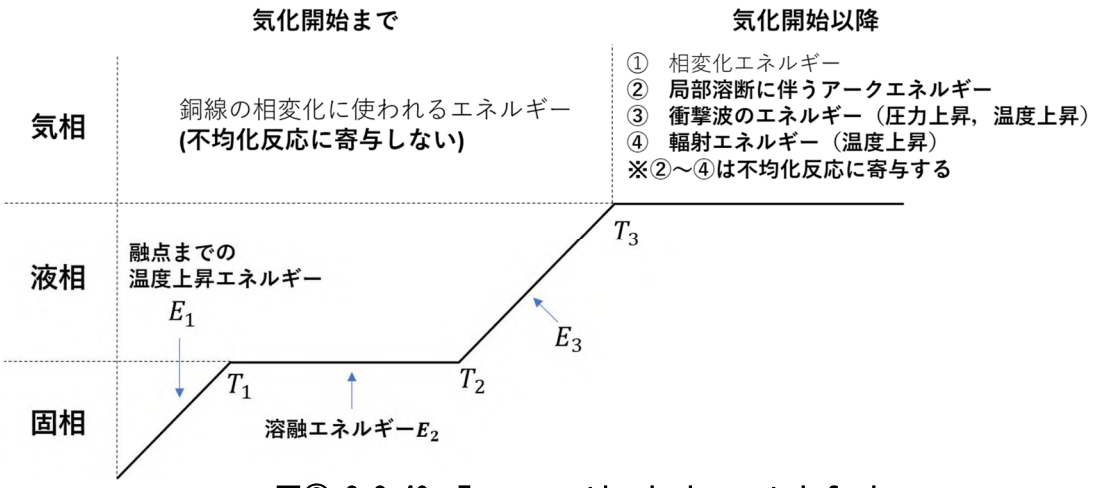


図②.2.2-38　Enamel wire temperature



図②.2.2-39　Short experiment by electric heating

冷媒の不均化反応に対するリスク評価を行う上で、レイヤーショートの際に発生するエネルギーのうち不均化反応に寄与するエネルギーと寄与しないエネルギーの内訳について分類することが求められる。図②.2.2-40 に金属線の溶断時のエネルギー配分について示す。



図②.2.2-40　Energy ratio during metal fusing

図②.2.2-40 において、金属が溶断する前、すなわち溶断部の気化が発生する前において、エネルギーは金属の固相から液相への相変化に使われるため、不均化反応には寄与しないエネルギーとなる。金属が融点に至るまでに温度上昇するときのエネルギーをE_1、融点に達した金属が固相から液相に状態変化するときの溶融エネルギーをE_2、そして液相となった金属が沸点に至るまでに温度上昇するときのエネルギーをE_3とした場合、各エネルギーは次式によって算出することができる。ただし、$S,l.d.C,\theta_1,\rho E\theta_3$は，それぞれ銅線の断面積、長さ、密度、比熱、ショート発生時の銅線温度と融点との温度差、融解熱、融点と沸点との温度差を表す.

$$E_1 = SldC\theta_1[\mathrm{J}] \qquad (②.2.2\text{-}2)$$

$$E_2 = Sld\omega[\mathrm{J}] \qquad (②.2.2\text{-}3)$$

$$E_3 = SldC\theta_3[\mathrm{J}] \qquad (②.2.2\text{-}4)$$

気化開始までに要する相変化エネルギーEは、以下の式のように各エネルギーの総和で算出することができる。

$$E = E_1 + E_2 + E_3 \qquad (②.2.2\text{-}5)$$

溶断した銅線長さを 2mm と仮定した場合、式(②.2.2-2)～(②.2.2-4)からE_1,E_2,E_3,を算出すると、それぞれ 3.6J、5.6J、2.0J となり、Eは 11.2J と求められる。ここで算出の際に用いた値を表②.2.2-6 に示す。

表②.2.2-6　Parameter used for energy calculation

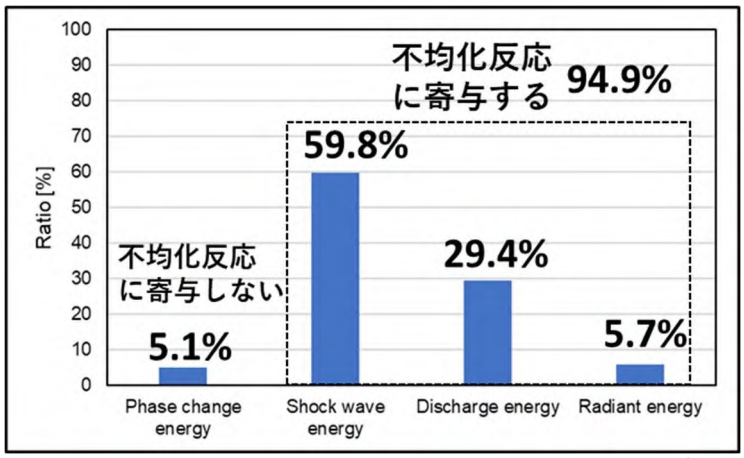
S [mm2]	L [mm]	d [g/mm^3]	C [J/g・℃]	θ_1 [℃]	Ω [J/g]	θ_3 [℃]
0.50	200	8.96×10^{-3}	0.42	970	210	1480

溶断部の気化開始以降のエネルギー配分は、溶断部の液相が気相となった場合の相変化エネルギー、局部溶断に伴うアークエネルギー、輻射エネルギー、そして衝撃波エネルギーに大別される。Buntzen は金属の相変化エネルギーを除いた総エネルギーに対して、衝撃波エネルギーが 63%、輻射エネルギーが 6%、アーク放電によるエネルギーが 31%というエネルギー配分を実験的に明らかにしている。そこで、本実験ではレイヤーショートによって得られた総エネルギー222.3J から相変化エネルギー11.2J を引いた値である 211.1J について、前述のエネルギー配分を適用することで各エネルギーを算出した。表②.2.2-7 に本実験の各エネルギーの比率をまとめたもの、図②.2.2-41 に表②.2.2-7 を棒グラフにしたものをそれぞれ示す。表②.2.2-7 から、不均

化反応に寄与するエネルギーのうち、アークエネルギーは総エネルギーに対して 29.4%の割合であり、65.4J であった。また、表②.2.2-7 から相変化エネルギーと輻射エネルギーが占める割合はそれぞれ 5.1%と 5.7%であるが、衝撃波エネルギーは全体の約 60%を占めている。ここで、金属線の爆発に供給するエネルギーが増加すると、総エネルギーに対する衝撃波エネルギーの割合が増加する傾向にあり、Buntzen は総エネルギーを 1.9kJ 与えているのに対し、本実験では総エネルギーが 222.3J であるため、Buntzen の実験に比べて、本実験では総エネルギーに対する衝撃波エネルギーが占める割合が小さくなることが予想される。したがって、本実験におけるエネルギー配分について正確に算出するためには、ショート発生時に生じる衝撃波の半径について時間的挙動を明らかにした上で衝撃波エネルギーを算出することが求められる。なお、通電エネルギーの内訳において、モーター部の温度上昇分は無視しているが、これは、ショート発生時に流れる電流はモーター部を流れていないからである。もしショート発生時にモーター部に電流が流れた場合には、抵抗が大きいために大きな電流は流れず、エナメル線の溶融や放電は発生しない。

表②.2.2-7 Ratio of each energy to the total energy

	Energy [J]	Ratio [%]
Total energy	222.3	100.0
Phase change energy	11.2	5.1
Shock wave energy	133.0	59.8
Arc energy	65.4	29.4
Radiant energy	12.7	5.7



図②.2.2-41 Ratio of each energy to the total energy (bar graph)

②.2.7 おわりに

冷媒圧縮機内で発生するレイヤーショートについて、ショート発生部位と通電エネルギーや OLP の作動の有無の関係について調査した。また、レイヤーショートの際に発生するアーク放電が継続した場合の圧縮機挙動や、通電加熱によるエナメル線の劣化により発生するレイヤーショート実験において冷媒の不均化反応に寄与するエネルギーについて検討した。その結果、本研究において以下のまとめを得た。

W-T ショート(主巻き線両端のショート)が発生するとブレーカや OLP が作動し、エナメル線は溶断する。ショート接触点には 700A-900A 程度の電流が流れ、最大で 400J、平均で 160J の通電エネルギーが発生する。W-T ショートで発生するエネルギーが高圧の HFO-1123 雰囲気で発生すると不均化反応が発生する可能性が極めて高いため、不均化反応の発生を防ぐために物理的に W-T ショートが発生しない構造にする必要がある。

W-S ショート（コンデンサ両端のショート）が発生すると小さな火花が発生し、ブレーカは作動せず、OLP（Over Load Protector）が作動する。ショートしたエナメル線は溶着することはあるが、溶断することはない。発生する通電エネルギーは 1J 程度であり、このエネルギーが不均化反応発生のトリガとなる確率は極めて低い。駆動回路に OLP がない場合、モーターが停止した状態で通常運転時より大きな電流が流れ続けるため、巻き線の温度上昇が発生し、被膜が溶融す

ることによる絶縁破壊からレイヤーショートが発生する危険性がある。

T-S ショート（副巻き線両端のショート）が発生すると、定格 15 A の OLP は作動せず、OLP がない場合の W-S ショートと同様の現象が発生する。低容量の OLP を接続すると、圧縮機を起動できないため、バイパス回路により起動時に低容量 OLP をバイパスすれば圧縮機を起動することができる。低容量の OLP を組み込むことにより、T-S ショート時にも OLP が作動するようになる。

ショート発生時に放電が発生するようなコイル電極を作成し、圧縮機内部でレイヤーショートが起きやすい場所に取り付けてショート実験を行った結果、放電 1 回あたりのエネルギーとしては不均化反応が発生する可能性は低いが、アーク放電が継続した場合には不均化反応が発生する可能性が高くなる。したがって、アーク放電が発生した場合、OLP などの異常電流を検知する保護装置等で瞬時に放電または異常運転を切断できるような対策を講じる必要がある。

冷媒雰囲気中でコイル電極により放電再現実験を行った結果、圧力に依らず放電発生頻度は変わらなかったが、圧力上昇に伴い放電時間は減少する傾向となった。また、電極に油が付着している場合は、電極が溶着しやすくなることで放電発生頻度が減少する傾向となった。

ツェナーダイオードを用いてショート部にアーク放電が発生した状態を模擬することができた。ショート部にアーク放電が継続して発生した場合の圧縮機の運転挙動および巻き線の温度上昇は、電極通電時の場合と同様の傾向となる。

インバータ機の端子間におけるショート実験を行った結果、ショート発生から 30ms-40ms 付近でインバータの保護装置が作動して圧縮機が停止した。また、スパークが発生した際もエネルギー値は 0.08J であり、不均化反応に至る可能性は低い。

エナメルが通電加熱により温度上昇し、被膜が劣化してショートが発生する際、ショート部に 200V ほどの電圧が印加している場合には、放電現象が観察され、その時の総エネルギーは 222.3J であった。ショート部の金属が気化する前までに発生する相変化エネルギーを算出し、エネルギーの内訳を求めたところ、不均化反応に寄与するエネルギーは 211.1J であり、不均化反応が発生する可能性は極めて高い。

②.3　計算化学的手法を用いた HFO 冷媒の自己分解反応及び抑制機構の理論的解明（広島大学）

②.3.1　はじめに

HFO-1123 （C_2HF_3） はオゾン破壊能・地球温暖化係数ともに低い有望な次世代冷媒候補であるが、単独で用いると不均化反応による分解爆発（自己分解反応）の危険性があり、これを抑制することが重要な課題である。

本章に示す、広島大学の研究では HFO-1123 冷媒の不均化反応を抑制する添加物の効果を、熱化学計算あるいは反応速度論計算によって検討した。また添加物として R290 （プロパン、 C_3H_8）などを用いた場合の燃焼性への影響を熱化学的に検討した。

②.3.2　計算手法

(1)　熱化学平衡計算

不均化反応を含む燃焼によって火炎が維持できるかどうか、あるいは燃焼の危険があるかどうか、は一般に、熱化学平衡状態の温度（断熱火炎温度）の計算によって評価することができる。本研究では NASA の Gordon と McBride によって開発された CEA プログラムを利用して断熱平衡状態の計算を行った。必要な熱力学データは Burcat と Ruscic によるものを利用した。

(2)　反応速度論計算

反応速度論計算には CHEMKIN-PRO を用いた。自着火現象では予混合密閉容器モデルによる断熱定容計算を用い、火炎伝播速度の計算には一次元自由伝播火炎モデルを用いた。ベース反応機構には旭硝子-東京大学共同研究の成果物を用い、ヨウ化物の反応機構と輸送係数データ、熱力学データを追加し、R13I1 （CF_3I） の熱分解速度定数には Cobos らの計算結果を用いた。R290 の効果を検討するために、HFO-1234yf （2,3,3,3-テトラフルオロプロペン; CH_2=$CFCF_3$） の反応機構の関係部分を加えた。

(3)　混合率

以下の混合冷媒に関する検討結果で、混合率を x で表記したものはモル分率、y で表記したものは質量分率である。

②.3.3　HFO の自己分解反応の熱化学計算

以降に示す熱化学平衡計算に関わる、主要な反応過程を、そのエンタルピー変化 （ΔHr,298）と常温・常圧を初期条件とした断熱火炎温度（Tad）とともに以下に示す。

C_2HF_3 (HFO-1123) = HF + $\frac{1}{2}$ CF_4 + $\frac{3}{2}$ C(gr)　ΔHr,298 = −252 kJ/mol　Tad = 2239 K　(②.3.3-1)

CH_2F_2 (R32) = 2 HF + C(gr)　ΔHr,298 = −93 kJ/mol　Tad = 1484 K　(②.3.3-2)

CF_3I (R13I1) = $\frac{1}{2}$ I_2 + $\frac{3}{4}$ CF_4 + $\frac{1}{4}$ C(gr)　ΔHr,298 = −80 kJ/mol　Tad = 1094 K　(②.3.3-3)

C_3H_8 (R290) = 2 CH_4 + C(gr)　ΔHr,298 = −45 kJ/mol　Tad = 622 K　(②.3.3-4)

CH_4 + CF_4 = 4 HF + 2 C(gr)　ΔHr,298 = −84 kJ/mol　(②.3.3-5)

C_3H_8 + 2 CF_4 = 8 HF + 5 C(gr)　ΔHr,298 = −212 kJ/mol　Tad = 975 K　(②.3.3-6)

C(gr) + CO_2 = 2 CO　ΔHr,298 = +172 kJ/mol　(②.3.3-7)

C(gr) + H_2O = CO + H_2　ΔHr,298 =+131 kJ/mol　(②.3.3-8)

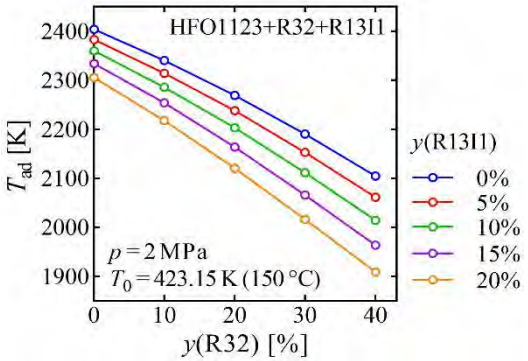
HFO-1123 の自己分解反応 （②.3.3-1） は大きな発熱反応であり断熱火炎温度も 2000 K 以上と高い。その他の化合物の自己分解反応は発熱反応であっても断熱火炎温度は 1500 K 以下で自己分解反応は実際には起こらないと考えられる。したがって R32 や R13I1 は HFO-1123 に添加したとき、熱的には希釈効果を与えるために自己分解反応を起こりにくくするものと考えられる。

以下に詳細を示すが、R290 は添加量によって異なる挙動をとることが予想される。R290 の自己分解反応 （②.3.3-4） はわずかに発熱反応であるが、生成するメタン （CH_4） は CF_4 の共存下では反応 （②.3.3-5） によってさらに酸化されるため、反応 （②.3.3-6） に示すように発熱量が増加する。このため HFO-1123 の自己分解反応によって生成する CF_4 が残る条件下では R290 は強い自己分解抑制効果を示さないが、CF_4 がなくなるまで R290 を添加すると大きな抑制効果を示すと考えられる。

反応 （②.3.3-7） はドライ改質反応、（②.3.3-8） は水蒸気改質反応と呼ばれる反応で、石炭の改質などでよく知られた反応である。この反応は自己分解反応 （②.3.3-1） で生成する炭素 C(gr) を消費する吸熱反応であるが、エントロピー的に有利であるために自発的に起こると考えられる。本研究では、これらによる自己分解反応の抑制効果も検討した。

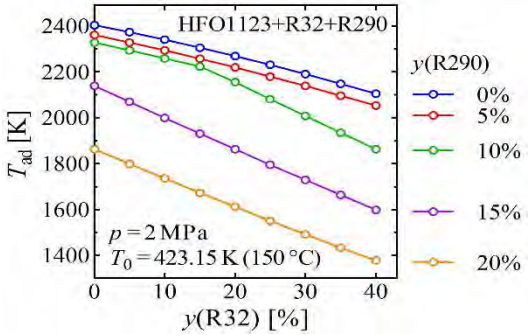
(1)　自己分解反応への R32 と R13I1 の添加効果

図②.3-1 に HFO-1123 の不均化反応 （②.3.3-1） の断熱平衡状態温度 （断熱火炎温度 Tad） に対する、R32 （CH_2F_2） と R13I1 の混合効果の検討結果を示す。以降に示す、不均化反応の断熱火炎温度の計算では、比較的過酷な運転条件を想定して、初期温度は 150 ℃ （423.15 K）、初期圧力は 20 bar （2 MPa） とした。分解反応 （②.3.3-2）、 （②.3.3-3） の発熱量が小さいため熱力学的な希釈効果によって断熱火炎温度は混合率に対応して低下することが分かった。



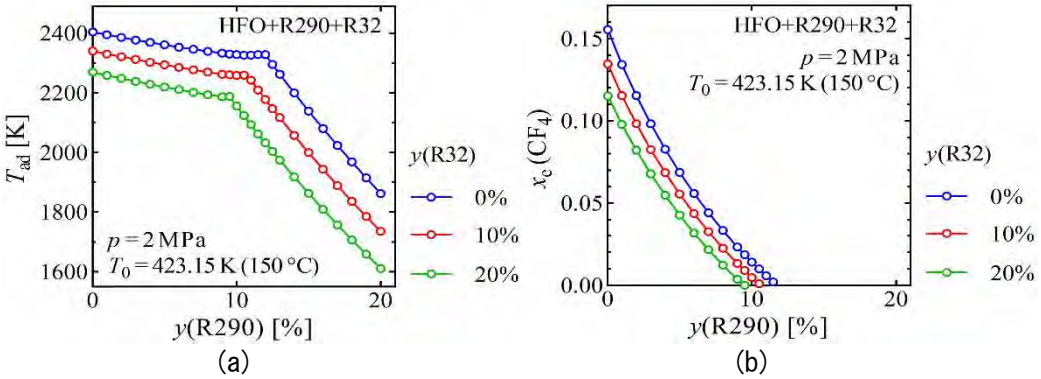
図②.3-1　Effect of the addition of R32 and R13I1 on the adiabatic equilibrium-state temperature (adiabatic flame temperature; Tad) for self-decomposition of HFO-1123.　The y(R32) and y(R13I1) are the mass fractions of R32 and R13I1.

(2)　自己分解反応への R290 の添加効果



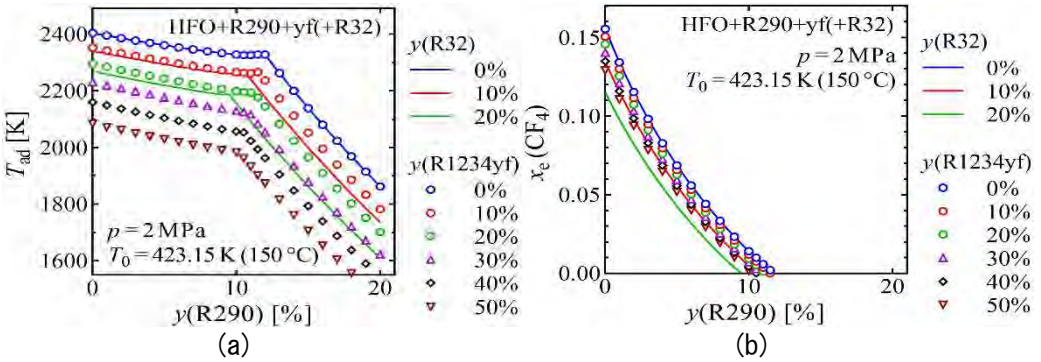
図②.3-2 Effect of the addition of R32 and R290 on Tad(adiabatic flame temperature) for self-decomposition of HFO-1123. The y(R290) is the mass fractions of R290.

図②.3-1 と同様な計算を R32 と R290 について行った結果を図②.3-2 に示す。R290 の質量分率 ［y(R290)］ 10% から急激な断熱火炎温度の低下が見られている。この要因を明確にするために、横軸を y(R290) として結果を整理したものを図②.3-3a に示す。断熱火炎温度の急激な低下は y(R290) が 10% 程度から起こっていることがわかる。断熱平衡状態の変化を解析すると図②.3-3b に示すように平衡状態において CF_4 が消失する混合率と一致しており、系内の原子数比 H/F が 1 となる混合率に相当することがわかる。すなわち R290 の混合率が増加して平衡状態の (②.3.3-4) による発熱量の増加がなくなる点で急激な断熱火炎温度の低下が始まると考えられる。この結果からは R290 単独でも 20% 程度で HFO-1123 の不均化反応を抑制できる可能性を示唆している。

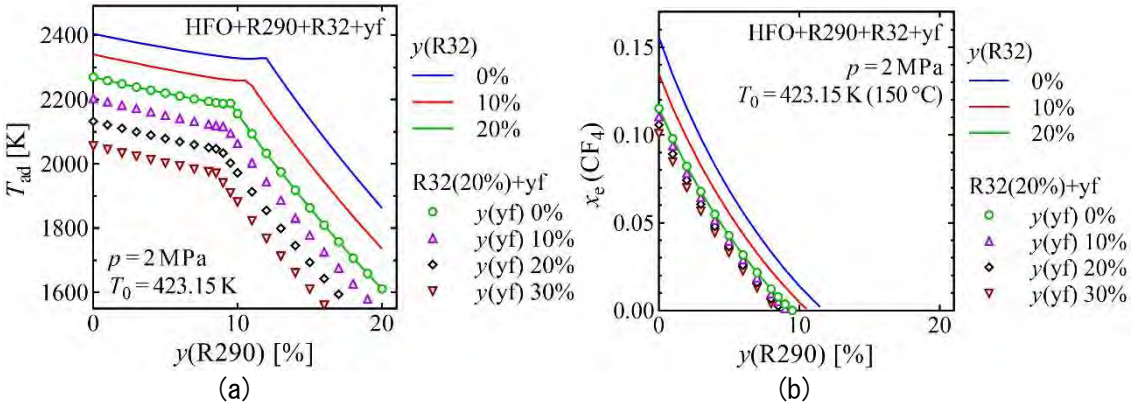


図②.3-3 Effect of the addition of R290 with R32 on the self-decomposition of HFO-1123. (a)Effect on adiabatic flame temperature Tad. (b)Effect on the equilibrium mole fraction of CF_4, xe(CF_4).

(3)　自己分解反応への R290 の添加効果の共存冷媒による変化

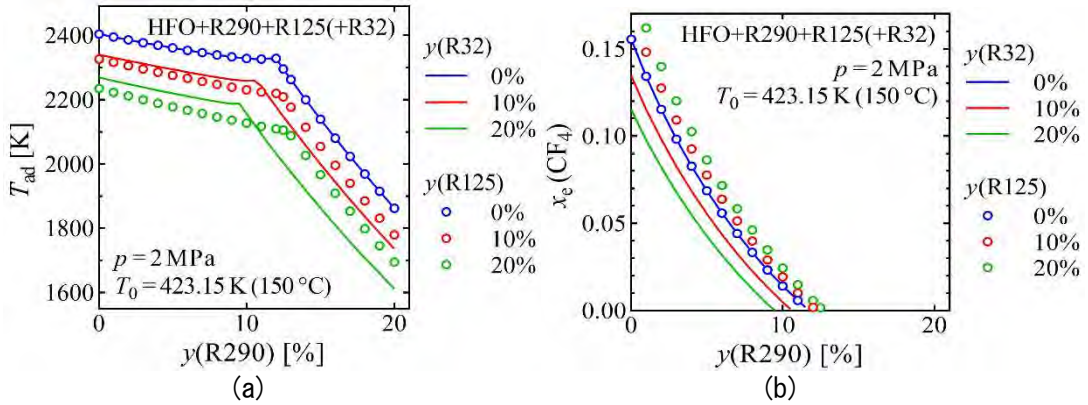


図②.3-4 Variation of R290 effect on HFO-1123 self-decomposition by addition of HFO-1234yf in place of R32. (a) Adiabatic flame temperature Tad. (b) Equilibrium mole fraction of CF_4, xe(CF_4).



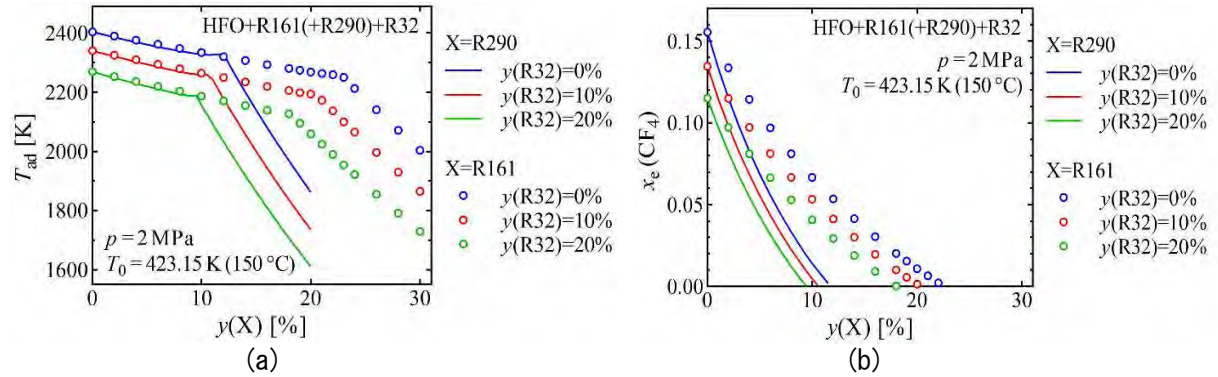
図②.3-5 Variation of R290 effect on HFO-1123 self-decomposition by addition of HFO-1234yf with R32. (a) Adiabatic flame temperature Tad. (b) Equilibrium mole fraction of CF_4, xe(CF_4).

R290 の大量添加は、冷媒の漏洩時の燃焼性を上昇するため、他の冷媒を共存させることで不均化反応の抑制できることが望ましい。このため R32 以外の冷媒の共存による不均化反応抑制の効果を検討した。R32 の代わりに HFO-1234yf を用いた場合の結果を図②.3-4 に、R32 とともに HFO-1234yf を用いた場合の結果を図②.3-5 に、R32 の代わりに R125 (C_2HF_5) を用いた結果を図②.3-6 に示す。いずれの結果も発熱量と熱容量から予想される範囲内であると考えられる。R290 の効果が急激に変化する混合率はほぼ正確に H/F = 1 となる混合率を一致している。

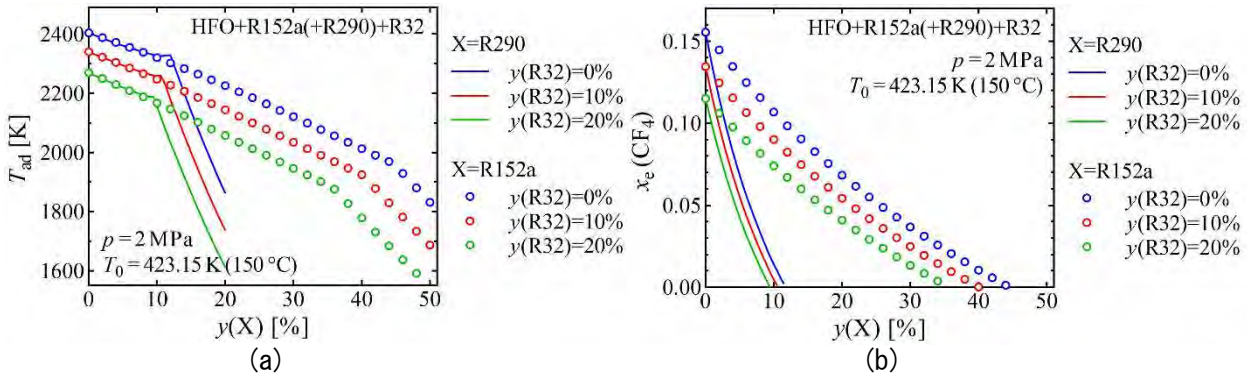


図②.3-6 Variation of R290 effect on HFO-1123 self-decomposition by addition of R125 in place of R32. (a) Adiabatic flame temperature Tad. (b) Equilibrium mole fraction of CF_4, xe(CF_4).

(4) 自己分解反応への水素原子を多く含む冷媒の添加効果



図②.3-7 Effect of the addition of R161 (in place of R290) with R32 on self-decomposition of HFO-1123. (a) Adiabatic flame temperature Tad. (b) Equilibrium mole fraction of CF_4, xe(CF_4).

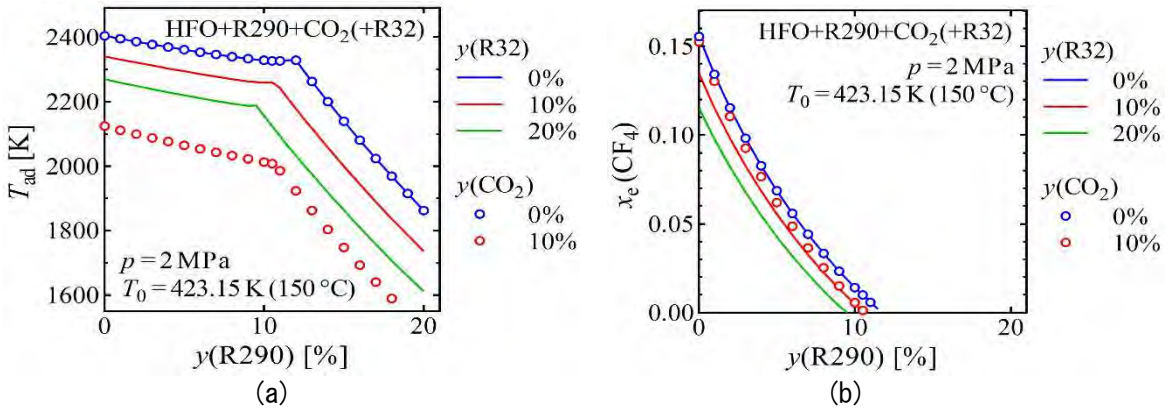


図②.3-8 Effect of the addition of R152a (in place of R290) with R32 on self-decomposition of HFO-1123. (a) Adiabatic flame temperature Tad. (b) Equilibrium mole fraction of CF_4, xe(CF_4).

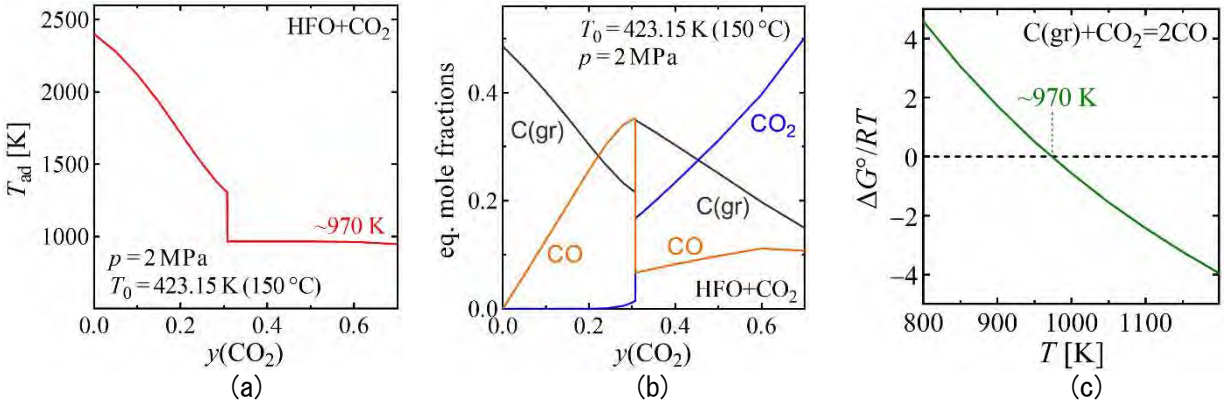
R290 の抑制効果は H/F 比を大きくすることに由来するので、水素原子を多く含む HFC でも同様の効果が期待される。その効果のより定量的な評価を行うために不均化反応の断熱平衡状態の計算を、R290 の代わりに HFC を添加した場合について行った。R290 の代わりに R161 (C_2H_5F) を添加した場合の結果を図②.3-7 に、R152a (CH_3CHF_2) を添加した場合の結果を図②.3-8 に示す。質量分率での希釈効果はいずれの HFO も R290 とほぼ同等であった。断熱火炎温度の急激な変化点はほぼ正確に H/F = 1 の点となっている。この混合率は、HFO の持つ水素原子とフッ素原子の比に対応して変化するため、R161 より R152a の方が大きくなった。

(5) 自己分解反応への二酸化炭素と水蒸気の添加効果

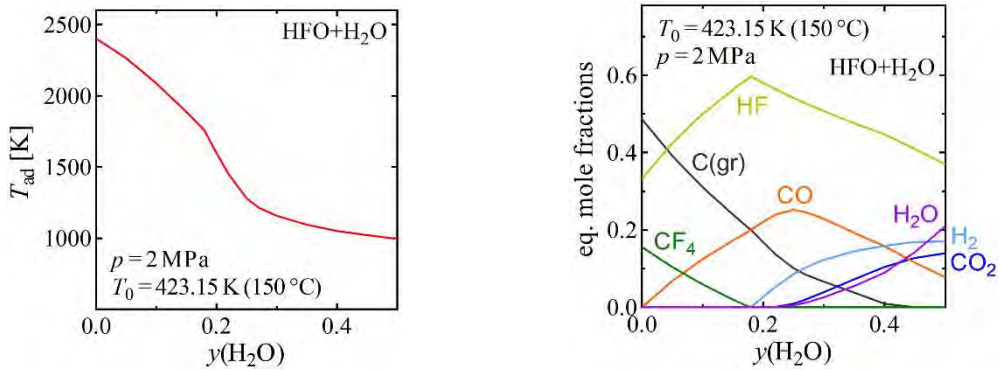
不均化反応 (②.3.3-1) によって HFO-1123 の炭素原子の 75% は固体炭素 C(gr) となることで発熱する。この発熱は系に CO_2 を添加することによって固体炭素を反応 (②.3.3-7) でドライ改質することによって抑制することが可能である。本研究ではその効果を熱化学平衡計算によって検討した。図②.3-9 に CO_2 を質量分率で 10% 添加した場合の計算結果を示す。単純な希釈効果だけではない効果を示すため、断熱火炎温度の低下効果は非常に大きいことがわかる。冷媒としての用途としては現実的ではないと思われるが、詳細に熱力学的効果を見るために R290 は添加せず、より大きな CO_2 質量分率まで計算した結果を図②.3-10 に示す。質量分率 0.3 (30%) 程度でドライ改質反応 (②.3.3-7) は平衡状態になり、この反応のギブズエネルギー変化が 0 となる温度付近で平衡状態となることがわかる。冷媒としての実用性はないと思われるが水蒸気添加の効果を同様に検討した結果も図②.3-11 に示す。



図②.3-9 Variation of R290 effect on HFO-1123 self-decomposition by addition of CO_2. (a) Adiabatic flame temperature Tad. (b) Equilibrium mole fraction of CF_4, xe(CF_4).



図②.3-10 Effect of the addition of CO_2 on self-decomposition of HFO-1123. (a) Adiabatic flame temperature Tad. (b) Equilibrium mole fractions. (c) Temperature variation of standard reaction Gibbs energy for C(gr) + CO_2 = 2 CO.

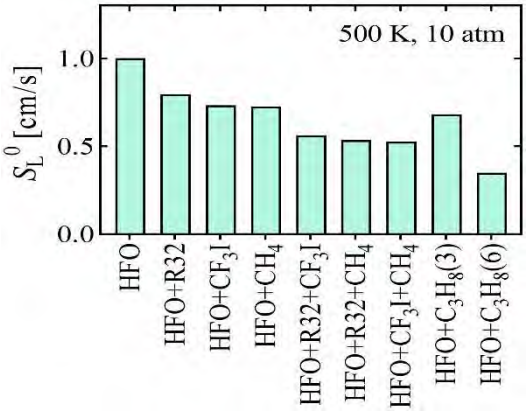


図②.3-11 Effect of the addition of H_2O on self-decomposition of HFO-1123. (a) Adiabatic flame temperature Tad. (b) Equilibrium mole fractions.

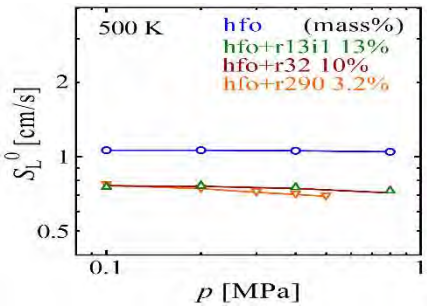
②.3.4 HFO の自己分解反応の反応速度論計算

HFO-1123 の不均化反応への R32、 CF_3I (R13I1)、 R290 の添加効果検討用に構築した反応機構を用いて、速度論的計算を行った結果をまとめる。不均化反応 (熱分解) の反応機構であるため、これを (空気中での) 燃焼性の評価に用いることは困難である。

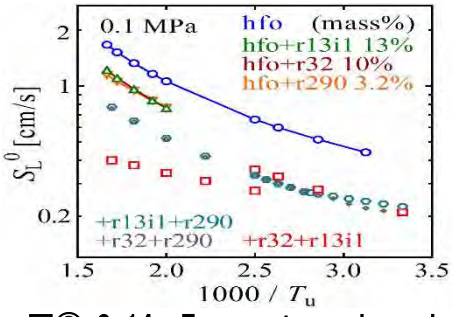
(1) 不均化反応の火炎伝播速度計算



図②.3-12 Effect of additives on the laminar flame propagation velocity (SL0) for self-decomposition of HFO-1123.



図②.3-13 Pressure dependence of the laminar flame propagation velocity (SL0) for self-decomposition of HFO-1123 with additives.

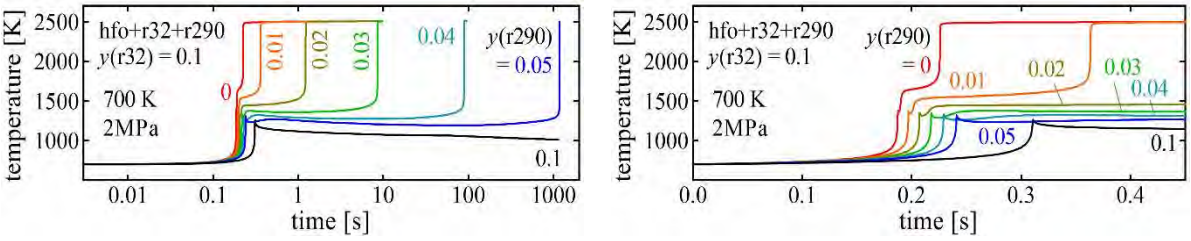


図②.3-14 Temperature dependence of the laminar flame propagation velocity (SL0) for self-decomposition of HFO-1123 with additives.

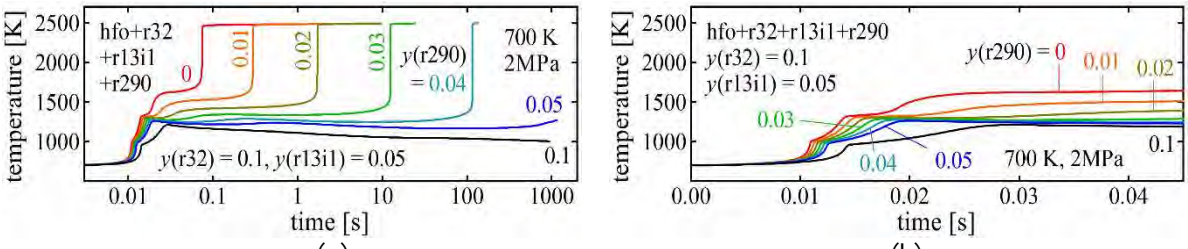
温度 500 K、圧力 10 atm における HFO-1123 およびこれに添加物を混合した冷媒の、不均化反応の火炎伝播速度を計算した結果を図②.3-12 に示す。添加物のモル分率は R32(10%)、CF_3I(R13I1, 5%)、 CH_4(10%)、 C_3H_8(R290, 5/10%) [質量分率に換算すると、R32(7%)、 CF_3I(11%)、CH_4(2%)、 C_3H_8(3/6%)] である。ここに示した添加量では、いずれの添加物も同程度の不均化伝播抑制作用を示すことがわかる。また不均化火炎伝播速度の圧力依存性を検討した結果を図②.3-13 に、温度依存性を検討した結果を図②.3-14 に示す。温度・圧力依存性は、空気中の燃料の燃焼の火炎伝播速度の温度・圧力依存性とほぼ同様であることがわかった。なお、図②.3-14 で R32 と R13I1 を添加した場合（赤四角）に不連続な結果が得られているが、左下部分の 5 点は上流境界条件が満たされていない異常解であるため、現実的な意味は持たないと考えられる。

(2) 不均化反応自着火計算

本研究では、不均化反応の開始に関わると思われる自着火現象の計算も行った。図②.3-15 に HFO-1123 に R32 と R290 を添加した場合の自着火の様子を、図②.3-16 にはさらに R13I1 を添加した場合について示した。いずれも左(a)に時間(横軸)を対数スケール、右(b)に線形スケールで示している。図②.3-15 と図②.3-16 の比較から、R13I1 （CF_3I） の添加は一段目の温度上昇を早期化する効果を示すことがわかる。これは R13I1 がこの温度で分解を始めるためであると考えられる。



図②.3-15 Autoignition behavior of self-decomposition of HFO-1123 with R32 and R290. (a) With logarithmic time scale (abscissa). (b) With linear time scale.



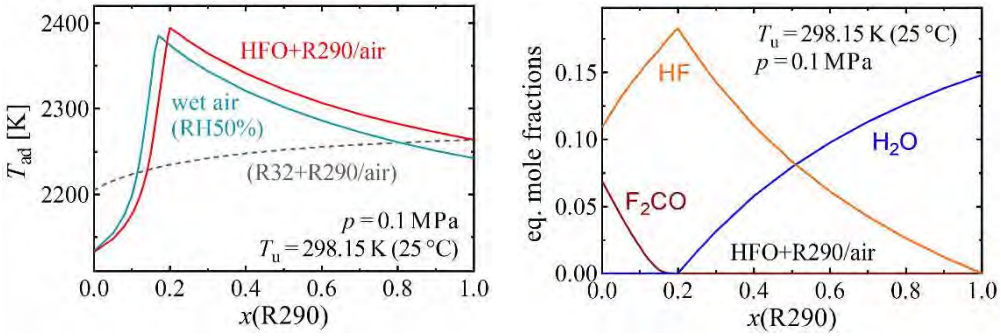
図②.3-16 Autoignition behavior of self-decomposition of HFO-1123 with R32, R13I1 and R290. (a) With logarithmic time scale (abscissa). (b) With linear time scale.

②.3.5　HFO 混合冷媒の空気中燃焼反応の熱化学計算

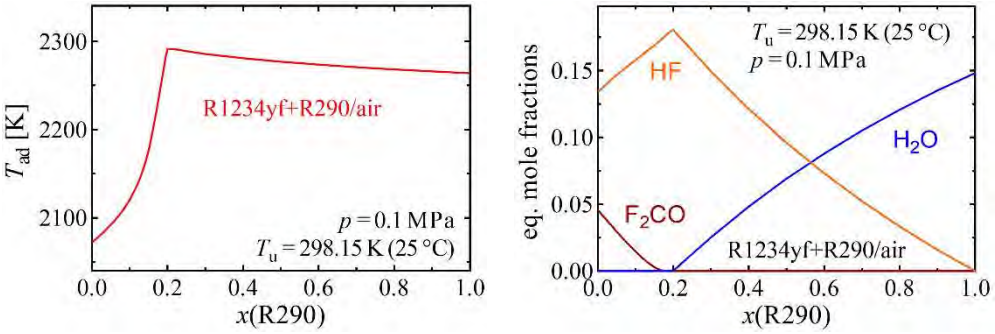
HFO-1123 に R290 を混合することで不均化反応は抑制できるが、燃焼性が増加することが問題となる。ここでは燃焼性の変化を断熱火炎温度から熱力学的に検討した。計算の初期状態は常温・常圧（298.15 K、 0.1 MPa）とした。

HFO-1123 に R290 を添加した冷媒と空気の量論混合気の断熱火炎温度の計算結果を図②.3-17a に示す。添加率の小さな領域では R290 の添加により断熱火炎温度の上昇がみられるが、モル分率で 20% に達すると上昇は停止し、減少に転ずる。このモル分率は H/F = 1 に相当する。水素原子数がフッ素原子数よりも少ない領域では、R290 によって水素を加えても発熱量が大きく熱容量の小さい HF が生成するが、H/F = 1 を超えた時点で発熱量が相対的に小さく熱容量が大きい H_2O が生成するようになるためである。図②.3-17b にこの様子を示す。この挙動は空気中の水蒸気由来の H にも影響されるため、加湿空気（相対湿度 RH 50%）を使った場合の断熱火炎温度の計算結果も図②.3-17a に示してある。やはり、系全体の H/F = 1 の点で断熱火炎温度は最高となる。

本研究で対象とした冷媒ではないが、HFO-1234yf（CH_2=$CFCF_3$）も H/F が 1 より小さく、燃焼性に関しては同様な現象が予想されるため、参考のために計算を行った。図②.3-18 に断熱火炎温度と燃焼平衡組成の計算結果を示す。図②.3-17 の HFO-1123 と同様に H/F = 1 となる R290 のモル分率 20 % で断熱火炎温度の変化の様子が変わることがわかる。



図②.3-17　Effect of addition R290 on the adiabatic flame temperature (Tad) for the combustion of HFO-1123 in air.



図②.3-18　Effect of addition R290 on the adiabatic flame temperature (Tad) for the combustion of HFO-1234yf in air.

②.3.6　まとめ

本研究では、HFO-1123 冷媒の不均化反応を抑制する R32、 R13I1、 R290 の添加効果を熱化学計算および反応速度論計算によって検討した。R290 は質量分率 10%（H/F = 1）以上で大きな抑制効果を示すことがわかった。R290 については他の冷媒（R32、 HFO-1234yf）の共存効果についても検討した。また R290 の代わりに R161 あるいは R152a を用いた場合の効果、CO_2 や H_2O の添加効果についても検討を行った。最後に R290 の添加の燃焼性への影響を熱化学計算によって検討した。R290 の効果は H/F = 1 で大きく傾向が変化することがわかった。

③　空調機の新制帽評価法の開発（東京大学）

空調負荷に応じて圧縮機回転数を連続的に変化させて、省エネルギー運転を実現する技術はわが国が世界に誇れるものである。圧縮機回転数のインバータ制御技術を活用した空調機の省エネルギー性を正しく評価する方法を確立し、世界に普及させることは、我が国の産業の発展に欠かせないものである。JIS C 9612：2013 ルームエアコンディショナでは、圧縮機回転数を固定して冷房運転時に 2 点、暖房運転時に 3 点の性能を計測し、通年エネルギー消費効率 APF を計算する方法を定めている。しかし、この方法は以下のような問題点を有している。圧縮機回転数が可変であることが特徴であるにもかかわらず、回転数を固定して試験している。冷暖房負荷が小さくなると、圧縮機の連続運転はできなくなり断続運転が始まる。そのときの性能低下を正確に評価できない。

環境保護局（EPA）は、フォルクスワーゲン社がディーゼル車の型式認定時の台上試験で排出ガスを低減させる装置を働かせる一方、実際の走行では働かないようにする不正ソフトを組み込んでいたと 2015 年 9 月に発表をした。この事件を契機に、エアコンの性能試験を行うときに、圧縮機の回転を固定することは、実際の居室で運転している状況とは異なる状態にすることになると指摘された。性能試験を行うにはエアコンメーカから技術情報を得る必要があることも問題視されるようになった。エアコンを実際に使用される状態にして性能試験を行うことの重要性が高まっている。

海外では圧縮機回転数を固定しない試験法の提案がされるようになってきた。パデュー大学では負荷基準試験法の研究がされており、エアコンの持つ制御を切ることなく建物の負荷特性との相関を考慮した試験法について多くの研究成果が発表されている。BAM では、圧縮機回転数を固定することなく、エアコンの制御を生かしたまま、動的な負荷試験をすることを提案している。エアコンの性能試験を行うときの負荷や温度条件を段階的に変化させて、エアコンの制御の良し悪しを積極的に評価することを提案している。早稲田大学でも実際の運転環境でヒートポンプの性能を評価することを目指して、任意の環境をシミュレートできるエミュレータと、空気エンタルピー法に基づいてヒートポンプの性能を評価する装置からなるハイブリッド試験設備を開発している。

以上のような背景に基づいて、圧縮機を制御アルゴリズムに従って自由に運転し、外気温度や冷暖房負荷が変化したときの運転性能を試験し、通年のエネルギー効率を算出する方法（以後、「負荷試験法」と呼ぶ。）を開発することを目的としている。

東京大学は所有する小型ルームエアコン用環境試験室を利用して、負荷試験法の検討を始めた。また、日本空調冷凍研究所は所有するルームエアコン試験設備を用いて、負荷試験法の問題点について検討を行った。

③.1　日本空調冷凍研究所の成果

JIS 規格に基づくエアコンの能力測定は、圧縮機周波数を固定した状態で行われるため、製造者から固定方法の情報が必要となることから、ユーザー側の視点に立って、エアコンの設置状態に近く、かつ、ユーザーによる操作のみで行える試験（ここでは「負荷試験」と呼ぶ）を推奨、検討する動向が国内外で見られるようになった。

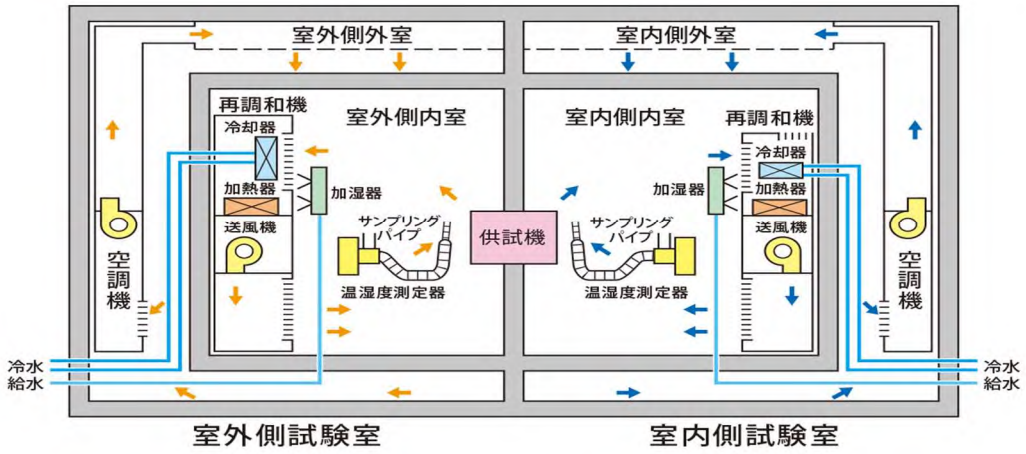
本報告では、現在、国内で複数保有されている試験設備で負荷試験を行う場合の技術課題の抽出とルームエアコンを使用して検証した試験結果を考察する。

③.1.1　試験設備の概要

試験設備は日本空調冷凍研究所（以後、「日空研」という。）に設置されている以下の仕様の設備を使用した。

＜試験設備１＞

・平衡式室形熱量計（JIS B 8615-1 に基づく試験装置）
・能力測定可能範囲　【冷房能力】0.9～7.1 kW　　・体積　【室内側内室】 44.1 m^3
　　【暖房能力】0.9～8.0 kW　　【室外側内室】 44.1 m^3
・設備側冷却方式　ブラインチラー



図③.1.1-1 Balanced ambient room-type calorimeter No.1 (elevation)

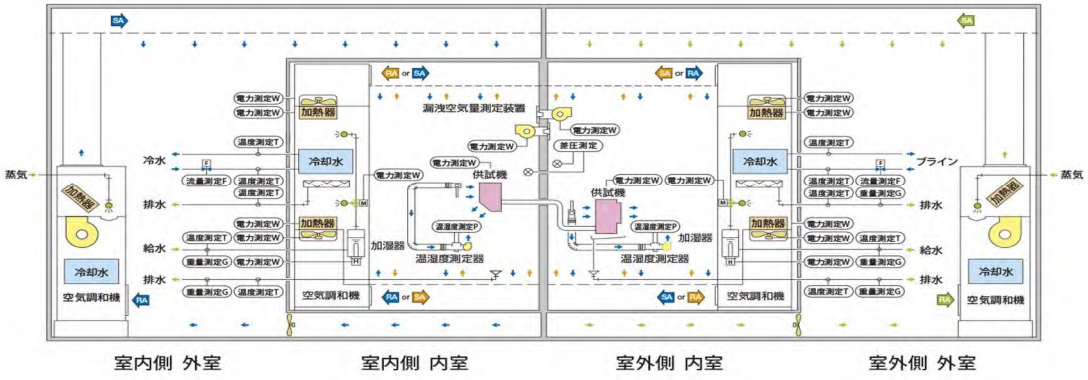
＜試験設備２＞

・平衡式室形熱量計（JIS B 8615-1 に基づく試験装置）

・能力測定可能範囲 【冷房能力】0.2～16.0 kW ・体積 【室内側内室】 92.9 m^3

【暖房能力】0.2～20.0 kW 【室外側内室】 92.9 m^3

・設備側冷却方式 ブラインチラー



図③.1.1-2 Balanced ambient room-type calorimeter No.2 (elevation)

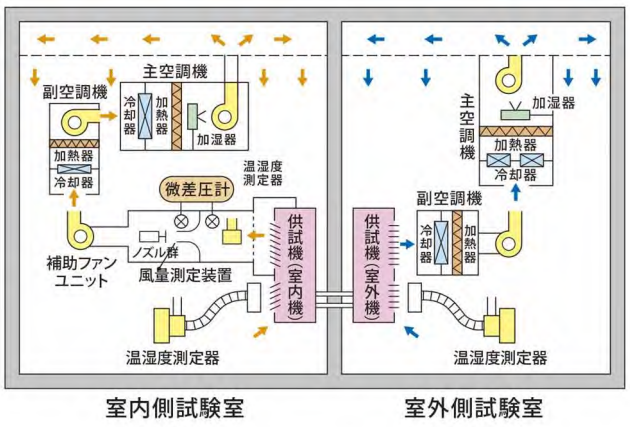
＜試験設備３＞

・空気エンタルピー測定装置（JIS B 8615-1 に基づく試験装置）

・能力測定可能範囲 【冷房能力】 0.0～10.0 kW ・体積 【室内側】 139 m^3

【暖房能力】 0.0～13.0 kW 【室外側】 75 m^3

・設備側冷却方式 直膨式冷凍機



図③.1.1-3 Tunnel air enthalpy test method arrangement (elevation)

JIS 規格の能力測定に基づく図③.1.1-1、図③.1.1-2 及び図③.1.1-3 の設備は日本冷凍空調工業会（日冷工）より 2022 年度の原機認定を受けており試験精度が認められている。

③.1.2　負荷試験の目的

2019 年に欧州では負荷試験の方法として、圧縮機周波数を固定しない試験方法 DTM（Dynamic Test Method）をドイツの BAM（ドイツ連邦材料試験所）が提唱、BAM が主催したラウンドロビンテストに日冷工からの依頼試験で参画し、日空研において実機検証の実績がある。その際、供試機の室温制御や試験設備の大きさ（熱容量）が測定結果に大きく影響し、再現性、繰り返し性にも課題があることが分かっている。

本報告では、負荷試験の欠点を理解しつつ、供試機側の影響やその他、負荷試験に影響する要因と試験の技術的な課題抽出を行うことを目的としている。

③.1.3　試験方法

平衡式室形熱量計＜試験設備１＞及び＜試験設備２＞では、供試機の表示能力に対し、加熱ヒーター量、加湿ヒーター量と冷却水温度、冷却水量を調節することにより、試験設備の室内側へ負荷として顕熱及び潜熱を投入する。

表③.1.3-1 及び表③.1.3-2 に負荷の設定条件、供試機の設定及び設備側の設定条件を示す。

表③.1.3-1 Cooling test conditions（α: temperature adjustment with remote controller)

冷房設定負荷	供試機設定		室外温度(℃)	
(対表示能力)	設定温度(℃)	設定風速	乾球温度	湿球温度
100%	27±α	自動／強	35.0	(24.0)
50%	27±α	自動／強	29.0	(19.0)
25%	27±α	自動／強	26.0	(16.0)

表③.1.3-2 Heating test conditions（α: temperature adjustment with remote controller)

暖房設定負荷	供試機設定		室外温度(℃)	
(対表示能力)	設定温度(℃)	設定風速	乾球温度	湿球温度
100%	20±α	自動／強	7.0	6.0
50%	20±α	自動／強	12.0	10.4
25%	20±α	自動／強	14.5	13.2

③.1.4　負荷試験による測定と課題抽出

(1) 異なる平衡式室形熱量計による負荷試験

表③.1.4-1 に本項で使用した＜供試機１＞の主要な仕様値を示す。

表③.1.4-1 Specifications <EUT No. 1>

定格冷房能力(kW)	2.8	定格暖房標準能力(kW)	3.6
定格冷房消費電力(W)	800	定格暖房標準消費電力(W)	910
EER	v(3.50)	COP	v　(3.96)

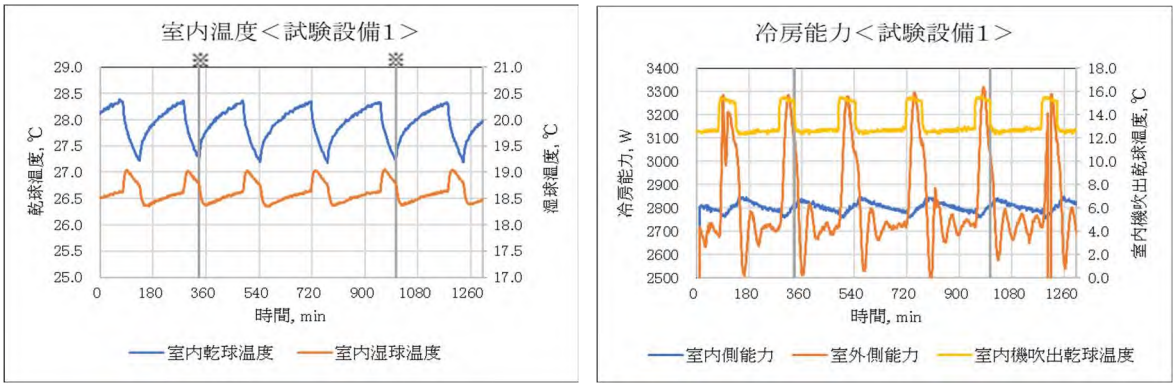
はじめに、試験設備の違いが結果にどう現れるかを検証した。表③.1.3-1 及び表③.1.3-2 の条件設定において＜試験設備１＞図③.1.1-1 及び ＜試験設備２＞ 図③.1.1-2 の試験設備による試験結果を比較した。両者の設備は投入する負荷を自動で目標値に合わせることができないためマニュアル（手動）で調整した。また、供試機の室温制御により温度変動が発生すると投入負荷を狙い通りに合わせるのは非常に難しいことが分かっており、ここでは、なるべく投入負荷の差を小さく調整し結果を比較した。

表③.1.4-2 Comparison between calorimeters, load factor 100% in cooling, <EUT No.1>

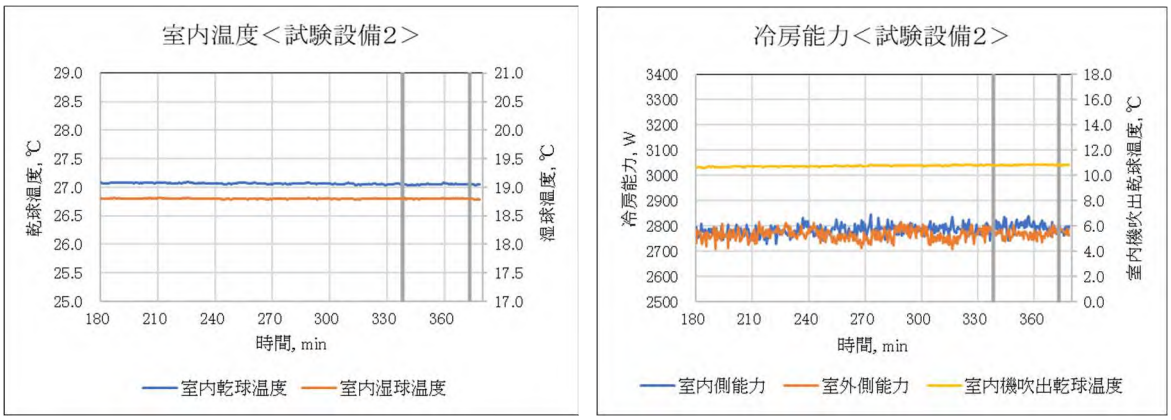
	冷房運転(設定温度 27／風速 自動)	
試験設備	＜試験設備１＞	＜試験設備２＞
負荷(W)	2,804	2,799
消費電力(W)	884	863
EER	3.17	3.24
室内乾球(℃)	27.92	27.05
室内湿球(℃)	18.61	18.80
室外乾球(℃)	35.00	35.01
室外湿球(℃)	23.96	24.00
運転状態	非定常サイクル	定常

表③.1.4-2 は冷房運転における＜試験設備１＞及び＜試験設備２＞による結果、図③.1.4-1 及び図③.1.4-2 に室内温度及び冷房能力のグラフを示す。＜試験設備１＞と＜試験設備２＞において投入負荷の差異は殆ど無いが、供試機の運転リモコンの設定温度は同一でも、＜試験設備１＞では室内温度が変動し、供試機によって制御された平均室内温度は＜試験設備２＞と比較すると高い温度となった。また、湿球温度にも差異が見られた。

室温制御特性は供試機毎に異なり試験設備内の供試機周囲の気流なども影響する可能性がある。また、湿球温度は供試機の熱交換器蒸発温度によって決まるため供試機の圧縮機周波数の変動により湿球温度の変動が誘発される可能性もある。



図③.1.4-1 Cooling operation, load factor 100%, indoor air temperature and capacity, Calorimeter No.1 (※Average calculated during the period | | in figures and all figures of this type from the next are with same calculation)



図③.1.4-2 Cooling operation, load factor 100%, indoor air temperature and capacity, calorimeter No.2

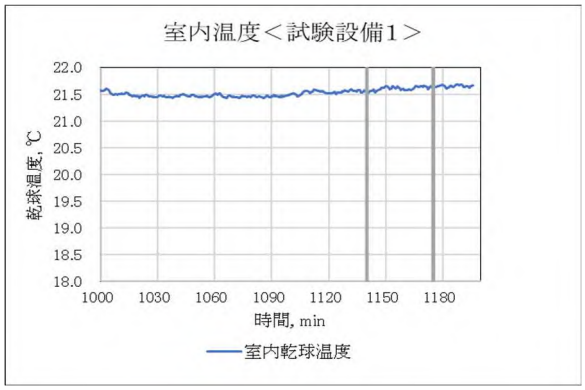
表③.1.4-3 は暖房運転における＜試験設備１＞及び＜試験設備２＞による結果を示す。冷房運転と同様に投入負荷が極力同じになるよう調節した。暖房運転では定常状態のデータが取得でき、異なる試験設備における再現性を示す結果となった。どちらも設定温度に対して室内温度は高めに制御されており、室内温度の差異は 0.12deg、消費電力では 26W（2.43%）となったが、マニュアル調節のため試験結果に対する繰返し性の課題があり、この程度の差が試験結果において限界と推測される。

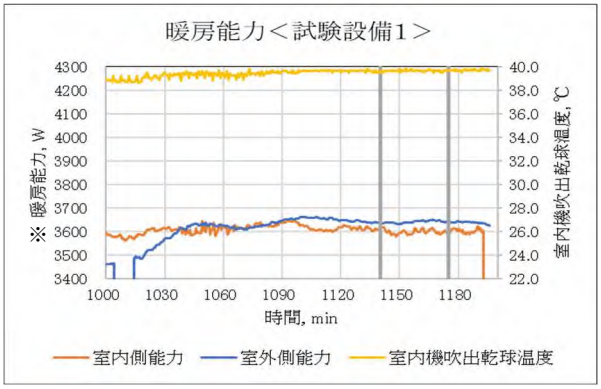
表③.1.4-3 Comparison between calorimeters, load factor 100% in heating, <EUT No.1>

	暖房運転(設定温度 20／風速 強風)	
試験設備	＜試験設備1＞	＜試験設備2＞
負荷(W)	3,600	3,600
消費電力(W)	1,070	1,044
COP	3.37	3.45
室内乾球(℃)	21.61	21.49
室内湿球(℃)	15.86	14.09
室外乾球(℃)	6.98	7.00
室外湿球(℃)	6.01	6.00
運転状態	定常	定常

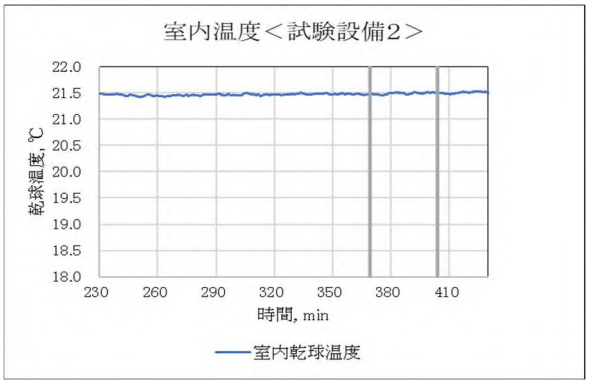
図③.1.4-3 及び図③.1.4-4 に室内温度及び暖房能力のグラフを示す。室温制御は概ね安定しており、＜試験設備１＞と＜試験設備２＞において投入負荷の差異が無い状態を異なる試験設備で再現できた。

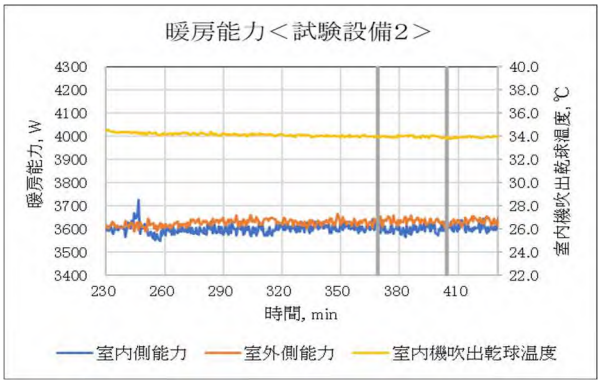
平衡式室形熱量計では、供試機の室温制御特性が結果に大きく影響する。特に室温変動が起こった場合、試験設備の室内側内室の熱容量は非定常サイクル時間に差異が発生する要因の一つである。暖房運転では室温制御に安定状態が見られたが、再現性や繰返し性の観点では試験数が少ないのではっきりした言及はできない。





表③.1.4-4 Heating operation, load factor 100%, indoor air temperature and capacity, calorimeter No.1





表③.1.4-5 Heating operation, load factor 100%, indoor air temperature and capacity, calorimeter No.2

(2) 同一試験設備を使用した負荷試験による運転特性比較

エアコンの負荷試験において、負荷の消費側の条件、すなわち供試機の運転方法は消費者が行う操作から選択されるべきである。試験結果に影響する可能性があるパラメータを選んで負荷試験による差異を検証した。ここでは同一試験設備により運転リモコンで選択できる設定風速（強風／自動）をパラメータとして相対比較を行った。

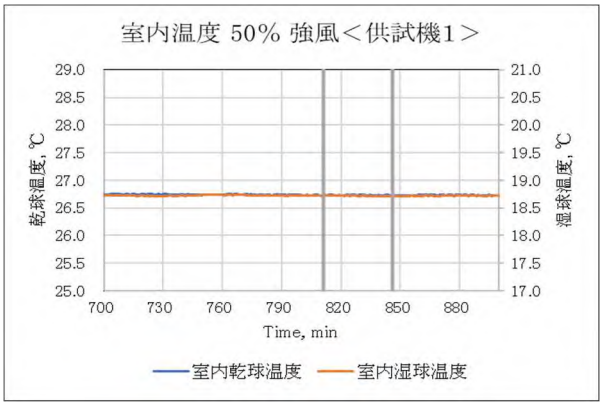
1) 同一供試機＜供試機１＞による設定風速比較

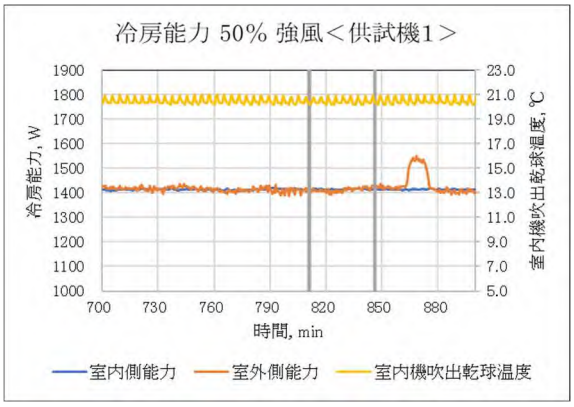
投入負荷を 50%に減らし設定風速による影響を冷房運転で検証した。表③.1.4-4 に＜供試機１＞を用いて定格冷房能力の 50%負荷を狙い、設定風速を変え冷房運転による負荷試験で差異を検証した結果を示す。運転状態は図③.1.4-5 及び図③.1.4-6 のグラフに示す通り定常運転が得られた。

＜供試機１＞における設定風速の違いは室内温度、消費電力に現れており EER への影響が大きいため、機器の検証数を増し、機器側の設定方法の検討も必要性が高い。

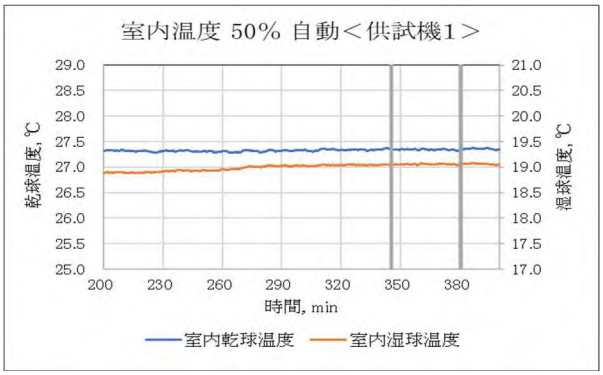
表③.1.4-4 Comparison between airflow settings, load factor 50% in cooling, <EUT No.1>

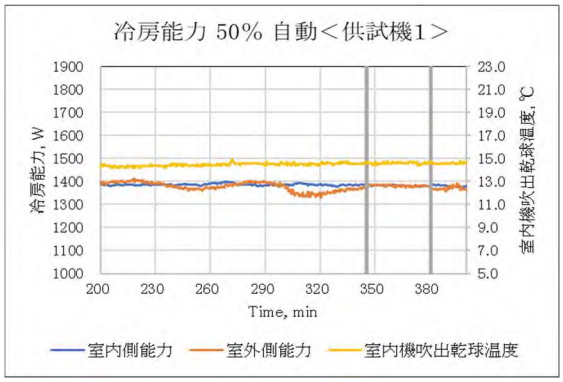
＜供試機1＞	冷房運転 50%（設定温度 27）	
設定風速	強風	自動
負荷(W)	1,414	1,382
消費電力(W)	213	268
EER	6.63	5.16
室内乾球(℃)	26.73	27.34
室内湿球(℃)	18.72	19.05
室外乾球(℃)	28.98	28.99
室外湿球(℃)	19.36	19.42
運転状態	定常	定常





図③.1.4-5 Cooling operation, load factor 50%, airflow High, indoor air temperature and capacity <EUT No. 1>





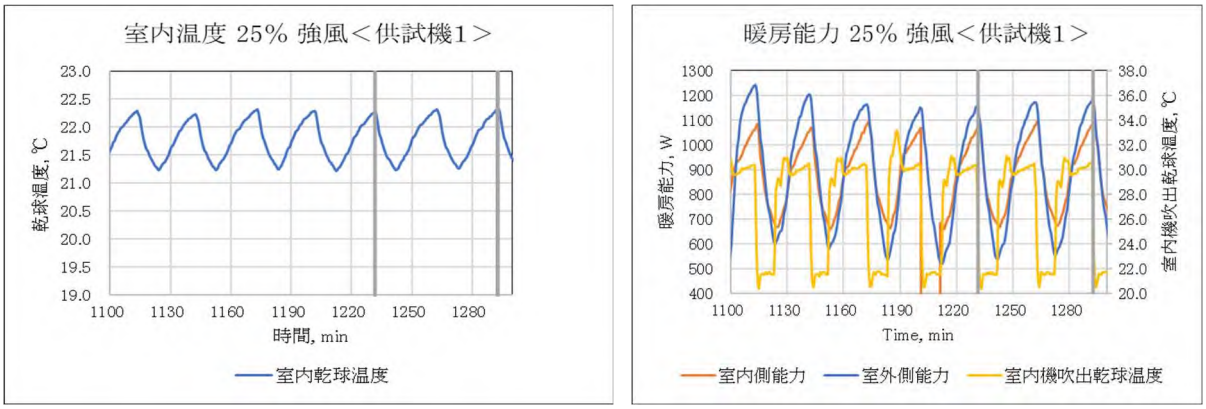
図③.1.4-6 Cooling operation, load factor 50%, airflow Automatic, indoor air temperature and capacity <EUT No. 1>

2)　断続運転領域による設定風速比較

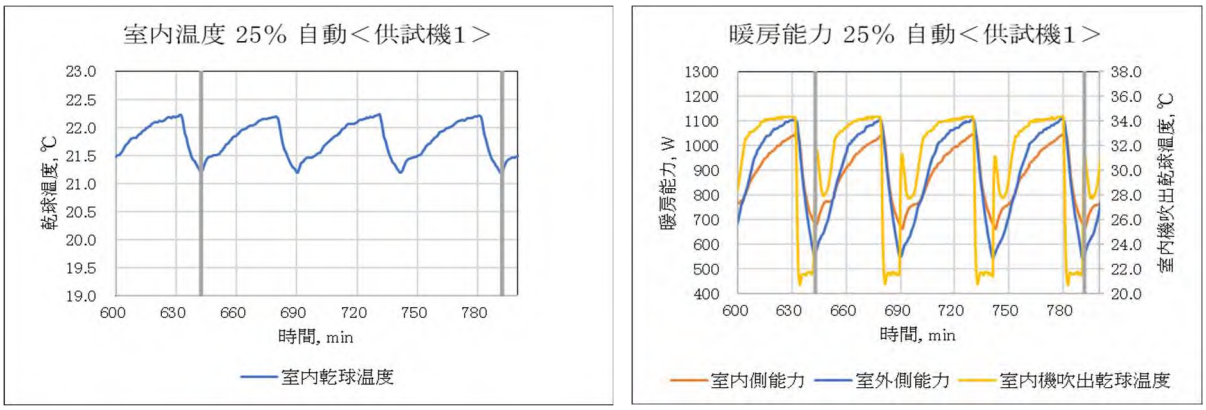
投入負荷を 25%に減らし設定風速による影響を暖房運転で検証した。表③.1.4-5 に＜供試機１＞を用いて定格暖房能力の 25%負荷を狙い、設定風速を変えて暖房運転による負荷試験で差異を検証した結果を示す。運転状態は図③.1.4-7 及び図③.1.4-8 のグラフに示す通り、25%の負荷において圧縮機の断続運転が発生している。負荷はほぼ同等に与えることができ、平均室温の再現性も良い。設定風速の差は消費電力（COP）と断続運転１サイクル時間に現れている。ただし、＜供試機１＞による結果であり、すべてを代表するものではないため、これらの差異は、供試機を変えて確認する必要性が高い。

表③.1.4-5Comparison between airflow settings, load factor 25% in heating, <EUT No.1>

＜供試機1＞	暖房運転 25%(設定温度18)	
設定風速	強風	自動
負荷(W)	880	879
消費電力(W)	166	178
COP	5.30	4.94
室内乾球(℃)	21.78	21.78
室内湿球(℃)	14.27	14.24
室外乾球(℃)	14.53	14.40
室外湿球(℃)	13.20	13.13
圧縮機状態	ON/OFF	ON/OFF
1サイクル(分)	30.5	74.8



図③.1.4-7 Heating operation, load factor 25%, airflow High, indoor air temperature and capacity <EUT No. 1>



図③.1.4-8 Heating operation, load factor 25%, airflow Automatic, indoor air temperature and capacity <EUT No. 1>

3)　異なる供試機における設定風速比較

負荷の消費側である供試機の設定は、試験者がユーザーの立場で選択できるパラメータとなり、また、供試機の室温制御特性は結果に大きく影響するため、異なる製造メーカの供試機を別にもう一台（＜供試機２＞とする）使用し同一試験設備で相対比較を行った。仕様値を表③.1.4-6 に示す。

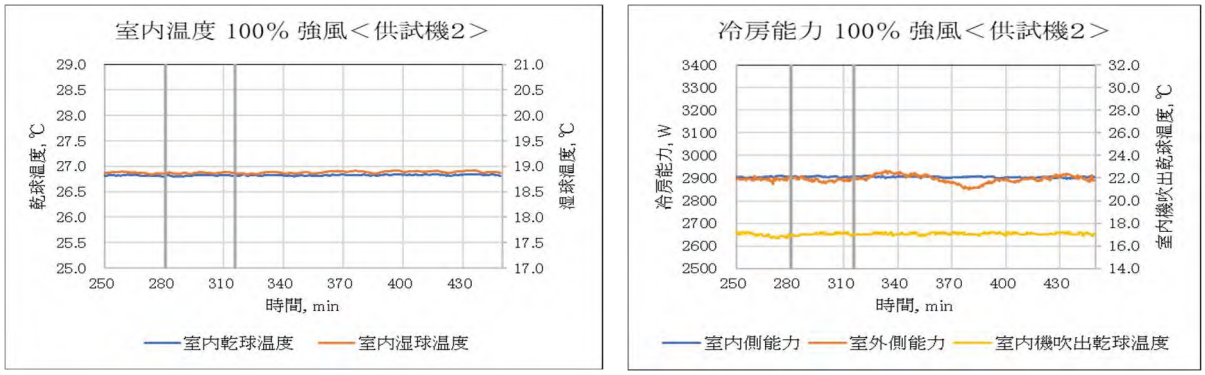
表③.1.4-6 Specifications ＜EUT No.2＞

定格冷房能力(kW)	2.8	定格暖房標準能力(kW)	3.6
定格冷房消費電力(W)	750	定格暖房標準消費電力(W)	865
EER	(3.73)	COP	(4.16)

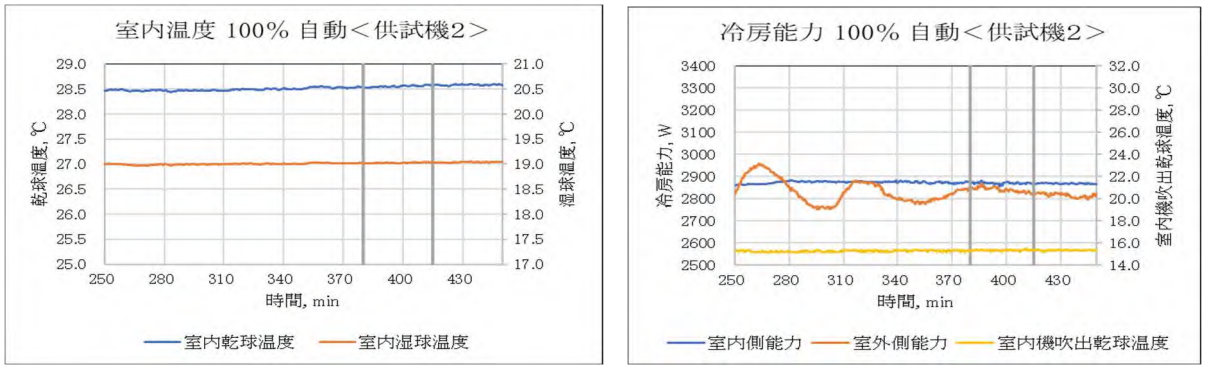
表③.1.4-7 に＜供試機２＞の冷房運転で設定風速を変えた＜試験設備１＞による負荷試験結果を示す。投入負荷は表③.1.4-7 に参考として付記した従来の JIS 試験結果に合わせた。運転状態は図③.1.4-9 及び図③.1.4-10 のグラフに示す通り定常運転となることを確認した。

表③.1.4-7 Comparison between airflow settings, load factor 100% in cooling, ＜EUT No.2＞

＜供試機2＞	冷房運転 100%(設定温度 27)		
設定風速	強風	自動	(参考)JIS試験
負荷(W)	2,906	2,870	2,894
消費電力(W)	752	742	704
EER	3.86	3.87	4.11
室内乾球(℃)	26.82	28.55	27.01
室内湿球(℃)	18.87	19.02	19.02
室外乾球(℃)	35.00	35.00	34.99
室外湿球(℃)	23.99	23.99	23.98
運転状態	定常	定常	定常



図③.1.4-9 Cooling operation, load factor 100%, airflow High, indoor air temperature and capacity ＜EUT No.2＞

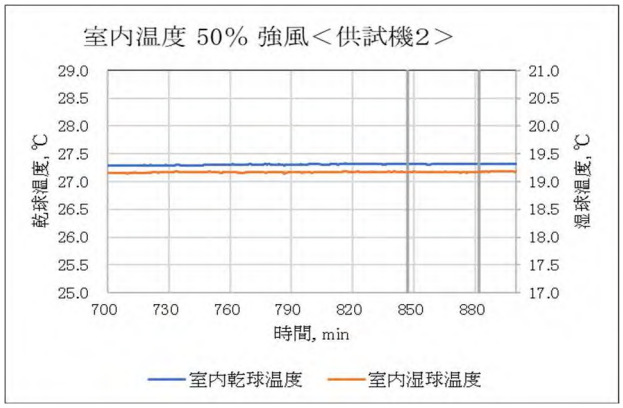


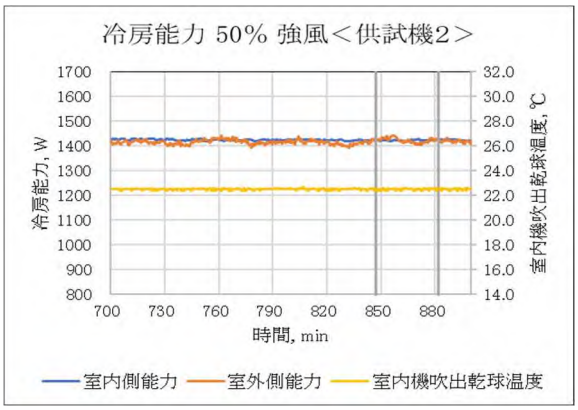
図③.1.4-10 Cooling operation, load factor 100%, airflow Automatic, indoor air temperature and capacity ＜EUT No.2＞

表③.1.4-8 に＜供試機２＞の定格冷房能力の 50%負荷を狙い設定風速を変え＜試験設備１＞で負荷試験を行った結果と図③.1.4-11 及び図③.1.4-12 に運転状態を示す。

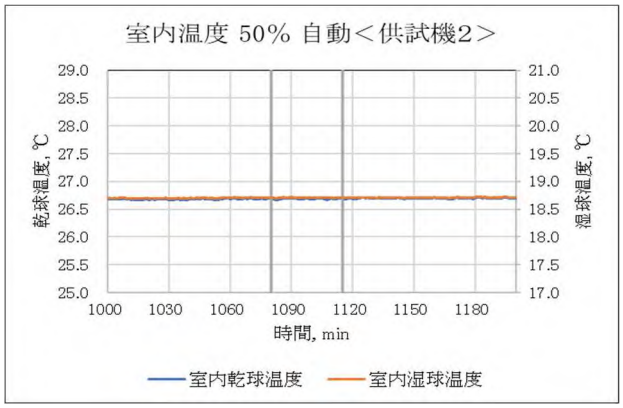
表③.1.4-8 Comparison between airflow settings, load factor 50% in cooling, <EUT No.2>

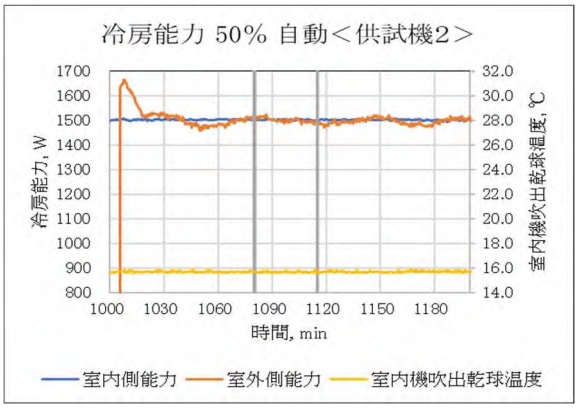
＜供試機2＞	冷房運転 50%(設定温度 27.5)	
設定風速	強風	自動
負荷(W)	1,423	1,501
消費電力(W)	170	233
EER	8.37	6.44
室内乾球(℃)	27.32	26.69
室内湿球(℃)	19.17	18.71
室外乾球(℃)	29.00	29.01
室外湿球(℃)	19.36	19.42
運転状態	定常	定常





図③.1.4-11 Cooling operation, load factor 50%, airflow High, indoor air temperature and capacity <EUT No.2>



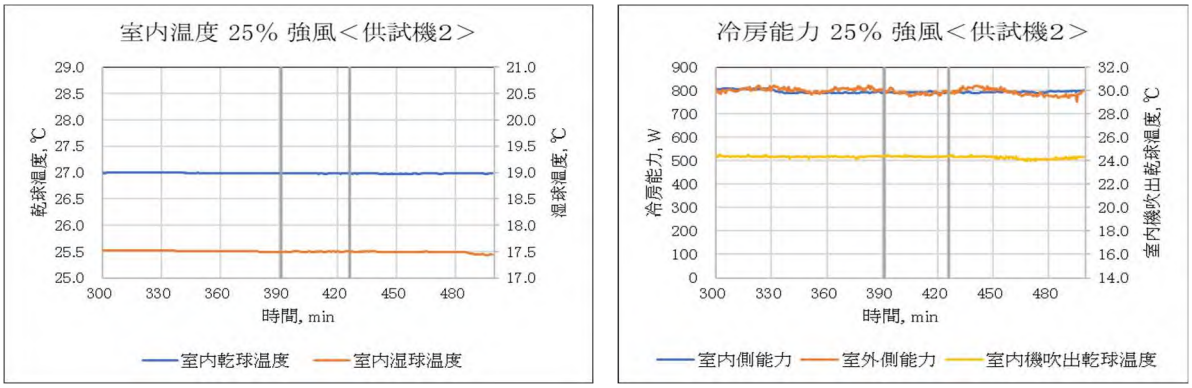


図③.1.4-12 Cooling operation, load factor 50%, airflow Automatic, indoor air temperature and capacity <EUT No.2>

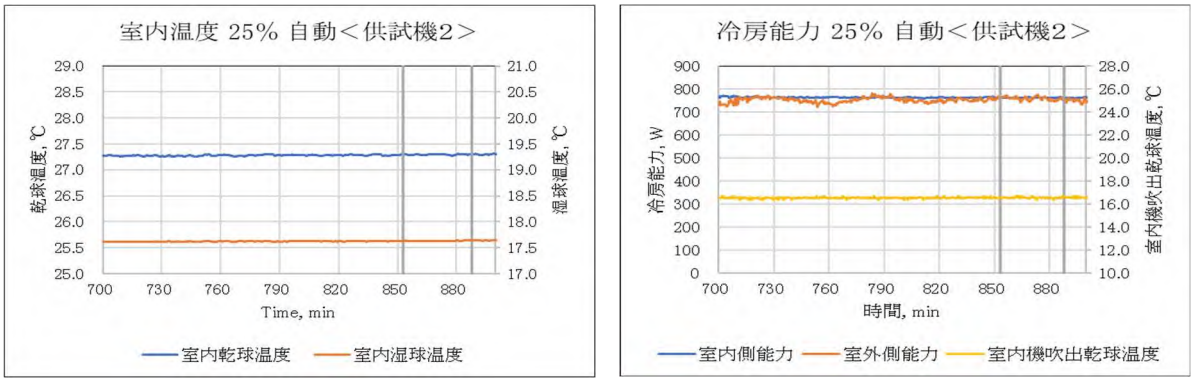
表③.1.4-9 に＜供試機２＞の定格冷房能力の 25%負荷を狙い設定風速を変え＜試験設備１＞で負荷試験を行った結果と図③.1.4-13 及び図③.1.4-14 に運転状態を示す。運転リモコンの設定温度が異なるのは室内温度を 27℃に近づけるように操作したためである。

表③.1.4-9 Comparison between airflow settings, load factor 25% in cooling, <EUT No.2>

＜供試機2＞	冷房運転 25%(設定温度 28.5／28)	
設定風速	強風(28.5)	自動(28)
負荷(W)	792	763
消費電力(W)	112	110
EER	7.07	6.93
室内乾球(℃)	26.98	27.29
室内湿球(℃)	17.50	17.63
室外乾球(℃)	26.00	26.00
室外湿球(℃)	17.30	17.25
運転状態	定常	定常



図③.1.4-13 Cooling operation, load factor 25%, airflow High, indoor air temperature and capacity <EUT No.2>



図③.1.4-14 Cooling operation, load factor 25%, airflow Automatic, indoor air temperature and capacity <EUT No.2>

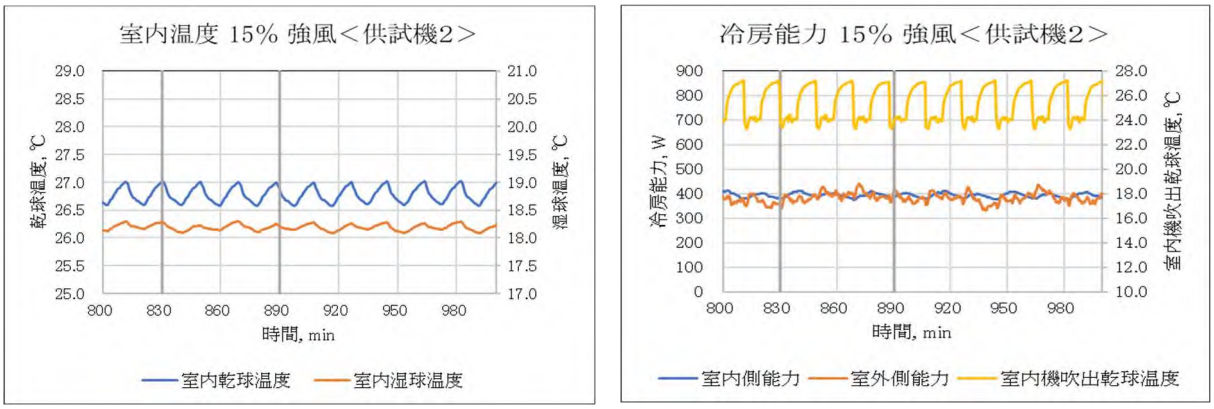
＜供試機２＞では定格冷房能力の 50%及び 25%負荷において定常運転することを確認した。＜供試機１＞とは運転特性が異なり、目標とする室温に対する供試機の制御特性の違いが現れている。ここでは、圧縮機の ON／OFF が出現するまで負荷の低減を試みた。

表③.1.4-10 に＜供試機２＞の定格冷房能力の 15%負荷を狙い設定風速を変え＜試験設備１＞で負荷試験を行った結果と図③.1.4-15 及び図③.1.4-16 に運転状態を示す。

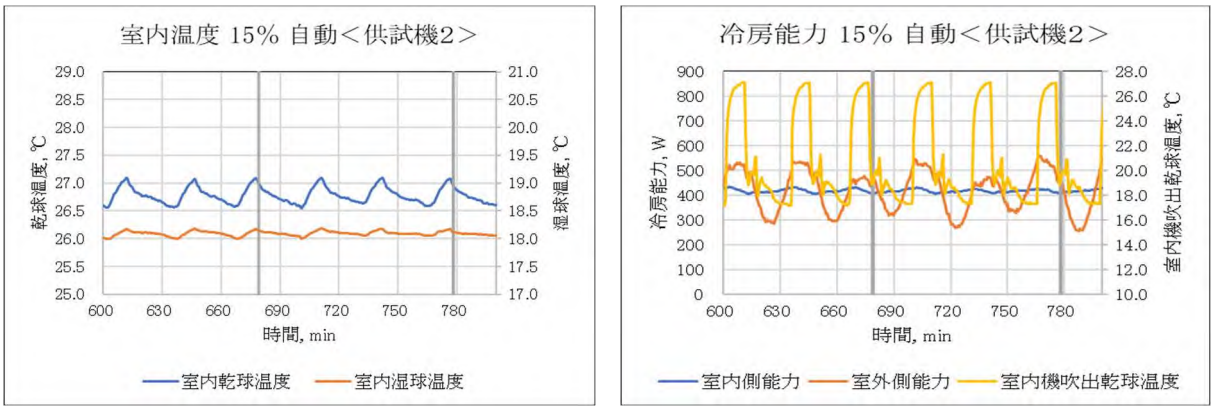
＜供試機２＞において定格冷房能力の 15%負荷で圧縮機の ON／OFF サイクルとなり、また、設定風速により１サイクルの時間が異なっていることを確認した。

表③.1.4-10 Comparison between airflow settings, load factor 15% in cooling, <EUT No.2>

＜供試機2＞	冷房運転 15%(設定温度29)	
設定風速	強風	自動
負荷(W)	394	417
消費電力(W)	54	64
EER	7.30	6.52
室内乾球(℃)	26.78	26.79
室内湿球(℃)	18.18	18.10
室外乾球(℃)	24.79	24.79
室外湿球(℃)	16.11	16.11
圧縮機状態	ON/OFF	ON/OFF
1サイクル(分)	20.0	33.0



図③.1.4-15 Cooling operation, load factor 15%, airflow High, indoor air temperature and capacity <EUT No.2>



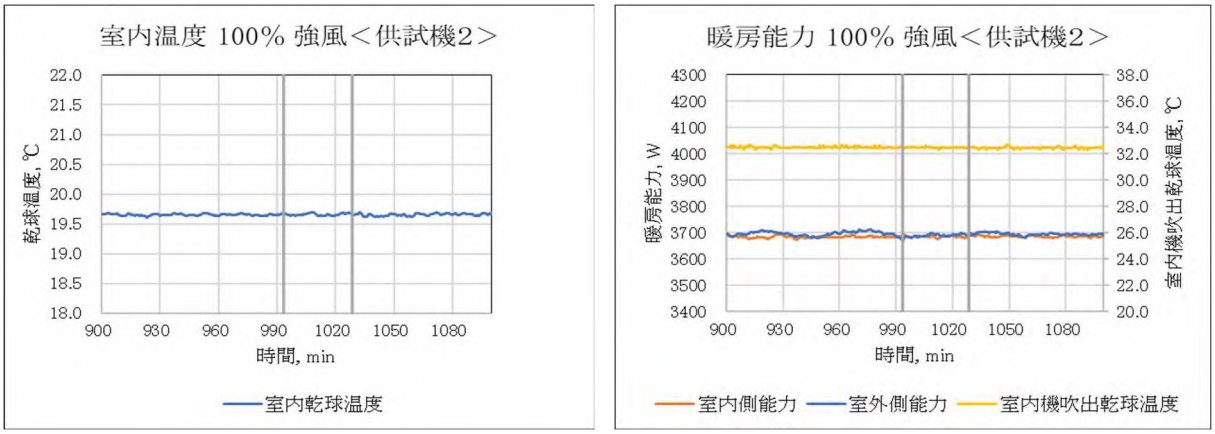
図③.1.4-16 Cooling operation, load factor 15%, airflow Automatic, indoor air temperature and capacity <EUT No.2>

同様に暖房運転で＜供試機２＞を用い、設定風速を変え＜試験設備１＞で行った負荷試験の結果を表③.1.4-11 に示す。投入負荷は表③.1.4-11 に参考として付記した従来の JIS 試験結果に合わせた。運転状態を図③.1.4-17 及び図③.1.4-18 に示す。

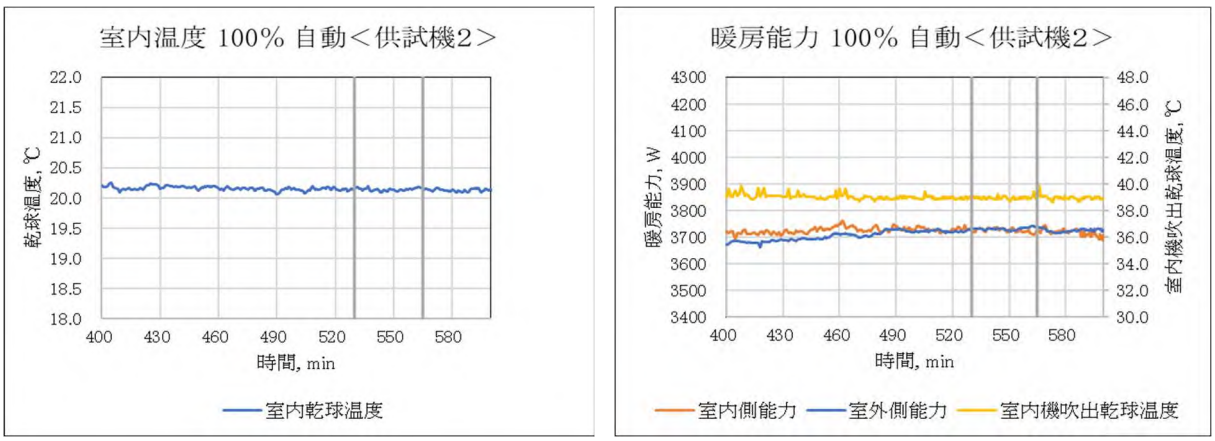
表③.1.4-11 Comparison between airflow settings, load factor 100% in Heating, <EUT No.2>

＜供試機2＞	暖房運転 100%(設定温度 18.5)		
設定風速	強風	自動	(参考)JIS試験
負荷(W)	3,684	3,725	3,741
消費電力(W)	804	906	826
COP	4.59	4.11	4.53
室内乾球(℃)	19.66	20.14	20.01
室内湿球(℃)	14.05	12.57	14.72
室外乾球(℃)	6.99	6.99	7.00
室外湿球(℃)	6.00	6.01	6.00
運転状態	定常	定常	定常

暖房運転では運転リモコン設定温度に対して室内温度を暖め気味に運転することが分かり、室内側で室内温度を JIS 暖房標準条件の 20℃に近づけるため、運転リモコンの設定温度を 18.5℃に変更して対応した。グラフより定格暖房能力の 100%付近の運転状態は安定していることが分かる。



図③.1.4-17 Heating operation, load factor 100%, airflow High, indoor air temperature and Capacity <EUT No.2>

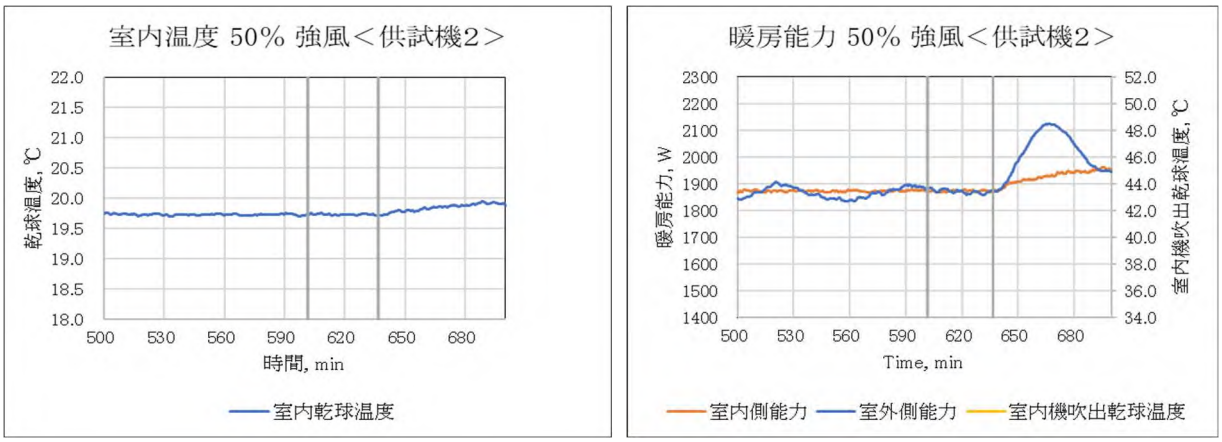


図③.1.4-18 Heating operation, load factor 100%, airflow Automatic, indoor air temperature and capacity <EUT No.2>

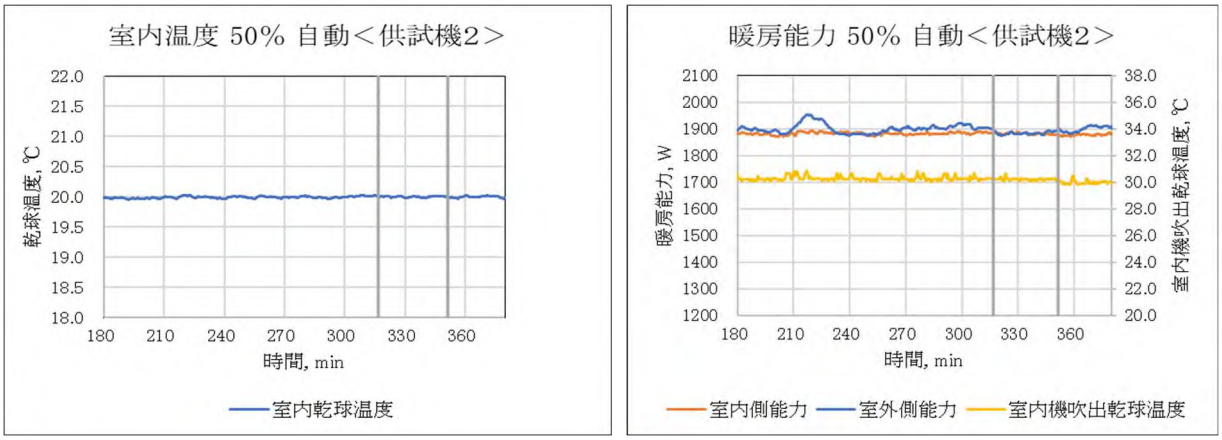
表③.1.4-12 に＜供試機２＞の定格暖房能力の 50%負荷を狙い、設定風速を変え＜試験設備１＞で行った負荷試験結果と図③.1.4-19 及び図③.1.4-20 に運転状態を示す。

表③.1.4-12 Comparison between airflow settings, load factor 50% in Heating, <EUT No.2>

＜供試機2＞	暖房運転 50%(設定温度 18.5)	
設定風速	強風	自動
負荷(W)	1,873	1,884
消費電力(W)	268	271
COP	6.99	6.93
室内乾球(℃)	19.73	20.00
室内湿球(℃)	14.33	14.61
室外乾球(℃)	11.99	11.99
室外湿球(℃)	10.33	10.33
運転状態	定常	定常



図③.1.4-19 Heating operation, load factor 50%, airflow High, indoor air temperature and capacity <EUT No.2>

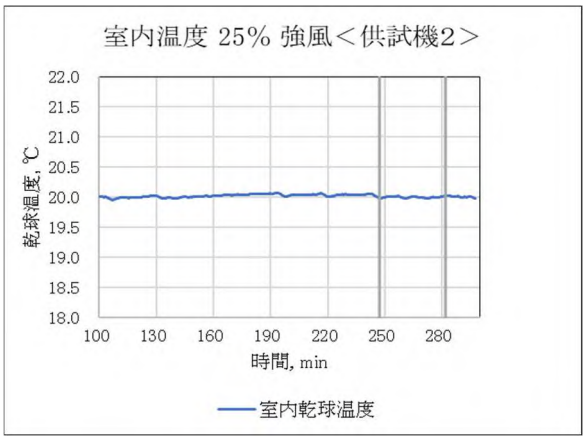


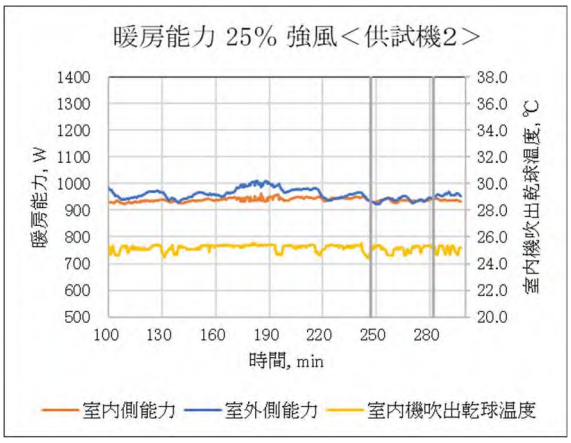
図③.1.4-203 Heating operation, load factor 50%, airflow Automatic, indoor air temperature and Capacity <EUT No.2>

表③.1.4-13 に＜供試機２＞の定格暖房能力の 25%負荷を狙い、設定風速を変え＜試験設備１＞で行った負荷試験結果と図③.1.4-21 及び図③.1.4-22 に運転状態を示す。

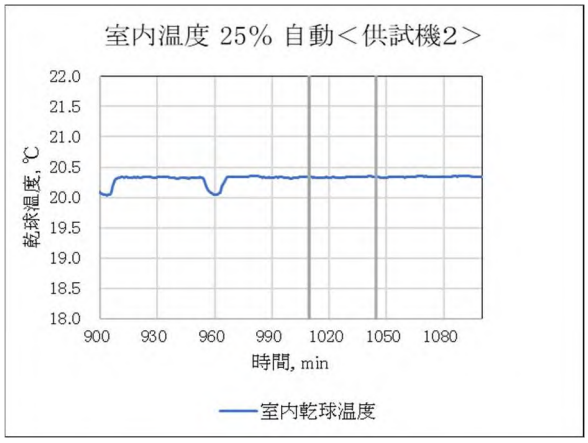
表③.1.4-13 Comparison between airflow settings, load factor 25% in Heating, <EUT No.2>

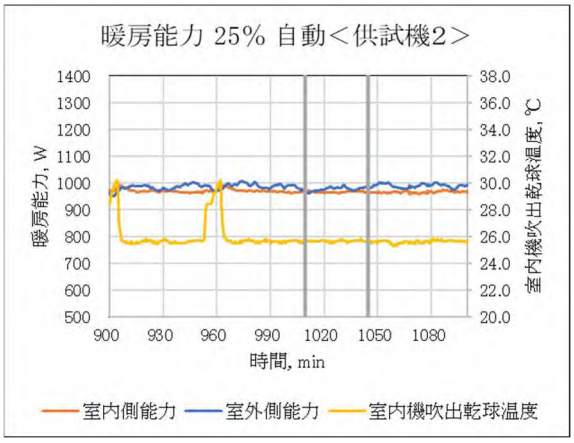
＜供試機2＞	暖房運転 25%(設定温度 18.5)	
設定風速	強風	自動
負荷(W)	936	966
消費電力(W)	128	132
COP	7.31	7.32
室内乾球(℃)	20.00	20.00
室内湿球(℃)	14.14	14.70
室外乾球(℃)	14.50	14.50
室外湿球(℃)	13.20	13.20
運転状態	定常	定常





図③.1.4-21 Heating operation, load factor 25%, airflow High, indoor air temperature and Capacity <EUT No.2>





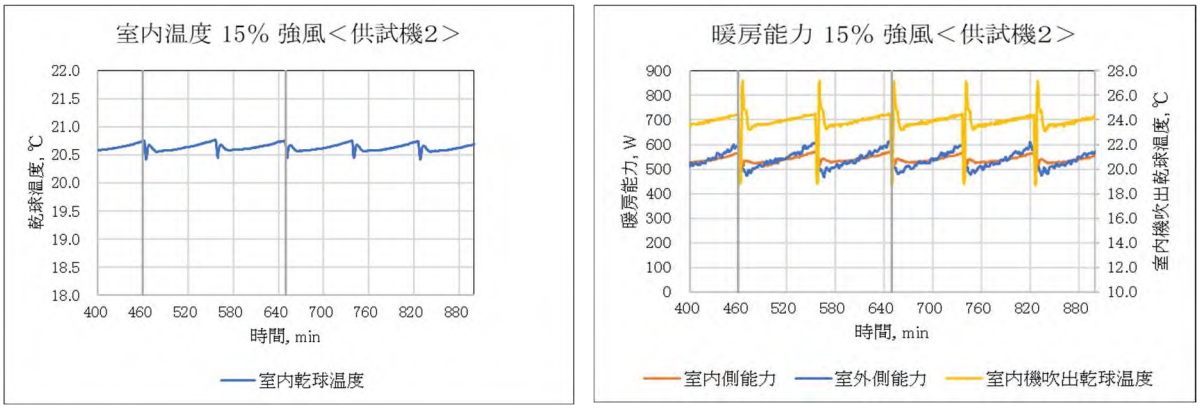
図③.1.4-22 Heating operation, load factor 25%, airflow Automatic, indoor air temperature and capacity <EUT No.2>

＜供試機２＞では冷房運転と同様に暖房運転においても 25%負荷まで定常運転を行っていたので、圧縮機の ON／OFF 運転を確認するため、さらに投入負荷を減らして運転状況を確認した。

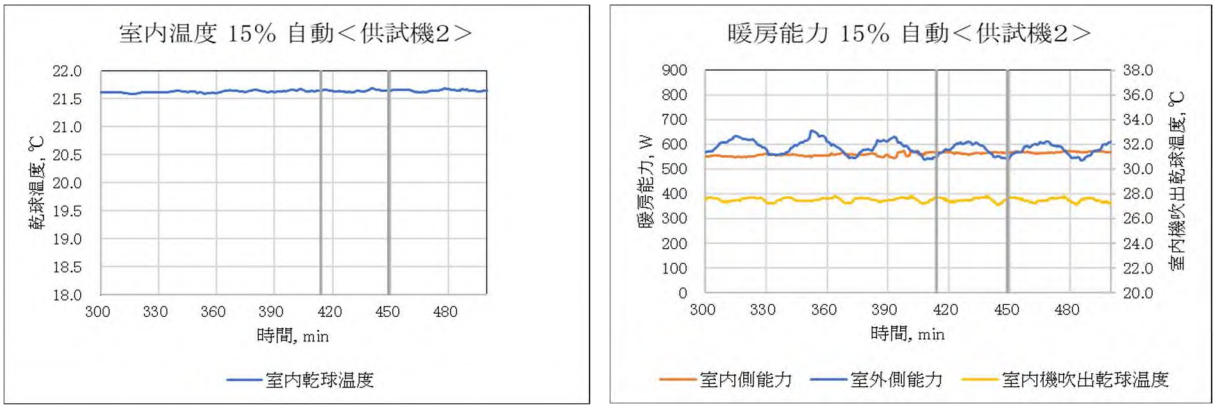
表③.1.4-14 に＜供試機２＞の定格暖房能力の 15%負荷を狙い、設定風速を変え＜試験設備１＞で行った負荷試験結果と図③.1.4-23 及び図③.1.4-24 に運転状態を示す。

表③.1.4-14 Comparison between airflow settings, load factor 15% in Heating, <EUT No.2>

＜供試機2＞	暖房運転 15%(設定温度17.5／18.5)	
設定風速	強風(17.5)	自動(18.5)
負荷(W)	541	565
消費電力(W)	93	112
COP	5.82	5.04
室内乾球(℃)	20.64	21.64
室内湿球(℃)	13.77	14.01
室外乾球(℃)	15.51	15.56
室外湿球(℃)	14.24	14.16
圧縮機状態	ON/OFF	定常
1サイクル(分)	95.0	-



図③.1.4-23 Heating operation, load factor 15%, airflow High, indoor air temperature and capacity <EUT No.2>



図③.1.4-24 Heating operation, load factor 15%, airflow Automatic, indoor air temperature and capacity <EUT No.2>

定格暖房能力の 15%負荷では設定風速によって安定状態に差異が見られた。圧縮機の ON／OFF 運転を確認するため、さらに投入負荷の低減を試みた。定格暖房能力の 10%に減少させると、設定風速によらず圧縮機の ON／OFF 運転となった。１サイクルの時間は、強風：13 分／自動：15 分の断続運転となった。

4)　供試機による差異分析

本報告では平衡式室形熱量計を用いて供試機の運転リモコン設定による差異を同一設備において相対比較を行った。非定常サイクルや断続運転では設備の熱容量が結果に影響することが分かっているが、安定領域では供試機の運転特性の相対比較は可能と考える。＜供試機１＞と＜供試機２＞について平衡式室形熱量計＜試験設備１＞で測定した結果をエネルギー消費効率で比較した。

負荷試験では供試機の吸込空気温度（乾球温度・湿球温度）を JIS 試験レベルに合わせることは困難であるが、できる限り運転リモコンの設定温度で調整し JIS 試験の空気温度に近づけた。ただし、冷房運転の空調負荷率 50%以下において供試機の吹出温度が露点に満たない場合は湿球温度を成り行きで測定した。

表③.1.4-15 及び表③.1.4-16 は、＜供試機１＞について冷房及び暖房運転で行った負荷試験の代表データを空調負荷率毎に設定風速、エネルギー消費効率で整理したものである。＜試験設備１＞を使用し、それぞれの空調負荷率を投入負荷の目標値として設定風速の違いを見るため、極力同じ負荷となるよう供試機を運転しながら試験設備をマニュアルで調節した。

表中の同一空調負荷率における運転リモコンの設定温度は、設定風速強風及び自動運転で同一であるが、各空調負荷率で運転リモコンの設定温度は室内温度を JIS 試験の標準条件（冷房 27℃／暖房 20℃）に近づけるため調節しており全て同一の設定温度ではない。投入負荷は比較的良く合わせることができているので、運転特性の違いが現れていると思われる。

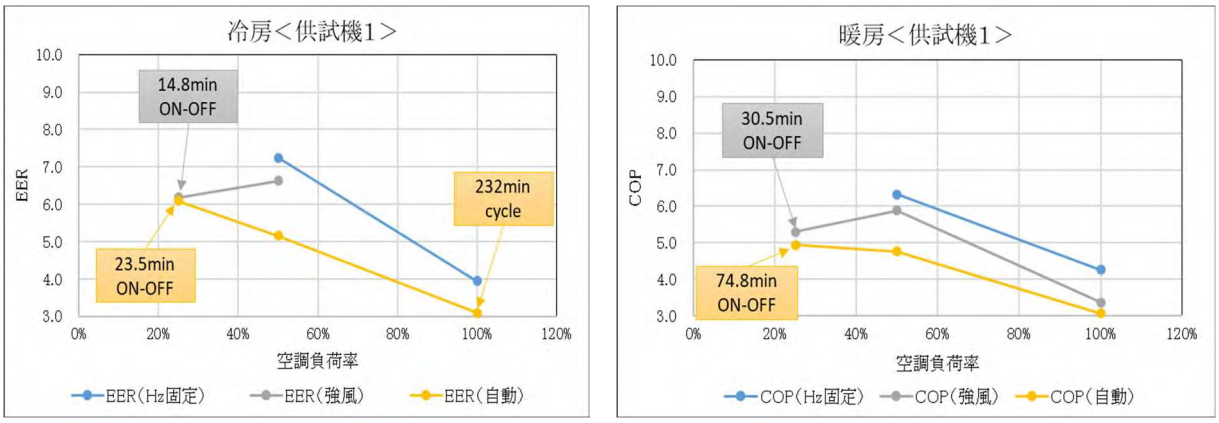
表③.1.4-15 Comparison between airflow settings in cooling <EUT No.1>

室内平均温度(乾球/湿球) ＜冷房:供試機1＞						
設定風速	強風			自動		
空調負荷率(%)	投入負荷(W)	室内温度(℃)	EER	投入負荷(W)	室内温度(℃)	EER
100(2.8kW)	-	-/-	-	2,809	26.74/18.55	3.09
50(1.4kW)	1,414	26.73/18.72	6.63	1,382	27.34/19.05	5.16
25(0.7kW)	705	26.73/17.77	6.18	713	26.69/17.24	6.09

表③.1.4-16 Comparison between airflow settings in heating <EUT No.1>

室内平均温度(乾球) ＜暖房:供試機1＞						
設定風速	強風			自動		
空調負荷率(%)	投入負荷(W)	吸込温度(℃)	COP	投入負荷(W)	吸込温度(℃)	COP
100(3.6kW)	3,600	21.61	3.37	3,600	19.55	3.08
50(1.8kW)	1,901	19.92	5.89	1,875	19.88	4.77
25(0.9kW)	880	21.78	5.30	879	21.78	4.94

図③.1.4-25 で空調負荷率を横軸に取りエネルギー消費効率を比較した。設定風速による運転特性に差異が見られることが分かる。



図③.1.4-25 Energy efficiency comparison <EUI No.1>

表③.1.4-17 及び表③.1.4-18 は、同様に＜供試機２＞について行った負荷試験の代表データを空調負荷率毎に設定風速、エネルギー消費効率で整理したものである。マニュアルによる投入負荷調節のため、投入負荷には 0.5～5%程度の差異が発生しており負荷の合わせ込みは難しい。

運転リモコンの設定温度によって室内温度を調節するため、JIS 試験における標準条件にぴったり合わせることは困難であるが、概ね乾球温度、湿球温度で±0.3 の範囲を狙うことができた。ただし、冷房運転における空調負荷率の小さい領域では、吹出温度が露点温度以上となるため、能力に影響のない領域では安定的な投入負荷を優先させるため湿球温度は成り行きとする方が良いと思われる。

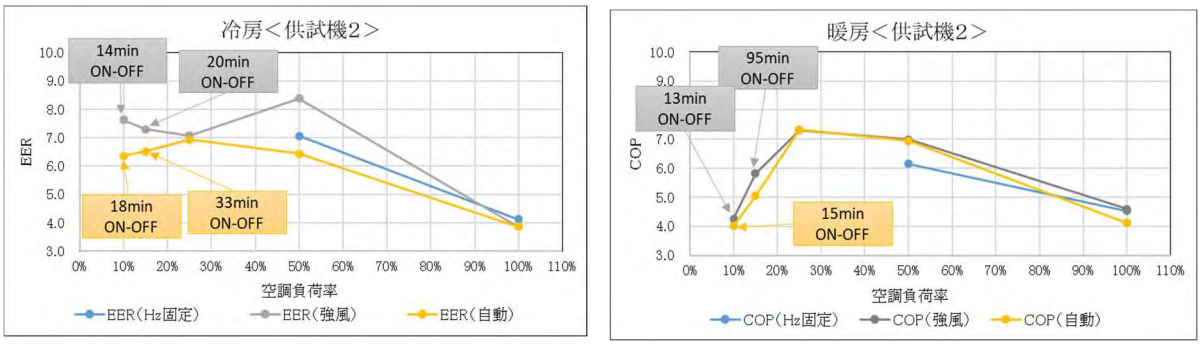
表③.1.4-17 Comparison between airflow settings in cooling <EUT No.2>

室内平均温度(乾球/湿球) ＜冷房:供試機2＞						
設定風速	強風			自動		
空調負荷率(%)	投入負荷(W)	室内温度(℃)	EER	投入負荷(W)	室内温度(℃)	EER
100(2.8kW)	2,906	26.82/18.87	3.86	2,892	28.21/19.11	3.86
50(1.4kW)	1,423	27.32/19.17	8.37	1,501	26.69/18.71	6.44
25(0.7kW)	792	26.98/17.50	7.07	763	27.29/17.63	6.93
15(0.42kW)	394	26.78/18.18	7.30	417	26.79/18.10	6.52
10(0.28kW)	282	26.80/17.86	7.62	280	26.72/17.85	6.36

表③.1.4-18　Comparison between airflow settings in heating <EUT No.2>

室内平均温度(乾球) ＜暖房:供試機2＞						
設定風速	強風			自動		
空調負荷率(%)	投入負荷(W)	室内温度(℃)	COP	投入負荷(W)	室内温度(℃)	COP
100(3.6kW)	3,684	19.66	4.59	3,725	20.14	4.11
50(1.8kW)	1,873	19.73	6.99	1,884	20.00	6.94
25(0.9kW)	936	20.00	7.31	966	20.33	7.32
15(0.54kW)	541	20.64	5.82	565	21.64	5.04
10(0.36kW)	345	20.73	4.26	325	20.75	4.01

図③.1.4-26 で空調負荷率を横軸に取りエネルギー消費効率を比較した。設定風速による運転特性に差異が見られるのと、＜供試機２＞では断続運転領域で冷房運転と暖房運転に運転特性の差異が見られる。



図③.1.4-26 Energy efficiency comparison <EUI No.2>

5)　結果のまとめ

平衡式室形熱量計による負荷試験では、供試機の制御特性により室温変動や圧縮機 ON／OFF が発生した場合、試験設備の熱容量の影響を受けることが分かっている。したがって、定量的な評価には課題が残り、この課題を取り除く手段は現時点で見当たらない。この課題は設備に依存するところが大きいが、将来的に解決できた際、次に重要となるのは供試機をどういう条件で運転するのが良いかという評価対象側の条件設定と考えられる。

市場における供試機の運転パターンは様々であるが、運転モード（冷房・暖房）の決定後、次に設定温度、風速、風向の組合せが殆どと思われ、本報告では、特に運転リモコンの設定風速を変えて負荷試験による相対比較を行った。今回の試験で以下の知見が得られた。

① 本報告における設定風速は結果に影響を及ぼした。供試機の最大風量と実用上選択される設

定風速として選択した運転に差異が発生しているので、評価上重要な因子である。

② 市場における実据付け状態と試験設備への設置状態で室内温度分布が異なるため、供試機の室温制御と運転リモコンの設定温度との関係にズレが生じると思われ、測定条件の合わせ込みに運転リモコンによる設定温度変更の操作が多くなる。

③ 供試機の室温制御が安定する状態であれば相対評価が可能と考える。ただし、JIS 試験のように空気条件を満足するのは困難なため、運転特性全体を評価する試験方法として捉える方が良い。

④ 本報告で行ったマニュアルの負荷調整は自動化できると考えられるが、室内温度制御は供試機が行い空気条件は供試機の室温制御に委ねられるため、JIS 試験レベルの室内温度に合わせるのは難しいと思われる。

③.1.5　空気エンタルピー測定装置による負荷試験の可能性

本項では空気エンタルピー測定装置を用いてどのように負荷試験を行うのが良いか、また、圧縮機周波数を固定しないで能力特性をどのように計測できるか、平衡式室形熱量計の負荷試験では計測に時間が掛かるため、試験を効率的に行う方法はないかを検証することを目的に試験を行った。

供試機の設定温度と吸込空気温度との差異をパラメータと仮定し、空気エンタルピー測定装置＜試験設備３＞を用いて運転リモコン操作のみで供試機を運転し相対比較を行った。今回使用した空気エンタルピー測定装置は、室温調節用の冷却装置に直膨式の冷凍機を用いた一般的に存在する仕様の装置で、平衡式室形熱量計のように冷却側を固定できない設備である。したがって、設備側に投入した負荷の熱量は分からないが、供試機の圧縮機周波数は固定せず任意の条件で運転し、吸込空気と吹出空気のエンタルピー差より供試機側で消費した負荷として評価することとした。

1)　試験条件

表③.1.5-1 に供試機及び設備側の条件設定を示す。供試機は圧縮機周波数を固定せずに運転し、吸込空気の条件は設備側の調節計により乾球温度、湿球温度を調節した。

表③.1.5-1 Test conditions with air enthalpy measuring equipment

＜供試機２＞	室内側空気条件	室外側空気条件
圧縮機周波数非固定	設備制御	設備制御

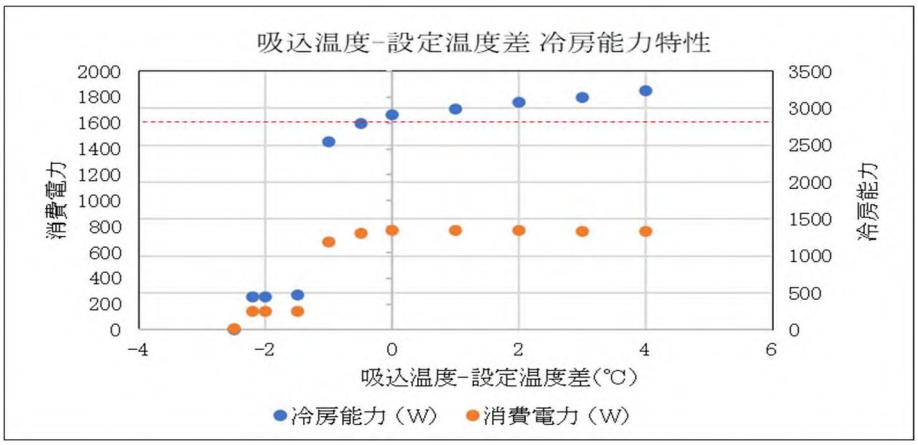
空気エンタルピー測定装置で圧縮機周波数を固定せずに供試機を運転する場合も様々な供試機の運転パターンが考えられるが、まず、試験設備の特性影響を考察するため、供試機側の設定条件を運転リモコンの設定温度と吸込空気温度との差のみとし、設定風速は強風に固定、他の設定は変えず、この差をパラメータとする有効性の評価に特化して試験を行った。

2)　冷房運転測定結果

冷房運転の測定を表③.1.5-2 の方法で行った。供試機の設定温度と吸込空気温度との差をパラメータとし、供試機の運転状態、室温の安定状況を考察すことを目的とした。

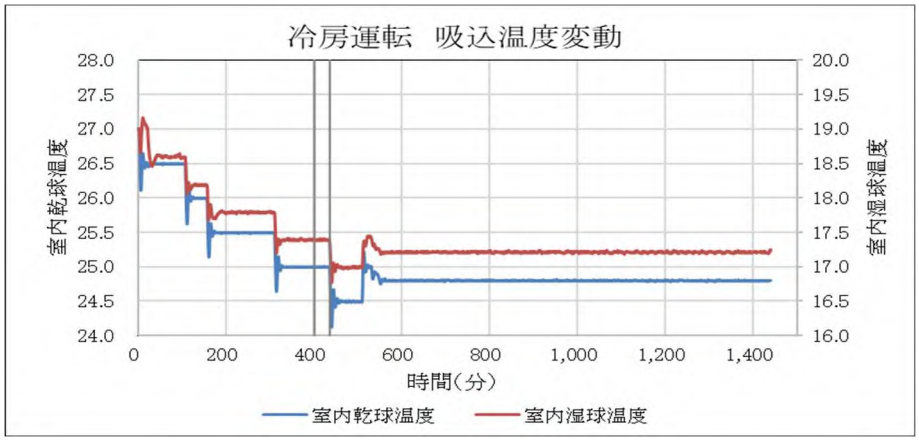
表③.1.5-2 Procedure of air enthalpy in cooling operation

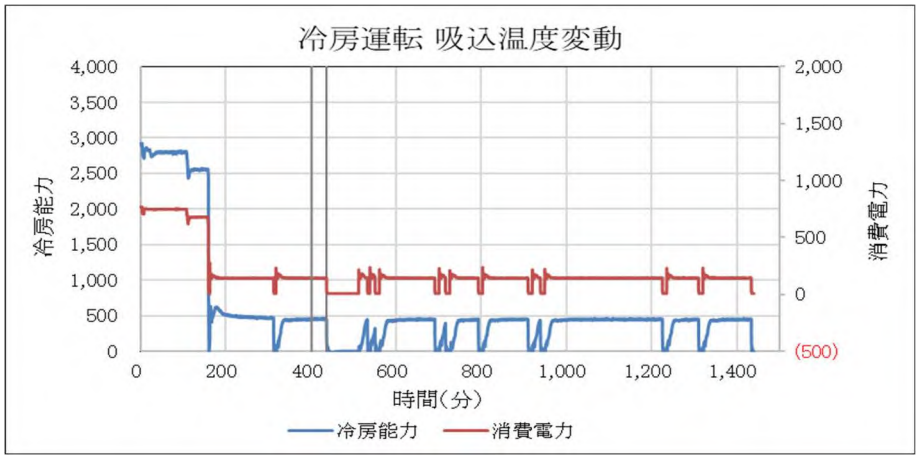
供試機設定温度	27℃
室内側吸込温度	｜吸込温度－設定温度｜をパラメータとし、0～3(deg)を目安に変動させる (湿球温度:標準条件と相対湿度を合わせる)
室外側温度	乾球温度 35℃ ／ 湿球温度 24℃
能力測定	空気エンタルピーを測定(室温が変動する場合は積算による)



図③.1.5-1 Characteristics of temperature difference between indoor air temperature and setting vs cooling capacity, airflow High

図③.1.5-1 に＜供試機２＞の冷房運転特性測定結果を示す。吸込温度が運転リモコンの設定温度を下回っていても冷房能力は定格能力（図中の赤破線）近傍にあり、吸込温度が設定温度よりも 1.5℃以上低くならないと能力が絞られない結果となった。逆に、吸込温度が設定温度よりも-0.5℃以上高いと定格能力の近傍またはそれよりも大きな能力で運転している。





図③.1.5-2 Characteristics of indoor air temperature variation vs cooling capacity, airflow High

図③.1.5-2 は運転リモコンの設定温度（27℃）に対して吸込空気温度を 0.5℃刻みで下げた場合の運転状況をグラフにしたものである。吸込温度を 24.5℃まで下げると供試機は停止した。また、吸込温度を 24.8℃に上げることにより冷房運転が再開した。図中｜　｜間の冷房能力は 454W、消費電力は 144W でこの供試機の最小能力近傍と思われる。これらの結果より以下に考察する。

① 供試機は温度差 -2deg まで定常運転をしており、室温制御的には安定状態を保っている。

② 供試機の吸込温度は設備側の調節計により一定になるよう制御されているため、運転リモコン設定温度との差が常に維持される。
③ 供試機の室温制御において運転リモコン設定温度との差が変わらないため、供試機側が能力不足または能力超過を連続的に認識した運転になっている。
④ 供試機の吸込温度と設定温度差を 0.5℃刻みで調整したが、この調整幅が大きすぎた可能性がある（中間性能近傍の運転が現れない）。ただし、国内のエアコンメーカの中から選んだ任意の１種類の機種であり代表する結果ではないので、推測の範囲内での考察である。

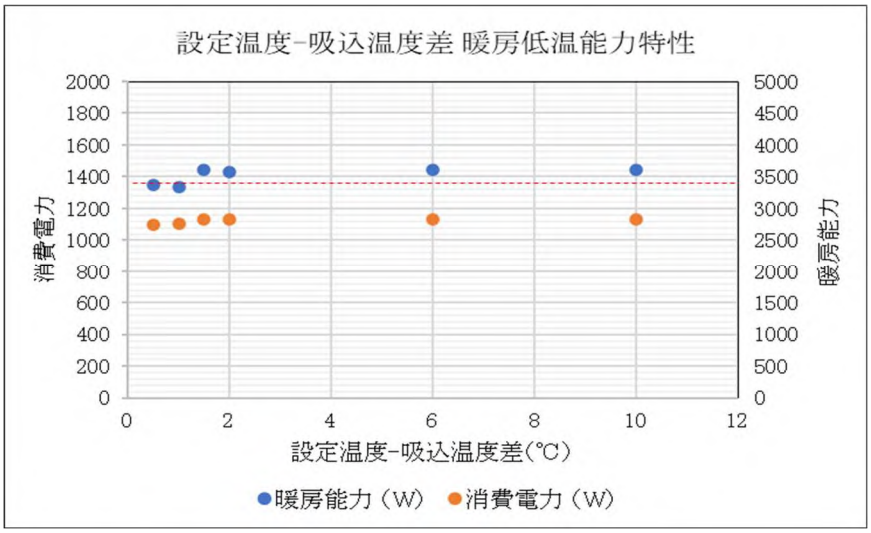
3) 除霜を伴う暖房運転測定結果

暖房運転の試験は表③.1.5-3 の方法で行った。供試機の設定温度と吸込空気温度との差をパラメータとし、冷房運転と同様に供試機の運転状態、室温の安定状況を考察することを目的とした。

表③.1.5-3 Procedure of air enthalpy in heating operation

室内側吸込温度	乾球温度 20℃ ／ 湿球温度 14.5℃
供試機設定温度	｜吸込温度－設定温度｜をパラメータとし、0～3(deg)を目安に変動させる
室外側温度	乾球温度 2℃・湿球温度 1℃ ／ 乾球温度 7℃・湿球温度 6℃
能力測定	空気エンタルピーを測定(室温が変動する場合は積算による)

図③.1.5-3 に＜供試機２＞の暖房低温条件において運転リモコン設定温度と吸込温度差を変え暖房能力を測定した結果を示す。

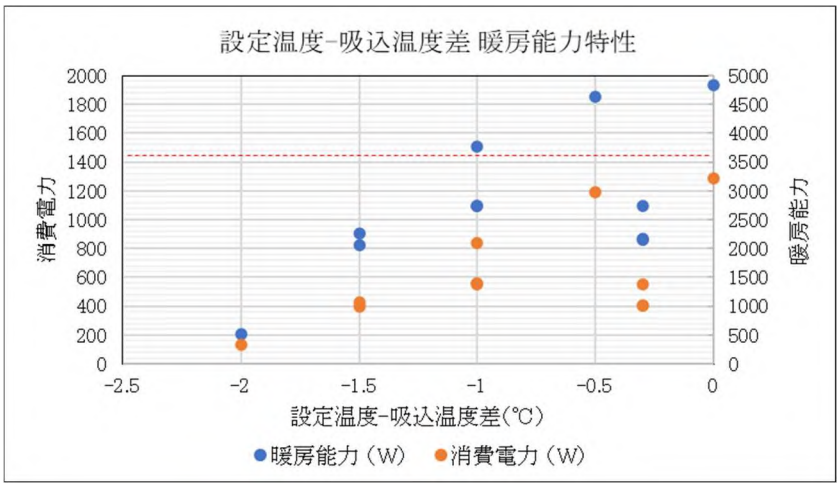


図③.1.5-3 Characteristics of temperature difference between indoor air temperature and setting vs heating capacity with defrosting, airflow High

吸込空気温度を一定にして、運転リモコンの設定温度を＋0.5～10 deg の範囲で高く設定し暖房能力を測定した。運転リモコン設定温度－吸込空気温度≧1.5deg の領域では暖房能力の変動は殆どなく、1deg 以下に設定温度を下げると暖房能力は低下し、除霜の間隔が 42 分から 72 分に伸びた。しかし、暖房能力の低下は小さく、運転リモコン設定温度がプラス側の領域では暖房能力は定格暖房低温能力（図中の赤破線）近傍にある。この結果より以下に考察する。

① 供試機は平衡式室形熱量計による計測時に、暖房運転時は高め（あたため気味）の室温制御をすることが分かっており、暖房低温条件においても同様の運転状態になっている。
② 供試機の吸込温度は一定になるよう設備側で制御されており、設定温度との差が常に残された室温制御となるため、供試機側で能力不足を連続的に認識した結果により暖房運転が継続される。

4)　除霜を伴わない暖房運転測定結果



図③.1.5-4 Characteristics of temperature difference between indoor air temperature and setting vs heating capacity without defrosting, airflow High

図③.1.5-4　に＜供試機２＞の暖房標準条件において運転リモコン設定温度と吸込空気温度との差を変え暖房能力を測定した結果を示す。

供試機は平衡式室形熱量計による計測時に、暖房運転時は高め（あたため気味）の室温制御をすることが分かっており、ここでは運転リモコンの設定温度を吸込空気温度より下げた領域で暖房能力測定を行うようにした。その結果、運転リモコン設定温度－吸込空気温度≧ - 2deg まで暖房運転を行っている。この結果より以下に考察する。

① 供試機は温度差 -1.5deg まで定常運転をしており、室温制御的にはほぼ状態を保っている。
② 運転リモコン設定温度を-2deg に下げると暖房能力の変動が発生、最小能力近傍の運転と推定。
③ 供試機の吸込温度は一定になるよう設備側で制御されており、設定温度との差は常に残された室温制御となるが、冷房運転とは異なり、この温度差により、定格暖房標準能力（図中の赤破線）よりも小さい中間性能領域が現れたのは冷房運転との室温制御特性の違いと思われる。
④ 冷房運転と比較して同一温度差における能力のバラつきが見られる。エアコンの再立ち上げや設定温度変更時に起きていたが原因は推定できない。

5)　結果のまとめ

エアコンに対する負荷を設定温度と吸込空気温度との差で捉え、これを変数として測定した能力の特性を評価した。供試機サンプルが少ないため代表する結果になっていないが、この変数と冷暖房能力との相関関係はあるものの、関係性を定量的に結びつけるまでには至らなかった。

大きく影響するのは供試機の室温制御方法であるが、吸込温度と運転リモコン設定温度との差により能力が調整されるインバータエアコンの特性以外に、市場での使い方を配慮したエアコンメーカ独自の仕様が盛り込まれていると、設備と供試機の操作方法の両側面からの影響度合いを見出さなければならない。

早稲田大学が開発した数理的性能評価手法では空気エンタルピー測定装置が計測に用いられ、室内空気条件を演算する仮想室内モデルによって供試機へ吸込空気条件がインプットされる。そのシステムと本報告の測定方法との違いは、本報告の場合、ある釣り合い点における計測が行われているのは同じでも、投入される負荷が予測管理されているかどうかという点で大きな違いがある。

例えば、冷房運転の検証において運転リモコンの設定温度に対して、本報告による方法で吸込空気温度を下げると、ある温度（検証では 24.5℃）で供試機は冷房運転を停止するが運転を再開しない（図③.1.5-2）。一方、前述の仮想室内モデルではこのような状況の場合、供試機が停止すると仮想室内モデルの演算において室内空気温度は上昇し、その結果運転を再開することになる。

③.1.6　空気エンタルピー測定装置を用いた負荷試験の課題

1)　設備装置

空気エンタルピー測定装置は、ルームエアコンからビル用マルチまで幅広い能力帯において測定が可能であり、供試機の風量測定や吸込、吹出空気温度の計測のため平衡式室形熱量計に比べて不確かさ数値が大きくなる要因はあるものの、設備面で試験室の二重構造が不要で直膨式冷凍機を冷却用に採用できるため設備コストを抑えられる。そういう面では、負荷試験は空気エンタルピー測定装置においても測定可能な手法でなくてはならない。

2)　課題抽出と対応

本報告で使用した試験設備は一般的な空気エンタルピー測定装置の設備であり、本試験結果からの課題は国内の多くの設備に共通な課題として抽出できる。主要な課題は以下の通りと考えられる。

① 冷却設備に直膨式冷凍機を使用しているため、投入熱負荷の固定は困難であり負荷の値が不明
② 平衡式室形熱量計のような試験室からの熱漏洩を計測システムに配慮していない設備

この二つの課題に対し、エアコンへの投入熱負荷の目標値を設定しコントロールができることは必要であり、仮にエンタルピー測定装置で設備側が投入する熱負荷を測定することができる場合には、様々な大きさで作られる空気エンタルピー測定装置において、平衡式室形熱量計で課題となった供試機の室温制御に試験設備の熱容量の影響が発生しない新たな手法や考え方を考案しなくてはならない。本報告では、熱負荷を供試機の設定温度と吸込空気温度との差に置き換えたが、潜熱は考慮せずに実施した。また、この差の大きさと能力との間の関係性が定量的に評価できていない。今後も、圧縮機周波数を固定しない試験方法という観点で取組みを継続したい。

③.2　東京大学の成果

③.2.1　環境試験室の概要

東京大学のルームエアコン用カロリーメータは、試験棟内に設置されており、棟内の温度は制御可能である。カロリーメータは、定格冷房能力 4kW のルームエアコンを対象に JIS B8615-1:1999「エアコンディショナー第 1 部：直吹き形エアコンディショナとヒートポンプー定格性能及び運転性能試験方法」、JIS C9612:2005「ルームエアコンディショナ」に定められた試験（以下、標準試験と記す）及び、負荷試験を行うことができる。受風チャンバを用いる空気エンタルピー法と、熱バランス法の両方で供試機の能力を測定できる。表③.2.1-1、表③.2.1-2、表③.2.1-3 にそれぞれ東京大学のカロリーメータの大きさ、仕様、試験の種類についてまとめている。

表③.2.1-1 Calorimeter dimensions

Indoor unit room	Heat balance type	3 900W×3 450D×2 800H (37.67m^3)
Outdoor unit room	—	3 900W×3 450D×2 800H (37.67m^3)

表③.2.1-2　Calorimeter specifications

Indoor unit room temperature (℃)	20 - 27
Outdoor unit room temperature (℃)	-7 - 35
Applied load (kW)	・Cooling: 0.6 - 4.0 (SHF: 0.6 - 1.0) ・Heating: 0.6 - 5.0
Accuracy (difference between processed heat and applied load heat)	Within ±5% at standard test Within ±10% at load test
Air conditioner capacity measurement method	・Air-enthalpy method ・Heat balance method

表③.2.1-3 Test types

Load test (Test in which the amount of heat load is controlled under constant temperature and humidity conditions)	・Unsteady test (Cooling/Heating)
Performance test	・Steady test (Cooling/Heating) ・Unsteady test (Defrost test)
Calorimeter test	・Heat balance test ・Heat leakage coefficient test

図③.2.1-1～4 に試験棟内のカロリーメータ、室外側、室内側試験室内部の写真と室内側に設置してある供試機能力測定のための受風チャンバ等の写真を示す。

図③.2.1-1 Calorie meter, outdoor unit test room (left), and indoor unit test room

図③.2.1-2 Outdoor unit test room

図③.2.1-3 Indoor unit test room

図③.2.1-4 Wind receiving chamber in the indoor unit test room

③.2.2 JIS 試験の結果

JIS 試験に用いた供試機は汎用のルームエアコンである。供試機の仕様を表③.2.2-1 に示した。なお、供試機は購入先より同時に同機種２台購入し、１台は日本空調冷凍研究所にて１台は東大にて JIS 試験に用いた。

表③.2.2-1 Test machine specifications

Inverter type room air conditioner			
Cooling	Rated capacity (kW)		2.8
	Electric power consumption (W)		800
Heating	Rated capacity (kW)	Standard	3.6
		Low temperature	3.5
	Power consumption (W)	Standard	910
		Low temperature	1 320
Annual performance factor (APF)			5.8

表③.2.2-2 Cooling test conditions

Standard cooling test (JIS B 8615-1:2013)			
Colling	Indoor unit room air	Dry-bulb temperature (℃)	27
		Wet-bulb temperature (℃)	19
	Outdoor unit room air	Dry-bulb temperature (℃)	35
		Wet-bulb temperature (℃)	24
Air temperature outside the environmental test chamber (℃)		27	

表③.2.2-3 Heating test conditions

Standard cooling test (JIS B 8615-1:2013)			
Heating	Indoor unit room air	Dry-bulb temperature (℃)	20
		Wet-bulb temperature (℃)	15
	Outdoor unit room air	Dry-bulb temperature (℃)	7
		Wet-bulb temperature (℃)	6
Air temperature outside the environmental test chamber (℃)		24	

供試機の試験室への設置は JIS 規格（B 8615-1：2013）の機器の据え付けに従い行った。JIS 試験の冷房定格・中間能力試験と暖房定格・中間能力試験は、表③.2.2-2、表③.2.2-3 の冷房能力、暖房能力の試験条件の下で行った。各試験は、JIS 規格（B 8615-1：2013）と性能試験固定モードに従い、圧縮機回転数を固定して行った。能力測定は空気エンタルピー法と熱バランス法の２方法で行った。なお、圧縮機回転数を測定するために、小野測器製のアドバンストタコメータ FT-7200 を用い、圧縮機モーターからの漏洩磁束を測定するセンサーを圧縮機外壁に取り付けた。

表③.2.2-4、表③.2.2-5 に JIS 試験による定格冷房能力、中間冷房能力試験の結果をそれぞれ示した。表内には比較のために同一機種による日空研（日本空調冷凍研究所、JATL）の RAC2（平衡式室形熱量計）による試験結果も併記した。定格能力試験の比較では、冷房能力のカタログ値を基準にすると、日空研の値、東大の空気エンタルピー法による値と熱バランス法による値はそれぞれ、1.038、1.046、1.052 であり、同様に消費電力は 0.922、0.896、0.919 であり、COP は 1.126、1.169、1.146 であった。また、日空研の冷房能力、消費電力、COP の値を基準にした東大の空気エンタルピー法による値はそれぞれ 1.01、0.97、1.04 であり、同様に熱バランス法による値は 1.01、0.997、1.02 であった。定格能力の JIS 試験では、東大の空気エンタルピー法による値と日空研の値との差が±4%以内に、熱バランス法における差は±2%以内であることが分かった。

表③.2.2-4 Results of rated cooling capacity test

	Catalog value	JATL(Heat balance method)	This research	
			Air-enthalpy method	Heat balance method
Cooling capacity (W)	2800	2907	2930 (1.01)*	2946 (1.01)
Electricity consumption (W)	800	737.5	717 (0.97)	735 (0.997)
COP	3.5	3.94	4.09 (1.04)	4.01 (1.02)
SHF	-	1.0	1.0	1.0
Blowing temperature from the test machine (℃)	-	17.9	17.1	-
Airflow rate (m^3/min)	-	-	13.9	-
Compressor speed (Hz)	-	-	65.0	65.0

*Values in parentheses indicate the ratio with the JATL value.

中間冷房能力試験において同様の比較を行うと、日空研の冷房能力、消費電力、COP の値を基準にすると、東大の空気エンタルピー法の値はそれぞれ 1.04、0.987、1.05 であり、同様に熱バランス法では 1.03、0.996、1.03 であった。中間能力の JIS 試験では、東大の空気エンタルピー法による値は日空研の値との差が±5%以内に、熱バランス法における差は±3%以内であることが分かった。

表③.2.2-5 Results of half-cooling capacity test

	JATL (Heat balance method)	This research	
		Air-enthalpy method	Heat balance method
Cooling capacity (W)	1321	1368.8 (1.04)*	1356.1 (1.03)
Electricity consumption (W)	208.1	205.4 (0.987)	207.3 (0.996)
COP	6.35	6.66 (1.05)	6.54 (1.03)
SHF	1.0	1.0	1.0
Blowing temperature from the test machine (℃)	22.1	21.4	-
Airflow rate (m^3/min)	-	11.5	-
Compressor speed (Hz)	-	23.9	23.9

*Values in parentheses indicate the ratio with the JATL value.

表③.2.2-6、 表③.2.2-7 に JIS 試験による標準暖房能力、中間暖房能力試験の結果を示した。冷房能力の場合と同様に比較すると、暖房能力のカタログ値を基準とし比較すると、日空研の値、東大の空気エンタルピー法による値、熱バランス法による値はそれぞれ 1.031、0.995、1.016 であり、同様に消費電力はそれぞれ 0.956、0.948、0.942 であり、COP はそれぞれ 1.078、1.048、1.078 であった。また、日空研の暖房能力、消費電力、COP の値を基準にした東大の空気エンタルピー法による値はそれぞれ 0.965、0.992、0.972 であり、同様に熱バランス法による値は 0.986、0.986、1.0 であった。暖房の標準能力の JIS 試験では、東大の空気エンタルピー法による値と日空研の値との差が±3.5%以内に、熱バランス法における差は±1.4%以内であることが分かった。

中間暖房能力において同様の比較を行うと、日空研の暖房能力、消費電力、COP のそれぞれの値を基準にすると、東大の空気エンタルピー法の値はそれぞれ 0.973、0.989、0.984 であり、同様に熱バランス法では 0.993、0.981、1.013 であった。中間能力の JIS 試験では、東大の空気エンタルピー法による値と日空研の値との差が±2.7%以内に、熱バランス法における差は±1.9%以内であることが分かった。

表③.2.2-6 Results of heating rated capacity test

	Catalog value	JATL(Heat balance method)	This research	
			Air-enthalpy method	Heat balance method
Heating capacity (W)	3600	3710	3581 (0.965)*	3658.5 (0.986)
Electricity consumption (W)	910	869.5	862.5 (0.992)	856.9 (0.986)
COP	3.96	4.27	4.15 (0.972)	4.27 (1.0)
Blowing temperature from the test machine (℃)	-	32.4	32.9	-
Airflow rate (m^3/min)	-	-	13.6	-
Compressor speed (Hz)	-	-	94.2	94.2

*Values in parentheses indicate the ratio with the JATL value.

表③.2.2-7 Results of heating half-capacity test

	JATL(Heat balance method)	This research	
		Air-enthalpy method	Heat balance method
Heating capacity (W)	1659	1614.2 (0.973)*	1647.3 (0.993)
Electricity consumption (W)	261.9	259.0 (0.989)	256.9 (0.981)
COP	6.33	6.23 (0.984)	6.41 (1.013)
Blowing temperature from the test machine (℃)	27.3	27.5	-
Airflow rate (m^3/min)	-	10.5	-
Compressor speed (Hz)	-	40.0	40.0

*Values in parentheses indicate the ratio with the JATL value.

以上の結果をまとめると、以下のようになる。

定格・中間冷房能力の JIS 試験において、東大の熱バランス法による試験結果は、日空研の値（エアコン能力、消費電力、COP）との差が±3%以内にあった。東大の空気エンタルピー法による試験結果は日空研の値との差が±5%以内にあった。

標準・中間暖房能力の JIS 試験において、東大の熱バランス法による試験結果は日空研の値との差が±1.9%以内にあった。東大の空気エンタルピー法の試験結果は日空研の値との差が±3.5%以内にあった。

東大のカロリーメータによる冷暖房の JIS 試験結果を日空研の値と比較し、日空研との差が数%以内であることから、東大のルームエアコン用カロリーメータの精度は良好であることが分かった。

③.2.3 熱バランス式による圧縮機回転数非固定の試験

ルームエアコンの圧縮機の回転数を非固定とし、冷暖房の負荷試験を熱バランス法により行った。負荷試験は以下のように行った。表③.2.3-1、 表③.2.3-2 に示す乾球・湿球温度条件の下で所定の熱負荷を室内側試験室に与えた後にエアコンを運転する、エアコンはリモコンの設定に従い運転し室内を平衡状態に導く、エアコン能力を求めるときは平衡状態になったところのデータを処理した。なお、負荷試験におけるリモコン設定は表③.2.3-3 のように設定した。

表③.2.3-1 Cooling load test conditions

Cooling	Heat load (kW)	2.8 (1.4)*	
	Indoor unit room air	Dry-bulb temperature (℃)	27
		Wet-bulb temperature (℃)	19
	Outdoor unit room air	Dry-bulb temperature (℃)	35
		Wet-bulb temperature (℃)	24
Air temperature outside the environmental test chamber (℃)		25	

*Value in parentheses indicates the value for half-load test.

表③.2.3-2 Heating load test conditions

Heating	Heat load (kW)	3.6 (1.9)*	
	Indoor unit room air	Dry-bulb temperature (℃)	20
		Wet-bulb temperature (℃)	15
	Outdoor unit room air	Dry-bulb temperature (℃)	7 (12)
		Wet-bulb temperature (℃)	6 (10.34)
Air temperature outside the environmental test chamber (℃)		20	

*Values in parentheses indicate the values for half-load test.

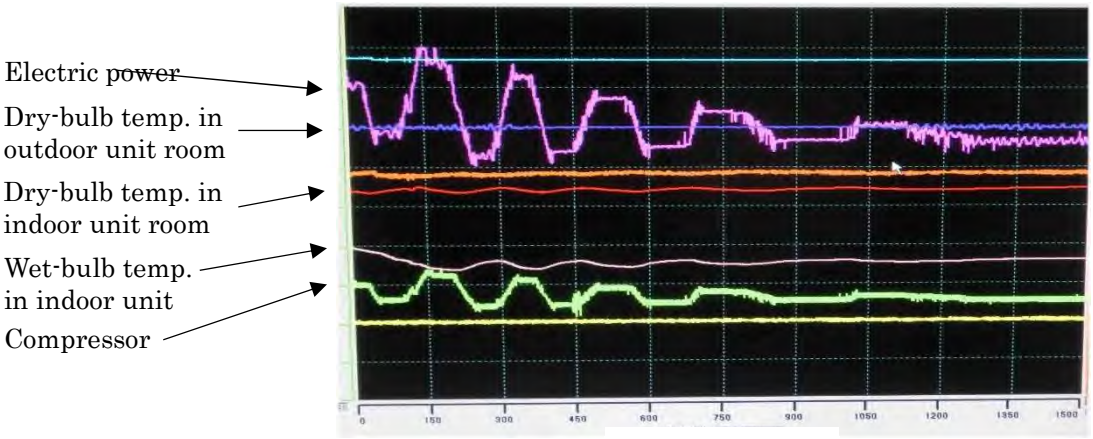
表③.2.3-3 Remote controller settings

Operation	Cooling/Heating
Airflow mode	Strong
Wind direction (1 - 5)	3
Temperature (℃)	27 (18, 20)*

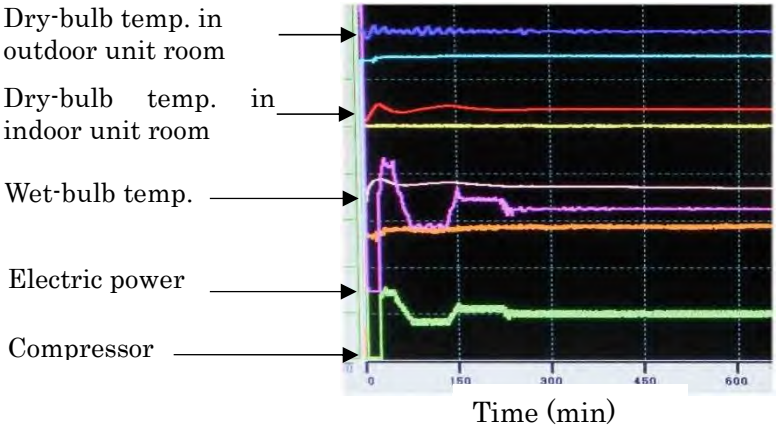
* Values in parentheses indicate the value for heating operation.

定格冷房負荷試験、中間冷房負荷試験のトレンドグラフを図③.2.3-1、 図③.2.3-2 にそれぞれ示した。図③.2.3-1 の冷房負荷（2.8kW）の場合は、周期約 180 分の減衰振動（消費電力、圧縮機回転数）が発生していると共に、室内側乾球・湿球温度は逆位相で振動しているのが分かる。平衡状態には 20 時間以上かかっている。中間の冷房負荷（1.4kW）では、図③.2.3-2 に示すように減衰振動は１周期半で収まり約４時間で平衡状態になっている。

定格冷房負荷と中間負荷試験結果を表③.2.3-4、表③.2.3-5 に示した。表③.2.3-4 中の室内側乾球／湿球(DB/WB)温度は、平衡状態では表に示す温湿度に安定していた。また、同条件下の日空研（JATL）の試験状態は振動が持続するのに対して、東大の試験は減衰振動後に平衡状態となった。日空研の試験ではリモコンによる風速設定は（パワフル＋自動）であった。日空研の冷房能力、消費電力、COP の値を基準にしたときの東大の値はそれぞれ 1.042、0.898、1.161 であった。中間冷房負荷試験は日空研、東大共に平衡状態に至った。中間冷房負荷試験の日空研の冷房能力、消費電力、COP の値を基準にしたとき、東大の数値はそれぞれ 1.022、1.352、0.757 であった。定格冷房、中間冷房負荷試験において、東大と日空研の COP の差はそれぞれ 16.1%、-35.2%であることが分かった。平衡状態における室内側乾球温度は成り行きとなるが、リモコン温度設定 27℃で日空研と東大の試験結果によると両者ともに、定格負荷で 27℃よりやや高め、中間負荷ではやや低めとなった。



図③.2.3-1 Trend graph of rated cooling load test (2.8kW)



図③.2.3-2 Trend graph of half-cooling load test (1.4kW)

表③.2.3-4 Results of rated cooling load test (2.8kW)

	JATL	This study
Heat load (W)	2804	2922 (1.042)*
Electricity consumption (W)	884	794 (0.898)
COP	3.17	3.68 (1.161)
SHF	0.8	1.0
Indoor DB/Wb temperature (℃)	27.9/18.6	27.2/18.0
Airflow rate (m^3/min)	69.7	70.6
State	Cyclic	Stable

*Values in parentheses indicate the ratio with the JATL value.

表③.2.3-5 Results of half-cooling load test (1.4kW)

	JATL	This study
Heat load (W)	1414	1444.6 (1.022)*
Electricity consumption (W)	213	287.9 (1.352)
COP	6.63	5.02 (0.757)
SHF	0.99	1.0
Indoor DB/Wb temperature (℃)	26.7/18.7	26.8/18.4
Airflow rate (m^3/min)	22.9	27.9
State	Stable	Stable

*Values in parentheses indicate the ratio with the JATL value.

標準・中間暖房負荷試験においては、振動が起こることはなかった。標準負荷試験において、日空研の暖房能力、消費電力、COP の値を基準にしたとき、東大の値はそれぞれ 1.031、0.989、1.024 であった。東大の値と日空研の値との差は±3.1%以内であることが分かった。中間暖房負荷試験では、日空研の暖房能力、消費電力、COP の値を基準にしたとき、東大の値はそれぞれ 1.011、0.975、1.036 であった。従って、東大と日空研の COP の差は±3.6%以内であることが分かった。表③.2.3-6、 表③.2.3-77 より室内側乾球温度はリモコン設定温度より約 1～2℃高くなった。

表③.2.3-6 Results of standard heating load test (3.6kW)

	JATL	This study
Heat load (W)	3600	3647 (1.031)*
Electricity consumption (W)	1070	1058 (0.989)
COP	3.37	3.45 (1.024)
Remote control temperature setting (℃)	20	20
Indoor DB/Wb temperature (℃)	21.6/15.9	21.1/16.6
Airflow rate (m^3/min)	89.6	98.4
State	Stable	Stable

*Values in parentheses indicate the ratio with the JATL value.

表③.2.3-7 Results of half-heating load test (1.9kW)

	JATL	This study
Heat load (W)	1901	1921 (1.011)*
Electricity consumption (W)	323	315 (0.975)
COP	5.89	6.10 (1.036)
Remote control temperature setting (℃)	18	18
Indoor DB/Wb temperature (℃)	19.9/14.8	19.3/14.5
Airflow rate (m^3/min)	39	42.3
State	Stable	Stable

*Values in parentheses indicate the ratio with the JATL value.

以上の結果をまとめると、以下のとおりである。

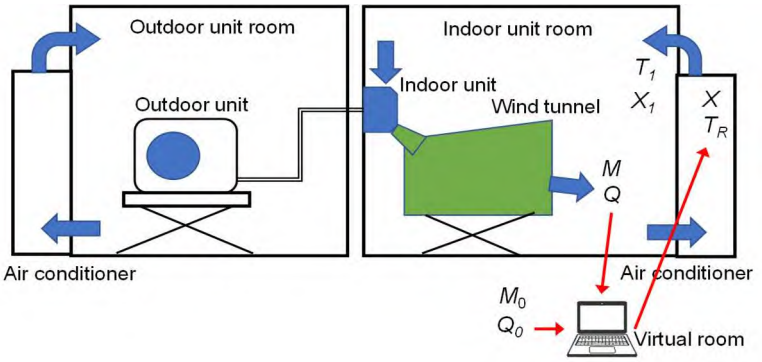
定格・中間冷房負荷試験を圧縮機回転数を固定しないで熱バランス法により行い、日空研の結果と比較した。定格冷房負荷試験では振動が発生した。定格・中間冷房負荷試験における東大と日空研の COP 値との差はそれぞれ 16.1%、-35.2%であった。

標準・中間暖房負荷試験を圧縮機回転数を固定しないで熱バランス法により行い、日空研の結果と比較した。標準・中間暖房負荷試験における東大と日空研の COP の差はそれぞれ±3.1%、±3.6%以内であった。

③.2.4　空気エンタルピー式環境試験室の改良

(1) 環境試験室の改良の概要

東京大学に設置されているエアコン試験室（カロリーメータ）は、空気エンタルピー式測定も熱バランス式測定もできるようになっている。空気エンタルピー式測定は、室内機試験室内に受風室が設置され、室内機から吹き出す空気が捕集され、空気の乾球温度、湿球温度と流量が測定される。室内機試験室の空気の乾球温度と湿球温度から計算されるエンタルピーと室内機から吹き出す空気のエンタルピーとの差と空気流量から、エアコンが発揮している能力が計測される。JIS C 9612：2013 で規定するエアコンの性能試験（以後、「JIS 試験」と呼ぶ。）のように圧縮機の回転数を固定して性能試験をする場合には、エアコンが消費する電力と冷暖房能力を計測することによって COP が測定される。空気エンタルピー式測定は、圧縮機回転数を固定する試験に適しており、広く普及している。通常の空気エンタルピー式測定では、熱負荷を与える機能がないため、圧縮機回転数を固定しない負荷試験を行うことはできない。本研究では負荷試験を行うために試験室の運転を改良した。東京大学の空気エンタルピー式試験室の概略を図③.2.4-1 に示す。環境試験室は JIS B 8615-1 に準拠しており、冷房熱量は 0.6～4.0kW、暖房熱量は 0.6～5.0kW である。



図③.2.4-1 Outline of calorimeter of air enthalpy

(2) 環境試験室の制御

空気エンタルピー式試験室で負荷試験を行うために、仮想的なエアコンの設置室を考え、その部屋に一定の熱負荷がかかっていると想定する。仮想室にエアコンが設置されていると考え、その発揮している能力は受風室により測定される。熱負荷とエアコン能力の差によって、仮想室の温度が変化すると考える。従って、計算された仮想室温度と同じ温度の空気を室内機室に吹き出すように試験室の運転ソフトを改修した。こうすれば、仮想室の熱負荷とエアコンの能力が一致するようになり、室内機室の温度は安定化する。ただし、安定した室内機室温度が指定の温度に近づけるために、エアコンのコントローラの設定温度を調整する。湿度制御についても、仮想室内の水分量を除湿負荷とエアコンの除湿結果の差から計算し、試験室吹き出し空気の湿度を制御する。

以上の空気エンタルピー式試験室の運転方法のブロック図は図③.2.4-2 のように表される。冷房時の仮想室の温度の変化は式(③.2.4-1)のように表される。

$$C\frac{dT_R}{dt} = (Q_{C0} - Q_{L0}) - (Q - Q_L) \qquad (③.2.4\text{-}1)$$

熱容量 C の仮想室の室温 TR の変化は熱負荷Q_0の顕熱分とエアコンが発揮している能力Qの顕熱分の差で変化すると考える。Q_{L0}は潜熱負荷、Q_Lはエアコンが発揮している潜熱能力である。JIS 試験では負荷の顕熱比を定めていないので、現状では仮想室の湿度の管理をすることができ

ない。そこで本研究では、$Q_{L0} = Q_L$と考え、式(③.2.4-2)が得られる。

$$C\frac{dT_R}{dt} = Q_{C0} - Q \qquad (③.2.4\text{-}2)$$

暖房運転については潜熱処理がされないので、仮想室の温度変化は式(③.2.4-3)のようになる。

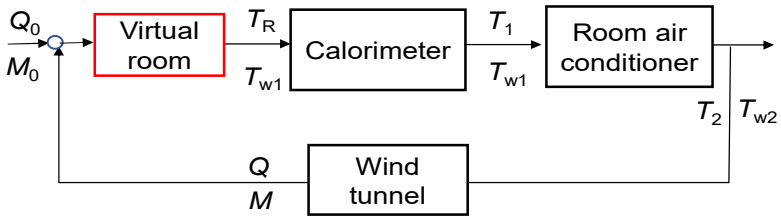
$$C\frac{dT_R}{dt} = Q - Q_{H0} \qquad (③.2.4\text{-}3)$$

冷房運転における仮想室内の空気の絶対湿度Xの変化は要求除湿量M_0とエアコンの除湿量Mの差から計算され、式(③.2.4-4)で表される。

$$C_M\frac{dX}{dt} = M_0 - M \qquad (③.2.4\text{-}4)$$

ここでも、JIS C 9612：2013では潜熱処理に関する規定がないので、$M_0 = M$と考えると、仮想室内の空気の絶対湿度は時間により変化せず、一定となる。

図③.2.4-2 のブロック図にあるように、仮想室内の温度や湿度を計算して、環境試験室の吹き出し温度や湿度を指定するとき、環境試験室の規模や構造により、室内機室の温度や湿度の変化に時間遅れが生じる可能性がある。今回使用した室内機室温度の時間遅れは 1 分以内であったため、制御上の対応をしなかった。



図③.2.4-2 Block diagram of calorimeter

③.2.5 静的負荷試験法

(1) 試験条件

供試エアコンは定格冷房能力 2.8kW、定格暖房能力 3.6kW の普及モデルである。風量設定には自動、強、中、弱、パワフルの 5 つのモードがある。パワフルモードは急速に冷房ないし暖房をするときに使われるモードであるが、JIS 試験でも用いられるモードと推測される。供試エアコンを標準的な 10 畳の部屋（高さ 2.7 m）に設置すると、室内の体積は 49.2 m^3 であり、室内の空気のみの熱容量は 58 kJ/K である。実際の室内は、壁、床、天井などで囲まれているため、エアコンの負荷を与える空間の熱容量は空気の熱容量より大きくなる。この熱容量が大きいほど、室内温度の変化はゆっくりしたものになることから、環境試験室の動作は安定化する効果がある。仮想室の熱容量を増やして、200、400、600 kJ/K の 3 種類について動作を検証した。試験条件の一覧を表③.2.5-1 に示す。外気の温湿度条件や室内の温湿度条件は、JIS C 9612：2013 で規定されている値を用いた。加えて、低温暖房試験も実施した。

表③.2.5-1 Experimental conditions

Capacity	Airflow mode	C=200 kJ/K	C=400 kJ/K	C=600 kJ/K
Rated capacity	Powerful	○ △	○ △	○ △
	Strong			○ △
	Automatic			○ △
Half capacity	Powerful	○ △	○ △	○ △
	Strong	○ △	○ △	○ △
	Automatic			○ △
25% capacity	Powerful	○	○	○ △
	Strong	○	○	○ △
	Automatic	○	○	○ △

Symbols ○ and △ mean the cooling and heating experiments, respectively.

(2) 仮想室の熱容量の影響

エアコンを設置する部屋の大きさが変わっても熱負荷や温度条件が同じであれば、COP などの性能は変化しないと考えられる。従って、仮想室の熱容量を変化させることは、環境試験室を安定に運転することに影響を与えるが、熱負荷や温度条件が同じで、安定な運転が実現されるときには COP には影響を与えないと考えた。本研究では、仮想室の構造などの情報は必要でなく、熱容量だけ分かればよい。

仮想室の熱容量の影響は中間能力試験に大きく出ていたので、その効果を冷暖房の中間能力試験で検討した。中間冷房負荷試験において、風速モードがパワフルで C=200～600kJ/K の結果を表③.2.5-2 に、強モードの結果を表③.2.5-3 に示す。室内機室温度 T_{in} が 27℃になるようにコントローラ設定温度 T_{set} を調整したが、供試機の設定温度刻みは 1℃であることもあって、T_{in} を調整しきれなかった。パワフルモードにおいて、風量は 13.7m³/min で JIS 試験の 11.5m³/min より大きい、しかし負荷試験の COP は JIS 試験より 1.5～1.8 小さかった。C=200kJ/K の COP が他（C=400、 600kJ/K）よりやや高いのは、圧縮機回転数が小さく消費電力が小さくなったためと考えられる。強モードの場合、風量は JIS 試験の風量 11.5m³/min より小さく約 10 m³/min であった。C= 200kJ/K で圧縮機の断続運転となったが、C> 400kJ/K でエアコンは安定状態となった。C= 200kJ/K の COP は 4.33 に対して、安定状態の C= 400、 600kJ/K はそれぞれ 5.18 と 5.04 と増加した。ここで、安定状態(Stable)とは圧縮機回転数が微小な変動はしているが大きな変動はなく運転している状態を意味し、不安定状態(Unstable)とは圧縮機回転数がゆっくりと振動している状態を意味する。断続運転状態(On-off)とは、圧縮機が発停を繰り返す状態を意味する。Table に示された数値は時間平均値である。不安定状態や断続運転状態では、変動の 3 周期分を平均した。

表③.2.5-2 Effect of heat capacity for powerful airflow mode at half cooling capacity operation

Test mode	JIS test	Load test		
Heat capacity (kJ/K)	-	200	400	600
Cooling load (W)	1368	1367	1355	1386
Power consumption (W)	205	265	277	285
COP	6.66	5.15	4.89	4.86
SHF	0.971	0.95	1.03	1.02
Airflow rate (m³/min)	11.5	13.7	13.7	13.6
Indoor DB temp. (°C)	27.0	26.6	27.6	27.6
Indoor WB temp. (°C)	19.0	19.0	19.2	19.6
Outdoor DB temp. (°C)	35.0	35.0	35.0	35.0
Outdoor WB temp. (°C)	24.1	24.0	24.0	24.1
Compressor speed (Hz)	24	24	26	26
Controller set temp. (°C)	-	27	27	27
Airflow mode	-	Powerful	Powerful	Powerful
State	Stable	Stable	Stable	Stable

表③.2.5-3 Effect of heat capacity for strong airflow mode at half cooling capacity operation

Test mode	JIS test	Load test		
Heat capacity (kJ/K)	-	200	400	600
Cooling load (W)	1368	1349	1373	1353
Power consumption (W)	205	312	265	269
COP	6.66	4.33	5.18	5.04
SHF	0.971	0.95	0.96	1.01
Airflow rate (m³/min)	11.5	9.8	10.2	9.9
Indoor DB temp. (°C)	27.0	26.7	26.8	27.1
Indoor WB temp. (°C)	19.0	20.6	19.8	19.7
Outdoor DB temp. (°C)	35.0	35.0	35.0	35.0
Outdoor WB temp. (°C)	24.1	24.0	24.0	24.0
Compressor speed (Hz)	24	31	26	26
Controller set temp. (°C)	-	26	26	26
Airflow mode	-	Strong	Strong	Strong
State	Stable	On-off	Stable	Stable

表③.2.5-4 に中間暖房負荷試験において、パワフルモードで C=200～600kJ/K の結果を、表③.2.5-5 に強モードの結果を示した。パワフルモードのとき風量は 12.5 m^3/min で JIS 試験の風量 10.5 m^3/min より大きく、強モードのとき 8.0～8.6 m^3/min で JIS 試験のときより小さい。COP は強よりパワフルモードが大きかった。両者の COP は JIS 試験のそれより小さかった。両者について、C の増加は変動周期を長くしながら振動状態から減衰振動、そして安定状態となった。振動の減衰は消費電力の低下を導き COP の上昇に繋がる。C=600kJ/K とすると振動は抑制された。

表③.2.5-4 Effect of heat capacity for powerful airflow mode at half heating capacity operation

Test mode	JIS test	Load test		
Heat capacity (kJ/K)	-	200	400	600
Heating load (W)	1614	1651	1650	1628
Power consumption (W)	259	323	319	313
COP	6.23	5.11	5.17	5.19
Airflow rate (m3/min)	10.5	12.5	12.5	12.5
Indoor DB temp. (°C)	20.0	20.5	20.4	20.3
Indoor WB temp. (°C)	15.0	15.2	15.1	15.1
Outdoor DB temp. (°C)	7.0	7.0	7.0	7.0
Outdoor WB temp. (°C)	6.0	6.0	6.0	6.0
Compressor speed (Hz)	40.0	42	43	42
Controller set temp. (°C)	-	19	19	19
Airflow mode	-	Powerful	Powerful	Powerful
State	Stable	Unstable	Unstable	Stable

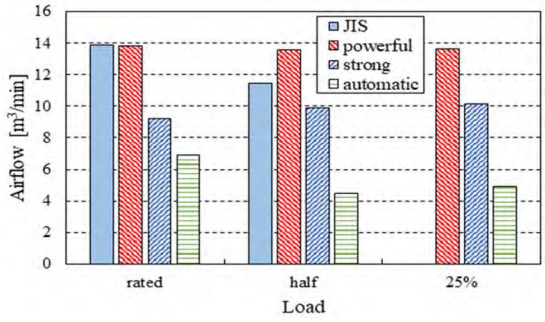
表③.2.5-5 Effect of heat capacity for strong airflow mode at half heating capacity operation

Test mode	JIS test	Load test		
Heat capacity (kJ/K)	-	200	400	600
Heating load (W)	1614	1657	1659	1609
Power consumption (W)	259	346	333	320
COP	6.23	4.79	4.98	5.02
Airflow rate (m^3/min)	10.5	8.0	8.0	8.6
Indoor DB temp. (°C)	20.0	20.6	19.4	20.1
Indoor WB temp. (°C)	15.0	15.2	14.8	15.1
Outdoor DB temp. (°C)	7.0	7.0	7.0	7.0
Outdoor WB temp. (°C)	6.0	6.0	6.0	6.0
Compressor speed (Hz)	40.0	44	44	42
Controller set temp. (°C)	-	20	19	19
Airflow mode	-	Strong	Strong	Strong
State	Stable	Unstable	Unstable	Stable

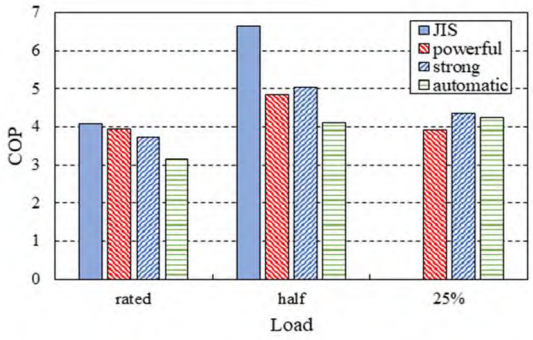
(3) 風量設定の影響

冷房の場合について、負荷をパラメータにして風速モードと風量の関係を図③.2.5-1 に、風速モードと COP の関係を図③.2.5-2 に示す。風量はパワフル、強、自動の順に低下する。定格の JIS 試験の風量はパワフルの時に一致するが、中間の JIS 試験の風量はパワフルと強の中間あたりである。定格負荷の場合を除き、COP は風速モードとの関係ははっきりしない。中間負荷の COP は高く、25%負荷が次にくるように見える。定格負荷のとき、風量の低下は COP の低下と一致している。JIS 試験と負荷試験の定格能力の COP の違いは小さいが、中間能力の負荷試験の COP は JIS 試験よりかなり低い。

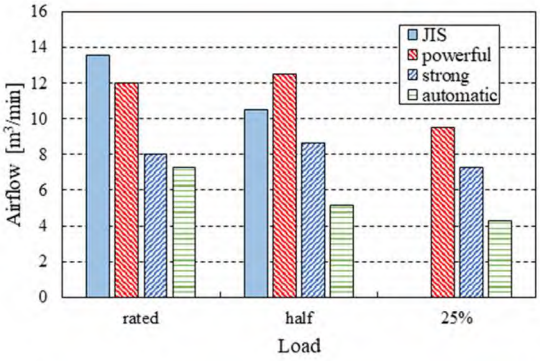
暖房の場合について、風速モードと風量の関係を図③.2.5-3 に、風速モードと COP の関係を図③.2.5-4 に示す。パワフル、強、自動の順に風量は低下する。JIS 試験の定格、中間の風量は冷房の場合に比較しやや低下している。中間、25%負荷の COP はほぼ同じでパワフル、強で変わらず、自動では低下がある（図③.2.5-4）。定格負荷の COP は風量強や自動ではパワフルより相当低下している。中間負荷試験の COP が JIS 試験よりかなり低いのは冷房と同じである。JIS 試験では COP が最大になるような最適なサイクルになるように、圧縮機回転数、膨張弁開度などが調整されていると思われる。それに対し、負荷試験のような居室でユーザーが使用していると想定されている運転状況においては、最適な制御が実現されているとは限らない。中間能力負荷試験の COP が JIS 試験より低い理由は、供試機の運転制御に原因があると推測される。



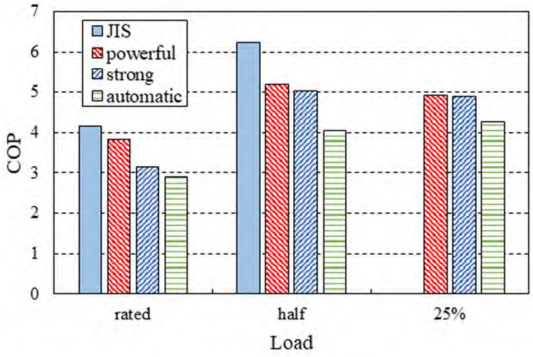
図③.2.5-1 Relationship between airflow mode and airflow rate for cooling operation at C = 600 kJ/K



図③.2.5-2 Relationship between airflow mode and COP for cooling operation at C = 600 kJ/K.



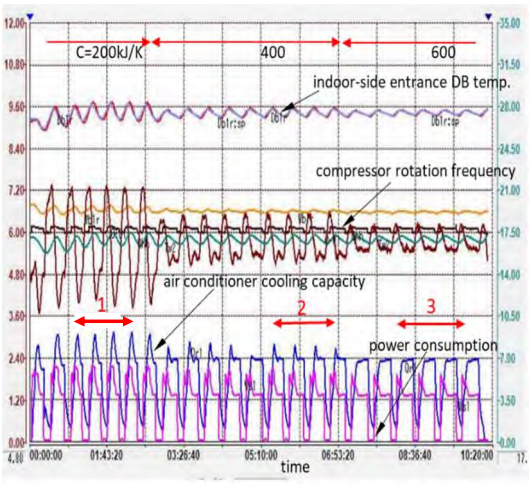
図③.2.5-3 Relationship between airflow mode and airflow rate for heating operation at C = 600 kJ/K.



図③.2.5-4 Relationship between airflow mode and COP for heating operation at C = 600 kJ/K.

(4) 低負荷時の断続運転の計測

図③.2.5-5に25%冷房負荷における断続運転のトレンドグラフを示す。図中にはC=200、400、600kJ/Kの範囲とCに対応したデータ処理範囲（3周期）を番号1～3で示した。表③.2.5-6に処理結果を示す。25%冷房負荷では、圧縮機がon-offする断続運転となったが、on-offによらずエアコンの吹出し風量に大きな変化はなかった。熱容量 C の影響について、C の増加で各変動量が小さくなり(図③.2.5-5)、消費電力も減少し COP は増加するようになる(表③.2.5-6)。C を大きくすると、COPは上昇する傾向を示す。



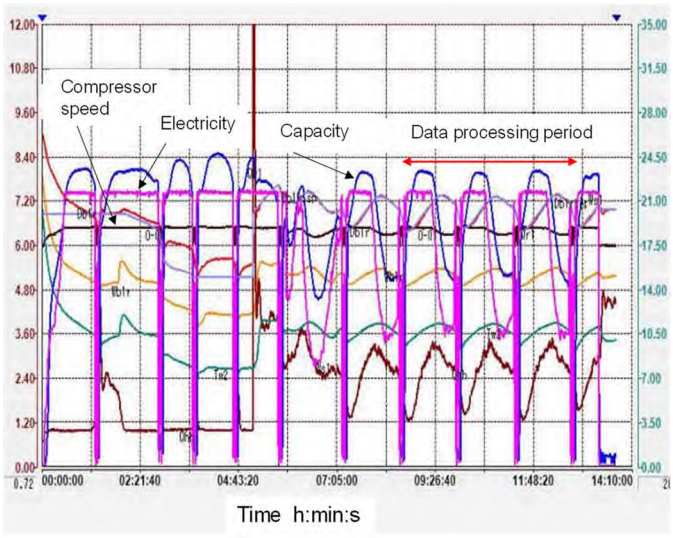
図③.2.5-5 Trend graph for 25% cooling load operation

表③.2.5-6 Performance at 25% cooling load operation

Cycle number	1	2	3
Heat capacity (kJ/K)	200	400	600
Cooling load (W)	724	729	737
Power consumption (W)	196	188	183
COP	3.69	3.89	4.04
SHF	1.00	1.00	1.00
Airflow rate (m^3/min)	5.2	5.2	5.2
Indoor DB temp. (℃)	27.5	27.5	27.5
Indoor WB temp. (℃)	19.4	19.2	19.2
Outdoor DB temp. (℃)	35.0	35.0	35.0
Outdoor WB temp. (℃)	24.0	24.0	24.0
Compressor speed (Hz)	20	20	19
Controller set temp. (℃)	26	26	26
Controller set airflow	Automatic	Automatic	Automatic
State	On-off	On-off	On-off

(5) 低温暖房試験

低温条件（外気の乾球温度が 2℃、湿球温度が 1℃）で、熱負荷が 2.6kW（定格冷房能力の 93%）のときの暖房試験のトレンドグラフを図③.2.5-6 に示す。熱負荷は、現 JIS の外気温度 2℃における想定負荷である定格冷房能力の 88%に近い値にするように設定した。仮想室の熱容量は C=600kJ/K としている。低温暖房試験では外気温度が 2℃であるため、着霜と除霜を繰り返す。エアコン性能の平均数値は着霜と除霜の 3 周期の期間の平均をとった。除霜に入る時期はエアコンの運転に任されており、周期は 82 分であった。表③.2.5-7 に処理結果を示す。消費電力には除霜中の電気消費も含んでいる。暖房能力については除霜中の能力は含まれていない。これら結果を見ると安定に測定できており、問題はないと考えられる。



図③.2.5-6 Trend graph for low-temperature heating operation

表③.2.5-7 Performance at low-temperature heating operation

Heat capacity (kJ/K)	600
Heat load (W)	2601
Power consumption (W)	964
COP	2.70
Airflow rate (m^3/min)	7.6
Indoor DB temp. (°C)	20.3
Indoor WB temp. (°C)	15.1
Outdoor DB temp. (°C)	2.0
Outdoor WB temp. (°C)	0.9
Compressor speed (Hz)	94
Controller set airflow	Strong
Controller set temp. (°C)	21
State	on-off
On/off period (min)	82
Defrost period (min)	4.1

(6) 静的負荷試験のまとめ

仮想室の熱容量モデルを用いて、空気エンタルピー法による負荷試験を行った。供試機として定格冷房性能が 2.8kW のエアコンを用いて負荷試験を行い、以下の知見を得た。

既存の空気エンタルピー式環境試験室を改修して静的負荷試験を実施することができた。

仮想室の熱容量が小さいと追従時間は短くなるが、振動的な挙動をとりやすくなる。

今回用いた定格冷房能力 2.8kW のエアコンの性能試験のためには、仮想室の熱容量は、冷房時は低負荷時の断続運転を考慮すると 400kJ/K 以上がよく、600kJ/K が適当であった。

室内外機の風量を上げることによって伝熱性能を上げれば、冷凍サイクルの性能が上昇するのは既知のことである。今回の試験によって風量が COP に影響を与えることが確認された。性能試験に使われる風量については、何らかの基準を設ける必要があることが示唆された。

冷暖房の中間能力性能(COP)について、JIS 試験結果に比べて負荷試験結果はかなり低いことが分かった。その原因は明らかになっていないが、今回使用したエアコンの運転制御に原因がある可能性がある。

断続運転では、熱容量により変動振幅、周期、COP は影響を受ける。熱容量をある程度大きくすると、その影響は小さくなる。

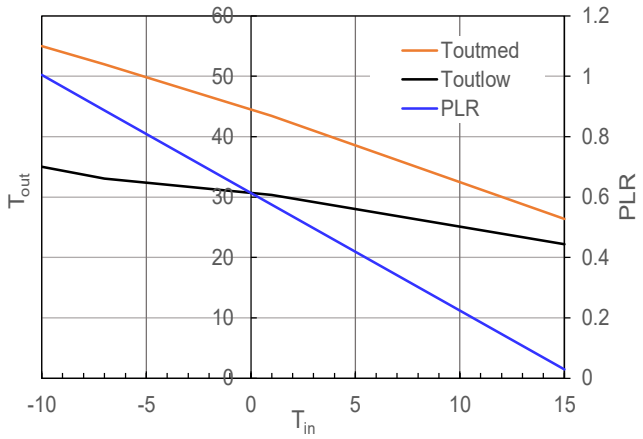
着霜・除霜を伴う低温暖房試験を行い、特に大きな問題は発見されなかった。

③.2.6　動的負荷試験法

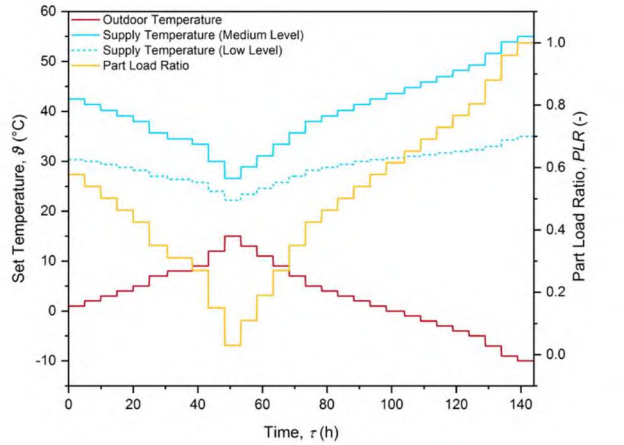
(1) 試験条件

動的負荷試験については、ドイツ BAM の Palkowski らによって報告されている。対象は地下熱熱源（水熱源）あるいは空気熱源の暖房用給湯ヒートポンプである。熱源温度と負荷率(PLR)、給湯温度の関係は EN 14825 に従って図③.2.6-1 のように設定されている。負荷率は熱源温度-10

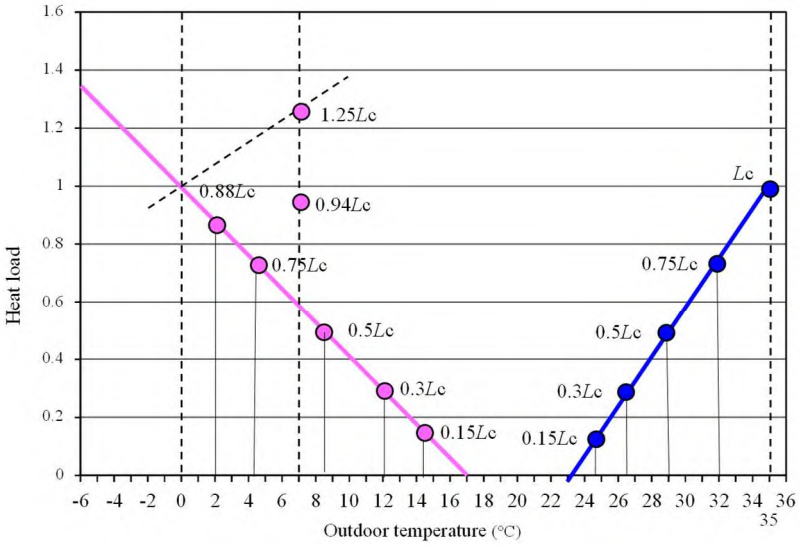
～15℃に対して 100～3%の範囲で線形に変化させている。図③.2.6-2 のように段階的にこれらパラメータを変更して、ヒートポンプの性能を試験している。熱源温度は 1 ステップで 1.4℃程度変化させ、1 つの熱源温度で 5 時間以上維持して測定しているので、図③.2.6-2 の試験では 6 日要している。



図③.2.6-1 Relationship between the outdoor temperature and supply temperature and the part load ratio.



図③.2.6-2 Profiles of the outdoor temperature, supply temperature at medium and low levels, and the part load ratio.



図③.2.6-3 Relationship between the outdoor temperature and the heat load.

本研究では、JIS B 8616：2015 に従って、図③.2.6-3 のように外気温度と負荷率の関係を設定した。縦軸に定格冷房能力を掛けた値が熱負荷となる。動的熱負荷試験のプロファイルについて、以下のように設定した。

(1) 冷房、暖房共に、熱負荷率 15～100%の間を 4 分割して試験を行うこととした。外気温度の全領域における COP 特性を調べるには 5 点測定すれば十分と考えた。

(2) 試験順序としては、負荷率 100%に近い状態から開始し、負荷率 15%まで順に低下させてゆく。その後、負荷率を上げてゆき、負荷率 100%に近い状態に戻ったところで終了する。このように同一負荷率試験を 2 回行う理由は、熱負荷を上げてゆく過程の結果と下げてゆく過程の結果が同じ値をとるか調べるためである。再現性をチェックすることになる。

(3) 各外気温度では 3 時間維持して測定することとした。BAM 試験のように 5 時間保持するのでは、静的負荷試験と変わらないと考えられるからでもある。また、(2)で述べたように、冷房、暖房共に 9 点試験することになるが、試験の負担を考え、それぞれ 1 日程度で試験できるほうが好ましいと考え、1 点あたり 3 時間で試験を試みることにした。

(4) 外気温度が着霜する温度域の暖房試験について、着霜・除霜を伴う試験を行うか、着霜を避けて外気温度を 7℃にして試験を行うか検討した。着霜を避けた外気温度での試験点は図③.2.6-3 の外気温度が 7℃の 2 点である。着霜を避けた外気温度で試験を行うと、外気温度を変更したことによる熱負荷の補正、着霜・除霜をする場合の性能低下の補正などをする必要があり、結果の信頼性が低下する。そこで、本研究では、着霜・除霜を伴う試験を行うこととした。

以上の方針で設定した冷房、暖房の試験プロファイルをそれぞれ Tables ⑤-2-25、⑤-2-26 に示す。室外温度は表③.2.6-1 表③.2.6-1 では乾球温度、表③.2.6-2 では乾球温度、湿球温度の順に記されており、Lc は定格冷房能力である。供試機は静的負荷試験に用いたものと同じである。

表③.2.6-1 Profiles of cooling test

	Process	Heat load	Outdoor temperature
Cooling	1	Lc	35
	2	$0.75Lc$	32
	3	$0.5Lc$	29
	4	$0.3Lc$	26.6
	5	$0.15Lc$	24.8
	6	$0.3Lc$	26.6
	7	$0.5Lc$	29
	8	$0.75Lc$	32
	9	Lc	35

表③.2.6-2 Profiles of heating test

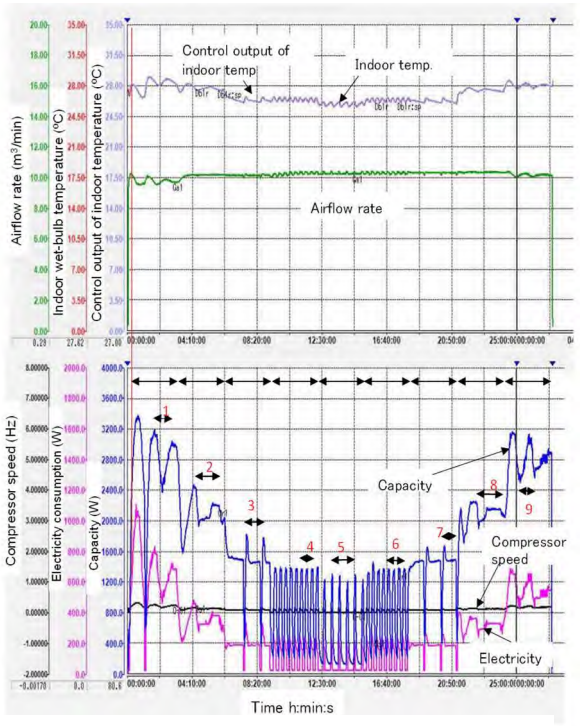
	Process	Heat load	Outdoor temperature
Heating	1	$0.88Lc$	2/1
	2	$0.75Lc$	4.3/3.3
	3	$0.5Lc$	8.5/7.5
	4	$0.3Lc$	11.9/10.9
	5	$0.15Lc$	14.5/13.5
	6	$0.3Lc$	11.9/10.9
	7	$0.5Lc$	8.5/7.5
	8	$0.75Lc$	4.3/3.3
	9	$0.88Lc$	2/1

(2) 冷房条件試験結果

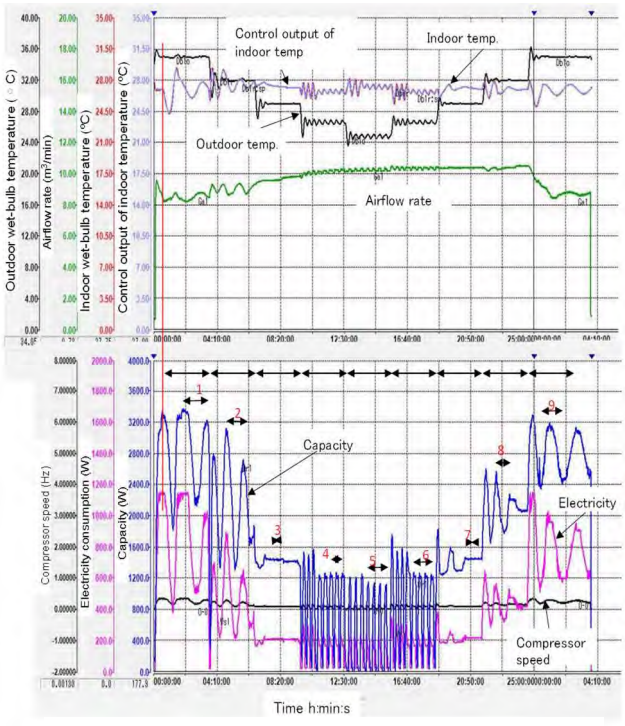
静的負荷試験の結果から、仮想室の熱容量を 600kJ/K とすれば安定な試験ができることが分かっているので、3 時間の試験期間中熱容量を 600kJ/K に固定した場合の試験を行った。エアコンリモコンの設定温度は室内機室温度を 27℃に近づけるように各熱負荷で調整をした。ただし、全試験の熱負荷、仮想室熱容量、室外温度、リモコンの設定温度は事前にプログラム化し、全自動で試験を実施したので、室内機室温度が 27℃から乖離している場合もあった。

図③.2.6-4 に試験測定値のトレンドグラフを示す。9 つのプロセスが 3 時間おきに設定されている。データを取得した時刻も表示している。熱負荷が 75%以上のプロセス１、２、８、９のエアコン能力や消費電力を見ると、減衰振動をしていることが分かる。それに対して、中間能力のプロセス３、７では瞬間的に変動している時刻もあるが、おおよそ安定している。熱負荷が 50%未満のプロセス４～６では、オン・オフ運転をしていることが分かる。特性値を時間平均化処理した結果を表③.2.6-3 表③.2.6-3 表③.2.6-3 に示す。大きな周期の変動をしている場合は 1 周期の平均をとり、短い周期のオン・オフ運転をしている場合は 3 周期の平均をとった。

次に、ルームエアコンの負荷追従を早めるために、仮想室の熱容量を最初の 1 時間を 200kJ/K とし、残りの 2 時間を 600kJ/K として運転した試験の結果のトレンドグラフを図③.2.6-5 に示す。その時間平均値を表③.2.6-4 に示す。この結果を見ると、熱負荷を変化させた直後の熱負荷や電力消費の変動はあまり小さくなっておらず、安定化には貢献しないように見える。



図③.2.6-4 Trend graph of a dynamic load test for cooling with the constant heat capacity of the virtual room.



図③.2.6-5 Trend graph of a dynamic load test for cooling with the variable heat capacity of the virtual room.

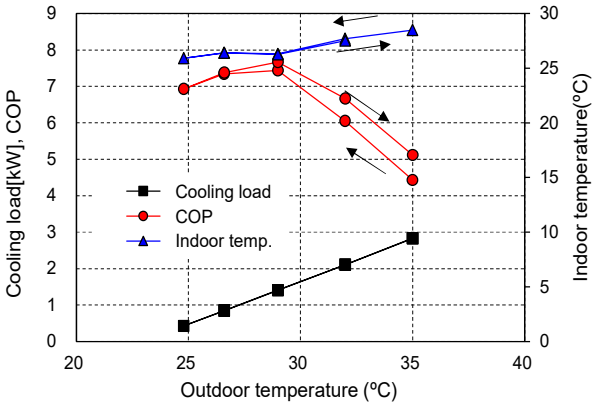
表③.2.6-3 Results of a dynamic load test for cooling with the constant heat capacity of the virtual room.

Process	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Heat capacity [kJ/K]	600	600	600	600	600	600	600	600	600
Cooling load (W)	2832	2108	1402	843	422	846	1406	2107	2822
Sensible heat load (W)	2476	1860	1212	690	287	668	1164	1727	2265
Latent heat load (W)	357	249	190	154	135	179	241	380	557
Electricity consumption (W)	640	349	189	115	61	115	183	316	552
COP	4.43	6.05	7.44	7.34	6.93	7.38	7.67	6.67	5.11
SHF	0.87	0.88	0.86	0.82	0.68	0.79	0.83	0.82	0.8
Airflow rate [m^3/min]	9.7	10.1	10.0	10.1	10.0	10.1	10.2	10.3	10.1
Indoor dry-bulb temp. [°C]	28.5	27.7	26.3	26.4	25.9	26.4	26.3	27.5	28.1
Indoor wet-bulb temp. [°C]	20.0	20.4	19.7	20.0	19.7	19.9	19.6	20.4	20.6
Air conditioner outlet dry-bulb temp. [°C]	16.2	18.8	20.5	23.1	24.5	23.2	20.8	19.4	17.3
Air conditioner outlet wet-bulb temp. [°C]	15.3	17.1	17.5	52.9	53.9	52.6	21.3	20.2	18.3
Outdoor dry-bulb temp. [°C]	35.0	32.0	29.0	26.6	24.8	26.6	29.0	32.0	35.0
Outdoor wet-bulb temp. [°C]	25.0	22.0	19.0	17.1	15.5	16.8	19.0	22.0	25.0
Compressor speed [Hz]	60	37	23	15	7	15	23	34	52
Airflow mode	Strong	Strong	Strong	Strong	Strong	Strong	Strong	Strong	Strong
Controller setting temp. (°C)	26	26	26	27	27	27	26	26	26
State	Vibration	Vibration	Stable	on/off	on/off	on/off	Stable	Vibration	Vibration
Averaging period	1	1	1	3	3	3	1	1	1

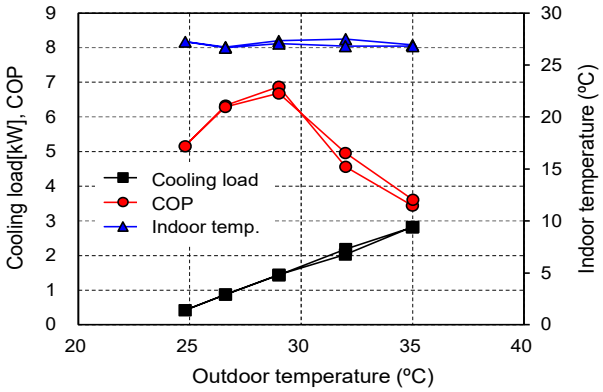
表③.2.6-4 Results of a dynamic load test for cooling with the variable heat capacity of the virtual room.

Process	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Heat capacity [kJ/K]	200/600	200/600	200/600	200/600	200/600	200/600	200/600	200/600	200/600
Cooling load (W)	2819	2188	1437	879	423	877	1447	2031	2829
Sensible heat load (W)	2303	2067	1448	934	504	921	1446	1994	2314
Latent heat load (W)	515	121	-11	-55	-81	-44	2	37	515
Electricity consumption (W)	818	479	209	139	82	139	217	409	783
COP	3.45	4.56	6.87	6.33	5.16	6.29	6.68	4.96	3.62
SHF	0.82	0.94	1.01	1.06	1.19	1.05	1	0.98	0.82
Airflow rate [m^3/min]	8.5	9	9.4	10	9.9	10.1	10.2	10.3	8.8
Indoor dry-bulb temp. [°C]	26.9	27.5	27.3	26.7	27.3	26.7	27.1	26.8	26.8
Indoor wet-bulb temp. [°C]	19	19.5	20	19.8	20.3	19.7	19.7	19.3	19.1
Air conditioner outlet dry-bulb temp. [°C]	13.9	16.3	19.9	22.2	24.8	22.3	20.2	17.4	14.2
Air conditioner outlet wet-bulb temp. [°C]	13.3	15.4	17.6	52.3	56.2	52	20.9	18.3	15.6
Outdoor dry-bulb temp. [°C]	35	32	29	26.6	24.8	26.6	29	32	35
Outdoor wet-bulb temp. [°C]	24	20.8	18.8	16.7	15.5	16.6	18.1	21.1	24
Compressor speed [Hz]	71	48	26	19	11	19	26	42	70
Airflow mode	Strong	Strong	Strong	Strong	Strong	Strong	Strong	Strong	Strong
Controller setting temp. (°C)	24	25	26	27	28	27	26	25	24
State	Vibration	Vibration	Stable	On/off	On/off	On/off	Stable	Vibration	Vibration
Averaging period	1	1	35min	3	3	3	35min	1	1

仮想室の熱容量を 600kJ/K 一定に保った時の冷房試験結果をまとめて図③.2.6-6 に示す。また、仮想室の熱容量を 200kJ/K から 600kJ/K に変化させた時の冷房試験結果をまとめて図③.2.6-7 に示す。前者の場合はリモコンの設定温度を熱負荷によって大きく変化はさせなかったため、熱負荷が大きいプロセスで、室内機室温度が 27℃より大きくなっていた。後者の試験では、リモコンの設定温度を熱負荷によって細かく修正設定したので、室内機室温度を 27℃に設定することができている。各点の測定は熱負荷を減少させる方向で変化させた場合と増加させる方向で変化させた場合の 2 回行っているが、それらの差異は変動が大きい場合（熱負荷が大きい場合）には大きくなることが分かった。その原因は変動による測定精度の悪化によると思われる。図③.2.6-6 と図③.2.6-7 の COP を比較すると大きな差がある。この原因は不明であるが、信頼性は低い。



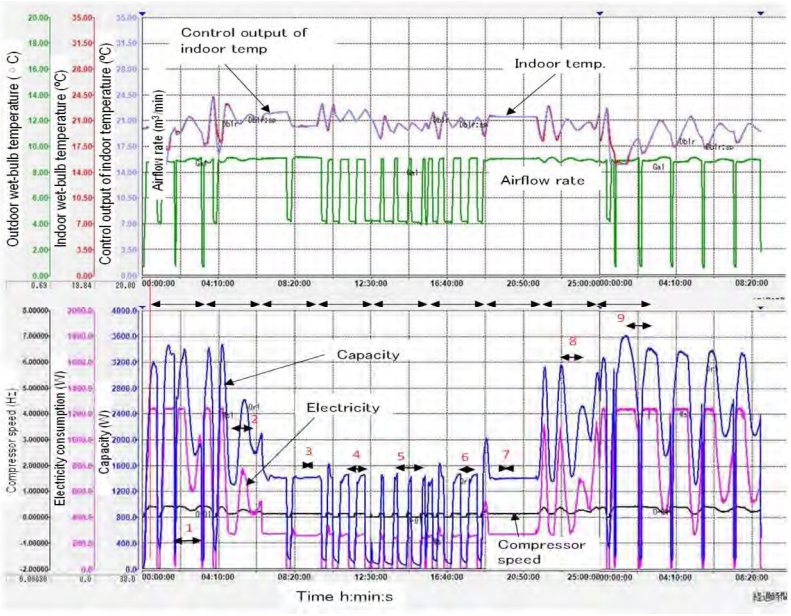
図③.2.6-6 Results of the dynamic load test for cooling with the constant heat capacity of the virtual room.



図③.2.6-7 Results of the dynamic load test for cooling with the variable heat capacity of the virtual room.

(3) 暖房条件試験結果

仮想室の熱容量を最初の 1 時間を 200kJ/K とし、残りの 2 時間を 600kJ/K として運転して暖房試験をした結果のトレンドグラフを図③.2.6-8 に示す。その時間平均値を表③.2.6-5 に示す。この結果を見ると、冷房試験と同じように、熱負荷が大きいときに、熱負荷を変化させた直後の熱負荷や電力消費の変動があり、あまり安定化していないように見える。低温で着霜が発生する可能性がある条件（プロセス１、２、８、９）では、着霜・除霜が行われていることを確認した。

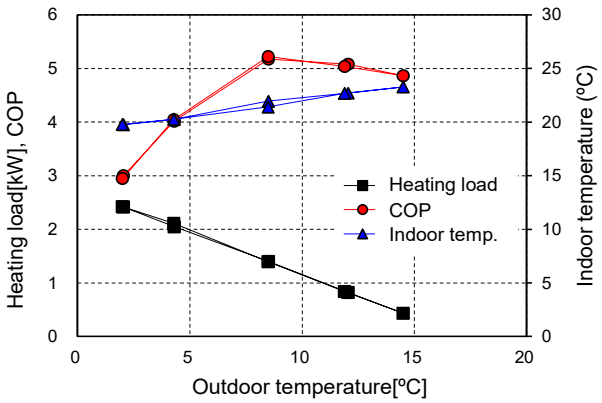


図③.2.6-8 Trend graph of a dynamic load test for heating with the variable heat capacity of the virtual room.

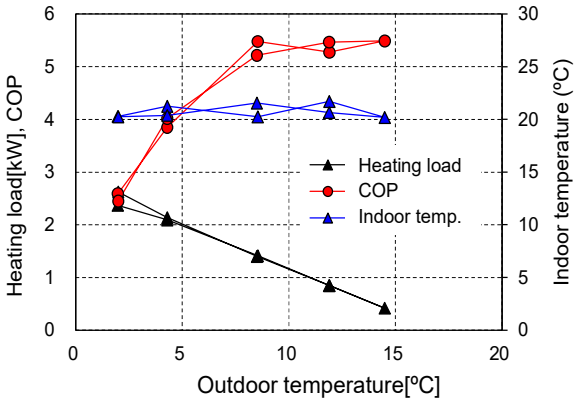
表③.2.6-5 Results of a dynamic load test for heating with the variable heat capacity of the virtual room.

Process	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Heat capacity [kJ/K]	200/600	200/600	200/600	200/600	200/600	200/600	200/600	200/600	200/600
Cooling load (W)	2373	2095	1415	849	419	849	1401	2136	2623
Electricity consumption (W)	916	544	258	161	76	155	269	532	1071
COP	2.59	3.85	5.48	5.27	5.49	5.47	5.22	4.02	2.45
Airflow rate [m^3/min]	8.2	8.6	8.9	6.6	5.1	6.6	8.7	8.6	7.8
Indoor dry-bulb temp. [°C]	20.3	21.3	20.3	21.7	20.2	20.7	21.5	20.4	20.3
Indoor wet-bulb temp. [°C]	15.2	15.5	15.1	15.6	15.1	15.2	15.5	15.2	15.1
Air conditioner outlet dry-bulb temp. [°C]	34.2	33.1	28	27	23.2	25.9	29.3	32.5	36
Air conditioner outlet wet-bulb temp. [°C]	20.1	19.7	18	48.9	45.1	47.8	28.3	31	33.9
Outdoor dry-bulb temp. [°C]	2	4.3	8.5	11.9	14.5	11.9	8.5	4.3	2
Outdoor wet-bulb temp. [°C]	1.1	3.3	7.5	10.9	13.5	10.9	7.5	3.3	1
Compressor speed [Hz]	96	62	35	22	12	22	35	61	105
Airflow mode	Strong	Strong	Strong	Strong	Strong	Strong	Strong	Strong	Strong
Controller setting temp. (°C)	21	20	19	18	17	18	19	20	21
State	Vibration	Vibration	Stable	On/off	On/off	On/off	Stable	Vibration	Vibration
Averaging period	1	2	35min	1	2	1	35min	1	1

仮想室の熱容量を 600kJ/K 一定に保った場合と 200kJ/K から 600kJ/K に変化させた時の暖房試験結果をそれぞれ図③.2.6-9、図③.2.6-10 に示す。図③.2.6-9 では室内機室温度を 20℃に設定できていないのに対し、図③.2.6-103 では、リモコンの設定温度を熱負荷によって細かく修正設定したので、室内機室温度を 20℃に設定することができた。各点の測定は熱負荷を減少させる方向で変化させた場合と増加させる方向で変化させた場合の 2 回行っているが、それらの差異はほとんどなかった。図③.2.6-9 と図③.2.6-10 の COP を比較すると、冷房ほどには差はなかったが、信頼性が高いとは言えない。



図③.2.6-9 Results of the dynamic load test for heating with the constant heat capacity of the virtual room.



図③.2.6-10 Results of the dynamic load test for heating with the variable heat capacity of the virtual room.

(4) 動的負荷試験のまとめ

定格冷房能力 2.8kW のエアコンを用いて、動的負荷試験を実施した。動的試験法に関して、以下のような知見が得られた。

(1) 一つの試験時間を 3 時間と定め、動的負荷試験を行ったが、冷房、暖房ともに 75%以上の熱負荷では振動的な挙動を抑えられなかった。エアコンの負荷追随のスピードが遅い場合には、熱負荷とエアコンの供給能力の差が大きくなるので、仮想室の室温の変動が大きくなる。特に熱負荷が大きいときに、この傾向が強まる。今回観察された振動的な挙動の一因は、エアコンの負荷追随スピードにある可能性が示唆された。

(2) 熱負荷が 50%未満でオン・オフ動作をする条件においては、測定可能なように思われる。それはサーモオフの周期が 3 時間より十分短いからであろう。

(3) 熱負荷が上昇する過程と減少する過程で性能測定を行ったところ、大きな差異がない場合も

あったが、発生熱量などが変動する場合には差があった。
(4) 着霜・除霜を伴う試験では、保持時間は3時間では不十分であろう。
(5) 仮想室の熱負荷を一定にした場合と変化させた場合の試験を行った。冷房試験では測定されたCOPに大きな差異が生じた。現時点で、信頼性は高いとは言えない。
(6) 動的負荷試験の信頼性を高めるためには、試験法の改善とエアコンの運転制御の改善の両方が必要と思われる。

③.2.7 まとめ

現在のJISの圧縮機回転数を固定する試験に代わる試験法の候補として期待されている負荷試験を試行した。静的負荷試験については、今後研究を進める意義はあると結論付けられた。しかし、動的負荷試験については、試験法の研究とエアコンの制御法の改善の両面から。検討を進めなければならないであろう。

今後の課題として、以下のことが考えられる。

今回試験をしたのは、1 機種のみであり。結論の中には、一般的な性質とは言えない部分もある。負荷試験法の実用化のためには、多くの機器を仕様の異なる環境試験室で測定し、データを蓄積することが重要である。

負荷試験を開始する上でいかなる風量で試験するかが問題となった。本研究では、エアコンに備えられている風量モードの中から 3 モードを選んで、試験を行ったところ、風量によってCOPが異なる結果が出た。性能試験における風量設定はどうあるべきか、検討が必要であろう。

仮想室の熱容量の大きさは、試験状態の安定性と試験時間に影響を与える。効率的な試験を行うために、仮想室の熱容量をどのように与えるのがよいかについては今後の課題である。

動的負荷試験法については、現時点で多くの問題点があることが分かった。動的負荷試験において、振動的な挙動を抑えられなかったのはエアコンの負荷追随のスピードが遅いことが一因と思われるが、通常の運転時に早い負荷追随制御が必要とは限らない。動的負荷試験に必要な制御と実際の使用に適した制御の差を考慮する必要がある。

今後、負荷試験法で性能試験がされると決まれば、エアコンの運転制御法はどんどん進化するであろう。本研究で分かった問題点などは、一挙に解決されることを期待している。

(3).3 個別テーマの成果と意義（研究開発項目②共通）

東京大学が分担した研究課題に関しては、本研究開発を通し、炭化水素系冷媒のリスク評価にかかわるデータを提供することができた。こうした成果は、国際規格 IEC60335-2-40 および IEC60335-2-89 の改訂版について、安全性の検証を行うことができた。また、HFO 冷媒の自己分解反応研究を系統的に進めることにより、国産の低 GWP 冷媒の開発・実用化の指標を提供することができ、安全に使用するための機器の構造設計等に役立つものと考えられる。

公立大学法人公立諏訪東京理科大学が分担した研究課題に関しては、本件研究成果は業務用冷凍冷蔵機器及び家庭用空調機器冷媒の低 GWP 化の達成及び世界に先駆けた技術普及をめざしたIEC 規格の更新に資すると期待されている。本研究で実施した、主として電気系着火源、高温熱面着火源、レーザー着火源候補の着火性の実験的評価結果およびその評価手法の一般化は、従来着火能力が不明であった着火源の絞り込みに大きく資しており、より幅広い着火シナリオのリスク評価につながり、最終的にルームエアコン及び内蔵ショーケースに関係する日冷工が実施するリスクアセスメント結果に日冷工規格及びJIS規格として反映された。

産業技術総合研究所安全科学研究部門が分担した研究課題に関しては、実機器を用いた実スケール実験によって可燃性冷媒のリスク評価に資するデータを得ることができた。点火能評価では公立諏訪東京理科大学の機器類の構造からのスクリーニングを実機による実験によりさらに進めることができた。漏洩共同計測では、東京大学の数値シミュレーションと結果を相互に補完することができた。危害度評価の結果によって、危害度に応じた安全対策の策定や冷媒の選択、可燃性冷媒の安全な普及に資すると考えられる。

研究開発の意義（副次的成果）

研究開発項目	意義	副次的効果
研究開発項目②「次世代冷媒の安全性・リスク評価手法の開発」		
次世代冷媒の安全性・リスク評価手法の開発（東京大学・公立諏訪東京理科大学・産業技術総合研究所）	・次世代冷媒の安全性・リスク評価手法を実施し、国際規格化に貢献できれば、次世代冷媒を安全に普及させる基盤が整う。 ・強燃性冷媒の着火源特性を定量的に評価することは、将来の国際規格の改訂に着火源特性を考慮するときに貢献することができる。 ・強燃性冷媒が燃焼するときの危害度を定量的に評価できれば、適正な安全対策を規定することができる。 ・HFO系次世代冷媒の自己分解反応を定量的に測定する試験法を提案できれば、将来の安定性特性の国際規格化に貢献できる。 ・次世代冷媒の使用実態に即した性能試験法（負荷試験法)の規格化に貢献できる。	・燃焼性冷媒の安全規格であるIEC60335-2-40及びIEC 60335- 2-89の改訂案が概ね妥当であると結論することができた。 ・強燃性冷媒の着火源になり得る熱源について、定量的かつ系統的な評価を実施できた。将来の国際規格に貢献できる。 ・強燃性冷媒を実規模の住宅で燃焼させる実験を実施し、危害度が死に至るほどではないことが示された。これはリスク評価に貢献する。 ・自己分解反応について、ラボ実験と実圧縮機を用いた試験と同一の結果が得られることを示した。このことは、冷媒の安定性特性の国際規格化に大きな一歩を踏み出した。 ・負荷試験法の妥当性を示すことができた。

4.2.3.2 次世代冷媒の安全性・リスク評価手法の開発（公立諏訪東京理科大学）

(1) 目標の設定と根拠

(1).1 分野別対応状況（研究開発の必要性）

地球温暖化防止・モントリオール議定書キガリ改正による HFC 削減目標対応の観点から、家庭用空調機器及び業務用冷凍冷蔵機器の冷媒のさらなる低 GWP 化が求められている。これを達成できる有力な候補冷媒として R290（プロパン）が国際的にも大きく期待されている。しかしながら R290 は強燃性を有するので、家庭用空調機器及び業務用冷凍冷蔵機器冷媒の R290 への転換に向けては、起こりうる漏洩シナリオ及び着火・爆発シナリオに対する十分なリスクアセスメントと、これに基づいたリスクマネジメントが不可欠となる。

本学ではこれに資するため、特に実使用環境下で想定される着火源候補の着火能力を定量的に評価することを本プロジェクトでの研究の柱としている。そのためには、さまざまな漏洩シナリオ及び着火・爆発シナリオを想定する必要があり、ゆえに関係業界団体との密接な連携が不可欠であるが、このような製品リスクに関係する事柄は機器メーカーごとに公開できる情報に差があるものと推測される。したがって本研究の遂行において、実際に問題となる着火源候補の抽出を、NEDO が中心となって産学各団体をつなぐことが最も有益と考えられる

(1).2 テーマ毎の目標と根拠

本研究開発は 2 つのサブテーマにより構成される。各サブテーマにおける達成目標は以下のとおりである。

① 機器使用時に問題となる着火源のスクリーニングと着火源モデルの構築

業務用冷凍冷蔵機器及び家庭用空調機器を実際に取り扱う状況（運搬時等を含む）で、次世代冷媒の中でも特に炭化水素系冷媒について、着火源となりうる機器及び現象を文献調査その他の方法により抽出し、いくつかの着火源カテゴリーへ分類する。分類したカテゴリーごとに着火源モデルを構築する。

② 各種着火源による次世代冷媒のフィジカルリスク評価

次世代冷媒の中でも特に炭化水素系自然冷媒に注目し、①で構築した着火源モデルによる着火可能性について、主として実験によりデータを蓄積するとともに、実使用環境における着火源を考慮したフィジカルリスク評価手法の確立に向けた見通しを得る。初期湿度や劣化度等の影響について、主として高速度撮影、レーザー誘起蛍光法（LiF）や粒子画像流速測定法（PIV）等の燃焼計測技術を用いた実験により計測し、各着火源モデルによる着火特性に対する初期湿度や劣化度等の環境条件の影響評価の見通しを得る。2022 年度終了時の最終目標は、2020 年度までに実施した接点放電による着火、コンセント抜き差しによる着火、熱面着火の知見に加え、2021～2022 年度に実施する、主にブラシモータ・静電気に代表される電気着火機構、主にたばこやモバイルバッテリーに代表される高温表面による着火機構等の評価結果を合わせて、次世代冷媒のフィジカルリスク評価のための着火源評価手法を完成させ、国際会議・論文・成果報告書等で発信する。

【アウトプット目標の設定と根拠】

研究開発項目	最終目標 (2023 年 3 月)	根拠
研究開発項目②　次世代冷媒の安全性・リスク評価手法の開発		
次世代冷媒の安全性・リスク評価手法の開発（東京大学・公立諏訪東京理科大学・産業技術総合研究所）	①強燃性冷媒のリスク評価を実施するために、冷媒漏洩時の濃度拡散、着火源となり得る熱源の存在、燃焼の危害度を 3 機関で共同して研究する ②HFO 系次世代冷媒の実用化に向けて、自己分解反応の抑制手法を研究する ③エアコンの性能試験法（負荷試験法）の研究	①燃焼性冷媒のリスク評価においては、燃焼事故の発生確率と事故の危害度から構成されるリスクマップへのあてはめが重要となる。ルームエアコン に強燃性冷媒を充填することを想定し、この 2 つの要素について、十分な評価を行える様にするための定量的なデータを提案する。 ②HFO-1123 などは次世代国産冷媒として期待されているが、自己分解反応という危険な性質をもっている。この反応を抑制する技術を確立することが実用化にとって必須である。 ③海外から従来のエアコンの性能試験法は実運転状況からかけ離れているとの指摘がされている。使用実態に即した新しい試験法を提案してゆく必要がある。
実使用環境における着火源を考慮した次世代冷媒の燃焼に係るフィジカルリスク（公立諏訪東京理科大学）	①着火源を分類し，分類カテゴリーごとに着火源モデルを構築する ②次世代冷媒のフィジカルリスク評価のための着火源評価手法を完成させ，国際会議・論文・成果報告書等で発信する	本事業のアウトカム目標を達成することを目指し，本最終目標を策定した。特に次世代冷媒使用にあたっての実用的な安全基準（業界規格等）の策定に資するデータや評価結果を提供することを目指した。このためには実際の事故シナリオに基づく幅広い着火源の着火性評価手法の確立が必要であることから，まずはこれらの着火源を着火類型ごとに分類することとした（左記目標の①）。これをもとに，主として実験によりデータを蓄積することで，評価手法の説得力を担保することとした。得られた成果は査読付きの国際論文や国際会議で発表することにより，アウトプット目標の 3)達成を目指した（左記目標の②）。

(2) 研究開発の内容（目標達成に必要な要素技術）

本研究開発は、炭化水素系自然冷媒や HFC 系・HFO 系冷媒等の次世代冷媒を搭載した業務用冷凍冷蔵機器及び家庭用空調機器の、実際の使用時を想定した着火源の評価手法の確立を目指すものである。これにより、次世代冷媒適用を見据えたリスクアセスメントにおいて重要となる着火確率を、従来よりも精密に評価可能になると期待される。また、一般社団法人日本冷凍空調工業会が実施する、業務用冷凍冷蔵機器及び家庭用空調機器のリスクアセスメントや、公益社団法人日本冷凍空調学会が実施する NEDO プロジェクト調査事業「次世代冷媒に係る安全性・リスク評価に関する検討」とも密接に連携して、着火源になりうると考えられるケースを集中的に評価する。さらに、共同提案研究機関である国立大学法人東京大学、国立研究開発法人産業技術総合研究所安全科学研究部門（以下 RISS）の成果とも密接に連携して、実験データ及び構築するフィジカルリスク評価手法の精度及び信頼性向上を図る。なお 2018～2020 年度は、次世代冷媒の中でも特に炭化水素系自然冷媒に注力した研究を実施する。2018 年度～2020 年度の研究は計画通り実施することが出来た。2021～2022 年度は、炭化水素系自然冷媒のみならず、冷媒開発状況や関連業界からの要請等に応じて、有力な代替候補冷媒となる HFO/HFC 系冷媒（含む混合冷媒）についても評価対象とする。

(2).1 機器使用時に問題となる着火源のスクリーニングと着火源モデルの構築

業務用冷凍冷蔵機器及び家庭用空調機器の冷媒を、次世代冷媒として期待されている強燃性の炭化水素系自然冷媒及び HFC/HFO 系冷媒（含む混合冷媒）等に転換した場合を想定し、冷媒の漏洩に伴う可燃性混合気の形成シナリオについて、実際の環境で着火源となりうる機器や現象を抽出する。抽出された着火源を着火機構ごとにカテゴリー分けし、カテゴリーごとに着火機構のモデル（以下、着火源モデル）を構築する。具体的には以下の流れで研究を展開する。

① 着火源のスクリーニング

直近の冷媒開発状況や関連業界からの要請等に応じ、実際の機器取扱環境（運搬時等を含む）で着火源となりうることが想像される、静電気、たばこ（ライター、マッチ等の喫煙器具を含む）、電気機器等のスイッチ、コンセントの抜き差し、電気製品（モーター、ヒーター、IH ヒーターなどの高温表面）、バッテリー（モバイルバッテリーなどを含む）などについて、文献調査その他の方法により着火源となるか否かのスクリーニングを行う。

② 着火源モデルの構築

上記スクリーニングにより評価する必要があるとされた着火源を、いくつかのカテゴリー（例えば、裸火、電気スパーク、静電気、高温表面等）に分類し、文献調査その他の方法により、学術的根拠に基づいた着火機構のモデルを構築する。分類したカテゴリーにつき、以下の(2)で実施する実験による着火可能性評価実施の優先順位をつける。

上記①で抽出された着火源及び②で構築された着火源モデルは、共同研究機関である RISS へ適宜情報提供し、RISS が実施する実大規模の燃焼実験に反映させることにより、本研究で抽出した着火源の着火可能性を実大規模で評価可能になるよう発展させる。

(2).2 各種着火源による次世代冷媒のフィジカルリスク評価

(2).1 で構築された着火源モデルに基づき、主として実験により着火可能性に関するデータを取得・蓄積する。共同提案先である東京大学及び RISS で得られる成果とリンクして、学術的根拠に基づいた次世代冷媒のフィジカルリスク評価手法を確立する。具体的には以下のサブテーマに示す研究開発を実施する。

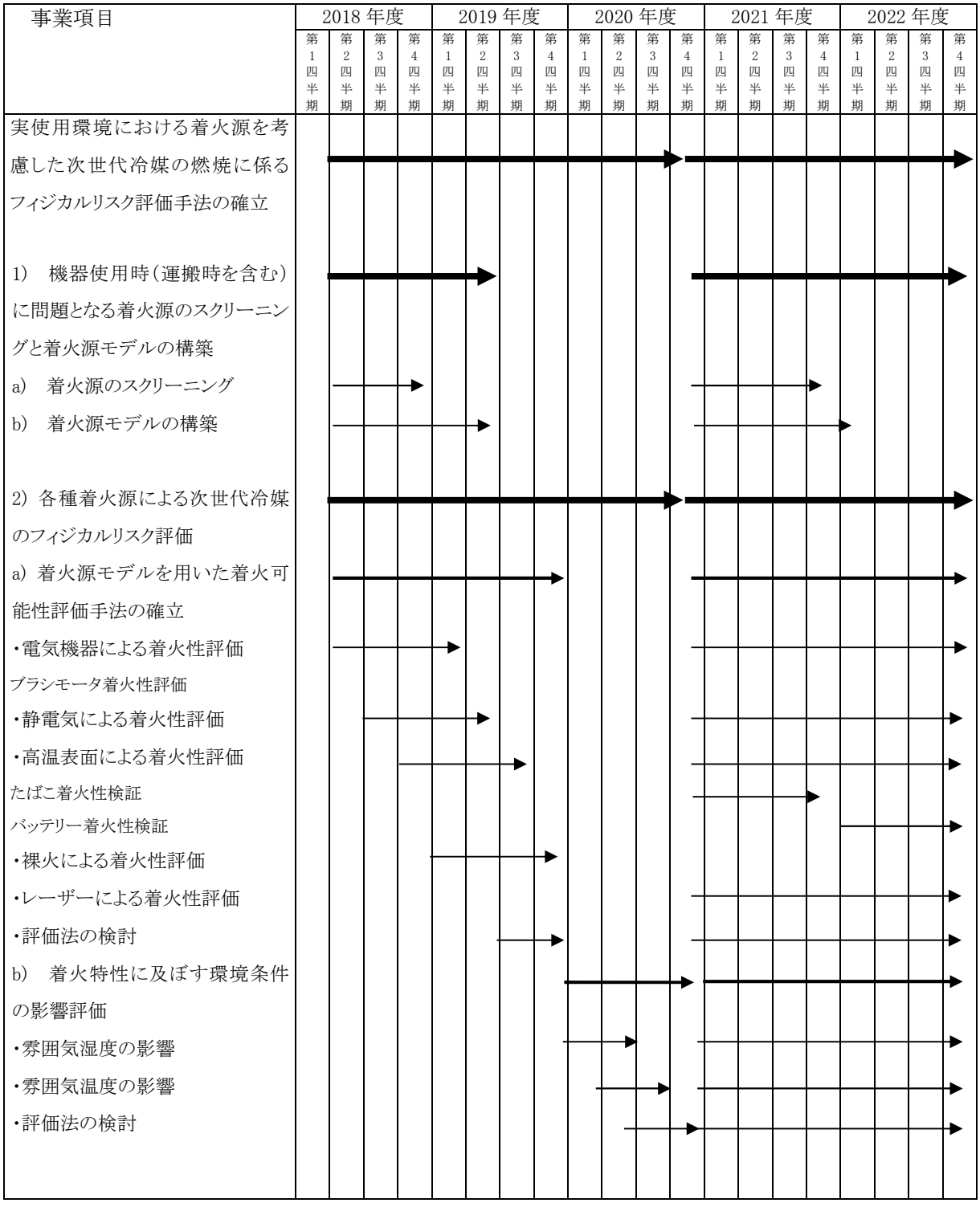
① 着火源モデルを用いた着火可能性評価手法の確立

上記(2).1、(2).2 で構築した、裸火・電気スパーク・静電気・高温表面等の各着火源カテゴリーの着火源モデルにおいて、着火の有無を決定づけるファクター（燃焼範囲、消炎距離、最小着火エネルギー等）を、主として高速度撮影、イメージインテンシファイア、粒子画像流速測定法（PIV）等の燃焼計測技術を用いた実験により計測し、データを蓄積する。対象漏洩シナリオにおける冷媒濃度分布、燃焼特性等に関するデータは共同研究機関である東京大学及び RISS と密接に連携して知見の共有を行い、効率的に研究開発を進める。得られたデータをもとに、炭化水素系自然冷媒や HFC 系・HFO 系微燃性冷媒等の次世代冷媒の着火特性について、学術的に一般性のある評価手法を確立する。2021 年度～2022 年度は、特に主にブラシモータ・静電気に代表される電気着火機構、主にたばこやモバイルバッテリーに代表される高温表面による着火機構等を重点的に、実験及び放電現象や燃焼反応を組み込んだ数値シミュレーション等により調査する。また、レーザー着火現象について、レーザープロファイルを精密に測定することにより、着火臨界条件を究明する。

② 着火特性に及ぼす環境条件の影響評価

例えば静電気であれば、その発生機構や強度は環境中の湿度に大きく依存する。また、各種機器の劣化度も、着火に少なからず影響を及ぼすと考えられる。このように、各着火源モデルにおいて、環境条件が着火の有無を決定づけるファクターに及ぼす影響を実験的に検証する。

【研究開発実施計画】



(3) アウトプット目標の達成状況

(3).1 事業全体の成果

(2)で示した研究開発実施計画に基づき研究を進め、リレー及びスイッチの接点における放電による着火性、市販電気機器のコンセントの抜き差しによる着火性、静電気による着火性、たばこ等の高温熱面による着火性、レーザーによる着火性について主として実験による評価を実施した。具体的な研究成果は(3).2 で述べるが、概要は以下のとおりである。本研究は大きく分けて以下の 2 つの柱からなる。

① 機器使用時に問題となる着火源のスクリーニングと着火源モデルの構築

家庭用空調機器及び業務用冷凍冷蔵機器の冷媒を、次世代冷媒として期待されている強燃性の炭化水素系自然冷媒に転換した場合を想定し、実際の環境で着火源となりうる機器や現象を抽出する。抽出された着火源を着火機構ごとにカテゴリー分けし、カテゴリーごとに着火機構のモデル（以下、着火源モデル）を構築する。

本サブテーマの成果は次のとおりである。主に家庭用空調機器の使用時を想定して、着火源候補となる機器や現象を日冷工によるリスクアセスメント結果をもとに抽出し分類した。まず電気スパークによるプロパン／空気混合気への着火能力について、文献および Web サイトの調査結果をもとに着火機構を示したモデルを立て、プロパンの最小着火エネルギーと比較して評価した。この結果と、先に抽出された家電製品を分解調査した結果から、各電気機器の着火能力を評価した。その結果、有接点リレー及びサーモスタットを有する家電製品では、エネルギーの面からは滞留プロパン／空気混合気を着火させる可能性は否定できないと評価された。プリンターや AV 機器に含まれるレーザーについては着火性は極めて低いとみられるが、集光された場合はその限りではないと判断された。さらに、静電気及び高温面による着火についても、学術的基礎理論をもとに着火機構のモデルを構築した。

② 各種着火源による次世代冷媒のフィジカルリスク評価

上記①で構築された着火源モデルに基づき、主として実験により着火可能性に関するデータを取得・蓄積する。共同提案先である東京大学及び RISS と密接に連携して知見を共有する。得られたデータをもとに、炭化水素系自然冷媒や HFC 系・HFO 系微燃性冷媒等の次世代冷媒の着火特性について、学術的に一般性のある評価手法を確立する。

本サブテーマの成果は次のとおりである。①での分類結果において、電気スパーク及び高温面に分類される各種着火源候補のうち、

1) 有接点スイッチ（照明用壁面スイッチ）
2) プラグの抜き差し
3) 有接点リレー開閉時の電気スパーク
4) 静電気
5) 高温面

について、文献調査及び実験によりプロパン／空気混合気への着火性を調べた。
その結果、

1) 照明スイッチでは着火が認められなかったこと、
2) プラグ抜き差しではドライヤーを負荷として用いた場合に着火がみられたこと、
3) 有接点リレー開閉時の電気スパークにはプロパン／空気混合気を着火させるだけのエネルギーを有しており、電流電圧波形から求まる放電エネルギーの 6 %が着火に寄与するとして最小着火エネルギーと比較することにより着火性を評価できること、
4) 金属と人体の放電（火花放電）では着火のリスクがあるが、衣服と人体の放電（ブラシ放電）では着火の可能性が小さいと考えられること、
5) 高温表面による着火性は供給した電力（すなわち高温表面からの熱流束）に依存し、着火に必要な加熱パワーや着火温度を求める関係式の整備により着火性評価を可能としたこと、
6) レーザーによる最小着火エネルギーは容量性火花放電のそれより 1 桁大きく、集光される可能性を考慮すると着火性は低いと考えられること、

などが明らかとなった。

得られた成果は 2023 年 10 月現在で国内学術会議での口頭発表 26 件、審査付き論文 8 件として公表している。

(3).2 テーマ毎の成果と目標達成状況

【アウトプット目標の達成状況】

◎ 大きく上回って達成、〇達成、△一部未達、 ×未達

研究開発項目	最終目標 （2023年3月）	成果 （2023年3月）	達成度	達成の根拠と今後の課題
研究開発項目②　次世代冷媒の安全性・リスク評価手法の開発				
次世代冷媒の安全性・リスク評価手法の開発（東京大学・公立諏訪東京理科大学・産業技術総合研究所）	①強燃性冷媒のリスク評価を実施するために、冷媒漏洩時の濃度拡散、着火源となり得る熱源の存在、燃焼の危害度を3機関で共同して研究する ②HFO系次世代冷媒の実用化に向けて、自己分解反応の抑制手法を研究する ③エアコンの性能試験法（負荷試験法）の研究	①予定した研究を実施し、強燃性冷媒のリスク評価を行う日本冷凍空調工業会のWGにデータを提供した。 ②自己分解研究会を組織し、本事業で得られた知見を関係者に提供し、リスク評価を開始することができた。 ③静的負荷試験と動的負荷試験を実施し、負荷試験法の妥当性を検証できた。	〇 2023年3月に達成	・日本冷凍空調工業会のWGと協力をしながら、リスク評価を実施し、IEC規格等の改訂に協力した。 ・次世代国産冷媒として期待されているHFO-1123混合冷媒の自己分解反応を抑制する手法が明らかになった。
実使用環境における着火源を考慮した次世代冷媒の燃焼に係るフィジカルリスク（公立諏訪東京理科大学）	①着火源を分類し，分類カテゴリーごとに着火源モデルを構築する ②次世代冷媒のフィジカルリスク評価のための着火源評価手法を完成させ，国際会議・論文・成果報告書等で発信する	①日冷工のリスク評価と連携して，着火源の分類を完了 ②リレー接点，スイッチ押下，コンセント抜き差し，静電気などの電気系着火源，熱面・たばこなどの熱系着火源，レーザー着火源の着火性を評価し国際論文で発表 ③湿度の影響等も評価完了	〇 2023年3月に達成	・分類したそれぞれの着火類型における着火性評価を行い，調査委員会報告書にまとめて公表した。 ・査読付き論文8報，学会発表26件などにより成果発信できた。 ・研究成果が日冷工規格に反映された

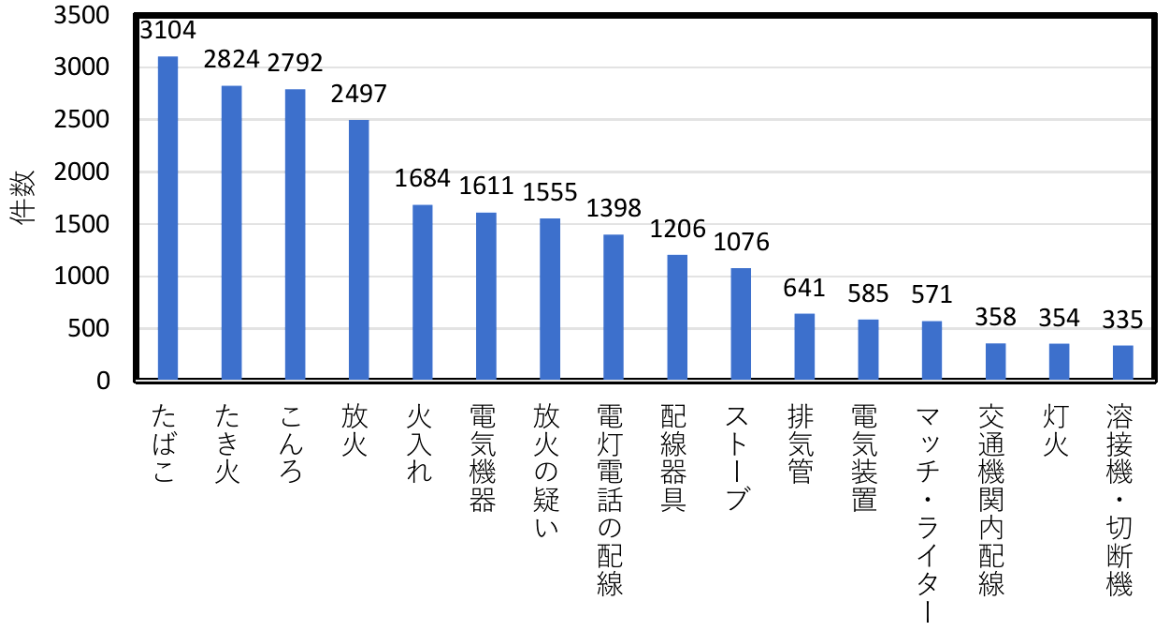
① 機器使用時（運搬時を含む）に問題となる着火源のスクリーニングと着火源モデルの構築

①.1　着火源の抽出と着火能力の評価手法

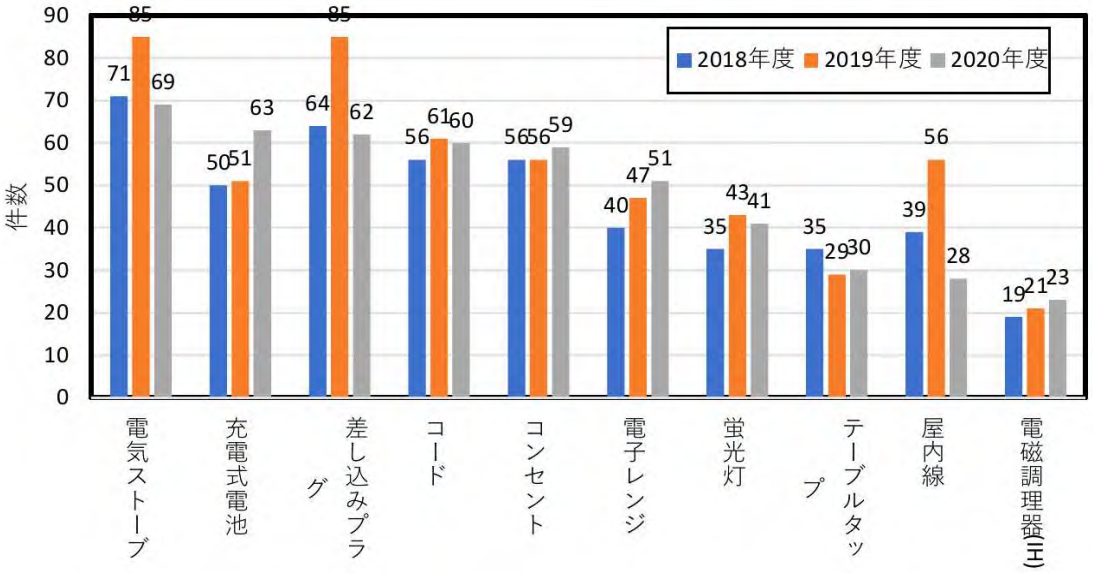
図①.1-1 は、2020 年度の日本国内における主な出火原因別の出火件数[1]である。従来火災原因の 1 位であった「放火」は減少傾向にあり、代わって「たばこ」「たき火」「こんろ」などの高温熱源が上位を占めている。一方、「電気機器」「電灯電話などの配線」「配線器具」「電気装置」「灯火」なども、これらをひとくくりにしていわゆる「電気系着火源」としてみれば、火災原因に占める割合は無視できない。すなわち、電気系着火源は高温熱源系の着火源に比較して種類が多いので、それぞれの着火性を丁寧に検討する必要がある。

図①.1-2 は 2018～2020 年の家庭電気製品の出火件数の推移、図①.1-3 は電気火災の出火原因状況を示したものである[2]。電磁調理器を原因とする件数がその他に比べて若干低いが、それ以外はほぼ同率レベルの件数であることからも、電気系着火源の多様性がうかがえる。これらが火災原因となる最大の要因は図①.1-3 から推測するに維持管理不適であり、例えば配線被覆が劣化により破損して出火したり、劣化に伴う断線によって出火したりするなどのパターンが推測される。少し古いデータではあるが、当時アメリカ国立標準局（NBS）の Hall らが 105 件の住宅火災事例から配電部品の発火の原因を表①.1-1 のようにまとめている[3、4]。いずれのカテゴリーにおいても、機械的損傷、接触不良等が大きな割合を占めている。これらに基づき本研究で

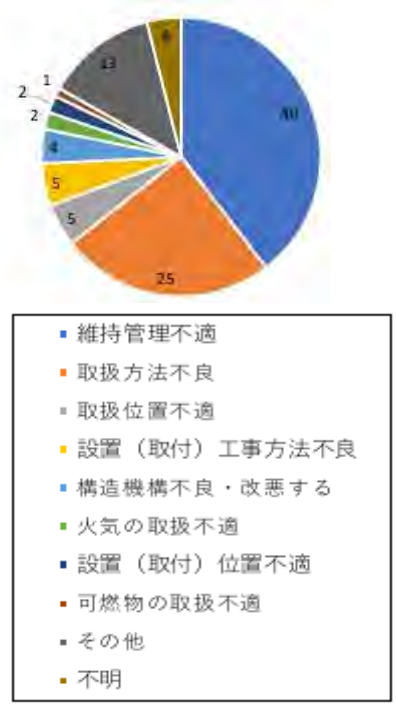
は、家庭用空調機冷媒、業務用冷凍冷蔵機器冷媒が漏洩した場合を想定して、一般住居の居室内及びコンビニエンスストア等の店内を想定して着火源を抽出し、表①.1-2 のように分類した。すなわちまず大項目としてその本質的な着火機構から「電気系着火源」「高温熱源系着火源」「裸火」に分類した。このうち「裸火」については、プロパン／空気予混合気への着火性が極めて高いであろうことは経験的にも容易に推測されるので、評価対象から外した。なお、着火源候補の抽出においては（一社）日本冷凍空調工業会（以下、日冷工）のリスクアセスメントワーキンググループメンバーとの密接な意見交換の結果を参考にした。これを受けて、着火源候補となる電気機器や現象等を各大分類の下に紐づけ、大分類の着火機構モデルに基づいて着火性を評価することとした。



図①.1-1　2020 年度の日本国内における主な出火原因別の出火件数[1]



図①.1-2　2018～2020 年の家庭電気製品の出火件数の推移[2]



図①.1-3　電気火災の出火原因状況[2]

表①.1-2　本研究で抽出した実環境下で想定される着火源候補の一覧

大分類	中分類	小分類
電気系着火源	有接点リレー	冷蔵庫、洗濯機、ドライヤー、炊飯器、電子レンジ、除湿機、掃除機、電気カーペット、オーブンレンジ、扇風機、テレビ、プリンター、エアコン、AV 機器、電話、ファックス
	サーモスタット	冷蔵庫、電気ストーブ、オーブントースター、電気ポット、電気こたつ、アイロン、ドライヤー
	人的操作	プラグ抜き差し、照明スイッチ
	ブラシモータ	掃除機、ドライヤー、電気カミソリ
	帯電	プリンター、静電気放電
高温熱源系着火源		電気ヒーター、ホットプレート、たばこ
裸火		たばこ及びライター、ろうそく

表①.1-1　配電部品の発火の原因[3、4]

Cause of fire	Percent (individual cause)	Percent (for categories)
Branch circuit wiring		**29**
mechanical damage or improper installation	8	
poor or loose splice	8	
ground fault	3	
use of improper wiring	3	
knob-and-tube encapsulated	3	
miscellaneous overload	2	
unknown	3	
Cords and plugs		**26**
mechanical damage or poor splice	10	
overloaded extension cord	6	
overloaded plug	2	
damaged plug	2	
miscellaneous (short, water, deteriorated insulation, electric blanket cord)	6	
unknown	1	
Service components		**13**
deteriorated insulation	5	
improper installation (ground fault or overload)	4	
fire due to alterations in progress (e.g., contact with HV wire)	2	
unknown	4	
Lamp and lighting fixtures		**13**
loose or poor connection or splice, mis-wiring	5	
combustibles too close	5	
overlamped	3	
deteriorated insulation	1	
Receptacles and outlets		**11**
loose or poor connection	8	
mechanical damage	3	
overloaded	2	
deteriorated, miswired, plug inserted improperly	2	
unknown	3	
Low voltage transformer	**1**	**1**

可燃性ガスの着火性を議論するには、一般的にはエネルギー供給源周囲に可燃性混合気が形成されるかどうかと、そのエネルギー供給源が可燃性混合気を着火させるだけのエネルギーを有しているかどうかで評価できる。前者は燃焼範囲、後者は（最小）着火エネルギーという物理量を用いて評価される。ここで、（最小）としたのは、着火エネルギーは可燃性混合気の濃度に依存するので、最小着火エネルギーのみで評価すると、過大に着火しやすいと評価してしまう可能性があるためである。一般に最小着火エネルギーは、静穏な可燃性ガス中で容量性火花放電を用いて測定されることが多い。例えば Lewis and Elbe[5]は、火花放電の継続時間を 10^{-8}～10^{-7} s と見積もっている。Strehlow[6]は、最小着火エネルギーの実験的な決定に際して、空気コンデンサを用いた自発放電では、貯蔵エネルギーの最高 90 %程度が 10^{-5} s 以内に火花として放出さ

れるとしている。例えば、可燃性ガス／空気混合気では、静電気のような数 mJ のエネルギーで着火するが、これと同じ熱量をニクロム線のジュール熱として与えても、着火は見られない。また、容器内の灯油や木片などには電気スパークでは一般に着火できない。これらは見かけの着火過程が異なるからであるが、本質的な着火過程[7、8]は概ね以下の通りで共通である。

着火は持続的な燃焼反応の開始であり、燃焼反応は連鎖反応によって構成されるので、燃焼場には連鎖担体である OH や H などの活性化学種が多数存在する必要がある。可燃性混合気にエネルギー（熱）が与えられて温度上昇するとこの活性化学種の数が増加する。それと同時に、可燃性混合気から周囲へ熱や活性化学種が失われる。つまり発熱の速度と熱損失の速度のつりあいによって活性化学種の数が決まることになる。反応による発熱速度は一般にアレニウス式

$$\dot{q}_1 = QVC^n B \exp\left(-\frac{E}{RT}\right) \qquad (①.1\text{-}1)$$

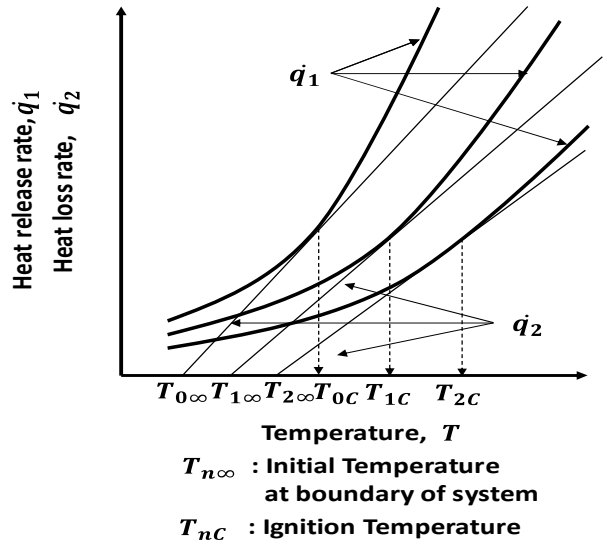
で与えられる。ここで、V は反応系の体積(m³)、Q は反応体積の物質の発熱量(kJ/m³)、C^n は反応速度の濃度項、C は単位体積中のモル数(mol/m³)、n は反応次数、B 以下は速度定数であり E は活性化エネルギー(kJ/mol)、R はガス定数(kJ/molK)、T は温度(K)である。

一方、熱損失速度はニュートンの冷却則より

$$\dot{q}_2 = hS\left(T - T_0\right) \qquad (①.1\text{-}2)$$

で与えられる。ここで、h は熱伝達率(kW/m²K)、S は系の境界の面積(m²) 、T は系内部の温度(K)、T_0は系の境界の温度(K)である。この両式を温度に対してプロットすると図①.1-4 のようになる。つまり $q_1 > q_2$ であれば系の温度は際限なく上昇するので必ず着火し、$q_1 < q_2$ であれば放熱のほうが大きいので温度が上昇せず着火しない。電気スパークのように瞬間的に局所的な高温が形成される場合（反応や放熱作用が無視できる場合）は、火炎核と生じる高温ガス塊が電極間に形成され、この火炎核が定常的な火炎伝播に十分なエネルギーを持っている場合に着火に至ると考えられる。

一方ホットプレートなどのように、混合気が徐々に加熱される場合は、放熱の影響を無視できないし、初期の低温の段階では反応による発熱はほとんどない。したがって、着火には外部から供給される加熱エネルギー（またはパワー）が支配的となり、要するエネルギーは電気スパークによる最小着火エネルギーよりもけた違いに大きくなる。すなわち、熱面着火においては、上述の定義の最小着火エネルギーとの比較で着火性を論じるのは適当ではない。



図①.1-4　発熱速度と放熱速度のつり合いによる着火の概念図

①.2 文献調査結果をもとにした着火性のスクリーニング

萩本ら[9]は一般家庭用電気器具の電源スイッチ（キーソケットスイッチ、中間スイッチ、埋込スイッチ）を ON/OFF した際に接点間で発生する電気火花によるメタン／空気及びプロパン／空気予混合気への着火実験により、定性的な着火挙動を明らかにしている。負荷には白熱電球、換気扇、蛍光灯、抵抗器を使用している。その結果、①キーソケットスイッチの OFF 時が最も着火しやすいこと、②スイッチ ON 時よりも OFF 時のほうが着火しやすいこと、③誘導性負荷である電気器具のスイッチを OFF した場合のほうが、抵抗負荷の場合よりも小さなエネルギーで着火すること、④着火に必要なエネルギーはスイッチの種類や回路条件などによって左右され、数 mJ～数 J と幅広い値をとったこと、を明らかにしている。これらの理由は以下の通り挙げられている。まず①についてはスイッチ機構の違いに起因するとしている（中間及び埋込スイッチはばね駆動であるところ、キーソケットスイッチは手動回転という点）。②については、接点閉成（ON）時の放電開始接点間隙よりも、開離（OFF）時の放電停止間隙のほうが大きいため、放電継続中の平均的な接点間隙が OFF 時よりも ON 時のほうが小さい。このため初期火炎が接点で冷却される作用が、ON 時のほうが大きくなる。よって OFF 時のほうが着火しやすいと考えられている。③は誘導負荷においては OFF 時に抵抗負荷よりも高い電圧が生じるためとしている。④については明確な理由は述べられていない。なお、接点間で消費されるエネルギーはある程度の上限があると見込まれるので、濃度によっては着火エネルギーに達せず着火できない（すなわち、このエネルギーでの燃焼範囲が狭くなる）ことも明らかにしている。

鳳ら[10]は、電話用リレー、カーボンランプ（抵抗性負荷）、DC 48 V 電源からなる回路を用いた実験により、アークエネルギーを計測している。これによると、接点電流が 1.4 A 未満の場合、アーク継続時間は概ね 100 μs 以下となるようである。これは木下[11]や Strehlow[6]らが提唱したいわゆる“臨界着火時間”とほぼ同じ時間オーダーであるから、熱損失の影響を無視できるとするとこの時間内に生じた放電エネルギーが最小着火エネルギーを超えていれば、着火の可能性を否定できないと考えられる。一方、文献[10]では、接点材質にも依存するが概ね 0.6 A 以上の接点電流であれば、プロパン／空気混合気の最小着火エネルギーを超えるエネルギー（～0.5 mJ）が生じるようである。ただし着火エネルギーは燃料濃度（当量比）に対して下に凸の曲線を描くので、一般によく知られているプロパン／空気予混合気の着火エネルギーと当量比の関係[5]から類推すると、この着火エネルギーの値は、燃焼範囲のすべての濃度にわたって着火できるわけではなく、 3.0-6.9 vol%の範囲に限られる。

制御電流が 2 A 超となるパワーリレーや電磁コンタクタについても、文献[12-14]で電圧電流の測定結果が報告されている。これをもとに、放電開始後 100 μs 以内に生じるエネルギーを求めたところ、約 6-7 mJ となる場合がみられた。燃焼下限及び上限での着火エネルギーは約 4 mJ であるから、この場合はプロパン／空気混合気の燃焼範囲すべてにわたって着火可能となる。

ブラシモータで生じる電気スパークの場合についても、リレー接点の場合と同様に着火性を考えることができる。ブラシモータの放電波形を測定した一例として、伊里[15]が実施した、直流モーターの高速回転時の整流現象とブラシ摩耗に関する研究がある。そこでは電流電圧波形の観測結果からアーク継続時間、アーク電圧、残留電流と回転速度の関係がまとめられている。アーク継続時間及び残留電流は、回転速度 3000 rpm 付近で最小値をとったのち増加に転じ、アーク電圧は回転速度に対してほぼ一定である結果が報告されている。そこで、最もエネルギーが小さいと思われる、回転速度 3000 rpm における電流・電圧・アーク継続時間を読み取ると、それぞれ 0.55A、 17 V、 37 μs であった。これよりエネルギーは 0.35 mJ となるので、着火の可能性は否定できないとみられる。

これらの結果をもとに、日常生活で用いられているいくつかの電気機器によるプロパンの着火性を、実機の分解調査及び Web 上に掲載されている分解写真をもとに評価した。その結果は以下のとおりである。

(1) インクジェットプリンター

市販のインクジェットプリンター（EPSON、 EP-806AR）を分解し、先に述べた着火源となりうる電気部品の調査を行った。プリンター内には紙送りのブラシモータが 2 個、インクカートリッジを動かすためのブラシモータが 1 個見つかった。インク吐出制御と紙送り制御のために 2 個の電子基板があったが、いずれにも接点リレーは使用されていなかった。以上のことから、インクジェットプリンターの場合ブラシモータが存在することによる着火の可能性があると考えられる。

(2) 扇風機

市販の扇風機（三菱電機製、Summer life R30C-W）を分解し、着火源となりうる電気部品の調査を行った。機器内部にはブラシレスモータが用いられており、ブラシレスであることからこれによる着火の可能性は小さい。操作スイッチ部には接点があり、ここでは電磁コンタクタあるいは接点リレーと同様の放電が生じると考えられるので、これによる着火の可能性は否定できないとみられる。なお、今回分解調査したものは古い年式のものであるが、これと異なり扇風機の動作を電子制御するものが現在では広く流通している。この場合、電子基板を内蔵しているものと思われ、ここで接点リレーが使用されていれば、これを放電源として着火が生じる可能性は否定できないと考えられる。

(3) 電子レンジ

市販の電子レンジ（SANYO、 EM-LP1）を分解し、着火源となりうる部品の調査を行った。まずターンテーブル駆動用のモーターを発見したが、このモーターは 6 rpm 定格であり、この回転数ではアーク放電は発生しないと考えられる。また、モーターはプラスチック製の歯車に直結されているため、この点から見ても着火性の放電が生じるとは考えにくい。これとは別に、庫内にはサーモスタットが使用されていた。サーモスタットはバイメタルを使用した接点スイッチであり、過去にエチルエーテルがサーモスタットからの火花によって引火した事例が報告されている。また、そのほかにも庫内からは接点部品が見つかっている。これらのことから、電子レンジについては、サーモスタットの存在によりプロパンの着火源となる可能性は否定できないと考えられる。

(4) 掃除機

市販の掃除機（TWINBIRD、 FW3K167）を分解し、着火源となりうる部品の調査を行った。供試掃除機にはユニバーサルモータが使用されていた。これは整流子とブラシを持つため、アーク放電や機械火花を生じる。実際にこのユニバーサルモータを動作させたところ、空気中における放電の発生が確認できた。また、インターネット上に掲載されていた別の掃除機の分解写真[16]を調べたところ、基板上にリレーが使用されていた。この基盤はモーター付近に設置されており、密閉性は低い。以上のことから、ブラシモータで生じるアーク放電や、基板上のリレーで生じる放電等により、プロパンを着火させる可能性は否定できないと考えられる。

(5) 洗濯機

インターネット上に掲載されていた洗濯機の分解写真[17]（TOSHIBA AW70DG、 National NA-F50Z8）から、使用されていた電気電子部品を推定した。いずれも電子基板が操作パネルの下にあり、そこに接点リレーが用いられていたが、洗濯機は漏電防止のために基板上に樹脂を充てんして防水加工が施されている。インターネット上の写真からは、電気部品が樹脂によって完全に覆われているわけではないものの、密閉性は高いものと推測される。したがって洗濯機に使用されている接点リレーは着火源にはなりにくいものと推測される。

(6) 除湿機・空気清浄機

インターネット上に掲載されていた除湿機（CORONA、 CD-J107X）の分解写真[18]及び空気清浄機（SHARP KC-Y65、 KC-B50、 Panasonic f-vxe60）を実際に分解した結果から、使用されていた電気電子部品を推定した。洗濯機と同様、操作パネルの下に電子基板があり、有接点・無接点リレーともに使用されているようである。洗濯機とは異なり防水加工があまり施されていない。したがって基板部分の有接点リレーによる着火の可能性は否定できないと考えられる。

(7) ドライヤー

インターネット上に掲載されていたドライヤーの分解写真[19、20]（National EH534、 Nobby NB1902）から、使用されていた電気電子部品を推定した。基板は持ち手の内部に存在し、接点リレーの存在も確認された。ブラシモータも確認された。以上により、ドライヤーによる着火の可能性は否定できないと考えられる。

(8) 電気ポット

インターネット上に掲載されていた電気ポットの分解写真（タイガーPDK-G）から使用されていた電気電子部品を推定した。基板は製品の底部に存在し接点リレーの存在も確認された。電気ポットやケトルの底面は密閉性が低いものが多く、またサーモスタットやサーミスタ等も使用されている可能性がある。以上により電気ポットによる着火の可能性は否定できないと考えられる。

(9) 電気炊飯器

インターネット上に掲載されていた電気炊飯器の分解写真[21](National SR-SS18A、タイガーJAQ-A550）から使用されていた電気電子部品を推定した。基板は製品の側面下部に存在し接点リ

レーの存在も確認された。以上より電気ポットによる着火の可能性は否定できないと考えられる。

(10) 電気カーペット

一般に電気カーペットは操作部が床に設置されることが多く、インターネットに掲載されていた写真[22]では、操作部にリレーが組み込まれていたものも存在した。熱線によってカーペット全体を暖めているため、回路全体の抵抗が大きく、接点部での放電が起こりやすいと考えられる。また、サーモスタットによって温度を管理しているものが多く、サーモスタットによる可燃性気体の火災事例も存在するため、電気カーペットによる着火の可能性は否定できないと考えられる。

(11) レーザープリンター

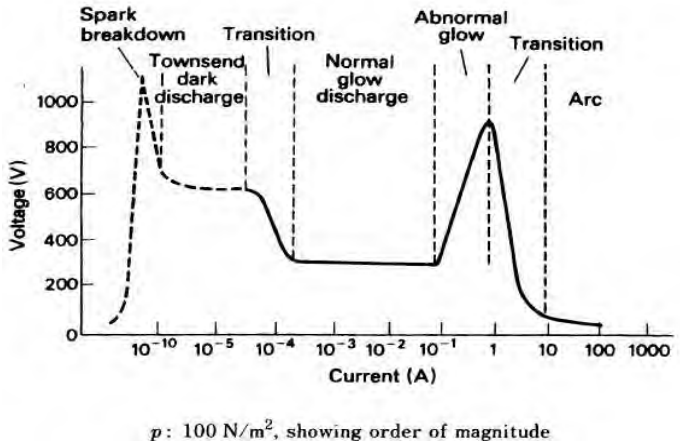
プリンターや CD･DVD 再生機器等に用いられているレーザーも、着火源として懸念されている。レーザーは可視光線であり、その波長は DVD プレーヤーで 650 nm、ブルーレイプレーヤーで 405 nm とされている[23]。これに対しプロパンの吸収帯[24]は 3370 nm（吸収率 90.6 %）、6800 nm（吸収率 19.7 %）であるから、レーザー照射部に可燃範囲のプロパン／空気混合気が存在していたとしても、そのエネルギーを吸収することはないが、レーザーが集光されて予混合気が絶縁破壊（ブレイクダウン）を起こした場合プラズマが形成されるので、そのエネルギーによっては着火する可能性がある。レーザーブレイクダウンはレーザーの波長、パルスエネルギー、集光レンズの焦点距離、ビーム径などにより影響されるので、一意的に着火性を否定することは難しいと考えられる。印刷部以外はインクジェットプリンターと同じ機構であるので、ブラシモータが使用されていると考えられる。したがって、ブラシモータから生じるアーク放電によっては、着火源となる可能性は否定できないと考えられる。これ以外に、感光ドラムを帯電させるためのコロナワイヤー及びレーザーが着火源になる可能性が考えられるが、コロナワイヤーで生じるコロナ放電のエネルギーは 0.1 mJ 未満[25]と考えられるので、プロパンの最小着火エネルギーに満たず、着火の可能性は小さいと考えられる。

② 各種着火源による次世代冷媒のフィジカルリスク評価

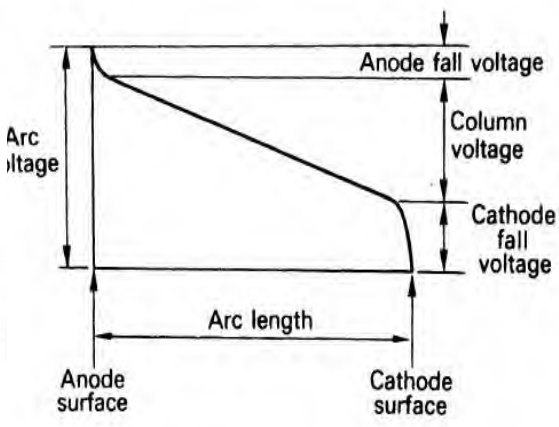
②.1 リレー接点でのアーク放電による着火性

②.1.1 アーク放電の特性と着火

アーク放電は静電気放電（容量性放電）とは異なり、回路に流れる大電流によって高温となった電極や電線端部から熱電子が放出され、これが他端の電極に到達することによって電流が流れるものである。その定義は必ずしも明確ではないが、「気体あるいは電極物質蒸気の最低電離電圧もしくは最低励起電圧程度の陰極降下電圧を有する、気体あるいは蒸気中の電極間放電で、さらに、放電は持続されていて、その電流によって陰極の電子放出の機構が支えられている」[26]というものである。アーク放電は電極材質の影響を受けるのでそれによる若干の違いはあるが、約 100 mA から 1 A 程度を最小アーク電流とし、ほとんど際限なく大電流を流せる低電圧・大電流の放電である。図②.1.1-1 は 100 Pa における放電電流と電圧の関係を示したもので、アーク放電の電位分布を拡大すると図②.1.1-2 となる[27]。アノード・カソードともにその近傍にそれぞれ陰極降下、陽極降下と呼ぶ非常に狭い電界強度の比較的大きな領域が存在する。つまり、アーク放電の特性は上述の電極近傍領域とアーク柱領域とに分けて考えると理解しやすい。



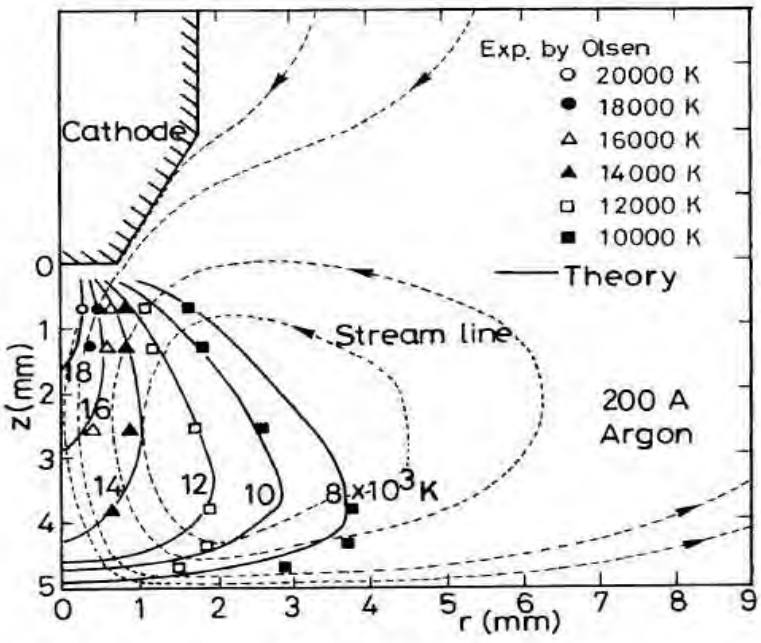
図②.1.1-1 電圧・電流の大小と放電様式の関係[27].



図②.1.1-2 アーク柱に沿った電圧分布

アーク柱の構造についても調べられている。アーク柱領域はアークを強制的に冷却でもしない限り、その平均電界強度は高々10^3 V/m、電流密度は 10^6～10^7 A/m^2 である。アーク柱ではそこを流れる電流によるプラズマ生成と消滅とがつり合って定常状態が保たれており、エネルギー的には、電流によるジュール熱の発生と、外縁方向への熱伝導損失及び輻射損失とがほぼつり合っている。図②.1.1-3 に示されるようにアーク柱中心部の温度は 10^4 K もの高温に達し、温度の低い境界部へ向かって温度勾配が存在する。アーク放電では、電子・イオン・中性原子などとの衝突が頻繁に起きるので、プラズマ内の温度が平均化された一定の分布を有するようになっている。これを熱平衡プラズマと呼ぶ。この場合はプラズマ自身の温度は気体の温度と感覚的に等しい。一方陽極降下部での平均電界強度は 10^5～10^7 V/m で、その厚みは 10^{-4}～10^{-6} m くらいである。これに対し陰極降下部の厚みや電界強度は電子放出の機構にも関連すると考えられ、精度の良いデータは乏しいようであるが、10^9 V/m を示す場合もあるようである[27]。電流密度はアーク柱部に比して高く、電極領域では電流路が収縮する。電極の表面温度は高くとも電極金属の沸点程度であると考えられるが、狭い電極降下部を隔てて接するプラズマの温度は先述の通り 6000～10^4 K 程度になっているから、電極近傍には非常に大きな温度勾配が存在する。

一方でアーク放電による着火性の評価については、IEC60079-11[28]により、可動式治具に設置された金属線と金属ブロックを一定速度で動かして接触させる試験法による燃焼性評価手法が規定されている。通電されている導体が一部で切断された場合や、スイッチを開いた場合などに生じるアーク放電（contact-break operation、 break-arc などと呼ばれる）については現在でも未解明な点が多いとされている[29]。Uber ら[29]は接点が開くときに生じるアーク放電による水素／空気予混合気の着火特性を実験的に調べ、入力される電気エネルギーが完全に着火に寄与するわけではなく、約 44 %がプラズマ柱のエネルギーに用いられ、プラズマ柱の有するパワーが 190 mW を超えて初めて火炎核の成長に寄与しはじめ、これと時間の積分で求まるエネルギーが最小着火エネルギーを超えることができて初めて着火に至るとしたモデルを提示している。すなわち、可燃性ガスの着火エネルギー自体は不変であるが、放電の形態によって入力エネルギーのうち火炎成長に用いられる割合が変化するようである。Shekhar ら[30]も同様の実験を行い、マッハツェンダー干渉法を用いた火炎核成長過程の観察結果と、素反応を考慮した独自開発の 3 次元シミュレーションに基づき、100-200 μs の間に火炎核の直径が 200-300 μm に到達していることが火炎伝播する臨界条件であることを述べている。しかし、いずれの論文も、アーク放電による接点開離時の着火予測には例えば火炎伸長による消炎挙動の予測や、接点開離速度の影響などについて明らかにされるべき事項が多々あり、着火性評価の確立にまでは至っていないとしている。

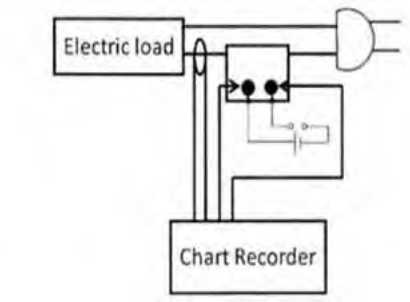


図②.1.1-3　アルゴン雰囲気下におけるタングステンアークの作り出す温度場[27].

②.1.2　実負荷を用いたリレー接点でのアーク放電による着火性評価の予備的検討

1）実験概要

市販の 2 種類の有接点リレー（OMRON MK2P、 G7J）を用いた。負荷を接続し、接点閉成時及び開離時のそれぞれについて接点両端の電圧と回路を流れる電流をそれぞれプローブで計測し、チャートレコーダに記録した。回路図及び装置写真を図②.1.2-1 に示す。使用した負荷はドライヤー2 種、電動ドライバー2 種、LED 電球 1 種である。実験条件として負荷種類及びリレー種類を表②.1.2-1 に示すように変化させた。実験実施場所の交流電源周波数が 60 Hz であることから、1 つの負荷種類・リレー種類の組み合わせにおいて、60 回の計測を実施した。



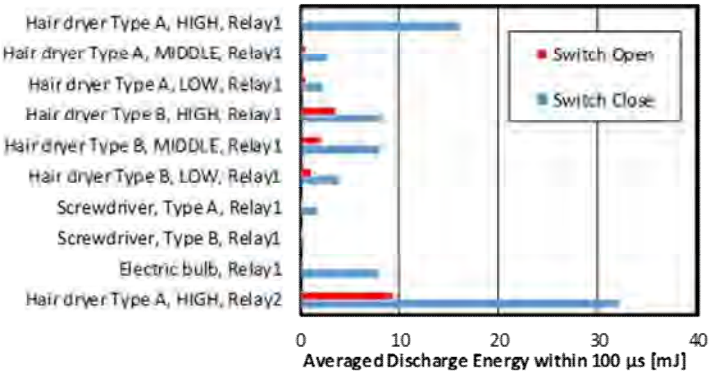
図②.1.2-1　実験装置の概要

表②.1.2-1　使用した家電製品の諸元

Type of relay	Type of Electrical Load				Consumption Power (W)
Type 1	Inductive & Resistance	Hair dryer	Type A	HIGH	840
				MIDDLE	440
				LOW	40
			Type B	HIGH	1050
				MIDDLE	1000
				LOW	700
	Capacitive & Resistance	Screwdriver	Type A		130
			Type B		210
	Resistance	Electric bulb			50
Type 2	Inductive & Resistance	Hair dryer	Type A	HIGH	840

2）結果

いずれの負荷を使用した場合も、100 μs 間で放出される放電エネルギーは全て最小着火エネルギーよりも大きな値を示した。特にリレー閉成時に開離時よりも大きなエネルギーを示す傾向があった。放電エネルギーは消費電力の増加に伴って増加する傾向が認められた（図②.1.2-2）。負荷のインダクタンス・キャパシタンス・抵抗が及ぼす影響については、完全ではないものの、放電エネルギーは抵抗にはあまり依存せず、インダクタンスが小さくキャパシタンスが大きいほど大きくなる傾向がみられた。



図②.1.2-2　各種家電製品を負荷とした場合のリレー接点での放電エネルギー

②.1.3　リレー接点でのアーク放電による着火性評価

1）　実験装置及び方法

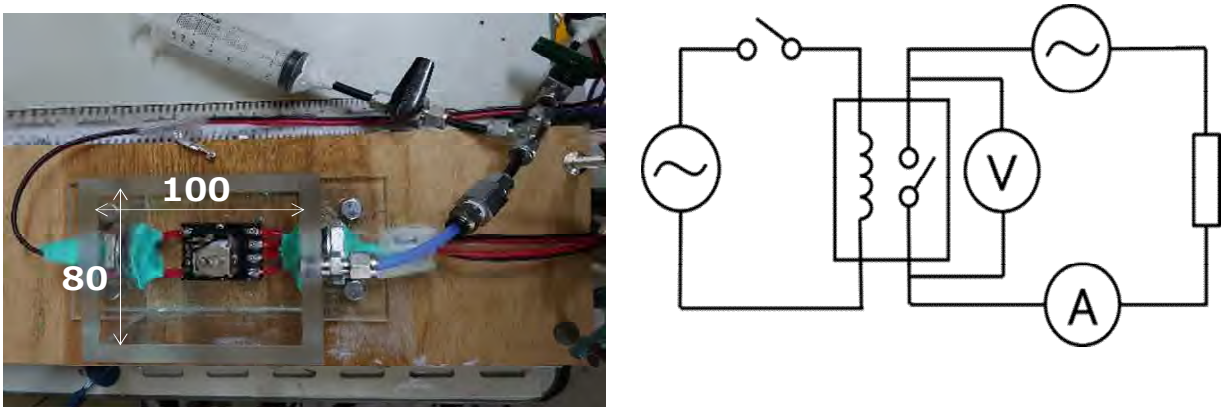
以上の背景に基づき、本研究ではリレー接点の開閉時に生じるアーク放電による着火性を実験的に評価することとした。図②.1.3-1 は実験装置の概略図である。厚さ 5 mm のアクリル板を貼り合わせて製作した、内法 100 mm×80 mm×80 mm の内部を視認できる燃焼容器内に、有接点リレー（OMRON MK2P、 接点材質：銀、最大接点電圧 250 V、最大接点電流 5 A）を保護カバーを外して接点を暴露させた状態で設置した。あらかじめ測定した容器内容積を基準に、所定濃度となる体積分の R290 をシリンジで測り取り、容器内に導入して 1 分間撹拌したのち 30 秒静置したのちにリレー開閉動作を行った。負荷回路およびリレー開閉回路は容器外に設置されており、リレーへの入力電圧は AC 100V とし、手動スイッチで開閉動作を制御した。

実事故シナリオ（家庭用空調機器使用居室内で家電製品を使用した場合）を想定して、回路負荷に家電製品実機（ドライヤー、電動ドライバー、掃除機、扇風機）を用いた。この 4 種類では定格消費電力の値に偏りが見られたので、その間を埋めるように可変抵抗を用いて 200 、 500、700 W の回路消費電力（公称値）を設定した。表②.1.3-1 は使用した負荷の諸元の一覧である。この実験では燃焼容器内の R290 濃度及び負荷の種類を実験パラメータとして変化させたが、1 つの濃度・負荷の組み合わせに対して、スイッチ開閉動作の繰り返し回数 60 回中の着火回数を数え、これを放電回数で除した値を着火確率とした。なおここで分母を「放電回数」としたのは、電圧位相とリレー同期タイミングが同期されていないので、リレー開閉時に放電が生じなかった場合があるためで、視覚的に放電発光が見られた回数を「放電回数」として分母の値に使用している。

測定項目は接点周りの予混合気（及び火炎）の視覚的挙動と電流電圧波形である。リレー接点両端の電圧を差動式電圧プローブ（Tektronix、 TPP0201）で、回路電流を電流プローブ（日置電機製 CT6711）で計測し、チャートレコーダ（日置電機製 8860-50）に記録した。電流プローブの出力変化をトリガーとしてチャートレコーダを起動し、その信号を高速度カメラ（Photron FASTCAM NOVA S12）に入力して、接点周囲の挙動を撮影した。放電エネルギーは電流と電圧の積を放電発光が認められた時間で積分した次式

$$E_d = \int_{t_1}^{t_2} IEdt \qquad (②.1.3\text{-}1)$$

により求めた。ただし t_1, t_2 はそれぞれ放電開始および終了時刻[s]で、電流電圧波形及び高速度撮影画像から読み取った。I, E はそれぞれ電流[A]、 電圧[V]である。



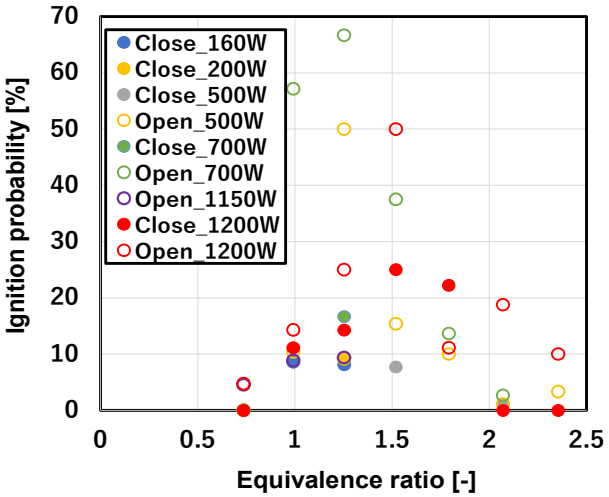
図②.1.3-1　リレー接点でのアーク放電着火実験装置

表②.1.3-1　供試負荷の仕様

負荷	外観	消費電力	実験対象プロパン濃度
ドライヤー (Panasonic, EH101P)		1200W	3.0, 4.0, 5.0, 6.0, 7.0, 8.0, 9.0 vol%
掃除機 (Panasonic, MC-PJ20G-N)		1150W	3.0, 4.0, 5.0 vol%
電動ドライバー (RYOBI, CDD-1021)		160W	3.0, 4.0, 5.0 vol%
扇風機 (YAMAZEN, FY-J301)		40W	3.0, 4.0, 5.0 vol%
可変抵抗器 (山菱電機, RZ-200-3B)		200W	3.0, 4.0, 5.0 vol%
		500W	3.0, 4.0, 5.0, 6.0, 7.0, 8.0, 9.0 vol%
		700W	

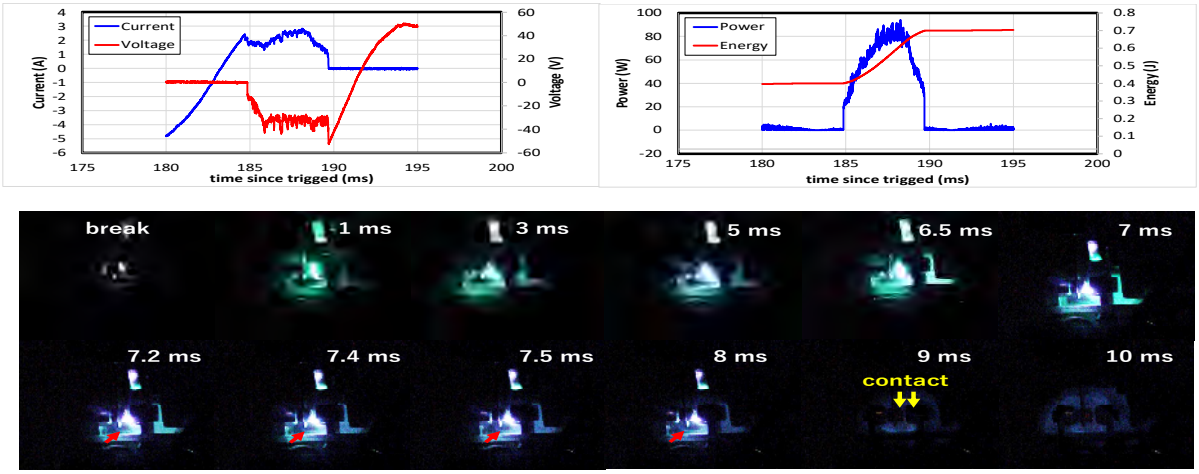
2) 実験結果及び考察

図②.1.3-2 は着火確率と当量比の関係を示したものである。当量比 1.3-1.5 付近で着火確率が最大となった。当量比 0.75（3 vol%）では燃焼範囲の濃度であるにもかかわらず、接点閉成時では 1 度も着火が見られず、接点開離時においても 5 %程度である。全体的に開離時かつ消費電力が大きいものほど着火確率が高いようである。

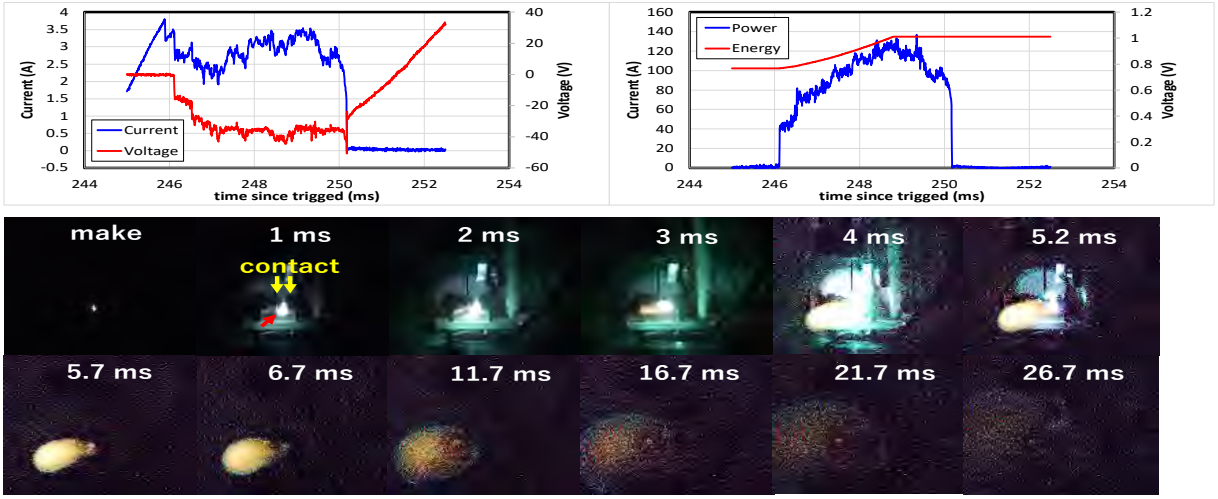


図②.1.3-2　着火確率と当量比の関係

図②.1.3-3 は接点開離時における放電（以下 break-arc と呼ぶ）の波形及び接点付近の高速度画像の一例である。図②.1.3-3(a)は R290 濃度 5.0 vol%、 抵抗性回路（定格消費電力 500 W）の場合、図②.1.3-3(b)は R290 濃度 7.0 vol%、 抵抗性回路（定格消費電力 700 W）の場合である。放電中の電圧と電流の積により求めた放電エネルギーはそれぞれ 17.8、 26.2 mJ で、いずれの場合も接点開離に伴う放電発光が視認できる時間は 5～8 ms 程度である。いずれも放電中はおおむね一定電圧を示すが、放電中の電力は放電時間に対して上に凸の曲線を描く傾向を示した。放電エネルギーは時間に対して単調に増加した。



(a)5.0 vol% of R290、 resistive circuit、 500 W



(b)7.0 vol% of R290、 resistive circuit、 700 W

図②.1.3-3　接点開離時の電流電圧波形と接点周りの連続写真

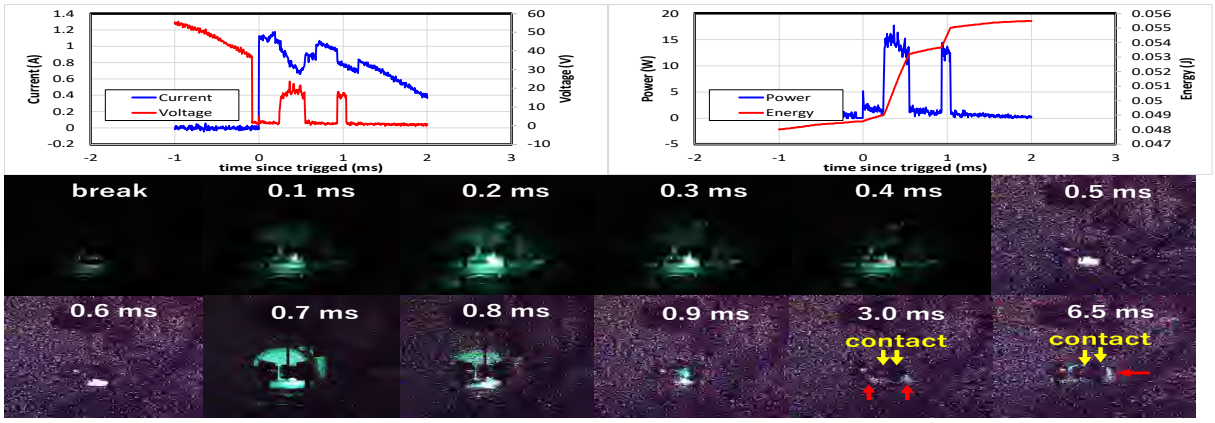
図②.1.3-3(a)では、接点の開離に伴って放電発光が生じている。放電開始後 7.2 ms で、図中赤矢印で示すように、接点下方に火炎面が視認できる。この火炎面は時間経過とともに徐々に成長し、10 ms ではリレー全体を覆うように火炎が形成されているのが確認できる。7.2 ms の時点で確認できた火炎面の大きさから考えて、これ以前の時間にすでに火炎面が形成されていたと推測されるが、放電発光が強すぎて火炎面を視認できなかった。

図②.1.3-3(b)では非常に特徴的な挙動が観察できる。放電後 1 ms で図中赤矢印で示すように橙色の火炎球が確認できる。橙色であることからこれは R290 の燃焼ではなく接点金属蒸気の燃焼に起因すると思われる。高温のプラズマ柱は圧力が高いので、接点外へ火炎球が飛び出しているが、これにより接点からの熱損失を受けなくなるので火炎は持続的に成長できる。

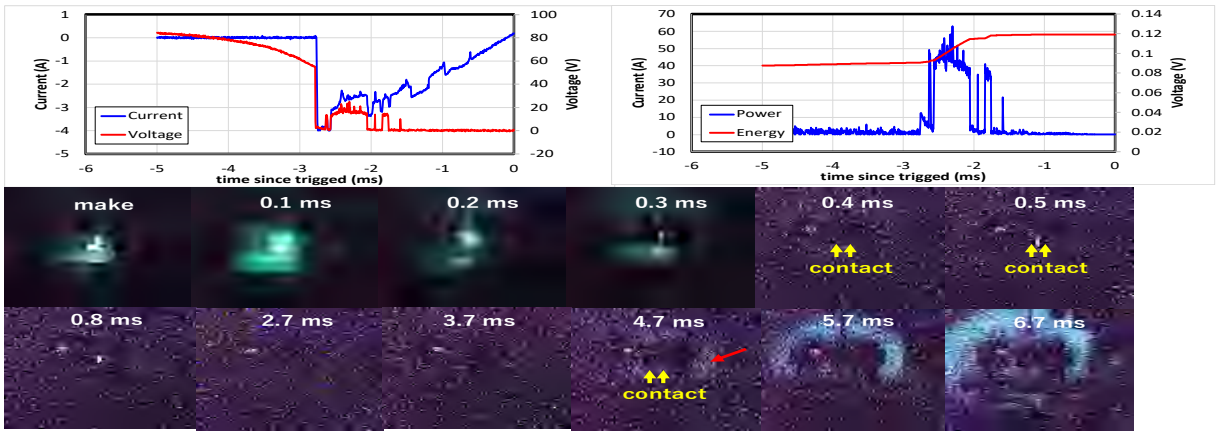
図②.1.3-4 は接点閉成時における放電（以下 make-arc と呼ぶ）の波形及び接点付近の高速度画像の一例である。図②.1.3-4(a)は R290 濃度 5.0 vol%、誘導性回路（ドライヤー、定格消費電力 1200 W）の場合（放電エネルギー36.4 mJ)、図②.1.3-4(b)は R290 濃度 6.0 vol%、抵抗性回路（定格消費電力 500 W）の場合（放電エネルギー24.3 mJ）である。接点閉成時は接点開離時に比較して①放電時間が 1 桁程度短い（およそ 0.5 ms)、②接点がいったん接触しても、その反動で接点が開きアーク放電が再度生じる（バウンス）現象が生じるといった特徴がみられる。①については既往の研究でも報告されており、放電時間もほぼ同様である[29]。②についても一般によく知られている現象[31]であり、本実験で見られた現象は一般性のあるものと認められる。

図②.1.3-4(a)では接点が近づくことによってアークを生成したのち 0.4 ms 後には接点同士が接触して消弧しているが、接点下部に橙色の発光がみられる。0.7 ms でバウンスにより再度接点が開いてアークが生じ 0.9ms で再度消弧するが、3.0 ms ではアーク放電がないにもかかわらず接点周りに青緑色の発光が確認できる。6.5 ms ではこの発光領域が拡大しておりこれが火炎であることが確認できる。

図②.1.3-4(b)では接点が近づいてアークを生成したのち 0.4 ms 後には消弧している。この時点では火炎状の発光は視認できないが 4.7ms から接点を囲むように伝播する火炎球が確認できる。



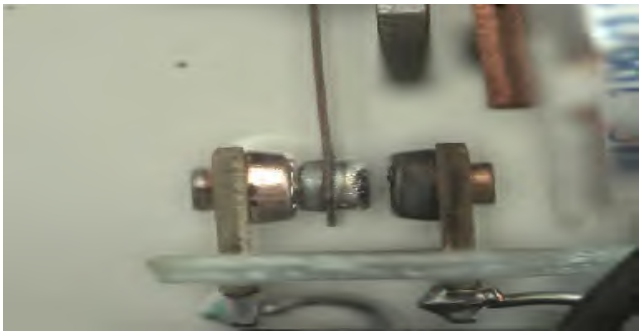
(a)5.0 vol% of R290、 inductive circuit (hair



(b)6.0 vol% of R290、 resistive circuit、 500 W

図②.1.3-4　接点閉成時の電流電圧波形と接点周囲の連続写真

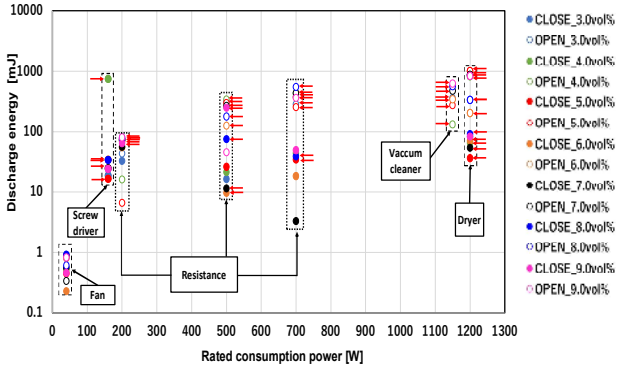
図②.1.3-5 は着火実験後のリレー接点の写真である。接点表面に溶融箇所が点在し、表面が荒れているのが確認できる。break-arc にせよ make-arc にせよ、アーク放電は接点間距離がある値に達したところで生じると考えると、この接点表面の荒れは同じ電流電圧条件・回路要素条件・開閉速度条件であっても放電挙動が確率的に変動することを意味している。



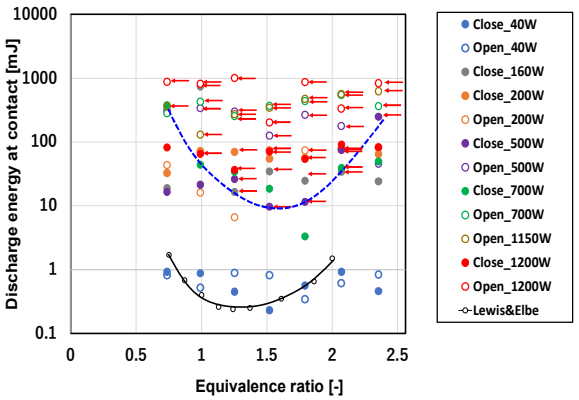
図②.1.3-5　アーク放電後の接点表面の様子

図②.1.3-6 は実験結果を定格消費電力と放電エネルギーの関係で整理したものである。赤矢印は着火したケースを表す。定格消費電力が大きくなるほど放電エネルギーが大きくなり、着火件数も多くなっている。特に扇風機（定格消費電力 40 W）では一度も着火が認められなかった。

図②.1.3-7 は放電エネルギーと当量比の関係である。赤矢印は着火したケースを表す。参考までに Lewis & Elbe による、容量性放電スパークを用いて測定された最小着火エネルギーの値[11]を併記してある。図中の青点線は各当量比において着火したケースのうち最小の放電エネルギーのプロットをつないだものであり、Lewis & Elbe の最小着火エネルギーと同様に当量比に対しておよそ下に凸のカーブを描いている。ただし、着火時の放電エネルギーが最小となるのは当量比が 1.5 付近であり、Lewis & Elbe のデータよりも若干過濃側にシフトしている。また、本実験で得られた、着火したケースの最小エネルギーは Lewis & Elbe のそれに比べて 1 桁以上大きい。これらの現象が生じた理由については以下のように考えられる。



図②.1.3-6　放電エネルギーと消費電力の関

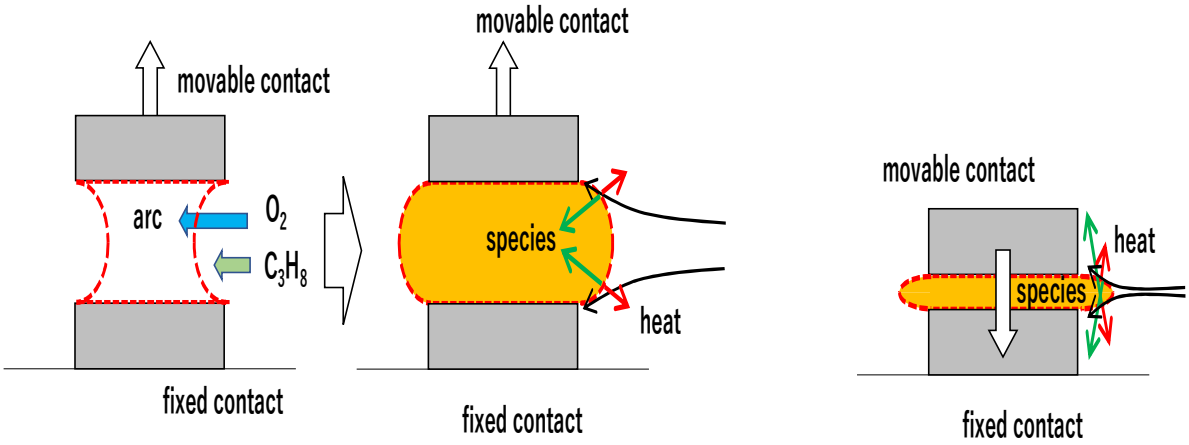


図②.1.3-7　放電エネルギーと当量比の関係

まず接点開離時の場合、図②.1.3-8(a)に示すように、接点の開離開始に伴って接点間に予混合気が流入する。この際、予混合気中の R290 と酸素では酸素のほうが空気に対する拡散係数が大きいために、接点における予混合気の局所的な組成は当初組成よりも燃料希薄側に寄る。一方、接点開離に伴ってアーク放電が生じ、これによって予混合気は高温の火炎核を形成して膨張する。よって、接点外の未燃気に対して火炎面が凸の曲率をもって接近してくるようになる。このとき、火炎面に対向する未燃気の流管が広がるので、火炎面に対して化学種の流入量が増加することになる。一方で火炎面からの熱は熱伝導で未燃気に伝わるが、その拡散速度が反応による発熱速度に比べて十分大きい場合は、検査体積内の熱収支は負となるので温度が上昇せず燃焼弱化し消炎に至る。これを評価するためにルイス数 $Le = a/D$ (a, D はそれぞれ予混合気中の不足成分の熱拡

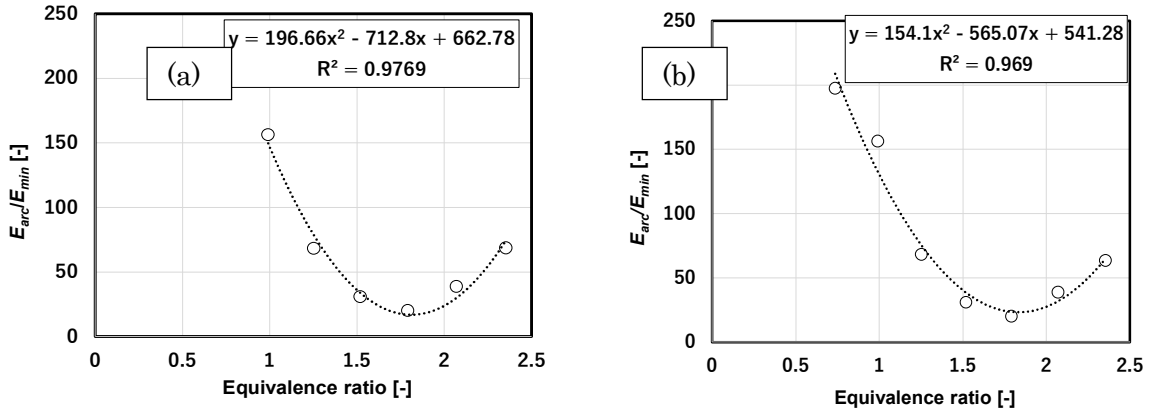
散係数、物質拡散係数）を導入すると、R290/空気予混合気では燃料希薄組成の場合 *Le*≈1.8、過濃組成で *Le*≈1.9 となる。すなわち、燃料希薄組成で燃焼弱化効果が顕著に現れ着火しにくくなるとともに、過濃組成では若干着火しやすくなる。これら 2 つの効果が合わさって、単位時間当たりの最小着火エネルギーをとる当量比が過濃側にシフトしたと推測される。一方閉成時の場合は、電磁力により接点同士が接近してきて、ある接点間隔で放電柱が形成されこれにより火炎核が形成されるが、接点間隔が時間とともに狭くなり、最終的には火炎核は接点同士に押しつぶされるようになる。この際はみ出てきた火炎核は圧縮効果によって、開離時や接点位置が固定されている場合などに比べて未燃気に対する火炎核の曲率が大きくなる。したがって上述の熱拡散速度と化学種拡散速度のつり合いの効果がさらに顕著になるので、単位時間当たりの最小着火エネルギーは容量放電時に比べてやはり過濃組成側にシフトする。一方で放電柱の体積は開閉時よりも小さい（時間経過とともに小さくなる）うえ、放電時間も短いので、着火確率は開離時に比べて小さい。これらのことから、アーク放電による着火性を評価するには接点閉成時の着火エネルギーを予測することが重要と思われるので、図②.1.3-7 中の破線上のプロット（閉成時のデータ、これを *Earc* とする）を容量性放電の最小着火エネルギー（これを *Emin* とする）で除した値と当量比の関係をとると図②.1.3-9(a)が得られる。*Earc/Emin* の値は 1 つの 2 次関数で良好に近似できた。これを用いて、アーク放電における着火エネルギーを予測できる。ただし、当量比 0.7（3.0 vol%）では閉成時に着火が認められなかったので図②.1.3-9(a)中にはプロットがないが、開離時には着火が認められている。そこで、参考までに開離・閉成を問わず着火した最小の放電エネルギーを用いてプロットすると図②.1.3-9 (b)を得た。この場合でも *Earc/Emin* は当量比に対して 2 次関数で良好に近似できる。燃焼限界付近では燃焼速度が遅いので、放熱速度が発熱速度に比して無視できなくなることから、容量性放電でのエネルギーに比べて接点でのアーク放電によるエネルギーは着火させるためには数十～数百倍程度大きな値を必要とすることを意味している。これは木下ら[11]の実験結果でも同等の倍率が示されている。

ところで、アーク放電の場合は一般に局所熱平衡プラズマによる着火となる[32]。よって、電子温度とガス温度（分子温度）は局所的に一致する。このことは図②.1.3-5 に示したように、リレー接点が溶融していることからも裏付けられる。この場合、着火はプラズマにより与えられた熱で火炎核が形成され、これが周囲への放熱に打ち勝って成長できるか否かにかかる（すなわち熱発火理論で支配される）。



(b) contact open　　(a) contact close

図②.1.3-8　電極の開閉動作と着火機構の模式図
(a) contact opening (b) contact closing

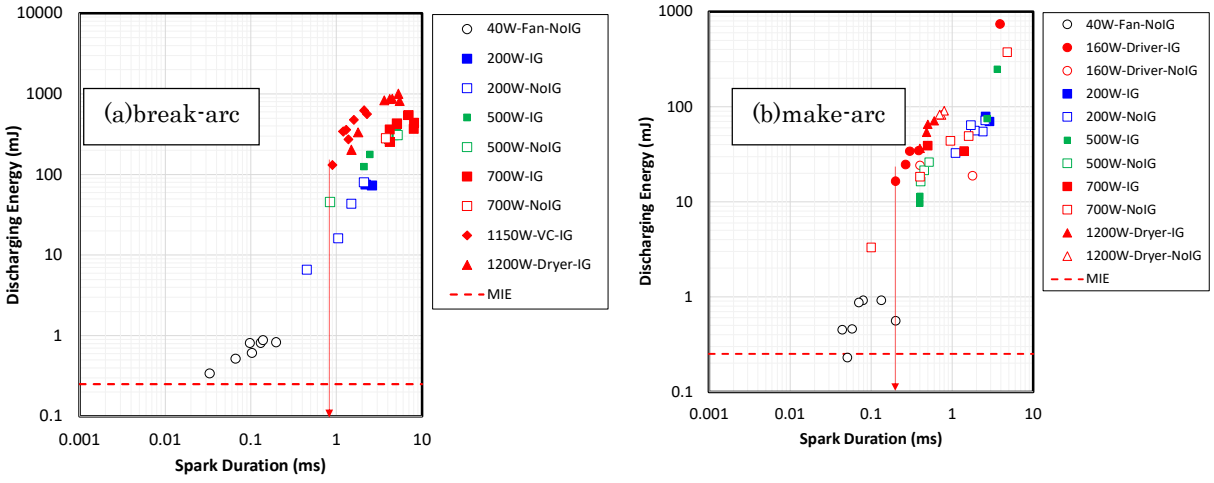


図②.1.3-9　着火時の最小アークエネルギーと最小着火エネルギーの比と当量比の関係。
(a)閉成時のデータのみを用いた場合　(b)閉成、開離によらず最小のアークエネルギーを用いた場合

アーク放電による着火性を調べた既往の報告[29]では、放電開始からある特性時間内に、形成された火炎核がある特定の直径以上に成長できれば持続的に火炎伝播し、そうでない場合は消炎するとされている。Uber ら[29]は水素／空気予混合気の break-arc 時のこの特性時間と直径として、最小着火エネルギーと消炎距離の関係

$$d_q \sim \sqrt{\frac{MIE}{0.07}} \qquad (②.1.3\text{-}2)$$

をもとに 200 μs、 500 μm を提示している。ただし(②.1.3-2)式の MIE の単位は mJ、消炎距離 dq の単位は mm であることに注意する。R290 の場合 MIE は 0.25 mJ[5]であるとすれば、(②.1.3-2)式より dq = 1.89 mm を得る。したがって、R290 の場合は放電開始後 200 μs までの間に火炎核直径が 1.89 mm 以上に成長できるか否かで着火が決まることになる。make-arc の場合は先述の通り放電時間が短い（100～500 μs）ので、プラズマのエネルギー自体が相当大きくなければ火炎核直径が 1.89 mm まで成長できないとみられる。一方 break-arc の場合は放電時間が火炎核成長の特性時間に対して 1 桁程度長いので、 プラズマの持つエネルギー自体は着火エネルギーを十分に満たせると思われるが、単位時間当たりのエネルギーが小さければ接点への熱損失の影響を受けて火炎が成長できないので、これにより 200μs 内に 1.89 mm の火炎直径への成長を達成できない場合は着火しない。そこで、実験データを放電時間と放電エネルギーの関係で整理したものが図②.1.3-10 である。



図②.1.3-10　アーク放電エネルギーと放電時間の関係

Make-arc の場合も break-arc の場合も、放電時間が 200 μs 未満の場合は着火が認められない。このことは、火炎が持続的に成長するために必要な特性時間が、アーク放電による場合は上述の通り 200 μs 程度であることを裏付けている。ただし本実験では放電開始直後の火炎核の形成がはっきりと視認できなかった（特に make-arc の場合は放電後しばらくしてから比較的広範囲の領域で火炎形成が確認できる、いわゆる体積着火に酷似した挙動を示した）ので、火炎核直径と放電時間の関係から着火の有無をこれ以上議論することは困難である。

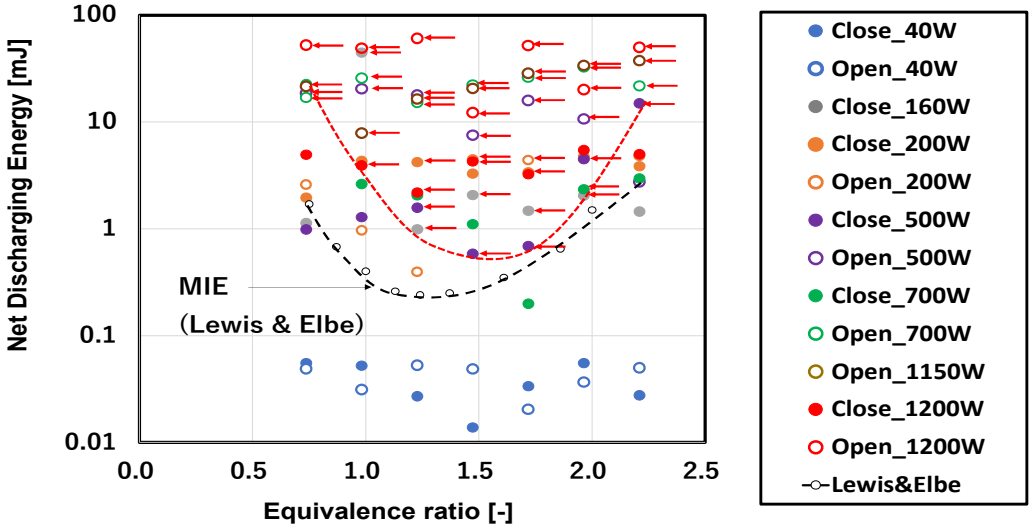
ところで、Uber らによるとアーク放電による着火をプラズマからの入熱と接点壁面への放熱との熱的バランスでシミュレーションした場合、入力された電気エネルギーのわずか 6 %程度しか火炎核形成に寄与しないことが報告されている[29]。そこで、電圧と電流を放電時間で積分して求めたエネルギーにこの割合を乗じたエネルギー（正味の着火エネルギーと称する）と当量比の関係を示したものが図②.1.3-11 である。 正味の着火エネルギーは Lewis & Elbe の最小着火エネルギーより若干大きいもののオーダー的にほぼ一致している。つまり、ある一定のエネルギーが供給されて、一定の時間内に火炎核が一定の直径に至ることができれば火炎が持続的に伝播可能になることは放電の種類によらない現象であり、放電エネルギーが火炎核の形成に使われる割合が変化するために、着火のためにもともと供給すべきエネルギーが大きくなる。したがってアーク放電の場合、接点両端の電流電圧波形から求まる電力波形を放電時間で積分して求めたエネルギー値の 6 %と MIE を比較することによって、着火の有無を判定することが可能である。ただし、Uber らは MIE の値自体が着火確率にして 10^{-3} 程度であることに注意を要すると述べている。これは先に述べた、接点の摩耗による放電再現性の低下などが関与していると思われる。

その他、アーク放電の挙動に対しては①接点材質、②回路要素、③接点開閉速度の影響が予想される。まず接点材質については、表②.1.3-2 に示すように融点及び抵抗率に応じた着火性への影響がまとめられている。本実験で使用した接点材質は銀であるから最も着火性の低い接点であったので、その他の接点材質の場合は本実験の結果よりも厳しめの評価をする必要がある。特に、融点の低い金属では着火性が高まることに注意を要する。回路要素については組み合わせにより影響が異なるが、一般に誘導性負荷を用いると接点開閉時（特に接点閉時）に誘導起電力を生じて電圧が上昇するので、瞬間的に大きな放電を発する可能性がある。特に 95 mH 以上のインダクタンスを有する場合、インダクタンスの増加に伴って最小アーク電流が低下する（すなわちアーク放電が生じやすくなる）。また、インダクタンスが高い場合は高速で開閉すると着火性が上がり、逆に低い場合は低速で開閉すると着火性が上がる[33、34]。アーク放電では回路の電気容量が大きくなると着火に至る電圧が低下する傾向があるが、エネルギーは高くなる傾向がある[34]。

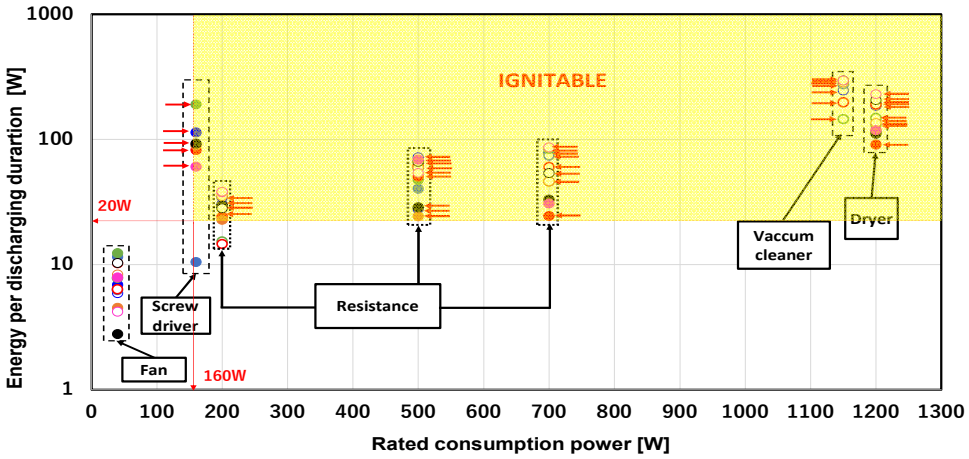
表②.1.3-2　電極材質と着火性の関係[34].

Metal	Melting point (°C)	Resistivity (nΩ-m)	Incendivity of sparks
tin	232	115	most incendive
cadmium	321	68	
zinc	420	59	
beryllium	1287	35.6	
chromium	1907	125	
aluminum	660	26.5	
nickel	1455	69.3	
iron	1538	96.1	
copper	1085	16.8	
silver	962	15.8	least incendive

以上、電気接点でのアーク放電による着火性の評価手法及びそれに及ぼす各種影響についてまとめた。なお、実務的には定格消費電力と接点での放電電力の関係で評価できたほうが使用しやすいと考えられるので、図②.1.3-12 にそれをまとめた。これにより、定格消費電力 160 W 以上では 20 W 程度の出力の放電が接点で生じるような場合に着火の可能性があることが分かる。



図②.1.3-11　着火に寄与したアーク放電エネルギー及び最小着火エネルギーと当量比の関係

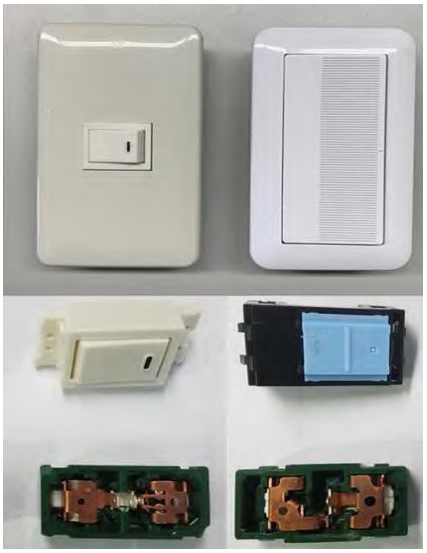


図②.1.3-12　接点でのアーク放電パワーと消費電力の関係

②.2　照明スイッチの操作で生じる電気スパークによる着火性の評価

②.2.1　概要

ここでは、電気スパークによる着火の可能性のある想定事故シナリオの 1 つとして、家庭用空調機器からプロパン冷媒が漏洩し、室内で可燃性混合気が形成された環境下で、壁面スイッチにより照明を点灯あるいは消灯させた場合を考える。壁面スイッチは図②.2.1-1 に示すように接点を有するので、その周囲においてアーク放電を生じ、これにより着火する恐れがある。そこで実験により、この動作による着火性を定性的・定量的に評価することとした。また、日本やアメリカでは 100～110V の電圧が使用されているが、主要 20 か国において、200～230V を使用している国は 16 か国あることから、供給電圧を AC 100 V 及び AC 230 V に設定して実験を実施した。



図②.2.1-1 供試照明スイッチの外観写真。
上段：スイッチ筐体、中下段：接点部
左列：Type A、右列：Type B

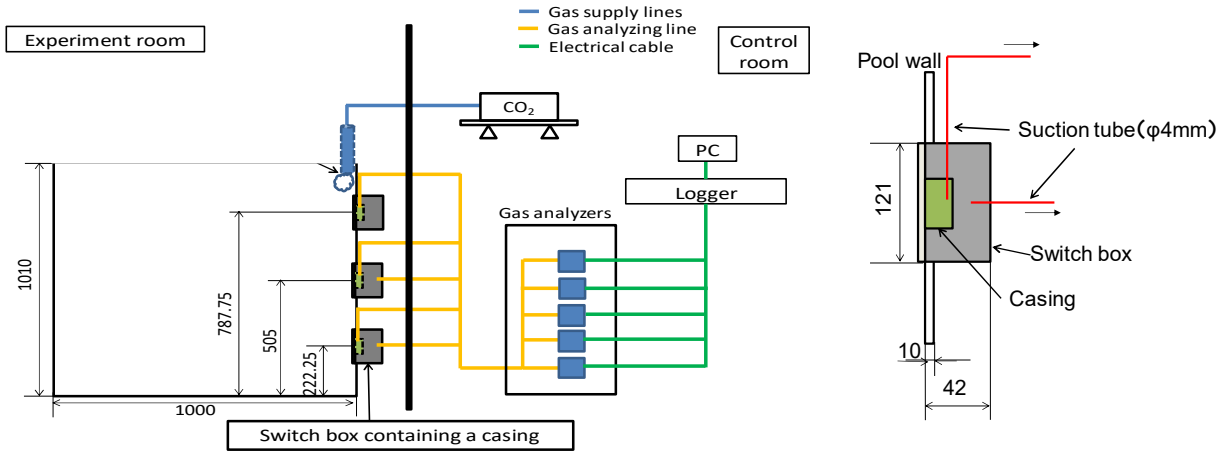
②.2.2　研究の流れ

まず、着火源と想定されるスイッチ接点付近で可燃範囲のプロパン／空気混合気が形成されるか否かを確認するために、試験空間内及び接点が格納されたケーシング（以下、“接点ケーシング”）内のプロパン濃度を測定した（実験 A)。次いで、空気雰囲気下でスイッチを動作させ、接点間両端の電圧及び回路電流を計測して放電エネルギーを求め、着火能力の評価を行った（実験 B)。これらの結果を踏まえて、試験空間内にプロパン／空気の可燃性混合気を形成させてスイッチを動作させる着火実験を実施し、接点周囲の放電及び着火挙動を視覚的に観測するとともに、放電エネルギー及び発光部の距離を計測することにより、着火の有無との関係を定量的に検討した（実験 C)。

②.2.3　実験の概要

1)　実験 A（濃度計測実験）

図②.2.3-1 に示すように、一辺 1 m の立方体形状のアクリル製プールを製作し、その壁面に穴をあけて、接点ケーシングを含むスイッチ本体とこれを支持するスイッチボックスを取り付けた。使用したスイッチは図②.2.1-1 に示す 2 種類（Type A: Panasonic、 WNP5101MW、 Type B: Panasonic、 WTP50011WP）で、両者を合わせた国内シェアは 90 %以上と推定される。スイッチの取り付け位置はプール底面から 787.75、 505、 222.25 mm の高さとした。これらの位置はそれぞれおよそ 3/4H、 1/2H、 1/4H（H はプール高さ：1000 mm）の高さに相当するので、本報告書では以後この表記でスイッチの位置を表すものとする。このプール内に、鉛直下向きにプロパンを漏洩させて、プール内のプロパン濃度を高さ方向に異なる 5 地点で、超音波式ガス濃度計（第一熱研製 US-II-T-S）を用いて計測した。漏洩地点の床面からの高さは 0、 100、 300、 500、 1000 mm の 5 地点としてそれぞれ濃度計測を行った。漏洩速度は 10 g/min とし、漏洩量は 41 g 及び 87 g とした。これは全量がプール内に漏洩して均一拡散した場合に、プール内のプロパン濃度がそれぞれ燃焼下限界（LFL、 2.1 vol%）及び燃焼上限界（9.5 vol%）になる量である。ただし、安全性の観点から、プロパンと分子量がほぼ同じであることから漏洩挙動がよく似ていると推測される二酸化炭素を、プロパンの代わりに漏洩させた。プロパン濃度は、超音波式ガス濃度計によってあらかじめ測定した二酸化炭素濃度とプロパン濃度の校正曲線に基づき求めた。



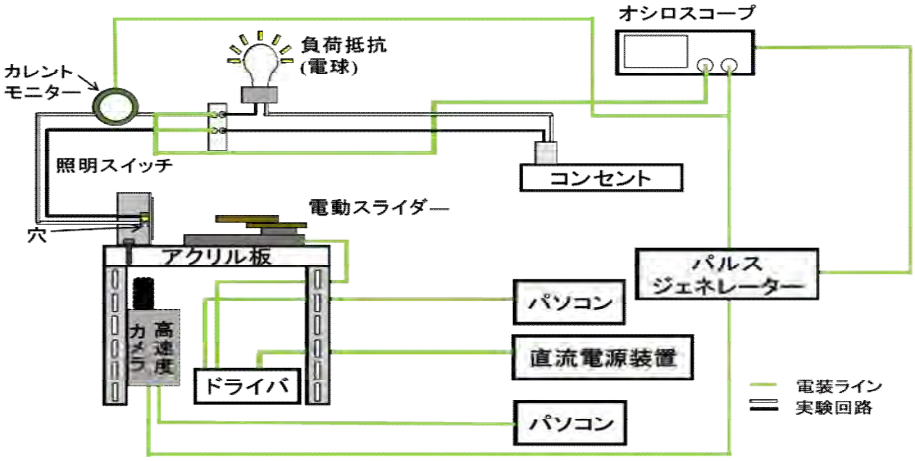
(a)濃度測定装置全体図　　(b)スイッチボックス拡大図（単位：mm）

図②.2.3-1　スイッチケーシング内プロパン濃度の計測装置図

2) 実験 B-1（放電エネルギー計測実験：100V）

図②.2.3-2 に示す装置を用いて、照明スイッチ接点における放電エネルギーを測定した。負荷には抵抗性負荷の白熱電球（40、 60、 100 W）及び LED 電球（60 W）を使用した。照明スイッチと負荷との間にカレントモニターを設置して通電時の電流波形を観測するとともに、オシロスコープにてスイッチ両端の電圧を計測した。スイッチ動作は冶具を電動スライダーに取り付けて遠隔操作で実施した。接点ケーシング内の接点の様子を観察するためにケーシングに穴をあけ、鉛直下方から高速度カメラにて放電の様子を撮影した。なお、接点周囲は空気雰囲気とし、ス

イッチ押下動作は 1 つの負荷について 10 回実施した。得られた電流及び電圧波形の積を時間積分し放電エネルギーを求めた。



図②.2.3-2　照明スイッチ接点での放電エネルギーの計測装置

3) 実験 B-2（放電エネルギー計測実験：230 V）

実験 B-1 と同様の回路を用いて、照明スイッチ接点における放電エネルギーを測定した。負荷には抵抗性負荷の白熱電球 6 種類（40、 60、 95 W 各 1 種類及び 100 W 3 種類）及び Hf 蛍光灯（32 W）を使用した。印加電圧は 100 V 及び 230 V とし、使用するスイッチは、図②.2.1-1 の Type A とした。スイッチの接点雰囲気は空気とし、スイッチ押下動作は 1 つの負荷について 60 回実施した。放電エネルギーは実験 B-1 と同様にして求めた。

4) 実験 C-1（着火実験：100V）

用いた着火実験装置は実験 B-1 と同じである。安全のため、プロパンはスイッチボックス内にのみ導入した。実験 A での濃度計測結果から、スイッチボックス内と接点ケーシング内はほぼ同等の濃度を示したので、スイッチボックス内に可燃濃度範囲のプロパン／空気混合気が存在すれば、接点ケーシングの穴を通してケーシング内へプロパンが流入すると考えた。あらかじめ所定量のプロパンをシリンジに測りとり、これをスイッチボックスに取り付けた導入ポートから導入した。導入量は全量がスイッチボックス内に拡散した場合にボックス内濃度が LFL 及び化学量論濃度となる量として、それぞれ 12 mL、 21 mL とした。本実験では回路負荷は白熱電球（60 W）のみとし、スイッチタイプは Type B のみとした。着火の有無はビデオカメラ及び目視観察によった。照明スイッチの閉成及び開離に伴う放電エネルギーは実験 B-1 と同様にして求めた。

5) 実験 C-2（着火実験：230V）

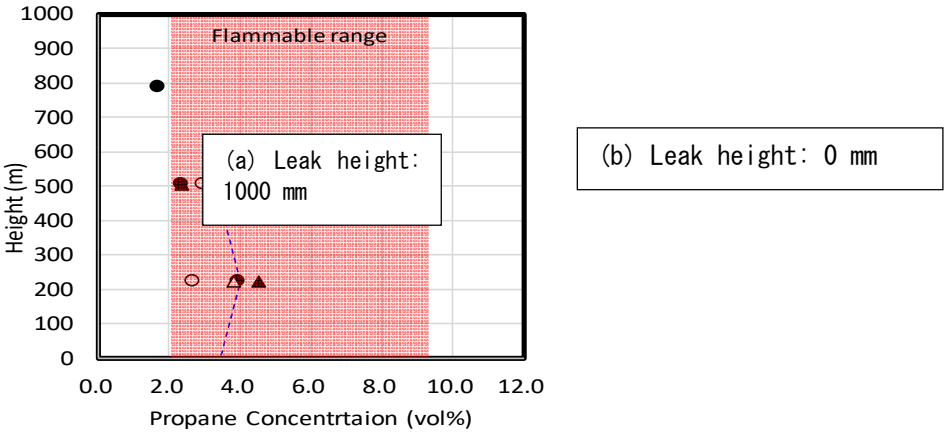
着火実験に使用した燃焼容器は、厚さ 10mm のアクリル板で製作した、内容積 150×150×150 mm のプールである。容器上面はアルミホイルで封じており、燃焼時にはこれが破れて圧力を放散するようになっている。プール内には小型のファンを設置した。スイッチのコンセント部は容器外壁に沿って鉛直に取り付けられており、スイッチ接点のケーシングがプール内側に位置している。回路構成は実験 B と同じである。スイッチの電極間にプロパンガスが流入するよう、接点ケーシング部に開口部を設けた。アクリルプール内にプロパンガスを導入し、濃度を均一にするため小型ファンにより 1 分間撹拌した。プール内のプロパンガス濃度は化学量論濃度となる約 4 %に設定した。高速度カメラを用いて、接点ケーシング下部にあけた穴より放電の様子を撮影した。負荷は、実験 B-2 で放電エネルギーが大きかった 100 W 白熱電球及び Hf 蛍光灯（32W）とし、印加電圧は 230V とした。スイッチ押下動作は 1 つの負荷について 50 回実施した。放電エネルギーは、実験 B-2 と同様に求めた。

②.2.4　結果及び考察

1)　接点ケーシング内への可燃性混合気の流入

図②.2.4-1 に、漏洩高さ 1000 mm （プール天井面から鉛直下向きに漏洩）及び漏洩高さ 0 mm

（床漏洩）の場合のプロパン濃度分布を示す。Type A、 Type B ともに、いずれの漏洩高さの場合も、1/2H 及び 1/4H の高さに設置されたスイッチの接点ケーシング内への、可燃範囲内の組成をもつプロパン／空気混合気の流入が認められた。プロパンはスイッチのプレートとスイッチ本体の間の間隙からスイッチボックス内に流入し、接点ケーシングにある穴を通して内部へ流入したものと推測される。



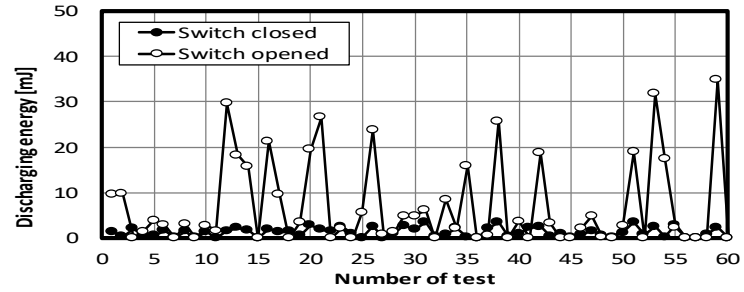
図②.2.4-1　プール内のプロパン濃度の鉛直分布

2)　接点での放電エネルギー

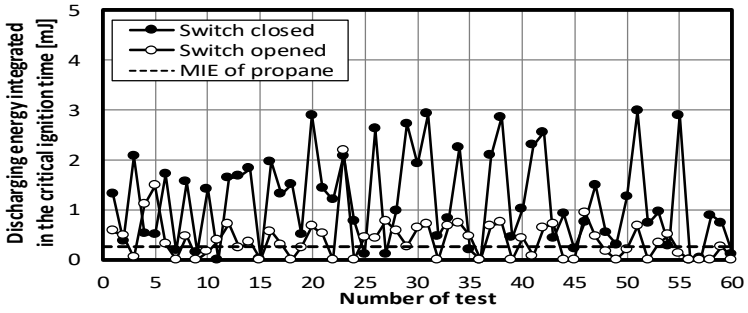
実験の結果、以下の知見が得られた。

1 回のスイッチ動作で複数回の放電が生じる場合があった

図②.2.4-1(a)に示した実験 B-1（プロパン導入量 21 mL）の接点間放電エネルギーから明らかなように、回路開離時のほうが回路閉成時よりも大きな放電エネルギーを示した。ただし、回路開離時は回路閉成時よりも放電時間自体が長くなったので、図②.2.4-2(b)に示す臨界着火時間内の放電エネルギーに限ると回路閉成時のほうが大きな値を示した。しかしいずれも最小着火エネルギーよりも大きなエネルギーを示す場合が認められた。



(a)総放電エネルギー



(b)臨界時間内の放電エネルギー

図②.2.4-2　接点間の放電エネルギー

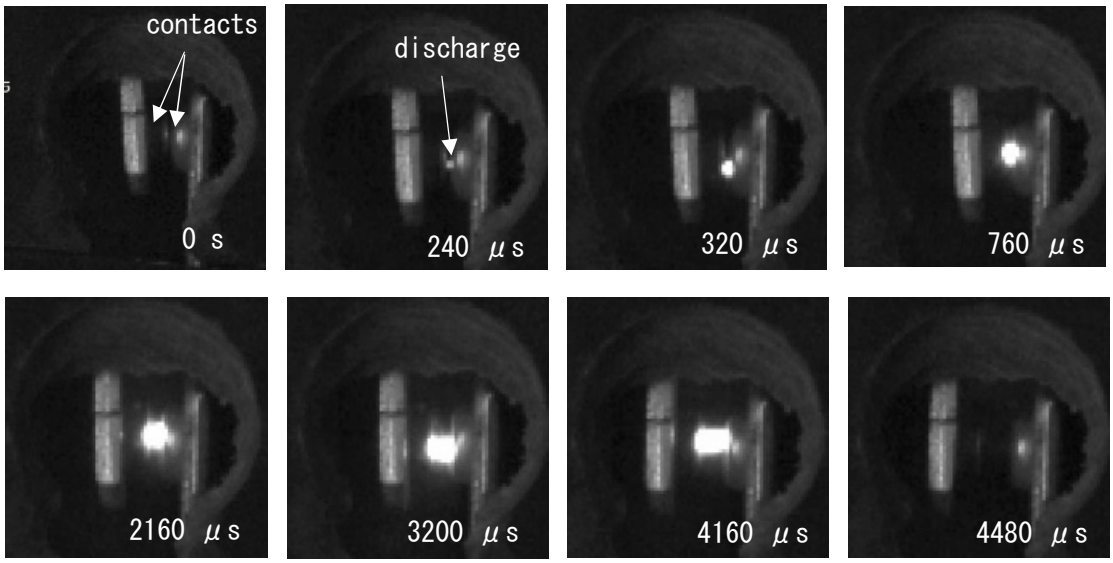
交流の場合、一般的に位相が 90° 付近でアーク放電の電圧は最大値となる。しかし、印加電圧に関係なく、蛍光灯では位相が 20～90° の範囲で大きな電圧が得られた。これは、蛍光灯器具内の安定器の影響と考えられる。放電エネルギーは 100 V の場合に比べて 230V の場合の方が大きくなった（実験 B-2 の結果より）。

上記の傾向は負荷の種類に依存しなかった。

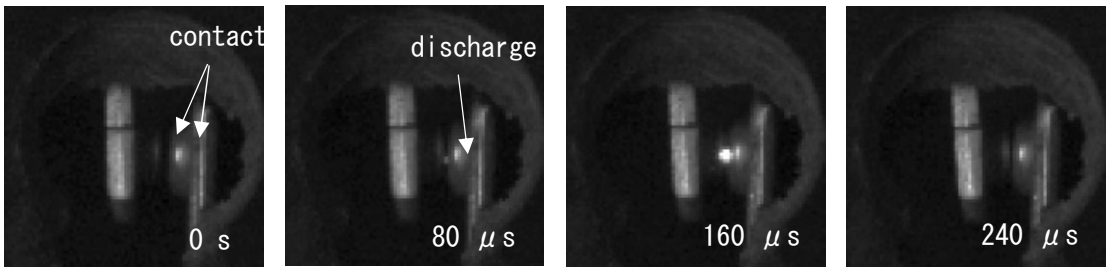
これらのことから、照明スイッチの接点付近に可燃組成のプロパン／空気混合気が形成される可能性と、最小着火エネルギーを上回る放電エネルギーが接点において生じる可能性は否定できず、したがって着火の可能性を否定できないことが示された。

②.2.5　着火実験

以上を踏まえ着火実験を実施したが、各濃度条件において 60 回（100 V）及びプロパンガス濃度約 4 %で 200 回（230 V）のスイッチ動作の繰り返しのうち、着火が認められたケースは 1 度もなかった。放電時の様子を撮影した高速度カメラ画像（図②.2.5-1）から発光部の距離を読み取ると、おおむね 0.1-0.4 mm 程度であった。これは、プロパンの消炎距離（1.7 mm[35]）に比べて 1/10-1/4 程度の値である。接点の径は約 2.0 mm 程度で、これも接点間距離に比して 1 桁大きい。したがって、本実験で着火が認められなかったのは、放電核の大きさが消炎距離未満であったために、接点との接触によって熱損失を受け、持続可能な火炎に成長できなかったためと考えられる。



(a)スイッチ開離時



(b)スイッチ閉成時

図②.2.5-1　スイッチ接点における放電の様子

しかしながら一般にスイッチ接点の技術基準として、IEC 規格[36]に 3 mm ギャップと呼ばれる基準が存在する。したがって接点間には最低でも 3 mm の間隔が存在することになるので、このギャップ長全体にわたって放電が生じて火炎核が形成されていれば、火炎はギャップを通り抜けて全体に伝播することになる。

そこで、ギャップ長と絶縁破壊電圧の関係について検討した。気体中で絶縁破壊（すなわち放電）が生じる電圧 Vs は、気体の圧力 p と電極間隔 d の積の関数となり、次式で表される（パッシェンの法則）。

$$V_s = \frac{Bpd}{K + \ln(pd)},\ K = \ln\left\{\ln\left(1 + \frac{1}{\gamma}\right)\right\} \qquad (②.2.5\text{-}1)$$

ここで B、 K は定数で、γは陰極の二次電子放出係数であり、空気の場合はγ = 0.01 とみなせる。一般に空気の絶縁破壊電圧は 330 V とされているので、式(②.5.4-1)からこれに対応するギャップ長 d を大気圧の下で求めると 0.01 ㎜となる。ギャップ長 3 ㎜では 12 kV 超、消炎距離となるギャップ長 1.7 ㎜では約 7.8 kV となる。照明スイッチの動作ではこれだけの電圧は生じないと思われるので、放電時のギャップ長は最大でも消炎距離未満になると推測される。よって照明スイッチの接点でのアーク放電による着火の可能性は無視できると考えられる。

②.3 コンセント抜き挿しでのアーク放電による着火性

②.3.1 研究の概要

最小着火エネルギーは容量性放電を用いた比較的短時間でエネルギー放出を完了する形態の放電を用いて測定されているので、異種放電形態の着火性評価にそのまま適用できるとは限らない。したがって、各種電気系着火源の着火性を詳細評価するには、ケーススタディ的な実験が必要になる。そこで、ここでは家電製品のコンセントの抜き挿し時に生じるスパーク発生を再現した実験により、着火性を評価することとした。

②.3.2 研究の流れ

コンセントを取り付けた燃焼容器内に所定濃度のプロパン／空気混合気を導入し、負荷の電源プラグを挿入して、着火の有無を高速度撮影により観測した。抜き差し時の電流及びプラグ両端電圧の変動を計測し、着火挙動の定量的評価を試みた。

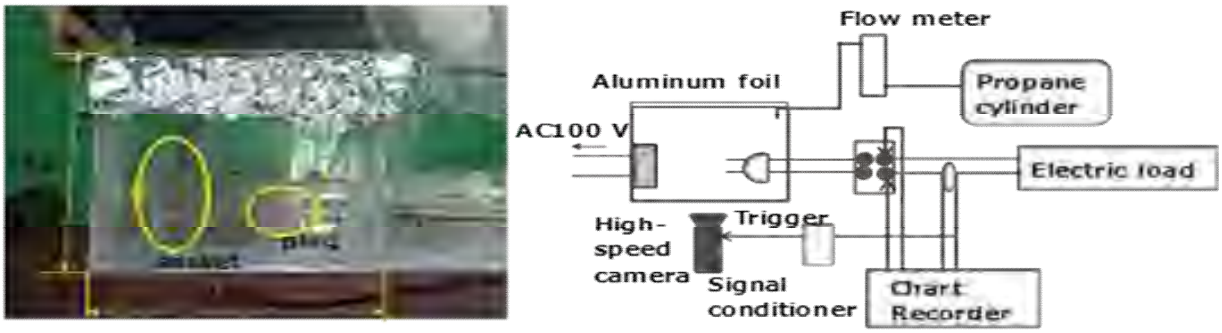
②.3.3 実験の概要

1) AC100V 製品（コンセントタイプ A）対応実験

図②.3.3-1 に示すように、上面をアルミホイルで封じた一辺 150 ㎜の容器内に、図②.3.3-2 に示す市販の A タイプコンセントを鉛直に取り付けた空間で着火実験を実施した。コンセント筐体内部と挿入口との間に仕切りはなく、挿入口からガスが進入した場合、筐体内部全体に拡散・滞留する構造となっている。①電源プラグの抜き差しを 200 回繰り返した場合（実験①）と、②コンセントの引き抜き動作のみを 100 回繰り返した場合（実験②）の 2 パターンの実験を実施した。実験①では、容器内に導入したプロパンは着火が認められるたびに交換するものとし、一方実験②では着火の有無にかかわらず毎回交換した。いずれの実験でも、最も厳しい評価をするために、最小着火エネルギーを示すとされる 5.18 vol%のプロパン濃度（当量比 1.31）を対象とした。電源プラグ両端の電圧と回路電流をそれぞれプローブで計測し、式(②.1.3-1)で放電エネルギーEd を求めた。使用した負荷は表②.3.3-1 に示す仕様の市販の家電製品（ドライヤー・電動ドライバー・掃除機）である。

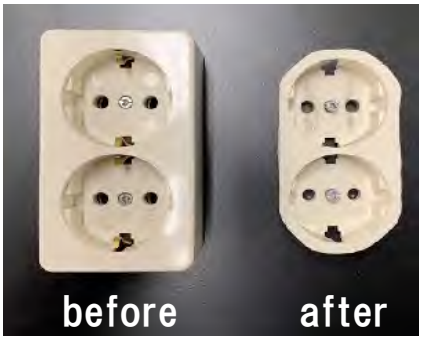
2) AC230V 製品（SE タイプ）対応実験

図②.3.3-3 に通常の状態（左）と、カバー部分を最大限カットした状態（右：こちらを着火実験で使用）のコンセント筐体の写真を示す。これを図②.3.3-4 に示すように一辺 200 ㎜のポリカーボネート板製燃焼容器に取り付けた模型を製作した。燃焼容器上部は 1)同様にアルミホイルで封じてある。本実験でもコンセント筐体内部と外部は筒抜けで、気体は自由に移動できる。容器内の当量比は 1（プロパン濃度 4 vol%）とした。50Ωおよび 300Ωの抵抗負荷を用い、印加電圧は 230V とし、プラグ両端電圧と回路電流をプローブで計測した。プラグの抜き挿し速度はフォースゲージにかかる荷重に比例しており、その値からおよそ 2 パターン（slow、 quick）に分類した。プラグの抜き挿し繰り返し回数は 50 回とし、放電エネルギーEd は式(②.1.3-1)により求めた。



図②.3.3-1　実験装置の概要

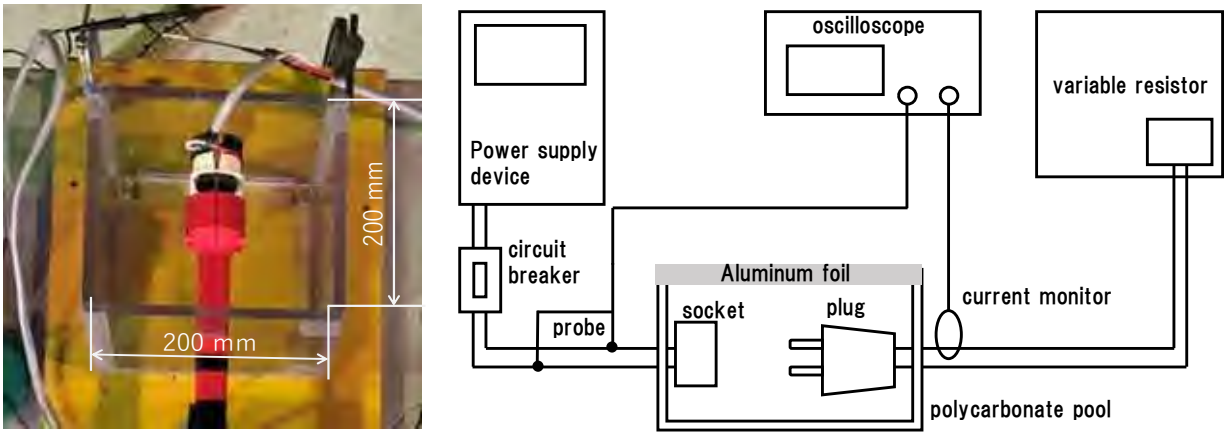
図②.3.3-2　供試コンセントの外観



図②.3.3-3　SE タイプソケットの外観

表②.3.3-1　供試家電製品の消費電力

Type of Electrical Load				Consumption Power (W)
Inductive & Resistance	Hair dryer	Type A	HIGH	810
			MIDDLE	420
		Type B	HIGH	1040
			MIDDLE	700
Capacitive & Resistance	Screwdriver	Type A		200
		Type B		80
Inductive & Capacitance	Vacuum cleaner	Type A		1000
		Type B		970

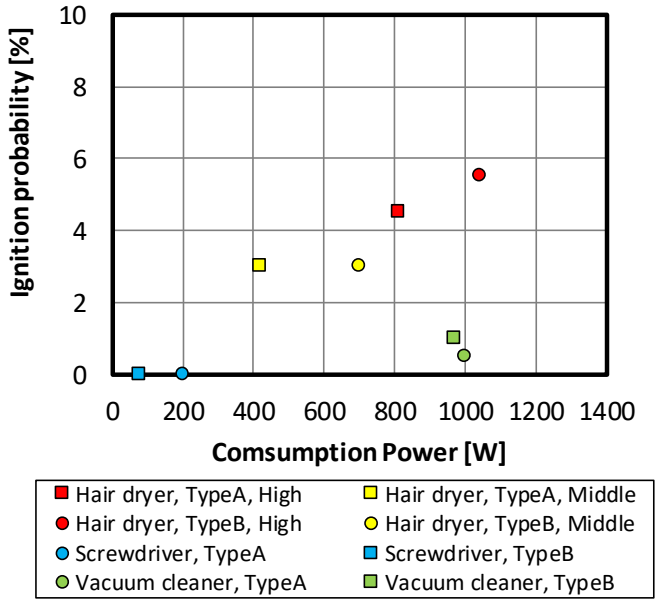


図②.3.3-4　AC230V 実験の全体図および写真

②.3.4　結果及び考察

1) AC100V 製品対応実験

いずれの負荷を使用した場合も、実験②では着火が 1 度も認められなかった。図②.3.4-1 に示すように、着火確率は概ね消費電力が大きくなるにしたがって大きくなる傾向がみられた。



図②.3.4-1　着火確率の消費電力に対する依存性

2)　着火及び火炎伝播機構

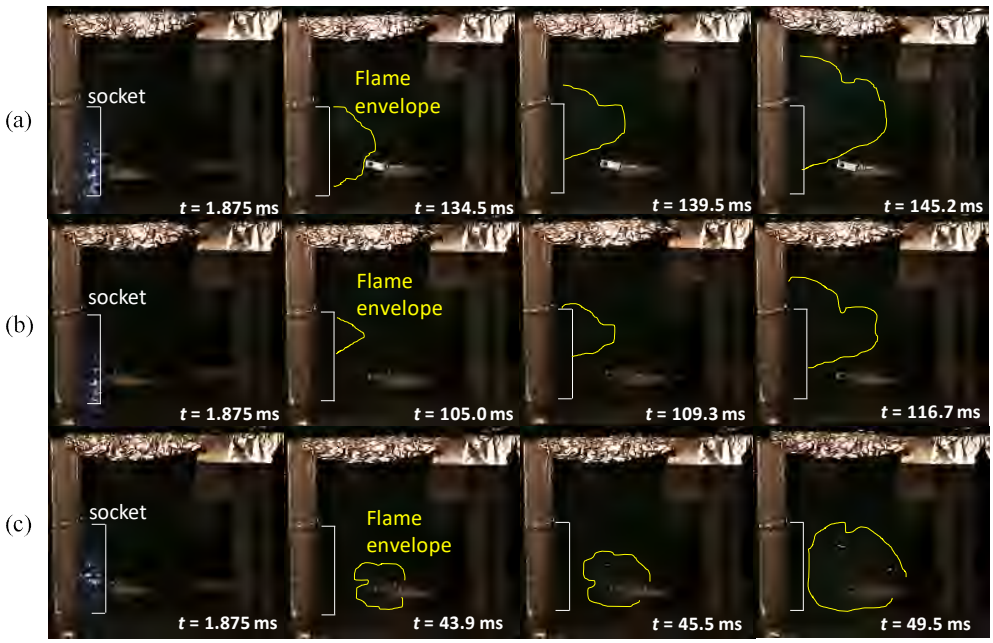
図②.3.4-2 はドライヤーType B を負荷とした場合のコンセント周囲のカラー高速度撮影写真である。図中の t は放電が開始したと思われる発光がみられてからの経過時間である。図②.3.4-2 (a)と(b)はよく似た挙動を示している。いずれも、放電時間（この発光の継続時間）は 4.3-4.5 ms であり、プラグがコンセントから抜けてから約 100-130 ms 後に、プラグが接続されていた場所とは異なるコンセント口（上部）から火炎が噴出している。このときの放電エネルギーは約 4.5 mJ であったので、エネルギー的には着火可能である。コンセントのプラグ挿入口の隙間は約 2.4 mm であるのに対してプロパン火炎の消炎距離は 1.70 mm であることも併せて考えると、抜き差し動作の繰り返しによって、コンセント外のプロパン／空気混合気がコンセント筐体内に侵入し、これにコンセント引き抜き時のスパークで着火して、コンセント上部から噴出したものと考えられる。

これに対して、図②.3.4-2 (c)では若干その様相が異なる。コンセント内での発光の後、図②.3.4-2 (a)と(b)よりも有意に早期の段階で、プラグ刃付近に火炎の発生が認められ、これが約 6 ms のうちに同心円状に伝播している。プラグ刃付近からコンセント方向へ火炎の伝播が認められることから、このケースの着火機構は図②.3.4-2 (a)と(b)とは異なり、コンセント外で着火してこれが容器内の未燃混合気に伝播したと考えられる。その着火要因は、抜き差しの繰り返しにより容器内の塵を巻き上げてプラグ刃との間で静電気放電が生じたか、あるいは抜き差しによりコンセント内部から連行されてきた金属粉などとプラグ刃の間での静電気放電によるものと考えられるが、今回の実験のみでは確証は得られなかった。また、インダクタンス、キャパシタンス、抵抗といった負荷条件が着火に及ぼす明確な影響は認められず、上述のように主として消費電力のみに依存した。

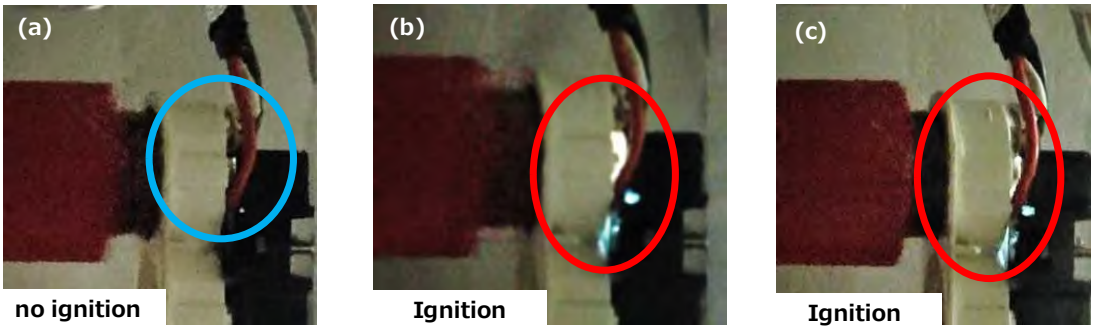
3)　AC230 V 製品対応実験

図②.3.4-3 にプラグ抜き差し時のコンセント周囲の様子を撮影した写真を示す。負荷 300 Ω、急速引き抜き時（図②.3.4-3 (a)）、負荷 50 Ω、急速及び低速引き抜き時（図②.3.4-3 (b)、(c)）ではそれぞれ、コンセント筐体内部で発光が認められたが、コンセント周囲の未燃プロパン／空気予混合気への爆発的な火炎伝播は認められなかった。ただし図②.3.4-3 (b)、(c)では、

(a)にくらべて発光領域が大きく、黄色がかった発光が認められる。いずれも 50Ωの場合にみられて 300Ωの場合に認められていないことから、回路電流が大きい場合に確認される現象である。燃焼に起因する可能性も否定はできないが、その後未燃混合気に伝播していないことから、この発光は接点金属のヒュームである可能性が最も高い。



図②.3.4-2　コンセント抜き差しによるプロパン／空気混合気の着火挙動



図②.3.4-3　AC230V 実験におけるコンセント周囲の様子

②.4　静電気による着火性の評価

②.4.1　概要

静電気スパークによる着火性を評価するため、日常生活における帯電シナリオ及び人体からの放電シナリオを、日冷工で実施されているリスクアセスメントと共同して検討し、これに基づいて帯電電位、エネルギー及びこれらに及ぼす湿度の影響を文献等により推測した。シナリオ構築にあたっては放電場所と可燃性混合気濃度の位置関係や放電の生じる確率などを総合的に勘案する必要があるが、ここではこれらについては触れない。

②.4.2　評価の概要と結果

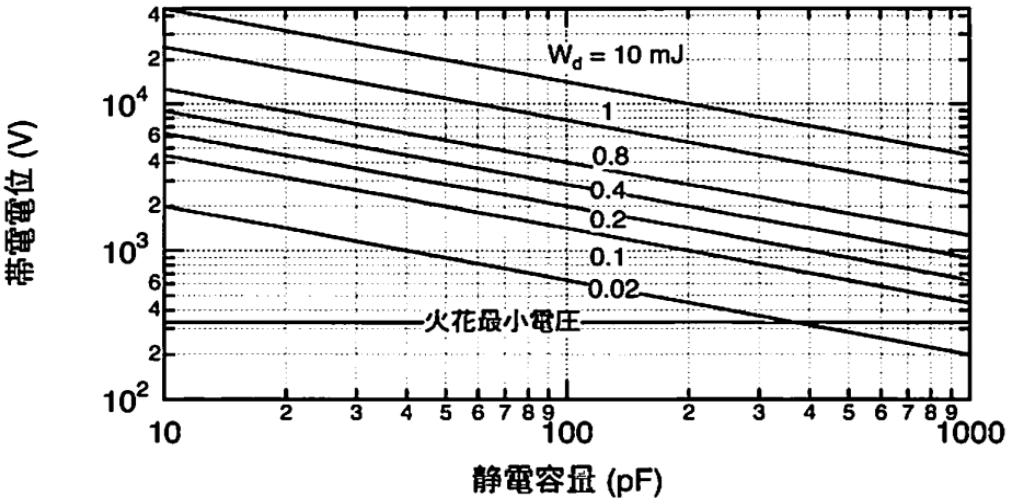
(a) 帯電シナリオ

日常生活における人体への帯電事例としては、歩行・摺り足歩行、ソファー・イスからの起立、衣服の脱衣、毛布の折り畳み、整髪、などが考えられる。これらにより帯電した人体からの放電シナリオとして、①ドアノブを触って放電する場合と、②衣服を脱ぐ際に放電する場合を取り上げる。

(b) 放電種類と着火能力の学術的分類

静電気放電は一般に絶縁導体や不導体に蓄積された電荷が接地導体等に接触するときに放出される現象であり、容量性放電に相当する。静電気放電の形態には、主として火花放電、コロナ放電、ブラシ放電、沿面放電、コーン放電、雷状放電などがある。それぞれの特性は以下のとおりである[37]。

(1) 火花放電：導体間で起きる放電であり、放電エネルギーは $E = (1/2)CV^2$（C ： 静電容量(F)、V ： 電圧(V)）で与えられ、比較的高い。最小着火エネルギーが 100 mJ 以下の可燃性ガスを着火させうるというガイドラインもあり、着火源となりうる。帯電電位と静電容量の関係は図②.4.2-1 に示されるとおりである。導体の最大帯電電位が 330 V よりも大きいときに火花放電の発生の可能性があるとされている。



図②.4.2-1　火花放電の帯電電位と静電容量及び静電エネルギーの関係[37]

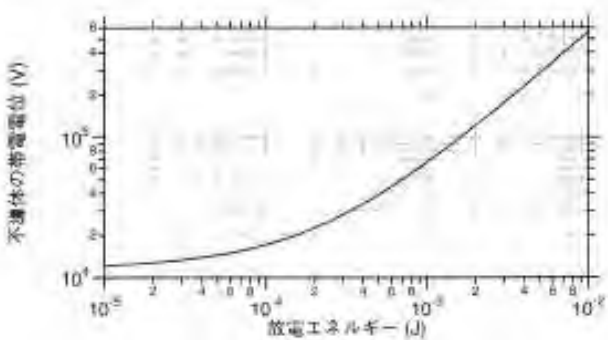
(2) コロナ放電：先のとがった針電極、細線電極や曲率半径の極めて小さい電極の近傍に不平等電界場が形成され、この局所的に高くなった電界により生じる放電である。一般に曲率半径が 5 mm 以下で起こる。ただし、放電エネルギーが比較的小さいので、水素のように極めて小さい着火エネルギーを持つ可燃性ガス以外には、一般に着火性はない。

(3) ブラシ放電：主に絶縁物が帯電し、曲率のある接地金属、指先などが近づくときに起きる。正極性の放電のほうが着火性が高いことが知られている。ブラシ放電のエネルギーは 1～3 mJ までで、4 mJ を超えることはないが、可燃性ガスの着火源となりうる。絶縁体表面の平均電位とブラシ放電の放電エネルギーとの関係は図②.4.2-2 に示されるとおりである（接地導体球の半径を 20 mm とする場合）。

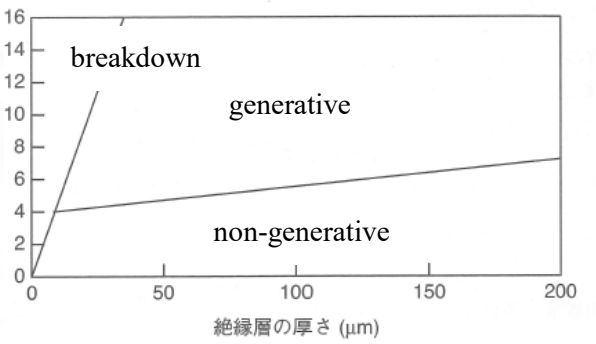
(4) 沿面放電：絶縁物体の厚さが薄くなると絶縁物の表裏に電気二重層が形成されるので、さらに大きな表面電荷を保持できるようになる。このような絶縁物の表面に沿って起きる放電が沿面放電である。放電エネルギーは 10 J 程度になることもあり可燃性ガスの着火源となりうるが、図②.4.2-3 に示すように絶縁物体の厚さが 8 mm 以下でかつ絶縁層の電位が 4 kV 以上ないと生じない。

(5) コーン放電：絶縁性の粉体を空気輸送する際に、帯電粉体が堆積するコーン状のフィード表面で生じる放電のことである。

(6) 雷状放電：サイロなどへの粉体の投入や搬入、タンク内でのジェット洗浄などにおいて、帯電粉体あるいはミストが気相空間中を浮遊し空間電荷雲を形成し、これから設置されたサイロやタンク壁に向かって生じる雷のような放電。しかし 500 kV/m もの高電界を要するため通常は生じない。



図②.4.2-2　ブラシ放電の帯電電位と放電エネルギー[31]



図②.4.2-3　沿面放電の電位と絶縁層の厚さの関係[31]

(c) ドアノブ接触時の放電による着火性

容量性放電の場合の着火性は、対象とする系の静電容量に応じて蓄えられた静電エネルギー（$=(1/2)CV^2$、C: 静電容量(F)、V: 電圧(V)）がすべて着火に用いられるとして、最小着火エネルギー（MIE）とも大小関係により評価されるのが一般的である。この場合の放電は上記(b)の①火花放電に該当する。したがって MIE を用いて着火性を評価する。プロパン／空気予混合気の MIE を約 0.25 mJ[5]、人体の帯電電位を 15 kV、静電容量を 100 pF とすると、静電エネルギーEd は 11.25 mJ と見積もられる。放電の発光が確認できるのは人体帯電電位が 4 kV 以上であるとされ、この電位では“針で深く刺された感じを受け、指がかすかに痛む”電撃の強さに相当するとされている[31]。これは一般的な生活環境での静電気の感覚に合致すると思われるので、帯電電位を 4 kV と見積もった場合でも、 Ed = 0.80 mJ となる。よって、単純にエネルギーだけで見れば着火の可能性は否定できない。

(d) 衣服脱衣時の放電による着火性

この場合の放電は帯電した不導体と接地導体との間の放電になるので、上記(b)の③ブラシ放電に相当する。例えば下着・中着・上着の 3 枚重ねの場合、人体－下着、下着－中着、中着－上着のそれぞれで摩擦により帯電し、湿度が低い季節では上着の電位は容易に 10 kV 程度となるとされている[38]。帯電量についてはデータが多数報告されているものの、文献によってばらつきが大きい。帯電量は帯電列[38]により支配されており、一般に帯電列間の距離が遠い材料同士の摩擦ほど帯電量が大きい。脱衣前の動作等にも依存し、例えば腕を前後に 5 回回した後脱衣して木綿の作業衣の帯電電位を測定すると、60 kV もの高電位になる場合も報告されている[39]。一方帯電量は湿度にも大きく支配されており、およそ 50%以上の相対湿度で帯電量が劇的に低下することが知られている。上述の報告[39]では 20%R.H.で 60 kV 程度だった帯電電位が 50%R.H.で 20 kV、 60%R.H.では 3 kV 程度になるようである。一般的な傾向とまでは言い難いが、最近のデータになるに従い帯電電位が低下しているようで、2010 年代中頃の研究では帯電未加工であっても 10 kV 程度にとどまるようなデータもある[40]。

一方で図②.4.2-2 で示されるように、ブラシ放電で最小着火エネルギー程度（0.2 mJ）を与える帯電電位は約 20 kV 超[41]である。また、導体間の放電である火花放電とは異なり、ブラシ放電では不導体からの電界が放電されるために、表面電荷のすべてが瞬間的に放電に用いられるわけではなく、接地電極付近の一部電荷のみが放電される。したがって、着火に至るエネルギーとなるにはさらに高電圧を必要とする。平川[42]は炭化水素系燃料の場合、衣服の帯電電位が 30 kV 以下になると着火を引き起こさないと述べている。着火限界となる帯電電位の推算は容易ではないが、Tabata ら[43]は直径 25 mm までの接地導体球と帯電プラスチックシート間のブラシ放電による水素とプロパンの着火実験を行い、不導体表面の平均電位 V とブラシ放電エネルギーWd の間に成り立つ関係式を導いている。これを用いると、Wd = 0.2 mJ となる V は約 22.6 kV となる。

このようなことから、衣服脱衣時の静電気による着火性は火花放電によるそれと比較すると小さい。しかし、60 kV 程度の帯電電位を示す可能性を完全否定はできないので、着火の可能性をゼロとすることはできないようである。

②.5　高温熱面による着火性の評価

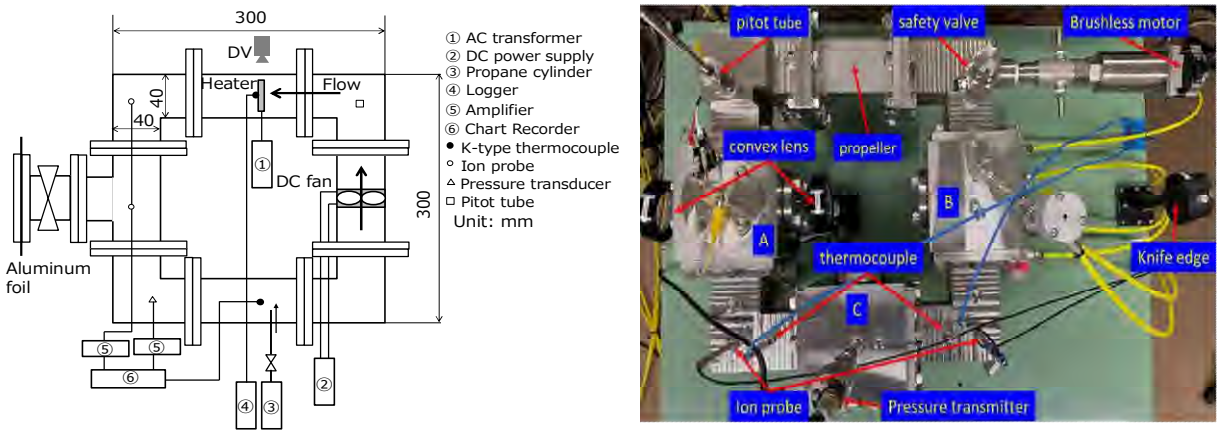
②.5.1　研究の概要及び流れ

前節までは主に電気スパークによる着火性について述べたが、ここではたばこの火や電気ヒーター（電気ストーブ）、ホットプレートなどのような高温熱面による着火性について実験的に検討した結果を述べる。まず、加熱壁面に対してある流速を有した可燃性ガスが接触する状況を再現できる装置を製作し、濃度、加熱壁面への印加電圧、流速を変化させて着火の有無、着火時の温度、加熱開始から着火までに要する時間を計測した。②.1 節で示した着火のメカニズムをもとに供給電圧と着火エネルギーの間に成り立つ関係を導き実験結果を説明するとともに、最小着火エネルギーの存在及びこれを与える供給電力の流速・濃度依存性を明らかにした。

②.5.2　実験の概要

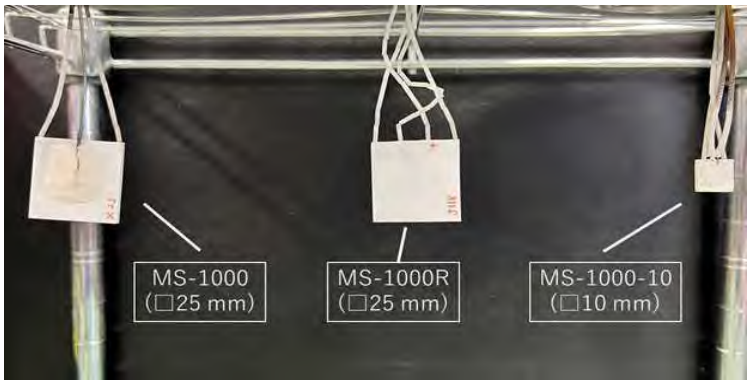
本実験では、図②.5.2-1(a)に示すアクリル製および図②.5.2-1(b)に示すステンレス製のループ型燃焼容器（管路断面 40 mm 角、管路長 340 mm 角）を用い、この中に R290／空気予混合気を導入して、流れに鉛直に設置したセラミックヒーターに衝突させる実験を行った。2 つの容器を用いた理由は、はじめ内部視認の容易さからアクリル製容器を使用していたが、加熱に伴い容器が容易に劣化するので、ステンレス製容器を用いることとしたものである。いずれの容器を用いた場合も、その他の装置仕様および寸法は同じであ、る。可燃性混合気の流れは容器内に設置したブラシレスモータに取り付けられたプロペラによって生じさせた。流速は図②.5.2-1 に示す位置に挿入したピトー管（Testo、 Model480）により計測している。熱面は図②.5.2-2 に示す正方形のセラミックヒーター2 種類（坂口電熱、MS-1000R: 25 mm 角、MS-1000-10: 10 mm 角）を使用し板。25 mm 角のヒーターには R 熱電対が内蔵されており、これにより熱面温度を計測した。10 mm 角ヒーターでは保護管径 1.0 mm のシース型 K 熱電対を耐熱接着剤で熱面表面に貼り付けて温度を計測した。ヒーターは予混合気の流れ方向に相対するよう、容器上面のポートに取り付けた継手部にエポキシ樹脂接着剤で固定した。ヒーターは交流安定化電源（菊水電子、PCR500LE）に接続し、0.1 V 単位での供給電圧制御が可能である。容器には圧力トランスミッタ（長野計器、KH15-L34）を取り付け、その応答から着火の有無を判定した。熱面周囲の着火挙動はシャドウグラフ法およびイメージインテンシファイアにより撮影した。

対象とした予混合気は R290／空気予混合気と、予混合気の熱物性が及ぼす影響を見るために R290/O_2/N_2/Ar 予混合気の 2 種類とした。R290 濃度は空気中での燃焼範囲（2.1-9.5 vol%）の中で変化させた。不活性ガスの組成は Ar:O_2=1:2、 1:3、 1:5 とした。なお R290/O_2/N_2/Ar 予混合気中では、R290 濃度や不活性ガス組成によらず O2 濃度は 21 vol%で一定としている。流速は 0.0-4.0 m/s の間で変化させた。着火は加熱面周囲の視覚的変化、容器の圧力上昇、イオンプローブの応答、温度上昇等から総合的に判断した。1 つの実験条件において、AIT 試験方法にならい加熱時間を最大 10 分間とし、この時間内に着火が認められなかった場合は不着火と判定した。実験回数は 1 つの流速・電圧・濃度の組み合わせについて最大 10 回とし、この間に 1 度でも着火した場合はその条件は着火と判定した。また、着火が認められた最小の電圧を最小着火電圧と定義した。



(a)アクリル製燃焼容器　　(b) SUS 製燃焼容器

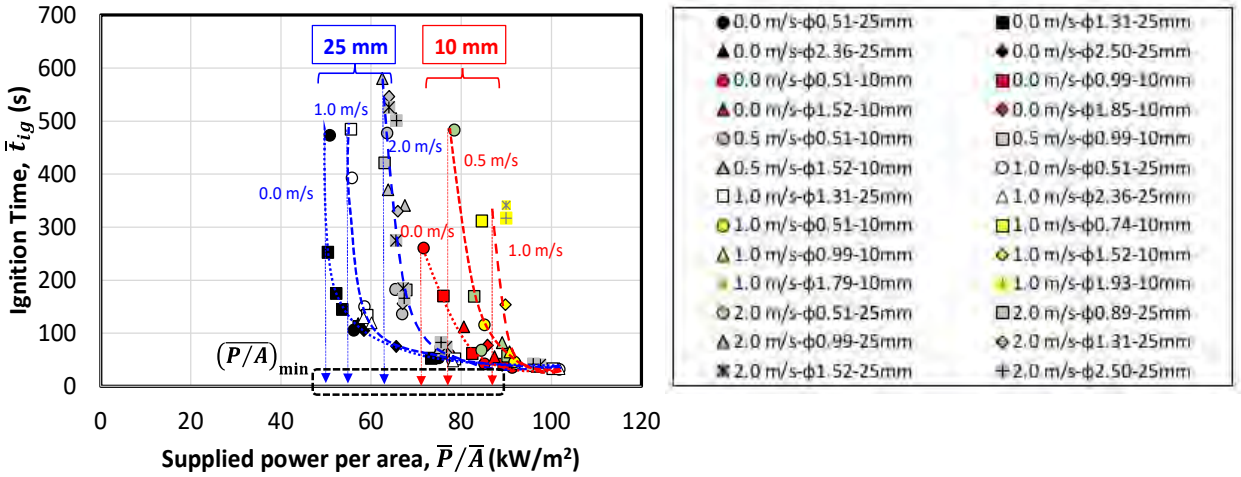
図②.5.2-1　高温表面着火実験装置の概要



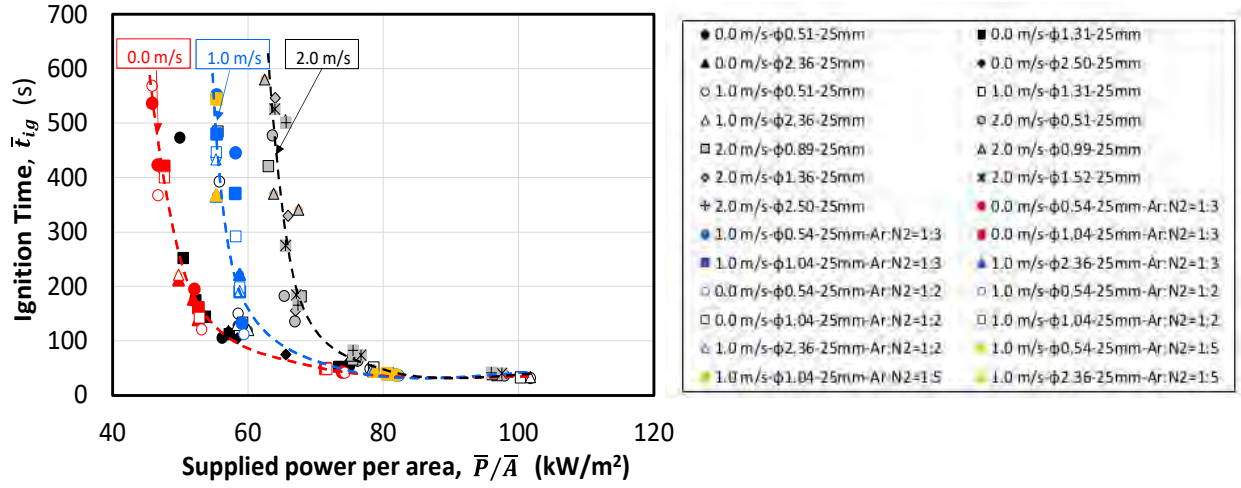
図②.5.2-2　使用した高温熱面

②.5.3 実験結果

図②.5.3-1 は R290/空気予混合気を 25 mm 角及び 10 mm 角ヒーターに衝突させた場合の、ヒーターへの単位面積当たり供給パワー($\bar{P}/\bar{A}$)と着火までに要した時間($\bar{t}_{ig}$)の関係を示したものである（変数上のバーは有次元の値であることを示す）。図②.5.3-2 は R290/O_2/N_2/Ar 予混合気のものである。これらより以下の事項が読み取れる。



図②.5.3-1　着火時間と単位面積当たり供給パワーの関係（R290/空気予混合気）



図②.5.3-2　着火時間と単位面積当たり供給パワーの関係（R290/O_2/N_2/Ar 予混合気を含む）

(1) 比較的大きな $\bar{P}/\bar{A}$（約 75 kW/m²）を与えると、$\bar{t}_{ig}$ は予混合気流速や R290 濃度にあまり依存しなくなる傾向を示した。

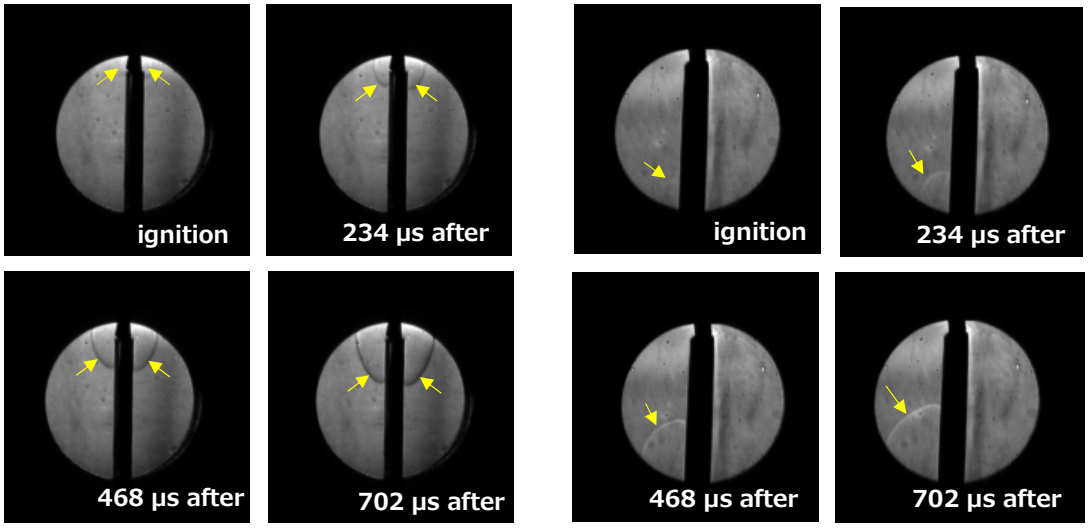
(2) $\bar{P}/\bar{A}$を低下させていくと、$\bar{t}_{ig}$は流速に応じて異なる値をとるようになり、主に流速が大きいほど、同じ$\bar{P}/\bar{A}$に対して$\bar{t}_{ig}$が長くなる傾向を示した。最終的には$\bar{t}_{ig}$が無限大に発散する（すなわち、着火しなくなる）$\bar{P}/\bar{A}$の値（これを$(\bar{P}/\bar{A})_{\min}$と表記する）が存在し、$(\bar{P}/\bar{A})_{\min}$は流速に依存して増加する傾向を確認した。つまり、流速が大きいほど着火のためには強い供給パワーを必要とする。

(3) $\bar{P}/\bar{A}-\bar{t}_{ig}$ の関係に対して、R290 濃度が及ぼす影響は R290/空気予混合気の場合も、R290/O_2/N_2/Ar 予混合気の場合も、ほとんどないとみてよい。R290/O_2/N_2/Ar 予混合気において、不活性ガスの組成の影響もほぼないとみなせる。

(4) 図②.5.3-3 は R290/空気予混合気における着火時の熱面周囲の挙動を高速度撮影したシャドウグラフ写真である。これらからは以下の事項が読み取れる。

(5) 予混合気が流動していない場合（図②.5.3-3(a)）、熱面上端部で着火し、これが周囲へ伝播した。

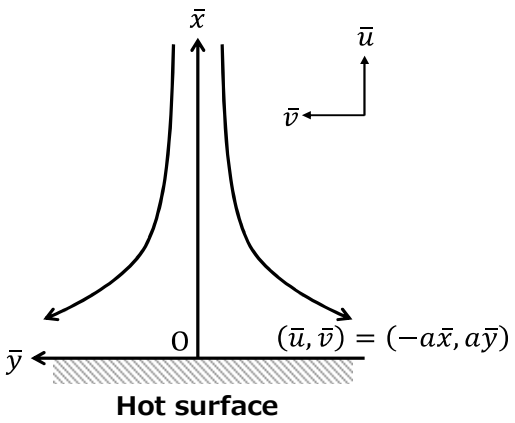
(6) 予混合気が流動している場合（図②.5.3-3(b)）、熱面上端あるいは下端で着火が認められるが、いずれも熱面の背面側の端部から着火した。



(a) Supplied voltage: 80 V、 $\bar{u}_f = 0.0$ m/s、 $\phi = 0.99$　(b) Supplied voltage: 80 V、 $\bar{u}_f = 1.0$ m/s、 $\phi = 0.99$

図②.5.3-3　着火時の熱面周囲の火炎挙動。黄色矢印が火炎面先端を示す。

②.5.4　考察



図②.5.4-1　1 次元よどみ流を仮定した予混合気と高温熱面の衝突の概念図

まず単純化して考えるために、本実験の系を図②.5.4-1 に示すような 1 次元よどみ流で仮定する（この場合、熱面は流れに垂直な方向（図中 y 方向）に対しては無限に長いとして扱われる）。浮力は強制流がもつ慣性力に対して十分小さく、反応は流れに影響を及ぼさないとして、渦なし流れであるポテンシャル流を仮定する。このとき、速度ベクトル$(\bar{u},\bar{v})$は伸縮ひずみ速度$\bar{a}$を用いて、$\bar{a}=(-\bar{a}\bar{x},\bar{a}\bar{y})$と書ける。着火する瞬間の、熱面から未燃気への熱流束（臨界着火熱流束と呼ぶことにする）を$\bar{q}_{w_c}$と書くことにすれば、$\bar{q}_{w_c}$は式(②.5.4-1)により定まると予想される。

$$\bar{q}_{w_c}=f_1\left(\bar{\rho},\bar{c},\bar{\lambda},\bar{D},\Delta\bar{T},\bar{s},\bar{a}\right) \qquad (②.5.4\text{-}1)$$

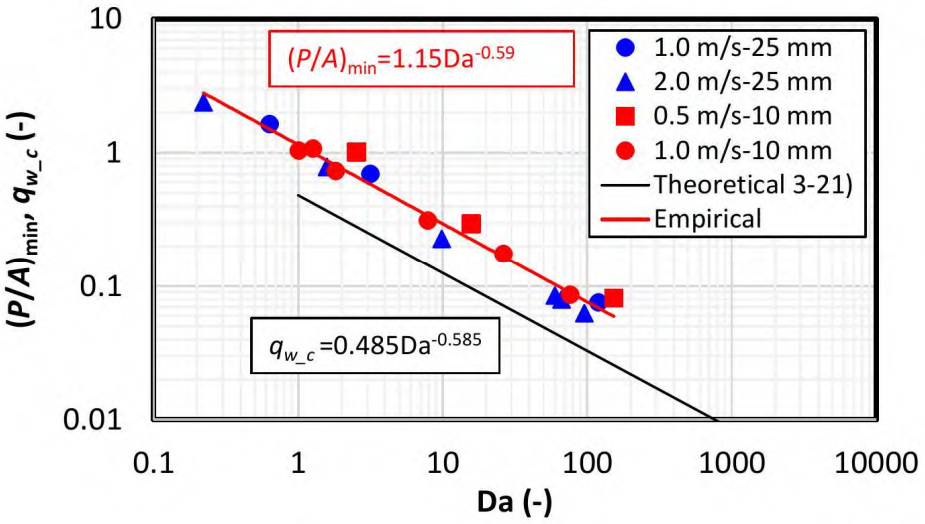
ここで$\bar{\rho}$ [kg/m3]は密度、$\bar{c}$ [J/(kg･K)]は比熱、$\bar{\lambda}$ [W/(m･K)]は熱伝導率、$\bar{D}$ [m2/s]は拡散係数、$\Delta\bar{T}$ [K]は初期温度からの温度上昇、$\bar{s}$[m/s]は燃焼速度である。一方、熱面から未燃予混合気へ伝わる熱流束（着火の臨界状態に限定しない）を$\bar{q}_w$としたとき、熱面におけるエネルギーバランスは

$$\bar{q}_w=\frac{\bar{P}}{\bar{A}}-\frac{\bar{C}}{\bar{A}}\frac{d\bar{T}}{d\bar{t}} \qquad (②.5.4\text{-}2)$$

と書ける。ただし$\bar{C}$ [J/K]は熱面の熱容量、$\bar{t}$ [s]は時間を表す。着火の臨界状態では熱面温度はほぼ一定とみなせるから、式(②.5.4-2)において、$d\bar{T}/d\bar{t}\approx 0$とすると$\bar{q}_w\approx\bar{P}/\bar{A}$とみなせる。さて、式(②.5.4-1)をバッキンガムの π 定理を用いて無次元化すると

$$q_{w_c}=\frac{\bar{q}_{w_c}}{\bar{\rho}\bar{c}\bar{s}\Delta\bar{T}}=f_2\left(\frac{\bar{\lambda}}{\bar{\rho}\bar{c}\bar{D}},\frac{\bar{\rho}\bar{c}\bar{s}^2}{\bar{a}\bar{\lambda}}\right) \qquad (②.5.4\text{-}3)$$

となる。左辺は$\bar{q}_{w_c}$を無次元化したもので、右辺第 1 項は熱拡散率$\bar{\lambda}/(\bar{\rho}\bar{c})$と拡散係数$\bar{D}$の比（ルイス数：Le）、右辺第 2 項は反応帯での化学種滞留の特性時間と化学反応の特性時間の比で、ダムケラー数（Da）と呼ばれる。ここでは予混合気の着火の臨界条件を考えているので、もともと R290 と酸化剤とが均一混合されており着火の直前までは燃焼反応が活発ではないと考えると、予混合気中の濃度勾配は小さいとみられるのでルイス数の効果は小さいと考えられる。そこで、右辺第 1 項は 1 とみなして、実験によって得られた$(\bar{P}/\bar{A})_{\min}$を式(②.5.4-3)左辺の$\bar{q}_{w_c}$に代入して無次元化した値（$(P/A)_{\min}$と表記する）と、右辺第 1 項のダムケラー数の関係をプロットすると図②.5.4-2 が得られる。ただし、$\bar{a}=\bar{u}_f/\bar{L}$で与えられるものとした（$\bar{u}_f$は代表速度で、ここでは予混合気の流速である）。黒の実線はエネルギー保存式及び化学種保存式から求まる理論解[44、45]である。



図②.5.4-2　着火臨界となる熱流束（加熱パワー）とダムケラー数の関係

実験データは流速や熱面寸法、不活性ガス組成に依存せず、1 つの累乗関数による近似式で$(P/A)_{\min}$と Da の関係を整理できることが分かった。実験データから求めた累乗近似曲線のべき乗数は－0.59 で、理論解（－0.585）とほぼ一致する。仮にこのべき乗数を－0.5 とみなすと、式(②.5.4-3)から燃焼速度$\bar{S}$が消去される。つまり、$(\bar{P}/\bar{A})_{\min}$に対して燃焼速度の影響が及ばないことを意味する。燃焼速度は反応速度に直結し、当然燃料濃度に依存するので、このことは臨界着火熱流束に対し燃料濃度は影響しないことを意味しており、実験結果の傾向とよく一致する。これは熱面着火においては、伝熱速度が律速過程であると考えるとうまく説明できる。表②-2-5-1 はメタン／空気予混合気において、さまざまな着火源で最も着火しやすいメタン濃度の値をまとめたものである[46、47]。

表②.5.4-1　メタン／空気予混合気において最も着火しやすい組成と着火源種類の一覧[46、47]。

Means of ignition	Methane conc. (vol%)
electrically heated surfaces, large	4.0 – 5.0
heated bomb	5.0
hot gas stream, laminar	5.0
heated plane surfaces, small	5.0 – 6.0
hot quartz tube surface	6.0
sparks from impacts of iron alloys against steel	6.4
wires, electrically heated	6.7
hot jets, pulsed	6.5 – 7.5
sparks from impact of rocks against steel	7.0
hot metal surface, electrically heated	7.0
cannon shots of permissible explosives	8.1
spark, inductive	8.3
spark, capacitive	9.5
flames	9.9

メタンの化学量論濃度は 9.5 vol%であるが、電気加熱の場合は 4.0-5.0 vol%程度で着火しやすいとされており、エネルギー供給時間が短くなるにつれて量論濃度付近の値をとるようになる。化学反応速度（言い換えれば燃焼速度）は量論比付近（より若干過濃側）で最大となるので、エネルギー供給時間が短い場合は熱供給速度が速いので反応速度が大きいところで着火しやすい。一方でエネルギー供給時間が長い場合は、メタンの場合選択拡散効果によって、酸素に比べ拡散係数の大きなメタンが着火源付近に先に集まるので、着火源付近では公称濃度よりも局所的にメタン濃度が高くなる。したがって希薄組成の場合に着火しやすくなる。そのためには選択拡散に要する時間が必要になるから、化学反応速度よりも熱拡散速度が支配的になっていると考えられる。したがって、燃料濃度（当量比）が変化すると反応速度が変化するが、熱面着火では反応完了までに要する時間よりも、反応を起こすために必要な熱の供給速度が極めて遅いと考えられるので、当量比の大小に由来する反応速度の大小が着火の成否にほとんど寄与していないと考えられる。ただし、上述のようにべき乗数は厳密に－0.5 に一致しているわけではないので、臨界着火熱流束に及ぼす燃料濃度の影響の影響はわずかながら存在している。また、流速が大きくなると臨界着火熱流束が大きくなるのは、流速の増加によって化学種滞留の特性時間が短くなるのでダムケラー数が小さくなることに対応し、図②.5.4-2 に示される、ダムケラー数が小さくなるにつれて臨界着火熱流束は増加することに矛盾しない。現象論的には、流速の増加により熱面と未燃予混合気との間の熱伝達率が増加して熱面からの放熱速度が大きくなることにより熱面温度が低下するので、着火に必要な温度を保つためにより大きなエネルギーを必要とすることに由来する。

以上により、高温熱面に予混合気が衝突して淀み流となる場合の着火性評価については、ルイス数を 1 と仮定し、式(②.5.4-3)および図②.5.4-2 の累乗近似関数により

$$q_{w_c} = \frac{\bar{q}_{w_c}}{\bar{\rho}\bar{c}\bar{s}\Delta\bar{T}} \cong 1.15\left(\frac{\bar{\rho}\bar{c}\bar{s}^2}{\bar{a}\bar{\lambda}}\right)^{-0.5}$$

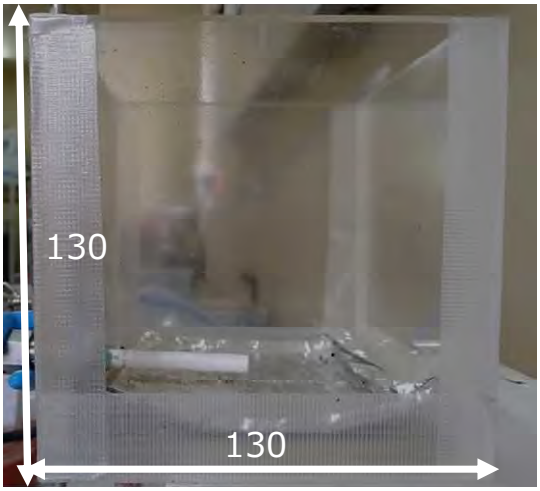
(②.5.4-4)

$$\therefore \bar{q}_{w_c} \cong 1.15\sqrt{\bar{\lambda}\bar{\rho}\bar{c}}\cdot\sqrt{\bar{a}}\cdot\Delta\bar{T}$$

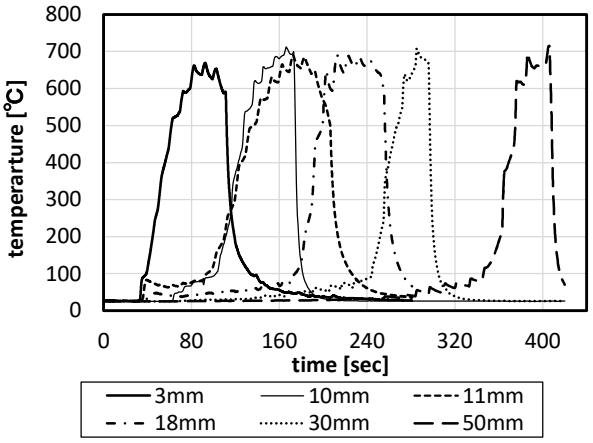
として、臨界着火熱流束$\bar{q}_{w_c}$を評価できる。例えばヒーターなど、$\bar{P}/\bar{A}$が既知の場合は、予混合気の物性値と伸縮ひずみ速度によって着火温度を評価することが可能である。ここで$\sqrt{\bar{\lambda}\bar{\rho}\bar{c}}$は熱慣性と呼ばれ、熱流束に対する温度変化のしにくさを表し、予混合気の種類に依存する。したがって熱慣性が大きければ温度が変化しにくいので着火しにくいから、臨界着火熱流束は大きくなる。また、予混合気流速の増加は伸縮ひずみ速度$\sqrt{a}$の増加で表されるので、やはり流速増加に伴い臨界着火熱流束は大きくなる。

②.5.5　高温熱面による着火性評価のケーススタディ：たばこによる着火性評価

R290/空気予混合気がたばこの吸煙によって着火されるか否かを実験的に調べた。使用した燃焼容器は一辺 130 mm のアクリル製（図②.5.5-1）で、上面をアルミホイルで封じており着火の際はこれが破れて圧力上昇を放散する仕組みである。着火した煙草を容器側面にあけた穴から挿入し、着火の有無を調べた。着火実験に先立ってたばこの表面温度を K 型裸熱電対（線径 0.32 mmϕ）6 本を用いて測定した。

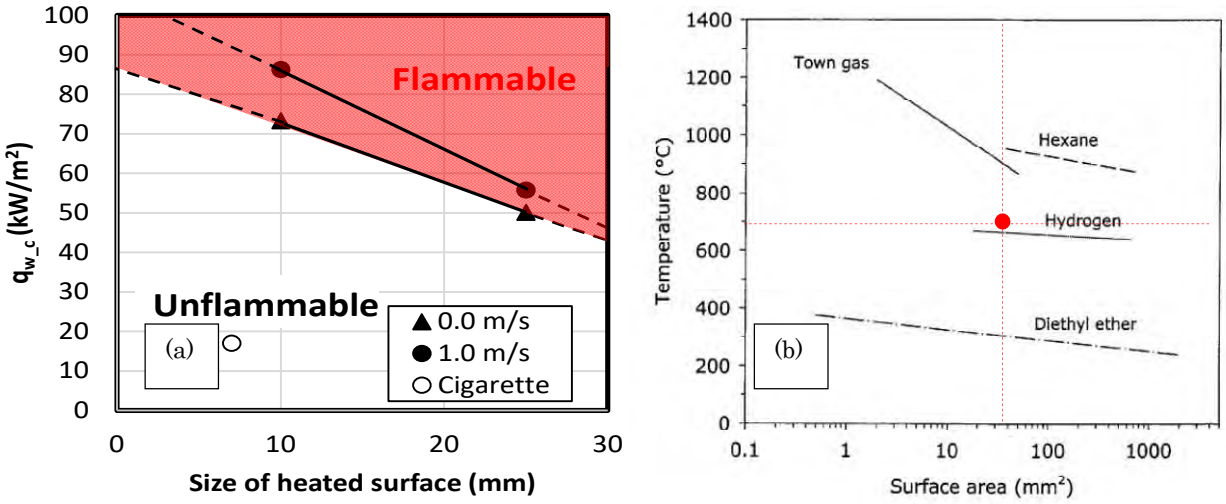


図②.5.5-1　たばこによる着火実験の様子。図中数字の単位は mm。



図②.5.5-2　たばこ燃焼領域の温度の経時変化

図②.5.5-2 は測定した温度の時間応答を示したもので、凡例の距離は着火側端面からの距離を表している。熱電対はたばこに埋め込んであるので、燃焼面が熱電対設置位置を通過すると熱電対が落下して温度が急速に低下する。図②.5.2-1 図②.5.5-3(a)は②-2-5-3 節で述べた 25 mm 及び 10 mm の着火実験で得られた、R290 濃度 4.0 vol%における$\bar{q}_{w_c}$と熱面寸法の関係に、たばこ熱面から未燃気への熱流束値の推測値（約 17 kW/m^2）を合わせてプロットしたものである。なお、たばこ熱面の直径は測定結果から 7 mm とし、熱面と未燃気の間の境界層厚さを 1 mm、熱面温度は図②.5.5-2 より 700 ℃、未燃気温度を 25 ℃としてたばこ熱面から未燃気への熱流束値を見積もっている。図②.5.2-1 図②.5.5-3(a)より、たばこ熱面から未燃気への熱流束は不着火領域にプロットされることから、本実験結果からは R290 に対する着火性はほぼないとみてよい。図②.5.2-1 図②.5.5-3(b)は Culter ら[48]がまとめている、熱面着火の臨界温度と熱面面積の関係に本実験の結果をプロットしたものである。図②.5.2-1 図②.5.5-3(b)中にはプロパンの値は存在していないが、炭化水素系燃料である都市ガス等とほぼ同等の値をとると予測されるので、やはり着火の可能性は極めて小さいとみられる。



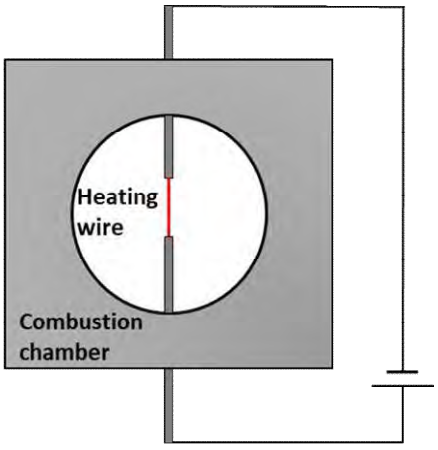
図②.5.5-3　たばこによる着火性評価結果.

②.6　高温熱線による着火性評価

例えば電気配線のヒューズ溶断や過電流などにより、高温となった金属線が可燃性予混合気に暴露される場合がある。このような場合も②-2-5 節と本質的には同じ着火機構を示すが、リスク評価指標としては通電電流等で整理されることが多い。本研究ではタングステン線を用いた実験により R290/空気予混合気の着火温度や着火電流等のデータを取得し、既往研究と比較することによりその特性を考察した。

②.6.1　実験装置及び方法

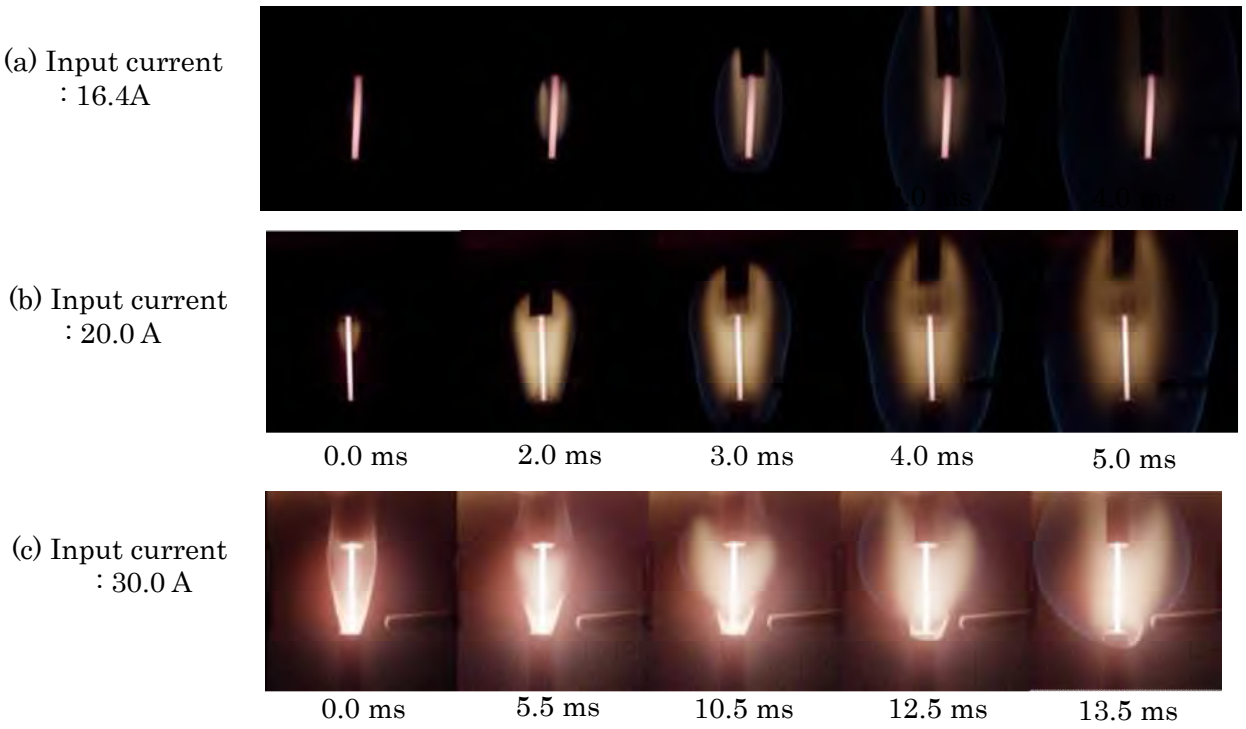
図②.6.1-1 に示すように、SUS304 製円筒燃焼容器（内径 200 mm、 高さ 200 mm、 6.28 L、 耐圧 2 MPa）の上下から電極を挿入し、電極両端部をタングステン線（線径 0.5 mmϕ）で接続した。タングステン線を用いた理由はその融点の高さゆえに容易に溶断しないためである。対象とした予混合気は R290/空気予混合気で、当量比は 0.61、 0.99、 1.25、 1.52 である。直流安定化電源（PWR401L、菊水電子工業）を用いて、供給電流値を変化させた測定を繰り返し、最小着火電流値を求めた。着火挙動は燃焼容器上部に取り付けた圧力変換器の出力をトリガー信号として、ハイスピードカメラ（Photoron 製 FASTCAM Nova S12 type TDS）およびイメージインテンシファイアを用いて撮影した。



図②.6.1-1　R290/空気予混合気をタングステン線の加熱により着火する実験の概要図

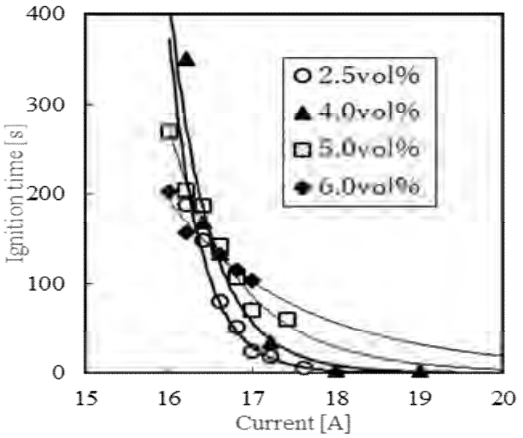
②.6.2　実験結果及び考察

図②.6.2-1 は印加電流 16.4、 20.0、 30.0 A におけるタングステン線周りの R290／空気予混合気の燃焼挙動の高速度撮影画像である。なお、本実験では 16.4 A 未満では着火が認められなかった。着火が認められた瞬間を t = 0 ms としている。印加電流 16.4、 20.0 A においては、火炎は熱線周囲に形成された橙色の発光領域の外縁部に、ほぼ楕円形を保ったまま伝播している。一方 30.0 A の場合、タングステン線周囲の橙色発光帯がさらに大きくなっており、特に倒立の円錐形状を示すようになった。火炎はこの発光帯を突き破って同心円状に広がっているように見られる。この発光は窒素環境下においても確認されたので、R290／空気予混合気の燃焼に起因するものではなく、タングステン線の温度上昇によって生じたタングステンヒュームの発光によるとみられる。



図②.6.2-1　電気加熱されたタングステン線を着火源とした R290/空気予混合気の着火挙動の連続写真

図②.6.2-2 は印加電流と着火に要した時間の関係を示したものである。印加電流が大きくなるほど着火に要した時間が小さくなる傾向が見られたが、着火時間の電流変化に対する依存性は希薄になるほど鋭敏になっているようである。図②.6.2-3 は着火実験後のタングステン線の写真である。R290/空気予混合気に暴露された部分が黄色く変色している。タングステンは 700℃程度以上で空気中の酸素と反応して酸化タングステンを生成することが知られている[49]。



図②.6.2-2　着火時間と電流の関係

図②.6.2-3　着火実験後のタングステン線

②.7　レーザーによる着火性評価

②.7.1　概要

レーザーは、その高い単色性と可干渉性（コヒーレンス）から集光性に優れている。このため何らかの原因で気中でレーザーが集光されると気体は絶縁破壊（ブレイクダウン）を起こし、高いパワー密度を有したプラズマが形成される。ここでは、例えばコピー機や POS システム、3D プリンターなどに用いられるレーザーが何らかの理由で集光した場合の着火性を調べるため、R290/空気予混合気中に集光されたレーザーを照射した場合のブレイクダウン特性および着火エネルギーを測定し、文献値との比較等によりその特性を明らかにした。加えて、一般家電製品で用いられるレーザーによる着火危険性を評価した。

②.7.2　実験装置及び方法

図②.7.3-1 に実験装置の概略図および写真を示す。使用したレーザー波長は Beamtech 製 Dawa-200 の第 2 高調波（532 nm）で、パルスエネルギーは 100 mJ/pulse である。発振されたレーザーは平面鏡で 180° 向きを変えたのち、λ/2 波長板でレーザーの偏光成分に位相差を与える。これを偏光ビームスプリッタに通して S 偏光を取り除く。こうしてレーザー光の空間成分及び時間成分を変化させることなく、波長板での位相差制御によりレーザー光を任意の出力に調整できる[50-52]。偏光ビームスプリッタを通過した P 偏光はビームスプリッタで 1:1 の出力（公称値）に分けられ、一方をパワーディテクタ①（Newport 製 1919-R）へ入射してそのエネルギーを計測した。もう一方の光は集光レンズ（焦点距離 100 mm）を通して燃焼容器内へ入射される。燃焼容器を通過した光を同機種のパワーディテクタ②に入射してエネルギーを計測した（このエネルギーを透過エネルギーEout と表記する）。なお、ビームスプリッタで分割されたレーザー光のエネルギーが厳密には 1:1 ではないことが測定から判明したので、パワーディテクタ①で計測されたエネルギーにこの補正を施した値を入射エネルギーEin とした。また、レーザーのパルス幅を測定するために、ビームブロックから 45° 前方にフォトディテクタ（ET-4200）を設置してレーザーの散乱光を入射した。さらに、レーザーのビーム径を測定するために、レーザー光の一部分を取り出してビームプロファイラ（Ophir、 BGP-USB3-SP932U）に入射した。

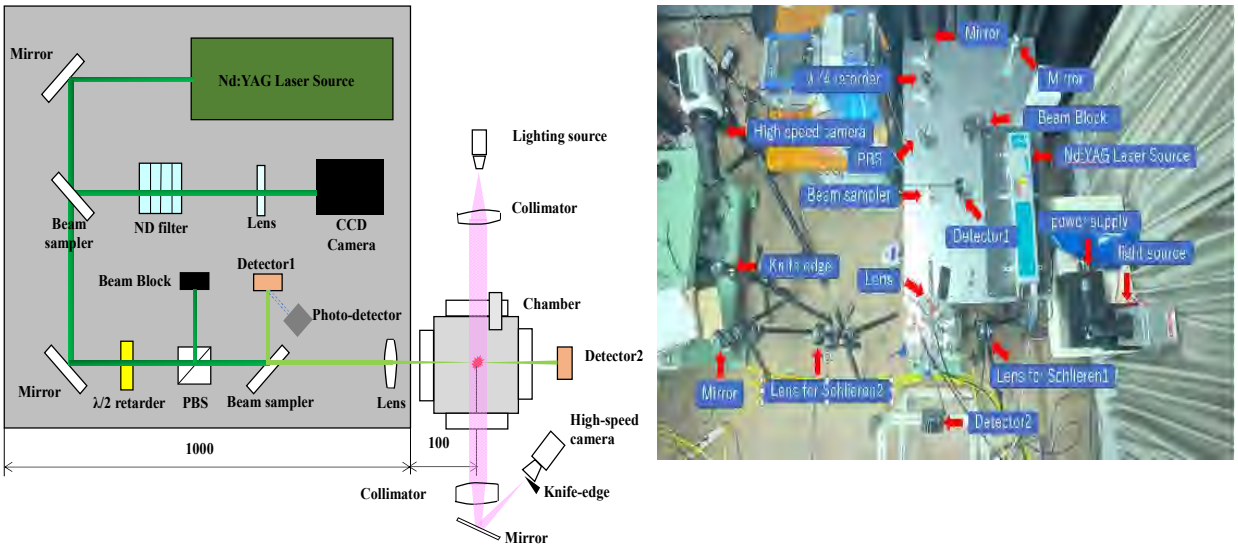
燃焼容器は SUS304 製で、内径 100 mmϕ、高さ 105 mm、容積 1.67 L、耐圧 1 MPa の円筒形容器である。容器底部に撹拌翼を取り付けてあり、モーター制御で容器内を任意回転速度で撹拌できるようになっている。容器上部には圧力変換器（長野計器、KH15）を取り付けている。レーザーは容器に取り付けられた直径 50 mmϕ の石英ガラス窓から入射し、対向面に取り付けられた同じく直径 50 mmϕ の石英ガラス窓から流出する。石英ガラス窓には反射コーティングを施してある。燃焼容器への予混合気の導入は分圧法によった。まず容器内を真空引きしたのち、所定の圧力まで R290 を導入し、その後大気圧まで空気を導入した。容器内のレーザーブレイクダウン及び着火の挙動は高速度シュリーレン法により撮影した。

着火実験に先立ちレーザーブレイクダウン特性を調べるべく、メタン、R290、空気、水素を使用してレーザーブレイクダウンが生じる最小の入射エネルギーを測定した。この測定では対象ガスの圧力はすべて大気圧とした。この実験においてレーザーブレイクダウンの成否の判定はシュリーレン画像および容器内の目視により判定した。一方着火実験では、対象燃料に R290 を用い、R290 濃度を 2.1-9.5 vol%の間で変化させた。また、分子数密度が及ぼす影響を調べるために、初期圧力を 0、 ±10、 ±50 kPa の 5 段階で変化させた。この実験において着火の成否の判定は、シュリーレン画像、容器内の目視及び圧力センサの応答により判定した。

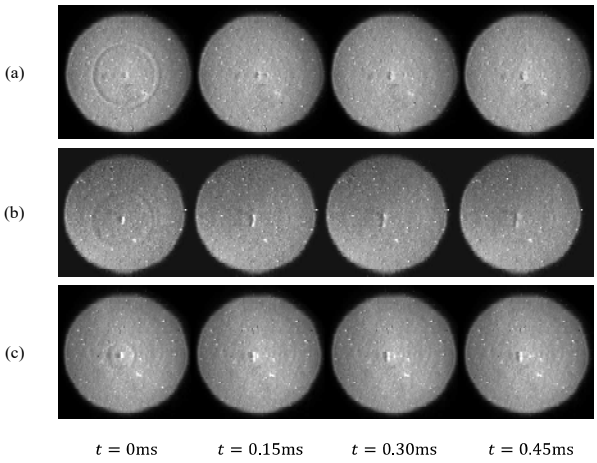
②.7.3　実験結果及び考察

図②.7.3-2 はレーザーブレイクダウンが生じた最小の入射エネルギーEi_min（これをブレイクダウン閾値と称する）におけるシュリーレン映像（レーザーは紙面右から左に入射している）、図②.7.3-3 は Ei_min と燃料濃度の関係を示したものである。図②.7.3-3(b)では R290 濃度を横軸にとっている。図②.7.3-2 から、いずれのガス種も入射直後に、入射方向とは若干垂直方向に長い楕円形のプラズマ柱を形成し、その周囲に円形の密度差面を生じていることが分かる。この密度差面はブレイクダウンに伴うガス膨張によって生じた圧縮波であり、この圧縮波の形成領域が最も大きいのが R290 である。一方、ブレイクダウン閾値については図②.7.3-3(a)より、R290/空気予混合気については R290 濃度の増加に伴って Ei_min が低下する傾向が見られた。メタン/空気予混合気についても同様の傾向であった。ところが、水素/空気予混合気に対しては逆に水素濃度

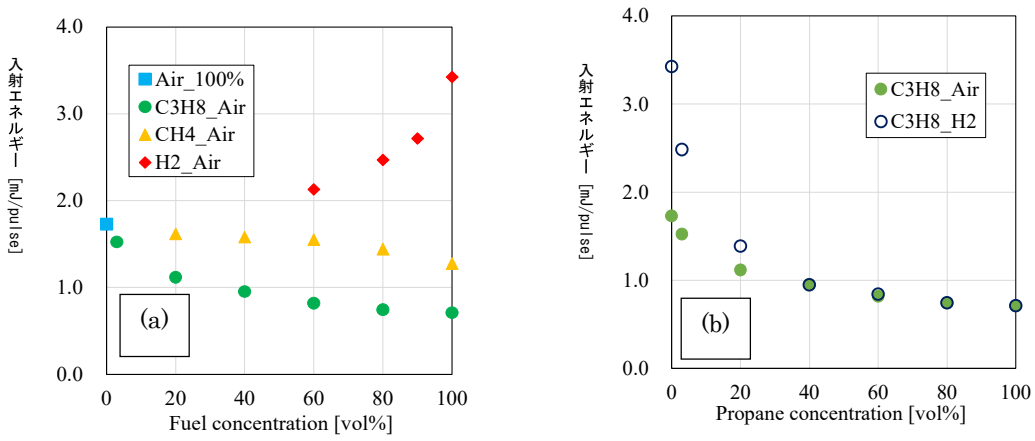
の増加に伴って Ei_min が増加する傾向を示した。また、各ガス単体での Ei_min（R290、 メタン、水素については図②.7.3-3(a)の横軸 100 vol%に対応する値、空気については横軸 0 vol%に対応する値）は、R290＜メタン＜空気＜水素の順であり、R290 がもっともブレイクダウンしやすい結果となった。



図②.7.3-1　レーザーブレイクダウンによる R290/空気予混合気着火実験の概要図および写真



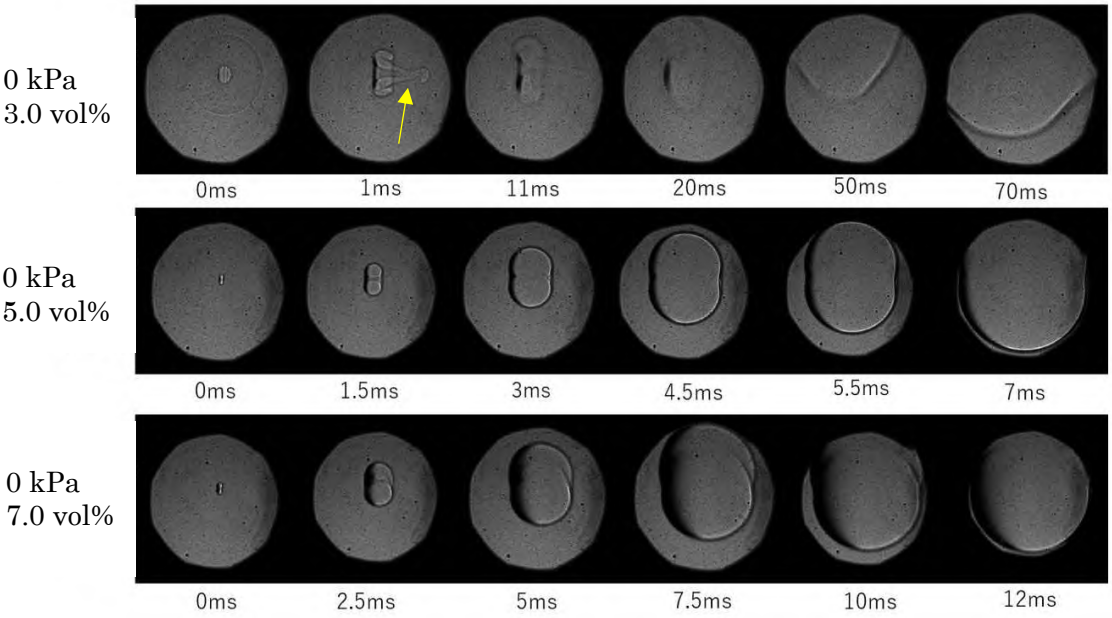
図②.7.3-2　レーザーブレイクダウンによるプラズマ形成
(a) pure-R290、 (b)pure-methane、 (c)air



図②.7.3-3　ブレイクダウン閾値と燃料濃度の関係

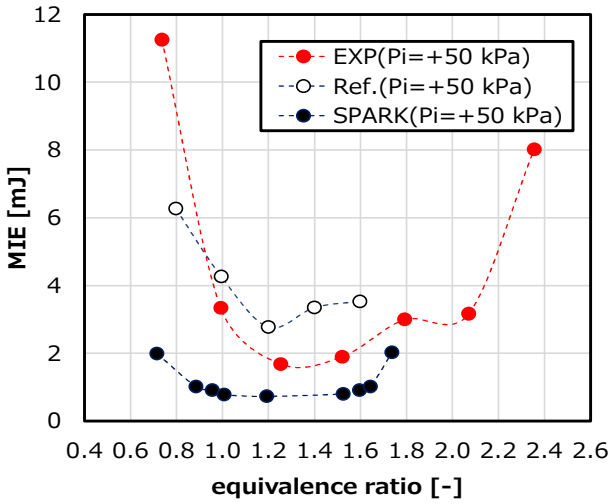
そもそもレーザーブレイクダウンは、光子が分子と衝突して生じる多光子吸収過程によって生じた電子が、レーザーによる電場を受けて加速され、これが中世粒子やイオン粒子と衝突することで熱エネルギーを得る逆制動放射を経て高エネルギーとなり、さらに分子に衝突して雪崩的に電子を生じることによって生じる[53-55]。したがって①分子の大きさ、②構成原子のイオン化エネルギー、③分子が保有している電子数、に依存する。R290 の場合は①分子の大きさがメタン、空気、水素のいずれよりも大きく、③保有している電子数も最も多い、ことからブレイクダウンしやすく（すなわち閾値 Ei_min が小さく）、ブレイクダウン後の圧縮波領域やプラズマ柱も大きいと考えられる。すなわち、R290 はメタンや水素に比べてレーザーによる着火性は高いとみてよい。

図②.7.3-4 は初期圧力 0 kPa（大気圧）における、濃度 3.0、 5.0、 7.0 vol%でのレーザーブレイクダウン着火時の高速度シュリーレン画像である。レーザーは紙面右から左に向かって入射している。濃度 3.0 vol%（当量比 ϕ=0.74）では、レーザー入射方向へ向かっていわゆる third lobe[50]が形成されている（図中黄色矢印）。この third lobe の形成は化学量論組成及び燃料過濃組成ではあまり認められなかった。そもそも third lobe の形成メカニズムはまだ完全に明らかにされているわけではないとはいえ、レーザーブレイクダウン時に生じる渦の影響と考えられている。



図②.7.3-4　レーザーブレイクダウンによる R290/空気予混合気の着火挙動

図②.7.3-5 はレーザーブレイクダウンによる R290/空気予混合気の最小着火エネルギーと当量比の関係を示したものである。化学量論組成から燃料過濃側（当量比 ϕ=1.0-1.7 付近）までは、最小着火エネルギーは当量比におおむね依存せず一定の値を示したが、燃料希薄側では当量比の減少に伴って敏感に増大する結果となった。これには①third lobe の形成、②ルイス数効果、が影響していると考えられる。まず third lobe の効果であるが、third lobe は成長速度が非常に大きいものの最終的には消滅してしまうとされており[50]、これが形成された場合着火にはより多くの（すなわち、third lobe における熱損失があっても、未燃気を着火させるだけの大きさの）エネルギーを要することになる。2 つ目のルイス数効果については、R290 の場合、過濃組成ではルイス数が小さくなるので燃焼が強化される。つまり、当量比増による燃焼速度低下効果と、ルイス数が小さいことによる強化効果とが相殺して、ある当量比までは最小着火エネルギーはほぼ一定の値をとったと推測される。なおスパーク着火と比較すると、レーザーブレイクダウンによるほうが最小着火エネルギーは大きくなる傾向を示した。



図②.7.3-5　レーザーブレイクダウンによる最小着火エネルギーと容量性放電による最小着火エネルギーの比較

②.8　公立諏訪東京理科大学の成果のまとめ

公立諏訪東京理科大学では、R290 冷媒を家庭用空調機器及び業務用冷凍冷蔵機器に搭載することを想定し、漏洩シナリオに即した着火性の評価手法を確立するために、モデル実験、理論解析、シミュレーション及び文献調査を絡めた体系的な研究を実施してきた。まず家庭用空調機器及び業務用冷凍冷蔵機器に R290 冷媒が搭載された場合の漏洩シナリオに基づいて着火源候補を選定し、電気系着火源、熱系着火源、レーザー着火源にカテゴリー分けした。次に各カテゴリーにおいて、詳細な着火源の評価を実施した。得られた主な知見は以下のとおりである。

まず電気系着火源については、以下の知見が得られた。

静電気は着火源から完全に除外できるとは言えない。ただし、衣服脱衣時の静電気による着火性は小さいとみられる。人体と接地金属との間で生じる火花放電による着火性は除外できないので、着火防止のためにはそもそも対象空間お R290 濃度が可燃領域に入らないようにする工夫（例えば換気等や冷媒搭載量制限）が必要である。

接点の開離／閉成時に生じるアーク放電については着火源となりうる。ただし、放電時間がそもそも 0.2 ms に満たない場合は着火の可能性は極めて小さい。また、定格消費電力が 160 W 未満の場合も着火の可能性は極めて小さく、例えば扇風機ではほぼ着火しない。接点両端で測定されるエネルギーの 6 %が着火に寄与すると見込まれるので、これを用いると一般に知られている最小着火エネルギーと比較することで着火性評価が可能である。ただし、最小着火エネルギーでは着火確率は 10^{-3} 程度であるといった報告があることに留意する必要がある。照明スイッチの場合は、本実験で負荷として使用した電球の定格消費電力が 160 W 未満であったために着火しなかったとみられる。

コンセントの抜き差し時に生じるアーク放電は、定格消費電力の値によっては着火の可能性がある。ただし、この場合も接点アークと同様の閾値で着火性の評価することが可能とみられる。

熱系着火源については、以下の知見が得られた。

電気エネルギーで表面温度を制御する熱面の場合、入力する電圧と熱面面積が既知であれば着火の有無を評価できるモデルを構築した。また、熱面サイズが小さくなると着火に必要なパワーは小さくなり、着火温度は高くなる傾向を確認した。

ケーススタディとして着火されたたばこによる R290／空気予混合気への着火性を検討した。たばこ熱面から未燃の R290／空気予混合気への熱流束を見積もって、①で述べたモデルによる必要パワーと比較すると不着火と判定された。実際に着火されたたばこを R290／空気予混合気中に挿入する実験を行ったところ着火が 1 度も見られなかった。このことより、①で構築した着火性評価手法の有用性を確認した。

過電流により高温となった熱線による着火を想定した検討を行った。タングステン線の場合は最小着火電流値として 16.4 A を得た。タングステンのように高温で酸素と表面反応を起こす金属

の場合、これによって金属の断面積が縮小し抵抗値増加につながるので温度上昇しやすく着火に至るとみられた。

レーザー着火源については、以下の知見が得られた。

レーザーが凸レンズにより集光されるとレーザーブレイクダウンが生じる。R290 の場合分子の大きさが大きく、分子を構成する原子数（ひいては電子数）が多いことから、水素やメタンなどの可燃性ガスに比べてブレイクダウンしやすい傾向が確認された。

レーザーによる着火エネルギーは容量性放電による最小着火エネルギーよりも 1 桁程度大きかった。

以上得られた成果が R290／空気予混合気に対する各種機器の着火性を評価できる手法として活用されることを期待する。

（参考文献）

[1] 総務省消防庁：令和 3 年版消防白書, p.64, (2021).

[2] 東京消防庁予防課・調査課：電気火災を防ごう, https://www.tfd.metro.tokyo.lg.jp/camp/2021/202108/data/camp3.pdf (2022 年 9 月 20 日閲覧) (in Japanese)

[3] Babrauskas, V.: Ignition Handbook, Chapter 14, p.738, Fire Science Publishers, Issaquah, (2003).

[4] Hall, J.R. Jr., Bukowski, R.W., Gomberg, A.: Analysis of Electrical Fire Investigation in Ten Cities, NBSIR83-2803, (1983)

[5] Lewis, B. and von Elbe, G.: “Combustion, Flame and Explosions of Gases”, p.346, Academic Press, New York and London, 1961.

[6] Strehlow, R.A., 水谷幸夫訳：“基礎燃焼学”, pp.211-215, 森北出版, 1972.

[7] 平野敏右：“燃焼学ー燃焼現象とその制御ー”, 海文堂, pp.93-140, 1986.

[8] 新岡嵩, 河野通方, 佐藤順一編：“燃焼現象の基礎”, pp.121-149, オーム社, 2001.

[9] 萩本安昭, 木下勝博, 萩原隆一, 三橋信雄, 椎木淳一, 杉本良一：「家庭用スイッチ ON, OFF 時の接点火花によるガス爆発の危険性」, 安全工学, 20(3), pp.127-132, (1981). (in Japanese)

[10] 鳳誠三郎, 渡部泰昭：“接点開離時のアーク放電について”, 電気学会雑誌, 81, pp.1331-1337, 1961.

[11] 木下勝博：“電気による火花や加熱に起因する火災に関する研究”, 工学院大学学位論文, 1987.

[12] 早田和也, 池上知顯：“リレー間の接点間アークの計測”、平成 17 年度電気関係学会九州支部連合大会予稿集, p.138, 2005.

[13] 董学博：“電気接点の諸特性に与える周囲気体と圧力の影響”, 日本工業大学研究報告, 47(1), pp.105-108, 2016.

[14] 富士通株式会社 Web サイト：“リレー技術解説”, http://www.fujitsu.com/downloads/MICRO/fcl/relays/relay-technology.pdf, 2019.

[15] 伊里賢行：“DC モーターの高速回転時の整流現象とブラシ摩耗に関する研究”, 日本工業大学研究報告, 47(1), pp.154-157, 2017.

[16] http://kenshi.air-nifty.com/ks_memorandom/2009/04/post-9deb.html (2020.6.25 閲覧).[17] https://blog.alphawave.co.jp/eng/index.php?itemid=1744 (2020.6.25 閲覧)

[18] http://d.hatena.ne.jp/tomtom1ono/20130128/1359321525

[19] https://rifle.blog.so-net.ne.jp/2014-02-18 (2020.6.25 閲覧)

[20] http://www.tabogami.tokyo/archives/1284 (2020.6.25 閲覧)

[21] https://incomprehensiveness.blogspot.com/2014/09/sr-ss18a-nationalpanasonic-ih.html(2020.6.25 閲覧)

[22] https://insertyourname.blog.so-net.ne.jp/2015-04-09 (2020.6.25 閲覧)

[23] https://www.sony.jp/bd/about/technology/index.html (2020.6.25 閲覧)

[24] 佐野尊, 竹花立美, 関根和喜: “レーザーと赤外線カメラを用いた LP ガス漏洩検知システムの研究”, 圧力技術, 42(1), pp.36-47, 2004.

[25] 児玉勉：“静電気による爆発とその防止対策”, 電気設備学会誌, 29(8), pp.624-627, 2009.

[26] Kettani, M.A. and Hoyaux, M.F.: Plasma Engineering, Butterworth, p.200, (1973)
[27] 牛尾誠夫：アーク放電とその利用，鉄と鋼，73(10)，pp.1309-1314，(1987).
[28] IEC60079-11: Explosive Atmospheres- Part 11: Equipment Protection by Intrinsic Safety “I”, (2012).
[29] Uber, C., Franke, S., Bargu, B., Hilbert, M., Berger, F., Uhrlandt, D., Lienesch, F.: Correlation between the Electrical Power of a Slow Contact Break Discharge and the Ignition of an H2/air Mixture, J .Loss. Prev. Proc. Ind., 74, 104620, (2022).
[30] Shekhar, R., Boeck, L.R., Uber, C., Gerlach, U.: Ignition of a Hydrogen-air Mixture by Low Voltage Electrical Contact Arcs, Comb. & Flame, 186, pp.236-246, (2017).
[31] https://faq.fa.omron.co.jp/tech/s/article/faq02246 (2022年11月15日閲覧)
[32] 田上公俊，森吉泰生，堀田栄喜：非平衡プラズマと点火，日本燃焼学会誌，55(180)，pp.120-126，(2015).
[33] Magison, E.C.: Electrical Instruments in Hazardous Locations, 4th ed., ISA, Research Triangle Park NC (1998).
[34] Babrauskas, V.: Ignition Handbook, Chapter 4, pp.71-77, Fire Science Publishers, Issaquah, (2003).
[35] JSRAE: “Risk Assessment of Mildly Flammable Refrigerants Final Report 2016, Table 2-9, p.41, 2017.
[36] IEC60947-1: Low-voltage switchgear and controlgear- Part 1: General rules, 2007.
[37] 独立行政法人労働安全衛生総合研究所：労働安全衛生総合研究所技術指針 静電気安全指針2007, JNIOSH-TR-No.42, pp.18-39, 2007.
[38] 静電気学会編：新版静電気ハンドブック，オーム社, p.133, p.279, 1998.
[39] 田畠泰幸：導電性繊維による作業衣の帯電防止，産業安全研究所技術資料, RIIS-TN-71-1, (1971). (in Japanese)
[40] 木村裕和：人体耐電圧による着衣の静電気帯電量測定法の開発，科学研究費助成事業研究成果報告書(基盤研究(C)（一般), No.15K00750), (2018). (in Japanese)
[41] 独立行政法人労働安全衛生総合研究所：労働安全衛生総合研究所技術指針－静電気安全指針2007, JNIOSH-TR-No.42, 2007.
[42] 平川董：人体の帯電防止対策，安全工学, 30(6), pp.368-372, (1981). (in Japanese)
[43] Tabata, Y., Masuda, S., Minimum Potential of Charged Insulator to Cause Incendiary Discharges, IEEE Transactions of Industry Applications, IA-20(5), pp.1206-1211, (1984).
[44] 飯塚洋行，桑名一徳，今村友彦：加熱壁面に衝突する予混合淀み流の着火条件，日本火災学会論文集, 70(1), pp.1-8, (2020).
[45] Imamura, T., Uehara, K., Nakata, K., Maruyama, S., Kuwana, K.: Quasi-Steady Characteristics of Flowing Propane/Air Mixture Ignited by a Heated Surface, Fire Safety Journal, 120, 101325, (2021).
[46] Babrauskas, V.: Ignition Handbook, Chapter 4, pp.71-77, Fire Science Publishers, Issaquah, (2003).
[47] Singer, J.M., Cook, E.B., Grumer, J.: Equivalences and Lower Ignition Limits of Coal Dust and Methane Mixtures (RI 6931), Bureau of Mines, Pittsburgh, (1967).
[48] Culter, D., Bradley, D.: Frictional Ignition of Dusts and Vapors (IR/L/EC/98/01), HSE, Buxton, UK, (1998).
[49] Coverdill, A., Delaney, C., Jennrich, A., Krier, H., Glumac, N.G.: Tungsten Combustion in Explosively Initiated W/Zr Mechanical Alloys, Journal of Energetic Materials, 32(3), pp.135-145, (2013).
[50] 小林芳成：微小重力環境における固体材料熱分解ガスの点火に関する研究，東京大学学位論文, (2017).
[51] 古井憲治，林潤，岡田朝貴，中塚記章，平等拓範，堀輝成，赤松史光：メタン－空気予混合気に対するピコ秒パルスレーザーのレーザー着火特性，日本機械学会論文集（B 編), pp.1-5, (2012).
[52] 堀輝成，赤松史光，芝原正彦，宮田大輔，香月正司：Nd:YAG レーザーを用いたレーザー励起ブレイクダウン特性解析，高温学会誌, 31(1), pp.19-25, (2005).

[53] 砂原淳：EUV 光源や ICF におけるレーザープラズマ相互作用の初期過程－レーザーアブレーションー，プラズマ・核融合学会誌， 89(6)，pp.416-422，(2013).
[54] 高橋栄一，古谷博秀：レーザー着火研究の基礎と最新動向，日本燃焼学会誌， 57(180)，pp.112-119，(2015).
[55] 遠藤琢磨：レーザーブレイクダウンの基礎，プラズマ・核融合学会誌， 94(10)，pp.485-495，(2018).

(3).3 個別テーマの成果と意義（研究開発項目②共通）

東京大学が分担した研究課題に関しては、本研究開発を通し、炭化水素系冷媒のリスク評価にかかわるデータを提供することができた。こうした成果は、国際規格 IEC60335-2-40 および IEC60335-2-89 の改訂版について、安全性の検証を行うことができた。また、HFO 冷媒の自己分解反応研究を系統的に進めることにより、国産の低 GWP 冷媒の開発・実用化の指標を提供することができ、安全に使用するための機器の構造設計等に役立つものと考えられる。

公立大学法人公立諏訪東京理科大学が分担した研究課題に関しては、本件研究成果は業務用冷凍冷蔵機器及び家庭用空調機器冷媒の低 GWP 化の達成及び世界に先駆けた技術普及をめざした IEC 規格の更新に資すると期待されている。本研究で実施した、主として電気系着火源、高温熱面着火源、レーザー着火源候補の着火性の実験的評価結果およびその評価手法の一般化は、従来着火能力が不明であった着火源の絞り込みに大きく資しており、より幅広い着火シナリオのリスク評価につながり、最終的にルームエアコン及び内蔵ショーケースに関係する日冷工が実施するリスクアセスメント結果に日冷工規格及び JIS 規格として反映された。

産業技術総合研究所安全科学研究部門が分担した研究課題に関しては、実機器を用いた実スケール実験によって可燃性冷媒のリスク評価に資するデータを得ることができた。点火能評価では公立諏訪東京理科大学の機器類の構造からのスクリーニングを実機による実験によりさらに進めることができた。漏洩共同計測では、東京大学の数値シミュレーションと結果を相互に補完することができた。危害度評価の結果によって、危害度に応じた安全対策の策定や冷媒の選択、可燃性冷媒の安全な普及に資すると考えられる。

【研究開発の意義（副次的成果）】

研究開発項目	意義	副次的効果
研究開発項目②「次世代冷媒の安全性・リスク評価手法の開発」		
次世代冷媒の安全性・リスク評価手法の開発（東京大学・公立諏訪東京理科大学・産業技術総合研究所）	・次世代冷媒の安全性・リスク評価手法を実施し、国際規格化に貢献できれば、次世代冷媒を安全に普及させる基盤が整う。 ・強燃性冷媒の着火源特性を定量的に評価することは、将来の国際規格の改訂に着火源特性を考慮するときに貢献することができる。 ・強燃性冷媒が燃焼するときの危害度を定量的に評価できれば、適正な安全対策を規定することができる。 ・HFO系次世代冷媒の自己分解反応を定量的に測定する試験法を提案できれば、将来の安定性特性の国際規格化に貢献できる。 ・次世代冷媒の使用実態に即した性能試験法（負荷試験法）の規格化に貢献できる。	・燃焼性冷媒の安全規格であるIEC60335-2-40及びIEC 60335- 2-89の改訂案が概ね妥当であると結論することができた。 ・強燃性冷媒の着火源になり得る熱源について、定量的かつ系統的な評価を実施できた。将来の国際規格に貢献できる。 ・強燃性冷媒を実規模の住宅で燃焼させる実験を実施し、危害度が死に至るほどではないことが示された。これはリスク評価に貢献する。 ・自己分解反応について、ラボ実験と実圧縮機を用いた試験と同一の結果が得られることを示した。このことは、冷媒の安定性特性の国際規格化に大きな一歩を踏み出した。 ・負荷試験法の妥当性を示すことができた。

4.2.3.3 次世代冷媒の安全性・リスク評価手法の開発（国立研究開発法人産業総合技術研究所）

(1) 目標の設定と根拠

(1).1 分野別対応状況（研究開発の必要性）

地球温暖化効果の小さい可燃性冷媒の安全性を確認することは、その普及に必須である。本研究では、実在の機器類が可燃性冷媒であるプロパンを着火させる可能性と、可燃性冷媒が室内に漏洩した場合の漏洩拡散挙動と着火した場合の危害度を評価した。点火能評価では構造からスクリーニングされた機器類を可燃性混合気中で動作させることで部品の点火能を評価できた。プロパンの漏洩拡散挙動・危害度評価では、撹拌を前提として緩和された充填量でも室内機本体の送風ファンの運転により可燃濃度域がほぼ形成されなくなること、撹拌されずに着火した場合には比較的大きな危害が予測されることが示された。また、微燃性の HFC 冷媒では漏洩後の室内に可燃域が形成されないことが示された。

これらの結果は、室内に置かれる機器や室内機本体の設計に指針を与えるとともに、撹拌を前提とした緩和の程度が適切であることを示し、可燃性冷媒の安全な普及に重要である。

(1).2 テーマ毎の目標と根拠

実使用条件を考慮した自然冷媒使用冷凍空調機器の燃焼に係る実規模フィジカルハザード評価での、各サブテーマの構成と達成目標は以下の通りである。

① 冷凍空調機器からの冷媒漏洩事故事例の検討と漏えい条件のモデル化

冷凍空調機器からの冷媒漏洩事故事例の検討を行い、IEC60335-2-40 のリスク評価法と合わせて、③,④の実規模フィジカルハザード評価に用いる、着火事故とその周囲影響が懸念される漏えい条件のモデル化を完了する。

② 可燃濃度域内に存在する実在の機器類の点火能評価

公立大学法人公立諏訪東京理科大学が行うスクリーニングにより着火源となり得るとされた機器について、年間 3 件程度の実在の機器類を用いて可燃性冷媒-空気予混合気に着火するか評価する。

③ 少量長時間漏洩時の拡散挙動計測と実規模フィジカルハザード評価

ルームエアコン室内機からの少量長時間漏洩時の冷媒拡散挙動を計測し、着火の危険性を評価する。また危険性が高いと推定される条件が見いだされた場合、燃焼影響評価実験を行い、燃焼影響を評価する。

④ 室内機等での急速漏洩時の拡散挙動計測と実規模フィジカルハザード評価

実規模室内空間における、ルームエアコン室内機及びリーチインショーケースに発生した破断等の大きな漏洩口を想定した、冷媒の急速漏洩時の拡散挙動を計測し、着火の危険性を評価する。また危険性が高いと推定される条件について燃焼影響評価実験を行い、燃焼影響を評価する。

【アウトプット目標の設定及び根拠】

研究開発項目	最終目標（2023年3月）	根拠
研究開発項目②　次世代冷媒の安全性・リスク評価手法の開発		
次世代冷媒の安全性・リスク評価手法の開発（東京大学・公立諏訪東京理科大学・産業技術総合研究所）	①強燃性冷媒のリスク評価を実施するために、冷媒漏洩時の濃度拡散、着火源となり得る熱源の存在、燃焼の危害度を3機関で共同して研究する ②HFO系次世代冷媒の実用化に向けて、自己分解反応の抑制手法を研究する ③エアコンの性能試験法（負荷試験法）の研究	①燃焼性冷媒のリスク評価においては、燃焼事故の発生確率と事故の危害度から構成されるリスクマップへのあてはめが重要となる。ルームエアコンに強燃性冷媒を充填することを想定し、この2つの要素について、十分な評価を行える様にするための定量的なデータを提案する。 ②HFO-1123などは次世代国産冷媒として期待されているが、自己分解反応という危険な性質をもっている。この反応を抑制する技術を確立することが実用化にとって必須である。 ③海外から従来のエアコンの性能試験法は実運転状況からかけ離れているとの指摘がされている。使用実態に即した新しい試験法を提案してゆく必要がある。
実使用条件を考慮した自然冷媒使用冷凍空調機器の燃焼に係る実規模フィジカルハザード評価（産総研　安全科学）	①評価実験に用いる漏洩条件をモデル化する。②実在の機器類の点火能を評価する。③ルームエアコン室内機から小流量で漏洩する場合の着火事故の危害度評価を行う。④ルームエアコン室内機とリーチインショーケースでの急速漏洩着火事故の危害度評価を行う。	①実使用条件に近い、実際に事故として起こり得る漏洩条件で適切に危害度評価を行う必要がある。②漏洩着火事故のリスク評価に必要な頻度評価の一部として、実在の機器類が漏洩した冷媒の着火源となり得るかを評価する必要がある。③④実際に起こり得る漏洩条件で居室空間内への漏洩挙動を観測し、着火が起こった場合の危害度を評価することで、漏洩着火事故のリスク評価のためのデータを得ると共に、充填量制限や室内気の撹拌等の安全対策の有効性を確認することで、可燃性冷媒のより安全な普及に資することができる。

(2) 研究開発の内容（目標達成に必要な要素技術）

実使用条件を考慮した自然冷媒使用冷凍空調機器の燃焼に係る実規模フィジカルハザード評価では、可燃濃度域内に存在する実在の機器類の点火能評価と、冷媒漏洩時の拡散挙動計測と実規模フィジカルハザード評価を行う。

① 冷凍空調機器からの冷媒漏洩事故事例の検討と漏えい条件のモデル化

ルームエアコン室内機からの冷媒漏洩事故事例の検討を行い、IEC60335-2-40 のリスク評価法と合わせて、③,④の実規模フィジカルハザード評価に用いる、着火事故とその周囲影響が懸念される漏えい条件のモデル化を行う。またリーチインショーケースについても着火事故が起こった場合の危害度が大きいと考えられる漏えい条件のモデル化を行う。

② 可燃濃度域内に存在する実在の機器類の点火能評価

公立大学法人公立諏訪東京理科大学が行うスクリーニングにより着火源となり得るとされた機器について、年間 3 件程度の点火能評価を行う。リビングルームに設置されたり使用されたりする機器類のうち、大電流のスイッチ、モータ、サーモスタット等を持つ機器類について、実在の機器類を可燃性冷媒-空気予混合気中で遠隔操作して着火が起こるか観察することで点火能を評価する。実験はアクリル壁の実験容器を用いて、プロパンと空気をそれぞれ流量調整して導入し、設置した機器類を遠隔操作する。着火位置の判定は赤外高速度カメラを用いて行う。

③ 少量長時間漏洩時の拡散挙動計測と実規模フィジカルハザード評価

ルームエアコン室内機からの少量長時間漏洩時の冷媒拡散挙動を計測し、可燃性濃度域が形成されるか評価する。また危険性が高いと推定される条件が見いだされた場合、燃焼影響評価実験を行い、燃焼影響を評価する。④において用いた充填量の 4 分全量放出より放出速度が遅い場合により危険性が高くなることがないか確認する。

④ 室内機等での急速漏洩時の拡散挙動計測と実規模フィジカルハザード評価

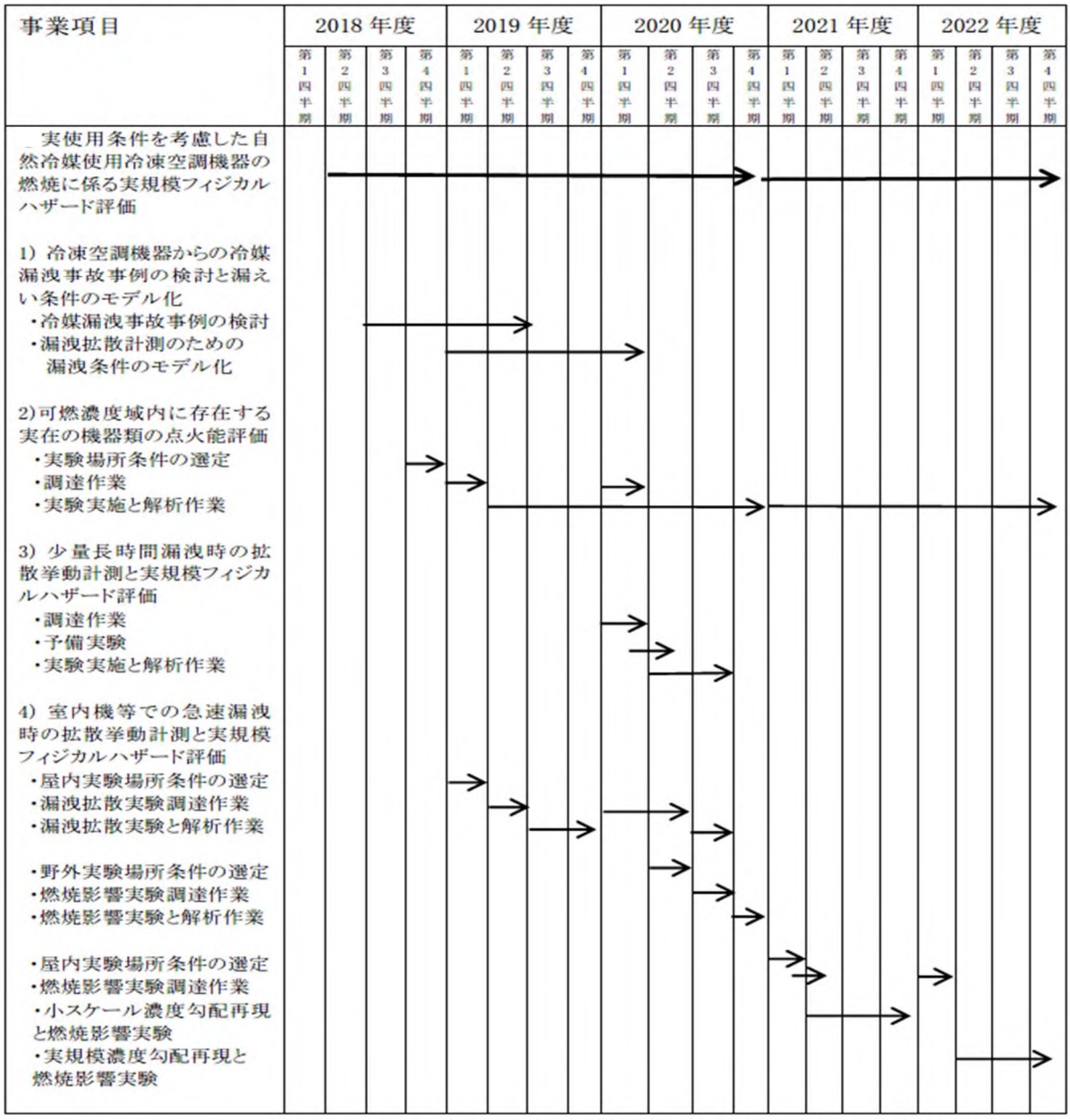
ルームエアコン室内機及びリーチインショーケースに発生した配管破断等の比較的大きな漏えいを想定した、冷媒の急速漏洩時の拡散挙動を計測し、着火の危険性を評価する。また危険性が高いと推定される条件について燃焼影響評価実験を行い、燃焼影響を評価する。

拡散挙動計測実験では、屋内大空間に設置した木製実スケール模擬室内に、ルームエアコン室内機実機を設置してプロパン供給配管を接続し、計算された最大許容充填量を 4 分間で放出する。リーチインショーケース実機の評価では、リーチインショーケース内に許容充填量が全量漏えいした場合の濃度のプロパン空気混合気を形成した状態で扉を遠隔操作により開いて行う。いずれも濃度の時間変化は模擬室内に設置する 30～40 個程度の濃度センサーにより計測する。

燃焼影響評価実験では、屋外実験場に鋼製実スケール模擬室を設置して、拡散挙動計測と同様の構成でプロパンを放出して、電気スパークにより遠隔で点火を行う。燃焼影響は、模擬室内外に設置する圧力センサー、爆風センサー、放射熱センサー、高速度カメラを用いて計測する。

ルームエアコンから HFC 冷媒が漏えいする場合の拡散挙動評価と危害度評価は、屋内耐火実験場に鋼製実スケール模擬室を設置して行う。

【研究開発実施計画（産業総合技術研究所）】



(3) アウトプット目標の達成状況

(3).1 事業全体の成果

① 冷凍空調機器からの冷媒漏洩事故事例の検討と漏えい条件のモデル化

R32 を用いた冷凍空調機器類からの冷媒漏洩事故事例の検討を行い、IEC60335-2-40 のリスク評価法と合わせて、③,④の実規模フィジカルハザード評価に用いる、着火事故とその周囲影響が懸念される漏えい条件のモデル化を行った。またリーチインショーケースについても着火事故が起こった場合の危害度が大きいと考えられる漏えい条件のモデル化を行った。

② 可燃濃度域内に存在する実在の機器類の点火能評価

レーザプリンター、ヘアードライヤー、電気掃除機、電動ドライバー、ホットプレート、扇風機、デシカント式除湿機、コンプレッサー式除湿機、空気清浄機、インクジェット複合機、ホットカーペット、電気ポットの電気機器 12 種と石油ファンヒーターの点火能評価実験を行った。それぞれの機器について1機種選定し、ホットプレート以外は2個体について実験を行い、着火が起こらなかった個体については 100 回の繰返し動作を行った。スクリーニングの対象となっていた部品であるモータ、電気接点、サーモスタットのうち、モータでの着火の危険性は低く、電気接点とサーモスタットでは開動作（OFF 動作）時に接点に冷媒が届いている条件では着火が起こった。

③ 少量長時間漏洩時の拡散挙動計測と実規模フィジカルハザード評価

ルームエアコン室内機からの拡散挙動計測と実規模フィジカルハザード評価では R290、R32、R1234yf について、IEC でリスク評価手法として採用されている最大許容充填量の 4 分間全量放出の他に、より長い時間をかけて漏洩させ、漏洩噴出時の乱流拡散が起こりにくいと考えられる条件で拡散挙動計測を行った。R290 では、放出時間が 3 分から 6 分の間で放出後の床面付近に同程度のプロパン濃度が検出され、4 分間全量放出が最悪条件となっていることが示された。また微燃性であるため燃焼下限界が高く、許容充填量が大きい R32 と R1234yf では放出時間を大きくとることで放出口付近での流速が小さくなるため、4 分全量放出の数倍の放出時間で、床面付近の冷媒濃度にピークが見られたがその値は 4 分全量放出の場合と同程度であった。

④ 室内機等での急速漏洩時の拡散挙動計測と実規模フィジカルハザード評価

ルームエアコン室内機からの拡散挙動計測では、R290、R32、R1234yf について、IEC でリスク評価手法として採用されている最大許容充填量の 4 分間全量放出を用いて実規模評価実験を行った。R290 では、片岡の式で計算された最大許容充填量を漏洩させた場合は、漏洩終了後に可燃濃度域は観測されなかった。室内気の撹拌を前提に緩和された充填量の式で計算された大許容充填量を漏洩させた場合、室内気の撹拌がないと放出終了後にも 1 時間以上床面付近に可燃濃度域が形成され続けた。しかし、ルームエアコン室内機の送風機能を運転している場合は可燃濃度域は形成されず、放出中に送風機能を運転開始した場合も数十秒で可燃濃度域が解消された。R32 と R1234yf では、内気の撹拌を前提に緩和された充填量の式で計算された大許容充填量を室内気の撹拌なしに漏洩させた場合でも、放出終了後に可燃濃度域は観測されなかった。

ルームエアコン室内機の実規模フィジカルハザード評価は、R290、R32、R1234yf について行った。R290 の片岡の式で計算された最大許容充填量を漏洩させた場合は、漏洩終了後に模擬室中央の床面付近で電気スパークを起こしても着火は確認されなかったが、漏洩中のルームエアコン室内機下方で電気スパークを起こした場合には着火して室内機が全焼した。室内圧の上昇とガラスの破損は確認されなかった。R290 で室内気の撹拌を前提に緩和された充填量の式で計算された大許容充填量を漏洩させた場合、室内機の送風ファンが運転されている場合は、電気スパークによる着火は観測されなかったが、室内気の撹拌を行わない場合は、放出終了後に模擬室中央の床面付近での電気スパークにより着火し、室内圧の上昇、ガラス掃き出し窓の破損等が観測された。R32 と R1234yf では、室内気の撹拌なしに撹拌を前提に緩和された充填量の式で計算された大許容充填量を漏洩させ電気スパークを起こしても着火は確認されなかった。また、R32 では放出中の室内機下方で電気スパークを起こしても火炎伝播は確認されなかった。リーチインショーケースの拡散挙動計測と実規模フィジカルハザード評価では、100g、500g、1000g の 3 通りの充填量の R290 が予めショーケース内に漏洩した場合の濃度の予混合気をショーケース内に形成して遠隔操作により扉を開いて室内への漏洩を開始させた。ショーケース扉の開扉 5 分後に部屋中央床上 2 ㎝で点火した場合には着火は起こらなかった。ショーケー

ス開扉 40 秒後にショーケース扉前 50 cm 床上 2 cm で点火した場合、着火が確認されたが、模擬室ガラス扉の破損は起こらなかった。ショーケース開扉後 0 秒後にショーケース扉前 50 cm 床上 2 cm 点火した場合、着火が確認され、模擬室ガラス窓の窓枠・ガラス共に破損し飛散した。

(3).2 テーマ毎の成果と目標達成状況

【 アウトプット目標の達成状況 】

◎ 大きく上回って達成、○達成、△一部未達、 ×未達

研究開発項目	最終目標（2023年3月）	成果（2023年3月）	達成度	達成の根拠と今後の課題
研究開発項目②　次世代冷媒の安全性・リスク評価手法の開発				
次世代冷媒の安全性・リスク評価手法の開発（東京大学・公立諏訪東京理科大学・産業技術総合研究所）	①強燃性冷媒のリスク評価を実施するために、冷媒漏洩時の濃度拡散、着火源となり得る熱源の存在、燃焼の危害度を3機関で共同して研究する ②HFO系次世代冷媒の実用化に向けて、自己分解反応の抑制手法を研究する ③エアコンの性能試験法（負荷試験法）の研究	①予定した研究を実施し、強燃性冷媒のリスク評価を行う日本冷凍空調工業会のWGにデータを提供した。 ②自己分解研究会を組織し、本事業で得られた知見を関係者に提供し、リスク評価を開始することができた。 ③静的負荷試験と動的負荷試験を実施し、負荷試験法の妥当性を検証できた。	○ 2023年3月に達成	・日本冷凍空調工業会のWGと協力をしながら、リスク評価を実施し、IEC規格等の改訂に協力した。 ・次世代国産冷媒として期待されているHFO-1123混合冷媒の自己分解反応を抑制する手法が明らかになった。
実使用条件を考慮した自然冷媒使用冷凍空調機器の燃焼に係る実規模フィジカルハザード評価（産総研　安全科学）	①評価実験に用いる漏洩条件をモデル化する。②実在の機器類の点火能を評価する。③ルームエアコン室内機から小流量で漏洩する場合の着火事故の危害度評価を行う。④ルームエアコン室内機とリーチインショーケースでの急速漏洩着火事故の危害度評価を行う。	①過去の漏洩事故事例等から実規模実験の漏洩条件を決定した。②居住空間に実在する電気機器12種、石油ヒータ1種について実験的に点火能を評価した。③④エアコンでは、R290、R32、R1234yfについて、ショーケースではR290について、実規模の漏洩着火事故実験を行い、危害度を評価した。	○ 2023年3月に達成	・日本冷凍空調工業会のWGと協力をしながら、リスク評価を実施し、IEC規格等の改訂に協力した。 ・現在単体で用いられている微燃性のHFC冷媒の室内漏洩事故では着火が起こりにくいことが示された。

①　冷凍空調機器からの冷媒漏洩事故事例の検討と漏えい条件のモデル化

現在日本国内では可燃性の自然冷媒を用いたルームエアコンは販売されておらず、漏洩事故事例もほとんど報告されていない。そこで微燃性冷媒である R32 を使用した室内機での漏洩条件を参考として漏洩条件を決定した。微燃性冷媒を使用したビル用マルチエアコンのリスク評価報告書 [1)]には、R32 を用いた家庭用やビル用マルチエアコンで報告された漏洩事故の漏洩箇所、漏洩箇所形態、相当径等が記載されている。（表①-1）報告されているうち最も相当径が大きい、家庭用室内機熱交換器伝熱管での全面腐食での相当径は 0.174 mm であり、63 ℃の液漏洩での漏洩速度は 67 g min^{-1} と急速漏洩のリスク評価に用いられている 4 分全量放出の放出速度と同程度である。また報告されている漏洩箇所は熱交換器伝熱管と電子膨張弁がほとんどである。そこで本研究では家庭用ルームエアコンの室内機における漏洩条件として、充填量の全量を 4 分間で放出する条件を主に採用し、その他の時間で放出する実験も行った。漏洩口としては、配管の破断に相当する口径として実際の室内機内の配管を人為的に破断させたものと、同程度の口径の配管継ぎ手を用いた。また漏洩箇所としては、熱交換器の中央部分、熱交換器と接続配管の継ぎ目付近、室内機内で冷媒配管を取りまわす際の配管継ぎ手部分の 3 か所を採用した。2016 年度に行った前事業での計測実験により、ピンホール等から室内空間に直接放出が起こる場合は、噴流により室内の撹拌が促進され、可燃濃度域が形成されないことが分かっている。

表①-1　R32 を用いたエアコンで報告された漏洩事故の漏洩状況

製品	室内／外	漏れ箇所	漏れ箇所形態	相当径 / mm	液漏洩度(63°C液) /kg h-1	液漏洩度(63°C液) /g min-1	ｶﾞｽ漏洩度(10°Cｶﾞｽ) /kg h-1	ｶﾞｽ漏洩度(10°Cｶﾞｽ) /g min-1
家庭用	内	熱交換器伝熱管	全面腐食	0.17400	4.03	67.16667	0.356	5.93333
ビル用マルチ	内	熱交換器伝熱管	全面腐食	0.13000	2.24	37.33333	0.197	3.28333
設備用	内	熱交換器伝熱管	全面腐食	0.08490	0.958	15.96667	0.0844	1.40667
ビル用マルチ	内	熱交換器伝熱管	蜂の巣状腐食	0.06310	0.529	8.81667	0.0466	0.77667
ビル用マルチ	内	熱交換器伝熱管	腐食	0.06110	0.496	8.26667	0.0437	0.72833
ビル用マルチ	内	液側フレア	ろう付け不良	0.04880	0.316	5.26667	0.0279	0.46500
設備用	内	熱交換器伝熱管	全面腐食	0.04260	0.241	4.01667	0.0212	0.35333
ビル用マルチ	内	電子膨張弁	不明	0.03590	0.171	2.85000	0.0151	0.25167
ビル用マルチ	内	電子膨張弁	不明	0.03130	0.130	2.16667	0.0115	0.19167
ビル用マルチ	内	電子膨張弁	不明	0.01990	0.0529	0.88167	0.00466	0.07767
ビル用マルチ	内	熱交換器伝熱管	不明	0.01900	0.0480	0.80000	0.00423	0.07050
ビル用マルチ	内	電子膨張弁	不明	0.01550	0.0319	0.53167	0.00282	0.04700
ビル用マルチ	内	熱交換器伝熱管	応力腐食割れ	0.01400	0.0260	0.43333	0.00230	0.03833
ビル用マルチ	内	電子膨張弁	不明	0.01250	0.0206	0.34333	0.00182	0.03033
ビル用マルチ	内	熱交換器伝熱管	不明	0.00773	0.00793	0.13217	0.000699	0.01165
ビル用マルチ	内	熱交換器伝熱管	全面腐食	0.00757	0.00761	0.12683	0.000671	0.01118
設備用	内	熱交換器伝熱管	不明	0.00631	0.00529	0.08817	0.000466	0.00777
ビル用マルチ	内	熱交換器伝熱管	応力腐食割れ	0.00626	0.00521	0.08683	0.000459	0.00765
ビル用マルチ	内	熱交換器伝熱管	応力腐食割れ	0.00626	0.00521	0.08683	0.000459	0.00765
ビル用マルチ	内	フレア部	不明	0.00625	0.00520	0.08667	0.000458	0.00763
ビル用マルチ	内	電子膨張弁	不明	0.00595	0.00470	0.07833	0.000414	0.00690
家庭用	内	熱交換器伝熱管	不明	0.00437	0.00253	0.04217	0.000223	0.00372

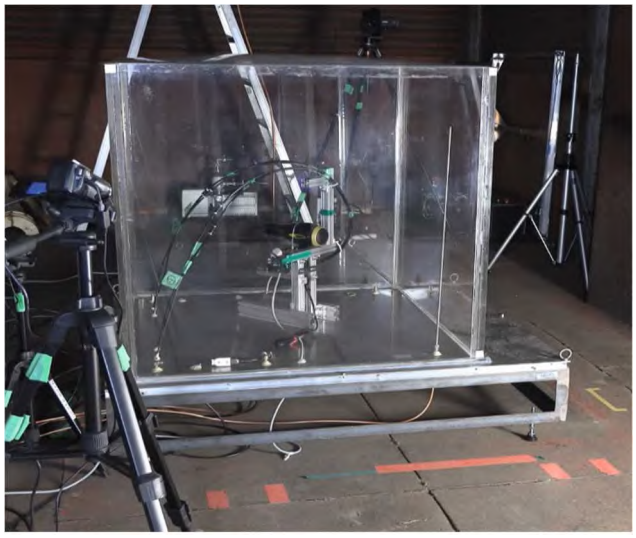
②　可燃濃度域内に存在する実在の機器類の点火能評価

②.1 評価対象機器の選定

評価対象機器は、着火源となり得る電気部品のスクリーニングを担当している公立諏訪東京理科大学や、A3 冷媒のリスク評価を行っている日本冷凍空調工業会と検討して決定した。レーザプリンター、ヘアードライヤー、電気掃除機、電動ドライバー、ホットプレート、石油ファンヒーター、扇風機、除湿機、空気清浄機、インクジェット複合機、ホットカーペット、電気ポットの評価実験を行った。対象機器類のうち実際に使用する機種は、家庭用の一般的なサイズのものを 1 機種選定し、電動ドライバーとホットプレートを除き 2 個以上の個体で実験を行った。

②.2 点火能評価の実験手法

実験はで石油ファンヒーターの評価実験を除き、1.00 m×1.00 m×高さ 1.00 m の 4 面のアクリル壁と鋼製床面を持ち、天井面にビニルシートを張ったアクリル製容器を用いて行った。（図②.2-1）着火が起こった場合に機器類の一部が爆発により飛散する可能性があるため、アクリル製容器は産総研爆発ピット内に設置して行った。アクリル製容器を用いた実験では、機器類に遠隔操作用のエアアクチュエーターを取り付けて容器内に設置した後、プロパンと空気を流量調整して容器内に導入した。濃度は濃度センサーを用いて計測し、およそ 5.2 vol%のプロパン濃度に調整して維持し、爆発ピット外から機器類を遠隔操作した。着火は赤外高速度カメラにより観測した。



図②.2-1 Reaction chamber for ignitability assessments

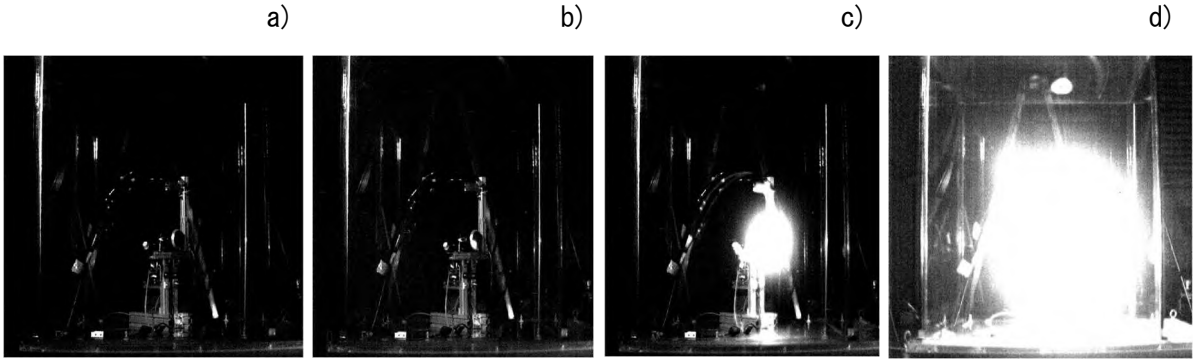
②.3 点火能評価の実験結果

1) レーザプリンター

レーザプリンターの評価では、構造が一般的と考えられる機種の中から使用電力の大きい機種を選定した。同機種の 2 台の個体についてカラー両面印刷を 250 枚ずつ行ったが、いずれの個体でも着火は観測されなかった。

2) ヘアードライヤー

ヘアードライヤーの評価では、構造が一般的と考えられる機種の中から使用電力が大きくブラシモータを持つ機種を選定し、同機種の 4 台の個体で実験を行った。うち 2 台について、本体スイッチを温風にセットしたまま容器外部から電源の開閉を操作したところ、10 秒間運転と 5 秒間停止を 100 回繰り返しても 2 台とも着火は観測されなかった。また 3 台の個体について、容器内でエアアクチュエーターにより本体スイッチで温風の運転停止操作したところ、いずれも 1～2 回程度の繰返しで着火が確認された。うち 1 台の個体では、運転停止の繰返し時間を長く設定することで、1 回目の停止操作時に着火していることが確認された。(図②.3-1) これらの結果から、ヘアードライヤーでは本体スイッチの停止操作が着火源となると考えられる。



図②.3-1 Images taken by near infrared high-speed video camera

3) 電気掃除機

電気掃除機の評価では、紙製のごみ袋を内蔵するタイプの中から使用電力が大きい機種を選定し、同機種の 2 台の個体で実験を行った。うち 1 個体では、7 秒間「強」運転、5 秒間停止を 5、6 回繰り返した後、発煙した。実験の都合上、窒素によるプロパン-空気混合気の希釈作業を発煙 10 秒程度後から開始したが、それまでにプロパン-空気混合気への火炎伝播や爆発は起こらなかった。もう 1 個体では、7 秒間「強」運転、5 秒間停止を 500 回繰り返しても、5 分間の連続「強」運転を行っても異常は見られなかった。発煙した方の個体では実験後、モータ部から排気口にかけてプラスチック部品の焦げや溶解が見られた。(図②.3-2)

図②.3-2 Vacuum cleaner emitted smoke

4) 電動ドリル

電動ドリルの評価では、構造が一般的と考えられる機種の中から使用電力が大きくブラシモータを持つ機種を選定し、1 台の個体で実験を行った。ドリル先端を空転させるほか、ドリル

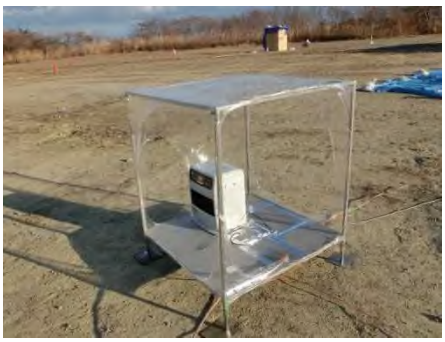
先端に金属板等の負荷を設置して回転させる実験も行った。高速回転・負荷あり、高速回転・負荷なし、低速回転・負荷なしの 3 条件で、容器外からエアアクチュエーターを用いて回転 6 秒間停止 4 秒間を 100 回繰り返したが、いずれの条件でも着火は観測されなかった。

5) ホットプレート

ホットプレートの評価では、電源スイッチと一体化した温調用バイメタルを本体内部に持つ機種を選定し、1 台の個体で実験を行った。エアアクチュエーターでスライドスイッチを遠隔操作したところ、電源オン 5 秒間オフ 5 秒間を 20 数回繰り返した時点で着火が確認された。

6) 石油ファンヒーター

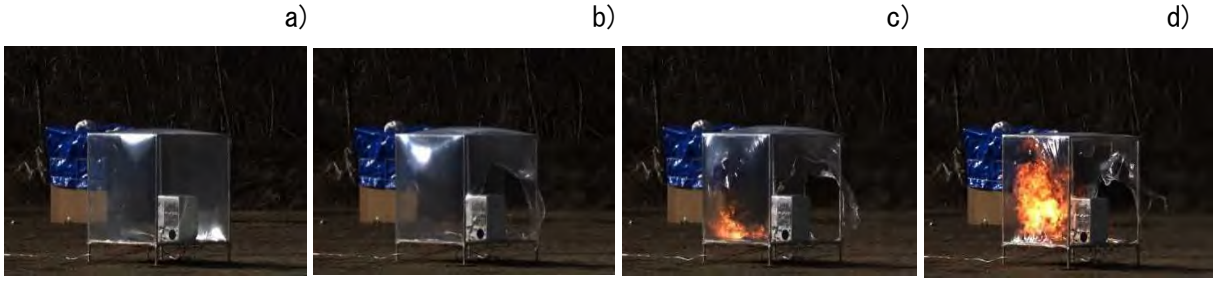
石油ファンヒーターの評価では、ヒーターの点火時ではなく運転時の点火能を評価するために容器内に石油燃焼用の空気を送り続ける必要があり、1.00 m×1.00 m×1.00 m の立方体ステンレス骨格と鋼製床面を持つ構造物の 4 壁面と天井にビニルシートを張ったビニルハウス状の実験容器を、鉱山堆積場跡地の野外実験場に設置して実験を行った。



図②.3-3 Reaction chamber for ignition ability examination of oil fan heater

ビニルハウス状の実験容器内の温度上昇を抑えるため小型の機種を選定し、同機種の 2 個体で実験を行った。石油燃焼用の空気を送り続けている容器内に設置した石油ファンヒーターが、点火タイマーにより点火し容器内の温度が上昇し始めたことを確認した後、空気圧作動弁を遠隔操作してプロパンを容器内に導入した。300g のプロパンを急速に供給した場合、150g のプロパンをより低流量で供給した場合のいずれでも、着火とビニルの破膜が観測された。

図②.3-4 に 300g のプロパンを急速に供給した場合の高速度カメラ画像から切り出した 100m 秒ごとの静止画を示す。放出中に着火・破膜が起こった際（図②.3-4 b）の火炎は視認しにくく、プロパン濃度が低い状態で着火していると考えられる。着火・破膜後にプロパン放出口で放出拡散火炎に移行していることが確認できる。(図②.3-4c)



図②.3-4 Kerosene fan heater ignites propane

7) 扇風機

対象とする扇風機として、一般的な室内床置き型でブラシモータと風量設定のためのラジオスイッチ、タイマー設定のためのロータリースイッチを持つ機種を選定した。二つの個体について、ロータリースイッチ操作と外部電源操作によるオンオフ動作をそれぞれ 100 回繰り返したが、着火は確認されなかった。ラジオスイッチ操作によるオンオフ動作では、二つの個体では 1 回目のオフ動作で、もう一つの個体では 4 回目のオフ動作で着火が確認された。この結果は扇風機ファンのブラシモータが着火源にならなかったことを示している。またロータリースイッチとラ

ジオスイッチの結果の違いはスイッチのケースの密閉性がロータリースイッチの方が高く、実験中に可燃濃度域のプロパン空気混合気が接点に到達しなかったためと考えられる。

図②.3-5 Remote controlled switches of electric fan

8) 空気清浄機

対象とする空気清浄機として、室内気を強制的に本体内のフィルターに通してほこり等を捕集するファン式を選定した。本体スイッチ類は近年に一般的な気密性の高いタクタイルスイッチとなっている。二つの個体に対して、本体の電源スイッチと風量調節スイッチを遠隔操作して、運転停止と風量最大運転の切り替えを 100 回行ったが着火は観測されなかった。また、10 分間の連続運転でも着火は観測されなかった。

9) 除湿機

除湿機として、デシカント式とコンプレッサー式の 2 機種を選定した。いずれも本体に空気循環用のファンと操作用のタクタイルスイッチを持っている。いずれの機種でも消費電力が最大となる衣料乾燥モードで試験を行った。デシカント式除湿機では、本体の電源スイッチを遠隔操作してオンオフ動作を 100 回繰り返した。またコンプレッサー式除湿機では、本体の電源スイッチを入れた場合の 3 分間の送風運転を避けるため、外部電源を操作することでオンオフ動作を 100 回繰り返した。2 機種とも二つの個体に対してオンオフ動作の 100 回繰り返しと 10 分間連続運転を行ったが、着火は観測されなかった。

10) インクジェット複合機

インクジェット複合機は A4 印刷可能なカラープリンターを持つ機種を選定した。2 つの個体について本体前面スイッチによるオンオフ動作をそれぞれ 100 回、カラー両面印刷を合計 200 枚行ったが着火は観測されなかった。

11) ホットカーペット

ホットカーペットは、実験容器に通常の使用状況で収納するため、60cm 角の機種を選定した。2 個体について本体のスライド式電源スイッチによるオンオフ動作をそれぞれ 100 回行ったが着火は観測されなかった。スイッチの形状から可燃濃度域の予混合気が接点部分に到達していないと考えられる。

12) 電気ポット

電気ポットは、マグネット式電源プラグを持つ機種を選定した。2 個体について加温中に電源プラグを抜き差しする繰返し動作を行ったところ、2 個体とも繰返し数回以内の引き抜き動作で着火が確認された。

②.4 点火能評価のまとめ

ヘアードライヤー、電気掃除機、ホットプレート、石油ファンヒーター、扇風機、電気ポットでは着火が確認された。単一の機種を用いた実験結果ではあるが、可燃濃度域内で作動した場合のリスク評価上の着火確率は１とするべきだと考えられる。石油ファンヒーターを除く機器ではいずれもスイッチ部分やプラグ部分のオフ動作時の電気スパークによって着火していると考えられる。

その他の機器では着火が観測されなかった。有限の機種数・繰り返し実験回数での評価で、防爆構造を持たない機器のリスク評価上の着火確率をゼロとすることはできないが、ある程度の機種数・繰り返し実験回数で着火が起こらないことが確認できれば、その繰り返し回数に応じてリスク評価上の着火確率を下げることができると考えられる。

③ 家庭用エアコン室内機の実規模フィジカルハザード評価

本稿では実施計画に記載された、少量長時間漏洩時の拡散挙動計測と実規模フィジカルハザード評価、及び、室内機等での急速漏洩時の拡散挙動計測と実規模フィジカルハザード評価の 2 項の結果について、実験装置の類似性や実験結果の理解のしやすさから、家庭用エアコン室内機の実規模フィジカルハザード評価とリーチインショーケースの実規模フィジカルハザード評価の 2 項に記述する。

③.1 家庭用エアコン室内機から R290(プロパン)が漏えいする場合の拡散挙動計測

③.1.1 実験手法

労働安全衛生総合研究所配管等爆発実験施設の屋内大空間に、2.7 m×5.4 m×高さ 2.4 m の木製模擬室を設置し、内壁を設置することで 2.7 m×2.7 m×高さ 2.4 m との 2 通りの広さで計測を行った。2.7 m×5.4 m 空間の短辺側中央に下面が床面から 2.00 m となる位置にスプリット型家庭用エアコンの室内機を設置した。家庭用エアコンは部屋の広さに対し一般的なサイズであり、送風機構も日本国内で一般的に採用されている機構を持つものとした。2.7 m×2.7 m の空間にそれぞれ１つずつ計２つの扉下隙間 800mm×4mm を設置し、使用しない場合はアルミテープで塞ぐことによって濃度分布時間履歴に与える影響を調べた。

プロパン濃度センサーは接触燃焼式センサーを用い、エアコン室内機直下と床面、床上 25cm までには計測範囲 0-6.6 vol%のセンサーを 14 点、それ以外には計測範囲 0-2.2 vol%のセンサーを 14 点の計 28 点を設置した。

プロパンの放出量は、IEC60335-2-40：2018 [2)]で採用されている片岡の式（③.1.1-1）を用いて求めた送風等の安全対策のない場合の最大許容充填量と、今後採用が検討されている室内気の十分な撹拌を前提とした許容充填量（③.1.1-2）を用いたが、今回の実験では部屋の高さとして 2.4m を使って計算している。2.7 m×2.7 m×高さ 2.4 m の模擬室では、およそ 230g と 340g、2.7 m×5.4 m×高さ 2.4 m の模擬室では、およそ 330g と 680g になる。

$$mm\mathrm{ax} = 2.5 \times \mathrm{LFL}^{5/4} \times A^{1/2} \times \mathrm{h0} \qquad (③.1.1\text{-}1)$$

$$mm\mathrm{ax} = 0.5 \times \mathrm{LFL} \times A \times \mathrm{h} \qquad (③.1.1\text{-}2)$$

$mm\mathrm{ax}$：最大許容充填量、LFL：燃焼下限界、A：床面積、h0：機器下面高さ、
h：部屋の高さ（2.2m が上限）

図③.1.1-1 Model room for Leakage diffusion behavior examination of R290 (propane)

これらの充填量を 4 分で全量放出する場合には、プロパンを封入した 20 kg ボンベを 30℃に湯浴し、ガス取りしたプロパンガスをニードルバルブで流量調整し、マスフローメーターで流量を確認しながら室内機の放出配管から放出した。

実験における放出動作等はすべて大空間外の計測室から、安全監視用ビデオカメラや濃度センサー指示値で安全を確認しながら遠隔操作で行った。

③.1.2 拡散挙動計測の実験結果

室内空間の広さ、放出量（想定充填量）、放出位置、放出速度、エアコン送風の条件、扉下隙間の有無の条件を変えながら濃度分布時間履歴を計測し、点火実験による燃焼影響評価を行う条件を検討した。

式③.1.1-1 を用いて計算した最大許容充填量を放出したすべての実験で、放出終了後にプロパンの可燃濃度域は観測されなかった。またエアコンの送風機能を用いて室内気を撹拌したすべての実験で送風運転中に可燃濃度域は観測されなかった。つまり、放出終了後に可燃濃度域が観測されるのは、送風を前提に緩和された許容量を送風なしで放出した場合のみであった。

1) 2.7 m×2.7 m 模擬室実験

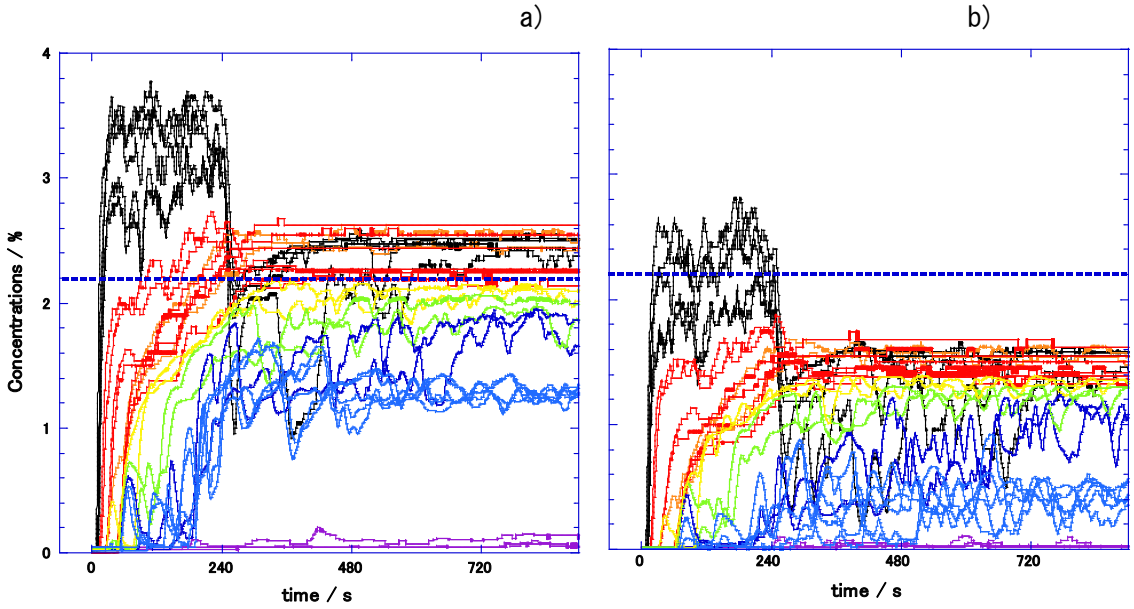
2.7 m×2.7 m の模擬室を用いた実験では、放出量（想定充填量）、放出位置、放出方法、エアコン送風の条件、扉下隙間の有無の条件を変えながら濃度分布時間履歴を計測した。

2.7 m×2.7 m の模擬室を用いた実験では、式③.1.1-1 と③.1.1-2 を用いて計算した放出量の比が 1.5 程度と小さいため、放出量 340g で送風を行わなかった場合でも放出位置によっては、可燃濃度域がほとんど形成されなかった。熱交換器中央でガス状態 4 分全量放出の場合、床面付近に 10 分程度可燃濃度域が形成された。熱交換器と配管接続部分に設置した 1.5mm 径ピンホールから 30 ℃の自圧で放出させた場合、放出中のエアコン直下と放出開始後 5 分間程度の間の床面に可燃濃度域が形成された。

2) 2.7 m×5.4 m 模擬室実験

2.7 m×5.4 m の模擬室を用いた実験では、放出量（想定充填量）、放出方法、放出位置、放出速度、エアコン送風の条件、扉下隙間の有無の条件を変えながら濃度分布時間履歴を計測した。

式③.1.1-1 を用いて計算した最大許容充填量を放出した実験では、放出中の室内機下方でのみ可燃濃度域が観測され、放出終了後にプロパンの可燃濃度域は観測されなかった。（図③.1.2-1b）



図③.1.2-1 Time profile of propane concentrations
2.7 m×5.4 m×h2.4 m, no airflow, no under door slit,
center of heat exchanger discharge, gas phase 4 minutes. a) 680g. b) 330g propane.

3)　2.7 m×5.4 m 模擬室・式③.1.1-1 充填量実験（放出位置・扉下隙間の影響）

4 分全量放出の放出条件で、放出位置を熱交換器中央、熱交換器-配管接続部、室内機内配管接続部として計測を行ったところ、熱交換器中央の場合のみ放出終了後も可燃濃度域が観測された。扉下隙間がない状態で可燃濃度域が観測された時間は 80 分程度であった。800 mm×4 mm の扉下隙間を 1 つ設けた場合は 55 分程度、2 つ設けた場合は 40 分程度に短縮されたが、放出中や放出終了直後の拡散挙動に大きな変化は見られなかった。これは、扉下隙間から排出されるプロパン-空気混合気の濃度は計測から 2～3%程度であり、その体積は室内機付近から放出される 100%のプロパンとほぼ同体積だからである。

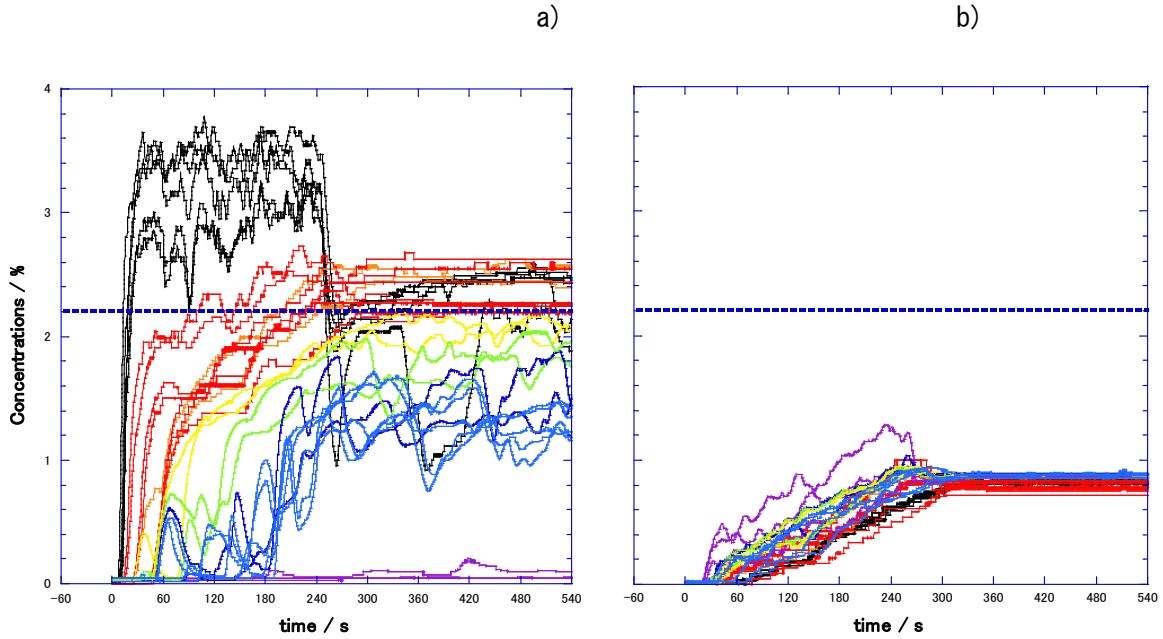
4)　2.7 m×5.4 m 模擬室・式③.1.1-1 充填量実験（放出方法・放出時間の影響、小量長時間漏洩）

放出位置を熱交換器中央として、均等全量放出の放出時間を 3、4、5、6、8、12、16 分に変化させて行った。4 分、5 分で全量放出した場合の室内へのプロパン拡散挙動に大きな違いは見られなかった。それ以外の時間で放出した場合は、放出中・放出終了後のプロパン濃度は低く、可燃濃度域が消失するまでの時間も短かった。12 分で放出した場合、放出終了後に可燃濃度域は見られなかった。同様の放出位置で放出方法を 30 ℃の自圧での急速放出とした場合、放出中のプロパン濃度は高かったが、放出終了後には可燃濃度域は見られなかった。プロパンガスの噴出により室内の撹拌が促進されたためと考えられる。この結果から、広く冷媒の漏洩リスク評価で用いられている 4 分全量放出の条件は、形成される可燃濃度域の時空積の大きさを最大とする最悪条件となっていることが確認された。

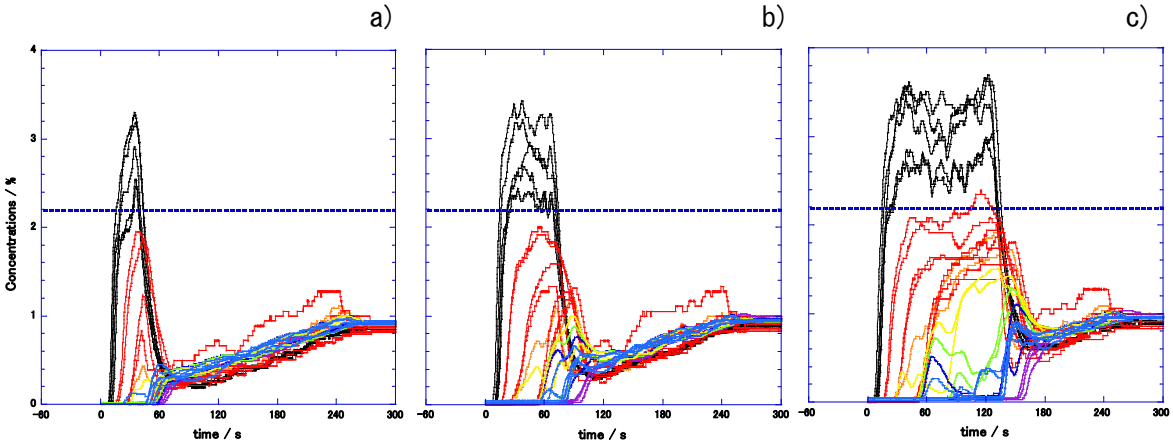
5)　2.7 m×5.4 m 模擬室・式③.1.1-1 充填量実験（送風の影響）

放出位置を熱交換器中央として式③.1.1-1 の充填量を 4 分全量放出した際に、エアコン送風機能を「弱・水平」に連続運転していた場合には、プロパンは室内に拡散され、放出中からどの計測点でも可燃濃度のプロパンは計測されなかった。図③.1.2-2a に 680g のプロパンを 4 分で全量放出した場合の送風の有無によるプロパン拡散挙動の違いを示す。

また、4 分間全量放出中の放出開始から 30 秒後、1 分後、2 分後に、エアコン送風機能を「最強・下向」に開始した場合のプロパン濃度拡散挙動を図③.1.2-2b に示す。送風開始後 10～20 秒程度で室内機下方の可燃濃度域が消滅した。



図③.1.2-2 Time profile of propane concentrations 2.7 m×5.4 m×h2.4 m,
no under door slit, center of heat exchanger discharge,
680g propane gas phase 4 minutes.
a) no airflow. b) minimum horizontal airflow continuously.



図③.1.2-3 Time profile of propane concentrations
2.7 m×5.4 m×h2.4 m, no under door slit, center of heat exchanger discharge,
680g propane gas phase 4 minutes.
a) maximum airflow started 30 seconds after discharge.
b) 1 minute after discharge. c) 2 minutes after discharge

③.2 家庭用エアコン室内機から R290 が漏えいする場合の実規模フィジカルハザード評価

③.2.1 実験手法

日立セメント太平田鉱山堆積場跡地の野外実験場に、2.7 m×5.4 m×高さ 2.4 m の鋼製模擬室を設置し、拡散挙動計測と同様の方法でプロパンを放出して点火して、燃焼影響評価を行った。現実の部屋に近い条件で燃焼影響を観測するため、2.7 m×5.4 m 空間のルームエアコンの室内機を設置した短辺の反対側中央に幅 180cm の引き違いの掃き出しガラス窓を設置した。点火には発電機からの交流 100V をネオントランスで 15kV に昇圧して放電させた電気スパークを用いた。

燃焼影響を評価するため、放射熱センサーを室内と室外に 2 つずつ計 4 台設置した。またひずみ式圧力センサーを室内に 1 台、爆風計測用マイクロフォンをガラス窓側室外に 3 台、裏側に 2 台設置した。熱電対を室内機上方、側壁上方、側壁下方に 1 点ずつ計 3 点設置した。

室内の火炎伝播を観測するため、5.4m の側壁中央に厚さ 50mm のアクリル窓を設置し、外側直近に可視域モノクロ高速度カメラを設置した。また着火の有無を確認するため、ガラス掃き出し窓外 40m に赤外高速度カメラを設置した。

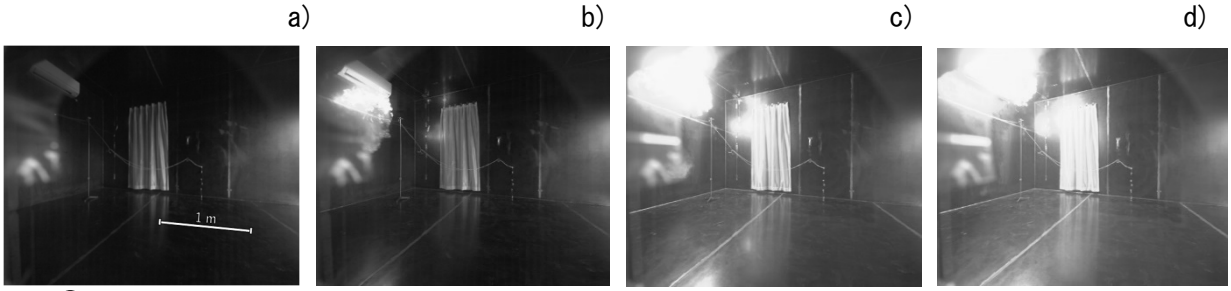
ガラス窓の破損挙動を観測するため、ガラス窓設置壁の延長線上 40m と 45° 向き 40m に可視域カラー高速度カメラを設置した。

図③.2.1-1 Model room for Combustion effect evaluation of R290 (propane)

③.2.2 実規模フィジカルハザード評価の実験結果

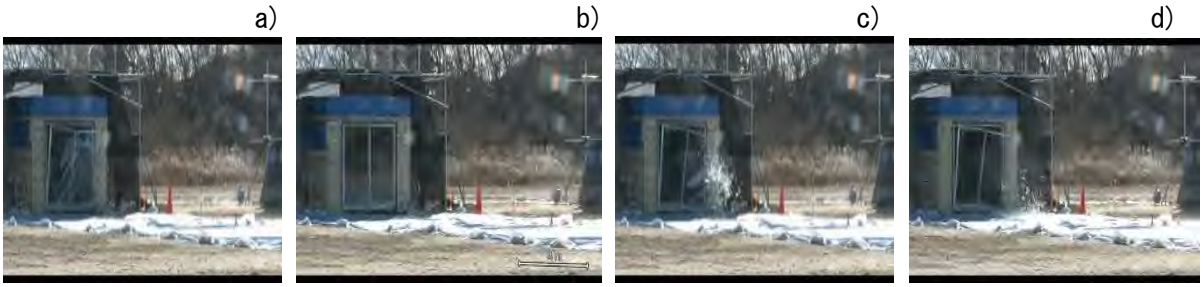
室内機送風ファンを運転せず式③.1.1-1 で計算された充填量 330g を 4 分全量放出した直後に、模擬室中央床上 2cm で点火しても着火は起こらなかった。また室内機送風ファンを水平に弱運転し続けた状態で、式③.1.1-2 で計算された充填量 625g を 4 分全量放出した直後に、模擬室中央床上 2cm で点火しても着火は起こらなかった。

室内機送風ファンを運転せず式③.1.1-1 で計算された充填量 330g を 4 分全量放出する放出速度で、放出中の 3 分 30 秒に室内機下の床上 150cm で点火したところ着火が確認された。室内機正面のガラス掃き出し窓と側壁に設置したカーテンには異常はなかったが、エアコン室内機は全焼した。計測された室内圧の最大値は 2.3 kPa、放射熱の最大値は 7.5 kW m^{-2} であった。図③.2.2-1 に着火直後から 200 ms ごとの静止画像を示す。



図③.2.2-1 Fire observed after ignition at 30 seconds before finishing blowout. (200 ms each)

室内機送風ファンを運転せず式③.1.1-2 で計算された充填量 625g を 4 分全量放出した直後に、模擬室中央床上 2cm で点火したところ着火が確認された。室内機正面のガラス掃き出し窓は窓枠・ガラスとも破損し飛散した。計測された室内圧の最大値は 5.6 kPa、放射熱の最大値は 6.1 kW m^{-2} であった。掃き出し窓外 10m で計測された爆風圧の最大値は 36 Pa であった。図③.2.2-2 に着火直後から 200 ms ごとの静止画像を示す。



図③.2.2-2 Fire observed after ignition at 30 seconds before finishing blowout. (200 ms each)

③.3 家庭用エアコン室内機からプロパンが漏えいする場合の実規模フィジカルハザード評価まとめ

室内に家具などが設置されていない 2.7 m×5.4 m×高さ 2.4 m の模擬室及び、2.7 m×2.7 m×高さ 2.4 m の模擬室を用いた漏洩拡散挙動計測によって、IEC60335-2-40：2018 で採用されている片岡の式（③.1.1-1）を用いて求めた最大許容充填量を、下端を床上 2 m に設置した室内機から 4 分全量放出させた場合、全量漏洩後に室内に可燃濃度域が形成されていないことが確認された。2.7 m×5.4 m×高さ 2.4 m の模擬室を用いた燃焼影響評価実験では、式（③.1.1-1）を用いて求めた最大許容充填量を、下端を床上 2 m に設置した室内機から 4 分全量放出させた全量放出後に室内中央の床上 2 cm での 15 kV の電気スパークによる点火を試みたが、着火も火炎伝播も観測されなかった。

室内に家具などが設置されていない 2.7 m×5.4 m×高さ 2.4 m の模擬室を用いた漏洩拡散挙動計測によって、今後採用が検討されている室内気の十分な撹拌を前提とした許容充填量

（③.1.1-2）を、下端を床上 2 m に設置した室内機から 4 分全量放出させた場合、室内機の送風ファンが運転されていれば、室内に可燃濃度域が形成されないことが確認された。漏洩開始後に送風ファンが運転された場合でも、送風ファンの運転開始後 30 秒程度で室内の可燃濃度域が解消された。2.7 m×5.4 m×高さ 2.4 m の模擬室を用いた燃焼影響評価実験では、式（③.1.1-2）を用いて求めた最大許容充填量を、下端を床上 2 m に設置した室内機から室内機ファンを運転した状態で 4 分全量放出させた全量漏洩後に室内中央の床上 2 cm での 15 kV の電気スパークによる点火を試みたが、着火も火炎伝播も観測されなかった。

室内に家具などが設置されていない 2.7 m×5.4 m×高さ 2.4 m の模擬室を用いた燃焼影響評価実験では、式（③.1.1-1）を用いて求めた最大許容充填量を、下端を床上 2 m に設置した室内機から室内機ファンを運転しない状態で 4 分全量放出させる放出速度で放出中の 3 分 30 秒の時点で室内機直下床上 150 cm で 15 kV の電気スパークで点火したところ、着火が確認された。明確な圧力上昇や掃き出し窓の破損、防火カーテンへの延焼は確認されなかったが、室内機が消失した。室内のヒトが直接火炎を受けた場合またはヒトの衣服などに延焼した場合は致命的な危害となる可能性がある。また室内機の燃焼は、可燃性の家屋や内装に延焼し火災となる可能性が高い。

室内に家具などが設置されていない 2.7 m×5.4 m×高さ 2.4 m の模擬室を用いた燃焼影響評価実験では、式（③.1.1-2）を用いて求めた最大許容充填量を、下端を床上 2 m に設置した室内機から室内機ファンを運転しない状態で 4 分全量放出させた全量放出後に室内中央の床上 2 cm での 15 kV の電気スパークによる点火したところ、着火が確認され、室内の圧力上昇と放射熱、掃き出し窓の破損、防火カーテンの一部焼損が確認された。室内の圧力上昇と放射熱は室内のヒトに対して致命的な値ではなかったが、直接火炎を受けた場合または衣服などに延焼した場合は致命的な危害となる可能性がある。また室外で計測された爆風圧は、室外のヒトに対して危害を及ぼす値ではなかったが、破損し飛散した掃き出し窓の破片により致命的な危害を受ける可能性がある。本研究では、室内での着火燃焼が起こった場合に、掃き出し窓等の様な比較的容易に破損し室内の圧力上昇を起こりにくくする構造のない条件での評価は行っていない。

③.4 家庭用エアコン室内機から R32・R1234yf が漏えいする場合の拡散挙動計測

③.4.1 実験手法

製品評価技術基盤機構（NITE）蓄電池評価センターの多目的大型実験棟に、2.7 m×5.4 m×高さ 2.4 m の鋼製模擬室を設置し、2.7 m×5.4 m 空間の短辺側中央に下面が床面から 2.00 m となる位置にスプリット型家庭用エアコンの室内機を設置した。家庭用エアコンは、家庭用エアコン室内機から R290（プロパン）が漏えいする場合の拡散挙動計測で用いたものと同様のサイズであり、送風機構も日本国内で一般的に採用されている機構を持つものである。

冷媒の濃度計測には酸素濃度センサーを用い、エアコン室内機直下に 3 点（床上 25cm、100cm、150cm）、模擬室中央に 8 点（床上 0cm、25cm、50cm、75cm、100cm、150cm、200cm、240cm）、その他濃度分布の対称性を確認するために床上 25cm に 4 点の計 15 点を設置した。

冷媒の放出量は、今後採用が検討されている室内気の十分な撹拌を前提とした許容充填量（③.1.1-2）を用いた。 2.7 m×5.4 m×高さ 2.4 m の模擬室では、R32 がおよそ 2.26 kg、R1234yf がおよそ 2.32 kg になる。

$$mm\mathrm{ax} = 2.5 \times \mathrm{LFL}5/4 \times A1/2 \times \mathrm{h}0 \qquad (③.1.1\text{-}1)$$

$$mm\mathrm{ax} = 0.5 \times \mathrm{LFL} \times A \times \mathrm{h} \qquad (③.1.1\text{-}2)$$

mmax：最大許容充填量、LFL：燃焼下限界、A：床面積、h0：機器下面高さ、
h：部屋の高さ（2.2m が上限）

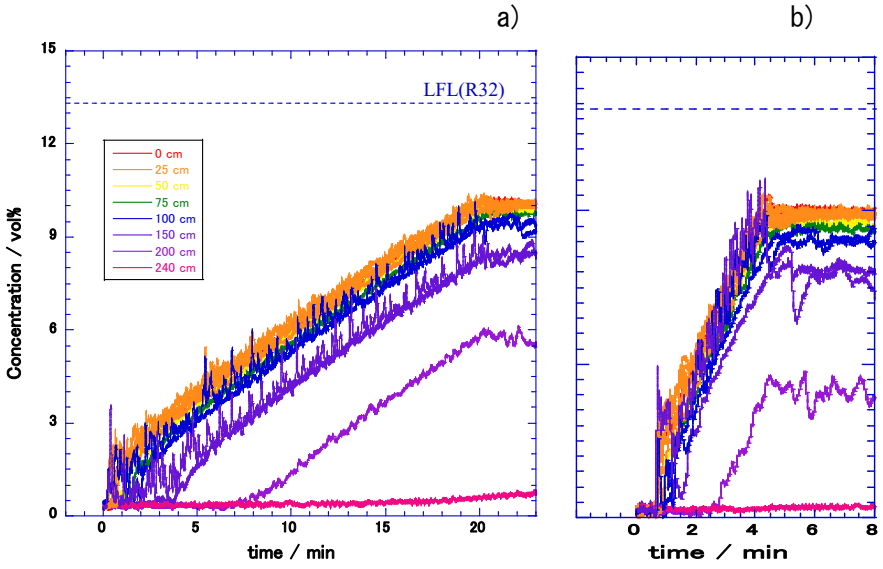
これらの充填量を R32 では 4 分間から 38 分間、R1234yf では 3 分間から 20 分間の間にほぼ均等に全量放出した。R32 では最大で 12 本、R1234yf では最大で 6 本のガスボンベを連結し、R32 で 4 分全量放出を行う場合には 30 ℃での湯浴を行った。ガスボンベからガス取りした冷媒はニードルバルブで流量調整し、マスフローメーターで流量を確認しながら室内機内の熱交換器中央付近に設置した放出口から放出した。マスフローメーターは石けん膜流量計を用いて校正した。

実験における放出動作等はすべて大空間外の計測室から、安全監視用ビデオカメラや濃度センサー指示値で安全を確認しながら遠隔操作で行った。

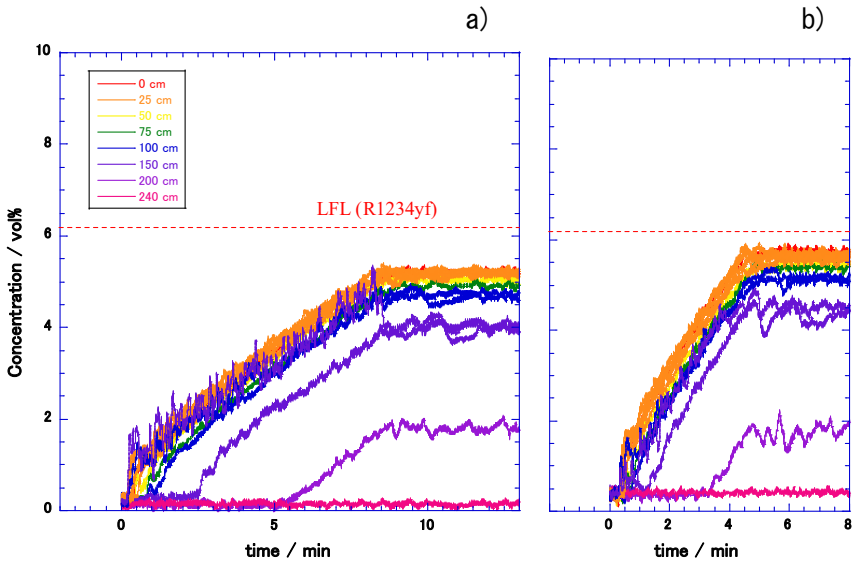
図③.4.1-1 Model room for Leakage diffusion behavior examination and Combustion effect evaluation of R32 and R1234yf

③.4.2 拡散挙動計測の実験結果

放出時間は 4 分全量放出の他、R32 では 4 分から 38 分まで、R1234yf では 3 分から 20 分までの間で変えながら模擬室内での冷媒の拡散挙動を計測した。図③.4.2-1 及び図③.4.2-2 に R32 と R1234yf を放出した場合の冷媒濃度の時間履歴を示す。計測したすべての放出時間中と放出終了後 2 分間に、模擬室中央高さ 0 cm や室内機直下床上 150 cm を含むすべての計測点で、燃焼下限界濃度を超えた濃度は計測されなかった。ただし、別途、濃度センサーの位置を変更して計測した冷媒放出中の室内機直下（床上 200 cm）の冷媒濃度は、R32 では 4 分全量放出の放出速度でも 20 分全量放出の放出速度でも平均で 30 vol%程度であった。R1234yf では 4 分全量放出の放出速度での平均で 6.5 vol%程度、最大で 12 vol%程度であった。

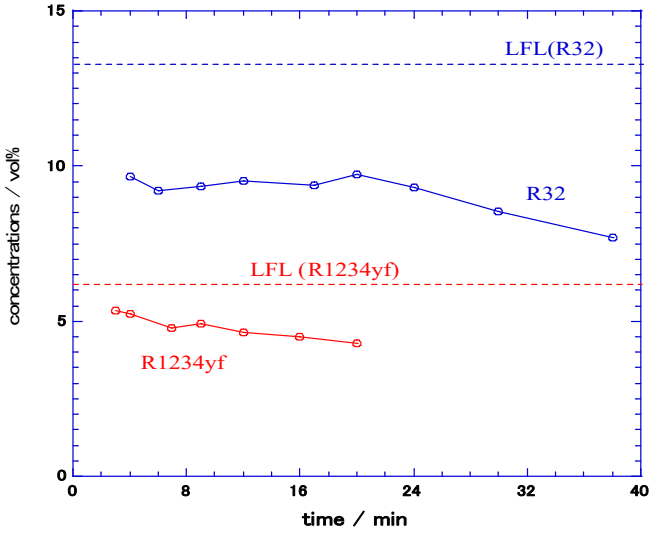


図③.4.2-1 Time profile of R32 concentrations 2.7 m×5.4 m×h2.4 m, no under door slit, center of heat exchanger discharge, 2.26 kg R32 a) while 20 minutes. b) while 4 minutes.



図③.4.2-2 Time profile of R1234yf concentrations 2.7 m×5.4 m×h2.4 m, no under door slit, center of heat exchanger discharge, 2.32 kg R1234yf a) while 9 minutes. b) while 4 minutes.

模擬室内での同じ床上高さに設置したセンサーでは、冷媒放出中及び放出終了後 2 分間で、室内機直下（床上 150 cm 以下）とそれ以外の位置での計測値に大きな違いは見られなかった。これはプロパンを用いた拡散挙動計測の結果において、室内機直下で放出中に高い濃度が計測されたことと大きく異なる結果である。これは、R32 や R1234yf のような微燃性の冷媒では、燃焼下限界濃度が強燃性冷媒であるプロパンより高いため許容充填量が大きく、急速漏えい時の流速が大きくなることで室内気との撹拌が促進されているためだと考えられる。また、プロパンで放出終了後に床面付近等に最大濃度が観測される 4 分全量放出時の冷媒流量と同程度の流量になる微燃性冷媒の全量放出時間は、R32 で 24 分程度、R1234yf で 11 分程度である。図③.4.2-3 に示すように全量放出時間を変えた場合の放出終了後の床上 25 cm の計測点の濃度の平均値は、R32 で 20 分、R1234yf で 9 分に小さなピークが見られるものの、下限界濃度を超える値は観測されていない。これは、プロパンよりもガス比重の大きい R32 と R1234yf では、放出口付近での撹拌が比較的小さい流量で放出しても、ガス比重の違いによって駆動される対流による撹拌が促進されているためだと考えられる。



図③.4.2-3 Averaged concentrations of refrigerants after finishing discharge 2.7 m×5.4 m×h2.4 m, 2.26 kg R32 or 2.32 kg R1234yf

③.5 家庭用エアコン室内機から R32・R1234yf が漏えいする場合のフィジカルハザード評価

③.5.1 実験手法

製品評価技術基盤機構（NITE）蓄電池評価センターの多目的大型実験棟に、2.7 m×5.4 m×高さ 2.4 m の鋼製模擬室を設置し、拡散挙動計測と同様の方法で冷媒ガスを放出して点火し、燃焼影響評価を行った。現実の部屋に近い条件で燃焼影響を観測するため、2.7 m×5.4 m 空間のルームエアコンの室内機を設置した短辺の反対側中央に幅 180cm の引き違いの掃き出しガラス窓を設置した。点火には、実験棟からの交流 100V をネオントランスで 15kV に昇圧して放電させた電気スパークを用いた。

燃焼影響を評価するため、放射熱センサーを室内と室外に 2 つずつ計 4 台設置した。またひずみ式圧力センサーを室内に 1 台、爆風計測用マイクロフォンをガラス窓側室外に 2 台設置した。熱電対を室内機上方、側壁上方、側壁下方、側壁中央に 1 点ずつ計 4 点設置した。

室内の火炎伝播の様子を観測するため、5.4m の側壁中央に厚さ 50mm のアクリル窓を設置し、外側直近に可視域モノクロ高速度カメラを設置した。また着火の有無を確認するため、ガラス掃き出し窓外およそ 10m に赤外高速度カメラを設置した。

ガラス窓の破損挙動を観測するため、45° 向きおよそ 10m に可視域カラー高速度カメラを設置した。

③.5.2 フィジカルハザード評価の実験結果

1) 冷凍機油の添加効果

前項の拡散挙動計測では、室内機直下以外では R32 と R1234yf の可燃濃度は観測されなかったが、圧縮機に用いられる可燃性の冷凍機油の蒸気による影響が懸念されたため、冷媒放出用配管に気化槽を設置してバブリングにより冷凍機油を添加して冷媒ガスと共に放出し、放出終了 2 分後に、模擬室中央床上 2 cm で電気スパークによる点火を試みた。R32 での 20 分全量放出後、及び、R1234yf での 4 分全量放出後もいずれにおいても火炎伝播は確認されなかった。

2) 冷媒放出中の電気スパークによる点火

前項の拡散挙動計測で、冷媒放出中の室内機直下以外では R32 と R1234yf の可燃濃度は観測されなかったため、漏洩中の室内機直下床上 180 cm に電極を設置して、冷媒放出中に電気スパークによる点火を試みた。R32 の 4 分全量放出中の放出開始後 3 分 30 秒と、20 分全量放出中の放出開始後 19 分 30 秒に電気スパークによる点火を試みたが、火炎伝播は観測されなかった。

③.6 家庭用エアコン室内機から R32・R1234yf が漏えいする場合のフィジカルハザード評価のまとめ

室内に家具などが設置されていない 2.7 m×5.4 m×高さ 2.4 m の模擬室を用いた漏洩拡散挙動計測によって、今後採用が検討されている室内気の十分な撹拌を前提とした許容充填量（③1.1-2）を、下端を床上 2 m に設置した室内機から 4 分全量放出させた場合、室内機の送風ファンが運転されていなくても、全量放出後の室内に可燃濃度域が形成されないことが確認された。

R1234yf に対して行った室内に家具などが設置されていない 2.7 m×5.4 m×高さ 2.4 m の模擬室を用いた燃焼影響評価実験では、式（③.1.1-2）を用いて求めた最大許容充填量を、下端を床上 2 m に設置した室内機から冷凍機油の気化槽を通して 4 分全量放出させた全量放出後に室内中央の床上 2 cm での 15 kV の電気スパークによる点火を試みたが、火炎伝播は観測されなかった。

R32 に対して行った室内に家具などが設置されていない 2.7 m×5.4 m×高さ 2.4 m の模擬室を用いた燃焼影響評価実験では、式（③.1.1-2）を用いて求めた最大許容充填量を、下端を床上 2 m に設置した室内機から冷凍機油の気化槽を通して 20 分全量放出させた全量放出後に室内中央の床上 2 cm での 15 kV の電気スパークによる点火を試みたが、火炎伝播は観測されなかった。

R32 に対して行った室内に家具などが設置されていない 2.7 m×5.4 m×高さ 2.4 m の模擬室を用いた燃焼影響評価実験では、式（③.1.1-2）を用いて求めた最大許容充填量を、下端を床上 2 m に設置した室内機から 4 分または 20 分全量放出中に、4 分全量放出中の放出開始後 3 分 30 秒と、20 分全量放出中の放出開始後 19 分 30 秒に、室内機直下床上 180 cm での電気スパークによる点火を試みたが、火炎伝播は観測されなかった。

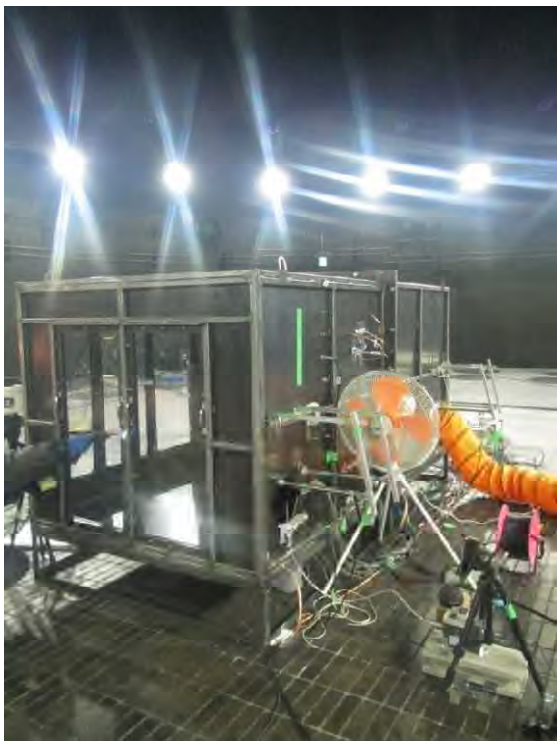
③.7 小スケール模擬室を用いた家庭用エアコン室内機フィジカルハザード評価のスケール実験

③.7.1 漏洩拡散挙動計測の実験手法

プロパン（R290）の漏洩拡散挙動実験は主に産総研爆発ピットで行った。実規模試験での室内機下端高さ 2.0m の 1/1.8 スケールである床上 1.11m（模擬室の短壁面中央）から、円筒形の模擬放出ノズルの内径を変えながら、2.2m の 1/1.8 スケールである床上 1.22m 以下を完全に攪拌した場合に燃焼下限界濃度の 1/2 となる量 [1)] を放出し、実規模実験での垂直濃度分布を再現するノズル径を選定した。

R32 と R1234yf の漏洩拡散挙動実験とすべての冷媒の燃焼影響評価実験は、製品評価技術基盤機構（NITE）蓄電池評価センターの多目的大型実験棟で行った。上記の産総研爆発ピットでのプロパン実験で選定した、内径 60mm の円管放出口から、床上 1.22m 以下を完全に攪拌した場合に燃焼下限界濃度の 1/2 となる量を放出した。放出時間としては、冷媒漏洩のリスク評価で国際的に用いられている 4 分全量放出の他、放出時間を変えながら実験を行った。濃度計測には酸素濃度計を用いて酸素濃度の時間履歴を計測することで、放出した冷媒の濃度分布時間履歴を観測した。

濃度センサーはいずれの実験でも、小スケール模擬室の長辺壁の中央部分付近に縦に並べ、床上高さ 0、14、28、42、55、83、111、133cm の 8 点に設置した。



図③.7.1-1 Small-scale model room for Leakage diffusion behavior examination and Combustion effect evaluation of R290(propane), R32 and R1234yf

③.7.2 漏洩拡散挙動計測の実験結果

1) 小スケールプロパン漏洩拡散実験による実規模漏洩拡散挙動の再現性

実規模試験での室内機下端高さ 2.0m の 1/1.8 スケールである床上 1.11m に円筒形の模擬放出ノズルを設置し、内径を 25mm から 60mm まで変えながら 4 分間全量放出の放出実験を行い、9 畳実規模実験で形成された垂直濃度分布を再現するノズル径を選定した。ノズル径 35mm 以上では垂直濃度分布に顕著な違いは見られなかったが、最もよく実規模実験を再現する内径 60mm の直円管ノズルを選定した。

2) 小スケールプロパン漏洩拡散実験による化学量論比に近い可燃性混合気の形成

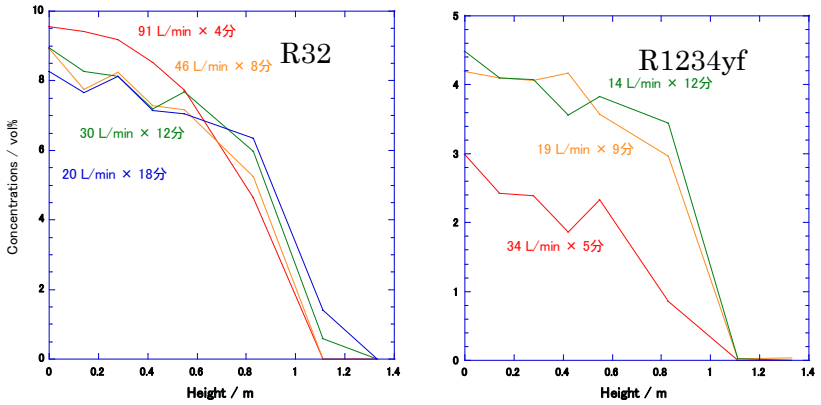
2019 年度に行ったルームエアコン室内機実機を用いた漏洩拡散挙動計測実験では、4 分間全量放出後の床面付近のプロパン濃度が最も高くなる漏洩箇所を検討するため、室内機内の現実的な漏洩箇所として 3 か所の漏洩箇所を想定して漏洩実験を行ったが、すべての室内機実機の構造や漏洩箇所を検討することは不可能であり、また漏洩が起こる室内の家具等設置の条件もすべてを

検討することは不可能である。そこで、漏洩後に着火が起こる場合の燃焼影響上限値の適切な評価方法を検討するため、エアコンに充填された冷媒のほぼ全量が床面上に化学量論比の可燃領域層を形成する漏洩条件を検討した。具体的には、放出ノズル径を 60mm に固定して、放出高さを変えて 4 分全量放出実験を行い、放出終了後の垂直濃度分布を確認した。ノズル高さ 57cm の条件で、床上 28cm 以下では 4-5 vol %、床上 42cm 以上では 1 vol%の濃度域層を形成することができた。

3) 小スケール R32 漏洩拡散計測結果

プロパンを用いた小スケール漏洩実験で選定した内径 60mm の円管放出口から、床上 1.22m 以下を完全に攪拌した場合に燃焼下限界濃度の 1/2 となる R32 を放出した。漏洩時間は 4 分の他、8、12、18 分と変えて均等全量放出を行った。放出終了後の床上のプロパン濃度は 4 分放出で 9.5 vol%、18 分放出で 8 vol%程度と、放出時間が長くなるとわずかに濃度が低くなったが、放出時間の違いにる垂直分布の顕著な違いは見られなかった。(図③.7.2-1) いずれの放出時間の実験でも放出終了後に燃焼下限界の 13.3 vol%を超える濃度域はないと考えられる。

また、放出ノズル高さを 60cm とすることで、床面から床上 14cm までの範囲に化学量論比である 17.4 vol%に近い、16-17 vol%程度の可燃域を形成することができた。



図③.7.2-1 Vertical distribution of concentrations of refrigerants after discharge

4) 小スケール R1234yf 漏洩拡散計測結果

プロパンを用いた小スケール漏洩実験で選定した、内径 60mm の円管放出口から、床上 1.22m 以下を完全に攪拌した場合に燃焼下限界濃度の 1/2 となる R1234yf を放出した。漏洩時間は 5、9、12 分と変えて均等全量放出を行った。放出終了後の床上のプロパン濃度は、5 分放出で 3 vol%程度、12 分放出で 4.5 vol%程度と、放出時間が長くなると濃度が高くなった。9 分放出と 12 分放出の垂直分布に顕著な違いは見られなかったが、5 分放出に比べると各高さで 1.5 倍から 3 倍以上高くなっている。(図③.7.2-1) いずれの放出時間の実験でも放出終了後に燃焼下限界の 6.2 vol%を超える濃度域はないと考えられる。

また、放出ノズル高さを 65cm とすることで、床面から床上 28cm までの範囲に化学量論比である 7.8 vol%に近い、7-8 vol%程度の可燃域を形成することができた。

③.7.3 燃焼影響評価の実験手法

前項の漏洩拡散挙動計測と同一の実験室及び模擬室を用い、前項で取得した垂直濃度分布の中から燃焼影響評価を行う漏洩条件を選別して再現し、放出終了後 2 分に点火した。点火はネオントランスで 15 kV に昇圧した 60 Hz 交流電源の 1/2 周期を、模擬室中央床上 2 cm に設置したスパークプラグで放電することで行った。

実規模実験で幅 1 間の引き違い掃き出し窓を設置した短壁面には、1/1.8 にスケールした開口に厚さ 1mm または 2mm のアクリル板を鋼製枠でボルト止めして設置した。

燃総影響計測は、模擬室内壁に設置したひずみゲージ式圧力センサー、模擬室内外に設置した放射熱センサー、模擬室外に設置した爆風計測用マイクロフォンで行った。また着火を確認するための近赤外高速度カメラ、火炎伝播の様子を観測するためのモノクロ可視高速度カメラを設置した。

③.7.4 燃焼影響評価の実験結果

1) 小スケールプロパン燃焼影響評価の結果と実規模実験結果との比較

実規模実験の垂直濃度分布を再現する放出条件での計測結果は、室内ピーク過圧は 13 kPa、室内壁での放射熱ピーク値は 26 kW であった。実規模実験で計測された値はそれぞれ 5.6 kPa、6.1 kW であり、小スケール実験の結果はこの 3-4 倍となっている。小スケールで値が大きくなってしまった原因としては、掃き出し窓とアクリル窓の被破壊挙動の違いや、壁面に設置する放射熱センサーと炎との距離の違い等が考えられるが、掃き出し窓のスケール化や計測距離の補正は比較的に困難である。

2) 小スケールプロパン燃焼影響評価の濃度分布の影響

前項の小スケール実験におけるプロパン濃度は、床面から床上 55 cm 程度まで、プロパンの燃焼下限界に近い、2.2-2.6 vol%程度でるのに対し、放出ノズル高さを下げて、床面から床上 28cm 程度を 4-5 vol %とする放出条件で燃焼影響を計測したところ、室内ピーク過圧は 20 kPa、室内壁での放射熱ピーク値は 87 kW であった。

密閉容器が破損しない場合の燃焼後の容器内圧は、燃焼が早く壁面への熱伝達が相対的に遅い場合には、燃焼熱から計算される値に近く、漏洩された冷媒量が等しい場合にはほぼ等しくなると考えられる。本研究では実際の居室空間に近い条件として、内圧によって破壊される前提のアクリル製模擬窓を設置しているが、同じ 1 mm 厚のアクリル板を用いた実験でも燃焼速度が大きい化学量論比近くの濃度域の燃焼での室内ピーク過圧が 1.5 倍程度大きくなっている。また放射熱ピーク値は 3 倍以上になっていて、これは化学量論比以上の濃度域があることで、すすからの赤外放射が大きくなったためだと考えられる。

3) 小スケール R32 燃焼影響評価の結果

前項、小スケール R32 漏洩拡散計測結果の放出条件で形成した。床面から床上 14cm までの 16-17 vol%程度の可燃域に点火して、燃焼影響を計測したところ、室内ピーク過圧は 5.7 kPa、室内壁での放射熱ピーク値は 2.6 kW であった。室内ピーク過圧は、同じ 1 mm 厚のアクリル窓材を用いたプロパン実験の 1/2 程度、室内壁での放射熱ピーク値は 1/10 程度である。

4) 小スケール R32 燃焼影響に対するアクリル窓厚さの影響

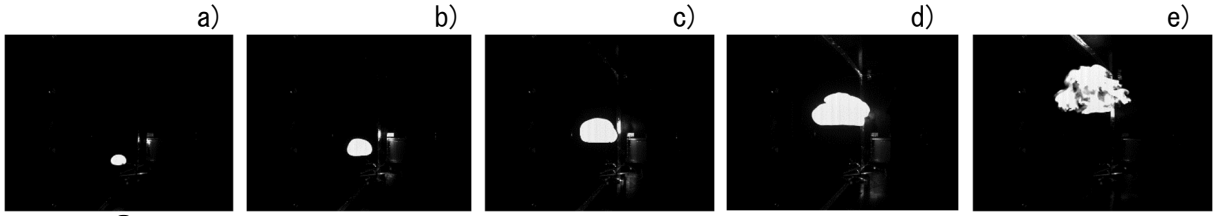
前項、小スケール R32 漏洩拡散計測結果の放出条件で、2 mm 厚のアクリル窓材を用いた燃焼影響評価実験を行ったところ、室内ピーク過圧は 33 kPa、室内壁での放射熱ピーク値は 38 kW であった。これは、1 mm 厚のアクリル材での結果の内圧は 5 倍以上、放射熱は 10 倍以上である。破損する圧力開放口がある実験では、室内圧に対し燃焼速度以上に圧力開放の時期が影響すること、放射熱にも圧力開放の時期が大きく影響することが示された。

5) 小スケール R1234yf 燃焼影響評価の結果

前項、小スケール R1234yf 漏洩拡散計測結果の放出条件で形成した、床面から床上 28cm までを 7-8 vol%程度の可燃域に点火して、燃焼影響を計測したところ、室内ピーク過圧は 0.8 kPa、室内壁での放射熱ピーク値は 0.3 kW であった。室内ピーク過圧は、同じ 1 mm 厚のアクリル窓材を用いたプロパン実験の 1/20 程度、室内壁での放射熱ピーク値は 1/80 程度である。R32 の結果と比較しても、室内ピーク過圧は 1/7 程度、放射熱は 1/9 程度である。図③.7.4-1 に観測された近赤外高速度カメラの画像を示す。火炎伝播速度の遅い R1234yf の火炎は浮力で上昇して水平方向に伝播し終える前に天井付近に到達し、模擬室内の R1234yf を消費し終える前に消炎した。

6) 小スケール R1234yf 燃焼影響に対する湿度添加の影響

模擬室内に湿らせたペーパータオルを敷き詰めて室内を加湿し、前項で用いた小スケール R1234yf 漏洩拡散計測結果と同じ放出条件で放出して点火し、燃焼影響を計測した。室内ピーク過圧は 3.2 kPa、室内壁での放射熱ピーク値は 0.7 kW であり、室内ピーク過圧で 4 倍、放射熱で 2 倍程度になった。



図③.7.4-1 Fire observed after ignition at 2 min after finishing discharge. (R1234yf, 100 ms each)

③.7.5 小スケール模擬室を用いた家庭用エアコン室内機フィジカルハザード評価のスケール実験のまとめ

プロパン（R290)、R32、R1234yf の 3 つの冷媒について、小スケール模擬室を用いて漏洩拡散挙動計測実験及び燃焼影響評価実験を行い、燃焼影響評価の簡便化の可能性について検討した。プロパンの結果について、実規模影響評価実験の結果と比較したところ、破損する窓のスケール化やセンサー距離の補正が困難であると考えられる。模擬窓の耐圧性や、R1234yf では加湿の影響があることが示された。

④ リーチインショーケースの実規模フィジカルハザード評価

④.1 冷蔵機内蔵リーチインショーケースにおける漏洩拡散挙動計測

④.1.1 実験手法

労働安全衛生総合研究所配管等爆発実験施設の屋内大空間に、4.9 m×4.9 m×高さ 2.8 m の木製模擬室を設置し計測を行った。模擬室の一壁面中央に幅 120cm、奥行き 85cm、高さおよそ 200cm の冷蔵機内蔵リーチインショーケースを設置した。リーチインショーケースの扉は観音開きで、圧縮機等の機械部分はショーケース部分の下部に設置されている。

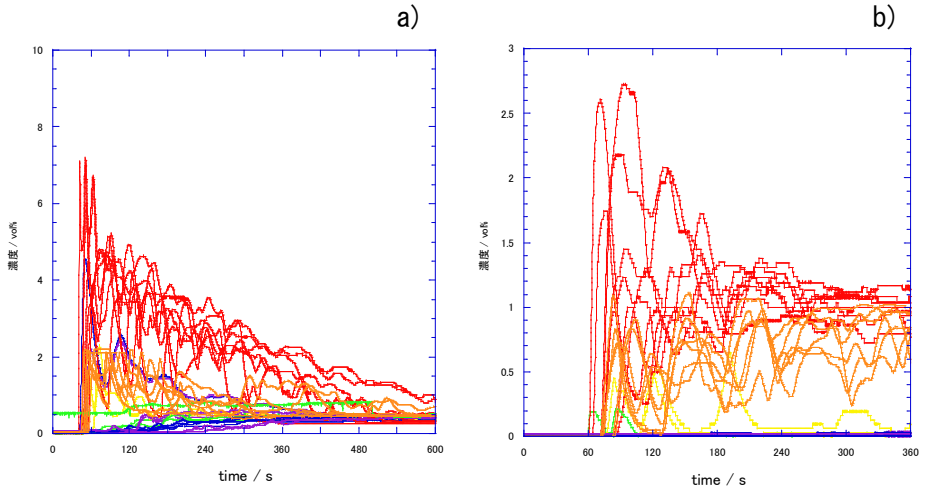
プロパンの漏洩は、冷媒として充填されたプロパンの全量がまずショーケース庫内に漏洩拡散し、すべてのプロパンが庫内に保たれ均一濃度になった状態で扉が開かれる想定で行った。この漏洩方法は、同じ漏洩量の場合に室内のプロパン濃度が最も高くなる最悪条件だと考えられる。プロパンの充填量は 100g、500g、1000g の 3 通りとした。ショーケースの扉は、扉に設置したエアアクチュエーターを大空間外の計測室から遠隔操作し、観音開きの両扉を同時に 3 秒間でそれぞれ 60° の角度まで開いた。

プロパン濃度センサーは、計測範囲 0-100 vol%の気体熱伝導式と、計測範囲 0-2.2 vol%及び 0-6.6 vol%の接触燃焼式のセンサーを用いた。気体熱伝導式センサーは、高濃度が予想されるショーケース内に 2 点、ショーケース付近の床上 5cm に 5 点、ショーケース扉前方向の床上 5cm、25cm、50cm に計 7 点、合計 14 点設置した。接触燃焼式センサーは、両側側面壁の床上 5cm と 25cm に 6 点ずつ計 12 点、模擬室中央断面上の床上 50cm、100cm、200cm、280cm に 16 点の計 28 点設置した。

図④.1.1-1 Model room for Leakage diffusion behavior examination of R290(propane)

④.1.2 実験結果

送風等の室内気の撹拌を前提として緩和を検討されている 500g の充填量で、ショーケース下部の圧縮機冷却ファンを運転した場合を中心に、充填量、ファン運転の有無、庫内商品の有無等の条件を変えながら拡散挙動を計測した。冷却ファンを運転して 500g の充填量を庫内に漏洩させ開扉した場合、開扉後 5 分程度で模擬室内の可燃濃度域が消滅した。(図④.1.2-1a) 冷却ファンを運転せずに 500g の充填量を庫内に漏洩させ開扉した場合、模擬室内に 90 分程度の間、可燃濃度域が形成され続けた。冷却ファンを運転しない場合でも充填量を 100g とした場合は、可燃濃度域は 1 分程度で消滅した。庫内に設置した模擬ボトルの影響は大きくなかった。



図④.1.2-1 Time profile of propane concentrations. 4.9 m×4.9 m×h2.8 m, a) 500g propane with cooling fan driven. b) 100g propane without cooling fan.

④.2 冷蔵機内蔵リーチインショーケースにおけるフィジカルハザード評価

④.2.1 実験手法

日立セメント太平田鉱山堆積場跡地の野外実験場に、4.9 m×4.9 m×高さ 2.8 m の鋼製模擬室を設置し、拡散挙動計測と同様の方法でプロパンを放出して点火し、燃焼影響評価実験を行った。現実の部屋に近い条件で燃焼影響を観測するため、ショーケースを設置した壁の反対側の壁に、自動ドアを模擬した幅 240cm の両開きスライドガラス扉を設置した。点火には、発電機からの交流 100V をネオントランスで 15kV に昇圧して放電させた電気スパークを用いた。

燃焼影響を評価するため、放射熱センサーを室内と室外に 2 つずつ計 4 台設置した。またひずみ式圧力センサーを室内に 1 台、爆風計測用マイクロフォンをガラス扉側室外に 3 台、裏側に 2 台設置した。熱電対をショーケース内部、ショーケース上方、側壁上方、側壁下方に 1 点ずつ計 4 点設置した。

室内の火炎伝播を観測するため、側壁中央に厚さ 50mm のアクリル窓を設置し、外側直近に可視域モノクロ高速度カメラを設置した。また着火の有無を確認するため、ガラス扉外 40m に赤外高速度カメラを設置した。

ガラス窓の破損挙動を観測するため、ガラス扉設置壁の延長線上 40m と 45° 向き 40m に可視域カラー高速度カメラを設置した。

④.2.2 実験結果

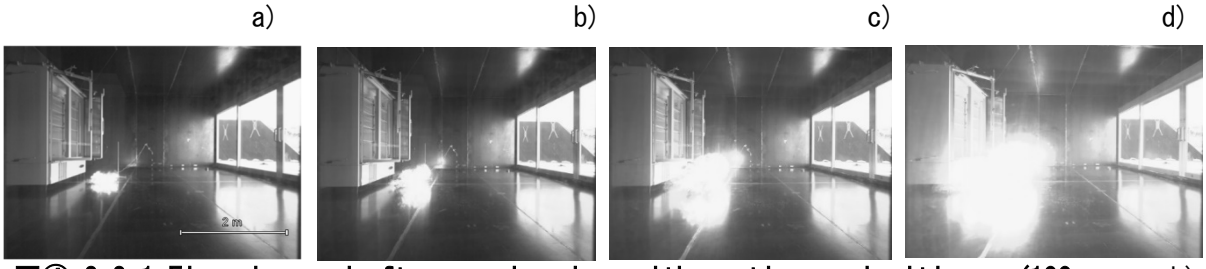
漏洩拡散挙動計測に用いたものと同型のリーチインショーケースの冷蔵室下部にある圧縮機冷却用ファンを運転した状態で、500g のプロパン全量がショーケース庫内に漏洩したと想定した 26 %に庫内プロパン濃度を調整して遠隔操作により開扉し放電スパークにより点火した。ショーケース扉の開扉 5 分後に部屋中央床上 2 cm で点火した場合には着火は起こらなかった。ショーケース開扉 40 秒後にショーケース扉前 50 cm 床上 2 cm で点火した場合、着火が確認されたが、模擬室ガラス扉の破損は起こらなかった。ショーケース開扉後 0 秒後にショーケース扉前 50 cm 床上 2 cm 点火した場合、着火が確認され、模擬室ガラス窓の窓枠・ガラス共に破損し飛散した。

図④.2.2-1 に着火直後から 100 ms ごとの室内火炎伝播の様子を静止画像で示す。開扉後に庫内から比重の重いプロパン-空気混合気が下方に流出して点火装置に到達して着火が起こってい

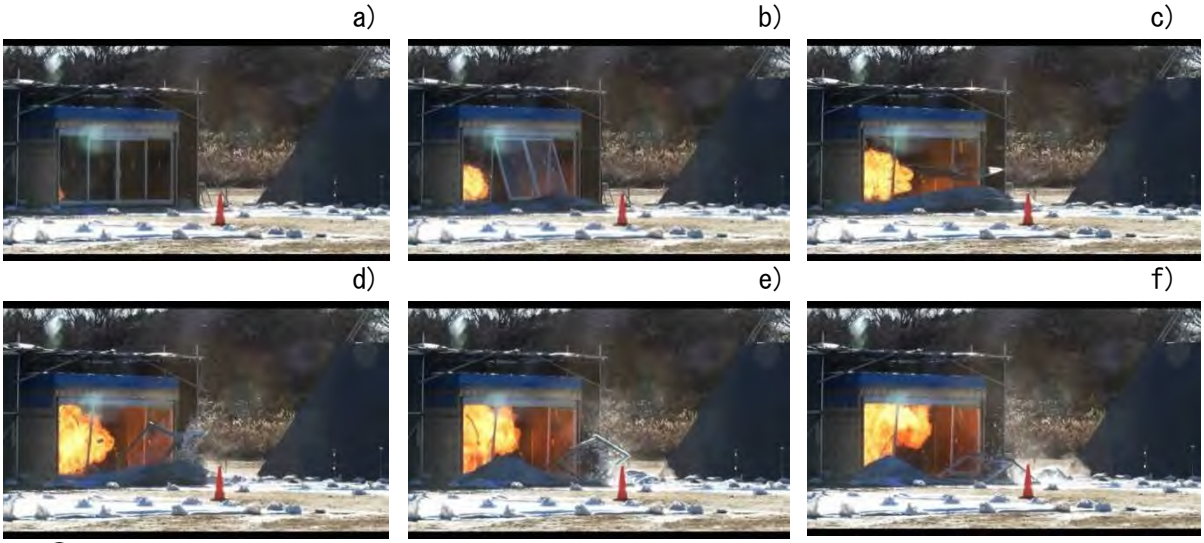
ると考えられる。また、図④.2.2-2 に着火直後から 200 ms ごとの模擬室ガラス扉破損の様子を静止画像で示す。ガラス扉は模擬室内圧の上昇により外向きに飛散した後、ガラスが破損している様子が確認できる。

計測された室内圧の最大値は5.0 kPa、掃き出し窓外10mで爆風圧の最大値は29 Paであった。ガラス窓が破損することで、室内圧の上昇が5 kPa程度に抑えられたと考えられる。プロパンの燃焼速度は大きくないため、室外に伝達する爆風圧の影響は小さかった。

計測された放射熱の最大値は、室内外で 160 kW m^{-2}程度であり、持続時間が短いもののやけどを負うほどの危害度となった。

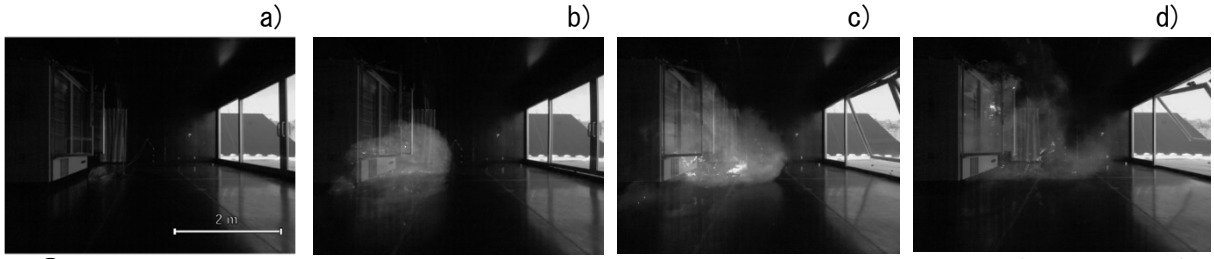


図④.2.2-1 Fire observed after opening door with continuous ignitions. (100 ms each)



図④.2.2-2 Glass door behavior observed after propane gas ignitions. (200 ms each)

また、冷蔵室下部にある圧縮機冷却用ファンを停止した状態で、100g のプロパン全量がショーケース庫内に漏洩したと想定した 5.2 %に庫内プロパン濃度を調整して遠隔操作により開扉し、ショーケース扉前 50 cm 床上 2 cm で放電スパークにより点火した。着火と模擬室ガラス扉枠の破損が確認されたが、ガラスは飛散しなかった。計測された室内圧の最大値は 4.4 kPa、放射熱の最大値は 8.7 kW m^{-2}であった。掃き出し窓外 10m で計測された爆風圧の最大値は 26 Pa であった。図④.2.2-3 に着火直後からの室内火炎伝播の様子を 100 ms ごとの静止画像で示す。プロパンの濃度が低いために発光が小さいと考えられる。図④.2.2-4 に着火直後からの模擬室ガラス扉破損の様子を 400 ms ごとの静止画像で示す。ガラス扉は飛散したが、ガラスは破損しなかった。



図④.2.2-3 Fire observed after opening door with continuous ignitions. (100 ms each)

a) b) c) d)

図④.2.2-4 Glass door behavior observed after propane gas ignitions. (400 ms each)

④.3 冷蔵機内蔵リーチインショーケースにおける実規模フィジカルハザード評価のまとめ

室内気の撹拌を前提に緩和が検討されている 500g の充填量では漏洩開始後 5 分以降に可燃濃度域がないことを要求されている。採用したリーチインショーケースでは、圧縮機冷却ファンを運転している場合、庫内漏洩した後の開扉後 5 分で、着火は観測されなかった。しかし開扉直後や開扉 40 秒後には着火が確認され、特に開扉直後に着火した場合のガラス扉の破損と放射熱危害が大きい結果になった。室内気の撹拌を前提に緩和が検討されている充填量で撹拌が行われない場合の危害はより大きくなると予想される。

現時点で対策が不必要とされている 100g の充填量でも、庫内漏洩した後の開扉直後に着火が起こる場合は、燃焼の危害度は比較的小さいがガラス扉等の破損が想定される。

本研究では、室内での着火燃焼が起こった場合に、ガラス扉等の様な比較的容易に破損し室内の圧力上昇を起こりにくくする構造のない条件での評価は行っていない。

（参考文献）

1) 微燃性冷媒を使用したビル用マルチエアコンの リスク評価報告書, 日本冷凍空調工業会（2017）

2) IEC 60335-2-40: 2018. Household and similar electrical appliance - Safety - Part 2-40: Particular requirements for electrical heat pumps, air-conditioners and dehumidifiers. I.E.

(3).3 個別テーマの成果と意義（研究開発項目②共通）

東京大学が分担した研究課題に関しては、本研究開発を通し、炭化水素系冷媒のリスク評価にかかわるデータを提供することができた。こうした成果は、国際規格 IEC60335-2-40 および IEC60335-2-89 の改訂版について、安全性の検証を行うことができた。また、HFO 冷媒の自己分解反応研究を系統的に進めることにより、国産の低 GWP 冷媒の開発・実用化の指標を提供することができ、安全に使用するための機器の構造設計等に役立つものと考えられる。

公立大学法人公立諏訪東京理科大学が分担した研究課題に関しては、本件研究成果は業務用冷凍冷蔵機器及び家庭用空調機器冷媒の低 GWP 化の達成及び世界に先駆けた技術普及をめざした IEC 規格の更新に資すると期待されている。本研究で実施した、主として電気系着火源、高温熱面着火源、レーザー着火源候補の着火性の実験的評価結果およびその評価手法の一般化は、従来着火能力が不明であった着火源の絞り込みに大きく資しており、より幅広い着火シナリオのリスク評価につながり、最終的にルームエアコン及び内蔵ショーケースに関係する日冷工が実施するリスクアセスメント結果に日冷工規格及び JIS 規格として反映された。

産業技術総合研究所安全科学研究部門が分担した研究課題に関しては、実機器を用いた実スケール実験によって可燃性冷媒のリスク評価に資するデータを得ることができた。点火能評価では公立諏訪東京理科大学の機器類の構造からのスクリーニングを実機による実験によりさらに進めることができた。漏洩共同計測では、東京大学の数値シミュレーションと結果を相互に補完することができた。危害度評価の結果によって、危害度に応じた安全対策の策定や冷媒の選択、可燃性冷媒の安全な普及に資すると考えられる。

【研究開発の意義（副次的成果）】

研究開発項目	意義	副次的効果
研究開発項目②「次世代冷媒の安全性・リスク評価手法の開発」		
次世代冷媒の安全性・リスク評価手法の開発（東京大学・公立諏訪東京理科大学・産業技術総合研究所）	・次世代冷媒の安全性・リスク評価手法を実施し、国際規格化に貢献できれば、次世代冷媒を安全に普及させる基盤が整う。 ・強燃性冷媒の着火源特性を定量的に評価することは、将来の国際規格の改訂に着火源特性を考慮するときに貢献することができる。 ・強燃性冷媒が燃焼するときの危害度を定量的に評価できれば、適正な安全対策を規定することができる。 ・HFO系次世代冷媒の自己分解反応を定量的に測定する試験法を提案できれば、将来の安定性特性の国際規格化に貢献できる。 ・次世代冷媒の使用実態に即した性能試験法（負荷試験法)の規格化に貢献できる。	・燃焼性冷媒の安全規格であるIEC60335-2-40及びIEC 60335- 2-89の改訂案が概ね妥当であると結論することができた。 ・強燃性冷媒の着火源になり得る熱源について、定量的かつ系統的な評価を実施できた。将来の国際規格に貢献できる。 ・強燃性冷媒を実規模の住宅で燃焼させる実験を実施し、危害度が死に至るほどではないことが示された。これはリスク評価に貢献する。 ・自己分解反応について、ラボ実験と実圧縮機を用いた試験と同一の結果が得られることを示した。このことは、冷媒の安定性特性の国際規格化に大きな一歩を踏み出した。 ・負荷試験法の妥当性を示すことができた。

4.2.3.4 次世代冷媒の安全性・リスク評価手法の開発（国立大学法人東京大学・公立大学法人公立諏訪東京理科大学・国立研究開発法人産業総合技術研究所）（研究開発②共通部分）

(1) アウトカム目標の達成見込み

(1).1 実用化に向けた取組及び見通し

① ルームエアコンの国際規格や国内規格への貢献

ルームエアコンに可燃性冷媒を充填するときの国際規格 IEC60335-2-40 を改定するための WG16 は、空調機における A3(強燃性)冷媒の早期安全使用を実現することを目的として設立されたことから、その検討範囲を限定して活動していくことが決められた。具体的には、充填冷媒量の緩和、漏洩検知システム、途状国で問題となりそうな粗悪な配管材料の使用、作業中のディーゼル爆発などは、検討範囲に加えられたが、2018 年に発行した Edition 6.0 にて、A2L(微燃性)冷媒用に新規に規定された高温表面温度、着火源として除外可能なリレーなどの電気部品、フレームアレスターに関する要件は、検討対象から除外された。本事業での安全性検討が IEC60335-2-40 の改訂に対しての貢献は、下記となる。

a) 充填冷媒量に関するもの(東京大学、産総研)

2022 年に発行した Edition7.0 にて新規記載される A3 冷媒の許容冷媒充填量の緩和概念の妥当性の検証に貢献した。WG16 およびその後の WG21 にて検討されてきた A3 冷媒の許容冷媒充填量の緩和の概念については、10 年以上におよぶ多数の実験および CFD 検討結果をもとにした A3 冷媒の特定支持者によるものであったため、その妥当性の検証が必要であった。Edition7.0 にて新規記載される A3 冷媒の許容冷媒充填量の緩和概念の妥当性の検証に貢献した。これまで A3 冷媒の許容冷媒充填量の緩和の概念については、特定の A3 冷媒推進者によるものが提案されていた。本事業にて要所を抑え実施された検証により、短期間で妥当なものであると結論づけることができた。

b) ディーゼル爆発に関するもの（東京大学）

2018 年 6 月に開催された WG16 のブリュージュ会議にて、ディーゼル爆発の安全性が検討された。審議を行うのに際し、WG 委員である Daniel Colbourne 氏によるプレゼン資料と、2018 年 GL 会議で発表された東京大学のディーゼル爆発に関する論文が取り上げられ、爆発に関しては、A3 冷媒の場合は濃度範囲が狭いとの本事業での結果に基づき、その発生確率が小さいと判断され、規定を記載する必要がないとの結論となった。なお、本論文に基づいた場合、A2L 冷媒に関しても議論すべきとの意見が出されたが、WG16 の活動が A2/A3 冷媒に限定されていたため、規定とすることは見送られた。

c) 今後の予定

Edition7.0 は、2022 年に発行されたが、幾つかの課題もある。日冷工の規格を含めた国内規格および残課題解決を軸とした国際規格への提案が考えられる。

着火源に関しては、Edition7.0 以降では、検討範囲になると考えられる。Edition 7.0 の規定の不備を指摘した上で、着火源から除外可能な電気部品の電圧電流条件や負荷条件を整理、理論化することや、高温表面温度の着火性に関して対流要件や放熱メカニズムが整理、理論化できれば、Edition 7.0 以降での反映が可能である。

本事業での検討結果は、今後策定予定の日冷工の規格に反映されていくが、国際規格との差異が生じる可能性が大きい。よって今後は日冷工の WG のメンバーを通じ、IEC 規格や ISO 規格の次期改定の際には、本事業の検討結果をベースとした改定案の提案やエビデンスの提出により日冷工規格との整合化を図る必要がある。

② 業務用内蔵ショーケースの国際規格や国内規格への貢献

IEC60335-2-40 は、密閉式業務用冷凍冷蔵機器における可燃性冷媒の使用に関する国際規格である。2019 年 6 月に A2/A3 冷媒の規定が記載される Edition 3.0 が発行された。2023 年に改訂版（Edition 4.0）が発行された。

a) 公立諏訪東京理科大学の貢献

2018～2020 年度については、各種着火源の評価及び着火有無判定結果の提示を行い、適宜日冷工のリスクアセスメントに反映された。最終的に、日冷工が実施した内蔵ショーケースのリスク評価において着火確率の算出に寄与し、国際規格の規定では安全上不十分と思われる内容を追加で規定した日本規格（JIS C 9335-2-89）に反映された。また、日冷工が実施したルームエアコンのリスク評価においても着火確率の算出に寄与し、日冷工規格に反映される予定である。

b) 東京大学の貢献

2018～2020 年度については、内蔵ショーケースにおける R290 漏えい測定及び解析での合わせこみ結果の提示し、これは日冷工が兼ねてより主張していた、IEC 60335-2-89 のリーチインショーケースに関する規定の危険性についての検証結果となった。上記を踏まえ日冷工規格の妥当性が検証され、2021 年 1 月発行予定の日冷工規格（JRA 4078・JRA GL-21）に反映された。2021 年度以降は、IEC 60335-2-89 の Editon 4.0 で提案される R290 最大冷媒量 500g から 1kg への増量に対する安全性評価に貢献した。

(1).2 波及効果

東京大学が分担した研究課題に関しては、本研究開発を通し、炭化水素系冷媒のリスク評価にかかわるデータを提供することができた。こうした成果は、新冷媒の開発・実用化の指標となり、安全性の基準作り、新規混合冷媒の選定、および可燃性冷媒を安全に使用するための機器の構造設計等に大いに役立つものと考えられる。

公立大学法人公立諏訪東京理科大学が分担した研究課題に関しては、本件研究成果は業務用冷凍冷蔵機器及び家庭用空調機器冷媒の低 GWP 化の達成及び世界に先駆けた技術普及をめざした IEC 規格の更新に資すると期待されている。これまでに本研究で実施した、主として電気系着火源及び高温熱面着火源候補の着火性の実験的評価結果は、従来着火能力が不明であった着火源の絞り込みに大きく資しており、この評価手法のさらなる一般化を今後強力に進めていくことで、より幅広い着火シナリオのリスク評価につなげられると期待される。

産業技術総合研究所安全科学研究部門が分担した研究課題に関しては、本研究開発で行われた実機器を用いた実スケール実験によって、実機器による着火事故の可能性と着火事故が起こった場合の危害度を評価することができた。これらの成果は、危害度に応じた安全対策の策定や冷媒の選択、可燃性冷媒の安全な普及に資すると考えられる。

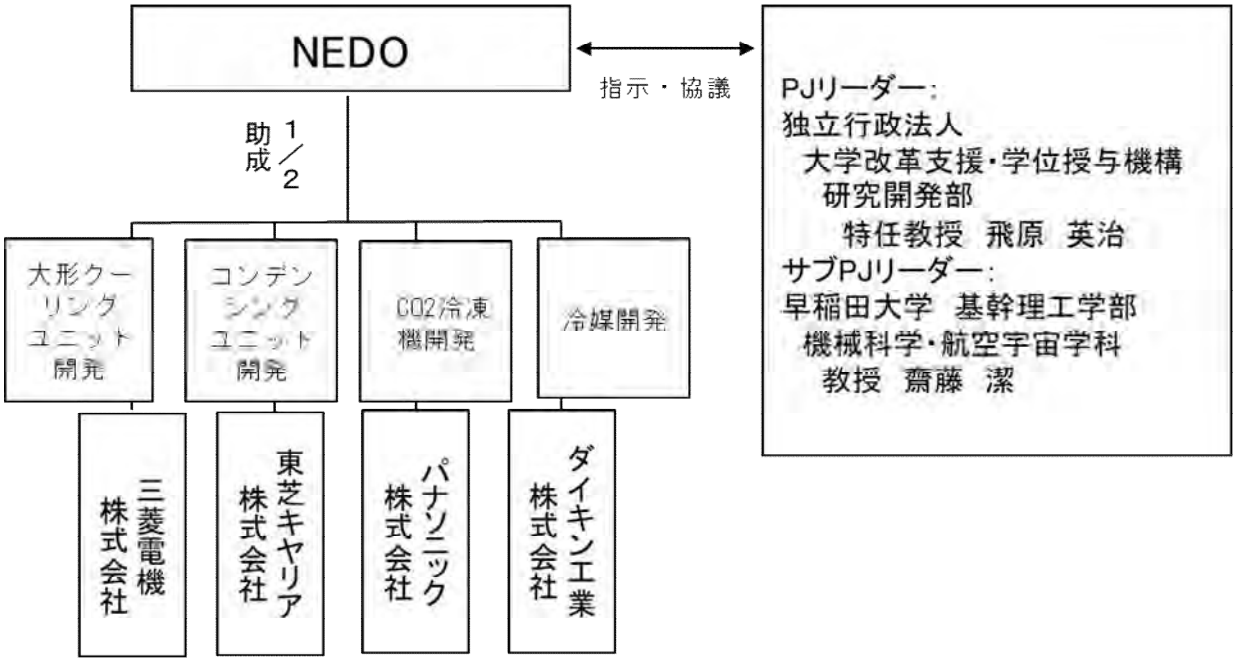
(2) 特許出願数、論文発表数

テーマと対象	分類	2018年度	2019年度	2020年度	2021年度	2022年度	2023年度（予定含む）	合計
研究開発項目②　次世代冷媒の安全性・リスク評価手法の開発								
次世代冷媒の安全性・リスク評価手法の開発（東京大学）	特許出願							
	（うち外国出願）							
	論文			1		4	2	7
	研究発表・講演	1	5	3	8	6	1	24
	受賞実績		2					2
	新聞・雑誌等への掲載							
	展示会への出展							
	TVその他					1		1
	合計	1	7	4	8	11	3	34
次世代冷媒の安全性・リスク評価手法の開発（公立諏訪東京理科大学）	特許出願							
	（うち外国出願）							
	論文		1	3	1		3	8
	研究発表・講演		4	3	8	8	3	26
	受賞実績							
	新聞・雑誌等への掲載					3	1	4
	展示会への出展							
	TVその他							
	合計		5	6	9	11	7	38
次世代冷媒の安全性・リスク評価手法の開発（産業技術総合研究所）	特許出願							
	（うち外国出願）							
	論文							
	研究発表・講演				1		1	2
	受賞実績							
	新聞・雑誌等への掲載							
	展示会への出展							
	TVその他							
	合計				1		1	2
研究開発項目②次世代冷媒の安全性・リスク評価手法の開発 合計	特許出願							
	（うち外国出願）							
	論文		1	4	1	4	5	15
	研究発表・講演	1	9	6	17	14	5	52
	受賞実績		2					2
	新聞・雑誌等への掲載					3	1	4
	展示会への出展							
	TVその他					1		1
	合計	1	12	10	18	22	11	74

4.3　研究開発項目③　次世代冷媒及び次世代冷媒適用技術の開発

4.3.1 実施者名、実施体制

本研究開発項目の実施者名、実施体制は以下の図に示すとおり。



【実施体制（研究開発項目②)】

4.3.2 期間、予算

本研究開発項目の期間、予算配分は以下の表に示すとおり。

【各年度予算配分】

	総額（５年間） 約 28 億円	研究開発項目毎配分		
		① 基本特性評価	② 安全性・リスク評価	③ 冷媒・機器開発
2018 年度	2.50 億円	65%	35%	-
2019 年度	6.53 億円	57%	28%	15%
2020 年度	7.00 億円	48%	25%	27%
2021 年度	6.50 億円	53%	24%	23%
2022 年度	5.49 億円	51%	26%	23%

4.3.3 研究開発の目標・内容及び成果

4.3.3.1 自然冷媒および超低 GWP 冷媒を適用した大形クーリングユニットの研究（三菱電機株式会社）

(1) 目標の設定と根拠

(1).1 分野別対応状況（研究開発の必要性）

1970～1980 年にかけて建設された R22 冷媒を採用した大型冷凍・冷蔵倉庫の入れ替えが現在進行中でおおよそ 2025 年前後まで継続して続くものと考えられる。CO_2 中堅中小冷蔵倉庫ユーザーは、入替意識は高まっているものの、設備投資余力がなく、また、現在市場を席巻しているアンモニア-CO_2 システムには設備管理者が必要となることから入れ替えを躊躇している状況にある。

CO_2 システムは、入れ替え前の機器に比べると省エネを実現することは可能であるが、R410A などの高密度系冷媒の最新機器に比べると省エネ性が低くなる。

このような状況において比較的投資余力のない中堅中小冷蔵倉庫ユーザーにおいても自然冷媒機器への入れ替え促進をはかることを目的に既存のフロン機用接続配管を使用でき、かつ、既存フロン機同等以上の省エネ性機器であり空調機部材活用することにより既存自然冷媒機器より安価に導入できる室内外セット機器（大形クーリングユニット）の研究開発を行う。

(1).2 テーマ毎の目標と根拠

本研究の目標は、入れ替え気運が高まっている大型冷蔵倉庫向けのクーリングユニットに環境負荷の少ない自然冷媒である CO_2 を適用し、そのうえで安価で高い省エネ性を持ち、設備管理者も不要なシステムを開発することにある。大形冷蔵庫向けクーリングユニットの代表モデルとして、60 馬力機器にて研究を実施する。

中間目標（2020 年度まで）

目標値：当社 60 馬力 R404A 冷凍機比で、定格条件ならびに年間の運転を想定した特定の負荷パターンでの年間 COP が 100%以上。機器販売価格が 140%以下。

最終目標（2022 年度まで）

目標値：当社 60 馬力 R404A 冷凍機比で、定格条件ならびにフィールド実使用条件下での年間 COP が 100%以上。機器販売価格は中間目標に同じ。

(2) 研究開発の内容（目標達成に必要な要素技術）

2019 年度

［１］高元側に最適な冷媒の選定（机上検討）

①高元側冷媒選定と理論性能、製品化実現コストの見積もり

②製品の馬力に応じた最適圧縮機選定

［２］安価かつ高効率実現のための高元側サイクルの開発（机上検討）

①圧縮機吸入圧損の低減技術の開発

②圧縮機増速による小型化技術の開発

③熱交換器の最適分配および最適容量の開発

［３］机上検討結果の実機検証

2020 年度

［４］高元側に最適な冷媒での詳細構造設計と実機検証

①機器の詳細構造設計および実現コスト見積もり、課題抽出

②製品の馬力に応じた最適圧縮機の搭載構造設計

［５］安価かつ高効率実現のための二元サイクルの開発

①圧縮機吸入圧損の低減技術の実現見極め

②圧縮機増速による小型化技術の実現見極め

③熱交換器の最適分配および最適容量の詳細設計

④二元冷凍サイクルシステム制御の構築

⑤二元冷凍サイクル全体の実証試験機評価

2021 年度
［６］ユニットの実機検証
①フィールドテストと想定した実機仕様試験機検証
②フィールドテスト機試作

2022 年度
［７］フィールドテスト

(3) アウトプット目標の達成状況

(3).1 事業全体の成果

［１］高元側に最適な冷媒選定を目的として、４つの冷媒（R290、R1234yf、R32、CO_2）の性能計算と特徴比較（GWP、COP、圧縮機の必要容量、燃焼性、コスト）を行い、それぞれの冷媒のメリットとデメリットを明確化した。
［２］安価かつ高効率実現のための高元側サイクルの開発として、オールアルミ熱交換器（PFC 熱交換器）、アキュームレータ、カスケード熱交換器（プレート式熱交換器）のシミュレーション計算を行い、必要な仕様を明確化できた。低元側高圧部の圧力抑制することにより、システムコストは現行 R404A 機に対し現状で 140%程度を達成した。
［３］上記机上検討結果の実機検証での評価を行い、候補冷媒それぞれにおいて、性能特性、PFC 熱交換器の圧力損失と放熱量の関係を明確化した。高元サイクルの COP は基礎試験結果から理論値同等を確認し、低元システムも理論値同等とした場合の二元システム COP は、目標（現行 R404A 機）に対し、100%以上達成見込みであることを確認した。
［４］ 高元側に最適な冷媒での詳細構造設計と実機検証
高元側に R1234yf を採用した場合の詳細構造設計、実現コスト試算、課題抽出し、３Ｄモデルを作成した。この検討の中で圧縮機搭載についても構造設計を実施した。
［５］ 安価かつ高効率実現のための二元サイクルの開発
圧縮機吸入圧損低減のためのプレート熱交枚数を決定。小形化のための圧縮機押しのけ量決定とアキュームモデル作成した。熱交換器は COP 最大となるガス部面積割合を選定した。二元冷凍サイクル制御では必要な運転範囲を明確化した。実機試験では COP が R404A 比で 10%程度改善が見込めることを確認した。また、停止時の圧力上昇と除霜時の問題解決方法を確立した。
［６］ ユニットの実機検証
フィールドテストを想定した実機を制作し、システム制御を確立するとともに、ユニット性能は R404A 比で COP が 10.4%改善することを確認した。
［７］ フィールドテストの実施
フィールドテストにて、試運転時と１年を通した運転で問題なく運転できることを確認。省エネ性も対現行機比で+9%と目標達成見込みを得た。テスト後の分解調査でも信頼性に問題ないことを確認した。

(3).2 テーマ毎の成果と目標達成状況

研究開発項目毎の成果として以下の結果を得た。

【アウトプット目標の達成状況】

◎ 大きく上回って達成、○達成、△一部未達、 ×未達

研究開発項目	最終目標（2023年3月）	成果（2023年3月）	達成度	達成の根拠と今後の課題
自然冷媒および超低ＧＷＰ冷媒を適用した大形クーリングユニットの研究（三菱電機）	・当社60馬力R404A冷凍機比で、定格条件ならびフィールド実使用条件下での年間COPが100%以上。および、機器販売価格が140%以下。	・当社60馬力R404A冷凍機比で、定格条件ならびフィールド実使用条件下での年間COPが100%以上。および、機器販売価格が140%以下を達成できた。	○ 2023年3月に達成	目標達成のため
高元側に最適な冷媒選定	・高元側冷媒選定とそのときの理論性能、製品化実現コストの見積り ・製品の馬力に応じた最適圧縮機の選定	・４つの冷媒（R290、R1234yf、R32、CO2）の性能計算と特徴比較（GWP、COP、圧縮機の必要容量、燃焼性、コスト）を行い、それぞれの冷媒のメリットとデメリットを明確化した。	○ 2023年3月に達成	高元側に最適な冷媒を明確にできたため
安価かつ高効率実現のための高元側サイクルの開発	・圧縮機吸入圧損の低減技術の開発 ・圧縮機増速による小型化技術の開発 ・熱交換器の最適分配および最適容量の開発	・オールアルミ熱交換器（PFC熱交換器）、アキュームレータ、カスケード熱交換器（プレート式熱交換器）のシミュレーション計算を行い、必要な仕様を明確化できた。低元側高圧部の圧力抑制することにより、システムコストは現行R404A機に対し現状で140%程度を達成した。	○ 2023年3月に達成	目標達成に必要な仕様を明確化できたため
机上検討結果の実機検証	・板金等を含む熱交換器、圧縮機、冷媒回路の基礎試験用部材を用い実機検証を行い、各部品の性能値を取得し机上計算値の達成度合いを判断する。	・机上検討結果の実機検証での評価を行い、候補冷媒それぞれにおいて、性能特性、PFC熱交換器の圧力損失と放熱量の関係を明確化した。高元サイクルのCOPは基礎試験結果から理論値同等を確認し、低元システムも理論値同等とした場合の二元システムCOPは、目標（現行R404A機）に対し、100%以上達成見込みを確認した。	○ 2023年3月に達成	実機検証により目標値達成の見込みが確認できたため
高元側に最適な冷媒での詳細構造設計と実機検証	・詳細構造設計と見積り ・製品の馬力に応じた最適圧縮機搭載の構造設計	・高元側にR1234yfを採用した場合の詳細構造設計、実現コスト試算、課題抽出し、３Ｄモデルを作成した。この検討の中で圧縮機搭載についても構造設計を実施した。	○ 2023年3月に達成	詳細構造設計とコスト試算を実施できたため。
安価かつ高効率実現のための二元サイクルの開発	・圧縮機吸入圧損の低減技術の実現見極め ・二元冷凍サイクルシステム制御の構築 ・二元冷凍サイクル全体の実証試験機評価	・圧縮機吸入圧損低減のためのプレート熱交枚数を決定。小形化のための圧縮機押しのけ量決定とアキュームモデル作成した。熱交換器はCOP最大となるガス部面積割合を選定した。二元冷凍サイクル制御では必要な運転範囲を明確化した。実機試験ではCOPがR404A比で10%程度改善が見込めることを確認した。また、停止時の圧力上昇と除霜時の問題解決方法を確立した。	○ 2023年3月に達成	実機評価も含めた二元サイクルの仕様決定できたため
ユニットの実機検証	・フィールドテストを想定した実機仕様試験機検証	・フィールドテストを想定した実機を制作し、システム制御を確立するとともに、ユニット性能はR404A比でCOPが10.4%改善することを確認した。	○ 2023年3月に達成	フィールドテスト想定機で実機検証実施できたため
フィールドテスト	・フィールドテスト実施	・フィールドテストにて、試運転時と1年を通した運転で問題なく運転できることを確認。省エネ性も対現行機比で+9%と目標達成見込みを得た。テスト後の分解調査でも信頼性に問題ないことを確認した。	○ 2023年3月に達成	フィールドテスト実施し問題ないことを確認できたため

(3).3 個別テーマの成果と意義

自然冷媒採用である CO_2 利用機器の冷媒サイクルとしてすでに上市されている機器としては二段サイクルの機器が存在するが、高圧側の設計圧力が高くなるため、搭載部品の専用設計が必要となり、量産効果も少なく価格低減が進まない状況である。また CO_2 のみを冷媒として使用しているため、省エネ改善の将来性発展性が乏しい。

これに対し、研究テーマである二元サイクルシステムの場合には、高元側の圧力を抑制できる冷媒選定を実施することにより、既存のフロン機用接続配管が使用可能で、さらに量産効果がある安価な空調部材の採用も可能となり製品コストを低減することができる。

(4) アウトカム目標の達成見込み

(4).1 実用化に向けた取組及び見通し

事業化のスケジュールは以下となる。

【事業化のスケジュール】

年度	2019 年度	2020 年度	2021 年度	2022 年度	2023 年度	2024 年度
製品設計	←→ 基本技術設計および構造設計ならび基礎試験		←→ フィールドテスト機を想定した工場での検証試験	←→ フィールドテスト機実施		
量産検討 設備投資					←→ 量産設備検討 量産準備	
販売					←→ 施工対応ﾏﾆｭｱﾙ準備 ｱﾌﾀｰｻｰﾋﾞｽ準備	
収益発生					量産および収益発生は2024 年度以降	

(4).2 波及効果

本システムが製品化でき、市場展開された場合の地球温暖化防止効果の試算として機器封入冷媒の CO_2 削減量は以下となる。(年間台数 31 台、延長配管 20m)

【実用化時の CO_2 削減量】

	1台当たり			年間(31台当たり)		
	冷媒量kg	CO2-t	削減量(CO2-t)	冷媒量kg	CO2-t	削減量(CO2-t)
R404A機	54	212	−	1674	6,562	−
二元サイクルシステム機	49	0.05	212	1519	1.5	6,561

(5) 特許出願数、論文発表数

テーマと対象	分類	2018年度	2019年度	2020年度	2021年度	2022年度	2023年度（予定含む）	合計
研究開発項目③　次世代冷媒及び次世代冷媒適用技術の開発								
自然冷媒および超低ＧＷＰ冷媒を適用した大形クーリングユニットの研究（三菱電機）	特許出願			6	7	8	1	22
	（うち外国出願）			6	7	8	1	22
	論文							
	研究発表・講演							
	受賞実績							
	新聞・雑誌等への掲載							
	展示会への出展					2		2
	TVその他							
	合計			6	7	10	1	24

4.3.3.2 コンデンシングユニットの次世代低 GWP 冷媒対応化技術の開発
（東芝キヤリア株式会社）

(1) 目標の設定と根拠
(1).1 分野別対応状況（研究開発の必要性）

地球温度化防止の観点から、低 GWP 冷媒への転換が要求されている。従来の CO_2 を使用した製品に加え、当社を含めたいくつかの機器メーカーから、GWP1200～GWP1500 の HFO 混合冷媒を使用した製品が、商品化され始めている。しかしながら、2019 年 1 月から、キガリ改正に対応した HFC 冷媒の消費量に関するフェーズダウンが始まり、2036 年には基準年に対し 85%の削減が行われる。また、フロン排出抑制法の指定製品制度に関しては、一部のコンデンシングユニットに対し GWP150 以下の改正案が検討されており、更なる規制強化が予想される。昨今の生活スタイルの変化を考えると、冷凍・冷蔵需要の減少およびそれに伴う市場規模の縮小は考えられないため、2025 年以降も GWP1200～1500 の冷媒の使用を継続した場合、市場における冷媒供給量が不足し、製品設置およびサービスに支障が出る可能性が高い。一方、機器ユーザー側からは、フェーズダウンに合わせた冷媒転換は、機器の投資コスト増を招くことから、再度転換の必要がない GWP 値を持つ冷媒を使用した機器の製品化が望まれている。この様な状況を踏まえ、低 GWP 冷媒を使用したコンデンシングユニットの開発を行う必要がある。

(1).2 テーマ毎の目標と根拠

本研究開発では、低 GWP 冷媒を使用したコンデンシングユニットの開発を実施する。現在、実用化されている低 GWP 冷媒の多くは、HFO/HFC の混合冷媒であるため、GWP と性能にはトレードオフの関係が存在する。これらは、過去の 1234yf/R32 に関する NEDO 研究からも明らかであり、今回の NEDO 事業の基本計画でも同等性能を実現するための技術ハードルが高いことが言及されている。これらのことから、冷媒種選定を完了したうえで定格機器性能を現状機器同等とした。また、実環境での運転では、さまざまなサイクル状態が発生し、これらが信頼性や機器性能へ影響する。従って、最終的には、フィールド試験から得た結果に基づき、商品化するための機器仕様を確立させることが重要である。あわせて、実運転時の省エネ性能 5%改善を目指すこととした。

[中間目標]　冷媒種の選定完了（GWP150 以下）、現状:GWP3920（R404A）、2088（R410A）
　　定格機器性能　対従来比 100%
[最終目標]　実運転に基づく機器仕様の確立
　　実運転時の年間機器性能　5%改善

【アウトプット目標の設定及び根拠】

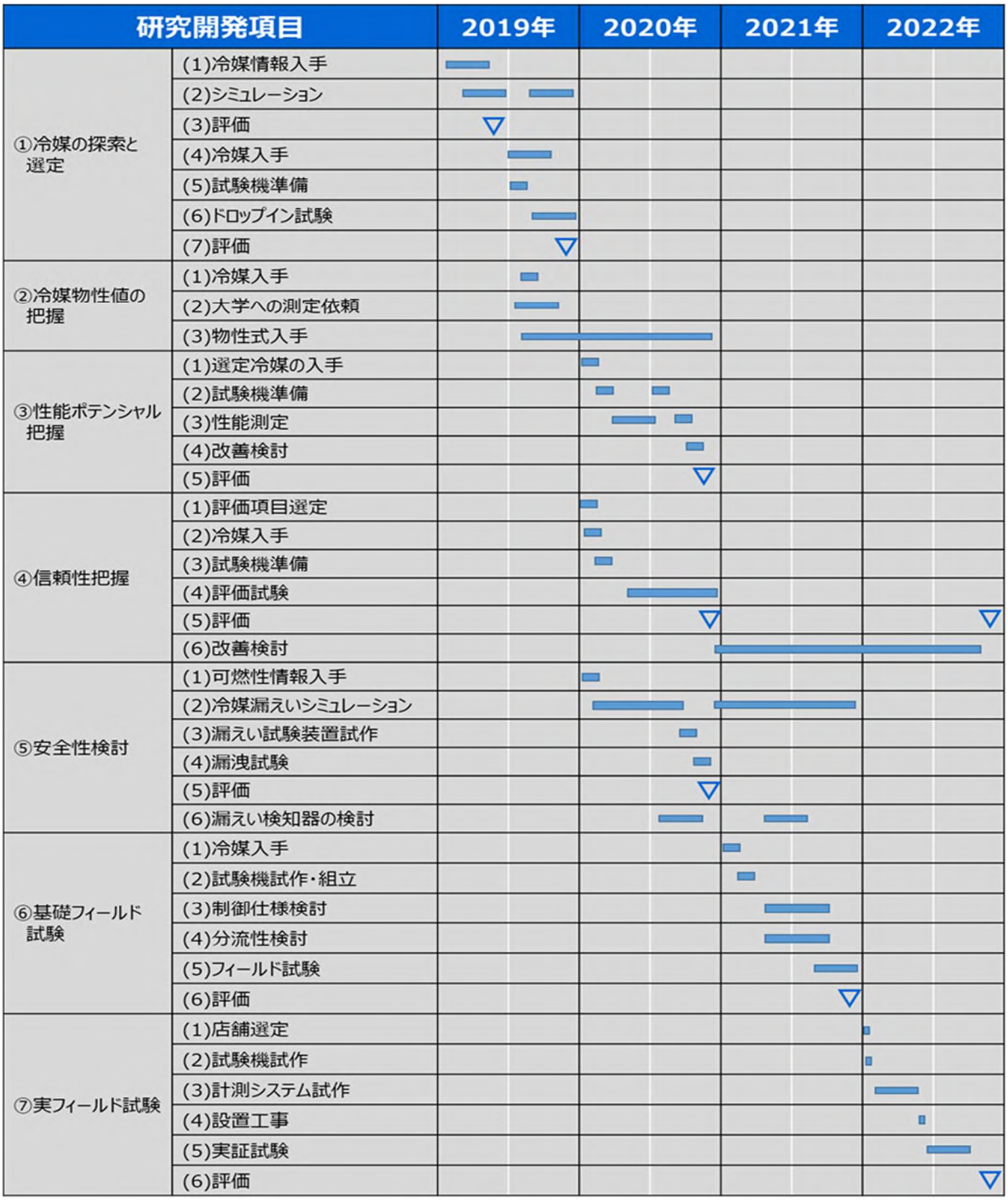
研究開発項目	最終目標 （2023年3月）	根拠
研究開発項目③　次世代冷媒及び次世代冷媒適用技術の開発		
コンデンシングユニットの次世代低ＧＷＰ冷媒対応化技術の開発（東芝キャリア）	実運転時の年間機器性能5%改善した、GWP150冷媒採用のコンデンシングユニット開発	現状、GWP1200～1500のHFO混合冷媒を使用した製品が上市されているが、キガリ改正に対応したフェーズダウンが開始され、2036年には基準年に対して85%の削減が行われる。2025年以降もGWP1200～1500の冷媒を使用した場合、市場における冷媒供給量が不足し、製品設置やサービス需要に支障が出る可能性が高い。従って、GWP値を150、上市時期を2025年に設定した。また、冷媒転換だけでは、ユーザーに直接メリットがないため、GWPと性能間のトレードオフ関係（機器コスト含む）に注視して、年間機器性能改善率を5%と設定し、ユーザに対してもメリットがある仕様を設定した。
冷媒の探索と選定	冷凍サイクルシミュレーションとドロップイン試験を実施し、冷媒種の絞り込みを行う。	GWP150以下の冷媒は、10種類程度存在するため、最初に性能面に着目し、数種類に絞り込むこととした。1種類に絞りこまなかったのは、将来の冷媒の需給状態を考慮したことによる。冷凍サイクルシミュレーションにて性能予測を行うが、圧縮機効率や熱伝達率などの予測には、実機でのデータが必要であり、ドロップイン試験を併用した。
冷媒物性値の把握	低温域での物性値計測とその妥当性を確認する。	現状保有する冷媒物性値は常温帯での計測結果であり、低温域の精度に関しては十分に検証されていない。従って、低温域での計測設備を有する大学へ外注することとした。
性能ポテンシャル把握	候補冷媒種に対応した機器最適化設計を行い、現行量産製品同等の定格COP、かつ実運転時の年間機器性能5%改善を図る。	開発時間とコストを考慮しながら目標達成可能な機器を開発するには、各要素部品ごとの性能への寄与度（性能ポテンシャル）を分析することが必要である。この分析を通じ、インジェクション量、過冷却度や過熱度の最適化検討を行うことも可能である。定格COPは、年間機器性能5%改善を踏まえ、また、機種選定での重要な指標でもあることを加味し、従来機種と同等とした。

研究開発項目		最終目標 （2023年3月）	根拠
	信頼性把握	冷媒種に対応した冷凍機油を選定し、圧縮機と冷凍機油の長期信頼性が確保可能な見込みを得る。	冷凍機油は、冷媒との組み合わせによって冷凍機油自体の物性値が大きく変化し、圧縮機摺動部の摩耗による故障が想定される。ここでは、安定性、電気絶縁性、相溶性、潤滑性の4項目を選定し、当社基準に対して評価することとした。 ・安定性：全酸価(Total Acid Number)が当社基準内であること ・電気絶縁性：圧縮機端子部と吐出管部の絶縁抵抗値が当社基準内であること ・相溶性：冷媒の冷凍機油への溶解度が当社基準内であること、または、油戻り性試験を実施し、圧縮機内油量が当社基準内であること ・潤滑性：冷凍機油の動粘度が当社基準内であること、かつ、耐久試験による摺動部摩耗量が当社基準内であること
	安全性検討	冷媒種に対応した漏えいセンサの選定、冷媒漏えいリスクアセスメント、冷媒漏えい試験を実施し、機器設置基準などを定めた安全対策を立案する。	A2、A2Lなどの燃焼性のある冷媒に関しては、冷媒毎の冷媒漏洩センサーが安全対策として必須である。一方、選定冷媒にA2冷媒が含まれていること、A2L冷媒に3成分の混合冷媒が含まれていることから、R32とR1234yfの純冷媒に関する日冷工のリスクアセスメントをベースにしながらも、新たにリスクアセスメントを行い、より確実な安全対策を検討した。冷媒漏えいシミュレーションの精度向上および漏洩センサーの反応確認のために、漏えい試験も実施することとした。
	基礎フィールド試験	実際にショーケースを接続させたシステムを構築し、年間機器性能5%改善可能な機器仕様を確定する。	ショーケースとつなげることで、実際のシステム構成での年間機器性能の検討を行った。2020年度実施の性能ポテンシャル把握では、ショーケース間での冷媒分流偏りによる性能悪化影響は評価できないため、複数台のショーケースを接続したシステムとした。必要に応じて機器および制御仕様の検討を行い、2022年度の実フィールド試験にて、本PJの目標の達成を確認した。
	実フィールド試験 （社内実験店舗にて実施）	コンビニエンスストアを想定した実システムにて、実環境を想定した模擬負荷投与を行い、年間機器性能5%改善と機器挙動不具合の有無を確認する。	実店舗での絶えず変動する負荷は、混合冷媒を使用しているシステムに予想外の挙動を引き起こし、省エネ性能、機器の信頼性へ大きな影響を及ぼす可能性がある。実負荷を模擬する形で負荷を発生させ、社内実験コンビニエンス店舗での実験を行った。（選定冷媒のいずれもが、冷媒としての承認前であったため、社内実験店舗をフィールド店舗に選択した。）

(2) 研究開発の内容（目標達成に必要な要素技術）

冷媒の探索と選定から手掛け、大学等からの情報収集と物性式を入手する。その後、定格機器性能維持と年間機器性能 5%改善するための性能ポテンシャル把握、製品化（企業化）のための信頼性把握、および安全性検討を進める。社内での基礎フィールド試験、および実験店舗でのフィールド試験にて実証評価を行い開発完了とする。

【研究開発実施計画】



(3) アウトプット目標の達成状況

(3).1 事業全体の成果

GWP150 以下冷媒を採用した、経済性に優れた別置き型コンデンシングユニットの開発を目的として、下記研究項目を実施した。

① 冷媒の探索と選定：冷凍サイクルシミュレーション、およびドロップイン試験実施し、候補冷媒を 3 種類に絞り込んだ。
② 冷媒物性値の把握：候補冷媒の物性値計測、および予測式修正を行い、計算値の精度向上を確認した。
③ 性能ポテンシャル把握：定格 COP100%以上を達成可能な機器仕様を決定し、実運転時の年間機器性能 5%改善見込みを得た。
④ 信頼性把握：すべての候補冷媒に対応可能な冷凍機油を選定し、圧縮機の長期信頼性確保の見込みを得た。
⑤ 安全性検討：漏えい検知器選定、および漏えいシミュレーションモデルを構築したうえで、リスクアセスメント実施して、冷媒漏えい時の安全対策を立案した。
⑥ 基礎フィールド試験：年間機器性能 5%改善可能な機器仕様を確定した。
⑦ 実フィールド試験：コンビニエンスストアを想定した実験店舗による非定常省エネ性評価を実施し、年間機器性能改善効果の確認と評価手法の確立を達成した。

(3).2 テーマ毎の成果と目標達成状況

【アウトプット目標の達成状況】

◎ 大きく上回って達成、〇達成、△一部未達、 ×未達

研究開発項目	最終目標（2023年3月）	成果（2023年3月）	達成度	達成の根拠と今後の課題
研究開発項目③　次世代冷媒及び次世代冷媒適用技術の開発				
コンデンシングユニットの次世代低ＧＷＰ冷媒対応化技術の開発（東芝キャリア）	実運転時の年間機器性能5%改善した、GWP150冷媒採用のコンデンシングユニット開発	3種類のGWP150冷媒を採用可能な、高効率で経済性の優れたコンデンシングユニットを開発し、年間機器性能5%改善を達成した。	〇 2023年3月に達成	検討中に発生したものを含め、想定していた技術課題を解決し、2025年度商品化を可能とした。
冷媒の探索と選定	冷凍サイクルシミュレーションとドロップイン試験を実施し、冷媒種の絞り込みを行う。	冷凍サイクルシミュレーションやドロップイン試験にて、性能低下が最も小さかった上位3種類を候補冷媒として選定した。	〇 2020年3月に達成	選定した3種類の冷媒であれば、過度な圧縮機回転数で運転させる必要が無く、また熱交換器仕様検討により定格機器性能100%達成可能と判断した。
冷媒物性値の把握	低温域での物性値計測とその妥当性を確認する。	・263Kから313Kまでの低温域において気液平衡性質を測定した。 ・実測値を用いて、REFPROP10.0の精度検証を行い、修正パラメータを用いた計算値の平均偏差が1.35%から1.25%に改善されていることを確認した。	〇 2021年3月に達成	冷媒物性値を計測し、精度検証行うことで冷凍サイクルシミュレーションにおける性能試算結果が妥当であると判断した。
性能ポテンシャル把握	候補冷媒種に対応した機器最適化設計を行い、現行量産製品同等の定格COP、かつ実運転時の年間機器性能5%改善を図る。	・凝縮器性能の改善と過冷却熱交換器の搭載、および制御定数選定（インジェクション量・過冷却度と過熱度の最適化）により、3種類すべての候補冷媒において定格COP・能力ともに100%以上を確保した。 ・候補冷媒種のうち最も性能の劣るR454Cにおいて、年間での部分負荷条件における機器性能を試算し、90%以下となることを確認した。	〇 2021年3月に達成	定格機器性能100%以上を達成し、実運転時の年間機器性能5%改善可能であると判断した。

研究開発項目		最終目標（2023年3月）	成果（2023年3月）	達成度	達成の根拠と今後の課題
	信頼性把握	冷媒種に対応した冷凍機油を選定し、圧縮機と冷凍機油の長期信頼性が確保可能な見込みを得る。	すべての候補冷媒に対応可能な冷凍機油を選定し、長期信頼性確保可能見込みである	○ 2023年3月に達成	圧縮機と冷凍機油に関して、社内基準をすべて満足したため、長期信頼性確保可能であると判断した。
	安全性検討	冷媒種に対応した漏えいセンサの選定、冷媒漏えいリスクアセスメント、冷媒漏えい試験を実施し、機器設置基準などを定めた安全対策を立案する。	・冷媒濃度検知精度25%以下の漏えいセンサを選定し、警報設定値は5000ppmに設定した。 ・漏えいシミュレーションモデルを構築し、試験結果との整合性を図った。	○ 2022年3月に達成	リスクアセスメントを実施し、冷媒漏えい時の追加安全対策を立案した。
	基礎フィールド試験	実際にショーケースを接続させたシステムを構築し、年間機器性能5%改善可能な機器仕様を確定する。	・配管圧力損失による性能影響なく、また冷媒混合割合の変化なども確認されなかった。 ・2020年度の性能ポテンシャル把握にて検討した機器仕様にて、ショーケースを接続したシステム構築し、年間の外気温度変化に対する能力、COP特性から年間消費電力量を評価した結果、89%と目標を達成した。	○ 2022年3月に達成	機器仕様を確定し、年間機器性能5%改善可能であると判断した。
	実フィールド試験（社内実験店舗にて実施）	コンビニエンスストアを想定した実システムにて、実環境を想定した模擬負荷投与を行い、年間機器性能5%改善と機器挙動不具合の有無を確認する。	・年間を通じての外気温度変化だけでなく、人の出入りを想定した自動ドア開閉、在室人数や日射を想定した模擬負荷を投与して非定常省エネ評価を行った結果、年間消費電力量90.8%となり、5%改善効果を確認した。	◎ 2023年3月に達成	年間機器性能5%改善効果を確認した。また、実店舗での評価に対して環境条件や使用条件を定義し、模擬的な負荷を投与することで年間機器性能評価が可能となり、本事業において非定常省エネ性評価手法の確立を図ることができ、想定を上回る成果を得ることができた。

① 冷媒の探索と選定

2010 年 6 月から 2019 年 6 月に ANSI/ASHRAE Standard 34 に登録された新規冷媒の中から、GWP150 以下であり、ASHRAE 安全クラスが A1 及び A2 の冷媒をまずは抽出した。抽出した冷媒のモリエル線図情報を基に、体積能力と理論 COP（平均凝縮温度:45℃、平均蒸発温度:-10℃、サブクール:0℃(飽和液)、コンプ吸込み温度:18℃）を算出し、R454C などの上位 3 種を候補冷媒として選定した。なお、過負荷試験については、異常なく運転を継続することを確認している。

② 冷媒物性値の把握

候補として絞り込んだ 3 種類の冷媒のうち、R454C を除く 2 種類の冷媒物性推算値の精度向上を目的に、物性値計測と物性値推算式の修正について検討した。

ひとつは、低温域で物性値を実測されていない冷媒種であり、計算精度が不十分であることが分かったため、対象の混合モデルに対して、実測値と合うようにパラメータの修正を行った。結果として、低温域における物性値計算精度は標準パラメータを用いた場合でも実用上問題ない程度であったが、高温域では修正パラメータを用いることで計算精度が向上することを確認した。

残るひとつは、REFPROP10.0 に登録されていない混合モデルであり、2 成分混合モデルに関して、推算により決定されたパラメータが用いられており実測値を十分に再現していないことが分かったため、パラメータの修正を行い、実測値を正確に再現する結果が得られた。

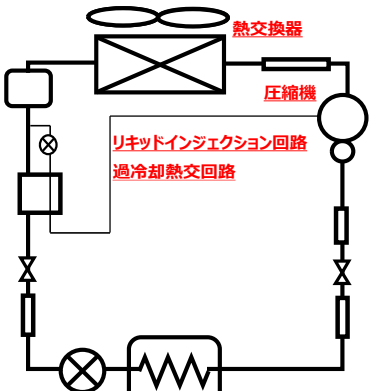
③ 性能ポテンシャル把握

ここでは、以下を目標として機器性能の向上を検討し、性能測定ならびに結果の分析を実施した。

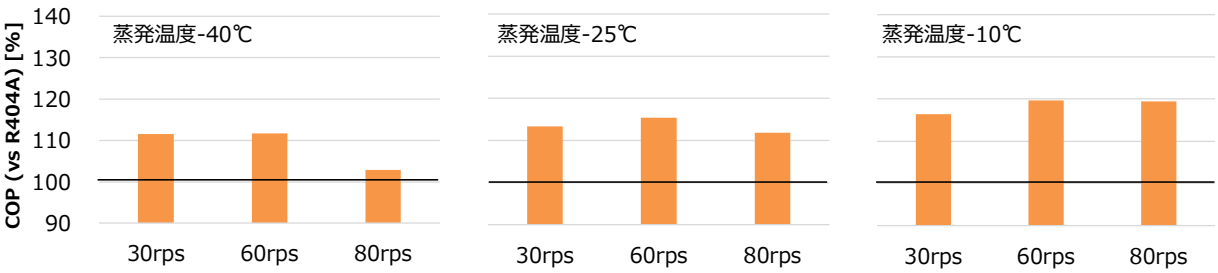
定格機器性能：蒸発温度-10℃において、R404A に対して同等 COP

年間機器性能：蒸発温度-10℃において、R404A に対して年間消費電力量 95%以下

非共沸冷媒採用するための性能改善策として、図③-1 での熱交換器、および過冷却熱交回路を仕様改善し、試作機による性能評価を実施した。定格機器性能については、図③-2 のとおり、COP、能力ともに R404A 同等以上となり目標達成した。また、部分負荷性能まで含めた年間消費電力量を表③-1 の条件に従って試算した結果、図③-3 のとおり、通年における消費電力量は 90%以下となり、目標達成見込みを得られた



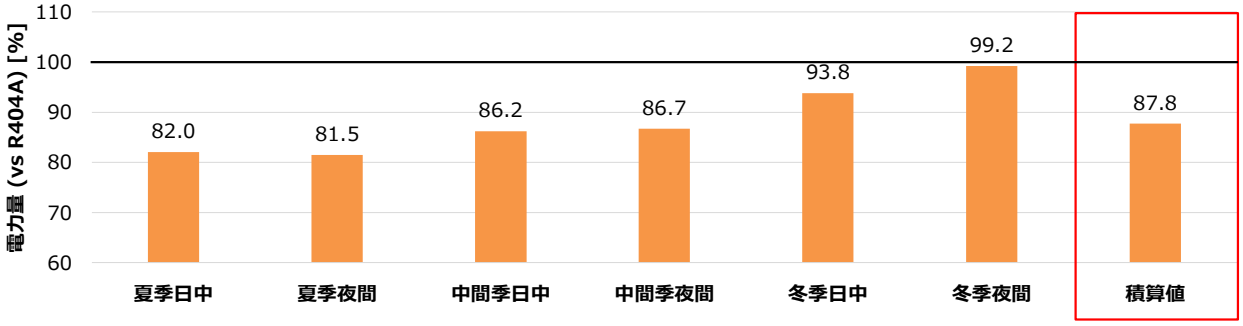
図③-1



図③-2　定格性能　COP 評価結果

表③-1

季節	夏期		中間期		冬期	
想定日数	約 3 か月		約 4 か月		約 5 か月	
外気温度	日中	夜間	日中	夜間	日中	夜間
	32℃	25℃	20℃	18℃	10℃	7℃



図③-3　消費電力量試算結果

④ 信頼性把握

コンデンシングユニット長期信頼性確保を目的として、当社設計寿命を満足するための評価試験を実施した。評価項目は表④-1 のとおりである。結果、3 種類の候補冷媒に対して、安定性、電気絶縁性、相溶性、潤滑性に関する当社評価基準を満足する冷凍機油を選定し、長期信頼性が確保できる見通しを得た。

表④-1

検討項目	内容
安定性評価	候補冷媒と冷凍機油の組み合わせにおいて、主に圧縮機構成部品の材料適合性評価を行う。
電気絶縁性評価	候補冷媒と冷凍機油の組み合わせにおいて、圧縮機モータと外殻の電気絶縁性評価を行う。
相溶性評価	候補冷媒と冷凍機油の組み合わせにおいて、相溶性を評価し、必要に応じて圧縮機への油戻り評価を行う。
潤滑性評価	候補冷媒と冷凍機油の組み合わせにおいて、冷凍機油への冷媒溶解度に対する粘度特性評価を行う。また、当社基準に従い、圧縮機耐久試験での摩耗量評価を行う。

⑤ 安全性検討

はじめに、R454C などの候補冷媒組成と質量割合、LFL（燃焼下限濃度）の情報を入手し、一般社団法人日本冷凍空調工業会（以下、日冷工という。）で行われた微燃性冷媒を使用した低温機器のリスクアセスメントを参考に、当社実験店舗モデルを作成して、冷媒漏えいシミュレーションを実施した。なお、漏えい試験を実施し、シミュレーションモデルの整合性は確認してある。結果、安全対策立案したうえで、据付、使用、修理、廃棄いずれのステージにおいても着火リスクは許容値を下回ることを確認した。

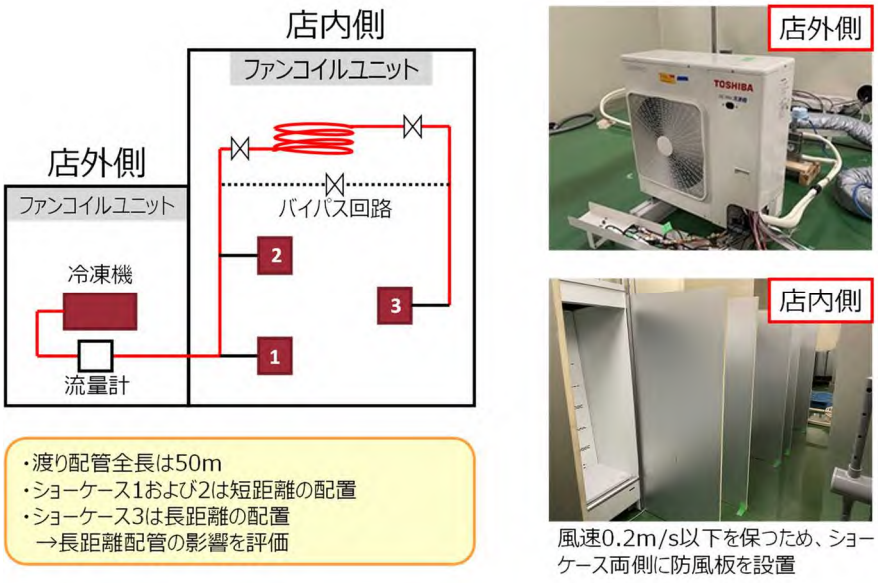
次に、日冷工「微燃性（A2L）冷媒を使用した低温機器の冷媒漏えい時の安全機能要求事項」（以下、JRA4072 という。）では漏えい検知器への要求事項として、「冷凍空調機器に関する冷媒漏えい検知警報器要求事項」（以下、JRA4068 という。）への対応が要求されている。3 種類の冷媒の漏えい検知器警報設定値を JRA4072 の推奨範囲の最小値である 5000ppm に設定し、漏えい検知器評価試験を実施したところ、冷媒濃度は最大でも LFL（燃焼下限濃度）を下回り、可燃域が生成される前に漏えい検知器が反応することを確認した。

最後に、JRA 規格で要求されている警報装置、サーキュレートファン、遮断装置（電磁弁と逆

止弁)、漏えい検知器の出力に基づき各機器を制御する制御盤で構成された安全対策システムを試作、動作確認を行った結果、冷媒漏えい検知後、即時遮断弁を閉止することで冷媒濃度減少し、安全対策システムとして効果を確認できた。

⑥ 基礎フィールド試験

ここでは、試作機をショーケースに接続して運転させた場合の消費電力を測定し、省エネ性を評価した。検討冷媒には、2020 年度の年間消費電力量試算で最も電力量の削減量が小さかった R454C を使用した。更にコンデンシングユニットに複数ショーケースが接続された場合の冷媒分流評価も行った。試験機には、③性能ポテンシャル把握で検討した試作機を使用した。またショーケースは 3 台接続し、冷媒分岐後の配管長の差による冷媒分流への影響を確認するため、1 台のショーケースに接続される分岐配管は長距離配管とした。図⑥-1 に評価システムを示す。



図⑥-1 基礎フィールド試験の評価システム

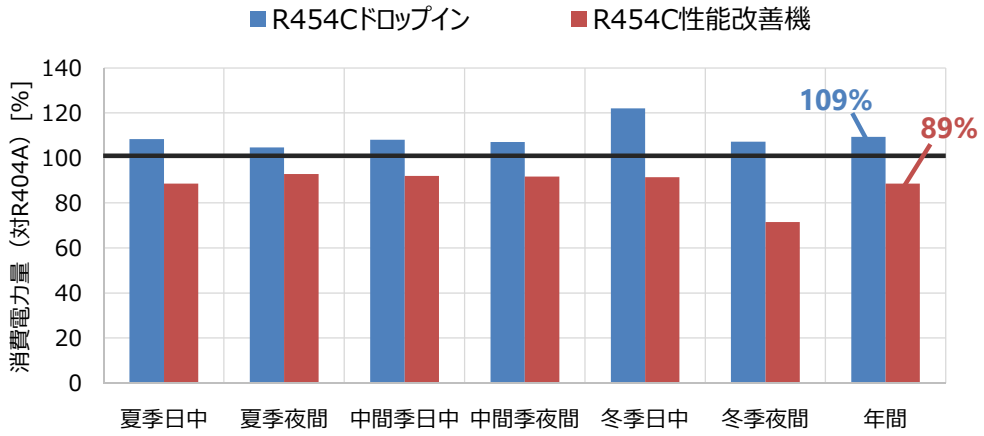
評価条件については、③性能ポテンシャル把握で実施した性能評価条件と同一である。ただし、設定蒸発温度について、省エネ性評価のベースとなる従来機（ドロップイン機）に R404A を使用した場合の設定蒸発温度-10℃に対し、従来機に R454C ドロップインした場合、蒸発温度-10℃設定では能力不足により庫内温度が目標庫内温度より高くなった。そこで、夏季日中条件にて蒸発温度マッチングを行い、設定蒸発温度-10.5℃に変更して評価した。試作機に R454C を使用した場合は、蒸発温度-10℃設定で評価を実施した。

評価について、まずは冷媒分流評価結果を述べる。液配管における冷媒分流時に液ガス二相状態となった場合、分流後のそれぞれの流路を流れる冷媒の混合割合が変化し、機器性能や制御性に悪影響を与える恐れがある。短い配管に接続されたショーケースと長い配管に接続されたショーケースの運転時の冷媒飽和温度を確認した結果、各ショーケースの入口飽和温度は同一であり、圧力損失による性能への影響は小さい結果となった（表⑥-1）。また、R404A 使用時に対して、R454C 使用時に庫内温度が高くなる（能力不足）などの悪影響は無いことを確認した。

表⑥-1 夏季日中条件における各ショーケースの出入口飽和温度

	R404A		R454C ドロップイン	
	ショーケース 1	ショーケース 3	ショーケース 1	ショーケース 3
入口飽和温度	-6.3℃	-6.5℃	-9.0℃	-8.9℃
出口飽和温度	-12.0℃	-12.0℃	-11.0℃	-11.0℃

次に省エネ性の評価結果を述べる。図⑥-2 に、従来機での R404A、R454C ドロップイン結果と、R454C 試作機の消費電力量測定結果を示す。いずれも庫内温度が 4℃となることを確認してある。R454C を使用した試作機では、R404A に対して年間消費電力量が 89%に減少する結果となり、本 PJ の性能改善目標である年間消費電力量 95%以下を達成した。



図⑥-2 基礎フィールド試験の消費電力量評価結果

⑦ 実店舗フィールド試験

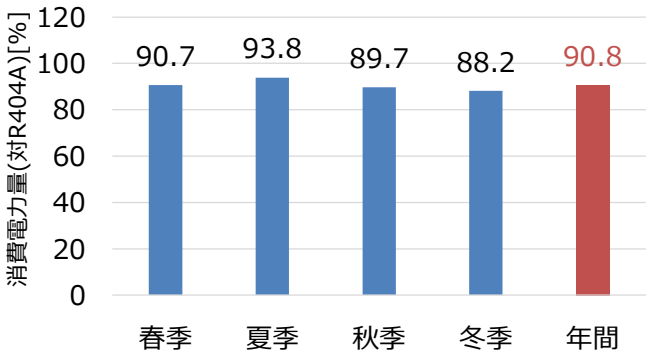
ここでは当社実験店舗を用い、更に 1 日の店内／店外環境の変化を模擬することで、より実環境に近い運転条件を再現した非定常性能評価を実施した。実験店舗はコンビニエンスストアを模擬した構造で、店外の温湿度をコントロール可能な環境試験設備となっている。さらに、日射による顕熱負荷、店内にいる人からの顕熱・潜熱負荷、人の出入りによる自動ドア開閉なども考慮した。

表⑦-1 に評価条件を示す。当社のコンビニエンスストア条件を参考に、各季節の想定日数を設定した。

表⑦-1

季節		夏期	中間期	冬期
想定日数		約 3 か月	約 4 か月	約 5 か月
店内	空調機設定温度	冷房 25℃	冷房 25℃	暖房 23℃
	湿度	成り行き		
	自動ドア	2 回開閉/min		
	店内負荷	1 時間ごとに潜熱/顕熱負荷を設定		
店外	温度	1 時間ごとに外気温度を設定		
	湿度	74%RH	春季 68%RH 秋季 64%RH	52%RH

R454C を使用した試作機において、年間の負荷変動を模擬した非定常性能検証を実施した。図⑦-1 のとおり、R404A に対して年間消費電力量が 90.8%に減少する結果となり、性能改善目標である年間消費電力量 95%以下を達成した。



図⑦-1　実フィールド試験の消費電力量評価結果

(3).3 個別テーマの成果と意義

GWP150 以下の冷媒を使用することで、将来の HFC 冷媒のフェーズダウンにも対応可能な省エネ性とコストを両立した機器となる。機器投入は、市場普及に対する ROI（投資対効果）として最も効果の高いと思われるコンビニエンスストア市場を選定した。多くのコンビニエンスストアは全国チェーン展開されており、コンデンシングユニット市場全体へ大きなインパクトを与えるものと想定されるためである。これにより市場の需要を喚起し、順次機器ラインナップ拡充を容易にすることが可能である。また、GWP150 以下の冷媒の大半は燃焼性を有する A2、または A2L 冷媒であり、既存要素部品をベースにした改良にて技術課題の解決を図ることで要冷機器以外の展開も容易になり、市場への機器普及促進が可能となる

【研究開発の意義（副次的成果）】

研究開発項目	意義	副次的効果
研究開発項目③「次世代冷媒及び次世代冷媒適用技術の開発」		
コンデンシングユニットの次世代低ＧＷＰ冷媒対応化技術の開発（東芝キャリア）	GWP150以下のA2、A2L冷媒を使用することで、将来のHFC冷媒のフェーズダウンにも対応可能な省エネ性とコストを両立した機器となる。チェーン展開しているコンビニエンスストアへの展開を図ることで、コンデンシングユニット市場全体へ大きなインパクトを与え、市場の需要を喚起し、順次機器ラインナップ拡充を容易とする。	既存要素部品をベースにした改良にて、GWP150以下の冷媒にも対応可能であるとの知見を得たことにより、要冷機器のラインアップ拡充、要冷機器以外の温水ヒートポンプなどへの展開の可能性が高くなった。

(4) アウトカム目標の達成見込み

【アウトカム目標の達成見込み】

テーマ	達成見込み	課題
研究開発項目③　次世代冷媒及び次世代冷媒適用技術の開発		
コンデンシングユニットの次世代低ＧＷＰ冷媒対応化技術の開発（東芝キャリア）	GWP150以下の冷媒を使用し、主にチェーン展開しているコンビニエンスストア向けを意識することで、迅速な市場浸透、キガリ改正への対応を可能とした。A2、A2L冷媒を使用することで、コスト面（安全対策込み）と性能面の両立を図り、現状の要素部品をベースに改良することで、2025年の早期上市を予定。	上市開始時の冷媒の供給量と冷媒価格、対応冷媒回収機の普及度について、迅速な市場への機器普及を妨げるリスクがある。

(4).1 実用化に向けた取組及び見通し

本助成事業において、現行冷媒 R404A より実用上の性能を向上させ、市場に受け入れられるコンデンシングユニットの実用化を目指す。また、2023 年 3 月の産構審では、フロン排出抑制法の指定製品制度に関して GWP150 以下の改正案が提案されており、今後の冷媒メーカーへの働きかけを行うとともに、業務用冷凍冷蔵機器利用者や中間業者の認知浸透度やニーズなど、情報収集を図り、必要な啓蒙や対応を検討していく。

(4).2 波及効果

現在、我が国には、キガリ改正に基づく段階的な HFC 使用量の削減が義務付けられている。HFC 使用量は、CO_2 換算量で評価されるため、業務用冷凍冷蔵機器利用者は、必然的に GWP が低い冷媒への移行が進んでいくとの認識を持ちつつも、規制による最終削減量と現在使用量の差があまりに大きいため、使用冷媒が数回にわたり変化し、機器をたびたび買い替えなければならないとの懸念が、産構審などで表明されている。また、低 GWP 冷媒への転換における課題の一つに、冷媒価格が挙げられる。一般に、新規の物質を含む冷媒は、当然、その価格が高く、市場導入の障壁となっているのは周知のことである。つまり、更なる転換の可能性がある GWP を持つ冷媒では、その冷媒への転換は、市場の一部に留まり、また新規物質を含む冷媒では、高コストとなるため、やはり、その普及は、市場の一部に留まる。

本事業で使用する冷媒の主成分は、R1234yf/CO_2 であり、世界的なカーエアコンへの使用が増えるに伴い、価格が低下してきていることから、本事業終了時には、普及可能なコストとなっているものと考えられる。また、冷媒の GWP は、150 以下であることから、さらなる転換が必要な冷媒ではない。それゆえ、本事業で開発される機器は、コンデンシングユニット市場全体の低 GWP 冷媒への転換を後押しできるものであると考えられる。一般に機器からの CO_2 排出量は、冷媒の GWP に起因する直接効果と、機器稼働によって消費される電気量に起因する間接効果に振り分けることができるが、本事業は、両方の効果で CO_2 の削減が可能であり、結果、コンデンシングユニット市場全体の大幅な CO_2 量削減につながるものである。

(5) 特許出願数、論文発表数

テーマと対象	分類	2018年度	2019年度	2020年度	2021年度	2022年度	2023年度（予定含む）	合計
研究開発項目③　次世代冷媒及び次世代冷媒適用技術の開発								
コンデンシングユニットの次世代低ＧＷＰ冷媒対応化技術の開発（東芝キャリア）	特許出願			2	2			4
	（うち外国出願）			1	1			2
	論文							
	研究発表・講演							
	受賞実績							
	新聞・雑誌等への掲載							
	展示会への出展							
	TVその他							
	合計			2	2			4

4.3.3.3 低温機器における CO_2 冷媒を使用した省エネ冷凍機システム開発及びその実店舗評価（パナソニック株式会社）

(1) 目標の設定と根拠

(1).1 分野別対応状況（研究開発の必要性）

2016 年 10 月のモントリオール議定書キガリ改正において、日本を含む先進国は、2036 年までに HFC 冷媒の生産量を 2011～2013 年の平均を基準として 85%の段階的削減が義務付けられており、今後、低 GWP 冷媒への転換を加速することが求められている。このような中、コンビニエンスストアやスーパーマーケットで使用されるショーケース及び冷凍機は、長い冷媒配管の現場施工を伴い、使用時の冷媒漏洩量が多く、管理が難しいことと導入後、使用年数が長いことから早期に環境性に優れている自然冷媒の導入拡大が必要である。

そのような状況の中、当社では、逸早く CO_2 冷媒を使った冷凍機システムの開発を行ってきた。しかしながら、CO_2 冷媒は直接影響（冷媒漏れ）による環境性には優れているものの、冷媒自体の理論効率が低く、省エネ性（間接影響）について疑義されている。そのため、これまで、CO_2 冷凍機の省エネ技術の開発を行い、HFC 冷凍機システムより優れた省エネ効果が得られることを実証してきたが、普及が進まない状況にある。また、普及が進まないため、量産効果が得られず、高コストから抜け出せない状況となっていることも要因である。

そのため、本研究開発の成果により当社の CO_2 冷凍機のラインナップが拡充されると共に、機能付加価値がアップすること、さらには冷媒規制により市場での付加価値がアップすることで、CO_2 冷凍機の普及拡大が見込める。

(1).2 テーマ毎の目標と根拠

本事業では、以下の課題を解決し、CO_2 冷媒の普及を促進することを目的とする。

CO_2 冷凍機の普及が促進されない要因には、業界の CO_2 冷凍機の出力帯の主体が、2～20HP となっており、スーパーマーケットで使用される 30HP 以上の出力機種がないため、使用台数が多くなり施工費用が高くなることが挙げられる。また、冷凍機の仕様が屋外型一体型のみの構成となっていることも要因の一つとなっている。このことに加え、業界の認識が HFC 冷媒に対する自然冷媒に転換するメリットが環境性のみになっているため、導入が促進されない状況にあると分析している。このことに鑑み、本研究開発では、「CO_2 冷凍機の大出力化」、「高外気温度対応」、「未利用熱利用」、「中高温領域への利用範囲拡大」の課題に対する解決技術の開発を最終目標として設定した。

【最終目標】

[課題①] CO_2 冷凍機の大出力化；

圧縮機ユニットの連結による大出力冷凍機を開発する。

[課題②] 高外気温度対応；

高外気温度において高効率な水冷式冷凍機のための、貯水しないメンテナンスフリーの空冷型水冷却熱交換器ユニットを開発する。

[課題③] CO_2 冷媒の特性を活かした未利用熱利用；

CO_2 冷凍機の排熱を利用したシステムを開発する。

[課題④] 中高温領域への利用範囲拡大；

中高温領域にも適用可能な CO_2 冷凍機を開発する。

(2) 研究開発の内容（目標達成に必要な要素技術）

本研究開発では、各課題を解決するために、以下の開発を行う。

[課題①] CO_2冷凍機の大出力化；

CO_2 冷凍機の導入を促進するためには、省エネ性に加えて、現在 HFC 冷凍機が稼働している既存店の置き換えに対応ができることと、大出力化による適用分野の拡大が必要となる。

そこで、圧縮機ユニットの連結による大出力化技術を開発し、CO_2 冷凍機の適用分野の拡大を図る。

[課題②] 高外気温度対応；

CO_2 冷媒は臨界点が約 31℃にあるため、水冷式冷凍機で湿球温度を利用することにより、年間の大半を亜臨界のサイクルで運転することができるようになる。一般的に多く用いられているクーリングタワーでは、貯水されるため、藻や菌の繁殖があり、定期的なメンテナンスが必要であり、そのため、空冷式に移行されてきた経緯がある。

そこで、クーリングタワーに代わり、貯水しないメンテナンスフリーの冷却水の放熱が可能な空冷型水冷却熱交換器ユニットを開発する。

[課題③] CO_2冷媒の特性を活かした未利用熱利用；

CO_2 冷媒の特長である高温排熱を利用し、HFC 冷媒以上の省エネ技術により、飛躍的な省エネ性の提供を行って、普及促進を図る。

[課題④] 中高温領域への利用範囲拡大；

現在、CO_2 冷凍機が使用できず、HFC 冷凍機での対応を余儀なくされている中高温領域に対して CO_2 の使用範囲拡大を行うために、中高温冷凍機に適した方式を研究開発する。

以下に、実施計画を示す。

【研究開発実施計画】

(3) アウトプット目標の達成状況

(3).1 事業全体の成果

① CO_2冷凍機の大出力化

圧縮機ユニット連結技術として、補油制御、運転出力制御、冷媒分流技術及びポンプダウン制御を開発した。また、開発技術を採用した空冷一体型 40HP 冷凍機及び水冷 40HP 冷凍機について、実店舗評価を実施し、省エネ性を確認した。

② 高外気温度対応

間接散水を採用した空冷型水冷却熱交換器ユニットを開発し、実店舗評価により、ピーク電力削減効果を確認した。

③ CO_2冷媒の特性を活かした未利用熱利用

排熱給湯技術の開発において、水冷式冷凍機の排熱を有効に利用できる水回路を開発し、実店舗評価により、省ランニングコスト性を確認した。

また、排熱空調技術の開発において、空冷時の排熱を有効に利用できる空冷/水冷切替式内蔵冷凍システムを開発し、サイクル試験にて省エネ性を確認した。

④ 中高温領域への利用範囲拡大

現行のシングルコンプレッササイクルに対して、パラレルコンプレッササイクルにより、性能が大幅に向上することを確認し、中高温用CO_2冷凍機に最適な方式として選定した。

【アウトプット目標の達成状況】

◎ 大きく上回って達成、○達成、△一部未達、 ×未達

研究開発項目	最終目標（2023年3月）	成果（2023年3月）	達成度	達成の根拠と今後の課題
研究開発項目③　次世代冷媒及び次世代冷媒適用技術の開発				
低温機器におけるCO_2冷媒を使用した省エネ冷凍機システム開発及びその実店舗評価（パナソニック）	CO_2冷媒の普及促進を目的に、以下の課題を解決する技術を開発する。 ①CO_2冷凍機の大出力化 ②高外気温度対応 ③CO_2冷媒の特性を活かした未利用熱利用 ④中高温領域への利用範囲拡大	CO_2冷凍機の大出力化技術、高外気温度対応の間接散水式空冷型水冷却熱交換器ユニット、排熱給湯及び排熱空調技術、中高温用パラレルコンプレッササイクルの要素技術を確立。	○ 2023年3月 最終目標 達成	・30、40HPのCO_2冷凍機を製品化。 ・冷凍機大出力化技術、間接散水式空冷型水冷却熱交換器ユニット、排熱給湯を用いた実運転実証により省エネ性を確認。
CO_2冷凍機の大出力化	圧縮機ユニットの連結による大出力冷凍機の開発完了	圧縮機ユニットの連結技術として、補油制御、運転出力制御、冷媒分流技術及びポンプダウン制御を開発。	○ 2023年3月 最終目標 達成	・30、40HPのCO_2冷凍機を製品化。 ・冷凍機大出力化技術を用いた実運転実証により省エネ性を確認。
高外気温度対応	水質管理不要の空冷型水冷却熱交換器ユニットの開発完了	・間接散水を採用した空冷型水冷却熱交換器ユニットを開発。	○ 2021年10月 最終目標 達成	・間接散水式空冷型水冷却熱交換器ユニットを用いた実運転実証により省エネ性を確認。
CO_2冷媒の特性を活かした未利用熱利用	CO_2冷凍機の排熱を利用したシステムの開発完了	・水冷式冷凍機の排熱を有効に利用できる水回路を開発。 ・空冷時の排熱を有効に利用できる空冷/水冷切替式内蔵冷凍システムを開発。	○ 2022年3月 最終目標 達成	・排熱給湯を用いた実運転実証により省エネ性を確認。 ・排熱空調を用いたサイクル試験により省エネ性を確認。
中高温領域への利用範囲拡大	・中高温領域にも適用可能なCO_2冷凍機の開発完了	・複数の候補の中から、パラレルコンプレッササイクルを中高温用冷凍機として最適な方式として選定。	○ 2022年11月 最終目標 達成	・性能測定により現行のシングルコンプレッササイクルに対して大幅な性能向上を確認。

(3).2 テーマ毎の成果と目標達成状況

① CO_2冷凍機の大出力化

CO_2冷凍機の大出力化にあたり、小出力の圧縮機ユニットを複数台連結することにより大出力化を可能とする技術について研究開発を行い、以下の要素技術を確立した。

- 2台連結を可能とする圧縮機の補油制御
- 3台連結以上（2台連結も含む）を可能とする補油制御
- 共通技術として、冷媒分流、ポンプダウン制御、運転出力制御

開発したこれらの技術により、目標とした圧縮機ユニットの連結による大出力化が実現できた。

② 高外気温度対応

高外気温度対応にあたり、間接散水を採用した空冷型水冷却熱交換器ユニットを開発した。

また、寒冷地における冷却水の凍結防止として、水冷却熱交換器ユニットにブラインを循環させて、冷凍機の冷却水と熱交換させるブラインサイクルを採用した。

開発したこれらの技術により、目標としたクーリングタワーに代わる貯水しないメンテナンスフリーの冷却水の放熱が可能なシステムが実現できた。

③ CO_2冷媒の特性を活かした未利用熱利用

CO_2冷媒の特性を活かした未利用熱利用にあたり、水冷冷凍機の排熱を給湯に利用するシステム及び空冷冷凍機の排熱を空調に利用するシステムについて研究開発を行い、以下の要素技術を確立した。

- 排熱給湯をしない場合と同等の冷凍能力を維持しつつ、高温出湯可能な排熱給湯技術（水冷冷凍機）
- 空冷時と水冷時の最適冷媒充填量のギャップが吸収できる排熱空調技術（空冷/水冷切替式内蔵冷凍ユニット）

開発したこれらの技術により、目標としたHFC冷媒以上の省エネ性を実現できた。

④ 中高温領域への利用範囲拡大

中高温領域への利用範囲拡大にあたり、種々のサイクル及び混合冷媒について検討を行い、パラレルコンプレッサ制御が中高温用冷凍機としてCOPが改善できる最適な方式として選定した。

開発したこの方式により、目標とした中高温領域に対してCO_2の使用範囲を拡大できる可能性を見出した。

(3).3 個別テーマの成果と意義

本研究開発を通して、食品加工工場の冷蔵倉庫及び冷凍倉庫にて実店舗評価を実施したことにより、倉庫業界における冷凍機の選定方法や課題を把握することができた。また、スーパーマーケットにて実店舗評価を実施したことにより、系列の別店舗にもCO_2冷凍機を導入していただき、普及促進につなげることができた。これらの経験を今後のCO_2冷凍機の普及促進に向けた営業活動に活かしていく。

(4) アウトカム目標の達成見込み

(4).1 実用化に向けた取組及び見通し

各業界のユーザーの中には、環境保護への対応として、補助金を得ながら CO_2 冷媒を使用した冷設機器の導入を推進されているユーザーも多い。一方で、補助金が適用されない範囲では、未だHFC冷凍システムが導入されており、CO_2冷凍システムの低コスト化が導入促進の鍵となると考えられる。また、HFC 冷凍システムでは成し得ない総合エネルギー効率の高い排熱利用システムの提供により、CO_2冷凍機システムの適用範囲拡大に繋がると考えられる。

事業化については、空冷一体型 30～40HP（2 台連結）及び冷凍機用ポンプダウンユニットについては上市済みである。また、その他の研究開発テーマ技術については、市場要望、事業優先度を考慮して、2025 年度以降量産開発に着手する予定である。

(4).2 波及効果

本研究開発により、当社の CO_2 冷凍機のラインナップ拡充及び機能付加価値のアップ、さらに冷媒規制により市場における CO_2 冷媒の付加価値がアップすることで、CO_2 冷凍機の国内市場構成比の拡大（普及促進）が見込めると考える。また、これにより、CO_2 排出量の削減も期待される。

(5) 特許出願数、論文発表数

テーマと対象	分類	2018年度	2019年度	2020年度	2021年度	2022年度	2023年度（予定含む）	合計
研究開発項目③　次世代冷媒及び次世代冷媒適用技術の開発								
低温機器におけるCO_2冷媒を使用した省エネ冷凍機システム開発及びその実店舗評価（パナソニック）	特許出願		4	2	6			12
	（うち外国出願）		1	2				3
	論文							
	研究発表・講演						1	1
	受賞実績							
	新聞・雑誌等への掲載				1		1	2
	展示会への出展				1			1
	TVその他							
	合計		4	2	8		2	16

4.3.3.4 GWP10 以下の直膨型空調機用　微燃性冷媒の開発（ダイキン工業株式会社）

(1) 目標の設定と根拠

(1).1 分野別対応状況（研究開発の必要性）

2016 年 10 月のモントリオール議定書改正において、HFC 生産及び消費量の段階的削減義務が追加され、低温室効果の冷媒及びそれを適用した冷凍空調機器の早期開発が必要になっている。特に日本では、2019 年 1 月「オゾン層保護法」施行により、HFC 生産量・消費量の限度を定めて、製造・輸入の規制が改正された。直膨型空調機用の冷媒として使用されている R410A (GWP=2080)は、現在、R32 (GWP=675)への代替が進んでいるが、HFC 削減目標の達成を確実にするため、さらに低 GWP 化が求められており、GWP 10 以下の直膨型空調機用の微燃性冷媒およびそれを用いた高効率な空調機の技術開発が必要と考える。

(1).2 テーマ毎の目標と根拠

次世代冷媒の成分物質である R1132(E)を用いて、直膨型空調機器を対象に GWP<10 の混合冷媒の開発を行う。冷媒性能目標としては、機器については直膨型空調機器を対象に現行冷媒である R410A に対して COP, APF において 90%以上を設定した。燃焼性については、現行で R32 が使用でされていることから、ASHRAE 安全性区分 2L を目標に設定した。また、毒性については、民生用途では、低毒性が求められることから、ASHRAE 安全性区分 A の目標を設定した。

（中間目標）直膨型空調機に適した GWP10 以下の次世代冷媒の組成を決定する
（最終目標）GWP10 以下の次世代冷媒の直膨型空調機への適用可能性を評価して、圧縮機、熱交換器の空調機器仕様を確立する。

【アウトプット目標の設定及び根拠】

研究開発項目		最終目標（2023年3月）	根拠
研究開発項目③　次世代冷媒及び次世代冷媒適用技術の開発			
ＧＷＰ１０以下の直膨型空調機用　微燃性冷媒の開発（ダイキン工業）			
	温暖化係数と安定性評価	・GWP 10以下の冷媒組成を提案。	・R1132(E)/1234yf = 23/77に組成を決定。 ・R1132(E)/R1234yf混合の不均化において、溶断、加熱、放電の着火源で爆発する境界組成を明らかにし、極限の条件で安全な組成を提案できた。また、推算式を導き出し、組成と爆発境界を予想できるようにした ・実機を用いた確認では、使用条件下では、不均化反応が起こり難くなることが分かった。
	燃焼性評価	・微燃性(ASHRAE区分:2L)。 ・冷媒充填の許容量の把握。	・R1132(E)はB2、R1132(E)/1234yf＝23/77 混合冷媒はA2L、R474Aとして、ASHRAE34, ISO817に登録できた。 ・日本化審法 登録済み。高圧ガス保安法における特定不活性ガスに判定済み。 ・GWP=146の冷媒もASHRAE申請し、R479Aとして登録できた。
	毒性評価	・LC50>2万ppm。 ・ASHRAE区分: Aの見通し。	
	冷媒性能評価	・COP、APFにおいてR410A比で90%以上。 ・機器開発における課題の明確化。	・圧力損失影響により、効率低下が見られたが、システム最適化により、COP 90%は確保できた。一方、機器のサイズアップが見込まれた。
	冷凍サイクル材料適合性の評価	・R1234yfと同水準の冷凍機油および材料を見出す。	・各冷凍機油との相溶性、安定性、電気絶縁性についてR1234yfと同等の結果を得た。 ・高分子材料の劣化についてR1234yf同等の結果を得た。
	圧縮機の性能評価	・直膨空調機用の市販フロン品と同水準。	・性能試験において、試算通りの評価結果になった。 ・摩耗について冷凍機油の改良により、R410Aなど既存HFCレベルに改善できた。
	熱交換器の性能評価	・直膨空調機用の市販フロン品と同水準。	・性能試験の結果、圧損改善が必要になり、パス数、配管径を増加すれば、R454C同等になる結果になった。

(2) 研究開発の内容（目標達成に必要な要素技術）

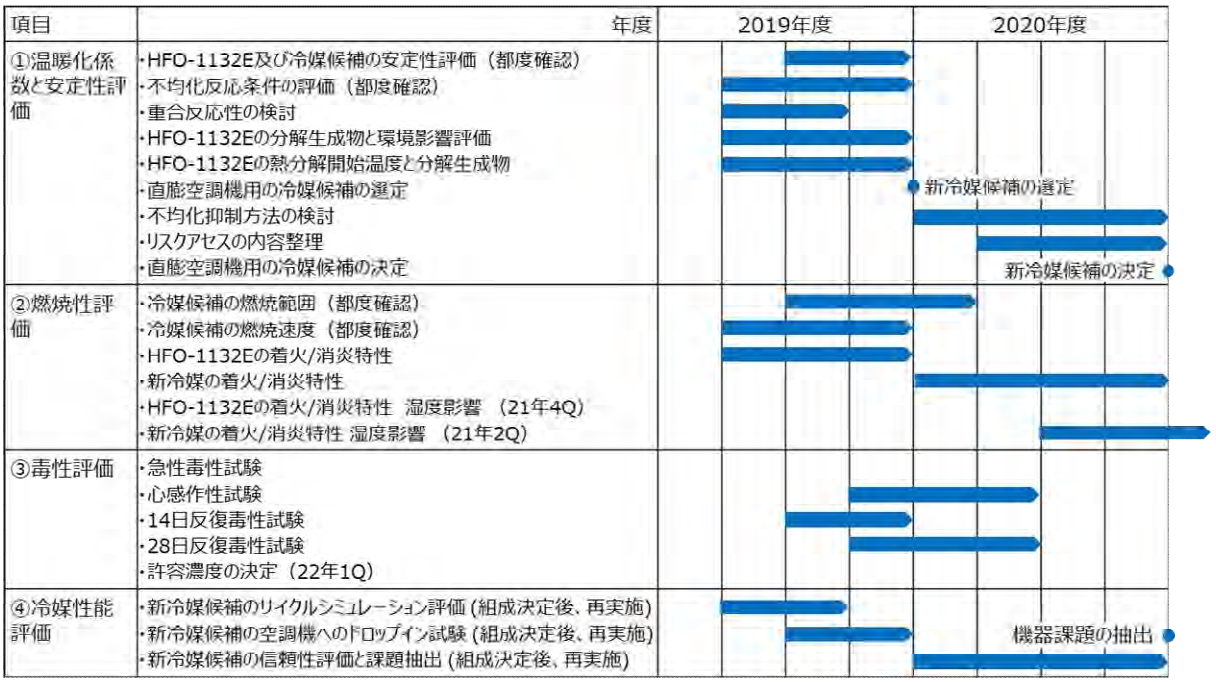
R1132(E)およびそれを含む次世代冷媒候補の安定性評価、燃焼性評価、毒性評価などを実施し、直膨型空調機での性能試算を行う。既存冷媒と同等の性能で使用可能と思われる次世代冷媒の組成を抽出して、直膨型空調機に対してドロップイン試験、耐久性試験を実施することにより、GWP10 以下の直膨型空調機用微燃性冷媒の混合組成を決定する。

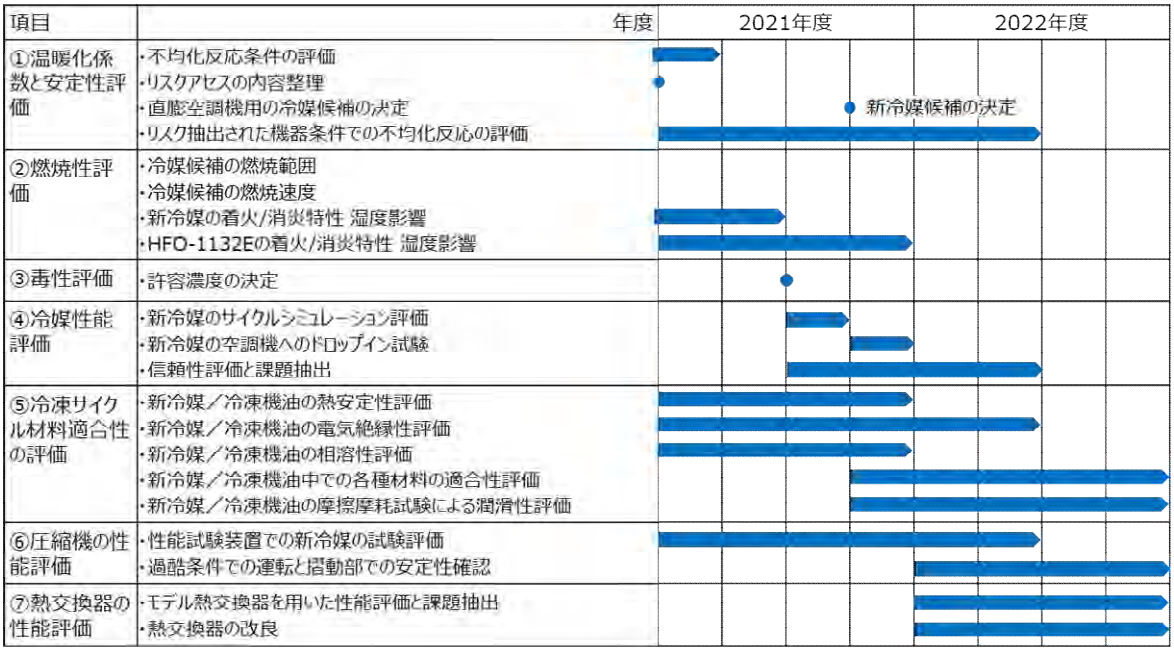
具体的には、①安定性評価としては、R1132(E)及び混合組成での熱安定性、不均化反応、重合安定性、環境分解、熱分解について検討を行う。②燃焼性評価としては、R1132(E) 及び混合組

成での燃焼範囲、燃焼速度、着火消炎特性の評価を行う。③毒性評価については、R1132(E)のASHHRAE 登録に必要な試験を実施していく。④冷媒性能評価を行いながら組成を決定していき、機器の開発に繋げていく。

さらに⑤冷凍サイクル材料適合性の評価については、熱安定性試験、電気絶縁性試験、相溶性評価を通して、次世代冷媒と冷凍機油および冷凍サイクル材料の最適な組み合わせを検討する。⑥圧縮機の性能評価については、単体性能評価を行う。⑦熱交換器の性能評価では、熱交換器の単体性能評価を行い、最適化技術の方向性を検討する。

【研究開発実施計画】





(3) アウトプット目標の達成状況

(3).1 事業全体の成果

GWP 10 以下の直膨型空調機用の微燃性冷媒およびそれを用いた高効率な空調機の技術開発のため、下記の研究項目を実施した。

①安定性評価としては、R1132(E)及び混合組成での熱安定性、不均化反応、重合安定性、環境分解、熱分解について検討を行った。

②燃焼性評価としては、R1132(E) 及び混合組成での燃焼範囲、燃焼速度、着火消炎特性の評価を行った。

③毒性評価については、R1132(E)の ASHHRAE 登録に必要な試験を実施した。

④冷媒性能評価を行いながら組成を決定した。

⑤冷凍サイクル材料適合性の評価については、熱安定性試験、電気絶縁性試験、相溶性評価を通して、次世代冷媒と冷凍機油および冷凍サイクル材料の最適な組み合わせを検討した。

⑥圧縮機の性能評価については、単体性能評価を行った。

⑦熱交換器の性能評価では、熱交換器の単体性能評価を行い、最適化技術の方向性を検討した。

(3).2 テーマ毎の成果と目標達成状況

【アウトプット目標の達成状況】

◎ 大きく上回って達成、○達成、△一部未達、 ×未達

研究開発項目	最終目標（2023年3月）	成果（2023年3月）	達成度	達成の根拠と今後の課題
研究開発項目③　次世代冷媒及び次世代冷媒適用技術の開発				
ＧＷＰ１０以下の直膨型空調機用　微燃性冷媒の開発（ダイキン工業）				
温暖化係数と安定性評価	・GWP 10以下の冷媒組成を提案。	・R1132(E)/1234yf = 23/77に組成を決定。 ・R1132(E)混合の不均化において、各着火源での境界組成を明らかにし、安全な組成を提案できるようにした。 ・使用条件下では、不均化が起こり難くなることが分かった。	○	不均化反応の検討を当初想定していなかったが、安全な組成を見極めてGWP<10の冷媒を提案できた
燃焼性評価	・微燃性(ASHRAE区分:2L)。 ・冷媒充填の許容量の把握。	・R1132(E)はB2、R1132(E)/1234yf 混合冷媒はA2L、R474Aとして、ASHRAE34, ISO817に登録。 ・日本化審法 登録済み。 高圧ガス保安法 特定不活性ガスに判定済み。 ・GWP=146の冷媒もASHRAE申請し、R479Aとして登録。	◎	ASHRAE登録の見込みの予定が、登録まで進むことができた
毒性評価	・LC50>2万ppm。 ・ASHRAE区分: Aの見通し。		◎	ASHRAE登録の見込みの予定が、登録まで進むことができた。複数の毒性試験を間を開けずに実施したため、申請時期を大幅に短縮することができた。
冷媒性能評価	・COP、APFにおいてR410A比で90%以上。 ・機器開発における課題の明確化。	・圧力損失影響により、効率低下が見られたが、システム最適化により、COP 90%は確保できた。一方、機器のサイズアップが見込まれた。	○	不均化リスクの全くない組成になり、性能低下があったが現実的な提案ができた。次回NEDOプロでの評価で不均化の実態を確認することでチャレンジな組成提案も可能。
冷凍サイクル材料適合性の評価	・R1234yfと同水準の冷凍機油および材料を見出す。	・各冷凍機油との相溶性、安定性、電気絶縁性についてR1234yfと同等の結果を得た。 ・高分子材料の劣化についてR1234yf同等の結果を得た。	○	大きな問題はなく、R1234yfと同じような取扱いができることを明らかにした。
圧縮機の性能評価	・直膨空調機用の市販フロン品と同水準。	・性能試験において、試算通りの評価結果になった。 ・摩耗について冷凍機油の改良により、R410Aなど既存HFCレベルに改善できた。	○	性能試算から予想通りの結果を確認することができた。冷凍機油の改善の方向性をつかむことができた。
熱交換器の性能評価	・直膨空調機用の市販フロン品と同水準。	・性能試験の結果、圧損改善が必要になり、パス数、配管径を増加すれば、R454C同等になる結果になった。	○	性能試算から予想通りの結果を確認することができた

① 温暖化係数と安定性評価

①.1 R1132(E)および次世代冷媒候補の安定性評価

フルオロカーボン類の GWP の高さは、大気中での寿命の長さに起因するので、一般的に GWP の低い冷媒は大気中で分解されやすい。すなわち、低 GWP のフルオロカーボンは 化学的、熱的な安定性に懸念が生じる。従ってシステムの信頼性を担保するためにも安定性の評価は重要である。そこで、 密閉ガラス管を用いた安定性の評価を行った。

①.1.1 密閉ガラス管の準備 （密閉ガラス管加速試験）

ASHRAE STANDARD 97 に従って、密閉されたガラス管を使用して加速試験を実施した。試験中に圧力が 3.0MPa になるように計算された量の冷媒及び、金属、空気（酸素）、冷凍機油を内容積 10ml のガラス管に封入し所定の条件で加熱加速試験を実施した。

金属は銅、鋼、アルミニウム（銅は JIS C 3102、鋼は JIS C 2504、アルミニウムは JIS H 4040）の 3 種を用意し、 試験片は Φ1.6mm x 長さ 50 mm の丸棒 を用いた。冷凍機油は市販品を用いた。試験後、冷媒をガスサンプリングバッグに回収し、分析に使用した。

①.1.2 分析方法

回収した冷媒はガスクロマトグラフィーで分析した。また、回収した冷媒に含まれる水溶性成分は純水に吸収させ、イオンクロマトグラフィーで分析した。これは、冷媒の分解によって生成されるフッ化水素の量を定量するものである。共存する冷凍機油の劣化の程度を評価するために、ASTM D664 に従って全酸価を測定した。

①.1.3 試験

(1) 熱安定性

加速試験は、200℃で 120 時間、 175℃で 336 時間、または 80℃で 1095 時間実施した。結果を表 ①-1 に示す。

表 ①-1 R1132(E)の熱安定性試験条件および結果

ID	冷媒	金属	温度 ℃	加熱時間 hour	結果		
					外観	純度 GC 面積%	F イオン mass ppm
1	R1132(E)	Cu, Al, Fe	200	120	変化なし	99.8	2
2	R1132(E)	Cu, Al, Fe	175	336	変化なし	>99.9	1
3	R1132(E)	Cu, Al, Fe	80	1095	変化なし	>99.9	1

熱安定性試験後の密閉ガラス管の外観を観察した。

これらの条件下では、外観に大きな変化はなく、固形物の生成も見られなかった。また、金属（銅、鋼、アルミニウム）の外観に変化は見られなかった。密閉ガラス管を開封し、回収したガスをガスクロマトグラフィーで分析したところ、副生成物の生成による純度の低下はなかった 。回収したガスを純水と接触させて、フッ化水素などの水溶性成分を抽出し、イオンクロマトグラフィーでフッ素イオン濃度を測定した結果、フッ素イオン濃度は 2ppm 以下であった。これらの結果から、R1132(E)は、高温条件下および長期加熱条件下でも化学的に安定していることが分かった。

(2) コンタミネーション（共存物）の影響

実際の使用環境で予想される汚染物質である酸素、水、金属の影響を確認するために比較試験を実施した。

酸素を 500ppm、水を 100,000ppm 添加し、金属は上述の試験と同様の物を使用し、テスト後の冷媒を分析のために回収した。試験条件を表 ①-2 に、結果を図 ①-1 に示す。

表 ①-2　R1132(E)の共存物存在下での熱安定性試験条件

ID	冷媒	酸素 vol ppm	水 mass ppm	金属	温度 ℃	加熱時間 hour
4	R1132(E)	-	-	Cu, Fe, Al	175	336
5	R1132(E)	500	-	-	175	336
6	R1132(E)	-	100000	-	175	336
7	R1234yf	500	-	-	175	336
8	R1234yf	-	100000	-	175	336
9	R1234yf	-	-	Cu, Fe, Al	175	336

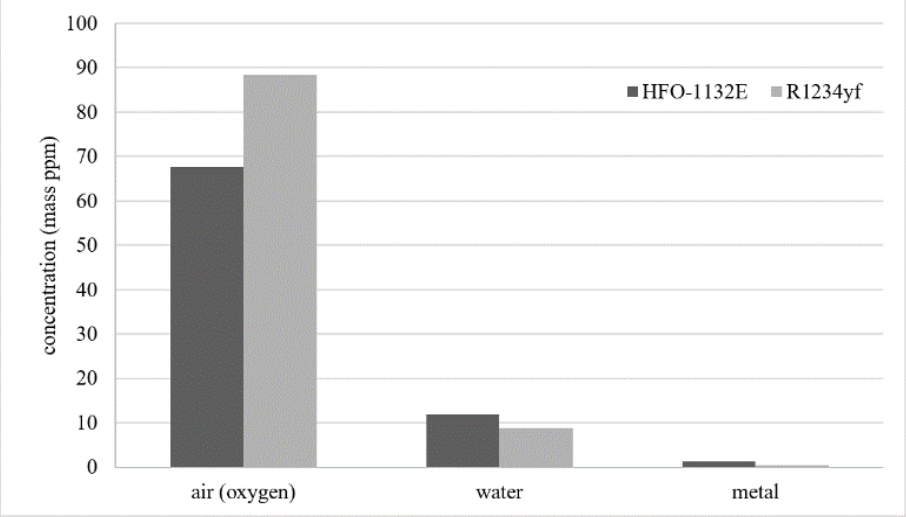


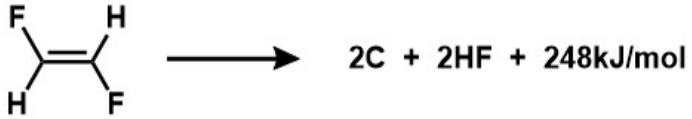
図 ①-1　R1132(E)の共存物存在下での熱安定性　試験後フッ素イオン濃度

検出されたフッ素イオンの量を冷媒の単位重量に換算し、R1132(E)と R1234yf でのフッ素イオン濃度 [mass ppm]を比較した。フッ素イオン濃度は、酸素、水、金属で評価した場合、R1234yf とほぼ同じ結果を示した。

また、R1234yf と同様に、酸素が冷媒劣化の主な原因であることが示された。この結果から、R1132(E)は R1234yf と同様に使用できると推測される。

①.2　不均化反応条件の評価

E-1,2-ジフルオロエチレン（R1132(E)）は HFO であり、テトラフルオロエチレン（TFE）や HFO-1123 と類似の構造であるため自己分解反応を引き起こす可能性がある。R1132(E)が自己分解反応（不均化反応）を起こした時の反応式を下に示す(式 ①-1)。



式 ①-1　E-1,2-ジフルオロエチレンの不均化反応

TFE や HFO-1123 の既報では、高圧、高温、着火エネルギーの三つの条件が揃うと、急激な温度、圧力上昇を伴う。R1132(E)を次世代冷媒として利用するにあたって、その発生条件を明らかにし、安全であることを証明するため不均化評価を実施した。

①.2.1 溶断エネルギーに対する R1132(E)の不均化評価試験

試験装置

不均化反応性の試験は図 ①-2 に示す装置を用いた。直流 30V 電源から調整回路を経て容器内の所定の径・長さの白金線に電圧を印加し溶断させた。容器には圧力計および熱電対を備え、不

均化反応時の圧力温度上昇を観測した。着火と同時に急激な圧力／温度上昇があったものを不均化伝播ありとし、微小な煤は生成するものの、10%未満の圧力変化の場合は不均化伝播なしとした。

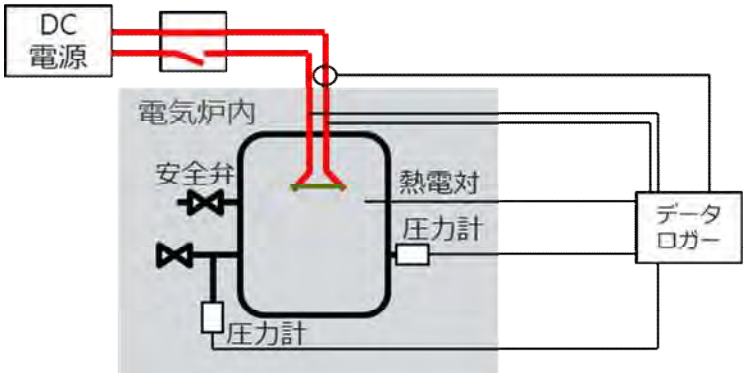


図 ①-2 不均化反応評価試験装置

まず、金属線の径／長さと着火エネルギーの関係について検討した。大気圧下、金属線種 Pt、径φ0.1～0.3mm、長さ 6～40mm に 30V（定電圧）を印加し、電流／電圧を記録した。Pt 線が溶断した時の電流／電圧の経時変化の様子を図 ①-3 に示す。時間の経過に伴う電流値を見ると、電圧が印加されると電流が急激に増加し、その後滑らかに減少し、溶断に伴い電流が急激に減少しゼロを示す。この溶断までの電圧および電流の積分値から着火エネルギーを算出した。

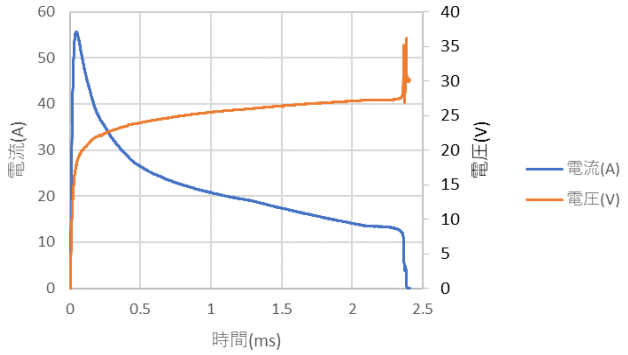


図 ①-3 電流電圧波形

図 ①-4 に示すように、同一の径を用いると長さと着火エネルギーは直線関係になることが明らかになった。つまり任意の径／長さを選択することで自由に着火エネルギーを与えることができることが分かる。また、図 ①-5 のように着火エネルギーは Pt 線の体積に対して直線関係を有することも明らかになった。

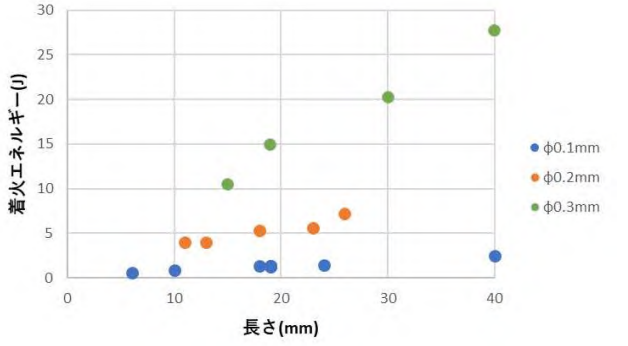


図 ①-4 Pt 線の径・長さと着火エネルギーの関係

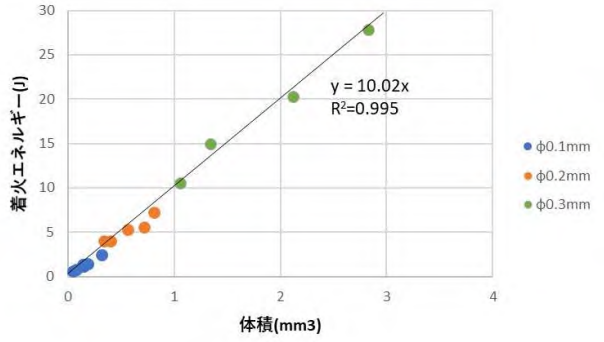


図 ①-5 Pt 線の体積と着火エネルギーの関係

続いて、本検討における試験方法の信頼性を既報文献と比較し評価した。試験装置の圧力容器として 25cc、100cc、500cc の３種類の容積のものを用意し、それぞれについて HFO-1123 の不均化伝播が生じる圧力条件境界を検討することで試験の信頼性を評価した。150℃、30J で試験を実施した結果、どの大きさの容器においても、0.7MPa において不均化伝播なし、0.9MPa において不均化伝播ありとなり、既報文献の結果と完全に一致する結果となった。また、与える熱量が大きければ大きいほど、より低い圧力で不均化する傾向も確認された。25cc の容器は既報文献と比較して極端に体積が小さい為、壁面効果の影響を受けることが予想されたが、信頼性に問題ないことが分かったため、本検討では 25cc 容器を主体で評価を行うこととした。

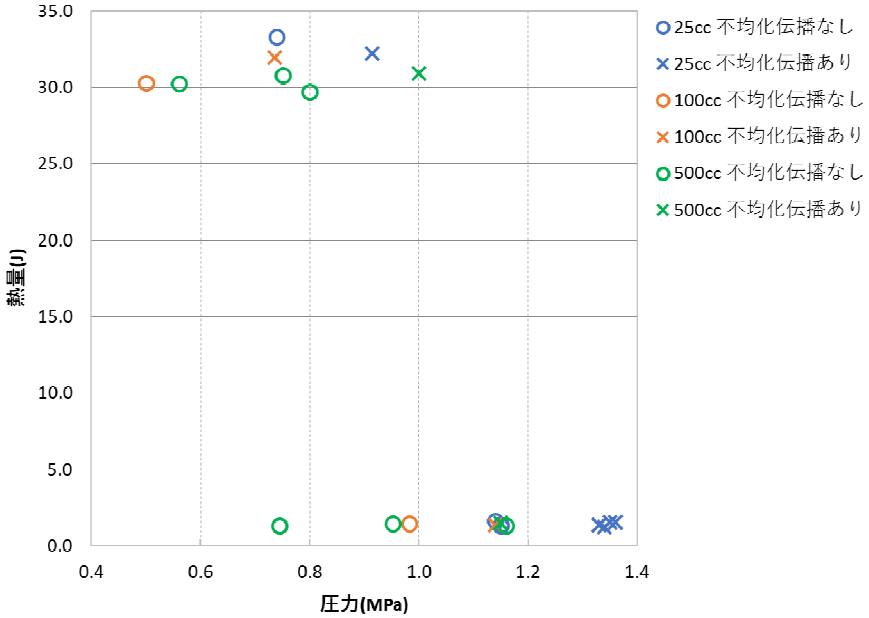


図 ①-6　不均化評価における容積の依存性

・溶断試験結果

R1132(E)の不均化反応性について検討した。試験温度 150℃、試験圧力 1.0MPa、着火エネルギー30J における試験結果の一例を図 ①-7 に示す。電圧が印加され、ジュール熱による溶断が発生した後に圧力が急上昇し、温度も増加していることから R1132(E)も HFO-1123 同様に不均化反応が生じることが明らかになった。

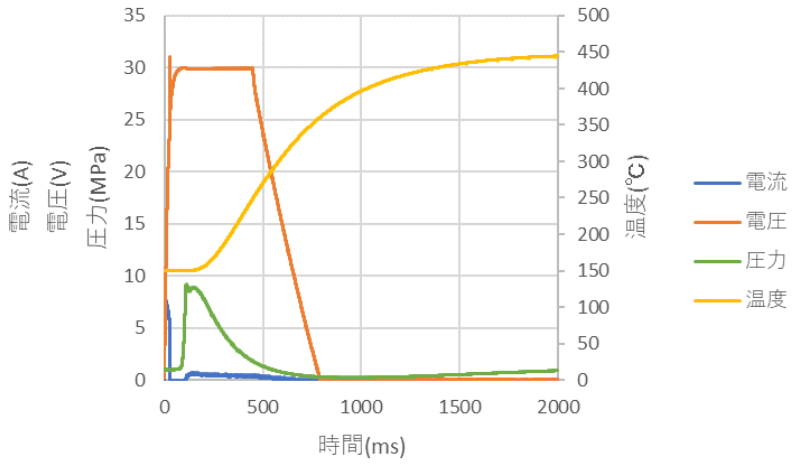


図 ①-7　不均化反応の温度圧力上昇波形

次に、R1132(E)不均化反応の温度依存性について評価した。図 ①-8 に示すように 25℃から180℃までの温度域において明確な温度依存性は見られず、1.0MPa 以上で不均化反応が生じる結果となった。

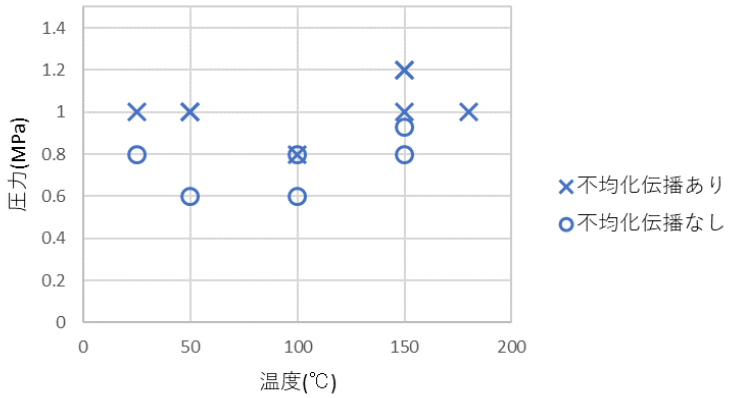


図 ①-8　不均化反応の温度依存性

続いて R1132(E)と R1234yf の混合組成物について同様の評価を行った。R1132(E)の濃度が低下するにしたがって不均化反応は起こりにくくなる傾向が確認された。また不均化反応は圧縮機内で生じうる温度域では、温度に対して大きな依存性はないことが分かった。

①.2.2 配管伝播試験

空調機の室内機と室外機は、冷媒配管によって接続されている。燃焼反応と同様に、不均化反応にも消炎直径が存在し、不均化反応が配管を伝播する際に不均化反応面が配管で冷却をされて消炎するのではという仮説を立て、配管部での消炎有無、消炎可能な長さ、形状等の検討をおこなった。

<u>試験装置</u>

図 ①-9 に記載の反応容器を組み評価を実施した。着火源のある容器と着火源のない容器を任意の長さ、形状の配管で接続し、着火源側で不均化反応を起こすことで、不均化反応が配管を伝播するか検証した。着火源には溶断試験と同様に Pt 30 J を用いて、150℃で試験した。配管途中で消炎したことは下記 3 条件を満たすことより判断する。

1: 1 つ目の容器（着火側）の最大圧力/初期圧力が、単一容器での試験よりも低いこと
2: 試験後の GC 分析により、R1132(E)分解率が 50%以下(着火側容器容量のみ)であること
3: 伝播側容器の熱電対計測温度が、着火側の熱電対の温度(400～600℃)よりも低いこと

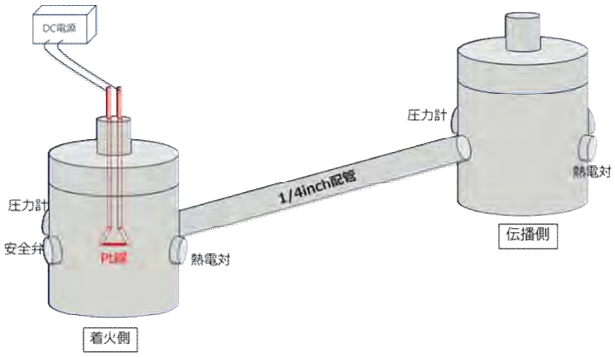


図 ①-9　配管伝播二連結試験

種々の配管伝播試験における各々の圧力波形を図 ①-10 に示す。不均化反応が配管伝播した場合には急峻な圧力が確認された（青線）。一方で、不均化反応が配管伝播しなかった場合には圧力上昇は抑えられる（灰色線）。

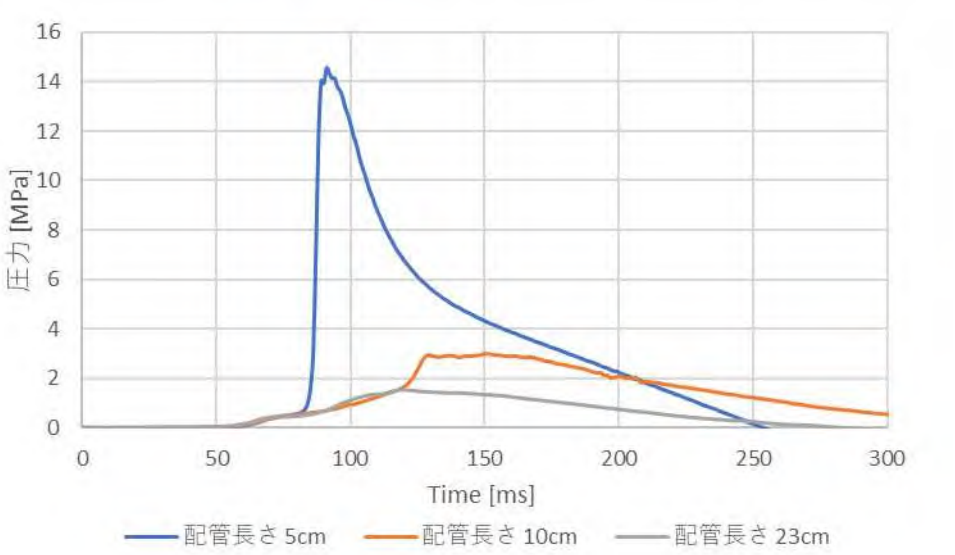


図 ①-10　二連結試験の伝播側の不均化有無

配管伝播試験結果

次に種々の条件で試験を行った結果を下記する。本検討からある長さ以上の配管では、燃焼と同様に、不均化反応が消失する効果があることが明らかとなった。また配管形状によっても消炎効果が変化することが明らかとなった。

表 ①-3　二連結不均化試験の反応結果一覧

Run. No	配管無	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
冷媒初期圧力/MPa	1.2	1.2	1.2	1.2	1.2	1.2	1.2	3.0	3.0	3.0	5.0	5.0	5.0
R1132(E)/R1234yfのR1132(E)/mass%	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	70	55
配管径(inch)	ー	1/4	1/4	1/4	1/4	1/4	1/4	1/4	1/4	1/4	1/4	1/4	1/4
SUS容器(着火側)/cc	38	35	35	35	35	35	100	35	35	35	35	35	35
SUS容器(伝播側)/cc	ー	42	42	42	100	500	42	42	42	42	42	42	42
配管の長さ/cm	ー	6	10	23	23	23	23	23	23L字	50U字	50U字	23	23
配管の体積/cc	ー	1	2	4	4	4	4	4	4	8	8	4	4
反応器体積/cc	38	78	79	81	139	539	146	81	81	85	85	81	81
R1132(E)分解率/%	**95**	**95**	**94**	**44**	**21**	**ー**	**96**	**94**	**93**	**46**	**ー**	**ー**	**ー**
伝播側での不均化（○:なし×:あり）	ー	×	×	○	○	○	×	×	×	○	○	×	×
最大圧力(着火側)/MPa	7.5	8.9	ー	3.0	ー	1.7	ー	ー	>10	8.9	21.8	>29	>29
最大圧力(伝播側)/MPa	ー	8.6	ー	3.4	2.6	1.4	7.0	17.6	>10	7.9	18.0	>29	>29

Run No.1～3：配管を長くすることで、配管で消炎しやすくなる
Run No.3～5：伝播側容器の容積を大きくしても、配管での消炎に必要な配管長は同じ
Run No.3,6：着火側容器の容積を大きくすると、配管で消炎しにくくなる
Run No.3,7：圧力を上げると配管で消炎しにくくなる
Run No.7,8,9,10：配管の形状で消炎効果が変わる
Run No.11,12：5 MPa、55mass%以上では組成と消炎効果の相関なし

①.3　重合反応性の抑制検討

E-1,2-ジフルオロエチレン (R1132(E))は分子内に二重結合を有することから、他の HFOs と同様に重合反応を起こす可能性がある。重合反応により冷媒中に重合物が生成した場合には、冷媒流路および装置への重合物の付着による閉塞や、冷媒の組成、粘度変化による機器効率の低下など悪影響が想定されるため、重合反応を評価し、必要に応じて抑制を行うことは重要である。しかし、冷媒内にラジカルが発生する条件が整えば HFOs では重合反応が起こりうることから他種多様な重合要因が想定されるため、全ての要因に対して検討を行うことは難しい。このため本検討においては、以下２点において R1132(E)の重合性を評価した。(1)冷媒とラジカルが共存した場合に起こる重合反応の速度を測定することにより、重合物の生成速度を明らかとする。(2)冷媒の使用、保存において最も蓋然性が高い重合要因として酸素との共存を取り上げ、これによる重合反応の有無を評価する。

①.3.1 重合反応の速度

重合装置および重合方法

重合反応には下図 ①-12 に示す装置を使用した。密閉し、内部を窒素置換後に真空とした200mL 容積の SUS 製オートクレーブにオクタフルオロシクロブタン (FC-C318)を 150g 封入した。

これに重合させる冷媒を 0.16 mol 追加し、内温 25℃で一定となるようにウォーターバスを用いて調整した。ここにラジカル発生剤としてビス(2,2,3,3,4,4,5,5,6,6,7,7-ドデカフルオロヘプタノイル)ペルオキシド (DHP) を 8mass%の濃度でパーフルオロヘキサンに溶解させたもの(DHP 8mass%溶液)を 1.0g 追加し、重合を開始させた。重合開始後 60 分経過後に DHP 8mass%溶液を 1.0g 追加し、さらに 60 分経過した際に容器を開放して FC-C318 および重合させる冷媒を容器外へ放出させることによって重合を停止させた。容器を開放した後、内部に固形物が存在する場合はすべて取り出し、さらに容器内をパーフルオロヘキサンによって洗浄した洗液を回収した。固形物および洗液を真空中 70℃で乾燥させ、得られた固形物の重量を測定した。得られた固形物は ^{19}F NMR および ^{1}H NMR により重合させる冷媒由来の重合物であることを確認した。

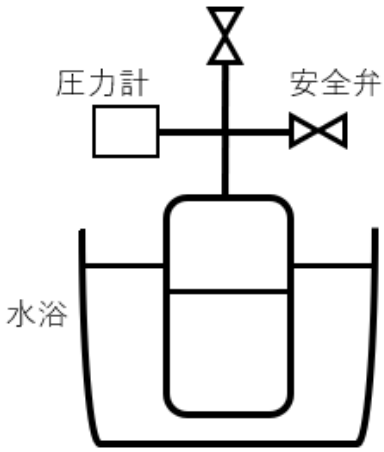


図 ①-12 重合反応装置

重合反応結果

R1132(E)、2,3,3,3-テトラフルオロプロペン(R1234yf)、トリフルオロエチレン(HFO-1123)および比較対象として 1,1-ジフルオロエチレン(R1132a)に対して重合反応実験を行った R1132a は重合反応を起こしやすい物質として知られており、重合物の原料として多用されている。下図①-13 に重合反応の経過時間に対する容器内部圧力の変動を示す。容器内部へ充填した各冷媒の物質量はすべて同一であるが、FC-C318 に対する溶解性の違いにより内部圧力は各冷媒によって異なっている R1132a および HFO-1123 においてはラジカル発生剤の存在によって内部圧力が低下していく様子が見られている。これは重合反応の進行によって FC-C318 に溶解した冷媒が消費され、気相部にある冷媒が FC-C318 に溶解されていく様子を示すものであると考えられる。一方 R1132(E)および R1234yf においては内部圧力の変動がほぼ見られない結果が得られ、これらの冷媒においての重合反応は気相部の圧力にほぼ影響を及ぼさない程度であると推測される。

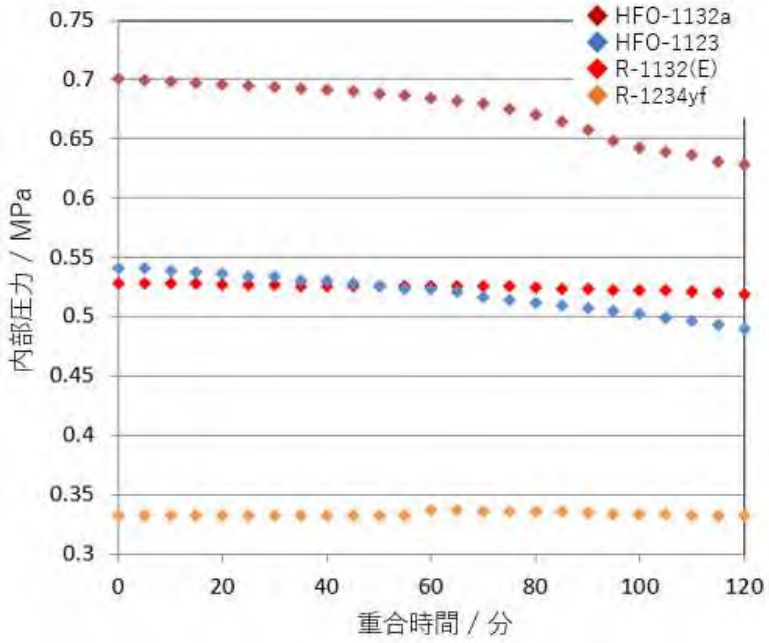


図 ①-13　重合反応による内部圧力の時間変化

続いて重合反応の後に得られた固形物の質量を以下の表に示す。得られた固形物は ^{19}F NMR および ^{1}H NMR により重合させる冷媒由来の重合物と確認されており、使用した冷媒が消費されて生成したものであることを確認している。得られた重合物の使用量に対する比率は R1132a、HFO-1123、R1132(E)、R1234yf の順に高くなっている。重合反応を起こしやすいとされている R1132a において 38.6%と最も高くなっており、本検討において用いた重合反応は適切であったことが推

測される。また、R1234yf と R1132(E)において得られた重合物が 0.15g、0.60g と少ないことは、容器内部圧力と重合時間の関係において述べた、重合生成物が少ないため気相部圧力に及ぼす影響が小さいという内容に対しても矛盾のない結果となっている。

表 ①-4　重合反応により得られた重合物質量、使用冷媒量に対する重合物比率、重合速度

	R-1132(E)	R-1234yf	HFO-1123	HFO-1132a
使用質量 / g	10.1	18.5	13.3	10.1
重合物質量 / g	0.60	0.15	3.02	3.90
重合物比率	5.9%	0.8%	22.7%	38.6%
重合速度 / L mol^{-1} s^{-1}	120	20	480	850

ここで、FC-C318 に対する溶解性の違いにより内部圧力は各冷媒によって異なっていることから、重合を起こす場である FC-C318 内に存在する冷媒の濃度が異なるため、見かけの重合速度が変化している可能性が考慮される。すなわち、得られた重合物の量を直接比較するだけでは重合速度の比較はできないことが推測される。このため、重合素反応の速度としては FC-C318 内に存在する冷媒量に対して、得られた重合物に用いられた冷媒の物質量の関係を導く必要がある。ここで、気相部の圧力から気相部に存在する冷媒量を導き出し、用いた冷媒量とこれの差分を FC-C318 内に存在する冷媒量として扱った。この仮定により求めた重合速度は R1132(E)、R1234yf、HFO-1123、R1132a に対してそれぞれ 120, 20, 480, 850 L mol^{-1} s^{-1} となった。

①.3.2 酸素共存条件における重合反応

重合装置および実験方法

酸素共存条件による重合反応には下図 ①-14 に示す装置を使用した。あらかじめ酸素 1.4 mol%を混合した冷媒を作成しておき、これを窒素置換後に真空とした反応容器内に充填した。本実験は気液混合においての保管条件を想定したものであるため、充填量は 40℃における飽和密度となるように設定した。また、酸素濃度は、大気圧の空気が存在する容器内に冷媒を充填した際の最大濃度となるように設定した。冷媒および酸素を充填した容器を電気炉内に設置し、容器内部温度が 50℃一定となるように電気炉内の温度を調整した。時間経過ごとに容器内部の圧力を記録し、220 時間経過したところで実験を終了した。

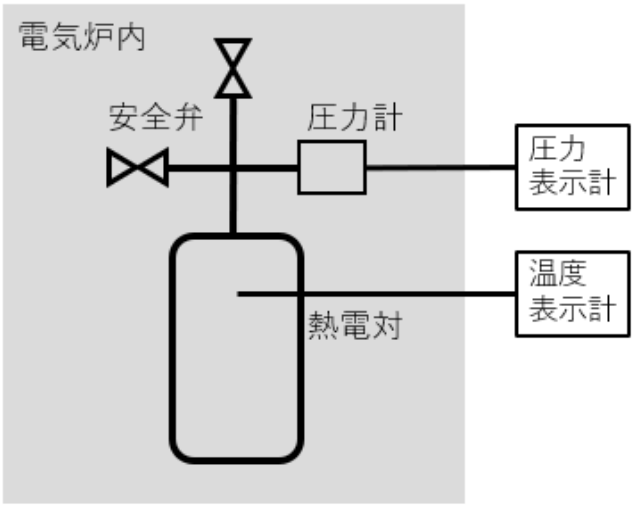


図 ①-14　酸素共存条件における実験装置図

重合反応結果

R1132(E)および HFO-1123 に対して酸素共存試験を実施した。下図 ①-15 に重合反応の時間経過に対する容器内部圧力の変動を示す。HFO-1123 においては、時間経過とともに緩やかに圧力が低下していき、190 時間経過後に急速な圧力低下が見られた。この圧力低下は約 0.5 MPa となるまで継続した。一方 R1132(E)において圧力低下は観察されず、220 時間経過後も実験開始時とほ

ぼ同じ圧力であった。

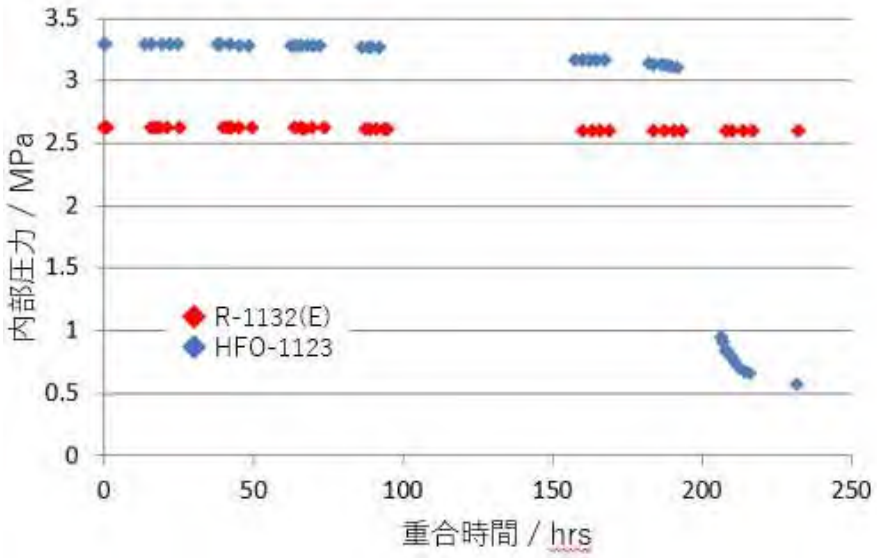


図 ①-15　重合反応による内部圧力の時間変化

220 時間経過後に容器を開放した際の容器写真を下図 ①-16 に示す。容器内部には固形の重合物が存在しており、また容器内壁にはフィルム状となった重合物が付着している様子が観察された。これに対して R1132(E)においては容器内に固形物の付着は見られず、容器内部をパーフルオロヘキサンによって洗浄し、洗液を真空乾燥させた残渣にも重合物は見られなかった。また、重合実験後の R1132(E)に対して GC-MS 分析を行ったところ、実験前と成分に変化がないことも確認できた。

図 ①-16　酸素共存後に生成した HFO-1123 重合物

①.4　R1132(E)の分解生成物および環境影響評価（担当：産総研 機能化学研究部門）

R1132(E)の大気中における分解生成物の解析は、12L の石英管と多重反射光学セルを装着したフーリエ変換赤外分光光度計（FTIR）で構成される大気反応チャンバーを用いて行った。本化合物は大気中に存在するヒドロキシラジカル（OH ラジカル）と反応することにより分解する。大気反応チャンバー中で、R1132(E)と OH ラジカルを反応させ、更に一連のラジカル連鎖反応による生成物を FTIR で同定・定量し、反応メカニズムを解析した。分解生成物を定量評価することにより、 R1132(E)の分解生成物による環境への影響を評価した。

FTIR の測定結果を図 ①-17 に示す。反応前後の差スペクトル(図 ①-17(C))から、主生成物であるギ酸フルオリド（HC(O)F）と少量の一酸化炭素（CO）を同定した。FTIR 測定により得られたスペクトルから HC(O)F と CO を定量し、R1132(E)に対する収率を計算した結果、それぞれ 88.5%と 6.5%であった。2 つの分解生成物の収率は合わせて 95%である。CO が HC(O)F から生成し

ていると考えられるため、 HC(O)F の壁面暗反応と光分解の反応速度を解析した結果、壁面における加水分解の反応速度定数を 9.26×10^{-6} s^{-1}、光分解の速度定数を 8.34×10^{-6} s^{-1} と決定した。反応容器の壁面の加水分解と光分解を考慮した HC(O)F の収率は 101.5%であり、理論収率 100%にほぼ一致した。

分解生成物から推測される反応メカニズムを図 ①-18 に示す。図 ①-18(A)は大気反応チャンバー内の反応メカニズムを示し、分解生成物 HC(O)F の壁面における加水分解及び光分解の反応ルートも併せて示した。図 ①-18(B)は、大気中における分解反応メカニズムを示す。R1132(E)が大気中に放出されると、OH ラジカルとの反応により R ラジカルを生成し、酸素分子と付加反応することにより ROO ラジカルを生成する。この後の反応は大気化学チャンバー内の反応とは異なり、ROO ラジカルは大気中に存在する NO と反応し、RO ラジカルと NO_2 ガスを生成し、HC(O)F に分解される。HC(O)F は、雲中の水滴（寿命約 150～1500 日）、または海水へ溶解して加水分解する（寿命約 80 年）ことにより、最終的にフッ化水素（HF）とギ酸（HCOOH）に分解する。また、最終的に生成する HF と HCOOH は、雨水等により速やかに大気中から除去される。以上の反応過程により算出される HC(O)F の GWP_{100} の最大値は 1.41 であり、R1132(E)自身の GWP_{100} 値である 0.0056 より大きい。したがって、R1132(E)の分解生成物を含む GWP は 1.41 より小さく、その環境影響は無視できるほど小さいと評価される。

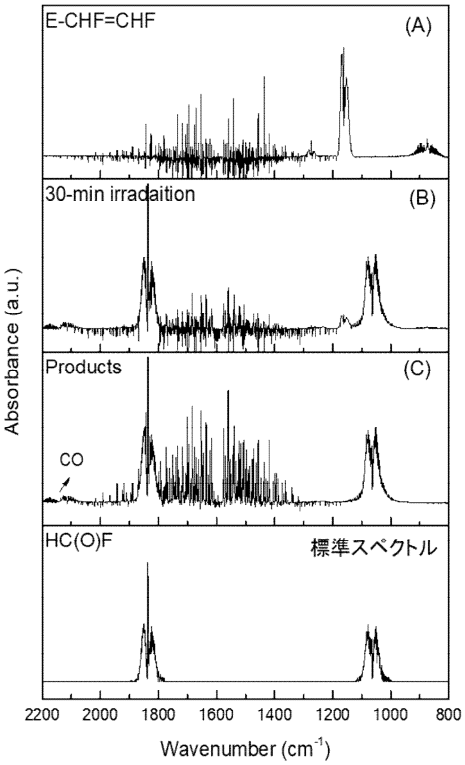


図 ①-17 (A)R1132(E)、(B)OH ラジカルとの反応 30 分後、(C)差スペクトル、および HC(O)F の標準スペクトル

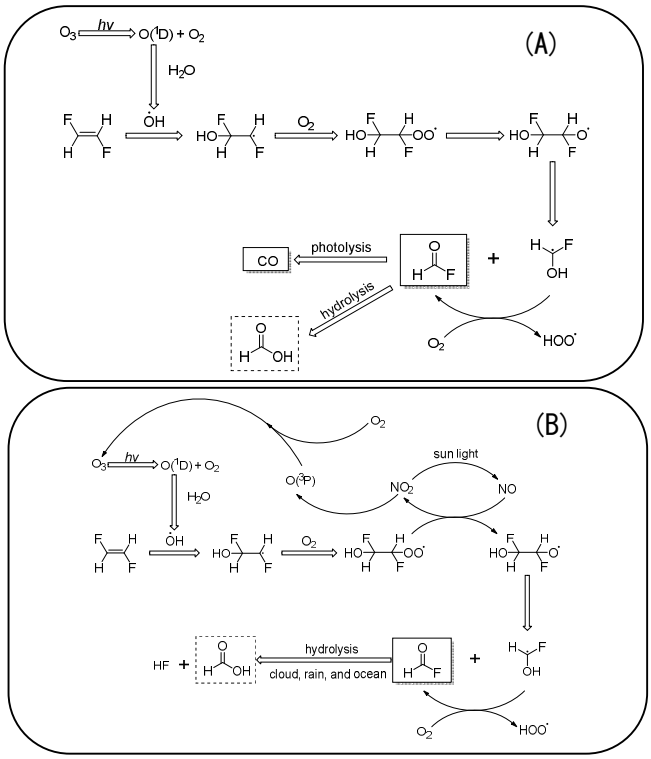


図 ①-18 大気反応チャンバー(A)および大気中 (B) における R1132(E)の分解反応メカニズム

①.5 R1132(E)の熱分解開始温度および生成物解析（産総研 機能化学研究部門 担当）

R1132(E)の熱分解は流通式反応器を用いて行った。実験装置の概略を図 ①-19 に示す。反応管はインコネル 600 製で、外径 1/2 インチφ、内径約 1cm、長さ約 44cm のパイプ状である。反応管内の温度を計測するため、熱電対を直接反応管内に挿入すると熱分解で生成した HF 等により数日程度で熱電対が腐食して使用不能になるため、反応管の中心軸上に外径 1/8 インチφの熱電対保護用の鞘管（インコネル 600 製）を通し、鞘管の両端から外径 1mmφのシース熱電対（Type K）を挿入して反応管内の温度の測定を行った。試料（R1132(E)）と空気の流量はマスローコントローラで計測・制御した後混合して反応管に流した。反応管の下流側の位置で窒素を添加して

FTIR の吸収率が適当になるよう調節した。FTIR で試料、HF、COF_2、CO_2、CO、H_2O を定量し、O_2 はガスクロで定量した。反応管に所定の濃度・流量で試料/空気混合ガスを流しながら、室温から測定を始めて、段階的に温度を上げて行き、定常状態になった後、FTIR とガスクロによる定量を行い試料の分解率と HF 等の生成率を求めた。FTIR とガスクロの基準値は室温で測定した値を用いた。実験は、試料と空気の流量が 100cm^3/min 一定で試料の濃度を 2.0～20%（量論比（ϕ）= 0.19～2.39）の範囲で変える、および ϕ = 1.0（R1132(E)の濃度が 9.5%）一定で試料と空気の流量を 20～200cm^3/min の範囲で変えることで、試料濃度および流量の影響を調べた。熱分解実験では、反応管内壁、および熱電対保護用の鞘管に付着した熱分解生成物が影響を及ぼす可能性があるため、適宜、①:以前に別の実験に使用した反応管をクリーニングして使用する、②:新品の反応管を使用する、③:②の実験を行った反応管をそのまま使用する、④:③の実験を行った反応管をクリーニングして使用する、の 4 種類の状態の反応管を用いて繰り返し測定を行うことで、付着した熱分解生成物の影響を調べながら実験を進めた。

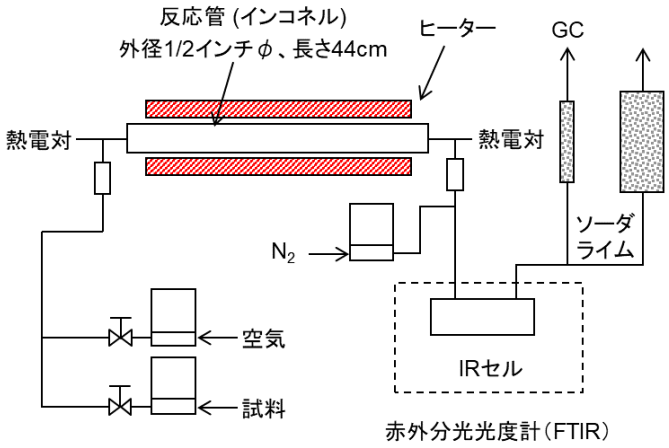


図 ①-19 熱分解実験装置概略

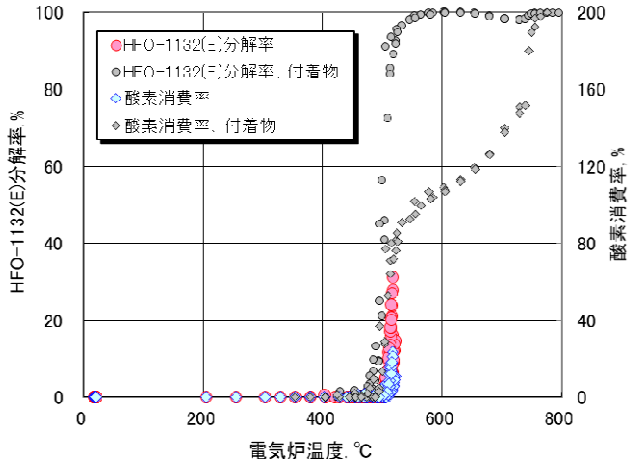


図 ①-20 R1132(E)の分解率

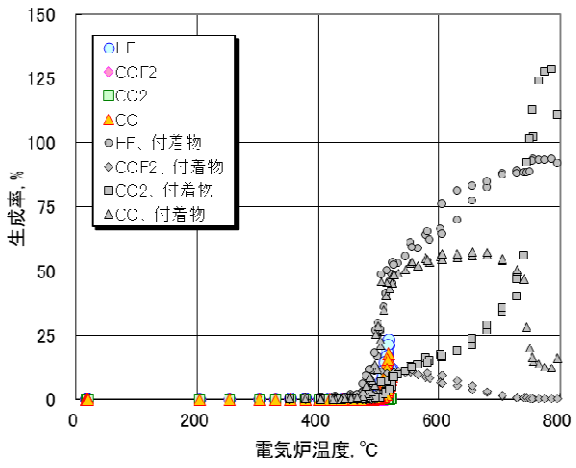


図 ①-21 熱分解生成物

図 ①-20 に R1132(E)と空気の流量が 100cm^3/min で濃度が 9.5%（ϕ=1.0）の場合の R1132(E)の分解率の測定結果を示す。図 ①-21 には同じ条件における HF 等の生成率の測定結果を示す。ここで、酸素の消費率、HF の生成率等は供給した R1132(E)に対する値である。実験は通常は反応管内に付着する熱分解生成物の量を抑えるため、R1132(E)の分解率が 20～30%程度になる温度で終了しているが、両図はより高温側における R1132(E)の分解率、HF 等の生成率の様子を調べる目的で 800℃まで昇温して行った。図で付着物と記してある記号は、前記①の状態の反応管を用いて得たものであり、付着物の影響で R1132(E)の分解が開始する温度が若干低下する傾向が認められた反応管を用いた結果である。

R1132(E)の分解は 500℃前後から認められ、温度の上昇と共に R1132(E)の分解率は急激に上昇し 550℃前後で分解率はほぼ 100%になった。酸素の消費も 500℃前後から認められ、温度の上昇と共に急激に大きくなるが、600℃でも酸素の消費率は 100%を少し超えた程度、すなわち供給

したR1132(E)の1モルに対して酸素の消費は1モル強であり、R1132(E)の完全燃焼に必要な酸素量（1 モルの R1132(E)に対して 2 モルの酸素）の半分強しか酸素は消費されていないことが分かった。主な熱分解生成物は HF、CO、CO_2、および COF_2 であり、これらの生成も 500℃前後から認められた。HF の生成は生成率が 50%を超えると温度の上昇に伴って緩やかに大きくなる。CO の生成は 50%を超えるとほぼ一定になった後、750℃以上では温度の上昇と共に急激に小さくなった。これとは逆に CO_2 の生成は 750℃前後までは温度と共に緩やかに上昇したがそれ以上の温度では急激に大きくなった。COF_2 は 500℃を超えた温度で一旦は 10%程度になるが、その後は温度の上昇と共に生成率は低下した。付着物の影響に関しては、前記②～④の反応管を用いた場合は付着物の影響は殆ど認められなかったが、①の反応管を用いた場合は②～④の反応管を用いた場合に比べて最大で 40℃弱 R1132(E)の分解が開始する温度が低下する傾向が認められた。R1132(E)濃度の影響については、R1132(E)濃度が 2%の時は分解が開始する温度は約 530℃であったが、R1132(E)濃度の上昇と共に分解が開始する温度は徐々に低下し、R1132(E)濃度が 20%の時は約 480℃で R1132(E)の分解が開始した。流量の影響については、20cm^3/min の時は約 480℃で分解が開始したが、流量の増加と共に分解が開始する温度は上昇し、200cm^3/min の時は分解が開始する温度は約 500℃になった。

①.6　直膨型空調機に適した次世代冷媒候補の選定

R1132(E)と R1234yf、HFO-1123、R1234ze、R744 などの混合冷媒を検討した。R1132(E) (20～60 %)と R1234yf (10～30 %)及び HFO-1123 (25～50 %)の範囲で、GWP<10 で、ASHRAE 燃焼性クラス 2L の R410A 同等の性能が確保できる試算になった。

①.7 不均化抑制方法の検討

不均化反応を起こす化合物に対して不均化反応を起こさない別の化合物を混合させた場合、不均化を抑制する効果が期待される。これに関して単純な希釈によって期待される結果以上に不均化を抑制する傾向があることも知られている。本検討は R1132(E)に対して種々の不均化を起こさない化合物を混合して着火実験を行い、混合物の抑制効果とその傾向を見積もる目的で実施した。

実験方法および評価方法

不均化を起こすための着火実験には溶断評価装置を用いた。反応容器を窒素置換した後に真空とし、150℃となった際に 1.27 MPa となるように R1132(E)を充填し、さらに不均化反応を起こさない物質を比率が 5mol%となるように追加で充填した。溶断する金属線には径 0.3mm の白金線を使用した。反応容器内部温度が 150℃となるように装置を加熱し、金属線に電圧を印加して金属線を溶断させ、着火を行った。金属線を溶断する際には直流 30V の電圧を印加した。以下の図①-22 に不均化反応が発生した際の反応容器内圧力の変動を着火した時点を 0 秒として示す。また、混合物を加えた場合に圧力の極大値に至るまでの時間が延びる例も示す。不均化反応の有無に関しては、着火後の圧力が 2 MPa を超えた場合に不均化反応を起こしたと判断した。

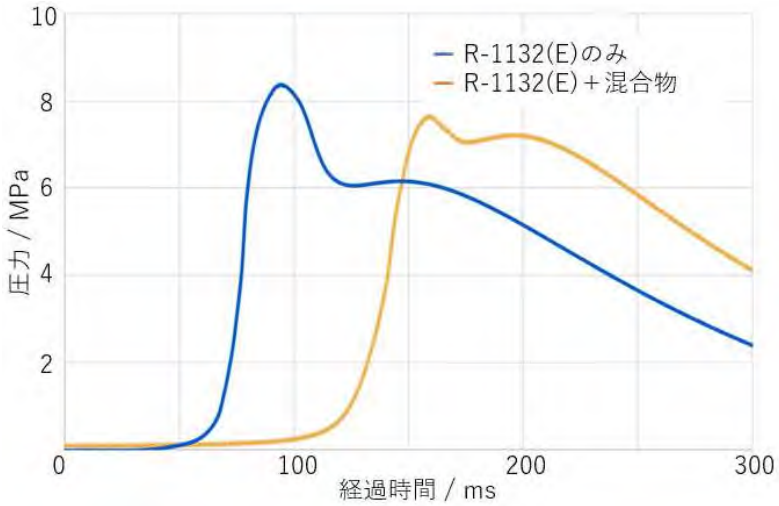


図 ①-22　不均化反応における容器内圧力変化の例

混合物が不均化反応を抑制する効果の程度を見積もるにあたり、最も単純な方法としては不均化反応が発生しなくなる混合物の最小濃度を実験により見出すことである。しかし、一度の実験において得られる混合物の濃度データは一点のみであり、不均化反応が発生しなくなる混合物の最小濃度を見出すには複数回の実験試行が必要となる。本検討においては多種多様な混合物に対して評価を行う必要があり、上記のような混合物一点に対して複数回の実験試行が必要となる評価法は好ましくない。このため、本検討では混合物が不均化反応を抑制する効果の程度として、R1132(E)密度および混合物密度を混合物ごとに等しく揃えた場合の、着火から圧力極大に至るまでに要した時間（以下、ピーク到達時間）を用いることにした。不均化反応の伝播はすなわち、化学反応の連鎖によって着火源から周辺へと伝わっていくものであり、これは不均化反応の見かけの反応速度に強く影響されると考えられる。本検討の各試行においてR1132(E)の密度は同じとなるようにしており、素反応における濃度項は等しいことから、見かけの反応速度は混合物の物性に主に依存する。以上のことから、混合物の物性により不均化反応の見かけの反応速度を遅くした場合、すなわち抑制した場合にピーク到達時間が長くなると考え、評価を行った。

対象混合物選定に関して

不均化反応の伝播は化学反応の連鎖であり、連鎖を起こす要因としては反応熱の発生、および熱の伝達が主であると仮定すると、反応を抑制するにあたってはこの二点を基準に混合物を選定、評価することが効果的であると考えられる。このため本検討においては、(1)混合物を含めた不均化反応を想定し、これによって発生する反応熱に対する評価。(2)熱拡散率に対する評価。を念頭に混合物を選定した。また、反応熱、熱拡散率以外の要因を可能な限り排除するため、化学的な構造が類似した化合物を選定した。具体的には(1)においては炭素数１の置換ハロアルカンを、(2)においては直鎖飽和炭化水素を選定した。

(1)反応熱を基準とした評価

各混合物の反応熱を算出するにあたり、炭素数１の置換ハロアルカンを混合物として用いて不均化伝播を行った際に生じるガスを GC-MS を用いて分析した結果、パーフルオロエタンが生じていることが分かった。また、未反応の置換ハロアルカンを除いた塩化アルキルおよび臭化アルキルはほぼ検出されなかった。以上の実験結果から炭素数１の置換ハロアルカンが存在する場合の反応ではフッ化水素よりも臭化水素、塩化水素が優先して生じ、かつパーフルオロエタンが生成する反応として反応熱計算を行った。反応熱について、下式を基に各反応物および生成物に対して密度汎関数法(B3LYP/6-31G(d))によるエネルギー計算を行い、反応前後におけるエネルギー差を反応熱として扱った。

$$R\text{-}1132(E) + CH_aF_bX_c \rightarrow (2+a-c)HF + cHX + \{(b-a+c)/6\}C_2F_6 + \{3-(b-a+c)/3\}C$$

$a+b+c = 4$
X : Cl, Br, I

式 ①-2　反応熱計算に用いる反応式

下図 ①-23 に 5mol%を混合物として加えて不均化反応を行った際の、反応熱に対するピーク到達時間のグラフを示す。反応熱が低くなるにつれてピーク到達時間が長くなり、最も低い反応熱であると計算された CF_4 を使用した場合には不均化伝播が起こらなかった。この結果より、混合物を含めた反応熱が不均化反応の伝播に影響することが示唆された。

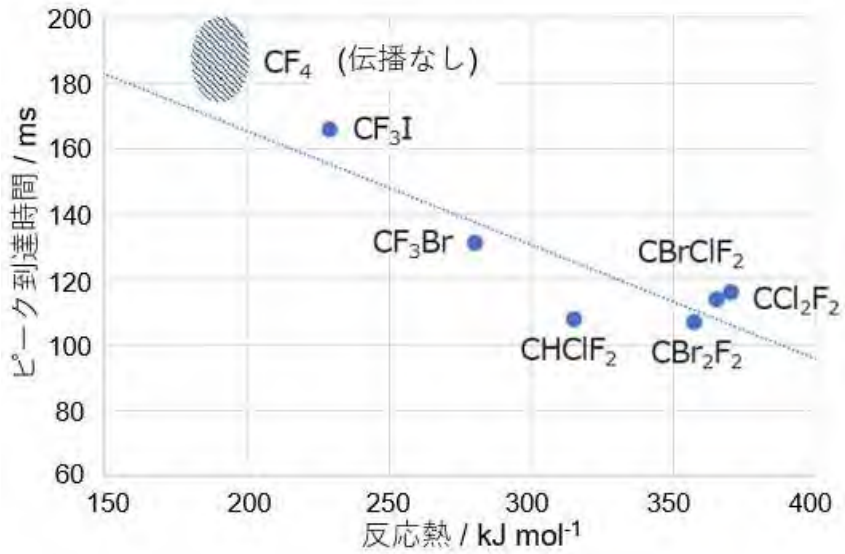


図 ①-23　置換ハロアルカンの反応熱に対するピーク到達時間

(2)熱拡散率を基準とした評価

炭素差数が異なる直鎖飽和炭化水素を 5mol%の混合物として加えて不均化反応を行った際の、熱拡散率に対するピーク到達時間のグラフを示す（図 ①-24)。熱拡散率が低くなるに従いピーク到達時間が長くなり、デカンを用いた場合には不均化伝播が起こらなかった。この結果より、混合物の熱拡散率が低くなり、熱伝達が小さくなると不均化反応の伝播が抑制されることが示唆された。

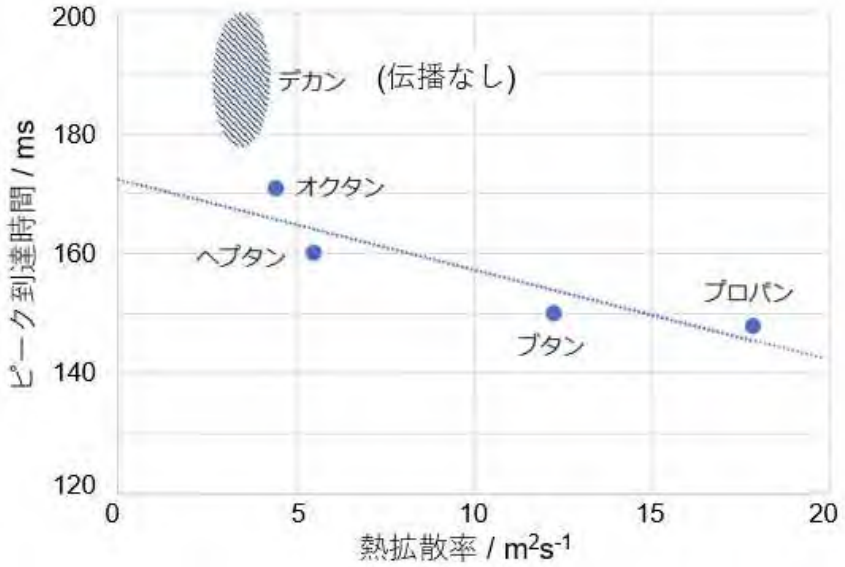


図 ①-24　直鎖飽和炭化水素の熱拡散率に対するピーク到達時間

①.8 リスクアセスの内容整理

圧縮機内部には、不均化反応の着火源になる箇所が複数想定される。（図 ①-25）金属線溶断試験はモータ巻き線接触による銅線溶断に相当する。そのほかに想定される着火源の内、摺動部の高温面を模擬した金属線加熱試験法、相間短絡、地絡で発生するアーク放電を模擬した放電法の検証を行った。また可視化装置を使用した伝播速度解析を実施した。

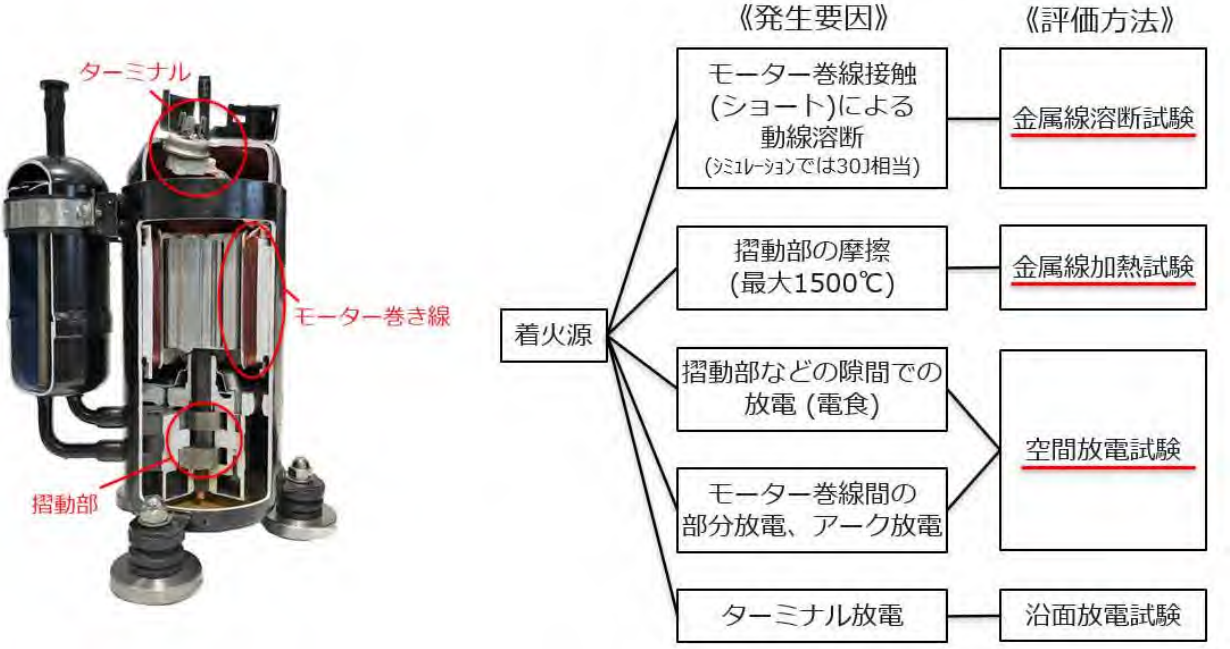


図 ①-25 着火源要因

①.8.1 金属線加熱試験

試験装置

試験容器は溶断試験で用いたものと同様のものを使用した。着火源には金属線にモリブデン線を用いて入力電圧を変えることで金属線温度を調整した。金属線温度は、下記の手順で算出した。試験にはモリブデン線φ0.2 mm、L:50 mm を使用し 5 秒間通電させた。ガス温度は 150℃で実施した。

1) 測定される電流電圧から抵抗値を算出。
2) 金属線の断面積と長さから、電気抵抗率を算出。
3) 金属固有の電気抵抗率と温度の関係式から金属線温度を算出。

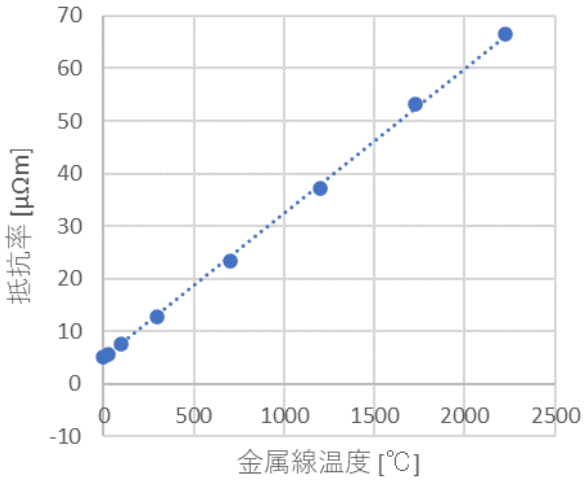


図 ①-26 金属線温度(Mo 線)と抵抗率の関係

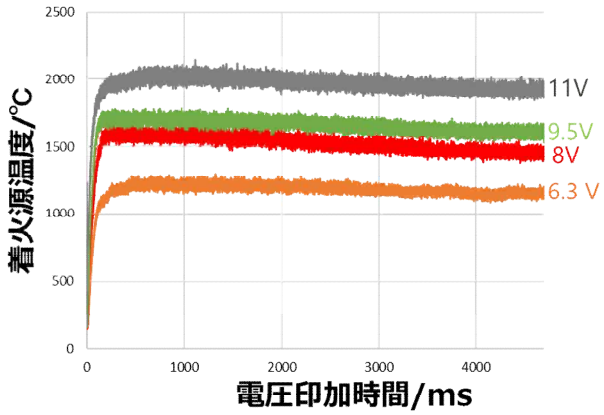


図 ①-27　印加電圧と着火源温度

R1132(E)の不均化反応結果

着火源温度と圧力の関係について、R1132(E)純物質で不均化評価を実施した。圧力が高くなるにつれて不均化発生に必要な着火源温度は下がり、5 MPa では着火源温度が 800℃で不均化発生することが分かった。

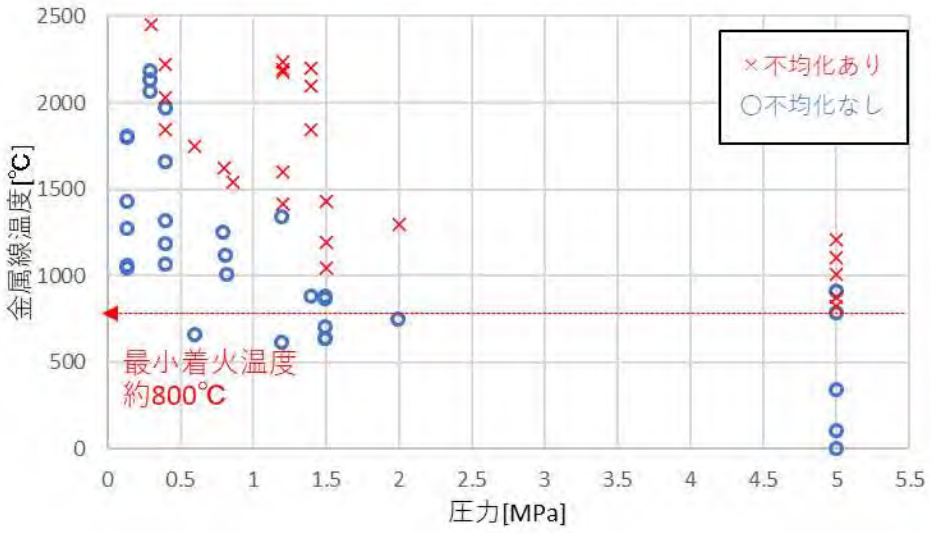


図 ①-28　金属線温度と圧力の関係

次に金属線温度と R1132(E)/R1234yf の組成比の関係を評価した。R1132(E)の組成比が下がるにつれて不均化を起こすのに必要な金属線温度は低下し、R1132(E)が 40mass%以下では 2000℃以上でも不均化は発生しないことが明らかとなった。

金属線温度を 2000℃に固定してガス圧力、ガス温度、組成の評価を実施した。R1132(E)の比率が高くなるにつれて、境界圧力は高くなる傾向が確認できた。また温度が高くなるにつれて不均化が起こりやすくなる傾向を確認した。

①.8.2 放電試験

試験装置

放電発生装置は、高圧ガス雰囲気下でも絶縁破壊が起こすことができるように 40kV のトリガ電圧を発生させられるリアクトル部と、熱量の調整が可能なコンデンサー部を併せ持つ装置を作成した（図 ①-29）。リアクトル部にはトロイダルコア(EPCOS)を使用し、相互リアクタンスの関係式から二次側回路に高電圧をかけることが可能となる(式 1)。この機構を二連直列とし 40kV のトリガ電圧を発生させた。放電エネルギー調整用のコンデンサーには静電容量 0.1～4400μF の

フィルムコンデンサーを使用した。放電エネルギーは 0.1～250J まで調整できる。電流計測にはロゴスキーコイルを使用した(PEM CWT30B)。電圧は Ni 電極端部を測定点とし分圧回路にて測定した。電流電圧はオシロスコープ(YOKOGAWA DLM2022)を使用しサンプリング速度 16ns/S で記録した。測定で得られる波形を図①-30 に示す。この電流(I)、電圧(V)から電力を求め、これを積分して熱量を算出した（式２）。積分する範囲は電流が流れている t1～t2 の範囲としている。

$$\frac{V2}{V1} = k\frac{N2}{N1} \qquad \text{(式 1)}$$

(V2:二次側電圧, V1:一次側電圧, N2:二次側ターン数, N1:一次側ターン数, k:結合定数)

$$\int_{t1}^{t2} I(t) \cdot V(t)dt \qquad \text{(式 2)}$$

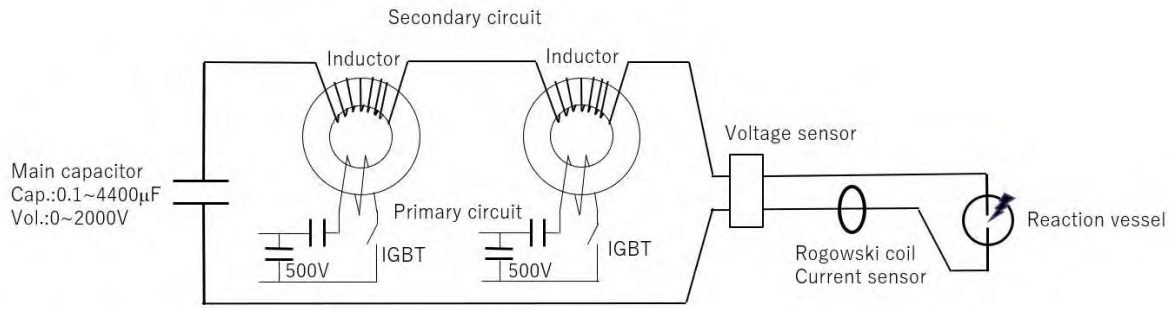


図 ①-29　放電発生装置概要図

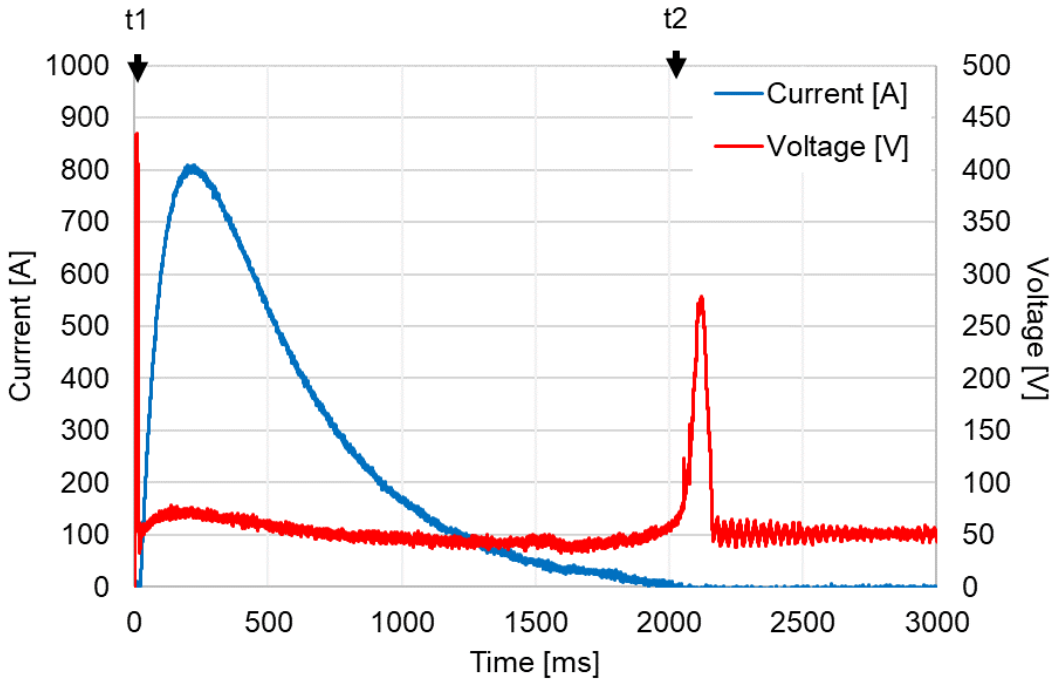
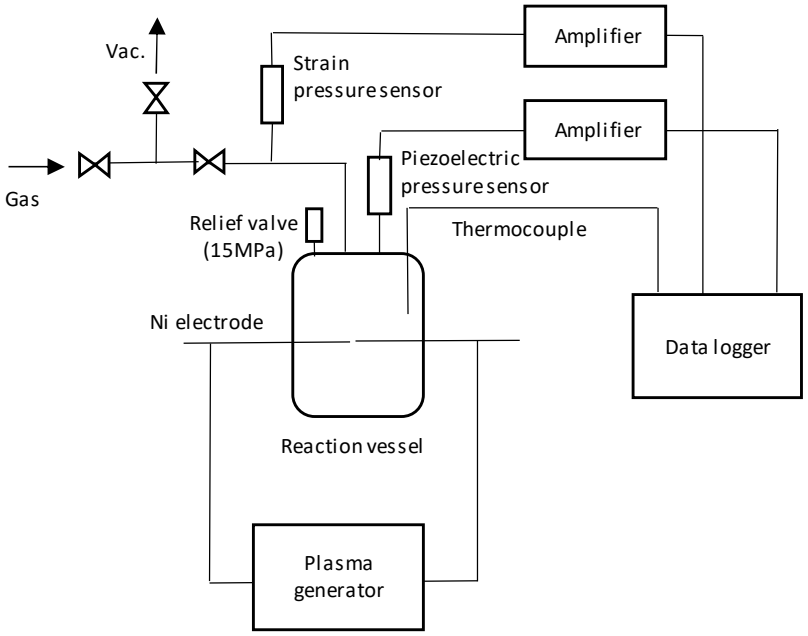


図 ①-30　30J の放電電流、電圧の波形



図①-31　放電試験装置全体図

試験容器は SUS316 製　耐圧 15MPa 円筒状で、実内容積 38cc（直径 φ30mm、高さ 35mm）のものと、実内容積 513cc（直径 φ82.5mm×高さ 95mm）のものを使用した（ガス仕込みライン、各種センサー用ライン含む)。電極には材質 Ni201 の φ2.5mm の丸棒に先端部 1cm がニードル状（先端径φ0.5mm）になっているものを使用した。電極の固定には、conax 社製 EGT グランドのテフロンインシュレータを使用した。安全弁として 15MPa の逃がし弁を取り付けた。着火位置は天板から 38cc 容器では 12mm、513cc 容器では 35mm 下の位置にある。電極間距離の調整は隙間ゲージを使用し 0.1～0.5μm の間隔で調整した。温度は K 型熱電対で測定した。圧力はひずみ式と圧電式の二種類の圧力変換器を使用し測定を実施した。（KYOWA CDV-900A、Kistler 5018A1010）温度と圧力はデータロガー(YOKOGAWA GL980)を用いて記録し、サンプリング間隔は 100μs とした。

<u>着火エネルギーと圧力の相関</u>

図 ①-32 には R1132(E)100% 423K での放電エネルギーと圧力の結果を示す。自己分解の有無は放電エネルギーに明確に依存することがわかった。またガス圧力を高くなるに従って自己分解伝播するのに必要な放電エネルギーは低下することがわかった。

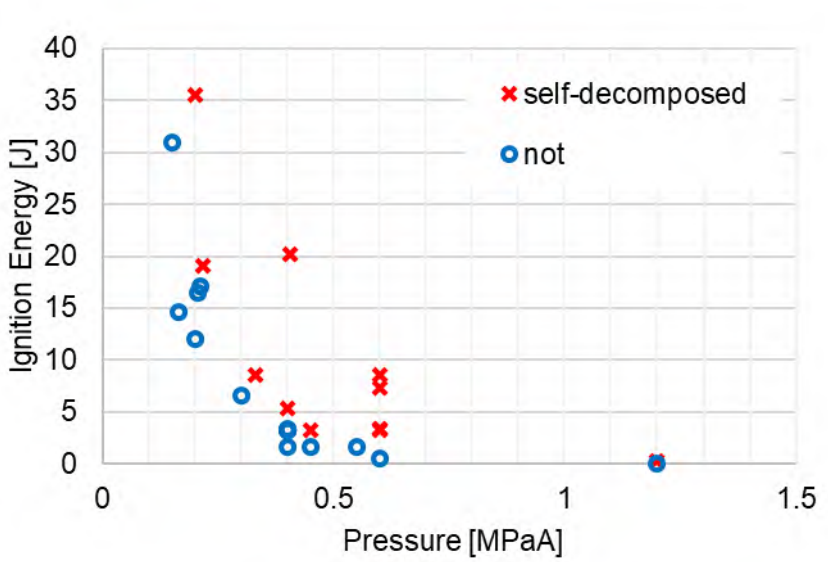
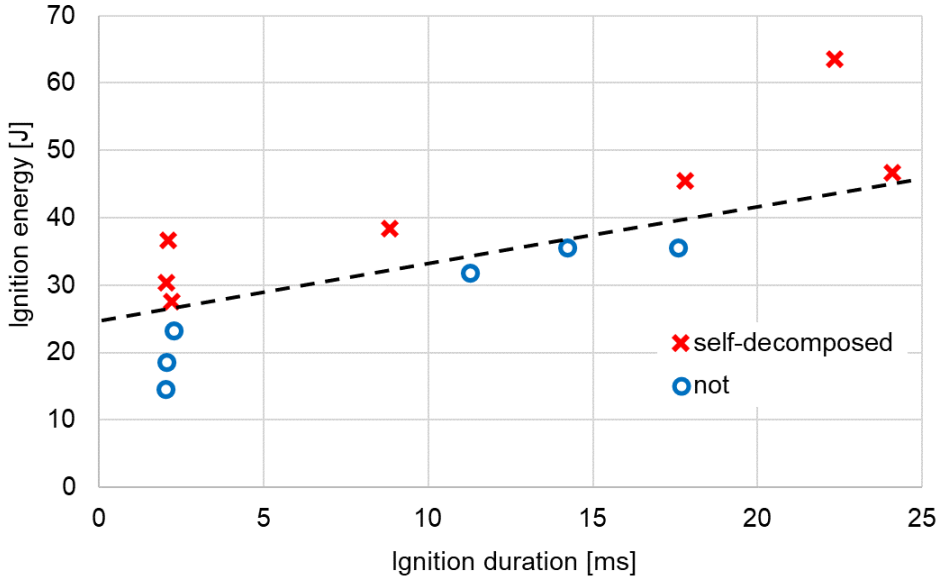


図 ①-32　着火エネルギーと圧力の関係

放電時間と着火エネルギーの相関

放電時間の違いで自己分解境界が変動するか検証した。図 ①-33 に示す通り、放電時間が 10ms 以上になると、自己分解に必要な放電エネルギーが高くなる傾向が見られた。



図①-33　放電時間の影響

R1132(E)/R1234yf の組成相関

次に同じく R1234yf と混合し 3J、30J、80J の熱量違いで、自己分解の境界を評価した。放電エネルギーの再現性は 30J 設定では 30.4±3.5J（標準偏差）となっている。着火エネルギーの大きさに関わらず、R1132(E)の組成比が高くなるにつれて、自己分解境界は低圧側にシフトすることがわかった。

①.8.3 可視化試験
不均化の伝播挙動を把握するため、可視化容器を作成し評価を行った。

試験装置
・ハイパーグラスシリンダー(HGS) HPG-96-5 ダブルエンド 96ml(耐圧硝子製)
・ハイスピードカメラ (SHODENSHA 製　speed viewer ver.1.3.5.0)
その他装置仕様はこれまでの溶断試験と同様。加熱時はリボンヒーターを HGS に巻いてポリカーボネート容器とガラス容器の間に熱電対を差し込み 80℃に温度調整。撮影は電源電圧をトリガとして使用し、金属線に電流が流れだしたところから撮影開始となるように調整した。
試験条件は着火源 (Pt 0.2mmφ_15mm)、電源設定 (30V_40A)、R1132(E)単独、温度 80℃、圧力 1.0, 1.5, 1.8 MPaG にて実施した。

試験結果

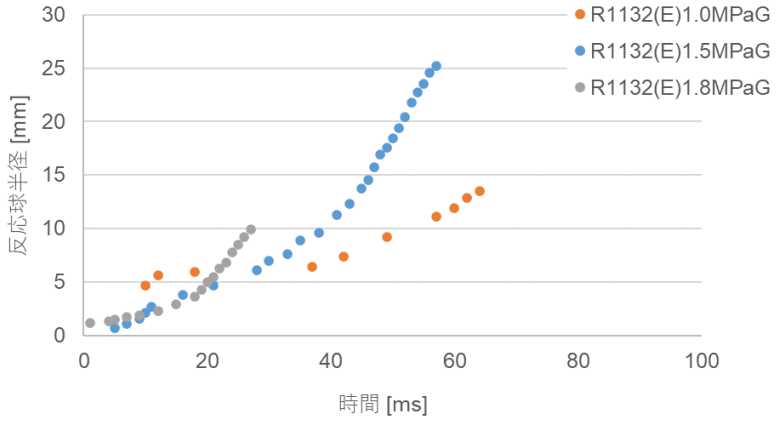


図 ①-34　反応球半径と経過時間の関係

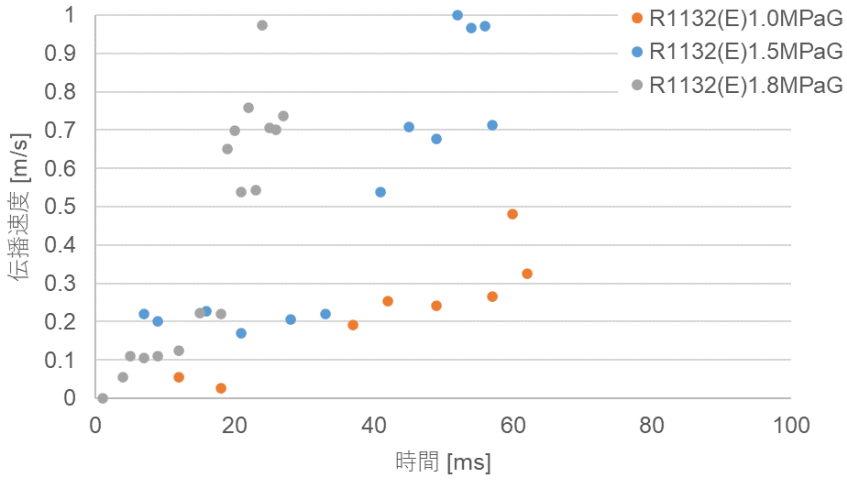


図 ①-35 伝播速度と経過時間の関係

図 ①-34 より R1132(E)仕込み圧力が高くなると火炎球の成長速度が上がることがわかった。また図 ①-35 より火炎球の大きくなるにつれて伝播速度が上がっている傾向がみられた。R1132(E)の仕込み圧力（密度）が高くなると伝播速度が上がっていることからこの熱分解反応の速度は R1132(E)濃度の一次あるいは高次に依存すると思われる。着火源発生から不均化伝播していく挙動をまとめると下記の通りになる。

1)　溶断するまでに白金線の輝度は増していくが、あるところで輝度の低下が起こる。画像を見ると白金線の表面が黒い煤に覆われており、これが輝度低下の要因であることが分かった。またこのことから溶断する前に白金線表面で熱分解が起きていることがわかる。

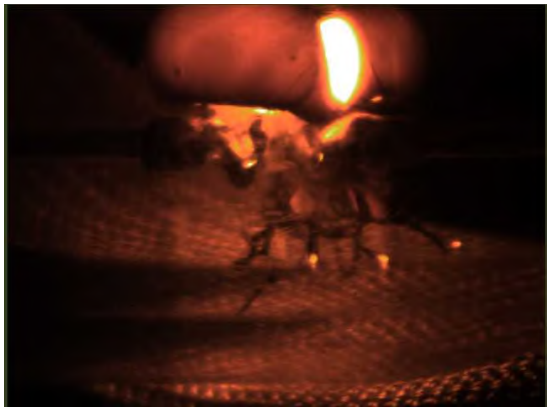
　溶断時には白金線の一部が光り、線が溶解して玉となって落ちた。白金線の一部分で強く光り溶断するのは、線が曲がったりする等の外的要因により線の断面積が一部小さくなったことで、抵抗が高くなり部分的に高温になったためと思われる。またこの時白金は液化するが、この液化白金の抵抗は固体に比べ高くなるためここで気化していると考えられ、アーク生成の文献でも同様の事象が報告されている。また玉となって落ちた白金の表面から煤が生成しており、溶断後もしばらくの間白金球表面では熱分解が起きていることが伺える。

2)　溶断後の白金線溶断部分に生成した熱核は、上昇し広がっていく様子が見られた。上方に移動するのは、白金線溶断が起こる前に R1132(E)が温められた際に発生した気体の流れによるものと思われる。この流れの速度は不明であるが熱流体計算などで確認したい。またその後熱核は広がっていく様子が見られた。この時の熱核の表面には黒い煤が生成していた。表面にのみ煤が見られたのは、未燃ガス側への熱移動により冷却を受け、煤の温度が下がり輝度の低下が起こったと思われる。

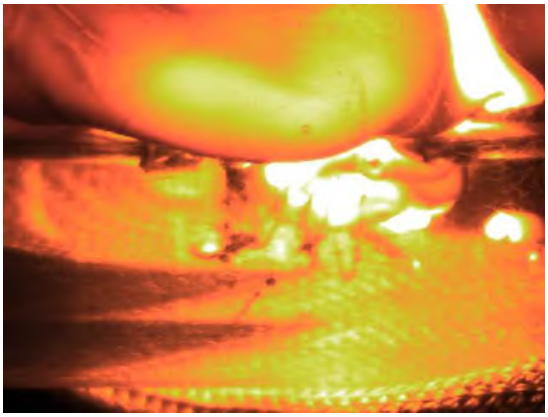
3)および 4)　伝播速度は 2)に比べ速くなっていく傾向が見られた。これは体積の発熱量分に対して、表面積が小さくなり冷却を受けにくくなり（曲率）、温度が上昇して反応速度があがったためと思われる。

1)　溶断時(0s)

2) 溶断後 51ms



3) 溶断後 80ms



4) 溶断後 130ms

図 ①-36 伝播時の様子

①.8.4 不純物の影響

これまでの評価では、不純物の影響を受けないように冷媒を反応セルに仕込み検討を進めてきたが、実際の空調機器では冷媒充填時に水分や空気等が配管内に入り込む恐れがある。まずはこれら環境要因を列挙し、さらに反応への影響が高いと考えられる要因について、その影響度合いを品質工学の分野で用いられる要因効果図を作成し、検証した。要因効果図を作成することで、どの因子が感度にどの程度の影響を与えているか一目で理解できる。

特性要因図

不均化反応に影響を与える要因について図 ①-37 の通り、特性要因図を作成して列挙した。この中から、未検証の因子かつ不均化反応への影響が特に大きいと考えられる初期圧力、水、ガス密度、HFO-1123 比率を選定し要因効果図を作成した。

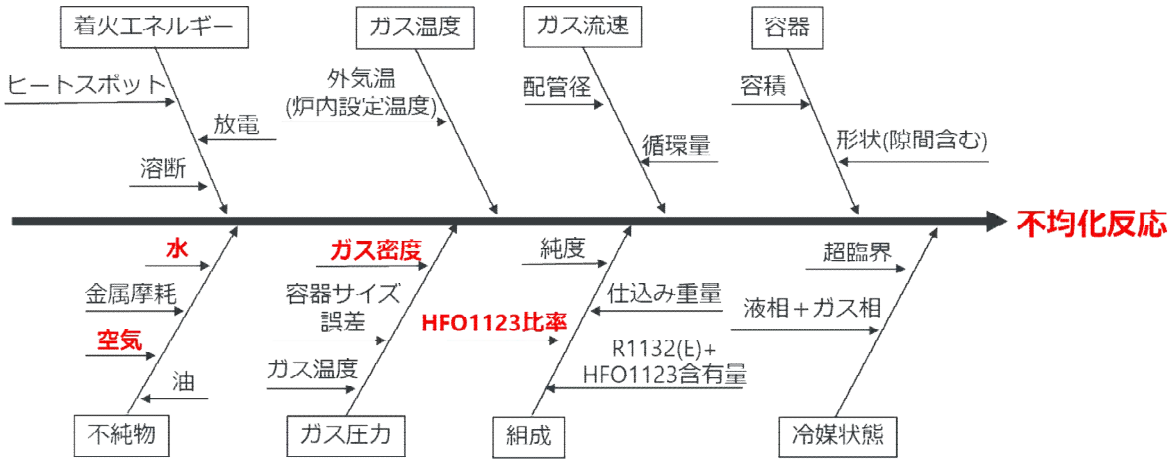


図 ①-37 特性要因図

要因効果図

４成分の反応への影響度合いを明らかにするため、直交表を作成し評価した。直交表を作成するにあたっての評価幅は下記の通り。これを基に L9 直交表を作成した。評価対象には KG 値（爆発の激しさを相対的に表す爆発指数）を採用した。実験条件は下記の通り。

金属線温度：1500, 1750, 2000℃、組成：R1132(E)/1234yf=70/30

	1	2	3
初期圧力	2MPa	3.5MPa	5MPa
HFO1123比率	0mol%	30mol%	60mol%
水	0ppm	500ppm	1000ppm
空気	0.00%	0.25%	0.50%

実験No.	制御因子			
	初期圧力	HFO1123 比率	水	空気
実験1	1	1	1	1
実験2	1	2	2	2
実験3	1	3	3	3
実験4	2	1	2	3
実験5	2	2	3	1
実験6	2	3	1	2
実験7	3	1	3	2
実験8	3	2	1	3
実験9	3	3	2	1

図 ①-38　要因効果図を作成するための実験条件

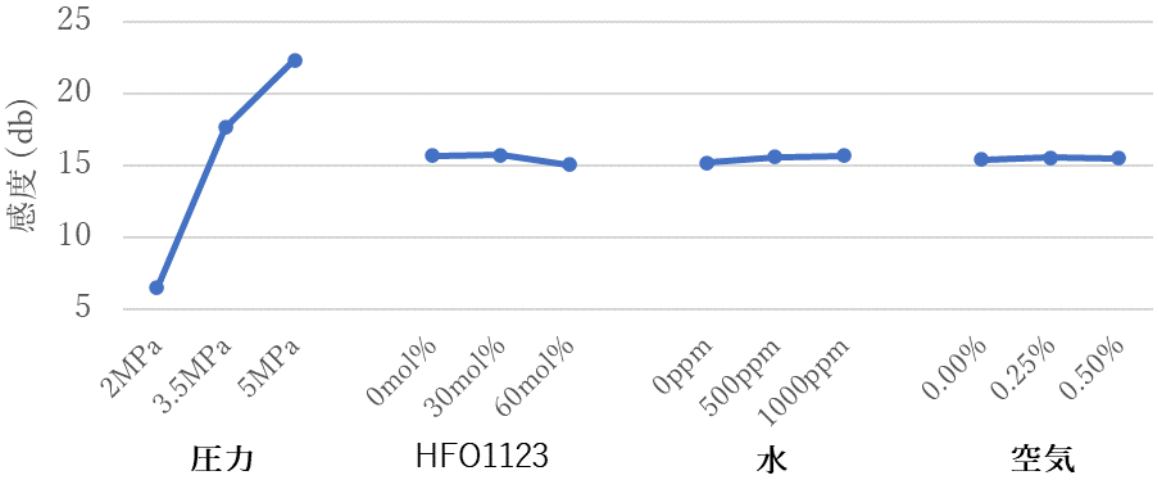


図 ①-39 KG 値の感度の要因効果図

図 ①-39 から圧力は右肩上がりになっているのに対して、HFO-1123 比率、水分、空気はフラットになっている。感度の変化が大きいことは KG 値への影響度が高いことを示しているため、HFO-1123 比率、水分、空気の影響の程度は低いことが明らかとなった。

①.9 直膨型空調機に適した次世代冷媒の組成の決定

GWP<10 の微燃性（2L）で、ある程度の冷凍性能が見込め、不均化リスクがないと考えられる R474A（R1132(E)/R1234yf=23.0/77.0(±2.0/±2.0)mass%）を次世代冷媒候補として、さらに検討を進めることとした。

①.10 リスク抽出された条件での不均化反応の評価

①.10.1 製品実機試験

製品実機で不均化反応が発生した場合にどのようなリスクがあるかの把握、ラボ試験結果の妥当性評価のために、実際に空調機内部に着火源（金属線加熱試験法）を取り付け、破損個所の確認とラボ試験結果との比較を実施した。試験条件は下記の通り。

表 ①-4　実験条件

項目	内容	備考
試験機	ルームエアコン AX シリーズ	連絡配管：φ6.4～φ9.5 スイング式圧縮機
冷媒	R1132(E)/1234yf= 70/30, 50/50, 30/70	-
油	PVE	-
着火源	金属線加熱試験. 法(2000℃)	Mo 線　φ0.2mm
着火源箇所	圧縮機吐出配管横	-

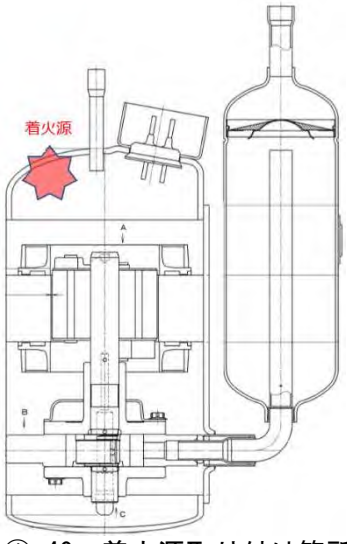


図 ①-40　着火源取り付け箇所図

図 ①-41　着火源取り付け箇所

<u>試験結果</u>

R1132(E)/R1234yf=70/30 mass%の条件のみ不均化が発生した。この不均化が発生したときの温度圧力条件とラボ試験の境界線と比較すると実機評価の結果はほぼ一致することが確認できた。

不均化が発生した R1132(E)/R1234yf=70/30 mass%の機器の破損箇所を確認したところ、1 回目には吐出部分が破損しており、2 回目には吸入管の接合部分が破損することが確認された。

<1 回目>

■外観

・噴出した冷媒、油、すす、フッ酸は外板同士の隙間や熱交のフィンの間を通り外へ出た。
・破損した部品などが外に飛び出すようなことはなかった。
・側部のプラスチックカバーは衝撃で外れた。

■内部

・圧縮機吐出管が抜けていた。
・吐出配管は 2 か所の破壊箇所があった。
・機械室内は、煤と油まみれで真っ黒になっていた。

吐出管抜け

吐出管の破壊箇所

図 ①-42　R1132(E)/R1234yf=70/30mass%の試験後写真(1 回目)

<2 回目>

■外観

・1 回目と同様にすすが全体的についた。

■内部

・圧縮機は吸入管の 2 重構造の高圧側が破裂。

・1 回目よりも多くの油が噴出。

・機械室内は、すすと油まみれで真っ黒になっていた。

図①-43　R1132(E)/R1234yf=70/30mass%の試験後写真 (2 回目)

①.10.2 モータ着火実機試験

実際にモータで発生する着火源を模擬し不均化評価をするために、モータにショート線を取り付けて発熱による絶縁劣化→地絡を起こす機構を作り、不均化評価を実施した。

試験方法

内容積：2L

着火源：レアショート機構のあるモータ

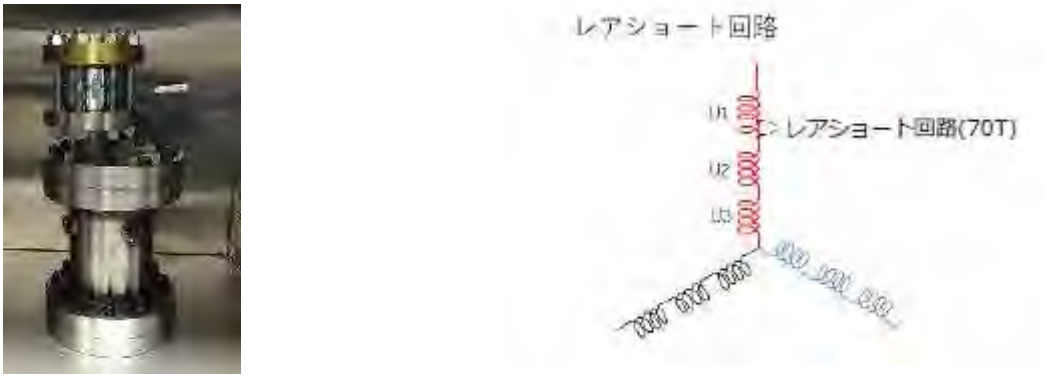


図 ①-44　モータ着火実機試験装置とレアショート回路

試験結果

空気中…レアショートによる発熱で絶縁劣化が生じ地絡放電の発生を確認

R1132(E)/1234yf 混合 (1～3MPa)…冷媒への放熱が原因で地絡放電まで至らなかった。

R1132(E) 0.5MPa…地絡放電を起こせたものの、不均化は生じなかった。

①.10.3 流通試験

流通試験装置の作成

冷媒が流通している状態で不均化反応を評価するために、温度と圧力が安定しており、着火時間中の平均流速を測定可能な装置を作成した。流速は上流側の温度と圧力から密度を算出し、充填ボンベから圧力損失の大きな減圧弁までの体積をかけることで、その上流側のガス重量を算出する。この重量の時間変化から流速を算出した。着火方法には金属線加熱法と同様の手法を用いた。

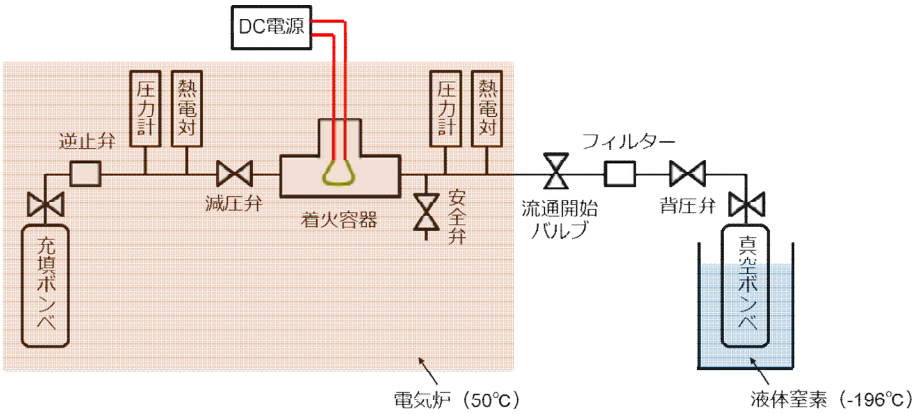


図 ①-45 流通試験装置

試験結果

R1132(E)の流通状態における不均化反応性について検討した。試験条件は温度 50℃、着火容器内圧力 0.6 MPa、平均流速 0 m/s と 1 m/s の 2 条件である。

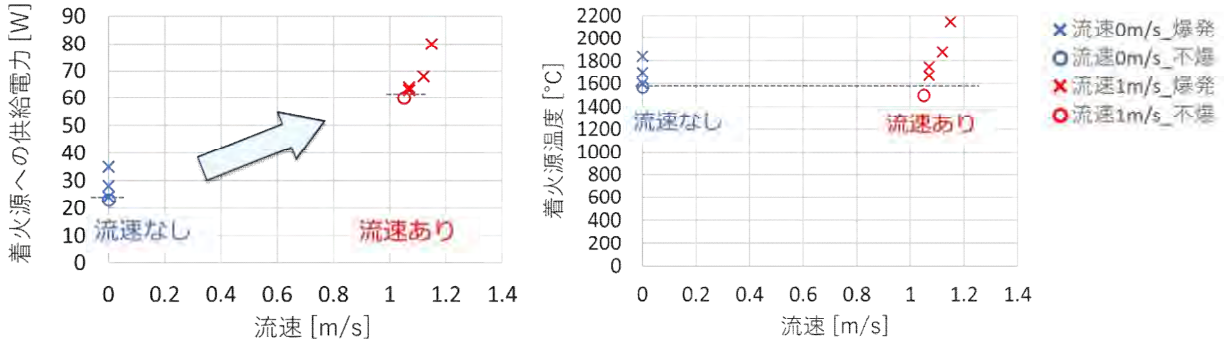


図 ①-46 流速と供給電力、最低着火温度の関係。

実験の結果、流通状態では不均化を発生させるために必要な供給電力は大きくなった。一方、着火源温度で比較すると、流速が 1m/s 程度の場合、最低着火温度は同等であることが明らかになった。

以上より、実機内で発生する高温熱面は冷媒流れにより冷却され、熱面温度が下がる。その結果、実機では着火源が高温になりづらく、不均化反応は起きにくくなると予想される。

② 燃焼性評価

②.1 次世代冷媒候補の燃焼範囲データ取得

②.1.1 R1132(E)及び R1132(E)/R1234yf 混合系の燃焼下限界測定

冷媒の安全性規格 ASHRAE34 の測定方法に則り、R1132(E)の燃焼下限界濃度(LFL)の測定を実施し、LFL が 23℃において 4.3vol.%、60℃において 4.1vol.%と決定した。また、R1132(E)と R1234yf 混合系の 23℃及び 60℃における燃焼下限界濃度(LFL)の測定を実施した。

可燃性混合ガスの燃焼下限界は、一般的にルシャトリエ式で近似が可能とされている。ルシャトリエ式は、混合ガスの燃焼下限界濃度(vol.%)を L とすると、C1;第 1 成分濃度(vol.%)、C2; 第 2 成分濃度(vol.%)、L1;第 1 成分の燃焼下限界濃度(vol.%)、L2;第 2 成分の燃焼下限界濃度(vol.%)とした場合、100/L=C1/L1+C2/L2 で表される。23℃、60℃における R1132(E)と R1234yf の燃焼下限界濃度から、ルシャトリエ式による推算を行うと図 ②-1 に示した点線のようになり、実測値と近い値となったことから、R1132(E)/R1234yf 混合系においてもルシャトリエ式が成立する事が判明し、任意の混合組成の LFL が推算できることが分かった。

・ASHRAE34 の冷媒安全性規格に申請するためのデータ取得

非共沸混合冷媒 R1132(E)/R1234yf=23.0/77.0(±2.0/±2.0)mass%の燃焼性を確認するため、その WCF（公差内最悪組成）及び WCFF（漏洩時最悪組成）においての LFL を測定した。結果を表②-1 に示す。

表 ②-1 混合冷媒 R1132(E)/R1234yf=23.0/77.0(±2.0/±2.0)mass% LFL 測定結果

	R1132(E) (mass%)	R1234yf (mass%)	LFL (vol.%)	LFL 推算値 (vol.%)
WCF	25.0	75.0	5.3	5.4
WCFF	48.9	51.1	4.7	4.9

その他、ISO817 冷媒安全性規格に申請するための湿度無し条件での LFL データの測定を行った。また、高圧ガス保安法の特定不活性ガスの承認を得るために必要な LFL データについては、対応する装置を保有する外部機関に測定依頼し、入手した。

②.1.2 R1132(E)/R32/R1234yf 混合系の燃焼下限界測定

R32/R1234yf 混合系についても、ルシャトリエ式で LFL の推算が可能であることが分かっており、R1132(E)/R32/R1234yf 混合系についても、ルシャトリエ式で LFL 推算が可能であることが予測される。

・ASHRAE34 の冷媒安全性規格に申請するためのデータ取得

非共沸混合冷媒 R1132(E)/R32/R1234yf=28.0/21.5/50.5(±2.0/±2.0/±2.0)mass%の燃焼性を確認するため、その WCF（公差内最悪組成）及び WCFF（漏洩時最悪組成）においての LFL を測定した。結果を表 ②-2 に示す。

表 ②-2 混合冷媒 R1132(E)/R32/R1234yf=28.0/21.5/50.5(±2.0/±2.0/±2.0)mass%
LFL 測定結果

	R1132(E) (mass%)	R32 (mass%)	R1234yf (mass%)	LFL (vol.%)	LFL 推算値 (vol.%)
WCF	30.0	19.5	50.5	6.1	6.3
WCFF	16.6	7.5	75.9	6.0	6.1

その他、ISO817 冷媒安全性規格に申請するための湿度無し条件での LFL データの測定を行った。また、高圧ガス保安法の特定不活性ガスの承認を得るために必要な LFL データについては、対応する装置を保有する外部機関に測定依頼し、入手した。

②.2 次世代冷媒候補の燃焼速度のデータ取得

②.2.1 R1132(E)及び R1132(E)/R1234yf 混合系、R1132(E)/HFO-1123 混合系の燃焼速度測定

燃焼速度(Su) は、火炎伝播速度(Sb)、燃焼するガスの既燃ガス密度(ρb)、未燃ガス密度(ρu) とすると以下の式で示される。

$$Su = Sb*\rho b/\rho u$$

燃焼速度は、実測値の火炎伝播速度の値に燃焼するサンプルの既燃ガス/未燃ガスの密度比を掛けた値となる。中間評価の報告時には、このガス密度比の計算はガスの燃焼熱と Cp などから計算したものを割り当てていたが、その後産総研より精度の高い計算方法（Cantera）をご教示いただき導入した。それを用いた値（Cantera 再計算）は、中間評価時における値(報告時データ)と若干乖離があるものとなった。

R1132(E)の燃焼速度測定結果を図 ②-1 に示す。化学量論濃度比 1.23 で最大燃焼速度 30.5 cm/sec となった（中間評価時 28.6 cm/sec)。

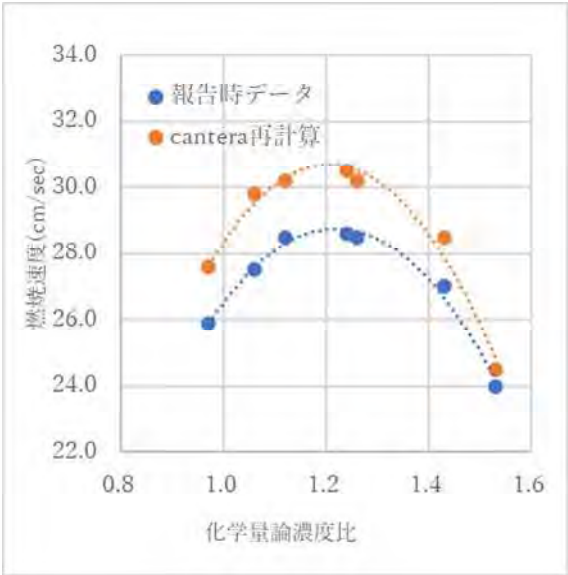


図 ②-1 R1132(E)の燃焼速度測定結果

R1234yf との混合系および HFO-1123 との混合系の燃焼速度測定結果から、ASHRAE 安全性区分 2L の基準である 10 cm/sec 以下になる組成を確認した。

・ASHRAE34 の冷媒安全性規格に申請するためのデータ取得

非共沸混合冷媒 R1132(E)/R1234yf=23.0/77.0(±2.0/±2.0)mass%の燃焼性を確認するため、その WCF（公差内最悪組成）及び WCFF（漏洩時最悪組成）においての燃焼速度を測定した。また、湿潤空気（絶対湿度 8.8±0.5 g/kg）を用いた WCF（公差内最悪組成）の燃焼速度も測定した。（高圧ガス特定不活性確認用）

結果を表 ②-3 に示す。

表 ②-3 混合冷媒 R1132(E)/R1234yf=23.0/77.0(±2.0/±2.0)mass% 燃焼速度測定結果

	R1132(E) (mass%)	R1234yf (mass%)	燃焼速度 (cm/sec)
WCF	25.0	75.0	3.3
WCFF	48.9	51.1	6.4
WCF(湿潤)	25.0	75.0	4.8

②.2.2 R1132(E)/R32/R1234yf 混合系の燃焼速度測定

R1132(E)/R32/R1234yf 系混合冷媒において、微燃性(2L)となる限界組成を求め、表 ②-4 の３点について燃焼速度を測定した。

表 ②-4 燃焼速度測定結果①

	R1132(E) (mass%)	R32 (mass%)	R1234yf (mass%)	燃焼速度 (cm/sec)
1	52	17.5	30.5	9.6
2	41	41	18	10.4
3	32	59	9	9.8

結果、目標の燃焼速度値である 9.5cm/sec を超えており、燃焼速度の速い成分（R1132(E)等）を減少させた組成（1'～2'）にて再度燃焼速度を測定し、表 ②-5 の結果を得た。

表 ②-5 燃焼速度測定結果②

	R1132(E) (mass%)	R32 (mass%)	R1234yf (mass%)	燃焼速度 (cm/sec)
1'	50	17	33	9.5
2'	39	41	20	9.4
3'	31	58.5	10.5	9.5

GWP150 未満で、冷凍能力が R1234yf の 2 倍となる微燃限界組成として R1132(E)/R32/R1234yf=28.0/21.5/50.5(±2.0/±2.0/±2.0)mass%を見出した。

・ASHRAE34 等の冷媒安全性規格に申請するためのデータ取得

非共沸混合冷媒 R1132(E)/R32/R1234yf=28.0/21.5/50.5(±2.0/±2.0/±2.0)mass%の燃焼性を確認するため、その WCF（公差内最悪組成）及び WCFF（漏洩時最悪組成）においての燃焼速度を測定した。また、湿潤空気（絶対湿度 8.8±0.5 g/kg）を用いた WCF（公差内最悪組成）の燃焼速度も測定した。(高圧ガス特定不活性確認用)

結果を表 ②-6 に示す。

表 ②-6 混合冷媒 R1132(E)/R32/R1234yf=28.0/21.5/50.5(±2.0/±2.0/±2.0)mass%
燃焼速度測定結果

	R1132(E) (mass%)	R32 (mass%)	R1234yf (mass%)	燃焼速度 (cm/sec)
WCF	30.0	21.5	48.5	4.4
WCFF	42.7	31.0	26.3	9.0
WCF(湿潤)	30.0	21.5	48.5	5.8

（用語について）
ASHRAE；American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers;（アメリカ暖房冷凍空調学会）
ISO；International Organization for Standardization（国際標準化機構）
WCF；worst case of formulation for flammability（公差内における最悪燃焼組成）
WCFF；worst case of fractionation for flammability（漏洩分取における最悪燃焼組成）
LFL；lower flammability limit（燃焼下限界）
BV；burning velocity（燃焼速度）

②.3 R1132(E)の着火/消炎特性の評価（担当：産総研 機能化学研究部門）

温度 25℃、圧力 1atm、湿度ゼロでの R1132(E)/空気混合気の消炎距離測定を行った。測定は、ASTM E582 に準拠した装置を 90 度回転させて、従来縦型の平行平板を横型の平行平板としたものを用いた。また、平行平板の直径は 10cm のものを使用した。

試料濃度 7vol%から 15vol%までの消炎距離 d の測定を行い、得られた d の濃度依存性を d の当量比（ϕ）に対する非対称性を考慮し、以下の 3 次関数でフィッティングすることにより、最小消炎距離 d_{min} およびその濃度 ϕ_0 を決定した。図 ②-2 に、R1132(E)の消炎距離の濃度依存性の結果を示す。次に、ϕ_0 近傍において更に消炎距離の測定を追加し、10 回の試験で 1 度でも着火した最小の平行平板間距離と 1 度も着火しない最大の平行平板間距離の中間値を消炎距離 d_q とした。

$$d = d_{min} + q(\phi-\phi_0)^2 + r(\phi-\phi_0)^3$$

d：各当量比における消炎距離(mm)、d_{min}：dの最小値(mm)、ϕ_0：d_{min}を与える当量比(-)、
q, r：フィッティングパラメーター

その結果、R1132(E)の消炎距離は濃度 11.5vol%(ϕ=1.24)において、d_q=1.76±0.02 mm と決定した。

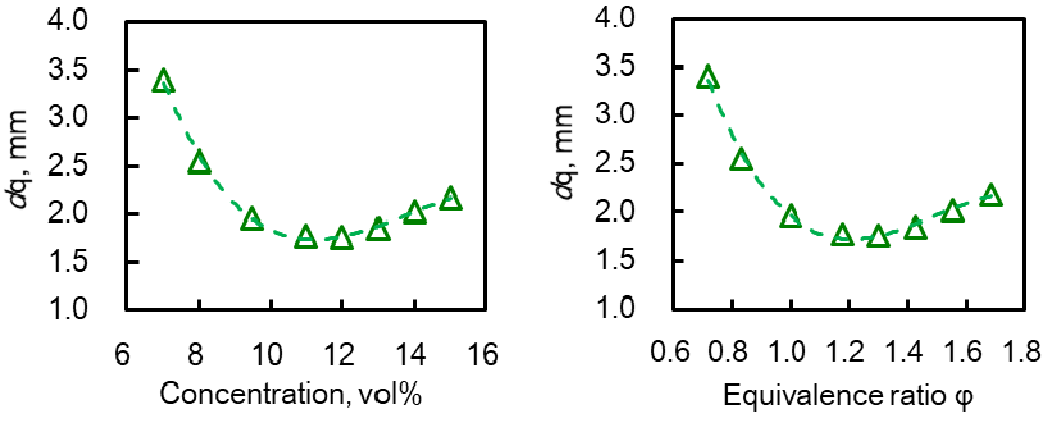


図 ②-2 R1132(E)の消炎距離の濃度依存性の測定結果

次に、R1132(E)の消炎距離の値から、燃焼速度および最小着火エネルギーの推算を行った。H/F 比 ≧1.0 の化合物については、消炎距離 d_q と最大燃焼速度 $S_{uo,max}$ の関係は、強燃性から微燃性まで、

$$d_q = 58.12 \cdot (\rho_u \cdot S_{u0,max})^{-0.926}$$

が成立する（Takizawa et al., Fire Safety J.(2015)）。R1132(E)の燃焼速度は、混合気の未燃ガス密度 ρ_u = 1.35kg/m^3 を用いて、$S_{u0,max}$＝32.3±0.4cm s^{-1} と推算された。

最小着火エネルギーE_{min}は、次式を用いて推算した（Takizawa et al., Fire Safety J.(2015)）。

$$E_{min} = (1/6)\pi (d_q - 2\delta)^3 \rho_b C_p (T_b - T_u)$$

R1132(E)の E_{min}は、炭化水素と同等と見積もられた。併せて、Calcote らの炭化水素の推算式により求めた値を表②-7 に示した（Calcote et al.,Ind. Eng. Chem.(1952)）。

表②-7　R1132(E)の消炎距離、燃焼速度、および最小着火エネルギー推算値

	消炎距離	燃焼速度	最小着火エネルギー推算値	
	d_{min} mm	$S_{u0,max}$ cm s^{-1}	E_{min} mJ	E_{min} mJ By Calcote eq.
R1132(E)	1.76	32.3(推算)	0.3	0.3

②.4 次世代冷媒の着火/消炎特性の評価（担当：産総研 機能化学研究部門）

R1132(E)と R1234yf の混合比 25：75 mass%及び 37：63 mass%の混合冷媒２種類について、着火源の上方９ｍｍにおける消炎直径を測定した。測定温度は 25±2℃、湿度ゼロである。消炎直径は放電条件に依存することが分かったため、種々の放電条件において最小の値を消炎直径の収束値とした。消炎直径の最小値の結果を表 ②-8 に示す。

表 ②-8 次世代冷媒サンプルの消炎直径の測定結果

サンプル	測定濃度, vol%	消炎直径, mm
R1132(E)/R1234yf (25/75 mass%)	10.0	6.4 ±0.1
R1132(E)/R1234yf (37/63 mass%)	10.3	4.5 ±0.15
（参考）R32	21.0	5.15±0.15

②.5 R1132(E)および次世代冷媒の着火/消炎特性の湿度影響評価（担当：産総研 機能化学研究部門）

評価条件は、(1) 温度 25℃、相対湿度 50%、(2) 温度 35℃、露点温度 27℃及び、(3) 温度 60℃、露点温度 45℃の 3 条件とし、各条件につき、量論濃度の 120 パーセントの試料／湿潤空気濃度において評価した。測定温度の誤差は±0.5℃以下であった。

消炎距離は、ASTM E582 法における垂直平行平板付き電極から、微燃性冷媒の評価用に平行平板を水平に配置変更したものを使用して測定を行った。

評価結果を、R1132(E)単体については表 ②-9 に、次世代冷媒（R1132(E)/R1234yf 混合系）については表 ②-10 に、それぞれまとめて示す。R1132(E)については、湿度の変化に対し消炎距離はあまり変化しないことが分かった。分子中のフッ素と水素の数が等しいためと考えられる。

表 ②-9 R1132(E)の消炎距離の測定結果

条件	測定濃度, vol%	消炎距離, mm
(1)25℃、0%	11.22	1.76 ±0.02
(2)25℃、50%	11.50	1.63 ±0.02
(3)35℃、63%	11.22	1.59 ±0.02
(4)60℃、50%	11.00	1.73 ±0.02

表 ②-10 次世代冷媒サンプルの消炎距離の測定結果

サンプル	消炎距離, mm			
	(1)25℃、0%	(2)25℃、50%	(3)35℃、63%	(4)60℃、50%
R1132(E)/R1234yf (25/75 mass%)	9.55 ±0.17	5.65 ±0.07	4.23 ±0.05	3.63 ±0.05
R1132(E)/R1234yf (37/63 mass%)	7.15 ±0.07	4.45 ±0.07	3.23 ±0.05	3.08 ±0.05

③ 毒性評価

③.1　急性毒性の評価

R1132(E) の急性毒性試験は、OECD Test Guideline 403 を基に各群雌雄それぞれ 5 匹の Sprague Dawley ラットについて、それぞれ 0 (対照群), 5160, 20940, 105660 ppm の濃度で 4 時間鼻部曝露した。

試験の結果、死亡例は認められず、一般状態の変化も認められなかった。体重について、第 2 日目には減少が、雄では 20940 ppm 以上の曝露群に、雌では各群に認められ、20940 ppm 以上の群では雌に第 4 日にも減少が認められた。雄では第 4 日、雌では第 8 日までに体重増加が認められた。観察終了後の剖検では、各群の雌雄前例に異常所見は認められなかった。本試験における R1132(E)の LC50 は 106000 ppm と結論付けた。

③.2　14 日間 反復毒性の評価

R1132(E) の吸入毒性試験は、1 群あたり雄 5 匹と雌 5 匹の Sprague-Dawley ラットを使用して、それぞれ 0 (対照群), 4903, 14218, 47942 ppm の濃度で 14 日間曝露した。

この試験では、臨床観察、死亡率、体重、食物摂取量、眼科、血液学、臨床化学、尿検査、巨視的観察に試験物質に関連する影響は認められなかった。47942 ppm に曝露した雄の心臓重量（絶対値、脳および体重に対する相対値）は、対照群と比較して高かった。この所見は、47942 ppm 群の雄 5 匹中 2 匹、14218 ppm 群の雄 5 匹中 1 匹に見られた左心室心肥大と顕微鏡的に相関していた (Covance 社、2020 年 3 月)。さらに、生殖フェロモンの検出に関与する感覚器官である鋤鼻器官では、4903 ppm 以上で中程度から重度の神経細胞変性が見られた。この器官はラットとマウスでよく発達しており、実験的 に機能障害を起こすと交尾行動と生殖に悪影響を与えることが示されている (Doving, 1998)。ヒトでは鋤鼻器官はあまり発達していないか、存在しない (Meredith, 2001)。心臓の顕微鏡的病理所見は、より高い暴露レベルの 2 つで見られたため、心臓の病理所見の NOAEL は 5000 ppm と決定した。また、鼻の病理学的所見は、すべての暴露レベルで見られたため、鼻の病理学的所見の NOAEL は決定されなかった。

③.3 心感作性の評価

R1132(E) の心感作性試験は、6 頭のビーグル犬に 4～12 ug/kg のアドレナリンを注射し、不整脈を誘発しない最も高い量を決定した後、R1132(E)を 10 分間曝露した。この試験では、不整脈を引き起こさない最高濃度を無影響レベルとし、13700, 14400, 52200, 79300, 99500 および 116000 ppm の濃度を曝露した。

R1132(E)を 13700 ppm から 116000 ppm を曝露した結果、心感作反応はみられなかった。臨床症状に関して、10 分間の曝露中に一部のイヌで部分的な閉眼が見られたが、発生率と曝露濃度には明確な関係はなかった。心感作性に関する無影響レベルは 116000 ppm であった。

③.4　28 日間 反復毒性の評価

R1132(E) の 28 日間反復吸入曝露試験は、OECD Test Guideline 412 を基に各群雌雄それぞれ 10 匹の Sprague Dawley ラットについて 0 (対照群), 3000, 10000, 15000 ppm を曝露し、さらに各群の雌雄各 5 匹は 2 週間の非暴露期間も継続して観察し、その他のラットは曝露期間終了後に屠殺し、分析を行った。

この試験では、臨床観察、死亡率、体重、食物摂取量、眼科、血液学、臨床化学、尿検査、巨視的観察に試験物質に関連する影響は認められなかった。生殖フェロモンの感知に関与する感覚器官である鋤鼻器官は、3000 ppm 以上で中程度から重度の神経細胞の変性が見られた。この器官はラットやマウスではよく発達しており、実験的 に機能障害を起こすと交尾行動や生殖に悪影響を及ぼすことが示されている (Doving, 1998)。ヒトでは、鋤鼻器官はあまり発達していないか、存在しない (Meredith, 2001)。鼻/鼻孔における有害な顕微鏡的病理所見はすべての暴露レベルで見られたため、鼻孔病理に関する NOAEL は決定されなかった。それ以外の NOAEL は 15000ppm と決定された。

その他：

・90 日間反復毒性の評価：

R1132(E)の 90 日間反復吸入曝露試験を実施し、最大 15,000 ppm をラットに曝露した結果、

15,000 ppm 曝露群で鋤鼻器官の神経細胞の変性が認められた（28 日間反復吸入曝露と同じ所見）。鼻以外の組織に関する NOAEL は 15,000 ppm であることを確認した。鋤鼻器官の神経細胞の変性が及ぼす影響に関しては、生殖発生毒性試験にて別途確認した。また、14 日間吸入曝露試験で観察された心臓左心室壁肥大は、本試験では認められなかった。28 日間反復毒性と本試験の結果から、14 日間反復毒性でみられた心臓の所見は R1132(E)由来の物ではないと考えられた。

・生殖発生毒性の評価：

R1132(E)の生殖発生毒性試験を実施し、NOAEL は 26,900 ppm であることを確認した。また本試験の結果から、28 日間反復毒性並びに 90 日間反復毒性でみられた鋤鼻器官の神経細胞の変性は、R1132(E)曝露後の試験動物の生殖能力に影響を及ぼさない事が分かった。

・*In vivo* 変異原性の評価：

R1132(E)を用いた 2 種の In vivo 変異原性試験（In vivo 小核試験、コメット試験）を実施した。その結果、小核試験については陰性、コメット試験については陽性であることが分かった。

④ 冷媒性能評価

④.1　次世代冷媒候補の冷凍サイクルシミュレーション評価

R1132(E)と R1234yf、HFO-1123、R1234ze、R744 などの混合冷媒を検討して、ASHRAE 燃焼性クラス 2L の組成では、R1132(E)（20～60%）、R1234yf（10～30%）及び HFO-1123（25～50%）の範囲で、GWP<10 で R410A 同等の冷房／暖房性能が確保できる試算になった(表 ④-1)

表 ④-1：R410A 代替としての冷媒の性能試算

	R410A	R32	R290	混合①	混合②
組成	R125: 50% R32: 50%	R32:100%	R290:100%	R1132(E): 60% HFO-1123: 28% R1234yf: 12%	R1132(E): 20% HFO-1123: 50% R1234yf: 30%
GWP[1)]	2088	675	3	<10	<10
理論 COP（対 R410A %）	100	102	106	97	95
理論冷凍能力（対 R410A %）	100	110	58	98	91
吐出温度（℃）	80	99	66	76	69
吐出圧力（MPa）	2.73	2.79	1.53	2.83	2.73
凝縮グライド（K）	0.1	-	-	1.3	3.4
蒸発グライド（K）	0.1	-	-	1.4	4.0
沸点（℃）	-51.4	-51.6	-42.1	-55.4	-55.4
ASHRAE 燃焼性クラス	1	2L	3	(2L)	(2L)

試算条件：蒸発温度: 5℃、凝縮温度: 45℃、過熱度: 5K、過冷却度: 5K、コンプレッサー効率: 0.7

1): IPCC AR4 を使用.

また R1132(E)混合冷媒は、R404A 代替としても GWP<10 で R404A 同等の冷凍性能が確保できる試算になった(表 ④-2)。電気自動車において、暖房が課題になっているが、ヒートポンプを使用する場合でも、R1234yf と同等の GWP を有しつつ、冷凍能力も高い性能を持つことから、R1132(E)混合冷媒が使用できる可能性がある。

表 ④-2：R404A 代替としての冷媒の性能試算

	R404A	R455A	R454C	R290	混合③
組成	R125：44% R134a：4% R143a：52%	R32：21.5% R744：3% R1234yf:75.5%	R32：21.5% R1234yf:78.5%	R290：100%	R1132(E):27% HFO-1123：15% R1234yf：58%
GWP[1)]	2088	148	148	3	<10
理論 COP（対 R410A %）	100	105	106	111	104
理論冷凍能力（対 R410A %）	100	96	87	92	98
吐出温度（℃）	98	119	113	107	111
吐出圧力（MPa）	1.82	1.76	1.59	1.37	1.77
凝縮グライド（K）	0.3	9.8	6.8	-	5.6
蒸発グライド（K）	0.5	5.5	4.5	-	4.2
沸点（℃）	-46.2	-52.0	-45.6	-42.1	-48.6
ASHRAE 燃焼性クラス	1	2L	2L	3	(2L)

試算条件：蒸発温度：-40 ℃、凝縮温度：40 ℃、過熱度：20K、過冷却度：5K、コンプレッサー効率：0.7.

1)：IPCC AR4 を使用.

当初、HFO-1123 も混合可能な冷媒として考えていたが、毒性等が明らかにならないことから、HFO-1123 を含まない混合冷媒についても検討した。検討結果を表 ④-3 に示す。R454C、プロパンと同レベルの冷凍能力となる。

表 ④-3：R410A 代替としての冷媒の性能試算②

		R410A	R32	R454C	R290	混合③ 1132(E)/R1234yf	混合④ 1132(E)/R1234yf
組成(%)	HFO-1132(E)	R32: 50% R125:50%	R32: 100%	—	プロパン:100%	30	23
	R1234yf			78.5		70	77
	R32			21.5		—	—
GWP	[IPCC AR4]	2088	675	148	3	3	3
理論COP	[R410A%]	98	100	103	104	101	101
理論冷凍能力	[R410A%]	91	100	52	53	58	54
吐出温度	[℃]	77	95	66	63	65	63
吐出圧力	[MPa]	2.73	2.79	1.51	1.53	1.76	1.64
グライド(平均値)	[K]	0.1	0.0	3.3	0.0	4.8	4.8

試算条件：蒸発温度：5℃、凝縮温度：45℃、過熱度：5K、過冷却度：5K、コンプレッサー効率：0.7

また、上記混合冷媒③（R474A）を用いた場合の機器サイズについても試算を行った（表 ④-4）。温度グライド、低圧による性能悪化により、圧縮機、配管サイズ、熱交換器のサイズ UP が見込まれる。

表 ④-4：R410A 代替冷媒の機器サイズ試算

		R32	R454C	R290	R1234yf	混合④ R1132(E)/R1234yf
GWP	[IPCC AR4]	675	148	3	3	3
理論COP	[R32%]	100	103	104	102	101
理論冷凍能力	[R32%]	100	60	58	38	55
温度グライド(平均)	[K]	0.0	3.3	0.0	0.0	4.8
圧縮機容積	[R32%]	100	167	189	263	182
室内機サイズ	[R32%]	100	100	100	100	100
室外機サイズ	[R32%]	100	300	170	300	300
SEER	[R32%]	100	99	99	98	99

④.2 次世代冷媒候補のドロップイン試験による性能初期評価

R32 用 RAC 機(4KW クラス、ダイキン工業社製 E シリーズ)にてドロップイン評価を実施した(試験条件:表 ④-5)。

表 ④-5 ドロップイン試験条件

システム	ダイキン工業社製 R32 機 E シリーズ	室内機	R40VTEP
		室外機	F40VTEP-W
配管長	5.0 m		
冷媒	R32, R410A, R1132(E)混合①, R1132(E)混合②		
制御	圧縮機回転数	能力合わせで調整	
	SH 設定	冷房: R32 同等、暖房: 3～4K	
	SC、吐出温度	運転に合わせて調整	

ドロップイン試験の結果、R1132(E)混合①の冷房／暖房の定格・中間条件での COP は R410A 比 96～99%となり、APF では 97%となり R410A 同等の結果を得た(試験条件:表 ④-6)。また、R1132(E)混合②では、冷房定格での COP は R410A 比 66%となったが、冷房中間、暖房定格・中間条件では、81～91%となり、APF では 87%となった。圧力損失の影響に対して機器を改良すれば使用できる可能性があることを確認した。

COP が最大になる冷媒の充填量は、それぞれ R32: 0.84Kg、R410A: 1.01Kg、R1132(E)混合①: 1.03Kg、R1132(E)混合②: 1.12Kg であった。

表 ④-6 R410A 代替冷媒のドロップイン試験結果

	冷房定格 COP(R410A%)	冷房中間 (R410A%)	暖房定格 COP(R410A%)	暖房中間 COP(R410A%)	APF (R410A%)
R410A	100	100	100	100	100
R32	118	109	102	101	104
R1132(E)混合①	99	96	97	97	97
R1132(E)混合②	66	82	90	91	87

④.3 信頼性評価での機器開発の課題抽出

コンプレッサーの一次耐久性試験による課題抽出のために次の実験を行った。特に R1132(E)/R1234yf 混合冷媒用に選定した改良冷凍機油(PVE)が信頼性に影響を与えないかについて確認した。

１４馬力の圧縮機にて、規定の条件で運転(400 時間)を行い、圧縮機部品に損傷がないか等を確認したところ、軸の面荒れや部分的に若干の変色が確認された。冷媒の分解等による微量の酸

の発生が考えられるが、不純物等の影響も考えられることから、再現性試験等で原因を確認する必要がある。

⑤ 冷凍サイクル材料適合性の評価

⑤.1 次世代冷媒／冷凍機油の熱安定性評価

密閉ガラス管内に冷凍機油と冷媒を共存させて加速試験を実施し、試験後に回収した冷凍機油の劣化を評価するために冷凍機油の全酸価を測定した。結果を表 ⑤-1 に示す。試験条件は温度 175℃、336 時間であり、冷媒充填量と共存金属量は安定性評価の項と同条件とした。

表 ⑤-1　R1132(E)冷媒存在下での各種冷凍機油の熱安定性試験

冷媒	冷凍機油種	金属	結果	
			外観変化	酸価 mgKOH/g
R1132(E)	PVE	Cu, Fe, Al	No	<0.01
R1132(E)	POE		No	<0.01
R1132E/R1234yf mixture (R474A)	PVE		No	<0.01
R1132E/R1234yf mixture (R474A)	POE		No	<0.01
R1234yf	PVE		No	<0.01
R1234yf	POE		No	<0.01

R1132(E)、R474A、R1234yf を用いた密閉ガラス管は加速試験後も、外観に変化はなく、沈殿物も生成しなかった。さらに、冷凍機油の全酸価の増加も観察されなかった。この結果は、R1132(E)、R474A は、R1234yf と同様に冷凍サイクルシステムにおいても安定して存在し、冷媒の性能が変化しないことを示している。

⑤.2 次世代冷媒／冷凍機油の電気絶縁性評価

次項「⑤.3 次世代冷媒／冷凍機油の相溶性評価」に合わせて報告する。

⑤.3 次世代冷媒／冷凍機油の相溶性評価

各種冷凍機油の電気絶縁性および相溶性について外部で評価した結果を表 ⑤-2 に示す。

表 ⑤-2　R474A 冷媒と各種冷凍機油の相溶性および電気絶縁性の評価結果

冷凍機油	POE1	POE2	PAG1	PAG2	PVE1	PVE2
種別	市販品	市販品	市販品	改良品	市販品	改良品
冷媒	R1132E /R1234yf (R474A)	R1132E /R1234yf (R474A)	R1132E /R1234yf (R474A)	R1132E /R1234yf (R474A)	R1132E /R1234yf (R474A)	R1132E /R1234yf (R474A)
相溶性	相溶	相溶	凝析有り	相溶	相溶	相溶
電気絶縁性	R1234yf 以上	R1234yf 以上	R1234yf 以上	R1234yf 以上	R1234yf 以上	R1234yf 以上

表に記載の通り、PAG で一部改良必要であるものの、POE、PAG、PVE 油の電気絶縁性と相溶性については R1234yf と同等の結果となり、大きな問題がないことがわかった。電気絶縁性については R474A 冷媒単体の電気絶縁性が R1234yf 単体より高くなることもわかっており、結果、冷凍機油との混合状態での電気絶縁性も同じ傾向になったと考えられる。

⑤.4 次世代冷媒／冷凍機油中での各種材料の適合性評価

⑤.4.1 材料の準備

材料は SAE J2670 に従って選択および準備した。評価した材料を 表 ⑤-3 に示す。ゴムおよびプラスチック材料を JIS K 2651 7 号形ダンベル状に調製した。マグネットワイヤは、JIS C

3216-5 に従ってツイストペア状に調製し、いずれの材料も R474A および R1234yf 冷媒を含む ND-OIL 11 の存在下で 200 ml の円筒形オートクレーブに入れ 150℃で 30 日間加熱試験を行った。

表 ⑤-3　材料適合性評価に用いた材料

材料	グレード
HNBRA	KUREHA Corp. - ZB565N
Neoprene (CR)	Osaka Rubber Corp. - 3006
EPDM-A	KUREHA Corp. - EB270NE
PTFE	NICHIAS Corp. - TOMBO No.9000
Polyester (PBT)	Polyplastics Co. - DURANEX 2002 White
Magnet wire (PEI & PAI)	Sumitomo Electric wintec Co. - ATZ-300 Φ1.0

⑤.4.2 分析方法

ゴム材料とプラスチック材料はオートクレーブから取り出し、取り出してから 24 時間後に重量変化、厚さ変化、硬度変化を測定した。さらに、取り出し後 24 時間の引張強度の変化と破断点伸びについても評価した。試験後の材料と冷凍機油も目視検査した。ゴム材料の硬度は、ASKER のゴム硬度計 A 型、プラスチック材料の硬度は、ASKER のゴム硬度計 D 型によって測定した。引張強度と破断点伸びは、SHIMADZU のオートグラフ AGS-X を用いて、引張速度 200 mm/min で測定した。

マグネットワイヤはオートクレーブから取り出し、表面の様子を KEYENCE のデジタルマイクロスコープ VHX-6000 を用いて倍率 5 倍で観察した。その後、絶縁破壊電圧(BDV)を評価した。

⑤.4.3 結果

(1) ゴム材料および樹脂材料

ゴム材料および樹脂材料の結果を表 ⑤-4 に示す。

表 ⑤-4　各材料の加熱試験後の変化

	HNBRA		Neoprene		EPDM-A		PTFE		PBT	
	R474A	R1234yf	R474A	R1234yf	R474A	R1234yf	R474A	R1234yf	R474A	R1234yf
Weight [%]	-3.0	-3.1	-4.3	-5.3	-5.5	-5.2	2.1	2.5	2.5	1.7
Thickness [%]	-6.0	-2.7	-2.6	-3.0	-3.7	-2.5	1.9	2.3	1.5	1.3
Hardness [%]	4.7	6.4	3.1	6.4	13	12	-9.6	-5.1	-4.0	-5.5
Tensile Strength [%]	3.0	-5.0	-51	-53	-36	-46	-15	-15	-9.0	-2.0
Elongation at break [%]	-27	-29	-55	-53	-46	-45	-13	-13	-70	-82

重量変化、厚さ変化、および硬度は、SAE で決定された CRP150 基準の範囲内であり、R1234yf と同等であった。

(2) マグネットワイヤ

マグネットワイヤの表面観察の結果を表面観察の結果を図 ⑤-1 に、絶縁破壊電圧の結果を図 ⑤-2 に示す。

図 ⑤-1　マグネットワイヤの加熱試験後の外観比較

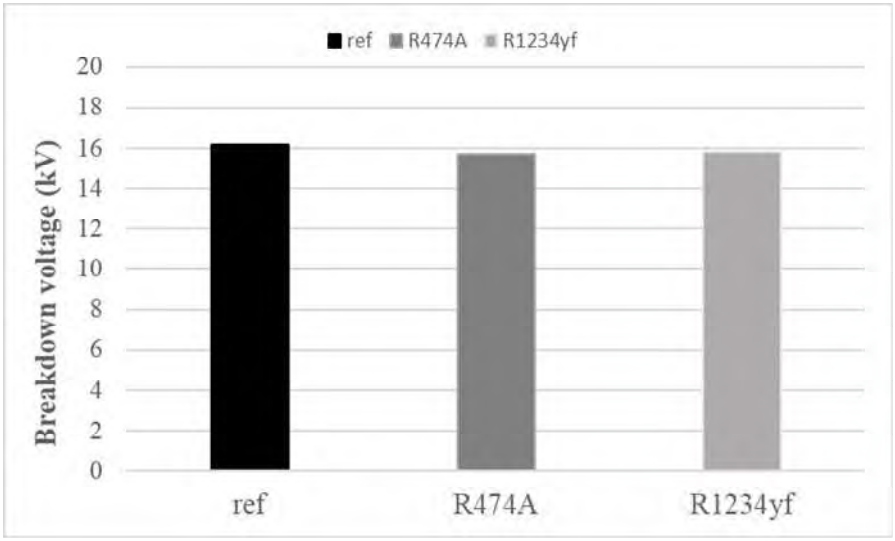


図 ⑤-2　マグネットワイヤの加熱試験前後の絶縁破壊電圧比較

マグネットワイヤの被覆材料（ポリエステルイミド・ポリアミドイミド）に劣化は見られなかった。新品(ref)のツイストペア、 R474A、 R1234yf で加速試験を行ったツイストペアについて絶縁破壊電圧の測定を行った。新品(ref)からの絶縁破壊電圧の低下率は R474A で 3%、R1234yf で 2%とほぼ同じ結果を示した。

⑤.5 次世代冷媒／冷凍機油の摩擦摩耗試験による潤滑性評価

選定した R1132(E)/R1234yf 混合冷媒用の改良冷凍機油の焼付き性、耐摩耗性を評価した。

現行油　：　R410A 用に現在標準で用いられている冷凍機油(PVE)

改良油　：　R1132(E)/R1234yf 混合冷媒用に基油および添加剤を改良した冷凍機油(PVE)

⑤.5.1 焼付試験：焼付くまで徐々に荷重ステップを上げて焼付き面圧を評価した。

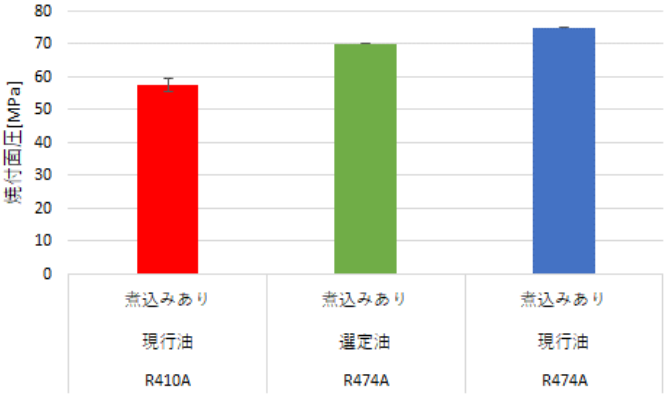


図 ⑤-3 スラスト試験（焼付試験）結果

図 ⑤-3 に示すように、R474A＋現行油、R474A＋改良油とも、R410A(現行)＋現行油と同等以上の焼付面圧であり、スラスト試験（焼付試験）に関しては問題となる点は見られなかった。

⑤.5.2 摩耗試験：一定荷重と一定回転数をかけて、異常摩耗が起こるかを確認

・ジャーナル試験

軸周りでの影響を調べるため、ジャーナル試験（摩耗試験）を実施した。

結果、図 ⑤-4 に示すように、R474A＋現行油、R474A＋改良油とも、R410A(現行)＋現行油と比べ、軸受けの摩耗量が増加した。

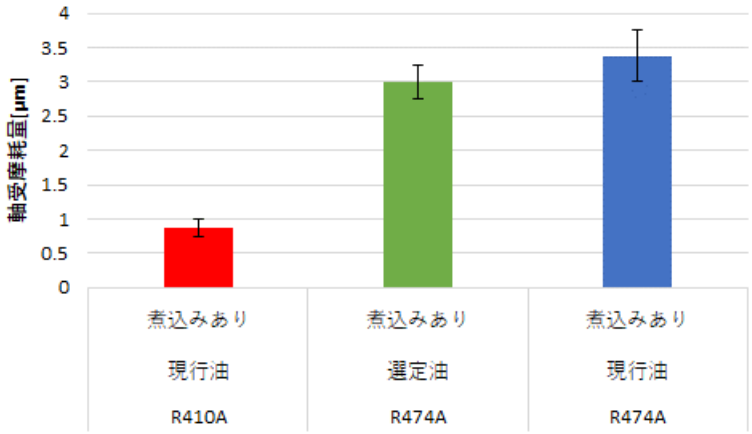


図 ⑤-4 ジャーナル試験（摩耗試験）結果

・スラスト試験（摩耗試験）

スラスト試験（摩耗試験）を実施した結果、図 ⑤-5 に示すように、R474A＋現行油の組み合わせは、R410A(現行)＋現行油と比べ、摩耗量が増加したが、R474A＋改良油についてはほぼ同等の摩耗量となった。

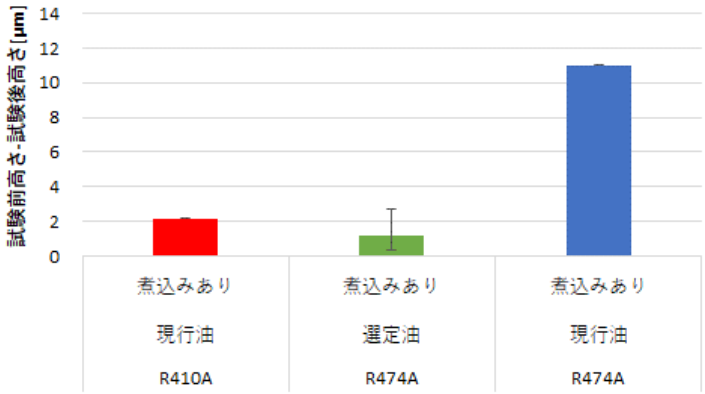


図 ⑤-5 スラスト試験（摩耗試験）結果

⑥ 圧縮機の性能評価

⑥.1 圧縮機性能試験装置での次世代冷媒の試験評価

既存の R1234yf 用の電動圧縮機に、R474A（R1132(E)/R1234yf=23/77 mass%）をドロップインし、カロリーメーターによる性能評価を行った。

表 ⑥-1 ドロップイン試験条件

圧縮機	豊田自動織機製 電動圧縮機 ESB27	
冷媒	R1234yf、R474A	
制御	圧縮機回転数	1800～8600rpm
	Te 設定	10～-20℃相当
	Tc 設定	35～65℃相当
	SH 設定	10K
	SC 設定	5K

図 ⑥-1　圧縮機性能試験時の様子

ドロップイン試験の結果、いずれの条件においても R1234yf より能力は上回る結果となった。また、COP については高回転条件、低 Te 条件になるほど R474A が優位となる結果となった。

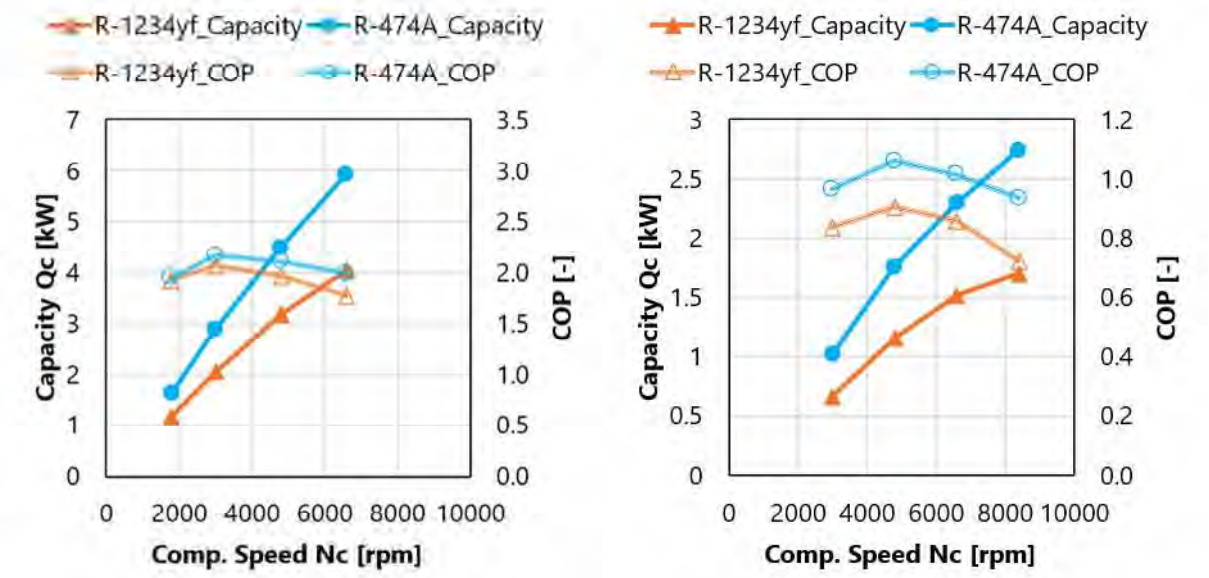


図 ⑥-2　ドロップイン試験の結果（左：Tc=55℃, Te=0℃　右：Tc=55℃, Te=-20℃）

⑥.2 過酷条件での圧縮機運転と圧縮機摺動部での安定性確認：圧縮機の単体性能評価を行い、次世代冷媒に最適な圧縮機を設計する。

圧縮機摺動部での安定性については、「④.3 信頼性評価での機器開発の課題抽出」の項を参照。ここでは、標準的な R32 用の圧縮機を用いて、カロリーメーターによる性能試験を実施したので、その結果を報告する。

試験条件については、回転数、凝縮温度（Tc）、蒸発温度（Te）を変更し、５つの条件について試験を実施した。試験結果を表 ⑥-2 に示す。

表 ⑥-2　カロリーメーターによる圧縮機性能の実測結果

			冷小	冷中	APF90	冷定	暖定
試験条件		回転数	20	43	90	115	131
		Tc	33.8	37.1	50	51.7	41.7
		Te	16.5	10.6	0	7.7	-3.8
試験結果	R32	能力	10258	18185	24176	39522	33088
		(個別部品規格比)	100.9%	99.6%	100.7%	102.4%	101.8%
		入力	885	2556	8215	11626	11210
		(個別部品規格比)	101.1%	99.8%	99.9%	100.5%	99.3%
		COP	11.60	7.11	2.94	3.40	2.95
		(個別部品規格比)	99.8%	99.7%	100.8%	101.9%	102.5%
		理論COP	**14.85**	**9.11**	**4.09**	**4.85**	**4.63**
		圧縮機効率	**78.1%**	**78.1%**	**72.0%**	**70.1%**	**63.7%**
		電流値	13.03	17.88	28.95	39.22	36.34
		(個別部品規格比)	100.2%	98.8%	100.2%	104.0%	103.0%
	R474A	能力	6278	11316	12516	20664	18108
		(R32比)	**61.7%**	**62.0%**	**52.1%**	**53.5%**	**55.7%**
		入力	520	1470	4714	6651	6750
		(R32比)	59.4%	57.4%	57.3%	57.5%	59.8%
		COP	12.07	7.70	2.65	3.11	2.68
		(R32比)	103.8%	107.9%	90.9%	93.1%	93.2%
		理論COP	**15.63**	**9.56**	**4.19**	**5.02**	**4.78**
		圧縮機効率	**77.2%**	**80.5%**	**63.4%**	**61.9%**	**56.1%**
		電流値	8.08	10.68	16.93	20.07	20.31
		(R32比)	62.1%	59.0%	58.6%	53.2%	57.5%

冷媒物性データベースソフト REFPROP10 により計算した理論 COP では、R32 と R474A は同等レベルであったが、実測値は高回転側（APF90、冷房定格、暖房定格）で、R32 より悪化する結果となった。

表 ⑥-3 はスクロール圧縮機性能シミュレーションソフトによる計算結果であるが、R474A については、高回転側で、R32 より悪化する結果となり、実測と一致した結果となった。このことから、使用した改良油が性能に影響していないと考えられる。また、圧縮機効率が低下した要因としては、能力低下に対する固定損(機械損失)の割合が大きいためだと考えられる。

表 ⑥-3　圧縮機性能シミュレーションの結果

			冷小	冷中	APF90	冷定	暖定
条件		回転数	20	43	90	115	131
		Tc	33.8	37.1	50	51.7	41.7
		Te	16.5	10.6	0	7.7	-3.8
計算結果	R32	理論能力[kcal/hr]	9247	16247	21856	35180	30107
		冷凍能力[kcal/hr]	8749	16557	22563	36235	31098
		理論動力[W]	724	2075	6235	8451	7568
		容積効率[%]	94.6	101.9	103.2	103.0	103.3
		図示効率[%]	93.1	92.3	93.9	93.1	92.3
		図示損失[W]	54	173	408	626	632
		機械効率[%]	89.6	91.3	92.4	91.8	90.2
		機械損失[W]	90	215	545	809	886
		圧縮機効率[%]	73.4	79.9	**83.3**	**81.9**	**80.0**
	R474A	理論能力[kcal/hr]	6026	10354	12885	21057	18221
		冷凍能力[kcal/hr]	5473	10154	13018	21303	18476
		理論動力[W]	430	1211	3475	4725	4292
		容積効率[%]	90.8	98.1	101.0	101.2	101.4
		図示効率[%]	92.8	91.5	**87.7**	**87.8**	**86.2**
		図示損失[W]	33	112	486	657	689
		機械効率[%]	87.5	89.7	**87.5**	**87.6**	**85.0**
		機械損失[W]	66	152	565	764	880
		圧縮機効率[%]	68.6	74.9	**72.1**	**72.3**	**69.1**
結果実測	R32	**圧縮機効率[%]**	**78.1**	**78.1**	**72.0**	**70.1**	**63.7**
	TKG	**圧縮機効率[%]**	**77.2**	**80.5**	**63.4**	**61.9**	**56.1**

⑦　熱交換器の性能評価

⑦.1 モデル熱交換器を用いた次世代冷媒の性能評価と課題抽出

既存の R1234yf 用の熱交換器に、R474A（R1132(E)/R1234yf=23/77 mass%）をドロップインし、熱負荷試験による性能評価を行った。

図 ⑦-1 熱交換器単体性能試験の外観図

表 ⑦-1 熱交換器単体性能試験の条件

熱交換器	R1234yf 用マイクロチャネル熱交換器（既存品）	
冷媒	R1234yf、R474A	
試験		
制御	冷媒流量	60～150kg/h
	熱交換器入口乾き度	0.1
	熱交換器出口乾き度	0.9
	熱交換器出口圧力	乾き度 0.5 で蒸発温度が 10℃となるように設定（R1234yf:0.438MPa, R474A:0.636MPa）
	室内温度	25℃
	室内湿度	48%

各流量における熱交換器表面温度分布の様子を図 ⑦-2 に示す。冷媒は、熱交換器右下部から導入されて左下部に向かい、左下部から左上部に向かって上昇し、右上部の出口から排出されている。R1234yf、R474A いずれにおいても、特に流量の低い条件において右上部の熱交換器表面温度が高い部分が生じた。これは、熱交換器の左側で下から上に冷媒が流れる際、上部の冷媒配管に十分な冷媒が供給されないため、冷媒が完全に蒸発し過熱ガスとなっている部分であると考えられる。これは熱交換器の構造による分配性能によるもので、冷媒の種類による違いは見られなかった。

また、R1234yf では、冷媒入口から出口にかけて表面温度が低下して行くのに対して、R474A では、冷媒入口から出口にかけて表面温度が上昇している。R1234yf は温度グライドがなく圧力損失によって飽和温度が低下しているのに対して、R474A は温度グライドの影響が加わった結果であると考えらえる。

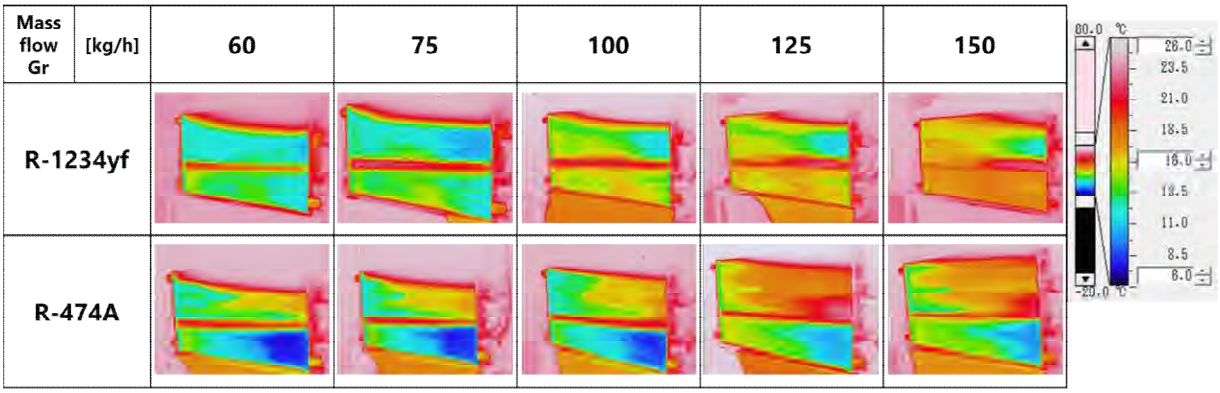


図 ⑦-2 熱交換器単体性能試験中の熱交換器表面の温度分布

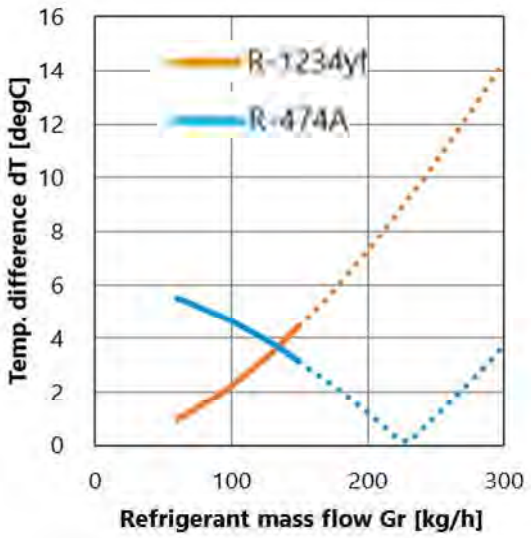


図 ⑦-3 冷媒流量と熱交換器出入口の冷媒温度差の関係

図 ⑦-3 は冷媒流量と熱交換器出入口の冷媒温度差を表したものである。実線部分は本実験結果より、破線部分は圧力損失が冷媒流量の 2 乗に比例して増加することを基に算出した計算値である。R1234yf は加速度的に熱交換器出入口の温度差が大きくなるのに対して、R474A は 60kg/h の値が最大値となった後は、300kg/h までその値を超えることはなかった。これは、圧力損失による温度変化と温度グライドによる温度変化が互いを打ち消すために生じている。結果として、R474A は R1234yf に対して、運転範囲内のおける熱交換器出入口の温度差が変化しにくいという堅牢性を有するといえる。

⑦.2 課題に対する熱交換器の改良

R32 に対して R474A は圧力損失が大きくなるため、配管径の拡大や熱交換器のパス数増加などの改良を加えることで緩和されると考えられる。また、温度グライドの影響は冷媒回路によっても影響が異なる。そこで、上記の影響の大きい R32 機を用いたドロップイン試験をおこなった。

表 ⑦-2 R32 空調機へのドロップイン試験の評価条件の改善

試験機仕様	-	Condition A	Condition B		Condition C
冷媒	R32	R454C	R454C	R474A	R454C
圧縮機シリンダ容積		容積の増加			
室内熱交			熱交径の拡大		
室内熱交パス					対向流
室内熱交パス数			パス数増加		
室外熱交	変更なし				
室外熱交パス	変更なし				
室外熱交パス数			パス数増加		
連絡配管			配管径の拡大		
吸入配管			配管径の拡大		

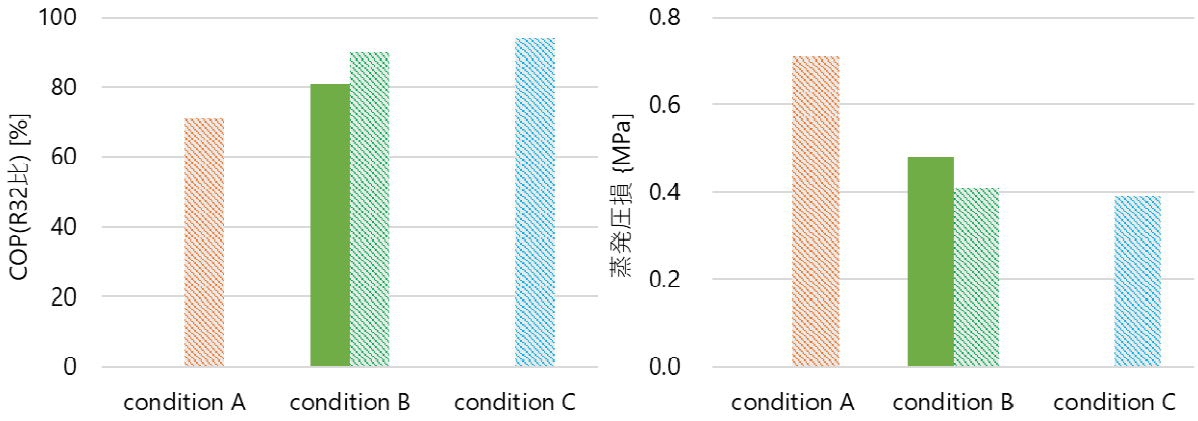


図 ⑦-4 熱交換器の改良による効果

R32 空調機の圧縮機のみ変更したものを Condition A、熱交換器のパス数の変更、冷媒配管の管径を変更したものを Condition B、パスを並行流から対向流にしたものを Condition C とした。試験は冷房条件（室内 DB/WB 27℃/19℃　室外 DB/WB 35℃/24℃）で行い、運転条件は定格条件で行った。

温度グライドによる COP の低下は、熱交換器のパス数、配管径、パス取りによって抑制できることが分かった。熱交換器以外のシステム全体の最適により、さらに改善が可能であると考えられる。

(3).3 個別テーマの成果と意義

本事業により GWP 10 以下の微燃性冷媒および高効率な直膨型空調機が開発されれば、国内だけに留まらず、グローバル規模で広く普及することが期待される。

開発中の新冷媒の成分物質を使用した混合冷媒は、混合組成を変えることにより、直膨用空調機器だけでなく幅広い用途に使用することができる。冷凍冷蔵用に使用されている R404A 代替や、電気自動車でヒートポンプを使用したカーエアコン冷媒の用途への展開も期待される。

【研究開発の意義（副次的成果）】

研究開発項目	意義	副次的効果
研究開発項目③「次世代冷媒及び次世代冷媒適用技術の開発」		
ＧＷＰ１０以下の直膨型空調機用　微燃性冷媒の開発（ダイキン工業）	R474A の性能は R32 には劣るが、同じ GWP1 桁の冷媒として、CO_2 に対しては COP や機器コスト、プロパンに対しては小型機器以外での使用、他のフッ素系冷媒に対しては、冷凍能力で優位な点もあり、グリーン冷媒で最もバランスの取れた冷媒になっている。	新たなグリーン冷媒を開発したことで、機器メーカーにとって、R474A は新たな選択肢になることが考えられる。空調用だけでなく、EV 用カーエアコン、冷凍冷蔵など幅広い用途での活用が期待される。

(4) アウトカム目標の達成見込み

【アウトカム目標の達成見込み】

テーマ	達成見込み	課題
研究開発項目③　次世代冷媒及び次世代冷媒適用技術の開発		
ＧＷＰ１０以下の直膨型空調機用　微燃性冷媒の開発（ダイキン工業）	GWP<10 の新たな混合冷媒を開発し、R474A(A2L 冷媒)として ASHRAE 34, ISO 817 に登録でき、新たなグリーン冷媒を開発した。空調機の基礎検討を行い、使用できる可能性を示すことができた。今後、空調機、EV 用カーエアコン、冷凍冷蔵など幅広く適用を検討していく。	R474 は R32 に比べて性能(冷凍能力、温度グライド)が劣るため、機器の大型化の懸念がある。不均化反応に対する安全性、機器の大型化の課題解決を検討して、2029 年のフェーズダウンを機に市場投入できるよう準備を進める。

(4).1 実用化に向けた取組及び見通し

GWP10 以下の直膨型空調機の冷媒としては、CO_2 やプロパンが検討されているが、CO_2 は圧力と低臨界温度による機器コストアップ、プロパンには安全性の課題がある。本事業において、開発する次世代冷媒は、CO_2 やプロパンに比べて、現行の R410A、R32 機器に最も近い仕様になり、円滑な普及が期待できる。

グローバルへの展開を図るため、新冷媒の成分物質の製造を検討しながら、早期に事業化できるよう準備を進めていく。

(4).2 波及効果

本事業により GWP 10 以下の微燃性冷媒および高効率な直膨型空調機が開発されれば、国内だけに留まらず、グローバル規模で広く普及することが期待される。

開発中の新冷媒の成分物質を使用した混合冷媒は、混合組成を変えることにより、直膨用空調機器だけでなく幅広い用途に使用することができる。冷凍冷蔵用に使用されている R404A 代替や、電気自動車でヒートポンプを使用したカーエアコン冷媒の用途への展開も期待される。

(5) 特許出願数、論文発表数

テーマと対象	分類	2018年度	2019年度	2020年度	2021年度	2022年度	2023年度（予定含む）	合計
研究開発項目③　次世代冷媒及び次世代冷媒適用技術の開発								
ＧＷＰ１０以下の直膨型空調機用　微燃性冷媒の開発（ダイキン工業）	特許出願		5	10	5	4		24
	（うち外国出願）		1	1	2			4
	論文							
	研究発表・講演			1	4	2	1	8
	受賞実績							
	新聞・雑誌等への掲載						1	1
	展示会への出展						1	1
	TVその他							
	合計		5	11	9	6	3	34

Ｐ１８００５

「省エネ化・低温室効果を達成できる次世代冷媒・冷凍空調技術及び評価手法の開発」

基本計画

環境部

１．研究開発の目的・目標・内容

（１）研究開発の目的

①政策的な重要性

特定フロン（CFC、HCFC）等のオゾン層破壊物質は、オゾン層保護の観点から、モントリオール議定書により生産の段階的な廃止が義務付けられている。この特定フロンの代替として開発され、オゾン層破壊のおそれがない代替フロン等4ガス（HFC、PFC、SF_6、NF_3）は、その優れた特性から、冷媒(冷凍・冷蔵庫、空調機器、自動車エアコン等)、 発泡剤、洗浄剤、絶縁材等として利用されており、特定フロンからの転換が進むにつれ、これらの使用量・排出量が増加しつつある。一方で、代替フロン等4ガスは、大気中に長期間に亘って安定に存在し、かつ極めて高い温室効果を有する化合物であることから、京都議定書及びパリ協定において排出削減対象ガスに指定され、排出削減のための対策が進められているところである。また、機器使用中・廃棄時の冷媒の漏れを完全にゼロにすることは極めて困難であるため、排出量削減の根本的な対策としては、地球温暖化への影響が極めて少ない冷媒（以下「次世代冷媒」という。）への転換が有効であると考えられている。特に、代替フロン（HFC）が使用されている冷凍空調機器は、一旦市場に出荷されれば十数年にわたり排出源として温暖化に悪影響を及ぼすため、一刻も早く冷媒転換技術を開発し、市場投入を図ることが不可欠である。

さらに、HFCについては、従来はオゾン層保護を目的とするモントリオール議定書の規制対象外であったが、2016年10月ルワンダの首都キガリにおいて開催されたモントリオール議定書第28回締約国会合(MOP28)において、新たにHFCの生産及び消費量の段階的削減義務を定める旨のモントリオール議定書の改正（以下「キガリ改正」という。）が採択された。本改正で先進国は、HFC生産・消費量を2011-2013年の平均数量から最終的には2036年までに85%を段階的に削減する目標が定められており、既存冷媒物質の継続使用ではこの目標を達成できないことが予想されている。このことからも、次世代冷媒及び次世代冷媒適用冷凍空調機器の早期開発が必須の状況となっている。

②我が国の動向

我が国は、京都議定書に対する目標達成計画において、第１約束期間中（2008年～2012年）に代替フロン等の大幅な排出抑制に努め、温室効果がより小さい代替物質の開発・普及と設備等の導入を推進してきた。また、2016年11月に発効したパリ協定における我が国の温室効果ガス排出削減目標では、代替フロン等4ガス排出量を2013年に比べ、2030年までに約25％削減すること（HFCについては約32％削減）としており、今後、更なる長期的・継続的な排出削減対策の実施が求められている。

この対策の一つとして、2015年4月に「フロン排出抑制法」が施行され、この中で冷凍空調関連分野の5区分の製品を指定製品として、地球温暖化係数（GWP※）の目標値と目標年度を設定し、HFCを含むフロン類の排出量削減対策を促進している。また、同法においては、我が国におけるフロン対策に関する研究開発の推進が謳われている。

こうした状況の中、これまで、冷凍空調分野に対しては「高効率ノンフロン型空調機器技術の開発」事業（2011～2015年度）において、大型である業務用空調機器分野等を対象として冷媒転換の技術開発を行った。また、「高効率低GWP冷媒を使用した中小型空調機器技術の開発」事業（2016～2017年度）では、家庭用空調機器を対象として、高効率を実現しつつ低温室効果冷媒及び適用空調機器の基盤要素技術開発を実施した。

さらに、2019年1月のキガリ改正発効によるHFCの生産量・消費量の削減義務の履行を国内で担保するため、HFCの製造及び輸入を規制する等の措置を講じた「オゾン層保護法」が改正、公布されている。本法では、HFCの生産量・消費量の限度を定めて段階的削減を推進していくとしている。また、法運用において、HFC削減に寄与する画期的な低GWP冷媒の製造等に対するインセンティブの付与や次世代冷媒を活用した機器の開発・導入を促すこととされている。

※ GWP:地球温暖化係数（Global Warming Potential）の略。CO_2の温室効果の大きさを基準（1.0）として、同量・同期間における温室効果の大きさを相対比較した値。

③世界の動向

欧州では、2006年に、HFC、PFC、SF_6、NF_3といったフッ素を含むガスの排出抑制を目的とするF-gas規制が欧州議会において制定された。さらに、2030年までにF-gasの漏えいを現状の2／3のレベルにまで減らすこと及び環境に優しい冷媒が開発された分野ではF-gasを使用する機器の販売を禁止することを目標に、欧州で販売されるHFCの年間総量（各冷媒の販売量にGWPを掛けて総和をとった等価CO_2量）を2030年には現状の1／5にまで削減することを加えた改正F-gas規制が2014年に発効されている。

米国では、オゾン層や地球温暖化への影響、可燃性、有毒性の観点から、オゾン破壊物質からの代替物質を評価するSNAPプログラム（Significant New Alternatives Policy Program）において、代替物質として使用可能なものをリスト化しているが、このリストにはHFC冷媒の一部を登録しておらず、実質的に使用禁止とされている。

さらに、2016年10月のキガリ改正においては、新たにHFCの生産及び消費量の段階的削減義務が定められ、先進国及び開発途上国を問わず、HFCの生産及び消費削減スケジュールについて対応を迫られている状況にある。

こうした世界的なHFC削減意識の高まりの一方で、現在の次世代冷媒候補は、いずれも従来のHFC冷媒適用機器と同等の機器性能を維持、あるいはそれ以上の性能とするための技術的ハードルが高く、さらに安全性においても課題（燃焼性、化学的不安定性等）があることから、世界的に次世代冷媒適用冷凍空調機器は実用化に至っていない。これは、次世代冷媒の基本特性評価及び次世代冷媒使用時の安全性評価・リスク評価の標準的な評価手法が確立していないことが大きな原因の一つである。

④本事業のねらい

世界的な次世代冷媒への転換意識の高まりの中、キガリ改正の結果、先進国は、2036年までにHFCの生産及び消費量を段階的に85%削減する目標が示された。我が国においては、現在、フロン排出抑制法で定められている目標GWP値を達成できる冷媒であっても、この目標を達成するのは困難と考えられる。

そのため、これまでより一層GWPの低い次世代冷媒への転換が急務であるが、次世代冷媒の基本特性評価及び次世代冷媒使用時の安全性評価・リスク評価の評価手法は確立されていない。したがって、次世代冷媒の基本特性を把握し、同時に次世代冷媒の持つ課題に対する安全性・リスク評価方法を確立し、国内安全基準の策定や国際規格化・標準化策定に取り組むことで、省エネルギーかつ低温室効果を実現する次世代冷媒適用冷凍空調機器等の開発を支援することが重要である。

冷凍機器のうち、家庭用冷凍冷蔵庫においては既に強燃性冷媒の安全性評価が十分に行われ、低GWP冷媒への転換が進んでいるが、業務用小型冷凍冷蔵機器等に対しては、次世代冷媒候補の使用に必要な安全対策の技術開発や安全性・リスク評価手法が確立していないことから、依然としてHFC冷媒が使用されている。また、空調機器の中でも、家庭用空調機器は市中冷媒ストック量がきわめて多く、大気中への漏えい源としても影響が大きい。

こうした状況をふまえ、本事業では、次世代冷媒を使用した省エネ冷凍空調機器の開発基盤を整備し、2026年を目途とする冷媒及び冷凍空調機器製品の市場投入に貢献することをねらいとして、業務用冷凍冷蔵機器及び家庭用空調機器を主とする中小型規模の

冷凍空調機器に使用する次世代冷媒の安全性・リスク評価手法を確立する研究開発を実施する。

さらに、新たな技術が普及する期間を考慮すると、キガリ改正の目標達成のためには、次世代冷媒の適用が一部ではなされているものの普及に至っていない領域に対し、新しいシーズ技術を踏まえた幅広い対策を実施し、多方面から可能な限り迅速な普及を後押しする技術開発を行うことが重要である。普及を妨げる技術課題に対して技術開発を進め、効率の向上・適用範囲の拡大を通して普及を促進していくことが必要不可欠であることから、次世代冷媒及び次世代冷媒適用技術の開発を実施する。

（２）研究開発の目標

①アウトプット目標

【中間目標】

1) 冷凍空調機器性能と省エネ性を両立しうる次世代冷媒候補について、基本物性データ（熱物性、伝熱特性等）の取得及び評価（漏洩時挙動評価、フィジカルハザード評価等）を実施し、安全性・リスク評価手法確立に向けた目途付けを行う。

2) 産官学の外部有識者との検討を踏まえつつ、本事業で得られた次世代冷媒の安全性評価手法に関する成果を、次世代冷媒を普及させるために必要な業界の実用的な安全基準や、国際規格化・国際標準化、及び国際データベース等※への登録に効果的に結び付けるためのロードマップを策定する。

※ 次世代冷媒の社会実装に必要な国際規格、国際標準としては ISO5149（機器）、ISO817（冷媒物性）、IEC60335-2-40（空調）、IEC60335-2-89（冷凍冷蔵）、ASHRAE34（冷媒物性）、ASHRAE15（機器）が想定される。また、国際データベースでは、NIST（アメリカ国立標準技術研究所）が作成する冷媒熱物性データベースソフトウエア；REFPROP が想定される。

3) 次世代冷媒及び次世代冷媒適用技術の開発において、現状市販フロン品と同等以上の性能(COP、APF 等※)を実現する技術について、個別テーマごとに目標を定め、これを達成する見通しを得る。

※ COP:成績係数（Coefficient Of Performance）の略。冷暖房器具のエネルギー消費効率を示す係数で、消費電力 1kW に対しての機器の冷却能力、暖房(加熱)能力を表したもの。

APF:通年エネルギー消費効率（Annual Performance Factor）の略。1年を通して、ある一定条件のもとにエアコンを使用した時の消費電力1kWあたりの冷房・暖房能力を表したもの。

【最終目標】

1) 中間評価結果を踏まえ、冷凍空調機器性能と省エネ性を両立しうる、次世代冷媒候補について、基本物性データの取得及び評価を実施し、安全性・リスク評価手法を確立する。
2) 次世代冷媒使用にあたっての実用的な安全基準（業界規格等）の策定に資するデータや評価結果を提供する。
3) 次世代冷媒の基本物性データ及び安全性・リスク評価手法等について、国際規格・国際標準への提案を1件以上、及び国際データベース等への登録申請を1件以上行う。
4) 中間評価結果を踏まえ、次世代冷媒及び次世代冷媒適用技術の開発において、現状市販フロン品と同等以上の性能(COP、APF等)を実現する技術について、個別テーマごとに目標を定め、これを達成する。

なお、中間目標、最終目標等については、研究開発費の確保状況、研究開発の進捗状況、産業への波及効果等を総合的に勘案し、適宜見直しを行う。

②アウトカム目標

1) 次世代冷媒及び次世代冷媒適用冷凍空調機器の特性データや安全性・リスク評価手法を、次世代冷媒を普及させるために必要な国際規格化・国際標準化及び国際データベース等への登録を行う。
2) 本事業による開発成果を踏まえ、次世代冷媒を適用して、現状市販されているフロン冷媒適用機器と同等以上の性能を有し、かつ年間消費電力量で現行機器より10%の省エネを達成する機器の開発に貢献する。その後、次世代冷媒及び次世代冷媒適用冷凍空調機器が、2026年を目途に製品化し、2029年を目途に国内普及することによって、モントリオール議定書キガリ改正における日本のHFC生産・消費量削減目標（2029年までに70%削減、2036年までに85%削減）及びパリ協定における日本のHFC排出削減目標（約10百万t-CO_2、2030年までに2013年比で約32%の削減）の達成に貢献する。

3) 途上国におけるキガリ改正の削減義務が厳しくなる 2040 年代（2047 年までに85%削減）に、日本発の技術が普及することによって、途上国の HFC 削減目標達成に貢献する。

③アウトカム目標達成に向けての取り組み

本事業では、国内審議団体、業界団体及び企業の標準化関係者との積極的かつ緊密な情報・意見交換の場を設けたうえで、ロードマップを策定し、次世代冷媒の特性データの国際データベースへの登録や、開発した次世代冷媒の安全性・リスク評価手法を国際規格化・国際標準化に結びつける。

上記の取り組みの結果、次世代冷媒及び次世代冷媒適用冷凍空調機器の実用化に大きく貢献することとなり、現在市販されている冷凍空調機器と同等の安全性が担保された次世代冷媒適用冷凍空調製品が国内に普及し、我が国のパリ協定及びモントリオール議定書のキガリ改正の目標達成に寄与する。また、現在市販されている冷凍空調機器と同等の安全性を担保した国際標準等を満たした次世代冷媒適用冷凍空調機器が、世界市場に普及することに繋がる。

（３）研究開発の内容

上記目標を達成するために以下の研究開発項目について、別紙 1 の研究開発計画及び別紙 2 の研究開発スケジュールに基づき研究開発を実施する。

【委託事業】

研究開発項目①次世代冷媒の基本特性に関するデータ取得及び評価

研究開発項目②次世代冷媒の安全性・リスク評価手法の開発

上記研究開発項目は、次世代冷媒及び次世代冷媒適用冷凍空調機器の安全性評価手法の確立を目的としており、我が国の冷凍空調産業界全体にとって高い共通基盤性を有する研究であり、国民経済的には大きな便益がありながらも、民間企業の研究開発投資に見合うことが見込めない「公共財の研究開発」事業として、委託事業を実施する。

【助成事業（助成率：1／2）】

研究開発項目③次世代冷媒及び次世代冷媒適用技術の開発

上記研究開発項目は、既に民間企業等が主要な技術やノウハウ等を所有している技術について、ユーザーサイドのニーズをくみ取ることにより開発終了後の事業化計画を明確にして、実用化及び普及化の研究を行う。本開発終了後、数年以内に製品化を

想定できるものを対象とする。これらは、助成事業（助成率：1／2）として実施する。

２．研究開発の実施方式

（１）研究開発の実施体制

本研究開発は、プロジェクトマネージャー（以下「PM」という。）にNEDO環境部　佐野　亨を任命して、プロジェクトの進行全体を企画・管理を実施させる。また、そのプロジェクトに求められる技術的成果及び政策的効果の最大化を推進させる。

NEDOは公募により研究開発実施者を選定する。

研究開発実施者は、企業や大学等の研究機関等（以下「団体」という。）のうち、原則として日本国内に研究開発拠点を有するものを対象とし、単独又は複数で研究開発に参加するものとする。ただし、国外の団体の特別の研究開発能力や研究施設等の活用又は国際標準獲得の観点から必要な場合は、当該の研究開発等に限り国外の団体と連携して実施することができるものとする。

なお、各実施者の研究開発能力を最大限に活用し、効率的かつ効果的に研究開発を推進する観点から、NEDOは独立行政法人大学改革支援・学位授与機構研究開発部特任教授飛原　英治氏を研究開発責任者（プロジェクトリーダー（以下「PL」という。））、早稲田大学総合研究機構熱エネルギー変換工学・数学融合研究所　所長　齋藤　潔氏を副研究開発責任者（サブプロジェクトリーダー（以下「SPL」という。））とし、各実施者はPLの下で研究開発を実施する。

（２）研究開発の運営管理

NEDO は、研究開発全体の管理、執行に責任を負い、研究開発の進捗のほか、外部環境の変化等を適時に把握し、必要な措置を講じるものとする。運営管理は、効率的かつ効果的な方法を取り入れることとし、次に掲げる事項を実施する。

① 研究開発の進捗把握・管理

PM は、PL・SPL や研究開発実施者と緊密に連携し、研究開発の進捗状況を把握する。また、外部有識者で構成する技術検討委員会を組織し、定期的に技術的評価を受け、目標達成の見通しを常に把握することに努める。

具体的には、四半期に一回程度 PL・SPL 等を通じてプロジェクトの進捗について報告を受け、必要に応じて、NEDO に設置する技術検討委員会等を開催し、外部有識者の意見を参考として、選択と集中により優秀な技術を短期間に育成するマネジメン

トを行う（例えば、成果が得られた時点で、標準化事業など次ステップへの転出を奨励する。反面、期間内に成果が見込めないと判断された事業は研究開発途中であっても中止するなど。）

②技術分野における動向の把握・分析

PMは、プロジェクトで取り組む技術分野について、内外の技術開発動向、政策動向、市場動向等について調査し技術の普及方策を分析、検討する。なお、調査の効率化の観点から、必要に応じて本プロジェクトにおける委託事業として実施する。

３．研究開発の実施期間

本研究開発の期間は、平成30年度から平成34年度までの5年間とする。

４．評価に関する事項

NEDOは、技術評価実施規程に基づき、技術的及び政策的観点から研究開発の意義、目標達成度、成果の技術的意義並びに将来の産業への波及効果等について、プロジェクト評価を実施する。

評価の時期は、中間評価を平成32年度、事後評価を平成35年度とし、当該研究開発に係る技術動向、政策動向や当該研究開発の進捗状況等に応じて、前倒しする等、適宜見直しするものとする。

また、中間評価を踏まえ必要に応じて研究開発の加速・縮小・中止等の見直しを迅速に行う。

５．その他重要事項

（１）研究開発成果の取り扱い

① 共通基盤技術の形成に資する成果の普及

研究開発実施者は、研究成果を広範に普及するよう努めるものとする。NEDOは、研究開発実施者による研究成果の広範な普及を促進する。

② 標準化施策等との連携

得られた研究開発の成果については、データベースへのデータの提供、規格・標準の提案等に積極的に活用する※と共に、内容を公開し国内外の基準（標準）形成に資することとする。

※ 次世代冷媒の社会実装に必要な国際規格、国際標準としてはISO5149（機器）、ISO817（冷媒物性）、IEC60335-2-40（空調）、IEC60335-2-89（冷凍冷蔵）、ASHRAE34（冷媒物性）、ASHRAE15（機器）が想定される。また、国際データベースでは、NIST（アメリカ国立標準技術研究所）が作成する冷媒熱物性データベースソフトウエア；REFPROPが想定される。

③ 知的財産権の帰属、管理等取扱い

研究開発委託事業の成果に関わる知的財産権については、「国立研究開発法人新エネルギー・産業技術総合開発機構新エネルギー・産業技術業務方法書」第25条の規定等に基づき、原則として、すべて委託先に帰属させることとする。なお、基盤技術の研究開発段階から、事業化を見据えた知財戦略を構築し、適切な知財管理を実施する。

④ 知財マネジメントに係る運用

本事業は、「NEDOプロジェクトにおける知財マネジメント基本方針」適用対象とする（研究開発項目①、②のみ）。

（２）プロジェクト基本計画の見直し

PMは、当該研究開発の進捗状況及びその評価結果、社会・経済的状況、国内外の研究開発動向、政策動向、研究開発費の確保状況等、プロジェクト内外の情勢変化を総合的に勘案し、必要に応じて目標達成に向けた改善策を検討し、達成目標、実施期間、実施体制等、プロジェクト基本計画を見直す等の対応を行う。

（３）根拠法

本プロジェクトは、国立研究開発法人新エネルギー・産業技術総合開発機構法第 15 条第 1 号二、第 3 号及び第 9 号に基づき実施する。

（４）その他

本事業の実施を通じて、イノベーションの担い手として重要な若手研究員及び女性研究員の育成等を支援することとする。

６．基本計画の改訂履歴

（１）平成 30 年 2 月、制定。

（２）平成 31 年 1 月、研究開発項目の追加による改訂。
（３）2020 年 6 月、プロジェクトリーダーの所属先、役職及びサブプロジェクトリーダーの所属先名称の変更による改訂。
（４）2021 年 6 月、プロジェクトマネージャーの変更、サブプロジェクトリーダーの所属先名称の変更による改訂。

（別紙１）研究開発計画

１．研究開発の必要性

昨今の地球温暖化防止への具体的貢献が求められる情勢の下、地球温暖化への影響が極めて少ない冷媒（以下「次世代冷媒」という。）への転換が模索されている。しかし、次世代冷媒の多くは、いずれも従来の HFC 冷媒適用機器と同等の機器性能を維持、あるいはそれ以上の性能とするための技術的ハードルが高く、さらに安全性においても課題（燃焼性、化学的不安定性等）があることから、世界的に次世代冷媒適用冷凍空調機器は実用化に至っていない。これは、次世代冷媒の基本特性評価及び次世代冷媒使用時の安全性評価・リスク評価の標準的な評価手法が確立していないことが大きな原因の一つである。特に、温室効果の大きさと燃焼性とは反比例する性質があることから、燃焼性を有する冷媒を受け入れていかなければ、冷凍空調機器の分野での低炭素社会構築は難しく、燃焼性のある冷媒を安全に使用するための研究開発が重要となっている。

こうした状況の中、冷凍空調機器のうち、次世代冷媒への転換の可能性が高いと考えられている業務用小型冷凍冷蔵機器や、冷媒の市中冷媒ストック量が格段に多く、大気中への漏えい源としての影響が大きい家庭用空調機器を主とする中小型冷凍空調機器においては、次世代冷媒を冷凍空調機器に適用するにあたって、安全性・リスク評価手法を確立し、その後の次世代冷媒適用冷凍空調機器の実用化及び普及促進を支援することが求められている。

一方で、冷凍空調機器分野において、次世代冷媒の適用が一部ではなされているものの技術的課題があることで全体の普及に至っていない領域があることが明らかになってきている。例えば、自然冷媒の CO2 を用いた業務用冷凍冷蔵機器では、温室効果は低いものの運転圧力が高く、使用可能な温度領域が限定されること等からコストや適用範囲の拡大に課題を有している。また、ユーザー側からは、次世代冷媒に転換する際に、設置期間の短縮や既存設備の利用等で施工性を向上させる要求も高まってきている。このように、次世代冷媒の実用化や普及化を妨げている技術課題に対して、新たな技術開発によりいち早く解消することが次世代冷媒を適用した冷凍空調機器の普及を促進する上で必要不可欠であって、実用化及び普及促進に向けた多面的な技術開発が求められている。

２．研究開発の具体的内容

研究開発項目①「次世代冷媒の基本特性に関するデータ取得及び評価」

次世代冷媒について、数値計算や室内実験により、基本特性の評価試験（沸点、蒸気圧、GWP、毒性、熱物性、反応性、燃焼性、伝熱特性、ヒートポンプサイクル性能等）を行う。さらに、実用化評価試験（実環境を加味した冷媒特性評価、混合冷媒比率の最適

化等）に関するデータ取得及び評価を実施する。必要に応じ、研究開発項目②「次世代冷媒の安全性・リスク評価手法の開発」へデータ提供を行うなどして、連携を図る。

また、取得した基本物性データ及び評価結果について、国際規格化・国際標準化及び国際データベース等※への登録に取り組む。

研究開発項目②「次世代冷媒の安全性・リスク評価手法の開発」

次世代冷媒の安全性・リスク評価について、評価項目（事故シナリオの検討・抽出、漏洩時挙動評価、着火時の挙動、爆発影響評価、フィジカルハザード評価、実験環境模擬実験、冷媒充填量の許容量の把握等）を検討し、数値計算や室内実験・室外実験等により、安全性・評価手法を確立する。

また、産官学連携により効率的に次世代冷媒の安全性・リスク評価手法を検証することを目的とした研究会を設置し、本研究会を通して安全性・リスク評価手法の開発の成果（着火源評価、リスクアセスメント、フィジカルハザード評価等）を国内外に公表及び発信する。

また、次世代冷媒の安全性・リスク評価手法等について、国際規格化・国際標準化に取り組む※。

※ 次世代冷媒の社会実装に関する国際規格、国際標準としては ISO5149（機器）、ISO817（冷媒物性）、IEC60335-2-40（空調）、IEC60335-2-89（冷凍冷蔵）、ASHRAE34（冷媒物性）、ASHRAE15（機器）が想定される。また、国際データベースでは、NIST（アメリカ国立標準技術研究所）が作成する冷媒熱物性データベースソフトウエア；REFPROP が想定される。

なお研究開発項目①及び②の成果を踏まえ、産官学の外部有識者と連携の上、次世代冷媒の安全性・リスク評価手法に関する成果を、業界の実用的な安全基準や、国際規格化・国際標準化等に効果的に結び付けるためのロードマップを策定する。なお、このロードマップは、必要に応じ、有識者との検討や標準化動向等を踏まえて見直しを図り、更新する。

研究開発項目③「次世代冷媒及び次世代冷媒適用技術の開発」

次世代冷媒の実用化や普及化を妨げている技術課題に対して、新たな技術開発により技術課題を解決して次世代冷媒や次世代冷媒を適用した冷凍空調機器の実用化および普及化を図る。

３．達成目標

【中間目標】

研究開発項目①「次世代冷媒の基本特性に関するデータ取得及び評価」

1) 冷凍空調機器性能と省エネ性を両立しうる次世代冷媒候補について、基本物性データ（熱物性、伝熱特性等）の取得及び評価（漏洩時挙動評価、フィジカルハザード評価等）を実施する。
2) 取得した基本物性データ及び評価結果に関して、国際規格化・国際標準化や国際データベース等への登録に必要なデータについて整理し、取得を進める。

研究開発項目②「次世代冷媒の安全性・リスク評価手法の開発」

1) 冷凍空調機器性能と省エネ性を両立しうる次世代冷媒候補について、安全性・リスク評価（漏洩時挙動評価、フィジカルハザード評価等）を実施し、安全性・リスク評価手法確立に向けた目途付けを行う。

なお、研究開発項目①及び②の成果を踏まえ、産官学の外部有識者と連携の上、本事業で得られた低温室効果次世代冷媒の評価手法に関する成果を、業界の実用的な安全基準や、国際規格・国際標準等への提案に効果的に結び付けるためのロードマップを策定する。

また、次世代冷媒の基本物性データ及び安全性・リスク評価手法等について、国際規格・国際標準への提案を 1 件以上、及び国際データベース等への登録申請を 1 件以上行う目途を得る。

研究開発項目③「次世代冷媒及び次世代冷媒適用技術の開発」

1) 次世代冷媒及び次世代冷媒適用技術の開発において、現状市販フロン品と同等以上の性能(COP、APF 等※)を実現する技術について、個別テーマごとに目標を定め、これを達成する見通しを得る。

※ COP:成績係数（Coefficient Of Performance）の略。冷暖房器具のエネルギー消費効率を示す係数で、消費電力 1kW に対しての機器の冷却能力、暖房(加熱)能力を表したもの。

APF:通年エネルギー消費効率（Annual Performance Factor）の略。1 年を通して、ある一定条件のもとにエアコンを使用した時の消費電力 1kW あたりの冷房・暖房能力を表したもの。

【最終目標】

研究開発項目①「次世代冷媒の基本特性に関するデータ取得及び評価」

1) 中間評価結果を踏まえ、冷凍空調機器性能と省エネ性を両立しうる次世代冷媒候補について、基本物性データの取得及び評価を実施する。

研究開発項目②「次世代冷媒の安全性・リスク評価手法の開発」

1) 中間評価結果を踏まえ、冷凍空調機器性能と省エネ性を両立しうる、次世代冷媒候補について、安全性・リスク評価手法を確立する。

2) 次世代冷媒使用にあたっての実用的な安全基準（業界規格等）の策定に資するデータや評価結果を提供する。

なお、研究開発項目①及び②の成果を踏まえ、次世代冷媒の基本物性データ及び安全性・リスク評価手法等について、業界団体等を通して、国際規格・国際標準への提案を 1 件以上、及び国際データベース等への登録申請を 1 件以上行う。

研究開発項目③「次世代冷媒及び次世代冷媒適用技術の開発」

中間評価結果を踏まえ、次世代冷媒及び次世代冷媒適用技術の開発において、現状市販フロン品と同等以上の性能(COP、APF 等)を実現する技術について、個別テーマごとに目標を定め、これを達成する。

以上

（別紙２）研究開発スケジュール

	H30	H31	H32	H33	H34	H35
研究開発項目① 「次世代冷媒の基本特性に関するデータ取得及び評価」						
研究開発項目② 「次世代冷媒の安全性・リスク評価手法の開発」						
研究開発項目③ 「次世代冷媒及び次世代冷媒適用技術の開発」						
評価時期			中間評価			事後評価

技術戦略研究センターレポート

TSC Foresight Vol. 6

地球環境対策（フロン）分野の技術戦略策定に向けて

2015年10月

1章 地球環境対策（フロン）技術の概要 …… 2

2章 地球環境対策（フロン）技術の置かれた状況 …… 3

2-1 規制の動向 …… 3

2-2 技術開発の動向 …… 9

2-3 産業競争力（諸外国との比較） …… 11

3章 地球環境対策（フロン）分野の技術課題 …… 14

4章 おわりに …… 15

TSC とは Technology Strategy Center（技術戦略研究センター）の略称です。

国立研究開発法人 新エネルギー・産業技術総合開発機構
技術戦略研究センター（TSC）

地球環境対策（フロン）分野の技術戦略策定に向けて

1章 地球環境対策（フロン）技術の概要

1970年代にフロンのオゾン層への影響が指摘されたことを受け、オゾン層破壊効果を有する物質である特定フロン（CFC（クロロフルオロカーボン）及びHCFC（ハイドロクロロフルオロカーボン））について、生産及び消費を規制する「モントリオール議定書」が1987年に採択され、先進国においては2020年までに実質全廃となる見通しである。その後、地球温暖化防止に関して、1988年に国連環境計画（UNEP）が世界気象機関（WMO）とともに「気候変動に関する政府間パネル（IPCC）」を設立し、地球温暖化に関する自然科学的及び社会科学的取組を開始した。1992年には「気候変動枠組条約」が採択され、その具体的な温室効果ガスの排出抑制対策として、1997年に「京都議定書」が採択され2005年に発効した。

特定フロンの代替物質として利用が進んだ代替フロン等3ガス※1はODP※2がゼロである一方、大気中に長期間にわたって安定に存在し、かつ極めて強力な温室効果を有することから、京都議定書において排出削減対象ガスに指定されている。2013年には新たにNF_3（三フッ化窒素）が指定され、これを加えた代替フロン等4ガスについて、排出削減対策が検討されている（図1、表1）。

代替フロンの主用途は冷凍空調機器の冷媒であり、HFCガスが利用されている。今後、同機器の利用は世界各国で継続し、また、途上国を中心に増加の見通しである。一方、冷媒の利用においては地球温暖化防止との両立が重要な前提条件であることから、更なる低GWP※3冷媒の利用を促進することが望まれる。

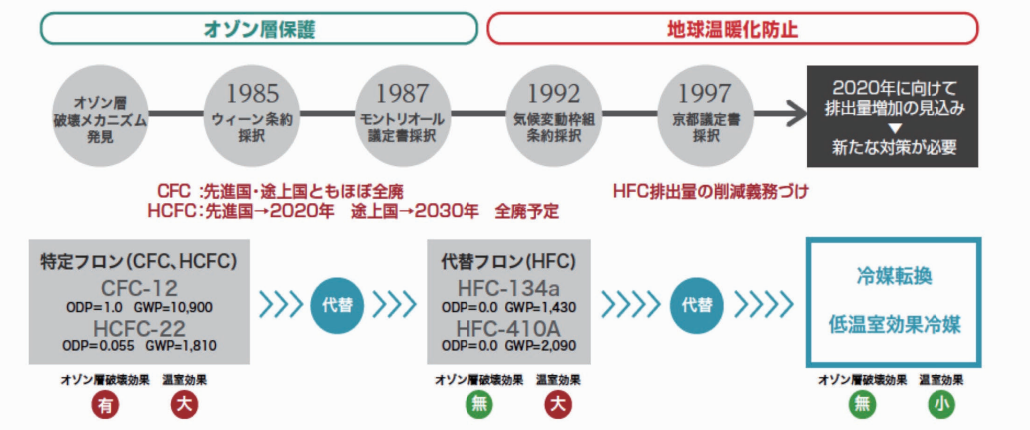


図1 フロン類を巡る規制と対策の流れ

出所：NEDO環境部作成（2015）

表1 特定フロン及び代替フロン等4ガス

総称	特定フロン		代替フロン等4ガス			
			代替フロン等3ガス			−
種類	CFC（クロロフルオロカーボン）	HCFC（ハイドロクロロフルオロカーボン）	HFC（代替フロン）（ハイドロフルオロカーボン）	PFC（パーフルオロカーボン）	SF_6（六フッ化硫黄）	NF_3（三フッ化窒素）
国際規制	モントリオール議定書対象物質（生産・輸入規制）京都議定書対象外		京都議定書対象物質（NF_3は2013年より）			
オゾン層破壊効果	大きい	比較的小さい	まったくオゾン層を破壊しない			
温室効果（GWP）	極めて大きい（約10,000）	大きい（数百～約2,000）	大きい（数百～約4,000※4）	極めて大きい（約6,000～9,000）	極めて大きい（約23,900）	極めて大きい（約17,200）
主な用途	・冷凍空調機器の冷媒 ・洗浄剤、溶剤等（95年以降全廃済み）	・冷凍空調機器の冷媒 ・洗浄剤、溶剤等（2020年全廃予定）	・冷凍空調機器の冷媒 ・断熱材の発泡剤等	・半導体、液晶製造 ・洗浄剤、溶剤	・電気絶縁機器 ・半導体、液晶製造 ・マグネシウム製造	・半導体、液晶製造等

出所：各種公開資料を基にNEDO環境部作成（2015）

※1 HFC（ハイドロフルオロカーボン）、PFC（パーフルオロカーボン）、SF_6（六フッ化硫黄）の三種のフッ素化合物の総称

※2 ODP：オゾン層破壊係数（Ozone Depletion Potentialの略であり、CFC-11を1.0として、オゾン層に与える破壊効果の強さを表す値。）

※3 GWP：地球温暖化係数（Global Warning Potentialの略であり、CO_2を基準（1.0）として、同量、同期間における温室効果の大きさを相対比較した値。本稿では100年間の影響を考えた場合の数値を示す。）

2章 地球環境対策（フロン）技術の置かれた状況

2－1 規制の動向

（1） 温室効果ガス排出削減における政府方針

京都議定書第一約束期間（2008～2012年）における我が国の温室効果ガスの排出削減目標は基準年（1990年）比で−6%である。この目標達成のため、CO_2（二酸化炭素）、CH_4（メタン）、N_2O（亜酸化窒素）とともに代替フロン等3ガスも排出削減目標が設定され、−6%のうちの−1.6%を担うこととなった。

フロン類の排出量削減のため、使用済みとなった機器からのフロン類の回収・破壊等については、「フロン回収・破壊法」、「家電リサイクル法」、「自動車リサイクル法」等の施行により対策が行われている。さらにフロン類の回収率向上を図るため、「フロン回収・破壊法」の改正が行われ、2007年に施行されている。

その後、フロン類の製造から廃棄までのライフサイクル全体を見据えた包括的な対策実施を目的として、「フロン回収・破壊法」が全面改正され、「フロン排出抑制法」が2015年に施行されている。

さらに、2015年12月のCOP21において、2020年以降の国際枠組みが合意されることとなっており、我が国の約束草案は、2030年度に2013年度比−26.0%（2005年度比−25.4%）の水準にすることを目標としている。代替フロン等4ガスについては、2013年度比−25.1%（2005年度比+4.5%）の水準にすることを目標としている。これは総排出量比で−0.7%に相当する。

（2） 国内における温室効果ガスの排出状況

①温室効果ガス排出量

我が国の2013年度の温室効果ガス排出量は14億800万トン（2005年度比+0.8%、1990年度比+10.8%）である（図2）。2005年度と比べて温室効果ガス排出量が1,100万トン増加している要因としては、エネルギー起源CO_2の排出量増加のほか、特定フロンから代替フロンへの転換に伴い、冷媒使用機器からのHFCガスの排出量が増加したことなどが挙げられる。

②代替フロン等4ガスの排出量の推移

代替フロン等4ガスの排出量は、2004年度までに大幅に減少したが、その後は増加傾向にある。2013年度の代替フロン等4ガス排出量の内訳としてはHFCが最も大きく、全体の8割以上を占める。HFCは2005年度から排出量が大きく増加している（図3）。

さらにHFCの排出量を用途別にみると、HCFC-22を製造する際の副生成物であるHFC-23の排出が1995年をピークに大幅に減少している一方、エアコン等の冷媒からの排出量は、オゾン層破壊物質であるCFC、HCFCからオゾン層を破壊しないHFCへの冷媒転換に伴って増加を続けており、2005年度以降大幅に増加している（図4）。また、冷凍空調機器に利用されているHFCにおいては、使用中の漏れによる排出量が冷凍空調全体の排出量の約半分であることがわかる（表2）。

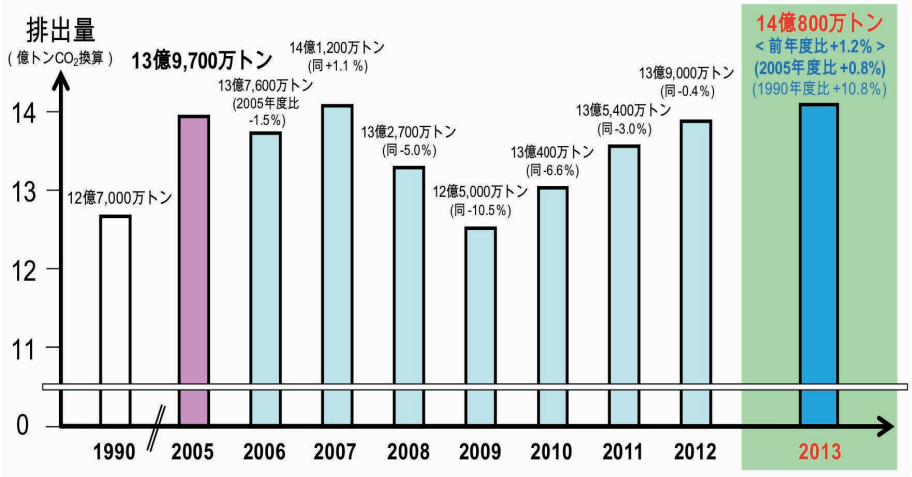


図2 我が国の温室効果ガス排出量
出所：2013年度（平成25年度）の温室効果ガス排出量（確報値）について（環境省，2015）

地球環境対策（フロン）分野の技術戦略策定に向けて

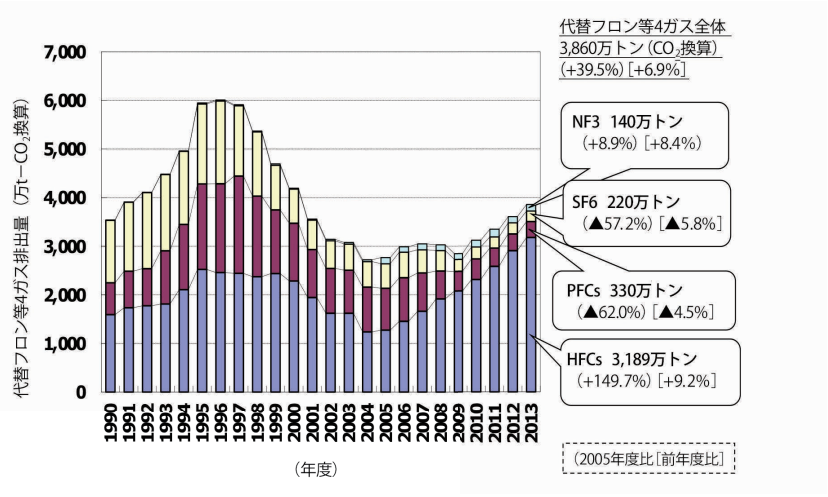


図3　代替フロン等4ガスの排出量の推移

出所：2013年度（平成25年度）の温室効果ガス排出量（確報値）について（環境省，2015）を基にNEDO環境部作成

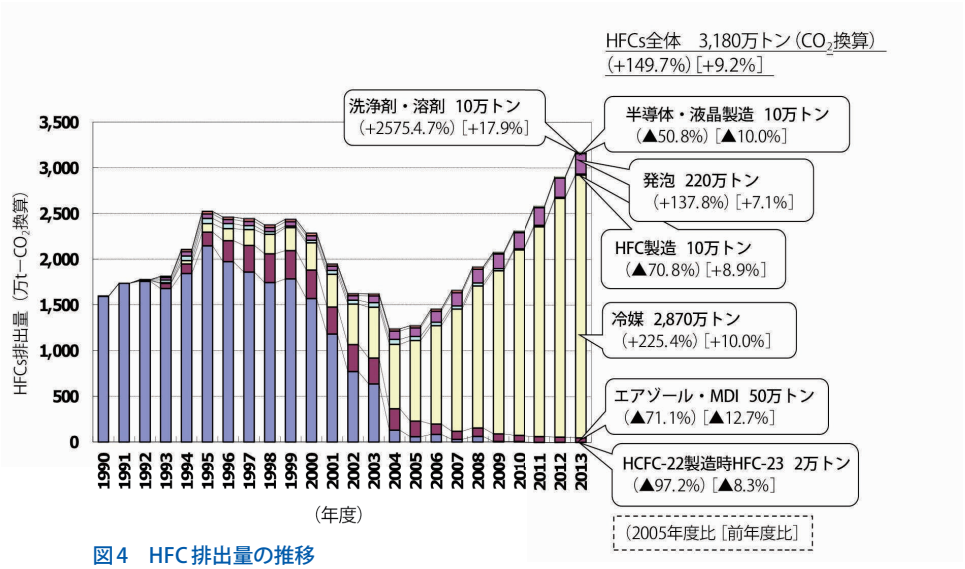


図4　HFC排出量の推移

出所：2013年度（平成25年度）の温室効果ガス排出量（確報値）について（環境省，2015）を基にNEDO環境部作成

表2　冷凍空調機器の使用時におけるHFC冷媒漏えい割合

機種 （）内は代表的冷媒、下段は1台辺り冷媒充填量		推計市中稼働台数（台）	毎年の漏えい割合		使用時HFC漏えい量（2020年BAU推計）（百万t-CO2）
			従前	現在	
小型冷凍冷蔵機器 （内蔵型業務用冷蔵庫等）	（R-404A,HFC-134a 等） 数百g～数kg	約760万台	0.01～0.02%	2%	0．1
別置型ショーケース	（R-404A,R-407C 等） 数十～数百kg	約140万台	0.7%	16%	9．6
その他中型冷凍冷蔵機器 （除く別置型冷凍冷蔵ショーケース）	（R-404A,R-407C 等） 数kg～数十kg	約130万台	1～9%	13～17%	1．8
大型冷凍機	（HFC-134a,R-404A 等） 数百kg～数t	約0．8万台	2%	7～12%	0．9
ビル用PAC	（R-410A,R-407C 等） 数十kg～数百kg	約100万台	0.9%	3．5%	2．2
その他業務用空調機器	（R-410A,R-407C 等） 数kg～数十kg	約950万台	0.9～4.4%	3～5%	3．1
家庭用エアコン	（R-410A 等） 約1kg程度	約1億台	0.2%	2%	3．5
推計市中稼働台数　計		約1億2000万台	使用時漏えい量　計 ※冷凍空調全体の排出量 39．9		21．2

＊BAU推計：BAUとはBusiness As Usualの略。一般的には対策を取らなかった場合の推計を示すこともあるが、本資料においては現状の対策を継続した場合の推計を示す。

出所：冷凍空調機器の冷媒管理のための政策のあり方について（経済産業省資料，2012）

地球環境対策（フロン）分野の技術戦略策定に向けて

(3)　代替フロン等4ガスに関する法規制

①フロン排出抑制法

2002年に「フロン回収･破壊法」が施行されている。この法律では、オゾン層破壊物質であるCFCとHCFCのみならず、オゾン層を破壊しないものの強い温室効果をもつHFCを対象として、業務用の冷凍･冷蔵･空調機器からの冷媒フロン類（CFC、HCFC、HFC）の回収･破壊を義務づけている。

さらに、「フロン回収・破壊法」が全面的に改定され、2015年4月に「フロン排出抑制法」が施行された。これはフロン類の排出量削減を目的とし、冷凍空調関連では5区分の製品を指定製品として環境影響度の目標値と目標年度が決められている。このうち目標年度の最も早いものは家庭用エアコンであり、2018年度に目標年度、目標値が定められている（表3、図5）。また、この法律においては、我が国におけるフロン対策に関する研究開発の推進がうたわれている※4。

なお、図5中のHFO（ハイドロフルオロオレフィン）とは、HFC冷媒の高GWP対策として登場した冷媒である。

表3　フロン排出抑制法における指定製品の区分抜粋

指定製品の区分	現在使用されている主な冷媒※5（GWP）	環境影響度の目標値	目標年度
家庭用エアコンディショナー（マルチ型を除く）	R410A （2090） R32 （675）	750	2018
店舗･オフィス用エアコンディショナー（床置型等を除く）	R410A （2090）	750	2020
自動車用空調機器（乗用自動車（定員11名以上のものを除く）に搭載されるものに限る）	R134a （1430）	150	2023
コンデンシングユニット及び定置式冷凍冷蔵ユニット（圧縮機の定格出力が1.5kW以下のもの等を除く）	R404A （3920） R410A （2090） R407C （1774） CO_2 （1）	1500	2025
中央方式冷凍冷蔵機器（5万㎥以上の新設冷凍冷蔵倉庫向けに出荷されるものに限る）	R404A （3920） アンモニア （一桁）	100	2019
硬質ウレタンフォーム（現場発泡用のうち住宅建材用に限る）	R245fa （1030） R365mfc （795）	100	2020
ダストブロワー（不燃性を要する用途のものを除く）	R134a （1430） R152a （124） CO_2 （1）、DME（1）	10	2019

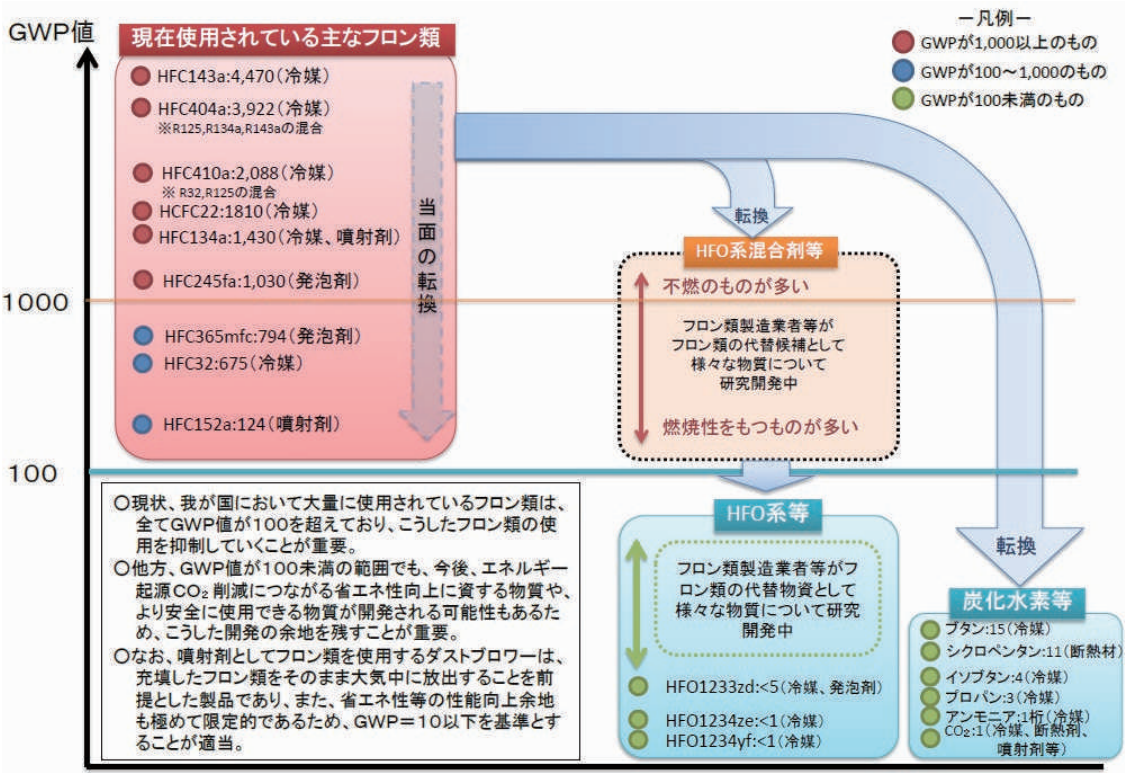
冷凍空調分野

出所：フロン排出抑制法の概要（経済産業省，2015）を基にNEDO環境部作成（2015）

※4　フロン排出抑制法「フロン類の使用の合理化及び管理の適正化に関する法律：（研究開発の推進等）
第九十八条　国は、フロン類代替物質の研究開発その他のフロン類の使用の合理化に関する技術の研究開発、特定製品に使用されるフロン類の管理の適正化に関する技術の研究開発その他フロン類に係る環境の保全上の支障の防止に関する研究開発の推進及びその成果の普及のために必要な措置を講ずるものとする。

※5　冷媒の「R」表記：Rで始まる番号はISO817で定められた冷媒番号。Rは Refrigerant（冷媒）の頭文字、千の位は不飽和炭化水素に対する不飽和炭素結合の数、百の位は炭素原子の数－1、十の位は水素原子の数+1、一の位はフッ素原子の数、「A」等の添え字は構造異性体、又は混合物における組成を区別する。ただしこの規則は、混合冷媒である400番台や500番台には適応されない。

地球環境対策（フロン）分野の技術戦略策定に向けて



※GWP値は基本的に全てIPCC Fourth Assessment Report（AR4）の値を採用している。ただし、HFO系物質はAR4にGWP値の掲載がないため、IPCC Fifth Assessment Report（AR5）の値を採用している。

図5　フロン類使用製品が最終的に目指すべきGWP値について
出所：フロン排出抑制法の概要（経済産業省，2015）

地球環境対策（フロン）分野の技術戦略策定に向けて

②高圧ガス保安法

現行の冷媒は不燃性で、高圧ガス保安法の中では不活性ガスとして第1グループに掲名されている。一方、温暖化対策の観点から転換が望まれる低温室効果冷媒の多くは微燃性を有するため、不活性以外のガスとして第2グループに属する可能性がある。仮に第2グループに属することになると、特に商業用の冷凍空調機器において、より厳しい規制区分（図6の注参照）が適用されるなどの様々な制約を受けることとなる（図6）。

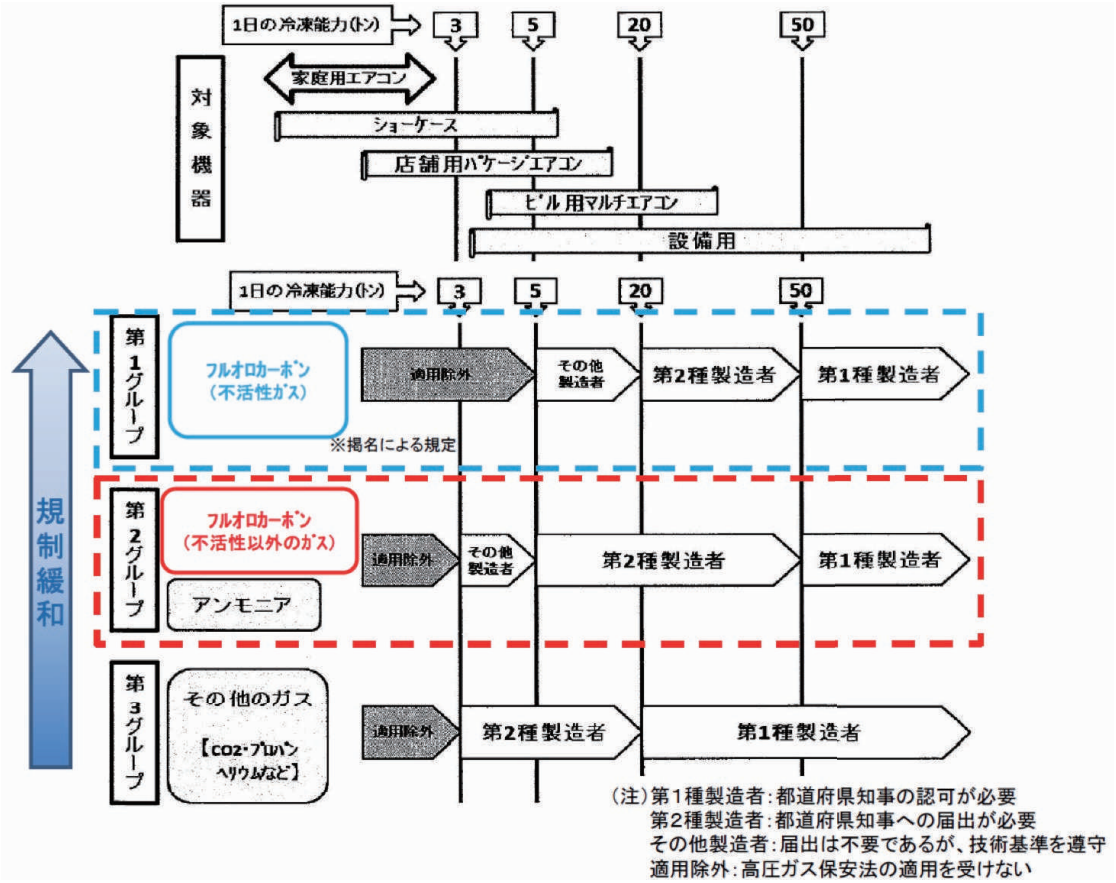


図6　高圧ガス保安法　冷凍保安規則の規制体系の概要
出所：産構審地球温暖化防止対策小委員会・中間審査フロン類等対策小委員会　第3回合同会議参考資料（2012/8）を基にNEDO環境部作成（2012）

地球環境対策（フロン）分野の技術戦略策定に向けて

(4)　欧米の動向

欧州における定置用冷凍空調機器についての規制は、F-gas（フッ素化ガス）規制 Regulation（EC）No842/2006 と呼ばれている。この規制は、冷凍空調機器からの冷媒漏えいを削減することに重点が置かれており、適切な機器管理、作業者の研修、F-gas を使用している機器のラベリング、F-gasを生産・輸入・輸出している事業者の報告義務を課している。

本規制による効果の検証、制度の見直しが進められ、2012年11月に規制の強化案が欧州委員会から提案された。この提案では、2030年までにF-gasの漏えいを現状の2/3のレベルにまで減らすこと、環境に優しい冷媒が開発された分野ではF-gasを使用する機器の販売を禁止することを目指しており、また、これらを実現するために、欧州で販売されるHFCの年間総量（各冷媒の販売量にGWPを掛けて総和をとった等価CO_2量）の削減を2015年から開始し、2030年には現状の1/5にまで削減するスケジュール案が示された。本案に基づき、2013年12月に欧州委員会、理事会、議会の間で定置用冷凍空調機器に対するF-gas規制の合意形成がなされている。

また、今後、途上国を中心にHCFCからHFCへの転換が急速に進むことを踏まえ、2009年に北米3カ国から、HFCの生産・消費規制を導入すべき旨のモントリオール議定書改正提案が提出された（図7）。これに対して、我が国は2012年7月に賛成を表明している。2013年10月のモントリオール議定書締約国会合においては、議論を進めるためのディスカッショングループが設置され、代替技術や財政面の課題等についての議論が行われ、検討が継続されている。

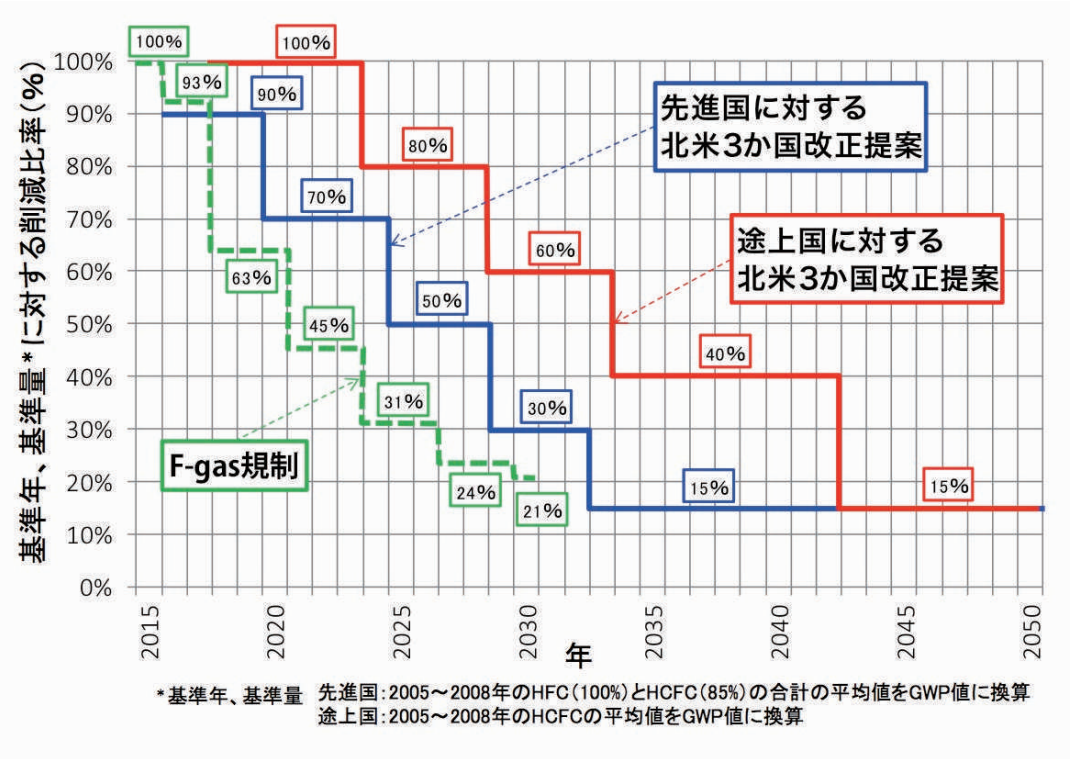


図7　モントリオール議定書北米３か国改正提案、F-gas規制（EU）の温室効果ガス削減スケジュール
出所：平成26年度成果報告書「次世代冷凍空調に関する今後の技術開発に向けた可能性調査」（NEDO, 2015）を基にNEDO環境部作成（2015）

地球環境対策（フロン）分野の技術戦略策定に向けて

2-2 技術開発の動向

(1) 冷媒

家庭用空調機器の冷媒には従来HCFC-22（R22）が使用されていたが、前述のとおり、1987年のモントリオール議定書における、HCFCを含む特定フロンの先進国での生産及び消費を2020年までに実質全廃とする決定を受けて、HFC-410A（R410A）が使用されるようになった。さらにその後、1997年の京都議定書の採択により、自然冷媒や低GWPフロン冷媒への転換が検討されている。

①フロン冷媒の開発

HFC冷媒の高GWP対策として登場してきた冷媒として、HFO冷媒が挙げられる（図8）。

各種冷媒の機器への適用可否は冷媒の物性に大きく依存する。HFO冷媒の中には、HFC冷媒と似通った物性をもっていることから、既存冷媒の代替が可能なものもある。例えばHFO-1234yf※6は、現在カーエアコンに使用されているHFC-134aの転換冷媒として評価が高いため、各社によって精力的に開発が進められている。しかし、動作圧力の違い等の理由から、業務用空調機器及び家庭用空調機器に対しては適さないとされている。

NEDOの「高効率ノンフロン型空調機器技術の開発」で開発中のHFO-1123は、他のHFO冷媒と比べて沸点が－56℃と低く、R410Aの沸点（－51℃）に近いことから、使用中の不安定性という課題はあるものの、ルームエアコン等に適用可能な次世代の冷媒として期待されている。

また近年、冷媒としての性能がよく、GWPが低いことからR22やR410Aの代替冷媒として注目されているものがR32である。R32はGWPがR410Aの1/3ほどの675であり、作動効率が比較的良好で、安全性、経済性にも優れていることから、2012年に発売されたルームエアコンに使用されている。

ただし、HFO-1123やR32には、わずかな燃焼性（微燃性）を有するという課題がある。国内では、高圧ガス保安法において、不燃性のフロン冷媒に比べて微燃性冷媒には利用に多くの制約が課せられるとともに、製造工程の防爆対策が必要となる。これまで、特に家庭用や業務用の空調機器への使用は避けられる傾向にあったが、近年、実際の冷媒使用状況下におけるリスクを詳細に評価し直し、その安全性を明確にした上で使用できるようにする検討が行われている。

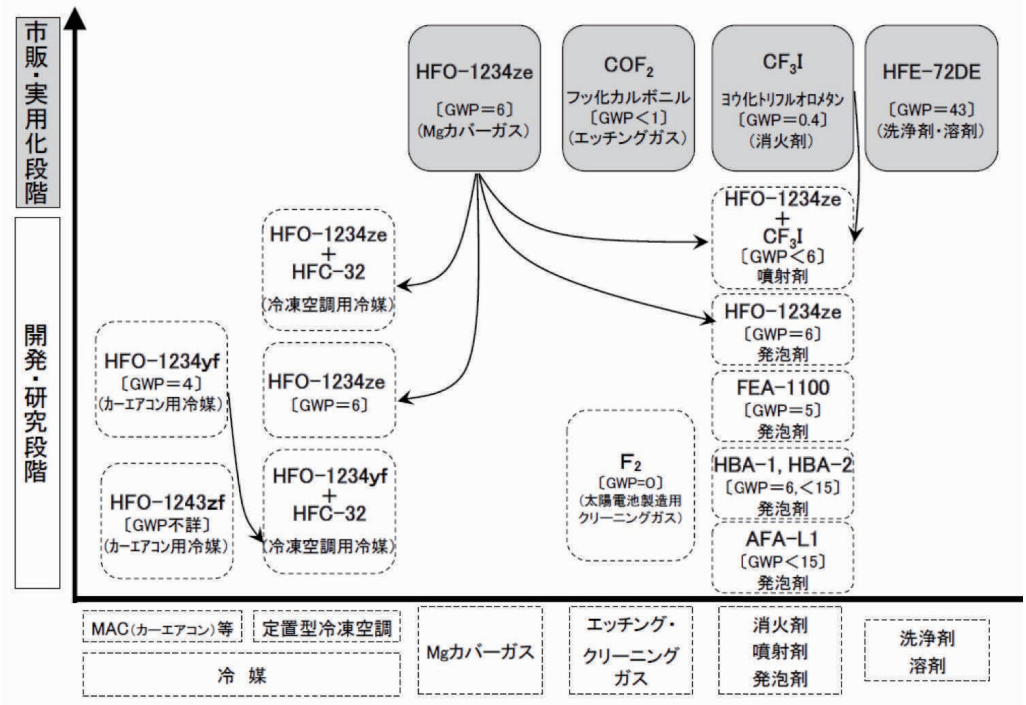


図8 国内外のフロン代替物質の適用分野と開発状況

出所：産構審地球温暖化防止対策小委員会・中間審査フロン類等対策小委員会第3回合同会議（経済産業省，2010）を一部改変

※6 DuPont（米国）、Honeywell（米国）が製造、販売

②自然冷媒の利用

国内及び欧州を中心に自然冷媒（アンモニア、二酸化炭素（CO_2）、プロペン・ブタンなどの炭化水素等）の冷凍空調機器への採用の検討も進んでいる。

業務用冷凍空調機器のうち中・大型機器について、過去には冷却性能がフロン冷媒より優れるアンモニアが利用されていたが、アンモニア冷媒は可燃性及び毒性を有するため、その利用には高圧ガス保安法等に基づき一定の管理体制を要する。また、アンモニアの毒性と特有の臭気から、住宅地や商業地に設置し難いなどの立地上の制約が生じるため、現在ではアンモニア冷媒機を熱源とした間接冷却式が推奨されている。間接冷却式とは、アンモニアを一次冷媒として用い、二酸化炭素やブライン液（不凍液）を二次冷媒として用いる冷却方式であり、アンモニアが二次冷媒を冷やし、二次冷媒が冷房や冷凍庫などのための冷気を作り出す。安全性と性能を同時に向上させた機器といえるが、初期導入コストが高いことが課題である。

自然冷媒を利用している冷凍空調機器のうち、出荷台数が多い機器は、ヒートポンプ給湯器（CO_2）、家庭用冷蔵庫（イソブタン）及び飲料用の自動販売機（CO_2、イソブタン）である（（　）内は冷媒）。なかでも、家庭用ヒートポンプ給湯器のエコキュートは、2000年に初めて実用化された製品であり、2001年の発売後、2014年12月末までの累計での出荷台数は約450万台に達している。

このように、CO_2冷媒に関しては、家庭用ヒートポンプ給湯機において実用化されており、家庭用エアコンへの導入も検討されている。しかし、CO_2の特性上、エアコンが作動する温度域では効率が著しく低下するという課題がある。また、CO_2はHFCに比べて圧力損失が大きいため、膨張動力の回収等、機器の大幅な改善が必要である。これまでにCO_2冷媒を適用したエアコンが欧州でテスト販売された実績はあるが、現在のところ量産化には至っていない。

また、プロパンをはじめとする炭化水素系冷媒に関しては、これをエアコンにフロン冷媒と同量使用することにより、優れた冷却性能を発揮することがわかっている。ただし、炭化水素系冷媒は強い可燃性をもつため、普及においては安全性に課題が残る。

(2) 機器

①圧縮機の開発

冷凍機用のオイル（潤滑油）は圧縮機の潤滑性を確保するために必要であるが、オイルに冷媒が溶け込むことにより、圧縮機起動時に圧縮機損傷を招く可能性がある。さらに、冷媒を含んだオイルが熱交換器内部に付着すると、熱交換性能の低下につながる。冷媒の3割近くが圧縮機内に留まっているという例も報告されており、特に自然冷媒等のオイルに溶け込みやすい冷媒の使用においては課題が残る。

この根本的な解決策として圧縮機のオイルフリー化、すなわち、冷媒圧縮機構部にオイルを使用しないタイプの圧縮機が検討されている。現在、一般的に使用されている圧縮機のうちオイルフリー構造が可能なのはスクリュー式、ターボ式等である。

②熱交換器の開発

カーエアコン以外の冷凍空調で使用される空気と冷媒の熱交換器は、数十年以上にわたりほぼ全てがフィン＆チューブ熱交換器であったが、近年、冷媒量の削減が可能なマイクロチャネル熱交換器の開発が精力的に進められており、実際の機器への採用も始まったところである（図9）。マイクロチャネル熱交換器は熱交換特性に優れることから、熱交換器の小型化、軽量化が実現できるため、1980年代頃よりカーエアコン用にフィン＆チューブ熱交換器に代わるサーペンタイン型等の新たな熱交換器が採用され始めた。カーエアコン以外の冷凍空調機器にも、数年程前からマイクロチャネル熱交換器が採用されている。熱交換特性が良く小型化が可能であり、材料にアルミニウムを用いることができるため、コスト削減が可能となる。

2013年頃から、業務用パッケージエアコン等の屋外機にマイクロチャネル熱交換器が採用され始めている。現在、マイクロチャネル熱交換器については屋外機用の熱交換器としての利用が多いが、今後、屋内機側にも採用できるようになれば、更に冷媒使用量の削減が可能となる。

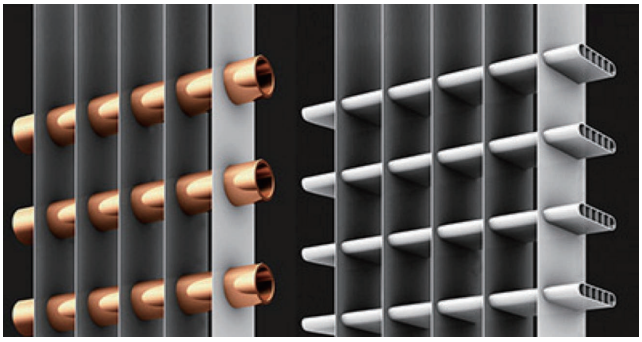


図9　フィン＆チューブ熱交換器（左）とマイクロチャネル熱交換器（右）
出所：平成26年度成果報告書「次世代冷凍空調に関する今後の技術開発に向けた可能性調査」（NEDO環境部，2015）

地球環境対策（フロン）分野の技術戦略策定に向けて

2-3 産業競争力（諸外国との比較）

(1) 市場規模（国内・海外）

ここでは、冷媒の主用途である冷凍空調機器のうち、ルームエアコンについての市場動向を示す。

米国、欧州等の先進国においてエアコン市場は成熟している一方、2014年の時点で世界最大の中国エアコン市場（図10）は、先進国より高い経済成長が見込まれることもあり、今後も同様の規模が維持されるとみられる。今後の市場拡大が見込めるのは、現在は普及率が低いアジア諸国、中南米等の新興国と考えられ（2012年時点の普及率※7：ブラジル13.3%、トルコ12.8%、インド9.6%、インドネシア7.6%）、これらの国々では経済発展とともに、また、気候の面からもエアコンの導入が進展する余地が大きい。また、エアコンの寿命は約10年であることを加味すると、導入された機器の買い替え需要が常に存在するともいえる。ルームエアコン市場の主要なプレイヤーは、中国系企業（Gree Electric、Midea、Haier）、日系企業（パナソニック、ダイキン工業）、韓国系企業（LG Electronics）であり、中でも、中国系企業が世界最大の中国国内市場を獲得している。

「ヒートポンプ 温水・空調市場の現状と将来展望 2015（富士経済，2014）」によると、2015年のルームエアコン市場は、金額で約3兆1,193億円、台数で約8,600万台と推計されており、2020年には金額で3兆6,165億円、台数で1億200万台規模に成長すると予測されている（図11）。

なお、ヒートポンプは、ルームエアコンのキーテクノロジーの一つであり、エアコン（空調）だけではなく、エコキュート（給湯）、冷蔵・冷凍庫、乾燥機能つき洗濯機など、さまざまな機器に利用されている。冷凍空調機器を含むヒートポンプ市場全体における、日本企業のシェアは世界市場の約30%であり、高い割合を占めている（図12）。このことから、我が国が強みとするヒートポンプのような先進技術を活用したグローバル展開を強化する取組が期待される。

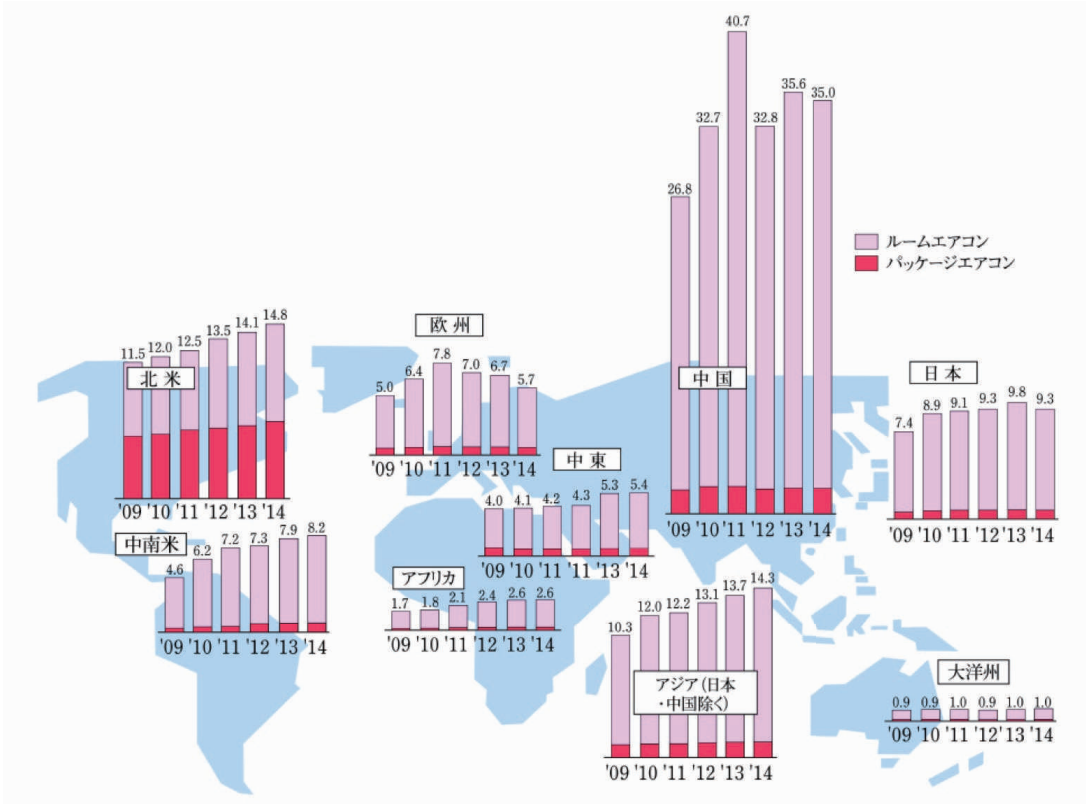


図10 地域別のエアコン需要推移（単位：百万台）
出所：世界のエアコン需要推定（日本冷凍空調工業会，2015）

※7 通商白書（経済産業省，2013）

地球環境対策（フロン）分野の技術戦略策定に向けて

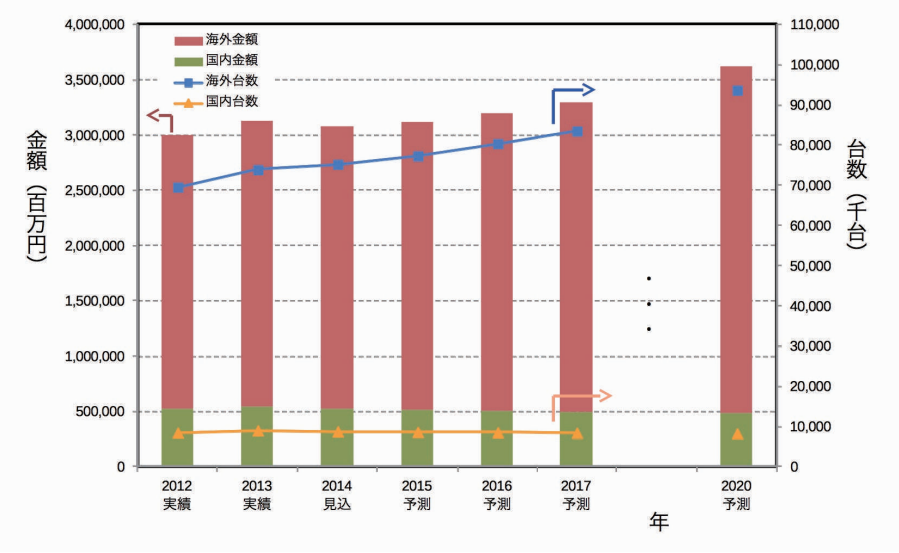


図11　ルームエアコンの市場推移と予測

出所：ヒートポンプ 温水・空調市場の現状と将来展望 2015（富士経済, 2014）を基にNEDO環境部作成（2015）

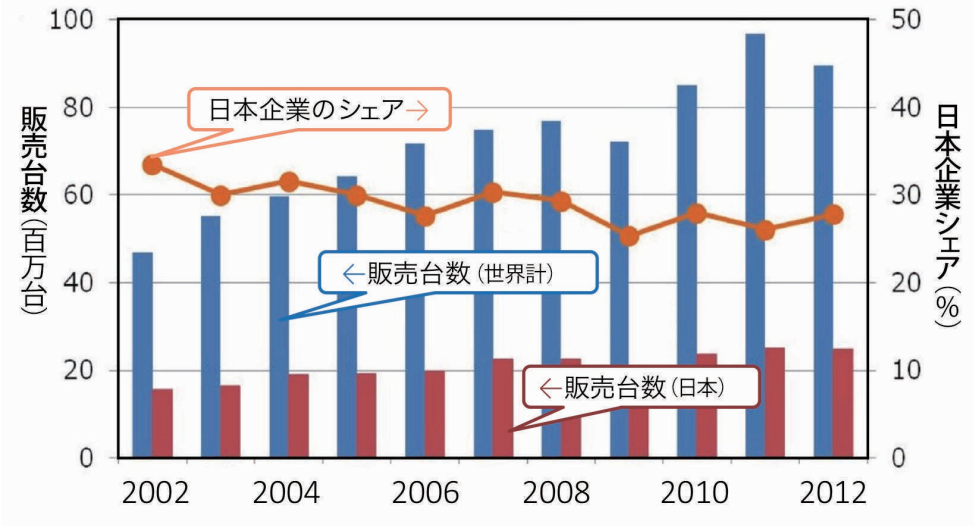


図12　世界のヒートポンプ市場における日本企業のシェア

出所：IEA HEAT PUMP CENTRE NEWSLETTER　Vol.32－No.1/2014（IEA Heat Pump Centre, 2014）を基にNEDO環境部作成（2015）

地球環境対策（フロン）分野の技術戦略策定に向けて

(2) 論文・特許件数等

①冷媒

低GWP冷媒に関する論文は増加傾向にあり、投稿件数は米国・中国が常にリードしている。近年ではイタリアやドイツなどの欧州諸国、インドや韓国などのアジア諸国が積極的に研究開発を行っている。直近5年間で日本の論文投稿数は世界で第4位である（図13）。

世界を視野に入れた冷媒開発を積極的に展開している主要企業としては、Honeywell（米国）、DuPont（米国）が挙げられる。同社らは、自国ばかりでなく近隣諸国やアジア圏にも事業を拡大しているとともに、新冷媒に係る特許を積極的に出願し、結果として競合他社の技術開発可能な範囲を限定的にしている。これらの特許は実質的な用途をもった化学物質自体に与えられる物質特許である。物質特許の権利は強く、その物質に関する限り、どのような製法で製造されても、どのような用途で使用されても、特許権の効力が及ぶことになる。

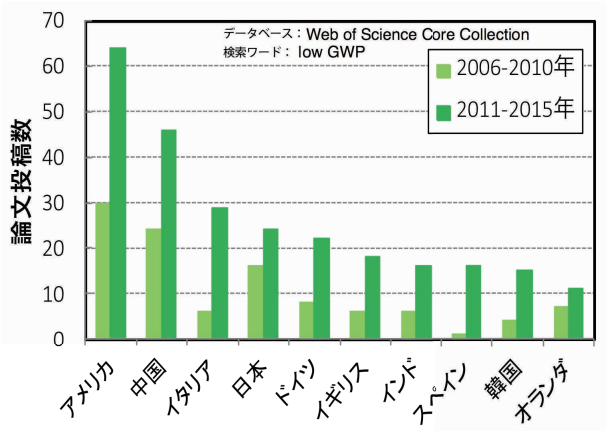


図13 「低GWP冷媒」に関する世界の論文発表数の経年変化
出所：NEDO環境部作成（2015）

②機器（エアコン）

図14は、国際特許分類F24F（空気調節；空気加湿；換気；しゃへいのためのエアカーテンの利用）に関する、出願人国籍が日本、中国、韓国、欧州、米国の特許出願件数を、出願先国別に示したものである。日本国籍の出願人は2003年からの10年間に、他地域と比較して非常に多くの自国特許を出願している。また、図に示した全ての地域で自国特許に次いで件数が多いのは、日本国籍の出願人による特許出願である。

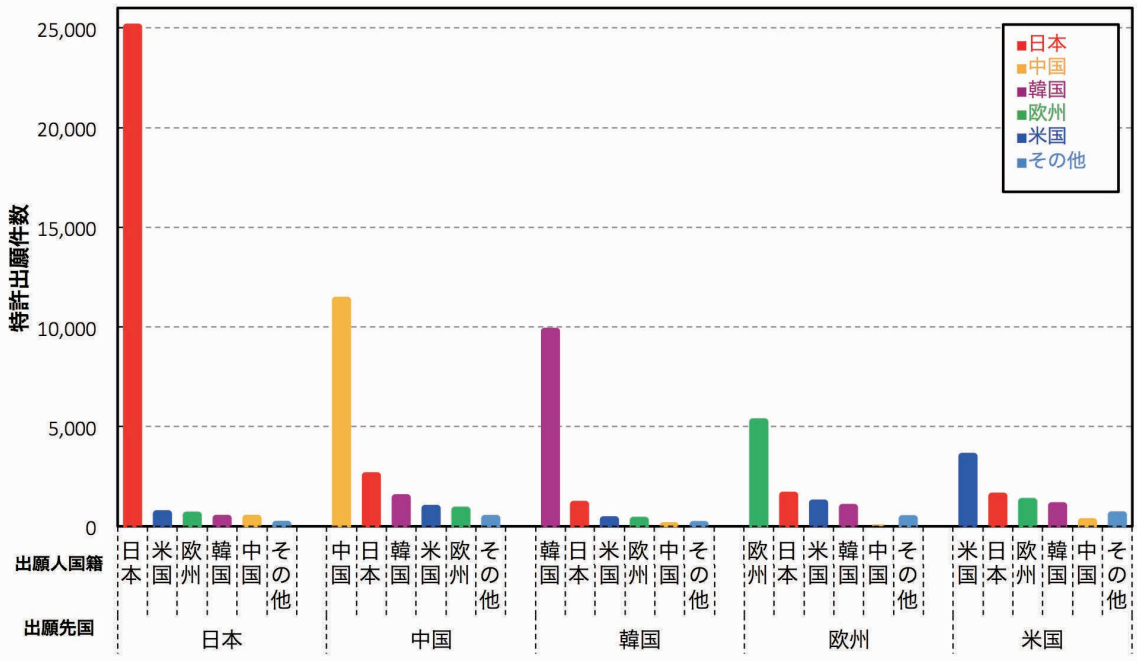


図14 出願人国籍別及び出願先国別（日米欧中韓）のエアコンに関する特許出願件数
（出願年〔優先権主張年〕：2003～2012年）
出所：平成26年度特許出願技術動向調査報告書（概要）空気調和機（エアコン）（特許庁，2014）を基にNEDO技術戦略研究センター作成

3章 地球環境対策（フロン）分野の技術課題

前述のように、冷媒の利用における地球環境対策上の基本課題は、オゾン層保護と地球温暖化防止の二つの側面がある。これらのうちオゾン層保護については、オゾン層を破壊する塩素を含む冷媒からODPがゼロの冷媒への転換を進めることにより既に対策が行われた。一方、地球温暖化防止については、温室効果が小さいHFC系などの低GWP代替冷媒への転換により対策が行われてきたものの、現状使用されているものよりも更にGWPが低い冷媒が要求されている状況にある。

地球温暖化対策を主眼とする、冷媒の利用に関する技術的な対策は、図15に示すように低GWP冷媒への転換と、既に導入済みの冷媒の排出抑制の二つに分けられる。

冷媒転換においては、冷媒の種類ごとに沸騰温度、凝縮温度、熱伝達率、燃焼性などの特性が異なるため、冷媒の物性値などを正確に把握することが必要である。また、GWP値が低い冷媒には燃焼性を有するものが多いため、冷媒の循環量（以下「冷媒量」という。）については少量であることが安全性の観点から望ましい。ただし、冷媒量を削減すると、一般に機器性能は低下する傾向にあるため、このような燃焼性を有する冷媒への転換においては、冷媒量を可能な限り少量化できる機器の開発が望まれる。

機器開発に係る主な技術課題は、転換冷媒の物性と循環量に応じた圧縮機、熱交換器、膨張機といった基本構成機器の新規開発である。これを冷暖房性能等に関する詳細な機器性能評価と組合せながら進めることにより、冷媒量が少量であっても高効率化が図れる基本構成機器を開発し、更には機器としてのエネルギー消費効率の向上にも結びつけることが必要である。また、冷媒種によっては潤滑油に溶け込む性質があることから、潤滑油を使用しないスクリュー式あるいはターボ式などのオイルフリー圧縮機の開発を進めることも技術課題の一つである。

また、機器の普及においては、単に高効率であるだけでなく、機器の使用時における高い安全性が確保されていることが重要である。特に、燃焼性や毒性を有する冷媒を利用しようとする際には、上述した基本構成機器の開発とともに、冷暖房性能等に関する機器性能評価、冷媒の安全性評価のほか、実際の使用条件におけるトラブル等を想定したシナリオに基づくリスク評価を含めた総合的な評価を行い、機器使用における効率と安全を両立することが必要である。

他方、冷媒排出抑制については、機器等の廃棄処分時に漏えいなく冷媒を回収することが重要である。回収された冷媒は、燃焼などによる無害化処理後にクリーンなガスとして大気へ排気されるか、又は再生処理によって再び冷媒などの原材料として使用される。したがって、転換冷媒の種類に応じた適切かつ効率的な除害処理技術、又は再生処理技術が必要となる。

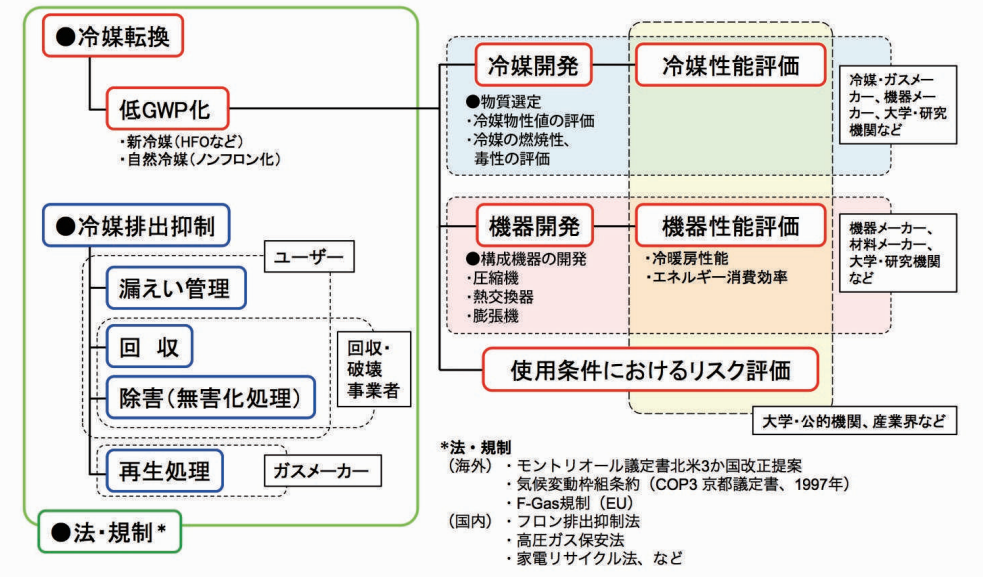


図15　地球温暖化対策（フロン）に係る技術等の体系
出所：NEDO環境部作成（2015）

4章 おわりに

気候変動枠組条約締約国会議COP21（2015年12月）での合意に向け、主要7か国首脳会議（G7サミット、2015年6月）では、2050年までに温室効果ガス排出量を2010年と比較して40%から70%削減することを目指すこととしている。

冷凍空調機器の冷媒については、特定フロンからHFCへの転換が進行していることにより、HFCの排出量は今後急増が見込まれることから、これを減少に転換させることにつながる方策の展開が期待される。特に、空調機器は一旦市場に出荷されれば十数年にわたり排出源として温暖化に悪影響を及ぼすため、低GWP冷媒、及びこれに対応した機器の開発が進むことが望まれる。

本資料は技術戦略研究センターの解釈によるものです。掲載されているコンテンツの無断複製、転送、改変、修正、追加などの行為を禁止します。引用を行う際は、必ず出典を明記願います。

平成29年度行政レビューシート事業番号　新30 - 0000 - 00

研究開発事業に係る技術評価書（事前評価）　（経済産業省）

事業名	省エネ化・低温室効果を達成できる次世代冷凍空調技術の最適化及び評価手法の開発			推進課室名	化学物質管理課オゾン層保護等推進室
事業開始年度	平成30年度	事業終了（予定）年度	平成34年度	主管課室名	化学物質管理課オゾン層保護等推進室
事業の目的	昨年10月のモントリオール議定書キガリ改正において、オゾン層を破壊しないが温室効果の高い代替フロン（HFC）が規制対象物質に追加されたことにより、我が国を含む先進国は、2036年までにHFCを85%削減する必要がある。この目標は、既存の冷媒物質の利用では達成困難であるため、代替物質への転換が必要となる。本事業において、エネルギー効率を向上させつつ、低温室効果を実現できる次世代冷媒を使用した省エネルギー型冷凍空調機器等の開発基盤を整備することで、2036年までのHFC85%削減目標を達成する。				
事業概要	別紙記載のとおり。				
平成30年度概算要求額	250　（百万円）				

	成果指標		単位	中間目標年度	目標最終年度
成果目標（アウトカム）				－ 年度	41 年度
	国際標準等に提案、反映等を行った件数	目標値	件	－	3
根拠として用いた統計・データ名（出典）	日本冷凍空調学会年次報告、微燃性冷媒リスク評価研究会プログレスレポート				
成果目標（アウトカム）	成果指標		単位	中間目標年度	目標最終年度
				－ 年度	41 年度
	キガリ改正の最終目標年度（2036年度）に冷媒由来で削減できる温室効果ガスの量（CO2換算）	目標値	万CO2t	－	149
根拠として用いた統計・データ名（出典）	空調機器国内出荷実績（台数：日本冷凍空調工業会）				
成果目標（アウトカム）	成果指標		単位	中間目標年度	目標最終年度
				32 年度	34 年度
	成果の対外発表、講演、論文数	目標値	件	20	35
根拠として用いた統計・データ名（出典）	掲載された論文誌、予稿集				

		成果指標	分類		単位	中間目標年度	目標最終年度
横断的な施策に係る成果目標及び成果実績（アウトカム）						－ 年度	41 年度
	目標・指標	1t当たりCO2削減コスト		目標値	円/t-CO2	－	839
地球温暖化対策関係	算出方法	事業に係る予算予定総額/冷媒転換によるCO2削減相当量	うち、直接効果	目標値	円/t-CO2	－	－

	活動指標		単位	30年度活動見込
活動指標（アウトプット）	本研究の対象として評価を行った冷媒数	当初見込み	件	4

事業所管部局による点検・改善

	項　目	評　価	評価に関する説明
国費投入の必要性	事業の目的は国民や社会のニーズを的確に反映しているか。	○	モントリオール議定書キガリ改正におけるHFCを2036年までに85%削減する目標については、既存の冷媒物質の利用では達成困難であり、既存冷媒に比べて低温室効果を有し、かつエネルギー効率の高い次世代冷媒及びそれに対応した冷凍空調機器等のリスク評価手法の確立及び実用環境下での評価が必要不可欠。
	地方自治体、民間等に委ねることができない事業なのか。	○	次世代冷媒のリスク評価手法の確立や実用環境下での評価については、産業界全体の共通的な基盤であり、また安全性等の評価については、中立性の担保も必要であるため、国が主体となって実施することが必要。
	政策目的の達成手段として必要かつ適切な事業か。政策体系の中で優先度の高い事業か。	○	モントリオール議定書キガリ改正目標の達成に向けては、次世代冷媒・冷凍空調機器等の開発期間を考慮すると、その開発加速のための共通基盤を早急に整備する必要があるため、国の支援が不可欠。
	競争性が確保されているなど支出先の選定は妥当か。	○	公募形式で中立な評価者による評価を経て選定される。
	一般競争契約、指名競争契約又は随意契約（企画競争）による支出のうち、一者応札又は一者応募となったものはないか。	無	
	競争性のない随意契約となったものはないか。	無	

事業の効率性	受益者との負担関係は妥当であるか。	○	次世代冷媒のリスク評価手法の確立や実用環境下での評価については産業界全体の共通的な基盤であるため、産業界からも知見を求める予定であり、また、安全性等の評価については、中立性を担保するために国が主体となって実施することが必要な事業であることから、妥当である。
	単位当たりコスト等の水準は妥当か。	○	過去の類似の事業を参考としつつ、事業の内容について専門家へのヒアリングを踏まえ単価を設定しており、妥当である。
	資金の流れの中間段階での支出は合理的なものとなっているか。	-	–
	費目・使途が事業目的に即し真に必要なものに限定されているか。	○	NEDO内の評価委員会による事業の事前評価を受けており、また事業の実施途中においても中間評価を受けた上で事業の見直しを行うことにより、真に必要なものに限定されるような仕組みを取る予定。
	不用率が大きい場合、その理由は妥当か。（理由を右に記載）	-	–
	繰越額が大きい場合、その理由は妥当か。（理由を右に記載）	-	–
	その他コスト削減や効率化に向けた工夫は行われているか。	○	事業のコスト削減や効率化を図るため、事業の進捗や社会情勢、NEDO内の評価委員会による中間評価を踏まえた事業の見直しを行う予定。
事業の有効性	成果実績は成果目標に見合ったものとなっているか。	-	–
	事業実施に当たって他の手段・方法等が考えられる場合、それと比較してより効果的あるいは低コストで実施できているか。	-	–
	活動実績は見込みに見合ったものであるか。	-	–
	整備された施設や成果物は十分に活用されているか。	-	–
関連事業	関連する事業がある場合、他部局・他府省等と適切な役割分担を行っているか。（役割分担の具体的な内容を各事業の右に記載）	-	–

所管府省名	事業番号	事業名
0	0 – 0000 – 00	0
0	0 – 0000 – 00	0
0	0 – 0000 – 00	0
0	0 – 0000 – 00	0
0	0 – 0000 – 00	0

点検・改善結果	点検結果	–
	改善の方向性	–

外部有識者（産業構造審議会評価WG等）の所見 【技術評価】

次世代空調機器開発の基盤技術として、評価手法の開発及び標準化は国が世界をリードして取り組むべき課題である。国際標準獲得を実現するためには、冷媒の性能と安全性を広く世界に認知させ、支援国を増やすことが鍵であり、その目的を踏まえて目標をより具体的に設定する必要がある。さらに、世界市場シェア獲得に至るまでの道筋を明確にするためには、次世代空調機器の事業戦略にまで踏み込んだ検討をするべきである。（NEDO研究評価委員会における事前評価結果を抜粋。原文はNEDOのWeb上で公開。）

外部有識者（産業構造審議会評価WG等）の所見を踏まえた改善点等

市場獲得に対して実効性のある安全性・リスク評価の項目を選定し、4つの研究テーマとしている。さらに、標準化・規格化の進め方や評価結果の効果的な普及について業界団体等との連携を図るため、事業体制や想定事業者以外の協力関係等を検討している。

省エネ化・低温室効果を達成できる次世代冷凍空調技術の最適化及び評価手法の開発　平成30年度概算要求額 2.5億円（新規）

製造産業局　オゾン層保護等推進室
03-3501-4724

事業の内容

事業目的・概要

- 平成28年10月のモントリオール議定書締約国会議において、代替フロン（HFC）の生産及び消費量の段階的削減義務等を定める議定書の改正が決議されました。
- 本改正では、先進国は2036年までにHFCを85%削減することが合意されました。この目標は、既存の冷媒物質では達成困難であり、代替物質への転換が避けられません。
- 新たな冷媒への転換に向けては、エネルギー効率と低温室効果の両立が鍵となりますが、次世代の冷媒候補物質については、燃焼性を有するなどの課題があり、実用化にあたってのリスク評価が必要不可欠です。
- このため、次世代の冷媒候補物質について、冷媒として使用した場合のリスク評価手法を確立し、合わせて実環境下での評価を行うことにより、新たな冷媒に対応した省エネルギー型冷凍空調機器等の開発基盤を整備します。

成果目標

- 平成30年度から平成34年度までの５年間の期間で、次世代冷媒のリスク評価手法を確立し、国際標準化を目指すことで、省エネルギー・低温室効果を実現する次世代冷媒・冷凍空調機器等の開発加速を支援します。

条件（対象者、対象行為、補助率等）

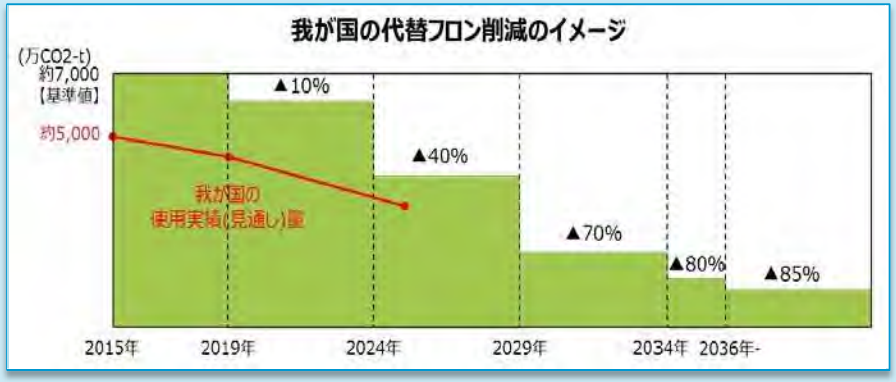
国 → 交付金 → NEDO → 委託 → 大学・公的研究機関等

事業イメージ

- 次世代の冷媒候補物質について、従来以上のエネルギー効率と低温室効果を両立させ、それに対応した省エネルギー型冷凍空調機器の開発を促進するため、次世代冷媒候補物質及び冷凍空調機器の評価手法を確立し、実用環境下における評価を合わせて行います。
- 具体的には、低温室効果を有する次世代冷媒候補物質について、これを冷凍空調機器に使用した場合の物質挙動（燃焼条件・安定性等）やリスク（実用環境下での着火リスク、漏えい時のリスク等）について、基盤となる評価手法を確立し、国際標準化を目指します。

（主な技術開発課題）

・低温室効果を有する次世代冷媒の物質挙動やリスクの評価手法の確立、及び次世代冷媒を用いた省エネルギー型冷凍空調機器の実用環境下での評価。



「省エネ化・低温室効果を達成できる次世代冷凍空調技術の最適化及び評価手法の開発　基本計画（案）」に対する パブリックコメント募集の結果について

平成30年2月21日
NEDO
環境部

NEDO POSTにおいて標記基本計画（案）に対するパブリックコメントの募集を行いました結果をご報告いたします。
貴重なご意見をいただき、ありがとうございました。

１．パブリックコメント募集期間
　　平成 30年 1月 29日～平成 30年 2月 13日
２．パブリックコメント投稿数＜有効のもの＞
　　計 1 件
３．パブリックコメントの内容とそれに対する考え方

ご意見の概要	ご意見に対する考え方	基本計画・技術開発課題への反映
1. 研究開発の目的		
(3)研究開発の内容		
[意見1]（1件） 次世代冷媒の基本特性に関するデータ取得及び評価には、現在想定されている内容だけでなく、冷媒の摩擦特性への影響に関する技術開発も効果的だと考える。冷媒は潤滑油に混入し、その性能に大きく影響するため、冷媒の最適化には潤滑油も含めた摩擦特性評価と性能向上も重要。	ご意見いただきました研究開発の内容につきましては、現在の基本計画における冷媒特性評価に含まれるものと考えます。 今後実施を予定しております研究開発の公募におきまして同内容の提案が応募された場合には、採択審査において本プロジェクトの目的を達成するために最適かつ優先度の高い内容と判断された場合には実施することとなります。	特になし。

以上

特許リスト(1/2)

番号	出願者	出願番号	国内外国PCT	出願日	状態	名称	発明者	テーマNo.
1	三菱電機株式会社	PCT/JP2020/027522	PCT	2020/07/15	出願	冷凍装置の室外機およびそれを備える冷凍装置	石川　智隆 他	⑤
2	三菱電機株式会社	PCT/JP2020/032196	PCT	2020/08/26	出願	冷凍装置	石川　智隆 他	⑤
3	三菱電機株式会社	PCT/JP2020/032448	PCT	2020/08/27	出願	冷凍サイクル装置	石川　智隆 他	⑤
4	三菱電機株式会社	PCT/JP2021/002620	PCT	2021/01/26	出願	冷凍装置の室外機およびそれを備える冷凍装置	江上　誠 他	⑤
5	三菱電機株式会社	PCT/JP2021/007500	PCT	2021/02/26	出願	冷凍サイクル装置	大野　英希 他	⑤
6	三菱電機株式会社	PCT/JP2021/010638	PCT	2021/03/16	出願	冷凍装置の熱源機およびそれを備える冷凍装置	八代　崇憲 他	⑤
7	三菱電機株式会社	PCT/JP2021/015118	PCT	2021/04/12	出願	冷凍装置の室外機およびそれを備える冷凍装置	井内　裕弥 他	⑤
8	三菱電機株式会社	PCT/JP2021/016203	PCT	2021/04/21	出願	二元冷凍サイクル装置	西山　拓未 他	⑤
9	三菱電機株式会社	PCT/JP2021/016204	PCT	2021/04/21	出願	二元冷凍サイクル装置	西山　拓未 他	⑤
10	三菱電機株式会社	PCT/JP2021/018771	PCT	2021/05/18	出願	冷凍サイクル装置	石川　智隆 他	⑤
11	三菱電機株式会社	PCT/JP2021/029052	PCT	2021/08/05	出願	冷凍サイクル装置、及び冷凍サイクル装置の制御方法	石川　智隆 他	⑤
12	三菱電機株式会社	PCT/JP2021/029053	PCT	2021/08/05	出願	冷凍サイクル装置、及び冷凍サイクル装置の制御方法	石川　智隆 他	⑤
13	三菱電機株式会社	PCT/JP2021/039135	PCT	2021/10/22	出願	二元冷凍装置	西山　拓未 他	⑤
14	三菱電機株式会社	PCT/JP2022/021011	PCT	2022/05/20	出願	二元冷凍装置	西山　拓未 他	⑤
15	三菱電機株式会社	PCT/JP2022/021012	PCT	2022/05/20	出願	二元冷凍装置の室外機および二元冷凍装置	西山　拓未 他	⑤
16	三菱電機株式会社	PCT/JP2022/022624	PCT	2022/06/03	出願	冷凍サイクル装置	大野　英希 他	⑤
17	三菱電機株式会社	PCT/JP2022/029000	PCT	2022/07/27	出願	二元冷凍装置	石川　智隆 他	⑤
18	三菱電機株式会社	PCT/JP2022/040784	PCT	2022/10/31	出願	二元冷凍サイクル装置	西山　拓未 他	⑤
19	三菱電機株式会社	PCT/JP2022/040785	PCT	2022/10/31	出願	冷凍サイクル装置	西山　拓未 他	⑤
20	三菱電機株式会社	PCT/JP2023/001050	PCT	2023/01/16	出願	二元冷凍装置	西山　拓未 他	⑤
21	三菱電機株式会社	PCT/JP2023/010011	PCT	2023/03/15	出願	冷凍装置、および冷凍装置の室外機	井内　裕弥 他	⑤
22	三菱電機株式会社	PCT/JP2023/013969	PCT	2023/04/04	出願	冷凍サイクル装置	八代　崇憲 他	⑤
23	東芝キヤリア株式会社	PCT/JP2022/000242	PCT	2022/01/06	出願	AIR CONDITIONER	馬場敦史他	⑥
24	東芝キヤリア株式会社	特願2023-508647	国内	2022/01/06	出願	空気調和機	馬場敦史他	⑥
25	東芝キヤリア株式会社	PCT/JP2021/12250	PCT	2021/03/24	出願	REFRIGERATION CYCLE DEVICE	丸子晃平他	⑥
26	東芝キヤリア株式会社	特願2023-508260	国内	2021/03/24	出願	冷凍サイクル装置	丸子晃平他	⑥
27	パナソニックIPマネジメント(株)	特願2020-002027	国内	2020/01/09	公開	冷凍装置	小須田修　他	⑦
28	パナソニックIPマネジメント(株)	EP/20158017.2	外国	2020/02/18	公開	冷凍装置	小須田修　他	⑦
29	パナソニックIPマネジメント(株)	特願2020-029841	国内	2020/02/25	公開	冷凍装置	村嶋優一　他	⑦
30	パナソニックIPマネジメント(株)	EP/21158054.3	外国	2021/02/19	公開	冷凍装置	村嶋優一　他	⑦
31	パナソニックIPマネジメント(株)	特願2020-029842	国内	2020/02/25	公開	冷凍装置	村嶋優一　他	⑦
32	パナソニックIPマネジメント(株)	EP/21158060.0	外国	2021/02/19	公開	冷凍装置	村嶋優一　他	⑦
33	パナソニックIPマネジメント(株)	特願2021-170370	国内	2021/10/18	公開	散水装置及び散水方法	佐藤晃司　他	⑦
34	パナソニックIPマネジメント(株)	特願2021-174665	国内	2021/10/26	公開	冷媒冷却装置	加藤光洋　他	⑦
35	パナソニックIPマネジメント(株)	特願2022-004032	国内	2022/01/14	出願	冷凍装置	山田裕也	⑦
36	パナソニックIPマネジメント(株)	特願2022-004033	国内	2022/01/14	出願	冷凍装置	山田裕也	⑦
37	パナソニックIPマネジメント(株)	特願2022-019606	国内	2022/02/10	出願	冷凍装置	木屋豊明　他	⑦
38	パナソニックIPマネジメント(株)	特願2022-019608	国内	2022/02/10	出願	冷凍装置	木屋豊明　他	⑦
39	ダイキン工業㈱	特願2020-019121	国内	2019/11/11	登録	冷媒を含む組成物、その使用、並びにそれを有する冷凍機及びその冷凍機の運転方法	大久保瞬	⑧
40	ダイキン工業㈱	PCT/JP2019/050501	PCT	2019/12/24	登録	冷媒を含有する組成物、並びに、その組成物を用いた冷凍方法、冷凍装置の運転方法及び冷凍装置	大久保瞬	⑧
41	ダイキン工業㈱	特願2020-005787	国内	2020/01/17	公開	庫内空気調節装置	大久保瞬	⑧
42	ダイキン工業㈱	特願2019-232254	国内	2020/01/22	登録	冷媒を含有する組成物、並びに、その組成物を用いた冷凍方法、冷凍装置の運転方法及び冷凍装置	大久保瞬	⑧
43	ダイキン工業㈱	特願2020-012937	国内	2020/01/29	登録	冷媒を含む組成物、その使用、並びにそれを有する冷凍機及びその冷凍機の運転方法	大久保瞬	⑧
44	ダイキン工業㈱	特願2021-165762	国内	2020/10/07	登録	冷媒を含む組成物、その使用、並びにそれを有する冷凍機及びその冷凍機の運転方法	大久保 瞬	⑧
45	ダイキン工業㈱	特願2020-129434	国内	2020/07/30	登録	冷媒を含む組成物、その使用、並びにそれを有する冷凍機及びその冷凍機の運転方法	大久保瞬	⑧
46	ダイキン工業㈱	特願2020-125387	国内	2020/07/22	公開	冷媒を含有する組成物、その組成物を用いた不均化反応を抑制する方法、その組成物を保存する方法、及び、その組成物を輸送する方法、並びに、その組成物を用いた冷凍方法、冷凍装置の運転方法、及び冷凍装置	後藤智行	⑧
47	ダイキン工業㈱	PCT/JP2020/131982	PCT	2020/08/03	登録	冷媒を含む組成物、その使用、並びにそれを有する冷凍機及びその冷凍機の運転方法	午坊健司	⑧
48	ダイキン工業㈱	特願2020-170587	国内	2020/10/08	登録	組成物、熱サイクルシステム、及び冷媒の不均化反応を抑制する方法	臼井隆	⑧
49	ダイキン工業㈱	特願 2020-217947	国内	2020/10/09	登録	冷媒を含有する組成物	後藤 智行	⑧
50	ダイキン工業㈱	特願2020-171463	国内	2020/10/09	登録	冷媒を含む組成物、及び冷媒を含む組成物を安定化する方法	後藤智行	⑧
51	ダイキン工業㈱	特願2022-189161	国内	2021/01/29	公開	冷媒を含む組成物、その使用、並びにそれを有する冷凍機及びその冷凍機の運転方法	大久保 瞬	⑧
52	ダイキン工業㈱	特願2022-035416	国内	2021/03/09	公開	冷媒を含む組成物、その使用、並びにそれを有する冷凍機及びその冷凍機の運転方法	大久保 瞬	⑧
53	ダイキン工業㈱	特願 2022-035505	国内	2021/03/09	公開	冷媒を含む組成物、その使用、並びにそれを有する冷凍機及びその冷凍機の運転方法	後藤 智行	⑧
54	ダイキン工業㈱	PCT/JP2021/163683	PCT	2021/10/04	公開	冷媒を含む組成物、その使用、並びにそれを有する冷凍機及びその冷凍機	大久保瞬	⑧

特許リスト(2/2)

番号	出願者	出願番号	国内外国PCT	出願日	状態	名称	発明者	テーマNo.
55	ダイキン工業㈱	PCT/JP2021/161922	PCT	2021/09/30	公開	冷媒を含む組成物、その使用、並びにそれを有する冷凍機及びその冷凍機	徳野敏	⑧
56	ダイキン工業㈱	特願2021-167414	国内	2021/10/12	登録	フッ素化炭化水素を含む冷媒を含有する摺動性が改善された冷媒組成物、オリゴマー、及びオリゴマーを含有する組成物	午坊健司	⑧
57	ダイキン工業㈱	特願2021-191866	国内	2022/03/08	出願	組成物	加留部大輔	⑧
58	ダイキン工業㈱	特願2022-035171	国内	2022/03/08	出願	フルオロエチレンを含む組成物及び該組成物の安定化方法	加留部大輔	⑧
59	ダイキン工業㈱	特願2022-212091	国内	2022/12/28	出願	冷媒を含む組成物、その使用、並びにそれを有する冷凍機及びその冷凍機の運転方法	後藤智行	⑧
60	ダイキン工業㈱	特願2023-051242	国内	2023/03/28	出願	ＨＦＯ－１１３２（Ｅ）、及びＨＦＯ－１２３４ｙｆを含む混合冷媒の充填方法	後藤智行	⑧
61	ダイキン工業㈱	特願2023-016344	国内	2023/02/06	出願	冷媒を含む組成物、その使用、並びにそれを有する冷凍機及びその冷凍機の運転方法	後藤智行	⑧
62	ダイキン工業㈱	特願2023-031403	国内	2023/03/01	出願	冷媒を含む組成物、その使用、並びにそれを有する冷凍機及びその冷凍機の運転方法	後藤智行	⑧

論文リスト(1/3)

番号	発表者	所属	タイトル	発表誌名、ページ番号	査読	発表年月	テーマNo.
1	Yukihiro Higashi/Naoya Sakoda	九州大学	Measurements of PvT Properties, Saturated Densities, and Critical Parameters for 3,3,3-Trifluoropropene (HFO1243zf)	Journal of Chemical and Engineering Data, 63(10), 3818-3822.	有	2018.10	①
2	Daisuke Jige/ Shogo Kikuchi/ Hikaru Eda/ Norihiro Inoue	東京海洋大学	Flow boiling in horizontal multiport tube: Development of new heat transfer model for rectangular minichannels	International Journal of Heat and Mass Transfer, 144, 118668.	有	2019.12	①
3	Chieko Kondou	長崎大学	Heat Transfer and Pressure Drop of R1123/R32 (40/60 mass%) Flow in Horizontal Microfin Tubes during Condensation and Evaporation	Science and Technology for the Built Environment, 25(6), 1281-1291.	有	2019.8	①
4	Naoya Sakoda/Yukihiro Higashi	九州大学	Measurements of PVT properties, vapor pressures, saturated densities, and critical parameters for cis-1-chloro-2,3,3,3-tetrafluoropropene (R1224yd(Z))	Journal of Chemical and Engineering Data, 64(3), 3983-3987.	有	2019.8	①
5	T.Yamada/H.Miyamoto/N.Sakoda/Y.Higashi	富山県立大学/九州大学	Vapor-liquid equilibrium property measurements for R32/R1234yf binary mixtures in low R32 concentration	International Journal of Thermophysics, 41, 167.	有	2020.10	①
6	Daisuke Jige/ Shogo Kikuchi/ Naoki Mikajiri/ Norihiro Inoue	東京海洋大学	Flow boiling heat transfer of zeotropic mixture R1234yf/R32 inside a horizontal multiport tube	International Journal of Refrigeration, 119, 390-400.	有	2020.11	①
7	Ryo Akasaka/Naoya Sakoda/Yukihiro Higashi	九州産業大学/九州大学	Thermodynamic Properties of Trifluoroethene (R1123): (p, ρ, T) Behavior and Fundamental Equation of State	International Journal of Refrigeration, 119, 457-467.	有	2020.11	①
8	Daisuke Jige/ Naoki Mikajiri/ Shogo Kikuchi/ Norihiro Inoue	東京海洋大学	Condensation heat transfer and pressure drop of R32/R1123 inside horizontal multiport extruded tubes	International Journal of Refrigeration, 120, 200-208.	有	2020.12	①
9	西田理彦/山田哲誠/宮本泰行	富山県立大学	低GWP系3成分系混合冷媒の熱力学ﾓﾃﾞﾙ評価のための気液平衡性質精密測定	2020年度第23回化学工学会学生発表会	無	2020.3	①
10	岩崎俊/近藤智恵子/東之弘	長崎大学/九州大学	新規低GWP単一冷媒の表面張力およびParachorの温度依存性確認と相関式評価	日本冷凍空調学会論文集, 37(1), 73-80.	有	2020.3	①
11	D. Mondal/Y. Hori/ K. Kariya/A. Miyara/Md. J.Alam	佐賀大学	Measurement of Viscosity of a Binary Mixture of R1123 + R32 Refrigerant by Tandem Capillary Tube Method	International Journal of Thermophysics, 41, 83.	有	2020.6	①
12	H.Miyamoto/T.Saito/N.Sakoda/U.Perera/T.Ishii/K.Thu/ Y.Higashi	富山県立大学/九州大学	Measurement of the vapor-liquid equilibrium properties of the binary low GWP refrigerant R32/R1123	International Journal of Refrigeration, 119, 340-348.	有	2020.7	①
13	東之弘	九州大学	地球温暖化係数の低い新冷媒の熱物性測定と状態方程式の開発	化学工学, 84(7), 2-5.	有	2020.7	①
14	K. Thu/ K.Takezato/ N. Takata/ T. Miyazaki/ Y. Higashi	九州大学	Drop-in experiments and exergy assessment of HFC-32/HFO-1234yf/R744 mixture with GWP below 150 for domestic heat pumps	International Journal of Refrigeration, 121, 289-301.	有	2021.1	①
15	Naoya Sakoda/Yukihiro Higashi/Ryo Akasaka	九州大学/九州産業大学	Measurements of PvT properties, vapor pressures, saturated densities, and critical parameters for trans-1,1,1,4,4,4-hexafluoro-2-butene (R1336mzz(E))	Journal of Chemical and Engineering Data, 66, 734-739.	有	2021.1	①
16	K. Takezato/ S. Senba/ T. Miyazaki/ N. Takata/ Y. Higashi/ K. Thu	九州大学	Performance evaluation of a heat pump system using an HFC32/HFO1234yf blend with GWP below 150 for heating applications	Applied Thermal Engineering, 182, 115952.	有	2021.1	①
17	Md. Jahangir Alam/ Mohammad Ariful Islam/ Keishi Kariya/ Akio Miyara/	佐賀大学	“Viscosity Measurement of cis-1,3,3,3-tetrafluoropropene (R1234ze(Z)) by Tandem Capillary Tubes Method	International Journal of Refrigeration,131, 341-347.	有	2021.11	①
18	田中勝之	日本大学理工学部	ﾄﾘﾌﾙｵﾛﾖｰﾄﾞﾒﾀﾝ(CF3I)のpρT性質	熱物性, 35(4), 140-146.	有	2021.11	①
19	Liu Y./ Kondou C.*/ Coquelet C./ Houriez C	長崎大学	Surface Tension and Parachor for a New Low-GWP Refrigerant R1123/R32/R1234yf and Its Constituent Binary Pairs	International Journal of Refrigeration, 132, 276-292.	有	2021.12	①
20	H. Miyamoto/ M. Nishida/ T. Saito	富山県立大学	Measurement of the vapour-liquid equilibrium properties of binary mixtures of the low-GWP refrigerants R1123 and R1234yf	Journal of Chemical Thermodynamics, 158, 106456.	有	2021.3	①
21	K. Tanaka/ R. Akasaka	九州産業大学/日本大学理工学部	Experimental Determination of the Critical Parameters for trans-1-Chloro-3,3,3-trifluoroprop-1-ene [R1233zd(E)] and cis-1-Chloro-2,3,3,3-tetrafluoroprop-1-ene [R1224yd(Z)]	International Journal of Refrigeration, 131, 61-67.	有	2021.7	①
22	K.Takezato/S.Senba/T.Miyazaki/Y.Higashi/K.Thu	九州大学	Heat Pump Cycle Using Refrigerant Mixtures of HFC32 and HFO1234yf	Heat Transfer Engineering, 42(13-14), 1097-1106.	有	2021.8	①
23	Dipayan Mondal/ Keishi Kariya/ Atiqur R.Tuhin/ Katsuya Miyoshi/ Akio Miyara	佐賀大学	Thermal conductivity measurement and correlation at saturation condition of HFO refrigerant trans-1,1,1,4,4,4-hexafluoro-2-butene (R1336mzz(E))	International Journal of Refrigeration, 129, 109-117.	有	2021.9	①
24	Dipayan Mondal/ Keishi Kariya/ Atiqur R. Tuhin/ Naomasa Amakusa/ Akio Miyara	佐賀大学	Viscosity measurement for trans-1,1,1,4,4,4-hexafluoro-2-butene (R1336mzz(E)) in liquid and vapor phases	International Journal of Refrigeration, 133, 267-275.	有	2022.1	①
25	Daisuke Jige/ Naoki Mikajiri/ Maika Nobunaga/ Norihiro Inoue	東京海洋大学	Condensation heat transfer of pure refrigerants R1234yf and R32 inside multiple circular minichannels	International Journal of Heat and Mass Transfer, 195, 123146.	有	2022.10	①
26	Ryo Akasaka/ Sho Fukuda/ Kozue Miyane/ Yukihiro Higashi	九州産業大学	Thermodynamic Properties of 2,3,3,3-Tetrafluoroprop-1-ene (R1234yf) and Propane (R290) Mixtures: (p, ρ, T) Behavior, Saturated Liquid and Vapor Densities, Critical Parameters, and a Mixture Model	Journal of Chemical and Engineering Data, 67(2), 346-357.	有	2022.2	①
27	H. Miyamoto/ Y. Nakamura/ K. Minai/ T. Yamada	富山県立大学	Measurements and Modeling of the Vapor-Liquid Equilibrium Properties of Low-Global-Warming-Potential Refrigerant R32/R1234yf/R1123 Ternary Mixtures	Fluid Phase Equilibria, 113440.	有	2022.3	①
28	R. Akasaka/ E. W. Lemmon	九州産業大学	An International Standard Formulation for trans-1-Chloro-3,3,3-trifluoroprop-1-ene [R1233zd(E)] Covering Temperatures from the Triple-point Temperature to 450 K and Pressures up to 100 MPa	Journal of Physical and Chemical Reference Data, 51(2), 23101.	有	2022.5	①
29	Eric. W. Lemmon/ Ryo Akasaka	九州産業大学	An International Standard Formulation for 2,3,3,3-Tetrafluoroprop-1-ene (R1234yf) Covering Temperatures from the Triple Point Temperature to 410 K and Pressures Up to 100 MPa	International Journal of Thermophysics, 43(8), 119.	有	2022.6	①
30	U.A.Perera/K.Thu/N.Sakoda/K. Miyane/Y. Higashi	九州大学	PvT properties, saturation pressures, saturated densities, and critical parameters of trifluoroiodomethane (CF3I; R-13I1)	Journal of Chemical and Engineering Data, 67, 2182-2192.	有	2022.9	①

論文リスト(2/3)

番号	発表者	所属	タイトル	発表誌名、ページ番号	査読	発表年月	テーマNo.
31	Z. Wang / C. Coquelet /C. Houriez / C. Kondou	長崎大学	Toward the modelling of surface tension of refrigerant mixture based on linear gradient theory	International Journal of Refrigeration, on line	有	2022.9	①
32	Ryo Akasaka/ Yohei Kayukawa/ Yukihiro Higashi	九州産業大学	Vapor-phase (p, ρ, T) Behavior of Difluoromethane (R32)+ Trifluoroiodomethane (R13I1), Pentafluoroethane(R125) + R13I1, and R32 + R125 + R13I1 mixtures: Experimental Measurements Based on the Isochoric Method and Verification with a Generalized Virial Equation of State	International Journal of Thermophysics, 43(10), 159.	有	2022.9	①
33	Ryo Akasaka/ Marcia L. Huber/ Luke D. Simoni/ Eric W. Lemmon	九州産業大学	A Helmholtz Energy Equation of State for trans-1,1,1,4,4,4-Hexafluoro-2-butene [R-1336mzz(E)] and an Auxiliary Extended Corresponding States Model for the Transport Properties	International Journal of Thermophysics, 44(4), 50.	有	2023.2	①
34	狩野祐也	国立研究開発法人産業技術総合研究所	Entropy, heat capacity, and thermal conductivity of trans-1,1,1,4,4,4-hexafluoro-2-butene [R1336mzz(E)] derived from the gaseous sound speed measurement	Journal of Chemical&Engineering Data, 68, 574-585.	有	2023.3	①
35	K.Thu/U.A.Perera/K.Miyane/N.Sakodai/Y.Higashi	九州大学	Vapour pressure measurements and correlations for 1,1-difluoroethene (R1132a) at 240-296 K using a newly developed isochoric apparatus	International Journal of Thermophysics, 44, 61.	有	2023.3	①
36	狩野祐也	国立研究開発法人産業技術総合研究所	Thermophysical properties evaluation for a polar fluid on the basis of the experimentally determined heat capacity and dipole moment in the ideal gas states	Journal of Thermal Analysis and Calorimetry, 148, 5573-5587.	有	2023.4	①
37	Daisuke Jige/ Maika Nobunaga/ Taiga Nogami, Norihiro Inoue	東京海洋大学	Boiling heat transfer of binary and ternary mixtures in multiple rectangular microchannels	Applied Thermal Engineering, 229, 120613	有	2023.6	①
38	Daisuke Jige,Maika Nobunaga,Taiga Nogami,Norihiro Inoue	東京海洋大学	Condensation heat transfer of binary and ternary mixtures inside multiport tubes(掲載決定)	International Journal of Heat and Mass Transfer, 207, 123981.	有	2023.6	①
39	滝澤賢二、五十嵐直治、徳橋和明、近藤重雄	産業技術総合研究所	On simple method for predicting burning velocities for lower flammability refrigerants using quenching distance measurement	Int.J.Refrig. 120, 370-377	有	2020.9	②
40	滝澤賢二、五十嵐直治、徳橋和明、近藤重雄	産業技術総合研究所	Comparison of Flammability Limits Test Methods with Combustion Test in 520L Vessel	Int.J.Refrig.	有	予定	②
41	N. Giannetti	早稲田大学	Formulation of steady-state void fraction through the principle of minimum entropy production	Journal of Thermal Science and Technology, 2020, 15 巻, 3 号, p. JTST0025	有	2020.8	③
42	N. Giannetti	早稲田大学	Semitheoretical formulation of annular flow void fraction using the principle of minimum entropy production	International Journal of Thermal Sciences, Volume 158, no. 106522	有	2020.12	③
43	J.C.S. Garcia	早稲田大学	Design of a Numerical Simulator for Finned-Tube Heat Exchangers with Arbitrary Circuitry	Heat Transfer Engineering, Volume 43, Issue 19, Pages 1675 - 1693	有	2022.1	③
44	Yuichi Sei	電気通信大学	Prediction of Boiling Heat Transfer Coefficients for Mini-Channels	Multiphase Science and Technology, Vol.34, No.2, pp.43-65, 2022	有	2022.2	③
45	Moojoong KIM	早稲田大学	Optimizing Calibration for a Capacitance-Based Void Fraction Sensor with Asymmetric Electrodes under Horizontal Flow in a Smoothed Circular Macro-Tube	Sensors, 2022, 22(9), 3511	有	2022.5	③
46	ジャンネッティ ニコロ	早稲田大学	遺伝的冷媒流路生成アルゴリズムを用いた熱交換器の最適化 に関する研究	日本冷凍空調学会論文集 Trans. of the JSRAE 原著論文 Vol.39, No.3 (2022), pp.223-239	有	2022.9	③
47	N. Giannetti	早稲田大学	Emulator-type load-based tests for dynamic performance characterization of air conditioners	Energy and Buildings, Volume 273, no. 112411	有	2022.10	③
48	宮岡 洋一	早稲田大学	エミュレーター式負荷試験装置によるエアコンディショナの動的試験	日本冷凍空調学会論文集 Vol.40, No.1 (3月31日発行号) 論文22-17_OA	有	2023.2	③
49	湊明彦	電気通信大学	膨張弁狭隘流路の流量評価法	混相流	有	2023.8	③
50	Moojoong KIM	早稲田大学	Experimental investigation of void fraction of R32 refrigerant in horizontal flow configuration using capacitance-based and quick-closing valve-based methods	Applied Thermal Engineering, Available online 4 April 2023, 120497	有	2023.8	③
51	Zhihua Zhang, Makoto Ito, Chaobin Dang, Yu Chen, Eiji Hihara	The University of Tokyo	Suppression of disproportionation reaction of HFO-1123 using inhibitors	International Journal of Refrigeration	有	2021.3	④
52	伊藤 誠, 芦原 直也, 党 超鈺, 飛原 英治	東京大学	スプリットエアコンディショナーからの強燃性冷媒の漏洩挙動	日本冷凍空調学会論文集, Vol.39(4), (2022).	有	2022.12	④
53	伊藤 誠, 斎藤 静雄, 党 超鈺, 飛原 英治, 設楽 裕治	東京大学	冷凍機油添加剤によるエアコンのディーゼル爆発の抑制	日本冷凍空調学会論文集 Vol. 40, No.1, 2023	有	2023.1	④
54	Zhihua Zhang, Makoto Ito, Chaobin Dang, Yu Chen, Eiji Hihara	The University of Tokyo	Effect of internal structure installed in pressure vessel in HFO-1123 disproportionation reaction	International Journal of Refrigeration, Volume 145, 10-18	有	2023.1	④
55	Shizuo Saitoh, Tomohiro Higashi, Makoto Ito, Chaobin Dang, Eiji Hihara, Yuji Shitara	The University of Tokyo	Effect of reaction inhibitor on diesel explosion of split air conditioners	International Journal of Refrigeration, Volume 147, 84-90	有	2023.3	④
56	Zhihua Zhang, Akira Miyoshi, Makoto Ito, Chaobin Dang, Yu Chen, Eiji Hihara	The University of Tokyo	Suppression of the HFO-1123 disproportionation reaction by adding R290	International Journal of Refrigeration, Volume 149, 299-307	有	2023.5	④
57	伊藤 誠、陳 昱、党 超鈺、飛原 英治	東京大学	リーチインショーケースからの強燃性冷媒の漏洩シミュレーション	日本冷凍空調学会論文集	有	2023予定	④
58	Imamura, T.	Suwa University of Science	Experimental Study on Ignitability of R290/Air Premixture by an Arc Discharge at the Gap of Electrical Contacts	Transactions of the Japan Society of Refrigerating and Air Conditioning Engineers	有	審査中	④
59	Imamura, T., Sakuma, H., Nakazawa, M., Kuwana, K.	Suwa University of Science, Tokyo Metropolitan Industrial Technology Research Institute, Tokyo University of Science	Critical Ignition Conditions for Propane/Air Premixtures Impinging on Electric Heated Surfaces: An Experimental Study	Fire Safety Journal, 140, 103897	有	2023.8	④

論文リスト(3/3)

番号	発表者	所属	タイトル	発表誌名、ページ番号	査読	発表年月	テーマNo.
60	Imamura, T., Morizumi, N., Miyazaki, Y.	Suwa University of Science	Experimental Study on Laser-Induced Spark Ignition of Some Flammable Premixtures	Proceedings of ICDERS2023, Paper 287	有	2023.7	④
61	Imamura, T., Oh, S., Maejima, Y., Suzuki, Y., Takeda, N., Nakazawa, M., Kuwana, K.	Suwa University of Science, Tokyo University of Science	Critical Condition of Ignition for a Stagnation Flow of Premixed Propane/Air Mixture Impinging to a Heated Surface	Proceedings of AOSFST2021	有	2021.12	④
62	Imamura, T., Uehara, K., Nakata, K., Maruyama, S., Kuwana, K.	Suwa University of Science, Tokyo University of Science	Quasi-steady Characteristics of Flowing Propane/Air Mixture Ignited by a Heated Surface	Fire Safety Journal, 120, 101325	有	2021.3	④
63	桑名一徳，今村友彦	山形大学，公立諏訪東京理科大学	可燃性予混合気の熱面着火の相似則－加熱壁面に衝突する淀み流の場合－	実験力学，20(4)，254-257	有	2020.12	④
64	飯塚洋行，桑名一徳，今村友彦	山形大学，公立諏訪東京理科大学	加熱壁面に衝突する予混合淀み流の着火条件	日本火災学会論文集，70(1)，1-8	有	2020.4	④
65	Imamura, T., Uehara, K., Nakata, K., Maruyama, S., Kuwana, K.	Suwa University of Science, Yamagata University	Ignition Behavior of Flowing Propane by a Hot Surface	Proceedings of APSS2019	有	2019.9	④

対外発表・講演リスト(1/7)

番号	発表者	所属	タイトル	会議名	発表年月	テーマNo.
1	近藤智恵子/東之弘	長崎大学	低GWP混合冷媒R32/R1234yf および R744/R32/R1234yfの表面張力測定	第88回ﾏﾘﾝｴﾝｼﾞﾆｱﾘﾝｸﾞ学術講演会	2018.10	①
2	堀福弥/Md Jahangir Alam./仮屋圭史/宮良明男	佐賀大学	低GWP混合冷媒R32/R1123の粘度測定	第39回日本熱物性ｼﾝﾎﾟｼﾞｳﾑ	2018.11	①
3	迫田直也/東之弘	九州大学	次世代冷媒 R1224yd(Z)のPVT性質の測定	第39回日本熱物性ｼﾝﾎﾟｼﾞｳﾑ	2018.11	①
4	Yukihiro Higashi	九州大学	Evaluation of thermophysical properties, heat transfer characteristics and cycle performance for HFO-1123 mixtures	The International Symposium on New Refrigerants and Environmental Technology 2018	2018.12	①
5	Akio Miyara/Keishi Kariya/Md. J. Alam/Kotaro Yamaguchi	佐賀大学	Trend of measurement of HFOs and HCFOs refrigerant transport properties	The International Symposium on New Refrigerants and Environmental Technology 2018	2018.12	①
6	Keishi Kariya/ Koki Sonoda/Akio Miyara	佐賀大学	Condensation and evaporation local heat transfer characteristics of the refrigerant mixture of R1123 and R32 inside a plate heat exchanger	17th International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue	2018.7	①
7	T.Miyazaki/S.Koyama/J. Hirayama/N.Takata/Y. Higashi	九州大学	Performance Evaluation of Heat Pump Cycle using low GWP Refrigerant Mixtures of HFC-32 and HFO-1123	17th International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue	2018.7	①
8	竹里光世/平山順基/宮崎隆彦/高田信夫/小山繁	九州大学	HFC32/HFO1234混合冷媒を用いたﾋｰﾄﾎﾟﾝﾌﾟのｻｲｸﾙ性能評価に関する実験的研究	2018年度日本冷凍空調学会年次大会	2018.9	①
9	狩野祐也/粥川洋平/藤田佳孝	国立研究開発法人産業技術総合研究所	Speed of Sound and Dielectric Constant Measurements for A Mixture of HFO-1123 and R-32 in The Gas Phase	1st IIR International Conference on the Application of HFO Refrigerants	2018.9	①
10	仮屋圭史/若杉翔太/宮良明男	佐賀大学	ﾌﾟﾚｰﾄ式熱交換器における R1123/R32混合冷媒の局所蒸発および凝縮熱伝達	2018年度日本冷凍空調学会年次大会	2018.9	①
11	Shogo Kikuchi/ Naoki Mikajiri/ Daisuke Jige/ Norihiro Inoue	東京海洋大学	Experiments on flow boiling characteristics of HFO1234yf and HFC32 in a multiport tube with rectangular minichannels	2019 Energy and Refrigerating Air-Conditioning Conference, Taipei, TAIWAN	2019.10	①
12	田中勝之	日本大学理工学部	HCFO - 1224yd(Z)の臨界点におけるPVT測定	第40回日本熱物性ｼﾝﾎﾟｼﾞｳﾑ	2019.10	①
13	Dipayan Mondal/ Yoshiya Mori/ Keishi Kariya/ Akio Miyara	佐賀大学	Measurement of vapor viscosity of R1123/R32 mixture refrigerant by a tandem capillary tube method	12th Asian Thermophysical Properties Conference, 西安、中国	2019.10	①
14	Katsuyuki TANAKA	日本大学理工学部	PVT properity of HCFO-1224yd(Z)	Asian thermophysical properties conference	2019.10	①
15	菊池省吾/三ヶ尻直樹/地下大輔/井上順広	東京海洋大学	次世代低GWP冷媒の扁平多孔管内における沸騰熱伝達特性	第89回ﾏﾘﾝｴﾝｼﾞﾆｱﾘﾝｸﾞ学術講演会講演会	2019.10	①
16	迫田直也/東之弘	九州大学	次世代冷媒R1233zd(E)の蒸気圧の測定	第40回日本熱物性ｼﾝﾎﾟｼﾞｳﾑ	2019.10	①
17	Akio Miyara	佐賀大学	Measurement of local heat transfer characteristics and flow behavior of two phase flow in a complex channel (Keynote)	2nd Pacific Rim Thermal Engineering Conference	2019.12	①
18	Katsuyuki TANAKA	日本大学理工学部	Measurements of pvTx properties for refrigerant mixtures R32/R1234yf	2nd Pacific Rim Thermal Engineering Conference	2019.12	①
19	狩野祐也/粥川洋平/藤田佳孝	国立研究開発法人産業技術総合研究所	Speed of Sound and Dielectric Constant Measurements for HFO-1336mzz(E) in The Gas Phase	2nd Pacific Rim Thermal Engineering Conference	2019.12	①
20	岩崎俊/近藤智恵子/東之弘	長崎大学	示差毛管上昇法による新規低GWP作動媒体R1336mzz(Z)およびR1336mzz(E)の表面張力測定	第53回空気調和・冷凍連合講演会	2019.4	①
21	Katsuyuki TANAKA	日本大学理工学部	Development of the apparatus for measuring PVTx relationships to obtaine VLE data	International conference on properties and phase equilibria for product and process design	2019.5	①
22	G.Righetti/R.Akasaka/S.Bobbo/J.S.Brown/L/Federe/Y.Higashi/G.A.Longo/S.Mansin/C.Zilio	九州大学／九州産業大学	Effect of refrigerant properties estimation on the prediction capabilities of well established two phase heat transfer and pressure drop models for new refrigerants	37th UIT Heat Transfer Conference and Symposium, Refrigerants: Heat Transfer and Applications	2019.6	①
23	K.Takezato/S.Senba/U.A.Perera/N.Takata/Y.Higashi/T.Miyazaki/K.Thu	九州大学	Heat pump cycle performance using low GWP ternary mixture of R32, R1234yf and R744	International Workshop on Environmental Engineering 2019	2019.6	①
24	Yukihiro Higashi	九州大学	Thermodynamic property measurements of new refrigerants and their mixtures	International Workshop on Environmental Engineering 2019	2019.6	①
25	Laura Fedele/ Sergio Bobbo/ Mauro Scattolini/ Claudio Zilio/ Ryo Akasaka	九州産業大学	Compressed Liquid Density Measurements and Correlation for cis-1-Chloro-2,3,3,3-tetrafluoropropene (R1224yd(Z))	25th IIR International Congress of Refrigeration	2019.8	①
26	Keishi Kariya/Akio Miyara	佐賀大学	Condensation and evaporation heat transfer characteristics of pure and binary-mixture HFO refrigerants inside a plate heat exchanger	25th IIR International Congress of Refrigeration	2019.8	①
27	Ryo Akasaka/Eric W. Lemmon	九州産業大学	Current Status of a New Fundamental Equation of State for trans-1-Chloro-3,3,3-trifluoro-1-propene [R-1233zd(E)]	25th IIR International Congress of Refrigeration	2019.8	①
28	Takashi Nishiyama/ Tomohiro Honda/ Lei Gao/ Ryo Akasaka	九州産業大学	Measurement of Sound Speeds in the Liquid Phase of Hydrochlorofluoroolefins (HCFO)	25th IIR International Congress of Refrigeration	2019.8	①
29	N.Sakoda/J.Shiheng/M.Nakazaki/Y.Takata/Y.Higashi	九州大学	Thermodynamic properties of binary mixtures of trifluoroethene (HFO1123) + 2,3,3,3-tetrafluoro-prop- 1-ene (HFO1234yf)	25th IIR International Congress of Refrigeration	2019.8	①
30	赤坂 亮	九州産業大学	HFO1336mzz(E)のﾍﾙﾑﾎﾙﾂ型状態方程式	2019年度日本冷凍空調学会年次大会	2019.9	①
31	迫田直也/東之弘	九州大学	HFO1336mzz(Z)およびHFO1336mzz(E)の飽和蒸気圧測定	2019年度日本冷凍空調学会年次大会	2019.9	①
32	岩崎俊/近藤智恵子/東之弘	長崎大学	HFO系低GWP純冷媒の表面張力測定結果と相関式の評価	2019年度日本冷凍空調学会年次大会	2019.9	①
33	三ヶ尻直樹/菊池省吾/地下大輔/井上順広	東京海洋大学	水平扁平多孔管内における HFO1336mzz(E)の沸騰熱伝達に関する実験的研究	2019年度日本冷凍空調学会年次大会	2019.9	①
34	沼館拓弥/岩崎俊/城島有基/近藤智恵子	長崎大学	示差毛管上昇法による低GWP混合冷媒R1123/R32/R1234yfの表面張力測定	第41回日本熱物性ｼﾝﾎﾟｼﾞｳﾑ	2020.10	①
35	K.Thu/K/Takezato/N.Takata/T.Miyazaki/Y.Higashi	九州大学	Performance evaluation of a heat pump system using an HFC32/HFO1234yf blend with GWP below 150 for heating applications	22nd Cross Straits Symposium on Energy and Environmental Science and Technology (22nd CSS- EEST)	2020.12	①

番号	発表者	所属	タイトル	会議名	発表年月	テーマNo.
36	R. Akasaka/ E. W. Lemmon	九州産業大学	New ISO 17584 Standard Formulations for cis-1,1,1,4,4,4-Hexafluorobutene [R1336mzz(Z)] and trans-1-Chloro-3,3,3-trifluoropropene [R1233zd(E)]	IIR Rankine 2020 Conference - Advances in Cooling, Heating and Power Generation	2020.7	①
37	地下大輔/三ヶ尻直樹/菊池省吾/井上順広	東京海洋大学	2成分混合冷媒R1123+R32の扁平多孔管内凝縮熱伝達に関する実験	2020年度日本冷凍空調学会年次大会講演論文集	2020.9	①
38	Saide Diaw/ Thiha Tun/ Kumpei Yoshida/ Keishi Kariya/ Akio Miyara	佐賀大学	Experimental Study on Boiling and Condensation Heat Transfer of R1234yf Inside a Plate Heat Exchanger	2020年度日本冷凍空調学会年次大会	2020.9	①
39	三好克弥/Mondal DIPAYAN/Tuhin ATIQUR R/仮屋圭史/宮良明男	佐賀大学	HFO冷媒R1336mzz(E)の熱伝導率測定	2020年度日本冷凍空調学会年次大会	2020.9	①
40	三ヶ尻直樹/菊池省吾/地下大輔/井上順広	東京海洋大学	扁平多孔管内における3成分混合冷媒R455Aの凝縮熱伝達に関する実験	2020年度日本冷凍空調学会年次大会講演論文集	2020.9	①
41	信長舞香/三ヶ尻直樹/地下大輔/井上順広	東京海洋大学	3成分混合冷媒HFO1123/HFO1234yf/HFC32の扁平多孔管内の凝縮熱伝達率の測定	環境と新冷媒国際ｼﾝﾎﾟｼﾞｳﾑ2021	2021.10	①
42	Akio MIYARA/ Yukihiro HIGASHI/ Ryo AKASAKA and Takahiko MIYAZAKI	佐賀大学	BUILD DATABASES FOR EVALUATING THERMOPHYSICAL PROPERTIES AND HEAT TRANSFER PERFORMANCE OF NEW LOW GWP REFRIGERANTS	JRAIA INTERNATIONAL SYMPOSIUM , THE INTERNATIONAL SYMPOSIUM ON NEW REFRIGERANTS AND ENVIRONMENTAL TECHNOLOGY	2021.10	①
43	Kyaw Thu/ Doi Yusuke/ Nobuo Takata/ Miksik Frantisek/ Takahiko Miyazaki/ Yukihiro Higashi	九州大学	Experimental investigation and thermodynamic analysis of low-GWP refrigerant using a mixture of R32, R1234yf and R1123 for heat pump applications	The Second Asian Conference on Thermal Sciences, 2nd ACTS	2021.10	①
44	川原豪真/沼館拓弥/城島有基/大坪佑真/劉宇飛/近藤智恵子	長崎大学	分子ｼﾐｭﾚｰｼｮﾝでｱｼｽﾄする低GWP混合冷媒R1123/CF3Iの表面張力測定	第42回日本熱物性ｼﾝﾎﾟｼﾞｳﾑ	2021.10	①
45	Kanta Kawagita/ Hideaki Nakatsu/ Nobuo Takata/ Frantisek Miksik/ Kyaw Thu/ Takahiko Miyazaki/ Yukihiro Higashi	九州大学	Performance prediction of a domestic heat pump with R32 using Gordon & Ng model	The 23rd Cross Straits Symposium on Energy and Environmental Science and Technology (CSS-EEST19)	2021.12	①
46	北畠健太郎/石井大樹/迫田直也/高田保之/東之弘	九州大学	R32+CF3Iの2成分系混合冷媒における気液平衡測定,	日本機械学会 九州学生会 第52回卒業研究発表講演会	2021.3	①
47	信長舞香/三ヶ尻直樹/地下大輔/井上順広	東京海洋大学	扁平多孔管内における2成分混合冷媒R32+R1234yfの凝縮熱伝達に関する実験	第54回空気調和･冷凍連合講演会	2021.4	①
48	Saide Diaw/ Thiha Tun/ Kunpei Yoshida/ Keishi KARIYA and Akio MIYARA	佐賀大学	Experimental Study on Boiling and Condensation Heat Transfer of R1234yf Inside a Plate Heat Exchanger	18th International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue(2020ne Purdue Conferences)	2021.5	①
49	Sora HYODO/ Keishi KARIYA/ Akio MIYARA	佐賀大学	Characteristics of two phase flow by dynamic image analysis in a plate heat exchanger	HFO2021 2nd IIR Conference on HFOs and Low GWP blends	2021.6	①
50	Tun Thiha/ Kunpei Yoshida/ Diaw Saide/ Keishi Kariya/ Akio Miyara/	佐賀大学	Experimental Investigation of Condensation and Evaporation Heat Transfer Characteristics of R454C in Plate Heat Exchange,	Proceedings of 2nd Conference on HFOs and Low GWP blends 12-19 2021年6月	2021.6	①
51	ThihaTUN/ Kunpei YOSHIDA/ Saide DIAW/ Keishi KARIYA/ Akio MIYARA	佐賀大学	Experimental Investigation of Condensation and Evaporation Heat Transfer Characteristics of R454C in Plate Heat Exchanger	HFO2021 2nd IIR Conference on HFOs and Low GWP blends	2021.6	①
52	Naoki Mikajiri/ Maika Nobunaga/ Shogo Kikuchi/ Daisuke Jige/ Norihiro Inoue	東京海洋大学	Experiments on boiling and condensation heat transfer of R1336mzz(E) in a horizontal multiport tube	The 2nd IIR Conference on HFOs and Low GWP blends	2021.6	①
53	Daisuke Jige/ Naoki Mikajiri/ Maika Nobunaga/ Norihiro Inoue	東京海洋大学	Experiments on condensation heat transfer of ternary mixture R1123/R32/R1234yf in a multiport tube	The 2nd IIR Conference on HFOs and Low GWP blends	2021.6	①
54	Atiqur Rahman Tuhin/ Dipayan Mondal/ Naomasa Amakusa/ Keishi Kariya and Akio Miyara/	佐賀大学	Measurement of Transport Properties of R1336mzz(E),	21th Symposium on Thermophysical Properties, Boulder, Colorado, USA (2021, June).	2021.6	①
55	T. Yamada/ H. Miyamoto	富山県立大学	Precise Measurements of Isothermal PVTx and Vapor Liquid Equilibrium Properties for Low GWP refrigerant R1123/R1234yf/R32 Ternary Mixture	21th STP: Twenty-first symposium on thermophysical properties, Boulder, CO, USA	2021.6	①
56	T.Nishiyama/T.Kuranari/L.Gao/Y.Higashi/R.Akasaka	九州大学/九州産業大学	Speed of sound measurements of binary mixtures of 1,1,1,2-tetrafluoroethane, 2,3,3,3-tetrafluoropropene and 1,3,3,3-tetrafluoropropene refrigerants	21th Symposium on Thermophysical Properties	2021.6	①
57	Numadate/ T./ Jojima/ T./ Liu/ Y./ Kondou/ C.	長崎大学	Surface Tension Measurement by a differential capillary rise method for a Low-GWP Refrigerant CF3I	HFO2021 2nd IIR Conference on HFOs and Low GWP blends	2021.6	①
58	U.A.Perera/K.Thu/T.Miyazaki/N.Sakoda/Y.Higashi	九州大学	The measurements of saturation vapor pressures, and the critical pressure for trifluoroiodomethane (CF3I, R13I1) and a vapor pressure correlation	21th Symposium on Thermophysical Properties	2021.6	①
59	Naoya Sakoda/Yukihiro Higashi	九州大学	Thermodynamic properties measurements of CF3I	21th Symposium on Thermophysical Properties	2021.6	①
60	Yukihiro Higashi	九州大学	Thermodynamic property measurements of next-generation refrigerant blends	2nd IIR Conference on HFOs and Low GWP blends (HFO2021)	2021.6	①
61	Yohei Kayukawa/	国立研究開発法人産業技術総合研究所	Trial to estimate uncertainties of Helmholtz equation of state for refrigerants,	21th Symposium on Thermophysical Properties, Boulder, Colorado, USA (2021, June)	2021.6	①
62	Naomasa AMAKUSA/ Dipayan MONDAL/ Atiqur R. TUHIN/ Keishi KARIYA/ Akio MIYARA	佐賀大学	Viscosity measurement of R1336mzz(E) by tandem capillary tubes method	HFO2021 2nd IIR Conference on HFOs and Low GWP blends	2021.6	①

対外発表・講演リスト(3/7)

番号	発表者	所属	タイトル	会議名	発表年月	テーマNo.
63	R. Akasaka/ E. W. Lemmon/	九州産業大学	“A New Fundamental Equation of State for cis-1-Chloro-2,3,3,3-tetrafluoropropene [R1224yd(Z)]	21th Symposium on Thermophysical Properties, Boulder, Colorado, USA (2021, June)	2021.6	①
64	R. Akasaka/ E. W. Lemmon/	九州産業大学	“A New ISO 17584 Standard Equation of State for 2,3,3,3-Tetrafluoroprop-1-ene (R1234yf) and its Modification for trans-1,2-Difluoroethene [R1132(E)]	Proceedings of 2nd Conference on HFOs and Low GWP blends 12-19 2021年6月	2021.6	①
65	R. Akasaka/ E. W. Lemmon/	九州産業大学	“Measurement and Modeling of Thermodynamic Properties for Various Hydrogen Carriers	21th Symposium on Thermophysical Properties, Boulder, Colorado, USA (2021, June)	2021.6	①
66	宮本 泰行/山田 哲誠	富山県立大学	3成分系混合冷媒HFO1123/ HFO1234yf/HFC32の気液平衡性質測定に関する研究	日本冷凍空調学会年次大会,東京	2021.9	①
67	R. Akasaka/ E. W. Lemmon	九州産業大学	A New Fundamental Equation of State for R1123 and its Applications to Mixture Models for Mixtures with R32 and R1234yf	The 6th IIR Conference on Thermophysical Properties and Transfer Processes of Refrigerants	2021.9	①
68	Thiha TUN/ Kunpei YOSHIDA/ Keishi KARIYA/ Akio MIYARA	佐賀大学	Analysis of the Behavior of the Heat Transfer in Plate Heat Exchanger with the Aid of Simulation	The 6th IIR Conference on Thermophysical Properties and Transfer Processes of Refrigerants	2021.9	①
69	粥川洋平/迫田直也/近藤智恵子/仮屋圭史/福田翔/東之弘/宮良明男/赤坂亮	産総研,九州大学, 長崎大学, 佐賀大学, 九州産業大学	JSRAE熱力学表による最新の低 GWP冷媒熱物性に関する評価	2021年度日本冷凍空調学会年次大会	2021.9	①
70	K.Kawagita/Y.Doi/ N.Takata/F.Miksik/K. Thu/T.Miyazaki	九州大学	Performance Evaluation of the Heat Pump Cycle using R-455A	2021年度日本冷凍空調学会年次大会	2021.9	①
71	H. Miyamoto	富山県立大学	Precise PVTx and VLE property measurement for Low-GWP refrigerant mixtures	Thermam, 10th Rostocker International Conference: Thermophysical Properties for Technical Thermodynamics, University of Rostock,Germany	2021.9	①
72	田中勝之	日本大学理工学部	R1311とそれを含む混合冷媒のPVTx性質測定	日本冷凍空調学会年次大会	2021.9	①
73	田中英次/田中勝之	日本大学理工学部	R32,R1234yf,CO2からなる2成分および3成分系混合冷媒のPVTx性質測定	日本冷凍空調学会年次大会	2021.9	①
74	Liu/ Y./ Kondou/ C.	長崎大学	Surface Tension Measurement of Refrigerant Mixtures R448A and R455A by a Differential Capillary Rise Method	The 6th IIR Conference on Thermophysical Properties and Transfer Processes of Refrigerants	2021.9	①
75	Naoya Sakoda/Yukihiro Higashi	九州大学	Thermodynamic properties measurement of binary HFC32+CF3I refrigerant mixtures	The 6th IIR Conference on Thermophysical Properties and Transfer Processes of Refrigerants	2021.9	①
76	Yukihiro Higashi	九州大学	Thermodynamic property measurements of next-generation refrigerants	The 6th IIR Conference on Thermophysical Properties and Transfer Processes of Refrigerants	2021.9	①
77	今井友暁/三浦武大/川原豪真/奥村哲也/劉宇飛/近藤智恵子	長崎大学	“分子動力学計算によるR1123/CF3I系二成分混合冷媒の熱物性予測	2021年度日本冷凍空調学会年次大会,D223 p.1-6東京(web開催)東京工業大学(2021年9月8日~10日)	2021.9	①
78	大坪祐真/沼館拓弥/城島有基/川原豪真/近藤智恵子/劉宇飛	長崎大学	低GWP混合冷媒R1123/R32/R1234yfの表面張力測定およびParachor法による予測	第91回ﾏﾘﾝｴﾝｼﾞﾆｱﾘﾝｸﾞ学術講演会	2021.9	①
79	三ヶ尻直樹/信長舞香/地下大輔/井上順広	東京海洋大学	扁平多孔管内における3成分混合冷媒R455Aの沸騰熱伝達に関する実験	2021年度日本冷凍空調学会年次大会	2021.9	①
80	沼館拓弥/城島有基/大坪佑真/劉宇飛/近藤智恵子	長崎大学	示差毛管上昇法によるR1123/CF3I系2成分混合冷媒の表面張力測定	2021年度日本冷凍空調学会年次大会	2021.9	①
81	H. Miyamoto	富山県立大学	“Precise PVTx and VLE property measurement for Low-GWP refrigerant mixtures	10th Rostocker International Conference: Thermophysical Properties for Technical Thermodynamics, University of Rostock,Germany, 2021	2021	①
82	坂庭駿/ 赤坂亮/ 粥川洋平/ 鄭宗秀/ 齋藤潔/	九州産業大学/国立研究開発法人産業技術総合研究所	“一般化蒸気圧相関式による臨界定数および偏心因子の予測	化学工学会第52回秋季大会, 岡山, (2021)	2021	①
83	坂庭駿/ 赤坂亮/ 粥川洋平/鄭宗秀/ 齋藤潔	九州産業大学/国立研究開発法人産業技術総合研究所	“低GWP冷媒に対する一般化蒸気圧相関式	2021年度日本冷凍空調学会年次大会, 東京, (2021)	2021	①
84	赤坂亮	九州産業大学	“冷媒熱物性に関するISO改定について	第54回空気調和・冷凍連合講演会, 東京, (2021)	2021	①
85	楊昌儒/Kyaw Thu/ 宮崎隆彦	九州大学	中小型ﾋｰﾄﾎﾟﾝﾌﾟ用低GWP冷媒の LCCP 評価,	第21回西日本地区技術交流会(2022-1).	2022.1	①
86	仮屋 圭史/ Mahbubur Rahman/ 宮良 明男	佐賀大学	HFO系冷媒のﾌﾟﾚｰﾄ式熱交換器内蒸発熱伝達整理式	日本機械学会熱工学ｺﾝﾌｧﾚﾝｽ2022	2022.10	①
87	川原豪真/大坪祐真/野中隆太郎/今井友暁/近藤智恵子/奥村哲也	長崎大学	R1123/R32/CF3I系混合冷媒の表面張力測定と界面密度勾配および分子配向に関する考察	第43回日本熱物性ｼﾝﾎﾟｼﾞｳﾑ	2022.10	①
88	野中隆太郎/大坪祐真/川原豪真/ 近藤智恵子	長崎大学	低GWP混合冷媒R1123/R23/CF3Iの表面張力測定およびParachor法による予測	第92回ﾏﾘﾝｴﾝｼﾞﾆｱﾘﾝｸﾞ学術講演会	2022.10	①
89	Kyaw THU/ Kanta KAWAGITA/ Nobuo TAKATA/ Miksik FRANTISEK/ Takahiko MIYAZAKI/ Yukihiro HIGASHI	九州大学	Performance evaluation of the heat pump system using R-455A as R404A substitute	The 10th Asian Conference on Refrigeration and Air-conditioning	2022.4	①
90	長谷川太一/田中勝之	日本大学理工学部	標準状態における新冷媒の気体定圧比熱の測定	環境工学総合ｼﾝﾎﾟｼﾞｳﾑ	2022.7	①
91	石丸寛明/北畠健太郎/東之弘/迫田直也	九州大学	CF3I を含む3成分系混合冷媒の気液平衡測定	2022年度日本冷凍空調学会年次大会	2022.9	①
92	RAHMAN MD MAHBUBUR/ TUN THIHA/ KARIYA KEISHI/ MIYARA AKIO	佐賀大学	Experimental Study of Condensation Local Heat Transfer Characteristics of R454B in a Plate Heat Exchanger	2022年度日本冷凍空調学会年次大会	2022.9	①
93	Atiqur R. Tuhin/ Monjur Morshed/ Keishi Kariya/ Akio Miyara	佐賀大学	Measurement and prediction of viscosity of CF3I	2022年度日本冷凍空調学会年次大会	2022.9	①

対外発表・講演リスト(4/7)

番号	発表者	所属	タイトル	会議名	発表年月	テーマNo.
94	Kanta KAWAGITA/ Hideaki NAKATSU/ Nobuo TAKATA/ Frantisek MIKSIK/ Kyaw THU/ Takahiko MIYAZAKI/ Yukihiro HIGASHI	九州大学	Performance evaluation of a heat pump cycle using R-455A for low-temperature applications	2022年度日本冷凍空調学会年次大会	2022.9	①
95	川喜田幹太/中津秀彬/高田信夫/ Frantisek Miksik/Kyaw Thu/宮崎隆彦/東之弘	九州大学	R455Aを用いた冷蔵温度帯でのﾋｰﾄﾎﾟﾝﾌﾟｻｲｸﾙの実験的性能評価	2022年度日本冷凍空調学会年次大会	2022.9	①
96	狩野祐也、弼川洋平、倉本直樹	国立研究開発法人産業技術総合研究所	Speed of sound and dielectric permittivity measurements for R1336mzz(Z) and R1336mzz(E) in the vapor phases	13th Asian Thermophysical Properties Conference	2022.9	①
97	中冨 雄介/ 仮屋 圭史/ 宮良 明男	佐賀大学	ﾌﾟﾚｰﾄ式熱交換器内における断熱気液二相流の流動様式と平均ﾎﾞｲﾄﾞ率	2022年度日本冷凍空調学会年次大会	2022.9	①
98	仮屋 圭史/ 中冨 雄介/ 宮良 明男	佐賀大学	ﾌﾟﾚｰﾄ式熱交換器内気液二相流特性の評価	公益社団法人 日本冷凍空調学会 西日本地区事業推進委員会 第22回西日本地区技術交流会	2022.9	①
99	東之弘	九州大学	低GWP冷媒 R1132aの臨界定数の測定	2022年度日本冷凍空調学会年次大会	2022.9	①
100	東之弘/宮根こず恵	九州大学	低GWP混合冷媒 R455A, R465A, R466Aの臨界定数の測定	2022年度日本冷凍空調学会年次大会	2022.9	①
101	信長舞香/地下大輔/井上順広	東京海洋大学	扁平多孔管内における2成分混合冷媒R32/CF3Iの蒸発熱伝達に関する実験	2022年度日本冷凍空調学会年次大会	2022.9	①
102	劉 宇飛/近藤 智恵子	長崎大学	擬似共沸混合冷媒R1123/R32の水平管内凝縮および蒸発流熱伝達に及ぼす内面ら旋溝の影響	2022年度日本冷凍空調学会年次大会	2022.9	①
103	東之弘	九州大学	次世代低 GWP混合冷媒の熱物性	2022年度日本冷凍空調学会年次大会	2022.9	①
104	大坪祐真/川原豪真/野中隆太郎/劉宇飛/近藤智恵子	長崎大学	示差毛管上昇法を用いたR32/R1123/CF3I系3成分混合冷媒(22/73/5 mass%)の表面張力測定	2022年度日本冷凍空調学会年次大会	2022.9	①
105	宮良明男/東之弘/赤坂亮/亀井亜佐夫	佐賀大学	冷媒蒸発器および凝縮器のﾃﾞｰﾀﾍﾞｰｽ開発	第56回空気調和・冷凍連合講演会	2023.3	①
106	西橋奏子/狩野祐也/倉本直樹	国立研究開発法人産業技術総合研究所	音波を利用したHFO系混合冷媒の音速測定および気相域粘度測定装置の開発	第56回空気調和冷凍連合講演会	2023.3	①
107	Kawahara T./ Nonaka R./ Okumura T./ Kondou C.	長崎大学	Surface tension measurement with assistance of a molecular simulation for low GWP refrigerant mixtures	International Congress of Refrigeration 2023 (ICR2023)	2023.8	①
108	東之弘/宮根こず恵	九州大学	R1123+R290系混合冷媒の熱力学性質の測定	第56回空気調和・冷凍連合講演会	2023.3	①
109	Shun MOROTOMI/ Keishi KARIYA and Akio MIYARA/	佐賀大学	“Measurement of Kinematic Viscosity of Refrigeration Oil and Refrigerant Mixture	18th International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue(2020 Purdue Conferences), 2510 (2021年5月,ｵﾝﾗｲﾝ)	2021.5	①
110	Akio Miyara, Keishi Kariya,Norihiro Inoue,Daisuke Jige,	東京海洋大学	Evaporation of Low GWP A2L Refrigerants in Small Diameter Tubes and Plate Heat Exchanger,	ASHRAE VIRTUAL ANNUAL CONFERENCE(2022).	2022	①
111	滝澤賢二	産業技術総合研究所	CHALLENGES OF THE NEW LANDSCAPE OF FLAMMABILITY	1st IIR International Conference on the Application of HFO Refrigerants	2018.09	②
112	滝澤賢二	産業技術総合研究所	冷凍空調用冷媒をめぐる最近の状況と展望	高圧ガス保安協会冷凍保安講座	2018.10	②
113	滝澤賢二	産業技術総合研究所	Flammability Evaluation of Environmentally Friendly Refrigerants	Hiroshima University Advanced Environmental Systems Engineering	2018.10	②
114	滝澤賢二、五十嵐直治、野口一夫、徳橋和明、近藤重雄	産業技術総合研究所	Flammability Evaluation of Localized Cloud of Lower Flammability (2L) Refrigerant Using a Large Volume Vessel, Comparison between R32 and R290	JRAIA International Symposium 2018	2018.12	②
115	滝澤賢二	産業技術総合研究所	Effects of Temperature and Pressure on Quenching Distances of Low GWP 2L Refrigerants	2019 ASHRAE Winter Conference	2019.01	②
116	滝澤賢二、水門潤治	産業技術総合研究所	冷媒の燃焼性評価の重要性－高圧ガス保安法の燃焼性評価法の見直し－	平成30 年度 産総研 材料 ・ 化学 シンポジウム	2019.02	②
117	滝澤賢二	産業技術総合研究所	冷凍空調用冷媒をめぐる最近の状況と展望	高圧ガス保安協会冷凍保安講座	2019.10	②
118	滝澤賢二	産業技術総合研究所	Flammability Evaluation of Environmentally Friendly Refrigerants	Hiroshima University Advanced Environmental Systems Engineering	2019.11	②
119	滝澤賢二	産業技術総合研究所	次世代冷媒の安全性の課題	日本冷凍空調学会2019年度近畿地区シンポジウム「次世代冷媒を探る」	2019.11	②
120	滝澤賢二	産業技術総合研究所	新冷媒の最新の動向	早稲田大学コンソーシアム 製品技術分析プロジェクト 第1回講演会	2020.09	②
121	滝澤賢二	産業技術総合研究所	冷凍空調用冷媒をめぐる最近の状況と展望	高圧ガス保安協会令和2年度冷凍保安講座	2020.10	②
122	滝澤賢二	産業技術総合研究所	Flammability Evaluation of Environmentally Friendly Refrigerants	Hiroshima University Advanced Environmental Systems Engineering	2021.02	②
123	滝澤賢二、五十嵐直治、野口一夫、徳橋和明、近藤重雄	産業技術総合研究所	FLAMMABILITY EVALUATION OF LOWER FLAMMABILITY (2L) REFRIGERANTS	JRAIA International Symposium 2021	2021.10	②
124	滝澤賢二	産業技術総合研究所	冷凍空調用冷媒をめぐる最近の状況と展望	高圧ガス保安協会令和３年度冷凍保安講座	2021.10	②
125	滝澤賢二	産業技術総合研究所	Flammability Evaluation of Environmentally Friendly Refrigerants	Hiroshima University Advanced Environmental Systems Engineering	2022.01	②
126	滝澤賢二	産業技術総合研究所	冷凍空調用冷媒をめぐる最近の状況と展望	HVAC&R Japan 2022	2022.02	②
127	滝澤賢二	産業技術総合研究所	次世代冷媒の最近の動向、課題と展望	化学工学会 第53 回秋季大会 基礎物性部会シンポジウム	2022.09	②
128	滝澤賢二	産業技術総合研究所	冷凍空調用冷媒をめぐる最近の状況と展望	高圧ガス保安協会令和4 年度冷凍保安講座	2022.10	②
129	滝澤賢二	産業技術総合研究所	低GWP低沸点冷媒候補の燃焼性評価	日本冷凍空調学会調査研究プロジェクト「R23代替冷媒に関する調査研究」第6回委員会	2022.12	②

番号	発表者	所属	タイトル	会議名	発表年月	テーマNo.
130	滝澤賢二	産業技術総合研究所	Flammability Evaluation of Environmentally Friendly Refrigerants	Hiroshima University Advanced Environmental Systems Engineering	2022.12	②
131	滝澤賢二	産業技術総合研究所	冷凍空調用冷媒をめぐる最近の状況と展望	日本冷凍空調学会WEBセミナー 中部地区技術交流会～SDGｓの達成に向けての取り組み～	2023.01	②
132	滝澤賢二	産業技術総合研究所	次世代冷媒の安全性・リスク評価	日本冷凍空調学会2023年度近畿地区シンポジウム 次世代冷媒に関する調査報告～NEDO調査事業で得られた成果～	2023.10	②
133	滝澤賢二	産業技術総合研究所	Flammability Evaluation of Environmentally Friendly Refrigerants	Hiroshima University Advanced Environmental Systems Engineering	予定	②
134	宮岡 洋一	早稲田大学	D132 低GWP冷媒を採用した次世代冷凍空調技術の実用化評価に関する研究開発－次世代低 GWP 冷媒のサイクル性能評価研究の概要と 2018 年度の取り組み－	日本冷凍空調学会2019年度年次大会	2019.09	③
135	井上 洋平	電気通信大学	D133 膨張弁における混合冷媒流れの数値解析	日本冷凍空調学会2019年度年次大会	2019.09	③
136	榎木 光治	電気通信大学	AI技術の基礎と冷凍空調分野への応用に向けて	日本冷凍空調学会　技術セミナー（西日本地区）	2020.02	③
137	清 雄一	電気通信大学	管内沸騰熱伝達率の深層学習への応用方法と注意点	日本混相流学会混相流レクチャーシリーズ46	2020.06	③
138	湊明彦	電気通信大学	0007 次世代空調細管の二相流数値解析	日本混相流学会混相流シンポジウム	2020.08	③
139	和田 瑛里花	早稲田大学	A131低GWP冷媒の実用化に向けたシミュレーションによる圧縮機の性能評価第１報：漏れと熱伝達を考慮したスクロール圧縮機モデル	日本冷凍空調学会2020年度年次大会	2020.09	③
140	寺石 遼馬	早稲田大学	D132ECSモデルによる多様な冷媒の理論性能に関する予測精度の検討	日本冷凍空調学会2020年度年次大会	2020.09	③
141	宮岡 洋一	早稲田大学	A321低GWP 冷媒を採用した次世代冷凍空調技術の実用化評価に関する研究開発 第２報：2019年度の取り組みと成果	日本冷凍空調学会2020年度年次大会	2020.09	③
142	鄭 宗秀	早稲田大学	A322低GWP 冷媒を採用した次世代冷凍空調技術の実用化評価に関する研究開発 第３報：シミュレーター開発	日本冷凍空調学会2020年度年次大会	2020.09	③
143	荻原 拓視	早稲田大学	B343EnergyFlow+MIによる低GWP冷媒をドロップイン冷媒としたR410A用ルームエアコンの性能評価	日本冷凍空調学会2020年度年次大会	2020.09	③
144	松井 隼	早稲田大学	B344蒸気圧縮式ヒートポンプの非定常特性の解明と制御検討　第1報：部分負荷時における非定常特性	日本冷凍空調学会2019年度年次大会	2020.09	③
145	Hideto Yamakawa	早稲田大学	Intermittent operation of vapor compression air-conditioning system using low GWP refrigerant	HFO2021, Osaka in Japan	2021.06	③
146	Erika WADA	早稲田大学	1251 Evaluating Compressor Performance with Low-GWP Refrigerants by Simulation Model	25th International Compressor Engineering Conference at Purdue	2021.05	③
147	湊明彦	電気通信大学	E0005 多様な気液二相流力学のための柔軟な数値解法	日本混相流学会混相流シンポジウム	2021.08	③
148	Giannetti Niccolo	早稲田大学	Paper 1911 Non-Equilibrium Formulation of Void Fraction in Two-Phase Flows	TPTPR2021 6th IIR, Thermophysical properties and Transfer Processes of Refrigerants Conference	2020.08	③
149	Giannetti Niccolo	早稲田大学	B143低GWP 冷媒を採用した次世代冷凍空調技術の実用化評価に関する研究開発 第4報：熱交換器の最適化に関する2020年度の取り組みと成果	日本冷凍空調学会2021年度年次大会	2021.09	③
150	宮岡 洋一	早稲田大学	B144低GWP 冷媒を採用した次世代冷凍空調技術の実用化評価に関する研究開発 第５報：ハイブリッド型性能評価装置の開発に関する取り組みと成果	日本冷凍空調学会2021年度年次大会	2021.09	③
151	鄭 宗秀	早稲田大学	B145低GWP 冷媒を採用した次世代冷凍空調技術の実用化評価に関する研究開発 第6報：2020年度のシミュレーター開発の取り組みと成果	日本冷凍空調学会2021年度年次大会	2021.09	③
152	石坂 成基	早稲田大学	D114非共沸混合冷媒を用いた蒸気圧縮式空調システムの起動・停止挙動	日本冷凍空調学会2021年度年次大会	2021.09	③
153	森 稜平	早稲田大学	A233空調機器の実運転性能評価に関する研究 第１報：「ハイブリッド型実運転性能評価装置」の開発	日本冷凍空調学会2021年度年次大会	2021.09	③
154	松井 隼	早稲田大学	A236空調機器の実運転性能評価に関する研究 第２報：空調機器の発停状態を含む部分負荷運転時の性能評価	日本冷凍空調学会2021年度年次大会	2021.09	③
155	坂庭 駿	早稲田大学	D222低GWP冷媒に対する一般化蒸気圧相関式	日本冷凍空調学会2021年度年次大会	2021.09	③
156	米田 寛太	早稲田大学	B345締切法，静電容量法を用いたR32マクロ管のボイド率測定	日本冷凍空調学会2021年度年次大会	2021.09	③
157	福壽 陸	電気通信大学	B313混合冷媒の熱伝達特性と伝熱面における物性との関係に関する研究	日本冷凍空調学会2021年度年次大会	2021.09	③
158	Kiyoshi Saito	早稲田大学	Hybrid Dynamic test method of air-conditioning systems with next-generation low GWP refrigerants	The International Symposium on New Refrigerants and Environmental Technology 2021	2020.10	③
159	Jongsoo Jeong	早稲田大学	Performance analysis simulator of air-conditioning systems with next generation low GWP refrigerants	The International Symposium on New Refrigerants and Environmental Technology 2022	2020.10	③
160	森 稜平	早稲田大学	ハイブリッド型性能評価装置を用いた空調機への低 GWP 冷媒のドロップイン試験	第 55 回空気調和・冷凍連合講演会	2022.04	③
161	Giannetti Niccolo	早稲田大学	Development of an Emulator-Based Assessment Method for Representative Evaluation of the Dynamic Performance of Air Conditioners	19th International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdu	2022.07	③
162	Hana SANO	早稲田大学	1290 Modeling and Performance Evaluation of Rotary Compressor and Air-Conditioning System using Low GWP Refrigerants	26th International Compressor Engineering Conference at Purdue	2022.07	③
163	湊明彦	電気通信大学	E0001 膨張弁狭隘流路の流量評価法	日本混相流学会混相流シンポジウム	2022.08	③
164	宮岡 洋一	早稲田大学	A144 ルームエアコンへの低 GWP 冷媒ドロップイン性能試験	日本冷凍空調学会2022年度年次大会	2022.09	③
165	浦崎 恵理子	早稲田大学	E114 低 GWP 冷媒を用いたロータリ圧縮機のモデリングとサイクル性能比較	日本冷凍空調学会2022年度年次大会	2022.09	③
166	森 稜平	早稲田大学	A213 エミュレーター式性能評価装置を用いた空調機の動的性能評価	日本冷凍空調学会2022年度年次大会	2022.09	③

番号	発表者	所属	タイトル	会議名	発表年月	テーマNo.
167	石坂 成基	早稲田大学	A313 ルームエアコンの起動運転時における運転制御の検討	日本冷凍空調学会2022年度年次大会	2022.09	③
168	坂庭 駿	早稲田大学	C315 分子振動解析を用いた R32 および R1123 の理想. 気体比熱推算	日本冷凍空調学会2022年度年次大会	2022.09	③
169	森　稜平	早稲田大学	A－10空調負荷シミュレータを搭載した空調機の性能評価装置の開発	令和4年度空気調和・衛生工学会大会（神戸）	2020.09	③
170	森 稜平	早稲田大学	Reproducibility of an Emulator-Type Assessment Method for the Evaluation of theDynamic Performance of Air Conditioners	2023 ASHRAE WINTER CONFERENCEATLANTA	2023.02	③
171	ジャンネッティ ニコロ	早稲田大学	Experimental assessment of heat infiltration through the air curtain of open refrigerated display cabinets using particle image velocimetry	第 56 回空気調和・冷凍連合講演会	2023.03	③
172	水野　亜杜	早稲田大学	「エミュレーター式負荷試験装置」による業務用空調機のラウンドロビンテスト	第 56 回空気調和・冷凍連合講演会	2023.03	③
173	Yoichi Miyaoka	早稲田大学	Development of a Refrigerant Evaluation Tool for Air Conditioners	14th IEA Heat Pump Conference (Chicago, Illinois)	2023.05	③
174	Moojoong KIM	早稲田大学	Evaporation and Condensation Heat Transfer Performance of High-Pressure Resistant Cross-flow Microchannel Heat Exchanger	26TH INTERNATIONAL CONGRESS OF REFRIGERATION	2023.08	③
175	Moojoong KIM	早稲田大学	The void fraction measurement of R454C refrigerant using the capacitance sensor	26TH INTERNATIONAL CONGRESS OF REFRIGERATION	2023.08	③
176	N. Giannetti	早稲田大学	Evolutionary optimization of heat exchanger circuitries for the advancement of next-generation refrigerants	26TH INTERNATIONAL CONGRESS OF REFRIGERATION	2023.08	③
177	Hana SANO	早稲田大学	Modelling and Performance Evaluation of Compressors and Air Conditioning /Refrigeration Systems using Low GWP Refrigerants	26TH INTERNATIONAL CONGRESS OF REFRIGERATION	2023.08	③
178	Makoto Ito, Naoya Kurokawa, Chaobin Dang, Eiji Hihara	The University of Tokyo	Disproportionation Reaction of HFO-1123 Refrigerant	International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue, 9-12, July, 2018, Purdue University, USA	2018.07	④
179	Tomohiro HIGASHI, Chaobin DANG, Eiji HIHARA, Yuji SHITARA	The University of Tokyo	Combustion suppression effect of additives for lubricating oil during Diesel explosion at pump-down of air conditioner	25th IIR International Congress of Refrigeration	2019.08	④
180	Makoto Ito, Zhihua Zhang, Chaobin Dang, Eiji Hihara	The University of Tokyo	Disproportionation Reaction of HFO-1123 Refrigerant	25th IIR International Congress of Refrigeration	2019.08	④
181	芦原 直也, 伊藤 誠, 党 超鋲, 飛原 英治	東京大学	次世代冷媒の空調機から室内への漏洩に関する研究	2019年度日本冷凍空調学会年次大会	2019.09	④
182	斎藤 静雄, 東 朋寛, 党 超鋲, 飛原 英治	東京大学	エアコンポンプダウン時の圧縮機のディーゼル燃焼特性に関する潤滑油添加剤の影響	2019年度日本冷凍空調学会年次大会	2019.09	④
183	張 之華, 伊藤 誠, 党 超鋲, 飛原 英治	東京大学	HFO-1123 の不均化反応の解明及び反応抑制剤の評価	2019年度日本冷凍空調学会年次大会	2019.09	④
184	張 之華、伊藤 誠, 党 超鋲, 陳 昱, 飛原 英治	東京大学	HFO-1123の不均化反応の反応抑制剤の評価	2020年度日本冷凍空調学会年次大会	2020.09	④
185	Shizuo Saitoh, Tomohiro Higashi, Chaobin Dang, Eiji Hihara, Yu Chen, Yuji Shitara	The University of Tokyo	Effect of lubricating oil additives on compressor explosion accident in pump-down operation of an air conditioner	14th IIR-Gustav Lorentzen Conference on Natural Refrigerants	2020.12	④
186	Naoya Ashihara, Makoto Ito, Chaobin Dang, Eiji Hihara, Yu Chen	The University of Tokyo	Numerical Simulation of Strongly Flammable Refrigerant Leakage from a Split Air Conditioner	14th IIR-Gustav Lorentzen Conference on Natural Refrigerants	2020.12	④
187	Zhihua Zhang, Makoto Ito, Chaobin Dang, Eiji Hihara	The University of Tokyo	Clarification of the disproportionation reaction of HFO-1123 and evaluation of the reaction inhibitor	The 13th IEA Heat Pump Conference	2021.04	④
188	Eiji Hihara	The University of Tokyo	Risk Assessment of Highly Flammable Refrigerants	The International Symposium on New Refrigerants and Environmental Technology 2021	2021.10	④
189	Makoto Ito, Yu Chen, Chaobin Dang and Eiji Hihara	The University of Tokyo	Simulation of strongly flammable refrigerant leaks from commercial display cabinets	The International Symposium on New Refrigerants and Environmental Technology 2021	2021.10	④
190	Zhihua Zhang, Makoto Ito, Chaobin Dang, Yu Chen, Eiji Hihara	The University of Tokyo	Suppression of the disproportionation reaction of HFO-1123	The International Symposium on New Refrigerants and Environmental Technology 2021	2021.10	④
191	伊藤 誠, 党 超鋲, 陳 昱, 飛原 英治	東京大学	リーチインショーケースからの強燃性冷媒の漏洩シミュレーション	2021年度日本冷凍空調学会年次大会	2021.09	④
192	伊藤 誠, 党 超鋲, 陳 昱, 飛原 英治	東京大学	ルームエアコンからの強燃性冷媒の漏洩シミュレーション	2021年度日本冷凍空調学会年次大会	2021.09	④
193	斎藤 静雄, 東 朋寛, 伊藤 誠, 党 超鋲, 飛原 英治	東京大学	エアコンのディーゼル爆発に対する潤滑油添加剤の効果	2021年度日本冷凍空調学会年次大会	2021.09	④
194	高田原, 藤本, 福田, 本澤	静岡大学	冷媒圧縮機内におけるレイヤーショートに関する一考察	2021年度日本冷凍空調学会年次大会	2021.09	④
195	伊藤 誠, 党 超鋲, 陳 昱, 飛原 英治	東京大学	リーチインショーケースからの強燃性冷媒の漏洩挙動	2022年度日本冷凍空調学会年次大会講演論文集	2022.09	④
196	張 之華, 伊藤 誠, 党 超鋲, 陳 昱, 飛原 英治	東京大学	HFO-1123を主成分とした低GWP混合冷媒の燃焼性の評価	2022年度日本冷凍空調学会年次大会講演論文集	2022.09	④
197	張 之華, 伊藤 誠, 党 超鋲, 陳 昱, 飛原 英治	東京大学	HFO-1123の不均化反応に対するR290の抑制効果	2022年度日本冷凍空調学会年次大会講演論文集	2022.09	④
198	斎藤 静雄, 伊藤 誠, 党 超鋲, 飛原 英治	東京大学	エアコンの圧縮機油添加剤によるディーゼル爆発の抑制	2022年度日本冷凍空調学会年次大会講演論文集	2022.09	④
199	張 之華, 伊藤 誠, 党 超鋲, 陳 昱, 飛原 英治	東京大学	負荷試験によるルームエアコンの性能試験法の検討	2022年度日本冷凍空調学会年次大会講演論文集	2022.09	④
200	党 超鋲, 伊藤 誠, 飛原 英治	福井大学、東京大学	化学反応モデルを用いた微燃性冷媒Ｒ３２の燃焼伝ぱの数値シミュレーション	2022年度日本冷凍空調学会年次大会講演論文集	2022.09	④

番号	発表者	所属	タイトル	会議名	発表年月	テーマNo.
201	伊藤 誠，党 超鋲，陳 昱，飛原 英治	東京大学	ルームエアコンからの強燃性冷媒の漏洩挙動	2023年度日本冷凍空調学会年次大会講演論文集	2023.09	④
202	Imamura, T., Sakuma, H., Nakazawa, M., Kuwana, K.	Suwa University of Science, Tokyo Metropolitan Industrial Technology Research Institute, Tokyo University of Science	Critical Ignition Conditions for Propane/Air Premixtures Impinging on Electric Heated Surfaces: An Experimental Study	IAFSS2023	2023.10	④
203	Imamura, T., Morizumi, N., Miyazaki, Y.	Suwa University of Science	Experimental Study on Laser-Induced Spark Ignition of Some Flammable Premixtures	ICDERS2023	2023.07	④
204	伊藤有希人，今村友彦	公立諏訪東京理科大学	プロパン／空気予混合気の熱線着火挙動	2023年度日本火災学会研究発表会	2023.05	④
205	森住憲道，宮﨑優喜，今村友彦	公立諏訪東京理科大学	脱炭素燃料のレーザー誘起ブレイクダウン着火特性	日本機械学会北陸信越支部2023年合同講演会・卒業研究論文発表会	2023.03	④
206	佐久間晴希，中澤誠人，桑名一徳，今村友彦	公立諏訪東京理科大学，東京理科大学	発熱体寸法が流動するプロパン／空気予混合気の着火性に与える影響	第55回安全工学研究発表会	2022.12	④
207	伊藤有希人，今村友彦	公立諏訪東京理科大学	熱線の表面反応がプロパン／空気予混合気の着火性に与える影響	第55回安全工学研究発表会	2022.12	④
208	宮﨑優喜，森住憲道，今村友彦	公立諏訪東京理科大学	可燃性予混合気のレーザーブレイクダウン閾値計測	第60回燃焼シンポジウム	2022.11	④
209	今村友彦	公立諏訪東京理科大学	実用環境を想定したR290冷媒の着火性評価	2022年度日本冷凍空調学会年次大会	2022.09	④
210	富田夏瑠，今村友彦	公立諏訪東京理科大学	リレー接点でのアーク放電によるプロパン／空気予混合気の着火性－回路電流及び消費電力が着火性に及ぼす影響－	安全工学シンポジウム2022	2022.07	④
211	伊藤有希人，今村友彦	公立諏訪東京理科大学	プロパン／空気予混合気の熱線着火挙動	2022年度日本火災学会研究発表会	2022.05	④
212	中澤誠人，王千翔，前島康之，桑名一徳，今村友彦	公立諏訪東京理科大学，東京理科大学	加熱壁面による可燃性予混合気の着火モデル	2022年度日本火災学会研究発表会	2022.05	④
213	今村友彦	公立諏訪東京理科大学	冷凍空調用冷媒をめぐる最近の状況と展望	（公社）日本冷凍空調学会セミナー「最新の冷媒問題への対応と展望2021」	2022.03	④
214	富田夏瑠，今村友彦	公立諏訪東京理科大学	リレー接点でのアーク放電によるプロパン／空気予混合気の着火性	第54回安全工学研究発表会	2021.12	④
215	Imamura, T., Oh, S., Maejima, Y., Suzuki, Y., Takeda, N., Nakazawa, M., Kuwana, K.	Suwa University of Science, Tokyo University of Science	Critical Condition of Ignition for a Stagnation Flow of Premixed Propane/Air Mixture Impinging to a Heated Surface	AOSFST2021	2021.12	④
216	中澤誠人，王千翔，前島康之，桑名一徳，今村友彦	公立諏訪東京理科大学，東京理科大学	加熱壁面に衝突するプロパン／空気予混合気の着火挙動	第59回燃焼シンポジウム	2021.11	④
217	Imamura, T.	Suwa University of Science	Experimental Evaluation on Ignition Sources of Hydrocarbon Refrigerant	The International Symposium on New Refrigerants and Environmental Technology 2021	2021.10	④
218	今村友彦，富田夏瑠，中澤誠人	公立諏訪東京理科大学	家庭用空調機器及び業務用冷凍冷蔵機器への適用を想定したR290冷媒の着火性評価	日本冷凍空調学会2021年度年次大会	2021.09	④
219	桑名一徳，伊藤良馬，今村友彦	東京理科大学，山形大学，公立諏訪東京理科大学	可燃性予混合気の熱面着火時間の相似則	実験力学会2021年度年次講演会	2021.08	④
220	中澤誠人，鈴木悠大，竹田典一，桑名一徳，今村友彦	公立諏訪東京理科大学，東京理科大学	加熱壁面によるプロパン／空気予混合気の着火臨界条件の相似則	安全工学シンポジウム2021	2021.06	④
221	中澤誠人，桑名一徳，今村友彦	公立諏訪東京理科大学，山形大学	加熱壁面による循環するプロパン／空気混合気の着火特性に及ぼす燃料濃度の影響	第58回燃焼シンポジウム	2020.12	④
222	今村友彦，中澤誠人，大江峻生，桑名一徳	公立諏訪東京理科大学，山形大学	加熱壁面に衝突する流動プロパン／空気混合気の着火条件の定常解析	第53回安全工学研究発表会	2020.12	④
223	中澤誠人，苅谷優行，下村蓮，桑名一徳，今村友彦	公立諏訪東京理科大学，山形大学	循環するプロパン／空気混合気の加熱壁面による着火のエネルギーと燃料濃度の影響	2020年度日本火災学会研究発表会	2020.05	④
224	今村友彦，青木幹尚，春山智成	公立諏訪東京理科大学	コンセントプラグの抜き差しによる滞留プロパンの着火性状	第52回安全工学研究発表会	2019.11	④
225	中澤誠人，苅谷優行，下村蓮，桑名一徳，今村友彦	公立諏訪東京理科大学，山形大学	高温表面による流動プロパンの着火特性	第57回燃焼シンポジウム	2019.11	④
226	今村友彦，白簇恭平，成澤弘明	公立諏訪東京理科大学	電気部品による次世代家庭用空調機器冷媒の着火性評価	2019年度日本冷凍空調学会年次大会	2019.09	④
227	今村友彦，白簇恭平，成澤弘明	公立諏訪東京理科大学	家庭用空調機器へのプロパン冷媒搭載を想定した一般家電の着火リスク評価	安全工学シンポジウム2019	2019.07	④
228	村嶋優一	パナソニック(株)	パナソニックのCO2冷凍機	山口県冷凍空調技術フォーラム2023	2023.04	⑦
229	徳野敏	ダイキン工業㈱化学事業部商品開発部	「ダイキン工業の冷媒取り組み」①回収/再生/破壊の推進、②次世代冷媒/機器開発	日本冷凍空調学会 2020年度近畿地区シンポジウム「次世代冷媒を探る」	2020.11	⑧
230	午坊健司	ダイキン工業㈱化学事業部商品開発部	Thermal stability of novel HFO -1132(E) mixed refrigerant	IIR Conference on HFOs and Low GWP Blends	2021.06	⑧
231	仲上翼	ダイキン工業㈱化学事業部商品開発部	New Refrigerant for BEVs using heat pump	IIR Conference on HFOs and Low GWP Blends	2021.06	⑧
232	午坊健司	ダイキン工業㈱化学事業部商品開発部	性能と低GWPを両立する新冷媒「クリアード」の開発	JRAIA International Symposium on New Refrigerants and Environmental Technology 2021	2021.10	⑧
233	午坊健司	ダイキン工業㈱化学事業部商品開発部	性能と低GWP を両立する新冷媒「クリアード」の開発	日本冷凍空調学会セミナー「最新の冷媒問題への対応と展望2021」	2022.03	⑧
234	味岡昇平	ダイキン工業㈱化学事業部商品開発部	R474A の冷媒回路内材料への影響	日本冷凍空調学会年次大会	2022.09	⑧
235	後藤智行	ダイキン工業㈱化学事業部商品開発部	グリーン冷媒R474Aの開発	日本冷凍空調学会セミナー「最新の冷媒問題への対応と展望2022」	2022.11	⑧
236	加留部大輔	ダイキン工業㈱化学事業部商品開発部	Novel refrigerant R-474A for Automotive heat pump applications	IIR Conference on HFO Refrigerant and Low GWP Blends	2023.04	⑧

受賞実績

番号	受賞者	所属	受賞タイトル	主催者	受賞年月	テーマNo.
1	井上順広	東京海洋大学	低GWP冷媒の凝縮･蒸発熱伝達特性の先導的研究	2019年度ｱｼﾞｱ学術賞	2020	①
2	迫田直也/東之弘	九州大学	次世代冷媒R1224yd(Z)のPVT性質の測定	令和2年度日本熱物性学会賞論文賞	2020	①
3	赤坂亮	九州産業大学	低GWP冷媒に対する熱力学的状態方程式の開発	2020年度ｱｼﾞｱ学術賞受賞	2021	①
4	粥川洋平/ 迫田直也/ 近藤智恵子/ 仮屋圭史/ 福田翔/ 東之弘/ 宮良明男/ 赤坂亮	産総研,九州大学, 長崎大学, 佐	低GWP冷媒の熱物性情報の整備	第24回ｵｿﾞﾝ層保護･地球温暖化防止大賞の審査委員会特別賞受賞	2021	①
5	滝澤賢二	産業技術総合研究所	高圧ガス保安協会会長表彰　保安功労者	高圧ガス保安協会	2019.10	②
6	齋藤 潔	早稲田大学	令和4年度科学技術分野　科学技術賞（研究部門）　文部科学大臣表彰	文部科学省	2022.09	③
7	石坂　成基	早稲田大学	優秀講演賞	日本冷凍空調学会	2022.09	③
8	坂庭　駿	早稲田大学	会長奨励賞	日本冷凍空調学会	2022.09	③
9	森　稜平	早稲田大学	優秀講演奨励賞	空気調和・衛生工学会	2022.09	③
10	ジャンネッティ ニコロ	早稲田大学	学術賞	日本冷凍空調学会	2022.09	③
11	榎木 光治	電気通信大学	Outstanding Researcher Award	Asia’s Science, Technology and Research Awards 2023	2022.09	③
12	榎木 光治	電気通信大学	日本学術振興会賞	Asia’s Science, Technology and Research Awards 2023	2022.09	③
13	伊藤 誠・党 超鈺・飛原 英治	東京大学	日本冷凍空調学会学術賞	日本冷凍空調学会	2019.05	④
14	張　之華	東京大学	平成31年度日本冷凍空調学会年次大会優秀講演賞	日本冷凍空調学会	2019.09	④

新聞・雑誌等への掲載

番号	所属	タイトル	掲載誌名	発表年月	テーマNo.
1	九州大学	次世代の冷媒探索過熱	日本経済新聞全国版朝刊	2019.12	①
2	国立研究開発法人産業技術総合研究所	音波･電磁波で多重計測 -次世代冷媒の熱物性解明-	日刊工業新聞 技術で未来拓 -産総研の挑戦145-	2020.11	①
3	佐賀大学	冷媒伝熱ﾃﾞｰﾀﾍﾞｰｽの構築	JSME TED Newsletter	2021.12	①
4	東京大学	家庭用・業務用エアコンへの適用が期待できる低GWP（地球温暖化係数）冷媒の自己分解反応の抑制に成功	NEDO, 東京大学ホームページ掲載	2022.05	④
5	今村友彦（公立諏訪東京理科大学）	冷蔵庫及び空調機器冷媒の低GWP化－2050年カーボンニュートラル達成に向けて－	日本機械学会産業・化学機械と安全部門ニュースレター	2023.05	④
6	伊藤有希人，今村友彦（公立諏訪東京理科大学）	プロパン／空気予混合気の熱線着火挙動	日本火災学会誌「火災」	2023.02	④
7	今村友彦（公立諏訪東京理科大学）	多種着火源によるR290の着火性評価	日本冷凍空調学会誌「冷凍」解説	2022.08	④
8	今村友彦（公立諏訪東京理科大学）	家電製品のスイッチON/OFF時のスパークによる着火性の評価	今村研究室ホームページ	2022.02	④
9	パナソニック(株)	「CO2冷媒採用ノンフロン冷凍機」トップフロータイプを発売　40馬力機・30馬力機を追加しラインナップを拡充	パナソニックプレスリリース	2022.02	⑦
10	パナソニック(株)	CO2冷媒採用ノンフロン冷凍機に、冷媒量調整タンク付きタイプ登場 低温物流倉庫・食品工場向けラインアップ強化	パナソニックプレスリリース	2023.04	⑦
11	ダイキン工業㈱化学事業部商品開発部	低GWP化に向けた現状と今後の展望／R1132(E)混合冷媒(R474A, R479A)の開発	日本冷凍空調学会誌「冷凍」, 2023年10月号 予定	2023.10	⑧

展示会への出展

番号	所属	タイトル	展示会名	発表年月	テーマNo.
1	三菱電機株式会社	三菱電機自然冷媒の取り組み	第57回　スーパーマーケット・トレードショー2023	2023.02	⑤
2	三菱電機株式会社	未来から選ばれる食のサプライチェーンへ　～サステナブルな社会に向けた取組み～	FOOMA JAPAN2022 国際食品工業展	2022.06	⑤
3	パナソニック(株)	ＣＯ２冷媒採用ノンフロン冷凍機ＣＲシリーズ　40馬力	スーパーマーケット・トレードショー	2022.02	⑦
4	ダイキン工業㈱化学事業部商品開発部	【熱マネジメント】総合熱管理システムの機能向上に貢献する冷媒	人とくるまのテクノロジー展2023	2023.05	⑧

２．分科会公開資料

次ページより、推進部署・実施者が、分科会において事業を説明する際に使用した資料を示す。

資料5

「省エネ化・低温室効果を達成できる次世代冷媒・冷凍空調技術及び評価手法の開発」（終了時評価）2018年度～2022年度　5年間

プロジェクトの概要（公開版）

2024年1月17日

国立研究開発法人 新エネルギー・産業技術総合開発機構
環境部

省エネ化・低温室効果を達成できる次世代冷媒・冷凍空調技術及び評価手法の開発

環境部　森 智和（主任研究員）
関連する技術戦略：
　地球環境対策(フロン)分野の技術戦略
プロジェクト類型：標準的研究開発

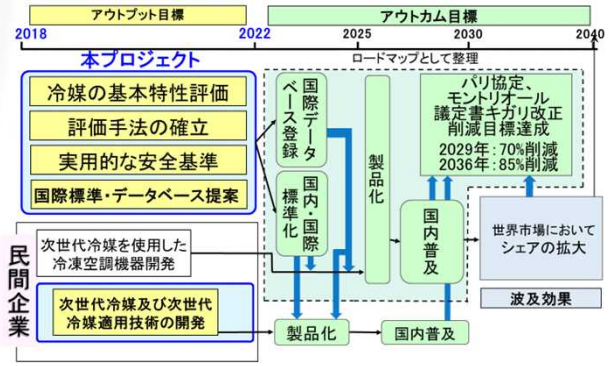
プロジェクトの概要

近年、HFC冷媒等の段階的削減義務を定めたモントリオール議定書の改正をうけ、次世代の低温室効果冷媒（次世代冷媒）及び次世代冷媒適用冷凍空調機器の開発が急務となっている。

しかし、いずれの次世代冷媒候補も、HFC冷媒適用時と同等の機器性能を維持するための技術的ハードルが高く、さらに安全性に課題（燃焼性、化学的不安定性等）があることから、これまで実用化されていない。 本プロジェクトでは次世代冷媒の実用化に必要となる、安全性・リスク評価手法の確立に関する技術開発を実施する。

さらに、次世代冷媒の適用が一部ではなされているものの普及に至っていない領域に対し、迅速な普及を後押しする技術開発を行う。

【研究開発項目】
1．次世代冷媒の基本特性に関するデータ取得・評価
2．次世代冷媒の安全性・リスク評価手法の開発
3．次世代冷媒及び次世代冷媒適用技術の開発



前プロジェクトとの関係

（2016～2017）「高効率低ＧＷＰ冷媒を使用した中小型空調機器技術の開発」
・中小型空調機器分野を対象とした機器システム及び冷媒の開発（助成）／冷媒の性能・安全性評価（委託）

空調機器の冷媒開発・機器開発の目途付け完了
⇒「安全性評価手法の確立」が、国が支援すべき優先課題
＋「改正オゾン層保護法」⇒機器・冷媒開発の加速

（2018～2022）「省エネ化・低温室効果を達成できる次世代冷媒・冷凍空調技術及び評価手法の開発」
・次世代冷媒の基本特性に関するデータ取得及び評価、次世代冷媒の安全性・リスク評価手法の開発（委託）／次世代冷媒及び次世代冷媒適用技術の開発（助成）

想定する出口イメージ等

アウトプット目標	・次世代冷媒の基本特性データ取得・評価を実施し、安全性・リスク評価手法を確立する。 ・次世代冷媒使用にあたっての実用的な安全基準（業界規格等）策定に資するデータや評価結果を提供する。 ・次世代冷媒の基本特性データや安全性評価手法等について、国際規格・標準（ISO／IEC）等への提案を1件以上、及び国際データベース等への登録申請を1件以上行う。 ・次世代冷媒及び次世代冷媒適用技術の開発において、現状市販フロン品と同等以上の性能を実現する技術について、個別テーマごとに目標を定め、これを達成する。
アウトカム目標	・次世代冷媒の基本特性データや安全性評価手法等について、国際規格化・標準化（ISO／IEC）及び国際データベース等への登録を行う。 ・年間消費電力が現行機器より10%省エネを達成する次世代冷媒適用機種を、2026年を目途に製品化し、2029年までに国内普及する。 ・次世代冷媒適用冷凍空調機器が製品化・普及することで、パリ協定における日本のＨＦＣ排出削減目標及びモントリオール議定書キガリ改正における日本をはじめとする先進国・途上国でのHFC生産・消費量の削減目標に貢献する。

事業計画

期間：２０１８～２０２２年度（５年間）
総事業費(NEDO負担分)：２８億円（委託/助成）[助成率：1/2]

＜研究開発スケジュール・評価時期・予算規模＞

年度	2018	2019	2020	2021	2022	2023
研究開発項目１[委託]	次世代冷媒の基本特性に関するデータ取得及び評価 →					
研究開発項目２[委託]	次世代冷媒の安全性・リスク評価手法の開発 →					
研究開発項目３[助成]		次世代冷媒及び次世代冷媒適用技術の開発 →				
評価時期			中間評価			事後評価
予算（億円）	2.5	6.53	7.0	6.5	5.49	

報告内容

1．意義・アウトカム（社会実装）達成までの道筋

本事業の位置づけ・意義
(1)アウトカム（社会実装）達成までの道筋
(2)知的財産・標準化戦略

- □ 事業の背景・目的・将来像
- □ 政策・施策における位置づけ
- □ 技術戦略上の位置づけ
- □ 国内外の動向と比較
- □ 他事業との関係
- ■ アウトカム（社会実装）達成までの道筋
- ■ 知的財産・標準化戦略
- ■ 知的財産管理

2．目標及び達成状況（概要）

(1)アウトカム目標と達成見込み
(2)アウトプット目標と達成状況

- ■ アウトカム目標の設定及び根拠
- ■ 波及効果
- ■ 本事業における「実用化・事業化」の考え方及び見込み
- ■ 費用対効果
- ■ アウトプット（研究開発成果）のイメージ
- ■ アウトプット目標の設定及び根拠
- ■ アウトプット目標の達成状況
- ■ 研究開発成果の意義
- ■ 副次的成果及び波及効果
- ■ 特許出願及び論文発表

3．マネジメント

(1)実施体制
受益者負担の考え方
(2)研究開発計画

- ■ NEDOが実施する意義
- ■ 実施体制
- ■ 個別事業の採択プロセス
- □ 予算及び受益者負担
- ■ アウトプット（研究開発成果）のイメージ（再掲）
- ■ 目標達成に必要な要素技術
- ■ 研究開発のスケジュール
- ■ 進捗管理
- ■ 進捗管理：中間評価結果への対応
- ■ 進捗管理：動向・情勢変化への対応
- ■ 進捗管理：開発促進財源投入実績

ご参考資料

2．目標及び達成状況（詳細）

(1)アウトカム目標と達成見込み
(2)アウトプット目標と達成状況

□ （塗りつぶしなし）評価対象外

＜評価項目１＞意義･アウトカム（社会実装）達成までの道筋

（※）本事業の位置づけ･意義　※終了時評価においては対象外
（1）アウトカム（社会実装）達成までの道筋
（2）知的財産･標準化戦略

報告内容

1．意義・アウトカム（社会実装）達成までの道筋

本事業の位置づけ・意義
(1)アウトカム（社会実装）達成までの道筋
(2)知的財産・標準化戦略

2．目標及び達成状況

(1)アウトカム目標と達成見込み
(2)アウトプット目標と達成状況

3．マネジメント

(1)実施体制
受益者負担の考え方
(2)研究開発計画

ご参考資料

2．目標及び達成状況（詳細）

(1)アウトカム目標と達成見込み
(2)アウトプット目標と達成状況

- □ 事業の背景・目的・将来像
- □ 政策・施策における位置づけ
- □ 技術戦略上の位置づけ
- □ 国内外の動向と比較
- □ 他事業との関係
- ■ アウトカム（社会実装）達成までの道筋
- ■ 知的財産・標準化戦略
- ■ 知的財産管理

□ （塗りつぶしなし）評価対象外

事業の背景・目的・将来像（１）
～特定フロンと代替フロン等4ガスについて～

- 冷凍空調機器の冷媒等に使用されてきた特定フロンはオゾン層破壊物質としてモントリオール議定書の規制対象になり、オゾン層を破壊しない代替フロン等４ガスへの転換が進んでいる。
- 一方で、代替フロン等４ガスは**温室効果が大きい点が問題**となっている。

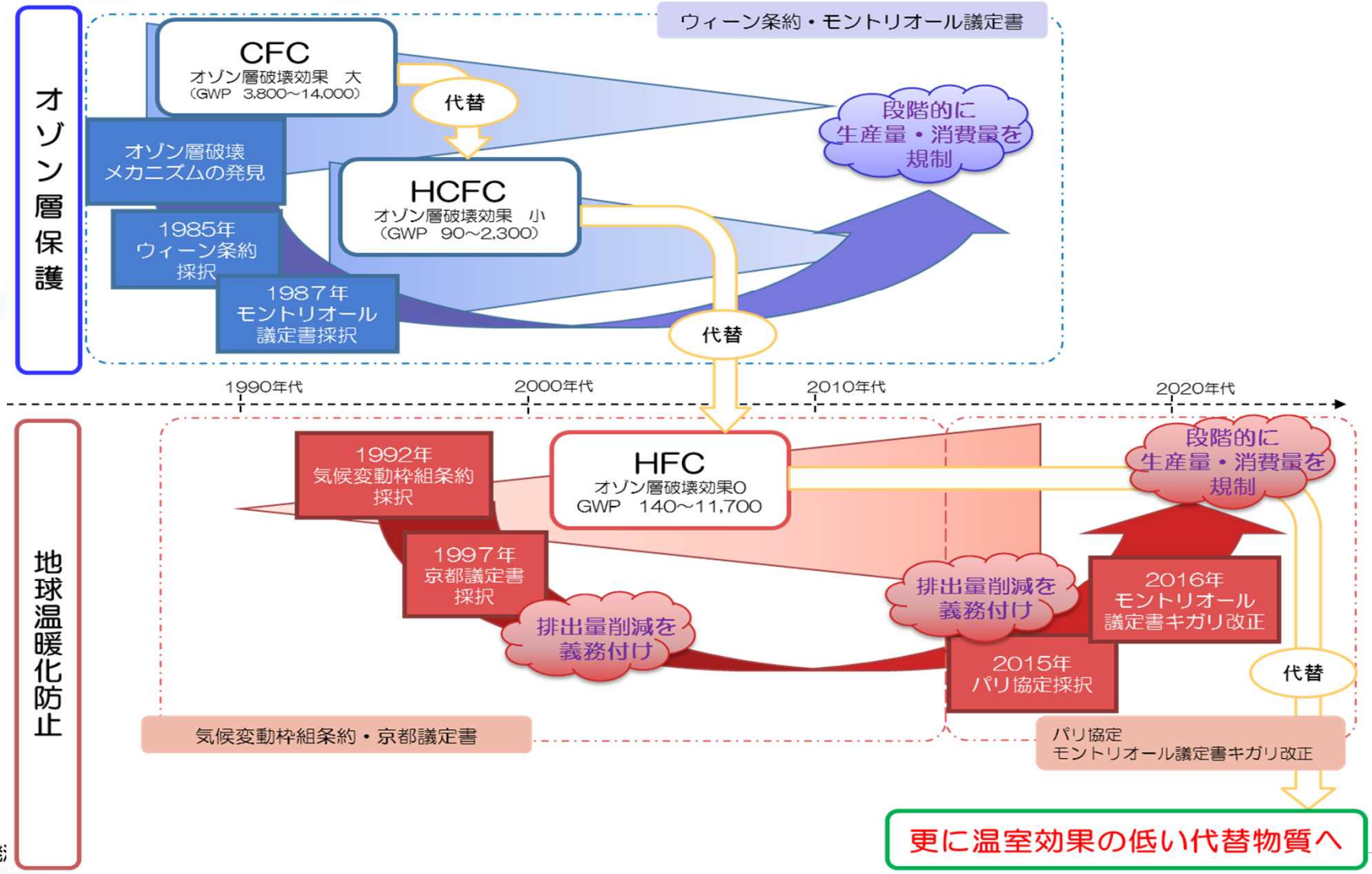
総称	特定フロン		代替フロン等4ガス			
			代替フロン等3ガス			ー
種類	CFC（クロロフルオロカーボン）	HCFC（ハイドロクロロフルオロカーボン）	HFC（代替フロン）（ハイドロフルオロカーボン）	PFC（パーフルオロカーボン）	SF_6（六フッ化硫黄）	NF_3（三フッ化窒素）
国際規制	モントリオール議定書 対象物質（生産・輸入規制） 京都議定書対象外		京都議定書・パリ協定対象物質（NF_3は2013年より）			
オゾン層破壊効果	大きい	比較的小さい	まったくオゾン層を破壊しない			
温室効果（GWP※1）	極めて大きい（約10,000）	大きい（数百～約2,000）	大きい（数百～約4,000）※2	極めて大きい（約6,000～9,000）	極めて大きい（約23,900）	極めて大きい（約17,200）
主な用途	・冷凍空調機器の冷媒 ・洗浄剤、溶剤等 （95年以降全廃済み）	・冷凍空調機器の冷媒 ・洗浄剤、溶剤等 （2020年全廃予定）	・冷凍空調機器の冷媒 ・断熱材の発泡剤等	・半導体、液晶製造 ・洗浄剤、溶剤	・電気絶縁機器 ・半導体、液晶製造 ・マグネシウム製造	・半導体、液晶製造等

※１ GWP：地球温暖化係数（CO_2の何倍の温室効果を有するか表す値）　※２ 主な冷媒種としての値

事業の背景・目的・将来像（２）

～フロン類を巡る規制と対策の流れ～

■ フロン類は時代の流れと共にオゾン層保護、地球温暖化防止等複数の観点から規制・代替物質への切り替えが進んでおり、今後更なる低GWP化が求められている。

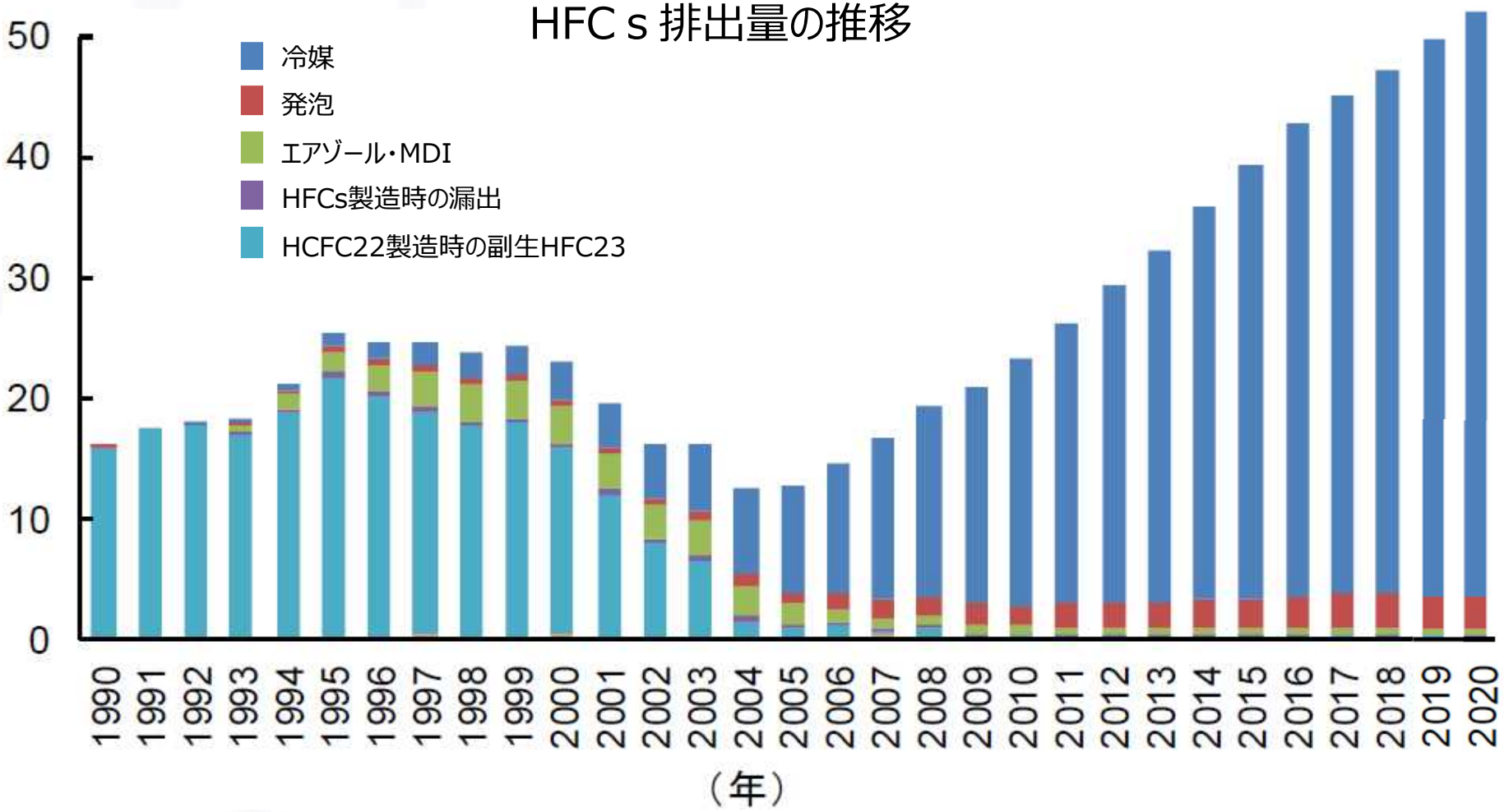


国立研究開発

事業の背景・目的・将来像（３）

～冷凍空調分野におけるHFC（代替フロン）の排出量推移～

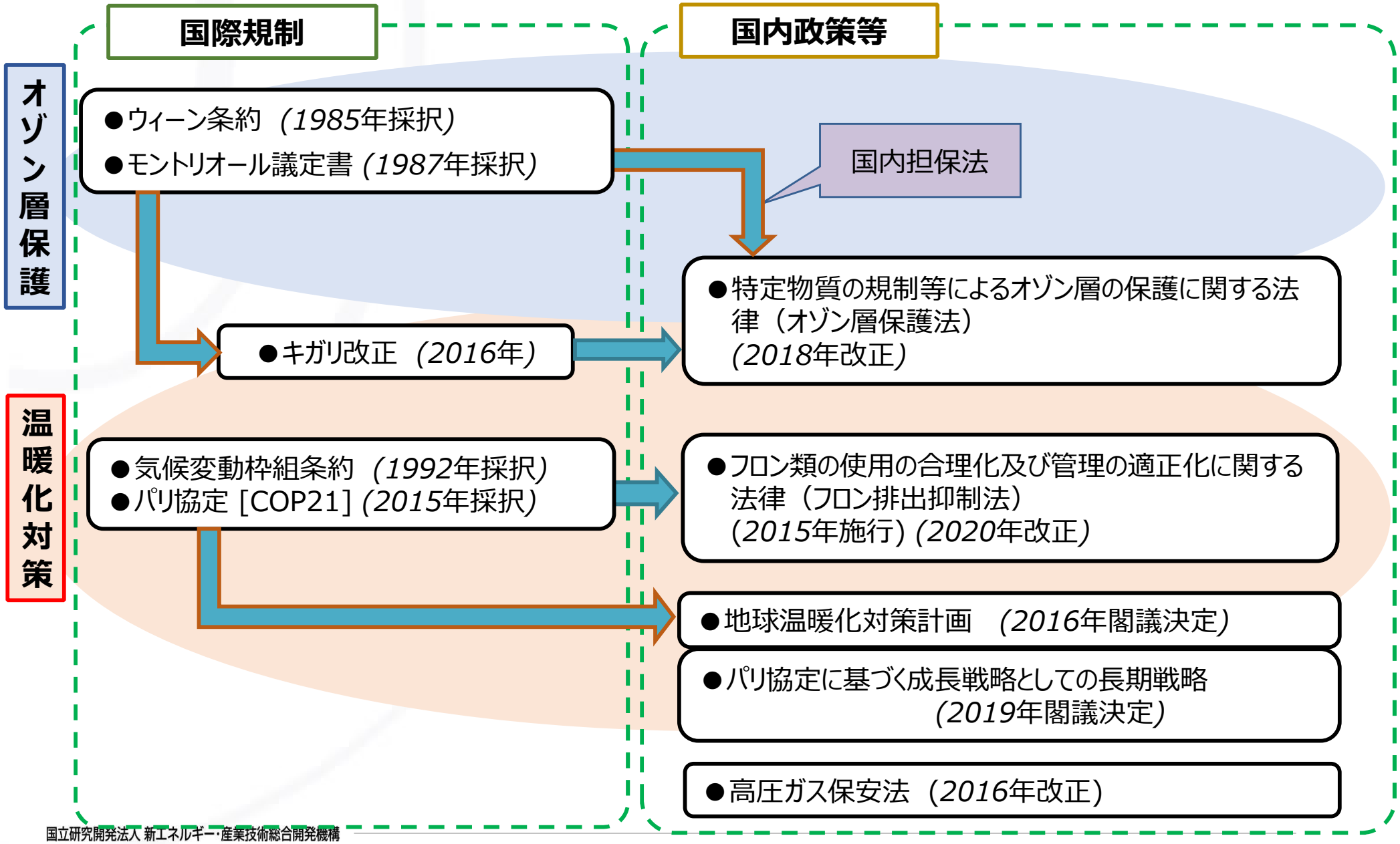
- HFCの排出源として、冷媒転換に伴ってエアコン等の冷媒が増加しており、2020年度はHFC排出量全体の約92%を占める。



出典：環境省「2018 年度（平成30 年度）の温室効果ガス排出量（確報値）について」より　（2019.20年は環境省温室効果学”ネットゼロ“セミナー（2022年7月）資料を基に追記

政策・施策における位置づけ（１）

～フロン類対策における現在までの国際規制と国内政策等の対応～



政策・施策における位置づけ（２）

～パリ協定と地球温暖化対策計画（2016年5月閣議決定）～

- 「日本の約束草案」に基づき、国内の排出削減・吸収量の確保により、2030年度において、2013年度比26.0%減の水準にする。
- 代替フロン等４ガスのみでは、2030年において、2013年度比25.1%減。(総排出量で0.7%減。)

パリ協定における我が国の排出削減目標の内訳

	2013年（百万t-CO_2）	2030年（百万t-CO_2）	2013年総排出量比　(%)
エネルギー起源 CO_2	1235	927	▲21.9
非エネルギー起源CO_2、CH_4、N_2O	134.4	123.5	▲0.8
代替フロン等４ガス（HFC、PFC、SF_6、NF_3）	**38.6**	**28.9**	**▲0.7**
温室効果ガス吸収源（森林吸収等）	－	（▲37.0）	▲2.6
合計	1408	1042	▲26.0

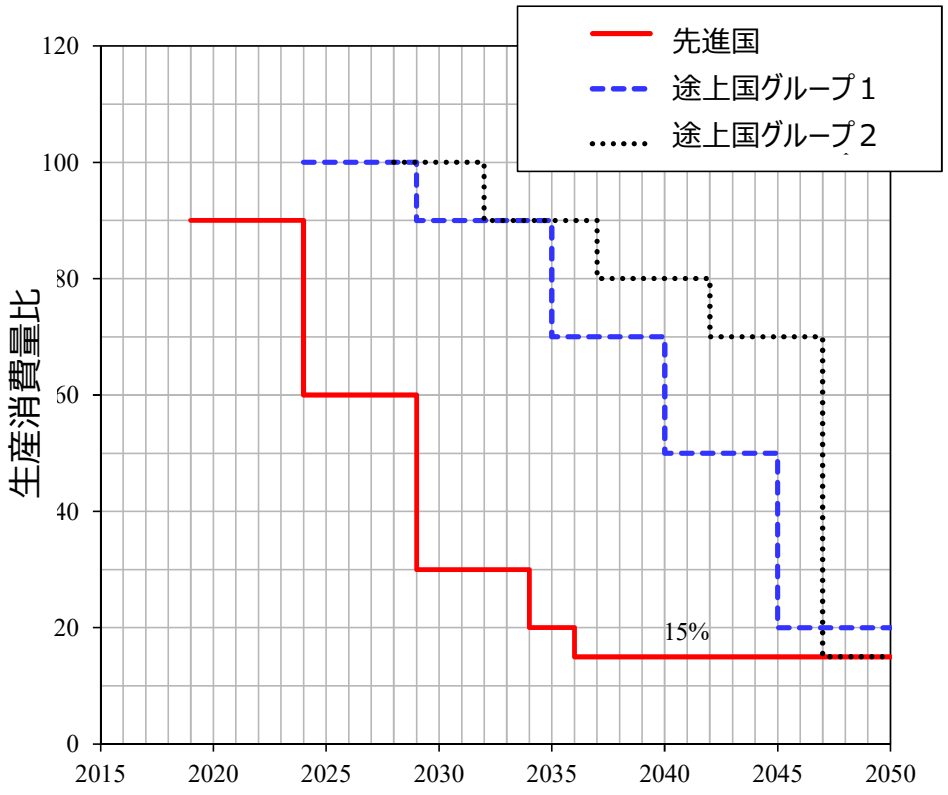
※上記表は四捨五入の都合上、各欄の合計は一致しない場合がある。

政策・施策における位置づけ（３）

～代替フロン（HFC）の生産・消費量の段階的削減義務～

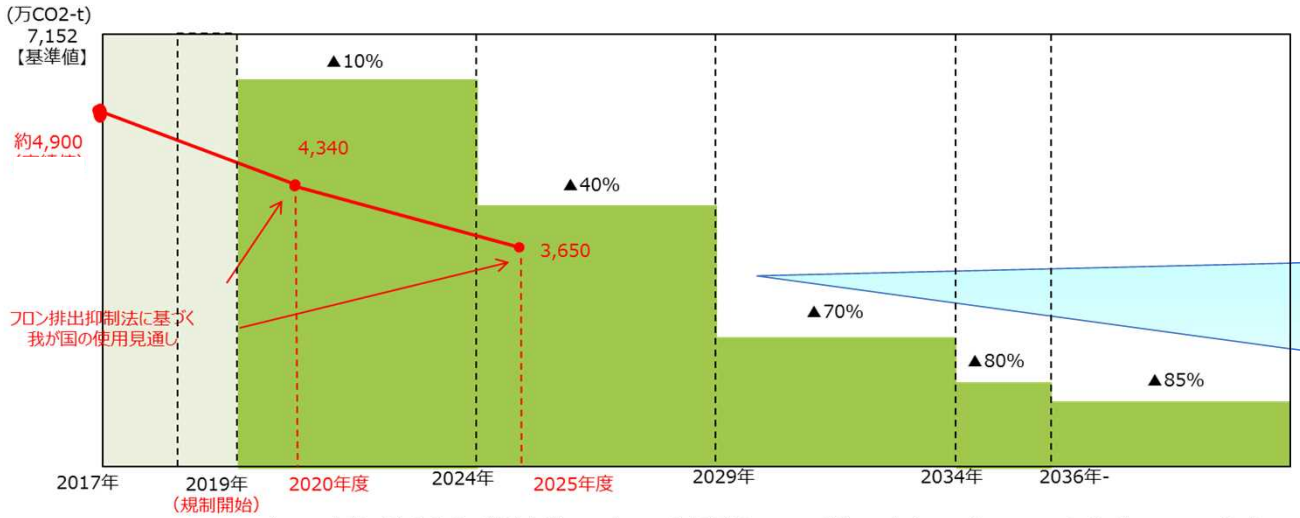
- **近年では、代替フロン（HFC）の生産・消費量の段階的削減義務**等を定めるモントリオール議定書のキガリ改正が2016年に採択、2019年に発効した。
- モントリオール議定書のキガリ改正は、**国全体のHFCの生産量及び消費量を一定の水準以下**に抑えることが主な内容。
- 先進国は、**2036年までにHFCの生産量及び消費量を段階的に85%削減**する目標が示された。
- 先進国グループに属する我が国は2019年から段階的な削減が求められ、特に**2029年以降、基準値比で約70%以上の大幅な削減**が求められる。

モントリオール議定書キガリ改正による HFCの削減スケジュール



政策・施策における位置づけ（４）

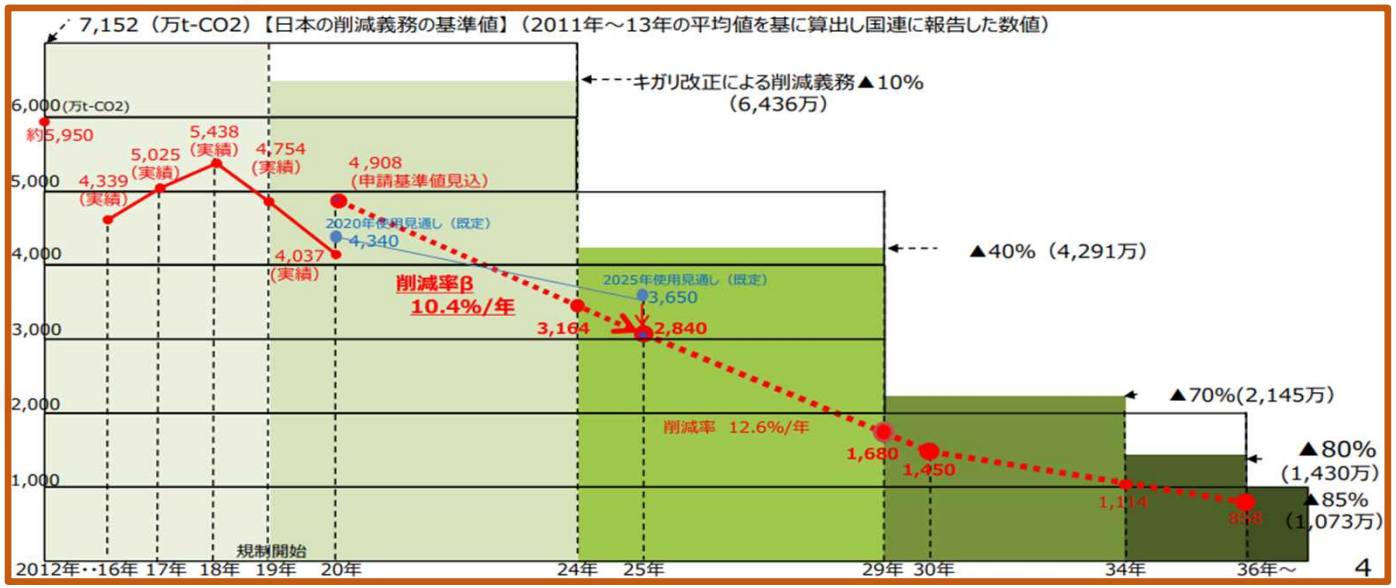
～代替フロン（HFC）の生産・消費量の段階的削減義務～



出典：産業構造審議会　製造産業分科会フロン類等対策ワーキンググループ（2019年1月16日）資料よりNEDO作成

フロン排出抑制法に基づく国の**「フロン類使用見通し」**（2015年策定）では、2020年は4,340万CO_2-t、2025年度は3,650万CO_2-tとなっており、**2029年以降の目標達成には新たな対策が必要。**

キガリ改正に基づく消費量の基準限度を確実に下回る運用を前提とし、**グリーン冷媒が各用途で十分に普及すること等を考慮して改定**した「フロン類の使用見通し」（2020年7月）



出典：第17回 産業構造審議会 製造産業分科会 化学物質政策小委員会 フロン類等対策ワーキンググループ(2022年4月22日)資料よりNEDO作成

政策・施策における位置づけ（５）
～フロン排出抑制法における指定製品のGWP目標～

■ フロン類使用製品のノンフロン・低ＧＷＰ化を進めるため、家庭用エアコンなどの製品（指定製品）の製造・輸入業者に対し目標値・目標年度を定め、製造・輸入業者ごとに出荷する製品区分ごとに加重平均で目標達成が求められている。

2023年2月現在（空調機器、冷凍・冷蔵機器に関するもの）

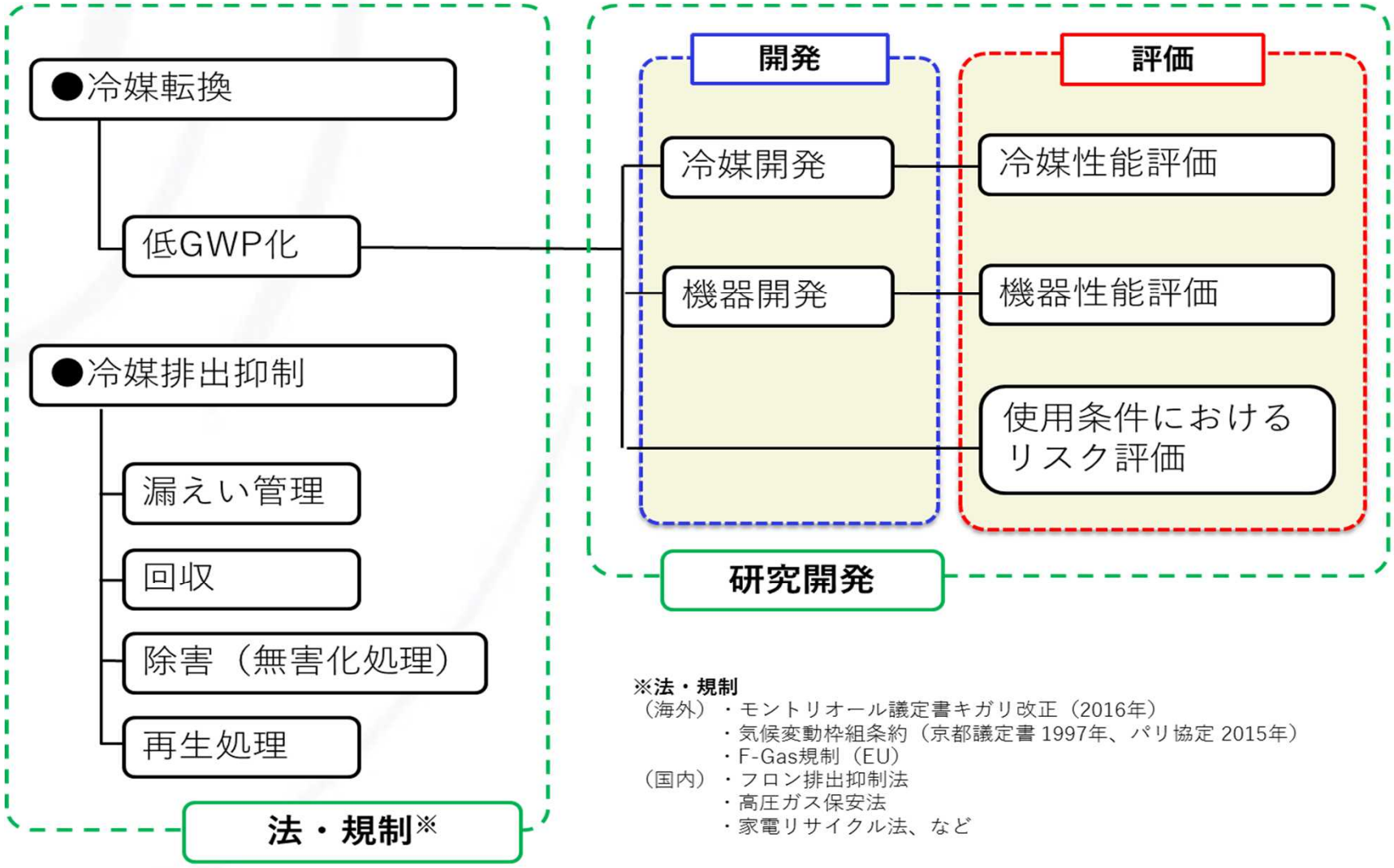
指定製品の区分	現在使用されている主な冷媒及びGWP	環境影響度の目標値	目標年度	
家庭用エアコンディショナー（壁貫通型等を除く）	R410A(2090) R32(675)	750	2018	
店舗・オフィス用エアコンディショナー				
①床置型等除く、法定冷凍能力３トン未満のものであって、④～⑦を除くもの	R410A(2090)	750	2020	
②床置型等除く、法定冷凍能力３トン以上のものであって、③～⑦を除くもの	R410A(2090)	750	2023	
③中央方式エアコンディショナーのうちターボ冷凍機を用いるもの	R134a(1430) R245fa(1030)	100	2025	★
④中央方式エアコンディショナーのうち容積圧縮式冷凍機を用いるもの（空調用チリングユニット）	R410A(2090)	750	2027	
⑤ビル用マルチエアコンディショナー（新設及び冷媒配管一式の更新を伴うものに限り、冷暖同時運転型や寒冷地用等を除く）	R410A(2090)	750	2025	
⑥ガスエンジンヒートポンプエアコンディショナー（新設及び冷媒配管一式の更新を伴うものに限り、冷暖同時運転型や寒冷地用等を除く）	R410A(2090)	750	2027	★
⑦設備用エアコンディショナー（新設及び冷媒配管一式の更新を伴うものに限り、電算機用、中温用、一体型などの特定用途対応機器などを除く）	R410A(2090)	750	2027	★
自動車用エアコンディショナー				
乗用自動車（定員11人以上のものを除く）に搭載されるものに限る	R134a(1430)	150	2023	
トラック（貨物の輸送の用に供するもの）及びバス（乗用定員が11人以上のもの）に搭載されるものに限る	R134a(1430)	150	2029	★
コンデンシングユニット及び定置式冷凍冷蔵ユニット（圧縮機の定格出力が1.5kW以下のもの等を除く）	R404A(3920) R410A(2090) R407C(1770) CO2(1)	1500	2025	
業務用一体型冷凍冷蔵機器（内蔵型小型冷凍冷蔵機器）				
業務用冷凍冷蔵庫（蒸発器における冷媒の蒸発温度の下限値が−45℃未満のものは除く）	R134a(1430) R404A(3920) R410A(2090) R407C(1770) CO2(1)	150	2029	★
ショーケース（圧縮機の定格出力750W以下のものに限る）		150	2029	★
中央方式冷凍冷蔵機器（有効容積が５万㎥以上の新設冷凍冷蔵倉庫向けに出荷されるものに限る）	R404A(3920) アンモニア(一桁)	100	2019	

★印
2022年に
指定製品化

・環境省HP「フロン類の使用の合理化及び管理の適正化に関する法律」パンフレット（2023年３月版）より空調機器、冷凍・冷蔵庫に関するものを抜粋。
・2022年指定製品化対象については第18回 産業構造審議会 製造産業分科会 化学物質政策小委員会 フロン類等対策ワーキンググループ開催資料　資料６を参考に作成。

政策・施策における位置づけ（６）
～事業の位置づけ・ターゲット～

■ 冷凍空調分野におけるフロン対策に係る技術等の方向性



※法・規制
（海外）・モントリオール議定書キガリ改正（2016年）
・気候変動枠組条約（京都議定書 1997年、パリ協定 2015年）
・F-Gas規制（EU）
（国内）・フロン排出抑制法
・高圧ガス保安法
・家電リサイクル法、など

政策・施策における位置づけ（７）
～事業の位置づけ・ターゲット～

■ 低GWP冷媒への転換

・低GWP冷媒の多くは、HFC冷媒に比べて性能や安全性に課題がある。

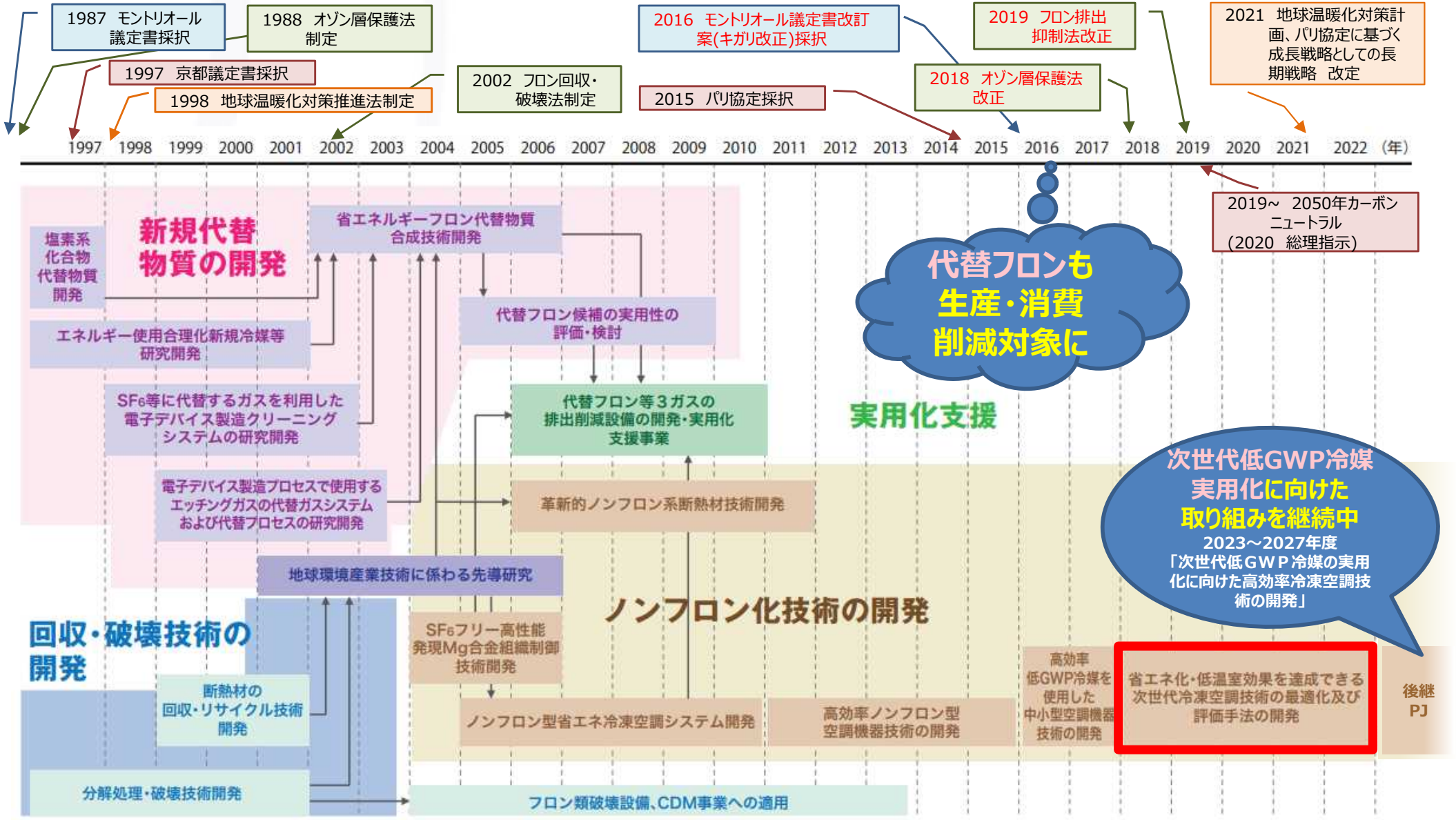
	HFC冷媒	低GWP冷媒
物質	・HFC ・HFC同士の混合	・HFO ※ ・HFOを含む複数物質の混合 ・CO_2、NH_3、HC（炭化水素）等
GWP	高い傾向 ※※ （数百から～数千）	低い傾向 ※※ （～数百）
性能	低GWP冷媒に比べて 効率が良い傾向	HFC冷媒に対し 効率が悪い傾向
燃焼性	不燃性～微燃性	微燃性～強燃性

低GWP冷媒を使用して、従来機器(HFC冷媒使用)と同等性能を維持するためには、**機械側での工夫(機器開発)、性能を維持できる新冷媒の開発(冷媒開発)がある**

燃焼性のある物質を冷媒として用いるには、**リスクの存在や大きさ、必要な安全対策を明らかにする必要がある**

※ ハイドロフルオロオレフィン。
　二重結合の特徴を持つフッ素化合物であり、地球温暖化係数が特定フロンや代替フロンよりも圧倒的に低い。
※※ 主な冷媒種としての値

技術戦略上の位置づけ



出典：NEDO環境部「地球温暖化対策分野のあゆみ2018」に技術戦略センター加筆

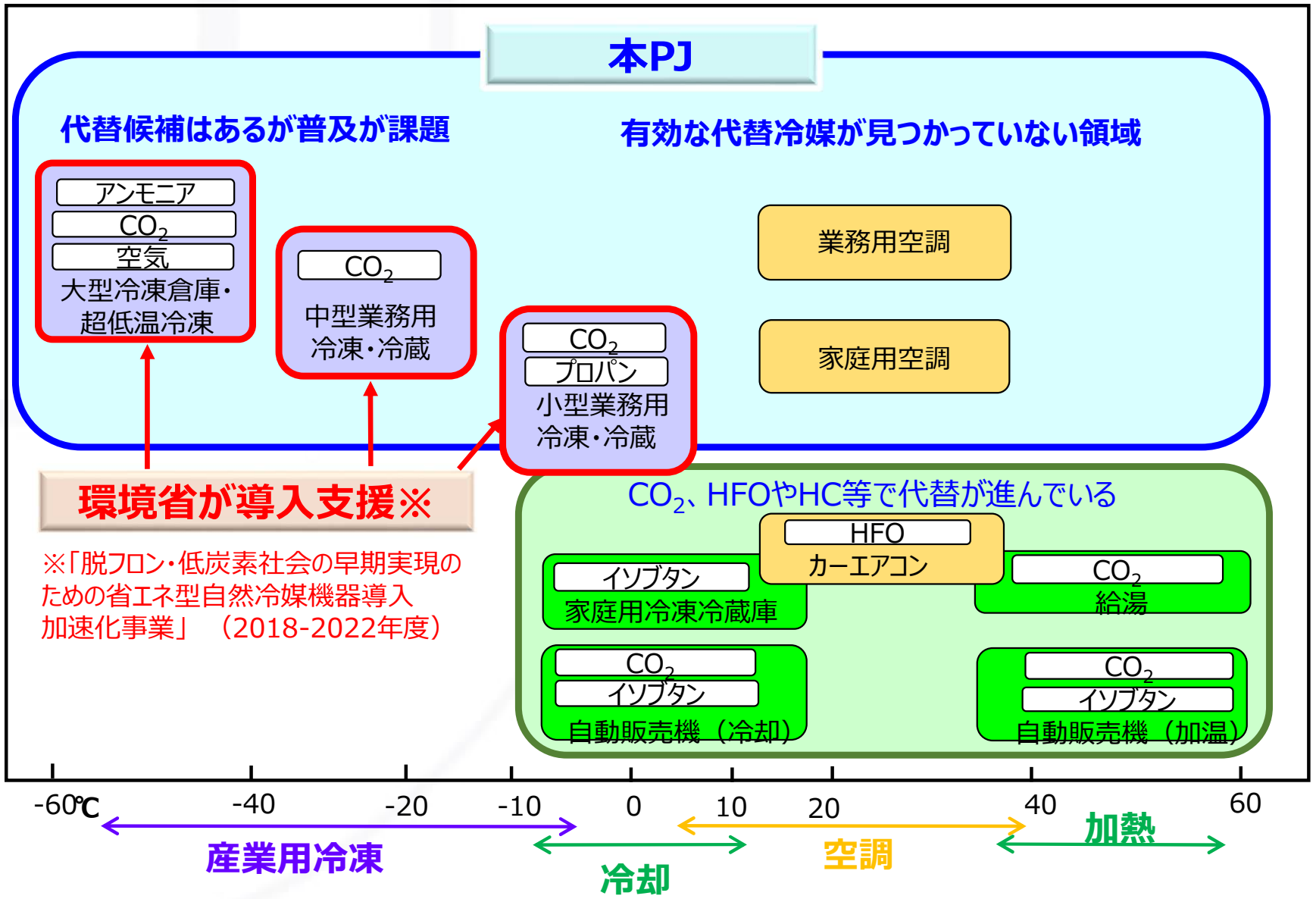
国内外の動向と比較

■ 世界的にキガリ改正の受諾が進んでいる。**米国・日本・中国では次期冷媒としてHFO冷媒開発を進めている**が、冷媒輸入比率の高い欧州では規制措置が先行。**2023年10月に欧州Fガス規制の改正について暫定合意が行われ、各国ともにその動向を注視**しているものと思われる。

	動　向
米国	・政権交代によりパリ協定に正式復帰し**キガリ改正受入表明**。HFCの削減計画はキガリ改正に沿ったもの。 ・燃焼性冷媒の評価を諸機関で実施中。 ・**冷媒メーカーのイニシアチブのもと、HFO系冷媒を選択肢**として関連規格との対応を含め種々提案されている。
欧州	・2021年6月「欧州気候法」がEU理事会で採択。EUがパリ協定下で公約した2030年までにCO_2排出量を1990年比55%以上削減するという目標は、EU域内で法的拘束力を持つものとなった。 ・**2023年10月、欧州議会および欧州理事会で欧州Fガス規制の改正（2050 年までにHFCとHFOの使用が段階的に廃止）に向けた暫定合意が行われた。** ・冷媒は輸入が多く、機器も日米系のメーカーが主導とみられ、技術開発より規制措置が先行している模様。
中国	・世界最大のCO_2排出国。 ・キガリ改正を2021年6月に受諾。2024年より段階的削減が実施される。 ・特許出願からみた冷媒動向では、機器メーカーに加え学術機関（大学）からの出願が多い。**冷媒別では自然冷媒系が多く、近年ではHFO 系が増加傾向。**
途上国	・途上国ではモントリオール議定書実施のための基金による支援等を受けつつ、**議定書の削減スケジュールに則った対策が進められている。**キガリ改正を受け、HFCを対象とする活動も開始されている。
日本	・キガリ改正を受けて、2018年7月にHFCの製造及び輸入を規制する等の措置を講じた、オゾン層保護法の改正がなされ、HFCの生産量・消費量の限度を定めて段階的削減を進めている。 ・2020年に総理より2050年カーボンニュートラルが宣言され、我が国の温室効果ガス排出量を2050年までに実質ゼロにすることが求められる。 ・冷媒物性評価による国際規格基盤作りでは世界をリード。

次世代冷媒に関する調査委員会（日本冷凍空調学会）ファイナルレポートを元に作成

他事業との関係

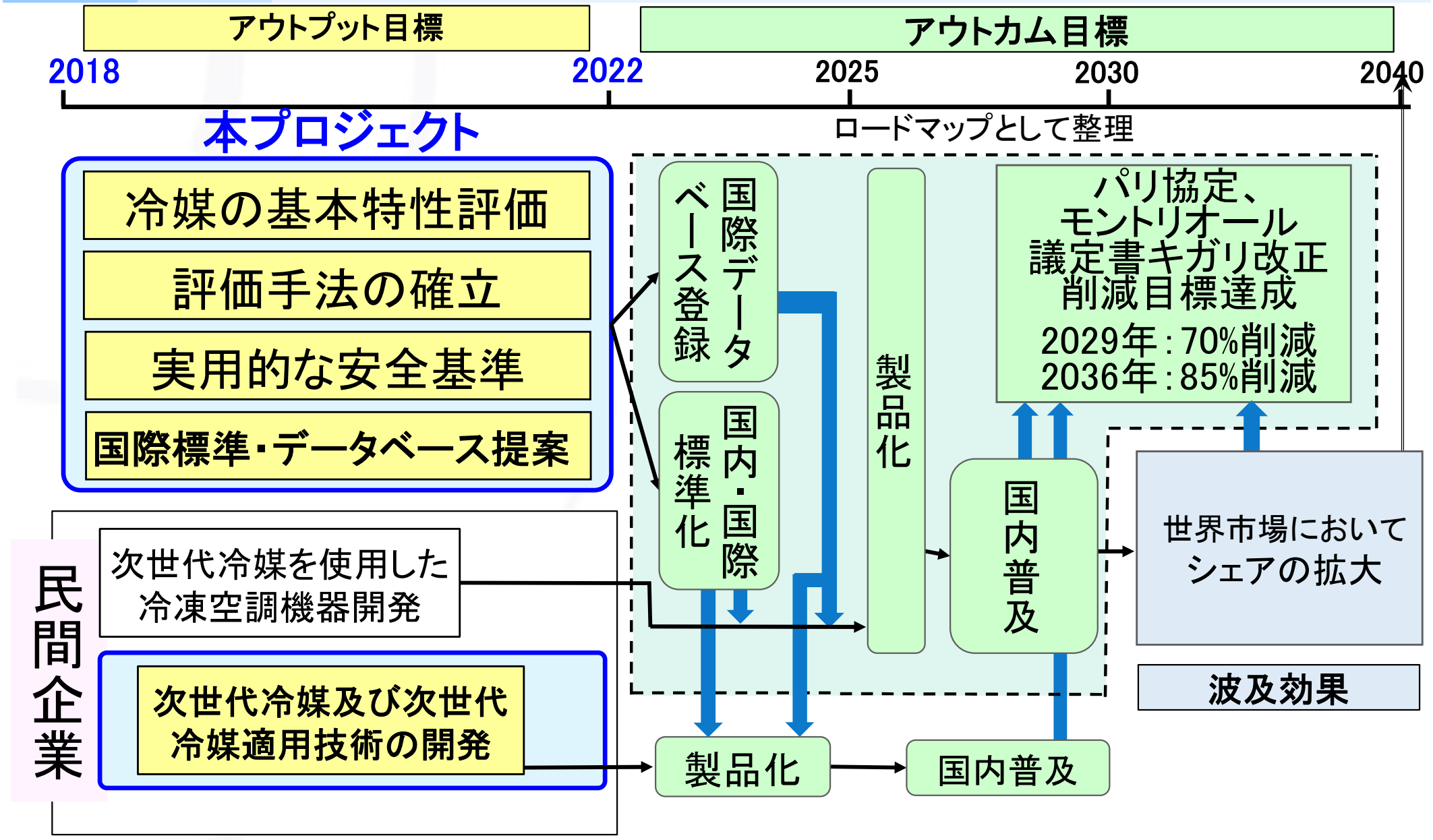


冷媒充填量　大
導入コスト　大
安全性リスク　大

大
機器の規模
小

冷媒充填量　小
導入コスト　小
安全性リスク　小

アウトカム達成までの道筋



知的財産・標準化戦略（1）

■知的財産・標準化戦略

	知的財産・標準化戦略	実用化・事業化へ向けたアプローチ
委託事業（大学・国研）		
	■主として公共的な知的基盤の整備を目的とするため、原則として成果は**積極的に公表し、国際規格化・国際標準化や国際データベース等への登録**を行う。（ただし、知的財産取得を妨げるものではない。）	■公共性が高いことから、**産業界を加えた研究会**を通じて成果を共有する。
助成事業（民間企業）		
	■**各事業者の企業戦略**（積極的な出願、ノウハウ秘匿のための出願抑制等）に沿った知的財産管理を推奨する。	■原則として**競争的雰囲気**で実施する。

知的財産・標準化戦略（2）

■ 標準化戦略・標準化活動

- 調査事業「次世代冷媒に係る安全性・リスク評価に関する検討」において、次世代冷媒に係る規制・規格等の動向調査の他、**委託事業の事業者を中心とした産学官のワーキンググループを設定**し、次世代冷媒及びその適用機器の使用時における安全性・リスクに係る課題の抽出及びその対応方法の検討を進める。
- これにより、国際規格化・国際標準化に向けた提案内容を精査し、**効率的かつ効果的な国際規格化・国際標準化に向けた活動を推進**する。

実施体制

知的財産・標準化戦略（3）

■ 対象となる**国際規格、国際標準、国際データベース毎に具体的なロードマップを作成**し、これに基いてプロジェクトを推進する。（以下、ロードマップの対応例）

対象	規格の内容	ー	2018	2019	2020	2021	2022
【国際規格】IEC60335-2-40	空調機器における可燃性冷媒の使用に関する規格（スプリットエアコン）	規格の動き	Edition6.0が発行（A2L冷媒の規定が記載）	国際会議（※1）日本冷凍空調工業会が代表		国際会議（※2）	Edition7.0が発行（A2/A3冷媒の規定が記載） 次期改定
		本事業のインプット	安全性・リスク評価 ・着火源検討 ・不均化現象と対策 ・実機着火試験　他		性能評価 ・新冷媒物性測定 ・新冷媒性能解析　他		
【国際規格】IEC60335-2-89	密閉式業務用冷凍冷蔵機器における可燃性冷媒の使用に関する規格（冷蔵冷凍ショーケース）	規格の動き		Edition3.0（A2/A3冷媒の規定が記載）		国際会議（※3）日本冷凍空調工業会が代表	2023年Edition4.0（改定版）発行
		本事業のインプット	・着火源検討 ・内蔵ショーケース漏洩試験 ・実機着火試験　他				
【国際データベース】REFPROP	NISTの作成する冷媒熱物性データベースソフトウエア	DBの動き	REFPROP 10リリース				2023年REFPROP 10.1リリース
		本事業のインプット	燃焼性・低GWP冷媒の性能評価		不燃化促進冷媒の添加 不燃性・低GWP冷媒の性能評価		

※１　家庭用空調機器の安全性のための作業部会 WG16（IEC SC61D/WG16 ）
※２　環境と冷媒　国際シンポジウム
※３　IECの充填量制限引き上げのための作業部会WG4（IEC 61C/WG4）

知的財産管理

■ **知的財産権の帰属**

産業技術力強化法第17条第１項に規定する4項目及びNEDOが実施する知的財産権の状況調査（バイ・ドール調査）に対する回答を条件として、知的財産権はすべて発明等をなした機関に帰属

■ **知財マネジメント基本方針（「NEDO知財方針」）に関する事項**

NEDO知財方針に記載された「全実施機関で構成する知財委員会（又は同機能）」を整備し、「知財の取扱いに関する合意書」を作成

■ **データマネジメントに係る基本方針（NEDOデータ方針）に関する事項**

NEDOデータ方針に記載された「全実施機関で構成する知財委員会（又は同機能）を整備し、「データの取扱いに関する合意書」を作成

＜評価項目２＞目標及び達成状況

（１）アウトカム目標及び達成見込み
（２）アウトプット目標及び達成状況

報告内容

1．意義・アウトカム（社会実装）達成までの道筋

本事業の位置づけ・意義
(1)アウトカム（社会実装）達成までの道筋
(2)知的財産・標準化戦略

2．目標及び達成状況

(1)アウトカム目標と達成見込み
(2)アウトプット目標と達成状況

- ■ アウトカム目標の設定及び根拠
- ■ 波及効果
- ■ 本事業における「実用化・事業化」の考え方及び見込み
- □ 費用対効果
- ■ アウトプット（研究開発成果）のイメージ
- ■ アウトプット目標の設定及び根拠
- ■ アウトプット目標の達成状況
- ■ 研究開発成果の意義
- ■ 副次的成果及び波及効果
- ■ 特許出願及び論文発表

□（塗りつぶしなし）評価対象外

3．マネジメント

(1)実施体制
受益者負担の考え方
(2)研究開発計画

ご参考資料

2．目標及び達成状況（詳細）

(1)アウトカム目標と達成見込み
(2)アウトプット目標と達成状況

アウトカム目標の設定及び根拠

アウトカム目標

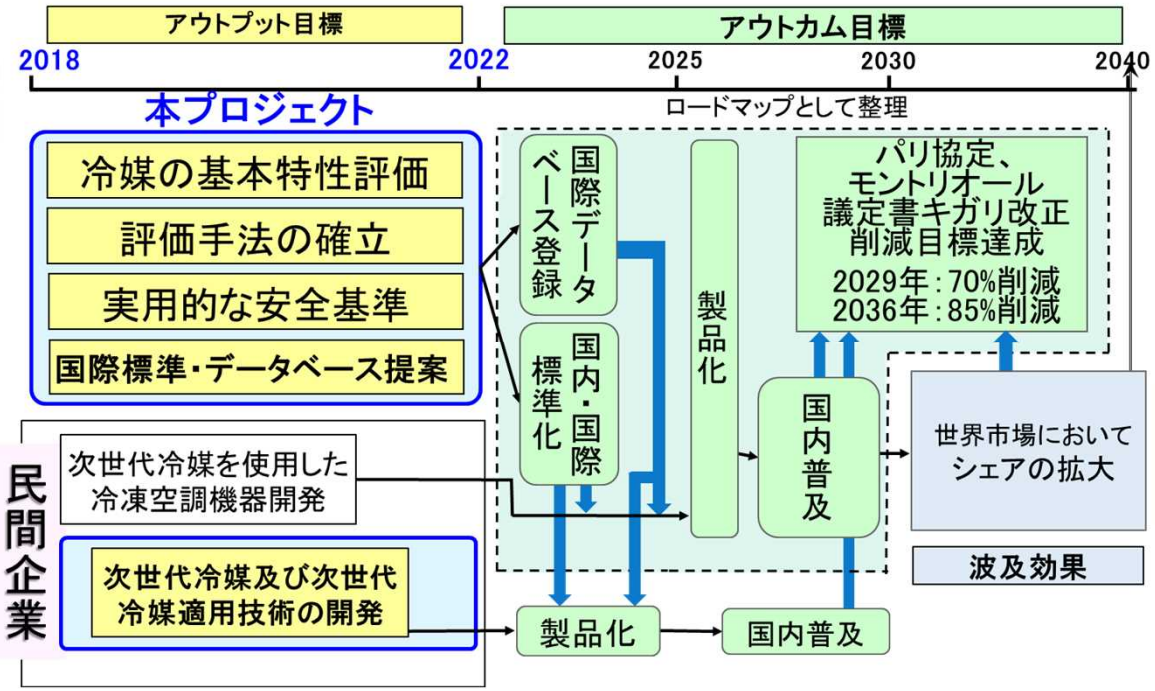
- 次世代冷媒及び次世代冷媒適用冷凍空調機器の特性データや安全性・リスク評価手法の**国際規格化・国際標準化及び国際データベース等への登録。**
- 次世代冷媒を適用して、現状市販されているフロン冷媒適用機器と同等以上の性能を有し、かつ年間消費電力量で現行機器より10%の省エネを達成する**製品の開発。**

根拠

モントリオール議定書キガリ改正やパリ協定における日本のHFC排出削減目標の達成に貢献するためには、次世代冷媒及び適用冷凍空調機器が、2026年を目途に製品化し、2029年を目途に国内で普及していなければならない。

- 国際規格化・標準化などにより、機器開発に向けた国際的な基盤を整えることは、次世代冷媒適用冷凍空調機器の実用化・普及に必要である。
- 日本発の次世代冷媒の実用化と、次世代冷媒を用いた性能と省エネ性に優れた製品を開発する必要がある。

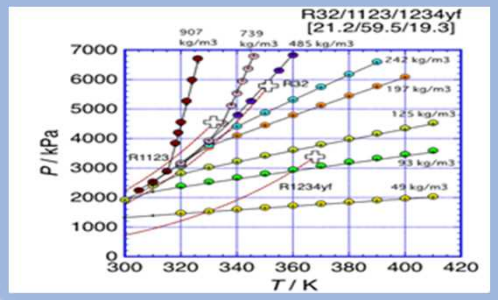
アウトカム達成までの道筋



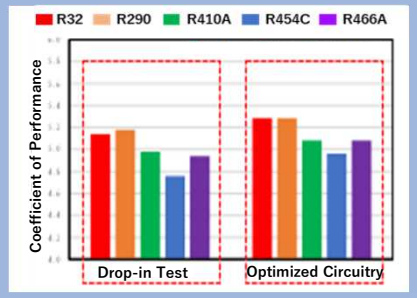
アウトプット（研究開発成果）とアウトカムのイメージ

研究開発項目①
次世代冷媒の基本特性に関するデータ取得及び評価

冷媒物性・熱物性



性能評価



研究開発項目②
次世代冷媒の安全性･リスク評価手法の開発

漏洩･着火危害度評価

危害抑止

国際規格・国際標準への登録

研究開発項目③
次世代冷媒及び次世代冷媒適用技術の開発

冷媒開発

			R1132(E)	R474A R1132(E): 23% R1234yf: 77%
臨界温度 1)		℃	75.7	87.8
臨界圧力 1)		MPa	5.17	4.05
沸点 (101.3kPa) 1)		℃	-52.6	-43.4
蒸気圧 (25 ℃) 1)		MPa	1.66	1.07
蒸気密度 (25℃) 1)		kg/m³	55.9	42.8
液密度 (25℃) 1)		kg/m³	916.5	1066.7
燃焼下限界 LFL		vol%	4.4	5.5
燃焼速度	nominal	cm/s	32.9	2.9
	WCFF	cm/s	-	6.4 R1132(E): 48.9% R1234yf: 51.1%
暴露限界 OEL		ppm	350	430
急性毒性暴露限界ATEL		ppm	30,000	58,000
ASHRAE 安全性クラス			B2	A2L
GWP	AR4		(1)	(3)
	AR6 2)		(0.0036)	(0.039)

機器開発

自然冷媒	本プロジェクト
HFO系冷媒	本プロジェクト　→　次期（現行）プロジェクト

本事業における「実用化・事業化」の考え方

研究開発項目	実用化・事業化の考え方
①次世代冷媒の基本的特性に関するデータ取得及び評価 **【基本特性評価】** ②次世代冷媒の安全性・リスク評価手法の開発 **【安全性・リスク評価】**	冷媒の性能、安全性・リスク評価に係る**公共的な知的基盤が整備**され、**社会的利用**（規格化、標準化、データベース、アセスメント等への利用、産業界における研究開発への利用、他の研究開発への利用等）に供されること。
③次世代冷媒及び次世代冷媒適用技術の開発 **【冷媒・機器開発】**	実用化とは、現状**市販フロン製品と同等以上の性能を実現する技術を確立**し、その技術に基づく試作品等の**社会的利用**（顧客への提供等）が開始されることであり、事業化とは、当該研究開発に係る商品、製品等の販売や利用により、企業活動（売り上げ等）に貢献すること。

アウトカム目標の達成見込み（全体）

研究開発項目	達成見込み	課題
①次世代冷媒の基本的特性に関するデータ取得及び評価 **【基本特性評価】**	■ 冷媒物性・状態方程式について、**国際規格への情報提供** ■ 燃焼特性について、**高圧ガス保安法令に反映** ■ 熱交伝熱特性について、**伝熱データベースの公開** ■ 機器の性能評価手法について、**国際規格の改定**に向けて活動 ■ 実用機レベルのシミュレーターについて、業界標準ツールとして活用	■ 冷媒の基本特性の**国際規格化・標準化等には時間を要する**ため、キガリ改正目標を見据えて、**事業の取組みの継続および加速化**が必要 ■ 評価手法についての一般化、規格化への**取組みを継続** ■ シミュレーターについて、最新の産業界のニーズ把握とその反映に**継続的に取組む**必要
②次世代冷媒の安全性・リスク評価手法の開発 **【安全性・リスク評価】**	■ 漏洩、着火源、実規模危害等、強燃性冷媒の安全性について、**国際規格化、安全等級の改定作業に情報提供** ■ HFO冷媒の自己分解反応の安全性評価に関する**国際規格化に向け提案**	■ 国際的な動向も踏まえた強燃性冷媒の安全対策の**検討の継続**が必要 ■ 強燃性冷媒燃焼時の危害度について、本PJの結果を元に規格を適正化する必要 ■ 自己分解反応の抑制技術について、**継続して検討**する必要
③次世代冷媒及び次世代冷媒適用技術の開発 **【冷媒・機器開発】**	■ 【機器開発】 **従来比同等性能で安価かつ省エネ性に優れた機器開発の技術を確立** ■ 【冷媒開発】 GWP10以下の**冷媒（R474A）を開発し、国際規格に登録**	■ 【機器開発】 **上市に向けた課題解決**（製品の安全性・信頼性・性能・コスト）を引き続き実施 ■ 【冷媒開発】 **上市に向けた課題解決**（冷媒の生産・回収体制、自己分解反応に対応する安全性確保）が必要

アウトカム目標の達成見込み

～本事業の国際規格化・標準化への貢献状況 ～

中間評価結果(後述)
＃4への対応

研究開発項目	研究内容	国際規格化・標準化への貢献
①次世代冷媒の基本的特性に関するデータ取得及び評価 **【基本特性評価】**	冷媒物性計測、状態方程式作成	ISO17584, REFPROP10（冷媒物性）
	伝熱データ計測・データベース構築	Web上で公開
	微燃性冷媒の燃焼特性	高圧ガス保安法 ANSI/ASHRAE Standard 34（冷媒の安全等級）
	解析モデル、シミュレータ開発（熱交、システム、LCCP）	IEC60335-2-89（冷凍装置の安全基準） ISO期間性能規格（16358後継）化に向けて活動
	性能評価	ISO（負荷試験国際標準化）改定に向けて活動
②次世代冷媒の安全性・リスク評価手法の開発 **【安全性・リスク評価】**	冷媒漏洩シミュレーション、濃度分布計測	IEC60335-2-40（エアコン安全基準） IEC60335-2-89,JRA4078, JRA GL-21※
	ディーゼル爆発の抑制	IEC60335-2-40
	HFO冷媒の自己分解反応	ISO 817（冷媒の安全等級）改定に向けて活動
	着火源の評価	IEC60335-2-40, IEC60335-2-89, JRA4078, JRA GL-21, JRA規格
	実規模危害度評価	IEC60335-2-89
③次世代冷媒及び次世代冷媒適用技術の開発 **【冷媒・機器開発】**	GWP<10の混合冷媒開発（R1132(E), R474A)	ISO817 ANSI/ASHRAE Standard 34

※JRA：日本冷凍空調工業会標準規格

アウトカム目標の達成見込み

～実用化への道筋 ～

▼ 事業終了

研究開発項目		2023	2024	2025	2026	2027	2028	2029	2030
③冷媒・機器開発	大形クーリングユニット	量産化検討		上市予定					
	コンデンシングユニット	企画	設計・据付業者教育		上市予定				
	CO_2冷凍機	上市（空冷一体型30～40HP、冷凍機用ポンプダウンユニット）							
				上記以外：量産開発着手予定					
	冷媒開発	準備				上市予定（EV用途）			
		自己分解反応に対する安全性確認（NEDO-PJ）					準備	上市予定（空調機）	

波及効果

冷媒の低GWP化が困難な機器分野に、産学官の英知を集中させ、安全性が担保された次世代冷媒及び冷凍空調機器の開発・製品化を推進

＜社会的波及効果＞

- キガリ改正による世界のHFC削減に大きく貢献
- 世界に先駆けた次世代冷媒技術の開発による我が国産業の競争力強化
  世界市場において日本企業のシェア拡大が期待
  - ・ルームエアコン　:約6兆円/年
  - ・パッケージエアコン・ビルマル　:約4兆円/年
  - ・冷蔵・冷凍ショーケース　:約2兆円/年
  - ・コンデンシングユニット　:約1兆円/年

  (数字はいずれも2035年時点の予測値※1)

＜技術的波及効果＞

- 圧縮機、熱交換器等の高効率化及び他用途(広範囲の冷凍空調機器等)への展開

※1「ヒートポンプ 温水・空調市場の現状と将来展望 2021」（富士経済）より

費用対効果

＜プロジェクト予算総額＞ （NEDO負担額）	**28億円** （５年間）

＜費用対効果＞

- 本プロジェクトによるCO_2排出量削減効果は2029年度に最大で572万CO_2- t /年（※）

※本プロジェクトの成果により、家庭用エアコン、業務用エアコン、小型冷凍冷蔵機器、中型冷凍冷蔵機器において、GWP（地球温暖化係数）が150に低下することを前提として算出。機器は、2025年に上市し、2025～28年の４年で新たに出荷される全品目を置き換えると想定。

前身事業との関連性

■ 平成28年度実施の「高効率低ＧＷＰ冷媒を使用した中小型空調機器技術の開発」事業に対するＦＳ的俯瞰評価委員会（委員長：岡山大 稲葉英男名誉教授、委員：産学の外部有識者5名）を5月22日に開催して議論を行い、有用な意見を取り込んだ。
- 新規プロジェクトはぜひ実施すべきとの結論
- 下表に示す有用な意見を基本計画・実施計画に織り込むことで対応した。

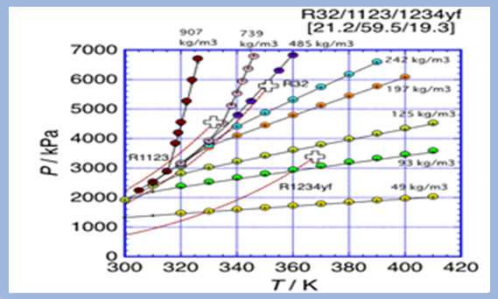
主な意見と対応状況

#	意見	対応
1	• アウトカムで想定されている５０％のシェア獲得には、日本の技術が国際的に高く評価されるためのアクションが必要であり、単に国際標準に登録するだけでなく、国際的な議論でのリーダーになることが必要。そのためには、**国際的な議論の場をリードしているというアウトプットが必要**で、NEDOが主導すべき事項。相応の予算措置も必要。	• 国際的な議論をリードしていくためのアクションプランとして**調査委託事業を実施**し、**国際動向の把握**とともに**業界と情報交換・意見交換を行う場を設け**、研究の方向性等を議論した。また**研究成果毎年レポートとしてまとめてWEB上で広く公開**した。
2	• 新規プロジェクトでは、混合冷媒も対象となっている。安全性、環境性、省エネルギー性を満足する**混合冷媒の最適解を見つける手法**もプロジェクト対象とすべき。	• 基本計画策定段階で、**混合冷媒の最適化に関するデータ取得及び評価**および、**安全性・リスク評価手法の開発**をプロジェクト対象として取り組んだ。
3	• 公的機関や大学などでの研究遂行体制は、お互いに他者の厳しい指導や評価を好まない風潮があるので、**研究進行内容を随時評価**して、最終的に良い成果が得られるようにすべきである。この場合、客観的且つドライに評価できるコーデネーターを配置すべき。	• NEDOの仕組み（**技術委員会・中間評価等**）の活用により第３者の意見・評価を取り入れた。 • **業界団体との情報・意見交換をする場**を設け（上述）、**研究進捗を随時共有**するとともに**実用化に向けて広く意見を取り入れる仕組み**とした。

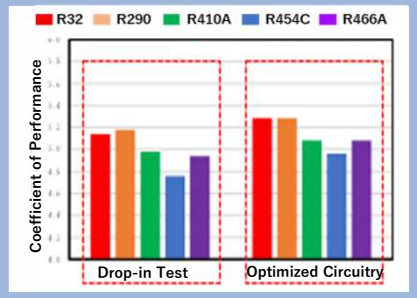
アウトプット（研究開発成果）のイメージ

研究開発項目①
次世代冷媒の基本特性に関するデータ取得及び評価

冷媒物性・熱物性



性能評価



研究開発項目②
次世代冷媒の安全性･リスク評価手法の開発

漏洩･着火危害度評価

危害抑止

国際規格・国際標準への登録

研究開発項目③
次世代冷媒及び次世代冷媒適用技術の開発

冷媒開発

			R1132(E)	R474A R1132(E): 23% R1234yf: 77%
臨界温度 1)		℃	75.7	87.8
臨界圧力 1)		MPa	5.17	4.05
沸点 (101.3kPa) 1)		℃	-52.6	-43.4
蒸気圧 (25 ℃) 1)		MPa	1.66	1.07
蒸気密度 (25℃) 1)		kg/m³	55.9	42.8
液密度 (25℃) 1)		kg/m³	916.5	1066.7
燃焼下限界 LFL		vol%	4.4	5.5
燃焼速度	nominal	cm/s	32.9	2.9
	WCFF	cm/s	-	6.4 R1132(E): 48.9% R1234yf: 51.1%
暴露限界 OEL		ppm	350	430
急性毒性暴露限界ATEL		ppm	30,000	58,000
ASHRAE 安全性クラス			B2	A2L
GWP	AR4		(1)	(3)
	AR6 2)		(0.0036)	(0.039)

自然冷媒	本プロジェクト
HFO系冷媒	本プロジェクト　→　次期（現行）プロジェクト

アウトプット（終了時）目標の設定及び根拠（全体）

研究開発項目	最終目標（2023年3月）	根拠
委託事業（大学・国研）		
①次世代冷媒の基本的特性に関するデータ取得及び評価 **【基本特性評価】**	■ **次世代冷媒の特性及び燃焼特性を解明**する。 ■ 次世代冷媒を用いた**機器の性能について、広範囲で高精度に予測できる手法を確立**する。	■ 国際規格化・国際標準化及び国際データベース登録には、**正確な冷媒特性・燃焼性の解明が必要**である。 ■ 次世代冷媒を使用した機器開発を加速化するためには、**実用に即した評価手法の確立**が必要である。 ■ 同時にこの**評価手法と従来規格手法の結果を比較**することで、従来規格の課題が明確となり**改定に貢献**出来る。
②次世代冷媒の安全性・リスク評価手法の開発 **【安全性・リスク評価】**	■ **強燃性冷媒漏洩時の濃度拡散、着火源熱源、燃焼の危害度を評価**する。 ■ **HFO系次世代冷媒の自己分解反応の抑制方法を開発**する。 ■ エアコンの性能を**適正に評価できる試験法（負荷試験法）を開発**する。	■ **燃焼性冷媒を使用する機器の規格改定や機器開発においては**、**漏洩時の事故発生リスクや危害度等の評価が必要**であり、そのための基礎データの取得が必要である。 ■ **自己分解反応を有する次世代HFO系国産冷媒の実用化のため**に、この**反応を抑制する技術開発が必要**である。 ■ **空調機の性能を適正に評価**出来る規格を提案するためには、**新しい試験法の開発が必要**である。
助成事業（民間企業）		
③次世代冷媒及び次世代冷媒適用技術の開発 **【冷媒・機器開発】**	■ 現状市販フロン品と**同等以上の性能(COP等)を実現する技術**（冷媒開発、機器開発）に関して、**各事業者毎に目標を定め、これを達成**する。	■ 次世代冷媒とその適用機器の**製品化、普及促進のため**には、**性能、価格、環境性等の観点から市場競争力が必要**であり、既存冷媒と比較した際に性能が劣る等の課題をクリアする必要がある。

アウトプット目標の達成状況（委託）

◎　大きく上回って達成、○達成、△一部未達、×未達

	最終目標　2023年3月	主な成果（実績）2023年3月	達成度	達成の根拠／解決方針
委託事業（大学・国研）				
①基本特性評価	■ **次世代冷媒の特性及び燃焼特性を解明**する。 ■ 次世代冷媒を用いた**機器の性能について、広範囲で高精度に予測できる手法を確立**する。	■ 冷媒特性に関する合計**127件の測定、モデル構築、評価を行った**。 ■ **3つの混合系冷媒**について、**燃焼性の観点からの最適な混合組成を明確化**、**4種の冷媒**について**実用上の燃焼特性を明確化**した。 ■ 冷凍サイクルを構成する**各種デバイスの数理モデル・数値解析手法を確立**し、これらを**統合した実用的なシミュレーター、性能評価装置を開発**した。	○	■ 次世代冷媒開発に必要な**冷媒の基本特性を解明**するとともに、**燃焼性の面から見た安全性評価を確立**出来た。 ■ **次世代冷媒および適用機器の開発・検証に必要な実用性のある性能評価装置を開発**出来た。
②安全性・リスク評価	■ **強燃性冷媒漏洩時の濃度拡散、着火源熱源、燃焼の危害度を評価**する。 ■ **HFO系次世代冷媒の自己分解反応の抑制方法を開発**する。 ■ エアコンの性能を**適正に評価できる試験法（負荷試験法）を開発**する。	■ **燃焼性冷媒漏洩時のリスク評価**として、可燃域形成に係る**機器の設置・運転条件の影響を明確化**するとともに、着火源の評価、および**着火時の影響評価に関するデータを取得**した。 ■ **燃焼性冷媒の燃焼抑制対策**、**HFO系冷媒の自己分解反応抑止方法**について、添加剤や機器の構造改善による**手法を開発**した。 ■ 空調機の**新しい性能評価手法**として、**負荷試験法の妥当性を検証**できた。	○	■ **機器の安全性に関する国際規格の改定**に必要なデータを提供することが出来た。 ■ 次世代冷媒・機器開発に必要な**燃焼抑止技術・自己分解反応抑止技術を開発**出来た。 ■ **空調機性能を**適正に**評価する規格改定への提**案に向け、方向性を示す事が出来た。

アウトプット目標の達成状況（助成）

◎　大きく上回って達成、○達成、△一部未達、×未達

	最終目標　2023年3月	主な成果（実績）2023年3月	達成度	達成の根拠／解決方針
助成事業（民間企業）				
③冷媒・機器開発	■ 現状市販フロン品と**同等以上の性能(COP等)を実現する技術**（冷媒開発、機器開発）に関して、**各事業者毎に目標を定め、これを達成**する。	■ **大形クーリングユニットにおける二元サイクル検討および最適冷媒を選定**し、**実証試験を完了**した。 ■ **コンデンシングユニットに適用する**R454Cなどの3種類の**冷媒を選定**し、**実証試験により省エネ性を確認**した。 ■ **CO_2冷凍機の大出力化や高外気温度対応、未利用熱利用などの技術を開発**し、実証試験により性能改善を確認した。 ■ **冷媒評価と機器性能評価を実施**し、**GWP10以下の新たな混合冷媒を開発**した。	○	■ 年間**COPが従来比100%以上**で**機器販売価格が140%以下を達成**できた。 ■ 年間**機器性能5%改善を達成**できた。 ■ 30、40馬力の**CO_2冷凍機を製品化**。他技術についても**実用化へ向けた技術的な課題を解決**できた。 ■ R474Aとして**国際規格に登録**。空調機の基礎検討を行い、**適用可能性を確認**できた。

研究開発成果の意義（副次的成果）（全体）

研究開発項目	意義	副次的効果
委託事業（大学・国研）		
①次世代冷媒の基本的特性に関するデータ取得及び評価 **【基本特性評価】**	■ **冷媒特性および冷媒燃焼特性の解明**は**国際規格化・標準化等を通して次世代冷媒・対応機器の実用化につながる。** ■ 基本熱物性から**システム全体としての最適化評価技術を構築**することは、**国際標準化への貢献、ひいては次世代冷媒適用機器開発につながる。**	■ 次世代冷媒特性データ、および安全性・リスク評価の国際標準化は、冷凍空調機器用だけでなく、**高温ヒートポンプ、医療技術、ナノテク産業にも貢献**できる。
②次世代冷媒の安全性・リスク評価手法の開発 **【安全性・リスク評価】**	■ 次世代冷媒の**安全性・リスク評価手法を開発**することで、**国際規格の改定に貢献**でき、**次世代冷媒・機器の開発が促進**されるとともに、**安全に普及させる基盤が整う。**	
助成事業（民間企業）		
③次世代冷媒及び次世代冷媒適用技術の開発 **【冷媒・機器開発】**	■ **省エネ性とコストを両立した自然冷媒やHFO系冷媒の実用化技術を確立**し、**量産化技術確立により早期の普及**が見込まれる。 ■ **GWP10以下の冷媒の開発**により、直膨型空調機において**性能・安全面でHFC系冷媒を代替**する可能性がある。	■ 開発したGWP10以下の冷媒は、CO_2、プロパン、既存のHFO系冷媒に対して適用範囲が広く、空調機、カーエアコン、冷凍冷蔵など、幅広い用途での活用が期待される。

特許出願及び論文発表

■ 委託では成果の積極的な公表、助成では企業戦略に基づいた知財管理と、それぞれの知的財産・標準化戦略に沿った論文発表・特許出願等を実施した。

	2018年度	2019年度	2020年度	2021年度	2022年度	2023年度（予定含む）	計
特許出願		9	20	20	12	1	62
（うち外国出願）		(2)	(10)	(10)	(8)	(1)	(31)
論文	1	4	16	13	17	14	65
研究発表・講演	17	38	25	85	55	18	238
受賞実績		3	2	2	7		14
新聞・雑誌等への掲載		1	1	2	4	3	11
展示会への出展				1	2	1	4
合計	18	55	64	123	97	37	394

※2023年8月時点

国際会議等における研究開発成果の発信実績

事業者の発信

- 日本冷凍空調学会年次大会（2019～2022年）
  NEDO調査委員会（日本冷凍空調学会）がオーガナイザーとなるワークショップ「次世代低GWP冷媒の安全性・物性・サイクル性能評価」を開催し成果を報告。
- 国際会議等での発表
  日本冷凍空調工業会「環境と新冷媒国際シンポジウム」（2018 年，2021年, 2023年）、IEA Heat Pump Conference 2020（2021 年）、HFO2021 Conference（2021 年）、Purdue Conference（2022 年）　他
- NEDO調査委員会プログレスレポート（日本冷凍空調学会HPにて公表）
  成果の発信を目的として、調査事業全般の紹介、各WGの成果を毎年レポートを作成して公開。
  2023年には５年間の研究成果をまとめてファイナルレポートとして公開。（英文版あり）

中間評価結果(後述)＃3への対応

NEDOの発信

- 国際学会等での発表
  OEWG（モントリオール議定書締結国会合の公開作業部会）サイドイベント（2019年タイ）においてNEDOの取り組みを発信。
  MOP（モントリオール議定書締約国会合）におけるワークショップ（2019年イタリア）においてNEDOの取り組みを発信。

ニュースリリース

- 東京大学・NEDO同時リリース；『家庭用・業務用エアコンへの適用が期待できる低GWP（地球温暖化係数）冷媒の**自己分解反応の抑制に成功**』（2022年5月13日）
- NEDOニュースリリース；『NEDOプロジェクトの成果が、**冷媒の状態方程式の国際規格（ISO17584）改定に貢献**―HFO冷媒の研究開発加速や普及による、地球温暖化対策に期待―　（九州大学）　』（2022年11月2日）

国内外へ本プロジェクト成果を積極的に発信

＜評価項目３＞マネジメント

（１）実施体制

(※) 受益者負担の考え方　　※終了時評価においては対象外

（２）研究開発計画

報告内容

1．意義・アウトカム（社会実装）達成までの道筋

本事業の位置づけ・意義
(1)アウトカム（社会実装）達成までの道筋
(2)知的財産・標準化戦略

2．目標及び達成状況

(1)アウトカム目標と達成見込み
(2)アウトプット目標と達成状況

3．マネジメント

(1)実施体制
受益者負担の考え方
(2)研究開発計画

- ■ NEDOが実施する意義
- ■ 実施体制
- ■ 個別事業の採択プロセス
- □ 予算及び受益者負担
- ■ アウトプット（研究開発成果）のイメージ（再掲）
- ■ 目標達成に必要な要素技術
- ■ 研究開発のスケジュール
- ■ 進捗管理
- ■ 進捗管理：中間評価結果への対応
- ■ 進捗管理：動向・情勢変化への対応
- ■ 進捗管理：開発促進財源投入実績

□（塗りつぶしなし）評価対象外

ご参考資料

2．目標及び達成状況（詳細）

(1)アウトカム目標と達成見込み
(2)アウトプット目標と達成状況

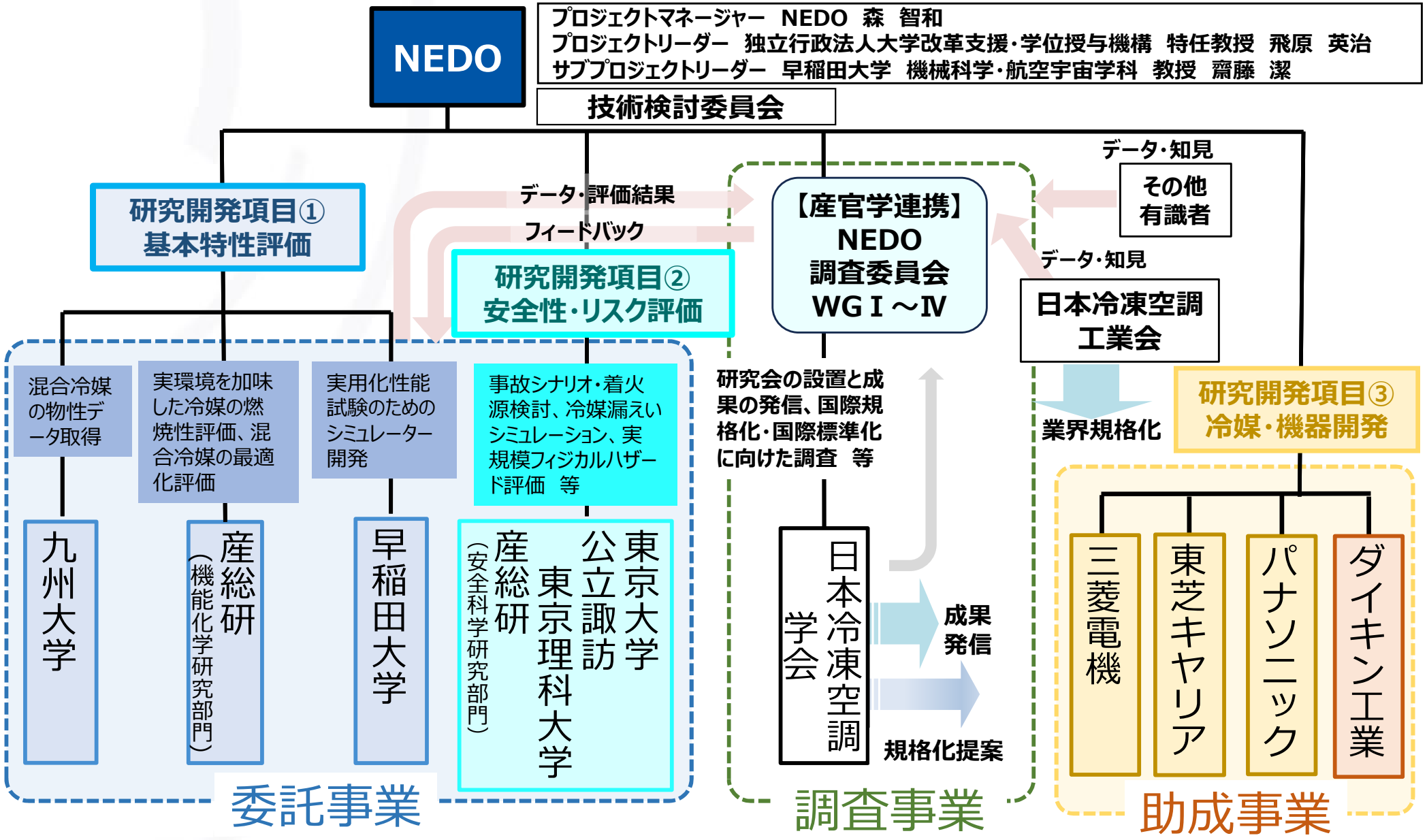
NEDOが実施する意義

- 地球温暖化対策は国内外における緊要の課題であり、**HFC排出削減は急務**
- キガリ改正における目標の達成（2036年までにHFCの生産及び消費量を85%削減）には、**より一層低GWP冷媒への転換が必須**
- 「パリ協定に基づく成長戦略としての長期戦略（2019年6月閣議決定）」及び「革新的環境イノベーション戦略（2020年1月統合イノベーション戦略推進会議決定 ）」において、フロン類の削減に向けたイノベーション創出を推進
- **我が国産業の競争力強化のため**にも、世界に先駆けた**次世代冷媒及びその適用機器の開発**が急務
- 次世代冷媒の物性評価、安全性・リスク評価については、多くの企業、大学、研究機関の**知見の結集によるオープンイノベーションが不可欠**であり、高度な研究開発マネジメントのもと国内安全基準の策定や国際規格化・標準化策定に取り組むことが重要

ＮＥＤＯ事業としての妥当性は極めて高い

ＮＥＤＯのミッション
「エネルギー・地球環境問題の解決」
「産業技術力の強化」

実施体制（実施者間での連携）



個別事業の採択プロセス

■ 委託事業

【公募】 公募予告（2018年2月26日）⇒公募（3月30日）⇒公募〆切（5月21日※）
※各研究開発項目への部分提案のみであり、このうち一項目への提案が一件のため10日間延長
【採択】 採択審査委員会（6月5日）

■ 助成事業

【公募】 公募予告（2019年1月11日）⇒公募（2月12日）⇒公募〆切（3月13日）
【採択】 採択審査委員会（4月2日）
採択条件；採択審査委員会では、以下を条件に採択が行われた。
・中間目標及び最終目標について、定量的な目標を設定し実施計画に反映させること。（三菱電機株式会社）
・候補冷媒の選定基準を明確化し実施計画に反映させること。(東芝キャリア株式会社)
・テーマ名を研究開発内容に即したものとするため、テーマ名中の「市場性評価」を再検討すること。（パナソニック株式会社）

■ 留意事項（委託事業、助成事業共通）

研究の健全性・公平性の確保に係る取組；　公募の際にその他の研究費の応募受入状況を確認し、不合理な重複及び過度の集中がないか確認した。

予算及び受益者負担

受益者負担の考え方

【委託事業】(研究開発項目①，②)

上記研究開発項目は、次世代冷媒及び次世代冷媒適用冷凍空調機器の安全性評価手法の確立を目的としており、我が国の冷凍空調産業界全体にとって高い共通基盤性を有する研究であり、**国民経済的には大きな便益がありながらも、民間企業の研究開発投資に見合うことが見込めない「公共財の研究開発」事業**として、委託事業を実施する。

【助成事業（助成率：1／2）】(研究開発項目③)

上記研究開発項目は、既に民間企業等が主要な技術やノウハウ等を所有している技術について、ユーザーサイドのニーズをくみ取ることにより開発終了後の事業化計画を明確にして、実用化及び普及化の研究を行う。**本開発終了後、数年以内に製品化を想定できるものを対象とする。これらは、助成事業（助成率：1／2）**として実施する。

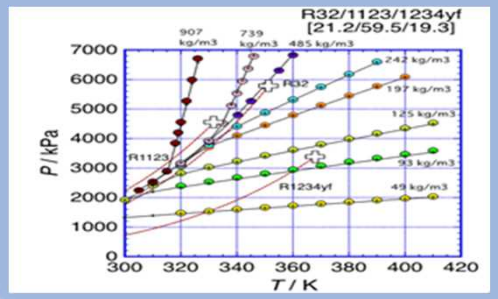
予算

	総額（５年間） 約28億円	研究開発項目毎配分		
		①基本特性評価	②安全性・リスク評価	③冷媒・機器開発
2018年度	2.5億円	65%	35%	–
2019年度	6.53億円	57%	28%	15%
2020年度	7.0億円	48%	25%	27%
2021年度	6.5億円	53%	24%	23%
2022年度	5.49億円	51%	26%	23%

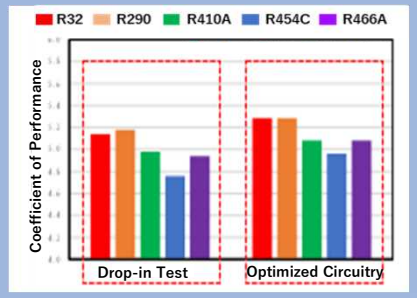
アウトプット（研究開発成果）のイメージ（再掲）

研究開発項目①
次世代冷媒の基本特性に関するデータ取得及び評価

冷媒物性・熱物性



性能評価



研究開発項目②
次世代冷媒の安全性･リスク評価手法の開発

漏洩･着火危害度評価

危害抑止

国際規格・国際標準への登録

研究開発項目③
次世代冷媒及び次世代冷媒適用技術の開発

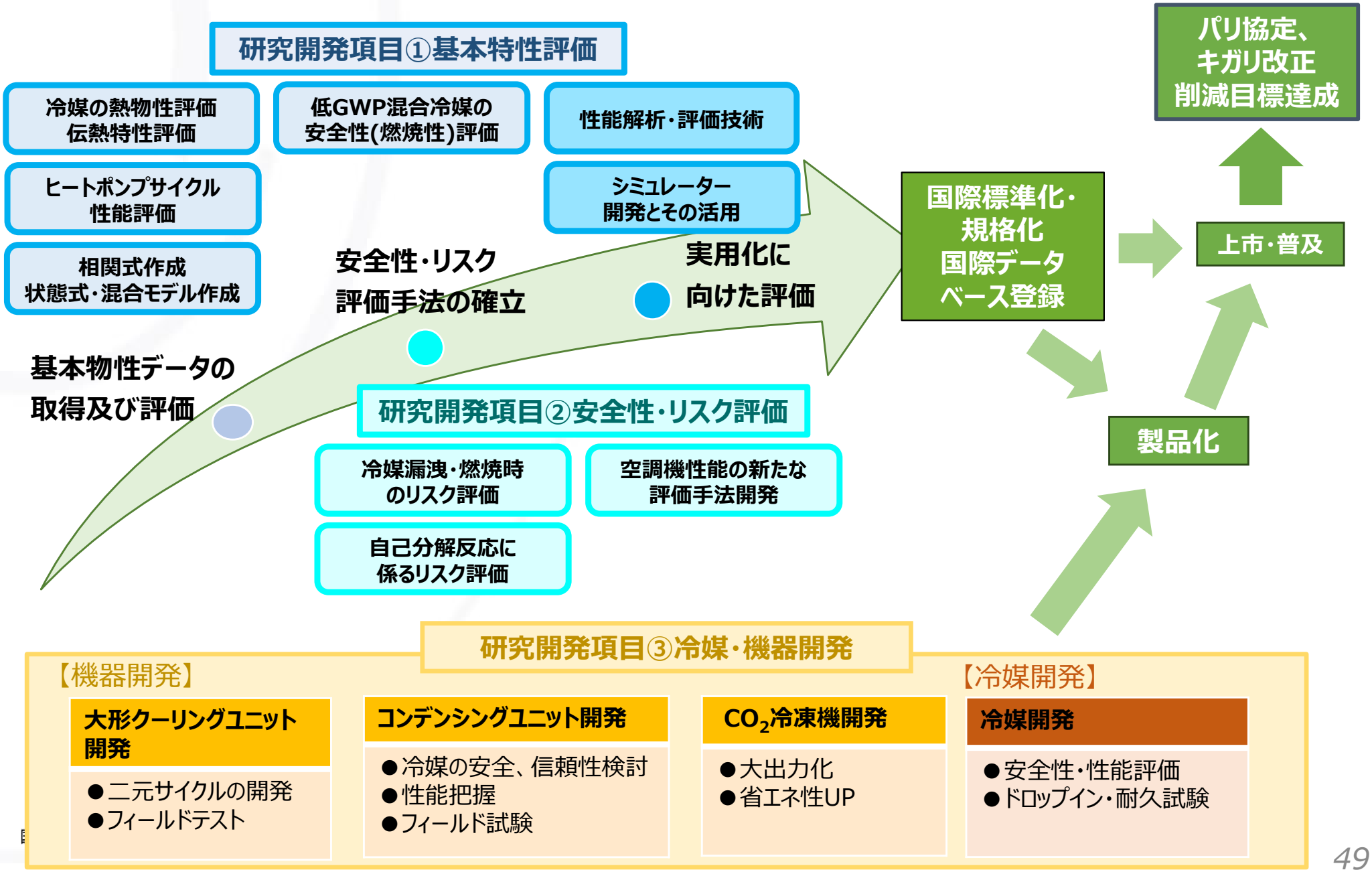
冷媒開発

			R1132(E)	R474A R1132(E): 23% R1234yf: 77%
臨界温度 1)		℃	75.7	87.8
臨界圧力 1)		MPa	5.17	4.05
沸点 (101.3kPa) 1)		℃	-52.6	-43.4
蒸気圧 (25 ℃) 1)		MPa	1.66	1.07
蒸気密度 (25℃) 1)		kg/m³	55.9	42.8
液密度 (25℃) 1)		kg/m³	916.5	1066.7
燃焼下限界 LFL		vol%	4.4	5.5
燃焼速度	nominal	cm/s	32.9	2.9
	WCFF	cm/s	-	6.4 R1132(E): 48.9% R1234yf: 51.1%
暴露限界 OEL		ppm	350	430
急性毒性暴露限界ATEL		ppm	30,000	58,000
ASHRAE 安全性クラス			B2	A2L
GWP	AR4		(1)	(3)
	AR6 2)		(0.0036)	(0.039)

機器開発

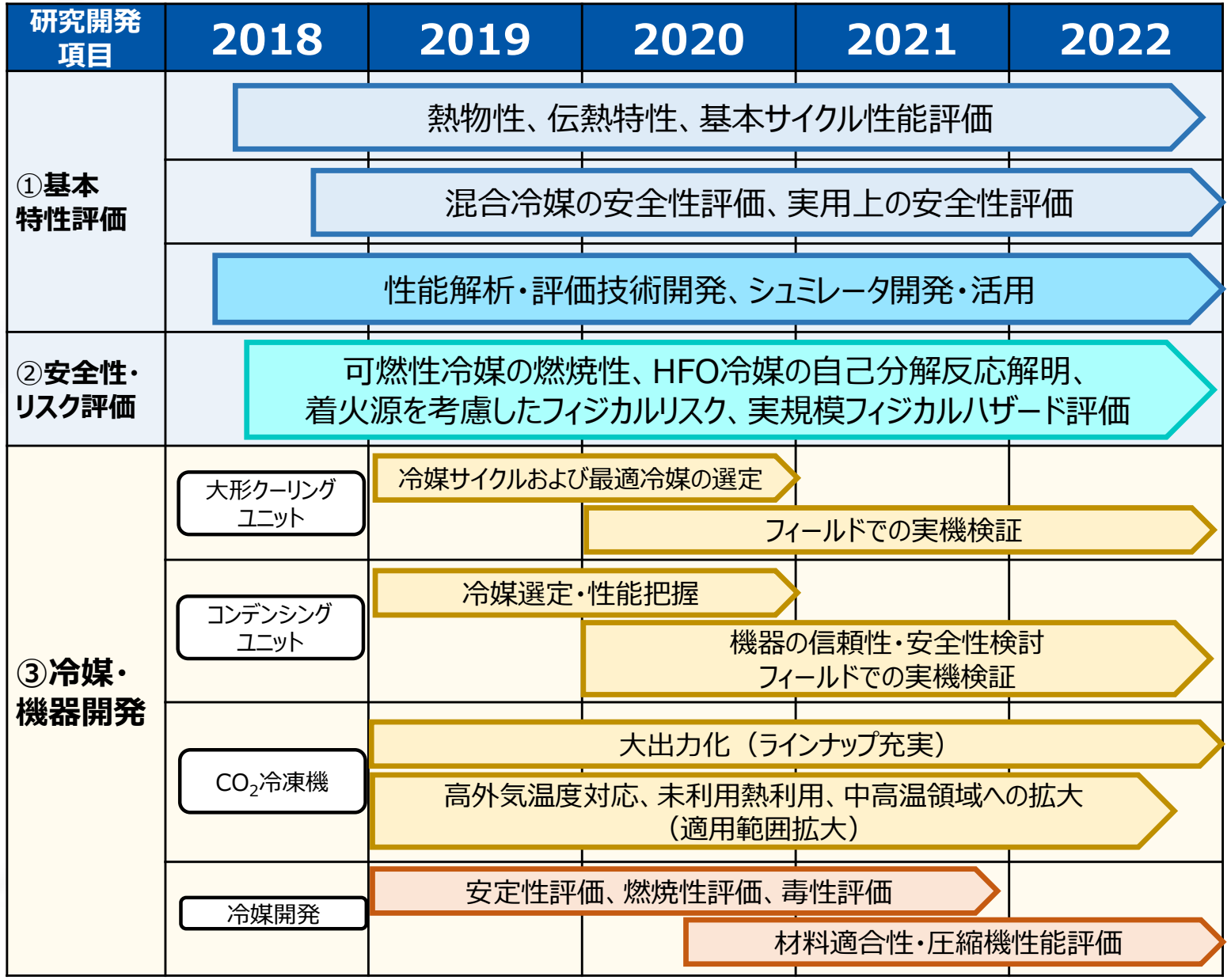
自然冷媒	本プロジェクト
HFO系冷媒	本プロジェクト → 次期（現行）プロジェクト

目標達成に必要な要素技術



研究開発のスケジュール

- **基本特性、安全性・リスク評価、実用化評価の検討を平行して実施**
- **研究開発項目③助成事業は2019年度より開始**



進捗管理(1)

中間評価結果(後述)
＃1への対応

■ 研究開発計画・予算の最適化

（1）（2）
による進捗管理

（1）月例報告（委託先／助成先より**研究進捗報告書**（月報）、**予算管理表**を提出）
・NEDO及びプロジェクトリーダー（PL）による確認・把握
（2）プロジェクトリーダー、NEDOによる**事業者ヒアリング**（年2回開催）

（3）NEDOにおける**次年度繰越案の策定**（計画修正・予算配分）
（4）**技術検討委員会**（年1回開催）による評価（年度末）

運営管理に従った、計画・予算の絞り込み等により、実用化・事業化の高い技術開発に資源を集中

	4月	5月	6月	7月	8月	9月	10月	11月	12月	1月	2月	3月
2018			委託事業開始						PLヒアリング			技術検討委員会
			NEDO及びPLによる進捗把握									
2019	助成事業開始				PLヒアリング				PLヒアリング			
	NEDO及びPLによる進捗把握											
2020			技術検討委員会（※）		PLヒアリング		中間評価		PLヒアリング			技術検討委員会
	NEDO及びPLによる進捗把握											
2021					PLヒアリング				PLヒアリング			技術検討委員会
	NEDO及びPLによる進捗把握											
2022					PLヒアリング 委託	助成			PLヒアリング			
	NEDO及びPLによる進捗把握											

※コロナウイルス感染症拡大の為、2019年度委員会（2/28予定）を2020年度に延期して実施。

進捗管理(2)

■ 技術検討委員会等において、**各事業者は実用化・事業化の見通しについて発表**し、それに対してプロジェクトリーダー、サブプロジェクトリーダー、**外部有識者が意見を述べるとともに助言**を行い、**各研究開発項目の内容にフィードバック**させる。

■ **技術検討委員会　委員**

委員長

亀山　秀雄（国立大学法人東京農工大学　名誉教授）

委員（50音順）

浅野　等（国立大学法人神戸大学
大学院工学研究科　機械工学専攻　教授）

勝田　正文（学校法人早稲田大学　名誉教授）　（2021年迄）

齋川　路之（一般財団法人電力中央研究所
エネルギーイノベーション創発センター　首席研究員）

西村　伸也（公立大学法人大阪市立大学　名誉教授）

進捗管理(3)
～中間評価結果への対応～

#	指摘	対応
1	委託事業である物性評価・安全性評価においては、継続的な研究が重要であり、知見集積、人材育成、状況変化への対応は必要である一方、研究リソースは限られることから、**今後の研究内容については優先順位を精査し、必要な研究はさらに加速化**していっていただきたい。	事業者ヒアリング及び技術検討委員会において事業進捗を確認し、**プロジェクトリーダー、技術検討委員等の意見を踏まえ**、研究対象冷媒の追加や、より実用に即した研究内容を追加する等、**アウトカム（実用化・規格化）達成の早期化に資するテーマに対してリソースの選択と集中**を行なうマネジメントを実施した。
2	キガリ改正に対する課題解決のための冷媒候補としては、**自己分解反応や燃焼性、毒性の問題で解決しなければならない課題が残っており**、本研究開発の後半2年間で着実に開発していくことを期待したい。	実施事業者との密なコミュニケーションに基づき、**成果を最大化するための着実なマネジメント**を引き続き実施し、**自己分解反応を有する国産冷媒の登録や、抑止方法の開発を達成**するとともに、この冷媒の早期普及を目指して**本研究独自の成果報告書、およびニュースリリース等での公開**を行なった。
3	安全性・リスク評価の研究成果は重要であり、当該研究成果を踏まえて、**産学間の関係強化**をより一層進め、合理的なリスクマネジメント対策についても検討して頂くのが望ましく、**安全性検討に際しては、実態に即した合理的な評価結果を一般にも解りやすい形で情報提供**をして頂きたい。	実態に即した合理的な安全性・リスク評価と、それを踏まえたリスクマネジメント対策の検討に資するべく、**本プロジェクトの参画研究機関と業界団体等との産学間での連携を推進**し、その連携のもとで**得られた成果を一般へ効果的に発信することを目的**とした**調査事業を実施し毎年レポートとしてまとめて公表**した。
4	実運転性能評価装置を用いた次世代空調機器の様々な性能評価を推進し、次世代冷媒の安全性を担保した上で、安全性・リスク評価の成果に基づいて、**複数件の国際規格への提案をすることで、国際規格化・標準化に貢献**していっていただきたい。	**業界団体等との連携を強力に進める**ことで、国際標準化・国際規格化等への提案に資するよう研究成果を最大化するマネジメントを実施し、**冷媒物性**（ISO17584, REFPROP10）、**エアコン安全基準**（IEC60335-2-40）、**冷凍装置の安全基準**（IEC60335-2-89）等の**規格化・標準化に登録・貢献**した。

進捗管理(4)
～動向・情勢変化への対応～

中間評価結果
＃2,3,4への対応

- 調査委託（日本冷凍空調学会）を実施し、国内外の動向・情勢変化を随時把握するとともに各研究開発に対応した産官学の参加するWGを設置。情報共有および研究進捗・方向性の確認と対応を図った。
- 2019年のキガリ改正に対応し、製品開発促進のため2019年度より助成事業を開始。

研究開発項目 / 対応する委員会・WG		委員会・WG開催回数 '18	'19	'20	'21	'22
調査【委託】	次世代冷媒に係る安全性・リスク評価に関する検討	→	→	→	→	→
調査委員会	各WG進捗確認、対外的発信審議、進捗報告書公表	1	4	4	4	4
WGⅢ	次世代冷媒の規制・規格調査、国内外の動向調査		4	5	5	4
研開①【委託】	次世代冷媒の基本特性に関するデータ取得及び評価	→	→	→	→	→
WGⅠ	次世代冷媒の基本特性，性能評価	2	4	4	5	4
WGⅣ	機器性能評価手法検討	2	4	3	5	4
研開②【委託】	次世代冷媒の安全性・リスク評価手法の開発	→	→	→	→	→
WGⅡ	次世代冷媒の安全性・リスク評価				3	5
研開③【助成】	**次世代冷媒及び次世代冷媒適用技術の開発**		→	→	→	→
主な情勢変化			キガリ改正発効（2019年1月）		オゾン層保護法施行（2019年1月）	

＜各委員会、WGのメンバー（オブザーバー含む）＞

【調査委員会】 委員長：井上教授（東京海洋大）、有識者（防衛大学教授、高圧ガス保安協会理事、環境ｴﾈﾙｷﾞｰﾈｯﾄﾜｰｸ理事長、日本冷凍空調学会ISO国内分科会主査、同ASHRAE国内分科会主査、同総務・会計担当理事）NEDO各事業者、日冷工、METI、NEDO

【WGⅠ】 委員長：齋藤教授（早稲田大学）、九州大学、佐賀大学、九州産業大学、早稲田大学、電気通信大学、日冷工、NEDO

【WGⅡ】 委員長：飛原教授（大学改革支援学位授与機構）、産総研（機能化学・安全科学）、公立諏訪東京理科大学、東京大学、日冷工、NEDO

【WGⅢ】 委員長：岸本理事長（環境ｴﾈﾙｷﾞｰﾈｯﾄﾜｰｸ21)、ダイキン工業、国土技術政策総合研究所、早稲田大学、高圧ガス保安協会、NEDO、日冷工

【WGⅣ】 委員長：齋藤教授（早稲田大学）、大学改革支援学位授与機構、早稲田大学、東京大学、ダイキン工業、パナソニック、三菱電機、日立ｼﾞｮﾝｿﾝｺﾝﾄﾛｰﾙｽﾞ空調、日冷工、NEDO、JEMA

進捗管理：開発促進財源投入実績

中間評価結果
＃1への対応

■ **委託事業**においては**開発の加速化**および、より**実用的な研究成果**が得られる研究開発に対して、また**助成事業**においては**実用化、普及促進**に寄与する研究開発に対して**リソースの選択と集中**を行い、いずれも**追加されたアウトプット目標を達成**。

研究開発項目	開発促進財源投入（対当初契約）		主な内容
	回数	総額（百万円）	
委託事業（大学・国研）			
①次世代冷媒の基本的特性に関するデータ取得及び評価【基本特性評価】	5	165	・**冷媒開発加速化**のための物性測定迅速化、高精度化、測定範囲拡大のための機器拡充。 ・**実動作環境を反映**した評価装置、評価用ソフトウェアの拡充。
②次世代冷媒の安全性・リスク評価手法の開発【安全性・リスク評価】	5	118	・**実使用環境に即した**冷媒漏洩状況再現、点火能評価対象機器の拡大、危害度評価精度向上のための**実験追加および機器拡充**。 ・自己分解反応の**実機試験**の実施。
助成事業（民間企業）			
③次世代冷媒及び次世代冷媒適用技術の開発【冷媒・機器開発】	2	13	・**実用化（国際登録）、普及促進**に向けた、新冷媒毒性評価精度向上のための機器拡充。

報告内容

1．意義・アウトカム（社会実装）達成までの道筋

本事業の位置づけ・意義
(1)アウトカム（社会実装）達成までの道筋
(2)知的財産・標準化戦略

2．目標及び達成状況

(1)アウトカム目標と達成見込み
(2)アウトプット目標と達成状況

3．マネジメント

(1)実施体制
受益者負担の考え方
(2)研究開発計画

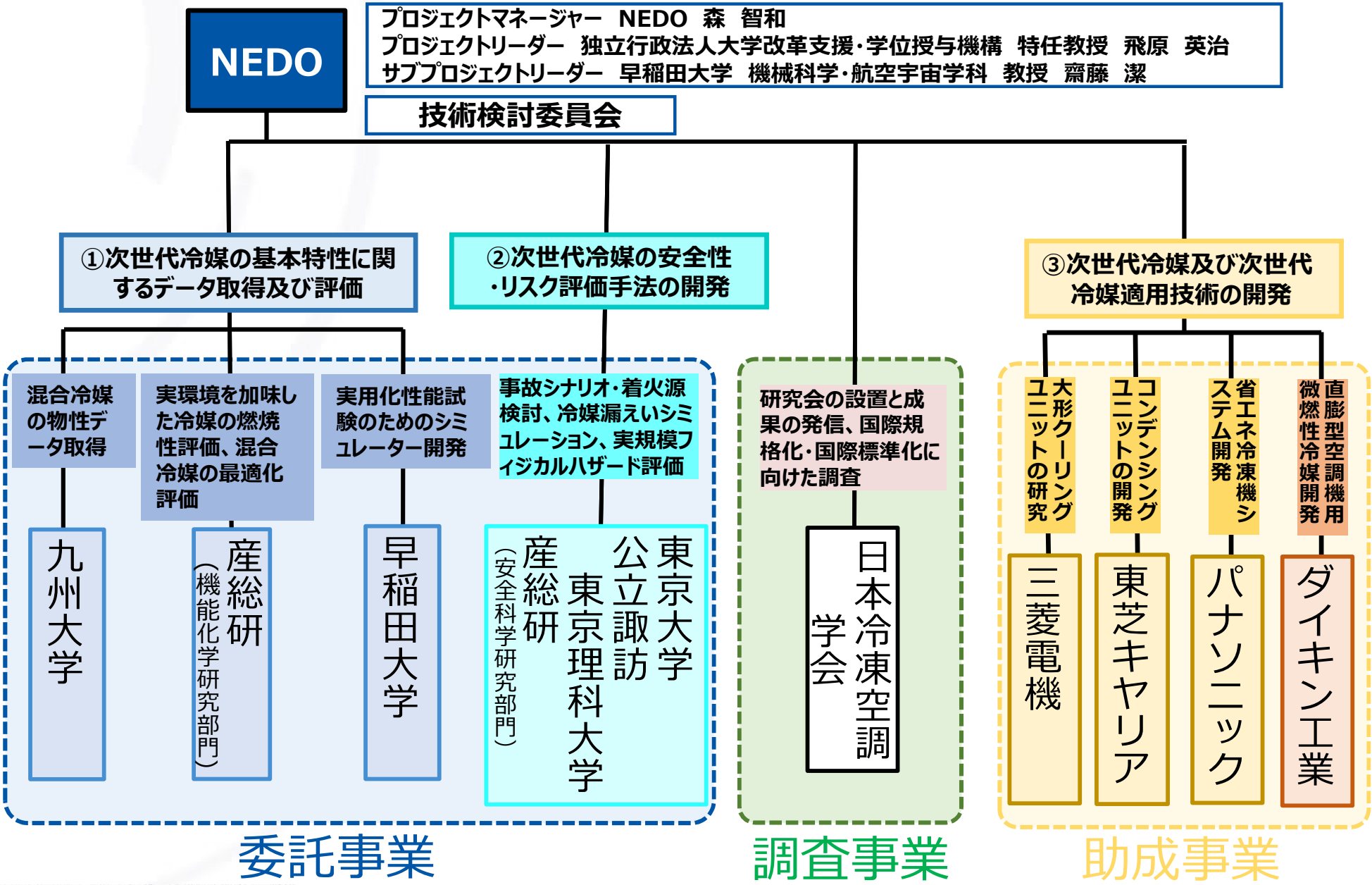
ご参考資料　事業全体像の具体的説明

2．目標及び達成状況（詳細）

(1)アウトカム目標と達成見込み
(2)アウトプット目標と達成状況

- アウトカム達成に向けた戦略
- アウトカム目標の達成見込み
- テーマごとの目標と根拠
- テーマごとの目標と達成状況
- 個別テーマの成果と意義

研究開発の体制と研究開発項目



研究開発項目①

次世代冷媒の基本特性に関するデータ取得及び評価

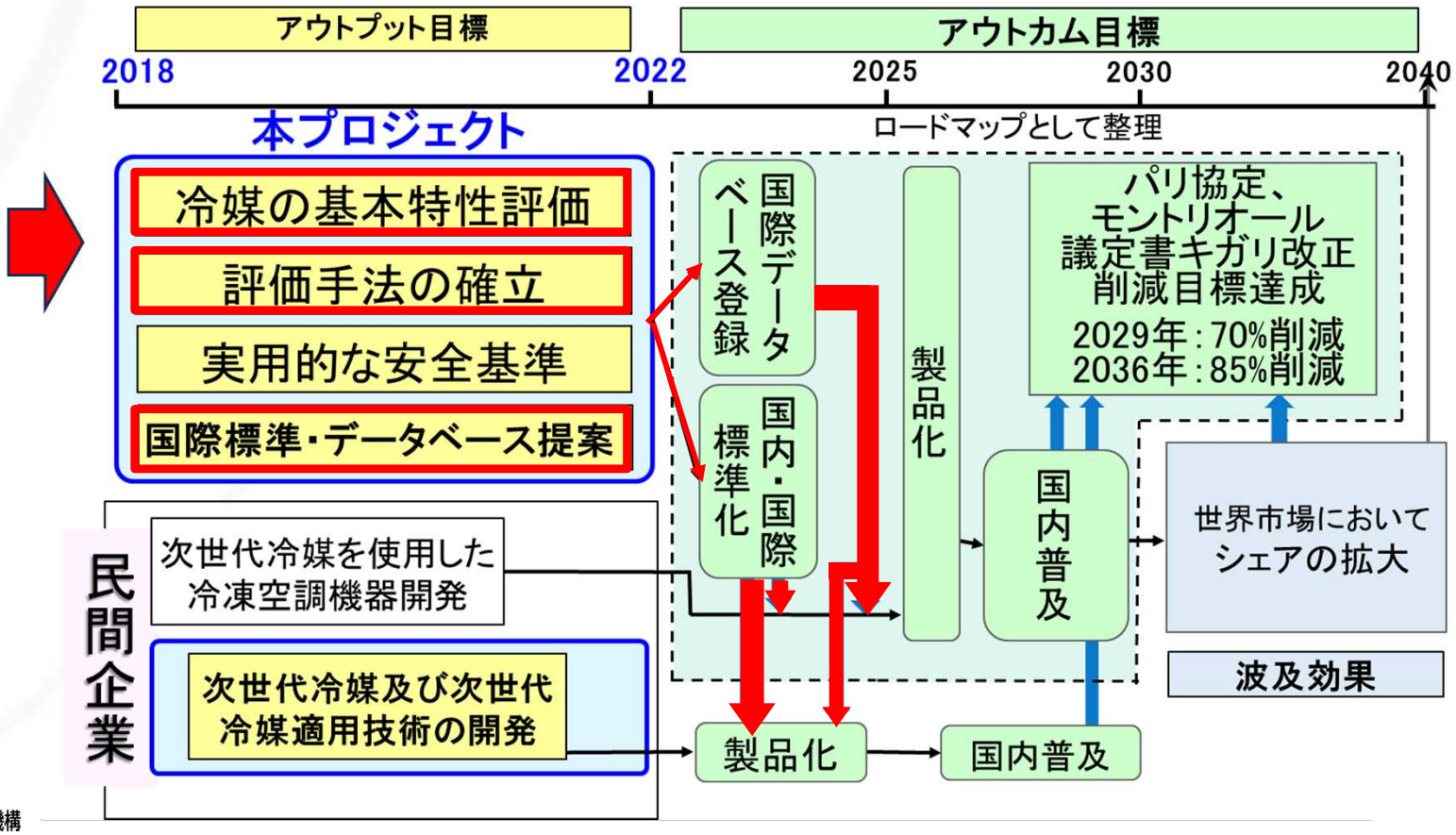
アウトカム目標の設定及び根拠（研①）

■ モントリオール議定書の削減目標を達成するためには、低GWP冷媒・機器の普及が必要。そのため研究開発項目①では、次世代低GWP冷媒・機器に関連する国際標準化等を目指して、冷媒特性及び燃焼特性を明らかにすると共に、冷凍空調技術の実用的評価手法の開発を実施。

研究内容

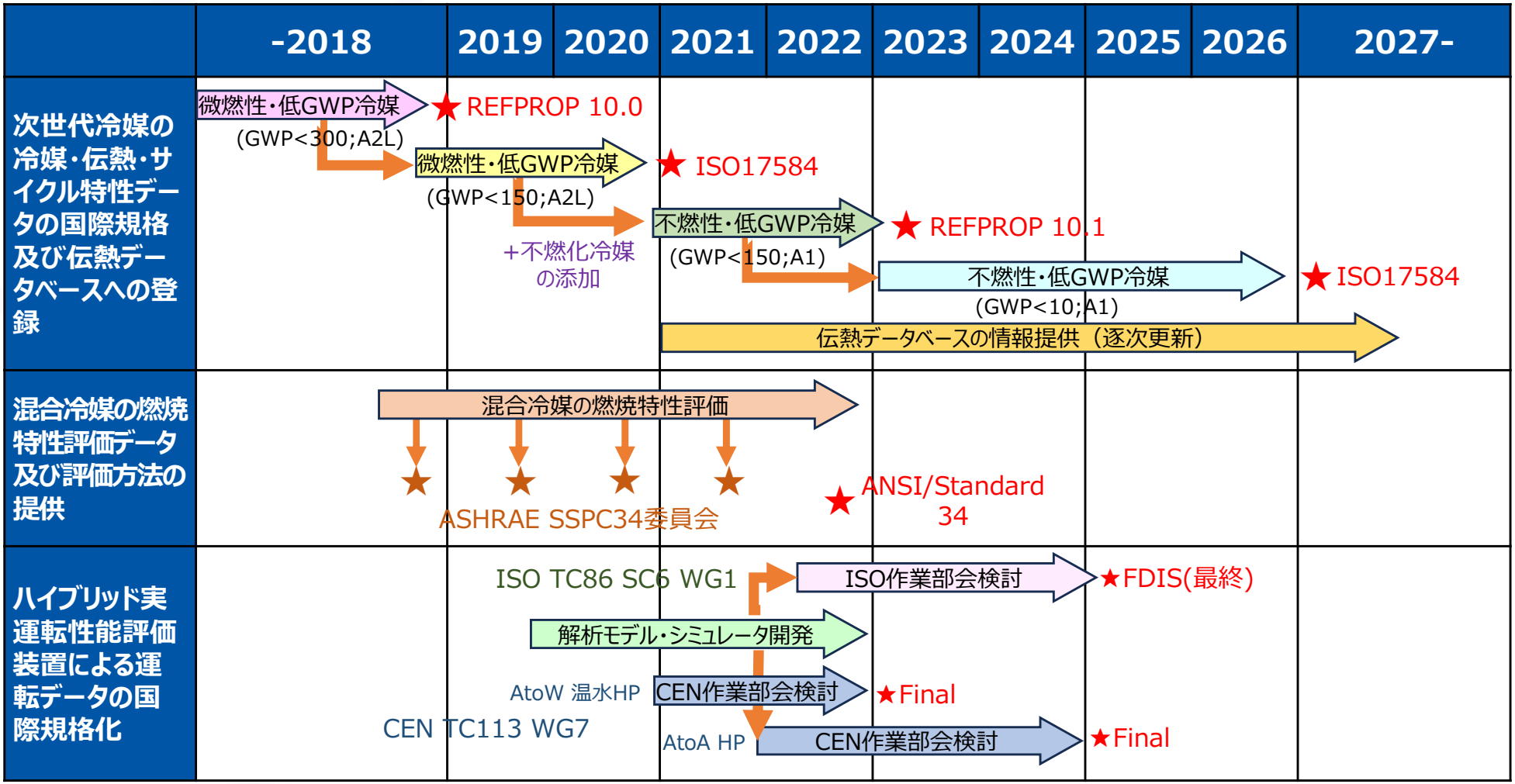
- ■ 中小型規模の冷凍空調機器に使用する次世代冷媒の熱物性、伝熱特性および基本サイクル性能特性の評価
- ■ 低GWP低燃焼性混合冷媒の安全性評価
- ■ 低GWP冷媒を採用した次世代冷凍空調技術の実用化評価手法の確立

アウトカム達成までの道筋



アウトカム目標達成に向けた戦略・具体的取組（研①）

■ 冷媒状態方程式の国際規格(ISO17584)、流体熱物性データベース(REFPROP)、冷媒安全規格(ASHRAE)、空調機評価方法国際規格（ISO TC86 SC6)、空調機の欧州性能規格(CEN TC113) への登録を目指す



アウトカム目標の達成見込み（研①）

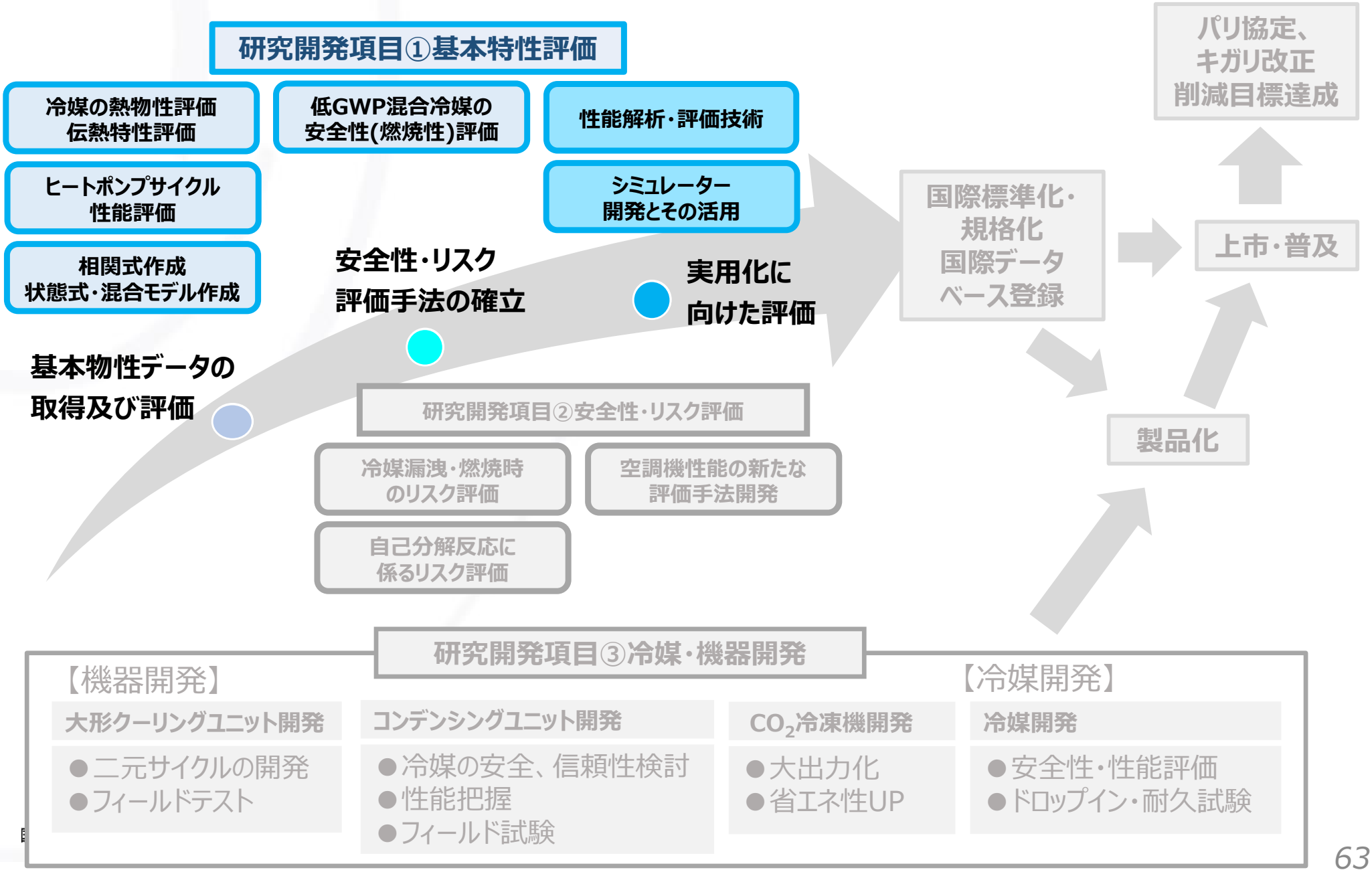
研究テーマ	達成見込み	課題
中小型規模の冷凍空調機器に使用する次世代冷媒の熱物性、伝熱特性および基本サイクル性能特性の評価研究 **【九州大学】**	■ 冷媒物性・状態方程式について、**国際規格への情報提供**を行った。 ■ 冷媒物性について、**国際データベース**（NIST REFPROP）への登録を行った。 ■ 熱交伝熱特性について、**伝熱データベース**を開発し、WEB上で公開した。	■ 次世代冷媒は毎年新たに提案されている。引き続き**冷媒評価**に取り組む必要がある。 ■ 冷媒の基本特性の国際規格化・標準化等には時間を要する。キガリ改正目標を見据えて、**取組みの継続および加速化**が必要である。
低GWP低燃焼性混合冷媒の安全性評価 **【産業技術総合研究所】**	■ **高圧ガス保安法**におけるHFO冷媒の爆発限界測定の基準値を**改定**。国際整合性、測定再現性、信頼性の観点から改善した。 ■ R32/1234yf混合系については、本研究を通して開発した評価法によって３種類の新冷媒の評価を行い**規格認定の支援**をするとともに、本研究で公表したデータは**工業会規格に引用される**など、成果の社会実装が進んでいる。 ■ HFO-1123混合系について、**国内外の標準化に必要な燃焼特性評価結果を提供**した。	■ 今後、低GWPかつ低沸点の冷媒の必要性から、本研究で対象外であったHFO混合冷媒について、引き続き、**統一的・系統的な燃焼特性評価及び標準化を検討する必要がある。**
低ＧＷＰ冷媒を採用した次世代冷凍空調技術の実用化評価に関する研究開発 **【早稲田大学】**	■ 多様な冷媒が導入された空調機器に関して、機器の性能が広範囲で高精度に予測できる機器の性能評価手法を確立し、**国際規格の改定に向けた活動**を行った。 ■ 実用機レベルのシミュレーターについて、**業界団体へ提供し、標準ツールとして活用**する。	■ 評価手法についての**一般化、規格化への取組み**を継続する。 ■ シミュレーターについて、**最新の産業界のニーズ把握とその反映**に継続的に取組む必要がある。

アウトカム目標の達成見込み（研①）

～国際規格・標準改定への貢献～

研究テーマ	研究内容	対象規格等	規格・標準改定への貢献	提案時期	発行時期
中小型規模の冷凍空調機器に使用する次世代冷媒の熱物性、伝熱特性および基本サイクル性能特性の評価研究 **【九州大学】**	次世代冷媒の物性計測、状態方程式	ISO17584	R1233zd(E)、R1336mzz(Z)、R1234yfの登録	2017-2022	2022.8
			混合冷媒の登録	未定	未定
		REFPROP 10.1	R1336mzz(E)、R32/1123、R1123/1234yf、R1234yf/290 および R1123/290 の物性定義ファイルを提供	2018-2023	2023(?)
	伝熱データ計測伝熱データベース	伝熱データベース	ユーザアカウントの権限レベルの設定とその機能を追加し，伝熱データのダウンロードを可能にすることで，研究開発や設計に必要な情報入手に貢献	–	–
低GWP低燃焼性混合冷媒の安全性評価 **【産業技術総合研究所】**	微燃性冷媒の燃焼特性(燃焼速度、燃焼限界、消炎距離、混合則)	高圧ガス保安法	当NEDO事業で高度化した燃焼限界評価法が、特定不活性ガスの判定方法に採用された。	2020	2021.4
		ANSI/ASHRAE Standsrd 34	半年に1度開催されるASHRAE SSPC34委員会等へ、代表的な混合冷媒の燃焼特性の基準となるデータの提供や、燃焼特性評価方法の見直しとして規格改定に係る提案を主導 することにより、その審議に適切に対処していく	2020	未定
低ＧＷＰ冷媒を採用した次世代冷凍空調技術の実用化評価に関する研究開発 **【早稲田大学】**	解析モデルシュミレータ開発	IEC60335-2-89	A2L冷媒について、1.2kgの制限を外し、LFLの13倍まで冷媒を充填できるようにするという、日本提案に貢献した。	2019.12	2023
		ISO16358後継規格	開発したシミュレーションをISO次期期間性能規格のベース として、ディジタル規格化を目指す当該規格の根幹を形成し、また、必要な機能を追加して、測定の負担が少なく、高 精度かつ利便性の高い規格の成立を目指す。	2023-2024	2026
	性能評価設備（エミュレータ方式試験室）	ISO(実運転性能データベース)	エミュレータ式負荷試験法が負荷試験の国際標準化に向けて認知されつつあり、これが主流になる。	未定	未定
	負荷固定試験方法	ISO5151, ISO15042, ISO16358-1,2,3	ISO/TC86/SC6のInformal group meetingで、NEDO成果を基に負荷固定試験方法に関する報告を行い、またこの方法の残課題の解決に向けて継続的に参画し、同方法の国際規格化を推進・支援している。今後、作業部会へ参画して、規格の成立を図る。	2021.6-	2026

目標達成に必要な要素技術（研①）



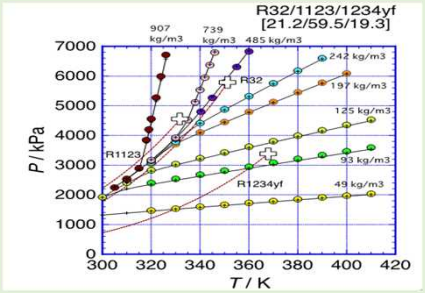
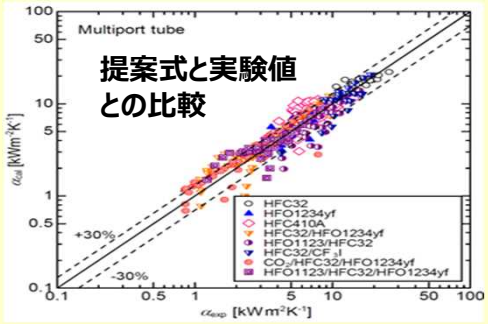
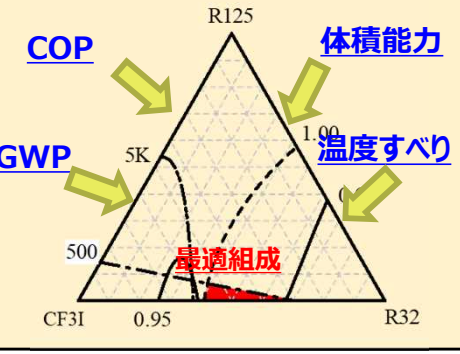
アウトプット(終了時)目標の設定及び根拠（研①）

研究テーマ	最終目標（2023年3月）	根拠
中小型規模の冷凍空調機器に使用する次世代冷媒の熱物性、伝熱特性および基本サイクル性能特性の評価研究 **【九州大学】**	■ 中小型冷凍空調機器への応用が見込まれる次世代低GWP冷媒について、その熱力学的特性、伝熱特性及びサイクル性能特性を**実験・解析の両面から明らかにする**	■ 次世代HFO系冷媒の特性は未だ解明されていない部分も多く、実用化促進の大きな障壁となっている。**得られた成果をソフトウエアやデータベースとして提供**することにより、**冷媒の実用化を加速**できる。 ■ これらの成果をISOやASHRAE、REFPROPなどの国際規格に登録して国際標準化することによって、**全世界的な低GWP冷媒の実用化に貢献**できる。
低GWP低燃焼性混合冷媒の安全性評価 **【産業技術総合研究所】**	■ 3種類以上のHFO混合系について、**燃焼特性の混合組成依存性及び混合効果を明らかにするとともに不活性化条件**を明確化する。 ■ 3種類以上のHFO混合系の**燃焼特性の温度及び湿度依存性**を検討し明らかにする。 ■ 1種類以上のHFO混合系の**燃焼特性の濃度分布影響**を明らかにする。	■ 安全性に優れた次世代冷媒普及のために、燃焼特性が殆ど解明されていない、多くのHFO混合系の燃焼特性を系統的に評価し、その**燃焼特性データや評価手法および標準条件をこえた実使用環境を想定した燃焼特性データを取得**し、国際規格化・国際標準化及び国際データベース等へ反映させることが重要である。
低ＧＷＰ冷媒を採用した次世代冷凍空調技術の実用化評価に関する研究開発 **【早稲田大学】**	■ 空調機器の各デバイスの現象究明、数式化による**性能解析技術の確立** ■ 空調機器の動的性能評価が可能な性能評価装置の開発による**性能評価方法の確立** ■ 空調機器の性能評価が可能な**熱交換器、空調機器、LCCPの各シミュレーターの開発**	■ 次世代冷媒を使用した機器開発を加速化するためには、次世代冷媒を用いた空調機器の性能について、**広範囲で高精度に予測できる手法**を開発し、**実用に即した評価手法**を確立することが必要である。 ■ 同時にこの評価手法と従来規格手法の結果を比較することで、**従来規格の課題が明確となり国際規格の改定に貢献出来る。**

アウトプット目標の達成状況（研①）

研究テーマ	成果（実績）（2023年3月）	達成度	達成の根拠／解決方針
中小型規模の冷凍空調機器に使用する次世代冷媒の熱物性、伝熱特性および基本サイクル性能特性の評価研究 **【九州大学】**	■ 冷媒特性に関する**合計127件の測定、モデル構築、評価**を行った。 ■ 中小型規模の冷凍空調機器への応用が見込まれる次世代低GWP冷媒の熱力学特性、伝熱特性及びサイクル性能を解析的・実験的の両面から明らかにした。	○	■ 次世代冷媒候補となる低GWP冷媒の多面的性能評価を完了できた。得られた成果の一部はすでに国際規格化・データベース化されており、実用化研究の基盤情報を形成している。
低GWP低燃焼性混合冷媒の安全性評価 **【産業技術総合研究所】**	■ 3種類のHFO混合系について、標準条件における**燃焼特性の混合比依存性を明確化**した。 ■ 3種類のHFO混合系について、**実用上の温度・湿度条件における燃焼特性の混合比依存性を明確化**した。 ■ 大規模容器を用いたR32/1234yf混合系の**濃度分布による燃焼特性の変化を明確化**した。	○	■ ３つの混合系冷媒について、燃焼性の観点からの最適な混合組成を明確化、４種の冷媒について実用上の燃焼特性を明確化できた。
低ＧＷＰ冷媒を採用した次世代冷凍空調技術の実用化評価に関する研究開発 **【早稲田大学】**	■ 冷凍サイクルを構成する各種デバイスの**現象究明、数理モデル・数値解析手法を確立**した。 ■ 上記を統合した空調機器の**動的性能評価が可能な性能評価装置、空調機器の実用的な性能評価が可能なシミュレーター**を開発した。	○	■ 次世代冷媒および適用機器の開発・検証に必要な、次世代冷媒を用いた空調機器の性能について、広範囲で高精度に予測できる手法を開発し、実用性のある性能評価装置およびシミュレーターを開発出来た。

個別テーマの成果と意義（研①）_九州大学
「中小型規模の冷凍空調機器に使用する次世代冷媒の熱物性、伝熱特性および基本サイクル性能特性の評価研究」

冷媒の熱物性測定および相関式作成	状態式・混合モデル作成	熱交伝熱特性の評価	ヒートポンプサイクルシステム性能評価
（対象冷媒数） ・熱力学的性質　：25種 ・気液平衡性質　：　7種 ・高温PVT性質　：12種 ・定圧比熱　　：18種 ・表面張力　　：25種 ・音速　　：　6種 ・熱伝導率,粘度：　6種 （例）熱力学的性質  	（対象冷媒） ＜状態方程式＞ ・R1234yf（ISO） ＜混合モデル＞ ・R1123/1234yf系 ・R1234yf/290系 ・R1123/290系（開発中） NEDOプロジェクトで開発した状態方程式または混合モデル（太枠） 	（対象冷媒数） ＜円管内伝熱測定評価＞ ・蒸発特性評価　　：4種 ＜扁平多孔管凝縮特性評価＞ ・凝縮特性評価　　：5種 ＜プレート式熱交伝熱特性評価＞ ・凝縮流動特性評価：5種 ・蒸発流動特性評価：5種 （例）扁平多孔管蒸発熱伝導率予測モデル  	（対象冷媒） ＜熱力学的解析＞ ・R32+125+CF_3I ・R32+1123+CF_3I ＜実験的評価＞ ・R32+1234yf ・R32+1234yf+CO_2 ・R32+1234yf+1123 最適組成比の提案 

成果

■ 冷媒特性に関する**合計127件の測定、モデル構築、評価**を行った。

■ 次世代冷媒開発に必要な冷媒の基本特性（熱力学特性、伝熱特性及びサイクル性能）を解析的・実験的の両面から明らかにした。

意義（副次的成果や波及効果等）

■ 本研究で得た冷媒特性は、**国際規格化・データベース化等を通して次世代冷媒・対応機器の実用化**につながる。

■ 次世代冷媒特性データの国際標準化は、冷凍空調機器用だけでなく、**高温ヒートポンプ、医療技術、ナノテク産業にも貢献**できる。

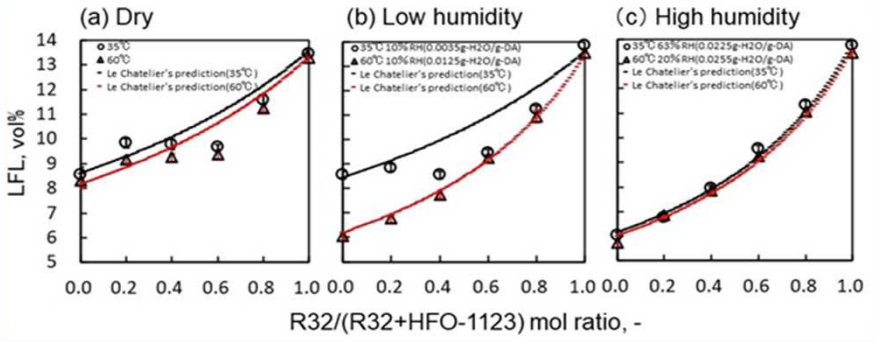
個別テーマの成果と意義（研①）_産業技術総合研究所（機能化学）
「低ＧＷＰ低燃焼性混合冷媒の安全性評価」

低ＧＷＰ混合冷媒の安全性評価

■ ３つの混合系冷媒について、燃焼性の観点からの最適な混合組成を明確化。

対象冷媒	評価内容
R32/R1234yf系 HFO1123/R32系 HFO1123/R1234yf系	・燃焼限界（湿度影響） ・不活性ガス化条件 ・燃焼速度（温度/湿度影響） ・断熱火炎温度 ・標準消炎距離　他

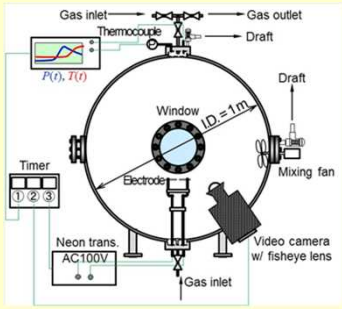
例）HFO-1123/R32混合系の燃焼限界の混合比依存性（湿度別）



低ＧＷＰ混合冷媒の実用上の安全性評価

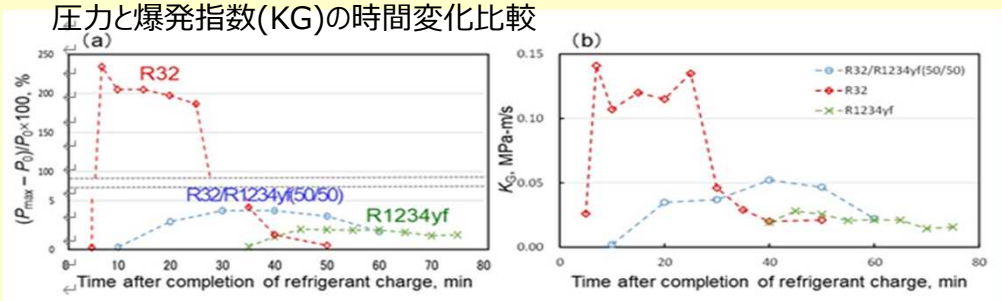
■ 濃度分布のある系で実用上の燃焼特性評価を実施。

対象冷媒	評価内容
R32 CF_3I R1234yf R32/1234yf (50/50)	・容器内濃度分布の経時変化 ・燃焼における最大到達圧力及び爆発指数の経時変化



大型燃焼特性評価装置

例）R32/1234yf 及び各成分単体の下方充填・燃焼における最大到達圧力と爆発指数(KG)の時間変化比較



成果

■ **３つの混合系冷媒**について、燃焼性の観点からの**最適な混合組成を明確化**した。

■ **４種の冷媒**について**実用上の燃焼特性を明確化**した。

意義（副次的成果や波及効果等）

■ 混合冷媒に関して広範な混合比、温度、及び湿度依存性を明らかにしたため、本成果は**リスク評価等に活用され、国際規格化・標準化等を通して次世代冷媒・対応機器の実用化につながる。**

個別テーマの成果と意義（研①）_早稲田大学
「低ＧＷＰ冷媒を採用した次世代冷凍空調技術の実用化評価に関する研究開発」

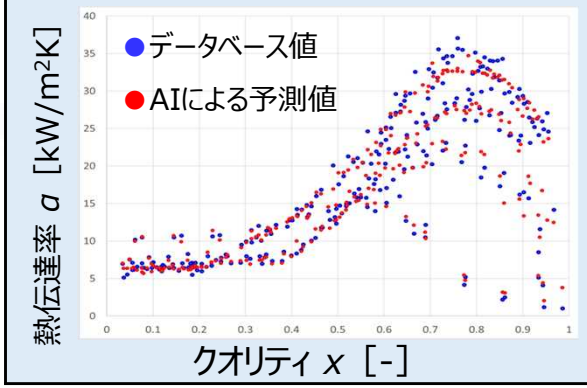
性能解析技術

機器を構成する各種デバイスの数理モデル・数値解析手法の確立。

■ ボイド率・伝熱予測式の構築
■ 次世代冷媒採用機器のデバイスのモデリングと数値解析（熱交換器・圧縮機・膨張弁）

検証

例）沸騰熱伝達の予測の一部

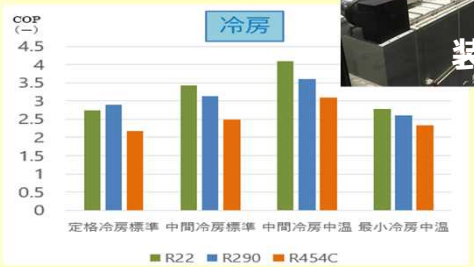


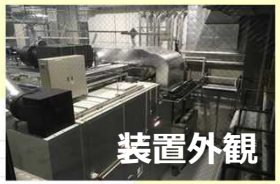
性能評価技術

非定常（起動停止、断続運転等）でも機器性能を正しく評価出来る革新的評価装置の開発。

■ 評価装置の開発
■ ｴｱｺﾝ・ｼｮｰｹｰｽ実運転データの取得（R22,R290,R454c）
■ 性能解析モデルの妥当性検証

例）実運転データ取得（冷媒別･負荷別）





データ

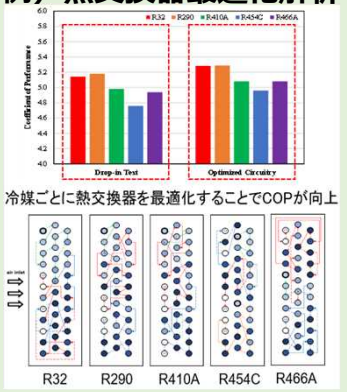
各種デバイスの数理モデル

シミュレーター開発とその活用

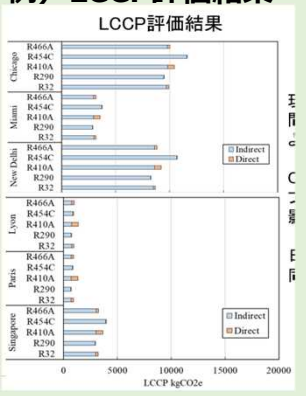
実用的なシミュレーターの開発、機器の実用機レベルでの性能評価の実施、最適化の検討。LCCP評価。

■ シミュレーターの開発と解析
- 熱交換器シミュレーター
- 冷凍サイクルシミュレーター
- LCCPシミュレーター

例）熱交換器最適化解析



例）LCCP評価結果



成果

■ 冷凍サイクルを構成する**各種デバイスの数理モデル・数値解析手法を確立**した。
■ 上記を統合した次世代冷媒および適用機器の開発・検証に必要な**実用的な性能評価装置・シミュレーターを開発**した。

意義（副次的成果や波及効果等）

■ 基本熱物性から**システム全体としての最適化評価技術**を構築することは、**国際標準化**への貢献、ひいては**次世代冷媒適用機器開発につながる**。

研究開発項目②

次世代冷媒の安全性・リスク評価手法の開発

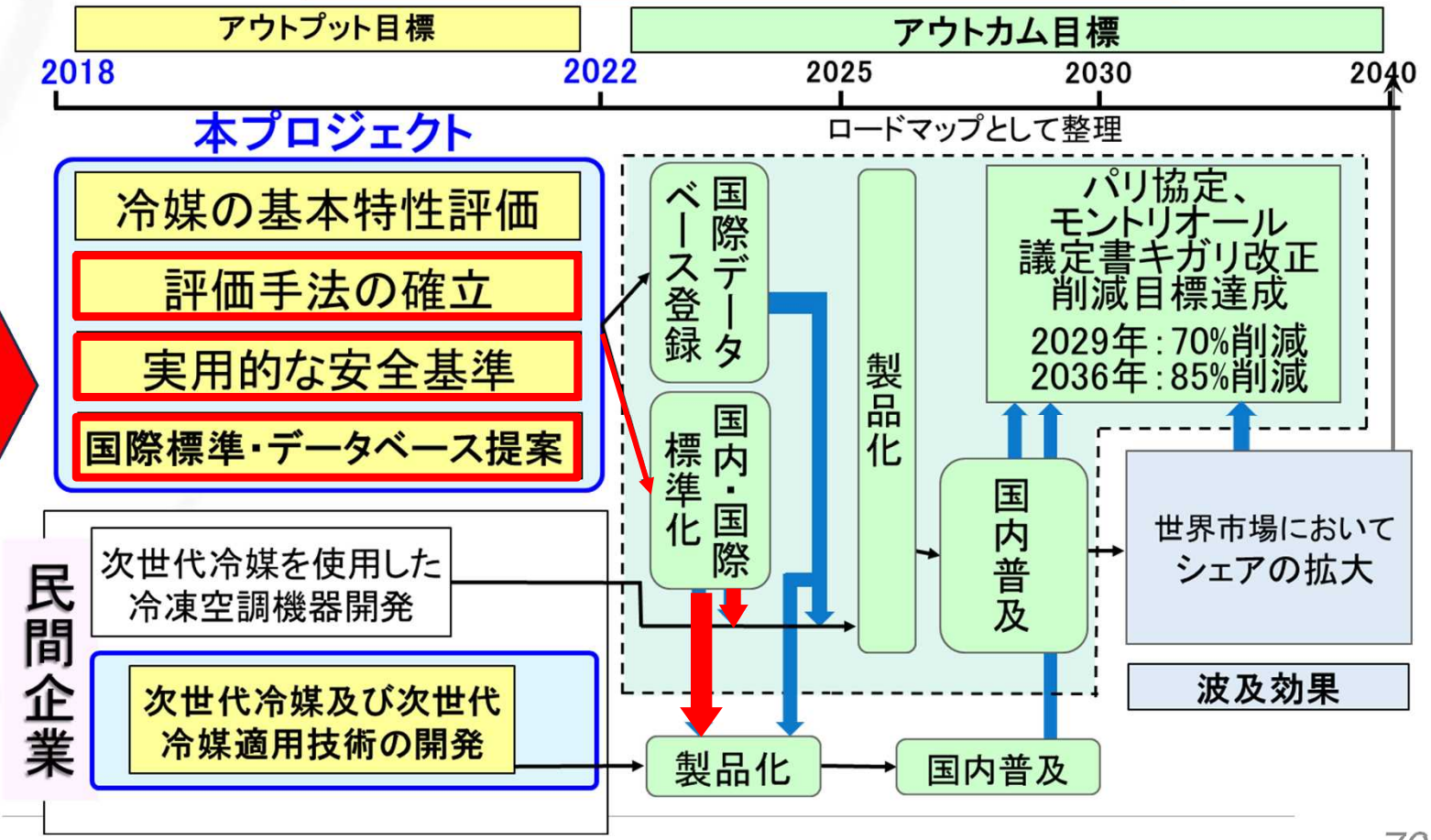
アウトカム目標の設定及び根拠（研②）

■ モントリオール議定書の削減目標を達成するためには、低GWP冷媒・機器の普及が必要。そのために研究開発項目②では、冷媒の実用的な安全基準の確立と国際規格化を目指し、可燃性冷媒及びHFO冷媒自己分解反応の安全性・リスク評価手法の研究を実施。

研究内容

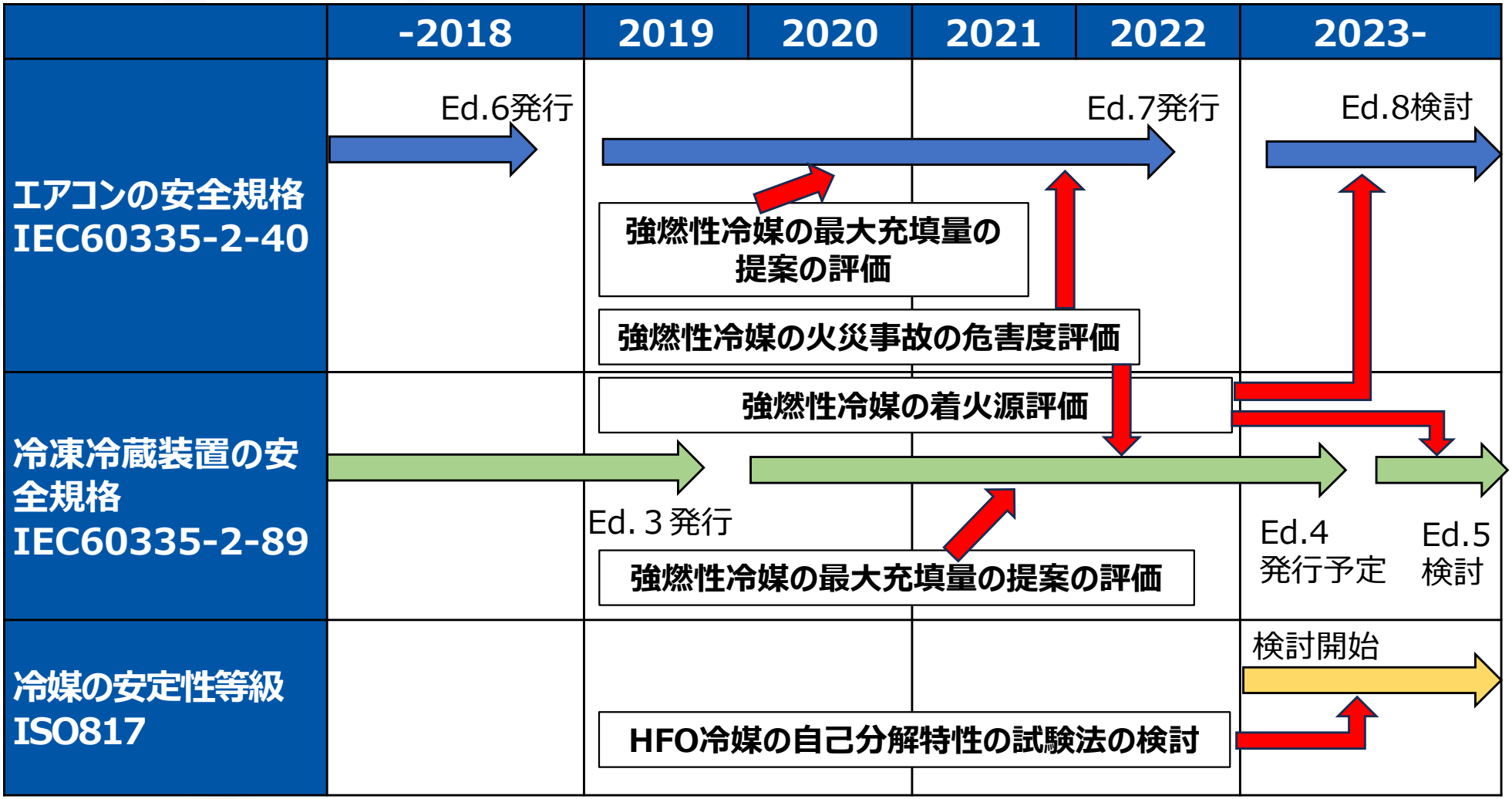
- 可燃性冷媒の燃焼に係る安全性とフィジカルリスク評価の研究
- HFO冷媒の自己分解反応の安全性とリスク評価の研究
- 空調機の新性能評価法の開発

アウトカム達成までの道筋



アウトカム目標達成に向けた戦略・具体的取組（研②）

■ 冷凍空調システムの安全基準(ISO5149)、エアコン・冷凍装置の安全基準（IEC60335-2-40, 89)、冷媒の安定性等級(ISO817、ANSI/ASHRAE Standard34)への提案・実装を目指す。



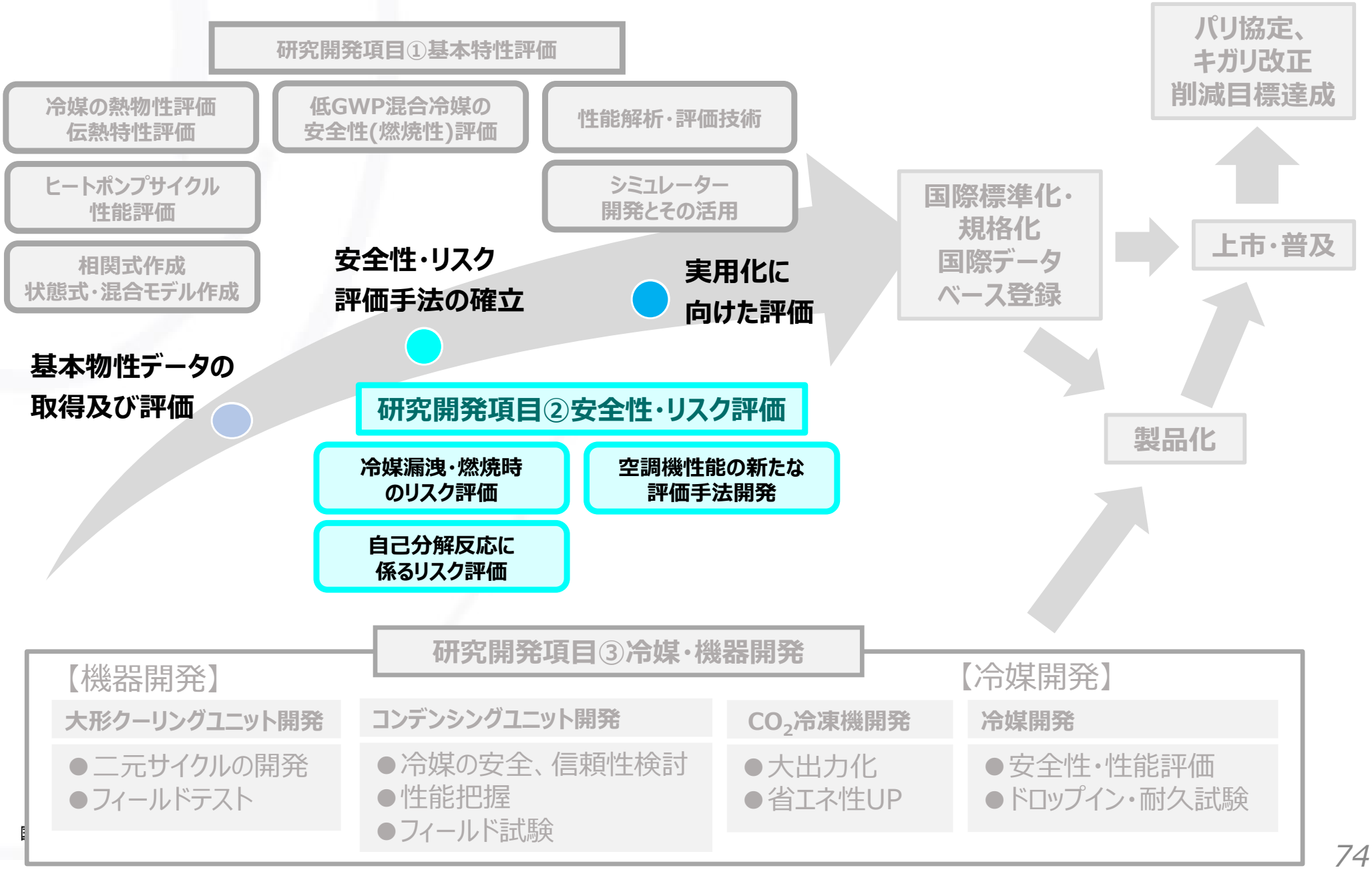
アウトカム目標の達成見込み（研②）

研究テーマ	達成見込み	課題
次世代冷媒の安全性・リスク評価手法の開発 **【東京大学】**	■ 強燃性冷媒の安全性を規定する国際規格の妥当性を検討し、**安全等級の改訂作業に情報提供**した。 ■ HFO冷媒の自己分解反応の発生条件を実験的に明らかにし、**安全性評価に関する国際規格化に向け提案**した。 ■ ルームエアコンの新評価法として、負荷試験法を試行し、**国内外の試験法の改正に提言**した。	■ 強燃性冷媒を用いることは安全面からは好ましいこととは言えないが、**国際的な動向を踏まえ、安全に使用するために必要な最大充填量、室内機ファン風量の評価**が必要である。 ■ 自己分解反応の**発生条件の試験法の妥当性を検証**する必要がある。 ■ 広く普及している空気エンタルピー式環境試験室で**負荷試験を適切に実施できることを検証**する必要がある。
次世代冷媒の安全性・リスク評価手法の開発 **【公立諏訪東京理科大学】**	■ 強燃性冷媒の漏洩時に着火源になり得る機器と、その一般的な特性を解明することにより、強燃性冷媒の安全性についての、**国際規格化、安全等級の改訂作業への情報提供**につながった。	■ 燃焼冷媒の着火源になり得るものは多様に存在し、それぞれに着火源モデルを構築する必要があるため、引き続き、**着火する条件についての一般的な特性を明らかにする**必要がある。
次世代冷媒の安全性・リスク評価手法の開発 **【産業技術総合研究所】**	■ 燃焼性を有する冷媒が漏洩して火災になる時の危害度の特性を明らかにすることにより、強燃性冷媒の安全性についての、**国際規格化、安全等級の改訂作業への情報提供**につながった。	■ 強燃性冷媒燃焼時の危害度はこれまで最悪と規定されてきたが、本PJの結果を元に**規格を適正化**する必要がある。

アウトカム目標の達成見込み（研②）
～国際規格・標準改定への貢献～

研究テーマ	研究内容	対象規格等	規格・標準改定への貢献	提案時期	発行時期
次世代冷媒の安全性・リスク評価手法の開発 **【東京大学】**	冷媒漏えいシミュレーション、濃度分布計測	IEC60335-2-40	A3冷媒許容充填量緩和の妥当性を検証	-	2022.5
		IEC60335-2-89	日冷工で行った解析により、A2L冷媒の充填量緩和を実現。	2019.12	2023
		JRA4078 JRA GL-21	リーチインショーケースのA2、A3冷媒漏えい直後から、可燃域が形成される危険性を明らかにし、JIS C 9335-2-89での濃度基準を定めるのに貢献（IEC60335-2-89で規定されている5分間の測定免除をなくした）	2019-2020	2021
	ディーゼル爆発の抑制	IEC60335-2-40	A3冷媒のディーゼル爆発に対する規定が必要ないとの結論を導くのに貢献した	2018	2018
	HFO冷媒の自己分解反応	ISO 817	HFO冷媒の自己分解反応のリスク評価を進め、自己分解反応の安全性評価の重要性をISO817の改訂委員会に提案することに貢献する。またCF_3Iのような物質の安定性についても議論する。	2023-2024	2025
	負荷固定試験方法	JIS C 9612	実運転と同じように制御機能を生かしてエアコンの性能を測定する負荷試験法を実施した。JIS C9612改訂作業チームに、性能試験の改定案を提供する。	未定	未定
次世代冷媒の安全性・リスク評価手法の開発 **【公立諏訪東京理科大学】**	着火源の評価	IEC60335-2-40 IEC60335-2-89	着火源から除外可能な電気部品の電圧電流条件や負荷条 件を整理、理論化。また、高温表面温度の着火性に関して対流要件や放熱メカニズムを整理，理論化する。これに より、実装前の着火性予測にまで言及した国際規格を提案する。	未定	未定
		JRA規格	各種着火源の評価及び着火有無判定結果について、日冷 工規格へ反映する	未定	未定
次世代冷媒の安全性・リスク評価手法の開発 **【産業技術総合研究所】**	実規模危害度評価	IEC60335-2-89	リーチインショーケースに対し扉開放後5分間の測定免除に対する危険性を今後の改訂に提案する。	未定	未定

目標達成に必要な要素技術（研②）



アウトプット(終了時)目標の設定及び根拠（研②）

研究テーマ	最終目標（2024年3月）	根拠
次世代冷媒の安全性・リスク評価手法の開発【東京大学】	■ **可燃性冷媒漏洩時の冷媒拡散、危害度の評価、ディーゼル爆発の抑制方法**を提案する。 ■ HFO冷媒の**自己分解反応の抑制方法**の検討および効果の確認をする。**冷媒圧縮機内ショートの要因解明**を行う。 ■ エアコンの**負荷試験法の実現可能性**を明らかにする。	■ **可燃性冷媒漏洩時のリスク評価**としては、実用に即し**可燃域形成に係る機器の設置・運転条件の影響を明確**にする必要がある。 ■ HFO1123などの国産冷媒の実用化のためには、**自己分解反応を抑制する必要**がある。自己分解反応は圧縮機の故障により励起されるので、圧縮機におけるショート発生要因を解明する。 ■ **現状のJIS規格**においてはインバータ制御機器などについての**適正な評価について課題**がある。この課題を解決する手法として負荷試験方法について検討する。
次世代冷媒の安全性・リスク評価手法の開発【公立諏訪東京理科大学】	■ 着火源を分類し、分類カテゴリーごとに**着火源モデルを構築**する。 ■ 次世代冷媒のフィジカルリスク評価のための**着火源評価手法を完成**させる。	■ **次世代冷媒の実用化**には、**安全基準（業界規格等）の策定に資するデータや評価結果が必要**である。 ■ **室内に実在する幅広い着火源の着火性評価手法の確立**のためには、実際の事故シナリオに基づく着火源の分類と、各々に対する着火性の評価、モデル化が必要である。
次世代冷媒の安全性・リスク評価手法の開発【産業技術総合研究所】	■ 評価実験に用いる漏洩条件をモデル化とこれに基づく**実在機器類の点火能を評価**する。 ■ **エアコンから小流量**で漏洩する場合の着火事故の**危害度を評価**する。 ■ **エアコンとショーケースでの急速漏洩時**の着火事故の**危害度を評価**する。	■ **実使用条件に近い漏洩条件**で適切に**危害度評価**を行う必要がある。 ■ **実際に起こり得る漏洩条件**で居室空間内への漏洩挙動を観測し、着火が起こった場合の**危害度を評価**することで、漏洩着火事故のリスク評価のためのデータを得ると共に、充填量制限や室内気の撹拌等の安全対策の有効性を確認することで、**可燃性冷媒の普及**に資することができる。

アウトプット目標の達成状況（研②）

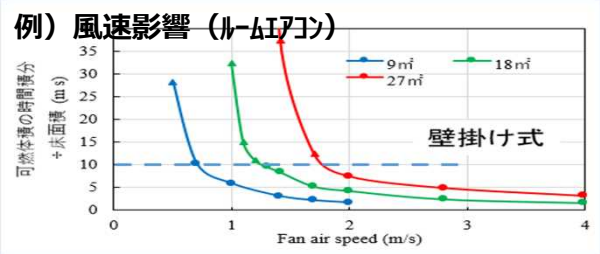
研究テーマ	成果（実績）（2023年3月）	達成度	達成の根拠／解決方針
次世代冷媒の安全性・リスク評価手法の開発 **【東京大学】**	■ **R290が漏洩するときのシミュレーション**を行いIEC規格が適正であることを確認できた。 ■ **HFO1123混合冷媒の自己分解反応を抑制する手法**が明らかになった。 ■ 空調機性能評価精度の向上策として、**負荷試験法の実現可能性を示す**とともに、課題について整理した。	○	■ 日冷工のWGと協力をしながら、**IEC規格等の改訂に協力**した。 ■ HFO1123の**自己分解反応を抑制する手段として、プロパンが有効**であることを示した。 ■ エアコンの**JISや国際規格の改訂に情報提供**できた。
次世代冷媒の安全性・リスク評価手法の開発 **【公立諏訪東京理科大学】**	■ **着火源の分類を完了**した。 ■ リレー接点、スイッチ押下、コンセント抜き差し、静電気などの電気系着火源、熱面・たばこなどの**熱系着火源の着火性を評価**した。 ■ **湿度の影響等**について評価を完了した。	○	■ 分類したそれぞれの着火類型における着火性評価を行い、**結果をまとめて公表**した。 ■ 査読付き論文8報，学会発表26件などの**発信**した。 ■ 研究成果が日冷工**規格に反映**された。
次世代冷媒の安全性・リスク評価手法の開発 **【産業技術総合研究所】**	■ 過去の漏洩事故事例等から**実規模実験の漏洩条件を決定**した。 ■ 実在する**電気機器の点火能を評価**した。 ■ エアコンでは、R290、R32、R1234yfについて、ショーケースではR290について、実規模の漏洩着火実験を行い、危害度を評価した。	○	■ 日本冷凍空調工業会のWGと協力をしながら、リスク評価を実施し、**IEC規格等の改訂に協力**した。 ■ 現在単体で用いられている**微燃性のHFC冷媒の室内漏洩事故では着火が起こりにくい**ことが示された。

個別テーマの成果と意義（研②）_東京大学
「次世代冷媒の安全性･リスク評価手法の開発」

可燃性冷媒の燃焼に係る安全性とリスク評価

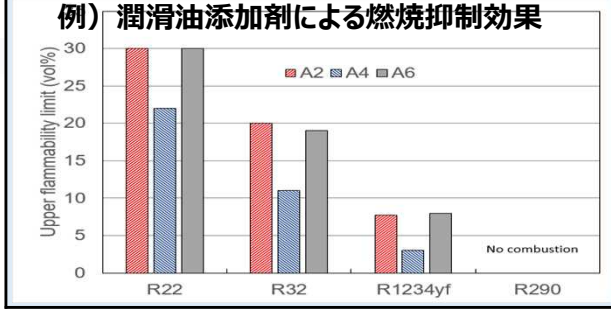
●可燃域形成に係る機器の設置条件・運転条件の影響を明確化

例）風速影響（ルームエアコン）



●ディーゼル爆発抑制対策

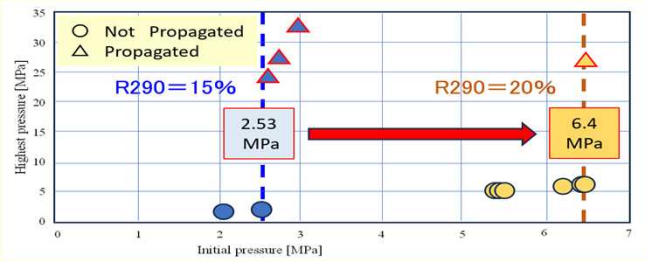
例）潤滑油添加剤による燃焼抑制効果



HFO冷媒の自己分解反応の安全性とリスク評価

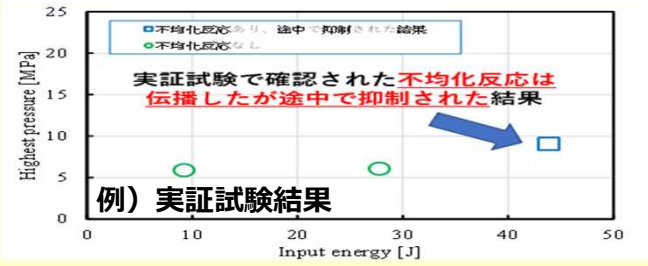
●自己分解反応抑止方法を開発

・R290添加による抑止効果（R1123）



・反応伝播の放電エネルギー依存性確認

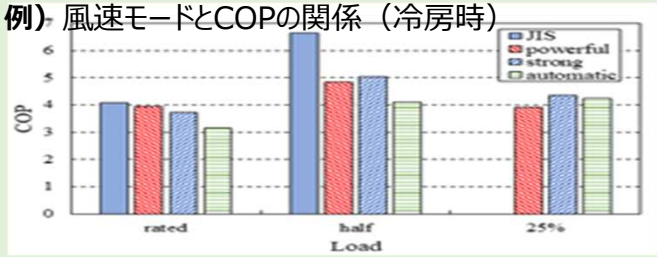
・圧縮機構造改善による圧力上昇抑制確認



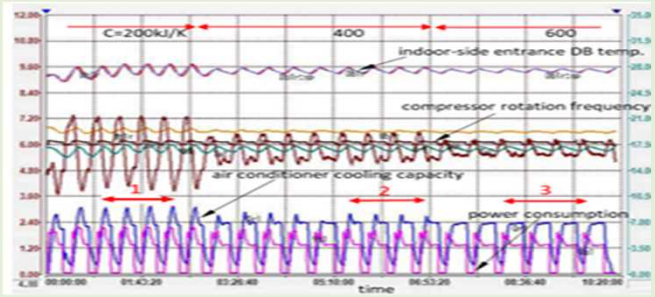
空調機の新性能評価法の開発

●新性能評価手法の可能性と課題を整理。

例）風速モードとCOPの関係（冷房時）



例）断続運転の計測
（25%冷房負荷。熱容量の影響調査等）



成果

- 燃焼性冷媒漏洩時のリスク評価として、可燃域形成に係る**機器の設置･運転条件の影響を明確化**した。
- 燃焼性冷媒の**燃焼抑制対策**、HFO系冷媒の**自己分解反応抑止方法**について、**添加剤や機器の構造改善による手法を開発**した。
- 空調機の新しい性能評価手法として、**負荷試験法の妥当性を検証**できた。

意義（副次的成果や波及効果等）

- 可燃性冷媒の燃焼に係る安全性とリスク評価の成果の一部は、**IEC安全規格等に反映。自然冷媒使用機器の安全な普及に貢献**出来た。
- 国産冷媒の課題である**自己分解反応の抑制に一定の足掛かりをつけた**ことで、今後の研究開発･普及に向けて大きく前進した。
- **適正な空調機性能評価の規格化に貢献。日本製品**（省電力･インバータ方式）**の普及促進に寄与**する事を期待。

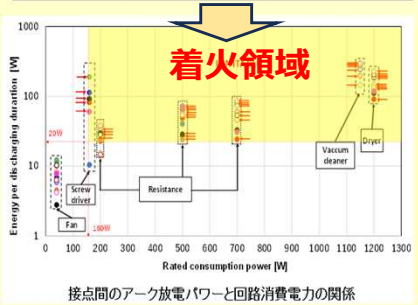
個別テーマの成果と意義（研②）_公立諏訪東京理科大学
「次世代冷媒の安全性・リスク評価手法の開発」

着火源のスクリーニング 着火源モデルの構築		
電気系着火源	有接点リレー	冷蔵庫, 洗濯機, ﾄﾞﾗｲﾔｰ, 炊飯器, 電子ﾚﾝｼ, 除湿器, 掃除機, 電気ｶｰﾍﾟｯﾄ, ｵｰﾌﾞﾝﾚﾝｼ ,扇風機 ,ﾃﾚﾋﾞ ,ﾌﾟﾘﾝﾀｰ, ｴｱｺﾝ, AV機器, 電話, FAX
	ｻｰﾓｽﾀｯﾄ	冷蔵庫, 電気ｽﾄｰﾌﾞ , ｵｰﾌﾞﾝﾄｰｽﾀｰ, 電気ﾎﾟｯﾄﾞ , 電気こたつ, ｱｲﾛﾝ, ﾄﾞﾗｲﾔｰ
	人的操作	ﾌﾟﾗｸﾞ抜き差し,証明ｽｲｯﾁ
	ﾌﾞﾗｼﾓｰﾀｰ	掃除機, ﾄﾞﾗｲﾔｰ, 電気ｶﾐｿﾘ
	滞電	ﾌﾟﾘﾝﾀｰ, 静電気放電
高温熱源着火減		電気ﾋｰﾀｰ, ﾎｯﾄﾌﾟﾚｰﾄ, たばこ
裸火		たばこ及びﾗｲﾀｰ, ろうそく
ﾚｰｻﾞｰ		ﾌﾟﾘﾝﾀｰ, ｺﾋﾟｰ機等

着火性の評価
（実験，数値シミュレーション，理論解析により、着火が生じる臨界条件を定量化）

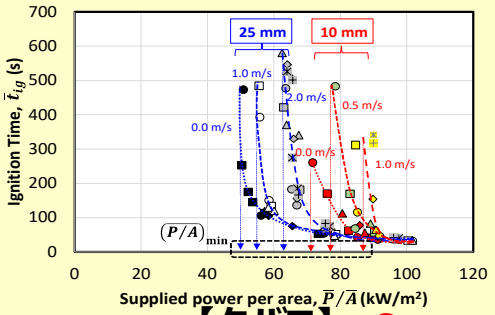
【電気系着火源】▲
（リレー接点でのアーク放電）

負荷	外観	消費電力	実験対象プロパン濃度
ドライヤー (Panasonic, EH101P)		1200W	3.0, 4.0, 5.0, 6.0, 7.0, 8.0, 9.0 vol%
掃除機 (Panasonic, MC-PJ20G-N)		1150W	3.0, 4.0, 5.0 vol%
電動ドライバー (RYOBI, CDD-1021)		160W	3.0, 4.0, 5.0 vol%
扇風機 (YAMAZEN, FY-J301)		40W	3.0, 4.0, 5.0 vol%
可変抵抗器 (山菱電機, RZ-200-3B)		200W	3.0, 4.0, 5.0 vol%
		500W	3.0, 4.0, 5.0, 6.0, 7.0, 8.0, 9.0 vol%
		700W	

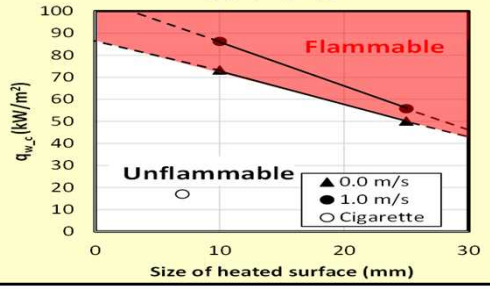


接点間のアーク放電パワーと回路消費電力の関係

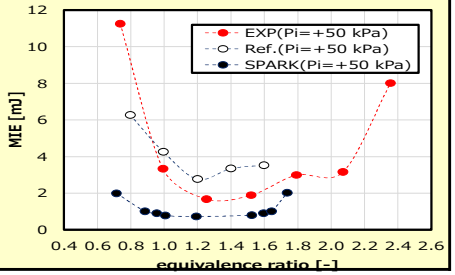
【高温熱面】▲



【タバコ】●



【レーザー】●



着火可能性
- ● 可能性低
- ▲ 条件により着火

成果
- ■ **燃焼性冷媒漏洩時のリスク評価**として、冷媒漏洩時の室内で想定される着火源について、業界団体である日冷工のリスク評価と連携してスクリーニングを行い、**着火源モデルを構築**した。
- ■ これらの着火源について、**実験、数値シミュレーション、理論解析により、着火が生じる臨界条件**（燃焼性冷媒の濃度、機器の使用条件、エネルギー等）**について定量化**した。

意義（副次的成果や波及効果等）
- ■ 強燃性冷媒（プロパン）の着火源特性を定量的に評価することにより、**機器の設計指針や将来の国際規格の改訂、および機器の安全な普及に貢献**出来る。

個別テーマの成果と意義（研②）_産業技術総合研究所（安全科学）
「次世代冷媒の安全性･リスク評価手法の開発」

「実使用条件を考慮した自然冷媒使用冷凍空調機器の燃焼に係る実規模フィジカルハザード評価」

冷凍空調機器からの冷媒漏洩事故事例の検討と漏洩条件のモデル化

過去の冷媒漏洩事故事例

製品	室内／外	漏れ箇所	漏れ箇所形態	相当径／mm	液漏洩速度(63°C液)／kg h-1	液漏洩速度(63°C液)／g min-1	ガス漏(10°C／kg h-
家庭用	内	熱交換器伝熱管	全面腐食	0.17400	4.03	67.16667	0
ビル用マルチ	内	熱交換器伝熱管	全面腐食	0.13000	2.24	37.33333	0
設備用	内	熱交換器伝熱管	全面腐食	0.08490	0.958	15.96667	0.
ビル用マルチ	内	熱交換器伝熱管	蜂の巣状腐食	0.06310	0.529	8.81667	0.
ビル用マルチ	内	熱交換器伝熱管	腐食	0.06110	0.496	8.26667	0.
ビル用マルチ	内	波側フレア	うう付け不良	0.04880	0.316	5.26667	0.
設備用	内	熱交換器伝熱	食	0.04260	0.241	4.01667	0.

評価実験に用いる漏洩条件の決定

漏洩ヶ所
- 熱交換器接続部（実際の配管を利用）
- 熱交換器中央・下部配管取回し空間

漏洩口形状
- 配管の全破断

漏洩速度
- 4分全量放出基本。3～20分全量放出

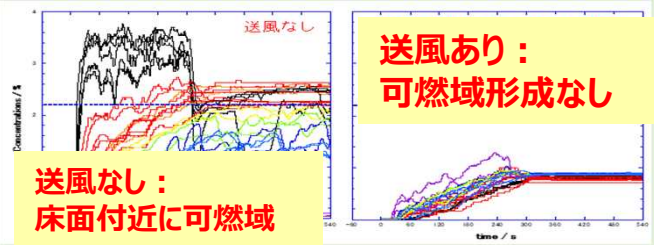
可燃濃度域内に存在する実在の機器類の点火能評価

電気機器類12種と石油ファンヒーターについて点火能を評価。

機器	異常数/個体数	詳細
レーザープリンター	0/2	各250枚カラー両面印刷で異常なし
ヘアドライヤー	3/3	本体スイッチオフ操作時に着火 外部電源の開閉繰り返し100回不着火
電気掃除機	1/2	7秒オン5秒オフの繰返し7回目で発煙
電動ドリル	0/1	負荷有無、強弱、各100回で異常なし
ホットプレート	1/1	最高温とオフの繰返し20回程度で着火
石油ファンヒーター	2/2	点火後にプロパン吹込みで着火
・・・		

実使用条件を考慮した自然冷媒使用冷凍空調機器の燃焼に係る実規模フィジカルハザード評価

■ 拡散挙動計測　例）ｴｱｺﾝ,R290



■ 実規模ﾌｨｼﾞｶﾙﾊｻﾞｰﾄﾞ評価
例）ﾘｰﾁｲﾝｼｮｰｹｰｽ,R290,充填量500g,ﾌｧﾝ運転
開扉後5分でｽﾊﾟｰｸ点火

着火しガラス扉破損。
ガラスが飛散。

成果

■ 過去の冷媒漏洩事故データおよび諏訪理科大の実験データより実験条件を決定し、**実在する機器**（電気機器12種、石油ヒータ1種）について**点火能を評価**した。

■ 実使用を摸擬した条件において**実規模フィジカルハザード評価を実施**し、**冷媒漏洩時の拡散挙動および着火時の影響を明確化**した。

意義（副次的成果や波及効果等）

■ 実在機器の点火能評価では、それぞれの電気機器について、どの部品が着火源となり得るかが示されたことで、**機器類の設計や設置の指針**とすることが出来た。

■ 実使用条件を考慮した拡散挙動計測およびフィジカルハザード評価では可燃域形成に係る撹拌の影響や実際の危害度が明確となり、**可燃性冷媒使用に係る安全規格の適正化や普及に貢献出来た。**

研究開発項目③

次世代冷媒及び次世代冷媒適用技術の開発

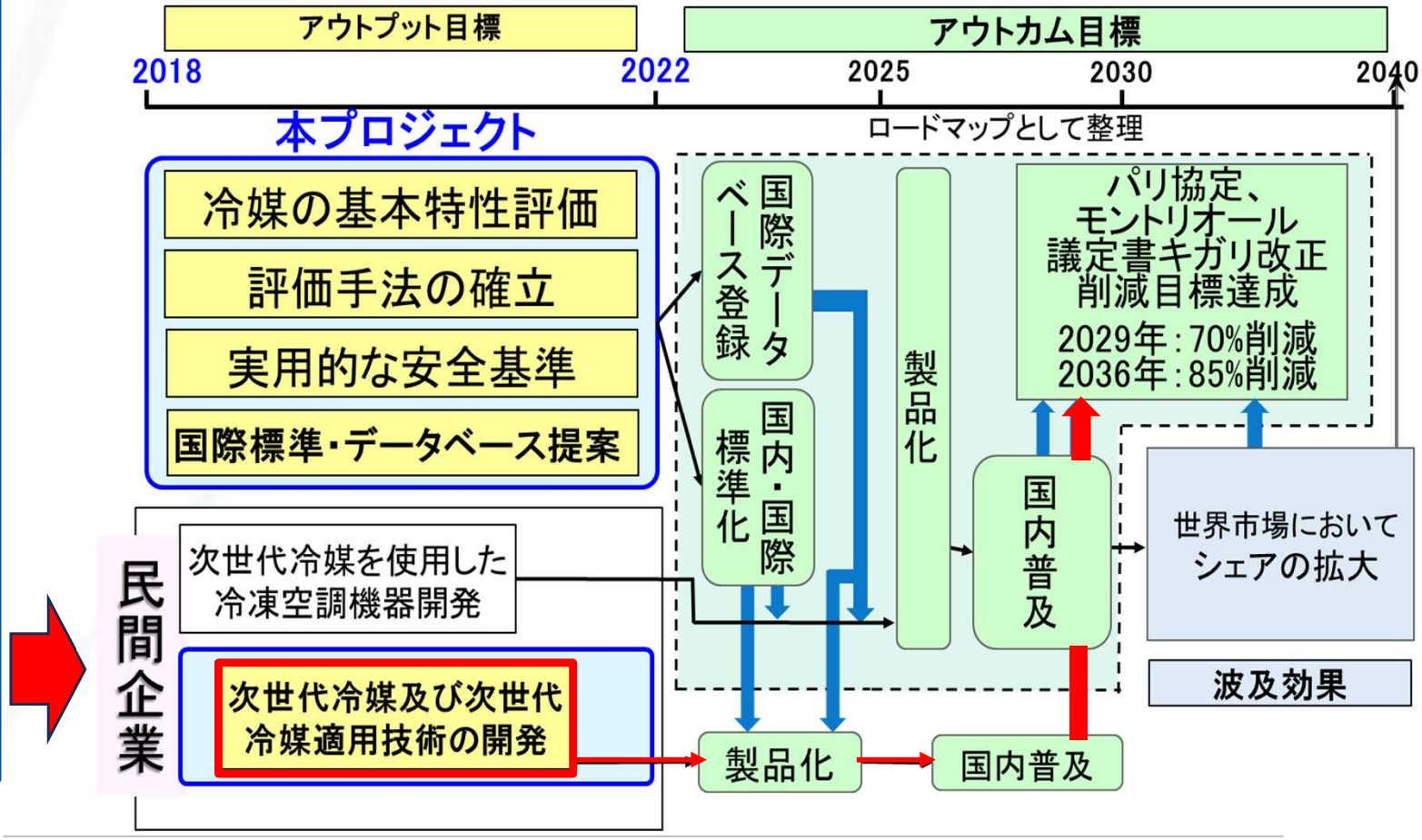
アウトカム目標の設定及び根拠（研③）

■ モントリオール議定書の削減目標を達成するためには、低GWP冷媒を用いた製品の普及が必要。そのため研究開発項目③では、民間企業における製品化を支援するために次世代冷媒開発及び次世代冷媒適用技術開発を実施。

研究内容

- 自然冷媒および超低GWP冷媒を適用した大形クーリングユニットの研究
- コンデンシングユニットの次世代低GWP冷媒対応化技術の開発
- 低温機器におけるCO_2冷媒を使用した省エネ冷凍機システム開発及びその実店舗評価
- GWP10以下の直膨型空調機用微燃性冷媒の開発

アウトカム達成までの道筋



アウトカム目標達成に向けた戦略・具体的取組（研③）

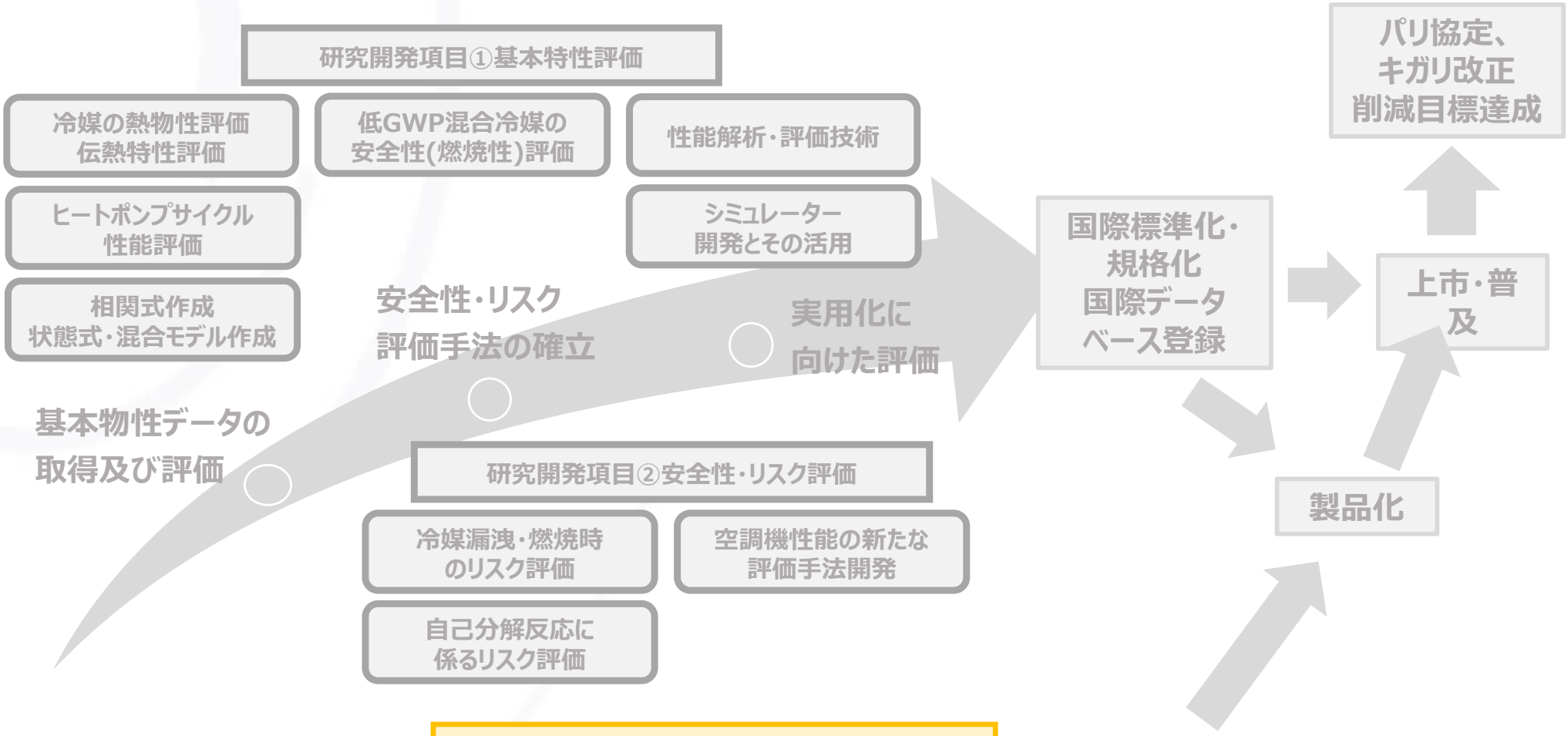
▼ 事業終了

研究開発項目		2023	2024	2025	2026	2027	2028	2029	2030
③冷媒・機器開発	大形クーリングユニット	量産化検討		上市予定					
	コンデンシングユニット	企画	設計・据付業者教育		上市予定				
	CO_2冷凍機	上市（空冷一体型30～40HP、冷凍機用ポンプダウンユニット）							
				上記以外：量産開発着手予定					
	冷媒開発	準備				上市予定（EV用途）			
		自己分解反応に対する安全性確認（NEDO-PJ）					準備	上市予定（空調機）	

アウトカム目標の達成見込み（研③）

研究テーマ	達成見込み	課題
自然冷媒および超低ＧＷＰ冷媒を適用した大形クーリングユニットの研究 **【三菱電機】**	■ **大型冷蔵倉庫向けのクーリングユニット**について、自然冷媒および超低GWP冷媒を適用し、従来機器と比べ、**安価で高い省エネ性を持ち、設備管理者も不要なシステムの量産化技術**が確立できる見込み。	■ 今後の量産開発設計にて、製品の安全性・信頼性・性能・コストの詳細検討が必要。 ■ 量産機生産のためには設備投資が必要でありその検討が必要。
コンデンシングユニットの次世代低ＧＷＰ冷媒対応化技術の開発 **【東芝キヤリア】**	■ **コンデンシングユニット開発**において、コストと性能の両立を図り、現状の要素部品をベースに改良することで、2025年の早期上市を予定している。 ■ 主にチェーン展開しているコンビニエンスストアをターゲットとすることにより**迅速な市場浸透**を可能とする。	■ 上市開始時の冷媒の供給量と冷媒価格、対応冷媒回収機の普及度について、迅速な市場への機器普及を妨げるリスクがある。
低温機器におけるCO_2冷媒を使用した省エネ冷凍機システム開発及びその実店舗評価 **【パナソニック】**	■ **CO_2冷凍機**の大出力化技術により、**部品の汎用化、低コスト化を実現**する。 ■ CO_2冷媒の特長である高温排熱を利用したシステムにより、**フロン冷媒以上の省エネ性**を提供する。	■ CO_2冷媒の普及のためには最終ユーザーがCO_2冷凍機器を選択する経済的なメリットが必要。 ■ 従来冷媒からCO_2冷凍機器に切り替える際の施工期間・費用の圧縮が必要。
ＧＷＰ１０以下の直膨型空調機用微燃性冷媒の開発 **【ダイキン工業】**	■ GWP10以下の冷媒（R474A）を開発し、**国際規格に登録**した。 ■ 空調機での基礎検討で使用の可能性を示すことができた。**直膨型空調機において性能・安全面でHFC系冷媒を代替する可能性**がある。	■ 自己分解反応に対応する安全性確保の機器指針を検討し、市場に提供できるよう準備を進める。

目標達成に必要な要素技術（研③）



研究開発項目③冷媒・機器開発

【機器開発】

大形クーリングユニット開発
- ●二元サイクルの開発
- ●フィールドテスト

コンデンシングユニット開発
- ●冷媒の安全、信頼性検討
- ●性能把握
- ●フィールド試験

【冷媒開発】

CO_2冷凍機開発
- ●大出力化
- ●省エネ性UP

冷媒開発
- ●安全性・性能評価
- ●ドロップイン・耐久試験

アウトプット(終了時)目標の設定及び根拠（研③）

研究テーマ	最終目標（2024年3月）	根拠
自然冷媒および超低ＧＷＰ冷媒を適用した大形クーリングユニットの研究 **【三菱電機】**	■ 自然冷媒および超低GWP冷媒を適用し、従来比、定格条件ならびフィールド実使用条件下での**年間COPが100%以上、機器販売価格が140%以下**を達成する技術の確立	■ 高元側の冷媒として超低GWP冷媒（HFO冷媒含む）を用い、低密度冷媒の弱点である吸入圧力損失による効率低下および押しのけ量が多くなる課題に対しての改善を図りながら、クーリングユニットに適用した場合のユニット性能を評価し、実用化課題を抽出し改善策を立案する。また、可能な限り空調機で使用している部品を多用することで製品コストを低減させる。
コンデンシングユニットの次世代低ＧＷＰ冷媒対応化技術の開発 **【東芝キヤリア】**	■ GWP150冷媒採用のコンデンシングユニット開発にて、実運転時の**年間機器性能を5%改善**する技術の確立	■ キガリ改正のフェーズダウンを見据えつつ、製品設置やサービス需要に支障が出ないようにGWP値を150に設定し、年間機器性能改善率を5%とすることでユーザに対してもメリットがある仕様とした。
低温機器におけるCO_2冷媒を使用した省エネ冷凍機システム開発及びその実店舗評価 **【パナソニック】**	■ CO_2冷凍機の**大出力化**技術開発 ■ 高外気温対応技術開発 ■ **未利用熱利用**技術開発 ■ 中高温領域対応技術開発	■ CO_2冷凍機の普及が促進されない要因の一つとして、30HP以上の大出力機種が無く、スーパーマーケットや大規模倉庫等では使用台数が多くなり、施工費用が高くなることが挙げられる。 ■ 業界の認識として、自然冷媒に転換するメリットが環境性のみになっていることも挙げられる。そこで、左記の技術開発を行うことで、CO_2冷媒の普及促進を狙う。
ＧＷＰ１０以下の直膨型空調機用微燃性冷媒の開発 **【ダイキン工業】**	■ **GWP 10以下のA2L冷媒**を提案 ■ 市販HFO冷媒と同水準の機器性能	■ GWP値に関して直膨空調機で温暖化規制を確実にクリアできる数値とした。安全性については、A1～A2Lでないと広く普及できないためこの値を目標とした。 ■ 直膨空調機で使用されているR454B (466), R454C (148)などのHFO系冷媒を基準にした。

アウトプット目標の達成状況（研③）

研究テーマ	成果（実績）（2024年3月）	達成度	達成の根拠／解決方針
自然冷媒および超低ＧＷＰ冷媒を適用した大形クーリングユニットの研究 **【三菱電機】**	■ 大形クーリングユニットにおいて、二元サイクル検討および最適冷媒を選定し、実証試験を完了した。 ■ 自然冷媒を適用し**安価で高い省エネ性のシステムの技術を確立**できた。 ■ GWP<10	○	■ 年間COPが従来比100%以上で機器販売価格が140%以下を達成できた。 ■ 今後の量産開発設計に向けて、製品の安全性、信頼性、性能、コストの詳細検討、量産機生産のための設備投資の検討、施工、アフターサービス対応の検討を行う。
コンデンシングユニットの次世代低ＧＷＰ冷媒対応化技術の開発 **【東芝キヤリア】**	■ コンデンシングユニットに適用するR454Cなどの3種類のGWP150冷媒を選定し、**実証試験により省エネ性を確認**した。 ■ GWP<150	○	■ 年間機器性能5%改善を達成できた。 ■ 検討中に発生したものを含め、想定していた技術課題を解決し、2025年度商品化が可能である見込み。
低温機器におけるCO_2冷媒を使用した省エネ冷凍機システム開発及びその実店舗評価 **【パナソニック】**	■ CO_2冷凍機の大出力化技術、高外気温対応の間接散水式熱交換器ユニット、排熱給湯及び排熱空調技術、中高温用パラレルコンプレッサ制御の**要素技術を確立**した。	○	■ 30、40馬力のCO_2冷凍機を製品化。 ■ 冷凍機大出力化技術、間接散水式熱交換器ユニット、排熱給湯を用いた実運転実証により省エネ性を確認。
ＧＷＰ１０以下の直膨型空調機用　微燃性冷媒の開発 **【ダイキン工業】**	■ 冷媒評価と機器性能評価を実施し、**GWP10以下の新たな混合冷媒を開発**した。	◎	■ 開発冷媒をR474AとしてASHRAE, ISO規格登録したことは計画を上回る成果である。 ■ 不均化反応に対して安全な組成を見極め、機器の最適化によりCOP 90%を確保。安定性も既存HFO同等を確認。

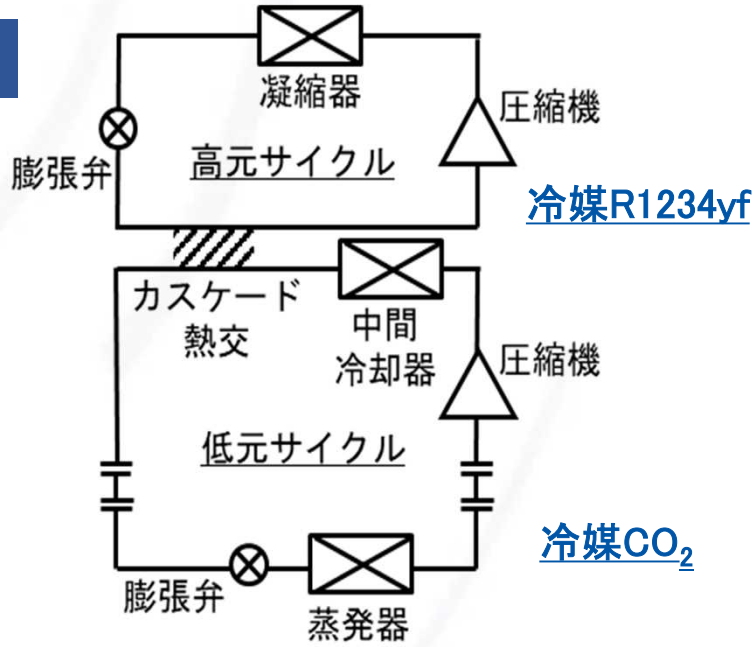
個別テーマの成果と意義（研③）＿三菱電機
「自然冷媒および超低GWP冷媒を適用した大形クーリングユニットの研究」

事業の概要及び成果、意義

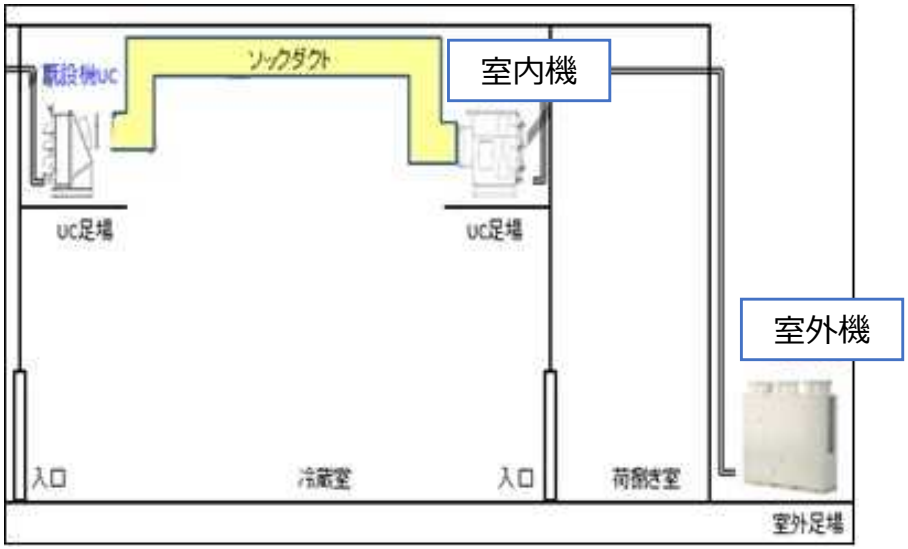
高効率かつ安価実現のための冷媒サイクルおよび最適冷媒の選定

二元サイクルの実機検証、フィールドでの実機検証

研究回路



フィールドテスト概略図



成果（GWP＜10）

- 大形クーリングユニットにおける二元サイクル検討および最適冷媒を選定し、実証試験を完了した。
- 60馬力R404A冷凍機比**年間COPが100%以上で機器販売価格が140%以下を達成**出来た。

意義（副次的成果や波及効果等）

- 自然冷媒であるCO_2を使用し、**省エネ性とコストを両立した実用化技術を確立**した。**量産化技術確立により早期の普及**が見込まれる。
- 将来の**機種拡充**も対応可能とできる知見を得た。

個別テーマの成果と意義（研③）_東芝キャリア
「コンデンシングユニットの次世代低ＧＷＰ冷媒対応化技術の開発」

事業の概要及び成果、意義

冷媒の探索と選定

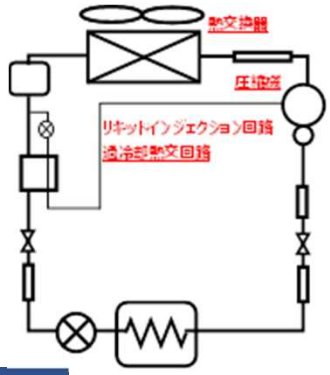
R454Cなどの3種類の候補冷媒を選定

冷媒物性値の把握

低温域物性値計測とREFPROP精度検証実施

性能ポテンシャル把握

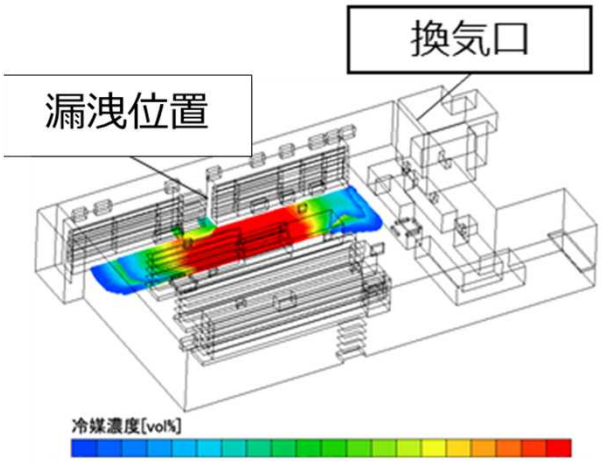
機器最適化設計と現行量産製品同等定格COP、年間機器性能5%改善



冷凍サイクル図

安全性検討

漏えいシミュレーション含むリスクアセスメント実施し、安全対策を立案



冷媒漏えいシミュレーション結果

基礎フィールド試験

社内実験店舗にて、通期外気温変化や日射量変化、在室人員負荷などの模擬負荷を計画的に投与して実システムを再現。非定常省エネ性評価実施し、年間機器消費電力量

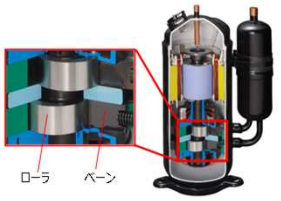
90.8%を確認

実フィールド試験

試験風景

信頼性把握

すべての候補冷媒種対応の冷凍機油選定



高性能
ロータリー
圧縮機

成果　（GWP＜150）

- コンデンシングユニットに適用する**R454Cなどの3種類の冷媒を選定**し、**実証試験により省エネ性を確認**した。
- 年間機器**性能5%改善**を達成出来た。

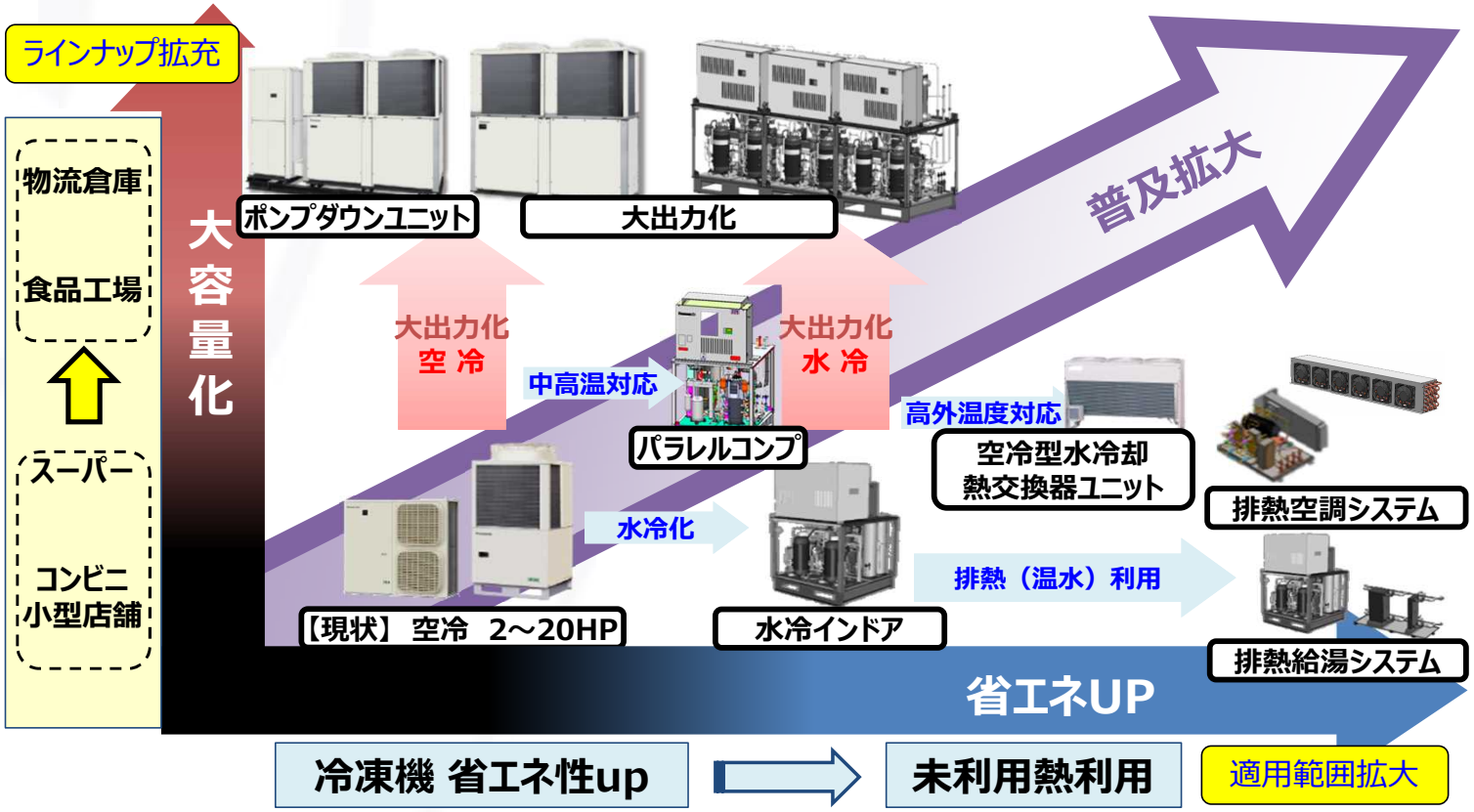
意義（副次的成果や波及効果等）

- 省エネ性とコストを両立した機器を実用化することで、**需要喚起**し、**機種拡充**を容易とする。
- **要冷機器以外への技術展開**が可能となる。

個別テーマの成果と意義（研③）_パナソニック
「低温機器におけるCO_2冷媒を使用した省エネ冷凍機システム開発及びその実店舗評価」

事業の概要及び成果、意義

『大容量化』と『省エネUP』でCO_2普及拡大



成果　（GWP=1）

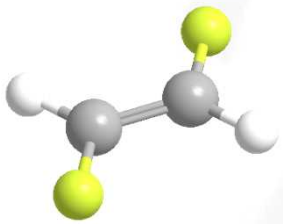
- CO_2冷凍機の大出力化技術や高外気温度対応、未利用熱利用などの技術を開発し、実証試験により性能改善を確認した。
- **30、40馬力のCO_2冷凍機を製品化**。他技術についても実用化へ向けた技術的な課題を解決できた。

意義（副次的成果や波及効果等）

- **間接散水技術は、冷凍機へのオプション展開可能**な技術としても期待できる。
- **実店舗評価**を実施したことにより、**倉庫業界における**冷凍機の選定方法や**課題が把握**でき、普及促進の足掛かりとなった。

個別テーマの成果と意義（研③）_ダイキン工業
「ＧＷＰ１０以下の直膨型空調機用　微燃性冷媒の開発」

事業の概要及び成果、意義



R1132(E)

利点
・圧力がR32相当
・GWP=0.0056

課題 (助成事業 開始前)
・燃焼性が弱燃
・毒性クラスが不明
・自己分解反応

＋最適な冷媒ガス

直膨型空調機に使用可能な GWP<10、A2L 混合冷媒の開発

R474A : R1132(E)23%, R1234yf77%

代替対象冷媒	低GWP (A2L)	グリーン冷媒	用途
R410A GWP=2090	R32 GWP=675	**1132(E) 混合**	RAC, PAC, VRV
R404A GWP=3920 R407C GWP=1770 R22 GWP=1810	R454C R455A GWP=148		別置型ショーケース 内蔵型ショーケース 低温倉庫 車両用空調
R134a GWP=1430	R1234yf R1234ze		カーエアコン, チラー

成果　（GWP＜10）

- **冷媒評価と機器性能評価**を実施し、GWP10以下の新たな混合冷媒を開発した。
- **R474Aとして国際規格に登録**。空調機への適用可能性を確認出来た。

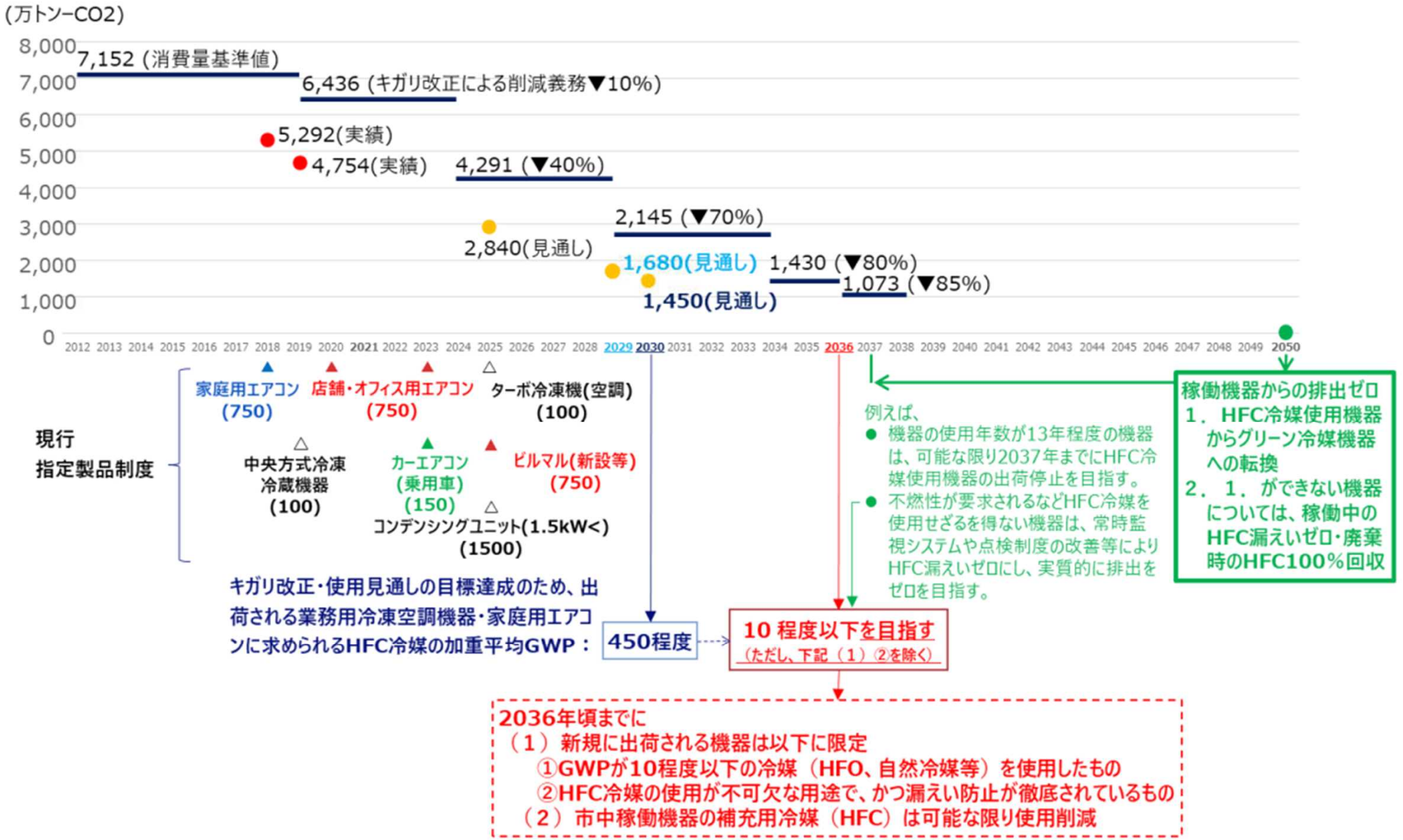
意義（副次的成果や波及効果等）

- GWP10以下の冷媒の開発により、**直膨型空調機において性能・安全面でHFC系冷媒を代替する可能性**がある。
- 開発した冷媒は、CO_2、プロパン、既存のHFO系冷媒に対して適用範囲が広く、空調機、**カーエアコン、冷凍冷蔵など、幅広い用途での活用が期待**される。

【補足】

現行プロジェクト「次世代低GWP冷媒の実用化に向けた高効率冷凍空調技術の開発」について

グリーン冷媒・機器の導入シナリオ



出典：産業構造審議会製造産業分科会化学物質政策小委員会（2022年6月28日）報告書より

現行プロジェクトについて

- 本PJにおいて有力な次世代冷媒候補である**HFO冷媒の物性・性能評価**および、**自己分解反応抑止**の為の開発を進め、次世代**混合冷媒の絞り込み**が可能な段階となった。
- 現行PJでは**早期に新混合冷媒候補の組成・物性を決定**し、これを使用した**要素技術開発**を進める。

本ＰＪの成果と課題

1. HFO冷媒の基本的な熱物性値とサイクル性能等のデータ収集により、**混合冷媒開発の方向性について見通し**を得た。
2. 次世代冷媒候補であるHFO冷媒の**自己分解反応を抑制する手法**や、**機器側での燃焼抑止方法について一定の知見が得られた**。
3. しかし、低GWP、安全性、現行と遜色のないサイクル性能**全てを具備するHFO系混合冷媒は見つかっていない**。
4. また、HFO系混合冷媒をHFC等既存冷媒利用機器へレトロフィットで利用した場合、**空調性能が低下**してしまう。

現行ＰＪの開発内容

1. 家庭用空調機を対象に、実装可能な**HFO系混合冷媒**を早期に絞りこむ。
2. 上記冷媒に対応した機器の**要素技術の開発と評価**。
3. 冷媒・機器の**安全性評価**及び**全体システム評価**手法の開発。
4. これまでの研究開発成果、および上記１.～３. で得られた知見を展開し、**家庭用/業務用空調機および業務用冷蔵冷凍機等の要素技術開発の加速化**を図る。

現行プロジェクトの概要

◆ 委託事業 「家庭用空調等に適した低GWP混合冷媒の開発及び評価」

代替冷媒が見つかっていない家庭用空調機を対象に、冷媒候補選定から機器要素技術開発、安全性・環境影響評価までを一気通貫で実施。

◆ 助成事業 「低GWP冷媒の対応機器（家庭用/業務用エアコン、冷蔵・冷凍ショーケース等）の開発」

委託事業の成果を活用し、家庭用／業務用空調機、業務用冷凍冷蔵機の要素機器・周辺機器開発を行う。

■ 事業期間：2023～2027年度（５年間）

■ 予算額： ５億円（2023年度）

低GWP混合冷媒のスクリーニング・熱物性等評価
⇓
候補冷媒選定

伝熱特性・伝熱促進技術解明
⇓
熱交換器設計指針

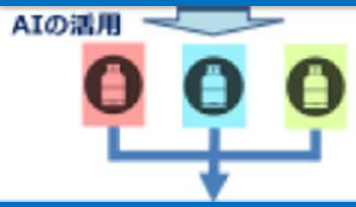
圧縮特性解明 冷媒溶解・潤滑特性
⇓
圧縮機設計指針 冷凍機油開発

全体システム評価
⇓
性能評価装置製作・評価

安全性・環境影響評価
⇓
モデル化・評価手法の確立

民間機器開発

成分冷媒をスクリーニング



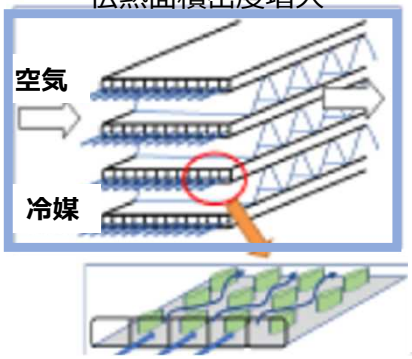
最適な混合冷媒

熱物性○
性能 ○
入手性○

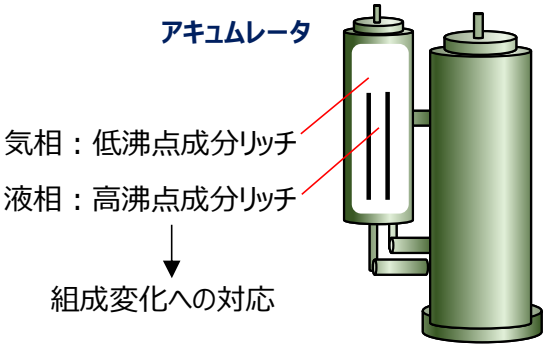
○GWP
○安全性
○コスト

伝熱促進＋最適設計

微細流路構造による
伝熱面積密度増大



圧縮機最適設計＋材料転換＋潤滑油開発



要素機器・周辺機器開発

資料6-1.1

プロジェクトの詳細（公開）

研究開発項目①
「次世代冷媒の基本特性に関するデータ取得及び評価」

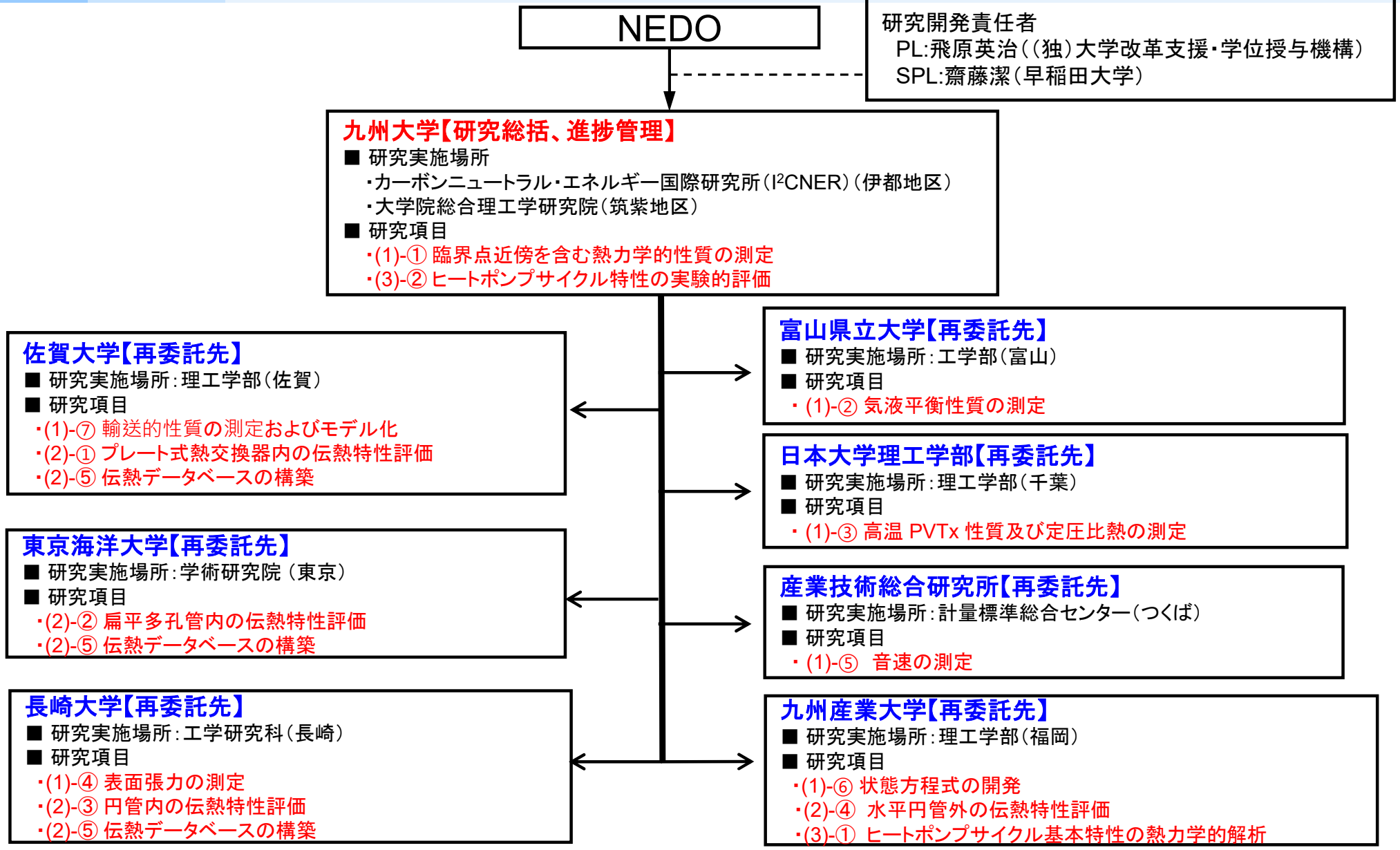
中小型規模の冷凍空調機器に使用する次世代冷媒の熱物性、伝熱特性および基本サイクル性能特性の評価研究

2018年度～2022年度　5年間

国立大学法人　九州大学

【再委託先】
公立大学法人　富山県立大学
学校法人日本大学　日本大学理工学部
国立大学法人　長崎大学
国立研究開発法人　産業技術総合研究所
学校法人中村産業学園　九州産業大学
国立大学法人　佐賀大学
国立大学法人　東京海洋大学

実施体制


NEDO
研究開発責任者
PL:飛原英治（（独）大学改革支援・学位授与機構）
SPL:齋藤潔（早稲田大学）
九州大学【研究総括、進捗管理】
■ 研究実施場所
・カーボンニュートラル・エネルギー国際研究所（I2CNER）（伊都地区）
・大学院総合理工学研究院（筑紫地区）
■ 研究項目
・(1)-① 臨界点近傍を含む熱力学的性質の測定
・(3)-② ヒートポンプサイクル特性の実験的評価
佐賀大学【再委託先】
■ 研究実施場所：理工学部（佐賀）
■ 研究項目
・(1)-⑦ 輸送的性質の測定およびモデル化
・(2)-① プレート式熱交換器内の伝熱特性評価
・(2)-⑤ 伝熱データベースの構築
東京海洋大学【再委託先】
■ 研究実施場所：学術研究院（東京）
■ 研究項目
・(2)-② 扁平多孔管内の伝熱特性評価
・(2)-⑤ 伝熱データベースの構築
長崎大学【再委託先】
■ 研究実施場所：工学研究科（長崎）
■ 研究項目
・(1)-④ 表面張力の測定
・(2)-③ 円管内の伝熱特性評価
・(2)-⑤ 伝熱データベースの構築
富山県立大学【再委託先】
■ 研究実施場所：工学部（富山）
■ 研究項目
・(1)-② 気液平衡性質の測定
日本大学理工学部【再委託先】
■ 研究実施場所：理工学部（千葉）
■ 研究項目
・(1)-③ 高温 PVTx 性質及び定圧比熱の測定
産業技術総合研究所【再委託先】
■ 研究実施場所：計量標準総合センター（つくば）
■ 研究項目
・(1)-⑤ 音速の測定
九州産業大学【再委託先】
■ 研究実施場所：理工学部（福岡）
■ 研究項目
・(1)-⑥ 状態方程式の開発
・(2)-④ 水平円管外の伝熱特性評価
・(3)-① ヒートポンプサイクル基本特性の熱力学的解析

社会実装(実用化・規格化等)の目標の設定及び根拠

【背景・意義】

次世代利用を想定した新しい低 GWP 冷媒は、製品開発や性能評価を行うための基本的な熱物性が整備されておらず、伝熱・サイクル性能評価を正確に行うことができす、製品開発が予想通りに進まないことが懸念されている。本事業では GWP 150 以下の低GWP冷媒をターゲットとし、熱物性値を精密測定して、国際標準化を目指し、熱物性データベースを早期に確立して、 REFPROP などの物性推算ソフトウエアで使用できる状態方程式を開発することを目的とする。そして、冷凍空調機器の研究開発に必要となる物性評価情報を、世界に先立てて国内で公開する。国内企業が世界に先駆けてこれらの情報を利用できることで、環境にやさしい低GWP冷媒を使用する空調機器の製品化に加速がかかり、 キガリ改正で決められた、HFC冷媒を 2029年までに70%、2036年までに85%削減という目標達成に貢献し、地球環境保全に対する国際的責任の一端を果たすことができる。

【目標】

- GWP 150 以下の低GWP冷媒及び混合冷媒に関する熱物性値を高精度で測定し、状態方程式及び相関式を作成して、 NIST REFPROP で計算できるようにする。
- 冷媒物性の国際標準である ISO17584 での認証に貢献する。
- 複数種類の熱交換器に対応する伝熱特性を評価し，データベースを構築する。

テーマ毎の目標と根拠

	最終目標（2023年3月）	根　拠
(1)	HFO系冷媒を含む混合冷媒及び高沸点HFO系冷媒の熱物性評価（九州大学、富山県立大学、日本大学、長崎大学、産業技術総合研究所、九州産業大学、佐賀大学）	
	・HFO系冷媒の熱力学的及び輸送的性質を解明して評価し、信頼できる状態方程式を開発する。 ・冷媒熱物性を国際規格化及び国際標準化する。	HFO系低GWP冷媒及び混合冷媒に関しては、サイクル特性評価や機器設計に必要な熱物性情報が十分に整備されていない。そのため、主に2成分系及び3成分系の混合冷媒を対象としてその熱物性値（臨界点，蒸気圧，PVT，比熱，音速、表面張力、粘性係数、熱伝導率）を精密測定し、それに基づいた状態方程式を開発することが急務である。さらに、混合冷媒の実用化を全世界的に加速するため、得られた状態方程式を国際規格化及び国際標準化する必要がある。
(2)	HFO系冷媒を含む混合冷媒及び高沸点HFO系冷媒の伝熱特性評価（佐賀大学、東京海洋大学、長崎大学、九州産業大学）	
	・HFO系冷媒の伝熱実験を種々の管形状に対して行い、伝熱特性を評価する。 ・得られた成果をデータベース化し、HFO系冷媒の設計・実用化に貢献する。	冷凍サイクルの主要構成要素の一つである熱交換器の設計では、管内・管外において冷媒が相変化する際の熱伝達特性の把握が必要不可欠である。熱物性評価が完了したHFO系冷媒に対して、プレート式・扁平多孔管式・円管式等の熱交換器における蒸発／凝縮熱伝達を実験的に評価するとともに、相関式によって定式化することが必要である。さらに、混合冷媒の実用化を加速するために、得られた成果をデータベース化し、利用者の便益に供することも必要となる。
(3)	HFO系冷媒を含む混合冷媒及び高沸点HFO系冷媒のヒートポンプサイクル性能評価（九州産業大学、九州大学）	
	・(1)(2)で行なった冷媒特性評価に基づいて、サイクル基本特性を評価する。 ・HFO系混合冷媒の基本サイクル性能評価実験を行う。	混合冷媒の実用化では、構成成分の最適組成や、組成変化が全体性能に与える影響、混合冷媒特有の冷媒充填量の変化や冷暖房負荷がCOPやサイクルの挙動に与える影響を把握しておく必要がある。本事業で得られる冷媒特性評価の成果を用いて、ヒートポンプサイクルの熱力学的解析及び実際のサイクル性能評価装置による実験を行い、解析的及び実験的の両面からの評価が行える。

目標達成に必要な要素技術

次世代冷媒のスクリーニング
候補冷媒の選定

次世代冷媒に対する様々な必要条件
(1) ODP, GWP　　(2) 安全性 （毒性，可燃性など）
(3) 性能　　(4) コスト　など

冷媒の
熱物性測定

臨界定数
飽和蒸気圧
飽和密度
PvTx 性質
気液平衡

比熱
音速

熱伝導率
粘性係数
表面張力

必要があれば追加実験/
状態式の修正へ

状態式/相関式の作成
プログラムパッケージ
の作成　(FLD File)

伝熱データベースとして
一般に情報公開

熱交換器の伝熱特性評価
・プレート式熱交換器
・扁平多孔管式熱交換器
・ら旋溝付管式熱交換器
・水平円管外の伝熱特性

NIST REFPROP から情報発信し，
新冷媒情報の国際標準化へ

冷凍機・ヒートポンプの
サイクルシステム
性能評価

必要があれば追加実験/状態式の修正へ

キガリ改正
削減目標達成

国内外に普及

製品化

実用化に
向けた
実機試験

冷凍空調機器メーカー

独自に開発した、熱物性計測装置を有する
研究機関で分担して物性計測を実施する。
- 臨界定数・飽和蒸気圧・飽和密度：九州大学
- PVTx 性質：九州大学・日本大学
- 気液平衡：九州大学・富山県立大学
- 比熱：日本大学
- 音速：産業総合研究所
- 熱伝導率・粘性係数：佐賀大学
- 表面張力：長崎大学
- 状態方程式：九州産業大学

独自に開発した、伝熱性能評価装置を有する
研究機関で分担して冷媒性能評価を実施する。
- プレート式熱交換器：佐賀大学
- 扁平多孔管式熱交換器：東京海洋大学
- ら旋溝付管式熱交換器：長崎大学
- 水平円管外伝熱特性：九州産業大学
- サイクル性能評価：九州産業大学・九州大学

上記の事業を、1つのコンソーシアムとして
情報共有しながら連携して行い、
低 GWP 冷媒の普及を推進させ、
地球温暖化防止とキガリ改正の実現に貢献する

研究開発のスケジュール（2018-2020）

	2018年度	2019年度	2020年度
（1）. HFO系冷媒を含む混合冷媒及び高沸点HFO系冷媒の熱物性評価			
(1)-①. 臨界点近傍を含む熱力学的性質の測定（九州大学）	HFO1336mzz(E) → HCFO1224yd(Z)	HFC32+HFO1234yf+CO2	HFC32+HFO1234yf+HFO1123
(1)-②. 気液平衡性質の測定（富山県立大学）	HFO1123+HFO1234yf → HFC32+HFO 1234yf	真空ポンプの増設 → HFC32+HFO1234yf	高圧微圧調整用ハンドポンプの増設 → HFC32+HFO1234yf+HFO1123
(1)-③. 高温*PVTx*性質及び定圧比熱の測定（日本大学理工学部）	装置の調整 → HCFO 1224yd(Z) → HFC32+HFO 1234yf	HFC32+HFO1234yf +CO2	HFO1336mzz(E)+HFO1336mzz(Z)
(1)-④. 表面張力の測定（長崎大学）	HFO1336mzz(E)・HFO1336mzz(Z)	低温域測定用に装置改造 → 低温域測定用健全性確認	数値解析の精度評価と向上
(1)-⑤. 音速の測定（産業技術総合研究所）	HFO1336mzz(E) HFO1336mzz(Z) → 液体音速測定装置設計	HFC32+HFO1234yf → 液体音速装置の開発	HFC32+HFO1234yf +HFO1123 → HFO1336mzz(E)
(1)-⑥. 状態方程式の開発（九州産業大学）	HFC32+HFO1234yf +CO2 → HCFO 1224yd(Z)	HFC32+HFO1234yf +HFO1123 → HFO1336mzz(Z)	HFC32+HFO1234yf+CO2
(1)-⑦. 輸送的性質の測定及びモデル化（佐賀大学）	HFC32+HFO1234yf	HFO1336 mzz(E) → 低温域測定用に装置改造 → 低温域測定予測精度の検証	HFC32+HFO1234yf+CO2
（2）. HFO系冷媒を含む混合冷媒及び高沸点HFO系冷媒の伝熱特性評価			
(2)-①. プレート式熱交換器内の伝熱特性評価（佐賀大学）	装置の改良 → 測定の安全性確認 → HFC、HFO較対象データ取得	HFO単体の比 → HFC32+HFO1234yf	高速度カメラによる流動様相可視化 → HFC32+HFO1234yf+CO2
(2)-②. 扁平多孔管内の伝熱特性評価（東京海洋大学）	装置の改良 → HFO1336mzz(E)	HFC32+HFO1234yf	HFC32+HFO1234yf+CO2
(2)-③. 円管内の伝熱特性評価（長崎大学）	HFC32+HFO1234yf+CO2	HFO1336mzz(E) → HFO1336mzz(Z)	HFC32+ HFO1123 → 平滑管試験用装置改造
(2)-④. 水平円管外の伝熱特性評価（九州産業大学）	センサ類の校正・配線 → 既存冷媒を用いた比較対象データ取得	HFO1336mzz(E) → 高温域測定のため装置改造	HFO1336mzz(E)
(2)-⑤. 伝熱データベースの構築（佐賀大学・東京海洋大学・長崎大学）			伝熱データベースの作成 → インターネット上でのデータ公開
（3）. HFO系冷媒を含む混合冷媒及び高沸点HFO系冷媒のヒートポンプサイクル性能評価			
(3)-①. ヒートポンプサイクル基本特性の熱力学的解析（九州産業大学）	既存冷媒で構成される3成分系混合冷媒のサイクル基本特解析・評価方法検討	HFC32+HFO1234yf+CO2	HFC32+HFO1234yf+HFO1123
(3)-②. ヒートポンプサイクル特性の実験的評価（九州大学）	HFC32+HFO1234yf+CO2	HFC32+HFO1234yf+HFO1123	HFC32+ HFO1234yf+CO2 → HFC32+HFO1234yf +HFO1123

社会的影響等を踏まえたスケジュールの見直し

- 2019年度には、混合冷媒計測加速のため、気液平衡測定及び比熱測定の装置を追加した。
- 2020年度にR1123混合冷媒の入手が不確定な状況となり、研究スケジュールから除外した。

研究開発のスケジュール(2021–2022)

	2021年度	2022年度
（1）. HFO系冷媒を含む混合冷媒及び高沸点HFO系冷媒の熱物性評価		
(1)-①. 臨界点近傍を含む熱力学的性質の測定（九州大学）	HFC32+CF_3I → HFO1123+CF_3I	HFC32+HFO1123+CF_3I,HFO1123+HC290 →
(1)-②. 気液平衡性質の測定（富山県立大学）	CF_3I純物質の高温・高圧域におけるPVT性質及び飽和性質 →	HFO1123+CF_3I → HFC32+CF_3I →
(1)-③. 高温*PVTx*性質及び定圧比熱の測定（日本大学理工学部）	HFC32+CF_3I → HFO1123+CF_3I →	HFC32+HFO1123+CF_3I →
(1)-④. 表面張力の測定（長崎大学）	HCO1130(E) → HFC32+CF_3I →	CF_3Iを含む混合系の測定 → HC290混合系の測定 →
(1)-⑤. 音速の測定（産業技術総合研究所）	CF_3I →	液相 HFO1336mzz(E), 液相 CF_3I →
(1)-⑥. 状態方程式の開発（九州産業大学）	CF_3Iの実測値評価 → CF_3Iの状態方程式作成 →	CF_3Iを含む混合冷媒の状態方程式の作成 → 純冷媒CF_3Iの状態方程式の高度化 →
(1)-⑦. 輸送的性質の測定及びモデル化（佐賀大学）	CF_3I純冷媒を測定するための改良及び測定 →	CF_3Iを含む混合冷媒の測定及び簡易相関式の作成 →
（2）. HFO系冷媒を含む混合冷媒及び高沸点HFO系冷媒の伝熱特性評価		
(2)-①. プレート式熱交換器内の伝熱特性評価（佐賀大学）	CF_3Iの実験を行うための実験装置の改良 → CF_3I →	CF_3Iを含む混合冷媒の測定 →
(2)-②. 扁平多孔管内の伝熱特性評価（東京海洋大学）	CF_3Iの実験を行うための実験装置の改良 → CF_3I →	CF_3Iを含む混合冷媒の測定 →
(2)-③. 円管内の伝熱特性評価（長崎大学）	平滑管内 HFO1234ze(E)+HFC32 → HFO1234ze(E)+HFC32 →	平滑管内 HFO1234yf → HFO1234yf+HFC32 →
(2)-④. 水平円管外の伝熱特性評価（九州産業大学）	CF_3Iの実験を行うための実験装置の改良 → CF_3I →	CF_3I → CF_3Iの状態方程式 輸送的性質ﾓﾃﾞﾙの妥当性確認 →
(2)-⑤. 伝熱データベースの構築（佐賀大学・東京海洋大学・長崎大学）	文献情報収集 伝熱ﾃﾞｰﾀ閲覧ｼｽﾃﾑの改良 →	文献情報収集 純冷媒及びCF_3Iを含む混合冷媒の伝熱ﾃﾞｰﾀを追加 →
（3）. HFO系冷媒を含む混合冷媒及び高沸点HFO系冷媒のヒートポンプサイクル性能評価		
(3)-①. ヒートポンプサイクル基本特性の熱力学的解析（九州産業大学）	CF_3Iを含む混合冷媒の暫定的な熱力学的解析を実施 →	CF_3Iを含む混合冷媒の熱力学的解析を実施 →
(3)-②. ヒートポンプサイクル特性の実験的評価（九州大学）	CF_3Iの材料適合性調査及び事件装置更新 → R455A予備実験 →	R455Aの実験的評価 →

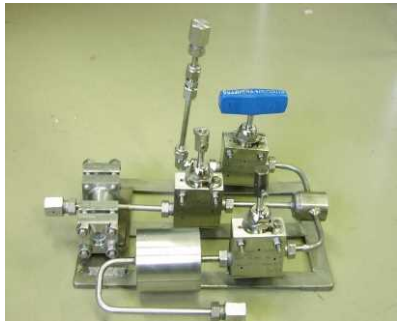
社会的影響等を踏まえたスケジュールの見直し

- 2020年度に機器メーカーからの要望調査を行い、2021年度にはCF_3I混合冷媒を候補冷媒に追加した。
- 2022年度には R1123+R290 系を候補冷媒に追加し、液体音速測定装置を追加して、成果の加速を図った。

5年間を通して、試料入手が困難になったR1123混合冷媒の伝熱性能評価以外は、予定以上の成果が得られた。

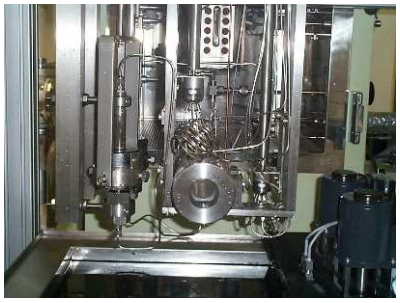
各テーマの実施内容および成果と意義

(1)-① 臨界点近傍を含む熱力学性質の測定（九州大学）



臨界点・飽和密度測定装置

PVT性質測定装置



気液平衡性質測定装置

測定した冷媒一覧 (2018-2022)		GWP
2018	R1336mzz(E)	16
(3)	R1224yd(Z)	1
	R455A：R32+R1234yf+CO_2 [21.5/75.5/3.0 mass%]	151
2019	R32+R1123+R1234yf [21.2/59.5/19.3 mass%]	150
(4)	R32+R1123+R1234yf [21.2/40.3/38.5 mass%]	150
	R32+R1123[追加測定]	
	R1123[追加測定]	
2020	R465A：R32+R1234yf+R290 [21.0/71.1/7.9mass%]	148
(7)	CF_3I	5
	R32+CF_3I [50/50 mass%]	355
	R32+CF_3I [50/50 mol%]	152
	R1123+CF_3I [50/50 mass%]	2.5
	R1123+CF_3I [50/50 mol%]	3.5
	R290+R1234yf [50/50 mass%]	1
2021	R32+R1123+CF_3I [22/73/5 mass%]	155
(5)	R32+R1123+CF_3I [22/68/10 mass%]	156
	R32+R1123+CF_3I [30/65/5 mass%]	212
	R32+R125+CF_3I [49/11.5/39.5 mass%]	744
	R125+CF_3I [50/50 mass%]	1728
2022	R1123+R290 [80/20 mass%]	1
(6)	R1123+R290+R1234yf [48/12/40 mass%]	1
	R1123+R290+R1234yf [32/8/60 mass%]	1
	R32+R1336mzz(E) [40/60 mass%]	270
	R1234yf+R1336mzz(E) [40/60 mass%]	1
	R1234ze(E)+R1336mzz(E) [40/60 mass%]	1

合計25種類の冷媒について熱物性値情報を解明した。

各テーマの実施内容および成果と意義

(1)-② 気液平衡性質の測定（富山県立大学）

下表にまとめた混合系について，
気液平衡性質，飽和液体密度，
および付随する$P\rho Tx$性質を
測定した．

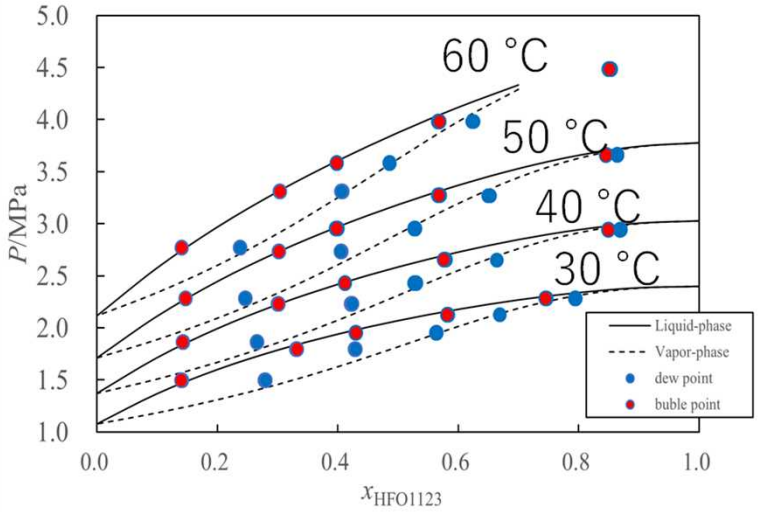
※ 2成分系5種，3成分系7種

気液平衡性質測定装置

ベローズ法装置

実測値一覧

混合系	温度(K)	圧力(MPa)
HFC32+HFO1123	300-330	2.1-4.4
HFC32+HFO1234yf	300-330	1.0-2.9
HFO1234yf+HFO1123	300-330	1.0-3.3
HFC32+HFO1234yf+HFO1123①	303-328	1.9-3.2
HFC32+HFO1234yf+HFO1123②	278-328	0.9-6.4
HFO1123+CF_3I	303-333	1.8-3.9
HFO1123+HC290	303-333	1.5-4.5



HFO1123/HC290系のVLE性質実測値
●; 本実測値 (沸点・露点圧力).

●R1123 を含む混合冷媒の気液平衡性質を世界で初めて解明した。
●実測値を3次状態式で相関し、気液平衡性質の計算を可能とした。

各テーマの実施内容および成果と意義

(1)-③ 高温 PVTx 性質及び定圧比熱の測定（日本大学理工学部）

プロジェクト期間におけるPVTx性質測定結果

Refrigerant	Composition
Pure	
HCFO1224yd(Z)	
CF_3I	
HFO1123	
Binary	
HFO1336mzz(E)/HFO1336mzz(Z)	43.80/56.20 mass%
HFO1234yf+HFC32	37.41/62.59 mass% 23.29/76.71 mass%
HFO1234yf+CO_2	97.38/2.62 mass%
HFC32+CO_2	97.25/2.75 mass%
HFC32+CF_3I	87.5/12.5 mass% 95.5/4.5 mass%
HFO1123+CF_3I	10/90 mass%
HFO1123+HC290	50/50 mass%
HFO1123+HFO1234yf	50/50 mass%
Ternary	
HFC32+HFO1234yf+CO_2	30.31/67.12/2.57 mass% 39.59/56.18/4.22 mass% 54.28/42.88/2.85 mass% 26.66/70.02/3.32 mass%

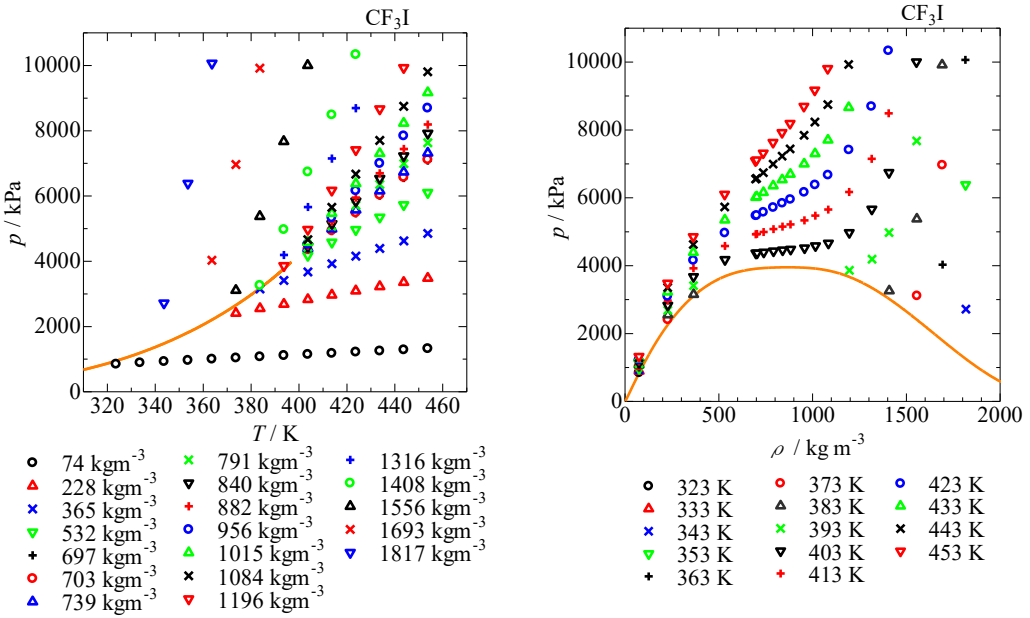
プロジェクト期間における定圧比熱測定物質

【純冷媒：検証物質も含む】

CO2, R22, R134a, R125, Ar,　R32, R1234yf, CF_3I, R1123, R1224yd(Z), R1243zf, R1233zd(E), R1336mzz(E),

【混合冷媒】

R32+R125+R134a, R32+CF_3I, R32+R125+CF_3I, R1123+R290, R1123+R1234yf



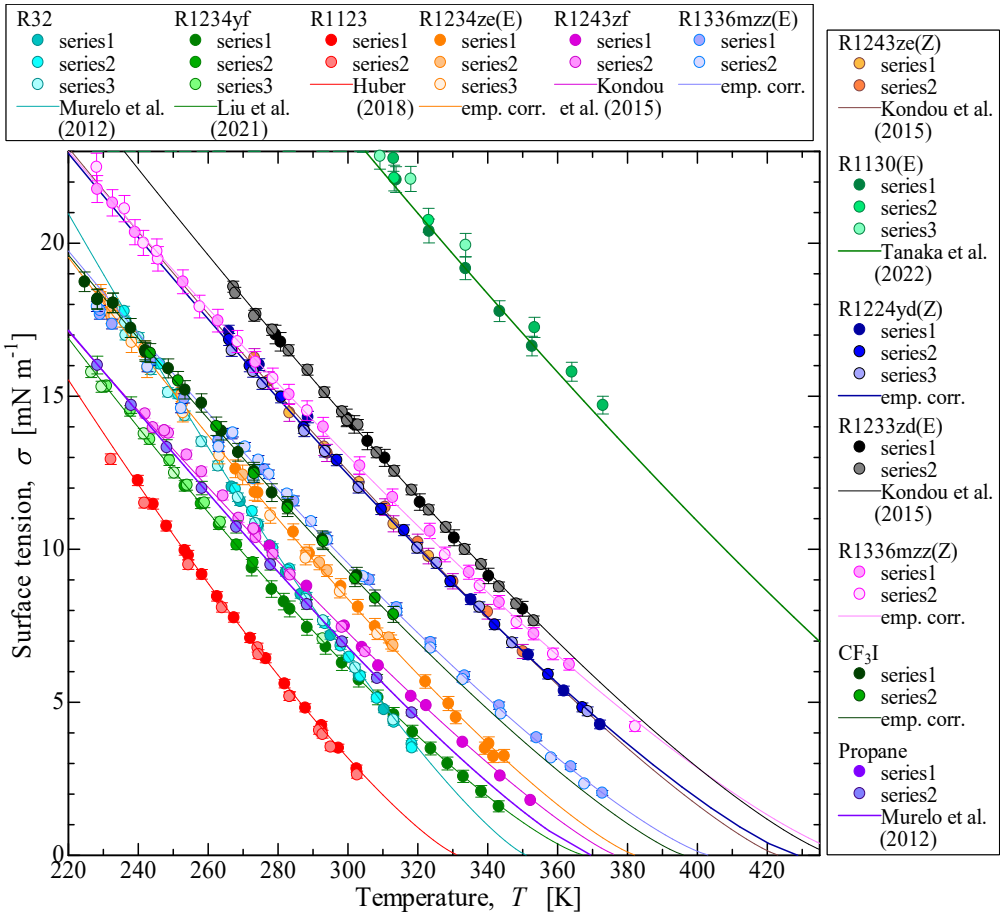
CF_3I のPVT性質測定結果

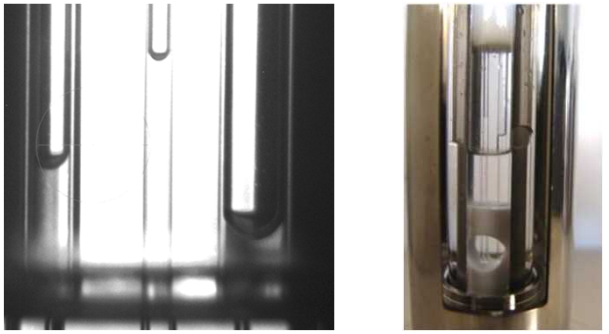
●高温域、高圧域を中心に、純冷媒3種類、2成分系8種類、3成分系1種類の PVTx 性質を測定した。
●純冷媒13種類、2成分系混合冷媒3種類、3成分系混合冷媒2種類の定圧比熱を測定した。

各テーマの実施内容および成果と意義

(1)-④ 表面張力の測定（長崎大学）

測定済みの単一冷媒：13種類





示差毛管上昇法

12種類の混合冷媒について測定を完了した。
R32+R1123
R32+R1234yf
R32+R1234ze(E)
R1123+R1234yf
R32+CF_3I
R1123+CF_3I
R1123+R1234yf+R32
R32+R1123+CF_3I [22/73/5 mass%]
[30/65/5 mass%] [22/68/10 mass%]
R32+R1234yf+CO_2 [R455A:21.5/75.5/3 mass%]
R32+R125+R134a+R1234yf+R1234ze(E)
[R448A:26/26/21/20/7 mass%]
R1123+R290 [63.5/36.5 mass%] [78/22 mass%]
R1234yf+R290 [50/50 mass%] [71/29 mass%]

- 純冷媒13種類、混合冷媒12種類の表面張力を測定し、表面張力相関式を作成した。
- Parachor 法 (*)により、混合冷媒の表面張力推算法を評価した。

(*)Parachor Method

REFPROP 10.0から REFPROPに組み込まれている. 混合モデルを用いて組成 *x*, *y* が計算される.

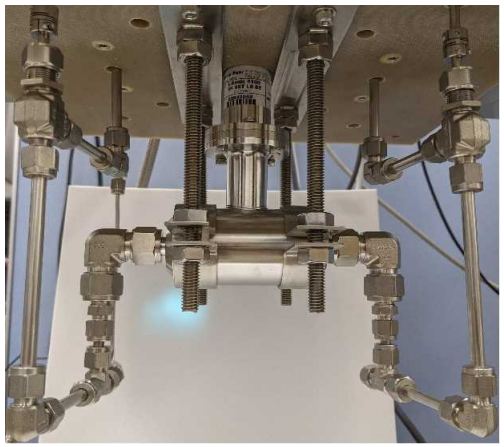
$$\sigma = \left\{ \sum_{i=1}^{N} [P_i] \left(\tilde{\rho}' x_i - \tilde{\rho}'' y_i \right) \right\}^4$$

各テーマの実施内容および成果と意義

(1)-⑤ 音速の測定（産業技術総合研究所）

冷媒サンプル	温度範囲（K）	圧力範囲（kPa）	音速データ数
HFO1336mzz(E)	303 – 403	40 – 900	36 (vapor)
HFO1336mzz(Z)	303 – 403 283 – 343	40 – 1000 40 – 6550	36 (vapor) 95 (liquid)
CF_3I	280 – 343	310 – 6850	35 (liquid)
HFO1234yf/HFC32 : 78.5/21.5 mass% (R454C)	283 – 313	130 – 490	18 (vapor)
HFO1234yf/HFO1123 : 50/50 mass%	313	200 – 980	7 (vapor)
HFO1234yf/HFC32/CO_2 : 75.5/21.5/3 mass% (R455A)	283 – 313	150 – 780	17 (vapor)

気体音速測定装置



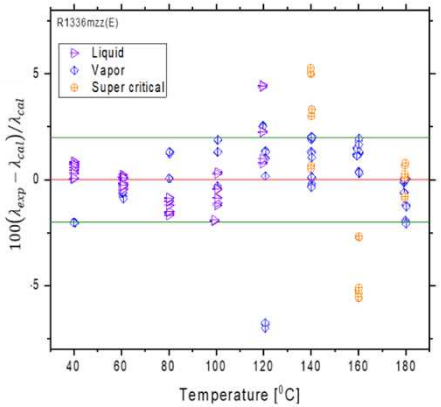
液体音速測定装置

- 純冷媒3種類、2成分系混合冷媒2種類、3成分系混合冷媒1種類の音速を測定した。
- 気相音速データから、理想気体状態の定圧比熱cp0 を算出した。
- 新たに液相音速測定装置を製作し、液相側の音速測定も行った。

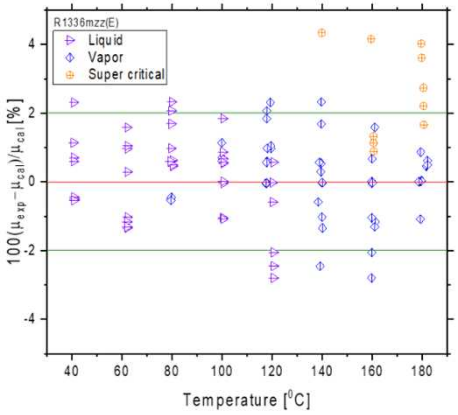
各テーマの実施内容および成果と意義

(1)-⑦ 輸送的性質の測定及びモデル化（佐賀大学）

Refrigerants/Blends	Properties	Measurement range Pressure, Temperature	Prediction method
HFC32	Thermal conductivity	1 to 4 MPa 40 to 140 ℃	REFPROP Ver. 10.0
	Viscosity	1 to 4 MPa 40 to 140 ℃	REFPROP Ver. 10.0
HFO1234yf	Thermal conductivity	1 to 4 MPa 40 to 140 ℃	REFPROP Ver. 10.0
	Viscosity	1 to 4 MPa 40 to 140 ℃	REFPROP Ver. 10.0
HFO1336mzz(E)	Thermal conductivity	0.25 to 4 MPa 40 to 180 ℃	ECS model (NIST)
	Viscosity	0.25 to 4 MPa 40 to 180 ℃	ECS model (NIST)
CF_3I	Thermal conductivity	0.5 to 4 MPa 40 to 120 ℃	ECS model by modified EOS
	Viscosity	0.5 to 4 MPa 40 to 120 ℃	ECS model by modified EOS
HFC32/HFO1234yf [68.9/31.1 mass%] [21.5/78.5 mass%]	Thermal conductivity	1 to 4 MPa -40 to 20 ℃	REFPROP Ver. 10.0
	Viscosity	1 to 4 MPa -40 to 20 ℃	REFPROP Ver. 10.0



測定値と予測計算モデルの比較
（R1336mzz(E)熱伝導率，
NIST　REFPROPと連携）

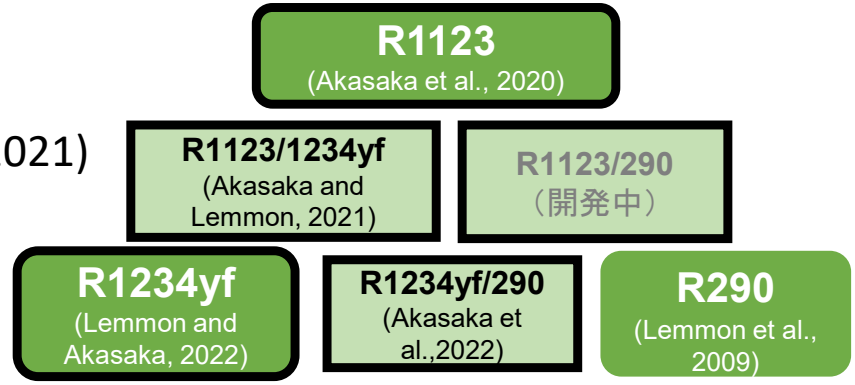


測定値と予測計算モデルの比較
（ R1336mzz(E)粘度，
NIST　REFPROPと連携）

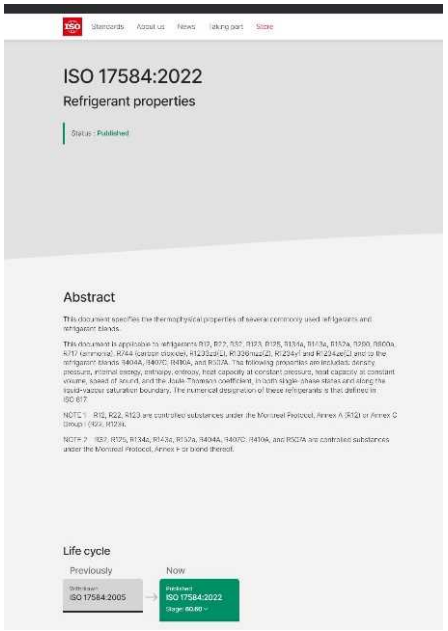
● HFO系冷媒の熱伝導率および粘度を測定し、測定対象の純冷媒を±3%以下で再現可能な相関式を作成した。
● HFC32+HFO1234yf 系混合冷媒の R454B及び R454C に関して、熱伝導率および粘度を測定し、組成依存性を含む相関式を検討した。

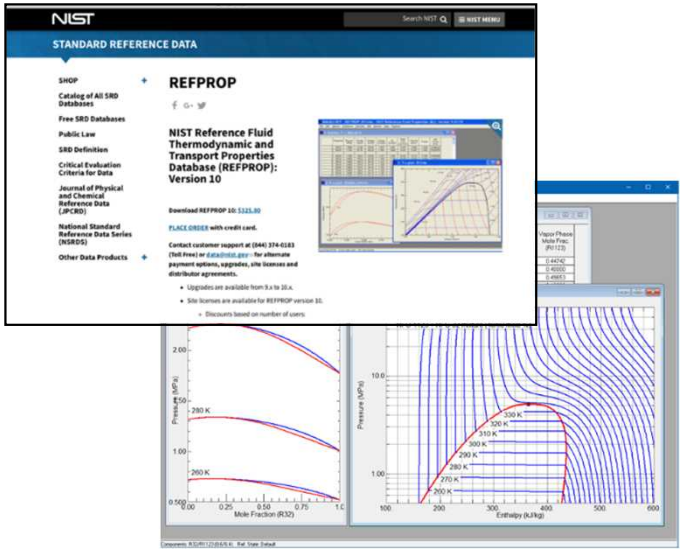
各テーマの実施内容および成果と意義
(1)-⑥ 状態方程式の開発（九州産業大学）

■ 3成分系の混合モデル開発（例：R1123/1234yf/290系）
- ✓ R1234yfのISO状態方程式 (Lemmon and Akasaka, 2022)
- ✓ R1123/1234yf系の混合モデル (Akasaka and Lemmon, 2021)
- ✓ R1234yf/290系の混合モデル (Akasaka et al., 2022)
- ✓ R1123/290系の混合モデル（開発中）



これまで本プロジェクトの成果として得られた状態方程式は，ISOやREFPROPに採用され**国際標準式**として広く認知されている．





■ NIST REFPROP 10.0
（熱物性データベース）

以下の次世代冷媒の状態方程式が搭載済み（もしくは搭載予定）

搭載済み：R1123, R1224yd(Z), R1336mzz(Z), R1234ze(Z), R1243zf, R245fa, R32/1234yf, R32/1234ze(E)

10.1版以降に搭載予定：R1234yf, R1233zd(E), R1336mzz(E), R1132(E), R1132a, CF_3I, R32/1123, R1123/1234yf, R1234yf/CO_2

REFPROPに搭載された状態方程式は機器設計のほか，ASHRAE34の冷媒番号登録や特許申請にも使われている．

各テーマの実施内容および成果と意義

(1)-⑥ 状態方程式の開発（九州産業大学）

REFPROP 10.0: 2018年リリースの正式版．HFO冷媒の状態方程式は暫定式が多い．
REFPROP 10.0N: これまでのNEDOプロジェクトで開発した状態方程式や混合モデルを10.0に追加した独自バージョン．
NEDOプロジェクトのメンバー内でのみ共有されている．

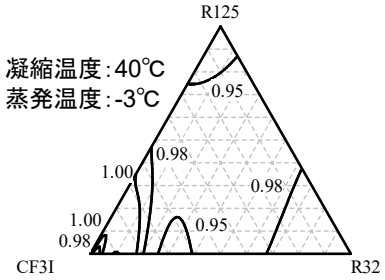
冷媒	REFPROP 10.0	REFPROP 10.0N
R245fa	Akasaka et al. (2015)	
R1234ze(Z)	Akasaka and Lemmon (2019)	
R1243zf	Akasaka and Lemmon (2019)	
R1336mzz(Z)	McLinden and Akasaka (2020) (ISO 17584)	
R1234yf	Richter et al. (2011)	Lemmon and Akasaka (2022) (ISO 17584)
R1234zd(E)	Mondejar et al. (2015)	Akasaka and Lemmon (2022) (ISO 17584)
R1123	Akasaka et al. (2016)	Akasaka et al. (2020)
R1224yd(Z)	Akasaka et al. (2017)	Akasaka and Lemmon (2021)
R1336mzz(E)	N.A.	Akasaka et al. (2023)
CF_3I	Lemmon and Span (2015)	Akasaka（開発中）
R32/1234yf	Akasaka (2013)	
R32/1234ze(E)	Akasaka (2013)	
R32/1123	N.A.	Akasaka and Lemmon (2021)
R1123/1234yf	N.A.	Akasaka and Lemmon (2021)
R1234yf/290	N.A.	Akasaka et al. (2022)

※赤字はNEDOプロジェクトで開発した状態方程式または混合モデル

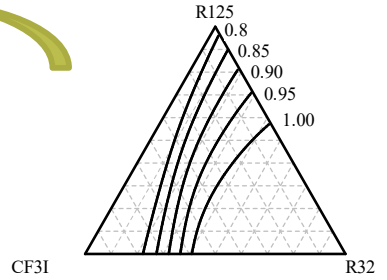
各テーマの実施内容および成果と意義

(3)-①　ヒートポンプサイクル基本特性の熱力学的解析（九州産業大学）

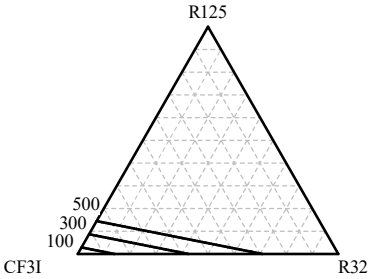
COP比（対R410A）
全体的にほぼR410Aと同等



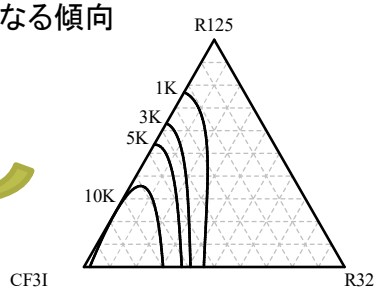
体積能力比（対R410A）
R32単体が最も高く、特にCF3Iの割合が高くなると低下

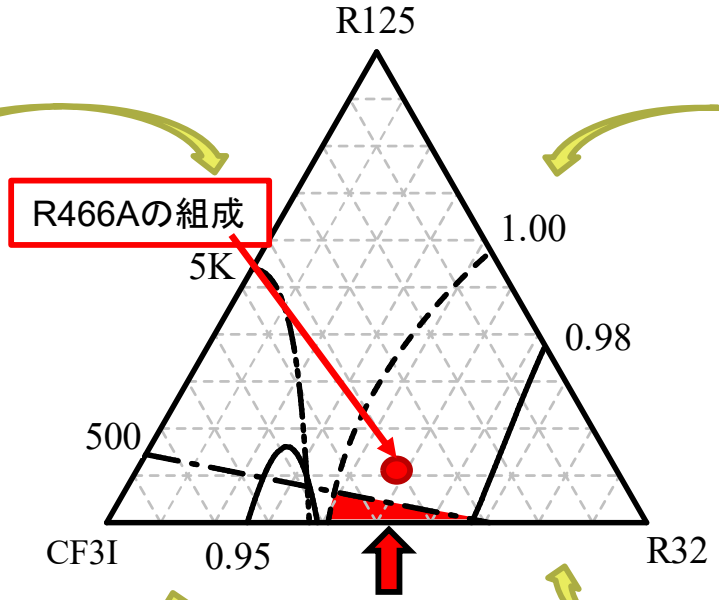


GWP
特にR125の割合が高くなると大幅に増加



温度すべり
CF3Iの割合が高い領域で高くなる傾向





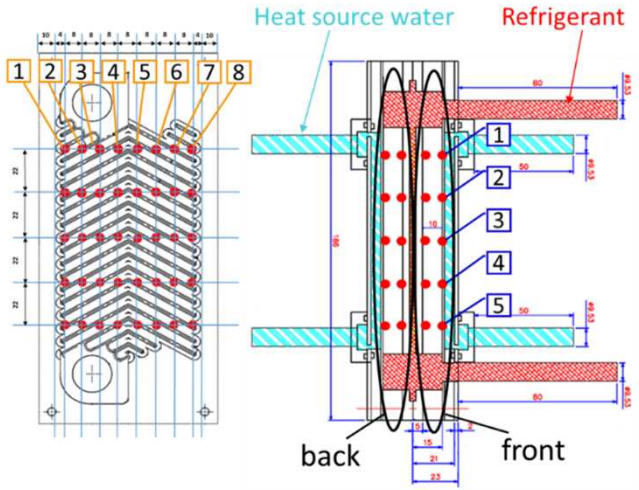
最適組成比選定条件
COP比：1程度
GWP：500以下
体積能力比：1以上
温度すべり：5K以下

計算条件：凝縮温度25℃、蒸発温度-3℃（混合冷媒に関しては露点沸点平均温度），過熱度 3 K

- 本事業で開発した REFPROP 10.0N を利用して、3成分系混合冷媒　HFC32+HFC125+CF_3I 及び HFC32+HFO1123+CF_3I の熱力学的サイクル性能解析を行なった。
- COP だけでなく、GWP・体積能力比・温度すべりも考慮した最適組成比について検討し、提案した。

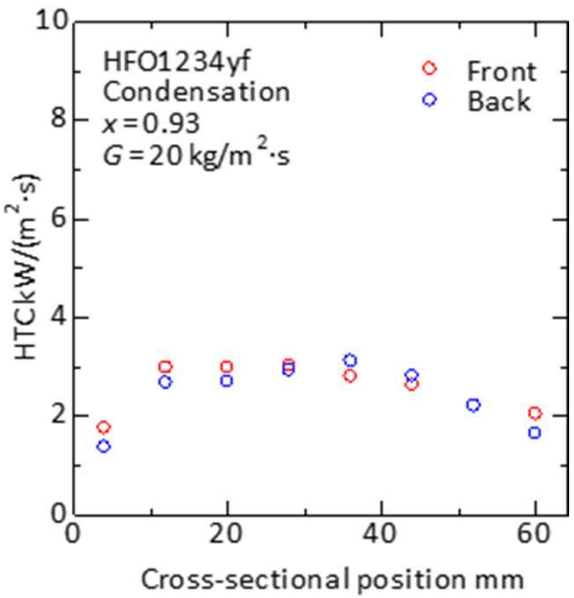
各テーマの実施内容および成果と意義

(2)-①　プレート式熱交換器内の伝熱特性評価（佐賀大学）

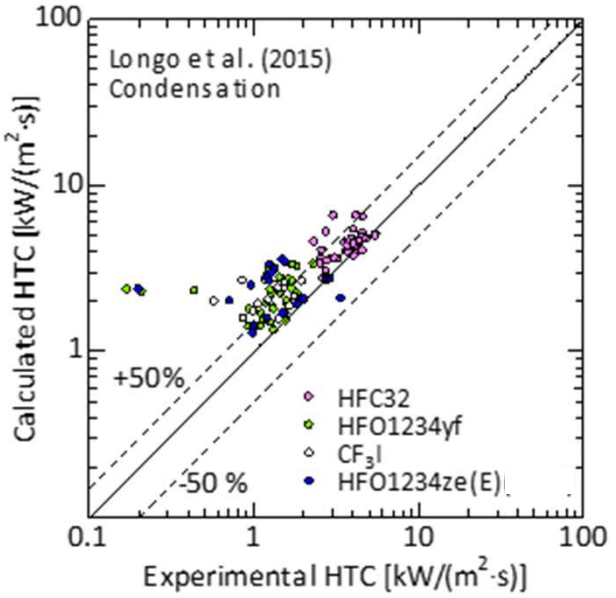


局所熱伝達率（凝縮）
・プレートの中央で高く，両端で低い
・前面側と背面側との差は小さい

局所熱伝達率（蒸発）
・プレートの中央で高く，両端で低い
・ドライアウトの発生
・前面側と背面側との差は小さい



HFO1234yf における局所熱伝達率の水平方向分布（凝縮）



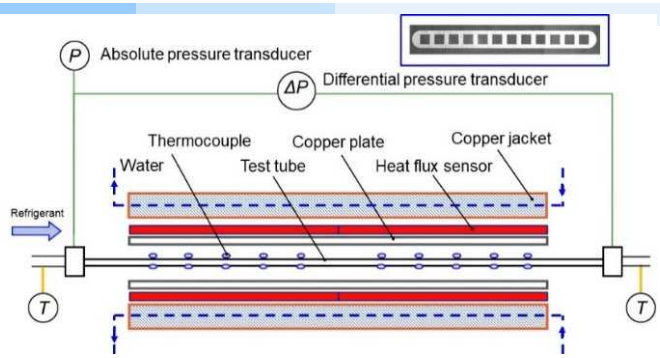
Longoらの式と実験値との比較（凝縮）

熱伝達率の予測
・凝縮・蒸発ともに、純冷媒は Longo らの式が適している
・凝縮・蒸発ともに、混合冷媒の実験値は予測値より低い

● HFC32、HFO1234yf、CF_3I及び2成分系混合冷媒 HFC32+HFO1234yf の2組成 (R454B, R454C)について、凝縮熱伝達実験及びを蒸発熱伝達実験を行った。
●プレート式熱交換器内の気液二相流の観察及びボイド率測定を行い、凝縮の流動特性を評価した。

各テーマの実施内容および成果と意義

(2)-②　扁平多孔管内の伝熱特性評価（東京海洋大学）



管幅：16 mm，管厚さ：1.5 mm，
流路断面：正方形流路（0.82 × 0.82 mm）

混合冷媒の沸騰熱伝達率に関する提案した予測式

- Boiling heat transfer coefficients for mixed refrigerants:

$$\alpha_{mix} = \left(\alpha_{cb,mix}^3 + \alpha_{nb,mix}^3\right)^{1/3}$$

$$\alpha_{cb,mix} = \max\left(\alpha_{fc,mix}, \alpha_{lf,mix}\right)$$

$$\alpha_{fc,mix} = \alpha_{fc,id}, \quad a_{lf,mix} = \left[\frac{1}{\alpha_{lf,id}} + \left(\frac{B_{mlf} x c_{pV} \Delta T_{glide}}{\Delta h_{LV}}\right)\frac{1}{a_V}\right]^{-1}$$

B_{mlf} = 8 for annular and churn flows

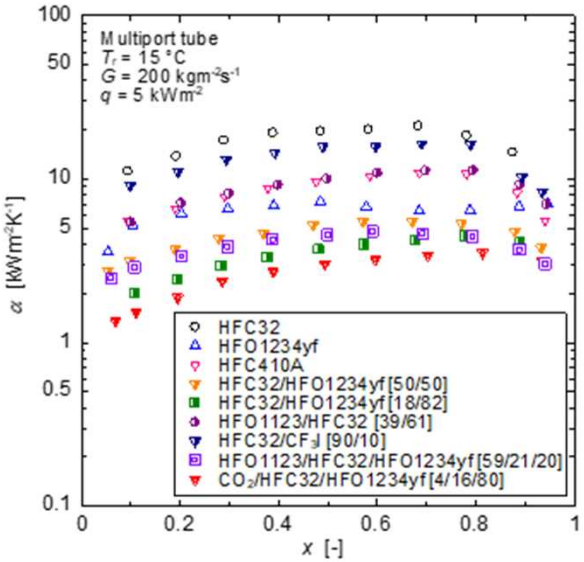
B_{mlf} = 16 for intermittent (plug) and slug-annular flows

$$\alpha_{nb.mix} = \alpha_{nb,id}\left\{1 + \frac{\Delta T_{glide}}{(q / a_{nb,id})}\left[1 - \exp\left(\frac{-4\times10^3 q}{\rho_L \Delta h_{LV}}\right)\right]\right\}^{-1} \quad \text{for binary mixtures}$$

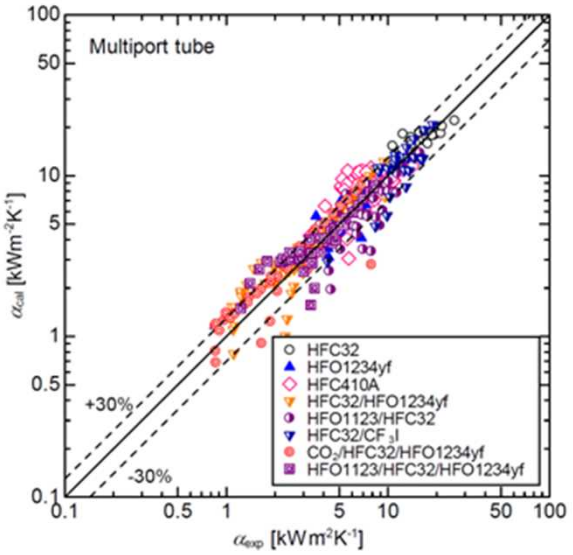
$$\alpha_{nb.mix} = \alpha_{nb,id}\left\{1 + \frac{\Delta T_{glide}}{(q / a_{nb,id})}\left[1 - \exp\left(\frac{-9\times10^3 q}{\rho_L \Delta h_{LV}}\right)\right]\right\}^{-1} \quad \text{for ternary mixtures}$$

- Terms of forced convection heat transfer:

$$\alpha_{fc,id} = \left[1 + 1.32\left(\frac{x}{1-x}\right)^{0.87}\left(\frac{\rho_L}{\rho_V}\right)^{1.61}\left(\frac{\mu_V}{\mu_L}\right)^{1.55}\right]\alpha_L$$



種々の冷媒の熱伝達率の分布（蒸発）



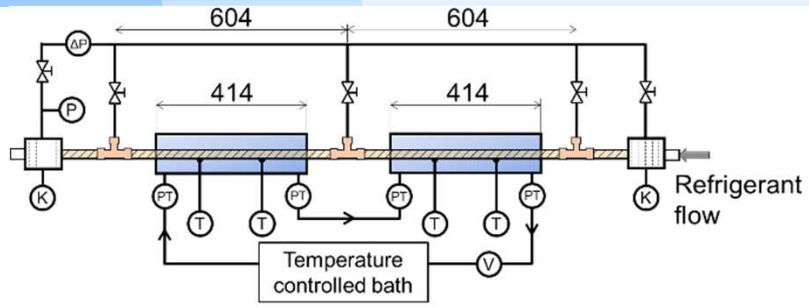
提案した式と実験値との比較（蒸発）

- 核沸騰熱伝達，強制対流熱伝達，薄液膜蒸発熱伝達の寄与
- 非共沸混合冷媒の場合は伝熱劣化の影響を考慮
- ドライアウト開始クオリティの予測
- ドライアウト後の熱伝達率の予測

- HFC32+HFO1234yf、HFC32+HFO1123、HFC32+CF_3I、HFC32+HFO1234yf+HFO1123、HFC32+HFO1234yf+CO_2 について、扁平多孔管における凝縮・蒸発伝熱特性を評価した。
- 凝縮・蒸発熱伝達率の予測モデルを提案した。

各テーマの実施内容および成果と意義

(2)-③　円管内の伝熱特性評価（長崎大学）



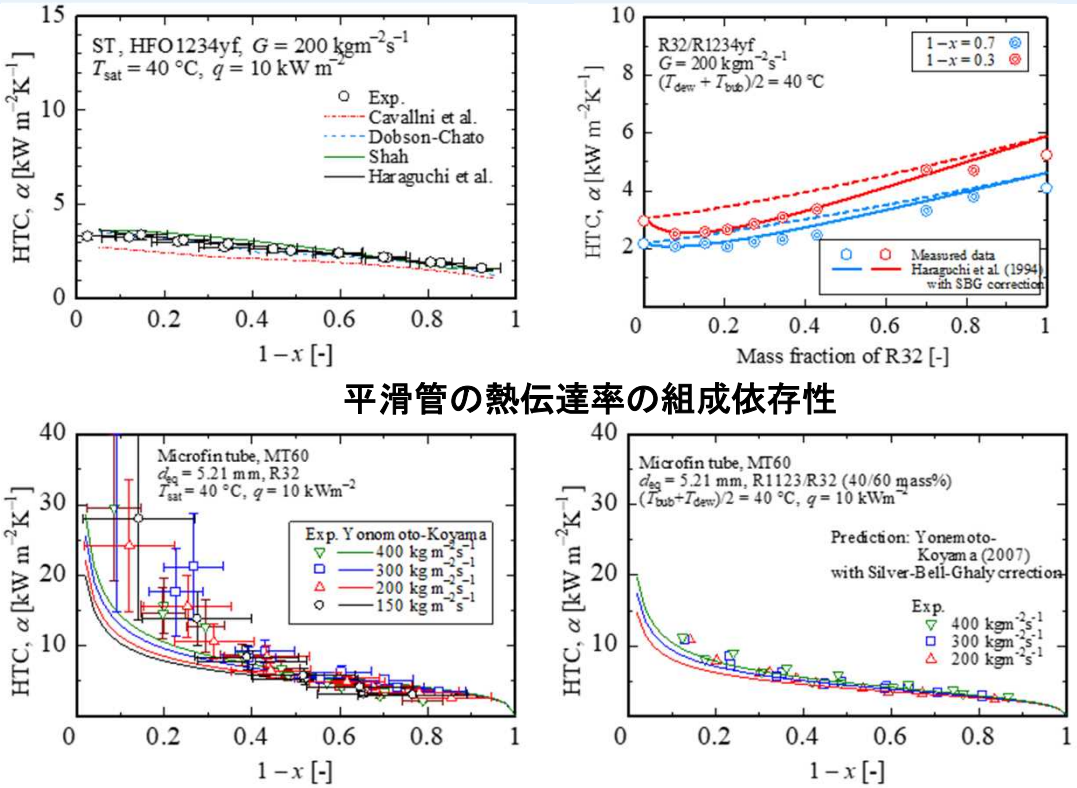
純冷媒の凝縮熱伝達率推奨式
・平滑管は原口らの式
・溝付管は米本−小山の式

混合冷媒の凝縮熱伝達率推奨式
・Silver-Bell-Ghaly の手法を導入

$$\alpha_{\mathrm{mix}} = \left(\frac{1}{\alpha_{\mathrm{pure}}} + \frac{3xc_{p\mathrm{V}}(\Delta T_{\mathrm{glide}} / \Delta h_{\mathrm{LV}})}{\alpha_{\mathrm{V}}} \right)^{-1}$$

純冷媒の蒸発熱伝達率推奨式
・平滑管に対する高松らの式
・溝付管に対する Thome らの式

混合冷媒の蒸発伝達率推奨式
・平滑管に対する高松らの式
・溝付管に対する近藤らの式



平滑管の熱伝達率の組成依存性

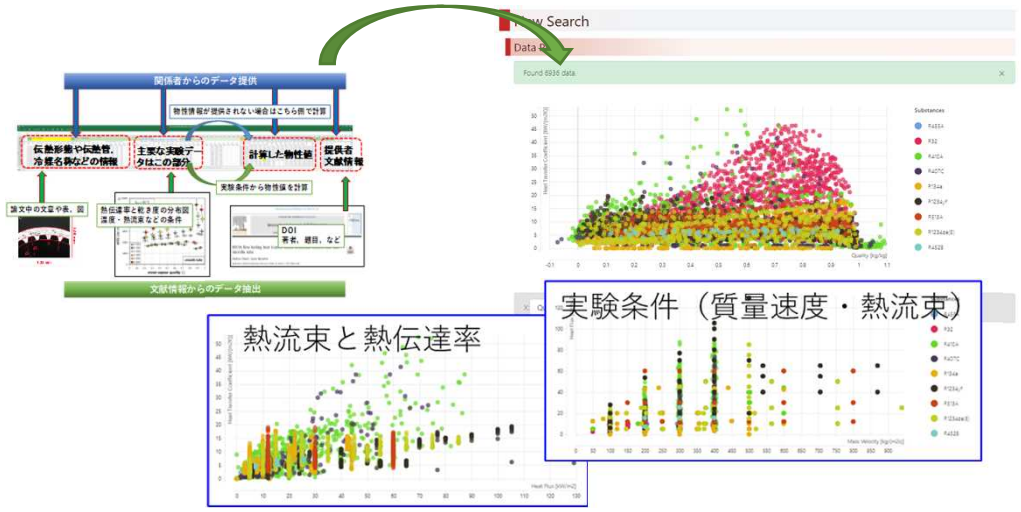
ら旋溝付き管の熱伝達率の組成依存性

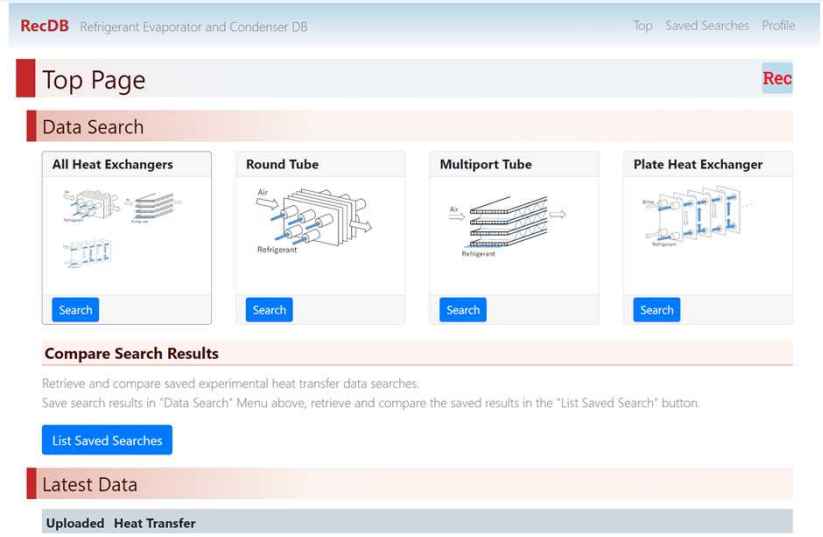
- HFO1123+HFC32、HFO1234ze(E)+HFC32、HFO1234yf+HFC32 及び R455A で凝縮・蒸発伝熱特性を評価した。
- 混合冷媒においても、ら旋溝付き管の効果は乾き度の大きな領域で顕著であった。
- 平滑管と溝付管の測定結果を比較し、らせん溝によって混合冷媒でも伝熱促進が認められることを定量化して示すことができた。

各テーマの実施内容および成果と意義

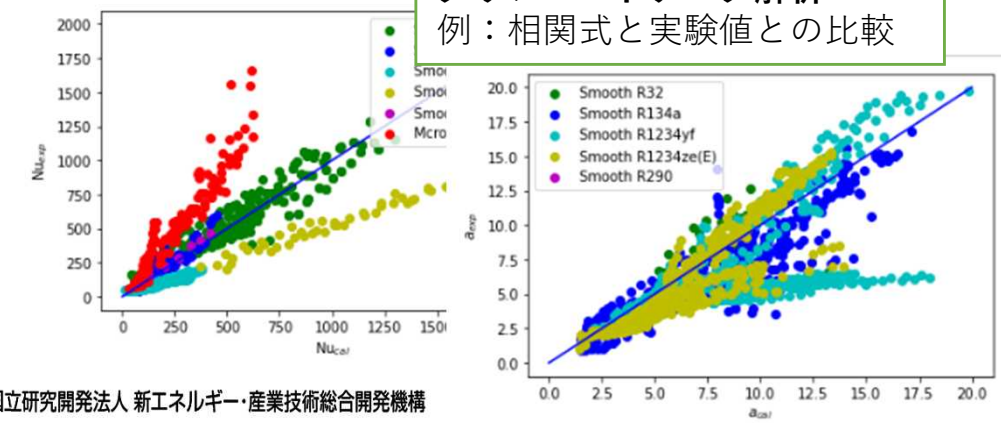
(2)-⑤　伝熱データベースの構築（佐賀大学・東京海洋大学・長崎大学）

- Web 上で大量のデータを検索・閲覧が可能な伝熱データベースを構築した.
- 現在までに，30000点以上のデータを収集
- ダウンロードデータを用いた詳細な解析が可能





ダウンロードデータ解析
例：相関式と実験値との比較



円管内の沸騰／凝縮

純冷媒／組成比既定混合冷媒

冷媒種類	沸騰	凝縮	断熱
R1224yd(Z)	7	0	0
R123	0	386	0
R1234yf	1380	189	165
R1234ze(E)	612	6	600
R125	72	168	0
R134a	1461	496	634
R14	0	228	0
R141b	100	0	50
R161	160	0	0
R170	0	266	268
R22	1186	1195	0
R236ea	0	34	0
R245fa	559	89	90
R290	143	0	0
R32	1918	103	93
R404A	25	31	0
R407C	316	175	40
R410A	1042	540	0
R448A	0	36	0
R449A	0	36	0
R452A	152	0	0
R452B	66	0	0
R454C	0	34	0
R455A	108	119	0
R513A	636	0	0
R600a	520	0	0
R744	33	0	0

混合冷媒(成分物質指定)

冷媒種類	沸騰	凝縮	断熱
R1123	117	267	0
R1123	117	267	0
R123	0	756	0
R1234yf	1170	0	0
R1234ze(E)	0	24	0
R134a	60	816	0
R141b	834	0	435
R152a	0	96	0
R170	0	123	0
R245fa	894	60	435
R290	72	252	0
R32	1359	387	0
R50	0	129	0

扁平多孔管

純冷媒／組成比既定混合冷媒

冷媒種類	沸騰	凝縮	断熱
R12	0	63	0
R1233zd(E)	75	0	0
R1234yf	6	178	0
R1234ze(E)	70	0	0
R1336mzz(Z)	84	0	0
R134a	190	156	0
R22	0	22	0
R245fa	70	0	0
R32	0	112	0
R404A	63	19	0
R410A	653	21	0
R448A	225	18	0
R449A	68	16	0
R454C	68	16	0
R455A	70	16	0

混合冷媒(成分物質指定)

冷媒種類	沸騰	凝縮	断熱
R1123	0	1005	0
R1234yf	132	0	0
R32	132	1005	0

プレート式

純冷媒／組成比既定混合冷媒

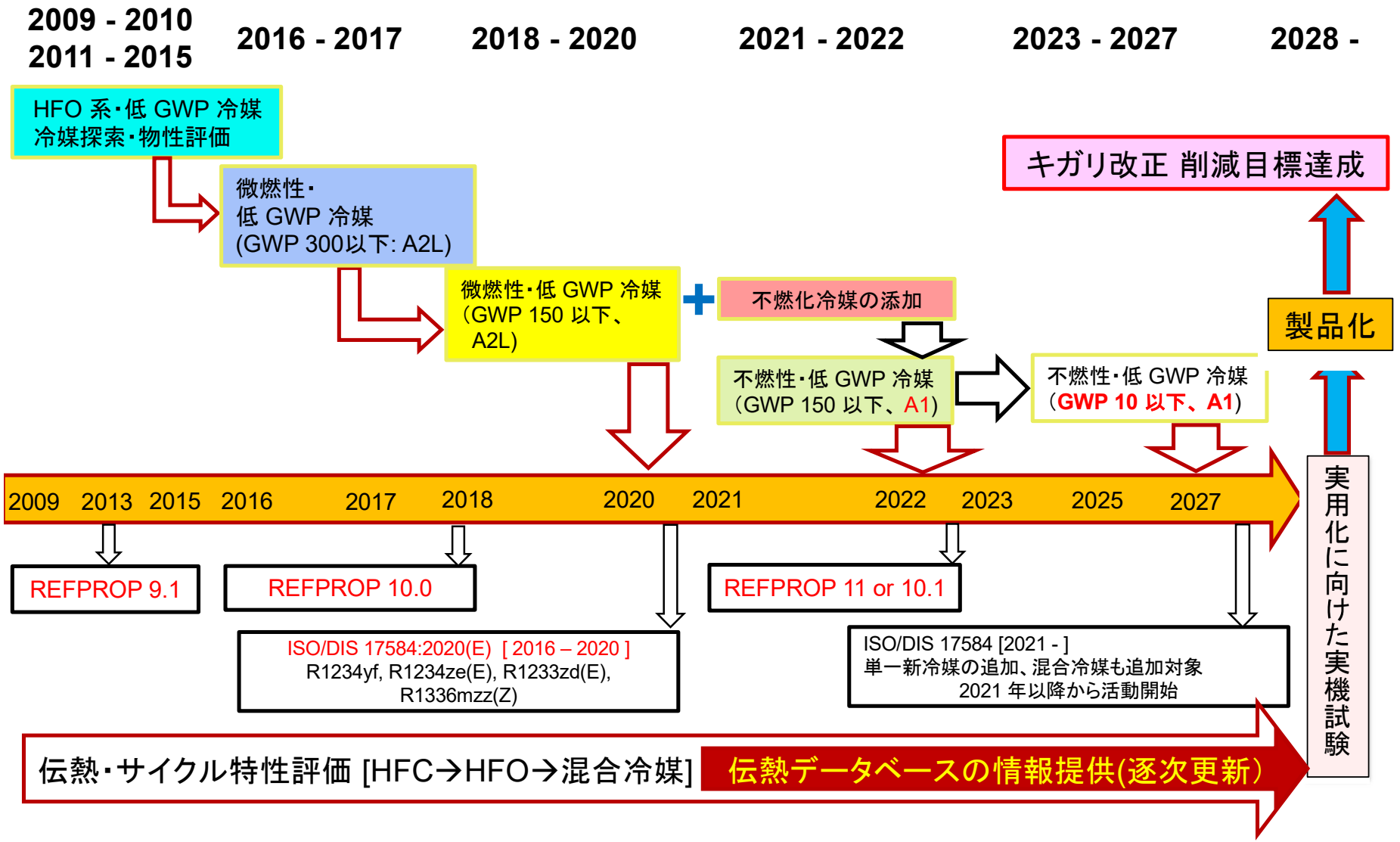
冷媒種類	沸騰	凝縮	断熱
R1233zd(E)	63	127	0
R1234ze(E)	209	173	0
R124	0	95	0
R134a	279	107	0
R245fa	10	0	0
R410A	52	108	0

2023年9月現在：
- ✓ データ点数 **32838**
- ✓ 文献調査件数 **247**
- ✓ 物質数 **40**

テーマ毎の目標達成状況

	最終目標（2023年3月）	成果	達成度	達成の根拠と課題
(1)	HFO系冷媒を含む混合冷媒及び高沸点HFO系冷媒の熱物性評価（九州大学、富山県立大学、日本大学、長崎大学、産業技術総合研究所、九州産業大学、佐賀大学）			
	・HFO系冷媒の熱力学的及び輸送的性質を明らかにして評価し、信頼できる状態方程式を開発する。 ・冷媒熱物性を国際規格化及び国際標準化する。	・2成分系及び3成分系混合冷媒に対して、臨界点、PVT、比熱、音速、表面張力、粘性係数及び熱伝導率の精密測定を行った。 ・ヘルムホルツ型状態方程式を開発し、REFPROPに登録準備した。	○ 2023年 3月達成	実用化に近い低GWP冷媒の熱物性測定及び状態方程式開発は完了し、ISO17584,REFPROPで国際標準化された。新たな混合冷媒が今後も登場するので、事業継続が必須である。
(2)	HFO系冷媒を含む混合冷媒及び高沸点HFO系冷媒の伝熱特性評価（佐賀大学、東京海洋大学、長崎大学、九州産業大学）			
	・HFO系冷媒の伝熱実験を種々の管形状に対して行い、伝熱特性を評価する。 ・得られた成果をデータベース化し、HFO系冷媒の設計・実用化に貢献する。	・混合冷媒を対象としたプレート式、扁平多孔管、らせん溝付管、平滑管熱交換器内外の実験を行い、熱伝達の予測モデルを提案した。 ・本プロジェクトで得られたデータ及び文献収集したデータをまとめた伝熱データベースを構築した。	◎ 2023年 3月達成	種々の管形状に対する伝熱特性評価は完了し、データの蓄積が十分になされた。また、データを有効活用する伝熱データベースも新規に構築し、一般公開している。データベースの更新が課題である。
(3)	HFO系冷媒を含む混合冷媒及び高沸点HFO系冷媒のヒートポンプサイクル性能評価（九州産業大学、九州大学）			
	・(1)(2)で行なった冷媒特性評価に基づいて、サイクル基本特性を評価する。 ・HFO系混合冷媒の基本サイクル性能評価実験を行う。	・温度すべりやGWPも考慮し、混合冷媒の最適組成域を見出した。 ・サイクル性能評価実験から、冷媒充填量や冷暖房負荷がサイクル挙動に与える影響を評価した。	○ 2023年 3月達成	HFO1123やCO2を含む3成分系混合冷媒の最適組成を提案し、実験的に検証できた。今後、より多種で、実機に即した性能解析を行う必要である。

社会実装（実用化・規格化等）達成に向けた戦略・具体的取組



次世代冷媒の実用化へのロードマップ及び国際標準化へのマイルストーン（基本方針）

社会実装（実用化・規格化等）目標の達成見込み

【今後の見通しや課題、次の取り組み】

● HF0系冷媒を中心とした低GWP 冷媒の２成分系及び３成分系混合冷媒２５種類の基本冷媒物性を明らかにし、熱物性データベースであるNIST REFPROP上で計算できるように状態方程式も整備した。この結果、 REFPROP 公開前から利用可能となり、わが国の冷凍空調機器の社会実装においても、優位性を確保できることになる。ただし、公開には制限が必要となる。

● 単一冷媒に関しては ISO17584 が2022 年に認証され、 2023年以降に混合冷媒の認証作業が開始される。今後、冷媒の主流は混合冷媒となり、 ISO でも混合冷媒の認証作業がスタートするので、 本事業で蓄積した情報が、世界をリードする重要な基盤情報となっていく。

● 実用化する上で、新冷媒の入手性が大きな課題となることが予想される。その際、ASHRAE34におけるR 番号獲得という認証作業が必要であり、一般には申請から取得まで、3年～5年は必要となる。つまり、早期に対象冷媒を絞り込み、冷媒メーカーと機器メーカーの間で、開発時点から製品開発における情報共有が必須である。

特許・論文リスト（特許出願及び論文発表等）

分類	2018年度	2019年度	2020年度	2021年度	2022年度	2023年度(予定含む)	合計
特許出願	0	0	0	0	0	0	0
(うち外国出願)	(*)	(*)	(*)	(*)	(*)	(*)	(*)
論文	1	3	9	10	9	6	38
研究発表・講演	10	23	7	45	21	4	110
受賞実績	0	0	2	2	0	0	4
新聞・雑誌等への掲載	0	1	1	1	0	0	3
展示会への出展	0	0	0	0	0	0	0
TVその他	0	0	0	0	0	0	0
合計	11	27	19	58	30	10	155

知財戦略
- 冷媒物性ではNIST のREFPROPが世界標準値の提供元になっており、本事業の成果も次期バーションで掲載予定となっている。
- ISO17584やASHRAE34の登録に結びつけるための情報提供を行なった。
- 伝熱特性に関しては独自に伝熱データベースを開発し、WEB公開した。

資料6-1.2

プロジェクトの詳細（公開）

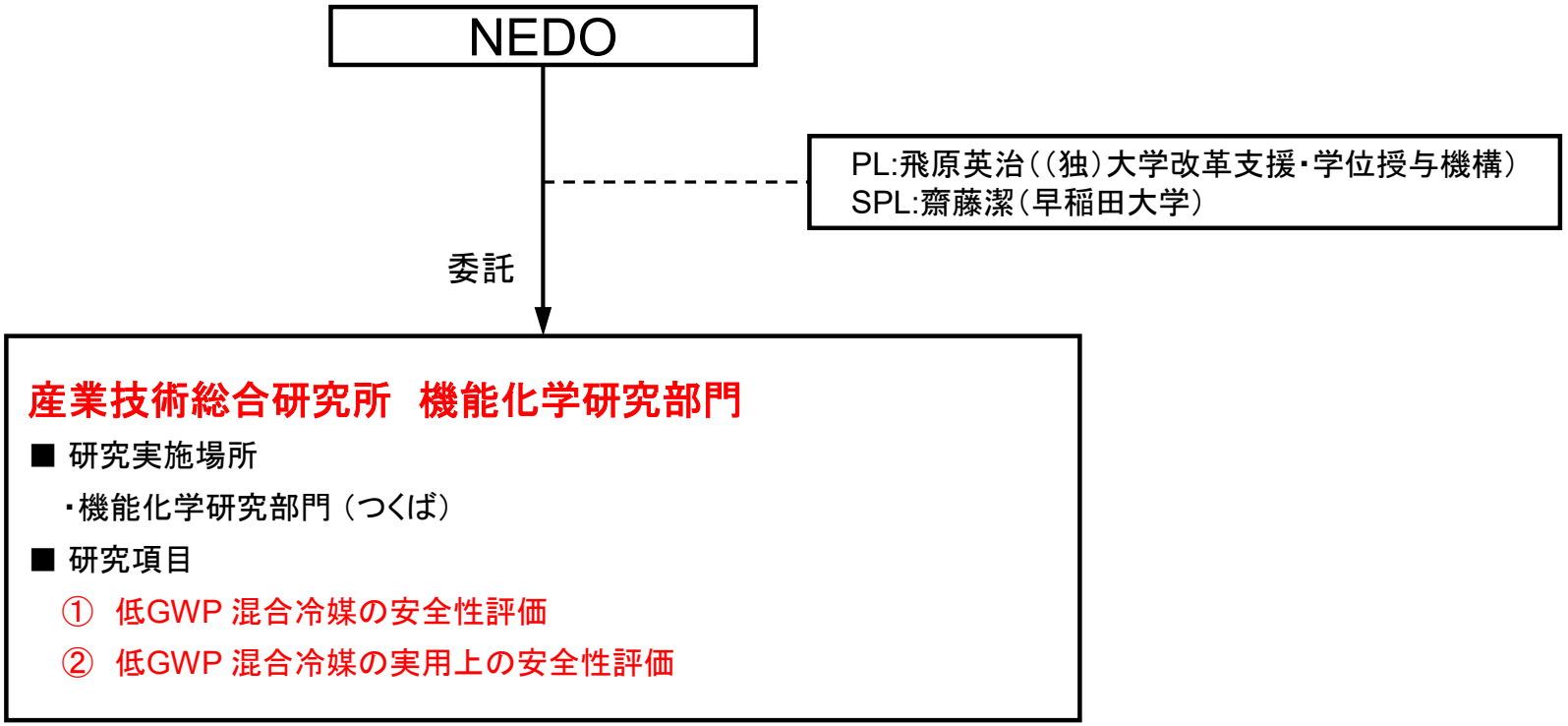
研究開発項目①
「次世代冷媒の基本特性に関するデータ取得及び評価」

低GWP 低燃焼性混合冷媒の安全性評価

2018年度～2022年度　5年間

国立研究開発法人　産業技術総合研究所

実施体制

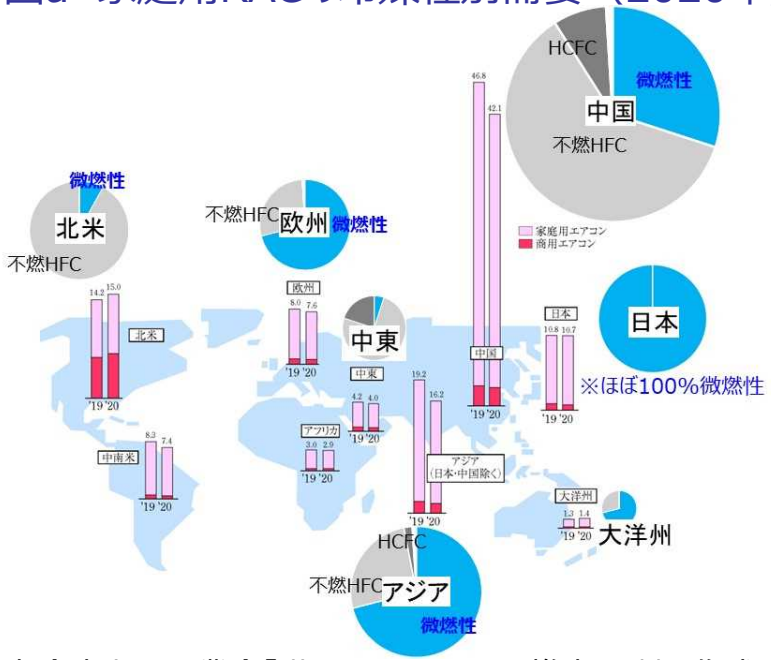

NEDO
PL:飛原英治（(独)大学改革支援・学位授与機構）
SPL:齋藤潔（早稲田大学）
委託
産業技術総合研究所　機能化学研究部門
■ 研究実施場所
・機能化学研究部門（つくば）
■ 研究項目
① 低GWP 混合冷媒の安全性評価
② 低GWP 混合冷媒の実用上の安全性評価

社会実装（実用化・規格化等）の目標の設定及び根拠

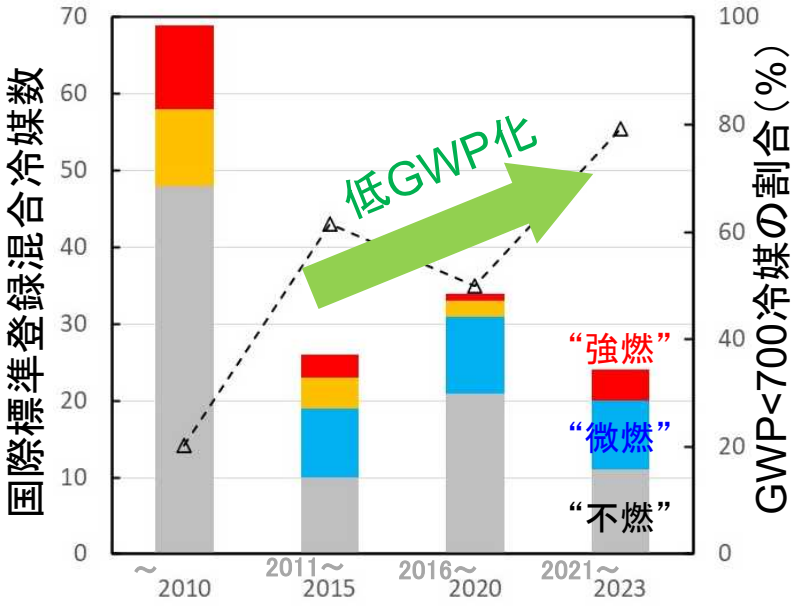
【背景・意義】
- 近年、R32等が実用化され、低GWP微燃性冷媒の安全性の実績が積上がってきた（図a）
- より性能、環境性、安全性に優れた混合冷媒の開発が世界的に進められている（図b）

【目標】
- 安全性を向上した低GWP冷媒及び機器を迅速に実用化することを支援する
- この目的のため、信頼性の高い混合冷媒の燃焼特性評価データ及び評価方法を提供し、国内外の規格等に反映させる

図a　家庭用RACの冷媒種別需要（2020年）



図b　混合冷媒の構成の変遷



国立研

＊日本冷凍空調工業会「世界のエアコン需要推定」を基に作成

テーマ毎の目標と根拠

	最終目標（2023年3月）	根　拠
①	低GWP 混合冷媒の安全性評価（国立研究開発法人産業技術総合研究所）	
	・3種類以上のフルオロオレフィン混合系について、燃焼特性の混合組成依存性及び混合効果を明らかにするとともに不活性化条件を明確化する。	・次世代低GWP冷媒として期待されるフルオロオレフィンであるが、燃焼性が明らかなものは少なく、その混合物については殆ど知られていない。安全性に優れた次世代冷媒を普及させるために、できる限り多くのフルオロオレフィン混合系の燃焼特性を系統的に評価し、その燃焼特性データや評価手法を、必要な国際規格化・国際標準化及び国際データベース等へ反映させることが重要である。
②	低GWP 混合冷媒の実用上の安全性評価（国立研究開発法人産業技術総合研究所）	
	・3種類以上のフルオロオレフィン混合系の燃焼特性の温度及び湿度依存性を検討し明らかにする ・1種類以上のフルオロオレフィン混合系の燃焼特性の濃度分布影響を明らかにする。	・フルオロオレフィンには、湿度によって燃焼性が大幅に増大するものが知られている。安全性に優れた次世代冷媒を普及させるために、標準条件をこえた実使用環境を想定した燃焼特性データを蓄積し、国際規格化・国際標準化及び国際データベース等へ反映させることが重要である。

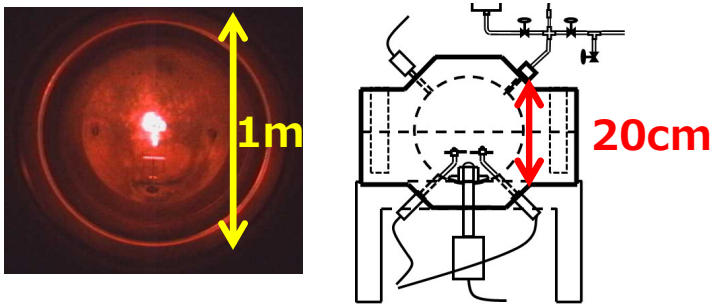
社会的影響等を踏まえたアウトプット指標・目標値の見直し

●無し。

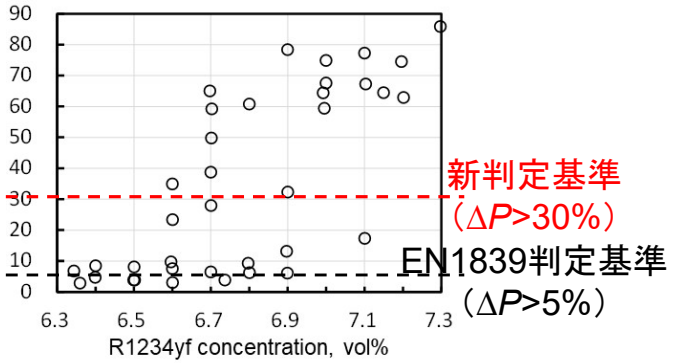
目標達成に必要な要素技術

燃焼限界の新評価法の開発

①大規模装置と比較し新評価装置を提案



②基準データ*、判定基準の提案



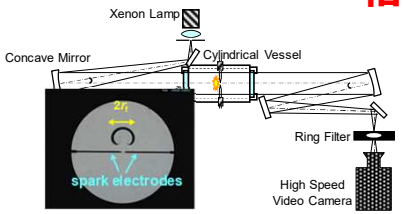
*記載データの2/3は本研究で実施したもの。

大規模容器で多様な化合物の燃焼限界近傍の火炎広がりを測定し、種々の標準的評価法と比較、EN1839B法の判定基準を修正することで適正な燃焼限界が得られることを明らかにし、国内規格（保安法）に反映させた。

本評価法による「特定不活性ガス」の評価・判定

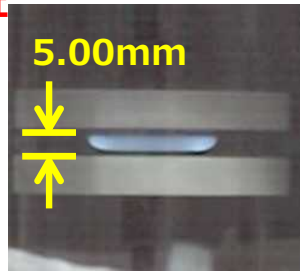
①3種類の混合系の詳細な燃焼特性評価

燃焼速度

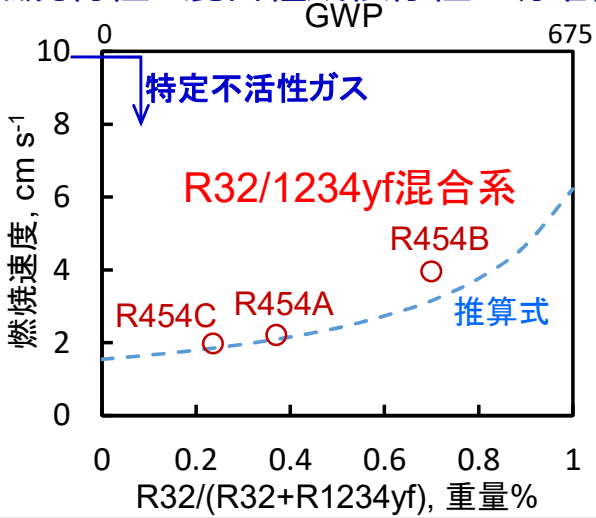


相互検証 ↔

消炎距離

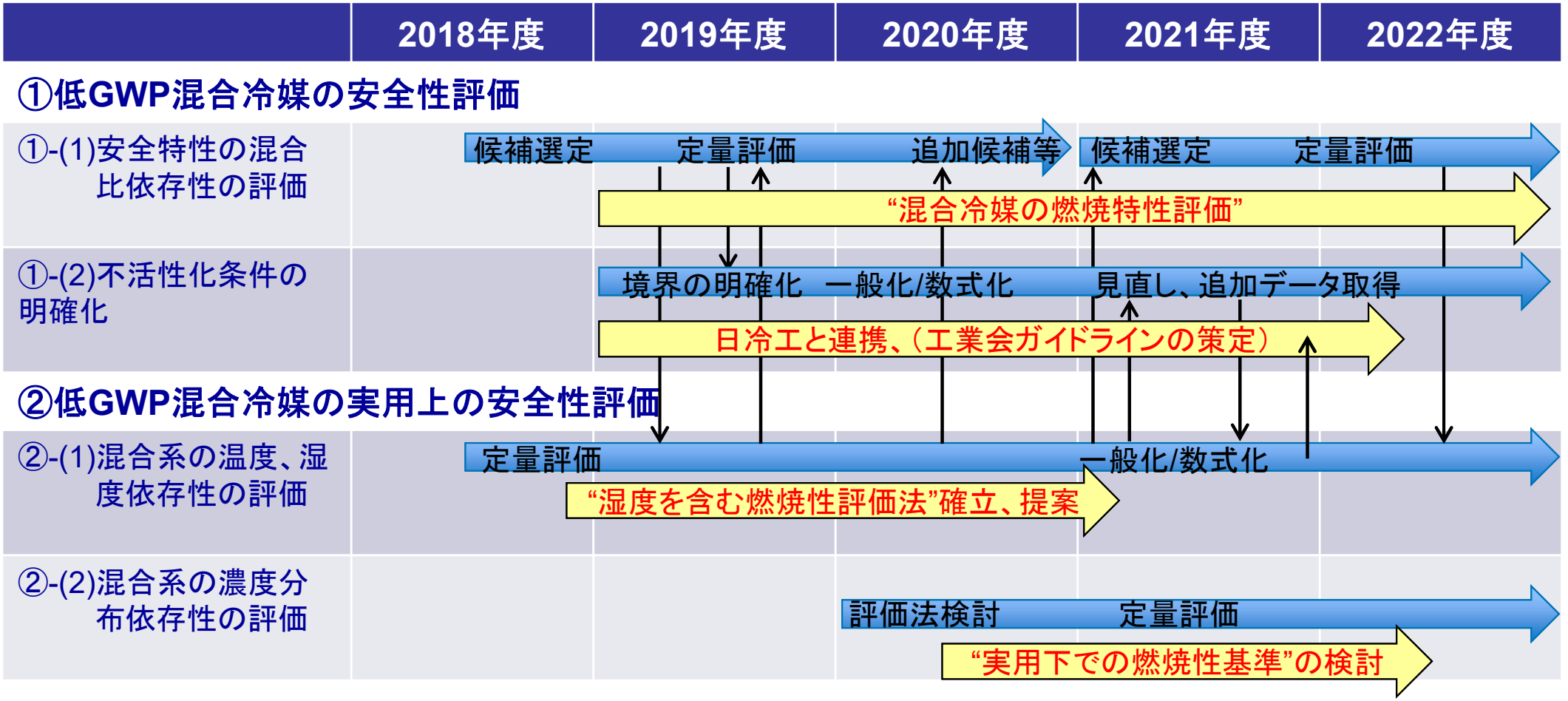


②燃焼特性の混合組成依存性の明確化



3種類のフルオロオレフィン混合系の詳細な評価を実施、R32/1234yf全混合組成において「特定不活性ガス」に分類され、任意の実用範囲の湿度下でR32単体の燃焼速度よりも低いことを公表、JRA1001に引用された。
R32/1234yf混合系の濃度分布のある燃焼特性を行い、均一混合系との違いを明らかにした。

研究開発のスケジュール



社会的影響等を踏まえたスケジュールの見直し

●無し。

テーマ毎の目標達成状況

◎　大きく上回って達成、〇達成、△一部未達、　×未達

	最終目標（2023年3月）	成果	達成度	達成の根拠と課題
①	低GWP 混合冷媒の安全性評価（国立研究開発法人産業技術総合研究所）			
	・3種類以上のフルオロオレフィン混合系について、燃焼特性の混合組成依存性及び混合効果を明らかにするとともに不活性化条件を明確化する。	・以下の3種類の混合系について、標準条件における燃焼特性の混合比依存性を明確化 した。 R32/1234yf混合系 HFO-1123/R32混合系 HFO-1123/R1234yf混合系	〇（2023年3月達成）	・3種類のフルオロオレフィン混合系の燃焼特性の混合組成依存性および特定不活性化条件を明らかにし、日本冷凍空調学会の最終報告書として公開した。
②	低GWP 混合冷媒の実用上の安全性評価（国立研究開発法人産業技術総合研究所）			
	・3種類以上のフルオロオレフィン混合系の燃焼特性の温度及び湿度依存性を検討し明らかにする ・1種類以上のフルオロオレフィン混合系の燃焼特性の濃度分布影響を明らかにする。	・以下の3種類の混合系について、実用上の温度・湿度条件における燃焼特性の混合比依存性を明確化した。 R32/1234yf混合系 HFO-1123/R32混合系 HFO-1123/R1234yf混合系 ・大規模容器を用いたR32/1234yf混合系の濃度分布による燃焼特性の変化を明確化した。	〇（2023年3月達成）	・3種類のフルオロオレフィン混合系の燃焼特性の温度、湿度影響を明らかにし、また1種類のフルオロオレフィン混合系の濃度分布を有する場における燃焼特性を明らかにし、日本冷凍空調学会の最終報告書として公開した。

各テーマの実施内容および成果と意義

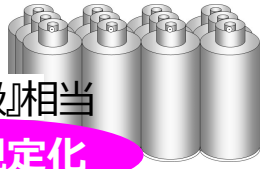
①　低GWP 混合冷媒の安全性評価

爆発限界に関する法令改正

【これまで】
『特定不活性ガス』＝ R32, R1234yf, R1234zeのみ

掲名主義

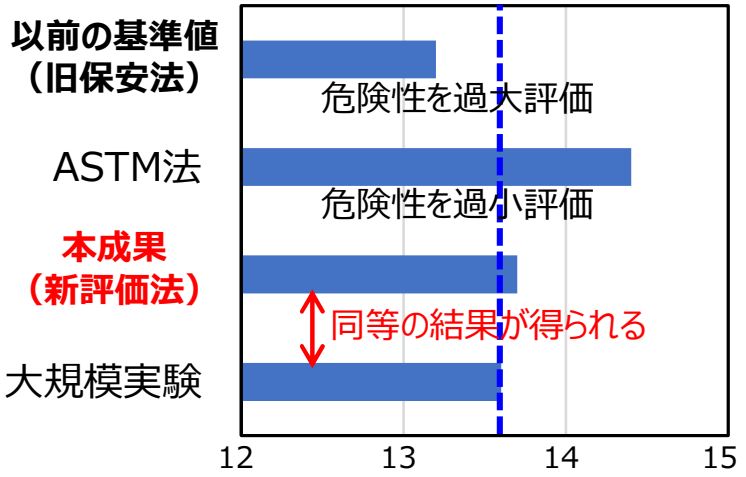
【改正、2021年4月～】
『特定不活性ガス』＝ ISO817『微燃性冷媒等級』相当

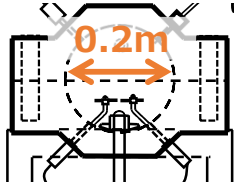


性能規定化

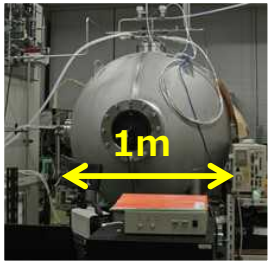
・・・新冷媒開発と普及の加速が期待

高圧ガス保安法令の微燃性冷媒関連の改正





新評価装置
・・53年ぶり改正！



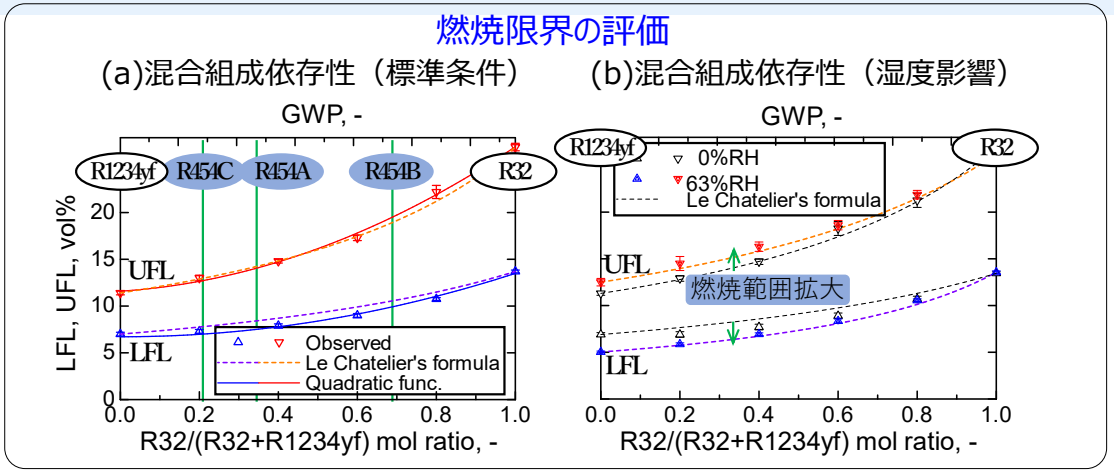
大規模実験

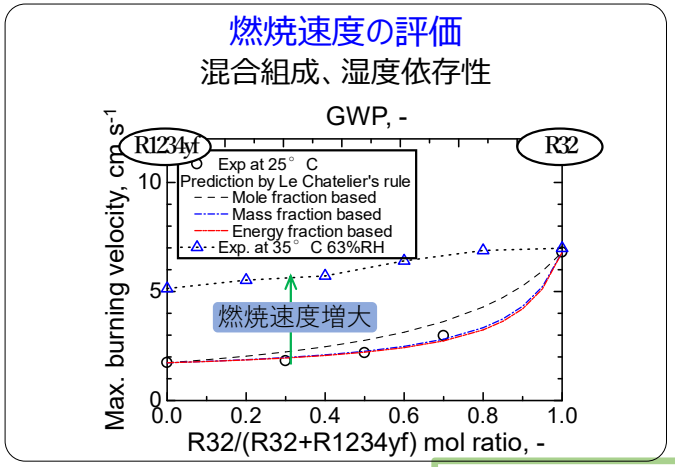
成果及び意義（副次的成果や波及効果等）

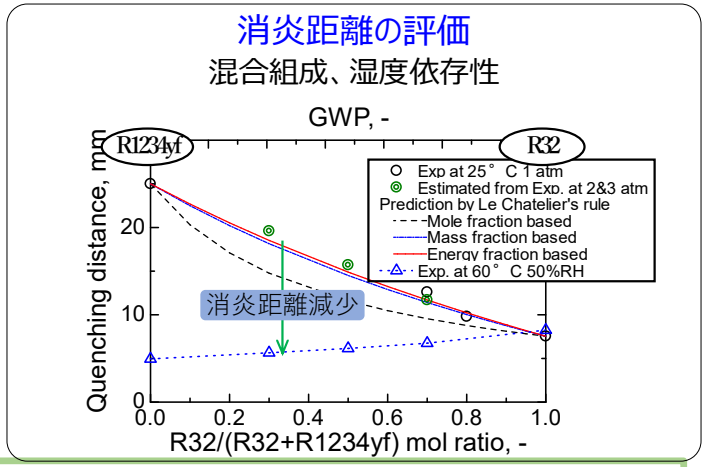
- 実用上の観点から、標準測定法と実環境での燃焼挙動との比較が重要（例えば室内での燃焼を想定した大型容器での測定）
- 種々の標準法の結果を大規模容器と比較し、保安法、EN法は低めに（厳しく）、ASTM法は高めに（甘く）評価されることが判明
- EN法の判定基準（圧力上昇5%）を圧力上昇30%に修正することで、大規模実験をほぼ再現可能
- 本成果により、2021年4月から、高圧ガス保安法におけるフルオロカーボンの爆発限界測定は、EN1839B法（圧上昇30%）を使用することになり、国際整合性、測定再現性、信頼性の観点から改善

各テーマの実施内容および成果と意義

混合冷媒の標準及び実用条件における燃焼特性の混合比依存性、特定不活性ガス化条件の明確化







成果

●R32/1234yf混合系の燃焼性は、任意の混合組成、実用範囲の温度・湿度において、R32又はR1234yf単体を上回ることが無いことを明らかにした。

意義（副次的成果や波及効果等）

●本成果は工業会規格JRA1001に引用された。

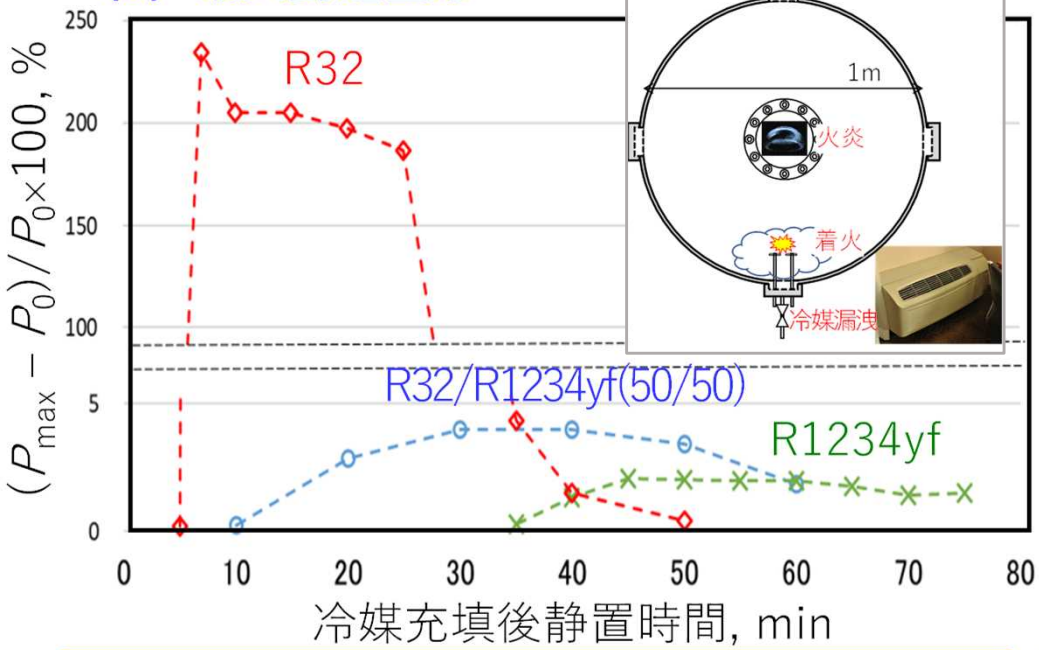
●JRA1001は、新冷媒の燃焼諸特性がR32、R1234yf、R1234zeの内数であることを示せば追加のリスク評価をすることなく既存の機器ガイドラインを適用できると定めていることから、本成果は全てのR32/1234yf混合冷媒の機器への導入の迅速化に繋がる。

各テーマの実施内容および成果と意義

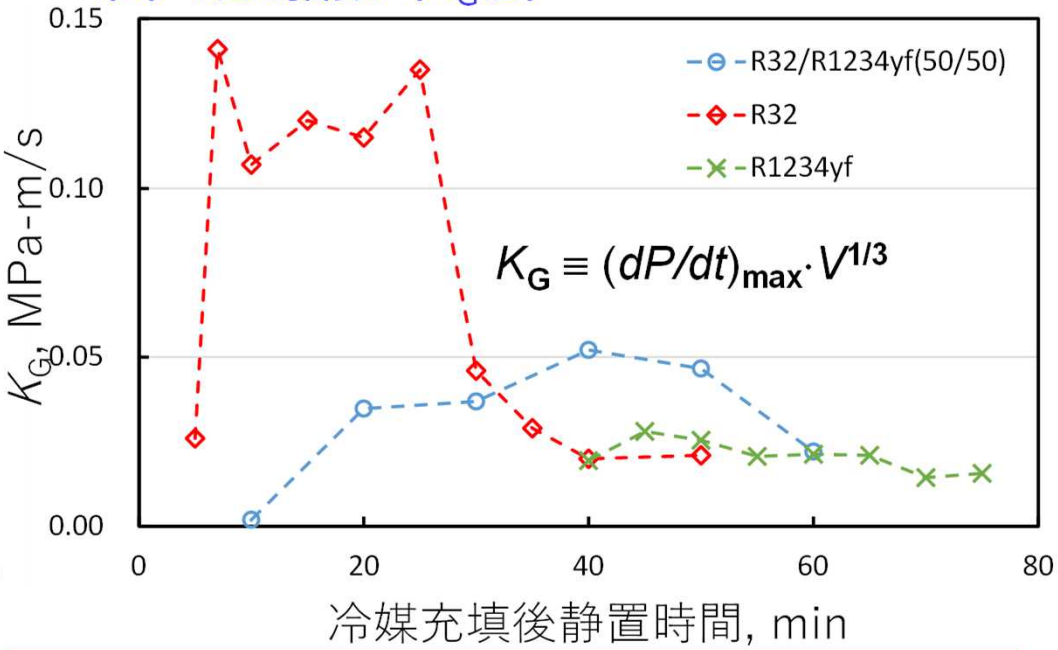
②　低GWP 混合冷媒の実用上の安全性評価

冷媒下方漏洩時の、R32/1234yf(50/50 vol%)と各成分単体の燃焼威力比較

（a）最大到達圧力



（b）爆発指数（K_G値）



成果

●爆発威力は、均一混合条件のR1234yf、R32単体よりはるかに小さいことを示した。

●本混合系は、その均一混合条件の燃焼速度(1.8 cm s^{-1})からすると、R32及びR1234yf単体に比べやや高めのK_G値を取り、またより長期間燃焼を起こしうることを示した。

意義（副次的成果や波及効果等）

●特定の使用条件では、均一混合条件の燃焼特性に基づいて決められた許容充填量を、更に緩和できる可能性を示した。

●分子量や燃焼特性の異なる化合物の混合では、成分単体よりも燃焼特性が危険サイドにふれる場合があることを示した。

社会実装（実用化・規格化等）達成に向けた戦略・具体的取組

高圧ガス保安法令の改正（2021年4月）

【これまで】
『特定不活性ガス』＝ R32, R1234yf, R1234zeのみ

掲名主義

【改正、2021年4月～】
『特定不活性ガス』＝ ISO817『微燃性冷媒等級』相当

性能規定化

・・・新冷媒開発と普及の加速が期待

学会規格で詳細を規定
（2021年10月制定）

日本冷凍空調学会規格
JSRAE S 0003:2021
冷媒の燃焼性区分判定のための試験方法
学会規格制定分科会

- 原案作成委員
- 爆発限界評価法及び基準値の提供
- 2023年11月までの全6冷媒の特定不活性ガス認定データの提供
- 評価法及びデータの国際標準提案（随時）

日冷工規格（JRA1001）の制定（2018年発行、2022年改正）

JRA
微燃性（A2L）冷媒を使用した機器の規格
及びガイドラインに適用できる冷媒の
判定基準及び物性値

- 『新冷媒が先行３冷媒の燃焼諸特性全てで下回ると示せれば、新たなリスク評価を実施しなくても機器ガイドラインに適用可能』

・・・新冷媒対応機器の早期実用化が期待

- 原案作成委員
- 基礎燃焼特性データ及びR32/1234yf混合系データの提供
- 新冷媒データの反映（随時）

新制度の構築を支援し、安全性に優れた新冷媒・機器の実用化加速に貢献する

社会実装（実用化・規格化等）目標の達成見込み

【今後の見通しや課題、次の取り組み】

●本研究では、R32/1234yf混合系、HFO-1123/R32混合系、及びHFO-1123/R1234yf混合系について詳細な燃焼特性評価を実施した。このうち、R32/1234yf混合系については、本研究を通して開発した評価法によってR454A～Cの3種類の新冷媒の評価を行いJSRAE S003規格の「特定不活性ガス」認定の支援をするとともに、本研究で公表したデータは工業会規格JRA1001に引用されるなど、成果の社会実装が進んでいる。一方、HFO-1123混合系に関連して、HFO-1123が現時点で冷媒として登録されていない。今後、国際標準登録されれば、本研究開発の成果は速やかに国際標準や実用的な安全基準の策定に反映されると考えられる。

●今後、低GWPかつ低沸点の冷媒の必要性から、反応性の高いフルオロエチレン系冷媒の開発が更に進むと考えられるため、より多様なフルオロオレフィン混合系に適用可能な燃焼特性評価が必要になる。従って、今後本研究で対象外だった、既に冷媒登録されているR1132a及びR1132(E)等フルオロエチレンを含めた多様なフルオロオレフィン混合系について、統一的・系統的な燃焼特性評価及び標準化を検討する。

特許・論文リスト（特許出願及び論文発表等）

分類	2018年度	2019年度	2020年度	2021年度	2022年度	2023年度(予定含む)	合計
特許出願							
(うち外国出願)							
論文			1			1	2
研究発表・講演	6	3	3	4	5	2	23
受賞実績		1					1
新聞・雑誌等への掲載							
展示会への出展							
TVその他							
合計	6	4	4	4	5	3	26

資料6-1.3

プロジェクトの詳細（公開）

研究開発項目①
「次世代冷媒の基本特性に関するデータ取得及び評価」

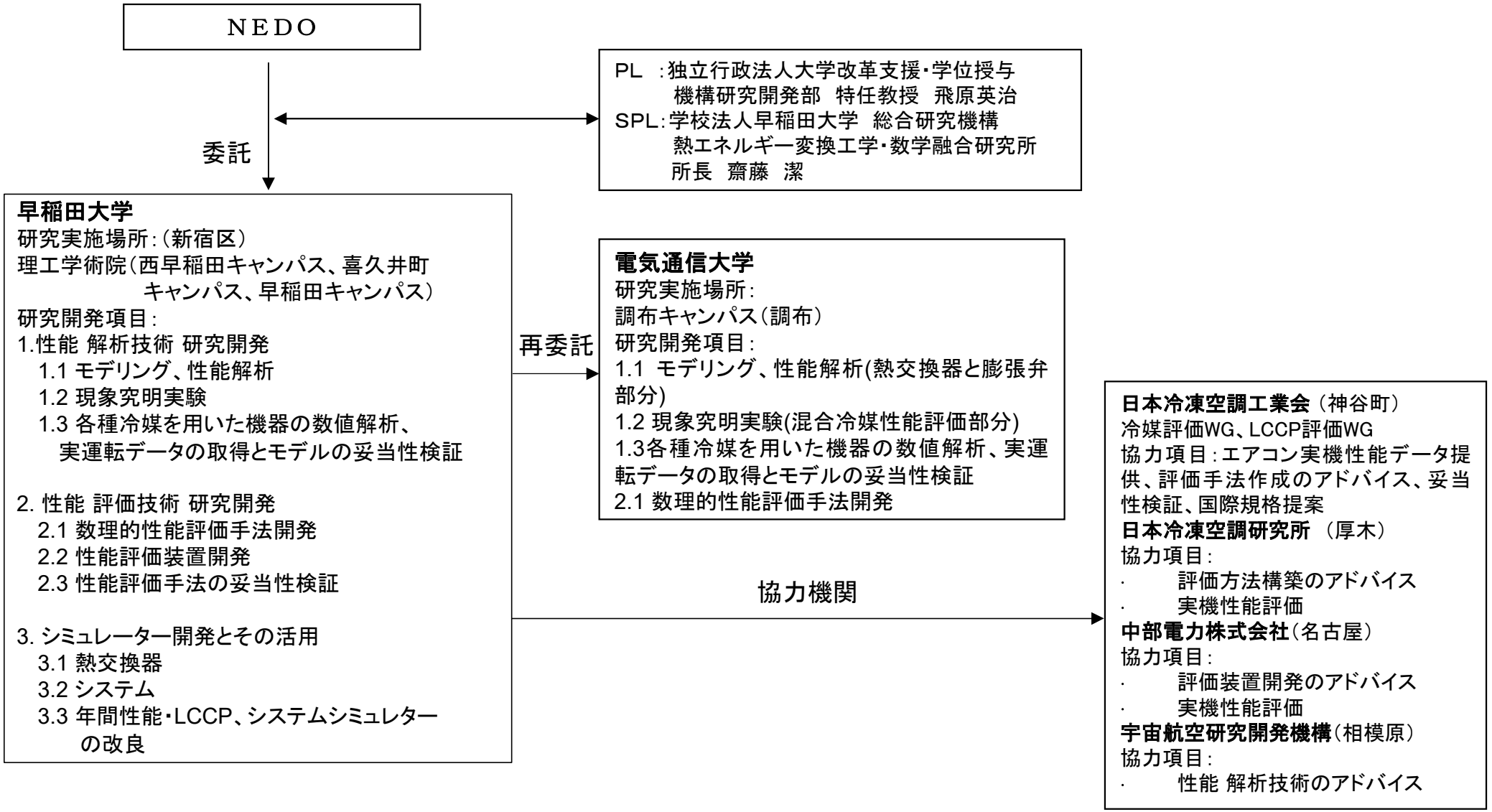
低GWP冷媒を採用した次世代冷凍空調技術の実用化評価に関する研究開発

2018年度～2022年度　5年間

学校法人　早稲田大学

【再委託先】
国立大学法人　電気通信大学

実施体制


NEDO
委託
PL　:独立行政法人大学改革支援・学位授与
機構研究開発部　特任教授　飛原英治
SPL:学校法人早稲田大学　総合研究機構
熱エネルギー変換工学・数学融合研究所
所長　齋藤　潔
早稲田大学
研究実施場所:(新宿区)
理工学術院(西早稲田キャンパス、喜久井町
キャンパス、早稲田キャンパス)
研究開発項目:
1.性能 解析技術 研究開発
1.1 モデリング、性能解析
1.2 現象究明実験
1.3 各種冷媒を用いた機器の数値解析、
実運転データの取得とモデルの妥当性検証
2. 性能 評価技術 研究開発
2.1 数理的性能評価手法開発
2.2 性能評価装置開発
2.3 性能評価手法の妥当性検証
3. シミュレーター開発とその活用
3.1 熱交換器
3.2 システム
3.3 年間性能・LCCP、システムシミュレター
の改良
再委託
電気通信大学
研究実施場所:
調布キャンパス(調布)
研究開発項目:
1.1 モデリング、性能解析(熱交換器と膨張弁
部分)
1.2 現象究明実験(混合冷媒性能評価部分)
1.3各種冷媒を用いた機器の数値解析、実運
転データの取得とモデルの妥当性検証
2.1 数理的性能評価手法開発
協力機関
日本冷凍空調工業会(神谷町)
冷媒評価WG、LCCP評価WG
協力項目:エアコン実機性能データ提
供、評価手法作成のアドバイス、妥当
性検証、国際規格提案
日本冷凍空調研究所　(厚木)
協力項目:
・　評価方法構築のアドバイス
・　実機性能評価
中部電力株式会社(名古屋)
協力項目:
・　評価装置開発のアドバイス
・　実機性能評価
宇宙航空研究開発機構(相模原)
協力項目:
・　性能 解析技術のアドバイス

社会実装（実用化・規格化等）の目標の設定及び根拠

研究開発項目	最終目標（2024年3月）	根拠
低ＧＷＰ冷媒を採用した次世代冷凍空調技術の実用化評価に関する研究開発	多様な次世代冷媒が導入された空調機器に関して、機器の性能が広範囲で高精度に予測できるツールや評価手法の確立	• 開発したシミュレーターを用いて次世代低GWP冷媒機器の開発促進 • 次世代冷媒を導入した機器の実運転性能を反映できる新たな評価方法を提案
	日本冷凍空調工業会での活用	• 開発したシミュレーターを工業会における「標準解析コード」化 • 開発シミュレーターを用いた各種次世代冷媒機器の性能分析と国際提案 • 開発シミュレーターを用いた機器のライフサイクル評価と国際提案
	国際規格への提案	• エアコン性能に関する国際規格ISO 16358-1、ISO 16358-2、ISO 16358-3への提案 • 冷媒充填量を規定しているIEC60335-2-89への冷媒充填量提案

テーマ毎の目標と根拠

研究開発項目	最終目標（2024年3月）	根拠
低ＧＷＰ冷媒を採用した次世代冷凍空調技術の実用化評価に関する研究開発	①空調機器の性能解析技術の確立	低GWP冷媒を用いたデバイスのシミュレーション解析が行える数理モデルの構築を行う． 現象が究明できていない因子については，実験により現象の究明と定式化を行う．
	②熱交換器、空調機器、LCCPシミュレーター開発と活用	蒸気モデルを用いて、最重要デバイスである熱交換器，空調機器システム，さらには、ライフサイクル評価を可能とするLCCPシミュレーターの3種のシミュレーターの開発を行う．
	③空調機器の評価方法の確立	次世代冷媒を導入した空調機器の実運転性能を把握可能な評価装置を開発し、様々な次世代冷媒を導入した機器の性能評価まで具体的に行う．

目標達成に必要な要素技術

研究開発項目	最終目標（2024年3月）	要素技術
低ＧＷＰ冷媒を採用した次世代冷凍空調技術の実用化評価に関する研究開発	①空調機器の性能解析技術の確立	• 熱交換器の数理モデリング技術 • 圧縮機の数理モデリング技術 • 膨張弁の数理モデリング技術 • 混合冷媒の伝熱性能評価技術 • 冷媒充填量評価技術
	②熱交換器，空調機器，LCCPシミュレーター作成と活用	• 多様な次世代低GWP冷媒を用いた機器の性能解析を可能とする解析技術 • シミュレーター開発技術
	③空調機器の評価方法の確立	• 機器の実運転性能を評価可能な技術 • 熱的現象の最適化技術 • AI技術

研究開発のスケジュール

2018　2019　2020　2021　2022

(i)データ取得基盤構築　(ii)データ取得及び評価

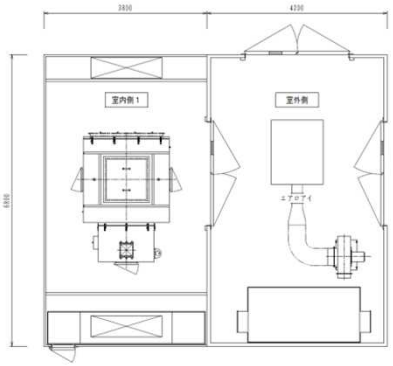
実験データによる評価

現象究明評価装置

ボイド率評価装置
沸騰伝熱評価装置

システム実運転性能評価装置

実運転性能評価装置



実験データ取得及び評価

- システム：エアコン，ショーケース
  （R32, R454C, R290・・・を対象）
- 現象：ボイド率，局所沸騰
- デバイス：熱交換器，圧縮機，膨張弁

国際規格化提案実施

- 実験データは取得できないものは，解析で実施
- 解析の妥当性検証

理論データによる評価

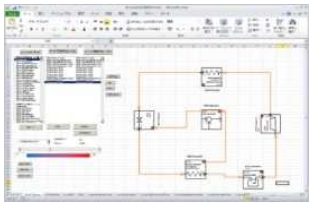
数理モデリング

デバイス数理モデル
- 熱交換器
- 膨張弁
- 圧縮機

数理モデル妥当性検証
- 熱交換器
- 膨張弁
- 圧縮機

システム解析論

シミュレーター開発



シミュレーション技術
- 熱交換器シミュレーター
- システムシミュレーター
- LCCPシミュレーター

理論データ取得及び評価

冷媒：エアコン：
R22,R290,R32,R410A,R454C,R466A
低温：R290,R404A,R454C

システム：エアコン，ショーケース
デバイス：熱交換器，圧縮機，膨張弁

国際標準化コードの開発

テーマ毎の目標達成状況

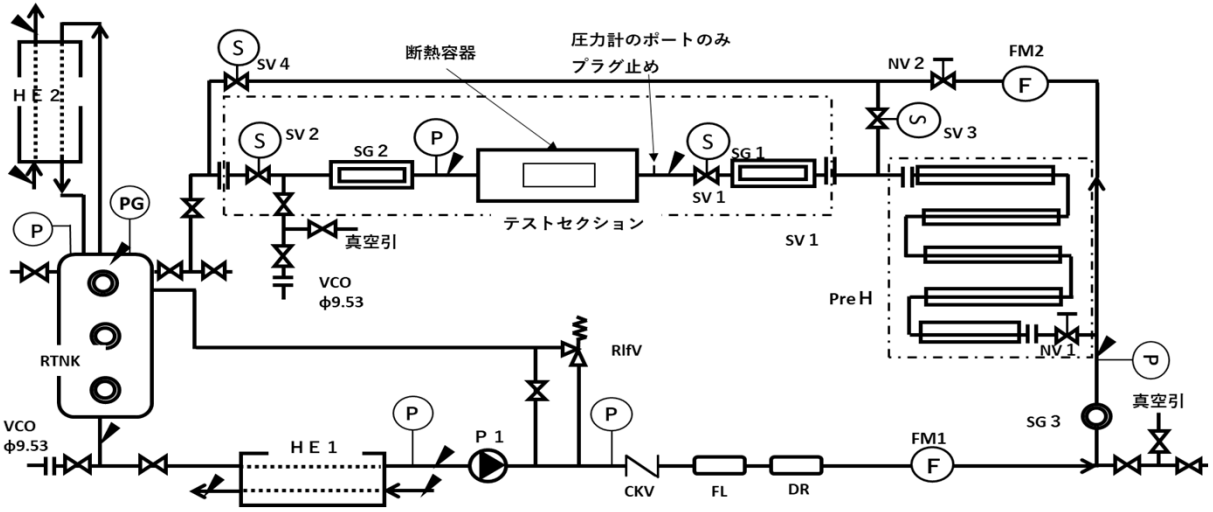
研究開発項目	目標（2023年3月）	成果（実績）（2023年3月）	達成度	達成の根拠／解決方針
低GWP冷媒を採用した次世代冷凍空調技術の実用化評価に関する研究開発	①空調機器の性能解析技術の確立	• 冷媒充填量（ボイド率）評価装置の開発と実験データの取得と定式化 • 混合冷媒伝熱評価装置の開発と伝熱予測法の確立 • 熱交換器、圧縮機、膨張弁デバイスのモデリングと数値解析の実現	○	当初の目標を達成しているため「達成」と評価
	②熱交換器，空調機器，LCCPシミュレーター作成と活用	• 熱交換器シミュレーターの開発とこれを用いた熱交換器の性能評価と最適化解析の実現 • サイクルシミュレーターの開発とこれを用いた各種次世代冷媒機器の性能評価、性能比較の実現 • LCCPシミュレーターの開発と多様な冷媒や世界の多様な地域におけるLCCP解析の実現	○	当初の目標を達成しているため「達成」と評価
	③空調機器の評価方法の確立	• システム実運転性能評価装置の開発完了 • 上記評価装置の健全性評価完了 • R22、R290、R454Cのエアコン、ショーケースのシステム実運転データの取得 • シミュレーターを活用した理論に基づいた性能評価法の確立	○	当初の目標を達成しているため「達成」と評価

各テーマの実施内容および成果と意義

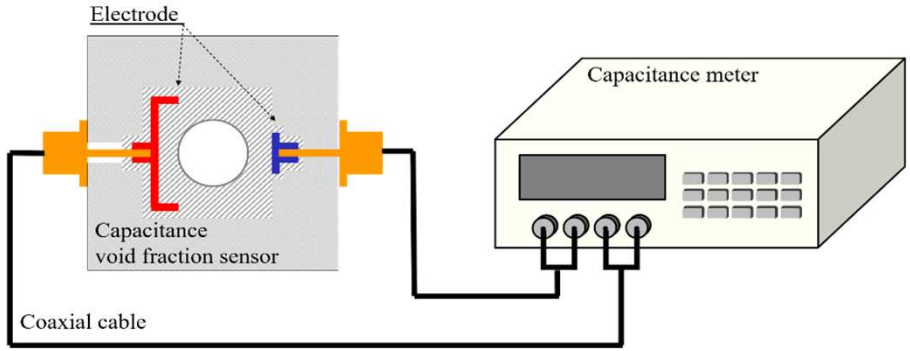
研究開発項目	意義	副次的効果
低ＧＷＰ冷媒を採用した次世代冷凍空調技術の実用化評価に関する研究開発	次世代冷媒に対しては、単にGWPが低いだけではなく、機器性能も高い機器の短時間で開発必要. システム全体としての性能評価技術や最適化ツールまで含めた基盤技術を構築し、理論面と実際のデータの両面から、機器の実運転の性能まで評価できる体制を構築できたこと. これにより、メーカーによる次世代冷媒を採用した機器の開発促進を支援できるようになったこと	共通するシミュレーションや性能評価技術ができたこと 学会や工業会などがそれらを活用して我が国が戦略的に考える次世代冷媒を導入した機器性能などを国際情報発信することができるようになったこと 国際規格策定を我が国が主導権をもって進められていること

各テーマの実施内容および成果と意義

(i)実験データ取得基盤の構築～冷媒充填量評価装置の開発



記号	名称	備考
ＨＥ１	冷却熱交換器	プレート熱交
ＨＥ２	凝縮熱交換器	
ＲＴＮＫ	冷媒タンク	製作品
Ｐ１	冷媒ポンプ	ギヤポンプ
ＣＫＶ	逆止弁	タスコ
ＦＬ	ストレーナ	タスコ
ＤＲ	ドライヤー	
ＦＭ１	流量計	質量流量計
ＦＭ2	流量計	
PreH	プレヒータ	電気加熱
SV1	電磁弁	通電時開型
SV2	電磁弁	
SV3	電磁弁	
SV4	電磁弁	

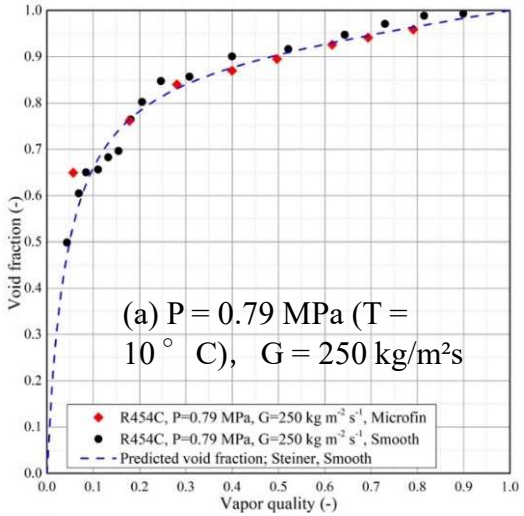


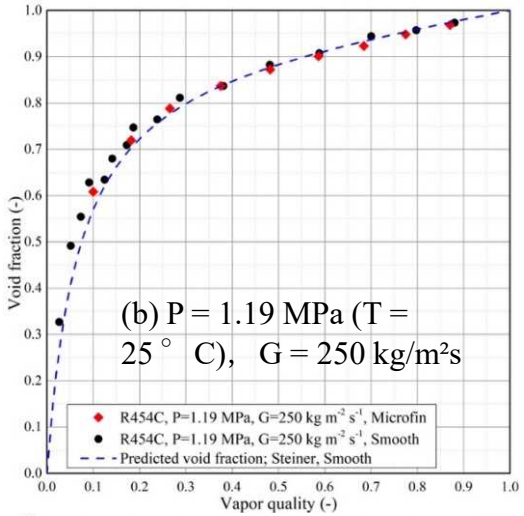
静電容量式ボイド率センサーによる測定
+直接容量測定も可

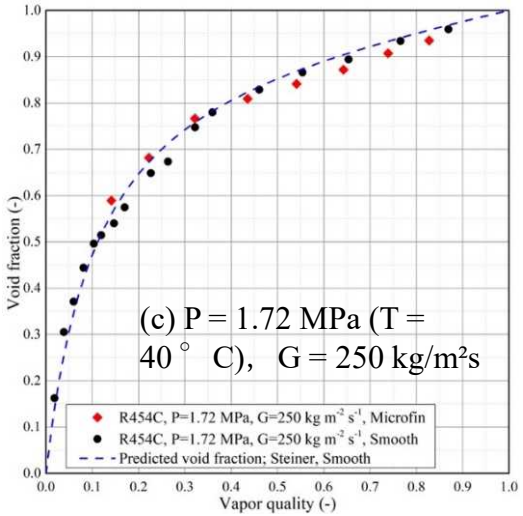
各テーマの実施内容および成果と意義

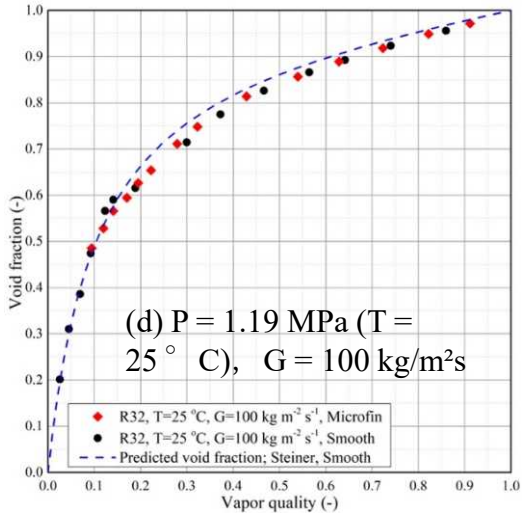
(i)実験データ取得基盤の構築～R32,R454Cのボイド率データ取得と予測式の定式化

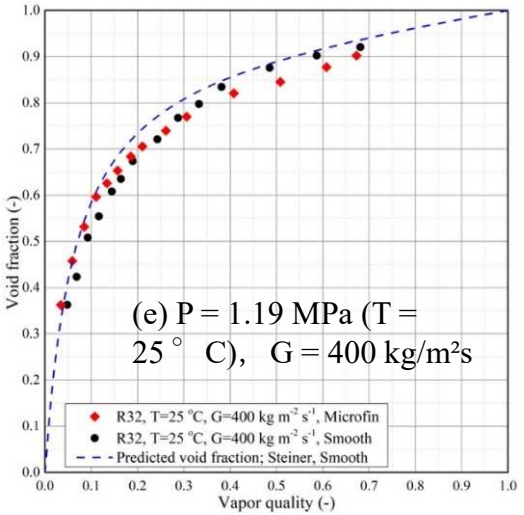
R454Cのボイド率測定結果（溝付き管と平滑管の比較）

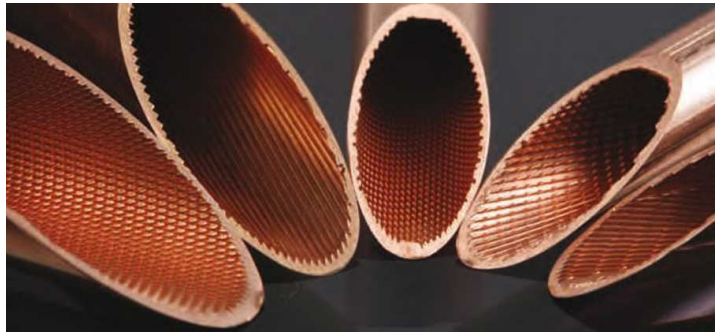












The example of microfin tube

各テーマの実施内容および成果と意義

(ii)実験データ取得及び評価：AIによる伝熱性能評価式の作成

本学独自にデータベースを作成

相変化熱伝達 約５,０００ 点

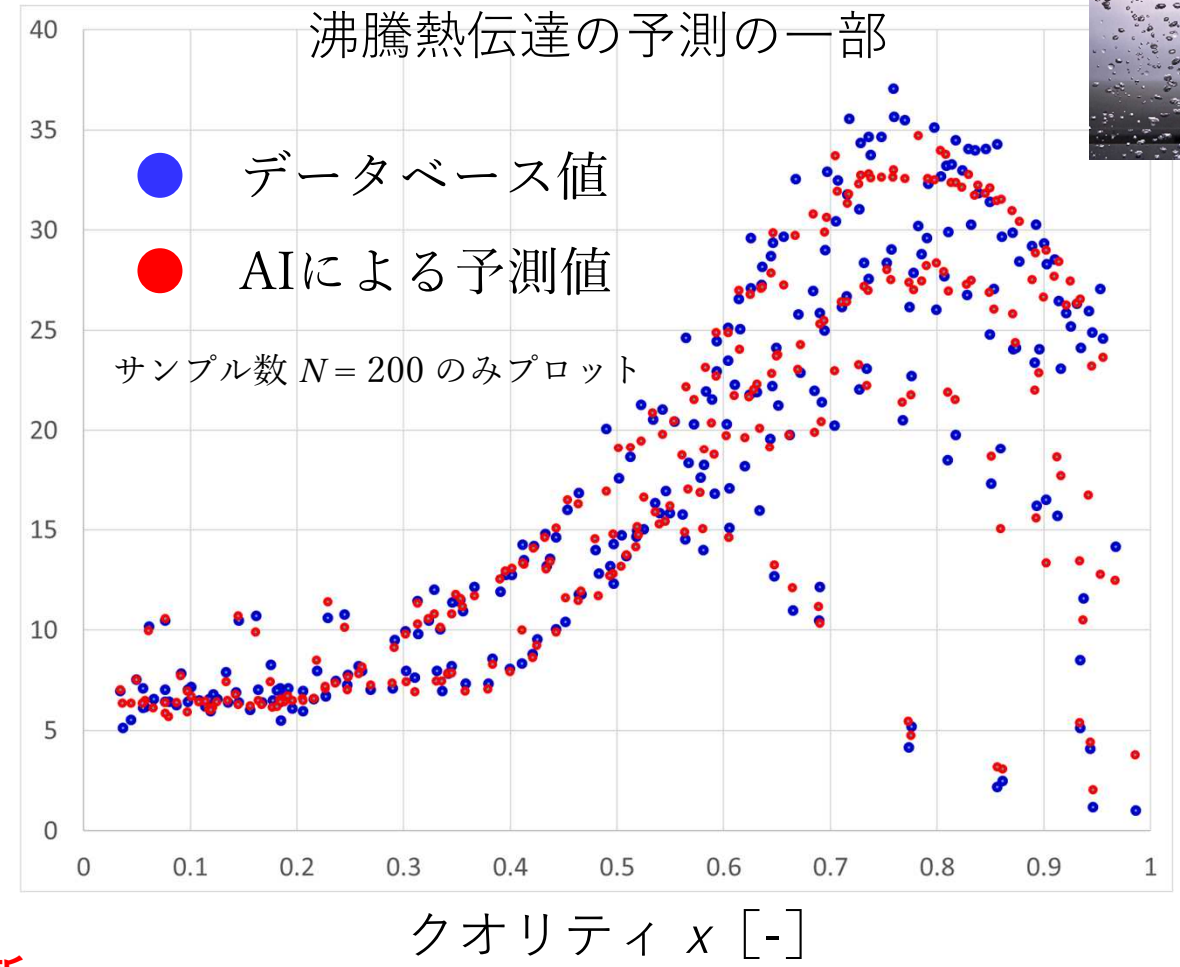
摩擦圧力損失 約１,８００ 点

- オレフィン系冷媒
- フロン冷媒
- 代替フロン冷媒
- アンモニア

} 12種

加えて混合冷媒も予測

沸騰熱伝達において、ドライアウト以降の熱伝達特性まで含めよく再現



従来の伝熱性能予測法を根本的に革新

Asia's Science, Technology and Research Awards 2023においてOutstanding Researcher Awardを受賞

令和5年度の日本学術振興会賞ノミネート中

各テーマの実施内容および成果と意義

(i)実験データ取得基盤の構築～システム実運転評価装置の開発

建物外観

装置外観

室外機室

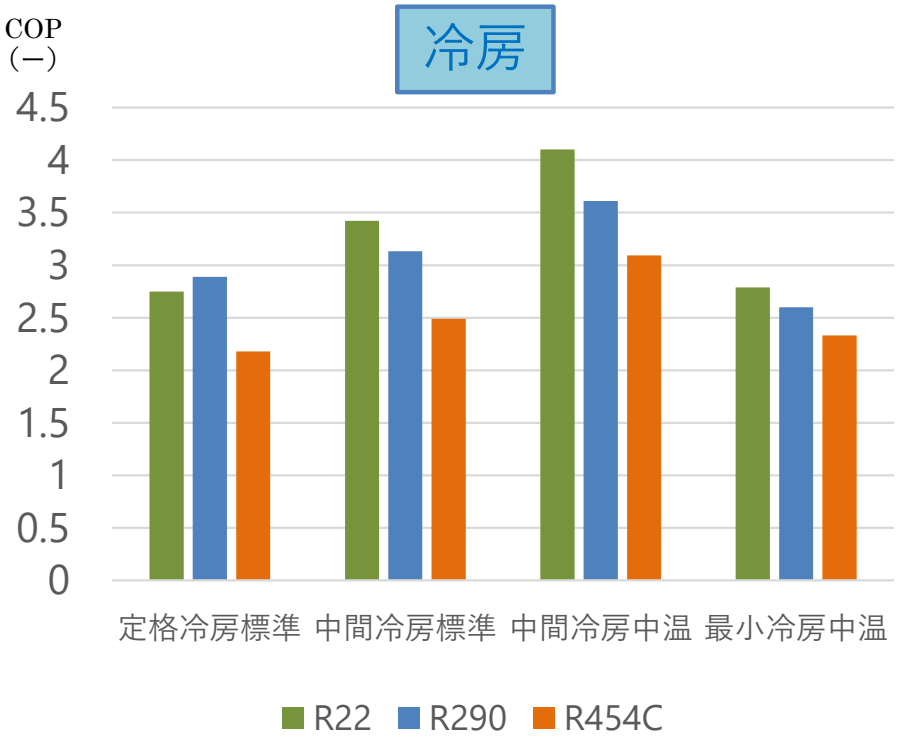
室内機受風チャンバー

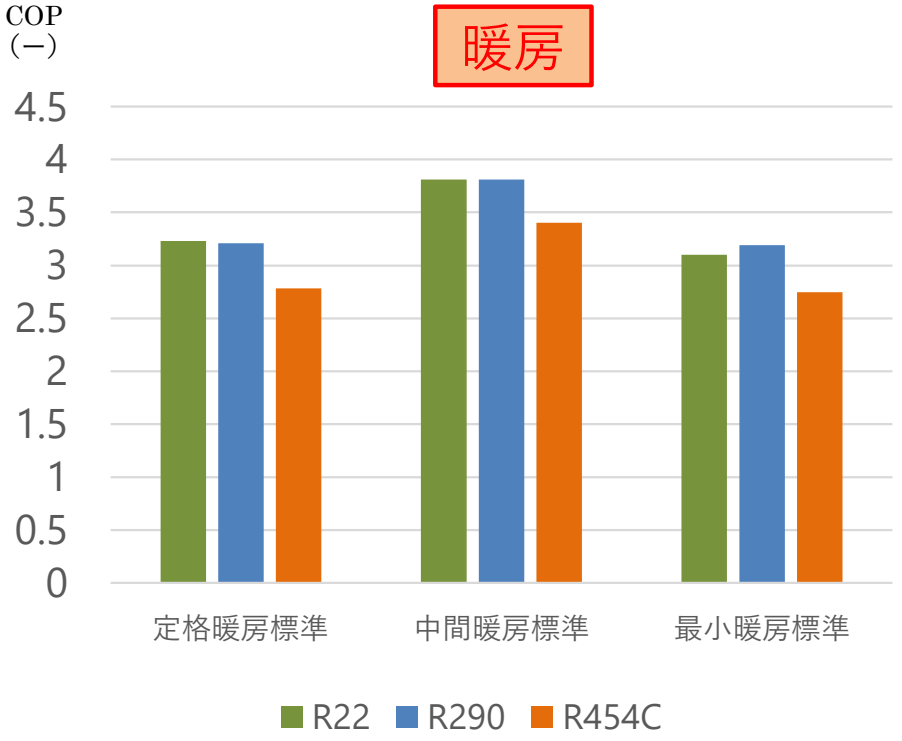
2022年度日本冷凍空調学会年次大会の講演において会長奨励賞を受賞

各テーマの実施内容および成果と意義

(ii)実験データ取得及び評価～R22, R290, R454Cのエアコン，ショーケースのシステム実運転データの取得

Type		Room air-conditioner for R22
Refrigerant		R454C，R290
Full capacity	Cooling W	2200
	Heating W	2500



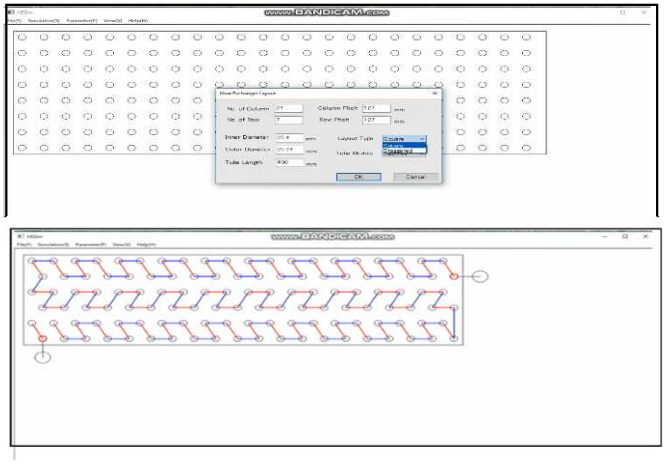


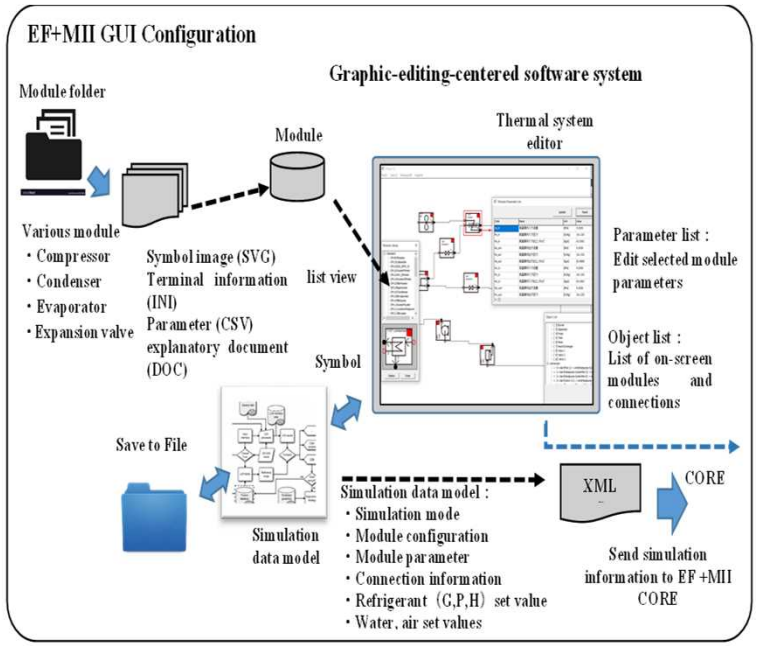
→日本冷凍空調工業会に取得したデータを提供

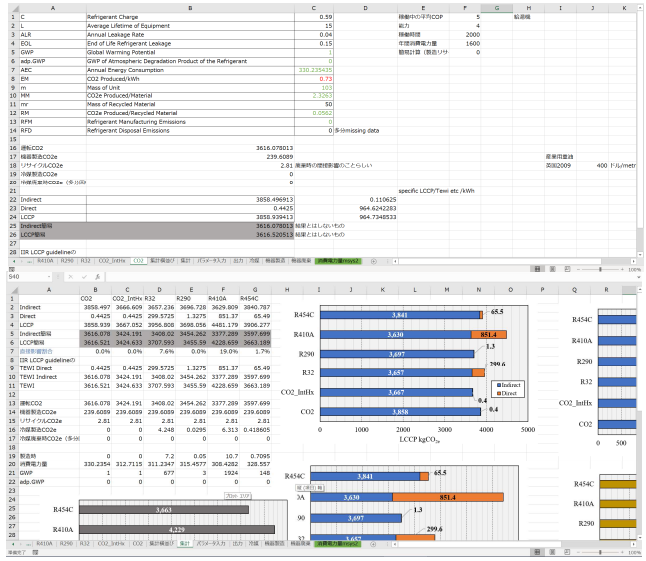
各テーマの実施内容および成果と意義

(i)理論データ取得基盤構築～システムシミュレーター開発

数理モデルを構築するとともに，それに基づいた熱交換器シミュレーター、サイクルシミュレーター、LCCPシミュレーターを開発し、これらを使って解析を実施





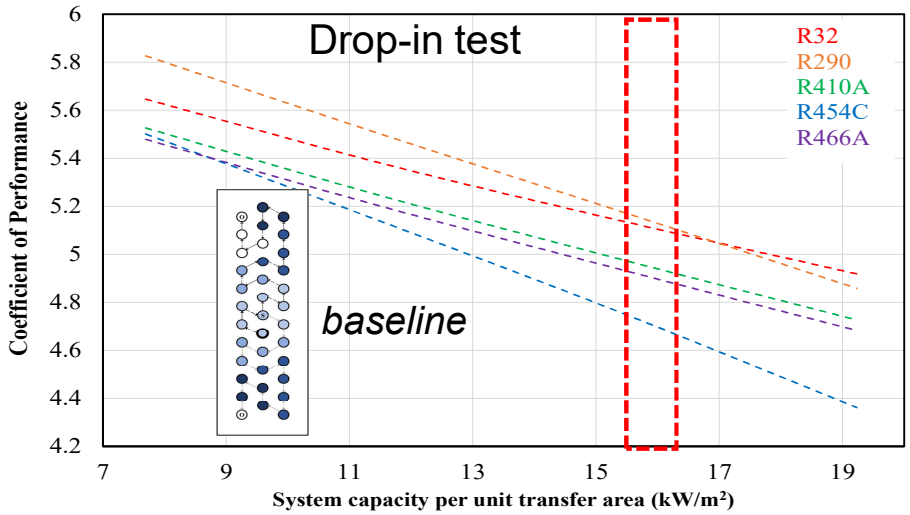


熱交換器シミュレーター　　サイクルシミュレーター　　LCCPシミュレーター

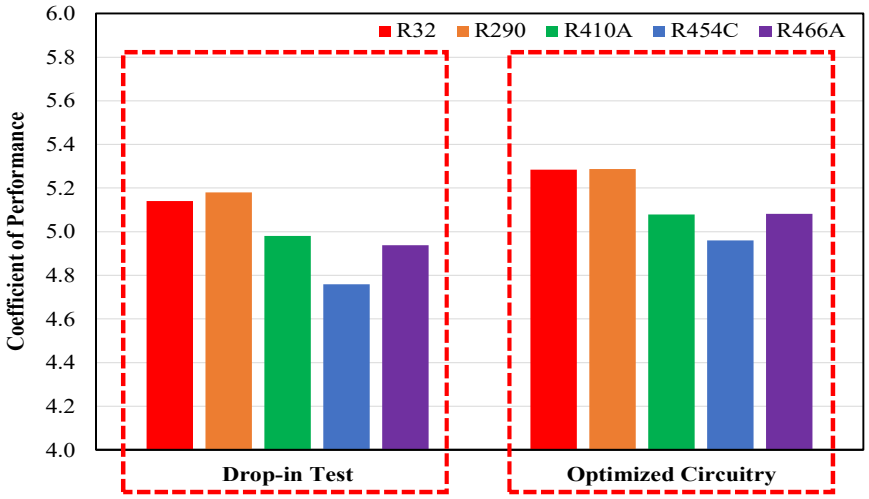
令和4年度科学技術分野　科学技術賞（研究部門）　文部科学大臣表彰
「回路論的視点に基づく熱システムの統一解析論に関する研究」

各テーマの実施内容および成果と意義

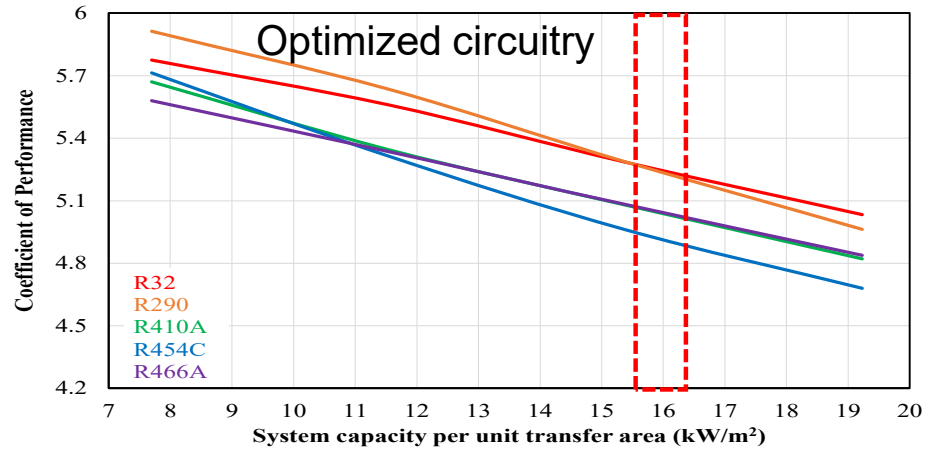
(ii) 理論データ取得及び評価～熱交換器の性能評価と最適化解析



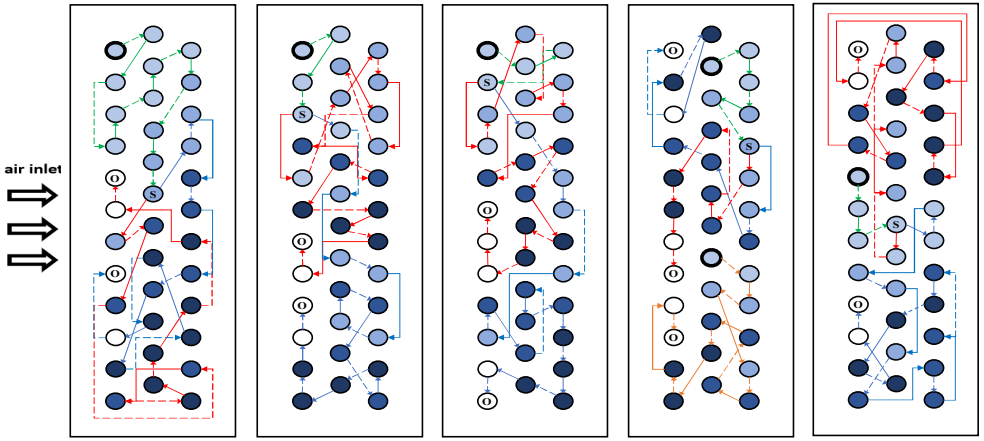
Drop-in test simulation in a typical serpentine circuitry



冷媒ごとに熱交換器を最適化することでCOPが向上



Refrigerant performance in optimized circuitry



2022年度冷凍空調学会学術賞を受賞

各テーマの実施内容および成果と意義

(ii) 理論データ取得及び評価～サイクルシミュレーターによる解析

解析例(R32とR454Cの性能比較)

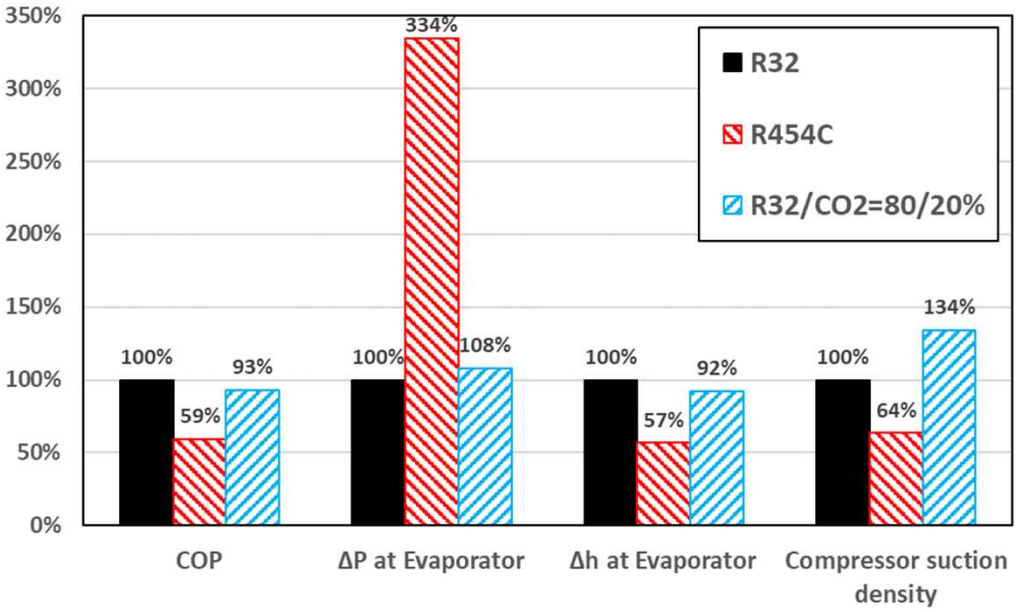


Fig. Comparison of performance (2.5kW, 100% of rated cooling capacity)

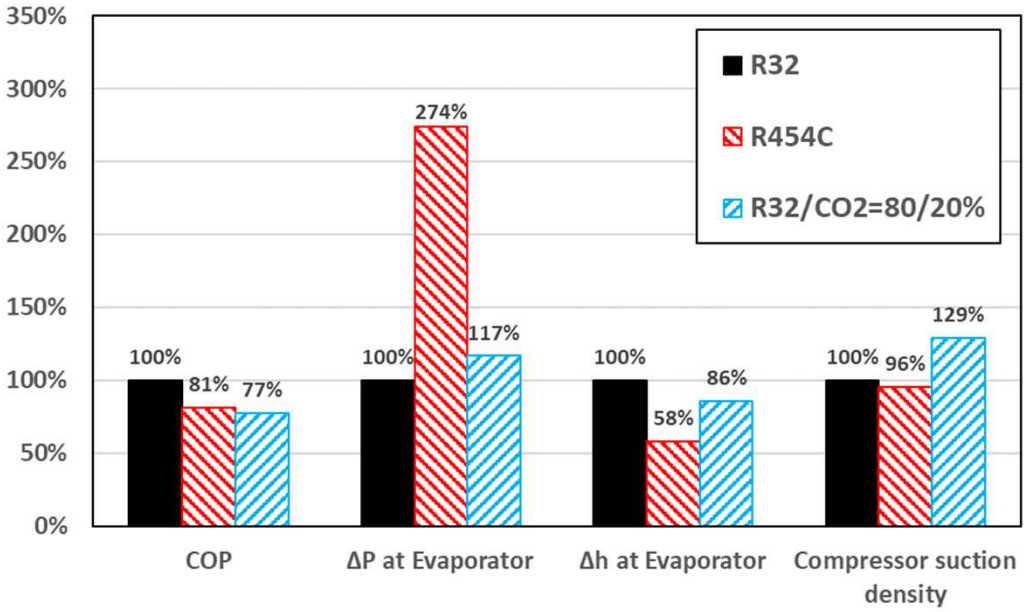


Fig. Comparison of performance (1.25kW, 50% of rated cooling capacity)

2022年度日本冷凍空調学会年次大会の講演において優秀講演賞を受賞

各テーマの実施内容および成果と意義

(ii)理論データ取得及び評価～各地におけるLCCP評価

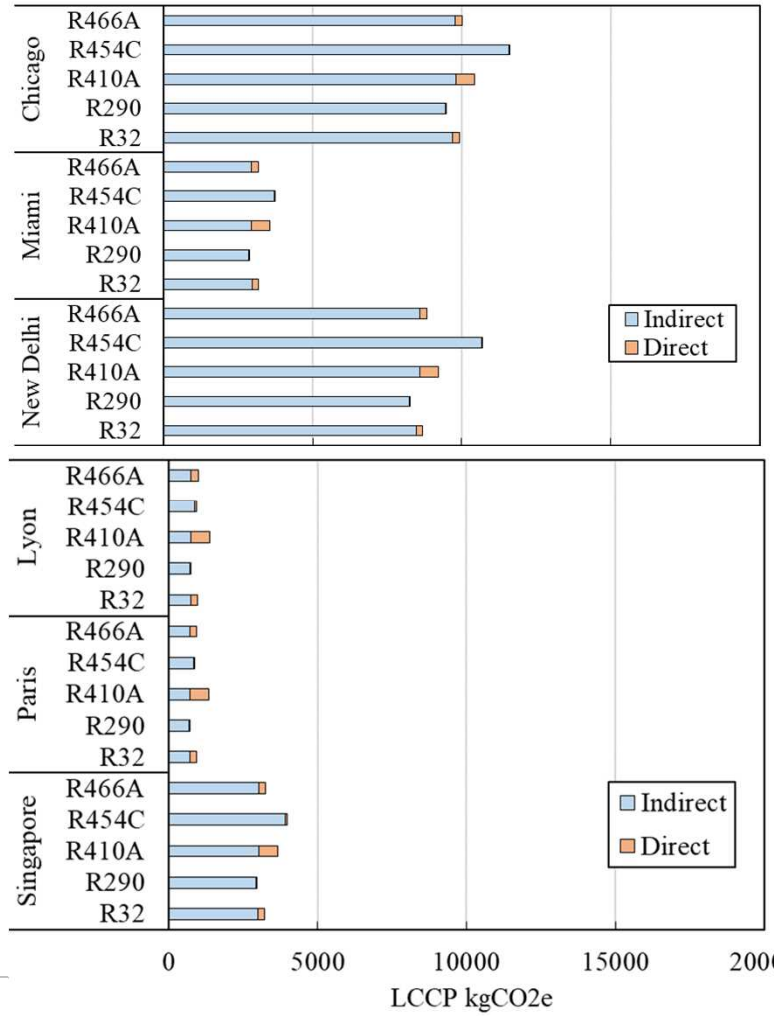
世界各地での解析結果

計算条件

項目	
冷房負荷	JIS C9612:2013　付属書Bに準拠
暖房負荷	JIS C9612:2013　付属書Bに準拠
外気温度	気象庁の1時間間隔データ
稼働時間帯	6時～24時
定格冷房能力	2.2k W
凝縮温度-空気入口温度	定格条件で10℃, 温度差5℃以上の場合負荷に比例, 最小の温度差5℃
空気入口温度-蒸発温度	
凝縮器出口過冷却度	5℃
蒸発器出口過熱度	5℃
断熱効率	0.7
圧縮機総合効率/断熱効率	0.95
補機類消費電力	運転時0.05kW

Country	CO_2 emission factor $kgCO_2e/kWh$
India	0.962
U.S.A	0.497
Singapore	0.418
France	0.069

LCCP評価結果



現状日本では，運転により間接的に排出されるCO_2による温暖化効果が大．

CO_2排出量原単位が小さいフランスなどでは，冷媒の影響大

日本でも脱炭素化が進むと同様の状況となる

社会実装（実用化・規格化等）達成に向けた戦略・具体的取組

国際標準化・規格化へ向けた取り組み

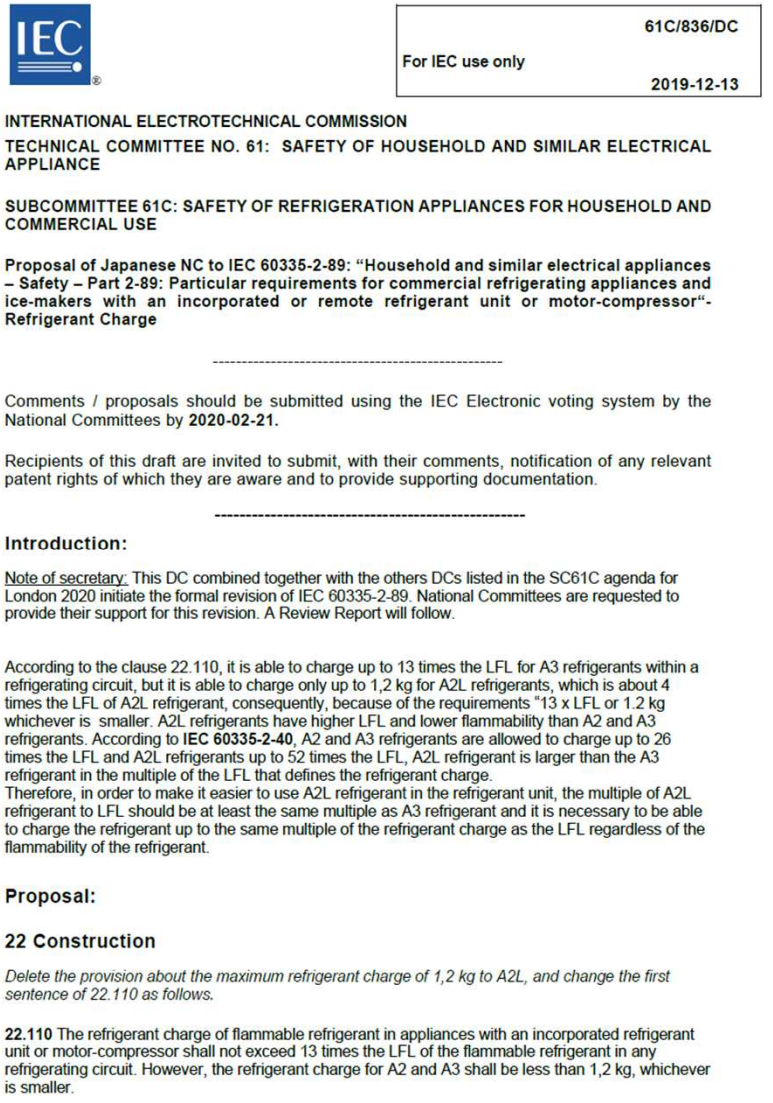
冷媒充填量規制緩和への活用

日冷工冷媒評価WGより

　大型の内蔵ショーケースに必要な冷媒量をA2Lでも賄えない状況だった．そこで、1.2kgの制限を外し、冷媒種によらず、LFLの13倍まで冷媒を充填できるようにするように、日本からIECに提案した．

　R454C等の幾つかのA2L冷媒の必要冷媒量を早稲田大学のシミュレータによって解析し、R290の約2倍の冷媒量があれば同等能力が確保できることを明らかにした．

　日本からの働きかけによって、2023年に発行されるIEC 60335-2-89の次の版では、冷媒種によらずLFLの13倍の冷媒量まで充填してよい規定にすることが決定．



IEC

61C/836/DC

For IEC use only

2019-12-13

INTERNATIONAL ELECTROTECHNICAL COMMISSION

TECHNICAL COMMITTEE NO. 61: SAFETY OF HOUSEHOLD AND SIMILAR ELECTRICAL APPLIANCE

SUBCOMMITTEE 61C: SAFETY OF REFRIGERATION APPLIANCES FOR HOUSEHOLD AND COMMERCIAL USE

Proposal of Japanese NC to IEC 60335-2-89: "Household and similar electrical appliances – Safety – Part 2-89: Particular requirements for commercial refrigerating appliances and ice-makers with an incorporated or remote refrigerant unit or motor-compressor"- Refrigerant Charge

---

Comments / proposals should be submitted using the IEC Electronic voting system by the National Committees by **2020-02-21.**

Recipients of this draft are invited to submit, with their comments, notification of any relevant patent rights of which they are aware and to provide supporting documentation.

Introduction:

Note of secretary: This DC combined together with the others DCs listed in the SC61C agenda for London 2020 initiate the formal revision of IEC 60335-2-89. National Committees are requested to provide their support for this revision. A Review Report will follow.

According to the clause 22.110, it is able to charge up to 13 times the LFL for A3 refrigerants within a refrigerating circuit, but it is able to charge only up to 1,2 kg for A2L refrigerants, which is about 4 times the LFL of A2L refrigerant, consequently, because of the requirements "13 x LFL or 1.2 kg whichever is smaller. A2L refrigerants have higher LFL and lower flammability than A2 and A3 refrigerants. According to **IEC 60335-2-40**, A2 and A3 refrigerants are allowed to charge up to 26 times the LFL and A2L refrigerants up to 52 times the LFL, A2L refrigerant is larger than the A3 refrigerant in the multiple of the LFL that defines the refrigerant charge.
Therefore, in order to make it easier to use A2L refrigerant in the refrigerant unit, the multiple of A2L refrigerant to LFL should be at least the same multiple as A3 refrigerant and it is necessary to be able to charge the refrigerant up to the same multiple of the refrigerant charge as the LFL regardless of the flammability of the refrigerant.

Proposal:

22 Construction

Delete the provision about the maximum refrigerant charge of 1,2 kg to A2L, and change the first sentence of 22.110 as follows.

1 **22.110** The refrigerant charge of flammable refrigerant in appliances with an incorporated refrigerant
2 unit or motor-compressor shall not exceed 13 times the LFL of the flammable refrigerant in any
3 refrigerating circuit. However, the refrigerant charge for A2 and A3 shall be less than 1,2 kg, whichever
4 is smaller.

社会実装（実用化・規格化等）目標の達成見込み

負荷試験法に関するISO公式会議への参画

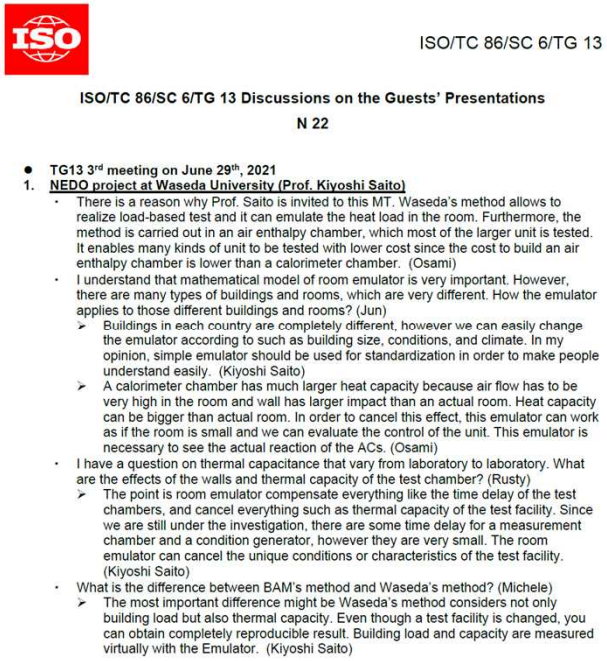
(ISO / TC86 / SC6 / TG13 / Informal group for Load-based test method)

すでに本学から2回の発表を行った.

参画組織

CSA, BAM, Purdue Univ. KRAAC, ・・・・

エミュレーター式が負荷試験の国際標準化に向けて認知されつつあり、これが主流になる



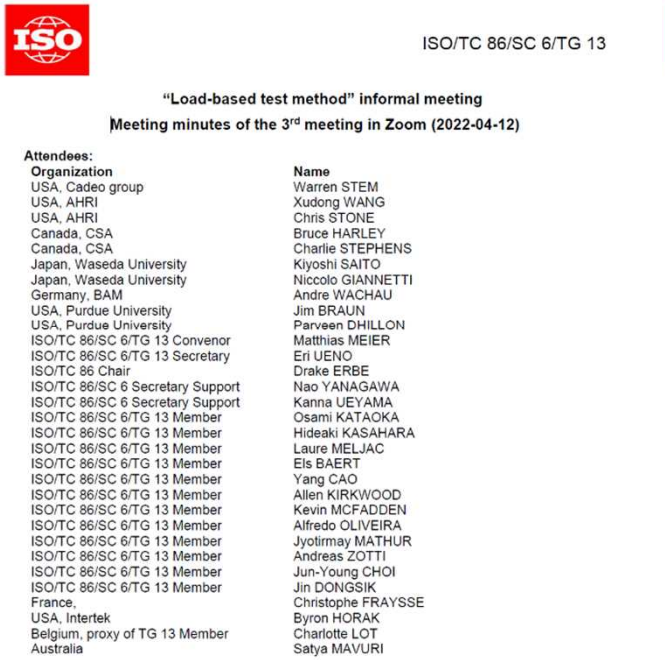
ISO/TC 86/SC 6/TG 13

ISO/TC 86/SC 6/TG 13 Discussions on the Guests' Presentations

N 22

- **TG13 3rd meeting on June 29th, 2021**

1. **NEDO project at Waseda University (Prof. Kiyoshi Saito)**
   - There is a reason why Prof. Saito is invited to this MT. Waseda's method allows to realize load-based test and it can emulate the heat load in the room. Furthermore, the method is carried out in an air enthalpy chamber, which most of the larger unit is tested. It enables many kinds of unit to be tested with lower cost since the cost to build an air enthalpy chamber is lower than a calorimeter chamber. (Osami)
   - I understand that mathematical model of room emulator is very important. However, there are many types of buildings and rooms, which are very different. How the emulator applies to those different buildings and rooms? (Jun)
     - Buildings in each country are completely different, however we can easily change the emulator according to such as building size, conditions, and climate. In my opinion, simple emulator should be used for standardization in order to make people understand easily. (Kiyoshi Saito)
     - A calorimeter chamber has much larger heat capacity because air flow has to be very high in the room and wall has larger impact than an actual room. Heat capacity can be bigger than actual room. In order to cancel this effect, this emulator can work as if the room is small and we can evaluate the control of the unit. This emulator is necessary to see the actual reaction of the ACs. (Osami)
   - I have a question on thermal capacitance that vary from laboratory to laboratory. What are the effects of the walls and thermal capacity of the test chamber? (Rusty)
     - The point is room emulator compensate everything like the time delay of the test chambers, and cancel everything such as thermal capacity of the test facility. Since we are still under the investigation, there are some time delay for a measurement chamber and a condition generator, however they are very small. The room emulator can cancel the unique conditions or characteristics of the test facility. (Kiyoshi Saito)
   - What is the difference between BAM's method and Waseda's method? (Michele)
     - The most important difference might be Waseda's method considers not only building load but also thermal capacity. Even though a test facility is changed, you can obtain completely reproducible result. Building load and capacity are measured virtually with the Emulator. (Kiyoshi Saito)



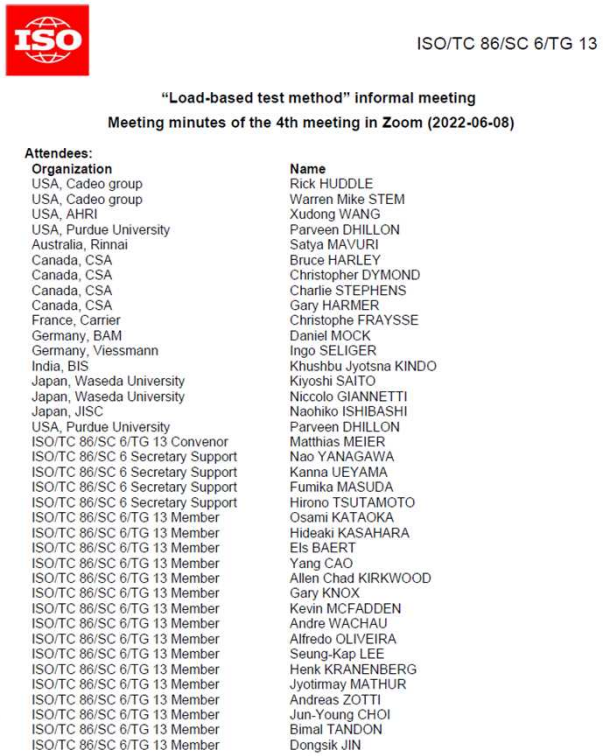
ISO/TC 86/SC 6/TG 13

"Load-based test method" informal meeting

Meeting minutes of the 3rd meeting in Zoom (2022-04-12)

Attendees:

Organization	Name
USA, Cadeo group	Warren STEM
USA, AHRI	Xudong WANG
USA, AHRI	Chris STONE
Canada, CSA	Bruce HARLEY
Canada, CSA	Charlie STEPHENS
Japan, Waseda University	Kiyoshi SAITO
Japan, Waseda University	Niccolo GIANNETTI
Germany, BAM	Andre WACHAU
USA, Purdue University	Jim BRAUN
USA, Purdue University	Parveen DHILLON
ISO/TC 86/SC 6/TG 13 Convenor	Matthias MEIER
ISO/TC 86/SC 6/TG 13 Secretary	Eri UENO
ISO/TC 86 Chair	Drake ERBE
ISO/TC 86/SC 6 Secretary Support	Nao YANAGAWA
ISO/TC 86/SC 6 Secretary Support	Kanna UEYAMA
ISO/TC 86/SC 6/TG 13 Member	Osami KATAOKA
ISO/TC 86/SC 6/TG 13 Member	Hideaki KASAHARA
ISO/TC 86/SC 6/TG 13 Member	Laure MELJAC
ISO/TC 86/SC 6/TG 13 Member	Els BAERT
ISO/TC 86/SC 6/TG 13 Member	Yang CAO
ISO/TC 86/SC 6/TG 13 Member	Allen KIRKWOOD
ISO/TC 86/SC 6/TG 13 Member	Kevin MCFADDEN
ISO/TC 86/SC 6/TG 13 Member	Alfredo OLIVEIRA
ISO/TC 86/SC 6/TG 13 Member	Jyotirmay MATHUR
ISO/TC 86/SC 6/TG 13 Member	Andreas ZOTTI
ISO/TC 86/SC 6/TG 13 Member	Jun-Young CHOI
ISO/TC 86/SC 6/TG 13 Member	Jin DONGSIK
France,	Christophe FRAYSSE
USA, Intertek	Byron HORAK
Belgium, proxy of TG 13 Member	Charlotte LOT
Australia	Satya MAVURI



ISO/TC 86/SC 6/TG 13

"Load-based test method" informal meeting

Meeting minutes of the 4th meeting in Zoom (2022-06-08)

Attendees:

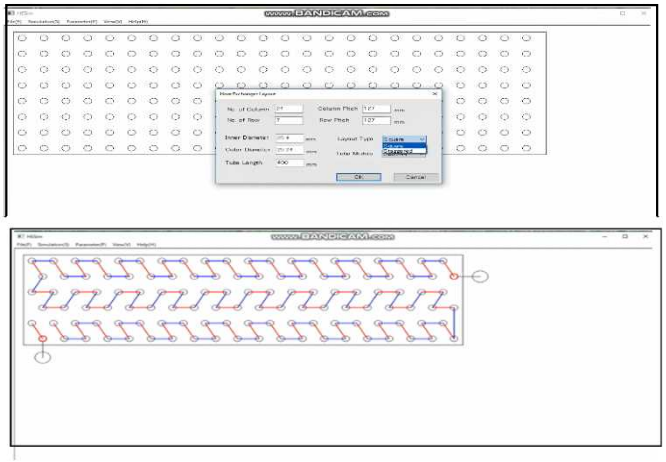
Organization	Name
USA, Cadeo group	Rick HUDDLE
USA, Cadeo group	Warren Mike STEM
USA, AHRI	Xudong WANG
USA, Purdue University	Parveen DHILLON
Australia, Rinnai	Satya MAVURI
Canada, CSA	Bruce HARLEY
Canada, CSA	Christopher DYMOND
Canada, CSA	Charlie STEPHENS
Canada, CSA	Gary HARMER
France, Carrier	Christophe FRAYSSE
Germany, BAM	Daniel MOCK
Germany, Viessmann	Ingo SELIGER
India, BIS	Khushbu Jyotsna KINDO
Japan, Waseda University	Kiyoshi SAITO
Japan, Waseda University	Niccolo GIANNETTI
Japan, JISC	Naohiko ISHIBASHI
USA, Purdue University	Parveen DHILLON
ISO/TC 86/SC 6/TG 13 Convenor	Matthias MEIER
ISO/TC 86/SC 6 Secretary Support	Nao YANAGAWA
ISO/TC 86/SC 6 Secretary Support	Kanna UEYAMA
ISO/TC 86/SC 6 Secretary Support	Fumika MASUDA
ISO/TC 86/SC 6 Secretary Support	Hirono TSUTAMOTO
ISO/TC 86/SC 6/TG 13 Member	Osami KATAOKA
ISO/TC 86/SC 6/TG 13 Member	Hideaki KASAHARA
ISO/TC 86/SC 6/TG 13 Member	Els BAERT
ISO/TC 86/SC 6/TG 13 Member	Yang CAO
ISO/TC 86/SC 6/TG 13 Member	Allen Chad KIRKWOOD
ISO/TC 86/SC 6/TG 13 Member	Gary KNOX
ISO/TC 86/SC 6/TG 13 Member	Kevin MCFADDEN
ISO/TC 86/SC 6/TG 13 Member	Andre WACHAU
ISO/TC 86/SC 6/TG 13 Member	Alfredo OLIVEIRA
ISO/TC 86/SC 6/TG 13 Member	Seung-Kap LEE
ISO/TC 86/SC 6/TG 13 Member	Henk KRANENBERG
ISO/TC 86/SC 6/TG 13 Member	Jyotirmay MATHUR
ISO/TC 86/SC 6/TG 13 Member	Andreas ZOTTI
ISO/TC 86/SC 6/TG 13 Member	Jun-Young CHOI
ISO/TC 86/SC 6/TG 13 Member	Bimal TANDON
ISO/TC 86/SC 6/TG 13 Member	Dongsik JIN

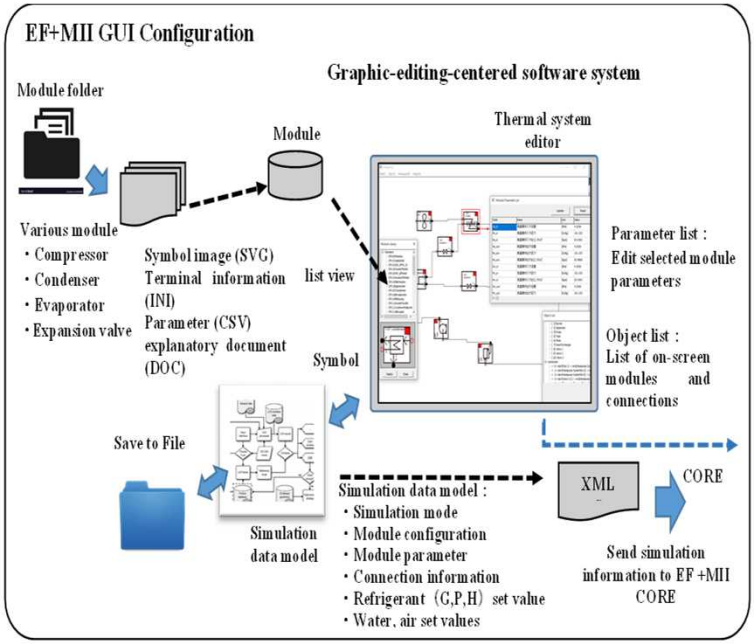
社会実装（実用化・規格化等）目標の達成見込み

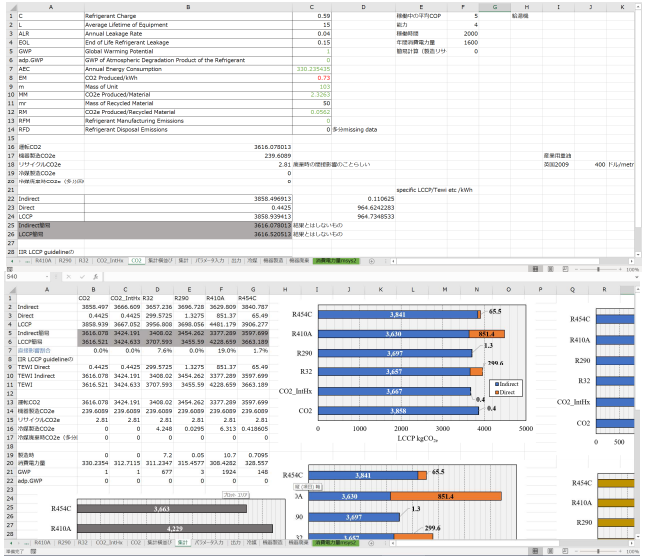
開発した3つのシミュレーターの日本冷凍空調工業会における「標準コード化（標準解析ツールとして採用）」により、冷凍空調機器メーカーにおける各種機器（冷凍機、パッケージエアコン、ルームエアコン、マルチエアコン等）の低GWP化の機器の開発促進

各種次世代冷媒機器の性能分析結果の国際提案

開発したLCCPシミュレーターを用いたライフサイクル評価結果の国際提案







熱交換器シミュレーター　　サイクルシミュレーター　　LCCPシミュレーター

特許・論文リスト（特許出願及び論文発表等）

論文発表および受賞実績

年度	2018	2019	2020	2021	2022	2023	計
査読付き論文			2	2	4	2	10
研究発表・講演		3	8	15	13	5	44
受賞実績					7		7
合計		3	10	17	24	7	61

特許・論文リスト（特許出願及び論文発表等）

受賞内容

	受賞名	タイトル
1	令和4年度科学技術分野　科学技術賞（研究部門） 文部科学大臣表彰	回路論的視点に基づく熱システムの統一解析論に関する研究
2	日本冷凍空調学会 優秀講演賞	ルームエアコンの起動運転時における運転制御の検討
3	日本冷凍空調学会 会長奨励賞	分子振動解析を用いた R32 および R1123 の理想. 気体比熱推算
4	空気調和・衛生工学会 優秀講演奨励賞	エミュレーター式性能評価装置を用いた空調機の動的性能評価
5	日本冷凍空調学会 学術賞	遺伝的冷媒流路生成アルゴリズムを用いた熱交換器の最適化に関する研究
6	Asia’s Science, Technology and Research Awards 2023	Outstanding Researcher Award
7	日本学術振興会	日本学術振興会賞 令和5年度受賞ノミネート中 （受賞発表2023年12月）

Appendix

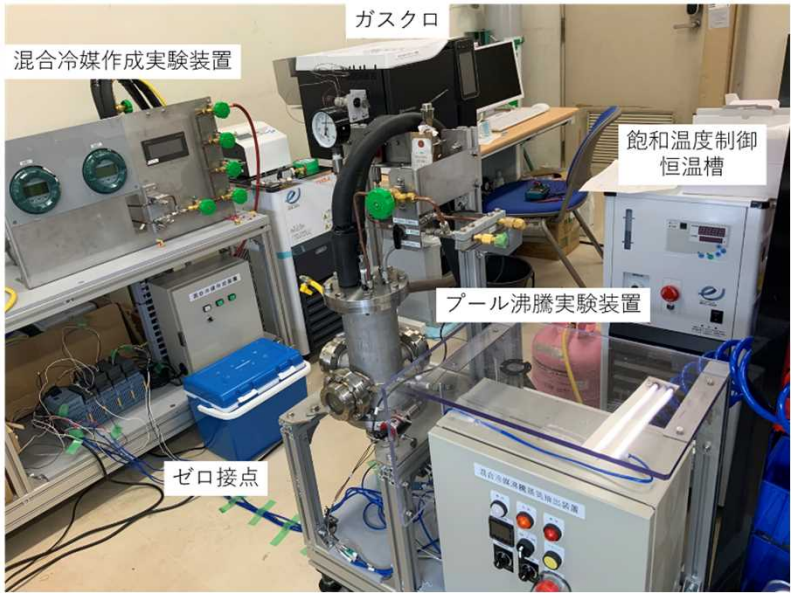
研究開発のスケジュール

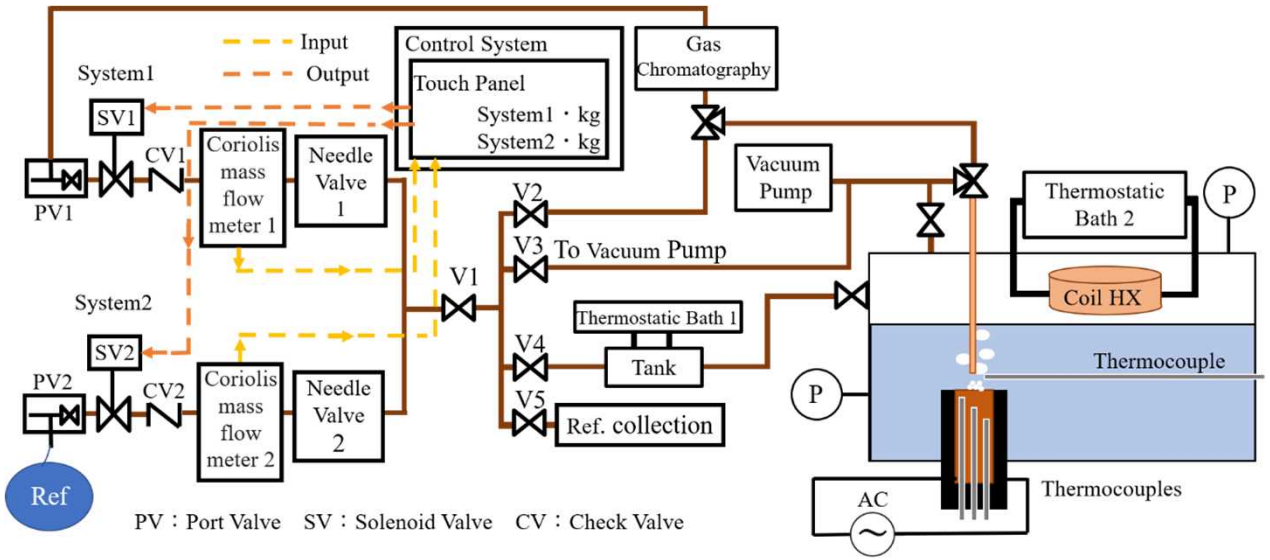
各研究項目の研究スケジュールは下表のとおりであり、このスケジュールに沿って研究は進められた。

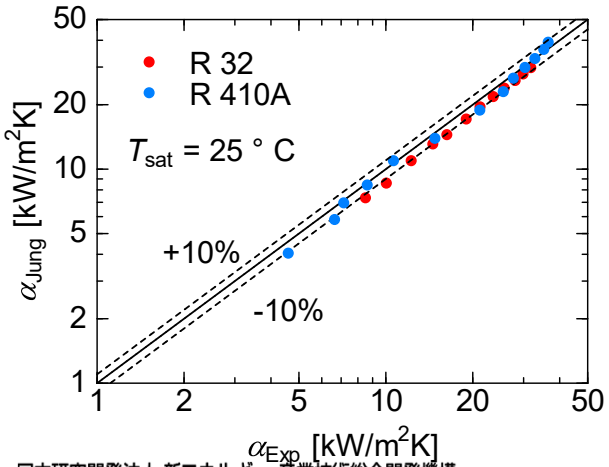
大項目	小項目		明細	担当機関	2018年度	2019年度	2020年度	2021年度	2022年度
1. 性能解析技術研究開発	1-1	モデリング，性能解析	熱交換器	早稲田+電通大					
			圧縮機	早稲田					
			膨張弁	早稲田+電通大					
			システム	早稲田					
	1-2	現象究明実験	混合冷媒評価	電通大					
			冷媒充填	早稲田					
	1-3	各種冷媒を用いた機器の数値解析，実運転データの取得とモデルの妥当性検証	熱交換器	早稲田+電通大					
			システム定常	早稲田					
			システム非定常	早稲田					
2. 性能評価技術研究開発	2-1	数理的性能評価手法開発	熱交換器	早稲田+電通大					
			システム	早稲田+電通大					
	2-2	性能評価装置開発		早稲田					
	2-3	評価手法の妥当性検証	熱交換器	早稲田					
			エアコン	早稲田					
			ショーケース	早稲田					
3. シミュレーター開発とその活用	3-1	熱交換器		早稲田					
	3-2	システム		早稲田					
	3-3	年間性能, LCCP，システムシミュレターの改良		早稲田					

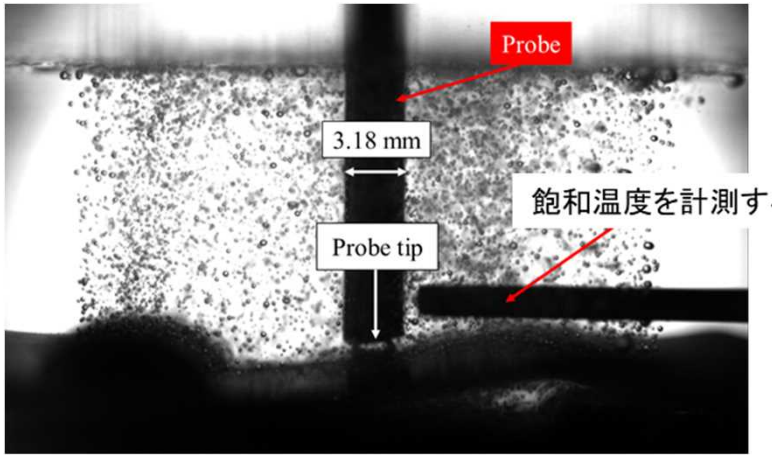
各テーマの実施内容および成果と意義

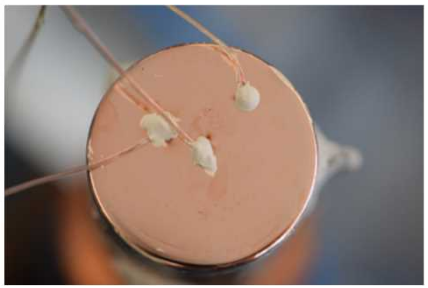
(i)実験データ取得基盤の構築～混合冷媒伝熱性能評価装置の開発







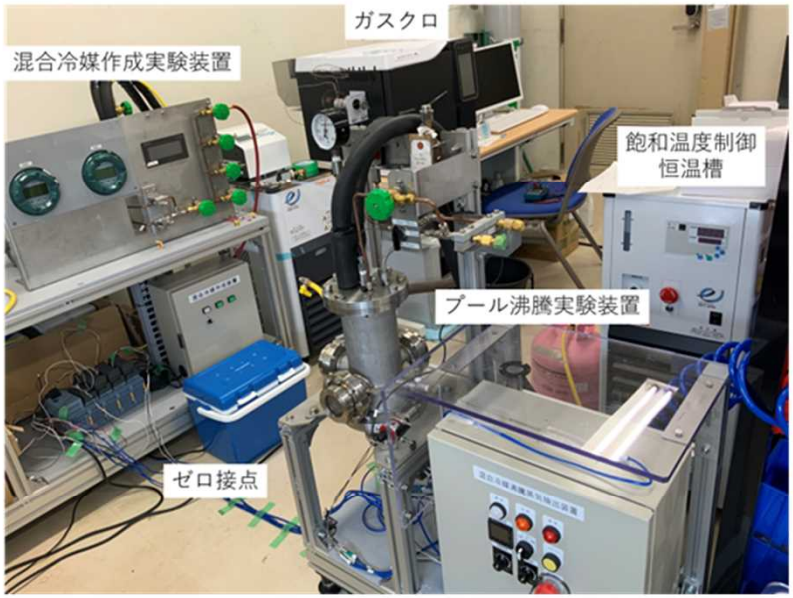


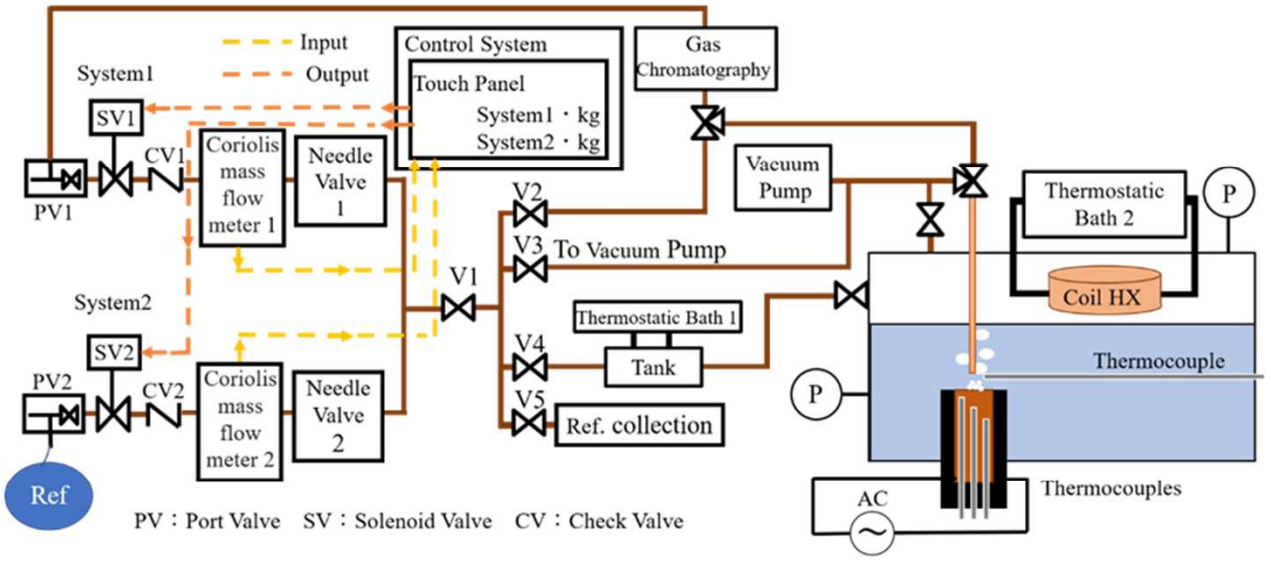


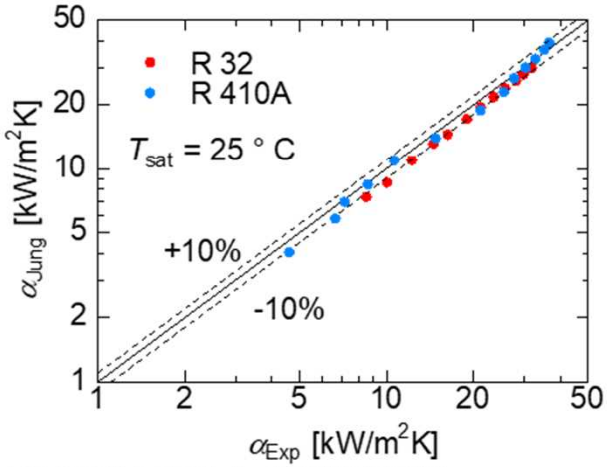
素線径0.08mmのK型熱電対
を直接伝熱面へスポット溶接
（測定誤差±0.05K以内）

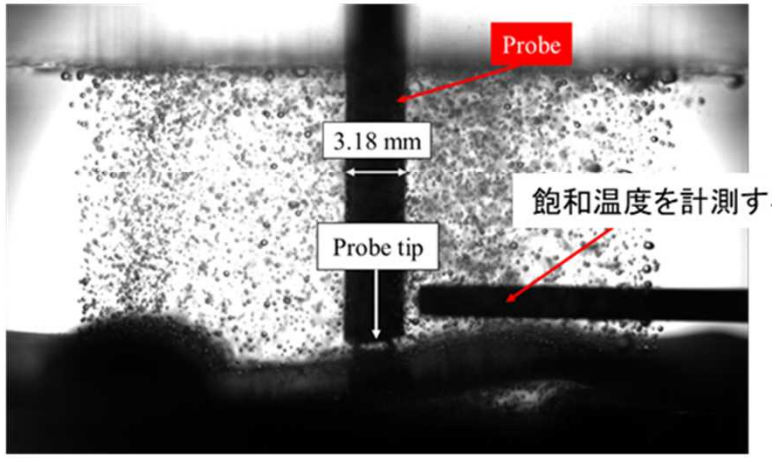
各テーマの実施内容および成果と意義

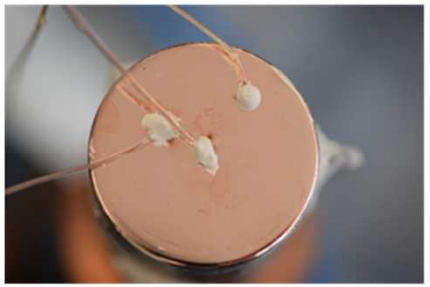
(i)実験データ取得基盤の構築～混合冷媒伝熱性能評価装置の開発











素線径0.08mmのK型熱電対
を直接伝熱面へスポット溶接
（測定誤差±0.05K以内）

各テーマの実施内容および成果と意義

(ii)実験データ取得及び評価～膨張弁の実験データと妥当性検証

本研究では，ヒートポンプの，起動や停止，断続運転などの複雑な運転条件を含めた条件下で，制御検討などが可能な数理モデルの構築

Inlet pressure	kPa	3000
Inlet subcool	K	3
Outlet pressure	kPa	1200 – 2800
Valve opening	%	14, 20, 30

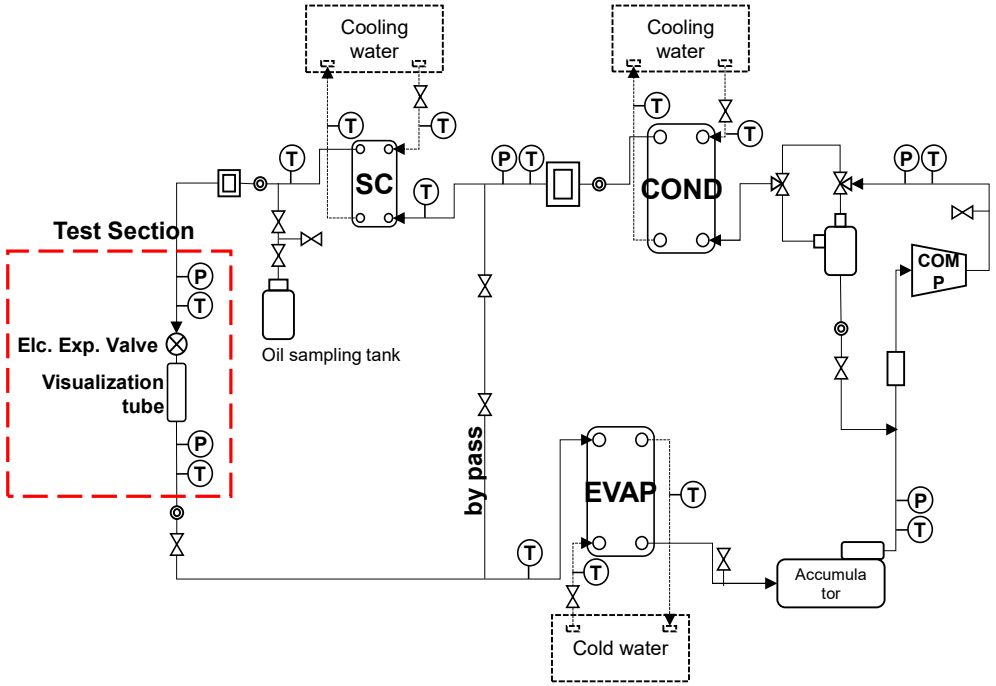
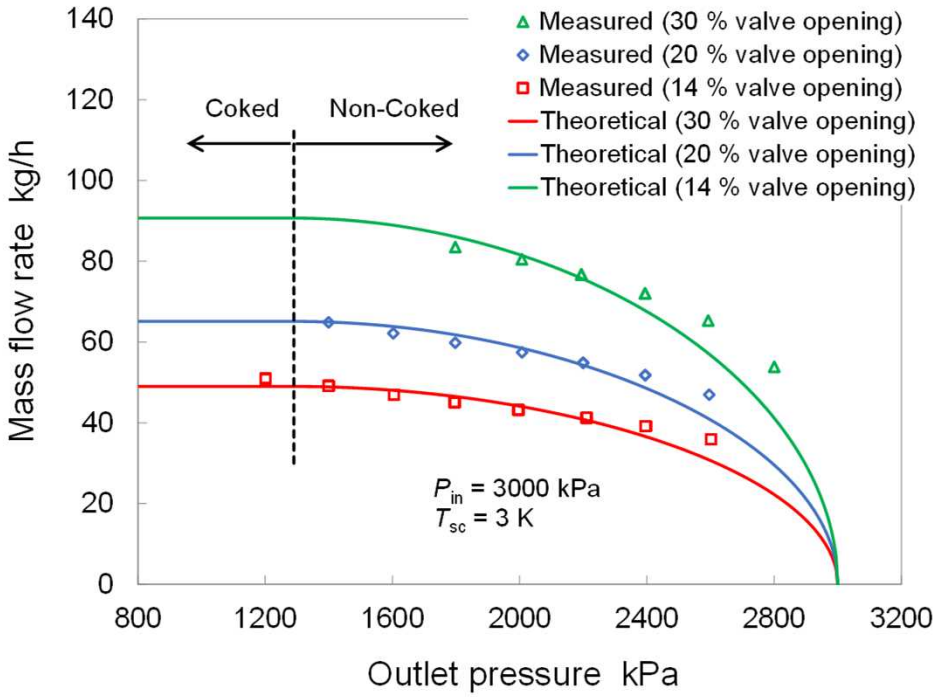


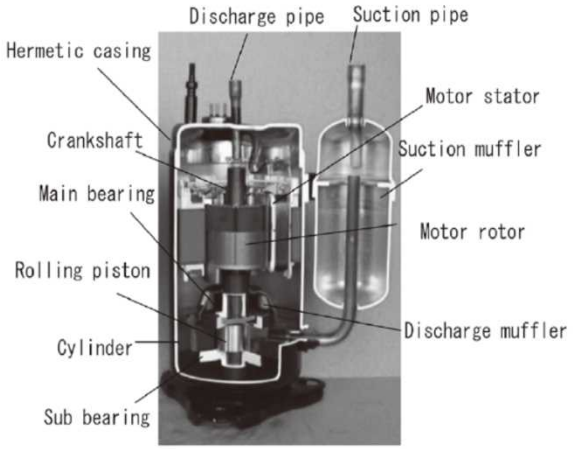
図　実験装置のフロー



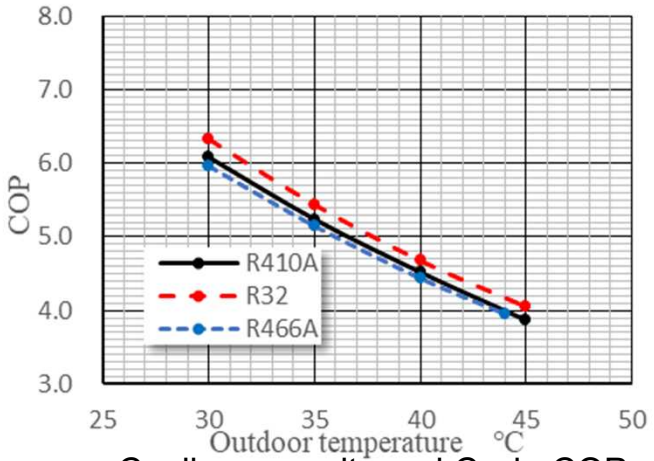
各テーマの実施内容および成果と意義

(ii)実験データ取得及び評価～圧縮機の実験データと妥当性検証

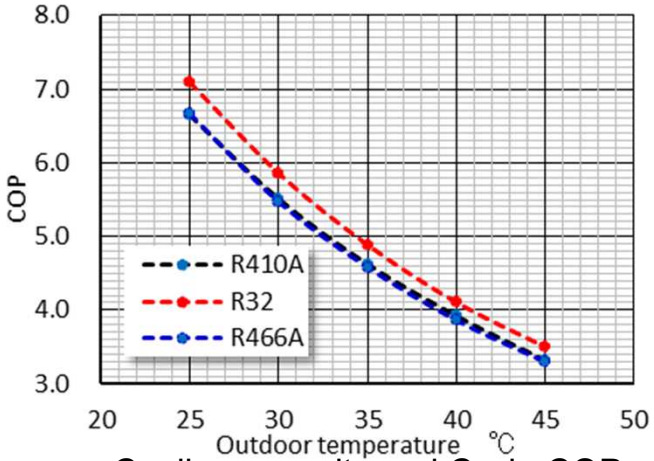
Scroll compressor



Rotary compressor



Cooling capacity and Cycle COP
(Scroll Compressor)



Cooling capacity and Cycle COP
(Rotary Compressor)

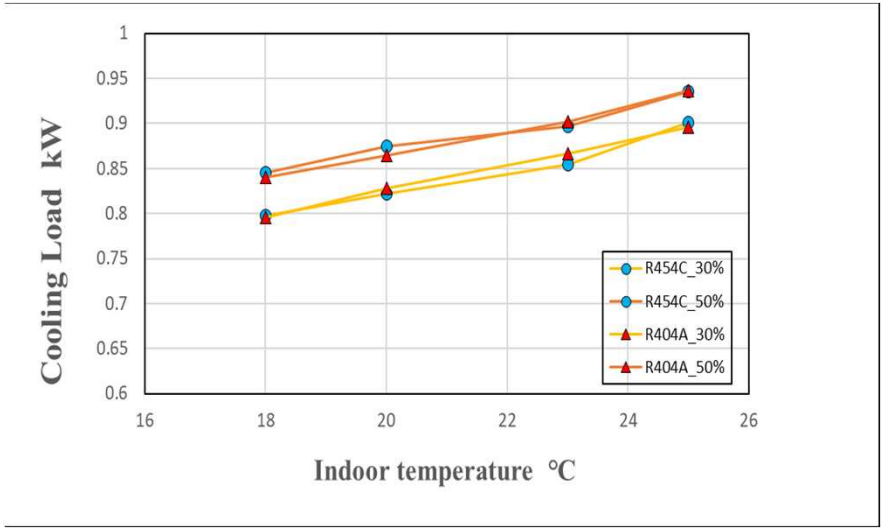
[実験データによる評価]
R410A、R32を用いた実験を行いシミュレーションモデルの妥当性を検証し、より実際に近い冷媒の性状を踏まえたサイクル特性評価を可能とした。

冷凍冷蔵分野への展開が期待できる

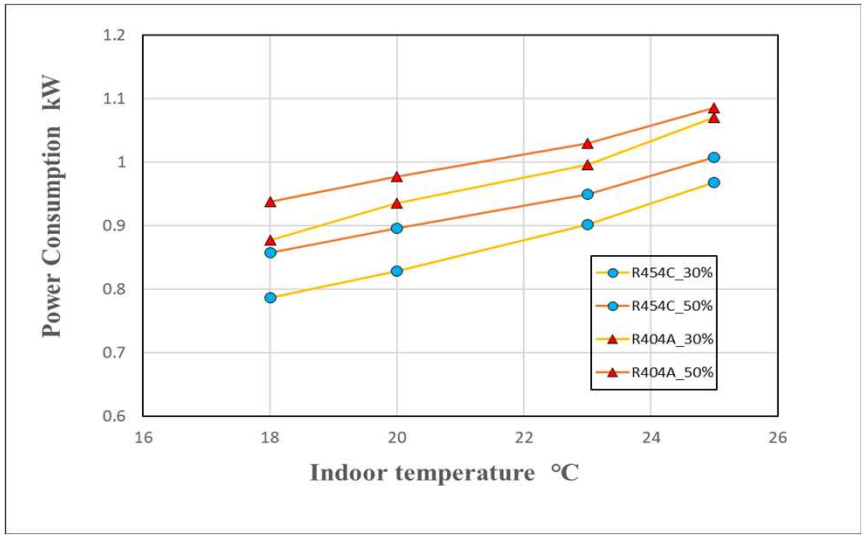
各テーマの実施内容および成果と意義

(ii)実験データ取得及び評価～次世代冷媒導入機の性能試験(ショーケース)

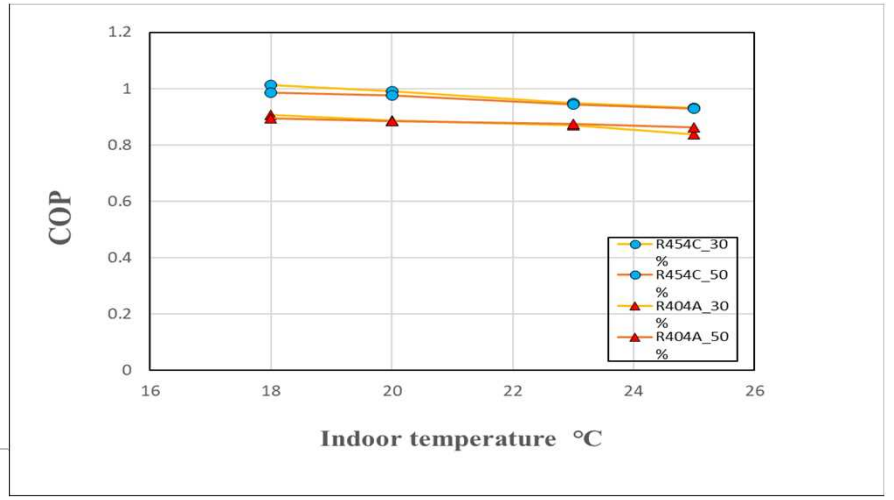
冷凍負荷(R404A, R454C)



消費電力量(R404A, R454C)



COP(R404A, R454C)



試験条件

試験室周囲温度：18～25°C
庫内温度：-18°C

資料6-1.4

プロジェクトの詳細（公開）

研究開発項目②
「次世代冷媒の安全性・リスク評価手法の開発」

2018年度～2022年度　5年間

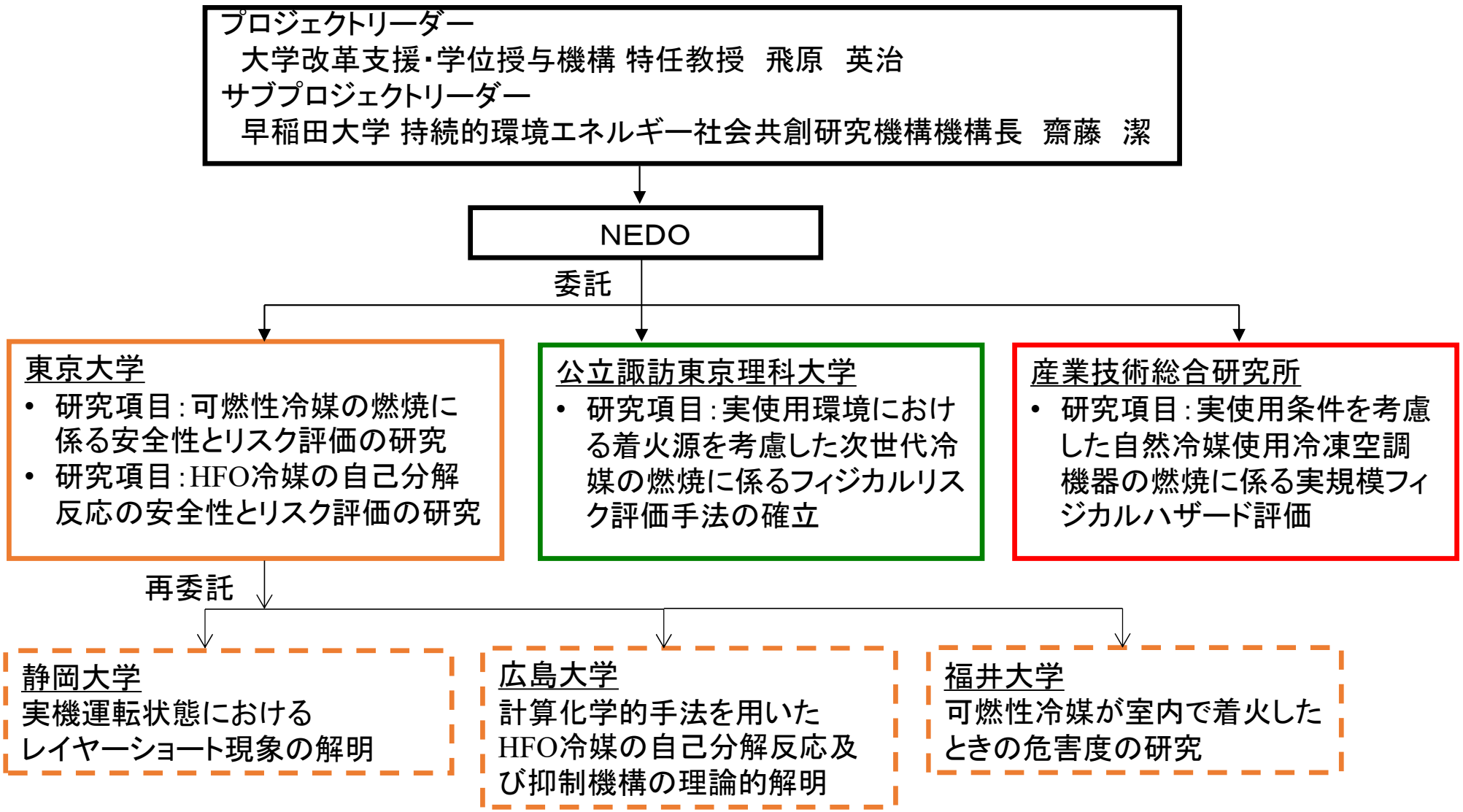
国立大学法人　東京大学

【再委託先】
国立大学法人　静岡大学
国立大学法人　広島大学
国立大学法人　福井大学

公立大学法人 公立諏訪東京理科大学

国立研究開発法人 産業技術総合研究所

実施体制


プロジェクトリーダー
大学改革支援・学位授与機構 特任教授　飛原　英治
サブプロジェクトリーダー
早稲田大学 持続的環境エネルギー社会共創研究機構機構長　齋藤　潔
NEDO
委託
東京大学
• 研究項目：可燃性冷媒の燃焼に係る安全性とリスク評価の研究
• 研究項目：HFO冷媒の自己分解反応の安全性とリスク評価の研究
公立諏訪東京理科大学
• 研究項目：実使用環境における着火源を考慮した次世代冷媒の燃焼に係るフィジカルリスク評価手法の確立
産業技術総合研究所
• 研究項目：実使用条件を考慮した自然冷媒使用冷凍空調機器の燃焼に係る実規模フィジカルハザード評価
再委託
静岡大学
実機運転状態における
レイヤーショート現象の解明
広島大学
計算化学的手法を用いた
HFO冷媒の自己分解反応及び抑制機構の理論的解明
福井大学
可燃性冷媒が室内で着火したときの危害度の研究

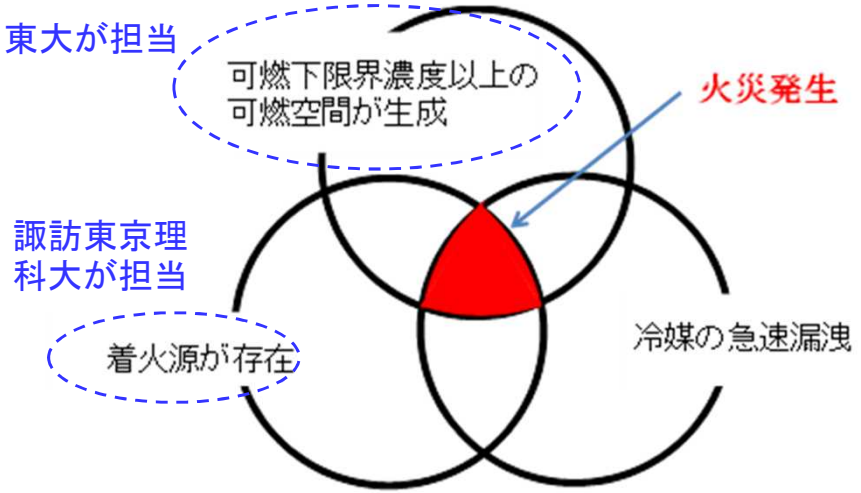
社会実装（実用化・規格化等）の目標の設定及び根拠

【強燃性冷媒のリスク評価の目標】

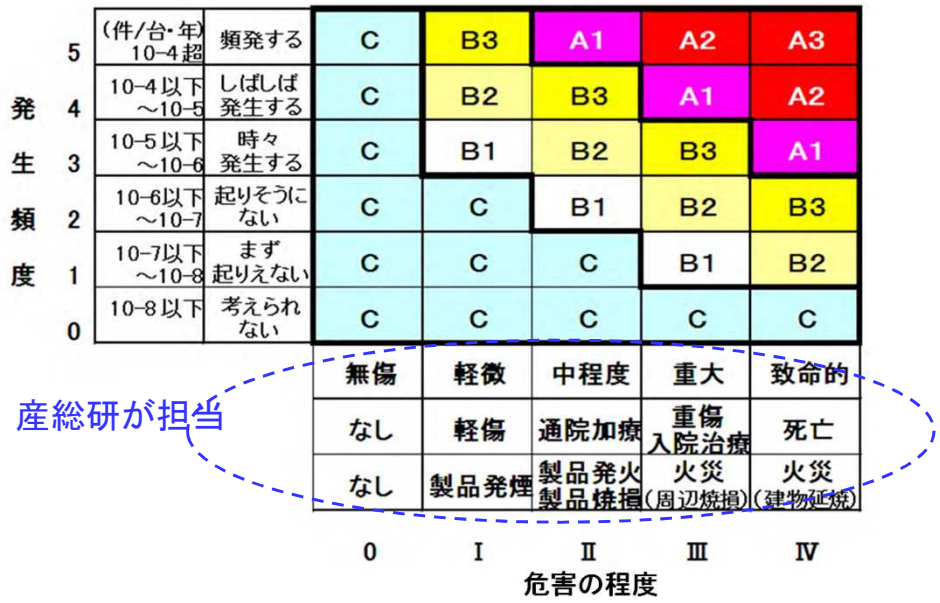
3機関連携による強燃性冷媒（R290）の燃焼事故に関するリスク評価研究

実用化・規格化のために対象とする国際規格、国内規格

- ルームエアコン：IEC 60335-2-40、冷凍冷蔵機器：IEC 60335-2-89
- 冷媒の安定性（自己分解反応）：ISO 817
- ルームエアコンの性能評価法：JIS C 9612



R290が室内に漏洩したときの火災事故が発生する要因



R290が室内に漏洩したときの火災リスクマップ

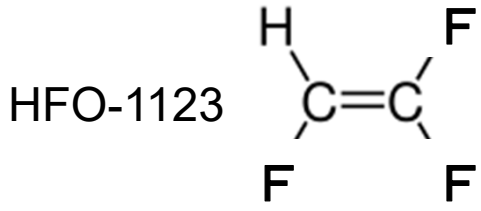
社会実装（実用化・規格化等）の目標の設定及び根拠

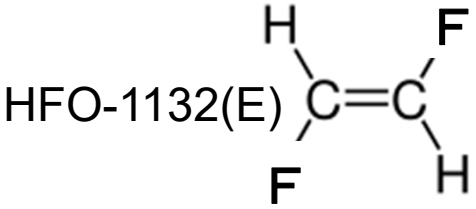
国産冷媒の開発のための安全性評価手法の研究

- 新規開発されたルームエアコン用冷媒HFO−1123、HFO−1132(E)は有望な国産冷媒
- 高温，高圧条件で放電が起これば，自己分解反応（不均化反応）を起こし，事故を引き起こす⇒自己分解反応を抑制する手法の開発が必須

新規冷媒を用いたルームエアコンの性能評価法の研究

- JISで採用されている性能評価法が国際的に批判されている。
- 使用実態に近い性能評価法を提案する必要がある。





HFO-1123の自己分解反応

$$2CF_2 = CHF \rightarrow CF_4 + 3C + 2HF + 500kJ$$

テーマ毎の目標と根拠

	最終目標（2023年3月）	根　拠
①	可燃性冷媒の燃焼に係る安全性とリスク評価の研究（東京大学）	
	1）可燃性冷媒漏洩時の可燃域生成規模の評価 2）可燃性冷媒が室内で着火したときの危害度の評価 3）ポンプダウン時のディーゼル爆発の抑制手法の評価	1）強燃性冷媒の用途として想定される、ルームエアコンや業務用冷凍冷蔵機器から漏洩が生じたときの可燃域の生成の可能性を定量的に評価する必要がある。 2）強燃性冷媒が室内に漏洩して燃焼するときの危害度が燃焼空間の大きさにより影響を受けるか、実験容器のサイズでの結果が適用できるかの検討を要する。 3）強燃性冷媒をルームエアコンに充填すると、移設や回収に必要なポンプダウンの作業時にディーゼル爆発が起こりやすくなるのではないかという懸念がある。
②	実使用環境における着火源を考慮した次世代冷媒の燃焼に係るフィジカルリスク評価手法の確立（公立諏訪東京理科大学）	
	1）着火源を分類し，分類カテゴリーごとに着火源モデルを構築する 2）次世代冷媒のフィジカルリスク評価のための着火源評価手法を完成させ，国際会議・論文等で発信する	次世代冷媒使用にあたっての実用的な安全基準（業界規格等）の策定に資するデータや評価結果を提供することを目指した。このためには実際の事故シナリオに基づく幅広い着火源の着火性評価手法の確立が必要であることから，まずはこれらの着火源を着火類型ごとに分類することとした（左記目標の1））。これをもとに，主として実験によりデータを蓄積することで，評価手法の説得力を担保することとした。得られた成果は査読付きの国際論文や国際会議で発表することにより，アウトプット目標の達成を目指した（左記目標の2））。
③	実使用条件を考慮した自然冷媒使用冷凍空調機器の燃焼に係る実規模フィジカルハザード評価（産業技術総合研究所）	
	1)評価実験の漏洩条件をモデル化。2)実在の機器類の点火能評価。3) 4)小流量/急速漏洩の危害度評価を行う。	1)実使用条件に近い、実際に事故として起こり得る漏洩条件で適切に危害度評価を行う。2)漏洩着火事故リスク評価に必要な頻度評価の一部として、実在の機器類が着火源となり得るかを評価する。3) 4)実際に起こり得る事故の危害度を評価し、リスク評価と共に、安全対策の有効性を確認して、より安全な普及に資する。

テーマ毎の目標と根拠

	最終目標（2023年3月）	根　拠
④	HFO冷媒の自己分解反応の安全性とリスク評価の研究（東京大学）	
	1）HFO冷媒の自己分解反応の安全評価 2）冷媒圧縮機におけるレイヤーショートの要因および放電パターンの解明 3）計算化学的手法を用いたHFO冷媒の自己分解反応及び抑制機構の理論的解明	1）HFO1123などは次世代国産冷媒として期待されているが、自己分解性をもっている。抑制技術を確立することが安全性と実用化にとって必須である。 2）急激な自己分解反応は、圧縮機の故障により内部の圧力と温度が上昇した際に、圧縮機内部の電気系がショートすることで発生する。リスク評価には、圧縮機内でのショートがもたらすエネルギー量と発生確率を知る必要がある。 3）自己分解反応の抑制手法として他の冷媒との混合が必要であるが、抑制メカニズムの解明による効果的な組成の探索のため、計算化学の手法が有効である。
⑤	空調機の新性能評価法の開発（東京大学）	
	1）空気エンタルピー式試験室で負荷試験法を実現する 2）静的負荷試験法の精度を確認する 3）動的負荷試験法の問題点を抽出する	1）エアコン機器メーカーなどに広く普及しているエアコンの性能試験室は空気エンタルピー式であり、負荷試験をするのに適していない。試験室の運用ソフトを改良することによって、負荷試験が実施できることを示すことは重要である。 2）静的負荷試験の精度を試験室の大きさが異なる2機関の試験室を使って検証する。このことによって、負荷試験法の汎用性を確認することができる。 3）ドイツのBAMなどが提案している動的負荷試験法の課題を抽出することは重要である。

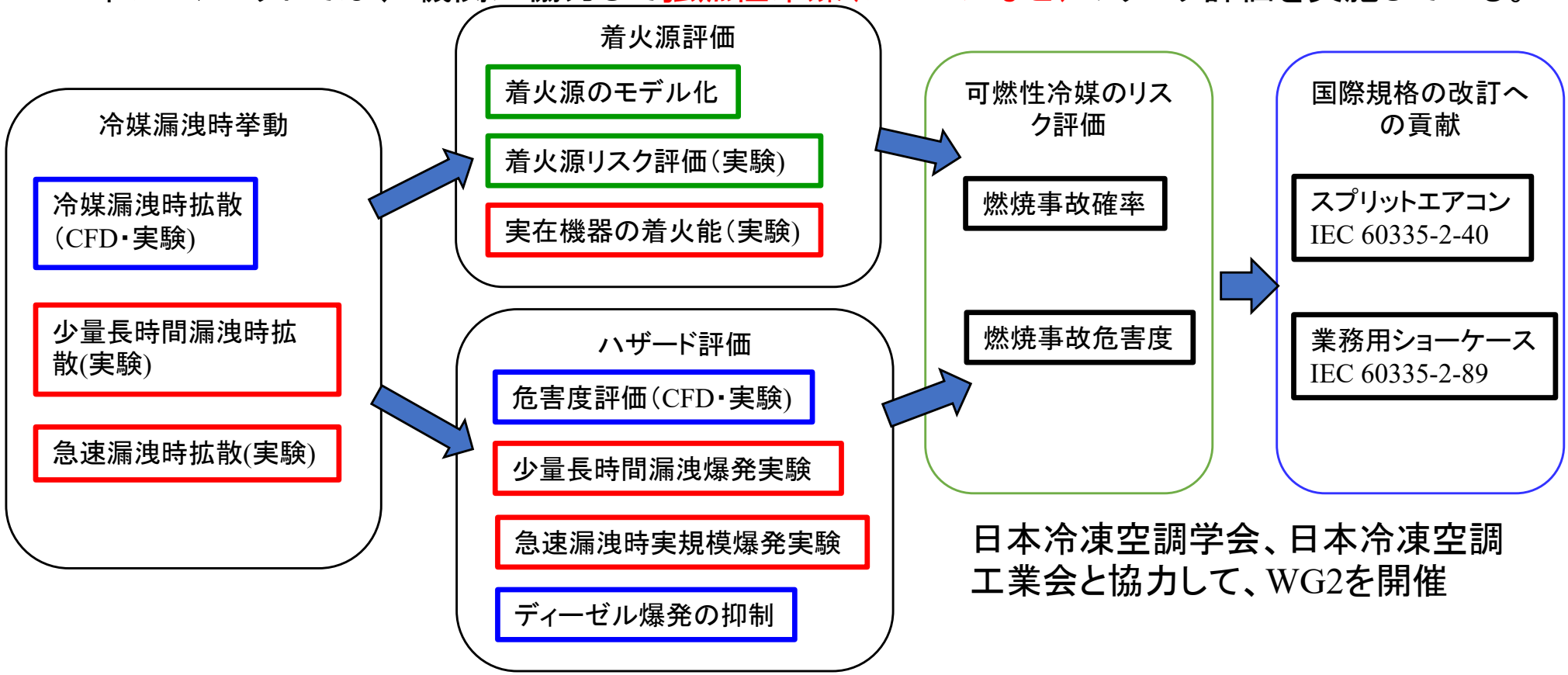
社会的影響等を踏まえたアウトプット指標・目標値の見直し

- **2022年10月：研究加速のため、項目④のラボ実験の成果を実機で検証する研究を追加した。**
- **2021年1月：NEDOプロ全体の加速のため、項目⑤の研究開発を追加した。**

目標達成に必要な要素技術

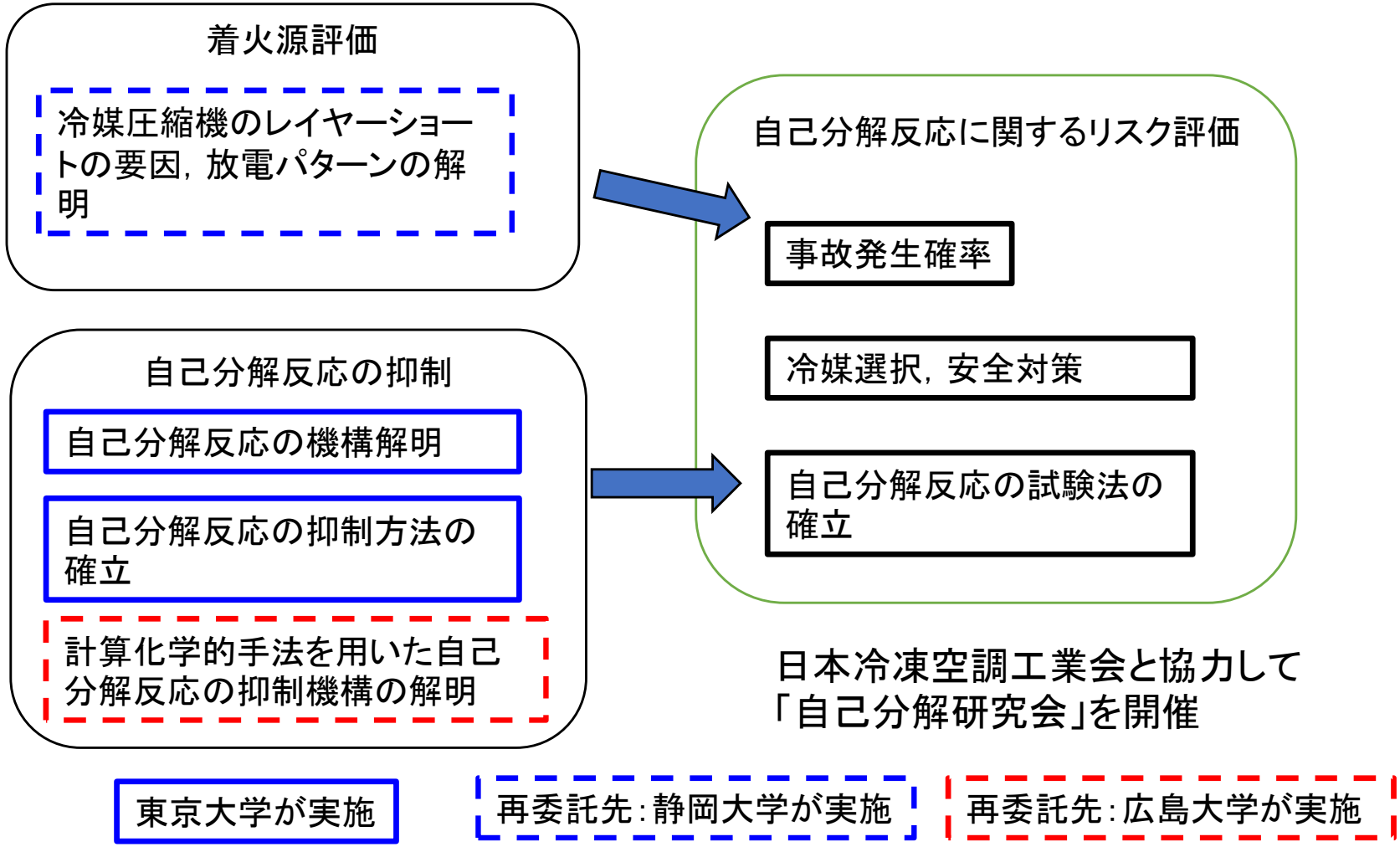
冷媒燃焼時のリスク評価の概要

- 前プロジェクトで微燃性冷媒のリスク評価を実施し、国際規格、国内法規、業界規格の改訂に貢献した。
- 本プロジェクトでは、3機関が協力して強燃性冷媒（プロパンなど）のリスク評価を実施している。



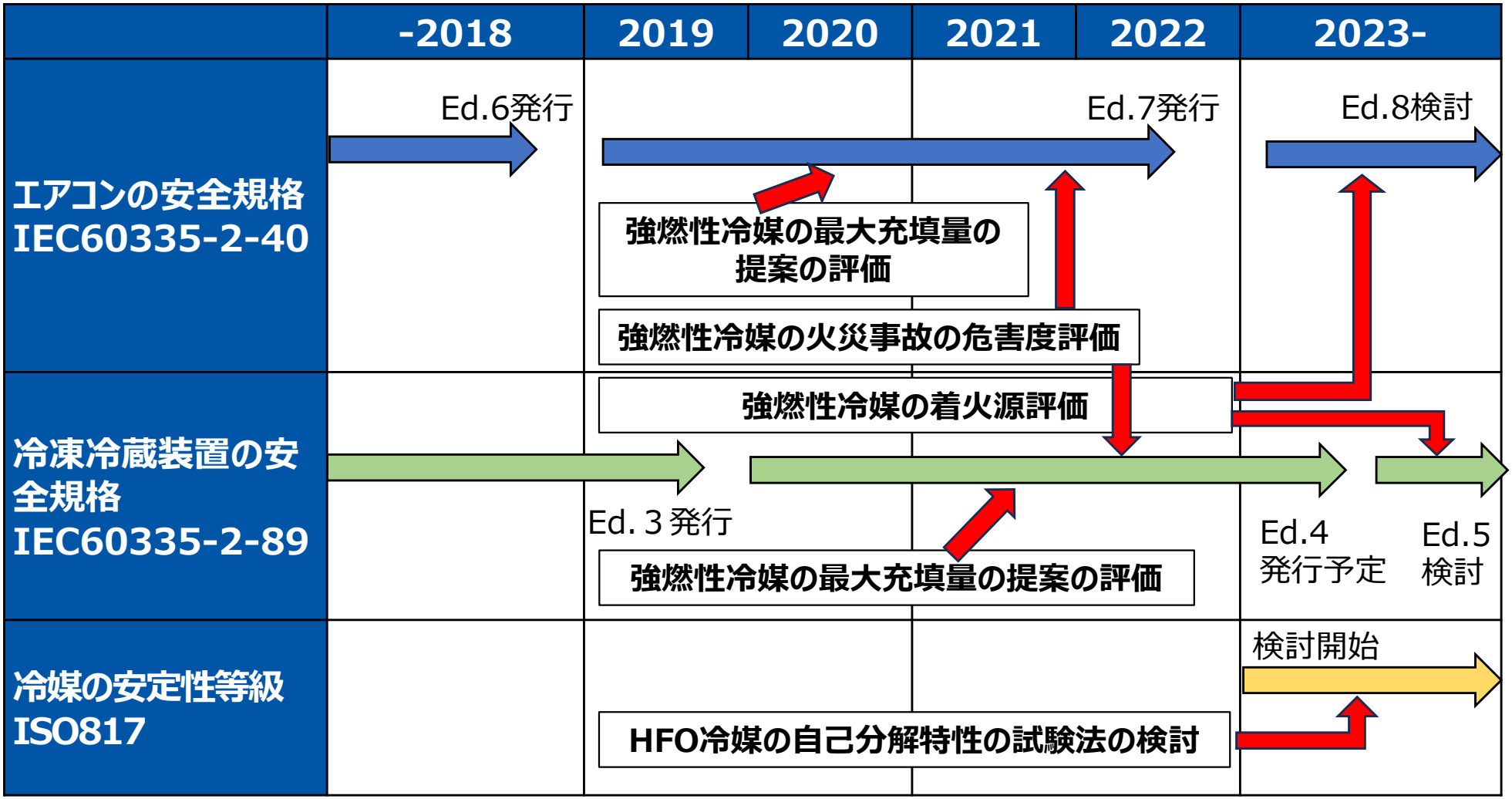
目標達成に必要な要素技術

HFO冷媒の自己分解反応のリスク評価の概要



アウトカム目標達成に向けた戦略・具体的取組（研②）

■ 冷凍空調システムの安全基準(ISO5149)、エアコン・冷凍装置の安全基準（IEC60335-2-40, 89)、冷媒の安定性等級(ISO817、ANSI/ASHRAE Standard34)への提案・実装を目指す。



テーマ毎の目標達成状況

	最終目標（2023年3月）	成果	達成度	達成の根拠と課題
①	可燃性冷媒の燃焼に係る安全性とリスク評価の研究（東京大学）			
	・可燃性冷媒漏洩時の可燃域生成規模の評価 ・可燃性冷媒が室内で着火したときの危害度の評価 ・ポンプダウン時のディーゼル爆発の抑制手法の評価	・RAC等でのR290の新IEC規格の安全規制が適正であると検証した。 ・空間や乱流燃焼遷移がKG値に影響を与えることを明らかにした。 ・R290はディーゼル爆発を起こしにくいことを明らかにした。	○ 2023年3月に達成	・日本冷凍空調工業会のWGと協力をしながら、リスク評価を実施し、IEC規格等の改訂に協力した。 ・R290はディーゼル爆発を起こしにくいことを明らかにし、このことはIEC規格に反映された。
②	実使用環境における着火源を考慮した次世代冷媒の燃焼に係るフィジカルリスク評価手法の確立（公立諏訪東京理科大学）			
	・着火源を分類し，分類カテゴリーごとに着火源モデルを構築する ・次世代冷媒のフィジカルリスク評価のための着火源評価手法を完成させ，国際会議・論文・成果報告書等で発信する	・日冷工のリスク評価と連携して，着火源の分類を完了 ・リレー接点，スイッチ押下，コンセント抜き差し，静電気などの電気系着火源，熱面・たばこなどの熱系着火源，レーザー着火源の着火性を評価し国際論文で発表	○ 2023年3月に達成	・分類したそれぞれの着火類型における着火性評価を行い，調査委員会報告書にまとめて公表した。 ・査読付き論文8報，学会発表26件などにより成果発信できた。 ・研究成果が日冷工規格に反映された。
③	実使用条件を考慮した自然冷媒使用冷凍空調機器の燃焼に係る実規模フィジカルハザード評価（産業技術総合研究所）			
	・評価実験の漏洩条件をモデル化。・実在の機器類の点火能評価。・小流量/急速漏洩の危害度評価を行う。	・過去の漏洩事故事例等から漏洩条件を決定。・電気機器12種、石油ヒータ1種の点火能を評価。・R290、R32、R1234yfについて、実規模の漏洩着火事故実験で危害度を評価	○ 2023年3月に達成	・日冷工のWGと協力をしながら、リスク評価を実施し、IEC規格等の改訂。・現在単体で用いられている微燃性HFC冷媒の室内漏洩事故では着火が起こりにくいことが示された。

テーマ毎の目標達成状況

	最終目標（2023年3月）	成果	達成度	達成の根拠と課題
④	HFO冷媒の自己分解反応の安全性とリスク評価の研究（東京大学）			
	・HFO冷媒の自己分解反応の安全評価 ・冷媒圧縮機におけるレイヤーショートの要因および放電パターンの解明 ・計算化学的手法を用いたHFO冷媒の自己分解反応及び抑制機構の理論的解明	・各種の混合組成で自己分解反応の評価を行い、多数の混合組成による抑制効果を示した ・実機試験においても同様の抑制効果が得られることを示した ・圧縮機内のレイヤーショート時の発生エネルギーなどを評価し、放電パターンから危険なショートが発生する部位を明らかにした ・HFO1123の自己分解反応を抑制にはプロパンが有効であると提案した	○ 2023年3月に達成	・自己分解研究会を組織し、本事業で得られた知見を関係者に提供すると共に、リスク評価を開始することができた。 ・次世代国産冷媒として期待されているHFO1123混合冷媒の自己分解反応を抑制する手法が明らかになった。 ・
⑤	空調機の新性能評価法の開発（東京大学）			
	①空気エンタルピー式試験室で負荷試験法を実現する ②静的負荷試験法の精度を確認する ③動的負荷試験法の問題点を抽出する	①東大の空気エンタルピー式環境試験室で負荷試験を実施するために、模擬居室を想定したソフトウェアを開発した。 ②日本空調冷凍研究所と東大の試験室で同型のエアコンの静的負荷試験を実施し、両者の精度が高いことを確認した。 ③動的負荷試験の精度は問題があることを明らかにした。	○ 2023年3月に達成	・ルームエアコンのJISの改訂や国際規格の改訂に情報提供できると思われる。

- **東京大学の実施内容および成果と意義**
- 公立諏訪東京理科大学の実施内容および成果と意義
- 産業技術総合研究所の実施内容および成果と意義

東京大学の実施内容および成果と意義

可燃性冷媒漏洩時のリスクの研究

研究目的

次世代冷媒として期待されているR290の室内漏洩時のリスク評価

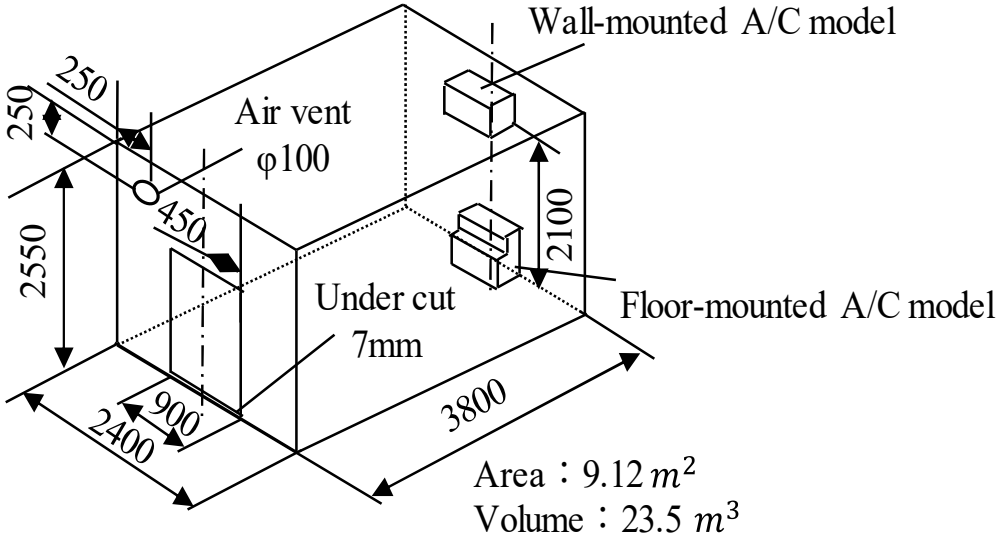
— 家庭用エアコン(IEC 60335-2-40)

— 業務用ショーケース (IEC 60335-2-89)

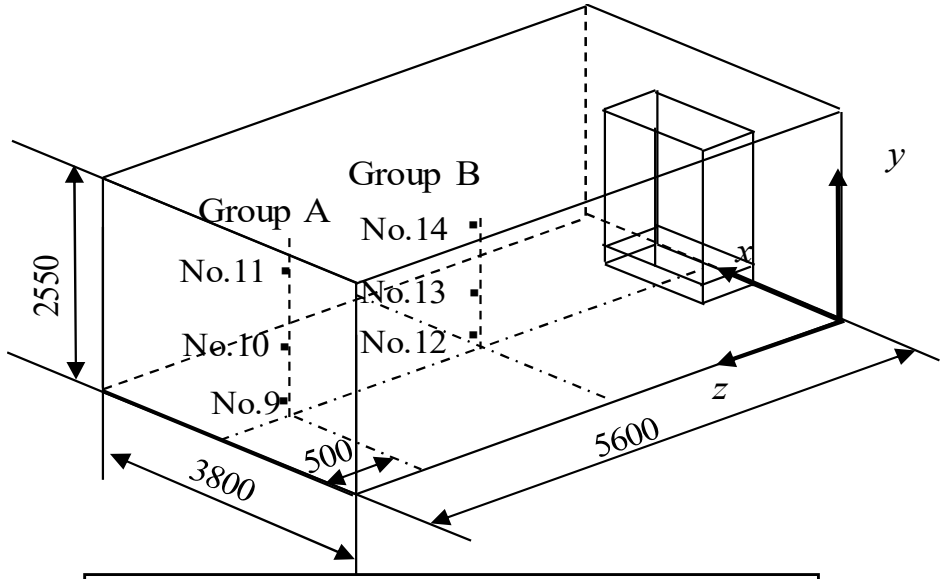
研究手法

－実験装置を製作し、実験結果を使って、シミュレーショデルの妥当性を担保

－シミュレーションを使って、国際規格の室内機ファンの効果を検証



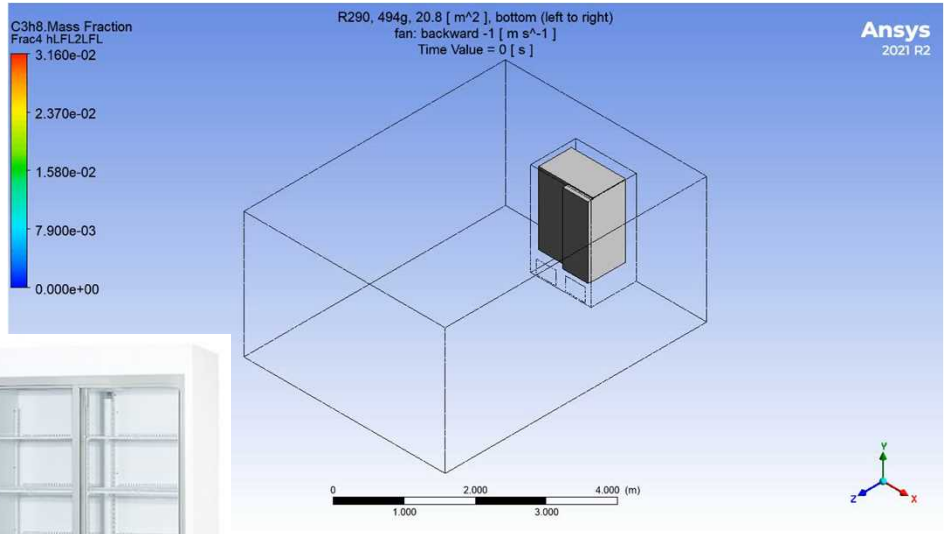
ルームエアコン室内機からの漏洩



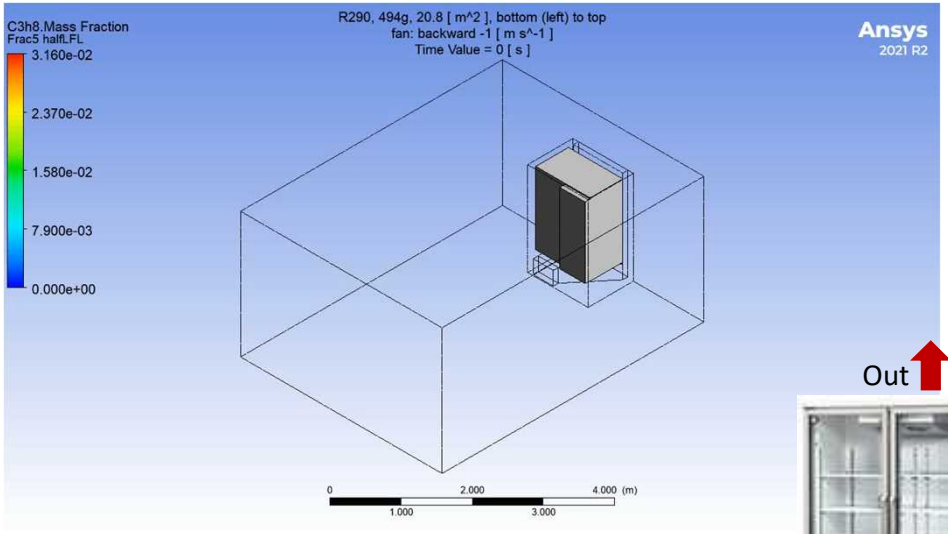
業務用ショーケースからの漏洩

東京大学の実施内容および成果と意義

リーチインショーケースからの漏洩解析例と成果のまとめ



前方吸い込み前方吹き出し



前方吸い込み後方上部吹き出し

成果のまとめ

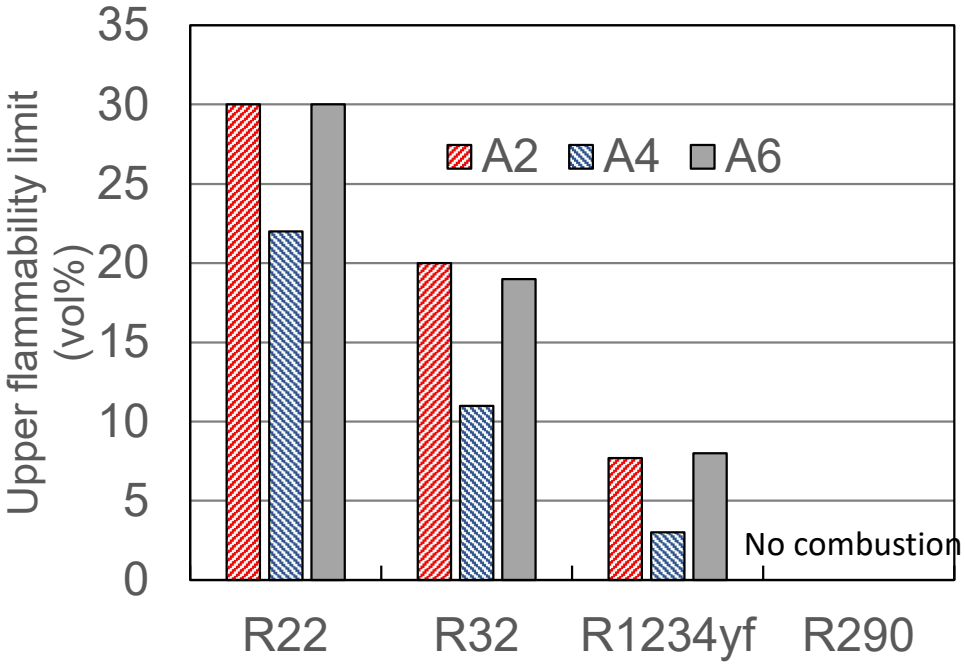
1. 家庭用エアコン(IEC 60335-2-40)について、壁掛け式室内機、床置き式室内機ともに、漏洩後の室内機の撹拌風量について、規格の最小風量以上の風速があれば、漏洩終了直後に可燃域を消滅させることができることを確認できた。
2. 業務用ショーケース (IEC 60335-2-89)について、冷媒最大充填量を改訂案（旧規格の2倍）にしても、可燃域消滅までの時間はあまり変わらず、危険が増えるとは限らないことが確認できた。なお、凝縮器を上部に設置するタイプは危険なので、推奨できない。

東京大学の実施内容および成果と意義

エアコンポンプダウン時のディーゼル爆発の抑制

目的：スプリットエアコンのポンプダウン時のディーゼル爆発の発生の抑制を目的として，POE潤滑油へ添加剤を添加したとき、添加剤の種類の影響を調べる。冷媒の種類に対する抑制効果の違いを明らかにするために、冷媒としてR22、R32、R1234yf、R290を用いて実験する。

添加剤	燃焼、圧力に対する影響	メカニズム
A2：エポキシ系安定化剤	圧力上昇の抑制	フッ化水素の捕捉による圧力上昇の抑制
A4：アミン系酸化防止剤	燃焼の抑制	ラジカルの捕捉による酸素遮断効果
A6：エポキシ系安定化剤	圧力上昇の抑制	フッ化水素の捕捉による圧力上昇の抑制



成果のまとめ

燃焼抑制効果は添加剤と冷媒の組み合わせで異なる．2021年度の成果として添加剤A2は1wt%で多くの冷媒に対し最も大きく抑制効果を示したが，2022年度の成果として**添加剤A4はA2の燃焼範囲を大幅に縮小した．**　特にR290，R1234yfにおいて燃焼範囲を著しく縮小した．

東京大学の実施内容および成果と意義

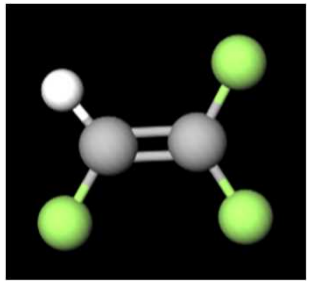
HFO冷媒の自己分解反応の安全評価

目的：HFO-1123（AGCが開発）の実用化のために、実用上の最悪条件でも自己分解反応を抑制する混合冷媒を探索する。

成果

- 最高初期圧力4.2MPaまで使用可能なように圧力容器を改修して、狭い流路や小空間体積による反応抑制効果を検討。
- 最高初期圧力6.5MPaまで使用可能な圧力容器を製作。実用上の最悪条件での実験が可能になった。
- R290（プロパン）の添加は，大きな反応抑制効果があることが判明した。
- 2022年1月に実規模実証試験を実施し、実験室の小規模装置の結果と実際の圧縮機を使った試験結果が一致することを確認した。
- 混合冷媒の燃焼性の評価を実施した。
- A2LになるGWP≦150の混合冷媒の抑制性能の評価を実施した。
- 不均化反応に対する放電エネルギーの影響の評価を実施した。
- 不均化反応に関するリスク評価の推進。
- 2022年11月に2回目の実規模実証試験を実施した。

化学式　HFO-1123：C_2HF_3



自己分解反応（不均化反応）

$$CF_2=CHF \rightarrow \frac{1}{2}CF_4+\frac{3}{2}C+HF+250kJ$$

実用上の最悪条件
1. 温度：150℃
2. 圧力：6MPa
3. 放電エネルギー：20J

東京大学の実施内容および成果と意義

国際規格化に向けた自己分解反応試験法の検討

ISO817で自己分解反応特性を考慮するための試験法の検討

- 影響するパラメータ
  - 圧力
  - 温度
  - 投入エネルギー量
  - 放電方式
  - 電気エネルギーの性質（AC/DC、電圧、電源の種類など）
- 提案されている試験法
  - 東大方式（電極接触式）
  - AGC方式（電極接触式）
  - ダイキン方式（電極非接触式）

成果

- HFO1123とR1132(E)について、試験方式の比較を行った。試験法により結果に大きな違いはないことが推測されたが、国際規格化するには、試験の再現性や精度など、もっと検討が必要があるとの結論が得られた。

東京大学の実施内容および成果と意義

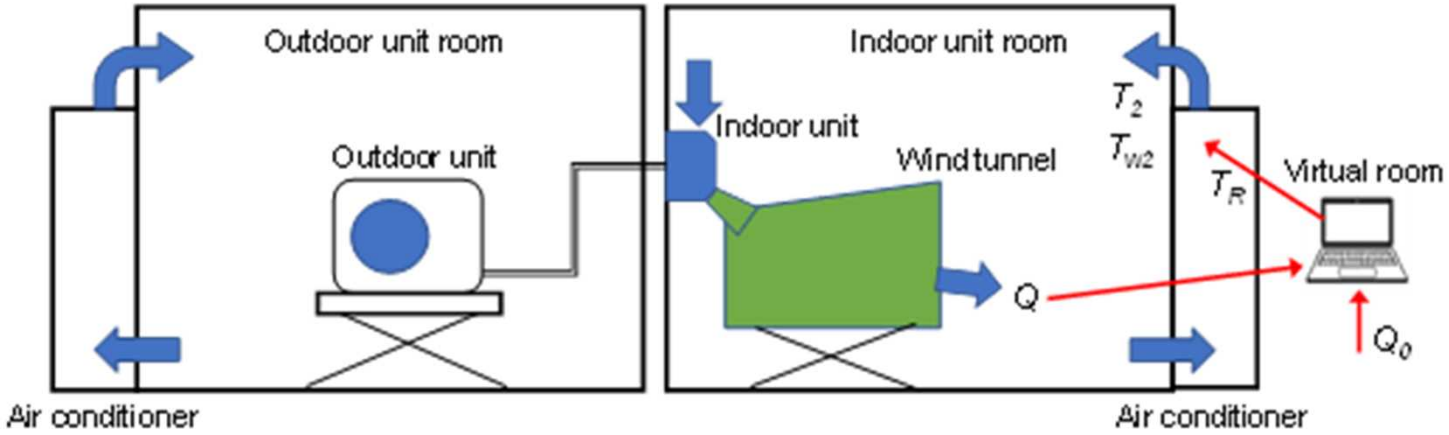
空調機の新性能評価法の開発

目的：次世代冷媒を用いたルームエアコンの性能を適切に評価する方法を開発する。

実施内容：東京大学の環境試験室で空気エンタルピー式運転を行い，ルームエアコンの性能試験を負荷試験法にて行う。

研究項目

1） 空気エンタルピー式環境試験室で，負荷試験（室内温度を一定に保ったうえで、外気温度と負荷率を設定した試験）を実施する手法の確立
2） 静的な負荷試験を行い，断続運転をする条件での測定精度、不確かさの検討．着霜・除霜運転をする条件での測定精度の検討
3） 動的な負荷試験を行い，その実現可能性を検討する

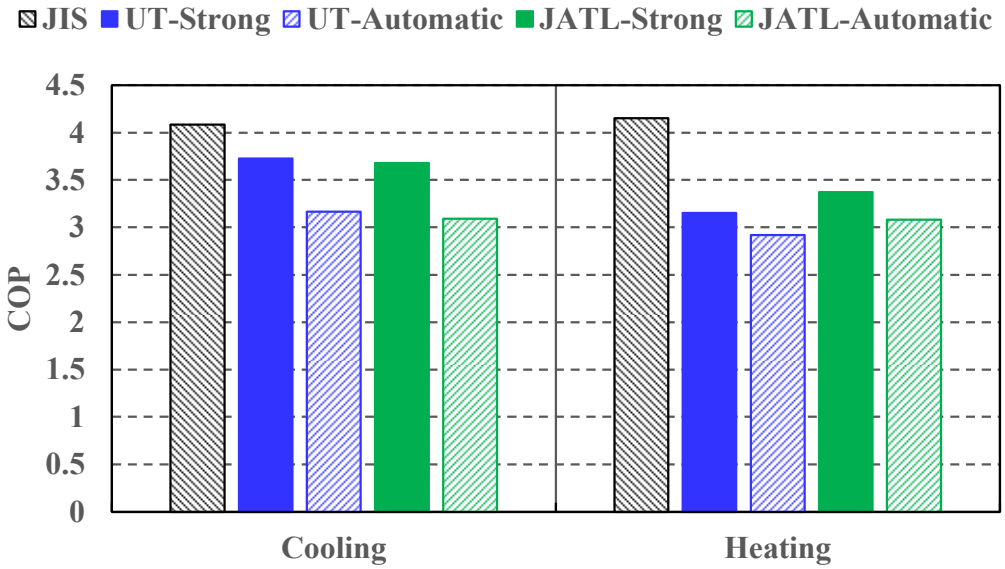


室外側試験室内部　　室内側試験室　受風室

東京大学の実施内容および成果と意義

空調機の新性能評価法の開発のまとめ

1. 東大 では、既存の空気エンタルピー式試験室を改良し、負荷試験ができるように変更し、運転ソフトを開発した。仮想部屋にエアコンが設置されていることを想定し、負荷を固定できるようにした。定格冷房能力2.8kWのエアコンの負荷試験を行い、仮想部屋の熱容量の与え方について検討した。
2. 従来の圧縮機回転数固定の試験と負荷試験の結果を比較すると、差がある場合があった。
3. 東大の負荷試験結果を日空研で実施された熱バランス式試験結果を比較すると、COPには大きな差異がないことが明らかになった。



定格暖房負荷における東大と日空研の試験結果（COP)の比較

- 東京大学の実施内容および成果と意義
- 公立諏訪東京理科大学の実施内容および成果と意義
- 産業技術総合研究所の実施内容および成果と意義

■公立諏訪東京理科大学の実施内容および成果と意義

III. 研究開発成果

(1)機器使用時に問題となる着火源のスクリーニングと着火源モデルの構築

➢NEDO調査委員会WG2に出席，進捗報告及び意見交換を実施
⇒着火源を抽出，電気系・高温熱源系・レーザーに大分類

(2)各種着火源による次世代冷媒のリスク評価

①電気系着火源の着火性評価

1)リレー接点でのアーク放電による着火性
2)スイッチのON/OFFによる着火性評価
3)人的操作(コンセント抜き差し)による着火性評価
4)静電気による着火危険性評価

②高温熱面・熱線による着火性評価

③レーザーによる着火性評価

■公立諏訪東京理科大学の実施内容および成果と意義

(1)機器使用時に問題となる着火源のスクリーニングと着火源モデルの構築

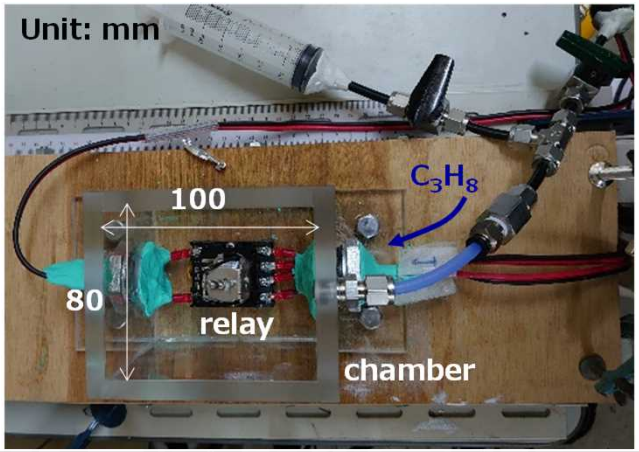
大分類	中分類	小分類
電気系着火源	有接点リレー	冷蔵庫、洗濯機、ドライヤー、炊飯器、電子レンジ、除湿機、掃除機、電気カーペット、オーブンレンジ、扇風機、テレビ、プリンター、エアコン、AV 機器、電話、ファックス
	サーモスタット	冷蔵庫、電気ストーブ、オーブントースター、電気ポット、電気こたつ、アイロン、ドライヤー
	人的操作	プラグ抜き差し、照明スイッチ
	ブラシモータ	掃除機、ドライヤー、電気カミソリ
	帯電	プリンター、静電気放電
高温熱源系着火源		電気ヒーター、ホットプレート、たばこ
裸火		たばこ及びライター、ろうそく
レーザー		プリンター，コピー機など

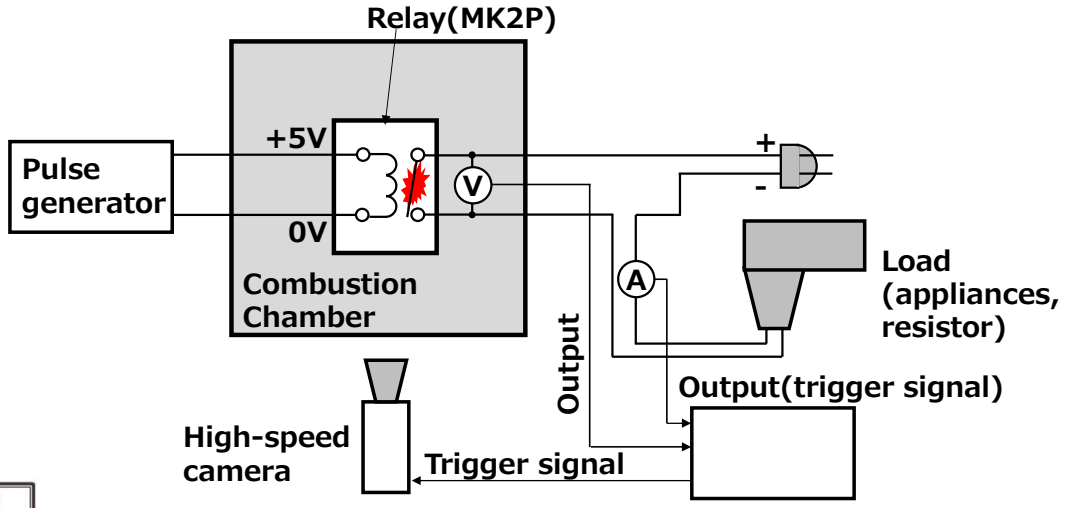
■公立諏訪東京理科大学の実施内容および成果と意義

(2)－①電気系着火源の着火性評価

1)リレー接点でのアーク放電による着火性

リレー開閉時に接点間で生じるアーク放電による着火性について一般的知見を得るために，モデル実験を実施した





負荷	外観	消費電力	実験対象プロパン濃度
ドライヤー (Panasonic, EH101P)		1200W	3.0, 4.0, 5.0, 6.0, 7.0, 8.0, 9.0 vol%
掃除機 (Panasonic, MC-PJ20G-N)		1150W	3.0, 4.0, 5.0 vol%
電動ドライバー (RYOBI, CDD-1021)		160W	3.0, 4.0, 5.0 vol%
扇風機 (YAMAZEN, FY-J301)		40W	3.0, 4.0, 5.0 vol%
可変抵抗器 (山菱電機，RZ-200-3B)		200W	3.0, 4.0, 5.0 vol%
		500W	3.0, 4.0, 5.0, 6.0, 7.0, 8.0, 9.0 vol%
		700W	

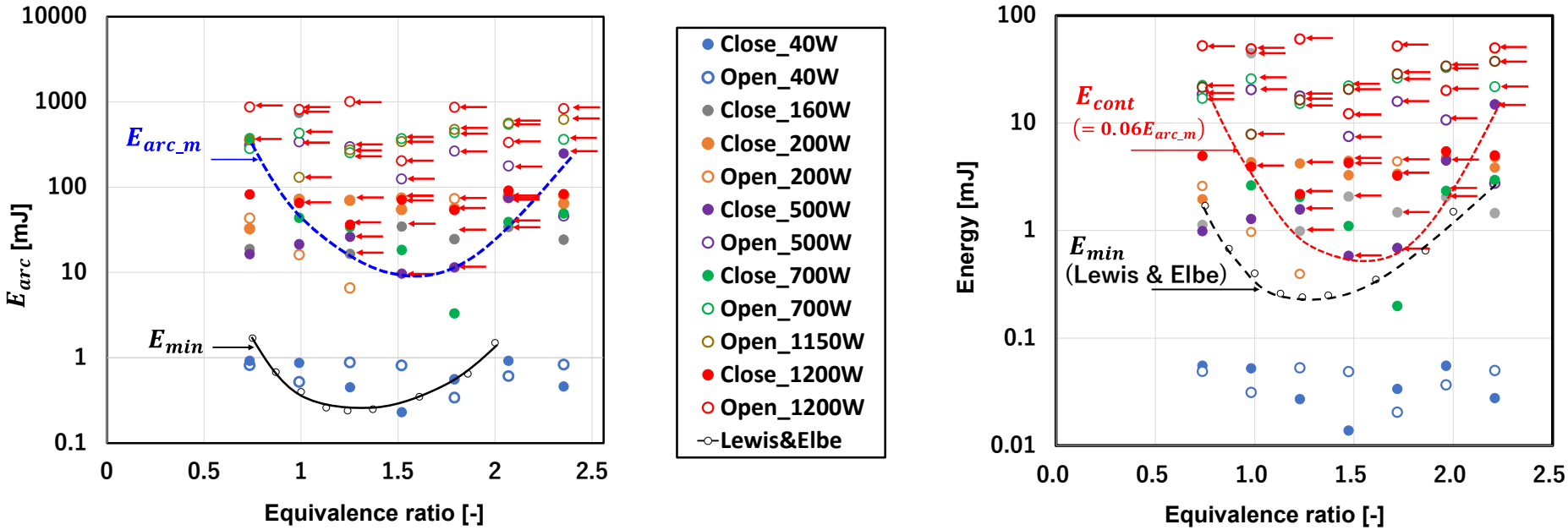
接点開閉回数：最大で60回×3シリーズ

供試リレー：OMRON MK-2P

■公立諏訪東京理科大学の実施内容および成果と意義

(2)－①電気系着火源の着火性評価

1)リレー接点でのアーク放電による着火性：着火エネルギー



接点間のアーク放電エネルギーと当量比の関係

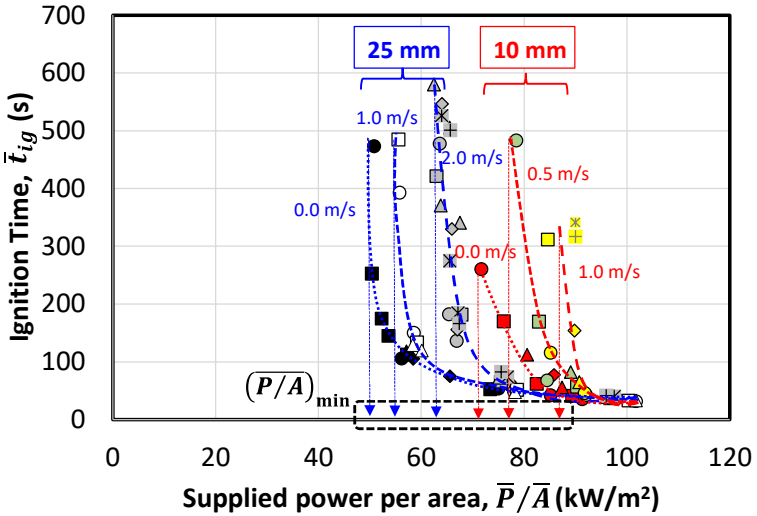
接点間のアーク放電エネルギーの6%と当量比の関係

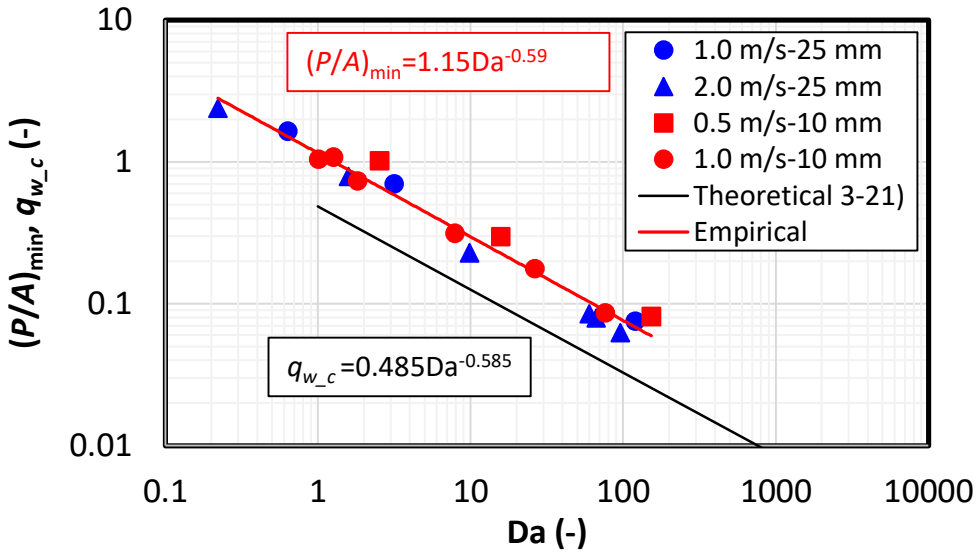
- ✓ アーク放電エネルギーのうち着火に寄与するエネルギーは大きくても6%程度である。

■公立諏訪東京理科大学の実施内容および成果と意義

(2)－②熱系着火源の着火性評価

1)モデル実験による臨界着火条件の究明





- ✓ 流速が大きくなると着火臨界となる熱流束が大きくなる
- ✓ 熱面寸法が小さくなると着火臨界となる熱流束が大きくなる
- ✓ 着火臨界となる熱流束はダムケラー数に依存する

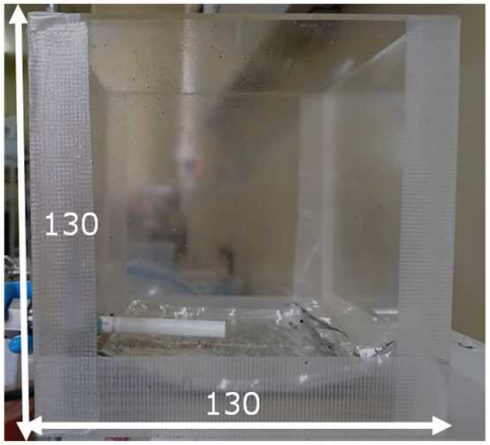
$$q_{w_c} = \frac{\bar{q}_{w_c}}{\bar{\rho}\bar{c}\bar{s}\Delta\bar{T}} \cong 1.15\left(\frac{\bar{\rho}\bar{c}\bar{s}^2}{\bar{a}\bar{\lambda}}\right)^{-0.5}$$

■公立諏訪東京理科大学の実施内容および成果と意義

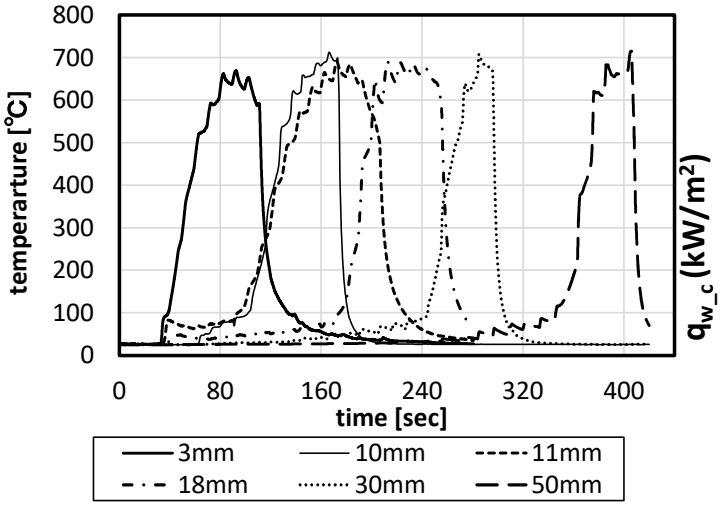
(2)－②熱系着火源の着火性評価

2)着火性評価のケーススタディ:たばこによる着火性

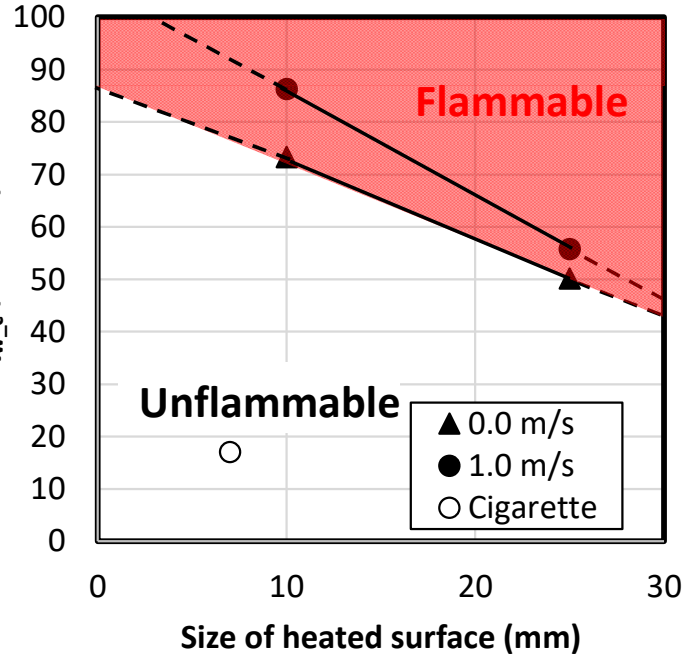
R290/空気予混合気が満たされた容器内にたばこを挿入し，着火に至るか否かを調べた。



着火実験の様子



たばこの表面温度



着火臨界熱流束と熱面寸法で描いた着火ダイアグラム

たばこによる着火は一度も認められなかった。臨界着火条件となる熱流束が生じないためとみられる。

■公立諏訪東京理科大学の実施内容および成果と意義

成果のまとめ

- ✓ 日冷工のリスクアセスメントと連携して，家庭用空調機器及び業務用冷凍冷蔵機器にR290を冷媒として搭載した場合の漏洩事故を想定し，着火源になりうる機器や現象を抽出してカテゴリー別に分類した。
- ✓ 分類結果に基づき，電気系着火源，熱系着火源，レーザー着火源について着火性を実験，数値シミュレーション，理論解析により詳細に検討し，それぞれ着火が生じる臨界条件を定量的に示した。
- ✓ 本研究で得られた成果は日冷工のリスクアセスメントに反映され，業務用冷凍冷蔵機器のリスク評価において着火確率の算出に寄与し，国際規格の規定では安全上不十分と思われる内容を追加で規定した日本規格（JIS C 9335-2-89）に反映された。ルームエアコンのリスク評価においても着火確率の算出に寄与し，日冷工規格に反映される予定である。

波及効果

- ✓ 冷媒メーカー，潤滑油メーカー，空調機器メーカーより冷媒の燃焼性，安全性に関する問い合わせを多く受け，技術指導を行っている。

- 東京大学の実施内容および成果と意義
- 公立諏訪東京理科大学の実施内容および成果と意義
- 産業技術総合研究所の実施内容および成果と意義

産業技術総合研究所の実施内容および成果と意義

「③ 実使用条件を考慮した自然冷媒使用冷凍空調機器の燃焼に係る実規模フィジカルハザード評価（産業技術総合研究所）」

1) 冷凍空調機器からの冷媒漏洩事故事例の検討と漏洩条件のモデル化

2) 可燃濃度域内に存在する実在の機器類の点火能評価

3) 少量長時間漏洩時の拡散挙動計測と実規模フィジカルハザード評価

4) 室内機等での急速漏洩時の拡散挙動計測と実規模フィジカルハザード評価

成果

● 過去の漏洩事故事例等から実規模実験の漏洩条件を決定した。

● 電気機器12種、石油ヒータ1種について実験的に点火能を評価した。

● エアコンでは、R290、R32、R1234yf について、ショーケースではR290について、実規模の漏洩着火事故評価実験を行い、直接の危害が致命的でないことが示された。

意義（副次的成果や波及効果等）

● それぞれの電気機器類が着火源となり得るかのみでなく、どの部品が着火源となり得るかが示されたことで、機器類の設計や設置の指針となる。

● 危害度評価の結果は、室内機本体の設計や室内に置かれる機器に指針を与えるとともに、撹拌を前提とした緩和の程度が適切であることを示し、可燃性冷媒の安全な普及に重要である。

産業技術総合研究所の実施内容および成果と意義

③ 実使用条件を考慮した自然冷媒使用冷凍空調機器の燃焼に係る実規模フィジカルハザード評価

1) 冷凍空調機器からの冷媒漏洩事故事例の検討と漏洩条件のモデル化

○ 過去の冷媒漏洩事故事例から、評価実験に用いる漏洩条件（漏洩ヶ所、漏洩口形状、漏洩速度）を決定

○ IECのリスク評価で用いられている最大許容充填量と撹拌を前提に緩和が検討されている充填量を採用

漏洩ヶ所
- 熱交換器接続部
（実際の配管を利用）
- 熱交換器中央
- 下部配管取回し空間

漏洩口形状
- 配管の全破断

漏洩速度
- 4分全量放出を基本に、3～20分全量放出

室内機漏洩の相当穴径と冷媒漏えい速度

日本冷凍空調工業会　微燃性冷媒を使用したビル用マルチエアコンの リスク評価報告書（2017）

製品	室内／外	漏れ箇所	漏れ箇所形態	相当径 / mm	液漏洩度(63°C液) / kg h-1	液漏洩度(63°C液) / g min-1	ｶﾞｽ漏洩度(10°Cｶﾞｽ) / kg h-1	ｶﾞｽ漏洩度(10°Cｶﾞｽ) / g min-1
家庭用	内	熱交換器伝熱管	全面腐食	0.17400	4.03	67.16667	0.356	5.93333
ビル用マルチ	内	熱交換器伝熱管	全面腐食	0.13000	2.24	37.33333	0.197	3.28333
設備用	内	熱交換器伝熱管	全面腐食	0.08490	0.958	15.96667	0.0844	1.40667
ビル用マルチ	内	熱交換器伝熱管	蜂の巣状腐食	0.06310	0.529	8.81667	0.0466	0.77667
ビル用マルチ	内	熱交換器伝熱管	腐食	0.06110	0.496	8.26667	0.0437	0.72833
ビル用マルチ	内	液側フレア	ろう付け不良	0.04880	0.316	5.26667	0.0279	0.46500
設備用	内	熱交換器伝熱管	全面腐食	0.04260	0.241	4.01667	0.0212	0.35333
ビル用マルチ	内	電子膨張弁	不明	0.03590	0.171	2.85000	0.0151	0.25167
ビル用マルチ	内	電子膨張弁	不明	0.03130	0.130	2.16667	0.0115	0.19167
ビル用マルチ	内	電子膨張弁	不明	0.01990	0.0529	0.88167	0.00466	0.07767
ビル用マルチ	内	熱交換器伝熱管	不明	0.01900	0.0480	0.80000	0.00423	0.07050
ビル用マルチ	内	電子膨張弁	不明	0.01550	0.0319	0.53167	0.00282	0.04700
ビル用マルチ	内	熱交換器伝熱管	応力腐食割れ	0.01400	0.0260	0.43333	0.00230	0.03833
ビル用マルチ	内	電子膨張弁	不明	0.01250	0.0206	0.34333	0.00182	0.03033
ビル用マルチ	内	熱交換器伝熱管	不明	0.00773	0.00793	0.13217	0.000699	0.01165
ビル用マルチ	内	熱交換器伝熱管	全面腐食	0.00757	0.00761	0.12683	0.000671	0.01118
設備用	内	熱交換器伝熱管	不明	0.00631	0.00529	0.08817	0.000466	0.00777
ビル用マルチ	内	熱交換器伝熱管	応力腐食割れ	0.00626	0.00521	0.08683	0.000459	0.00765
ビル用マルチ	内	熱交換器伝熱管	応力腐食割れ	0.00626	0.00521	0.08683	0.000459	0.00765
ビル用マルチ	内	フレア部	不明	0.00625	0.00520	0.08667	0.000458	0.00763
ビル用マルチ	内	電子膨張弁	不明	0.00595	0.00470	0.07833	0.000414	0.00690
家庭用	内	熱交換器伝熱管	不明	0.00437	0.00253	0.04217	0.000223	0.00372

産業技術総合研究所の実施内容および成果と意義

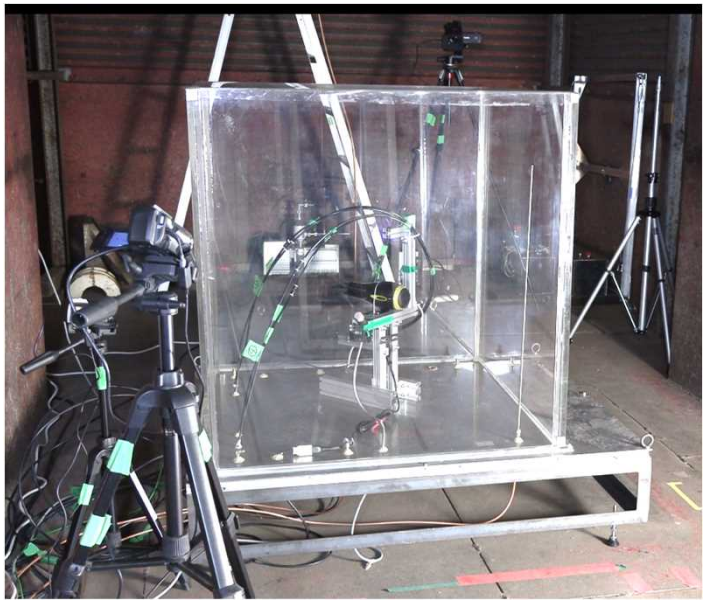
③ 実使用条件を考慮した自然冷媒使用冷凍空調機器の燃焼に係る実規模フィジカルハザード評価

2) 可燃濃度域内に存在する実在の機器類の点火能評価

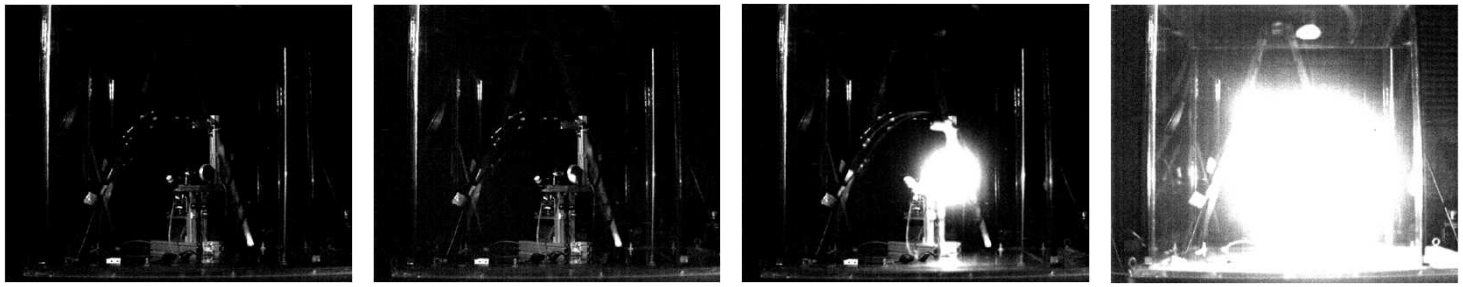
○ 100cm × 100cm × 100cmのアクリル容器内に対象機器を設置して、最小着火エネルギーの小さい 4.2 vol%程度のプロパン(R290)を充てんし、機器類の電源等を遠隔で繰り返し操作し、着火の有無を観測した

○家庭の居室に存在する機器類は、公立諏訪東京理科大のスクリーニングにより決定した

○ 対象機器類の中から、典型的な機種を選定し、2個体程度に対して、遠隔操作をそれぞれ100回程度繰り返した



産総研爆発ピットに設置した
アクリル容器とドライヤー



赤外高速度カメラで観測された火炎伝播の様子

産業技術総合研究所の実施内容および成果と意義

③ 実使用条件を考慮した自然冷媒使用冷凍空調機器の燃焼に係る実規模フィジカルハザード評価

2) 可燃濃度域内に存在する実在の機器類の点火能評価

○ 電気機器類12種と石油ファンヒーターについて評価を行った。

○ プロパン（R290）への着火が確認されたのは、電気接点がプロパンガスに触れやすい位置にある場合の開動作と石油ファンヒーターであった。ブラシモーターによる着火は確認されなかった。

点火能評価の結果

機器	異常数/個体数	詳細	最大消費電力 等	メーカー	機種名
レーザープリンター	0/2	各250枚カラー両面印刷で異常なし	990 W	ブラザー工業	HL-L9310CDW
ヘアドライヤー	3/3	本体スイッチオフ操作時に着火 外部電源の開閉繰り返し100回不着火	1500 W	オーム電機	HB-HDK351
電気掃除機	1/2	7秒オン5秒オフの繰返し7回目で発煙	1000 W	日立GLS	CV-VBK71
電動ドリル	0/1	負荷有無、強弱、各100回で異常なし	18V, 6.0Ah	マキタ	DF458D
ホットプレート	1/1	最高温とオフの繰返し20回程度で着火	1200 W	イデア	BOE021
石油ファンヒーター	2/2	点火後にプロパン吹込みで着火	3.3 kW	コロナ	FH-VD3320Y
扇風機	3/3	押しボタンスイッチの切操作で着火 ロータリスイッチ開閉繰り返し100回不着火 外部電源の開閉繰り返し100回不着火	27 W	小泉	KLF-3015
除湿機（コンプレッサー式）	0/2	急速乾燥モードオンオフ繰り返し100回不着火	160 W	コロナ	CD-P6321
除湿機（デシカント式）	0/2	急速乾燥モードオンオフ繰り返し100回不着火	670 W	日立GLS	HJS-D771
空気清浄機（ファン式）	0/2	急速モードオンオフ繰り返し100回不着火	42 W	アイリスオーヤマ	PMAC-100
カラーインクジェット複合機	0/2	本体主電源オンオフ繰り返し100回不着火 両面カラー印刷2個体計200枚不着火	12 W	エプソン	EW-452A
電気ポット	2/2	マグネット式電源プラグ抜差し数回で着火	700 W	象印マホービン	CD-WY22-HA
電気カーペット	0/2	本体主電源オンオフ繰り返し100回不着火	72 W	IRIS	568726 ホットマット600×600

産業技術総合研究所の実施内容および成果と意義

③ 実使用条件を考慮した自然冷媒使用冷凍空調機器の燃焼に係る実規模フィジカルハザード評価

3) 少量長時間漏洩時の拡散挙動計測と実規模フィジカルハザード評価
4) 室内機等での急速漏洩時の拡散挙動計測と実規模フィジカルハザード評価

拡散挙動計測：　実規模の模擬室内に実機（ルームエアコン室内機、リーチインショーケース）を設置し
実機本体内から　冷媒（室内機では、R290、R32、R1234yf。ショーケースではR290）を漏洩させ
室内の濃度分布時間履歴を計測した。

フィジカルハザード評価：拡散挙動計測の結果、可燃濃度域が形成され着火燃焼事故が起こりうる条件で
スパーク点火を行い、事故の危害度を評価した。

エアコン拡散挙動用模擬室(R290)

ショーケース拡散挙動用
模擬室(R290)

エアコン・ショーケース
フィジカルハザード用模擬室(R290)

エアコンR32・R1234yf用模擬室

産業技術総合研究所の実施内容および成果と意義

③ 実使用条件を考慮した自然冷媒使用冷凍空調機器の燃焼に係る実規模フィジカルハザード評価

エアコン室内機の拡散挙動計測(R290)

○ 内寸2.7 m×5.4 m×高さ2.4 mの木製模擬室内にルームエアコン室内機の実機を設置し、1）で決定した模擬漏洩ヶ所からR290を放出し、プロパン濃度センサーにより濃度分布の時間履歴を観測した。

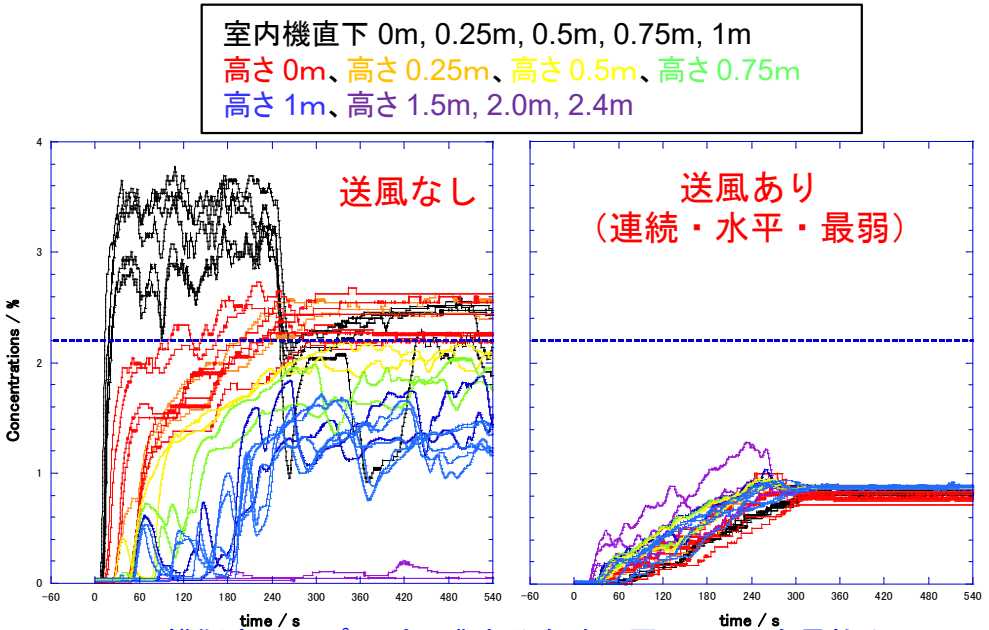
↓

○ 室内気の撹拌を前提に緩和が検討されている最大許容充填量で、室内気の撹拌を行わなかった場合は放出終了後にも1時間以上、床面付近に可燃濃度域が形成され続けた。

○ 室内気の送風ファンを運転した状態で放出した場合は、可燃濃度域は観測されず、放出中に送風ファンの運転を開始した場合には、数十秒程度で可燃濃度域が消失した。

9畳の木製模擬室

模擬室内に設置された
室内機とプロパン濃度センサー



模擬室内のプロパン濃度分布時間履歴（4分全量放出）

産業技術総合研究所の実施内容および成果と意義

③ 実使用条件を考慮した自然冷媒使用冷凍空調機器の燃焼に係る実規模フィジカルハザード評価

エアコン室内機の実規模フィジカルハザード評価(R290)

○ 内寸2.7 m × 5.4 m × 高さ2.4 mの鋼製模擬室内にルームエアコン室内機の実機を設置し、
拡散挙動計測で可燃濃度域の形成が確認された条件で、R290を放出し、電気スパークで点火した。

↓

○ 現在の最大許容充填量を放出した場合、放出終了後の模擬室中央床上2cmでのスパークで
着火は確認されなかったが、放出中の室内機下方でのスパークでは着火し室内機が全焼した。
ガラス窓は破損せず、室内圧の上昇も2.3 kPa程度と致命的ではなかった。

○ 緩和が検討されている充填量を放出した場合、室内機のファンが運転されていれば着火は確認されなかった。
室内機のファン非運転では、放出終了後の模擬室中央床上2cmでのスパークで着火しガラス窓が破損した。
室内圧の上昇は5.6 kPa程度と致命的ではなかった。放射熱も6.1 kW m^{-2} 程度と致命的ではなかった。

鉱山堆積場跡地に設置した鋼製模擬室

放出中の着火によって焼失した室内機
（現在の最大許容充填量）

放出終了後の着火によって破損したガラス窓
（緩和が検討されている最大許容充填量）

産業技術総合研究所の実施内容および成果と意義

③ 実使用条件を考慮した自然冷媒使用冷凍空調機器の燃焼に係る実規模フィジカルハザード評価

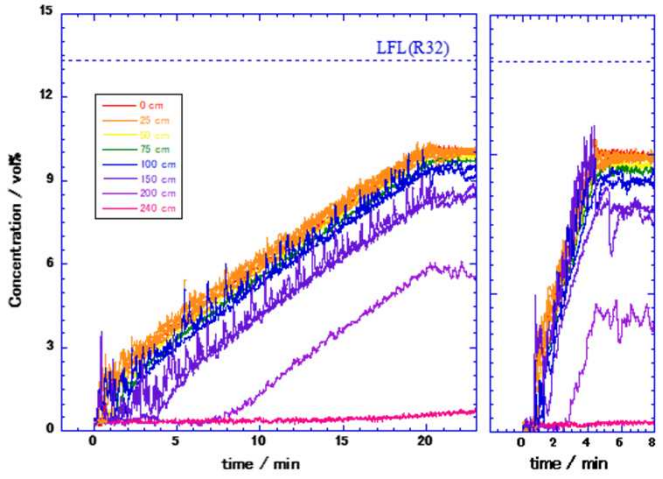
エアコン室内機の拡散挙動計測と実規模フィジカルハザード評価(R32、R1234yf)

○ 内寸2.7 m×5.4 m×高さ2.4 mの鋼製模擬室内にルームエアコン室内機の実機を設置し、室内気の撹拌を前提に緩和が検討されている充填量を放出し、垂直濃度分布の時間履歴を計測した。

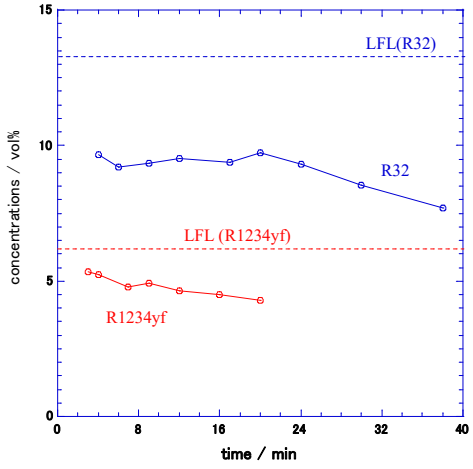
○ R32では4分～38分、R1234yfでは3分～20分の間で放出時間を変化させたが、いずれの放出時間でも床面付近に可燃濃度域は形成されなかった。

○ R32の4分全量放出中の放出開始後3分30秒、20分全量放出中の放出開始後19分30秒に、室内機直下20cmで電気スパークによる点火を試みたが、火炎伝播は観測されなかった。

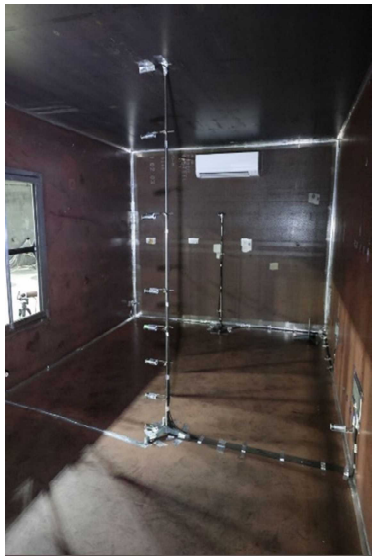
○潤滑油添加でのR1234yf の4分放出、R32の20分放出とも、放出終了後2分での模擬室中央床上cmでのスパークで着火は確認されなかった。



R32の垂直濃度分布の時間履歴
（緩和が検討されている充填量、4分全量放出）



放出後床面濃度の放出時間依存性
（緩和が検討されている充填量、4分全量放出）



鋼製模擬室に設置した
室内機と濃度センサー

社会実装（実用化・規格化等）達成に向けた戦略・具体的取組

	戦略・具体的取組
①～③　可燃性冷媒の燃焼に係る安全性とフィジカルリスク評価の研究	1）強燃性冷媒の燃焼事故についてのリスク評価を日本冷凍空調工業会（以下、日冷工と言う。）と共同で実施。リスク評価に必要な情報を提供する。 2）安全性に関する国際規格IEC 60335-2-40、IEC 60335-2-89の改訂案の評価を実施し、日冷工内にある国内委員会に妥当性についての情報提供を行う。 3）国際規格IEC 60335-2-40、IEC 60335-2-89の次期改訂案の提案のために、着火源特性について、国内委員会に情報提供を行う。
④　HFO冷媒の自己分解反応の安全性とリスク評価の研究	1）HFO冷媒の自己分解反応の安全性を評価するために、東京大学内に関連NEDO事業者、日冷工が参加する「HFO冷媒の自己分解反応研究会」を組織し、情報交換を行った。 2）自己分解反応の特性を正しく評価するために、冷媒の分類に関する国際規格ISO817に安定性の評価を追加することを目指して、自己分解反応の試験法について関連企業と協力して検討した。
⑤　空調機の新性能評価法の開発	1）エアコンの試験法について、圧縮機回転数を固定しない方法の研究開発行っている早稲田大学と情報交換を行いながら、使用実態に近い性能試験法の研究を行った。 2）建物の熱負荷を与えて、エアコンの性能を試験する「負荷試験法」について、簡易な空気エンタルピー式試験室でも実施できることを示す。 3）東大と日本空調冷凍研究所の試験室でエアコンの負荷試験を実施し、試験室の規模が異なる試験室の測定精度を検証する。

社会実装（実用化・規格化等）目標の達成見込み

達成見込み	課題
• 次世代冷媒として国際的に注目されている強燃性冷媒R290について、漏洩時に火災が発生する要因を検討し、安全性評価を行った。 • 強燃性冷媒の安全性を規定するルームエアコン：IEC 60335-2-40、冷凍冷蔵機器：IEC 60335-2-89の改訂案について、その安全性評価を実施し、その結果を国内委員会に提供した。 • 強燃性冷媒の漏洩時に着火源になり得る機器を明らかにし、その一般的な特性を解明した。IEC規格の次期改訂に向けて、その情報を国内委員会に提供した。 • 燃焼性を有する冷媒が漏洩して火災になる時の危害度の特性を明らかにした。その結果を日冷工の委員会に提供した。	• R290などの強燃性冷媒を用いることは安全面からは好ましいこととは言えないが、国際的な動向を踏まえ、安全に使用するために必要な最大充填量、室内機ファン風量の規程が必要である。 • 燃焼冷媒の着火源になり得るものは多様に存在し、それぞれに着火源モデルを構築する必要がある。着火する条件についての一般的な特性を明らかにする必要がある。 • 強燃性冷媒が燃焼する時の危害度はこれまで最悪と規定されてきたが、検証はされていない。実規模試験で、危害度を求めることが期待される。
• HFO系の次世代冷媒について、自己分解反応の発生条件を実験的に明らかにし、自己分解反応を抑制する方法を提案した。 • 冷媒の安定性評価ISO817に導入することを目指して、国内委員会に情報提供した。	• 冷媒安定性をISO817に導入するためには、試験法について一層の検討が必要である。
• ルームエアコンの使用実態に即した性能を評価するために、負荷試験法を検討し、日冷工の担当委員会に情報提供を行った。	• 広く普及している空気エンタルピー式環境試験室で負荷試験を適切に実施できること、その精度について、一層の検証が必要である。

特許・論文リスト（特許出願及び論文発表等）

分類	2018年度	2019年度	2020年度	2021年度	2022年度	2023年度(予定含む)	合計
特許出願							
(うち外国出願)	(*)	(*)	(*)	(*)	(*)	(*)	(*)
論文		1	4	1	4	5	15
研究発表・講演	1	9	6	16	14	4	50
受賞実績		2					2
新聞・雑誌等への掲載					3	1	4
展示会への出展							
TVその他					1		1
合計	1	12	10	17	22	10	72

参考資料１　分科会議事録及び書面による質疑応答

研究評価委員会
「省エネ化・低温室効果を達成できる次世代冷媒・冷凍空調技術及び評価手法の開発事業」（終了時評価）分科会
議事録及び書面による質疑応答

日　時：2024 年 1 月 17 日（水）9：30～17：35
場　所：NEDO2101・2102・2103 会議室（オンラインあり）

出席者（敬称略、順不同）

＜分科会委員＞

分科会長	丸田　薫	東北大学　流体科学研究所　所長・教授
分科会長代理	中島　英彰	国立研究開発法人国立環境研究所　地球システム領域　主席研究員
委員	坂口　正友	一般社団法人日本冷凍空調設備工業連合会　技術部　部長
委員	佐々木　直栄	日本大学　工学部　機械工学科　教授
委員	高島　章吉	一般財団法人日本冷媒・環境保全機構　専務理事
委員	涌井　徹也	大阪公立大学　工学研究科　機械系専攻　機械工学分野　教授

＜推進部署＞

福永 茂和	NEDO 環境部 部長
藤垣 聡	NEDO 環境部 統括研究員
森 智和(PMgr)	NEDO 環境部 主任研究員
牛腸 誠	NEDO 環境部 主査
須澤 寛	NEDO 環境部 専門調査員
山田 昂	NEDO 環境部 主査
四十宮 有香	NEDO 環境部 職員

＜実施者＞

飛原 英治(PL)	独立行政法人大学改革支援・学位授与機構 研究開発部 特任教授
齋藤 潔(SPL)	早稲田大学 基幹理工学部 機械科学・航空宇宙学科 教授
東 之弘	九州大学カーボンニュートラル・エネルギー国際研究所 教授
宮良 明男	佐賀大学理工学部 教授
赤坂 亮	九州産業大学理工学部 教授
滝澤 賢二	国立研究開発法人産業技術総合研究所 機能化学研究部門 上級主任研究員
伊藤 誠	電力中央研究所グリッドイノベーション研究本部 (実施時：東京大学新領域創成科学研究科) 特別契約研究員(実施時：特任研究員)
今村 友彦	公立諏訪東京理科大学 工学部機械電気工学科 教授
久保田 士郎	産業技術総合研究所 安全科学研究部門 上級主任研究員
椎名 拡海	産業技術総合研究所 安全科学研究部門 主任研究員
池田 隆	三菱電機（株）冷熱システム製作所 冷熱システム製造部 海外低温システムプロジェクトグループ グループマネージャー
木口 行雄	東芝キヤリア株式会社 コアテクノロジーセンター エキスパート
山口 広一	東芝キヤリア株式会社 コアテクノロジーセンター シニアプロフェッショナル
栗田 文彦	パナソニック株式会社 コールドチェーンソリューションズ社 コールドチェーン事業部
金城 賢治	パナソニック株式会社 くらしアプライアンス社 くらしプロダクトイノベーション本部 課長
田部井 聡	パナソニック株式会社 コールドチェーンソリューションズ社 コールドチェーン事業部 課長
徳野 敏	ダイキン工業(株)化学事業部 商品開発部 主席技師
小松 雄三	ダイキン工業(株)化学事業部 商品開発部 主任技師
山田 康夫	ダイキン工業(株)化学事業部 商品開発部
後藤 智行	ダイキン工業(株)化学事業部 商品開発部

＜オブザーバー＞

兒玉 歩	経済産業省 製造産業局 化学物質管理課 オゾン層保護等推進室 課長補佐（企画担当）
宇垣 祐貴子	経済産業省 製造産業局 化学物質管理課 オゾン層保護等推進室 企画係長
大隅 一聡	経済産業省 産業技術環境局 研究開発課 研究開発課長
村中 祥子	経済産業省 産業技術環境局 研究開発課 課長補佐
浅野 常一	経済産業省 産業技術環境局 研究開発課 技術評価係長
島 周子	経済産業省 産業技術環境局 研究開発課 研究開発専門職
柴尾 優一	経済産業省 産業技術環境局 研究開発課 技術評価専門職員
亀田 治邦	NEDO 省エネルギー部 主査

＜評価事務局＞

三代川 洋一郎	NEDO 評価部 部長
山本 佳子	NEDO 評価部 主幹
佐倉 浩平	NEDO 評価部 専門調査員
日野 武久	NEDO 評価部 主査

議事次第

（公開セッション）

１．開会、資料の確認

２．分科会の設置について

３．分科会の公開について

４．評価の実施方法について

５．プロジェクトの概要説明

5.1 意義・アウトカム（社会実装）達成までの道筋

5.2 目標及び達成状況

5.3 マネジメント

5.4 事業全体像の具体的説明

5.5 質疑応答

６．プロジェクトの詳細説明

6.1 プロジェクトの詳細説明（公開）

研究開発項目①「次世代冷媒の基本特性に関するデータ取得及び評価」

6.1.1 中小型規模の冷凍空調機器に使用する次世代冷媒の熱物性、伝熱特性
および基本サイクル性能特性の評価研究

6.1.2 低 GWP 低燃焼性混合冷媒の安全性評価

6.1.3 低 GWP 冷媒を採用した次世代冷凍空調技術の実用化評価に関する研究開発

研究開発項目②「次世代冷媒の安全性・リスク評価手法の開発」

6.1.4 次世代冷媒の安全性・リスク評価手法の開発

（非公開セッション）

6.2 プロジェクトの詳細説明（非公開）

研究開発項目③「次世代冷媒及び次世代冷媒適用技術の開発

6.2.1 自然冷媒および超低 GWP 冷媒を適用した大形クーリングユニットの研究

6.2.2 コンデンシングユニットの次世代低 GWP 冷媒対応化技術の開発

6.2.3 低温機器における CO_2 冷媒を使用した省エネ冷凍機システム開発及びその実店舗評価

6-2.4 GWP10 以下の直膨型空調機器用 微燃性冷媒の開発

７．全体を通しての質疑

（公開セッション）

８．まとめ・講評

９．今後の予定

１０．閉会

議事内容

（公開セッション）

１．開会、資料の確認

・開会宣言（評価事務局）

・配布資料確認（評価事務局）

２．分科会の設置について

・研究評価委員会分科会の設置について、資料1に基づき事務局より説明。

・出席者の紹介（評価委員、評価事務局、推進部署）

【丸田分科会長】　東北大学流体科学研究所の丸田と申します。専門は反応性流体の燃焼が主となりますが、直近では冷媒の燃焼性にも携わっております。本日はよろしくお願いいたします。

【中島分科会長代理】　国立環境研究所の中島と申します。専門は主にオゾン層破壊に関わるような物理化学過程の研究になります。本日はよろしくお願いいたします。

【坂口委員】　日本冷凍空調設備工業連合会の坂口と申します。私は、現場の作業、メンテナンスといった実際の使用者側の立場として意見を述べたいと思っております。今日はよろしくお願いいたします。

【佐々木委員】　日本大学の佐々木と申します。私は熱交換器が専門であり、大学に来る前は素材の銅・アルミのメーカーにおりました。本日はそういったところで意見ができればと思います。よろしくお願いします。

【高島委員】　日本冷媒・環境保全機構の高島と申します。名前のとおり冷媒を管理する一般財団法人でございますので、そちらで冷媒管理システムのウェブで行うRaMSや行程管理票といったところの担当をしております。よろしくお願いいたします。

【涌井委員】　大阪公立大学の涌井と申します。専門は機械工学分野で、主に空調システムを含めたエネルギーシステムの設計や運用制御の最適化、あるいは数値解析などの研究をしております。この空調に関しましては、サイクルの解析、空調室も含めた制御の最適化などを行っておりますので、そのようなシステムの点から種々見させていただきたいと思います。よろしくお願いいたします。

３．分科会の公開について

評価事務局より資料２及び３に基づき説明し、議題6.「プロジェクトの詳細説明/研究項目③」及び議題7.「全体を通しての質疑」を非公開とした。

４．評価の実施方法について

評価の手順を評価事務局より資料4-1～4-5に基づき説明した。

５．プロジェクトの概要説明

（１）意義・社会実装までの道筋、目標及び達成度、マネジメント

推進部署より資料5に基づき説明が行われ、その内容に対し質疑応答が行われた。

（２）事業全体像の具体的説明

実施者より資料5に基づき説明が行われ、その内容に対し質疑応答が行われた。

【丸田分科会長】　ご説明ありがとうございました。ただいまの説明に対して、何かご意見、ご質問等がございましたらお受けいたします。中島会長代理お願いします。

【中島分科会長代理】　資料17ページの欧州でFガス規制について、欧州では2050年までにHFCとHFOの使用が段階的に廃止に向けた暫定合意が行われたという流れになっています。これがもし欧州で実

施され、それが世界的に波及し日本にも影響が及ぶとなると、今回開発していることに関して非常に影響をもたらすと思うのですが、そのあたりの状況を分かる範囲でお伺いできればと思います。

【森 PMgr】　F ガス規制は、まだこれから数年かけて本当に施行されるかどうかといった議論が進んでいく状況と思っております。それに対して国内の冷凍空調機器メーカーや冷媒メーカーなども、そこが本当に規制すべきかどうかということについて科学的なエビデンスを示しながら働きかけを進めていくものだと思っております。もし欧州のほうで規制が本格化されたとしても、ほかの地域でそうなるとは考えにくいとも思っております。米国やアジア各国、その土地に即した使い方というものがあると思いますし、自然冷媒のほうもまだまだ問題を抱えているものもあると思いますので今後とも今回のプロジェクトの成果の実装に関しては、国内及び国際的な議論も注視しながら進めていきたいと思っております。

【中島分科会長代理】　ありがとうございました。

【丸田分科会長】　ほかにいかがでしょうか。涌井委員お願いします。

【涌井委員】　資料 18 ページに関して、プロジェクト全体の内容はよくまとまっていると思うのですが、本プロジェクトでの代替候補となる左側の話はよく分かったものの、右側の有効な冷媒として、業務用あるいは家庭用を対象とするところがスタート地点になったと思うのですが、その次のスライドからは非常に具体的な話になっており、ここの業務用や家庭用の空調を意図したところから、どうして次のスライドの具体的なテーマに設定し、アウトカム/アウトプットが得られたのかが少し見えづらかったので説明をしていただけるとありがたいです。

【森 PMgr】　こちらはターゲットをどこの機器の領域にするかというところで説明させていただきました。やはり代替が進んでいるある程度冷媒候補があるものについては機器として実用化・普及は進んでいくものと思います。ただ、それがまだコスト的な問題等で進んでいない部分の支援などはあるのですが、技術的な課題があるところについては NEDO の領分であろうということでターゲットを絞ったというのがこの資料になります。その領域の中で製品化普及を進めていくというところが長期的なアウトカムの達成に貢献するところだと思っておりましたので、この製品化普及に貢献できる共通基盤的なことは何だろうと考えたときに、安全性であるとか基本的な性能というのが製品化する前に分かる、基礎的なところが分かっていることが必要だと思っておりました。また、冷媒というのは先ほど飛原先生からご説明がありましたとおり、混合していくと無限に出てくるようなものでもありますので、そういったところがきちんと定式化されて予測ができるようになるところが基盤的なところではないかと考えており、具体的にはこういうことを研究開発のアウトプットのテーマとして設定したという形になります。

【涌井委員】　ありがとうございました。アウトプットを考えた上での基盤的な内容であることがよく分かりました。それともう一点、プロジェクト全体のマネジメントの話になるかもしれませんが、資料 49 ページ目で研究開発項目①と②のそれぞれが個別に大事なポイントであるというのは非常に理解しているのですが、それぞれで性能の評価技術をつくって取り組まれているように拝見したところで、これは結果的にはそれぞれ別々のものになるのか、それとも非常にリンクしているものなのか、あるいは少しラップしているところがあるのか。同じような性能の評価手法の構築が複数あったもので少し気になりました。

【森 PMgr】　ありがとうございます。どちらかと言えば①の基本特性評価でやっていたシミュレータというのは、先ほどの飛原先生のお話にもありましたように、新たな冷媒などが開発されたときにそれをシミュレーションのほうで冷媒とか機器の開発を基礎としてどういったサイクル性能を持っているかというような評価をするという技術、それから装置の開発をしておりました。一方、こちらの安全性リスク評価のほうでもやっておりましたけれども、こちらは実用的な機器のほうでこれまでの試験方法

では性能がきちんと把握できていなかったようなところ、具体的には飛原先生から補足いただきたいのですが、負荷を変動させ性能を評価するという形だったと思いますけれども、そういった方法の評価手法を開発しておりました。出口が違っており、こちらの①では国際的な規格への提案になりまして、②では国内の JIS 規格に反映していくということを目指して行っていったという形になります。飛原先生、補足をお願いいたします。

【飛原 PL】　今の説明で正しいと思いますが、研究開発項目①で実施された評価法の検討は、今説明がありましたように、新たな冷媒を使う場合に実機試験をしないでシミュレーションでできないかといったようなことであり、それに対応してうまく使って性能試験をきちんとやっていく手法の開発、そして、それができれば国際規格へ反映できないかといったような観点で行われました。一方、研究開発項目②でやられた性能試験は、それと大体協調し、意見を交換しながらやっており、独立にばらばらでやったというわけではありません。同じような考え方に基づいてやっていたのですが、出口として今説明ありましたような日本の JIS 規格が実態に合っていないのではないかという批判を非常に受けているので、それを当面うまく改善し、新しい冷媒を用いたルームエアコンの性能をきちんと使用実態に近いような方法で評価するにはどうすればよいかといったことを中心に検討していたところでございます。

【涌井委員】　ありがとうございました。よく分かりました。もう一点だけよろしいでしょうか。資料 54 ページ目で、この事業で調査事業を介して委託と助成の事業をうまくつなげながらニーズを把握されて進められたというのは非常に大きな成果だと思っているのですが、その中でプロジェクトの途中で 2019 年に少し大きな社会的な動きがあったというところで、具体的には冷凍空調学会のほうから最後の研究開発課題③のほうに後押しを様々されていたという話を先ほどされていたと思うのですけれども、その内容は具体的にはどのような中身になるのかを差し支えない範囲で教えていただければと思います。

【森 PMgr】　申し訳ございません。私は当時まだ PMgr ではなかったため、その当時どういった細かな話が行われたのかを存じ上げておらず、そこのところで話があったということを聞いている次第です。飛原先生何かございますか。

【飛原 PL】　誤解があるかもしれませんが、助成事業というのはメーカー個社の開発になっておりまして非常に秘密性の高い研究がされております。したがいまして、助成事業の成果を細かに NEDO 事業者、大学とはいえ公開していくというのは非常に難しいことがございます。この調査事業の役割というのは委託と助成をうまくつなげるというよりも、助成と日本冷凍空調工業会というメーカーが集まっている団体があるのですけれども、その中のメーカーの人たちとの間の意見交換をして、ニーズをしっかり把握した上で、どのような研究をすべきかといったようなことの方向性を変えるということも辞さない感じでやっておりました。委託事業の成果というのは、その時々で事業者様には伝えてはいるのですけれども、あまり意見交換をしてしまうと種々知財上の問題が生じてくるので、その辺はあまり密接にはやっておりません。ですから、助成事業に関しては個社の秘匿技術を尊重するということでやってきております。以上です。

【涌井委員】　ありがとうございます。全体のマネジメントがよく分かりました。以上です。

【丸田分科会長】　ほかにいかがでしょうか。佐々木委員お願いします。

【佐々木委員】　資料 32 ページの波及効果のところで、「世界市場における日本企業のシェア拡大が期待」の下に年間の金額だけ出ているのですが、世界シェアに対する割合としてはどのようになりますか。

【森 PMgr】　これは 2035 年の予測値になっており、例えばルームエアコンであれば現在 1 億台ぐらいだったと思うのですけれども、それが 1.5 倍等に拡大するような話だったと思います。その中で日本企業は、明確な数字は定かではありませんが、恐らく 2 割から 3 割ぐらいのシェアを占めているのではな

いかと思っております。このプロジェクトによって先行的に技術優位性を持つとか、そういったことを通じて10%程度のシェアを拡大できるのではないかと思っておりますので、可能であれば3割から4割ぐらいにシェアを拡大できればと考えます。

【佐々木委員】　ありがとうございます。あと1点、飛原先生から説明のあった「高圧ガスのガラパゴス化を改善した」というのは、我々も昔高圧ガスで苦労をしまして、例えばCO_2を使うときに配管の肉圧をもっと薄くできるように変わったであるとか、分かりやすい表現で言うとどのようになるでしょうか。

【飛原PL】　詳しくは午後に産総研から説明ございますが、ざっくり申し上げますとガスの燃焼性試験がございまして、従来の高圧ガス保安法の中の燃焼性カテゴリーとして可燃性ガスか燃えないガスかという2つしかなかったのですけれども、そのカテゴリーを決定するために燃焼範囲を調べるための試験法がございます。また、その試験法というのは特異なもので、日本だけで採用されている試験法でありました。国際的にはアメリカのASTMという会社が公表しているような試験法と、それからヨーロッパでよく使われているような密閉容器の中での燃焼試験、それで圧力が上がるか上がらないかをチェックするような試験、その2つが大きく使われております。アメリカのASTMというのは大気圧下で燃やしてみて火炎の広がる程度を目で見て判定する方法なのですけれども、そういう大気圧下の試験法と、密閉型の容器の中で添加させると圧力が上がるか上がらないかで判定する試験法と2つが国際的にはあったわけです。それで日本は全然違う方法でやっていたということで、どちらかにそろえないと貿易外障壁になりかねないということから、経産省の高圧ガス保安室のほうで見直しが行われたときに、どの方法が最もよいかといったところを産総研の方が試験を種々やりまして、現状は密閉式の容器でやると決まりました。

【佐々木委員】　ありがとうございました。

【丸田分科会長】　ほかにいかがでしょうか。坂口委員お願いします。

【坂口委員】　資料49ページに全体目標の達成度のグラフがあります。これは午後からの内容にもなると思いますが、低GWP化が進んでいくと混合冷媒をますます使用していくわけで、我々が一番興味あるのは市場に出た後の整備時・廃棄時とかそこまでが入っていくのですが、まずは機器開発を進めて新冷媒をこれから進めていくところで、流れとしては、安全性から見ると整備時・廃棄時まで考慮した形でNEDOの中で取り上げていっていただきたいという意見にもなりますが、詳細はまた午後に議論を交わせればと思いますのでよろしくお願いします。

【丸田分科会長】　実施者側から何かコメントございますか。

【森PMgr】　ありがとうございます。こちらのスライドで示させていただきましたが、NEDOでは過去には回収破壊の技術にも取り組みまして、そういったところへの技術的な基盤作成に貢献してきたと思います。ここのところで、ある程度技術的には現在適用されておりますとおり普及してきていると思います。ただ、今後また冷媒転換をしていく中にあっては、また新たな回収・処理の仕方も必要になってくると思います。新たなプロジェクトを始めているところですが、そういったところも含めて今後検討させていただきたいと思っております。

【丸田分科会長】　どうもありがとうございました。ほかにいかがでしょうか。高島委員お願いします。

【高島委員】　先ほど坂口委員からも質問があったのですが、やはり機器の廃棄時・整備時の話になります。冷媒はやはり回収しなくてはいけませんから、回収機メーカーとの連携というは何かされているのでしょうか。

【森 PMgr】　今回のプロジェクトの中では、最初のターゲッティングのときに排出抑制側はスコープ外としてしまったので、そのあたりの方々と明確に意見交換をして進めることはなかったと思いますが、先ほどお答えしたとおり、今後、新たな冷媒の回収方法にもよってくると思いますので、そういったと

ころはまた検討させていただきたいと思っております。

【高島委員】　ありがとうございました。

【飛原 PL】　追加でよろしいでしょうか。メンテナンスと廃棄の安全性を考えていなかったわけではありません。調査事業の中で、委託事業者と日本冷凍空調工業会の人たちと一緒になってリスク評価を実際やっていました。強燃性冷媒を使用したとき、ルームエアコンなどに利用したときのリスク評価をやっており、その中では当然サービス時の安全とか廃棄時の安全、あるいは輸送時の安全も当然考えていました。結果的に言えば、そこのリスクが一番高いという結論になっております。したがって、そこのところをどうやってリスクを減らすかの解決が十分できないと広く日本では普及させられないといった結論に今なっています。そこの改善というのはこれからの課題だと思っております。それにより、プロパン等を使用するときの話というのは、家庭で使っているときのリスクは相当低く、実際はサービス時、設置時あるいは廃棄時のリスクが極めて高いというのが現状です。それはまだまだ解決できておりませんので、これからも検討していかなくてはならないという認識でございます。以上です。

【高島委員】　ありがとうございました。

【丸田分科会長】　ほかにいかがでしょうか。それでは私から少しお伺いします。今回全体像をご説明いただきまして、PL の飛原先生からご説明いただいた基礎研究と、それから助成事業、そして中間的なところですが、実際にここまで基礎的なところをしっかり押さえてデータベース等を網羅的に構築されている。本当に分子構造一つ変わると大きく特性が変わるところもありますけれども、それを押さえられた上で製品をつくられる。しかも GWP を下げるということで、そこには相当開発側の努力があって、そういうものが達成されているわけです。こういう規模でプロジェクトが進められていることについて非常にすばらしいと思いながら拝見しているのですけれども、こういう状況の取組というのは世界的にどういった位置づけにあるのかを伺えたらと思います。

【飛原 PL】　私が世界をよく見ているわけではございませんが、一番積極的なのはアメリカです。アメリカでは工業界のようなものや、国の傘下にあったような研究機関が中心となり様々な冷媒を実際の機械に入れて性能試験をしてみるといったことを網羅的にやられています。また冷媒探索も非常に網羅的にやっています。例えば DOE の人たちに言わせてみると、「使用可能と思われる冷媒は全てチェックした。もう新しい冷媒はこれから出てきません」と断言するようなところまで彼らは研究しています。ただ、本当に全部ないのかというとそうではなく、今回ダイキンが目をつけられたような冷媒もまだ残っている。欠点は有しているのですが、うまく使っていけばまだまだあり得るといった状況だと思っています。また、EU はエアコンや冷凍の産業があまり強くないのでそれほど大きな活動はございませんが、やはりアメリカは非常に積極的にやっています。強い冷媒メーカーもありますから、そういう意味では、うかうかしていると日本は取り残されるといった状況ですので、この NEDO プロのようなある程度国の支援を得た研究開発を着実にやってこれたというのはよかったことだと思っています。以上です。

【丸田分科会長】　ありがとうございます。例えば冷媒の特性、それから反応性についても研究を最初にしているところは NIST であり、ただ、良い製品が出てくるのは基本的には日本だと見ています。突飛な表現になりますが、自動車業界との対比のようなものを感じるところがあります。ヨーロッパは、ある意味理想論を言って規格をつくり、そこで主導権を握ろうというような動きがある。米国は、やっているところはやっているものの、それほど製品のところまで綿密なものはどうかといったところで、やはり日本の意義がある。ルールは全部受け入れるというのが何となく日本の特性になっていますが、ここまで実績を出せるのであれば、もっと国際的な発言をして進めていくようなことが今後どうしても必要になるのではないかと様々な業界を拝見していて想うところがあります。今ここまで層が厚い状態ということですが、世代後半も含めて基礎研究から出口まで広い範囲で力強く担当してくださる

分野の方がいらっしゃることを継続していくことがすごく大事だと非常に強く感じました。午後も楽しみにしておりますが、敬意を表したいと思います。

【飛原 PL】　激励をいただきまして、どうもありがとうございます。丸田分科会長がおっしゃいましたように、EU は非常に行動が読めないところであります。「HFO も全廃する」といった案になっておりますが、HFO は温暖化に何の関係もないのです。何の貢献もしないけれども全廃するといって規制をどんどんつくっていくところがあります。我々としてそれはないだろうと思いながらも、それに対応しながら何か考えていかなくてはならないといった状況で頑張っているところです。以上になります。

【森 PMgr】　今、飛原先生からありましたように、欧州のほうでも冷媒自体に規制を考えているものの、一方、ヒートポンプ、冷凍空調に関しては地球温暖化抑制という観点から、やはり伸ばしていかなければならないと認識されている動向があると思っています。全世界的にも温暖化が進む中、そこで生活していく中での快適性を求めるためには、燃焼だけに頼らないようなヒートポンプ技術というのが伸びてくると思っております。先ほど先生がおっしゃられましたけれども、自動車業界のような構造で、恐らく日本が技術を持って勝っていける領域なのではないかと思っておりますので、こういったところを長期の取組、かつルールをうまく使いながらといった取組も必要になってくると思いますので、継続的に NEDO で取り組んでいきたいと思っております。

【丸田分科会長】　ありがとうございます。それでは時間が参りましたので、以上で議題 5 を終了といたします。

6．プロジェクトの詳細説明

6.1 プロジェクトの詳細説明（公開）

研究開発項目①「次世代冷媒の基本特性に関するデータ取得及び評価」

6.1.1 中小型規模の冷凍空調機器に使用する次世代冷媒の熱物性、伝熱特性および基本サイクル性能特性の評価研究

実施者より資料に基づき説明が行われ、その内容に対し質疑応答が行われた。

【丸田分科会長】　ありがとうございました。

ただいまのご説明に対しまして、ご意見、ご質問等ございますか。中島会長代理お願いします。

【中島分科会長代理】　非常によい成果の発表をありがとうございました。16 ページを見ますと、今まで出てこなかった CF_3I という物質の混合冷媒などが測定されているのですが、これの GWP を最初に教えていただきたいのと、なぜこれを候補として加えたのか。また、この図で見ると R125 とか R32 との混合でも 500 程度までしか下がらないところで、150 以下という目標にはこのままでは達せないように見えるのですが、それを加えて調べられた理由を教えてください。

【東教授】　まず CF_3I の GWP に関しましては、今手元に正確な数字が用意できておりませんが 100 ぐらいになると思います。また、CF_3I は物質自体が消炎効果を持っており、これを含める R466A という混合冷媒が製品化をされていまして、燃焼性の低い冷媒として期待され、日本の国内のメーカーがある程度注目をしていたものでした。ただ、物性情報が正確なものがないので、どちらかと言えば企業側のニーズに基づいてやっています。そのため、幾つかニーズに基づいた物質の中では、既存の冷媒を測定しているものに関しては GWP が 150 より高いものもあるので、それは 150 以下というものとはちょっと違いますが、今本当に製品化しようとしているものに近いものの性質として測定し、データをためていきました。

（補足）発表者スライド 8 ページより「CF_3I の GWP は 5」であることを確認し、質問者に訂正した。

【中島分科会長代理】　分かりました。単体だと 150 を切るので、冷媒としてはあまりよろしくないという

ことですか。

【東教授】　GWP とすると成果的には悪く、CF_3I は低いのですが、例えば今使おうとされていた CF_3I が入っている混合物は R32 と R125 と CF_3I で、R125 がものすごく高いため、どうしてもその物質だけではまだ高いといったところです。

【中島分科会長代理】　それにより、ほかの低い物質と混合すれば燃えないものがつくられる可能性があるということですか。

【東教授】　燃えないというよりも、消火といったところです。

【中島分科会長代理】　分かりました。ありがとうございます。

【丸田分科会長】　ほかにいかがですか。涌井委員お願いします。

【涌井委員】　非常に多分野にわたる学術的な研究をコンソーシアムという形で進められており、大変興味深く聞かせていただきました。ありがとうございました。その中の成果の一つで、今の 16 ページ目の CF_3I を入れたもので、3 つの冷媒を混ぜたときに新しいデータベースを使うという、こういった未知の組合せが見つかるというところで、今ここでは 3 つ取り上げていますけれども、GWP をもう少し低い 150 を狙ったようなことを制約として与えた場合において、こういった最適な組成を探すことはどのぐらいできるのでしょうか。

【東教授】　3 成分系の計算に関しては、まず 3 つの成分物質の状態式が確実に分かっているものと、この系もそうなのですけれども、2 成分系で 3 つのデータがしっかり分かっている混合モデルができているものに関しては、ある程度信頼できる計算ができていると思っています。ですので、まずその情報をしっかり集めたもの以外の 3 成分系では我々とすると不安がまだございます。今回どうしても必要な 3 成分系に関しては、ここで言うように例えば R125-CF_3I、CF_3I-R32、R32-R125、これは R410A 系になりますけれども、この辺のものをまずちゃんと測定をしてという形になるので、どうしても少し多めの物質の測定をしていかなければいけない形になります。そうしたことから、全てできるというわけではありません。

【涌井委員】　逆に言うと、それのために必要な条件というのは明らかになっていて、高精度な状態方程式をつくれば組み込める見通しができているということでしょうか。

【東教授】　おっしゃるとおりの見通しになります。ですので、その後に本当に実機でいろいろなデータを取るといったところで、実用化のところにはもう 1 ランク壁があるかもしれません。

【涌井委員】　やはり基盤の研究ですので、そういう見通しが分かるのが非常に大事なことだと思いました。あともう一点、伝熱のデータベースをつくられていることも非常に大きな成果だと思っています。今伺ったお話ですと、学会のほうで管理されているということですが、この先継続的にデータが新しく増えてくる、あるいは修正するといったときには、そういうメンテナンスの部分はどのようにこの後取り扱っていくのでしょうか。

【宮良教授】　伝熱データベースのメンテナンスは、先ほど言いました冷凍空調学会の熱交換器技術委員会のほうで担当しており、私も委員として入っているのですが、今も継続的にデータを蓄積していっているところです。「32,000」と書いてありますが、現在は「38,000」に増えています。それから、そこで様々な企業の方からの意見も聞きながら、このデータベースをどう活用していくのかであるとか、運営についてもそこで議論しているところでございます。

【涌井委員】　つまり、ここに書いてあるデータよりもさらに増えているものも含まれて今進んでいるのですね。

【宮良教授】　おっしゃるとおりです。

【涌井委員】　ありがとうございました。すばらしい成果だと思います。以上です。

【丸田分科会長】　ほかにいかがですか。佐々木委員お願いします。

【佐々木委員】　資料 18 ページから 20 ページのプレート式、扁平多孔管、円管ですが、今示されているデータを見ると一形状についてのデータがここには示されているものと思います。このデータも含んで伝熱のデータベースができているということでしょうか。

【宮良教授】　おっしゃるとおりです。

【佐々木委員】　例えばプレート式だとどのぐらいの種類入っているのでしょうか。

【宮良教授】　プレート式は公開されたデータが少ないので、スライドの右下のほうにありますけれども、現状はこれより少し多いぐらいのデータが入っています。スライドの数値は 2023 年 9 月時点のデータをまとめたものですが、それほど多くはありません。プレート形状についてはそれぞれいろいろな形状のデータが入っています。

【佐々木委員】　扁平多孔管も同様になりますか。

【宮良教授】　扁平多孔管は、東京海洋大学での実験は一形状についてだけなのですが、扁平多孔管の実験については論文上にたくさんデータがありますので、そこからいろいろな形状の扁平多孔管のデータを伝熱データベースのほうに、その形状パラメータも含めて蓄積されているという形になります。

【佐々木委員】　残念ながら私はまだ使っておりませんでした。

【宮良教授】　ぜひご使用ください。

【佐々木委員】　データベースのおおもとの年代といいますか、大体何年から何年のデータといったものも分かるのでしょうか。

【宮良教授】　文献情報も一緒に入れていますから、DOI 情報とかもありますし、例えばこのデータの論文が欲しいとなれば、そこからすぐに検索することができます。年代ごとに入れていたかどうかは、申し訳ございません。データを見ないと分かりません。

【佐々木委員】　分かりました。ありがとうございます。

【丸田分科会長】　どうもありがとうございました。それでは時間が参りましたので、以上といたします。

6.1.2 低 GWP 低燃焼性混合冷媒の安全性評価

実施者より資料に基づき説明が行われ、その内容に対し質疑応答が行われた。

【丸田分科会長】　ありがとうございました。ただいまのご説明に対しまして、ご意見、ご質問等ございますか。それでは少し私から伺います。ヨーロッパの基準に比べて方法を変えられたということでした。恐らく冷媒によって、要は反応を起こさせるときの条件の影響が非常に大きいかと思いますが、5%から 30%に変えることで冷媒そのものの特性を表現できるようなデータが可能になるといった結果が得られたと理解してよろしいでしょうか。

【滝澤上級主任研究員】　それについては、イエスともノーとも言えます。結果としては 8 種類から 10 種類の様々な構造を持った化合物に関して国際標準法と大規模な容器の結果を突き合わせております。大規模な容器を使うことにより、着火エネルギーの強力さであるとか、あるいは容器の形状とかの影響は基本的にはないはずであって、それと同等な結果を得られるということでこの標準的な方法をセレクトしたというのが一つです。もう一つは、この評価結果というのは、基本的には圧力を測るだけになります。ほかの方法というのは、火炎を実際に見るとかいろいろなテクニックが必要になっていきます。つまり、これは誰にでもアプローチできて同じ結果が得られるということで標準ですから、そこにも注目する必要があって、その 2 つの方向から、このように例えば 5%だと判定が無理ですから、30%で明確化するということで多少正確さを犠牲にしても再現性を重視し、その両方に注目して提案をしました。

【丸田分科会長】　ありがとうございます。ほかにいかがでしょうか。中島会長代理お願いします。

【中島分科会長代理】　今回はR32とR1234yfの混合の結果を主にお示しされたのですが、日の丸のHFO-1123が非常に興味深くあります。それに関しても今回得られたようなR32をどのような混合比でも上回らないというような結果になっているのでしょうか。

【滝澤上級主任研究員】　実用上の湿度条件ではそうなります。非常に高湿度にすると上回ることはありますが、実用上のあり得ない湿度条件でなければ上回ることはないです。

【中島分科会長代理】　分かりました。それと、もしご存じでしたら、なぜまだHFO-1123は冷媒登録をされていないのかを伺いたいです。

【滝澤上級主任研究員】　現時点では急性毒性があることを否定できていない状況でして、我々にはどうしようもない状況です。

【中島分科会長代理】　確か前回のプロジェクトのときにそういう話を少し伺った記憶があるのですが、その問題はまだ解決していないということでしょうか。

【滝澤上級主任研究員】　そうなります。私が立案のときには、成果報告までにはとうに実用化していると思ったのですけれども、まだ実用化できていません。

【中島分科会長代理】　分かりました。ありがとうございます。

【丸田分科会長】　ほかにいかがでしょうか。涌井委員お願いします。

【涌井委員】　長年懸案の法令改正につながるような大変数多くの実験の成果を非常に興味深く聞かせていただきました。午前中の飛原先生からのお話にもございましたが、このお話では、湿度の影響を考えているところに内容としては非常にポイントがあるのではないかと思ったのですが、その点について着目すると、湿度の影響に関してどのような知見があるのかを少しまとめてお聞かせいただけたらと思います。

【滝澤上級主任研究員】　私の考えではありますが、フルオロオレフィン系というのは二重結合を持って反応性が高いことにより分子内の水素に対してフッ素が多くても燃えるのです。大体フッ素の比率が0.66という数字を下回ってくる、フッ素がそれよりも少ないと燃焼反応が起こるのです。そこに水H_2Oを加えてあげると系全体では0.66よりももっと下がっていって0.5とかに近づいていきます。その水素が活性化学種として反応をより促進する、あるいはその火炎温度、反応温度自体をすごく高くするのです。その結果としてフッ素リッチの化合物に湿度を入れることによって燃焼性が増す方向にシフトしていきます。

【涌井委員】　そうなると、その中で、湿度が増えた場合でもR32に比べて燃焼性が少ないということですか。

【滝澤上級主任研究員】　先ほど少し時間をかけて説明したR32/R1234yf混合系のR32混合比0.8のところの組成が、大体湿度を考慮すると0.5になるのです。ちょうどHとFが完全に反応して発熱が一番大きい状態のときですら既に特定不活性ガスに認定されている冷媒R32よりも燃焼性が低かったということから、全混合比において燃焼性が低いと言えることになります。

【涌井委員】　分かりました。ありがとうございます。非常にすばらしい成果だと思いました。

【丸田分科会長】　ポイントソースの着火の問題は非常にクラシックに見えて全て分かっているような感じだと思うのですが、燃焼の分野でも過去10年ぐらいに非常にエポックメイキングな理解の進捗がありまして、恐らく前の方法で小さいものを使ったときにデータが再現しないところというのは、多分そういうところで分かってきたものと同様のところではないかと思います。容器のサイズであるとか、着火のエネルギーもそうですが、スタートのところの要は点火から伝播に入るまでの遷移を超えた後の特性を見なければいけないというところではないかといった印象があります。詳細は別として、試験をされた感触としてはどのような感じでしょうか。そういった理解とは違うところになりますか。

【滝澤上級主任研究員】　火炎核が形成された後の消炎効果といった趣旨ですか。

【丸田分科会長】　逆でして、層流燃焼速度 SL は後半の火炎が拡がっていくところの速度なので、着火直ぐのいろいろな影響を受ける領域を排除した上でチェックしないといけないですから、その最初のところがいろいろな状況の影響を受けて変わってくるのだろうと思っているのですけれども。

【滝澤上級主任研究員】　コメントとして適しているか分からないのですが、一応最近は微小重力実験等も導入しております。やはり浮力の影響が結構悪さをしているのではないかと思っているため、それはなるべく取り除くようにして行っています。あるいは電極をいろいろな方法で変えていくといったアプローチしているのですけれども。申し訳ございません、先生の質問に明確に答えられていないと思いますので、勉強いたします。

【丸田分科会長】　どうもありがとうございます。それでは時間が参りましたので、以上といたします。

6.1.3 低 GWP 冷媒を採用した次世代冷凍空調技術の実用化評価に関する研究開発

実施者より資料に基づき説明が行われ、その内容に対し質疑応答が行われた。

【丸田分科会長】　ありがとうございました。

それでは、ご意見、ご質問等ございますか。中島会長代理お願いいたします。

【中島分科会長代理】　非常に興味深い発表ありがとうございました。17 ページの LCCP 評価のところで日本の値が書いていないのですが、日本は例えば左下の表で言うとどのぐらいの値になるのですか。

【齋藤 SPL】　日本は、アメリカとフランスの間ぐらいになります。ただ、日本でも評価結果の内部資料を見ていただくと書いてあるのですが、例えば北海道と沖縄で値が違うであるとか、国内だけでもいろいろな違いがあることが分かりまして、興味深い結果も出ております。

【中島分科会長代理】　分かりました。例えば原発がまだ動いていたときとか、あるいは将来の脱炭素化というのは太陽光とか風力等だと思うのですが、そういうグラフの予測もあるのでしょうか。

【齋藤 SPL】　現状はやっていませんが、要請があればすぐにそういったことも検討できると思います。

【中島分科会長代理】　そういうものも見せていただくと非常に説得力があってよいと思います。あと India が高いですが、何で発電をしているのですか。

【齋藤 SPL】　原単位しか見ていないのですが、石炭などがまだ入っているのだと思います。

【中島分科会長代理】　分かりました。ありがとうございます。

【齋藤 SPL】　現行の NEDO プロにおいて、引き続きその点も検討させていただきたいと思います。ありがとうございました。

【丸田分科会長】　ほかにございますか。涌井委員お願いします。

【涌井委員】　成果の最初のほうの話で AI による伝熱性能を推定されていたものを大変興味深く見させていただきまして、非常に多くの条件で予測ができるということが分かりました。このときに、AI で予測することになりますので、どの程度推定精度があるのかということをある程度定量的に示す必要があると思ったのですが、そのあたりは今どのように捉えられていますか。

【齋藤 SPL】　ここでは示していないのですが、当然新しい冷媒がどうなるかというのは示せないものの、従来冷媒ですと多分報告書のほうには入っていると思います。多分データに対して 90 とか 95 ぐらいのところに入っていますから非常に高精度です。いわゆる横軸に実験データと縦軸に予測結果を示してみると、きちんと予測ができていると対角線上に乗るわけですけれども、著名な先生方がつくってくれた伝熱の式では、冷媒を変えると予測精度が大きく落ちることが多いのですが、AI 予測では、見事なまでに予測できています。

【涌井委員】　分かりました。これを使える点のもう一つの大きなメリットとして、外挿領域にはなってしまうと思うのですが、これまでに学習していない組合せや冷媒で使えるとよいというのが一つポイント

としてあるのではないかと思った次第です。この点はいかがでしょうか。

【齋藤 SPL】　混合冷媒にも使えそうな状況であり、逆に言うと今回新しい冷媒が出てくるので、それを予測してみてどれぐらいの予測精度があるかというのを今回ご提示できると思っております。

【涌井委員】　分かりました。ありがとうございます。あともう一点、資料 18 枚目になるのですが、こちらで先生のつくられたシミュレータですと、必要な能力を確保するのに冷媒量がどのぐらいあるとよいというのが分かって非常に重要な成果だと思うのですけれども、この下のほうにある冷媒量によらず LFL の 13 倍でよいといった方向に持っていけるというところのお話に先生のご研究の成果がどのようにつながっているのかをお聞かせください。

【齋藤 SPL】　逆に言うと、冷媒の充塡量をいろいろ振ってみて、当然 LFL のほうは、前の発表のところで十分にやられているのですが、どのくらいの充填量にしたときに機器性能が落ちるのか、落ちないといったことを確認させていただいたころです。

【涌井委員】　能力から見た場合にこの程度までででも保証できるというようなアプローチでしょうか。

【齋藤 SPL】　そうです。単純に LFL だけでやってしまうと、機器性能がガタ落ちするといったことが予想されましたので、そこと両方の掛け算でやらせていただきました。

【涌井委員】　よく分かりました。すばらしい研究成果をありがとうございました。

【丸田分科会長】　ほかにいかがでしょうか。それでは私から一つ、伝熱性能に与える冷媒の持つ特性と、それから機器側の持つ性能はどのように切り分けることが可能なのでしょうか。

【齋藤 SPL】　機器性能として大きく分かれるのが伝熱性能のところと、いわゆる冷媒が循環していますので、圧力損失になります。かなりの部分はその 2 つだと思っていただいて結構かと思います。例えばすごく潜熱が小さい冷媒ですと、非常に多く回さなければいけないということで、冷媒をたくさん回しますから、結局伝熱性能がある程度よくなっても圧損で性能が落ちてしまう。例えばある冷媒ですと、もともと非常に性能がよくなると私ども推定していたような冷媒でも、密度が小さいとなるとそれによって圧力損失が増えてしまう。せっかく熱力学的にはよさそうに見えても、機械に入れてみると圧損で駄目だというようなトレードオフが相当あることも分かったのが現実です。ですから、思ったものと違う結果も出て、研究している側としては非常に面白かったところです。

【丸田分科会長】　ありがとうございます。少し突飛な質問になりますが、将来例えば CO_2 のクレジットとか世界的に普及していくと、そういうことにも使えるのではないかと思ってしまいますが、あまりにも性能が良過ぎると全てが分かってしまってどうかとも思うのですけれども、そのあたりで何かお考えをお持ちでしょうか。

【齋藤 SPL】　当然そういったところにいろいろツールとしても使っていけると思いますし、やはり大事なところは冷媒の漏洩による効果と、やはり機器を動かしたことによる、電力を使ったことによる CO_2 排出の間接の効果、そのあたりがどのぐらいどうなっているのかをよく分析しながら、クレジットあたりを決め込むことが大事と思っています。多分これからは、先ほど言いましたように電力を使ったことによる CO_2 排出効果は一気に減っていきますので、徐々に冷媒の GWP が高いと効果が効いてくるようなことがあると思います。そのあたりもうまく反映されていくようなところに使っていけるとよいと思っている次第です。回答になっているでしょうか。

【丸田分科会長】　大変よく分かりました。どうもありがとうございました。それでは時間が参りましたので、以上といたします。

研究開発項目②「次世代冷媒の安全性・リスク評価手法の開発」

6.1.4 次世代冷媒の安全性・リスク評価手法の開発

実施者より資料に基づき説明が行われ、その内容に対し質疑応答が行われた。

【丸田分科会長】　ありがとうございました。ただいまのご説明に対しまして、ご意見、ご質問等ございますか。坂口委員お願いします。

【坂口委員】　ご説明ありがとうございました。15 ページに興味がございます。通常イメージ的には可燃性炭化水素系のポンプダウンができるのかというのが一つ頭にあったのですけれども、冷媒に添加剤を入れております。この添加剤というのは潤滑油と混ぜているのですか。

【伊藤特別契約研究員】　おっしゃるとおりです。

【坂口委員】　添加剤は市販されているもの、もしくは、これからされるところでしょうか。非常にこれの効果が出ていると書いてあり興味を持った次第です。

【伊藤特別契約研究員】　油メーカーにも協力いただいて、「これはどうですか」といった形で提案していただいたものを検証しているという形になります。後から出てきたものが、前よりもっとよい性能が出て「すごいぞ、すごいぞ」といったことをやってまいりました。

【坂口委員】　今までの常識では冷媒に添加剤を入れないというイメージですが、潤滑油に添加剤が入っているということですね。

【伊藤特別契約研究員】　そうです。

【坂口委員】　これは潤滑油メーカーのほうで開発されていくわけで、潤滑油として捉えればよいでしょうか。

【伊藤特別契約研究員】　潤滑油そのものは、今回示している範囲では同じものを使っています。

【坂口委員】　そうすると、性能の関係はこれからでしょうけれども、普通のフロン系だと性能に影響するということはあるでしょうか。炭化水素ですとこれはどうなのかと気になりますが、燃焼性から見たら抑えられるということはメリットになるという印象です。ありがとうございました。

【伊藤特別契約研究員】　ありがとうございます。

【丸田分科会長】　ほかにいかがでしょうか。中島会長代理お願いいたします。

【中島分科会長代理】　16 ページの自己分解反応の話ですが、ここでは HFO-1123 についてプロパンを添加すると抑制効果があるという結果だけを示されていたのですが、ほかの R1234yf とか R1234ze については調べていますか。

【伊藤特別契約研究員】　それはできておりません。やはり実験に結構負荷がかかるので、いろいろな種類の違うタイプのもの、一応オレフィン系で違うものというのは実験になくはなかったのですけれども、こういう抑制効果まで見られたのは HFO-1123 だけになります。ただ、プロパンが水素とフッ素の比率で水素が供給される量以上にたくさんプロパンを突っ込んでいくと、ほとんど反応しないガスとして振る舞うので非常に抑制が効いてくるといった理屈づけはされていますから、ほかでもこのぐらい入れたら同じように抑制できるのではないかといった話はざっくりであれば検討できますし、有望そうであれば実験するということは次期プロでも考えようと思っています。

【中島分科会長代理】　今のプロパンを入れると抑制があるというもののメカニズムをもう一度伺えますか。

【伊藤特別契約研究員】　要するに自己分解反応のときは酸素がありませんから、プロパン自体は量が少ないと HFO-1123 の分解と一緒に少し反応してしまうのですけれども、たくさん入れてやるとほとんど不活性ガスのようになり、これ以上反応しませんといった形になります。

【中島分科会長代理】　それほど入れないと抑制しないのですか。

【伊藤特別契約研究員】　そうなります。2 割ぐらい入れて大体バランス的につり合います。それを超えてくると非常に抑制が効いてくる形です。

【中島分科会長代理】　例えばほかの R32 などを加えても抑制はされないでしょうか。

【伊藤特別契約研究員】　ただ、GWP が大き過ぎますので、GWP を下げるという目的で言うと R32 はほとんど入れられないです。

【中島分科会長代理】　そういう意味では、例えば午前中の話であった CF_3I 等もそうですか。

【伊藤特別契約研究員】　そうなります。ただ、ただ CF_3I は、それはそれで安定性で悪影響が出るなど、そういう点は記載していないものの実は途中にございまして、そのあたりに悩んで今のところプロパンが一番今まで試した中では効果的である、ただ燃焼性がといったところまで来ています。

【中島分科会長代理】　ほかの HFO に関しては、今年度以降の課題ということですか。

【伊藤特別契約研究員】　そうなります。HFO-1123 に関しては加えるということで進めさせていただいているといった状況です。

【中島分科会長代理】　分かりました。ありがとうございます。

【飛原 PL】　飛原ですが、よろしいでしょうか。

【丸田分科会長】　お願いいたします。

【飛原 PL】　説明の追加をさせていただきます。HFO-1123 に対してプロパンを入れるとなぜ自己分解反応が抑制されるかというのは、物質の中の F の数と H の数が影響を及ぼしています。HFO-1123 というのは F が非常に多くて H が少ないといった物質です。それでプロパンは F がないわけですから、H を供給するような物質になっていまして、反応の中で F に対して H の数を増やしてあげると不均化が抑制されていく。不均化というのは基本的に F が存在することによって起こりますので、そういうような F と H の数の比率を変えてあげると、不均化反応を抑制するような効果があるということが分かりました。それで H を供給する物質としてプロパンが非常に有効であるという、イメージ的にはそういったものになります。

【中島分科会長代理】　では、ほかにも H を供給するものがあれば、それを加えたらよいということですか。

【飛原 PL】　そうなります。R32 を加えても抑制されます。R32 は H と F の数が同じなので、HFO-1123 よりも抑制する効果が強いという話になります。

【中島分科会長代理】　分かりました。

【丸田分科会長】　ほかにいかがでしょうか。佐々木委員お願いします。

【佐々木委員】　着火モデルのところは具体的に何となく分かりやすいのですが、漏洩のモデルとしては、例えば先ほど少し産総研の報告にあったかと思いますけれども、配管のどこに開くとか、どれくらいの大きさが開くとか、さらにもっと根本的に言えば、エアコンが稼働時なのか止まっているときなのかというのが私自身整理できなかったのですけれども。少し知っている分野でいくと、例えば漏洩の原因のモデルとしては統計的なデータを分析されているという感じなのですか。

【椎名主任研究員】　事故例で、実際に漏洩事故で着火しなかった漏洩事故というのは、当然着火事故よりいっぱいあるわけですが、それが発覚するのは冷房の効きが悪くなって見てみると冷媒量が下がっていることだと思います。その原因として穴を探すと溶接の継ぎ目であるとか、そういうところで穴があって、どのくらいの大きさだったかということが分かるわけです。基本的にはそれを採用しているのですけれども、今回は穴の大きさをいろいろ変えるのではなく、エアコンが売られているときに持っている配管の一番太いものというのは分かっていることですから、今回の場合は室外機から配管が来て熱交換器につながっているところをノコギリで切ったりとか、熱交換器の中央付近に同程度の太さのパイプを持っていってそこから噴くようにしたりとか、そういうもので調整しています。流量の調整は実は全くエアコンの外でコントロールしています。実機を使い、実機の配管に近いものも使っているのですけれども、ここでは説明していませんが、液で出すかそれともガス上で出すかは一応ボンベを使ってコントロールできます。今は基本的にはガスで出して、4 分全量放出というのが一番早いものだということが IEC で規定されているのですけれども、今回の実験では 3 分から 20 分に変えて実験しています。この事業の前事業でロート状のもので配管径を変えながら、もう少し狭い 4 畳半の部屋で、室内機は使わないで配管で出していることがあるのですけれども、配管から出して、何か壁に当

てて減速させないと、とにかく漏洩の速度で部屋の中の空気が拡散されるので、室内機ファンみたいなものがなくても非常に濃度が低くなります。エアコンはもともと上と下にすごく空き口があるので、漏洩口のでき方によっては室内機のパッケージの箱に漏洩のガスが当たらないで直接外へ出る。そうすると十分部屋の空気が循環され、全然ガスがたまらず可燃性の領域はできなくなると思います。大体そういうようなことが試行錯誤で分かってきています。

【佐々木委員】　ありがとうございます。

【丸田分科会長】　ほかにございますか。涌井委員お願いします。

【涌井委員】　最初の自己分解反応のところの16ページ目で、こちらの実用上の最悪条件を考えられているということですが、これは具体的にはどういうことが起こるとこういった条件になるのか。それが非常に可能性の少ないものなのか、現実的なのかという、そのあたりのシナリオが分からなかったのですが。

【伊藤特別契約研究員】　確率の評価までは、まだ日本冷凍空調工業会の参画が来ていない中で、まだちゃんとできていない状態で検討したものなのですけれども、状況としては一定速機のコンプレッサーの出口が中で塞がった状態で、しかもコンプレッサーの過負荷を止めるようなオーバーロードプロテクターが駄目になっているという状態でコンプレッサーがひたすら回り続ける。冷媒が大体 HFO-1123 を使ったこのぐらいの組成になるだろうという条件で設定されたのが圧力として6MPa であり、温度に関してはコンプレッサーの磁石がこのくらいの温度になると減磁してしまってコンプレッサーが回らなくなって圧力が上がらなくなるだろうということで、発生する確率としては複数の故障が重なるような確率的には低めだろうとは予想はされるものの、数字は出ていないところですから、それはきちんと見ておく必要があるだろうということで、こういう形でまずはこの条件で検証するといったところです。今並行して、日本冷凍空調工業会においてその確率が実際どうかを詰めていただいているため、それが出てくるとまた条件が動いてくると思います。

【涌井委員】　ありがとうございます。リスクマネジメントですから、そういう最悪のケースを考えることは非常に大事だと思いました。それとプロパンを添加する話で、自己分解反応が抑えられるという話はよく分かったのですが、この結果として冷媒特性としてはどのように変わるのですか。サイクルで見た場合にどういう方向に、プロパンは基本的には特性はいいとは思うのですが。

【伊藤特別契約研究員】　性能的には改善する方向にいくのではないかという期待はしているのですが、伝熱特性を自分のところでやっているわけではありませんから、そこに関しては、まずはこういう事故が起こらない、組成をつくらないといったところです。

【飛原PL】　飛原ですが、プロパンはルームエアコンの冷媒として単独でも使われようとしている冷媒ですから性能はそれほど悪くありません。したがって、HFO-1123 にプロパンを混ぜるとそれほど悪くなく、よくなるかもしれない。ただし、一方よくない点は燃焼性が上がって微燃冷媒とならないといったところで、そこが一番大きな欠点だと思います。

【涌井委員】　ありがとうございます。私もそのように感じました。もう一つ実施された成果で性能評価の話において、圧縮機固定で運転するときではない場合の特性の違いが出るというのを具体的にスライドで出していただいたのですが、これをどのように JIS 規格のほうに働きかけていくとよいのだろうかと思ったところです。

【伊藤特別契約研究員】　このときに使った機種は数が限られていたところもありますが、例えば非常に低負荷になったときにこういう挙動傾向があるといったことを複数機種で示していく。そういう形で、一般的にこういう傾向がありますというところを抽出するところまで持っていけると、このあたりで性能の例えば変曲点みたいなのがあるとか、極端に下がるといたところで、もう少し詰めた議論ができるのではないかと思っています。

【涌井委員】　よく分かりました。ありがとうございます。あともう一点、資料22ページ目の着火源の話になります。非常に大量な分類をされていて印象深かったのですけれども、この結果、こちらの着火源に関しては、基本的にプロパンであれば問題がないのか、いずれにしても着火してしまうのかという基本的なところが追えなかったので、すみませんが、補足していただけますか。

【今村教授】　まず、高温着火源のところで、たばこ等というのは着火しないことが分かりましたので、ホットプレートにつきましても、もちろん温度が700度、800度とかを超えれば着火に至る可能性はあるのですけれども、通常使われるホットプレートで700度、800度を家電製品でいくことはほとんどないと考えますので、これも着火に至らないと思います。電気系の着火源のほうですが、こちらは実はお手元の事業原簿には、横軸に消費電力、縦軸にエネルギーを取っているグラフが書いてあると思います。その横軸消費電力のところで、実際実験をやったところだと横軸は確か160Wを超えないと、一度も着火が見られていないという結果になっています。それで言いますと、扇風機といったところは40Wの小さいものの場合は着火には至らない。実際に実験をやってみても着火には至らなかったことが見られています。

【涌井委員】　そういう意味では、エネルギーという積算値だけでなくて瞬時値、ワットも影響が大きいということでしょうか。

【今村教授】　そうなります。

【涌井委員】　分かりました。ありがとうございます。

【丸田分科会長】　ほかにいかがですか。高島委員お願いします。

【高島委員】　ルームエアコンのJIS改定の情報提供とあったのですけれども、これは改定の提案をされたということですか。

【今村教授】　そこまでは多分いっていないと思います。ルームエアコンではなく、業務用冷凍のほうはIEC規格に不十分な点がIEC60335-2-89で、まだこれだと評価するには不十分と思われるところが日冷工のほうであったということで、日冷工のほうで日本規格にはそこの改善を盛り込んだ規格にしたといった状況のようです。そこに時空積と着火確率で見たときに許容値を超えるような場合があった模様で、そこに今回私たちがやりました研究成果を盛り込むとその確率を下げることができたので、JIS規格にそれを反映させたものと伺っております。

【高島委員】　ありがとうございました。

【丸田分科会長】　それでは、私から幾つか伺います。たばこを単なる熱源といった考え方で取扱いをされていると思うのですが、たばこが燃焼していますと、静的な状態であればそこで燃料リッチな燃焼が起きていますので、たばこの周りは局所的に酸素供給がボトルネックになった状態をつくっています。したがって、環境中に燃料があっても反応しない。しかし、煙草を燃焼した状態で、要は乱暴にその空間に持っていきますと、その表面は着火源となりえると思います。基本的には、想定していないことで事故を出したくないという観点になるのですけれども、R290の場合は基本的に燃料ですので、火災とか安全の分野でかなりの量の研究が積み重ねられていると思います。「たばこが安全」と言ってしまうと一般的な受け取り方としてミスリーディングなメッセージになる可能性が懸念されるので、どのような言い方をされるか、注意を要すると思われます。「たばこは安全」と言ってしまい、別の方法でタバコに火を着けようとすれば、そちらが着火源となり笑えない話になります。そういう低次元の話だけではなく、いろいろなシナリオがあると思いますので、これから進められるときに、公開に至るまでの間に火災や安全を専門とされる方の見解も聞かれると、より良いと思いました。冷媒から、純然たる燃料まで範囲が及びますので、注意をするに越したことはないと思います。それが一点です。

それからもう一点が、不均化は基本的にHFが生成する発熱反応が原因で密閉空間で圧力上昇が起こるものだと理解していますが、その密閉状態の中に、例えばR290が存在していると、それが配管の破

断によって漏洩したときに周囲に酸素がある状態になるわけです。これは基本的に今までの安全を管理しようという考え方からは少し外れたところになるので、そこについても慎重に検討いただいて、どういうメッセージをだされるか、規格についても工夫をされて、決してそういうことが起こらないようにしていただくのがより安全かと思います。ここまで詳細に分類された例はほかにございませんので、非常に信頼を受けると思いますから、よろしくお願いします。

【今村教授】　分かりました。ありがとうございます。

【丸田分科会長】　それでは時間が参りましたので、以上といたします。

（非公開セッション）

6.2 研究開発項目③「次世代冷媒及び次世代冷媒適用技術の開発

省略

7．全体を通しての質疑

省略

（公開セッション）

8．まとめ・講評

【涌井委員】　大阪公立大学の涌井です。本日ありがとうございました。キガリ改正という非常に厳しい制約の下、冷媒が抱えなければいけない課題がたくさんある中で精力的に進められた事業につきまして皆様に感謝を申し上げたいと思います。また、今日お話を伺いまして、将来のアウトカムが大事であることに対して、この事業でのアウトプットも明確にお示しいただいた上で、それがいかに達成できたかというのも非常によく分かりました。また、コロナ禍を経て中間報告もありましたが、その後での目標修正を皆様積極的に考えられていることも非常に印象的でした。そして、このプロジェクトでは委託と助成事業がありますけれども、それプラスで調査事業が入ったことによって情報の収集や発信を積極的に行われていることが個人的には大きく印象に残った事業だったと思います。また、委託、助成それぞれ初期の目的に到達することができており、新しいプロジェクトが始まっておりますが、それに対する橋渡しになった事業であると考えます。本事業の成果が学術界や産業界で広く貢献できるものだと思いますし、この事業に関わられました皆様に深く御礼を申し上げたいと思います。本日はありがとうございました。

【丸田分科会長】　ありがとうございました。続きまして、高島委員お願いいたします。

【高島委員】　日本冷媒・環境保全機構の高島でございます。本日伺いまして、先ほどあったキガリ改正の問題に対してGWPを2036年までに10程度以下のものを上市しなくてはならないといった話でございます。それに対することや、また2029年に150以下という話において皆様、様々な機器を開発していただけたと言えると思います。ただし、今使っている冷媒というのは、私どもの機構は冷媒管理システムRaMSというものをやっているのですが、物すごい機種、物すごい数の冷媒を使っているという問題があります。自然に新規のものは淘汰されていくと思っていますが、今ある機械をまだ使い続けるので、今あるものをどうやって回収・再生して機械を延命しなくてはいけないかといった話もございます。現状、メーカーや大学もありますが、先ほど涌井先生から話があったとおり、間に冷凍空調学会や日冷工が調査に入られているという話を聞いて非常によかったと思うとともに大変勉強になった次第です。ありがとうございました。

【丸田分科会長】　ありがとうございました。続きまして、佐々木委員お願いいたします。

【佐々木委員】　日本大学の佐々木です。全体を見て我が国日本らしいきめ細かな目標設定と納期意識が高く、ほぼ全て達成された状況を見まして、さすがだと思いました。ただし、今後のことを考えれば、2025 年問題であるとか、様々教育の現場を私も経験しまして、この体制を持続可能な形で維持することが非常にこれからの課題だと考えます。達成目標はクリアをしていますが、外的な要因でいろいろなことがまだ課題はありそうですので、関連業界も含めて、この体制の維持・発展するような志が必要と感じた次第です。以上になります。

【丸田分科会長】　ありがとうございました。続きまして、坂口委員お願いいたします。

【坂口委員】　日設連の坂口と申します。今日は非常に貴重な意見をありがとうございました。本日皆様の発表を聞きながら、我々の冷凍空調業界を支えてくれているところがいかに貴重なものかと実感し、その内容も非常に重要だと思った次第です。我々も冷媒動向については一番の関心事であり、最終的には大学関係者の方からの基礎研究、冷媒開発、メーカーの機器開発等、産学協同が一体にならないとこれを支えることは難しいと考えます。冷媒動向は 1985 年から始まりまして、オゾン層保護法からフロン排出抑制法、そしてまだまだこれからもグリーン冷媒等と変わっていきますが、非常に重要な位置にあるということを改めて感じた一日でありました。ありがとうございました。

【丸田分科会長】　ありがとうございました。続きまして、中島会長代理お願いいたします。

【中島分科会長代理】　国立環境研究所の中島です。私は前期のプロジェクトの評価にも関わらせていただきましたが、そのときと比べて非常に今期は進んだというのが第一印象です。それに関して飛原 PL をはじめ、実施者の皆様、NEDO 環境部の皆様に非常に敬意を表したいと思います。特に、前期でも冷媒の候補とかが出てきたのですが、毒性の問題等も種々あり、これで本当に現実にいくのだろうかと思ったところもありました。しかし今期は非常に夢のある話が多く、冷媒も相当実現性の高いような候補が出てきましたし、様々な機器をメーカーが開発されており、非常にうまくいっているというのが私の感想です。あともう一つ大きな点は、ASHRAE、IEC、ISO といった国際規格に多くの成果が登録されたということもございます。また論文をはじめとする成果も非常に多く発表されていることからも、今期のプロジェクトは非常にうまくいっていたのではないかと思います。一方、そうは言ってもまだ実用化に対しては幾つか解決する必要がある課題が残っていることも今回の発表の中でありました。幸い NEDO の下、また今年から次期プロジェクトが始まったということをお聞きしましたので、非常に勇気づけられました。また 5 年間やっていくことで、かなりのところまでいけるのではないかと思っております。皆様、本当にご苦労さまでございました。引き続きよろしくお願いいたします。

【丸田分科会長】　ありがとうございました。それでは分科会長を仰せつかりました東北大学の丸田より講評をいたします。委員の皆様からいただいたご発言でもう全てカバーされていると思うのですけれども、私は燃焼が専門分野となりますので、その点で少し感じたことを述べさせていただきます。まず今回、大学における基礎研究、それから学協会における調整、そして飛原 PL のハンドルによって全体が非常に最適化された形で開発までカバーされているといったことから、全てにおいて高い水準でプロジェクトが進行されたことに対し深く敬意を表します。その上で、気がかりなのはフロンに対する PFAS、PFOS のことです。要は、一気に燃料にいくのかどうなのかというのが中長期で少し気になるところでもあります。そうなった場合には、やはり今以上に分野間を超えた協力が必要になると考えますし、そのためには学生をはじめとする若い方にこういったフィールドにどんどん参画していただき、日本の熱に対する中核の技術を担っていただく体制を持っていただきたいと思います。それから、これは NEDO 及び経産省の方へのお願いになりますが、我々のコントロールできないところで物が決まっていくところをただ傍観するだけではなく、従来いろいろありましたが、やはりそういうルールを決めるところに入っていただきたいです。人類が使う熱の量も増えるばかりですから、ますます大

切な技術になっていくかと思いますし、よりリーズナブルなところに技術を落ち着かせることが求められると思います。今日は大変頼もしく感じたとともに非常に勉強になった次第です。誠にありがとうございました。以上です。

【日野主査】　ありがとうございました。それでは、ただいまの講評を受けまして推進部長及びPLから一言いただければと思います。

【福永部長】　NEDO 環境部の福永です。本日は朝から長時間にわたりましてご審議を賜りましたことに、分科会長をはじめ、委員の先生方に感謝を申し上げます。また、これまで事業を進めてこられた飛原PL、齋藤SPLをはじめ、事業者の方々におかれましては、非常に大きな成果を出されたと先生方からも評価いただきましたが、高圧ガス保安法の改正や各種国際規格、また特許の取得など非常に多くの成果を出していただいたものと思っております。今後は特に欧州のFガス、PFASの動向も注視しながらプロジェクトを進めていく必要があると考えてございます。また、事業者の方々もおっしゃっていましたが、GWP、COP を評価した上で、さらにコストのバランスを取ってどのように社会に実装していくのかというのも非常に重要な視点になると思います。これは環境価値をどうやって見える化していくかというところにつながると思いますので、ぜひ政府とも連携しながらこうした取組を進めていきたいと考えます。最後に、我々NEDOとしてはこの事業の後継事業を既にスタートしておりますが、理事長以下を含め、技術開発だけではなく事業化にどう支援を広げていくのか、また、その成果をしっかりと世の中にアピールをしていき、体制をしっかり維持しながら層の厚さを確保していくことに対し我々としてもしっかり取り組んでまいる所存です。本日はありがとうございました。

【日野主査】　ありがとうございました。続きまして、飛原PLお願いいたします。

【飛原PL】　飛原でございます。本日は、長時間にわたりまして、分科会委員の皆様にプロジェクト発表を聞いていただき、ご批評いただきまして誠にありがとうございました。この冷凍空調関係の冷媒の低GWP 化については、非常に長い間 NEDO の支援をいただいてプロジェクトが進んできております。それにより、大学の関係者も一生懸命社会ニーズに基づいた研究を推進していく体制ができていることは大変喜ばしいことだと思います。ただ、いろいろ予算を取ることを考えますと、こんなに長い間やっていると、「そろそろやめたらどうだ」という声を聞くこともございます。「長い間やったのだから、もう解決したでしょう」と言われるのです。しかし、そうは言っても国際条約上の冷媒規制についてはどんどん新しいことが出てきて、ますます厳しい要求を突きつけられるわけで、何年経っても解決しない状況がここ最近続いているところです。一方、長い間やっていればよいというものでもありませんが、着実に成果を上げることが重要と私自身思っております。そのためには大学と国研と産業界の間の連携というのは非常に重要だと考えます。委託事業というのは、うまくやらないと大学、国研がやりたいようにやってしまうところがございます。そうならないよう産業界のニーズをうまく取り入れ、その計画をその時々に応じて修正しながら大切なお金を使って研究をしていただくことに努めてきておりますし、今後もそういう方向でまいる所存です。それから、今回評価していただきましたけれども、後継のNEDOプロジェクトも今年から始まっております。私がまたPLを仰せつかっておりますから、今日様々伺いました意見をよく肝に銘じまして、新しいプロジェクトにおいても成果が上がるよう頑張っていきたいと思います。改めまして今日はありがとうございました。今後ともどうぞよろしくお願いいたします。

【日野主査】　ありがとうございました。それでは、ここで経済産業省製造産業局化学物質管理課オゾン層保護等推進室、課長補佐の兒玉様より一言いただきたいと思います。よろしくお願いいたします。

【兒玉課長補佐】　委員の皆様、本日は長時間にわたり評価をいただきましてありがとうございました。様々な説明及び講評を聞かせていただき、前プロジェクトが国内法及び国内外の規格の改正のベースとなるような成果を挙げていただいており、これは世界にも誇れるような成果であると改めて感じており

ます。また、その成果について委員の皆様に高く評価していただいたことも大変うれしく感じております。他方、皆様からもコメントがありましたとおり、キガリの上限値は2024年、2029年、さらに2034 年以降と段階的に下がっていく一方であり、さらには欧州の規制の課題も目の前にございます。長くプロジェクトを続けていただいておりますけれども、向かい風が吹く一方であり、そういった逆風の中、様々な課題に果敢に取り組んでいただいて本当にありがたく思います。既に現行のプロジェクト、「グリーン冷媒・機器開発事業」が始まっておりますけれども、まさに評価委員の皆様にもおっしゃっていただいたとおり、このプロジェクトに関わっていただいている産学の層の厚さがこれまでの成果の基礎・基盤を築いてきたと思っておりまして、これが現行プロジェクトの礎となっていると信じております。ご指摘もいただいたとおり、今後、ルール形成であるとか、今後の予算要求において、行政サイドとしてやるべき課題を認識し、今後とも皆様のご支援をいただきながらしっかり取り組んでまいりたいと思います。引き続きよろしくお願いいたします。ありがとうございました。

【丸田分科会長】　どうもありがとうございました。それでは、以上で議題８を終了いたします。

９．今後の予定

１０．閉会

配布資料

資料 1	研究評価委員会分科会の設置について
資料 2	研究評価委員会分科会の公開について
資料 3	研究評価委員会分科会における秘密情報の守秘と非公開資料の取り扱いについて
資料 4-1	NEDO における技術評価について
資料 4-2	評価項目・評価基準
資料 4-3	評点法の実施について
資料 4-4	評価コメント及び評点票
資料 4-5	評価報告書の構成について
資料 5	プロジェクトの概要説明資料（公開）
資料 6-1	プロジェクトの詳細説明資料（公開）
資料 6-2	プロジェクトの詳細説明資料（非公開）
資料 7-1	事業原簿（公開）
資料 7-2	事業原簿（非公開）
資料 8	評価スケジュール
番号なし	質問票（非公開）

分科会前に実施した書面による質疑応答は、全ての質問について質問または回答が非公開情報を含んでいるため、記載を割愛する。

以上

参考資料２　評価の実施方法

NEDO における技術評価について

1. NEDO における技術評価の位置付けについて

NEDO の研究開発の評価は、事業の実施時期毎に事前評価、中間評価、終了時評価及び追跡評価が行われ、研究開発のマネジメントにおける PDCA サイクル（図 1）の一角と位置づけられています。さらに情勢変化の激しい今日においては、OODA ループを構築し、評価結果を計画や資源配分へ適時反映させることが必要です。

評価結果は、被評価事業等の資源配分、事業計画等に適切に反映させることにより、事業の加速化、縮小、中止、見直し等を的確に実施し、技術開発内容やマネジメント等の改善、見直しを的確に行っていきます。

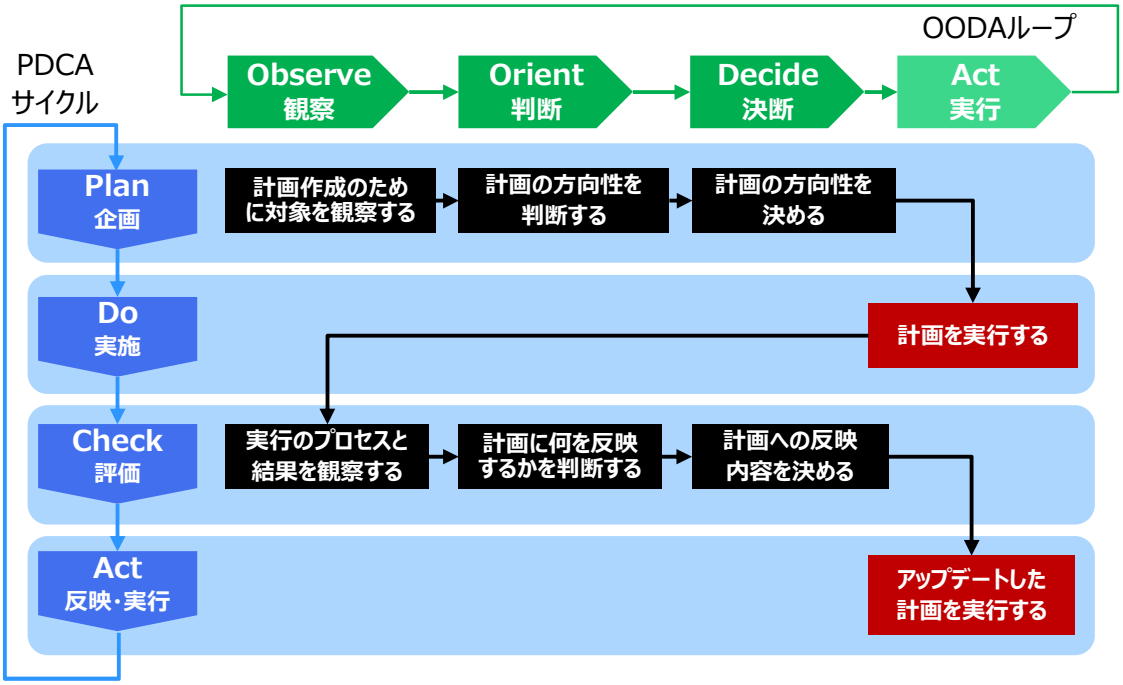


図 1　研究開発マネジメント PDCA サイクルと OODA ループ組み合わせ例

2. 技術評価の目的

NEDO では、次の 3 つの目的のために技術評価を実施しています。

(1) 業務の高度化等の自己改革を促進する。

(2) 社会に対する説明責任を履行するとともに、経済・社会ニーズを取り込む。

(3) 評価結果を資源配分に反映させ、資源の重点化及び業務の効率化を促進する。

3. 技術評価の共通原則

技術評価の実施に当たっては、次の 5 つの共通原則に従って行います。

(1) 評価の透明性を確保するため、評価結果のみならず評価方法及び評価結果の反映状況を可能な限り被評価者及び社会に公表する。なお、評価結果については可能な限り計量的な指標で示すものとする。

(2) 評価の明示性を確保するため、可能な限り被評価者と評価者の討議を奨励する。

(3) 評価の実効性を確保するため、資源配分及び自己改革に反映しやすい評価方法を採用する。

(4) 評価の中立性を確保するため、可能な限り外部評価又は第三者評価のいずれかによって行う。

(5) 評価の効率性を確保するため、研究開発等の必要な書類の整備及び不必要な評価作業の重複の排除等に務める。

4. プロジェクト評価の実施体制

プロジェクト評価については、図 2 に示す実施体制で評価を実施しています。

(1) 研究開発プロジェクトの技術評価を統括する研究評価委員会を NEDO 内に設置。

(2) 評価対象プロジェクト毎に当該技術の外部の専門家、有識者等を委員とした分科会を研究評価委員会の下に設置。

(3) 同分科会にて評価対象プロジェクトの技術評価を行い、評価報告書（案）を取りまとめた上、研究評価委員会に諮る。

(4) 研究評価委員会の審議を経て評価報告書が確定され、理事長に報告。

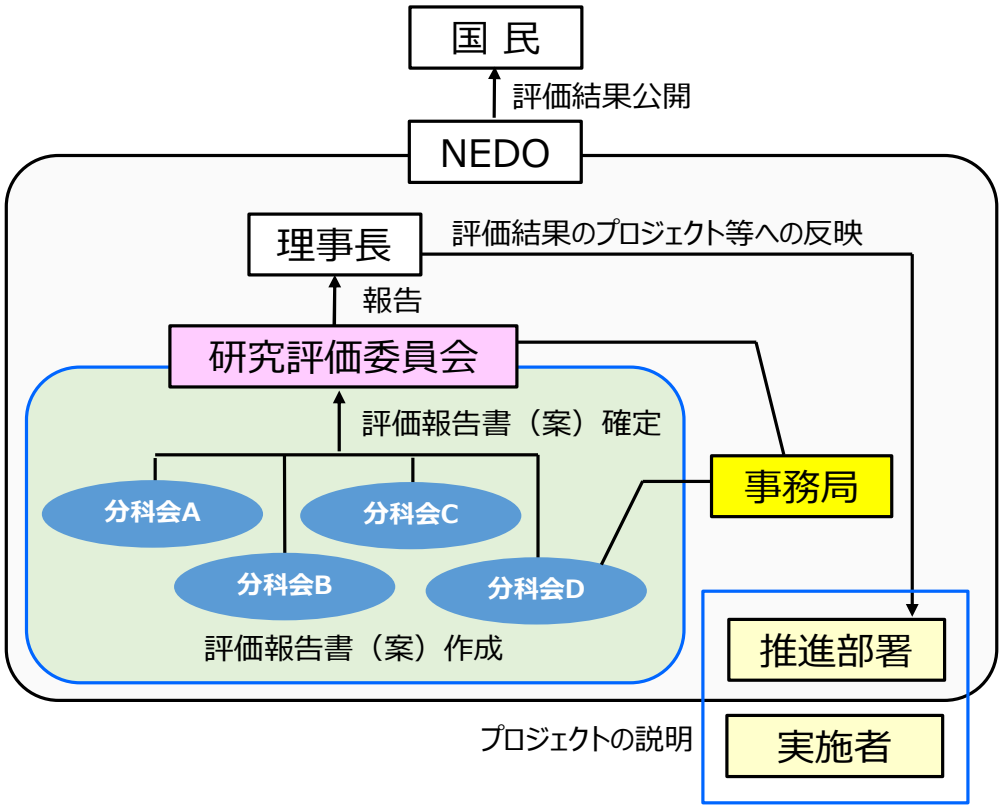


図 2　評価の実施体制

5. 分科会委員

分科会は、研究開発成果の技術的、経済的、社会的意義について評価できる NEDO 外部の専門家、有識者で構成する。

6. 評価手順

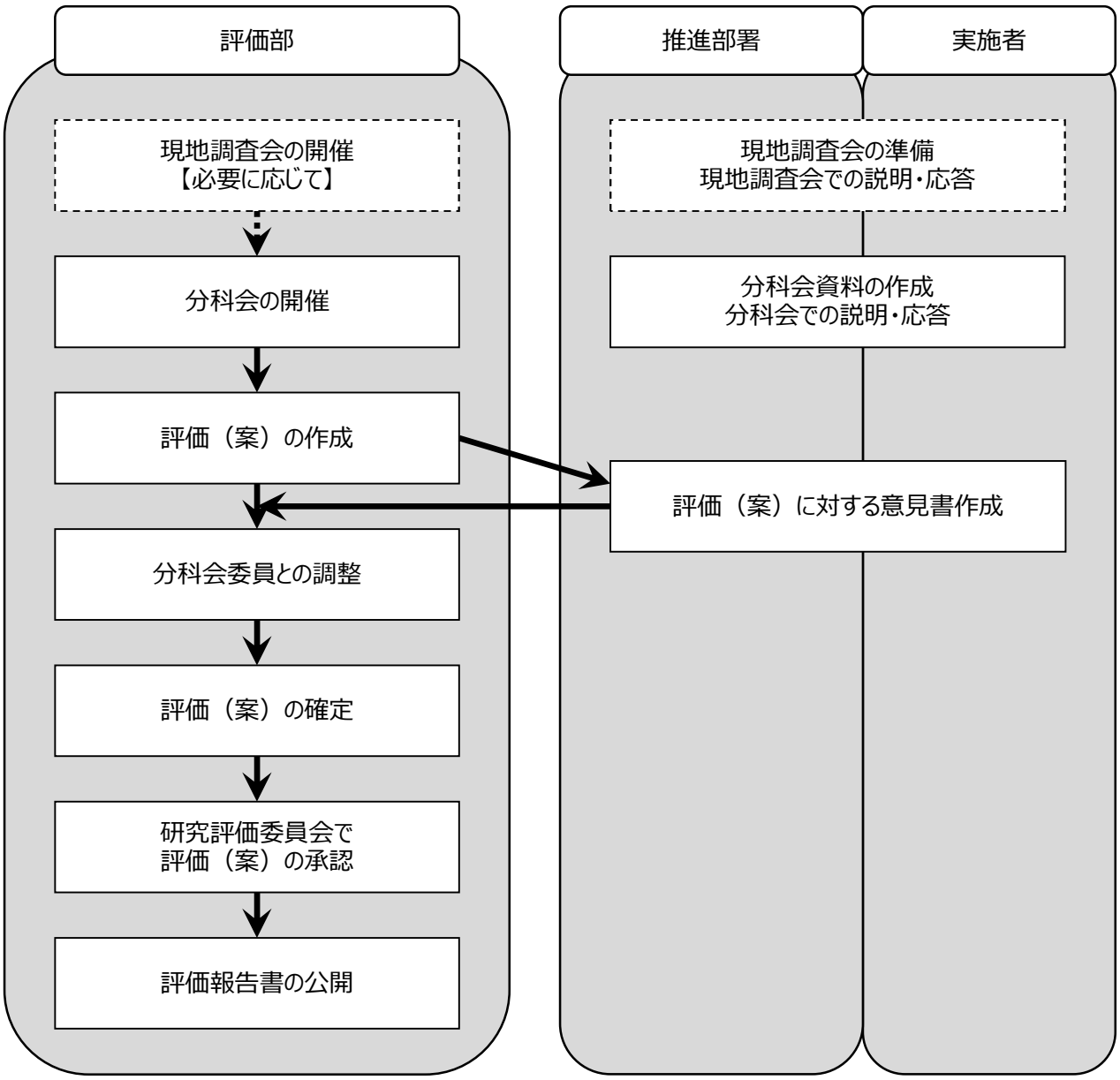


図 3 評価作業フロー

「省エネ化・低温室効果を達成できる次世代冷媒・冷凍空調技術及び評価手法の開発」
（終了時評価）分科会に係る
評価項目・評価基準

1．意義・アウトカム（社会実装）達成までの道筋

(1) アウトカム達成までの道筋

・「アウトカム達成までの道筋」※の見直しの工程において、外部環境の変化及び当該研究開発により見込まれる社会的影響等を考慮したか。

※ 「アウトカム達成までの道筋」を示す上で考慮すべき事項
・将来像（ビジョン・目標）の実現に向けて、安全性基準の作成、規制緩和、実証、標準化、規制の認証・承認、国際連携、広報など、必要な取組が網羅されていること。
・官民の役割分担を含め、誰が何をどのように実施するのか、時間軸も含めて明確であること。
・本事業終了後の自立化を見据えていること。
・幅広いステークホルダーに情報発信するための具体的な取組が行われていること。

(2) 知的財産・標準化戦略

・オープン・クローズ戦略は、実用化・事業化を見据えた上で、研究データも含めた上で、クローズ領域とオープン領域が適切に設定されており、外部環境の変化等を踏まえてもなお、妥当であったか。
・本事業の参加者間での知的財産の取扱い（知的財産の帰属及び実施許諾、体制変更への対応、事業終了後の権利・義務等）や市場展開が見込まれる国での権利化の考え方は、オープン・クローズ戦略及び標準化戦略に整合し、研究開発成果の事業化に資する適切なものであったか。
・標準化戦略は、事業化段階や外部環境の変化に応じて、最適な手法・視点（デジュール、フォーラム、デファクト）で取り組んでいたか。
・国際標準の制定の計画において、制定までの役割分担が示されていたか。

2．目標及び達成状況

(1) アウトカム目標及び達成見込み

・外部環境の変化及び当該研究開発により見込まれる社会的影響等を踏まえてアウトカム指標・目標値を適切に※見直していたか。
・アウトカム目標の達成の見込みはあったか（見込めない場合は原因と今後の見通しは妥当であったか）。

※ アウトカム目標を設定する上で考慮すべき事項
・本事業が目指す将来像（ビジョン・目標）と関係のあるアウトカム指標・目標値（市場規模・シェア、エネルギー・CO_2 削減量など）及びその達成時期が適切に設定されていること。
・アウトカムが実現した場合の日本経済や国際競争力、問題解決に与える効果が優れていること。
・アウトカム目標の設定根拠は明確かつ妥当であること。
・達成状況の計測が可能な指標が設定されていること。

(2) アウトプット目標及び達成状況
・外部環境の変化及び当該研究開発により見込まれる社会的影響等を踏まえてアウトプット指標・目標値を適切に※見直していたか。
・最終目標は達成しているか。未達成の場合の根本原因分析や今後の見通しの説明は適切だったか。
・副次的成果や波及効果等の成果で評価できるものがあったか。
・オープン・クローズ戦略や実用化・事業化の計画を踏まえて、必要な論文発表、特許出願等が行われていたか。

※ アウトプット目標を設定する上で考慮すべき事項
・アウトカム達成のために必要なアウトプット指標・目標値及びその達成時期が設定されていること。
・技術的優位性、経済的優位性を確保できるアウトプット指標・目標値が設定されていること。
・アウトプット指標・目標値の設定根拠が明確かつ妥当であること。
・達成状況の計測が可能な指標（技術スペックと TRL※の併用）により設定されていること。

※TRL：技術成熟度レベル（Technology Readiness Levels）の略。

3．マネジメント

(1) 実施体制
・実施者は技術力及び実用化・事業化能力を発揮したか。
・指揮命令系統及び責任体制は明確であり、かつ機能していたか。
・実施者間での連携、成果のユーザーによる関与など、実用化・事業化を目指した体制となっていたか。
・個別事業の採択プロセス（公募の周知方法、交付条件・対象者、採択審査の体制等）は適切であったか。

・本事業として、研究開発データの利活用・提供方針等は、オープン・クローズ戦略等に沿った適切なものであったか。また、研究者による適切な情報開示やその所属機関における管理体制整備といった研究の健全性・公平性（研究インテグリティ）の確保に係る取組をしたか。

(2) 研究開発計画

・アウトプット目標達成に必要な要素技術の開発は網羅され、要素技術間で連携が取れており、スケジュールは適切に計画されていたか。

・研究開発の進捗を管理する手法は適切であったか（WBS※1等）。進捗状況を常に関係者が把握し、遅れが生じた場合、適切に対応していたか。

※1 WBS：作業分解構造(Work Breakdown Structure)の略。

本研究評価委員会報告は、国立研究開発法人新エネルギー・産業技術総合開発機構（NEDO）評価部が委員会の事務局として編集しています。

NEDO 評価部
部長　三代川　洋一郎
担当　日野　武久

＊研究評価委員会に関する情報は NEDO のホームページに掲載しています。
（https://www.nedo.go.jp/introducing/iinkai/kenkyuu_index.html）

〒212-8554 神奈川県川崎市幸区大宮町1310番地
ミューザ川崎セントラルタワー20F
TEL 044-520-5160　FAX 044-520-5162