

「ノンフロン型省エネ冷凍空調システム開発」

事業原簿【公開】

担当部	独立行政法人新エネルギー・産業技術総合開発機構 環境部
-----	--------------------------------

—目次—

概要

プロジェクト用語集

I. 事業の位置付け・必要性について

1. NEDOの関与の必要性・制度への適合性.....	I - 1
1.1 NEDOが関与することの意義.....	I - 1
1.1.1 社会的な背景.....	I - 1
1.1.2 低 GWP 冷媒機器開発の必要性.....	I - 4
1.1.3 産業界での対応状況.....	I - 6
1.1.4 技術的な課題とNEDOの関与する意義.....	I - 16
1.2 実施の効果(費用対効果).....	I - 17
1.2.1 産業界への効果.....	I - 17
1.2.2 費用対効果.....	I - 17
1.2.3 制度への適用性.....	I - 19
2. 事業の背景・目的・位置づけ.....	I - 20
2.1 事業の背景.....	I - 20
2.1.1 オゾン層保護対策の動向.....	I - 20
2.1.2 温暖化対策の動向.....	I - 21
2.2 事業の目的と位置付け.....	I - 21

II. 研究開発マネジメントについて

1. 事業の目標.....	II - 1
1.1 住宅分野向けノンフロン型省エネ冷凍空調システム開発.....	II - 3
1.2 業務分野向けノンフロン型省エネ冷凍空調システム開発.....	II - 5
1.3 実用的な性能評価、安全基準の構築.....	II - 6
2. 事業の計画内容.....	II - 8
2.1 研究開発の内容.....	II - 8
2.1.1 住宅分野向けノンフロン型省エネ冷凍空調システム開発.....	II - 8
2.1.2 業務分野向けノンフロン型省エネ冷凍空調システム開発.....	II - 17
2.1.3 実用的な性能評価、安全基準の構築.....	II - 20
2.2 研究開発の実施体制.....	II - 27
2.3 研究の運営管理.....	II - 29
2.4 研究開発成果の実用化、事業化に向けたマネジメントの妥当性.....	II - 29
3. 情勢変化への対応.....	II - 30
3.1 EU指令.....	II - 30
4. 中間評価結果への対応.....	II - 32
5. 評価に関する事項.....	II - 32

III. 研究開発成果について

1. 事業全体の成果.....	III - 1
1.1 住宅分野向けノンフロン型省エネ冷凍空調システム開発.....	III - 1
1.2 業務分野向けノンフロン型省エネ冷凍空調システム開発.....	III - 2
1.3 実用的な性能評価、安全基準の構築.....	III - 2
2. 研究開発項目毎の成果.....	III - 3
2.1 住宅分野向けノンフロン型省エネ冷凍空調システム開発.....	III - 5
2.2 業務分野向けノンフロン型省エネ冷凍空調システム開発.....	III - 46
2.3 実用的な性能評価、安全基準の構築.....	III - 56

IV. 実用化、事業化の見通しについて

1. 実用化、事業化の見通しについて.....	IV - 1
-------------------------	--------

1.1	成果の実用化の可能性.....	IV- 1
1.2	波及効果.....	IV- 12
2.	今後の展開.....	IV- 22

(添付資料)

- ・イノベーションプログラム基本計画
- ・プロジェクト基本計画
- ・技術戦略マップ
- ・事前評価関連資料
- ・論文特許リスト

概要

最終更新日	2011年10月11日
-------	-------------

プログラム（又は施策）名	地球温暖化防止新技術プログラム（H17FY～H19FY） 環境安心イノベーションプログラム（H20FY～H22FY）		
プロジェクト名	ノンフロン型省エネ冷凍空調システム 開発	プロジェクト番号	P05029
担当推進部/担当者	環境部 和仁、阿部、畠山（平成22年10月現在） 環境技術開発部 菅原、松原、井出本（平成20年4月～平成22年3月） 環境技術開発部 寺田、益子（平成17年4月～平成20年3月）		
0. 事業の概要	<p>冷凍空調機器分野はオゾン層破壊物質であるHFCから京都議定書対象ガスのHFCへの本格的転換期というタイミングにあり、今後はHFCの排出量が急速に増加する見込み。（2008年13百万t-CO2→2029年BAU推計40百万t-CO2：産業構造審議会 化学・バイオ部会 第25回地球温暖化防止対策小委員会、および環境省2008年度実績値）</p> <p>このため、家庭用・業務用及び運輸用エアコン及びショーケース等への適用を目的として、高効率でかつ、安全性についても配慮した、ノンフロン（低温室効果冷媒）型省エネ冷凍・空調システムの開発を行う。</p>		
I. 事業の位置付け・必要性について	<p>現状ほとんどの冷凍・空調機器は代替フロンに転換されているが、この代替冷媒は近年温室化効果ガスとして排出抑制が求められている。しかしながら、使用時、廃棄時の漏れを完全にゼロにすることは極めて困難であり、ノンフロン冷媒の機器の開発が社会的に求められて来た。本開発は国の環境行政に欠かせないものであり、国際的にCO2排出削減目標達成は我が国の責務であるものの、現状での目標達成は難しい状況になっている。目標を達成するには、民生・産業分野でエネルギー消費の比較的大きい冷凍空調分野で、本計画にあるようなノンフロン（低温室効果冷媒）で且つ高効率な機器の開発が不可欠であるが、一企業単位では開発の負担が大きく、国からの支援が是非必要である。</p>		

II. 研究開発マネジメントについて

事業の目標	<p>家庭用・業務用及び運輸用エアコン及びショーケース等への適用を目的として、高効率でかつ、安全性についても配慮した、ノンフロン型省エネ冷凍・空調システムの開発及びその性能評価手法とこれに係る安全性基準の構築を行う。（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）</p> <p>①住宅分野向けノンフロン型省エネ冷凍空調システム開発： 安全・安心・快適な環境を提供する機器あるいはシステムで、かつ実用運転モードで現状市販製品・システム比+0%以上の省エネ性向上。</p> <p>②業務分野向けノンフロン型省エネ冷凍空調システム開発： 安全・安心・快適な環境を提供する機器あるいはシステムで、かつ実用運転モードで現状市販製品・システム比+0%以上の省エネ性向上。</p> <p>③運輸分野向けノンフロン型省エネ冷凍空調システム開発： 安全・安心・快適で空調機器稼働時の10-15モード、JC08等の実用運転モードで現状市販製品・システム等の実用運転モードで現状市販製品・システム比+0%以上の燃費向上。</p> <p>④実用的な運転モード及び評価手法並びに安全基準の構築： 冷凍空調機器の各システムに応じた性能評価及び安全性に係る法適用などガイドラインの整備。ノンフロン冷媒適用機器開発に有用なライブラリの構築。自然冷媒及び新冷媒を使用した冷凍・空調機器の実用化に向けたリスク評価の提示。</p>							
事業の計画内容	主な実施事項	H17fy	H18fy	H19fy	H20fy	H21fy	H22fy	
	性能安全性評価法研究	—————→						
	ノンフロン化技術開発	—————→						
	新技術開発	LAB	—————→			PILOT	—————→	
	成果とりまとめ	—————→						
開発予算 (会計・勘定)	会計・勘定	H17fy	H18fy	H19fy	H20fy	H21fy	H22fy	総額
	一般会計	-	-	-	-	-	-	-

別に事業費の実績額を記載) (単位:百万円)	特別会計 (H17-H18:高度化→ H19-H22:需給)	720	720	576	576	810	770	4,172
	加速予算 (成果普及費を含む)	-	43	-	-	-	-	43
	総予算額	720	763	576	576	810	770	4,215
	(委託)	482	450	368	324	128	245	1,997
	(助成) :助成率 1/2	238	313	208	252	682	525	2,218
契約種類: ○をつける (委託(○) 助成(○) 共同研究 (負担率 ()	(共同研究) :負担率△/□	-	-	-	-	-	-	-
開発体制	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	飛原 英治 (東京大学 大学院 新領域創成科学研究科 教授)						
	委託先/助成先	<p>[H17FY~H19FY]</p> <p>①住宅分野向け (委託先)</p> <ul style="list-style-type: none"> 株式会社ダイキン環境・空調技術研究所 新日本空調株式会社 <p>②業務分野向け (委託先)</p> <ul style="list-style-type: none"> 中部電力株式会社 三菱重工業株式会社 <p>(助成先)</p> <ul style="list-style-type: none"> 三菱重工空調システム株式会社/アイ・ケー・イー冷凍技研株式会社/株式会社三冷社 ゼネラルヒートポンプ工業株式会社 株式会社マック 株式会社前川製作所 サンデン株式会社 三菱電機株式会社 三洋電機株式会社 <p>③運輸分野向け (委託先)</p> <ul style="list-style-type: none"> 株式会社本田技術研究所 株式会社アースシップ <p>④性能・安全評価 (委託先)</p> <ul style="list-style-type: none"> 社団法人日本冷凍空調工業会 独立行政法人産業技術総合研究所 <p>[H20FY~H22FY]</p> <p>①住宅分野向け (委託先)</p> <ul style="list-style-type: none"> 新日本空調株式会社 (継続) <p>(助成先)</p> <ul style="list-style-type: none"> 新晃工業株式会社 ダイキン工業株式会社 三菱電機株式会社 パナソニック株式会社 <p>②業務分野向け (助成先)</p> <ul style="list-style-type: none"> 三洋電機株式会社 三菱重工業株式会社 <p>③性能・安全評価 (委託先)</p> <ul style="list-style-type: none"> 独立行政法人産業技術総合研究所 (継続) 国立大学法人東京大学/国立大学法人九州大学 						

情勢変化への対応	<p>欧州では、F ガス規制により、発泡剤、エアゾール、消火剤など用途ごとに排出抑制や使用禁止措置などが決まっている。</p> <p>カーエアコンについては、2011 年からの新型車への GWP150 以上の冷媒の使用禁止を定めている。固定式冷凍空調機器については、冷媒充填量に応じて、検査義務や記録保管義務がある。現時点では本規制による定量的な効果は明らかになっておらず、2011 年までの期限で効果の検証、制度の見直しが進められている。</p>																										
中間評価結果への対応	<p>【総合評価】オゾン層保護と地球温暖化対策に貢献する本事業の公共性は高いため、NEDO の事業としての妥当性は極めて高い。</p> <p>マネジメントも、目標は温暖化問題が顕在化する状況において自然冷媒を用いて省エネルギー化を目指した時機に適したものであり、また、プロジェクトリーダーの下に的確な運営体制が敷かれ精力的な研究開発活動がなされていることから、評価できる。</p> <p>事業全体としては概ね中間目標を達成していると評価され、設定目標に合致した成果を創出している。安全性確保を目的に性能評価の手法や安全基準の構築に着手して獲得した成果は実用化の観点からも大変意義深い。</p> <p>そのため実用化が十分見込める研究開発テーマもある。しかし、学術的には特色あるものの実用化には今後検討が必要な研究開発テーマも見られるため、実用化や事業化に向けて今後の本事業における的確なマネジメント機能の発揮が期待される。</p> <p>【対応】実用化の観点から各研究開発テーマの妥当性を精査し、研究開発の内容、目標及び費用配分等を見直した。また、必要に応じ一部テーマの中止等も含め検討した。以上は、基本計画及び平成 20 年度実施方針へ反映し、中間評価以降の実施体制の大幅な変更を行った。</p>																										
評価に関する事項	事前評価	平成 16 年度実施 担当部 環境技術開発部																									
	中間評価	平成 19 年度 中間評価実施																									
	事後評価	平成 23 年度 事後評価実施																									
Ⅲ. 研究開発成果について	<p>中間評価まで (H17FY~H19FY) は、平成 17 年度から採択の 14 件について基礎研究 (委託事業 : NEDO 負担 100%)、実用化研究 (助成事業 : NEDO 助成率 50%) の 2 つの事業フェーズ毎に研究開発を実施した。</p> <p>中間評価以降の平成 20 年度~平成 22 年度においては、平成 17 年度から採択の内継続で 2 件、平成 20 年度から採択の 3 件、平成 21 年度から採択の 1 件および平成 22 年度から採択の 1 件、合計 9 件 (研究開発項目 (a)~(i)) について基礎研究 (委託事業 : NEDO 負担 100%)、実用化研究 (助成事業 : NEDO 助成率 50%) の 2 つの事業フェーズ毎に研究開発を実施した。NEDO は、適宜、PL の開催する委託先/助成先毎の進捗検討会議に参加し、研究開発成果及び進捗状況等を確認・指導を実施した。平成 20 年度~平成 22 年度における、各研究開発内容及び成果・達成状況は以下のとおり。</p> <p>研究開発項目①「住宅分野」</p> <p>(a) 住宅用コンパクト再生方式省エネ型換気空調システムの開発【新日本空調株式会社】</p> <p>新鮮外気を室内運転条件付近まで、夏は冷却減湿し、冬は加熱加湿したのち、送風するノンフロン型換気空調装置を開発するため、下記の研究開発項目を実施した。</p> <ul style="list-style-type: none"> ・マイクロ波加熱方式等による吸着剤の再生方式の開発 ・高速再生調湿器の開発 ・省エネ型快適制御技術とシステム運用技術の開発 <p>(◎ : 大いに達成、○ : 達成、△ : 一部未達、× : 未達 (以下同様))</p> <table border="1" data-bbox="375 1523 1460 2016"> <thead> <tr> <th data-bbox="375 1523 813 1590">目 標</th> <th data-bbox="813 1523 1380 1590">研究開発成果</th> <th data-bbox="1380 1523 1460 1590">達成度</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td colspan="3" data-bbox="375 1590 1460 1624">テーマ：住宅用コンパクト再生方式省エネ型換気空調システムの開発</td> </tr> <tr> <td data-bbox="375 1624 813 1780">新鮮外気を室内条件付近まで、夏は冷却減湿し、冬は加熱加湿したのち送風するノンフロン型換気空調装置を開発する。</td> <td data-bbox="813 1624 1380 1780">現行の比較対照システムの再生効率、ならびに期間エネルギー消費効率(APF)を上回るシステムを開発できた。実用化、企業化については継続研究として検討を継続している。</td> <td data-bbox="1380 1624 1460 1780">◎</td> </tr> <tr> <td colspan="3" data-bbox="375 1780 1460 1814">研究開発項目①マイクロ波加熱方式等による吸着材の再生方式の開発</td> </tr> <tr> <td data-bbox="375 1814 813 1881">温風再生を超える再生効率 50%以上の達成</td> <td data-bbox="813 1814 1380 1881">直接加熱方式の採用で再生効率 62.6%を達成</td> <td data-bbox="1380 1814 1460 1881">◎</td> </tr> <tr> <td colspan="3" data-bbox="375 1881 1460 1915">研究開発項目②高速再生調湿器の開発</td> </tr> <tr> <td data-bbox="375 1915 813 1982">再生効率 50%以上の吸着材を選定する</td> <td data-bbox="813 1915 1380 1982">ゼオライト系吸着材を用いることで再生効率 62.6%を達成した。</td> <td data-bbox="1380 1915 1460 1982">◎</td> </tr> <tr> <td colspan="3" data-bbox="375 1982 1460 2016">研究開発項目④コンパクト再生方式換気空調システムの開発</td> </tr> </tbody> </table>			目 標	研究開発成果	達成度	テーマ：住宅用コンパクト再生方式省エネ型換気空調システムの開発			新鮮外気を室内条件付近まで、夏は冷却減湿し、冬は加熱加湿したのち送風するノンフロン型換気空調装置を開発する。	現行の比較対照システムの再生効率、ならびに期間エネルギー消費効率(APF)を上回るシステムを開発できた。実用化、企業化については継続研究として検討を継続している。	◎	研究開発項目①マイクロ波加熱方式等による吸着材の再生方式の開発			温風再生を超える再生効率 50%以上の達成	直接加熱方式の採用で再生効率 62.6%を達成	◎	研究開発項目②高速再生調湿器の開発			再生効率 50%以上の吸着材を選定する	ゼオライト系吸着材を用いることで再生効率 62.6%を達成した。	◎	研究開発項目④コンパクト再生方式換気空調システムの開発		
目 標	研究開発成果	達成度																									
テーマ：住宅用コンパクト再生方式省エネ型換気空調システムの開発																											
新鮮外気を室内条件付近まで、夏は冷却減湿し、冬は加熱加湿したのち送風するノンフロン型換気空調装置を開発する。	現行の比較対照システムの再生効率、ならびに期間エネルギー消費効率(APF)を上回るシステムを開発できた。実用化、企業化については継続研究として検討を継続している。	◎																									
研究開発項目①マイクロ波加熱方式等による吸着材の再生方式の開発																											
温風再生を超える再生効率 50%以上の達成	直接加熱方式の採用で再生効率 62.6%を達成	◎																									
研究開発項目②高速再生調湿器の開発																											
再生効率 50%以上の吸着材を選定する	ゼオライト系吸着材を用いることで再生効率 62.6%を達成した。	◎																									
研究開発項目④コンパクト再生方式換気空調システムの開発																											

連続換気を対象としたAPFで 3.0 以上とする	ファン発停方式による流路切替と、直接加熱方式の採用で再生効率 62.6%達成し、APFで3.0以上を達成した。	○
--------------------------	---	---

(b) 住宅用ノンフロン型省エネ調湿システムの開発【新晃工業株式会社】
 理論的に空気透過を発生しない構成で、かつ、多湿時の潜熱交換効率の高いノンフロン型の全熱交換器を開発することを目的として、下記研究項目を実施した。

- ・等温吸脱着方式全熱交換器コアの開発
- ・等温吸脱着方式全熱交換器モジュールの開発
- ・住宅用省エネ調湿システムの開発
- ・住宅用省エネ調湿システム試作機による実用性評価

目 標	研究開発成果	達成度
テーマ：住宅用ノンフロン型省エネ調湿システムの開発		
潜熱交換効率70%以上の静止型全熱交換器を開発すると共に、その全熱交換器を組み込んだ調湿システムを開発	潜熱交換効率70%を超える等温吸脱着方式全熱交換器を開発。開発した全熱交換器を組み込んだ調湿システムを開発	◎
(1) 等温吸脱着方式全熱交換器コアの開発		
コアの基本構造を設計	コアを設計・試作	◎
潜熱交換効率70%	実験において、潜熱交換効率:70%を確認	◎
コアの熱移動特性シミュレーションプログラムを作成	コアの熱移動特性を把握し、シミュレーションプログラムを作成。	◎
コアの対環境性を確認	一般環境において問題の無いことを確認	◎
(2)等温吸脱着方式全熱交換器モジュールの開発		
等温吸脱着方式全熱交換器モジュールの開発	4種類のモジュールを設計・試作	◎
	最適なモジュールを1種決定	◎
(3)住宅用省エネ調湿システムの開発		
市場調査	住宅換気に対する市場調査、従来品の仕様取纏め	◎
住宅用省エネ調湿システムの開発	調湿システム及び制御装置を設計・試作	○
	各種性能試験を実施し、仕様を取纏め	◎
(4)住宅用省エネ調湿システム試作機による実用性評価		
調湿システムの評価	問題点の抽出やその解決策を検討	◎

(c) 低GWP冷媒を使用した省エネ空調機の研究【ダイキン工業株式会社】
 新規の冷媒である低GWP冷媒を空調機に適用するためには、低GWP冷媒の熱安定性・化学安定性や低GWP冷媒と冷凍機油や冷凍サイクル材料の適合性の評価、低GWP冷媒のシステムドロップイン試験による定置式直膨型空調機で使用する際の課題の明確化が必要不可欠であると考え、下記の内容に取り組み、低GWP候補冷媒の定置式直膨型空調機への適用可能性の評価を行った。

- ・低GWP冷媒評価の研究
- ・冷凍機油適合性の評価、冷凍サイクル材料適合性評価
- ・微燃性低GWP冷媒の実用使用時の燃焼性評価

目 標	研究開発成果	達成度
テーマ：低GWP冷媒を使用した省エネ空調機の研究		
安全・安心・快適な環境を提供する機器あるいはシステム、かつ実用運転モードで現状市販製品・システム比+0%以上の省エネ性向上を実現するため、現行R410Aを使用している空調機を用いたドロップイン性能試験による低GWP冷媒の冷媒性能評価を行い、製品使用期間中の電気消費量と製品廃棄時の冷媒大気放出量から製品寿命期間中の換算CO2排出量である製品寿命気候負荷(LCCP)等を算出し、候補冷媒の評価を行うことを目標とする	候補冷媒それぞれの製品化にあたっての課題が明確化された。現時点では単一の候補に絞り込むことはできないが、今後の法規制等の動向変化により方向性が決定された際には、本プロジェクトの成果を利用して素早く製品化に取り組むことが可能となる。	◎
1.低GWP冷媒評価の研究		

低GWP冷媒冷媒のLCCPを算出して低GWP候補冷媒の定置式直膨型空調機への適用可能性の評価を行う	性能面からは最有力候補冷媒として R32(同 85.0%)を、次点として HFO-1234yf/R32 (50/50wt%、同 89.1%)を選定	◎
2.冷凍機油適合性の評価、冷凍サイクル材料適合性評価		
オートクレーブ試験による低GWP冷媒の熱安定性および低GWP冷媒に対する現在空調機に使用している冷凍機油との適合性と冷凍サイクルで使用している材料への攻撃性を評価する	安定性の高い候補油を選定し電気絶縁性・相溶性・潤滑性に問題のないことを確認、樹脂材料の一部に課題が判明したものの商品開発のステージで代替品開発が可能	○
3.微燃性低 GWP 冷媒の実使用時の燃焼性評価		
微燃性冷媒の実用時の燃焼性評価を行い低GWP候補冷媒の定置式直膨型空調機への適用可能性の評価を行う	燃焼条件下でも着火時の延焼の可能性が低いことを確認、また実機からの漏洩では着火しないことを確認	◎
<p>(d) 低GWP冷媒を適用した省エネ空調機の研究【三菱電機株式会社】</p> <p>空調機器の LCCP（製品寿命気候負荷）最小化をめざし、地球温暖化への直接的な影響が少ないフッ素系低 GWP 冷媒を適用した定置式空調機の実用化可能性を追求するとともに、企業化における課題を抽出することを目的として、下記研究項目を実施した。</p> <ul style="list-style-type: none"> ・低 GWP 冷媒の物性情報より空調機の性能と LCCP 予測 ・圧縮機冷凍機油と候補冷媒の交互作用の評価 ・圧縮機性能詳細試験により、圧縮機適正化の課題と冷媒性能を明確化 ・家庭用ルームエアコンの冷媒変更試験（ドロップイン試験）と性能分析 		
目 標	研究開発成果	達成度
テーマ： 低GWP冷媒を適用した省エネ空調機の研究		
低GWP冷媒系における性能、及び LCCP 到達可能性の算出	低 GWP 冷媒単体、及び混合冷媒にて、R410A 用ルームエアコンへドロップインした場合の性能を実測した。性能改善検討を実施し、APF 及び LCCP の到達可能性を算出した。	◎
低GWP冷媒冷凍サイクル系の信頼性上の成立可否、及びその条件の見極め	低 GWP 冷媒の安定性、摺動性について検討し、安定性は悪化傾向、摺動性は改善傾向であることが判明した。摩耗防止剤を使用しない冷凍機油により、安定性が改善傾向であることがわかった。	
[1]低 GWP 冷媒の物性情報より空調機の性能と LCCP 予測		
①低 GWP 冷媒及び混合冷媒を用いた空調機の性能予測ツール開発。	冷媒物性、各種ドロップイン試験結果、熱交換器性能試験結果を用いて、低 GWP 冷媒の性能シミュレーションツールを構築した。また、これを活用することによって、[4]項の温度勾配対策の効果見積もりや、各種冷媒の LCCP 予測等を実施した。	◎
②低 GWP 冷媒及び混合冷媒を用いた空調機の LCCP 予測値算出。	各種冷媒のドロップイン性能、適正化時の到達性能について、空調機における LCCP 予測値を期間総負荷3水準にて算出し、低 GWP 冷媒による LCCP 改善効果を推定した。その結果、期間総負荷現行基準では、R32 冷媒が最もよく、期間総負荷現行の 1/4 では、HFO-1234yf 単体が最もよいという結果を得た。	◎
[2]圧縮機冷凍機油と候補冷媒の交互作用の評価		
①低 GWP 冷媒及び混合冷媒の安定性、摺動性の検証（R410A 冷媒との比較）	低 GWP 冷媒単体及び混合冷媒と、従来の添加剤処方 of 冷凍機油について、安定性試験（オートクレーブ）、摺動試験（焼付き、摩耗）、圧縮機寿命試験、ユニット寿命試験を実施した。その結果、安定性は R410A に比べて大幅に悪化傾向であること、摺動性は R410A に比べて改善傾向であるという結果を得た。	◎
②低 GWP 冷媒使用時の信頼性改善の可能性検証。	低 GWP 冷媒における安定性悪化によるスラッジ発生の主要因が、冷媒分解物と冷凍機油中の摩耗防止剤の反応物であることを明らかにし、改善の方向性として、摩耗防止剤を廃止することで、スラッジ発生がかなり抑制されること、摩耗防止剤なしでも R410A 冷媒系と同等以上の焼付き荷重が確保できるという要素試験結果を得た。	○
[3]圧縮機性能詳細試験により、圧縮機適正化の課題と冷媒性能を明確化		
①低 GWP 冷媒用圧縮機の効率評価	低 GWP 冷媒対応に押し付け量を適正化（増大）した圧縮機を試作し、その性能を確認した結果、R410A に比べて圧縮機効率は、95%程度に低下するという結果を得た。	◎

②性能分析、及び圧縮機適正化による到達性能検証	圧縮機性能を分析した結果、低圧冷媒化により押しのけ量を増大させる必要があるため、圧縮機を相対的に大型化しなければならず、機械損失比率、圧力損失が増大していることがわかった。これに対する圧縮機適正化として、機械損失対策として軸径の縮小、圧力損失対策としてガス流路の拡大を実施し、R410A に対して圧縮機効率 98%まで改善する結果を得た。	◎
[4]家庭用ルームエアコンの冷媒変更試験(ドロップイン試験)と性能分析		
①低 GWP 冷媒を R410A 冷媒用空調機に適用したときの性能 (APF)調査	低 GWP 冷媒単体にてドロップイン試験を実施し、R410A に対して APF で 80%まで低下すること、また、圧力損失が大きいため、冷房定格、暖房定格条件において規定の能力が確保できないという結果を得た。また、低 GWP 冷媒と R32 冷媒の混合比を、0~100%まで変化させた混合冷媒にて試験を実施した結果、低 GWP 冷媒と R32 冷媒は非共沸性が大きく、R32 冷媒比率 10~20%程度では低 GWP 冷媒単体より APF は低下傾向であること、冷房定格条件で規定能力を確保するためには、R32 冷媒比率 50%以上必要であること等の結論を得た。	◎
②性能分析、及び適正化検討による APF 到達レベル推定	性能分析結果、R410A に対する APF 低下の主要因は、圧力損失増大(低 GWP 冷媒単体)と温度勾配(混合冷媒)であることが判明した。圧力損失に対しては、熱交換器のパス数増大や配管径拡大にて適正化を検討し、低 GWP 冷媒単体で、R410A に対する APF を、80%→91%に改善。[3]項の圧縮機の改善も含めて、95%まで改善する結果を得た。さらに、ユニット大型化(現行比 154%)にて、R410A と同等性能が確保できるという結果を得た。また、混合冷媒に対しては、温度勾配への対応として熱交換器の対向流化等の適正化を検討した結果、APF で 2.9%(R32 比率 50%の混合冷媒)改善する結果を得た。	◎

(e) 低GWP冷媒ルームエアコンの研究【パナソニック株式会社】

現行R410Aを使用しているルームエアコンに、低GWP冷媒またはそれを主成分とする混合冷媒または冷媒メーカー提案の低GWP混合冷媒の適用を検討し、製品寿命気候負荷(LCCP)低減に貢献することをねらいとする候補冷媒の選定を行うことを目標とし、下記研究項目を実施した。

- ・低GWP冷媒の安定性の評価と冷凍サイクル材料適合性に関する研究
- ・低LCCPを実現する低GWP冷媒選定の研究

目 標	研究開発成果	達成度
テーマ： 低GWP冷媒ルームエアコンの研究		
ルームエアコンに低 GWP 冷媒の適用を検討し、製品寿命気候負荷低減に貢献する候補冷媒選定を行う	候補冷媒として、性能、機器のサイズ、施工性、価格、寿命気候負荷(LCCP)等、総合的なバランスを考慮し、GWP が 300 から 500 の低 GWP 冷媒が最適であることを明確にした	◎
【1】低 GWP 冷媒の安定性の評価と冷凍サイクル材料適合性に関する研究開発		
① 低 GWP 冷媒の安定性の評価と冷凍サイクル材料適合性評価	低 GWP 冷媒の安定性評価実施 低 GWP 冷媒の材料適合性評価実施 冷媒分解による冷凍機油劣化抑制方法明確化	◎
【2】低 LCCP を実現する低 GWP 冷媒選定の研究		
② 低 GWP 冷媒ルームエアコンサイクル性能評価 [1]低 GWP 冷媒冷凍サイクルシミュレーション開発 [2]ルームエアコン冷媒ドロップイン性能評価 [3]冷凍機油戻り可視化試験	低 GWP 冷媒冷凍サイクルシミュレーションの完成 計算精度目標±3%達成 冷媒メーカー提案の低 GWP 冷媒のエアコン性能評価実施 HFO-1234yf/POE 油の可視化試験実施	◎ ◎ ◎
③ 低 GWP 冷媒用圧縮機の性能評価 [1]低 GWP 冷媒用圧縮機ディメンジョン検討 [2]低 GWP 冷媒用圧縮機の性能検討	低 GWP 冷媒用圧縮機的设计手法明確化 R-410A 同等性能の低 GWP 冷媒圧縮機仕様明確化	◎ ◎
④ 低 GWP 冷媒用熱交換器の性能評価 [1]熱交換器の最適化検討 [2]高性能室外熱交換器の検討	R-410A 同等性能の低 GWP 冷媒熱交換器仕様明確化 着霜性能は従来同等で性能向上する熱交換器仕様	◎ ◎

	明確化	
⑤ 低 GWP 冷媒ルームエアコン信頼性評価 [1]低 GWP 冷媒と摺動材料特性評価 [2]低 GWP 冷媒の信頼性評価	HFO-1234yf の摺動特性、空気、水の影響明確化 エアコンおよび圧縮機単体信頼性評価試験の実施 長期信頼性の確立のため継続評価必要	○ ○
⑥ ルームエアコンサイクル用低 GWP 候補冷媒の選定 [1]低 GWP 冷媒エアコン仕様の検討 [2]低 GWP 冷媒エアコンの安全性評価 [3]LCCP 評価	R-410A 同等性能の低 GWP 冷媒エアコン機器仕様明確化 低 GWP 冷媒のリスク評価検討 冷媒の着火源の詳細検討必要 エアコン性能評価結果より LCCP 評価実施 GWP300～500 の冷媒が候補冷媒	◎ ○ ◎

研究開発項目②「業務分野」

(f) 過冷却回路によるCO₂冷凍システムの高効率化技術の開発【三洋電機株式会社】

現行の HFC 機種に比べて年間消費電力量を 33%以上削減する自然冷媒冷凍システムを実用化し普及させる為に、以下の技術開発を行った。

- ・過冷却用冷凍サイクルによる別置形冷凍システムの高効率化技術
- ・過冷却用冷凍サイクルのユニット化及び最適運転圧力制御技術
- ・別置形冷凍システムの信頼性評価
- ・過冷却冷凍サイクルをもつ冷凍システムのフィールド実証

目 標	研究開発成果	達成度
テーマ： 過冷却回路によるCO ₂ 冷凍システムの高効率化技術の開発		
<ul style="list-style-type: none"> ・二酸化炭素冷媒で作動する過冷却回路を組み込んだ CO₂ 冷凍システムを開発する。 ・現行 HFC 機種に比べて冷凍システムの年間消費電力量を 33%以上削減する。 ・少なくとも 63%以上の給湯用エネルギー消費量の削減する。 	年間消費電力量 33%(定速マルチ機種比) 必要な給湯水全量を冷却排熱で供給可能	◎
(a) 過冷却用冷凍サイクルによる別置形冷凍システムの高効率化技術		
外気温度上昇時の省エネ効率を改善する。冷媒の種類、廃熱利用の有無による効果を明らかにする。	<ul style="list-style-type: none"> ・HFC-404A 冷凍機と過冷却ユニットの組合せで、能力 6.2～26.9%向上、COP が 2.9～8.6%向上。 ・CO₂ 冷凍機では冷凍能力で 20%、システム COP は 5%向上。 ・最大加熱能力 11kW、給湯も含めたシステム総合 COP は 32～40%。 	○
(b) 過冷却用冷凍サイクルのユニット化及び最適運転圧力制御技術		
最も効率が良い圧力バランス、能力バランスで制御する技術を開発する。温熱負荷に応じて、空冷か水冷に切り替える機構と制御技術。CO ₂ メイン冷凍回路を最適圧力とする新規制御技術。	<ul style="list-style-type: none"> ・過冷却ユニットの試作完了 ・最適冷媒量制御が重要と分かった。複雑な回路構成となる為、空冷/水冷切替方式は不相当と判断。 	○
(c) 別置形冷凍システムの信頼性評価		
信頼性評価を完了する。	<ul style="list-style-type: none"> ・過冷却ユニットを組み込む対象となる CO₂ 冷媒用冷凍機試作を完了 ・密閉型 CO₂ 圧縮機(7.5kW)の最適な仕様を決定、量産設計終了。コンプレッサの耐圧強度を確認、1000 時間連続耐久試験で問題なし。 ・HFC インバータマルチ機種比で 10%の省電力を確認(目標の 33%削減相当)。 	◎
(d) 過冷却冷凍サイクルをもつ冷凍システムのフィールド実証		

フィールド実証機にてエネルギー評価を実施して本システムの有効性を実証。	・CO2 冷媒用の冷凍リーチインショーケース、冷蔵オープンショーケースの開発を完了。 ・CO2 リーチイン冷凍ショーケースを 1 系統店舗に設置し平成 21 年 8 月 10 日よりフィールド試験を開始。 ・1 系統の冷凍ショーケースを CO2 冷凍機に置き換えで年間 35.8 トンの CO2 削減と評価した。	◎
-------------------------------------	--	---

(g) 低 GWP 冷媒のドロップイン試験【三菱重工業株式会社】

新冷媒が冷凍機用冷媒として採用可能かを確認すること目的として、冷媒 HFC-134a 用のターボ冷凍機に新冷媒 HF0-1234ze(E) を封入して運転、計測を行い、能力・性能・特性の評価を行った。

目 標	研究開発成果	達成度
テーマ：低 GWP 冷媒のドロップイン試験		
HF0-1234ze(E)のターボ冷凍機への適用可否を確認すること。	潤滑油、材料の適合性もあり、性能も現行冷媒とほぼ同等で適用可能であることを確認	○
①冷媒と潤滑油の適合性検証	HFC-134a で使用している現行油での適合性を確認	○
②適合が確認された潤滑油と冷媒環境下での使用材料の適合性検証	機内に仕様の 29 材料の内、27 材料の適合を確認。 不適合材料については適合材料への変更は可能	○
③ターボ冷凍機実機へのドロップイン試験による運転検証	定格条件での COP は現行冷媒比 97%。部分負荷では良化する領域あり運用上現行冷媒と差異はない。	○

研究開発項目④「実用的な性能評価、安全基準の構築」

(h) 『ノンフロン型省エネ冷凍空調システム開発』の実用的な運転モード及び評価方法ならびに安全基準の構築【独立行政法人産業技術総合研究所】

電化製品等のライフサイクル評価手法の構築、化学物質利用に係る有害性評価・暴露評価手法開発への実績に加えて、ASHRAE 法による可燃性冷媒の燃焼性解析成果などの知見を総合し、多角的な見方からの冷凍・空調システムの評価手法を科学的な手法で提供することにより冷媒の評価を適切に行い、フロン系冷媒との比較を行うことで適切なシステム構築を成し遂げるため、下記の研究開発項目を実施した。

- ・ノンフロン型冷凍・空調システムの LCCP 評価
- ・ノンフロン型冷媒の燃焼特性評価に関する研究
- ・冷媒の有害性評価に関する研究
- ・冷媒の暴露・リスクトレードオフ評価に関する研究

目 標	研究開発成果	達成度
テーマ：『ノンフロン型省エネ冷凍空調システム開発』の実用的な運転モード及び評価方法ならびに安全基準の構築		
<p>HFC に代わる次世代冷媒の導入にあたって特に問題となる、(1)温室効果ガス排出量(LCCP 評価)(2)有害性(3)燃焼特性(4)大気経由暴露・リスク(5)室内漏洩時暴露・リスク、の5項目に対する安全性評価をリスクトレードオフの観点から実施し、次世代冷媒として相応しい物質を選定する。</p> <p>特に、空調機器からの温暖化ガス(冷媒)の直接排出と、空調機器の電力使用に起因する二酸化炭素の大気排出(温室効果ガスの間接排出)の双方を考慮した LCCP 評価を基礎として、有害性・燃焼特性・大気経由暴露・室内漏洩時暴露の各項目が、それぞれ適切に解決されるかを慎重に評価す</p>	<p>空調機器に用いられる次世代冷媒を対象に、(1)温室効果ガス排出量(LCCP 評価)(2)有害性(3)燃焼特性(4)大気経由暴露・リスク(5)室内漏洩時暴露・リスクの各項目について評価シナリオを設定し、定量的な評価データを得ることができた。</p> <p>上記5項目を基礎としたリスクトレードオフ評価の枠組みを設定し、5項目が、それぞれ適切に解決されるかを慎重に見きわめることによって、地球温暖化を防ぐために最適な選択となり得る冷媒候補を提示するための評価を実施した。</p>	◎

	ることにより、地球温暖化を防ぐために最適な選択となり得る冷媒候補を提示する。		
(1) 次世代冷媒を使用する冷凍空調機器の LCCP 評価			
	今後開発が予想される冷凍空調システムの普及シナリオや冷媒回収率を仮定し、製品寿命(生産→運転・使用→廃棄)を通じた環境負荷を総合的に評価する。	<p>冷凍空調システムの「製造段階」、「使用段階」、「廃棄段階」における GHG 排出量算定のための前提条件を整理した。特に、家庭用エアコンの使用段階の電力消費起因 GHG 排出量算定のために、全国約 7,000 世帯を対象に使用状況に関するアンケート調査を実施し、地域別(北海道、北東北等の 10 地域)、部屋別(居間、個室)に平均的な使用状況を把握した。</p> <p>また、家庭用エアコンの廃棄段階の冷媒起因 GHG 排出量算定のために、機器回収プラントに持ち込まれた廃棄機器に残存している冷媒量と、実際に回収した冷媒量のデータを入手し冷媒回収率を算定した。</p> <p>整理した前提条件を用い、次世代冷媒を充てんした製品と現行製品について、ライフサイクル全体を通じて排出される LCCP 評価を行った。その結果、冷房定格能力 2.2kW の機器で、新冷媒の GWP300 の場合には、約 60%の削減が可能であることがわかった。</p> <p>2013 年から次世代冷媒を充填した家庭用エアコンが市場に順次導入される場合を想定し、次世代冷媒に転換した場合と現行冷媒を使い続けた場合について、2030 年までの国内の家庭用エアコン起因の GHG 排出量を算定し比較した。</p> <p>次世代冷媒はその特性に不確定な部分があるため、次世代冷媒の GWP や消費電力量を変化させた場合の GHG 排出量の変化も確認した。将来の冷媒回収率が変化することによる GHG 排出量の変化も確認した。</p>	◎
(2) 次世代冷媒の燃焼特性評価			
	ノンフロン系冷媒や次世代冷媒として想定される冷媒単体および混合系冷媒の燃焼性に関し、現在データが不十分である燃焼限界・燃焼速度の測定、及び予測手法の開発を行う。	R-1234yf、R-32 等の 2L 冷媒(燃焼下限界が 3.5vol%を超え、燃焼熱が 19MJ/kg 未満で最大燃焼速度が 10cm/sec 以下)、及びそれらの混合系について、種々の温度・圧力・混合比における燃焼限界、不燃化条件、燃焼速度を明らかにし、最適な冷媒選択に不可欠な燃焼性データを提示した。また、R-1234yf は湿度の増加と共に燃焼性が増すものの、我が国の気象条件下では、最悪の場合でも最大燃焼速度は 10cm/sec 以下であり、R-32 の燃焼性は湿度に殆ど影響されないことを明らかにした。	◎
(3) 次世代冷媒の有害性評価			
	次世代の冷媒として開発された R-1234yf に関して、既存の動物試験結果などをレビューすることにより、既存の試験結果の妥当性や不足試験項目の有無などを検証し、急性暴露と慢性暴露に伴う健康リスク評価に用いるエンドポイントと無毒性量を暫定的に決定する。また現在冷媒として使われている物質の有害性情報と比較検討を行う。	<p>R-1234yf について公表されている有害性試験情報を収集整理した。急性毒性試験、反復暴露試験、心臓感作性試験、2 世代繁殖試験では特段の有害性は記載されておらず、遺伝毒性試験の結果から生体内では遺伝毒性を示さないと考えられる。</p> <p>最も低濃度で影響が現れた試験はウサギを用いた発生毒性試験だが、妊娠ウサギの死亡が観察された濃度は 5,500ppm 以上と高濃度であった</p> <p>しかし、ラットにおいては発生毒性試験及び 2 世代繁殖試験でも母体の死亡についての記述は見られず、反復暴露試験では 50,000ppm においても暴露の影響は認められなかったことから、ウサギは R-1234yf に対してラットよりも高い感受性を有していることが窺われた</p> <p>第三者評価として R-1234yf の安全性について結論するためには有害性情報の詳細なデータの公表が必要である</p>	◎
(4) 次世代冷媒の大気経由暴露・リスク評価			

<p>次世代冷媒 R-1234yf がエアコン冷媒として使用された場合の大気中排出量を推定し、冷媒物質および分解生成物(対流圏生成オゾン等)について環境動態モデルを用いた暴露評価とリスク評価(ヒト健康、生態)を行う。</p>	<p>エアコン(家庭用・業務用・自動車用)に用いられる冷媒が全て R-1234yf に代替された場合の、R-1234yf および分解生成物であるオゾンとホルムアルデヒドの大気中濃度、および分解最終生成物であるトリフルオロ酢酸(TFA)の雨水中濃度を、大気モデルを用いて推定し、それら物質のヒト健康や水生生物への影響を評価した。既往の研究において、報告値が大きくばらついている R-1234yf の大気中分解過程における分解反応速度論パラメータであるヘンリー定数、及び加水分解速度定数については、二相フロー法による実験的手法によって確度の高い数値範囲を特定し、環境中濃度推定の精度を向上させた。大気モデル計算によって、いずれの物質においても関東地方に高濃度領域が発生することが明らかとなった。関東地方における R-1234yf の大気中濃度推定値は、ヒト健康に影響が生じる可能性は非常に小さいと考えられるレベルであることが明らかになった。また、冷媒代替に伴う大気中オゾンとホルムアルデヒドの濃度増加は最大で 0.1%程度と推定され、大気中のオゾンとホルムアルデヒドの濃度増加に対して殆ど重要な寄与をしないことが明らかとなった。さらに、雨水中における TFA 濃度の最大推定値は、最も感受性の高い水生生物に対する無影響濃度を大きく下回り水生生物に影響を及ぼす可能性は極めて小さいと考えられるレベルと考えられた。</p>	<p>◎</p>
<p>(5)次世代冷媒の室内漏洩時暴露・リスク評価</p>		
<p>冷凍空調機器から R-1234yf が漏洩した場合を想定し、空調によって発生した室内気流と漏洩した冷媒の濃度変化の時間発展挙動を数値流体力学(CFD)に基づく手法によって予測し、漏洩冷媒の閉鎖空間での暴露特性を評価する。冷媒漏洩のシナリオについては、冷凍空調機器の稼働時における漏洩と非稼働時における漏洩の二つのケースについて実施する。さらに、冷媒の燃焼特性や有害性の情報と漏洩冷媒の室内での濃度分布の予測値を用い、漏洩冷媒の安全性アセスメントを試みる。</p>	<p>閉鎖空間における空調機器からの冷媒の漏洩に対する安全性について、漏洩シナリオを作成する手順を新たに提案し、燃焼安全性や人体への健康影響についてのアセスメントを実施した。その結果、R-1234yf を冷媒として用いたときの漏洩の安全性に対する懸念は、当面は空調機器が稼働せず漏洩線速度が小さい、いわゆるスローリークの場合に絞られることが明らかにされた。これに対し、空調機器が稼働し漏洩線速度が高くなる場合には、漏洩濃度が低くなるため安全性への懸念が低くなることがわかった。</p> <p>ただし、漏洩冷媒の室内濃度の予測、及び暴露評価は、その漏洩シナリオに大変敏感であるため、最終的な安全性の判断は、冷凍空調機器からの冷媒の漏洩事故に関する個別の事例を把握し、これらの事例に忠実なシナリオを構築して安全性アセスメントを実施する必要があることがわかった。</p>	<p>◎</p>
<p>(6)次世代冷媒のリスクトレードオフ評価</p>		
<p>LCCP 評価、有害性評価、燃焼性評価、及び暴露評価の全てを考慮した、次世代冷媒の使用を想定したリスクトレードオフ評価を実施する。</p>	<p>(0)オゾン層破壊、GWP(1)燃焼特性、(2)有害性、(3)LCCP 評価、(4)漏洩時の燃焼・着火・有害性、(5)実装可能性の6段階の評価項目から構成されるリスクトレードオフ評価の枠組みを設定した。(0)～(2)の評価項目を用いて次世代冷媒候補の絞り込みを行った上で(3)の LCCP 評価を行った。</p> <p>R-1234yf 単体、R-32 単体、混合冷媒(R-1234yf と R-32)を対象に、現行冷媒(R-410A)に対する GHG 排出削減効果について LCCP 評価を行った結果、GHG 排出削減効果が最も大きいのは R-1234yf であったが、R32 単体、混合冷媒についても一定の効果があることが予想され、3 種の冷媒とも次世代冷媒候補となりうることが示唆された。今後、(4)の火可燃性対策や(5)の実装可能性についての評価・検討が重要であることが示唆された。</p>	<p>◎</p>
<p>(i) エアコン用低 GWP 混合冷媒の物性と LCCP 評価【国立大学法人東京大学／九州大学】 新冷媒候補の選択に対して有用な情報を提供して適切な冷媒選択を容易にし、その実用化研究開発を加速させるために、候補冷媒の基礎的な物性情報、サイクル性能情報、ライフサイクルにおける等価二酸化炭素排出量等の評価を実施することを目的として、下記研究項目を実施した。 ・ HF01234yf 混合冷媒の熱物性と LCCP 評価 (担当：東京大学) ・ HF01234ze 混合冷媒の熱物性とサイクル性能の研究 (担当：九州大学)</p>		

[東京大学担当分]

目 標	研究開発成果	達成度
テーマ： エアコン用低 GWP 混合冷媒の物性と LCCP 評価 [研究項目： HFO1234yf 混合冷媒の熱物性と LCCP 評価]		
HFO1234yf混合冷媒の熱物性、管内伝熱特性の測定およびサイクルの性能予測を行い、HFO1234yf混合冷媒を用いたルームエアコンのライフサイクル環境影響評価(LCCP)を行い、実用化に資する。	HFC1234yfを中心とする混合冷媒候補について、平衡物性を測定し、状態方程式を提案した。蒸発器、凝縮器における伝熱性能を測定し、相関式を提案した。これら物性式を用いてサイクル計算を行い、低 GWP 冷媒の LCCP 評価を行った。結果として、HFC1234yf 純冷媒では圧損による能力低下が著しく、R32 を 50%程度混合すると、現状と同程度の LCCP となることが明らかになった。	◎
(a)HFO1234yf 混合冷媒の熱物性の測定		
HFC1234yfを中心とする混合冷媒候補について、平衡物性を明らかにする。混合冷媒の蒸発器内伝熱性能を明らかにする。	(a)HFO1234yf/HFC32 混合冷媒、HFO1234yf/HFC125 混合冷媒、HFO1234yf/HFC134a 混合冷媒の気液平衡関係を測定して状態方程式を導出し、粘性係数の実験式を作成した。HFO1234yf 純冷媒、HFO1234yf/HFC32 混合冷媒の蒸発器の伝熱性能を明らかにした。	◎
(b)HFO1234yf 混合冷媒を用いたルームエアコンの性能シミュレーション		
HFO1234yf を中心とする混合冷媒候補について、ルームエアコンの性能シミュレーションを開発する。これをもちいて、直接影響評価と間接影響評価を総合する LCCP 評価を行い、総合的な環境影響評価を行う。	(b)HFO1234yf/HFC32 混合冷媒、HFO1234yf/HFC125 混合冷媒のヒートポンプ性能をシミュレーションするプログラムを開発し、LCCP 評価を行い、混合冷媒の環境性評価を行った。	◎
(c)HFO1234yf 混合冷媒のドロップイン試験		
建築研究所に委託し、1 年間にわたって実住宅に設置したエアコンの性能の測定を行い、適切なルームエアコンの性能評価法を提案する。	(c)建築研究所では実住宅におけるエアコン性能評価手法の確立のために、モデル住宅にて夏季および冬季の評価試験を実施し、性能評価法を提案した。	◎
(d)HFO1234yf 混合冷媒の LCCP 評価		
ルームエアコンの JIS における APF 評価の改訂のために、実際の運転時間の調査を行う。また、HFC 冷媒の管理の適正化により、使用時漏洩を提言する方法を提案し、その有効性を明らかにする。	(d)ミサワホーム総合研究所と東大とが共同で関東、信越地区にルームエアコンを設置し、使用実態を明らかにするために計測を行っている。日本冷凍空調学会では HFC 冷媒の流通体制、管理体制の改善、ポンペ類の IC タグ管理システムの構築・運営のために、IC タグ技術の調査、IC タグの構造設計、IC タグソフトの開発、IC タグの試作、管理ソフトの開発を行った。	運転時間の調査に関しては ○ 冷媒管理法の研究開発に関しては◎

[九州大学担当分]

目 標	研究開発成果	達成度
テーマ： エアコン用低 GWP 混合冷媒の物性と LCCP 評価 [研究項目： HFO1234ze混合冷媒の熱物性とサイクル性能の研究]		
HFO1234ze混合冷媒の熱物性、管内伝熱特性およびサイクルの性能予測および性能試験を行い、HFO1234ze混合冷媒を用いたルームエアコンの実用化に資する。	①HFO1234ze混合冷媒の熱物性データを測定し、状態方程式および物性相関式を作成した。 ②HFO1234ze混合冷媒の伝熱特性を測定し、その基本特性を把握した。 ③HFO1234ze混合冷媒サイクルの性能予測を行い、その基本特性を明らかにした。 ④HFO1234ze混合冷媒サイクルのドロップイン試験を行い、ルームエアコン用冷媒R410Aの代替冷媒として使用できることを明らかにした。	◎
(a)HFO1234ze混合冷媒の熱物性の測定		
HFO1234zeを主成分とした2成分混合冷媒を対象に温度－圧力－密度－濃度の関係、気液平衡関係、臨	(a2)温度・圧力・密度・濃度の関係(Pp Tx 性質)の熱物性測定 (a2)臨界軌跡の測定およびその相関式の作成	◎ ◎

	界軌跡, 熱伝導率, 粘度, 表面張力等のルームエアコンの性能解析に必要な熱物性値を測定し, 状態方程式, 相関式等を作成する. また, 管HFO1234ze混合冷媒の内凝縮及び蒸発の熱伝達特性を把握する.	(a1)気液平衡関係の測定および混合パラメータの決定 (a2)ヘルムホルツ型状態式の作成 (a2)液体密度と液体比熱の測定 (a2)表面張力の測定およびその相関式の作成 (a3)液体の熱伝導率測定およびその相関式の作成 (a3)粘度の測定およびその相関式の作成 (a1)螺旋溝付管内伝熱特性の測定および把握 (a1)扁平微細管内伝熱特性の測定および把握	◎ ◎ ◎ ◎ ◎ ◎ ◎ ◎
	(b)HFO1234ze混合冷媒を用いたルームエアコンの性能シミュレーション		
	熱力学的サイクル性能解析によりHFO1234ze 混合冷媒サイクルの基本特性を明らかにする. ついで, ルームエアコンの性能シミュレーション手法を構築して, ルームエアコンの性能シミュレーションを実施し, 室内及び室外の空気条件における最適な混合冷媒組成比を見い出す.	(b1)熱力学的性能解析による基本特性解明 (b2)熱交換器特性を考慮したサイクル性能予測法によるサイクルシミュレーション (b1)空気熱源サイクル性能予測法によるサイクルシミュレーション	◎ ◎ ○
	(c)HFO1234ze混合冷媒のドロップイン試験		
	ブライン熱源ヒートポンプ試験装置による, 空気を熱源とするルームエアコンの簡便な性能評価法を構築し, 与えられた熱源条件に対する最適混合冷媒組成比および冷媒充填量を評価し, HFO1234ze混合冷媒を用いたルームエアコンの実用化に資する.	(c)充填量がサイクル性能に及ぼす影響の測定 (c)混合冷媒組成比がサイクル性能に影響の測定 (c)熱交換器サイズがサイクル特性に及ぼす影響の測定 (c)HFO1234ze 混合冷媒が R410A の代替冷媒として使用できることを実証	◎ ◎ ◎ ◎
	(d)HFO1234yf 混合冷媒の熱物性の測定		
	HFO1234yf/HFC32 混合冷媒の熱物性(臨界軌跡, 液熱伝導率など)を測定し, 状態方程式, 相関式等を作成する.	(d1)臨界軌跡の測定およびその相関式の作成 (d2)液体の熱伝導率測定およびその相関式の作成	◎ ◎
	投稿論文	「査読付き」59件、「その他(講演発表等)」89件	
	特許	「出願済」30件、「登録」0件(うち国際出願4件)	
	その他の外部発表(プレス発表等)	9件	

(1) 事業化までのシナリオ

京都議定書目標達成計画の目標を達成するためには、民生・産業分野でエネルギー消費の比較的大きく、かつ今後HFCの排出量が急速に増加する見込みの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、地球全体の喫緊の課題であること、また、これらの製品等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、国が主導的に技術開発を行うことが必要である。産業用、民生用機器の中で冷凍・空調機器のエネルギーは比較的大きい比重を占めている。これらの機器は食品の流通、我々の居住空間の改善に必要で、国民生活には今や無くてはならない存在である。しかしながら現在のところ、他の代用可能な機器は存在しない。フロンは性能、安全性、経済性とも大変優れた物質であり、これに代わるノンフロン（低温温室効果冷媒）の機器開発は国の支援を得て各企業の持つ技術を結集して当たる必要がある。

また、技術戦略マップにおいても、H17年度より開始された本プロジェクトが冷凍空調機器分野での対策の根幹となっていることが示されている。

(2) 実用化・事業化の見通し

対象技術毎の実用化・事業化の見通しを下表に示す。

研究開発項目	対象技術等	実用化・事業化見通し
①住宅分野	・住宅用換気空調	・目標性能を達成するシステムは完成。コスト低減が今後の課題。イニシャルコストのリスクを低減するために大型機への展開も視野に入れる。
	・低 GWP 冷媒 ルームエアコン	・技術面の課題は明確化され、解決の見込み。 ・技術面以外の課題（国内外の冷媒規制（GWP 規制等）状況および低 GWP 冷媒の安全性（燃焼性等）リスク評価）の解決により事業化可能。
②業務分野	・CO2 冷媒 ショーケース	・平成 23 年度中に実店舗に導入予定。 ・量産効果による価格ダウン、コストダウン設計が課題。
	・低 GWP 冷媒 ターボ冷凍機	・低 GWP 冷媒専用機器設計の実施とともに、冷媒安全性評価が確立することにより実用化、市場投入可能。
④性能・安全評価	・低 GWP 冷媒 評価（性能・安全性） ・LCCP 評価 手法	※研究開発項目は規範整備による上述の研究開発に係る事業化を促進することを最終目的とするため、成果物の公開・提言にとどまる。ただし、講演・論文・投稿等を通じた成果の周知や、冷凍空調業界団体等を通じての PR、および規格・法整備に係る働きかけを内外に広く展開していく。

IV. 実用化、事業化の見通しについて

(3) 波及効果

本開発が成功し実用化されれば、国の環境行政に大きく寄与するものである。また我が国の国際的な環境に対する責務を果たすのに大きく貢献できる事になる。

また、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もつながる。

対象技術毎の波及効果について下表に示す。

研究開発項目	対象技術等	技術的波及効果	対象技術分野の国内市場規模※1	対象技術分野の冷媒排出量推計※2	社会的波及効果
①住宅分野	・住宅用換気空調	・商業ビル等の大型建物用のシステムへの展開	・約30億円	—※3	<ul style="list-style-type: none"> ・温室効果ガス排出削減による地球環境への貢献 ・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 <p style="text-align: center;">↓</p> NEDOのミッションに合致： 「エネルギー・地球環境問題の解決」 「産業技術の国際競争力の強化」
	・低GWP冷媒ルームエアコン	・業務用空調（パッケージエアコン、ビルマルチエアコン等）および冷凍分野への展開	・約5000億円	・約900万t-CO2	
②業務分野	・CO2冷媒ショーケース	・ノンフロンかつ省エネ技術の研究開発促進	・約400億円	・約1200万t-CO2	
	・低GWP冷媒ターボ冷凍機	・他機器（チラー、ヒートポンプ等）への展開	・約6000台※2、※4	・約100万t-CO2	
④性能・安全評価	<ul style="list-style-type: none"> ・低GWP冷媒評価（性能・安全性） ・LCCP評価手法 	<ul style="list-style-type: none"> ・低GWP冷媒基礎データの普及による実用化研究開発の促進 ・リスクアセスメントの推進 	—	—	<ul style="list-style-type: none"> ・内外の規格・法規整備の提言（高圧ガス保安法、ISO等）

※1：助成金交付申請書・企業化計画に基づく値

※2：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5回冷媒対策WG参考資料より
 ※3：既存のシステムの代替ではなく、追加的に普及が見込まれる技術と考え、排出量推計の対象外とした

※4：ターボ冷凍機については既設機へのレトロフィットが重要技術と考え、市中稼働台数（推計）を記載した

V. 基本計画に関する事項	作成時期	平成17年3月 作成
	変更履歴	平成20年3月 改訂（中間評価結果を反映） 平成20年7月 改訂（イノベーションプログラム基本計画の制定） 平成22年3月 改訂（実施期間を1年延長）

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。
CFC(CFCs)	CFC(クロロフルオロカーボン):フロン的一种。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	欧州におけるフルオロカーボン類の略称。2007年7月に発効したFガス規制では、カーエアコンにおいて2011年以降の新車にGWP150以下の冷媒を使用することが義務づけられている。
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。
HCFC(HCFCs)	HCFC(ハイドロクロロフルオロカーボン):フロン的一种。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)	HFO(ハイドロ・フルオロ・オレフィン):フロン的一种。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4(zeは6)と極めて低い。
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。
MAC	Mobile Air Conditioning:自動車エアコンの略称。
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。
PAC	Packaged Air Conditioner(パッケージエアコン):空調管理に必要な機能がひとつと組み込まれているエアコン。中規模施設に多く利用されている。
R~(ex.R410A)	フロンに付けられている物質番号(冷媒番号)。
RAC	Room Air Conditioner:家庭用室内エアコンの略称。
REFPROP	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。
TEAP	Technology and Economic Assessment Panel:モントリオール議定書の技術・経済評価パネル。
オートクレーブ	内部を高圧力にすることが可能な耐圧性の装置や容器を用いて行う処理のこと。本PJでは材料の適合性試験等に用いられる。
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。
家電リサイクル法	家電の減量とリサイクルの促進を目指し、1998年6月に制定、2001年4月完全施行された法律。正式名称は「特定家庭用機器再商品化法」。エアコン、テレビ、冷蔵庫・冷凍庫、洗濯機の家電4品目について販売業者が引き取り、製造業者がリサイクルすることが義務づけられている。製造業者はエアコンと冷蔵庫に含まれるフロンの回収義務も負う。
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(CO2)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。本法律によれば、HFO-1234yfは可燃性ガスに分類される。
磁気冷凍	磁性体に磁界をかけていくと磁性体が発熱し、磁界を取り去ると温度が下がる現象(磁気熱量効果)を利用した冷凍システム。
自動車リサイクル法	クルマのリサイクルについてクルマの所有者、関連事業者、自動車メーカー・輸入業者の役割を定めた法律。事業者は、フロン類を基準に従って適正に回収して自動車メーカー・輸入業者に引き渡し、自動車メーカー・輸入業者は、フロン類を引き取り、リサイクル等を行うことを義務づけられている。
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。

プロジェクト用語集

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種類。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3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、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。
デシカント	乾燥剤または除湿剤のこと。よってデシカント空調システムとは、空気から直接水分を除去・分離し、適切な温度・湿度に調整して室内に供給するシステムを言う。
特定フロン	特にオゾン層破壊効果が大い、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	燃焼限界とは、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。
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。
フロン回収に関する法律	平成19年10月に改正された「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(フロン回収・破壊法)」といった、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を抑制するための法律。フロン類を大気中にみだりに放出することの禁止、機器の廃棄の際のフロン類の回収・破壊を義務づけ、機器廃棄時の行程管理制度(フロン類の引渡し等を書面で捕捉する制度)の導入、機器整備時の回収義務の明確化等の措置が講じられている。
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。
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1996年以降全廃となり、その他の代替フロン、HCFCなども順次、全廃となった。
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
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。

I. 事業の位置付け・必要性について

1. NEDOの関与の必要性・制度への適合性

1.1. NEDOが関与することの意義

1.1.1. 社会的な背景

フッ素を含有する化合物は、その優れた特性から、冷媒、産業洗浄剤、発泡剤、半導体・液晶製造、電力機器絶縁、消火剤など、幅広い産業分野で利用されている。このうち、オゾン層の破壊や地球温暖化へ大きな影響をもつ一部のフロンは、代替の技術により置き換わりつつある。

オゾン層の破壊を起こすもの（CFC、HCFC等）は、先進国においては2020年までに実質全廃の見通しである。特にHCFCに関しては、第19回モントリオール議定書締約国会合（MOP19）にて途上国における全廃時期の10年前倒し（2040年→2030年）が決議された。

温暖化防止に関しては、1988年、UNEPが世界気象機関（WMO）と「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の取組を開始した。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。（図I.1.1.1-1）

また、第1約束期間における温室効果ガスの6%削減約束の達成に必要な措置を定めた「京都議定書目標達成計画」を2005年に閣議決定（その後2008年に改定）し、CO₂、CH₄、N₂OとともにHFC、PFC、SF₆（代替フロン等3ガス）も排出目標が設定された。

京都議定書の排出規制対象温室効果ガスのうち、フロン対策分野では、HFC、PFC、SF₆（代替フロン等3ガス）が対象である。我が国では、2002年の地球温暖化対策推進大綱改訂で、第1約束期間（2008～2012年）における排出量目標を基準年（1995年）排出量比プラス2%以下、その後、2005年の京都議定書目標達成計画にてプラス0.1%以内と定めた。2008年3月の目標達成計画追加対策では基準年排出量比マイナス1.6%に引き下げている。（表I.1.1.1-1および図I.1.1.1-2）

また、我が国では2006年施行の改正大気汚染防止法により、浮遊粒子状物質や光化学オキシダントに係る大気汚染の原因としてVOCの排出規制が開始され、炭化水素系の化学物質に対しても規制が強化された。

一方、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、2006年度にはフロン回収・破壊法の改正が行われ、2007年に施行された。

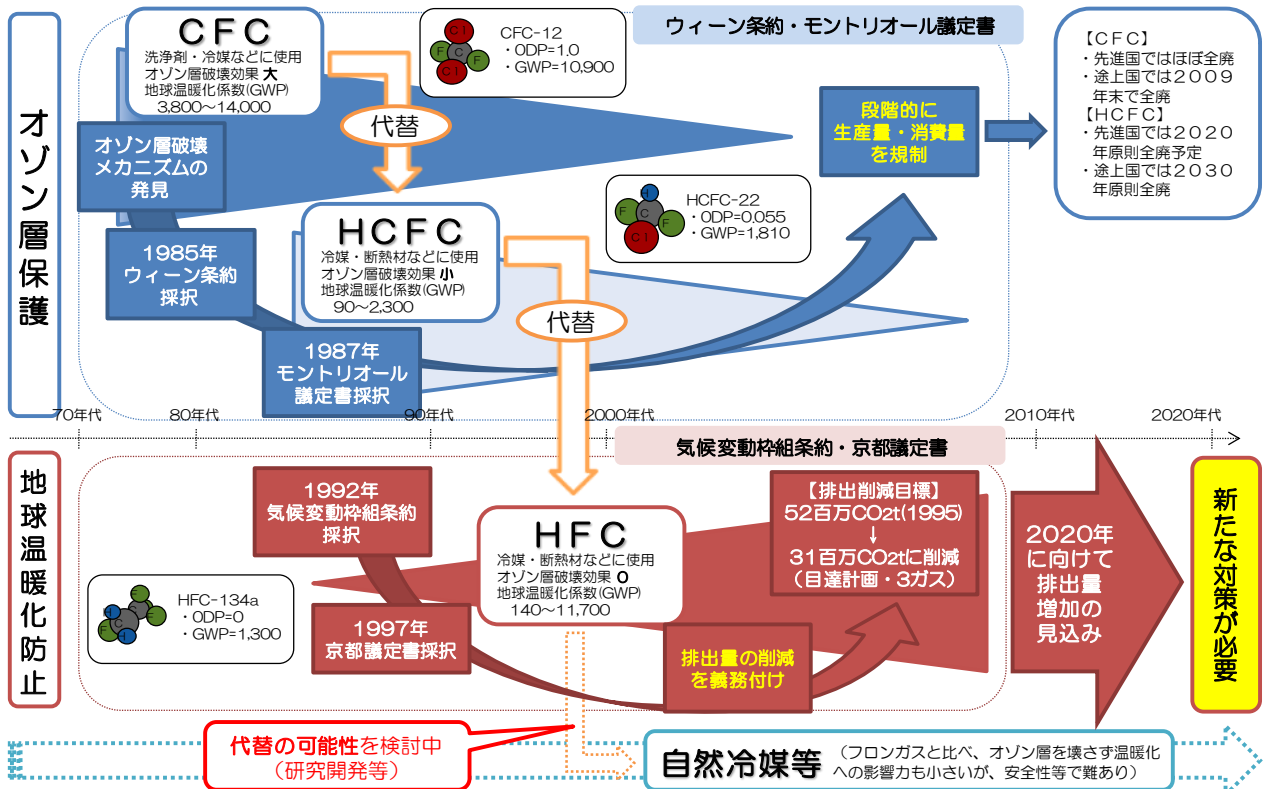


図 I. 1. 1. 1-1 フロン類を巡る規制と対策の流れ

表 I. 1. 1. 1-1 我が国の「京都議定書」による温室効果ガス削減目標

	計画年度	基準年 百万 t-CO ₂	2010年 百万 t-CO ₂	増減比
エネルギー起源 CO ₂	2008	1 0 5 9	1 0 8 9	+2.3%
	2005	1 0 4 8	1 0 5 6	+0.6%
	1998	1 0 4 8	1 0 2 4	▲2.0%
非エネルギー起源 CO ₂ 、CH ₄ 、N ₂ O	2008	1 5 1	1 3 2	▲1.5%
	2005	1 3 9	1 2 4	▲1.2%
	1998	1 3 9	1 3 3	▲0.5%
代替フロン等3ガス HFC、PFC、SF₆	2008	※ 5 1	3 1	▲1.6%
	2005	5 0	5 2	0.1%
	1998	5 0	7 3	2.0%
森林吸収・CDM等	2008	— — —	(▲68)	吸収源 : ▲3.8%
	2005	— — —	(▲68)	CDM等 : ▲1.6%
温室効果ガス排出量 合計	2008	1 2 6 1	1 1 8 6	▲6.0%
	2005	1 2 3 7	1 1 6 3	▲6.0%

※: 代替フロン等3ガス分野は1995年を基準年としたCO₂換算排出量比

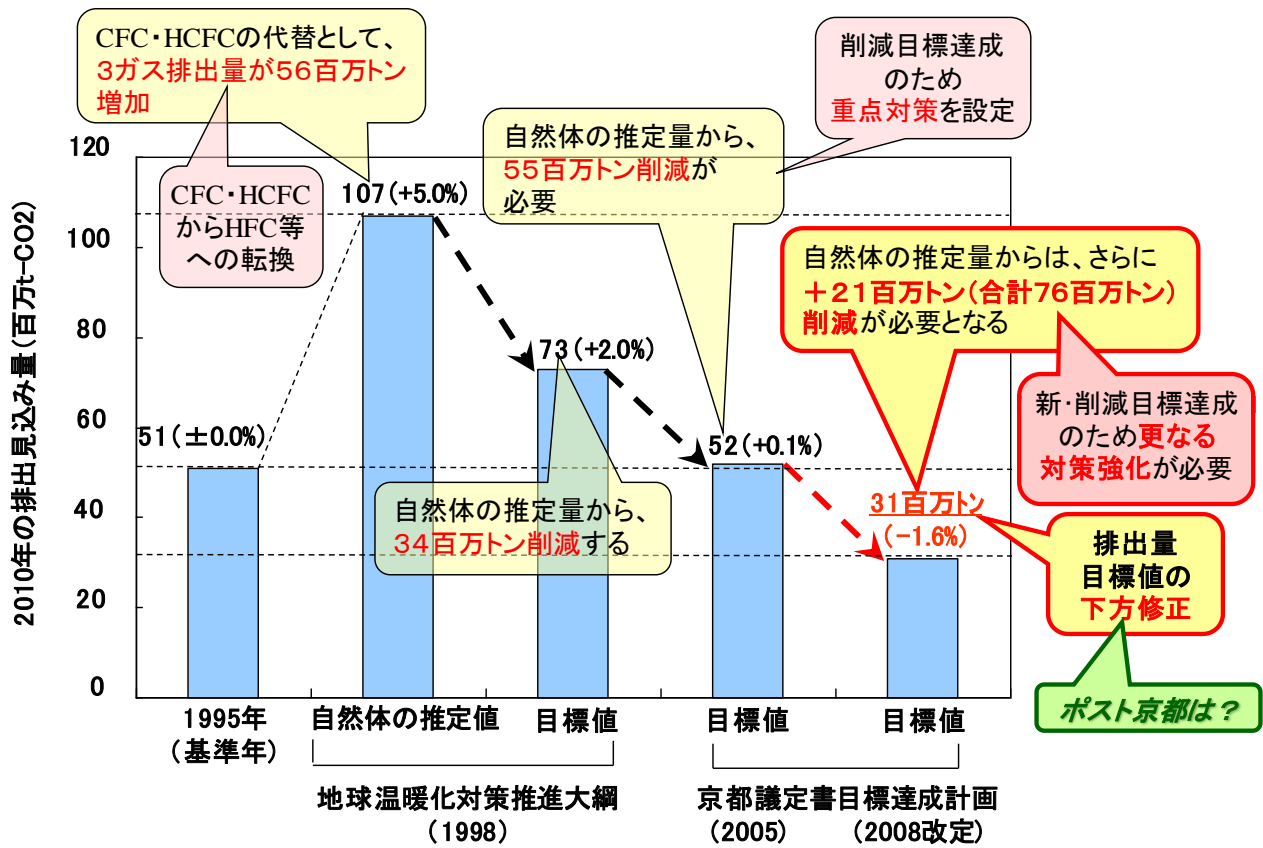


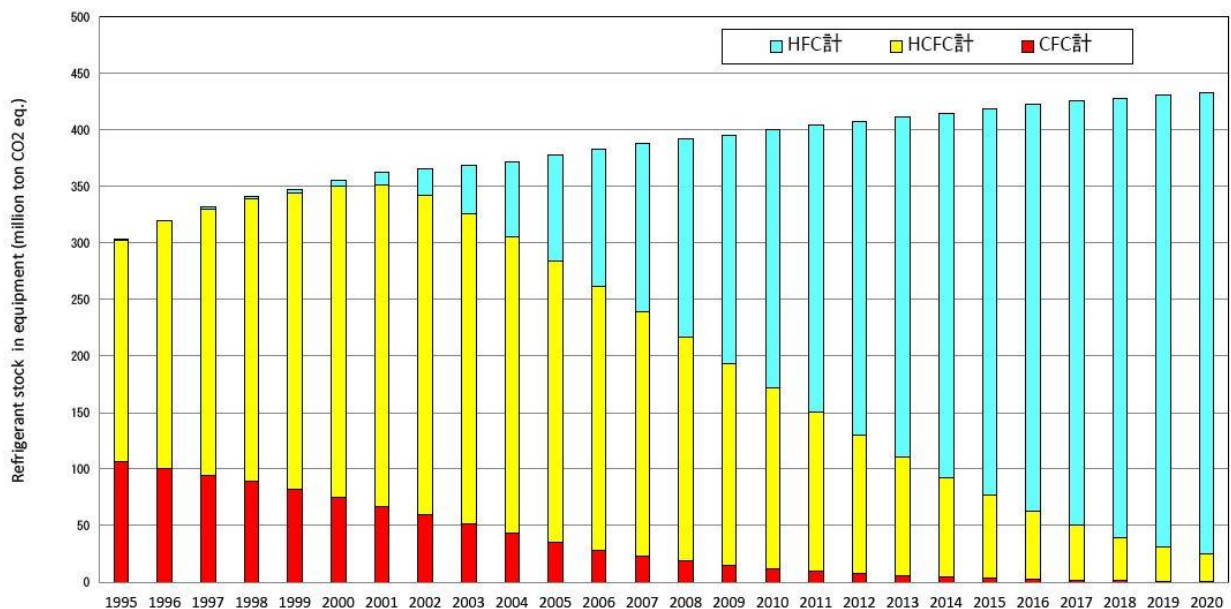
図 I. 1. 1. 1-2 代替フロン等 3 ガス 2010 年排出削減目標値の変遷

1.1.2. 低 GWP 冷媒機器開発の必要性

今後エアコンや冷蔵・冷凍ショーケース等の冷凍空調分野でオゾン層破壊フロン（CFC，HCFC）から代替フロン（HFC）への冷媒転換が進行する（図 I.1.1.2-1）。これに伴い、代替フロン等 3 ガスの排出量は現在の約 24 百万 CO₂-t から 2020 年推計では約 56 百万 CO₂-t に急増する見込みであり、この大半は冷凍空調分野（2008 年：約 13 百万 CO₂-t→2020 年：約 40 百万 CO₂-t）が要因である（図 I.1.1.2-2）。この根本的対策としては、低温室効果冷媒への転換を推進し、排出源となる市中の代替フロン冷媒自体を減らすことが極めて有効である。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、一刻も早く代替技術を開発し、市場投入を図ることが不可欠である。

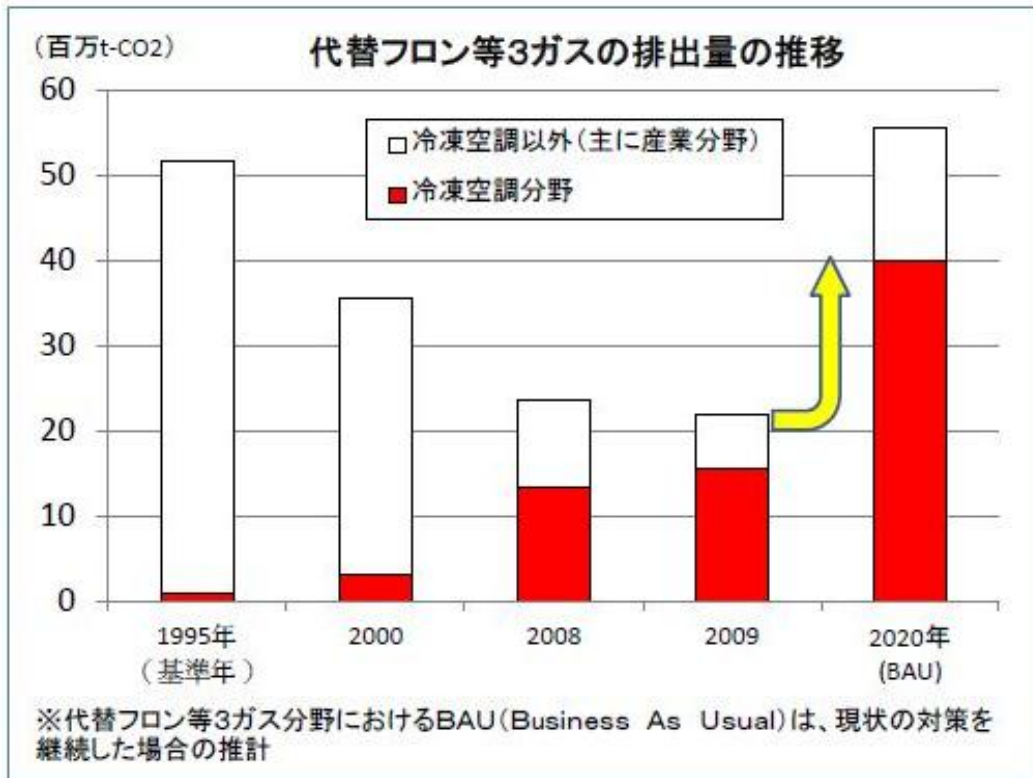
上述の通り代替フロン等 3 ガスのうち HFC 等代替フロンの使用量は増加に転じる傾向を示し、特に冷凍空調機器に係る事項において顕著である（図 I.1.1.2-3）。このことは冷凍機冷媒の場合、使用中・廃棄時の漏れを完全にゼロにすることが極めて困難であることに起因するものであり、それゆえこの分野での対策が急務であるとして、漏洩時における地球温暖化影響が極めて少ない低 GWP 冷媒の機器の開発が社会的に求められている。

一方、近年、世界的な微燃性冷媒に対する安全評価の考え方の変化や、高圧・超臨界状態での CO₂ 冷媒を用いる新たな冷媒圧縮機技術の登場等を背景として、空調分野での冷媒転換の可能性が近年急速に高まってきたところである。例えば欧州では、F ガス規制により、発泡剤、エアゾール、消火剤など用途ごとに排出抑制や使用禁止措置などが決まっている。中でも、カーエアコンについては、2011 年からの新型車への GWP 150 以上の冷媒の使用禁止を定めており、新規物質開発への影響は世界的な広がりを見せている。特に温暖化係数 10 以下の新規なフッ素化合物の開発が注目されているが、これは全く新たなカテゴリーに属する物質であり、大気寿命が 10 日前後と短いこれらの化合物の VOC としての挙動、大気中での分解挙動、総合的な環境影響・毒性問題への取組が重要な課題となってきている。



〔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 1 回冷媒対策 WG 資料（2010/6）に基づき NEDO 作成〕

図 I.1.1.2-1 我が国における業務用冷凍空調機器と家庭用エアコン冷媒の市中ストック推移の BAU 推計（CO₂ 換算）

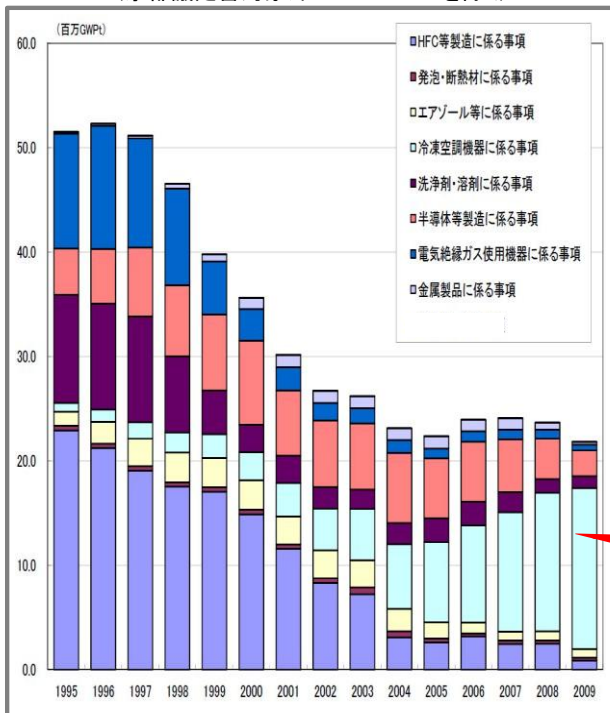


[出典：産業構造審議会化学・バイオ部会第25回地球温暖化防止対策小委員会資料(2011/2)]

図 I.1.1.2-2 代替フロン等3ガスの排出量の推移 (CO₂換算)

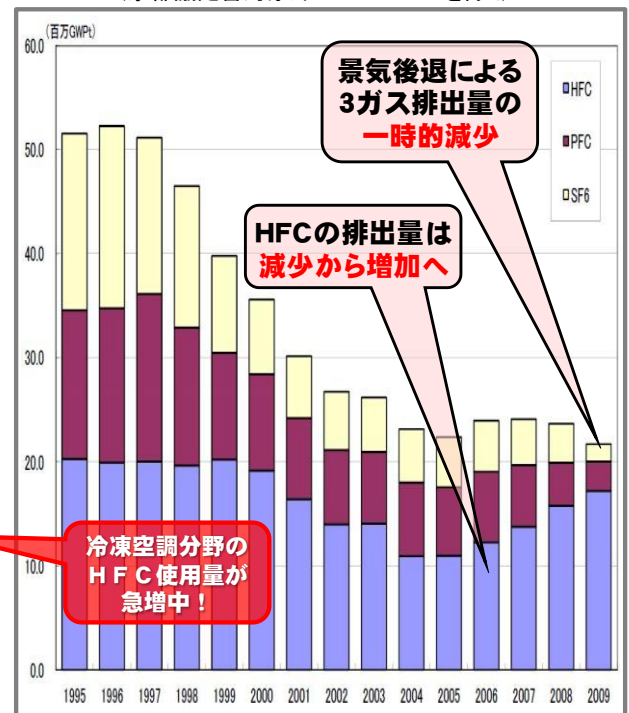
分野別排出量推移

(京都議定書対象外のHFC・PFCを除く)



ガス別排出量推移

(京都議定書対象外のHFC・PFCを除く)



[出典：産業構造審議会化学・バイオ部会第24回地球温暖化防止対策小委員会資料(2010/12)に基づき NEDO 作成]

図 I.1.1.2-3 我が国の HFC 等 3 ガス排出量推移 (CO₂換算)

1.1.3. 産業界での対応状況

現在、新規機械、装置、設備に使用されている冷媒は、過去から一部の分野で用いられているアンモニアを除けば、大勢は HCFC、HFC である。近年、一部の領域で新しく炭化水素などの自然冷媒が用いられ始めている。

HCFC はモントリオール議定書に定められた削減スケジュールに基づき、2010 年までに新規利用が中止され、2020 年までに補充用の使用も中止される。使用ガスとして HCFC から HFC(HFC-134a、407C、410A 等)への転換あるいは HFC から自然冷媒への転換が進行すると推定される。

次に各研究開発テーマ別でのフロン類の転換の状況について簡単に述べる。

(住宅分野)

居住空間への自然冷媒の適用は、漏洩時の安全性が十分に確保されないとして永らく行われてこなかった。しかし世界的な環境保護運動の後押しを受け、製品普及を図る動きが活発となっている。具体的には欧州（ドイツを中心としたゲルマン圏）ですでに市販されているプロパンを用いたエアコンの拡販等が進んでいる。国内の場合二酸化炭素および炭化水素を用いたエアコン製品は、安全性を重視し室内冷暖房ユニットを熱交換器を介して室外冷凍機に接続する二元式もしくはセントラル式と称されるシステムが一般的である。

製品化開発については、冷媒漏洩時の急性毒性の観点からアンモニアは適用し難く、二酸化炭素・炭化水素について危急時に冷媒を安全に外部放出させる、炭化水素の場合爆発限界以下への拡散を行う方向で製品化が模索されている。

① 住宅用コンパクト再生方式省エネ型換気空調システムの開発【新日本空調株式会社】(委託)

本研究開発を提案するに至った最大の背景は地球温暖化問題解決への貢献である。

言うまでも無く、わが国は京都議定書（気候変動枠組条約・第 3 回締約国会議（COP3）1997 年 12 月採択）を 2002 年 6 月 4 日に国会批准し、2004 年 11 月のロシア批准を経て議定書は 2005 年 2 月 16 日に発効している。

しかしながら、ここ数年の異常気象や局地的天災の一因として地球温暖化が指摘されており、対策の遅れは許されない状況にある。

地球温暖化の原因とされる温室効果ガス（6 ガス）のうち、最大排出量を示すエネルギー起源の二酸化炭素は全体の 88%を占める。内訳は約 15%が家庭関連、約 20%が業務部門、約 20%が運輸部門、約 40%が工場等の産業部門、残り約 5%が発電所などのエネルギー転換部門である。

この内、基準年（1990 年）対比で家庭部門は 37%強、業務部門は 42%強の伸びを示しており最重要対策分野と言える。

また二酸化炭素以外の温室効果ガスのうち、いわゆる代替フロン系 3 ガス（HFCs、PFCs、SF6）の排出抑制は今後の中国、インド、ブラジルなど新興国における関連製品の普及を考えると、極めて重要な課題であり、家庭・業務部門での省エネルギー性を確保したノンフロン化技術の市場投入が不可欠な状況といえる。

このような背景において、省エネルギー対策として普及した住宅やビルの高気密化はシックハウス問題を誘発しており、対処療法ではない抜本的な換気空調技術の導入が切望されている。具体的には、換気に伴い発生する空調負荷の根源である「湿気」対策をエアコンに頼らない技術が不可欠な状況となっている。即ち、住宅、病院、オフィスビル、商業施設などでの換気運転に伴う外気中の湿気処理（潜熱処理）に対し、多大なエネルギー消費を伴わない換気空調システム技術の開発が緊急課題である。

本研究では、換気に伴い発生する空調負荷の根源である「湿気」対策をエアコンに頼らない技術開発を事業目的としている。

空気中の湿気処理技術として、古くから吸湿材（吸着剤）を用いた調湿システム（いわゆるデシカント調湿装置・システム）が考案されている。

これは大気と吸湿材との間で水蒸気を高効率に交換するものであり、相対湿度の高い空気を、吸湿材を通過させ低湿化する。水分吸着後の吸湿材再生には、相対湿度の低い空気に晒すことが必要

であり、かつ、その際に水分を離脱させるための熱エネルギーが必要である。このため、従来は、水分離脱のため高温の熱エネルギーを使用していたことから省エネルギー機器としての認識は低かったと言える。更に、装置採算性の確保から業務用の大容量型が中心である。

このような状況から、家庭用省エネルギー型換気空調装置は開発リスクが高いと認識され、これまでは未着手の分野であった。

しかしながら、近年に低温再生を可能とする吸湿材（吸着剤）が開発され、低レベルの熱エネルギー、あるいは吸着時発熱を再生に活用することで、高効率な外気（湿気）処理システムの可能性が検討される状況となっている。

家庭用を目的に、省エネルギーで高効率な換気空調システムを国家プロジェクトとして実施することは、地球温暖化防止を実現する上でタイミング的に妥当であり、かつ地球規模での普及を目指す上で極めて必要性の高いプロジェクトと言える。

② 住宅用ノンフロン型省エネ調湿システムの開発【新晃工業株式会社】（助成）

国土交通省の住宅需要実態調査結果によると、住宅に何らかの不满を抱いていると回答したのは調査した全世帯の 42.4%に上り、その不满原因を複数回答にて挙げると、「冷暖房の費用負担などの省エネルギー対応」が 53.4%、「換気性能」が 43.4%と不满と回答した世帯の約 50%、つまり全体の約 20%が空調に関する省エネおよび質について不满を抱いているとの結果が現れた。

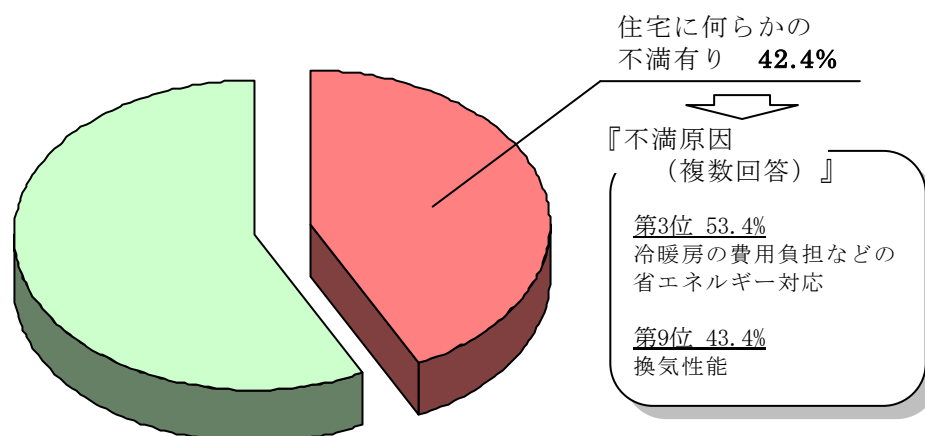


図 I .1.1.3-1 住宅における不满の割合とその原因

また、地球温暖化は生態系や人の健康に大きな影響を及ぼすと推測されており、近年頻発する異常気象も地球温暖化が原因であるとの見方が強まっている。日本では 2007 年に気温 40.9℃を観測し 74 年ぶりに最高気温を更新するなど、地球温暖化の影響が顕在化している。このように地球温暖化は次世代の問題などではなく、いま現在において喫緊な課題である。

本研究開発では地球温暖化問題に一石を投じる材料として、次に示す 3 つの背景ならびに空調システムが抱える課題に着目した。

① 住宅におけるシックハウス症候群対策としての機械式換気設備の設置義務化

図-1 に示すように、近年省エネや防音を考慮した高気密住宅の普及に伴い、建材や家具類などから発生する揮発性有機化合物（VOC）を主因とする健康被害（シックハウス症候群）が増加した。このような状況に鑑み、室内の汚染空気を排出して新鮮な外気を導入する機械式換気設備の設置が住宅においても義務付けられた。

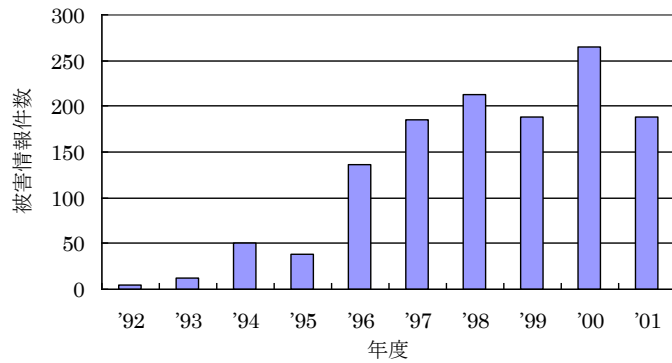


図 I .1.1.3-2 全国の消費生活センターに寄せられたシックハウス症候群と見られる被害件数

② 静止型全熱交換における多湿時の効率低下とコンタミネーションの問題

①により室内空気質（I A Q）の改善は図られるが、外気を直接室内へ導入することは室内空調負荷の増大を招き省エネに反する。そのため民生分野においては静止型全熱交換器を配置して、排出される汚染空気が有する熱的価値、すなわち夏期は低温・低湿、冬期は高温・多湿な空気を抽出し、これを新鮮な外気に回収した後に室内へ供給することで室内空調負荷の増大を抑えていた。しかし、従来の静止型全熱交換器は、図 I .1.1.3-3 に示すように和紙形状の水蒸気透過型の膜を介しての水蒸気交換であり、基本的に潜熱交換効率が低いという課題を有している（空気調和衛生工学：2008年 1 月号海外文献紹介 p78）。さらに熱回収の主体は顕熱交換効率に依存するため、室内外の温度差が小さい梅雨時や多湿時に効率が低下するという課題や、水蒸気透過型の膜を介して空気の交差問題（コンタミネーション）を有していた（JIS B 8628 では、15%の空気の漏洩・透過を認めている）。

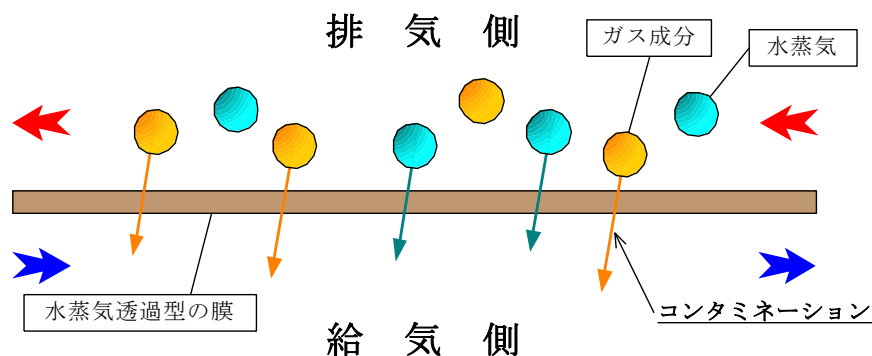


図 I .1.1.3-3 従来の静止型全熱交換器の構造

③ 機器単独のエネルギー効率のみを重要視するあまり、空調機の除湿性能が低下

空調機の通年エネルギー消費効率（APF）が重要視されるあまり、多湿時の除湿性能が犠牲となり、別途に代替フロン使用の除湿器を設置するなどのケースが散見される。

これに対し、本研究開発では理論的に空気透過を発生しない構成で、かつ、多湿時の潜熱交換効率の高いノンフロン型の全熱交換器を開発することを目的とし、これにより省エネの推進、ならびに温室効果ガス排出量の削減に貢献する。

すなわち、従来の静止型全熱交換器が和紙形状の水蒸気透過型の膜を介しての水蒸気移動であったことに対し、本研究開発では平成 17 年度より「ノンフロン型省エネ冷凍空調システム開発」にて研究開発されている「住宅用コンパクト再生方式省エネ型換気空調システムの開発（新日本空調受諾）」の基礎研究成果である「等温吸脱着方式の全熱交換器」技術を活用する。この「等温吸脱着方式の全熱交換器」に関する研究開発は、主に平成 17 年度～18 年度に実施され完了したものである。同研究開発では、マイクロ波照射による吸着剤の再生

技術開発と共に、高湿度空気から吸着剤が水分を吸着する際に発生する吸着熱をいかに再生に利用するかが開発のキーワードである。

図 I .1.1.3-4 に「等温吸脱着方式の全熱交換器」の基本概念を示す。

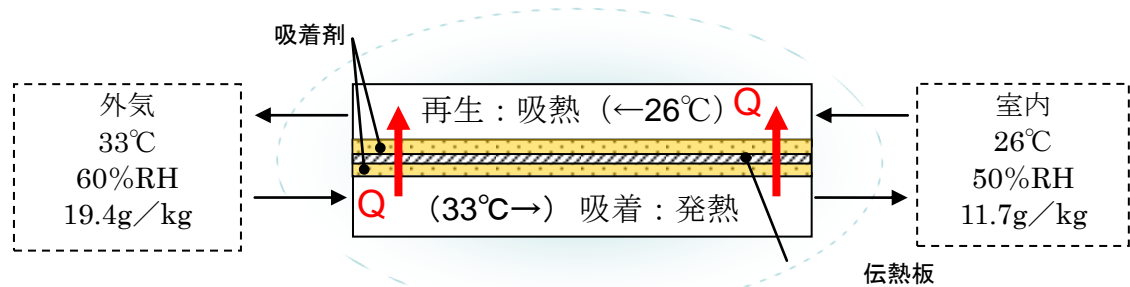


図 I .1.1.3-4 「等温吸脱着方式の全熱交換器」の基本概念

図 I .1.1.3-4 は、伝熱板両面に吸着剤が担持されており、高温・高湿度の外気が左側から室内へ流入し、低温・低湿度の室内空気が右側から排気される状況を示している。この時、伝熱板下面では、吸着剤が高湿度外気から水分を吸着し発熱するので高温となるのに対し、伝熱板上面では、低湿度空気にて吸着剤が再生されるため再生熱が奪われ低温となる。この結果、伝熱板の上下間で熱移動が生じ、温度変化が抑制され吸着行程ならびに脱着行程が促進・継続される。

しかしながら、この反応は無限には続かず、一定時間の後には伝熱板の両面に担持されている吸着剤に対し、外気と室内気の入替えが必要であり、そのための流路切替えの装置が必要である。

このように、開発システムでは伝熱板が水蒸気を透過しないため外気と室内気の交差（コンタミネーション）問題は発生しないが、一定時間毎に流路を切替える作業が必要となる。その一方で、吸着剤による水分の吸脱着を吸着剤の発熱・吸熱の同時発生にて処理することで、外部加熱などのエネルギー消費の無い高効率な調湿が可能となる。

③ 低GWP冷媒を使用した省エネ空調機の研究【ダイキン工業株式会社】（助成）

現在、空調機に冷媒として使用されている HFC は、温暖化係数(GWP)が高いことから、京都議定書において排出削減の対象ガスとなっており、家電リサイクル法などにより空調機からの冷媒回収を行い、排出量の削減に取り組んでいる。

しかし、モントリオール議定書に基づき生産・消費の削減が進められているオゾン層破壊物質 HCFC からの代替が進むことにより、冷凍空調機器分野での HFC の排出量が増加(2006年 420万 t-CO₂→2010年推計 1,850万 t-CO₂)することが予想される。(平成 19年 12月 21日 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発表資料)。そのため、冷媒回収などによる排出量の削減を進めるとともに、今後、更なる温暖化防止策として温暖化係数(GWP)の低い冷媒を使用した高効率空調機の研究開発は非常に重要なテーマとなっている。

一方、欧州の F ガス規制により 2011 年から上市しされる自動車のカーエアコンに GWP150 以上の冷媒の使用が禁止されるため、自動車・カーエアコン業界ではその対策として、CO₂ や新規の低 GWP 冷媒の適用が検討されている。

このため、本研究開発では、低 GWP 冷媒の定置式直膨型空調機への適用可能性を検討した。

④ 低GWP冷媒を適用した省エネ空調機の研究【三菱電機株式会社】（助成）

1) テーマの必要性

現在、国内で定置式空調機の代表機種であるルームエアコンが年間約 700 万台販売されており、総設置台数は 1 億台を超えている。この定置式空調機の冷媒として主に使用されている R410A (HFC) は、地球温暖化係数 (GWP) が高いことから、京都議定書において排出削減の対象ガスと

なっている。現在は家電リサイクル法などにより冷媒回収を行い、排出量の削減に取り組んでいる。

しかし、モントリオール議定書に基づき削減が進められているオゾン層破壊物質 HCFC からの代替が進むことにより、定置式空調機での HFC の排出量が増加している。

現在、定置式空調機では省エネ規制を設けている国・地域はあるが、冷媒の GWP もしくは空調機の LCCP（製品寿命気候負荷）の規制はないが、地球温暖化問題の切迫に伴い、環境問題の対策先進地域では、規制が検討されており、冷媒の低 GWP 化が必須である。

オゾン層を破壊せず又温暖化の影響が小さい冷媒として自然冷媒（炭化水素、アンモニア、水、CO₂）がある。しかし、炭化水素は可燃性、アンモニアは毒性、水は 0℃以下で凍結する等の問題がある。また、現在使われている R410A 冷媒の 3～4 倍の高圧を呈する CO₂ 冷媒は、家庭用ヒートポンプ給湯機で製品化され、ビル用マルチ空調機の開発が進められている。しかし、空調機用途では COP が悪化するため、膨張機による動力回収等の性能改善手段を講じるなど、さらなる開発が必要である。

ルームエアコンは住宅分野向け空調機であり、ユーザーのみならず夏期販売ピーク時の据付け作業者も含めて、不特定の人が製品を扱うため、安全性の確保が最優先される。また据付けやメンテナンスの容易性を維持するためにも、可能な限りシンプルな冷凍サイクル構成が望まれている。

従って、住宅分野向け空調機の低 GWP 冷媒適用研究では、効率がよく、炭化水素系冷媒に比べてはるかに安全性が高いフッ素系冷媒を適用すると共に、現状とほぼ同レベルのシンプルな冷凍サイクルでの製品実用化の可能性追求が必要である。

2) 関連する国内外の研究開発等の動向と其中での当該事業の位置付け

国内の定置式空調機の市場は上記のとおりであるが、世界では年間約 7000 万台の販売で、国内の約 10 倍の市場である。今後、地球温暖化防止のためには冷媒の低 GWP 化が必須であり、日本で開発した先進技術が将来は、世界のすべての定置式空調機に適用されると予想する。

カーエアコンの分野では、欧州の F ガス規制により 2011 年から上市される新型自動車用途で、GWP 150 以上の冷媒の使用が禁止されるので、自動車・カーエアコン業界は、CO₂ 冷媒や新規の低 GWP 冷媒（HF0-1234yf）の適用が検討されている。

3) 事業の新規性、先進性、汎用性等

【新規性・先進性】

本研究を開始した 2008 年時点において、低 GWP 冷媒は、カーエアコン用としては研究され始めていたが、冷媒の供給可能量も十分ではなく、定置式空調用としては冷媒入手が困難な状況であった。そのため、2008 年時点において低 GWP 冷媒の定置式空調用途への適用研究結果の報告はなかった。

NEDO の助成研究として、定置式空調機分野において低 GWP 冷媒を検討する明確な意思を示すことにより、冷媒メーカーから冷媒の供給を受けて、世界で初めて研究を実施することができた。

【汎用性】

本研究の結果、低 GWP 冷媒が定置式空調機に適用可能と判断できれば、日本をはじめ世界において、この冷媒が次世代冷媒として普及する可能性があると考えられる。

⑤ 低GWP冷媒ルームエアコンの研究【パナソニック株式会社】（助成）

現在ルームエアコンに冷媒として使用されている R-410A は、温暖化係数（GWP）が高いことから、京都議定書において、二酸化炭素、メタン、一酸化二窒素と並んで排出削減の対象ガスとなっており、家電リサイクル法などによりルームエアコンの冷媒回収を行い、排出量の削減に取り組んでいる。

しかし、モントリオール議定書に基づき生産・消費の削減が進められているオゾン層破壊物質 HCFC からの代替が進むことにより、冷凍空調機器分野での HFC の排出量が増加することが予想され

る。

そのため、冷媒回収などによる排出量の削減を進めるとともに、今後、更なる温暖化防止策として温暖化係数（GWP）の低い冷媒を使用した高効率ルームエアコンの研究開発は非常に重要なテーマとなっている。

一方、欧州のFガス規制により 2011 年から上市される自動車のカーエアコンに GWP150 以上の冷媒の使用が禁止されるため、自動車・カーエアコン業界ではその対策として、新規の低 GWP 冷媒が採用された。しかし、その低 GWP 冷媒がルームエアコンへ適用された報告はなく、適用検討が必要である。

そこで、本研究開発では、自動車・カーエアコン業界で採用された新規低 GWP 冷媒やそれを主成分とする混合冷媒または冷媒メーカー提案の低 GWP 混合冷媒のルームエアコンへの適用を検討し、候補冷媒を選定する。

(業務分野)

既に大規模施設向けの冷凍・空調設備については、地域電力供給システム等余剰熱源と併設する吸収式冷凍機が普及してきている。またアンモニア冷凍機がその経済性の良さから見直され、安全性を考慮した製品開発と法規制の緩和から拡販が進んでいる。自然冷媒は被冷却温度によっては優れた理論効率を示す為、業務分野については限定された製品群に対して現行の代替フロン冷凍機に対抗しよう。空気冷媒を用いた冷凍機等は低温冷凍域（-50℃前後）において理論効率が優れており、製品(導入)コストを国庫等補助するなどして主に倉庫向け冷凍機を中心として普及実績を積んでいる。

⑥ 過冷却回路によるCO₂冷凍システムの高効率化技術の開発【三洋電機株式会社】(助成)

・ 社会経済的背景

冷凍冷蔵ショーケースの国内販売数量は年々減少傾向となっているものの、別置形のショーケースに接続される出力 7.5kW 以上の冷凍機については、2009 年は 14,101 台とほぼ 1.5 万台弱の販売量を維持しており、ここ数年横ばいで推移している。しかし、別置形ショーケースに充填されるフロン系冷媒の市場ストックについては、HCFC 22 の置換えが終了するころまでは増加傾向にあるとの予測がある。さらに近年の調査によれば、別置形ショーケースから漏洩する冷媒の使用時排出係数は 16% と高い数値となっていることが報告されており、主に使用されている HFC404A の温暖化係数 (GWP) が 3,920 と高いことなど、これらの事情から冷凍冷蔵設備においても冷媒漏えいに起因する温暖化への影響を防止する対策が求められている。

・ 研究開発上の背景

2000 年以降、フルオロカーボン系冷媒に比較して GWP が数千分の一の二酸化炭素を冷媒としたヒートポンプ給湯機が量産化され、それとともに二酸化炭素冷媒用の部品、製造インフラも整ってきた。さらにそれ以降、内蔵ショーケース用や自動販売機用の二酸化炭素冷媒のコンデンシングユニットなども製品化され、二酸化炭素冷媒用コンプレッサを搭載した業務用冷蔵機器への商品展開が積極的に図られてきており、この分野においても設計技術・製造ノウハウが徐々に蓄積されてきている。

・ テーマの必要性

スーパーショーケース用の別置形冷凍機の圧縮機は、既に製品化されている給湯用ヒートポンプや小型内蔵ショーケース用の圧縮機に比較して大容量な圧縮機が必要であることや、冷凍機一台に複数のショーケースが接続される複雑なマルチ型システムであることによる冷媒制御の技術、さらに、施工においては個々の店舗レイアウトに応じた冷媒配管の取り回しとなるために、冷凍・冷蔵システムごとに冷媒充填量を施工現場で最適化する必要があるなど、いくつかの点でそれまでに商品化されてきた密閉型冷凍機には無い新たな技術課題を解決する必要があった。

・ 関連する国内外の研究開発等の動向と当該事業の位置づけ

しかしながら、大型の圧縮機としては業務用給湯ヒートポンプ用として開発されたものはあるが、別置形ショーケースの冷凍機用のものについては、国内で商品化された事例は無い。一方、ヨーロッパにおいては F ガス規制に合わせてスーパーマーケットの冷凍冷蔵設備の自然冷媒化の技術開発は早期から実施されてきており、アンモニア冷媒あるいは HC 冷媒を高段側で、二酸化炭素冷媒は低段側で作動させる二元冷凍システムなどが店舗に導入されている。しかし、日本国内で多く普及しているような直膨式の冷凍機を複数系統設置する分散型のシステムとは異なっている。

そこで本技術開発事業では、毒性・燃焼性が無い安全性が高い二酸化炭素を冷媒とし、国内で主流の普及形態である直膨式の別置形冷凍冷蔵ショーケースを製品化する技術開発を行なった。特に二酸化炭素冷媒の弱点である性能の劣性を解決する為に、冷凍ショーケースでは二段圧縮式の圧縮機とエコマイザとなるスプリット回路を搭載するとともに、冷蔵温度帯でのさらなる性能向上の為に冷凍サイクルの過冷却をとる別系統の小型の CO₂ 冷凍機を組み込み、その冷却排熱を給湯水として活用する技術の開発に取り組んだ。

・ 事業の新規性、先進性、汎用性

[新規性] スーパーマーケット向けの業務用冷凍冷蔵機器に別置形 CO₂ 冷凍機を開発

別置形直膨式の冷凍冷蔵ショーケースとして二酸化炭素の単一冷媒で作動するシステムを初めて開発することができた。

【汎用性】 従来施工方式と同一形態の直膨方式で製品化

当事業により、冷媒充填量が多大でかつ漏洩率が高いスーパーマーケットの冷凍冷蔵設備を、従来と同一形態の直膨方式の別置形のシステムで HFC 冷媒から安全性の高い二酸化炭素に転換することが可能となった。

【先進性】 過冷却ヒートポンプ給湯システム

冷凍サイクルの過冷却をとることにより冷凍機の運転効率を向上させるとともに、冷却廃熱を給湯水として有効に活用する過冷却ヒートポンプ給湯ユニットを初めて製品化することができた。

⑦ 低 GWP 冷媒のドロップイン試験【三菱重工業株式会社】(助成)

オゾン層保護等に始まる特定フロン類の規制により、産業界ではオゾン層を破壊する恐れのある CFC 冷媒、HCFC 冷媒はオゾン層破壊係数 (ODP) が 0 である HFC 冷媒への転換に取り組み、ターボ冷凍機を含む冷凍空調業界においても同様に HFC 冷媒への転換を行った。しかしながら、HFC 冷媒は地球温暖化係数 (GWP) が高く、LCCP (Life Cycle Climate Potential) から見た温室効果による環境負荷への影響が問題視されてきている。

このような背景を受け、各産業分野で低 GWP への切り替え研究が進んでおり、冷凍空調業界においても欧州での F ガス規制をはじめとして、低 GWP 冷媒への転換に向けた動きが始まっている。ターボ冷凍機については、冷媒の入手が困難なこともあり低 GWP 冷媒の検討はなされていなかったが、同様に低 GWP 冷媒への転換が必要である。

(性能・安全評価)

自然冷媒のうちとりわけ可燃性を有する炭化水素、アンモニア等に係る安全性基準については、すでに炭化水素冷媒が主流の家庭用電気冷蔵庫同様に、家庭用電気製品に係る国際的規格の整備についても ISO/IEC の共同作業部会において既に骨子(IEC60336-2-40 改)はほぼ作成されている状況である。ただし日本国内での法規は冷媒区分について記述がある程度で、業界指針等未だ十分ではない。上述の国際動向に協調して今後、国内法規等の整備が図られる見込みである。

温室効果の指標については冷媒種に係わらず地球温暖化係数 (GWP100 年値) が主として用いられている。

⑧ 『ノンフロン型省エネ冷凍空調システム開発』の実用的な運転モード及び評価方法ならびに安全基準の構築【独立行政法人産業技術総合研究所】(委託)

室内用空調機器や自動車等の移動体の空調機器用の冷媒としては、オゾン層破壊の問題の浮上をきっかけに、それまで使用されてきたクロロフルオロカーボン (CFC) やハイドロクロロフルオロカーボン (HCFC) が、モントリオール議定書における取り決めに従い、段階的に廃止 (Phase-out) されることになった。これらの代替品として導入が開始されたハイドロフルオロカーボン (HFC) は、オゾン層破壊に寄与することがない上に、冷媒としての性質にも優れているため、現在に至るまで幅広く使用されている。

1997年に採択された京都議定書では、気候変動枠組み条約に基づいた地球温暖化防止を目的として、二酸化炭素をはじめとする温室効果ガス6種類の削減が打ち出された。その6種類の物質の中にはモントリオール議定書でCFCの代替として導入が促進されたHCFCも含まれていた。このため、気候変動、特に地球温暖化防止を目的として、HFCからさらなる冷媒代替を模索する必要に迫られた。

この冷媒代替では、HFCのような高い温室効果係数 (Global Warming Potential; GWP) を持つ物質は容認されず、代替物質のGWPは必然的に小さなものにならざるを得ない。このことは、地球温暖化防止のためには不可欠な要因ではあるが、その一方でこれまでに冷媒に対して強く求められてきた要求事項である『化学的安定性』を放棄せざるを得なくなった。その結果、冷凍空調機器からの排出後の大気中における化学的不安定性のための副生成物の発生や、機器からの漏洩時における燃焼性の問題に対する不安が生じることとなった。これに加え、低GWP冷媒として新規物質が導入されることになると、その有害性に対する懸念も発生する。さらに、冷媒としての特性には優れていた (省エネ性能が高かった) HFCから別の物質への代替を進めざるを得ないため、代替冷媒の省エネ性能にも十分な検討がなされるべきである。

以上の背景から、HFCに代わる次世代冷媒の導入にあたっては、(1) 省エネ性能 (2) 有害性 (3) 燃焼特性 (4) 冷媒の大気排出後の暴露評価、(5) 室内漏洩時の暴露評価、の4項目に対する技術的課題の克服が重要な鍵を握り、この克服のためには (1) から (5) までの項目をリスクトレードオフの観点から俯瞰し最適な次世代冷媒の候補を探索するための安全性評価が必要となる。

この安全性評価においては、すでに移動体向けの空調機器用冷媒として採用が合意されたR-1234yf、および比較的GWPが小さいHFC-32を候補として念頭に置き、その安全性に対する包括的な評価を実施した。この評価では、次世代冷媒に対して要求される項目に対して、その実現に対して相反が生じる複数の安全性検討項目を、いわばリスクトレードオフの観点から、その安全性を最大とすることを目的として評価に取り組んだ。このような視点での次世代冷媒に対する安全性評価は他に類を見ず、新規性・先進性が高い。また、この評価方法の汎用性や普及性の高さ故に、次世代冷媒の安全性評価に基づく選定について、国際的な貢献を求められている。

⑨ エアコン用低 GWP 混合冷媒の物性と LCCP 評価【国立大学法人東京大学/九州大学】(委託)

(1) 研究項目：HF01234yf 混合冷媒の熱物性と LCCP 評価 (担当：東京大学)

多くの冷凍空調機器で使用されている HFC 冷媒は、動作係数 (COP) が高く高性能な運転がされているが、温暖化係数 GWP が高いため、大気への漏洩による温暖化への寄与が大きな問題になっている。このため、使用時、あるいは廃棄時の大気への漏洩を削減する対策と新規低 GWP 冷媒への転換が重要な対策となっている。

廃棄時の大気への冷媒漏洩防止に対しては、家庭用機器の家電リサイクル法、業務用機器のフロン回収・破壊法、自動車リサイクル法により網がかけられているが、規模の大きい業務用機器からの冷媒回収が進まず、平均的な冷媒回収率は30%と低迷している。官民挙げて冷媒回収率の向上を目指しているが、効果的な対策がないのが実情である。

使用時の冷媒漏洩に対しては、現状では規制がない。そこで、冷凍空調機器の管理制度を確立する取り組みが始まろうとしている。一定規模以上の冷凍空調機器の冷媒管理記録を残し、定期的に自治体に報告することを義務づける案が検討されている。また、冷媒の流通を管理する制度も検討されている。これら機器および冷媒管理制度がどの程度機能するかはまだ不明である。

冷凍空調機器に充填されている HFC 冷媒の温暖化への影響をなくすためには、低 GWP 冷媒への転換が最も有効な対策であることは言うまでもない。新規冷媒としては、自然冷媒と HF0 系冷媒が候補である。自然冷媒の研究開発は本プロジェクトで推進され、多くの成果を得ているが、HF0 系冷媒はまだ十分ではない。HF0 系冷媒について、自動車用エアコンに対しては R1234yf 純冷媒が使用可能であることが分かっているが、定置用エアコンへの適用の可能性にはついてはまだ分かっていない。R1234yf を中心とする混合冷媒は多くの候補があつて、研究開発には多くのコストと時間がかかり、企業が独自に開発するにはリスクが高い。冷媒代替によって温暖化を効果的に防止するには国が支援することが必須な状況である。

(2) 研究項目：HF01234ze 混合冷媒の熱物性とサイクル性能の研究(担当：九州大学)

冷凍空調分野においては、ヒートポンプ・冷凍システムの作動媒体として CFC 系冷媒や HCFC 系冷媒が長年使用されてきた。しかしながら、1974 年にローランド教授らによる CFC 冷媒による成層圏オゾン層破壊に関する論文が発表されてからオゾン層破壊防止への動きが国際的に高まり、1987 年のモントリオール議定書締結以降、CFC 系冷媒が全廃され、同時に HCFC 系冷媒の規制が進められ、オゾン層に影響しない HFC 系冷媒への転換が進められてきた。一方、1997 年の気候変動枠組条約第 3 回締約国会議 (COP3：京都会議) においては CFC 系および HCFC 系冷媒の代替物質として開発された HFC 系冷媒も地球温暖化防止の観点から規制対象となった。

以上のオゾン層保護及び地球温暖化防止に関する国際的規制の動きを受けて、1990 年代中頃から、地球温暖化への影響が少ない自然界に存在する物質 (例えば、CO₂、NH₃、水、i-C₄H₁₀ などの自然冷媒) を作動媒体として用いたヒートポンプ・冷凍システムの開発が最重要課題となり、今日、CO₂ を作動媒体としたヒートポンプ給湯機、i-C₄H₁₀ を作動媒体とした家庭用冷蔵庫、CO₂ あるいは i-C₄H₁₀ を作動媒体とした自動販売機など、一部の分野で自然冷媒を用いたヒートポンプ・冷凍機の実用化がなされた。

自動車用空調機に関しては、ヨーロッパにおいて 2011 年から GWP (Global Warming Potential) が 150 以下の冷媒を用いることが定められ、現在使用されている HFC-134a は GWP=1430 と温暖化への影響が大きいため、2011 年から段階的に削減され、2017 年に全面使用禁止となる予定である。このため、自然冷媒 CO₂ を作動媒体とした自動車用空調機の開発が、一時期、盛んに行われていたが、その開発は、性能、漏洩などの課題のために中断されて、現時点では、GWP が極めて低いオレフィン系新規代替冷媒 HF0-1234yf (CF₃CF=CH₂ : 2, 3, 3, 3-Tetrafluoropropene) を用いた自動車用空調機の開発が急ピッチで進められている。また、家庭用・業務用空調機に関しては、一部、CO₂ や炭化水素を用いたシステムの開発が進められているものの、現在使用されている HFC 系混合冷媒の R410A、R407C などにとって替われるほどの性能、安全性、あるいは経済性が確保できていないようである。

以上のような状況の中で、本研究者のグループは、Mg 合金製造プロセスのカバーガスとして開発された HF0-1234ze (E) (CF₃CH=CFH : Trans-1, 3, 3, 3-Tetrafluoropropene) は低 GWP で、ODP=0 (ODP : Ozone Depletion Potential) であり、冷媒として使用できる可能性があることに着目し、2007 年頃から HF0-1234ze (E) をヒートポンプ用作動媒体として導入することの可能性についての研究を開始した。しかしながら、HF0-1234ze (E) に関する物性情報は全く公開されておらず、産業界における HF0-1234ze (E) を空調用の冷媒として使用するための研究開発に着手できない状況にある。従って、(独) 新エネルギー・産業技術総合開発機構の受託研究「ノンフロン型省エネ冷凍空調システム開発/実用的な性能評価、安全基準の構築/エアコン用低 GWP 混合冷媒の物性と LCCP 評価」の一部として、世界に先駆けて「HF01234ze 混合冷媒の熱物性とサイクル性能の研究」を実施することは、産業界が本格的に HF0-1234ze (E) を用いた空調・冷凍システムの研究開発を行う上で極めて有益である。

1.1.4 技術的な課題と NEDO の関与する意義

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 I.1.1.4-1)。

「HFC-23 破壊技術の開発」(1998～2001 年度)では、冷媒やフッ素樹脂原料として使用される HCFC-22 の製造時に副生する HFC-23 を破壊する技術開発を行った。また、「冷媒フロンのケミカルリサイクル技術の開発」(2000 年度)において、回収 HCFC-22 を高純度化してフッ素樹脂原料としてリサイクルする技術の開発を行った。HFC-23 の破壊に関しては、多くの CDM プロジェクトにより海外への技術移転が実施されており、世界規模での温室効果ガスの削減に効果をあげている。

代替物質の開発については、「新規冷媒等研究開発」(1994～2001 年度)と「SF₆ 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システムの研究開発」(1998～2002 年度)において、それぞれ冷媒、洗浄剤、発泡剤と、半導体の CVD クリーニングガスを対象として環境負荷の小さい新規フロン代替物質の開発を行った。そこで有望と思われた物質については、「省エネルギーフロン代替物質合成技術開発」(2002～2006 年度)で省エネルギー性確立の観点から工業的合成技術の開発を行った。

また、ノンフロン化技術では、「SF₆ フリー高機能発現マグネシウム合金組織制御技術開発」(2004～2006 年度)および「革新的ノンフロン系断熱材技術開発」(2007～2011 年度)により、マグネシウムダイカスト用カバーガス、断熱発泡剤等の分野における低 GWP フッ素系ガスを含むノンフロン化技術開発に取り組んでいる。

空調機器は一旦市場に投入されれば、その後十数年以上にわたり排出源として温暖化に悪影響を及ぼすことを考えれば一刻も早く開発し市場に投入させることが不可欠である。

「ノンフロン型省エネ冷凍空調システム開発」(2005～2010 年度)プロジェクトはいずれも基礎(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は高い。また 1 社単独の技術では解決が難しく、大学や研究機関等と複数企業による知見の結集が不可欠なため、国のプロジェクトとして実施する必要性は高い。加えて、低温室効果冷媒への転換(ノンフロン化)はコストアップ要因となる一方、メーカー・ユーザーともに直接の経済的利益がなく事業者が開発インセンティブが働きにくく、国の支援が不可欠である。さらに、冷媒の安全性評価や基準化手法の策定は、産業界全体の基盤となる技術であり、特定企業に偏りのない実施が必要であることから、国が主体となって実施することが必要である。

1.2. 実施の効果（費用対効果）

1.2.1. 産業界への効果

空調機器については、R410A 代替候補に有力なものがない中、選択肢を増やす検討が必要と考える。こういった中、HF0-1234yf、1234ze(E)、R32 といった R410A より GWP が低いものについて代替候補となりえないかといったことが TEAP 等において、国際的に話題となっている。ここに挙げられた物質に関しては、微燃焼性（ASHRAE（米国冷凍空調学会）による燃焼等級 2L の分類）ということもあり、これらの物性・安全性評価については今後の課題となる。日冷工では、微燃焼性冷媒の検討を実施することについて、機関決定を行った。

1.2.2. 費用対効果

表 I.1.2.2-1 及に京都議定書における温室効果ガス排出削減目標達成に係る NEDO におけるフロン対策技術の変遷を示す。

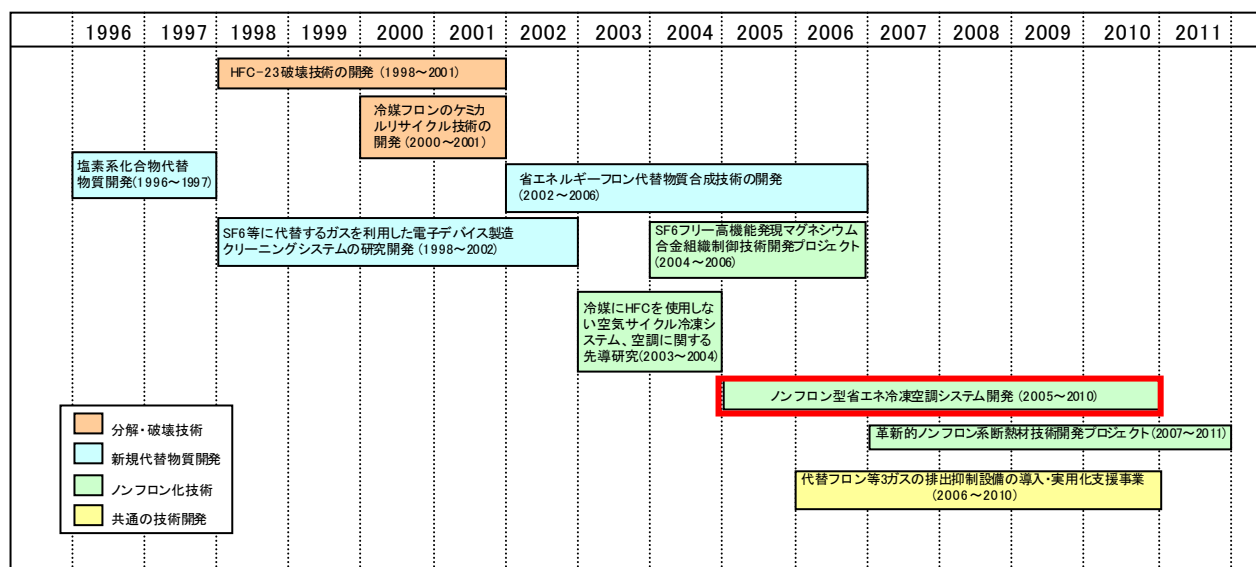
本プロジェクトは 6 年間で予算総額は約 42 億円である。

平均年 7 億円程度を投入しており、これは住宅、業務、運輸、性能評価及び安全基準という各分野において実施している。プロジェクトリーダー（P L）による適時指導及び各年度末毎の技術評価委員会による第三者評価を実施するなどして、中間評価以前（H17～H19 年度）の 14 テーマ中の 2 テーマについて上市化が達成された。

また、中間評価以後（H20～H22 年度）の 9 テーマ中の 1 テーマについては既に上市化を達成済みであり、他テーマについても環境が整い次第事業化可能な体制が整っている。

表 I.1.2.2-1 NEDO におけるフロン対策技術の変遷

P J タイトル	実施期間・予算	予算(年度)	研究概要
HFC-23 破壊技術の開発	H10-H13 総額 1.2 億円	H10 年度 約 1.0 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)	H12 総額 2.2 億円	H12 約 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
塩素系化合物代替物質開発	H8~H9 総額 3 億円	H9 年度 約 2.9 億円	半導体・液晶製造用や産業用洗浄剤への適用
SF ₆ 等に代わ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の研究 (半導体 CVD 洗浄プロジェクト)	H10~H14 総額 2.5 億円	H14 年度 約 4 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	H14~H18 総額 1.0 億円	H15 年度 約 2.2 億円	HFE 類, CF ₃ I, COF ₂ などの低 GWP 値・新規化合物の工業的合成技術開発
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	H16~H18 総額 2.9 億円	H18 年度 約 1.1 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
冷媒に HFC を使用しない空気サイクル冷凍システム、空調に関する先導研究	H15~H16 総額 0.3 億円	H16 年度 約 0.2 億円	業務用冷凍倉庫向け空気冷媒冷凍機の排熱をデシカント除湿機の再生に利用
ノンフロン型省エネ冷凍空調システム開発	H17~H22 総額 4.2 億円	H22 年度 約 7.7 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	H19~H23 総額 1.5 億円	H19 年度 約 2.8 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
代替フロン等 3 ガスの排出抑制設備の導入・実用化支援事業	H18~H22 総額 6.7 億円	H22 年度 約 9 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



1.2.3. 制度への適用性

冷凍・空調機器の製造、事故、修理・メンテナンス、廃棄における冷媒漏洩は完全にゼロには出来ない。このため、地球温暖化問題への貢献に向けて、フッ素を含有しないオゾン層を破壊効果が無く地球温暖化効果の少ないノンフロン冷媒を使用する冷凍・空調機器を開発することが望ましい。

本プロジェクトは世界的な環境保護の高まりの中で経済産業省 特別会計のもと「ノンフロン型省エネ冷凍空調システム開発」として、独立行政法人産業技術総合研究所、社団法人日本冷凍空調工業会、このほか民間企業 6 社への委託(NEDO 費用負担 100%)、及び 9 社への助成 (NEDO 費用負担 50%)により、平成 17 年度から 21 年度の 5 年間の事業実施期間として開始した。

その後、中間評価を経て大幅に体制を変更し、事業実施期間を 1 年間延長して平成 22 年度にプロジェクトを終了した。

本研究開発の最終目標は「省エネ性を兼ね備え、オゾン層破壊を防止し、地球温暖化効果小さいノンフロン冷媒を利用した冷凍空調システム・機器を開発・商品化するとともに、その性能評価手法及び安全性基準を確立する」ことにある。

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工業製品を産業界へ供給し、長期的観点から CO2 排出量の削減をはかる事が肝要である。

2. 事業の背景・目的・位置づけ

2.1. 事業の背景

繰り返しとなるが、事業背景となるオゾン層保護対策と地球温暖化対策の動向を再度整理して示す。

2.1.1. オゾン層保護対策の動向

我が国は、1988年に「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）を制定・施行し、ウィーン条約及びモントリオール議定書に加入した。同法により、既にCFCは1996年に全廃、HCFCは基準量の15%以下に消費量を削減しており、2020年までに全廃することとしている。また、同法に基づき、オゾン層の破壊の状況や大気中のオゾン層破壊物質の濃度変化の状況を監視し、「オゾン層等の監視結果に関する年次報告書」として毎年とりまとめ、公表している。

フロン等の生産・消費規制により、オゾン層の破壊は食い止められつつありますが、冷凍・冷蔵・空調機器の冷媒等として既に世の中に出回っているフロンの回収・破壊を確実にを行うことにより、オゾン層の回復を一層促進することができる。

このため、わが国では、2001年に「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」（フロン回収・破壊法）を制定し、CFCとHCFCのみならず、オゾン層は破壊しないものの強い温室効果を持つHFC（ハイドロフルオロカーボン）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。

このフロン類回収を一層徹底するために、行程管理制度の創設、整備時回収の適正化、建物解体時の確認義務等を主な内容とする改正フロン回収・破壊法が、2007年10月から施行された。また、家庭用エアコン・冷蔵庫については家電リサイクル法、カーエアコンについては自動車リサイクル法により、フロン類の回収が行われている。

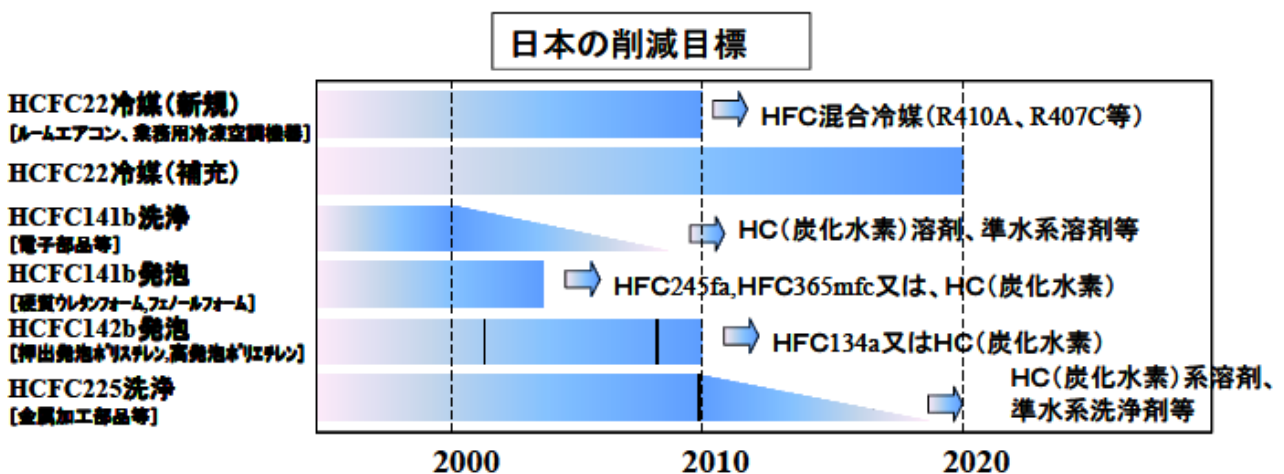
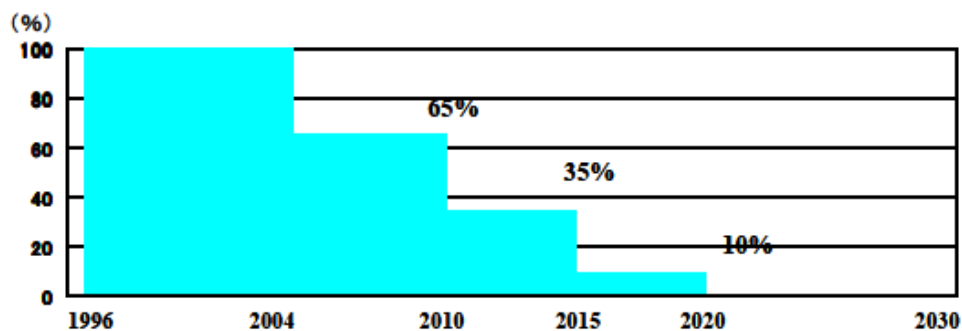


図 I.2.1.1-1 モントリオール議定書で定められたHCFC削減スケジュール

2.1.2. 温暖化対策の動向

フロン類は、二酸化炭素の数百倍から一万倍超の強い温室効果を持ち、例えば、家庭用エアコンには数千 kg、スーパーなどに設置されている冷蔵ショーケースには数万 kg もの CO₂ に相当するフロン類が、冷媒として充填されている。地球温暖化防止の観点からも、機器の廃棄時や整備時に冷媒フロン類を回収・破壊することが必要です。また、冷媒フロン類は、機器の廃棄時だけでなく使用中にも漏れなどによって相当程度排出されることが判明している。

地球温暖化防止のための京都議定書では、HFC、PFC（パーフルオロカーボン）、SF₆（六フッ化硫黄）が対象（代替フロン等 3 ガスと呼ばれる）になっている。CFC 及び HCFC はモントリオール議定書の規制により排出がいずれ少なくなりますが、HFC は、これらの代替物質として使われ始めたものであり、今後、排出量の増大が予想されているので、その排出抑制等を推進することがますます重要です。このため、代替フロン等 3 ガスについては、政府の京都議定書目標達成計画(2008 年 3 月全部改定)において排出削減の対策が位置づけられている。

具体的には、法律に基づく回収・破壊の徹底、産業界の計画的取組の推進に加え、代替物質の開発等及び代替製品の利用の促進が挙げられる。例えば、フロンを用いないノンフロン製品も開発・普及が進んでいる。家庭用の冷蔵庫ではイソブタン、業務用の冷凍・冷蔵機器の一部ではアンモニアや二酸化炭素等が代替冷媒として利用されるとともに、ダストブロワー（ほこり飛ばしスプレー）、断熱材等についてもフロン類を使わないもの（ノンフロン）が実用化されているものがある。これらについて、「国等による環境物品等の調達の推進等に関する法律」（グリーン購入法）に基づく国等の積極的な調達、業務分野における導入補助、普及啓発等により導入を促進している。

2.2. 事業の目的と位置づけ

京都議定書の批准により、我が国においても地球温暖化対策の観点から温室効果ガスの排出量削減が必要とされており、温暖化等に配慮した環境技術開発が不可欠な状況にある。これを受け、代替フロン物質を削減する技術開発を総合的・効率的かつ加速的に推進し、その導入・普及を促進することにより、環境・エネルギー・経済のバランスのとれた持続可能な社会の構築を図ることを目的とする環境安心イノベーションプログラムの一環として、本研究開発では産業競争力を持ち、かつ長期的に見ても世界トップクラスの温暖化防止技術の開発を推進する。

クロロフルオロカーボン（フロン）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たため、代替フロンが開発され多用される状況にある。

代替フロンは、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)として利用されて来たが大気中に長期間に亘って安定に存在し、かつ極めて大きな温室効果を発揮する化合物であることから、京都議定書において排出削減対象ガスとなっている。

したがって、国際的な地球温暖化対策加速における日本の国際貢献の重要性から、革新的な新技術について国家レベルでの基礎研究育成・技術的困難の克服・新システムの確認・評価や、実現性が高く早期市場投入が可能な技術の確立ならびに旧来システムの改良に対する技術面・評価面での支援を急ぐことが必要である。

本研究開発では、オゾン層の破壊やその他の環境影響が少なく温室効果も小さい非フロン等冷媒物質を用いた圧縮蒸発式・吸収式等の冷凍サイクル、及び圧縮蒸発式・吸収式以外の新しい冷凍サイクルや、複合システム等でエネルギー効率が低い冷凍空調機器システム（以下、これらを総称して「ノンフロン型冷凍空調システム」という）などを探索・検討すると共に、エネルギー効率が高く市場的に有効な冷凍空調システム技術の開発を行い、省エネルギー性やライフサイクル等の観点から総合的な環境負荷の低減を目指す。

II. 研究開発マネジメントについて

1. 事業の目標

本研究開発では、オゾン層の破壊やその他の環境影響が少なく温室効果も小さい自然冷媒や低温室効果冷媒を用いた圧縮蒸発式・吸収式等の冷凍サイクル、及び圧縮蒸発式・吸収式以外の新しい冷凍サイクルや、複合システム等でエネルギー効率が高い冷凍空調機器システム（以下、これらを総称して「ノンフロン型冷凍空調システム」という）などを探索・検討すると共に、エネルギー効率が高く市場的に有効な冷凍空調システム技術の開発を行い、省エネルギー性やライフサイクル等の観点から総合的な環境負荷の低減を目指した。

（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）

ノンフロン型省エネ冷凍空調システム開発では、このような状況から、以下の4項目を対象に、それぞれの分野で開発目標を定め研究開発を実施した。

研究開発項目①：住宅分野向けノンフロン型省エネ冷凍空調システムの開発

安全・安心・快適な環境を提供する機器あるいはシステム、かつ実用運転モードで現状市販製品・システム比+0%以上の省エネ性向上。

研究開発項目②：業務分野向けノンフロン型省エネ冷凍空調システムの開発

安全・安心・快適な環境を提供する機器あるいはシステム、かつ実用運転モードで現状市販製品・システム比+0%以上の省エネ性向上。

研究開発項目③：運輸分野向けノンフロン型省エネ冷凍空調システムの開発（H20年度以降未実施）

安全・安心・快適で、空調機器稼働時の10-15モード、JC08モード等の実用運転モードで現状市販製品・システム比+0%以上の燃費向上。

研究開発項目④：実用的な性能評価、安全基準の構築

実用的運転モードおよび評価手法ならびに安全基準の構築。

上述の目標の達成を図るため、研究開発テーマ毎に目標等を定め事業を遂行した。

研究開発テーマの一覧を表II.1-1に示す。中間評価以降の平成20年度～平成22年度においては、研究開発項目①、②および④に係るテーマについて実施した。本事後評価においては当該テーマを評価の対象とする。以下、各テーマにおける目標を述べる。

表Ⅱ.1-1 「ノンフロン型省エネ冷凍空調システム開発」研究開発テーマ

対象分野	研究開発テーマ / 委託先・助成先 / 研究期間 / [委託or助成]	冷媒	事後評価 対象テーマ
①住宅 (6テーマ)	住宅用コンパクト再生方式省エネ型換気空調システムの開発 / 新日本空調 / 2005-2009 / 委託	(デシカント)	○
	住宅用ノンフロン型省エネ調湿システムの開発 / 新晃工業 / 2008-2009 / 助成	(デシカント)	○
	住宅用マルチ空調機の研究開発 / ダイキン工業 / 2005-2007 / 委託	CO ₂	
	低GWP冷媒を使用した省エネ空調機の研究 / ダイキン工業 / 2008-2010 / 助成	低GWP冷媒	○
	低GWP冷媒を適用した省エネ空調機の研究 / 三菱電機 / 2008-2010 / 助成	低GWP冷媒	○
	低GWP冷媒ルームエアコンの研究 / パナソニック / 2008-2010 / 助成	低GWP冷媒	○
	室温磁気冷凍システムの開発 / 中部電力 / 2005-2007 / 委託	(固体磁性体)	
	コンビニエンスストア向けノンフロン型省エネ冷凍空調システムの開発 / サンデン / 2005-2007 / 助成	NH ₃ / CO ₂	
	CO ₂ ・HC混合冷媒使用のノンフロン型冷凍装置の開発 / マック / 2005-2007 / 助成	HC / CO ₂	
	ノンフロンカスケード式省エネ冷凍・冷蔵・低温空調システム開発 / 三菱重工空調システム・他 / 2005-2007 / 助成	HC / CO ₂	
②業務 (11テーマ)	超臨界CO ₂ 熱搬送二次冷媒式ヒートポンプ空調機の開発 / 三菱重工 / 2005-2007 / 委託	HC / CO ₂	
	HC系冷媒業務用空調・給湯ヒートポンプの開発 / 前川製作所 / 2005-2007 / 助成	HC	
	HC冷媒を使用した高効率ヒートポンプチャラーの開発 / セネラルヒートポンプ工業 / 2005-2006 / 助成	HC	
	冷暖同時運転ビル用マルチ空調機の開発 / 三菱電機 / 2005-2007 / 助成	CO ₂	
	CO ₂ 冷凍サイクルの高効率化技術の開発 / 三洋電機 / 2005-2007 / 助成	CO ₂	
	過冷却回路によるCO ₂ 冷凍システムの高効率化技術の開発 / 三洋電機 / 2008-2009 / 助成	CO ₂	○
	低GWP冷媒のドロッパイン試験 / 三菱重工 / 2010 / 助成	低GWP冷媒	○
	カーエアコン用空気サイクル・デシカントシステムの開発 / アーシップ / 2005-2007 / 委託	空気	
	CO ₂ を冷媒とする廃熱利用冷凍空調システムの開発 / 本田技術研究所 / 2005-2007 / 委託	CO ₂	
	実用的な性能評価、安全基準の構築 / 日本冷凍空調工業会 / 2005-2007 / 委託	自然冷媒	
④評価 (3テーマ)	『ノンフロン型省エネ冷凍空調システム開発』の実用的な運転モード及び評価方法ならびに安全基準の構築 / 産業技術総合研究所 / 2005-2010 / 委託	自然冷媒 自然冷媒 低GWP冷媒	○
	エアコン用低GWP混合冷媒の物性とLCPP評価 / 東京大学・九州大学 / 2009-2010 / 委託	低GWP冷媒	○

1.1 住宅分野向けノンフロン型省エネ冷凍空調システム開発

① 住宅用コンパクト再生方式省エネ型換気空調システムの開発 [H17～H21]【新日本空調株式会社】(委託)

本プロジェクトでは、現在冷媒として使用されている代替フロン類の温室効果が高く、ノンフロン化が望ましいため、ノンフロン冷媒や次世代冷媒の適用における機器性能の悪化や、毒性、可燃性、高圧性などの安全性からの問題など、多くの課題解決を計る機器・システムを開発する。

本研究開発テーマでは、新鮮外気を室内運転条件付近まで、夏は冷却減湿し、冬は加熱加湿したのち送風するノンフロン型換気空調装置を開発する。

除湿、ならびに加湿はデシカントを用い、デシカントの再生は、短時間かつ低エネルギー投入量で再生するものとして、ノンフロンで従来システム同等のエネルギー消費を目指す。

具体的な目標値として、デシカント再生水分(=デシカント除湿水分量)の蒸発潜熱量を、再生のための消費電力で除した値で示される再生効率を、従来方法(温風再生)の再生効率49%より明確に性能向上と評価できる値として、再生効率50%を目指す。

② 住宅用ノンフロン型省エネ調湿システムの開発 [H20～H21]【新晃工業株式会社】(助成)

家庭や集合住宅などの民生分野では、室内温熱環境の快適化のために夏期は主に冷房・除湿、冬期は主に暖房・加湿という目的で空調機器が運用されているが、前述のように空気の清浄性を確保するための機械式換気設備の設置が義務化されたことによって、導入される外気の熱負荷を効率よく処理する機器が求められている。

本研究開発では、150m³/hを基本ユニットとして、排出される汚染空気の顕熱・潜熱エネルギーを効率よく回収(目標潜熱交換効率70%)して外気に転嫁した後に、室内へ供給することで新規に発生する空調負荷を低減することを目的としており、特に排出される汚染空気の量が多い(導入外気量が多い)病院施設や福祉施設における『空調システムの省エネルギー化』への貢献度は大きなものである。

我が国の住宅着工戸数は年間約118万戸である。この内、プレハブの新築件数は約15.7万戸(全体の13.3%)である。現状、プレハブ住宅への調湿型・高性能換気システムの導入はゼロであるが、本研究開発の成果が実用化されれば、この分野での新規需要が喚起されると考えられる。その結果、調湿型・高性能換気システムの価格(本体・部材・工事費)を80万円、普及率を不満率※と同等の20%と仮定すれば、(157,000戸/年)×(¥800,000/システム)×0.2=251億円/年の市場規模となる。

※国土交通省の平成15年住宅需要実態調査結果によると、住宅に何らかの不満を抱いていると回答したのは調査した全世帯の42.4%に上り、その不満原因を複数回答にて挙げると、「冷暖房の費用負担などの省エネルギー対応」が53.4%、「換気性能」が43.4%と不満と回答した世帯の約50%、つまり全体の約20%が空調に関する省エネおよび質について不満を抱いているとの結果が現れた。

③ 低GWP冷媒を使用した省エネ空調機の研究 [H20～H22]【ダイキン工業株式会社】(助成)

現行R410Aを使用している空調機を用いたドロップイン性能試験による低GWP冷媒の冷媒性能評価を行い、製品使用期間中の電気消費量と製品廃棄時の冷媒大気放出量(冷媒回収率30%で算出)から製品寿命期間中の換算CO₂排出量である製品寿命気候負荷(LCCP)を算出し、現行HFCの空調機に対してLCCP低減となる可能性がある候補冷媒の評価を行うことを目標とする。

④ 低GWP冷媒を適用した省エネ空調機の研究 [H20～H22] 【三菱電機株式会社】 (助成)

1) 各事業者殿の研究テーマの最終目標 (値)

本研究の目標は、空調機器の LCCP (製品寿命気候負荷) 最小化をめざし、地球温暖化への直接的な影響が少ないフッ素系低 GWP 冷媒を適用した定置式空調機の実用化可能性を検討するとともに、企業化における課題を抽出することにある。

具体的内容は次の4点である。

[1] 低 GWP 冷媒の物性情報より空調機の性能と LCCP 予測

- 目標 : ①低 GWP 冷媒及び混合冷媒を用いた空調機の性能予測ツール開発
②低 GWP 冷媒及び混合冷媒を用いた空調機の LCCP 予測値算出

[2] 圧縮機冷凍機油と候補冷媒の相互作用の評価

- 目標 : ①低 GWP 冷媒及び混合冷媒の安定性、摺動性の検証 (R 4 1 0 A 冷媒との比較)
②低 GWP 冷媒使用時の信頼性改善の可能性検証

[3] 圧縮機性能詳細試験により、圧縮機適正化の課題と冷媒性能を明確化

- 目標 : ①低 GWP 冷媒用等圧縮機の効率評価
②性能分析、及び圧縮機適正化による到達性能検証

[4] 家庭用ルームエアコンの冷媒変更試験 (ドロップイン試験) と性能分析

- 目標 : ①低 GWP 冷媒を R 4 1 0 A 冷媒用空調機に適用したときの性能 (A P F) 調査
②性能分析、及び適正化検討による APF 到達レベル推定

2) 目的・意義に照らして当該目標 (値) を選んだ根拠

低 GWP 冷媒は本研究を始めた段階において、現物の入手が困難な冷媒であり、一般的な技術情報しか入手できていなかった。従って、低 GWP 冷媒が将来的な代替冷媒として使用可能な物質であるかどうかは、本研究の中で冷媒の物性情報や現物を入手してその実力を把握する必要があった。そのため、目標としては、予想される技術課題に対する実力把握、及び、適正化による到達可能実力の推定を目標として設定した。一般技術情報から推定した技術課題は下記となる。

(1) 性能面の技術課題

- ・低 GWP 冷媒は、R410A 冷媒と比べて標準沸点が高い低圧冷媒であるため、R410A 冷媒と同等能力を確保するためには、冷媒の体積流量 (圧縮機のシリンダ容積) を増加させる必要がある。しかし、体積流量が増加することにより、圧力損失が増加し、圧縮機及びユニット性能は大幅に低下することが予測される。
- ・上記課題を改善する冷媒として、低沸点冷媒 (高圧冷媒) との混合冷媒化が考えられる。これにより、圧力損失は改善方向になると考えられるが、2物質を混合した場合、共沸性を持つ組み合わせと非共沸となる組み合わせがあり、非共沸冷媒では温度勾配の課題が発生し、性能低下要因となる。混合冷媒の共沸性については、実際の現物評価にて把握可能である。

(2) 信頼性面での課題

- ・低 GWP 冷媒は GWP が低い分大気寿命が短く、冷凍サイクル内における安定性低下が予測され、定置式空調機として十分な寿命が確保できるかどうかは課題となる。
- ・低 GWP 冷媒下での摺動特性は未知数であり、この点についても把握が必要である。

⑤ 低GWP冷媒ルームエアコンの研究 [H20～H22] 【パナソニック株式会社】 (助成)

研究開発にあたっては、現行 R-410A を使用しているルームエアコンに、低 GWP 冷媒またはそれを主成分とする混合冷媒または冷媒メーカー提案の低 GWP 混合冷媒の適用を検討し、製品寿命気候負荷 (LCCP) 低減に貢献することをねらいとする候補冷媒の選定を行うことを目標とする。

【1】 低 GWP 冷媒の安定性の評価と冷凍サイクル材料適合性に関する研究

低 GWP 冷媒に適用可能な冷凍機油と冷凍サイクル材料を選定する。

【2】 低 LCCP を実現する低 GWP 冷媒選定の研究

低 GWP 冷媒を現在市販されている R-410A ルームエアコンに用い、性能評価を行い、冷媒特性を明確にして、LCCP を選定基準として、低 GWP 候補冷媒の選定を行う。

1.2 業務分野向けノンフロン型省エネ冷凍空調システム開発

⑥ 過冷却回路によるCO₂冷凍システムの高効率化技術の開発 [H20～H21] 【三洋電機株式会社】(助成)

二酸化炭素冷媒で作動する過冷却回路を組み込んだ、CO₂冷蔵ショーケース用冷凍機システムを開発し、現在広く普及している定速マルチ型の HFC404A 機種に比べて、システムの年間消費電力量を 33%以上削減することを目標とした。

また、廃熱を給湯水として利用するシステムの省エネ効果については、少なくとも 63%以上の給湯用エネルギー消費量の削減を目標とした。

二段圧縮機及びスプリット回路の技術を採用することにより冷凍システムにおいては、現在広く普及している定速マルチ型の HFC404A 機種に比べて、年間消費電力量を 30%削減する技術を当事業開始時点で獲得することができていた。しかしショーケースの利用温度（すなわち冷凍回路の蒸発温度）が冷凍ショーケースの場合よりも高い冷蔵ショーケースにおいては、スプリット回路の搭載による性能改善効果が発揮されにくい傾向があった。そこで、新たに次の 2 点の新規開発の技術内容として設定した。

(ア) メインの冷凍システムに過冷却を取るができる別系統の冷却回路を組み込むことで、電力量削減効果をさらに 10%削減できるものとし、トータルで冷凍機システムの消費電力量を従来比で 33%削減とした。

(イ) 過冷却回路で吸収した熱を温水として利用し、給湯用ランニングコスト削減効果を、飲料用の高温水利用を除き 63%削減と設定した。

以上のランニングコストの削減効果により、システム導入による投資の回収年数を短縮化させて、比較的高額な CO₂ 冷凍機システムの普及障壁を低減させて普及につなげたいと考えた。

⑦ 低 GWP 冷媒のドロップイン試験 [H22] 【三菱重工業株式会社】(助成)

Mg 製造時のカバーガスとして開発された HF0-1234ze(E)は、GWP が 6 と現在ターボ冷凍機に使用している HFC-134a の 1/200 以下であり、また、物性が HFC-134a に近いこともあり、代替低 GWP 冷媒の候補である。この冷媒が適用可能であれば LCCP の大幅な削減が見込まれるため、本研究においてはターボ冷凍機に HF0-1234ze(E)が適用可能であるかを検証することを目的とした。

1.3 実用的な性能評価、安全基準の構築

⑧ 『ノンフロン型省エネ冷凍空調システム開発』の実用的な運転モード及び評価方法ならびに安全基準の構築 [H17～H22]【独立行政法人産業技術総合研究所】(委託)

本事業の目的は、HFCに代わる次世代冷媒の導入にあたって特に問題となる、(1) 省エネ性能 (2) 燃焼特性 (3) 有害性 (4) 大気経由暴露評価、(5) 室内漏洩時暴露の4項目に対する安全性評価をリスクトレードオフの観点から実施し、次世代冷媒として相応しい物質を選定することにある。特に、冷媒の大気排出にかかる地球温暖化促進効果(温室効果ガスの直接排出)と、冷凍空調機器の電力使用に起因する二酸化炭素の大気排出にかかる地球温暖化促進効果(温室効果ガスの間接排出)の双方を考慮した省エネ特性評価を基礎として、有害性・燃焼特性・大気中での副生成物発生リスクの各項目が、それぞれ適切に解決されうるか否かを慎重に評価することにより、地球温暖化を防ぐために最適な選択となり得る冷媒候補を提示する。

⑨ エアコン用低 GWP 混合冷媒の物性と LCCP 評価 [H21～H22]【国立大学法人東京大学/九州大学】(委託)

(1) 研究項目：HF01234yf 混合冷媒の熱物性と LCCP 評価 (担当：東京大学)

カーエアコンの冷媒に関しては、HF0 1234yf 単体あるいは二酸化炭素へ転換される見通しであり、研究開発が推進されているが、ルームエアコンやパッケージエアコン用冷媒の低 GWP 化の研究は端緒についたばかりであり、新規開発が急務である。しかし、候補として挙げられている HF0 1234yf 混合冷媒や HF0 1234ze 混合冷媒の物性情報の多くが未公開であり、そのフィージビリティの検討が困難であり研究開発を阻害している。本研究開発では、適切な冷媒選択を容易にし、その実用化研究開発を加速させるために、候補冷媒の基礎的な物性情報、サイクル性能情報、ライフサイクルにおける等価二酸化炭素排出量等の評価を実施することを目的とする。

(2) 研究項目：HF01234ze 混合冷媒の熱物性とサイクル性能の研究(担当：九州大学)

近年 Mg 合金の鋳造時に用いるカバーガスとして開発された HF01234ze は ODP=0 で GWP=6 と従来の冷媒に比して地球環境への影響が極めて低く、次世代の低 GWP 冷媒候補物質のひとつとして注目されている。しかしながら、HF01234ze は現在使用されている HFC 系冷媒に比して圧力が低く、蒸発潜熱が小さいため加熱および冷却能力が低下するという課題が考えられる。この課題の解決策のひとつとして、HF01234ze に、潜熱が大きく、冷媒圧力が高い他の冷媒を混合する方法が考えられる。本研究開発ではこの混合する冷媒として既存の冷媒の中で比較的 GWP が低く、潜熱の大きい R32 に着目した。すなわち、HFC32 を混合することにより、単位体積当たりの蒸発潜熱が増加し、加熱および冷却能力の向上が期待できる。また、HF01234ze/R32 混合冷媒は非共沸混合冷媒であるため相変化時に温度変化が生じるが、この特性を利用して、熱源流体との温度差を小さく出来れば、エクセルギー損失が減少し、サイクル性能 (COP) の向上も期待できる。

以上のような背景で、本研究開発を着想したが、純冷媒 HF01234ze および HF01234ze/R32 混合冷媒の熱物性のデータは全世界を見渡しても全く公開されておらず、熱交換特性およびサイクル性能特性については研究がなされているかどうか定かでない状態である。そこで、本研究開発では、以下の目標を設定して、世界に先駆けて HF01234ze 混合冷媒の熱物性とサイクル性能の研究を行うこととした。

a. HF01234ze 混合冷媒の熱物性の測定

HF01234ze を主成分とし、低GWPの混合冷媒を対象にヒートポンプサイクルの性能解析に必須の熱物性値の測定を行うため、以下の項目を実施する。

(実施体制：九州大学－(再委託)いわき明星大学、佐賀大学)

HF01234ze を主成分とした2成分混合冷媒を対象に温度－圧力－密度－濃度の関

係、気液平衡関係、臨界軌跡、熱伝導率、粘度、表面張力等の測定を行う。また、状態方程式等を導出する。また、混合冷媒の管内凝縮及び蒸発の熱伝達特性の測定を行い、熱交換器設計指針を得る。

【目標】

ルームエアコンの性能解析に必要なHFO1234zeを主成分とした2成分混合冷媒の熱物性値を測定し、状態方程式、相関式等を作成する。また、管HFO1234ze混合冷媒の内凝縮及び蒸発の熱伝達特性を把握する。

b. HFO1234ze混合冷媒を用いたルームエアコンの性能シミュレーション

HFO1234ze混合冷媒を用いたルームエアコンの性能を評価するために以下の項目を実施する。

(実施体制：九州大学ー(再委託)佐賀大学)

まず、HF01234ze混合冷媒サイクルの熱力学的性能解析を試み、サイクル基本特性を明らかにする。ついで、熱交換器の性能を考慮したサイクル性能解析を行い、要素機器の仕様及び混合冷媒組成比がサイクル性能に及ぼす影響を評価する。さらに、現在使用されているCO₂用に開発されているルームエアコンの性能解析用シミュレータを改良した候補冷媒の性能シミュレーション手法を構築する。

【目標】

熱力学的サイクル性能解析により HF01234ze 混合冷媒サイクルの基本特性を明らかにする。ついで、ルームエアコンの性能シミュレーション手法を構築して、ルームエアコンの性能シミュレーションを実施し、室内及び室外の空気条件における最適な混合冷媒組成比を見い出す。

c. HFO1234ze混合冷媒のドロップイン試験

ルームエアコンの冷房能力あるいは暖房能力と熱源流体の温度変化を一定として、混合冷媒組成比及び冷媒充填量がサイクル性能に及ぼす影響を明らかにするために以下の項目を実施する。

(実施体制：九州大学)

比較的簡便にドロップイン試験が可能なブライン熱源ヒートポンプ系を製作し空気を熱源とするルームエアコンの簡便な性能評価法を構築する。ついで、ルームエアコンの室内及び室外の空気条件を模擬した条件下での候補冷媒および従来冷媒でのドロップイン試験を実施し、シミュレーション結果と総合評価する。

【目標】

空気を熱源とするルームエアコンの簡便な性能評価法を構築し、与えられた熱源条件に対する最適混合冷媒組成比および冷媒充填量を評価し、HFO1234ze混合冷媒を用いたルームエアコンの実用化に資する。

2. 事業の計画内容

2.1 研究開発の内容

2.1.1 住宅分野向けノンフロン型省エネ冷凍空調システム開発

① 住宅用コンパクト再生方式省エネ型換気空調システムの開発【新日本空調株式会社】(委託)

本事業は、平成19年度～平成21年度までの事業として実施された。

研究開発項目①「マイクロ波加熱方式等による吸着剤の再生方式の開発」

本システムでは吸着剤を短時間かつ低エネルギー投入量で再生させることが、システムの省エネルギー性を確保する上で最重要課題となる。そこで、新規な再生方法としてマイクロ波照射により吸着剤に吸着している水分子を直接的に加熱することで、従来から行われている温風による再生方式と比較して短時間でエネルギー効率のよい再生方式を開発する。20年度は、従来法である温風再生法とマイクロ波加熱法の特徴を明らかとするとともに、その他の再生方法の可能性についても検討することで量産機の再生方法を最終的に確定する。21年度は、選定された再生方法の高効率化を図る。

研究開発項目②「高速再生調湿器の開発」

家庭用を想定して開発される本技術では、小型かつ軽量の再生調湿器が不可欠である。その観点から、吸脱着インターバルの短縮を可能とする高速再生調湿器の開発が重要な位置付けとなる。20年度は、再生方式の最終的な選定と、その再生方式に適した吸着材を選定し、量産機の限界設計を行う。21年度は、研究開発項目①に統合し、選定された再生方法の高効率化の一環として取り組む。

研究開発項目③「高効率蓄熱式熱交換器の開発」

顕熱を高効率に熱交換することが、本システムにおける省エネルギーの最重点課題の一つである。そこで、高効率に運用可能な熱交換器の開発を進める。さらに、小型軽量化、圧力損失等の諸条件を考慮しながら実機スケール機への応用を踏まえ検討を進める。20年度および21年度は、トータルシステムを考慮した観点から研究項目④に統合する。

研究開発項目④「コンパクト再生方式換気空調システムの開発」

20年度は全体システムの効率化を含めた実用化システムのレベルにて検討を行い、調湿器、および熱交換部の改良を行いシステムの最適化を進める。21年度は、再生効率や流路切替方式など、改良された各部構成機器を用いた試作機の性能評価を実施するとともに高効率化を図る。

研究開発項目⑤「省エネ型快適制御技術とシステム運用技術の開発」

本研究開発は、住宅における換気と冷房、換気と暖房の両立が可能で同時にエネルギー性能がよい「コンパクト再生方式省エネ型換気空調システム」開発のための「省エネ型快適制御技術とシステム運用技術の開発」を行うものである。20年度および21年度は自主研究に移行する。

平成22年度～平成23年度は継続研究として本開発を継続し、高速再生調湿器の最適化、コンパクト再生方式換気空調システムの最適化、業務用システムの評価試験について検討を行っている。

・実施計画（19年度、20年度、21年度の計画）

実施項目	平成18年度 実績				平成19年度 計画				平成20年度 計画				平成21年度 計画			
	I	II	III	IV	I	II	III	IV	I	II	III	IV	I	II	III	IV
1) マイクロ波加熱方式等による吸着剤の再生方式の開発																
①MG加熱に耐える吸着剤の選択																
②電磁波障害等の問題解決																
③加熱再生シミュレーションによるマイクロ波照射最適化																
④通風試作機による評価試験																
⑤マグネロン排熱回収の検討																
⑥マイクロ波再生法と温風再生法の差異の比較検討																
⑦新規な再生方法の可能性探索																
⑧新再生方法の効率化																
⑨シミュレーション解析(農工大)																
2) 高速再生調湿器の開発																
①吸着等温線の測定																
②熱・物質移動係数の測定																
③吸脱着シミュレータの開発																
④バッチ式調湿器の最適設計・性能確認																
⑤量産機再生方法に適した吸着材選定																
⑥量産機の限界設計																
3) 高効率蓄熱式熱交換器の開発																
①蓄熱材の選定と物性値による一次評価																
②蓄熱槽温度場解析シミュレーションの開発																
③最適蓄熱体の選定と高効率蓄熱式熱交換器の設計																
④実機スケール蓄熱装置の性能確認																
4) コンパクト再生方式換気空調システムの開発																
①システム設計																
②定常解析用評価モデルの構築及び期間消費エネルギー評価																
③マイクロ波照射併用によるバッチ式調湿機の運転性能確認																
④抽出された機能の最適化と期間消費エネルギーの最小化																
⑤改良された各部構成機器を用いた試作機的设计製作																
⑥システムの高効率化																
5) 省エネ型快適制御技術とシステム運用技術の開発																
①既存技術の調査整理																
②間欠型空調の人体影響																
③省エネ・快適性運用技術の開発(環境試験室を用いた被験者実験を含む)																

④アクティブスイング快適境界の 明確化 ⑤ダイナミック調温運転時のエアコ ン消費動力の解明 ⑥システムシミュレーションによる 省エネルギー性評																		
--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--

② 住宅用ノンフロン型省エネ調湿システムの開発【新晃工業株式会社】(助成)

1) コア（等温吸脱着方式全熱交換器）の開発

伝熱板を介し、一方の面で吸着、他方の面で脱着を行う等温吸脱着方式の全熱交換器要素を積層して形成されるコア部の開発を行う。

同時に、使用する吸着剤（正確には高分子収着剤）を担持する母材（伝熱板）にて形成される空気流路と、通過する空気との間で発生する熱・物質伝達現象を理論解析し、通過する空気処理量（風速）、流路切替え周期（バッチ周期）の最適化を行う。

2) モジュールの開発

全熱交換器コアを収納し、外気ならびに室内気を流下させる等温吸脱着方式全熱交換器モジュール、ならびに空気ダクトとモジュールの接続箇所を設置される流路切替え装置を開発する。本開発では外気と室内気を循環するダクトを繋ぐ形で設置される全熱交換器モジュール、ならびに円滑な流通空気の切替えを行うための流路切替え装置を、いかにコンパクトに製作するかが製品化の鍵となる。従って、幾つかの試作モデルを作成し、これらの性能評価を行う。

3) 住宅用省エネ調湿システムの開発

全熱交換器コア、モジュール、流路切替え装置などを組込んだ住宅用省エネ調湿システムを開発する。ハウスメーカー製造段階での事前設置を前提として、システムのコンパクト性と性能を確保し、保守・点検が容易であることが重要である。従って、また、価格は従来の静止型全熱交換器以下であることを目標とする。

4) 住宅用調湿システム試作機による実用性評価

評議会を開催して、使い勝手や収納形状、ダクト接続など実現場での諸条件を広範囲に検討し、問題点の抽出とその解決策の立案を行う。

日 程 表

研究 開発項目	年 度		平成20年度				平成21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		
【1】 コア(等温吸脱着方式全熱交換器)の開発										
【1-1】 コアの基本構造パラメータの評価 ・構造設計 ・試作 ・評価試験		— —		—						
【1-2】 コアの熱移動特性の解析 ・熱移動特性試験 ・シミュレーションプログラム作成 ・シミュレーションプログラム検証			— —	—	—	—	—	—		
【1-3】 コアの環境試験 ・連続運転試験 ・結露試験 ・凍結試験 ・VOC試験								— — — —		
【2】 モジュール(流路切替え装置)の開発					—	—	—	—		
【2-1】 モジュールの開発 ・設計 ・試作 ・評価試験					— —	— —	— —	— —		
【3】 住宅用調湿システムの開発					—	—	—	—		
【3-1】 従来品の研究 ・従来品の研究 ・従来品の比較資料取り纏め			— —	—	—	—	—	—		
【3-2】 住宅用調湿システムの開発 ・設計 ・試作 ・特性試験								— — —		
【4】 住宅用調湿システム 試作による実用性評価								—		
【4-1】 評議会の開催								—		

③ 低GWP冷媒を使用した省エネ空調機の研究【ダイキン工業株式会社】(助成)

1. 低 GWP 冷媒評価の研究

現在市販されている空調機を用いて、低 GWP 冷媒のドロップインによる性能試験を行うとともに、空調機の主要要素部品の圧縮機および熱交換器の単体性能評価を行い、低 GWP 冷媒を定置式直膨型空調機に適用する際の課題を明確にする。さらに、その結果から最適化技術の方向性を検討し、最適化技術を取り入れた場合の期間効率、LCCP 試算を行い、低 GWP 候補冷媒の定置式直膨型空調機への適用可能性の評価を行う。

①低 GWP 冷媒エアコンサイクル性能に関する研究

低 GWP 冷媒の空調機の冷房・暖房条件での性能試験から性能課題を抽出する。

- (1) 低 GWP 冷媒を用いる場合のシステム性能シミュレーション作成
- (2) 低 GWP 冷媒のシステムドロップイン試験による課題の明確化
- (3) 候補冷媒の性能改善機を試作し、評価試験を実施

②圧縮機の性能に関する研究

圧縮機の性能試験装置で低 GWP 冷媒の圧縮機性能を評価するとともに、過酷条件での圧縮機運転を行い、圧縮機摺動部のようなオートクレーブ試験では再現できない状態での冷媒の安定性についての評価を行う

③熱交換器の性能に関する研究

モデル熱交換器を用いて低 GWP 冷媒の熱交換器性能と課題を明確にする。

④低 GWP 候補冷媒の定置式直膨型空調機への適用可能性の評価に関する研究

ドロップイン試験から得られるデータを元に最適化技術の方向性を検討し、最適化技術を取り入れた場合の期間効率を算出し、LCCP 試算を行い、低 GWP 候補冷媒の定置式直膨型空調機への適用可能性の評価を行う。

- (1) 低 GWP 冷媒の空調機実使用時性能予測の検討と期間効率の算出
- (2) LCCP の試算と低 GWP 冷媒の定置式直膨型空調機への適用可能性の評価選定

2. 冷凍機油適合性の評価、冷凍サイクル材料適合性評価

(油メーカー、部品メーカーへの外注含む)

⑤冷媒／冷凍機油の熱安定性評価

低 GWP 冷媒の安定性を評価する

(1) 現行空調機用に使用されている冷凍機油(PVE)をベースとして、低 GWP 冷媒の安定性をオートクレーブ(ボンベ)試験を行い、評価する

(2) 空調機の製造時や設置時に混入する空気・水分・工程副資材などのコンタミ物質と、現行空調機用に使用されている冷凍機油(PVE)と低 GWP 冷媒との適合性をオートクレーブ(ボンベ)試験を行い、評価する

(3) 低 GWP 冷媒の安定性を確保するための安定剤を探索し、評価する

⑥冷媒／冷凍機油の電気絶縁性評価

低 GWP 冷媒が冷凍機油(PVE)に溶解した状態の電気絶縁性を測定、評価する

⑦冷媒／冷凍機油の相溶性評価

行空調機用に使用されている冷凍機油(PVE)と低 GWP 冷媒との相溶性を測定、評価する

⑧冷媒／冷凍機油中での各種材料の適合性評価

低 GWP 冷媒と現行空調機用に使用されている冷凍機油(PVE)と圧縮機や弁部品などの冷凍サイクル部品の材料の適合性をオートクレーブ(ボンベ)試験を行い、適合性を評価する

⑨冷媒／冷凍機油の潤滑性評価

摩擦磨耗試験による低 GWP 冷媒と冷凍機油(PVE)の潤滑性を評価する

3. 微燃性低 GWP 冷媒の実使用時の燃焼性評価

低 GWP 冷媒の有力候補である HF0-1234yf や R32 との混合冷媒は微燃性冷媒であり、実用化にあたっては、運転の有無によらず、使用中に発生した機器からの漏洩冷媒への着火や燃焼が懸念される。このため、微燃性冷媒の実用事の燃焼性評価をおこない、低 GWP 冷媒の定置式直膨型空調機への適用可能性の評価をおこなう。

年度	平成20年度	平成21年度	平成22年度
研究開発項目			
HFO1234yf	冷媒入手 冷媒物性入手 ▽		
冷媒メーカー提案冷媒		冷媒入手B, C ▽	▽冷媒D入手 ▽冷媒E入手
1 低GWP冷媒評価の研究			
製品カロリーメータ作成	→		
① 低GWP冷媒エアコンサイクル性能			
(1) 低GWP冷媒冷凍サイクルシミュレーション作成	→		
(2) ルームエアコン冷媒ドロップイン性能評価			
・R410Aベースデータ測定	HF01234yf 単体評価 →		
・1234yf/R32混合冷媒性能評価			
・冷媒メーカー提案冷媒性能評価			
(3) 性能改善機試作、評価試験			
② 低GWP冷媒用圧縮機の性能評価		▽冷媒B ▽冷媒C ▽冷媒C ▽冷媒C ▽冷媒E	→
③ 低GWP冷媒用熱交換器の性能評価		▽冷媒B ▽冷媒C ▽冷媒C ▽冷媒C ▽冷媒E	→
④ 低GWP候補冷媒の直膨型空調機への適用可能性の評価			
(1) 実使用性能予測評価		→	→
(2) LCCP評価		→	→
2 低GWP冷媒安定性の評価と冷凍サイクル材料適合性評価			
⑤ 低GWP冷媒安定性評価		▽冷媒B ▽冷媒C ▽冷媒C ▽冷媒E	→
⑥ 低GWP冷媒/冷凍機油の相溶性評価		▽冷媒B ▽冷媒C ▽冷媒C ▽冷媒E	→
⑦ 低GWP冷媒/冷凍機油の電気絶縁性評価		▽冷媒B ▽冷媒C ▽冷媒C ▽冷媒E	→
⑧ 低GWP冷媒/冷凍機油/材料適合性評価		▽冷媒B ▽冷媒C ▽冷媒C ▽冷媒E	→
⑨ 低GWP冷媒/冷凍機油/潤滑性評価		▽冷媒B ▽冷媒C ▽冷媒C ▽冷媒E	→
3 微燃性低GWP冷媒の実使用時の燃焼性評価			→
4 開発完了			候補冷媒 評価▽

④ 低GWP冷媒を適用した省エネ空調機の研究【三菱電機株式会社】(助成)

【実施内容】

- [1] 低 GWP 冷媒の物性情報より空調機の性能と LCCP 予測
- [2] 圧縮機冷凍機油と候補冷媒の交互作用の評価
- [3] 圧縮機性能詳細試験により、圧縮機適正化の課題と冷媒性能を明確化
- [4] 家庭用ルームエアコンの冷媒変更試験 (ドロップイン試験) と性能分析

【実施計画】

研究開発項目	平成20年度	平成21年度	平成22年度
[1] 低GWP冷媒の物性情報より空調機の性能とLCCP予測			
ユニット特性計算		単一冷媒 → 混合冷媒 	シミュレーション構築 →
空調機LCCP予測		単一冷媒 □ 混合冷媒 □ 	各種冷媒 □ □
[2] 圧縮機冷凍機油と候補冷媒の交互作用の評価			
冷凍機油 油種・粘度選定	→		
材料適合性評価	→		
不純物(空気・水)混入影響調査	→	→	→
摺動材料の耐力評価	→	→	
圧縮機寿命試験	→	→	
冷凍機油添加剤改善検討	→	→	→
<div style="border: 1px solid black; padding: 2px; display: inline-block;"> 摩耗防止剤なし </div>			
[3] 圧縮機性能詳細試験により圧縮機適性化の課題と冷媒性能を明確化			
圧縮機効率評価	試作 →	試験 →	
圧縮機適性化検討		→	
[4] 家庭用ルームエアコンの冷媒変更試験と性能分析			
ドロップイン試験&性能分析	単一冷媒 →	混合冷媒 →	→
ユニット適正化検討		→ 圧損低減 →	→ 非共沸対応 →

⑤ 低GWP冷媒ルームエアコンの研究【パナソニック株式会社】(助成)

【1】低 GWP 冷媒の安定性の評価と冷凍サイクル材料適合性に関する研究開発

① 低 GWP 冷媒の安定性の評価と冷凍サイクル材料適合性評価

低 GWP 冷媒を使用した家庭用ルームエアコンの開発にあたり、低 GWP 冷媒として HF0-1234yf および HF0-1234ze を選択し、材料面の検討を実施した。

これらの単体での安定性、冷凍機油との適合性および冷凍サイクル内使用材料との適合性について量子化学計算およびオートクレーブ試験を実施した。

【2】低 LCCP を実現する低 GWP 冷媒選定の研究

② 低 GWP 冷媒ルームエアコンサイクル性能評価

[1] 低 GWP 冷媒冷凍サイクルシミュレーション開発

R-410A 冷凍サイクルシミュレーションを、低 GWP 冷媒に適用し、その計算精度を向上するための課題を明確にして、プログラムの改善に取り組んだ。

[2] ルームエアコン冷媒ドロップイン性能評価

冷媒メーカーより提案のあった低 GWP 冷媒を、4kW クラスのルームエアコンを用い、ドロップイン性能評価、HF0-1234yf ルームエアコンの低温特性を評価した。

[3] 冷凍機油戻り可視化試験

圧縮機内の冷凍機油挙動の可視化用圧縮機を試作し、HF0-1234yf/エステル油に関し、H22 年度に導入したサイクロ設備を用い、冷房・暖房運転時の圧縮機内冷凍機油挙動把握と冷凍機油粘度を測定し、R-410A/エステル油との比較を行った。

③ 低 GWP 冷媒用圧縮機の性能評価

[1] 低 GWP 冷媒用圧縮機ディメンジョン検討

低 GWP 冷媒に適したシリンダ容積とディメンジョンの選択が必要になるため、シミュレーションを用い、低 GWP 冷媒用圧縮機のディメンジョン（圧縮機シリンダ高さおよびシリンダ内径）を変化させて圧縮機効率の検討を行なった。

[2] 低 GWP 冷媒用圧縮機の性能検討

R-32/HF0-1234yf 混合冷媒 2 ピストンロータリ圧縮機、HF0-1234yf 用ピストンロータリ圧縮機を設計、試作して、圧縮機カロリーメータを用い圧縮機単体性能を測定し、R-410A との比較を行った。

④ 低 GWP 冷媒用熱交換器の性能評価

[1] 熱交換器の最適化検討

低 GWP 冷媒用熱交換器は、冷媒毎の特徴に適合させる必要があり、熱交換器シミュレーションを用い室内・室外熱交換器について、最適仕様を検討した。

[2] 高性能室外熱交換器の検討

低 GWP 冷媒エアコンの高効率化のため、室外熱交換器のフィン形状の改善による高性能化を検討した。

⑤ 低 GWP 冷媒ルームエアコン信頼性評価

[1] 低 GWP 冷媒と摺動材料特性評価

HF0-1234yf を用いて高圧雰囲気摩擦摩耗試験を行い、従来の冷媒である R-134a、R-410A との摩擦特性の比較を行った。また、水分や空気の影響、HF0-1234yf の分解物や反応生成物等の摩擦摩耗特性への影響評価を行った。

[2] 低 GWP 冷媒の信頼性評価

低 GWP 冷媒を用いるエアコンの圧縮機、その他の部品、材料等におよぼす信頼性課題を明確にするため、圧縮機単体、およびエアコンを使用して、低 GWP 冷媒の信頼性を評価した。

⑥ ルームエアコンサイクル用低 GWP 候補冷媒の選定

[1] 低 GWP 冷媒エアコン仕様の検討

ルームエアコン用の低 GWP 候補冷媒を選定するために、R-410A 同等性能(APF)となるルームエアコンの機器仕様・サイズの検討を、冷凍サイクルシミュレーションにより予測し、HF0-1234yf は、冷凍サイクルシミュレーションで決定した機器を試作して、実機による性能測定を行なった。

[2] 低 GWP 冷媒エアコンの安全性評価

低 GWP 冷媒は微燃性冷媒となる可能性が高く、エアコンに使用するために、安全性評価が必要であるため、冷媒に関する法規格調査を行い、リスク評価、ハザードの見極めとしての微燃性冷媒の

着火燃焼試験、冷媒漏洩シミュレーションの検討を行なった。

[3]LCCP 評価

HF0-1234yf や冷媒メーカーから提案された冷媒についてドロップイン試験の性能測定結果を用い、低 GWP 冷媒の製品寿命気候負荷 (LCCP) を算出し、比較した。

研究開発 実施計画

		H20/6	10	H21/4	10	H22/4	10	候補冷媒選定	
冷媒入手			1234yf	32/1234yf		新冷媒			
[1]安定性・材料適合性評価		・量子力学計算による反応機構解析							
		・解決策机上検討		・冷媒安定性評価		冷凍機油決定	冷凍機油適合材料決定		
		オイルメーカー		・材料適合性試験評価					
[2]低GWP冷媒選定	機器特性評価	・冷凍サイクルシミュレーション		冷媒メーカー	精度向上		機器仕様決定		
		・熱交換器性能シミュレーション		熱物性	精度向上				
				・圧縮機性能シミュレーション		ディメンションの最適化			
		・エアコン性能評価	R410A	R134a	1234yf	1234yf R32/1234yf	新冷媒		LCCP評価
				・圧縮機・熱交性能評価		1234yf R32/1234yf			
	信頼性評価			・冷媒雰囲気摩擦磨耗試験					
				・実機信頼性評価試験					
	リスク評価	・燃焼性、有害性、暴露の各評価		・可燃性冷媒エアコン 総合リスク評価					
		・安全対策検討							

2.1.2 業務分野向けノンフロン型省エネ冷凍空調システム開発

⑥ 過冷却回路によるCO₂冷凍システムの高効率化技術の開発【三洋電機株式会社】(助成)

- (a) 過冷却用冷凍サイクルによる別置形冷凍システムの高効率化技術
夏季の外気温度上昇時のサイクル効率を改善する為に、冷凍機の廃熱を給湯に利用するヒートポンプを組み込み、冷凍サイクルの過冷却をとることによる性能改善効果を定量的に明らかにする。
- (b) 過冷却用冷凍サイクルのユニット化及び最適運転圧力制御技術
二段圧縮式圧縮機、エコノマイザとなるスプリットサイクル、さらに冷凍サイクルの過冷却をとることによる効率改善を最大化する為に、冷凍サイクルの高圧・中圧圧力レベルの最適設計、過冷却量の最適制御する技術を開発する。特に給湯側の給湯負荷が比較的少ない場合を考慮して、空冷運転の必要性とその切替制御の技術、メインの冷凍サイクルの圧力レベルを最適圧力に制御する技術に注目する。
- (c) 別置形冷凍システムの信頼性評価
実店舗に実証試験機を設置しフィールド試験を行なう為に量産仕様のCO₂冷凍機及び過冷却給湯ヒートポンプの開発を完了し、性能およびシステム動作等の信頼性を評価する。
- (d) 過冷却冷凍サイクルをもつ冷凍システムのフィールド実証
実際の店舗に実証試験機を設置し、省電力性の評価を実施して本システムの有効性を実証する。

開発事業は以下の開発スケジュール表のとおり実施された。

研究開発項目	H20年度	H21年度
(a) 過冷却用冷凍サイクルによる別置形冷凍/冷蔵システムの高効率化技術 1) 冷媒・方式ごとの理論比較 2) 試験による性能比較・評価	CO ₂ 、HFC 計算比較 	
(b) 過冷却用冷凍サイクルユニット化技術/最適運転圧力制御技術 1) CO ₂ /CO ₂ 冷媒用熱交換器 2) 空冷水冷がスクーラを持つ過冷却ユニット化技術 3) 過冷却システム最適運転圧力(メイン回路高圧制御、過冷却回路蒸発圧力)制御技術		
(c) 別置形冷凍/冷蔵システムの信頼性評価 1) コンプレッサベンチ耐久テスト(24cc) 2) コンプレッサベンチ耐久テスト(20cc) 2) システムサイクルテスト 3) オイル挙動テスト 4) 長配管テスト 5) フルダウンテスト 6) サーマサイクルテスト 7) ユニット耐久試験		
(d) 過冷却冷凍サイクルをもつ冷凍/冷蔵システムの省エネ性フィールド実証		

⑦ 低 GWP 冷媒のドロップイン試験【三菱重工業株式会社】(助成)

ターボ冷凍機への HFO-1234ze(E)適用性を検証するために、以下内容を実施した。

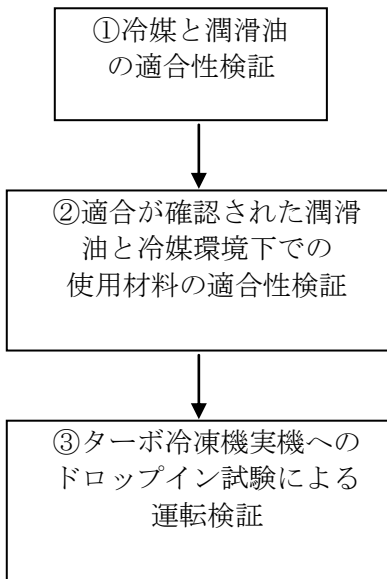


表 研究実施スケジュール

		2010年							2011年			
		5月	6月	7月	8月	9月	10月	11月	12月	1月	2月	3月
研究計画			→									
①冷媒と潤滑油の適合性検証				→	→	→						
②使用材料の適合性検証								→				
③ターボ冷凍機実機へのドロップイン試験による運転検証	試験準備						→	→	→			
	試験									→	→	
	データ評価									→	→	
まとめ											→	

図 研究のフロー

2.1.3 実用的な性能評価、安全基準の構築

⑧ 『ノンフロン型省エネ冷凍空調システム開発』の実用的な運転モード及び評価方法ならびに安全基準の構築【独立行政法人産業技術総合研究所】(委託)

ノンフロン系冷媒や次世代冷媒のLCCP評価、燃焼特性評価、有害性評価、大気経路暴露評価、室内漏洩時暴露評価を研究サブテーマとして実施し、さらにこれらの結果を統合させたリスクトレードオフ評価を行い、冷媒の選択に資する。

平成19年度研究開発実施内容

(1) 冷媒の燃焼性評価に関する研究

a) 候補冷媒の燃焼性評価に関する研究

本研究開発プロジェクトの参加企業が検討している冷媒について適宜燃焼性評価を行い、冷媒の選択・機器の開発に資する。

b) ノンフロン系冷媒の燃焼限界予測手法の開発に関する研究

可燃性化合物と不燃性化合物の混合系について二酸化炭素等による希釈効果を測定し、種々の可燃性化合物と不燃性化合物の混合系に適用可能な予測法を開発する。また、燃焼限界に対する温度変化の影響について検討を開始する。

c) ノンフロン系冷媒の燃焼速度予測手法の開発に関する研究

エーテル等含酸素化合物の燃焼速度を測定し、濃度と燃焼速度の関係および燃焼速度の温度・圧力依存性を評価し、冷媒候補化合物単体のデータの充実に努めると共に、化合物の構造等と燃焼速度の相関を検討し予測手法の開発に繋げる。

(2) 温暖化評価に関する研究

直接効果、分解物、対流圏オゾン、Net-GWPを含んだ評価法(TWPG)の普及を目的として表現方法について検討する。TWPGは公表には不向きなので新たにTWPTを作成Table形式での表現を検討する。TWPGとその積分による温暖化積算値(CWP)を用いて公表された冷媒評価の再評価を行い、温暖化ガスの大気中濃度の安定化を示唆する。また、新評価法を用いて、本プロジェクトで開発された冷媒のデータに応じその優位性を評価する。

平成20年度研究開発実施内容

(1) ノンフロン型冷媒のLCCP評価

- ・ 今後開発が予想される冷凍・空調システムの実運転シミュレーションデータを収集し、LCCP評価の基礎データとする。
- ・ 今後開発が予想される冷凍・空調システムの普及シナリオや冷媒回収率を仮定し、生産から運転・使用、そして廃棄までの製品寿命を通じた環境負荷を総合的に評価する。

(2) ノンフロン型冷媒の燃焼特性評価

- ・ 次世代冷媒単体及び混合系冷媒を用いて、燃焼限界に対する温度・圧力依存性を実測により評価する。
- ・ 次世代冷媒単体及び混合系冷媒を用いて、燃焼速度に対する温度・圧力・冷媒濃度依存性を実測により評価する。

(3) ノンフロン型冷媒の有害性評価

- ・ 従来冷媒についての既存の有害性試験結果について情報調査し、試験結果に対する評価概要書を作成する。

(4) ノンフロン型冷媒の暴露・リスクトレードオフ評価

- ・ 冷媒の大気中への放出を想定し、大気中での移流拡散挙動と光化学反応を考慮した暴露評価、及び対流圏でのオゾン生成による大気汚染由来の健康リスク評価を実施する。
- ・ 冷媒の室内での漏洩を仮定し、冷媒の室内での濃度分布の予測から暴露量と燃焼可能性を評価する。

平成21年度研究開発実施内容

(1) ノンフロン型冷媒のLCCP評価

- ・ 家庭用エアコンから排出される温室効果ガスの将来予測を実施し、新規冷媒の導入による温室効果ガス排出削減に対する効果を予測する。
 - ・ 業務用エアコンから排出される温室効果ガスの将来予測を実施し、新規冷媒の導入による温室効果ガス排出削減に対する効果を予測する。
- (2) ノンフロン型冷媒の燃焼特性評価
- ・ 次世代冷媒と希釈ガス混合物における燃焼限界を測定し、次世代冷媒の不燃化について検討する。
 - ・ 次世代冷媒およびHFC-32混合系における燃焼限界を測定し、混合系の次世代冷媒候補の燃焼特性に対するデータを収集する。
 - ・ 次世代冷媒とHFC-32、およびHFC-125混合系における燃焼速度を測定し、混合系の次世代冷媒候補の燃焼特性、並びに不燃化対策に対するデータを収集する。
- (3) ノンフロン型冷媒の有害性評価
- ・ R-1234yfの有害性試験結果に関する考察を実施し、現在提案されている暴露許容濃度（WEEL）の妥当性について検討する。
 - ・ 他のHFC系冷媒における有害性試験結果の再調査し、その有害性や許容濃度に関する情報を網羅的に収集・整理する。
- (4) ノンフロン型冷媒の暴露・リスクトレードオフ評価
- ・ R-1234yfの大気中化学反応におけるTFAの生成と沈着、雨水中濃度等について、大気中での化学反応を考慮した大気移流拡散モデルを用いて予測する。
 - ・ R-1234yfの室内漏洩時における漏洩シナリオと漏洩濃度の予測手法を提案し、閉鎖空間における仮想的な冷媒漏洩を想定した場合の安全性アセスメントの実施例を提示する。

平成22年度研究開発実施内容

- (1) ノンフロン型冷媒のLCCP評価
- ・ 今後開発が予想される次世代冷媒を適用した冷凍・空調システムの実運転想定データ等を利用することにより、冷凍空調機器の現実での使用を想定した製品寿命気候負荷評価(LCCP)を実施する。
- (2) ノンフロン型冷媒の燃焼特性評価
- ・ R-1234yfとHFC-134a等の混合系について燃焼限界を測定する。温度の影響が重要と考えられる系についてはその影響も検討する。
 - ・ R-1234yfとHFC-134a等の混合系について燃焼速度を測定する。温度の影響が重要と考えられる系についてはその影響も検討する。
- (3) ノンフロン型冷媒の暴露・リスクトレードオフ評価
- ・ R-1234yfの大気中化学反応におけるTFAの生成に関する化学反応モデルを検討し、その生成と乾性沈着、および雨水中濃度等を予測する。
 - ・ R-1234yfの室内漏洩時における安全性アセスメントを、漏洩シナリオの充実と漏洩する冷媒の状態を考慮することにより精緻化する。

研究開発実施計画（線表）

研究開発項目	平成19年度	平成20年度	平成21年度	平成22年度
LCCP評価		←		→
燃焼特性評価	←			→
有害性評価		←	→	
暴露・RT評価		←		→

⑨ エアコン用低 GWP 混合冷媒の物性と LCCP 評価【国立大学法人東京大学／九州大学】(委託)

(1) 研究項目：HF01234yf 混合冷媒の熱物性と LCCP 評価 (担当：東京大学)

(a) HF01234yf 混合冷媒の熱物性の測定

ヒートポンプサイクルの性能解析に必須の飽和状態における温度－圧力－密度－濃度の関係、気液平衡関係、気体および液体の粘度、熱交換器性能および HF01234yf の気体の音速を測定する。飽和物性に関しては混合冷媒の状態方程式を作成し、粘度については実験相関式を作成する。

(a1) 東京大学：HF01234yf/HFC32 混合冷媒、HF01234yf/HFC125 混合冷媒、HF01234yf/HFC134a 混合冷媒の気液平衡関係を測定して状態方程式を導出し、この状態方程式を用いて性能シミュレーションを行う。蒸発器や凝縮器の熱伝達率と圧力損失については、HF01234yf を中心とする混合冷媒の特性を明らかにする。

(a2) 産業技術総合研究所：HF01234yf/HFC32 混合冷媒と HF01234yf/HFC125 混合冷媒について物性の測定 (PVTx 性質、気液平衡性質、音速の測定) を継続するとともに、HF01234yf/HFC134a 混合冷媒の測定を実施する。得られた測定結果から混合冷媒用の高精度なヘルムホルツ型状態方程式を開発し、性能シミュレーションに利用するプログラム・サブルーチンに組み込む。

(b) HF01234yf 混合冷媒を用いたルームエアコンの性能シミュレーション

混合物の伝熱性能を考慮したより詳細なサイクルシミュレーションを行う。HF01234yf/HFC32 混合冷媒、HF01234yf/HFC125 混合冷媒等の混合組成をパラメータとしたシミュレーションを総合的に行うことにより、低 GWP 混合冷媒に適した伝熱管の形状、直径、配置などを検討する。東京大学が全てを担当する

(c) HF01234yf 混合冷媒のドロップイン試験

ルームエアコン・シミュレータで算出した性能と実機性能を比較するために、動的環境試験室あるいは実際の使用状態に基づく性能評価として、従来の R410A 機に HF01234yf 混合冷媒をドロップインさせて性能を試験する。

(c1) 東京大学：プレハブ実験棟を建設し、その中に動的環境試験室を製作し、実用状態に近い性能を計測する。混合冷媒の混合比は、代表的な組成を選択し、ベースラインとして R410A 機の性能も試験する。冷媒の種類によるルームエアコンの性能の違いの評価に当たっては、「JISC9612:2005 ルームエアコンディショナ」による評価法を修正して、動的な運転変動を考慮した方法にて評価する。

(c2) 建築研究所：実際の使用状態に基づく性能を精緻に計測するために、実住宅におけるエアコン性能を評価する必要がある。そのため、実住宅における性能評価手法を確立し、モデル住宅にて評価試験を実施する。平成 22 年度は東京大学が平成 21 年度に設置したルームエアコン実態評価試験装置を用いて性能測定、評価を行う。

(d) HF01234yf 混合冷媒の LCCP 評価

ルームエアコンを対象として、LCCP 評価を実施する。

(d1) 東京大学：LCCP (Life Cycle Climate Performance) とはエアコンや冷凍機器の温暖化影響を機器のライフサイクル全般にわたって総合的に評価する手法で、平成 22 年度は、経済産業省が平成 19 年度に実施した、業務用冷凍空調機器の機器稼働時の排出係数に関する調査に対して、排出の現象とその原因の把握を目的として、市中で稼働している業務用冷凍空調機器からのフロン類の排出について、その現象と原因、さらに現状で考えられる排出抑制方策を把握、整理する。

(d2) ミサワホーム総合研究所：平成 22 年度に東京大学と協力してルームエアコンの使用実態

を調査し、LCCP 評価法の精度を高める。試験システムを開発し、東京大学が開発したルームエアコンのフィールド試験機を設置、試運転を実施し、データを広範囲に測定、評価する。

- (d3) 日本冷凍空調学会：平成 22 年度に東京大学と協力して HFC 冷媒の大気漏洩の削減のために HFC 冷媒のトレーサビリティの確立のための調査研究を実施する。HFC 冷媒の流通体制、管理体制の改善，ボンベ類の IC タグ管理システムの構築・運営のために、IC タグ技術の調査，IC タグの構造設計，IC タグソフトの開発，IC タグの試作，管理ソフトの開発を行う。

事業項目	平成21年度			
	第1 四半期	第2 四半期	第3 四半期	第4 四半期
①HFO1234yf 混合冷媒の熱物性と LCCP 評価				
(a1)HFO1234yf 混合冷媒の熱物性の測定 (東京大学)	気液平衡物性の測定	状態方程式の作成		
	気体粘度の測定	相関式の作成		
	熱伝達測定装置の改造	熱伝達, 圧損測定と相関式作成		
(a2)HFO1234yf 混合冷媒の熱物性の測定 (産総研)	測定装置の設計・製作			
	既存装置による予備測定	HFO1234yf の熱物性測定		
		混合冷媒の状態方程式の開発	サブルーチン化	
(b)HFO1234yf 混合冷媒を用いたルームエアコンの性能シミュレーション(東京大学)	シミュレータの改造	対象冷媒の性能分析		
(c)HFO1234yf 混合冷媒のドロップイン試験(東京大学)		試験室の製造		試験の実施
(d)HFO1234yf 混合冷媒の LCCP 評価(東京大学)			LCCP 手法の開発	LCCP 評価の実施

事業項目	平成22年度			
	第1 四半期	第2 四半期	第3 四半期	第4 四半期
①HFO1234yf 混合冷媒の熱物性とLCCP評価				
(a1)HFO1234yf 混合冷媒の熱物性の測定(東京大学)	気液平衡物性の測定		状態方程式の作成	
	液体粘度の測定		相関式の作成	
(a2)HFO1234yf 混合冷媒の熱物性の測定(産総研)	熱伝達、圧損の測定		熱伝達、圧損測定と相関式作成	
	既存装置によるPVTx、気液平衡、音速の測定		気相域の熱伝導率、粘性率の測定	
	高精度化された混合冷媒の状態方程式の開発		サブルーチン化	
(b)HFO1234yf 混合冷媒を用いたルームエアコンの性能シミュレーション(東京大学)	実サイクルのシミュレータの開発		対象冷媒の性能分析	
(c1)HFO1234yf 混合冷媒のドロップイン試験(東京大学)	試験室の製造		試験の実施	
(c2)同上(建築研究所)	ルームエアコンの実働性能試験			
	ルームエアコンの試験室試験		エネルギー消費・使用推定モデル作成	
(d1)HFO1234yf 混合冷媒のLCCP評価(東京大学)	試験用ルームエアコンの製作		LCCP手法の開発	LCCP評価の実施
	稼働時の排出実態の把握		アンケートの実施	情報の整理と分析
(d2)同上(ミサワホーム総合研究所)	ルームエアコンの設置		ルームエアコンの使用実態調査	撤去
	アンケートの作成・実施・整理			
(d3)同上(日本冷凍空調学会)	ICタグシステムの設計		ICタグシステムの製作	ICタグシステムの検証試験

(2) 研究項目：HF01234ze 混合冷媒の熱物性とサイクル性能の研究(担当：九州大学)

(a) HF01234ze 混合冷媒の熱物性の測定

HF01234yfの異性体であるHF01234ze (E)を主成分とした低GWPの混合冷媒の熱物性の測定を行う。ヒートポンプサイクルの性能解析に必須の飽和状態における温度-圧力-密度-濃度の関係、臨界軌跡、気液平衡関係、液熱伝導率、液粘度および表面張力を測定し、混合冷媒の状態方程式の作成と熱伝導率および粘度の実験相関式を作成する。また、混合冷媒の管内凝縮及び蒸発の熱伝達特性の測定を行い、熱交換器設計指針を得る。

(a1)九州大学：気液相平衡測定装置によるHF01234ze混合冷媒の気液平衡関係の測定及びHF01234ze混合冷媒サイクルの熱力学的性能解析を担当する。また、新たに混合冷媒の水平円管内伝熱特性評価装置（熱特性評価用冷媒循環装置、伝熱特性評価用熱源装置、伝熱特性評価用データ収集システム）を製作し、水平円管内での混合冷媒の凝縮及び蒸発熱伝達特性及び流動特性を解明し、その結果をサイクル性能シミュレーションに適用する。さらに、HF0-1234ze (E)については既設の扁平微細流路内伝熱特性試験装置を用いて、扁平微細流路内凝縮伝熱特性の測定を行う。なお、混合冷媒の伝熱特性評価実験を行う場合、冷媒の組成比を測定する必要があるため、混合冷媒組成分析装置を購入する。

(a2)いわき明星大学：HF01234ze を主成分とする 2 成分系混合冷媒の臨界軌跡・飽和密度・PVTx 性質の測定を行う。既存の臨界点測定装置で混合冷媒の臨界軌跡と飽和密度を測定するが、圧力測定ができないため、新たに定容法による PVTx 性質測定装置を製作し、臨界圧力測定まで実施できるようにする。得られた測定結果から混合冷媒の状態方程式を作成する。また、比較対照用に HF0-1234y f +HFC-32 混合冷媒に関する臨界軌跡等の測定を行う。さらに、HF01234ze を主成分とする 2 成分系混合冷媒の表面張力の測定を行う。なお、混合冷媒の物性測定においては混合冷媒気液組成比を測定する必要があるため混合冷媒組成分析用ガスクロマトグラフを購入する。

(a3)佐賀大学：HF01234ze混合冷媒の熱伝導率測定装置を製作して、HF01234zeを主成分とする 2 成分系混合冷媒の液体の熱伝導率を測定する。そして、熱伝導率を予測するための相関式を作成する。また、HF01234yf混合冷媒の飽和液の熱伝導率測定もを行い、熱伝導率を予測するための相関式を作成する。粘度についても、新たに粘度測定装置を製作し、HF0-1234zeを主成分とする 2 成分系混合冷媒の飽和液の粘度を測定する。

(b) HF01234ze 混合冷媒を用いたルームエアコンの性能シミュレーション

測定値及び推算式を用いて熱物性データベースを作成し、ルームエアコンにHF01234ze混合冷媒を適用した場合のサイクル性能をシミュレータ開発用コンピュータにてシミュレーションにより求める。まず、熱力学的性能解析を行い、R410AとHF01234ze混合冷媒のヒートポンプサイクル性能の比較を行う。ついで、予め指定した室内及び室外の空気条件において、要素機器の仕様及び混合冷媒組成比がサイクル性能に及ぼす影響を明らかにし、与えられた室内及び室外の空気条件における最適な混合冷媒組成比を見出す。

(b1)九州大学：熱力学的性能解析及び空気を熱源とするルームエアコンの性能予測方法を確立し、要素機器の仕様及び混合冷媒組成比がサイクル性能に及ぼす影響を明らかにし、与えられた室内及び室外の空気条件における最適な混合冷媒組成比を見出す。
(b2)佐賀大学：熱交換器特性を考慮したサイクル性能解析法を確立し、熱交換器特性がヒートポンプ性能に及ぼす影響を明らかにする。

(c) HF01234ze 混合冷媒のドロップイン試験

ルームエアコンのドロップイン試験には、温湿度制御された環境試験室を用いることが一般的であるが、比較的簡便にドロップイン試験が可能なブライン熱源ヒートポンプ試験装置を製作し、

ルームエアコンの室内及び室外の空気条件を模擬した条件下での、R410A及びHF01234ze混合冷媒のドロップイン試験を行い、データ収録システムにて収集した結果を評価する。具体的には、冷房能力（あるいは暖房能力）と熱源流体の温度変化を一定として、混合冷媒組成比及び冷媒充填量がサイクル性能に及ぼす影響を明らかにする。ついで、熱交換器サイズがサイクル性能に及ぼす影響を評価するためのドロップイン試験を実施する。以上のサイクル性能に関するドロップイン試験結果とサイクル性能シミュレーションの結果を総合して、HF01234ze混合冷媒を用いたルームエアコンを実用化の可能性を明らかにする。

九州大学が担当する。

以上の研究開発内容のスケジュールを以下の表に示す。

事業項目	H21年度	H22年度
(a)HF01234ze混合冷媒の熱物性の測定		
(a1)HF01234ze混合冷媒の熱物性・伝熱特性の測定(九州大)	気液相平衡特性の測定	気液相平衡の測定 EOSパラメータ最適化 管内伝熱特性の測定(溝付管, 扁平微細管)
(a2)HF01234ze混合冷媒の熱物性の測定(いわき明星大)	熱物性(PvTx性質, 臨界軌跡など)の測定	熱物性(PvTx性質, 臨界軌跡など)の測定 熱物性(表面張力, 定圧比熱など)の測定
(a3)HF01234ze混合冷媒の熱物性の測定(佐賀大)	熱物性(熱伝導率)の測定	熱物性(熱伝導率)の測定 熱物性(粘度)の測定
(b)HF01234ze混合冷媒を用いたルームエアコンの性能シミュレーション		
(b1)熱力学的性能解析・空気熱源ルームエアコン性能解析(九州大)	熱力学的性能解析 性能解析アルゴリズム構築	空気熱源ルームエアコン性能解析
(b2)熱交換器特性を考慮した性能解析(佐賀大)	性能解析アルゴリズム構築	熱交換器特性を考慮した性能解析
(c)HF01234ze混合冷媒のドロップイン試験(九州大)	ドロップイン試験(充填量・組成比の影響)	ドロップイン試験(充填量・組成比の影響) ドロップイン試験(熱交換器の影響)
(d)HF01234yf混合冷媒の熱物性の測定(補足データの取得)		
(d1)HF01234yf混合冷媒の熱物性の測定(いわき明星大)		熱物性(臨界軌跡)の測定
(d2)HF01234yf混合冷媒の熱物性の測定(佐賀大)		熱物性(熱伝導率)の測定
年度予算額(円)	38,020,500	60,427,500

2.2 研究開発の実施体制

本研究開発は地球環境に影響の小さいノンフロン冷媒を使用した冷凍空調機器・システムの研究開発、及びそれら機器性能の評価手法と安全性基準の構築を目指すものである。

研究開発計画に基づき産業分野別、あるいは事業フェーズ（基礎研究／実用化研究）別に研究開発事業を推進した。

また、同時に各分野での相対的な性能評価および製品化に係わる安全性指針に資すべく、機器性能の評価手法と安全性基準の構築を実施した。

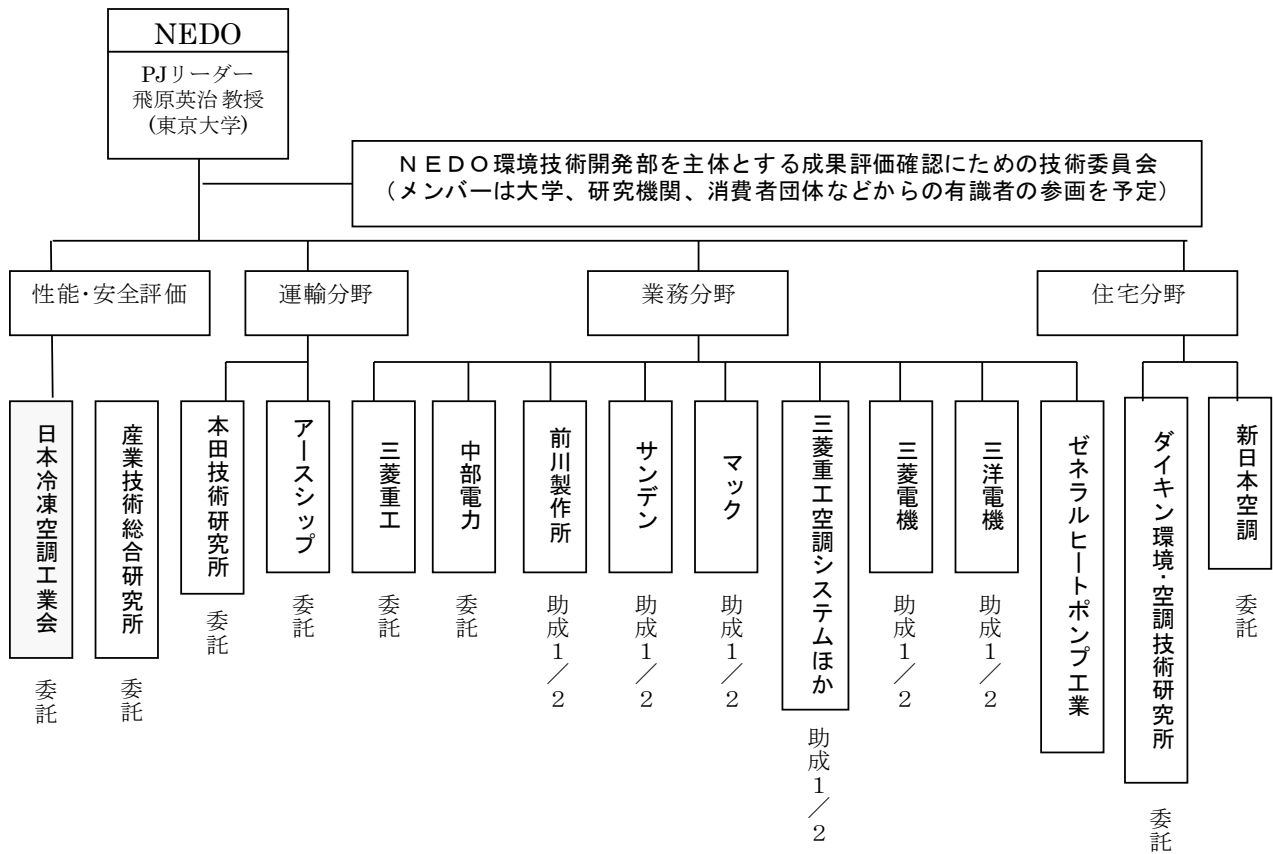
下図に示すように、本プロジェクトは新エネルギー・産業技術総合開発機構（NEDO）の指名したプロジェクトリーダーの助言・指導、また別途有識者による成果評価確認ワーキンググループによる進捗評価を得て参加 17 事業者毎に事業を推進した。（平成 17～19 年度）

委託先は、独立行政法人産業技術総合研究所、株式会社本田技術研究所、株式会社ダイキン環境・空調技術研究所、株式会社アースシップ、社団法人日本冷凍空調工業会、三菱重工業株式会社、中部電力株式会社、新日本空調株式会社である。

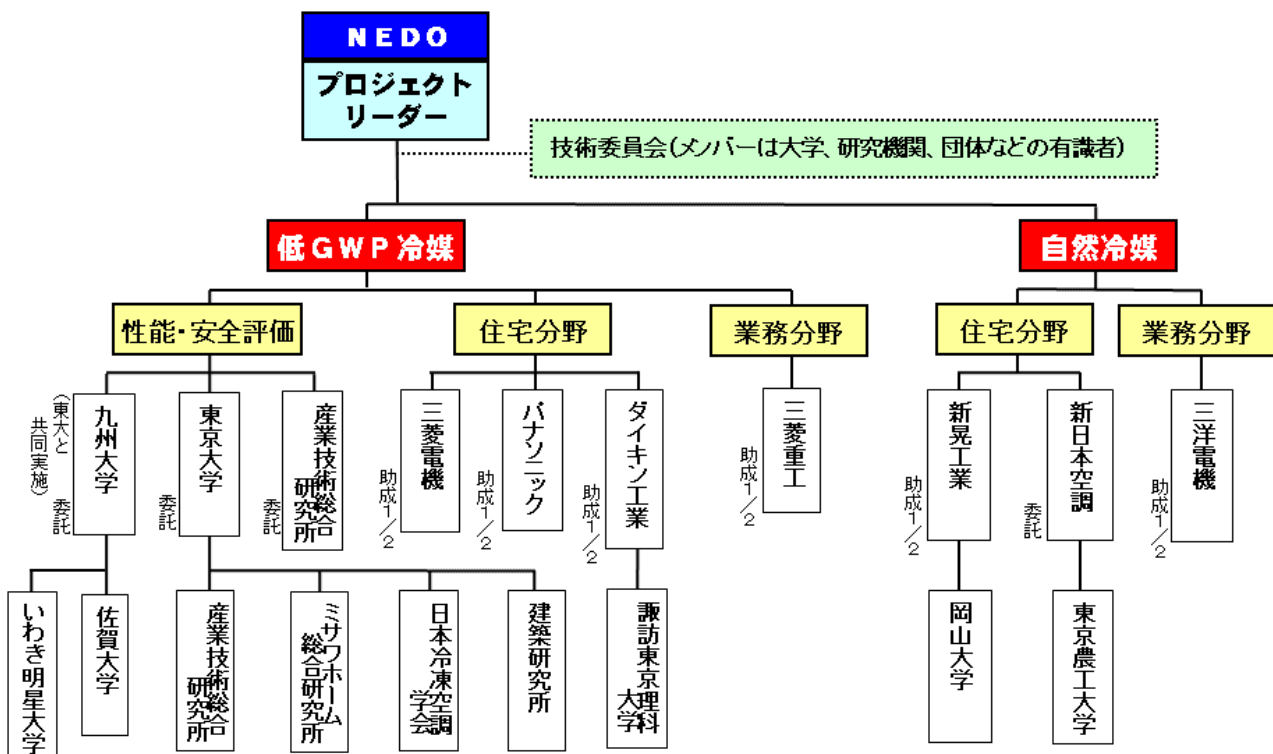
助成先は、株式会社前川製作所、株式会社マック、サンデン株式会社、三菱重工空調システム株式会社、株式会社三冷社、アイ・ケー・イー冷凍技研株式会社、三洋電機株式会社、三菱電機株式会社である。このうち、三菱重工空調システム株式会社、株式会社三冷社、アイ・ケー・イー冷凍技研株式会社は三社連名による一事業である。

平成 20 年に温暖化係数が 10 以下の新規のフッ素化合物が開発され、自動車工業会ではカーエアコン用の次期冷媒として相応しい旨の公表を行った。この冷媒は家庭用エアコン等としても候補となる可能性が高まり、本研究開発において研究対象にすることとした。当時、空調機器用としては入手困難で高価であったが、NEDOの研究開発として実施することで、各冷媒メーカーの協力を得て適用可能性の研究開発を実施することとした。

平成 20 年度以降は研究体制を大幅に見直し、低GWP冷媒、自然冷媒及び性能・安全評価に係る研究開発を実施した。参加事業者は 10 事業者（9 テーマ）で、委託先は東京大学、九州大学（東京大学と共同実施）、独立行政法人産業技術総合研究所、新日本空調（株）、助成先は三菱電機（株）、パナソニック（株）、ダイキン工業（株）、三菱重工業（株）、新晃工業（株）、三洋電機（株）である。



図Ⅱ.2.2.1 プロジェクトの実施体制全体図 (H17年度～H19年度)



図Ⅱ.2.2.2 プロジェクトの実施体制全体図 (H20年度～H22年度)

2.3 研究開発の運営管理

NEDOは、経済産業省、プロジェクトリーダー及び各研究開発責任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反映させるため技術審議委員会を定期的に開催するとともに、プロジェクトリーダーと各事業の進捗管理を行った。

本研究開発は基礎研究（委託）と実用化研究（助成）の2つの研究開発フェーズに分け運営管理・予算管理を適切に行った。

運営管理の流れを以下に示す。

- (1) 四半期報告（委託先より四半期置きに研究進捗を報告）
- (2) PL、NEDO 職員による委託先／助成先のヒアリング
 - ・ 現地調査による研究開発能力・設備等の調査（平成17年度実施）
 - ・ 委託先／助成先の進捗報告（中間期ヒアリング、技術員会前報告を実施）
 - ・ 以上に基づく、PLによる個別指導（随時実施）
- ↓
- (3) (1)(2)による研究進捗の整理
 - ・ NEDO での絞り込み案の策定（計画修正・予算配分） → 適時研究開発計画の変更、加速など事業の推進
- ↓
- (4) 技術委員会によるコメント聴取
 - ・ 評価基準に基づく評価（各年度末に実施）
- ↓
- (5) 絞り込み
 - ・ 次年度研究開発計画、予算の決定

2.4 研究開発成果の実用化、事業化に向けたマネジメントの妥当性

上記運営管理に従った事業者の絞り込み、および冷凍空調技術分野の国内外における技術開発動向、規制動向等の調査を実施し、運営に反映した。また、上記動向調査および技術委員会でのコメント等により、必要と判断した内容について随時新規事業者公募を実施した（H20、H21、H22各年度）。以上のような、情勢変化へ対応した事業者の絞り込みおよび新規事業者公募により、実用化・事業化の可能性の高い技術開発に資源を集中した。

さらに、技術審議委員会等において、各事業者の実用化の見通しについて発表させ、それに対してプロジェクトリーダー、外部委員が意見を述べるとともに助言を与えた。また、知財権に関しても、委員会等で出願状況の報告と確認を行い、積極的な知的財産権取得を促進した。

3. 情勢変化への対応

3.1 EU 指令

欧州では、F ガス規制により、発泡剤、エアゾール、消火剤など用途ごとに排出抑制や使用禁止措置などが決まっている。

カーエアコンについては、2011 年からの新型車への GWP150 以上の冷媒の使用禁止を定めている。固定式冷凍空調機器については、冷媒充填量に応じて、検査義務や記録保管義務がある。現時点では本規制による定量的な効果は明らかになっておらず、2011 年までの期限で効果の検証、制度の見直しが進められている。

表 II. 3. 1-1 欧州 F ガス規制概要

固定式機器の検査 (Fガス規則 2007 年7月発効: 冷凍空調部分抜粋)

Fガス充填量	検査頻度	備考
3kg以上	1回／年以上	6kg未満で密閉システムとラベル表示される機器は対象外
30kg以上	1回／6か月以上 (漏洩検知システム付きであれば、 1回／年以上)	
300kg以上	1回／3か月以上 (漏洩検知システム付き であれば、 1回／6か月以上)	漏洩検知システムの設置が必要。漏洩検知システムは、 少なくとも年1回検査
その他		
<ul style="list-style-type: none"> ■漏洩修理後、1か月以内に修理の有効性を検査・確認。 ■3kg以上の機器を有する場合、オペレーターは以下の記録を保管 <ul style="list-style-type: none"> ・充填量、ガスの種類 (サービス時、保守時、最終処分時の追加量、回収量も含む) ・作業を行った会社、作業者の身分証明、その他関連情報 ・検査日時、結果、検査対象機器の識別情報 (記録は、要求があれば当局及び欧州委員会へ提示する場合有り) 		

冷媒の種類(カーエアコン指令 2006 年 7 月発効)

規制時期	規制の概要
2011年1月1日以降	新たに出荷される新型車には、GWPが150を超える冷媒を用いたエアコンを装着できない
2017年1月1日以降	全ての新車には、GWPが150を超える冷媒を用いたエアコンを装着できない

以上の流れの中で、2008 年には新規低 GWP 冷媒である HFO-1234yf (ODP:0、GWP:4、大気寿命 11 日) が冷媒メーカーにより開発され、カーエアコン用次世代冷媒として日米の自動車業界で採用の検討が開始されることとなった。

そこで、NEDO は上記冷媒開発メーカーとコンタクトを取り、新規開発冷媒のサンプル提供についての了承を得ることに成功し、新規低 GWP 冷媒の定置式冷凍空調機への適用研究を世界に先駆けてスタートすることが可能となった。

表 II. 3. 1-2 に各研究開発項目における、情勢変化への対応を示す。

本情勢変化への対応と、次節で述べる中間評価への対応と併せて、中間評価以降に実施体制の大幅な変更をすることとなった。

表Ⅱ.3.1-2 情勢変化への対応

研究開発項目	情勢変化	対応
① 住宅分野	<p>カーエアコン用として検討されている新規低 GWP 冷媒であるが、次世代冷媒として定置式冷凍空調機への展開の可能性あり</p>	<p>新規低 GWP 冷媒の定置式空調機への適用テーマ（助成）をプロジェクトに追加（H20 年度新規公募） 採択する際は、<u>各事業者特有の圧縮機形式、冷凍機油種類等を勘案して、複数社で網羅的な研究開発を可能とすることを考慮</u></p>
② 業務分野	<p>カーエアコン用として検討されている新規低 GWP 冷媒であるが、次世代冷媒として定置式冷凍空調機への展開の可能性あり</p>	<p>新規低 GWP 冷媒のターボ冷凍機等への適用テーマ（助成）をプロジェクトに追加（H22 年度新規公募）</p>
③ 運輸分野	<p>カーエアコン用冷媒の GWP 規制とそれに対応した新規低 GWP 冷媒の開発に伴い、実用化への自主開発段階へ移行</p>	<p>H20 年度以降は本項目テーマは実施せず（NEDO による支援は不要と判断）</p>
④ 性能・安全評価	<p>カーエアコン用として検討されている新規低 GWP 冷媒であるが、次世代冷媒として定置式冷凍空調機への展開の可能性あり</p>	<p>新規低 GWP 冷媒の定置式冷凍空調機適用研究を加速するため、候補冷媒の性能・安全性評価テーマ（委託）をプロジェクトに追加（H21 年度：新規公募）</p>

4. 中間評価結果への対応

【総合評価】オゾン層保護と地球温暖化対策に貢献する本事業の公共性は高いため、NEDO の事業としての妥当性は極めて高い。

マネジメントも、目標は温暖化問題が顕在化する状況において自然冷媒を用いて省エネルギー化を目指した時機に適したものであり、また、プロジェクトリーダーの下に的確な運営体制が敷かれ精力的な研究開発活動がなされていることから、評価できる。

事業全体としては概ね中間目標を達成していると評価され、設定目標に合致した成果を創出している。安全性確保を目的に性能評価の手法や安全基準の構築に着手して獲得した成果は実用化の観点からも大変意義深い。

そのため実用化が十分見込める研究開発テーマもある。しかし、学術的には特色あるものの実用化には今後検討が必要な研究開発テーマも見られるため、実用化や事業化に向けて今後の本事業における的確なマネジメント機能の発揮が期待される。

【対応】実用化の観点から各研究開発テーマの妥当性を精査し、研究開発の内容、目標及び費用配分等を見直した。また、必要に応じ一部テーマの中止等も含め検討した。以上は、基本計画及び平成 20 年度実施方針へ反映し、中間評価以降の実施体制の大幅な変更を行った。

具体的な指摘事項への対応を下表に示す。

表 II. 4-1 中間評価指摘事項とその対応

	指摘事項	対応
1	北欧における、大規模な CO2 冷凍機に係わる開発や自動車分野での規制の動向に留意	<ul style="list-style-type: none"> ・冷凍空調技術分野の国内外における技術開発動向、規制動向等の調査を実施 (H20 年度) ・EU 規制に伴う次世代低 GWP 冷媒開発に対応し、新規低 GWP 冷媒の適用テーマ (助成) をプロジェクトに追加 (H20 年度、H22 年度新規公募)
2	実用化テーマと性能・安全評価テーマの一層の相互の連携	<ul style="list-style-type: none"> ・評価テーマ担当および実用化テーマ担当事業者間で、次世代冷媒に関する意見交換会を定期的実施 (1 回 / 3 ヶ月)
3	統一的な評価手法の構築を目的とした更なる検討	<ul style="list-style-type: none"> ・ライフサイクルにおける等価 CO2 排出量等の評価手法に係るテーマ (委託) をプロジェクトに追加 (H21 年度: 新規公募)
4	可燃性冷媒使用や CO2 冷媒使用時の安全性確保については更なる十分な検討	<ul style="list-style-type: none"> ・低 GWP 冷媒の性能・安全性評価テーマ (委託) をプロジェクトに追加 (H21 年度: 新規公募)
5	実用化の観点から妥当性が低い研究開発テーマの見直し	<ul style="list-style-type: none"> ・一部テーマの中止

5. 評価に関する事項

NEDO は、国の定める技術評価に係わる指針及び NEDO が定める技術評価実施要領に基づき、技術的及び実用化の観点から、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、外部有識者による研究開発の中間評価を平成 19 年度、事後評価を平成 23 年度に実施する。なお、評価の時期については、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に応じて、前倒しする等、適宜見直すものとする。

III. 研究開発成果について

1. 事業全体の成果

中間評価以降の平成20年度～平成22年度においては、平成17年度から採択の内継続で2件、平成20年度から採択の3件、平成21年度から採択の1件および平成22年度から採択の1件、合計9件（研究開発テーマ①～⑨）について基礎研究（委託事業：NEDO負担100%）、実用化研究（助成事業：NEDO助成率50%）の2つの事業フェーズ毎に研究開発を実施した。NEDOは、適宜、PLの開催する委託先/助成先毎の進捗検討会議に参加し、研究開発成果及び進捗状況等を確認・指導を実施した。平成20年度～平成22年度における、各研究開発テーマの内容を以下に示す。

1.1 住宅分野向けノンフロン型省エネ冷凍空調システム開発

ルームエアコン、パッケージエアコンなどで、安全・安心・快適な新しいコンセプトに基づくノンフロン型冷凍サイクル及び装置・システムを考案・開発した。ベンチスケール試験、機器・システムの最適化・複合化、実機適用試算等により検証した。

① 住宅用コンパクト再生方式省エネ型換気空調システムの開発 [H17～H21]【新日本空調株式会社】（委託）

新鮮外気を室内運転条件付近まで、夏は冷却減湿し、冬は加熱加湿したのち、送風するノンフロン型換気空調装置を開発するため、下記の研究開発項目を実施した。

- ・マイクロ波加熱方式等による吸着剤の再生方式の開発
- ・高速再生調湿器の開発
- ・コンパクト再生方式換気空調システムの開発

② 住宅用ノンフロン型省エネ調湿システムの開発 [H20～H21]【新晃工業株式会社】（助成）

理論的に空気透過を発生しない構成で、かつ、多湿時の潜熱交換効率の高いノンフロン型の全熱交換器を開発することを目的として、下記研究項目を実施した。

- ・等温吸脱着方式全熱交換器コアの開発
- ・等温吸脱着方式全熱交換器モジュールの開発
- ・住宅用省エネ調湿システムの開発
- ・住宅用省エネ調湿システム試作機による実用性評価

③ 低GWP冷媒を使用した省エネ空調機の研究 [H20～H22]【ダイキン工業株式会社】（助成）

新規の冷媒である低GWP冷媒を空調機に適用するためには、低GWP冷媒の熱安定性・化学安定性や低GWP冷媒と冷凍機油や冷凍サイクル材料の適合性の評価、低GWP冷媒のシステムドロップイン試験による定置式直膨型空調機で使用する際の課題の明確化が必要不可欠であると考え、下記の内容に取り組み、低GWP候補冷媒の定置式直膨型空調機への適用可能性の評価を行った。

- ・低GWP冷媒評価の研究
- ・冷凍機油適合性の評価、冷凍サイクル材料適合性評価
- ・微燃性低GWP冷媒の実用使用時の燃焼性評価

④ 低GWP冷媒を適用した省エネ空調機の研究 [H20～H22]【三菱電機株式会社】（助成）

空調機器のLCCP（製品寿命気候負荷）最小化をめざし、地球温暖化への直接的な影響が少ないフッ素系低GWP冷媒を適用した定置式空調機の実用化可能性を追求するとともに、企業化における課題を抽出することを目的として、下記研究項目を実施した。

- ・低GWP冷媒の物性情報より空調機の性能とLCCP予測
- ・圧縮機冷凍機油と候補冷媒の相互作用の評価
- ・圧縮機性能詳細試験により、圧縮機適正化の課題と冷媒性能を明確化
- ・家庭用ルームエアコンの冷媒変更試験（ドロップイン試験）と性能分析

⑤ 低GWP冷媒ルームエアコンの研究 [H20～H22]【パナソニック株式会社】（助成）

現行R410Aを使用しているルームエアコンに、低GWP冷媒またはそれを主成分とする混合冷媒または冷媒メーカー提案の低GWP混合冷媒の適用を検討し、製品寿命気候負荷（LCCP）低減に貢献することをねらいとする候補冷媒の選定を行うことを目標とし、下記研究項目を実施した。

- ・低GWP冷媒の安定性の評価と冷凍サイクル材料適合性に関する研究
- ・低LCCPを実現する低GWP冷媒選定の研究

1.2 業務分野向けノンフロン型省エネ冷凍空調システム開発

コールドチェーンや大容量空調機、システムなどで、安全・安心・快適な新しいコンセプトに基づくノンフロン型冷凍サイクル及び装置・システムを考案・開発した。ベンチスケール試験、機器・システムの最適化・複合化、実機適用試算等により検証した。

⑥ 過冷却回路によるCO₂冷凍システムの高効率化技術の開発 [H20～H21]【三洋電機株式会社】（助成）

現行のHFC機種に比べて年間消費電力量を33%以上削減する自然冷媒冷凍システムを実用化し普及させる為に、以下の技術開発を行った。

- ・過冷却用冷凍サイクルによる別置形冷凍システムの高効率化技術
- ・過冷却用冷凍サイクルのユニット化及び最適運転圧力制御技術
- ・別置形冷凍システムの信頼性評価
- ・過冷却冷凍サイクルをもつ冷凍システムのフィールド実証

⑦ 低GWP冷媒のドロップイン試験 [H22]【三菱重工業株式会社】（助成）

新冷媒が冷凍機用冷媒として採用可能かを確認すること目的として、冷媒HFC-134a用のターボ冷凍機に新冷媒HF0-1234ze(E)を封入して運転、計測を行い、能力・性能・特性の評価を行った。

1.3 実用的な性能評価、安全基準の構築

通年&期間モードなど実用性を考慮した運転モード、および評価手法、安全性基準の調査検討を行い、各開発項目の実施者へ提示・説明を行うとともに、一般にも公開し国際的な基準（標準）形成に資する。

⑧ 『ノンフロン型省エネ冷凍空調システム開発』の実用的な運転モード及び評価方法ならびに安全基準の構築 [H17～H22]【独立行政法人産業技術総合研究所】（委託）

電化製品等のライフサイクル評価手法の構築、化学物質利用に係る有害性評価・暴露評価手法開発への実績に加えて、ASHRAE法による可燃性冷媒の燃焼性解析成果などの知見を総合し、多角的な見方からの冷凍・空調システムの評価手法を科学的な手法で提供することにより冷媒の評価を適切に行い、フロン系冷媒との比較を行うことで適切なシステム構築を成し遂げるため、下記の研究開発項目を実施した。

- ・ノンフロン型冷凍・空調システムのLCCP評価
- ・ノンフロン型冷媒の燃焼特性評価に関する研究
- ・冷媒の有害性評価に関する研究
- ・冷媒の暴露・リスクトレードオフ評価に関する研究

⑨ エアコン用低GWP混合冷媒の物性とLCCP評価 [H21～H22]【国立大学法人東京大学／九州大学】（委託）

新冷媒候補の選択に対して有用な情報を提供して適切な冷媒選択を容易にし、その実用化研究開発を加速させるために、候補冷媒の基礎的な物性情報、サイクル性能情報、ライフサイクルにおける等価二酸化炭素排出量等の評価を実施することを目的として、下記研究項目を実施した。

- ・HF01234yf混合冷媒の熱物性とLCCP評価
- ・HF01234ze混合冷媒の熱物性とサイクル性能の研究

2. 研究開発項目毎の成果

研究開発は順調に進捗し、研究開発テーマ毎の目標に対する達成度は、表Ⅲ. 2-1 に示す通り、全事業者が「大いに達成」あるいは「達成」となっている。代替フロンに比較して低 GWP 冷媒の適用が難しい状況下において、十分な成果を得ていると考えられる。

論文などの成果は、表Ⅲ. 2-2 の通りである。助成（実用化開発）のみの研究開発項目②においては実用化に応じた外部発表が多く実施されており、事業化にむけて積極的な開発情報の公開が実施されている。また、委託（基盤研究）を含む研究開発項目①および④においては、論文投稿、講演発表等が多く実施されており、特に研究開発項目④においては、開発体制に公的研究機関や大学が多く、学会等の講演発表が多く実施されている。

知的財産権の状況については、表Ⅲ. 2-3 の通りである。前述したように、ほとんどが中間評価より後（H20 年度以降）にスタートした事業者であるため、現在、実質事業開始3年目であり特許等の登録には至っていないが、外国出願は積極的に行われている。研究開発項目④性能評価手法と安全性基準の構築に関しては技術開発ではないほか、公共性の強いテーマであるため知財等が発生しない。

表Ⅲ. 2-1 目標に対する達成度

研究開発項目	対象技術等	テーマ	目標	成果	自己評価
①住宅分野	・住宅用換気空調	住宅用コンパクト再生方式省エネ型換気空調システムの開発	新鮮外気を室内運転条件付近まで、夏は冷却減湿し、冬は加熱加湿したのち、送風するノンフロン型換気空調装置を開発する	目標吸着剤再生効率を達成するシステムを開発	◎
		住宅用ノンフロン型省エネ調湿システムの開発	理論的に空気透過を発生しない構成で、かつ、多湿時の潜熱交換効率の高いノンフロン型の全熱交換器を開発する	目標潜熱交換効率を達成するシステムを開発	◎
	・低GWP冷媒ルームエアコン	低GWP冷媒を使用した省エネ空調機の研究	低GWP候補冷媒の定置式直膨型空調機への適用可能性の評価を行う	従来冷媒と同等性能が期待できる候補冷媒（複数）を選定。各々の製品化への課題を明確化	◎
		低GWP冷媒を適用した省エネ空調機の研究	地球温暖化への直接的な影響が少ないフッ素系低GWP冷媒を適用した定置式空調機の実用化可能性を追求するとともに、企業化における課題を抽出する	従来冷媒と同等性能が確保できる仕様を得た。冷媒の信頼性に係る課題を抽出	◎
		低GWP冷媒ルームエアコンの研究	ルームエアコンに、低GWP冷媒またはそれを主成分とする混合冷媒または冷媒メーカー提案の低GWP混合冷媒の適用を検討し、製品寿命気候負荷（LCCP）低減に貢献することをねらいとする候補冷媒の選定を行う	従来冷媒と同等性能の機器仕様確立。候補冷媒の絞り込み実施	◎
②業務分野	・CO2冷媒ショーケース	過冷却回路によるCO2冷凍システムの高効率化技術の開発	現行のHFC機種に比べて年間消費電力量を削減する自然冷媒冷凍システムの実用化	年間消費電力量削減目標を達成するシステムを開発	◎
	・低GWP冷媒ターボ冷凍機	低GWP冷媒のドロップイン試験	低GWP冷媒のターボ冷凍機用への適用可否を確認する	適用可能であることを確認	○
④性能・安全評価	・低GWP冷媒評価（性能・安全性） ・LCCP評価手法	『ノンフロン型省エネ冷凍空調システム開発』の実用的な運転モード及び評価方法ならびに安全基準の構築	次世代冷媒の導入に関し、LCCP、燃焼特性、有害性、大気經由暴露・リスク、および室内漏洩時暴露・リスクを考慮した安全性評価をリスクトレードオフの観点から実施する	リスクトレードオフ評価の枠組みを設定し、次世代冷媒候補物質を絞り込んだ上でLCCP評価を実施	◎
		エアコン用低GWP混合冷媒の物性とLCCP評価	新冷媒候補の選択に対して有用な情報を提供して適切な冷媒選択を容易にし、その実用化研究開発を加速させるために、候補冷媒の基礎的な物性情報、サイクル性能情報、ライフサイクルにおける等価二酸化炭素排出量等の評価を実施する	新冷媒候補およびその混合冷媒の物性測定、性能評価、およびLCCP評価を実施	◎

◎：大いに達成、○：達成、△：一部未達、×：未達

表Ⅲ. 2-2 論文等の成果

研究開発項目 区分	成果の発表（H20年度以降）			計
	①住宅分野	②業務分野	④性能・安全評価	
論文 （査読付き）	3	1	55	59
論文 （その他）	18	6	65	89
その他外部発表 （プレス発表等）	0	9	0	9
計	21	16	120	157

表Ⅲ. 2-3 本事業の特許状況

研究開発項目 区分	特許出願（H20年度以降）			計
	①住宅分野	②業務分野	④性能・安全評価	
国内	20	6	0	26
外国	0	0	0	0
PCT [※] 出願	4	0	0	4
計	24	6	0	30

（※Patent Cooperation Treaty：特許協力条約）

以下、研究開発テーマ毎に研究開発成果の詳細を述べる。

2.1 住宅分野向けノンフロン型省エネ冷凍空調システム開発

① 住宅用コンパクト再生方式省エネ型換気空調システムの開発【新日本空調株式会社】 (委託)

<研究開発成果概要>

◎:大いに達成、○:達成、△:一部未達、×:未達

目 標	研究開発成果	達成度
テーマ: 住宅用コンパクト再生方式省エネ型換気空調システムの開発		
新鮮外気を室内条件付近まで、夏は冷却減湿し、冬は加熱加湿したのち送風するノンフロン型換気空調装置を開発する。	現行の比較対照システムの再生効率、ならびに期間エネルギー消費効率(APF)を上回るシステムを開発できた。実用化、企業化については継続研究として検討を継続している。	◎
研究開発項目①マイクロ波加熱方式等による吸着材の再生方式の開発		
【数値目標】 温風再生を超える再生効率 50%以上の達成	直接加熱方式の採用で再生効率 62.6%を達成	◎
研究開発項目②高速再生調湿器の開発		
【数値目標】 再生効率 50%以上の吸着材を選定する	ゼオライト系吸着材を用いることで再生効率 62.6%を達成した。	◎
研究開発項目④コンパクト再生方式換気空調システムの開発		
【数値目標】 連続換気を対象としたAPFで 3.0 以上とする	ファン発停方式による流路切替と、直接加熱方式の採用で再生効率 62.6%達成し、APFで3.0以上を達成した。	○

平成20年度～平成21年度までの事業成果概要は以下の通りである。

1 研究開発項目①「マイクロ波加熱方式等による吸着材の再生方式の開発」ならびに研究開発項目②「高速再生調湿器の開発」

1-1 吸着材の再生方法の選定

本システムでは吸着材を短時間かつ低エネルギー投入量で再生させることが、システムの省エネルギー性を確保する上で最重要課題となる。そこで、新規な再生方式としてマイクロ波照射等により吸着材に吸着している水分子を選択的に加熱する方法の検討を行ったが、マイクロ波の照射効率など、課題があることが判明した。そこで、従来から行われている温風による再生方式と比較して短時間でエネルギー効率のよい再生方式として直接加熱方式を選定した。直接加熱方式は発熱体表面に吸着材を塗布して伝導伝熱で吸着材を加熱する方式であり、ジュール熱がそのまま脱着熱に使用でき、温風再生方式（電気ヒーター等で再生空気を高温として強制対流伝熱で吸着材を加熱）、マイクロ波加熱方式（マイクロ波照射により吸着材に吸着している水分子を直接的に加熱）と比較すると再生効率が優位となることが期待される。

表-1 吸着材の再生方法の比較

再生方法	特徴	課題
温風再生 (従来法)	電気ヒーター等で再生空気を高温として強制対流伝熱で吸着材を加熱(間接的な加熱)	・空気の加熱効率、吸着材への熱伝達効率などで再生効率が低下 ・スペース大
マイクロ波加熱 (H17~20)	誘電体である水の分子摩擦で吸着水が急激に温度上昇(選択的な加熱)	・マグネトロンが発振効率、水の加熱効率などで再生効率が低下 ・安全性とコスト
直接加熱 (H20~21)	発熱体表面に吸着材を塗布して伝導伝熱で吸着材を加熱(直接的な加熱)	・ジュール熱がそのまま脱着熱に使用でき、高再生効率が期待される。

1-2 直接加熱再生方式のシミュレーション（東京農工大学秋澤研究室再委託）

直接加熱方式の試作機の製作に先立ち、デシカント部と熱交換部の連成モデルを構築し、バッチ切替運転の吸脱着、吸発熱挙動のシミュレーション計算を行ない、デシカント部の構造、並びに処理条件の最適化の解析を行った。解析するパラメータとして、デシカント部の構造では、吸着材種、フィン厚、間隔、塗膜厚、ヒーター容量、フィンサイズ等、また処理条件では、面風速、切替時間、ヒーター加熱時間等について解析を行った。計算のモデルを図-1に示した。空気層 a、吸着材層 b、ヒーター層 c の3層の物質・熱収支式を解くものである。

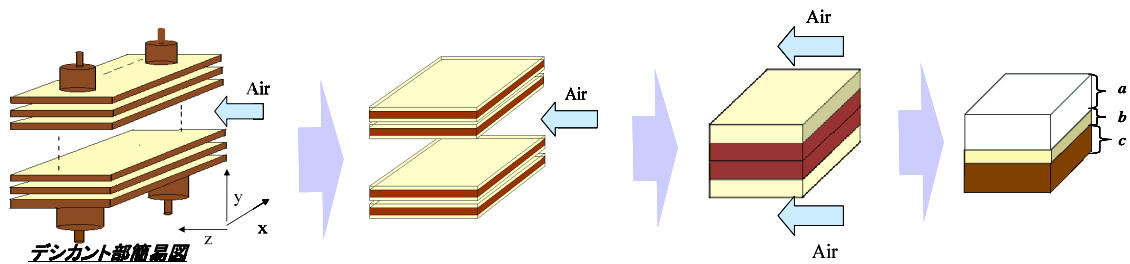


図-1 デシカント部のモデル化

シミュレーションにより再生効率50%以上となる処理条件を探索した結果を表-2, 3に示す。計算条件は、吸着材種;AQSOA-Z05(三菱製紙(株)製)、処理風量;40CMH、切替時間;2~8min、空気層 a;0.75mm、吸着材層 b;0.1mm、ヒーター層 c;0.04mm、デシカント部のサイズ;200×150×300 における計算結果で、表-2はヒーター加熱時間が切替時間の半分、表-3はヒーター加熱時間が切替時間の4分の1の条件である。デシカント部の圧力損失は20Pa以下になるように設定している。この結果から、ヒーター容量と切替時間を適正に設定することにより、再生効率が50%以上を達成する条件が存在する可能性があることが分かった。

表-2 再生効率のシミュレーション結果(加熱時間;切替時間の半分)

切替時間	150W	300W	450W	600W	1200W
2min	17.6	65.4	45.8	17.4	-8.0
4min	58.1	63.2	24.0	8.5	2.3
8min	36.8	50.0	25.9	16.0	8.1

表-3 再生効率のシミュレーション結果(加熱時間;切替時間の4分の1)

切替時間	300W	600W	1200W
2min	18.9	67.8	18.9
4min	58.0	64.7	7.6
8min	33.4	49.8	16.8

1-3 試作機的设计・製作

本シミュレーション結果をもとに、直接加熱方式の試作機的设计を行った。試作機の基本仕様を表-4に、概要図を図-2に、外観を図-3に示す。デシカント部はシーズヒータにアルミ板を積層しており、吸着材が表面に塗布されている。吸着材の再生工程で電気ヒーターに通電し、吸着水の脱着を行うものである。

表-4 直接加熱方式試作機の基本仕様

項目	内容
構造	シースヒーターとアルミ板の積層によるフィン構造 ヒーター通電無し条件の除湿量はハニカム相当
寸法／重量	200×150×300、約 15kg
吸着材	AQSOA-Z05
フィンサイズ	フィンサイズ：75×200×0.8t×4段 フィン積層枚数：60枚
塗布量	塗布厚み：0.1mm、塗布量：726g/片系
ヒーター容量	100v100w ストレートヒーター1流路12本 0～1,200W ヒータースキン温度にてヒーター出力制御
処理風量	40CMH
切替時間	1～30min
面風速	0.37m/sec
圧力損失	計算値：18.5Pa、実測値：20 Pa～31.4Pa
再生効率	計算値：50%以上

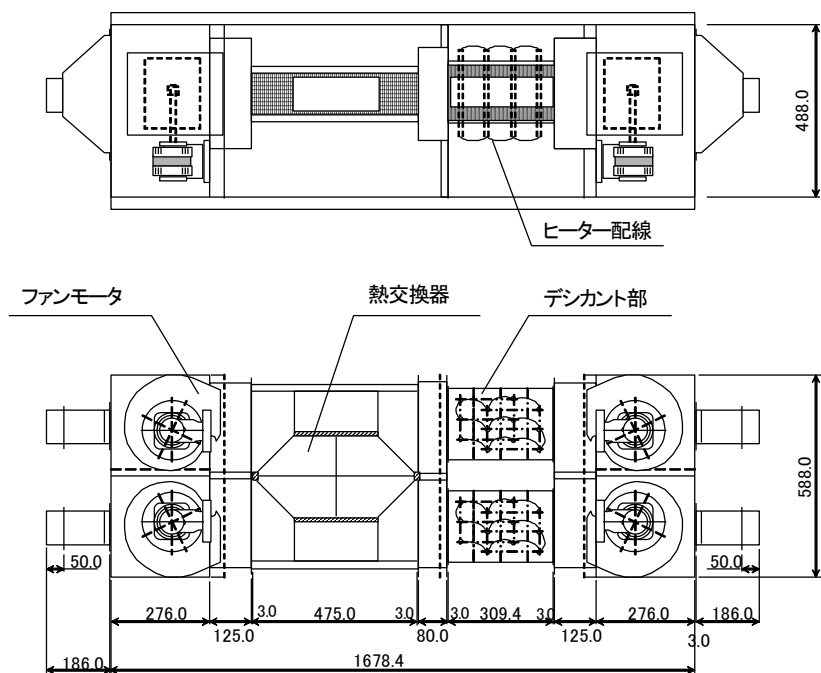


図-2 試作機の概要図

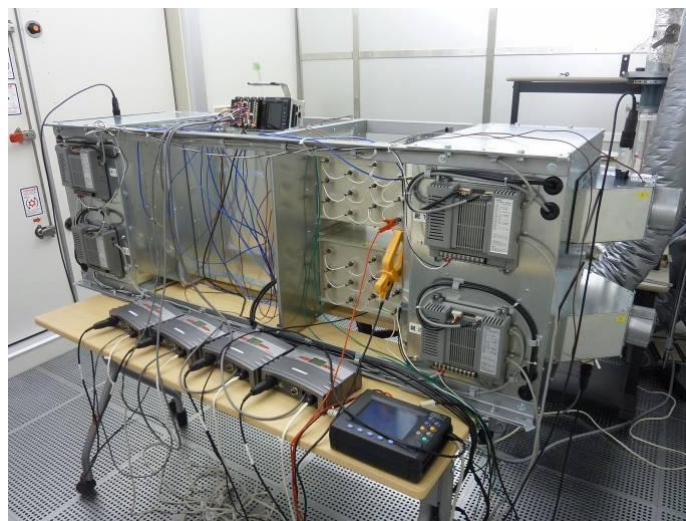


図-3 試作機の外観

1-4 性能確認

これまでに試作機による温風再生方式の再生効率の確認を実施している。通常、用いられているハニカム形状のデシカント材を用いて、運転条件を変更して再生効率を確認したところ最高値は49%であった。また、マイクロ波加熱を用いた再生方式の評価結果の再生効率の最高値は27%であった。マイクロ波加熱では、マイクロ波を発生するマグネトロンの効率で60%程度が現行の技術レベルでは最高値であり、マイクロ波加熱のシステム全体の効率としては期待値に比較して小さな値となった。

今回、表-4に示した運転条件で直接加熱方式試作機の性能評価を行なった。その結果の一例を図-4に示す。切替時間 5min で、ヒーター出力を 300、600、900W においてヒーター通電時間を変更したときの再生効率を示している。その結果、流路の切替時間 5 分、ヒーター出力 600W、ヒーター通電時間 30 秒のとき再生効率が 62.6% となり、目標値の 50% を達成することができた。

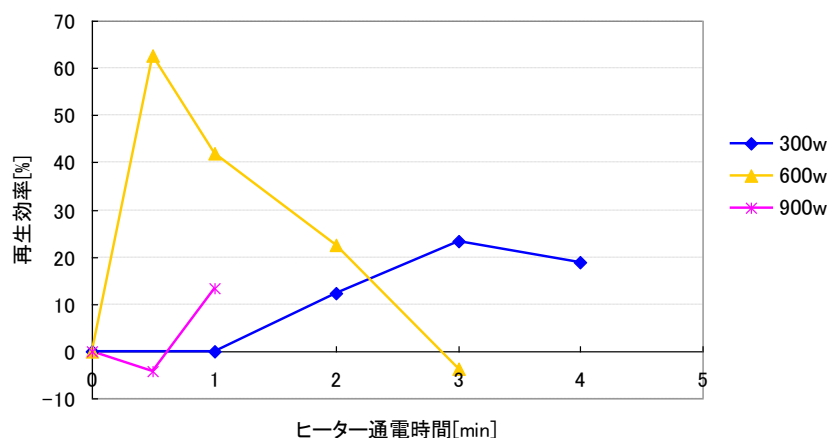


図-4 切替時間と再生効率の関係

2 研究開発項目④「コンパクト再生方式換気空調システムの開発」

本開発システムはバッチ切替式であり、一定のインターバルで除湿操作から再生操作、再生操作から除湿操作に切替が必要で、熱交換部およびデシカント部への室内空気と屋外空気の流路を切替が必要となる。これまで、モーターダンパーのタイマーによる開閉操作を行うことで流路切替を行うことを試みたが、多数のダンパーが必要になるため大スペースとなり、また駆動部の耐久性が懸念された。そこで、ファンを各系統に 2 台、流路方向を逆にして設置し、一方のファンを起動し、もう一方は停止することで流路を変更する手法を考案した。本手法を用いることで、複数個のダンパーを用いることなくシンプルな構成で流路切替が行えるようになった。

図-5に夏季の処理フローを示した。除湿工程では、ファン1を起動することで屋外から高温多湿の外気を取り入れ、デシカント部にて除湿を行う。吸着熱で昇温した空気は、向流式プレート型熱交換器にて冷却され、室内に吹出す。また、再生工程においてはファン3を起動することで、室内からの還気空気を向流式プレート熱交換器で昇温し、デシカント部の吸着材を再生する。吸着材は電気ヒーターとフィン表面に塗布されており、再生エネルギーが不足する場合、電気ヒーターを通電加熱し再生を行うフローとなっている。除湿から再生、再生から除湿に伴う流路切替は、ファン1及び3を起動から停止へ、ファン2及び4を停止から起動にすることで達成する。

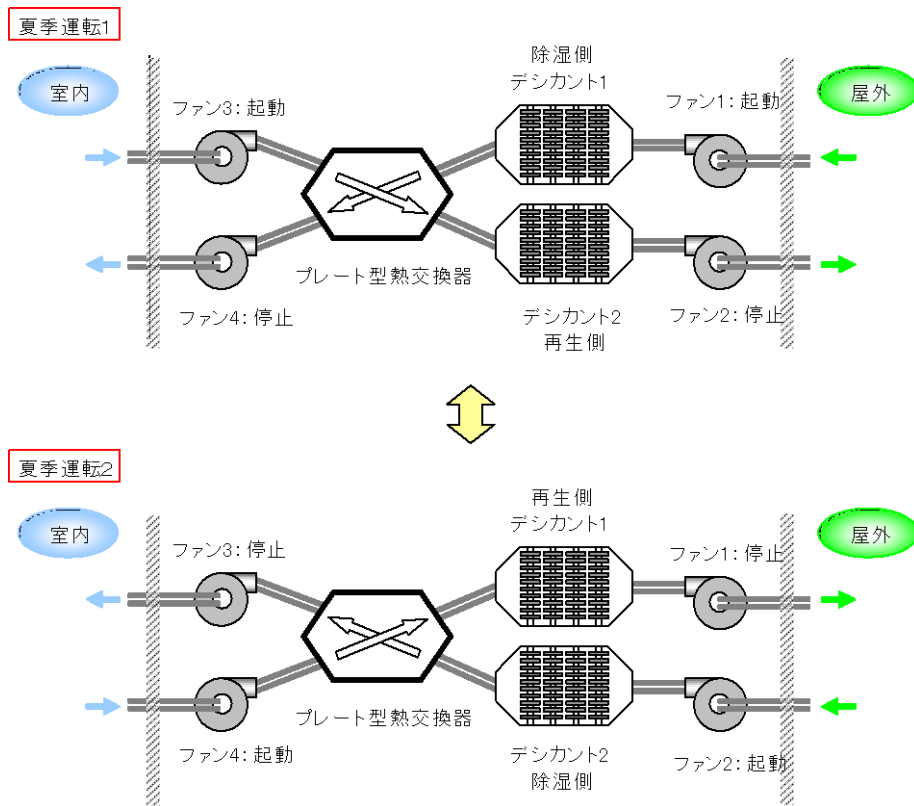


図-5 夏季処理フロー

図-6 に冬季の処理フローを示した。冬季においては、ファン1 を起動し、室内からの還気の水分をデシカント部で吸着し、ファン3 を起動し、外気で脱着して室内に供給することで加熱加湿操作を行うものである。

本流路切替方式で、複数個のモーターダンパーを設置する必要がなくなり、コンパクトな設置スペースとすることが出来た。

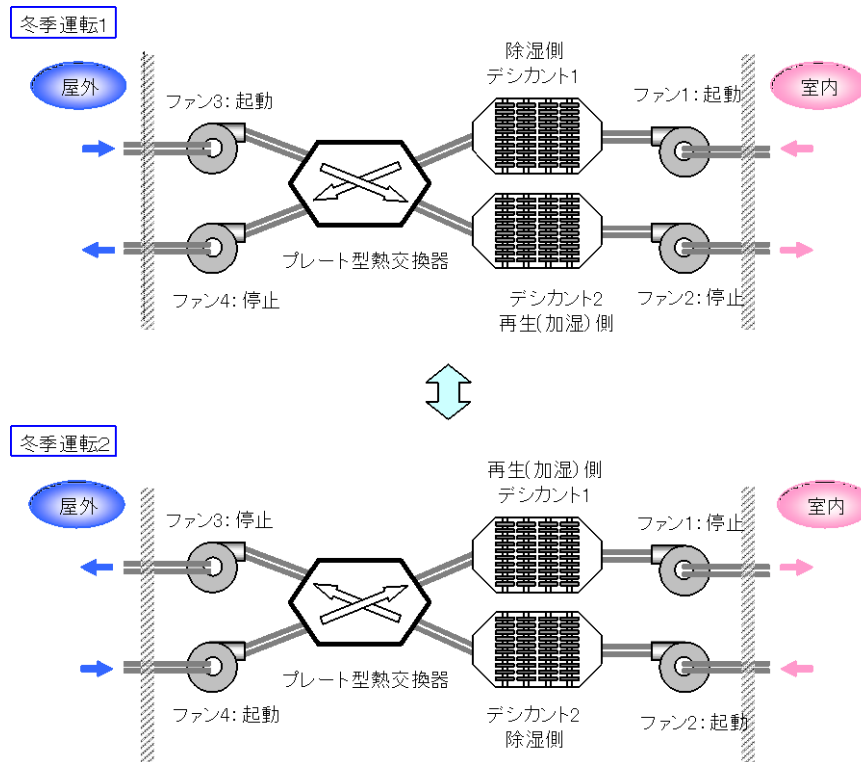


図-6 冬季処理フロー

<特許、論文、外部発表等の件数> (詳細内容は添付資料の論文特許リストを参照)

区分 年度	特許出願			論文		その他外部発表 (プレス発表等)
	国内	外国	PCT [※] 出願	査読付き	その他	
H20FY	2	0	0	0	4	0
H21FY	2	0	0	2	9	0
H22FY	0	0	0	0	1	0

(※Patent Cooperation Treaty :特許協力条約)

② 住宅用ノンフロン型省エネ調湿システムの開発【新晃工業株式会社】(助成)

<研究開発成果概要>

◎:大いに達成、○:達成、△:一部未達、×:未達

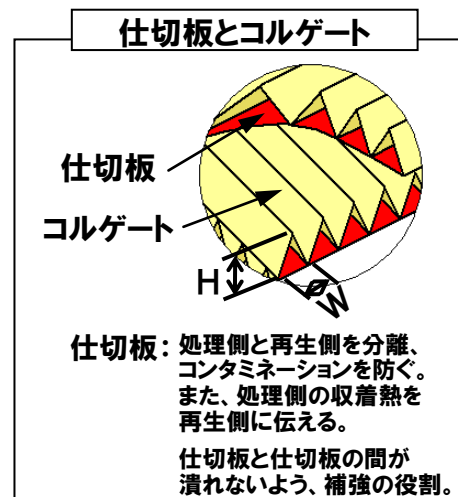
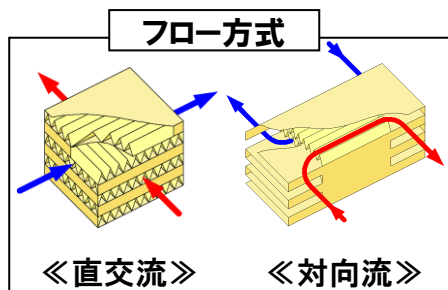
目 標	研究開発成果	達成度
テーマ: 住宅用ノンフロン型省エネ調湿システムの開発		
潜熱交換効率70%以上の静止型全熱交換器を開発すると共に、その全熱交換器を組み込んだ調湿システムを開発	潜熱交換効率70%を超える等温吸脱着方式全熱交換器を開発。開発した全熱交換器を組み込んだ調湿システムを開発	◎
(1) 等温吸脱着方式全熱交換器コアの開発		
コアの基本構造を設計	コアを設計・試作	◎
潜熱交換効率70%	実験において、潜熱交換効率:70%を確認	◎
コアの熱移動特性シミュレーションプログラムを作成	コアの熱移動特性を把握し、シミュレーションプログラムを作成。	◎
コアの対環境性を確認	一般環境において問題の無いことを確認	◎
(2) 等温吸脱着方式全熱交換器モジュールの開発		
等温吸脱着方式全熱交換器モジュールの開発	4種類のモジュールを設計・試作 最適なモジュールを1種決定	◎ ◎
(3) 住宅用省エネ調湿システムの開発		
市場調査	住宅換気に対する市場調査、従来品の仕様取纏め	◎
住宅用省エネ調湿システムの開発	調湿システム及び制御装置を設計・試作 各種性能試験を実施し、仕様を取纏め	○ ◎
(4) 住宅用省エネ調湿システム試作機による実用性評価		
調湿システムの評価	問題点の抽出やその解決策を検討	◎

【1】コア（等温吸脱着方式全熱交換器）の開発（目標達成度：100%）

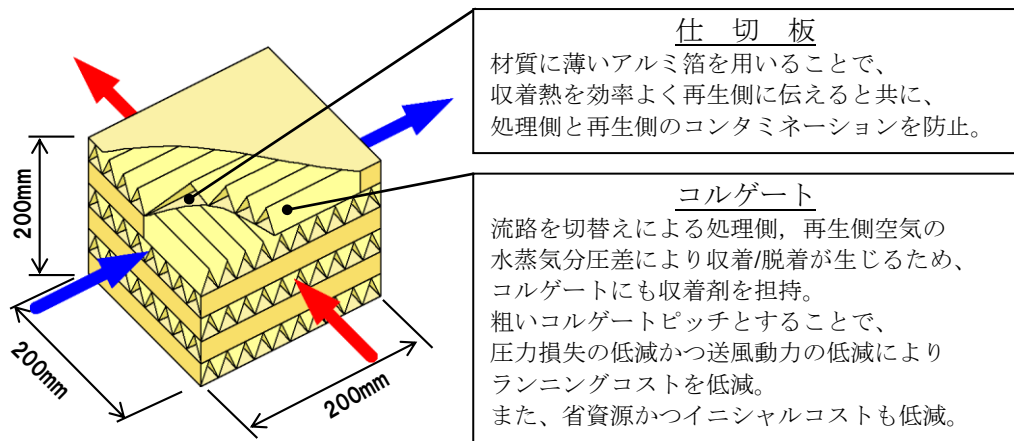
【1-1】コアの基本構造パラメータの評価

コアのコスト、生産性、性能（顕熱交換効率・潜熱交換効率・圧力損失）に影響を及ぼす6つの要素に対して、各パラメータを立てて検討・評価を行った。

要素	パラメータ	コスト	生産性	その他		
フロー方式	◎ 直交流	—	○	—		
	対向流	—	×	—		
収着材（乾燥剤）担持量	10 g/m ²	▲ 安	—	過去の試験結果では50 g/m ² が最も性能が良い。		
	30 g/m ²		—			
	◎ 50 g/m ²	▲ 高	—			
収着材担持箇所	仕切板のみ	○	—	性能	▲ 小	
	◎ 仕切板+コルゲート	△	—		▲ 大	
仕切板の仕様	◎ アルミ箔に収着剤担持紙を貼付	—	○	—		
	アルミに収着剤を直接担持	—	×	—		
コルゲートの仕様	◎ 収着剤担持紙	○	—	性能	実験の結果性能は同等	
	アルミ箔に収着剤担持紙を貼付	△	—			
コルゲートピッチ（H×W）	1.40mm × 2.40mm	▼ 高	—	性能	▼ 大	圧損
	1.85mm × 3.20mm		—			
	◎ 2.28 mm × 3.65mm	▼ 安	—			



検討・評価の結果、以下の通り最適なコアの基本構造を設計した。

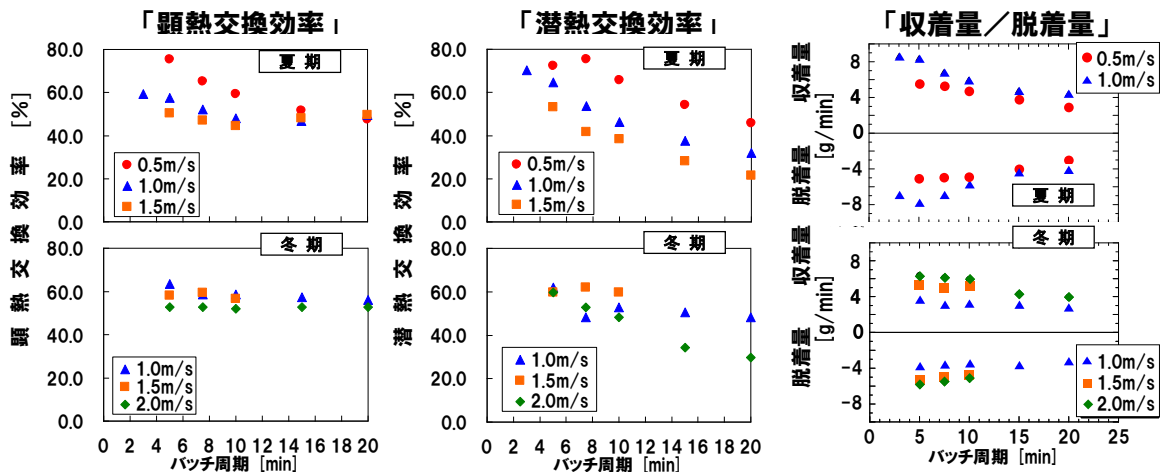


フロー方式	直交流
収着材担持量	50 g/m ²
収着材担持箇所	仕切板 および コルゲート
仕切板の仕様	アルミ箔+収着剤担持紙
コルゲートの仕様	収着剤担持紙
コルゲートピッチ	2.28mm×3.65mm

【1-2】コアの熱移動特性の解析

コアの熱移動特性の解析

空気条件、コア面風速、バッチ周期をパラメータとして熱移動特性実験を実施した。その結果、バッチ周期は短いほど顕熱/潜熱交換効率共に高く、収着量/脱着量も多いことが分かった。また、コア面風速については、遅いほど顕熱/潜熱交換効率共に高いが、単位時間当たりの収着量/脱着量は少ない。逆にコア面風速が速いほど顕熱/潜熱交換効率共に低い、収着量/脱着量は多いことが分かった。



顕熱交換効率・潜熱交換効率は以下の式より導出した。

$$\text{顕熱交換効率} : \eta_t = \frac{T_O - T_S}{T_O - T_R} \times 100$$

$$\text{潜熱交換効率} : \eta_s = \frac{X_O - X_S}{X_O - X_R} \times 100$$

ここで、

η_t : 顕熱交換効率 [%]

T_{Sin} : 処理側のコア入口温度 [°C]

T_{Sout} : 処理側のコア出口温度 [°C]

T_{Din} : 処理側のコア入口温度 [°C]

η_x : 潜熱交換効率 [%]

X_{Sin} : 処理側のコア入口絶対湿度 [g/kg(DA)]

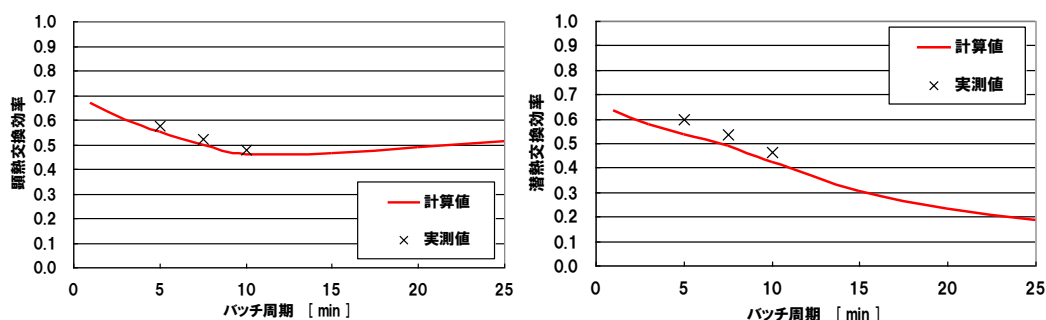
X_{Sout} : 処理側のコア出口絶対湿度 [g/kg(DA)]

X_{Din} : 処理側のコア入口絶対湿度 [g/kg(DA)]

コアの熱移動特性シミュレーションプログラムの作成・検証

空気条件・コア面風速・バッチ周期をパラメータとして熱移動特性実験を実施した。実験結果より対向流2次元数値解析モデルを基に直交流3次元数値解析モデルを構築し、シミュレーションプログラムを作成した。

夏期空気条件、コア面風速 1m/s の条件で、実測値とシミュレーション結果（計算値）を比較した結果、計算値は実測値に対して±5%以内に納まっていることが検証できた。



【1-3】コアの耐環試験

コアの使用環境を限定するために、コアおよびコアの素地を想定される使用環境に曝してハード面での劣化や熱移動特性の変化を確認した。その結果、想定される使用環境（一般空気条件での連続運転，結露⇔乾燥反復，凍結⇔融解反復，VOC 暴露）において、ハード面での劣化や熱移動特性の低下は見られず、一般住宅での使用が可能であることが確認できた。

試 験 品

- (1) コア
- (2) 素地（構造は仕切板と同様）
- (3) タイル貼付け素地（レーザー顕微鏡で観察を行い易いように、素地をタイルに貼付けたもの）



コア



素地



タイル貼付け素地

試験項目

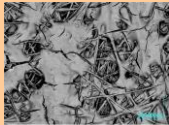
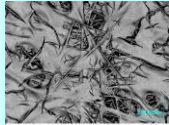
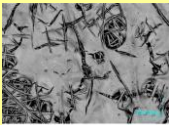
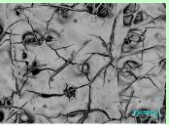
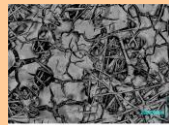
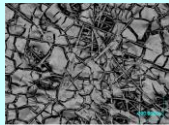
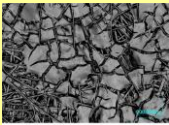
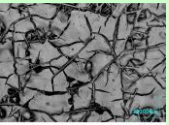
- (1) 連続運転試験 : 試験品に周囲空気を連続で流下・バッチさせる。
- (2) 結露試験 : 試験品に多湿な空気と低湿な空気を反復して流下・バッチさせることにより、結露と乾燥の状態を繰り返し与える。
- (3) 凍結試験 : 試験品を恒温恒湿機に入れて凍結と解凍の状態を反復させる。
- (4) VOC 暴露試験 : アンモニア雰囲気中に試験品を連続で暴露させる。

検査項目

- (1) 熱移動特性検査 : コアの顕熱交換効率・潜熱交換効率の変化を確認。
※試験条件：夏期空気条件，コア面風速 2.0m/s，バッチ周期 5min
- (2) 外観検査 : コア，素地の破損等異常を確認。
- (3) 顕微鏡検査 : タイル貼付け素地においてバインダ*の剥離等変化を確認。
※収着剤が含まれる接着剤のこと。このバインダを繊維等に保持させる。

結果

- (1) 熱移動特性試験 : 顕熱交換効率・潜熱交換効率共に変化はほとんど見られなかった。
- (2) 外観検査 : 異常と思われるほどの寸法・色合いの変化は無く、破損等の大きな異常も見られなかった。
- (3) 顕微鏡検査 : バインダ*のひびは増加しているが、大きな剥離などの異常は見られなかった。
※収着剤が含まれる接着剤のこと。このバインダを繊維等に保持させる。

試験項目			連続運転試験		結露試験		凍結試験		VOC試験	
試験時間/回数			初回	150日	初回	150回	初回	190回	初回	93日
熱移動特性	顕熱交換効率	処側	53.7%	49.8%	52.4%	49.5%	55.3%	53.9%	54.6%	50.9%
		再生	51.9%	48.9%	53.9%	50.0%	51.8%	49.9%	52.0%	48.5%
	潜熱交換効率	処側	41.6%	38.7%	41.0%	41.3%	41.1%	42.2%	40.8%	40.1%
		再生	41.8%	37.0%	41.1%	42.7%	41.2%	39.3%	40.1%	37.3%
外観検査	寸法 [mm]	コア	縦	200	200	200	200	200	200	200
			横	200	200	200	200	200	200	200
			高さ	203	203	203	203	203	203	203
		素地	縦	100	100	100	100	100	100	100
			横	100	100.4	100	101	101	101	100
			厚さ	0.26	0.28	0.26	0.27	0.26	0.27	0.25
	色合い	コア	白	薄い灰	白	白	白	白		
		素地	白	白	白	白	白			
	その他変化	コア	無し	無し	無し	無し	無し	無し		
		素地	無し	無し	無し	無し	無し	無し		
顕微鏡検査										
			試験開始前	試験開始前	試験開始前	試験開始前				
										
			150日	150回	190回	150回				

【2】 モジュール（流路切替え装置）の開発 （目標達成度：100%）

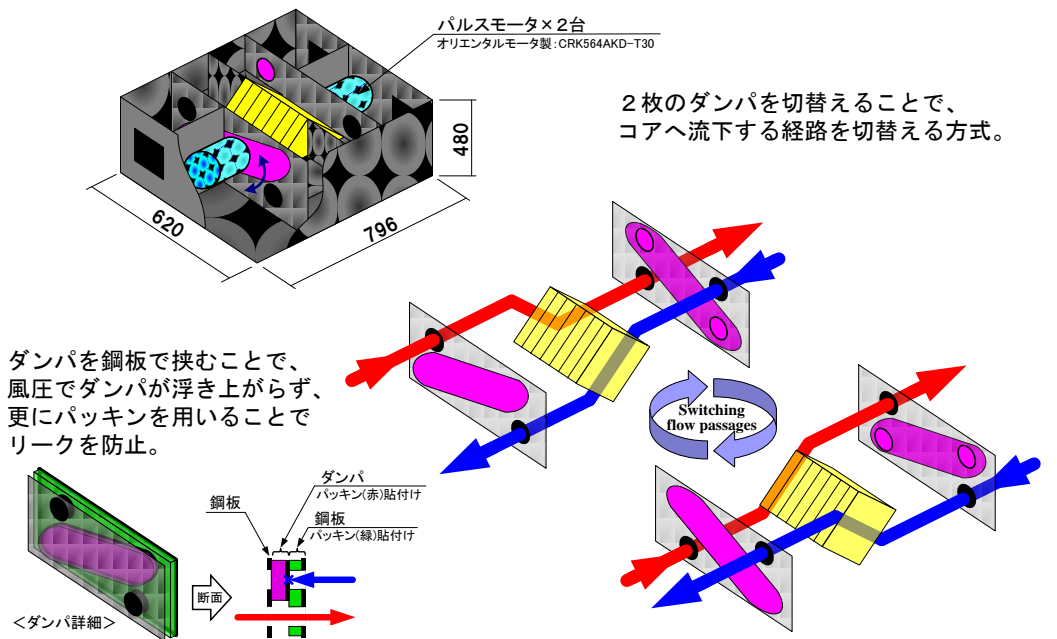
【2-1】 モジュールの開発

等温吸脱着方式では定期的に等温吸脱着方式全熱交換器に流下する処理側（吸着側）と再生側（脱着側）の流路を切替える必要がある。そのためモジュール（流路切替え装置）が必須となる。

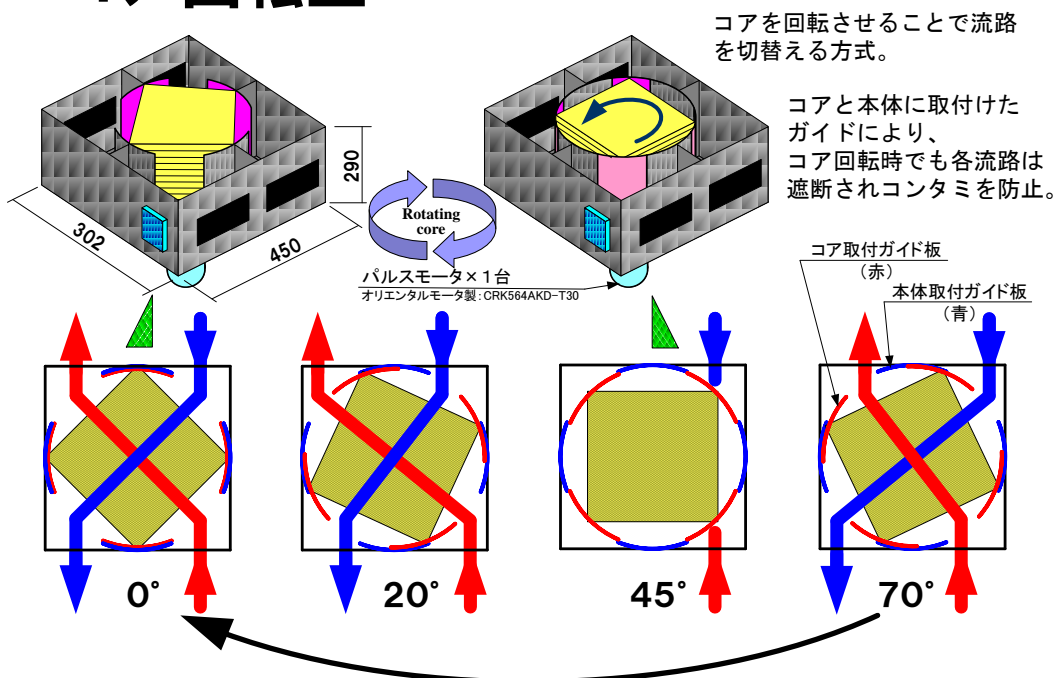
モジュールの設計・試作

以下の4タイプのモジュールを考案し設計・試作を行った。

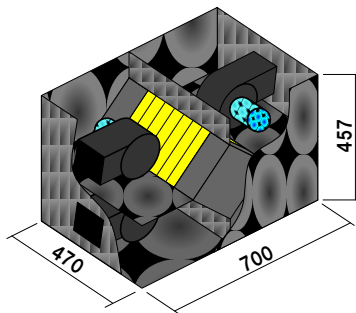
ダンパ切替型



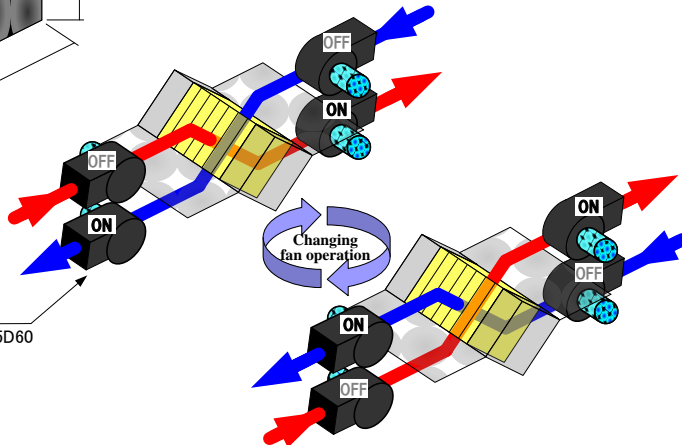
コア回転型



ファン切替型 1

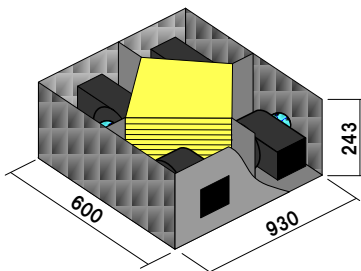


ファンモーター×4台
新晃製シロッコファ: 145D60

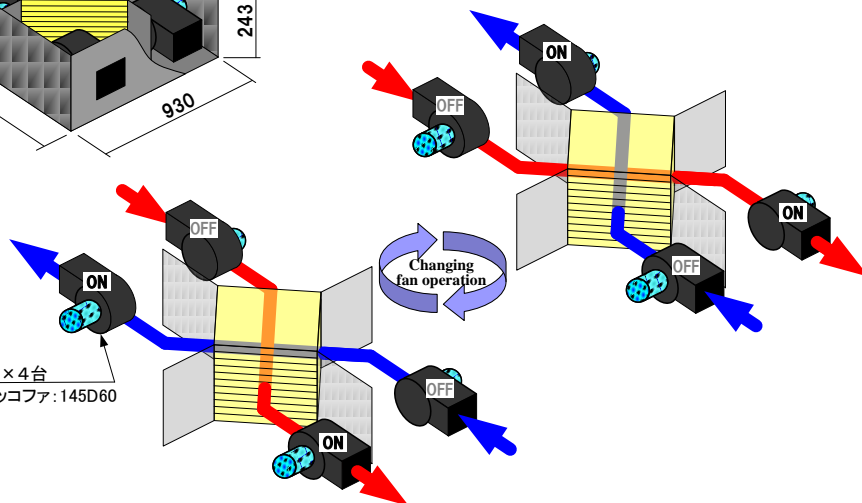


ファンモーター4台の運転・停止を切替えることで、空気が流下する方向を反転させる方式。
ファンモータを上下1列2段とすることで、高さは増すが、ワイド方向を抑えた設計。

ファン切替型 2



ファンモーター×4台
新晃製シロッコファ: 145D60



ファンモーター4台の運転・停止を切替えることで、空気が流下する方向を反転させる方式。
ファンモータ4台を平面に設置することで、ワイド方向は増すが、高さを抑えた設計。

モジュールの比較・評価

		ダンパ切替型	コア回転型	ファン切替型1	ファン切替型2
量産 コスト (1000台/ 年)	本体 ^{※1}	¥71,600	¥74,300	¥75,700	¥77,200
	制御盤 ^{※2}	¥431,250	¥331,250	¥162,500	¥162,500
	コア	¥24,000	¥24,000	¥24,000	¥24,000
	合計	¥526,850	¥429,550	¥262,200	¥263,700
外形 寸法 ^{※3} [mm]	幅	796	450	700	930
	奥行き	620	302	470	600
	高さ	480	290	457	243
容積 [m ³]		0.237	0.039	0.150	0.136
質量 [kg]		39.32	15.00	35.74	35.66

※1 ファン切替型1, ファン切替型2はファンモータも含む。

※2 ダンパ切替型, コア回転型はパルスモータも含む

※3 ダクトホッパーによる突出やコア回転型のモータ突出は含まない。

各モジュールを比較・評価した結果、以下の理由によりファン切替型1に決定した。

(1) 構成部材に高価なものが無いため、コストが安価である。

また、流路を切替る（反転させる）ためのファン自体が送風の役目も果しており、調湿システムにおいて別途ファンを設ける必要が無く、更にコストを抑えられる。

(2) 可動部が無くシンプルな構造であり、試運転において問題が見られなかった。

また、コア周囲に可動部が無いため、リークの原因となる隙間が極力押さえられている。JIS B 8628：全熱交換器では、風量が250m³/h未満の小型全熱交換器において、有効換気量は定格風量の85%以上と規定されている。本件の調湿システムでは入口-出口静圧差は大きくても200Pa程度と思われるが、この時の有効換気量は145.8 m³/hと定格風量の97.2%であり規定を満足していることを実験にて確認した。

【3】 住宅用調湿システムの開発（目標達成度：100%）

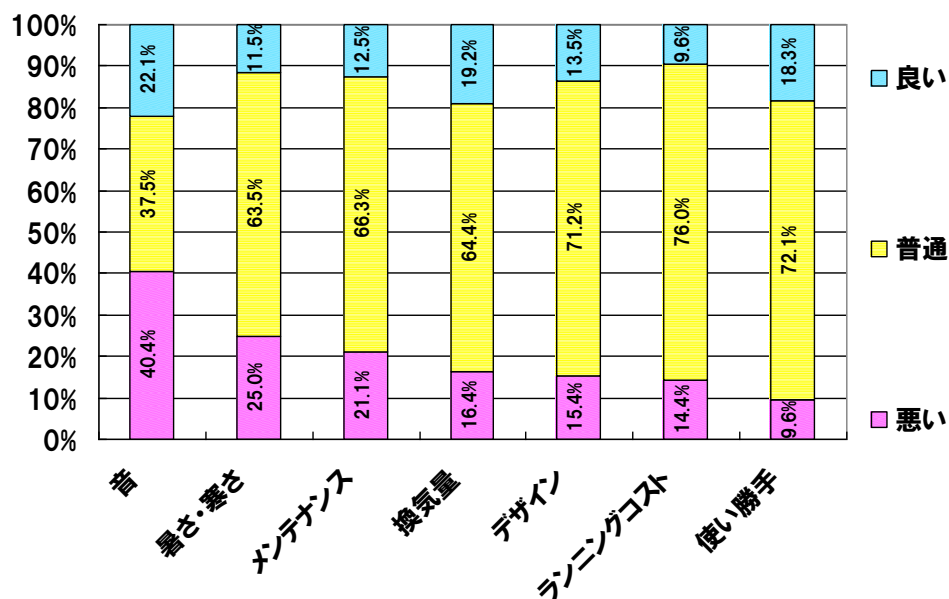
【3-1】 従来品の研究

住宅用ノンフロン型省エネ調湿システム（以後、調湿システム）の仕様や設計方針を決定するため、市場の規模や動向に関する調査、競合他社の従来品に関する調査を行った。

換気システムに対するアンケート

2003年7月建築基準法の改正以後に住宅を購入したユーザーに対して行った換気システムのアンケートの結果※、音や暑さ寒さといった温熱環境の不満、メンテナンスに対する評価が低い。特に音は「悪い」との回答が40%に達している。これは24時間運転のため就寝時など周囲が静穏な中でファンモータの回転音や風切音が耳につくためと思われる。

※ 出典：矢野経済研究所 住宅用換気システム市場の展望と戦略 2005



従来品の比較

全熱交換器組み込み住宅用換気システムを取り扱う代表メーカー5社の製品仕様を以下にまとめる。

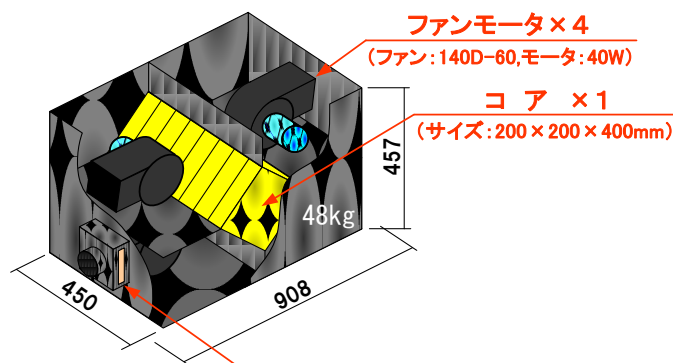
全熱交換器組み込み住宅用換気システム 取り扱い代表5社			A 電機大手	B 空調大手	C 機械大手	D 電機大手	E 業務空調関連
風量	[m ³ /h]		100/100	210/220	139/141	160/180	120/135
機外静圧	[Pa]		39.2/39.2	0/0	27/33	80/100	126/156
騒音	[dB(A)]		26/26	32/33	34/35	33/34	30/32
消費電力	[W]		56/66	85/104	51/59	70/93	72/99
電源			1φ100V	1φ100V	1φ100V	1φ100V	1φ100V
熱交換 効率 [%]	エンタルピー	冷房時	50/50	45/44	28/27	45/44	37/36
		暖房時	55/55	51/50	50/49	59.5/57	55/54
	顕熱		67/67	67/66	56/56	62.5/62	63/62
	潜熱	冷房時	44.9/44.9	38.4/37.4	19.7/18.4	39.7/38.6	29.2/28.2
暖房時		38.6/38.6	29.1/28.1	41.9/39.6	55.6/50.3	44.2/43.2	
寸法 [mm]	縦		570	600	520	533	390
	横		570	688	695	780	810
	高さ		242	237	222	237	302
質量	[kg]		17	20	14	21	13
価格	[円]		86,000	115,600	72,000	156,000	164,000

※ 潜熱交換効率は、JIS B 8628（全熱交換器）の熱交換効率測定 of 空気条件で、メーカー開示のエンタルピーと顕熱交換効率より算出。

風 量	: 各社 100 m ³ /h から 220 m ³ /h の間で設定されており、 1フロアを1台で賄うことを想定していると思われる。
騒 音	: 各社 35dB(A)以下であり、騒音に配慮している様子が伺える。
電 源	: 各社一般住宅で入手が容易な単相 100V を採用している。
エンタルピー交換効率	: 5社平均: 40.6 % (冷房時), 53.6 % (暖房時)
顕熱交換効率	: 5社平均: 62.9 %
潜熱交換効率	: 5社平均: 33.9 % (冷房時), 39.9 % (暖房時)
寸 法	: 各社天井裏への設置を考慮して高さは 300mm 程度。
質 量	: 各社一人でも運搬可能な程度に質量が抑えられている。
価 格	: 住宅換気分野で代表とされる A 社は 10 万円を切っており、 これに近づけることがポイントである。

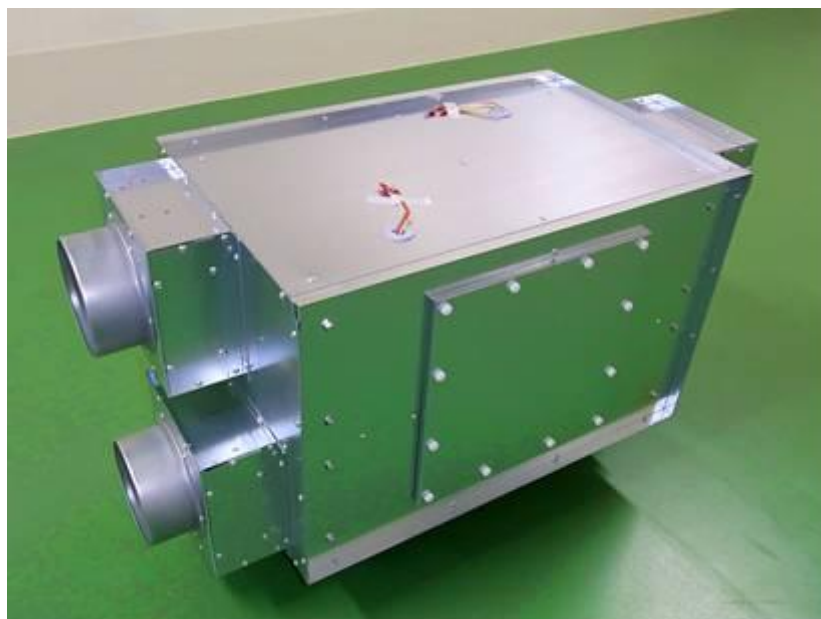
【3-2】調湿システムの開発

開発したモジュールを基に下図のような住宅用調湿システムを設計・試作した。
また、開発したシミュレーションプログラムを基にコア面風速・バッチ周期などの最適
な制御方法を検討した。また、各種性能試験を行い仕様を取り纏めた。



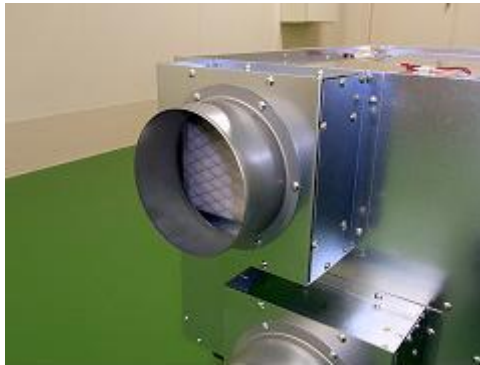
『仕様』

	(50Hz/60Hz)
風 量 [m ³ /h]	120/150
静 圧 [Pa]	16/20
消費電力 [W]	112/151
顕熱交換効率 [%]	60
水分交換効率 [%]	60
エンタルピー交換効率 [%]	60
騒 音 [dB (A)]	32
電 源	1φ100V 50Hz/60Hz
設置場所	屋根裏やクローゼット 2×4住宅の根太(柱)の間

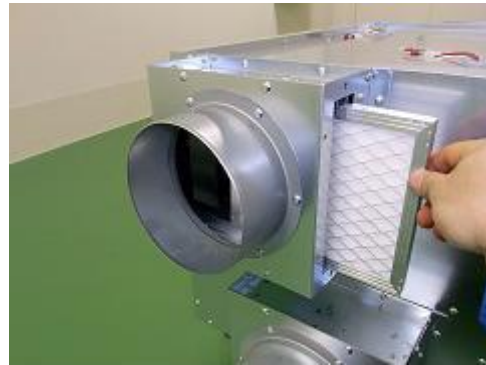


システム本体

システム本体のダクト接続部にはそれぞれフィルタボックスが設けられており、点検蓋を取り外すことでフィルタの引き抜きが可能である。

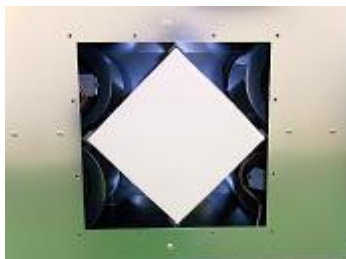


フィルタボックス

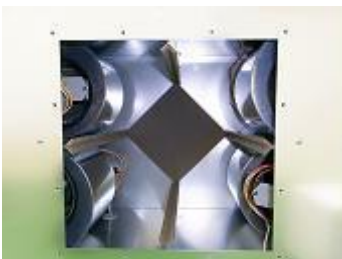


フィルタ取外し

システム本体側面にある点検蓋を開けるとコアが蔵部されている。コアは4本のレールで保持されており、レールにある蝶ナットを緩めることでコアへの締め付けが緩まり、コアの引き抜きが可能となる。また、レールにはパッキンが取り付けられておりコア角部からのリークを防止する。



コア内蔵部



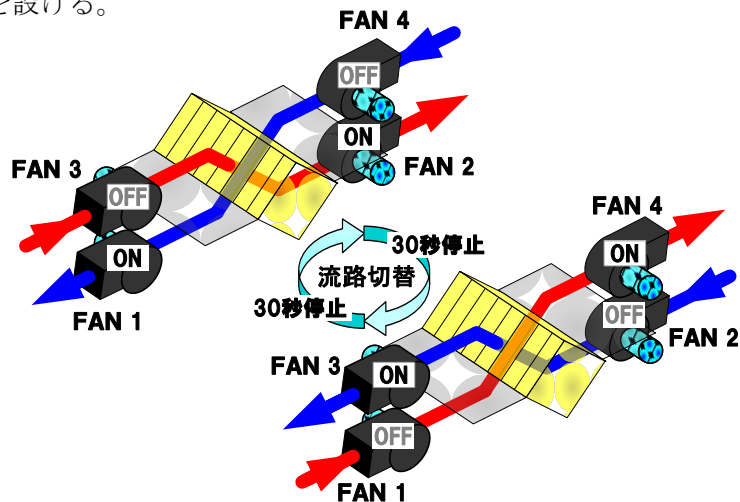
コア収納部と保持レール

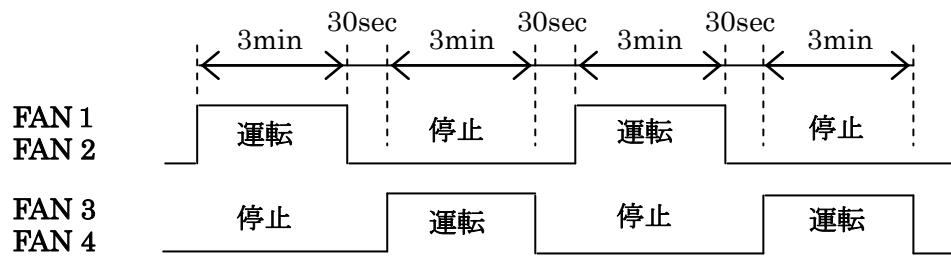


レール拡大

【システムの制御設計】

流路切替は下図のように、4つのファンを交互に運転/停止させることで流路を切替え（反転）させる。停止しているファンは吐出とは逆向きの流れを受けて逆回転している。この状態でファンを運転させると逆回転のまま運転する恐れがあるため、流路を切替える際には、逆回転しているファンが停止するまで全てのファンを停止させる。この時間はおよそ20数秒であるため、流路を切替える際には30秒間全てのファンを停止させる時間を設ける。





ファン動作チャート



制御盤



回路構成

【4】 住宅用省エネ調湿システム試作機による実用性評価 （目標達成度：100%）

【4-1】 評議会の開催

評議会を開催し開発した「住宅用省エネ調湿システム」のレビューを行い、問題点の抽出やその解決策を検討した。以下に代表的な問題点と解決策を記す。

① 問題点：質量が重い（47.3kg/台）

ファンモータ×4台で質量が高み重く、運搬・設置が困難となる。

解決策：ファン部とコア部を分割することで質量が分散される。
また、各部をユニット化し最適設計をすることでコンパクト化も図れる。

② 問題点：危険な部位がある

コーナー部や側板曲げ加工端面が鋭利であり危険である。

解決策：危険部位の洗い出しと安全な構造を検討する。

③ 問題点：メンテナンス性に難がある

コア点検蓋の固定に12本のローレットビスを、フィルタ点検蓋に固定の6本のビスを用いており、メンテナンス時にこれらの開閉に手間がかかる。

解決策：他社製品を参考にして、メンテナンス性の良い構造を検討する。

<特許、論文、外部発表等の件数>（詳細内容は添付資料の論文特許リストを参照）

区分 年度	特許出願			論文		その他外部発表 (プレス発表等)
	国内	外国	PCT※出願	査読付き	その他	
H21FY	0	0	0	0	1	0

(※Patent Cooperation Treaty：特許協力条約)

③ 低GWP冷媒を使用した省エネ空調機の研究【ダイキン工業株式会社】(助成)

<研究開発成果概要>

◎:大いに達成、○:達成、△:一部未達、×:未達

目 標	研究開発成果	達成度
テーマ: 低GWP冷媒を使用した省エネ空調機の研究		
安全・安心・快適な環境を提供する機器あるいはシステム、かつ実用運転モードで現状市販製品・システム比+0%以上の省エネ性向上を実現するため、現行R410Aを使用している空調機を用いたドロップイン性能試験による低GWP冷媒の冷媒性能評価を行い、製品使用期間中の電気消費量と製品廃棄時の冷媒大気放出量から製品寿命期間中の換算 CO2 排出量である製品寿命気候負荷(LCCP)等を算出し、候補冷媒の評価を行うことを目標とする	候補冷媒それぞれの製品化にあたっての課題が明確化された。現時点では単一の候補に絞り込むことはできないが、今後の法規制等の動向変化により方向性が決定された際には、本プロジェクトの成果を利用して素早く製品化に取り組むことが可能となる。	◎
1.低 GWP 冷媒評価の研究		
低GWP冷媒冷媒のLCCPを算出して低GWP候補冷媒の定置式直膨型空調機への適用可能性の評価を行う	性能面からは最有力候補冷媒としてR32(同85.0%)を、次点としてHFO-1234yf/R32(50/50wt%、同89.1%)を選定	◎
2.冷凍機油適合性の評価、冷凍サイクル材料適合性評価		
オートクレーブ試験による低GWP冷媒の熱安定性および低GWP冷媒に対する現在空調機に使用している冷凍機油との適合性と冷凍サイクルで使用している材料への攻撃性を評価する	安定性の高い候補油を選定し電気絶縁性・相溶性・潤滑性に問題のないことを確認、樹脂材料の一部に課題が判明したものの商品開発のステージで代替品開発が可能	○
3.微燃性低 GWP 冷媒の実使用時の燃焼性評価		
微燃性冷媒の実用時の燃焼性評価を行い低GWP候補冷媒の定置式直膨型空調機への適用可能性の評価を行う	燃焼条件下でも着火時の延焼の可能性が低いことを確認、また実機からの漏洩では着火しないことを確認	◎

候補冷媒である HFO-1234yf についてドロップイン試験を行った結果、冷房定格条件ではシステム中の圧力損失により必要な能力を得ることができなかった。このため、高圧冷媒である R32 を混合し、混合比を 10wt% から 100wt% まで変化させて性能評価をおこなった。また、圧力損失の低減効果を見るため、R32 混合比 20wt% から 50wt% までについては圧力損失の起こっている室内室外連絡配管のガス管と閉鎖弁のサイズを 1 クラス大きくした低圧損機についても評価をおこなった。

図に示す通り、R32 混合比 20wt% 以下では HFO-1234yf 単体と同様に冷房定格条件で所定の能力を得ることができなかった。これより R32 混合比を増やすことにより全運転条件で COP が向上する傾向がある。ただし、R410A と同等と言えるのは R32 混合比 80wt% 以上となる。低圧損機については、特に圧力損失の影響の大きい冷房定格条件および冷房中間条件で COP の改善効果は大きい、R410A 同等効率を達成するには至らなかった。

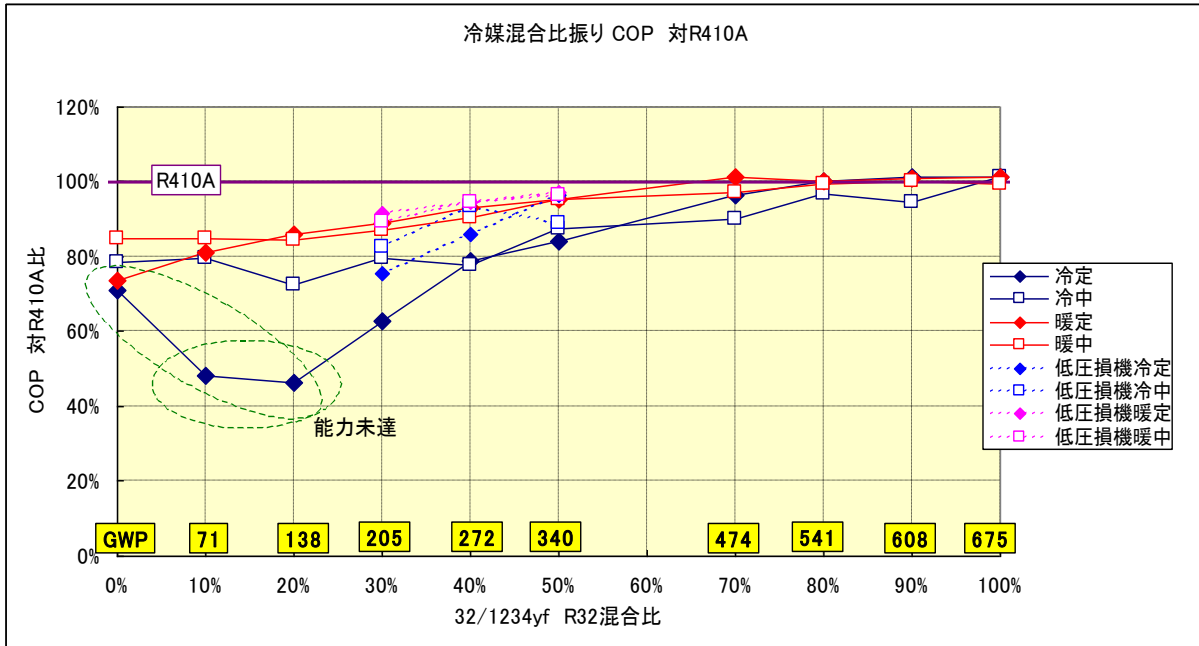


図 混合比による COP 傾向(対 R410A)

HFO-1234yf で R410A 同等効率を達成するには、圧縮機容積の増加（ベース試験機比 3 倍）、圧力損失対策の機内配管の太径化、熱交換器の大型化が必要となる。この対策をおこなった場合、図に示す通り室外機でサイズが現行機（図の右）に対し容積 30% アップ（図の左）と非常に大きくなり、設置性やコスト競争力を大きく損なうこととなる。

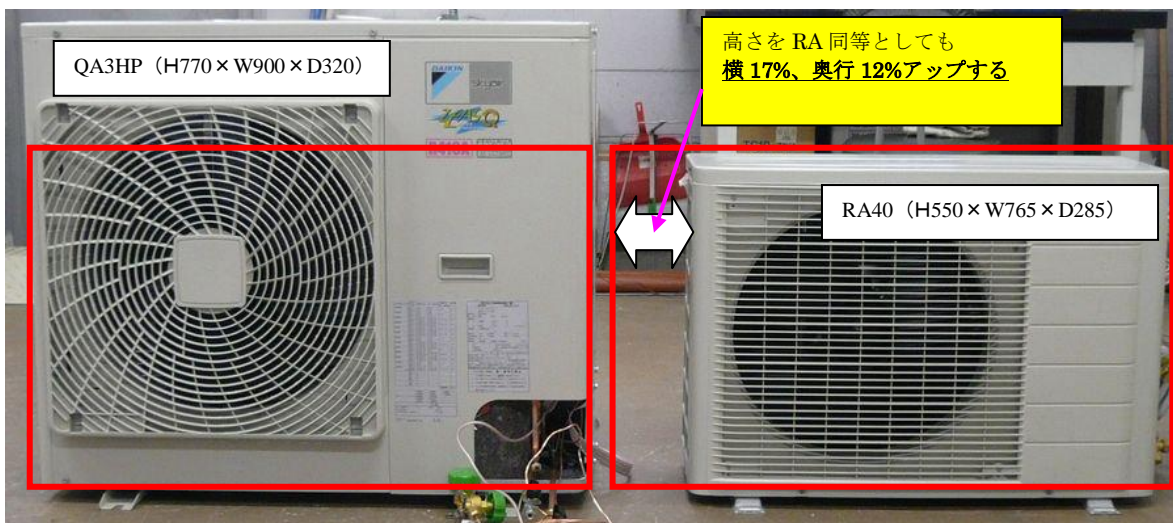


図 室外機大きさ比較

これまでの評価結果から、年間を通しての効率である期間効率(APF)の評価結果を図に示す。ここで、APFの算出は日本冷凍空調工業会の規格 JRA4046-2004²⁾による。HFO-1234yf 単体については、前述の通り冷房定格能力が不足するため、APFを計算できない。R32 単体では R410A とほぼ同等、HFO-1234yf/R32 の 50/50wt%混合冷媒では R410A 比で 91.7%と若干劣る結果となった。いずれもドロップイン試験の結果であり、今後の開発で冷媒特性に合わせたシステム最適化をおこなうことで、効率向上の可能性はある。

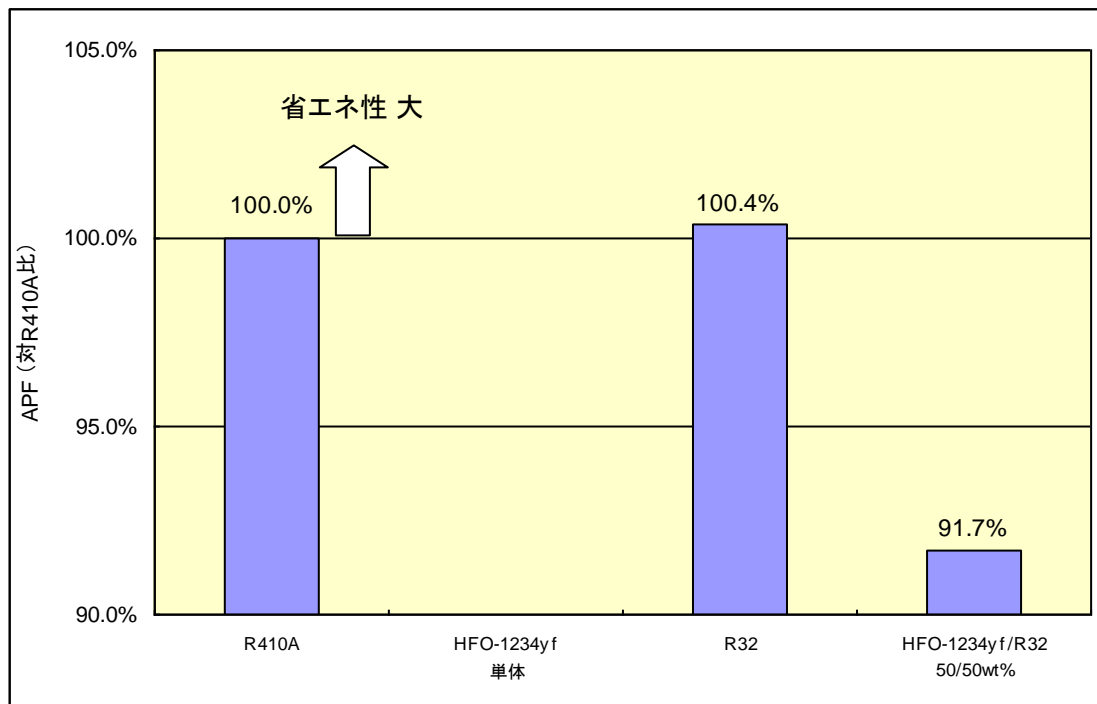


図 候補冷媒の APF (対 R410A 比)

APFの結果を受け、CO₂の排出量を比較する指標となる LCCP(Life Cycle Climate Performance)の計算をおこなった。これは空調機の運転およびに伴うエネルギー起因の温暖化効果である間接効果と、冷媒の製造・廃棄に伴うエネルギー消費と回収されず直接大気に放出される冷媒に起因する温暖化効果である直接効果を合算するもので、空調機 1 台の運転及び使用冷媒の製造から廃棄までに大気放出される温暖化ガスを CO₂相当排出量で示す。計算にあたって、機器内の冷媒量 1200g・冷媒放出率 63.5%・製品寿命 12 年・電力使用時の CO₂排出原単位 0.423 CO₂-kg/kWh とした。また、冷媒製造時の温暖化効果については、R410A は 23 CO₂-kg/kg、R32 は 12 CO₂-kg/kg とし、その他冷媒は R410A 同等として 23 CO₂-kg/kg を使用した。結果を図に示す。ここでも HFO-1234yf 単体は評価できないが、R32 では 85%まで、HFO-1234yf/R32 の 50/50wt%混合冷媒でも 89%まで、それぞれ環境負荷を低減できる結果となった。50/50wt%混合冷媒は GWP が低く直接影響が小さいため、システム効率の改善でさらに環境負荷を低減できる可能性がある。

なお、APF の評価にあたっては、計算に使用する年間の空調機運転時間が長すぎるとの疑問が投げかけられており、有識者による見直しがおこなわれている。仮に運転時間を短く評価するとなった場合、間接影響の寄与度が減る。これにより GWP の低い (=直接影響の低い) 冷媒の方が環境負荷が低いという評価となる。また、GWP の数値そのもので規制をかける動きもあり、本評価はこれらの規制や法整備の動向により大きく影響を受ける。このため、今後とも状況の変化を注視しつつ冷媒の選択をおこなうことが必須である。

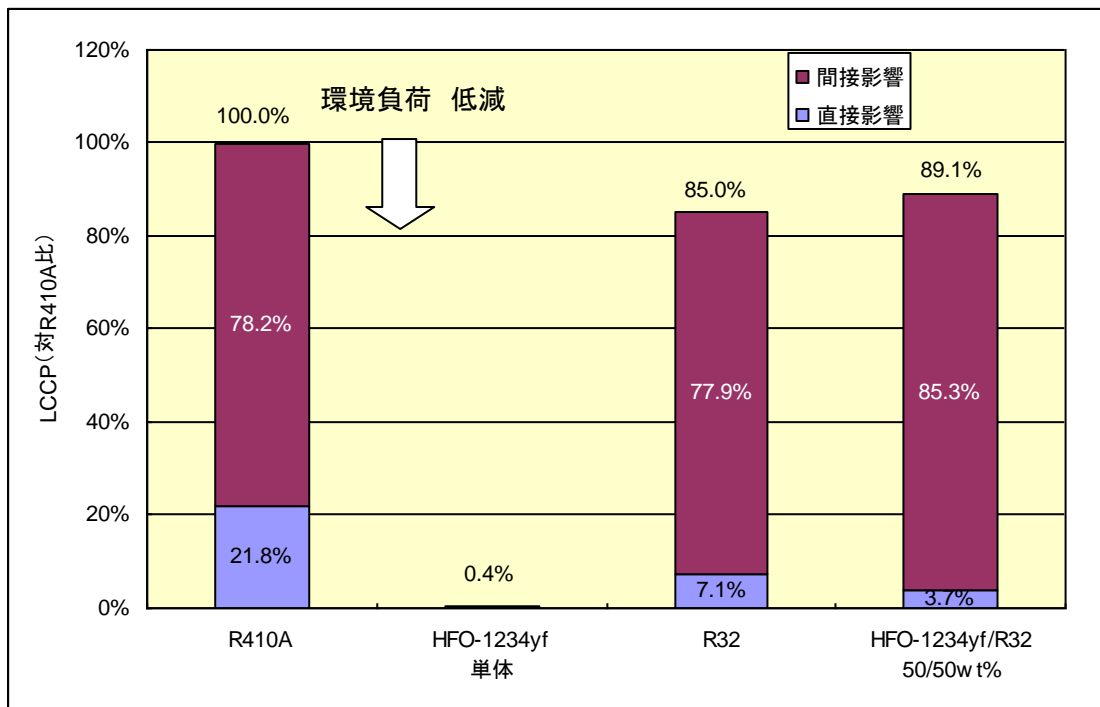


図 候補冷媒の LCCP (対 R410A 比)

以上、住宅分野向け定置式直膨型空調機で現在の主力である R410A 冷媒を使用したものを代替する冷媒として、いくつかの候補を評価した結果、以下の知見を得た。

- ・ エアコンサイクル性能評価としてドロップインおよび圧縮機・熱交換器に改造を加えた性能評価をおこなった。HFO-1234yf 単体は性能が不十分である上に冷房定格能力が確保できず、代替候補と考えるのは非常に困難である。これに対し、R32 は性能面では R410A 代替候補と考えられる。HFO-1234yf/R32 の 50/50wt% 混合冷媒は熱交パス変更等の小改造では R410A や R32 には届かない結果となった。R410A 同等性能を達成するにはさらなる要素開発が必要となる。
- ・ 以上の結果を受け、LCCP で各冷媒の評価をおこなったところ、R32 が R410A に対し環境負荷が 85% まで低減できることが判った。HFO-1234yf/R32 の 50/50wt% 混合冷媒は 89% と、R32 には若干劣るものの、GWP は 340 と比較的 low、要素開発により性能改善も見込めることから、依然候補として評価を継続する余地があると考え。今後、計算の基準となる運転時間の見直しや規制によりこの評価は大きく左右される可能性があり、これらの動向を注視しつつ冷媒の選択をおこなう必要がある。
- ・ 冷凍機油については、冷媒の安定性に課題があるため添加剤の評価をおこなった結果、安定性の高い候補油を選定した。ただし、空気混入時に全酸価の上昇が見られ、さらなる開発が必要である。なお、電気絶縁性・相溶性・潤滑性には問題のないことが判った。有機材料では O-リングに劣化が見られ、対策が必要と考えられる。
- ・ 微燃性冷媒の着火評価をおこなったところ、着火による延焼の危険は低いと考えられる。ただし、着火はせずとも HF の発生は確認されており、従来冷媒も含めた熱分解による分解生成物の安全性評価が必要と考えられる。

以上、低 GWP 候補冷媒について評価をおこなったが、決定的な候補を選定するには至らなかった。しかし、いくつかの候補については課題を明確化できたと考えており、引き続き規制動向を見守りつつ開発を進めたい。

<特許、論文、外部発表等の件数> (詳細内容は添付資料の論文特許リストを参照)

区分 年度	特許出願			論文		その他外部発表 (プレス発表等)
	国内	外国	PCT※出願	査読付き	その他	
H21FY	0	0	0	0	1	0
H22FY	0	0	0	1	0	0

(※Patent Cooperation Treaty :特許協力条約)

④ 低GWP冷媒を適用した省エネ空調機の研究【三菱電機株式会社】(助成)

<研究開発成果概要>

◎:大いに達成、○:達成、△:一部未達、×:未達

目 標	研究開発成果	達成度
テーマ: 低GWP冷媒を適用した省エネ空調機の研究		
低GWP冷媒系における性能、及びLCCP到達可能性の算出	低 GWP 冷媒単体、及び混合冷媒にて、R410A 用ルームエアコンヘッドロップインした場合の性能を実測した。性能改善検討を実施し、APF 及び LCCP の到達可能性を算出した。	◎
低GWP冷媒冷凍サイクル系の信頼性上の成立可否、及びその条件の見極め	低 GWP 冷媒の安定性、摺動性について検討し、安定性は悪化傾向、摺動性は改善傾向であることが判明した。摩耗防止剤を使用しない冷凍機油により、安定性が改善傾向であることがわかった。	
[1]低 GWP 冷媒の物性情報より空調機の性能と LCCP 予測		
①低 GWP 冷媒及び混合冷媒を用いた空調機の性能予測ツール開発。	冷媒物性、各種ドロップイン試験結果、熱交換器性能試験結果を用いて、低 GWP 冷媒の性能シミュレーションツールを構築した。また、これを活用することによって、[4]項の温度勾配対策の効果見積もりや、各種冷媒の LCCP 予測等を実施した。	◎
②低 GWP 冷媒及び混合冷媒を用いた空調機の LCCP 予測値算出。	各種冷媒のドロップイン性能、適正化時の到達性能について、空調機における LCCP 予測値を期間総負荷3水準にて算出し、低 GWP 冷媒による LCCP 改善効果を推定した。その結果、期間総負荷現行基準では、R32 冷媒が最もよく、期間総負荷現行の 1/4 では、HFO-1234yf 単体が最もよいという結果を得た。	◎
[2]圧縮機冷凍機油と候補冷媒の交互作用の評価		
①低 GWP 冷媒及び混合冷媒の安定性、摺動性の検証 (R410A 冷媒との比較)	低 GWP 冷媒単体及び混合冷媒と、従来の添加剤処方での冷凍機油について、安定性試験(オートクレーブ)、摺動試験(焼付き、摩耗)、圧縮機寿命試験、ユニット寿命試験を実施した。その結果、安定性は R410A に比べて大幅に悪化傾向であること、摺動性は R410A に比べて改善傾向であるという結果を得た。	◎
②低 GWP 冷媒使用時の信頼性改善の可能性検証。	低 GWP 冷媒における安定性悪化によるスラッジ発生の主要因が、冷媒分解物と冷凍機油中の摩耗防止剤の反応物であることを明らかにし、改善の方向性として、摩耗防止剤を廃止することで、スラッジ発生がかなり抑制されること、摩耗防止剤なしでも R410A 冷媒系と同等以上の焼付き荷重が確保できるという要素試験結果を得た。	○
[3]圧縮機性能詳細試験により、圧縮機適正化の課題と冷媒性能を明確化		
①低 GWP 冷媒用圧縮機の効率評価	低 GWP 冷媒対応に押しのけ量を適正化(増大)した圧縮機を試作し、その性能を確認した結果、R410A に比べて圧縮機効率は、95%程度に低下するという結果を得た。	◎
②性能分析、及び圧縮機適正化による到達性能検証	圧縮機性能を分析した結果、低圧冷媒化により押しのけ量を増大させる必要があるため、圧縮機を相対的に大型化しなければならず、機械損失比率、圧力損失が増大していることがわかった。これに対する圧縮機適正化として、機械損失対策として軸径の縮小、圧力損失対策としてガス流路の拡大を実施し、R410A に対して圧縮機効率 98% まで改善する結果を得た。	◎
[4]家庭用ルームエアコンの冷媒変更試験(ドロップイン試験)と性能分析		
①低 GWP 冷媒を R410A 冷媒用空調機に適用したときの性能(APF)調査	低 GWP 冷媒単体にてドロップイン試験を実施し、R410A に対して APF で 80%まで低下すること、また、圧力損失が大きいため、冷房定格、暖房定格条件において規定の能力が確保できないという結果を得た。また、低 GWP 冷媒と R32 冷媒の混合比を、0~100%まで変化させた混合冷媒にて試験を実施した結果、低 GWP 冷媒と R32 冷媒は非共沸性が大きく、R32 冷媒比率 10~20%程度では低 GWP 冷媒単体より APF は低下傾向であること、冷房定格条件で規定能力を確保するためには、R32 冷媒比率 50%以上必要であること等の結論を得た。	◎
②性能分析、及び適正化検討による APF 到達レベル推定	性能分析結果、R410A に対する APF 低下の主要因は、圧力損失増大(低 GWP 冷媒単体)と温度勾配(混合冷媒)であることが判明した。圧力損失に対しては、熱交換器のパス数増大や配管径拡大にて適正化を検討し、低 GWP 冷媒単体で、R410A に対する APF を、80%→91%に改善。[3]項の圧縮機の改善も含めて、95%まで改善する結果を得た。さらに、ユニット大型化(現行比 154%)にて、R410A と同等性能が確保できるという結果を得た。また、混合冷媒に対しては、温度勾配への対応として熱交換器の対向流化等の適正化を検討した結果、APF で 2.9%(R32 比率 50%の混合冷媒)改善する結果を得た。	◎

[1]低GWP冷媒の物性情報より空調機の性能とLCCP予測

目標：①低GWP冷媒及び混合冷媒を用いた空調機の性能予測ツール開発。

②低GWP冷媒及び混合冷媒を用いた空調機におけるLCCP予測値算出。

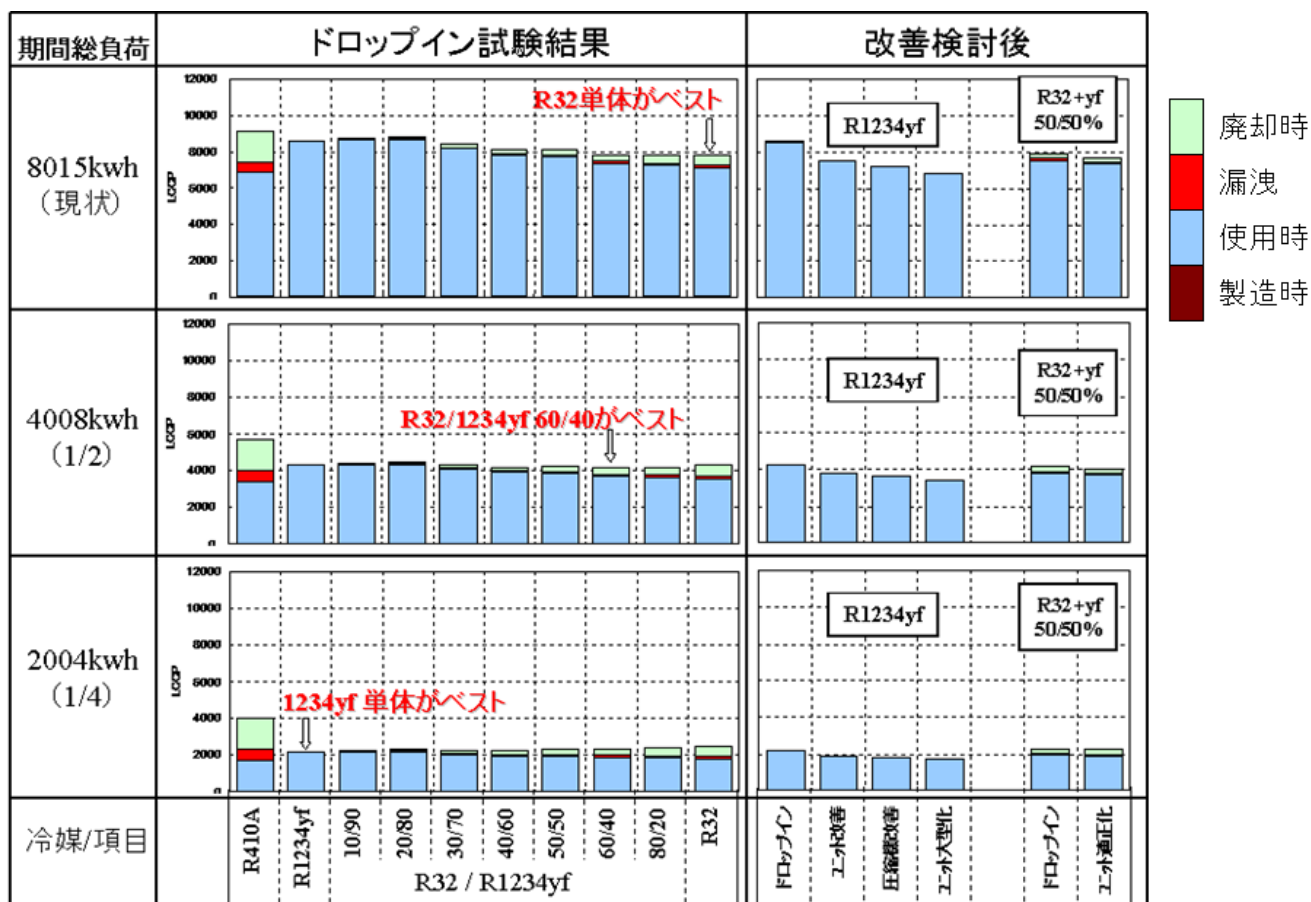
成果：①冷媒物性、各種ドロップイン試験結果、熱交換器性能試験結果を用いて、低GWP冷媒の性能シミュレーションツールを構築した。また、これを活用することによって、[4]項の温度勾配対策の効果見積もりや、各種冷媒のLCCP予測等を実施した。

… 達成度 ◎

②各種冷媒のドロップイン性能、適正化時の到達性能について、空調機におけるLCCP予測値を期間総負荷3水準にて算出し、低GWP冷媒によるLCCP改善効果を推定した。その結果、期間総負荷現行基準では、R32冷媒が最もよく、期間総負荷現行の1/4では、HF0-1234yf単体が最もよいという結果を得た。（詳細内容は下記グラフ参照）

… 達成度 ◎

LCCP予測値算出結果



[2]圧縮機冷凍機油と候補冷媒の交互作用の評価

目標 : ①低GWP冷媒の安定性、摺動性の検証 (R410A冷媒との比較)

②低GWP冷媒使用時の信頼性改善の可能性検証。

成果 : ①低GWP冷媒単体、混合冷媒と、従来の添加剤処方の冷凍機油について、安定性試験 (オートクレーブ)、摺動試験 (焼付き、摩耗)、圧縮機寿命試験、ユニット寿命試験により、R410A冷媒に対する優劣を調査し、安定性はR410Aに比べて大幅に悪化傾向であること、摺動性はR410Aに比べて改善傾向であるという結果を得た。(詳細は下記参照) .. 達成度 ◎

②低GWP冷媒における安定性悪化によるスラッジ発生の主要因が、冷媒分解物と冷凍機油中の摩耗防止剤の反応物であることを明らかにし、改善の方向性として、摩耗防止剤を廃止することで、スラッジ発生がかなり抑制されること、摩耗防止剤なしでもR410A冷媒系と同等以上の焼付き荷重が確保できるという要素試験結果を得た。

.. 達成度 ◎

候補油と各種冷媒との安定性評価 (オートクレーブ試験)

【オートクレーブ評価条件】

- ・油 : A B 油
- ・摩耗防止剤有
- ・不純物 : 空気 0.4%
- ・加熱温度 : 175°C
- ・試験時間 : 168Hr (R410A のみ 336Hr)
- ・混合冷媒の混合比は 50%/50%

【オートクレーブ試験結果】

冷媒		HFO	HFO+HFC	HFC	
		1234yf	1234yf+R32	R32	R410A
酸価		1.06	0.13	0.04	0.01
スラッジ量 [mg/100goil]		77	38	1	1
添加剤 残存率 [%]	酸化防止剤	10	50	60	50
	酸捕捉剤	<10	30	40	80
	摩耗防止剤	10	70	100	100

オートクレーブ試験結果、下記の見解が得られた。

- ・ HFO-1234yf 冷媒及び HFO-1234yf を含む冷媒では、酸価の上昇が大きく、スラッジ量も多い。
- ・ HFO-1234yf と R32 の混合冷媒では、HFO-1234yf 単体に比べると酸価上昇、スラッジ量は少ない。

以上の結果より、HFO-1234yf 冷媒対応の冷凍機油では、安定性の改善が必要である。

候補油と HFO-1234yf の摺動特性評価

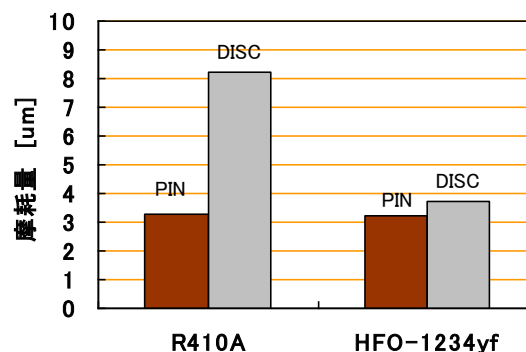
(1) 摩耗量評価

【摩耗試験条件】

- ・試験方法：PIN on DISC 試験

項目	評価用	比較用
冷媒	HFO-1234yf	R410A
冷凍機油	AB油	
摺動材料	PIN:FC250 / DISC:FCD550	
接触面圧	50MPa	
すべり速度	1.5m/s	
試験時間	48Hr	

【摩耗試験結果】



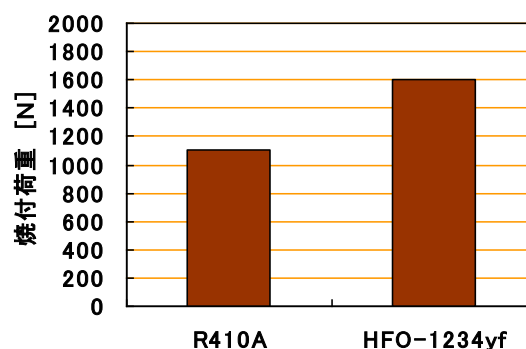
(2) 焼付耐力評価

【焼付耐力試験条件】

- ・試験方法：DISC on DISC 試験

項目	評価用	比較用
冷媒	HFO-1234yf	R410A
冷凍機油	AB油	
摺動材料	PIN:FC250 / DISC:FCD550	
押付荷重	0 +100N/step	
すべり速度	2.8m/s	
試験時間	1min /step	

【焼付耐力試験結果】



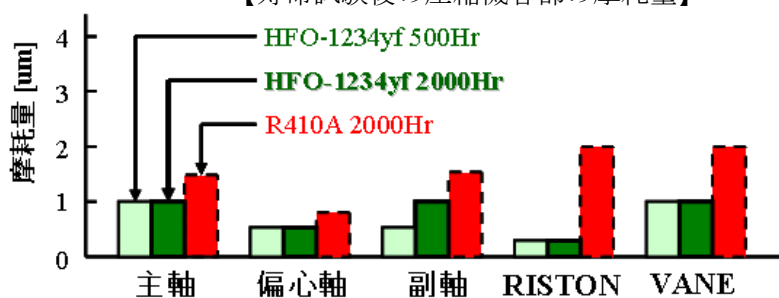
摩耗量評価、焼付耐力評価結果、HFO-1234yf は、R410A に比べ、摩耗や焼付に対する特性において優れているという結果が得られた。

候補油と HFO-1234yf の圧縮機寿命評価

【圧縮機寿命評価試験条件】

CT / ET	68/12℃
回転数	120rps
試験時間	500 / 2000Hr

【寿命試験後の圧縮機各部の摩耗量】

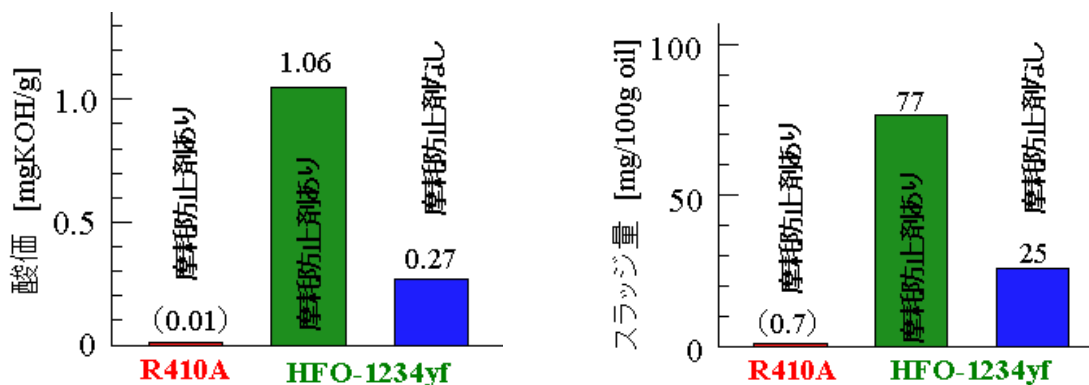


圧縮機寿命試験結果、HFO-1234yf冷媒においては、R410A冷媒に比べて圧縮機各部の摩耗量が減少傾向であるという結果が得られた。また、試験時間による摩耗進行性も認められなかった。

冷凍機油改善検討

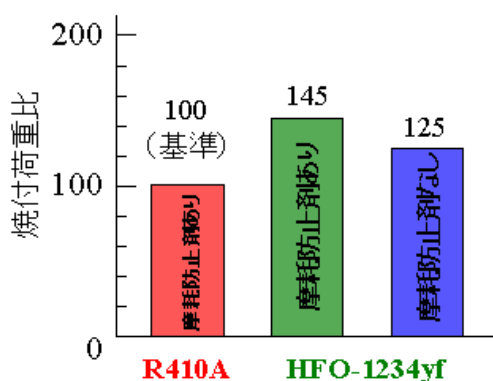
安定性評価にて発生したスラッジの成分を分析した結果、冷媒分解物(HF)と冷凍機油中の摩耗防止剤の化学反応による生成物であることがわかった。また、HF0-1234yf冷媒の摺動性は、R410A冷媒に比べて良好であることより、冷凍機油中の摩耗防止剤なしにて、同様の要素試験を実施した。

(1) 摩耗防止剤有無による安定性（オートクレーブ）試験結果



・摩耗防止剤なしにすることにより、オートクレーブ試験における酸価やスラッジ量は摩耗防止剤ありに比べて減少傾向となるという結果が得られた。

(2) 摩耗防止剤有無による摺動試験（焼付き試験）結果



・摩耗防止剤がなくても、R410A冷媒以上の焼付荷重を確保できるという結果が得られた。

冷凍機油中の摩耗防止剤廃止の要素試験結果、安定性が改善傾向であり、摺動性も確保可能である結果が得られた。但し、R410Aと同等の安定性を確保するレベルまでは到達していないため、今回得られた方向性にて、更なる冷凍機油の適正化が必要である。

[3] 圧縮機性能詳細試験により、圧縮機適正化の課題と冷媒性能を明確化

目標 : ①低GWP冷媒用圧縮機の効率評価

②性能分析、及び適正化検討による到達性能検証

成果 : ①低GWP冷媒対応に押しのけ量を適正化（増大）した圧縮機を試作し、その性能を確認した結果、R410Aに比べて圧縮機効率は、95%程度に低下するという結論を得た。

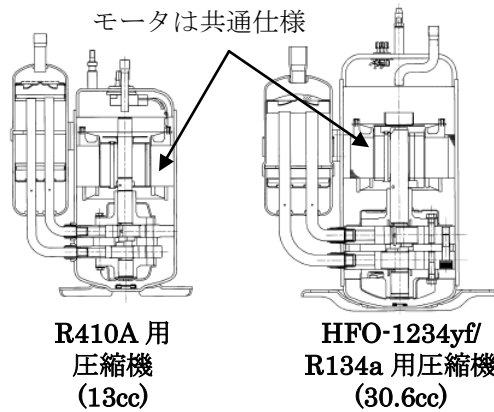
… 達成度 ◎

②圧縮機性能を分析した結果、低压冷媒化により押しのけ量を増大させる必要があるため、圧縮機を相対的に大型化しなければならず、機械損失比率、圧力損失が増大していることがわかった。機械損失対策として軸径の縮小、冷凍機油粘度低減、圧力損失対策としてガス流路の拡大を実施、R410Aに対して圧縮機効率98%まで改善可能であるという結果を得た。 … 達成度 ◎

冷媒の種類による圧縮機効率と圧縮機の HFO-1234yf 対応適正化

R410A、R134a、HFO-1234yf 冷媒にて圧縮機効率を測定した結果を示す。また、HFO-1234yf 用に圧縮機の適正化を検討したので、その結果も併記する。

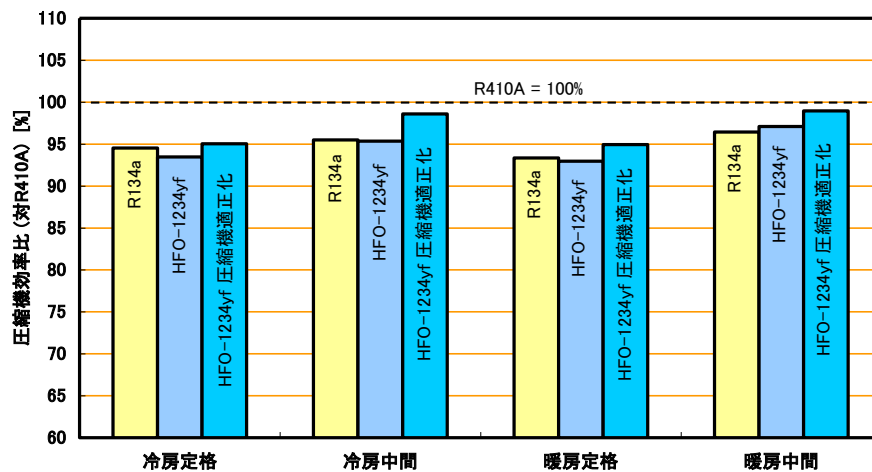
【圧縮機仕様】



【運転条件】

冷房定格：CT/ET=46/10℃、52rps
 冷房中間：CT/ET=35/17℃、19rps
 暖房定格：CT/ET=41/-2℃、60rps
 暖房中間：CT/ET=34/2℃、28rps

【試験結果】



※ 圧縮機適正化内容：
 軸径縮小、ガス流路拡大、
 冷凍機油粘度低減

R410A に対する圧縮機効率比 (APF 換算)

冷媒	圧縮機適性化	圧縮機効率比(APF)
R134a	なし	95%
HFO-1234yf	なし	95%
	あり	98%

- R410A ⇒ HFO-1234yf で圧縮機効率低下傾向であり、R134a 冷媒でも同様の傾向である。圧縮機適正化により冷房中間、暖房中間条件では R410A 機に近い圧縮機効率が確保できるが、冷媒流量の大きい冷房定格、及び暖房定格条件では圧縮機効率は R410A よりも 5% 程度低い結果となった。更なる低圧損化対策が必要である。

[4] 家庭用ルームエアコンの冷媒変更試験（ドロップイン試験）と性能分析

目標：①低GWP冷媒をR410A冷媒用空調機に適用したときの性能(APF)調査
 ②性能分析、及び適正化検討による到達レベルの推定。

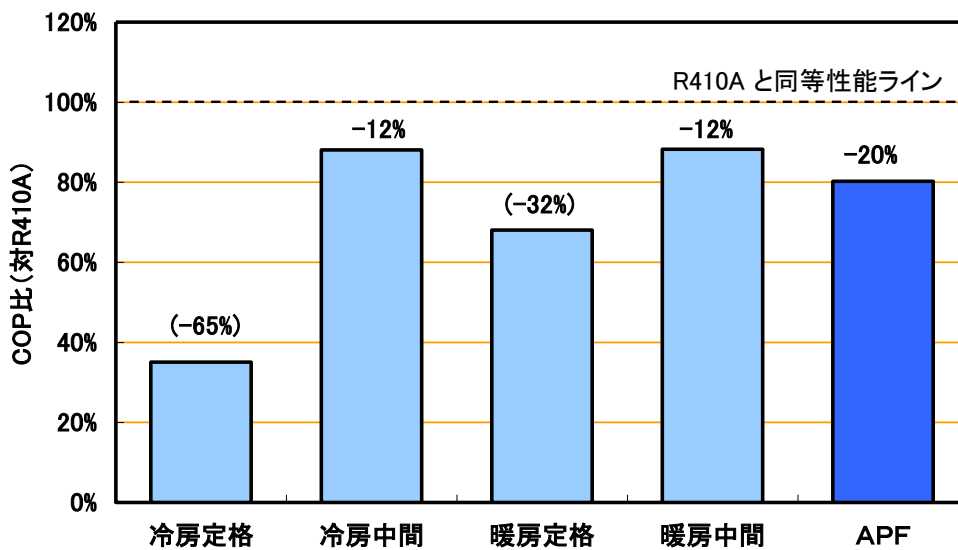
成果：①低GWP冷媒単体にてドロップイン試験を実施し、R410Aに対してAPFで80%まで低下すること、また、圧力損失が大きいため、冷房定格、暖房定格条件において規定の能力が確保できないという結果を得た。また、低GWP冷媒とR32冷媒の混合比を、0～100%まで変化させた混合冷媒にて試験を実施した結果、低GWP冷媒とR32冷媒は非共沸性が大きく、R32冷媒比率10～20%程度では低GWP冷媒単体よりAPFは低下傾向であること、冷房定格条件で規定能力を確保するためには、R32冷媒比率50%以上必要であること等の結論を得た。… 達成度 ◎

②性能分析結果、R410Aに対するAPF低下の主要因は、圧力損失（低GWP冷媒単体）と温度勾配（混合冷媒）であることが判明した。圧力損失に対しては、熱交換器のパス数増大や配管径拡大にて適正化を検討し、低GWP冷媒単体で、R410Aに対するAPFを、80%→91%に改善。[3]項の圧縮機の改善も含めて、95%まで改善する結果を得た。さらに、ユニット大型化（現行比154%）にて、R410Aと同等性能が確保できるという結果を得た。また、混合冷媒に対しては、温度勾配への対応として熱交換器の対向流化等の適正化を検討した結果、APFで2.9(R32比率 50%の混合冷媒)改善できる結果を得た。
 … 達成度 ◎

ドロップイン試験結果

【HF0-1234yf単体】

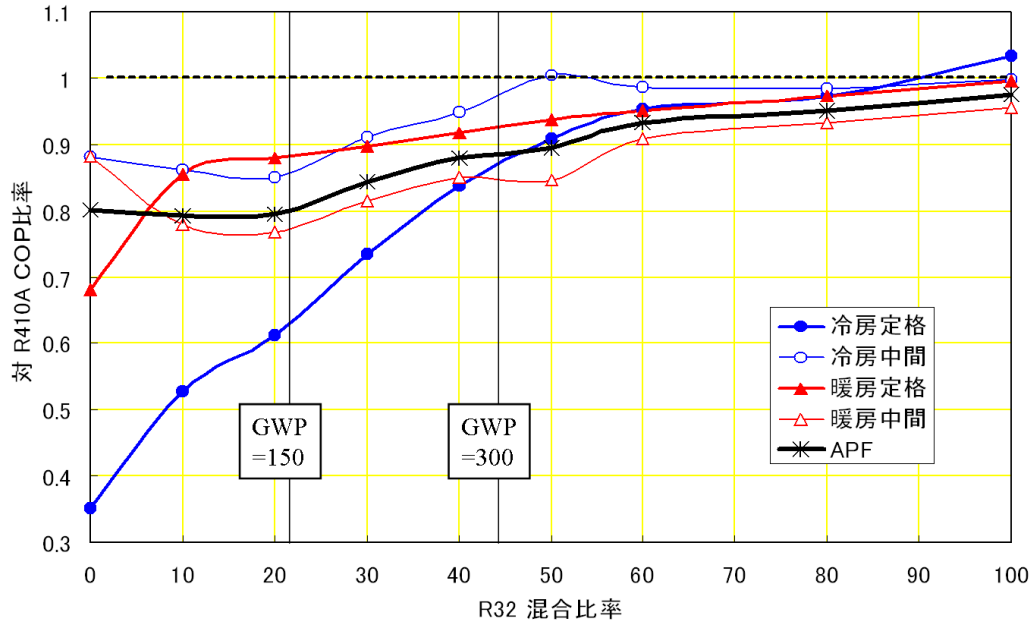
ドロップインCOP比



※ () 内は、規定能力に達しなかったため、計算により規定能力時の性能を予測した値

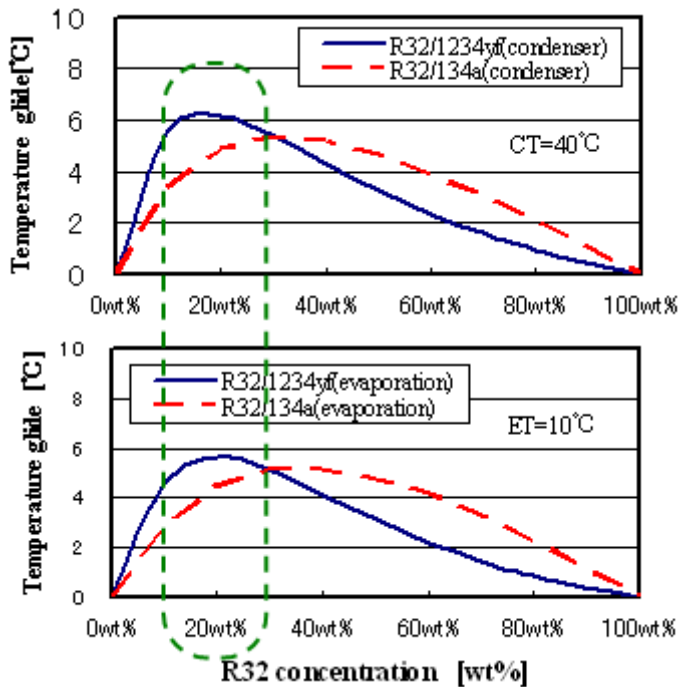
・HF0-1234yf 冷媒を使用したルームエアコンのドロップイン性能は、R410A 冷媒に比べて約 20% 低下する。また、冷房定格条件、暖房定格条件においては、蒸発温度が0℃以下になり着霜してしまうため、実測において規定の能力を得ることができなかった。そのため、COPは補正計算からの推定値を示す。

【HF0-1234yf + R32 混合冷媒】



- R32 混合によるユニット性能への影響は、高压冷媒化により圧力損失を低減しユニット性能を改善するメリットと、非共沸性に伴う温度勾配によりユニット性能が低下してしまうデメリットがある。R32 混合比 10~20%では、全体的には、R32 混合比が増すほど圧力損失改善のメリットが出て APF は改善方向ではあるが、R32 混合比が少ない方では温度勾配のデメリットが大きく現れ、R32 混合比 10~20%では、HF0-1234yf 単体よりも APF は低下してしまう傾向となった。

【混合冷媒化による温度勾配】



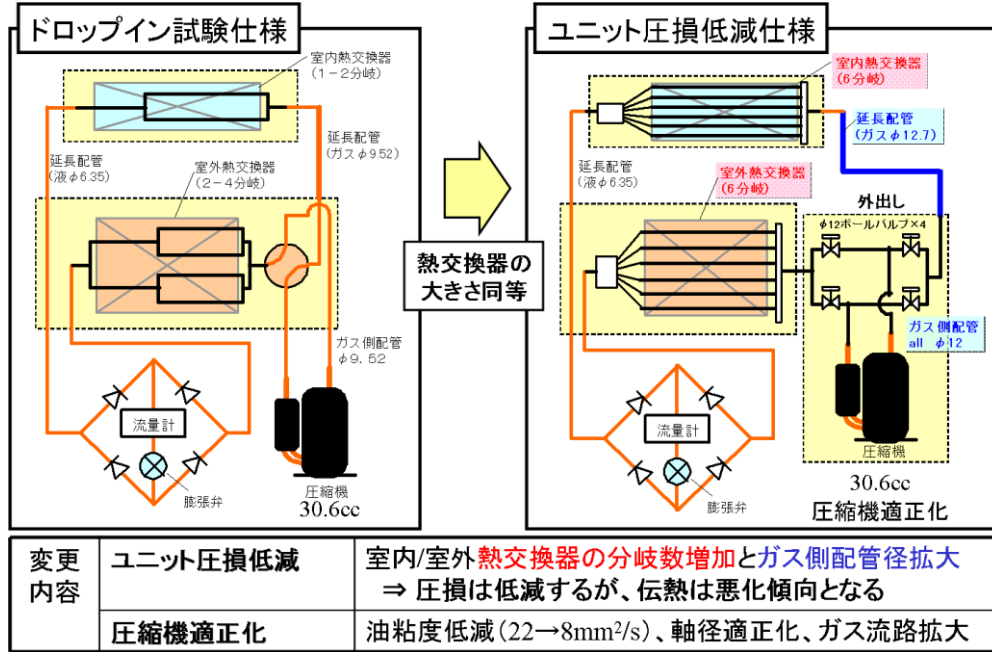
- HF0-1234yf と R32 の混合冷媒は、R32 混合比が 15%付近において、温度勾配が最大となり、R134a と R32 混合冷媒での予測値と比べても温度勾配が大きい。
- このため、GWP=150 程度となる R32 混合比が 20%程度では、HF0-1234yf 単体と比べても性能は低下してしまう結果となった。

適正化検討

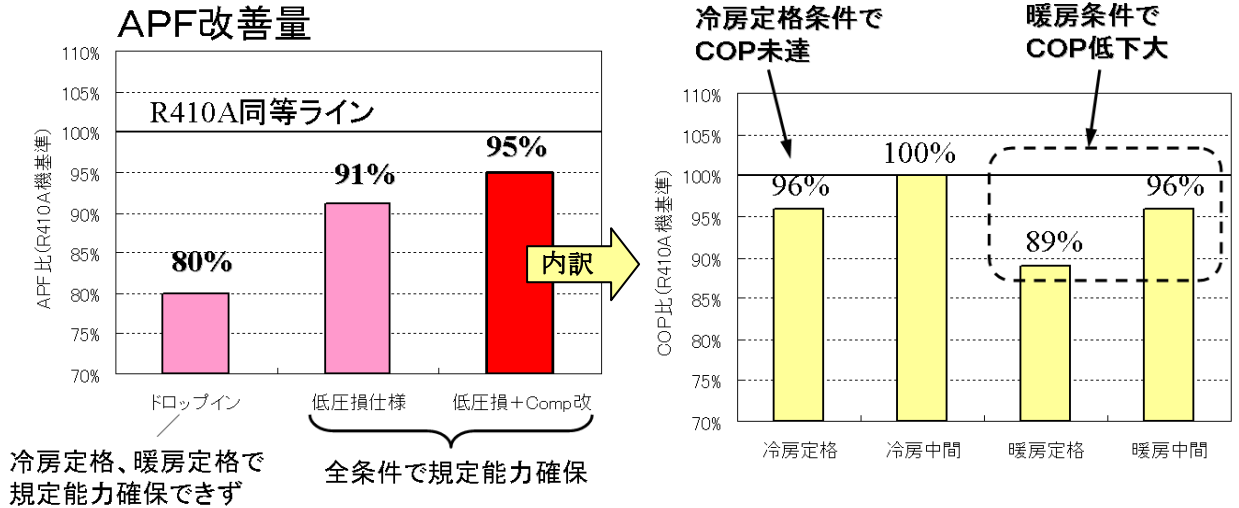
(1) 圧力損失改善

【改善検討アイテム】

- ・ユニットの圧力損失低減のため、熱交換器の分岐数増加、及び、配管径拡大を実施した。
また、圧縮機の性能改善も合わせて実施した。



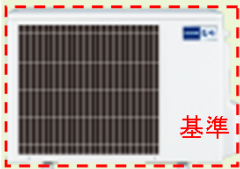
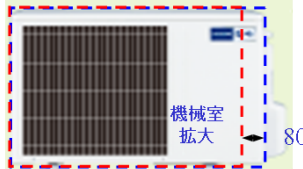
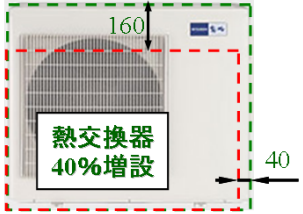


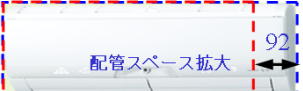
【適正化後の到達性能】



ユニット圧力損失低減、圧縮機適正化により、ドロップイン試験結果に比べ大幅に性能を改善することができた。しかし、この改善を施しても R410A 冷媒の APF に達していない。

【R410A 機と同等性能を実現するためのユニット仕様】

ユニット及び圧縮機改善仕様の試験結果を分析した結果、R410A 冷媒と同等性能を実現するためのユニット仕様を推定した。その結果を下図に示す。

	現行	低圧損仕様	R410A同等性能
室外	W800 × H550 × D285 	W880 × H550 × D285 	W840 × H710 × D330 
熱交換器パス数	2 - 4 パス	6 パス	←
ガス管径	φ9.52	φ12	φ15.88
容 積	100% (基準)	110%	154%
室内	W798 × D295 × H295 	W890 × D295 × H295 	W890 × D295 × H295 
熱交換器パス数	2 - 4 パス	6 パス	←
延長ガス管径	φ9.52	φ12.7	φ15.88
容 積	100%	112%	112%
APF 対R410A	圧縮機改善なし	80%	95%
	圧縮機適正化	84%	100%

検討結果より、ユニット低圧力損失化により現行比 110%の大型化が必要。また、R410A 冷媒と同等 APF 実現のためには、室外機の大きさを現行比 154%(熱交換器 40%増設)に増大する必要があるという結論となり、また、配管径も φ9.52 ⇒ φ15.88 まで拡張する必要がある。

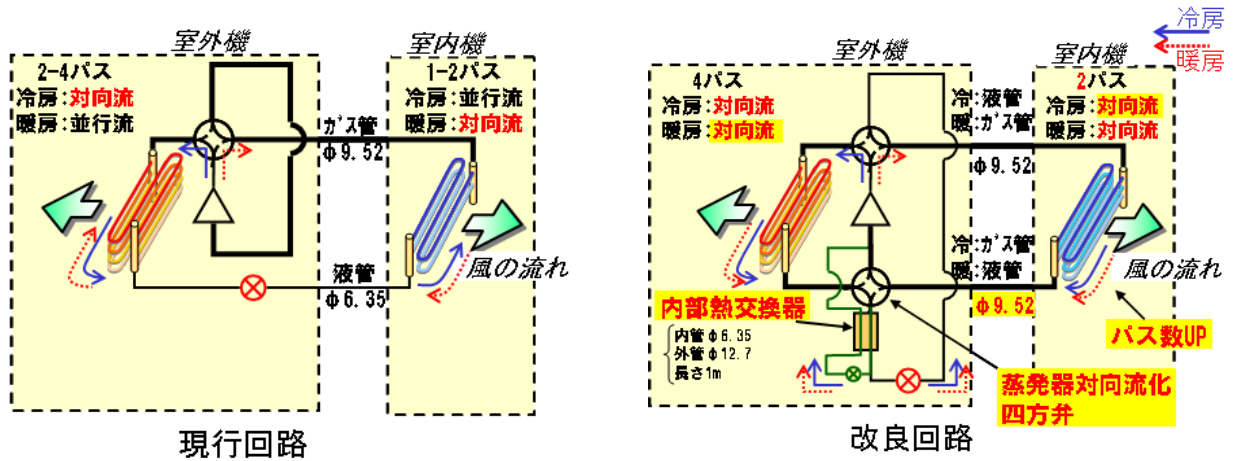
(2) 非共沸混合冷媒の性能改善検討

【検討冷媒】

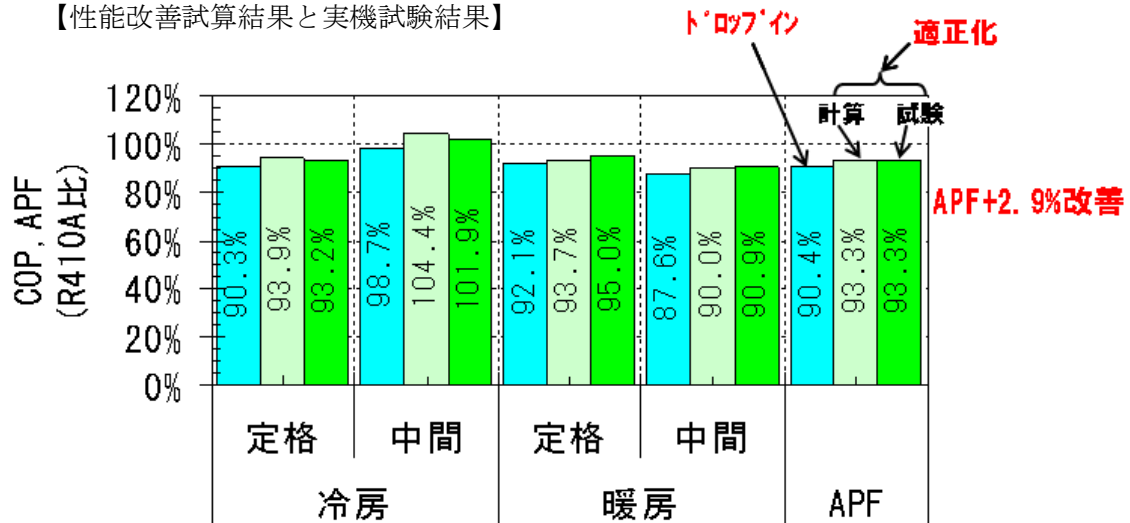
・ R32 + HF0-1234yf (50%/50%)

【改善アイテム】

- ① 熱交換器のパス数適正化 (室内機) ... パス数増加による圧力損失低減
- ② 蒸発器対向流化 (ローレンツサイクル化) ... 熱交換ロス低減により低圧上昇
- ③ 内部熱交換器増設 ... 圧力損失低減と冷凍効果拡大



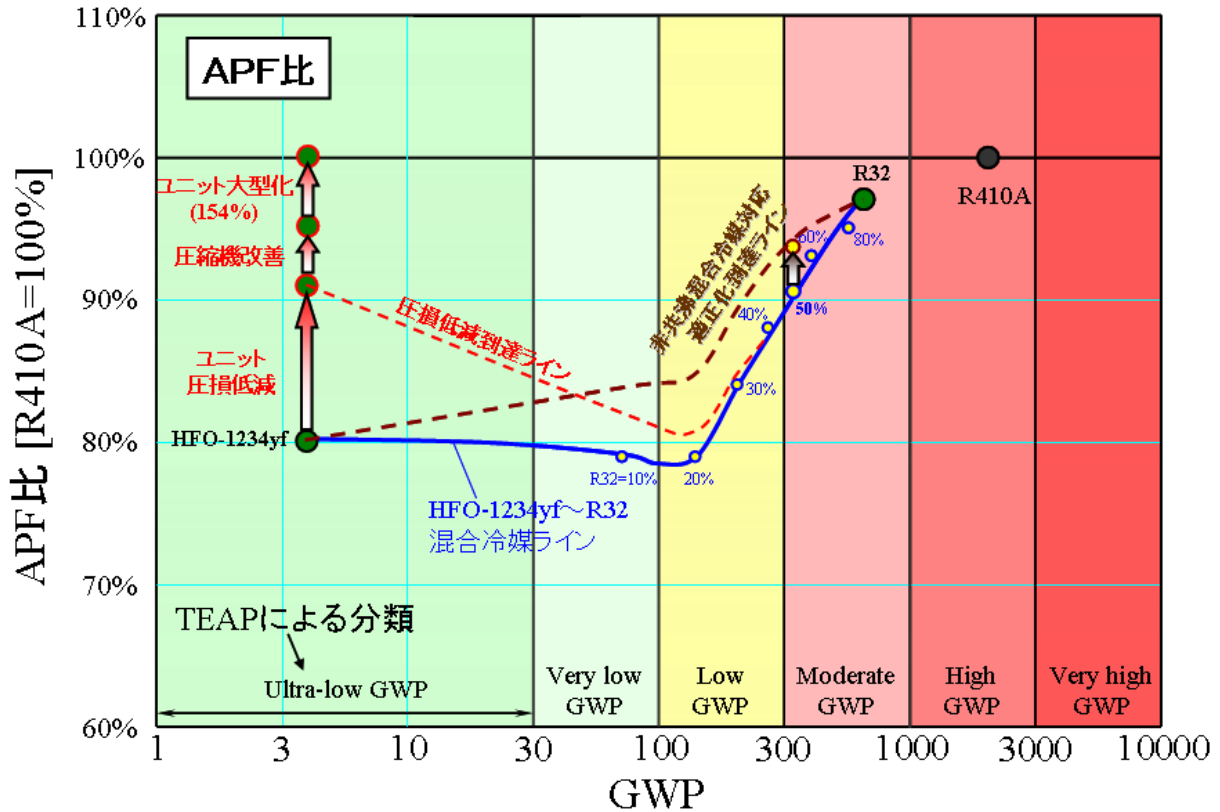
【性能改善試算結果と実機試験結果】



非共沸混合冷媒における性能改善検討を実施した結果、APF で約 3%の改善効果を得ることができた。

(3) ドロップイン試験の性能まとめ

ルームエアコンへの低 GWP 候補冷媒ドロップイン試験結果をまとめると下図のようになる。



GWP と性能の傾向より、下記の見解を得た。

- ・ R32 と HFO-1234yf の混合冷媒では非共沸性に伴う温度勾配によって到達性能は低下傾向となる。特に、R32 混合比 10%~20%ではその傾向が顕著に現れている。温度勾配による性能低下はユニットの適正化によりある程度の改善が可能であるが、改善量はそれほど大きくない。そのため、温度勾配の大きい冷媒となる、R32 混合比 40%以下の選択はあまり得策ではないと考えられる。
- ・ ルームエアコンの APF を確保するためには、低 GWP の単一冷媒にて圧力損失を大幅に低減するか、ある程度動作圧力が高く、温度勾配が小さい R32 混合比 50%以上 (GWP>300) の冷媒を選択する必要がある。

<特許、論文、外部発表等の件数> (詳細内容は添付資料の論文特許リストを参照)

区分 年度	特許出願			論文		その他外部発表 (プレス発表等)
	国内	外国	PCT [※] 出願	査読付き	その他	
H21FY	0	0	0	0	1	0

(※Patent Cooperation Treaty :特許協力条約)

⑤ 低GWP冷媒ルームエアコンの研究【パナソニック株式会社】(助成)

<研究開発成果概要>

◎:大いに達成、○:達成、△:一部未達、×:未達

目 標	研究開発成果	達成度
テーマ: 低GWP冷媒ルームエアコンの研究		
ルームエアコンに低 GWP 冷媒の適用を検討し、製品寿命気候負荷低減に貢献する候補冷媒選定を行う	候補冷媒として、性能、機器のサイズ、施工性、価格、寿命気候負荷(LCCP)等、総合的なバランスを考慮し、GWP が300 から 500 の低 GWP 冷媒が最適であることを明確にした	◎
【1】低 GWP 冷媒の安定性の評価と冷凍サイクル材料適合性に関する研究開発		
① 低 GWP 冷媒の安定性の評価と冷凍サイクル材料適合性評価	低 GWP 冷媒の安定性評価実施 低 GWP 冷媒の材料適合性評価実施 冷媒分解による冷凍機油劣化抑制方法明確化	◎
【2】低 LCCP を実現する低 GWP 冷媒選定の研究		
② 低 GWP 冷媒ルームエアコンサイクル性能評価 [1]低 GWP 冷媒冷凍サイクルシミュレーション開発 [2]ルームエアコン冷媒ドロップイン性能評価 [3]冷凍機油戻り可視化試験	低 GWP 冷媒冷凍サイクルシミュレーションの完成 計算精度目標±3%達成 冷媒メーカー提案の低 GWP 冷媒のエアコン性能評価実施 HFO-1234yf/POE 油の可視化試験実施	◎ ◎ ◎
③ 低 GWP 冷媒用圧縮機の性能評価 [1]低 GWP 冷媒用圧縮機ディメンジョン検討 [2]低 GWP 冷媒用圧縮機の性能検討	低 GWP 冷媒用圧縮機の設計手法明確化 R-410A 同等性能の低 GWP 冷媒圧縮機仕様明確化	◎ ◎
④ 低 GWP 冷媒用熱交換器の性能評価 [1]熱交換器の最適化検討 [2]高性能室外熱交換器の検討	R-410A 同等性能の低 GWP 冷媒熱交換器仕様明確化 着霜性能は従来同等で性能向上する熱交換器仕様明確化	◎ ◎
⑤ 低 GWP 冷媒ルームエアコン信頼性評価 [1]低 GWP 冷媒と摺動材料特性評価 [2]低 GWP 冷媒の信頼性評価	HFO-1234yf の摺動特性、空気、水の影響明確化 エアコンおよび圧縮機単体信頼性評価試験の実施 長期信頼性の確立のため継続評価必要	○ ○
⑥ ルームエアコンサイクル用低 GWP 候補冷媒の選定 [1]低 GWP 冷媒エアコン仕様の検討 [2]低 GWP 冷媒エアコンの安全性評価 [3]LCCP 評価	R-410A 同等性能の低 GWP 冷媒エアコン機器仕様明確化 低 GWP 冷媒のリスク評価検討 冷媒の着火源の詳細検討必要 エアコン性能評価結果より LCCP 評価実施 GWP300~500 の冷媒が候補冷媒	◎ ○ ◎

【1】低 GWP 冷媒の安定性の評価と冷凍サイクル材料適合性に関する研究開発

① 低 GWP 冷媒の安定性の評価と冷凍サイクル材料適合性

低 GWP 冷媒として HF0-1234yf および HF0-1234ze を選択し、冷媒の安定性、冷凍機油との適合性および冷凍サイクル内使用材料との適合性について量子化学計算およびオートクレーブ試験を実施した。

HF0-1234yf や HF0-1234ze は従来冷媒と異なり、分子内に二重結合を有している。そのため酸素と反応しやすく、反応が進行することによりフッ化水素の発生が見られた。そのような欠点があるものの冷凍機油や冷凍サイクル内使用材料は HF0-1234yf や HF0-1234ze と基本的に適合性があり、HF0-1234ze とナイロンの組み合わせ以外は使用可能と想定された。

冷凍機油についてはエステル系を検討した。添加剤の変更により、エステル系冷凍機油の劣化を抑えることができた。

【2】低 LCCP を実現する低 GWP 冷媒選定の研究

② 低 GWP 冷媒ルームエアコンサイクル性能評価

[1]低 GWP 冷媒冷凍サイクルシミュレーション開発

R-410A 冷凍サイクルシミュレーションを、低 GWP 冷媒に適用し、その計算精度を向上するための課題を明確にして、プログラムの改善に取り組んだ。ベースサイクルシミュレーションの課題である、

①圧縮機特性の対応、②熱交換器性能計算の対応、③配管圧力損失計算の精度向上、④物性への対応を行なった。

プログラム改善後、R-134a、HF0-1234yf、R-32/HF0-1234yf 混合冷媒(20/80%, 40/60%)を用いて、試験結果と計算結果を比較して、計算精度の確認を行った。

その結果、推定精度は約±3%となり、精度目標を達成できた。

本シミュレーションを活用して低 GWP 用空調機の仕様検討を行なった。

[2]ルームエアコン冷媒ドロップイン性能評価

冷媒メーカーより提案のあった低 GWP 冷媒を、4kW クラスの R-410A ルームエアコンを用い、ドロップイン性能評価を行なった。

その結果、HF0-1234yf、HF0-1234ze および、GWP が 150 以下の冷媒は、圧力損失の増加や、温度すべりの影響で、圧縮機の最高周波数でも、R-410A と同一性能には達せず、エネルギー効率も大きく低下した。また、GWP が高くなるにつれてエネルギー効率が高くなる傾向を示し、GWP が 300 以上の冷媒は、R-410A の 95%以上の通年エネルギー消費効率 (APF) となった。

この結果、GWP が 300 以上であれば、現行の R-410A 機器と同様のサイズで、遜色のない性能が得られ、特に GWP が 500 以上であれば、R-410A と同等の性能が得られる冷媒が存在することが明確になった。

冷媒メーカーより提案のあった低 GWP 冷媒は、GWP と通年エネルギー消費効率 (APF) はトレードオフの関係にあることが明確になった。

次に、HF0-1234yf のシステムにおいて、低外気温時の性能変化を評価した。

HF0-1234yf は外気温の低下に従って暖房能力も低下し、これは R-410A も同様である。

ただし、冷媒配管の圧力損失が大きいため、最大能力が低下してしまう懸念があるので、大能力時の評価を行い、課題を明確化する必要がある。

[3]冷凍機油戻り可視化試験

圧縮機内の冷凍機油挙動の可視化用圧縮機を試作し、HF0-1234yf/エステル油に関し、サイクロ設備を用い、冷房・暖房運転時の圧縮機内冷凍機油挙動把握と冷凍機油粘度を測定し、R-410A/エステル油との比較を行った。

HF0-1234yf は、冷房・暖房の過渡運転時、安定運転時の冷凍機油挙動で、R-410A と同様の挙動を示し、冷媒と冷凍機油の二相分離も発生せず、問題ないことが明確になった。しかし、HF0-1234yf/エステル油の粘度は、R-410A と比較し、過渡運転時に低下傾向があり、信頼性評価などにより、その影響評価を検討する必要がある。

③ 低 GWP 冷媒用圧縮機の性能評価

[1]低 GWP 冷媒用圧縮機ディメンジョン検討

低 GWP 冷媒の比容積は R-410A と異なり、HF0-1234yf は R-410A の約 2.5 倍となり、単位シリンダ容積当りの能力が減少する。従って低 GWP 冷媒に適したシリンダ容積とディメンジョンの選択が必要になるため、シミュレーションを用い、低 GWP 冷媒用圧縮機のディメンジョン (圧縮機シリンダ高さお

よびシリンダ内径)を変化させて圧縮機効率の検討を行なった。

その結果、低 GWP 冷媒に対しても、従来冷媒と同様な設計方法を適用できることが明確になった。

[2]低 GWP 冷媒用圧縮機の性能検討

R-32/HF0-1234yf 混合冷媒(20/80%)用の 19cc2 ピストンロータリ圧縮機を、また、HF0-1234yf 用の 30cc の 2 ピストンロータリ圧縮機を設計、試作して、圧縮機カロリーメータを用い圧縮機単体性能を測定し、R-410A との比較を行った。

HF0-1234yf 用 2 ピストンロータリ 圧縮機の COP は、R-410A 圧縮機とほぼ同等となり、最適圧縮機仕様を確立した。

HF0-1234yf、R-32/HF0-1234yf 混合冷媒の圧縮機内の冷凍機油粘度を測定し、どの冷媒も R-410A と比較して顕著な粘度の差異は見られず、R-410A と同等粘度の冷凍機油を使用可能と考えられる。

④ 低 GWP 冷媒用熱交換器の性能評価

[1]熱交換器の最適化検討

低 GWP 冷媒のエアコンドロップイン性能評価により、課題として HF0-1234yf は冷媒配管の圧力損失の増加による性能低下が大きく、R-32/HF0-1234yf 混合冷媒(20/80wt%)は、非共沸混合冷媒の特徴である温度すべりによる性能低下が大きいことが明確になった。

低 GWP 冷媒用熱交換器は、冷媒毎の特徴に適合させる必要があり、熱交換器シミュレーションを用い室内・室外熱交換器について検討し、最適仕様は、HF0-1234yf 用の熱交換器は冷媒配管の圧力損失低減を重視したパス構成、R-32/HF0-1234yf 混合冷媒は非等温性を有効活用するパス構成となった。

HF0-1234yf、R-32/HF0-1234yf 混合冷媒(20/80wt%)の熱交換器単体性能評価を行なった。

その結果、HF0-1234yf は、圧力損失の低減により能力不足を改善し、R-32/HF0-1234yf (20/80%)は、暖房では、空気と冷媒の流れが対向流となるため R-410A とほぼ同等性能となったが、冷房条件では並行流となり、R-410A と比べ能力低下した。

[2]高性能室外熱交換器の検討

低 GWP 冷媒エアコンの高効率化のため、室外熱交換器のフィン形状の改善による高性能化を検討した。

低温性能も考慮した高性能フィン形状のアイデアを抽出、熱流体解析でフィン形状の評価、絞込みを行ない、熱交換器を設計、試作して、性能評価を行なった。

その結果、凝縮性能、蒸発性能とも向上、暖房低外気温時の着霜性能は現行の熱交換器と同等の室外熱交換器を見出すことができた。

⑤ 低 GWP 冷媒ルームエアコン信頼性評価

[1]低 GWP 冷媒と摺動材料特性評価

HF0-1234yf を用いて高圧雰囲気摩擦摩耗試験を行い、従来の冷媒である R-134a、R-410A との摩擦特性の比較を行った。また、水分や空気の影響、HF0-1234yf の分解物や反応生成物等の摩擦摩耗特性への影響評価を行った。

HF0-1234yf 雰囲気下では、従来冷媒(R-134a、R-410A)と比較し、摩耗量は低下し、これは、HF0-1234yf が分解し、フッ素系反応生成物による固体潤滑効果と推定した。

R-410A 用エステル油を基に新規添加剤処方 of エステル改良油 1 での現行圧縮機のベーン、及びピストンの摩耗量は、従来冷媒の R-410A と同等以下になると推察される。

[2]低 GWP 冷媒の信頼性評価

低 GWP 冷媒を用いるエアコンの圧縮機、その他の部品、材料等におよぼす信頼性課題を明確にするため、圧縮機単体、およびエアコンを使用して、HF0-1234yf を評価した。冷凍機油は、R-410A 用エステル油、酸価劣化を改善するエステル改良油 1 を使用し、エアコンでの試験では、コンタミ(空気および水の混入)の有り無しの信頼性への影響を評価した。

HF0-1234yf/エステル改良油 1 の試験では、圧縮機のベーンとピストンに摩耗が発生し、摩擦摩耗試験の結果とは異なる結果となった。そこで摺動性を改善したエステル改良油 2 を用い、摺動性は改善方向にあることが明確になった。

⑥ ルームエアコンサイクル用低 GWP 候補冷媒の選定

[1]低 GWP 冷媒のエアコン仕様の検討

ルームエアコン用の低 GWP 候補冷媒を選定するために、低 GWP 冷媒として HF0-1234yf (GWP=4)、

R-32/HFO-1234yf (20/80wt% GWP<150)、R-32/HFO-1234yf (50/50wt% GWP>300)を用い、R-410A と通年エネルギー消費効率(APF)が同等となるルームエアコンの機器仕様・サイズの検討を、冷凍サイクルシミュレーションにより予測し、HFO-1234yf は、冷凍サイクルシミュレーションで決定した機器を試作して、実機による性能測定を行なった。

その結果、GWP が 300 以下の低 GWP 冷媒では、機器サイズ、接続ガス配管が大きくなり、市場のエアコン設置等の施工性について大きな課題となると考えられ、また機器価格も R-410A の約 1.5 倍以上となると考えられる。

従って、低 GWP 冷媒の GWP と市場課題（機器サイズ、施工性、価格等）から、候補冷媒の GWP は 300 から 500 の低 GWP 冷媒とすることが必要であると考えられる。

[2] 低 GWP 冷媒の安全性評価

低 GWP 冷媒は微燃性冷媒となる可能性が高く、エアコンに使用するために、安全性評価が不可欠である。

まず冷媒に関する法規格調査を行い、リスク評価、ハザードの見極めとしての微燃性冷媒の着火燃焼試験、冷媒漏洩シミュレーションの検討を行なった。

検討結果から、HFO-1234yf や R-32 は微燃性であり、法規格上では、強燃性であるプロパンやイソブタンと比べ、燃焼特性が緩やかであることから、使用制限を緩和できる可能性がある。

着火燃焼特性に関しても、微燃性冷媒は燃焼下限の値が高く、着火性もプロパン等に比べれば低いことから、使用上の危険は少なくなると予想される。ただし、燃焼時や加熱時にフッ化水素の発生が認められることから、使用に当たっては化学反応に関して、さらに詳しい検討が必要である。

壁掛けエアコンからの冷媒漏洩シミュレーションから、HFO-1234yf や R-32 は、拡散が生じにくい条件では、壁と床面に沿って可燃濃度域が形成される。しかし、実際の居室の条件と近いと考えられる、温度差による対流効果がある場合は、可燃域層が比較的短時間でなくなることが判明した。

[3] 製品寿命気候負荷 (LCCP) 評価

HFO-1234yf や冷媒メーカーから提案された冷媒について、ドロップイン試験の性能測定結果を用い、低 GWP 冷媒の製品寿命気候負荷 (LCCP) を算出し、比較した。

LCCP 値は、最適仕様で R410A と同一性能の HFO-1234yf が、冷媒の GWP が低いことから、最も低くなった。しかし、R410A と同一性能とするために、機器の大型化が必要で、施工性、価格等の市場課題が大きいと考えられる。

また、冷媒の GWP が高くなるほど LCCP 値は低下する傾向にあることが明確になった。

以上の結果から、GWP が 300 から 500 の低 GWP 冷媒が、LCCP、機器仕様、機器価格のバランスが良く、最適候補冷媒であることを明確にした。

<特許、論文、外部発表等の件数> (詳細内容は添付資料の論文特許リストを参照)

区分 年度	特許出願			論文		その他外部発表 (プレス発表等)
	国内	外国	PCT [※] 出願	査読付き	その他	
H20FY	1	0	0	0	0	0
H21FY	15	0	0	0	1	0
H22FY	0	0	4	0	0	0

(※Patent Cooperation Treaty :特許協力条約)

2.2 業務分野向けノンフロン型省エネ冷凍空調システム開発

⑥ 過冷却回路によるCO₂冷凍システムの高効率化技術の開発【三洋電機株式会社】(助成)

< 研究開発成果概要 >

◎: 大いに達成、○: 達成、△: 一部未達、×: 未達

目 標	研究開発成果	達成度
テーマ: 過冷却回路によるCO ₂ 冷凍システムの高効率化技術の開発		
<ul style="list-style-type: none"> ・二酸化炭素冷媒で作動する過冷却回路を組み込んだCO₂冷凍システムを開発する。 ・現行HFC機種に比べて冷凍システムの年間消費電力量を33%以上削減する。 ・少なくとも63%以上の給湯用エネルギー消費量の削減する。 	年間消費電力量33%(定速マルチ機種比) 必要な給湯水全量を冷却排熱で供給可能	◎
(a) 過冷却用冷凍サイクルによる別置形冷凍システムの高効率化技術		
外気温度上昇時の省エネ効率を改善する。 冷媒の種類、廃熱利用の有無による効果を明らかにする。	<ul style="list-style-type: none"> ・HFC-404A冷凍機と過冷却ユニットの組合せで、能力6.2~26.9%向上、COPが2.9~8.6%向上。 ・CO₂冷凍機では冷凍能力で20%、システムCOPは5%向上。 ・最大加熱能力11kW、給湯も含めたシステム総合COPは32~40%。 	○
(b) 過冷却用冷凍サイクルのユニット化及び最適運転圧力制御技術		
最も効率が良い圧力バランス、能力バランスで制御する技術を開発する。 温熱負荷に応じて、空冷か水冷に切り替える機構と制御技術。 CO ₂ メイン冷凍回路を最適圧力とする新規制御技術。	<ul style="list-style-type: none"> ・過冷却ユニットの試作完了 ・最適冷媒量制御が重要と分かった。複雑な回路構成となる為、空冷/水冷切替方式は不相当と判断。 	○
(c) 別置形冷凍システムの信頼性評価		
信頼性評価を完了する。	<ul style="list-style-type: none"> ・過冷却ユニットを組み込む対象となるCO₂冷媒用冷凍機試作を完了 ・密閉型CO₂圧縮機(7.5kW)の最適な仕様を決定、量産設計終了。コンプレッサの耐圧強度を確認、1000時間連続耐久試験で問題なし。 ・HFCインバータマルチ機種比で10%の省電力を確認(目標の33%削減相当)。 	◎
(d) 過冷却冷凍サイクルをもつ冷凍システムのフィールド実証		
フィールド実証機にてエネルギー評価を実施して本システムの有効性を実証。	<ul style="list-style-type: none"> ・CO₂冷媒用の冷凍リーチインショーケース、冷蔵オープンショーケースの開発を完了。 ・CO₂リーチイン冷凍ショーケースを1系統店舗に設置し平成21年8月10日よりフィールド試験を開始。 ・1系統の冷凍ショーケースをCO₂冷凍機に置き換えて年間35.8トンのCO₂削減と評価した。 	◎

ア) 過冷却用冷凍サイクルによる別置形冷凍システムの高効率化技術

冷蔵ショーケースへ搬送される高圧冷媒を、別系統のヒートポンプサイクルで冷却して回収された熱を給湯水として利用することを想定した場合の総合効率を定量的に把握した。その結果、過冷却ヒートポンプで CO₂ 冷凍機からショーケースに送られる冷媒をさらに冷却する（過冷却をとる）ことにより、ショーケース側の冷凍能力は約 20%向上し、システム冷却 COP は 5%程度向上するという結果を得た。

同時に、CO₂ 過冷却ユニットによって冷却しながら同時に最大 11kW の加熱能力を生み、65℃ の給湯水が生成された。これにより、給湯能力も含めたシステム全体の総合 COP は、32～40%に達する結果を得た。

(a) 過冷却サイクルの冷媒/方式の理論比較

I CO₂ 過冷却ユニット採用による冷凍能力/COP 改善効果の推定

冷凍サイクル計算を行い、CO₂ 過冷却ユニット採用による、冷凍能力と COP の改善効果を推定した結果、R404A 冷凍機単独運転時の冷凍 COP（基準冷凍 COP）1.87 に対し、過冷却ヒートポンプを作動させると、システムの COP は 2.05 となり、約 10%の性能向上となった。また、冷凍能力は 26%向上した。過冷却ヒートポンプにより得られる 12.2kW の給湯能力により、給湯を含めた総合効率（冷凍+給湯/総消費電力）については、基準冷凍 COP に対して 37%向上するという結果を得た。

(b) 性能比較評価

I. CO₂ 冷凍機の CO₂ 過冷却ユニットによる性能改善効果

CO₂ 過冷却ユニットを試作し、性能試験評価を行った。

CO₂ 冷凍機に CO₂ 過冷却ユニットを組合せにて、システム性能評価試験を行った結果は、冷蔵条件（蒸発温度-10℃）、周囲温度は 32℃の場合に、冷凍能力は約 20%向上し、冷凍 COP は同等～5%程度向上するという結果を得た。

II. HFC 冷媒機器の過冷却効果について

R404A スクロール冷凍機（35HP 機）のユニット出口と膨張弁の間に R404A 過冷却ユニット（3HP 機）を設置し、過冷却による性能向上の評価を行った。その結果、メイン冷凍機で 25HP 運転を行った場合、冷蔵条件運転（蒸発温度-10℃）で能力が 6.2～26.9%向上、COP が 2.9～8.6%向上、冷凍条件運転時（蒸発温度-40℃）実使用上条件（液管結露防止）では、能力向上 16.7～26.2%、COP 向上 11.1～15.3%程度の見込みとなり、過冷却ヒートポンプによる効果は二酸化炭素冷媒同様 HFC 機でもほぼ同程度の効果を確認した。

イ) 過冷却用冷凍サイクルのユニット化及び最適運転圧力制御技術

(a) 過冷却ヒートポンプユニット

給湯が必要ない場合、即ち、貯湯タンクがお湯で満たされた状態であっても冷凍機の過冷却を行い冷凍能力と冷凍 COP を向上させることを目的として、過冷却ユニットから大気に放熱を行う補助ガスクーラを検討した。補助ガスクーラを接続した過冷却システムの性能評価試験の結果は、冷凍能

力は 18～21%向上、システム COP は 6～7%向上するという結果を得た。しかし、システムが複雑となり、信頼性やコストの観点で量産化の妨げになるので補助ガスクーラの組込みは不適切とした。

ウ) 別置形冷凍システムの信頼性評価

別置型冷凍機用の大容量圧縮機の量産化のための技術として、圧縮機の耐圧設計、スプリットサイクルに適合した諸元の最適化を行なった。別置型冷凍機用の大容量圧縮機の最適化の技術開発完了し量産設計を終了した。

(a) 別置形冷凍システムの信頼性評価

HFC 冷媒用インバータマルチ仕様の冷凍機に対して 10%の省電力となる性能と信頼性を確保した量産化技術の開発を行なった。その為に、スプリット回路の採用、スプリット熱交換器への冷媒分流比の最適化、ファン回転数制御による高圧圧力の適切な制御手法の開発を行なった。これにより最終試作品において HFC404A 冷媒の従来型省エネ機種（インバータマルチ方式仕様）に比較して、10%の省電力を確認した。また、オイルレベル制御機構の開発により圧縮機内のオイルレベルを適正に維持する手法が確立できた。

I. CO₂ 冷凍機(20HP)の開発

本事業で開発した CO₂ 冷凍機は、空冷屋外設置仕様で、下部に圧縮機をはじめ、オイルセパレータ、スプリットサイクル、電装箱等から構成された機械室を持ち、上部が、インタークーラ、ガスクーラ、オイルクーラの 3 つに分割されている熱交換器を持つ。ファンは、トップフローとなっており、空気を正面のおよび側面から吸い込み、上部に排出する。

本 CO₂ 冷凍機は、CO₂ 圧縮機 2 台を搭載した 2 段圧縮 1 段膨張の冷凍回路としており、

- (1)スプリット回路
- (2)オイル制御回路
- (3)高圧圧力制御回路

を搭載することにより、冷凍領域まで高効率で運転することが可能となった。



図 1 CO₂ 冷凍機(20HP) 概観

図 2 に CO₂ 冷凍機の試験結果を示す。定格試験条件（外気 32℃）で冷凍運転（蒸発温度 -40℃、電源周波数 50Hz）をさせた結果、HFC-404A 冷媒の従来省エネ機種（インバータマルチ方式仕様）と比較すると、冷凍能力が同程度であるときに冷凍機としての COP は 110%に到達し、目標である従来省エネ機種の COP10%アップを実現した。

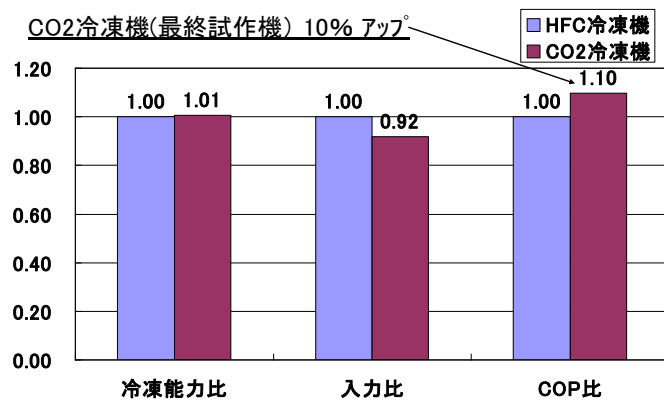


図2 CO2 冷凍機の定格試験結果

エ) 過冷却冷凍サイクルをもつ冷凍システムフィールド実証

CO2 冷媒用のショーケースの主な以下の課題について開発を行なった。

- ① CO2 冷媒用の高耐圧な蒸発器
- ② CO2 冷媒の特性を考慮した電子膨張弁制御

CO2 冷媒用の冷凍リーチインショーケース、冷蔵オープンショーケースの開発をそれぞれ一機種の開発を完了した。



図3 冷凍ショーケース外観



図4 冷蔵ショーケース外観

(a) フィールド試験評価結果

平成21年度は、CO2リーチイン冷凍ショーケースを1系統スーパーマーケット（東京）に設置し、平成21年8月10日よりフィールド試験を開始した。



図5 C02冷凍ショーケース



図6 C02冷凍機

また、冷蔵ショーケースの過冷却廃熱で給湯するシステム一系統もスーパーマーケット（九州）設置し、平成22年8月より実証試験を開始し現在順調に稼動している。

スーパーマーケットにおけるフィールド試験では、1系統の冷凍ショーケースをC02冷凍機に置き換えており、年間35.8トンのC02削減が期待できる。全系統をC02冷凍機に置き換えた場合は、年間152トンのC02の排出削減効果が得られると試算した。

(b) 学会・新聞・特許 等

- ・新聞発表等プレスリリース及び、フォーラム等での発表

記者に対する技術発表として(12/2 大阪、12/3 東京)

MOP21にてパネル展示（11月4日-7日）

パリで開催 Pollutec Horaizon（12月1日-4日）にパネル展示

エコプロダクツ NEDO ブースでのパネル展示

<特許、論文、外部発表等の件数>（詳細内容は添付資料の論文特許リストを参照）

区分 年度	特許出願			論文		その他外部発表 (プレス発表等)
	国内	外国	PCT [※] 出願	査読付き	その他	
H20FY	1	0	0	0	0	0
H21FY	5	0	0	0	1	9
H23FY	0	0	0	0	1	0

(※Patent Cooperation Treaty :特許協力条約)

⑦ 低 GWP 冷媒のドロップイン試験【三菱重工工業株式会社】（助成）

<研究開発成果概要>

◎:大いに達成、○:達成、△:一部未達、×:未達

目 標	研究開発成果	達成度
テーマ: 低 GWP 冷媒のドロップイン試験		
HFO-1234ze(E)のターボ冷凍機への適用可否を確認すること。	潤滑油、材料の適合性もあり、性能も現行冷媒とほぼ同等で適用可能であることを確認	○
①冷媒と潤滑油の適合性検証	HFC-134a で使用している現行油での適合性を確認	○
②適合が確認された潤滑油と冷媒環境下での使用材料の適合性検証	機内に仕様の 29 材料の内、27 材料の適合を確認。不適合材料については適合材料への変更は可能	○
③ターボ冷凍機実機へのドロップイン試験による運転検証	定格条件での COP は現行冷媒比 97%。部分負荷では良化する領域あり運用上現行冷媒と差異はない。	○

(1) 潤滑油適合性試験

ターボ冷凍機は回転機械であり、回転部分への潤滑が必要不可欠である。潤滑油は冷凍機の構造上、冷媒と接することとなり、潤滑油と冷媒の適合性を確認する必要がある。

レトロフィットを考慮すると、現在 HFC-134a 用で使用している潤滑油が流用できることが必要である。ただし、以下の懸念事項の報告がある。

・ HFO 系冷媒の特徴

HFO-1234ze(E)は従来使用の HFC-134a に比べて分解しやすい性質であり、冷媒中のフッ素が水素と結合することでフッ酸が生成される可能性がある。生成されたフッ酸は潤滑油や各種有機材料の劣化を促進し、金属腐食、摩耗が進行する懸念がある。

・ 摺動特性向上の為の添加剤との相性

ターボ冷凍機の潤滑油には、摺動特性を向上させるための添加剤を使用している。この添加剤による影響の有無の確認が必要。

これらの懸念事項に対し、冷媒+潤滑油の安定性を確認する為の適合性試験を実施した。

ア. 試験条件

試験方法：オートクレーブ試験（JIS K2211 に準拠。200cc 容器を使用）

冷媒：HFO-1234ze(E)、HFC-134a（比較用参考）

評価油：POE 油（摺動特性向上のための添加剤有/無）

冷媒/油比：30g/30g

試験温度：175℃

試験時間：168 h、336h

初期水分量：10ppm 以下、1000ppm

混入空気量：なし、90cc

判定条件：酸価上昇のないこと（酸価 0.2 mgKOH/g 以下）

濁りのないこと（色（ASSTEM）L5.0 以下（175℃ 336 h））

イ. 試験結果

空気混入が発生した場合、特に HFO-1234ze(E)+現行の POE 油環境下で大幅な劣化が見られた。対して空気の混入のない場合には、基本的に劣化は見られない。この傾向は HFC-134a と同じだった。

表-1 潤滑油適合性確認試験結果一覧

潤滑油	摺動特性向上添加剤 有 (現行油)								摺動特性向上添加剤 無						
	HFO-1234ze(E)				HFC-134a (参考)				HFO-1234ze(E)				HFC-134a (参考)		
初期水分量 (ppm)	<10	1000	<10	1000	<10	1000	1000	<10	<10	1000	<10	1000	1000	1000	
空気封入量 (cc)	0	0	90	90	0	0	90	0	0	0	90	90	0	90	
試験時間 (h)	168				336	168		336	168				168		
酸価 (mgKOH/g)	0.01	0.02	1.34	4.42	0.00	0.01	1.02	0.00	0.02	0.02	0.10	0.43	0.01	0.14	
色 (ASTEM)	L0.5	L0.5	L5.5	L7.0	L1.5	L0.5	L5.0	L0.5	L0.5	L0.5	L2.5	L2.5	L0.5	L3.5	
判定	○	○	×	×	○	○	×	○	○	○	○	×	×	○	○

ウ. 評価

冷媒封入時の真空引きが充分なされることにより、空気混入は回避できることから劣化のリスクをなくすことが可能である。同様に水分量<10ppm も容易に達成可能な範囲である。よって、現行 POE 油環境下での使用は問題ないといえる。

以上より、HFO-1234ze(E)と現行の潤滑油である POE 油 の適合性を確認した。

(2) 材料適合性試験

冷凍機内ではシール、パッキン等の冷凍機を構成する材料が冷媒・潤滑油雰囲気になされるため、冷媒・潤滑油雰囲気下における各種材料の適合性を確認する必要がある。

HFO-1234ze(E)+現行の POE 油 の組み合わせ環境下における各種材料の安定性を確認する為の適合性試験を実施した。

ア. 試験条件

試験方法：オートクレーブ試験

供試材料：ドロップイン試験機に使用している全ての高分子材料 (29 種類)

- ・ 機器、配管、弁等で使用のシール材 (ガスケット、O-リング、パッキン等)
- ・ 絶縁材 (テープ、ワニスなど)
- ・ その他冷凍機内部に使用の高分子材料

冷媒：HFO-1234ze(E)

評価油：POE 油 (摺動特性向上のための添加剤有)

冷媒/油比：10g/30g

試験温度、時間：150℃、168h

油中水分量：10ppm 以下 混入空気量：なし

判定条件：質量低減なし

酸価上昇のないこと (酸価 0.2 mgKOH/g 以下)

イ. 試験結果

29 材料中、27 材料において顕著な劣化は見られず、そのままドロップイン試験に適用できることが分かった。2 材料 (CR 材、ノンアスベストシート) において、顕著な酸化上昇が見られた。

表-2 材料適合性確認試験結果 (抜粋)

評価材料	部品名称	O リング	ガスケット	O リング
	部品材質	CR	ノンアスベストシート	HNBR
	封入個数	1 個	1/8 個	1 個
試験油		POE 油 (摺動特性向上添加剤 有)		
試験冷媒		HFO-1234ze(E)		
試験後油 分析結果	酸価 (mgKOH/g)	0.98	1.36	0.00
	色 (ASTEM)	L3.0	L5.0	L0.5
	夾雑物量 (mg/100g 油)	46.9	13.1	0.9
	夾雑物分析結果	P>Zn>>Fe	P>S>Al>Zn>Fe	不検出
	油中フッ素イオン量 (ppm)	4	4	検出限界以下
材料質量変化	試験前質量 (g)	1.8240	1.9672	0.0989
	試験後質量 (g)	1.9611	2.0950	0.1030
	質量変化率 (%)	107.5	106.5	104.1
判定		×	×	○

ウ. 評価

O リング、ガスケットに使用している CR、ノンアスベストシートに表-2 の通り、顕著な酸化上昇・濁り・夾雑物析出やフッ素イオン量上昇が見られ、油、冷媒及び材料での分解の傾向が見られた。対して HNBR においては、これらの顕著な傾向は見られなかった。よって、CR 材・ノンアスベストシートを HNBR に材料変更し、ドロップイン試験を実施することとした。

(3) 運転検証

HFC-134a 用ターボ冷凍機に HFO-1234ze(E)をドロップインして運転検証を実施した。試験機の諸仕様を表-3に示す。

表-3 試験冷凍機諸仕様

仕様	備考
冷凍能力	1,406kW(400USRt) HFC-134a の場合 (冷水 12/7°C、冷却水 32/37°C)
冷凍サイクル	2 段圧縮 2 段膨張サブクールサイクル 図-1 参照
起動	インバータ
主電源	3φ×400V 級
制御	マイコン操作盤
制御機構	1 段入口 IGV、2 段入口 IGV、圧縮機回転数、 高段膨張弁、低段膨張弁、ホットガスバイパス弁
設計圧力	高圧部 1.01MPa、低圧部 0.87MPa

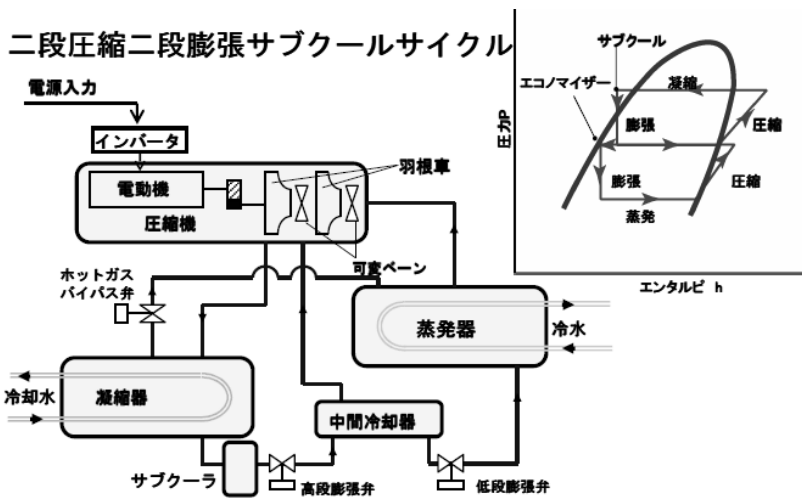


図-1 試験機冷凍サイクル

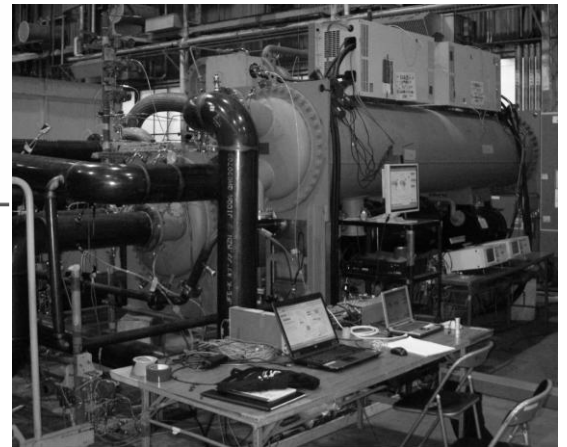


図-2 試験機外観

同じ冷媒体積流量における冷凍能力は、HFC-134a に対し 71%であり、その際の COP は 97%であった(図-3 参照)。また、部分負荷においては HFC-134a の COP を上回っている領域もあり(図-4 参照)、部分負荷運転が大半を占める実運用においては、HFC-134a と同等の性能を得られることを確認した。

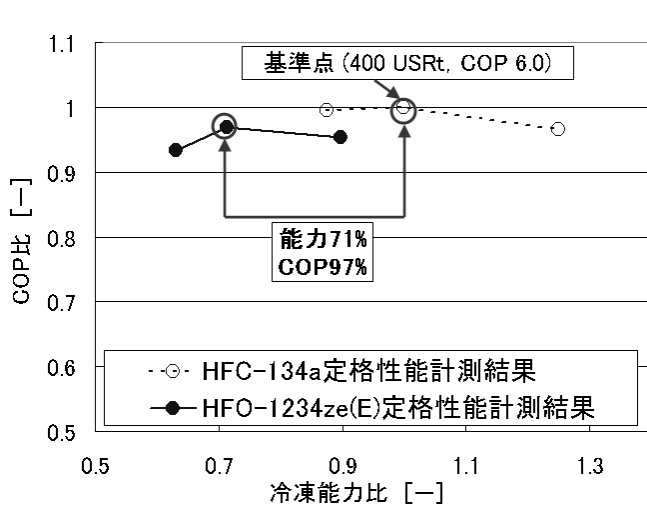


図-3 定格条件(同流量)での性能比較

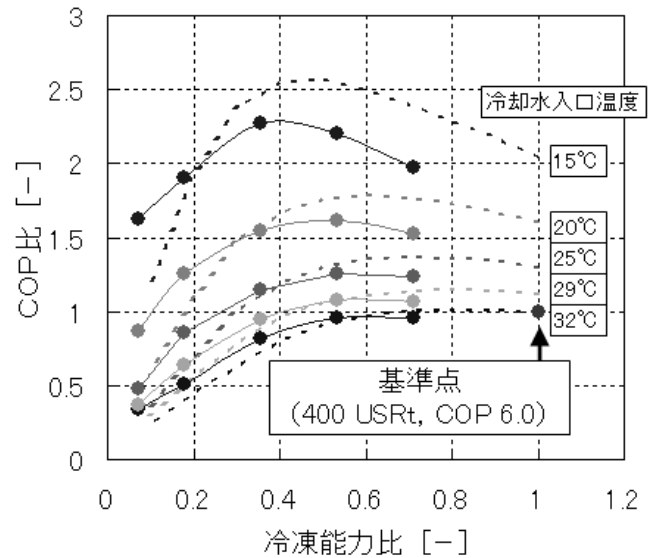


図-4 部分負荷条件での性能比較

これらの結果より、低 GWP 冷媒 HFO-1234ze(E)がターボ冷凍機へ適用できることを確認した。

<特許、論文、外部発表等の件数 (含予定) >
(詳細内容は添付資料の論文特許リストを参照)

区分 年度	特許出願			論文		その他外部発表 (プレス発表等)
	国内	外国	PCT [※] 出願	査読付き	その他	
H23FY	0	0	0	1	4	0

(※Patent Cooperation Treaty :特許協力条約)

2.3 実用的な性能評価、安全基準の構築

⑧ 『ノンフロン型省エネ冷凍空調システム開発』の実用的な運転モード及び評価方法ならびに安全基準の構築【独立行政法人産業技術総合研究所】（委託）

< 研究開発成果概要 >

◎: 大いに達成、○: 達成、△: 一部未達、×: 未達

目 標	研究開発成果	達成度
テーマ: 『ノンフロン型省エネ冷凍空調システム開発』の実用的な運転モード及び評価方法ならびに安全基準の構築		
<p>HFC に代わる次世代冷媒の導入にあたって特に問題となる、(1)温室効果ガス排出量(LCCP 評価)(2)有害性(3)燃焼特性(4)大気経由暴露・リスク(5)室内漏洩時暴露・リスク、の5項目に対する安全性評価をリスクトレードオフの観点から実施し、次世代冷媒として相応しい物質を選定する。</p> <p>特に、空調機器からの温暖化ガス(冷媒)の直接排出と、空調機器の電力使用に起因する二酸化炭素の大気排出(温室効果ガスの間接排出)の双方を考慮したLCCP評価を基礎として、有害性・燃焼特性・大気経由暴露・室内漏洩時暴露の各項目が、それぞれ適切に解決されるか否かを慎重に評価することにより、地球温暖化を防ぐために最適な選択となり得る冷媒候補を提示する。</p>	<p>空調機器に用いられる次世代冷媒を対象に、(1)温室効果ガス排出量(LCCP 評価)(2)有害性(3)燃焼特性(4)大気経由暴露・リスク(5)室内漏洩時暴露・リスクの各項目について評価シナリオを設定し、定量的な評価データを得ることができた。</p> <p>上記5項目を基礎としたリスクトレードオフ評価の枠組みを設定し、5項目が、それぞれ適切に解決されるか否かを慎重に見きわめることによって、地球温暖化を防ぐために最適な選択となり得る冷媒候補を提示するための評価を実施した。</p>	◎
(1) 次世代冷媒を使用する冷凍空調機器の LCCP 評価		
<p>今後開発が予想される冷凍空調システムの普及シナリオや冷媒回収率を仮定し、製品寿命(生産→運転→使用→廃棄)を通じた環境負荷を総合的に評価する。</p>	<p>冷凍空調システムの「製造段階」、「使用段階」、「廃棄段階」における GHG 排出量算定のための前提条件を整理した。特に、家庭用エアコンの使用段階の電力消費起因 GHG 排出量算定のために、全国約 7,000 世帯を対象に使用状況に関するアンケート調査を実施し、地域別(北海道、北東北等の 10 地域)、部屋別(居間、個室)に平均的な使用状況を把握した。</p> <p>また、家庭用エアコンの廃棄段階の冷媒起因 GHG 排出量算定のために、機器回収プラントに持ち込まれた廃棄機器に残存している冷媒量と、実際に回収した冷媒量のデータを入手し冷媒回収率を算定した。</p> <p>整理した前提条件を用い、次世代冷媒を充てんした製品と現行製品について、ライフサイクル全体を通じて排出される LCCP 評価を行った。その結果、冷房定格能力 2.2kW の機器で、新冷媒の GWP300 の場合には、約 60%の削減が可能であることがわかった。</p> <p>2013 年から次世代冷媒を充填した家庭用エアコンが市場に順次導入される場合を想定し、次世代冷媒に転換した場合と現行冷媒を使い続けた場合について、2030 年までの国内の家庭用エアコン起因の GHG 排出量を算定し比較した。</p> <p>次世代冷媒はその特性に不確定な部分があるため、次世代冷媒の GWP や消費電力量を変化させた場合の GHG 排出量の変化も確認した。将来の冷媒回収率が変化することによる GHG 排出量の変化も確認した。</p>	◎
(2) 次世代冷媒の燃焼特性評価		
<p>ノンフロン系冷媒や次世代冷媒として想定される冷媒単体および混合系冷媒の燃焼性に関し、現在データが不十分である燃焼限界・燃焼速度の測定、及び予測手法の開発を行う。</p>	<p>R-1234yf、R-32 等の 2L 冷媒(燃焼下限界が 3.5vol%を超え、燃焼熱が 19MJ/kg 未満で最大燃焼速度が 10cm/sec 以下)、及びそれらの混合系について、種々の温度・圧力・混合比における燃焼限界、不燃化条件、燃焼速度を明らかにし、最適な冷媒選択に不可欠な燃焼性データを提示した。また、R-1234yf は湿度の増加と共に燃焼性が増すものの、我が国の気象条件下では、最悪の場合でも最大燃焼速度は 10cm/sec 以下であり、R-32 の燃焼性は湿度に殆ど影響されないことを明らかにした。</p>	◎

(3)次世代冷媒の有害性評価		
<p>次世代の冷媒として開発された R-1234yf に関して、既存の動物試験結果などをレビューすることにより、既存の試験結果の妥当性や不足試験項目の有無などを検証し、急性暴露と慢性暴露に伴う健康リスク評価に用いるエンドポイントと無毒性量を暫定的に決定する。また現在冷媒として使われている物質の有害性情報と比較検討を行う。</p>	<p>R-1234yf について公表されている有害性試験情報を収集整理した。急性毒性試験、反復暴露試験、心臓感受性試験、2世代繁殖試験では特段の有害性は記載されておらず、遺伝毒性試験の結果から生体内では遺伝毒性を示さないと考えられる。</p> <p>最も低濃度で影響が現れた試験はウサギを用いた発生毒性試験だが、妊娠ウサギの死亡が観察された濃度は 5,500ppm 以上と高濃度であった</p> <p>しかし、ラットにおいては発生毒性試験及び 2 世代繁殖試験でも母体の死亡についての記述は見られず、反復暴露試験では 50,000ppm においても暴露の影響は認められなかったことから、ウサギは R-1234yf に対してラットよりも高い感受性を有していることが窺われた</p> <p>第三者評価として R-1234yf の安全性について結論するためには有害性情報の詳細なデータの公表が必要である</p>	◎
(4)次世代冷媒の大気経路暴露・リスク評価		
<p>次世代冷媒 R-1234yf がエアコン冷媒として使用された場合の大気中排出量を推定し、冷媒物質および分解生成物(対流圏生成オゾン等)について環境動態モデルを用いた暴露評価とリスク評価(ヒト健康、生態)を行う。</p>	<p>エアコン(家庭用・業務用・自動車用)に用いられる冷媒が全て R-1234yf に代替された場合の、R-1234yf および分解生成物であるオゾンとホルムアルデヒドの大気中濃度、および分解最終生成物であるトリフルオロ酢酸(TFA)の雨水中濃度を、大気モデルを用いて推定し、それら物質のヒト健康や水生生物への影響を評価した。</p> <p>既往の研究において、報告値が大きくばらついている R-1234yf の大気中分解過程における分解反応速度論パラメータであるヘンリー一定数、及び加水分解速度定数については、二相フロー法による実験的手法によって確度の高い数値範囲を特定し、環境中濃度推定の精度を向上させた。大気モデル計算によって、いずれの物質においても関東地方に高濃度領域が発生することが明らかとなった。関東地方における R-1234yf の大気中濃度推定値は、ヒト健康に影響が生じる可能性は非常に小さいと考えられるレベルであることが明らかになった。また、冷媒代替に伴う大気中オゾンとホルムアルデヒドの濃度増加は最大で 0.1%程度と推定され、大気中のオゾンとホルムアルデヒドの濃度増加に対して殆ど重要な寄与をしないことが明らかとなった。さらに、雨水中における TFA 濃度の最大推定値は、最も感受性の高い水生生物に対する無影響濃度を大きく下回り水生生物に影響を及ぼす可能性は極めて小さいと考えられるレベルと考えられた。</p>	◎
(5)次世代冷媒の室内漏洩時暴露・リスク評価		
<p>冷凍空調機器から R-1234yf が漏洩した場合を想定し、空調によって発生した室内気流と漏洩した冷媒の濃度変化の時間発展挙動を数値流体力学(CFD)に基づく手法によって予測し、漏洩冷媒の閉鎖空間での暴露特性を評価する。冷媒漏洩のシナリオについては、冷凍空調機器の稼働時における漏洩と非稼働時における漏洩の二つのケースについて実施する。さらに、冷媒の燃焼特性や有害性の情報と漏洩冷媒の室内での濃度分布の予測値を用い、漏洩冷媒の安全性アセスメントを試みる。</p>	<p>閉鎖空間における空調機器からの冷媒の漏洩に対する安全性について、漏洩シナリオを作成する手順を新たに提案し、燃焼安全性や人体への健康影響についてのアセスメントを実施した。その結果、R-1234yf を冷媒として用いたときの漏洩の安全性に対する懸念は、当面は空調機器が稼働せず漏洩線速度が小さい、いわゆるスローリークの場合に絞られることが明らかになった。これに対し、空調機器が稼働し漏洩線速度が高くなる場合には、漏洩濃度が低くなるため安全性への懸念が低くなることがわかった。</p> <p>ただし、漏洩冷媒の室内濃度の予測、及び暴露評価は、その漏洩シナリオに大変敏感であるため、最終的な安全性の判断は、冷凍空調機器からの冷媒の漏洩事故に関する個別の事例を把握し、これらの事例に忠実なシナリオを構築して安全性アセスメントを実施する必要があることがわかった。</p>	◎

(6)次世代冷媒のリスクトレードオフ評価		
<p>LCCP 評価、有害性評価、燃焼性評価、及び暴露評価の全てを考慮した、次世代冷媒の使用を想定したリスクトレードオフ評価を実施する。</p>	<p>(0)オゾン層破壊、GWP(1)燃焼特性、(2)有害性、(3)LCCP 評価、(4)漏洩時の燃焼・着火・有害性、(5)実装可能性の6段階の評価項目から構成されるリスクトレードオフ評価の枠組みを設定した。(0)～(2)の評価項目を用いて次世代冷媒候補の絞り込みを行った上で(3)の LCCP 評価を行った。</p> <p>R-1234yf単体、R-32 単体、混合冷媒(R-1234yf と R-32)を対象に、現行冷媒(R-410A)に対する GHG 排出削減効果について LCCP 評価を行った結果、GHG 排出削減効果が最も大きいのは R-1234yf であったが、R32 単体、混合冷媒についても一定の効果があることが予想され、3 種の冷媒とも次世代冷媒候補となりうることが示唆された。今後、(4)の火可燃性対策や(5)の実装可能性についての評価・検討が重要であることが示唆された。</p>	<p>◎</p>

次世代冷媒の実用化と固定型冷凍空調機器への実装に向けた安全性や持続可能性に関する課題としては、

- (1) 次世代冷媒を使用する冷凍空調機器のLCCP評価 (1章)
- (2) 次世代冷媒の燃焼特性評価 (2章)
- (3) 次世代冷媒の有害性評価 (3章)
- (4) 次世代冷媒の大気経路暴露・リスク評価 (4章)
- (5) 次世代冷媒の室内漏洩時暴露・リスク評価(5章)

が列挙できる。よって、これらの項目についてリスクトレードオフの観点から評価研究を実施した。ここでは、次世代冷媒としてR-1234yfとR-1234yfを成分とする混合冷媒を主な候補として取り扱った。

1章では、次世代冷媒を搭載する冷凍空調機器のLCCP評価結果について詳述する。次世代冷媒を選択するにあたって、地球温暖化と冷媒のGWP値との関連性を見極め、冷凍空調機器の省エネ性能と温室効果ガス排出削減効果とのバランスを定量的に評価することを目的として実施した。本報告においては、次世代冷媒の選択に資するための、冷媒の排出による温室効果ガスの直接的な排出と、冷凍空調機器の使用に伴う電力使用由来の、間接的な温室効果ガス排出の定量評価を、4,000世帯に及ぶ家庭用エアコンの二度にわたる使用実態調査結果を用いて実施し、次世代冷媒を搭載するエアコン一台あたりの温室効果ガス排出削減ポテンシャルと、その導入における温室効果ガスの排出削減の将来予測を提示した。

2章では、次世代冷媒の燃焼特性評価結果について述べる。米国冷凍空調学会や冷媒に関する国際規格が定める燃焼性に関する冷媒分類において定量化が必須となる燃焼速度 (Burning Velocity) と燃焼限界 (Flammability Limit) について、R-1234yfとその混合系冷媒について、評価方法を提示すると共に実際に定量的に評価した。さらに、冷媒の不燃化や安全な取扱を可能とする程度の可燃性を持つ新規混合冷媒の開発に資するデータを提供した。

3章では、次世代冷媒に関する有害性 (毒性) の評価結果について述べる。次世代冷媒の有害性についての情報収集とその第三者評価を試みたものの、R-1234yfの有害性の情報が開示されなかった。そこで、従来から冷媒として用いられてきたフルオロカーボン類の有害性の情報について、動物実験等のデータも含めて包括的に文献情報を基に調査した。また、次世代冷媒の大気中での分解生成物の有害性についても同様に文献調査結果を基に検討した。

4章では次世代冷媒の大気経路の暴露・リスク評価について述べる。R-1234yfは大気中での寿命が短く、従来冷媒に比較して大気中での化学反応における分解生成物を比較的短時間に生成することが懸念される。そこで、R-1234yfの大気排出量を推定し、大気中での化学反応を考慮した移流・拡散モデルを使用することにより、R-1234yfの大気中濃度、化学反応生成物の大気中濃度と雨水中濃度を推定した。化学反応生成物については、特に水系生態系への強い影響が懸念されるトリフルオロ酢酸 (TFA) に着目した。

5章では、次世代冷媒が大量に閉鎖空間に漏洩した場合における暴露評価を、流体力学的な手法を用いて実施した。次世代冷媒の閉鎖空間内における暴露評価では、特に高濃度での漏洩においては急性毒性や心感作性、さらには燃焼限界の許容値を上回る濃度での暴露が評価対象となりうる。そこで、閉鎖空間を対象とした次世代冷媒の大量漏洩に伴う有害性、及び燃焼性に対する仮想的なリスク評価を試みた。また、いくつかのパラメータの設定のみで構成可能となる冷媒の漏洩シナリオと漏洩濃度の予測手法も提案した。

6章では、最終的なリスクトレードオフ評価を行った。安全性評価の結果を総括し、次世代冷媒に求められる条件や選定の過程についての考え方を整理した。さらに冷媒の代替を意識したLCCP評価を実

施することにより、次世代冷媒のGWPとLCCP評価による温室効果ガス排出削減量との関係を明確にし、次世代冷媒の候補とその選定にあたっての今後の課題を述べた。

1. 次世代冷媒を使用する冷凍空調機器の LCCP 評価

1.1 目的

昨今、地球温暖化に対する取組が進められており、京都議定書では 6 種の温室効果ガス (Green House Gases : GHGs) の排出量について国別の削減目標が設定された。エアコンに起因する GHG 排出量には、機器に充填されている冷媒の漏えいに起因するものと、電力等のエネルギーの消費に起因するものがある。冷媒起因の GHG 低減策として、特定家庭用機器再商品化法 (家電リサイクル法) (経済産業省・環境省,2010) により廃棄時の冷媒回収が義務付けられている。また、現在製造されている家庭用エアコンの冷媒 (R-410A) は、地球温暖化係数 (Global Warming Potential : GWP) が 1730 (IPCC,1995) と高いため、GWP の低い新冷媒 (R-1234yf [純冷媒 GWP : 4] など) への転換も検討されている。エネルギー消費起因の GHG 低減策として、政府はトップランナー方式 (経済産業省,2008a) を導入し、機器効率の向上を図っている。上記の低減策は個々に作成・運用されており、エアコンのライフサイクル全体を視野に入れた総 GHG 排出量低減策の施行にまで至っていない

そこで、エアコンのライフサイクル全体を通じて排出される GHG 排出量を定量することによって、現行冷媒及び新冷媒のそれぞれを充てんしたエアコンの地球温暖化への影響を評価し、新冷媒導入の可能性について検討することにした。本事例では、冷媒の GWP については新冷媒の方が現行冷媒よりも低いことが予想されるため、冷媒起因の影響は新冷媒を充てんしたエアコンの方が現行冷媒を充てんしたエアコンよりも少なくなるものの、使用段階の消費電力量については新冷媒の方が現行冷媒よりも多くなることが予想されるため、使用段階のエネルギー起因の影響は新冷媒を充てんしたエアコンの方が大きくなると考えられる。上記のような場合には、エアコンのライフサイクル全体を範囲とし冷媒起因及びエネルギー起因の GHG を包括的に評価する必要がある。

1.2 方法

家庭用エアコンの地球温暖化影響を評価する手法として、本研究ではライフサイクルアセスメント (Life Cycle Assessment: LCA) を用いることにした。LCA とは、天然資源の採取に始まり、製造、使用、廃棄にいたるすべての段階を通して、製品が環境に与える影響を定量する手法である。冷凍空調業界では温暖化影響を評価する指標として製品寿命気候負荷 (Life Cycle Climate Performance : LCCP) を用いることが多いが、LCCP 評価よりも広い範囲を評価することのできる LCA を用いることにした。LCA 及び LCCP の評価範囲について、図 1.1 に示す。

なお、図 1.1 の①~⑧の起因別に GHG 排出量を算定しているため、LCCP による評価も確認できる。

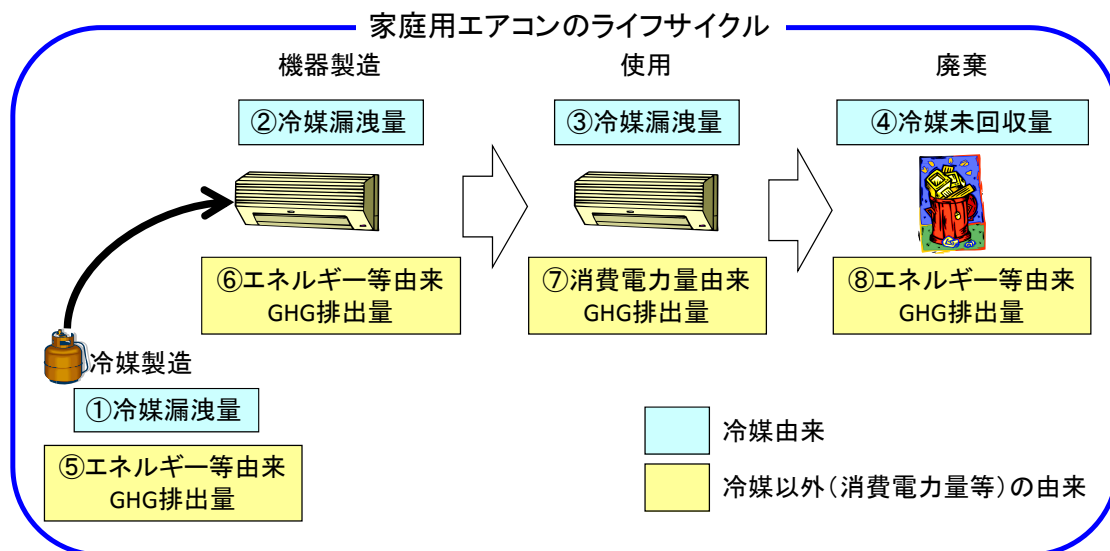


図 1.1 : LCA 及び LCCP の評価範囲

1.3 従来製品と開発予定製品のデータの収集・分析

(1) データの収集範囲

新冷媒を充てんしたエアコンは現行冷媒よりも、冷媒起因の温暖化影響は少なくなるものの、使用段階の電力起因の影響が多くなることが予想されているので、ライフサイクル全体を範囲として GHG 排出量を定量することにした。具体的には冷媒製造も含めた製造段階から使用、廃棄までを収集範囲とした。さらに、国内にある家庭用エアコンの総 GHG 排出量を推計するために、冷房定格能力別製造年別に上記データを整備した。なお、エアコンの製造、使用、廃棄場所は日本とした。

(2) 対象とする環境負荷物質

考慮する環境影響は地球温暖化であるため、環境負荷物質にはCO₂、N₂O、CH₄、フロンガスを計上した。環境負荷物質は、GWPによりCO₂換算した。

(3) エネルギー起因GHG排出量の算定に必要なデータの整備

LCA の実施により算定される温暖化影響は、排出源別の GHG 排出量の合算値である。排出源別の GHG 排出量は各前提条件にしたがって算定されるため、その採用が可能かどうかを確認し、採用する場合には各データを引用しやすい形式に変換するなどしてから整備しておく必要がある。

エネルギー起因の GHG 排出量は、製造/使用/廃棄の各段階に存在する。製造及び廃棄段階起因 GHG については、データを直接測定・収集することができなかつたため、企業が公開しているデータを引用した(三洋電機,2009)。

使用段階起因 GHG については、エアコン通電(稼働及び待機)による消費電力量であり、その電力量はエアコン使用者の使用パターン(運転スケジュール[運転する時期及び時間帯]、設定温度、風

量等)、空調空間の状態、機器の効率等によって異なる。現状で入手できるものとして、JIS規格（日本工業標準調査会,2005）で定められた設定に基づいて算定したもの、及び使用に関するアンケート調査（日本電力調査委員会,2007）がある。JIS規格の時間帯ごとの使用の有無（運転スケジュール）を確認すると、冷暖房期間中の6時から24時の時間帯のうち冷房は外気温度24℃以上で、暖房は16℃以下で運転することとしているが、勤め人や就学児のいる世帯が昼間の時間帯にエアコンを使用しているとは考えにくく、また個人により冷房及び暖房を使い始める温度が異なるため、実態を反映しているとは言い難い。6~24時の平均在宅時間（国内平均）をアンケート調査した結果を確認すると、その在宅時間は平日10時間及び休日11時間であった（NHK放送文化研究所,2001）。そこで、NHK放送文化研究所のアンケート結果を参考にして6~24時のうち在宅時にのみエアコンが稼働していると仮定した場合の東京における年間使用時間を算定し、その結果をJIS規格とともに図1.2に示す。

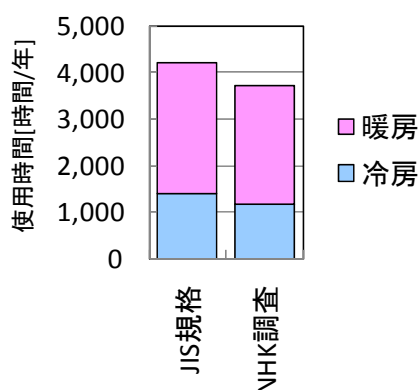


図 1.2 : JIS 規格と NHK 生活時間調査による年間使用時間（東京）

図 1.2 によると、在宅時にのみエアコンを稼働させている場合（図 1.2 の「NHK 調査」）の年間使用時間数は、JIS 規格の 9 割弱にとどまることが確認できた。在宅時にのみ稼働させているという前提に立つと、1 日当たり 18 時間稼働している JIS 規格の時間数は、実際の稼働時間数よりも過大評価の可能性はある。

また、JIS 規格の試験は実運転状況を模している訳ではなく（例えば間欠運転等を考慮していない）、JIS 規格による消費電力量が実消費電力量とは異なる懸念がある。本来、JIS 規格は性能評価を目的として策定されたものであるため、その引用には留意が必要である。

使用に関するアンケート調査は全国規模で実施されているため、各地域別に年間使用時間数を確認することができた。しかし、消費電力量の算定に必要な運転スケジュールは確認することができなかった。

家庭に設置されている 1 台ずつのエアコンの消費電力量を正確に把握するためには、各エアコンに電力計測機器を設置し測定するべきであろうが、膨大な数の電力計測機器の設置や管理にかかる労力等を考えると、その実施は難しい。

そこで、本研究では使用実態を尋ねるアンケート調査を実施することによって、家庭用エアコンの運転スケジュール等を収集、分析し、それに基づいて年間消費電力量を算定し、使用段階のエネルギー起因 GHG 排出量を見積もることにした。アンケート調査は多くの対象者から回答を得られることにメリットがあり、地域や住宅等の属性別の傾向を把握することができる。さらに属性ごとのデータを加重平均することによってエアコン 1 台の日本の平均的な使用パターンを推定することができたり、各属性の構成

比に応じてデータを積算することで国内総量を推定することもできる。

(4) 冷媒起因GHG排出量の算定に必要なデータの整備

現行冷媒の GWP は先述したように 1,730 とした。新冷媒には R-1234yf と HFC32 との混合冷媒を仮定した。その混合比は GWP がもっとも低く、かつ不燃ガス基準をクリアする R-1234y (重量比 55.4%) 対 HFC32 (44.6%) とした。HFC32 単体の GWP は 650 (IPCC 第 2 次報告書の 100 年値) とし混合冷媒の GWP を計算すると 292 と算定できた (詳細な計算は 6.2 節) ため、LCCP の計算には GWP300 を導入した。

エアコンへの初期冷媒充填量は、現行冷媒については日本冷凍空調工業会が産業構造審議会で報告したデータ (経済産業省,2008b) を引用し、新冷媒はデータがないため現行冷媒と同じと仮定した。

家庭用エアコンの製造段階及び使用段階の冷房漏えい率は、製造段階で 0.2%、使用段階で 2%/年 (経済産業省,2009) とした。廃棄段階は、冷媒回収プラントでの回収量の実績値 (経済産業省,2008) を、すべての廃棄機器に残存している冷媒量の推定値で除すことで 2007 年は 26.7% と算定できた。冷媒漏えい率及び冷媒回収率を表 1.1 に示す。

表 1.1 : 冷媒漏えい率及び冷媒回収率

		割合
冷媒漏えい率	製造時	0.2%
	使用時	2%/年
冷媒回収率	廃棄時	26.7%

なお、表 1.1 の数値は、すべての冷房定格能力のエアコンに共通して引用することとする。

1.4 使用段階の消費電力量の算定

(1) 使用実態アンケート調査の実施概要

アンケート調査の目的は、実態に近い消費電力量を算定することにある。そのためには、運転スケジュール (365 日 24 時間ごとの ON/OFF 状況) を把握する必要がある。また、日本の平均的な使用パターン及び日本の総消費電力量を推定するためには、様々な属性の人々からデータを収集しておく必要がある。そこで、インターネットによるアンケート調査を実施した。

(2) 調査項目

調査項目は、大きく分けると対象者の属性を尋ねるものとエアコンの使用パターンを尋ねるものの 2 つであり、詳細を表 1.2 に示す。

表 1.2 : アンケート調査項目

	分類	調査項目
属性	世帯	世帯員数、世帯類型、世帯主年齢、高齢者数、子供の年代
	住宅	居住区域、住宅の建て方、延床面積、建築時期、窓の使用等
エアコン	仕様	仕様（型式、冷房出力、製造時期、種類[冷房専用、冷暖房兼用]）、設置場所等
	使用方法	夏季の除湿運転の割合、設定温度（日中、就寝時）、風量、空調範囲の面積、他の暖房機器との併用状況等
	使用時間	冷暖房期間、暖房中断期間、1日当たりの使用時間（平日・休日）、使用時間帯（平日・休日）、1週間当たりの使用頻度

(3) 使用実態アンケート調査の結果

(a) 概要

アンケートは、2010年2月（第1回調査）と12月（第2回調査）に実施した。第1回調査では全国4,000世帯を対象とした。第2回調査では、第1回調査対象の4,000世帯を追跡調査し、かつ新規で全国4,000世帯も対象とした。全都道府県を省エネルギー法の地域区分を参考にして10地域に分け、どの地域の配信数も約400世帯となるようにした。アンケートで用いた地域区分と省エネルギー法による地域区分との関係を表1.3に示す。

表 1.3 : 本報告書での地域区分

省エネ法による地域区分		本報告書での表示
I 地域	北海道	I : 北海道
II 地域	青森/岩手/秋田	II : 北東北
III 地域	宮城/山形/福島/栃木/長野/新潟	III : 南東北
IV 地域	関東(茨城/群馬/埼玉/千葉/東京/神奈川/山梨)	IV : 関東
	北陸東海(富山/石川/福井/岐阜/愛知/静岡/三重)	IV : 中部
	近畿(滋賀/京都/大阪/和歌山/兵庫/奈良)	IV : 近畿
	中国四国(中国5県、四国4県)	IV : 中国・四国
V 地域	九州(福岡/佐賀/長崎/大分/熊本)	IV : 北九州
V 地域	宮崎/鹿児島	V : 南九州
VI 地域	沖縄	VI : 沖縄

地域内の都道府県別配信数は、人口構成比に基づいて設定した。インターネット方式では若年層に回答者が偏る恐れがあるため、高齢者世帯（65歳以上の世帯員がいる世帯）からも回答を確保できるように多めに回答に不整合がある場合には回答者に警告を出すアルゴリズムを組み込んだブラウザを作成することによって有効回答率を上げた。回答時間が短すぎる者は有効回答から外した。次いで、1日当たりの使用時間の回答（「夏の平均的な使用時間は1日あたりどのくらいですか。」）と時間帯数の回答（「夏の間、このエアコンを主に使用する時間帯をお答えください。」）との差が、4時間以上ある者、暖房期間について、暖房開始時期と暖房終了時期と暖房を中断する開始時期と暖房を中断する終了時期について同じ時期を回答した者についても、質問を正しく理解していたか疑わしいため有効回答から外した。その結果、有効回答は7,090世帯分であった。図1.3に地域別の対象世帯数、図1.4に地域別の世帯人数、図1.5に地域別の世帯主年齢を示す。

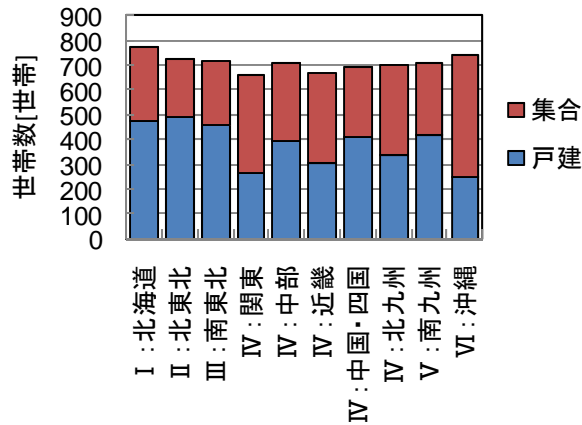


図 1.3 : 地域別の対象世帯数

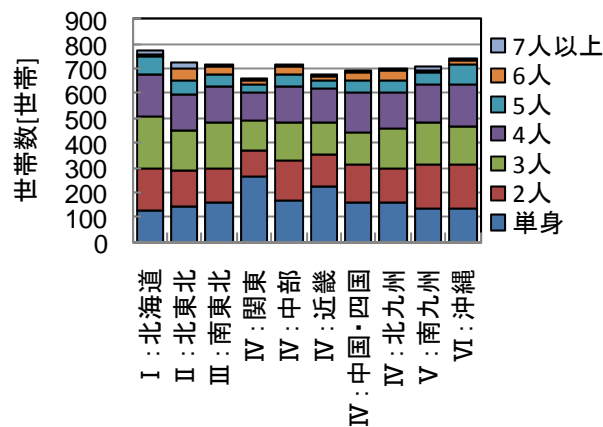


図 1.4 : 地域別の世帯人数

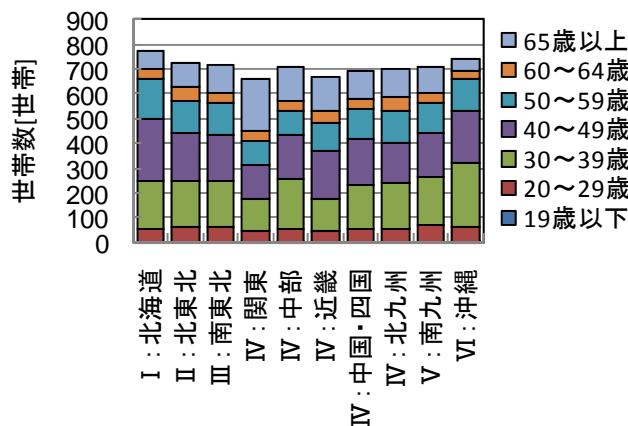


図 1.5 : 地域別の世帯主年齢

(b) 年間使用時間数の算定

アンケート調査では、エアコン1台ずつについて、使用開始時期及び使用終了時期、1日当たりの使用時間数、使用期間中の使用頻度を尋ねた。暖房については、もっとも寒い時期には、エアコン以外の暖房機器（例えば石油ファンヒーター等）が使用されることも想定し、エアコンによる暖房を中断している時期の有無及びその期間を尋ねた。さらに1日当たりの使用時間数については、平日と休日の2パター

ンを尋ねた。上記回答を用いて、式(1.1)によって1台当たりの平均年間使用時間を算定した。

$$\text{平均年間使用時間} = \frac{\sum_{j=1}^n (X_j \times Y_j \times Z_j)}{n} \quad (1.1)$$

j: 調査対象エアコン
X: 1日当たりの使用時間
Y: 使用期間の日数
Z: 週当たりの使用日数
n: エアコン設置台数

上記の式に導入した「1日当たりの使用時間」と「使用期間の日数」と「週当たりの頻度」は「地域×住宅の種類×部屋の種類」別の平均値を用いているわけだが、平均値算定に用いたデータの特徴を確認できるよう、appendix に各平均値及び各標準偏差を示す。「戸建住宅・居間」、「戸建住宅・個室」、「集合住宅・居間」、「集合住宅・個室」の地域別年間平均使用時間数を算定し、結果を図 1.6 に示す。

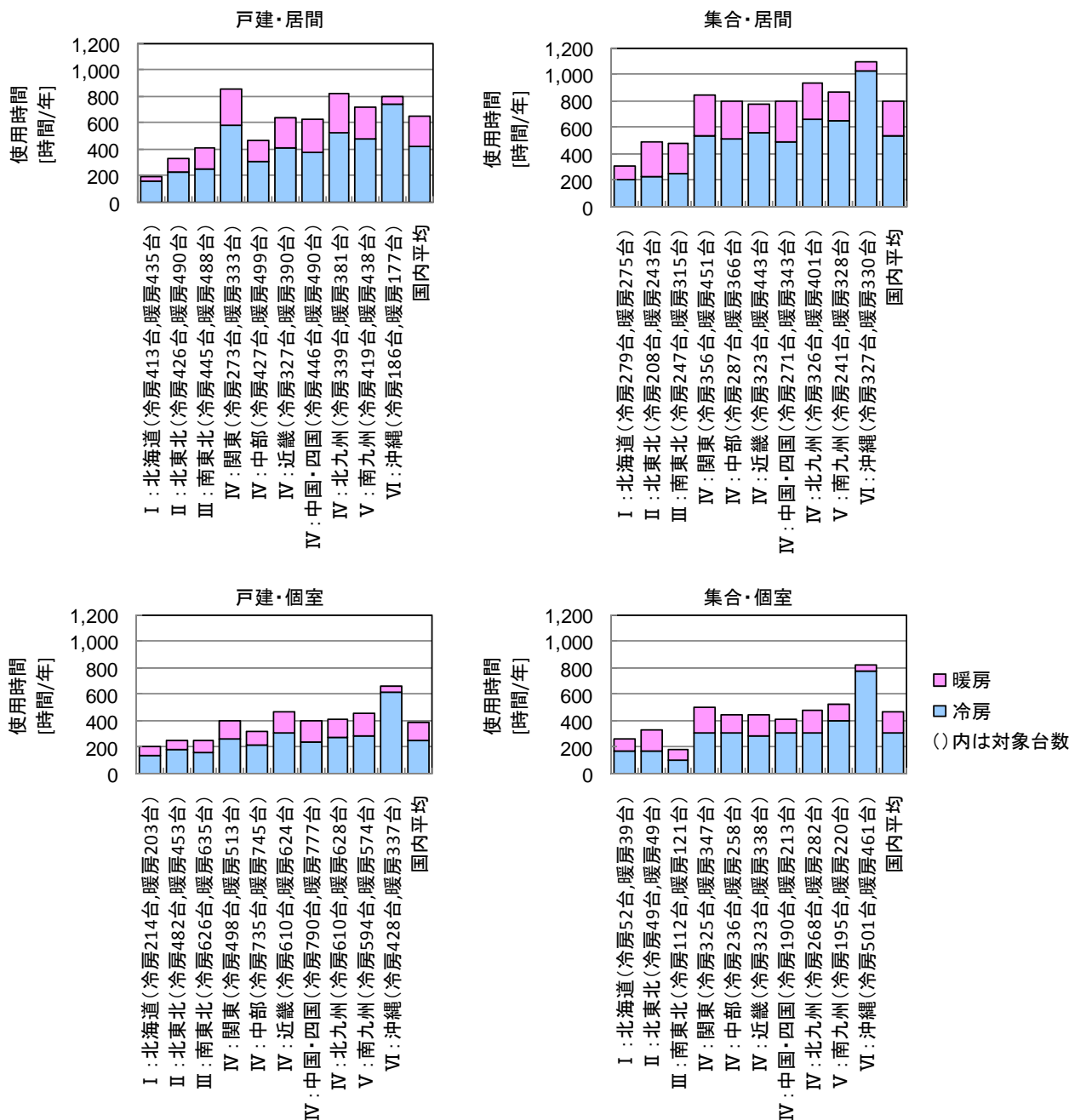


図 1.6 : 年間使用時間

VI : 沖縄の冷房使用時間は夏の外気温が高いため、どの部屋に設置されているエアコンももともと冷房使用時間が長かった。一方、I : 北海道とII : 北東北の暖房使用時間は冬の外気温が低いにも関わらず、他地域と変わらない。これは、上記2地域では「エアコン以外の暖房機器」を主に使用する世帯が過半数いることが一因であることが本アンケートから把握できた。

また、「戸建」と「集合」ともに「居間」の年間使用時間の方が「個室」よりも長いことが、「集合・居間」の年間使用時間の方が「戸建・居間」よりも長いことが定量的に確認できた。

アンケート結果の使用時間の単純平均することによって「戸建住宅・居間」、「戸建住宅・個室」、「集合住宅・居間」、「集合住宅・個室」について地域別の年間使用時間を用いることができたわけだが、国内の平均的な使用時間を算定するためには、「地域 (10 区分) ×住宅 (2 区分) ×部屋 (2 区分)」の 40 種類の設置台数を推定し、それらの台数構成比で加重平均化する必要がある。

まず国勢調査（総務省,2007）から地域ごとの世帯を確認し、全国消費実態調査（総務省,2009）世帯当たりの普及率を確認し、両者を乗じることによって地域区分別の総設置台数を算定し、次いで住宅・土地統計調査（国土交通省,2008）から地域区分別の集合・戸建の戸数を確認し、全国消費実態調査の住宅別の世帯当たり設置台数を考慮することによって、各地域の総設置台数を「戸建住宅・居間」、「戸建住宅・個室」、「集合住宅・居間」、「集合住宅・個室」の4種類に配分した。なお、1DK及び1Kの住宅に設置しているエアコンは「居間」に計上した。推定方法を図 1.7 に示す。

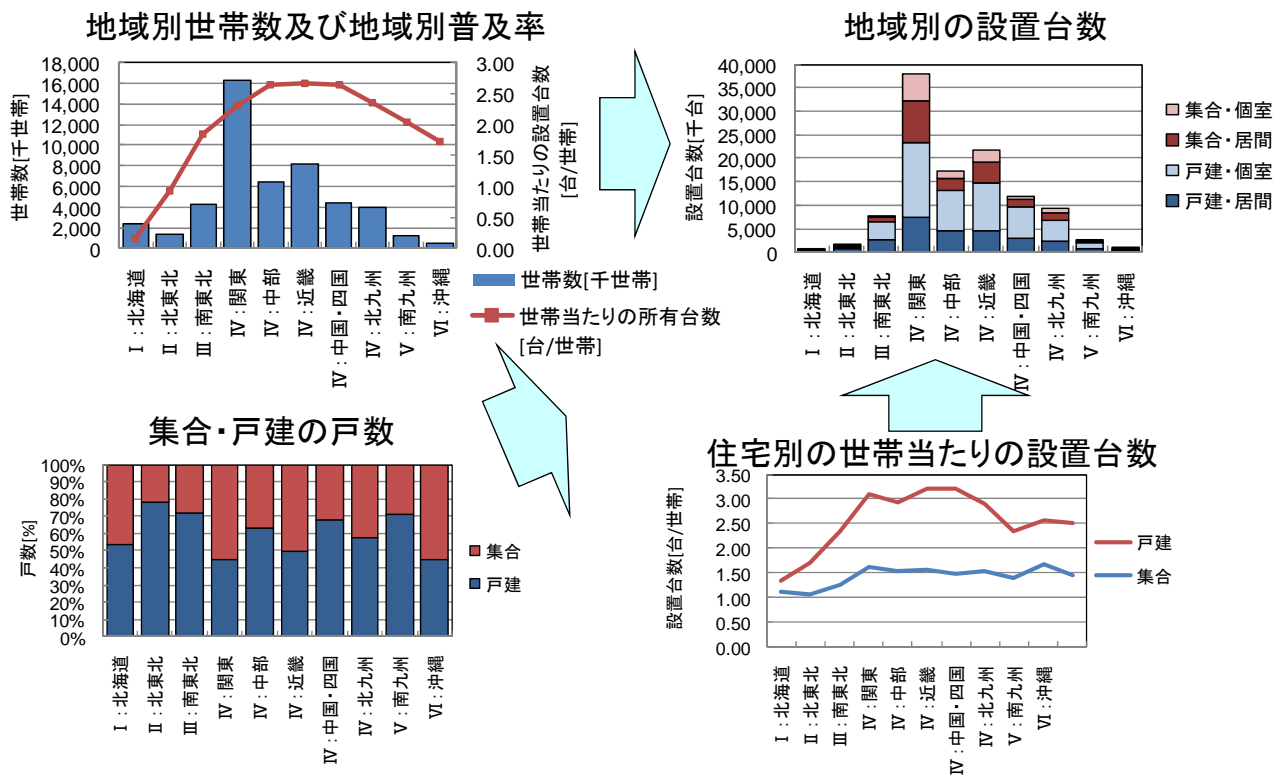


図 1.7 : 「地域（10 区分）×住宅（2 区分）×部屋（2 区分）」別の設置台数の推定方法

国内の総台数は1億1千万台と推定され、そのうちの約40%がIV：関東に設置されており、国内平均に与える影響が大きいことがわかった。上記の方法で算定した設置台数構成比を用いることによって、使用時間の国内平均値を算定し、結果を図 1.8 に示す。

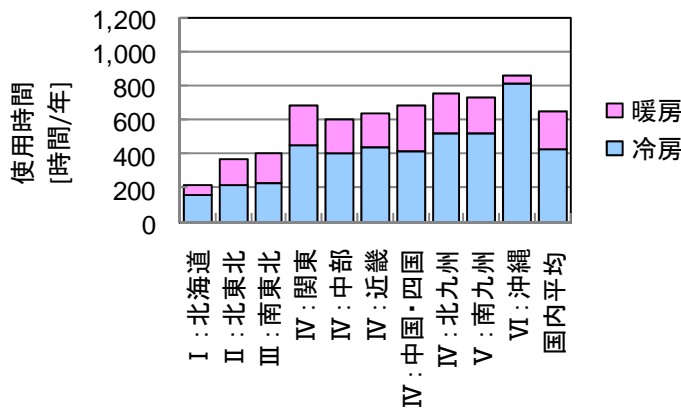


図 1.8 : 国内の平均年間使用時間

I : 北海道、II : 北東北、III : 南東北は、国内平均年間使用時間よりも短いことがわかる。IV 関東、IV : 中部、IV : 近畿、IV : 北九州は暖房度日を基準にした地域区分「IV」に属しており、それらの地域の平均使用時間は似た傾向を示した。国内のIV地域のエアコン設置台数は、国内の8割以上を占めているため、国内平均値はIV地域の平均に近い値になった。

(c) 年間消費電力量の算定

年間消費電力量を算定するためには、年間使用時間数が把握しただけでは足りない。なぜなら、消費電力量は熱負荷に依存するからである。例えば、冷房時には、外気温度が高いほど消費電力量は多くなり、外気条件が変わらなければ運転開始後の1時間目の消費電力量の方がその後の2時間目よりも少なくなる。したがって、365日×24時間の1時間ごとの使用スケジュールを把握する必要がある。

アンケートでは、1日を12区分(0-2時、2-4時、4-6時、6-8時、8-10時、10-12時、12-14時、14-16時、16-18時、18-20時、20-22時、22-24時)に分けて、どの時間帯に使用しているかを尋ねた。

回答によっては、使用時間数の回答よりも、使用時間帯の回答の方が長いまたは短い場合があり、その場合には、使用時間数を使用時間帯へ割り振る必要がある。使用時間数に比べて使用時間帯が長すぎる場合には、各使用時間帯へ均等に割り振るようにした。使用時間数が1.5時間で使用時間帯が4時間の場合、使用時間が5時間で使用時間帯が4時間の場合について、使用時間帯への割り振り方を図 1.9 に示す。

アンケート

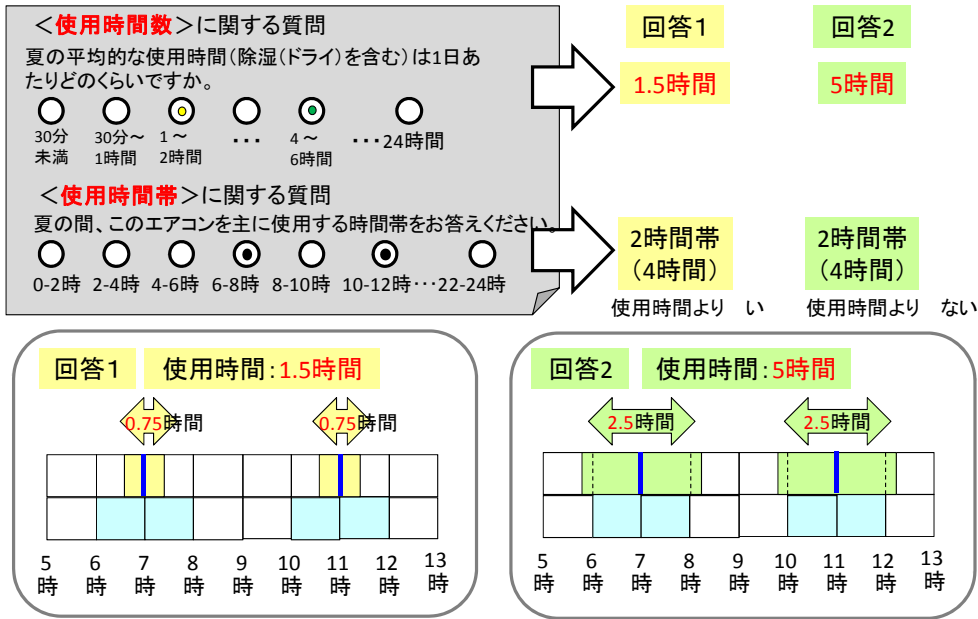


図 1.9 : 使用時間数を使用時間帯へ割り振る方法

使用時間数が多い場合には、使用時間数を使用時間帯へ割り振る。割り振り方は、2 時間帯の中央値から均等に伸ばすことにする。先述したように、使用時間帯が使用時間数に比べて 4 時間以上長いまたは短い場合には、推定範囲が長くなるため、有効回答から外した。

年間消費電力量を算定するためには、空調空間の熱負荷及び機器効率から消費電力量を算定すべきである。本来、機器効率は実運転によるものを入手することが必要であるが、今回は諸事情により入手できなかったため、JIS 規格の外気温別の消費電力量を引用することにする。しかし、JIS 規格は先述したように実運転を模した条件で計測している訳ではないので、本報告書の消費電力量は実消費電力量と必ずしも一致するとは限らない。

JIS 規格を用いて消費電力量を算定するためには、10 地域の外気温別発生時間数が必要である。外気温は、アメダスデータ¹⁴⁾を引用した。なお、10 地域のアメダス計測地点は、各地域に属する市のうち人口がもっとも多い市を採用した。

「戸建住宅・居間」、「戸建住宅・個室」、「集合住宅・居間」、「集合住宅・個室」の地域別年間消費電力量を算定し、結果を図 1.10 に示す。

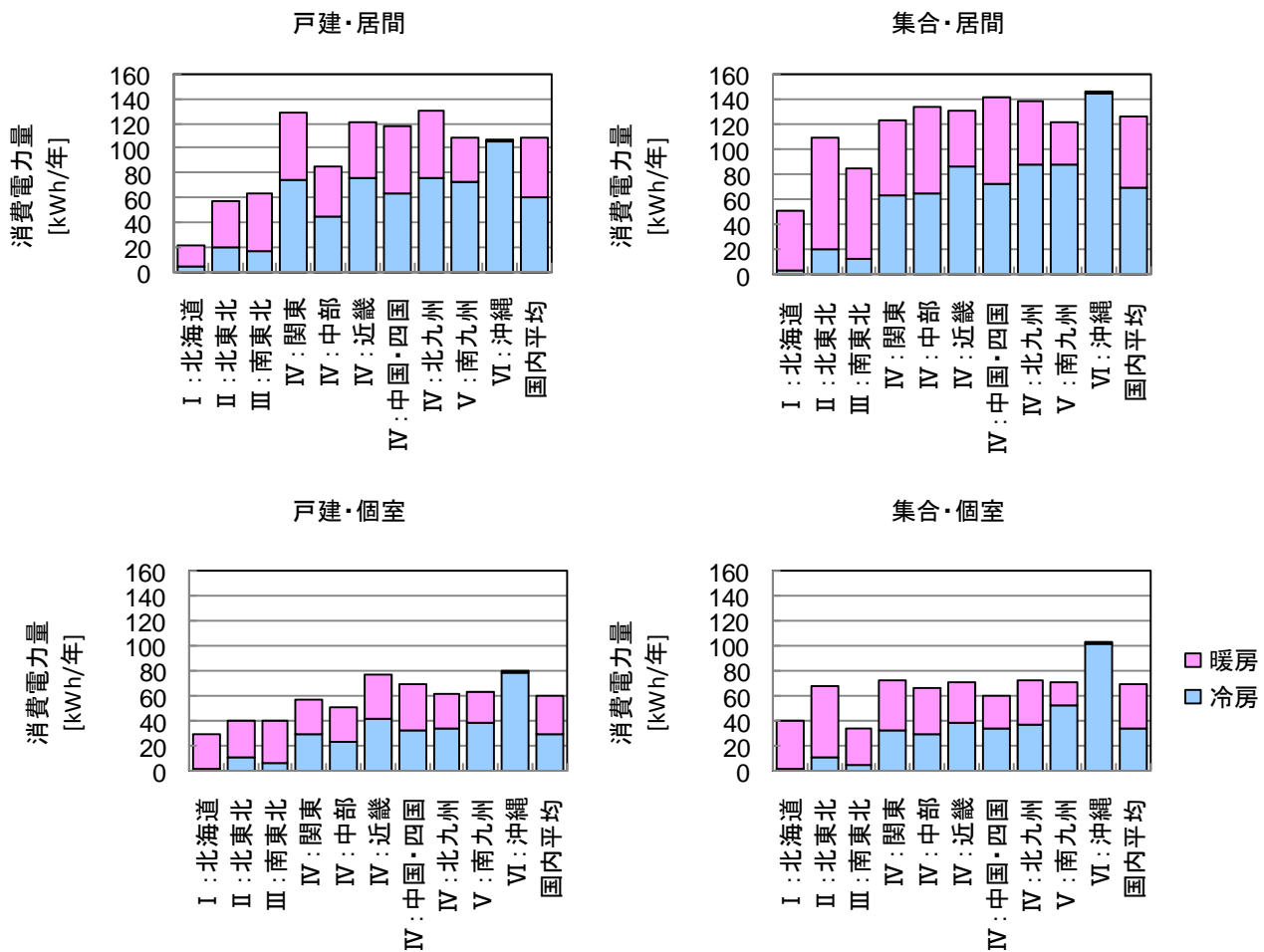


図 1.10 : 設置場所別の年間消費電力量

VI : 沖縄の年間消費電力量の 9 割以上が冷房であることが特徴的である。また、I : 北海道と II : 北東北は、図 1.8 の使用時間を見ると、冷房の使用時間の方が暖房よりも長いものの、1 時間当たりの消費電力量は暖房の方が多いため、年間消費電力量の構成比は暖房の方が大きくなっていることがわかった。

地域別住宅別部屋別の設置台数構成比で重み付けすることによって、10 地域及び国内平均の消費電力量を算定し、結果を図 1.11 に示す。

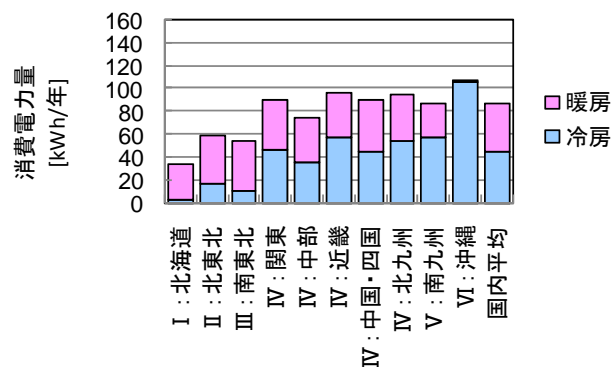


図 1.11 : 国内の平均年間消費電力量

I：北海道、II：北東北、III：南東北は、暖房による消費電力量が過半数を占めた。上記3地域は、暖房の使用時間は短いものの、暖房運転時の外気温度が低いいため、外気温度が低いほど時間当たりの消費電力量が多くなるように設計されている JIS 規格を用いているためである。IV：関東、IV：中部、IV：近畿、IV：北九州は平均使用時間も平均年間消費電力量も似た傾向を示した。

今回の年間消費電力量は JIS 規格を用いて計算しているため、実 COP を用いて年間消費電力量を再計算する必要がある。

1.5 エアコン1台のLCA評価

(1) 前提条件

エアコン1台のLCA評価は、国内の設置台数がもっとも多い冷房定格能力2.2kVAを対象とすることにした。消費電力量はアンケート結果の日本平均値を用いた。使用期間は12年とした。新冷媒は、地球温暖化係数が低くかつ不燃ガス基準をクリアする冷媒を検討し（詳細は6.2）、R-1234yf（重量比55.4%）とR-32（重量比44.6%）の混合冷媒を仮定した。両者のGWP（R-1234yfのGWPは4、R-32のGWPは650）を重量比で重み付けしGWPは292と算定できたため、本報告ではGWP300を導入することにした。冷媒の初期充てん量は、現行冷媒1.2kg、新冷媒1.1kgとした。R-1234yf単体を充てんしたエアコンの実機試験によるR-1234yfとR-410Aの通年エネルギー消費効率（APF）の比（遠藤和広ら,2010）より、R-1234yfの使用段階の消費電力量は現行冷媒よりも5%増加と推定し、R-32の特性から、R-1234yfとR-32の混合冷媒の消費電力量は現行冷媒よりも2.5%増加または5%増加と設定した。

(2) 結果

現行冷媒と新冷媒のそれぞれについて、ライフサイクル全体から排出される GHG を算定した。その結果を図 1.12 に示す。

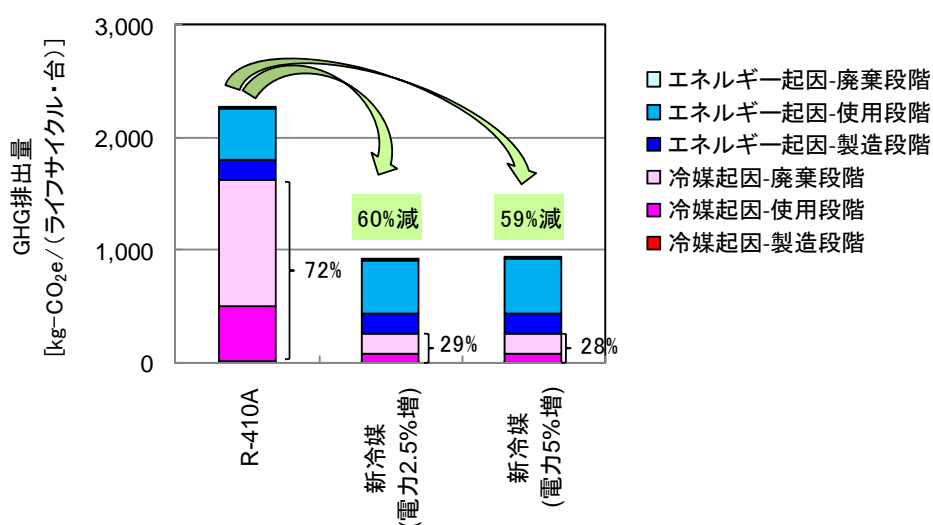


図 1.12：エアコン（冷房定格能力 2.2kVA）の LCA の結果

現行冷媒充てんエアコンの GHG 排出量を見ると、GWP が 1,730 と大きいため、冷媒起因が全体の

GHG 排出量の 72%を占めていることがわかった。一方、前提としている新冷媒の GWP は現行冷媒の 5 分の 1 以下であるため、新冷媒充てんエアコンの GHG 排出量を見ると、冷媒起因の GHG 排出量の削減量が、消費電力量の増加分による GHG 排出量よりも多いため、全体としては、現行冷媒充てんエアコンの 60%または 59%削減できることが分かった。

(3) 考察

現行冷媒を今後も継続する場合には、何らかの GHG 削減策を講じる必要がある。ここでは、現行冷媒を継続する際に、①廃棄時冷媒回収率を改善した場合、②消費電力量を現現在の機器よりも 20%削減した場合、③消費電力量を現現在の機器よりも 40%削減した場合について、現行冷媒充てんエアコンの GHG 排出量と新冷媒充てんエアコンの GHG 排出量を算定し、結果を図 1.13 に示す。

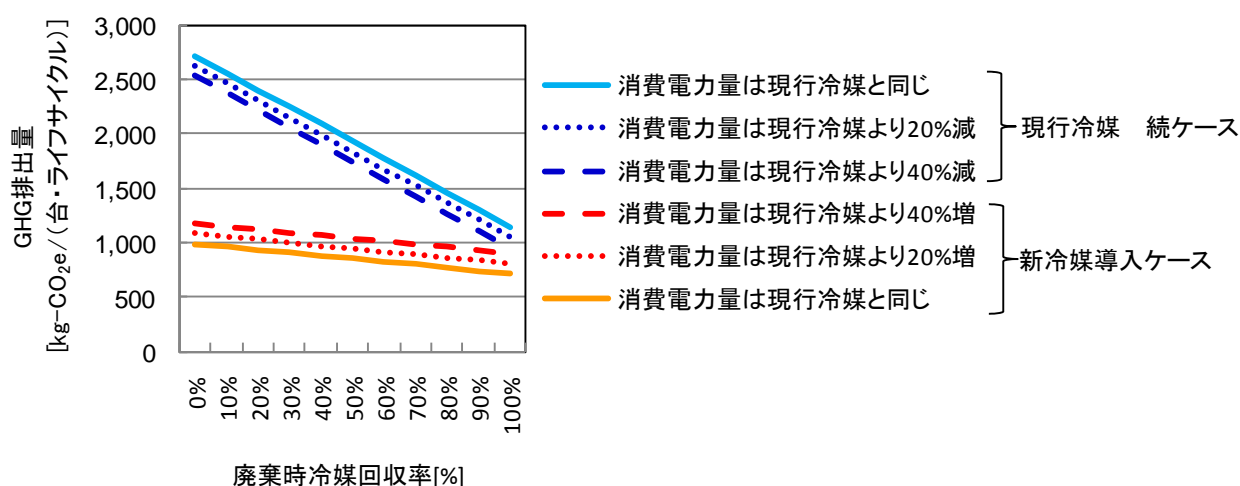


図 1.13 : 廃棄時冷媒回収率を動かした場合の GHG 排出量の変化

現行冷媒を今後も継続する場合と、新冷媒に転換した場合（新冷媒の GWP は 300、新冷媒の使用段階の消費電力量は現行機器よりも 20%増加を仮定）とを比べると、現行冷媒の消費電力量が現行機器と同じ場合には廃棄時冷媒回収率を 100%（すなわち廃棄段階に機器内部に残存しているすべての冷媒を回収）に改善したとしても、新冷媒に転換したエアコンの方が GHG 排出量が少ない。現行冷媒の消費電力量が現行機器よりも 40%削減できた場合であっても廃棄時冷媒回収率を 90%以上に改善しなければ、現行冷媒を継続することができないことがわかった。

一方、新冷媒を充てんしたエアコンの消費電力量が現行機器よりも 20%増加または 40%増加したとしても、新冷媒に転換した方が GHG 排出量は少ないことがわかった。

1.6 家庭用エアコンに起因する国内GHG排出総量の将来予測

(1) シナリオの設定

年間販売台数の将来推計には、世帯人数別の世帯数及び経済成長率を変数として用いた。新冷媒の GWP は 300 と仮定し、新冷媒充てんエアコンは 2013 年以降に段階的に市場に出回ると仮定し、その浸透スピードは 1998 年からおこなわれた家庭用エアコンの冷媒転換 (HCFC22 から R410A への転換)

のスピードと同じと仮定した。使用段階の消費電力量の減少量（率）は、現行冷媒の上限 COP を確認し、機器損失によって上限 COP に近い値を 2030 年に達成すると仮定し、2010 年以降の電力消費量を推定し、新冷媒の消費電力量は現行冷媒よりも 2.5%多いと仮定した。設定したシナリオを表 1.4 に示す。なお、すべてのエアコンにおいて、製造・使用段階の冷媒漏えい率は現状のまま（表 1.1）とした。

表 1.4 : 設定したシナリオ

	(1) 現行冷媒継続ケース	(2) 新冷媒導入ケース (2013年に導入開始)
消費電力量	2030年にCOP=7となるように各年の削減量を設定	新冷媒導入による消費電力量の増加（現行冷媒よりも2.5%増加）も考慮
廃棄時冷媒回収率	現行の回収率（26.7%）を仮定	
世帯数	2015年に世帯数が最大になり、のち減少（国立社会保障・人口問題研究所,2008）	
経済成長率 (実質GDP成長)	2010年度頃まで2%台前半で推移、2030年度まで年率は1%台まで推移するが伸び率は漸減（内閣府,2007）	
電力原単位	現状の0.453kg-CO ₂ e/kWhを将来にも適用（産総研・産環協,2006）	

(2) 結果

2010 年~2030 年の家庭用エアコン起因の GHG 排出量について、①R410A 継続の場合、②2013 年から新冷媒に転換した場合、の 2 ケースを推計し、結果を図 1.14 に示す。

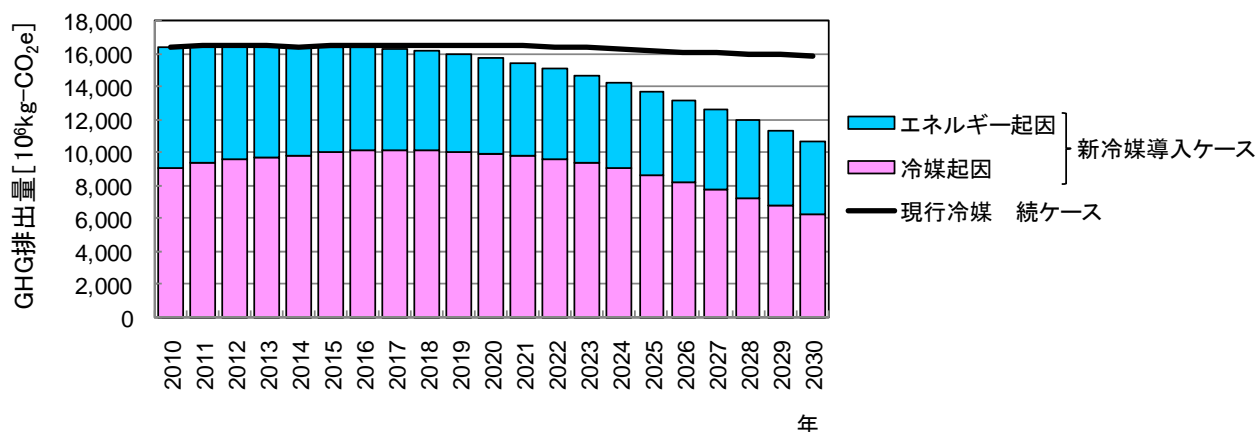


図 1.14 : 家庭用エアコンに起因する GHG 排出量の将来推計結果

現行冷媒継続ケースも新冷媒導入ケースも 2017 年までは GHG 排出量が増加傾向を示す。2018 年以降は、現行冷媒継続ケースは増加傾向が続き、新冷媒導入ケースは減少に転じることとなる。2013 年から 2030 年までの累積 GHG 排出量は、新冷媒導入ケースが現行継続ケースの 89%にとどまり、新冷媒導入による温暖化影響の削減を定量的に評価することができた。

1.7 まとめ

本研究では、LCA 手法を用いることによって、家庭用エアコンについて、現行冷媒を充てんした場合と新冷媒を充てんした場合のそれぞれについて冷媒起因及びエネルギー起因の環境負荷について総

合評価をおこない、新冷媒導入による温暖化への影響を検討した。まず、LCAの実施に際し必要となる製造/使用/廃棄の各段階における冷媒漏えい量やエネルギー消費量のデータを整備した。特に廃棄段階の冷媒漏えい量及び使用段階のエネルギー量は独自に算定した。使用段階のエネルギー消費量は既存データでは精度の高い分析をおこなえないため、使用実態を尋ねるアンケート調査を実施した。全国の約7,000世帯から有効回答を回収し、365日×24時間帯の運転スケジュールを作成することができた。運転スケジュールに基づき消費電力量を算定するわけだが、現時点ではJIS規格による算定にとどまっているため、今後は実COPを用いた消費電力量を計算する必要がある。

現行冷媒を充てんしたエアコン（冷房定格能力が2.2kVA）の温暖化影響のうち冷媒起因が4分の3を占めているため、GWPの低い冷媒に転換することは温暖化影響低減策として効果的であることを確認することができた。さらに国内の総GHG排出量の将来予測を実施することで、冷媒転換による温暖化影響の削減量を長期的に評価することもできた。

新冷媒については未確定項目が多いため、今後それらが確定するたびにライフサイクル全体から排出されるGHGを再計算し、新冷媒への転換効果を検討する必要があるが、今回の研究成果により計算に必要な基礎データは整備できており、それらのデータを導入したGHG排出量計算ソフトも作成したので、迅速に再計算することが可能である。

ただし、新冷媒を充てんしたエアコンが現行エアコンよりも、GHG排出量が少ないからと言って、普及可能とは判断できない。例えば、新冷媒の単価は現行冷媒よりも高いことが予想されているためエアコン購入費用が増加する可能性があり、新冷媒充てんエアコンの消費電力量が現状よりも増加すれば電気料金も増加することになるため、その経済的負担を誰がどの程度受け入れ可能かを検討しておく必要がある。また、新冷媒の電力消費量の増加は夏場のピーク時の国内電力供給に支障をきたす可能性もある。今後、新冷媒の導入を検討する際には、GHG削減に伴って誘発されるマイナス面にも考慮し総合的に評価していく必要がある。

参考文献

Intergovernmental Panel on Climate Change, 1995. Second Assessment Report: Climate Change 1995

NHK 放送文化研究所, 2001. 2000年国民生活時間調査報告書.

遠藤和広, 松嶋弘章, 高久昭二, 2010. HFO1234yf冷媒ルームエアコンの性能評価第2報: 改良試験性能評価, 2010年度日本冷凍空調学会年次大会, 金沢.

経済産業省, 2008. エネルギーの使用の合理化に関する法律, 昭和54年6月22日法律第49号, 最終改正平成20年5月30日法律第47号.

経済産業省, 2008. 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20回), 資料7 温暖化防止のための冷凍空調機器業界の取組み.

経済産業省, 2008. 11etc, オゾン層保護等推進室: 記者発表.

経済産業省, 2009. 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21回)

経済産業省・環境省, 2010. 特定家庭用機器再商品化法, 平成10年6月5日法律第97号, 最終改正平成22年5月19日法律第34号.

国土交通省, 2008. 平成20年住宅・土地統計調査.

(独) 産業技術総合研究所, (社) 産業環境管理協会, 2006. JEMAI-LCA PRO オプションデータパック.

三洋電機株式会社, エアコンのLCA評価結果, <http://sanyo.com/environment/jp/env/product/>

concept03.html

総務省,2007. 平成 17 年国勢調査

総務省,2009. 平成 21 年全国消費実態調査.

(社)日本建築学会,2005. 拡張アメダス気象データ 1981-2000, 記憶媒体 CD.

日本工業標準調査会,2005. 日本工業規格 JIS C 9612.

日本電力調査委員会,2007. 家庭における電力消費原単位の動向, 31-50.

2. 次世代冷媒の燃焼特性評価

2.1 R-1234yfの燃焼限界の湿度依存性及び温度依存性

R-1234yfのように、分子内のフッ素原子数が水素原子数よりも多い化合物の場合は、空気中の湿度の影響が燃焼特性に及ぼす効果は極めて高い。そこで、その湿度依存性についての測定を実施した。結果は表 2.1 の通りである。分子内のフッ素原子数が水素原子数よりも多い場合に燃焼性が湿度の影響を受ける主な原因は、余剰のフッ素原子が水分子から水素原子を引き抜いてフッ化水素 (HF) となることにより反応熱が増加するためである。燃焼下限界 (Lower Flammability Limit; LFL) 付近では空気との混合ガスの燃焼熱は R-1234yf の濃度に比例する筈であるが、一方で、湿度により反応熱がどのように変化するか検討し、各湿度における燃焼熱と R-1234yf 濃度の相対値の積を計算してみた結果、その積 (発熱量) の値は湿度とともに低下し一定値にはならないことが分かった。このことは、水分の存在が燃焼熱の増加だけでなくプラスアルファの触媒効果を持つことを示している。

表 2.1 : R-1234yf の燃焼限界における湿度依存性

相対湿度 (%)	燃焼下限界 (vol %)		燃焼上限界 (vol %)	
	測定値	誤差 (±)	測定値	誤差 (±)
0	6.7	0.2	11.7	0.5
10	6.30	0.15	12.2	0.3
30	5.80	0.10	12.7	0.4
50	5.47	0.06	13.2	0.5
70	5.30	0.10	13.4	0.4
90	5.15	0.02	13.6	0.5

次に、R-1234yf の燃焼限界に対する温度依存性について測定した。測定は乾燥空気中と湿潤空気中の双方で実施した。湿潤空気は 296.15 K 換算で湿度 50% である。温度範囲は 278.15~373.15 K である。その測定結果を図 2.1 に示した。図中、黒丸が乾燥空気中、黒三角が湿潤空気中の値である。この図より、温度の上昇と共に燃焼下限界は低下、逆に燃焼上限界 (Upper Flammability Limit; UFL) は上昇し、その差が拡大することがわかる。また、R-1234yf の燃焼限界に対する温度依存性は、一般の化合物と比べてより顕著になっていることが判明した。燃焼では、火炎の維持に必要な最低限の火炎温度がある。いま実験温度が標準温度よりも高くなったとすれば、未燃混合ガスの温度を標準温度から実験温度まで上昇させるのに必要なエンタルピー分だけ燃焼熱が減少しても、同じ火炎温度が保持できることになる。本化合物の温度変化が他の化合物と比較して顕著である事実は、この考え方だけでは実験結果を説明できないことを示しており、今後のさらなる検討が不可欠である。

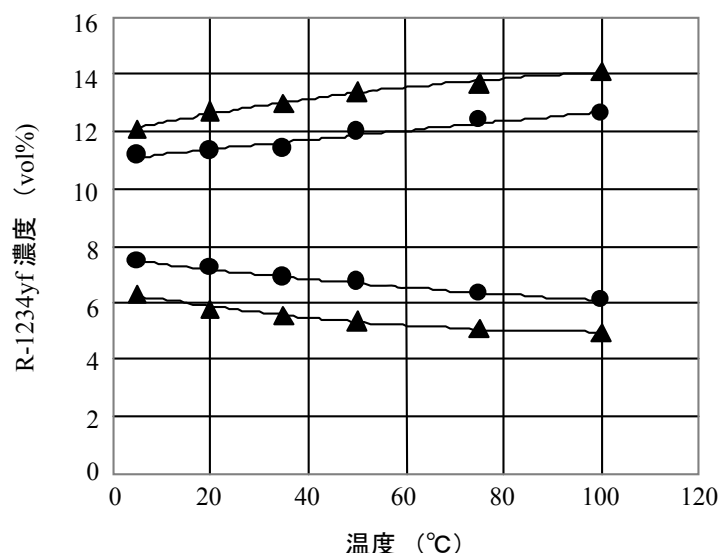


図 2.1 : R-1234yf の燃焼限界における温度依存性

2.2 R-1234yf の燃焼限界に対する減圧効果

R-1234yf の燃焼限界に対する圧力変化の影響を調べる実験の内、ここでは減圧した場合について測定を行った。測定には、常圧における測定と同様に 12 L の球形ガラス容器を用いた。上部フランジはバネで押さえる設定にした。減圧下においては、比較的強い燃焼が起こってもフランジが持ち上がらない場合も想定される。従って、少しの圧力上昇でフランジが持ち上がる常圧での測定とは条件的に若干異なる可能性がある。しかし、この点を念頭に改めて詳細に観察した結果、常圧の場合でも、フランジが持ち上がるのは火炎伝播が 90 度を超えてからの場合が多く、90 度以下で持ち上がるケースはほとんどないことが分った。従って、この場合もフランジが持ち上がるかどうか可燃不燃の判定に影響を与えている可能性は小さいと考えることができる。

測定結果は図 2.2 に示す通りである。左側が乾燥空気中、右側が湿潤空気中における値である。

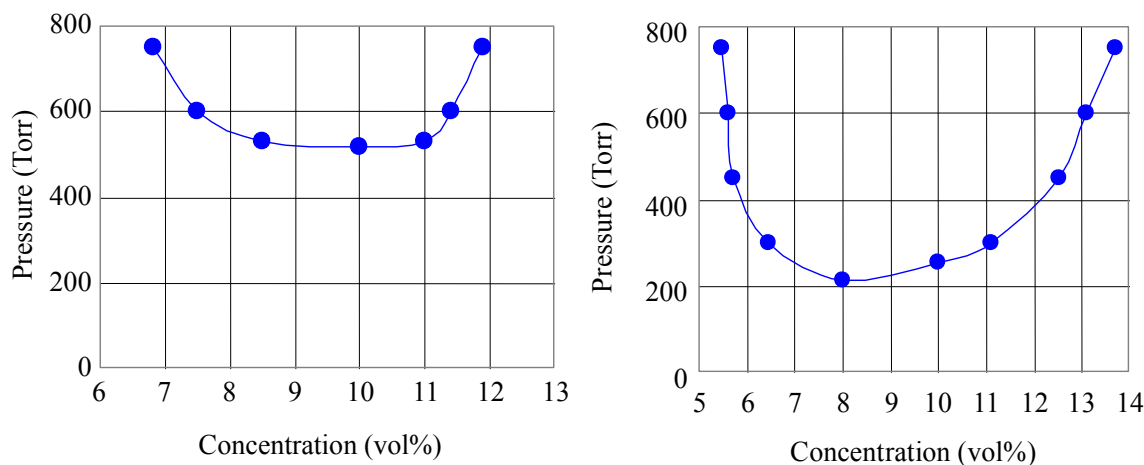


図 2.2 : R-1234yf の燃焼限界に対する減圧効果

2.3 R-1234yf、R-32、及び R-50 の燃焼限界に対する加圧効果

冷媒などは、使用中冷凍空調機器内部で頻繁に圧縮されて 1,000 kPa 前後の加圧状態になる。従って、加圧が燃焼性に及ぼす効果についての定量的な把握は重要である。ここでは代表的な化合物として、R-1234yf と R-32、それに参考のためメタン (CH₄; R-50) を取り上げて、加圧により燃焼限界がどのように変化するか測定を行った。

実験容器は内容 5 L の耐圧容器である。これを真空処理後に試料ガスを導入し、その上から乾燥空気を圧入して中で攪拌し、点火実験を実施した。点火には、当初、ネオントランスを電源とする放電を試みたが、この方法では 2 気圧を越えると放電が困難になり、本実験には不適切であることがわかった。そこで、細い金属線を溶断することにより点火を行うことにした。金属線の種類としては白金線、モリブデン線、タングステン線を試みたが、十分な点火エネルギーを得るために、最も融点の高いタングステン線を選定し、直径 3×10^{-4} m、長さ 1×10^{-2} m のタングステン線を車用の鉛蓄電池 2 個を直列に繋ぎ 24 V で溶断することとした。容器内部での火炎の様子は目視できないので、点火後の圧力上昇を測定し、その最大値が初圧の 20% に達した時点で爆発が発生したと判断した。圧力上昇は、動歪計をセンサーとしアンプを通して計測した。測定は、燃焼下限界については 2,500 kPa まで、燃焼上限界については 2,000 kPa までの圧力範囲で実施した。

図 2.3 に R-1234yf の燃焼限界に対する加圧効果の測定結果を示す。図中、白丸が実測値である。なお、常圧下ではこの条件でも R-1234yf を着火させることは困難であった。図中の黒丸は、12 L ガラス容器中で 0.4 秒放電によって点火した場合の燃焼限界値を示している。この結果より、常圧から次第に圧力を上昇させると、下限界は穏やかに、上限界は比較的顕著にいずれも燃焼範囲が広がる方向に変化することが分かる。図中の実線は実測値の解析から得られた式 (2.1) による予測値を示す。

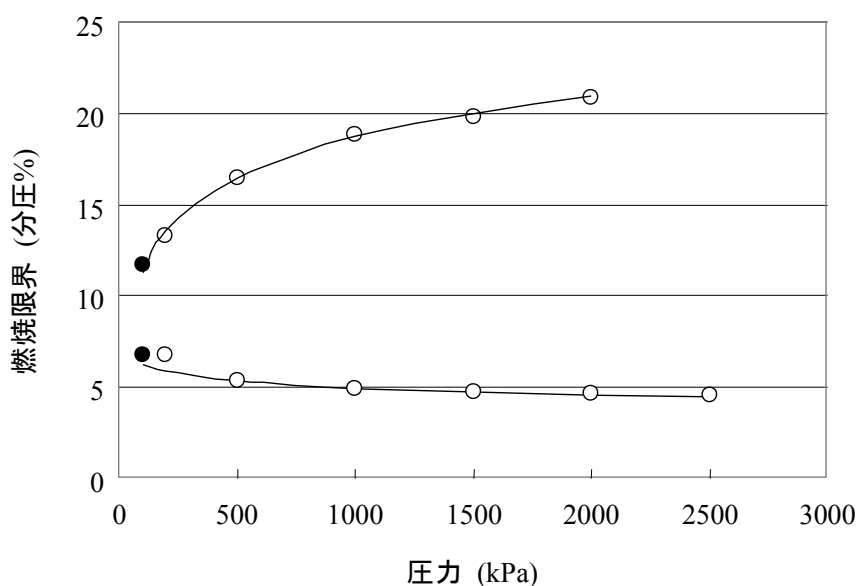


図 2.3 : R-1234yf の燃焼限界における加圧の効果

$$L = L_5 - 0.55 \ln \left(\frac{P}{P_5} \right)$$

$$U = U_5 + 3.2 \ln \left(\frac{P}{P_5} \right) \tag{2.1}$$

ただし、 L_5 及び U_5 は圧力 500 kPa の時の燃焼下限界及び燃焼上限界、同様に L 及び U は圧力 P (kPa) における燃焼限界を示す。図 2.3 より、式 (4-1) による予測値は実験結果を十分に高い精度で再現することができることがわかった。

次に、R-1234yf と類似の化合物である R-32 の燃焼限界に対する加圧効果について実測した。実験条件は R-1234yf の場合と同じとした。測定結果を図 2.4 に示す。図に見られるように、加圧下における R-32 の挙動には R-1234yf とは大きく異なった点がある。一つは点火エネルギーに対する反応の違いである。R-1234yf の場合は、1 気圧ではエネルギー不足により点火が不可能であったが、R-32 では 1 気圧でも点火可能であり、加圧下の測定結果との整合性が高い測定結果が得られた。もう一つは、特に上限界の圧力挙動である。常圧から 1,000 kPa 余りまでの挙動と 1,500 kPa 以上の圧力領域の挙動との間に大きなギャップが存在する、極めて興味深い結果が得られた。これは、二つの圧力領域間で燃焼反応機構が大きく異なったものであることを示唆する。

以上のように、R-1234yf については圧力に対する変化は上下限界ともに簡単な指数関数で近似できることが分かったが、R-32 については燃焼上限界の圧力依存性は R-1234yf とは異なり、より複雑な変化をすることが明らかとなった。そこで比較のために、これまでにいくつかの既往研究結果が存在する R-50 についての同様の実測を試みた。R-50 については燃焼限界の圧力変化が指数関数的に変化する説と多項式で展開できる説の双方が提案されているため、どちらが妥当であるか大きな興味を持たれる。R-50 では直径 3×10^{-4} m、長さ 1×10^{-2} m のタングステン線を直流 24 V で溶断することにより、1 気圧においても問題なく点火することが可能である。

R-50 における測定結果を図 2.5 に示す。この図から明らかな通り、圧力が増大したときの燃焼下限界

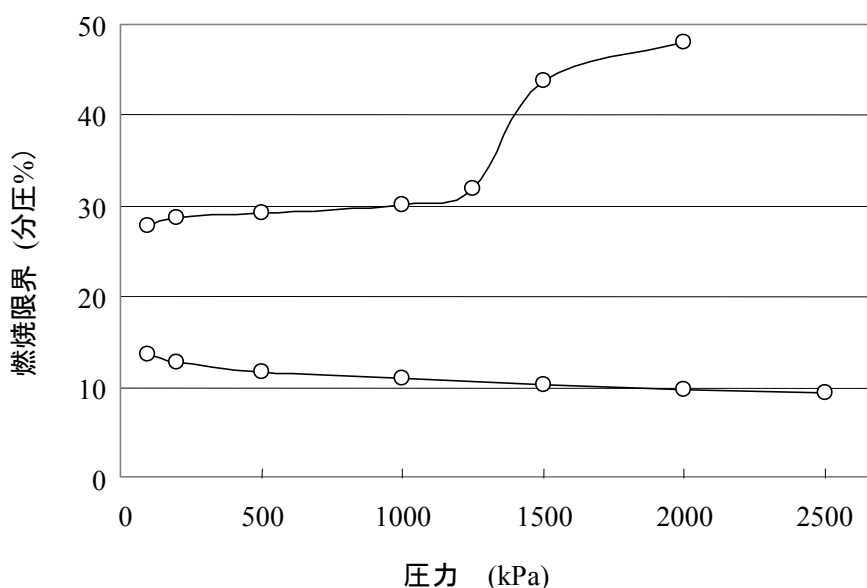


図 2.4 : R-32 の燃焼限界における加圧の効果

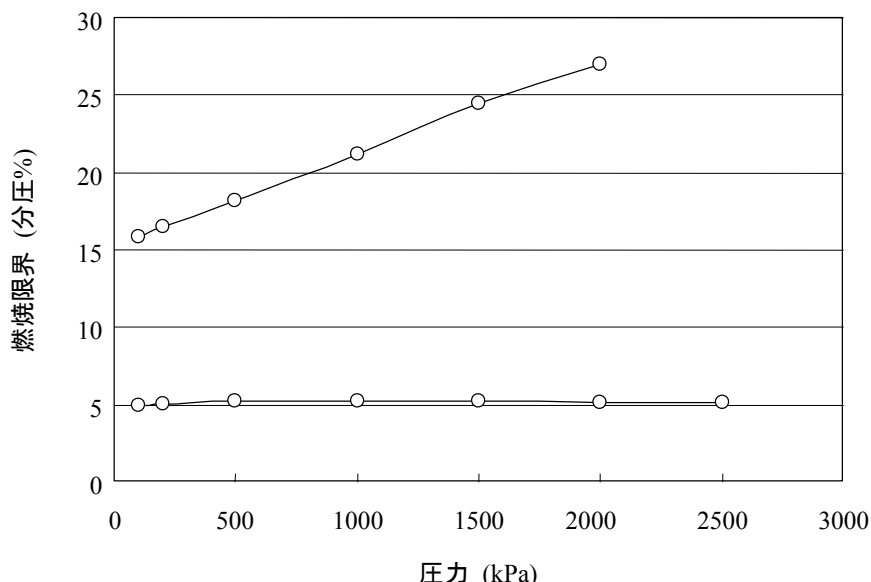


図 2.5 : R-50 の燃焼限界における加圧の効果

の変化は単調な下降ではなく、加圧直後はわずかではあるが若干上昇傾向を示し、その後下降傾向に転ずる。燃焼上限界については一見単調な上昇を示す。圧力範囲が比較的狭いこともあって断定は困難ではあるが、測定された範囲においてはその上昇は指数関数的な変化ではなく、むしろ直線的に変化する。よって、R-50 における燃焼上限界は、指数関数的ではなく多項式的になると結論する方が妥当である。

以上の測定では、点火はすべて直径 3×10^{-4} m、長さ 1×10^{-2} m のタンゲステン線を 24 V の直流電源で溶断して行った。ところで、高压ガス保安法が推奨する方法では、内容 2L の球形容器を用い、直径 3×10^{-4} m、長さ 2×10^{-2} m の白金線を AC100 ボルトで溶断して点火することになっている。そこで比較のために、5L の耐压容器中で、直径 3×10^{-4} m、長さ 2×10^{-2} m の白金線を AC100 V で溶断して点火する方法で、常圧における R-1234yf、R-32、及び R-50 の燃焼限界の測定を行ってみた。測定結果を表 2.2 に示す。R-1234yf については、直径 3×10^{-4} m、長さ 1×10^{-2} m のタンゲステン線の 24 V 溶断では着火せず測定できなかったが、白金線溶断による値はネオントランスによる交流放電の値と概ね一致した。また、R-32 および R-50 については、三つの点火方法の間にそれ程大きな差は見られなかった。

表 2.2 : 高压測定における点火源の比較

化合物		W 線 0.3x10mm	Pt 線 0.3x20mm	AC 放電 0.4sec ネオントランス 15kV
		DC24V 溶断	AC100V 溶断	
R-1234yf (dry)	下限界 vol%	-	7.1 (0.1)	6.7 (0.2)
	上限界 vol%	-	12.3 (0.5)	11.7 (0.5)
R-32	下限界 vol%	13.7 (0.1)	13.58 (0.05)	13.5 (0.1)
	上限界 vol%	27.8 (0.5)	28.3 (0.5)	27.5 (0.5)
R-50	下限界 vol%	4.95 (0.10)	4.8 (0.1)	4.9 (0.1)
	上限界 vol%	15.8 (0.1)	15.8 (0.1)	15.8 (0.1)

2.4 R-1234yfの燃焼限界に対する窒素及びR-744による希釈効果

安全性の観点から、可燃性ガスを不活性ガスで希釈した場合の燃焼限界の測定は重要なデータとなる。ここでは、R-1234yfについて296.15 K換算で湿度50%の湿潤空气中で窒素希釈効果について測定した。測定に当たっては、適当に定めた混合濃度での測定の他、FIP (Fuel Inertization Point) 及び AIP (Air Inertization Point) を定める測定も行った。その測定結果は表2.3に示した。データを拡張ル・シャトリエ式により解析したところ、次のような結果が得られた。

$$\frac{c_1}{L_{fuel}} = \frac{c_1}{L_1} - 0.01294c_{in} \quad (2.2)$$

$$\frac{c_1 n_1}{100 - (U_{fuel} / c_1)} = \frac{c_1 n_1}{100 - U_1} + 0.00106c_{in} + 0.00342c_{in}^2 - 0.00493c_{in}^3 \quad (2.3)$$

ここで、 L_1 、 U_1 は R-1234yf 単体の燃焼下限及び燃焼上限、 c_1 は R-1234yf と窒素の混合系における R-1234yf のモル分率、同じく c_{in} は窒素のモル分率である。また、 n_1 は 1.405 である。

同様に、二酸化炭素 (CO₂; R-744) による希釈の R-1234yf の燃焼限界に及ぼす効果について実測した。測定は 296.15 K 換算で湿度 50% の湿潤空气中で行った。測定の結果を表 2.3 に示した。また、データを拡張ル・シャトリエ式により解析したところ、次のような結果が得られた。

$$\frac{c_1}{L_{fuel}} = \frac{c_1}{L_1} - 0.02993c_{in} \quad (2.4)$$

$$\frac{c_1 n_1}{100 - \left(\frac{U_{fuel}}{c_1} \right)} = \frac{c_1 n_1}{100 - U_1} + 0.00072c_{in} + 0.00474c_{in}^2 - 0.00811c_{in}^3 \quad (2.5)$$

ここで、 L_1 、 U_1 は R-1234yf 単体の燃焼下限及び燃焼上限、 c_1 は R-1234yf と R-744 の混合系における R-1234yf のモル分率、同じく c_{in} は R-744 のモル分率である。また、 n_1 は 1.405 である。

表 2.3 : R-1234yf の燃焼限界に対する窒素及び二酸化炭素希釈効果

化合物	sample : Inert	下限界 vol%	上限界 vol%
N ₂	100 : 0	5.5 (0.2)	13.0 (0.6)
	90 : 10	5.53 (0.05)	12.6 (0.5)
	80 : 20	5.56 (0.05)	12.0 (0.6)
	70 : 30	5.64 (0.07)	11.6 (0.5)
	60 : 40	5.68 (0.05)	11.0 (0.5)
	AIP	N ₂ /(air+N ₂)=18.6(1.0) at 7.6(0.6)vol%	
	FIP	N ₂ /(S+N ₂)=71.0(1.0) at 6.9(0.3)vol%	

R-744	100 : 0	5.5 (0.2)	13.0 (0.6)
	90 : 10	5.53 (0.05)	12.5 (0.5)
	80 : 20	5.63 (0.05)	11.7 (0.5)
	70 : 30	5.73 (0.05)	11.2 (0.5)
	60 : 40	5.93 (0.05)	10.6 (0.5)
	AIP	R-744/(air+CO ₂) = 11.6 (0.8) at 8.1 (0.5) vol%	
	FIP	R-744/(S+CO ₂) = 58.3 (0.8) at 7.4 (0.4) vol%	

2.5 R-1234yf と R-32 及び R-125 との混合系の燃焼限界

R-1234yf の場合、他のフッ素化合物との混合物が冷媒等の目的において供される可能性がある。その場合の有力な混合対象の一つとして R-32 が挙げられる。R-32 は現行の固定型冷凍空調機器、特に小型から中型の定格出力を持つ機器に使われている混合冷媒 R-410A の混合成分の一つでもあり、今後も混合冷媒系において重要な役割を担う冷媒でもある。そこで、本研究では R-1234yf/R-32 混合系の燃焼限界の混合割合に対する依存性について測定した。測定は 296.15 K 換算で湿度 50% の空気中で行った。得られた結果は表 2.4 に示した。表中の予測値は、ル・シャトリエの法則による予測値を示す。燃焼下限界は予測値と良く一致し、燃焼上限界の値も予測値との一致は比較的良好である。ただし、一般に上限界の測定値はル・シャトリエ予測値に比べて低濃度側に偏寄を示す場合が多いが、この例では低濃度側ではなく、むしろ高濃度側に偏寄するものが多いことが注目される。

表 2.4 : R-1234yf と R-32 混合系の燃焼限界

R-1234yf : R-32	燃焼下限界 (vol%)		燃焼上限界 (vol%)	
	測定値	予測値	測定値	予測値
100 : 0	5.53 (0.10)	5.53	13.3 (0.5)	13.30
80 : 20	6.22 (0.05)	6.27	14.5 (0.5)	14.80
60 : 40	7.2 (0.1)	7.24	17.0 (0.6)	16.69
50 : 50	7.78 (0.05)	7.85	18.5 (0.5)	17.82
40 : 60	8.53 (0.08)	8.56	19.9 (0.7)	19.12
20 : 80	10.45 (0.05)	10.48	23.6 (0.7)	22.39
0 : 100	13.5 (0.1)	13.50	27.0 (0.5)	27.00

また、R-1234yf と R-125 と混合冷媒の燃焼性についても評価した。測定は 23℃換算で湿度 50% の湿潤空気中で実施した。測定にあたっては、適当に定めた混合濃度の測定その他、FIP 及び AIP を定める測定も行った。この測定の結果を表 2.5 に示す。このデータを拡張ル・シャトリエ式により解析したところ、次のような結果が得られた。

$$\frac{c_1}{L_{fuel}} = \frac{c_1}{L_1} + 0.132c_{in} - 1.165c_{in}^2 \quad (2.6)$$

$$\frac{c_1 n_1}{100 - \left(\frac{U_{fuel}}{c_1} \right)} = \frac{c_1 n_1}{100 - U_1} - 0.00012 c_{in} - 0.00025 c_{in}^2 - 0.02197 c_{in}^3 \quad (2.7)$$

ここで、 L_1 、 U_1 は1234yf単体の燃焼下限及び燃焼上限、 c_1 はR-1234yfとR-125の混合系におけるR-1234yfのモル分率、同じく c_{in} はR-125のモル分率である。また、 n_1 は1.405である。

表 2.5 : R-1234yf と R-125 混合系の燃焼限界

化合物	sample : R-125	下限界 vol%	上限界 vol%
R-1234yf	100 : 0	5.53 (0.2)	13.3 (0.5)
	90 : 10	5.80 (0.10)	11.8 (0.5)
	85 : 15	5.95 (0.10)	10.7 (0.5)
	80 : 20	6.23 (0.12)	9.56 (0.8)
	78 : 22	6.5 (0.3)	8.9 (0.5)
	AIP	125/(air+125) = 2.6 (0.1) at 9.56 (0.8) vol%	
	FIP	125/(S+125) = 24 (1) at 8.1 (0.5) vol%	

2.6 R-1234yf・R-32・R-1234ze(E)等に対するR-134aの添加効果

新規冷媒の有力な候補化合物の一つと目される R-1234yf 等については、その燃焼特性に注目が集ま

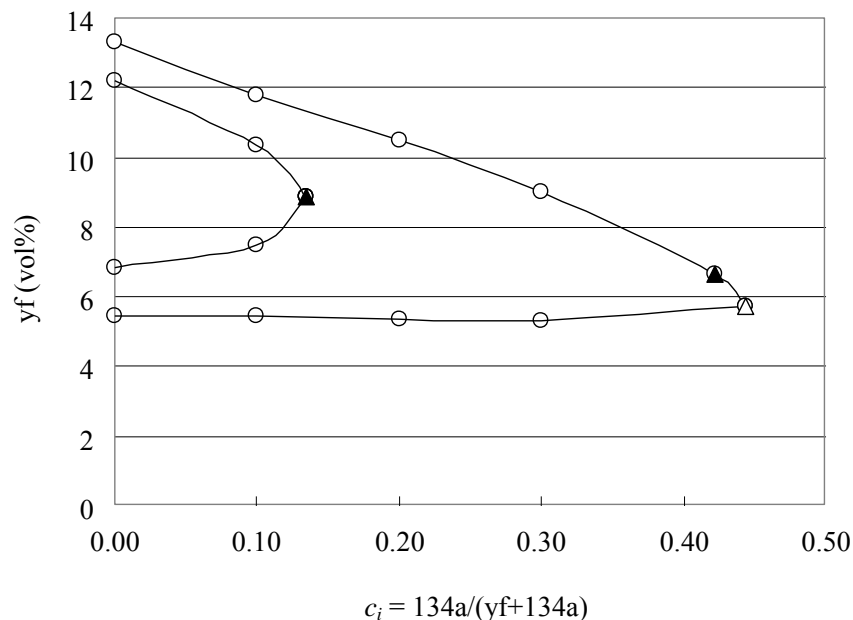


図 2.6 : R-1234yf の燃焼限界に対する R-134a 添加の効果

っている。この化合物は現在のところ国際規格や米国冷凍空調学会等の定める規格において微燃性 (Class 2L) に分類されるが、類似の不燃性化合物との混合によって不燃性にすることができれば、法規制上の有用性や拡張性が向上する。ここでは、R-1234yf の燃焼限界に対する R-134a の添加効果につ

いて調べた。測定装置、及び方法は ASHRAE 法に忠実に従った。即ち、実験容器は 12 L のガラス製球形容器であり、上部のフランジから放電用の電極を挿入した。電極部はフラスコ底面から肩までの距離の 1/3 の高さにあり間隔は $6.35 \times 10^{-3} \text{ m}$ (=1/4 inch) である。フランジ自体は緩くバネで押さえる方式を採用した。また、点火した場合の爆・不爆判定は、火炎の伝播が放電電極部を頂点とする頂角 90 度の逆円錐形の『側壁』に達するか否かを基準として行った。各測定における伝播角度の判定は、燃焼下限界についてはビデオ映像により、また、燃焼上限界については原則として目視により行った。同様に、FIP についてはビデオ画像により、AIP については主として目視により伝播角度の判定を行った。

測定結果を図 2.6 に示す。横軸は R-1234yf に対する R-134a の添加率、縦軸は R-1234yf 濃度を表す。二つの測定曲線の狭い方が乾燥空気中での測定値、広い方が湿潤空気中での測定値である。ここで、湿潤空気とは 296.15 K 換算で湿度 50% の空気である。図中の白丸は一般の測定点、白三角が FIP、黒三角が AIP を表す。乾燥空気中での測定では FIP と AIP とが重なっている。不燃化に要する R-134a の添加量は、乾燥空気中で 13.5% であるのに対し湿潤空気中では 44.4% であった。よって本研究により、乾燥空気中に比べ湿潤空気中では可燃濃度範囲が顕著に広がることが分かった。

R-32 は新規冷媒又は混合冷媒の有力な候補化合物の一つである。我が国の関係法令によれば R-32 は可燃性ガスには分類されないが、国際的な規格では可燃性ガスに分類される。よって R-32 についても燃焼性の詳細の解明が重要である。この化合物は国際規格上では弱燃性ではあるが、類似の不燃性化合物である R-134a との混合によって不燃化できる期待が持たれる。ここでは、前項の R-1234yf に続いて乾燥空気中及び湿潤空気中における R-32 の燃焼限界に対する R-134a 添加効果を調べた。R-32 は分子中の F 原子と H 原子の数が等しく、それ自体は湿度の影響を大きく受けることはないと考えられるが、R-134a が湿度の影響を受けるため、その添加効果は乾燥空気の場合と異なると予想される。

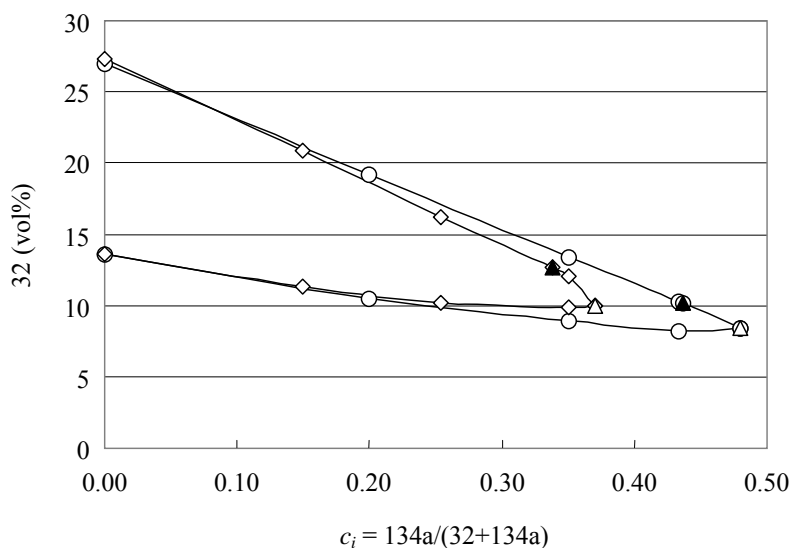


図 2.7 : R-32 の燃焼限界に対する R-134a 添加の効果

測定結果を図 2.7 に示す。測定装置及び方法は ASHRAE 法に忠実に従った。横軸は R-32 に対する R-134a の添加率、縦軸は R-32 濃度を表す。二つの測定曲線の狭い方が乾燥空気中での測定値、広い方が湿潤空気中での測定値である。図中の白丸は一般の測定点、白三角が FIP、黒三角が AIP を表す。不

燃化に要する R-134a の添加量は、乾燥空気中で 37%であるのに対し湿潤空気中では 48%であった。いずれにせよ、R-32 の不燃化を図る場合、R-1234yf と比較してより大量の R-134a を添加量しなければならないことが分かった。

R-1234ze(E)は、乾燥空気中では不燃である。しかし、湿潤空気中では可燃になることが分かっている。そこで、湿潤空気中での R-1234ze(E)の燃焼限界における R-134a の添加量の効果について評価した。測定装置及び方法はこれまでの一連の測定同様 ASHRAE 法に忠実に従った。測定結果を図 2.8 に示す。横軸は R-1234ze(E) に対する R-134a の添加率、縦軸は R-1234ze(E)濃度である。図中、白丸は一般の測定点、白三角は FIP、黒三角は AIP を示す。R-1234ze(E)の不燃化に要する R-134a の添加量は 25%となった。

2.7 不燃性指標としての限界メタン濃度と混合不燃冷媒の予測可能性

新たに開発される冷媒の中には、いわゆる混合冷媒が少なくない。その場合、冷媒は弱燃性または不燃性である。成分ガスには不燃性成分が含まれる。ところで、可燃性化合物にもその可燃性の程度は様々であるし、同様に不燃性化合物にも不燃性の程度が存在する。従って、混合冷媒の燃焼性・不燃性を定量的に理解する上で、不燃性成分がどの程度不燃であるか共通的な指標を準備し把握することが重要である。しかし、これまでのところ、不燃性化合物の程度を評価する方法は確立しておらず、また不燃性の程度を定量化する指標も存在していない。よって、不燃性の程度を評価する指標を提示することが特に求められる。

これまでの膨大な研究によって可燃性については広く理解されていると思われるため、不燃性の評価には、可燃性物質との相対比較によって評価するのが現実的である。可燃性ガスと不燃性ガスを組み合

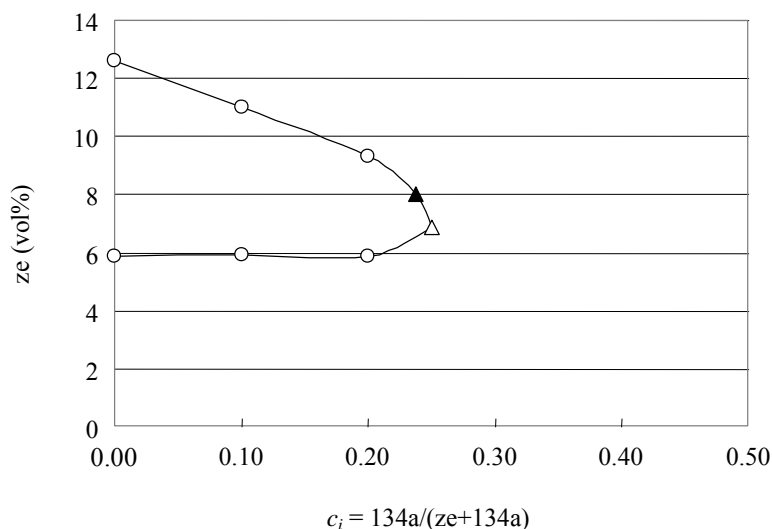


図 2.8 : R-1234ze(E)の燃焼限界に対する R-134a 添加の効果

わせる実験は、これまでに述べた一連の研究結果の中でも、例えば種々の可燃性ガスを R-744 などの不燃性化合物で希釈した場合の燃焼性の変化を把握するために採用した手法でもある。その場合、任意の可燃性ガスと不燃性ガスの組み合わせにおいて、可燃性ガスが不燃性になる限界として FIP を定義した。この FIP は、見方を逆にすれば、不燃性ガスに可燃性ガスを添加することによって不燃性から可燃

性へ変化する限界の濃度と考えることもできる。この FIP の位置は、可燃性ガス・不燃性ガス双方の種類によって大きく変化する。そこで、可燃性ガスのある一つの種類に固定し、各種の不燃性ガスについて FIP を求めることにより、それぞれの不燃性ガスの相対的な不燃度を評価することが可能となる。

不燃度を定義するために採用する可燃性物質については、下記の条件を満たすことが好ましい。

1. ある程度強い可燃性を有すること
2. 燃焼に関連する化学的性質が十分に理解されていること
3. 実験に際しての取扱いが容易であること
4. 入手が容易であること

こうした点を勘案して、この目的に最適な可燃性化合物として R-50 を選定した。従って、FIP における R-50 の濃度を限界メタン濃度 (Critical Methane Concentration; CMC) と名づけ、これを各種不燃性ガスの不燃度を定義する指標として採用することができる。

この方針に則り、CMC 決定のための FIP の測定を実施した。縦軸をメタン濃度、横軸をメタン-不燃成分中の不燃成分の比率とすれば、FIP は燃焼範囲の右先端部分に位置する。測定した不燃ガスは、R-134a (CH_2FCF_3)、R-1234ze(E) ((E)- $\text{CHF}=\text{CHCF}_3$)、R-1216 ($\text{CF}_2=\text{CFCF}_3$)、HCFC-22 (CHClF_2)、CFC-11 (CCl_3F)、CFC-12 (CCl_2F_2)、R-30 (CH_2Cl_2)、R-20 (CHCl_3)、および R-10 (CCl_4) の 9 種類である。いずれも乾燥空气中で測定した。測定装置及び方法は ASHRAE 法に忠実に従った。即ち、実験容器には 12 L のガラス製球形容器を用い、フランジは緩くバネで押さえる方式とした。火炎到達角度 90 度をもって燃焼限界とするが、その判定は目視およびビデオ映像により行った。容器温度は 303.15 K に設定した。測定結果は表 2.6 の通りである。

ところで、不活性ガスによる燃焼限界への希釈効果はこれまでに R-50 を可燃成分とした実験系について、窒素、R-744、R-125 (CHF_2CF_3) である。測定条件は多少異なるが、参考のためこれらの実験結果についても合わせて表に記した。

表 2.6 : 各種不燃化合物の限界メタン濃度

不燃成分	$c_i = I/(S+I)$	Smax vol%	CMC vol%	T_{ad} at FIP
窒素 (N ₂)	0.882(0.010)	5.25	11.8(1.0)	1538 K
二酸化炭素 (CO)	0.794(0.010)	6.47	20.6(1.0)	1610 K
R-125	0.749(0.007)	4.1 (0.3)	25.1(0.7)	1875 K
R-134a	0.872 (0.010)	1.89 (0.1)	12.8 (1.0)	1885 K
R-1234ze (E)	0.965 (0.010)	0.31 (0.10)	3.5 (1.0)	2075 K
R-1216	0.72 (0.01)	3.73 (0.20)	28 (1)	2032 K
HCFC-22	0.80 (0.01)	4.5 (0.2)	20 (1)	1655 K
CFC-12	0.64 (0.01)	8.0 (0.5)	36 (1)	1580 K
CFC-11	0.643 (0.006)	8.5 (0.4)	35.7(0.6)	1574 K
R-30	0.955 (0.003)	0.81 (0.06)	4.5 (0.3)	2084 K
R-20	0.73 (0.01)	4.85 (0.20)	27 (1)	1978 K
R-10	0.60 (0.01)	7.9 (0.2)	40 (1)	1792 K

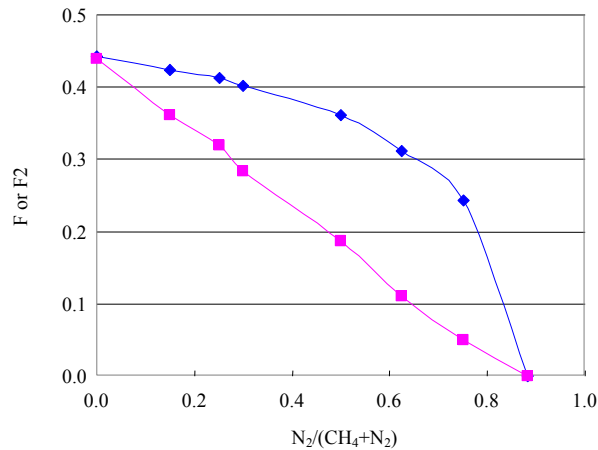


図 2.9 : R-50 と窒素の混合系における F-ナンバーと F2-ナンバーの混合比依存性

上に述べたように、CMC の値は R-50-不燃化合物-空気三成分系における FIP 点を定めることにより求められる。その図中に 3 成分系の化学量論濃度を表す曲線を描き加えると、FIP の測定点はいずれの不燃化合物の場合もこの線のごく近くに位置することがわかった。また、この線に沿って平衡計算による断熱火炎温度 T_{ad} を計算すると、不燃化合物分率の増大と共に断熱火炎温度は低下する。表 2.6 には各 FIP 点における断熱火炎温度も示した。この結果より、窒素、二酸化炭素、CFC-11、CFC-12 のように安定な化合物では相対的に低温に、逆に反応性の高い化合物では高温となることがわかる。この原因としては、フッ素原子や塩素原子を多く含む化合物では、その消炎作用に逆らって火炎を維持するために、火炎伝播限界付近においても比較的高い火炎温度を保持しなければならないためであると考えられる。

これまでに 12 種類の不燃性化合物について、CMC を決定した。これは化合物毎に個別に測定したものである。ところで、冷媒等では混合物を用いることも多い。その場合は、混合冷媒の配合比濃度が異なると CMC の値も異なるため、個別の化合物の配合比から混合物の CMC が予測できれば非常に便利である。しかし、混合冷媒等では不燃性成分と可燃成分とが混合されている場合があり、このような混合系の燃焼性予測には、可燃性・不燃性を問わずに加算や減算が可能な指標があれば便利である。つまり、可燃性・不燃性の境界をはさんで濃度に対して線形に変化するような指標であれば、それらの値を加重平均することによって混合系の燃焼性を予測することができる。可燃性の指標としては

$F = 1 - \sqrt{\text{LFL}/\text{UFL}}$ で定義される F-number があるが、F-number はマルチフッ素化合物等において不燃性に近づくとともに濃度に対する変化が線形から大きく外れることが知られている。そこで、次式で定義される量 F2-number が、F-number の弱点を克服し、可燃性・不燃性の境界をまたいでも良好な線形性を満足することが見出された。

$$F2 = \left(\frac{\text{UFL} - \text{LFL}}{\text{LFL}} \right)^2 = \left[\frac{F(2-F)}{(1-F)^2} \right]^2 \quad (2.8)$$

図 2.9 は、R-50-窒素混合系における混合比が F-number と F2-number に及ぼす効果を示す。ただし、便宜上 F2-number の値は、R-50 が 100% の時に F-number の値が 0.44 になるように規格化した。本研究結果より、F-number に比べて F2-number は窒素の組成比に対して良好な線形性を示すことが明らかとな

った。今後、この F2-number の現実の混合系冷媒に応用した場合の予測精度を詳細に検討し、その有用性を明確にすることが課題として残される。

2.8 R-1234yf の燃焼速度の温度依存性

本研究では、R-1234yf の燃焼速度について、冷媒としての実用を考慮した温度範囲において測定した。燃焼性の低い化合物の測定に適したシュリーレン法を採用し、火炎の水平方向の伝播速度を測定するこ

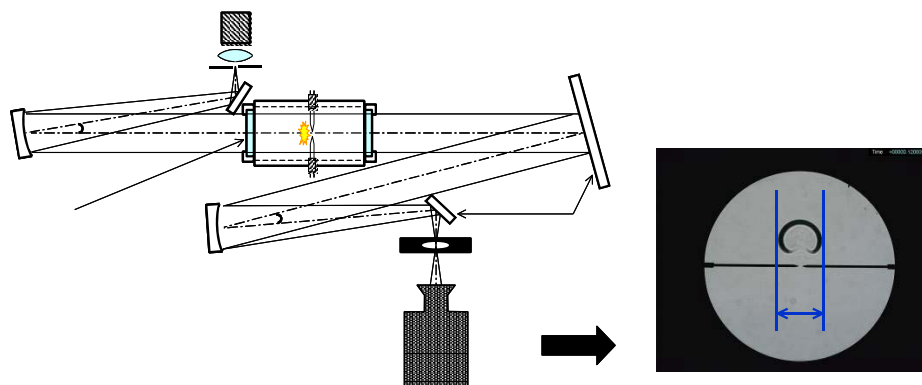


図 2.10 : シュリーレン法装置図と R-1234yf/空気混合系火炎のシュリーレン画像

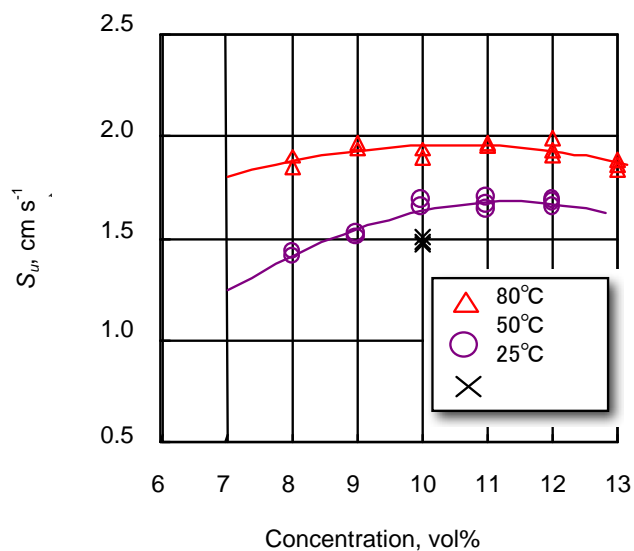


図 2.11 : R-1234yf-空気混合系における燃焼速度の濃度と温度依存性

とにより浮力による影響を極力排除することにより燃焼速度を求めた。測定は、両端に透明なアクリル製の窓を持つ内容積 24.3 L の、温度調節機能及び攪拌羽根付き円筒容器を用い、冷媒/空気混合系の火炎をシュリーレン法により可視化し、高速ビデオカメラで直接観察、撮影した。本研究で使用したシュリーレン法の装置図と撮影された画像の一例を図 2.10 に示す。シュリーレン光源としてキセノンランプ、円筒容器前後に凹面鏡（焦点距離 2 m）、シュリーレン像の焦点にリングフィルター、撮影用の高速 CCD ビデオカメラ（毎秒 1,000 画像撮影）を配置した。分圧法によって R-1234yf と乾燥空気を所定

の濃度になるよう容器に導入し、約 10 分間攪拌することによって所定の濃度の R-1234yf/空気混合気を作成した。放電の代表的な条件は、電源として直流高電圧電源を使用し、電極間距離 4×10^{-3} m、放電時間 9.9 ms、放電エネルギー約 1.0 J であった。燃焼後のガスの処理はソーダライムを充填した容器を通して排気することにより有毒な燃焼生成物である HF を除去した。

浮力の影響が強くあらわれた火炎の燃焼速度を求めるとき、容器内の圧力上昇が無視できる燃焼初期の段階では、燃焼速度は次の式で近似することができる。

$$S_u = \frac{dr_f}{dt} \frac{\rho_b}{\rho_u} \quad (2.9)$$

ここで、 S_u は燃焼速度、 r_f は火炎半径、 ρ_u 及び ρ_b はそれぞれ未燃領域及び既燃領域の気体密度を表す。放電と電極の影響を強く受ける燃焼初期のデータを除く、圧力上昇が 1% 以内の時刻のデータを用いることにより、定圧燃焼とみなして式(2.9)をそのまま適用し、実測した dr_f/dt と、定圧条件の断熱平衡計算で求めた ρ_b の値を用いて S_u を評価した。測定温度 50°C 及び 80°C において各濃度につき 3 度測定を行い、燃焼速度の R-1234yf 濃度依存性を検討した。その結果を図 2.11 に示す。最大燃焼速度は 323.15 K で $1.7 \times 10^{-2} \text{ m s}^{-1}$ 、353.15 K で $2.0 \times 10^{-2} \text{ m s}^{-1}$ となり、初期温度の上昇に伴い燃焼速度も増大することが分かった。

燃焼速度と初期温度の関係は、次式のような経験式が知られている。

$$S_u = S_{u0} \left(\frac{T}{T_s} \right)^\alpha \left(\frac{P}{P_s} \right)^\beta \quad (2.10)$$

ここで、 S_u は温度 T (K)、圧力 P (kPa) における燃焼速度、 S_{u0} は基準温度 T_s 、及び基準圧力 P_s における燃焼速度であり、ここでは $T_s = 298.15 \text{ K}$ 、 $P_s = 101.3 \text{ kPa}$ である。燃焼速度の圧力依存性は通常の炭化水素と同様にごく小さいと考えられることから、燃焼速度を温度の関数としてフィッティングすることによって温度依存性のパラメータ α を求めた。その結果を図 2.12 に示す。濃度 10% (燃焼速度がおおよそ最大となる濃度) における α は、 1.7 ± 0.2 と求めることができた。これは、通常の炭化水素や代表的な可燃性 HFC とほぼ同程度の値である。今回の結果から、353.15 K 以下の実際の使用環境温度における R-1234yf の燃焼速度を予測することが可能になった。

2.9 R-1234yf 混合系の燃焼速度

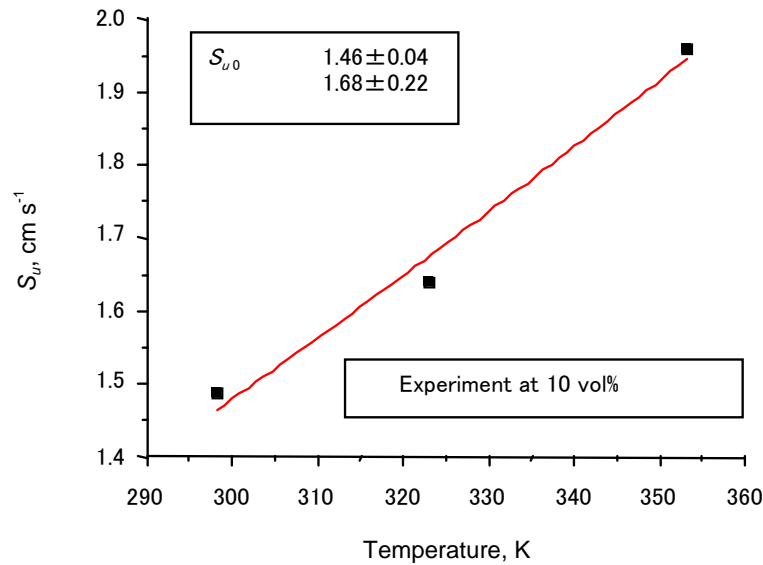


図 2.12 : R-1234yf-空気混合系における燃焼速度の温度依存性。濃度は 10 vol% であり、曲線は式 (2.9) による予測結果を示す。

(1) R-1234yf と R-32 の混合冷媒の燃焼速度

ルームエアコン用冷媒としての使用を考えた場合、R-1234yf 単体では従来の冷媒 R-410A より成績係数の面で大きく劣ることが指摘されている。このため各種の既存冷媒との混合冷媒の可能性が模索されている。中でも R-410A を構成する成分でもある R-32 と R-125、また移動型空調機器用の冷媒として知られる R-134a の 3 種類の従来冷媒に着目し、混合冷媒について燃焼性を評価した。まず、成績係数の向上が期待される R-32 との混合冷媒について検討した。燃焼速度の測定には 3.8 L の小型円筒容器を使用し、シュリーレン法により燃焼速度を評価した。常温 (296.15~299.15 K)、常圧 (101.3 kPa) における測定を各濃度につき 3 度ずつ実施し、その平均値から燃焼速度を求め、最大燃焼速度を得た。

その測定結果を図 2.13 に示す。図中の括弧内の数字は、混合冷媒における R-32/R-1234yf モル分率を表している。得られた最大燃焼速度と、混合冷媒の R-32 重量分率との関係を図 2.14 に示す。参考のために、燃焼下限界の測定結果も図中に同時に示し、混合冷媒の GWP (100 年値) も上横軸に記した。R-32 の割合の増加に伴い燃焼速度も上昇するが、その挙動は線形性を示さず、R-32 の重量分率の上昇に伴い燃焼速度も増分が大きくなることが分かった。また、R-32 の重量分率の増加と燃焼下限界の増分との比較により、R-32 重量分率が 0.5 程度以下の組成では、燃焼速度の増分は燃焼限界の増分よりも小さいことがわかる。つまり、R-32/R-1234yf の混合系では、燃焼速度の増大を招くことなく燃焼下限界を引き上げることができる組成が存在する。

(2) R-1234yf と R-125 の混合冷媒の燃焼速度

次に、燃焼性を低減することが期待できる不燃性冷媒 R-125 との混合ガスについて検討した。具体的には R-125 と R-1234yf のモル分率 9.4/90.6 の混合ガスを対象とした。この混合冷媒の主な特性は、 $GWP_{100}=348$ 、量論混合濃度 $C_{st}=8.17$ vol% である。燃焼速度の測定に必要な乾燥空気中の可燃範囲のデータが無いため、まず ASHRAE 法でこの混合冷媒の燃焼範囲を測定した。その結果、燃焼範囲は 9.3

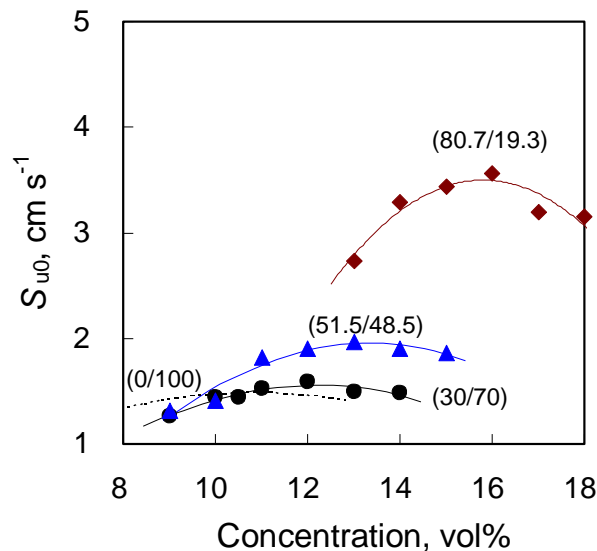


図 2.13 : R-32-R-1234yf 混合冷媒系における燃焼速度の濃度依存性

～10.9 vol%となり、296.15 K 換算の湿度 50%の空気における燃焼範囲 5.8～11.8 vol%に比べ特に下限界が高く、量論濃度 C_{st} では不燃であることが明らかになった。次に可燃範囲内の燃焼速度を測定したところ、濃度 9.5%、10%、10.5%でそれぞれ $1.3 \times 10^{-2} \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ 、 $1.4 \times 10^{-2} \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ 、 $1.5 \times 10^{-2} \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ となった。この値は R-1234yf 単体の燃焼速度と同程度の値であり、シュリーレン法による測定では R-125 による燃焼速度低減効果を定量化することは困難であった。また最大燃焼速度を与える濃度は 10～10.5 vol%付近であるが、可燃範囲が狭すぎるためにこれ以上の精度での特定は困難であった。

(3) R-1234yf と R-134a の混合冷媒の燃焼速度

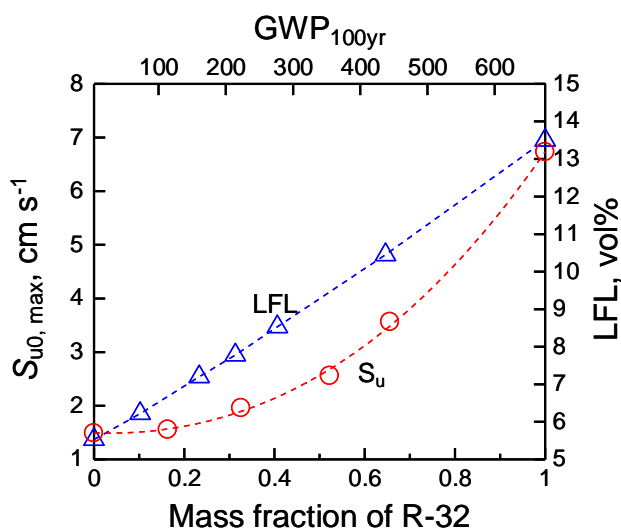


図 2.14 : R-32-R-1234yf 混合冷媒系における最大燃焼速度の R-32 重量分率に対する依存性

次に、R-125 同様に燃焼性を低減することが期待できる不燃性冷媒 R-134a との混合系冷媒について検討した。まず R-134a と R-1234yf のモル分率 10/90 の混合ガスを対象とした。この混合冷媒は、その都度分圧法により作成した。この混合冷媒の主な特性は、GWP(100 年値)=133、量論混合濃度 $C_{st} = 8.05$

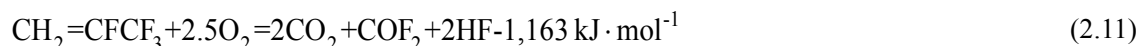
vol%である。ASHRAE 法による燃焼限界の測定により、乾燥空気中におけるこの混合冷媒の可燃範囲が 8.3~10.4 vol%であることが判った。次に、298.15 K、101.3 kPa の混合気についてシュリーレン法で燃焼速度の測定を行った。放電エネルギー E_{dis} は 1234yf 単体の着火エネルギーより多少大きい 1.08-1.34 J で変化させて行った。測定の結果、9 vol%、10 vol%、11 vol%においてそれぞれ $1.2 \times 10^{-2} \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ 、 $1.3 \times 10^{-2} \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ 、 $1.4 \times 10^{-2} \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ を得た。なおこの火炎は、容器中心から仰角 30 度程度まで広がり消炎した。

燃焼速度の結果は、ASHRAE 法で求めた可燃範囲から外れた濃度で最も燃焼速度が大きくなるという矛盾する結果となった。燃焼限界の測定結果との矛盾は、燃焼限界の判定はガラスフラスコの冷却効果を含んでいるため、シュリーレン法の円筒容器の冷却効果を含まない燃焼よりも燃焼範囲が狭くなりうることが一因ではないかと考えられる。また、10 vol%の火炎について、0.6 J と 1.0 J では伝播途中でシュリーレン像の一部が消え、1.2 J では容器天井に接するまで像が残った。したがって、混合冷媒の最小着火エネルギーは 1.0 J を超える高いエネルギーであることが示唆され、今回の測定が着火エネルギーとほぼ等しい『小さい』エネルギーで行われたことが分かった。今回の測定結果から、この混合冷媒の最大燃焼速度は濃度 11%でおよそ $1.4 \times 10^{-2} \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ であったが、この結果は R-1234yf 単体の燃焼速度、および 3-9-2 の R-125/R-1234yf 混合冷媒の燃焼速度とほぼ変わらず、シュリーレン法による測定では R-134a 混合による燃焼速度低減効果を定量化することはできなかった。

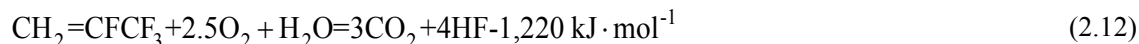
2.10 R-1234yf の燃焼速度の湿度依存性

(1) R-1234yf と水蒸気 (H₂O) の混合系の燃焼速度

R-1234yf 単体について、我が国の高温多湿の実用環境を考え、燃焼性に及ぼす湿度の影響を実測した。R-1234yf の乾燥空気中における燃焼は次の反応式で表され、燃焼速度はおよそ 1.5 cm s^{-1} である。

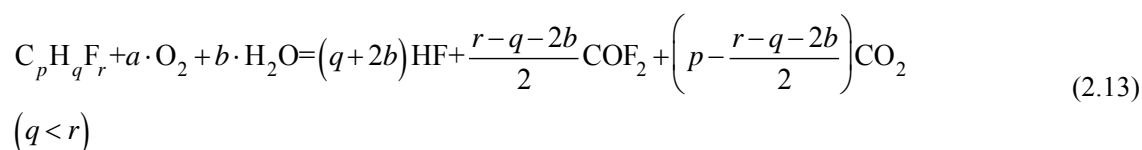


この反応式から、反応系の H 原子が不足しているため、F 由来の反応生成物が HF まで進まず COF_2 でとどまっていることが分かる。よって、H 原子を反応系に供給することで反応が更に進むことが予想される。H 原子を供給する物質として水蒸気 (H₂O) を考えた場合、燃焼反応式は、



となる。このとき F 由来の反応生成物が HF まで進むことにより燃焼熱が増加するため、燃焼反応は強くなり、燃焼速度が増大することが予想される。

より一般的に、分子内 F 数>H 数のフッ素化合物 $\text{C}_p\text{H}_q\text{F}_r$ が燃焼する場合、反応式は



となり、酸素の量論係数 a は

$$a = \frac{r-q-2b}{4} + \left(p - \frac{r-q-2b}{2} - \frac{b}{2} \right) = p - \frac{r-q}{4} \quad (2.14)$$

と表され、 b 、つまり H_2O の有無によらない。R-1234yf の場合は $a=2.5$ である。量論混合濃度は、

$$C_{st} = \frac{100}{\frac{100}{20.95}a+b+1} \quad (2.15)$$

となり、酸素の量論係数 a と、 H_2O とフッ素化合物のモル比 b に依存する。

当量比 ϕ は、ここでは

$$\phi = \frac{(f_F/f_A)_{\text{exp}}}{(f_F/f_A)_{\text{stoic}}} \quad (2.16)$$

と定義する。但し、 f_F はフッ素化合物のモル数、 f_A はフッ素化合物以外の成分、すなわち O_2 、 N_2 、及び H_2O のモル数とする。

次に湿度については、相対湿度は温度に依存する値なので化学反応を考える上で取扱が困難であるため、以下絶対湿度を採用することとする。絶対湿度 (Humidity ratio, g-water/g-dry air) と相対湿度の関係は図 2.15 のとおりである。日本工業規格 Z8703 『試験場所の標準状態』によると、5~35°C の温度範囲を常温と定義し、45~85% の (相対) 湿度範囲を常湿とする。この範囲を図中に着色して示すが、湿度に着目した場合、絶対湿度 0.03 程度までが常湿の範囲に含まれる。なお、反応式(2.11) が成り立つのに十分な H_2O の量は、絶対湿度 0.052 に相当し、今回の常湿の上限値 0.03 における H_2O の量は、十分な H_2O 量の 58% 程度に相当する。

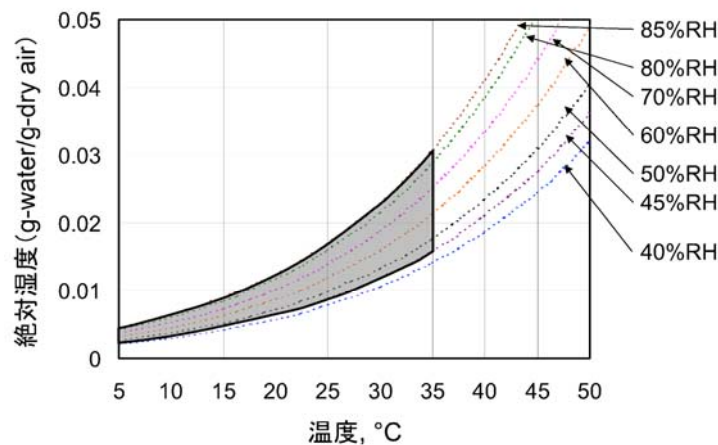


図 2.15 : 絶対湿度、相対湿度 (RH)、及び温度との関係。実線及び灰色部分が JIS で定められる常温・常湿の部分に対応する。

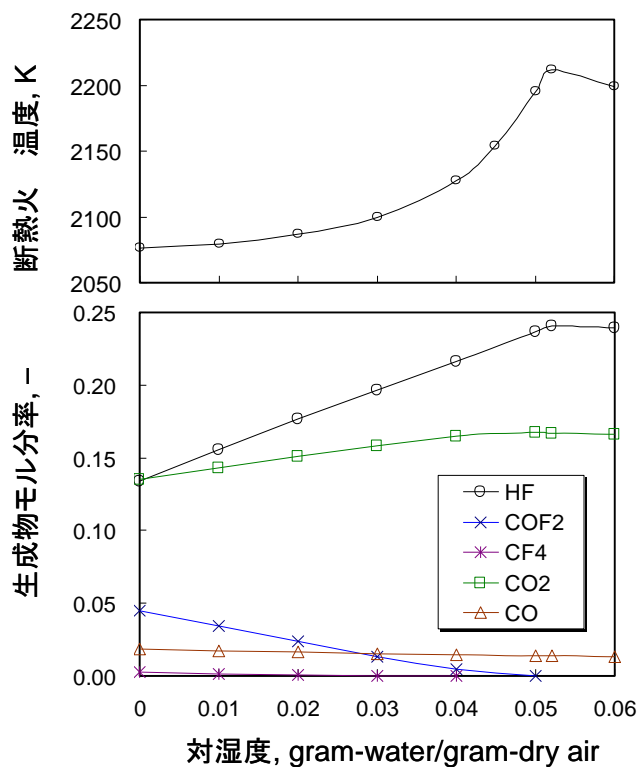


図 2.16 : 量論組成の R-1234yf-空気混合系における火炎温度と燃焼生成物の絶対湿度に対する依存性

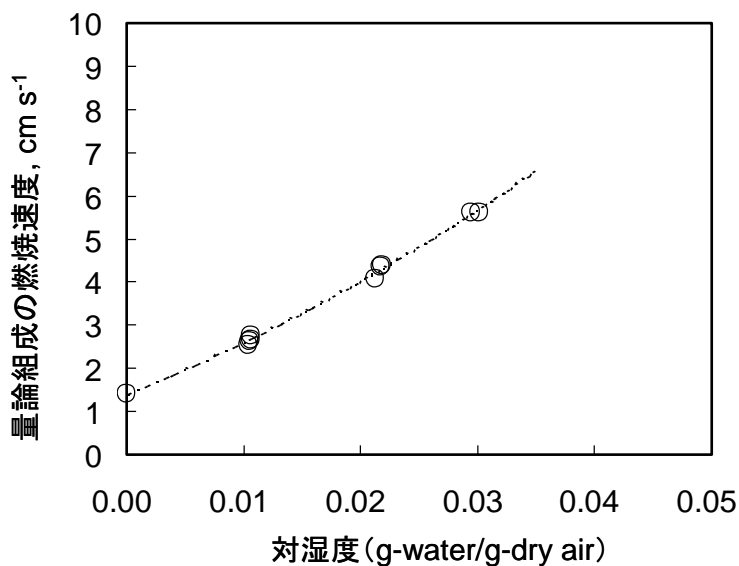


図 2.17 : R-1234yf-空気混合系における量論燃焼速度の絶対湿度に対する依存性

図 2.16 に、定圧条件の断熱平衡計算で求めた量論組成の R-1234yf/湿り空気混合気の火炎温度及び燃焼生成物の絶対湿度依存性を示す。絶対湿度の増加に伴い、火炎温度は加速度的に増大し、絶対湿度 0.052 において最大値となり、その後徐々に減少していく。燃焼生成物は、絶対湿度の増加に伴い COF₂ の量が減少してその分 HF と CO₂ 量が増加するが、絶対湿度 0.052 以上ではほぼ一定となる。この傾向は式 (2.11)、及び式 (2.12) と対応している。

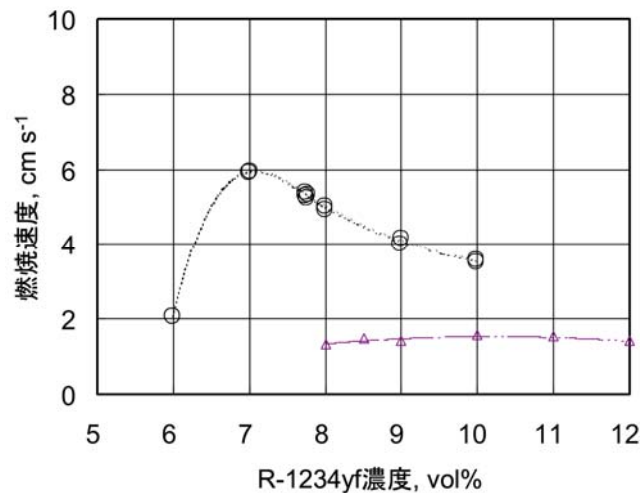


図 2.18 : R-1234yf-空気混合系における量論燃焼速度の絶対湿度に対する依存性。(○:絶対湿度 0.03 の湿り空気、△:乾燥空気)

燃焼速度測定について、試料調整は分圧法により行った。まず真空に引いた円筒型燃焼容器とサンプル調製ラインに取り付けた純水の容器をつなぐことにより純水を気化させ、1時間程度かけて所定の湿度に相当する圧力に達するまで容器に導入した。その後、乾燥空気を導入、攪拌し十分に時間が経過した後、R-1234yfを所定量導入した。

燃焼速度の測定は、まず一般的傾向を把握するため、量論組成における燃焼速度と絶対湿度の関係を求めた。具体的には、絶対湿度 0.01、0.02、0.03 の湿潤空気、R-1234yfをそれぞれ 7.6%、7.5%、7.4% 混合した量論組成の混合気の燃焼速度をシュリーレン法で測定した。その結果を図 2.17 に示す。燃焼速度は、絶対湿度 0.0105 (26°Cにおける相対湿度 50%に相当)、0.0216 (35°Cにおける相対湿度 60%に相当)、0.0299 (35°Cにおける相対湿度 83%に相当) でそれぞれ $2.6 \times 10^{-2} \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ 、 $4.3 \times 10^{-2} \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ 、および $5.6 \times 10^{-2} \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ となった。図中の破線は実測値を 2 次関数で相関したものである。その傾向から、R-1234yf の量論燃焼速度は絶対湿度のおよそ 2 次に比例して加速度的に増大する傾向が得られた。

次に、常湿における最悪条件として絶対湿度 0.03 の湿り空気を想定し、この空気中での R-1234yf の燃焼速度の濃度依存性を評価した。その結果を乾燥空気のグラフと併せて図 2.18 に示す。その結果、最大燃焼速度は量論組成よりやや燃料希釈側の濃度 7% ($\phi=0.95$) で約 $5.9 \times 10^{-2} \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ であることが分かった。この燃焼速度は乾燥空気中の R-1234yf の最大燃焼速度の約 4 倍であり、R-32 の最大燃焼速度 ($6.7 \times 10^{-2} \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$) に近い値である。R-1234yf 濃度をより希釈すると急激に燃焼速度が減少し、過濃にすると濃度上昇に伴い燃焼速度が徐々に減少することが分かった。興味深いことは、R-1234yf は乾燥空気中では量論組成よりもかなり高濃度 (10%、 $\phi=1.3$) で最大燃焼速度をとり両論組成比に近い 7 vol% ではほぼ不燃であるものの、湿潤空気中では 10%よりも 3 ポイントも濃度が低い、ほぼ量論組成濃度に相当する 7 vol% で最大燃焼速度となったことである。このことは、高湿度条件下においては乾燥状態と比較して冷媒濃度がより低い条件において燃焼性が高まり、冷媒の漏洩・着火に対するリスクが大きくなることを示唆している。

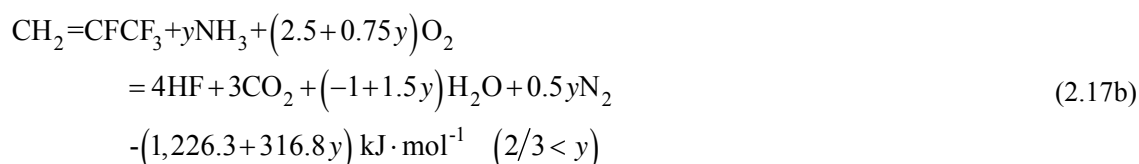
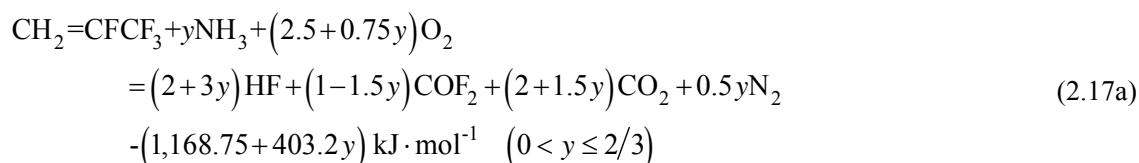
この他、混合気の燃焼に伴う円筒容器内の到達圧力についても調べたところ、乾燥空気中では 150 kPa 以下であるのに対し、絶対湿度 0.01、0.02、0.03 ではそれぞれ 500 kPa 以上、600 kPa 以上、約 700 kPa と、湿度増加に伴い増大することが分かった。火花放電着火エネルギーに関しても、今回の直流放電に

よる着火に必要なエネルギーは、絶対湿度 0.01、0.02、0.03 ではそれぞれ 300 mJ 以下、130 mJ 以下、80 mJ 以下と、湿度増加に伴い大幅に減少していくことが分かった。これはいずれも、燃焼速度及び火炎伝播速度が増大したと関係している。

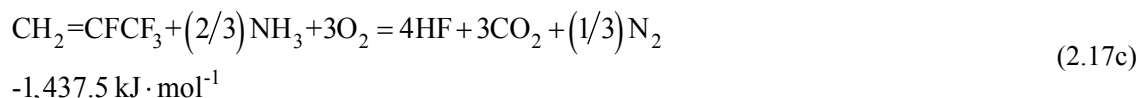
以上のように、R-1234yf の燃焼速度は水素供給物質である水蒸気の存在によって大幅に増加することが分かった。このことから、R-1234yf の実用上のリスクを考える場合に、実用環境の湿度についても検討することが重要であることが明らかになった。

(2) R-1234yf と NH₃ (R-717) の混合系の燃焼速度

図 2.17 に示した、R-1234yf の燃焼速度における湿度増加の効果を検討し、その最大速度を明確にすることは物理的に大変興味深く、実用上の観点からは大変有意義なものではあるが、湿度を高い条件で制御することは今回の試料調製方法及び実験環境の制約上より大変困難である。そこで、水 (H₂O) の代わりに常温で気体であるアンモニア (NH₃; R-717) を用いることにより、R-1234yf の水素供給物質依存性をより広範囲に調べることにした。炭化水素ではなく R-717 を使用した理由は以下に詳述するが、R-1234yf の最悪条件の燃焼速度を明確化する上で適度に燃焼性が低いためである。ここで、絶対湿度の代わりに水素供給量を表す指標としてより一般的な、混合系全体の F 置換率 (F 原子と H 原子の比 F/(H+F)) を導入する。具体的には、水素供給源である R-717 を混合することによって、混合系全体の F 置換率を、R-1234yf 単体の値 4/6=0.667 から、R717 単体の値 0/3=0.00 の範囲で変化させることにより、混合系の燃焼性の変化を実測した。この混合系の燃焼反応式および燃焼熱は、以下に示す水素供給量の過不足による 2 つの反応式



によって表現される。ここで y は、R-717 と R-1234yf のモル比である。水素供給量がちょうど充分となる条件は y=2/3 の時で、



となる。今回は前節の H₂O の系と異なり、酸素の量論係数が NH₃ の濃度に依存するため、式 (2.16) に対応する当量比が定義できない。そこで今回は、量論組成についてのみ検討することにする。

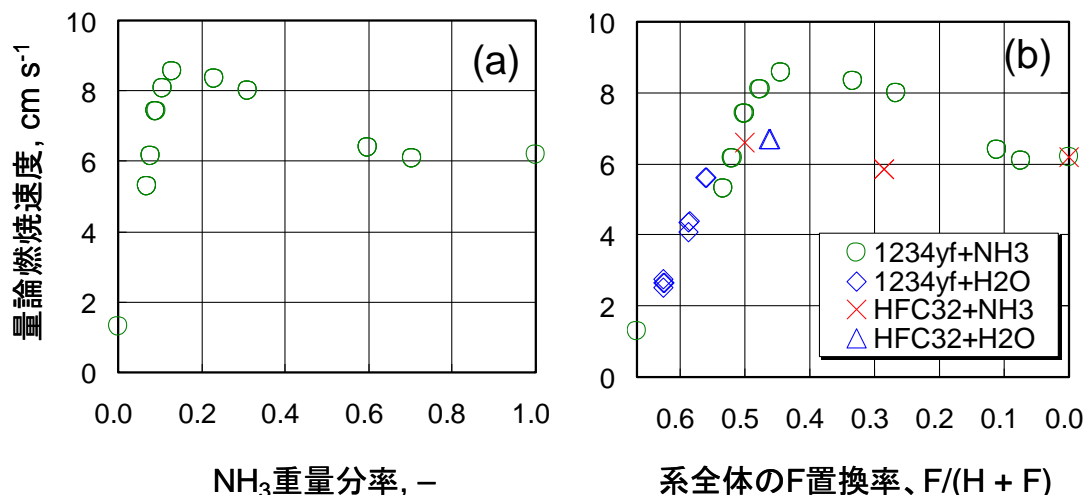


図 2.19 : R-1234yf-空気混合系における量論燃焼速度の水素供給物質濃度に対する依存性。
 (a) R-717 重量分率依存性。(b) 混合系全体の F 置換率依存性。

燃焼速度の測定には、3.8 L 円筒容器を使用し、球形容器法の解析手法を用いた。球形容器法は、燃焼による火炎の広がり球形であるとみなせることが前提となる手法で、燃焼速度が $5 \times 10^{-2} \text{ m s}^{-1}$ を超える混合気に適用可能である。ある濃度における測定によって得られた圧力-時間のデータを、以下の式に代入することにより燃焼速度 S_u を求めた。

$$S_u = \frac{R}{3} \left[1 - (1-x) \left(\frac{P_0}{P} \right)^{1/\gamma_u} \right]^{-2/3} \left(\frac{P_0}{P} \right)^{1/\gamma_u} \left(\frac{dx}{dt} \right) \quad (2.18)$$

ここで R は容器半径、 x は既燃ガスの質量分率、 P_0 および P は着火前および各時間における圧力、 γ_u は未燃ガスの比熱比である。式(2.18)から得られた S_u の値は、温度と圧力に依存する。次に初期圧 86.6、101.3、及び 113.3 kPa の 3 条件で測定を行い、得られた S_u を先に示した経験式(2.10)で相関する。

3 回の測定結果を式 (2.10) で非線形最小二乗フィッティングを行って求めた燃焼速度 S_{u0} の値を、図 2.19 に○印で示す。図 2.19 (a)は横軸を重量分率で表現したもの、図 2.19 (b)は横軸を F 置換率で表現したものである。

混合系の量論燃焼速度は、F 置換率 0.667 の R-1234yf 単体の量論燃焼速度 $1.3 \times 10^{-2} \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ から、 NH_3 を加えることにより急激に増大し、F 置換率 0.444 (R-1234yf/ NH_3 モル分率=1.0/1.0) で最大値 $8.6 \times 10^{-2} \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ に到達した。これはの水素供給量充分条件 $y=2/3$ よりも R-717 過濃側にシフトしている結果となった。またこの燃焼速度値は R-717 単体の量論燃焼速度 $6.5 \times 10^{-2} \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ をも上回った。この事実は、R-1234yf が水素供給物質が充分にある環境では R-717 よりも激しく燃焼することを示している。更に R-717 を加えると量論燃焼速度は緩やかに減少し、R-717 単体の量論燃焼速度に漸近した。これは水素が充分に存在する環境において燃焼速度の速い R-1234yf がより燃焼速度の遅い R-717 によって物理的に希釈されるため、混合系として燃焼速度が減少していくことを表している。また、図 2.19(b)に、R-1234yf の H_2O による燃焼速度の結果 (図 2.17) を◇印で併せて示した。 H_2O 添加の結果は NH_3 添加の結果と定量的にほぼ一致していることが分かった。

R-1234yf の量論燃焼速度の湿度依存性は、水を用いた直接的な実験では絶対湿度 0.03 を上限としたが、これは気温が 35°C を超える猛暑日が年間 7 日間程度ある関東地方における自然環境を考慮した場

合、およそ適当な測定範囲であると考え。一方、人為的に作り出される最悪環境条件として、炎天下の自動車内や熱湯を多量に使用する厨房などでは、より絶対湿度が高くなる可能性がある。その場合、おそらく R-717 で得られた結果と同様、絶対湿度 0.052 (系全体の F 置換率 0.5 に相当) をやや超えたあたりで最大約 $9 \times 10^2 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ に達するまで R-1234yf の量論燃焼速度が増大すると予想され、その湿度条件における R-1234yf の最大燃焼速度は $1.0 \times 10^1 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ 程度になる可能性がある。こうした特殊な条件については本プロジェクトとは別に詳細に検討をする必要がある。また、R-1234yf を混合冷媒の成分として実用化することを考えた場合、水素供給物質 (水蒸気、R-717、炭化水素等) が十分に存在する混合系においては、R-1234yf の最大燃焼速度を $1.5 \times 10^2 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ とみなすと燃焼危険性を過小評価してしまうことになり、最悪条件の燃焼速度約 $1.0 \times 10^1 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ と考える方が妥当であることが分かった。

2.11 R-32 の燃焼速度の湿度依存性

第 4.10 節で、R-1234yf の燃焼速度が湿度の影響を強く受けることが分かった。本節では、他の微燃性冷媒化合物でも同様の結果となるかどうか検証するため、代表的な微燃性冷媒 R-32 について湿度依存性を調べた。まず水素供給物質として水 (H_2O) を使用した。具体的には、絶対湿度 = 0.02 の湿り空気に、R-32 を 16.9% ($\phi=1$) 混合した混合気の燃焼速度を第 4.10.2 節と同じ球形容器法で測定した。得られた燃焼速度の値を図 2.19(b) 中に△で示す。その結果、量論燃焼速度は、絶対湿度 = 0.022 で 6.7 cm s^{-1} となった。この値は乾燥空気中の R-32 の量論組成の燃焼速度 $6.6 \times 10^2 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ とほぼ一致している。また、燃焼に伴う圧力変化についても、 H_2O の有無による有意差は認められず、R-32 の燃焼速度は H_2O の有無による影響を殆ど受けないことが分かった。次に、水素供給物質として R-717 を使用した。具体的には、R-32 に R-717 をモル比 1:1 で混合し、量論組成の燃焼速度を球形容器法で測定した。この混合系全体の F 置換率 $F/(H+F)$ は、0.29 である。得られた量論燃焼速度の値を図 2.19(b) 中に×で示す。この燃焼速度は、 $5.9 \times 10^2 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ となった。これは R-32 単体の量論燃焼速度より若干小さく、R-717 単体の量論燃焼速度 $6.2 \times 10^2 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ とほぼ同程度の値となった。また、燃焼に伴う圧力の時間変化を、図 2.20 に示す。R-32/R717 混合系の燃焼圧力 (図中③) は、R-32 単体の燃焼圧力 (図中①) より小さく、R-32 単体の燃焼圧力と R-717 単体の燃焼圧力 (図中②) との単純平均値 (図中④) とほぼ一致する。すなわち、R-32 は R-717 から化学的影響を殆ど受けていないことが分かった。これに対して、R-1234yf-R-717 混合系の燃焼圧力 (図中⑤) は、R-717 単体の燃焼圧力 (図中②) や R-1234yf 単体の燃焼圧力 (最大でも 1.5 気圧以下) よりも遥かに大きく、非常に強い化学的作用が働いていることが分かった。これらの結果から R-32 の燃焼速度は R-1234yf と異なり、水素供給物質の存在による影響を殆ど受けないことが示された。

2.12 微燃性冷媒の燃焼性指標のまとめ

前節まで各燃焼性指標について詳細に議論した。表 2.7 に、代表的な低 GWP 冷媒候補化合物の燃焼性指標及び GWP 値について一覧にした。燃焼限界の値は、ISO 817 (冷媒の呼称と安全性等級) に定められている 296.15 K 換算で相対湿度 50% の水蒸気を含んだ空気における値である。燃焼速度及び燃焼熱については ISO 817 では乾燥空気中の値を想定している。燃焼性を総合的に評価する指標は国際標準

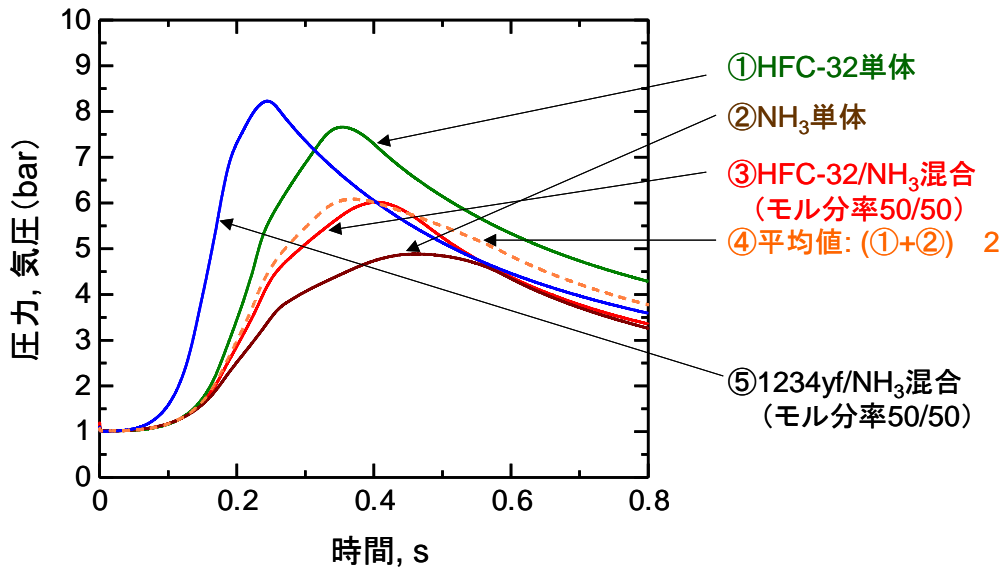


図 2.20 : 水素供給物質 (R-717) の存在による R-32 及び R-1234yf の燃焼圧力の変化

には規定されていない。ここではこれまで提案されてきた、燃焼性指標を組み合わせた総合的燃焼性指数 R-index、F-number、RF-number、RF2 を併せて示す。乾燥空気中の R-1234yf は、他の微燃性 (Class 2L) 冷媒である R-32 や R-717 と比べて下限界が低い一方燃焼範囲が狭く、燃焼上下限界の影響を大きく受ける R-index、F-number、RF-number についても R-32 や R-717 と同等かやや高い値を示す。一方、燃焼速度が他よりもずっと低いため、RF2 においては他より遥かに小さい値となる。空気中の湿度の高い条件においては、R-32 や R-717 が湿度の影響を殆ど受けないのに対し、R-1234yf は湿度の影響を強く受けるため、燃焼範囲が広がるだけでなく、燃焼速度が数倍に増大してしまう。その結果、R-1234yf の優位性は殆ど無くなり、表中の総合燃焼性指数のほぼ全ての値が 2L 冷媒の中で最高となってしまふ。このことから、R-1234yf を実用化する場合には、乾燥した環境で使用すれば最も燃焼性の低い可燃性冷媒として期待できるが、高湿度環境で使用した場合には、既に実用化されている R-717 よりも燃焼性の高い冷媒となる可能性があるとして示された。

表 2.7 : 低 GWP 冷媒候補の燃焼特性一覧

名称	化学式	分子量, M g mol^{-1}	量論濃 度, C_{st} vol %	燃焼限界		最大燃焼 速度 $S_{u0,max}$ cm s^{-1}	燃焼熱 H_c/M 10^6 J kg^{-1}	ISO 燃焼 性等級	R- index	F- number	RF- number kJ g^{-1}	RF2 $\text{kJ m mol}^{-1} \text{ s}^{-1}$	GWP ₁₀₀
				LFL, vol %	UFL, vol %								
R-1234yf	CH ₂ =CFC F ₃	114.04											4
(乾燥空気)			7.75	5.47 ¹⁾	13.2 ¹⁾	1.5	10.3	2L	1.42 ¹⁾	0.36 ¹⁾	5.7 ¹⁾	0.60 ¹⁾	
(湿り空気)			7.41	5.15 ²⁾	13.6 ²⁾	5.9	10.5		1.44 ²⁾	0.38 ²⁾	6.6 ²⁾	3.28 ²⁾	
R-32	CH ₂ F ₂	52.03	17.36	13.5	27.5	6.7	9.3	2L	1.29	0.30	4.0	2.43	675
R-717	NH ₃	17.03	21.88	15.2	30.0	7.2	18.6	2L	1.44	0.29	7.5	2.01	0
R-152a	CH ₃ CHF ₂	66.05	7.75	4.32	17.35	23.6	16.2	2	1.79	0.50	16.3	19.68	124
R-41	CH ₃ F	34.03	12.28	7.1	19.9	28.3	19.8	3	1.73	0.40	13.4	15.79	97
HFC-161	CH ₃ CH ₂ F	48.06	6.54	3.15	17.5	38.3	26.6	3	2.08	0.58	36.1	43.56	12
R-290	CH ₃ CH ₂ C H ₃	44.09	4.03	2.03	10.0	38.7	46.4	3	1.99	0.55	56.5	38.92	3

1) 印のある燃焼限界の値は 23°C 相対湿度 50% における値を用いている。他の指標値には乾燥空気における値を用いている。

2) 湿り空気のデータで印をつけた値は、燃焼限界の値として 23°C 相対湿度 90% (絶対湿度換算 0.0159) の値を用いている。燃焼限界以外の指標値は絶対湿度 0.03 の値を用いている。

$$\text{R-index} \equiv \frac{C_{st}}{\text{LFL}}, \text{ F-number} \equiv 1 - \sqrt{\frac{\text{LFL}}{\text{UFL}}}, \text{ RF-number} \equiv \frac{(\text{UFL} \cdot \text{LFL})^{0.5} - \text{LFL}}{\text{LFL}} \times \frac{H_c}{M}, \text{ RF2} \equiv \frac{(\text{UFL} \cdot \text{LFL})^{0.5} - \text{LFL}}{\text{LFL}} \times Q_{st} S_{u,max} = \frac{F}{1-F} \times \frac{H_c C_{st}}{100} \times S_{u,max}$$

3. 次世代冷媒の有害性評価

3.1 目的

本節では、次世代の冷媒として開発された R-1234yf の有害性について、公開されている資料を収集して検証した。その結果、ウサギを用いた発生有害性試験において高濃度の R-1234yf 暴露により妊娠ウサギの死亡が認められた (AIHA, 2008b) ことから、現在冷媒として使われている HFC の発生毒性との詳細な比較・検討を試みる。さらに R-1234yf の分解生成物の有害性に関する情報を広く収集・分析し、次世代冷媒の大気暴露評価のための基礎資料として用い、かつ次世代冷媒の選定のための基礎的知見とする。

3.2 HFC1234yf と従来冷媒の有害性

(1) R-1234yf の有害性

表 3.1 に示す通り、R-1234yf は微燃性の気体であり、大気中半減期は約 11 日、GWP は 4、オゾン層破壊係数 (ODP) は 0 (Nielsen et al., 2007) と報告されている。動物を用いた R-1234yf の有害性試験は既に実施されており、その試験に基づくエンドポイント毎の許容値については既に報告がなされているものの、これらの有害性試験の詳細を入手することはできず、また、これらの報告書の論文化はされていないので、試験の詳細についての情報は得られなかった。試験結果として無毒性量 (No Observed Adverse Effect Level; NOAEL) または無影響量 (No-effect Level; NOEL) 等の限定的な情報が製品安全性データシート (Honeywell, 2010) 及び会議用資料 (Minor, 2008; Rinne, 2009) 等に記載されている。

R-1234yf の有害試験結果は表 3.2 にまとめた。4 時間の急性吸入暴露を行ったところ 400,000 ppm でもラットの死亡は認められなかった。2、4 及び 13 週間の反復吸入暴露試験がラットを用いて実施され、いずれの試験でも NOEL または NOAEL は 50,000 ppm であったと報告されている。Schuster et al. (2008) は 13 週間反復暴露試験の報告書を引用して、最高濃度 50,000 ppm を 90 日間暴露 (8 時間/日、5 日/週) したときでも R-1234yf による臨床生化学的及び病理組織学的な変化は認められなかったと記載している。イヌを用いた吸入暴露による心臓感作性試験では 12% (120,189 ppm) においても感作性は認められなかった。13 週間吸入暴露したゲノミック試験では 50,000 ppm においても反応は観察されず、発がん性試験を行う必要はないとしている。

ラットの鼻部吸入暴露による発生毒性試験では、NOAEL は 50,000 ppm であったとしているが、AIHA (2008a, 2008b) において鼻部吸入暴露のストレスにより発現したと考えられる胎児の化骨遅延が対照群を含む全ての群に観察されたことについて議論されている。ウサギ全身吸入暴露による発生毒性試験では原因不明の妊娠ウサギの死亡が 5,500、7,500 及び 10,000 ppm で観察されたが、2,500 及び 4000 ppm では暴露の悪影響は認められず (AIHA, 2008b)、ウサギ発生毒性の最小有害影響量 (Lowest Observed Adverse Effect Level; LOAEL) を 5,500 ppm、NOAEL を 4,000 ppm としている。これらの結果から、米国産業衛生協会

8 時間加重平均作業環境暴露限界濃度 (8-hour WEEL-TWA) を 500 ppm に設定している (AIHA, 2008b; AIHA, 2009)。Schuster et al. (2010) はウサギ発生毒性試験の報告書を引用して、妊娠ウサギの死亡と瀕死は体重増加抑制、摂餌量減少、心臓病変及び軽度の尿細管壊死と関連していたが、母体毒性は胚/胎児の外表形態を含む発生に悪影響を及ぼさなかったと記述している。ラットを用いた吸入暴露による 2 世代繁殖試験については 1 世代終了時の暫定 NOAEL を 5,000 ppm としている。

表 3.1 : R-1234yf と主な HFC における許容濃度と年間生産量の推定値

化合物	分子式	CAS No.	大気寿命 (yr)	OPD	GWP (100 years in AR4)	暴露許容値 (ppm)	年間生産量 (×10 ³ ton)
R-1234yf	CF ₃ CFCH ₂	745-12-1	0.03	0	4	500*	-
HFC-125	CHF ₂ CF ₃	354-33-6	29		3,400	1,000*	38.5 (2006)
HFC-134a	CH ₂ FCF ₃	811-97-2	13.8		1,430	1,000**	156.6 (2006)
HFC-143a	CF ₃ CH ₃	420-42-6	52		4,470	1,000*	16.3 (2006)
HFC-152a	CH ₃ CHF ₃	75-37-6	1.4		124	1,000*	20.4
HFC-32	CH ₂ F ₂	75-10-5	5		675	1,000*	15.0
HFC-245fa	CHF ₂ CH ₂ CF ₃	460-73-1	7.2		1,030	300*	-

* American Industrial Hygiene Association (AIHA) Workplace Environmental Exposure Limits (WEEL) based on 8 hour time-weighted average (8 h-TWA).

** Maximum workplace concentration (MAK) (DFG, Germany).

表 3.2 R-1234yf の有害性に関する情報

エンドポイント	使用された動物 あるいは細胞	暴露経路	暴露期間 (濃度)	試験結果	文献
急性毒性	ラット	吸入	4 時間	400,000 ppm まで死亡例なし	Minor,2008; Rinne,2009; Honeywell,2010
反復吸入 毒性	ラット	吸入	2 週間	NOEL=50,000ppm	Honeywell, 2010
			4 週間	NOAEL=50,000ppm	Honeywell, 2010
			13 週間	NOAEL=50,000ppm	Minor,2008; Rinne,2009; Honeywell,2010
心感作性	イヌ	吸入	-	12% (120,189ppm)まで影響なし	Minor,2008; Rinne,2009; Honeywell,2010

ゲノミクス			13 週間	50,000 ppm まで活性なし	Minor,2008; Rinne,2009
発生毒性	ラット	吸入 (鼻腔)	-	NOAEL=50,000ppm	Minor,2008; Rinne,2009; Honeywell,2010
	ウサギ	吸入 (全身)	-	NOAEL/LOAEL= 4,000/5,500 ppm	Minor,2008; Rinne,2009; AIHA WEEL Committee, 2008b; Honeywell,2010
二世世代繁殖毒性	ラット	吸入	6 時間/日	NOAEL=5,000 ppm	Minor, 2008; Rinne,2009
変異原性 (エーム ス試験)	S. typhimurium (TA1535, TA98,TA100) and E. coli (WP2uvrA)	-	-	TA100 と WP2uvrA において 20%以上で 陽性 TA98, TA100,TA1535 において陰性	Honeywell, 2010
変異原性 (染色体 異常試験)	ヒトリンパ球		4 時間	760,000 ppm におい て陰性	Honeywell, 2010
小核試験 (in vivo)	マウス	吸入	4 時間 (最大 200,000ppm)	陰性	Honeywell,2010
	ラット	吸入	4 時間 (最大 50,000ppm)	陰性	Honeywell, 2010
不定期 DNA 合成 阻害試験	ラット	吸入	4 週間 (最大 50,000ppm)	陰性	Honeywell, 2010

* NOEL (No-effect Level): 無影響量)

** NOAEL (No Observed Adverse Effect Level): 無毒性量

*** LOAEL (Lowest Observed Adverse Effect Level): 最小毒性量

遺伝毒性については、*in vitro* 及び *in vivo* の計 5 種類の試験が実施されている。細菌を用いる復帰突然変異試験においては 20%以上の濃度で *Salmonella typhimurium* TA100 及び *Escherichia coli* WP2uvrA で陽性反応がみられ、*Salmonella typhimurium* TA98、TA100 及び TA1535 では陰性であったと記載されているが、代謝活性化存在下/非存在下等の実験条件については不明である。ヒトリンパ球を用いた染色体異常試験では 760,000 ppm で陰性であっ

た。in vivo の遺伝毒性試験では、マウスに 4 時間 200,000 ppm まで、またはラットに 4 週間 50,000 ppm まで吸入暴露後の小核試験、ラットに 4 週間 50,000 ppm まで吸入暴露後の不定期 DNA 合成試験では陰性であったと報告されている。

以上のように、有害性試験の試験方法、試験結果、NOEL/NOAEL 設定の根拠となったエンドポイント等が明らかにされていないので、試験の詳細についての解析は不可能である。急性暴露試験、反復暴露試験、心臓感作性試験及び 2 世代繁殖試験では特段の有害性は記載されていない。in vitro 及び in vivo の遺伝毒性試験の結果から、R-1234yf は生体内では遺伝毒性を示さないことが示唆される。ウサギ発生毒性試験では、妊娠ウサギの原因不明の死亡が 5,500 ppm 以上の濃度で認められていることから、R-1234yf は有害性の発現に何らかの関与をしている可能性を指摘することができる。以下に、R-1234yf の発生毒性試験の結果と比較するために、現在冷媒として使われている HFC の発生毒性試験の結果を示した。

(2) HFC-125 の発生毒性

HFC-125 は不燃性の気体であり、主に市販の冷凍及び空調システムの混合成分として、また、消火剤として使用されている (ECETOC, 1994)。2006 年の年間生産量は、表 3.1 に示される通り 3.85×10^4 ton であり (AFEAS, 2006)、大気中半減期は 29 年、ODP は 0、GWP は 3,400、暴露限界は 1000 ppm と報告されている (OECD, 2005; Tsai, 2005)。また、HFC-125 の吸入暴露による発生毒性試験結果を表 3.3 に示す。

CrI:CD(SD)BR ラットの妊娠 6-15 日に 5000, 15,000 または 50,000 ppm を 6 時間/日、全身吸入暴露し、胎児への影響を調べた。50,000 ppm 暴露中の母動物に不安定歩行がみられたが、胎児に暴露の影響は認められなかった (ECETOC, 1994; Kawano et al, 1995)。

New Zealand White ウサギの妊娠 6-18 日に 5000, 15,000 または 50,000 ppm を 6 時間/日、全身吸入暴露し、胎児への影響を調べた。50,000 ppm で妊娠ウサギの体重及び摂餌量の一過性のわずかな低下がみられたが、胎児に暴露の影響は観察されなかった (ECETOC, 1994; Kawano et al, 1995)。

以上のように、ラット発生毒性試験では 50,000 ppm で妊娠動物の不安定歩行が観察されたが、胚/胎児への影響は認められず、ウサギ発生毒性試験においても 50,000 ppm で母動物の一過性の体重及び摂餌量のわずかな低下がみられただけであり、胚/胎児に対する影響は認められなかった。いずれの動物種でも催奇形性は認められていない。妊娠ウサギの死亡に関する記述はなかった。

表 3.3 : 吸入における HFC-125 及び HFC-134a の発達毒性試験概要

化合物	使用された動物	暴露情報		試験結果所見	文献
		暴露期間	暴露濃度 (ppm)		
HFC-125	CrI:CD(S)	6 h/day on GDs	5,000	Unsteady gait in dams at 50,000 ppm.	ECETOC,

	D)BR rats (female)	6-15 (whole body exposure)	15,000 50,000	No adverse effect on fetuses.	1994; Kawano et al, 1995
	NZW rabbits (female)	6 h/day on GDs 6-18 (whole body exposure)	5,000 15,000 50,000	↓Maternal body weight gain and food consumption (slight and transient) at 50,000 ppm.	ECETOC, 1994; Kawano et al, 1995
HFC-134a	AHA rats (male and female)	1 h/day (male: pre- to postmating, female: premating to lactation) (snout-only exposure)	2,500 10,000 50,000	↓Body wt gain of F ₀ males at 50,000 ppm. ↓Body wt of F ₂ pups on LD 21 at 50,000 ppm.	Alexander and Libretto, 1995; Alexander et al, 1996
	AHA rats (female)	1 h/day on GDs 17-20 and LDs 1-21 (snout-only exposure)	1,000 10,000 50,000	No adverse effects on reproduction or development.	Alexander and Libretto, 1995; Alexander et al, 1996
	Alpk/APf SD Wistar-derived rats (female)	6 h/day on GDs 6-15	1,000 10,000 50,000	Abnormal clinical signs in dams at 1000 ppm and higher. ↓Fetal wt at 50,000 ppm. ↓Fetal ossification at 50,000 ppm.	ECETOC, 2006a
	NZW rabbits (female)	6 h/day on GDs 7-19 ^a	2,500 10,000 40,000	↓Maternal body wt gain at 10,000 ppm and higher. ↓Maternal food consumption at 10,000 ppm and higher.	Collins et al, 1995

a: The day of insemination was designated as gestational day (GD) 1.

(3) HFC-134a の生殖発生毒性

HFC-134a は無色の不燃性気体であり、単独または他の成分と混合して、HCFC の代替として、また家庭、車及び産業用の冷媒として使われている (ECETOC, 2006a)。HFC-134a は

HFCの中でも、移動型空調機器用冷媒などとして最も広く使われており (Tsai, 2005)、2006年の年間生産量は 1.6×10^5 ton であった (AFEAS, 2006)。HFC-134a の大気中半減期は 13.8 年、ODP は 0、GWP は 11, 430、暴露限界は 1,000 ppm と記載されている (Tsai, 2005; ECETOC, 2006a)。また、HFC-134a の吸入暴露による生殖発生毒性試験結果を表 3.3 に示す。

妊娠前及び妊娠初期暴露試験では、AHA ラットに 2,500、10,000 または 50,000 ppm の鼻部吸入暴露を 1 時間/日、毎日行った。雄ラット (F0) には交配前 10 週間及び交配期間中を含めて 18 週間、雌ラット (F0) には交配前 3 週から実験終了まで暴露した。約半数の雌ラットについて妊娠 20 日に胎児を検査した。残りの半数は自然分娩させ、児 (F1) の生後 70 日に交配させ、得られた児 (F2) の性成熟まで飼育した。HFC-134a 暴露に関連する死亡及び一般状態の変化は認められなかった。50,000 ppm の雄 F0 で体重増加抑制がみられたが、その他、親及び児動物に暴露の影響は認められなかった (Alexander and Libretto, 1995; Alexander et al, 1996)。

周産期及び授乳期暴露試験では、AHA ラット (F0) に 2,500、10,000 または 50,000 ppm を 1 時間/日、妊娠 17-20 日及び分娩後 1-21 日の毎日、鼻部吸入暴露を行った。自然分娩児 (F1) は生後 84 日頃に交配させ、妊娠 20 日に胎児 (F2) を検査した。HFC-134a に関連する死亡及び一般状態の変化は認められなかった。親及び児動物に暴露の影響は認められなかった (Alexander and Libretto, 1995; Alexander et al, 1996)。

Alpk/APfSD ラットの妊娠 6-15 日に 6 時間/日、1,000、10,000 または 50,000 ppm を吸入暴露したところ、HFC-134a 暴露の母体で一般症状の異常がみられ、50,000 ppm でわずかであるが有意な胎児体重の低値及びわずかな骨化遅延が認められた (ECETOC, 2006a)。これらの所見から、HFC-134a は 50,000 ppm で発生毒性を示すが、催奇形性を示さないことが示唆された。

New Zealand White (NZW) ウサギの妊娠 7-19 日に 2500、10,000 または 40,000 ppm を 6 時間/日、吸入暴露し、胎児への影響を検討した。10,000 ppm 以上で母動物の体重増加抑制及び摂餌量の低下が観察されたが、胎児に暴露の影響は認められなかった (Collins et al, 1995)。

以上に示したように、ラット発生毒性試験の 50,000 ppm で母体及び発生毒性がみられ、ウサギ発生毒性試験の 10,000 ppm で母体毒性がみられたが、ラット、ウサギとも催奇形性は認められなかった。ラット発生毒性試験の最高投与濃度 (300,000 及び 50,000 ppm) において胎児骨化遅延が観察されている。ウサギ発生毒性試験では妊娠ウサギの死亡に関する記述はなかった。

表 3.4 : 吸入における HFC-143a、HFC-152a、HFC-32、HFC-245fa の発達毒性試験概要

化合物	使用された動物	試験概要		試験結果所見	文献
		暴露期間	暴露濃度 (ppm)		

HFC-143a	CrI:CD BR rats (female)	6 h/day on GDs 6-15 ^a (whole body exposure)	2,000 10,000 40,000	No adverse effect on dams or fetuses.	Brock et al, 1996
	NZW rabbits (female)	6 h/day on GDs 6-18 (whole body exposure)	2,000 10,000 40,000	No adverse effect on dams or fetuses.	Brock et al, 1996
HFC-152a	CD rats (female)	6 h/day on GDs 6-15 ^a (whole body exposure)	5,000 50,000	No adverse effect on dams or fetuses.	ECETOC, 2004a; OECD, 2006;
HFC-32	Alpk:APfS D Wistar-derived rats (female)	6 h/day on GDs 7-16 ^a (whole body exposure)	5,000 15,000 49,800	↓Maternal food consumption at 49,800 ppm. ↑Minor external/visceral defects in fetuses at 49,800 ppm.	Ellis et al, 1996
	NZW rabbits (female)	6 h/day on GDs 6-18 (whole body exposure)	5,000 15,000 50,000	↓Maternal body wt (transient) at 50,000 ppm. No adverse effect on fetal development.	Ellis et al, 1996
HFC-245fa	CrI:CD BR VAF/Plus rats (female)	6 h/day on GDs 7-21 (whole body exposure)	500 2,000 10,000 50,000	↓Maternal body wt at 50,000 ppm. No adverse effect on fetal development.	Rush et al, 1999
	CrI:CD BR VAF/Plus rats (female)	6 h/day on GDs 6-19 (whole body exposure)	500 2,000 10,000 50,000	↓Maternal body wt and food consumption at 10,000 ppm and higher. ↓Fetal wt at 50,000 ppm.	Rush et al, 1999; ECETOC, 2004b

(4) HFC-143a の発生毒性

HFC-143a は無色の可燃性の気体で、主に空調及び冷房システムの混合成分として使われており (ECETOC, 2006b)、年間生産量は 2006 年で 1.63×10^4 ton であった (AFEAS, 2006)。大気中半減期は 52 年、ODP は 0、GWP は 4300、暴露限界は 1000 ppm と報告されている (Tsai, 2005; ECETOC, 2006b)。また、HFC-143a の吸入暴露による発生毒性試験結果を表 3.4 に示す。

DrI:CDBR ラットの妊娠 6-15 日に 6 時間/日、毎日、1000、10,000 または 50,000 ppm を全身吸入暴露し、胎児への影響を検査したところ、母体及び胎児に暴露に関連した影響はみ

られなかった (Brock et al, 1996)。

New Zealand White ウサギの妊娠 6-18 日の毎日、2000、10,000 または 40,000 ppm を 6 時間/日、全身吸入暴露し、胎児への影響を調べた (Brock et al, 1996)。HFC-143a 暴露の母体及び胎児に暴露に関連すると考えられる異常はみられなかった。

以上のように、HFC-143a については、発生毒性試験は何れも全身暴露により実施されており、ラットの 50,000 ppm まで、ウサギの 40,000 ppm まで暴露に関連する影響は認められず、催奇形性も観察されなかった。妊娠ウサギの死亡に関する記述はなかった。

(5) HFC-152a の発生毒性

HFC-152a は無色の可燃性の気体であり、冷媒として、非オゾン層破壊噴霧剤として、また CFC-11 及び CFC-12 の代替物質の発泡剤として使われている (ECETOC, 2004a)。HFC-152a の年間生産量は 2.04×10^4 ton と見積もられている (ECETOC, 2004a)。HFC-152a の大気中半減期は 1.4 年、ODP は 0、GWP は 120、暴露限界は 1,000 ppm とされている (OECD, 2006)。HFC-152a の吸入暴露による発生毒性試験結果を表 3.4 に示す。

CD ラットの妊娠 6-15 日に 5000 または 50,000 ppm を 6 時間/日、毎日、全身吸入暴露して胎児に対する影響を検討した。母動物及び胎児に HFC-152a に関連した影響は認められなかった (ECETOC, 2004a; OECD, 2006)。

以上のように、HFC-152a は、ラット発生毒性試験では 50,000 ppm までの暴露による有害影響は観察されていない。

(6) HFC-32 の発生毒性

HFC-32 は無色無臭の可燃性気体であり、98%以上が家庭用固定空調システムに、他の HFC と共に Chlorodifluoromethane (HCFC-22) の代替として使われている (OECD, 2004; ECETOC, 2008)。HFC-32 の年間生産量は 1.5×10^4 ton と見積もられている (OECD, 2004)。HFC-32 の大気中半減期は 5 年、ODP は 0、GWP は 550、暴露限界は 1,000 ppm と報告されている (Tsai, 2005; ECETOC, 2008)。HFC-32 の吸入暴露による発生毒性試験結果を表 3.4 に示す。

Alpk:APfSD ラットの妊娠 6-15 日に 5,000、15,000 または 50,000 ppm を 6 時間/日、全身吸入暴露したところ、50,000 ppm において、母動物で摂餌量の減少、胎児で尿管のわずかな拡張、斑状肝及び肝の嚢胞等の変異が増加した (Ellis et al, 1996)。

New Zealand White ウサギの妊娠 6-18 日に 5000、15,000 または 50,000 ppm を 6 時間/日、毎日、全身吸入暴露した (Ellis et al, 1996)。母動物及び胎児に HFC-32 の暴露に関連した影響は認められなかった。

このように、HFC-32 は、ラット発生毒性試験において、50,000 ppm で母体毒性及び発生毒性がみられたが、催奇形性は認められなかった。ウサギ発生毒性試験の 50,000 ppm でも母動物及び胎児に対する影響は認められず、妊娠ウサギの死亡に関する記述はなかった。

(7) HFC-245fa の発生毒性

HFC-245fa は不燃性、揮発性、無色の液体または室温/正常気圧下で固体であり、CFC-11 の非オゾン層破壊物質の代替として発泡及び冷房システムに、また Dichlorofluoroethane (HCFC-141b) の非オゾン層破壊物質の代替として泡膨張に使われている (ECETOC, 2004b)。HFC-245fa の大気中半減期は 7.2 年、ODP は 0、GWP は 950、暴露限界は 300 ppm と報告されている (ECETOC, 2004b; Tsai, 2005)。HFC-245fa の吸入暴露による発生毒性試験結果を表 3.4 に示す。

CrI:CDBR VAF/Plus ラットの妊娠 7-21 日に 500、2000、10,000 または 50,000 ppm を全身吸入暴露したところ、50,000 ppm で母動物の体重増加に一過性の抑制がみられたが、胎児への影響は認められなかった (Rush et al, 1999)。

CrI:CDBR VAF/Plus ラットの妊娠 6-19 日に 500、2000、10,000 または 50,000 ppm を全身吸入暴露したところ、10,000 ppm 以上で母動物の体重増加抑制及び摂餌量の低下、50,000 ppm で胎児体重低下が観察された (Rush et al, 1999; ECETOC, 2004b)。以上のように、HFC-245fa は、ラット発生毒性試験において、10,000 ppm で母体及び発生毒性がみられたが、催奇形性を示す所見は得られていない。

3.3 R-1234yf の分解生成物の有害性に関する評価

(1) トリフルオロ酢酸 (TFA)

TFA は HFO-1234yf や HFC-134a などのハロゲン化炭化水素の分解産物として産生されるが、これらの生産量及び TFA の産業における使用は限られており、環境中への TFA の放出は非常に少ないと見積もられている (Boutonnet et al, 1999)。

生産時や空調機器等から大気中に漏洩した冷媒の対流圏における光化学反応によって産生された TFA は通常は気体の状態で存在するが、TFA は水溶性が極めて高いため、大気中の水蒸気中に容易に溶解する。いったん水蒸気中に溶解した TFA は降雨とともに地表面へ到達することが予想される。このような現象を特に湿性沈着と呼ぶ。また TFA の一部は気体状態のまま存在し、その状態を維持しつつ地表面に沈着することも予想される。このような沈着のプロセスを乾性沈着と呼ぶ。いずれにせよ、大気中で産生された TFA の一部は、湿性あるいは乾性沈着のプロセスを経て地表面に到達すると考えられる。これまでに冷媒として使用されてきた HFC-134a は大気中寿命が 14 年と比較的長いため、これらの冷媒の排出と大気中での TFA の産生との間には数十年のスケールの時間遅れが発生する。大気中に排出された HFC-134a は、数十年の時間スケールを要するものの、いずれは光化学反応により TFA を産生する。このため、その大気寿命半減期の長さ故に産生速度も大きくない。しかしながら、今後 R-1234yf が次世代冷媒として採用されることを想定した場合、その大気寿命は約 11 日 (Nielsen et al, 2007) と HFC-134a に比較して大変短いため、R-1234yf の大気中への排出と TFA の生成との遅れには数カ月程度の時間差しか存在しないことが予

想される。このため、R-1234yf が次世代冷媒として HFC-134a などと同程度の使用量に達した場合、TFA の産生は R-1234yf の大気中への排出場所近傍で局所的に起こり、かつその産生速度は現状よりも格段に大きくなることが予想される。しかし、HFC-134a の大気中への排出量は、日本全体では 2004 年で約 2,000 ton と見積もられていること(産業構造審議会化学バイオ部会地球温暖化小委員会第 13 回資料)、今後 HFC-134a の代替物質として R-1234yf が使用されることを仮定した場合でも、その大気中への排出量は、1 万 ton レベルであることを考えれば、TFA の産生量そのものは決して大きくはないと考えることができる。

TFA は化学的に分解されにくい性質を有し、かつ植物毒性を有するため、特に閉鎖性水圏における蓄積が幾つかの研究グループによって問題視されてきた。例えば、Tromp et al. (1995) は、2010 年における降雨中の TFA 濃度は $0.16 \mu\text{g}\cdot\text{L}^{-1}$ 程度であるが、流入のない閉鎖性水圏、とりわけ蒸発速度の大きい水圏では、TFA 濃度は今後数十年の期間においてその百倍以上に達しうることを示した。また、Kotamarthi et al. (1998) は、HFC-134a のようなハロゲン化炭化水素を対象として、TFA に至るまでの光化学反応プロセスを簡略化し、そのプロセスごとの化学反応速度を定式化した後に、全地球レベルでの TFA の降水中濃度や地表濃度等を評価した結果、湿性及び乾性沈着の双方を考慮した場合の TFA の降雨中の濃度は 2010 年では $0.12 \mu\text{g}\cdot\text{L}^{-1}$ であることを報告した。なおこの研究中では、大気中の TFA の 75%は湿性沈着により、残りの 25%が乾性沈着により地表面へ到達することが仮定されている。一方、Wujcik et al. (1999) は、ネバダ及びカリフォルニア州の河川と湖沼における TFA の環境濃度計測を実施し、地表上の水圏における TFA 蓄積に及ぼす湿性及び乾性沈着の効果を定量化し、これらの河川や湖沼において検出された TFA の大部分は乾性沈着由来のものであることを示唆したが、Kotamarthi et al. (1998) の仮定とは異なる結果となっている。この理由については、ネバダ及びカリフォルニア州においては降水量が極めて小さいことが挙げられる。つまり、カリフォルニア州やネバダ州の乾燥地帯では大気中で発生した TFA が湿性沈着により地表面に到達しにくく、これらの河川や湖沼では必然的に乾性沈着の効果が大きく現れたと考えられる。大気中で産生した TFA が、湿性沈着と乾性沈着のプロセスを経て地表面に到達する際の沈着量については以下のように考察される。Kotamarthi et al. (1998) は、TFA の Henry 定数が極めて高く非常に水に溶けやすい (Bowden et al. 1996) ことに着目し、湿性沈着を水溶性の高さを理由に連続的なプロセスとして仮定した。ただし、このプロセスは緯度による依存性を持つことも同時に仮定した。さらに地表面上の降水量による重み付けを行い、局所の湿性沈着量を評価した。この考え方によれば、湿性沈着量は Henry 定数と降水量を用いることにより評価できることが理解される。一方、乾性沈着については、TFA が硝酸と類似した物性値を持つことから、地表面上で $2.0\times 10^{-2} \text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ 及び海洋表面上で $3.0\times 10^{-3} \text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ と一定値を与えた。Wujcik et al. (1999) は、河川や湖沼に対する TFA の湿性沈着量を未公表データより、乾性沈着量を Grosjean (1989) によるギ酸 (FA) と酢酸の乾性沈着フラックスの 92%の仮定を用いることにより、各々算出した。なお、Grosjean (1989) は FA と酢酸の乾性沈着速度を $1.0\times 10^{-2} \text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ と仮定した

が、この仮定は物性値が比較的良好に似た硝酸の草地への乾性沈着速度である $(2.5 \pm 0.9) \times 10^{-2} \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ と同じオーダーにあることにより妥当な値であると考えられている。以上より TFA の乾性沈着量は、およそ $(1.0-2.0) \times 10^{-2} \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ 程度と仮定される。

環境中での化学的及び微生物学的な TFA の分解経路は知られていない (Franklin, 1993)。TFA は刺激臭を有する発煙性の無色の液体であり、中程度の強酸である。TFA 蒸気は空気よりも重い。TFA については米国産業衛生専門官会議 (ACGIH) による時間荷重平均 (TLV-TWA : 1 日 8 時間、1 週 40 時間に継続して暴露されても健康に悪影響はない) 及び短期暴露限界 (TLV-STEL : 15 分間暴露されても作業、健康に悪影響はない) 及び米国労働衛生研究所 (NIOSH) による脱出限界濃度 (IDLH : 30 分以内に脱出不能あるいは可逆的な健康障害をきたすことなしに脱出できる限界)、また、表 3.5 に示すように、日本産業衛生学会による許容濃度 (OEL : 労働者が 1 日 8 時間、週間 40 時間程度、肉体的に激しくない労働強度で有害物質に暴露される場合に、当該有害物質の平均暴露濃度がこの数値以下であれば、ほとんど全ての労働者の健康上悪い影響がみられないと判断される濃度) は設定されていない。

表 3.5 : R-1234yf の大気中化学反応による主な分解生成物の暴露許容値

化合物	暴露許容値				文献
	TLV-TWA ^a (ppm)	TLV-STEL ^b (ppm)	IDLH ^c (ppm)	OEL ^d (ppm)	
TFA					
CO ₂	5,000	30,000	40,000	5,000	ACGIH, 2001a; Haz-Map, 2008a; JOSH, 2007
CO	25	-	1,200	50	ACGIH, 2001b; Haz-Map, 2008b; JOSH, 2007
CF	2	5			ACGIH, 2001c
HF	0.5 (as F)	2 (as F)	30 (as F)	3	ACGIH, 2005; Haz-Map, 2008c; JOSH, 2007
FA	5	10	30	5	ACGIH, 2001d; Haz-Map, 2008d; JOSH, 2007

^a The American Conference of Governmental Industrial Hygienists (ACGIH): Threshold Limit Value-Time Weighted Average concentration (TLV-TWA).

^b The American Conference of Governmental Industrial Hygienists (ACGIH): Threshold Limit Value-Short-term Exposure Limit (TLV-STEL).

^c The National Institute of Occupational Safety and Health (NIOSH): Immediately Dangerous To Life or Health Concentration (IDLH).

^d The Japanese Society for Occupational Health: Occupational Exposure Limit (OEL).

TFA の急性暴露による毒性症状としては、経口摂取後の胃の重篤な火傷、幽門の狭窄及

び全身酸血症を伴った軽度から中等度の口腔及び食道の火傷、吸入暴露後の蜂巣炎、敗血症、拘縮、骨髄炎及び全身毒性、呼吸困難、胸膜炎性胸痛、肺水腫、低酸素症、気管支痙攣、肺炎、気管気管支炎及び持続的肺機能異常等が報告されている(HSDB, 2008a)。

TFA の毒性試験結果を表 3.6 にまとめた。TFA はラットで代謝されない (Fraser and Kaminsky, 1988)。吸入暴露による LD50 は、ラットで 10,000 mg/m³ (2,145 ppm)、マウスで 13,500 mg/m³ (2,895 ppm) であり、結膜刺激性、低活動及び呼吸困難が暴露ラット及びマウスで観察されている (RTECS, 2008)。

TFA (10 または 25 mg・kg-bw⁻¹) の単回強制経口投与では Alpk/AP ラットの精巢の重量及び組織病理学的所見に有害影響は認められなかった (Lloyd et al, 1988)。妊娠 10-20 日に 75 または 150 mg・kg-bw⁻¹・day⁻¹ の TFA を強制経口投与した母 SD ラットから得た児の生後 3 日、12 日及び 49 日に肝臓及び腎臓の生化学的あるいは機能的検査を行った (Saillenfait et al, 1997)。母動物では、150 mg・kg⁻¹ で妊娠 10-15 日の体重増加抑制がみられ、肝臓重量増加が認められた。生殖指標には有害影響は観察されなかった。血清グルタメート・ジヒドロゲナーゼ及びアスパルテート・アミノトランスフェラーゼ活性、□2 ミクログロブリンの尿中排泄は生後 3 日の児で有意に上昇したが、生後 12 日及び 19 日の児ではこれらの変化は認められなかった。このような所見から、TFA は出生前暴露により児の生後の肝及び腎機能に一過性の影響を及ぼすと結論されている。

TFA は代謝活性系の有無にかかわらず Salmonella typhimurium TA 98 及び TA100 を用いた試験で変異原性は認められず、修復欠損株 Salmonella typhimurium TS24, TA2322 及び TA1950 でも遺伝毒性はみられなかった (Waskell, 1978)。発がん性試験は行われていない。

表 3.6 : TFA の有害性試験結果

試験対象 動動物	有害性試験概要			試験結果所見	文献
	暴露経路	暴露期間	用量		
ラット	吸入	単回 2 時間	LC ₅₀ =10,000 mg・m ⁻³ (2145 ppm)	Conjunctive irritation, dyspnea ↓Activity	RTECS, 2008
マウス	吸入	単回 2 時間	LC ₅₀ =13,500 mg・m ⁻³ (2895 ppm)	Conjunctive irritation, dyspnea ↓Activity	RTECS, 2008
Alpk/AP rat (male)	経管栄養	単回	10, 20 mg/kg	No adverse effect on testes	Lloyd et al, 1988
SD rat (female)	経管栄養	妊娠 10-20 日	75 mg・kg bw ⁻¹ ・day ⁻¹	↑Maternal liver wt ↑Serum activity of glutamate dehydrogenase and aspartate	Saillenfa it et al, 1997

			150 mg · kg bw ⁻¹ · day ⁻¹	aminotransferase in 3-day old pups ↓Maternal body wt gain ↓Urinary excretion of β2-microglobulin in 3-day old pups	
生殖毒性 <i>Salmonella typhimurium</i> TA 98, TA100, TS24, TA2322, TA1950				Negative (with and without metabolic activation system)	Waskell, 1978

(2) 二酸化炭素 (CO₂)

無色、無臭の不燃性の気体であり、窒息剤と分類されている。常温では気体であるが、-79°Cで昇華して固体（ドライアイス）となる。水に比較的よく溶け、水溶液（炭酸）は弱酸性を示す。CO₂は炭酸飲料、消火剤、ドライアイスとして広く使用され、動物の代謝や有機物の燃焼、微生物による有機物の分解、火山活動により産生され、大気中に放出される (Haz-Map, 2008a)。大気中のCO₂濃度は0.027-0.036% (v/v)である (Merk Index, 1989)。運動中のヒトの呼気には4-6%のCO₂が含まれている。表 3.5 に示すとおり、TLV-TWA は5,000 ppm (ACGIH, 2001a)、TLV-STEL は30,000 ppm (ACGIH, 2001a)、IDLH は40,000 ppm (Haz-Map, 2008a)、OEL は5,000 ppm (日本産業衛生学会, 2007) と設定されている。

CO₂の有害性試験結果を表 3.7 に示す。5-50%に8分間暴露したところ、16日齢以下の新生児ラットではCO₂暴露また暴露からの離脱時の痙攣はみられず、2.5ヶ月齢ラットとは異なっていた。日齢によるCO₂に対する反応の差は、大脳皮質の成熟度、脳細胞へのCO₂取り込み、CO₂に対する感受性の差が原因と考えられた (Withrow et al, 1967)。雄 Fischer344ラットに1.3-14.7%のCO₂を30分間暴露したところ、死亡、行動異常はみられなかったが、14.7%で血液中の酸素ヘモグロビン及びpHの低下がみられた (Levin et al, 1987)。麻酔下の雑種イヌは80%のCO₂暴露により無呼吸となり死亡した (Ikeda et al, 1989)。

雄 Swiss マウスを35%のCO₂に6時間暴露したところ精子に形態学的変化がみられ、4-4.5時間/日を6日間(計26.5時間)暴露したとき、雄の授精率の低下が認められた (Mukherjee and Singh, 1967)。成熟雄 Wistar ラットに2.5, 5.0 または10.0%のCO₂を1, 2, 4 または8時間暴露したところ、4-8時間の暴露では暴露量と暴露時間に依存した一過性の精巣の退行性変化が観察された。精巣への影響は血中CO₂が上昇したことに起因した血流の変化または酸血症によると推論されている (Vandemark et al, 1972)。妊娠5-21日の間の24時間に6%のCO₂を暴露したSDラットを自然分娩させて得た新生児を検査したところ、心室中隔欠損等の心臓血管系の異常、脊柱後彎及び水頭症等の異常が増加した (Haring, 1960)。ウサギの妊娠7-12日のうちの2日または3日間に10-13%のCO₂を4-10時間暴露すると、胎児に脊椎骨の異常が増加した (Grote, 1965)。交尾後204-212時間に4または10%のCO₂を8時間暴露した妊娠ハムスターでは奇形胎児及び吸収胚の発現頻度の上昇はみられなかったと報告されている (Storch and Layton, 1971)。C57BL/6J マウスの妊娠10日に8時間、20%のCO₂に暴

露したところ、血漿中 CO₂ 上昇及び血漿 pH 低下がみられ、吸収胚及び前肢に欠指を有する胎児の発現頻度の上昇が認められた。しかし、SWV マウスの妊娠 10 日に 8 時間、20%の CO₂ 暴露を行ったところ、C57BL/6J マウスと同様に血漿 CO₂ 分圧が上昇したにもかかわらず、吸収胚及び前肢に欠指を有する胎児の発現頻度の上昇はみられず、SWV マウスは炭酸ガス過剰に著しい抵抗性を示した (Weaver and Scott, 1984)。これらの現象は、酸血症、血流増加、酸素圧上昇等による二次的な影響として惹起されたものと推察されている (EC, 2007)。

CO₂ は気体であり、経口及び経皮暴露は通常では起こりえず、皮膚及び眼に対する刺激性、皮膚過敏性、*in vitro* の通常の方法による遺伝毒性試験の実施は技術的に不可能である。

CO₂ のヒトにおける健康影響については Kent (1970) によって詳しくまとめられている。1.5%では作業性及び基礎的生理機能に影響はみられないが、カルシウム、リンの代謝障害が起こる場合がある。2.0%では呼吸が深くなり吸気量が 30%増加する。3.0%では作業が劣化し、体重、血圧、心拍数等の生理機能が変化する。4.0%では呼吸がさらに早く深くなり、軽度のあえぎ状態となり、不快感を覚える。5.0%では呼吸困難となり、重度のあえぎを呈し、30 分間の暴露で中毒症状となる。7-9%では 15 分の暴露で意識不明となる。11%では 10 分で意識不明となる。25-30%で呼吸消失、血圧下降、感覚消失し、数時間で死亡する。CO₂ 暴露による影響は CO₂ を除くと回復する可逆的なものである。CO₂ 慢性暴露後の有害影響を示した疫学研究報告はない。志願者に CO₂ を 30 分間暴露したところ、1%暴露により血中 CO₂ 濃度の 40-53%上昇、尿中アンモニア・炭酸塩及び肺換気量の減少がみられ、2%暴露では肺胞及び血液中 CO₂ 分圧の上昇、血液 pH の低下、肺換気量の増加がみられたことから、CO₂ は暴露量に応じた酸血症、活力低下、倦怠感を引き起こすと結論されている (Zharov et al, 1963)。18-23 歳の志願者に 2 週間にわたり持続的に 4%の CO₂ に暴露した後の眼—手の協調性、繰り返し心理測定試験に影響は認められなかった (Storm and Giannetta, 1974)。また、最近の研究では、若い男性に大気、3 または 4%の CO₂ を 60 分間暴露して、その間 2 回のトレッドミル走の後に文法及び計算問題を課したところ、運動中の 4%までの暴露では認知及び精神運動機能に有害影響はみられていない (Vercruyssen et al, 2007)。ヒト及び動物実験の結果を再評価したところ、1.5%の CO₂ 濃度はヒトの能力及び生理学的機能に影響を及ぼさず、慢性暴露に耐えうるレベルであるが、十分に長い順化及び脱順化期間が必要であり、28 日以内の脱順化期間では病理組織学的変化が残存する可能性がヒト及び動物でも示唆された (Schaefer, 1961)。

動物実験では CO₂ の極めて高濃度の暴露実験が可能であり、高濃度の CO₂ に対する影響が調べられている。ヒトでは高濃度暴露の影響の検証は不可能であるが、4%に 1 時間暴露しても著しい影響はなかったと報告されている (Vercruyssen et al, 2007)。この濃度は脱出限界濃度 40,000 ppm と同じである。これらのことから、急性的な耐容濃度は 4%、慢性的耐容濃度は 0.5%程度と考えられる。

表 3.7 : CO₂ の有害性試験結果

試験対象 動物	有害性試験概要		試験結果所見	文献
	暴露期間	用量		
SD rat	単回 8 分	30%	Seizure (older than 17 days of age)	Withrow et al, 1967
		40%	Withdrawal seizure (older than 16 days of age)	
Fischer rat (male)	単回 30 分	14.7%	↓Blood O ₂ Hb/pH	Levin et al, 1987
Mongrel dog	単回 1 分	80%	Death, Apnea	Ikeda et al, 1989
Swiss mouse (male)	単回 6 時間	35%	↓Area/breadth of head/midpiece of permatzoa in vas deferens	Mukherjee & Singh, 1967
	4.5 時間/日 (6 日間)	35%	↓Conception rate	
Wistar rat (male)	単回 4 時間	2.5%	Reversible degenerative changes in testes	Vandemark et al, 1972
SD rat (female)	単回 4 時間/日 (妊娠 5-12 日)	6%	↓Viability of offspring ↑Fetal ventricular septal defects	Haring, 1960
Rabbit (female)	4-10 時間/日 (2-3 日間・妊娠 7-12 日)	10-13%	↑Fetal skeletal anomalies in vertebral column	Grote, 1965
Golden hamster (female)	単回 8 時間 (交尾 204-212 時間後)	4, 10%	No effect on incidences of embryonic resorptions/fetal malformations	Storch and Layton, 1971
C57BL/6J mouse (female)	単回 8 時間 (妊娠 10 日)	20%	↑Maternal plasma PCO ₂ /serum CO ₂ ↓Maternal plasma pH ↑Embryonic resorptions/fetal ectrodactyly	Weaver and Scott, 1984
SWV mouse (female)	単回 8 時間 (妊娠 10 日)	20%	↑Maternal plasma PCO ₂ /serum CO ₂ ↓Maternal plasma pH	Weaver and Scott, 1984

(3) 一酸化炭素 (CO)

無味、無色、無臭、無刺激の極めて引火性の強い気体であり、化学的窒息剤である。水にほとんど溶けない。炭素を含む物質の不完全燃焼により生成する。環境中への主要な発生源は自動車排気ガスであり、火災、タバコによっても発生する (Haz-Map, 2008b)。大気

中の CO 濃度は 0.094 ppm である (気象庁, 2008)。表 3.5 に示すように、その TLV-TWA は 25 ppm (ACGIH, 2001b)、IDLH は 1,200 ppm (Haz-Map, 2008b)、OEL は 50 ppm (日本産業衛生学会, 2007) と設定されている。また、CO の環境基準は「8 時間における 1 時間値の平均は 20 ppm 以下、24 時間における 1 時間値の平均は 10 ppm 以下」と設定されている (環境省, 2008)。CO のヘモグロビンとの親和性は酸素の約 240 倍強く、肺に吸収されると血中ヘモグロビンと結合してカルボキシヘモグロビン (COHb) を形成し、血液の酸素供給能を低下させ、体内組織細胞の酸素欠乏を招く。CO の健康影響は主に COHb の形成の結果による。多くの動物種を用いて、種々の方法で多く試験が行われている。これらの多くでは極めて高濃度の CO の影響が検討されており、特に室内での事故による暴露の健康影響評価に有益な情報源となる。30 分の吸入暴露の LD₅₀ は、ラットで 4,600-5,000 ppm、マウスで 3,750-8,000、4 時間吸入暴露の LD₅₀ は、ラットで 1,807 ppm、マウスで 2,444 ppm であった。ヒトでの最小致死量は 4,000 ppm であった (EC/ECB, 2000)。

マウス、ラット、ウサギ、ブタ等を用いた動物実験の結果を総合的に判断すると、母動物を 150-200 ppm (170-230 mg/m³) の CO に暴露すると COHb レベルは 15-25% に達して、胎児及び出生児への影響として死亡、低体重、心臓肥大、行動発達遅延、認知機能障害が惹起される (WHO/IPCS, 2004)。CO の催奇形性はラット及びモルモットを用いて行った古い試験でのみ報告されている (Schardein and Macina, 2007)。経皮投与毒性試験、皮膚・眼刺激性試験、感作性試験、遺伝毒性試験及び発がん性試験は行われていない。

非喫煙者の休息時における COHb レベルは 0.4-0.7% である (ACGIH, 2001b)。COHb の 10% 以上で頭痛、40% で精神錯乱、協調運動失調及び自動車運転不能となる (ACGIH, 2001b, Haz-Map, 2008b)。CO 濃度としては、1,000-1,200 ppm の 1 時間暴露により不快感、1 時間の 1,500-2,000 ppm 暴露で危険濃度となる (Haz-Map, 2008b)。COHb レベル 20% 以上で明確に行動の変化が発現する。COHb 5% レベル以上で神経行動学的抑制を示すことが経験的に知られており、手—眼の協調性、用心及び持続作業に悪影響を及ぼす。神経抑制薬の服用により CO が神経行動学的抑制を増強することに注意する必要がある。狭心症患者が CO に対する最高感受性群であり、慢性狭心症患者では 2.9-4.5% の COHb で症状悪化がみられる。

母親の喫煙が胎児の高濃度 CO 暴露の最も一般的な原因である。非喫煙の妊婦及びその胎児の血中 COHb レベルはそれぞれ 0.4-2.6% 及び 0.7-2.5% であった (ACGIH, 2001b)。喫煙母親及びその新生児の血中 COHb レベルはそれぞれ 4.3 及び 5.8% であり、これらの値は非喫煙またはかつて喫煙していた母親及び児の血中 COHb より高く、喫煙母親の児は低体重であった (Visnjevac and Mikov, 1986; ACGHI, 2001b)。胎児のヘモグロビンは CO に対して親和性が高く、COHb レベルは母親よりも胎児で高くなる (ACGIH, 2001b)。ヒトにおける CO による発生毒性影響はほぼ中枢神経系に限定され、発育遅延、死亡、機能障害 (精神運動発育遅延、正常以下の知能、反射の欠如、知能発育不全、脳性麻痺) がしばしば観察される (Schardein and Macina, 2007)。

CO は主に無酸素性脳症や致死に特徴づけられる神経発生毒性物質であり、胎児や新生児

の感受性が高いことから、環境大気に近い比較的低濃度の CO の妊婦及び児に対する慢性暴露影響についての情報の集積が必要である。上述した情報及びその他の情報から、COHb が約 10%以上に達すると医学的に他覚的な症状を発することは明らかであり (ACGIH, 2001b)、成人では 35 ppm の CO 下で 6-8 時間の軽労働により血中 COHb が 5%に達し、このレベルがヒト健康影響に対する臨界レベルと考えられる。

(4) フッ化カルボニル (CF)

刺激臭のある不燃性、吸湿性の無色の空気よりも重い気体である (WHO/IPCS/ILO, 2008)。CF は環境中では水、水蒸気と反応して CO₂ とフッ化水素 (HF) となり、気道内に吸入された CF は粘液と反応して CO₂ と HF に加水分解される。CF による毒性影響は HF の毒性影響と一致していることが示されているため (Scheel et al, 1968a)、その有害性情報については HF の項も参照されたい。また表 3.5 に示すとおり、その TLV-TWA は 2 ppm、TLV-STEL は 5 ppm に設定されている (ACGIH, 2001c)。CF は腐食性を有し、短期暴露により眼、皮膚、気道に強い刺激性を示す。高濃度を吸入すると肺水腫を起こすことがあり、胸痛、息切れ、気管支炎症、極度の倦怠感及び虚弱により死に至る (HSDB, 2008b)。

ラットに CF を 1 時間吸入暴露した結果、LD₅₀ は 8 週齢ラットで 360 ppm、24 週齢ラットで 460 ppm であり、CF に対する感受性は若いラットで高かったが、雌雄差はみられなかった (Scheel et al, 1968b)。ラットで 310 ppm の 1 時間吸入暴露後の 24 時間で気道の限局性出血と肺水腫がみられ、軽度の間質線維症を伴った限局性の肺気腫は暴露後 3 週でもみられた。CF による同様の变化はマウス、ウサギ、モルモット及びイヌでも観察されている (Scheel et al, 1968b; ACGIH, 2001c; HSDB, 2008b)。ラットに、Polytetrafluoroethylene の熱分解物質を CF として 50 ppm、1 日に 1 時間、5 日間吸入暴露したところ、ラットにおいて死亡率上昇、沈滞・衰弱、体重低下、尿中蛋白・グルコース・ケトン・潜血、腎におけるコハク酸脱水素酵素活性の暴露期間中の低下と暴露終了後の回復、肺におけるコハク酸脱水素酵素活性の暴露期間中の上昇と暴露終了後の回復がみられた (Scheel et al, 1968a; HSDB, 2008b)。

CF の遺伝毒性試験、発がん性試験及び生殖発生毒性試験は行われていない。

(5) フッ化水素 (HF)

沸点は 19.5°C であり、強い刺激臭のある無色の発煙性の液体 (沸点以下) または気体 (沸点以上) である。不燃性であるが、各種の金属を腐食して H₂ ガスを発生させ、H₂ が空気と混合して引火することがある。ガラス等のケイ酸質を腐食する。水、アルコールに無制限に溶解する。水溶液はフッ化水素酸と呼ばれる。

HF の環境中への放出は火山活動や鉱物及び海洋エアロゾルの風化による自然発生源と人為的発生源とによる。人為的発生源には HF 自体、またリン酸肥料、アルミニウムや鉄の生産、窯業等の産業過程中的副生成物として形成されるものが含まれる。環境中に放出された HF の運命は長くはなく、HF は空気、水、土壤中種々の他のフッ素化合物に変化する。

表 3.5 の通り、TLV-TWA は 0.5 ppm (F として)、TLV-STEL は 2 ppm (F として) (ACGIH, 2005)、IDLH は 30 ppm (F として) (Haz-Map, 2008c)、OEL は 3 ppm (日本産業衛生学会, 2007) と設定されている。HF の嗅覚閾値は 0.04-0.13 ppm である (日本産業衛生学会, 2000)。EU ガイドラインでは HF は腐食剤と分類されており、低用量でも皮膚及び眼に重度の損傷を惹起する。

フッ化物の摂取は、ヒトでは食物及び飲水から $5640 \mu\text{g}\cdot\text{F}\cdot\text{day}^{-1}$ 、デンタルケア製品から $300 \mu\text{g}\cdot\text{F}\cdot\text{day}^{-1}$ と見積もられ、HF としての大気中の吸入による最大暴露量 ($50 \mu\text{g}\cdot\text{F}\cdot\text{day}^{-1}$) は、ヒトのフッ化物の総摂取量の 1%以下と推定される (EC, 2001)。動物飼料 1 kg 当たり約 20 mg-F が含まれ、実験動物は背景摂取量として約 $1 \text{ mg}\cdot\text{F}\cdot\text{kg}\cdot\text{bw}^{-1}\cdot\text{day}^{-1}$ の摂取が見積もられる (EC, 2001)。

ヒトにおける HF の通常の暴露経路は経皮または吸入であるが、環境経路また飲水及び食物経路でフッ化物が経口で摂取される。HF は消化管、呼吸器系及び皮膚から吸収される。急性影響としては、眼、皮膚及び呼吸器系に対して非常に強い刺激性及び腐食性を示す。経皮暴露では心臓への影響による致死を招くこともある。慢性影響としては、骨のフッ素沈着、斑状歯、消化器の異常がみられる (EC, 2001)。健康な男性を $0.2\text{-}5.2 \text{ mg}\cdot\text{m}^{-3}$ (0.2-6.3 ppm) の HF ガスに 1 時間暴露したところ、 $2.5 \text{ mg}\cdot\text{m}^{-3}$ (3.0 ppm) 以上で咳、鼻及び喉の掻痒等の上部気道の症状が観察されたが、暴露終了後 4 時間でほとんどの症状は消失した (Lund et al, 1997)。ヒトでの HF の 15 日間吸入暴露 (6 時間/日) による眼及び顔面皮膚のわずかな刺すような感覚、鼻粘膜のわずかな刺激などの不快症状に対する最小毒性量 (LOAEL) を $1.16 \text{ mg}\cdot\text{m}^{-3}$ (1.41 ppm) としている (EC, 2001)。

健康な男性を $0.2\text{-}5.2 \text{ mg}\cdot\text{m}^{-3}$ (0.3-6.3 ppm) の HF ガスに 1 時間 (初めの 45 分は休憩中、後の 15 分は運動負荷) 暴露したところ、 $0.7 \text{ mg}\cdot\text{m}^{-3}$ (0.9 ppm) 以上の暴露により暴露開始後 60-120 分に最高血漿中フッ素濃度 ($18\text{-}80 \text{ ng}\cdot\text{mL}^{-1}$) に達した (Lund et al, 1997)。吸入暴露された HF の大部分は上部気道から吸収され、F イオンまたは有機結合したフッ化物として体内を循環し、あらゆる組織に分布する。血漿中及び骨中のフッ素レベルは暴露量とよく相関する。血清中の約 50%のフッ素が骨組織に沈着する。ヒトの半減期は血漿中で 2-9 時間、骨組織で 8-20 年である (Morris and Smith, 1982)。

1 時間吸入暴露による LD_{50} は、ラットで $792\text{-}1,909 \text{ mg}\cdot\text{m}^{-3}$ (966-2,328 ppm)、マウスで $279 \text{ mg}\cdot\text{m}^{-3}$ (340 ppm)、サルで $1,470 \text{ mg}\cdot\text{m}^{-3}$ (1,793 ppm) であった (EC, 2001)。吸入、経皮暴露により眼、気道及び皮膚に重篤な損傷が認められる。体内に取り込まれた F によりカルシウム及び他の電解質の恒常性をかく乱して、不整脈を引き起こす (EC, 2001)。ラットは鼻呼吸で気流速度が遅く、吸入暴露された HF の 99.7%以上が上部気道で吸収される (Morris and Smith, 1982) ので、口呼吸を行っているヒト型モデルとして気管にカニューレを挿入して HF を暴露したところ、10 分間 1,764 ppm で死亡がみられた。このラットにおける無毒性量は 593 ppm (2 分間暴露)、271 ppm (10 分間暴露)、20 ppm (60 分間暴露) であった (Dalbey et al, 1998)。ウサギを用いた試験では、5 ml の 5%HF を 4 時間塗布して 24 時

間後の皮膚で痂皮形成と組織破壊がみられ、14日後でも回復はみられなかった(EC, 2001)。雌雄のラットに 0.098, 0.72 または 7.52 mg・m⁻³ (0.120, 0.88 または 9.17 ppm) の HF を 91 日間吸入暴露 (6 時間/日、5 日/週) したところ、7.52 mg・m⁻³ (9.17 ppm) で眼及び鼻からの赤色分泌物、粗毛、脱毛、円背位、体重低下、歯不正咬合、赤血球減少、血清アルブミン低下、血清カリウム及びリンの上昇等がみられたことから、無毒性量は 0.72 mg・m⁻³ (0.88 ppm) としている (EC, 2001)。

HF は細菌を用いて行うエームス試験で陰性であった。HF の in vivo の遺伝毒性試験については、EC (2001)は試験方法が不適切であり、また記載が不十分であると結論している。HF と同様の体内動態を示すフッ化ナトリウム (NaF) はエームス試験で陰性であったが、in vitro の真核細胞を用いた実験系において 4.5 mg F/L 以上で姉妹染色体交換、不定期 DNA 合成及び染色体異常誘発を惹起したが、マウスを用いた in vivo 小核試験では NaF は染色体に損傷を及ぼさなかった (EC, 2001)。これらの結果から、無機のフッ化物は生体内では遺伝毒性を示さないと結論される。

表 3.8 : フッ化ナトリウムの発がん性試験概要

試験対象 動物	有害性試験概要			試験結果所見	文献
	暴露経路	暴露期間	用量		
B6C3F1 mouse	水による経口摂取	2 年	25-175 mg-NaF・L ⁻¹ (1.2-8.5 mg-F・kg-bw ⁻¹ ・day ⁻¹)	↑Tooth mottling with whitish discoloration	Bucher et al, 1991
SD rat	食物による経口摂取	99 週	1.8 mg-F・kg-bw ⁻¹ ・day ⁻¹	↑Tooth deformity	Maurer et al, 1990
			4.5 mg-F・kg-bw ⁻¹ ・day ⁻¹	↑Osseous change	
			11.2 mg-F・kg-bw ⁻¹ ・day ⁻¹	↓Body weight gain	
F344/N rat	水による経口摂取	2 年	25-175 mg-NaF・L ⁻¹ (0.6-4.3 mg-F・kg-bw ⁻¹ ・day ⁻¹)	↑Tooth mottling with whitish discoloration	Bucher et al, 1991
			175 mg-NaF・L ⁻¹ (3.9 mg-F・kg-bw ⁻¹ ・day ⁻¹ ; male)	↑Osteosarcoma (male) ↑Attrition with tooth deformity (male)	
			175 mg-NaF・L ⁻¹ (4.3 mg-F・kg-bw ⁻¹ ・day ⁻¹ ; female)	↑Osteosclerosis (female)	

Swiss mice (male)	経管栄養	30日	4.5 mg-F·kg-bw ⁻¹ ·day ⁻¹	Transient alteration in male reproductive organs	Chinoy and Sequeira, 1989
Wistar rat (male)	経管栄養	30日	9.0 mg-F·kg-bw ⁻¹ ·day ⁻¹	↓Testes, prostate and seminal vesicles wt ↓Epididymal sperm number ↓Serum testosterone	Ghosh et al, 2002
Wistar rat (male)	水による経口摂取	75日	4.5 ppm NaF (0.3 mg-F·kg-bw ⁻¹ ·day ⁻¹)	↓Epididymal sperm number ↓Sperm viability ↑Sperm motility ↑Abnormal sperm ↓3 α - and 17 α -hydroxysteroid dehydrogenase (HSD) activity	Pushpalatha et al, 2005
			9.0 ppm NaF (0.6 mg-F·kg-bw ⁻¹ ·day ⁻¹)	↓Body wt	
SD rat	水による経口摂取	二世代間	250 ppm NaF (11 mg-F·kg-bw ⁻¹ ·day ⁻¹)	No effect on male reproductive organ wt	Sprando et al, 1997 Sprando et al, 1998
CD rat	水による経口摂取	二世代間	250 ppm NaF (10.7-12.5 mg-F·kg-bw ⁻¹ ·day ⁻¹)	No effect on reproduction or development in P or F ₁	Collins et al, 2001a
CD rat	水による経口摂取	二世代間	250 ppm NaF (11.7 mg-F·kg-bw ⁻¹ ·day ⁻¹)	↑Skeletal retardation in F ₂ fetuses	Collins et al, 2001b
Wistar rat	経口	妊娠6-21日	18.1 mg-F·kg-bw ⁻¹ ·day ⁻¹	↑Serum Na, K, and P in P and F ₁ (transient) ↓Serum Ca in P and F ₁	Verma and Guna Sherlin, 2002
Wistar rat	水による経口摂取	三世代間	30 mg-NaF·L ⁻¹ (2.6 mg-F·kg-bw ⁻¹ ·day ⁻¹)	Destruction in kidney tissues in F ₁ and F ₂ males	Karaoz et al, 2004

Wistar rat	水による経口摂取	三世代間	10 mg-NaF·L ⁻¹ (0.9 mg-F·kg-bw ⁻¹ ·day ⁻¹)	↓Lung wt in F ₂ males	Aydin et al, 2003
			50 mg-NaF·L ⁻¹ (4.3 mg-F·kg-bw ⁻¹ ·day ⁻¹)	↓Body wt in F ₂ males Degenerative change in lung of F ₂ males	
			100 mg-NaF·L ⁻¹ (8.6 mg-F·kg-bw ⁻¹ ·day ⁻¹)	No effect on reproduction or offspring survival	
Wistar rat	水による経口摂取 water	三世代間	50 mg-NaF·L ⁻¹ (4.3 mg-F·kg-bw ⁻¹ ·day ⁻¹)	Histopathological degenerative change in myocardial tissues of F ₂ males Biochemical oxidative change in myocardial tissues of F ₂ males	Cicek et al, 2005
CD rat	水による経口摂取	妊娠0-20日	175 ppm NaF (11.1 mg-F·kg-bw ⁻¹ ·day ⁻¹)	↓Maternal water consumption	Collins et al, 1995
			250 ppm NaF (11.3 mg-F·kg-bw ⁻¹ ·day ⁻¹)	↓Maternal food consumption and body wt gain ↑Fetal skeletal variation	
SD rat	水による経口摂取	妊娠6-15日	300 ppm NaF (12.2 mg-F·kg-bw ⁻¹ ·day ⁻¹)	↓Maternal water consumption No effect on fetal development	Heindel et al, 1996
NZW rabbit	水による経口摂取	妊娠6-19日	400 ppm NaF (13.2 mg-F·kg-bw ⁻¹ ·day ⁻¹)	↓Maternal water consumption No effect on fetal development	Heindel et al, 1996

HFの発がん性試験は行われていないが、表3.8に示される通りフッ化ナトリウム (NaF) の発がん性試験が実施されている。B6C3F1 マウスに NaF を 25, 100 または 175 mg·L⁻¹ (1.3, 5.1 または 8.5 mg F·kg-bw⁻¹·day⁻¹) の割合に飲水に混じて2年間与えた。飼料中にはFが8 ppm

($0.6 \text{ mg F} \cdot \text{kg-bw}^{-1} \cdot \text{day}^{-1}$) 含まれていた。投与量に依存した歯の変色及び斑点が観察された。雌雄ともに発がん性は認められなかった (Bucher et al, 1991)。SD ラットに低フッ素飼料 ($0.16 \text{ mg-F} \cdot \text{kg-bw}^{-1} \cdot \text{day}^{-1}$ を含む) に混じて NaF 4, 10 または $25 \text{ mg} \cdot \text{kg bw}^{-1} \cdot \text{day}^{-1}$ (1.8, 4.5 または $11.2 \text{ mg-F} \cdot \text{kg-bw}^{-1} \cdot \text{day}^{-1}$) を与えて 99 週まで飼育した。 $4 \text{ mg} \cdot \text{kg}^{-1}$ 以上で歯損傷、 $10 \text{ mg} \cdot \text{kg}^{-1}$ 以上で骨異常 (特に頭蓋骨)、 $25 \text{ mg} \cdot \text{kg}^{-1}$ 群で体重低下がみられたが、NaF 投与に関連した前がん病変及び腫瘍性病変の発現は認められなかった (Maurer et al, 1990)。F344/N ラットに NaF を飲水投与した。25, 100 または $175 \text{ mg} \cdot \text{L}^{-1}$ (雄 : $0.5, 2.4$ または $3.9 \text{ mg-F} \cdot \text{kg-bw}^{-1} \cdot \text{day}^{-1}$ 、雌 : $0.6, 2.5$ または $4.3 \text{ mg-F} \cdot \text{kg-bw}^{-1} \cdot \text{day}^{-1}$) を 2 年間与えた。飼料中には F が 8 ppm ($0.2 \text{ mg-F} \cdot \text{kg-bw}^{-1} \cdot \text{day}^{-1}$) が含まれていた。用量依存的に歯の白色化変色及び斑点が増加し、症状は雄で顕著であり、 $175 \text{ mg} \cdot \text{L}^{-1}$ では咬耗及び歯損傷がみられた。 $175 \text{ mg} \cdot \text{L}^{-1}$ では雌で骨硬化症が増加し、雄で骨肉腫が 3/80 の頻度で観察され、NaF の雄ラットにおける発がん性が疑われる結果となっている (Bucher et al, 1991)。骨肉腫は、真の骨腫瘍よりむしろ過形成を連想させ、またマウス飲水投与試験、ラット混飼投与試験では発がん性は認められていないことから、EC (2001) は、動物実験データはフッ素が動物において発がん物質ではないことを示唆していると記述している。また、WHO (2002) は実験動物におけるフッ素の発がん性に関するデータは決定的でないと結論している。ヒトにおける発がん性に関して、IARC (1987) は NaF をグループ 3 (発がん性を分類できない) に分類しており、WHO (2002) は骨腫瘍に関するデータは十分ではないが、フッ素がヒトで発がんを引き起こすことを支持していないと結論している。

NaF の実験動物における生殖発生毒性試験結果を表 3.8 に示した。雄 Swiss マウスに 10 または $20 \text{ mg} \cdot \text{kg-bw}^{-1} \cdot \text{day}^{-1}$ (4.52 または $9.04 \text{ mg-F} \cdot \text{kg-bw}^{-1} \cdot \text{day}^{-1}$) の NaF を 30 日間強制経口投与したところ、精巣性上皮細胞及び精巣上体上皮細胞の高さ減少、精巣上体の精子の欠如または減少、異常精子の増加等がみられたが、これらは 2 か月間の無処置期間の後では回復していた (Chinoy and Sequeira, 1989)。雄 Wistar ラットに $20 \text{ mg} \cdot \text{kg-bw}^{-1} \cdot \text{day}^{-1}$ ($9.04 \text{ mg-F} \cdot \text{kg-bw}^{-1} \cdot \text{day}^{-1}$) の NaF を 30 日間強制経口投与したところ、精巣、前立腺及び精囊の相対重量、精巣上体精子数の低下、血漿中テストステロン濃度の低下等が観察された (Ghosh et al, 2002)。雄 Wistar ラットに 4.5 または 9.0 ppm (0.30 または $0.60 \text{ mg-F} \cdot \text{kg-bw}^{-1} \cdot \text{day}^{-1}$) の NaF を含む飲水を 75 日間与えたところ、9.0 ppm で体重増加抑制、4.5 ppm 以上で精子の数、生存率及び運動性の低下がみられ、異常精子の増加が認められ、NaF による精子への影響はステロイド産生障害により惹起されることが示唆された (Pushpalatha et al, 2005)。次世代以降の児の精子毒性が調べられている。雌雄の SD ラットに交配前 10 週間及び交配中に 25, 100, 175 または 250 ppm の NaF を含む飲水を与えた。雄に引き続き NaF 含有水を交配後 1 週間与えた後生殖器を採取した。雌には引き続き NaF 含有水を分娩後 21 日の離乳日まで与えた。F1 児には親動物 (P) を同じ NaF 含有量の飲水を交配前 10 週間、交配中及び交配後 1 週間与えて、雄 P 及び F1 の生殖器を調べた。250 ppm ($11 \text{ mg-F} \cdot \text{kg-bw}^{-1} \cdot \text{day}^{-1}$) 群の P 及び F1 の精巣、前立腺、精囊及びその他の器官重量、精巣の精子細胞数及び精子産性能、血清中

の黄体形成ホルモン、卵胞刺激ホルモン及びテストステロン濃度、精巣の病理組織学的所見に投与の影響は認められなかった (Sprando et al, 1997)。また、F1 の精巣の形態計測の結果及び精子産生能に投与の影響は観察されなかった (Sprando et al, 1998)。以上に示したように、NaF を雄ラットに直接投与したとき精巣毒性を示したとする報告が存在する一方、親及び次または次々世代に NaF を与えた雄児ではいずれも精巣毒性を含めた生殖毒性は認められていないことについては、さらなる検討を要する。

雌雄の CD ラットに交配前 10 週間及び交配中に 25, 100, 175 または 250 ppm の NaF を含む飲水を与えた。雌には引き続き NaF 含有水を分娩後 21 日の F1 離乳日まで与えた。一部の妊娠ラットは妊娠 20 日に帝王切開した。得られた F1 児には親動物と同じ NaF 含有量の飲水を交配前 10 週間、交配中、雌には妊娠中を通じて引き続き NaF 含有水を与え、妊娠 20 日に帝王切開を行った。一部の雌雄の F1 には離乳後 90 日まで親動物と同様の NaF を含む飲水を与えた。175 ppm (雄 : 8.1-8.4 mg-F·kg-bw⁻¹·day⁻¹, 雌 : 9.5-9.9 mg-F·kg-bw⁻¹·day⁻¹) 以上で嗜好性の低下に起因する飲水量の低下がみられたが、250 ppm (雄 : 10.5-10.9 mg-F·kg-bw⁻¹·day⁻¹, 雌 : 12.3-12.7 mg-F·kg-bw⁻¹·day⁻¹) でも親動物の生殖及び児の発生に対する投与の影響は認められなかった (Collins et al, 2001a)。また、帝王切開群の妊娠中の飲水量は親動物の 250 ppm (12.7 mg-F·kg-bw⁻¹·day⁻¹)、F1 の 175 ppm (8.7 mg-F·kg-bw⁻¹·day⁻¹) 以上で低下したが、摂餌量及び体重増加には投与の影響はみられなかった。親動物の生殖への影響は認められなかったが、250 ppm (11.7 mg-F·kg-bw⁻¹·day⁻¹) の F2 胎児で舌骨の骨化遅延が観察された (Collins et al, 2001b)。Wistar ラットの妊娠 6-21 日まで、または妊娠 6 日-授乳 21 日に 40 mg·kg-bw⁻¹·day⁻¹ (18.1 mg-F·kg-bw⁻¹·day⁻¹) の NaF を経口投与した。授乳 21 日の母及び児の血清中のナトリウム、カリウム及びリン濃度の上昇、カルシウム濃度の低下が妊娠及び授乳中の経口投与群でみられたが、授乳中の NaF 無投与によりカルシウム濃度を除いて、有意に回復した (Verma and Guna Sherlin, 2002)。低カルシウムと胎児骨格異常との関連が示唆された 30 mg/L の NaF を含む飲水 (2.6 mg-F·kg-bw⁻¹·day⁻¹) を、Wistar ラットの妊娠及び授乳中、さらに離乳後の F1 に 4 か月、交配させた F1 の妊娠及び授乳中及び離乳後の F2 に 4 か月与えて、雄の F1 及び F2 の離乳後 4 か月に腎臓を調べたところ、脂質過酸化反応を惹起することによる腎組織崩壊が示された (Karaoz et al, 2004)。Wistar ラットの妊娠及び授乳中さらに F1 に離乳後 45 日間 1 (対照群)、10、50 または 100 mg·L⁻¹ の NaF を含む飲水を与え、交配後にも F1 親及び F2 にも離乳後 45 日まで同様に NaF 含有飲水を与えて、雄 F2 への影響を調べた。10 mg·L⁻¹ (約 0.9 mg-F·kg-bw⁻¹·day⁻¹) 以上で肺比重量低下、50 mg·L⁻¹ (約 4.3 mg-F·kg-bw⁻¹·day⁻¹) 以上で F2 の体重低下、肺の退行性変化または酸化的ストレスを示唆する血清の生化学的変化が観察された (Aydin et al, 2003)。また、上記の実験で得られた F2 において 10 mg·L⁻¹ 以上で心筋の組織学的退行性変性または酸化的損傷を示唆する血清の生化学的変化が認められた (Cicek et al, 2005)。

NaF をラット及びウサギの妊娠中に投与して胚/胎児に対する影響が検討されている。CD ラットの妊娠期間を通じて 10, 25, 100, 175 または 250 ppm (0.7, 1.8, 7.1, 11.1 または 11.3

mg-F·kg-bw⁻¹·day⁻¹) の NaF を含む飲水を与えて、胎児への影響を調べた。妊娠ラットの 175 ppm 以上で摂水量の減少、250 ppm では摂餌量及び体重増加抑制が観察された。胎児の生存、体重及び奇形発現頻度に投与の影響はみられなかったが、250 ppm で三か所以上の骨格変異を有する胎児の増加がみられた (Collins et al, 1995)。SD ラットの妊娠 6-15 日に 50, 150 または 300 ppm (3.0, 8.3 または 12.2 mg-F·kg-bw⁻¹·day⁻¹) の NaF を含む飲水を与え、また New Zealand White ウサギの妊娠 6-19 日に NaF を 100, 200 または 400 ppm (4.6, 8.2 または 13.2 mg-F·kg-bw⁻¹·day⁻¹) 含む飲水を与えて胎児への影響を調べたところ、妊娠ラット及びウサギにおいて、最高用量で摂水量の減少がみられたが、ラット及びウサギの胎児には投与の影響は観察されなかった (Heindel et al, 1996)。

(6) ギ酸 (FA)

刺激臭を有する無色の揮発性の液体である。水にきわめて溶けやすく、腐食性が強く、強酸性、であり、還元性である。表 3.5 に示すとおり TLV-TWA は 5 ppm、TLV-STEL は 10 ppm (ACGIH, 2001d)、IDLH は 30 ppm (Haz-Map, 2008d)、OEL は 5 ppm (日本産業衛生学会, 2007) と設定されている。FA は皮膚、眼及び粘膜への刺激性を有する (ACGIH, 2001d)。ラットにおける 4 時間の吸入暴露による LC50 は 7.4 mg·L⁻¹ であり、閉眼、鼻・眼の分泌物及び腐食、流涎、角膜混濁、痛覚反射欠如、呼吸困難、呼吸音、無欲、円背位、不安定歩行、体重低下が観察され、死亡ラットでは心臓の拡張及び充血、肺膨張がみられた。ラットの経口投与による LD50 は 730 mg·kg-bw⁻¹ であり、鼻出血、呼吸困難、円背位、血尿、胃拡張、斑状肝・腎がみられた (USA/ICCA, 2008)。

雌雄の B6C3F1 マウスまたは F344/N ラットに 31, 62.5, 125, 250 または 500 ppm (58, 118, 235, 470 または 940 mg·m⁻³) の FA を 6 時間/日、週に 5 日、2 週間吸入暴露したところ、62.5 ppm 以上で扁平上皮化生、壊死及び炎症を伴った呼吸器系及び嗅上皮の損傷が観察され、250 ppm 以上で死亡がみられた (Thompson, 1992)。雌雄の B6C3F1 マウスまたは雌雄各 20 匹の F344/N ラットに 8, 32, 64 または 128 ppm (15, 60, 120 または 241 mg·m⁻³) の FA を 6 時間/日、週に 5 日、13 週間吸入暴露したところ、マウスにおいて 64 ppm 以上で体重増加抑制、128 ppm で死亡がみられた。マウス及びラットの 128 ppm で最小から軽度の扁平上皮化生、呼吸器系及び嗅上皮の退行性変性が観察された。マウス及びラットともに精子、雌の性周期への影響は 128 ppm でも認められなかった。マウス及びラットの反復投与による FA の NOAEL は 64 ppm (120 mg·m⁻³) と考えられる。

FA は代謝活性系の有無にかかわらず *Salmonella typhimurium* TA 87, TA98, TA199 及び TA1535 を用いた試験で変異原性は認められなかった (Thompson, 1992)。チャニーズハムスター卵巣細胞を用いた染色体異常試験では 10-14 mM (pH 6.0-6.8) で染色体異常を誘発したが、より低濃度または高 pH、緩衝液を使用した場合には染色体異常を誘発しなかったことから、pH に依存して誘発されたものであったと結論されている (USA/ICCA, 2008)。姉妹染色体交換は、10 mM 未満の濃度でチャニーズハムスター V79 細胞及びヒトリンパ球に

において誘発されなかったが、10 mM でヒトリンパ球において誘発された (USA/ICCA, 2008)。以上のように、FA は哺乳類細胞において pH と濃度に依存して染色体異常を誘発することがあり、遺伝毒性に関する結果は疑わしいが、証拠の重みから FA の遺伝毒性は陰性と結論される。

発がん性試験、生殖発生毒性試験は行われていない。

3.4 まとめ

次世代の冷媒として開発された R-1234yf に関して公表されている有害性試験情報を収集整理し、また、R-1234yf の発生毒性試験の結果を現在冷媒として使われている HFC-125、HFC-134a、HFC-143a、HFC-152a、HFC-32 及び HFC-245fa の発生毒性と比較検討した。

R-1234yf の急性暴露試験、反復暴露試験、心臓感作性試験及び 2 世代繁殖試験では特段の有害性は記載されておらず、遺伝毒性試験の結果から生体内では遺伝毒性を示さないと考えられる。しかしながら、ウサギを用いた発生毒性試験で 5,500 ppm 以上の濃度で妊娠ウサギの死亡がみられたが、ラットの発生毒性試験及び 2 世代繁殖試験では母体の死亡についての記述はみられず、ラット反復暴露試験では 50,000 ppm でも暴露の影響は認められなかったことから、ウサギは R-1234yf に対してラットよりも高い感受性を有していることが窺われる。

R-1234yf と化学構造が類似しており、現在冷媒として使われている HFC の発生毒性について検討したところ、HFC-125、HFC-134a、HFC-143a 及び HFC-32 のウサギを用いた発生毒性試験が報告されていたが、妊娠ウサギの死亡についての記載は見当たらなかった。しかし、HFC-134a については、ラット発生毒性試験の 50,000 ppm で母体及び発生毒性、ウサギ発生毒性試験の 10,000 ppm で母体毒性がみられたことから、R-1234yf と同様にウサギでは高い感受性を有することが窺われた。

雄 SD ラットに 2,000-50,000 ppm の R-1234yf に 6 時間暴露し、暴露ラットの尿を採取して R-1234yf の生体内変換を調べたところ、ラットにおける生体内変換率は非常に低く、生成されたエポキシドがグルタチオン抱合により効率的に無毒化されるためにラットでは有害性が弱いと考えられる (Schuster et al, 2008)。一方、雌 NZW ウサギを 2,000-50,000 ppm の R-1234yf に 6 時間暴露し、暴露ウサギの尿を採取して R-1234yf の生体内変換を調べたところ、ウサギにおける生体内変換率は依然として低いが、ラットに比べて高いことが R-1234yf の毒性発現の種差の要因であると推察されている (Schuster et al, 2008)。

Minor (2008)、Rinne (2008)、日本冷凍空調学会 (2010)、Schuster et al. (2010) 等では、R-1234yf の有害性は低いとされている。しかし、現在のところ有害性試験の詳細なデータは公表されておらず、第三者評価としての R-1234yf の安全性について結論することは、本報告においては不可能である。化学物質の安全性を担保するためには、実験動物による有害性試験による知見を集積し、第三者による透明性のある信頼性の高い有害性評価を行うことが不可欠である。R-1234yf の安全性を確認し、またリスク評価を行うために

は、有害性試験結果を詳細に検討して信頼性のある有害性評価を行う必要があり、透明性を確保するために有害性試験報告書の公表が望まれる。

また、冷媒として現在広く使われている HFC-134a 及び次世代冷媒の候補とされている R-1234yf の主な分解物と推定される TFA、CO₂、CO、CF、HF、FA の有害性情報を既存文献等から収集し総括した。TFA、CF、HF は強い腐食性や刺激性を有しており、急性暴露が問題となる。CO₂ の脱出限界濃度は 40,000 ppm、また長期の許容濃度は 5,000 ppm、CO の脱出限界濃度は 1,200 ppm、また長期の許容濃度は 50 ppm と設定されている。これらの化学物質のなかで、CO₂ 及び CO についてはヒト及び動物における多くの有害性情報がある。CO₂ については過剰 CO₂ によるヒトへの影響についての多くの報告があるが、ヒト及び動物での生殖発生毒性に関する情報は十分ではない。CO については胎児や新生児の感受性が高いことから、環境大気に近い比較的低濃度の CO の妊婦及び児に対する慢性暴露影響についての情報の集積が必要である。TFA、CF、HF、FA についてはヒト及び動物における有害性情報が不足している。十分な情報が得られない化学物質については実験動物を用いた有害性試験による知見を集積し、信頼性のある有害性評価を行うことにより、安全性を確保することが重要である。

文 献

- Alternative Fluorocarbons Environmental Acceptability Study, 2006. AFEAS production, sales, and emission data for 2006. [cited May 19, 2009]; available from <http://www.afeas.org/data.php>.
- American Conference of Governmental Industrial Hygienists. 2001a. Carbon dioxide.
- American Conference of Governmental Industrial Hygienists. 2001b. Carbon monoxide.
- American Conference of Governmental Industrial Hygienists. 2001c. Carbonyl fluoride.
- American Conference of Governmental Industrial Hygienists. 2001d. Formic acid.
- American Conference of Governmental Industrial Hygienists. 2005. Hydrogen fluoride.
- American Industrial Hygiene Association, 2008a. AIHA-WEEL Committee Winter 2008 Meeting Minutes, February 20-22, 2008, Belleniew Biltmor Resort. [cited August 4, 2010]; available from http://www.aiha.org/foundations/GuidelineDevelopment/weel/Documents/WEELminutes_Feb08.pdf.
- American Industrial Hygiene Association, 2008b. AIHA-WEEL Committee Meeting Minutes of WEEL Fall Meeting, October 1-3, 2008. AIHA Headquarters, Fairfax, VA. [cited August 4, 2010]; available from <http://www.aiha.org/foundations/GuidelineDevelopment/weel/Documents/WEELminutesOct08.pdf>.
- American Industrial Hygiene Association, 2009. AIHA-ERPG and WEEL (Workplace

- Environmental Exposure Levels) Handbook, AIHA, Fairfax, VA, USA.
- Alexander, D.J., Libretto, S.E., 1995. An overview of the toxicology of HFA-123a (1,1,1,2-tetrafluoroethane). *Human and Experimental Toxicology* 14, 715-720.
- Alexander, D.J., Libretto, S.E., Adams, M.J., Hughes, E.W., Bannerman M., 1996. HFA-134a (1,1,1,2-tetrafluoroethane): effects of inhalation exposure upon reproductive performance, development and maturation of rats. *Human and Experimental Toxicology* 15, 508-517.
- Aydin, G., Cicek, E., Akdogan, M., Gokalp, O., 2003. Histopathological and biochemical changes in lung tissues of rats following administration of fluoride over several generations. *Journal of Applied Toxicology* 23, 437-446.
- Boutonnet, J. C., Bingham P, Calamari D, de Rooji C, Franklin J, Wawano T, Libre JM, McCulloch A, Malinverno G, Odom JM, Rusch G, Smythe K, Sobolev I, Thompson R. and Tiedje JM. (1999) Environmental risk assessment of trifluoroacetic acid. *Human Ecol Risk Assess*, 5, 59-124.
- Bowden, D. J., Clegg, S. L., Brimblecombe, P., 1996. The Henry's law constant of trifluoroacetic acid and its partitioning into liquid water in the atmosphere. *Chemosphere* 32, 405-420.
- Brock, W. J., Trochimowicz, H. J., Farr, C. H., Millischer, R. -J., Rusch, G. M., 1996. Acute, subchronic, and developmental toxicity and genotoxicity of 1,1,1-trifluoroethane (HFC-143a). *Fundamental and Applied Toxicology* 31, 200-209.
- Bucher, J. R., Hejtmancik, M. R., Toft, J. D. II., Persing, R. L., Eustis, S. L., Haseman, J. K., 1991. Results and conclusions of the National Toxicology Program's rodent carcinogenicity studies with sodium fluoride. *International Journal of Cancer* 48, 733-737.
- Chinoy, N., Sequeira, E., 1989. Effects of fluoride on the histoarchitecture of reproductive organs of the male mouse. *Reproductive Toxicology* 3, 261-267.
- Cicek, E., Aydin, G., Akdogan, M., Okutan, H., 2005. Effects of chronic ingestion of sodium fluoride on myocardium in a second generation of rats. *Human and Experimental Toxicology* 24, 79-87.
- Collins, M. A., Rusch, G. M., Sato, F., Hext, P. M., Millischer, R. -J., 1995. 1,1,1,2-Tetrafluoroethane: repeat exposure inhalation toxicity in the rat, developmental toxicity in the rabbit, and genotoxicity *in vitro* and *in vivo*. *Fundamental and Applied Toxicology* 25, 271-280.
- Collins, T. F. X., Sprando, R. L., Shackelford, M. E., Black, T. N., Ames, M. J., Welsh, J. J., Balmer, M. F., Olejnik, N., Ruggles, D. I., 1995. Developmental toxicity of sodium fluoride in rats. *Food and Chemical Toxicology* 33, 951-960.
- Collins, T. F. X., Sprando, R. L., Black, T. N., Shackelford, M. E., Bryant, M. A., Olejnik, N., Ames, M. J., Rorie, J. I., Ruggles, D. I., 2001a. Multigenerational evaluation of sodium fluoride in rats. *Food and Chemical Toxicology* 39, 601-613.
- Collins, T. F. X., Sprando, R. L., Black, T. N., Shackelford, M. E., Bryant, M. A., Olejnik, N., Ames,

- M. J., Rorie, J. I., Ruggles, D. I., 2001b. Developmental toxicity of sodium fluoride measured during multiple generations. *Food and Chemical Toxicology* 39, 867-876.
- Dalbey, W., Dunn, B., Bannister, R., Daughtrey, W., Kirwin, C., Reitman, F., Steiner, A., Bruce, J., 1998. Acute effects of 10-minute exposure to hydrogen fluoride in rats and derivation of a short-term exposure limit for humans. *Regulatory Toxicology and Pharmacology* 27, 207-216.
- European Center for Ecotoxicology and Toxicology of Chemicals, 1994. Pentafluoroethane (HFC-125) (CAS No. 354-33-6), Joint Assessment of Commodity Chemicals No.24. European Center for Ecotoxicology and Toxicology of Chemicals, Brussels.
- European Center for Ecotoxicology and Toxicology of Chemicals, 2004a. 1,1-Difluoroethane (HFC-152a) (CAS No. 75-37-6), Joint Assessment of Commodity Chemicals No.45. European Center for Ecotoxicology and Toxicology of Chemicals, Brussels.
- European Center for Ecotoxicology and Toxicology of Chemicals, 2004b. 1,1,1,3,3-Pentafluoropropane (HFC-245fa) (CAS No. 460-73-1), Joint Assessment of Commodity Chemicals No.44. European Center for Ecotoxicology and Toxicology of Chemicals, Brussels.
- European Center for Ecotoxicology and Toxicology of Chemicals, 2006a. 1,1,1,2-Tetrafluoroethane (HFC-134a) (CAS No. 811-97-2), Joint Assessment of Commodity Chemicals No.50. European Center for Ecotoxicology and Toxicology of Chemicals, Brussels.
- European Center for Ecotoxicology and Toxicology of Chemicals, 2006b. Trifluoroethane (HFC-143a) (CAS No. 420-46-2), Joint Assessment of Commodity Chemicals No.32. European Center for Ecotoxicology and Toxicology of Chemicals, Brussels.
- European Center for Ecotoxicology and Toxicology of Chemicals, 2008. Difluoromethane (HFC-32), CAS No. 75-10-5 (Second Edition), Joint Assessment of Commodity Chemicals No.32. European Center for Ecotoxicology and Toxicology of Chemicals, Brussels.
- European Commission, 2001. Hydrogen fluoride (CAS-No.: 7664-39-3, EINES-No.: 231-634-8), Summary risk assessment report. Joint Research Center, Chemical Substances Bureau, Bilthoven, The Netherlands.
- European Commission, 2007. Assessment report, Carbon dioxide, TP 14 (rodenticides). Directive 98/EC concerning the placing biocidal products on market, Annex IA-France.
- European Commition/European Chemical Bureau, 2000. Carbon monoxide, IUCLID Dataset.
- Ellis, M. K., Trebilcock, R., Naylor, J. L., Tseung, K., Collins, M. A., Hext, P. M., Green, T., 1996. The inhalation toxicology, genetic toxicology, and metabolism of difluoromethane in the rat. *Fundamental and Applied Toxicology*, 31, 243-251.
- Ema, M., Naya, M., Yoshida, K., Nagaosa, R., 2009a. Reproductive and developmental toxicity of degradation products of refrigerants in experimental animals. *Reproductive Toxicology* 29, 1-9.
- Ema, M., Naya, M., Yoshida, K., Nagaosa, R., 2009b. Reproductive and developmental toxicity of

- hydrofluorocarbons used as refrigerants. *Reproductive Toxicology* 29, 125-131.
- Franklin, J., 1993. The Atmospheric degradation and impact of 1,1,1,2-tetrahydrofluoroethane (hydrofluorocarbon 134a). *Chemosphere* 8, 1565-1601.
- Fraser, J. M., Kaminsky, L. S., 1988. 2,2,2,-Trifluoroethanol intestinal and bone marrow toxicity: the role of its metabolism to 2,2,2-trifluoroacetaldehyde and trifluoroacetic acid. *Toxicology and Applied Pharmacology* 94, 84-92.
- Ghosh, D., Das (Sarkar), S., Maiti, R., Jana, D., Das, U. B., 2002. Testicular toxicity in sodium fluoride treated rats: association with oxidative stress. *Reproductive Toxicology* 16, 385-390.
- Grosjean, D., 1989. Organic acids in Southern California air: ambient concentrations, mobile source emissions, in situ formation and removal processes. *Environmental Science and Technology* 23, 1506-1514.
- Grote, W., 1965. Störung der Embryonalentwicklung bei erhöhtem CO₂- und O₂-Partialdruck und bei Unterdruck. *Zeitschrift für Morphologie und Anthropologie* 56, 165-194. Haring OM. (1960) Cardiac malformations in rats induced by exposure of the mother to carbon dioxide during pregnancy. *Circ Res*, 8, 1218-1227.
- Haz-Map., 2008a. Carbon dioxide. [cited August 2, 2008], available from: http://hazmap.nlm.nih.gov/cgi-bin/hazmap_search?queryx=124-38-9&tbl=TblAgents.
- Haz-Map., 2008b. Carbon monoxide. [cited November 19, 2008], available from: http://hazmap.nlm.nih.gov/cgi-bin/hazmap_generic?tbl=TblAgents&id=20.
- Haz-Map., 2008c. Hydrogen fluoride. [cited December 5, 2008], available from: http://hazmap.nlm.nih.gov/cgi-bin/hazmap_generic?tbl=TblAgents&id=61.
- Haz-Map., 2008d. Formic acid. [cited December 5, 2008], available from: http://hazmap.nlm.nih.gov/cgi-bin/hazmap_search?tbl=TblAll&queryx=formic+acid.
- Heindel, J. J., Bates, H. K., Price, C. J., Marr, M., Myers, C. B., Schwetz, B. A., 1996. Developmental toxicity of sodium fluoride administered to rats and rabbits in drinking water. *Fundamental and Applied Toxicology* 30, 162-177.
- Honeywell, 2008. Material Safety Data Sheet, 2,3,3,3-Tetrafluoroprop-1-ene, Version 1.11. [cited October 1, 2008], available from: http://www51.honeywell.com/sm/lgwp-uk/common/documents/msds-documents/HFO-1234yf_uk.pdf.
- Honeywell, 2010. Material Safety Data Sheet: 2,3,3,3-tetrafluoroprop-1-ene, HFO-1234yf (revision date 02/18/2010). [cited August 4, 2010]; available from <http://www.1234facts.com/pdf/HFO-1234yf%2002-18-10.pdf>.
- Hazardous Substances Data Bank, 2008a. Trifluoroacetic acid. [cited August 4, 2008a], available from: <http://toxnet.nlm.nih.gov/cgi-bin/sis/search/f?./temp/~v0GHpE:1:FULL>.
- Hazardous Substances Data Bank, 2008b. Carbonyl difluoride. [cited August 4, 2008], available

- from: <http://toxnet.nlm.nih.gov/cgi-bin/sis/search/f?/temp/~dSvyiD:1:FULL>.
- International Agency for Research on Cancer, 1987. Monographs on the Evaluation of the Carcinogenic Risk of Chemicals to Man. Geneva, WHO/IARC, 1972-present (Multivolume work).
- Ikeda, N., Takahashi, H., Umetsu, K., Suzuki, T., 1989. The course of respiration and circulation in death by carbon dioxide poisoning. *Forensic Science International* 41, 93-99.
- Karaoz, E., Oncu, M., Gulle, K., Kanter, M., Gultekin, F., Karaoz, S., Mumcu, E., 2004. Effects of chronic fluorosis on lipid peroxidation and histology of kidney tissues in first- and second-generation rats. *Biological Trace Element Research* 102, 199-208.
- Kawano, T., Trochimowics, H. J., Malinverno, G., Rush, G. M., 1995. Toxicological evaluation of 1,1,1,2,2-pentafluoroethane (HFC-125). *Fundamental and Applied Toxicology* 28, 223-231.
- Kent, A. D., 1970. Hazards from products to combustion and oxygen depletion in occupied spaces. *Occupational Health Review* 21, 1-18.
- Kotamarthi, V. R., Rodriguez, J. M., Ko, M. K. W., Tromp, T. K., Sze ND., 1998. Trifluoroacetic acid from degradation of HCFCs HFCs: a three-dimensional modeling study. *Journal of Geophysical Research* 103, 5747-5758.
- Levin, B. C., Paabo, M., Gurman, J. L., Harris, S. E., Braun, E., 1987. Toxicological interaction between carbon monoxide and carbon dioxide. *Toxicology* 47, 135-164.
- Lloyd, S. C., Blackburn, D. M., Foster, P. M. D., 1988. Trifluoroethanol and its oxidative metabolites: comparison of in vivo and in vitro effects in rat testis. *Toxicology and Applied Pharmacology* 92, 390-401.
- Lund, K., Ekstrand, J., Boe, J., Sørstrand, P., Kongerud, J., 1997. Exposure to hydrogen fluoride: an experimental study in humans of concentrations of fluoride in plasma, symptoms, and lung function. *Occupational and Environmental Medicine* 54, 32-37.
- Maurer, J. K., Cheng, M. C., Boysen, B. G., Anderson, R. L., 1990. Two-year carcinogenicity study of sodium fluoride in rats. *Journal of the National Cancer Institute* 82, 1118-1126.
- Merk Index, 10th ed., 1989. Rahway, New Jersey, Merck Co. Inc., pp. 251.
- Minor, B., 2008. HFO-1234yf, Low GWP refrigerant for MAC applications. Mobile Air Conditioning Climate Protection Partnership Meeting in Washington, DC. (December, 2008) [cited August 4, 2010]; available from <http://www.epa.gov/cpd/mac/5%20Minor.pdf>.
- Molina, M. J., Rowland, F. S., 1974. Stratospheric sink for chlorofluoromethanes: chlorine atomic-catalysed destruction of ozone, *Nature* 249, 810-812.
- Morris, J. B., Smith, F. A., 1982. Regional deposition and absorption of inhaled hydrogen fluoride in the rat. *Toxicology and Applied Pharmacology* 62, 81-89.
- Mukherjee, D. P., Singh, S. P., 1967. Effect of increased carbon dioxide in inspired air on the morphology of spermatozoa and fertility of mice. *Journal of Reproduction and Fertility* 13,

165-167.

- Nielsen, O. J., Javadi, M. S., Sulbaek Anderson, M. P., Hurley, M. D., Wallington, T. J., Singh, R. (2007) Atmospheric chemistry of $\text{CF}_3\text{CF}=\text{CH}_2$: kinetics and mechanisms of gas-phase reactions with Cl atoms, OH radicals, and O_3 . *Chemical Physics Letters* 439, 18-22.
- Organisation for Economic Co-operation and Development, 2004. Difluoromethane. SIDS Initial Assessment Report for SIAM 18 (Paris, France, April 2004).
- Organisation for Economic Co-operation and Development, 2005. 1,1,1,2,2-Pentafluoroethane. SIDS Initial Assessment Report for SIAM 20 (Paris, France, April 2005).
- Organisation for Economic Co-operation and Development, 2006. 1,1-Difluoroethane. SIDS Initial Assessment Report for SIAM 22 (Paris, France, April 2006).
- Pearson, S. F., 2003. Refrigerants past, present and future. The International Congress of refrigeration in Washington DC USA. [cited July 22, 2008]; available from: <http://www.iifiir.org/en/doc/1055pdf>.
- Pushpalatha, T., Srinivasm, M., Reddy, P. S., 2005. Exposure to high fluoride concentration in drinking water will affect spermatogenesis and steroidogenesis in male rats. *BioMetals* 18, 207-212.
- Registry of Toxic Effects on Chemical Substances, 2008. AJ9625000, Acetic acid, trifluoro-. Canadian Center for Occupational Health and Safety.
- Rinne, F., 2009. HFO-1234yf technology update-part 1. VDA Alternative Refrigerant Winter Meeting 2009, Saalfelden, Austria (February, 2009). [cited August 4, 2010]; available from http://www2.dupont.com/Refrigerants/en_US/assets/downloads/SmartAutoAC/MAC_HFO_1234yf_VDA_022009.pdf.
- Rusch, G. M., Coombs, D., Hardy, C., 1995. The acute, genetic, developmental, and inhalation toxicology of 1,1,1,3,3-pentafluoropropane (HFC 245fa). *Toxicological Sciences* 52, 289-301.
- Saillenfait, A. M., Roure, M. B., Ba, M., Gallissot, F., Langonné, L., Sabaté, J. P., Bonnet, P., 1997. Postnatal hepatic and renal consequences of in utero exposure to halothane or its oxidative metabolite trifluoroacetic acid in the rat. *Journal of Applied Toxicology* 17, 1-8.
- Schaefer, K. E., 1961. A concept of triple tolerance limits based on chronic carbon dioxide toxicity studies. *Aerospace Medicine* 32, 197-204.
- Schardein, J. L., Macina, O. T., 2007. Human Developmental Toxicants -Aspects of Toxicology and Chemistry-, Taylor & Francis, Boca Raton, pp. 71-75.
- Scheel, L. D., McMillan, L., Phipps, F. C., 1968a. Biochemical changes associated with toxic exposures to polytetrafluoroethylene pyrolysis products. *American Industrial Hygiene Association Journal* 29, 49-53.
- Scheel, L. D., Lane, W. C., Coleman, W. E., 1968b. The toxicity of polytetrafluoroethylene pyrolysis products including carbonyl fluoride and a reaction product, silicon tetrafluoride. *American*

- Industrial Hygiene Association Journal 29, 41-48.
- Schuster, P., Bertermann, R., Rusch, G. M., Jepson, G. W., Dekant, W., 2010. Biotransformation of 2,3,3,3-tetrafluoropropene (HFO-1234yf) in rabbits. *Toxicology and Applied Pharmacology* 244, 247-253.
- Schuster, P., Bertermann, R., Snow, T. A., Han, X., Rusch, G. M., Dekant, W., 2008. Biotransformation of 2,3,3,3-tetrafluoropropene (HFO-1234yf). *Toxicology and Applied Pharmacology* 233, 323-332.
- Sondergaard, R., Nielsen, O. J., Hurley, M. D., Wallington, T. J., Singh, R., 2007. Atmospheric chemistry of trans-CF₃CH=CHF: kinetics of the gas-phase reactions with Cl atoms, OH radicals, and O₃. *Chemical Physics Letters* 443, 199-204.
- Sprando, R. L., Collins, T. F. X., Black, T. N., Rorie, J., Ames, M. J., O'Donnell, M., 1997. Testing the potential of sodium fluoride to affect spermatogenesis in the rat. *Food and Chemical Toxicology* 35, 881-890.
- Sprando, R. L., Collins, T. F. X., Black, T. N., Olejnik, N., Rorie, J., 1998. Testing the potential of sodium fluoride to affect spermatogenesis: a morphometric study. *Food and Chemical Toxicology* 36, 1117-1124.
- Storch, T. G., Layton, W. M., 1971. The role of hypercapnia in acetazolamide teratogenesis. *Experientia* 27, 534-535.
- Storm, W. F., Giannetta, C. L., 1974. Effects of hypercapnia and bedrest on psychomotor performance. *Aerospace Medicine* 45, 431-433.
- Thompson M., 1992. National Toxicity Program Toxicity Report Series No. 19, NTP technical report on toxicity studies of formic acid (CAS No. 64-18-6), Administered by inhalation to F344/N rats and B6C3F1 mice. NIH Publication 92-3342, July 1992.
- Thompson, W. M., 2003. Ozone in the earth's atmosphere. [cited October 1, 2008]; available from: <http://www.physics.isu.edu/weather/kmddb/paper.PDF>.
- Tromp, T. K., Ko, M. K. W., Rodrigues, J. M., Sze, N. D., 1995. Potential accumulation of a CFC-replacement degradation product in seasonal wetland. *Nature* 376, 327-330.
- Tsai, W. -T., 2005. An overview of environmental hazards and exposure risk of hydrofluorocarbons (HFCs). *Chemosphere* 61, 1539-1547.
- USA/International Council of Chemical Association, 2008. Formic acid and formates, SIDS Initial Assessment Profile, Society for Industrial and Applied Mathematics 26, 15-18 April 2008.
- Vandemark, N. L., Schanbacher, B. D., Gomes, W. R., 1972. Alterations in testes of rats exposed to elevated atmospheric carbon dioxide. *Journal of Reproduction and Fertility* 28, 457-459.
- Vercruyssen, M., Kamon, E., Hancock, P. A., 2007. Effects of carbon dioxide inhalation on psychomotor and mental performance during exercise and recovery. *International Journal of Occupational Safety and Ergonomics* 13, 15-27.

- Verma, R. J., Guna Sherlin, D. M., 2002. Hypocalcaemia in parental and F1 generation rats treated with sodium fluoride. *Food and Chemical Toxicology* 40, 551-554.
- Visnjevac, V., Mikov, M., 1986. Smoking and carboxyhaemoglobin concentrations in mothers and their newborn infants. *Human Toxicology* 5, 175-177.
- Wallington, T. J., Hurley, M. D., Fracheboud, J. M., Orland, J. J., Tyndall, G. S., Sehested, J., Møgelberg, T. E., Nielsen, O. L., 1996. Role of excited CF₃CFHO radicals in the atmospheric chemistry of HFC-134a. *Journal of Physical Chemistry* 100, 18116-18122.
- Waskell, L., 1978. A study of the mutagenicity of anesthetics and their metabolites. *Mutation Research* 57, 141-153.
- Weaver, T. E., Scott, W. T., 1984. Acetazolamide teratogenesis. Interaction of maternal metabolic and respiratory acidosis in the induction of ectrodactyly in C57BL-6J mice. *Teratology* 30, 195-202.
- WHO, 2002. Fluorides. *Environmental Health Criteria*, 272.
- WHO/IPCS, 2004. *Environmental Health Criteria* 213. Carbon monoxide (2nd edition). [cited November, 10, 2008]: available from: <http://www.inchem.org/documents/ehc/ehc/ehc013.htm>.
- WHO/IPCS/ILO, 2008. *International Chemical Safety Cards*, Carbonyl fluororide. [cited July 22, 2008]: available from: <http://www.cdc.gov/niosh/ipcsneng/neng0633.html>.
- Withrow, C. D., Nord, N. M., Turner, L. M., Jr., Woodbury, D. M., 1967. Carbon dioxide seizure in immature rats. *Proceedings of the Society for Experimental Biology and Medicine* 125, 288-291.
- Wujcik, C. E., Cahill, T. M., Seiber, J. N., 1999. Determination of trifluoroacetic acid in 1996-1997 precipitation and surface waters in California and Nevada. *Environmental Science and Technology* 33, 1747-1751.
- Zharov, S. G., Il'in, Y. A., Kovalenko, T. A., Kalinichenko, I. R., Karpova, L. I., Mikerova, N. S., Osipova, M. M., Simonov, Y. Y., 1963. Effect on man of prolonged exposure to atmosphere with a high CO₂ content. *Proceedings of International Congress on Aviation and Space Medicine*, 155-158.
- 江馬 眞, 納屋聖人, 吉田喜久雄, 永翁龍一, 2009a. 冷媒の分解物の毒性評価, 環境毒性学会誌 12, 1-18.
- 江馬 眞, 納屋聖人, 吉田喜久雄, 永翁龍一, 2009b. 冷媒として使用されているハイドロフルオロカーボンの毒性評価, 環境毒性学会誌 12, 85-105.
- 環境省, 2008. [cited November 6, 2008], available from: <http://www.env.go.jp/kijun/taiki.html>.
- 気象庁, 2008. [cited November 6, 2008], available from: <http://www.data.kishou.go.jp/obs-env/ghghp/24co.html>.
- 日本産業衛生学会, 2000. フッ化水素, 産業医学 42, 163.
- 日本産業衛生学会, 2007. 許容濃度の勧告 (2007年度), 産業医学 49, 149-174.
- 日本冷凍空調学会, 2010. 最近気になる用語, HFO-1234yf (2010年8月4日引用); <http://www.jsrae.or.jp/annai/yougo/187.html>.

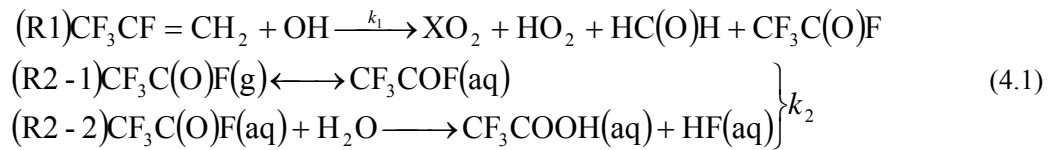
4. 次世代冷媒の大気環境経由の暴露・リスク評価

4.1 はじめに

R-1234yf ($\text{CF}_3\text{CF}=\text{CH}_2$) は GWP=4 と温室効果が従来冷媒に比較して格段に低いため、有力な次世代冷媒の候補物質である。この物質は温暖化効果が小さいために、その大気排出による環境問題は何ら発生しないのではないかと思われるが、実際には R-1234yf の大気排出には慎重な態度が必要である。なぜなら、R-1234yf は OH ラジカルとの反応性が高いため揮発性有機化合物 (VOC) と類似した挙動を示し、対流圏での光化学オキシダントの生成を促進する可能性があるからである。よって、R-1234yf をエアコン冷媒として用いたときの光化学オキシダントの生成量がどの程度増加するのかを予測することは重要である。また、大気中での光化学反応により分解された R-1234yf は中間体として $\text{CF}_3\text{C}(\text{O})\text{F}$ を生成し、この中間体が大気中の雲や水蒸気等の存在下で加水分解することにより、ほぼ 100% の収率でトリフルオロ酢酸 (CF_3COOH ; TFA) を生成すると考えられている (Hurley et al., 2008)。TFA は乾性沈着または湿性沈着することにより、大気中から地表に移行し、さらにその後は海洋や河川、湖沼、地下水へも逐次移行すると考えられる。TFA は環境中で難分解性であり、強い酸性を持ち、植物毒性を持つため (Boutonnet et al., 1999)、冷媒を R-1234yf に代替することによって生成する TFA の大気中での発生量や地表への沈着量を推定し、環境影響を評価することは重要である。つまり、R-1234yf が次世代冷媒として仮に採用された場合、その大気排出量がどの程度の量に上るか適切に予測することは、R-1234yf の本格的な導入の前に十分検討されなくてはならない。

TFA の生成は R-1234yf だけではなく、従来冷媒として使用されてきた R-134a などの大気排出においても発生する現象であるため、R-1234yf の導入によって新たに発生する懸念材料ではない。しかし、R-1234yf の大気中寿命は約 11 日であり (Nielsen, 2007)、現行で使用されている R-134a の大気中寿命に比べ極端に短い (WMO, 2003)。また TFA の反応収率は R-1234yf の場合は前述の通りほぼ 100% と推定され、R-134a の場合に比較して格段に高い。この結果、R-1234yf の大気排出が大量に上るとされる地域において、TFA が比較的高濃度に生成される可能性がある。日本において R-1234yf の大気排出濃度が最も高くなるのは、国内において最も人口密度の高い領域が広範囲に広がる関東地方であると推定されるため、TFA の環境に対するリスクは関東地方において最も高くなるとされる。

前述のように R-1234yf は大気中において大気中から雲や水蒸気等の液相に移動しつつ化学反応を発生させる。R-1234yf の大気中における分解反応は次式のように表される (Hurley et al., 2008)。



よって R-1234yf の分解による TFA の生成速度を大気モデルに基づく数値シミュレーションに基づいて適切に評価するためには、特に式 (4.1) の (R2-1) 及び (R2-2) に示される大気中から雲や水蒸気等の液相に気液界面を通じた物質移動と加水分解反応を適切にモデル化する必要がある。このモデル化のために必要となるパラメータは、 $\text{CF}_3\text{C(O)F}$ の大気と雲滴との間における気液界面でのヘンリー定数 H と加水分解速度定数 k_{hyd} である。しかし、この二つのパラメータについて、値が大きく異なる既往報告が見られる。例えば、 $\text{CF}_3\text{C(O)F}$ に対する $H \cdot k_{\text{hyd}}$ の値として De Bruyn et al. (1995) は $H \cdot k_{\text{hyd}} = 4.3-96$ を報告しているの

に対し、George et al. (1994) は $H \cdot k_{\text{hyd}} = 450$ としており、両者には 1~2 桁にも及ぶ大きな違いがある。このことは、TFA の生成速度をシミュレーション計算するにあたって、 H と k_{hyd} の値の設定に相当に大きな不確実性が存在する可能性があることを意味する。

このような事情により、HCFC や HFC の分解によって生成する TFA について既に実施されている全球モデルを用いたシミュレーション (Kotamarthi et al., 1998) では TFA の生成量や雨水中濃度の評価結果に少なからず不確かさを有すると思われる。また、Luecken et al. (2010) は米国において自動車用エアコンに R-1234yf が使用された場合に大気に排出される R-1234yf によって引き起こされるオキシダントと TFA の環境中濃度増分について数値シミュレーションを行っている。Luecken et al. (2010) では、 H と k_{hyd} の値について、De Bruyn et al. (1995) と George et al. (1994) で報告値が大きく異なることに言及した上で、より生成速度が大きく見積もられる George et al. (1994) の値を安全側仮定として採用し、計算を行っている。この結果についても、Kotamarthi et al. (1998) 同様、評価結果には不確かさが存在する。本報告に関連して実施した既往研究 (Kajihara et al., 2010) では、 H と k_{hyd} の既存報告値に大きなばらつきがあったため、それらの報告値を計算に使用せず、『雲の存在の有無に関わらず $\text{CF}_3\text{C(O)F}$ から TFA を生ずる速度が一定』と仮定し、 $\text{CF}_3\text{C(O)F}$ の平均的大気中寿命 (約 10 日程度 (Hurley et al., 2008)) から速度定数を設定した計算を行った。このため、R-1234yf の大気中での分解反応の素過程が厳密に反映された数値シミュレーションは行われなかった。日本の気象条件の特徴としては降水量の多さが挙げられるため、この特徴を反映させた R-1234yf の大気中での分解反応を含む移流拡散現象を正確に再現し、R-1234yf と分解生成物の我が国における大気中濃度分布等を適切に再現することは特に重要となる。

本研究では、新規冷媒の有力な候補である R-1234yf の大気中での分解反応を含む移流拡

散現象を明らかにし、R-1234yf とその分解生成物に由来する正確に再現するために必要となる大気モデルの確立を第一の目的とした。特に、R-1234yf の大気中における分解反応における TFA 生成に関連した気液界面物質移動や加水反応のパラメータである H と k_{hyd} について、二相フロー法による室内実験により測定した。この実測により、二つのパラメータの値の存在範囲を高精度に特定した上で、この値を大気モデル中に組み込んだ。また、R-1234yf の移流拡散現象の数値シミュレーションを実施する際に重要なデータとなる R-1234yf の大気排出量について、家庭用エアコン、業務用エアコン、カーエアコンの 3 種類の機器を対象に、R-1234yf が新冷媒として用いられた際の大気排出量の経年変化を推定することを第二の目的とした。さらに、この大気排出量推定値を入力データとすることにより、R-1234yf の大気中での分解生成反応に基づく移流拡散現象を適切に再現し、R-1234yf とその分解生成物に由来する大気暴露評価を実施し、新冷媒導入に関する安全性評価を実施することを最終目的とした。

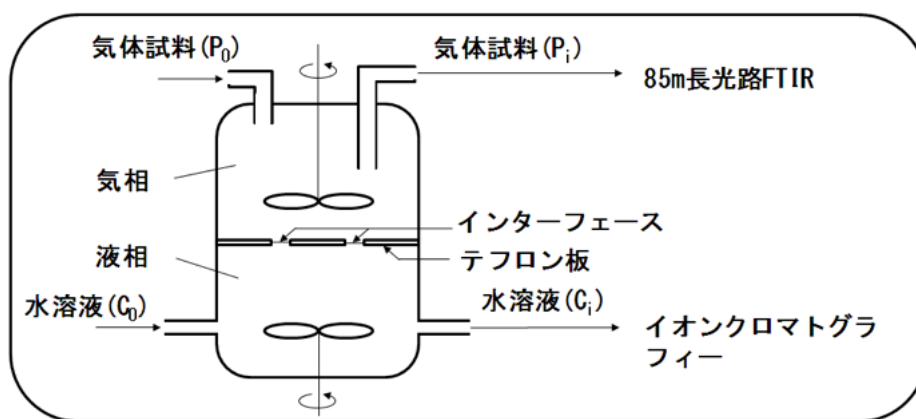


図 4.1 : 二相フロー気液反応装置の概略図

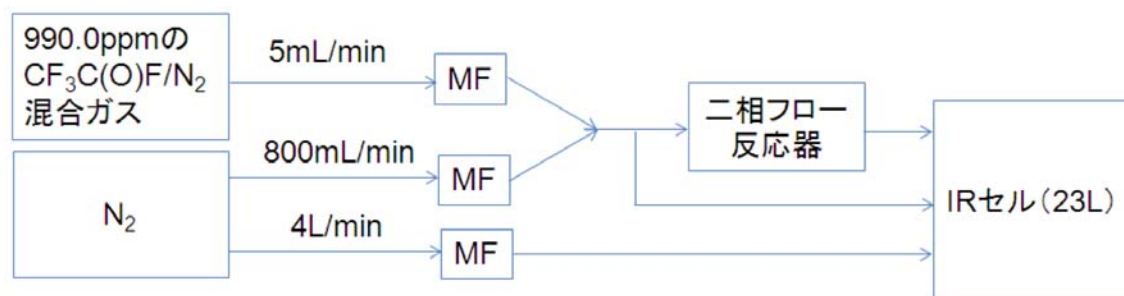


図 4.2 : 二相フローの $\text{CF}_3\text{C}(\text{O})\text{F}/\text{N}_2$ 混合ガスのフロー

4.2 R-1234yf の大気中での分解反応のモデリング

(1) 二相フロー気液反応装置を用いた R-1234yf の大気中での分解反応の再現

4.1 節でも述べたように、R-1234yf の大気環境影響を評価するには、中間分解生成物 $\text{CF}_3\text{C}(\text{O})\text{F}$ の大気中での分解過程、分解速度を知ることが必要になる。 $\text{CF}_3\text{C}(\text{O})\text{F}$ の気液界面におけるヘンリー定数と加水分解速度定数に関して 2 つの測定結果 (De Bruyn et al., 1995; George et al., 1994) が報告されているが、この 2 つの報告ではこれらの値には 1~2 桁の違いがあるため、信頼性の高い実測値を自ら測定することとした。ここでは、報告されている測定法とは異なる方法である二相フロー気液反応装置を用いることにより、R-1234yf の大気中での分解反応である式 (4.1) の (R2-1) 及び (R2-2) を再現し、 $\text{CF}_3\text{C}(\text{O})\text{F}$ のヘンリー定数と加水分解速度定数を測定し、さらに測定データの信頼性について検討した。

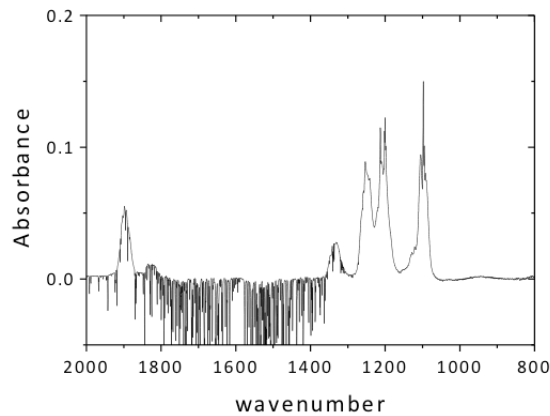


図 4.3 : $\text{CF}_3\text{C}(\text{O})\text{F}$ の IR スペクトル

図 4.1 に二相フロー気液反応装置を示す。一定濃度の気体試料を反応装置上部の気相部分に導入し、攪拌しながら気液を接触させる。測定は流通式で行い、気液物質移動の定常状態を作る。気液物質移動に伴う気相の濃度変化を長光路 FTIR で測定することで被測定物質の気液総括物質移動係数を求めることができる。一方、下部の液相では、水溶液を攪拌しながら流通式またはバッチ式で実験を行う。

二相フロー法装置を用いた室内実験におけるガスの流れの模式図を図 4.2 に示す。10L ボンベに充填した 990.0 ppm の $\text{CF}_3\text{C}(\text{O})\text{F}/\text{N}_2$ 混合ガスと希釈用の窒素の流量を 2 台のマスフローコントローラーを用いて制御することにより数 ppm の $\text{CF}_3\text{C}(\text{O})\text{F}/\text{N}_2$ 混合ガスを調製し、二相フロー法装置に供給する。二相フロー法装置で濃度が変化した $\text{CF}_3\text{C}(\text{O})\text{F}/\text{N}_2$ 混合ガスは、IR セル内での滞留時間を短くするため、もう 1 台のマスフローコントローラーで流量を制御した希釈用の窒素と混合して IR セルに流し、FTIR で $\text{CF}_3\text{C}(\text{O})\text{F}$ の濃度を測定した。測定した $\text{CF}_3\text{C}(\text{O})\text{F}$ の IR スペクトルを図 4.3 に示す。

本測定では、最初に $\text{CF}_3\text{C}(\text{O})\text{F}$ の濃度検量線を求めた。検量線は、10L ボンベに充填し

た 990.0 ppm の $\text{CF}_3\text{C}(\text{O})\text{F}/\text{N}_2$ 混合ガス流量の流量を変化させて種々の濃度の $\text{CF}_3\text{C}(\text{O})\text{F}/\text{N}_2$ 混合ガスを調製し、それらの IR スペクトルを測定して $\text{CF}_3\text{C}(\text{O})\text{F}$ の濃度検量線を求めた。得られた $\text{CF}_3\text{C}(\text{O})\text{F}$ の検量線を 図 4.4 に示す。吸収率と濃度の間に良好な直線関係が成立し、かつデータの相関係数も十分に 1 に近いことから、本装置で ppm オーダーの $\text{CF}_3\text{C}(\text{O})\text{F}$ を十分な精度で検出可能なことが分かった。

(2) $\text{CF}_3\text{C}(\text{O})\text{F}$ の気液総括物質移動係数に対する気相攪拌速度の依存性

液相（水）の攪拌速度を 50 min^{-1} で一定として、気相の攪拌速度を 0 から 800 min^{-1} まで変化させ、それぞれ攪拌速度における $\text{CF}_3\text{C}(\text{O})\text{F}$ の気液総括物質移動係数を測定した。この実験系での気液の接触面積は 20.1 cm^2 である。

実験は、 $\text{CF}_3\text{C}(\text{O})\text{F}/\text{N}_2$ 混合ガスを 1.03 ppm に調製した後に二相フロー法装置に流し、気相の $\text{CF}_3\text{C}(\text{O})\text{F}$ の濃度変化を FTIR で測定し、気液総括物質移動係数を求めた。この場合、気液総括物質移動係数 K は次式で求めることができる。

$$K = \frac{(C_{g,in} - C_{g,out})}{C_{g,out}} \times \frac{V_g}{a} \quad (4.2)$$

ここで、 $C_{g,in}$ と $C_{g,out}$ はそれぞれ二相フロー法装置の通過前と通過後の $\text{CF}_3\text{C}(\text{O})\text{F}$ の濃度、 a は接触面積、 V_g は混合ガスの流速である。

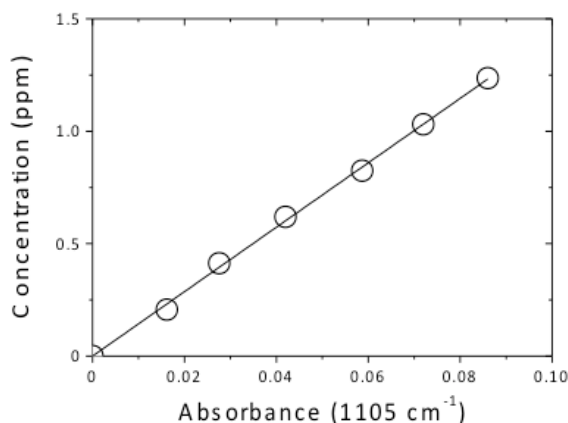


図 4.4 : $\text{CF}_3\text{C}(\text{O})\text{F}$ の濃度検量線

気液総括物質移動係数の測定結果を 図 4.5 に示す。図の横軸 $(Re)_{gas} (D/L)_{gas}$ は気相の攪拌特性を定量化する指標であり、 $(Re)_{gas}$ は気相におけるレイノルズ数であり、 n_{gas} を気相の

攪拌速度 [rpm]、 D_a を攪拌子の直径、 ν_{N_2} を窒素ガスの動粘度として、 $(Re)_{gas} = n_{gas} D_a^2 / \nu_{N_2}$ で求めることができる。また、 D は攪拌子中心の位置、あるいは気相面からの深さ、 L は気相の深さである。図 4.5 より $(Re)_{gas} (D/L)_{gas} > 1,106$ (攪拌速度 600 rpm 以上に対応) では気液総括物質移動係数はほぼ一定となることがわかる。そこで、 $(Re)_{gas} (D/L)_{gas} > 1,106$ のデータを用いて、気相の境膜が無視出来る条件における $CF_3C(O)F$ の気液総括物質移動係数を $K = 0.34 \pm 0.05 [cm \cdot s^{-1}]$ と見積もった。

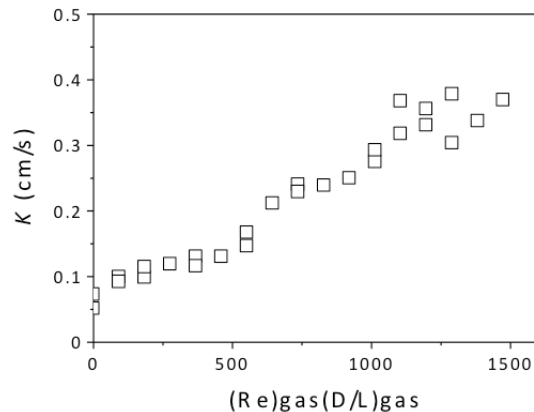


図 4.5 : 気相の攪拌に対する $CF_3C(O)F$ の気液総括物質移動係数

(3) $CF_3C(O)F$ の気液総括物質移動係数に対する液相攪拌速度の依存性

気相の攪拌速度を 100 rpm で一定にして、液相の攪拌速度を 50~300rpm の範囲で変化させることにより気相の $CF_3C(O)F$ の濃度変化を FTIR で測定し、式 (4.2) を用いて気液総括物質移動係数を求めた。測定結果を図 4.6 に示す。図の横軸の $(Re)_{liquid} (D/L)_{liquid}$ は液相の攪拌特性であり、気相の場合と同様に n_{liquid} を液相の攪拌速度、 D_a を攪拌子の直径、 ν_{H_2O} を水の動粘度として、液相におけるレイノルズ数は、 $(Re)_{liquid} = n_{liquid} D_a^2 / \nu_{H_2O}$ と求めることができる。また、 D は攪拌子中心の位置、あるいは液相の面からの深さ、 L は液相の深さである。図 4.6 に示す結果より、 $CF_3C(O)F$ の気液総括物質移動係数は液相の攪拌速度との

間に明かな相関関係を持たず、本研究で検討した液相攪拌特性の範囲内ではほぼ一定値を取ると見なせる。よって $\text{CF}_3\text{C}(\text{O})\text{F}$ の気液総括物質移動係数に依存しないと結論することができる。

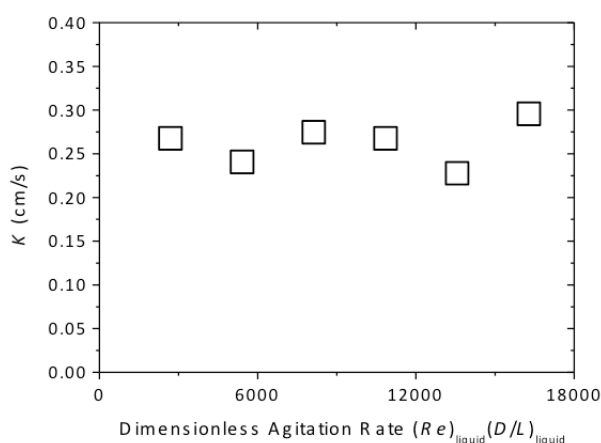


図 4.6 : 液相の攪拌に対する $\text{CF}_3\text{C}(\text{O})\text{F}$ の気液総括物質移動係数

(4) $\text{CF}_3\text{C}(\text{O})\text{F}$ のヘンリー定数と加水分解速度

加水分解に伴う気液物質移動における、気液総括物質移動係数 K と $\text{CF}_3\text{C}(\text{O})\text{F}$ のヘンリー定数 H 及び加水分解速度 k_{hyd} は、次式に示される関係を持つ。

$$K = HRT \sqrt{Dk_{\text{hyd}}} \coth \left(L \sqrt{\frac{k_{\text{hyd}}}{D}} \right) \quad (4.3)$$

ここで、 D は $\text{CF}_3\text{C}(\text{O})\text{F}$ の水相での拡散係数、 L は $\text{CF}_3\text{C}(\text{O})\text{F}$ が加水分解で濃度がゼロになるときの深さである。図 4.6 に示したとおり $\text{CF}_3\text{C}(\text{O})\text{F}$ の気液総括物質移動係数は液相の攪拌速度に依存しないので、 $\text{CF}_3\text{C}(\text{O})\text{F}$ の濃度が液相境膜内でゼロになると推定できる。液相境膜の厚さは $10 \sim 100 \mu\text{m}$ と推定されるため、 L の値もこの範囲内であると考えるのが妥当である。

気液総括物質移動係数 K は、図 4.6 に示した $\text{CF}_3\text{C}(\text{O})\text{F}$ の気液総括物質移動係数と気相の攪拌特性から、気相の境膜の影響が無視できる条件における値として求めた $K = 0.34 \left[\text{cm} \cdot \text{s}^{-1} \right]$ を用い、 L の値は境膜の厚さを仮定し、式 (4.3) を用いて $H \cdot k_{\text{hyd}}^{1/2}$ 及び $H \cdot k_{\text{hyd}}$ と k_{hyd} の関係を求めた。その結果を図 4.7 に示す。

この結果から、 $H \cdot k_{hyd}^{1/2}$ の値はここで仮定した値の範囲内では L に関係なく上限値として 4.4 であることが分かる。本研究で求めた $H \cdot k_{hyd}^{1/2}$ の上限値は、De Bruyn et al. (1995) の測定値である 3.8 と比較的良好一致し、George et al. (1994) の測定値 (37~60) からは一桁小さいことが明らかとなった。また、 $k_{hyd} = 5 \sim 500 \text{ s}^{-1}$ に対して $H \cdot k_{hyd}$ の推定値は 6.5~107 となる。この値は、De Bruyn et al. (1995) の推定値 4.3~96 と同程度であり、George et al. (1994) の推定値 450 と比較して最大で二桁以上小さく、最低でもその 1/4 ほどの小さな値を取ることが解明された。

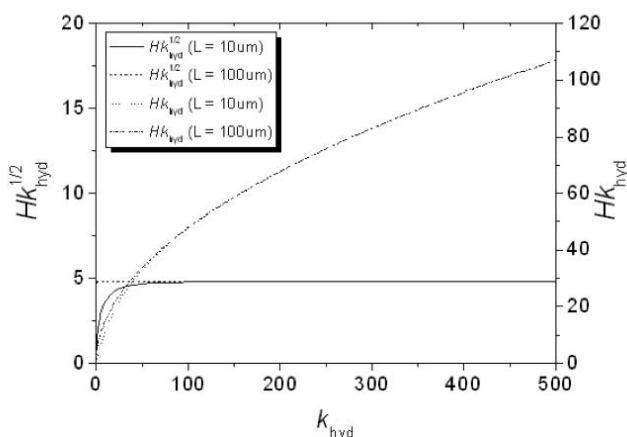


図 4.7 : $H \cdot k_{hyd}^{1/2}$ 及び $H \cdot k_{hyd}$ と k_{hyd} の関係

4.3 R-1234yf のエアコンからの排出量推定

(1) 排出量推定の重要性

4.1 節でも述べた通り、R-1234yf の大気中での移流拡散現象及び大気中化学反応による分解生成物の発生量の予測のためには、大気排出量の地理的な情報と経年変化を適切に予測することが重要となる。そこで本研究では、家庭用エアコン、業務用エアコン、カーエアコンの 3 種類の機器を対象に、R-1234yf が冷媒として用いられたときの各ライフステージからの大気排出量の経年変化を推定した。排出量推定のコンセプトとしては、『現在用いられているエアコン内部の冷媒が全て R-1234yf に置き換わった場合の R-1234yf の排出量を推定する』こととした。そのため、エアコン機器の製造台数、排出係数などの推定パラメータは現行エアコンと同一とした。また、安全側推定のため R-1234yf が単体として冷媒として使用されるとし、他の冷媒物質との混合は考慮しなかった。ただし、エアコンは製造されてから廃棄に至るまでの使用年数が平均して 15 年程度と長く、ある時点で冷媒が R-1234yf に切り替わったとしても、冷媒排出量が定常に達するために長い期間を必要とする。そのため、本報告では使用冷媒が 2011 年に R-1234yf に切り替わったと仮定し、その後 40 年経った時点の冷媒排出量の推定を行っているが、これは将来予測を目的としたもので

はなく、『現在用いられているエアコン内部の冷媒が全て R-1234yf に置き換わる』という仮想的なシナリオにおける、排出される可能性のある量の推定である。

(2) 家庭用エアコンからの冷媒排出量の推定

家庭用エアコンは、機器生産時、稼働時、廃棄時の 3 つのライフサイクル段階について排出量推定を行った。機器生産時の排出量は、生産台数、生産時冷媒充填量、生産時排出係数の積として式 (4.4) のように推定した。

$$EMISSION_{production} = PRODUCTION_n \times FILL \times EF_{production} \quad (4.4)$$

ここで $EMISSION_{production,n}$ は、年度 n において国内で生産されるエアコン機器から生産時に排出される排出量、 $PRODUCTION_n$ は年度 n におけるエアコン機器の国内生産台数、 $FILL$ は機器 1 台あたりの冷媒充填量、 $EF_{production}$ は生産時排出係数を表す。

生産台数は経済産業省によって冷凍空調機器からの冷媒排出量推定データ（経済産業省, 2009a）における R-410A 使用機器の生産台数データを用いた。生産台数については 2012 年以降は一定値となることを仮定した。表 4.1 に仮定した生産台数を示す。機器 1 台あたりの冷媒充填量は表 4.2 に示した。生産時排出係数は冷媒充填量に対する生産時排出量の割合であり、この値を表 2-3 に示した（経済産業省, 2009a）。

エアコン稼働時の排出量は、稼働機器中冷媒残存量と稼働時排出係数の積として式 (4.5) のように算出した。

$$EMISSION_{use,n} = REMAIN_{use,n} \times EF_{use} \quad (4.5)$$

ここで $EMISSION_{use,n}$ は年度 n における稼働中エアコンからの排出量、 $REMAIN_{use,n}$ は年度 n の初頭における稼働機器内に残存している冷媒量、 EF_{use} は稼働時排出係数であり、稼働機器から 1 年間で排出する冷媒量の稼働機器内残存量に対する割合を表す。

表 4.1：家庭用および業務用エアコンからの冷媒排出量推定に使用した生産台数、現場冷媒充填実施台数、供給台数（2012 年度以降の値）（経済産業省, 2009a）

エアコン種類		生産台数 [台/年]	製造現場での冷媒充填実施台数 [台/年]	供給台数 [台/年]
家庭用		4,089,766	0	7,415,792
業務用	店舗用	811,200	0	626,300
	ビル用	78,272	41,406	92,012
	施設用	73,309	10,254	73,243

表 4.2 : 家庭用および業務用エアコン機器からの冷媒排出量推定に使用した機器 1 台あたり初期冷媒充填量 (経済産業省, 2009a)

エアコン種類		エアコン機器 1 台あたり初期冷媒充填量 [kg/台]		
		製造工場での 充填	運転箇所での 充填	計
家庭用		1.0	0	1.0
業務用	店舗用	3.3	0	3.3
	ビル用	11.4	25.8	37.2
	施設用	7.9	8.7	16.6

稼働時排出係数は表 4.3 に示すように 0.2 に設定した (経済産業省, 2009b)。稼働機器内残存量は機器の供給年別の稼働台数と 1 台あたり残存量の積を供給年毎に積算することにより式 (4.6) により推定した。

$$REMAIN_{use,n} = \sum_{i=2011}^n \left\{ SUPPLY_i \times \left(1 - \sum_{x=0}^{i-2011} DISP_x \right) \times FILL \times (1 - EF_{use})^{i-2010} \right\} \quad (4.6)$$

ここで $REMAIN_{use,n}$ は年度 n における稼働機器中冷媒残存量であり、 $SUPPLY_i$ は年度 i における供給台数、 $DISP_x$ は供給年度から x 年経過した 1 年間に廃棄された機器台数の供給台数に対する比率 (廃棄率)、 $FILL$ は機器 1 台あたりの初期冷媒充填量、 EF_{use} は稼働中の機器から 1 年間に排出する冷媒量の充填量に対する割合を表す。

表 4.3 : 家庭用および業務用エアコン機器からの冷媒排出量推定に使用した排出係数 (経済産業省, 2009b)

エアコン種類		エアコン機器のライフサイクル段階			
		製造段階		使用段階 [yr ⁻¹]	廃棄段階 [-]
		製造工場での 冷媒充填 [yr ⁻¹]	運転箇所での 冷媒充填 [yr ⁻¹]		
家庭用		0.002	—	0.02	0.73
業務用	店舗用	0.002	—	0.03	0.72
	ビル用	0.002	0.0222	0.035	
	施設用	0.002	0.0225	0.045	

エアコンの供給台数は表 4.1 に、廃棄率のエアコンの製造からの経過年数 x に対する値は表 4.4 に示す。廃棄率は経過年数が 12 年のときに最大値である 0.0825 をとる。初期冷媒充

充填量は 1kg/台と設定した。ただし、機器内の残存量が初期充填量の 70%未満となったときは、冷媒の再充填が行われると仮定した。

表 4.4：家庭用・業務用エアコンの出荷後年数に対する廃棄率（経済産業省, 2009a）

出荷後年数	家庭用 AC	業務用 AC	出荷後年数	家庭用 AC	業務用 AC
0	0	0.0056	21	0.0264	0.0194
1	0.0021	0.0037	22	0.0184	0.0130
2	0.0030	0.0370	23	0.0127	0.0083
3	0.0043	0.0130	24	0.0119	0.0019
4	0.0063	0.0167	25	0.0131	0.0241
5	0.0111	0.0241	26	0.0118	0.0019
6	0.0178	0.0296	27	0.0098	0.0444
7	0.0260	0.0472	28	0.0072	0.0009
8	0.0315	0.0749	29	0.0076	0.0028
9	0.0434	0.0416	30	0.0061	0.0046
10	0.0589	0.0453	31	0.0053	0.0000
11	0.0753	0.0296	32	0.0030	0.0009
12	0.0824	0.0870	33	0.0016	0.0019
13	0.0771	0.0786	34	0.0008	0.0000
14	0.0746	0.0398	35	0.0004	0.0000
15	0.0704	0.0648	36	0.0004	0.0028
16	0.0797	0.0611	37	0.0001	0.0000
17	0.0696	0.0564	38	0	0.0000
18	0.0581	0.0481	39	0	0.0028
19	0.0379	0.0342	40	0	0.0028
20	0.0320	0.0296			

エアコン廃棄時の排出量は、廃棄機器中冷媒残存量と 1 から回収率を差し引いた差との積として式 (4.7) のように推定した。

$$EMISSION_{disp,n} = REMAIN_{disp,n} \times (1 - R_{recov}) \quad (4.7)$$

ここで $EMISSION_{disp,n}$ は年度 n において廃棄された家庭用エアコンからの排出量、 $REMAIN_{disp,n}$ は年度 n の初頭における廃棄機器内に残存している冷媒量、 R_{recov} は廃棄機器の冷媒回収率を表す。家庭用エアコンの冷媒回収率は経済産業省によって 2007 年度値として推定された値である 0.267 と仮定した（経済産業省, 2009a）。廃棄機器内残存冷媒量は機器の

供給年別の廃棄台数と 1 台当たり残存量の積を供給年毎に積算することにより式 (4.8) により推定した。

$$REMAIN_{disp,n} = \sum_{i=2011}^n \left\{ SUPPLY_i \times DISP_{i-2011} \times FILL \times (1 - EF_{use})^{i-2011} \right\} \quad (4.8)$$

ここで、 $REMAIN_{disp,n}$ は年度 n における廃棄機器中冷媒残存量を表す。ただし、機器内の残存量が初期充填量の 70% 未満となったときは、冷媒の再充填が行われると仮定した。

(3) 業務用エアコンからの排出量推定

業務用エアコンは、店舗用パッケージエアコン (PAC)、ビル用 PAC、設備用 PAC の 3 種に分類して、それぞれの種別を対象に排出量推定を行った。対象としたライフサイクル段階は、機器生産時、現場充填時、稼働時、廃棄時の 4 つである。

工場での機器生産時の排出量は家庭用エアコンと同様に式 (4.1) のように推定した。生産台数は経済産業省データ (経済産業省, 2009a) における R-410A 使用機器の生産台数を用い、表 4.1 に示した。機器 1 台あたりの工場での冷媒充填量および生産時排出係数はそれぞれ表 4.2、及び表 4.3 に示した (経済産業省, 2009a)。

現場充填時の排出量は、現場充填実施台数、現場での冷媒充填量、現場充填時排出係数の積として算出した。数式は式 (4.4) と構造が同様なので省略し、現場充填実施台数、現場での冷媒充填量、及び、現場充填時排出係数は、それぞれ表 4.1~4.3 にエアコン種類毎に示したとおりである。

エアコン稼働時の排出量は、家庭用エアコンと同様に稼働機器中冷媒残存量と稼働時排出係数の積として式 (4.5) のように算出した。稼働機器中冷媒残存量を推定するときは式 (4.6) を用い、そのときに必要になる供給台数は表 4.1 に、廃棄率の経過年数 x に対する値は表 4.4 に示した値を用いた。廃棄率は家庭用機器と同じく経過年数 12 年において最大値を示した。稼働時排出係数は表 4.3 に示すように種類別に 0.03~0.045 の範囲の値に設定した。

エアコン廃棄時の排出量も、家庭用エアコンと同様に式 (4.7) を用いて推定した。廃棄時の冷媒回収率は 0.282 と仮定した (経済産業省, 2009a)。

(4) 自動車用エアコンからの排出量推定

自動車用エアコンからの排出量推定では、製造時、稼働中、廃棄時の 3 つのライフサイクル段階とし、稼働中については、さらに通常使用時、故障・修理時、事故時に分類して推定を行った。

自動車用の製造時の排出は、車種別推計は行わず、年間総生産台数に 1 台あたり生産時排出量を乗じて算出した。年間生産台数は 2007 年度値である 11、191、000 台/年、1 台あたり排出量は 3g/台/年と仮定し、いずれも時間的に一定と仮定した (経済産業省, 2008)。

カーエアコンの稼働中の排出は、通常使用時、故障・修理時、事故全損時について推計

した。

稼働中での通常使用時の排出量は、乗用車、軽自動車、普通貨物車、小型貨物車、軽貨物車、乗合車の6つの車種に対し、保有車両数に1台あたり年間排出量を乗じて算出した。推計年度 n における保有車両数は以下に示す式 (4.6) に従い算出した。

$$VEHICLE_n = \sum_{i=2011}^n \left\{ SUPPLY_i \times \left(1 - \sum_{x=0}^{i-2011} DISP_x \right) \right\} \quad (4.9)$$

ここで $VEHICLE_n$ は年度 n における保有車両数、 $SUPPLY_i$ は初度登録年 i の登録車両数、 $DISP_x$ は登録から x 年経過した1年間に非登録となる比率を表す。 $SUPPLY_i$ としては表 4.5 に示す 2007 年度の初度登録車両数を用い、年度 i に関わらず一定と仮定した。 $DISP_x$ は経済産業省・環境省(2009)で使われた数値を引用し、表 4.6 に示した。

表 4.5：自動車エアコン機器からの冷媒排出量推定に使用した車種別の初度登録車両数（経済産業省・環境省, 2009）

車種	乗用車	軽乗用	普通貨物	小型貨物	軽貨物	乗合
初度登録車両数(台/年)	2,899,000	1,124,273	132,626	276,089	569,809	11,777

表 4.6：車種別経過年別の非登録率（経済産業省・環境省, 2009）

初度登録年からの経過年数(年)	乗用車	軽乗用	普通貨物	小型貨物	軽貨物	乗合
0	0.57%	0.57%	0.49%	0.54%	0.53%	0.21%
1	0.60%	0.60%	0.61%	0.66%	0.64%	0.24%
2	2.26%	2.26%	0.78%	1.17%	1.06%	0.61%
3	1.74%	1.74%	1.34%	2.93%	2.49%	0.65%
4	3.30%	3.30%	2.08%	5.74%	4.73%	0.84%
5	3.40%	3.40%	1.97%	9.05%	7.08%	1.52%
6	4.88%	4.88%	2.16%	7.48%	6.00%	1.20%
7	3.62%	3.62%	2.79%	7.36%	6.09%	1.95%
8	5.50%	5.50%	4.27%	7.26%	6.43%	1.54%
9	6.50%	6.50%	9.73%	5.85%	6.93%	3.68%
10	9.67%	9.67%	9.95%	7.00%	7.82%	6.53%
11	11.70%	11.70%	6.83%	7.38%	7.22%	6.25%
12	9.43%	9.43%	8.33%	6.55%	7.04%	10.77%
13	10.17%	10.17%	6.60%	5.24%	5.62%	5.50%

14	6.59%	6.59%	5.77%	4.73%	5.02%	4.21%
15	7.10%	7.10%	6.69%	4.56%	5.15%	5.85%
16	4.30%	4.30%	7.52%	4.27%	5.17%	7.15%
17	3.95%	3.95%	6.67%	3.43%	4.33%	7.55%
18	4.75%	4.75%	15.44%	8.79%	10.64%	33.74%

車種別の1台あたり年間排出量は経済産業省・環境省(2009)で使われた数値を引用し、表4.7のように設定した。全ての車輛に冷媒低漏化対策が施されていると仮定した。

稼働中での故障・修理時の排出量は、保有車両数、残存冷媒量、故障発生率、故障時冷媒排出率の積として、式(4.10)により算出した。

$$EMISSION_{repair,n} = \sum_{i=2011}^n \left\{ SUPPLY_i \times \left(1 - \sum_{x=0}^{i-2011} DISP_x \right) \times REMAIN_i \right\} \times R_{failure} \times EF_{repair} \quad (4.10)$$

ここで、 $EMISSION_{repair,n}$ は年度 n における故障・修理時の排出量、 $SUPPLY_i$ は初度登録年 i の登録車両数、 $DISP_x$ は登録から x 年経過した1年間に非登録となる比率、 $R_{failure}$ は故障発生率、 $REMAIN_i$ は年度 i の初頭における1台あたり残存冷媒量、 EF_{repair} は故障時冷媒排出率を表す。 $R_{failure}$ および EF_{repair} はそれぞれ4%、50%と設定した(経済産業省, 2008)。

$REMAIN_i$ は式(4.11)のように初期冷媒充填量から通常使用時の年間排出量と経過年数の積を差し引いて求めた。但し、年度 i において $REMAIN_i$ が初期冷媒充填量の1/2未満となる場合には、その時点で冷媒が初期冷媒充填量まで再充填されると仮定した。

$$REMAIN_i = FILL - (i - 2011) \times EMISSION_{year} \quad (4.11)$$

ここで、 $FILL$ は初期冷媒充填量、 $EMISSION_{year}$ は車種別の1台あたり年間排出量を表し、それぞれ表4.7~4.8に示す値を使用した。

表4.7:自動車エアコン機器からの冷媒排出量推定に使用した機器1台あたり年間排出量(経済産業省・環境省, 2009)

車種	乗用車	軽乗用	普通貨物	小型貨物	軽貨物	乗合
年間排出量 (g/台・年)	15	15	25	15	15	100

表 4.8:自動車エアコン機器からの冷媒排出量推定に使用した機器 1 台あたり初期充填量(経済産業省・環境省, 2009)

車種	乗用車	軽乗用	普通貨物	小型貨物	軽貨物	乗合
年間排出量 (g/台・年)	700	500	1,000	700	500	7,000

稼働中での事故全損時の排出量は式 (4.12) に示すように保有車両数、残存冷媒量、事故時車両全損率の積として算出した。なお、事故全損時には残存冷媒量がすべて排出されると仮定した。

$$EMISSION_{accident,n} = \sum_{i=2011}^n \left\{ SUPPLY_i \times \left(1 - \sum_{x=0}^{i-2011} DISP_x \right) \times REMAIN_i \right\} \times R_{total-loss} \quad (4.12)$$

ここで、 $EMISSION_{accident,n}$ は年度 n における事故全損時の排出量、 $SUPPLY_i$ は初度登録年 i の登録車両数、 $DISP_x$ は登録から x 年経過した 1 年間に非登録となる比率、 $R_{total-loss}$ は事故時車両全損率、 $REMAIN_i$ は年度 i の初頭における 1 台あたり残存冷媒量を表す。 $R_{total-loss}$ は 32% (経済産業省・環境省, 2009) を使用した。

カーエアコンの廃棄時の排出は式 (4.13) に示すように、年度 n に非登録となった車両台数と年度 n の初頭における 1 台当りの残存冷媒量の積に回収率を乗じて算出した。

$$EMISSION_{disp,n} = \sum_{i=2011}^n \left(SUPPLY_i \times \sum_{x=0}^{i-2011} DISP_x \times REMAIN_i \right) (1 - R_{recov}) \quad (4.13)$$

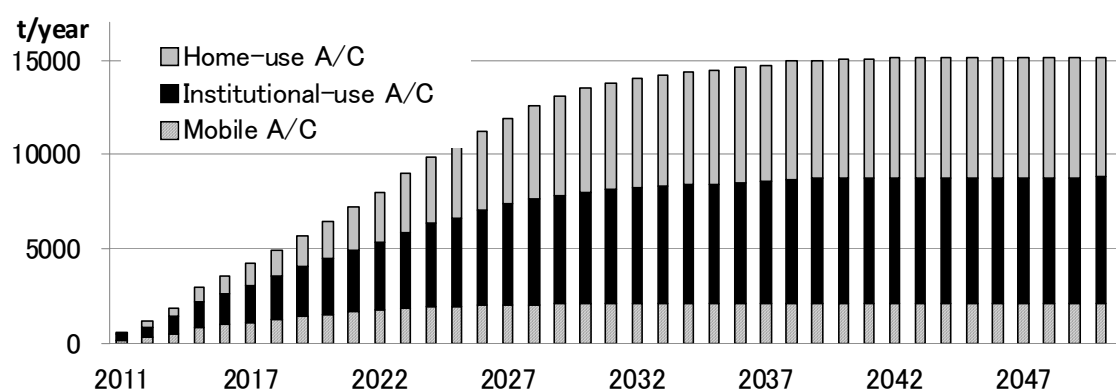


図 4.8: エアコンに用いられる冷媒が R-1234yf に切り替わった後に予想される、R-1234yf の大気排出量の変化 [ton・yr⁻¹]

ここで $EMISSION_{disp, n}$ は年度 n に非登録となった車両からの排出量、 $SUPPLY_i$ は初度登録年 i の登録車両数、 $DISP_x$ は登録から x 年経過した 1 年間に非登録となる比率、 $REMAIN_i$ は年度 i の初頭における一台あたりの残存冷媒量、 R_{recov} はカーエアコン機器廃棄時の冷媒回収率を表す。冷媒回収率 (R_{recov}) は、[経済産業省 \(2008\)](#) に示される 2007 年度の HFC134-a 冷媒を使用した車両の使用済み国内台数 (1,893,000 台)、1 台当たり冷媒充填量 (478 g)、HFC 回収量 ($695 \text{ ton}\cdot\text{yr}^{-1}$) を用いて算出した 0.768 と設定した。

(5) 冷媒の大気排出量推定の経年変化

推定された 3 種のエアコンについての R-1234yf の大気排出量時間変化を [図 4.8](#) に示す。4.3 節冒頭でも述べたように、[図 4.8](#) に示した排出量の時間変化は将来予測結果ではなく、『現在用いられているエアコン内部の冷媒が全て R-1234yf に置き換わった場合の R-1234yf の排出量』の手続きを図化したものである。R-1234yf の排出量は冷媒が切り替わった後、40 年で定常に達することがわかる。[表 4.9](#) には、冷媒が R-1234yf に切り替わり定常に達した時点 (切替後 40 年後、図では 2050 年) における、エアコン種類毎、ライフサイクル毎の排出量推定値を示した。エアコン種別では家庭用エアコンと業務用エアコンからの排出量、ライフサイクル別では廃棄段階からの排出量が多いことがわかる。本報告では[表 4.9](#) に示した 2050 年の排出量に相当するデータ (総計 $15,172 \text{ ton}\cdot\text{yr}^{-1}$) を大気拡散モデルの入力データとして用いた。

表 4.9 : エアコンの種類別ライフサイクル別に推定した R-1234yf の排出量 (対象地域 : 日本全体、対象年度 : 2050 年) [$\text{ton}\cdot\text{yr}^{-1}$]

エアコン種別	エアコン機器のライフサイクル				計	
	製造段階		使用段階	廃棄段階		
	製造工場での冷媒充填	運転箇所での冷媒充填				
家庭用	8	—	1,903	4,454	6,366	
業務用	店舗用	5	—	724	1,238	1,967
	ビル用	2	24	1,380	2,005	3,410
	施設用	1	2	632	722	1,357
	小計	8	26	2,736	3,965	6,734
自動車用	34	—	1,713	325	2,072	
計	50	26	6,352	8,744	15,172	

4.4 大気モデルによる R-1234yf とその分解生成物の濃度と沈着量分布の推定

(1) 大気モデルにおける冷媒排出量の時間的・空間的配分の設定

前節までにおいて、R-1234yf が日本でエアコン冷媒として使用され大気排出される場合を想定した、冷媒とその分解生成物の環境中濃度を数値的に予測するための準備としての、R-1234yf の大気中での分解反応のモデル化、及び R-1234yf の冷媒排出量の経年変化の予測手法について言及した。これらの知見を用い、従来の大気モデルに新たに R-1234yf の分解反応過程のモデルを追加し、さらに前節で詳述した冷媒排出量の経年変化の予測値を用い、大気中における R-1234yf の移流拡散・反応現象を予測する数値モデルを構築した。R-1234yf の日本全体に対する年間排出量は表 4.9 のように推定されるが、この排出総量を大気中化学物質の移流拡散現象の予測に応用するためには、この情報を時間・空間的に適切に配分し、シミュレーションツールと結合させる必要がある。

表 4.9 に示した R-1234yf の排出量は、エアコンの種別毎にそのライフサイクル段階に応じた指標を用いて、各グリッドに対して空間的に分配した。排出量の空間的分配の指標としては廃棄段階以外について、家庭用エアコンについては夜間人口、業務用エアコンについては昼間人口、自動車エアコンについては交通量を指標として用い、廃棄段階については全種のエアコンについて廃棄物処理業の従業員数を指標に用いた。エアコンからの R-1234yf 排出量は、エアコンが夏期の冷房だけでなく、冬季の暖房としても使用されること、廃棄には季節毎の違いはないと想定し、年間通して一定と仮定した。また、その他の人為起源汚染物質、すなわち NO_x, VOC, CO の排出量は Kannari et al. (2007) と同様の方法によって、各グリッドセルの排出量を月別・1 時間別に設定した。植物起源の VOC 排出量は、日本に自生する植物種を対象にした放散量測定結果を用いて井上ら (2010a) の手法を用いて算出した。

(2) 大気モデルの概要

NO_x-VOC-Ozone 系の反応過程 (CB₉₉; Adelman, 1999)、および乾性沈着過程 (Zhang et al., 2003) が内蔵された大気モデル ADMER-PRO をベースに、R-1234yf の反応過程とその最終生成物である TFA の湿性沈着過程を追加実装し、これを計算に供した。ADMER-PRO はこれまでに数々の使用実績があり、オゾンピーク濃度、オゾンピーク濃度の前駆物質排出量変化に対する感度のレジームが良好に再現されること (井上ら, 2010a; 2010b)、窒素酸化物、オゾン、および、ジクロロメタン、ホルムアルデヒド等 6 種の有害大気汚染物質の年間平均濃度がおおむねファクター 2 以内の精度で再現されること (新エネルギー・産業技術総合開発機構・産総研安全科学研究部門, 2011) が確認されている。ADMER-PRO には、気象パターン類型化手法 (日々の気象を特定のパターンにグループ化し、各気象パターンの代表日のみを対象にして計算を行う手法) を用いて、年間など長期間の濃度計算を効率よく行う機能が搭載されているが、本研究でも特に断らない限りこの機能を用いた。以下では、R-1234yf が大気中諸物質の濃度・沈着量に与える影響を推定する目的のために、

ADMER-PRO に対して行った改変についてのみ簡単に述べる。

R-1234yf の大気中での分解反応として、既に示した式 (4.1) の化学反応過程を ADMER-PRO に組み込んだ。ここで、(R1) の、OH、XO₂、HO₂、HC(O)H はいずれも ADMER-PRO 内蔵の反応モデル CB_99 に含まれている物質である。また、XO₂ は一般的なペルオキシラジカルを表す記号であり、NO から NO₂ への転換反応の反応相手の化学種である。これらの反応式を組み込むことにより、R-1234yf からの TFA 生成が表現される。また、R-1234yf によるオゾン濃度への影響が、(R1) 右辺の XO₂、HO₂、HC(O)H の濃度変化を通して表現される。

反応式 (4.1) 中の反応段階 (R1) における 2 次の反応速度定数は Papadimitriou et al. (2008) に従い、

$$k_1 = 1.26 \times 10^{-12} \exp\left(-\frac{35}{T}\right) [\text{cm}^3 \cdot \text{molecule}^{-1} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (4.14)$$

と設定した。ここで T は気温 [K] であり、大気モデル中での推定値を用いた。また反応段階 (R2-1)、及び (R2-2) の総括反応速度定数は、De Bruyn et al. (1995) に従って、

$$k_2 = Hk_{hyd}RTA [\text{s}^{-1}] \quad (4.14)$$

と設定した。ここで、 H はヘンリー則定数 [$\text{mol} \cdot \text{L}^{-1} \cdot \text{atm}^{-1}$]、 k_{hyd} は加水分解速度 [s^{-1}]、 R は気体定数 ($=8.206 \times 10^{-2} \text{atm} \cdot \text{L} \cdot \text{K}^{-1} \cdot \text{mol}^{-1}$)、 T は気温 [K]、 A は雲水量体積比 [$\text{L} \cdot \text{L}^{-1}$] であり、 T および A には大気モデルの推定値を用いた。 $H \cdot k_{hyd}$ の値は、4.2(4)節で示したように、本プロジェクトの実験により有効数字二桁の精度で 6.5~110 の範囲にあると推定されるため、TFA 生成量を過大側に推計し結果的に安全側での評価を実施するため、 $H \cdot k_{hyd} = 110 [\text{mol} \cdot \text{L}^{-1} \cdot \text{atm}^{-1} \cdot \text{s}^{-1}]$ を採用した。

TFA の湿性沈着過程は、CAL-PUFF スキーム (Pineda Rojas and Venegas, 2009) で表現した。ここで、TFA の物性は硝酸に類似していることから、各定数の値は硝酸に対する値と同一とした。反応式 (4.1) 中の反応段階 (R2-2) で生成された TFA(aq) は、その時刻及び場所に降水があれば湿性沈着により直ちに除去される。一方、降水を伴わない雲内で生成された TFA や湿性沈着によって除去されきれなかった TFA(aq) は大気中に滞留し、再度の降水によって湿性沈着されるか、地表付近に移動した後に硝酸と同一のパラメータを仮定した乾性沈着モデル (Zhang et al., 2003) により除去されることを仮定した。

(3) 大気モデルの適用範囲と格子系の設定

R-1234yf の排出量密度が特に大きい地域は、4.4(1)節で述べた冷媒排出量の空間的な分配に関する過程に基づけば、人口密集値とほぼ重なることが容易に予想される。中でも、昼夜人口の集中値が比較的狭い領域に混在する関東地方は大量の冷媒排出が予想できる地域であり、TFA 等 2 次生成する物質の濃度もその周辺で高濃度になると予想される。そこで

冷媒の大気排出に関する安全性評価を行うにあたっては、[図 4.9](#)（上図）に示すように東日本から西日本の広い範囲を覆う格子系 1 について計算し、関東地方を含む比較的広い範囲において、R-1234yf 及び分解生成物の移流拡散現象を考慮した。次に、[図 4.9](#)（下図）に示すような格子系 1 と入れ子構造を持つ格子系 2 を導入し、格子系 1 よりも格子解像度を細かく設定することにより関東地方周辺の濃度分布推定を詳細に推定できるように工夫を施した。水平方向の解像度は格子系 1 が 20 km、格子系 2 が 5 km とした。また、鉛直方向解像度は両方の格子系において同じであり、地表面～上空 20 km までを不等間隔で 29 層に分割し、最下層の厚さは 50 m とした。これ以降、特に断らない限りにおいて、予測結果の表示の際には格子系 2 の最下層、つまり地表に最も近い位置での予測結果を用いる。

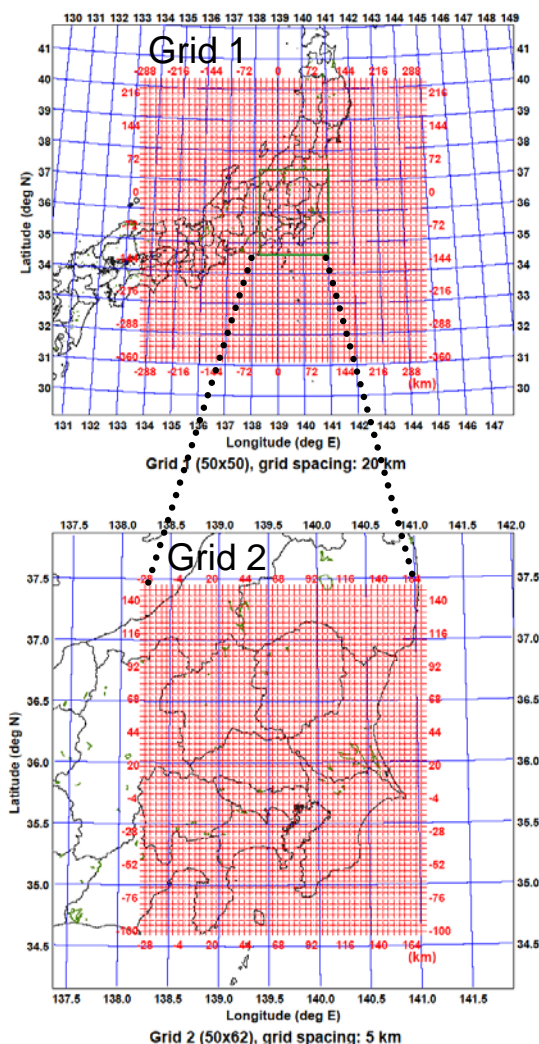


図 4.9：計算対象領域と格子系の子入れ構造

(4) その他の計算条件の設定

気象場の初期・境界値は、2005年度のNCAR/NCEPの6時間ごとの再解析グリッドデータ（解像度は緯経度 $1^{\circ} \times 1^{\circ}$ ）、地表観測データ、上層観測データを用いて設定した。濃度場の初期・境界値は、オゾンについては茨城県つくば市館野におけるオゾンゾンデの月別平均鉛直プロファイルを用いて設定した。オゾン以外のすべての物質の濃度についてはゼロとした。ここで、境界値は気象要素・化学種濃度のいずれも格子系1にのみ適用され、格子系2の境界値は格子系1の計算値から内挿した。本研究では、評価対象とする関東地方周辺の領域（格子系2）よりも十分大きい領域（格子系1）を計算対象としており、かつ、その領域すべてについて排出量を与えていること、また助走計算（spin-up）期間を十分に取っていること（それぞれの対象日について51時間分）などの理由により、初期値・境界値の設定が計算結果に大きな影響を与えることはないと考えられる。

(5) R-1234yf及び分解生成物の環境中濃度及び沈着量の分布

格子系1に対して推定されたR-1234yfの排出量分布を図4.10に示す。この図よりR-1234yfの大気排出量は、人口密集地域である東京近郊の首都圏を含む関東地方、大阪市を中心とする地域、及び名古屋市を中心とする地域などで多くなることがわかる。特に、関東地方におけるR-1234yfの排出量は他の地方に比較して格段に大きく、関東地方周辺においてR-1234yfとその分解生成物の安全性評価を高解像度な格子系を使用して実施する妥当性が改めて証明された。

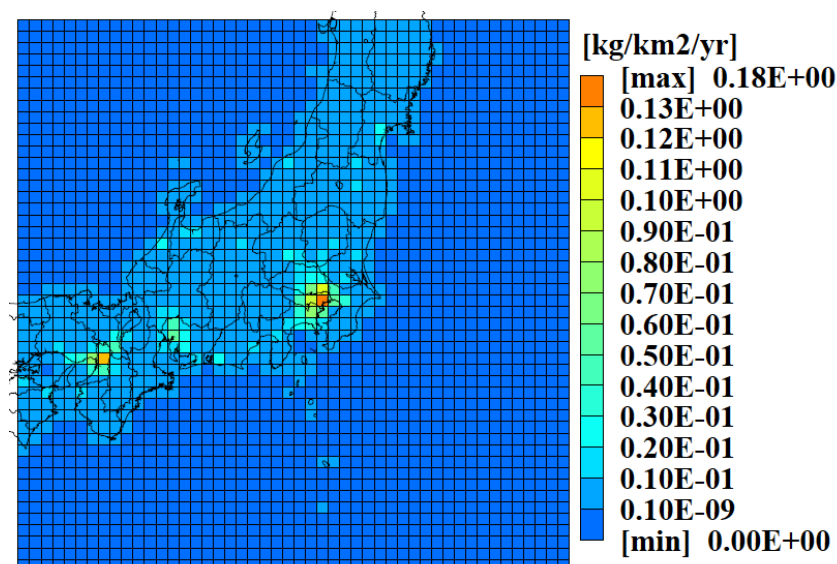


図 4.10 : 格子系 1 における R-1234yf 排出量分布の推定結果

R-1234yf とその分解生成物の格子系 2 の鉛直方向最下層格子点で評価された大気中濃度の予測値を表 4.10 に示す。本予測結果より、R-1234yf および CF₃C(O)F、TFA の最高濃度はいずれも 1 ppb に達しないと推定される。また、大気汚染の原因ともなりうるオゾン (O₃) 及びホルムアルデヒド (HCHO) の平均濃度については、R-1234yf を使用しないとする現況のケースからの増分は、それぞれ+0.03 ppb (+0.09%)、+0.002 ppb (+0.1%) と十分に小さいことが確認された。つまり、この二つの物質の生成に対して R-1234yf は重要な寄与をせず、R-1234yf の大気排出による大気汚染の懸念は極めて小さいことが明らかになった。

表 4.10 : 関東周辺地域における R-1234yf と分解生成物の推定年平均大気中濃度

	R-1234yf [ppb]	O ₃ [ppb]		HCHO [ppb]		CF ₃ C(O)F [ppb]	TFA [ppb]
		—	コントロールケースからの増分	—	コントロールケースからの増分		
最大値	0.28	44	+0.13	2.9	+0.012	0.0037	3.2×10 ⁻⁴
最小値	0.0068	11	-0.03	1.1	-0.005	0.00073	2.0×10 ⁻⁵
平均値	0.050	34	+0.03	2.0	+0.002	0.0019	8.3×10 ⁻⁵

R-1234yf、CF₃C(O)F、TFA の年間平均大気中濃度分布の推定値を図 4.11 に示す。R-1234yf から CF₃C(O)F を経て TFA に至る化学反応の順番に従い、それぞれの物質の最も高濃度となる地点が、次第に北側に移動することがわかる。これは、年間で最も TFA 濃度が高くなる夏季の風向が主に南よりであることを反映し、その結果が年間平均値にも現れた結果であると考えられる。なお、TFA の濃度分布が CF₃C(O)F に比べて局所的に大きく変動する様子が見られるが、これは TFA の生成に必要な雲 (霧) の量は局在化しやすいためである。

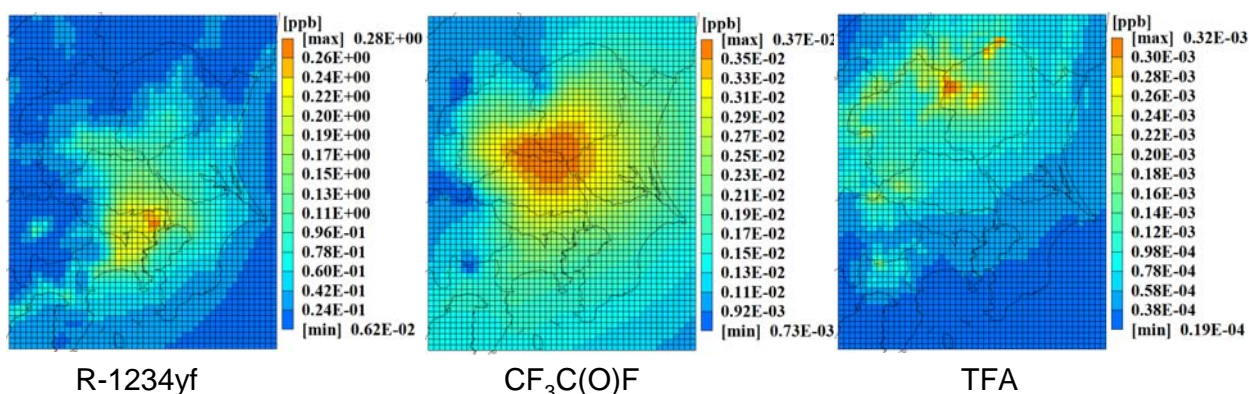


図 4.11 : R-1234yf、CF₃C(O)F、TFA の推定年間平均大気中濃度分布

これ以降、R-1234yf とその分解生成物の大気経路暴露評価において最も重要である生態影響評価に重要な年間平均 TFA 雨水中濃度の推定結果を示す。ここでは、年間平均 TFA の雨水中濃度は、各格子点上における推定年間 TFA 湿性沈着量を各格子点の推定年間地表降水量で除することにより求めることとする。

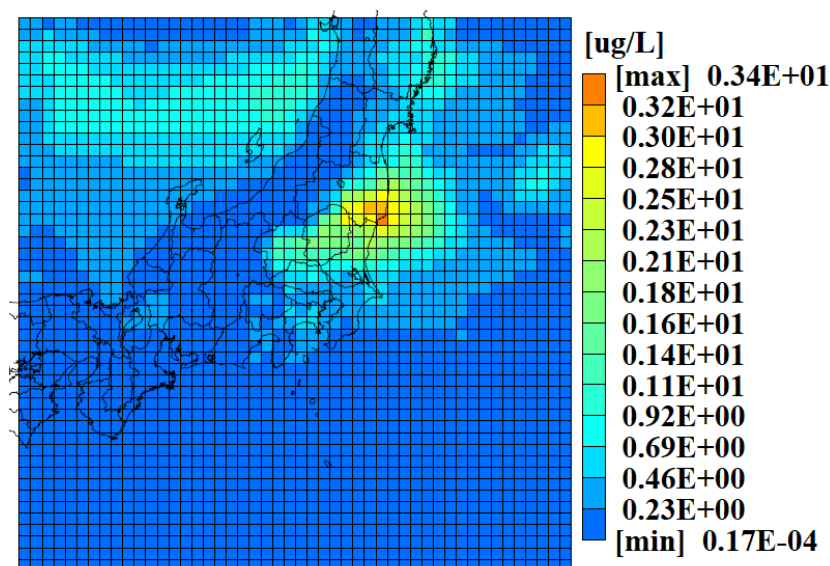


図 4.12 : 格子系 1 上における雨水中 TFA の年間平均濃度分布の推定

図 4.10 にも示したように、首都圏を含む関東地方では R-1234yf の大気排出量が他の地方と比較して格段に大きい。R-1234yf の大気寿命はこれまでに使用実績のある他の冷媒と比較して格段に短いため、その分解生成物である TFA の雨水中濃度は R-1234yf の大量の大気排出が見込まれる領域に非常に近いところで高くなることが予測される。このことは、首都圏を含む関東地方の近郊において TFA の雨水中における濃度が、他の地域と比較して高くなることを示唆する。そこで、関東地方と他の地方との間での TFA の雨水中濃度の差異を定性的に把握するため、格子系 1 における TFA の年間平均雨水中濃度分布の推定値を図 4.12 に示す。この評価結果より、関東地方周辺部ではその他の地方と比較して TFA の雨水中濃度が高く、慎重な安全性評価を行うべき地域であることがわかる。また図 4.13 に、格子系 2 上で評価された関東地方周辺における TFA 雨水中濃度の年間平均値の推定結果を示す。この図より、TFA の雨水中濃度の分布は関東地方の北東部で高い値を取る傾向が見られ、図 4.11 に示す TFA の地表近傍における大気中濃度分布とわずかに異なる。これは、雨水中濃度の分布は、TFA の地表近傍の大気中濃度だけでなく雨滴が落下する際に取り込まれる上空の濃度にも影響を受けるためである。

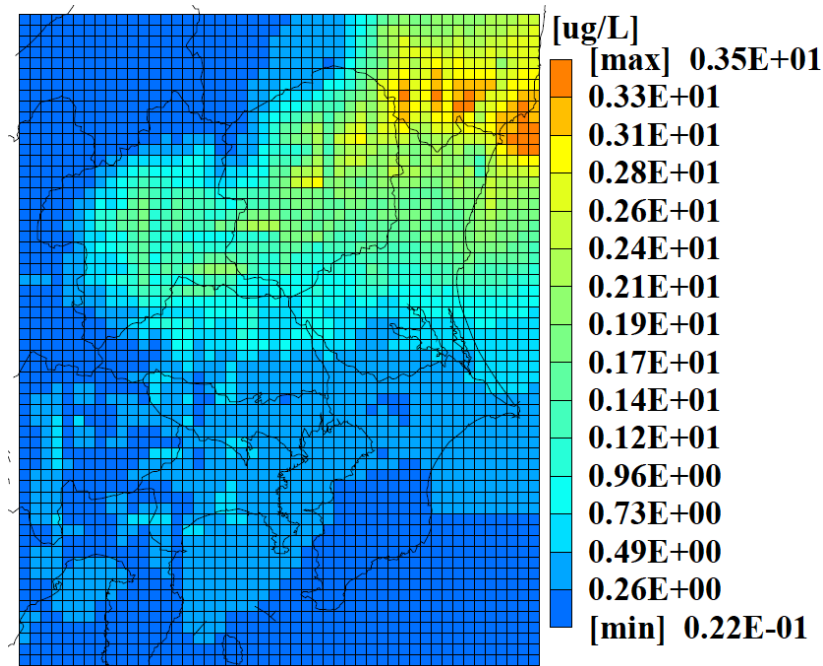


図 4.13 : 格子系 2 上における雨水中 TFA の年間平均濃度分布の推定

乾性、湿性、総沈着量および雨水中濃度の関東地方周辺部における予測結果を表 4.11 に総括する。乾性沈着量と湿性沈着量はどちらも平均値で $10^{-1} \text{ kg} \cdot \text{km}^{-2} \cdot \text{yr}^{-1}$ のオーダー、最大値で $1 \text{ kg} \cdot \text{km}^{-2} \cdot \text{yr}^{-1}$ のオーダーであり、同程度であることがわかる。TFA の年間平均雨水中濃度の推定最大値は $3.4 \mu\text{g} \cdot \text{L}^{-1}$ である。

表 4.11 : 関東周辺地域における TFA の年間沈着量と年間平均雨水中濃度の推定値

	年間乾性沈着量 [$\text{kg} \cdot \text{km}^{-2} \cdot \text{yr}^{-1}$]	年間湿性沈着量 [$\text{kg} \cdot \text{km}^{-2} \cdot \text{yr}^{-1}$]	年間総沈着量 [$\text{kg} \cdot \text{km}^{-2} \cdot \text{yr}^{-1}$]	年間平均雨水中濃度 [$\mu\text{g} \cdot \text{L}^{-1}$]
最大値	1.0	1.2	1.6	3.4
最小値	4.0×10^{-2}	2.0×10^{-2}	8.8×10^{-2}	0.022
平均値	1.6×10^{-1}	2.6×10^{-1}	4.2×10^{-1}	0.76

(6) 不確実性に対する感度解析

上記のように環境中濃度分布および沈着量分布の推定を行ったが、その推定には種々の不確実性が含まれていると考えられる。4.4(2)節においても示した通り暴露評価に用いられた ADMER-PRO 自体の推定精度については実環境において良好な再現性が確認されており、ADMER-PRO 自体に使用する入力データ、パラメータについて新たに感度（不確実性）解

析を行う必要性は低い。一方、本研究では、R-1234yf およびその反応生成物質に適用できるように大気中の分解反応に関するモデルを追加しているため、その追加部分については不確実性解析を行うことが望ましい。本項では、特に不確実性が大きいと考えられる

1. 反応式 (4.1) 中の反応段階 (R2-1) 及び (R2-2) に示される CF_3COF から TFA への反応速度に関するパラメータである $H \cdot k_{\text{hyd}}$
2. R-1234yf の全国排出量の推定値

の 2 つの項目に対する感度解析を実施した。なお本項での解析は年間を通したデータを用いておらず、TFA 濃度が高くなる夏季における出現頻度が高いひとつの気象パターンの代表日の結果のみに基づくものである。従って、本項で示した感度解析は年間平均濃度に対する定量的な知見を与えるものではなく、あくまで定性的な感度解析の結果の一例であることに注意する必要がある。

4.4(2)節においても示した通り、本研究では、 $H \cdot k_{\text{hyd}}$ については実験的に推定される範囲の上限値 (110) を用いてシミュレーションを行ったが、この範囲の下限値 (6.5) を用いた場合に雨水中の TFA 雨水濃度の推定結果に対する影響を定量化し、 CF_3COF から TFA への反応速度に対する感度解析を試みた。図 4.14 に $H \cdot k_{\text{hyd}}$ の本研究による実測値の上限値と下限値を使用した場合の雨水中の TFA 雨水濃度の相関関係を、格子系 2 の陸上メッシュでの大気最下層点で比較した結果を示す。この図より、 $H \cdot k_{\text{hyd}}$ の推定下限値を用いた場合にはいずれのメッシュにおいても雨水 TFA 濃度が 1 オーダー低くなること、また、二つの推定値の相関係数は 1 に極めて近く、 $H \cdot k_{\text{hyd}}$ の入力値に対する TFA 雨水濃度の応答が、ほとんど線形であることも理解される。

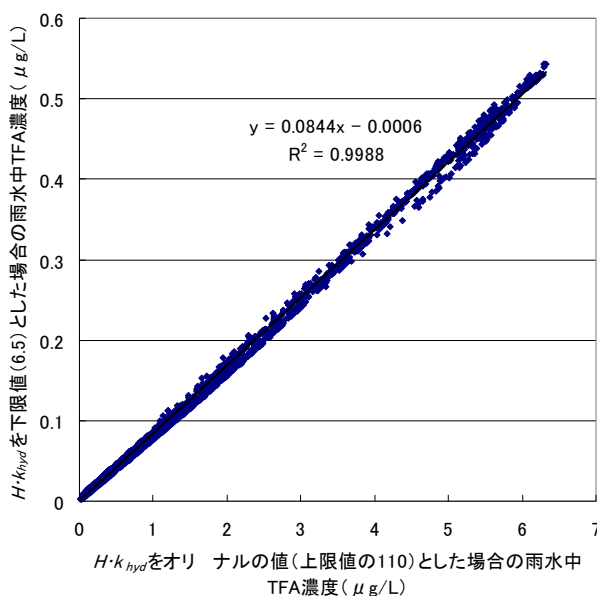


図 4.14 : $H \cdot k_{\text{hyd}}$ の実測値の上限値と下限値を使用した場合における雨水中の TFA 雨水濃度の相関関係。TFA 雨水濃度は格子系 2 の大気最下層点で比較した。

4.3 節で詳述した R-1234yf の全国排出量推定結果についても、その推定の過程で使用されるパラメータ群の値に対して不確実性があるため、最終的な推定値にも不確実性が存在する。排出量の不確実性については、R-1234yf の導入が本格的に行われていない現時点に、明確に確からしきの幅を算出することは困難である。そこで本項では、4.3 節で推定した R-1234yf の大気排出量が 1/2 倍、あるいは 2 倍であった仮定し、その場合に基準となる結果との差異について検討した。各場合の雨水中 TFA 濃度推定結果を格子系 2 のすべての陸上メッシュについて比較した結果を図 4.15 に示す。感度解析の結果、R-1234yf の大気排出量が 1/2 倍、あるいは 2 倍になれば、雨水中 TFA 濃度も厳密に 1/2 倍、2 倍になることがわかる。これは、R-1234yf 排出量の変動幅が 1/2 倍～2 倍の範囲を逸脱しない限りは、R-1234yf 排出量と雨水中 TFA 濃度が比例関係にあることを示している。このことから、今後、適切な全国排出量値の不確実性幅を推定できれば、大気モデルによるシミュレーションを新たに行わずに単純な比例計算で、雨水中 TFA 濃度の不確実性幅を推定できる可能性が示された。

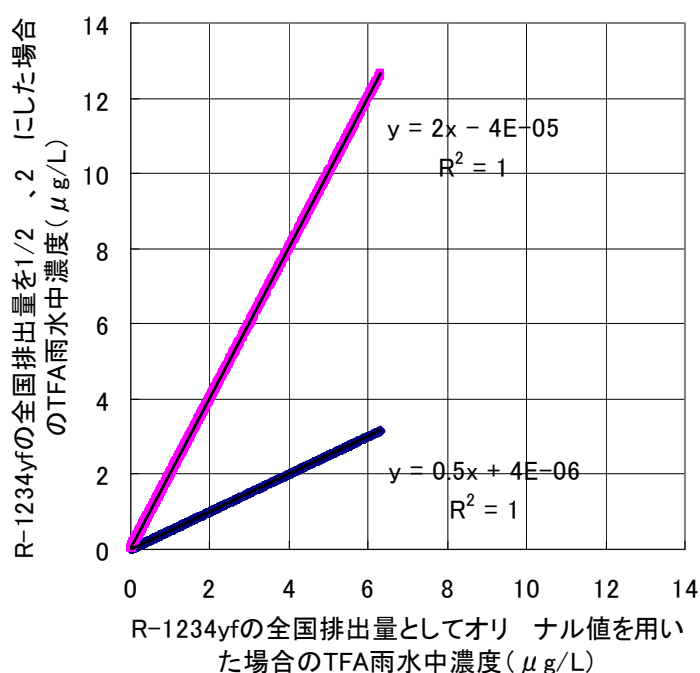


図 4.15 : R-1234yf の大気排出量に対する TFA 雨水中濃度の感度解析の結果。TFA 雨水中濃度は格子系 2 の大気最下層点で比較した。

4.5 考察

(1) 大気中の R-1234yf と分解生成物の濃度に関する考察

表 4.10 に示したように、エアコン冷媒を全て R-1234yf に代替した場合における大気中(地上から 50m までの低層大気)の R-1234yf および $\text{CF}_3\text{C}(\text{O})\text{F}$ 、TFA の年平均濃度の推定最大濃度は、それぞれ 0.28 ppb, 0.0035 ppb, 9.1×10^{-5} ppb であり、いずれも 1 ppb に達しないと推定された。また、オゾンとホルムアルデヒドの年平均濃度の、R-1234yf の大気排出量をゼロとするコントロールケース(ケース)に対する増分の最大値は、それぞれ +0.03 ppb (+0.09%)、+0.002 ppb (+0.1%) であり、これらの物質の生成に対する R-1234yf の寄与は極めて小さいことが明らかとなった。

我々の既往報告(Kajihara et al, 2010)と本報告との結果を比較した場合、R-1234yf の大気中濃度推定値はほぼ変化がない。これに対し、オゾンとホルムアルデヒドのコントロールケースからの濃度増分は上方修正されている。これは、本報告で用いた R-1234yf と OH ラジカルとの反応速度定数 k_1 について式(4.14)で示される温度依存性を考慮したものに變更し、現実の大気物理現象をより忠実に反映した推定を行ったことによるものと思われる。また TFA 雨水中濃度も上方修正されているが、これは $\text{CF}_3\text{C}(\text{O})\text{F}$ の気液界面での取り込みと加水分解反応モデルの詳細化と総括速度定数の設定によるものであると思われる。

米国での研究(Luecken et al., 2010)の推定結果と比較する。ただし、Luecken et al. (2010)からは自動車用エアコンのみを対象に R-1234yf への冷媒代替を想定しているのに対し、本報告では自動車用だけでなく家庭用、業務用のエアコンについても対象としているなど、想定しているシナリオ、国土面積、対象とした季節・気象条件、反応速度定数など、多くの違いがあるため、推定結果の数値が具体的に一致することを推定の妥当性の指標とすべきではないが、考察の参考にはなりうる。

Luecken et al. (2010) は全米での自動車用エアコン冷媒が R-1234yf に代替した場合の、R-1234yf の大気中濃度を平均で 0.005 ppb (低排出シナリオ)、0.0074 ppb (高排出シナリオ)と見積もっており、本報告の推定平均値(0.0068 ppb)と同程度の予測値となっている。オゾンについては R-1234yf への代替による濃度増加を低排出シナリオ、高排出シナリオのいずれの場合とも 0.01 ppb 未満と推定しており、R-1234yf のオゾン生成に対する寄与が非常に小さい点については、本報告での結論と一致している。

R-1234yf の有害性については、第 2 章に示すように種々の動物試験のうち最も小さい値を示すのは、ウサギに対する発達毒性試験であり、NOAEL は 4000ppm と報告されている(Minor, 2008; Rinne, 2009; AIHA WEEL Committee, 2008; Honeywell, 2010)。このウサギの発達毒性に関する NOAEL と比較したときに、今回推定された大気中最大濃度は 10^7 倍以上小さい値であった。 10^7 倍は種間差や個人差を考慮しても十分に大きいため、大気経路暴露によってヒト健康に影響が生じる可能性は非常に小さいと考えられる。

(2) 分解生成物 TFA の沈着量について

エアコン冷媒を全て R-1234yf に代替した場合において推定される、TFA の乾性沈着量、湿性沈着量、年間総沈着量、年間平均雨水中濃度のメッシュ最大値、最小値、平均値は表 4.2 に示した。我々の既往報告 (Kajihara et al., 2010) と比較した場合、どの数値も今回の推定値の方が数倍程度大きい。これは前節でも述べたように、 $\text{CF}_3\text{C}(\text{O})\text{F}$ の気液界面での取り込みと加水分解反応モデルの詳細化と総括速度定数 (k_2 , 4.2 節参照) の設定によるものであり、推定精度が向上した結果と考えられる。

Luecken et al. (2010) は、米国でのエアコン冷媒 (自動車用) が R-1234yf に代替した場合の TFA の乾性沈着量、湿性沈着量、雨水中濃度を推定している。Luecken et al. (2010) は、TFA の乾性沈着量は総沈着量の 10-75% と推定しており本報告において乾性沈着量と湿性沈着量が同程度であるという結果と一致している。また TFA の推定平均総沈着量 (乾性沈着と湿性沈着の和) は $0.768 \text{ kg}\cdot\text{km}^2\cdot\text{yr}^{-1}$ (低排出シナリオ)、 $1.2 \text{ kg}\cdot\text{km}^2\cdot\text{yr}^{-1}$ (高排出シナリオ) と報告している。これらの値は、季節変動を無視すると表 4.11 に示した本報告での TFA の年間平均総沈着量である $0.42 \text{ kg}\cdot\text{km}^2\cdot\text{yr}^{-1}$ と近い値となっている。また雨水中 TFA 濃度については、Luecken et al. (2010) はロサンジェルス近郊を対象とした評価結果として、平均値を $0.1 \sim 1 \mu\text{g}\cdot\text{L}^{-1}$ 、最大値として $1 \mu\text{g}\cdot\text{L}^{-1}$ 以上と推定している。これらの推定結果は、本報告における平均濃度や最大濃度の推定値と、かなり近い値である。

TFA の水生生物への影響については、Berends et al. (1999) が最も感受性の高い水生生物種に対する毒性値として、藻類 (*Selenastrum capricornutum*) に対する成長阻害をエンドポイントとした無影響濃度 (No Observed Effect Concentration; NOEC) として TFA のナトリウム塩として $120 \mu\text{g}\cdot\text{L}^{-1}$ を報告しており、これは TFA としては $100 \mu\text{g}\cdot\text{L}^{-1}$ に相当する。本報告では、年間平均雨水中 TFA 濃度のメッシュ最大値として $3.4 \mu\text{g}\cdot\text{L}^{-1}$ と推定している。これは最も感受性の高い水生生物に対する NOEC の値を大きく下回っており、水生生物に影響を及ぼす可能性は非常に小さいと考えられるレベルであった。

本報告において、雨水中 TFA 濃度を過大側 (安全性評価としては安全側) に推定されていると考えられるいくつかの要素が指摘される。まず本報告では、家庭用エアコンや業務用エアコン用の冷媒として R-1234yf の単体が用いられることを仮定している。現段階では、特に家庭用エアコン等固定型冷凍空調機器においては、R-1234yf と他の冷媒との混合系の冷媒の使用が検討されており、結果として R-1234yf の大気排出量が過大に推定されている可能性がある。また、TFA の前駆体である $\text{CF}_3\text{C}(\text{O})\text{F}$ から TFA への加水分解速度に関するパラメータとして、実測値で推定された最大値を用いており、TFA の雨水中での濃度を過大に推定している可能性がある。前節における安堵解析でも明らかな通り、6.5~110 の範囲で推定された $H\cdot k_{\text{hyd}}$ に対し、今回設定した 110 という値の代わりに下限値である 6.5 を設定した場合には、雨水中 TFA 濃度は 1 オーダー低くなると推定されている。

逆に、雨水中 TFA 濃度の推定値を過小評価している可能性としては、排出量推定において R-1234yf が一定の割合で回収されることを仮定していることが挙げられる。4.3 節におい

てエアコン機器の廃棄段階での冷媒の回収率について家庭用エアコン、業務用エアコン、自動車用エアコンについてそれぞれ、0.267, 0.282, 0.768 と設定したが、今後 R-1234yf がエアコン冷媒として使用されたときに回収が実施されるかどうかは現時点では不明であり、R-1234yf については回収が義務化されない可能性がある。その場合、冷媒回収率は事実上ゼロと想定することができる。そこで、回収率をゼロと仮定したときの R-1234yf の大気排出量の推定値を見積もり、回収率の影響を評価した。その結果、R-1234yf の大気排出量は回収ありの場合には $15,172 \text{ ton}\cdot\text{yr}^{-1}$ と推定されたが、回収率をゼロとすることにより排出量推定値は $19,429 \text{ ton}\cdot\text{yr}^{-1}$ となり、R-1234yf の排出量が約 28% 多く予測されることがわかった。4.4(5)節の感度解析結果からも示されるように R-1234yf の大気排出量と雨水中 TFA 濃度との関係には、排出量が 1/2~2 倍の範囲では比例関係があることがわかっている。よって、R-1234yf の回収率がゼロとなることによる雨水中 TFA 濃度の増分は 28% 程度であることが推定される。つまり、仮に R-1234yf の回収率がゼロの場合であっても、雨水中 TFA 濃度の最大予測値は、水生生物の NOEC を大きく下回ることが予想される。

以上のことから、エアコン冷媒を全て R-1234yf に代替した場合に生成する、雨水中に溶解した TFA が水生生物に悪影響を及ぼす可能性は非常に小さいと考えられる。今後、冷媒が R-1234yf に代替されることに伴い、雨水中での TFA 濃度の変化を継続的になるべく多数の観測点において測定し、これらのモニタリングデータを蓄積し濃度変化等の傾向を分析することは、大気モデル計算による濃度推定のさらなる精度向上に対し非常に効果的であると思われる。

(6) R-1234yf の大気排出に伴う暴露・リスク評価のまとめ

日本においてエアコン（家庭用・業務用・自動車用）に用いられる冷媒が従来冷媒から R-1234yf に代替された場合に、大気排出される R-1234yf が引き起こす R-1234yf および分解生成物であるオゾンとホルムアルデヒドの大気中濃度、および TFA の雨水中濃度を、大気モデルを用いて推定し、それら物質のヒト健康や水生生物への影響を評価した。排出量推定にあたっては『現在用いられているエアコン内部の冷媒が全て R-1234yf に置き換わった場合の R-1234yf の排出量』として、日本全体として $15,172 \text{ ton}\cdot\text{yr}^{-1}$ との推定結果が得られた。既往の研究において、報告値が大きくばらついている R-1234yf の大気中分解過程における分解反応速度論パラメータであるヘンリー定数、及び加水分解速度定数については、二相フロー法による実験的手法によって二つのパラメータの確からしさの高い数値範囲を特定し、環境中濃度推定の精度を向上させた。大気モデル計算によって得られた関東地方を含む東日本から西日本にかけての広域での濃度分布の予測では、いずれの物質においても関東地方に高濃度領域が発生することが明らかとなった。このため、関東地方に焦点を絞った解析を実施した。その結果、R-1234yf の大気中濃度推定値は、他の地方と比較して高濃度となる関東地方においてもヒト健康に影響が生じる可能性は非常に小さいと考えられるレベルであることが明らかにされた。また、 $15,172 \text{ ton}\cdot\text{yr}^{-1}$ と推定される R-1234yf の大気排

出に伴う大気中オゾンとホルムアルデヒドの濃度増加は最大で高々0.1%程度と推定された。このことは、年間 15,000 ton 程度の R-1234yf の大気排出は、大気中のオゾンとホルムアルデヒドの濃度増加に対して殆ど重要な寄与をしないことを示すものである。さらに、雨水中における TFA 濃度の最大推定値は、R-1234yf の大気中での分解反応速度論のパラメータなどに安全側の仮定をおいているにも関わらず $3.4\mu\text{g}\cdot\text{L}^{-1}$ と推定されることが明らかにされた。この最大濃度は、最も感受性の高い水生生物に対する NOEC の値を大きく下回り水生生物に影響を及ぼす可能性は極めて小さいと考えられるレベルであった。今回の R-1234yf とその分解生成物に対する大気経路暴露評価では R-1234yf がある一定量回収されることを仮定していたため、冷媒に用いられた R-1234yf が回収されずに全量大気排出されることを仮定して R-1234yf の大気中分解反応を伴う移流拡散現象を評価した。その結果、冷媒として使用される R-1234yf が全く回収されずに全量が大気排出されたと仮定しても、雨水中での TFA 濃度の推定値は水生生物に影響を及ぼす濃度と比較して遙かに小さいことが推定された。

文 献

- Adelman, Z.H., 1999. A reevaluation of the Carbon Bond-IV photochemical mechanism. <http://airsite.unc.edu/soft/cb4/FINAL.pdf>
- American Industrial Hygiene Association, 2008. AIHA-WEEL Committee Meeting Minutes of WEEL Fall Meeting, October 1-3, 2008. AIHA Headquarters, Fairfax, VA. [cited August 4, 2010]; available from <http://www.aiha.org/foundations/GuidelineDevelopment/weel/Documents/WEELminutesOct08.pdf>.
- Berends, A.G., Boutonnet, J.G., De Rooij, C.G., Thompson, R.S. 1999. Toxicity of trifluoroacetate to aquatic organisms. *Environmental Toxicology and Chemistry* 18, 1053-1059.
- Boutonnet, J.C., Bingham, P., Calamari, D., Rooij, C., Franklin, J., Kawano, T., Libre, J. M., McCulloch, A., Malinverno, G., Odom, J.M., Rusch, G.M., Smythe, K., Sobolev, I., Thompson, R., Tiedje, J.M., 1999. Environmental Risk Assessment of Trifluoroacetic Acid. *Human and Ecological Risk Assessment* 5, 59-124.
- De Bruyn, W.J., Shorter, J.A., Davidovits, P., Worsnop, D.R., Zahniser, M.S., Kolb, C.E., 1995. Uptake of Haloacetyl and Carbonyl Halides by Water Surfaces. *Environmental Science and Technology* 29, 1179-1185.
- George, Ch., Saison, J.Y., Ponche, J.L., Mirabel, Ph., 1994. Kinetics of Mass Transfer of Carbonyl Fluoride, Trifluoroacetyl Fluoride and Trifluoroacetyl chloride at the Air/Water Interface. *Journal of Chemical Physics* 98, 10857-10862.
- Hurley, M. D., Wallington, T. J., Javadi, M. S., Nielsen, O. J., 2008. Atmospheric chemistry of $\text{CF}_3\text{CF}=\text{CH}_2$: Products and mechanisms of Cl atom and OH radical initiated oxidation,

Chemical Physics Letters 450, 263-267.

- Honeywell, 2010. Material Safety Data Sheet: 2,3,3,3-tetrafluoroprop-1-ene, HFO-1234yf (revision date 02/18/2010). [cited August 4, 2010]; available from <http://www.1234facts.com/pdf/HFO-1234yf%2002-18-10.pdf>.
- Jordan, A., Frank, H., 1999. Trifluoroacetate in the environment. Evidence for sources other than HFC/HCFCs. *Environmental Science and Technology* 33, 522-527.
- Kajihara, H., Inoue, K., Yoshida, K., Nagaosa, R., 2010. Estimation of environmental concentrations and deposition fluxes of R-1234-YF and its decomposition products emitted from air conditioning equipment to atmosphere. Proc. 2010 International Symposium on Next-generation Air Conditioning and Refrigeration Technology, NS24, 1-7. <http://www.nedo.go.jp/content/100080155.pdf>
- Kannari, A., Tonooka, Y., Baba, T., Murano, K., 2007. Development of multiple-species 1 km×1 km resolution hourly basis emissions inventory for Japan. *Atmospheric Environments* 41, 3428–3439.
- Kontamathi, V. R., Rodriguez, J. M., Ko, M. K. W., Tromp, T. K., Dze, N. D., 1998. Trifluoroacetic acid from degradation of HCFCs and HFCs: A three-dimensional modeling study, *Journal of Geophysical Research* 103, 5747-5758.
- Luecken, D.J., Waterland, R.L., Papasavva, S., Taddonio, K.N., Hutzell, W.T., Rough, J.P., Andersen, S.O., 2010. Ozone and TFA impacts in North America from degradation of 2, 3, 3, 3-Tetrafluoropropene (HFO-1234yf), a potential greenhouse gas replacement. *Environmental Science and Technology* 44, 343-348.
- Minor, B., 2008. HFO-1234yf, Low GWP refrigerant for MAC applications. Mobile Air Conditioning Climate Protection Partnership Meeting in Washington, DC. (December, 2008) [cited August 4, 2010]; available from <http://www.epa.gov/cpd/mac/5%20Minor.pdf>.
- Nielsen, O. J., Javadi, M. S., Sulbaek Anderson, M. P., Hurley, M. D., Wallington, T. J., Singh, R. (2007) Atmospheric chemistry of CF₃CF=CH₂: kinetics and mechanisms of gas-phase reactions with Cl atoms, OH radicals, and O₃. *Chemical Physics Letters* 439, 18-22.
- Papadimitriou, V.C., Talukdar, R.K., Portmann, R.W., Ravishankara, A.R., Brukholder, J.B., 2008. CF₃CF=CH₂ and (Z)-CF₃CF=CHF: temperature dependent OH rate coefficients and global warming potentials. *Physical Chemistry Chemical Physics* 10, 808-820.
- Pielke, R.A., Cotton, W.R., Walko, R.L., Tremback, C.J., Lyons, W.A., Grasso, L.D., Nicholls, M.E., Moran, M.D., Wesley, D.A., Lee, T.J., Copeland, J.H., 1992. A comprehensive meteorological modeling system RAMS. *Meteorology and Atmospheric Physics* 49, 69-91.
- Pineda Rojas, A.L., Venegas, L.E., 2009. Atmospheric deposition of nitrogen emitted in the Metropolitan Area of Buenos Aires to coastal waters of de la Plata River. *Atmospheric Environment* 43, 1339-1348.

- Rinne, F., 2009. HFO-1234yf technology update-part 1. VDA Alternative Refrigerant Winter Meeting 2009, Saalfelden, Austria (February, 2009). [cited August 4, 2010]; available from http://www2.dupont.com/Refrigerants/en_US/assets/downloads/SmartAutoAC/MAC_HFO_1234yf_VDA_022009.pdf.
- WMO, 2003. Scientific assessment of ozone depletion: 2002. Global ozone research and monitoring project- report No.44, World Meteorological Organization, Geneva, Switzerland.
- Zhang, L., Brook, J.R., Vet, R., 2003. A revised parameterization for gaseous dry deposition in air-quality models. Atmospheric Chemistry and Physics 3, 2067-2082.
- 井上和也, 安田龍介, 吉門洋, 東野晴行, 2010a. 関東地方における夏季地表オゾン濃度の NO_x、VOC 排出量に対する感度の地理分布 第 I 報 大小 2 種類の植物起源 VOC 排出量推定値を入力した場合の数値シミュレーションによる推定, 大気環境学会誌 45, 183-194.
- 井上和也, 吉門洋, 東野晴行, 2010b. 関東地方における夏季地表オゾン濃度の NO_x、VOC 排出量に対する感度の地理分布 第 II 報 光化学指標の実測に基づく推定, 大気環境学会誌 45, 195-204.
- 経済産業省, 2008. 産業構造審議会 化学バイオ部会 第 19 回地球温暖化防止対策小委員会 資料 5.
- 経済産業省, 2009a. 経済産業省提供データ.
- 経済産業省, 2009b. 産業構造審議会、化学バイオ部会、第 21 回地球温暖化防止対策小委員会 資料 1-2.
- 経済産業省・環境省, 2009. 平成 19 年度 PRTR 届出外排出量推計方法の詳細 <http://www.env.go.jp/chemi/prtr/result/todokedegaiH19/syosai.html>
- 新エネルギー・産業技術総合開発機構・産総研安全科学研究部門, 2011. 平成 22 年度成果報告書 化学物質の最適管理をめざすリスクトレードオフ解析手法の開発/リスクトレードオフ解析手法の開発
- 日本冷凍空調学会, 2010. 最近気になる用語、HFO-1234yf (2010 年 8 月 4 日引用); <http://www.jsrae.or.jp/annai/yougo/187.html>.

5. 次世代冷媒の閉鎖空間漏洩時における暴露・リスク評価

5.1 目的

本節では、室内用冷凍空調機器から次世代冷媒の最有力候補であるR-1234yf が漏洩した場合を想定し、空調によって発生した室内気流と漏洩した冷媒の濃度変化の時間発展挙動を数値流体力学（CFD）に基づく手法によって予測し、漏洩冷媒の閉鎖空間での暴露特性を評価する。冷媒漏洩のシナリオについては、冷凍空調機器の稼働時における漏洩と非稼働時における漏洩の二つのケースについて実施する。さらに、冷媒の燃焼特性や有害性の情報と漏洩冷媒の室内での濃度分布の予測値を用い、漏洩冷媒の安全性アセスメントを試みる。

5.2 閉鎖空間における漏洩冷媒の安全性評価にかかるエンドポイント

本研究におけるR-1234yf を想定した閉鎖空間における冷媒漏洩の安全性評価においては、漏洩した冷媒の燃焼については考慮しない。また、閉鎖空間内での漏洩に対しては、R-1234yf の大気排出に係る安全性評価では懸念される化学反応による分解生成物についても考慮する必要がない。このため、R-1234yf そのものの有害性と燃焼性のみを考慮する。

表3.2 及び表5.1 に、R-1234yf の有害性（Rinne, 2009; Spatz, 2009; Ema et al., 2010b）と燃焼特性に関する既存情報を示す。

表5.1 : R-1234yf の燃焼特性に関する情報

燃焼特性評価項目	R-1234yf
分子式	CF ₃ -CF=CH ₂
沸点	244.15 K
臨界温度	368.15 K
臨界圧力	~4 MPa
比重（標準温度圧力）	3.94
燃焼下限界-燃焼上限界（標準温度圧力・空気雰囲気）（Kondo et al., 2009）	6.5-12.3 vol %
最小着火エネルギー（標準圧力・空気雰囲気）	5,000~10,000 mJ
最小着火温度（標準圧力・空気雰囲気）	678.15 K
最小層流燃焼速度（標準温度圧力・空気雰囲気）（Takizawa et al., 2009）	0.015 m・s ⁻¹

これらの安全性に関する評価項目の中で、冷媒の閉鎖空間内での漏洩時に特に注意すべきものとしては、燃焼上下限界と急性毒性、特に急性吸入毒性と心感作性に関するものが挙げられる。これは、閉鎖空間における冷媒漏洩が数分から10分程度の比較的短い時間での高濃度暴露を引き起こす可能性が極めて高いからである。逆に、その他の評価項目は比較的長期間における暴露を前提とするものであり、家庭用冷凍空調機が冷媒として搭載す

る数kg の化学物質の漏洩によって比較的低濃度の長期間にわたる暴露を引き起こされることは想定しにくい。そこで、本研究では、表3.2及び表5.1に示した安全性評価項目の中でも、とりわけ、有害性については急性吸入毒性、心感作性の二つのエンドポイントに、そして燃焼特性については燃焼上下限界に着目して、閉鎖空間内における漏洩冷媒の暴露評価を実施する。

5.3 閉鎖空間内における漏洩冷媒の暴露評価のための数値モデリング

図5.1 に、閉鎖空間内における漏洩冷媒の暴露評価のための三次元空間の概略図を示す。閉鎖空間の大きさは、4.5 m×4.5 m の面積の居室を想定し、高さは3.0 m とする。座標系は右手座標系を使用し、平面の二方向をそれぞれx、z、高さ方向をy とする。

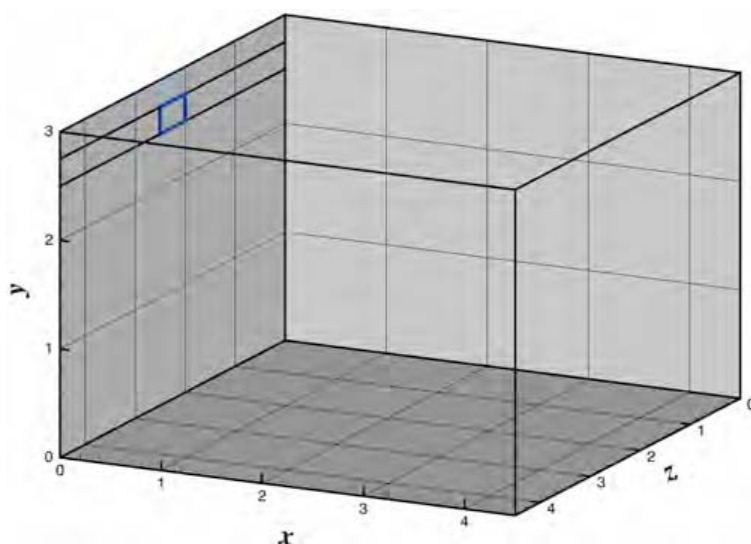


図5.1：閉鎖空間内における漏洩冷媒の暴露評価に用いる計算領域と座標系の概要。図中青線は漏洩冷媒流入口を示す

閉鎖空間内における漏洩冷媒の流入に伴う気流場と温度場、そして冷媒濃度場は、下記の通り式 (5.1) ～ (5.4) に示す支配方程式群によって記述することができる。

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (5.1)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho_0 u_i) = -\frac{\partial}{\partial x_j} u_j (\rho_0 u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} \frac{\partial}{\partial x_j} v (\rho_0 u_i) - \frac{\partial}{\partial x_i} p + \{ \rho_0 \beta (T - T_0) + (\rho - \rho_0) \} g_i \quad (5.2)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho_0 C_p T) = -\frac{\partial}{\partial x_j} u_j (\rho_0 C_p T) + \frac{\partial}{\partial x_j} \frac{\partial}{\partial x_j} \alpha (\rho_0 C_p T) \quad (5.3)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} C = -\frac{\partial}{\partial x_j} u_j C + \frac{\partial}{\partial x_j} \frac{\partial}{\partial x_j} D C \quad (5.4)$$

ここで、 u_i は気流の流速 [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$] で $i=1,2,3$ により x 、 y 、及び z 方向の流速を区別する。また t は時間 [s]、 x_i ($i=1,2,3$) は x 、 y 、及び z 方向の座標 [m]、 g_i は x 、 y 、及び z 方向に作用する重力 [$\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$]、 p は圧力 [Pa]、 T は温度 [K]、 T_0 は基準温度 [K]、 C は漏洩冷媒濃度 [$\text{mol}\cdot\text{m}^{-3}$]、 ρ は密度 [$\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$]、 ρ_0 は基準密度 [$\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$]、 C_p は定圧比熱 [$\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$]、 v は動粘性係数 [$\text{m}^2\cdot\text{s}^{-1}$]、 β は体膨張率 [K^{-1}]、 α は温度伝播率 [$\text{m}^2\cdot\text{s}^{-1}$]、 D は分子拡散係数 [$\text{m}^2\cdot\text{s}^{-1}$] を、それぞれ示す。式 (5.2) 右辺中の第4項は漏洩する冷媒の温度による密度変化に伴う外力項であり、体膨張率 β を

$$\beta = -\frac{1}{\rho_0} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_{T=T_0} \quad (5.5)$$

と仮定することにより、Boussinesq 近似を用いて定式化する。なお、温度と密度の基準値 T_0 、及び ρ_0 は、それぞれ冷媒を含まない初期状態の空気での値を用いる。また第5項は、空気と冷媒の混合気体の自重による外力項を示す。ここでは、空気中の冷媒濃度 C を式 (5.4) により時間発展解として求め、混合物の密度 ρ を、冷媒の空気に対する比重 r 、冷媒の流入口における漏洩濃度 C_m [$\text{mol}\cdot\text{m}^{-3}$]、流入口における冷媒と空気の混合比 θ を用いて

$$\rho = \rho_0 \left\{ 1 - \theta \left(\frac{C}{C_m} \right) (r - 1) \right\} \quad (5.6)$$

により、逐次的に計算する。

本研究では、コントロールボリューム法に基づいて支配方程式群を離散化する (Patankar, 1980)。移流項フラックス近似には三次精度の風上差分法を、移流項フラックス近似には調和平均による手法を使用する。また圧力と速度の定義点は同一とし、Rhie-Chow 法を用いてコントロールボリューム界面でのフラックスを補間して求める (Peric et al., 1988; Chen et al. 1991)。圧力場と速度場の結合には陰の圧力帰着解法の一つである PISO (Pressure Implicit

with Splitting of Operations) 法を用いる (Issa, 1985; Issa et al., 1991)。

表5.2 : 閉鎖空間内における漏洩冷媒の暴露評価のための数値モデリングの概要

計算領域の大きさ	4.5 m × 3.0 m × 4.5 m
格子点数	130 × 72 × 90
冷媒の比重	3.94
漏洩冷媒量	15 mol (=1.71 kg)
漏洩時間	600 s
閉鎖空間内初期流速分布	全ての成分で 0 (均一)
閉鎖空間内初期温度	303.15 K (均一)
閉鎖空間内初期冷媒濃度	0 mol・m ⁻³ (均一)
冷媒漏洩温度	298.15 K (均一)
壁面での温度と冷媒濃度に関する境界条件	断熱及び不透過
時間刻み	0.05 s

表5.2 に数値モデリングの概要を示す。図5.1 に示す計算領域を x 方向に130 点、 y 方向に72 点、 z 方向に90 点の格子点によってコントロールボリュームに分割し、それぞれの領域での運動量、エネルギー、そして質量保存則を満足させることにより、式 (5.1) ~ (5.4) に示す支配方程式の時間発展解を数値的に求める。支配方程式群に対し、時間方向の数値積分における時間刻みを $\Delta t=0.05$ s とすることにより、その時間発展解を計算する。なお、閉鎖空間内の初期温度と冷媒の漏洩温度には5 K の温度差を設定し、冷房使用時を想定した暴露評価を実施する。これは、今回想定した冷媒であるR-1234yf の比重は3.94 であり、閉鎖空間内で漏洩が発生した場合には床面に蓄積しやすいことが予想されるが、この傾向は冷房運転時における冷媒の温度低下が生じる際により顕著に表れると考えられるためである。また壁面での境界条件は、流速場に対しては粘着条件、温度場に対しては断熱条件、濃度場に対しては不透過条件を基本とするが、流入する冷媒と同一の流量の空気を $y=0$ m 及び4.5 m の壁面全体より強制的に流出させ、閉鎖空間内の気体量を常に一定に保つように設定する。また、冷媒の物性は密度以外のものは空気と同じと仮定し、冷媒も空気も理想気体であることも同時に仮定する。

5.4 冷媒の漏洩シナリオ

閉鎖空間内において漏洩する冷媒の暴露評価を実施するためには、その冷媒の漏洩濃度を適切に設定することが重要となる。漏洩冷媒の濃度の実測値が既知であれば、その値を用いることは有効な手段となるが、一般にはその濃度が既知である場合は少ない。また、

冷媒の漏洩には様々な条件があり得るため、その条件を全て安全性の評価のモデルに組み込むことは現実的ではない。そこで、漏洩する冷媒に関する最低限の情報に基づく漏洩シナリオの設定方法を提案する。

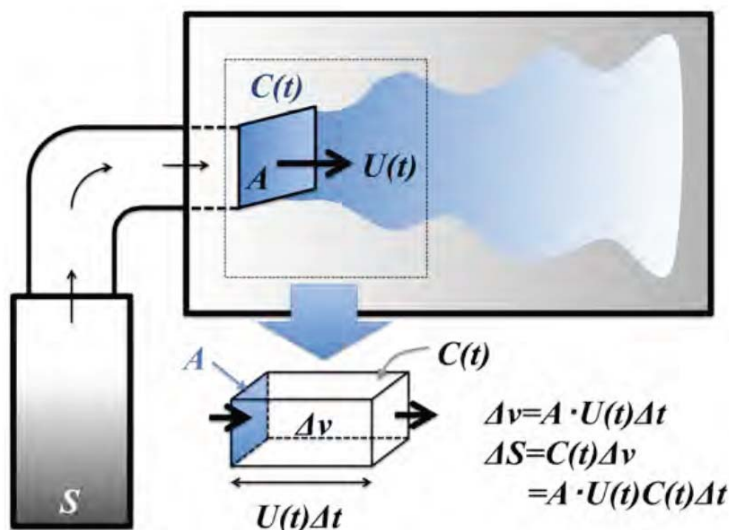


図 5.2 : 漏洩冷媒とその物質収支の概念図

図5.2 に冷媒の閉鎖空間内への流入に対する模式図を示す。冷媒は線速度 $U(t)$ 、漏洩濃度 $C(t)$ で流入口 A より閉鎖空間内に流入すると仮定する。微小時間 $t \in [t, t + \Delta t]$ における漏洩冷媒体積は $\Delta v = A \cdot U(t) \Delta t$ と近似することができるため、冷媒漏洩量 ΔS は図5.2に示す漏洩冷媒の物質収支より

$$\Delta S = C(t) \Delta v = A \cdot U(t) C(t) \Delta t \quad (5.7)$$

と書くことができる。式(5.7)を漏洩時間 $t \in [0, t]$ にわたって積分し、初期条件 $t=0$ における漏洩冷媒量はゼロ ($S=0$) であることを考慮することにより、

$$S = A \int_0^t U(t) \cdot C(t) dt \quad (5.8)$$

が得られる。特に、漏洩線速度 $U(t)$ 、及び漏洩濃度 $C(t)$ が時間変化することなく常に一定で、 $U=U_{in}$ 、及び $C=C_{in}$ である場合には、式(5.8)は以下のように簡略化することが出来る。

$$C_{in} = \frac{S}{AU_{in}t} \quad (5.9)$$

ここで、 C_{in} [$\text{mol}\cdot\text{m}^{-3}$]は冷媒の漏洩濃度、 $Q = AU_{in}$ は冷媒の漏洩風量 [$\text{m}^3\cdot\text{s}^{-1}$]、 $W = S_t$ は漏洩速度 [$\text{mol}\cdot\text{s}^{-1}$]と考えることができ、これらのパラメータを用いることにより式 (5.9) は

$$C_{in} = \frac{Q}{W} \quad (5.10)$$

と整理することが出来る。つまり上記に示した冷媒の漏洩シナリオに従うことにより、冷媒の漏洩風量と漏洩速度の二つのパラメータのみを設定することにより冷媒の漏洩濃度が自動的に決定され、その後の冷媒の閉鎖空間内での移流拡散現象は、先に示した気流の支配方程式と熱エネルギー及び漏洩冷媒の輸送方程式によって記述されるため、これらの支配方程式群を数値流体力学 (Computational Fluid Dynamics; CFD) の手法を用いて数値的に求めることが可能となる。この際に、式 (5.9) あるいは式 (5.10) で求めた冷媒の漏洩濃度は、式 (5.4) を数値的に解く際の境界条件として使用することが出来る。

また式 (5.9) より、漏洩風量 Q が大きい場合、あるいは漏洩速度 V が小さい場合には漏洩濃度が高くなることがわかる。具体的には、

- 漏洩線速度が小さい場合
- 漏洩断面積が大きい場合
- 漏洩総量が大きい場合
- 漏洩時間が短い場合

に漏洩濃度が高くなることが容易に理解される。中でも、可燃性の冷媒では燃焼性を定量化するパラメータの一つとして層流燃焼速度 (BV) を定義するが、この燃焼速度の小さい冷媒では流速が大きい場合には冷媒への着火が困難になることが知られている。このため、特に漏洩断面積が大きく比較的ゆっくりとした漏洩で、かつ冷媒の漏洩流量自体は大きい場合には、漏洩濃度が特に高くなることがわかる。この場合には閉鎖空間内に漏洩する冷媒の濃度が高くなるため、燃焼性やヒトへの健康影響の面での懸念が発生する。そこで冷媒の漏洩断面積は、図5.1 に示すように空調機器の設置場所は $x=0$ m の平面とし、気流の流入口は高さ2.5 m の部分に設定し、流入口の大きさは $0.5\text{m}\times 0.25$ m と比較的大きいものを仮定し、暴露評価を実施する。

表5.3 に、本研究で想定した冷媒の漏洩シナリオの概要を示す。漏洩シナリオは空調機器の稼働時と非稼働時の2種類について想定し、機器稼働時の冷媒漏洩では漏洩線速度を $0.5\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ と比較的流速を大きく設定する。一方、機器の非稼働時における冷媒の漏洩では、冷媒の漏洩線速度は機器稼働時の1/10 となる $0.05\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ とし、相当に緩慢な漏洩を想定する。温度と圧力は、それぞれ298.15K、及び101.3 kPa と、ほぼ標準温度圧力条件に近いものとする。漏洩する冷媒量については、定格2.2kVA 程度の標準的な家庭用空調機器が搭載する冷媒量としてはやや多めである1.71 kg (=15mol) とする。この冷媒量が600 s で漏洩を完了するような漏洩シナリオを仮定する。冷媒の漏洩風量については、シナリオ1 では $6.25\times 10^{-2}\text{m}^3\cdot\text{s}^{-1}$ 、シナリオ2 ではこの1/10 に対応する $6.25\times 10^{-3}\text{m}^3\cdot\text{s}^{-1}$ とする。これらのパラメータ

設定を用いて冷媒の漏洩濃度を式 (5.8) より計算すると、シナリオ1 及び2 において $C_{in}=0.4 \text{ mol}\cdot\text{m}^{-3}$ 、及び $4.0 \text{ mol}\cdot\text{m}^{-3}$ となる。これを気体の状態方程式を用いて冷媒の空気中における体積分率に換算した場合、 $9.78\times 10^3 \text{ ppm}$ 、及び $9.78\times 10^4 \text{ ppm}$ が得られる。

そこで、これらの値を近似的に 10^4 ppm 及び 10^5 ppm とし、これ以降に示す漏洩冷媒の暴露評価における境界条件として使用する。

参考までに、既にR-1234yf の開発者であるHoneywell 社とDuPont 社により実施された移動型空調機器（カーエアコン）を対象とした冷媒漏洩に関する安全性アセスメントにおいて使用された漏洩シナリオパラメータを、本研究で使用する漏洩シナリオとともに表5.3 に示す。両者の安全性アセスメントの結果には明記されていないものの、自動車内での冷媒漏洩における漏洩濃度は公表された安全性アセスメントのためのCFD で使用されたパラメータから推定して（Honeywell and DuPont, 2007）、88,000~100,000 ppm と推定される。この漏洩濃度は、本研究で実施した安全性アセスメントで仮定された値とほぼ同等のものである。

表 5.3 : 冷媒の漏洩シナリオの概要

漏洩シナリオ	機器の稼働状態	漏洩線速度 $U_m [\text{m}\cdot\text{s}^{-1}]$	漏洩風量 $Q [\text{m}^3\cdot\text{s}^{-1}]$	漏洩冷媒量 $S [\text{mol}]$	漏洩速度 $W [\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}]$	漏洩濃度 $C_{in} [\text{mol}\cdot\text{m}^{-3}]$
1	稼働	0.5	6.25×10^{-2} =132.3 [cfm ¹]	15 =1.71[kg]	0.00285	0.4 ≈10,000 [ppm]
2	非稼働	0.05	6.25×10^{-3} =13.23 [cfm]	15 =1.71[kg]	0.00285	4.0* ≈100,000 [ppm]
Honeywell and DuPont (2007)	-	-	2.83×10^{-2} =60.0 [cfm]	1.0 =0.116[kg]	0.01	3.53~4.0* =88,500-100,000 [ppm]

*温度として 298.15 K、圧力として 101.3 kPa を仮定

¹ cubic feet per minutes の略であり、空調機における風量の単位としてよく用いられるが SI 単位系ではない。

1 [cfm]= $4.719\times 10^{-4} [\text{m}^3\cdot\text{s}^{-1}]$ により SI 単位系に換算可能である。

5.5 閉鎖空間内に漏洩する冷媒の暴露評価

(1) 漏洩冷媒の濃度分布

図5.3 に漏洩シナリオ1 及び2 における漏洩した冷媒の濃度場の時間発展を示す。図中の濃度場は、それぞれのシナリオにおける冷媒の漏洩最大濃度（初期濃度）を用いて規格化されている。シナリオ1 での漏洩最大濃度は10,000 ppm、シナリオ2 では100,000ppm である。

図5.3(a)に示したシナリオ1では、漏洩冷媒は比較的短時間に閉鎖空間内に充満すること

がわかるが、冷媒の漏洩最大濃度は10,000 ppm であり、燃焼下限界濃度（65,000 ppm）よりも遙かに低いため、着火源の存在があったとしても冷媒への着火の可能性はない。しかし、冷媒と同時に空調機器に使用される潤滑油が漏洩した場合には、この潤滑油への着火の可能性はあり得る。

図5.3(b)に示したシナリオ2では、冷媒の漏洩最大濃度(100,000ppm)はR-1234yf の燃焼下限界である65,000 ppm よりも高く、着火の可能性を考えなくてはならない。漏洩した冷媒は壁面を流下した後に床面に高濃度に蓄積される。よってシナリオ2 における燃焼安全性評価においては、特に流入口付近の壁面や床面でのR-1234yf の濃度分布が重要である。

またヒト健康影響（急性毒性）については、表3.2に示したように動物試験において40%（400,000ppm）という非常に高い濃度においても死亡例は全く観察されていない。40%の濃度とは、窒息の危険性がある濃度領域にも近く、試験が実行可能な最大濃度において死亡例が観察されていないことを意味することから、R-1234yfについてはヒトの急性毒性は極めて弱いか認められないと考えられる。よって、シナリオ1,2ともに、ヒト急性毒性の影響を懸念する必要はないと判断した。

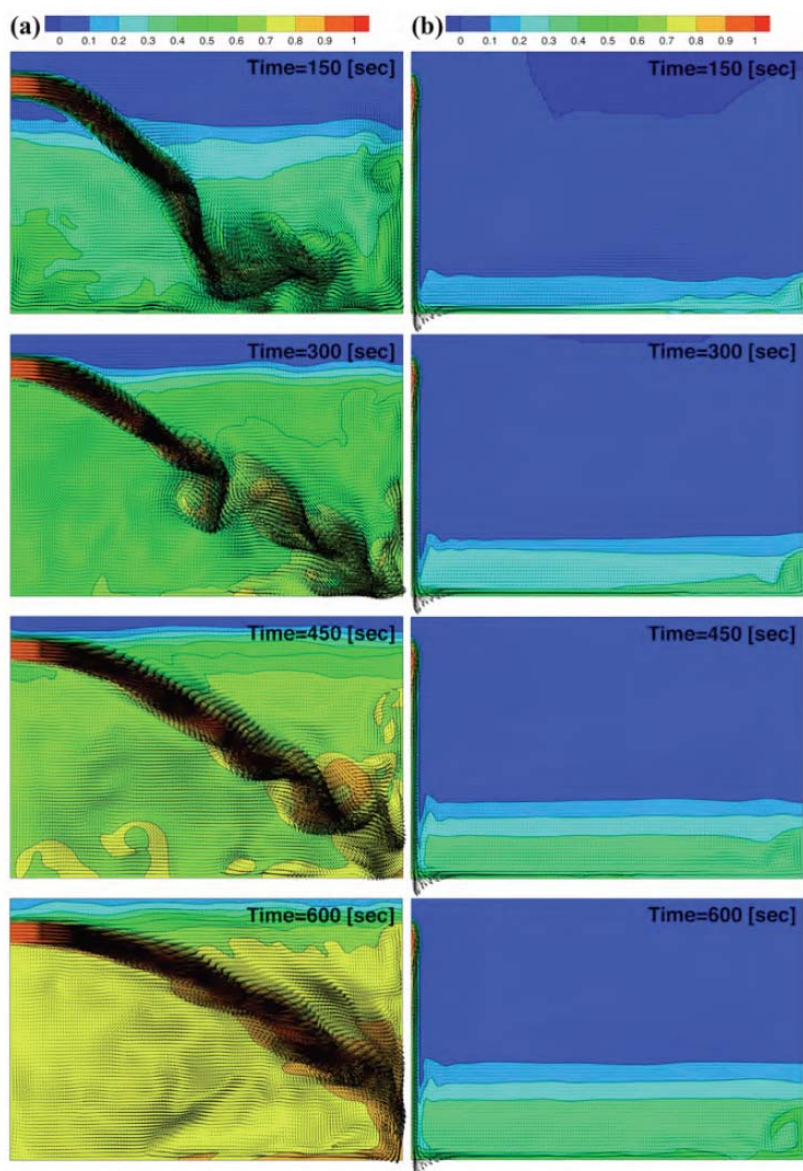


図 5.3 : 漏洩冷媒濃度の時間発展。(a)は漏洩シナリオ 1、(b)は漏洩シナリオ 2 に基づいた冷媒漏洩濃度分布の予測に対応し、漏洩口での漏洩濃度はそれぞれ 10,000 ppm、及び 100,000ppm である。

図 5.4 に、閉鎖空間において冷媒濃度が燃焼下限界である 65,000 ppm 以上の濃度に達する領域($t=600s$)を等値面で図示したものを示す。冷媒漏洩口の直下の壁面部分や床面部分において、閉鎖空間全体の体積との比率で見れば大変小さいが、燃焼下限界を超える濃度での漏洩冷媒の存在が確認される。

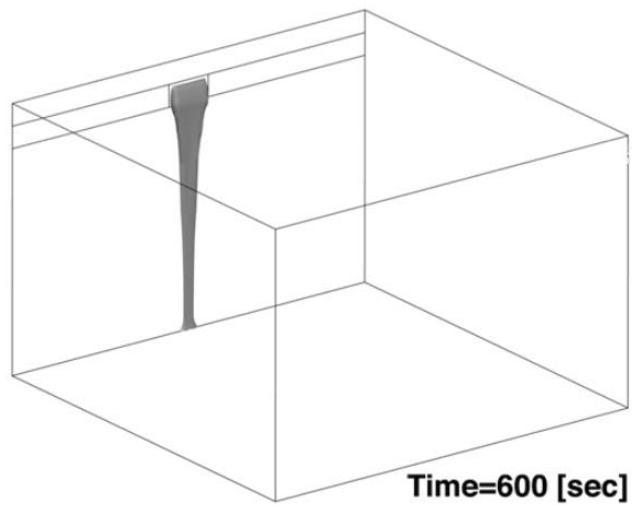


図 5.4 : 漏洩シナリオ 2 における冷媒の全量が漏洩した時点 ($t=600$ s) における、漏洩冷媒の濃度が燃焼下限界である 65,000 ppm を超える領域。

シナリオ2 に示した冷媒漏洩に対する安全性評価では、アセスメントの対象が閉鎖空間全体となっているため、図5.4 に示される燃焼下限界濃度を超えて漏洩する冷媒の漏洩挙動の詳細は高解像度には捉えられていない。そこで、この冷媒への着火の可能性について、本研究で実施した安全性アセスメントの手法を応用し、シナリオ2 に示すアセスメントより高解像度の安全性検証を試みる。

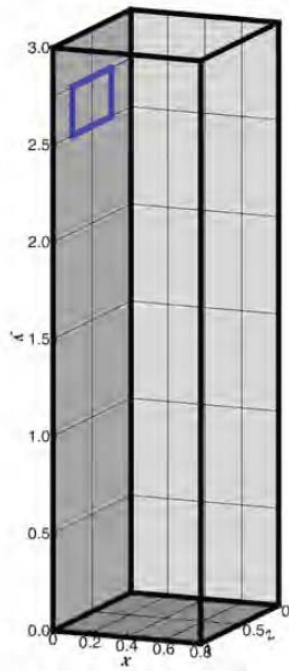


図 5.5 : 壁面を流下する漏洩冷媒の詳細アセスメントのための計算領域。図中青線は冷媒漏洩口に対応する。

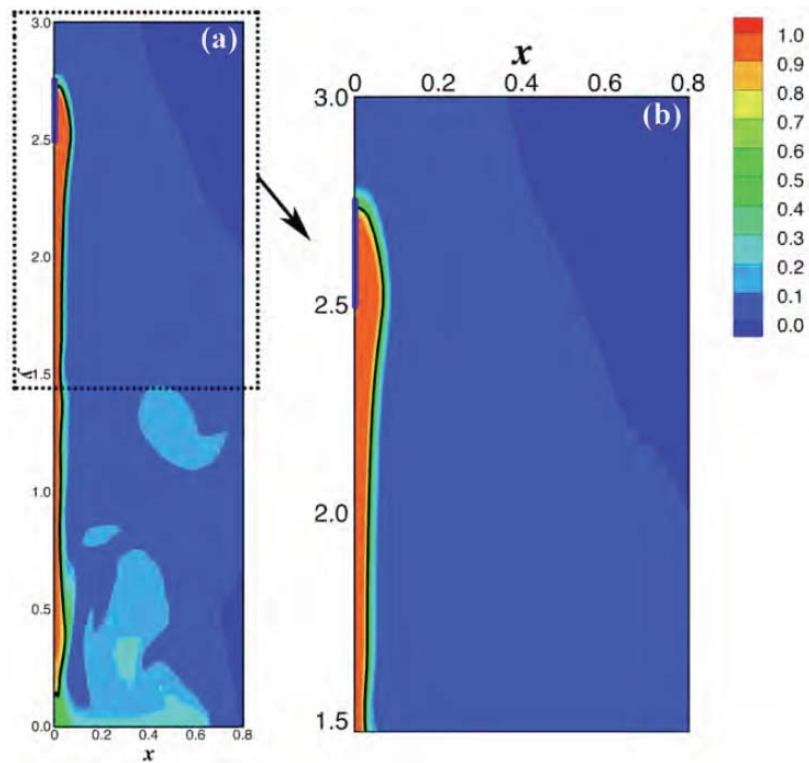


図 5.6 : 漏洩開始後 10 s における壁面を流下する漏洩冷媒の濃度分布。図中青線部分は冷媒漏洩口に対応する。冷媒濃度分布は漏洩濃度 100,000 ppm で規格化されている。

冷媒漏洩口の直下での漏洩冷媒の濃度分布や流下の流速分布等を詳細に検討するため、[図5.1](#)に示した閉鎖空間内の漏洩口付近の一部のみを対象とした暴露評価のためのアセスメントを実施する。このアセスメントでは、[図5.5](#)に示されるような閉鎖空間の一部である冷媒漏洩口周辺をその対象とする。計算領域の大きさは、 x, y, z 方向にそれぞれ $0.8 \text{ m} \times 3 \text{ m} \times 1 \text{ m}$ と水平方向の大きさのみを縮小し、鉛直方向の大きさはそのままとする。これは、壁面上を重力により流下する漏洩冷媒の濃度分布を正確に再現するために施された処理である。暴露評価に用いられる仮定は、先に示した漏洩シナリオ1及び2で使用されたものと同様とし、暴露評価に用いる格子点数は $120 \times 72 \times 100$ とする。

[図5.6\(a\)](#)に、漏洩開始後10 sにおける漏洩口近傍における冷媒の漏洩の濃度分布を、漏洩口断面中心の x - y 断面において示す。なお図中において、冷媒の燃焼下限界である65,000 ppmに達する部分を黒実線で表示する。また、漏洩口周辺での漏洩冷媒の濃度分布の拡大図を[図5.6\(b\)](#)に示す。漏洩口から自重によって流下する冷媒において、その濃度が燃焼下限界に達する部分の厚みはほぼ 0.05 m であることが、[図5.6\(a\)](#)及び[5.6\(b\)](#)から確認することができる。

漏洩した冷媒への着火のリスクを考慮する際には、実際には燃焼限界となる濃度に達した場合でも、その漏洩冷媒の流速が大きい場合には着火が困難になることが知られている。このため、漏洩冷媒の流下速度の評価は非常に重要である。そこで壁面を流下する冷媒の鉛直 (y) 方向流速分布を評価する。[図5.7](#)に、[図5.6\(a\)](#)及び[5.6\(b\)](#)と同一の断面における漏洩冷媒の鉛直方向流速分布を示す。図中、R-1234yfの燃焼速度である $0.015 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ に相当する流速を黒実線にて示す。この燃焼速度は、可燃性のガスが層流で流れる場合の火炎面の生成速度を示すものであり、仮に可燃性ガスが層流状態で流動する場合にこの流速、或いはそれ以上の流速を持つ場合には、火炎面の生成がガスの流動速度に追いつかないために火炎が成長せず、実際には燃焼に至らないものと予想される。また[図5.7](#)から明らかのように、壁面付近の燃焼限界となる漏洩濃度に達する領域での冷媒の漏洩流速は、燃焼速度である $0.015 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ よりも遙かに大きくなる。特に冷媒漏洩濃度が燃焼下限界である65,000 ppmを超える壁面近傍部分での冷媒の流下速度は、 $0.4 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ を超える。また、燃焼限界に達する部分の濃度等値面の形状から、壁面近傍を流下する漏洩冷媒は層流に近い状態で流動すると予想される。従って、この部分で漏洩冷媒に着火した場合においても実際には火炎面の維持が困難であり、燃焼には至らない可能性が高いと思われる。

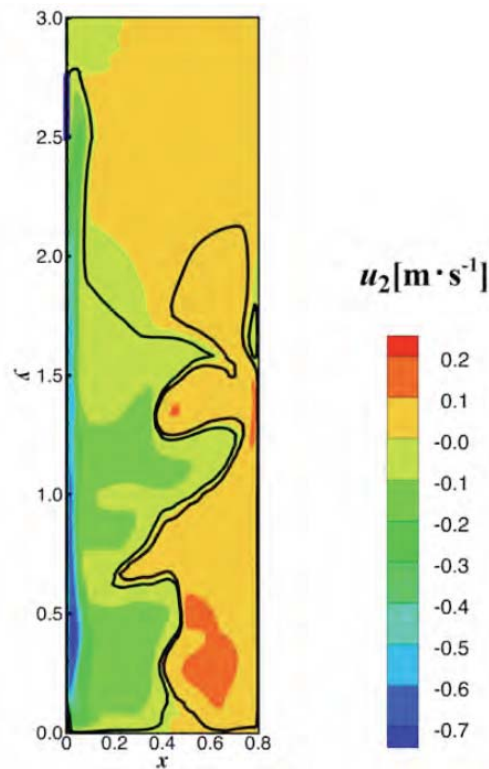


図 5.7 : 壁面近傍を流下する漏洩冷媒の鉛直方向速度分布。漏洩開始後 10[s]での流速分布を示す。図中実線は、燃焼速度と絶対値が同じ値となる $0.015[\text{m}\cdot\text{s}^{-1}]$ 、及び $-0.015[\text{m}\cdot\text{s}^{-1}]$ の等高線に対応する。

5.6 閉鎖空間内における冷媒漏洩の暴露評価に基づく安全性アセスメントのまとめ

本研究において実施した閉鎖空間内における冷媒漏洩の暴露評価に基づき、アセスメントを実施するにあたって仮定した二つのシナリオにおける安全性について評価した結果を下記にまとめる。

シナリオ1 に示す急速な冷媒漏洩時においては、その漏洩濃度が燃焼限界よりも遙かに小さいために、漏洩する冷媒への着火のリスクはない。

シナリオ2 に示す比較的ゆっくりとした冷媒の漏洩時においては、漏洩濃度は燃焼限界濃度に達するために漏洩冷媒への着火の可能性が発生する。しかし、実際に漏洩する冷媒の流速を評価したところ、その値は燃焼速度よりも大きい。シナリオ2 においては、漏洩した冷媒は比較的乱れの小さい状態で壁面を流下し、かつ、漏洩冷媒の濃度が高く燃焼限界濃度を超える部分の冷媒は燃焼速度の値よりも高い流下速度を持つ。これに加えて、燃焼限界を超える濃度となる冷媒の壁面からの厚みは高々0.05 m を超える程度であるため、実際には漏洩冷媒への着火の可能性はかなり小さいと予測される。

またヒト健康影響（急性毒性）については、R-1234yfの動物試験において実質上試験が可能な最大濃度(40%=400,000ppm)において死亡例が観察されていないことから、ヒトの急性

毒性は極めて弱いと認められないと考えられる。よって、シナリオ1,2ともに、ヒト急性毒性の影響を懸念する必要はないと思われる。

5.7 結論

本研究では、閉鎖空間における空調機器からの冷媒の漏洩に対する安全性について、そのアセスメントのための漏洩シナリオを作成する手順を新たに提案し、そのシナリオにおける燃焼安全性やヒトへの健康影響についてのアセスメントを実施した。その結果、冷媒漏洩の安全性に対する懸念は、当面は冷凍空調機器が稼働せず冷媒の漏洩線速度が小さい、いわゆるスローリークの場合に絞られることが明らかにされた。これに対し、空調機器が稼働しており漏洩冷媒の漏洩線速度が高くなる場合には、冷媒の漏洩濃度が低くなるため安全性への懸念が低くなることがわかった。

今回のシナリオは、現実の冷凍空調機器からの冷媒の漏洩事例等との整合性などを正確に考慮したものではなく、アセスメントを例示するための暫定的な仮定をいくつか導入している。漏洩冷媒の室内濃度の予測、及び暴露評価の結果については、その漏洩シナリオに大変敏感であり、総論としての安全性の判断は不可能である。よって冷凍空調機器からの冷媒の漏洩事故に関する個別の事例を把握し、これらの辞令に忠実なシナリオを構築して安全性アセスメントを実施する必要性が高いことを最後に付記する。

文献

- American Industrial Hygiene Association, 2009. 2009 WEEL Update Set, Fairfax, VA, USA.
- American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineering, 2010. Standard 34-2010, Designation and Safety Classification of Refrigerants, Atlanta GA, USA.
- Chen, C.P., Jiang, Y., Kim, Y. K., and Shang, H. M., 1991. A computer code for multiphase all speed transient flows in complex geometries—MAST Version 1.0, NASA Contract Report, October.
- Ema, M., Naya, M., Yoshida, K., and Nagaosa, R., 2010a. Reproductive and developmental toxicity of degradation products of refrigerants in experimental animals, *Reproductive Toxicology* 29, 1-9.
- Ema, M., Naya, M., Yoshida, K., and Nagaosa, R., 2010b. Reproductive and developmental toxicity of hydrofluorocarbons used as refrigerants, *Reproductive Toxicology* 29, 125-131.
- Honeywell, and DuPont, 2007. HFO-1234yf: A low GWP refrigerant for MAC, 2nd International Workshop on Mobile Air Conditioning and Auxiliary Systems, Torino, Italy, 29 Nov, 2007.
- Honeywell, 2010. Material Safety Data Sheet: 2,3,3,3-tetrafluoroprop-1-ene, HFO-1234yf (revision date 02/18/2010). [cited August 4, 2010]; available from <http://www.1234facts.com/pdf/HFO-1234yf%2002-18-10.pdf>.
- International Organization for Standardization, 2008. ISO/DIS 817: Refrigerants — Designation and

safety classification, Geneva, Switzerland.

- Issa, R.I., 1985. Solution of the implicitly discretized fluid flow equations by operator splitting, *Journal of Computational Physics* 62, 40-65.
- Issa, R.I., Ahmadi-Befrui, B., Beshay, K. R., and Gosman, A. D. 1991. Solution of the implicitly discretized reacting flow equations by operator - splitting, *Journal of Computational Physics* 93, 388 - 410.
- Kondo, S., Takizawa, K., Takahashi, A., Tokuhashi, K., Mizukado, J., and Sekiya, A., 2009. Flammability limits of olefinic and saturated fluoro-compounds, *Journal of Hazardous Materials* 171, 613-618.
- Lambertsen, C. J. 1974. Carbon Dioxide Tolerance and Toxicity, Institute for Environmental Medicine, University of Pennsylvania Medical Center, Philadelphia, PA, USA.
- Lewandowski, T. A., 2009. Risk Assessment for alternative refrigerants HFO-1234yf and R-744 (CO₂):Phase III, SAE International Cooperative Research Program 1234, Gradient Corporation. Seattle, WA, USA.
- Lindley, A. A., and McCulloch, A., 2006. Regulating to reduce emissions of fluorinated greenhouse gases, *Journal of Fluorine Chemistry* 126, 1457-1462. American Industrial Hygiene Association, 2009. 2009 WEEL Update Set, Fairfax, VA, USA.
- Patankar, S.V., 1980. Numerical Heat Transfer and Fluid Flow, Taylor and Francis, Philadelphia, PA, USA.
- Peric, M., Kessler, R., and Scheuerer, G., 1988. Comparison of finite-volume numerical methods with staggered and collocated grid, *Computers and Fluids* 16, 389-403.
- Rinne, F., 2009. HFO-1234yf Technology update - Part 1, in VDA Alternative Refrigerant Winter Meeting 2009, Saalfelden, Austria, 11-12 Feb. 2009.
- Spatz, M., 2009. HFO-1234yf Technology update - Part 2, in VDA Alternative Refrigerant Winter Meeting 2009, Saalfelden, Austria, 11-12 Feb. 2009.
- Takizawa, K., Tokuhashi, K., and Kondo, S., 2009. Flammability assessment of CH₂=CF₂CF₃: Comparison with fluoroalkenes and fluoroalkanes, *Journal of Hazardous Materials* 172, 1329-1338.

6. リスクトレードオフ評価に基づく次世代冷媒の選定

6.1 次世代冷媒の選定のためのリスクトレードオフ評価の進め方

1章から5章において、従来冷媒の持っていた欠点であるオゾン層破壊と温室効果の高さを克服するために、次世代冷媒の最有力候補とされ現実に自動車用の固定型冷凍空調機器の冷媒として使用されるR-1234yfを対象として、その本格的な導入にかかる安全性評価を実施した。具体的には、室内用の固定型空調機器を想定し、従来冷媒との混合系冷媒も視野に入れつつ、(1) LCCP 評価、(2) 燃焼特性評価、(3) 有害性評価、(4) 大気経路暴露評価、及び、(5) 室内漏洩時安全性評価を実施した。この節では、これらの次世代冷媒の選択に関わるリスクトレードオフ要因を総合的に考慮し、次世代冷媒として相応しい物質を選定することを試みる。

次世代冷媒への代替の経緯を考慮すれば、候補物質としてはR-1234yfを筆頭として温室効果(GWP)の小さいことが必須条件となる。その一方、地球温暖化の問題を解決すべくGWPの低い冷媒を使用することにより、可燃性に分類される物質を冷媒として必然的に使用せざるを得ない。このため、次世代冷媒の選択にあたっては、GWPと燃焼特性の関係が明らかなリスクトレードオフの構造を作り出している。

また自然冷媒の代表例である二酸化炭素(CO₂; R-744)について、次世代冷媒として家庭用の固定型空調機器においての使用について検討をすることを仮定した場合、この冷媒は不燃であるため燃焼特性に関する懸念は存在しない。またR-744はISO 817やASHRAE 34、日本国内における高圧ガス保安法等のいずれにおいても有害性のある物質としては扱われていない。しかし本報告 3.3(2) 節で述べた通り、50,000~60,000 ppm 程度の濃度での吸入による有害性が指摘される。この濃度は、R-1234yfの燃焼下限界である62,000 ppmと極めて近い。よってR-744においては、R-1234yfとの比較において次世代冷媒としての適性を評価する場合、有害性と燃焼特性との間のリスクトレードオフ問題が発生する。また2009年には、アンモニア(NH₃; R-717)を冷媒として使用する大型空調機器の修理時における急激な冷媒漏洩による吸入毒性を原因とする死亡事故が起きており、環境にやさしいイメージを持つ自然冷媒も不適切な取扱によって重大な事故を引き起こす懸念があることには十分に注意を払わなくてはならない。

以上の状況を念頭に置き、本節ではR-1234yfとHFCに分類される従来冷媒のいくつかを候補冷媒として選定し、本報告書で詳述した上記(1)から(5)の評価項目を基礎としたリスクトレードオフ評価の枠組みを表6.1のように定め、次世代冷媒の候補を絞り込むことを試みる。

表 6.1 : 次世代冷媒の候補物質のリスクトレードオフ評価の枠組み

評価の段階	評価すべき項目の概要
第0段階	オゾン層を破壊せず、かつGWPが十分に小さい候補冷媒群の選定 GWPについては、現在家庭用固定型空調機器に使用される冷媒であるR-410AのGWP (IPCC2次報告書100年値で1.730) を目安に決定す
第1段階	候補冷媒に対する燃焼特性評価 ISO 817 あるいはASHRAE 34 で規定されるClass1あるいはClass2Lに分類されるか否かを判断する。
第2段階	新冷媒に対する有害性評価 大気中寿命が短い冷媒については分解生成物に対する大気暴露評価も同時に実施する
第3段階	候補冷媒に対するLCPP評価 候補冷媒のGWPと省エネ性能等を入力値とし、候補冷媒を使用する空調機器からの温室効果ガス (GHG) の直接排出量 (冷媒の大気排出) と間接排出 (電力使用に伴うGHG排出) を定量化する
第4段階	候補冷媒に対する漏えい時における燃焼・着火・有害性に対する安全 候補冷媒に対する有害性・可燃性を考慮した冷媒や空調機器の取扱指針の提案
第5段階	候補冷媒の冷凍空調機器への実装可能性評価 実際の冷凍空調機器の冷媒としての使用可能性の評価

まず評価の第 0 段階において、次世代冷媒の候補となる物質を列挙する。当然ながら R-1234yf は最も有力な候補冷媒である。GWP を候補の指標として重視するのであれば、R-1234ze (E) も同様に有力である。また、R-32 (CH₂F₂; ジフルオロメタン) は、現行の家庭用固定型空調機器用の混合冷媒 R-410A の 50% を占める成分であるが、GWP (100 年値; GWP₁₀₀) が 650 と R-410A に比較すれば相当に小さい。R-32 は、混合冷媒の構成物質としてではあるが冷媒としての使用実績がある。その一方、R-1234yf の GWP と比較するとその値は相当高くはあるが、従来冷媒である R-410A の 1/3 程度の値でもあるため従来冷媒との比較では『低 GWP 冷媒』と考えられ、次世代冷媒の候補と考えてよい。また GWP₁₀₀ が 124 である R-152a、同様に GWP₁₀₀ が R-1234yf 程度である R-290 や R-600a などの炭化水素類や GWP₁₀₀=0 である R-717、GWP₁₀₀=1 である R-744 も、第 0 段階では次世代冷媒の候補から外す理由が見当たらない。よって、この段階では相当数の物質が候補冷媒に指名されることになる。

続いて第 1 段階と第 2 段階において、燃焼特性と有害性との観点から候補冷媒を絞り込む。まず、現段階で可燃性冷媒として許容される範囲は、Class 2L に属する冷媒に限られると考える。Class 2 (低燃性) や Class 3 (強燃性) に分類される物質は、例えば R-600a などのような家庭用冷蔵庫といった少量の冷媒で作動する機器において、冷媒としての受容性があるものとする。また国際電気標準会議 (International Electrotechnical Commission; IEC) が定める可燃性冷媒の閉鎖空間における許容使用量は、燃焼下限界の低い (低濃度で燃焼に至りやすい) 冷媒に対して厳しい制限が課せられており、数 kg 程度の冷媒が必要となる家庭用製品への搭載は相当に困難であると思われる。また、R-717 は非常に強い有害性 (粘膜等に対する刺激性) を持っており、業務用の大型空調機器のように維持管理に対して専

門性の高い人材が関わると思われる場合においてのみ冷媒としての実装が可能であると思われる。そこで、第 0 段階で提示された候補冷媒から炭化水素類や R-717 が除外され候補として残るのは R-1234yf や R-1234ze(E) の低 GWP 冷媒、従来冷媒で GWP がやや高い R-32、そして自然冷媒である R-744 となる。

6.2 次世代冷媒の選定のための LCCP 評価

ここでは R-744 を除く候補冷媒に対して実施された LCCP 評価の結果を基に、候補物質を次世代冷媒として採用した際の GHG 排出削減効果の定量化について結果を示す。R-744 を除外した理由としては、この物質を家庭用固定型空調機器の冷媒として LCCP 評価を実施するのに必要なデータが見当たらず、LCCP 評価による次世代冷媒としての可能性を十分に検討できないと判断されたためである。このため、R-744 についても家庭用固定型空調機器の冷媒として実装した際の省エネ性能等が把握できれば、以降に提示する R-1234yf 等に対する LCCP 評価と同列の評価と冷媒としての適性判断は可能であると思われる。

(1) LCCP 評価の対象となる冷媒の特性

表 6.2 に評価対象となる次世代冷媒の候補の一覧を示す。次世代冷媒の候補は、R-1234yf、R-1234ze (E)、及び R-32 の 3 種類であるが、R-1234yf と R-1234ze (E) については GWP がほぼ同じ値であること、また双方とも空調機器に実装した際の省エネ性能については仮定を置かざるを得ないため、その仮定を同一のものとするにより R-1234yf で代表させて結果を示すこととする。この次世代冷媒の候補である R-1234yf と R-32 の 2 種類の冷媒に加えて、この両者の混合冷媒も評価の対象とする。これは、この二つの混合冷媒系が冷媒供給メーカーである DuPont 社と Honeywell 社により、この混合冷媒が試作され基本特性に関するデータの幾つかが公表されているからである (Leck, 2010; Spatz et al., 2010)。国内の関連法規によれば、R-1234yf は可燃性ガスに分類されるが R-32 は可燃性ガスとはされないため、その混合系冷媒は混合比によって可燃性か否かの判断が分かれる。そこで可燃性ガスとは定義されない混合比の中で最も GWP を低くすることができる組成の混合冷媒を想定し、これに対する LCCP 評価を実施する。

この混合冷媒の混合比は計算する。今、国内関連法規によれば、 L は燃焼下限界、 U は燃焼上限界として

$$\begin{aligned} L &\leq 0.1 \\ U - L &\geq 0.2 \end{aligned} \tag{6.1}$$

を満たす冷媒ガスを可燃性と定義している。また、混合冷媒の燃焼限界は、例えば燃焼下限界を例に取れば、ルシャトリエの原理に従うと

$$L = \frac{1}{\sum_i (n^i / L^i)} \quad (6.2)$$

となる。ここで、 n_i, L_i は、混合成分 i の体積基準組成比と燃焼下限界を表す。R-1234yf と R-32 の燃焼限界に関するデータには表 6.2 を用い、式 (6.1) - (6.2) に従うことにより

$$L = \frac{1}{\frac{n_1}{L^1} + \frac{1-n_1}{L^2}} \geq 0.1$$

$$U - L = \frac{1}{\frac{n_1}{U^1} + \frac{1-n_1}{U^2}} - \frac{1}{\frac{n_1}{L^1} + \frac{1-n_1}{L^2}} \leq 0.2 \quad (6.3)$$

となる。ここで添え字 1 及び 2 はそれぞれの変数が R-1234yf と R-32 の値であることを示す。よって式 (6.3) を満たす解として $n_1 \leq 0.362$ が得られる。よって、この混合系冷媒で国内法規上の定義における不燃性を実現するためには、R-1234yf の混合比を 36.2% とすればよいことがわかる。この結果は、R-1234yf と R-32 の混合系冷媒の燃焼限界を評価した表 2.4 の結果と概ね一致する値である。これを分子量を用いて重量比に換算することにより R-1234yf : R-32 = 55.4 : 44.6 が得られる。この混合比の組成を用いて混合系冷媒の GWP_{100} を計算すると、およそ 300 と試算される。

表 6.2 : R-1234yf と R-32 の燃焼限界

	分子量 [kg·mol ⁻¹]	燃焼下限界 [vol %]	燃焼上限界 [vol %]	GWP_{100}
R-1234yf	0.11406	6.5	12.3	4
R-32	0.05202	14.4	29.3	650

そこで、混合系の冷媒の GWP を 300 と仮定し、純物質としての R-1234yf 及び R-32 に加えて、この混合系冷媒（仮名称を RH-1 とする）、及び $GWP_{100}=150$ と欧州 F-Gas 規制を念頭に置いた仮想的な冷媒（仮名称を RF-1 とする）、及び現行冷媒である R-410A の、合計 5 種類の冷媒を候補に選び、LCCP 評価を実施する。これらの冷媒の LCCP 評価を行うにあたって仮定した諸特性を表 6.3 に、また LCCP 評価の実施にあたっての仮定を表 6.4 に示す（永翁, 2011）。またエアコン消費電力については、本報告では 1 章に述べたとおりアンケート調査結果に基づき推計したが、この方法では調査方法の限界としての不確実性の大きさがある。本来であれば日本各地の任意に抽出されたエアコン数千台に対して電力計を取り付け、その電力使用量を実測するのが一番正確な基礎データとなり得るが、電力計設置のための費用や手間が膨大なものとなるため、この方法は現実として採用しにくい。そこで、1 章で詳述したエアコン使用実態アンケート調査結果を基礎とした電力使用量の推計

値をそのまま使用するケース（ケース 1）と、このアンケート調査結果を単純に 2 倍したものを電力使用量の推計値とするケース（ケース 2）との 2 つのケースについて LCCP 評価を実施することとした。なお、LCCP 評価にあたっては、表 6.4 の仮定（3）に合致するデータを選び出し、これを電力使用量の基礎データとして使用する。電力原単位については、環境省（2008）は 2008 年度の値として 0.444 kg-CO₂/kWh を、京都メカニズムクレジットを反映した値として 0.373kg-CO₂/kWh を、それぞれ電気事業連合会発表資料を基礎として公開しているが、ここでは弊所が算定した電力の GHG 排出原単位 0.453 kg-CO₂/kWh を使用する。

表 6.3 : LCCP 評価の対象とする冷媒の特性

冷媒	GWP	1 台当たりの冷媒充てん量	R-410Aを基準とした場合の機器使用時の消費電力増分
R410A	1,730	1.2	-
R-32	650	1.0	①-2.5% ②0%
RH-1	300	1.1	①+2.5% ②+5%
RF-1	150	1.1	0%
R-1234yf	4	1.1	①+5% ②+10% ③+20%

表 6.4 : LCCP 評価にあたって使用した仮定

(1) 対象となる家庭用空調機器	定格冷房能力2.2kVA
(2) 製品のライフサイクル（寿命）	12年
(3) 使用段階の消費電力量	実態アンケート結果の「日本平均値」
(4) 冷媒漏えい率	・製造時に0.2% ・使用時に年率2.0%/年
(5) 冷媒回収率	26.7%（廃棄時の機器残存量における回収量）
(6) 電力のGHG排出係数	0.453kg-CO ₂ e/kWh
(4) エアコン消費電力量	以下の2ケースを仮定 ケース1：アンケート調査結果に基づく推計値 ケース2：アンケート調査結果に基づく推計値の

(2) エアコン 1 台あたりの GHG 排出量削減ポテンシャルの評価

本節で実施する LCA 評価は、電力使用量の推計に対する不確かさを補うべく、アンケート調査に基づいた推計値と、その推計値の 2 倍の値の二つを用いることにより、まずエアコン 1 台からの GHG 排出の削減可能性を予測するための LCA 評価を実施した。この LCA 評価では、エアコンの冷媒が従来冷媒から次世代冷媒に切り替わった際の、エアコンのライフサイクル（ここでは 12 年を仮定）全体における GHG 排出削減量を評価対象とするため、現実にはある割合で従来冷媒から次世代冷媒へ置き換えられていく時系列的な GHG 排出削減量の予測ではなく、エアコン 1 台の持つ冷媒転換による GHG 排出削減ポテンシャル

ルを示すことに注意すべきである。

図 6.1 に、1 章で用いた LCA 評価と同じ手法を用いて実施した、次世代冷媒導入にかかる家庭用エアコン 1 台あたりの GHG 排出削減量のポテンシャルを評価した結果を示す。表 6.3 に示した冷媒ごとの消費電力量の仮定については、表中の丸括弧の番号と図 6.1 の番号とが対応するように図示した。この図より、ケース 1, 2 いずれについても、冷媒の GWP を小さくすることによって GHG 排出量も概ねそれに従い削減されることがわかる。ただし、R-1234yf 単体冷媒における GHG 排出削減量については、冷媒の省エネ性能が従来冷媒よりも大きく低下することを仮定した場合においては、GWP の低下による GHG 排出量を抑制効果が消費電力の増大によって相殺されることが理解される。

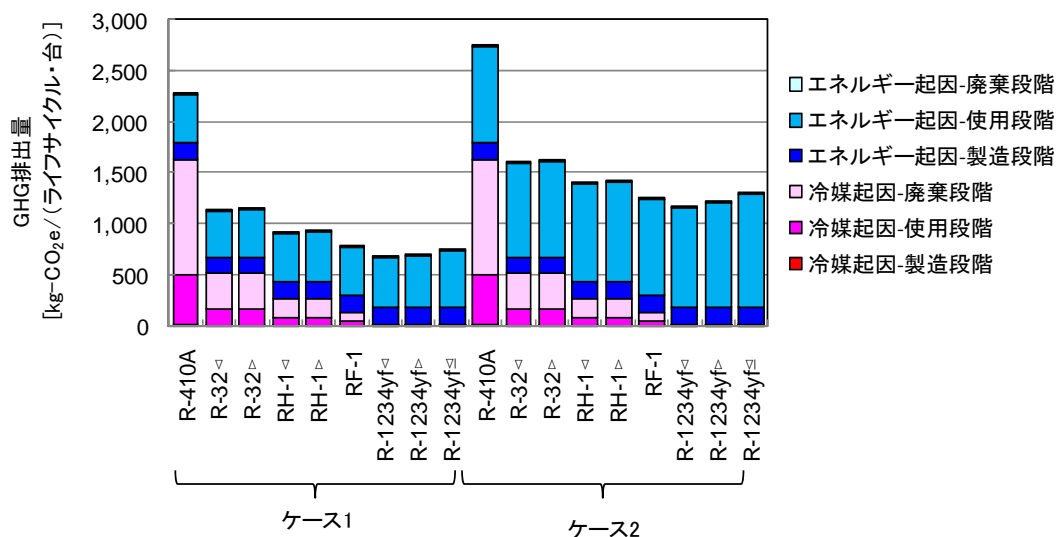


図 6.1：冷媒の転換に伴うエアコン 1 台あたりのライフサイクル全体（12 年間）における温室効果ガス排出量の予測結果

図 6.1 の結果を基にして、従来冷媒の代替となる冷媒の導入効果について考察してみる。まずエアコン消費電力についてはケース 1 を基準として検討を試みる。R-32 を次世代冷媒として導入した際の 2.2kVA の家庭用エアコン 1 台あたりの GHG 排出量は、その 12 年間のライフサイクル全体で、いずれの省エネ性能の仮定の場合においても約 1,100 kg-CO₂ であり、R-410A での排出量推定値である 2,300 kg-CO₂ の 50%程度の値となる。これに対し、R-1234yf と R-32 の混合冷媒については、ライフサイクル全体で、GHG 排出量は約 920 kg-CO₂ であり、R-32 の導入と大差が見られない。よって、本報告で仮定した混合比である場合には、混合冷媒の GHG 削減ポテンシャルは R-32 単体とほぼ同程度であるため、導入のメリットは GHG 削減効果の面から言えば決して大きくない。これに対し、R-1234yf 単体を導入した場合、ライフサイクル全体において 670~740 kg-CO₂ となり、従来冷媒比で

GHG 排出量を 40%程度の値にまで削減することができる。ケース 2 についても、その GHG 削減量予測値は異なるものの、定性的な考察結果はケース 1 の場合と同様である。ただし、エアコン 1 台からの GHG 排出量のうち、電力使用由来の CO₂ 排出量の割合がケース 2 ではケース 1 に比較して相対的に大きくなるため、次世代冷媒への代替による GHG 排出量の削減率は、ケース 2 の方が若干小さくなる。よって、本報告第 3 章において実施したエアコン消費電力推定のためのアンケート調査については、仮に今回の調査結果が真の実態の半分の推計結果に留まっていたとしても、次世代冷媒の選定には支障はないものと予想される。これは、エアコンからの GHG 排出については、電力由来の間接排出の効果が冷媒大気排出由来の直接排出の効果に比較して、相対的に小さいことが、その理由である。

また欧州 F-Gas 規制では、第 1 章で述べたとおりカーエアコン等移動型空調機器に搭載する冷媒に対して GWP=150 による閾値を用いた規制を開始している。この規制に対する対応を念頭に置いて、GWP=150 となる仮想的な冷媒 RF-1 に対する LCA 評価も実施した。この冷媒は仮想的なものであるため、省エネ性能は表 6.3 に示すとおり R-410A と同等と仮定した。本節での LCA 評価の結果からも明らかな通り、冷媒の GWP を低下させることによる家庭用の固定型空調機器からの GHG 排出量削減への効果は極めて連続的なものである。よって、欧州 F-Gas 規制が用いる GWP が 150 以下の冷媒の使用を強制することについては、この値を境とした特段の法的規制上、あるいは GHG 排出削減効果上の意味合いがあるわけではないことがわかる。これは、欧州 F-Gas 規制で示された GWP の規制値は、『十分に低い GWP を持つ冷媒』を導入するために設けられた便宜的な数値でしかなく、特に持続可能性の観点からの科学的な根拠に乏しいことが示唆される。

(3) エアコンに使用される冷媒の代替による温室効果ガス排出削減量の削減効果

前節 6.2(2)において示した LCCP 評価の結果は、エアコン 1 台に搭載される冷媒を瞬時に代替した場合に期待できる GHG 排出削減量の推計値を示している。よって、この推計値は、次世代冷媒への代替による家庭用エアコンの持つ GHG 排出削減量の潜在能力（ポテンシャル）を評価していることと同等である。実際の冷媒代替においては、冷媒を瞬間的に代替できるわけではなく、ある一定の冷媒の置き換えの比率を見込む必要がある。例えば、2013 年にある一定の割合で次世代冷媒を搭載するエアコンの導入を開始した場合、導入後数年間は冷媒転換の効果が殆ど見えないと思われる。なぜなら次世代冷媒の導入直後は、その大気排出量は極めてわずかであり、大気排出される冷媒の大半は従来冷媒だからである。しかし、次世代冷媒を搭載したエアコンの廃棄が始まる 2020 年ごろには、冷媒の大気排出に占める次世代冷媒の割合が徐々に増加するため、冷媒の低 GWP 化の効果がようやく現れるからである。よって、国内のエアコンからの GHG 総排出量の経年変化には、6.2(2)節で予測されたエアコン 1 台からの GHG 排出量削減ポテンシャルに見られるような大きな排出削減効果は現れにくい。

そこで次世代冷媒の導入効果の将来推計を、1.6 節で示した LCA 評価と同じ手法を用いた国内の家庭用エアコンに起因する GHG 排出量の将来推計を実施した。冷媒としては R-32 と混合冷媒 (RH-1)、及び R-1234yf 単体を選び、導入開始年は 2013 年とした。またそれぞれの省エネ性能は表 6.3 に仮定した数字の最良値を使用した。その他の LCA 評価条の仮定は 1 章に述べたものと同じである。

本 LCA 評価の結果を図 6.2 に示す。この図より、2030 年における国内のエアコンから排出される GHG の削減量は、R-1234yf を次世代冷媒として導入した際には現行冷媒 (R-410A) を継続して使用し続けた場合と比較して 60.7%に削減できることが予想された。また混合冷媒 RH-1 の導入ケースでは 67.0%、R-32 導入ケースでは 74.0%にまで削減できることが明らかとなった。この評価結果より、GWP 値が一番低い R-1234yf の導入効果は非常に高いことが明らかであり、2030 年での GHG 排出削減量も他の二つの次世代冷媒導入ケースに比較して大きい。また、冷媒転換が開始される 2013 年から 2030 年までの GHG 排出削減量の積分値 (つまり冷媒転換後の GHG 排出総量) の削減効果も、比較対象となった他の二つの冷媒に比較して非常に大きいことが改めて理解される。また、他の二つの冷媒についても、R-1234yf 単体ほどではないにせよ、一定程度の GHG 排出量削減が期待される。

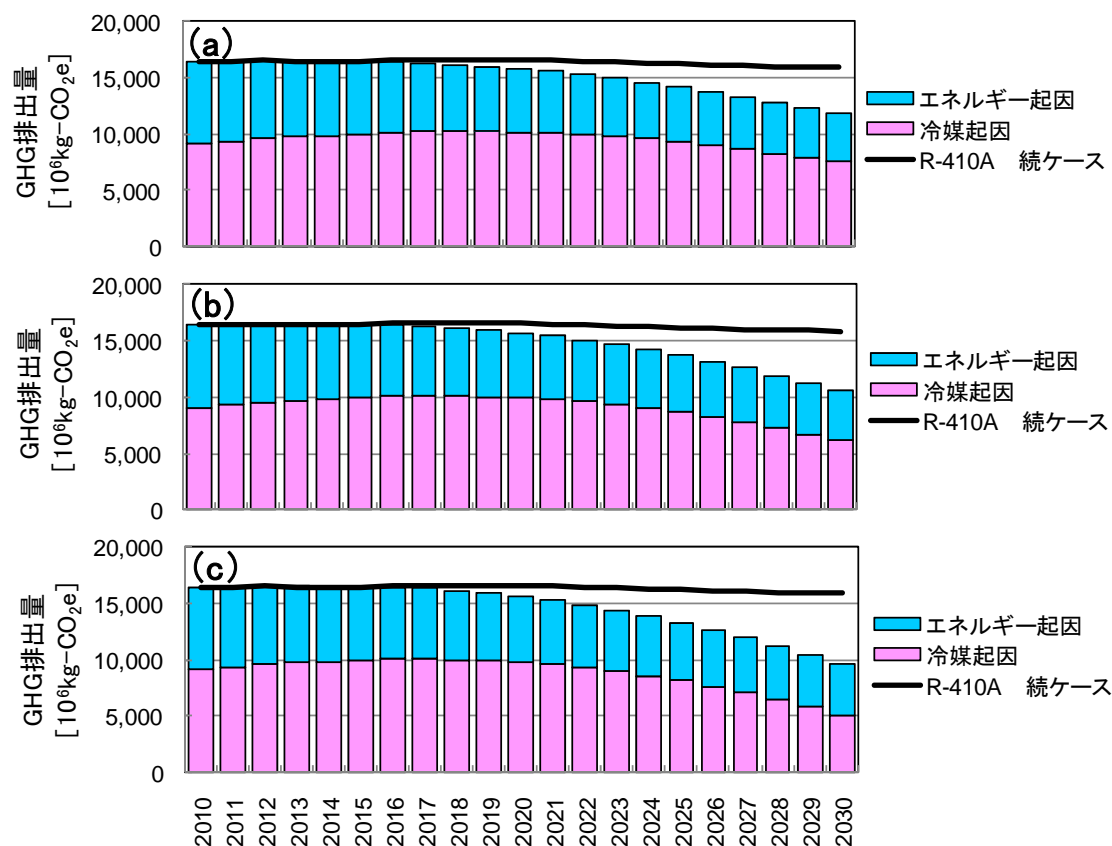


図6.2：冷媒の転換に伴う国内における家庭用固定型空調機器から排出される温室効果ガスの年次変化推計値。図中赤色は冷媒の大気排出に伴うもの（直接排出）、青色は空調機器の電力使用に伴うもの（間接排出）、実線は冷媒転換がない場合の温室効果ガス排出量予測値を示す。(a)R-32を導入した場合（消費電力量はR-410A比で-2.5%増）、(b)R-1234yfとR-32の混合冷媒（RH-1）を導入した場合（消費電力量はR-410A比で+2.5%増）、(c)R-1234yfを導入した場合（消費電力量はR-410A比で+5%増）

6.3 次世代冷媒の選定に関するまとめ

本報告では残念ながら R-744 の LCCP 評価は実施しなかった。これは、R-744 を固定型空調機器に実装する際の諸特性が予測できなかったためである。今後、R-744 の固定型空調機器への実装に関する技術的な詳細情報が開示されれば、本節で実施した LCCP 評価を R-744 にも適用し、表 6.1 に示す次世代冷媒選定における第 3 段階の評価を行うことができると期待される。よって本報告では R-744 は次世代冷媒の候補としては含まず、R-1234yf と R-32、及びその混合系冷媒 RH-1 の 3 種類についてその得失を考察する。

本節で示したとおりに R-1234yf の導入効果は非常に大きく、冷媒転換後の国内のエアコンからの GHG 排出総量を比較対象となった他の二つの冷媒と比較しても、大きく削減できることが期待される。その一方、R-1234yf は現段階でもまだ大量生産されてはおらず、そ

の価格は従来冷媒に比較してかなり高価であると予想される。また自動車等の移動型空調機器への R-1234yf の導入は既に技術的には可能となっており、General Motors (GM) は既に 2013 年に向けた新型車への新冷媒を用いたカーエアコンの搭載を決定している (GM, 2010)。しかし、固定型空調機器への R-1234yf の実装については、現場配管等の存在などの理由によりカーエアコンほど容易ではないと予想される。また、従来冷媒と比較して R-1234yf は現場配管の抵抗を増大させると予想されており、曲がり管等の設計変更のために圧縮機のサイズ等が増大することが懸念されている。これは、従来冷媒を使用したエアコンの圧縮機等の標準的な大きさを想定して建てられた集合住宅等では設置が困難、あるいは不可能なケースが発生することを懸念させる。さらに、同じ家庭用固定型空調機器でも、定格出力が大きくなると R-1234yf の実装もより困難になることも容易に予想される。R-1234yf を実装するエアコンの試作はエアコンメーカー各社において実施中ではあるが、現段階では R-410A と同等の空気調和性能の維持が技術的に困難であるとも伝えられる。よって、R-1234yf の次世代冷媒としての導入の成否は、冷媒価格の低下と、固定型空調機器への実装に対する技術的課題の今後の解決が不可欠である。

一方 R-1234yf の実装が技術的に困難、あるいは現実的ではないと判断される場合、GHG 排出削減への効果は R-1234yf と比較すれば小さいものの、R-32 は次善の策として次世代冷媒の候補と考えることができ、従来冷媒の大気排出による温暖化効果を一定程度抑制する役割を果たすことが期待される。R-32 は従来冷媒であり現在も広く流通する R-410A の構成成分として重量比の 50%を占めるため、R-32 の固定型空調機器への実装に対する技術的障壁は R-1234yf と比較して低いと考えられる。また、R-32 は価格も R-1234yf に比較して相当に安価であることも見逃せない。一方、R-32 は国際規格等では弱燃性 (Class 2L) に分類されるものの、乾燥空気中では R-1234yf よりも燃焼速度は大きい。よって、R-32 の固定型空調機器への実装に際しては、R-1234yf と比較して燃焼速度が大きいことを念頭に置きつつ、その実装にかかる安全性に対する取扱指針の提示が重要となる。また、冷媒の大気排出を抑制するための効果的な技術対策を打ち出すことが可能なのであれば、R-32 の次世代冷媒としての受容性はさらに高まる。

R-32 と R-1234yf との混合冷媒については、非共沸系の混合冷媒特有の冷凍空調機器への実装の際の取り扱いにくさが欠点となり得る。その欠点の大きさ次第では、図 6.1 で示した混合冷媒の GHG 排出削減効果とのバランスを考慮すると、本格的な導入の効果は決して大きくないと判断される。また混合冷媒の価格についても R-1234yf の混合比が高い場合には R-32 と比較すれば相当に高価になるため、その導入を躊躇される要因になり得る。しかし、R-1234yf に比較すれば、固定型空調機器への実装に対する技術的障壁は低いと予想され、R-32 と比較すれば乾燥空気中での可燃性は低下し、可燃性対策は多少容易になると予想される。また、国内法規での可燃性の問題を避けるための混合系の組成では GWP100 は、上述の計算の通り約 300 と試算される。この GWP 値は、Technology and Economic Assessment Panel (TEAP) が次世代冷媒を巡る情報収集・整理のために立ち上げたタスクフ

オース XXI/9 においては (UNEP, 2010)、表 6.5 に示す通り”low-GWP”と定義される。

表 6.5 : TEAP XXI/9 Task Force が提案する GWP 値に対する分類 (UNEP, 2010)

GWP<~ 30	“very low-GWP” (“ultra-low”)
GWP<~ 100	“very low-GWP”
GWP<~ 300	“low-GWP”
GWP<~ 1,000	“moderate-GWP”
GWP<~ 3,000	“high-GWP”
GWP<~ 10,000	“very high-GWP”
GWP>~ 10,000	“ultra-high GWP”

R-1234yf と同様に混合冷媒 RH-1 についても表 6.5 に従えば”low-GWP”に分類される。また、GWP がやや高い R-32 も”moderate-GWP”に分類され、いずれも TEAP が提示した分類法では”high-GWP”とは定義されない。よって本節で評価対象とした 3 つの冷媒は、いずれもが次世代冷媒の候補となり得ることが期待される。今後は、次世代冷媒の選定とその選定に併せた冷凍空調機器の設計・開発・実用化に向けて、場合によっては R-744 の可能性も含めて、表 6.1 に示した第 4 段階である可燃性冷媒の安全対策、そして第 5 段階における実際の機器への実装上の評価についての検討が急がれる。

文 献

- General Motors, 2010. GM First to market greenhouse gas-friendly air conditioning refrigerant in U.S. –Breaks down faster in atmospheric but keeps vehicles as cool as today, Press Release 2010.7.23.
- Leck, T. J., 2010. Development and evaluation of high performance, low GWP refrigerants for AC and refrigeration, Proc. 2010 International Symposium on Next-generation Air Conditioning and Refrigeration Technology (17-19 Feb. 2010, Tokyo, Japan), GS04, 1-8.
- Spatz, M. W., Motta, S. Y., Bacerra, E. V., 2010. Low Global Warming Alternative Refrigerants for Stationary AC&R Applications, Proc. 2010 International Symposium on Next-generation Air Conditioning and Refrigeration Technology (17-19 Feb. 2010, Tokyo, Japan), GS05, 1-7.
- United Nations Environmental Programme, 2010, Montreal Protocol on Substances That Deplete the Ozone Layer: TEAP 2010 Progress Report, The United Nations Ozone Secretariat, Nairobi, Kenya.
- 環境省, 2008. 日本の温室効果ガス排出量 <http://www.env.go.jp/earth/ondanka/ghg/index.html>.

<特許、論文、外部発表等の件数> (詳細内容は添付資料の論文特許リストを参照)

区分 年度	特許出願			論文		その他外部発表 (プレス発表等)
	国内	外国	PCT [※] 出願	査読付き	その他	
H20FY	0	0	0	4	2	0
H21FY	0	0	0	8	8	0
H22FY	0	0	0	5	7	0
H23FY	0	0	0	2	3	0

(※Patent Cooperation Treaty :特許協力条約)

⑨ エアコン用低 GWP 混合冷媒の物性と LCCP 評価【国立大学法人東京大学／九州大学】（委託）

(1) 研究項目：HFO1234yf 混合冷媒の熱物性と LCCP 評価（担当：東京大学）

<研究開発成果概要>

◎:大いに達成、○:達成、△:一部未達、×:未達

目 標	研究開発成果	達成度
テーマ：エアコン用低 GWP 混合冷媒の物性と LCCP 評価 [研究項目：HFO1234yf 混合冷媒の熱物性と LCCP 評価]		
HFO1234yf混合冷媒の熱物性、管内伝熱特性の測定およびサイクルの性能予測を行い、HFO1234yf混合冷媒を用いたルームエアコンのライフサイクル環境影響評価(LCCP)を行い、実用化に資する。	HFC1234yfを中心とする混合冷媒候補について、平衡物性を測定し、状態方程式を提案した。蒸発器、凝縮器における伝熱性能を測定し、相関式を提案した。これら物性式を用いてサイクル計算を行い、低 GWP 冷媒の LCCP 評価を行った。結果として、HFC1234yf純冷媒では圧損による能力低下が著しく、R32を50%程度混合すると、現状と同程度の LCCP となることが明らかになった。	◎
(a)HFO1234yf 混合冷媒の熱物性の測定		
HFC1234yfを中心とする混合冷媒候補について、平衡物性を明らかにする。混合冷媒の蒸発器内伝熱性能を明らかにする。	(a)HFO1234yf/HFC32 混合冷媒、HFO1234yf/HFC125 混合冷媒、HFO1234yf/ HFC134a 混合冷媒の気液平衡関係を測定して状態方程式を導出し、粘性係数の実験式を作成した。HFO1234yf 純冷媒、HFO1234yf/HFC32 混合冷媒の蒸発器の伝熱性能を明らかにした。	◎
(b)HFO1234yf 混合冷媒を用いたルームエアコンの性能シミュレーション		
HFO1234yf を中心とする混合冷媒候補について、ルームエアコンの性能シミュレーションを開発する。これをもちいて、直接影響評価と間接影響評価を総合する LCCP 評価を行い、総合的な環境影響評価を行う。	(b)HFO1234yf/HFC32 混合冷媒、HFO1234yf/HFC125 混合冷媒のヒートポンプ性能をシミュレーションするプログラムを開発し、LCCP 評価を行い、混合冷媒の環境性評価を行った。	◎
(c)HFO1234yf 混合冷媒のドロップイン試験		
建築研究所に委託し、1 年間にわたって実住宅に設置したエアコンの性能の測定を行い、適切なルームエアコンの性能評価法を提案する。	(c)建築研究所では実住宅におけるエアコン性能評価手法の確立のために、モデル住宅にて夏季および冬季の評価試験を実施し、性能評価法を提案した。	◎
(d)HFO1234yf 混合冷媒の LCCP 評価		
ルームエアコンの JIS における APF 評価の改訂のために、実際の運転時間の調査を行う。また、HFC 冷媒の管理の適正化により、使用時漏洩を提言する方法を提案し、その有効性を明らかにする。	(d)ミサワホーム総合研究所と東大とが共同で関東、信越地区にルームエアコンを設置し、使用実態を明らかにするために計測を行っている。日本冷凍空調学会では HFC 冷媒の流通体制、管理体制の改善、ポンベ類の IC タグ管理システムの構築・運営のために、IC タグ技術の調査、IC タグの構造設計、IC タグソフトの開発、IC タグの試作、管理ソフトの開発を行った。	運転時間の調査に関しては○ 冷媒管理法の研究開発に関しては◎

1. HFO1234yf混合冷媒の熱物性の測定

本研究は、混合冷媒を用いたヒートポンプサイクルの性能解析に必須な飽和気液平衡関係、気体および液体の粘度と混合冷媒の伝熱特性を実測し、低GWP冷媒を主成分とする混合冷媒が定置用ヒートポンプにおけるサイクル性能を俯瞰する。研究内容の下記の通りである。

(1) 混合冷媒の気液平衡物性の測定

広い温度範囲（273.15K～333.15K）におけるHFO1234yfと三種類のHFC冷媒（HFO1234yf +R32, R125, R134a）との混合冷媒の気液平衡特性測定を行う。測定結果を用いてPeng-Robinson型状態方程式及びHelmholtz型状態方程式を作成。

(2) 混合冷媒の気相、液相粘性

混合冷媒（HFO1234yf+R32, R125, R134a）の気相、液相粘度の測定と予測式を作成

(3) 混合冷媒の伝熱特性の測定

純冷媒及び混合冷媒（HFO1234yf+R32）の管内流動沸騰、凝縮伝熱特性の測定とモデルの作成。

(4) 混合冷媒の熱物性の測定（産総研）

混合冷媒の気液平衡、音速などを測定

1.1 混合冷媒の気液平衡物性の測定

1.1.1 次世代冷媒

HFO-1234yf (2,3,3,3-Tetrafluoropropene) は DuPont 社と Honeywell 社によって共同開発されたフロン系物質であり、GWP が 4 と他のフロン系冷媒と比較して大幅に小さく自然物質と同等であること、R134a と蒸気圧特性が酷似していることなどから現時点で次世代カーエアコン用冷媒として最も有力な候補物質と言える。

HFO1234yf および主な HFC 類の基本特性をTable 1.1.1に示す。HFO 類は HFC 類と同様に炭素、水素およびフッ素原子から構成されているが、分子中に二重結合を含むことが大きな特徴といえる。二重結合があることによって分子の化学的安定性が弱くなり、大気での存在寿命が短くなる（HFO1234yf : 11 日, R134a : 13.8 年）。このため従来の HFC と比較して GWP が大幅に小さくなるとされている。また、HFO1234yf と R134a はともに低圧冷媒で似通った蒸気圧、蒸発潜熱特性を示しており、カーエアコン用にドロップイン（機器はそのままで冷媒のみを入れ替えること）が可能であるとされている。

HFO-1234yf や、その異性体である HFO1234ze(E)をそれぞれ純冷媒として用い、家庭用ルームエアコンへの適用可能性の検討がいくつか為されているが、それらはいずれも大幅な性能低下を報告している。さらに HFO1234yf 単体で定置型エアコンへの適用を考えた場合、充填量が多くなることから、微燃性物質であること、高価であることなどが問題視されている。これらを解決するための対策として、HFO 類の欠点を補うような他の物質との混合冷媒として使用することや、HFO 類の特性に合わせて機器側を改良して使用することなどが検討されている。

Table 1.1.1 Fundamental Properties of HFO1234yf and HFCs

Property	R32	R125	R134a	HFO1234yf
Full Name	difluoromethane	pentafluoroethane	1,1,1,2-tetrafluoroethane	2,3,3,3-tetrafluoropropene
Chemical Formula	CH ₂ F ₂	CHF ₂ CF ₃	CF ₃ CH ₂ F	CF ₃ CF=CH ₂
Molecular Weight [g/mol]	52.024	120.02	102.03	114.04
Triple Point Temperature [K]	136.34	172.52	169.85	220.0
Normal Boiling Point [K]	221.50	225.06	247.08	243.80
Critical Temperature [K]	351.26	339.17	374.21	367.85
Critical Pressure [kPa]	5782	3618	4059	3382
Critical Density [mol/L]	8.150	4.779	5.017	4.191
Acentric Factor [-]	0.277	0.305	0.327	0.280
ODP (Ozone Depletion Potential)	0	0	0	0
GWP (Global Warming Potential)	675	3500	1430	4
Flammability	Yes	No	No	Yes
Toxicity	No	No	No	?

(Advantage, Disadvantage)

1.1.2 気液平衡性質

気液平衡性質とは混合物に特有の性質であり、気液平衡状態における温度、圧力、液相組成、気相組成の相関関係 (P - T - x - y 関係) を意味している。Fig. 1.1.1 に定温気液平衡状態図の典型例を示す。Fig. 1.1.1(a)に示すように、成分A、Bから成る二成分系において、ある温度・圧力下で気液平衡状態にあるとき、一般的には液相と気相は異なる組成 ($x \neq y$) で共存する。このような二成分系を非共沸系という。一方、Fig. 1.1.(b)に示すように液相と気相が同じ組成で共存する点を持つ場合、このような二成分系を共沸系という。共沸混合冷媒は純冷媒と全く同様に取り扱うことができるが、非共沸混合冷媒ではやや様相が異なる。

冷媒が蒸発・凝縮を繰り返すことで冷熱・温熱を得る冷凍サイクルにあつて、冷媒回路内には液相と気相が共存しており、非共沸混合冷媒の場合各相の組成は異なっている。このため冷媒の漏れが発生したとき、当初の充填組成 (気液各相を足した全体の組成) とずれが生じてしまい、所定の性能を発揮できなくなる。また、一定圧力下での蒸発・凝縮過程において、純冷媒、共沸混合冷媒は一定の飽和温度のもと相変化が進行するが、非共沸混合冷媒では飽和温度が変化しながら相変化が進行する。したがって二相流において通常速度境界層に加えて温度境界層が発達することにより、熱抵抗が大きくなり熱伝達性能が低下すると考えられている。

したがって、共沸系・非共沸系を明らかにすることはもとより、それらの気液平衡関係を定量的に明らかにすることは混合冷媒の性能予測を行う上で必須であるといえる。

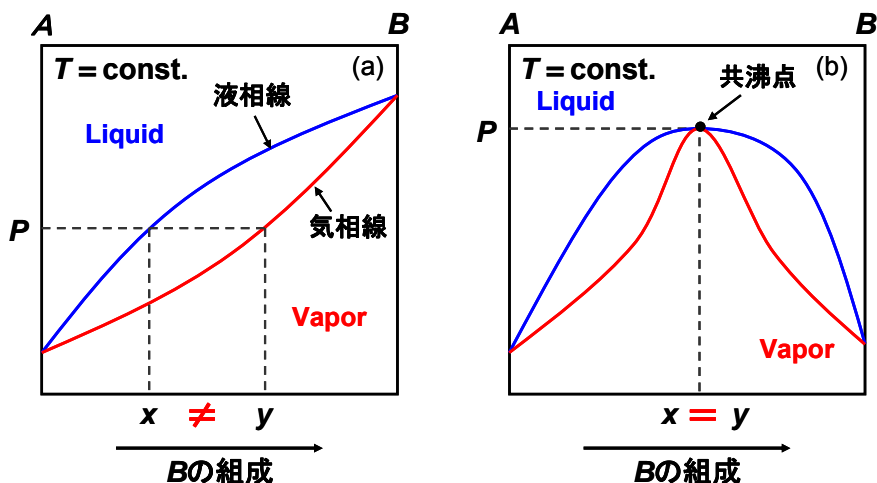


Fig. 1.1.1 定温気液平衡状態図 (a) 非共沸系 (b) 共沸系

1.1.3 気液平衡性質測定装置

(1) 概要

装置の全体図をFig. 1.1.2に示す。装置は先行研究で製作されたものをそのまま用いた。

装置は恒温液槽，気液平衡セル，サンプリングシステム，その他いくつかの測定機器から構成されている。気液平衡セルの材質はステンレススチールで容積は 150 mL であり，恒温槽内にセル全体が入るように設置されている。恒温槽内の液温は高精度白金測温抵抗体で測定され，測定結果はデジタル温度表示器（CHINO, CAB-F201）によりパーソナルコンピュータに伝送および記録した。温度計測全体の不確かさは ± 15 mK である。気液平衡セル内の圧力は水晶振動式圧力伝送器（Paroscientific, 1000-1K）を用いて測定された。圧力センサの不確かさは ± 0.7 kPa である。気相組成はガスクロマトグラフ（GC, SHIMADZU, GC-14B）で測定した。ガスクロマトグラフの検出器には水素炎イオン化型検出器（FID : Flame Ionization Detector），分離カラムにはマイクロパックドカラム（信和化工, MICROPACKED ST, サイズ : 2.0 mm \times 1.0 mm I.D.）を用いた。測定した気相組成の不確かさは ± 0.01 [g/g]（信頼水準 95%, 包含係数 $k=2$ ）と見積った。

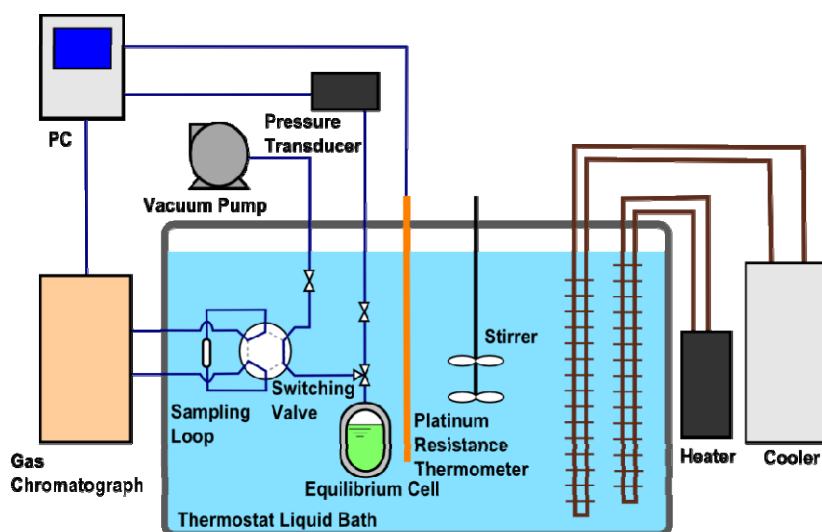


Fig. 1.1.2 Diagram of Vapor-Liquid Equilibrium Measurement Apparatus

(2) 構成機器

実験で用いた主な機器について説明する。

● 気液平衡セル

Swagelok 製シングルエンドポンベ (304L-05SF4-150) , 材質 : ステンレススチール, 容積 : 150 cm³ を気液平衡セルとして用いた。写真をFig. 1.1.3(a)に示す。

● 温度計

CHINO 製高精度温度計 (CAB-F201) を用いた。センサ部分は白金測温抵抗体で測定精度 : ± 0.01 °C, 測定温度範囲 : -200°C ~ +850°C である。写真をFig. 1.1.3(b)に示す。

● 圧力計

Paroscientific 製水晶振動式圧力伝送器 (1000-1K) を用いた。測定範囲は 0 ~ 6,890 kPa, 使用可能温度範囲は -40°C ~ +70°C, 測定精度は ± 0.689 kPa (フルスケールの 0.01 %) である。写真をFig. 1.1.3(c)に示す。



Fig. 1.1.3 Pictures for (a)Equilibrium Cell, (b)Thermometer, (c)Pressure Transmitter

● 恒温液槽

THOMAS 社製恒温油槽 (T-205) を用いた。使用温度範囲は室温+10°C ~ +200°C, エチレングリコール + 水の混合液を熱媒体として使用した。加熱用ヒーター, 攪拌器が装備されている。外部に設けた恒温水循環装置を用いて冷却することで, 室温以下の温度域でも使用した。写真をFig. 1.1.4(a)に示す。

● 恒温水循環装置

ヤマト科学社製ネオサーキュレータ (CFA300) を用いた。使用温度範囲は -10°C ~ +80°C, 温度調節精度は ± 0.1 °C, エチレングリコールを熱媒体として使用した。写真をFig. 1.1.(b)に示す。



Fig. 1.1.4 Pictures for (a)Thermostat Liquid Bath, (b) Coolant Circulator

- ガスクロマトグラフ

島津製作所社製ガスクロマトグラフ (GC-14B)。検出器は FID (flame ionization detector : 水素炎イオン化型検出器) , カラムには信和化工製マイクロパックドカラム (MICROPACKED ST, サイズ : 2.0 mm×1.0 mm I.D.) をそれぞれ使用した。データ処理は島津製作所社純正のデータ処理ソフトである GC ソリューションを使用した。なお, GC-14B の信号を PC で処理するためには信号変換装置 CBM-102 が必要である。また, キャリアガスにはヘリウム (> 99.99 %) を用いた。写真を Fig. 1.1.5(a) に示す。

- スイッチングバルブ

Rheodyne 製, 2 ポジション・6 ポートのスイッチングバルブ (型式 : 7000) を使用した。サンプルループは 5 μ l のものを取り付けて使用した。写真を Fig. 1.1.5(b) に示す。

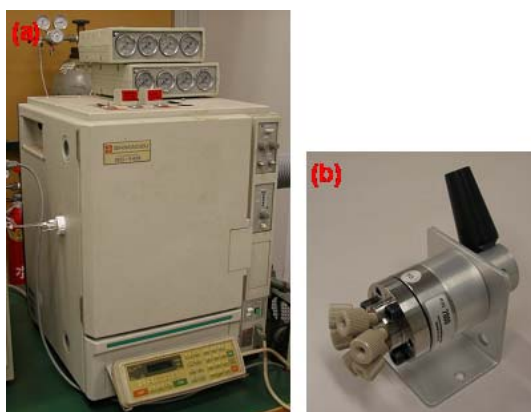


Fig. 1.1.5 Pictures for (a) Gas Chromatography, (b) Switching Valve

1.1.4 気液平衡性質測定結果

HFO1234yf と R32, R125 および R134a との二成分系気液平衡性質の測定結果をそれぞれ Fig. 1.1.6 ~ Fig. 1.1.8 に示す。Table 1.1.24 ~ Table 1.1.6 にはそれぞれの測定に使用した試料のメーカー, 純度および 1.1.3 項で述べた不凝縮ガスの除去作業の有無を示した。測定の温度条件はいずれの組み合わせも同様であり, 0 ~ 60°C で 10°C ごとに昇温させて測定した。一部を除き, 各組成条件で二度同じ測定を実施して実験の再現性を確認した。なお, Fig. 1.1.6 ~ Fig. 1.1.8 には後述の PR 式による計算値を併記した。

以下, 測定結果について述べる。

R32 / HFO1234yf 系

本研究で得られている R32 / HFO1234yf の混合比 : 20 / 80, 30 / 70, 40 / 60, 50 / 50 wt% と 70 / 30 wt% のデータを取得した。本測定条件の範囲内では非共沸性を示した。特に HFO1234yf が豊富な領域では平衡比 (= 気相組成 y / 液相組成 x) が大きく, 非共沸性が高いと言える。また, 同組成条件において, 温度が高くなるにつれて平衡比は小さくなるのがわかる。

R125 / HFO1234yf 系

R125 / HFO1234yf の混合比 : 20 / 80, 30 / 70, 40 / 60, 50 / 50 wt% のデータを取得した。R32 / HFO1234yf 系と同じく, 本測定条件の範囲内では非共沸性を示した。平衡比は R125 と HFO1234yf の割合が同程度のところで最も大きくなった。また R32 / HFO1234yf 系と同じく, 同組成条件において, 温度が高くな

るにつれて平衡比は小さくなるのがわかる。

R134a / HFO1234yf 系

R134a / HFO1234yf の混合比 : 25 / 75, 50 / 50, 75 / 25 wt% のデータを取得した。元々, R134a と HFO1234yf の蒸気圧が非常に近いこともあり, 全組成条件において共沸性が高い。温度条件によって若干異なるが, 概ね R134a / HFO1234yf : 50 / 50 wt% で共沸組成 ($x = y$) を取ることがわかる。

Table 1.1.2 Specification of Samples used for R32 / HFO1234yf

Sample	Purity	Degas	Maker
R32	99.9 %	No	高千穂化学工業
HFO1234yf	99 %	No	SynQuest Laboratories

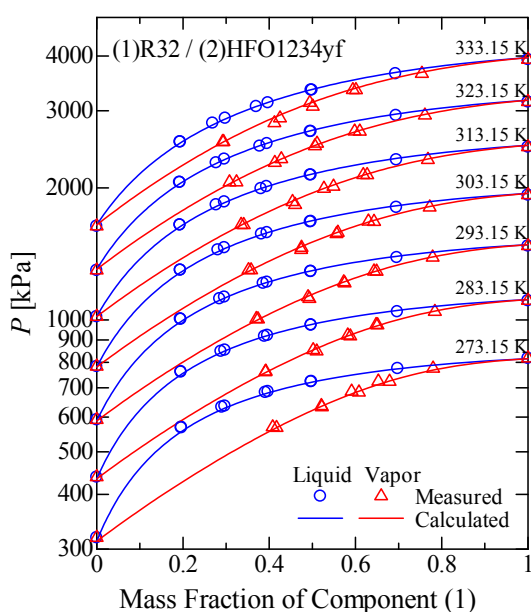


Fig. 1.1.6 Results of VLE Measurements for R32 / HFO1234yf

Table 1.1.3 Specification of Samples used for R125 / HFO1234yf

Sample	Purity	Degas	Maker
R125	99.9 %	Yes	高千穂化学工業
HFO1234yf	99.9 %	Yes	SynQuest Laboratories

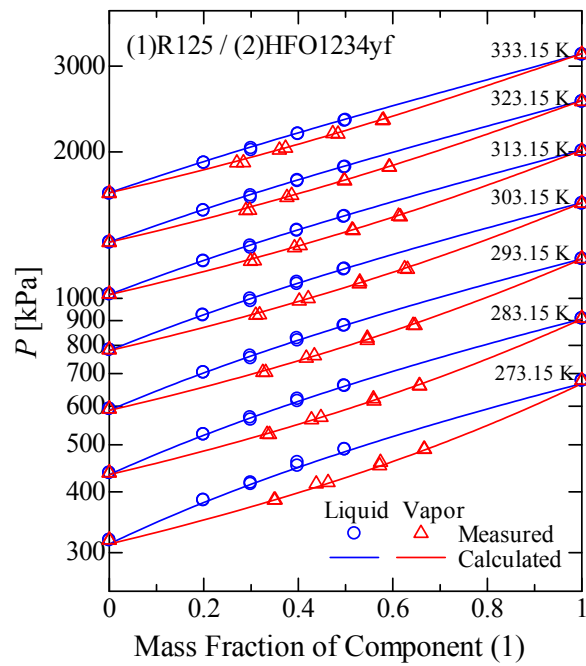


Fig. 1.1.7 Results of VLE Measurements for R125 / HFO1234yf

Table 1.1.4 Specification of Samples used for R134a / HFO1234yf

Sample	Purity	Degas	Maker
R134a	99.9 %	Yes	旭硝子
HFO1234yf	99.9 %	Yes	SynQuest Laboratories

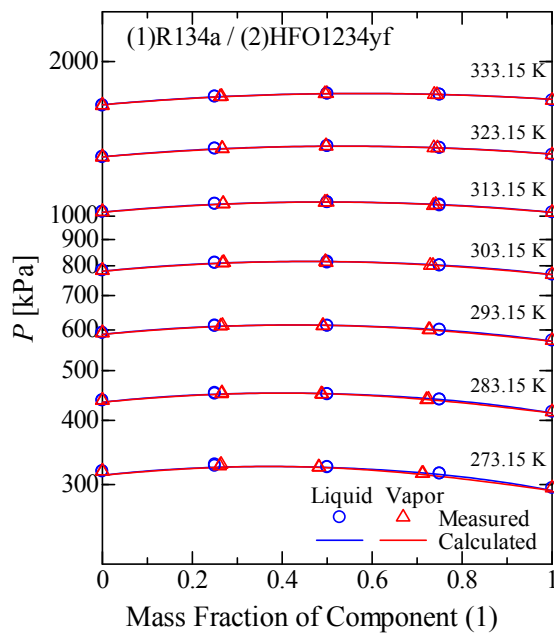


Fig. 1.1.8 Results of VLE Measurements for R134a / HFO1234yf

1.1.5 状態方程式の作成

(1) 純冷媒の状態方程式

各冷媒の冷凍サイクル性能を予測するためには、サイクルの任意の状態での圧力や比エンタルピーといった状態量を把握しなければならない。これには気・液単相域はもちろんのこと、二相域における飽和蒸気、飽和液の熱力学的性質を一貫して計算できる状態方程式を必要とする。ここでは Peng-Robinson 状態方程式（以下、PR 式）と Helmholtz 型状態方程式（以下、Helmholtz 式）について述べる。

- Peng-Robinson 状態方程式

PR 式は van der Waals 型状態方程式の一つであり、次式で表される[4]。

$$P = \frac{RT}{v-b} - \frac{a}{v^2 + 2bv - b^2} \quad (1.1.2)$$

$$a = 0.45724 \frac{R^2 T_c^2}{P_c} \left\{ 1 + m \left(1 - \sqrt{\frac{T}{T_c}} \right) \right\}^2 \quad (1.1.3)$$

$$b = 0.07780 \frac{RT_c}{P_c} \quad (1.1.4)$$

$$m = 0.37464 + 1.54226\omega - 0.26992\omega^2 \quad (1.1.5)$$

ここで、 P ：圧力、 T ：温度、 v ：比容積、 R ：気体定数、 ω ：偏心係数、下添え字 c ：臨界値をそれぞれ意味する。 a 、 b はそれぞれエネルギーパラメータ、サイズパラメータであり、物理的な意味は van der Waals 式と同様であり、それぞれ理想気体に分子間力、分子体積を考慮するために導入されたものである。偏心係数は分子形状の球形からの偏倚を表すものであり、次式で定義される。

$$\omega = -\log_{10} P_r \Big|_{T_r=0.7} - 1.0 \quad (1.1.6)$$

ここで、下添え字 r は対臨界値を示す。

PR 式の特徴として、物質の臨界温度、臨界圧力、偏心係数によって一般化されており、汎用性が高いこと、比容積 v の三次方程式となっている（そのため、三次型状態式とも呼ばれる）ため、温度、圧力から容易に比容積が求められること、さらに比較的単純な式形であるにも関わらず高压系の気液平衡の相関が良好であることが挙げられる。そのため、現在でも工業上広く用いられている。欠点としては、液密度、比熱の推算精度が比較的低いことが挙げられる。

(2) 混合冷媒に適用するときの混合則

パラメータ a 、 b に対して適当な混合則を適用することで、混合物の計算に拡張できる。混合則は多種多様なものがあるが、本研究では比較的単純な次式で表される混合則を用いた。

$$a_m = \sum_i \sum_j x_i x_j a_{ij}, \quad b_m = \sum_i x_i b_i \quad (1.1.7)$$

$$a_{ij} = (1 - k_{ij}) \sqrt{a_i \cdot a_j}, \quad (k_{ij} = k_{ji}) \quad (1.1.8)$$

ここで下添え字 m, i, j はそれぞれ混合物, i 成分, j 成分の値であることを意味する。また, k は相互作用係数と呼ばれ, 異種分子間の極性による相互作用を考慮した修正係数である。

二成分系において, (1.1.7) および (1.1.8) 式は次のように書ける。

$$a_m = x_1^2 a_1 + 2x_1 x_2 a_{12} + x_2^2 a_2, \quad b_m = x_1 b_1 + x_2 b_2 \quad (1.1.9)$$

$$a_{12} = (1 - k_{12}) \sqrt{a_1 \cdot a_2}, \quad (k_{12} = k_{21}) \quad (1.1.10)$$

相互作用係数 k_{12} の値は二成分系の実測値から決定されるのが一般的である。本研究においても気液平衡測定結果を用いて値の決定を行った。これについては 1.1.15 に述べる。

以下, 状態式に PR 式, 混合則に (1.1.9) および (1.1.10) 式を用いた計算モデルを PR 式モデルと呼ぶ。

- Helmholtz 型状態方程式

本項目は文献[3]を参考にした。

Helmholtz 式は PR 式に比べパラメータ数が大幅に多く式形が複雑ではあるが, 現在最も高精度に熱力学的性質を計算できる状態式とされ, 工業上重要な物質に対しては概ね作成されている。REFPROP においても HFC 類の物性計算では標準で使用される状態式である。

Helmholtz 式は系の Helmholtz 自由エネルギーを温度と密度を独立変数として表現する。純物質に対しては次式のように定式化されている。

$$\frac{a(T, v)}{RT} = \alpha(\tau, \delta) = \alpha^o(\tau, \delta) + \alpha^r(\tau, \delta) \quad (1.1.11)$$

$$\tau = \frac{T_c}{T}, \quad \delta = \frac{v_c}{v} \quad (1.1.12)$$

ここで a は Helmholtz 自由エネルギー, α は無次元 Helmholtz 自由エネルギー, 上添え字 o, r はそれぞれ理想気体部分, 残留部分を示す。残留部分とは理想気体と実在流体の偏倚を意味している。独立変数の τ, δ は, 温度 T およびモル体積 v を, それぞれ臨界温度 T_c および臨界モル体積 v_c で無次元化した無次元温度および無次元体積である。

理想気体部分 α^o は, 個々の分子を質点と考えた場合の並進運動および振動のエネルギーを表現し, 一般的には理想気体状態の定圧比熱の相関式から解析的に導出される。

一方, 残留部分 α^r はすべての分子間力を包括的に表現する項であるが, 理論的に導く方法は確立されておらず一般的に次式のような多項式で表現される。

$$\alpha^r(\tau, \delta) = \sum_{i=1}^{N_1} a_i \tau^i \delta^{d_i} + \sum_{i=N_1+1}^{N_2} a_i \tau^i \delta^{d_i} \exp(-\delta^{e_i}) \quad (1.1.13)$$

ここで, 項数 N_1, N_2 , パラメータ a, t, d, e は物質によって異なる定数である。項数は HFC 類や HFO 類については 20 前後のものがこれまでに提案されている。パラメータ a, t, d, e は飽和状態や単相域の PvT , 比熱, 音速などの実測値への相関によって決定される。

混合系の Helmholtz 式は次式で表現される。

$$\frac{a_m(T, v, \vec{x})}{RT} = \alpha_m = \alpha_m^o + \alpha_m^r \quad (1.1.14)$$

ここで、 x は組成ベクトルである。理想気体部分は次式のように表現される。

$$\alpha_m^o(T, v, \vec{x}) = \sum_{i=1}^n x_i \alpha_i^o(\tau_i, \delta_i) + \sum_{i=1}^n x_i \ln x_i \quad (1.1.15)$$

$$\tau_i(T) = \frac{T_{c,i}}{T}, \quad \delta_i(v) = \frac{v_{c,i}}{v} \quad (1.1.16)$$

混合物の理想気体部分 α_m^o を計算する際は、個々の成分に対して異なる無次元温度 τ 、無次元体積 δ を用いる。

一方、残留部分は次式のように表現される。

$$\alpha_m^r(T, v, \vec{x}) = \sum_{i=1}^n x_i \alpha_i^r(\tau, \delta) + \Delta \alpha^r(\tau, \delta, \vec{x}) \quad (1.1.17)$$

$$\tau(T, \vec{x}) = \frac{T_{\text{red}}(\vec{x})}{T}, \quad \delta(v, \vec{x}) = \frac{v_{\text{red}}(\vec{x})}{v} \quad (1.1.18)$$

残留部分 α_m^r を計算する際は、すべての成分に対して共通の無次元温度 τ 、無次元体積 δ を用いる。これらは(1.1.17)式から決定する。換算係数 T_{red} 、 v_{red} は組成の関数として与えられる。また、(1.1.18)式における $\Delta \alpha^r$ は混合における超過量を表現する項である。一般に超過量の全量に対する割合は数%と小さいため、本研究では無視した。

HFC系混合冷媒に対する換算係数 T_{red} 、 v_{red} の関数形として、現在までにTillner-Rothらによるもの[9]とLemmon and Jacobsen[10]によるものの二種類のモデルが提案されている。本研究ではLemmon-Jacobsenモデル（以下、LJモデル）を採用した。LJモデルはREFPROP Ver. 8.0[10]においてフロン系混合冷媒の計算に標準で用いられているモデルである。

LJモデルはR32, R125, R134a, R143a および R152 から成る混合冷媒に対し、換算係数 T_{red} 、 v_{red} を次式で表現することを提案している。

$$T_{\text{red}}(\vec{x}) = \sum_{i=1}^n x_i T_{c,i} + \sum_{i=1}^{n-1} \sum_{j=i+1}^n x_i x_j \zeta_{ij} \quad (1.1.19)$$

$$v_{\text{red}}(\vec{x}) = \sum_{i=1}^n x_i v_{c,i} + \sum_{i=1}^{n-1} \sum_{j=i+1}^n x_i x_j \xi_{ij} \quad (1.1.20)$$

ここで、 ζ_{ij} および ξ_{ij} は成分 i と成分 j の相互作用を表すパラメータである。

二成分系において、(1.1.19)および(1.1.20)式は次のように書ける。

$$T_{\text{red}}(\vec{x}) = x_1 T_{c,1} + x_2 T_{c,2} + x_1 x_2 \zeta_{12} \quad (1.1.21)$$

$$v_{\text{red}}(\bar{x}) = x_1 v_{c,1} + x_2 v_{c,2} + x_1 x_2 \xi_{12} \quad (1.1.22)$$

パラメータ ζ_{ij} および ξ_{ij} の値は二成分系の実測値から決定されるのが一般的である。本研究においても値の決定を行った。これについては 1.1.14 項で述べる。

以下、状態式に Helmholtz 式、混合モデルに LJ モデルを用いた計算モデルを Helmholtz 式モデルと呼ぶ。

(3) 気液平衡計算方法

多成分系の気液平衡の条件は、成分数を n とすると次式で表される。

$$T' = T'' \quad (1.1.23)$$

$$P' = P'' \quad (1.1.24)$$

$$f'_i = f''_i \quad (i=1,2,\dots,n) \quad (1.1.25)$$

ここで上添え字 ' および " はそれぞれ液相、気相の状態量であることを示す。 f はフガシティを示す。フガシティ f は次のように表現される。

$$f'_i = \phi_i x_i P \quad (1.1.26)$$

$$f''_i = \phi_i y_i P \quad (1.1.27)$$

ここで、 ϕ はフガシティ係数である。

PR 式および(1.1.6), (1.1.7)式に示した混合則を用いた場合、フガシティ係数は次式で計算できる。

$$\ln \phi_i = \frac{b_i}{b_m} (Z-1) - \ln \left(Z - \frac{b_m P}{RT} \right) - \frac{a_m}{2\sqrt{2}b_m RT} \left(\frac{2\sum_j^n x_j a_{ij}}{a_m} - \frac{b_i}{b_m} \right) \ln \left\{ \frac{v + (1+\sqrt{2})b_m}{v + (1-\sqrt{2})b_m} \right\} \quad (1.1.28)$$

ここで、 Z は圧縮係数であり、次式で定義される。

$$Z = \frac{Pv}{RT} \quad (1.1.29)$$

また、Helmholtz 式を用いた場合、混合による過剰量を無視するとフガシティ係数は次式で計算できる。

$$\ln \phi_i = -\ln Z + \alpha'_i + \delta \alpha'_\delta + \frac{N \delta \alpha'_\delta}{v_{\text{red}}} \left(\frac{\partial v_{\text{red}}}{\partial N_i} \right) + \frac{N \tau \alpha'_\tau}{T_{\text{red}}} \left(\frac{\partial T_{\text{red}}}{\partial N_i} \right) \quad (1.1.30)$$

ここで、 N はモル量、下添え字 δ , τ はそれぞれ無次元体積、無次元温度での偏微分を表す。各成分の

モル量 N_i での偏微分項は混合モデルから計算される。二成分系に LJ モデルを用いた場合、それぞれ次式のように表される。

$$N \left(\frac{\partial v_{red}}{\partial N_i} \right) = v_{c,1} - \sum_{i=1}^2 x_i v_{c,i} + (x_2 - 2x_1x_2) \xi_{12} \quad (1.1.31)$$

$$N \left(\frac{\partial T_{red}}{\partial N_i} \right) = T_{c,1} - \sum_{i=1}^2 x_i T_{c,i} + (x_2 - 2x_1x_2) \zeta_{12} \quad (1.1.32)$$

(4) 混合パラメータ

PR 式モデル、Helmholtz 式モデルについて、それらの特長、式形および混合系の計算への適用方法などについて概説した。いずれにおいても、それぞれの混合モデルに含まれているパラメータを実測値への相関を行うことで最適化することがより精度の良い計算を行うためには必須である。

本研究では PR 式モデルにおける相互作用係数 k 、Helmholtz 式モデルにおけるパラメータ ζ の最適化をそれぞれ行った。Helmholtz 式モデルにおけるパラメータ ζ の気液平衡性質の計算に対する影響は一般に小さいため、本研究では $\zeta = 0$ とした。

本研究で得られた気液平衡データを用い、次式のように定義した誤差関数を最小にする値を定めた。

$$E = \sum \left(\frac{P_{exp}}{P_{cal}} - 1 \right)_{bubble}^2 + \sum \left(\frac{P_{exp}}{P_{cal}} - 1 \right)_{dew}^2 \quad (1.1.33)$$

結果を Table 1.1. に示す。なお、REFPROP Ver. 8.0 において実測値の不足などにより混合パラメータが未知の混合系を選択した場合、二成分それぞれの臨界温度、臨界圧力および偏心係数を用いて次式によりパラメータ ζ_{12} が推算され、計算に用いられる。それら推算値も Table 1.1. に併記した。

$$\zeta_{12} = \frac{40.4 - 25.03 \times 2.0^{P_r \omega_1}}{T_r} \quad (1.1.34)$$

$$\left(T_r = \frac{T_{c,1}}{T_{c,2}}, P_r = \frac{P_{c,1}}{P_{c,2}}, \omega_r = \frac{\omega_1}{\omega_2} \right)$$

Table 1.1.5 Optimized Mixing Parameters

Equation of State	PR	Helmholtz	
		ζ_{12} [K]	
Mixing Parameter	k_{12}	This Work	REFPROP (Default)
R32 / HFO1234yf	0.037	-35.8	-43.0
R125 / HFO1234yf	0.004	-1.5	-18.2
R134a / HFO1234yf	0.020	-10.3	-25.0

(5) 混合冷媒の PR 式モデル

相互作用係数 k は一般に温度に対して依存性を持つと言われている。Table 1.1. に示した k の値は本実測値の温度条件すべてのデータに相関して定めた値である。

ここでは、測定値の温度毎に相互作用係数 k の最適化を行い、温度に対する依存性について検討した。

結果をFig. 1.1.に示す。

図より、温度が高くなるにつれて、相互作用係数 k の値は小さくなる傾向があることがわかる。しかしながら、その依存性は弱く、二成分の組み合わせの種類によって大まかな値は決定するといえる。

次式のように相互作用係数 k を温度の一次関数で作成した。

$$k_{12}(T) = aT + b \quad (1.1.35)$$

定めたパラメータ a , b の値をTable 1.1.6 に示す。

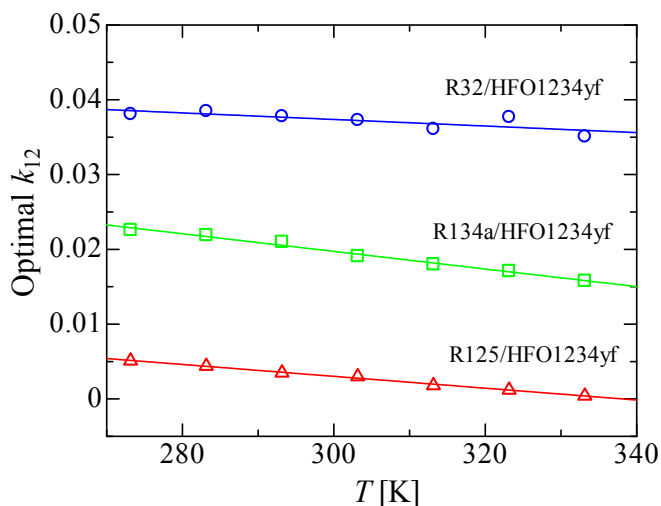


Fig. 1.1.9 Temperature Dependence of Binary Interaction Parameter

Table 1.1.6 Parameters for Equation (2-35)

System	a	b
R32 / HFO1234yf	-4.39E-5	0.0505
R125 / HFO1234yf	-7.93E-5	0.0268
R134a / HFO1234yf	-1.18E-4	0.0551

PR 式モデルにおいて、固定値とした最適値および温度の関数とした場合、また相互作用係数 k を用いない (0 とする) 場合からそれぞれ沸点圧力、露点圧力を計算し、実験値との平均偏差を計算した。結果をTable 1.1.7 に示す。結果の一例として、30 °Cにおける計算値の差異をFig. 1.1.10 に示す。また、固定最適値を用いた場合の飽和圧力計算の偏差を、温度および組成に対してFig. 1.1.111 に示す。

結果より、相互作用係数 k を用いない場合、特に R32 / HFO1234yf 系の飽和圧力計算においては 5 % を超える平均偏差が生じることがわかる。一方、最適化した相互作用係数 k を用いた場合、いずれの混合系の飽和圧力も 1 %未満の平均偏差で計算が可能である。また、本測定 of 温度条件下においては、相互作用係数 k を温度の関数として用いても、それほど利点は得られないことが分かる。

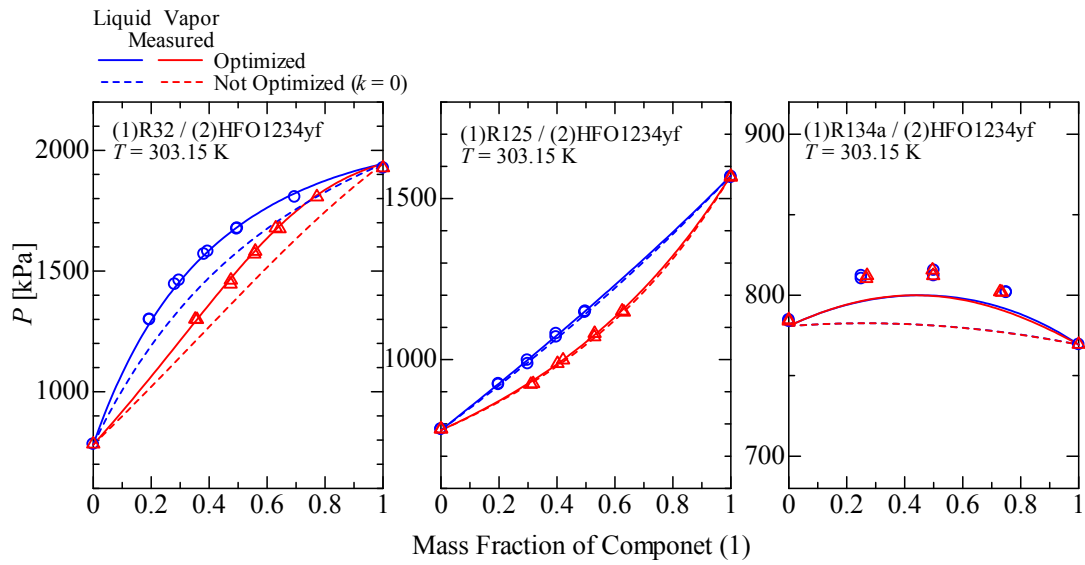


Fig. 1.1.10 Effect of Binary Interaction Parameter k in PR Model

Table 1.1.7 Average Absolute Deviation for Saturated Pressure Calculation Using PR Model

Mixing Parameter	k_{12} (const.)		k_{12} (T)		$k_{12} = 0$	
	dP_{bub} [%]	dP_{dew} [%]	dP_{bub} [%]	dP_{dew} [%]	dP_{bub} [%]	dP_{dew} [%]
R32 / HFO1234yf	0.61	0.56	0.59	0.55	5.49	5.33
R125 / HFO1234yf	0.57	0.52	0.51	0.55	0.75	0.57
R134a / HFO1234yf	0.46	0.46	0.34	0.64	2.49	2.48

$$AAD = \frac{\sum_{i=1}^N \left| \frac{P_{\text{exp}}}{P_{\text{cal}}} - 1 \right|}{N}$$

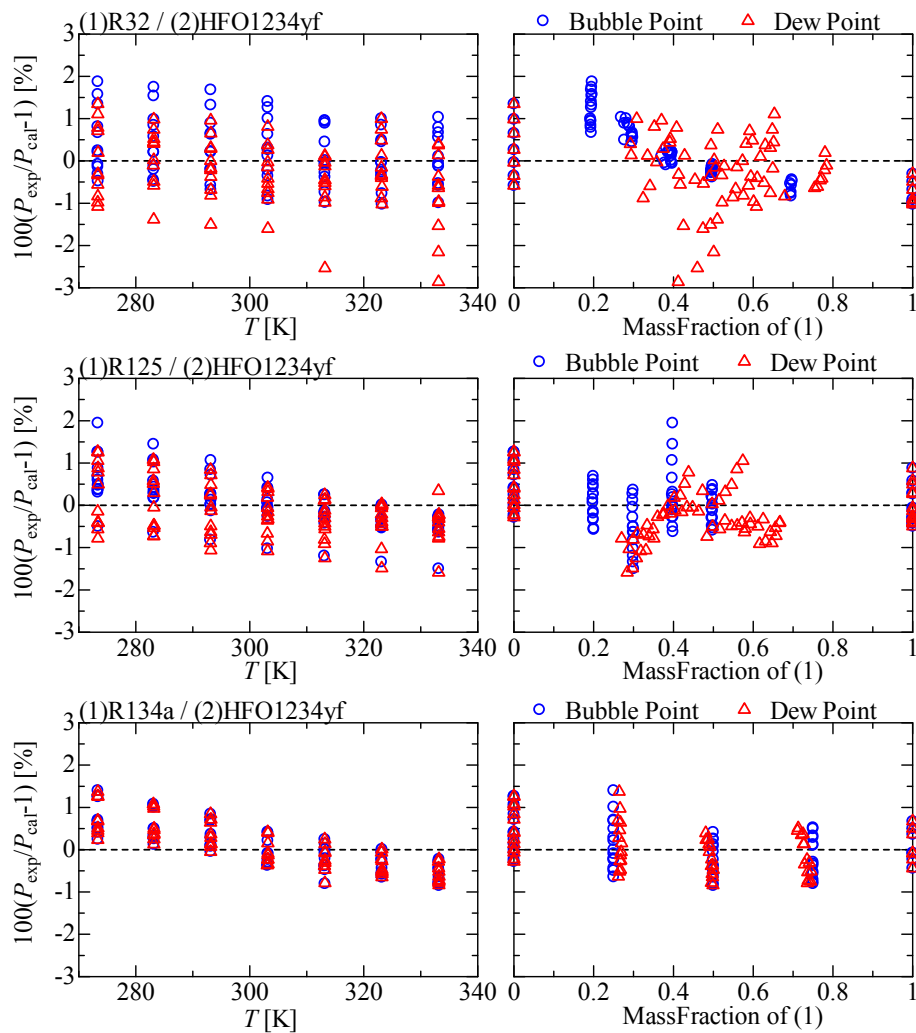


Fig. 1.1.11 Deviation for Saturation Pressure Calculation Using PR Model with Optimal k_{12}

(6) 混合冷媒の Helmholtz 式モデル

Helmholtz 式モデルでは、パラメータ ζ_{12} の値により気液平衡の相関精度が大きく変わる。パラメータ ζ_{12} を本研究の気液平衡データに対し最適化した値と、REFPROP で用いられる推算式による値を用いた場合（参照：Table 1.1.5）および用いない（ $\zeta_{12}=0$ ）場合でそれぞれ飽和圧力を計算し、実測値との平均偏差を計算した。結果をTable 1.1.に示す。結果の一例として、30 °Cにおける計算値の差異をFig. 1.1.12 に示す。パラメータ ζ_{12} の最適値を用いた場合の計算値と実測値の相対偏差を温度、組成に対してFig. 1.1.13 に示す。

Table 1.1.8 より、当然のことではあるが、パラメータ ζ の最適値を用いることにより実測値との相関がよくなることがわかる。また、Fig. 1.1.112 より、いずれの二成分系においても、REFPROP で推算されるパラメータ ζ_{12} を用いた場合、沸点圧力、露点圧力をともに過大に計算することがわかる。他の温度条件でも同様の傾向が見られた。

Fig. 1.1.111 と Fig. 1.1.13 を比較すると、Helmholtz 式モデルは PR 式モデルに比べて各純物質の蒸気圧（右側グラフの横軸の両端）について、実測値との相関が大幅に向上していることが分かる。混合物の飽和圧力の計算における偏差は、実測値の組成測定における不確かさによるものと考えられる。

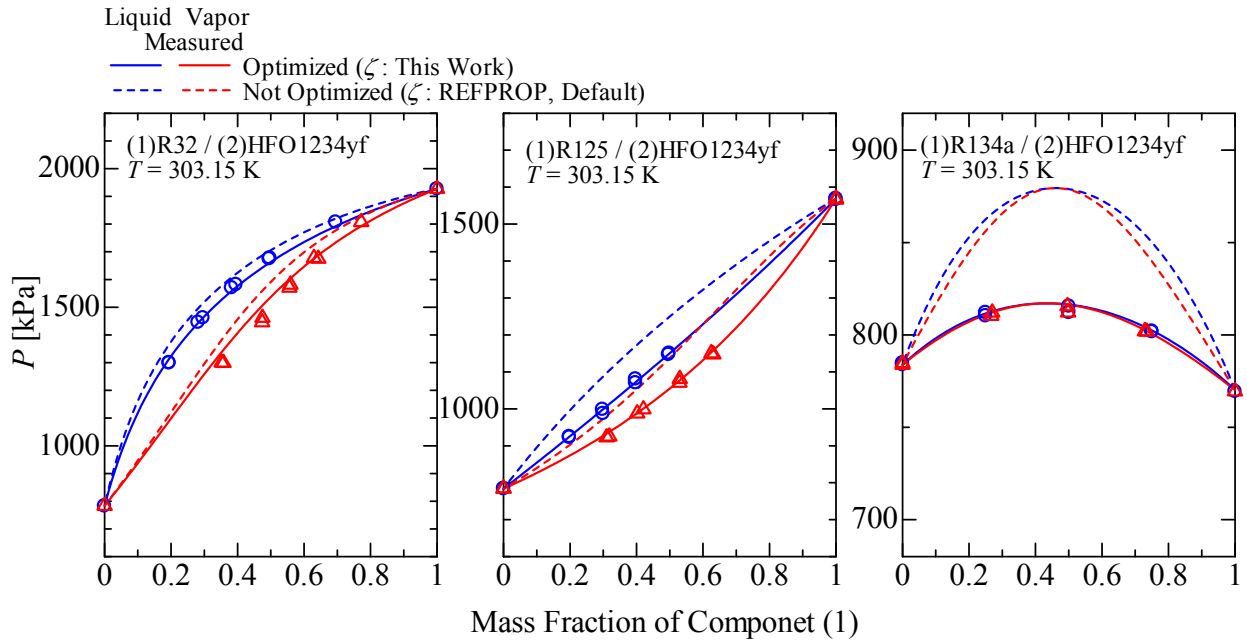


Fig. 1.1.12 Effect of Mixing Parameter ζ in Helmholtz Model

Table 1.1.8 Average Absolute Deviation for Saturated Pressure Calculation Using Helmholtz Model

Mixing Parameter	ζ_{12} [K] (This Work)		ζ_{12} [K] (Estimated)		ζ_{12} [K] = 0	
	dP_{bub} [%]	dP_{dew} [%]	dP_{bub} [%]	dP_{dew} [%]	dP_{bub} [%]	dP_{dew} [%]
R32 / HFO1234yf	0.57	1.30	1.94	3.91	11.25	10.90
R125 / HFO1234yf	0.35	0.37	5.34	4.68	0.57	0.44
R134a / HFO1234yf	0.19	0.19	3.81	3.60	2.74	2.75

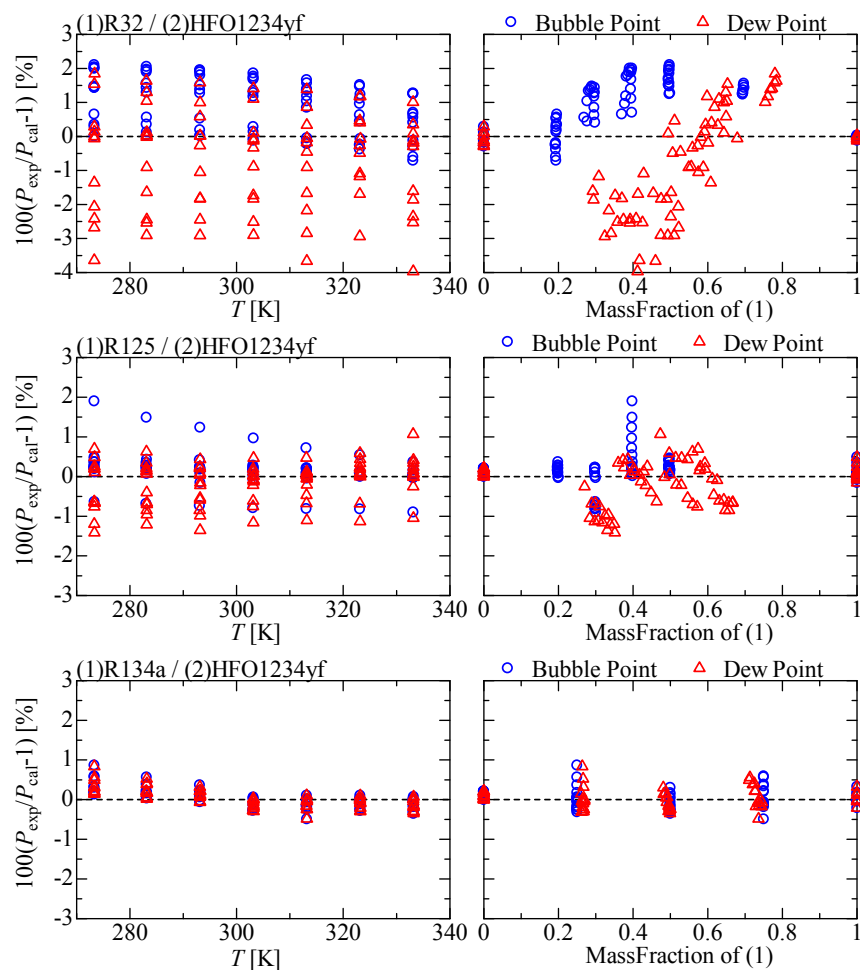


Fig. 1.1.13 Deviation for Saturation Pressure Calculation Using Helmholtz Model with Optimal ζ_{12}

1.1.6 まとめ

本章では HFO1234yf と HFC 類との二成分系の気液平衡性質に関して、その冷凍サイクルにおける意義、測定方法、計算方法を述べた。以下に本章で得た知見を示す。

(1) 気液平衡性質測定を行い、R125 / HFO1234yf は R32 / HFO1234yf 系と同様に非共沸系であること、R134a / HFO1234yf は共沸系であることを明らかにした。

(2) 汎用型として PR 式、高精度型として Helmholtz 式を採用し、それぞれに適当な混合則を用いて気液平衡の実測値の相関を行った。混合パラメータを最適化することによって、いずれの状態式を用いても良好に実測値を再現できた。したがって、PR 式モデルは気液平衡を計算するだけならば十分な精度であるといえるが、後述 (②項) のように液密度の計算において大きな偏差を生じるため、冷凍サイクルの性能予測に用いるのには適さないといえる。用途に応じて使い分けるのが良いと思われる。

(3) 各混合冷媒の温度勾配について検討した。R32 / HFO1234yf、R125 / HFO1234yf 混合冷媒はそれぞれおよそ 20 / 80 wt%、50 / 50 wt% の組成のとき温度勾配は最大となることがわかった。一方、R134a / HFO1234yf 混合冷媒の温度勾配はほとんど無視できる。

1. 2 混合冷媒の気液粘度の測定

1.2.1 蒸気粘性実験装置

本研究では、新冷媒としてアメリカの Du Pont 社と Honeywell 社が共同開発したハイドロフルオロオレフィン（HFO-1234yf:2,3,3,3-Tetrafluoropropene）を取り扱う。現在使われている HFC-410A の GWP(Global Warming Potential：地球温暖化係数)が 2088 であることに対して HFO-1234yf の GWP は 4 であることより、自然冷媒とともに地球温暖化防止のための新たな代替冷媒として注目を浴びている。しかし、従来のフロン系冷媒に比べ、蒸発潜熱が小さくそのため、従来のフロン系と同様の能力を取り出すための一つの方法として、ヒートポンプ内を流れる冷媒の流量を増やして能力を取り出す方法が考えられる。または、従来のフロン系冷媒と HFO-1234yf を混合することでその足りない蒸発潜熱を補うことも一つの方法として考えられている。しかし、どの方法を取るにも、まだ HFO-1234yf のその熱力学的な物性やその安全性など未だによく知られていないのが現状である。従い、本研究では、新冷媒である HFO-1234yf の気体粘度測定およびフロン系冷媒との混合冷媒の気体における粘度測定を行い、定量・定性的に評価を行う。

混合冷媒の気体における粘度測定装置の概略図とその様子をそれぞれ Fig.1.2.1 と Fig.1.2.2 に示す。実験装置は主に空気槽の中に粘度を測定する粘度計を中心に、所定の温度になるように温度を調整し、安定に保つための恒温槽とファンヒータを設けた。また、混合冷媒を粘度計の耐圧力である大気圧状態まで落とし、粘度計の中に充填させるための混合冷媒セル、レギュレータ、ニードルバルブを設けた。粘度の測定のためにはデジタルカメラを用いてボールの落ちる様子と落下時間を撮影して粘度測定に用いた。

その実験手順は、まず実験装置の全体を真空引きして粘度計の中を空にしてから予め混合しておいた混合ガスセルからレギュレータを調整することで粘度計の中を混合冷媒に満たす。それから、所定の温度になるように恒温槽の温度を調整し、粘度計中の混合冷媒ガスの温度が所定の温度になるまで待つ。空気槽の温度と粘度計の温度が安定になり、十分時間を置き粘度計の中の混合冷媒ガスが所定の温度で安定になったと判断してから測定を行う。測定はデジタルカメラを用いて 100 分の 1 秒間隔で一定の区間を落下するボールの落下時間を 2 回以上測定し、その落下時間を平均して粘度計算に用いた。

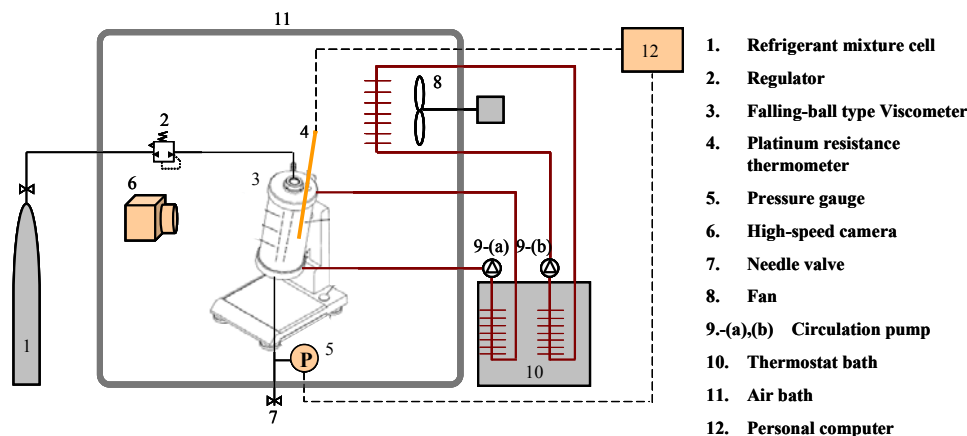


Fig.1.2.1 Schematic diagram of experimental apparatus



Fig. 1.2.2 View of the experimental apparatus

1.2.2 実験パラメータ・実験条件

本研究では、HFO-1234yf と混合するフロン系冷媒の種類とその混合組成、温度、圧力をパラメータとして実験を行った。実験条件はヒートポンプサイクルで気体として冷媒が存在する蒸発器出口から圧縮機中の状態を考慮して決めた。

(1) 混合組成

本実験で行った混合冷媒の組成を Table.1.2.1 に示す。混合組成は両成分間のモル分立でバランス良く測定を行えるように各混合冷媒ごとに4つの組成を定めて実験を行うことにした。

Table.1.2.1 The experimental mixture ratio of refrigerant mixtures

Mixture refrigerants	Mixture ratio [wt%] (mole fraction)			
	20/80 (0.354)	30/70 (0.484)	40/60 (0.594)	50/50 (0.687)
HFC-32/HFO-1234yf	20/80 (0.354)	30/70 (0.484)	40/60 (0.594)	50/50 (0.687)
HFC-125/HFO-1234yf	20/80 (0.192)	35/65 (0.338)	50/50 (0.487)	70/30 (0.689)

(2) 温度と圧力

本実験で用いた落球式粘度計は大気圧でしか使えないものであるため、実験圧力は大気圧付近で行った。温度においてはヒートポンプサイクルの運転条件を考慮し、5°C~65°Cの15°Cおきで測定を行った。

(3) 測定機器

本研究の実験装置に使われた主要実験装置を説明する。

粘度計

実験に用いた粘度計は HAAKE 社製の C 型落球式粘度計を用いた。落球式粘度計の様子とその仕様を Fig.1.2.3 と Table.1.2.2 にそれぞれ示す。



Fig.1.2.3 View of the falling ball type viscometer

Table.1.2.2 Specifications of the viscometer

Viscosity range	more than 0.01 cP
Temperature range	-20°C~120 °C
Reproducibility	less than 0.5%
Comparability	less than 1%
Falling ball	G type
Material of falling ball	Boron silicial glass
Density of falling ball	2.275 g/cm ³
Mass of falling ball	4.6698 g
Diameter of falling ball	15.908 mm

温度測定

実験に用いた温度計は CHINO 製の白金測温抵抗体の R003 を用いた。R003 の不確かさは $\pm 0.01\text{K}$ である。

圧力計

実験に用いた圧力計は共和電業製の絶対圧力計の PAB-A-200KP を用いた。PAB-A-200KP の仕様は許容温度範囲 $-30\sim 80^{\circ}\text{C}$ 、非線形性 $\pm 0.1\%$ 、再現性 0.1%である。圧力は測定範囲 $0\sim 200\text{kPa}$ で、その不確かさは $\pm 0.2\text{kPa}$ である。また、ひずみゲージ式圧力変換機から計測できた圧力は共和電業製のシグナルコンディショナである CDV-700A を用いデータロガーに圧力データを送ることで計測を行った。

落球時間測定部

本実験に用いた落球式粘度計は一定区間を落ちるボールの落球時間を測定して粘度の計算を行うた

め、気体のように粘度の小さい物質においてはその落球時間を正確に測定しなければならない。そのため、本研究では、100分の1秒単位で計測できる自作のストップウォッチを用い、落下するボールとストップウォッチをカシオ製の高速カメラ(EX-F1)で撮影してその画像より正確な落下時間を測定する。その一例を Fig.1.2.4 に示す。

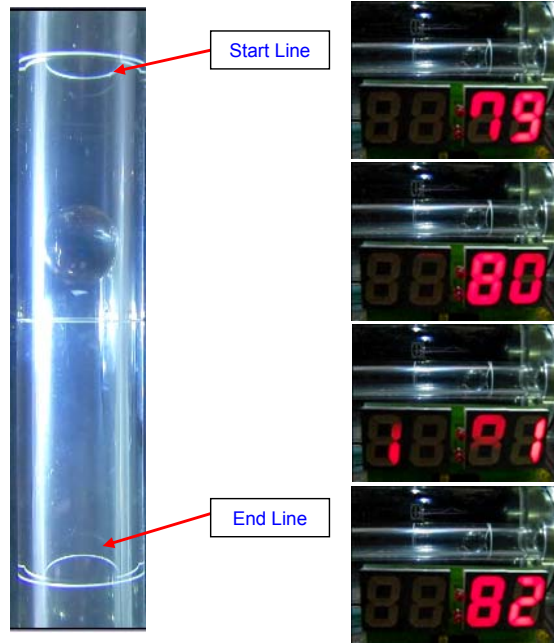


Fig.1.2.4 The example of the falling time measurement

(4) 粘度算出

落球式粘度計は単純な測定原理でニュートン流体のサンプルの正確な温度で精度良く粘度測定することができる。その測定方法は傾斜したガラス管の中にサンプルを充填し、管内にボールを落体させ、落下時間を計測することで粘度測定を行う。ストークスの法則に管壁の影響を考慮した落下時間と粘度の関係を式(1.2.1)に示す。

$$\eta = \frac{d^2 \times (\rho_0 - \rho) \times g \times t}{18 \times l} \times \left\{ 1 - 2.102 \times \frac{d}{D} + 2.09 \times \left(\frac{d}{D} \right)^3 \right\} \quad (1.2.1)$$

ここで、 d は球の直径、 ρ は試料の密度、 ρ_0 は球の密度、 t は落下時間、 g は重力加速度、 l は落下距離、 D は円管の直径である。(cgs単位系)

この式より粘度計算において落球の密度と測定対象物の密度の差($\rho_0 - \rho$)と落下時間 t が粘度測定に直接に影響を与え、他は粘度計固有の定数であることが分かる。しかし、本研究で用いる気体の密度の場合、落球の密度($\rho_0 = 2.275 \text{g/cm}^3$)に比べその密度が数百から数千分の1のようにはるかに小さいため、気体密度は無視できる。そのため、本研究では式(3.2)のように基準物質を用いた簡単な粘度計算式を用いる。

$$\eta = \frac{t}{t'} \times \eta_{ref} \quad (1.2.2)$$

ただし、本研究において参考論文に基づく HFC-134a の粘度 η_{ref} は 129.7[cP]である。また、その際、本実験装置における落下時間 t' は 14.86[s]を用いて粘度測定を行った。

この式を用いるのに当たり、その妥当性の検討を行った。すなわち、気体粘度測定に当たり、基準物質に

よらず、その粘度は温度による関数で、その勾配が一致しなければならない。その結果を Fig.1.2.5 に示す。Fig.1.2.5 の結果のように粘度範囲が似ているフロン系冷媒でも化学的に構造も粘度範囲も異なる窒素とフロン系冷媒でも大体同様の直線で近似でき基準物質によらず、式(1.2.2)が使えることが確認できた。以上の結果に踏まえた上、本研究では HFO-1234yf と特性が似ていると言われる HFC-134a の気体粘度の様々な研究をまとめた Krauss らの論文^[28]を基準として計算を行った。

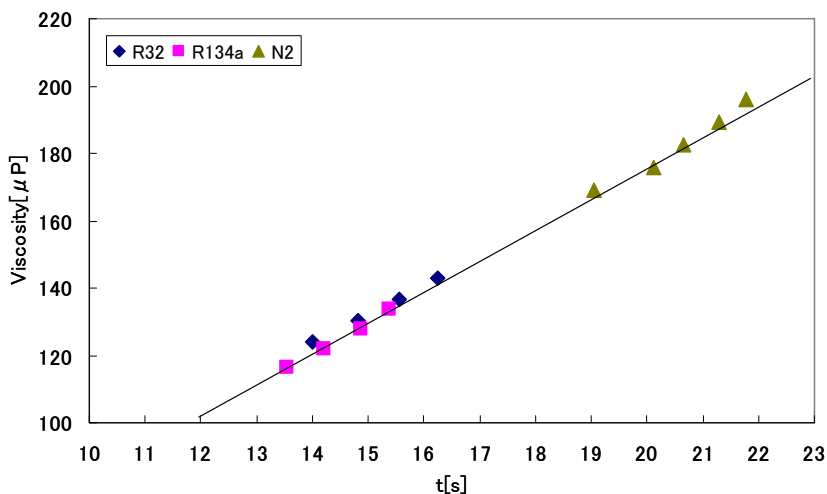


Fig.1.2.5 Base material dependence on viscosity measurement of gas phase in this work

1.2.3 予備実験

HFO-1234yf の粘度情報に関しては現在ほとんど知られていないため、本研究の測定に当り、測定できた粘度情報の健全性の検討のため、実験装置を用いて予備実験として混合する媒体である HFC-32 の純冷媒の粘度測定を行った。予備実験条件は温度 5°C~65°C の 15°Cおきで、圧力は大気圧で、実際 HFO-1234yf を用いた粘度測定条件と同じ条件で行った。その測定結果を Fig.1.2.6 に示す。測定した HFC-32 の気体粘度と汎用物性プログラムである Refprop Ver.7.0 の値との比較を行った結果、測定範囲において実験装置の不確かさ計算で求めた±0.9%内に収まっていることが確認できた。Refprop Ver.7.0 の値と測定値の比較を Fig.1.2.7 に示す。

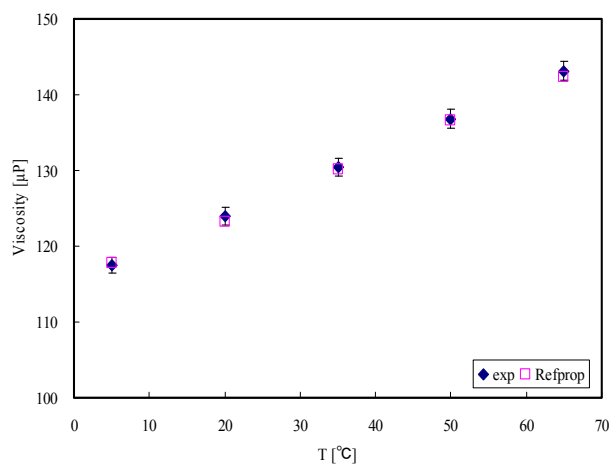


Fig.1.2.6 Experimental data of HFC-32 by using this equipment

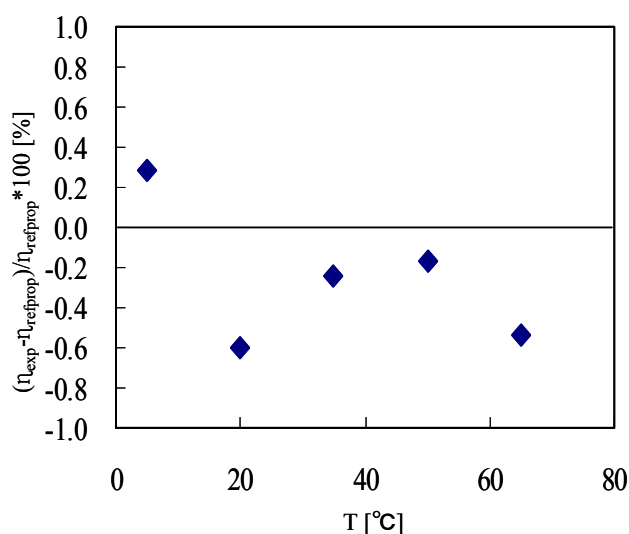


Fig.1.2.7 Comparison of experimental data and Refprop Ver.7.0

1.2.4 実験結果および考察

HFO-1234yf 純冷媒

本研究では、混合冷媒の粘度測定とともに現在ほとんど HFO-1234yf に関する熱物性が知られていないため、HFO-1234yf 純冷媒の気体粘度測定を行った。測定は大気圧で温度は 1°C~65°C の 8 点において行った。その結果を Table.1.2.3 に示す。

Table.1.2.3 Experimental data for pure HFO-1234yf

<i>P</i> [kPa]	<i>T</i> [K]	<i>η</i> [μP]	<i>P</i> [kPa]	<i>T</i> [K]	<i>η</i> [μP]
105.2	274.13	105.3	105.2	316.16	120.9
104.8	278.14	107.3	105.1	323.18	124.5
105.1	293.13	112.7	105.3	331.15	126.8
105.0	308.21	118.8	104.9	338.17	130.5

本研究の実験より HFO-1234yf の気体粘度は従来使われていた HFC-134a の粘度と比べ 3%小さく、HFC-410A の粘度と比べては 14%も小さいことがわかった。本研究では、得られた実験結果を用いて、大気圧での任意の温度において HFO-1234yf の気体粘度の計算ができるように相関式の作成を行った。

大気圧のような希釈ガスにおける気体粘度は運動学理論により式(1.2.3)のように表現できる。

$$\eta_0 = \frac{5}{16} \sqrt{\frac{MkT}{\pi N_A}} \frac{10^{25}}{\sigma^2 \Omega_\eta(T^*)} \quad (1.2.3)$$

ここで、 $M=0.11404$ [kg/mol]は HFO-1234yf の分子量、 k はボルツマン定数、 N_A はアボガドロの数である。また、粘度の単位は μP である。温度 T の単位は K である。また、length scaling factor である σ の単位は nm である。無次元温度である T^* は式(1.2.5)のように定義される。

$$T^* = \frac{kT}{\varepsilon} \quad (1.2.4)$$

ここで、本研究で得られた HFO-1234yf の気体粘度を最小二乗法を用いて式(1.2.4)にフィットさせて energy scaling factor である ε/k と length scaling factor である σ の値を次のように求めることができた。

$$\varepsilon/k = 281.14 \text{ K}, \quad \sigma = 0.53280 \text{ nm}$$

その際、 T^* の関数である collision integral $\Omega_\eta(T^*)$ は Bich et al.の式^[29]を用いた。次に Bich et al.の式を式(1.2.5)に示す。

$$\Omega_\eta(T^*) = \sum_{i=0}^4 a_i (\ln T^*)^i \quad (1.2.5)$$

ここで、定数 a_i の値は次の値を用いて計算した。

$$a_0 = 0.4425728, \quad a_1 = -0.5138403, \quad a_2 = 0.1547566, \quad a_3 = -0.02821844, \quad a_4 = 0.001578286$$

以上の気体運動学理論を用いて計算した結果と実験結果を Fig.1.2.8 に示す。Fig.1.2.9 からわかるように計算結果と実験値は $\pm 0.6\%$ 以内でフィッティングできた。

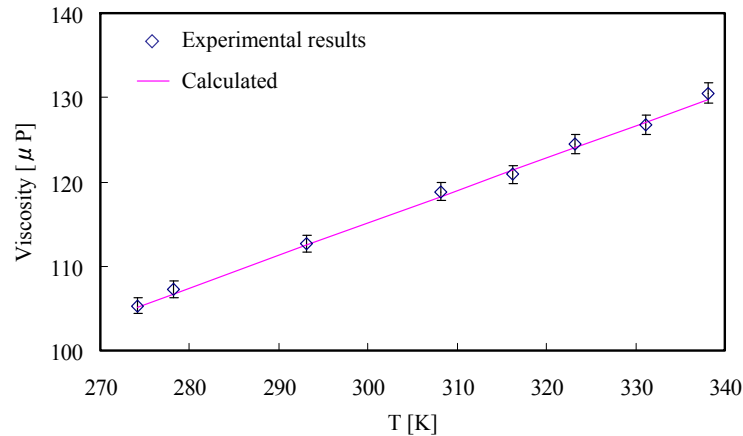


Fig. 1.2.8. Comparison of calculated and experimental viscosity for pure HFO-1234yf

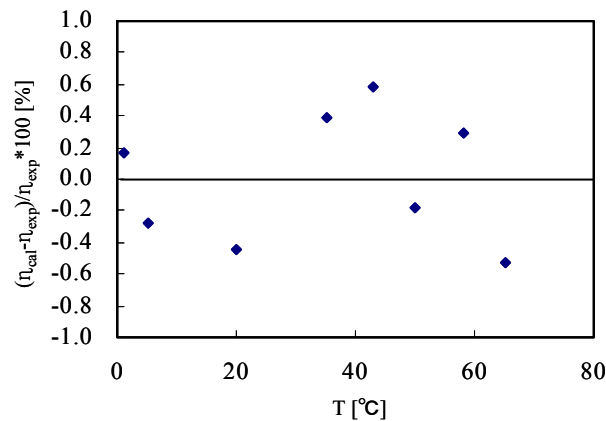


Fig.1.2.9 Deviation of calculated and experimental viscosity for pure HFO-1234yf

HFO-1234yf と HFC-32 の混合冷媒

本研究では、HFC-32 の質量分立 20, 30, 40, 50 wt% の 4 パターンで HFO1234-yf+HFC-32 混合冷媒を作成し、大気圧で 5°C~65°C の 15°C おきの温度条件で粘度測定を行った。その結果を Table.1.2.4 に示す。

Table.1.2.4 Experimental data for HFO-1234yf and HFC-32 mixtures

<i>P</i> [kPa]	<i>T</i> [K]	η [μ P]	<i>P</i> [kPa]	<i>T</i> [K]	η [μ P]
HFC-32/HFO : 0.2/0.8 (mole fraction of HFC-32 : 0.354); GWP=138			HFC-32/HFO: 0.4/0.6 (mole fraction of HFC-32 : 0.594); GWP=272		
105.0	278.16	110.5	105.4	278.08	113.3
105.4	293.10	116.4	105.9	293.18	119.4
104.7	308.18	122.7	106.8	308.15	125.8
105.4	323.12	128.4	105.6	323.13	131.9
105.1	338.09	133.8	105.2	338.12	137.9
HFC-32/HFO : 0.3/0.7 (mole fraction of HFC-32 : 0.484); GWP=205			HFC-32/HFO : 0.5/0.5 (mole fraction of HFC-32 : 0.687); GWP=340		
105.2	278.10	112.3	104.6	278.19	114.2
105.7	293.20	118.6	102.5	293.17	120.3
104.1	308.14	124.6	103.9	308.18	126.7
105.8	323.12	130.0	105.4	323.12	132.4
105.4	338.13	136.2	104.5	338.13	139.0

本研究の測定結果より HFO-1234yf+HFC-32 混合冷媒の大気圧における気体粘度は粘度の高い HFC-32 の混合率が高くなればなるほどそのモル分立で比例して混合冷媒の粘度も増加することがわかった。また、その粘度を従来の冷媒と比較してみると、HFC-32 の質量分立が 20wt% の場合、HFC-134a より 0.6% 大きく HFC-410A より 11.0% 小さいことがわかった。また、30wt% の場合は HFC-134a より 1.8% 大きく HFC-410A より 9.9% 小さく、40wt% の場合は HFC-134a より 2.9% 大きく HFC-410A より 8.9% 小さく、50wt% の場合には HFC-134a より 3.8% 大きく HFC-410A より 8.1% 小さい結果となった。

本研究では、混合冷媒の混合率による粘度推算のために、実験結果を用いて相関式の作成を行った。従来、混合気体における様々な研究結果やその相関式が提案されているが、本研究では、先行研究よりフロン系冷媒の混合冷媒において幅広く用いられた Wilke の式^[30]を用いて相関式の作成を行った。その Wilke の式を次の式(1.2.6)に示す。

$$\eta_{mix} = \frac{y_1 \eta_1}{y_1 + y_2 \phi_{12}} + \frac{y_2 \eta_2}{y_2 + y_1 \phi_{21}} \quad (1.2.6)$$

ここで、 y_1 と y_2 はそれぞれ HFC-32 と HF-1234yf のモル分立である。その際、相互パラメータ ϕ_{12} 、 ϕ_{21} は式(1.2.7)のようになる。

$$\phi_{12} = \frac{\left[1 + (\eta_1/\eta_2)^{0.5} (M_2/M_1)^{0.25}\right]^2}{\left\{8\left[1 + (M_1/M_2)\right]\right\}^{0.5}}, \quad \phi_{21} = \frac{\eta_2}{\eta_1} \frac{M_1}{M_2} \phi_{12} \quad (1.2.7)$$

ここで、 M_1 と M_2 はそれぞれ HFC-32 と HFO-1234yf の分子量、 η_1 と η_2 は汎用物性プログラム Refprop Ver.7.0 の HFC-32 の粘度と本研究での実験で測定した HFO-1234yf の粘度を用いた。

式(1.2.8)を用いて相互パラメータを求めると次のようになる。

$$\phi_{12} = 1.5160, \quad \phi_{21} = 0.6302$$

ここで求めた相互パラメータと式(3.7)を用いて計算した混合組成による粘度の変化と本研究で測定した測定結果の比較を Fig.1.2.10, Fig.1.2.11 に示す。Fig.1.2.11 の結果より $\pm 0.6\%$ 内で精度良く一致していることがわかる。この結果より従来の 2 成分系粘度推算式である Wilke の式は本研究でも精度良く適用できることがわかった。

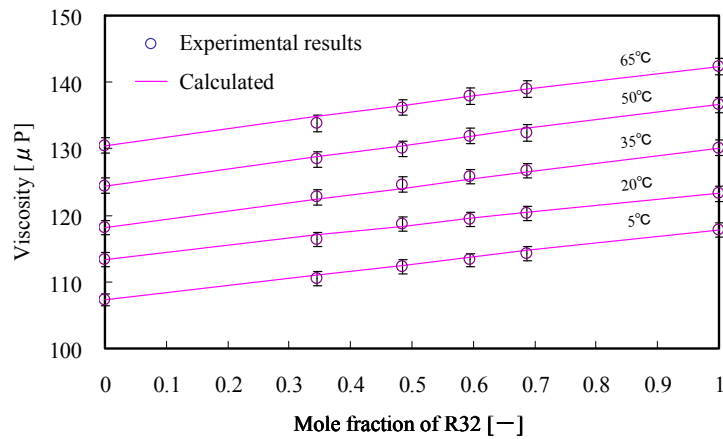


Fig.1.2.10 Comparison of calculated and experimental viscosities at different mole fraction of HFC-32

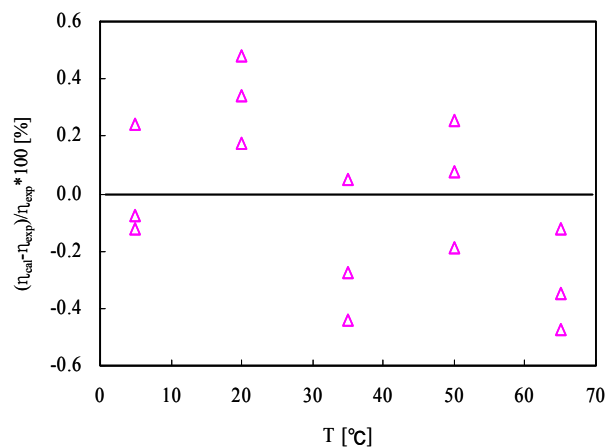


Fig.1.2.11 Deviation of calculated and experimental viscosity for HFO-1234yf+HFC-32 mixtures

HFO-1234yf と HFC-125 の混合冷媒

本研究では、HFC-32 の他にも、HFC-125 の質量分立 20, 35, 50, 70 wt% の 4 パターンで HFO1234-yf+HFC-125 混合冷媒を作成し、大気圧で 5°C~65°C の 15°C おきの温度条件で粘度測定を行った。その結果を Table.1.2.5 に示す。

Table.1.2.5 Experimental data for HFO-1234yf and HFC-125 mixtures

P [kPa]	T [K]	η [μ P]	P [kPa]	T [K]	η [μ P]
HFC-125/HFO : 0.2/0.8 (mole fraction of HFC-125 : 0.192); GWP=703			HFC-125/HFO: 0.5/0.5 (mole fraction of HFC-125 : 0.487); GWP=1752		
106.0	278.19	110.1	101.7	278.15	114.7
105.5	293.10	115.8	105.4	293.12	120.5
105.4	308.11	121.4	105.6	308.11	126.2
105.5	323.12	127.3	105.5	323.10	132.0
105.2	338.09	132.9	105.3	338.09	137.4
HFC-125/HFO : 0.35/0.65 (mole fraction of HFC-125 : 0.338); GWP=1228			HFC-125/HFO : 0.7/0.3 (mole fraction of HFC-125 : 0.689); GWP=2451		
105.0	278.14	112.7	105.6	278.17	118.3
105.1	293.16	118.3	105.0	293.16	124.0
105.1	308.12	123.9	105.1	308.16	129.8
105.3	323.16	129.5	105.4	323.16	135.7
102.3	338.16	135.0	105.1	338.14	141.7

本研究では、HFO-1234yf と HFC-32 混合冷媒の混合率による粘度推算方法と同様に HFO-1234yf と HFC-125 混合冷媒においても任意の混合比率における粘度推算が可能になるように相関式の作成を行った。その方法は、前節で説明した Wilke の式を用いた。式(1.2.7)と式(1.2.8)を用いて相互パラメータ ϕ_{12} , ϕ_{21} を計算して次のようになった。

$$\phi_{12} = 1.0392 \quad , \quad \phi_{21} = 0.9632$$

ここで求めた相互パラメータと式(3.7)を用いて計算した混合組成による粘度の変化と本研究で測定した測定結果の比較を Fig.1.2.12 と Fig.1.2.13 に示す。Fig.1.2.13 の結果より $\pm 0.5\%$ 内で精度良く一致していることがわかる。この結果より前節の HFO1234yf+HFC-32 の結果と同様に従来の 2 成分系粘度推算式である Wilke の式は本研究でも精度良く適用できることが確認でき、HFO-1234yf+HFC-125 の混合冷媒における任意の混合組成での気体粘度の計算が精度良くできるようになった。

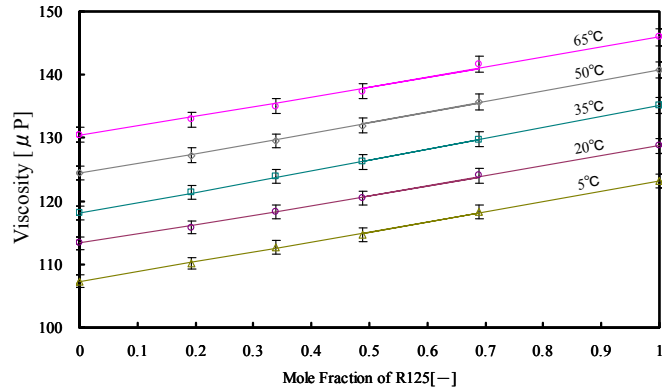


Fig.1.2.12 Comparison of calculated and experimental viscosities at different mole fraction of HFC-125

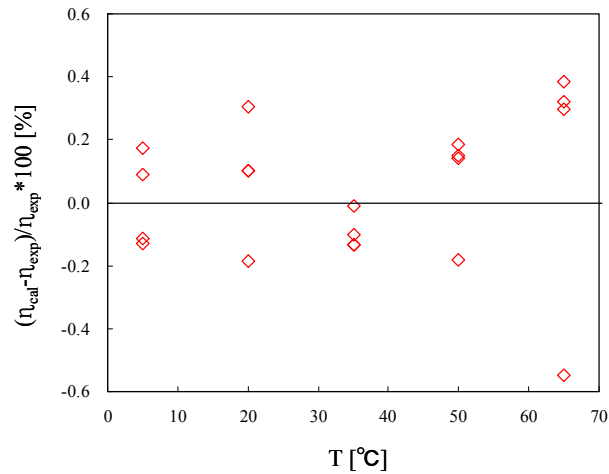


Fig.1.2.13 Deviation of calculated and experimental viscosity for HFO-1234yf+HFC-125 mixtures

低圧から高圧への推算

実際ヒートポンプサイクルの運転条件は大気圧よりも何倍も高い圧力領域において運転される。本研究では、用いた落球式粘度計が大気圧でしか測定できないものであったため、大気圧での HFO-1234yf 純冷媒と HFO-1234yf+HFC-32 と HFO-1234yf+HFC-125 の混合冷媒の粘度しかやってない。そのため、本章では、大気圧で得られた実験値を用いて実際にヒートポンプの運転条件である高圧側における粘度の推算を試みた。従来の研究より、粘度を低圧から高圧まで推算する様々な方法が報告されている。本章では、大気圧での実験値を用いた際に、精度よく高圧側の粘度が推算できると知られている対応状態原理を用いた Reichenberg の式^[31]を用いて高圧における粘度の推算を行った。その Reichenberg の式を式 (1.2.8)に示す。

$$\frac{\eta}{\eta^0} = 1 + \frac{AP_r^{3/2}}{BP_r + (1 + CP_r^D)^{-1}} \quad (1.2.8)$$

ここで、対臨界圧力 P_r と対臨界温度 T_r は式(1.2.9)のように定義される。

$$P_r = \frac{P}{P_c}, \quad T_r = \frac{T}{T_c} \quad (1.2.9)$$

また、Reichenberg の式適用に当たり、定数 A,B,C,D は式(1.2.10)～式(1.2.13)ようになる。

$$A = \frac{1.9824 \times 10^{-3}}{T_r} \exp(5.2683T_r^{-0.5767}) \quad (1.2.10)$$

$$B = A(1.6552T_r - 1.2760) \quad (1.2.11)$$

$$C = \frac{0.1319}{T_r} \exp(3.7035T_r^{-79.8678}) \quad (1.2.12)$$

$$D = \frac{2.9496}{T_r} \exp(2.9190T_r^{-16.6169}) \quad (1.2.13)$$

推算式精度の確認

本研究では、低圧で測定した実験値を用いておよそ対臨界圧 $P_r = 0.8$ 近傍までの高圧における粘度の推算を行う。しかし、現在 HFO-1234yf 純冷媒はもちろん HFO1234yf+HFC-32 および HFO-1234yf+HFC-125 のような混合冷媒における低圧または高圧での気体粘度を測定した研究は見つかっていない。そのため、低圧から高圧への推算式を用いて計算した際、直接比較できないので、本研究では低圧および高圧における粘度物性が知られている HFC-134a, HFC-125, HFC-32 と共沸ではあるが HFC-32 と HFC-125 (50wt% : 50wt%) の混合冷媒 HFC-410A を用いて、本研究で用いる Reichenberg の式の精度および健全性の確認を行った。その圧力における Reichenberg の式の精度はおよそではあるが、圧力が上がるほど誤差が大きくなることが考えられる。大気圧の値を用いて高圧まで推算した際、その各冷媒における計算値と Refprop Ver.7.0 の値との比較を Fig.1.2.14 と Table.1.2.6 に示す。本研究で得られた大気圧での粘度結果を用いて、高圧の粘度を推算した結果も Table.1.2.6 のような不確かさを持つと考えられる。

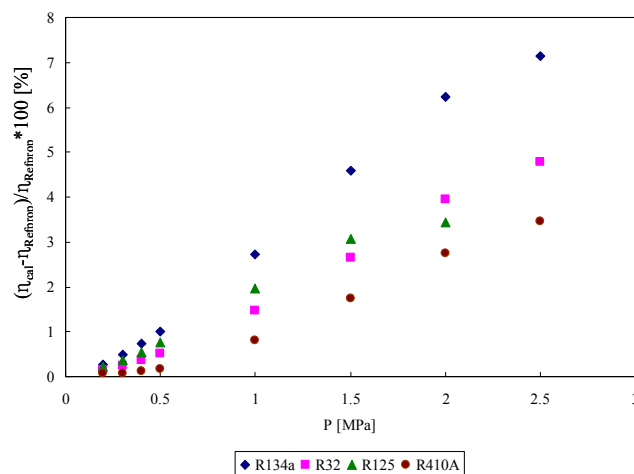


Fig.1.2.14 Uncertainty of Reichenberg equation

Table.1.2.6 Average absolute errors for HFC-32, HFC-125, HFC-134a and HFC-410A
(The errors are between the value calculated using the Reichenberg eq. and Refprop Ver.7.0)

P [MPa]	0.2	0.3	0.4	0.5	1.0	1.5	2.0	2.5
Error [%]	0.2	0.3	0.4	0.6	1.7	3.0	4.1	5.1

HFO-1234yf 純冷媒

純 HFO-1234yf に関しては現在様々な研究が行われており、気体粘度に関しても曾谷ら^[20]の研究と Brown ら^[21]による気体粘度の実験と推算情報が報告されている。しかし、実験を行ってその得られた結果を用いて粘度の推算を行ったことは数少ない。ここでは、物性情報を用いて HFO-1234yf の粘度の推算を行った Brown ら推算結果と本研究での推算結果の比較を試みた。その結果を Table.1.2.7 に示す。結果より、一般的に Brown らの推算と定性的に一致したものの Brown らの推算は実験値を用いずに HFO-1234yf の臨界物性および化学構造のみを用いて粘度の計算を行っているため、大気圧での粘度においても本実験結果とおおよそ 4.5%~4.7%の差が生じることになった。Reichenberg の式は大気圧の実験値を用いて高圧の粘度を計算しているため、高圧においても定量的には多少ずれる結果となった。それは、従来の HFO-1234yf の臨界情報やその化学構造から推算した粘度より本研究の大気圧での測定結果を用いた方が精度は良いと考えられる。

Table.1.2.7 Comparison of this work and Brown et al.

	Brown et al.	This Work	$(\eta_{\text{Brown}} - \eta_{\text{This Work}}) / \eta_{\text{This Work}} \times 100$
T [°C]	$\eta_{\text{Brown}} [\mu\text{P}]$	$\eta_{\text{This Work}} [\mu\text{P}]$	
P = 100 kPa (T_{sat} = -28.25°C)			
0	109.9	105.0	4.7%
10	113.9	109.0	4.5%
P = 1000 kPa (T_{sat} = 41.28°C)			
75	145.6	143.4	1.5%
P = 1750 kPa (T_{sat} = 64.90°C)			
80	158.6	156.6	1.3%
90	160.9	158.4	1.6%
100	163.6	160.4	2.0%
P = 2500 kPa (T_{sat} = 81.78°C)			
85	188.7	170.8	10.5%
95	185.4	171.6	8.0%
105	180.6	172.7	4.6%
115	181.3	174.3	4.0%

HFO-1234yf と HFC-32 の混合冷媒

Reichenberg の式を混合物に適用することに当り、式(1.2.14)~式(1.2.16)のような混合則が用いられる。

$$T_{cm} = \sum_i y_i T_{ci} \quad (1.2.14)$$

$$M_{cm} = \sum_i y_i M_i \quad (1.2.15)$$

$$P_{cm} = RT_{cm} \frac{\sum_i y_i Z_{ci}}{\sum_i y_i V_{ci}} \quad (1.2.16)$$

このように、混合則を用い混合物における仮の臨界情報を決めることで、Reichenberg の式が適用できるようになる。式(1.2.14)～式(1.2.16)の混合則と式(1.2.8)を用いて HFO-1234yf+HFC-32 混合物における高圧の粘度計算結果を Table.1.2.8 に示す。

Table.1.2.8 The calculated result from low pressure to high pressure for HF-1234yf+HFC-32 mixtures by Reichenberg equation.

T [°C]	HFO1234yf	70 : 30	50 : 50	R32
P = 100 kPa				
0	105.0	110.1	112.3	115.3
10	109.0	114.2	116.5	119.7
P = 1000 kPa				
75	143.4	147.2	149.0 (0.8%)*	151.4 (2.1%)**
P = 1750 kPa				
80	156.6	157.3	157.8 (2.2%)*	158.3 (4.5%)**
90	158.4	159.9	160.7 (2.2%)*	161.8 (4.0%)**
100	160.4	162.6	163.7 (2.2%)*	165.2 (3.5%)**
P = 2500 kPa				
85	170.8	168.2	167.4 (3.3%)*	165.9 (6.1%)**
95	171.6	170.1	169.7 (3.3%)*	168.8 (5.3%)**
105	172.7	172.2	172.2 (3.3%)*	171.9 (4.7%)**
115	174.3	174.5	174.8 (3.3%)*	175.1 (4.1%)**

- ・ (*) : R410a の Refprop を基準にした時の差
- ・ (**): Refprop との差
- ・

この結果は、現在他の実験結果や推算結果が報告されていないため、直接に比較は出来ないので前節の R410A の誤差を参考し、それに注意して使用することが望ましい。しかし、本研究の目的として従来のヒートポンプサイクルに比べ、HFO-1234yf を冷媒として用いた際の、気体側における圧力損失とそれによる全体の性能低下およびそれが地球温暖化に及ぼす影響を計算することに当たって、気体側の粘度情報を提供する意味では、検討は必要なものの有意なデータが作成できたと考えられる。

1.2.5 蒸気粘性測定まとめ

本研究では、HFO-1234yf 純冷媒の気体粘度および HFO-1234yf+HFC-32 混合冷媒と

HFO-1234yf+HFC-125 混合冷媒の大気圧での混合組成および温度による粘度の変化に関して粘度を測定することができた。その結果、従来の HFC-134a と HFC-410A と比べ、HFO-1234yf 純冷媒の粘度はそれぞれおよそ 3%と 14%小さい結果が得られた。また、その結果を用いて、大気圧で任意の温度における HFO-1234yf 純冷媒の粘度が求められる相関式を作成した。また、HFO-1234yf+HFC-32 混合冷媒と HFO-1234yf+HFC-125 混合冷媒においては大気圧で混合組成と温度をパラメータとして粘度測定を行い、その結果を用いて、大気圧でそれぞれ任意の混合組成における混合冷媒の気体粘度の相関式を作成した。また、それぞれの HFO-1234yf 純冷媒と HFO-1234yf+HFC-32 混合冷媒および HFC-1234yf+HFC-125 混合冷媒実際の低圧での実験結果をもとに高圧における粘度の推算を試みてその結果が報告できた。このような HFO-1234yf に関する粘度物性は現在先行研究ではほとんど報告されていない。また、HFO-1234yf と従来の冷媒との混合冷媒における粘度測定に関しても現在、本研究がほとんど始めに近いと考えられる。本研究では HFO-1234yf とその混合冷媒に関する大変貴重な熱物性情報を提供することができ、この熱物性を用いて HFO-1234yf とその混合冷媒における地球温暖化への影響の計算およびその性能評価を行うことで HFO-1234yf に関する新技術の方向性を示すことに役に立つことが期待できる。

1.2.6 混合冷媒の液体粘性測定実験装置

混合冷媒の液体における粘度測定装置の概略図とその様子をそれぞれ Fig.1.2.15 と Fig.1.2.16 に示す。実験装置は2つの恒温槽を用いて恒温槽①には平衡セルを設け、冷媒を気液平衡状態に保つような役割をする。また、恒温槽②は恒温槽①での飽和温度より低い温度を設定することで、飽和状態の飽和液に過冷却度をつける役割をするように構成されている。また、恒温槽②にはそれぞれ粘度計と密度計を設けることで過冷却状態の粘度と密度が測定できるようになっている。

その実験手順は、まず実験装置の全体を真空引きしてからバルブを閉め、恒温槽①の平衡セルと恒温槽②の配管部および測定機器を分けて、恒温槽①の温度は低温にしてから冷媒を注入する。その後、恒温槽①の温度を恒温槽②の温度以上になるように加熱し、測定部には過冷却状態の冷媒が流れるようにポンプを回して循環させる。それから、所定の温度および圧力になるように2つの恒温槽の温度を調整しながら、粘度と密度の測定を行う。

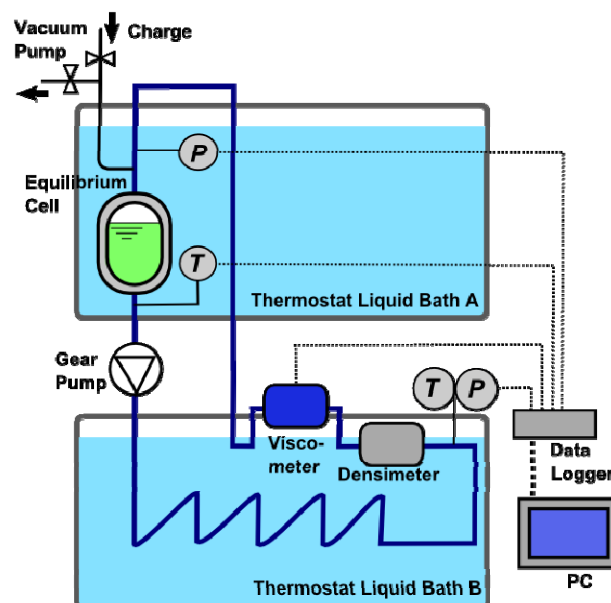


Fig.1.2.15 Schematic diagram of experimental apparatus



Fig. 1.2.16 View of the experimental apparatus

1.2.7 液体粘性測定実験パラメータ・実験条件

本研究では、HFO-1234yf の温度、圧力をパラメータとして粘度と密度の測定実験を行った。実験条件はヒートポンプサイクルで液体として冷媒が存在する状態を考慮して決めた。

① 温度と圧力

本実験で実験圧力は HFO-1234yf の飽和温度の圧力を基準に行った。HFO-1234yf の飽和温度設定は 20,30,40,50℃であり、その際、飽和圧力は Refprop Ver.7.0 を用いて 591kPa, 782kPa, 1020kPa, 1302kPa である。また、その飽和状態において過冷却度状態の液粘度およびその密度の測定を行った。

② 粘度計

実験に用いた粘度計は Cambridge Viscosity 社製の VISCOpro 1600 viscometer を用いた。その仕様を Table.1.2.9 に示す。また、実際の様子を Fig.1.2.17 に示す。



Fig.1.2.17 View of the viscometer

Table.1.2.9 Specifications of the viscometer

Power input	12VDC, 12W
Output	4–20 mA
Accuracy	±1.0% of full scale
Repeatability	0.8%
Range of viscosity	0–2 cP
Range of temperature	0–200 °C
Maximum operating Pressure	1000psi (7.03bar)

③ 密度計

実験に用いた密度計はセンサーとしてはコリオリ式質量流量計および密度計である Micro Motion 社製の ELITE(型式: DH025S119SM)を用いた。また、トランスミッタは Micro Motion 社製の RFT9739 を用いて、センサーで測定できた密度の実験データはトランスミッタを用いてパソコンに読み込むことができた。その校正不確かさは±0.044%である。実験に用いた温度計は CHINO 製の白金測温抵抗体の R003 を用いた。R003 の不確かさは±0.01K である。

④ 圧力計

実験に用いた圧力計は共和電業製のひずみゲージ式圧力変換機の PG-100KU を用いた。PG-100KU の仕様は許容温度範囲-20~70°C, 非線形性±0.2%, 再現性 0.1%である。また、ひずみゲージ式圧力変換機から計測できた圧力は共和電業製のシグナルコンディショナである CDV-700A を用いデータロガーに圧力データを送ることで計測を行った。

⑤ 温度測定

実験に用いた温度計は CHINO 製の白金測温抵抗体の R003 を用いた。R003 の不確かさは±0.01K である。

1.2.8 純冷媒液体粘性実験結果および考察

(1) 粘度

本研究では HFO-1234yf 純冷媒の液体粘度測定を行った。その結果を Fig.1.2.18 および Table1.2.10 に示す。また、現在 HFO-1234yf に関して third edition として Refprop Ver.7.0 に公表された文献値と実験値の比較では、全般に公開された Refprop Ver.7.0 の文献値より本研究で測定した液粘度の値は小さく最大 5%小さい結果となった。その様子を Fig.1.2.19 に示す。しかし、RefpropVer.7.0 で公開された文献値は現在開発中のモデルであり、多くの実験値や文献を参考にしてないため、粘度において±10%の不確かさを持っているので、本研究で測定した HFO-1234yf の液粘度の妥当性は確認できた。その結果、HFO-1234yf の液体粘度は温度の増大に伴い減少することが確認できた。また、従来 HFO-1234yf と物性が似ているとされてきた HFC-134a に比べ、およそ 20%その液粘度が低いことがわかった。また、実用上、ヒートポンプサイクルの運転領域のような圧力範囲においてはその飽和圧力の違いによる粘度の変化はあるものの本実験で用いた粘度計および実験装置ではその差はほとんど見られず測定誤差範囲に含まれてしまう結果となった。その圧力による粘度の変化を Fig.1.2.20 に示す。この結果より、粘度に圧力の影響はほとんど見られず、温度の変化が粘度には一番影響を及ぼすことが確認できた。また、本実験結果では、飽和温度に近づけると粘度計が不安定になり安く、その測定精度が落ちることが考えられる。

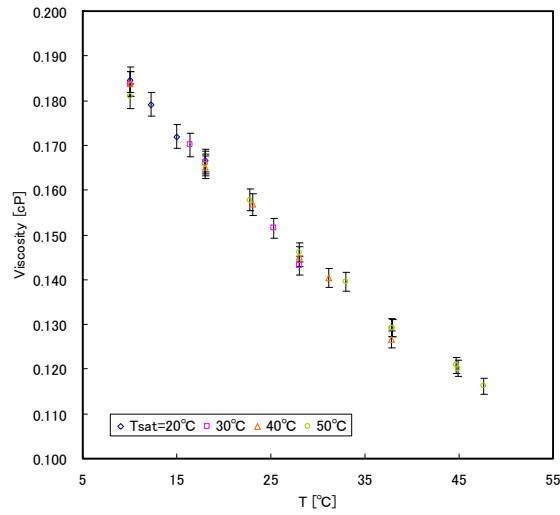


Fig.1.2.18 Experimental data of HFO-1234yf for viscosity

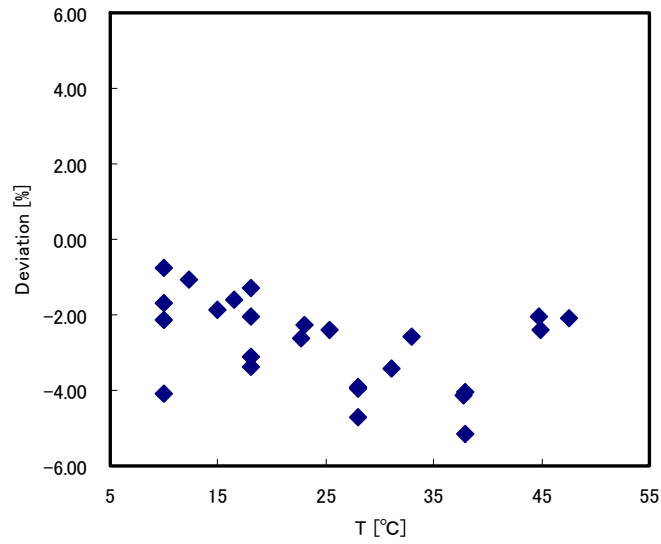


Fig.1.2.19 Comparison of experimental data and Refprop Ver.7.0 for viscosity

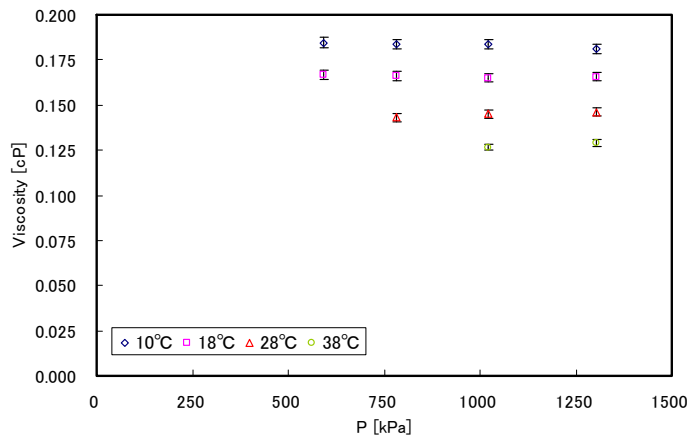


Fig.1.2.20 Pressure dependence on liquid viscosity of HFO-1234yf

Table.1.2.10 Liquid viscosity of HFO-1234yf

T_{sat} [°C]	P [kPa]	T [°C]	η_{exp} [cP]	η_{REFPROP} [cP]	$\Delta\eta$ [%]
20	591	10.02	0.18466	0.18609	-0.77
		12.24	0.17917	0.18114	-1.09
		14.96	0.17198	0.17525	-1.87
		18.02	0.16664	0.16885	-1.31
30	782	10	0.18372	0.18685	-1.68
		16.43	0.17009	0.17287	-1.61
		18.01	0.16613	0.16959	-2.04
		25.3	0.15150	0.15520	-2.38
		28.01	0.14306	0.15012	-4.70
40	1020	10.01	0.18367	0.18771	-2.15
		18.03	0.16512	0.17044	-3.12
		23.04	0.15679	0.16045	-2.28
		28.01	0.14512	0.15104	-3.92
		31.16	0.14030	0.14530	-3.44
		37.86	0.12670	0.13358	-5.15
50	1302	10	0.18101	0.18877	-4.11
		18.03	0.16569	0.17149	-3.38
		22.75	0.15779	0.16207	-2.64
		28.01	0.14611	0.15212	-3.95
		32.98	0.13946	0.14317	-2.59
		37.79	0.12925	0.13485	-4.15
		37.96	0.12913	0.13456	-4.04
		44.71	0.12083	0.12335	-2.04
		44.87	0.12016	0.12309	-2.38
		47.61	0.11619	0.11865	-2.07

(2) 密度

本研究では HFO-1234yf 純冷媒の液体密度測定を行った。その結果を Fig.1.2.21 および Table.1.2.11 に示す。また、現在 HFO-1234yf に関して third edition として Refprop Ver.7.0 に公表された文献値と実験値の比較を Fig.1.2.22 に示す。その結果、HFO-1234yf の液体粘度は温度の増大に伴い減少することが確認できた。また、実用上、ヒートポンプサイクルの運転領域のような圧力範囲においてはその飽和圧力の違いによる密度の変化はあるものの本実験で用いた密度計および実験装置ではその差はほとんど見られず測定誤差範囲に含まれてしまう結果となった。この結果より、密度に圧力の影響はほとんど見られず、温度の変化が密度には一番影響を及ぼすことが確認できた。また、本実験結果では、Fig.1.2.22 のように Refprop Ver.7.0 と $\pm 1\%$ 内に測定でき密度の妥当性が確認できた。

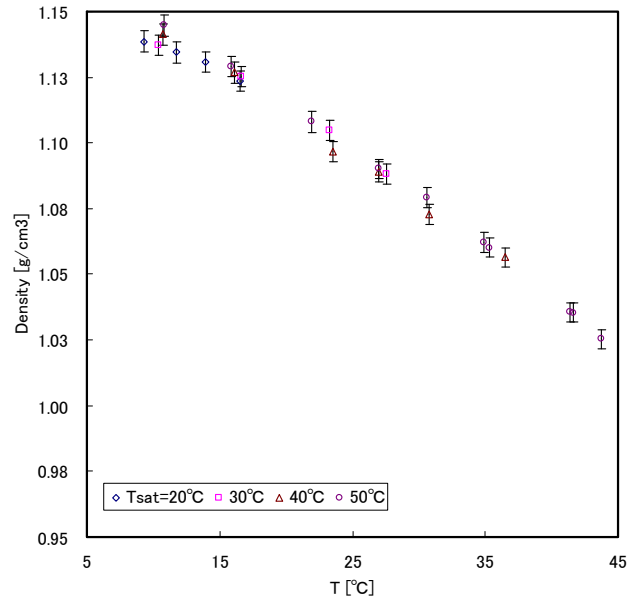


Fig.1.2.21 Experimental data of HFO-1234yf for density

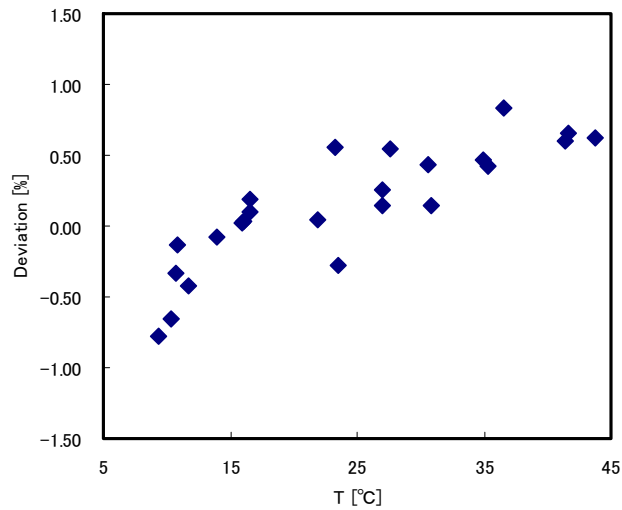


Fig.1.2.22 Comparison of experimental data and Refprop Ver.7.0 for density

Table.1.2.11 Liquid density of HFO-1234yf

T_{sat} [°C]	P [kPa]	T [°C]	ρ_{exp} [g/cm ³]	ρ_{REFPROP} [g/cm ³]	$\Delta\rho$ [%]
20	591	10.02	1.1386	1.1475	-0.77
		12.24	1.1345	1.1393	-0.42
		14.96	1.1307	1.1316	-0.08
		18.02	1.1235	1.1224	0.10
30	782	10	1.1372	1.1448	-0.66
		18.01	1.1253	1.1232	0.18
		25.3	1.1048	1.0987	0.56
		28.01	1.0880	1.0821	0.55

40	1020	10.01	1.1413	1.1451	-0.33
		18.03	1.1268	1.1265	0.03
		23.04	1.0965	1.0996	-0.28
		28.01	1.0892	1.0864	0.25
		31.16	1.0729	1.0714	0.14
		37.86	1.0565	1.0478	0.83
50	1302	10	1.1448	1.1463	-0.13
		18.03	1.1292	1.1289	0.02
		22.75	1.1080	1.1075	0.05
		28.01	1.0901	1.0885	0.15
		32.98	1.0793	1.0746	0.44
		37.79	1.0622	1.0573	0.46
		37.96	1.0601	1.0556	0.43
		44.71	1.0353	1.0285	0.66
		44.87	1.0356	1.0294	0.60
		47.61	1.0253	1.019	0.62

1.2.9 混合冷媒の液体粘性測定

① 液粘度

R32 / HFO1234yf 系, R125 / HFO1234yf 系に関する液粘度の測定結果をそれぞれ Fig.1.3.23～Fig.1.3.26 に示す。一部については測定を二度行い、再現性を確認した。組成条件はいずれの混合系も 30 / 70, 50 / 50, 70 / 30 wt% の三条件でそれぞれ測定した。計算値については次節で述べる。

結果より、液粘度は試料に関わらず、温度が高くなるのにしたがって小さくなることがわかる。また、HFO1234yf の液粘度は R32 よりも大きく、R125 とほぼ同等の値であることがわかる。

② 液密度

R32 / HFO1234yf 系, R125 / HFO1234yf 系に関する液密度の測定結果をそれぞれ Fig.1.3.27～Fig.1.3.28 に示す。計算値については次節で述べる。

結果より、液密度は試料に関わらず、温度が高くなるのにしたがって小さくなることがわかる。また、HFO1234yf の液密度は R32 より大きく、R125 より小さい値を取ることがわかる。

一般に、流体の $P-\rho-T$ 関係と $P-\eta-T$ 関係には同様の相関があり、本測定に関してもその傾向が確認できたといえる。

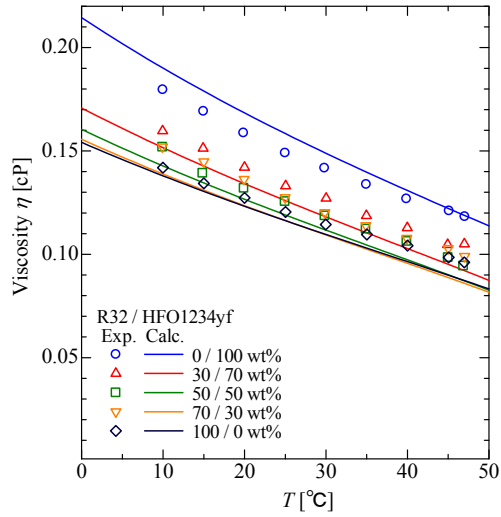


Fig. 1.2.23 Results of Viscosity Measurements for R32 / HFO1234yf on $\eta - T$ Diagram

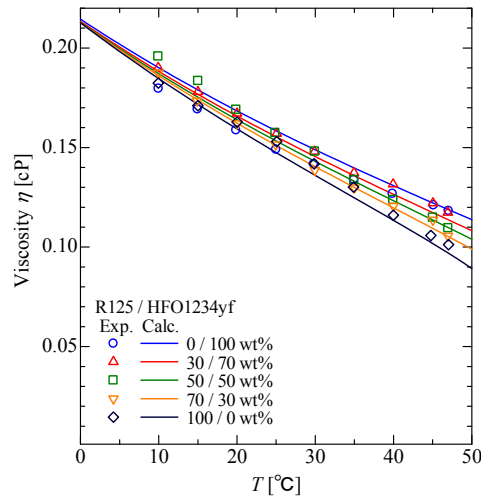


Fig. 1.2.24 Results of Viscosity Measurements for R125 / HFO1234yf on $\eta - T$ Diagram

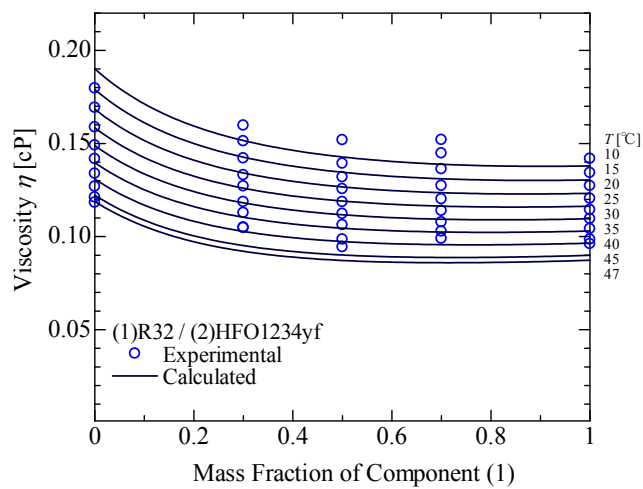


Fig. 1.2.25 Results of Viscosity Measurements for R32 / HFO1234yf on $\eta - x$ Diagram

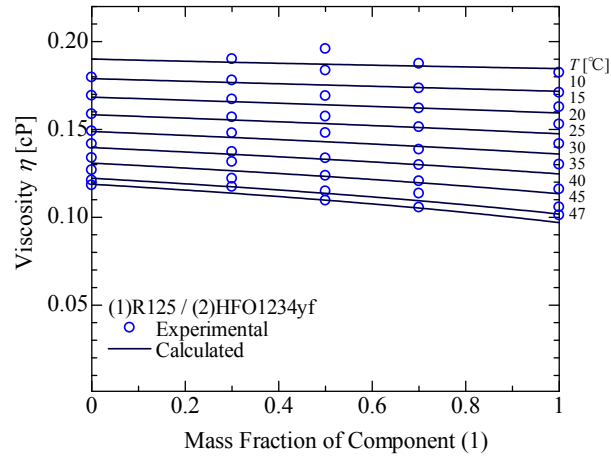


Fig. 1.2.26 Results of Viscosity Measurements for R125 / HFO1234yf on $\eta - x$ Diagram

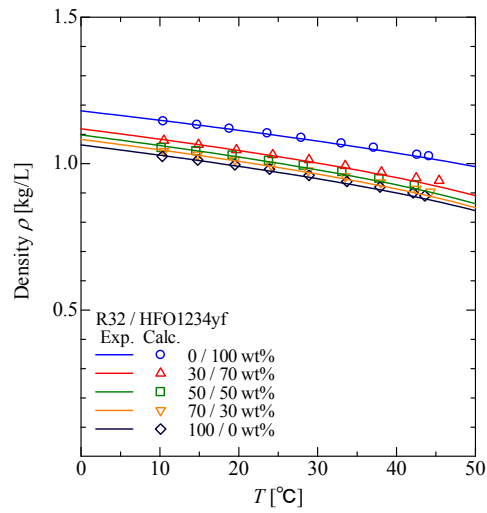


Fig. 1.2.27 Results of Density Measurements for R32 / HFO1234yf

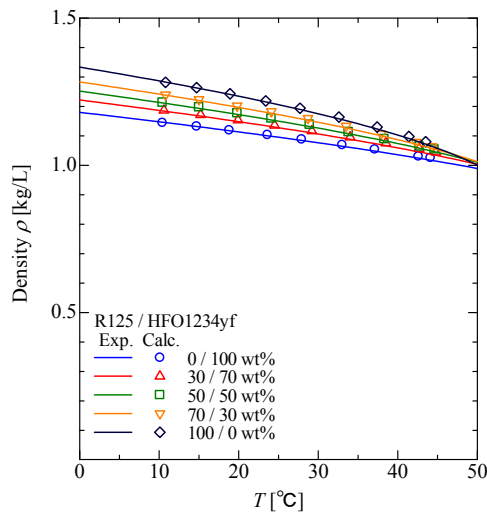


Fig. 1.2.28 Results of Density Measurements for R125 / HFO1234yf

1.2.10 混合冷媒の液体粘性結果考察

① 液粘度

液粘度は輸送性質の一つであるが、現行の REFPROP Ver. 8.0 では対応状態の原理に基づいた計算方法が用いられている。そのため、混合系の液粘度の計算に関してパラメータ ζ の値が影響する。

ここでは、1.1.5 で述べた Helmholtz 式モデルのパラメータ ζ の最適値および推算値を用いた場合でそれぞれ液粘度を計算し、実測値と比較した。結果をFig. 1.2.29 およびFig. 1.2.30 に示す。パラメータ ζ の値は純冷媒の計算には関与しないことに注意されたい。なお、Fig. 1.2.23～Fig. 1.2.26 に示した計算値は、パラメータ ζ の最適値を用いて計算したものである。

結果より、パラメータ ζ_{12} の最適値を用いた方が実測値との偏差が小さいことがわかる。気液平衡データに対して調節された混合パラメータが、液粘度の計算にも良好な影響を及ぼすことは興味深いといえる。

また、R125 / HFO1234yf 系の測定値のほとんどが計算値と $\pm 5\%$ 以内の偏差に収まっているのに対し、R32 / HFO1234yf 系の測定値は R32 純物質を含めて最大約 15%の偏差が生じた。これは、R32 の粘度が比較的小さいため、今回用いた粘度計の測定レンジ (0.2 – 2.0 cP) の下限を超過する度合いが比較的大きいことが原因であると考えられる。

Table 1.2.12 Average Absolute Deviation of Liquid-Viscosity Measured and Calculated

	This Work	REFPROP (Default)
R32 / HFO1234yf	7.1 %	8.3 %
R125 / HFO1234yf	2.4 %	5.4 %

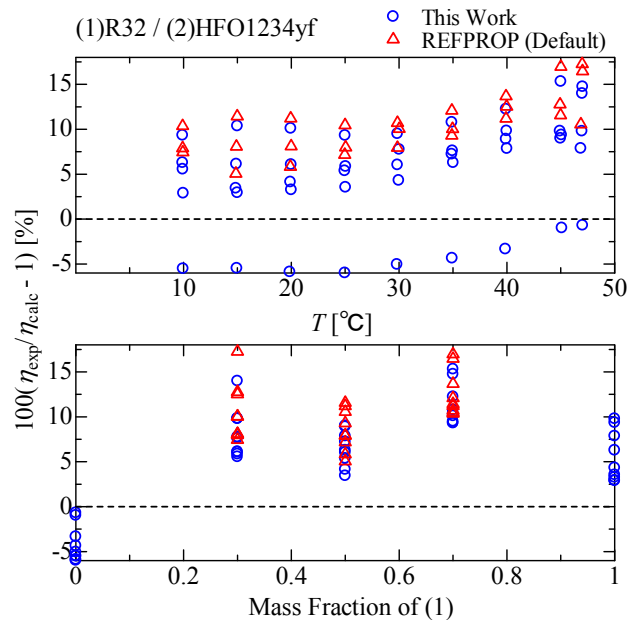


Fig. 1.2.29 Deviation of Liquid-Viscosity Measured and Calculated for R32 / HFO1234yf

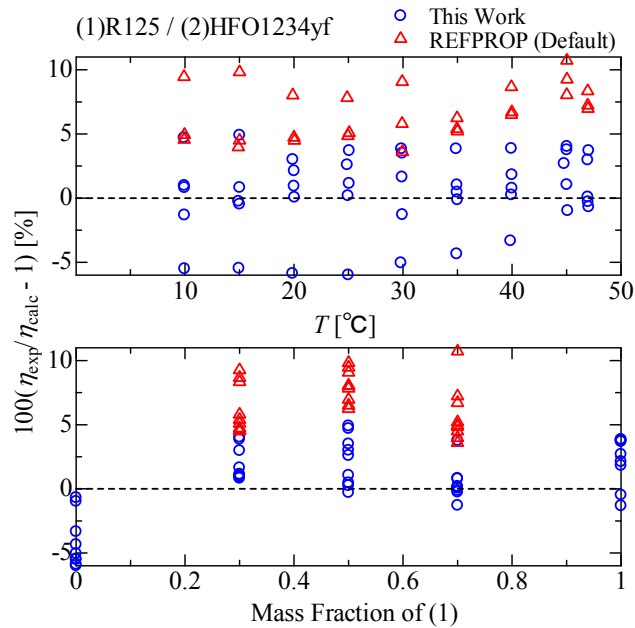


Fig. 1.2.30 Deviation of Liquid-Viscosity Measured and Calculated for R125 / HFO1234yf

② 液密度

液密度は状態方程式から容易に計算が可能である。ここでは、0で述べた Helmholtz 式モデルにおいて混合パラメータ ζ_{12} の最適値および推算値を用いた場合、さらに PR 式モデルから液密度を計算し、実測値と比較した。結果を Fig. 1.2.31, Fig. 1.2.32 に示す。パラメータ ζ_{12} の値は純冷媒の計算には関与しないことに注意されたい。なお、Fig. 1.2.27 および Fig. 1.2.28 に示した計算値は、Helmholtz 式モデルよりパラメータ ζ_{12} の最適値を用いて計算したものである。

結果より、いずれの混合系においても、PR 式モデルは液密度を過小に推算するといえ、その傾向は温度が上昇するにしたがって顕著になっていることがわかる。特に、R32 の液密度の推算精度が最も低く、最大で 20 % の偏差が見られた。したがって、気液平衡とは異なり、PR 式モデルを液密度推算に適用する場合には注意を要する。

また、液粘性と同様、パラメータ ζ_{12} の最適値を用いた方が実測値との偏差が小さいことがわかる。気液平衡データに対して調節された混合パラメータが、液密度の計算にも良好な影響を及ぼすといえる。これによれば、本研究で行われた気液平衡性質測定と液密度測定の結果の妥当性を、相互に確認することができるといえる。

Table 1.2.13 Average Absolute Deviation of Liquid-Density Measured and Calculated

Equation of State	Helmholtz		PR
	This Work	Estimated	Optimal
R32 / HFO1234yf	0.70 %	0.90 %	9.68 %
R125 / HFO1234yf	0.50 %	1.37 %	2.15 %

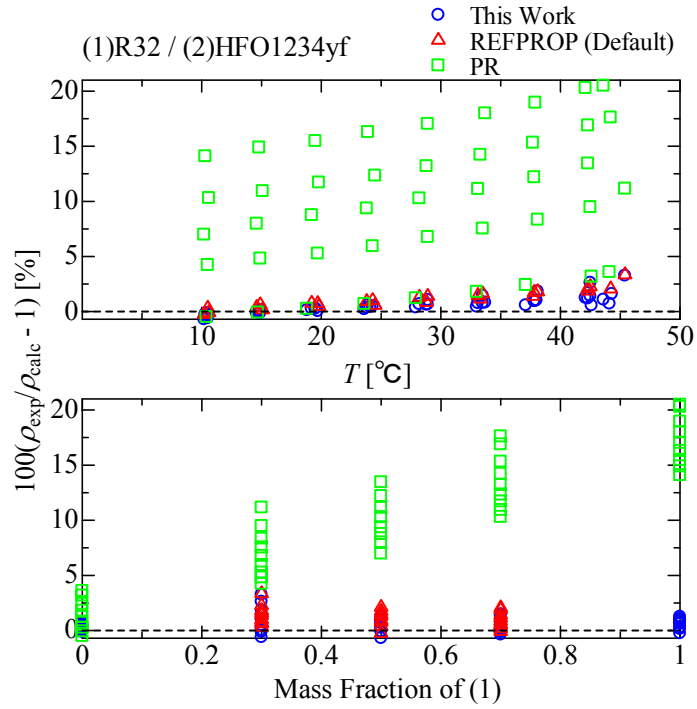


Fig. 1.2.31 Deviation of Liquid-Density Measured and Calculated for R32 / HFO1234yf

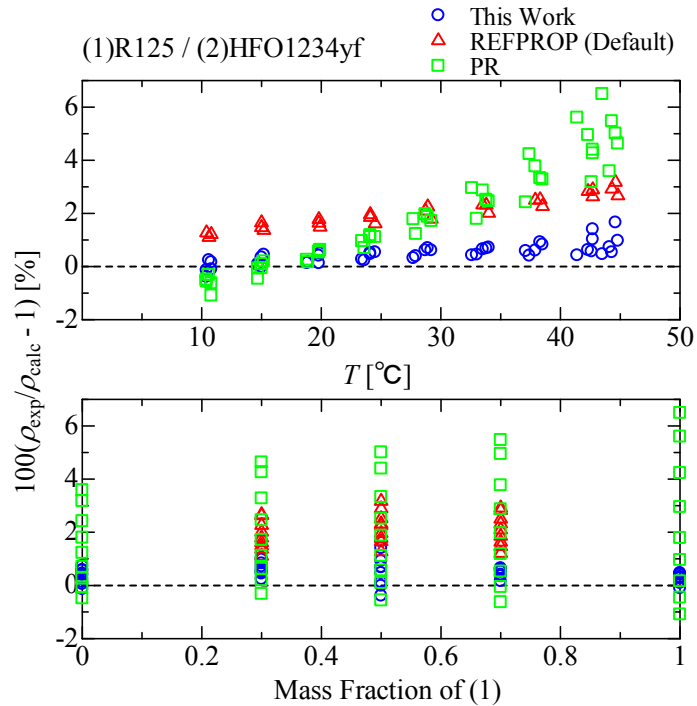


Fig. 1.2.32 Deviation of Liquid-Density Measured and Calculated for R125 / HFO1234yf

1.2.11 まとめ

本章では R32 / HFO1234yf 系および R125 / HFO1234yf 系の液粘性，液密度に関して，その測定装置，

方法および結果について述べ、それらを良好に再現する計算モデルについて検討した。以下に本章で得た知見を示す。

- (1) HFO1234yf 純物質の液粘度，液密度はそれぞれ R32 よりも大きく，R125 よりも小さい。
- (2) 純物質，混合物に関わらず液粘度，液密度は温度の上昇にともなって小さくなる。
- (3) 気液平衡データに対して調節した混合パラメータが，液密度の計算のみならず，液粘度の計算に関しても良好な影響を与える。
- (4) 特に R32 を含む混合系において，PR 式モデルは液密度を大幅に過小に計算する。

1.3 混合冷媒の伝熱性能の測定

1.3.1 純冷媒 HFO1234yf の管内流動沸騰伝熱測定

The flow boiling heat transfer coefficient of the low-GWP (global warming potential) refrigerant HFO-1234yf inside a smooth small-diameter horizontal tube (inner diameter: 2 mm) was experimentally investigated. The local heat transfer coefficient was measured at heat fluxes of 6–24 kW m⁻², mass fluxes of 100–400 kg m⁻² s⁻¹, an evaporating temperature of 288.15 K, and an inlet vapor quality of 0–0.25. The results show that the effect of heat flux on the heat transfer was large at low vapor quality, while the effect of mass flux was large at high vapor quality. The heat transfer coefficient of HFO-1234yf was almost the same as that of R-134a. The heat transfer coefficients calculated based on correlations with Saitoh et al. agreed well with the measured values compared to other correlations. The measured pressure drop agreed well with that predicted by the Lockhart-Martinelli correlation.

1.3.1.1 Introduction

The release of the MAC (mobile air conditioning) directive by the EU, which bans the use of refrigerants with a global warming potential (GWP) above 150 in new types of mobile air conditioning starting in 2011 in the EU market, has triggered research and development in a search for new refrigerants. Carbon dioxide is considered to be a promising candidate. Recently, HFO-1234yf, which is another promising candidate, was jointly developed by Honeywell and DuPont. Because the GWP of HFO-1234yf is as low as 4 and its thermophysical properties are similar to those of R-134a, it is expected to be a drop-in solution for current mobile air conditioners. Several experimental studies have been conducted on the thermophysical properties and cycle performance of HFO-1234yf to estimate the feasibility of using this new refrigerant in mobile air conditioners. Increasing concern due to environmental predictions has led to the reconsideration of refrigerants in other applications. One approach is to use a refrigerant mixture of HFO-1234yf + HFC-32 to obtain a high system coefficient of performance (COP). The thermophysical properties of this refrigerant mixture are also being evaluated (Arakawa et al., 2010).

The system performance of an actual heat pump is lower than that of the theoretical cycle because of heat transfer loss inside the heat exchangers and pressure drop along the duct. Therefore, the heat transfer performance must be analyzed to evaluate the system performance of an actual heat pump system when a new refrigerant is considered as well as when designing heat exchangers. In this study, the boiling heat transfer of the refrigerant HFO-1234yf flowing in a smooth small-diameter horizontal tube (inner diameter (ID): 2 mm) was experimentally investigated. The measured local heat transfer coefficient of HFO-1234yf was compared with that of R-134a, and a prediction method for the evaporation heat transfer coefficient of HFO-1234yf is discussed.

1.3.1.2 Experimental apparatus and procedure

Fig. 1.3.1.1 shows a schematic of the experimental system used to measure the heat transfer coefficient and pressure drop and to observe the flow patterns of HFO-1234yf. The test loop includes a Coriolis-type flow meter, refrigerant temperature controller, flow control valve, test tube (evaporator), and sight glass. The purity of the HFO-1234yf used was over 99.7%. To reduce the heat loss from the test tube to the environment, the entire test tube was placed inside an air duct with the air temperature controlled to be equal to the evaporating temperature. The flow rate and inlet pressure of HFO-1234yf were controlled by adjusting the frequency of the magnetic gear pump and opening of the flow control valve. The vapor quality at the inlet

of the test evaporator was adjusted by the amount of heat supplied to the refrigerant in the pre-heater. A sub tank was used to adjust the amount of refrigerant in the test loop. When the performance of the condenser was poor, the evaporation pressure was controlled by the amount of refrigerant. Fig. 1.3.1.2 shows the measurement points for outer surface temperature and pressure with the 2 mm ID test tube and the thermocouples attached to the tube. Table 1.3.1.1 lists the specifications of the test tube and the measurement intervals for temperature and pressure. The test tube was heated by direct electrification using a DC power supply connected to two electrodes soldered at the flanges of the two ends of the test tube. The pressures of the refrigerant in the test tube were measured using a precision aneroid manometer. The temperatures of the outer surface of the test tube were measured midway between the top and bottom of the tube along the surface using T-type thermocouples (outer diameter (OD): 0.1 mm), and the temperatures of the inner wall of the tube were calculated from the measured temperatures of the outer wall of the tube using Fourier's law. An 8 μm thick Teflon sheet was inserted between each thermocouple and the test tube to prevent the current from affecting the thermocouples.

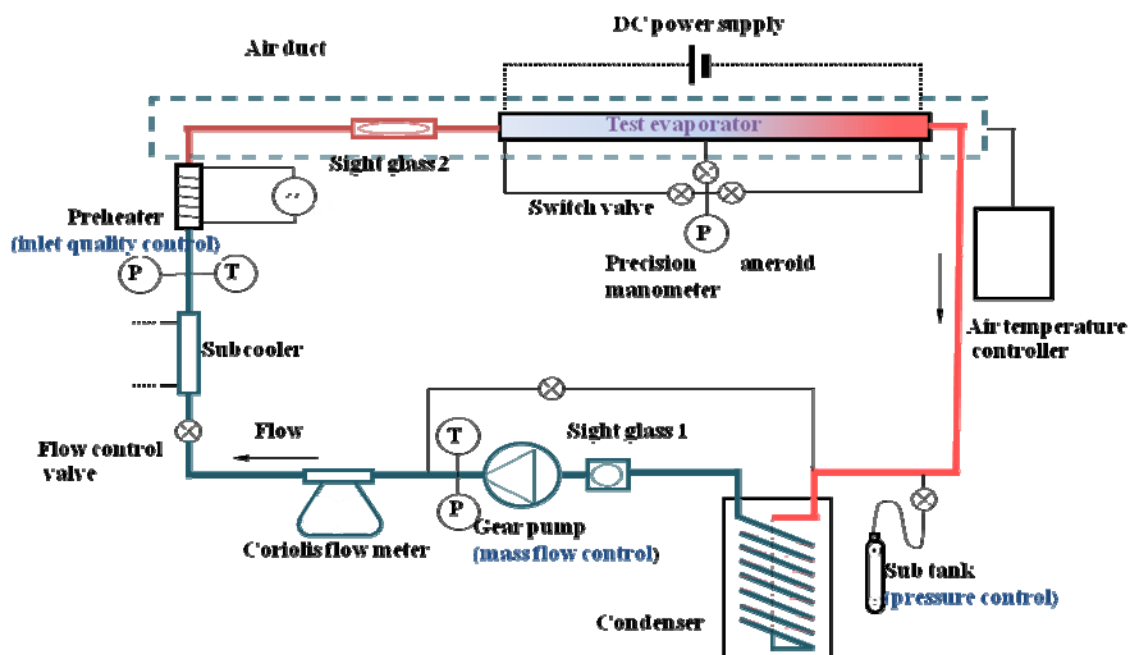
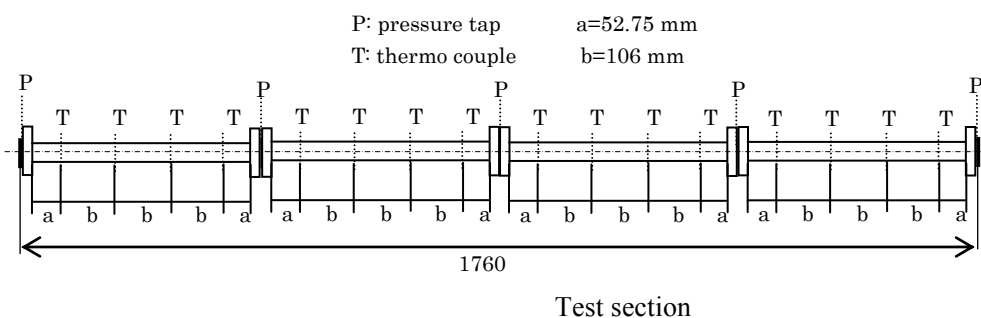


Figure 1.3.1.1 Schematic of experimental system used to measure flow boiling heat transfer.



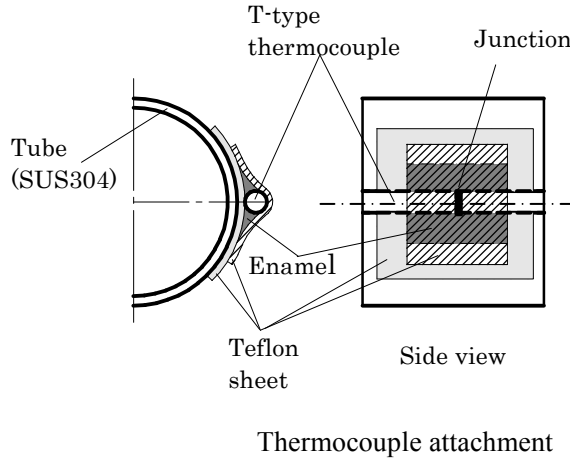


Figure 1.3.1.2. Schematic of 2 mm ID test tube.

Table 1.3.1.1. Specifications of test tube and measurement intervals.

Material of test tube	ID of tube (mm)	OD of tube (mm)	Length of tube (mm)	T.C.	OD of T.C. (mm)	Interval of T.C. (mm)	Interval of pressure (mm)
Stainless steel (SUS304)	2	3	1760	T-type	0.1	106	450

All the thermocouples were calibrated by using a high-precision platinum resistance thermometer sensor (Chino, Model CNA) with an accuracy of ± 0.03 K. The accuracy of the calibrated thermocouples was within ± 0.1 K. The mass flow rate (and thus the mass flux G) was measured by using the Coriolis-type flow meter (Oval, Model E010S-IN-200) with an accuracy of $\pm 0.1\%$. The pressure was measured using the precision aneroid manometer (Nagano Keiki, Model NKS) with an accuracy of ± 1.5 kPa. The electrical input power was measured using a voltmeter and ammeter to confirm that the heat generated by direct electrification was transferred well to the fluid and that the heat gain from surroundings was within 3%. The experimental conditions are summarized in Table 1.3.1.2. To compare the accumulated data of boiling heat transfer for R-134a, the evaporation temperature was chosen to be 288.15 K as used in previous research for R-134a. The local heat transfer coefficient h_{exp} in the test tube was determined using the following equation:

Table 1.3.1.2. Experimental conditions.

Refrigerant	Inlet temperature [°C]	Quality [1]	Heat flux [kW m ⁻²]	Mass flux [kg m ⁻² s ⁻¹]
HFO-1234yf	15	0.1–1.0	6–24	100–400

$$h_{\text{exp}} = \frac{q}{T_{\text{wall}} - T_{\text{sat}}} \quad (1.3.1.1)$$

where T_{wall} is the temperature of the inner wall and T_{sat} , the saturation temperature at the local refrigerant pressure calculated by interpolation of the adjoined pressure gauges. All experimental data were collected after the steady state was reached for temperature, pressure, and refrigerant flow.

In this study, the saturated vapor pressure of HFO-1234yf was correlated using experimental data from Tanaka and Higashi (2010), Nicola et al. (2010), and Hulse et al. (2009); thermodynamic properties at the saturation state were calculated using Akasaka et al.'s (2010) method. Thermal conductivities of liquid and vapor were calculated using Latini et al. and Chung et al.'s methods, respectively (Poling et al., 2001). Liquid and vapor viscosities were determined using Hulse et al.'s correlation (2009) and the Chapman-Enskog equation (Poling et al., 2001), respectively. The properties of the refrigerant R-134a were calculated using REFPROP version 8.0 (Lemmon et al., 2007).

1.3.1.3. Results and discussion

(1) Flow boiling heat transfer coefficient

Effect of heat flux

Fig. 1.3.1.3 shows the variation in the heat transfer coefficient against the vapor quality. The mass flux was kept at $200 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$; we compared the measured results for three different heat fluxes: 6, 12, and 24 kW m^{-2} . At the lowest heat flux of 6 kW m^{-2} , the measured heat transfer coefficient increased with the vapor quality, showing that the convective heat transfer intensifies with increasing quality. The dryout quality was about 0.8 and did not change with heat flux. Increasing the heat flux from 6 kW m^{-2} to 12 and 24 kW m^{-2} showed that the heat transfer coefficient increases with heat flux at low vapor quality; thus, nucleate boiling is the dominant heat transfer coefficient mechanism at low vapor quality.

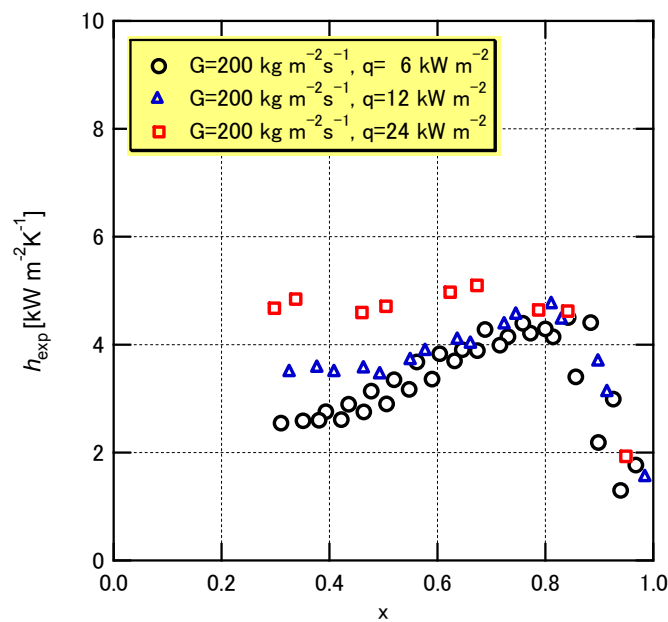


Figure 1.3.1.3. Effect of heat flux on local heat transfer coefficient

Effect of mass flux

Fig. 1.3.1.4 shows the effect of mass flux on the boiling heat transfer at a heat flux of 12 kW m^{-2} . The dryout occurs at a vapor quality of 0.8 for all the conditions. In the high-quality region (>0.4), the heat transfer coefficients at both mass fluxes (200 and $400 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$) increased with increasing vapor quality, and the heat transfer coefficient was higher at $400 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ than at $200 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$. At a mass flux of $100 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$, the effect

of vapor quality on the heat transfer coefficient was weak. The results suggest that in the high vapor quality region, forced convective evaporation is dominant.

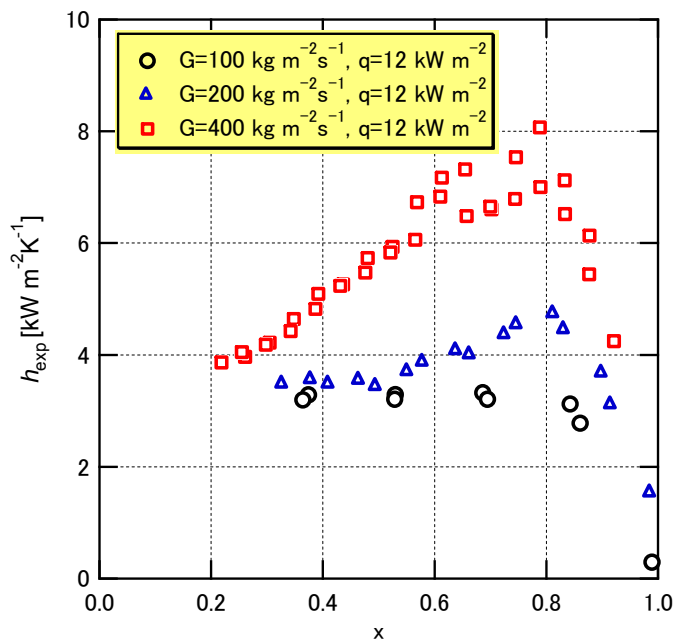


Figure 1.3.1.4. Effect of mass flux on local heat transfer coefficient.

Comparison between HFO-1234yf and R-134a

Fig. 1.3.1.5 shows a comparison between the boiling heat transfer performances of HFO-1234yf and R-134a at a mass flux of $300 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ and a heat flux of 12 kW m^{-2} . The figure shows that in the wide vapor quality region, the difference between the heat transfer coefficients of HFO-1234yf and R-134a is small, which may be because the differences in their thermodynamic properties are small. Saturation properties of HFO-1234yf and R-134a at a temperature of 288.15 K are shown in Table 3. The properties of HFO-1234yf and R-134a were calculated following Brown et al.(2009) and using REFPROP ver.8.0, respectively. The gas density, latent heat, liquid thermal conductivity, and surface tension of HFO-1234yf and R-134a at 288.15 K were 26.3 and 23.76 kg m^{-3} , 156.5 and 186.59 kJ kg^{-1} , 0.0724 and 0.0854 $\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}$, and 0.0077 and 0.0094 N m^{-1} , respectively. In the following, the heat transfer coefficient of HFO-1234yf and that of R-134a was compared using the prediction model by considering the contribution of nucleate boiling and convective heat transfer. The heat transfer coefficient due to nucleate boiling was evaluated by the Stephan-Abdelsalam (1980) correlation, and that of forced convection for liquid alone in the 2 mm ID tube was evaluated by the Dittus-Boelter equation. At a temperature of 288.15 K, mass flux of $300 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ and heat flux of 12 kW m^{-2} , the heat transfer coefficients (HTCs) of nucleate boiling and forced convection for HFO-1234yf were $2.44 \text{ kW m}^{-2} \text{K}^{-1}$ and $0.89 \text{ kW m}^{-2} \text{K}^{-1}$, respectively, and that for R-134a were $2.30 \text{ kW m}^{-2} \text{K}^{-1}$ and $0.92 \text{ kW m}^{-2} \text{K}^{-1}$. The difference between the HTCs of HFO-1234yf and that of R-134a is small.

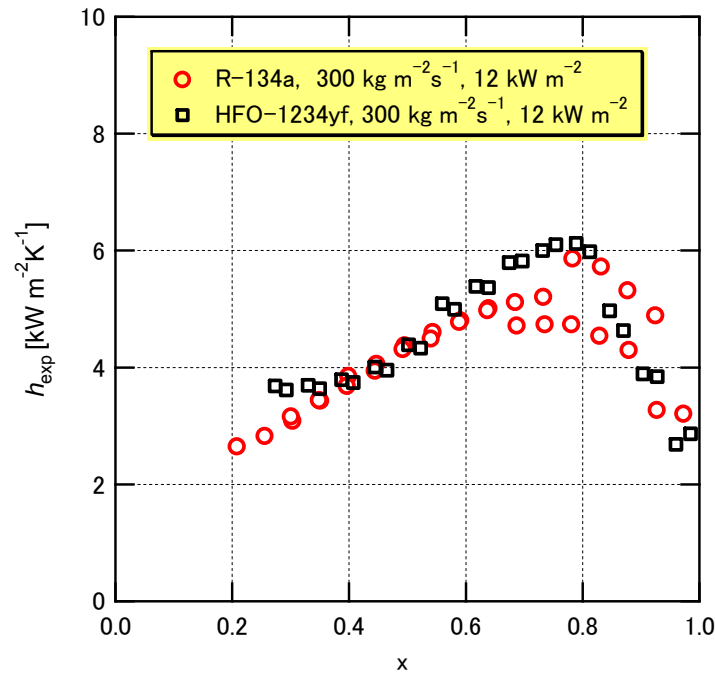


Figure 1.3.1.5. Comparison of heat transfer coefficients between HFO-1234yf and R-134a at mass flux of 300 kg m⁻² s⁻¹ and heat flux of 12 kW m⁻².

Table 1.3.1. 3. Saturation properties of HFO-1234yf and R-134a at a temperature of 288.15 K.

	ρ_l [kg m ⁻³]	ρ_g [kg m ⁻³]	i_{lg} [kJ kg ⁻¹]	λ_l [W m ⁻¹ K ⁻¹]	μ_l [μPa s]	μ_g [μPa s]	c_{p1} [kJ kg ⁻¹ K ⁻¹]	σ [N m ⁻¹]
HFO-1234yf	1077.3	26.3	156.5	0.0724	177.7	11.80	1.337	0.0077
R-134a	1243.4	23.76	186.59	0.0854	220.66	11.29	1.3869	0.0094

Boiling heat transfer coefficient vs. Lochart-Martinelli parameter

In general, the flow boiling heat transfer in a tube is considered to be a combination of nucleate boiling heat transfer and forced convective evaporation. In forced convective evaporation, flow boiling data can be correlated with the form $h_{exp} \propto h_L (1/X)^n$, where h_L is the heat transfer coefficient of the liquid alone and X , the Lockhart-Martinelli parameter. When the superficial liquid Reynolds number, Re_l , is smaller than 1000, flow in the liquid phase is laminar, and $h_L = 4.36 \lambda_l / D$. When the Re_l is larger than 1000, liquid flow is turbulent and the h_L can be calculated by the Dittus-Boelter equation. The magnitude of forced convective evaporation can be expressed by the gradient n of a linear regression of the experimental data. Fig. 1.3.1.6 shows the measured heat transfer coefficients in the pre-dryout region plotted against $1/X$. Most of the present data can be fitted to the regression line $h_{exp} / h_L \propto (1/X)^{0.77}$. The scattering of the data is larger at low $1/X$ (<7) than at high $1/X$. At low $1/X$, i.e., low vapor quality, both nucleate boiling and forced convective evaporation occur, whereas at high $1/X$

(>7), the scattering of the data is small because forced convective evaporation is dominant. When flow in the liquid phase is laminar, the heat transfer coefficient is barely influenced by the Lockhart-Martinelli parameter.

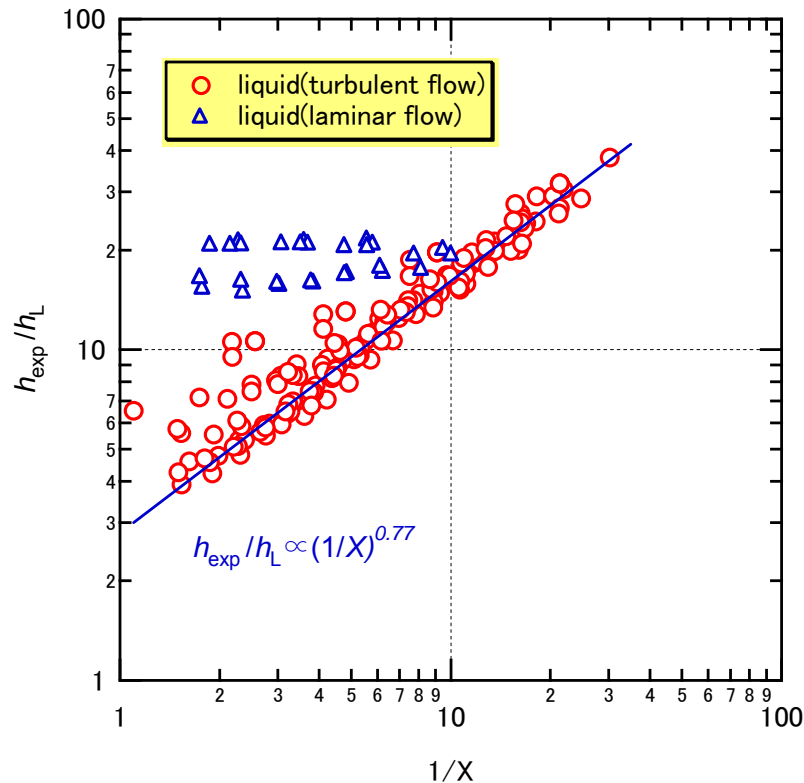


Figure 1.3.1.6. Boiling heat transfer coefficient as function of Lockhart-Martinelli parameter.

Pre-dryout heat transfer and predictions of some correlations

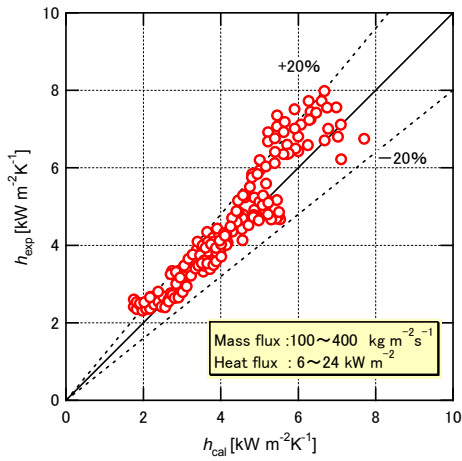
Saitoh et al. (2005, 2007) experimentally studied the boiling flow heat transfer mechanism of R-134a in tubes with IDs of 0.51, 1.12, and 3.1 mm; the Chen-type correlation was modified by considering the effect of the tube diameter characterized by the Weber number in the gas phase.

For the pre-dryout heat transfer, the experimental data and predictions of some correlations were compared. These included Saitoh et al.'s, Yoshida et al.'s (1994), Kandlikar's (1990), and the Gungor-Winterton (1987) correlations. Details on these correlations are shown in Table 1.3.1.4. The properties of the refrigerant HFO-1234yf were calculated using the results reported by Brown et al. (2009). Fig. 7(a-d) shows a comparison between the experimental heat transfer coefficient h_{exp} and calculated heat transfer coefficient h_{cal} based on our modified Chen-type correlation (Saitoh et al., 2007) with others for HFO-1234yf in the 2 mm ID smooth horizontal tubes. h_{cal} based on the Saitoh et al. correlation agreed well with h_{exp} . However, h_{cal} calculated based on the Yoshida, Kandlikar, and Gungor-Winterton correlations did not agree well with h_{exp} . Fig. 1.3.1.7(e) and (f) shows the comparison of the four correlated HTC's and the measured HTC's against vapor quality. In the pre-dryout region, the predicted values by all four correlations increased with vapor quality. In the low quality region ($x < 0.5$), the predicted values of Saitoh et al., Kandlikar, and Gungor-Winterton were close to the measured values; the predicted values of Yoshida were not close. In the high quality region ($0.5 < x < 0.75$), the differences between the predicted values of the Kandlikar and Gungor-Winterton correlations and the measured results were large. The predicted value by the correlation of Saitoh et al., which was proposed for flow boiling heat transfer of R-134a, approximately coincided with the measured value of HTC for HFO-1234yf. Table 1.3.1.5 lists the mean

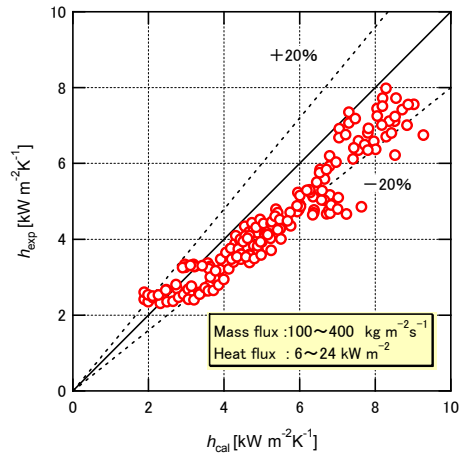
deviation and accuracy (defined as the fraction of data within $\pm 20\%$ error) for each of the four correlations. The Saitoh et al. correlation showed a superior mean deviation and accuracy (9.2% and 92.8%, respectively) compared to the Yoshida (20.4% and 51.9%), Kandlikar (18.7% and 51.9%), and Gungor-Winterton (15.5% and 66.9%) correlations.

Table 1.3.1.4. Correlations for flow boiling heat transfer.

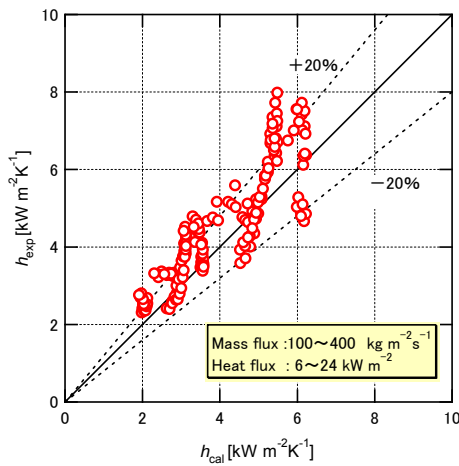
<p>Saitoh et al.:</p> $h_{TP} = Fh_1 + Sh_{pool}, F = 1 + (1/X)^{1.05} / (1 + We_g^{-0.4}), S = 1 / \left[1 + 0.4 (Re_{TP} \times 10^{-4})^{1.4} \right], Re_{TP} = Re_1 F^{1.25}$ $Re_1 > 1000, h_1 = 0.023 \frac{\lambda_1}{D} \left(\frac{G(1-x)D}{\mu_l} \right)^{0.8} \left(\frac{c_{pl}\mu_l}{\lambda_1} \right)^{0.4}, \quad Re_1 < 1000, h_1 = \frac{4.36\lambda_1}{D}$ $h_{pool} = 207 \frac{\lambda_1}{d_b} \left(\frac{qd_b}{\lambda_1 T_1} \right)^{0.745} \left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^{0.581} Pr_l^{0.533}, \quad d_b = 0.51 \left[\frac{2\sigma}{g(\rho_l - \rho_g)} \right]^{-0.5}$ <p>Yoshida:</p> $h_{TP} = Fh_1 + Sh_{pool}, F = 1 + 2(1/X)^{0.88}, S = 1 / \left\{ 1 + 0.9 \left[(Re_{TP} \times 10^{-4})^{0.5} / ((Bo \times 10^4) \times X^{0.5}) \right] \right\}, Bo = q / Gh_b$ $Re_1 > 1000, h_1 = 0.023 \frac{\lambda_1}{D} \left(\frac{G(1-x)D}{\mu_l} \right)^{0.8} \left(\frac{c_{pl}\mu_l}{\lambda_1} \right)^{0.4}, \quad Re_1 < 1000, h_1 = \frac{4.36\lambda_1}{D}$ $h_{pool} = 207 \frac{\lambda_1}{d_b} \left(\frac{qd_b}{\lambda_1 T_1} \right)^{0.745} \left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^{0.581} Pr_l^{0.533}, \quad d_b = 0.51 \left[\frac{2\sigma}{g(\rho_l - \rho_g)} \right]^{-0.5}$ <p>Kandlikar:</p> $h_{TP} = h_1 \left[C_1 Co^{C_2} (25 Fr_{10})^{C_3} + C_3 Bo^{C_4} F_K \right], Co = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0.8} \left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^{0.5}$ <p>for $Co < 0.65$: $C_1 = 1.136, C_2 = -0.9, C_3 = 667.2, C_4 = 0.7, C_5 = 0.3$ for $Co > 0.65$: $C_1 = 0.6683, C_2 = -0.2, C_3 = 1058, C_4 = 0.7, C_5 = 0.3$ $C_5 = 0$ for vertical tubes, and for horizontal with $Fr_1 > 0.04$</p> <p>Gungor and Winterton:</p> $h_{TP} = E h_1, \quad E = 1 + 3000 Bo^{0.86} + 1.12 \left(\frac{x}{1-x} \right)^{0.75} \left(\frac{\rho_l}{\rho_g} \right)^{0.41}$ <p>If the tube is horizontal and the Froude number Fr_1 is less than 0.05 then E should be multiplied by the factor</p> $E_2 = Fr_1^{(0.1-2Fr_1)}$
--



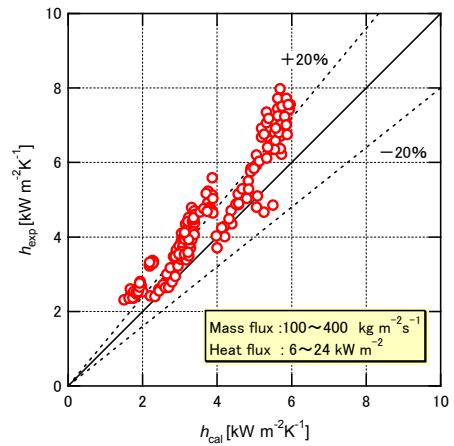
(a) Correlation of Saitoh et al.



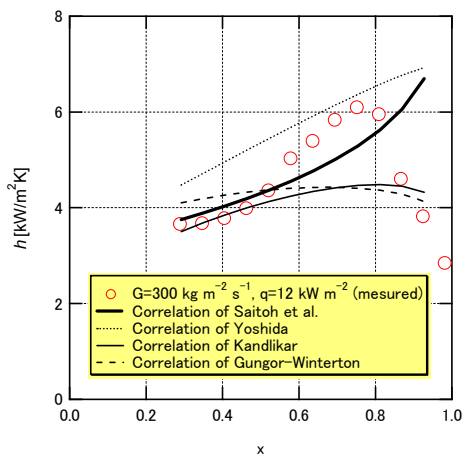
(b) Correlation of Yoshida



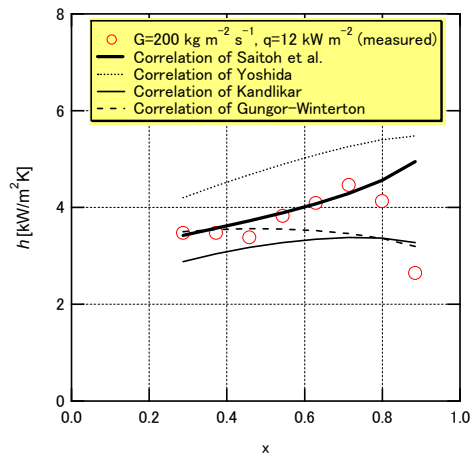
(c) Correlation of Kandlikar



(d) Correlation of Gungor-Winterton



(e) Predicted and measured values for mass flux $200 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ and heat flux 12 kW m^{-2} .



(f) Predicted and measured values for mass flux $300 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ and heat flux 12 kW m^{-2} .

Figure 1.3.1.7. Experimental flow boiling heat transfer coefficient h_{exp} vs. calculated h_{cal} for HFO-1234yf and comparison of four predicted values and h_{exp} measured data.

Table 1.3.1.5. Mean deviation and accuracy of four correlations for flow boiling heat transfer coefficient.

Correlation	Mean deviation ^a (%)	Accuracy defined as fraction of data within $\pm 20\%$ error (%)
Saitoh et al.	9.2	92.8
Yoshida	20.4	51.9
Kandlikar	18.7	51.9
Gungor–Winterton	15.5	66.9

$$a \text{ Mean deviation} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \frac{|h_{\text{exp}} - h_{\text{cal}}|}{h_{\text{exp}}} \times 100\%, \text{ the number of data is 181.}$$

1.3.1.4 Conclusions

The flow boiling heat transfer of the refrigerant HFO-1234yf in a small-diameter horizontal tube was experimentally investigated. The local heat transfer coefficients were measured at mass fluxes of 100–400 kg m⁻² s⁻¹, heat fluxes of 6–24 kW m⁻², and an evaporating temperature of 288.15 K. The results are summarized as follows.

1. At low vapor quality, nucleate boiling heat transfer is the dominant heat transfer mechanism, and at high vapor quality, forced convective evaporation is dominant.
2. The boiling heat transfer coefficient of HFO-1234yf is almost the same as that of R-134a.
3. The heat transfer coefficient predicted by the Saitoh et al. correlation in the pre-dryout region agrees with the measured data within a range of $\pm 20\%$, while the measured pressure drops agreed well with that predicted using the Lockhart-Martinelli correlation.

Nomenclature

Bo	boiling number
C_g	friction factor for gas, $C_g = 0.046$
C_l	friction factor for liquid, $C_l = 16$
c_{pl}	specific heat at constant pressure in liquid phase, J kg ⁻¹ K ⁻¹
ID	inner diameter of a tube, m
G	mass flux, kg m ⁻² s ⁻¹
g	acceleration of gravity, m s ⁻²
h_{exp}	experimental boiling heat transfer coefficient, W m ⁻² K ⁻¹
h_L	liquid phase heat transfer coefficient, W m ⁻² K ⁻¹

$$\text{Re}_l > 1000, h_L = 0.023 \frac{\lambda_l}{D} \left(\frac{G_1 D}{\mu_l} \right)^{0.8} \left(\frac{c_{pl} \mu_l}{\lambda_l} \right)^{1/3}$$

$$\text{Re}_l < 1000, h_L = \frac{4.36 \lambda_l}{D}$$

p	pressure, Pa
q	heat flux, W m ⁻²
Re	Reynolds number

$$\text{Re}_l = \frac{G_l D}{\mu_l}, \quad \text{Re}_g = \frac{G_g D}{\mu_g}$$

T_{wall} inside-wall temperature, K

T_{sat} saturation temperature, K

We Weber number

x vapor quality

X Lockhart-Martinelli parameter

$$\text{Re}_l > 1000, \quad \text{Re}_g > 1000$$

$$X = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0.9} \left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^{0.5} \left(\frac{\mu_l}{\mu_g} \right)^{0.1}$$

$$\text{Re}_l < 1000, \quad \text{Re}_g > 1000$$

$$X = \left(\frac{C_l}{C_g} \right)^{0.5} \text{Re}_g^{-0.4} \left(\frac{G_l}{G_g} \right)^{0.5} \left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^{0.5} \left(\frac{\mu_l}{\mu_g} \right)^{0.5}$$

z coordinate along the tube direction, m

Greek symbols

λ thermal conductivity, $\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}$

μ viscosity, $\text{Pa}\cdot\text{s}$

ρ density, kg m^{-3}

σ surface tension, N m^{-1}

ϕ two-phase flow multiplier

Subscripts

g gas-phase, vapor-phase

L,l liquid-phase

TP two-phase

References

- Akasaka, R., Tanaka, K., Higashi, Y., 2010. Thermodynamic property modeling for 2,3,3,3-tetrafluoropene (HFO-1234yf). *Int. J. Refrigeration*. 33, 52–60.
- Arakawa Y., Kim, S., Kamiaka, T., Dang, C., Hihara, C., 2010. Thermophysical property measurement of HFO-1234yf +HFC-32 mixture. 2010 International Symposium on Next-generation Air Conditioning and Refrigeration Technology, Feb. 17-19, Tokyo, Japan. NS22.
- Brown, J. S., Zilio, C., Cavallini, A., 2009. Estimations of the thermodynamic and transport properties of R-1234yf using a cubic equation of state and group contribution methods. 3rd IIR Conference on Thermophysical Properties and Transfer Processes of Refrigerants, June 23-26, Boulder, Colorado, USA. IIR-127.
- Chisholm, D., 1967. A theoretical basis for the Lockhart-Martinelli correlation for two-phase flow. *Int. J. Heat Mass Transfer*. 10, 1767–1778.
- Gungor, K.E., Winterton, R.H.S., 1987. Simplified general correlation for saturated flow boiling and comparisons of correlations. *Chem. Eng. Research & Design*. 65, 148–156.
- Hulse, R., Singh, R., Pham, H., 2009. Physical properties of HFO-1234yf. 3rd IIR Conference on Thermophysical Properties and Transfer Processes of Refrigerants, June 23-26, Boulder, Colorado, USA. IIR-178.
- Kandlikar, S.G., 1990. A general correlation for saturated two-phase flow boiling heat transfer inside horizontal

- and vertical tubes. *ASME J. Heat Transfer*. 112, 219–228.
- Lemmon, E.W., Huber, M.L., McLinden, M.O., 2007. NIST Thermodynamic and Transport Properties of Refrigerants and Refrigerant Mixtures (REFPROP) Version 8.0. *NIST*.
- Nicola, G. D., Palanara, F., Santori, G., 2010. Saturated pressure measurements of 2,3,3,3-tetrafluoroprop-1-ene (HFO-1234yf). *J. Chem. Eng. Data*. 55, 2010204.
- Poling, B.E., Prausnitz, J.M., O'Connell, J.P., 2001. *The Properties of Gases and Liquids*, 5th ed. McGraw-Hill, New York.
- Saitoh, S., Daiguji, H., Hihara, E., 2005. Effect of tube diameter on boiling heat transfer of R-134a in horizontal small-diameter tubes. *Int. J. Heat Mass Transfer*. 48, 4973–4984.
- Saitoh, S., Daiguji, H., Hihara, E., 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.
- Stephan, K., Abdelsalam M., 1980. Heat-transfer correlations for natural convection boiling, *Int. J. Heat Mass Transfer*. 23, 73–87.
- Tanaka, K., Higashi, Y., 2010. Thermodynamic properties of HFO-1234yf (2,3,3,3-tetrafluoropropene). *Int. J. Refrigeration*. 33, 474–479.
- Yoshida, S., Mori, H., Hong, H., Matsunaga, T. 1994. Prediction of heat transfer coefficient for refrigerants flowing in horizontal evaporator tubes. *Trans. of the JAR*. 11(1), 67–78.

1.3.2 HFO1234yf 混合冷媒の管内流動沸騰伝熱測定

The increasing concern related to the protection of the environment has led to the reconsideration of the refrigerant used in stationary conditioners. Either HFCs with a high GWP or HCFCs are currently used, and the transition from these refrigerants to a low GWP refrigerant is a crucial issue globally. Unfortunately, there is no ideal solution at present because, ideally, this transition must not be carried out at the expense of lowering system performance. HFO-1234yf refrigerant has been proposed as a promising refrigerant in mobile air conditioners because of its low GWP and similar thermodynamic properties to that of R134a. However, HFO-1234yf has a smaller latent heat compared to the HFCs currently being used, e.g., R410A, and the COP would be low if HFO-1234yf was directly introduced into a stationary heat pump system. One approach to improving the COP of systems using a low GWP refrigerant is to apply a refrigerant mixture of HFO-1234yf with other refrigerants, e.g., R32. Several drop-in experiments of system performance using either pure HFO1234yf or a HFO1234yf/R32 mixture have been conducted. Fujitaka *et al.* (2010) compared the system performance of pure HFO1234yf and HFO1234yf/R32 mixtures to that of R410A in room air conditioners. The system using the HFO refrigerant may have lower performance than that of R410A. The system performance of the HFO1234yf/R32 mixture improved as the R32 concentration increased. The COPs of HFO1234yf/R32 (50/50 by weight%) under cooling and heating conditions are 95 and 94% of those of R410A, respectively. Hara *et al.* (2010) tested the HFO1234yf in room air conditioners in two different models. The improved model enabled the capacity and COP of HFO1234yf to be almost the same as that of R410A. Okazaki *et al.* (2010) tested modified room air conditioners with HFO1234yf and HFO1234yf/R32 mixtures as working fluids respectively. The modified unit with HFO1234yf can reach a 95% APF ratio of R410A. When the concentration of R32 reaches 60%, the APF ratio of the mixture is 93.3% of R410A. However, because of the relatively high GWP of R32, the trade-off between the system performance and the GWP of the refrigerant mixture must be considered. Therefore, detailed information regarding the thermodynamic and heat transfer characteristics of the refrigerant mixture with a mixing ratio of R32 as a parameter is required.

The thermophysical properties of the HFO1234yf/R32 mixture, including vapor–liquid equilibrium and dynamic viscosity, were experimentally measured at various R32 mass fractions (Arakawa *et al.* 2010). The temperature glide of the mixture was found to be approximately 8°C at a R32 mass fraction of 22% at a temperature of 15°C.

Van Wijk *et al.* (1956) investigated the heat transfer characteristics of refrigerant mixture and explained that the temperature glide was caused by the different boiling points of the components of fluids. The fraction ratio of the mixture around the bubble changed continually because the more volatile component evaporated earlier than the other component during the bubble growth process. The inhomogeneity of the consistency in the fluid led to the mass diffusion, which influences the heat transfer coefficient of the mixture as a result. In order to evaluate the feasibility of using the refrigerant mixture in a residential air-conditioning system, it is crucial to understand the heat transfer characteristics of the refrigerant mixture. Flow boiling heat transfer characteristics of different zeotropic mixtures have been studied by many researchers (Aprea *et al.* 2000, Jung *et al.* 1989, Zhang *et al.* 1997). However, no experimental studies have been carried out regarding the heat transfer characteristics of the HFO1234yf / R32 mixture available.

In this study, the variation in the heat transfer coefficient of the HFO1234yf/R32 mixture (80/20 by mass fraction) in a 4 mm tube was experimentally investigated. The heat transfer characteristics of the refrigerant mixtures are compared with those of pure HFO1234yf and those of the HFO1234yf/R32 (80/20 by mass%) mixture in a 2 mm tube under the same mass flux and heat flux conditions. Based on the experimental results, a correlation is proposed to predict the heat transfer coefficients of the mixture. The effects of the mixture on the heat transfer coefficient are also discussed.

1.3.2.1 The properties of the mixture

A comparison of the properties of mixtures and pure refrigerants at 15°C are presented in Table 1. The GWP of the mixtures with a R32 mass fraction of 20 and 50% are 138 and 340, respectively. The specific heat and conductivity of the mixture increase in comparison with pure HFO1234yf when the mass fraction of R32 increases. This can improve the heat transfer of fluids.

Because the thermophysical properties of the HFO1234yf/R32 mixture in Refprop Ver.8.0 have not been fully verified, the properties of mixtures are obtained based on a Peng–Robinson-type state equation (Kamiaka et al. 2011) and the properties of pure refrigerants are calculated using Refprop Ver.8.0. The surface tension of the binary mixture is computed from the surface tensions of each component using the following formula:

$$\sigma_m = \tilde{x}_1\sigma_1 + \tilde{x}_2\sigma_2 \quad (1.3.2-1)$$

where \tilde{x}_1 is the mole fraction of component one.

Table 1.3.2-1 Properties of refrigerants

Parameters	Unit	R32 100%	HFO:R32 = 50%:50%	HFO:R32 = 80%:20%	HFO 100%
Molecular weight	kg/kmol	52	71	92	114
GWP (100 year)	----	675	340*	138*	4
Density of liquid	kg/m ³	1000.9	1048	1063	1127
Density of vapor	kg/m ³	35.19	35.89	44	28.25
Thermal conductivity of LD	mW/mK	133.54	82	74	71.13
Specific heat	kJ/kg	1.843	1.296	1.259	1.366
Surface tension	mN/m	8.41	8.09	7.75	7.39
Latent heat	kJ/kg	290	223	175	153.05
Temperature glide	°C	----	4.55	7.65	----

Note: *Cited from Akira Fujitaka *et al.* (2010)

Fig. 1.3.2-1 and Fig.1.3.2-2 shows the temperature glide of R134a/ R32 and HFO1234yf /R32. It can be seen that the maximum temperature glides of two mixtures are different. The concentration of R32 in R134a/R32 mixture is about 0.31 as the maximum temperature glide appears. For maximum temperature glide of HFO1234yf/R32, the mass fraction of R32 is 0.22. The temperature glide of R134a/R32 is 5.37 and that of HFO1234yf /R32 is 7.65 when the mass fraction of R32 is 0.2. When the concentration of R32 is 0.5, the temperature glides of two mixtures become close, which are 5.54 and 4.55.

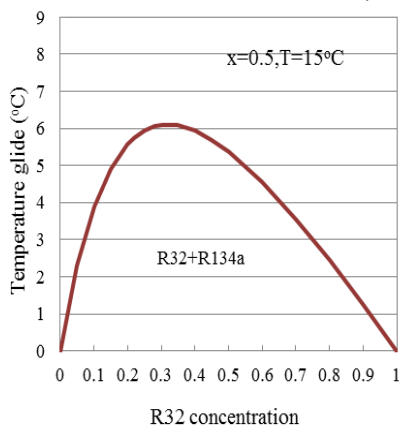


Fig.1.3.2-1 the temperature glide of R134a/R32

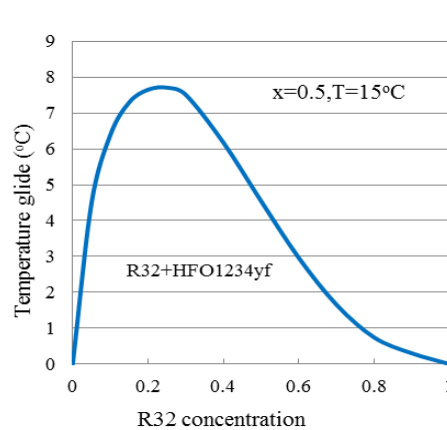


Fig.1.3.2-2 The temperature glide of HFO1234yf/R32

1.3.2.2 Experimental system

1) The composition of system

A schematic diagram of the experimental apparatus is depicted in Figure 1. The test loop is composed of a Coriolis-type flowmeter, a condenser, a flow control valve, a test tube (evaporator), a sight glass, and a gear pump. The magnetic gear pump circulates subcooled refrigerant to the preheater. The preheater is located upstream of the test section to supply heat and to control the inlet vapor quality of the test section to a desired value by adjusting the input power. The input electrical power was measured using a voltmeter and an ammeter. A Coriolis-type flowmeter installed upstream of the preheater where the refrigerant is flowing in a subcooled liquid state. The test section is a smooth horizontal stainless steel tube. The energy required for evaporation was supplied by directly heating the test tube using direct current. The entire test tube was placed inside a wind channel in order to reduce the heat loss from the test tube to the environment, the air temperature of which was controlled to be equal to the outer surface temperature of the test tube.

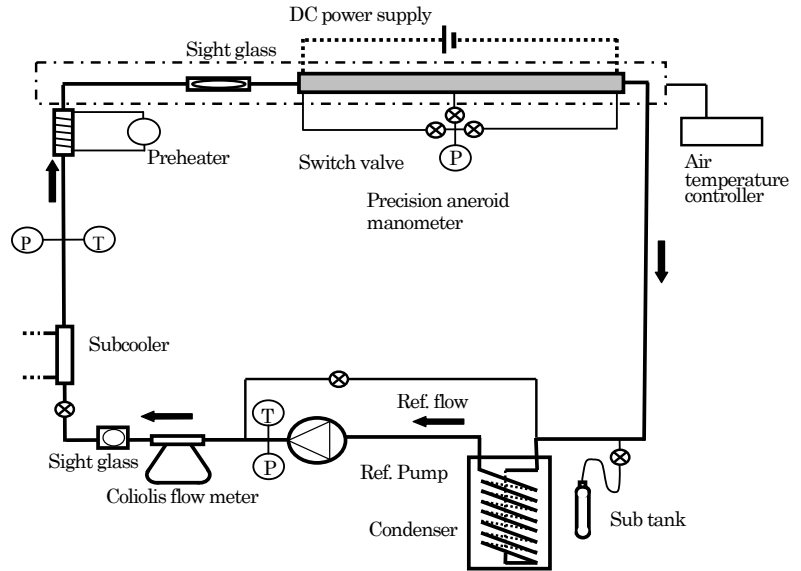


Fig. 1.3.2-3 Schematic of experimental system used to measure flow boiling heat transfer

2) The pressure test

Pressures were measured at 3 or 4 locations along the tube using a pressure sensor. The pressure of each point was tested one by one by switch valves. A function of pressure and the length of tube can be regressed according the measured pressure. Then the local pressure at the location of thermocouples can be calculated by this equation. The pressure sensor (Brand Digiquartz) can reach an accuracy of ± 1 KPa.

3) The temperature test

When the diameter of the tube is 2 mm, the outer wall temperatures were measured at midway between the top and bottom of the tube only because it is thought that the diameter is small. 0.1-mm OD Cooper-constantan (T-type) thermocouples were used and were attached to the outer surface of the tube along the axis. Being considered the possible temperature circumferential distribution around the tube when the diameter of the tube is 4 mm, the outer wall temperatures at the top, bottom, and side of the test tube were measured along the tube. Each thermocouple was insulated from the test tube using an 8- μ m-thick Teflon sheet to eliminate the influence of current on the thermocouples. All thermocouples were calibrated using a highly precise platinum resistance thermometer sensor with an accuracy of ± 0.03 K. The accuracy of the calibrated thermocouples was within ± 0.1 K. All the thermocouples were connected to the station data loggers named Cadac 21. All terminal temperatures of Cadaca 21 were tested by Pt100 in order to compensate the cold junction of the thermocouples. All data loggers were put inside an incubator in which air temperature was set 25°C.

The entire test tube was placed inside a big wind channel in order to reduce the heat loss from the test tube to the environment, the air temperature of which was controlled to be equal to the outer surface temperature of the test tube.

4) The mixture concentration test

The purity of the HFO1234yf refrigerant was 99.9% and R32 was 99.9%. The HFO1234yf and R32 mixture was mixed at the desired mass fraction in advance and charged into the system in a liquid state. The concentration of the mixture in the system was determined according to the measured parameters of the fluid at the inlet and outlet of the pre-heater using the Peng–Robinson-type state equation proposed in our lab (Arakawa *et al.* 2010). In order to confirm the concentration of the mixture, gas chromatography was used to test the superheat vapor component at the outlet of the test section. The deviation of the two values is within 2%. The concentrations calculated through the measured parameters were applied to derive the final results.

5) The mass flow rate test

The mass flow rate is tested by Coriolis-type flowmeters. When the diameter is 2 mm, a small flow rate Coriolis type flowmeter (Brand Oval) with accuracy $\pm 0.2\%$ was used. The range of this flow rate meter is from 5g/min -225g/min. Whereas the diameter is 4 mm, another Coriolis type flowmeter (Brand Micromotion) with accuracy $\pm 0.5\%$ was used, which ranges from 0.14kg/min to 1.4kg/min. Before installing in the system, the micromotion flowmeter was regulated by another Coriolis type flowmeter which has an accuracy $\pm 0.2\%$. The relationship of DC voltage output by the micromotion flowmeter between the mass flow rate can be obtained.

6) The data reduction

When the diameter of the tube in the test section is 2 mm, the local heat transfer coefficient h_{exp} in the test tube was defined as:

$$h_{\text{exp}} = \frac{q}{T_{\text{wall}} - T_{\text{m,sat}}} \quad (1.3.2-2)$$

where T_{wall} is the temperature of inner wall, and $T_{\text{m,sat}}$ is the saturation temperature of the mixture deduced from a local refrigerant pressure calculated by interpolation between the inlet and outlet pressures and the vapour quality at the location.

Because three temperatures are measured at each location when the diameter of the tube in the test section is 4 mm, the local heat transfer coefficient h_{exp} in the test tube was defined as:

$$h_{\text{exp},i} = \frac{q}{T_{\text{wall},i} - T_{\text{m,sat}}} \quad (1.3.2-3)$$

$$h_{\text{exp}} = \sum \frac{h_{\text{exp},t} + 2 \cdot h_{\text{exp},s} + h_{\text{exp},b}}{4} \quad (1.3.2-4)$$

where T_{wall} is the temperature of the inner wall calculated from the measured temperature of the outer wall, and $T_{\text{m,sat}}$ is the same definition as that in Equation (1.3.2-2). The heat transfer coefficients of the location of measurements at the top, side, and bottom are calculated by Equation (1.3.2-3). The local heat transfer coefficient, h_{exp} , at each location is determined by averaging the top, bottom, and side heat transfer coefficients, as shown in Equation (1.3.2-4).

The heat balance of the evaporation tube is shown as the following equation. Then the heat flux inside the surface of the tube can be calculated by the total heat on the tube and the heat released to the environment from the outer surface of the tube. The heat flux on outer surface of the tube can be calculated by the equation (1.3.2-6),

where $r = \frac{D_o}{2}$.

$$\pi D_o \ell \cdot q_{out} - \pi D_i \ell \cdot q_{in} = W \quad (1.3.2-5)$$

$$q_{out} = -\lambda \left(\frac{dT}{dr} \right) \quad (1.3.2-6)$$

The inner wall temperature is calculated according to

$$t_{wall,in} = t_{wall,out} + q_{in} \frac{D_i}{2\lambda} \left(\log \frac{D_o}{D_i} \right) - \frac{Q}{8\lambda} \left(D_i^2 \log \frac{D_o}{D_i} - \frac{1}{2} (D_o^2 - D_i^2) \right) \quad (1.3.2-5)$$

$$Q = \frac{W}{(Volume)} = \frac{W}{\frac{\pi}{4} (D_o^2 - D_i^2) \ell} \quad (1.3.2-8)$$

All experimental data were collected after steady state of temperature, pressure and refrigerant flow was achieved. A group of data was recorded with 2 second. Average value of 50 groups of data, such as outer surface temperature, heat on the tube and mass flow rate, was used to derive the heat transfer coefficient.

1.3.2.3 Heat transfer coefficients of the tube with a 2mm inner diameter

(1) Measured results of the tube with a 2mm inner diameter

1) The test condition

The experimental conditions are summarized in Table 2. The refrigerants are pure R32, the mixture of HFO1234yf/R32 (80/20 by mass%). The heat flux is from 6 kW/m² to 24 kW/m² and the mass flux ranges from 100 kg/m²s to 400 kg/m²s. Saturation temperature of the mixture at vapor quality of 0.5 was set to be 15°C during experiments. The arrangements of mass flux and heat flux are listed in Table3 in which there are total seven test conditions. The inlet quality of the test section is controlled to be larger than 0.2 in order to eliminate the fluctuation caused by the nucleate boiling of occurrence. Then the predicted length of the test section is listed in the table 4. Due the different refrigerants, the evaporating lengths are various. At same condition, the length of the test section is longest due to great latent heat. In the case of the mixture, the concentration of R32 is higher, the evaporating length required is longer. The table 4 shows the predicted preheating of the preheater. The inlet temperature of preheater is 10oC and the outlet temperature is saturated temperature and the vapor quality is 0.2 at the same pressure. The concentration of R32 is higher, the required preheating is larger as same regulation as the evaporating length.

Table 1.3.2-2 Experimental conditions

Refrigerant	R32;HFO1234yf + R32
Concentration wt%	HFO1234yf:R32=80:20;HFO1234yf:R32=50:50
Quality	0.2-1.0
Heat flux [kW/m ²]	6,12,24
Mass flux [kg/m ² s]	100,200,400

Table 1.3.2-3 The arrangement of test conditions

Mass flux/heat flux	6	12	24
100 [kg/m ² s]	○	○	
200 [kg/m ² s]	○	○	○
400 [kg/m ² s]	--	○	○

Table 1.3.2-4 The length of the test section* Unit:m

	R32			HFO/R32(80/20)			HFO/R32(50/50)		
	6	12	24	6	12	24	6	12	24
Heat flux									
Mass flux	[kW/m ²]	[kW/m ²]	[kW/m ²]	[kW/m ²]	[kW/m ²]	[kW/m ²]	[kW/m ²]	[kW/m ²]	[kW/m ²]
100 [kg/m ² s]	1.934	0.967		1.21	0.606		1.473	0.736	
200 [kg/m ² s]	3.868	1.934	0.9678	2.423	1.212	0.606	2.946	1.473	0.736
400 [kg/m ² s]		3.868	1.934		2.423	1.212		2.946	1.473

*: The inlet vapor quality is 0.2.

Table 1.3.2-5 The preheating* Unit:w

Mass flux	R32	HFO/R32(80/20)	HFO/R32(50/50)
100 [kg/m ² s]	18.80	13.84	16.01
200 [kg/m ² s]	37.59	27.68	32.02
400 [kg/m ² s]	75.18	55.36	64.03

*:

The preheat is calculated from 10oC to the saturated temperature at 0.2 vapor quality and same pressure

2) The results of R32

The heat transfer coefficients at five times are presented in Fig. 1.3.2-4 the experimental data is good. The results show that the heat transfer then decrease gradually with the evaporating. When the vapor quality to rise till dry-out onset.

That means that the nucleate boiling at low vapor quality is rough transfer. With the acceleration of the vapor phase, the convective process, then the heat transfer coefficients increase again.

Fig. 1.3.2-5 and Fig. 1.3.2-6 also show the good repeatability of the test at each time is different. The data at every time almost are regulation.

Fig. 1.3.2-7 shows the variation of the heat transfer coefficient of fluxes and the same mass flux. The great heat flux improves the heat transfer. Before the dryout occurrence, the heat transfer coefficients approach each other. At that time, the convective heat transfer dominates the whole heat transfer. The difference of heat transfer coefficients under the various mass fluxes is not so large. This figure shows that the heat transfer coefficients do not increase so much with the increase of mass flux. At low vapor quality 100kg/m²s mass flux and 6kW/m² heat flux quality is about 0.5, the heat transfer coefficients begin to increase with the increase of mass flux. The difference of vapor density and liquid density is not so large, the acceleration of vapor is not obvious so much. Therefore, the heat transfer coefficients are very close even though the mass flow rate changes.

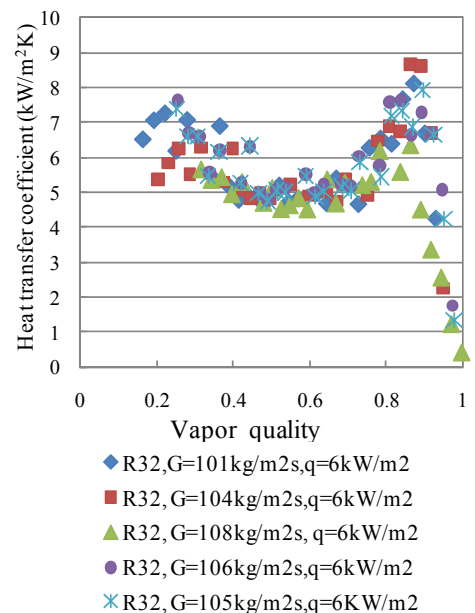


Fig. 1.3.2-4 Heat transfer coefficients at

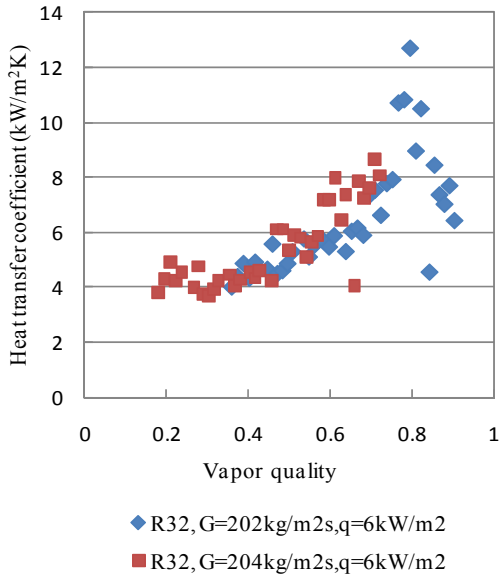


Fig. 1.3.2-5 Heat transfer coefficients at 200kg/m²s mass flux and 6kW/m² heat flux

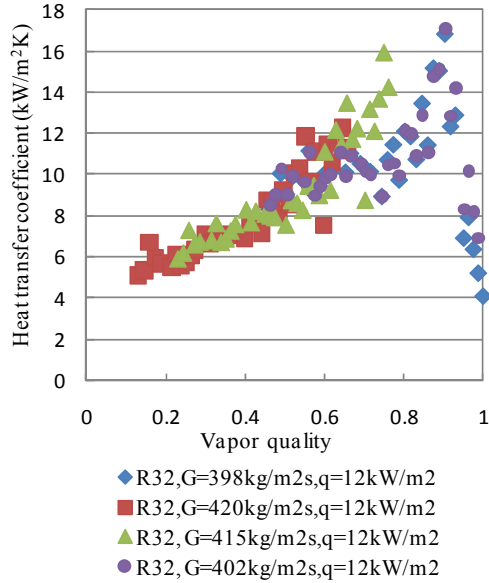


Fig. 1.3.2-6 Heat transfer coefficients at 400kg/m²s mass flux and 12kW/m² heat flux

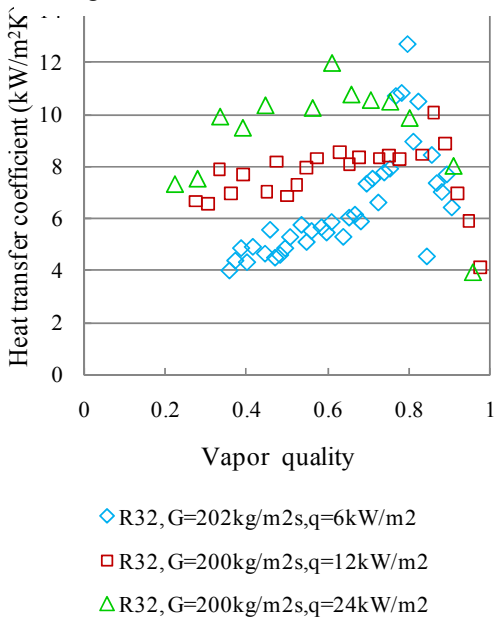


Fig. 1.3.2-7 Heat transfer coefficients at 200kg/m²s mass flux and 6 kW/m² heat flux

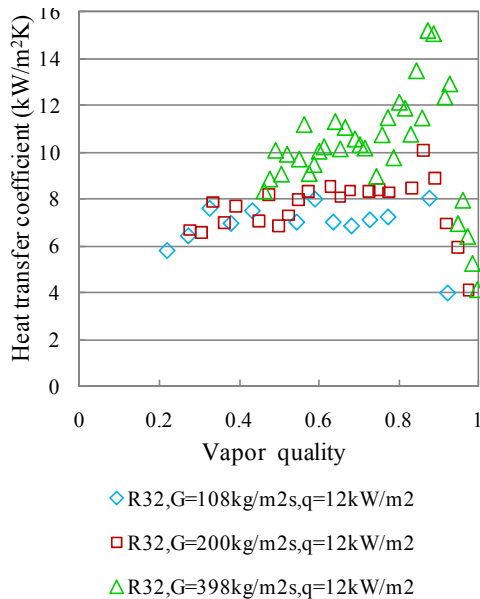
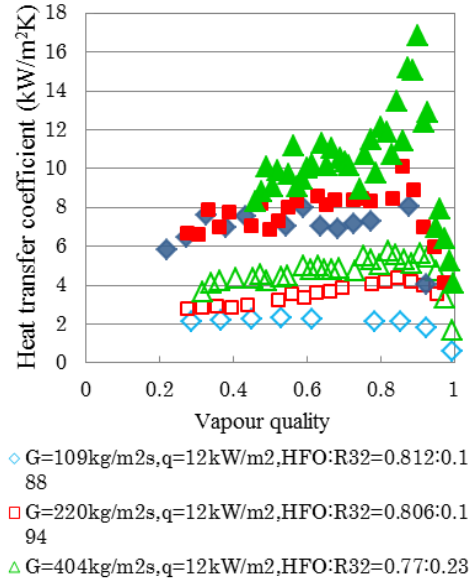
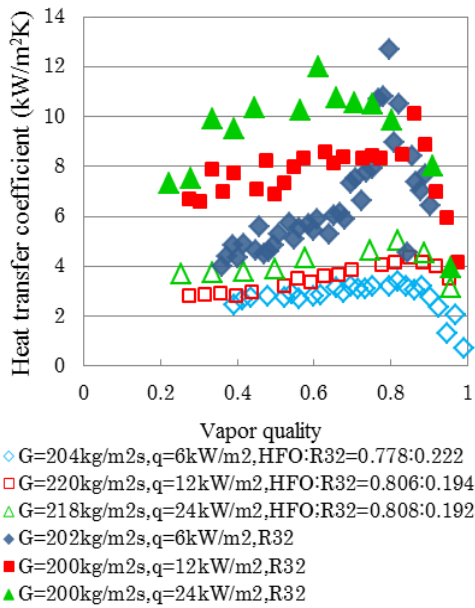


Fig. 1.3.2-8 Heat transfer coefficients at 200kg/m²s mass flux and 6 kW/m² heat flux

3) The comparison of HFO1234yf and R32 mixture and R32

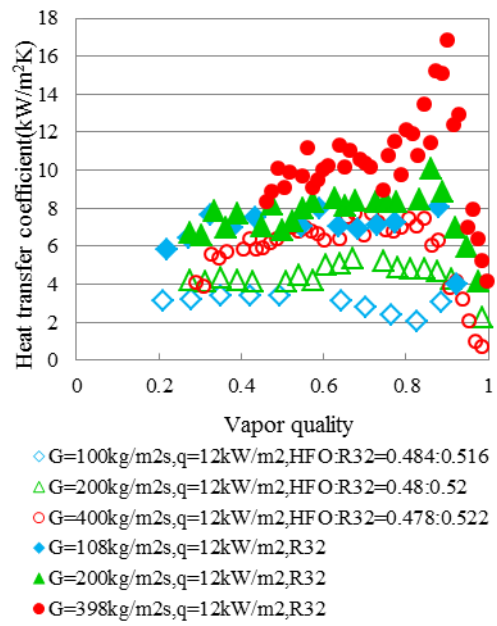
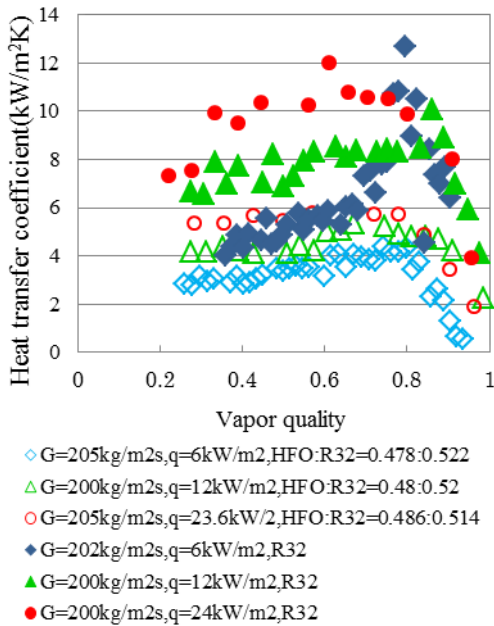
Results of the mixture HFO1234yf + R32 also are compared with that of pure R32 as shown in Figures 1.3.2-9 and 1.3.2-10. When the mass fraction of R32 is 20%, the heat transfer coefficient of the mixture is 20%-50% lower than that of R32. When the concentration of R32 in the mixture is 50%, the heat transfer coefficient of the mixture is about 20%-40% lower than that of pure R32. From above results, it is indicated that R32 has very good heat transfer characteristics. However, the good contribution of R32 on the heat transfer coefficient in the mixture shown in Figure 1.3.2-9 is not obviously due to small concentration of R32. When the mass fraction of R32 increases to 50%, the influence of R32 on heat transfer coefficients helps the increase of heat transfer as shown in Fig.1.3.2.10



(a)

(b)

Figure 1.3.2-9: Measured heat transfer coefficient of pure R32 and the mixture of HFO1234yf+R32 at R32 mass fraction of 20%



(a)

(b)

Figure 1.3.2.10: Measured heat transfer coefficient of pure R32 and the mixture of HFO1234yf+R32 at R32 mass fraction of 50%

4) The comparison of HFO1234yf and R32 mixture and pure HFO1234yf

The comparison of heat transfer coefficient of the mixture HFO1234yf+R32 (80/20 and 50/50 by mass%) with that of pure HFO1234yf is presented in Figures 1.3.2-11 and 1.3.2-12. From Figure 1.3.2-11(a) and Figure 1.3.2-11(b), it can be seen that the heat transfer coefficient of mixture at R32 mass fraction of 20% is 10% ~ 30% lower than that of pure HFO1234yf at different mass fluxes and heat fluxes. In Figure 1.3.2-11(a), at heat fluxes

of 12kW/m^2 and 24kW/m^2 , heat transfer coefficients of the mixture are lower than that of pure HFO1234yf at lower vapour quality but closing to that of pure HFO1234yf at a high vapour quality. It seems that nucleate boiling of the mixture at low vapour quality is suppressed. The reason is that a high heat flux causes a large composition difference between the interface of bubble and the liquid bulk at low vapour quality. With the increasing of vapour quality, the velocity of the flow increases and the disturbance of the fluid become large to decrease the composition gradient around the bubble. The effect of mass diffusion on the nucleate boiling is moderated. The nucleate boiling is suppressed mainly by the convective heat transfer at a high vapour quality. In case of low heat flux of 6kW/m^2 , heat transfer coefficients of the mixture are close to that of pure HFO1234yf at a low vapour quality and the heat transfer of the mixture is suppressed greatly at a high vapour quality. The same tendency occurs at a mass flux of $400\text{kg/m}^2\text{s}$ and a heat flux of 12 kW/m^2 , as shown in Figure 1.3.2-11(b), when the two conditions have the same low Bo number. It can be explained that at a low heat flux, the bubble growth rate is low and the composition difference of the bulk and the interface of bubble is not so large. Then the heat transfer coefficients of the mixture approaches that of pure HFO1234yf at low quality.

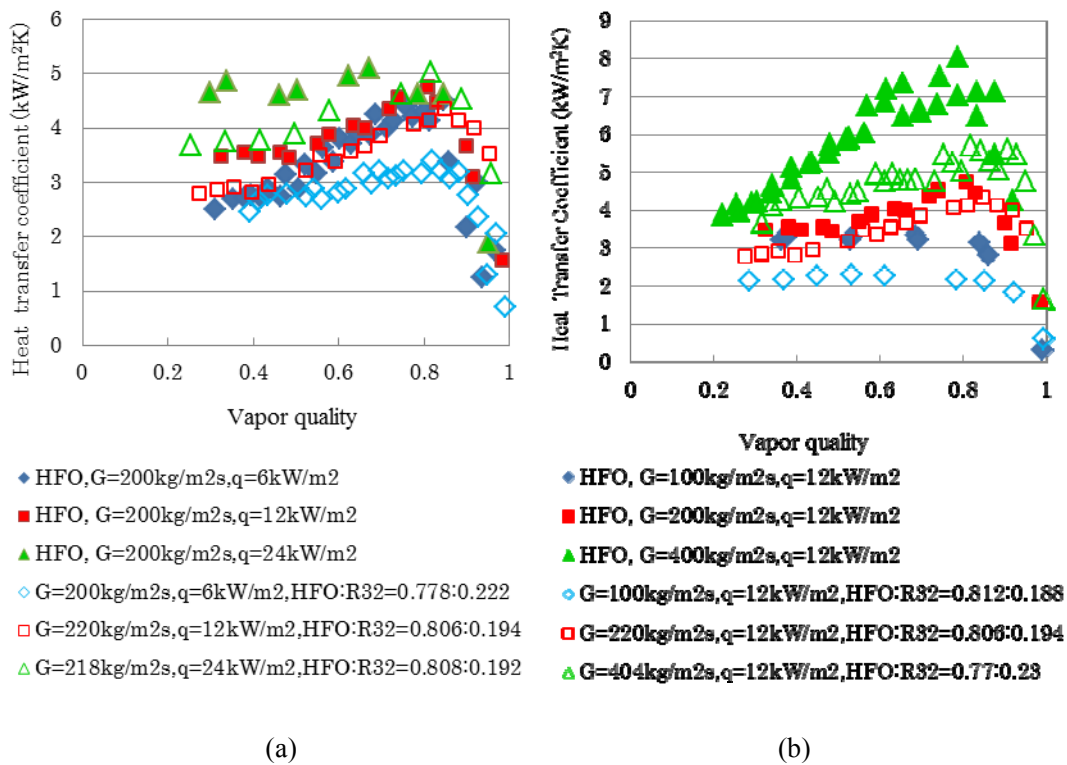
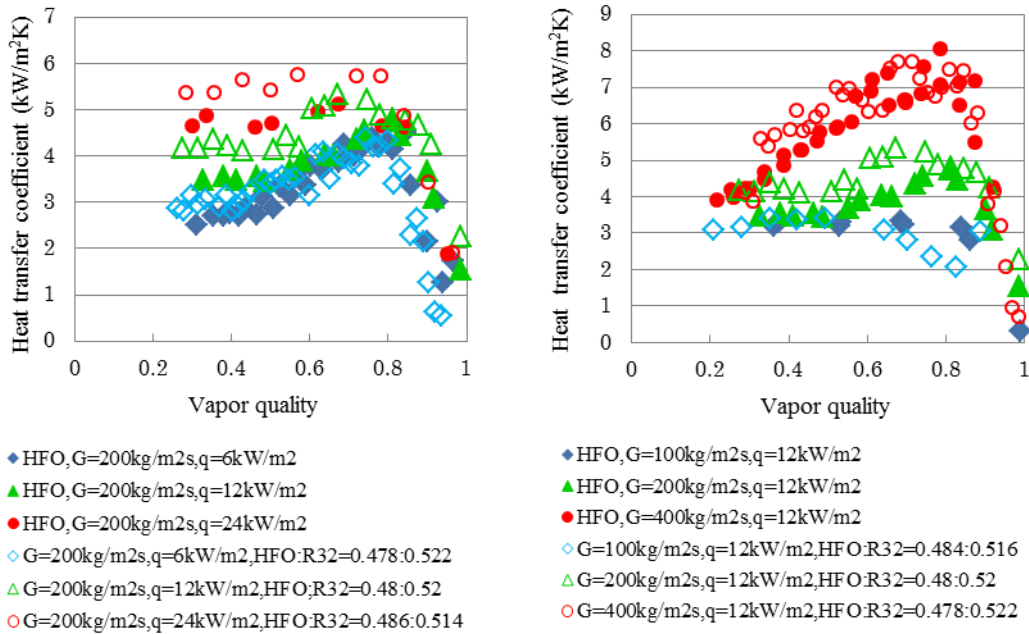


Figure 1.3.2-11: Measured heat transfer coefficient of pure HFO1234yf and the mixture of HFO1234yf+R32 at R32 mass fraction of 20%



(a) (b)

Figure 1.3.2-12: Measured heat transfer coefficient of pure HFO1234yf and the mixture of HFO1234yf+R32 at R32 mass fraction of 50%

Figure 1.3.2-12 shows the comparing results of heat transfer coefficients of HFO1234yf + R32 mixture at R32 mass fraction of 50% and that of pure HFO1234yf. It is indicated from these two figures that the heat transfer coefficient of the mixture is higher than that of pure HFO1234yf at a relatively large mass flux and a high heat flux. Because of the increased mass ratio of R32, the thermodynamic properties of R32 play a positive contribution on heat transfer coefficients of the mixture. Due to a moderate temperature glide of 4.55°C at R32 mass fraction of 50%, composition difference between the interface of bubble and the liquid bulk is smaller than that at R32 mass fraction of 20%. The mass diffusion can be mitigated effectively by the perturbation caused by the high heat flux or mass flux. At a low heat flux and a low mass flux, the effects of mass diffusion on heat transfer appear obviously. Therefore the mass diffusion influences the heat transfer of the mixture significantly.

5) The effect of mass flux and heat flux

Results of the mixture HFO1234yf + R32 also are compared with that of pure R32 as shown in Figures 1.3.2-9 and 1.3.2-10. When the mass fraction of R32 is 20%, the heat transfer coefficient of the mixture is 20%-50% lower than that of R32. When the concentration of R32 in the mixture is 50%, the heat transfer coefficient of the mixture is about 20%-40% lower than that of pure R32. From above results, it is indicated that R32 has very good heat transfer characteristics. However, the good contribution of R32 on the heat transfer coefficient in the mixture shown in Figure 1.3.2-9 is not obviously due to small concentration of R32. When the mass fraction of R32 increases to 50%, the influence of R32 on heat transfer coefficients helps the increase of heat transfer.

The effects of mass fluxes and heat fluxes on the heat transfer coefficients of mixtures can be observed from Figure 1.3.2-9 to Figure 1.3.2-12. Figures 1.3.2-9(a) and 1.3.2-10(a) show the variety of heat transfer coefficients of the mixtures against vapour quality at three heat fluxes when the mass flux of refrigerant is 200kg/m². The heat transfer coefficients of the pure refrigerants approaches same values at a high vapour quality at different heat flux

when the mass flux keeps the same. That implies that the forced convective heat transfer dominates the heat transfer process when the vapour quality is high. In the case of zeotropic mixture HFO1234yf+R32, the same phenomenon can be observed when the heat flux is large as shown in Figures 1.3.2-11(a) and 1.3.2-12(a). High heat flux can help improving the heat transfer of the mixture.

In contrast to Figures 9(a) and 1.3.2-10(a), Figures 1.3.2-9(b) and 1.3.2-10(b) present heat transfer characteristics of mixtures at three different mass fluxes at the same heat flux of 12kW/m². When the heat flux keeps constant and the mass flux is changed, heat transfer coefficients of the pure refrigerants are close at low vapour qualities. For instant the heat transfer coefficients of pure HFO1234yf and pure R32 shown in Figures 1.3.2- 9(b) and 1.3.2-11(b) both observed this regulation. That means that the nucleate boiling dominates the heat transfer at low vapour qualities. However, for the mixture of HFO1234yf+R32, this phenomenon did not occur. It can be seen in Figures 1.3.2-9(b) and 1.3.2-10(b) that the larger the mass flux, the higher heat transfer coefficients are obtained. It can be concluded that the heat transfer coefficient of the mixture at low mass flux is suppressed significantly. A high mass flux can cause turbulent of the flow and decrease the inhomogeneity of the consistence and increase the heat transfer coefficient of the mixture.

6) Experimental uncertainty

Uncertainty in the experimental data was calculated by the equation (1.3.2-14). The total errors depend on the operating conditions and mainly on the accuracy of the wall superheat and the saturated temperature. For pure components and zeotropic mixture, the saturated temperature is related to the accuracy of the local pressure (1kPa corresponding to a maximum of ±0.027°C for R32 and ±0.065°C for HFO1234yf and ±0.044 °C for mixture of HFO1234yf and R32 with 20% mass fraction of R32 and±0.03°C for mixture of HFO1234yf and R32 with 50% mass fraction of R32) and the uncertainty of the state equation.

$$\frac{\partial h}{\partial h_{\text{exp}}} = \sqrt{\left(\frac{\partial q}{q}\right)^2 + \left(\frac{\partial T_w}{T_w - T_{m,\text{sat}}}\right)^2 + \left(\frac{\partial T_{m,\text{sat}}}{T_w - T_{m,\text{sat}}}\right)^2} \quad (1.3.2-14)$$

Table 1.3.2-6 show the uncertainty of the measurement devices used in experiments. Under the employed operating condition, the inaccuracy of heat transfer coefficients is ranging between 5% and 15% at different heat flux. The high uncertainties correspond to a low heat flux and small temperature differences between wall temperatures and saturated temperatures of fluids

Table 1.3.2-6 uncertainty of measurement device

Variable	Device	Accuracy	Range
Temperature	Thermocouples	±0.1 K	-200-300 °C
Temperature	Pt 100	±0.03 K	-50-200 °C
Mass flow rate	Coriolis	±0.2%	1.5-225 g/min
Pressure	Digi quartz pressure sensor	±0.01%	0-13.8 MPa
Voltage	Voltmeter	±0.02%	0-64 V
Length	Ruler	±0.001 m	0-2 m

(2) The predicted results of 2mm

1) The available correlation for pure fluid

Several available correlations are used to predict the heat transfer coefficients of pure refrigerants and the refrigerant mixtures.

i. The correlation of Saitoh *et al.* (Saitoh *et al.* 2007)

$$h_{TP} = Fh_i + Sh_{pool} \quad (1.3.2-15)$$

$$F = 1 + (1/X)^{1.05} / (1 + We_g^{-0.4}) \quad (1.3.2-16)$$

$$S = 1 / \left[1 + 0.4 (Re_{TP} \times 10^{-4})^{1.4} \right] \quad (1.3.2-17)$$

$$Re_{TP} = Re_i F^{1.25} \quad (1.3.2-18)$$

$$Re_i > 1000, h_i = 0.023 \frac{\lambda_1}{D} \left(\frac{G(1-x)D}{\mu_1} \right)^{0.8} \left(\frac{c_{pl}\mu_1}{\lambda_1} \right)^{0.4} \quad (1.3.2-19)$$

$$Re_i < 1000, h_i = \frac{4.36\lambda_1}{D} \quad (1.3.2-20)$$

$$h_{pool} = 207 \frac{\lambda_1}{d_b} \left(\frac{qd_b}{\lambda_1 T_1} \right)^{0.745} \left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^{0.581} Pr_l^{0.533} \quad (1.3.2-21)$$

$$d_b = 0.51 \left[\frac{2\sigma}{g(\rho_l - \rho_g)} \right]^{0.5} \quad (1.3.2-22)$$

ii. Yoshida correlations (Yoshida *et al.* 1994)

$$h_{TP} = Fh_i + Sh_{pool} \quad (1.3.2-26)$$

$$F = 1 + 2(1/X_u)^{0.88} \quad (1.3.2-27)$$

$$S = 1 / \left\{ 1 + 0.9 \left[(Re_p \times 10^{-4})^{0.5} / ((Bo \times 10^4) \times X_u^{0.5}) \right] \right\} \quad (1.3.2-28)$$

$$Bo = \frac{q}{Gh_v} \quad (1.3.2-29)$$

$$Re_i > 1000, h_i = 0.023 \frac{\lambda_1}{D} \left(\frac{G(1-x)D}{\mu_1} \right)^{0.8} \left(\frac{c_{pl}\mu_1}{\lambda_1} \right)^{0.4} \quad (1.3.2-30)$$

$$Re_i < 1000, h_i = \frac{4.36\lambda_1}{D} \quad (1.3.2-31)$$

$$h_{pool} = 207 \frac{\lambda_1}{d_b} \left(\frac{qd_b}{\lambda_1 T_1} \right)^{0.745} \left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^{0.581} Pr_l^{0.533} \quad (1.3.2-32)$$

$$d_b = 0.51 \left[\frac{2\sigma}{g(\rho_l - \rho_g)} \right]^{0.5} \quad (1.3.2-33)$$

$$d_b = 0.51 \left[\frac{2\sigma}{g(\rho_l - \rho_g)} \right]^{0.5} \quad (1.3.2-34)$$

iii. Chen correlations (Chen 1966)

$$h_{tp} = h_{nb} + h_{cb} \quad (1.3.2-37)$$

$$h_{nb} = 0.00122S \left(\frac{\lambda_1^{0.79} c_{pl}^{0.5} \rho_l^{0.49}}{\sigma^{0.6} \mu_1^{0.29} h_{lv}^{0.24} \rho_v^{0.24}} \right) \left[t_w - t_{sat}(p_1) \right]^{0.4} \left[p_{sat}(t_w) - p_1 \right]^{0.75} \quad (1.3.2-38)$$

$$h_{cb} = 0.023 Re_{tp}^{0.8} Pr_l^{0.4} \lambda / d \quad (1.3.2-39)$$

$$Re_{tp} = FG(1-x)d / \mu_l \quad (1.3.2-40)$$

$$S = \frac{1}{1 + (2.56 \times 10^{-6}) (Re_i F^{1.25})^{1.17}} \quad (1.3.2-41)$$

$$F = 1.0, X_u \geq 10 \quad (1.3.2-42)$$

$$F = 2.0(0.213 + 1/X_u)^{0.736}, X_u < 10 \quad (1.3.2-43)$$

iv. Zhang and Hihara correlations (Zhang *et al.* 1997)

$$S = \frac{1}{1 + 0.4(\text{Re}_{ip} \times 0.0001)^{0.5} / \left(\frac{q \times 10000}{G \times h_{fg}} \right)^{0.5} \left(\frac{1}{X_{tt}} \right)^{0.5}} \quad (1.3.2-44)$$

v. Gungor and Winterton's correlation (Gunger and Winterton 1987)

$$h_{TP} = E h_1, \quad E = 1 + 3000 \text{Bo}^{0.86} + 1.12 \left(\frac{x}{1-x} \right)^{0.75} \left(\frac{\rho_l}{\rho_g} \right)^{0.41} \quad (1.3.2-45)$$

If the tube is horizontal and the Froude number Fr_1 is less than 0.05 then E should be multiplied by the factor

$$E_2 = Fr_1^{(0.1-2Fr_1)} \quad (1.3.2-46)$$

2) The model for mixture

Three models for refrigerant mixtures are used to predict the heat transfer coefficients of HFO1234yf and R32. The Figs 1.3.2-14 and 1.3.2-15 show that Sam and Mishira correlation underestimated the heat transfer coefficients of HFO1234yf/R32 (80:20 by mass %) compared to the measured results.. The correlation of biversns and Yokozeji overestimated the results of HFO1234yf/R32 (80:20 by mass%). But the predicted results for HFO1234yf/R32 (50:50 by mass %) can be within the $\pm 20\%$ deviation limit.

i. Mishira form

$$h_m = C_l \cdot \text{Bo}^{0.15} X_{tt}^{-0.23} \quad (1.3.2-47)$$

ii. Sam form

$$h_b = 0.015 \frac{\lambda_l}{D} \left(\frac{GD}{\mu_l} \right)^{0.62} A \frac{\lambda_l^{0.3}}{100} \quad (1.3.2-48)$$

$$A = 1 - 0.79 (|y_1 - x_1| + |y_2 - x_2|)^{0.82} \quad (1.3.2-49)$$

iii. Bivens and YoKozeji's Correlation

$$h_b = F \cdot \alpha_l \cdot R \quad (1.3.2-50)$$

$$h_{ip} = (h_{nb}^{2.5} + h_{cv}^{2.5})^{1/2.5} \quad (1.3.2-51)$$

$$h_m = h_{ip} / (1 + h_{ip} \cdot T_{int} \cdot q) \quad (1.3.2-52)$$

$$T_{int} = 0.175(t_d - t_b) \left(1 - \exp(q / 1.3 / 10^4 / \rho_l / h_{fg}) \right) \quad (1.3.2-53)$$

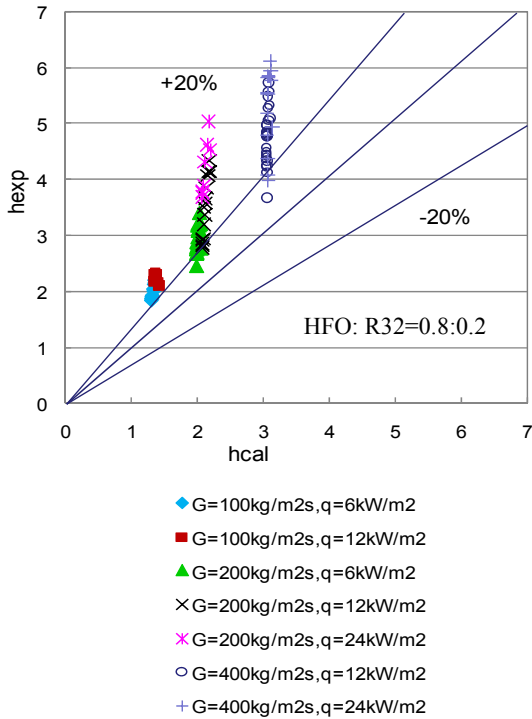


Fig. 1.3.2-14 Predicted results by Sam correlation

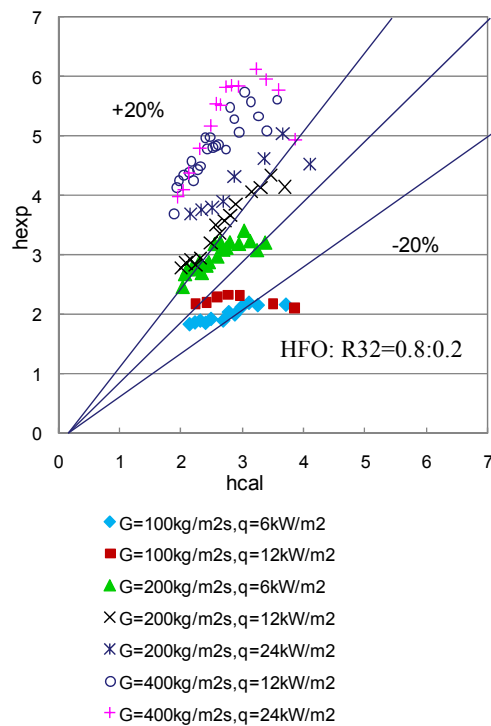
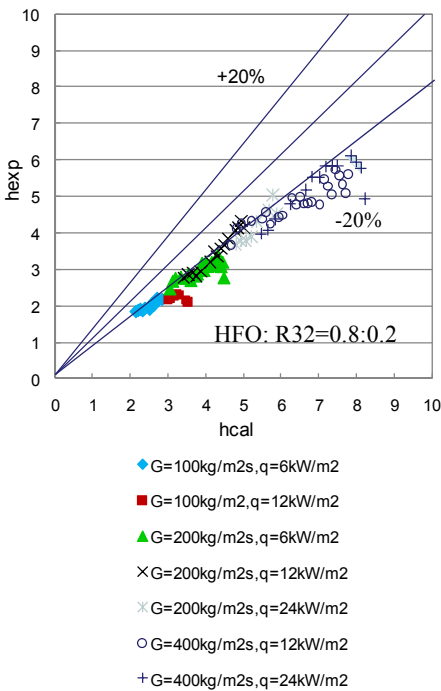
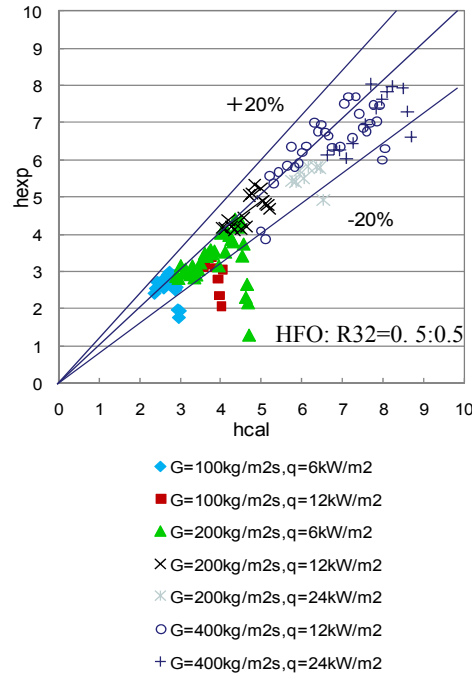


Fig. 1.3.2-15 Predicted results by Mishira correlation



(a)



(b)

Fig. 1.3.2-16 Predicted results by Bivens and Yokozeki's Correlation

3) The proposed model

Based on the measured pre-dryout heat transfer coefficient for both pure refrigerants and refrigerant mixtures, a new correlation is proposed. The correlation shown in Equation (1.3.2-54) includes two parts - nucleate boiling heat transfer and forced convective heat transfer. The nucleate boiling heat transfer form is the correlation

proposed by Cooper (Cooper 1984) because it can predict the heat transfer coefficient of the Freon fluid widely with high accuracy. The forced convective heat transfer correlation is the Dittus-Boelter Equation, equation (1.3.2-56). The factor F is a function of Martineli-number. Referred the Weber number of vapor phase in F factor proposed by Saitoh (Saitoh *et al.* 2007) Weber number is also introduced into the F equation based on the Chen's type in equation (1.3.2-58). Suppression factor S is revised based on the suppression factor S proposed by Yoshida (Yoshida 1994). In the case of the mixture fluid, two suppression factors F_{mix} and S_{mix} are introduced into the Chen's form as shown in equation (1.3.2-60) (1.3.2-61). The difference in mole fraction Y-X is an important factor which influences not only the nucleate boiling but also the forced convection. Many previous studies applied $C|Y - X|$ (Shin *et al.* 1989) or $1 - C|Y - X|^n$ (Sami *et al.* 1992) to correct the heat transfer coefficient of the mixture. Y-X is related to the difference temperature of bulk temperature and bubble temperature of the fluid. In this paper, the difference temperature is used to correct the forced convective heat transfer coefficient. The formula of F_{mix} is similar to the equation of Palen and Small correlation. But the definition of the difference temperature is different. The S_{mix} is formula presented by Scriven (Scriven 1959) who investigated the influence of mass transfer on the growth of a spherical bubble in a binary mixture. The growth of bubble is related to the superheat of fluid. Bennet and Chen (1980) considered that the heat transfer coefficient during the nucleate boiling is related to the effective liquid superheat which is equal to ideal superheat multiplying Scriven equation which is shown in Equation (1.3.2-58). In this equation, the mass diffusion coefficient is difficult to obtain. Then the method of estimation has to be used. Kenneth J.C. *et al.* (1975) proposed a hard sphere model of diffusion coefficients in binary solution of components.

$$h_{tp} = Fh_l + Sh_n \quad (1.3.2-54)$$

$$h_n = 55 \text{Pr}^{0.12} (-\log \text{Pr})^{-0.55} M^{-0.5} q^{0.67} \quad (1.3.2-55)$$

$$h_l = 0.023 \frac{\lambda_l}{D} \left[\frac{G(1-x)D}{\mu_l} \right]^{0.8} \text{Pr}^{0.4} \quad (1.3.2-56)$$

$$F = 1.0 + 1.8 \cdot \left(0.3 + \frac{1}{X_u} \right)^{0.88} / (1 + \text{Wev}^{-0.4}) \quad (1.3.2-57)$$

$$S = \frac{1}{0.5 + 0.5 \frac{(\text{Re}_p \times 10^{-3})^{0.3}}{(Bo \times 10^3)^{0.23}}} \quad (1.3.2-58)$$

$$h_{tpm} = F_{mix} F h_l + S_{mix} S h_n \quad (1.3.2-59)$$

$$F_{mix} = \exp(-0.027(T_{msat} - T_b)) \quad (1.3.2-60)$$

$$S_{mix} = \frac{\Delta T_m}{\Delta T_{id}} = \left[1 - (y-x) \left(\frac{dT}{dx} \right) \left(\frac{C_p}{\Delta h} \right) \left(\frac{a_c}{D} \right)^{0.5} \right]^{-1} \quad (1.3.2-61)$$

$$D = D_{kin} \left[1 + (\partial \ln \gamma_1 / \partial \ln x_1)_{T,P} \right] \quad (1.3.2-62)$$

$$D_{kin} = D_{kin}^{Ens} \frac{3}{8n\sigma_{12}^2} \left[kT(m_1 + m_2) / (2\pi m_1 m_2) \right]^{1/2} / g_{12}(\sigma_{12}) \quad (1.3.2-63)$$

$$g_{12}(\sigma_{12}) = g_{PY}(\sigma_{12}) \left[(Z_{CS} - 1) / (Z_{PY} - 1) \right] \quad (1.3.2-64)$$

$$D_{kin} = D_{kin}^{Ens} AC(\eta_1, m_1 / m_2, \sigma_1 / \sigma_2, x_1) \quad (1.3.2-65)$$

In the calculating process, the activity coefficient and fugacity of the mixture are required, which are calculated by Refprop. The predicted mass diffusion coefficients of HFO1234yf+R32 are about $2 \times 10^{-5} \text{ cm}^2/\text{s} \sim 4 \times 10^{-5} \text{ cm}^2/\text{s}$.

4) The comparison of the available correlation for HFO1234yf and R32

The predicted results by using the available correlations and proposed model are compared. The relative mean absolute errors were calculated according to the experimental results and the theoretical values. Table 1.3.2-7 presented the RMAE of six predicting correlations. The

Relative Mean Absolute Error

$$\text{RMAE} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \left| \frac{h_{\text{exp}} - h_{\text{cal}}}{h_{\text{exp}}} \right| \quad (1.3.2-66)$$

Table 1.3.2-7 Relative mean absolute errors of predicted results by six correlations

Correlations	HFO1234yf	HFC32	Mixture (80:20)	Mixture (50:50)
Saitoh <i>et al.</i> (2007)	4.4-11.1	14.8-75.9	---	---
Chen(1966)	8.6-23.7	8.7-36.7	----	---
Yoshida <i>et al.</i> (1994)	4.4-19.5	10-34	10-24.6	6-10
Zhang <i>et al.</i> (1997)	18.8-32.0	6.6-27.7	19-35.7	5-17.2
Gunger and Winterton(1987)	18.6-43.2	11.2-29.3	---	---
This work	6.1-13.8	6.9-24.3	12-28.5	6-11.8

Figure 1.3.2-17 depicts the predicted and the measured results of pure HFO1234yf, pure R32 and refrigerant mixture HFO1234yf + R32 (80/20 and 50/50 by mass%) by using the proposed correlation. The figures show that the deviation limits for two pure refrigerants is less than $\pm 20\%$ for 90% data in Figure 1.3.2-17(a) and 17(b). When calculating the heat transfer coefficient of the mixture, the factors for the mixture F_{mix} and S_{mix} were taken into account. The predicted results of the mixtures HFO1234yf + R32 (80/20 and 50/50 by mass%) by the proposed correlations have a good agreement to experimental results as shown in Figure 1.3.2-17(c) and Figure 1.3.2-17(d). The deviation limits in two Figures can enclose 80% of the data.

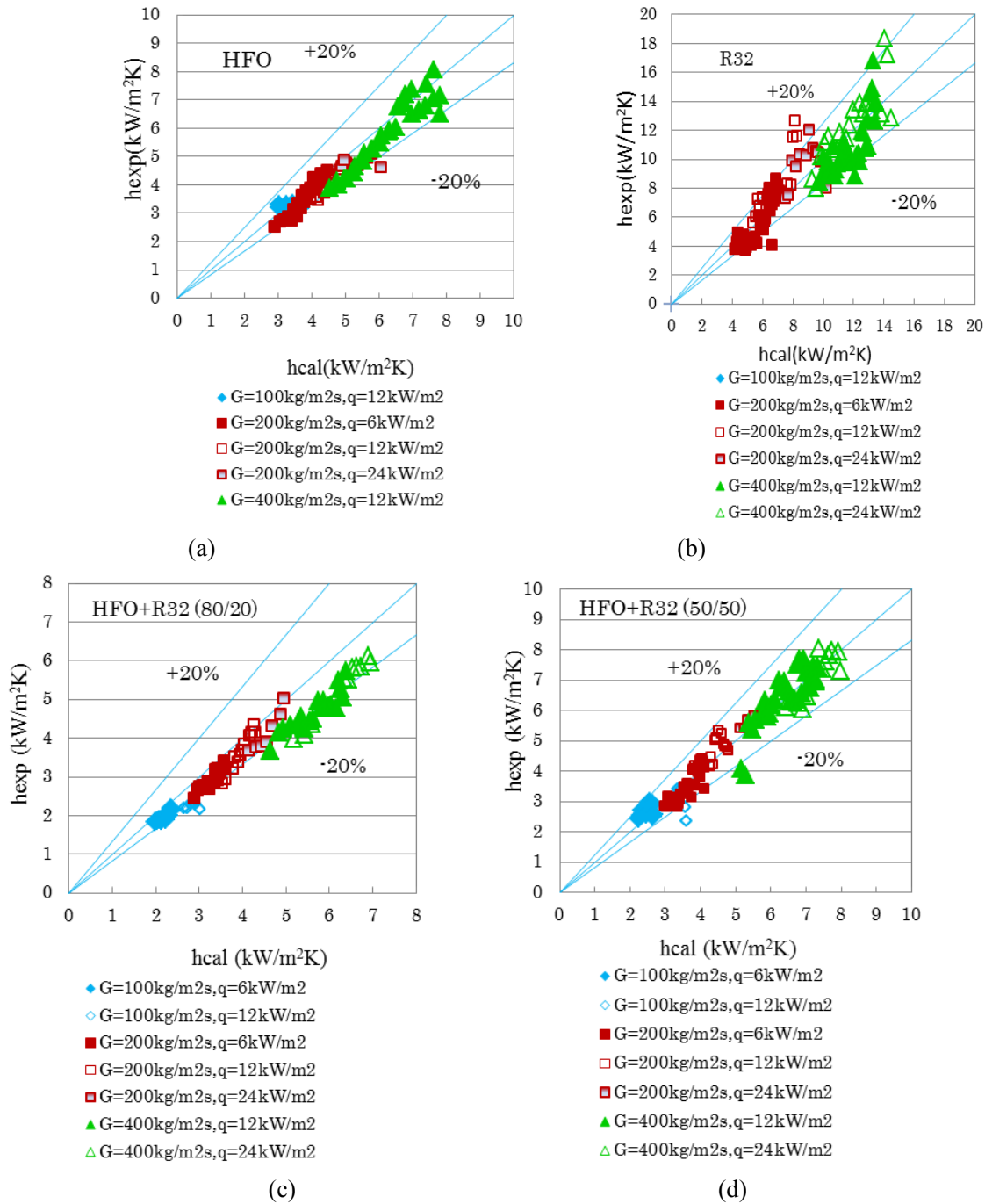


Figure 1.3.2-17: Comparison of the theoretical and experimental heat transfer coefficients.

1.3.2.4 Conclusions

The flow boiling heat transfer of the refrigerant mixture HFO1234yf+R32 under two concentrations was experimentally investigated. The local heat transfer coefficients were measured when the mass fraction of R32 is 20% and 50%, respectively with the mass flux ranging from 100 to 400 kg/m²s and heat flux ranging from 6 to 24 kW/m². The inner diameters of the test tubes are 2 mm and 4mm and the evaporating temperature is set 15°C at vapor quality of 0.5. The flow pattern of the fluid at different mass flux was observed. The correlation was supposed to predict the heat transfer coefficient of the refrigerant mixture and pure HFO1234yf. The results are summarized as follows:

- 1) For 2 mm tube Heat transfer coefficients of the refrigerant mixture HFO1234yf + R32 at R32 mass

fraction of 20% are lower than that pure HFO1234yf. The heat transfer coefficient of the mixture at a higher mass fraction of 50% is higher than that of pure HFO1234yf at high heat fluxes and mass fluxes.

- 2) Heat transfer coefficients of the mixtures under two concentrations are 20%-50% lower than that of pure R32 in 2mm tube.
- 3) Effects of mass diffusion on heat transfer of the mixture are significant
- 4) A new correlation was proposed to predict the heat transfer coefficients of pure R32, pure HFO1234yf and the mixture in 2mm tube. The proposed correlation can predict 80% heat transfer coefficients of both the pure refrigerant and refrigerant mixtures in pre-dryout region with average deviation less than $\pm 20\%$.

NOMENCLATURES

Bo	boiling number	<i>Greek symbols</i>	
c_{pl}	specific heat at constant pressure in liquid phase, J/kg K	λ	thermal conductivity, W/mK
D	inner diameter of a tube, m	μ	viscosity, Pa·s
G	mass flux, kg/m ² s	ρ	density, kg/m ³
h	boiling heat transfer coefficient, kW/ m ² K	σ	surface tension, N/m
q	heat flux, kW/m ²	Subscripts	
Re	Reynolds number	v	gas phase, vapor phase
p	pressure, Pa	L,l	liquid-phase
T_{wall}	inside-wall temperature, K	tp	two-phase
T_{msat}	saturation temperature of the mixture, K	exp	experimental
We	Weber number	cal	calculated
x	vapor quality	m,mix	mixture
X	Lockhart–Martinelli parameter	t	top
		s	side
		b	bottom

REFERENCES

- Spatz M., Minor B., 2008, HFO-1234yf low GWP refrigerant: A global sustainable solution for mobile air conditioning. SAE Alternate Refrigerant Systems Symposium, June 10-12, Scottsdale, AZ.
- Dang C., Saitoh S., Nakamura Y., Li M.X., Hihara E., 2010, Boiling heat transfer of HFO-1234yf flowing in smooth small-diameter horizontal tube. 2010 International Symposium on Next-generation Air Conditioning and Refrigeration Technology, Feb. 17-19, NS 21.
- Fujitaka A., Shimizu T., Sat S. O., Kawabe Y., 2010, Application of low global warming potential refrigerants for room air conditioner. 2010 International Symposium on Next-generation Air Conditioning and Refrigeration Technology, Feb. 17-19, Tokyo, Japan. NS 25.
- Hara H., Oono M., Iwata I., 2010, Experimental study of low GWP refrigerants for room air-conditioners. 2010 International Symposium on Next-generation Air Conditioning and Refrigeration Technology, Feb. 17-19, Tokyo, Japan. NS 26.
- Okazaki T., Maeyama H., Saito M., Yamamoto T., 2010, Performance and reliability evaluation of a room air conditioner with low GWP refrigerant. 2010 International Symposium on Next-generation Air Conditioning and Refrigeration Technology, Feb. 17-19, Tokyo, Japan. NS 27.
- Arakawa Y., Kim S., Kamiaka T., Dang C., Hihara E., 2010, Thermophysical properties measurement of HFO-1234yf + R32 mixture. 2010 International Symposium on Next-generation Air Conditioning and Refrigeration Technology, Feb. 17-19, Tokyo, Japan. NS 22.

Van Wijk W.R., Vos A.S., Van Stralen S.J.D., 1956, Heat transfer to boiling binary liquid mixture *Chemical Engineering Science*, 5:165-170.

Aprea C., Rossi F., Greco A., 2000, Experimental evaluation of R22 and R407C evaporative heat transfer coefficients in a vapor compression plant, *Int. Journal of Refrigeration*, 23:366-377.

Jung D.S., McInden M., Radmeracher R., Didion D., 1989, A study of flow boiling heat transfer with refrigerant mixtures, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 32(9):1751-1764.

Jung D.S., McInden M., Radmeracher R., Didion D., 1989, Horizontal flow boiling heat transfer experiments with a mixture of R22/R114, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 32(1):131-145.

Zhang L, Hihara E., Saito T., J. Oh, 1997, Boiling heat transfer of a ternary refrigerant mixture inside horizontal smooth tube. *Int J Mass Transfer*. 40(9):2009-2017.

Kamiaka T., Arakawa Y., Dang C. , Hihara E., 2011, Vapor-liquid equilibria of binary refrigerant mixtures containing hfo-1234yf The 23rd IIR International Congress of Refrigeration, Aug. 21-26, Prague, Czech Republic. ID:891.

Ross H., Radermacher R., Di Marzo M. Didon D., 1987, Horizontal flow boiling of pure and mixed refrigerants. *Int. J. Heat mass transfer*, 30:979-992

Baker O., 1954, simultaneous flow of oil and gas. *Oil Gas J.* 53: 185-195.

Mandane J.M., Gregory G.A., Aziz K., 1974, A flow pattern map for gas liquid flow in horizontal pipes. *Int. J. Multiphase Flow*, 1:537-553.

Chen J.C, 1966, Correlation for boiling heat transfer to saturated fluids in convective flow. *Ind Chem Eng Proc Design and Dev*, 5(3):322-339.

Cooper M.G., 1984, Heat flow rates in saturated nucleate pool boiling—a wide-ranging examination using reduced properties. *Advances in HEAT TRANSFER* , 16:157-239.

Yoshida S., Mori H., Hong H., Matsunaga T., 1994, Prediction of heat transfer coefficient for refrigerants flowing in horizontal evaporator tubes. *Trans. of the JAR*, 11(1): 67–78.

Shin, Y.M. Kim M.S., Ro S.T., 1996, Correlation of evaporative heat transfer coefficients for refrigerant mixtures, *Proceedings of the International Refrigeration Conference at Purdue*, West Lafayette, IN, pp.151-156.

Sami, S.M., Schnotale J., Smale J.G., 1992, Prediction of the heat transfer characteristics of R22/R152a/R114 and R22/R152a/R124, *ASHRAE Transactions*, 98, Pt.2:51-58.

Scriven L.E., 1959, On the dynamics of phase growth, *Chem. Engn Sci*, 10 :1-13.

Bennet D.L., Chen J.C., 1980, Forced convective boiling in vertical tubes for saturated pure components mixture. *AIChE J*, 21:721-723.

Kenneth J. C., Andersen Hans C., Pecora R., 1975, Light scattering measurement and theoretical interpretation of mutual coefficient in binary liquid mixture, *Chemical Physics*, 11:451-473.

Saitoh, S., Daiguji, H., Hihara, E., 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.

Gungor, K.E., Winterton, R.H.S., 1987. Simplified general correlation for saturated flow boiling and comparisons of correlations. *Chem. Eng. Research & Design* 65, 148–156.

1.4 混合冷媒の熱物性の測定 (産総研)

本研究では、低 GWP 冷媒である HFO1234yf および HFO1234ze(E)を用いた空調機器の性能評価プロジェクトの一環として、HFO1234yf に関する熱力学性質の実験的および解析的評価を行った。

カーエアコンの冷媒に関しては、HFO1234yf 単体あるいは二酸化炭素へ転換される見通しであり、研究開発が推進されているが、ルームエアコンやパッケージエアコン用冷媒の低 GWP 化の研究は端緒に終わったばかりであり、新規開発が急務である。しかし、候補として挙げられている HFO1234yf 混合冷媒や HFO1234ze 混合冷媒の物性情報の多くが未公開であり、そのフイージビリティの検討が困難であり研究開発を阻害している。本研究プロジェクトでは、適切な冷媒選択を容易にし、その実用化研究開発を加速させるために、候補冷媒の基礎的な物性情報、サイクル性能情報、ライフサイクルにおける等価二酸化炭素排出量等の評価を実施することを目的とする。

上記プロジェクトの中で、本研究では HFO1234yf を中心とする混合冷媒に関して、その熱力学諸性質を測定・評価する。この実測値情報に基づき、状態方程式を開発し、サイクル性能を予測するための物性計算サブルーチンを作成する。具体的な研究内容は以下のとおりである。

まず、HFO1234yf 純物質に関し、蒸気圧、PVT 性質および理想気体状態比熱などの基本的熱物性を実験により明らかにする。これらをもとに、実用上十分な計算精度を有する状態方程式を開発する。

続いて、HFO1234yf を主成分とし、HFC32 または HFC125 を混合する 2 成分混合冷媒の熱物性の測定を行う。具体的には、磁気浮上密度計を用いた PVTx 性質測定、循環式気液平衡性質測定装置による気液平衡性質測定ならびに球共鳴式音速測定装置による気体音速および理想気体状態比熱の評価を実施する。これらの測定装置は現状では測定温度・圧力範囲が限られているため、既存装置による予備測定を実施したのち、測定範囲を拡張した装置により物性測定を行う。さらに、得られた測定結果から混合冷媒の状態方程式を作成し、性能シミュレーションに利用するプログラム・サブルーチンを作成する。

1.4.1 冷媒物性の測定

1.4.1.1 測定方法

(1) PVTx 性質

PVT 性質の測定には、磁気浮上密度計と呼ばれる計測装置を用いた。ダブルシンカー型磁気浮上密度計の概要を以下の図に示す。

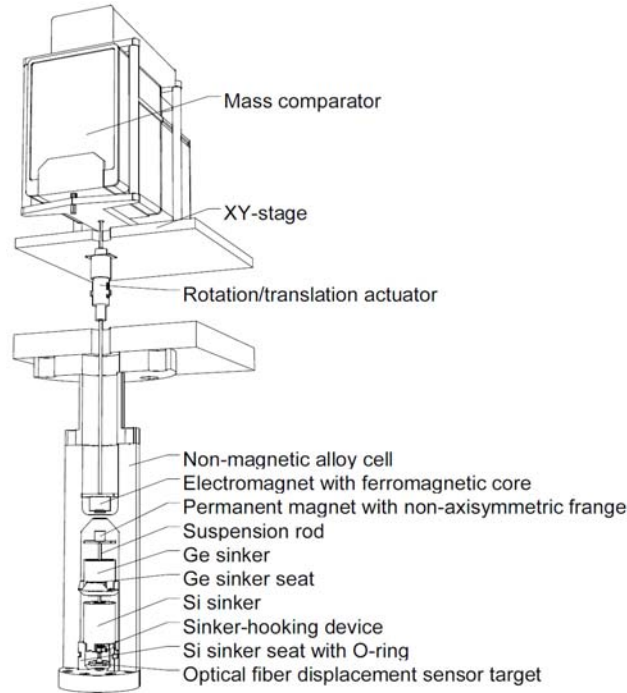


Fig.1.4.1 ダブルシンカー型磁気浮上密度計

本測定装置では、流体中のシンカーと呼ばれる密度参照標準に働く浮力を、磁気浮上を利用して非接触で測定することにより、高圧流体の密度を高精度に求めることができる。測定流体や高圧容器は完全な非磁性体ではないため、非接触で浮力を測定する際に力の伝達誤差がわずかに生じるが、二つの密度の異なるシンカーを用いて測定することにより、この影響を補正することができる。

電子天秤で測定される、シンカー1および2の流体中における見かけの質量を M_1 , M_2 、シンカーの質量を M_{s1} , M_{s2} 、体積を V_1 , V_2 とし、流体の密度を ρ とする。本測定装置において、力の伝達誤差は磁気カップリングの吸引力に比例するため、この比例定数を α とすると力の釣り合い式は以下のように書ける。

$$\Delta M_1 = M_{s1} - \rho V_1 + \alpha \Delta M_1 \quad (1.4.1)$$

$$\Delta M_2 = M_{s2} - \rho V_2 + \alpha \Delta M_2 \quad (1.4.2)$$

これを連立方程式と考え、 α を消去すると、密度は

$$\rho = \frac{M_2 \Delta M_1 - M_1 \Delta M_2}{V_2 \Delta M_1 - V_1 \Delta M_2} \quad (1.4.3)$$

とあらわせる。

以上のように、浮上位置が一定となる荷重交換メカニズムと、密度の異なる2つのシンカーを用いることで、磁気的な要因による力の伝達誤差の影響を排除した密度測定が可能となる。

本測定装置では、密度計の密度参照標準として、シリコン単結晶およびゲルマニウム単結晶製のシン

カー（外径 30 mm）が、非磁性金属であるベリリウム銅製の高圧セル内（内径 40 mm）に置かれている。どちらも質量は約 60 g であり、表面積が等しくなるように後者に関しては 6 つの縦穴があけてある。これは、2 つのシンカーに吸着する気体分子の質量がほぼ等しくなるようにするためである。これらのシンカーは希土類永久磁石（ネオジウム磁石）が上部に付いたサスペンションを、電磁石を介して回転・上下させることで選択的に秤量することが可能である。

以下の図に、全体のシステム構成を示す。

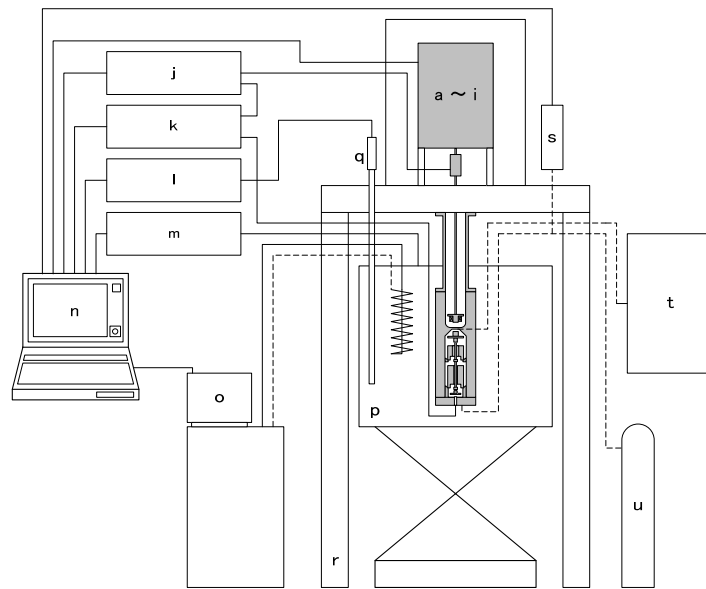


Fig. 1.4.2 PVT 性質測定装置の概要

a~i デュアルシンカー型磁気浮上密度計; j バイポーラアンプ; k 磁気浮上コントローラ; l 交流測温ブリッジ; m プログラマブル電源; n パーソナルコンピュータ; o 循環恒温水槽; p 恒温槽; q 白金抵抗温度計; r 磁気浮上密度計架台; s 水晶発振式圧力センサ; t 真空排気システム; u 校正器物および容器

磁気浮上密度計は、密度計上部のフランジ部分から下は温度制御された恒温水に浸かった状態になっており、密度計セル内の試料流体と恒温水が熱平衡に達しているとみなしている。恒温水の温度は ITS-90 に準拠して校正された常用白金抵抗温度計（ Netzsch NSR-300 ）および交流測温ブリッジ（ ASL F17 ）によって測定される。この測定値を PC に取り込み、プログラムで PID 演算を行い、プログラマブル電源からヒーターに供給する電力を調節することで温度制御を行っている。

試料の圧力は、密度計セルから恒温槽外部に出ている配管に接続された水晶発振式圧力センサ（ Paroscientific43K-101 ）によって直接測定している。

さらに、2成分混合系を含む、より広い温度・圧力範囲における測定のため、シングルシンカー型の磁気浮上密度計の開発を行った。下の図は開発した装置の断面図である。

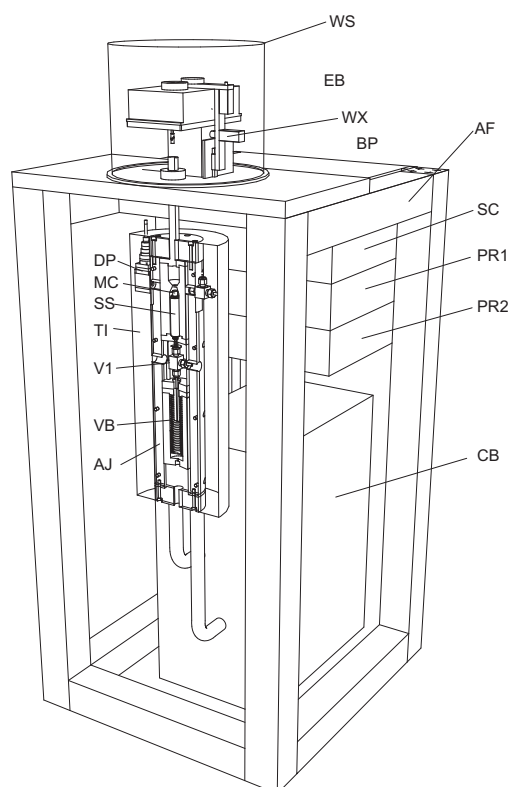


Fig. 1.4.3 Cross section of the PVTx property measurement system. WS: windshield, EB: electronic balance, BP: tilting base-plate, AF: aluminum frame, SC: servo controller for magnetic levitation, PR1: pressure controller for DPT, PR2: pressure controller for variable volume cell, CB: circulation bath, DP: differential pressure transducer, MC: magnetic coupling, SS: silicon single-crystal sinker, TI: thermal insulator, V1: shut-off valve between MLD and variable volume cell, VB: variable volume cell, AJ: aluminum thermal jacket.

シングルシンカー型磁気浮上密度計の密度測定原理に関しては 1995 年に Wagner らにより発表されている。上図に示した磁気浮上密度計において、流体の密度は、あらかじめ校正されたシンカーの体積および、これに働く浮力から求められる。流体中におけるシンカーのみかけの質量は、電子天秤 (Mettler, WX205SDU) から懸架された電磁石と、流体中の荷重交換デバイスに取り付けた永久磁石で構成される磁気カップリングを介して非接触で電子天秤により測定される。その分解能は 0.01 mg である。シンカーはシリコン単結晶製であり、PFM (圧力浮遊法) により 10^{-7} の総体不確かさで密度の校正が行われている。シンカーの寸法は直径 20 mm、高さ 81 mm であり、およその質量は 50 g である。その質量は 0.005 g の不確かさで校正されている。

密度計の圧力容器は、非磁性の金属であるベリリウム銅製であり、内径は 24 mm と小さいため、シンカーが入っている時の内容積は 20 cc に抑えられている。

流体域の広範にわたって測定を行えるように、高温・高圧に対応する変容容器が密度計直下に取り付けられている。変容容器は内部に金属ベローズ部があり、ベローズ外側に高圧の窒素を出し入れすることにより、内部の内容積を 16 cc から 50 cc の範囲で可変できる。密度計本体との合計の容積の可変範囲は 40 cc から 70 cc となる。変容容器は膨張容器としても用いられる。

シングルシンカー型磁気浮上密度計システムの測定温度範囲は 240 K から 380 K である。密度計と変

容器はアルミ合金製の円筒型均熱ジャケットで覆われており、外部循環高温槽 (Julabo, LH40) により温度制御されたシリコンオイルを循環させることにより、温度をコントロールしている。さらに、アルミ合金製のジャケットは厚さ 50 mm のウレタン系断熱材で覆われている。循環するシリコンオイルの温度分布を 0.01 K 以下であり、密度計の温度変動は 3 mK 以下に抑えている。密度計の温度は、容器内部直近まで開けられた孔に挿入された細管型の標準白金抵抗測温体により測定されており、これを試料温度としている。

本研究では、圧力センサーは密度計セルに近接して接続されており、これにより測定系の温度場を均一に保っている。試料の圧力は、圧力制御装置 (Druck, DPI515) により制御される窒素ガスの圧力との差を、差圧計 (DPT, Validyne, DP15, 20 kPa F.S., 0.1 %) により検知することで、フルスケール (20 MPa) の 0.01 % の不確かさで測定することができる。

本研究ではさらに、磁気浮上密度計による測定を補う目的で、小型の Burnett 装置を作成し、純物質および混合冷媒の気相 PVT(x) 性質の測定を行った。Burnett 法の測定原理については既報¹に詳しいので、本報告書では装置の詳細についてのみ説明する。

Burnett 装置では試料容器と膨張容器の 2 つの圧力容器を用い、真空排気した膨張容器に、試料容器から気体試料を膨張させる等温膨張と呼ばれる操作を繰り返す。本研究では装置製作の簡便化と装置の小型化のため、円筒形の圧力容器を用いた。試料容器は外径・長さともに 54 mm, 内径・長さ 36 mm であり、膨張容器は外径・長さ 30 mm, 内径・長さ 20 mm である。二つの容器は相似形であり、これにより温度・圧力による容積比の変化を極めて小さく抑えることができる。2 つの容器はバルブで相互に接続されており、これらがアルミ合金製の均熱ブロックで挟み込むように固定されている。

試料容器内の試料ガスの圧力は、試料容器から伸びる 1/16 インチのキャピラリーで取り出され、圧力センサ (Paroscientific, 31K, 6.9 MPa full scale) により直接測定される。圧力容器と同様に、圧力センサもアルミ均熱ブロックで覆われており、2 つの容器と一体化して小型の恒温槽 (Lauda, RE1050) 内のシリコンオイル中に没している。圧力計を含む系全体が一定の温度場に置かれることで、正確な等温膨張が実現できる。

試料の温度は、試料容器のごく近傍のアルミ均熱ブロックに標準白金抵抗測温体 (Netsushin, NSR-300) を挿入し、この抵抗値を交流ブリッジ (ASL, F700B) により測定することで求めた。恒温槽の温度変動は ± 0.01 K であるが、均熱ブロックにより温度変動幅は縮小され、温度計により確認される均熱ブロックの温度変動は ± 3 mK 以下である。試料ガスの温度変動はさらに小さいと考えられる。

試料ガスの PVT 性質の測定は、Burnett 法による等温膨張と、バルブを閉めた疑似等容状態で温度を変化させる等容法を組み合わせで行った (Burnett 等温・等容組み合わせ法)。あらかじめ状態方程式により温度・圧力から正確な密度が得られる流体 (CO_2) を用いて一連の測定を行い、温度による容器の膨張と、等温膨張時の圧力変化に伴う膨張比 (装置定数) の変化率を評価した。その結果、熱膨張に関しては温度の 1 次式で補正が補正が可能であり、等温膨張時の膨張比には変化が見られないことが確かめられた。

(2) 気液平衡性質

気液平衡性質の測定に関しては，新たに下図に示す循環型の装置を開発した．

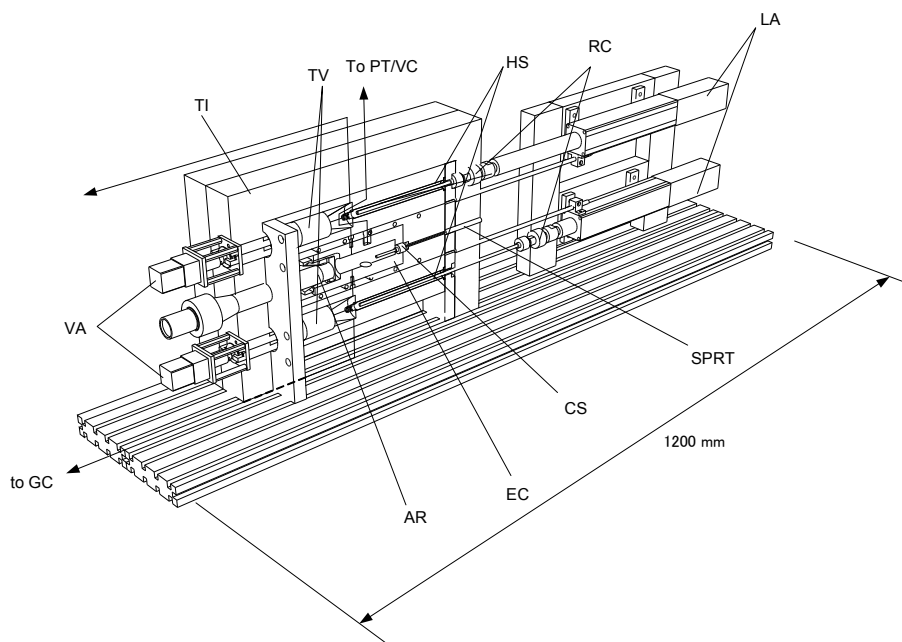


Fig. 1.4.4 シリンジ循環式気液平衡性質測定装置 断面図:

EC: 窓付き平衡セル, SPRT: 標準白金抵抗温度計, HS: 高圧ステンレスシリンジ, LA: シリンジ用リニアアクチュエータ, TV: 六方サンプリングバルブ, TI: 断熱材, VA: 六方バルブ用アクチュエータ.

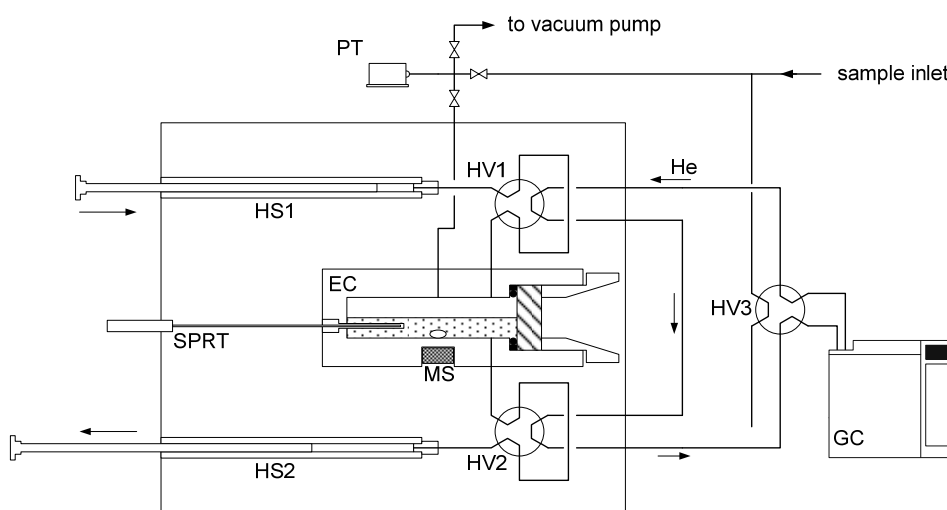


Fig. 1.4.5 シリンジ循環式気液平衡性質測定装置 概要図

EC: 窓付き平衡セル, SPRT: 標準白金抵抗温度計, HS: 高圧ステンレスシリンジ, HV1-3: 六方サンプリングバルブ, GC: ガスクロマトグラフ, PT: 圧力センサ

測定する混合冷媒は窓付き平衡セルの中に充填される．セルの内容積は約 40 cc であり，サファイヤガラス窓から内部の様子を確認できる．本研究では低温測定時の結露の影響を考慮して，透明樹脂製のロッドを介して CCD カメラで内部をモニターした．セル内の中央下部には直径 10 mm の攪拌子用のピボットが設けられており，この攪拌子を外部のマグネティックスターラーで回転させ，内部の試料の組成を均一に保つようになっている．

平衡セルの圧力は、ちょうど攪拌子用ピボットの上方に設けられた 1/8 インチ管ポートを介して外部の水晶発振式圧力センサ (Paroscientific, 31K) により測定される。このポートは測定系の真空排気およびサンプルの充填ポートも兼ねている。また平衡セルの中心よりやや下には、温度測定用の銅シースが横方向から挿入されている。銅シースの外径は 3 mm, 内径は 1.1 mm であり、内部にさらに細管型の標準白金抵抗温度計 (ネツシン, NSR-U160) を差し込むことにより、気液平衡している冷媒サンプルの液相部分をほぼ直接測定することができる。

気相および液相の組成は、平衡セルの上下に設けた 1/16 インチ管ポートから冷媒をサンプリングし、ガスクロマトグラフ (Agilent, 6890N) により測定する。平衡セル内と等しい組成のサンプルを取り出せるよう、気相・液相それぞれにステンレス製の高圧シリンジ (Harvard Apparatus, 2.5 cc) を接続している。ピストンを逆方向に動かすことにより圧力変動を極力抑えながら、サンプルを繰り返し出し入れし、シリンジとセルの間にあるサンプリンググループ内の組成をセル内のそれと等しく保つことができる。

サンプリンググループの内容積は、気側が 0.5 cc, 液側が 4 μ L であり、六方サンプリングバルブを切り替えることにより、ガスクロマトグラフのキャリアガス・ループに内部のサンプルが取り込まれる。なお、キャリアガス側に切り替わったサンプリンググループをそのまま平衡セル側に戻すと、内部のキャリアガスであるヘリウムが平衡セルに入ってしまう、以後の測定でヘリウムの分圧だけ圧力が高くそくていされてしまう。これを防ぐため、ガスクロマトグラフによる組成測定が終了した後、ガス流路を切り替えることによりループ内に冷媒サンプルの任意の成分ガス (本測定では R32 を用いた) を流し、サンプリンググループ内を同冷媒で満たしてから平衡セルに戻す操作を行っている。

(3) 音速

次に、球型キャビティを用いた音波共鳴法による気相域の音速測定方法について説明する。下図に球共鳴器の概略図と外観写真をそれぞれ示す。

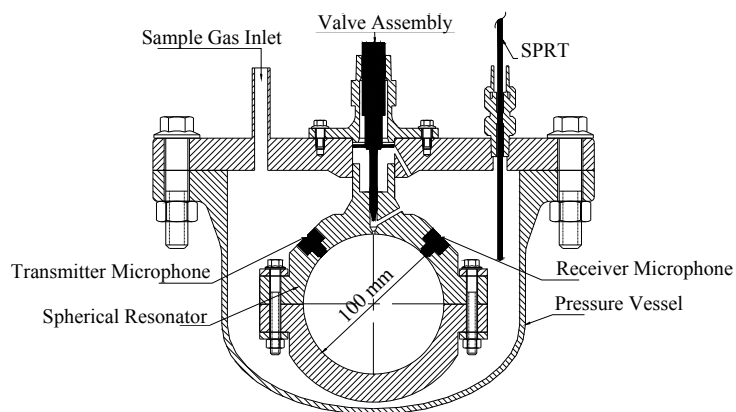


Fig.1.4.6 Cross-section view of the spherical acoustic resonator.



Fig.1.4.7 Picture of the spherical acoustic resonator.

球共鳴器は SUS304 製であり，内径約 10 cm，外径約 14 cm である．球共鳴器の試料圧力による変形を抑えるため，球共鳴器は内外圧が等しくなるように SUS304 製の圧力容器内に設置されており，試料ガスは圧力容器上部から配管を通して圧力容器内および球共鳴器内に充填される．圧力容器内の試料ガス温度は標準白金抵抗温度計で測定し，コンピュータにてモニタリングされる．コンデンサマイクロホンを音波送受信用トランスデューサとして用いており，2つのマイクロホンが球共鳴器の中心から半径方向に 90 度の角度且つマイクロホン表面と球共鳴器内面がフラットになるように固定されている．球共鳴器の北極点位置には試料ガス導入用の穴が開いているが，音波共鳴測定時は真球に近付けるためにバルブにより穴を閉じることができる機構を設けている．

試料ガス温度および圧力が一定の平衡状態において，送信用マイクロホンの音波信号周波数を 1 kHz から 20 kHz まで掃引し，受信用マイクロホンで球共鳴器内の音波信号を測定していくと，下図に示したような共鳴周波数特性が得られる．

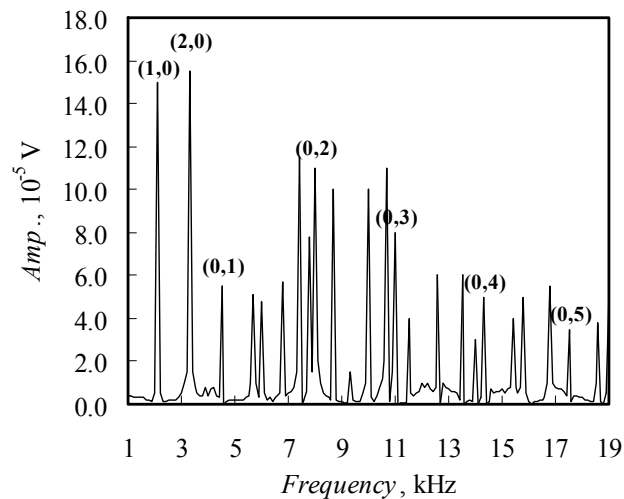


Fig.1.4.8 Resonance frequency response in the spherical acoustic resonator.

これらの共鳴モードは (l, m, n) というインデックスで区別される．例として，いくつかの共鳴モードにおける音波共鳴の様子を示した概念図を以下に示す．

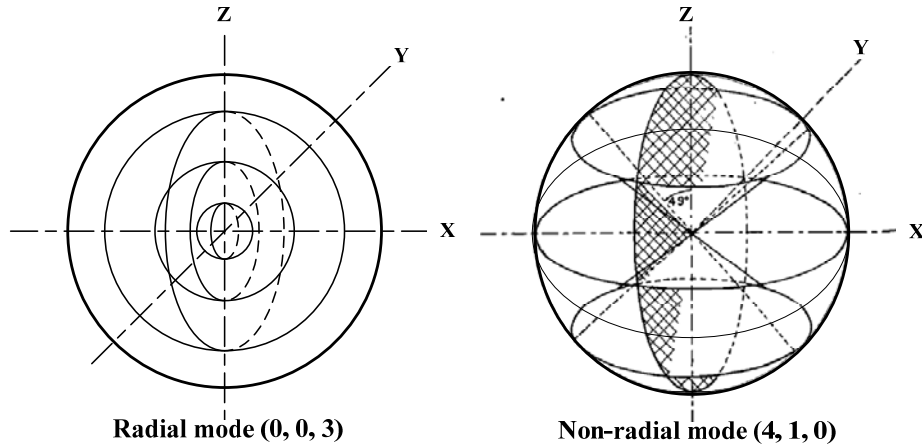


Fig.1.4.9 Several resonance modes (l, m, n) in the spherical acoustic resonator.

本研究では、音波が球中心から半径方向に対称な節をもつ radial モードの共鳴周波数 $f_{0,0,n}$ ($n = 1, 2, \dots, 5$) を測定し、以下の式より試料ガス中の音速 w を求めている。

$$f_{0,0,n} = \frac{wZ_{0,0,n}}{2\pi r} + \sum_i \Delta f_i \quad (1.4.4)$$

ここで、 r は球共鳴器内半径で Ar を参照ガスとして校正されており、 $Z_{0,0,n}$ は $(0,0,n)$ モードの固有値である。また、上式右辺第 2 項は非理想的な共鳴状態に起因する共鳴周波数の補正項を示しており、本研究では温度境界層による影響、および球共鳴器の理想球からの変形による影響を考慮し、以下の式により補正項を算出している。

$$\sum_i \Delta f_i = -\frac{\gamma-1}{2r} \sqrt{\frac{\lambda f_{0,0,n}}{\pi \rho c_p}} + C_n \xi^2 f_{0,0,n} \quad (1.4.5)$$

ここで、 γ , λ , ρ , および c_p はそれぞれ試料ガスの比熱比、熱伝導率、密度、および定圧比熱を示しており、既存の状態方程式からそれぞれの値を求めた。また、 C_n は球共鳴器の変形の度合いをあらわす既知の係数であり、 ξ の値は Ar を参照ガスとした校正により求めた。

下図に音速測定装置全体の概略図を示す。周波数シンセサイザ I および電力増幅器 H よりある周波数の音波信号を送信用マイクロホン C に励起し、球共鳴器 A 内で共鳴した音波信号を受信用マイクロホン D で測定する。radial モードの共鳴周波数近傍で送信用マイクロホンの発振周波数 f を掃引し、受信用マイクロホンで検出した音波信号の振幅 A および位相差 ϕ をロックインアンプ J で測定し、以下の式にフィッティングすることで共鳴周波数 $f_{0,0,n}$ および半値幅 $g_{0,0,n}$ を求める。

$$A \cos \phi - i A \sin \phi = \frac{i(c_1 - ic_2)f}{(f_{0,0,n} - ig_{0,0,n})^2 - f^2} + (d_1 - id_2) + (e_1 - ie_2)f \quad (1.4.6)$$

ここで、 c_1 , c_2 , d_1 , d_2 , e_1 , および e_2 はすべてフィッティングパラメータとなる。なお、上記の音波共鳴周波数測定プロセスはコンピュータにて自動制御されている。

球共鳴器を内蔵している圧力容器 B は、水を伝熱媒体とした内部恒温槽 X 内で一定温度に制御される。試料ガスおよび恒温槽内の温度は標準白金抵抗温度計 O1,2 および測温ブリッジ P1,2 により測定され、コンピュータにて自動モニタリングされる。循環恒温槽 U により外部恒温槽 Y の温度を目標温度の

-0.2 ~ -0.5 °C程度に制御し、サブヒータ W1 の出力をプログラマブル電源 R およびコンピュータにより PID 制御することで、恒温槽内温度を±2 mK 以内で制御することが可能となっている。また、試料ガス圧力は恒温槽外部に設置した水晶発振式圧力計 K にて直接測定され、コンピュータ上で自動モニタリングされる。

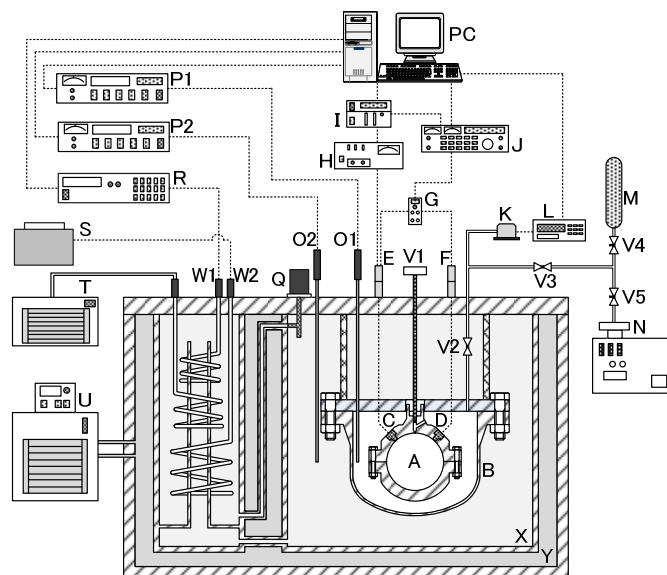


Fig. 1.4.10 Schematic diagram of the experimental apparatus for speed of sound measurement; A: spherical resonator, B: pressure vessel, C: transmitter microphone, D: detector microphone, E: transmitter adapter, F: preamplifier, G: microphone power supply, H: power amplifier, I: frequency synthesizer, J: lock in amplifier, K: quartz pressure transducer, L: digital pressure computer, M: sample bomb, N: vacuum pump, O1-2: standard platinum resistance thermometers, P1-2: thermometer bridges, Q: circulator pump, R: programmable power supply, S: manual voltage controller, T: cooler, U: circular type thermostat, V1-5: valves, W1-2: heating coils, X: internal thermostat, Y: external prethermostat.

1.4.1.2 測定結果および考察

(1) PVT_x 性質

HFO 1234yf の測定用サンプルは、米国 SynQuest Laboratories 社製のものを用いた。同社によれば、サンプルの純度は 99 % であり、著者らは特にそれ以上の精製作業は行わなかった。このことから、測定手順は一部簡略化した。冷媒サンプルの充填においては、真空ポンプによりダブルシンカー型磁気浮上密度計の測定セル内を排気し、3 回のフラッシング（とも洗い）操作を行ったのちに、サンプル容器内の液相部分から冷媒サンプルを充填した。測定は、測定温度における飽和蒸気圧力よりやや低圧の状態から開始し、約 100 kPa ごとに密度を測定した。下の図に、ダブルシンカー型磁気浮上密度計による HFO1234yf 純物質の測定点を PT 線図上に示す。

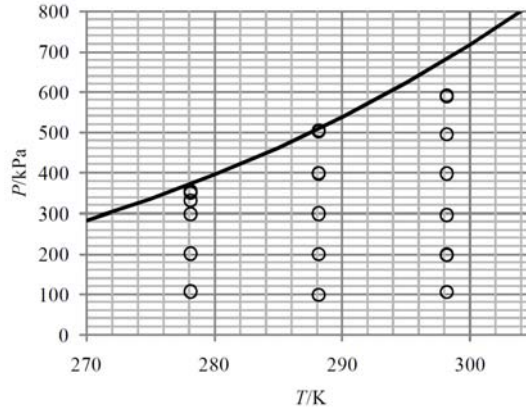


Fig. 1.4.11 ダブルシンカー型磁気浮上密度計による HFO1234yf 純物質の実測値分布図

測定範囲は、温度 5~25 °C、圧力は約 100 kPa から最大 600 kPa であり、計 16 点の実測値が得られた。圧力、密度および温度の測定不確かさ ($k=2$) はそれぞれ、0.1 kPa、0.003 kg/m³、0.003 °C であるが、サンプルの純度を考慮するといずれも相対不確かさで 0.5 %程度になると予想される。

上述したような理由から、本研究で得られた実測値は、それをもとに高精度な状態方程式を開発するための十分な信頼性をもつとは言い難い。しかしながら、公表されている暫定的な状態方程式の再現性を評価することは可能である。HFO 1234yf に関しては既に、いわき明星大の田中と東¹により、臨界温度、臨界密度並びに飽和蒸気圧力が報告されている。この情報をもとに、たとえば Peng-Robinson (PR) 式で HFO 1234yf の熱力学性質を計算することが可能である。また、九州ルーテル学院大の赤坂ら²は、いわき明星大の報告値をもとに、既存のヘルムホルツ型状態方程式を 3 つのパラメータで調整した ECS モデルを報告している。本研究では得られた気相 PVT 性質実測値とこれら 2 つの状態方程式との比較を行った。

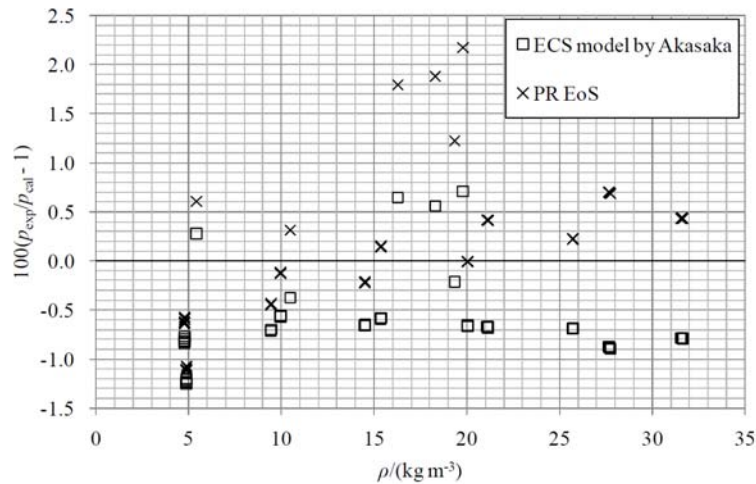


Fig. 1.4.12 本実測値の、HFO1234yfに関する熱力学モデルに対する相対圧力偏差

上の図に、本実測値からの、赤坂らによる ECS モデルおよび田中と東の報告値にもとづく PR 式に

¹ K. Tanaka and Y. Higashi. Thermophysical properties of 2,3,3,3-tetrafluoropropene (HFO1234yf). In Proc. 29th Jpn. Symp. Thermophys. Prop., page D103, Tokyo, Japan, 2008

² R. Akasaka, K. Tanaka, and Y. Higashi. A practical equation of state for 2,3,3,3-tetrafluoropropene (hfo-1234yf) to calculate saturation properties. In Paper presented at 17th Symp. Thermophys. Prop., Boulder, Colorado, 2009

より計算される圧力値の相対偏差を示す。この比較から、平均偏差は ECS モデルよりも PR 式の方が小さい。しかしながら、ECS モデルからの偏差にばらつきが小さいこと、本実測値が 1%弱の不純物によって系統偏差を含んでいることを考え合わせると、ECS モデルの方がより信頼性が高いと結論できる。本実測値は ECS モデルの計算値より約 0.5%圧力が高く、これは 1%弱の不純物の多くが窒素などの非凝縮性のガスや、低沸点の有機物であることを示唆している。この仮定が正しい場合、本研究で測定を実施した温度・圧力領域における ECS モデルの再現性は 0.5%よりも良いと考えられる。

続いて、Burnett 装置による測定結果について述べる。下の図に、Burnett 等温・等容組み合わせ法により得られた気相 PVT 性質実測値を PT 線図上に示す。

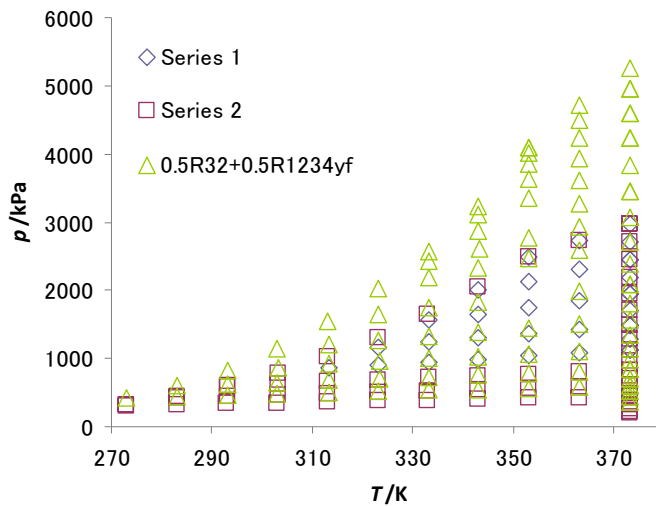


Fig. 1.4.13 Burnett 法による HFO1234yf 純物質および二成分系混合冷媒 HFO1234yf+HFC32 の実測値分布図

上図に示すように、本研究により、HFO1234yf 純物質および、二成分系混合冷媒 HFO1234yf+HFC32 に関しては 50 mol%の組成において、温度範囲 273.15 K から 373.15 K における気相 PVT 性質が得られた。次に、得られた気相 PVT(x)性質実測値に関し、状態方程式との比較を行った。下の図は、実測値の、状態方程式からの相対密度偏差である。

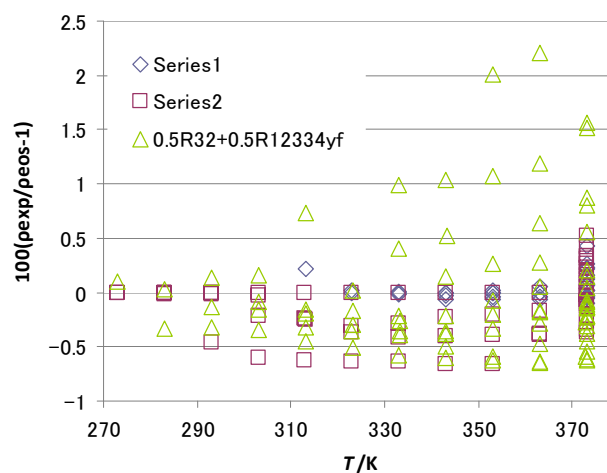


Fig. 1.4.14 本実測値の状態方程式からの相対密度偏差

上の図に示されているように、純物質に関する測定値は、状態方程式と概ね $\pm 0.5\%$ 以内の相対密度偏差で一致しており、ほぼ状態方程式の再現性の範囲に収まっているとみることができる。特に series 2 の最も偏差が大きい部分は、圧力が数気圧と極めて低い領域であり、圧力計による測定値の相対不確かさが大きくなる領域であることから、妥当な偏差であると考えられる。

混合物に関しては、実測値のばらつきは大きくなり、その分布はおよそ $-0.7\% \sim +2\%$ 程度である。しかしながら、比較の対象となっている状態方程式は気相 PVTx 性質に関する入力データなしにフィッティングされていることを考慮すると、再現性がないとはいえない。本研究による混合物の気相 PVTx 性質データが 50 mol%の組成におけるものであることを考慮すると、上述したばらつきは比較対象とした状態方程式の再現性が最も低下する領域であるといえる。このことから、本研究プロジェクトにおいて開発された混合モデルは、気相域において1~2%の密度の再現性を有すると判断できる。

(2) 気液平衡性質

気液平衡性質測定に先立ち、ガスクロマトグラフの校正を以下の手順で実施した。

まず、平衡セルに任意の単一成分を充填し、気相および液相からサンプリングし、ガスクロマトグラフにより測定する。この時に得られるピーク面積を横軸に、縦軸に測定時のセル内の温度・圧力により計算されるモル密度をプロットすると、この傾きから、それぞれの物質についての検量線を求めることができる。

なお、HFC32 の測定においては、一部高圧条件においてサンプリングする量が多く、ガスクロマトグラフの TCD の電圧が飽和する減少が見られたので、別途ピーク面積が一定以上の場合に補正項を追加して計算を行った。

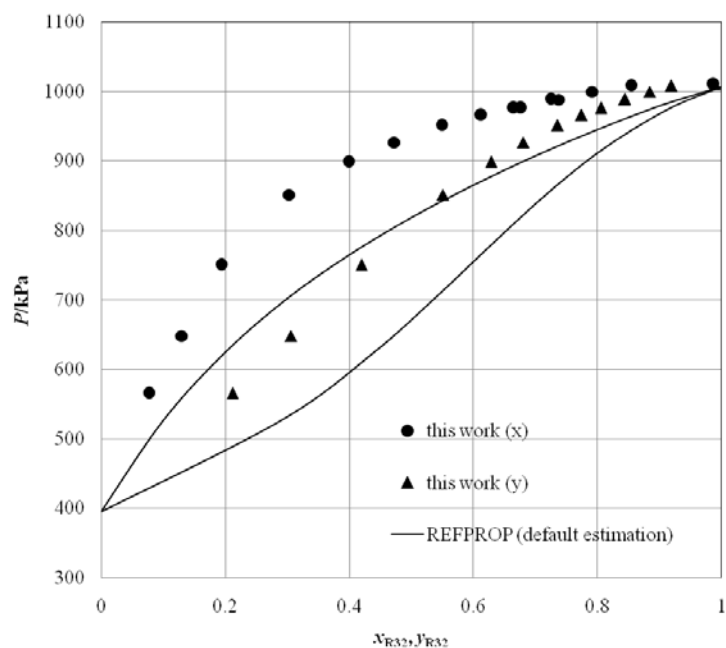


Fig. 1.4.15 Bubble-point and dew-point pressures for the binary systems, HFO 1234yf+ R 32. Curves are calculated by the generalized mixture model using ECS model for HFO 1234yfby Akasaka *et al.*, the Helmholtz EoS for R 32 by Tillner-Roth and Yokozeki.

上の図に、本研究で得られた気液平衡性質測定結果を示す。

本研究で得られた気液平衡データは、ECS モデルおよび HFC32 の混合系に関する状態方程式の計算値と大きくずれる結果となった。この原因として、サンプリング量が過剰であり、ガスクロマトグラフによるピーク検出時において、TCD の計測範囲を超え、データが飽和してしまったことが可能性として考えられる。

次に本研究では、ガスクロマトグラフにより得られたピーク面積から、サンプリング時の混合冷媒の密度を求めた。前述したガスクロマトグラフの検量線の式により、それぞれの成分に関するサンプリング時のモル密度を計算することができる。それぞれの成分のモル密度を足し合わせると、飽和蒸気または飽和液の密度のモル密度が得られる。以下に、この方法により求めたモル密度と、赤坂による混合物の状態方程式により得られた飽和密度の計算値の比較を示す。

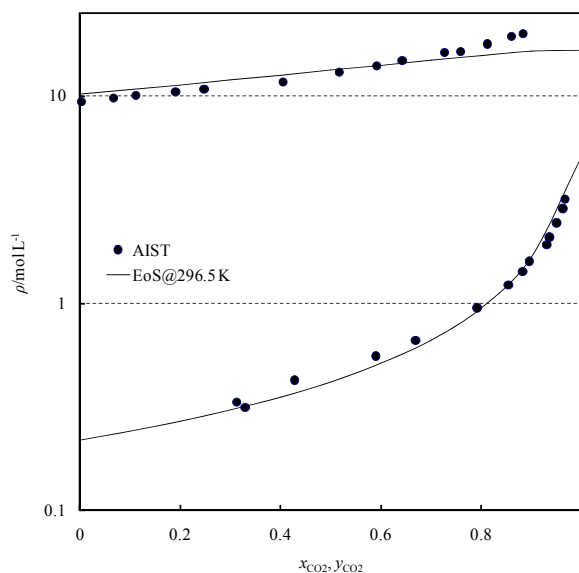


Fig. 1.4.16 飽和液密度および飽和蒸気密度測定結果

同図から、飽和液密度、飽和蒸気密度ともに、定量的な再現性は必ずしも十分とはいえないまでも、妥当な傾向を示しているといえる。飽和蒸気密度に関しては、状態式との偏差は数パーセント程度にとどまるが、飽和液密度に関しては、一部に顕著な系統偏差が見られる。低沸点成分の組成が1に近づくに従い偏差が大きくなっているため、測定上の系統的な影響が考えられ、その主因は前述した TCD のサチュレーションと考えられる。飽和密度の算出に関しては、他の物質での健全性の確認等、詳細な検討を行っていないため、今回のデータは参考値にとどめるが、今後サンプリンググループの容量やカラム選択の検討などを進め、定量的な議論ができるよう研究を進める方針である。

(3) 音速

HFO-1234yf の気相域における音速測定値を下表にまとめる。温度範囲 278.15 ~ 353.15 K、ならびに圧力範囲 25 ~ 400 kPa において、計 41 点の音速実測値を得た。なお、測定不確かさ ($k=2$) は音速が 0.01 %、温度が 4 mK、ならびに圧力が 0.1 kPa であり、サンプル純度 99.9 % の HFO-1234yf の試料を数回脱気作業したものを測定した。

Table 1.4.1 Speed-of-sound data for HFO-1234yf

T [K]	P [kPa]	w [m s ⁻¹]	T [K]	P [kPa]	w [m s ⁻¹]
278.150	25.443	148.085	323.150	25.338	159.311
278.150	50.618	147.246	323.150	50.233	158.760
278.150	75.677	146.389	323.150	75.473	158.200
278.150	100.999	145.514	323.150	100.590	157.639
278.150	201.302	141.892	323.150	200.868	155.386

278.150	300.476	138.019	323.150	300.933	153.067
293.150	25.293	151.927	323.150	401.339	150.657
293.150	50.994	151.191	338.150	25.366	162.835
293.150	75.571	150.473	338.150	50.452	162.357
293.150	101.227	149.719	338.150	75.499	161.866
293.150	201.078	146.669	338.151	100.773	161.371
293.150	292.415	143.725	338.150	200.631	159.424
293.150	401.237	139.994	338.150	301.182	157.410
308.150	25.257	155.675	338.150	407.009	155.227
308.150	50.393	155.053	353.149	25.671	166.316
308.150	75.504	154.421	353.151	50.667	165.858
308.150	100.641	153.786	353.151	75.382	165.441
308.150	200.865	151.183	353.151	100.553	165.006
308.150	300.848	148.470	353.152	200.638	163.292
308.150	398.917	145.683	353.147	299.528	161.574
			353.150	401.296	159.763

測定した音速データと ECS model の状態方程式とを比較するために、横軸に圧力、縦軸に本研究で測定した音速実測値と状態方程式による音速計算値との相対偏差をプロットしたグラフを下図に示す。

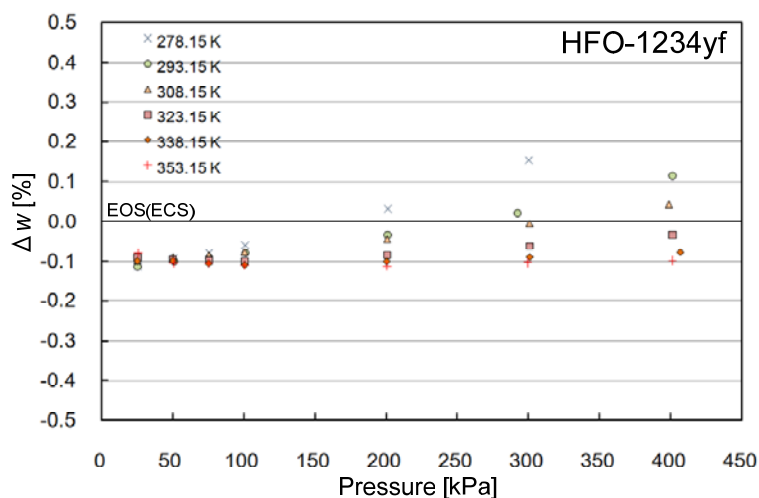


Fig. 1.4.17 Deviations of the measured sound speed data from the equation of state (ECS model) for HFO-1234yf developed by Akasaka.

上図を見ると、ベースラインに示される状態方程式は音速データをフィッティングの入力値として用いていないにもかかわらず、本実測値をほぼ 0.1 %以内で良好に再現していることが分かる。しかしながら、本実測値の不確かさ以上の系統偏差があることから、本実測値をフィッティングの入力値として用いることで、より信頼性の高い状態方程式が開発できると考えられる。

本研究で得られた HFO-1234yf の気相域における音速データに基づき、理想気体状態の定圧比熱 c_p^0 の決定を行った。音速を圧力について 3 次まで級数展開した音響ビリアル状態方程式は以下の式であらわされる。

$$w^2 = \frac{\gamma^0 RT}{M} \left[1 + B_a \frac{P}{RT} + C_a \frac{P^2}{RT} \right] \quad (1.4.9)$$

ここで、 γ^0, R, M, B_a , および C_a は、それぞれ理想気体状態の比熱比、一般気体定数 (8.314471 J/mol K), モル質量 (114.042 g/mol), 第2音響ベリアル係数, および第3音響ベリアル係数を示している. 等温線上における音速データを上式にフィッティングし, 圧力を 0 に外挿することにより γ^0 を求めることができ, 以下の関係式から c_p^0 を決定することができる.

$$\frac{c_p^0}{R} = \frac{\gamma^0}{\gamma^0 - 1} \quad (1.4.10)$$

上記のようにして決定した各温度における c_p^0 の値を下表に示す. なお, c_p^0 導出の不確かさ ($k=2$) は 0.1% と見積もった.

Table 1.4.2 Determined c_p^0 values for HFO-1234yf

Temperature [K]	c_p^0 [J·mol ⁻¹ ·K ⁻¹]
278.150	97.239
293.150	100.595
308.150	103.577
323.150	106.583
338.150	109.895
353.150	112.598

さらに, 得られた c_p^0 データを HFO-1234yf の状態方程式開発につなげるために, 本研究では以下の式に示す 3 次多項式型の c_p^0 相関式を作成した.

$$c_p^0 = \sum_{i=0}^3 c_i \left(\frac{T}{T_c} \right)^i \quad (1.4.11)$$

上式中の臨界温度 T_c は 367.85 K を用い, $c_0 = 18.349$, $c_1 = 128.316$, $c_2 = 33.354$, $c_3 = 2.086$ である. 本研究で作成した c_p^0 相関式と, Joback および Yoneda による原子団寄与法に基づいた c_p^0 推算値, ならびに Leck により報告された c_p^0 計算値との比較図を下図に示す. 250 K ~ 370 K の温度範囲において, 本研究で作成した c_p^0 相関式と既存の c_p^0 推算式との最大偏差は, Joback が -6.5%, Yoneda が +3.6%, ならびに Leck が -3.1% である. 従来の報告値が原子団寄与法などの理論的背景に基づく推算値であるのに対し, 本研究で決定した c_p^0 は高精度な希薄気体の音速実測値に基づいて決定されていることから, 本研究で決定した c_p^0 が最も信頼性の高い値といえる. したがって, 本研究で作成した c_p^0 相関式を HFO-1234yf の状態方程式開発に反映させることで, HFO-1234yf の熱物性データベースの信頼性向上を図ることができる.

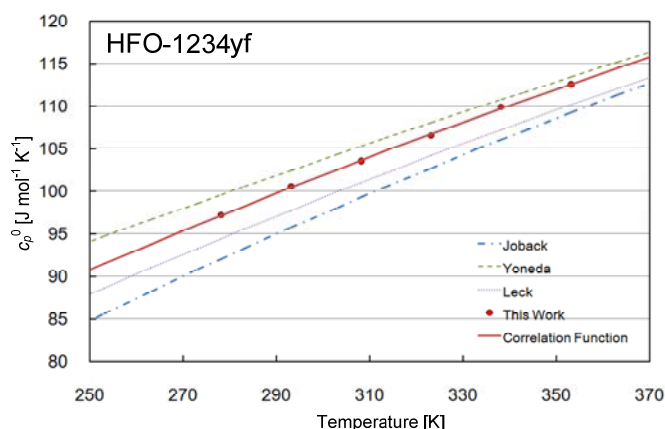


Fig. 1.4.18 Comparison of the c_p^0 values determined in this work with the estimated c_p^0 values.

(4) 粘性・熱伝導率

地震被害という不測の事態による影響もあり，開発した円筒共鳴器を用いて HFO-1234yf および HFC 系冷媒との混合冷媒に関する粘性・熱伝導率測定データを得ることができなかったが，前述した気相域の音速測定データを用いて，クラスター理論に基づいた分子間ポテンシャルより HFO-1234yf の粘性・熱伝導率の導出を行った．以下にその詳細を説明する．

気相域の状態量は，以下に示すように圧縮因子 ($Z = P / \rho RT$) を密度によって級数展開したビリアル状態式より導出することができる．

$$Z = 1 + B\rho + C\rho^2 + \dots \quad (1.4.12)$$

ここで， B および C はそれぞれ第 2 ビリアル係数および第 3 ビリアル係数と呼ばれ，温度の関数で表される．このビリアル係数と前述した音響ビリアル係数 B_a および C_a の間には，以下の関係式が成り立つ．

$$B_a = 2B + 2(\gamma^0 - 1) \frac{dB}{dT} T + \frac{(\gamma^0 - 1)^2}{\gamma^0} \frac{d^2B}{dT^2} T^2 \quad (1.4.13)$$

$$C_a = \frac{1 + 2\gamma^0}{\gamma^0} C + \frac{(\gamma^0)^2 - 1}{\gamma^0} \frac{dC}{dT} T + \frac{(\gamma^0 - 1)^2}{2\gamma^0} \frac{d^2C}{dT^2} T^2 - BB_a + \frac{\gamma^0 - 1}{\gamma^0} \left[B + (2\gamma^0 - 1) \frac{dB}{dT} T + (\gamma^0 - 1) \frac{d^2B}{dT^2} T^2 \right]^2 \quad (1.4.14)$$

さらに，クラスター理論に基づいて分子間ポテンシャルとビリアル係数の関係をあらわすと以下のようになる．

$$B(T) = -\frac{N_A}{2V} \iint f_{12} d\mathbf{r}_1 d\mathbf{r}_2 \quad (1.4.15)$$

$$C(T) = -\frac{N_A^2}{3V} \iiint f_{12} f_{23} f_{13} d\mathbf{r}_1 d\mathbf{r}_2 d\mathbf{r}_3 \quad (1.4.16)$$

$$f_{ij} = \exp\left[-\frac{\phi(r_{ij})}{\kappa T}\right] - 1 \quad (1.4.17)$$

ここで， f_{ij} は Mayer の f 関数であるが，本研究では実測値の再現性を向上させるために温度補正パラメータ τ を用いて，以下の式を用いてビリアル係数の計算を行った．

$$f_{ij} = \exp\left[-\frac{\phi(r_{ij})}{\kappa(T - \tau)}\right] - 1 \quad (1.4.18)$$

また，上式の $\phi(r_{ij})$ は分子間ポテンシャルを表しており，本研究では以下に示す Stockmayer ポテンシャルモデルを用いた．

$$\phi_{ij}(r_{ij}, \theta_i, \theta_j, \phi_{ij}) = 4\varepsilon_{ij} \left[\left(\frac{\sigma}{r}\right)_{ij}^{12} - \left(\frac{\sigma}{r}\right)_{ij}^6 \right] - \frac{\mu_i \mu_j}{r_{ij}^3} g(\theta_i, \theta_j, \phi_{ij}) \quad (1.4.19)$$

$$g(\theta_i, \theta_j, \phi_{ij}) = 2 \cos \theta_i \cos \theta_j - \sin \theta_i \sin \theta_j \cos \phi_{ij} \quad (1.4.20)$$

ここで、 θ_i は分子 i が持つ双極子モーメント μ_i と分子 ij を結ぶ直線のなす角度、 ϕ_{ij} は分子 $i-j$ を結ぶ直線に対して垂直な平面上で、双極子モーメント μ_i と双極子モーメント μ_j のなす角度である。Stockmayer ポテンシャルモデルから導出されるビリアル係数は以下のように表される。

$$B(T) = b_0 \left(\frac{4}{T^*} \right)^{1/4} \left[\Gamma \left(\frac{3}{4} \right) - \frac{1}{4} \sum_{n=1}^{\infty} \sum_{l=0}^{n/2} \frac{2^n G_l}{n!} \binom{n}{2l} \Gamma \left(\frac{2n-2l-1}{4} \right) t^{*2l} T^{*-(n+l)/2} \right] \quad (1.4.21)$$

$$G_l = \frac{1}{8\pi} \int_0^{2\pi} \int_0^{\pi} \int_0^{\pi} [g(\theta_i, \theta_j, \phi_{ij})]^{2l} \sin \theta_i \sin \theta_j d\theta_i d\theta_j d\phi_{ij} \quad (1.4.22)$$

$$= \frac{1}{1+2l} \sum_{m=0}^l \binom{l}{m} \frac{3^m}{1+2m}$$

$$C(T) = b_0^2 \left[\sum_{j=0}^{\infty} c^{(j)} T^{*-(j+1)/2} + \frac{3}{2} \sum_{n=2}^{\infty} \sum_{m=2}^n \frac{2^n}{n!} \binom{n}{m} \frac{t^{*m}}{T^{*(n/2+m/4+1/2)}} Q_{mn}^{(j)} \right] \quad (1.4.23)$$

$$t^* = \frac{\mu_i \mu_j}{2\sqrt{2} \varepsilon_{ij} \sigma_{ij}^3} \quad (1.4.24)$$

$$b_0 = \frac{2}{3} \pi N_A \sigma^3 \quad (1.4.25)$$

$$T^* = \frac{\kappa T}{\varepsilon} \quad (1.4.26)$$

ここで、 b_0 は他分子の侵入できない領域、すなわち分子の剛体体積を表しており、係数 $c^{(j)}$ および $Q_{mn}^{(j)}$ は下表に示す既知の計算値である。

Table 1.4.3 Values of $c^{(j)}$

j	$c^{(j)}$	j	$c^{(j)}$
0	1.729	9	-0.168
1	-3.203	10	-0.123
2	1.519	11	-0.084
3	0.958	12	-0.059
4	0.429	13	-0.035
5	0.059	14	-0.02
6	-0.14	15	-0.011
7	-0.21	16	-0.006
8	-0.205	17	-0.004

Table 1.4.4 Values of $Q_{mn}^{(j)}$

$n \backslash m$	2	3	4	5	6	7	8
2	0.4995						
3	0.3364	0.9414					
4	0.3189	0.4305	1.0421				
5	0.3008	0.4423	0.7495	1.367			
6	0.0981	0.6383	0.6667	1.458	1.811		
7	-0.7378	1.145	0.3033	2.17	0.916	5.67	
8	-4.259	2.407	-1.14	3.996	-1.05	8.024	-2.982
9	-15.1	5.744	-6.491	8.652	-7.147	15.33	-14.42
10	-53.68	15.1	-25.62	20.92	-26.97	33.74	-46.17
11	-197.5	43.41	-93.87	55.02	-92.77	82.85	-140.8
12	-754.3	135.1	-340.7	161.1	-316.7	221.1	-462.5
13	-2995	450.4	-1262	508.1	-1103	646.1	-1401
14	-12340	1593	-4785	1710	-3964	2032	-4689
15	-52650	5950	-18715	6099	-14790	6817	-16380
16	-232400	23340	-75590	22920	-57390	24100	-59710

一方, Enskog-Chapmann 理論によると, 希薄気体の粘性 η^0 および熱伝導率 λ^0 は以下の式で導かれる.

$$\eta^0 = \frac{5}{16} \left[\frac{(M \kappa T)^{1/2}}{\pi^{1/2} \sigma^2 \Omega^{(2,2)*}} \right] f_\eta \quad (1.4.27)$$

$$\lambda^0 = \frac{25}{32} \left[\frac{(M \kappa T)^{1/2}}{\pi^{1/2} \sigma^2 \Omega^{(2,2)*}} \right] c_v f_\lambda \quad (1.4.28)$$

上式において衝突積分 Ω および無限級数因子 f は分子間力の影響をあらわす項であり, 分子間ポテンシャルモデルから理論的に計算することができる. 本研究で採用した Stockmayer ポテンシャルモデルのパラメータを用いると, 以下のように計算される.

$$\Omega^{(l,s)*} = \frac{1}{8\pi} \int_{-1}^1 \int_0^{2\pi} \int_0^\pi \Omega^{(l,s)} d\phi d(\cos\theta_1) d(\cos\theta_2) \quad (1.4.29)$$

$$\Omega^{(l,s)} \equiv [(s+1)!]^{-1} \int_0^\infty \exp(-\gamma^2) (\gamma^2)^{s+1} Q^{(l)*} d(\gamma^2) \quad (1.4.30)$$

$$Q^{(l)*} \equiv \frac{2}{\sigma^2} \left[1 - \frac{1+(-1)^l}{2} \frac{1}{1+l} \right]^{-1} \int_0^\infty (1 - \cos^l \chi) b db \quad (1.4.31)$$

$$\chi = \pi - 2b \int_{r_c}^\infty \{1 - (b^2/r^2) - [4 \times \varphi(r) / Mg^2]\}^{1/2} (dr/r^2) \quad (1.4.32)$$

さらに, 圧力または密度による効果を考慮すると, 試料ガスの粘性および熱伝導率は以下の式で表される.

$$\frac{\eta}{\eta^0} = b_0 \rho \left[\frac{1}{b_0 \rho \chi} + \frac{4}{5} + 0.7614 b_0 \rho \chi \right] \quad (1.4.33)$$

$$\frac{\lambda}{\lambda^0} = b_0 \rho \left[\frac{1}{b_0 \rho \chi} + \frac{6}{5} + 0.7574 b_0 \rho \chi \right] \quad (1.4.34)$$

以上のような手順により、音速測定データに基づいて Stockmayer ポテンシャルモデルのパラメータを決定し、上式より粘性および熱伝導率を求めた。HFO-1234yf の気相域における粘性および熱伝導率の導出結果を下表にまとめる。

Table 1.4.5 Viscosity and thermal conductivity for HFO-1234yf

T [K]	P [kPa]	η [$\mu\text{Pa s}^{-1}$]	λ [$\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}$]	T [K]	P [kPa]	η [$\mu\text{Pa s}^{-1}$]	λ [$\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}$]
278.150	25.443	11.188	0.01168	323.150	25.338	13.317	0.01523
278.150	50.618	11.191	0.01171	323.150	50.233	13.320	0.01525
278.150	75.677	11.195	0.01175	323.150	75.473	13.324	0.01527
278.150	100.999	11.199	0.01179	323.150	100.590	13.328	0.01529
278.150	201.302	11.215	0.01194	323.150	200.868	13.344	0.01539
278.150	300.476	11.234	0.01211	323.150	300.933	13.361	0.01548
293.150	25.293	11.904	0.01284	323.150	401.339	13.381	0.01559
293.150	50.994	11.908	0.01287	338.150	25.366	14.011	0.01646
293.150	75.571	11.911	0.01289	338.150	50.452	14.014	0.01648
293.150	101.227	11.915	0.01293	338.150	75.499	14.018	0.01650
293.150	201.078	11.931	0.01305	338.151	100.773	14.022	0.01651
293.150	292.415	11.948	0.01318	338.150	200.631	14.038	0.01659
293.150	401.237	11.970	0.01334	338.150	301.182	14.055	0.01668
308.150	25.257	12.614	0.01402	338.150	407.009	14.075	0.01677
308.150	50.393	12.618	0.01404	353.149	25.671	14.695	0.01770
308.150	75.504	12.621	0.01407	353.151	50.667	14.699	0.01772
308.150	100.641	12.625	0.01410	353.151	75.382	14.702	0.01773
308.150	200.865	12.641	0.01421	353.151	100.553	14.706	0.01775
308.150	300.848	12.659	0.01432	353.152	200.638	14.722	0.01782
308.150	398.917	12.679	0.01444	353.147	299.528	14.738	0.01789
				353.150	401.296	14.757	0.01797

本研究で求めた粘性および熱伝導率と、NIST で開発された熱物性データベース (Refprop) との比較として、横軸に圧力、縦軸に本研究で求めた粘性および熱伝導率と Refprop によるそれぞれの計算値との相対偏差をプロットしたグラフを下図に示す。

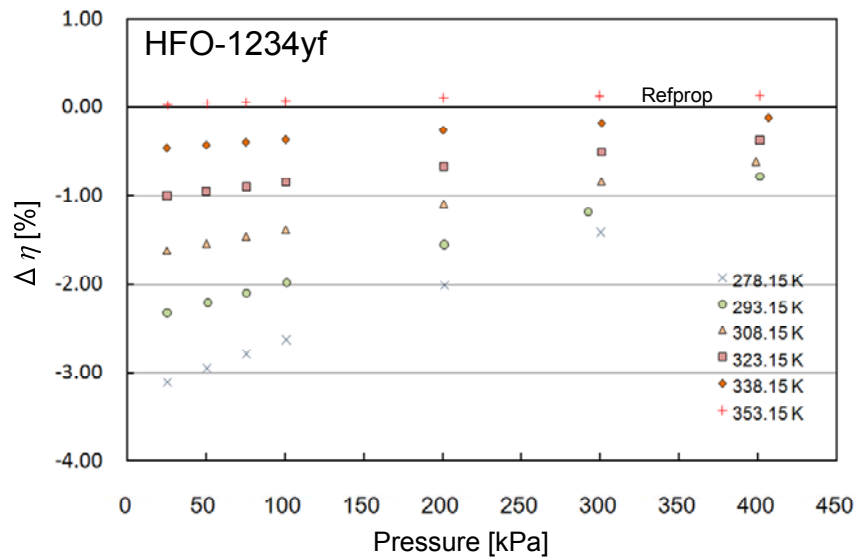


Fig. 1.4.19 Comparison of the viscosity values determined in this work with the calculated values by Refprop.

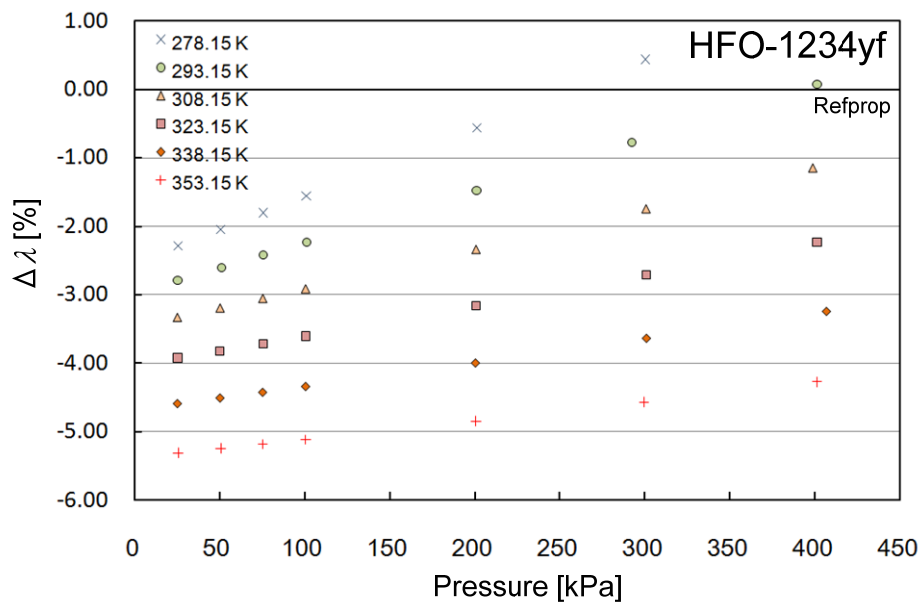


Fig. 1.4.20 Comparison of the thermal conductivity values determined in this work with the calculated values by Refprop.

上図を見ると、ベースラインに示される Refprop の計算値と本研究で求めた値は、粘性に関しては 3% 以内、熱伝導率に関して 5% 以内ではほぼ一致している。Refprop による計算値の不確かさが粘性に関して 10%、熱伝導率に関して 5% と見積もられていることから、不確かさの範囲内で Refprop の計算値と一致しており、本研究で求めた粘性および熱伝導率の値は妥当なものであると結論付けられる。

1.4.2 状態方程式の開発およびプログラムサブルーチンの作成

1.4.2.1 純物質のヘルムホルツ型状態方程式

HFO-1234yf を含む混合冷媒の熱力学性質を正しく推算するためには、まず、HFO-1234yf 純物質に対する熱力学性質の計算方法を確立しておく必要がある。本研究では、系のヘルムホルツ自由エネルギーを従属変数とした状態方程式（ヘルムホルツ型状態方程式）の開発を行った。ヘルムホルツ型状態方程式は、関数形選択の自由度が高く、PVT 性質、比熱、音速、飽和蒸気圧等の熱物性値をすべて実測値の不確かさ範囲内で表現することが可能である。一般に、熱力学性質の推算には Peng-Robinson 式のような半経験的 3 次型状態方程式が好んで用いられるが、3 次型状態方程式は液体の PVT 性質や比熱を良好に表現することが難しいため、本研究が目的とする詳細な冷凍サイクルの解析には適さない。

ヘルムホルツ型状態方程式の一般形は、次式で表される。

$$\frac{a(T, \rho)}{RT} = \alpha(\tau, \delta) = \alpha^0(\tau, \delta) + \alpha^r(\tau, \delta) \quad (1.4.35)$$

ここで、 a はモルヘルムホルツ自由エネルギーであり、 R は一般ガス定数 ($= 8.314471 \text{ J mol}^{-1} \text{ K}^{-1}$)、である。 α は無次元ヘルムホルツ自由エネルギーであり、理想気体部分 α^0 と残留部分 α^r に分割することができる。独立変数の τ および δ 無次元温度および無次元密度であり、臨界温度および臨界密度をそれぞれ T_c および ρ_c としたとき、 $\tau = T_c / T$ および $\delta = \rho / \rho_c$ である。

理想気体部分は理想気体の定圧比熱式から解析的に導くことができる。一方、残留気体部分を理論的に決定する方法は無く、経験的に決められた関数形の係数および指数を、PVT 性質、比熱、音速、飽和蒸気圧等の実測値情報を入力とした非線形最小二乗により決定する。

本研究の 1 年目にあたる平成 21 年度においては、DuPont 社の Leck が提案した理想気体の定圧比熱式から理想気体部分を計算し、残留部分に対しては Span and Wagner によって提示された一般化ヘルムホルツ状態方程式の関数形を適用した。その結果、飽和蒸気圧に対して $\pm 0.2\%$ 程度、液密度に対して $\pm 0.2\%$ 程度の再現性を得た。これらの偏差は実測値の不確かさの 2 倍程度であるが、一般的な 3 次型状態方程式の偏差よりもはるかに小さい。

本研究の 2 年目にあたる平成 22 年度においては、本プロジェクトで測定された気体音速の実測値に基づいた理想気体定圧比熱式を用いて理想気体部分を再決定した。また、残留部分については、気体音速の実測値に加え、新たに公表された PVT 性質や液音速の実測値も非線形最小二乗の入力値に追加し、HFO-1234yf に特化した関数形の決定を行った。最終的な状態方程式の不確かさは、飽和蒸気圧に対して $\pm 0.1\%$ 、液密度に対して $\pm 0.1\%$ 、液音速に対して $\pm 0.1\%$ 、気体音速に対して 0.05% 程度であり、実測値の不確かさとほぼ同程度の再現性を達成した。

本研究で開発した HFO-1234yf の状態方程式と、飽和蒸気圧および液密度の偏差図を以下に示す。

$$\alpha^0(\tau, \delta) = \ln \delta + a_1^0 + a_2^0 \tau + a_3^0 \ln \tau + \sum_{i=4}^n a_i^0 \ln[\exp(n_i^0 \tau) - 1] \quad (1.4.36)$$

$$\alpha^r(\tau, \delta) = \sum_{i=1}^5 a_i \tau^i \delta^{d_i} + \sum_{i=6}^{17} a_i \tau^i \delta^{d_i} \exp(-\delta^{e_i}) \quad (1.4.37)$$

表 1.4.6 式(1.4.36)の係数

i	a_i^0	n_i^0
1	-11.4120	-
2	-52.9180	-
3	3.0	-
4	5.28290	0.96235
5	6.96022	2.62335
6	7.04266	5.38535

表 1.4.7 式(1.4.37)の係数および指数

i	a_i	t_i	d_i	e_i
1	$0.83266757 \times 10^{+01}$	0.66886	1	-
2	$-0.92588001 \times 10^{+01}$	0.83392	1	-
3	$-0.24906043 \times 10^{+00}$	1.6982	1	-
4	$0.14422208 \times 10^{+00}$	1.8030	2	-
5	$0.11679917 \times 10^{-01}$	0.36657	5	-
6	$-0.16465103 \times 10^{+00}$	3.8666	1	1
7	$0.10580795 \times 10^{+00}$	1.0194	3	1
8	$0.17135586 \times 10^{-01}$	0.0000	5	1
9	$-0.16764798 \times 10^{-01}$	1.1655	7	1
10	$-0.12781115 \times 10^{-01}$	8.3101	1	2
11	$0.36440802 \times 10^{+00}$	6.1459	2	2
12	$-0.28535370 \times 10^{+00}$	8.3495	2	2
13	$-0.96835199 \times 10^{-01}$	6.0422	3	2
14	$0.88063705 \times 10^{-01}$	7.4440	4	2
15	$0.18736343 \times 10^{-01}$	15.433	2	3
16	$-0.16872191 \times 10^{-01}$	21.543	3	3
17	$0.70032274 \times 10^{-02}$	15.499	5	3

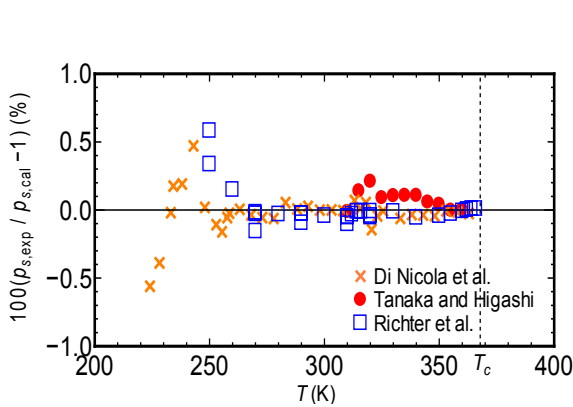


図1.4.21: 飽和蒸気圧の実測値に対する計算値の偏差

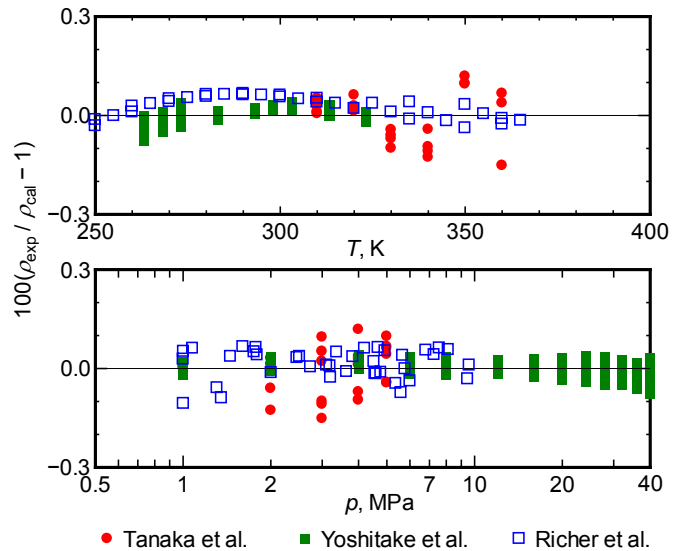


図1.4.22: 液密度の実測値に対する計算値の偏差

1.4.2.2 混合物モデル

新たに開発した HFO-1234yf 純物質の状態方程式を用い、HFC-32 + HFO-1234yf 混合冷媒に対する混合モデルの開発を行った。Helmholtz 型状態方程式の混合モデルとして、Kunz and Wagner (KW) モデルを用い、HFC-32 純物質の状態方程式には Tillner-Roth and Yokozeki 式を用いた。2 成分系の場合、KW モデルは混合系の無次元ヘルムホルツ自由エネルギーを以下のように表現する。

$$\alpha^0(T, \rho, x) = x\alpha_1^0(T, \rho) + (1-x)\alpha_2^0(T, \rho) + x \ln x + (1-x) \ln(1-x) \quad (1.4.38)$$

$$\alpha^r(\tau, \delta, x) = x\alpha_1^r(\tau, \delta) + (1-x)\alpha_2^r(\tau, \delta) + x(1-x)F_{12}\alpha_{12}^r(\tau, \delta) \quad (1.4.39)$$

ここで、 x は第 1 成分の組成 (HFC-32) である。また、 τ および δ は無次元温度および無次元比体積であり、 $\tau = T_{\text{red}}(x)/T$ および $\delta = v_{\text{red}}(x)/v$ である。無次元化パラメータの $T_{\text{red}}(x)$ および $v_{\text{red}}(x)$ は次式により計算する。

$$T_{\text{red}}(x) = x^2 T_{c,1} + (1-x) T_{c,2}^2 + 2\beta_{T,12} \gamma_{T,12} \left[\frac{x(1-x)}{(\beta_{T,12}^2 - 1)x + 1} \right] T_{c,12} \quad (1.4.40)$$

$$T_{c,12} = \sqrt{T_{c,1} T_{c,2}} \quad (1.4.41)$$

$$v_{\text{red}}(x) = x^2 v_{c,1} + (1-x) v_{c,2}^2 + 2\beta_{v,12} \gamma_{v,12} \left[\frac{x(1-x)}{(\beta_{v,12}^2 - 1)x + 1} \right] v_{c,12} \quad (1.4.42)$$

$$v_{c,12} = \frac{1}{8} (v_{c,1}^{1/3} + v_{c,2}^{1/3})^3 \quad (1.4.43)$$

最適化の対象となる混合パラメータは β_{T12} , γ_{T12} , β_{v12} , γ_{v12} および F_{12} の 5 個であり, 気液平衡および液密度の実測値からこれらの値を以下のように決定した

$$\beta_{T12} = 1.01071, \gamma_{T12} = 0.953306, \beta_{v12} = 1.00114, \gamma_{v12} = 1.01019, F_{12} = -0.311115$$

これらのパラメータを用いて計算した沸点・露点曲線を図 1.4.23 に示す. 計算値の不確かさは, 沸点圧力に対して $\pm 0.17\%$ 程度, 液密度に対して $\pm 0.1\%$ 程度であり, 実測値の不確かさと同程度である.

本研究で開発した混合モデルに基づいて, REFPROP 用のプログラム定義ファイル (FLD ファイル) を作成した. このファイルを用いれば, REFPROP 上で対話的に HFO-1234yf + HFC-32 混合冷媒の熱力学性質が計算できる. さらに, REFPROP の外部公開関数を用いることで Excel や Visual Basic 上で冷凍サイクルの解析を行うことが可能になる.

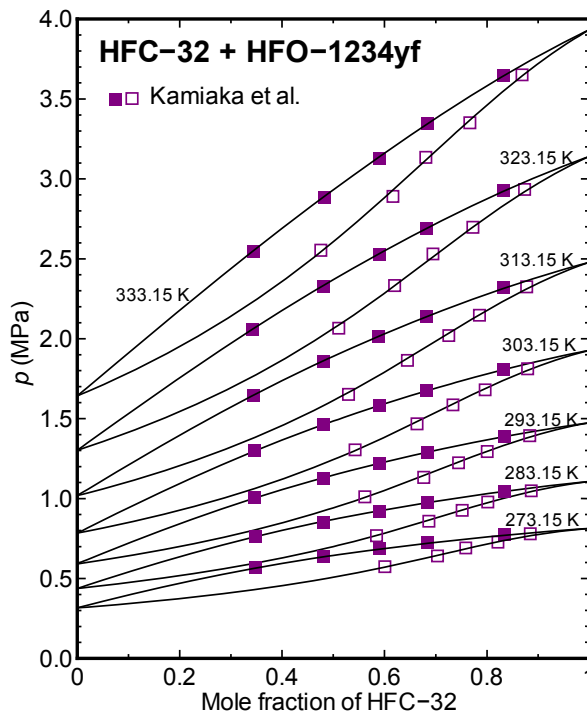


図 1.4.23: KW モデルを用いて計算した HFC-32 + HFO-1234yf 混合冷媒の沸点・露点曲線

2. HF01234yf 混合冷媒を用いたルームエアコンの性能シミュレーション

HF01234yf を含めた混合系の気液平衡性質，液体粘性について測定装置，方法，結果およびそれらを良好に再現する計算方法について述べた。本章では，それら計算方法を用いて，対象としている新しい混合冷媒の冷凍サイクル特性について評価し，従来の冷媒と比較する。

2.1 理論冷凍サイクル

2.1.1 方法

一般的な蒸気圧縮式冷凍サイクルの構成， $P-h$ 線図をFig. 2.1に示す。

冷凍サイクル（またはヒートポンプサイクル）は，圧縮機の吸入点①を出発点として，圧縮，凝縮，絞り膨張，蒸発過程から成る。凝縮，蒸発過程にてそれぞれ凝縮熱，蒸発熱を放出，吸収することで，熱エネルギーを輸送する機械として機能している。たとえば，Fig. 2.1(a)は家庭用空調機の冷房運転時の模式図を示したものであり，室内の熱交換器が蒸発器，室外の熱交換器が凝縮器として働くことで室外の熱エネルギーが室外へ輸送されている様子がわかる。暖房運転時には室内の熱交換器が凝縮器，室外の熱交換器が蒸発器として働く。

冷凍効果（冷媒単位質量あたりの吸収熱量） q_r ，凝縮負荷（冷媒単位質量あたりの放出熱量） q_h ，圧縮仕事 w はそれぞれ次式で求められる。

$$q_r = h_1 - h_6 \quad (2.1)$$

$$q_h = h_2 - h_5 \quad (2.2)$$

$$w = h_2 - h_1 \quad (2.3)$$

ここで，添え字の数字はFig. 2.1(b)の状態点を示している。

サイクル性能を評価する指標として，成績係数 COP (Coefficient of Performance) と体積能力 CAP (Volumetric Capacity) がよく使用される。それぞれ圧縮仕事当たりの冷凍効果もしくは凝縮負荷，圧縮機の単位吸込み比体積当たりの冷凍効果もしくは凝縮負荷として次式で定義される。

$$\text{COP}_r = \frac{h_1 - h_6}{h_2 - h_1} \quad (2.4)$$

$$\text{COP}_h = \frac{h_2 - h_5}{h_2 - h_1} \quad (2.5)$$

$$\text{CAP}_r = \frac{h_1 - h_6}{v_1} \quad (2.6)$$

$$\text{CAP}_h = \frac{h_2 - h_5}{v_1} \quad (2.7)$$

ここで、 v は比体積、下添え字 r, h はそれぞれ冷房運転条件、暖房運転条件の値であることを示している。

理論サイクルとして、断熱圧縮、等エンタルピー膨張、定圧下での相変化を仮定し、Table 2.1 に示す条件でサイクル性能を計算した。なお非共沸混合冷媒の場合、定圧下でも相変化に伴い飽和温度が変化する。したがって凝縮温度 T_c 、蒸発温度 T_e を次式で定義した。

$$T_c = \frac{T_3 + T_4}{2}, \quad T_e = \frac{T_6 + T_7}{2} \quad (2.8)$$

Table 2.1 Calculation Condition for Theoretical Cycle Simulation

			冷房条件	暖房条件
凝縮温度	T_c [°C]	$(T_3+T_4)/2$	45	40
蒸発温度	T_e [°C]	$(T_6+T_7)/2$	9	-5
過冷却度	T_{sc} [°C]	T_4-T_5	5	5
過熱度	T_{sh} [°C]	T_1-T_7	5	5
圧縮効率	η [-]	-	0.75	0.75

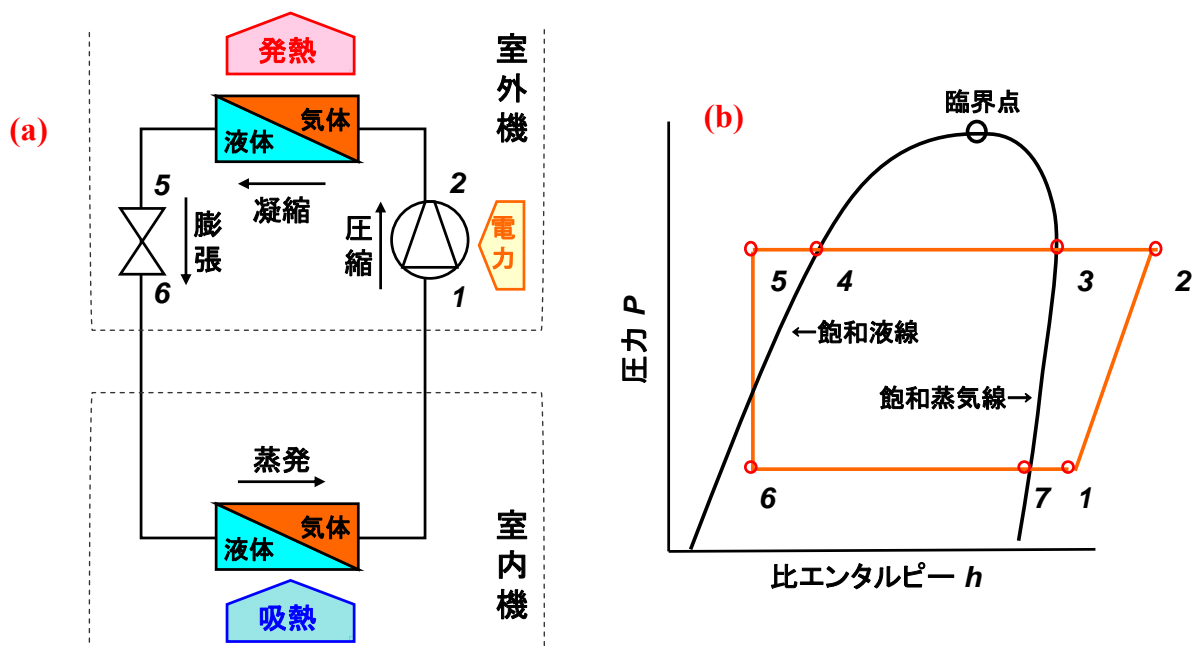


Fig. 2.1 蒸気圧縮式冷凍サイクル (a) 構成 (b) P - h 線図

2.1.2 結果・考察

本研究はルームエアコン用の次世代冷媒の探索を目的としているため、ルームエアコン用冷媒として現在広く使用されている R410A と結果を比較した。計算結果の一例として、HFO1234yf 純冷媒および R410A の P - h 線図を Fig. 2.2 に示す。また、GWP の組成変化を Fig. 2.3 に示す。冷房条件、暖房条件について、COP、体積能力を組成に対して計算した結果をそれぞれ Fig. 2.4, Fig. 2.5 に示す。

以下の結論は冷房条件、暖房条件ともに当てはまる。

結果より、理論的な成績係数 COP は HFO1234yf 純冷媒を含め、いずれの混合冷媒も R410A の値を概ね超えることがわかる。しかし、体積能力 CAP は概ね R410A の値を下回っている。HFO1234yf, R134a およびそれらの混合冷媒では低下率が大きく、R410A の約 40% となっている。これは、R410A と同等の冷房もしくは暖房能力を発揮するためには体積流量を 250% 程度に増やす必要があることを意味し、大幅に圧力損失が増加、それにともない COP が低下すると考えられる。したがって、特に HFO1234yf 純冷媒での R410A の代替可能性を検討するにあたっては圧力損失を考慮したサイクル計算を行うことが必要であるといえる。

一方、R32, R125 を混合することで体積能力の改善が可能であることがわかる。しかし、R32 は HFO1234yf と同様、微燃性の物質であるため、安全面での課題は解消されない。R125 もしくは R134a をそれぞれ 22 wt%, 36 wt% 以上の割合で混合すれば HFO1234yf を不燃化することができるが、そうした場合、能力の改善効果は小さいといえる。さらに、当然のことながら HFO1234yf に HFC 類を混合させた場合、GWP は大きくなってしまいうことに注意を要する。

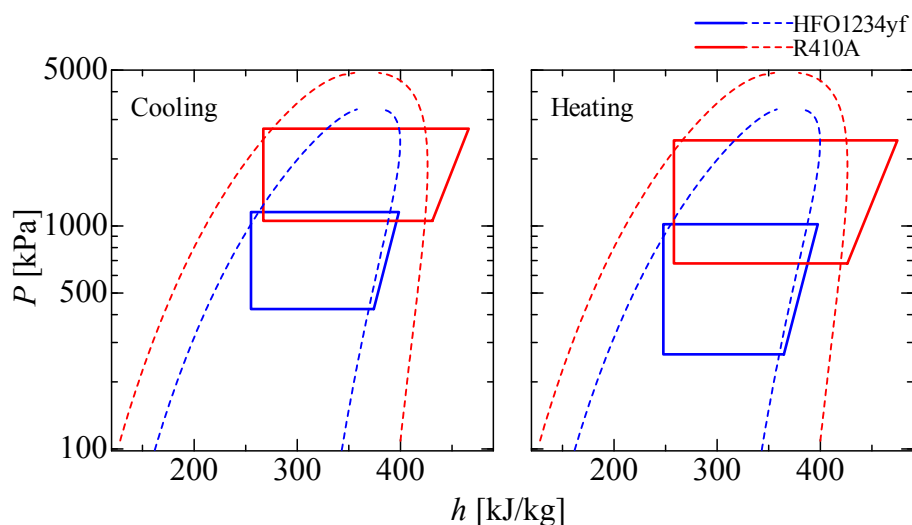


Fig. 2.2 Theoretical Refrigeration Cycle on P - h Diagram for HFO1234yf and R410A

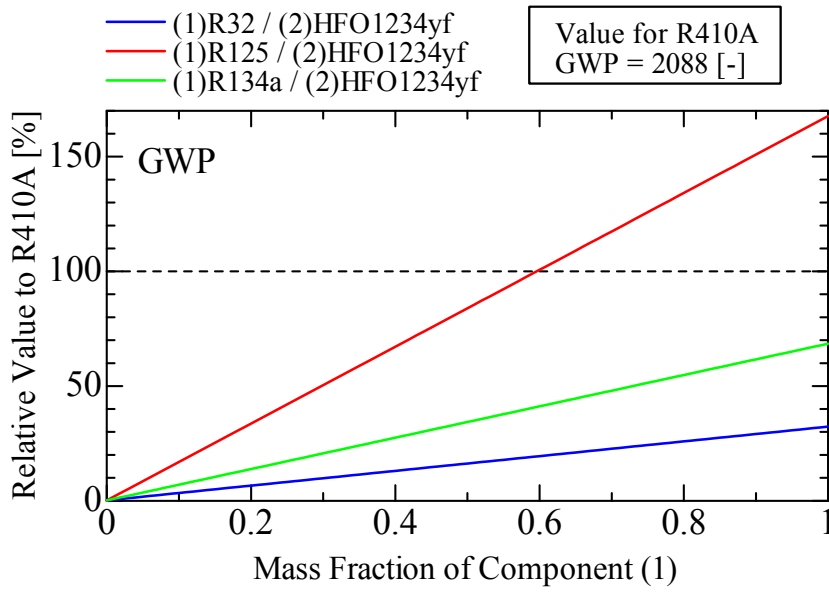


Fig. 2.3 GWP for Refrigerant Mixture Including HFO1234yf

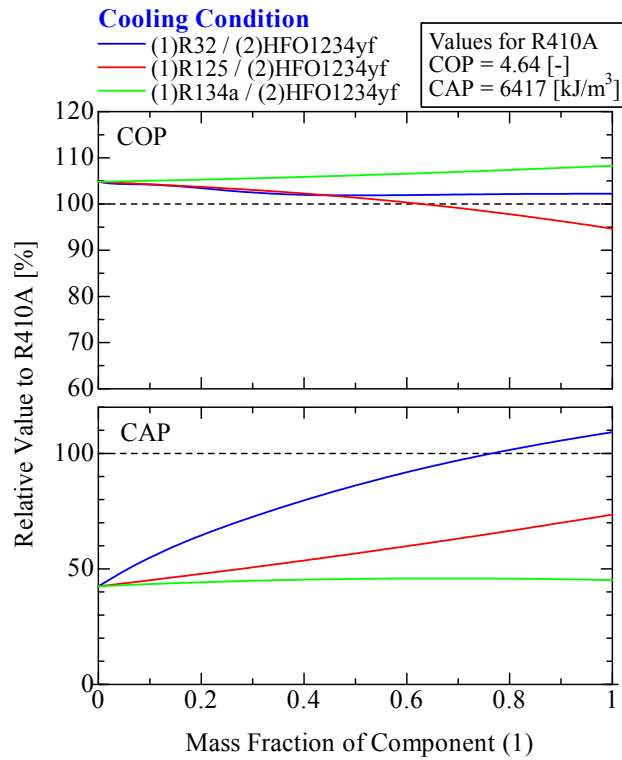


Fig. 2.4 Results of Theoretical Refrigeration Cycle Simulation for Cooling Condition

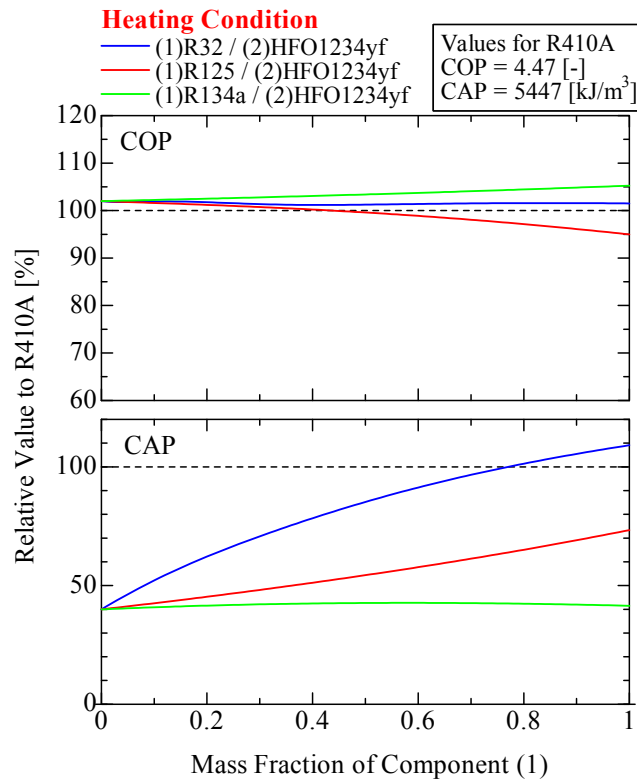


Fig. 2.5 Results of Theoretical Refrigeration Cycle Simulation for Heating Condition

2.2 圧損を考慮した冷凍サイクル

2.2.1 方法

より実際の冷凍サイクルに近い性能を把握するため、前項の理論サイクルでは無視していた圧力損失を考慮した以下のような変更を加えたサイクル計算を行い、HFO1234yfを含む混合冷媒の定性的な評価を試みた。

蒸発器内での圧力降下を 100 kPa とする。

蒸発器出口から圧縮機吸入口までのガス側の接続配管での圧力降下を計算する。

凝縮器（高圧側）での圧力損失は一般的に小さいため、ここでは無視した。

吸入ガス配管の形状は曲がり部を無視した直円管（管長：7.5 m、管内径：7.52 mm）として、次式で表されるダルシー・ワイズバッハの式より管摩擦損失を計算した。

$$\Delta P = \lambda \frac{L}{d} \frac{1}{2} \rho \cdot u^2 \quad (2.9)$$

ここで、管摩擦係数 λ 、管長 L 、管径 d 、密度 ρ 、流速 u とした。管摩擦係数 λ は次式で表される Blasius の式より計算した。

$$\lambda = 0.3164 Re^{-0.25} \quad (2.10)$$

ここで Re はレイノルズ数であり，次式で定義される。

$$Re = \frac{ud}{\nu} = \frac{ud}{\mu/\rho} \quad (2.11)$$

ここで動粘性係数 ν ，粘性係数 μ とした。計算はTable 2.2に示す条件で行った。

Table 2.2 Calculation Condition for Pressure-Drop Cycle Simulation

		冷房条件
凝縮温度	T_c [°C]	45
蒸発温度	T_e [°C]	9
過冷却度	T_{sc} [°C]	5
過熱度	T_{sh} [°C]	0
圧縮効率	η [-]	0.75
定格能力	Q [kW]	4.0

2.2.2 結果・考察

計算結果の一例として，HFO1234yf 純冷媒，R410A および R32/HFO1234yf (50/50wt%) 混合冷媒の P - h 線図をFig. 2.6に示す。蒸発過程，ガス配管において圧力が低下している様子が確認できる。また，各混合冷媒の成績係数 COP，質量流量 m およびガス配管における圧力損失 dP_{suc} の R410A に対する比を，組成に対してFig. 2.7に示す。

Fig. 2.7より，HFO1234yf を単体で用いた場合，R410A と比較して質量流量が約 140 %に増大し，ガス配管での圧力損失が約 400 %と大幅に大きくなっていることがわかる。これにともなって，理論サイクルとは異なり COP が R410A 比で約 80 %と大幅に低下していることがわかる。

また，HFC 類を混合すれば COP は概ね向上することがわかる。特に R32 を混ぜた場合このような効果が大きく，R32 の濃度 20 wt%，50 wt%のときそれぞれ R410A の 95 %，100 %の COP となった。このとき GWP はそれぞれ 139，340 であり R410A の 2088 に比べ大幅に小さいため，性能面では魅力的な混合冷媒であると言える。一方，R125 もしくは R134a を混合させた場合，COP は若干改善されるものの，すべての組成条件で R410A より 10%以上低い値となった。

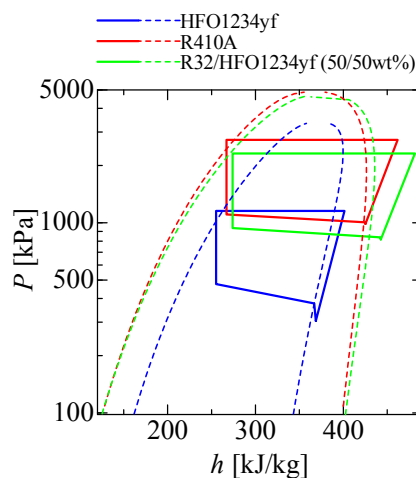


Fig. 2.6 Results of Pressure-Drop Included Refrigeration Cycle on P - h Diagram

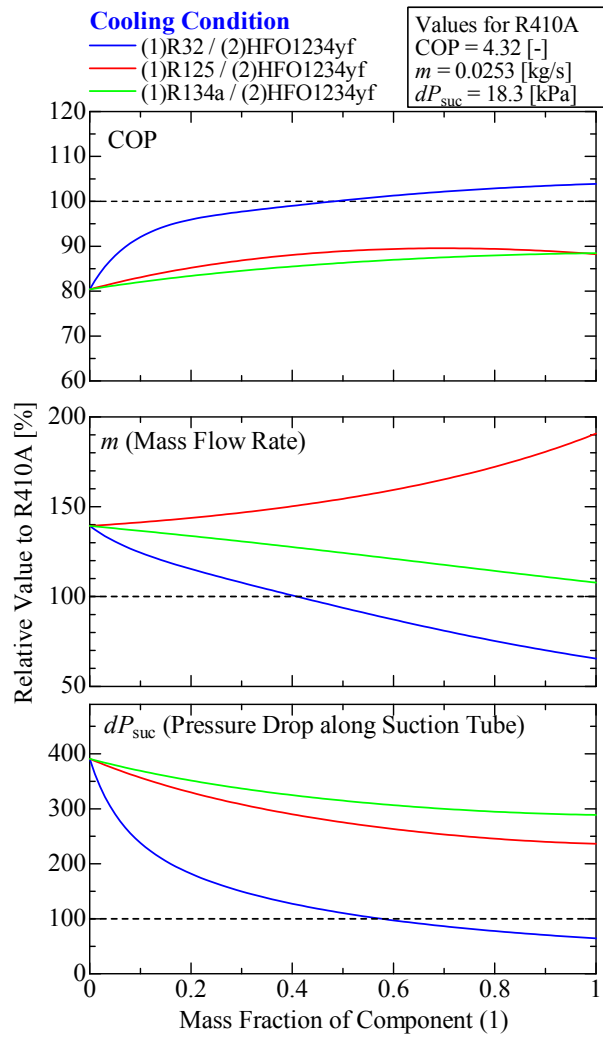


Fig. 2.7 Results of Pressure Drop Included Refrigeration Cycle Simulation

2.3 まとめ

HFO1234yf と HFC 類との混合冷媒の冷凍サイクル性能について検討を行い、次の結論が得られた。

まず理論サイクルを用いた考察を行い、理論的には HFO1234yf 単体で R410A を超える成績係数 COP が得られるものの、冷媒流量を増やす必要があるために圧力損失が増大し、COP が大きく低下する可能性があることを示し、圧力損失を考慮したサイクル計算を実施する必要があることを述べた。

次に簡易的にはあるが、圧力損失を見積もったサイクル計算を行い、HFO1234yf 単体では COP が大幅に低下すること、HFC 類を混合すれば COP が改善することを示した。特に、R32 / HFO1234yf (50 / 50 wt%) の混合冷媒は COP が R410A と同等でありながら、GWP は R410A の 16 % まで低下させることができる。したがって、微燃性の問題を冷媒の充填量を削減することや機器側の改良によって低減することができれば、家庭用空調機の次世代冷媒として十分使用できる可能性があるといえる。

参考文献

- [1] 荒川 宜彬, “フッ素系新冷媒 HFO-1234yf および混合冷媒の気液平衡物性推算と性能評価”, 東京大学大学院新領域創成科学研究科人間環境学専攻飛原研究室, 修士論文, (2010)
- [2] 金 洪碩, “自然冷媒と新冷媒の熱物性に関する研究”, 東京大学大学院新領域創成科学研究科人間環境学専攻飛原研究室, 修士論文, (2010)
- [3] 赤坂 亮, “HFC 冷媒および自然冷媒に対する Helmholtz 型状態方程式と熱力学的性質の計算方法”, 日本冷凍空調学会論文集, 26-1, (2009)
- [4] D. Peng and D. B. Robinson, “A new two-constant equation of state,” *Ind. Eng. Chem. Fundam.*, Vol.15, 59-64 (1976).
- [5] Tillner-Roth, R, Yokozeki, A., An International Standard Equation of State for Difluoromethane (R-32) for Temperatures from the Triple Point at 136.34 K to 435 K and Pressures up to 70 MPa, *J. Phys. Chem. Ref. Data*, 26(6), pp.1273-1328, (1997).
- [6] Lemmon, E. W., Jacobsen, R. T., Equations of State for Mixtures of R-32, R-125, R-134a, R-143a, and R-152a, *J. Phys. Chem. Eng. Data*, 33(2), pp.593-620, (2004).
- [7] R. Tillner-Roth and H. D. Baehr: *J. Phys. Chem. Ref. Data*, 23 (5), 657 (1994).
- [8] E. W. Lemmon and R. T. Jacobsen: *J. Phys. Chem. Ref. Data*, 34 (1), 69 (2005).
- [9] R. Tillner-Roth, J. Li, A. Yokozeki, H. Sato and K. Watanabe: “Thermodynamic Properties of Pure and Blended Hydrofluorocarbon (HFC) Refrigerants”, JSRAE, Tokyo (1998).
- [10] E. W. Lemmon, M. L. Huber, and M. O. McLinden: “REFPROP: Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties”, NIST Standard Database, Version 8.0 (2007).
- [11] Y. Yamada et al., “Environmentally friendly non-flammable refrigerants”, 2010 International Symposium on Next-generation Air Conditioning and Refrigeration Technology, 17 – 19 February 2010, Tokyo, Japan (2010)

3. HFO1234yf 混合冷媒のドロップイン試験

3.1 混合冷媒のドロップイン試験.

3.1.1 背景

近年、冷媒の温暖化効果 (GWP) が高いことが分かり環境負荷の少ない、低 GWP 冷媒への変換が求められている。中でも HFO-1234yf は GWP が 4 であり、低 GWP 冷媒として注目されている。

3.1.2 目的

本研究の目的は低 GWP 冷媒である HFO-1234yf とその混合冷媒を現行の定格冷房能力 4kW ルームエアコンに封入しその性能を現行機 (冷媒:R410A) と比較する。併せて、現行機の通年エネルギー消費効率 APF を JIS C 9612:2005 (以下 JIS と表記) に規定された方法と負荷試験 (後述) を行った方法それぞれで求め、比較する。

3.1.3 試験方法

環境試験室 (カロリーメーター) を用いて、JIS に規定された試験 (冷房 2 点、暖房 3 点。以下標準試験と表記する) を実施する。その後、規定された計算式を用いて通年エネルギー消費効率 APF を求める。さらに外気温度と発生負荷の関係をj用いて、負荷試験を行う。負荷試験を行う際には、JIS に定められた室内と室外温度に実験条件を合わせ、一定の負荷をルームエアコンにかける。今回は 50, 30, 15% の負荷について実験を行った。供試機は、なりゆき運転をしており人為的な操作を特に行わない。Fig. 3.1.1 ~ Fig. 3.1.3 に環境試験室の写真を記載する。



Fig. 3.1.1 Outdoor (left) and indoor (right) test room



Fig. 3.1.2 Inside of the outdoor test room



Fig. 3.1.3 Inside of the indoor test room

3.1.4 試験条件

Table 3.1.1に本試験で用いたルームエアコンのカタログから抜粋した仕様を記載する。

Table 3.1.1 Specifications of the tested room air conditioner

Rated cooling capacity (Electricity consumption)	4kW (1.08kW)
Rated heating capacity (Electricity consumption)	5kW (1.155kW)
Low temp. heating capacity (Electricity consumption)	5.7kW (2.1kW)
APF	5.2

また、負荷試験の際に用いた JIS に規定された外気温度と発生負荷の関係と、試験条件の一覧をFig. 3.1.4と Table 3.1.2にそれぞれ示す。

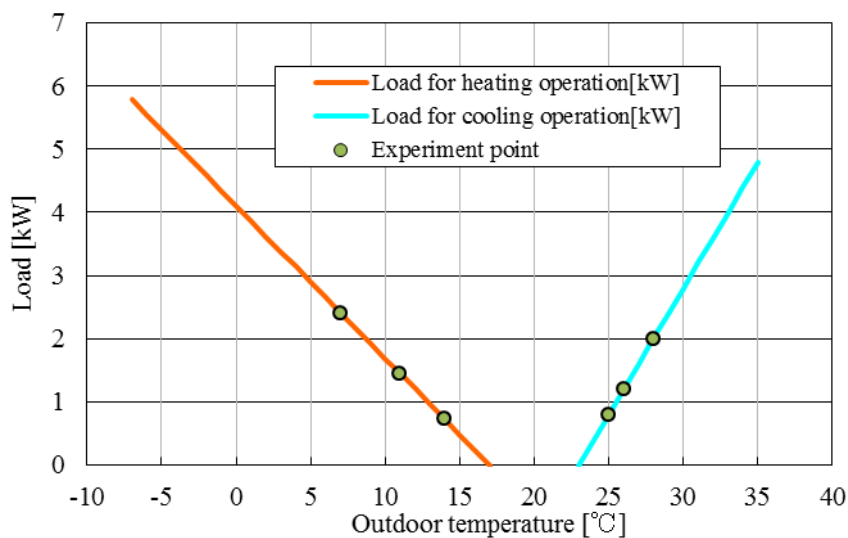


Fig. 3.1.4 Relationship of outdoor temperature and load according to JIS

Table 3.1.2 Test condition

Test		Test Condition				Load factor [%]
		Outdoor temp. [°C]		Indoor temp. [°C]		
		DB	WB	DB	WB	
Cooling standard test	Rated	35	24	27	19	100
	Half					50
Cooling part load test		28	20.4	27	19	50
		26	19.0			30
		24.5	17.5			15
Heating standard test	Rated	7	6	20	15	100
	Half					50
Heating at low temp.	Rated	2	1	20	15	100
Heating part load test		14	8.85			15
		12	10.5			30
		7	6			50

3.1.5 試験結果

Table 3.1.3に試験結果を一覧で示す。なお、断続運転したときの COP は適当な数回分のサイクルの時間平均をとり算出した。さらに、Fig. 3.1.に断続運転したときの結果の様子を示す。断続運転する場合、起動時の電力消費が大きいことが分かる。

Table 3.1.3 Test results

Test	Capacity [kW]	Electricity consumption [kW]	COP
Rated cooling	3.96	1.14	3.5
Half cooling	1.81	0.31	5.9
50% load	2.03	0.29	7.0
30% load	1.30	0.22	5.8
15% load	0.90	0.16	5.6
Rated heating	4.86	1.16	5.8
Half heating	2.36	0.40	4.2
Low temp. heating	4.31	1.63	2.6
50% load	2.52	0.50	5.0
30% load	1.46	0.31	4.6
15% load	0.92	0.22	4.1

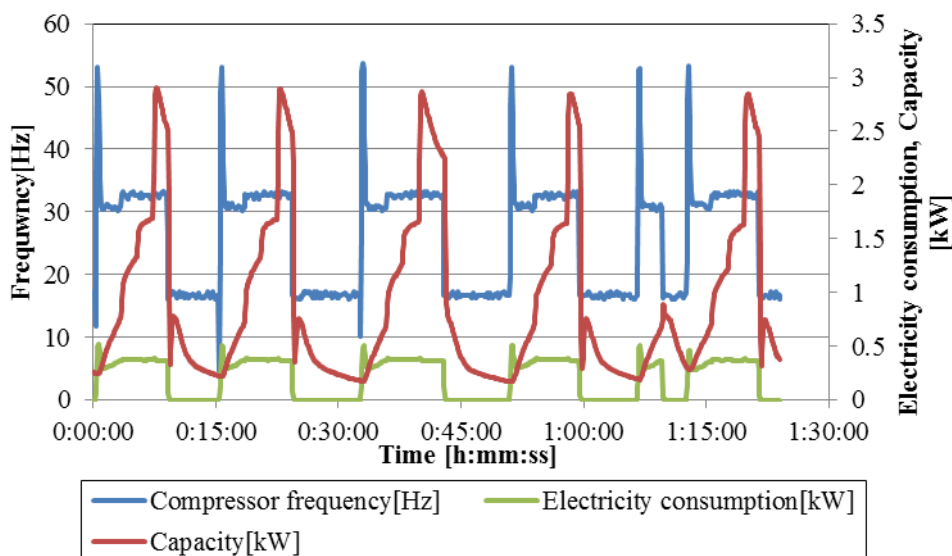


Fig. 3.1.5 Detailed results for heating 15% load test

最後に APF の比較を行う。JIS に規定された方法で計算した場合と負荷試験の結果を用いた場合、それぞれの外気温度と COP の関係を示す。冷房の COP(Exp.)は、定格試験の結果と負荷試験の結果を直線で結んだ。負荷が 15%未満の領域では、30%と 15%負荷の 2 点の傾きを用いて外挿した。暖房は、低温と負荷試験 3 点の合計 4 点を直線で結び COP(Exp.)と表記した。負荷が 15%未満の領域は、冷房と同様に 30%と 15%負荷の 2 点の傾きを使って求めた。

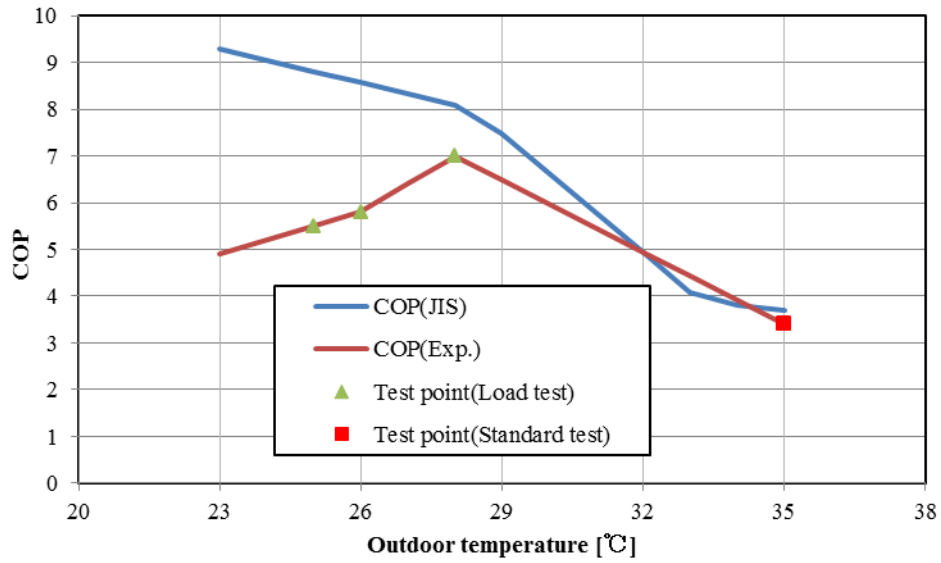


Fig. 3.1.6 Calculated cooling COP according to JIS method and using test result

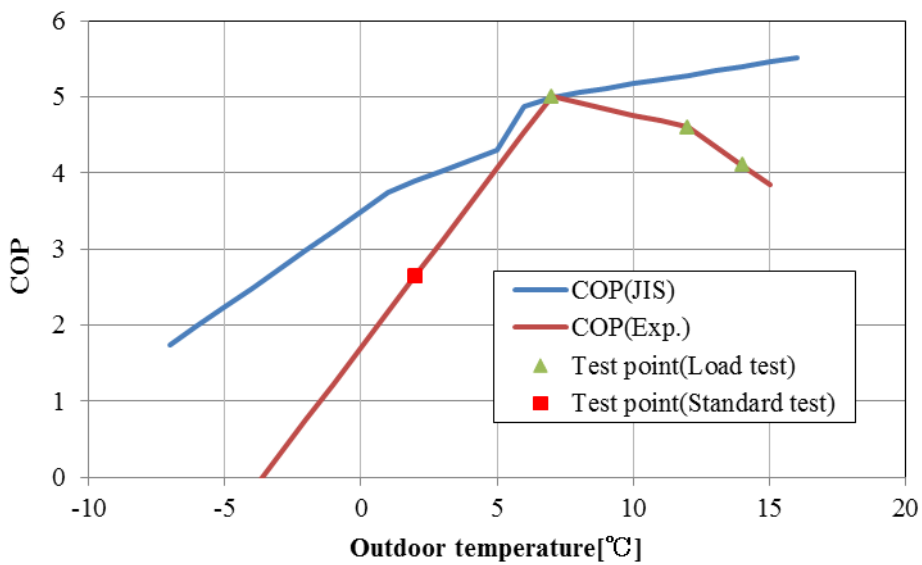


Fig. 3.1.7 Calculated heating COP according to JIS method and using test result

最後に APF をそれぞれ求めると、以下のようにになった。なお Diff.は APF(Exp.)基準の偏差である。

Table 3.1.4 APF comparison

APF(JIS)	5.2
APF(Exp.)	4.5
Diff.	+15.6%

このように、JIS では 15% 高く APF を見積もることが分かった。

3.1.6 まとめ

環境試験室を用いて現行機の標準試験と負荷試験を行い、断続運転になるような低負荷での試験が正しく行えることを確認した。また、試験の結果から冷暖房運転ともに低負荷で断続運転を行う場合、COP が低下することが分かった。この理由は、圧縮機の起動時の電力消費が大きいことが考えられる。さらに、負荷試験を含む一連の試験結果を使って求めた APF(JIS)と APF(Exp.)を比較すると、15%の偏差が現れることが分かった。

3.2 ルームエアコンの実働性能（建築研究所）

平成 22 年度受託業務「HFO1234yf 混合冷媒のドロップイン試験」では、温室効果が高い現在冷媒として使用されている代替フロン類のノンフロン化をはかり、ノンフロン冷媒や自動車関係で探索されている次世代冷媒の実用化を加速させるため、家庭用エアコンの実使用状態における性能を把握し、現在普及している冷媒の持つ省エネルギー性能を評価することを目的に研究を行う。

その遂行のため、本研究では、性能を精緻に計測するための実住宅における性能評価手法を確立し、建築研究所敷地内の実験住宅にてルームエアコンの性能評価試験を実施、評価する。また、地域や性能の異なる様々な住宅に設置されたルームエアコンの運用段階のエネルギー消費量・二酸化炭素排出量の把握のため、エネルギー消費量の予測手法を開発し、試算を行う。

3.2.1 ルームエアコンの現場測定法に関する検討

3.2.1.1 試験概要

試験は、日本冷凍空調工業会試験センターの空調試験室（以降、日冷工試験装置と呼ぶ）にて実施した。この試験室は、「JIS B 8615-1(1999)」に基づいて作成された「トンネル型空気エンタルピー測定装置」である。

試験対象となるルームエアコンは日冷工試験装置とは別に、温度センサ、湿度センサおよび室内ファン回転数センサなどを取付け、データの収集を行った。

試験は、室内機ファン回転数と風量の関係を確認する「風量確認試験」とコンプレッサカーブ法と空気エンタルピー法の試験方法の違いを比較する「計測方法比較試験」の二つがある。

風量確認試験は、供試機に付属のリモコンにて風量を変更しその時風量と回転数の関係を確認した。

計測方法確認試験は、供試機にセンサを取付けた状態で JIS 定格試験を実施しその結果を比較した。

計測点一覧を表 3.2.1 に、供試機と実施試験を表 2.1-2 に、試験状況を図 3.2.1 に示す。

表 3.2.1 計測点一覧

測定項目	計測機器
室内機 吸い込み温度	バイサラ HMP155
室内機 吸い込み湿度	バイサラ HMP155
室内機 吹き出し温度 左	Pt-100 Class1 シース
室内機 吹き出し温度 中央	Pt-100 Class1 シース
室内機 吹き出し温度 右	Pt-100 Class1 シース
室内機 吹き出し湿度 左	TDK CHS-UPS
室内機 吹き出し湿度 中央	TDK CHS-UPS
室内機 吹き出し湿度 右	TDK CHS-UPS
室内機 送風ファン回転数	オムロン EE-SY671
冷媒 圧縮機吸入温度	T熱電対 素線
冷媒 圧縮機吐出温度	T熱電対 素線
冷媒 凝縮器入口温度	T熱電対 素線
冷媒 凝縮器中央温度	T熱電対 素線
冷媒 凝縮器出口温度	T熱電対 素線
冷媒 蒸発器入口	T熱電対 素線
冷媒 蒸発器中央	T熱電対 素線
冷媒 蒸発器出口	T熱電対 素線
室外機 圧縮機電源周波数	HIOKI 3284

表 3.2.2 供試機と試験条件

供試機	風量確認試験	計測方法確認試験
A 社 2.2kW 機種	実施	未実施
B 社 2.5kW 機種	実施	未実施
C 社 6.3kW 機種	実施	未実施
D 社 6.3kW 機種	実施	実施



a) 室内機試験状況



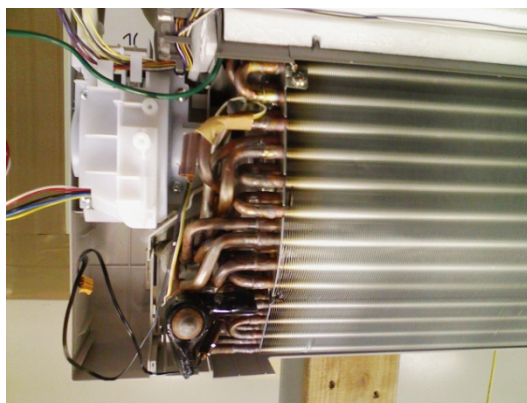
b) 追加計測機器



c) 室外機試験状況



d) 冷媒温度計測点 (圧縮機吹き出し)



e) 冷媒温度計測点 (蒸発器中央)



e) 室内機吹き出し温湿度 (左)

図 3.2.1 試験状況

3.2.1.2 吹き出し風量に関する検討

ここでは、風量確認試験の結果について示す。

(1) 吹き出し風量と回転数の関係

図 3.2.2～図 3.2.5 に各機種種の風量試験の結果を示す。

凡例は吹き出し口の上下方向の向きを示す。「JIS 試験」は JIS 定格試験実施時の方向。「最上向」「最下向」「中央」はリモコンで設定可能な範囲で最大の上向き（床面と水平）、最大の下方向（床面と垂直）および中間である。なお、左右方向はすべての条件で中央（吹き出し方向と水平）とした。また括弧は追加のセンサ状況について示し「日冷工用」は日冷工試験装置で設置した追加のセンサ、「戸建用」は建築研究所の環境実験住宅で用いるセンサを取付けたことを示し、その他括弧の無いものはセンサ未設置である。

はじめに、室内機ファン回転数と風量は比例関係にあるといえる。

次に、A社とB社を比較すると、A社はフィン方向に対してファン回転数と風量に変化するのに対し、B社はほとんど変化がない。すなわち、フィンの形状により風量とファン回転数の関係が変化するといえる。

さらに、D社の結果によると、吹き出し口にセンサを取付けることにより、風量に大きな低下がみられた。

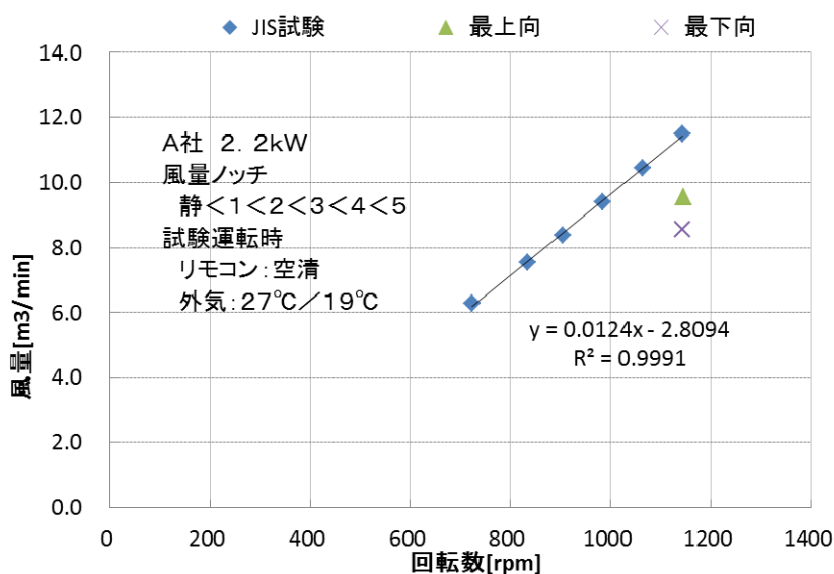


図 3.2.2 A社 2.2kW 機 風量と回転数の関係

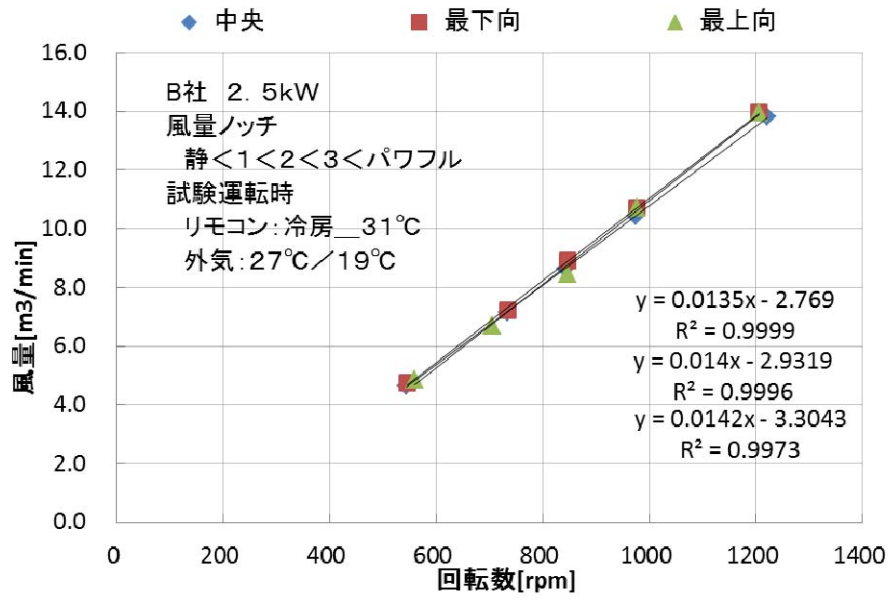


図 3.2.3 B社 2.5kW機 风量と回転数の関係

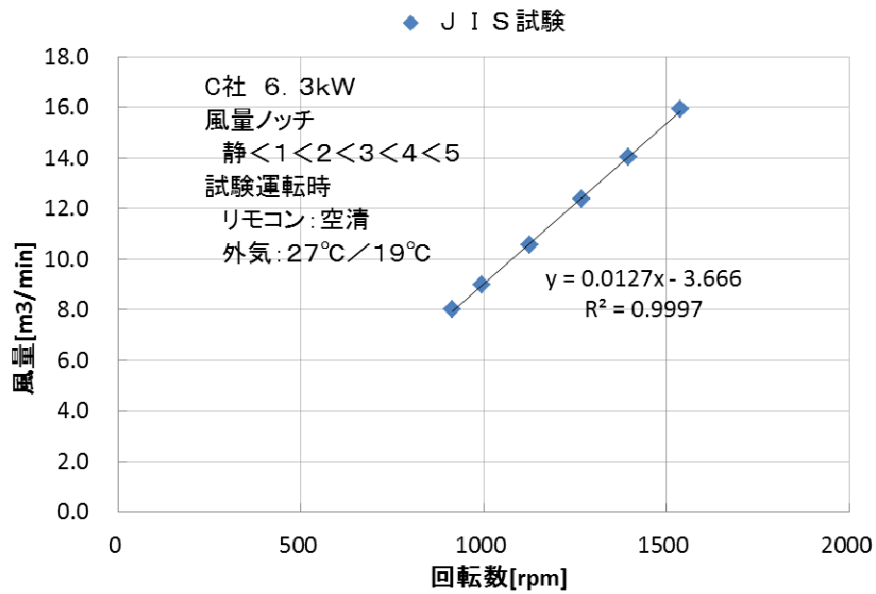


図 3.2.4 C社 6.3kW機 风量と回転数の関係

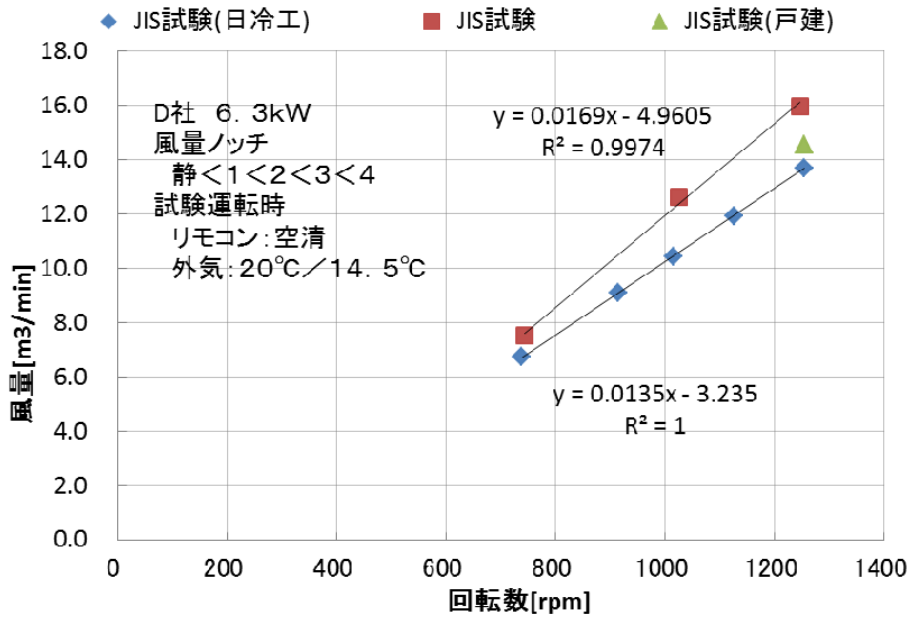


図 3.2.5 D社 6.3kW機 風量と回転数の関係

(2) 各種設定による吹き出し風量への影響

室内機の吹き出し風量は、室内機ファン回転数を計測することで、事前にファン回転数と風量の関係を確認しておくことで、推定できるといえる。ただし、この関係に影響を与えるものが多く、影響度合いの大きいものもあり、本関係を用いて能力を求める際は、計算結果に大きな影響が出るため、事前に各要素について確認する必要がある。以下に影響と対応案を示す。

・室内機吹き出し口のフィン

最大風量と比較して、最大 20%程度の風量減少が確認できた機種もあれば、ほとんど変化のない機種もあった。また、別途D社機種で確認したところ、J I S試験（冷房定格や暖房定格）は、若干の差はあるが、最大風量付近で行われているため、暖房は床に垂直に、冷房は床に平行に吹き出す方向で使用されることが多いため、利用実態を含めた試験や計算方法が必要と思われる。

・吹き出し口のセンサ

吹き出し口センサの影響も大きく、最大で 20%程度となった。特に湿度計や計測ケーブルが風路上にあると、影響が大きく出ていたため、これらの取り付け時には極力風路にかからないよう設置することが望ましい。また、同じセンサを同じように取り付けても、貼り付け面の凹凸や固定に用いるテープなどの影響で、風量が変わったので、回転数から風量を算出する方法を用いて計測する場合は、関係確認の試験時に設置したセンサを取り外したり、動かしたりせず利用できるようにすべきである。

・除湿時のフィン濡れ

冷房運転時に除湿が行われ、室内機の熱交換器フィンが濡れた場合も最大で 20%程度風量が低下しており、これによる風量の低下も今後検討する必要がある。また、運転状況により水膜の厚さが変化しており影響を考慮することは難しいと思われる。例えば除湿運転を連続して行いその後送風して乾燥させた場合では、風量の低下が大きい運転は数分しかなかったり、低い運転領域ではほとんど除湿の無い場合などがあつたりするためである。

・定格試験時の風量との比較

D社の定格試験において確認したところ、暖房や冷房、定格と中間というモードにより、使用さえる風量が異なっていたが、能力の大きい部分ではほぼ最大風量で運転されていたことから、低負荷時運転時の効率計算などでは注意が必要である。

3.2.1.3 コンプレッサカーブ法と空気エンタルピー法の比較

日冷工試験室試験結果および追加設置センサによる室内側空気エンタルピー法およびコンプレッサカーブ法によって求めた試験結果を図 3.2.6 から図 3.2.9 に示す。なお、コンプレッサカーブ法は冷媒状態が安定している必要があるため、暖房低温試験を除いた 4 条件について検討した。

コンプレッサカーブ法は、冷媒側から処理負荷を算出する方法で、冷媒流量と室内側の熱交換器出入口エンタルピー差より負荷を求める。エンタルピーを求めるため凝縮圧力や蒸発温度が必要だが、配管に加工が必要であり、機器性能に影響を与える恐れのあることから、冷媒温度から圧力を想定する方法を用いている。また、冷媒循環量はシリンダ容積と回転数から吐出量を求め、ロス他を体積効率（蒸発温度や圧力で示される）にて補正することで求める。

別途設置したセンサを用いた空気エンタルピー法も CC 法も、おおむね日冷工の試験結果と同様の結果を得ることができた。

ただし、個別センサを用いたものでは、吹き出し口の湿度が 90% 以上で精度が悪くなったり、応答が遅れたりすることから、吹き出し温度から補正のむずかしい冷房中間試験では誤差が大きくなった。なお、冷房定格は室内機入口の温湿度と吹き出し温度より結露していることがわかったため、湿度を補正して利用している。

また、CC 法については暖房では高い精度で日冷工試験結果と一致するが、冷房で誤差が大きいという結果となった。これは、室内側熱交換器出入口のエンタルピーを計算する際に、蒸発器入口は気体、出口は液体として、圧力は蒸発圧力として計算していることから、エンタルピーの想定にずれが生じていると思われるが、実際に圧力や冷媒流量を計測できていないことから、引き続き誤差要因の検討を進める必要がある。

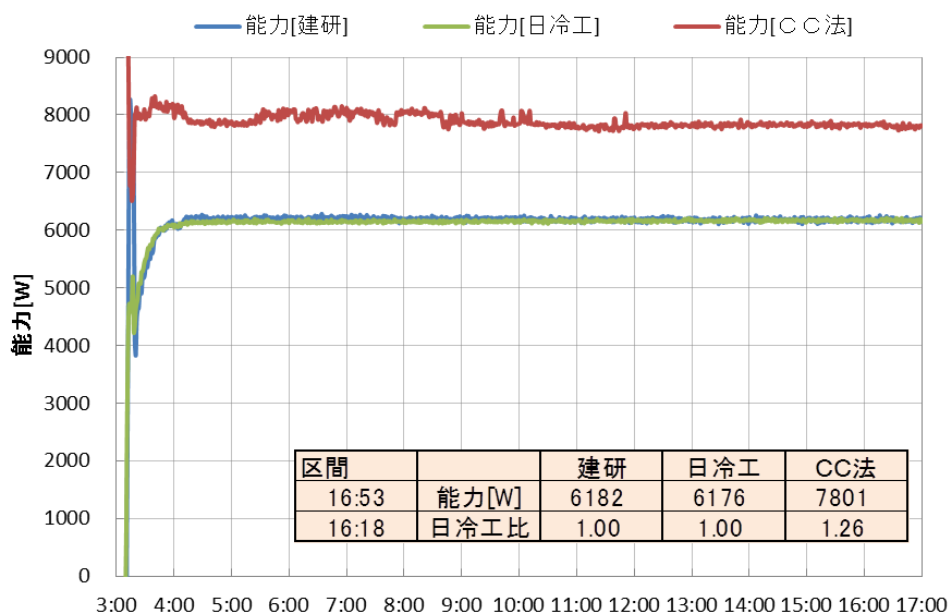


図 3.2.6 D 社 6.3kW 機 冷房定格試験時の計測方法比較

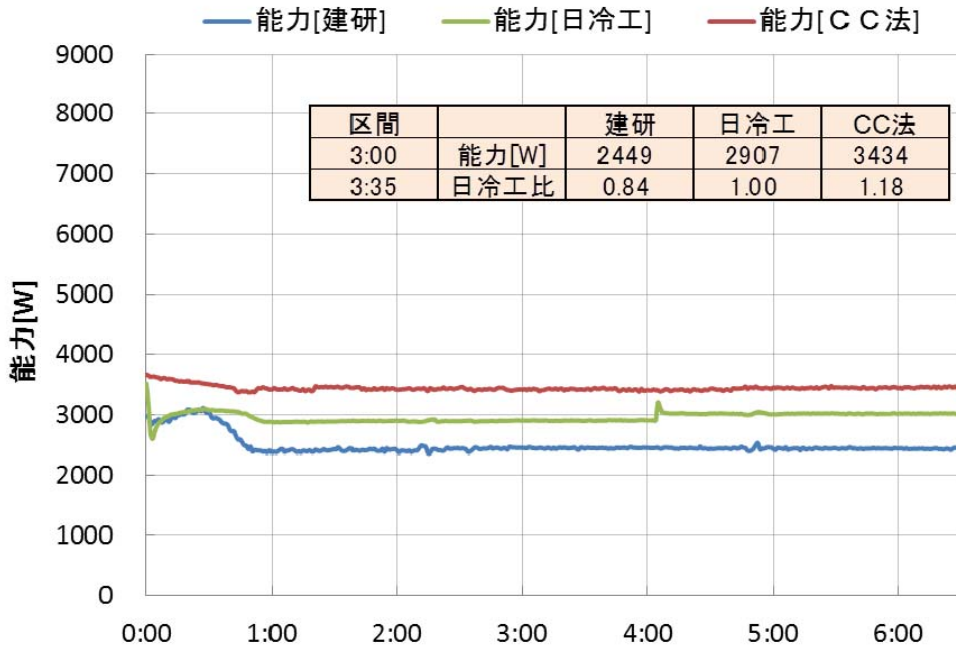


図 3.2.7 D社 6.3kW 機 冷房中間試験時の計測方法比較

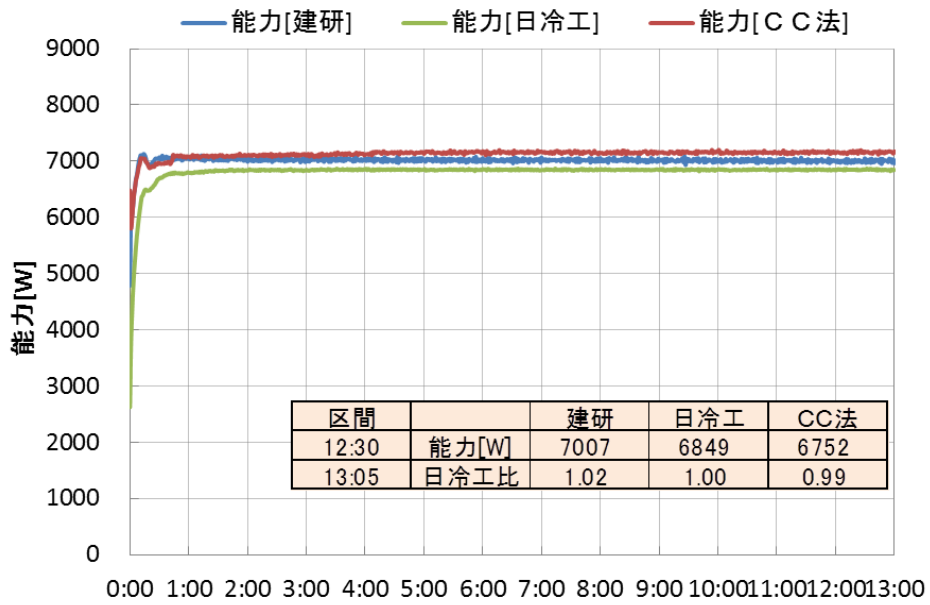


図 3.2.8 D社 6.3kW 機 暖房定格試験時の計測方法比較

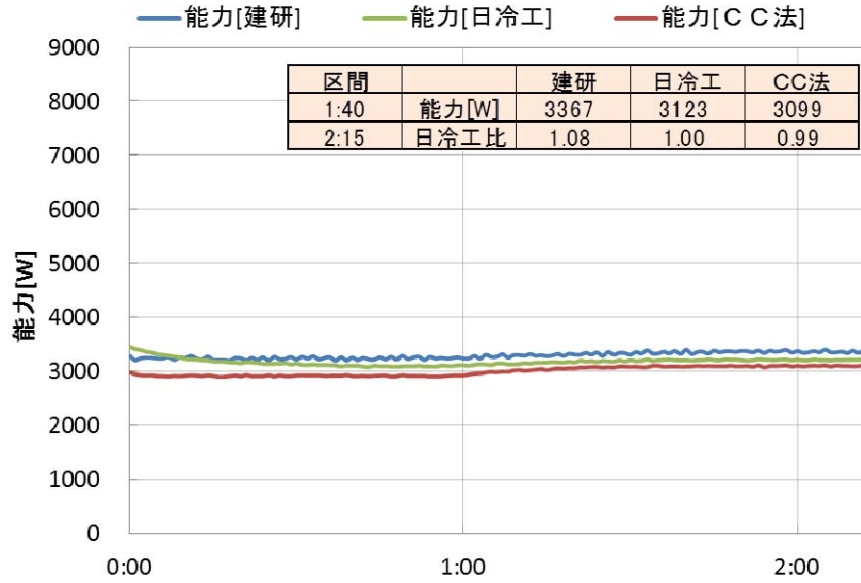


図 3.2.9 D社 6.3kW 機 暖房中間試験時の計測方法比較

3.2.2 ルームエアコンの実働性能把握実験

3.2.2.1 試験概要

(1) 戸建て住宅実験棟の概要

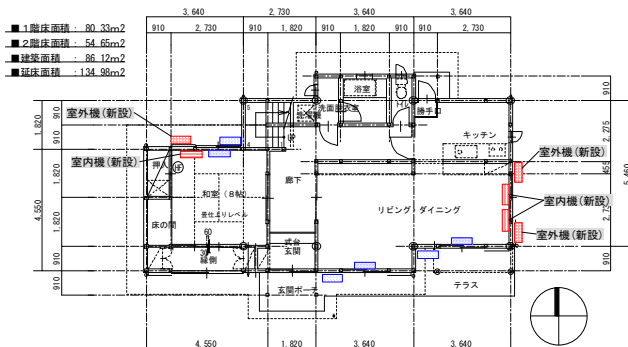
計測を実施する戸建住宅実験棟の仕様、1階平面図を以下に示す。リビング・ダイニングに2機種の試験機を設置し、交互に実験することで機種間の比較を行う。また、1階和室、2階子供室2部屋、主寝室にも各1台の試験機を設置し、様々な設定条件（除湿／冷房等の運転モード、温度設定、風量・風向設定等）の試験を同時に行う。

表 3.2.3 戸建住宅実験棟の仕様

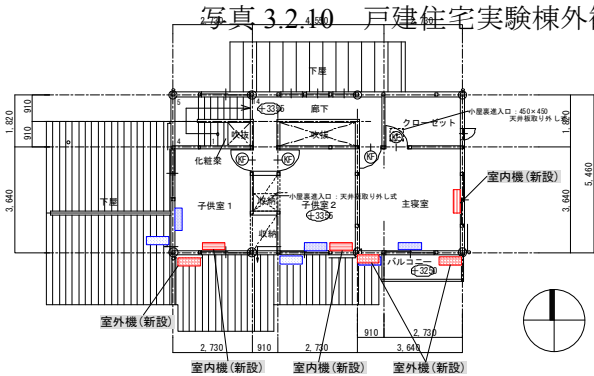
構造	木造2階建て
延床面積	合計：134.98 m ² 1階：80.33 m ² 2階：54.65 m ²
階高	1階：2.8 m 2階：2.685 m
断熱(外壁)	グラスウール10K 50mm



写真 3.2.40 戸建住宅実験棟外観



● 1階平面図 S=1/100



● 2階平面図 S=1/100

図 3.2.11 戸建住宅実験棟平面図

表 3.2.4 測定点

エアコン周り	<ul style="list-style-type: none"> ・消費電力 ・吸込み口および吹出し口温湿度 ・送風ファン回転数 ・冷媒（管）温度 ・圧縮機回転数
外界条件	<ul style="list-style-type: none"> ・気温 ・湿度 ・日射量
室内環境	<ul style="list-style-type: none"> ・室温 ・湿度 ・消費電力(家電等)

(2) 生活模擬

ルームエアコンの運転挙動や効率に与える可能性のある以下の生活行為を機械的に模擬する装置を製作し、別途定めた生活スケジュールに従って遠隔操作により自動運転を行う。想定する生活スケジュールは暖冷房室を有効に活用する観点から、5人家族を想定したものとする。

・人体発熱発湿模擬装置

人体からの発熱および発湿量を在室人数に応じて制御する。

・調理発熱発湿模擬装置

調理時の発熱および発湿量を制御する。

・内部発熱機器

家電製品・機器および照明からの内部発熱を模擬するため、家電製品を購入し、発停を制御する。

・換気装置

台所のレンジフードやトイレ排気などの局所換気は暖冷房負荷に影響を大きく与えることから、調理やトイレ使用に応じて、その発停を制御する。

・窓およびカーテン開閉装置

窓の開閉を模擬することで夏期の通風利用時の冷房負荷を模擬する。

ルームエアコンの ON/OFF は在室者がいるときに ON と設定した。生活スケジュールは「平日」・「休日(在宅)」・「休日(外出)」の3パターンを設定し、各機器を動かしている。平日の在室スケジュールを図 3.2.12、図 3.2.13 に示す。冷房時は就寝時もエアコンを使用する設定としている。

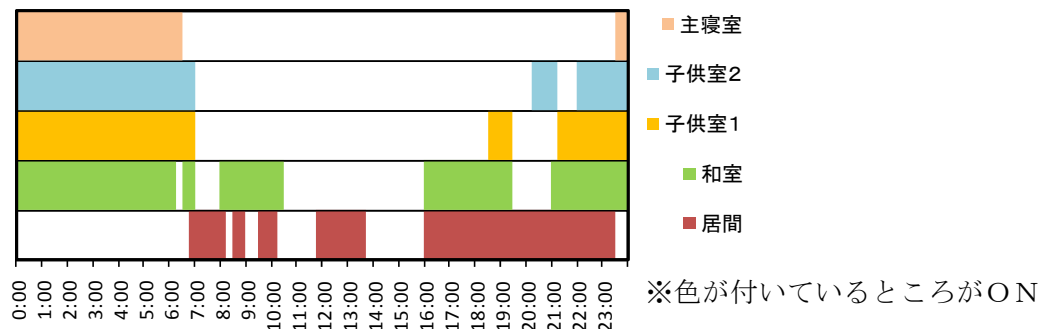
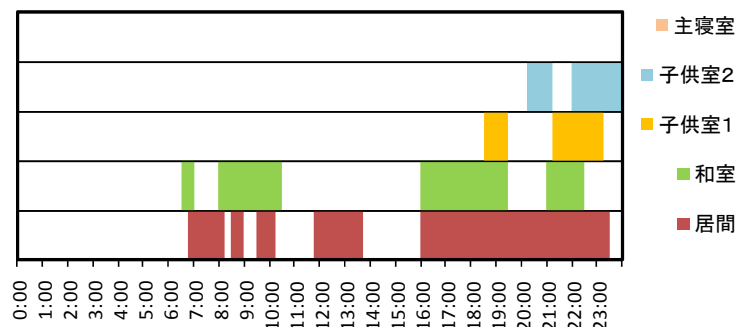


図 3.2.12 平日の空調スケジュール(冷房)



※色が付いているところがON

図 3.2.13 平日の空調スケジュール(暖房)

(3) 計測

計測は自動で行い、データサーバーにストックする。温湿度等の電圧信号や流量等のパルス信号は汎用型のロガー、CADAC で記録し、高速に計測する必要がある項目については 5 秒間隔、その他の項目については 5 分間隔で記録を行う。ルームエアコンディショナーや家電機器の電力測定については、HIOKI の多点消費電力計測システムにより 1 分間隔で計測する。

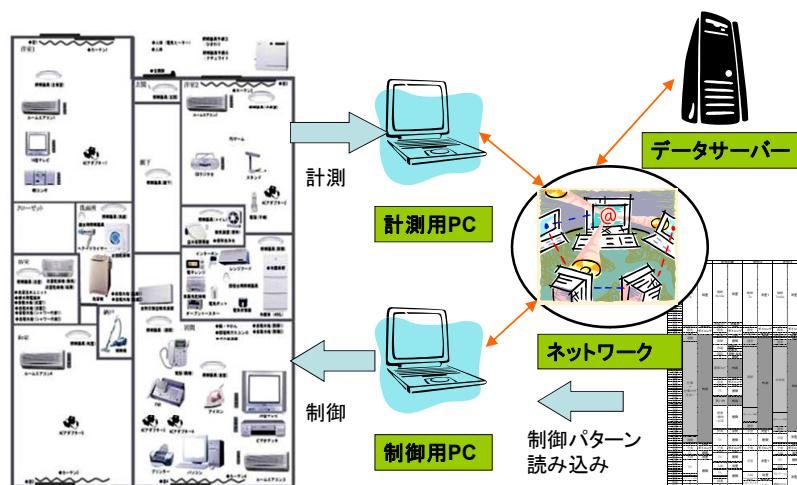


図 3.2.14 制御および計測システムの概要

なお、実験において湿度センサーの精度に課題が見られた。室内機吹き出しの湿度センサーで 100% を超える相対湿度が度々計測される(図 3.2.14)。センサーの測定誤差は表 3.2.5 の通り。分析においては計測湿度が 100% を超えた場合は、計測値 100% として演算している。中央のセンサーが 90% 以下でも、左右は 100% を超えており、大きな誤差があるものと考えられる。

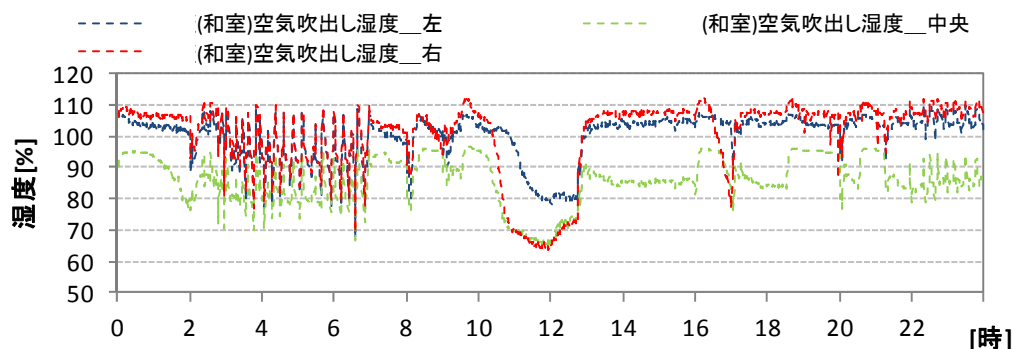


図 3.2.15 室内機吹き出し口相対湿度

表 3.2.5 吹き出し口湿度センサーの計測精度

センサー位置	メーカー	計測精度
中央	バイサラ	±3% (0-90%) ±5% (90-100%)
左右	TDK	±3% (0-95%)

(4) 設置したルームエアコンの仕様

実験棟内に 6 台のルームエアコンを設置した。設置したエアコンの仕様を表 3.2.6 に示す。リビングには機器 1 と機器 2 を設置し、期間ごとに切替えながらどちらか一方を実験に使用した。和室と主寝室には同一機種を導入し、和室に設置したものを機器 3、主寝室に設置したものを機器 6 とする。二つの子供室にも同一機を採用した。子供室 1 に設置したものを機器 4、子供室 2 に設置したものを機器 5 とする。エアコンの選定は畳数を目安として決定し、2009 年度時点で省エネ性能が高いものから選択した。

表 3.2.6 設置したエアコンの性能と設置場所

機器番号	1	2	3・6	4・5	
設置場所	リビング	リビング	和室・主寝室	子供室1・2	
畳数の目安[畳]	20/16(暖房・鉄筋/木造) 26/17(冷房・鉄筋/木造)	16~20(暖房) 17~26(冷房)	6~8(暖房) 7~10(冷房)	6~7(暖房) 6~9(冷房)	
冷房	定格能力[kW]	6.30	6.30	2.50	2.20
	定格消費電力[kW]	2.18	1.89	0.46	0.40
	COP[-]	2.90	3.33	5.43	5.57
	能力範囲[kW]	0.6~6.5	0.6~6.5	0.6~3.5	0.7~3.3
	消費電力範囲[kW]	0.095~2.4	0.120~2.220	0.090~0.840	0.095~0.780
暖房	定格能力[kW]	7.10	7.10	2.80	2.50
	定格消費電力[kW]	1.70	1.64	0.49	0.39
	COP[-]	4.18	4.33	5.71	6.41
	定格能力(低温)[kW]	7.50	7.50	4.50	3.90
	定格消費電力(低温)[kW]	2.60	2.79	1.31	1.20
	COP(低温)[-]	2.88	2.69	3.44	3.25
	能力範囲[kW]	0.6~10.4	0.6~10.4	0.6~6.2	0.7~5.4
	消費電力範囲[kW]	0.09~2.94	0.110~3.150	0.090~1.485	0.095~1.360
APF	5.00	5.00	6.40	6.10	
COP(冷暖平均)	3.54	3.83	5.57	5.99	
除湿機構	再熱除湿	再熱除湿	再熱除湿	再熱除湿	
運転モード	冷房	○	○	○	○
	暖房	○	○	○	○
	除湿(再熱)	○	○	○	○
	冷房除湿	○	○	○	○
	加湿		○		○
	暖房加湿		○		○
パワフルorハイパワー	○	○	○	○	

(5) 実験期間

表 3.2.7～3.2.9 に冷房運転、暖房運転、除湿運転の各実験期間と実験時のスケジュールを示す。平日・外出・在宅の3パターンのスケジュールを用意し、使用している。なお、表からは計測不具合等により分析が困難な日は除外している。基本的に火曜日を実験設定、メンテナンスの日に合わせており、実験を行っていない日が多い。また、主寝室は睡眠時のみ在室としており、冷房時は睡眠中も冷房を使用するが、暖房時は使用しない設定としているため、暖房運転実験において主寝室（機器 6）の実験結果がない。

表 3.2.7 冷房試験日程

設置場所		LDK	LDK	和室	子供室1	子供室2	主寝室
機器番号		1	2	3	4	5	6
2010/7/28	Wed	平日			平日	平日	平日
2010/7/29	Thu	平日			平日	平日	平日
2010/7/30	Fri	外出			外出	外出	外出
2010/7/31	Sat	在宅			在宅	在宅	在宅
2010/8/1	Sun	在宅			在宅	在宅	在宅
2010/8/2	Mon	外出			外出	外出	外出
2010/8/3	Tue						
2010/8/4	Wed	平日			平日	平日	平日
2010/8/5	Thu	平日			平日	平日	平日
2010/8/6	Fri	外出			外出	外出	外出
2010/8/7	Sat	在宅			在宅	在宅	在宅
2010/8/8	Sun	在宅			在宅	在宅	在宅
2010/8/9	Mon	外出			外出	外出	外出
2010/8/10	Tue		平日		平日	平日	平日
2010/8/11	Wed		平日		平日	平日	平日
2010/8/12	Thu		平日		平日	平日	平日
2010/8/13	Fri		外出		外出	外出	外出
2010/8/14	Sat		在宅		在宅	在宅	在宅
2010/8/15	Sun		在宅		在宅	在宅	在宅
2010/8/16	Mon		外出		外出	外出	外出
2010/8/17	Tue						
2010/8/18	Wed		平日		平日	平日	平日
2010/8/19	Thu		平日		平日	平日	24h運転
2010/8/20	Fri		外出		外出	外出	24h運転
2010/8/21	Sat		在宅		在宅	在宅	24h運転
2010/8/22	Sun		在宅		在宅	在宅	24h運転
2010/8/23	Mon		外出		外出	外出	24h運転
2010/8/24	Tue				平日	平日	平日
2010/8/25	Wed				平日	平日	平日
2010/8/26	Thu				平日	平日	平日
2010/8/27	Fri	外出		外出	外出	外出	外出
2010/8/28	Sat	在宅		在宅	在宅	在宅	在宅
2010/8/29	Sun	在宅		在宅	在宅	在宅	在宅
2010/8/30	Mon	外出		外出	外出	外出	外出
2010/8/31	Tue						
2010/9/1	Wed	平日		平日	平日	平日	平日
2010/9/2	Thu	平日		平日	平日	平日	平日
2010/9/3	Fri	外出		外出	外出	外出	外出
2010/9/4	Sat	在宅		在宅	在宅	在宅	在宅
2010/9/5	Sun	在宅		在宅	在宅	在宅	在宅
2010/9/6	Mon	外出		外出	外出	外出	外出
2010/9/7	Tue	平日		平日	平日	平日	平日
2010/9/8	Wed		平日	平日	平日	平日	平日
2010/9/9	Thu		平日	平日	平日	平日	平日
2010/9/10	Fri		外出	外出	外出	外出	外出
2010/9/11	Sat		在宅	在宅	在宅	在宅	在宅
2010/9/12	Sun		在宅	在宅	在宅	在宅	在宅
2010/9/13	Mon		外出	外出	外出	外出	外出
2010/9/14	Tue						
2010/9/15	Wed		平日	平日	平日	平日	平日
2010/9/16	Thu		平日	平日	平日	平日	平日
2010/9/17	Fri		外出	外出	外出	外出	外出
2010/9/18	Sat		在宅	在宅	在宅	在宅	在宅
2010/9/19	Sun		在宅	在宅	在宅	在宅	在宅

表 3.2.8 暖房試験日程

設置場所		LDK	LDK	和室	子供室1	子供室2	主寝室
機器番号		1	2	3	4	5	6
2010/12/15	Wed	平日		平日	平日	平日	
2010/12/16	Thu	平日		平日	平日	平日	
2010/12/17	Fri	外出		外出	外出	外出	
2010/12/18	Sat	在宅		在宅	在宅	在宅	
2010/12/19	Sun	在宅		在宅	在宅	在宅	
2010/12/20	Mon	外出		外出	外出	外出	
2010/12/21	Tue						
2010/12/22	Wed		平日	平日	平日	平日	
2010/12/23	Thu		平日	平日	平日	平日	
2010/12/24	Fri		外出	外出	外出	外出	
2010/12/25	Sat		在宅	在宅	在宅	在宅	
2010/12/26	Sun		在宅	在宅	在宅	在宅	
2010/12/27	Mon		外出	外出	外出	外出	
2010/12/28	Tue						
2010/12/29	Wed		平日	平日	平日	平日	
2010/12/30	Thu		平日	平日	平日	平日	
2010/12/31	Fri		外出	外出	外出	外出	
2011/1/1	Sat		在宅	在宅	在宅	在宅	
2011/1/2	Sun		在宅	在宅	在宅	在宅	
2011/1/3	Mon		外出	外出	外出	外出	
2011/1/4	Tue						
2011/1/5	Wed	平日		平日	平日	平日	
2011/1/6	Thu	平日		平日	平日	平日	
2011/1/7	Fri	外出		外出	外出	外出	
2011/1/8	Sat	在宅		在宅	在宅	在宅	
2011/1/9	Sun	在宅		在宅	在宅	在宅	
2011/1/10	Mon	外出		外出	外出	外出	
2011/1/11	Tue						
2011/1/12	Wed		平日	平日	平日	平日	
2011/1/13	Thu		平日	平日	平日	平日	
2011/1/14	Fri		外出	外出	外出	外出	
2011/1/15	Sat		在宅	在宅	在宅	在宅	
2011/1/16	Sun		在宅	在宅	在宅	在宅	
2011/1/17	Mon		外出	外出	外出	外出	
2011/1/18	Tue						
2011/1/19	Wed	平日		平日	平日	平日	
2011/1/20	Thu	平日		平日	平日	平日	
2011/1/21	Fri	外出		外出	外出	外出	
2011/1/22	Sat	在宅		在宅	在宅	在宅	
2011/1/23	Sun	在宅		在宅	在宅	在宅	
2011/1/24	Mon	外出		外出	外出	外出	
2011/1/25	Tue						
2011/1/26	Wed		24h運転	24h運転	24h運転	24h運転	
2011/1/27	Thu						
2011/1/28	Fri		24h運転	24h運転	24h運転	24h運転	
2011/1/29	Sat		24h運転	24h運転	24h運転	24h運転	
2011/1/30	Sun		24h運転	24h運転	24h運転	24h運転	
2011/1/31	Mon		24h運転	24h運転	24h運転	24h運転	
2011/2/1	Tue						
2011/2/2	Wed	24h運転		24h運転	24h運転	24h運転	
2011/2/3	Thu	24h運転		24h運転	24h運転	24h運転	
2011/2/4	Fri	24h運転		24h運転	24h運転	24h運転	
2011/2/5	Sat	24h運転		24h運転	24h運転	24h運転	
2011/2/6	Sun	24h運転		24h運転	24h運転	24h運転	
2011/2/7	Mon	24h運転		24h運転	24h運転	24h運転	
2011/2/8	Tue						
2011/2/9	Wed		平日	平日	平日	平日	
2011/2/10	Thu		平日	平日	平日	平日	
2011/2/11	Fri		外出	外出	外出	外出	
2011/2/12	Sat		在宅	在宅	在宅	在宅	
2011/2/13	Sun		在宅	在宅	在宅	在宅	
2011/2/14	Mon		外出	外出	外出	外出	
2011/2/15	Tue						
2011/2/16	Wed	平日		平日	平日	平日	
2011/2/17	Thu	平日		平日	平日	平日	
2011/2/18	Fri	外出		外出	外出	外出	
2011/2/19	Sat	在宅		在宅	在宅	在宅	
2011/2/20	Sun	在宅		在宅	在宅	在宅	
2011/2/21	Mon	外出		外出	外出	外出	

表 3.2.9 除湿試験日程

設置場所	LDK	LDK	和室	子供室1	子供室2	主寝室
機器番号	1	2	3	4	5	6
2010/9/29	Wed		平日	平日		
2010/9/30	Thu					
2010/10/1	Fri			外出		
2010/10/2	Sat		在宅	在宅	在宅	在宅
2010/10/3	Sun		在宅	在宅	在宅	在宅
2010/10/4	Mon				外出	
2010/10/5	Tue			平日		
2010/10/6	Wed		平日	平日	平日	
2010/10/7	Thu		平日	平日	平日	
2010/10/8	Fri			外出	外出	
2010/10/9	Sat					
2010/10/10	Sun		在宅	在宅	在宅	
2010/10/11	Mon		外出	外出	外出	

3.1.6 分析方法

a) 運転段階の分析

処理熱量や COP の演算に加え、運転状態を 5 段階に分類し分析した。分類と判定条件を下表に示す。判定は、消費電力、風量、圧縮機周波数のデータに基づいて行った。

表 3.2.10 運転状態分類と判定条件

運転状態分類	電力閾値との大小関係	風量閾値との大小関係	圧縮機周波数閾値との大小関係
0：待機	小	—	—
1：起動	大	小	大
2：通常運転		大	大
3：ファン ON・圧縮機 OFF		大	小
4：ファン OFF・圧縮機 OFF		小	小

※「小」は閾値よりも実測値が小さいことを表す。「大」はその逆。

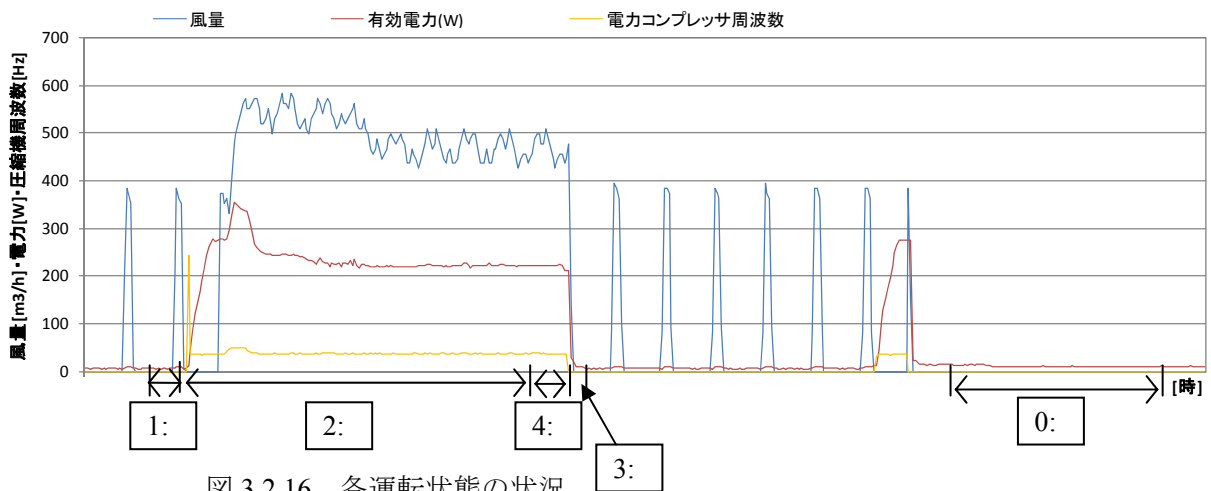


図 3.2.16 各運転状態の状況

b)風量の計算

全章示したとおり、試験室での試験結果を基に室内機ファン回転数と風量の関係を計測し、回転数から風量を計算しているが、試験室での計測時と本実験ではセンサーの設置状況やフラップの角度などに違いがある。変更点と風量の補正についてまとめる。実際にはセンサーの取り付けなどによってどの程度風量が増えているか分からないため、熱量を正確に演算することは現時点では困難である。

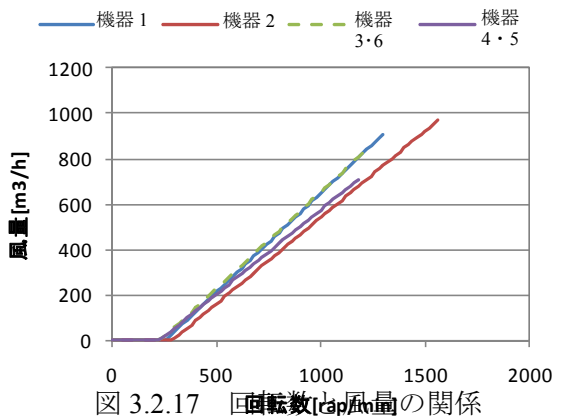
表 3.2.11 試験室試験時と本実験での運転条件の違いと風量補正值

	条件	日冷工での計測時	本実験 (冷房時)	補正值 (冷房時)	本実験 (暖房時)	補正值 (暖房時)
機器 1 上	フラップの向き	JIS 条件	JIS 条件	1	JIS 条件	1
	センサーの設置	有・無	有	1	有	1
機器 2	フラップの向き	JIS 条件	上	0.82	下	0.74
	センサーの設置	無	有	0.88	有	0.88
機器 3・6 ...	フラップの向き	上・中央・下	上	0.82	下	1
	センサーの設置	無	有	0.88	有	0.88
機器 4・5 ...	フラップの向き	JIS 条件・上・下・自動	上	1	下	0.74
	センサーの設置	無	有	0.88	有	0.88

※センサー設置による減衰を 0.88(機器 1 の結果より)フラップ上向きによる減衰を 0.82、フラップ下向きによる減衰を 0.74(機器 2 の結果より) と設定

表 3.2.12 回転数と風量の関係式

F=a ₂ ×r ² +a ₁ ×r+a ₀			
F：風量[m ³ /min]、r：回転数[rap/min]			
	a ₂	a ₁	a ₀
機器 1	0	0.0145	-3.6937
機器 2	0	0.0127	-3.666
機器 3・6	0	0.0142	-3.3043
機器 4・5	0	0.0124	-2.8094



3.2.2.2 試験結果

(1) 冷房試験結果

a) 日積算値の分析

機器の使用スケジュールは、実使用を想定しており、一日の半分以上が待機時間となっている。どの機器でも安定運転が占める割合が多く、一日のエネルギー消費量を推定するためには、安定運転時のエネルギーを精度良く推定する必要があるといえる。

COP は 6.3kW 機で 5~8、2.2kW 機・2.5kW 機で 4~7 となっており、6.3kW 機の方がやや高い。待機電力は多いものでも 3W 程度であり、少ない。起動にかかるエネルギー消費量は機器 1 が 210W で最も小さく、機器 6 が 402W で最も大きい。ただし、機器 3、機器 4 は起動時間のカウントがうまくできていないため除外した。

平均負荷率は機器 1 で 35%程度、機器 2 で 20%程度、機器 3 で 25%程度、機器 4 で 25%程度、機器 5 で 30%程度、機器 6 で 25%程度であった。これらは機器の冷房最大能力に対する数値である。いずれの部屋についても低負荷で運転している実態が伺える。

日 COP と外気温度には相関が見られ、外気温度が低ければ効率が大きく向上することが分かる。

b) 負荷率の分析

負荷率分布について、機器 1 では 30%、機器 2 では 15%、機器 3 では 25%、機器 4 では 20%、機器 5 では 30%、機器 6 では 20%に負荷率分布のピークがある。いずれも低負荷率での運転がほとんどである。

外気温度と負荷率の相関は弱く、同じ外気温度でも負荷率は大きくばらついている。一方で吸い込み温度と負荷率にはやや相関が見られる。吸い込み温度が高いほど負荷率が高く、立ち上がり時の室温が下がっていない状態では高負荷、室温が下がるにつれて負荷率も下がり、室温が設定室温まで下がると低負荷となっていると考えられる。

機器 1、機器 2 の 6.3kW 機では多くの時間帯で定格 COP を超える COP が実現されている。一方で機器 3~5 では定格 COP よりも低いところでの運転も多い。機器 4 では、定格能力と同程度の負荷の時に、外気温度 25℃前後で定格 COP と同レベルの COP となっている。機器 5 でも同様である。JIS 試験が外気温度 35℃の環境下で行われることを考えると実働性能で同じレベルを実現するためには 10℃の乖離がある。

(2) 暖房試験結果

a) 日積算値の分析

冷房時にはどの機器においても安定運転が占める割合が高かった。しかし、暖房では機器 4、機器 5 において待機電力の割合が高くなっている。このことから、冷房時と暖房時で待機電力が異なること、機種によっては待機電力の影響が大きいことが分かる。また、機器 2 の待機電力も大きい。これら 3 台はすべて同じメーカーのものであり、メーカーによって待機時の挙動が異なることがわかる。

COP は機器 1 で 3~5、機器 2 で 2~3.5、機器 3 で 3~4、機器 4・5 で 1~2 となっており、全体的に低い。特に待機電力を加味した日 COP では、待機電力が大きい機器 2・4・5 の数値が低い。

起動にかかるエネルギーについてはうまく判定できていないものが多く、判定基準の見直しが必要である。判定ができていない機器 1 を見ると起動時の電力消費量は 350W であり、冷房時の 210W に比べて大きい。

平均負荷率は機器 1 で 20~35%、機器 2 で 20%~50%、機器 3 で 15~25%、機器 4 で 5%~15%、機器 5 で 5~25%程度であった。これは冷房時に比べほぼ同レベルであるが、機器 4、機器 5 ではやや小さい。冷房時と同様に、いずれの部屋についても低負荷で運転している実態が伺える。なお、機器 2 の運転時に実現室温が高くなっており、設定ミス等があったものと考えられる。そのため、負荷率も高く

なっている。

冷房時には日 COP と外気温度に強い相関が見られたが、暖房においては相関が低い。外気温度が高ければ COP はやや向上している。

b) 負荷率の分析

負荷率分布は、機器 1 では 20%、機器 3 では 15%、機器 4 では 5%、機器 5 では 5% に負荷率分布のピークがある。機器 2 の実験では設定ミスにより設定温度が 30℃ 程度の高い温度となっている時期が見られ分析から除外する。冷房運転と同様に、いずれも低負荷率での運転がほとんどである。

外気温度と負荷率の関係について、機器 1 と機器 3 では外気温度と負荷率の相関がやや見られるものの、全体的にはばらついている。また、冷房時とは異なり、吸い込み温度と負荷率の間の相関も弱い。

処理熱量と COP の関係について、機器 1 では定格 COP レベルを実現しているが、その他の機器では実現していない。機器 3～5 では、いずれも定格能力付近の実測 COP と定格 COP との間には 2 倍近い乖離がある。

(3) 除湿試験結果

COP が非常に低い数値となっている。これは、除湿の際に再熱を行うことにより、除湿のための冷却運転による冷却熱量と再熱による加熱熱量が測定の際にキャンセルされ、処理熱量が過小評価されることによる。したがって、除湿運転を COP で評価することは難しく、評価方法を検討する必要がある。SHF はそれほど低くなく、除湿運転にもかかわらずそれほど除湿が行われていないと考えられる。

3.2.2.3 断続運転状態の解析

ここまでの分析で低負荷での運転が圧倒的に大きい実状が示された。そのため、多くの時間帯で、断続運転が行われていると考えられる。そこで、ここでは断続運転時の運転状況について分析を行う。

図 3.2.18、図 3.2.19 に平日スケジュールにおける居間と子供室 2 の時刻別負荷率分布を示す。居間は 6:45、8:30、9:30、11:45、16:00 にそれぞれエアコンが ON になる。子供室 2 は 20:15 と 22:00 に ON になる。いずれの部屋でも立ち上がりの負荷率が高く、その後安定運転に入っている様子が見える。

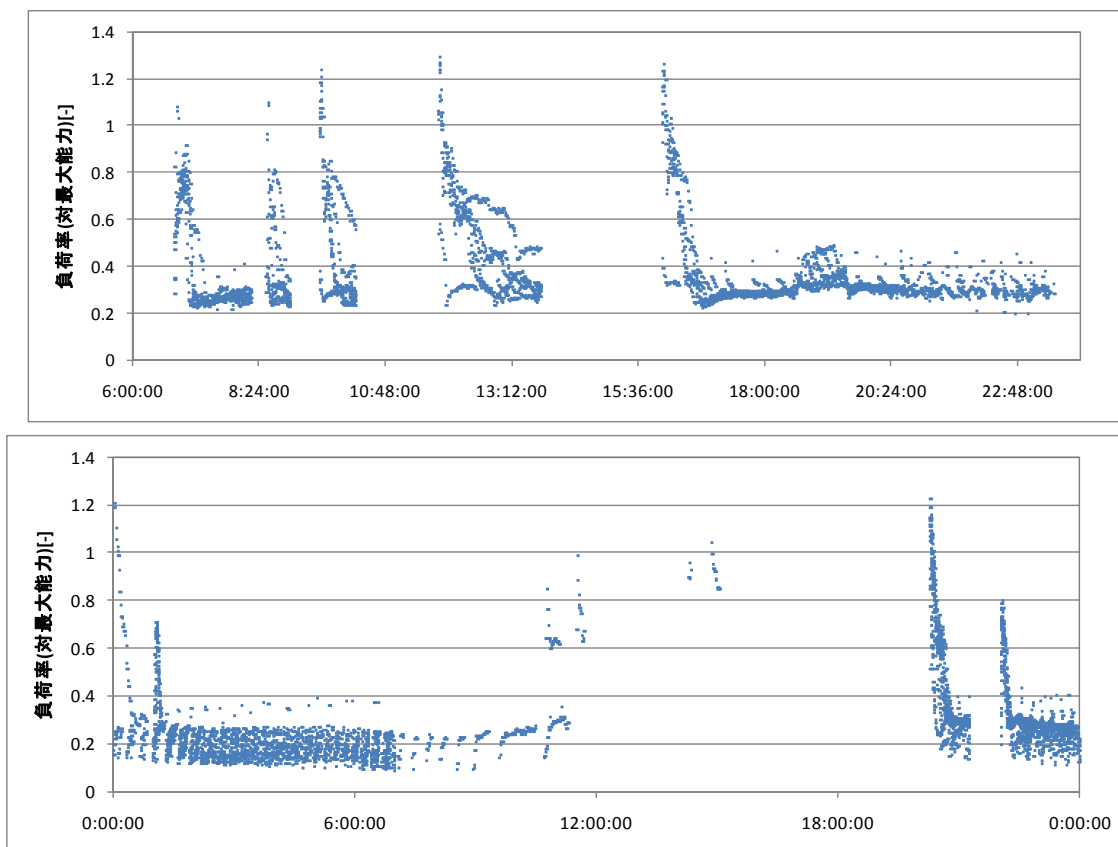


表 3.2.13～3.2.22 に断続運転の状況を示す。また、図 3.2.20～3.2.29 に連続・断続別の負荷率と COP の関係(15 分平均)を示す。起動後安定運転に入った後、圧縮機が停止した時点からを断続運転とし、それまでを連続運転としている。停止するまでの時間のデータを分析している。ただし、一度断続運転に入った後も 30 分以上安定運転が続いた場合は、その時点で断続運転から連続運転に切り替わったものと判定した。

■ 冷房運転

機器 1、機器 2 はともに 6.3kW 機(冷房最大能力は 6.5kW)であるが、メーカーが異なり断続運転の状況も大きく異なる。機器 1 では圧縮機 ON 時の平均負荷率が 24.8% と高いのに対し、機器 2 では 13.5% と約半分である。図 3.2.60 から機器 1 では負荷率 25% 以下の範囲で断続運転に入ると考えられる。図中に合わせて示すカタログ記載の最小出力は負荷率 9% であり、それよりも高い。また、断続運転となっても COP は低下することなく比較的高い効率を維持している。断続運転時の平均 COP は 7.05 であった。一方、図 3.2.61 から機器 2 では負荷率 10% 以下の範囲で断続運転に入ると考えられる。カタログ記載の最小出力は負荷率 9% であり、ほぼ同値である。機器 1 と同様、断続運転となっても COP は低下してい

ない。断続運転時の平均 COP は 7.48 となっている。

表 3.2.13 断続運転の状況(機器 1、冷房)

断続運転の分析	機種 1	
	居間	6.3 kW
圧縮機停止時間	1805	min
圧縮機運転時間	3270	min
圧縮機運転時間割合	64.4%	
平均運転時周波数	34.5	Hz
圧縮機連続運転時間平均	12.04	min
圧縮機連続停止時間平均	5.57	min
圧縮機ON時の吸い込み温度平均	27.46	°C
圧縮機OFF時の吸い込み温度平均	27.15	°C
圧縮機ON時の平均負荷率	24.8%	
(※断続運転60分以上の時)		
室内機ファン停止時間	657	min
室内機ファン運転時間	4418	min
室内機ファン運転時間割合	87.1%	
平均処理顕熱	911.1	W
平均処理潜熱	144.5	W
平均処理全熱	1055.5	W
SHF	0.86	
平均負荷率	16.8%	
平均消費電力	149.6	W
断続時平均COP	7.05	
ファンON,圧縮機停止時消費電力(補機動力)	8.4	W

表 3.2.14 断続運転の状況(機器 2、冷房)

断続運転の分析	機種 2	
	居間	6.3 kW
圧縮機停止時間	1208	min
圧縮機運転時間	873	min
圧縮機運転時間割合	42.0%	
平均運転時周波数	34.1	Hz
圧縮機連続運転時間平均	6.20	min
圧縮機連続停止時間平均	9.26	min
圧縮機ON時の吸い込み温度平均	25.72	°C
圧縮機OFF時の吸い込み温度平均	25.68	°C
圧縮機ON時の平均負荷率	13.5%	
(※断続運転60分以上の時)		
室内機ファン停止時間	167	min
室内機ファン運転時間	1914	min
室内機ファン運転時間割合	92.0%	
平均処理顕熱	384.6	W
平均処理潜熱	48.8	W
平均処理全熱	433.3	W
SHF	0.89	
平均負荷率	6.9%	
平均消費電力	57.9	W
断続時平均COP	7.48	
ファンON,圧縮機停止時消費電力(補機動力)	11.8	W

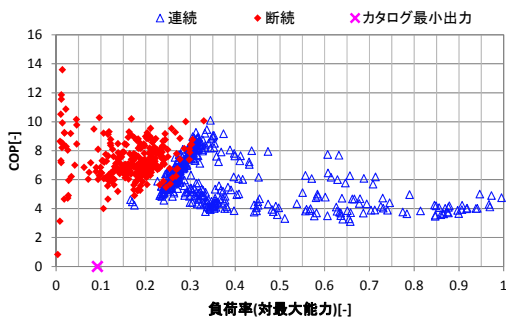


図 3.2.20 負荷率と COP(機器 1、冷房)

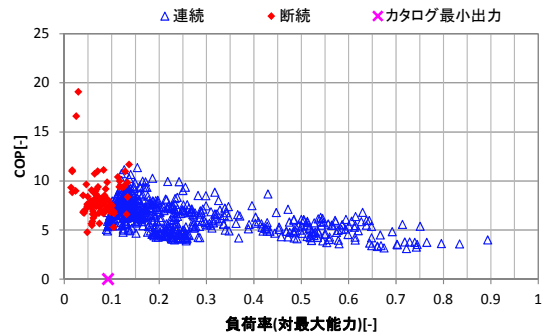


図 3.2.21 負荷率と COP(機器 2、冷房)

機器 3、機器 6 は同一機種 (2.5kW 機) である。機器 3 は欠測によりデータが少なく、機器 6 での分析が妥当と考えられる。機器 6 では圧縮機 ON 時の平均負荷率が 18.1%であった。これは機器 1 の 15.1%とも近い。図 3.2.23 から断続運転と連続運転の境界は負荷率 18%程度にあると考えられる。ただし、負荷率 20~45%ぐらいまでの範囲で断続運転をしながら高 COP を実現している状況が見受けられる。この時の圧縮機 ON 時の平均負荷率は 30%程度となっており、単純に 18%程度を境に部分負荷運転を行うわけではないことが分かった。図 3.2.23 より、断続運転であっても負荷率 5%以上の範囲では COP の低下は見られない。断続運転時の平均 COP は 4.95 であった。

表 3.2.15 断続運転の状況(機器 3、冷房)

表 3.2.16 断続運転の状況(機器 6、冷房)

断続運転の分析	機種 6	
	寝室	2.5 kW
圧縮機停止時間	8523	min
圧縮機運転時間	11741	min
圧縮機運転時間割合	57.9%	
平均運転時周波数	79.7	Hz
圧縮機連続運転時間平均	9.63	min
圧縮機連続停止時間平均	6.38	min
圧縮機ON時の吸い込み温度平均	23.23	°C
圧縮機OFF時の吸い込み温度平均	23.03	°C
圧縮機ON時の平均負荷率	18.1%	
(※断続運転60分以上の時)		
室内機ファン停止時間	1223	min
室内機ファン運転時間	19041	min
室内機ファン運転時間割合	94.0%	
平均処理顕熱	359.9	W
平均処理潜熱	136.9	W
平均処理全熱	496.8	W
SHF	0.72	
平均負荷率	19.9%	
平均消費電力	100.3	W
断続時平均COP	4.95	
ファンON,圧縮機停止時消費電力 (補機動力)	11.3	W

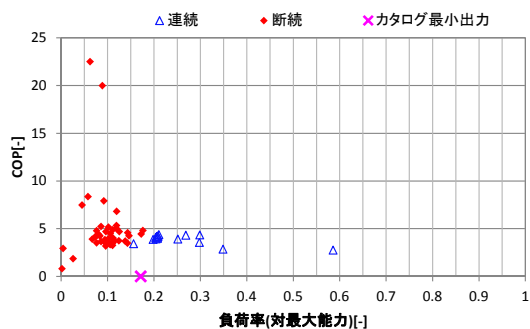


図 3.2.22 負荷率と COP(機器 3、冷房)

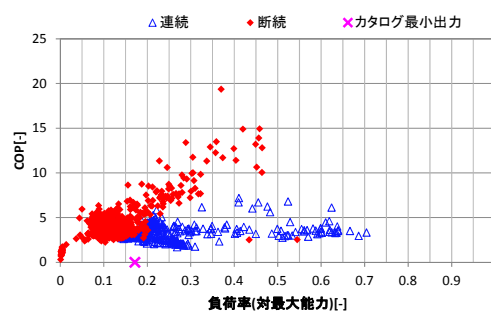


図 3.2.23 負荷率と COP(機器 6、冷房)

機器 4、機器 5 は同一機種 (2.2kW 機) である。圧縮機 ON 時の平均負荷率は機器 4 が 15.9%、機器 5 が 18.6% であった。これはカタログに記載の最小出力(21%)とも近い。図 3.2.24、図 3.2.25 から断続運転と連続運転の境界は負荷率 20%程度にあると考えられる。他の機種では、断続運転による COP の低下は見受けられなかったが、本機種では負荷率の低下に伴って顕著に COP が低下している。断続運転時の平均 COP は機器 4 が 4.61、機器 5 が 5.51 であった。

表 3.2.17 断続運転の状況(機器 4、冷房)

断続運転の分析	機種 4	
	子供室1	2.2 kW
圧縮機停止時間	11445	min
圧縮機運転時間	8602	min
圧縮機運転時間割合	42.9%	
平均運転時周波数	75.6	Hz
圧縮機連続運転時間平均	7.18	min
圧縮機連続停止時間平均	9.48	min
圧縮機ON時の吸い込み温度平均	25.53	°C
圧縮機OFF時の吸い込み温度平均	25.15	°C
圧縮機ON時の平均負荷率	15.9%	
(※断続運転60分以上の時)		
室内機ファン停止時間	250	min
室内機ファン運転時間	19797	min
室内機ファン運転時間割合	98.8%	
平均処理顕熱	258.2	W
平均処理潜熱	24.1	W
平均処理全熱	282.3	W
SHF	0.91	
平均負荷率	12.8%	
平均消費電力	61.2	W
断続時平均COP	4.61	
ファンON,圧縮機停止時消費電力(補機動力)	13.6	W

表 3.2.18 断続運転の状況(機器 5、冷房)

断続運転の分析	機種 5	
	子供室2	2.2 kW
圧縮機停止時間	16645	min
圧縮機運転時間	10094	min
圧縮機運転時間割合	37.8%	
平均運転時周波数	132.0	Hz
圧縮機連続運転時間平均	6.03	min
圧縮機連続停止時間平均	10.04	min
圧縮機ON時の吸い込み温度平均	25.34	°C
圧縮機OFF時の吸い込み温度平均	24.89	°C
圧縮機ON時の平均負荷率	18.6%	
(※断続運転60分以上の時)		
室内機ファン停止時間	399	min
室内機ファン運転時間	26340	min
室内機ファン運転時間割合	98.5%	
平均処理顕熱	260.6	W
平均処理潜熱	44.0	W
平均処理全熱	304.6	W
SHF	0.86	
平均負荷率	13.8%	
平均消費電力	55.3	W
断続時平均COP	5.51	
ファンON,圧縮機停止時消費電力(補機動力)	13.4	W

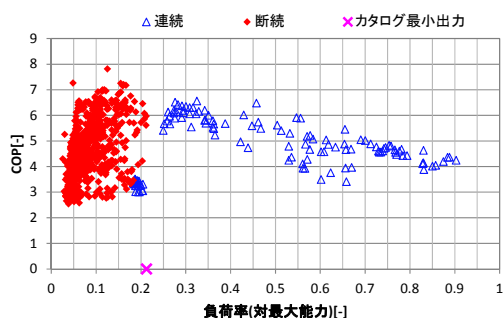


図 3.2.24 負荷率と COP(機器 4、冷房)

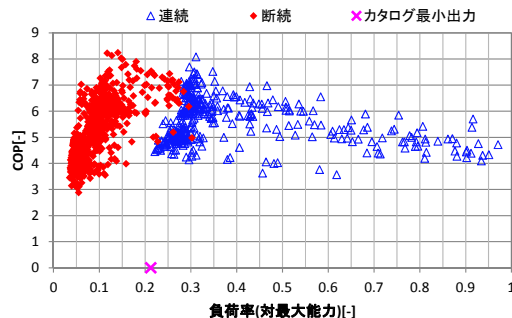


図 3.2.25 負荷率と COP(機器 5、冷房)

■暖房運転

機器 1 は冷房定格能力 6.3kW 機であり、暖房定格能力は 7.1kW(暖房最大能力は 10.4kW)である。圧縮機 ON 時の平均負荷率は 14.4%となっている。図 3.2.26 より、負荷率 18%程度以下の範囲で断続運転が行われている。これはカタログに記載の最小出力(5.7%)とは大きく乖離がある。負荷率 0.2 付近での COP6 近くから、負荷率 0.0 の近傍での COP2 程度まで直線的に低下しており、負荷率の低下に伴う COP の低下が顕著である。なお、機器 2 は実験時の設定不良により、分析対象から除外した。

機器 3 は暖房定格能力 2.8kW(暖房最大能力は 6.2kW)である。圧縮機 ON 時の平均負荷率は 9.6%となっている。これはカタログに記載の最小出力(9.6%)と一致している。図 3.2.27 より、負荷率 15%以下の範囲で断続運転が見られるが、負荷率 10~15%の範囲では連続運転も見られる。機器 1 と同様に断続運転時の負荷率の低下に伴う COP の低下が顕著である。断続運転時の平均 COP は 2.67 と低い。

表 3.2.19 断続運転の状況(機器 1、暖房)

断続運転の分析		機種 1	
居間		10.4	kW
圧縮機停止時間		1198	min
圧縮機運転時間		1450	min
圧縮機運転時間割合		54.8%	
平均運転時周波数		51.5	Hz
圧縮機連続運転時間平均		8.97	min
圧縮機連続停止時間平均		7.54	min
圧縮機ON時の吸い込み温度平均		22.56	°C
圧縮機OFF時の吸い込み温度平均		22.58	°C
圧縮機ON時の平均負荷率		14.4%	
(※断続運転60分以上の時)			
室内機ファン停止時間		115	min
室内機ファン運転時間		2533	min
室内機ファン運転時間割合		95.7%	
平均処理顕熱		927.7	W
平均処理潜熱		0.0	W
平均処理全熱		927.7	W
SHF		1.00	
平均負荷率		8.9%	
平均消費電力		229.1	W
断続時平均COP		4.05	
ファンON,圧縮機停止時消費電力(補機動力)		13.0	W

表 3.2.20 断続運転の状況(機器 3、暖房)

断続運転の分析		機種 3	
和室		6.2	kW
圧縮機停止時間		1934	min
圧縮機運転時間		3513	min
圧縮機運転時間割合		64.5%	
平均運転時周波数		94.0	Hz
圧縮機連続運転時間平均		13.95	min
圧縮機連続停止時間平均		2.52	min
圧縮機ON時の吸い込み温度平均		23.86	°C
圧縮機OFF時の吸い込み温度平均		23.81	°C
圧縮機ON時の平均負荷率		9.6%	
(※断続運転60分以上の時)			
室内機ファン停止時間		1759	min
室内機ファン運転時間		3688	min
室内機ファン運転時間割合		67.7%	
平均処理顕熱		379.1	W
平均処理潜熱		0.0	W
平均処理全熱		379.1	W
SHF		1.00	
平均負荷率		6.1%	
平均消費電力		142.0	W
断続時平均COP		2.67	
ファンON,圧縮機停止時消費電力(補機動力)		13.7	W

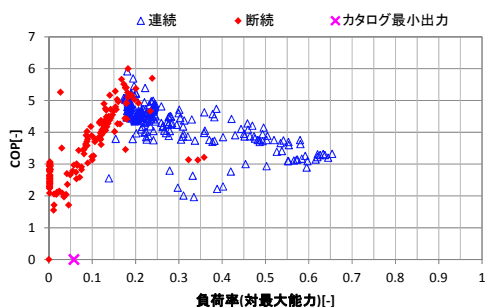


図 3.2.26 負荷率と COP(機器 1、暖房)

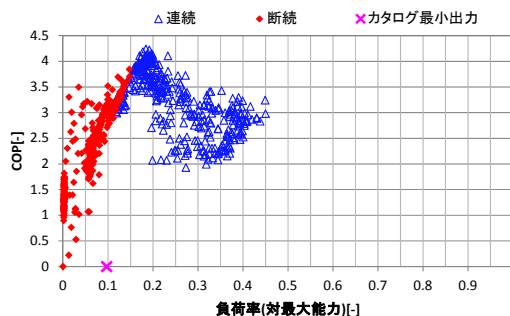


図 3.2.27 負荷率と COP(機器 3、暖房)

機器 4、機器 5 は同一機種である。暖房定格能力は 2.5kW(暖房最大能力は 5.4kW)である。圧縮機 ON 時の平均負荷率は機器 4 が 7.2%、機器 5 が 5.1%である。この数値は他の機器に比べ小さい。図 3.2.28、図 3.2.29 を見ると、他機種とは傾向が大きく異なり、連続運転であっても負荷率が 0 付近まで出現している。ここで連続運転時の圧縮機周波数と吹き出し温度の関係を図 3.2.30 に示す。比較のため、機器 3 について同様の図を作成したものを 3.2.31 に示す。図は 1 分間隔で平均を取ったものをプロットしている。機器 3 では圧縮機が回転していれば吹き出し温度は 30°C以上が概ね維持されているが、機器 4 では 20°C前後の低温で吹き出している時間帯が見られる。こうした制御特性のため、他機種とは異なり負荷率が低い範囲でも連続運転が見られるものと考えられる。本機種では、連続運転時に比べ断続運転時の方が COP が高い。図 3.2.28、図 3.2.29 より断続運転は負荷率 15%以下の範囲で見られる。これはカタログに記載の最小出力(12.9%)に近い。

表 3.2.21 断続運転の状況(機器 4、暖房)

断続運転の分析		機種 4	
子供室1		5.4	kW
圧縮機停止時間		1620	min
圧縮機運転時間		4592	min
圧縮機運転時間割合		73.9%	
平均運転時周波数		64.9	Hz
圧縮機連続運転時間平均		9.89	min
圧縮機連続停止時間平均		4.06	min
圧縮機ON時の吸い込み温度平均		22.25	°C
圧縮機OFF時の吸い込み温度平均		22.01	°C
圧縮機ON時の平均負荷率 (※断続運転60分以上の時)		7.2%	
室内機ファン停止時間		0	min
室内機ファン運転時間		6212	min
室内機ファン運転時間割合		100.0%	
平均処理顕熱		277.1	W
平均処理潜熱		0.0	W
平均処理全熱		277.1	W
SHF		1.00	
平均負荷率		5.1%	
平均消費電力		119.9	W
断続時平均COP		2.31	
ファンON,圧縮機停止時消費電力 (補機動力)		18.5	W

表 3.2.22 断続運転の状況(機器 5、暖房)

断続運転の分析		機種 5	
子供室2		5.4	kW
圧縮機停止時間		1804	min
圧縮機運転時間		2186	min
圧縮機運転時間割合		54.8%	
平均運転時周波数		68.0	Hz
圧縮機連続運転時間平均		6.69	min
圧縮機連続停止時間平均		5.02	min
圧縮機ON時の吸い込み温度平均		21.66	°C
圧縮機OFF時の吸い込み温度平均		21.29	°C
圧縮機ON時の平均負荷率 (※断続運転60分以上の時)		5.1%	
室内機ファン停止時間		0	min
室内機ファン運転時間		3990	min
室内機ファン運転時間割合		100.0%	
平均処理顕熱		172.9	W
平均処理潜熱		0.0	W
平均処理全熱		172.9	W
SHF		1.00	
平均負荷率		3.2%	
平均消費電力		107.8	W
断続時平均COP		1.60	
ファンON,圧縮機停止時消費電力 (補機動力)		23.1	W

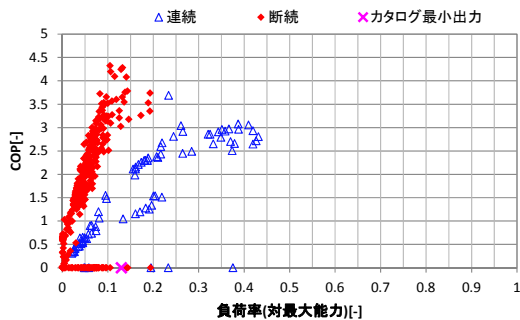


図 3.2.28 負荷率と COP(機器 4、暖房)

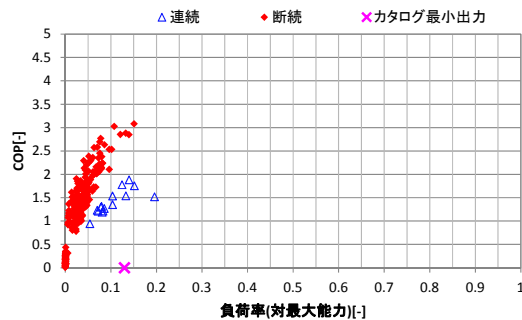


図 3.2.29 負荷率と COP(機器 5、暖房)

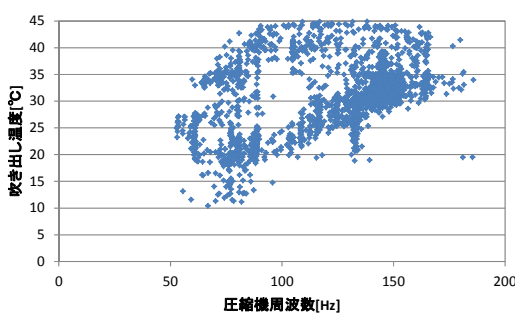


図 3.2.30 圧縮機周波数と吹き出し温度(機器 4、暖房)

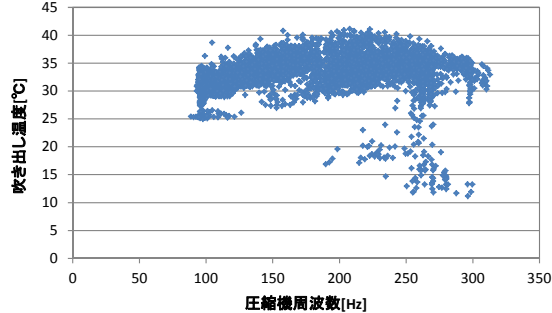


図 3.2.31 圧縮機周波数と吹き出し温度(機器 3、暖房)

3.2.3 エネルギー消費量の推定式の作成

3.2.3.1 ルームエアコンの実働性能推定式

(1) 基本推定式

基本推定式として熊本県立大学細井准教授らが開発した式を用い、これを基本として 3.2.2 で得られた実測値を基に精度検証および式の修正を行った。基本推定式については「住宅事業建築主の判断の基準におけるエネルギー消費量計算方法の解説（財団法人 建築環境・省エネルギー機構）」の p82-p102 である。

(2) 基本推定式の精度

図 3.2.32~3.2.35 に負荷率と比 COP の関係について実測値と計算値の比較を示す。比 COP とは COP を定格 COP で除した値である。計算値の比 COP の算出の際には、実測値の処理熱量・外気温度を入力として、推定式によるエネルギー消費量計算を行い、比 COP を計算した。

図より、機器 3、機器 5 の小型機種では傾向を捉えているが機器 1、機器 2 の 6.3kW 機は精度が低いことが確認できる。

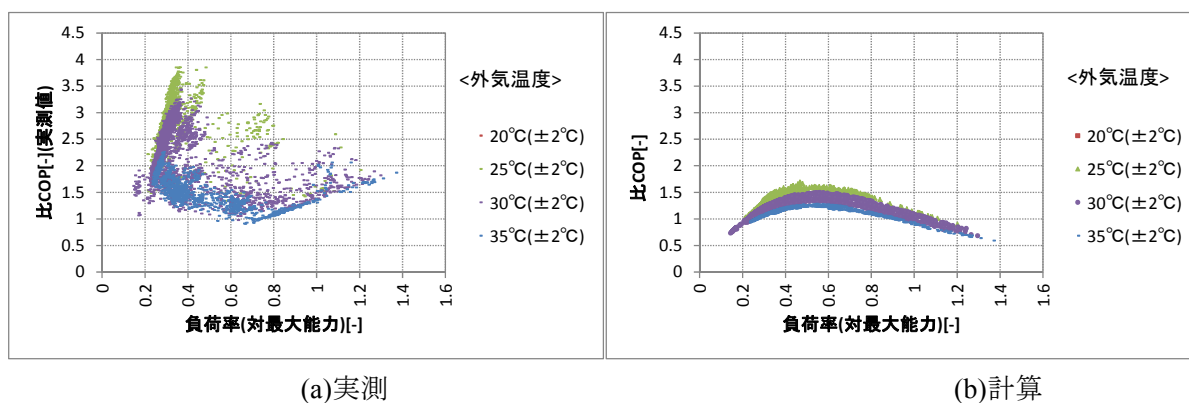


図 3.2.32 荷率と比 COP の関係の比較（機器 1）

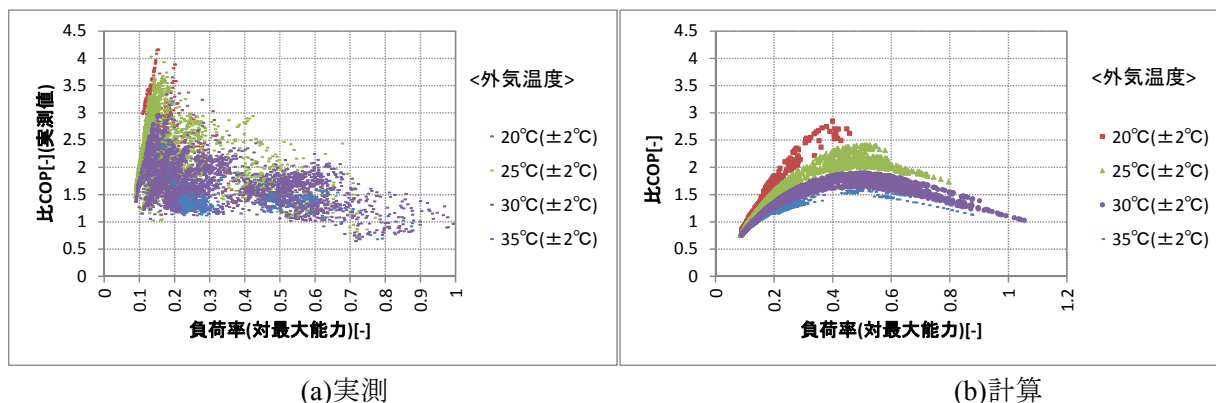
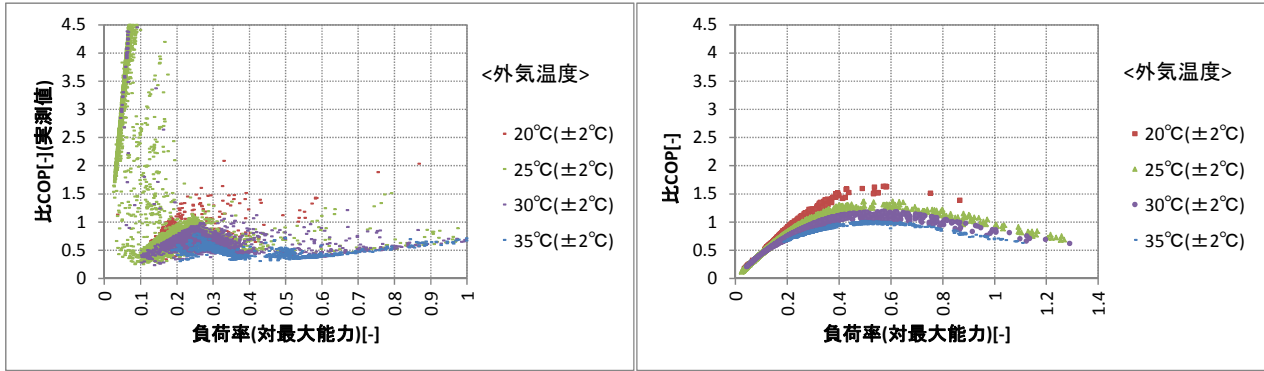
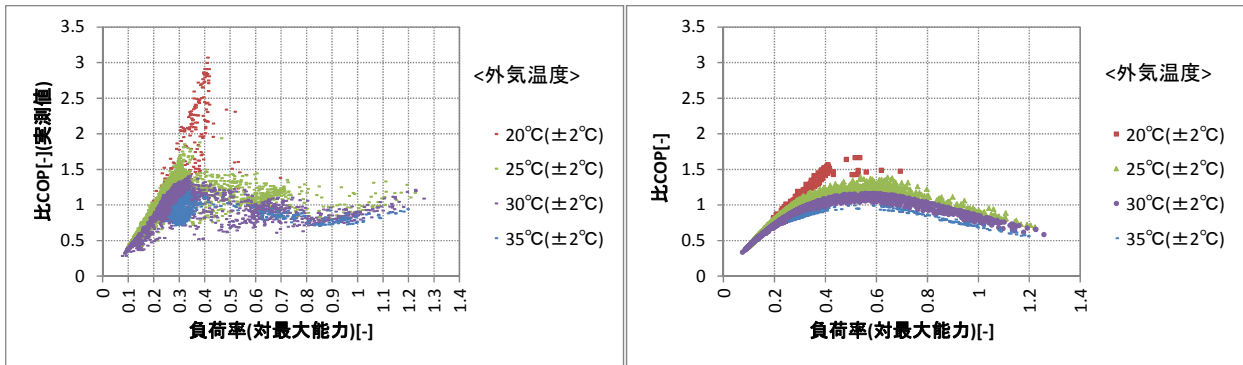


図 3.2.33 負荷率と比 COP の関係の比較（機器 2）



(a)実測 (b)計算

図 3.2.34 負荷率と比 COP の関係の比較 (機器 3)



(a)実測 (b)計算

図 3.2.35 負荷率と比 COP の関係の比較 (機器 5)

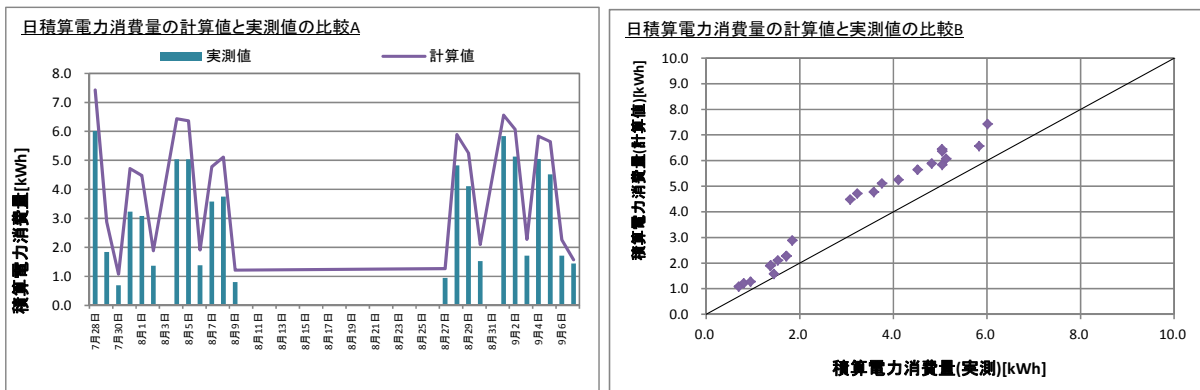


図 3.2.36 日積算電力消費量の実測値と計算値の比較 (機器 1)

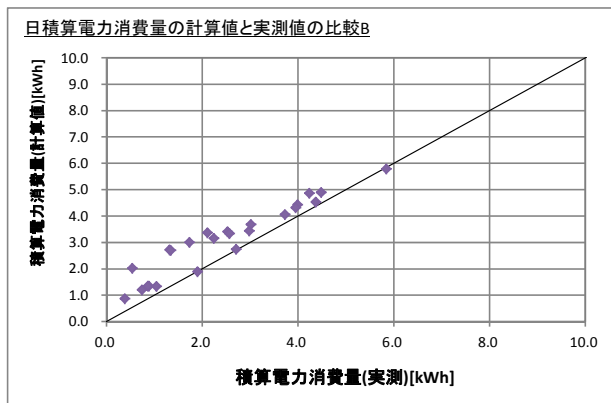
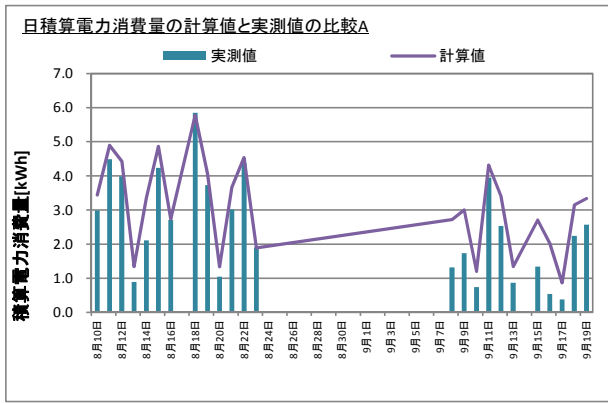


図 3.2.37 日積算電力消費量の実測値と計算値の比較 (機器 2)

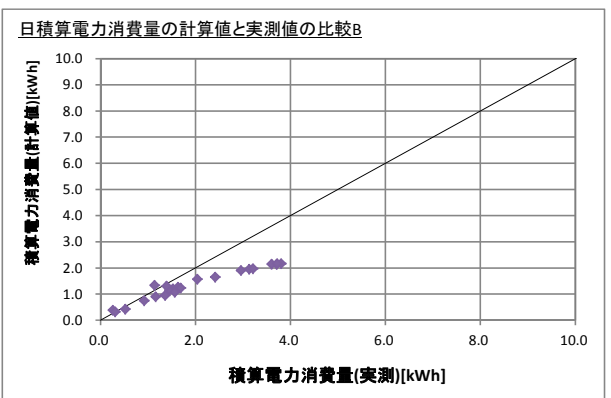
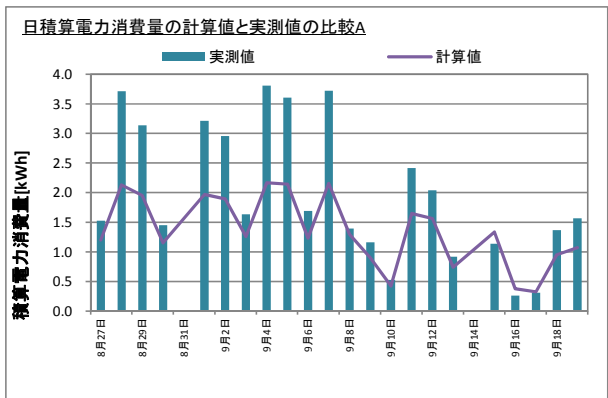


図 3.2.38 日積算電力消費量の実測値と計算値の比較 (機器 3)

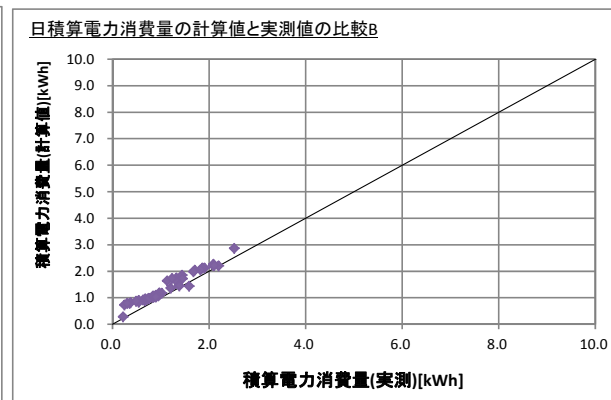
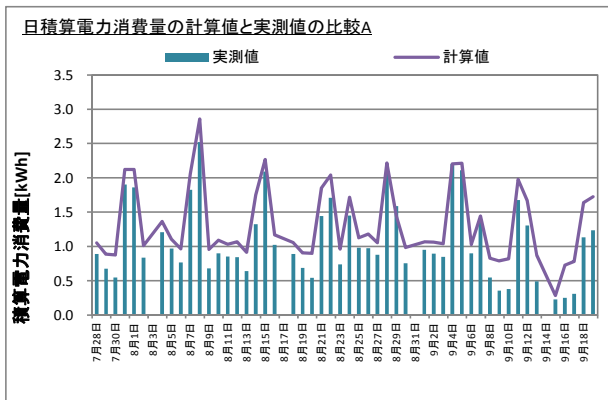


図 3.2.39 日積算電力消費量の実測値と計算値の比較 (機器 5)

3.2.3.2 推定式の改良

大型機への対応

前節での検討で、大容量機 6.3kW 機に関してエネルギー消費量の推定値が実測と計算で合致しない状況が見られた。この要因は、補機動力の想定の違いによるものと考えられる。そのため、補機動力の想定を見直し、以下の手順で大容量機の計算式を修正した。

<修正方法>

大容量機種についても入能力比の相似性の仮定が近似的に成立する場合、ベース消費電力に以下の補正を行えばよい。この時のベース消費電力は、定格能力に対するベース消費電力の割合を考慮した見かけ上の値となる。

$$\text{ベース消費電力補正係数 } C_b = COP_d / COP_n$$

$$\text{修正ベース消費電力 } E_b' = E_b \cdot C_b \quad E_b = 100W \quad (\text{現行})$$

また、近年ファンなど補機類の高効率化が進んだことから E_b を 50W に見直した。この時の 6kW 機種 of 基準入能力特性を算出した結果を以下に示す。

○暖房

Y=定格入力比

X=定格能力比

の時、

$$Y = a_4 \cdot X^4 + a_3 \cdot X^3 + a_2 \cdot X^2 + a_1 \cdot X + a_0 + 0.2413$$

ここで、t : 外気温度 (°C) とすると、

$$a_4 = 0.0006t^2 - 0.0206t + 0.2877$$

$$a_3 = -0.002t^2 + 0.0714t - 0.9911$$

$$a_2 = 0.0025t^2 - 0.0935t + 1.6326$$

$$a_1 = -0.0011t^2 + 0.0205t - 0.124$$

$$a_0 = 0.0002t^2 - 0.0066t + 0.1478$$

○冷房

Y=定格入力比

X=定格能力比

の時、

$$Y = a \cdot e^{nx} + 0.13734$$

ここで、t : 外気温度 (°C) とすると、

$$a = 0.0049t - 0.034$$

$$n = 0.002t + 1.7565$$

3.2.4 地域別・住宅性能別エネルギー消費量の試算

3.2.4.1 計算概要

前節で示したエネルギー消費量の計算式を用いて、6都市×住宅性能3タイプの計18住戸についてエアコンによる暖冷房により年間のエネルギー消費量がどの程度になるか試算を行った。住戸の負荷データとして「住宅事業建築主の判断の基準 戸建住宅の暖冷房負荷資料」(<http://ees.ibec.or.jp/documents/>)を用いた。住宅性能は次世代省エネ基準(H20)、新省エネ基準(H11)、旧省エネ基準(H4)の各基準を満たす3タイプで、計算対象都市はⅡ地域 盛岡、Ⅲ地域 長野、Ⅳa 地域 宇都宮、Ⅳb 地域 岡山、Ⅴ地域 宮崎、Ⅵ地域 那覇である。Ⅰ地域は全館空調が一般的であり、エアコンの使用頻度が高くないと考えられるため、計算から除外した。那覇を除く地域では、冷房も暖房も計算し、那覇では冷房のみを計算した。空調対象室はLD、寝室、子供室1、子供室2である。

各部屋にはその部屋の面積(畳数)に応じた能力を持つエアコンを設置する(表3.2.23)。機器の仕様は実測に用いた機器および現在のトップランナー機を参考に設定している。

表 3.2.23 設置するエアコンの仕様

機器番号		1(2.2kW機)	2(2.5kW機)	3(2.8kW機)	4(4.0kW機)
畳数の目安[畳]		6~7(暖房) 6~9(冷房)	6~8(暖房) 7~10(冷房)	8~12	11~14畳
冷房	定格能力[kW]	2.20	2.50	2.80	4.00
	定格消費電力[kW]	0.40	0.46	0.47	0.83
	COP[-]	5.57	5.43	6.02	4.82
	能力範囲[kW]	0.7~3.3	0.6~3.5	0.6~4.2	0.6~4.5
	消費電力範囲[kW]	0.095~0.780	0.090~0.840	0.075~1.020	0.085~1.150
暖房	定格能力[kW]	2.50	2.80	3.20	5.00
	定格消費電力[kW]	0.39	0.49	0.51	0.895
	COP[-]	6.41	5.71	6.27	5.59
	能力範囲[kW]	0.7~5.4	0.6~6.2	0.6~7.7	0.6~8.0
	消費電力範囲[kW]	0.095~1.360	0.090~1.485	0.075~1.980	0.080~1.980
APF		6.10	6.40	6.70	6.10
COP(冷暖平均)		5.99	5.57	6.15	5.21

3.2.4.2 計算結果

図 3.2.40～3.2.43 に各部屋の年間積算負荷を示す。地域や断熱仕様により負荷が変動している。次に運転時の負荷率の代表値としてIVb 地域の H11(断熱中)におけるデータを図 3.2.44～3.2.50 に示す。負荷率は実測同様に低負荷域に集まっており、実測と同様の状況を再現できていると考えられる。

図 3.2.51～3.2.54 に年間積算電力消費量、図 3.2.55～3.2.58 に平均 COP をしめす。平均 COP は実測結果と同等のレベルとなっている。最後に図 3.2.59 に年間 COP の比較を示す。

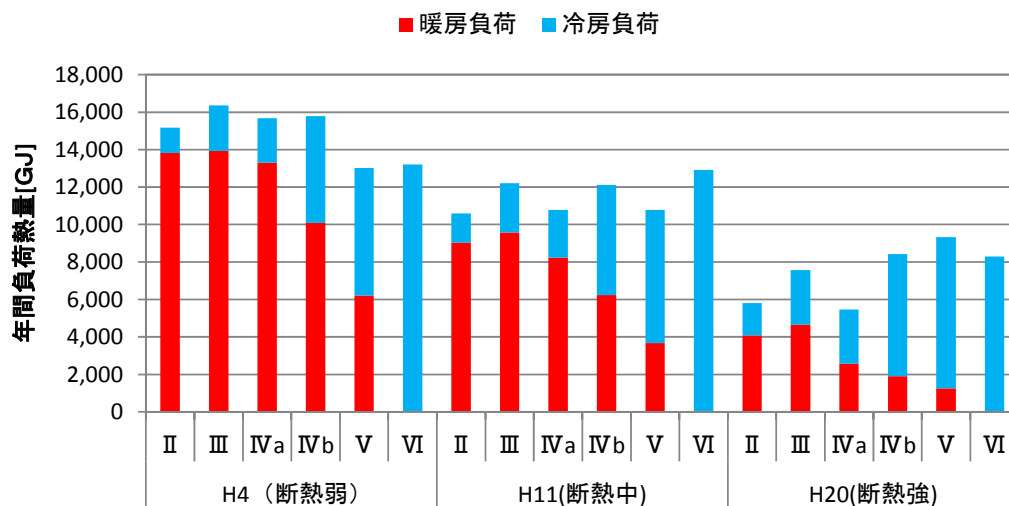


図 3.2.40 暖冷房負荷(LD)

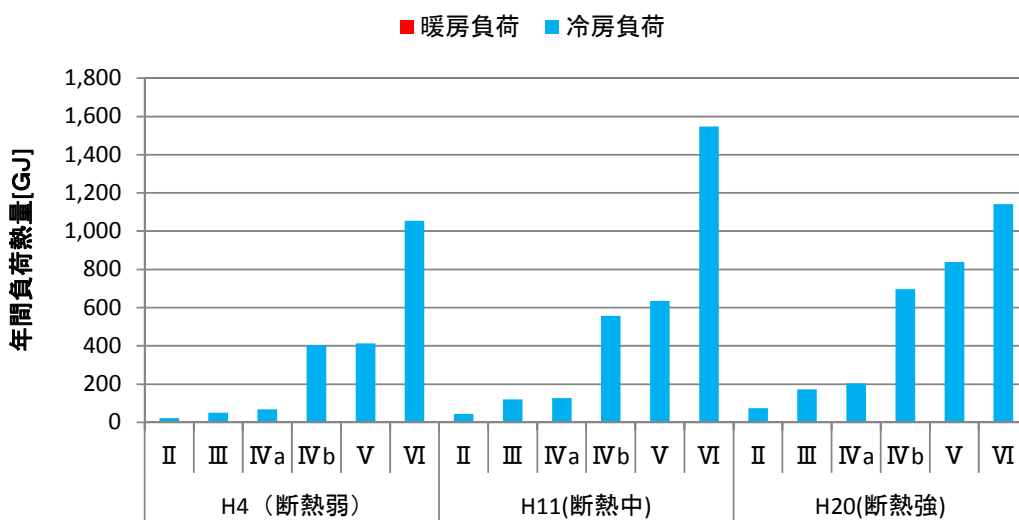


図 3.2.41 暖冷房負荷(寝室)

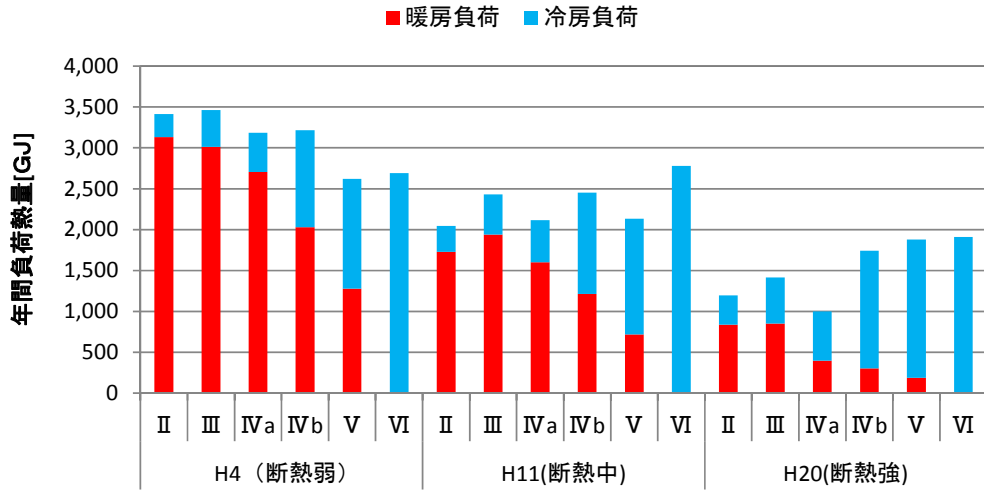


図 3.2.42 暖冷房負荷(子供室1)

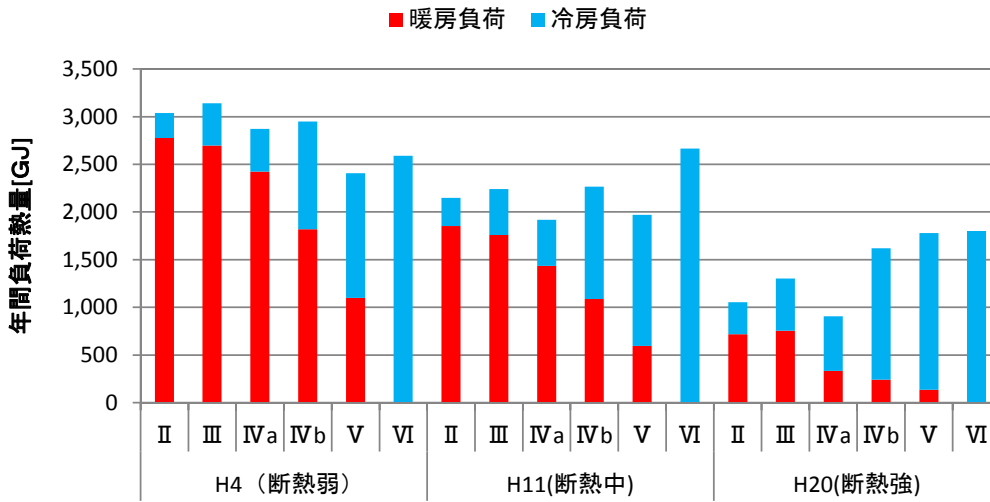


図 3.2.43 暖冷房負荷(子供室2)

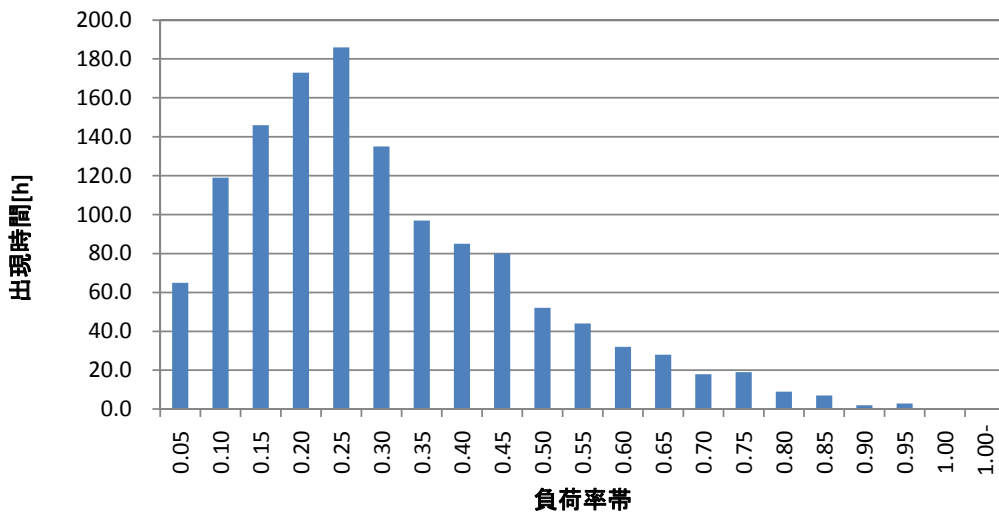


図 3.2.44 部分負荷率(冷房、LD)

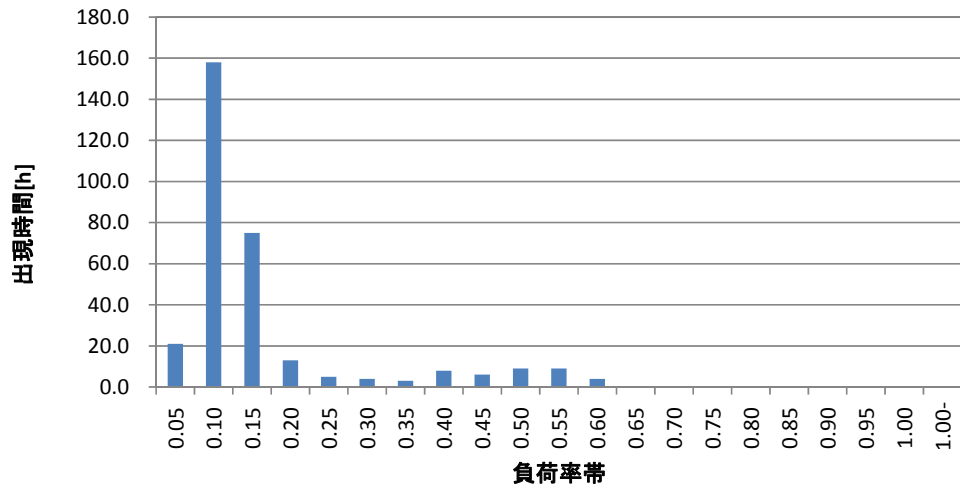


図 3. 2. 45 部分負荷率(冷房、寝室)

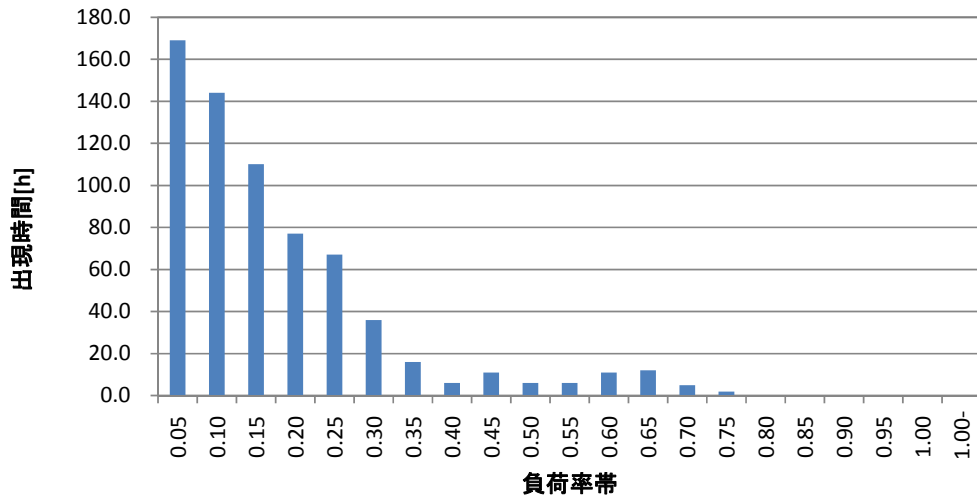


図 3. 2. 46 部分負荷率(冷房、子供室 1)

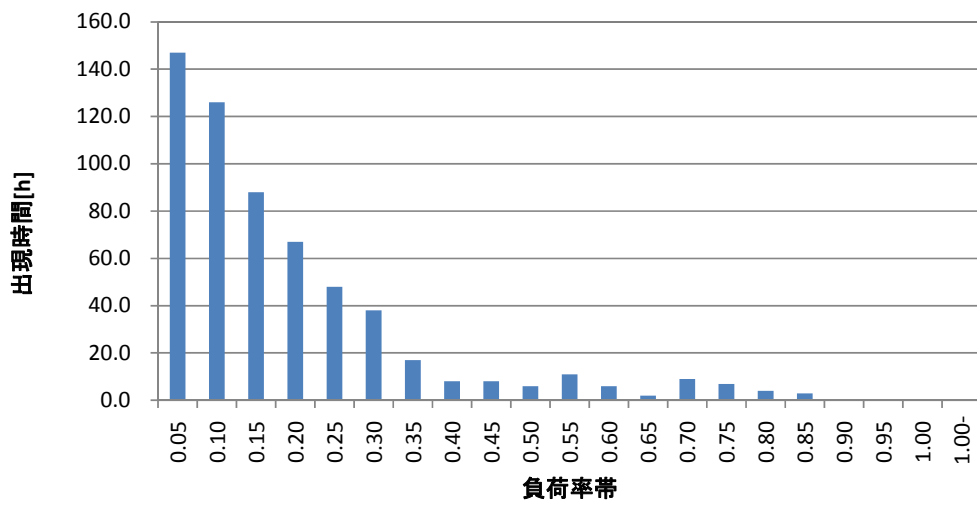


図 3. 2. 47 部分負荷率(冷房、子供室 2)

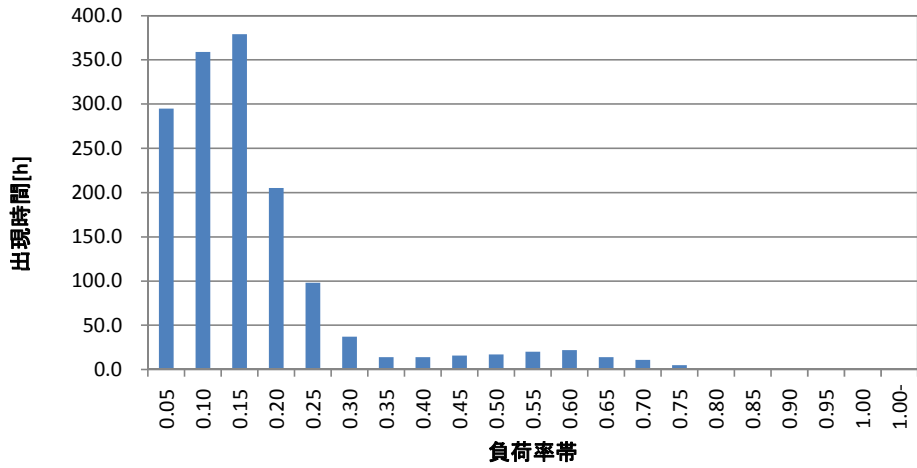


図 3.2.48 部分負荷率(暖房、LD)

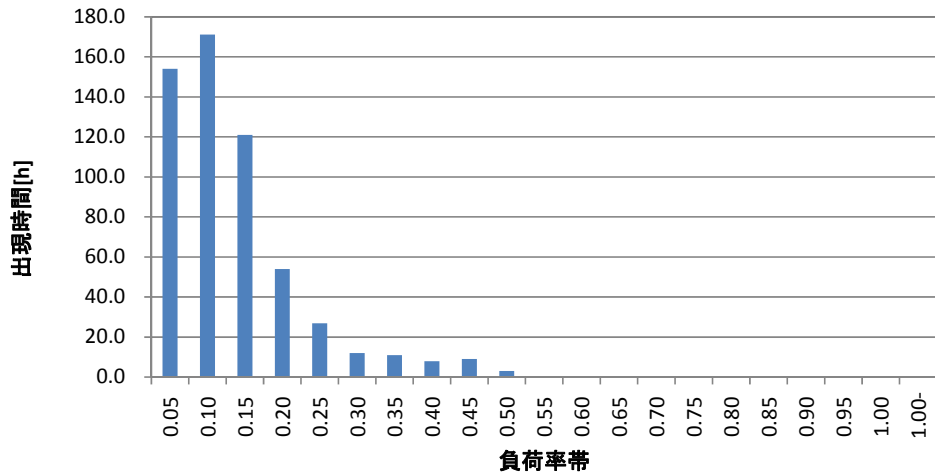


図 3.2.49 部分負荷率(暖房、子ども室1)

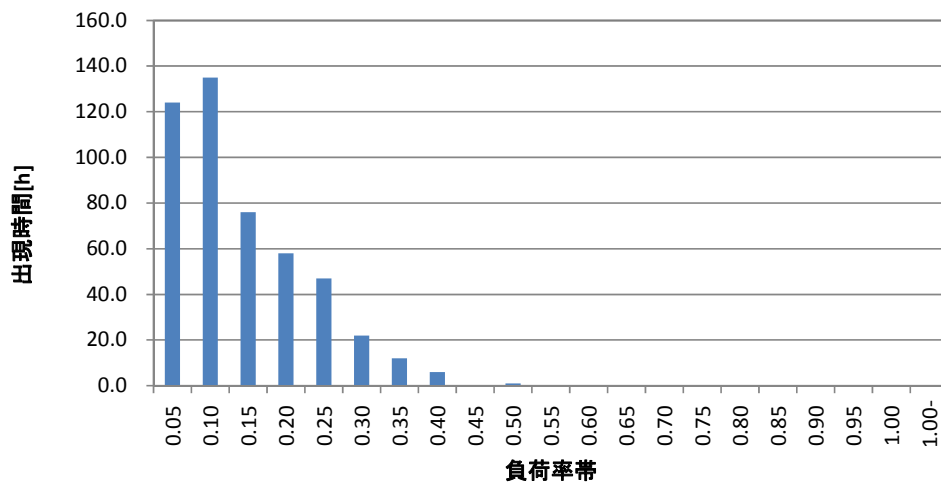


図 3.2.50 部分負荷率(暖房、子ども室2)

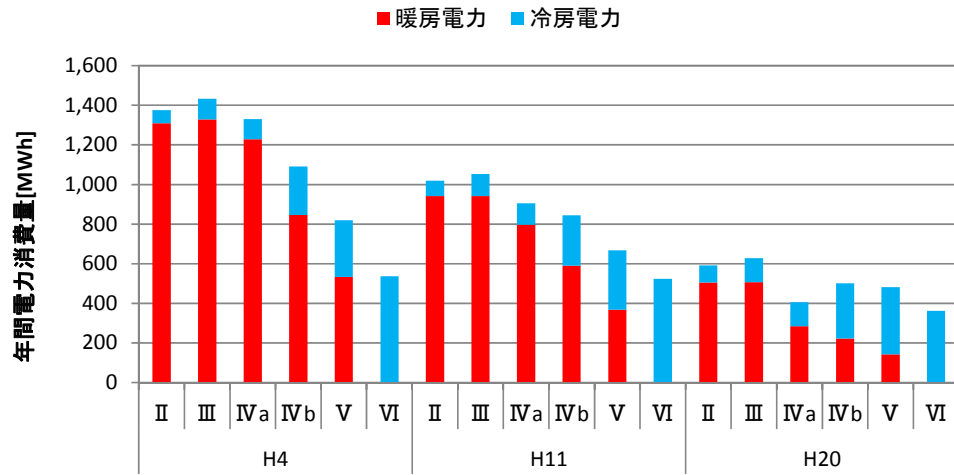


図 3.2.51 年間電力消費量(LD)

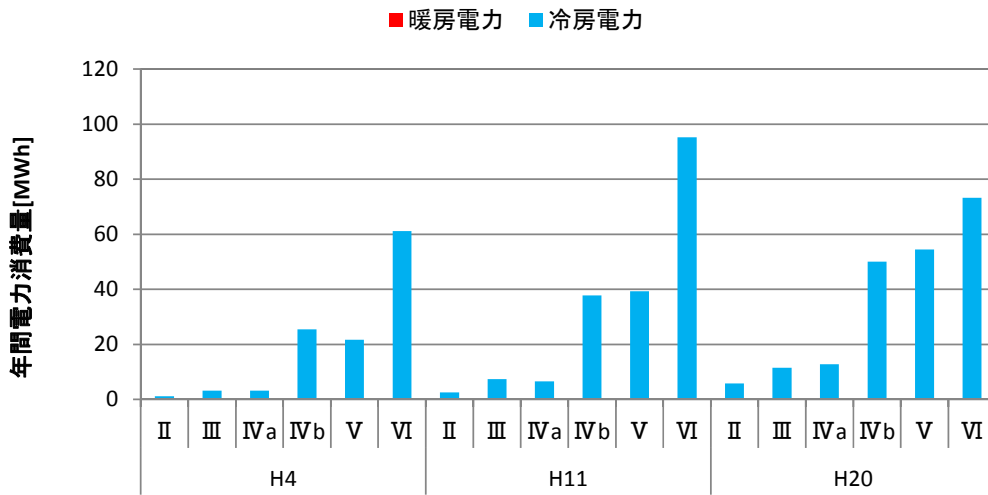


図 3.2.52 年間電力消費量(寝室)

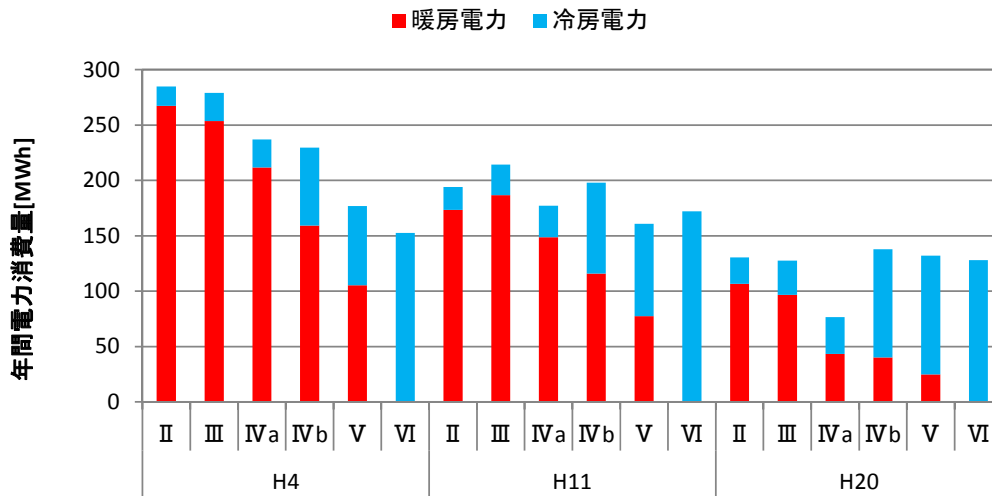


図 3.2.53 年間電力消費量(子ども室1)

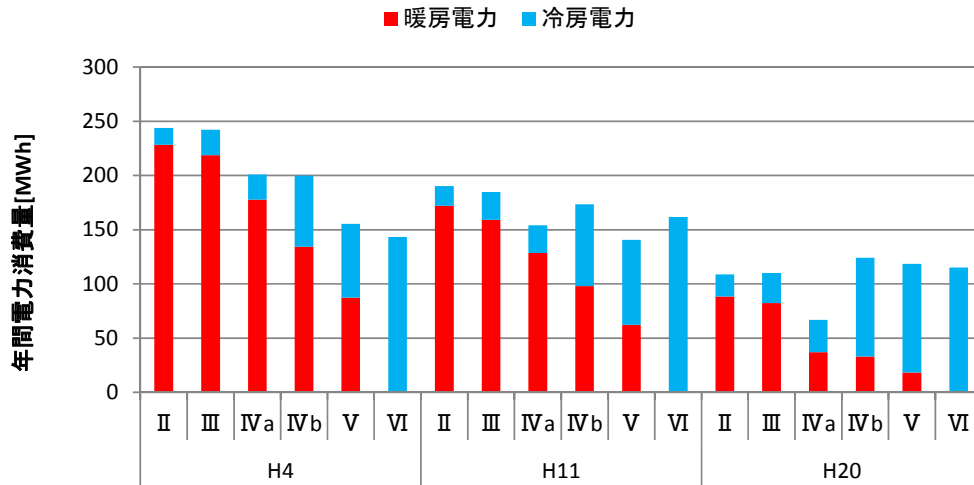


図 3.2.54 年間電力消費量(子ども室 2)

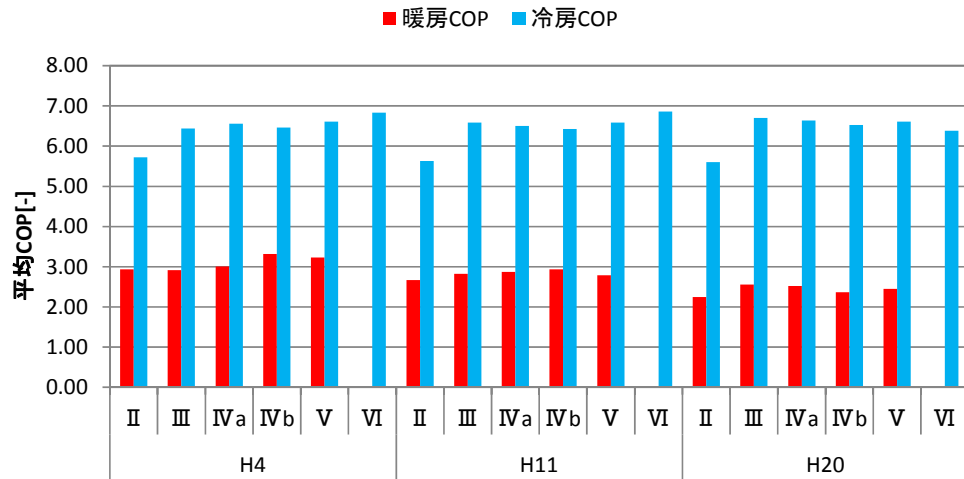


図 3.2.55 平均 COP (LD)

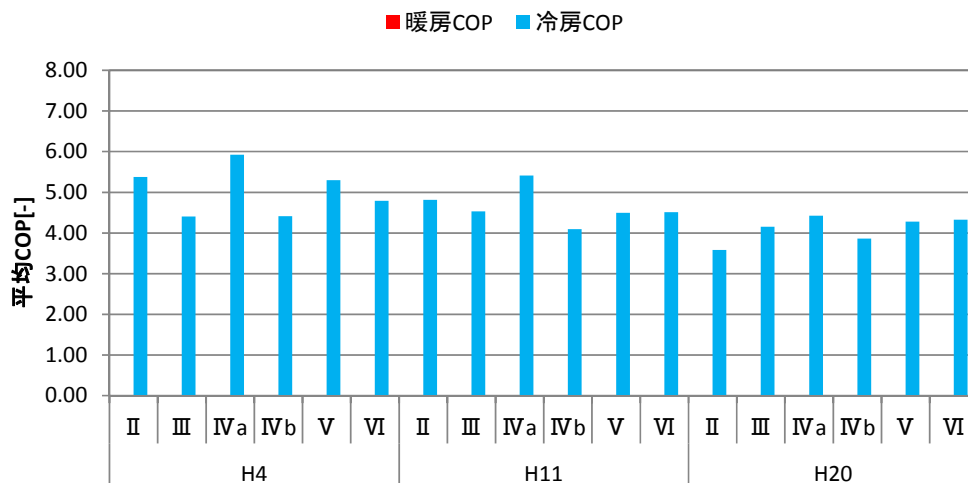


図 3.2.56 平均 COP (寝室)

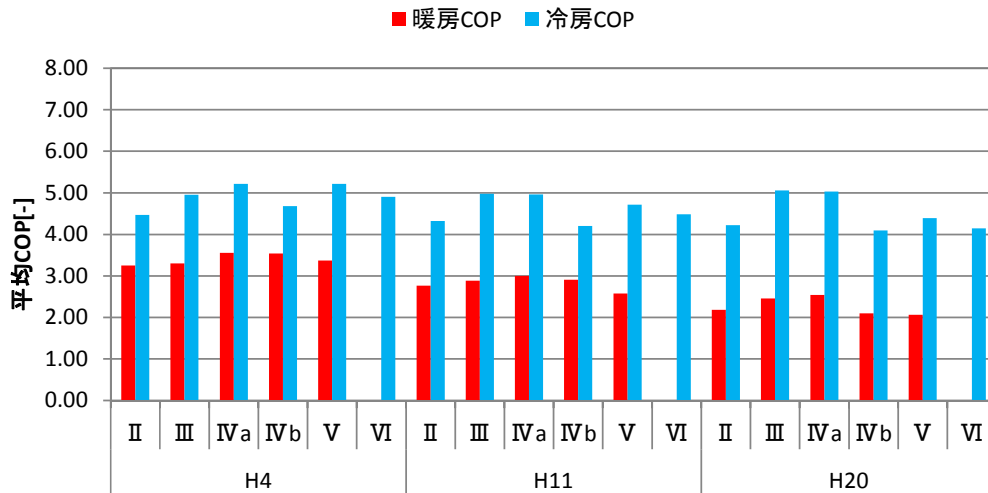


図 3. 2. 57 平均 COP(子ども室 1)

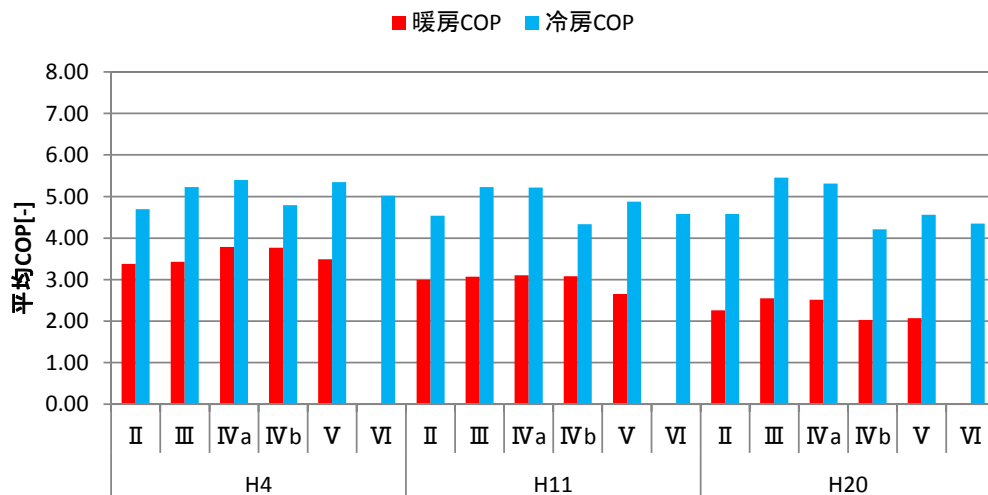


図 3. 2. 58 平均 COP(子ども室 2)

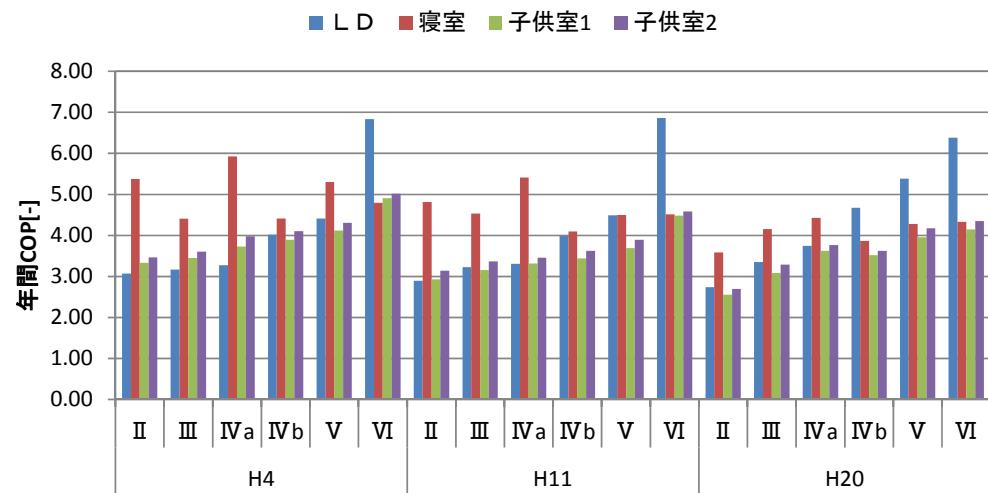


図 3. 2. 59 年間 COP の比較

表 3. 2. 24 年間 COP の比較

		LD			寝室			子供室1			子供室2		
		暖房COP	冷房COP	年間COP	暖房COP	冷房COP	年間COP	暖房COP	冷房COP	年間COP	暖房COP	冷房COP	年間COP
H4	II	2.93	5.72	3.07	0.00	5.38	5.38	3.25	4.47	3.33	3.38	4.69	3.46
	III	2.91	6.44	3.17	0.00	4.40	4.40	3.30	4.95	3.45	3.42	5.23	3.60
	IVa	3.01	6.56	3.28	0.00	5.92	5.92	3.55	5.21	3.73	3.79	5.40	3.97
	IVb	3.31	6.46	4.02	0.00	4.41	4.41	3.54	4.68	3.89	3.76	4.80	4.10
	V	3.23	6.61	4.41	0.00	5.30	5.30	3.37	5.21	4.12	3.49	5.35	4.30
	VI	0.00	6.83	6.83	0.00	4.79	4.79	0.00	4.90	4.90	0.00	5.02	5.02
H11	II	2.67	5.63	2.89	0.00	4.81	4.81	2.77	4.32	2.93	2.99	4.54	3.14
	III	2.82	6.59	3.22	0.00	4.53	4.53	2.88	4.97	3.15	3.07	5.23	3.37
	IVa	2.87	6.50	3.31	0.00	5.41	5.41	3.00	4.96	3.31	3.10	5.22	3.46
	IVb	2.94	6.42	3.99	0.00	4.09	4.09	2.91	4.20	3.44	3.08	4.33	3.63
	V	2.78	6.59	4.49	0.00	4.50	4.50	2.57	4.71	3.68	2.65	4.87	3.89
	VI	0.00	6.86	6.86	0.00	4.51	4.51	0.00	4.48	4.48	0.00	4.58	4.58
H20	II	2.25	5.60	2.73	0.00	3.58	3.58	2.18	4.22	2.55	2.26	4.58	2.69
	III	2.56	6.70	3.35	0.00	4.15	4.15	2.45	5.06	3.09	2.55	5.45	3.29
	IVa	2.52	6.64	3.74	0.00	4.43	4.43	2.54	5.03	3.63	2.51	5.31	3.77
	IVb	2.36	6.53	4.67	0.00	3.86	3.86	2.10	4.10	3.52	2.03	4.21	3.63
	V	2.45	6.61	5.38	0.00	4.28	4.28	2.06	4.39	3.95	2.07	4.56	4.17
	VI	0.00	6.38	6.38	0.00	4.33	4.33	0.00	4.15	4.15	0.00	4.35	4.35

3. 2. 5. 3 外気温度別負荷と APF の分析

前節で示した年間 COP は JIS C9612 に定義されるルームエアコンの年間エネルギー消費効率 (APF) と同義の数値である。ここでは、APF の計算条件と本シミュレーションの入力条件および第 3 章での実測結果とを比較し、APF 計算の妥当性について分析する。JIS で規定される APF の計算が、どのような部屋を対象にしたものか不明であるが、想定している使用時間が長いことからここでの分析はリビングを対象に行った。また、JIS に示される外気温度の出現時間が東京におけるものであることから、ここでは IVb 地域 (前節のシミュレーションでは岡山) のデータを比較対象とした。

図 3. 2. 60 に暖房時の外気温度出現時間を示す。エアコンが使用されている時間を外気温度別に積算したものである。岡山と東京の違いがあるため異なるのは当然であるが、JIS に示される APF 計算用のデータは出現時間が長いことが分かる。エアコンの使用時間の想定などに大きな違いがあるものと考えられる。

図 3. 2. 61 に暖房時の外気温度別負荷熱量 (平均値) を示す。APF 計算用は JIS に定められる計算法で各外気温度の負荷熱量を計算したものである。ほとんどの外気温度でどの住宅使用に対しても JIS での想定負荷の方が大きいことが分かる。

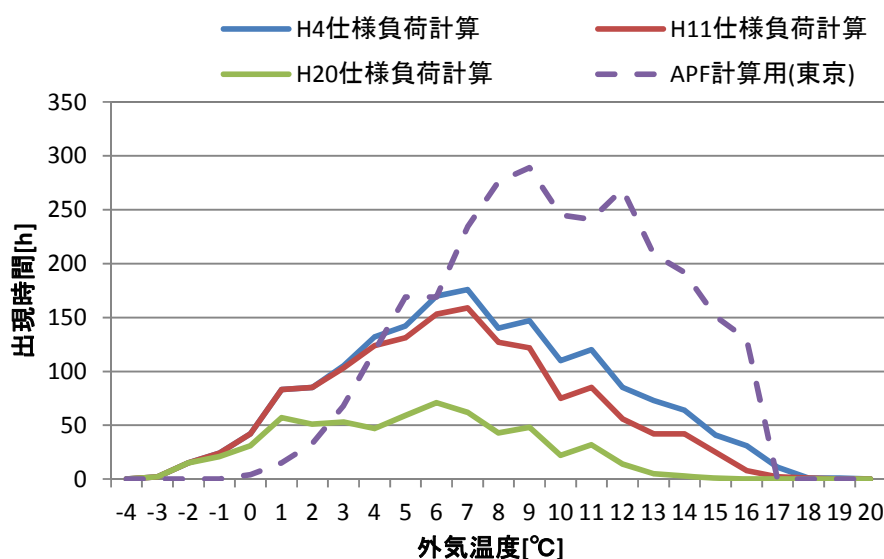


図 3. 2. 60 暖房時の外気温度出現時間

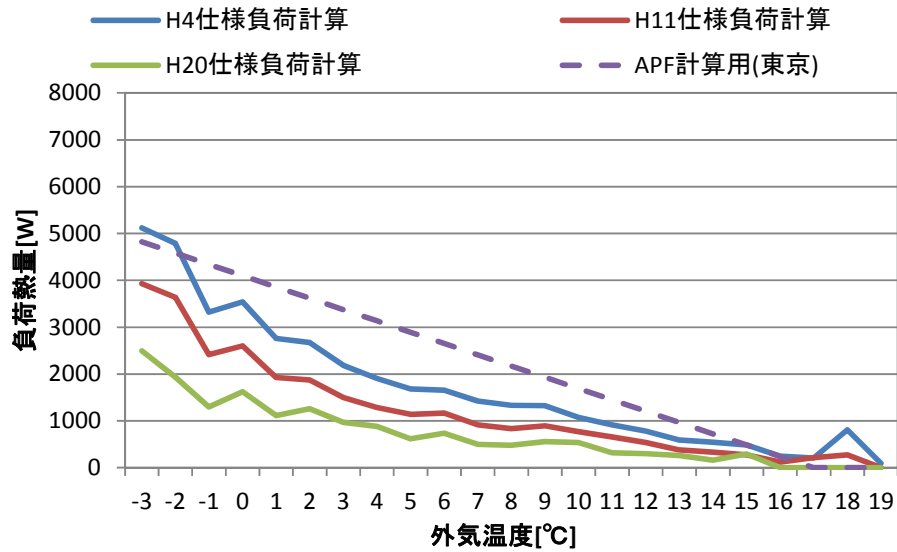


図 3.2.61 暖房時の外気温度別負荷熱量(平均値)

図 3.2.62 に暖房時の外気温度と負荷熱量の関係を示す。前節で使用した負荷データは負荷計算ソフトで計算されたものであるが、同じ外気温度でも負荷熱量は異なることが確認できる。JIS で想定する熱負荷よりも大きい負荷となる時間もあるが、大半はそれよりも小さい範囲となっている。

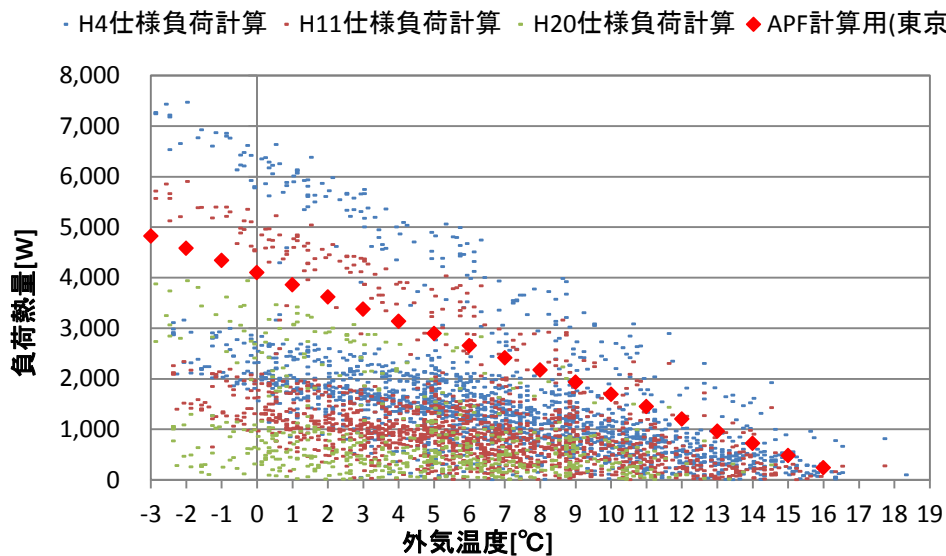


図 3.2.62 暖房時の外気温度と負荷熱量の関係

次に冷房時について同様のデータを図 3.2.63～図 3.2.65 に示す。暖房時と同様に負荷の出現時間は、JIS での想定値の方が大きい。また、建物仕様の違いによる負荷の出現時間の差が小さくなっている。外気温度別平均負荷熱量についても暖房時と同様に JIS での想定値の方が大きい傾向が見られる。また、外気温度と負荷熱量の関係について、同じ外気温度でも負荷熱量にはばらつきが見られ、暖房と同様の傾向である。なお外気温度が 33°C 以上の範囲で、JIS 計算での負荷熱量が約 4000W で頭打ちとなっている。これは、JIS での APF 計算において定格能力を超える負荷範囲については、定格能力に基づく当該外気温度での処理熱量をエアコンの負荷として与えることとしているためである。また、暖房時に同様の傾向が見られなかったのは、東京の外気温度範囲において定格能力に基づく当該外気温度での処理熱量が想定負荷を下回らなかったためである。

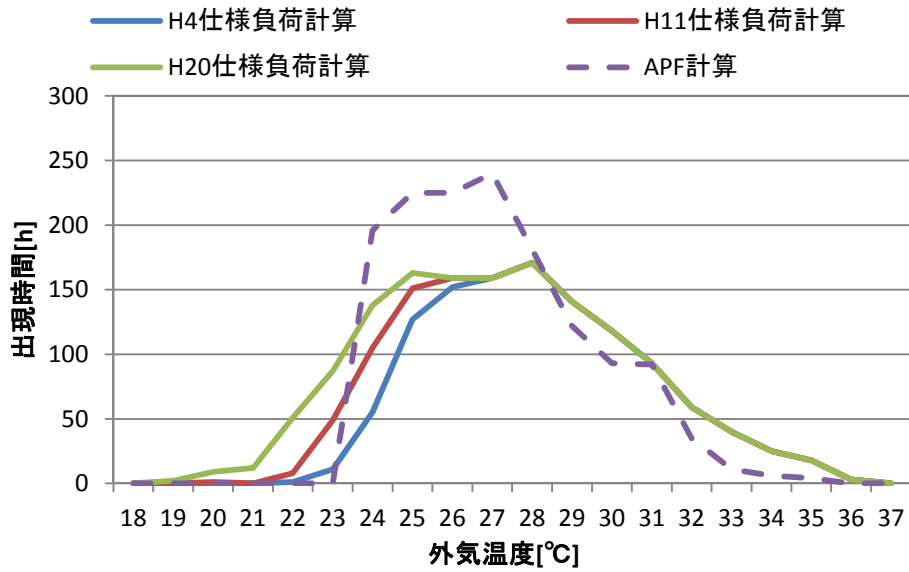


図 3. 2. 63 冷房時の外気温度出現時間

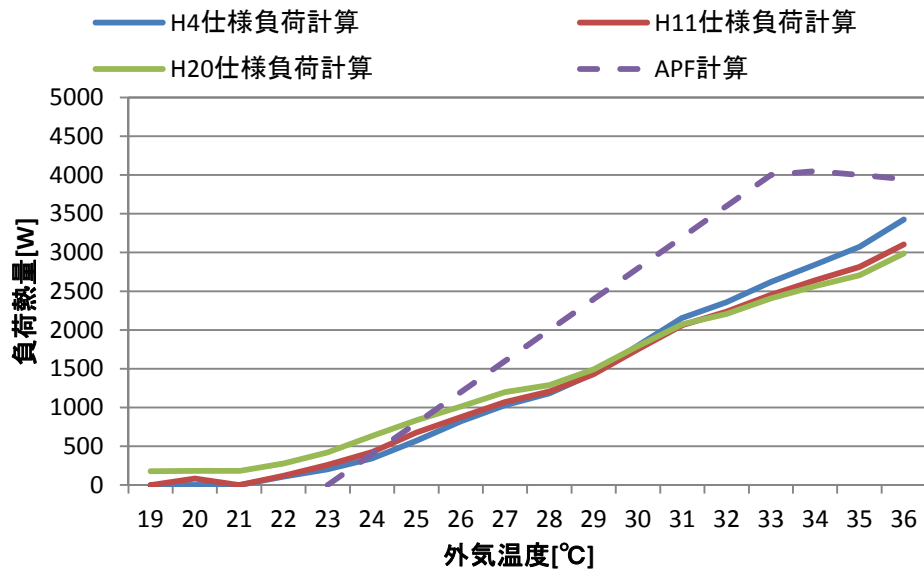


図 3. 2. 64 冷房時の外気温度別負荷熱量(平均値)

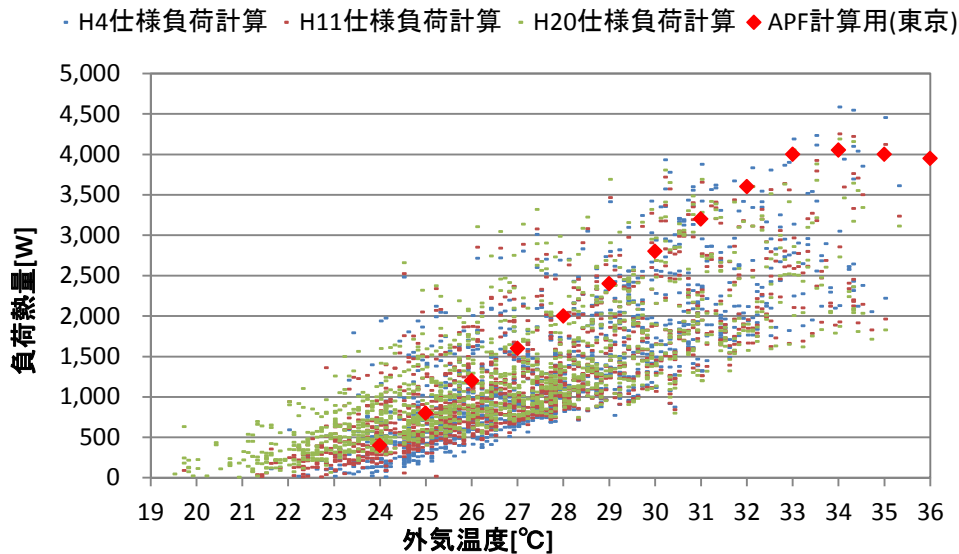


図 3. 2. 65 冷房時の外気温度と負荷熱量の関係

ここからは COP についての分析を行う。JIS に規定される APF の計算過程では、外気温度ごとに負荷熱量が計算され、その負荷を処理する際のエアコン COP も算出される。そこで、APF 計算の際のエアコン COP について前章の推定式、JIS に規定される APF 計算式、実測値を比較した。

対象としたのは前章の実測調査で機器 4 として測定を行った 2.2kW 機である。各 COP の算出方法について以下に示す。

①推定式

前章の推定式を用いて APF 計算での外気温度と負荷条件下での COP を計算した。冷房の計算時には SHF を 0.9 と想定し、計算を行った。暖房の計算の際には外気相対湿度を 50% と想定した。

②APF 計算式

APF での計算を手順通り行うためには、JIS b8615 に規定される冷房中間能力、冷房中間入力、暖房中間能力、暖房中間入力、暖房低温入力といった値が必要であるが、これらはカタログ等に記載がない。そのため、ここでは「平成 18 年度 先駆的省資源・省エネルギー実践活動等推進事業「省エネ家電普及診断プログラムの開発」報告書」（京都府地球温暖化防止活動推進センター、2007 年 3 月）に掲載されている APF 計算におけるエアコン COP の外気温度特性グラフ (p7 図 2-2、図 2-3) を読み取り、それに定格 COP をかけて算出した。参考としたグラフは APF 計算を実際に行うと出てくる COP の計算結果を定格 COP で割り、比 COP として表現したものである。

③実測値

前章で示した実測結果のうち機器 4 の安定運転時の 1 分平均データを用いて、条件に当てはまる時間帯を探し、その際の COP を平均して求めた。外気温度は $\pm 0.5^{\circ}\text{C}$ の範囲、負荷は $\pm 5\%$ の範囲に該当するものを検索した。表 3. 2. 32 と表 3. 2. 33 に集計したデータ点数を示す。冷房では、外気温度が 24°C 、 $33\sim 35^{\circ}\text{C}$ の範囲でデータ点数が少ない。暖房では特に外気温度 7°C 以上の範囲でデータ点数が少ない。これらのデータは信頼性が低いと考えられる。

表 3.2.25 実測値の集計データ点数(冷房)

外気温度[°C]	負荷率[-]	データ点数[分]
24	0.07	1
25	0.13	604
26	0.20	1715
27	0.27	514
28	0.33	181
29	0.40	39
30	0.47	17
31	0.53	12
32	0.60	9
33	0.67	2
34	0.68	2
35	0.67	2

表 3.2.26 実測値の集計データ点数(暖房)

外気温度[°C]	負荷率[-]	データ点数[分]
-1	0.44	13
0	0.42	2
1	0.39	27
2	0.37	28
3	0.34	30
4	0.32	23
5	0.29	21
6	0.27	14
7	0.25	3
8	0.22	3
9	0.20	2
10	0.17	0
11	0.15	6
12	0.12	1
13	0.10	3
14	0.07	0
15	0.05	0
16	0.02	0

図 3.2.66、表 3.2.27 に冷房時について COP の外気温度特性を示す。図には負荷と負荷の発生時間も合わせて記入した。APF 計算式の COP はどの外気温度においても実測値と乖離が大きい。一方、前章の推定式は外気温度が 28°C 以下の範囲において実測値と近い挙動を示している。負荷発生時間が多い温度帯で COP の差が大きい。なお、対象機器の冷房定格 COP は 5.57 である。

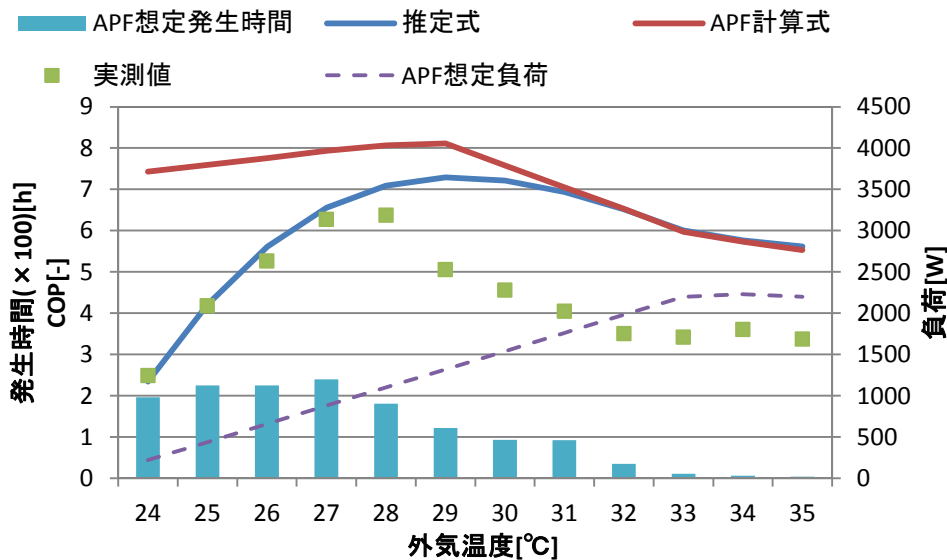


図 3.2.66 COP の外気温度特性 (冷房)

表 3.2.27 COP の外気温度特性 (冷房)

外気温度	APF想定 負荷	APF想定 発生時間	COP比較		
			推定式	APF計算式	実測値
24	220	196	2.35	7.43	2.49
25	440	225	4.21	7.59	4.18
26	660	225	5.61	7.75	5.26
27	880	240	6.55	7.93	6.27
28	1100	181	7.09	8.06	6.37
29	1320	122	7.29	8.11	5.05
30	1540	93	7.22	7.57	4.56
31	1760	92	6.94	7.05	4.04
32	1980	35	6.52	6.53	3.50
33	2200	11	6.01	5.97	3.42
34	2228	6	5.76	5.73	3.61
35	2200	4	5.62	5.53	3.37

図 3.2.67、表 3.2.28 に暖房時について COP の外気温度特性を示す。冷房時と同様、APF 計算式の COP はどの外気温度においても実測値との乖離が大きい。また、その差は冷房時よりもさらに広がっている。一方、推定式についても実測値とはやや離れているが、傾向は一致している。APF 計算式では負荷の発生が多い外気温度 6～13℃の範囲で COP が 7 以上と高く、推定式での COP4～5、実測値での COP1～5 と比べ差が大きい。なお、対象機器の暖房定格 COP は 6.41 である。

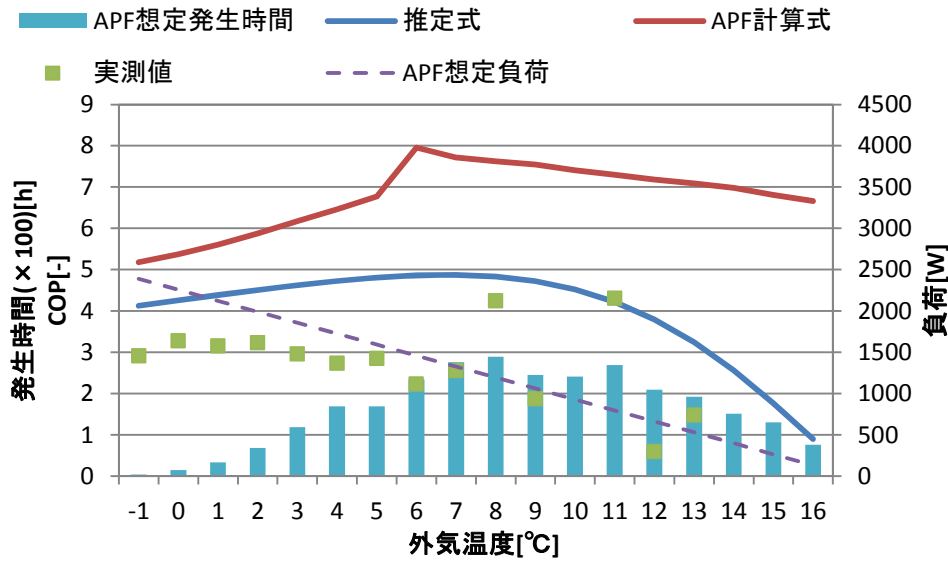


図 3.2.67 COP の外気温度特性 (暖房)

表 3.2.28 COP の外気温度特性 (暖房)

外気温度	APF計算 想定負荷	APF想定 発生時間	COP比較		
			推定式	APF計算式	実測値
-1	2388	4	4.13	5.18	2.91
0	2255	15	4.26	5.37	3.28
1	2122	33	4.39	5.61	3.15
2	1990	68	4.51	5.88	3.23
3	1857	119	4.62	6.18	2.96
4	1724	169	4.72	6.46	2.73
5	1592	169	4.81	6.77	2.85
6	1459	234	4.86	7.96	2.23
7	1326	276	4.87	7.72	2.56
8	1194	289	4.83	7.63	4.25
9	1061	245	4.72	7.55	1.87
10	929	241	4.52	7.40	-
11	796	269	4.22	7.29	4.31
12	663	209	3.80	7.18	0.59
13	531	192	3.24	7.09	1.48
14	398	151	2.56	6.98	-
15	265	130	1.77	6.81	-
16	133	76	0.90	6.66	-

最後に、表 3.2.27、表 3.2.28 に示した COP を用いて APF の計算を行った結果を図 3.2.68 に示す。図には冷暖房それぞれの期間 COP も合わせて記入している。

算出手順は、まず、負荷を COP で割り消費電力を算出する。外気温度ごとに負荷と消費電力それぞれに発生時間をかけ、外気温度ごとの積算負荷と積算電力消費量を計算する。冷房期間 COP は冷房時の負荷を冷房時の電力消費量で割り算出する。暖房期間 COP も同様である。APF は冷房時と暖房時の積算負荷合計を積算電力消費量合計で割り求める。

APF 計算式での APF は 7.2 となった。これはカタログに示される 6.1 よりも高い。中間能力、中間入力などのデータがないため、他機器での APF 計算のデータを参考に作成しており、そのために、高く想定していると考えられる。APF の計算では、中間能力と中間入力の影響が非常に大きい。

推定式では冷房期間 COP は 6.04 と高いが、暖房期間 COP は 4.37 となり低かった。APF は 4.75 となり、APF 計算式を用いた結果とは大きな差が見られた。この値はカタログに示される APF=6.1 よりも小さい。なお、APF が冷房時よりも暖房時の期間 COP に近い値となるのは、暖房時の負荷が冷房時の負荷の 3 倍程度あり、暖房時の効率が強く反映されるためである。

実測値より得られた COP を基に同様の計算を行った結果では、冷房期間 COP が 4.74、暖房期間 COP が 2.29 となった。この結果、APF は 2.7 となり、APF 計算式や推定式の計算結果よりも低かった。なお、表 3.2.28 には COP のデータが得られていない点があるが、外気温度 10°C の COP は 9°C と 11°C の COP の平均値とし、14°C 以上の COP は 13°C と同じとした。また、第 3 章の実測データより機器 4 について安定運転時の負荷合計を電力消費量の合計で割り、期間 COP を求めたところ、冷房時は 4.57、暖房時は 2.13 となった。出現する負荷は違うものの、この値は実測値から APF での想定負荷を用いて求めた期間 COP とほぼ同じである。

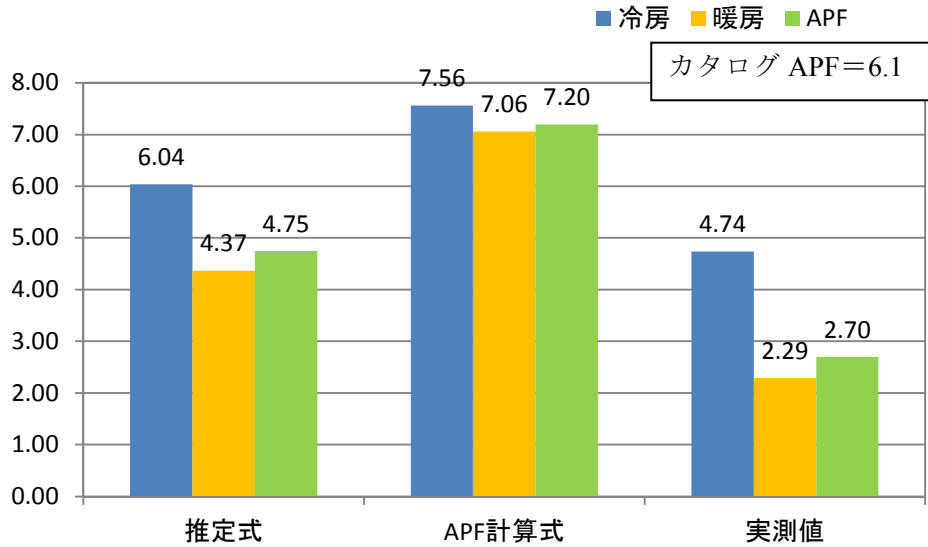


図 3. 2. 68 APF の比較

3. 2. 5 まとめ

本研究では、エアコン性能を精緻に計測するための実住宅における性能評価手法を確立すること、および、建築研究所敷地内の実験住宅にてルームエアコンの性能評価試験を実施し、エアコン性能を評価することを目的に研究を行った。また、評価結果に基づくエネルギー計算により地域や性能の異なる様々な住宅に設置されたルームエアコンの運用段階のエネルギー消費量の試算を行った。得られた知見を以下に示す。

(1) ルームエアコンの現場測定法に関する検討

ルームエアコンを実際の使用状況で測定する方法について検討し、空気エンタルピー法でも十分な測定精度を有することを確認した。また、試験室において風量と回転数の関係を取ることで、現場では回転数を計測するだけで、風量のある程度把握できることが分かった。

さらに計測のための吹き出し口センサーは風速の低減を招くことが分かった。

(2) ルームエアコンの実働性能把握実験

建築研究所戸建住宅実験棟で実施したルームエアコンの実働性能試験についてまとめた。得られた知見は以下の通り。

(冷房運転について)

- ・日 COP は 6.3kW 機で 5~8、2.2kW 機・2.5kW 機で 4~7 となった。
- ・日平均負荷率は最大能力の 20~25%であった。
- ・日 COP と外気温度には相関が見られ、外気温度が低ければ効率が大きく向上している。
- ・外気温度と負荷の相関は低い。
- ・機器 1、機器 2 の 6.3kW 機では多くの時間帯で定格 COP を超える COP が実現されている。
- ・機器 3~5 では定格 COP よりも低いところでの運転も多い。
- ・機器 4 では、定格能力と同程度の負荷の時に、外気温度 25℃前後で定格 COP と同レベルの COP となっている。

(暖房運転について)

- ・日 COP は機器 1 で 3～5、機器 2 で 2～3.5、機器 3 で 3～4、機器 4・5 で 1～2 となっており、全体的に低い。
- ・日平均負荷率は、低い機種では 5%～15%、高い機種で 20～35%程度であった。
- ・機器 1 では 20%、機器 3 では 15%、機器 4 では 5%、機器 5 では 5%に負荷率分布のピークがある。
- ・機器 1 では定格 COP レベルを実現しているが、その他の機器では実現していない。機器 3～5 では、いずれも定格能力付近の実測 COP と定格 COP との間には 2 倍近い乖離がある
(断続運転について)
- ・起動直後が負荷率が最も高く、その後時間の経過とともに負荷率は下がる。時間が経てば断続運転へと入る。
- ・機器ごとに断続運転を行う負荷率が異なる。冷房時は、機器 1 は 25%、機器 2 は 10%、機器 3～機器 6 は 18%程度であった。暖房時は、機器 1 と機器 3 で 15%、機器 4 と機器 5 で 10%であった。
- ・同じ負荷率でも断続運転の場合と連続運転の場合とが混在していた。
(デフロスト運転について)
- ・実測結果からデフロスト運転によるエネルギーロス安定運転時のエネルギーの 2%程度であった。これには着霜時の効率低下によるエネルギーロスは含まれていない。
- ・デフロスト運転が行われる条件について分析したところ、機器 1 では外気温度が低く相対湿度が高い状況が継続した時間によってデフロスト運転が行われていると推察された。外気温度が高いほど、デフロスト運転開始までの時間が長くなっていた。機器 2 では累積の処理熱量によって運転条件が決められていると考えられる。機器 3 では機器 1 と同様である外気条件が 90 分程度続くことでデフロスト運転が行われている。また、機器 3 では相対湿度が低くてもデフロスト運転が行われていた。

(3) エネルギー消費量の推定式の作成

ルームエアコンのエネルギー消費量を計算する式について検討を行った。エネルギー消費量予測の基本式の精度検証および、実験結果による改良を行い、大型機に対する補正式を得た。

(4) 地域別・住宅性能別エネルギー消費量の試算

本研究で作成した式を用いて、地域や住宅性能別にルームエアコンの使用による年間エネルギー消費量の推計を行った。推計の結果は実測時に計測された COP と同程度となった。

カタログ APF に比べて年間のエネルギー消費効率(年間 COP)は 2 分の 1 から 3 分の 2 程度となること分かった。JIS に規定される APF 計算と計算条件を比較したところ、冷房運転・暖房運転とも APF 計算の運転時間の方が長かった。また、外気温度別の平均負荷は APF での想定よりもやや低かった。

APF 計算での外気温度別 COP、推定式を用いた外気温度 COP、実測結果より抜き出した外気温度別 COP の 3 者を比較したところ APF 計算での COP が最も高く、次に推定式を用いた COP、実測 COP の順となった。特に暖房時の COP の差が大きく、外気温度が高い領域では APF 計算での COP と実測での COP とで 3 倍以上の差が見られた。

4. HFO1234yf 混合冷媒の LCCP 評価

4.1 混合冷媒の LCCP 評価

4.1.1 背景

地球温暖化問題の解決のために省エネやリサイクル、高エネルギー効率の機器の開発などが様々な所で実施されている。しかし、その効果を正しく評価することは容易ではない。そこで、正味での環境影響を定量的に評価するために LCA (ライフサイクルアセスメント) のように、製品のライフサイクル (製品の製造、使用、廃棄) での評価を行うことが考えられる。中でも、空調機器には LCCP 評価が適している。LCCP 評価は冷媒の製造、空調機の製造、使用、廃棄までの環境影響を等価 CO₂ 排出量に換算して環境影響を評価する手法である。特に、空調機は使用中に GWP (地球温暖化係数) が高い冷媒が漏洩するため、その影響まで考慮できる LCCP 評価は有用である。

4.1.2 目的

本研究の目的は低 GWP 冷媒である HFO-1234yf とその混合冷媒を現行の定格冷房能力 4kW ルームエアコンに封入した場合の性能をシミュレーションし現行機 (冷媒: R410A) と比較する。さらに LCCP 評価を行い、低 GWP 冷媒を使用した場合の環境負荷の違いを示す。

4.1.3 計算方法

簡単な熱交換器モデルを用いて R410A、HFO-1234yf、R32 をそれぞれ用いた定格冷房能力 1.3kW の空調機の COP と LCCP 評価を行う。

4.1.3.1 ステップ 1 の計算手法

(1) モデルと計算法

Fig. 4.1.4 のように、冷媒配管を分割し各セクションの質量、エネルギー、運動量保存を解く。その際に必要な物性データは、R410A 及び R32 に関しては Refprop(Ver.8.0)[1] を用い、HFO-1234yf は本研究で得られた蒸気圧、気体粘度を用いた。その他の物性データは発表された論文等から推算した。式 (4.1.1) ~ (4.1.9) に用いた式を記載する。熱交換器のモデルと全体図を Fig. 4.1.5~Fig.4.1.7 にそれぞれ示す。

Nomenclature

A	Cross area, Area [m ²]	Greek symbol	
Bo	Boiling number	α	Heat transfer coefficient [W/m ² /K]
D	Tube diameter [m]	β	Void fraction
G	Mass flow rate [kg/s]	λ	Thermal conductivity [W/m/K]
Ga	Galileo number = $g\rho_l^3 D^3 / \mu_l^3$	μ	Viscosity [Pa s]
g	Gravity acceleration [m/s ²]	ρ	Density [kg/m ³]
HF	Heat flux [W/m ²]	η	Fin efficiency
H_L	$= c_{pl}(T_{sat} - T_w) / \Delta h_v$		
h	Specific enthalpy [J/kg]	Subscript	
Δh_v	Latent heat [J/kg]	air	Air side
Nu	Nusselt number	fin	Fin
p	Pressure [Pa]	tube	Tube
Pr_l	Liquid Prandtl number = $c_{pl}\mu_l / \lambda_l$	l	Liquid
q	Quality	m	Mixture
Re	Reynolds number = GD / μ	v	Vapor
s	Slip ratio	TP	Two phase
u, V	Velocity [m/s]	In	Inlet
We	Weber number	Out	Outlet
X_{tt}	Lockhart-Martinelli parameter		

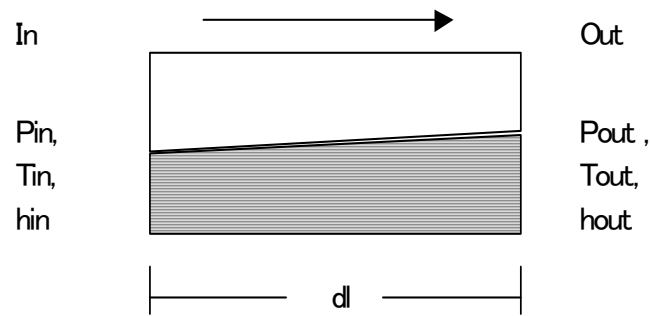


Fig. 4.1.4 Model of refrigerant flow

$$G_{In} = G_{Out} \quad (4.1.1)$$

$$G_{ln}h_{ln} + G_{vn}h_{vn} + \pi \cdot D \cdot dl \cdot HF = G_{lOut}h_{lOut} + G_{vOut}h_{vOut} \quad (4.1.2)$$

$$G_{ln}u_{ln} + G_{vn}u_{vn} - A(p_{Out} - p_{In}) - \left(\frac{dp}{dl}\right)Adl = G_{lOut}u_{lOut} + G_{vOut}u_{vOut} \quad (4.1.3)$$

気液の速度、及び質量流束はZiviの式とクオリティを用いて求めた。

$$G_l = G(1 - q) \quad (4.1.4)$$

$$G_v = Gq \quad (4.1.5)$$

$$s = (\rho_l / \rho_v)^{1/3} \quad (4.1.6)$$

$$\beta = \frac{q}{q + s(1 - q) \rho_v / \rho_l} \quad (4.1.7)$$

$$u_l = G_l / \rho_l A(1 - \beta) \quad (4.1.8)$$

$$u_v = G_v / \rho_v A\beta \quad (4.1.9)$$

HF0-1234yfの液粘度はHFC-134aの80%とした[2]。液状態の熱伝導率はLatiniの方法[3]を用いて推算したところ、HF0-1234yfのそれは、HFC-134aの液状態の熱伝導率よりも10%程度低いことが分かった。そこで、本研究ではHFC-134aの液状態の熱伝導率に0.9を乗じることでHF0-1234yfの液熱伝導率を求めた。気相の粘度は、Chapman-Enskogの式を用いて求めた。なお、scaling factorは大気圧下での実験結果から求めた[4]。高圧下での気体粘度は、Reichenbergの式を使って求めた[5]。最後に、気体の熱伝導率はChungの式を用いた[6]。

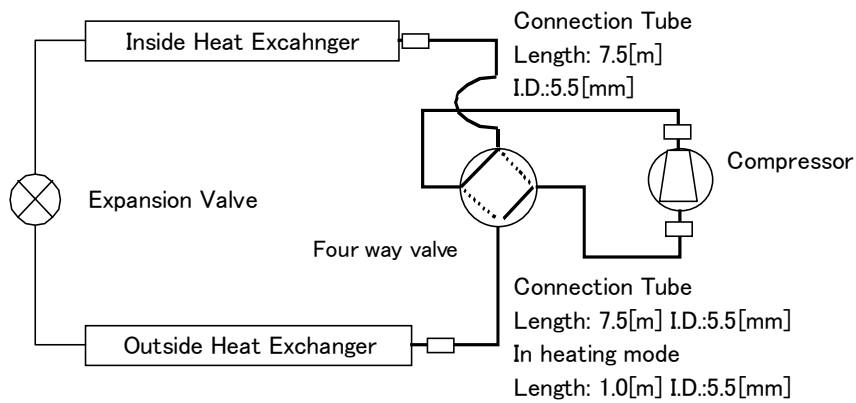


Fig. 4.1.5 Calculated heat pump model

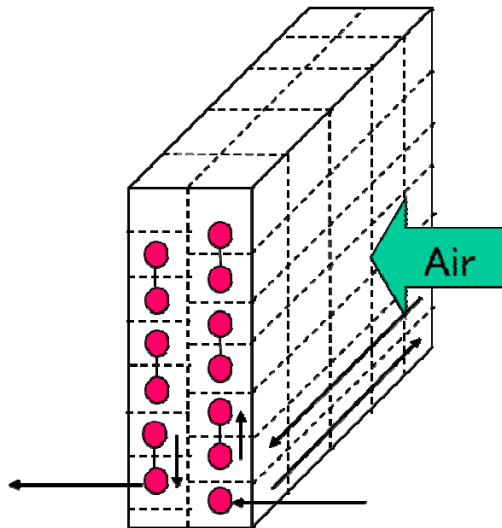


Fig. 4.1.6 Indoor heat exchanger model

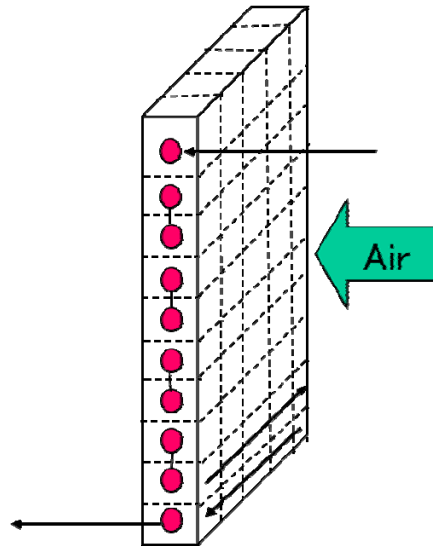


Fig.4.1.7 Outdoor heat exchanger model

熱交換器の配管長、管直径と室内機と室外機を結ぶ管の直径と長さをTable 4.1.1に記載する。

Table 4.1.1 Heat exchangers and connecting tubes specifications

	Inside Heat Exchanger	Outside Heat exchanger	Connection tube
Inner tube diameter [mm]	6.4	6.4	5.5
Tube length [m]	8.645	8.0	7.5(*)
Tube row number	7/6	10	-
Tube line number	2	1	-
Number of path	1	1	1
Fin pitch [mm]	1.3	1.3	-
Fin thickness [mm]	0.1	0.1	-
Capacity [kW]	Rated cooling 1.3	Rated heating 1.6	-

また、計算条件の一覧をTable 4.1.2に示す。

Table 4.1.2 Calculation Conditions

Test condition	Rated cooling capacity	Half cooling capacity	Half heating capacity
Indoor dry bulb [°C]	27		20
Inside wet bulb [°C]	19		-
Indoor air velocity [m ³ /min]	3.0		
Outdoor dry bulb [°C]	35	29	7
Outdoor wet bulb [°C]	-	-	6
Outdoor air velocity [m ³ /min]	12.0		

- 圧縮機

圧縮機の断熱効率は一律に 0.75 とした。

- 蒸発器

過熱状態では、Dittus-Boelter の式を使って冷媒の熱伝達率を算出した。また二相域では吉田の式を使った[7]。

$$\alpha = 3.7\alpha_l \left[Bo \times 10^4 + 0.23(Bo \times 10^4)^{0.59} \left(\frac{1}{X_u} \right)^{2.0} \right]^{0.44} \quad (4.1.10)$$

$$\alpha_l = 0.023 \frac{\lambda_l}{D} \left[\frac{GD(1-q)}{\mu_l} \right]^{0.8} Pr_l^{0.4} \quad (4.1.11)$$

空気側の熱伝達率の算出には熱交換器での結露も考慮するため、以下の式を用いた。

$$\alpha_{air} = 283.6 \cdot V_{air}^{0.437} \cdot 1.163 \cdot \frac{(A_{tube} + \eta A_{fin})}{(A_{tube} + A_{fin})} \Big/ 2000.0 \quad [\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})] \quad (4.1.12)$$

- 凝縮器

過熱域と過冷却域では蒸発器と同じく、Dittus-Boelter の式を使って冷媒の熱伝達率を求めた。二相域の熱伝達率は、下記の原口の式を使って求めた[8]。

$$Nu = (Nu_F^2 + Nu_B^2)^{1/2} \quad (4.1.13)$$

$$Nu_F = 0.0152(1 + 0.6 Pr_l^{0.6}) (\phi_v / X_u) Re_l^{0.77} \quad (4.1.14)$$

$$Nu_B = 0.725 H(\xi) (Ga Pr_l / H_L)^{1/4} \quad (4.1.15)$$

$$\phi_v = 1 + 0.5 \left[\frac{G}{\sqrt{gD\rho_v(\rho_l - \rho_v)}} \right]^{0.75} X_u^{0.35} \quad (4.1.16)$$

$$H(\xi) = \xi + \{ 0[(1 - \xi)^{0.1} - 1] + 1.7 \times 10^{-4} Re \} \sqrt{\xi} (1 - \sqrt{\xi}) \quad (4.1.17)$$

$$\xi = \left[1 + \frac{\rho_v}{\rho_l} \left(\frac{1-q}{q} \right) \left(0.4 + 0.6 \sqrt{\frac{\frac{\rho_l + 0.4 \frac{1-q}{q}}{\rho_v}}{1 + 0.4 \frac{1-q}{q}}} \right) \right]^{-1} \quad (4.1.18)$$

凝縮器では、顕熱のみが空気と冷媒の間で交換されるので以下の式を用いて空気側の熱伝達率を求めた。

$$Nu_{air} = 0.683 \left(Re_{air}^{0.446} \right) \left(Pr_{air}^{1/3} \right) \quad (4.1.19)$$

- 膨張弁
膨張弁では等エンタルピー膨張すると仮定した。
- 内外接続配管
室内機と室外機の間をつなぐ配管を冷媒が流れる際の熱交換は無いものとした。
- 圧力損失
Colburn の式を用いて、単相域での摩擦により圧力降下を算出した。

$$f = 0.046 Re^{-0.2} \quad (4.1.20)$$

$$\left(\frac{dp}{dl} \right) = 2fG^2 / (D\rho A^2) \quad (4.1.21)$$

二相域では、以下に示す Lockhart-Martinelli 法と Chisholm-Laird の式を用いた。

$$\left(\frac{dp}{dl} \right)_{TP} = \phi_l^2 \left(\frac{dp}{dl} \right)_l \quad (4.1.22)$$

$$\phi_l^2 = 1 + \frac{21}{X_u} + \frac{1}{X_u^2} \quad (4.1.23)$$

$$X_u = \left(\frac{1-q}{q} \right)^{0.9} \left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^{0.5} \left(\frac{\mu_l}{\mu_g} \right)^{0.1} \quad (4.1.24)$$

$$\left(\frac{dp}{dl} \right)_l = 2f_l [G(1-q)/A]^2 / (D\rho_l) \quad (4.1.25)$$

$$f_l = 0.046 \left(\frac{G(1-q)D}{\mu_l A} \right)^{-0.2} \quad (4.1.26)$$

(2) 計算結果

3種の純冷媒を用いた場合の定格冷房、冷房中間のHFC-410AとのCOPの比をFig. 4.1.8に示す。さらに冷媒の質量流束と圧力損失のHFC-410Aとの比較をFig. 4.1.9に示す。同様に、暖房定格条件の時の計算結果をFig. 4.1.10に示す。前述のように、暖房時の内外接続配管の長さは1mである。

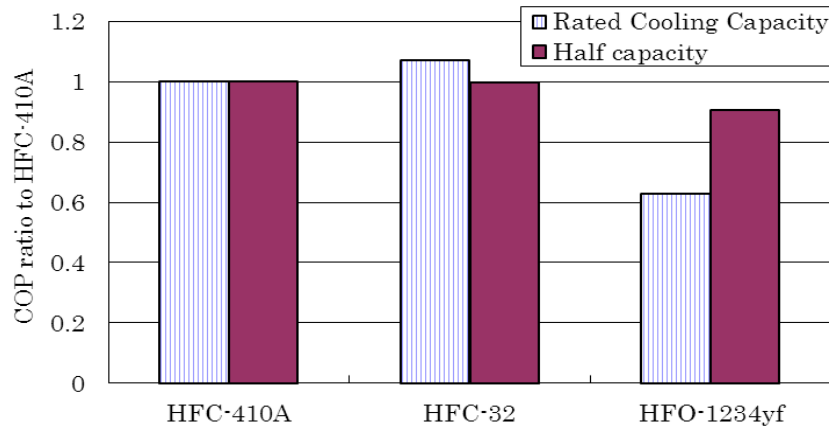


Fig. 4.1.8 COP ratio to HFC-410A at cooling mode

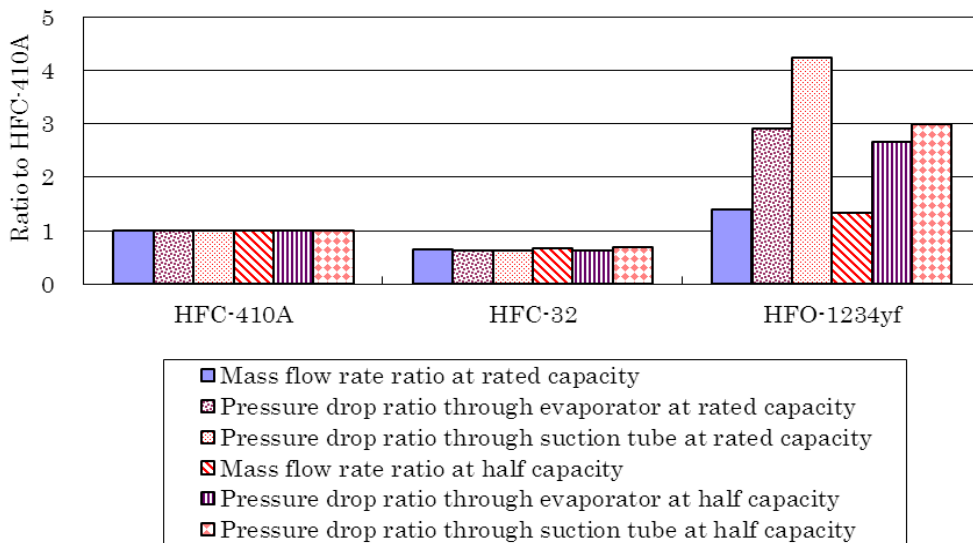


Fig. 4.1.9 Ratio of mass flow rate and pressure drop to HFC-410A at cooling mode

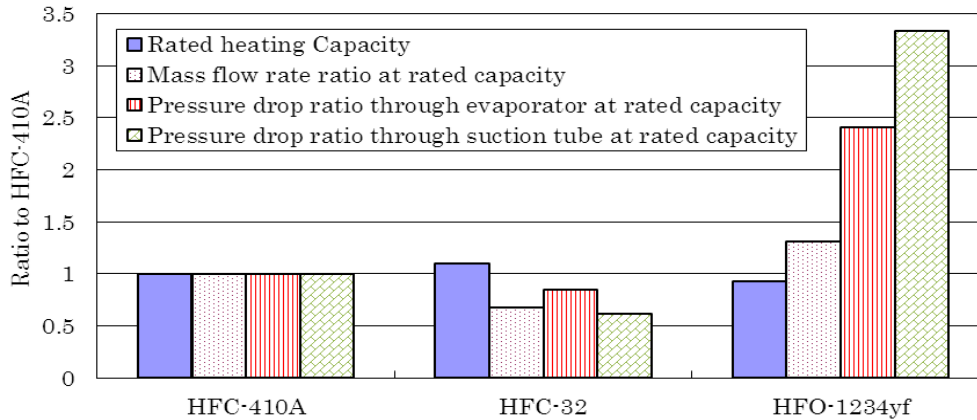


Fig. 4.1.10 COP and pressure drop ratio to HFC-410A at heating mode

これらの結果を用いて、JIS C 9612 2005（以下 JIS）に基づいて APF を求めた。但し、冷房 COP は計算した 2 点の間を内挿し、29℃以下の領域は JIS に定められた傾きと、 C_D 値 0.25 を用いて断続運転による効率低下を考慮に入れた。これは、本研究室での研究結果から、パッケージエアコンと同様の原理で運転される本システムにも同様の傾向があると考えたためである[10]。Fig. 4.1.11 に冷房 COP と外気温の関係を示す。一方、暖房については、暖房定格での COP が暖房時の総合 COP（HSPF）であるとして APF を求めた。

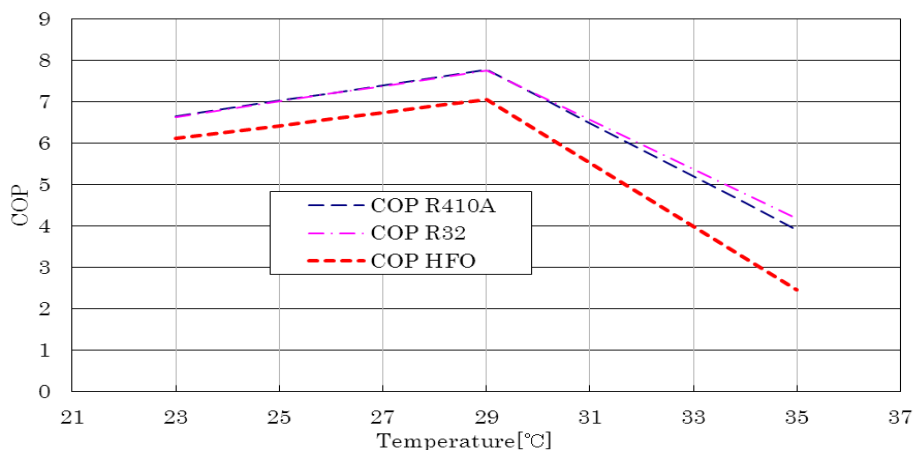


Fig. 4.1.11 Relationship between outdoor temperature and COP

求めた APF を使って、LCCP (life cycle climate performance) 評価を行った。先述のように、この評価法は冷媒の製造から廃棄までの各段階での環境影響を等価 CO_2 排出量に換算して定量的に環境負荷を算出する手法である。大気に直接冷媒が放出されることで与える影響を直接影響、電力消費により発電所で発生する CO_2 による影響を間接影響と呼ぶ。本研究では、以下の仮定を置き等価 CO_2 排出量を算出した。なお、冷媒の製造による等価 CO_2 排出量は微量のため無視した。

- 電力消費 1kWh 当たり 0.555kg の CO_2 が発生する。
- HFO-1234yf、HFC-32、HFC-410A の GWP はそれぞれ 4、4 650、2088 である。
- 製品を 15 年使用する。
- 使用時に大気に漏洩する冷媒量は、1 年当たり封入量の 2% である。

- 冷媒の廃棄時の回収率は封入量の 30%である。
- 初期冷媒封入量は 0.3kg である。
- 冷媒封入量は常に一定である。（毎年メンテナンスが行われ、冷媒の補充が行われていると仮定）
- 冷暖房それぞれの基本使用時間は JIS に基づき、1430 時間、2889 時間とする。

計算結果を以下に示す。

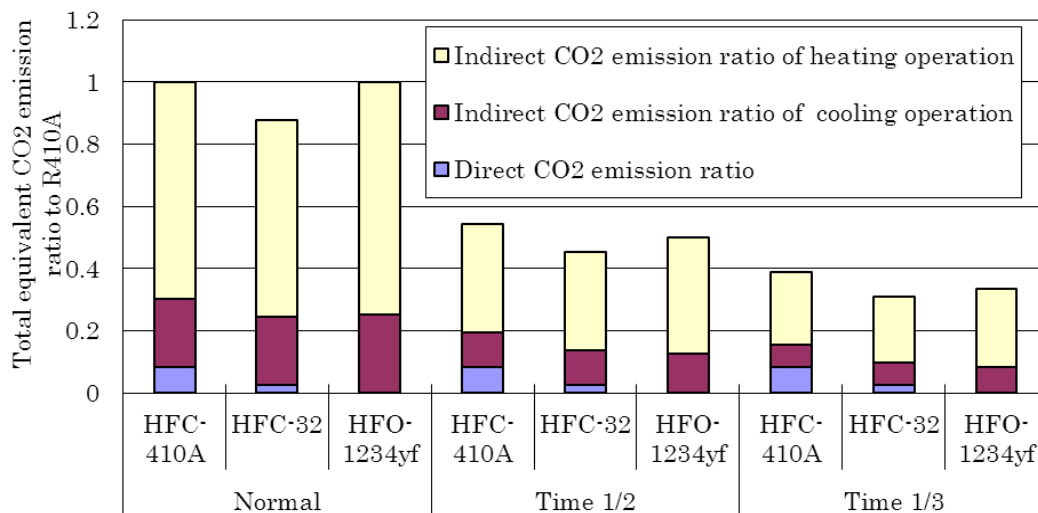


Fig. 4.1.12 Equivalent CO₂ emission difference between 3 pure refrigerants and various operating time

4.1.4 まとめ

3 種類の純冷媒を簡易化したヒートポンプモデルを作成し、シミュレーションを行った結果、HFO-1234yfを使用すると冷房時の内外接続配管と室内機の圧力損失はHFC-410Aの3~4倍増加することを明らかにした。またそれらの計算結果を基に、LCCP 評価を行い、等価 CO₂ 排出量を試算した。その結果、HFO-1234yfを使用した場合、冷媒の大気漏洩による直接影響は、HFC-410A、HFC-32 に比べほぼ無視できるほど小さいことを明らかにした。また、使用時間の減少に伴い直接影響の割合が大きくなることが分かった。例えば、HFC-410A を使ったときの直接影響が全体を占める割合は、運転時間が減少していくに従って、8%→15%→21%と増加していく。従って、空調機器のエネルギー効率を向上させることで間接影響を減らすだけでなく、冷媒の転換によって直接影響を減少させていくことをも考えることが肝要であることが分かった。

参考文献

- [1] Refprop: Reference fluid thermo dynamic and transport properties NIST standard reference database 23 version 8.0
- [2] S. Yamaguchi, S Matsuo and T. Sotani “VISCOSITY MEASUREMENT OF HFO1234yf BY MEANS OF ROLLING-BALL METHOD” The 30th Japan Symposium on Thermophysical Properties, Oct. 28-30, 2009, Yonezawa 352-354
- [3] G. Latini and M. Pacetti Therm. Conduct., 15 245 (1977)

- [4] Y. Arakawa, H. Kim, T. Kamiaka, C. Damg, E. Hihara “THERMOPHYSICAL PROPERTY MEASUREMENT OF HFO-1234yf+HFC-32 MIXTURE” 2010 International
- [5] D. Reichenberg “The Viscosities of Pure Gases at High Pressure” Natl. Eng. Lab., Rept. Chem. 38, East Kilbride, Glasgow, Scotland, August (1975)
- [6] T. Chung, M. Ajlan, L. Lee and K. Starling; Ind. Eng. Chem. Res. 27:671(1988)
- [7] S. Yoshida, T. Matsunaga and H.P. Hong “Characteristics of Heat Transfer to Refrigerant Flowing at Low Mass Velocities in Horizontal Evaporator Tubes” J. JSME vol.54 508 3471-3479 (1988)
- [8] H. Haraguchi, S. Koyama and T. Fujii “Condensation of Refrigerants HCFC 22, HFC 134a, and HCFC 123 in a Horizontal Smooth Tube (2nd Report, Proposals of Empirical Expressions for Local Heat Transfer Coefficient)” J.JSME vol.60 574 2117-2124 (1994)
- [9] Japanese Industrial Standard “Room air conditioners” JIS C 9612:2005
- [10] H.Horie and E.Hihara “Annual Performance and Performance Rating of Air conditioner” Proceedings of the 2009 JSRAE Annual Conference 15-18
- [11] Chen. I.Y. et al. “Measurements and correlations of frictional single-phase and two-phase pressure drops of R-410A flow in small U-type return bends” International Journal of Heat and Mass Transfer 47 2241-2249(2004)
- [12] C.O.Popoeil, J.Wojtkowiak, “Friction factor in U-type undulate pipe” J. Fluid Eng. 122 260-263(2000)

4.2 家庭用ルームエアコンの使用実態調査（ミサワホーム総合研究所）

4.2.1 調査概要・方法

家庭用ルームエアコン使用実態調査（以後、RAC 使用実態調査とする）では、信越地区（新潟県）、西関東地区（群馬県・埼玉県）、東関東地区（千葉県・茨城県）の戸建住宅に住むモニター家庭を各地区で 25 軒選定し、さらに主に千葉県近郊の集合住宅に住むモニター家庭 25 軒を加えた計 100 物件で、主にリビングルームに計測機器を設置したエアコンを据え付け、その使用実態を調査した。また全体の 1/3 となる 33 物件（戸建住宅 25 軒，集合住宅 8 軒）では、熱交換器・圧縮機の温度と圧縮機回転数も計測し、コンプレッサーカーブ法による機器性能評価ができるようなデータの収集も行なった（結果については今後の課題とする）。

図 4.2.1～4.2.4 に計測用エアコンと計測機器などの写真を、表 4.2.1 に計測箇所を示す。使用したエアコン機種と主な計測機器を表 4.2.2 に載せる。

表 4.2.1 に示す計測データを、10 秒に 1 回記録して、計測ボックス内にあるデータロガーに挿入してある USB メモリに出力した。記録されたデータは 1 ヶ月に 1 回、空の USB メモリと交換し、回収する事で、継続的にデータを取得した。



図 4.2.1 エアコンおよび計測ボックスの設置状況（新潟県の某モニター邸にて）



図 4.2.2 計測ボックスの中の様子（機器性能調査を行っている場合）



図 4.2.3 圧縮機回転数を計測するための回転計ピックアップ
 (左図：A 社圧縮機に設置した漏洩磁束検出器 右図：C 社圧縮機に設置した加速度検出器)

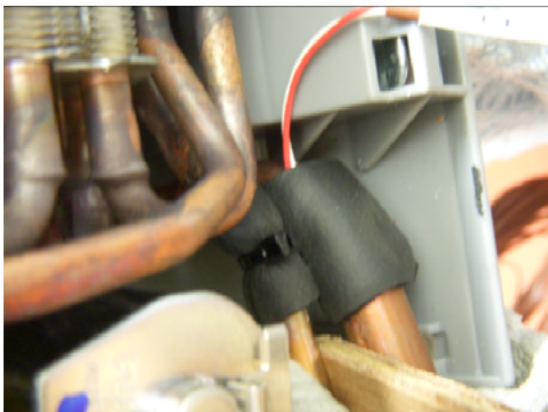


図 4.2.4 A 社のエアコンに張り付けた熱電対
 (左図：室内機入口温度計測用熱電対 右図：圧縮機入口温度計測用熱電対)

表 4.2.1 計測箇所

使用実態調査	消費電力
	室内環境湿度
	外気湿度
	室内環境温度
	外気温度
機器性能調査	室内機熱交換器入口温度
	室内機熱交換器中間温度
	室内機熱交換器出口温度
	圧縮機入口温度
	圧縮機出口温度
	室外機熱交換器入口温度
	室外機熱交換器中間温度
	室外機熱交換器出口温度
	圧縮機回転数

表 4.2.2 調査に使用したエアコン機種と主な計測機器

種類	メーカー	項目	名称・型番
エアコン	A社	信越地区据付用5.6kW機種	※寒冷地仕様機種
		信越地区据付用4.0kW機種	※寒冷地仕様機種
		信越地区据付用2.8kW機種	※寒冷地仕様機種
		集合住宅据付用4.0kW機種	
		集合住宅据付用3.6kW機種	
		集合住宅据付用2.8kW機種	
		集合住宅据付用2.5kW機種	
		集合住宅据付用2.2kW機種	
	B社	西関東地区据付5.6kW機種	
		西関東地区据付4.0kW機種	
		西関東地区据付2.8kW機種	
		西関東地区据付2.2kW機種	
	C社	東関東地区据付4.0kW機種	
東関東地区据付2.8kW機種			
計測機器	日置電機	メモリハイロガー	
		パワーハイテスタ	
		湿度センサー(3.0m)	
		湿度センサー(10m)	
	小野測器	ハンディタコメータ	※機器性能評価物件のみ
		漏洩磁束検出器	※機器性能評価物件のみ
		加速度検出器	※機器性能評価物件のみ

4.2.2 プロジェクト実施スケジュール

本プロジェクトの実施スケジュールは、4～5月に計測箇所の選定と計測方法の決定、またそれに合わせた機器の選定を行なった。6～7月は選定した計測機器の使用可能性の確認と機器一式を揃えての先行試験を行ない、並行して計測機器の調達を行なった。8月にエアコンおよび機器の入札・発注を行ない、9月までに概ね機器類の納品が完了した。それから準備が整った地区から順に、モニター邸にエアコンと計測機器を設置し、次第計測を開始した。12月末までには3地区での設置は概ね完了した。一方で集合住宅調査のモニター邸を9月～10月末まで行ない、11月に全件で現場調査を行なった。エアコンと計測機器の据え付けは年始から開始し、1月中に完了させ、計測を開始した。また3月には集合住宅モニター邸で、アンケート調査も実施した。

4.2.3 調査結果

4.2.3.1 信越地区（新潟県）での調査結果

図 4.2.5～4.2.8 に、信越地区における 2011 年 1 月ならびに 2 月の平日および休日のエアコン使用実態と、室内温度・室外温度の関係を示す。横軸は 1 日の時間帯（0 時台から 23 時台まで）で、縦軸はそれらの時間帯における 1 ヶ月間のエアコン平均使用時間で、0 分から 60 分までとなっている。また黒太線は全物件の平均値、赤太線と青太線はそれぞれ、1 ヶ月間の全物件での室内温度および外気温度の平均値となっている。尚、エアコン使用時間が 1 日 1 時間未満の物件については、グラフから省いた。

信越地区の特徴として、エアコンの使用時間が非常に長い物件と、殆ど使用していない物件の 2 つに分かれている事が挙げられ、後者ではエアコン以外の暖房機器への依存度が非常に高いと考えられる。後者はグラフから省いてあるが、前者では朝使用し始めたら夜まで使用し続けている事がグラフでも確

認できる。使用頻度の高い時間帯は、平日は朝7時と20時前後、休日は朝8時と20時前後である事が分かる。これは家族構成やライフスタイルによって差異はあると考えられるが、全体的に考えると、これらの時間帯は朝食・夕食の時間帯であり、リビングルーム在室の頻度が高いためであると考えられる。尚、グラフの傾向としては、平日・休日、1月・2月で大きな差異は確認されなかった。

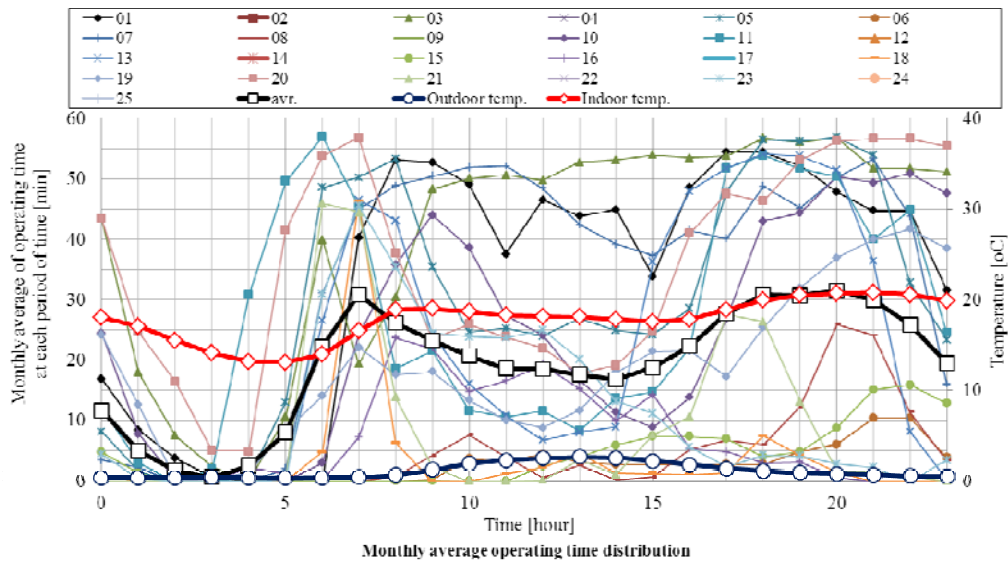


図 4.2.5 信越地区における 2011 年 1 月の平日のエアコン使用実態と室内・室外温度の関係
(全物件での、各時間帯におけるエアコン使用時間の 1 ヶ月平均値)

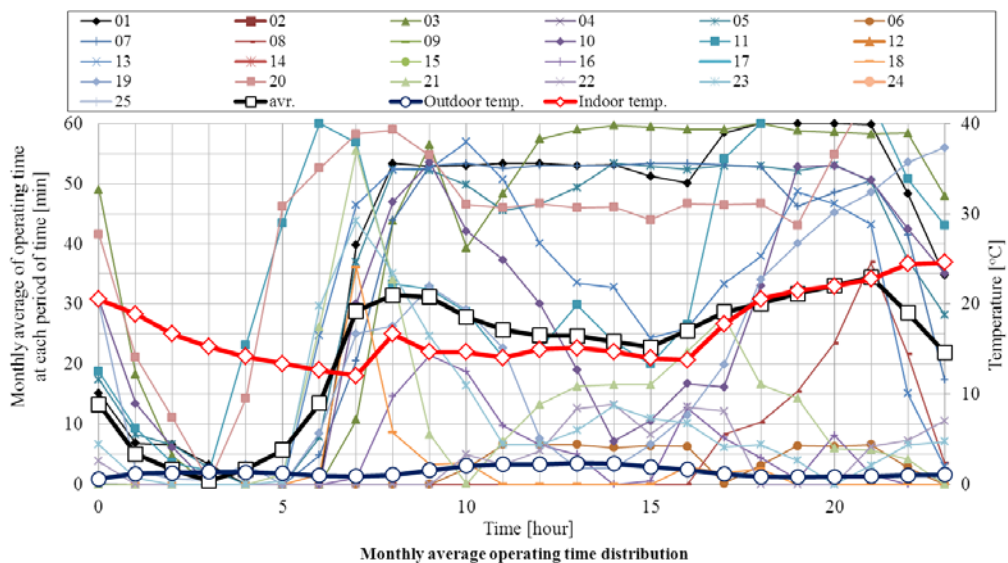


図 4.2.6 信越地区における 2011 年 1 月の休日のエアコン使用実態と室内・室外温度の関係
(全物件での、各時間帯におけるエアコン使用時間の 1 ヶ月平均値)

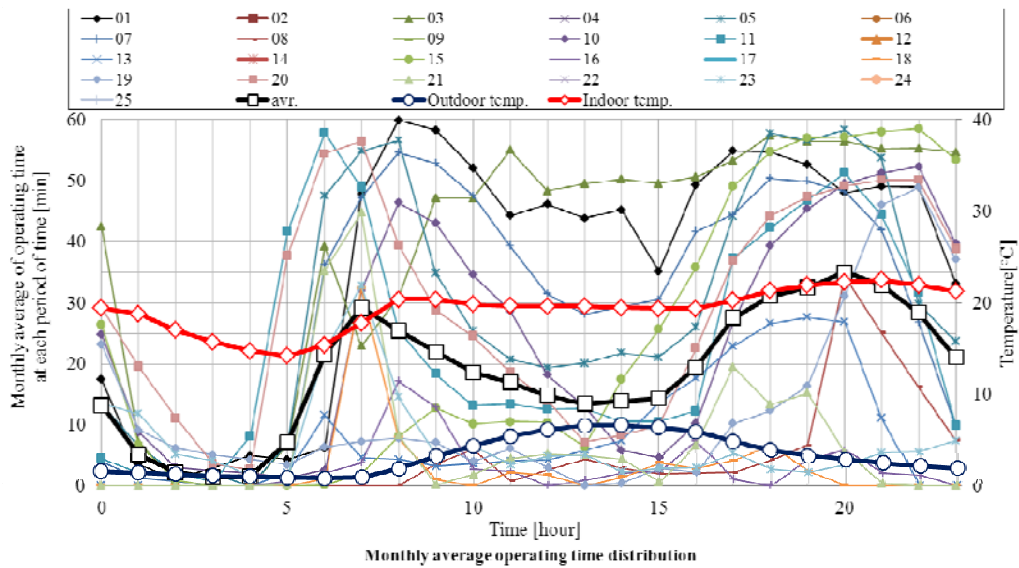


図 4.2.7 信越地区における 2011 年 2 月の平日のエアコン使用実態と室内・室外温度の関係
(全物件での、各時間帯におけるエアコン使用時間の 1 ヶ月平均値)

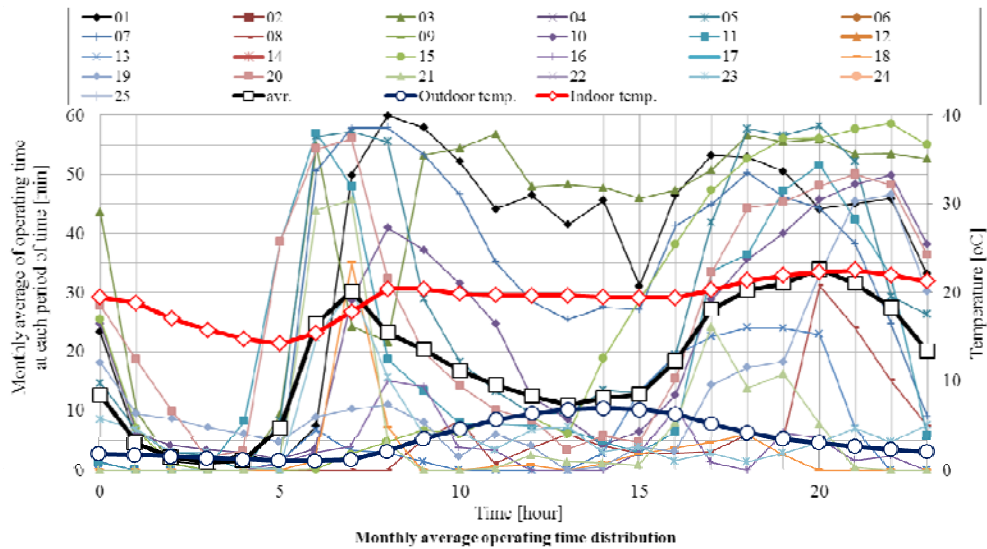


図 4.2.8 信越地区における 2011 年 2 月の休日のエアコン使用実態と室内・室外温度の関係
(全物件での、各時間帯におけるエアコン使用時間の 1 ヶ月平均値)

4.2.3.2 西関東地区（群馬県・埼玉県）での調査結果

図 4.2.9～4.2.12 に、西関東地区における 2011 年 1 月ならびに 2 月の平日および休日のエアコン使用実態と、室内温度・室外温度の関係を示す。グラフの構成については信越地区のものと同様である。

信越地区と比較すると、西関東地区の特徴は、エアコンを殆ど使用していない物件が少ない事、またエアコンを 1 日中使用している物件が無いいため日中の使用頻度が少なく、ピークが出る時間帯が顕著である事が挙げられる。

ピークの時間帯については、信越地区と同様で平日は朝 7 時と 20 時前後、休日は朝 8 時と 20 時前後である事が分かる。この理由については信越地区と同様であると考えられる。またグラフにおけるこれらの時間帯の線の密度が、信越地区と比べて密である事から、多くの家庭でエアコンが使用されている事が窺える。

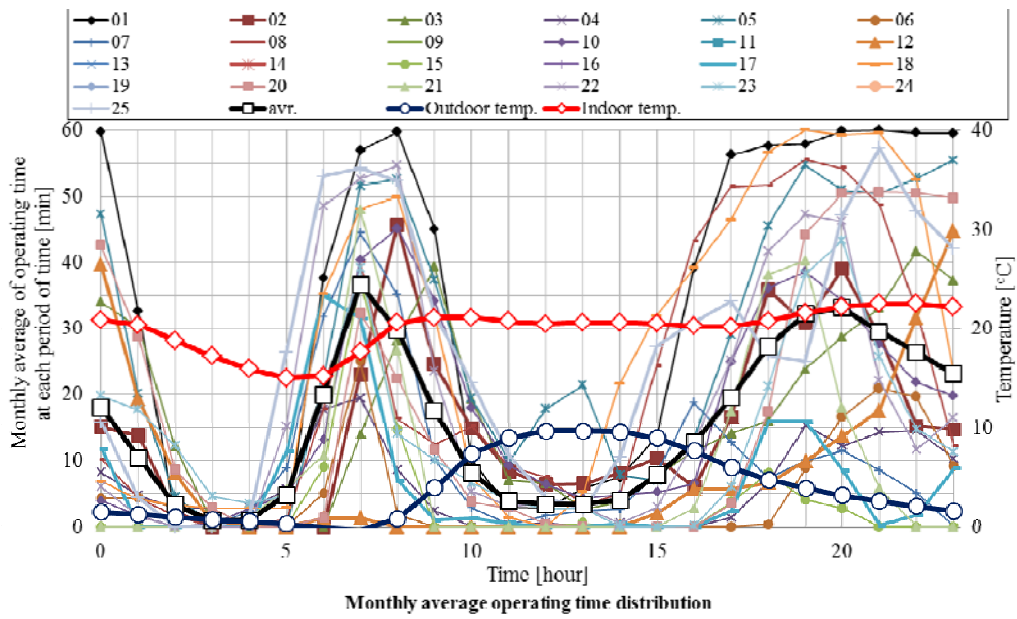


図 4.2.9 西関東地区における 2011 年 1 月の平日のエアコン使用実態と室内・室外温度の関係

(全物件での、各時間帯におけるエアコン使用時間の 1 ヶ月平均値)

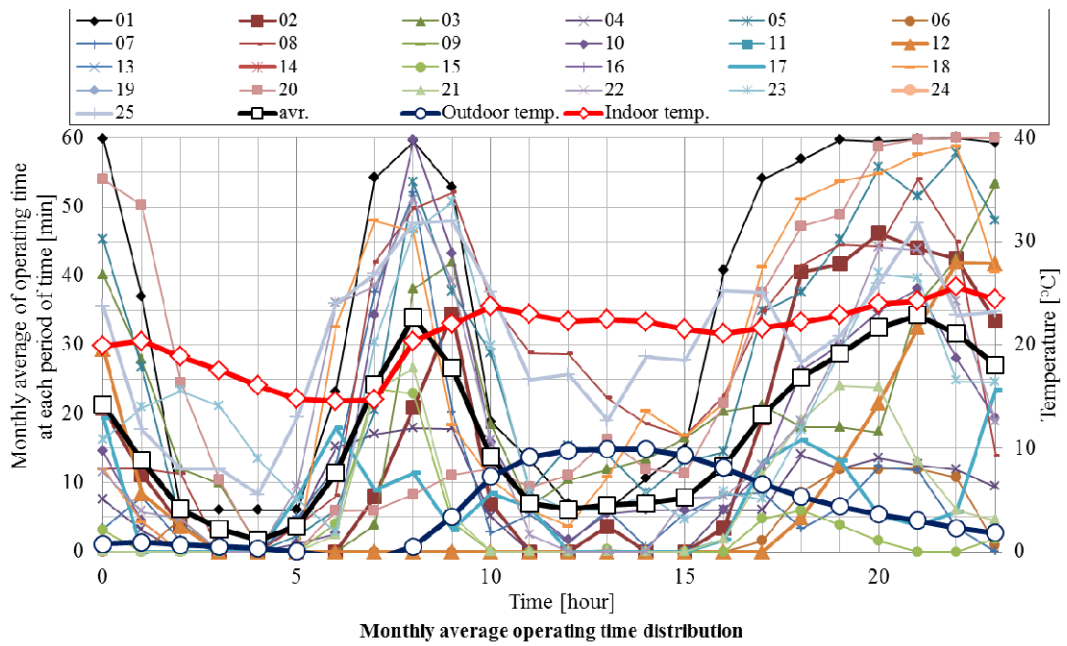


図 4.2.10 西関東地区における 2011 年 1 月の休日のエアコン使用実態と室内・室外温度の関係

(全物件での、各時間帯におけるエアコン使用時間の 1 ヶ月平均値)

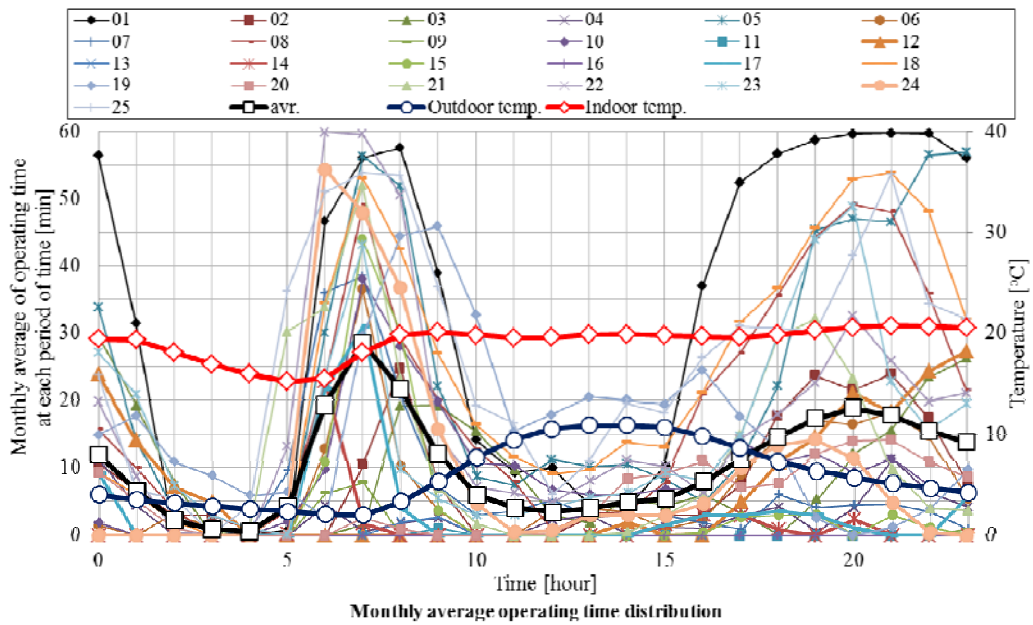


図 4.2.11 西関東地区における 2011 年 2 月の平日のエアコン使用実態と
室内・室外温度の関係
(全物件での、各時間帯におけるエアコン使用時間の 1 ヶ月平均値)

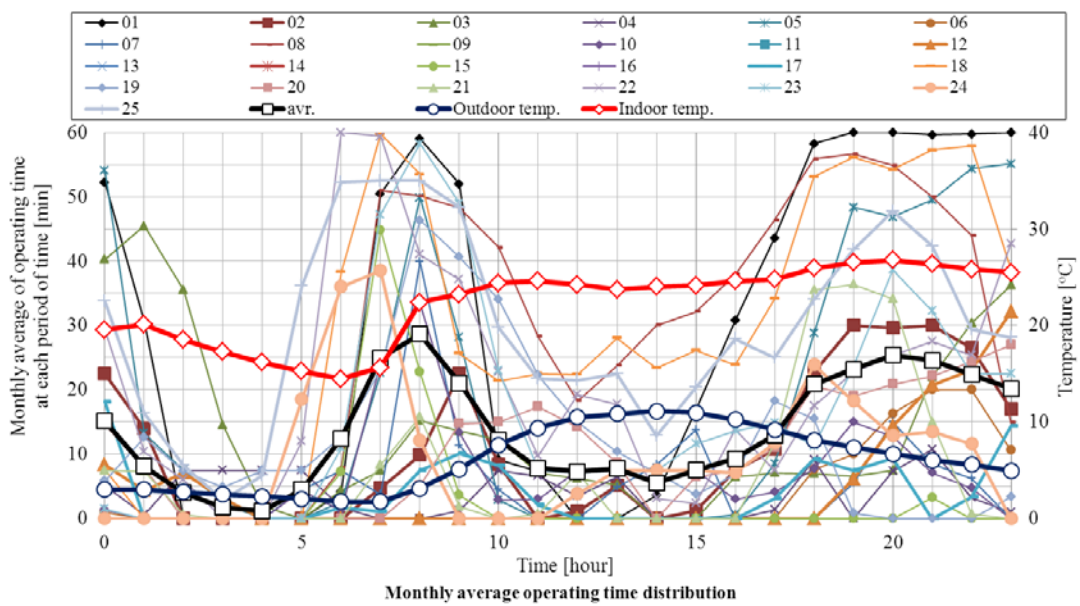


図 4.2.12 西関東地区における 2011 年 2 月の休日のエアコン使用実態と
室内・室外温度の関係
(全物件での、各時間帯におけるエアコン使用時間の 1 ヶ月平均値)

4.2.3.3 集合住宅（千葉県）での調査結果

図 4.2.13～4.2.16 に、柏市近郊の集合住宅における 2011 年 1 月ならびに 2 月の平日および休日のエアコン使用実態と、室内温度・室外温度の関係を示す。グラフの構成についてはこれまでのものと同様である。尚、集合住宅は年始から 1 月下旬までの間に据え付けを行なったため、1 月下旬に据え付けを行なった物件ではデータ数が少なくなっている。

集合住宅の特徴は、エアコンを長時間使用している物件や、殆ど使用していない物件といった極端な例が殆ど無く、一日の決まった時間に少しだけ使用するという傾向が挙げられる。ピークの時間帯は、前述の地区と同様で平日は朝 7 時と 20 時前後、休日は朝 8 時と 20 時前後であるが、全物件で平均化すると、その使用時間は他の地区と比較して短く、朝のピークで 1 時間あたり約 20 分、夜のピークも 1 時間あたり約 30 分程度となっている。集合住宅では暖房利用に関するアンケート調査も実施したが、エアコン以外にも多少は暖房をしようしているものの、その頻度はエアコンとあまり変わらないため、そもそも暖房器具の使用頻度が低い事が窺える結果となった。この理由については、戸建住宅と比べてリビングルームが狭いため、部屋の中の温度分布が大きくなならない事が考えられる。

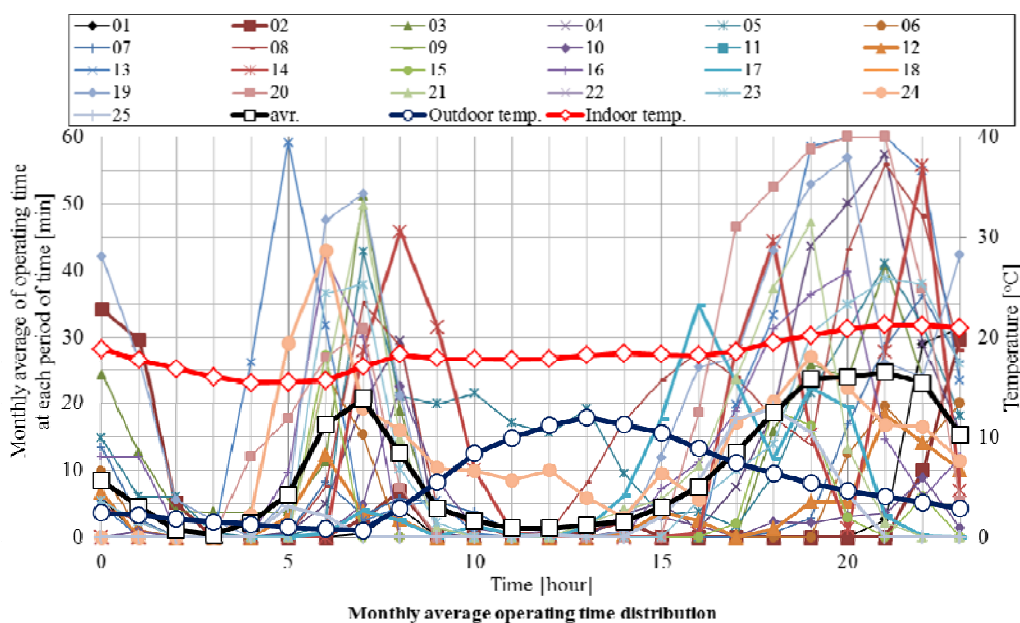


図 4.2.13 集合住宅における 2011 年 1 月の平日のエアコン使用実態と室内・室外温度の関係
(全物件での、各時間帯におけるエアコン使用時間の 1 ヶ月平均値)

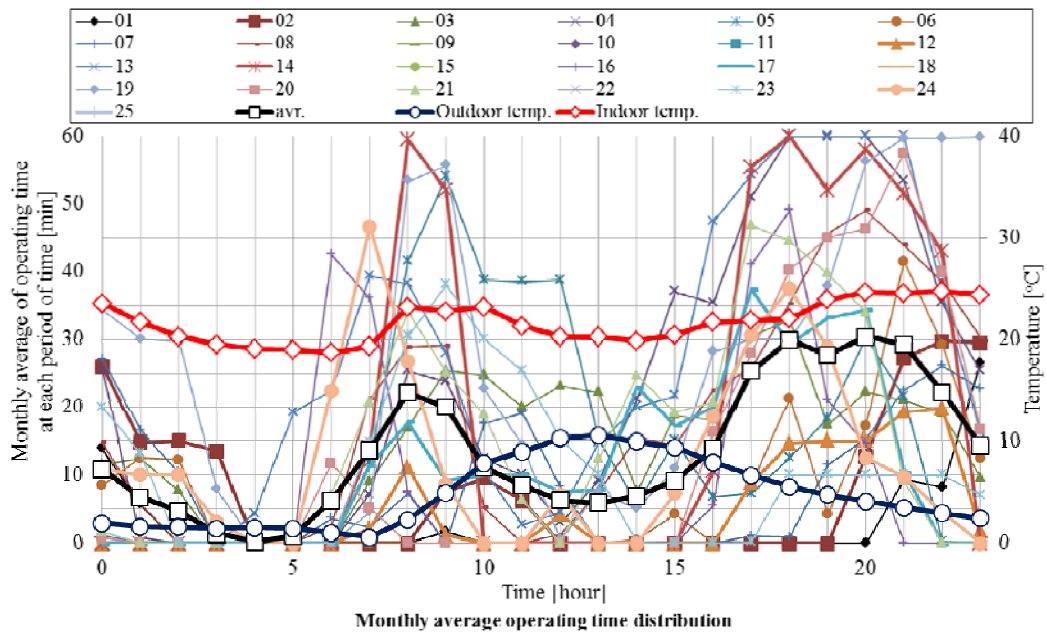


図 4.2.14 集合住宅における 2011 年 1 月の休日のエアコン使用実態と室内・室外温度の関係
(全物件での、各時間帯におけるエアコン使用時間の 1 ヶ月平均値)

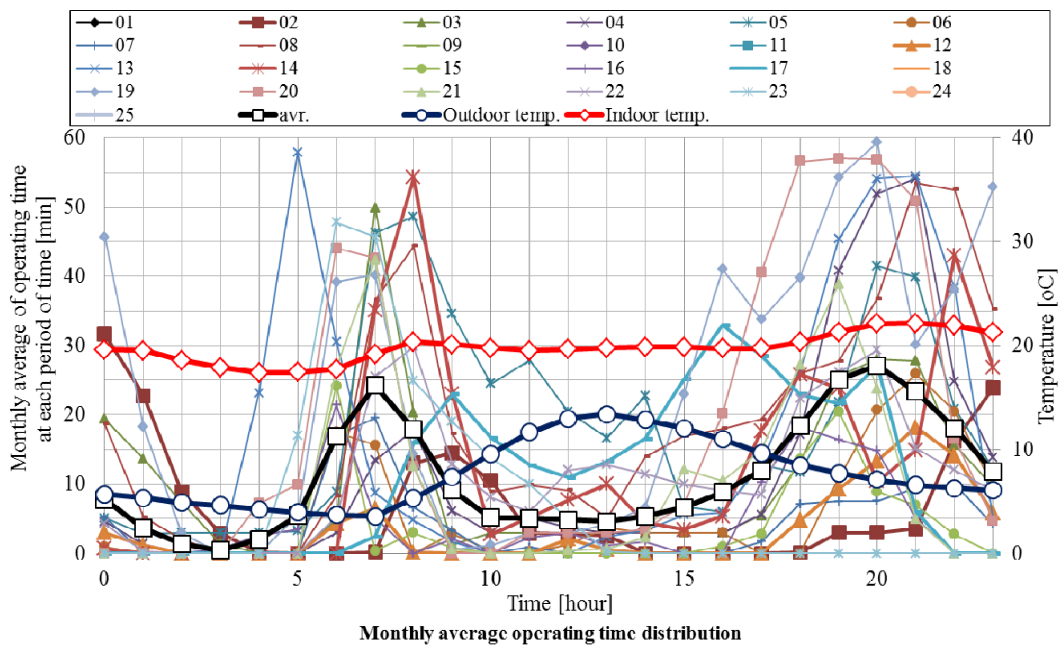


図 4.2.15 集合住宅における 2011 年 2 月の平日のエアコン使用実態と室内・室外温度の関係
(全物件での、各時間帯におけるエアコン使用時間の 1 ヶ月平均値)

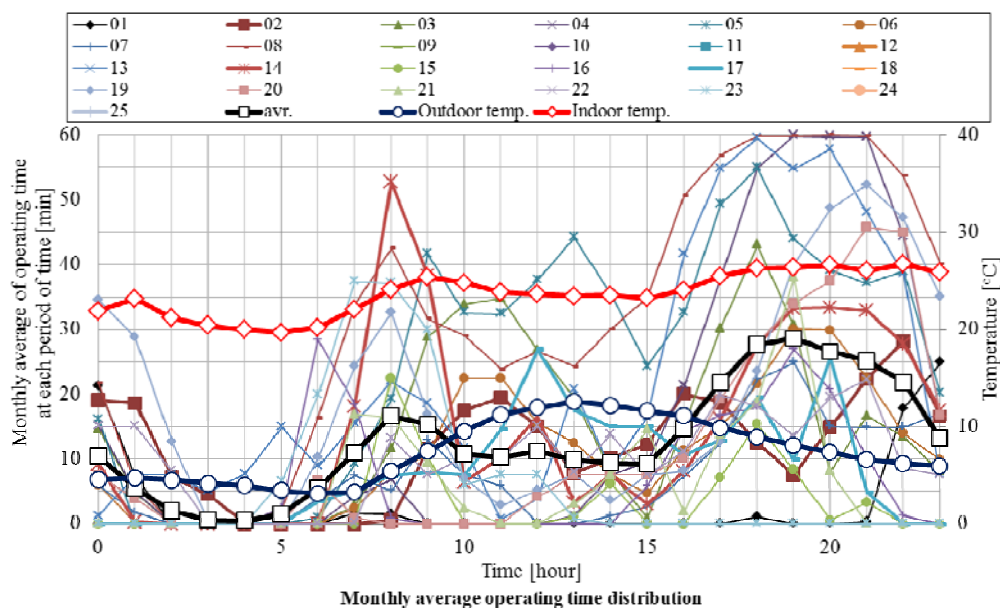


図 4.2.16 集合住宅における 2011 年 2 月の休日のエアコン使用実態と室内・室外温度の関係
(全物件での、各時間帯におけるエアコン使用時間の 1 ヶ月平均値)

4.2.4 今後の課題・予定

今後の主な課題については、以下の 3 点が挙げられる。

アンケート調査の実施と整理

集合住宅モニター邸では暖房に関するアンケート調査を実施したが、戸建住宅では大震災の影響で実施計画が流れてしまった。また集合住宅での調査結果についても十分な整理がなされてはいない。しかし、エアコンの使用実態は、家族構成、ライフスタイル、また個人の寒暖感覚などと密接にリンクしていると考えられるため、これらの情報を収集する事の意義は大きい。また夏のピーク期（8 月辺り）には、冷房についても情報を収集する必要がある。

部屋の広さやライフスタイルなどの違いによる使用実態の評価

前述の通り、既知である部屋の広さなどの大雑把な情報だけでなく、モニターについてある程度詳細な情報をアンケート調査によって収集した後、それらと使用実態との間の相関を統計的に調べる必要がある。まずはそのための統計・整理の手法を確立する。

コンプレッサーカーブ法を用いた機器性能の評価

今回の調査には、使用実態調査と機器性能調査という 2 つの目的がある。前者は統計学的な考察対象の調査、後者は工学的（特に機械工学的）な考察対象の調査であり、同じモニター邸で並行してデータを取得しているが、そもそも調査の毛色が異なる。使用実態調査は、少なくとも冬のデータについては、ある程度集計・整理ができたが、機器性能調査に関しては、データの取得のみとなっている。

今回の調査結果から機器性能を得るためには、空気エンタルピー法ではなく、コンプレッサーカーブ法を用いた評価を行なう必要がある。そのためには現在取得しているデータ（熱交換器の各点の温度、圧縮機回転数、消費電力）だけでなく、圧縮機回転数と冷媒流量の関係を得なければならない。これについては別途研究を行ない、その結果を本調査の取得データへフィードバックさせていく予定である。

4.3 冷媒管理システムの構築（日本冷凍空調学会）

4.3.1 はじめに

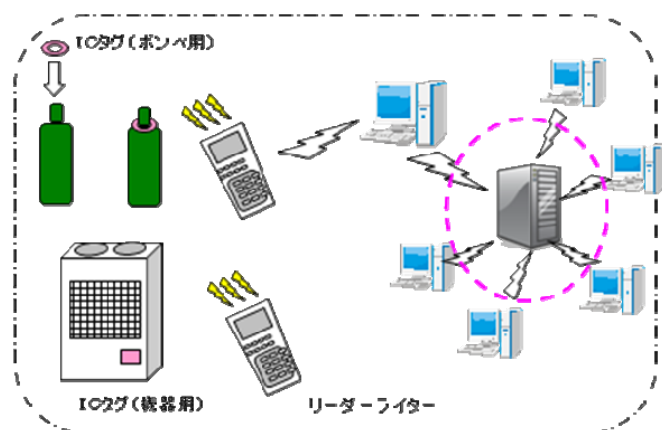
冷凍・空調設備への需要は、生活環境の改善・高度化・産業分野への適用など、今後、世界的に一層強まるものと思われる。こうした中で下記3つの観点から、特にヒートポンプの活用拡大は、世界的にも必要とされることは明白である。

- I. 化石燃料の有効利用
- II. CO₂排出量の低減
- III. 再生可能エネルギーの最大限の活用

しかし、ヒートポンプにとって不可欠な冷媒については、温室効果の問題もあり、その放出を防止するために、冷媒の管理サイクルを確立することが、ヒートポンプの正常な発展に必要不可欠である。この冷媒管理サイクルの確立のために冷媒トレーサビリティシステムの開発を行う。

- ・トレーサビリティシステムの狙いは、冷媒の充填・補充・廃棄の川上から川下までのサプライチェーンにおける、いわゆる「見える化」の具現化にある。
- ・これを実現するための方法としてICタグシステムは最適なしくみである。
- ・ICタグの特徴として、「情報の書換えが現場で可能」・「汚れに強く長期間使用可能」・「ユニークなIDを保有」・「非接触で読取・書換が可能」等があり、上位のデータベースと取得した情報を速やかに紐付けする仕組みの構築が可能である。
- ・現場の状況とデータベースの情報をスピーディに一致させることが可能であり、いわゆる「情物一致」が実現できる。
- ・この仕組みにより、冷媒サプライチェーンに関係する全ての企業が冷媒の「時間・場所・対象物・作業内容・実行者」を一元的に把握可能となり、冷媒の管理サイクルを効率的にマネージメント可能となる。

【ICタグによる「冷媒管理システム」構想イメージ】



4.3.2 冷媒管理システム開発内容

4.3.2.1. 概要

エアコンの室外機・冷凍機及び冷媒フロンボンベに IC タグを装着し、エアコン用冷媒の充填・回収・廃棄を管理する仕組みを構築するため、実現場において実証実験を実施しその実現性を実証することが重要である。従って、今回、その実証実験用のシステムの検討・開発・システム構築を行った。

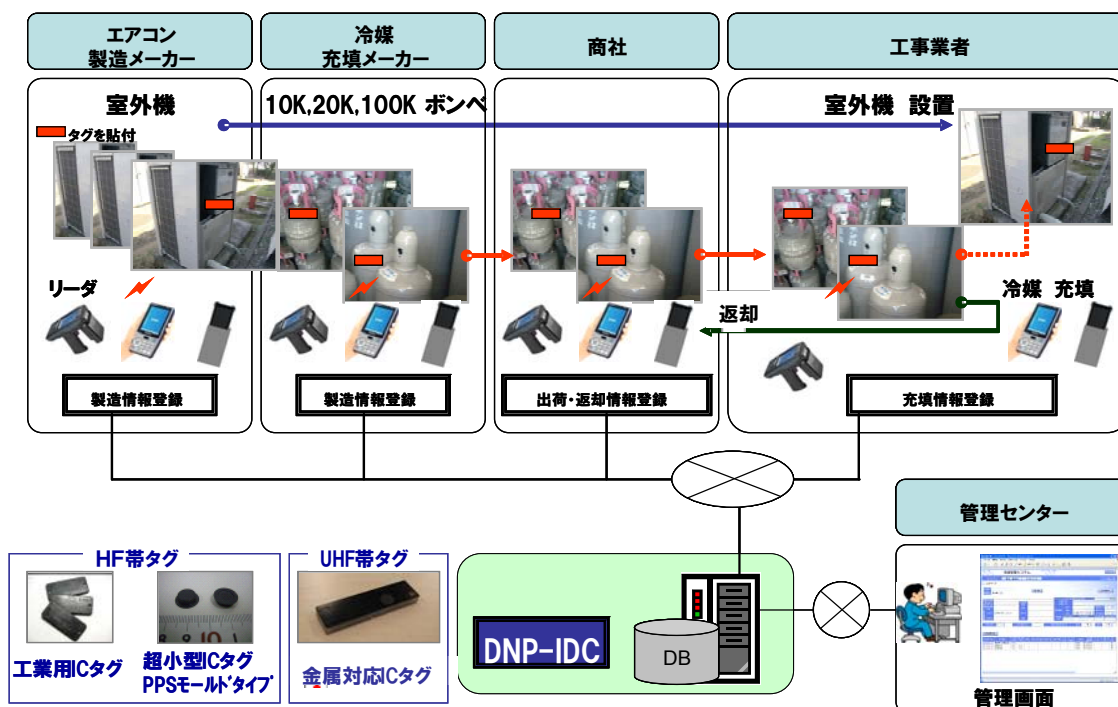
検討項目

- (1) システム開発
- (2) ICタグ選定
- (3) リーダーライタ等の機器選定
- (4) ICタグの取付方法の検討

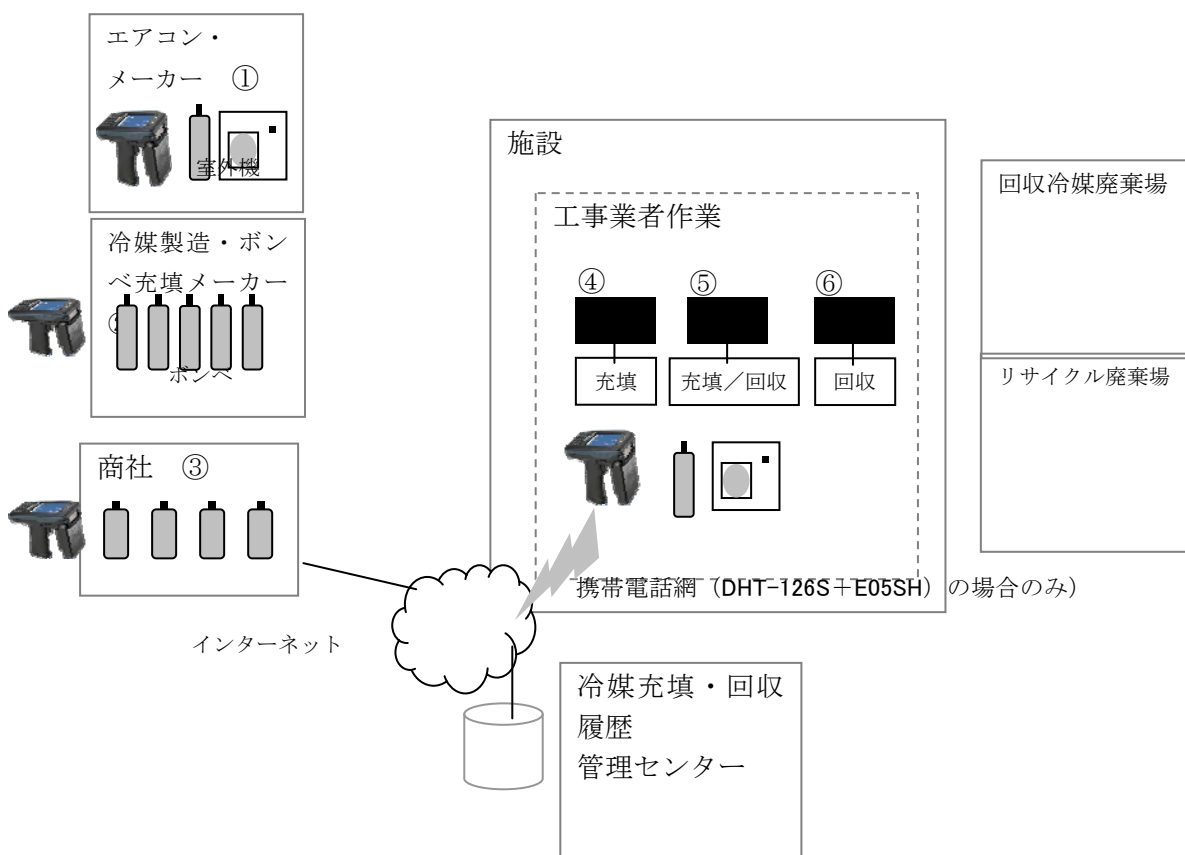
尚、システム開発に当たってはシステムの拡張性を考慮し、次の2項目に留意した。

- (1) 今回の実証実験では室外機・冷凍機、フロンボンベ自体の在庫状況、点検履歴は行わないが、将来的に管理することを想定したシステムとすること。
- (2) 実証実験では DNP-IDC の既存サーバを利用することとし、将来的に本番運用することを考慮してサーバの移植、ハンディリーダーでのデータアップロード先の変更が容易に行える設計とする

想定される冷媒のサプライチェーン概要



本実証実験システムにおける I C タグの読取・書込みシーン



上図のように、I C タグの読取・書込に携わるプレーヤーは4者である。

- ① エアコンメーカー
- ② 冷媒製造・充填メーカー
- ③ 商社
- ④ 工事会社

次に各シーンでの4者のI C タグの読取・書込みシーンを示す。

- ① エアコンメーカーでの冷媒充填 (I C タグ登録) 時
- ② 冷媒充填メーカーでの冷媒充填 (I C タグ登録) 時、冷媒ポンベ返却時
- ③ 商社でのポンベ出荷時・返却時
- ④ 施設現場での工事会社作業員による設置時 (充填)
- ⑤ 施設現場での工事会社作業員による修理 (充填/回収)
- ⑥ 施設現場での工事会社作業員による廃棄 (回収)

実証実験において、重要な項目であるI C タグと読取・書込機器のリーダーライタはI C タグ4種、リーダーライタ3種を用いた。

I C タグについては、市場で普及しているHF帯とUHF帯の周波数帯域のタグを選定した。HF帯については、ユーザメモリが112byteのI C タグ2種と2,000byteのI C タグ1種とし、UHF帯についてはユーザメモリ512bitのI C タグ1種とした。4種とも国際規格に準拠しており、UHF帯についてはEPCglobalのC1G2タイプである。以下に、I C タグ、リーダーライタ、読取・書込み時の組み合わせを示す。

ICタグ 一覧

周波数帯	区分	チップ	ユーザメモリ	タグ
HF帯	A	I-CODE-SLI(NXP 社製チップ)	112byte	HAT-SLI(大日本印刷製)
	B	MB89R118(富士通製)	2,000byte	HAT-R118(大日本印刷製)
	C	I-CODE-SLI(NXP 社製チップ)	112byte	HM-09(大日本印刷製)
UHF帯	D	Higgs3(Alien社製)	512byte	Titan Smallest(RFcamp製)

NXP.蘭 : NXP Semiconductors. Alien.米 : Alien Technology Corp. RFcamp.韓 : RFcamp Ltd.

リーダーライター 一覧

周波数帯	区分	型番	メーカー	形状	アンテナとリーダーライター
HF帯	A	DHT-126S E05SH (携帯)	ディジテック (携帯は a u)	ペン型	一体型
	B	TR3-CF002 TR3-PA001 PDA(シャープRZ1501A)	タカヤ	ペン型	分離型
UHF帯	C	AT870	ATID	ガン型	一体型

ATID.韓 : ATID Company.

読込・書込の組み合わせ

ICタグ \ リーダーライター		HF		UHF
		A(ディジテック)	B(タカヤ)	C(ATID)
HF	A(NXP)	○	○	—
	B(富士通)	—	○	—
	C(NXP)	○	○	-
UHF	D(Alien)	—	—	○

このICタグ、リーダーライターの組み合わせにより3項目が実証できる。

- ① HF帯とUHF帯の読取・書込による違い
- ② ユーザーメモリ容量により構築されるシステムが異なるが、それによる違い。(特に直前作業の記録回数など)
- ③ 現場からセンターにデータをアップロードするシステムが異なるが、それによる違い。
 リーダーライターA : 現場で携帯を介し、無線にてセンターへアップロード
 B、C : 現場でデータをリーダーライターに保持・蓄積し、事務所にてPCより、センターへアップロード

管理センター、PC操作、リーダーライタ操作機能について構築する機能を次に示す。

①管理画面（Webブラウザ）操作機能

- ・ログイン ID/パスワードを入力してシステムへログインする。
- ・パスワード変更 ログイン者自身のパスワードを変更する。
- ・マスタ管理 エアコンメーカー、冷媒充填メーカー、商社、工事業者（及び作業
者）、冷媒破壊場、システム管理者がメンテナンス（登録・編集）
を行う。
- ・室外機・冷凍機情報一覧 ICタグ登録した室外機の情報閲覧を行う。（システム管理者
は全ての情報の閲覧が可能。）
- ・冷媒ボンベ情報一覧 ICタグ登録した冷媒ボンベの情報閲覧を行う。（システム管理者
は全ての情報の閲覧が可能。）
- ・冷媒破壊登録 破壊するボンベの情報を登録する。
- ・冷媒破壊情報一覧 登録した冷媒破壊情報閲覧を行う。（システム管理者は全ての情報
の閲覧が可能。）
- ・施設情報一覧 施設情報の閲覧を行う。（システム管理者は全ての情報の閲覧が可能。
）
- ・ログブック表示 室外機・冷凍機、ボンベ等の充填情報を閲覧。
- ・工事業者検索 工事業者の検索を行い、業者情報を表示する。
- ・工事業者一覧 工事業者の編集を行う。
- ・施設情報一覧・施設情報登録 室外機・冷凍機新規設置時に施設情報を登録する。

②PC操作機能

- ・データベース登録 ハンディで入力した情報をPC経由でサーバへアップロード登録する。

③ハンディリーダーライタ操作機能

- ・室外機・冷凍機（ICタグ）登録 画面上へ室外機・冷凍機の属性情報を登録する。設定されてい
る情報を表示する。
- ・データ送信 ハンディ内のデータをPCへ送信し、ハンディ内のデータを削除する。
- ・ICタグ書込・データ確認 読取ったICタグの情報を表示する。
- ・冷媒ボンベ登録 画面上に、ボンベの属性情報を入力する。
設定されている情報を表示する。
- ・設定 ハンディの条件を設定する。
- ・ICタグ読取り 読取ったICタグの情報を表示する。
- ・返却登録 返却されたボンベのICタグ情報を読み込む。
- ・冷媒ボンベ出荷登録 画面上へ出荷情報を入力する。
- ・充填・回収登録 冷媒の充填・回収時に作業情報・室外機親子・充填・回収
の情報を登録する。尚、作業情報登録に当たっては、作業員の保持する
ICタグ（カード形状）の読取りも行う。

4.3.2.2 ICタグの選定

(1) 選定の前提

ICタグは日本のみでなく、国際的に幅広く利活用されているHF帯とUHF帯の2つの帯域のものを選定した。HF帯については3種、UHF帯は1種のICタグを実際の実証実験で使用した。選定したICタグは4種とも国際規格に準拠するものである。また、ICタグ内のメモリ容量は管理情報が格

納できる容量となっている。HF帯の1種は、ユーザーメモリが2,000バイトと、運用時に現場（情報発生地点）にて履歴情報を大量に蓄積可能なシステムの検証用使用する。

ICタグのメモリに関しては下表に示すように高耐久である。

ICタグの耐久性

メモリ方式	読書き回数	耐用年数	選定ICタグ内訳
EEP-ROM	10万回	10年	HF帯2種、UHF帯1種
F-RAM	10億回	10年	HF帯1種

選定条件

- ・ 室外環境で使用されることから、耐環境性があること。
- ・ ICタグを貼付する対象が金属であることから「金属対応タグ」であること。
- ・ 貼付面積を大きくとらない、小型であること。
- ・ ユーザーメモリを有すること。
- ・ 周波数帯は、一般的なHF帯とUHF帯であること。
- ・ 国際規格に準拠していること。

逆に一括読取を必要としない運用のため、その条件は選定条件より排除した。

以上の条件より、次の4種のICタグを選定した。

(2) 【HF帯】

① 超小型ICタグPPSモールドタイプ(HAT)

超小型ICタグインレットを耐熱性、耐薬品性、耐候性に優れたPPS（ポリフェニレンスルファイド）樹脂でモールドしたタグ。金属上に取り付けても通信が可能なICタグである。

耐久性（測定値）

試験項目	試験条件	試験時間 (サイクル)	結果
温度サイクル	-40℃ ⇄ 125℃	2,000サイクル	PASS
高温高湿放置	85℃ 85%RH	2,000時間	PASS
高温放置	125℃ dry	2,000時間	PASS
	200℃ dry	2,000時間	PASS
低温放置	-40℃	2,000時間	PASS
耐候性	BPT [※] 63℃	1,000時間	PASS

※BPT：ブラックパネル温度 測定試料下の黑板温度

①-1 HD-0505 (HAT) -SLI

ICチップ：I-c o d e - S L I (NXP製)

適用規格：ISO/IEC 15693,18000-3 mode 1

ユーザーメモリ：112byte EEPROM

仮名漢字での記録文字数：56文字

サイズ：φ13.5×t3.8mm

動作温度：-20℃～+80℃

保存温度：-20℃～+85℃

製造会社：大日本印刷



[①-1及び①-2の外観形状]

①-2 HD-0505 (HAT) -R118

ICチップ：MB 8 9 R 1 1 8（富士通製）
 適用規格：ISO/IEC 15693,18000-3 mode 1
 ユーザーメモリ：2,000byte FRAM
 仮名漢字での記録文字数：1,000文字
 サイズ：φ13.5×t3.8mm
 動作温度：-20℃～+80℃
 保存温度：-20℃～+85℃
 製造会社：大日本印刷

② 工業用 IC タグ(HM-09、旧型番：HD-4520)

耐熱性、耐薬品性の高い樹脂外装でICタグをモールド。200℃環境での短期保存や強酸・強アルカリ、長時間の屋外使用も可能なICタグである。

耐久性（測定値）

試験項目	試験条件	試験時間 (サイクル)	結果
温度サイクル	-40℃ ⇄ 125℃	500サイクル	PASS
高温高湿放置	85℃ 85%RH	500時間	PASS
高温放置	200℃ dry	10時間	PASS
低温放置	-40℃	500時間	PASS

ICチップ：I-CODE SLI（NXP製）
 適用規格：ISO/IEC 15693,18000-3 mode 1
 ユーザーメモリ：112byte EEPROM
 仮名漢字での記録文字数：56文字
 サイズ：45×20×t3mm
 動作温度：-20℃～+80℃
 保存温度：-30℃～+120℃
 製造会社：大日本印刷



〔②の外観形状〕

(3) UHF帯】

③ Titan Smallest (UM-41)

金属上に貼付しても小型ながら通信距離が長いUHF帯のICタグである。

試験項目	試験条件	試験時間 (サイクル)	結果
温度サイクル	0℃ ⇄ 140℃	100サイクル	PASS

ICチップ：Higgs 3（Alien Technology製）
 適用規格：ISO/IEC 18000-6C, EPC Global C1G2
 EPCエリア：96(~480)bit
 ユーザーメモリ：512bit EEPROM
 仮名漢字での記録文字数：32文字
 サイズ：39×10×t3mm
 動作温度：-20℃～+85℃
 保存温度：-45℃～+200℃
 製造会社：RF camp



〔③の外観形状〕

4.3.2.3 リーダーライタの選定

(1) 選定の前提

リーダーライタは選定した I C タグが読み書き可能なように、同じ周波数帯である H F 帯 (13.56MHz) の電磁波を発する機種及び U H F 帯 (953MHz) の電磁波を発する機種を使用した。H F 帯については社会的汎用性を鑑み、携帯電話に接続可能なリーダーライタについても 1 機種選定した。

選定条件

- ・ 操作容易な、小型のハンディタイプであること。
- ・ 読取のみでなく書込み機能を有すること。
- ・ 書込みデータは、作業地点で入力可能なこと。
- ・ 読取・書込データとも保持・蓄積が可能で、上位のシステムへ転送可能なこと。
- ・ 周波数帯は、一般的な H F 帯と U H F 帯であること。
- ・ 国際規格に適用している I C タグの読取・書込みが可能なこと。

逆に一括読取を必要としない運用のため、その条件は選定条件より排除した。
以上の条件より、次の3種のリーダーライタを選定した。

(2) 【HF帯】

① DHT-126S/RFIDペン型ハンディターミナル (Bluetooth 搭載) +E05SH/au 携帯電話

携帯に便利なペン型リーダーライタを汎用性の高い携帯電話に Bluetooth 接続したタイプのハンディターミナル。現場で読み取った I C タグを携帯電話の通信網を使って送信し、ほぼリアルタイムにサーバとデータの交信が可能な機種構成である。

<リーダーライタ性能>

対応 IC : I-CODE SLI
適用規格 : ISO 15693
外形寸法 : 178mm(W)×21mm(D)×29mm(H)
質量 : 約 100 g
連続使用時間 : 約 150 時間
使用環境 : 温度-10℃~40℃ 湿度 30~80%RH
耐落下衝撃 : 2 m (コンクリート床面上)
防水性能 : J I S 防沫準拠
通信規格 : Bluetooth V1.2 クラス 2

<表示端末 (携帯電話)>

表示ディスプレイ : 約 2.6 インチ ワイド QVGA
外形寸法 : 約 48 (W)×138 (H)×16.7 (D) mm
質量 : 約 129 g
連続使用時間 : 約 320 時間
機能 : 仮名漢字の入力可能、GPS 機能搭載



ペン型リーダーライタ外観図



携帯端末外観図

② TR3-CF002/CFタイプリーダーライタ +TR3-PA001/ペンタイプアンテナ+PDA

軽量で操作性に優れたペンタイプアンテナであり、容量の大きい I C タグの読み書きも可能であ

る。PDAに接続してハンディリーダーライタとして使用する。

<アンテナ性能>

アンテナ共振周波数：13.56MHz±40kHz

外形寸法：149.8mm(W)×20mm(D)×17mm(H)

質量：約42g

使用環境：温度-10℃～40℃ 湿度30～80%RH

<リーダーライタ性能>

対応IC：I-CODE SLI、MB89R118

適用規格：ISO 15693

外形寸法：42.8mm(W)×73.5mm(D)×9mm(H)

送信出力：45mW±20%

使用環境：温度0℃～50℃ 湿度30～85%RH



ペンタイプアンテナ外観図



CF型リーダーライタ外観図

<表示端末(PDA)>

表示ディスプレイ：約3.7インチ 液晶

外形寸法：約80(W)×179(H)×24(D)mm

質量：約285g

連続使用時間：標準バッテリー約12時間

機能：Windows OS 搭載、バックライト付



PDA外観図

(3) 【UHF帯】

③ AT-870 ハンディ一体型リーダーライタ

タグの読取に必要なアンテナ、リーダーライタ、表示部の機能が1台に集約されたタイプである。長距離通信で優れた読取操作性を有する。

<アンテナ性能>

対応IC：UHF帯ICタグ

適用規格：ISO/IEC18000-6 TypeC (EPCglobalClass1 Gen2)規格準拠

外形寸法：146mm(W)×74mm(D)×26mm(H)

(アンテナ部及びガンハンドル部を除く)

質量：約430～590g(オプションにより変動)

連続使用時間：約6時間

使用環境：温度-20℃～55℃ 湿度25～95%RH

送信出力：27dBm(最大出力)

表示ディスプレイ：3.5インチ QVGA

機能：Windows CE5.0 搭載、予備バッテリー搭載可能



一体型リーダーライタ外観図

4.3.2.4 ICタグ取付け方法

(1) ICタグの取付けについて

ICタグの取付け対象(ポンベ、室外機)が金属製であるため、既述のようにICタグは金属対応タグを選定した。使用するICタグについては同一であっても、貼付対象物の形状が異なるため取付方法については対象を分けて検討を行った。

① 室外機

室外機については、側板の内側にICタグを取り付けた。

側板の内側に取り付けることによるメリットは以下の通りである。

- ・ 充填・回収作業時は側板を外すため、内側に取り付けても新たな負荷は発生しない。
- ・ 側板内側は平面であり、I Cタグの取り付けが容易である。
- ・ 内側に取り付けることにより、管理・作業員以外の人員による悪戯防止効果がある。



室外機外観



側板

② 冷媒用ポンペ

冷媒用ポンペについては、上記の室外機と異なりI Cタグの取付に「工夫」が必要である。取付にあたって考慮すべき条件を以下に挙げる。

- ・ タグを取付ける場所は平面とは限らない。
- ・ ポンペの点検、充填・回収作業に負荷を与えない。
- ・ ポンペの運送、点検、充填・回収作業時にI Cタグに直接的な衝撃が加わらない。
- ・ ポンペの形状は10kg、20kg、100kgの3種で異なる。

これらの条件を考慮し、10kg用、20kg・100kg用の3種のポンペ別に取付方法を検討した。



10kg ポンペ



20kg ポンペ



100kg ポンペ

(2) タグ取付方法一覧

貼付対象	取付方法		
	直接貼付	バンド	ワイヤー
室外機	接着剤	×	×
ポンペ	10kg	接着剤	胴巻き 取手部
	20kg,100kg	台座+接着剤	胴巻き カバー部

<室外機>

- ・ 【直接貼付】接着剤や粘着材を用い側板に直接貼付する

<ポンベ 10 k g >

- ・ 【直接貼付】 接着材や粘着材を用い、ポンベ取手部へ I C タグを貼付する。
- ・ 【バンド】 I C タグ付きの金属製バンドをポンベ胴体部へ回して固定する。
- ・ 【ワイヤー】 金属板に I C タグを取付け、ワイヤーにて取手部へ固定する。



直接貼付



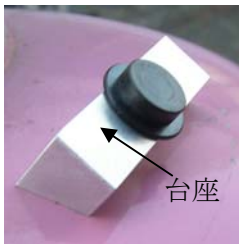
バンド取り付け



ワイヤー取り付け

<ポンベ 20 k g、100kg >

- ・ 【直接貼付】 裏面を曲面とした金属台座に I C タグを固定し、ポンベ肩部へ直接貼付する。
- ・ 【バンド】 I C タグ付きの金属製バンドをポンベ胴体部へ回して固定する。
- ・ 【ワイヤー】 金属板に I C タグを取付け、ワイヤーにてカバー部へ固定する。



直接貼付



バンド取り付け



ワイヤー取り付け

4.3.3 フィールドテスト結果

ICタグに関しては、想定どおりの読取・書込機能を実現した。構築したICタグシステムについても一元管理の機能が確認できた。

HF帯タイプについて

- ① HF帯タイプのHATとHM-09については、タグのサイズによるアンテナ面積の制限により、通信距離は2cm程度と短いものの、リーダーライタがその距離以内であればICタグの読取・書込に何ら障害が無いことが実証できた。
- ② ボンベは金属であるが、HATは金属対応のICタグであり、金属に取付けることによる通信障害が生じないことについても実証できた。
- ③ ボンベには、各種の表示・追記表記・刻印があるが、HATは小型であるため、それらの表示を隠蔽しない利点があることが確認できた。

UHF帯タイプについて

- ① 読取・書込に通信障害はないことを実証できた。
- ② 通信距離としては、今回の実験で採用したハンディ機器にて最大50cm程度は通信距離が得られた。
- ③ 金属製であるボンベに取付けても、金属対応ICタグであることにより、通信障害が生じ無いことが実証できた。

ICタグ取付方法について

ICタグの室外機への取り付け、及びボンベへの取り付けに関しては想定した全ての方法で取り付けが実現できた。

- ① 既述の取付方法を用いることで簡単に取り付けが可能である。
 - ② ICタグを取り付けても、運搬・作業の邪魔にはならない。
 - ③ 曲面であっても台座等の治具を用いることで取付可能である。
 - ④ ボンベの形状が異なっても(10kg,20kg,100kg) ICタグの取り付けは可能である。
- 取付の簡便性から10kgボンベは直接貼付、20kg・100kgは台座付き直接貼付を推奨する。

ICタグシステムについて

- ① エアコン室外機および冷媒ボンベの充填・出荷・回収などの作業記録をデータベース上で一元管理することのシステムの開発を行い、その機能が実証できた。
- ② 選定したICタグ及びリーダーライタを用いて、実現場3カ所で読込・書込の作業を行い、正常に作動することが実証できた。
- ③ リーダーライタ画面は設計どおりに、画面が構成されることを実証した。
- ④ PC及び携帯電話を介しサーバへデータをアップロードさせる機能についても正常に作動することが確認できた。

実験結果一覧

ICタグ読取結果【室外機】

周波数帯	ICタグ種類	取付方法	某社A	某大学	某社B
HF帯	HD-0505(HAT)-SLI	直接貼付	○	○	○
	HD-0505(HAT)-R118	直接貼付	○	○	○
	HM-09※	直接貼付	○	○	○
UHF帯	Titan Smallest	直接貼付	○	○	○

※ HM-09 に関しては工場内にて貼付試験を実施した。

ICタグ読取結果【10k g ボンベ】

周波数帯	ICタグ種類	取付方法	某社A	某大学	某社B
HF帯	HD-0505(HAT)-SLI	直接貼付	○	○	○
		金属バンド	○	○	○
		金属ワイヤ	○	○	○
	HD-0505(HAT)-R118	直接貼付	○	○	○
		金属バンド	○	○	○
		金属ワイヤ	○	○	○
	HM-09※	直接貼付	○	○	○
		金属バンド	○	○	○
		金属ワイヤ	○	○	○
UHF帯	Titan Smallest	直接貼付	○	○	○
		金属バンド	○	○	○
		金属ワイヤ	○	○	○

ICタグ読取結果【20k g,100kg ボンベ】

周波数帯	ICタグ種類	取付方法	某社A	某大学	某社B
HF帯	HD-0505(HAT)-SLI	金属台座	○	○	○
		金属バンド	○	○	○
		金属ワイヤ	○	○	○
	HD-0505(HAT)-R118	金属台座	○	○	○
		金属バンド	○	○	○
		金属ワイヤ	○	○	○
	HM-09※	金属台座	○	○	○
		金属バンド	○	○	○
		金属ワイヤ	○	○	○
UHF帯	Titan Smallest	金属台座	○	○	○
		金属バンド	○	○	○
		金属ワイヤ	○	○	○

ICタグシステム実証結果【リーダーライター別】

周波数帯	リーダーライター種類	某社A	某大学	某社B
HF帯	DHT-126S + E05SH(携帯)	○	○	○
	TR3-CF002 + TR3-PA001 + PDA	○	○	○
UHF帯	AT-870	○	○	○

4.3.4 まとめ

既述のように本開発の目的は、冷凍・空調機器および冷媒ポンベの出荷・充填・回収などの作業記録をデータベース上で一元管理するシステムを開発し、冷媒のトレーサビリティの仕組が実現可能なことを実証することにある。そのため、ICタグ・リーダーライタ・実現場の各種組み合わせでフィールドテストを行った。その結果、ICタグシステムを用いることにより、トレーサビリティの仕組みが実現できることを実証できたと判断している。データベース上で一元管理することにより管理センターの管理者のみならず、冷媒のサプライチェーンに関与するエアコンメーカー、冷媒製造・充填メーカー、商社、工事業者等の全てが各々の責任範囲の情報をスピーディーに把握することが可能であり「情物一致」の環境を得ることができる。また、ICタグシステムであることから、通常のバーコードとは異なり冷凍・空調機器および冷媒ポンベに取付けられたICタグにデータの読取りのみでなく書込みも可能である。このことは、作業履歴を書込むことでデータベースへアクセスせず、どのような現場であってもリーダーライタをかざす事で、その冷凍・空調機器ないしはポンベの過去の情報が即座に入手できる。冷媒の漏洩などの事故についても、漏洩量・時期などの推定が現場で直ちに可能となる。また、各種の作業後の作業項目等の入力についても、ICタグの、過去の作業履歴がタグに書き込まれていることから入力作業の軽減が達成できる。この場合、大容量のユーザーメモリーを持つタグを使用することで、過去の履歴が作業の直前のみでなく、できるだけ過去に遡って把握可能なことが重要である。本開発では2,000byteのタグを使用し、作業履歴は過去59回まで取れる設計となり、過去の作業履歴の把握については十分なレベルと言えよう。このような仕組みはバーコードでは実現できないものであり、冷媒のサプライチェーンにおけるトレーサビリティについてはICタグシステムが最適としても過言ではないと言える。

尚、今回の開発結果から将来的に本格システムを構築するには、ICタグについてはHF帯で、ユーザーメモリー容量が大きいものが良いと判断できる。UHF帯ではタグの形状が小さくても通信距離が比較的長いため、対象となるポンベではなく隣接する他のポンベのタグを読取ってしまうリスクがどうしても避けられないからである。また、環境によっては電波が反射し、思わぬところのタグを読取ることがあるのも事実である。HF帯のタグについては、本開発で採用したタグのように形状が小さければ、UHF帯のタグのような現象は発生しない。本開発で、想定した機能が実現していることを確認でき、ICタグシステムがトレーサビリティのシステムに優れていると実証できたと判断している。しかしながら実用化に当たっては、今回構築した仕組みで充分であるか、また操作が容易であるか等の改良点を抽出してブラッシュアップすべきであり、そのため今回の仕組みを使用した試行運用を提案したい。

<特許、論文、外部発表等の件数> (詳細内容は添付資料の論文特許リストを参照)

区分 年度	特許出願			論文		その他外部発表 (プレス発表等)
	国内	外国	PCT [※] 出願	査読付き	その他	
H21FY	0	0	0	1	14	0
H22FY	0	0	0	2	6	0
H23FY	0	0	0	2	8	0

(※Patent Cooperation Treaty :特許協力条約)

⑨ エアコン用低 GWP 混合冷媒の物性と LCPC 評価【国立大学法人東京大学/九州大学】（委託）

（２）研究項目：HFO1234ze 混合冷媒の熱物性とサイクル性能の研究（担当：九州大学）

<研究開発成果概要>

◎：大いに達成、○：達成、△：一部未達、×：未達

目 標	研究開発成果	達成度
テーマ：エアコン用低 GWP 混合冷媒の物性と LCPC 評価 [研究項目：HFO1234ze 混合冷媒の熱物性とサイクル性能の研究]		
HFO1234ze 混合冷媒の熱物性、管内伝熱特性およびサイクルの性能予測および性能試験を行い、HFO1234ze 混合冷媒を用いたルームエアコンの実用化に資する。	①HFO1234ze 混合冷媒の熱物性データを測定し、状態方程式および物性相関式を作成した。 ②HFO1234ze 混合冷媒の伝熱特性を測定し、その基本特性を把握した。 ③HFO1234ze 混合冷媒サイクルの性能予測を行い、その基本特性を明らかにした。 ④HFO1234ze 混合冷媒サイクルのドロップイン試験を行い、ルームエアコン用冷媒 R410A の代替冷媒として使用できることを明らかにした。	◎
(a) HFO1234ze 混合冷媒の熱物性の測定		
HFO1234ze を主成分とした 2 成分混合冷媒を対象に温度－圧力－密度－濃度の関係、気液平衡関係、臨界軌跡、熱伝導率、粘度、表面張力等のルームエアコンの性能解析に必要な熱物性値を測定し、状態方程式、相関式等を作成する。また、管 HFO1234ze 混合冷媒の内凝縮及び蒸発の熱伝達特性を把握する。	(a2) 温度・圧力・密度・濃度の関係(P-ρ-Tx 性質)の熱物性測定 (a2) 臨界軌跡の測定およびその相関式の作成 (a1) 気液平衡関係の測定および混合パラメータの決定 (a2) ヘルムホルツ型状態式の作成 (a2) 液体密度と液体比熱の測定 (a2) 表面張力の測定およびその相関式の作成 (a3) 液体の熱伝導率測定およびその相関式の作成 (a3) 粘度の測定およびその相関式の作成 (a1) 螺旋溝付管内伝熱特性の測定および把握 (a1) 扁平微細管内伝熱特性の測定および把握	◎ ◎ ◎ ◎ ◎ ◎ ◎ ◎ ◎ ◎
(b) HFO1234ze 混合冷媒を用いたルームエアコンの性能シミュレーション		
熱力学的サイクル性能解析により HFO1234ze 混合冷媒サイクルの基本特性を明らかにする。ついで、ルームエアコンの性能シミュレーション手法を構築して、ルームエアコンの性能シミュレーションを実施し、室内及び室外の空気条件における最適な混合冷媒組成比を見出す。	(b1) 熱力学的性能解析による基本特性解明 (b2) 熱交換器特性を考慮したサイクル性能予測法によるサイクルシミュレーション (b1) 空気熱源サイクル性能予測法によるサイクルシミュレーション	◎ ◎ ○
(c) HFO1234ze 混合冷媒のドロップイン試験		
ブライン熱源ヒートポンプ試験装置による、空気を熱源とするルームエアコンの簡便な性能評価法を構築し、与えられた熱源条件に対する最適混合冷媒組成比および冷媒充填量を評価し、HFO1234ze 混合冷媒を用いたルームエアコンの実用化に資する。	(c) 充填量がサイクル性能に及ぼす影響の測定 (c) 混合冷媒組成比がサイクル性能に影響の測定 (c) 熱交換器サイズがサイクル特性に及ぼす影響の測定 (c) HFO1234ze 混合冷媒が R410A の代替冷媒として使用できることを実証	◎ ◎ ◎ ◎
(d) HFO1234yf 混合冷媒の熱物性の測定		
HFO1234yf/HFC32 混合冷媒の熱物性(臨界軌跡、液熱伝導率など)を測定し、状態方程式、相関式等を作成する。	(d1) 臨界軌跡の測定およびその相関式の作成 (d2) 液体の熱伝導率測定およびその相関式の作成	◎ ◎

1. HF01234ze (E) 系混合冷媒の熱物性の測定

1-1 温度・圧力・密度・濃度の関係 ($P\rho T_x$ 性質) の熱物性測定

<測定装置および方法>

本研究で製作した試験装置概略図を Fig. 1-1-1 に示す。本装置は、容積一定の圧力容器に正確に秤量した試料を封入し、温度を変化させながら圧力と密度を測定していく等容法で行なわれた。高精度化学天秤により $\pm 2 \text{ mg}$ の精度で秤量された試料は、試料圧力容器 A に充填され、ステンレス管で水晶振動式圧力センサ B と接続され、シリコンオイルを満たした液体恒温槽内に設置してある。圧力センサ B は圧力表示器 C を介して接続され、空気式重錘型圧力計で校正を行なった後、振動周期 τ を読み取り、温度補正を行ないながら圧力測定を行う。圧力測定精度は、圧力校正精度にもとづいて $\pm 2 \text{ kPa}$ 以内と推定した。温度測定は 25Ω 標準白金抵抗測温体 D を用いて、試料圧力容器と十分に熱平衡に達したシリコンオイルの温度を交流測温ブリッジ E で測定する。 25Ω 標準白金抵抗測温体は第一次温度標準器であるため、その確度は高く、恒温槽内の温度のばらつきの影響の方が有為となり、 $\pm 10 \text{ mK}$ 以内と推定した。密度に関しては、高精度な熱物性値情報が既に利用できる HFC-32 熱物性値を校正物質として、内容積を温度と圧力の関数として求める式を相関した。そして、内容積の値と、試料の所期充填質量から、試料圧力容器内の試料密度を算出した。密度の測定精度は、最大でも $\pm 0.15 \%$ と推定される。また濃度を表す混合組成も、所期充填時の冷媒の混合比を、充填質量から算出した。組成測定精度は 0.05% 以内と推定した。

本研究で用いた HF0-1234ze (E) の試料は、セントラル硝子株式会社製で、純度は $99.913 \text{ mol}\%$ である。HFC-32 の試料は、ダイキン工業株式会社製で、純度は $99.99 \text{ mol}\%$ である。

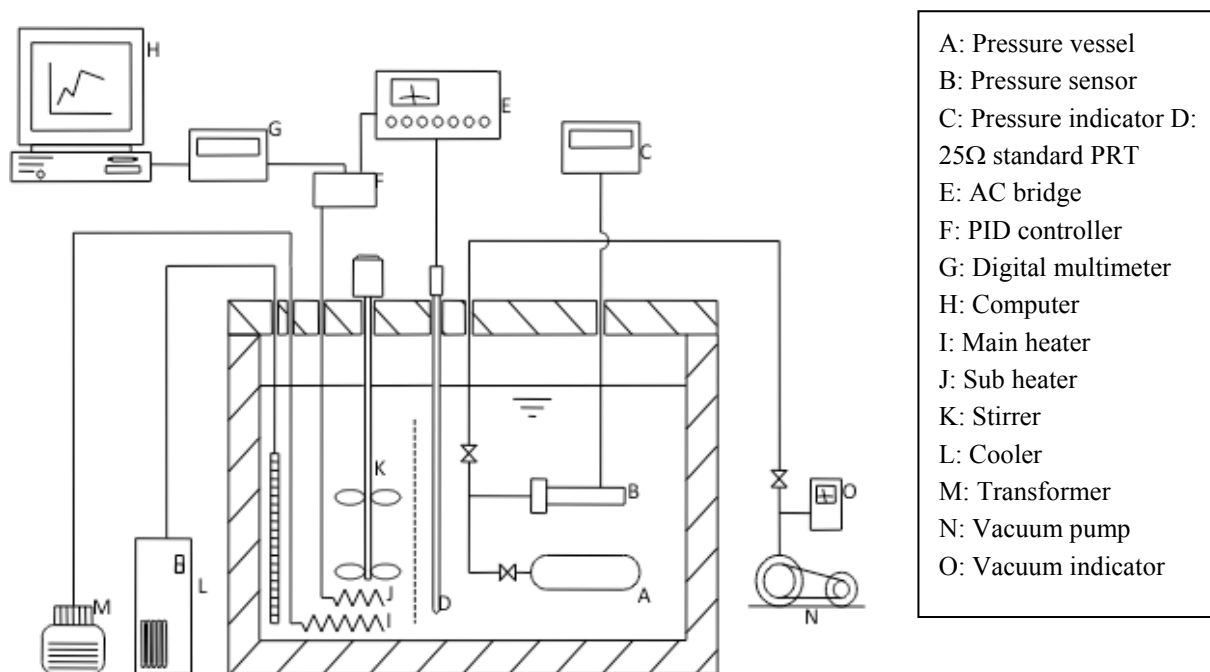


Fig. 1-1-1 $P\rho T_x$ 性質測定装置概略図

<測定結果>

本研究では、HF0-1234ze(E)をひとつの成分物質とする2成分系混合冷媒の $P\rho Tx$ 性質の測定を、今回新たに製作した測定装置を用いて行った。測定は 50.00 mass% HF0-1234ze(E) + 50.00 mass% HFC-32 混合系および 75.01 mass% HF0-1234ze(E) + 24.99 mass% HFC-32 混合系の2種類の組成について行った。50.00 mass% HF0-1234ze(E) + 50.00 mass% HFC-32 混合系では、5種類の密度(271, 370, 471, 556, 643 kg m⁻³)における5本の等容線に沿って実測し、合計128点の実測値を得た。また、75.01 mass% HF0-1234ze(E) + 24.99 mass% HFC-32 混合系では、7種類の密度(179, 260, 380, 477, 557, 682, 781 kg m⁻³)における7本の等容線に沿って実測し、合計188点の実測値を得た。Table 1-1-1 および Table 1-1-2 に測定結果を示す。また圧力温度線図(PT線図)上にすべての実測値をプロットした図、および臨界点近傍の等容線の折れ曲がりを示したPT線図拡大図を、50/50 混合系では Fig. 1-1-2 および Fig. 1-1-3 に、75/25 混合系では Fig. 1-1-4 および Fig. 1-1-5 に示した。

Table 1-1-1 50.00 mass% HF0-1234ze(E) + 50.00 mass% HFC-32 の $P\rho Tx$ 測定結果

(a) 混合冷媒の総充填質量が 13.973 g の時

T/K	P/kPa	$\rho/kg\cdot m^{-3}$	T/K	P/kPa	$\rho/kg\cdot m^{-3}$	T/K	P/kPa	$\rho/kg\cdot m^{-3}$
310.000	1764	271.4	345.000	3715	270.8	363.000	5054	270.5
310.000	1762	271.4	350.000	4076	270.7	365.000	5171	270.4
315.000	1982	271.3	355.000	4465	270.6	365.000	5172	270.4
320.000	2221	271.3	358.000	4695	270.6	370.000	5459	270.3
325.000	2479	271.2	359.000	4778	270.5	375.000	5741	270.3
330.000	2756	271.1	360.000	4860	270.5	380.000	6020	270.2
335.000	3055	271.0	361.000	4936	270.5	385.000	6295	270.1
340.000	3375	270.9	362.000	4995	270.5	390.000	6567	270.0

(b) 混合冷媒の総充填質量が 19.126 g の時

T/K	P/kPa	$\rho/kg\cdot m^{-3}$	T/K	P/kPa	$\rho/kg\cdot m^{-3}$	T/K	P/kPa	$\rho/kg\cdot m^{-3}$
310.000	1779	371.5	350.000	4181	370.5	364.000	5387	370.1
315.000	2004	371.4	355.000	4589	370.4	365.000	5472	370.1
320.000	2248	371.3	357.000	4760	370.3	365.000	5473	370.1
325.000	2512	371.2	359.000	4934	370.3	367.000	5640	370.0
330.000	2799	371.1	360.000	5024	370.2	367.000	5639	370.0
330.000	2800	371.1	361.000	5114	370.2	370.000	5888	369.9
335.000	3109	370.9	362.000	5206	370.2	375.000	6297	369.8
340.000	3443	370.8	362.500	5252	370.2	380.000	6702	369.6
345.000	3799	370.7	363.000	5299	370.1	385.000	7100	369.5

(c) 混合冷媒の総充填質量が^g 24.317 g の時

T/K	P/kPa	$\rho/\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$	T/K	P/kPa	$\rho/\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$	T/K	P/kPa	$\rho/\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$
310.000	1788	472.3	345.000	3839	471.3	364.000	5499	470.5
315.000	2014	472.2	350.000	4231	471.1	365.000	5602	470.5
320.000	2261	472.1	355.000	4653	470.9	368.000	5918	470.3
325.000	2528	471.9	359.000	5013	470.7	370.000	6132	470.3
330.000	2819	471.8	360.000	5103	470.7	373.000	6455	470.1
335.000	3134	471.6	361.000	5199	470.7	375.000	6672	470.0
340.000	3473	471.4	362.000	5295	470.6	380.000	7215	469.8
340.000	3474	471.4	363.000	5396	470.6			

(b) 混合冷媒の総充填質量が^g 28.684 g の時

T/K	P/kPa	$\rho/\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$	T/K	P/kPa	$\rho/\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$	T/K	P/kPa	$\rho/\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$
310.000	1791	557.2	357.000	4883	555.3	367.000	6016	554.8
315.000	2020	557.0	358.000	4979	555.3	368.000	6148	554.7
320.000	2267	556.8	359.000	5075	555.2	369.000	6279	554.7
325.000	2538	556.7	360.000	5171	555.2	370.000	6411	554.6
330.000	2832	556.5	361.000	5275	555.1	371.000	6546	554.6
335.000	3148	556.3	362.000	5380	555.1	372.000	6682	554.5
340.000	3492	556.1	363.000	5498	555.0	373.000	6822	554.4
345.000	3867	555.9	365.000	5752	554.9	374.000	6959	554.4
350.000	4262	555.7	365.000	5752	554.9	375.000	7094	554.3
355.000	4690	555.4	366.000	5885	554.9			

(e) 混合冷媒の総充填質量が^g 33.184 g の時

T/K	P/kPa	$\rho/\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$	T/K	P/kPa	$\rho/\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$	T/K	P/kPa	$\rho/\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$
310.000	1795	644.6	352.000	4457	642.7	361.000	5444	642.2
315.000	2024	644.4	354.000	4632	642.6	362.000	5608	642.1
320.000	2274	644.2	355.000	4722	642.6	363.000	5775	642.0
325.000	2546	644.0	355.000	4722	642.6	364.000	5943	641.9
330.000	2841	643.8	356.000	4814	642.5	365.000	6112	641.8
335.000	3161	643.6	357.000	4906	642.5	368.000	6627	641.6
340.000	3507	643.3	358.000	5007	642.4	370.000	6974	641.4
345.000	3881	643.1	359.000	5119	642.4			
350.000	4285	643.1	360.000	5280	642.3			

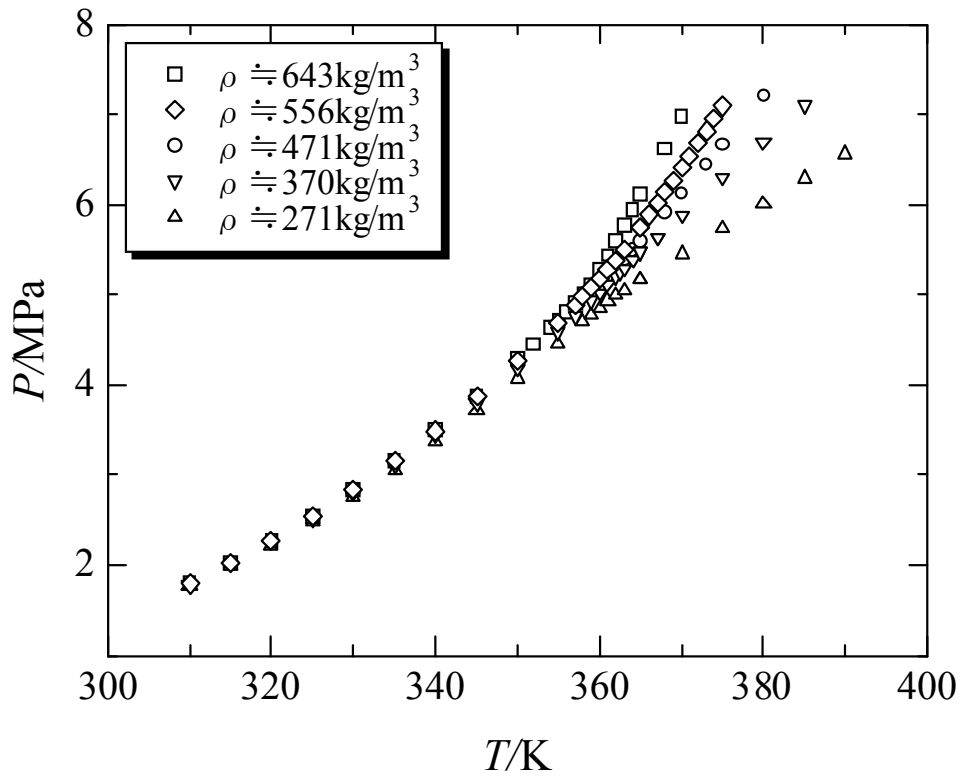


Fig. 1-1-2 50.00 mass% HFO-1234ze(E) + 50.00 mass% HFC-32 系混合物の $P\rho T_x$ 性質実測値の分布

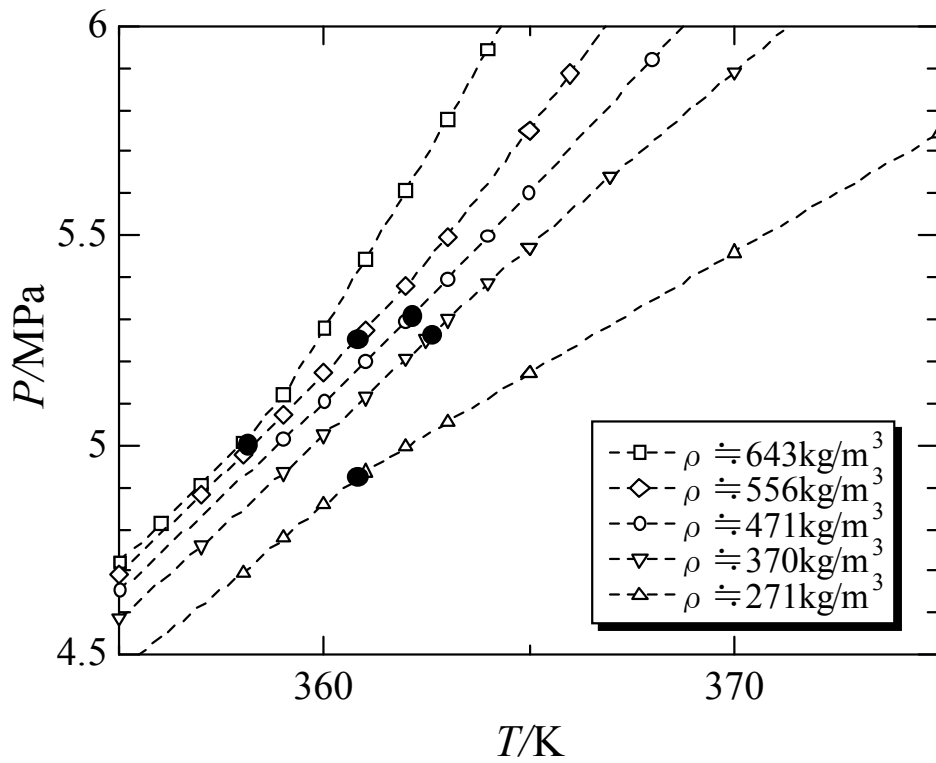


Fig. 1-1-3 50.00 mass% HFO-1234ze(E) + 50.00 mass% HFC-32 系混合物の $P\rho T_x$ 性質実測値の分布 (臨界点近傍拡大図)

Table 1-1-2 75.01 mass% HFO-1234ze(E) +24.99 mass% HFC-32 の $P\rho T_x$ 測定結果

(a) 混合冷媒の総充填質量が 9.237 g の時

T/K	P/kPa	$\rho/kg\cdot m^{-3}$	T/K	P/kPa	$\rho/kg\cdot m^{-3}$	T/K	P/kPa	$\rho/kg\cdot m^{-3}$
310.000	1299	179.5	353.000	3116	179.1	365.000	3607	178.9
315.000	1457	179.4	353.000	3116	179.1	365.000	3607	178.9
320.000	1627	179.4	355.000	3229	179.0	370.000	3747	178.9
320.000	1627	179.4	356.000	3285	179.0	375.000	3885	178.9
325.000	1811	179.4	357.000	3340	179.0	380.000	4021	178.8
330.000	2009	179.3	358.000	3388	179.0	385.000	4155	178.8
335.000	2221	179.3	359.000	3428	179.0	390.000	4287	178.7
340.000	2448	179.2	360.000	3461	179.0	395.000	4418	178.7
345.000	2692	179.2	361.000	3491	179.0	400.000	4546	178.7
350.000	2951	179.1	362.000	3521	179.0			

(b) 混合冷媒の総充填質量が 13.419 g の時

T/K	P/kPa	$\rho/kg\cdot m^{-3}$	T/K	P/kPa	$\rho/kg\cdot m^{-3}$	T/K	P/kPa	$\rho/kg\cdot m^{-3}$
315.000	1499	260.7	355.000	3376	260.1	375.000	4538	259.7
320.000	1679	260.6	360.000	3690	260.0	380.000	4760	259.7
325.000	1873	260.5	365.000	4025	259.9	385.000	4978	259.6
330.000	2083	260.5	367.000	4160	259.8	390.000	5192	259.5
335.000	2309	260.4	367.000	4158	259.8	390.000	5191	259.5
340.000	2550	260.3	368.000	4213	259.8	395.000	5401	259.4
345.000	2809	260.2	369.000	4264	259.8	400.000	5611	259.4
345.000	2807	260.2	370.000	4310	259.8			
350.000	3082	260.1	372.000	4402	259.8			

(c) 混合冷媒の総充填質量が 19.614 g の時

T/K	P/kPa	$\rho/kg\cdot m^{-3}$	T/K	P/kPa	$\rho/kg\cdot m^{-3}$	T/K	P/kPa	$\rho/kg\cdot m^{-3}$
310.000	1361	381.1	355.000	3505	380.1	374.000	4878	379.6
310.000	1361	381.1	360.000	3839	380.0	375.000	4950	379.5
315.000	1532	381.0	365.000	4195	379.8	377.000	5091	379.5
320.000	1718	380.9	368.000	4420	379.7	380.000	5301	379.4
325.000	1920	380.8	369.000	4499	379.7	385.000	5649	379.3
330.000	2138	380.7	370.000	4577	379.7	385.000	5648	379.3
335.000	2374	380.6	371.000	4656	379.7	390.000	5993	379.1
340.000	2627	380.5	371.000	4656	379.7	395.000	6336	379.0
345.000	2900	380.3	372.000	4732	379.6	400.000	6676	378.9
350.000	3192	380.2	373.000	4806	379.6			

(d) 混合冷媒の総充填質量が 24.661 g の時

T/K	P/kPa	$\rho/\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$	T/K	P/kPa	$\rho/\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$	T/K	P/kPa	$\rho/\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$
310.000	1373	479.2	355.000	3565	477.9	372.000	4852	477.3
315.000	1547	479.0	360.000	3910	477.7	373.000	4940	477.2
320.000	1737	478.9	365.000	4278	477.5	374.000	5028	477.2
325.000	1942	478.8	367.000	4438	477.5	375.000	5118	477.2
330.000	2165	478.6	368.000	4517	477.4	380.000	5569	477.0
330.000	2164	478.6	369.000	4598	477.4	385.000	6025	476.7
335.000	2405	478.5	370.000	4680	477.4	390.000	6483	476.5
340.000	2664	478.4	370.750	4744	477.3	395.000	6942	476.3
345.000	2943	478.2	370.750	4741	477.3			
350.000	3243	478.1	371.000	4764	477.3			

(e) 混合冷媒の総充填質量が 28.748 g の時

T/K	P/kPa	$\rho/\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$	T/K	P/kPa	$\rho/\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$	T/K	P/kPa	$\rho/\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$
315.000	1555	558.4	355.000	3600	557.1	370.000	4747	556.4
320.000	1746	558.3	360.000	3952	556.9	371.000	4840	556.4
325.000	1954	558.1	363.000	4176	556.8	372.000	4941	556.3
325.000	1954	558.1	365.000	4331	556.7	373.000	5046	556.3
330.000	2180	558.0	365.000	4330	556.7	373.000	5047	556.3
335.000	2423	557.8	366.000	4410	556.6	375.000	5261	556.2
340.000	2686	557.6	367.000	4490	556.6	380.000	5812	555.9
345.000	2969	557.5	368.000	4573	556.5	385.000	6376	555.6
350.000	3273	557.3	369.000	4659	556.5	390.000	6947	555.4

(f) 混合冷媒の総充填質量が 35.217 g の時

T/K	P/kPa	$\rho/\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$	T/K	P/kPa	$\rho/\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$	T/K	P/kPa	$\rho/\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$
310.000	1387	684.2	350.000	3307	682.6	369.000	4909	681.6
315.000	1564	684.1	355.000	3642	682.4	370.000	5063	681.5
320.000	1758	683.9	360.000	4002	682.2	372.500	5453	681.3
325.000	1968	683.7	363.000	4231	682.0	375.000	5850	681.1
330.000	2196	683.5	364.000	4308	681.9	377.500	6252	680.9
335.000	2443	683.3	365.000	4389	681.9	380.000	6659	680.6
340.000	2710	683.1	366.000	4473	681.8	382.500	7068	680.4
345.000	2998	683.1	367.000	4606	681.8			
350.000	3308	682.6	368.000	4756	681.7			

(g) 混合冷媒の総充填質量が 403-19 g の時

T/K	P/kPa	$\rho/kg\cdot m^{-3}$	T/K	P/kPa	$\rho/kg\cdot m^{-3}$	T/K	P/kPa	$\rho/kg\cdot m^{-3}$
310.000	1391	783.0	350.000	3326	781.1	362.000	4646	780.2
315.000	1569	782.8	353.000	3526	781.0	364.000	5076	780.0
320.000	1764	782.6	355.000	3663	780.9	366.000	5510	779.7
325.000	1975	782.4	356.000	3733	780.8	368.000	5948	779.5
330.000	2205	782.1	357.000	3805	780.8	370.000	6388	779.2
335.000	2454	781.9	358.000	3878	780.7	372.000	6831	778.9
340.000	2723	781.7	359.000	4013	780.6	373.000	7053	778.8
345.000	3014	781.4	360.000	4221	780.5			
350.000	3326	781.1	361.000	4433	780.4			

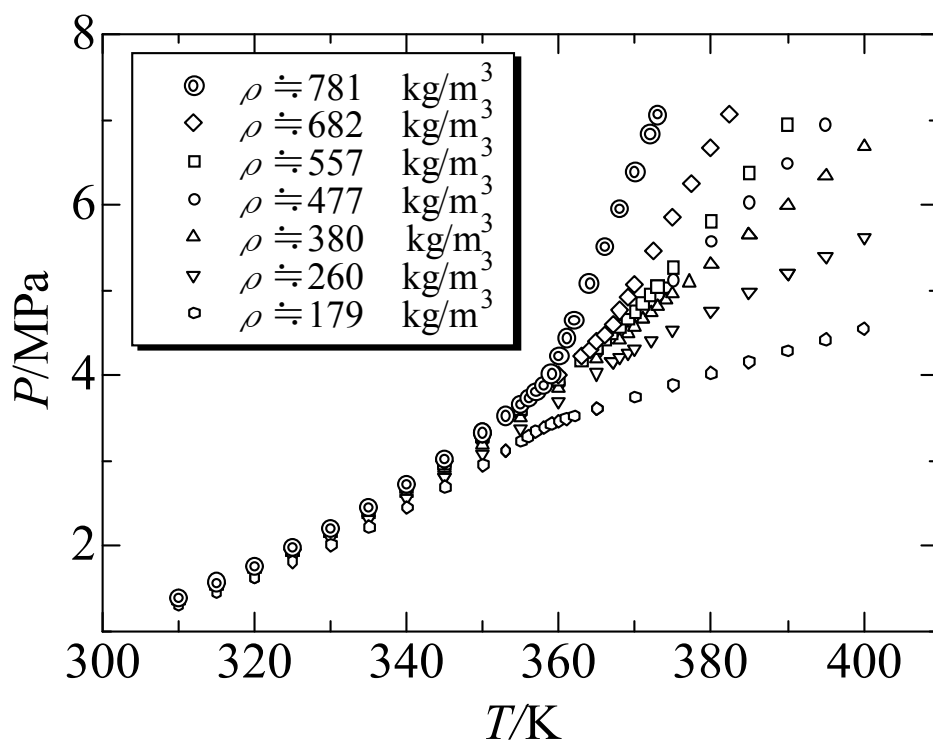


Fig. 1-1-4 75.01 mass% HFO-1234ze(E) +24.99 mass% HFC-32 系混合物の $P\rho Tx$ 性質実測値の分布

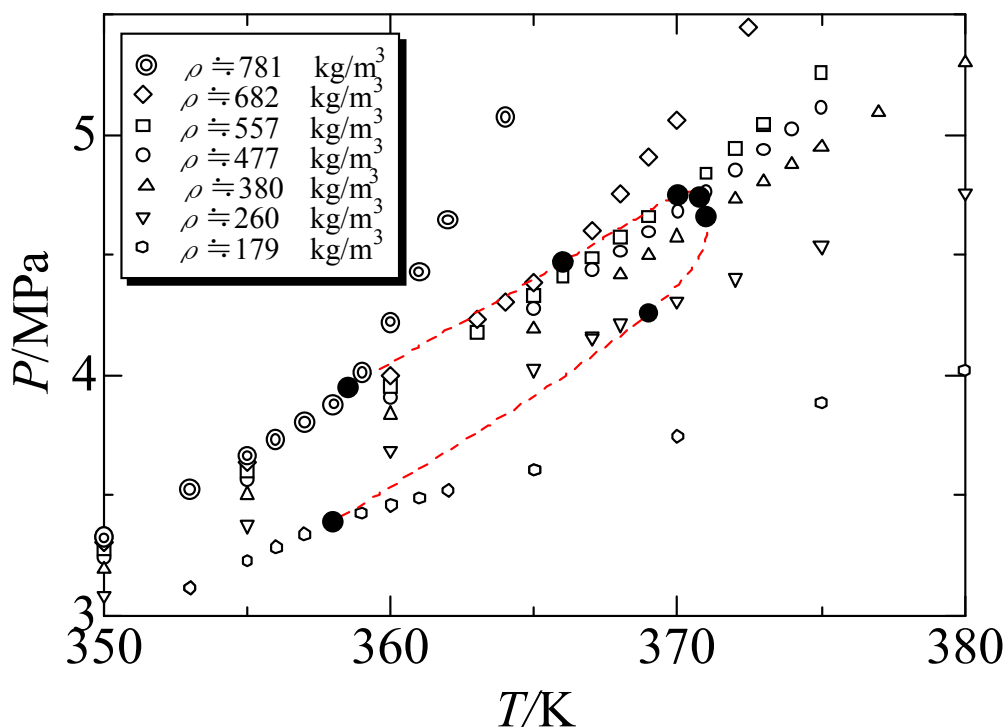


Fig. 1-1-5 75.01 mass% HFO-1234ze(E) +24.99 mass% HFC-32 系混合物の $P\rho Tx$ 性質実測値の分布 (臨界点近傍拡大図)

<検討・考察>

今回対象とする混合物の熱力学性質を解明するために最終的に必要となるのは高精度の状態方程式である。一般に状態式は、温度と圧力と体積の関係を3次元で数式化したものであり、その状態式を微分、積分することで、比熱や音速等の誘導状態量も算出できる。もちろん高精度な状態式を作成するためには、状態式の基盤となる熱物性値を高精度で測定することが必要であり、一方、作成した状態式の計算の健全性を確認するためにも熱物性値は必要となる。この理由で、混合系に関しても純粋物質同様に、 $P\rho T$ 性質ではなく、組成の次元も含んだ $P\rho Tx$ 性質の測定が重要となるわけである。HFO-1234ze(E) を主成分とする本混合系は、過去に $P\rho Tx$ 性質の実測値が全く存在していない混合系であるため、その価値は重要である。さらには、REFPROP に代表される流体の熱物性測定では、実測値の存在しない状態で混合物の熱物性値を計算している。このため、この情報が、今後冷凍機のシステム設計、伝熱解析等で、信頼性の向上に重要となるものと考えられる。

Fig. 1-1-2 および Fig. 1-1-4 を見てわかるように、混合物に関しては気液平衡状態が存在するために、純粋物質の飽和蒸気圧に相当する気液平衡圧力（沸点圧力と露点圧力）が別々の値を表す。今回測定した等容線の挙動に関しては、容器内の密度が臨界密度より大きい液側と、小さい気側では全く別な形状を示すことになる。密度が臨界密度より大きい液側の状態では、等容線は気液平衡状態ではスムーズな曲線で温度の上昇と共の圧力が上昇する。しかし飽和点（沸点）を超えると、温度の上昇に対する圧力の上昇（圧力勾配）が、急激に大きくなる。これは流体物性の特徴的なものであり、この折れ曲がり点で気液平衡状態を判定することができることになる。もちろん、気側の実験結果では圧力勾配の変化が液側の挙動とは別なものになる。

このような状態変化について、組成によっての違いを認識している人は多いが、実は密度の変

化によっても、同じ温度で同じ圧力を示すと考えている人が意外と多い。今回の実験結果で、密度が異なる場合に、沸点圧力と露点圧力が異なってくることを注意してもらいたい。このことは、熱交換器等の場合、冷媒の質量が変化したらそのときの圧力も変化することを認識しておく必要がある。純粋物質の場合、一定流量かつ同じ温度で配管内を流れている場合の圧力は一定であるが、混合物の場合、特に非共沸性を強く表す混合系では一定値ではないことを設計で心がける必要がある。

Fig. 1-1-3 および Fig. 1-1-5 では、臨界点近傍の気液平衡状態を拡大して示した。

1-2 臨界軌跡の測定

<測定装置および方法>

本研究で使用した臨界点測定装置概略図を Fig. 1-2-1 に示す。測定装置は、試料を充填し、他の容器に供給する試料供給容器 A (内容積 77.575 cm^3)、膨張により試料容器内の密度を変化させる膨張容器 B (内容積 8.949 cm^3)、そして試料のメニスカス消滅の様子を観察するために直径 15 mm、厚さ 10 mm のパイレックス製ガラス窓がついた試料容器 C (内容積 11.620 cm^3) の 3 つのステンレス製圧力容器から構成され、それぞれの内容積は純水を使用して既に求められている。装置本体は、熱伝達媒体にシリコンオイルを用いた液体恒温槽内に設置され、1.5 kW および 300 W の電気ヒータ E、F と PID 温度コントローラ K、L で、恒温槽内の温度制御を $\pm 5 \text{ mK}$ で行っている。温度制御および温度測定には、ITS-90 に準拠した 25Ω 標準白金抵抗測温体 H、I をそれぞれに用いている。温度の読み取りには交流測温ブリッジ O を使用し、温度測定不確かさは、温度計および温度ブリッジの持つ不確かさと、恒温槽内の温度のバラつきを考慮し、 $\pm 10 \text{ mK}$ 以内と見積もった。密度は、充填した試料の質量と温度による熱膨張の影響を考慮した 3 つの容器の内容積から算出した。密度測定不確かさは、膨張の回数に依存してそれぞれの実測値で異なるが、 $0.5 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3} \sim 1.6 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$ の範囲内と見積もった。組成測定精度は、質量測定精度を考慮すると $\pm 0.05\%$ 以内であると推定できる。

本研究で用いた HF0-1234ze (E) の試料は、セントラル硝子株式会社製で、その純度は 99.913 mol% である。HFC-32 の試料は、ダイキン工業株式会社製で、その純度は 99.99 mol% である。

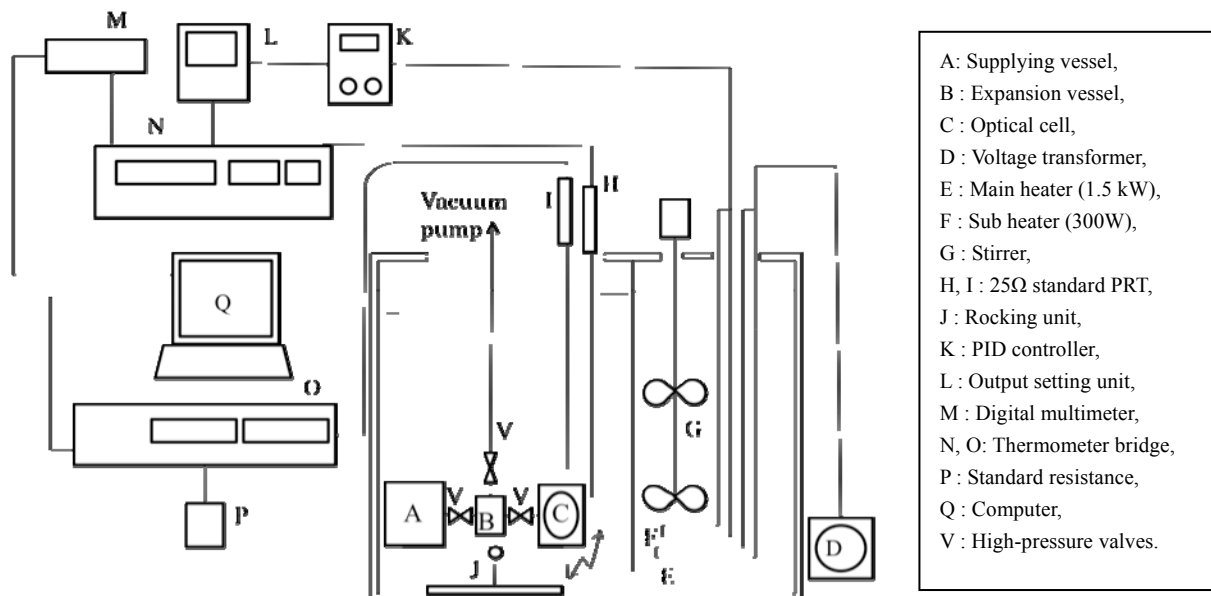


Fig. 1-2-1 臨界点測定装置概略図

<測定結果>

HF0-1234ze(E)+HFC-32 混合系および HF0-1234ze(E) + HFC-134a 系の2種類の2成分系混合冷媒の臨界点近傍における気液共存曲線を、メニスカスの消滅を肉眼で直接観察する方法により測定した。HF0-1234ze(E)+HFC-32 混合系に関しては、49.99 mass% HF0-1234ze(E) 混合系および 75.00 mass% HF0-1234ze(E)+HFC-32 混合系について測定を行い、得られた飽和密度の測定結果を Table 1-2-1 および Table 1-2-2 に示した。また、HF0-1234ze(E)+HFC-134a 混合系に関しても前者の混合系同様の 49.99 mass% HF0-1234ze(E) 混合系および 75.00 mass% HF0-1234ze(E) 混合系について測定を行い、得られた飽和密度の測定結果を Table 1-2-3 および Table 1-2-4 に示した。測定組成をの選定に関しては、地球温暖化係数(GWP)を低下させることが混合組成を決定するための大きな要素となっていることを考え、まずは等質量混合物(50 mass%)に関する測定を行い、次には、HF0-1234ze(E) rich な環境での混合系ということで 75 mass% HF0-1234ze(E) を選んでいる。両混合系の $T\rho$ 線図上の実測値の分布は Fig. 1-2-2 および Fig. 1-2-3 に示した。

試料密度が臨界密度より小さい場合、温度上昇とともにメニスカスの位置は下降し、飽和温度に近づくと液滴が小さくなり、最終的に消滅する現象が観察できた。一方、試料密度が臨界密度より大きい場合、温度上昇とともにメニスカスの位置は上昇し、最終的には気泡状態となって消滅する現象が観察できた。試料密度が臨界密度に近い場合、温度上昇に対してメニスカスの位置の変化は少なくなり、臨界たんぱく光による着色現象が観察される。さらに温度上昇させると、メニスカスが判別できない状態になり、最終的にはメニスカスがその場所で消滅する現象が観察できた。なお、温度の安定に時間がかかる実験のため、1つの組成について行う時間が約3ヶ月必要とする。

Table1-2-1 49.99 mass% HF0-1234ze(E) + 50.01 mass% HFC-32 の測定結果

$T(K)$	ρ (kg m ⁻³)	$\delta \rho$ (kg m ⁻³)	Comments
351.964	209.9	1.2	飽和蒸気密度
358.130	238.2	1.3	飽和蒸気密度
360.279	265.4	1.4	飽和蒸気密度
361.962	293.5	1.3	飽和蒸気密度
362.603	333.3	1.3	飽和蒸気密度
362.729	371.3	1.4	飽和蒸気密度
362.208	421.6	1.3	飽和蒸気密度：臨界タンパク光確認
362.156	469.7	1.4	臨界密度に非常に近い：臨界タンパク光確認
361.483	519.5	1.2	飽和液体密度
359.787	590.0	0.9	飽和液体密度
357.215	657.4	1.0	飽和液体密度
351.056	746.7	0.7	飽和液体密度
341.102	832.3	0.8	飽和液体密度

Table 1-2-2 75.00 mass% HF0-1234ze(E) +25.00 mass% HFC-32 の測定結果

$T(K)$	ρ (kg m ⁻³)	$\delta \rho$ (kg m ⁻³)	Comments
366.831	235.7	1.2	飽和蒸気密度
370.808	276.0	0.9	飽和蒸気密度
371.308	329.4	1.2	飽和蒸気密度
371.525	416.8	1.3	飽和蒸気密度：臨界タンパク光確認
370.937	465.9	1.4	飽和蒸気密度：臨界タンパク光確認
370.567	488.3	0.5	飽和液体密度：臨界タンパク光確認
370.198	515.5	1.2	飽和液体密度
369.309	582.7	0.9	飽和液体密度
367.126	652.0	1.0	飽和液体密度
362.005	737.6	0.7	飽和液体密度
353.464	823.7	0.8	飽和液体密度
353.428	825.3	0.8	飽和液体密度

Table 1-2-3 50.00 mass% HF0-1234ze(E) + 50.00 mass% HFC-134a の測定結果

$T(K)$	ρ (kg m ⁻³)	$\delta \rho$ (kg m ⁻³)	Comments
371.107	274.2	1.4	飽和蒸気密度
372.683	287.1	1.1	飽和蒸気密度
375.453	332.4	1.2	飽和蒸気密度
376.367	363.2	1.1	飽和蒸気密度
376.945	383.2	1.4	飽和蒸気密度
377.385	464.6	1.0	飽和蒸気密度：臨界タンパク光確認
377.385	484.9	1.5	飽和蒸気密度：臨界タンパク光確認
377.350	535.7	1.2	飽和液体密度
377.030	587.9	0.9	飽和液体密度
376.085	642.4	0.6	飽和液体密度
374.977	678.0	1.1	飽和液体密度
371.955	744.1	0.7	飽和液体密度
362.083	858.5	0.8	飽和液体密度

Table 1-2-4 75.00 mass% HFO-1234ze(E) +25.00 mass% HFC-134a の測定結果

$T(K)$	ρ (kg m^{-3})	$\delta \rho$ (kg m^{-3})	Comments
366.791	209.6	1.2	飽和蒸気密度
370.259	226.2	1.3	飽和蒸気密度
373.218	265.2	1.4	飽和蒸気密度
374.266	286.1	1.5	飽和蒸気密度
376.967	293.1	1.3	飽和蒸気密度
377.579	316.1	1.4	飽和蒸気密度
378.511	370.6	1.4	飽和蒸気密度
379.351	399.9	1.5	飽和蒸気密度
379.649	468.9	1.4	飽和蒸気密度：臨界タンパク光確認
379.615	506.0	1.6	飽和蒸気密度：臨界タンパク光確認
379.674	518.1	1.2	飽和蒸気密度：臨界タンパク光確認
379.586	559.0	1.3	飽和液体密度
377.878	655.7	1.0	飽和液体密度
375.537	707.5	1.1	飽和液体密度
366.184	830.0	0.8	飽和液体密度
357.838	896.0	0.8	飽和液体密度

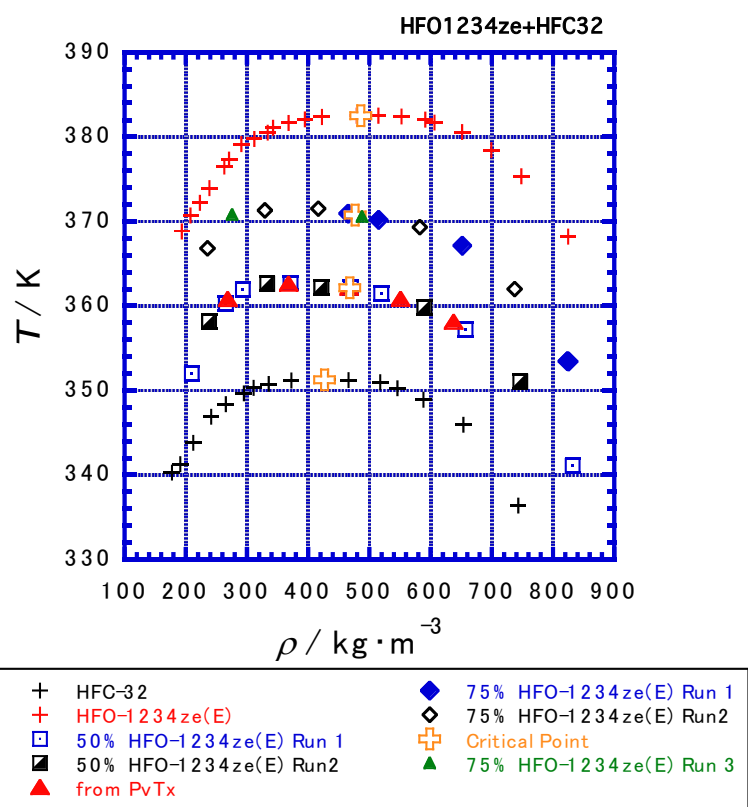


Fig. 1-2-2 HFO-1234ze(E) + HFC-32 系混合物の臨界点近傍における気液共存曲線

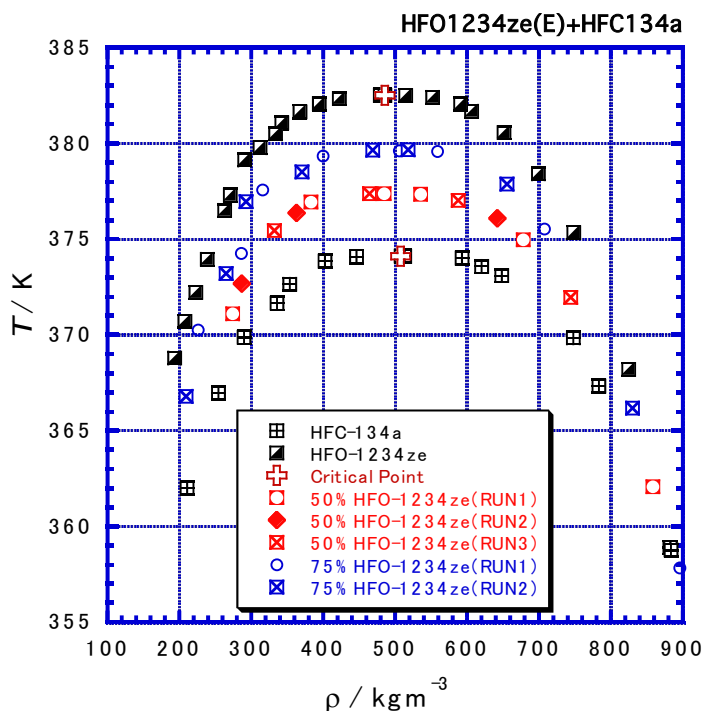


Fig. 1-2-3 HFO-1234ze(E) + HFC-134a 系混合物の臨界点近傍における気液共存曲線

<臨界軌跡の決定>

本研究で得られた臨界点近傍の飽和密度測定の詳細な観察結果から、臨界温度と臨界密度が決定できる。実験的に臨界定数を決定する方法は、現時点で正確度が高く、比較的簡単に測定できる唯一の方法である。しかし、特殊な実験装置と、観察技術、そして時間を要する実験のため、世界中でも実験研究を継続して行っている研究機関は非常に限られている。

決定した HFO-1234ze(E) + HFC-32 系混合物の臨界軌跡を Table1-2-5 にまとめた。臨界温度、臨界密度、臨界モル容積は本実験から決定された。

Table 1-2-5 HFO-1234ze(E) + HFC-32 系混合物の臨界定数

冷媒	臨界温度 (K)	臨界密度 (kg m ⁻³)	臨界モル容積 (cm ³ mol ⁻¹)	臨界圧力 (MPa)
HFC-32	351.26	427	121.8	5.785
49.99 mass% HFO-1234ze(E)	362.16	468	152.6	5.31
75.00 mass% HFO-1234ze(E)	370.75	477	184.2	4.74
HFO-1234ze(E)	382.51	486	234.7	3.632

得られた実験結果は、2つの組成の値であり、広範囲な組成変化に対する臨界定数の組成を行なうには無理がある。そこで、この測定結果を用いて臨界軌跡の組成依存性を表す相関式を作成した。相関式の関数型は以下のとおりである。

臨界温度 (K)

$$T_{cm} = \theta_1 T_{c1} + \theta_2 T_{c2} + 2\theta_1\theta_2\Delta_T \quad (1-2-1)$$

臨界圧力 (MPa)

$$P_{cm} = \theta_1 P_{c1} + \theta_2 P_{c2} + 2\theta_1\theta_2\Delta_P \quad (1-2-2)$$

臨界モル容積 ($\text{cm}^3 \text{mol}^{-1}$)

$$V_{cm} = \theta_1 V_{c1} + \theta_2 V_{c2} + 2\theta_1\theta_2\Delta_V \quad (1-2-3)$$

臨界密度 (kg m^{-3})

$$\rho_{cm} = 10^3 M / V_{cm} \quad (1-2-4)$$

なお、 M はモル容積 (分子量)、添字の c は臨界点を示し、添字 1 および 2 は 2 成分系混合物のそれぞれの成分物質を意味する。そして θ は組成を表すパラメータのひとつである表面積分率で、以下の式で定義される。

$$\theta_1 = \frac{x_1 V_{c1}^{2/3}}{x_1 V_{c1}^{2/3} + x_2 V_{c2}^{2/3}} \quad (1-2-5)$$

$$\theta_2 = \frac{x_2 V_{c2}^{2/3}}{x_1 V_{c1}^{2/3} + x_2 V_{c2}^{2/3}} = 1 - \theta_1$$

式 (1-2-1) から 式 (1-2-3) にはそれぞれの混合物の臨界軌跡を高精度で再現するためのパラメータが含まれている。このパラメータを実測値にもとづいて決定することで、臨界軌跡の組成依存性を表す相関式が完成する。HF0-1234ze (E) + HFC-32 系混合物に関しては、 $\Delta_T = -4.10 \text{ K}$ 、 $\Delta_V = -32.8 \text{ cm}^3 \text{mol}^{-1}$ 、 $\Delta_P = 0.91 \text{ kPa}$ となった。この結果を Fig. 1-2-4 ~ Fig. 1-2-7 にまとめた。

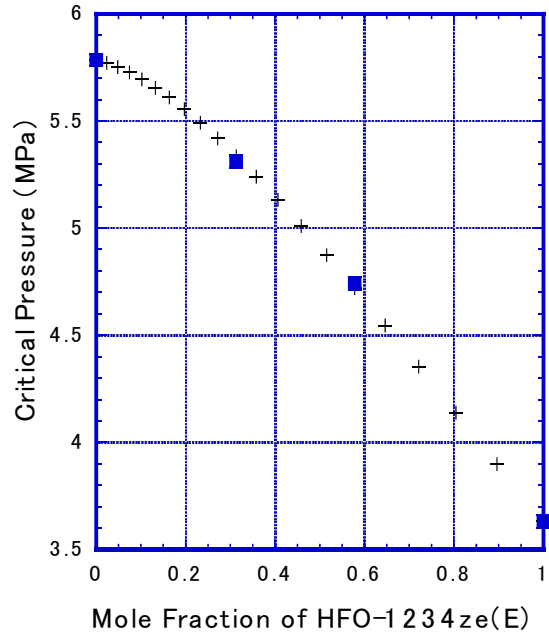
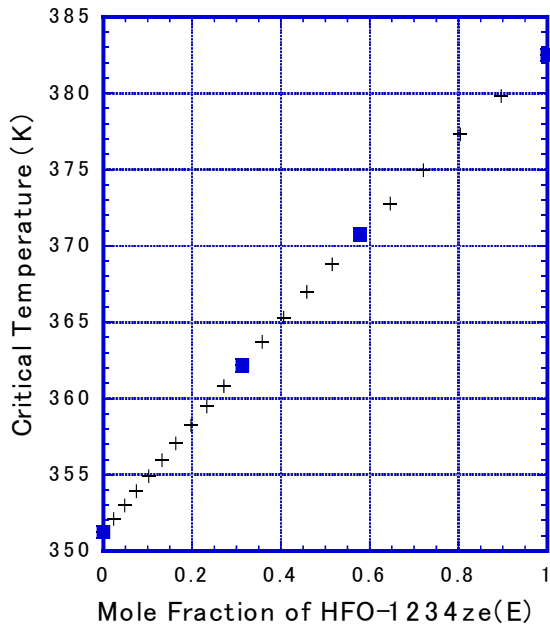


Fig. 1-2-4 HFO-1234ze(E) + HFC-32
混合系の臨界温度の組成依存性

Fig. 1-2-5 HFO-1234ze(E) + HFC-32
混合系の臨界圧力の組成依存性

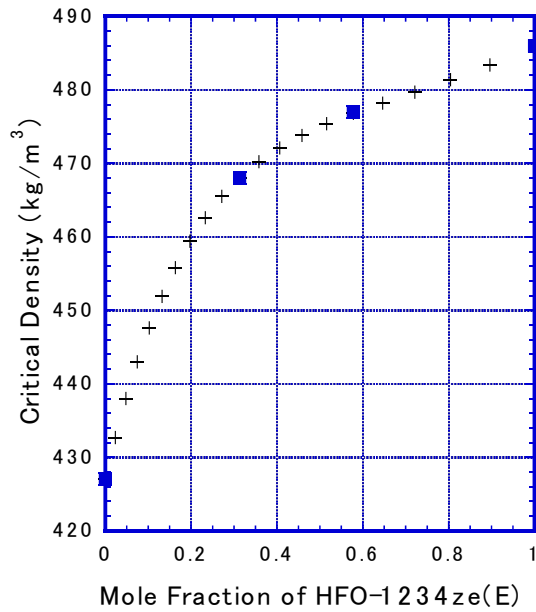
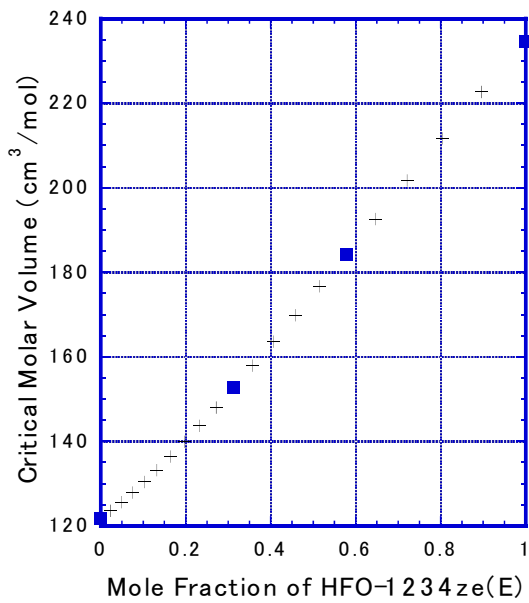


Fig. 1-2-6 HFO-1234ze(E) + HFC-32
混合系の臨界モル容積の組成依存性

Fig. 1-2-7 HFO-1234ze(E) + HFC-32
混合系の臨界密度の組成依存性

1-3 気液平衡関係の測定

<測定装置および測定方法>

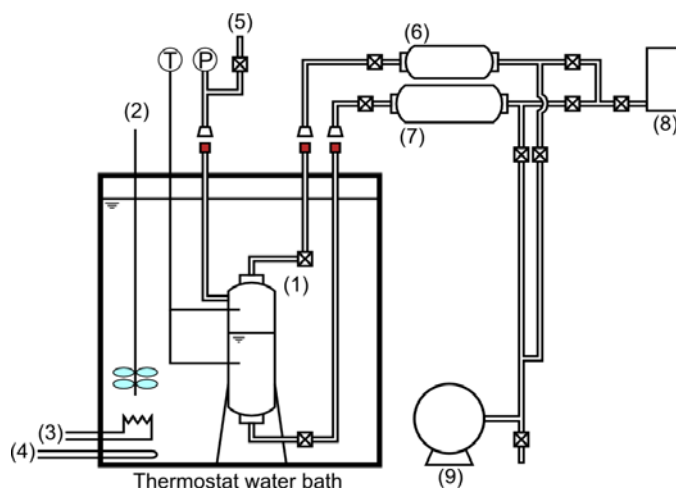
Fig. 1-3-1 に、等温条件での気液相平衡測定装置の系統図を示す。本装置の主な構成要素は、内容積約 150 cc の試験容器(1)と周辺配管およびバルブが沈められた恒温槽、サンプリング容器(6)および(7)、ガスクロマトグラフ(8)、真空ポンプ(9)である。なお、恒温槽内の熱媒体には水を使用し、槽内の温度はヒーター(3)と冷却コイル(4)によって制御され、攪拌機(2)で均一に保たれる。

混合冷媒作成方法および測定方法は以下に示す。

(i) 試験容器(1)内の気液相平衡状態にある混合冷媒は、内部が真空状態にされた試験容器(1)内に、まず、高沸点成分の HF0-1234ze (E)を液状態で充填し、次に、低沸点成分の HFC-32 を液状態で充填することによって作成した(総充填液量は約 100 cc)。その後、約 10 分間試験容器を振ることで十分に冷媒を混合させた後、所定の温度に設定された恒温層内に試験容器を設置した。

(ii) 試験容器内の温度および圧力が一定となり、気液相平衡状態が安定した後、試験容器内の圧力を絶対圧変換器(共和電業製: PHS-A 型 (5 MPa))によって測定し、試験容器内の気相および液相温度を K 型シース熱電対(サンコー株製)によって測定した。ここに、圧力測定における不確かさは圧力変換器の機器誤差および測定によるばらつきを考慮して 0.8 %以内であると推定した。また、温度測定における不確かさは K 型シース熱電対の機器誤差および測定によるばらつきを考慮して、70 mK 以内であると推定した。

(iii) 試験容器内の圧力と温度の測定後、直ちに気相および液相から少量の冷媒を配管内に採取した。サンプリングした試料が過熱蒸気状態となるように、(6)および(7)のサンプリング容器(それぞれ約 40 cc, 150 cc)内で試料を再膨張させて、その組成比を TCD(熱伝導率検出)型ガスクロマトグラフ(8)(ヤナコ計測製: G2800)で測定した。ここに、カラムには、porapak-Q(長さ



- (1) Test cylinder, (2) Stirrer, (3) Heater, (4) Cooling coil, (5) Charging port
- (6) Sampling cylinder (vapor), (7) Sampling cylinder (liquid)
- (8) Gas chromatograph, (9) Vacuum pump

Fig. 2.3.2.1-3-1 気液相平衡測定装置系統図

2m, メッシュレンジ 50/ 80) を使用し, カラム槽内温度 90 °Cにて分析を行った. 組成測定における不確かさは, ガスクロマトグラフでの分析能力を考慮して, 0.2 %以内であると推定した.

なお, 本研究では, 純度 99.9 %の HF0-1234ze (E) (セントラル硝子(株)製) および純度 99.9 %の HFC-32 (ダイキン工業(株)製) の試料を用いた.

<気液相平衡の相関方法および相関結果>

Lemmon らの Helmholtz 自由エネルギー混合モデル^[1-3-1]を用いた相関を行った. このモデルは REFPROP^[1-3-2]でも採用されているモデルであり, 混合系の温度および密度の無次元化関数 T_{red} および ρ_{red} をそれぞれ以下の式 (1-3-1) および (1-3-2) で表現する.

$$T_{red} = \sum_{i=1}^2 x_i T_{c,i} + x_1 x_2 \zeta_{12} \quad (1-3-1)$$

$$\rho_{red} = \left[\sum_{i=1}^2 \frac{x_i}{\rho_{c,i}} + x_1 x_2 \xi_{12} \right]^{-1} \quad (1-3-2)$$

ここに, ζ_{12} および ξ_{12} は測定値から決定するパラメータである. 混合モデルから気液相平衡を計算する手順の詳細については文献^[1-3-3]に示す. 混合系の自由エネルギーを計算するために必要な純物質の状態方程式は, HFC-32 に関して Tillner-Roth and Yokozeki の式^[1-3-4]を, HF0-1234ze (E) に関して Akasaka の式^[1-3-5]をそれぞれ用いた. 本研究で得られた気液相平衡測定値の液相側データを用い,

ζ_{12} および ξ_{12} の最適値はそれぞれ $\zeta_{12} = -21.903$ K および $\xi_{12} = 0$ と決定した. なお, REFPROP には, ζ_{12} および ξ_{12} の値が未知である混合系に対して, それらのパラメータを推算する機能がある. HF0-1234ze (E)/HFC-32 系に対する REFPROP による推算値は, $\zeta_{12} = -30.832$ K および $\xi_{12} = 0$ である.

<検討および考察>

Fig. 1-3-2 に, 温度条件 273.15 K, 282.75 K, 292.65 K および 313.65 K における気液相平衡の測定値および相関結果を示す. 相関結果については, 本研究で決定したパラメータ値を用いた場合および REFPROP の推算値を用いた場合の二通り示しており, それぞれ図中の実線および破線で示す. Fig. 1-3-2 より, 本研究の相関結果は測定値を良好に表現していることが確認できる. また, パラメータの最適化には液相側のデータのみを使用したが, 気相側の挙動も定量的によく一致している. 温度および組成を入力として与えて圧力を計算した結果, 沸点圧力および露点圧力の実験値との偏差は, それぞれ 1.3 % および 1.5 % であり, 圧力測定の不確かさよりもわずかに大きい程度である. 一方, REFPROP の推算値を用いて計算した場合の偏差はより大きく, 沸点圧力で 3.5 %, 露点圧力 3.8 % である.

Fig. 1-3-3 および Fig. 1-3-4 に, 0.5 MPa, 1.0 MPa および 1.5 MPa における気液相平衡の計算結果および露点温度と沸点温度の差を示す. Fig. 1-3-2 と同様に, 図中の実線は本研究で決定したパラメータ値を用いた場合, 図中の破線は REFPROP の推算値を用いた場合である. 等圧条件下において, 露点曲線および沸点曲線は全組成比に渡り, 本研究で決定したパラメータ値を用いた場合が, REFPROP の推算値を用いた場合よりも高い値を示している. また, 本研究で決定したパラメータ値を用いた場合の露点温度と沸点温度の差は, 約 40 mass% HFC-32 以下で REFPROP の

推算値を用いた場合よりも低い値を示すのに対し、約 40 mass% HFC-32 以上では高い値を示している。

なお、Fig. 1-3-5 に、282.75 Kにおける測定した圧力および組成を入力として与えて計算した露点温度及び沸点温度の計算値とそれらの実験値との差異を示す。露点温度でバラつきが確認できる。これは、気液相平衡状態にある試験容器内から気相の蒸気を採取する際に界面が不安定となることが原因であると考えられる。そのため、試験容器内から試料を採取する際に界面の状態を安定に維持することが必要であり、より高精度で測定するためには装置の改造が必須の課題である。

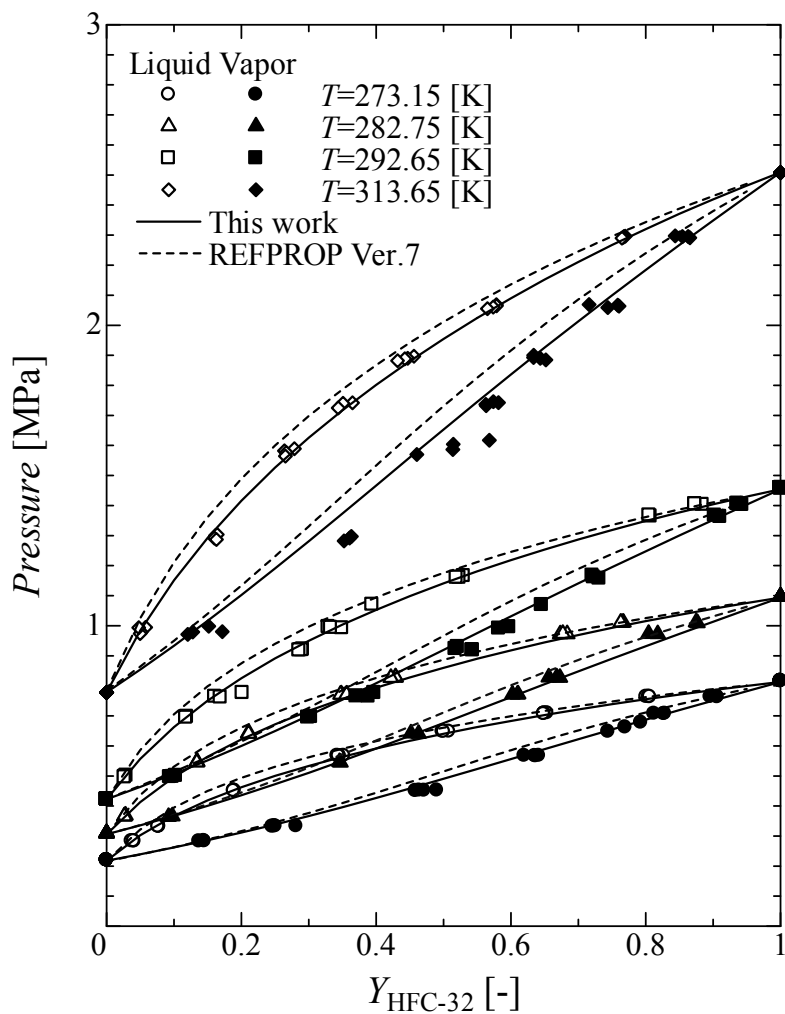


Fig. 2.3.2.1-3-2 気液相平衡測定結果

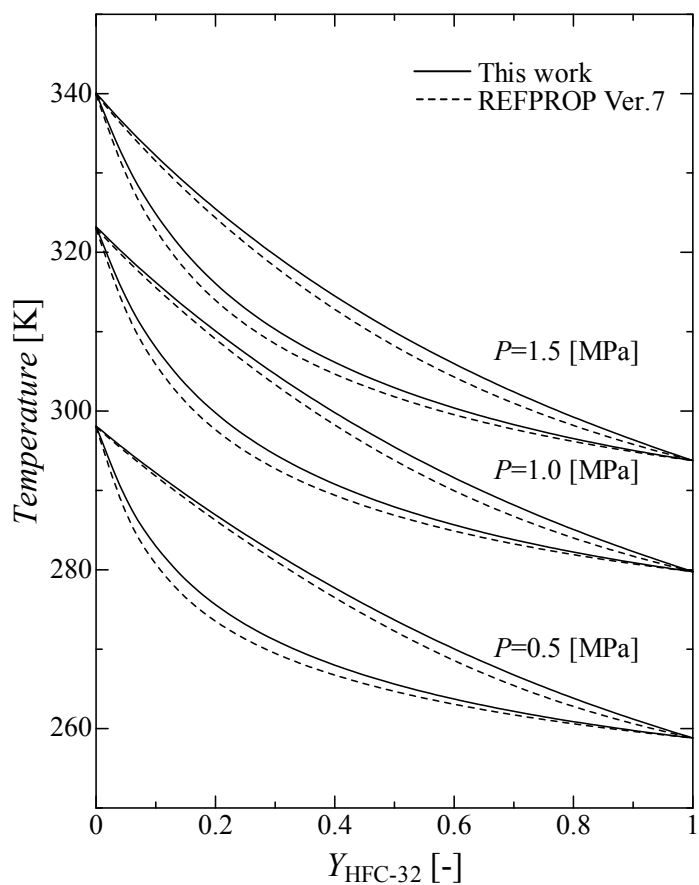


Fig. 2.3.2.1-3-3 等圧気液相平衡計算結果

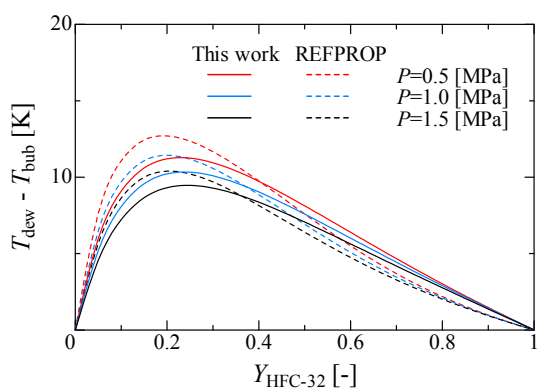


Fig. 2.3.2.1-3-4 露点と沸点の温度差

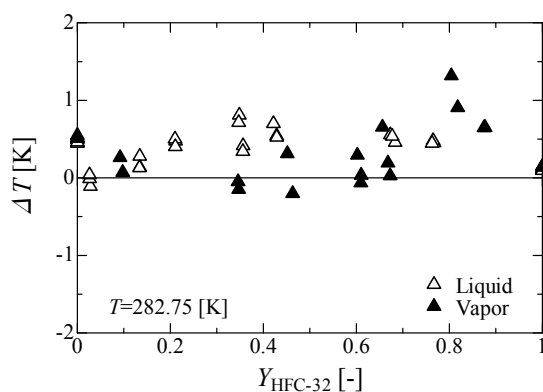


Fig. 2.3.2.1-3-5 計算値と実験値の差

<参考文献>

- [1-3-1] E. W. Lemmon and J. T. Jacobsen, *Int. J. Thermophys.*, **20**(3), 825 (1999).
- [1-3-2] E. W. Lemmon, M. L. Huber, M. O. McLinden, REFPROP Version 8.0 (2007).
- [1-3-3] 赤坂亮, 日本冷凍空調学会論文集, **6**(1), 1 (2009).
- [1-3-4] R. Tillner-Roth, A. Yokozeki, *J. Phys. Chem. Ref. Data*, **26**(6), 1273 (1997).
- [1-3-5] R. Akasaka, *Int. J. Refrig.*, **33**(5), 907 (2010).

1-4 状態方程式の作成

<Helmholtz 型状態方程式の作成>

HF0-1234ze (E) と HFC-32 の混合系について、状態方程式を作成した。それぞれの純物質における状態方程式には、Table 1-4-1 に示す Helmholtz 型による最も信頼性の高い式を採用した。本研究での混合物用状態方程式は、無次元化したヘルムホルツエネルギーで表現され、式(1-4-1)のようになる。

$$\alpha(\tau, \delta, x) = \alpha^0(T, \rho, \bar{x}) + \alpha^r(\tau, \delta, x) \quad (1-4-1)$$

式(1-4-1)の理想部分 α^0 は、

$$\alpha^0(T, \rho, x) = \sum_{i=1}^N x_i [\alpha_{0i}^r(T, \rho) + \ln x_i] \quad (1-4-2)$$

と表される。また剰余部分 α^r は次の式で表される。

$$\alpha^r(\tau, \delta, x) = \sum_{i=1}^N x_i \alpha_{0i}^r(\tau, \delta) + \sum_{i=1}^{N-1} \sum_{j=i+1}^N x_i x_j F_{ij} \alpha_{ij}^r(\tau, \delta) \quad (1-4-3)$$

ここで τ および δ は次のように定めている。

$$\tau = \frac{T_{\text{red}}(x)}{T} \quad (1-4-4)$$

$$\delta = \frac{v_{\text{red}}(x)}{v} \quad (1-4-5)$$

2成分系混合物として、式(1-4-2)と式(1-4-3)に $N = 2$, $x_1 = x$, および $x_2 = 1 - x$ を代入すると次の式が得られる。

$$\alpha^0(T, \rho, x) = x \alpha_1^0(T, \rho) + (1-x) \alpha_2^0(T, \rho) + x \ln x + (1-x) \ln(1-x) \quad (1-4-6)$$

および

$$\alpha^r(\tau, \delta, x) = x \alpha_1^r(\tau, \delta) + (1-x) \alpha_2^r(\tau, \delta) + x(1-x) F_{12} \alpha_{12}^r(\tau, \delta) \quad (1-4-7)$$

本研究では、混合モデルとして Kunz and Wagner model (KW model) (Kunz and Wagner, 2007) ^[1-4-1] を採用した。

KW model では、 T_{red} , v_{red} , および α_{ij}^r を次のように示す。

$$T_{\text{red}}(x) = \sum_{i=1}^N x_i^2 T_{c,i} + \sum_{i=1}^{N-1} \sum_{j=i+1}^N 2x_i x_j \beta_{T,ij} \gamma_{T,ij} \left(\frac{x_i + x_j}{\beta_{T,ij}^2 x_i + x_j} \right) T_{c,ij} \quad (1-4-8)$$

$$T_{c,ij} = \sqrt{T_{c,i} T_{c,j}} \quad (1-4-9)$$

$$v_{\text{red}}(x) = \sum_{i=1}^N x_i^2 v_{c,i} + \sum_{i=1}^{N-1} \sum_{j=i+1}^N 2x_i x_j \beta_{v,ij} \gamma_{v,ij} \left(\frac{x_i + x_j}{\beta_{v,ij}^2 x_i + x_j} \right) v_{c,ij} \quad (1-4-10)$$

$$v_{c,ij} = \frac{(v_{c,i}^{1/3} + v_{c,j}^{1/3})^3}{8} \quad (1-4-11)$$

$$\alpha_{ij}^r(\tau, \delta) = \sum_{k=1}^{K_1} a_k \tau^{t_k} \delta^{d_k} + \sum_{k=K_1+1}^{K_2} a_k \tau^{t_k} \delta^{d_k} \exp[-\eta_k (\delta - \varepsilon_k)^2 - \beta_k (\delta - \gamma_k)] \quad (1-4-12)$$

2成分系混合物では、式(1-4-8)と式(1-4-10)は以下ようになる。

$$T_{\text{red}}(x) = x^2 T_{c,1} + (1-x)^2 T_{c,2} + 2\beta_{T,12} \gamma_{T,12} \left[\frac{x(1-x)}{(\beta_{T,12}^2 - 1)x + 1} \right] T_{c,12} \quad (1-4-13)$$

$$v_{\text{red}}(x) = x^2 v_{c,1} + (1-x)^2 v_{c,2} + 2\beta_{v,12} \gamma_{v,12} \left[\frac{x(1-x)}{(\beta_{v,12}^2 - 1)x + 1} \right] v_{c,12} \quad (1-4-14)$$

KWモデルのパラメータを最適化するために、次の式を用いた。

$$S = \frac{1}{n_{\text{bub}}} \sum_{i=1}^{n_{\text{bub}}} \left(\frac{P_{\text{bub}}^{\text{exp}} - P_{\text{bub}}^{\text{cal}}}{P_{\text{bub}}^{\text{cal}}} \right)_i^2 + \frac{1}{n_{\text{PVT}}} \sum_{i=1}^{n_{\text{PVT}}} \left(\frac{\rho_L^{\text{exp}} - \rho_L^{\text{cal}}}{\rho_L^{\text{cal}}} \right)_i^2 + \frac{1}{n_{c_p}} \sum_{i=1}^{n_{c_p}} \left(\frac{c_p^{\text{exp}} - c_p^{\text{cal}}}{c_p^{\text{cal}}} \right)_i^2 \quad (1-4-15)$$

ここで、 $P_{\text{bub}}^{\text{exp}}$ 、 ρ_L^{exp} 、 c_p^{exp} は本研究プロジェクトで得られた沸点圧力、密度、定圧比熱の測定データを使用した。用いたデータは、密度については40点、定圧比熱については38点、沸点圧力については10点、飽和液体比熱については10点、飽和液体密度については10点であり、それらのデータは温度範囲が310K~350K、圧力範囲が5MPaまでで、組成質量比はHFO-1234ze(E)について0.518~0.743の範囲をカバーしている。本研究で得られたHFO-1234ze(E)+HFC-32混合物の状態方程式のパラメータをTable 1-4-2に示した。

Table 1-4-1 本研究で使用した純物質の状態式

Fluid	Author	Equation type
HFO-1234ze(E)	McLinden <i>et al.</i> (2010) ^[1-4-2]	Helmholtz with 15 terms
HFC-32	Tillner-Roth and Yokozeki (1997) ^[1-4-3]	Helmholtz with 19 terms

Table 1-4-2 HFO-1234ze(E)+HFC-32 混合系の混合パラメータ

$\beta_{T,12}$	$\gamma_{T,12}$	$\beta_{V,12}$	$\gamma_{V,12}$	F_{12}
0.99725	0.96064	1.0000	1.0229	-0.99950

<作成した状態方程式の偏差>

本研究で決定した HF0-1234ze (E)+HFC-32 混合物の状態方程式のパラメータを用いて、測定値と比較したところ、Fig. 1-4-1~Fig. 1-4-6 に示すように、密度のデータについては温度や圧力が高くなるにつれて測定値と状態式による計算値の偏差は大きくなるが、0.2%の平均偏差で表すことができ、定圧比熱については、状態式による計算値よりも測定がやや高めになるが、2.6%の平均偏差で表すことができ、沸点圧力については、最大偏差で1%以内、平均偏差で0.7%で表すことができることを確認できた。さらに、飽和液体密度と飽和液体比熱についても測定値と状態式による計算値の偏差はそれぞれ0.2%と3.7%で表されることが確認できた。

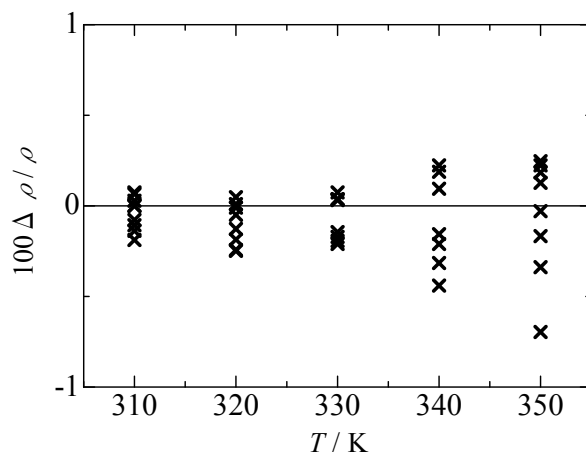


Fig. 1-4-1 作成した混合系用状態式と実験データとの密度の比較（温度依存性）

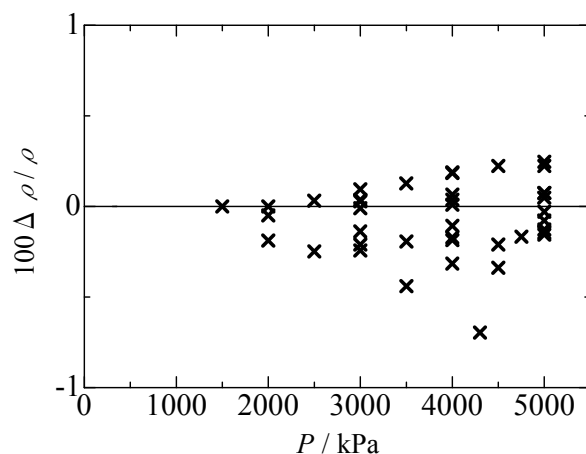


Fig. 1-4-2 作成した混合系用状態式と実験データとの密度の比較（圧力依存性）

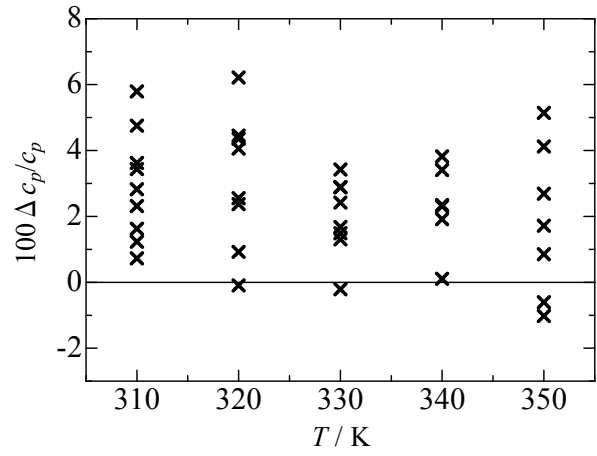


Fig. 1-4-3 作成した混合系用状態式と実験データとの定圧比熱の比較（温度依存性）

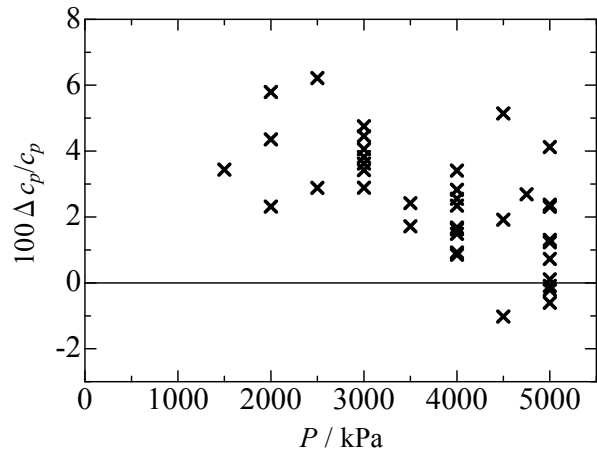


Fig. 1-4-4 作成した混合系用状態式と実験データとの定圧比熱の比較（圧力依存性）

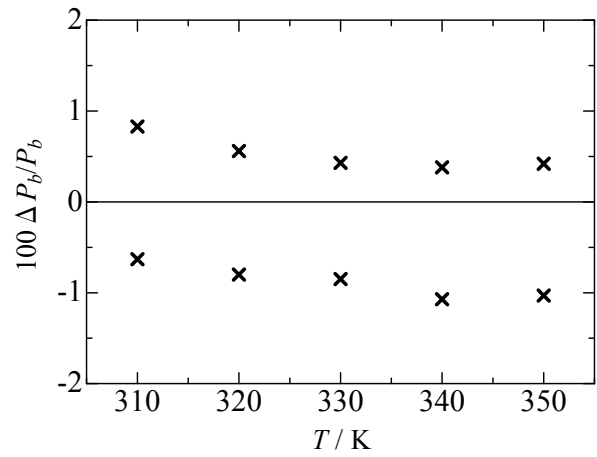


Fig. 1-4-5 作成した混合系用状態式と実験データとの沸点圧力の比較（温度依存性）

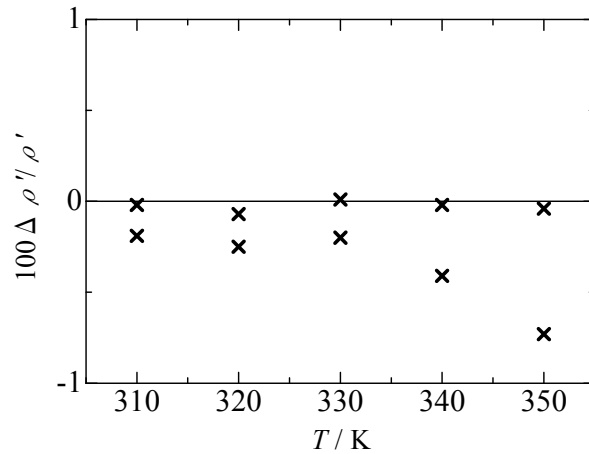


Fig. 1-4-6 作成した混合系用状態式と実験データとの飽和液体密度の比較

<参考文献>

- [1-4-1] Kunz O, Klimech R, Wagner W, Jaeschke, M. 2007, The GERG-2004 Wide-Range Equation of State for Natural Gases and Other Mixture, *GERG Technical Monograph*, 15.
- [1-4-2] McLinden MO, Thol M, Lemmon EW. 2010, Thermodynamic properties of trans-1,3,3,3-tetrafluoropropene [HFO-1234ze(E)]: Measurements of density and vapor pressure and a comprehensive equation of state, *13th International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue*, July 12-15, West Lafayette, IN.
- [1-4-3] Tillner-Roth R, Yokozeki A. 1997, An International Standard Equation of State for Difluoromethane (R-32) for Temperatures from the Triple Point at 136.34 K to 435 K and Pressures up to 70 MPa, *J. Phys. Chem. Ref. Data*, 26(6), 1273-1328.

1-5 液体密度と液体比熱の測定

<測定装置および方法>

Fig. 1-5-1 に液体定圧比熱、液体密度測定用の試料容器を、Fig. 1-5-2 に装置概略を示す。金属ベローズによる容積可変の容器 F 内をあらかじめ真空にした後、試料は 2 相域の状態 で 充 填 さ れ、金属ベローズ内の飽和蒸気圧と金属ベローズ外側に充填されている窒素ガスの圧力が金属ベローズを介してバランスされる。その後、窒素ガスを加圧することにより、試料は 1 相域の液の状態まで圧縮される。試料の圧力は、試料が一定温度に保たれた状態において窒素ガスの圧力測定値から金属ベローズの弾性力による差圧分を差し引いて求めることができる。窒素ガスの圧力は水晶振動式デジタル圧力計 W によって検出される。金属ベローズの試料容器は圧力容器 A の中に挿入されており、圧力容器は液体恒温槽 D 内に設置され一定温度に保たれる。恒温槽の熱媒体にはシリコンオイルを用い、その温度を白金抵抗測温体 B により検出し、精密級交流測温ブリッジ C で測定され設定する温度との差を PID コントローラ U によりサブヒーター S の出力を調節し、恒温槽の温度制御を行う。白金抵抗測温体は ITS-90 に基づいて校正されており、その不確かさは 30 mK である。恒温槽内の熱媒体の温度のふらつきは 10 mK 以内であり、温度計の不確かさ内で制御されていると考えている。試料の圧力と温度が一定に保たれた後、金属ベローズと連動するロッドの変位を差動変圧器 L により検知し、あらかじめ校正した変位と試料容器の内容積の関係から試料の容積が決定され、充填質量を用いて試料の密度が求められる。密度の測定の後、定圧比熱の測定が熱緩和法に基づいて行われる。試料容器内に挿入されているヒーターによって試料に一定の熱流量が供給され、試料容器内に挿入されている温度計によって試料の温度履歴が記録され、その温度履歴から熱緩和法による解析により最大温度差と緩和時間が得られ、定圧比熱が求められる。

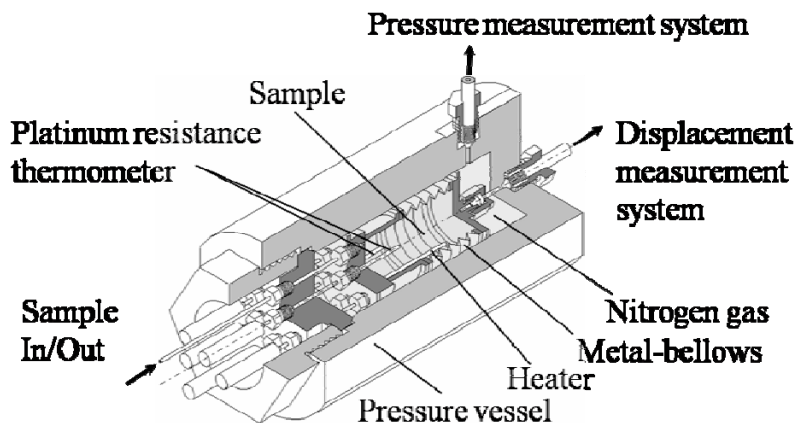
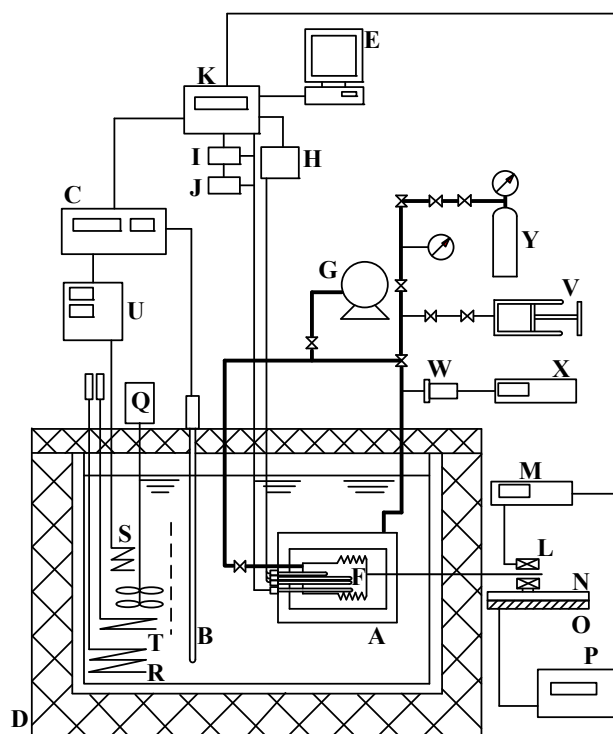


Fig. 1-5-1 定圧比熱測定装置本体



A: Sample vessel, B: Standard platinum resistance thermometer, C: Thermometer bridge, D: Thermostat, E: Computer, F: Metal-bellows, G: Vacuum pump, H: Resistance measurement circuit, I: Standard resistance, J: Regulated DC power supply, K: Digital multimeter, L: Linear variable differential transformer, M: Displacement meter, N: Linear stage, O: Linear gauge, P: Indicator, Q: Stirrer, R: Main heater, S: Supplemental heater, T: Cooler, U: PID controller, V: Pressure controller, W: Pressure transducer, X: Pressure indicator, Y: Nitrogen gas bomb

Fig. 1-5-2 定圧比熱測定装置概要図

<測定結果>

32.9 mol% HF0-1234ze (E) + 67.1 mol% HFC-32 および 56.9 mol% HF0-1234ze (E) + 43.1 mol% HFC-32 の混合物について、液体密度および液体定圧比熱を温度範囲 310~350 K、圧力範囲 5MPa までの液相域において測定した。なお、密度に関しては飽和液体密度と沸点圧力を得るために気液二相域においても測定した。液体密度、気液二相域における密度、液体比熱の測定結果をそれぞれ Table 1-5-1, Table 1-5-2 および Table 1-5-3 に示した。また、それらの測定結果より得られた沸点圧力、飽和液体密度、飽和液体比熱の結果を Table 1-5-4 に示した。測定結果の温度依存性、圧力依存性、組成依存性について Fig. 1-5-3~Fig. 1-5-12 に示した。

Table 1-5-1 圧縮液域における HF0-1234ze (E) + HFC-32 混合系の
 $P\rho Tx$ 性質に関する測定結果

x (HFC-32)	T / K	P / kPa	ρ / kg m ⁻³	x (HFC-32)	T / K	P / kPa	ρ / kg m ⁻³
0.671	310.00	4999	1030.8	0.431	310.00	5000	1082.1
0.671	310.00	4001	1023.8	0.431	310.00	4000	1075.7
0.671	310.00	2999	1016.3	0.431	310.00	3000	1068.7
0.671	310.00	2000	1008.1	0.431	310.00	2000	1061.3
0.671	320.00	5000	987.5	0.431	310.00	1500	1057.6
0.671	320.00	4000	978.2	0.431	320.00	4999	1042.7
0.671	320.00	3000	968.1	0.431	320.00	4000	1034.5
0.671	320.00	2500	963.1	0.431	320.00	3000	1025.9
0.671	330.00	5000	938.6	0.431	320.00	2000	1016.3
0.671	330.00	3999	926.2	0.431	330.00	5000	999.7
0.671	330.00	3500	919.3	0.431	330.00	4000	989.1
0.671	330.00	3000	911.9	0.431	330.00	3000	977.7
0.669	340.00	5000	880.7	0.431	330.00	2499	971.4
0.669	340.00	4500	871.2	0.431	340.00	5000	951.7
0.669	340.00	3999	860.2	0.431	340.00	4000	937.0
0.669	340.00	3500	847.7	0.431	340.00	3000	919.1
0.668	350.00	5000	804.4	0.431	350.00	5000	892.6
0.668	350.00	4751	794.8	0.431	350.00	4500	881.7
0.668	350.00	4500	783.8	0.431	350.00	4000	869.2
0.668	350.00	4300	772.3	0.431	350.00	3499	854.4

Table 1-5-2 気液共存域における HF0-1234ze(E) + HFC-32 混合系の
 $P\rho Tx$ 性質に関する測定結果

x (HFC-32)	T / K	P / kPa	ρ / kg m ⁻³
0.671	310.00	1782	1000.0
0.671	310.00	1780	990.3
0.671	310.00	1777	978.7
0.671	320.00	2259	953.3
0.671	320.00	2255	934.2
0.671	320.00	2252	900.5
0.671	330.00	2821	902.5
0.671	330.00	2820	894.6
0.671	330.00	2818	888.1
0.669	340.00	3477	827.6
0.669	340.00	3474	794.6
0.669	340.00	3471	768.9
0.668	350.00	4243	764.9
0.668	350.00	4240	745.4
0.668	350.00	4236	724.3

x (HFC-32)	T / K	P / kPa	ρ / kg m ⁻³
0.431	310.00	1412	1049.7
0.431	310.00	1411	1023.5
0.431	310.00	1408	977.2
0.431	320.00	1791	1003.5
0.431	320.00	1790	995.1
0.431	320.00	1789	981.0
0.431	330.00	2240	958.6
0.431	330.00	2239	944.1
0.431	330.00	2237	928.5
0.431	340.00	2760	913.3
0.431	340.00	2758	887.3
0.431	340.00	2756	860.0
0.431	340.00	2755	839.2
0.431	350.00	3362	824.2
0.431	350.00	3361	818.5
0.431	350.00	3360	813.6

Table 1-5-3 圧縮液域における HF0-1234ze(E) + HFC-32 混合系の
定圧比熱に関する測定結果

x (HFC-32)	T / K	P / MPa	c_p / $\text{kJ kg}^{-1} \text{K}^{-1}$
0.671	310.00	5.00	1.71
0.671	310.00	4.00	1.76
0.671	310.00	3.00	1.82
0.671	310.00	2.00	1.87
0.671	320.00	5.00	1.81
0.671	320.00	4.00	1.85
0.671	320.00	3.00	1.93
0.671	320.00	2.50	1.99
0.671	330.00	5.00	1.91
0.671	330.00	4.00	1.98
0.671	330.00	3.50	2.04
0.671	330.00	3.00	2.11
0.669	340.00	5.00	2.13
0.669	340.00	4.50	2.19
0.669	340.00	4.00	2.31
0.668	350.00	5.00	2.64
0.668	350.00	4.75	2.72
0.668	350.00	4.50	3-14

x (HFC-32)	T / K	P / MPa	c_p / $\text{kJ kg}^{-1} \text{K}^{-1}$
0.431	310.00	5.00	1.57
0.431	310.00	4.00	1.60
0.431	310.00	3.00	1.65
0.431	310.00	2.00	1.65
0.431	310.00	1.50	1.68
0.431	320.00	5.00	1.61
0.431	320.00	4.00	1.65
0.431	320.00	3.00	1.73
0.431	320.00	2.00	1.77
0.431	330.00	5.00	1.68
0.431	330.00	4.00	1.75
0.431	330.00	3.00	1.82
0.431	330.00	2.50	1.85
0.431	340.00	5.00	1.79
0.431	340.00	4.00	1.90
0.431	340.00	3.00	2.03
0.431	350.00	5.00	1.95
0.431	350.00	4.50	2.01
0.431	350.00	4.00	2.14
0.431	350.00	3.50	2.29

Table 1-5-4 HF0-1234ze(E) + HFC-32 混合系の沸点圧力および飽和液定圧比熱に関する測定結果

x (HFC-32)	T / K	P_b / kPa	ρ_s / kg m ⁻³	c_{ps} / kJ kg ⁻¹ K ⁻¹
0.671	310.00	1784	1006.2	1.86
0.671	320.00	2259	960.2	1.98
0.671	330.00	2823	909.1	2.16
0.669	340.00	3479	847.1	2.45
0.668	350.00	4244	768.5	3.11
0.431	310.00	1413	1056.8	1.68
0.431	320.00	1792	1014.2	1.76
0.431	330.00	2241	968.1	1.88
0.431	340.00	2760	914.0	2.05
0.431	350.00	3366	849.9	2.33

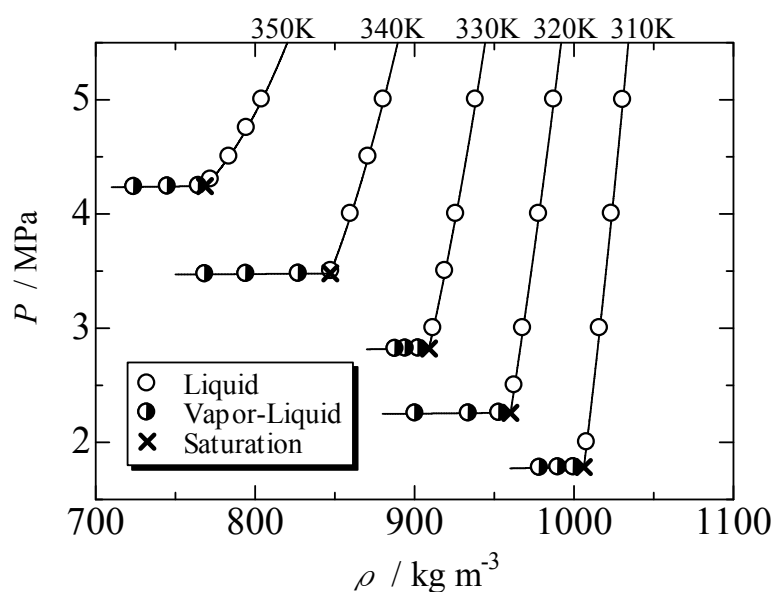


Fig. 1-5-3 0.671 HFC-32 + 0.329 HF0-1234ze(E) 混合系に関する $P\rho Tx$ 性質測定結果

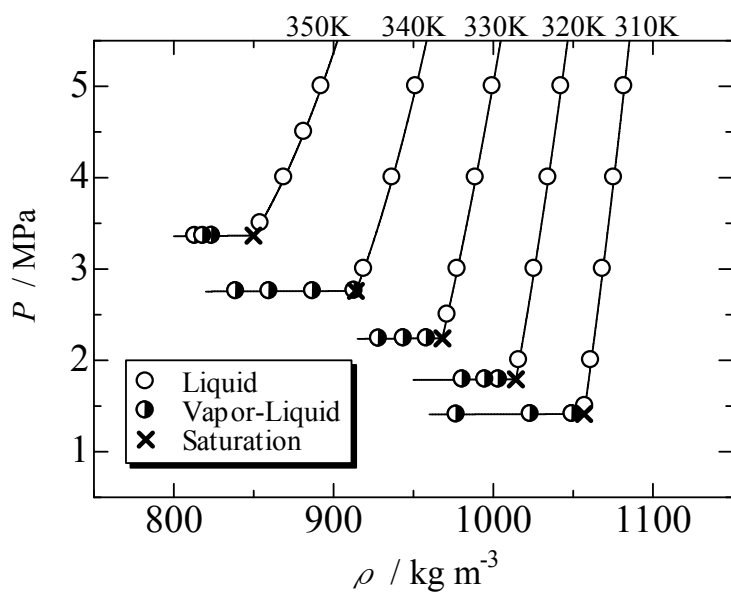


Fig. 1-5-4 0.431 HFC-32 + 0.569 HF0-1234ze(E) 混合系に関する $P\rho Tx$ 性質測定結果

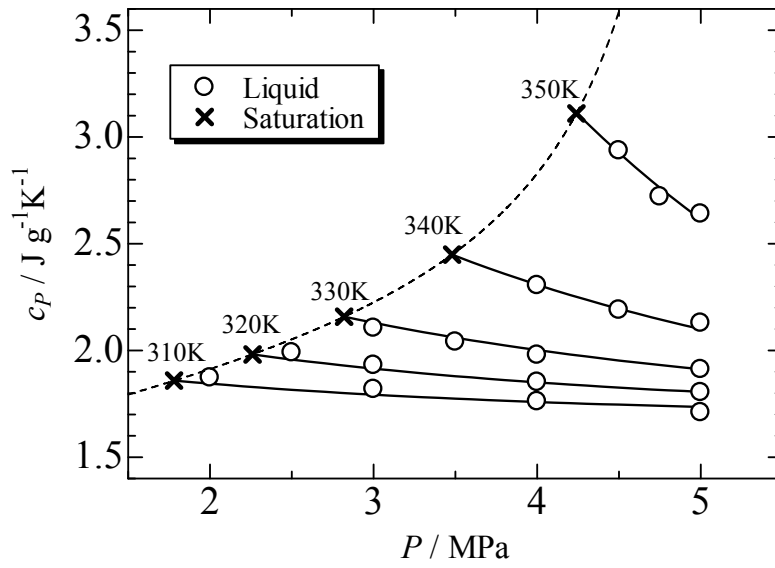


Fig. 1-5-5 0.671 HFC-32 + 0.329 HFO-1234ze(E) 混合系に関する定圧比熱の測定結果

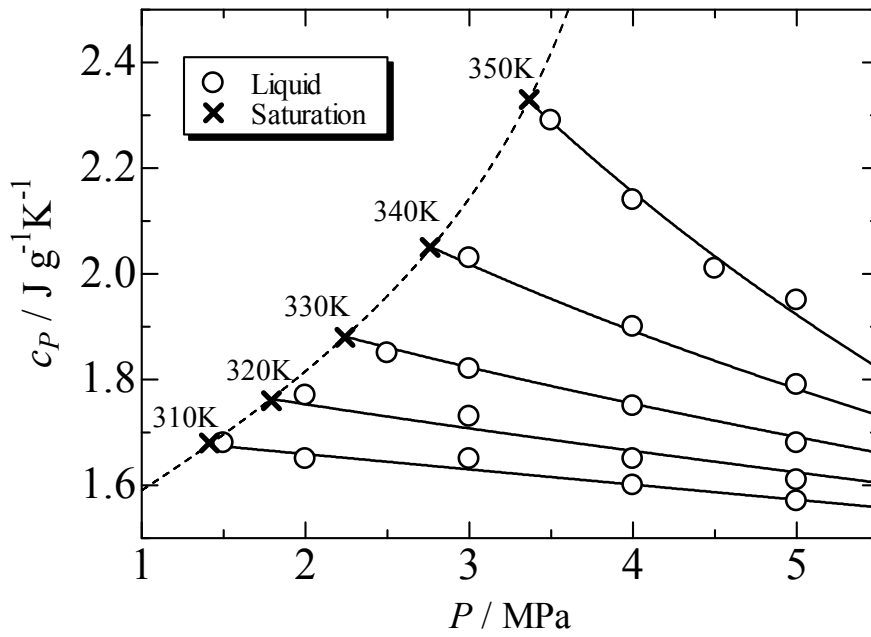


Fig. 1-5-6 0.431 HFC-32 + 0.569 HFO-1234ze(E) 混合系に関する定圧比熱の測定結果

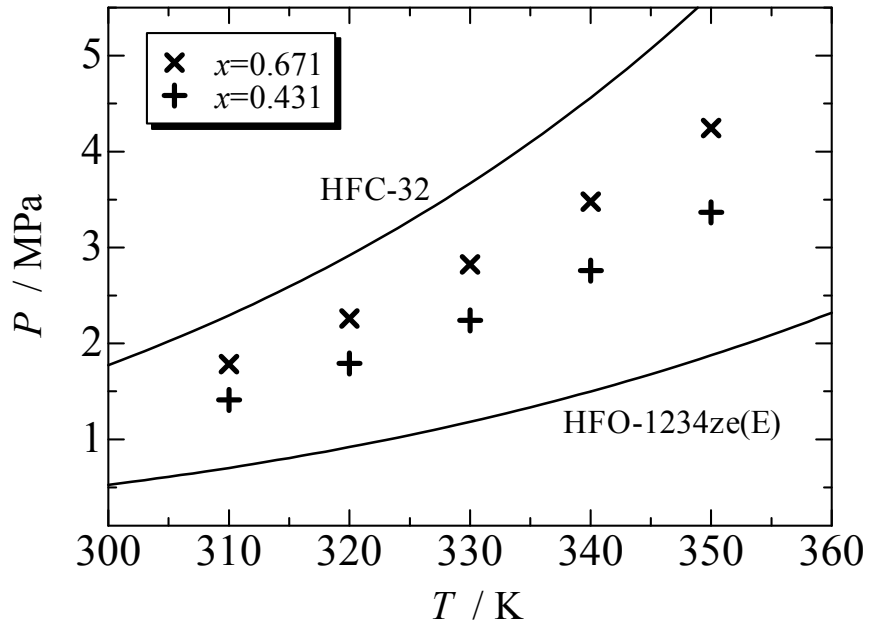


Fig. 1-5-7 沸点圧力の温度依存性

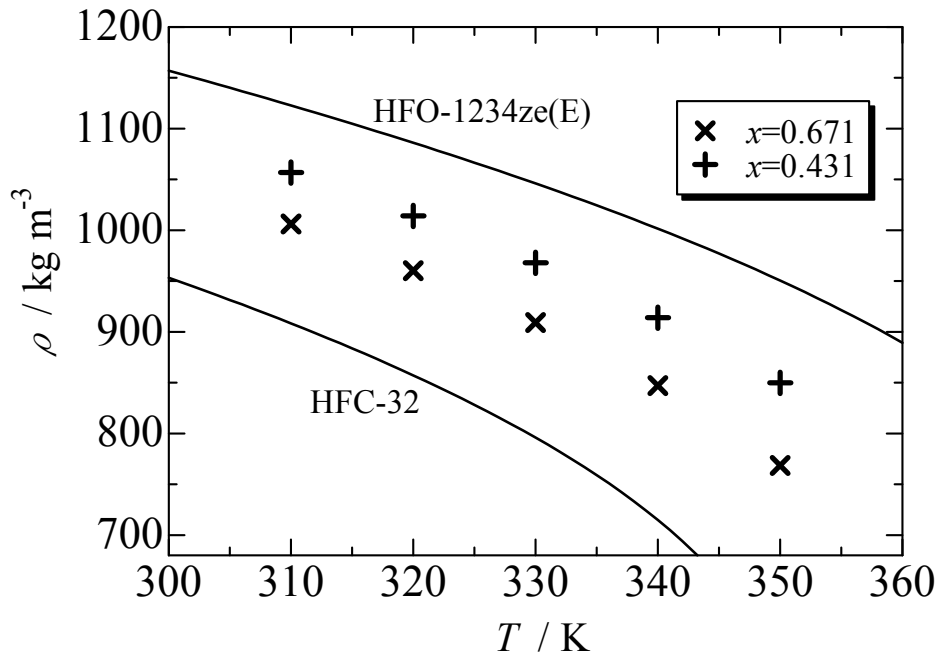


Fig. 1-5-8 飽和液密度の組成依存性

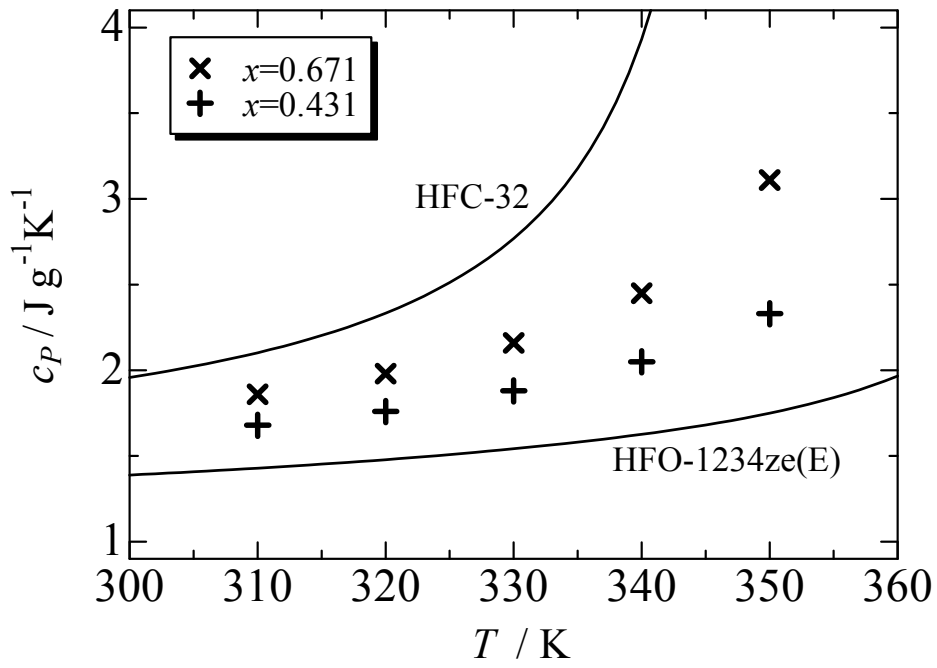


Fig. 1-5-9 飽和液の定圧比熱の組成依存性

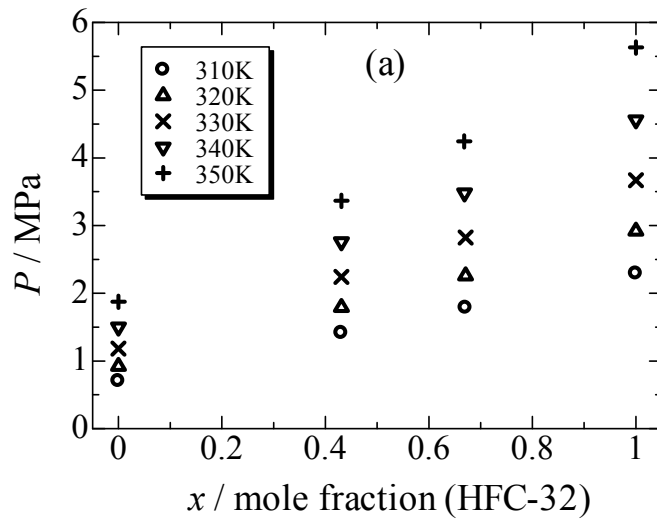


Fig. 1-5-10 沸点圧力の組成依存性

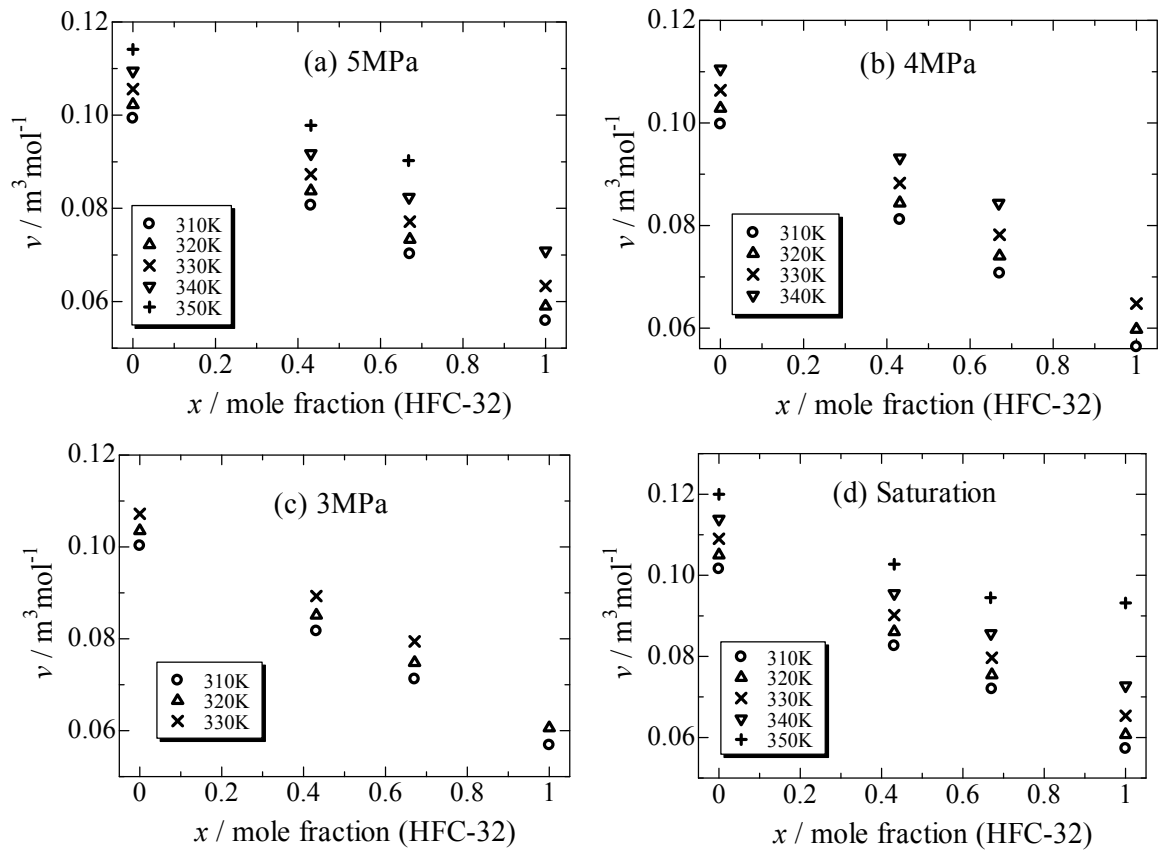


Fig. 1-5-11 圧縮液域のモル比容積の組成依存性

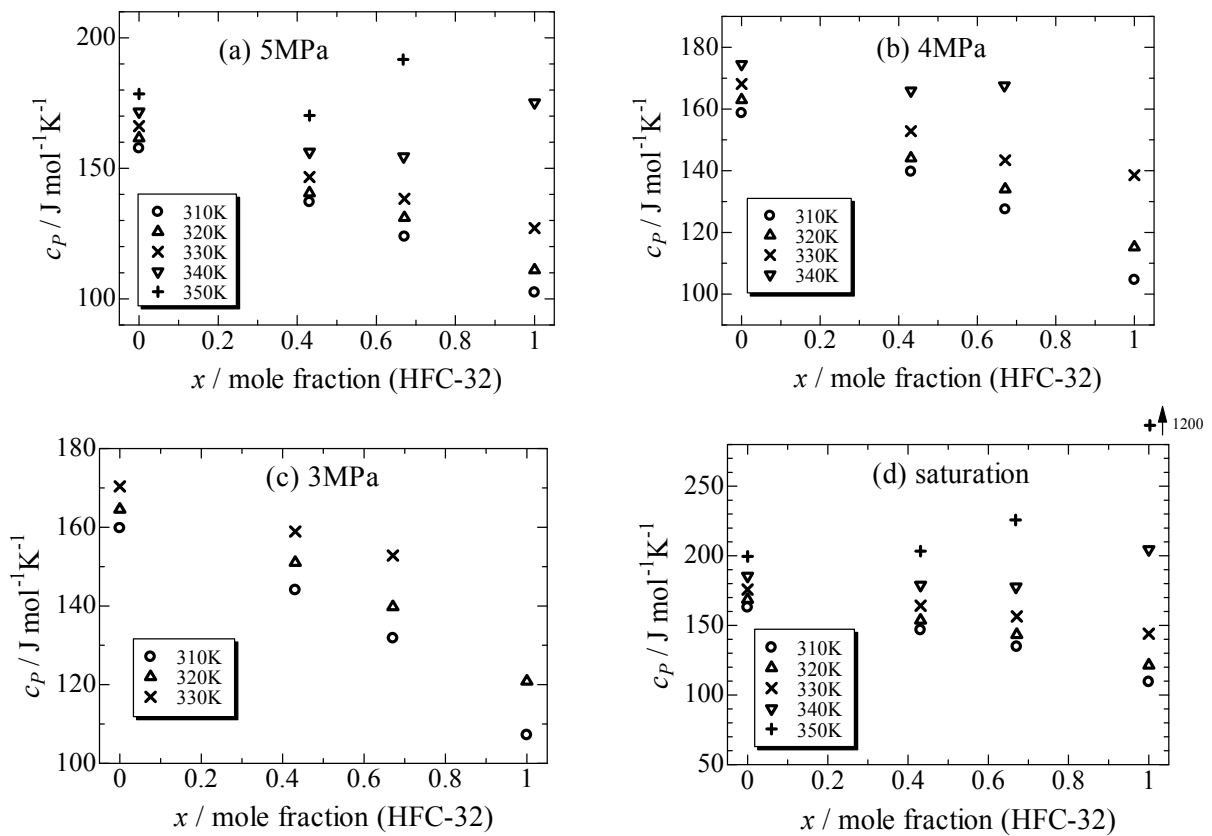


Fig. 1-5-12 圧縮液域のモル定圧比熱の組成依存性

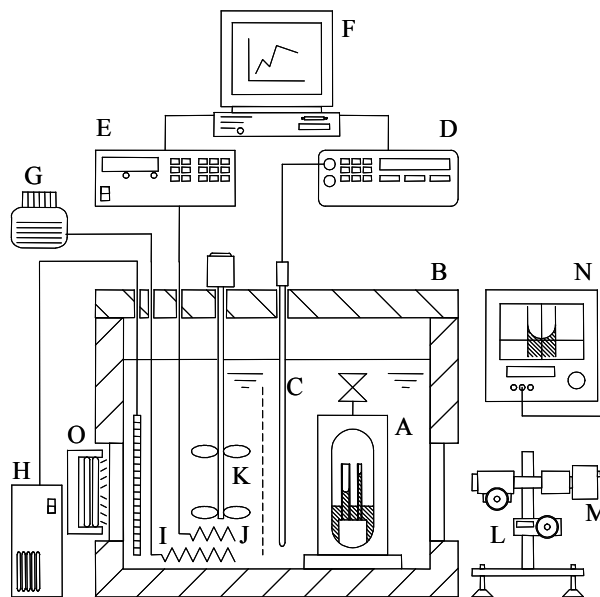
1-6 表面張力の測定

<測定装置および方法>

本研究では、従来冷媒での実績のある示差毛管上昇法を用いた表面張力測定を行った。Fig. 1-6-1とFig. 1-6-2に表面張力測定用の装置概略および圧力容器を示す。試料はパイレックス製円筒チューブとステンレス製のフランジからなる圧力容器 A 内に充填され、圧力容器内に設置された 2 本の内径の異なる毛細管内を表面張力により上昇する。表面張力は 2 本の毛細管内を試料が上昇する高さの差から求められる。圧力容器は液体恒温槽 B 内に設置されており、恒温槽内の伝熱媒体としては水を用い、PID 制御を用いて ± 10 mK で温度制御されている。温度の測定には ITS-90 に準拠した 25Ω 標準白金抵抗測温体により校正されている 100Ω 白金抵抗温度計 C を用いている。試料が毛細管内を上昇する高さは、恒温槽の外側にあるリニアステージ上に設置されたマイクロスコップ L により試料液面からのメニスカスの位置を追従し、その移動距離から求められる。このとき、表面張力 σ は次の式で与えられる。

$$\sigma = \frac{g(\rho' - \rho'')(h_1 - h_2)}{2(1/r_1 - 1/r_2)\cos\theta} \quad (1-6-1)$$

ここで、 g は重力加速度 (いわき; $9.8002 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$)、 ρ' 、 ρ'' はそれぞれ飽和液体密度と飽和蒸気密度、 $h_1 - h_2$ は 2 本の毛細管内を上昇する試料の高さの差、 r_1 、 r_2 は毛細管の内径、 θ は毛細管内壁面のメニスカスの接触角である。接触角は、その値を正確に測定することは困難であるために毛細管を注意深く洗浄することでゼロとみなした。飽和密度の値は、本プロジェクトで作成した状態方程式による計算値を使用した。



A: pressure vessel, B: thermostat, C: platinum resistance thermometer (100Ω), D: precise thermometer bridge, E: power supply, F: computer, G: voltage transformer, H: cooler, I: 1kW heater, J: 0.5kW heater, K: stirrer, L: traveling microscope, M: CCD camera, N: CRT, O: illumination lamp.

Fig. 1-6-1 表面張力測定装置概略図



Fig. 1-6-2 毛細管の入った表面張力測定装置本体写真

また，飽和密度に依存しない次式に示す毛管定数 a^2 も求めた．

$$a^2 = \frac{(h_1 - h_2)}{[(1/r_1 - 1/r_2)] \cos \theta} \frac{g}{g_n} = \frac{2\sigma}{g_n(\rho' - \rho'')} \quad (1-6-2)$$

ここで， g は標準重力加速度 ($9.80665 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$) である．

<測定結果>

本研究では，50 mass% HF0-1234ze(E) + 50 mass% HFC-32 混合系に関する表面張力を，温度範囲 273~323 K において測定し，26 点の実測値を得た．測定データを Table 1-6-1 ならびに Fig. 1-6-3 に示す．Fig. 1-6-3 中の実線は，式 (1-6-3) に示す相関式の計算結果であり，係数は本測定結果によって決定している．臨界温度は本研究グループで決定した値 $T_c = 362.16 \text{ K}$ を用いた．

$$\sigma = 63.37(1 - T/T_c)^{1.242} \quad (1-6-3)$$

相関式からの本研究における表面張力実測値の偏差を Fig. 1-6-4 に示す．実測値の相関式からの偏差は 0.4 mN/m 以内であった．

Table 1-6-1 50 mass% HF0-1234ze (E) + 50 mass% HFC-32 に関する表面張力測定結果

T / K	a^2 / mm^2	$\sigma / \text{mN}\cdot\text{m}^{-1}$
273.21	1.961	10.80
273.22	1.997	10.99
273.22	2.017	11.10
277.45	1.969	10.68
277.53	1.970	10.68
278.12	1.879	10.16
283.64	1.802	9.54
284.20	1.743	9.21
287.89	1.759	9.15
288.14	1.629	8.46
289.45	1.720	8.88
289.45	1.708	8.82
292.89	1.596	8.12
293.25	1.573	7.99
295.17	1.514	7.62
297.80	1.517	7.53
297.81	1.536	7.63
302.63	1.370	6.63
303.12	1.368	6.61
303.16	1.322	6.38
303.19	1.415	6.83
307.39	1.284	6.05
308.12	1.227	5.76
312.41	1.197	5.46
318.25	1.077	4.72
322.87	0.938	3.96

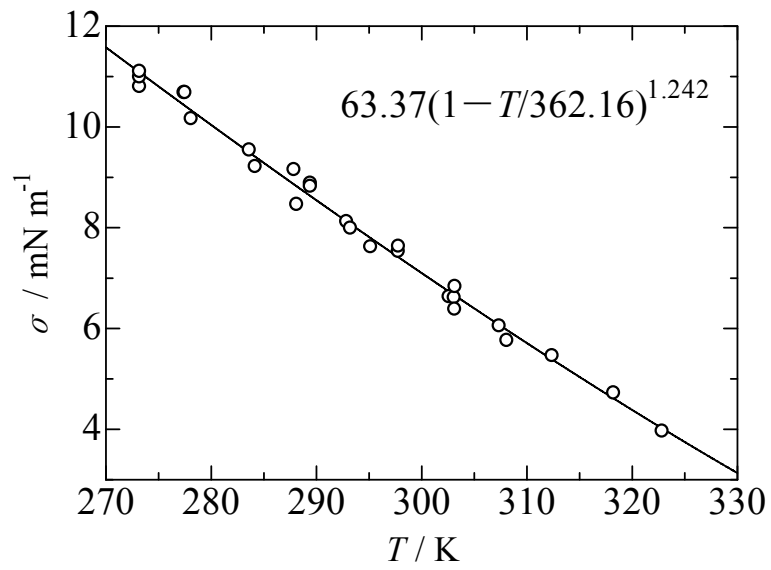


Fig. 1-6-3 50 mass% HF0-1234ze(E) +50 mass% HFC-32 の表面張力の測定結果

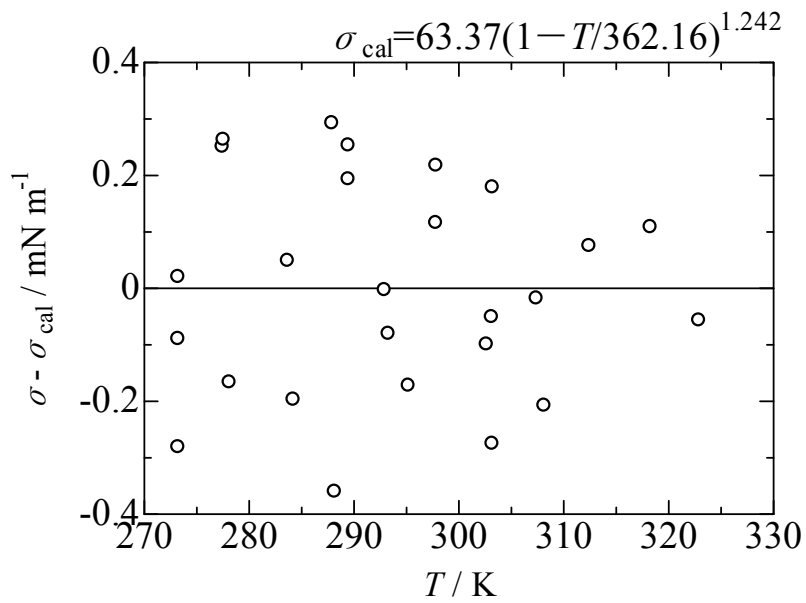


Fig. 1-6-4 50 mass% HF0-1234ze(E) +50 mass% HFC-32 に関する相関式からの偏差

1-7 液体の熱伝導率測定および相関式の作成

<測定装置および方法>

本実験では、非定常細線法^[1-7-1,2]に基づいた測定を行った。この方法は、試験液体中に鉛直に張った金属細線をステップ関数状に通電加熱し、細線の発熱量とその温度変化から試験液体の熱伝導率を測定するものである。無限に長い半径 a の細線が均質な流対中に設置され、ステップ関数状に加熱された場合、流体の対流が発生しないとすれば、その温度変化は次式で表される。

$$\Delta T = T - T_0 = \frac{q}{4\pi\lambda} \left[\ln\left(\frac{4\kappa t}{a^2}\right) - \gamma + \frac{a^2}{2\kappa} - \frac{\beta-1}{\beta} \cdot \frac{a^2}{2\kappa} \left\{ \ln\left(\frac{4\kappa t}{a^2}\right) - \gamma \right\} + \dots \right] \quad (1-7-1)$$

ここで、 ΔT は細線の温度変化、 q は単位長さあたりの発熱量、 λ は流体の熱伝導率、 κ は熱拡散率、 t は時間、 a は細線の半径、 γ ($=0.5772157\dots$) は Euler 定数、 β ($=(c\rho)_m/(c\rho)_f$) は流体と細線の熱容量比である。物性値が一定で $a^2/(4\kappa)$ が小さく、一様加熱であると仮定すれば、

$$\Delta T = -\frac{q}{4\pi\lambda} \left\{ \ln\left(\frac{4\kappa t}{a^2}\right) - \gamma \right\} \quad (1-7-2)$$

となり、 $\ln t$ で微分すると次式が得られる。

$$\lambda = \frac{q/4\pi}{d\Delta T/d\ln t} \quad (1-7-3)$$

この式が熱伝導率を求める基礎式であり、単位長さあたりの加熱量 q および細線の温度応答 $d\Delta T/d\ln t$ を測定することで、熱伝導率を求めることができる。

Fig. 1-7-1 に熱伝導率測定装置の概要を示す。装置は、試験液体を封入する圧力容器、恒温槽、試験液体中に設置した白金細線、白金細線に電流を流す直流安定化電源、白金細線の温度応答を測定するブリッジ回路で校正されている。本装置では上述の仮定を満足させるために直径 $15\mu\text{m}$ の白金細線を用い、接続部の影響を打ち消すために長短 2 本の白金細線を取り付けた。

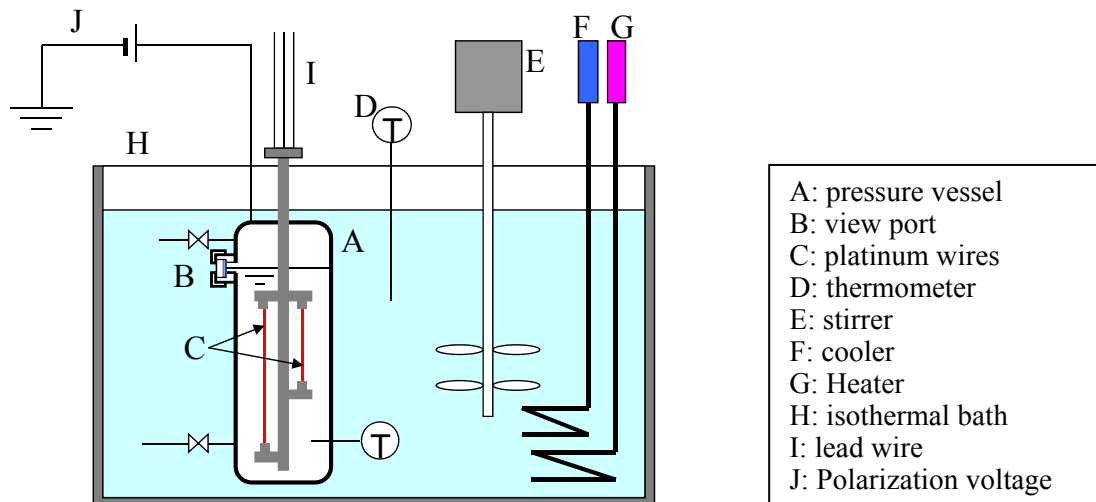
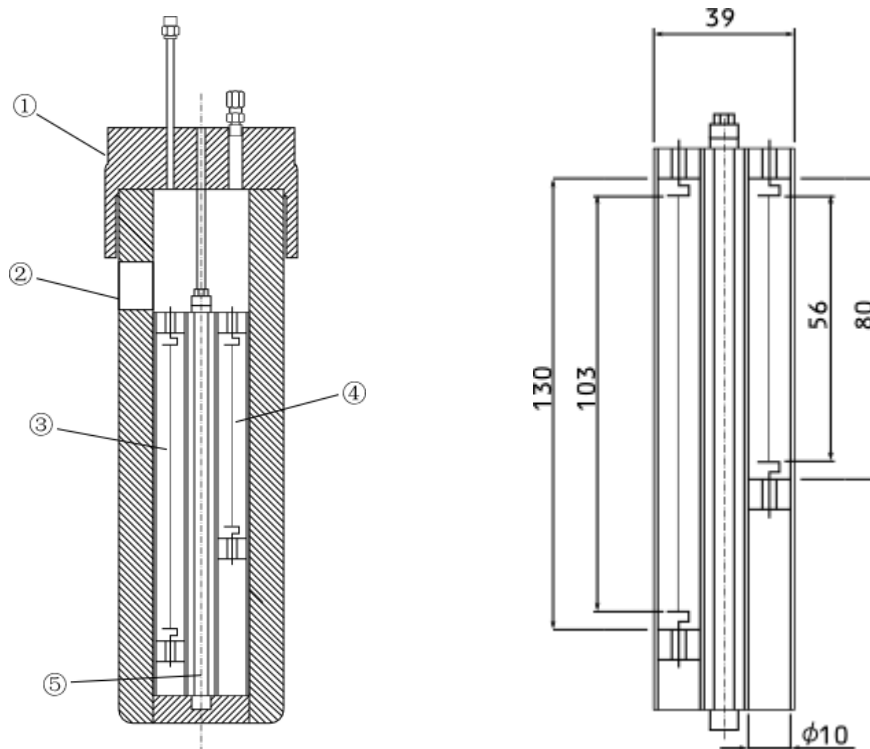


Fig. 1-7-1 熱伝導率測定装置

圧力容器内および圧力容器内に設置する測定セルの詳細を Fig. 1-7-2 に示す。圧力容器は SUS304 製で耐圧は 10MPa である。また、液面を確認するためにサイトグラスが取り付けられている。測定セルは、容器内の温度を均一に保つために銅で作製した。白金細線は、白金性のフック型支持具にスポット溶接で接続した。



(a) 圧力容器および測定セルの設置

(b) 測定セル

Fig. 1-7-2 圧力容器および測定セル

Fig. 1-7-3 に電圧測定回路を示す。前述したように圧力容器内には長短 2 本（図中の Long, Short）が取り付けられており、Fig. 1-5-3 に示すように、 $100\ \Omega$ の固定抵抗（横河電機(株)製：2792A06，図中の R1, R2）および $0\text{--}100\ \Omega$ の可変抵抗（アルファ・エレクトロニクス(株)製：ADR-6104M，図中の R3, R4）を用いてホイートストーンブリッジ回路を構成している。赤色の破線で囲まれた部分は圧力容器内に、その他の部分は容器外に設置されている。

測定に際しては、直流安定化電源の電流を安定させるため、白金細線に電流を流す前に抵抗 Rd（横河電機(株)製 2792A06）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。抵抗 Rd 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）を使用した。

抵抗 R3 および抵抗 R4 は、ブリッジ回路のバランスをとるための可変抵抗器であり、測定前にブリッジ回路内のバランスをとり、出力電圧が 0V になるように調整した。ブリッジ回路に電流を流すと白金細線の温度上昇によって長短それぞれの白金細線の抵抗が増加する。それによりブリッジ回路の平衡がくずれて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（図中の D. M. M.）で測定し、電位差の変化から熱伝導率を算出する。

測定資料が極性物質の場合、イオンによる影響で電気伝導性が表れて測定に影響すること、またその影響を除去するために測定セルに分極電圧をかけることの効果が報告されている^[1-7-3]。本測定においても HFC-32 が極性を持っているので、Fig. 1-7-2 中の赤色の破線で示した圧力容器に $3\text{--}9\text{V}$ の分極電圧をかけた。

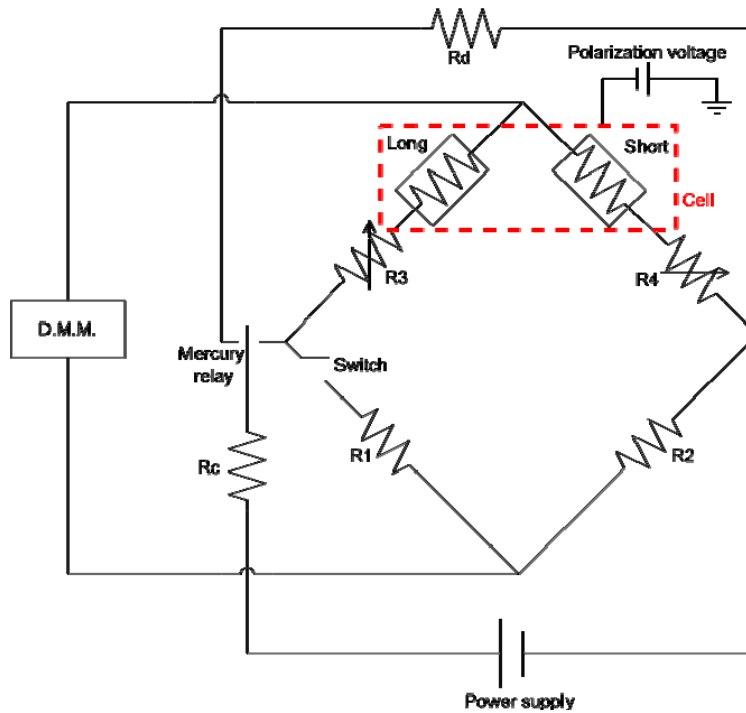


Fig. 1-7-3 測定回路

白金細線の抵抗は以下のように求めた。白金細線の抵抗 R と温度 T の関係は次式により表せるものとし、検定により定数 a, b, c を求める。

$$R = a + b * (T - 273.15) + c * (T - 273.15)^2 \quad (1-7-4)$$

検定では、圧力容器を恒温槽に入れて、 10°C から 80°C まで 10°C 毎に定常状態に保ったのちに長短それぞれの細線の抵抗を測定した。また、配線の接続部等の抵抗を考慮して検定には長い細線の抵抗値から短い細線の抵抗値を引いたものを基準として Table 1-7-1 に示すように係数を算出した。

Table 1-7-1 白金線検定結果

	a	b	c
long - short	32.39034	0.125476	0.00000467
long	59.00387	0.228573	0.00000851
short	26.61353	0.103097	0.00000384

白金細線の単位長さあたりの発熱量 q が時間に対して一定であるとすれば、ジュールの法則より

$$q = \frac{R_{l+s} I^2}{l_{l+s}} = \frac{R_{l+s}}{l_{l+s}} \left(\frac{V_b}{(R_3 + R_l) + (R_4 + R_s)} \right)^2 \approx \frac{R_{l+s,0}}{l_{l+s}} \left(\frac{V_b}{(R_3 + R_{l,0}) + (R_4 + R_{s,0})} \right)^2 \quad (1-7-5)$$

ここで R_l, R_s はそれぞれ測定中の細線の抵抗値、 $R_{l,0}$ および $R_{s,0}$ は測定開始前の細線の抵抗値であり、 R_3 および R_4 は可変抵抗の抵抗値、 V_b は測定回路への印加電圧、 l_{l+s} は2本の細線の長さの合計値である。ここでブリッジの非平衡電位差 E は次式で表される。

$$E = V_b \left(\frac{R_3 + R_l}{(R_3 + R_l) + (R_4 + R_s)} - \frac{R_1}{R_1 + R_2} \right) \quad (1-7-6)$$

R_3 および R_4 は測定回路内の固定抵抗である。式(1-7-6)を温度で微分すると

$$\begin{aligned} \frac{dE}{dT} &= V_b \frac{d}{dT} \left(\frac{R_3 + R_l}{(R_3 + R_l) + (R_4 + R_s)} \right) \\ &= \frac{V_b}{(R_3 + R_l) + (R_4 + R_s)} \left(\frac{dR_l}{dT} - \left(\frac{dR_l}{dT} + \frac{dR_s}{dT} \right) \frac{R_3 + R_l}{(R_3 + R_l) + (R_4 + R_s)} \right) \end{aligned} \quad (1-7-7)$$

となる。また、

$$\frac{dE}{d \ln t} = \frac{dE}{dT} \frac{dT}{d \ln t} \quad (1-7-8)$$

の関係を用いて、式(1-7-3)を書き換えると次のようになる。

$$\lambda = \frac{q}{4\pi} \cdot \frac{dE}{dT} \bigg/ \frac{dE}{d \ln t} \quad (1-7-9)$$

ここで、式(1-7-9)に式(1-7-5)および式(1-7-7)を代入すると、測定結果から熱伝導率を計算する式が次のように求まる。

$$\begin{aligned} \lambda &= \frac{q}{4\pi} \cdot \frac{dE}{dT} \bigg/ \frac{dE}{d \ln t} \\ &= \frac{R_{l+s,0}}{4\pi l_{l+s}} \left(\frac{V_b}{R_3 + R_{l,0} + R_4 + R_{s,0}} \right)^2 \frac{V_b}{R_3 + R_l + R_4 + R_s} \left(\frac{dR_l}{dT} - \left(\frac{dR_l}{dT} + \frac{dR_s}{dT} \right) \frac{R_3 + R_l}{R_3 + R_l + R_4 + R_s} \right) \bigg/ \frac{dE}{d \ln t} \end{aligned} \quad (1-7-10)$$

<測定結果>

(a) 非平衡電位差の測定例

ブリッジ回路の非平衡電位差の測定例を Fig. 1-7-4 に示す。電流を流した直後は、白金細線やその他の回路の熱容量などのため、非平衡電位差の上昇は比較的緩やかであるが、その後 $\ln t = 4$ から $\ln t = 8$ 付近まではほぼ直線的に変化する。式(1-7-3)の温度応答 $d\Delta T/d \ln t$ はこの直線部分の勾配から求める。

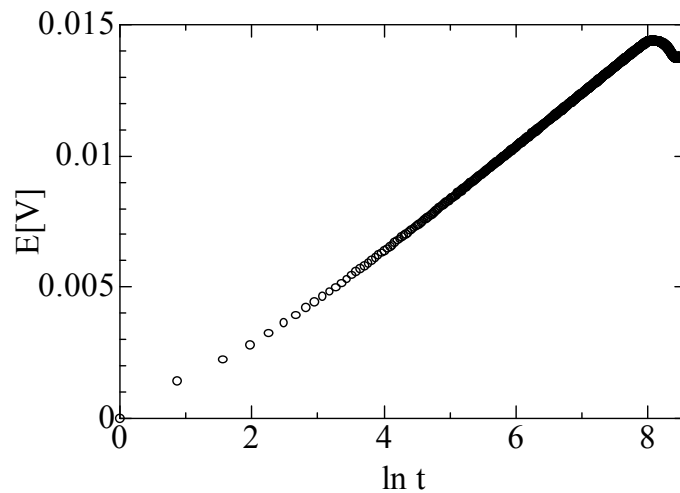


Fig. 1-7-4 非平衡電圧の測定結果の例

(b) 分極電圧の効果

Fig. 1-7-5 に HFC-32 および HF01234ze(E) の熱伝導率測定において分極電圧を印加した場合の効果を示す。HFC-32 では、分極電圧を印加しない場合 2~5%程度文献値^[1-7-4,5]より高い値を示すが、分極電圧を印加することでよく一致する値を示す。HF0-1234ze(E) では分極の影響は見られない。

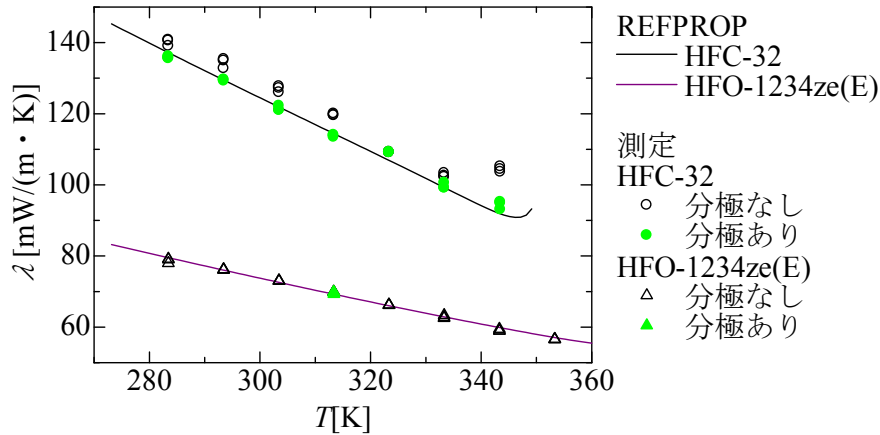


Fig. 1-7-5 HFC-32 および HFO1234ze(E)の熱伝導率測定における分極電圧の効果

(c) HFO-1234ze(E)+HFC-32 系混合冷媒の熱伝導率の測定結果

Fig. 1-7-6 に HFO-1234ze(E)+HFC-32 系混合冷媒について、温度に対する熱伝導率の変化を示す。実験は全て飽和液の条件で行った。図には参照値として純冷媒 HFC-32 および HFO-1234ze(E) の REFPROP Ver. 9.0^[1-7-4]による計算値を示してある。なお、HFC-32 の値はそれ以前のバージョンから実験値に基づいた計算結果であるが、REFPROP Ver. 9.0 では HFO-1234ze(E)についても新たに NIST による HFO-1234ze(E)の最近の測定値に基づいた計算が行われている。いずれの純冷媒についても、本測定値と REFPROP の値はよく一致している。HFO-1234ze(E)の熱伝導率は HFC-32 よりも小さく、HFO-1234ze(E)+HFC-32 混合冷媒の熱伝導率はいずれも HFO-1234ze(E)と HFC-32 との間に位置している。いずれの組成においても、熱伝導率は温度の上昇とともにほぼ直線的に小さくなる傾向を示している。なお、20%ze の 70℃の条件では HFC-32 に近い値を示しているが、この組成では HFC-32 の濃度が高く、臨界温度に近いことによる影響であると考えられる。

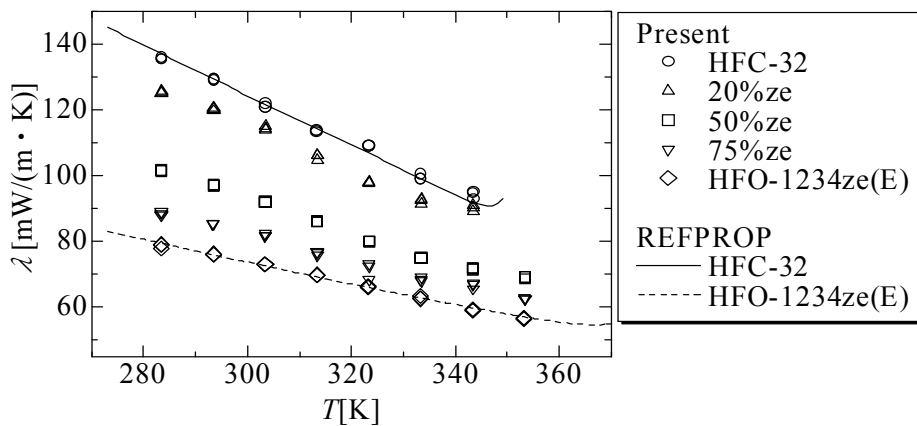


Fig. 1-7-6 HFO-1234ze(E)+HFC-32 系混合冷媒の熱伝導率の温度に対する変化

Fig. 1-7-7 には各温度条件における熱伝導率の組成比に対する変化を示す。図中の曲線は混合液の熱伝導率に対して提案されている相関式であり、次のように表される。

Filippov 式^[1-7-6, 7]

$$\lambda_m = \omega_1 \lambda_1 + \omega_2 \lambda_2 - \beta \omega_1 \omega_2 (\lambda_2 - \lambda_1) \quad (1-7-11)$$

Jamieson らの式^[1-7-6, 8]

$$\lambda_m = \omega_1 \lambda_1 + \omega_2 \lambda_2 - \alpha (\lambda_2 - \lambda_1) [1 - \omega_2^{1/2}] \omega_2 \quad (1-7-12)$$

ここで、 ω は質量分率であり、添え字 m は混合冷媒、1, 2は成分を表す。なおいずれの式においても $\lambda_2 \geq \lambda_1$ である。Filippov の式では $\beta=0.72$ が推奨されているが、測定値に合わせて調整することは可能である。Jamieson らの式では α は調整パラメータで実験値がない場合は 1.0 を与える。Fig. 1-7-6 に示した線は、 $\beta=0.72$, $\alpha=1.0$ とした場合の推算結果である。なお、温度 80°C の推算に関しては、HFC-32 の熱伝導率が臨界温度を越えており、HFC-32 の飽和液の熱伝導率の値を与えることができないため、この方法では臨界温度以下の混合冷媒の熱伝導率も計算できない。測定値は HFC-32 の増加とともに下に凸の曲線を描きながら増加しており、相関式と同様の傾向を示している。測定値と相関式の値の比較をすると低温域での差が大きく、測定値が相関式より高い値をとっている。80% HFC-32 の測定値は特に高い値を示しているが、他の濃度の測定値との傾向も異なるため再度測定し、結果を確認する必要がある。温度条件が 70°C の傾向の違いは臨界によるものと考えられる。

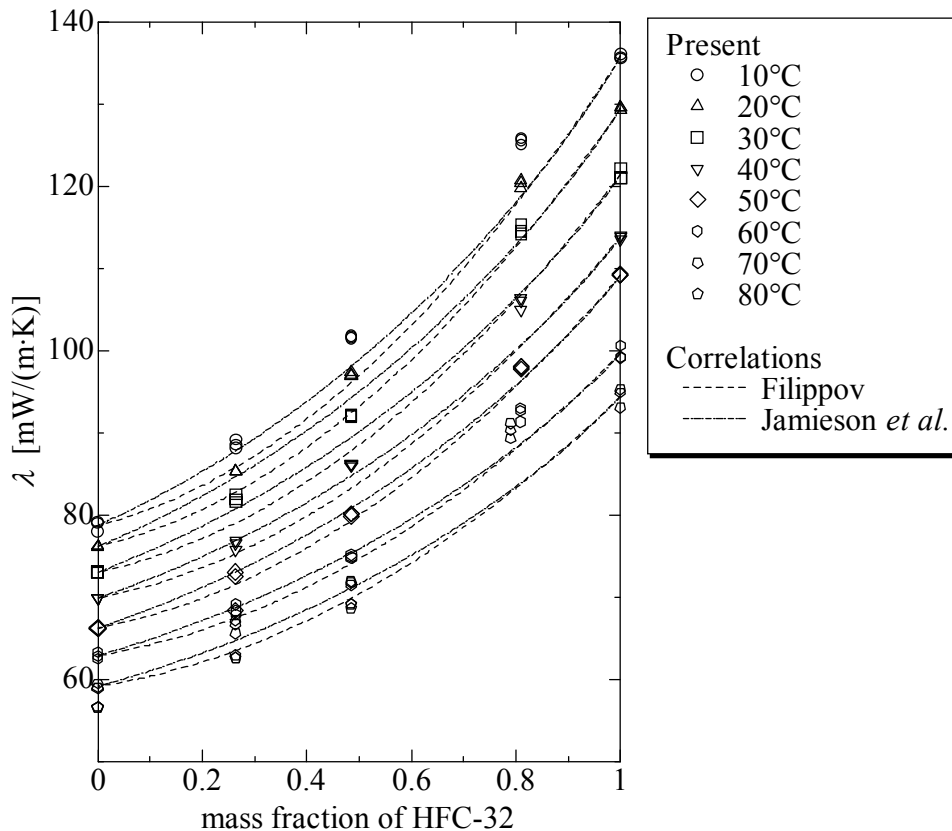


Fig. 1-7-7 HF0-1234ze (E) +HFC-32 熱伝導率の組成変化

(d) 相関式

本実験範囲において、純冷媒 HF0-1234ze (E) および HFC-32 の熱伝導率は温度の上昇に伴ってほぼ直線的に変化するので、本測定値を近似する式を次のように作成した。

$$\text{HF0-1234ze (E)} : \lambda = 171.98 - 0.3271T \quad (283\text{K} \leq T \leq 353\text{K}) \quad (1-7-13)$$

$$\text{HFC-32} : \lambda = 334.62 - 0.7013T \quad (283\text{K} \leq T \leq 343\text{K}) \quad (1-7-14)$$

Fig. 1-7-8 は実験値と上式による計算値を比較したものである。それぞれの式は標準偏差 0.65 および 1.00 で実験値を近似できる。

混合冷媒の熱伝導率は、前述したように Filippov 式や Jamieson らの式である程度の精度で予測できるが、実験パラメータを調整することで予測精度を改善できる。ここでは、Filippov の式の β を実験値にあうように調整した。Fig. 1-7-9 に予測結果を Table 1-7-2 にそれぞれの温度条件における β の値を示す。

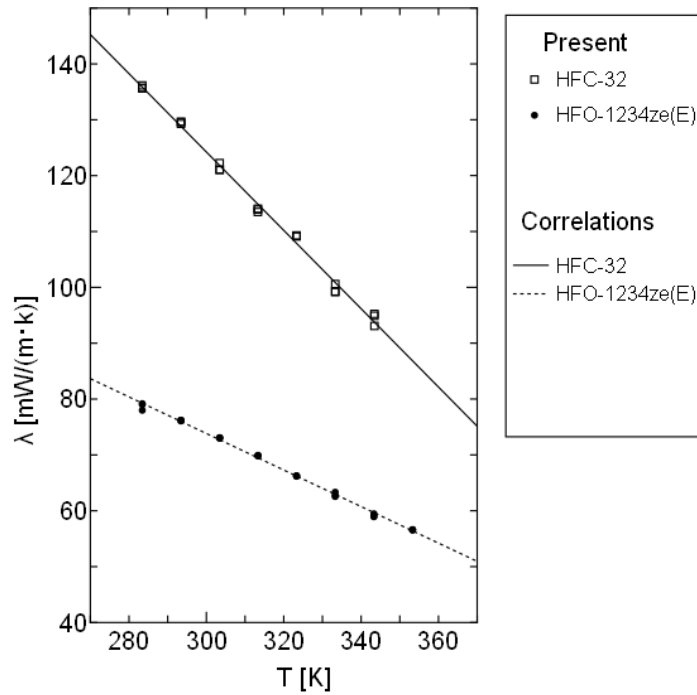


Fig. 1-7-8 HFO-1234ze (E) および HFC-32 の熱伝導率の予測結果

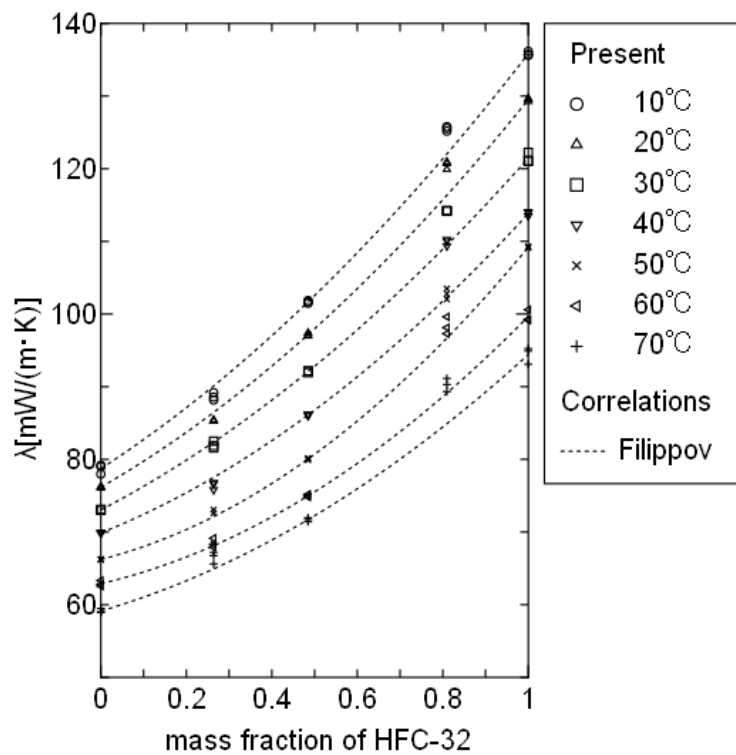


Fig. 1-7-9 HFO-1234ze (E)+HFC-32 熱伝導率の組成変化の予測結果

Table 1-7-2 温度条件毎の β の調整値

温度	β
10°C	0.332
20°C	0.364
30°C	0.367
40°C	0.462
50°C	0.653
60°C	0.625
70°C	0.514

Fig. 1-7-10に β の値を Filippov の推奨値 $\beta=0.72$ とした場合と本実験値全体を平均的によく近似できる値である $\beta=0.453$ とした場合の比較を示す。前述したように β の最適値は温度によって異なるが、平均値 $\beta=0.453$ を使うことで測定値を±5%以内の誤差で予測できることがわかる。

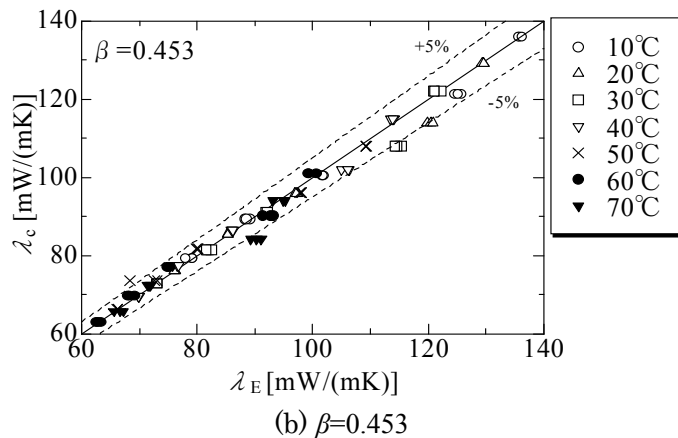
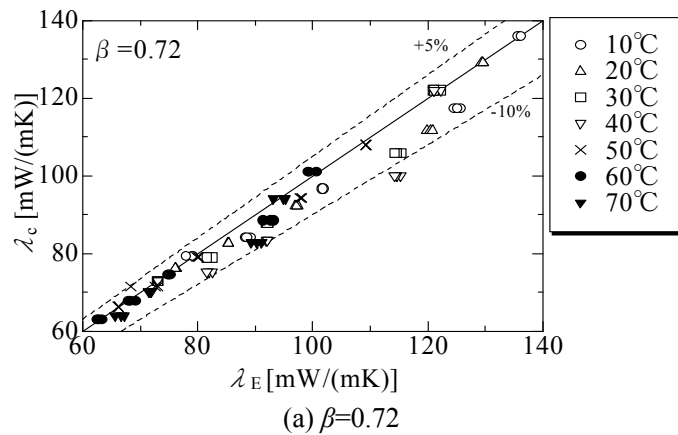


Fig. 1-7-10 HF0-1234ze(E)+HFC-32 熱伝導率の組成変化の予測結果

<参考文献>

- [1-7-1] Carslaw HS, Jaeger JC. 1959, *Conduction of Heat in Solids 2nd ed.*, 345 (Oxford Univ. Press, London).
- [1-7-2] Wakeham WA, Nagashima A., Sengers JV. 1991, *Measurement of the Transport Properties of Fluids*, Blackwell Scientific Publications.
- [1-7-3] Perkins RA, Laesecke A, Nieto de Castro CA. 1992, Polarized Transient Hot Wire Thermal Conductivity Measurements, *Fluid Phase Equilibria*, 80: 275-286.
- [1-7-4] Lemmon EW, Huber ML, McLinden MO. 2010, NIST Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties-REFPROP. NIST Standard Reference Database 23-Version 9.0.
- [1-7-5] Japan Society of Thermal Properties (JSTP), 2008. *Thermal Properties Handbook*, Yokendo.
- [1-7-6] Poling BE, Prausnitz JM, O'Connell JP. 2001, *The Properties of Gases and Liquids*, Fifth Edition, 10.57 McGraw Hill.
- [1-7-7] Filippov LP, Mosk V. 1955, *Univ., Ser. Fiz. Mat. Estestv. Nauk*, (3)10(2), 37-40 (1955); *Chem. Abstr.*, 49, 11366.
- [1-7-8] Jamieson DT, Irving JB., Tudhope JS. 1975 Liquid thermal conductivity, A data survey to 1973, H. M. Stationary Office, Edinburgh.

1-8 粘度の測定

<測定装置および方法>

本測定に使用した粘度測定装置の概略図を Fig. 1-8-1 に示す。粘度センサ (Cambridge Viscosity 社製 SPC-301B 耐圧 6.8MPa) は圧力容器 (SUS304 製 耐圧 10MPa) に収められており、温度調節は恒温槽 (トーマス科学器(株)製 TRL-80LM) によって行う。圧力容器内の圧力および温度はそれぞれ圧力変換器 ((株) 共和電業製 PHB-A-10MP) と T 型熱電対によって測定し、恒温槽内の水温は測温抵抗体 ((株) 岡崎製作所) で測定を行う。

粘度センサは主にシリンダ、ピストン、コイルで構成されている。粘度センサはシリンダ外側のコイルに通電すると磁界が発生し、その磁力によってシリンダ内部のピストンが移動して試験流体をシリンダ内に引き込む。試験流体の粘性抵抗によってピストンが一定距離を移動するのに要する時間が変化するため、この移動時間を計測しエレクトロニクス部 (Cambridge Viscosity 社製 OMA-003) で粘度に換算している。

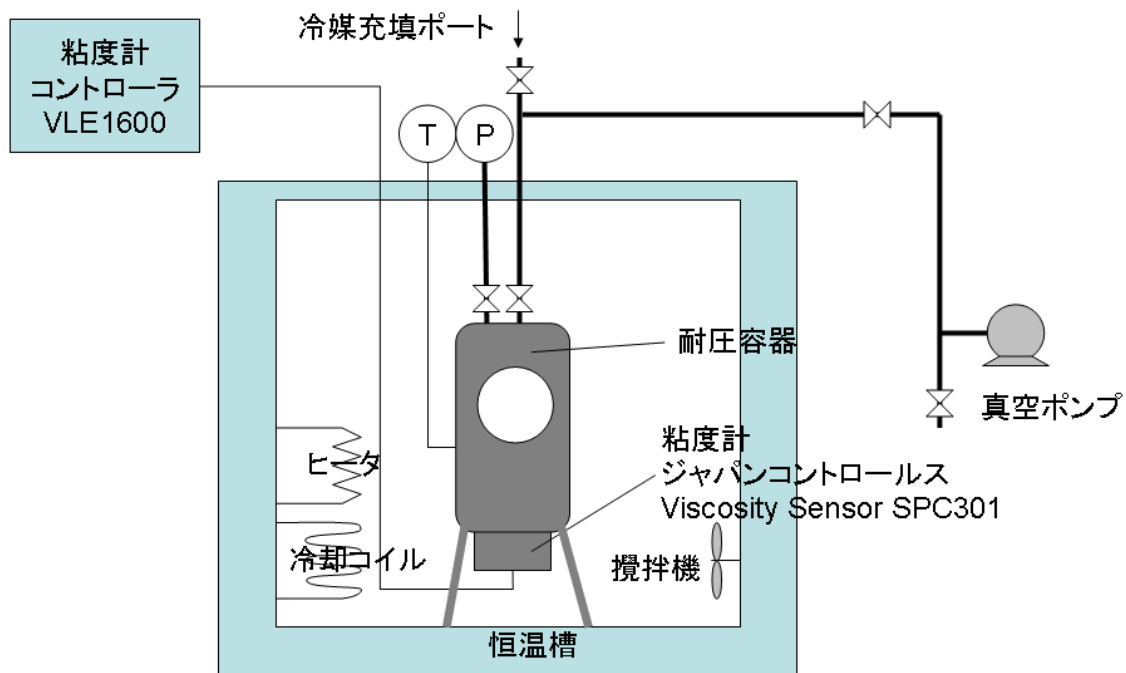


Fig. 1-8-1 粘度測定装置概略図

粘度の測定は HF0-1234ze (E), 50%HF0-1234ze (E) および HFC-32 について行った。温度条件は HF0-1234ze (E) と 50%HF0-1234ze (E) が 10~80°C, HFC-32 は 10~60°C で 10°C 間隔に設定した。飽和液体の粘度測定を目的としているが、測定中粘度計が発熱しており飽和状態では試料が沸騰してしまい測定を行うことができないため、本測定では、飽和圧力に対して 0.5~1MPa 程度を窒素ガスにより加圧している。

測定で使用した粘度計では所定の測定レンジ内においても、低粘度での正確な値が出力されなかったため、参照液体として信頼できる物性値が得られる HFC-134a を用いて校正を行った。Fig. 1-8-2 に HFC-134a の測定で得られた粘度計の表示値 (測定値) および校正後の値を示す。また、図中には校正に用いた REFPROP^[1-8-1] の計算値が実線で示されている。測定値は圧縮液であるが、この加圧範囲での圧力の影響は小さく、飽和液と見なすことができる。測定値は REFPROP に比べ、REFPROP による計算値 0.15mPa·s より高い領域で低い値をとり、それより低い領域で高い値をとっている。そこで、0.15mPa·s より高い領域と低い領域のそれぞれに分けて校正を行った。校正に使用した測定値は、高い領域は 10, 20, 30°C の 3 点、低い領域は 60, 70, 80°C の 3 点である。40, 50°C に関しては測定値がばらついているので使用していない。Fig. 1-8-3 に示すようにそれぞれの領域において 1 次式による近似を行った。近似式は式 (1-8-1) および式 (1-8-2) に示す。

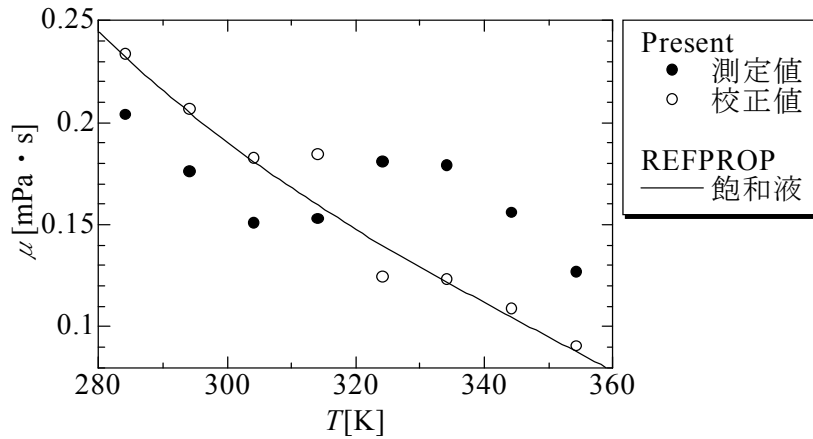


Fig. 1-8-2 HFC-134a の粘度

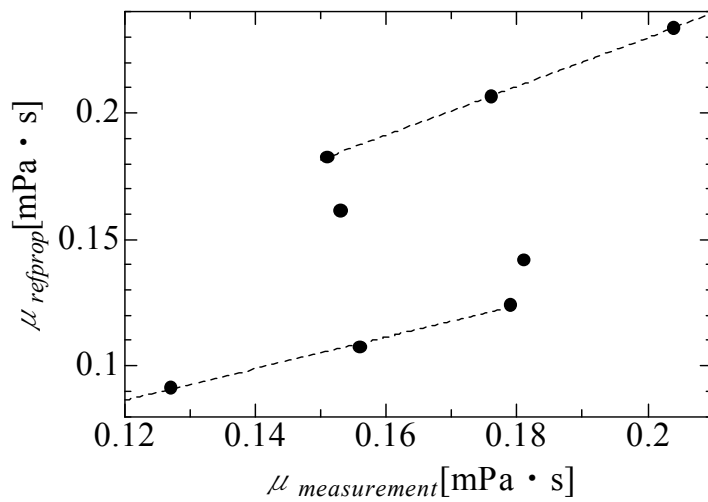


Fig. 1-8-3 HFC-134a 粘度の近似

0.15mPa·s より高い領域 :

$$\mu_{high} = 0.0371 + 0.964\mu_{measurement} \quad (1-8-1)$$

0.15mPa·s より低い領域 :

$$\mu_{low} = 0.0114 + 0.625\mu_{measurement} \quad (1-8-2)$$

Fig. 1-8-4 に HFC-32 に測定結果を校正して求めた値と REFPROP で求めた参照値との比較を示す。校正により、HFC-32 の校正値は REFPROP の値に近い値となる。

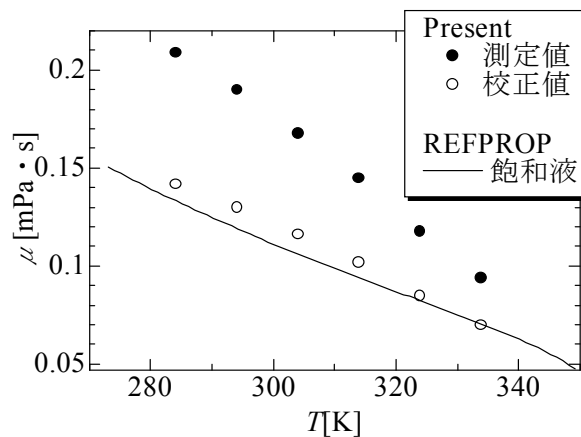


Fig. 1-8-4 HFC-32 の粘度の校正値

<測定結果>

Fig. 1-8-5に測定結果を REFPROP の値とともに示す。図より、粘度は温度上昇とともに小さくなることが分かる。また、純冷媒 HFO-1234ze(E) および HFC-32 については REFPROP と同様な傾向を示している。純冷媒 HFO-1234ze(E) および 50%HFO-1234ze(E) に関しては、二つの校正式をまたぐ 0.15 mPa・s 程度で傾向に変化が見られる。

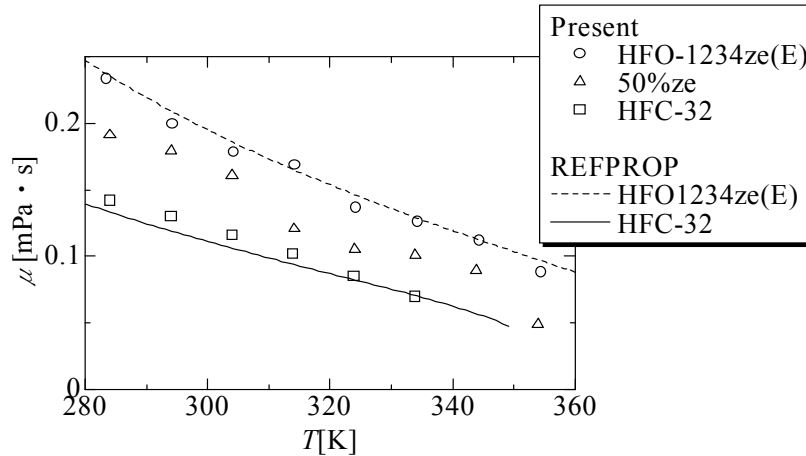


Fig. 1-8-5 HFO-1234ze(E)+HFC-32 の粘度

測定結果から一次の近似式を求めた。HFO-1234ze(E) は 10°C から 80°C までのデータを、50% HFO-1234ze(E) は 10°C から 60°C までのデータを、HFC-32 は 10°C から 60°C までのデータを使用した。測定値と作成した近似式による計算値との比較を Fig. 1-8-6 に示す。

- ・ HFO-1234ze(E) (温度範囲 : 10°C ~ 80°C)

$$\mu_{ze} = 0.778 - 1.95 \times 10^{-3} T \quad (1-8-3)$$

- ・ 50%HFO-1234ze(E) + 50%HFC-32 (温度範囲 10°C ~ 60°C)

$$\mu_{50} = 0.774 - 2.04 \times 10^{-3} T \quad (1-8-4)$$

- ・ HFC-32 (温度範囲 10°C ~ 60°C)

$$\mu_{R32} = 0.559 - 1.46 \times 10^{-3} T \quad (1-8-5)$$

ここで、 μ [mPa・s] は粘度、 T [K] は絶対温度である。

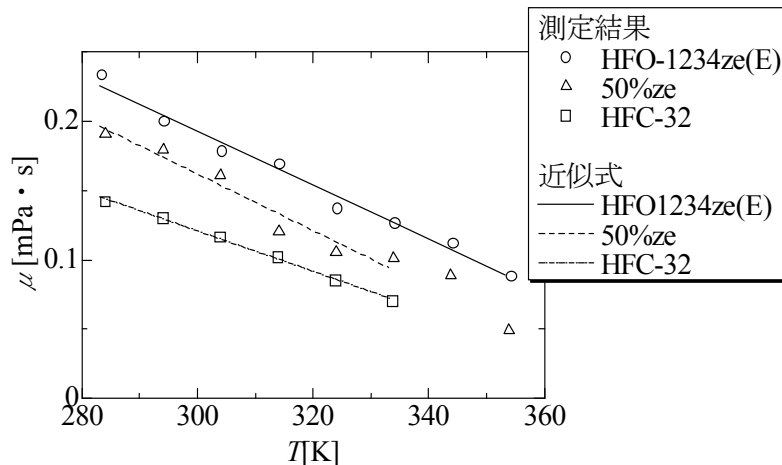


Fig. 1-8-6 近似式

<参考文献>

[1-8-1] Lemmon EW, Huber ML, McLinden MO. 2010, NIST Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties-REFPROP. NIST Standard Reference Database 23-Version 9.0.

2. HF01234ze 混合冷媒の管内伝熱特性の測定

2-1 純冷媒 HF0-1234ze (E) の水平らせん溝付管内伝熱特性 <実験装置および方法>

Fig. 2-1-1 に実験装置の系統図を示す。本実験装置は、蒸気圧縮式強制循環ループである。本ループは、テストセクションにつながるメインループと蒸発器(11)直後に戻るバイパスループとで構成される。メインループに流れる冷媒は、コンプレッサ(1)により高温高圧となり吐出され、オイルセパレータ(2)を通り、入口温度調整用の予冷器(3)を経て、凝縮テストセクション(4)に入り、冷媒は凝縮される。テストセクションを出た冷媒は過冷器(5)で完全に液化され、液溜め(6)に入る。その後、質量流量計(8)を通り、膨張弁(9)で減圧される。減圧された冷媒は、入口温度調整用のヒータ(10)を通り、蒸発テストセクション(11)および過熱器(12)を流れ、完全蒸気となりコンプレッサ(1)に戻る。メインループを流れる質量流量および圧力は、コンプレッサの周波数と膨張弁(9)の開度で調整される。なお、凝縮実験・蒸発実験は独立して行っている。

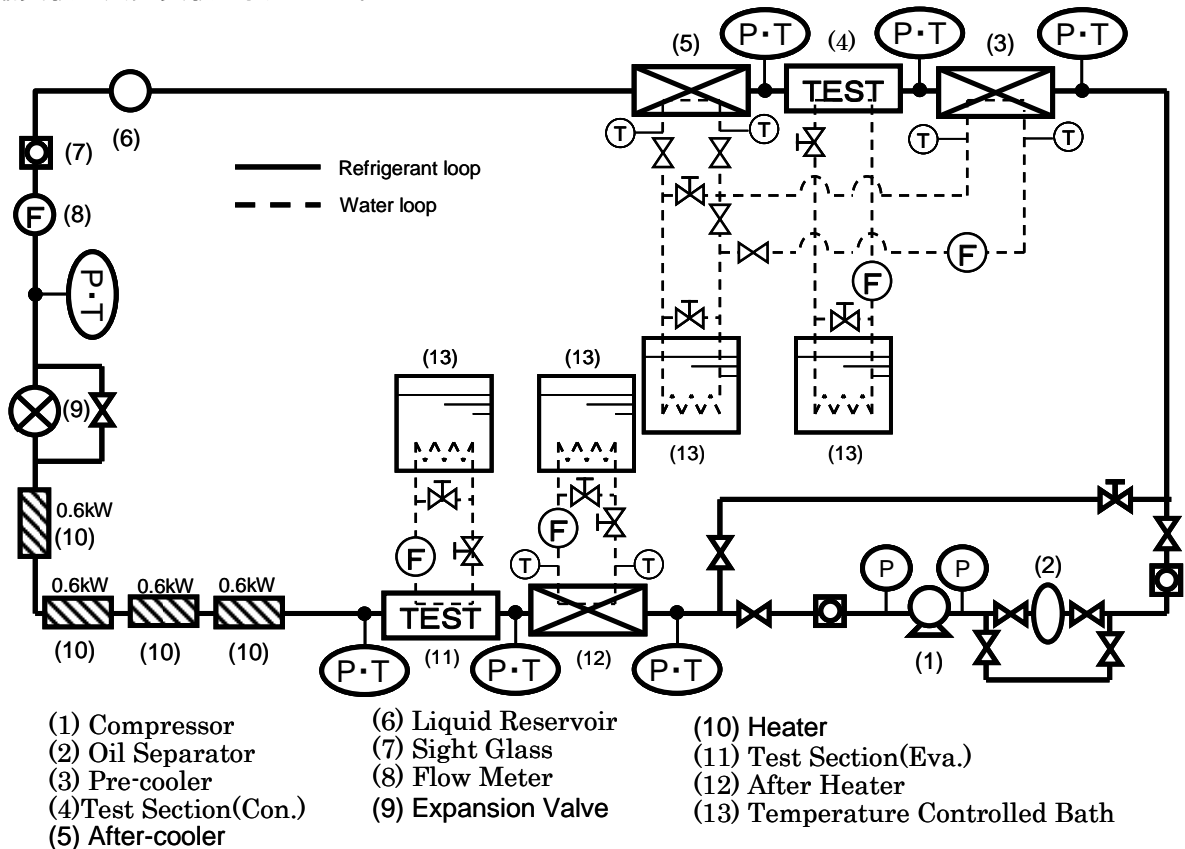


Fig. 2-1-1 実験装置系統図

Fig. 2-1-2 に凝縮テストセクションの概略図を示す。テストセクションは二重管式対向流型熱交換器であり、伝熱管内に冷媒が流れ、伝熱管外側の環状流路に熱源水が、冷媒と逆方向に流れる。テストセクションは全長 2216mm で、環状流路は伝熱有効長さが 414mm の 4 つのサブセクションに分割されている。また、冷媒温度および熱源水温度は混合室に設置された K 型シーチップ熱電対を用いて測定される。伝熱管壁面温度は各サブセクション中央部の上下左右の 4 点に取り付けられ測定される。冷媒圧力は伝熱管の出入口混合室で絶対圧計にて測定され、各サブテストセクション出入口間の差圧はサブセクションの出入口圧力ポートを用い、差圧計にて測定される。各サブテストセクションの交換熱量は冷却水の温度変化と質量流量より求められる。なお、蒸発テストセクションは、凝縮テストセクションを左右反転したものである。

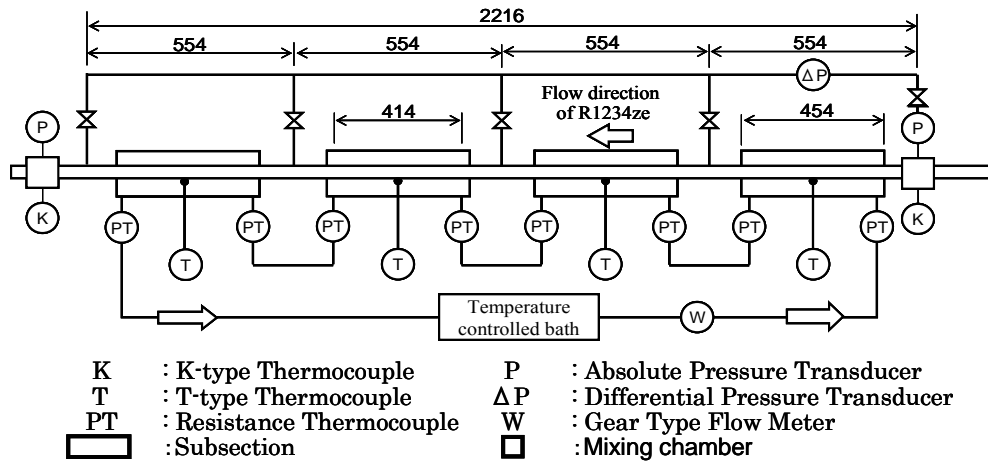
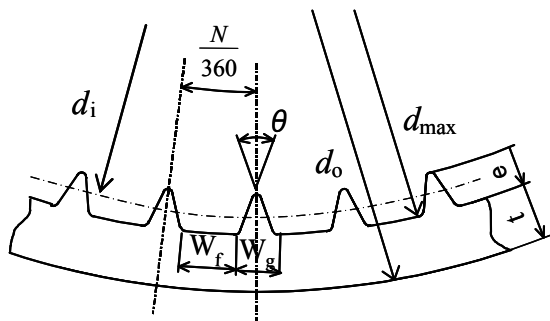
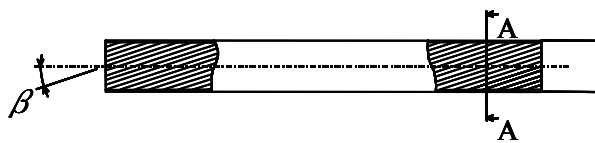


Fig. 2-1-2 凝縮テストセクション概略図

Fig. 2-1-3 に内面溝付管の形状を規定する寸法の名称とその記号を示す。Table 2-1-1 は本実験で使用した銅製の内面ら旋溝付管（以下溝付管）の仕様を示す。本実験では、1本の溝付管について凝縮および蒸発実験を行った。なお、本研究において、溝付管の内径は平均内径 d_i を使用している。平均内径とは、溝付管の断面積と等しい断面積を有する平滑管の内径である。



断面A-A

Outside diameter	d_o
Max inside diameter	d_{max}
Mean inside diameter	d_i
Thickness of thin part	t
Depth of grooves	e
Number of grooves	N
Helix angle	β
Valley width	W_f
Mountain width	W_g
Fin tip angle	θ

Fig. 2-1-3 内面溝付管の詳細図

Table 2-1-1 本実験で使用した溝付管の仕様

Outside diameter	Max. inside diameter	Mean inside diameter	Depth of Grooves	Spiral angle	Number of grooves	Enlargement ratio of heat transfer surface area
d_o [mm]	d_r [mm]	d_i [mm]	h [mm]	β [deg.]	N [-]	η [-]
6.05	5.37	5.21	0.256	18.8	58	2.55

- (a) 凝縮実験データの整理方法
熱伝達係数を次式で算出した。

$$\alpha = \frac{q}{T_R - T_{wi}} \quad (2-1-1)$$

ここに α は実断面積基準であり、 q は各サブセクションにおける平均熱流束、 T_{wi} は管内表面の平均温度、 T_R は冷媒温度を示す。

実断面積基準の熱流束 q を次式で算出した。

$$q = \frac{Q}{\eta \pi d_i \Delta Z} \quad (2-1-2)$$

ここに、 Q は各サブセクションでの交換熱量、 d_i は平均内径、 ΔZ は伝熱有効長さ、 η は面積拡大率であり、各サブセクションの交換熱量 Q を次式で算出した。

$$Q = W_s c_{ps} \Delta T_s - Q_{\text{loss}} \Delta Z \quad (2-1-3)$$

ここに、 W_s 、 c_{ps} 、 ΔT_s 、 Q_{loss} はそれぞれ熱源水の質量流量、熱源水の定圧比熱、サブセクションにおける熱源水の出入口温度差、サブセクションでのヒートロスである。ヒートロスは予め見積もったテストセクションにおける単位長さ当たりのヒートロス(放熱量)である。

式(2-1-1)の管内表面の平均温度 T_{wi} は、各サブセクションに取り付けた4本の熱電対より測定した管外表面温度を用い、半径方向の一次元定常熱伝導方程式より管内表面温度を算出し、その4点を算術平均して求めた。

$$T_{wi} = T_{wo} - \frac{Q}{2\pi\lambda_w \Delta Z} \ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right) \quad (2-1-4)$$

冷媒温度 T_R は、各サブセクションの出入口圧力から求めた冷媒の飽和温度を求め、その値を算術平均した値を使用した。各サブセクションの出入口圧力は、テストセクション入口の冷媒混合室で測定された冷媒圧力と差圧計により測定した各サブセクション圧力損失の測定値より求めた。管軸に垂直な断面で気相および液相の温度が一様で等しいと仮定し、冷媒クオリティを以下の手順で算出した。

- (1) 予冷器入口における冷媒混合室の温度、圧力から過熱蒸気状態である冷媒のエンタルピー h_{pre} を算出する。
- (2) 予冷器で加えた熱量 Q_{pre} と冷媒流量 W_r から凝縮テストセクション入口混合室のエンタルピー h_{secin} を次式で求める。

$$h_{secin} = h_{pre} - Q_{pre}/W_r \quad (2-1-5)$$

- (3) 流れ方向に沿って各サブセクション入口エンタルピーをそれぞれ h_0 、 h_1 、 h_2 、 h_3 と第4サブセクション出口のエンタルピー h_4 、各サブセクションの交換熱量を Q_1 、 Q_2 、 Q_3 、 Q_4 とすると、 h_0 、 h_1 、 h_2 、 h_3 、 h_4 は次式で求まる。

$$h_0 = h_{secin} \quad (2-1-6)$$

$$h_1 = h_{secin} - Q_1/W_r \quad (2-1-7)$$

$$h_2 = h_1 - Q_2/W_r \quad (2-1-8)$$

$$h_3 = h_2 - Q_3/W_r \quad (2-1-9)$$

$$h_4 = h_3 - Q_4/W_r \quad (2-1-10)$$

- (4) それぞれ求めた比エンタルピーと圧力から Refprop Ver. 9^[2-1-1]により各サブセクションの入口クオリティ x_{in} 、出口クオリティ x_{out} を次式により求める。

$$x = \frac{(h - h_l)}{(h_v - h_l)} \quad (2-1-11)$$

- (5) 以上により、求めた各サブセクション入口のエンタルピーと圧力から各サブセクションの入口クオリティ x_{in} 、出口クオリティ x_{out} を求め、サブセクションのクオリティを次式で算出した。

$$x = (x_{in} + x_{out})/2 \quad (2-1-12)$$

圧力損失の測定値より摩擦による圧力損失を次式で求めた。

$$\Delta P_F = \Delta P_T - \Delta P_M \quad (2-1-13)$$

ここに、 ΔP_F 、 ΔP_T および ΔP_M はそれぞれ摩擦圧力損失、測定値より求めた全圧力損失および加速

圧力損失である。本研究では、次に示すように、気液二相流の分離流モデルの運動量式より ΔP_M を求めた。

$$\Delta P_M = -\Delta \left(\frac{G^2 x^2}{\xi \rho_v} + \frac{G^2 (1-x)^2}{(1-\xi) \rho_l} \right) \quad (2-1-14)$$

ここに、 G は質量速度、 x はクオリティ、 ρ_l および ρ_v はそれぞれ液相密度および気相密度である。 ξ はボイド率であり、以下の小山ら^[2-1-2]の式より求めた。小山らは R134a を作動流体とした、らせん溝付管のボイド率と乾き度の相関式を提案している。熱力学的物性は、REFPROP Ver. 9.0 により計算する。

$$\xi = 0.81 \xi_{Smith} + 0.19 x^{100(\rho_v/\rho_l)^{0.8}} \xi_{Homo} \quad (2-11-15)$$

ここで、 ξ_{Smith} は Smith の式^[3-1-3]で、 ξ_{Homo} は均質流のボイド率である。

(b) 蒸発実験データの整理方法

熱伝達係数を次式で算出した。

$$\alpha = \frac{q}{T_{wi} - T_R} \quad (2-1-16)$$

ここに α は実断面積基準であり、 q は各サブセクションにおける平均熱流束、 T_{wi} は管内表面の平均温度、 T_R は冷媒温度を示す。

実断面積基準の熱流束 q を次式で算出した。

$$q = \frac{Q}{\eta \pi d_i \Delta Z} \quad (2-1-17)$$

ここに、 Q は各サブセクションでの交換熱量、 d_i は平均内径、 ΔZ は伝熱有効長さ、 η は面積拡大率であり、各サブセクションの交換熱量 Q を次式で算出した。

$$Q = W_s c_{ps} \Delta T_s - Q_{loss} \Delta Z \quad (2-1-18)$$

ここに、 W_s 、 c_{ps} 、 ΔT_s 、 Q_{loss} はそれぞれ加熱水の質量流量、加熱水の定圧比熱、サブセクションにおける加熱水の出入口温度差、サブセクションでのヒートロスである。ヒートロスは予め見積もったテストセクションにおける単位長さ当たりのヒートロス(放熱量)である。

式(2-1-16)の管内表面の平均温度 T_{wi} は、各サブセクションに取り付けた4本の熱電対より測定した管外表面温度を用い、半径方向の一次元定常熱伝導方程式より管内表面温度を算出し、その4点を算術平均して求めた。

$$T_{wi} = T_{wo} - \frac{Q}{2\pi\lambda_w \Delta Z} \ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right) \quad (2-1-19)$$

冷媒温度 T_R は、各サブセクションの出入口圧力から求めた冷媒の飽和温度を求め、その値を算術平均した値を使用した。各サブセクションの出入口圧力は、テストセクション入口の冷媒混合室で測定された冷媒圧力と差圧計により測定した各サブセクション圧力損失の測定値より求めた。管軸に垂直な断面で気相および液相の温度が一樣で等しいと仮定し、冷媒クオリティを以下の手順で算出した。

- (1) 過熱器出口における冷媒混合室の温度、圧力から過熱蒸気状態である冷媒のエンタルピー h_{sup} を算出する。
- (2) 過熱器で加えた熱量 Q_{sup} と冷媒流量 W_r から蒸発テストセクション出口混合室のエンタルピー h_{secout} を次式で求める。

$$h_{secout} = h_{sup} - Q_{sup}/W_r \quad (2-1-20)$$

- (3) 流れ方向に沿って各サブセクション入口エンタルピーをそれぞれ h_0 、 h_1 、 h_2 、 h_3 と第4サブセクション出口のエンタルピー h_4 、各サブセクションの交換熱量を Q_1 、 Q_2 、 Q_3 、 Q_4 とすると、 h_0 、 h_1 、 h_2 、 h_3 、 h_4 は次式で求まる。

$$h_4 = h_{secout} \quad (2-1-21)$$

$$h_3 = h_{secout} - Q_4/W_r \quad (2-1-22)$$

$$h_2 = h_3 - Q_3/W_r \quad (2-1-23)$$

$$h_1 = h_2 - Q_2/W_r \quad (2-1-24)$$

$$h_0 = h_1 - Q_1/W_r \quad (2-1-25)$$

(4) 求めたそれぞれの比エンタルピーと圧力から Refprop Ver. 9 により飽和エンタルピーを算出し、各サブセクションの入口クオリティ x_{in} 、出口クオリティ x_{out} を次式により求める。

$$x = \frac{(h - h_1)}{(h_v - h_1)} \quad (2-1-26)$$

以上により、求めた各サブセクション入口のエンタルピーと圧力から各サブセクションの入口クオリティ x_{in} 、出口クオリティ x_{out} を求め、サブセクションのクオリティを次式で算出した。

$$x = (x_{in} + x_{out})/2 \quad (2-1-27)$$

圧力損失の測定値より摩擦による圧力損失を次式で求めた。

$$\Delta P_F = \Delta P_T - \Delta P_M \quad (2-1-28)$$

ここに、 ΔP_F 、 ΔP_T および ΔP_M はそれぞれ摩擦圧力損失、測定値よりもとめた全圧力損失および加速圧力損失である。本研究では、次式に示すように、気液二相流の分離流モデルの運動量式より ΔP_M を求めた。

$$\Delta P_M = -\Delta \left(\frac{G^2 x^2}{\xi \rho_v} + \frac{G^2 (1-x)^2}{(1-\xi) \rho_l} \right) \quad (2-1-29)$$

ここに、 G は質量速度、 x はクオリティ、 ρ_l および ρ_v はそれぞれ液相密度および気相密度である。 ξ はボイド率であり、以下の小山ら^[2-1-2]の式より求めた。熱力学的物性は、REFPROP Ver. 9.0 により計算する。

$$\xi = 0.81 \xi_{Smith} + 0.19 x^{100(\rho_v/\rho_l)^{0.8}} \xi_{Homo} \quad (2-1-30)$$

ここで、 ξ_{Smith} は Smith の式^[2-1-3]で、 ξ_{Homo} は均質流のボイド率である。

<純冷媒 HFO-1234ze(E) の水平溝付管内凝縮伝熱特性>

Table 2-1-2 に凝縮実験における試験伝熱管の実験条件範囲を示す。Gは冷媒質量速度、Pはテストセクション入口混合室圧力である。また、第1セクション目の入口圧力ポートの配管上の問題により、摩擦圧力損失と熱伝達係数の評価の対象から割愛する。

Table 2-1-2 実験条件

Refrigerant	-	HFO-1234ze(E)
Mass velocity, G	kg/(m ² s)	100, 200, 300, 400
Inlet pressure, P	MPa	0.8
Inlet quality, x	-	0.1 ~ 0.9

(a) 一般的特性

Fig. 2-1-4 (a) ~ (d) に $G \cong 100, 200, 300, 400$ [kg/(m²s)] の場合の管内での凝縮実験における伝熱管内の温度、圧力等の分布を示す。上段の図中の●および○印は、管内冷媒バルク温度および管内壁面温度の計算値であり、△、×、+および○印はそれぞれ管内冷媒圧力、混合室内冷媒圧力、混合室内冷媒バルク温度、熱源水温度である。また、中段図中の◇および▼印は熱伝達係数と熱流束を示している。下段図中の◆はクオリティを示している。

冷媒圧力は、冷媒流れ方向に向かって圧力損失の影響で徐々に低下している。また、クオリティの低下に伴い圧力損失は小さくなり、質量速度 G が増加すると圧力損失は増加する傾向がある。

冷媒バルク温度は、テストセクション上流から下流へ徐々に低下している。二相域に関して、圧力損失の影響分だけ低下している。

熱源水温度は、冷媒流れ方向と逆に上昇している。熱源水の流れが冷媒と逆である為、冷媒側から熱が伝わりテストセクション上流に向かって上昇している。

内壁面温度は、熱源水温度につられる形で、冷媒流れ方向と逆に上昇している。

熱流束は、冷媒流れ方向に向かってあまり変化は確認できなかった。

熱伝達係数は、クオリティが減少すると低下している。これは、管内で凝縮が進行するにつれて液膜の形成とともに熱抵抗が増加するものと、管内の流速の低下によりせん断力が低下したために減少したと考えられる。

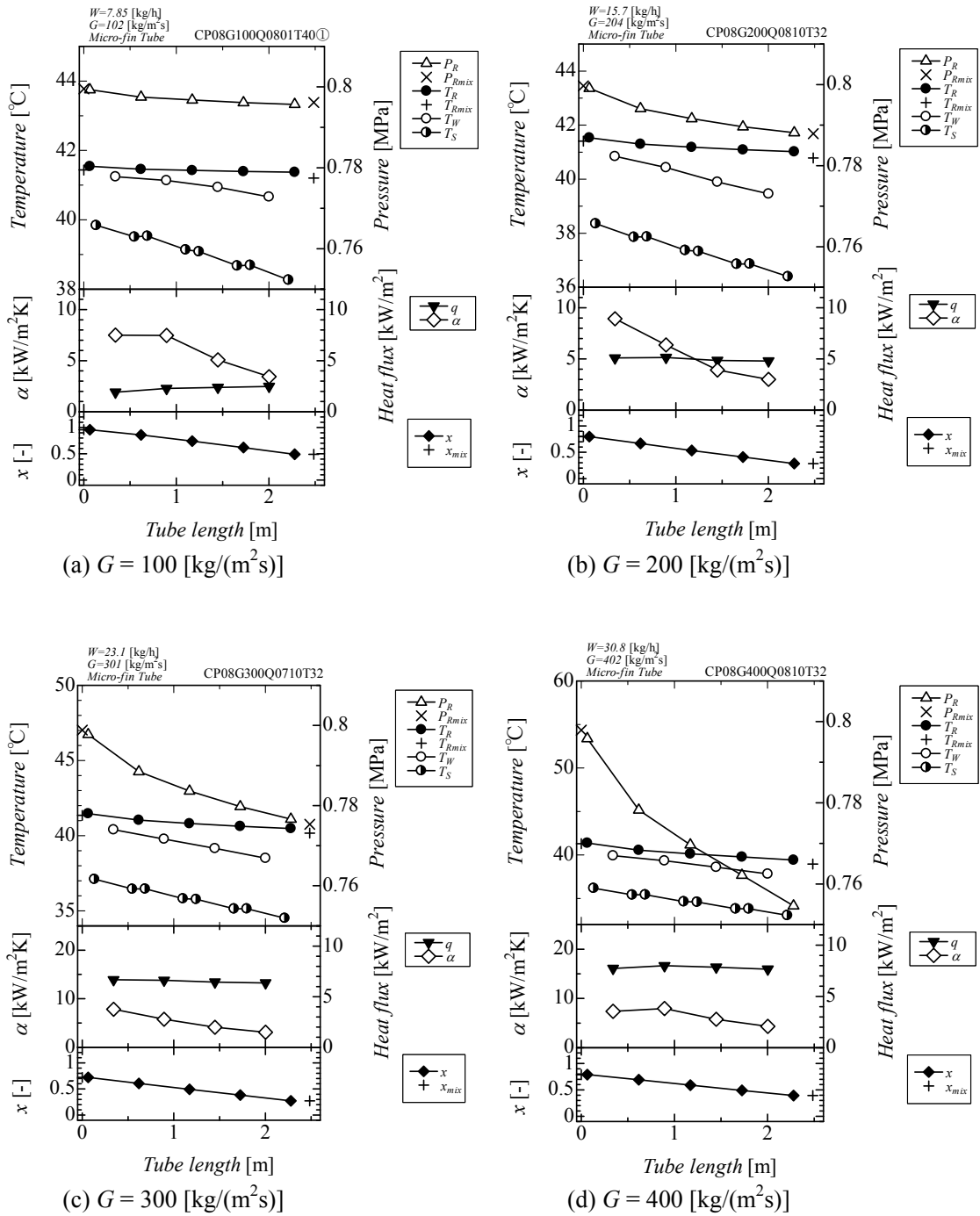


Fig. 2-1-4 伝熱管内の温度、圧力等の分布図

(b) 摩擦圧力損失特性

Fig. 2-1-5 に $G = 100, 200, 300, 400$ [$\text{kg}/(\text{m}^2\text{s})$] の場合の管内での凝縮実験における摩擦圧力損失特性と湿り度 ($=1-x$) の関係を示す。低湿り度かつ高質量速度で大きな値を示している。低湿り度かつ高質量速度ほど、管内流速が速く、せん断力が大きいためであると考えられる。また、高質量速度の湿り度 0.2 前後で摩擦圧力損失が増加するのは、液膜厚さの形成に伴い、気液界面でせん断力の効果により液膜に擾乱が発生していると考えられる。

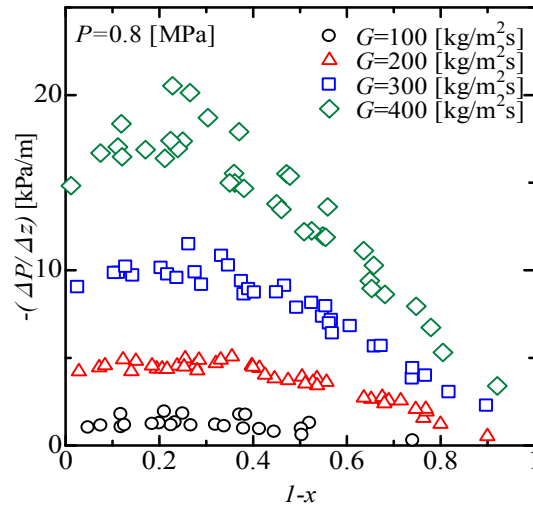


Fig. 2-1-5 摩擦圧力損失特性と湿り度の関係

(c) 従来の摩擦圧力損失予測式との比較

本実験結果と摩擦圧力損失に関する従来の式(Gotoらの式^[2-1-4], 原口の式^[2-1-5], 米本の式^[2-1-6])との比較を行った。Fig. 2-1-6 (a)~(c)は、縦軸は計算値、横軸は実験値である。Fig. 2-1-6 (a)は、Gotoらの式との比較である。実験結果はGotoらの式に対して50%程度実験値を低く見積もることがわかる。これは、Gotoらの式で用いられた予測用の作動流体はR22およびR410Aであり、HF0-1234ze(E)に比して高圧冷媒であったため過少に評価したと考えられる。Fig. 2-1-6 (b)は原口の式との比較である。実験結果は、一部の結果に対して計算値と比して-30%以上のずれを生じているが、他のデータは概ね-30%以内に収まり、まとまりもよい。Fig. 2-1-6 (c)は米本らの式との比較である。実験結果は、数点のデータで計算値に対して-30%以上のずれを生じているが、他のデータは-30%以内に収まり、最もよい相関を示し、最も精度よく摩擦圧力損失を予測した。

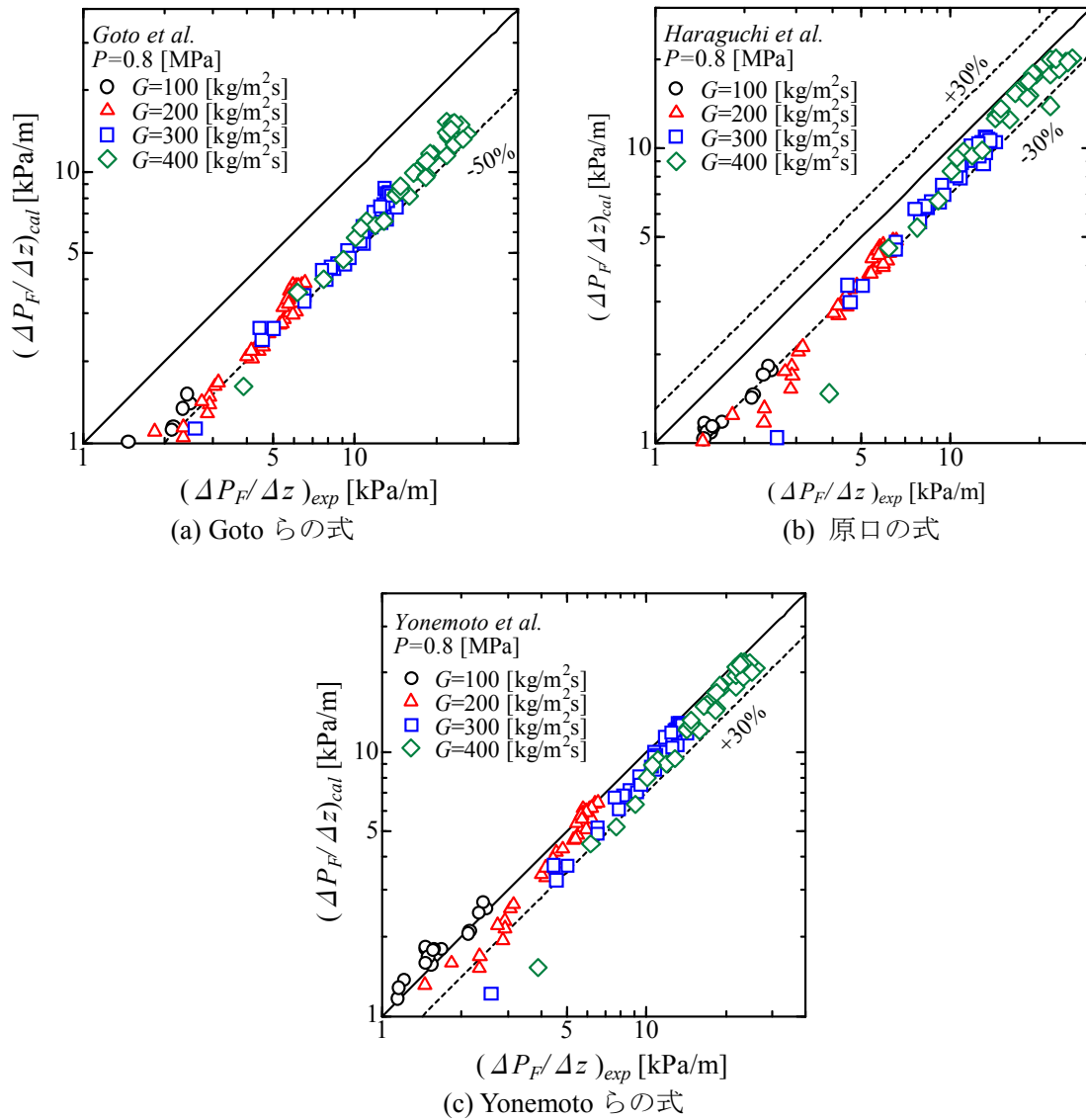


Fig. 2-1-6 摩擦圧力損失の従来の予測式との比較

(d) 凝縮熱伝達特性

Fig. 2-1-7 に $G \cong 100, 200, 300, 400$ [kg/(m²s)] の場合の管内での凝縮実験における凝縮熱伝達係数と湿り度 (=1-x) の関係を示す。 $G \cong 100, 200, 300, 400$ [kg/(m²s)] のいずれの質量速度の場合も、熱流束に関係なく湿り度が増加すると熱伝達係数は減少している。一般的に凝縮熱伝達係数は質量速度が大きいくほど増加すると考えられるが、本実験においては、 $G \cong 200, 300, 400$ [kg/(m²s)] の質量速度において熱伝達係数の有意な差異は確認できなかった。本実験では CO₂ や R410A などの高圧冷媒用として開発された螺旋溝付管（リード角 18.8°，フィン高さ 0.256mm）を使用している為、Fig. 2-1-5 および Fig. 2-1-7 より、質量速度が増加し摩擦圧力損失が増加するのみで熱伝達に有意な影響がなかった点を鑑みると HF0-1234ze(E) のような低圧冷媒には適していないことが明らかとなった。すなわち、HF0-1234ze に対しては、螺旋溝付管のフィン数、フィン高さ、リード角などを見直す必要があることが考えられる。

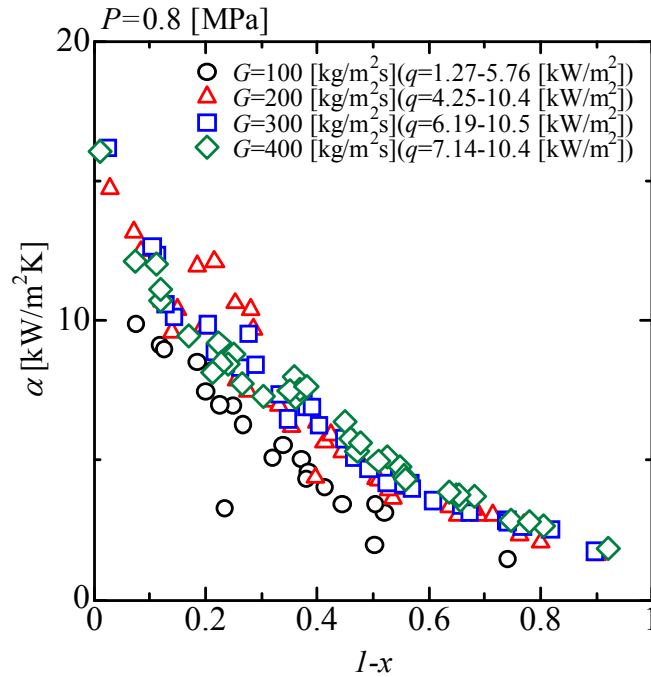
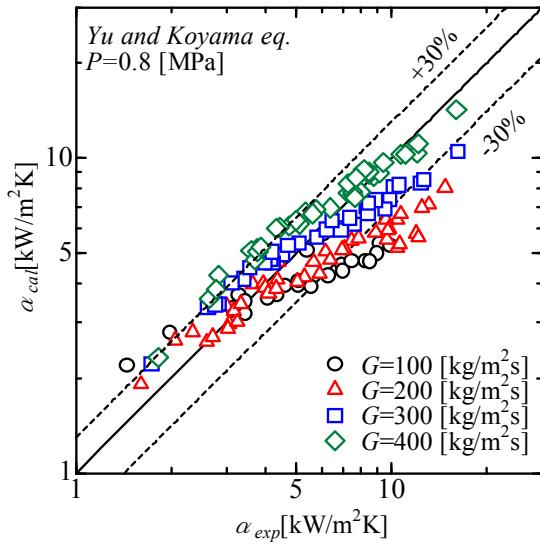


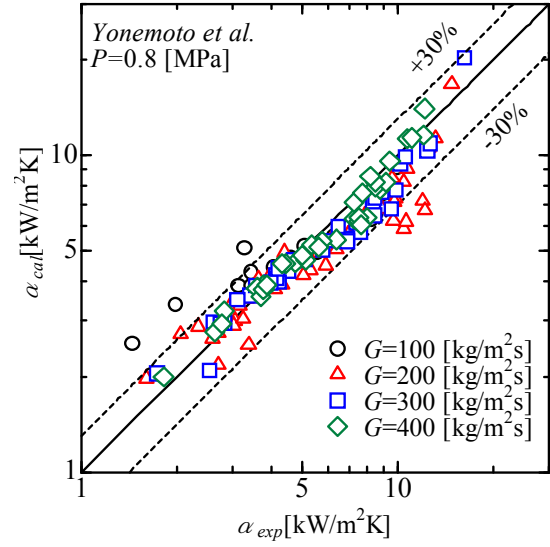
Fig. 2-1-7 熱伝達係数と湿り度の関係

(e) 従来の熱伝達予測式との比較

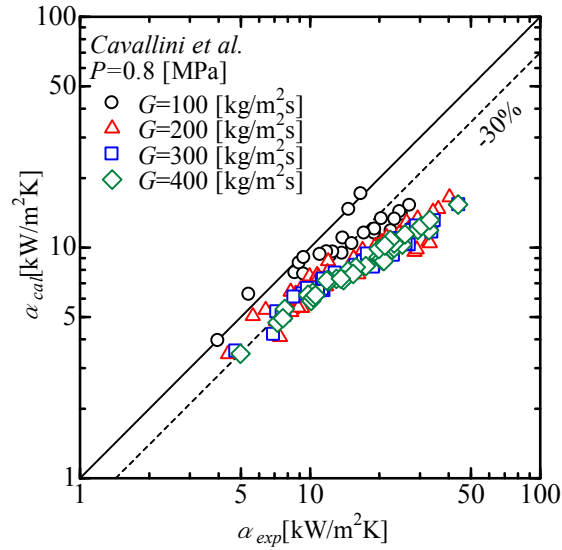
本実験結果と熱伝達係数に関する従来の式 (Yu らの式^[2-1-7], 米本らの式^[2-1-6], Cavallini らの式^[2-1-8]) との比較を行った。Fig. 2-1-8 (a) ~ (c) は、縦軸は計算値、横軸は実験値である。Fig. 2-1-8 (a) は、Yu らの式との比較である。実験結果は Yu らの式に対して $\pm 40\%$ 程度で実験値と一致した。しかし、質量速度毎に散らばっている。Fig. 2-1-8 (b) は米本らの式との比較である。実験結果は、米本らの式に対して概ね $\pm 30\%$ で実験値と一致した。また、相関がよく、最も精度よく予測できている。Fig. 2-1-8 (c) は Cavallini らの式との比較である。実験結果は、全ての出データで計算値に対して実験値を低く見積もっている。しかしながら、まとまりはよい。



(a) Yu らの式



(b) 米本らの式



(c) Cavallini らの式

Fig. 2-1-8 熱伝達係数の従来の予測式との比較

<純冷媒 HFO-1234ze(E) の水平らせん溝付管内蒸発伝熱特性>

Table2-1-3 に蒸発実験における試験伝熱管の実験条件範囲を示す。G は冷媒質量速度、P はテストセクション入口混合室圧力である。また、第 1 セクション目の入口圧力ポートの配管上の問題により、摩擦圧力損失と熱伝達係数の評価の対象から割愛する。実験は、純冷媒 HFO-1234ze(E) を用いて次に示す条件で行った。

Table2-1-3 実験条件

Refrigerant	-	HFO-1234ze(E)
Mass velocity, G	kg/(m ² s)	100, 200, 300, 400
Inlet pressure, P	MPa	0.3
Inlet quality, x	-	0.1 ~ 1.0

(a) 一般的特性

Fig. 2-1-9(a)~(d)に $G = 100, 200, 300, 400$ [kg/(m²s)] の場合の管内での蒸発実験における伝熱管内の温度、圧力等の分布を示す。上段の図中の●および○印は、管内冷媒バルク温度および管内壁面温度の計算値であり、△、×、+および○印はそれぞれ管内冷媒圧力、混合室内冷媒圧力、混合室内冷媒バルク温度、熱源水温度である。また、中段図中の◇および▼印は熱伝達係数と熱流束を示している。下段図中の◆はクオリティを示している。

冷媒圧力は、冷媒流れ方向に向かって圧力損失の影響で徐々に低下している。また、クオリティの上昇に伴い圧力損失は高くなり、質量速度 G が増加すると圧力損失は増加する傾向がある。

冷媒バルク温度は、テストセクション上流から下流へ徐々に低下している。二相域に関して、圧力損失の影響分だけ低下している。

熱源水温度は、冷媒流れ方向と逆に低下している。熱源水の流れが冷媒と逆である為、熱源水側から熱が伝わりテストセクション上流に向かって減少している。

内壁面温度は、ドライアウトしていると思われるデータ点以外は、冷媒温度につられる形で、冷媒流れ方向に向かって減少している。ドライアウト後の温度は急激に上昇し熱源水温度に近づく。これは、管内が乾くことによるものであると考えられる。

熱流束は、向流であるため、テストセクション下流に行くほど熱源水と冷媒との温度差が大きくなる為、クオリティの上昇とともに増加する。

熱伝達係数は、クオリティが増加すると大きくなっている。これは、管内で沸騰・蒸発現象が進行するにつれて流動様相が環状流的な流れになる為である。

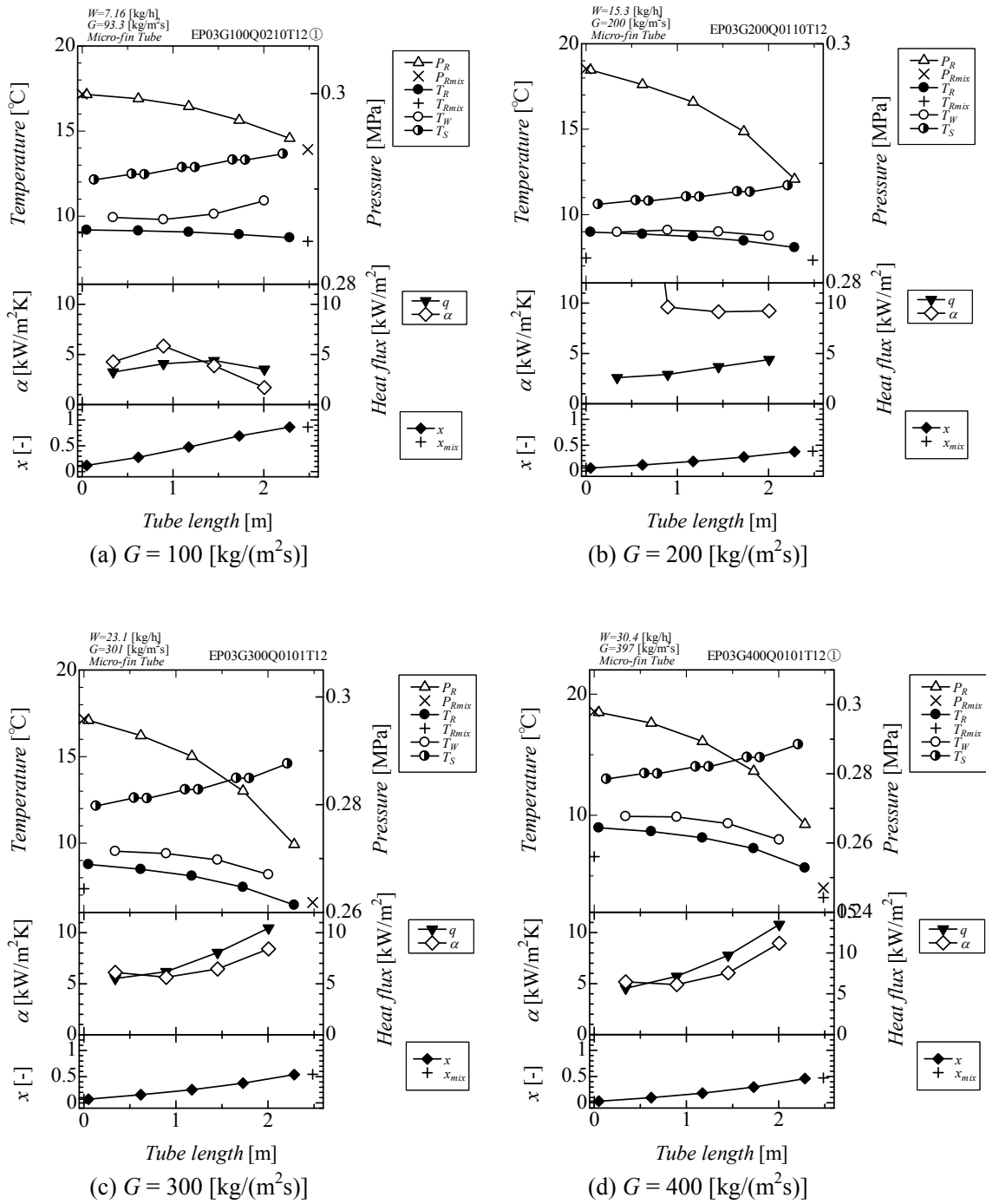


Fig. 2-1-9 伝熱管内の温度，圧力等の分布図

(b) 圧力損失特性

Fig. 2-1-10に $G = 100, 200, 300, 400$ [kg/(m²s)] の場合の管内での蒸発実験における摩擦圧力損失特性とクオリティの関係を示す。凝縮実験の結果と同様に、高クオリティかつ高質量速度で大きな値を示している。高クオリティかつ高質量速度ほど、管内流速が速くなり加速度損失が増加することによりせん断力が大きくなる為であると考えられる。

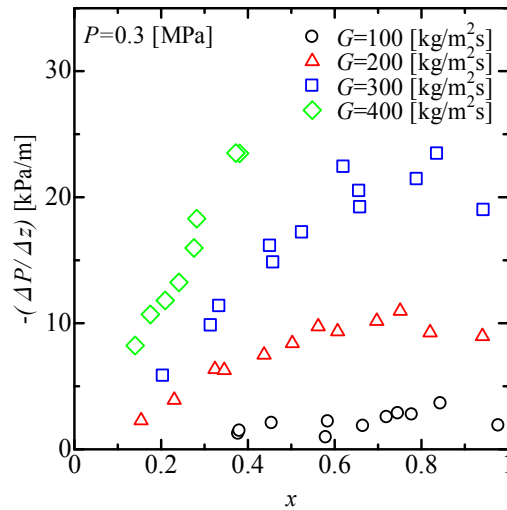


Fig. 2-1-10 摩擦圧力損失特性とクオリティの関係

(c) 従来の摩擦圧力損失予測式との比較

本実験結果と摩擦圧力損失に関する従来の式(Gotoらの式^[2-1-4]、久保田らの式^[2-1-9])との比較を行った。Fig. 2-1-11 (a)は、Gotoらの式との比較である。実験結果はGotoらの式に対して30%程度実験値を低く見積もるが、まともにはよい。これは、Gotoらの式で用いられた予測用の作動流体はR22およびR410Aであり、HF0-1234ze(E)に比して高圧冷媒であったため過少に評価したと考えられる。Fig. 2-1-11 (b)は久保田らの式との比較である。実験結果は、質量速度 $G = 200, 300, 400$ [kg/(m²s)] は計算値と比して±30%以内に精度よく予測が出来ている。しかしながら、質量速度 G が小さいデータと高クオリティのデータは精度が悪くなっている。

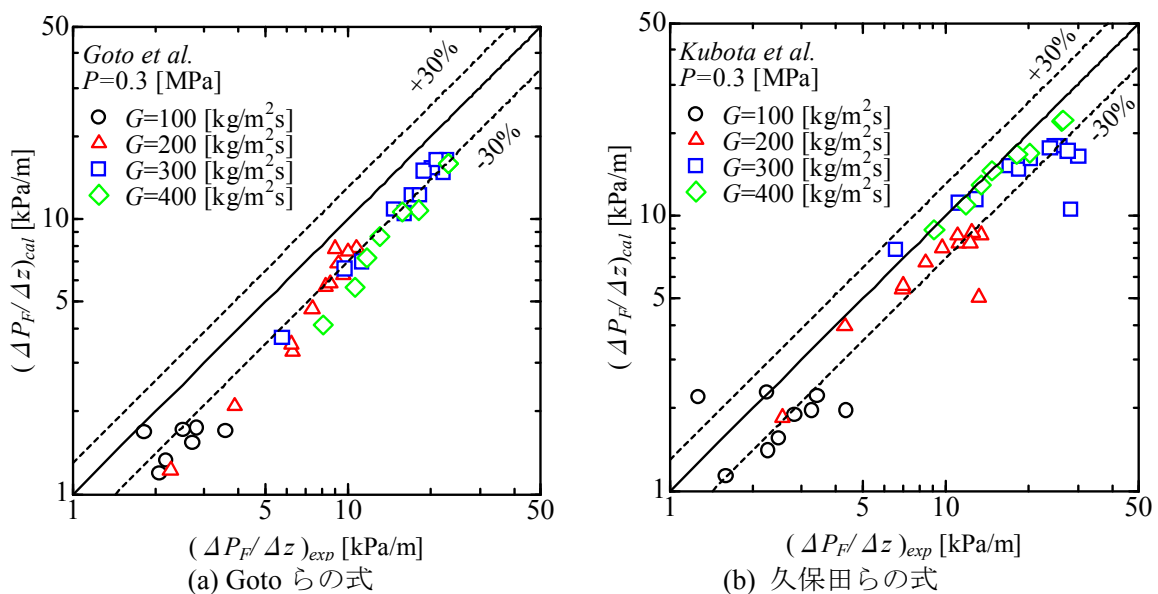


Fig. 2-1-11 摩擦圧力損失の従来の予測式との比較

(d) 蒸発熱伝達特性

Fig. 2-1-12に $G = 100, 200, 300, 400$ [kg/(m²s)]の場合の管内での蒸発実験における蒸発熱伝達係数と熱流束の関係を示す. $q = 5$ [kW/m²]で $G = 100, 200$ [kg/(m²s)]では, 質量速度が増加すると熱伝達係数は大きくなっている. $G = 400$ [kg/(m²s)]になると質量速度が増加しても熱伝達係数は増加していない. これは, $G = 100, 200$ [kg/(m²s)]においては強制対流沸騰の影響が顕著に現れているためであると考えられる. 一方, $G = 400$ [kg/(m²s)]では, 強制対流沸騰の影響による熱伝達の向上よりも, 質量速度の増加による気泡離脱の抑制による伝熱劣化が大きく影響した為であると考えられる.

Fig. 2-1-13(a)~(d)に $G = 100, 200, 300, 400$ [kg/(m²s)]の場合の管内での蒸発実験における蒸発熱伝達係数と熱流束のクオリティに対する分布を示す. Fig. 2-1-13(a)の $G = 100$ [kg/(m²s)]では, クオリティ 0.5 の早い段階から熱伝達係数の低下が確認できる. これは, 使用した伝熱管が高圧冷媒用のハイフィン仕様(リード角 18.8°, フィン高さ 0.256mm)であった為に, 強制対流沸騰の影響をあまり受けなかったことと, フィンによる熱伝導効果により順次乾き面が生じ有効な伝熱面が減少した為であると考えられる. Fig. 2-1-13(b)および(c)の $G = 200$ および 300 [kg/(m²s)]では, 一般的特性でも述べたようにクオリティの増加とともに熱伝達係数が増加し, クオリティ 0.8 程度になると急激な熱伝達係数の減少が確認できる. これは, 沸騰・蒸発現象の進行と共に流動様相が環状流的になり熱伝達が向上し, その後にドライアウトが発生し, 熱伝達の劣化が生じたものと考えられる. なお, Fig. 2-1-13(d)の $G = 400$ [kg/(m²s)]では, 試験装置の能力上, 低クオリティ域のデータのみ取得可能であったので, 今後, 高クオリティ域のデータを取得して検討する.

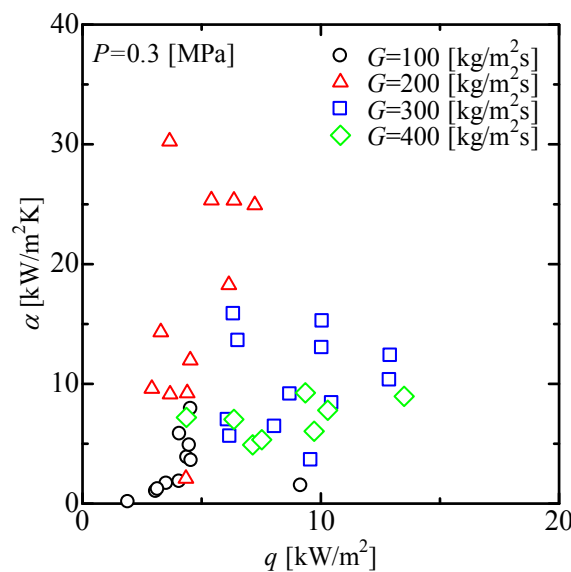


Fig. 2-1-12 熱伝達係数と湿り度の関係

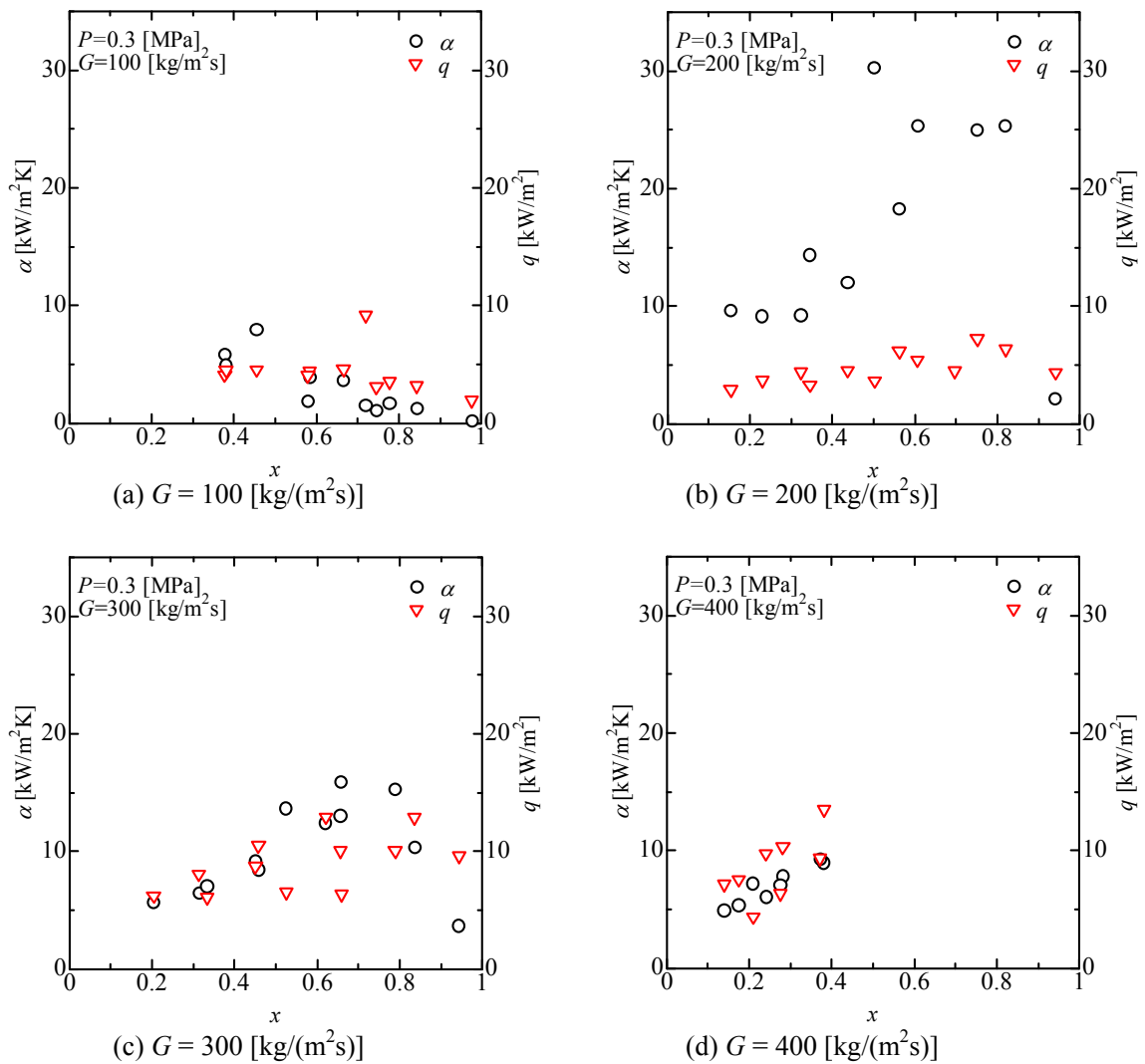


Fig. 2-1-13 熱伝達係数と熱流束のクオリティに対する分布

<参考文献>

- [2-1-1] Lemmon EW, Huber ML, McLinden MO. 2010, NIST Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties-REFPROP. NIST Standard Reference Database 23-Version 9.0.
- [2-1-2] Koyama S, Chen S. 2001, Experimental study on void fraction of two-phase flow inside a micro-fin tube, *The Reports of Institute for advanced Material Study, Kyushu University*, (15), No. 1: 79-85
- [2-1-3] Smith SL. 1971, Void fractions in two phase flow: A correlation based on an equal velocity heat model, *Heat and Fluid Flow*, (1), No. 1: 22-39
- [2-1-4] Goto M, Inoue N. 2001, Condensation and evaporation heat transfer of R410A inside internally grooved horizontal tube, *Int. J. Refrig.* (24): 628-638.
- [2-1-5] Haraguchi H. 1994, Studies on Condensation of HCFC-22, HFC-134a and HCFC-123 on Horizontal Tubes, (in Japanese), Dr.Eng Thesis, Kyushu University.
- [2-1-6] Koyama S, Yonemoto R. 2006, Experimental study on condensation of pure refrigerants in horizontal micro-fin tube -proposal of correlation for heat transfer and frictional pressure drop-, *Proc. International refrigeration Conference at Purdue, USA*.
- [2-1-7] Yu J, Koyama S. 1998, Condensation heat transfer of pure refrigerants in microfin tubes, *Proc. International refrigeration Conference at Purdue, USA*: 325-330.
- [2-1-8] Cavallini A, Del Col D. 2009, Condensation of pure and near-azeotropic refrigerants in microfin tube: A new computational procedure, *Int. J. Refrig.* (32): 162-174.
- [2-1-9] 久保田ら, 2001, 水平平滑管内と内面溝付管内の蒸発圧力損失の予測式, *冷空*, (18), No. 4: 393-401

2-2 混合冷媒 HF0-1234ze (E) +R32 (50mass%-50mass%) の水平らせん溝付管内伝熱特性

<実験装置および方法>

Fig. 2-2-1 に混合冷媒の伝熱特性の評価に用いた実験装置を示す。本実験装置は、Fig. 2-1-1 に示した純冷媒の実験装置と同じであるので、説明は省略する。

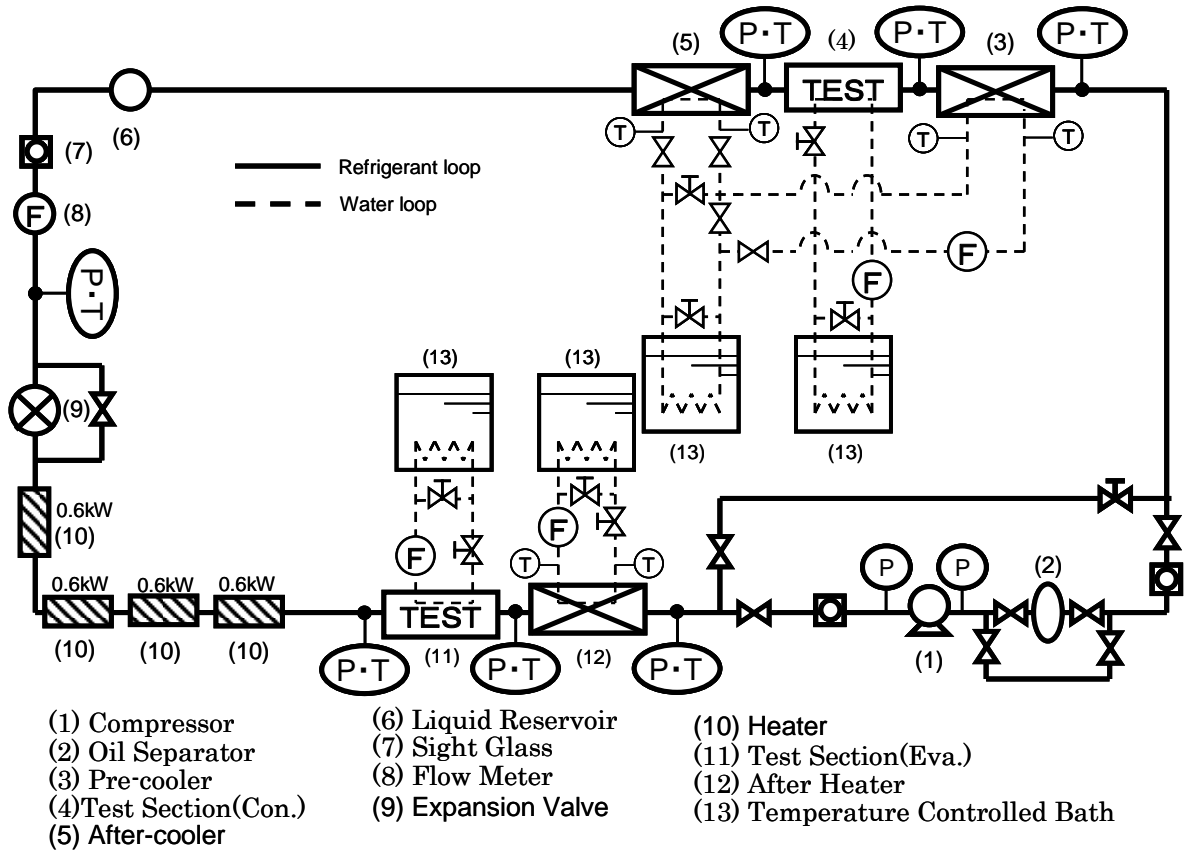


Fig. 2-2-1 実験装置系統図

Fig. 2-2-2 に混合冷媒の実験に用いた凝縮テストセクションを示す。本テストセクションも Fig. 2-1-2 に示した純冷媒の実験に用いた凝縮テストセクションと同じであるので、その説明を省略する。なお、蒸発テストセクションは凝縮テストセクションを左右反転したものである。

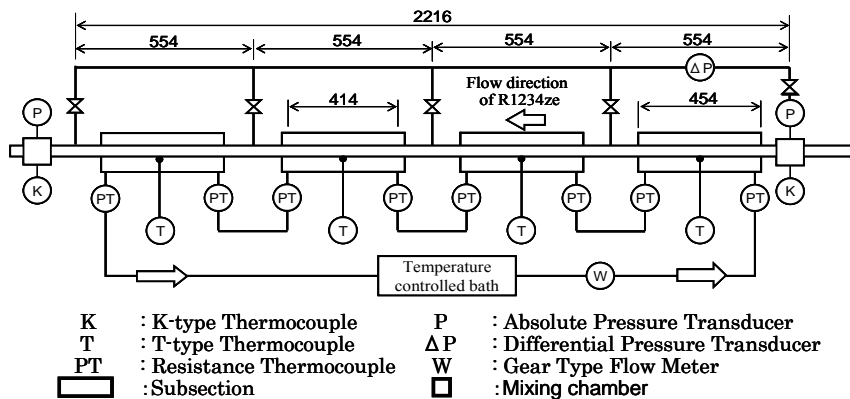


Fig. 2-2-2 凝縮テストセクション概略図

Table 2-2-1 は、本実験で使用した伝熱管の仕様である。先の Table 2-1-1 で示したのと同じ伝熱管を使用した。

Table 2-2-1 本実験で使用した溝付管の仕様

Outside diameter	Max. inside diameter	Mean inside diameter	Depth of Grooves	Spiral angle	Number of grooves	Enlargement ratio of heat transfer surface area
d_o [mm]	d_r [mm]	d_i [mm]	h [mm]	β [deg.]	N [-]	η [-]
6.05	5.37	5.21	0.256	18.8	58	2.55

(a) 凝縮実験データの整理方法
熱伝達係数を次式で算出した。

$$\alpha = \frac{q}{T_R - T_{wi}} \quad (2-2-1)$$

ここに α は実断面積基準であり、 q は各サブセクションにおける平均熱流束、 T_{wi} は管内表面の平均温度、 T_R は冷媒温度を示す。

実断面積基準の熱流束 q を次式で算出した。

$$q = \frac{Q}{\eta \pi d_i \Delta Z} \quad (2-2-2)$$

ここに、 Q は各サブセクションでの交換熱量、 d_i は平均内径、 ΔZ は伝熱有効長さ、 η は面積拡大率であり、各サブセクションの交換熱量 Q を次式で算出した。

$$Q = W_s c_{ps} \Delta T_s - Q_{loss} \Delta Z \quad (2-2-3)$$

ここに、 W_s 、 c_{ps} 、 ΔT_s 、 Q_{loss} はそれぞれ熱源水の質量流量、熱源水の定圧比熱、サブセクションにおける熱源水の出入口温度差、サブセクションでのヒートロスである。ヒートロスは予め見積もったテストセクションにおける単位長さ当たりのヒートロス(放熱量)である。

式(2-2-1)の管内表面の平均温度 T_{wi} は、各サブセクションに取り付けた4本の熱電対より測定した管外表面温度を用い、半径方向の一次元定常熱伝導方程式より管内表面温度を算出し、その4点を算術平均して求めた。

$$T_{wi} = T_{wo} - \frac{Q}{2\pi\lambda_w \Delta Z} \ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right) \quad (2-2-4)$$

冷媒温度 T_R は、各サブセクションの出入口圧力から求めた冷媒の飽和温度を求め、その値を算術平均した値を使用した。各サブセクションの出入口圧力は、テストセクション入口の冷媒混合室で測定された冷媒圧力と差圧計により測定した各サブセクション圧力損失の測定値より求めた。ここで、管軸に垂直な断面で気相および液相の温度が一樣で等しいと仮定した。また、気相および液相でそれぞれ濃度分布がないと仮定した。

冷媒クオリティを以下の手順で算出した。

- (1) 予冷器入口における冷媒混合室の温度、圧力、組成から過熱蒸気状態である冷媒のエンタルピー h_{pre} を算出する。
- (2) 予冷器で加えた熱量 Q_{pre} と冷媒流量 W_r から凝縮テストセクション入口混合室のエンタルピー h_{secin} を次式で求める。

$$h_{secin} = h_{pre} - Q_{pre} / W_r \quad (2-2-5)$$

- (3) 流れ方向に沿って各サブセクション入口エンタルピーをそれぞれ h_0 、 h_1 、 h_2 、 h_3 と第4サブセクション出口のエンタルピー h_4 、各サブセクションの交換熱量を q_1 、 q_2 、 q_3 、 q_4 とすると、 h_0 、 h_1 、 h_2 、 h_3 、 h_4 は次式で求まる。

$$h_0 = h_{secin} \quad (2-2-6)$$

$$h_1 = h_{\text{secin}} - Q_1/W_r \quad (2-2-7)$$

$$h_2 = h_1 - Q_2/W_r \quad (2-2-8)$$

$$h_3 = h_2 - Q_3/W_r \quad (2-2-9)$$

$$h_4 = h_3 - Q_3/W_r \quad (2-2-10)$$

(4) それぞれ求めた比エンタルピーと圧力から Refprop Ver. 9 により各サブセクションの入口クオリティ x_{in} , 出口クオリティ x_{out} を次式により求める.

$$x = \frac{(h - h_1)}{(h_v - h_1)} \quad (2-2-11)$$

(5) 以上により, 求めた各サブセクション入口のエンタルピーと圧力から各サブセクションの入口クオリティ x_{in} , 出口クオリティ x_{out} を求め, サブセクションのクオリティを次式で算出した.

$$x = (x_{in} + x_{out})/2 \quad (2-2-12)$$

圧力損失の測定値より摩擦による圧力損失を次式で求めた.

$$\Delta P_F = \Delta P_T - \Delta P_M \quad (2-2-13)$$

ここに, ΔP_F , ΔP_T および ΔP_M はそれぞれ摩擦圧力損失, 測定値よりもとめた全圧力損失及び加速圧力損失である. 本研究では, 次式に示すように, 気液二相流の分離流モデルの運動量式より ΔP_M を求めた.

$$\Delta P_M = -\Delta \left(\frac{G^2 x^2}{\xi \rho_v} + \frac{G^2 (1-x)^2}{(1-\xi) \rho_l} \right) \quad (2-2-14)$$

ここに, G は質量速度, x はクオリティ, ρ_l および ρ_v はそれぞれ液相密度および気相密度である. ξ はボイド率であり, 以下の小山ら^[2-2-1]の式より求めた. 小山らは R134a を作動流体とした, ら旋溝付管のボイド率と乾き度の相関式を提案している. 熱力学的物性は, REFPROP Ver. 9.0 により計算する.

$$\xi = 0.81 \xi_{\text{Smith}} + 0.19 x^{100(\rho_v/\rho_l)^{0.8}} \xi_{\text{Homo}} \quad (2-2-15)$$

ここで, ξ_{Smith} は Smith の式^[2-2-2]で, ξ_{Homo} は均質流のボイド率である.

(b) 蒸発実験データの整理方法

熱伝達係数を次式で算出した.

$$\alpha = \frac{q}{T_{wi} - T_R} \quad (2-2-16)$$

ここに α は実断面積基準であり, q は各サブセクションにおける平均熱流束, T_{wi} は管内表面の平均温度, T_R は冷媒温度を示す.

実断面積基準の熱流束 q を次式で算出した.

$$q = \frac{Q}{\eta \pi d_i \Delta Z} \quad (2-2-17)$$

ここに, Q は各サブセクションでの交換熱量, d_i は平均内径, ΔZ は伝熱有効長さ, η は面積拡大率であり, 各サブセクションの交換熱量 Q を次式で算出した.

$$Q = W_s c_{ps} \Delta T_s - Q_{\text{loss}} \Delta Z \quad (2-2-18)$$

ここに, W_s , c_{ps} , ΔT_s , Q_{loss} はそれぞれ加熱水の質量流量, 加熱水の定圧比熱, サブセクションにおける加熱水の出入口温度差, サブセクションでのヒートロスである. ヒートロスは予め見積もったテストセクションにおける単位長さ当たりのヒートロス(放熱量)である.

式(2-2-16)の管内表面の平均温度 T_{wi} は, 各サブセクションに取り付けた4本の熱電対より測定した管外表面温度を用い, 半径方向の一次元定常熱伝導方程式より管内表面温度を算出し, その4点を算術平均して求めた.

$$T_{wi} = T_{wo} - \frac{Q}{2\pi \lambda_w \Delta Z} \ln \left(\frac{d_o}{d_i} \right) \quad (2-2-19)$$

冷媒温度 T_R は, 各サブセクションの出入口圧力から求めた冷媒の飽和温度を求め, その値を算術平

均した値を使用した。各サブセクションの出入口圧力は、テストセクション入口の冷媒混合室で測定された冷媒圧力と差圧計により測定した各サブセクション圧力損失の測定値より求めた。ここで、管軸に垂直な断面で気相および液相の温度が一様で等しいと仮定した。また、気相および液相でそれぞれ濃度分布がないと仮定した。

冷媒クオリティを以下の手順で算出した。

- (1) 過熱器出口における冷媒混合室の温度、圧力から過熱蒸気状態である冷媒のエンタルピー h_{sup} を算出する。
- (2) 過熱器で加えた熱量 Q_{sup} と冷媒流量 W_r から蒸発テストセクション出口混合室のエンタルピー h_{secout} を次式で求める。

$$h_{secout} = h_{sup} - Q_{sup}/W_r \quad (2-2-20)$$

- (3) 流れ方向に沿って各サブセクション入口エンタルピーをそれぞれ h_0, h_1, h_2, h_3 と第4サブセクション出口のエンタルピー h_4 、各サブセクションの交換熱量を Q_1, Q_2, Q_3, Q_4 とすると、 h_0, h_1, h_2, h_3, h_4 は次式で求まる。

$$h_4 = h_{secout} \quad (2-2-21)$$

$$h_3 = h_{secout} - Q_4/W_r \quad (2-2-22)$$

$$h_2 = h_3 - Q_3/W_r \quad (2-2-23)$$

$$h_1 = h_2 - Q_2/W_r \quad (2-2-24)$$

$$h_0 = h_1 - Q_1/W_r \quad (2-2-25)$$

- (4) 求めたそれぞれの比エンタルピーと圧力から Refprop ver. 9 により飽和エンタルピーを算出し、各サブセクションの入口クオリティ x_{in} 、出口クオリティ x_{out} を次式により求める。

$$x = \frac{(h - h_l)}{(h_v - h_l)} \quad (2-2-26)$$

- (5) 以上により、求めた各サブセクション入口のエンタルピーと圧力から各サブセクションの入口クオリティ x_{in} 、出口クオリティ x_{out} を求め、サブセクションのクオリティを次式で算出した。

$$x = (x_{in} + x_{out})/2 \quad (2-2-27)$$

圧力損失の測定値より摩擦による圧力損失を次式で求めた。

$$\Delta P_F = \Delta P_T - \Delta P_M \quad (2-2-28)$$

ここに、 ΔP_F 、 ΔP_T および ΔP_M はそれぞれ摩擦圧力損失、測定値よりもとめた全圧力損失および加速圧力損失である。本研究では、次式に示すように、気液二相流の分離流モデルの運動量式より ΔP_M を求めた。

$$\Delta P_M = -\Delta \left(\frac{G^2 x^2}{\xi \rho_v} + \frac{G^2 (1-x)^2}{(1-\xi) \rho_l} \right) \quad (2-2-29)$$

ここに、 G は質量速度、 x はクオリティ、 ρ_l および ρ_v はそれぞれ液相密度および気相密度である。 ξ はボイド率であり、以下の小山ら^[2-2-1]の式より求めた。小山らは R134a を作動流体とした、らせん溝付管のボイド率と乾き度の相関式を提案している。熱力学的物性は、REFPROP Ver9.0 により計算する。

$$\xi = 0.81 \xi_{Smith} + 0.19 x^{100(\rho_v/\rho_l)^{0.8}} \xi_{Homo} \quad (2-2-30)$$

ここで、 ξ_{Smith} は Smith の式^[2-2-2]で、 ξ_{Homo} は均質流のボイド率である。

<混合冷媒 HFO-1234ze (E)+R32 の水平溝付管内凝縮伝熱特性>

Table 2-2-2 に、混合冷媒の凝縮実験における試験伝熱管の実験条件範囲を示す。G は冷媒質量速度、P はテストセクション入口圧力、T はテストセクション入口冷媒温度である。実験は、混合冷媒 HFO-1234ze (E)+R32 (50mass%-50mass%) を用いて主に次に示す条件で行った。

Table 2-2-2 実験条件

Refrigerant	-	HFO-1234ze(E)+R32(50mass%-50mass%)
Mass velocity, G	kg/(m ² s)	200, 400
Inlet pressure, P	MPa	0.8
Inlet quality, x	-	0.1 ~ 0.7

(a) 一般的特性

Fig. 2-2-3 (a) および (b) に G = 200, 400 [kg/(m²s)] の場合の管内での混合冷媒の凝縮実験における伝熱管内の温度、圧力等の分布を示す。上段の図中の●および○印は、管内冷媒バルク温度および管内壁面温度の計算値であり、△, ×, + および ◐ 印はそれぞれ管内冷媒圧力、混合室内冷媒圧力、混合室内冷媒バルク温度、熱源水温度である。また、中段図中の及◇び▼印は熱伝達係数と熱流束を示している。下段図中の◆はクオリティを示している。

冷媒圧力は、冷媒流れ方向に向かって圧力損失の影響で徐々に低下している。また、クオリティの低下に伴い圧力損失は低くなり、質量速度 G が増加すると圧力損失は増加する傾向がある。

冷媒バルク温度は、純冷媒の場合と異なり、飽和域でもテストセクション上流から下流へ低下している。

熱源水温度は、冷媒流れ方向と逆に上昇している。熱源水の流れが冷媒と逆である為、冷媒側から熱が伝わりテストセクション上流に向かって上昇している。内壁面温度は、熱源水温度につられる形で、冷媒流れ方向と逆に上昇している。

熱流束は、向流であるため、テストセクション下流に行くほど熱源水と冷媒との温度差が小さくなる為、クオリティの減少とともに減少する。

熱伝達係数は、クオリティが減少すると低下している。これは、純冷媒の場合と同様に管内で凝縮が進行するにつれて液膜の形成とともに熱抵抗が増加するものと、管内の流速の低下によりせん断力が低下したため減少するものと考えられる。

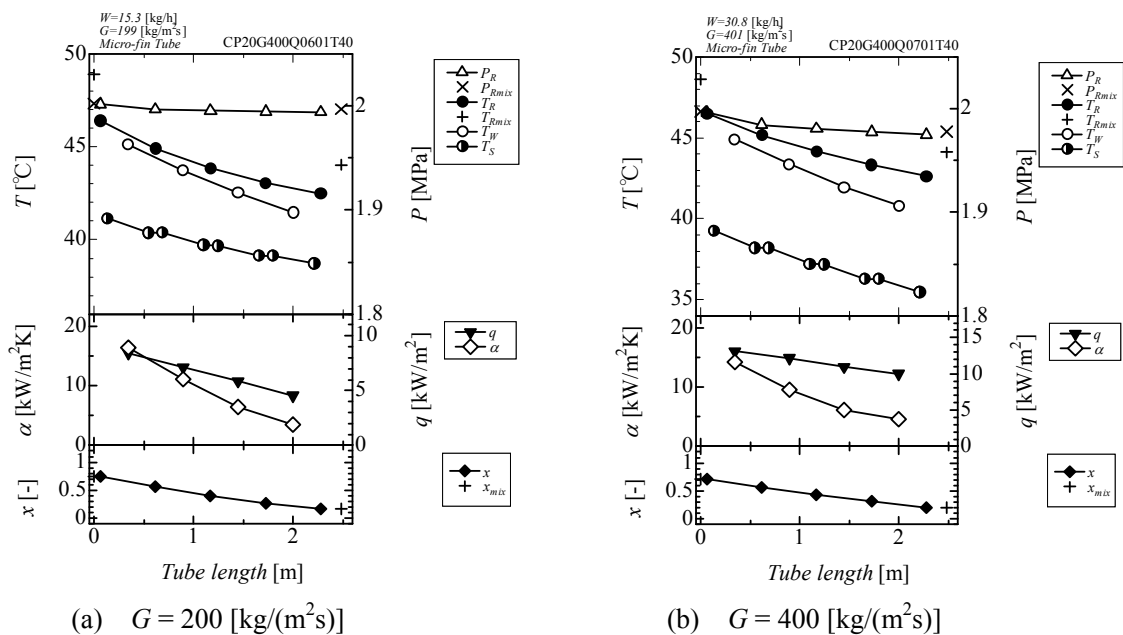


Fig. 2-2-3 伝熱管内の温度、圧力等の分布図

(b) 摩擦圧力損失特性

Fig. 2-2-4 に $G = 200, 400$ [kg/(m²s)] の場合の管内での混合冷媒の凝縮実験における摩擦圧力損失特性と湿り度 ($=1-x$) の関係を示す。質量速度が増加すると摩擦圧力損失が増加している。また、低湿り度のデータは圧力ポートの配管上の問題で測定できていないが、低湿り度かつ高質量速度で大きな値を示す可能性がある事を示唆している。今後、装置の改善を行い、追加データの取得が必要である。

(c) 凝縮熱伝達特性

Fig. 2-2-5 に $G = 200, 400$ [kg/(m²s)] の場合の管内での混合冷媒の凝縮実験における凝縮熱伝達係数と湿り度 ($=1-x$) の関係を示す。高湿り度のデータのみであるが、 $G = 200, 400$ [kg/(m²s)] のいずれの質量速度の場合も、熱流束に関係なく湿り度が増加するとともに熱伝達係数は減少している。本実験においても、純冷媒 HF0-1234ze(E) の結果と同様に、 $G = 200, 400$ [kg/(m²s)] の質量速度において熱伝達係数の有意な差異は確認できなかった。本実験では CO₂ や R410A などの高圧冷媒用として開発された螺旋溝付管 (リード角 18.8°, フィン高さ 0.256mm) を使用したが、Fig. 2-2-4 および Fig. 2-2-5 より、質量速度が増加しても、摩擦圧力損失が増加するのみで熱伝達に有意な差異が見られなかった点を鑑みると HF0-1234ze(E)/HFC-32 (50/50mass%) のような比較的低压な冷媒にも適していないことが明らかとなった。すなわち、純冷媒の場合と同様にこの混合冷媒に対しても螺旋溝付管のフィン数、フィン高さ、リード角などを見直す必要があることが示唆される。

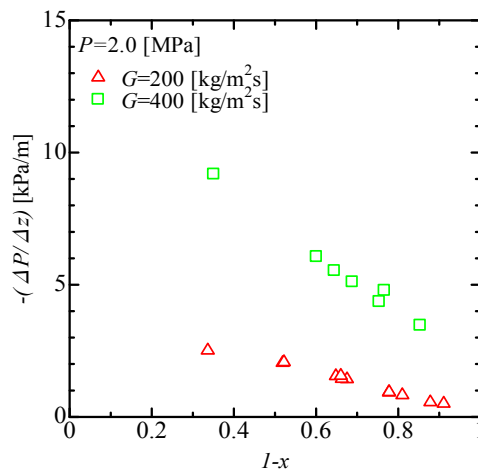


Fig. 2-2-4 摩擦圧力損失特性と湿り度の関係

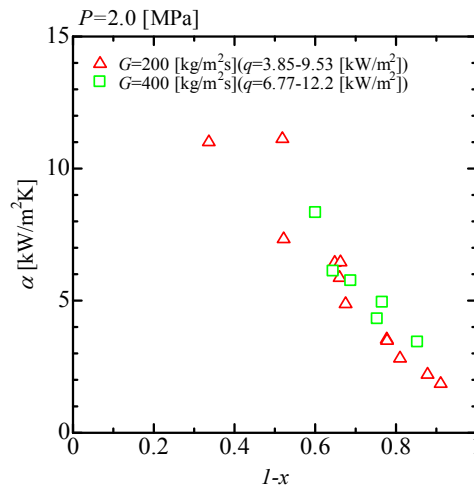


Fig. 2-2-5 熱伝達係数と湿り度の関係

<混合冷媒 HFO-1234ze (E)+R32 の水平らせん溝付管内蒸発伝熱特性>

Table 2-2-3 に、混合冷媒蒸発実験における試験伝熱管の実験条件範囲を示す。Gは冷媒質量速度、Pはテストセクション入口混合室圧力である。また、第1セクション目の入口圧力ポートの配管上の問題により、摩擦圧力損失と熱伝達係数の評価の対象から割愛する。実験は、混合冷媒 HFO-1234ze (E)+R32 (50mass%-50mass%) を用いて次に示す条件で行った。

Table 2-2-3 実験条件

Refrigerant	-	HFO-1234ze(E)+R32(50mass%-50mass%)
Mass velocity, G	kg/(m ² s)	200, 400
Inlet pressure, P	MPa	0.8
Inlet quality, x	-	0.2 ~ 0.8

(a) 一般的特性

Fig. 2-2-6 (a)~(d)に $G = 200, 400$ [kg/(m²s)] の場合の管内での混合冷媒の蒸発実験における伝熱管内の温度、圧力等の分布を示す。上段の図中の●および○印は、管内冷媒バルク温度および管内壁面温度の計算値であり、△、×、+および○印はそれぞれ管内冷媒圧力、混合室内冷媒圧力、混合室内冷媒バルク温度、熱源水温度である。また、中段図中の◇および▼印は熱伝達係数と熱流束を示している。下段図中の◆はクオリティを示している。

冷媒圧力は、冷媒流れ方向に向かって圧力損失の影響で徐々に低下している。また、クオリティの上昇に伴い圧力損失は高くなり、質量速度 G が増加すると圧力損失は増加する傾向がある。

冷媒バルク温度は、純冷媒の場合と異なり、飽和域でもテストセクション上流から下流へ上昇している。

熱源水温度は、冷媒流れ方向と逆に上昇している。これは、熱源水の流れが冷媒と逆である為、熱源水側から熱が伝わりテストセクション上流に向かって減少している。

内壁面温度は、冷媒温度につられる形で、冷媒流れ方向に向かって上昇している。

熱伝達係数は、クオリティが増加すると上昇している。これは、管内で沸騰・蒸発現象が進行するにつれて流動様相が環状流的になり、上昇したものと考えられる。

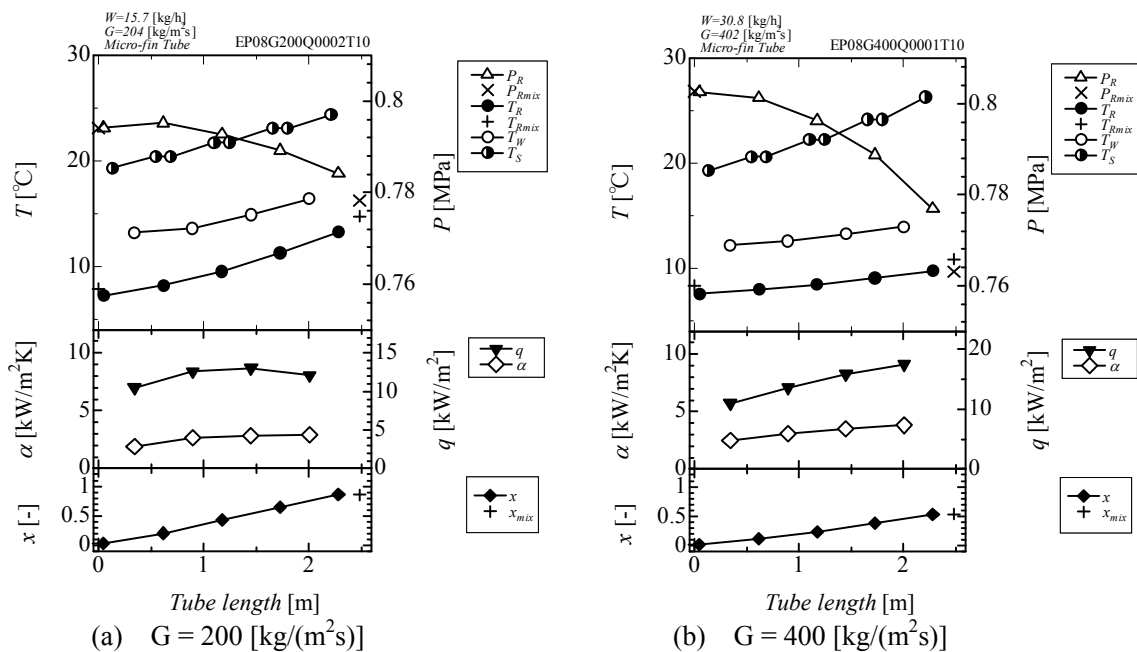


Fig. 2-2-6 伝熱管内の温度、圧力等の分布図

(b) 摩擦圧力損失特性

Fig. 2-2-7 に $G = 200, 400$ [$\text{kg}/(\text{m}^2\text{s})$] の場合の管内での混合冷媒の蒸発実験における摩擦圧力損失特性とクオリティの関係を示す。純冷媒の蒸発実験の結果と同様に、高クオリティかつ高質量速度で大きな値を示している。高クオリティかつ高質量速度ほど、管内流速が速くなり、加速損失が増加するとともにせん断力が大きくなる為であると考えられる。

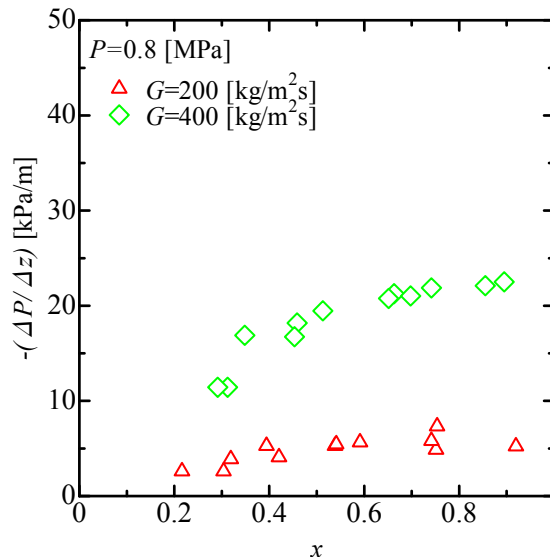


Fig. 2-2-7 摩擦圧力損失特性とクオリティの関係

(c) 蒸発熱伝達特性

Fig. 2-2-8 に $G = 200, 400$ [$\text{kg}/(\text{m}^2\text{s})$] の場合の管内での蒸発実験における蒸発熱伝達係数と熱流束の関係を示す。 $G = 200, 400$ [$\text{kg}/(\text{m}^2\text{s})$] で $q = 14$ [kW/m^2] のデータを見ると、熱伝達係数への質量速度の影響は確認できなかった。これは、伝熱管のフィン高さが高く、強制対流沸騰の影響が顕著に表れなかった為と考えられる。また、熱流束が増加すると熱伝達係数も増加することが確認できる。これは、核沸騰の影響が大きいことを示唆している。しかしながら、同一熱流束で質量速度別のデータが乏しいため更なる追加データの取得が必要である。

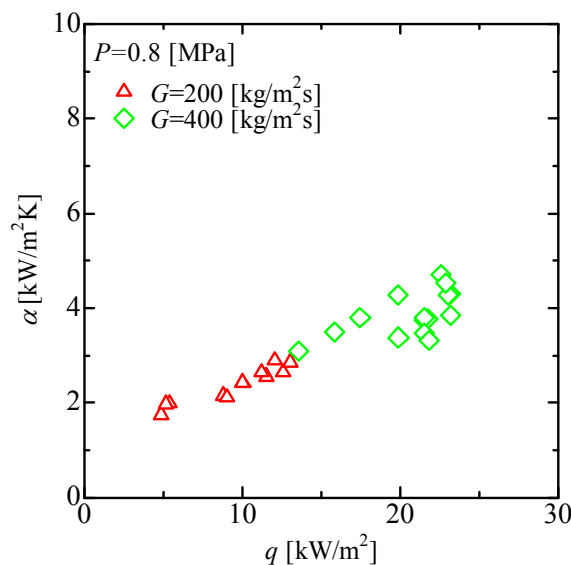


Fig. 2-2-8 熱伝達係数と熱流束の関係

Fig. 2-2-9 (a)および(b)に $G = 200, 400$ [$\text{kg}/(\text{m}^2\text{s})$] の場合の管内での蒸発実験における蒸発熱伝達係数, 熱流束とクオリティの関係を示す. Fig. 3-1-22(a)および(b)のいずれにおいても中間クオリティ域では熱伝達係数はあまり変化していない. これは, 沸騰・蒸発過程において HF0-1234ze(E) と比して液熱伝導率が高い低沸点成分である R32 を多く含んだ混合冷媒が先に沸騰・蒸発し始め, 比較的 lowクオリティでも高めの熱伝達係数となるが, 沸騰・蒸発の進行とともに, 高沸点成分である HF0-1234ze(E) の質量分率が多くなることによって, 熱伝達係数の上昇が押さえられ中間クオリティ域であまり変化しない結果となったものと考えられる.

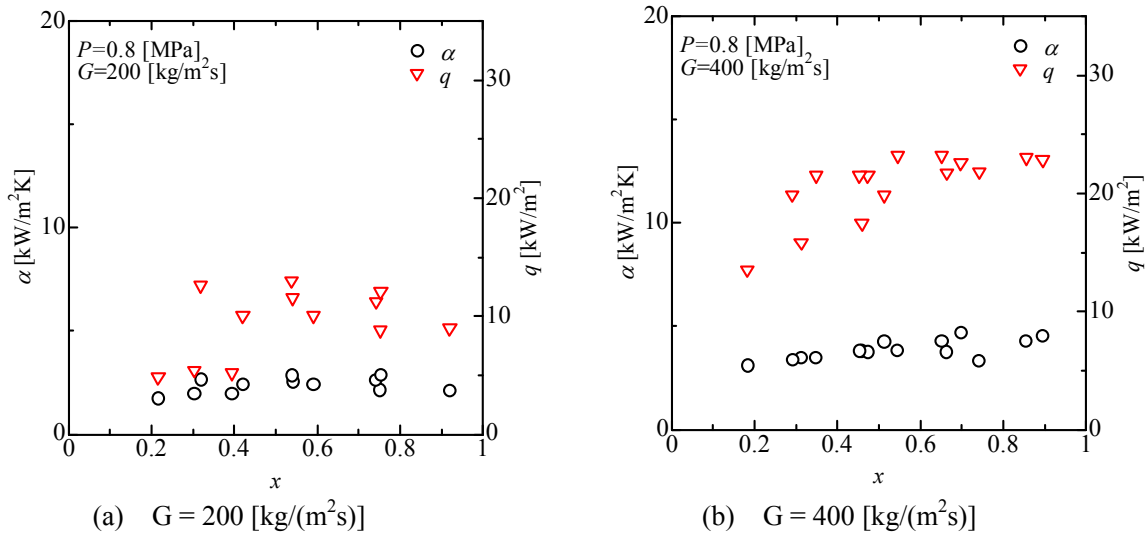


Fig. 2-2-9 熱伝達係数と熱流束のクオリティに対する分布

<参考文献>

- [2-2-1] Koyama S, Chen S. 2001, Experimental study on void fraction of two-phase flow inside a micro-fin tube, *The Reports of Institute for advanced Material Study, Kyushu University*, (15), No. 1: 79-85
- [2-2-2] Smith SL. 1971, Void fractions in two phase flow: A correlation based on an equal velocity heat model, *Heat and Fluid Flow*, (1), No. 1: 22-39

2-3 純冷媒 HFO-1234ze (E) と混合冷媒 HFO-1234ze (E) +R32 (50mass%-50mass%) の
水平ら旋溝付管内伝熱特性の比較

純冷媒 HFO-1234ze (E) と混合冷媒 HFO-1234ze (E) +R32 (50mass%-50mass%) の物性の比較を Table 2-3-1 に示す。沸点温度 0°Cにおける蒸気圧，蒸発潜熱および蒸気密度のいずれも混合冷媒の方が大きい。

Table 2-3-1 冷媒物性値

Refrigerant	HFO-1234ze(E)	HFO-1234ze(E)/R32 (50/50mass%)
Molar Mass [kg/kmol]	114.0	71.5
Nomal Boiling Temperature [°C]	-19.2	-38.1
Critical Temperature [°C]	109.4	
Critical Pressure [MPa]	3.64	
Saturation Pressure* [MPa]	0.22	0.64
Evaporation Latent Heat* [kJ/kg]	181.62	243.61
Liquid Density* [kg/m ³]	1238.8	1123.3
Vapor Density* [kg/m ³]	11.9	17.5
Liquid Density / Vapor Density	104.0	64.3

*バルク温度 0 °C

<凝縮の場合>

(a) 摩擦圧力損失の比較

Fig. 2-3-1 (a)および(b)にそれぞれ $G = 200$ および 400 [kg/(m²s)] の場合の冷媒別の管内での凝縮実験における摩擦圧力損失と湿り度 ($=1-x$) の関係を示す。いずれの図においても混合冷媒 HFO-1234ze (E) +R32 (50mass%-50mass%) の方が、摩擦圧力損失の値が低いことを確認できる。これは、HFO-1234ze (E) +R32 (50mass%-50mass%) の方が HFO-1234ze (E) に比して、蒸気密度が大きいため、気液界面のせん断力が小さくなったためであると考えられる。

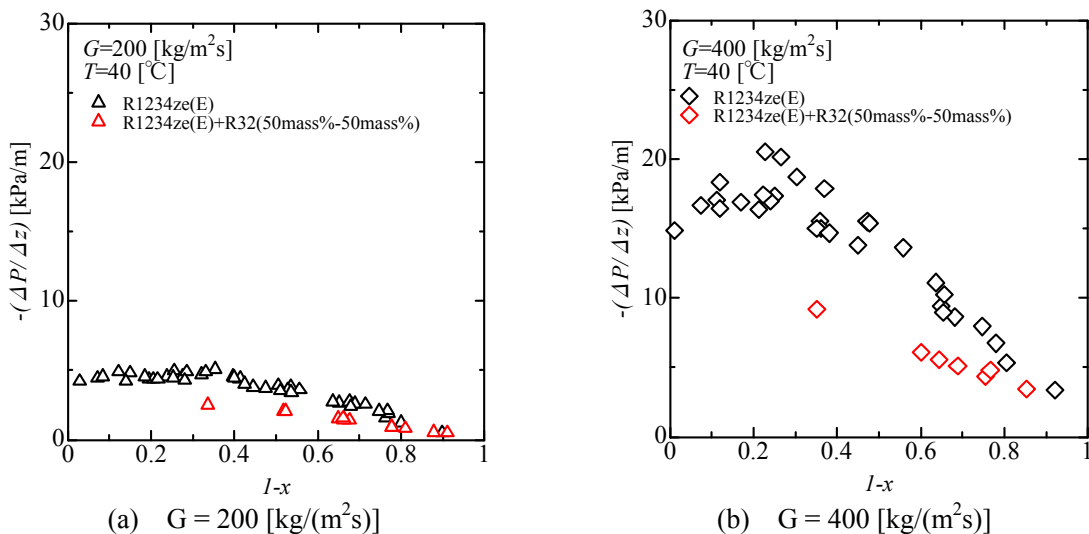


Fig. 2-3-1 冷媒別の摩擦圧力損失と湿り度 ($=1-x$) の関係の比較

(b) 熱伝達係数の比較

Fig. 2-3-2 (a) および (b) に、それぞれ $G = 200$ および 400 [$\text{kg}/(\text{m}^2\text{s})$] の場合の冷媒別の管内での凝縮実験における熱伝達係数と湿り度 ($=1-x$) の関係を示す。いずれの図においても、同一熱流束での比較となっていないが、混合冷媒 HF0-1234ze (E)+R32 (50mass%-50mass%) の方が、熱伝達係数の値が高いことが確認できる。一般に気液界面において高沸点成分 (HF0-1234ze (E)) が多く凝縮し、低沸点成分 (R32) が気相側に濃縮されることにより、バルク流体と気液界面との間に熱抵抗および物質拡散が生じ、気液界面温度が低下し、凝縮に有効な温度差が減少するために混合物の熱伝達係数は、純冷媒と比べて低くなる。しかし、本実験では、その逆となっている。これは、熱抵抗および物質拡散の伝熱劣化の効果よりも、HF0-1234ze (E)+R32 (50mass%-50mass%) の方が HF0-1234ze (E) に比して、液相の熱伝導率が大きいためであると考えられるが、今後、詳細な検討が必要である。

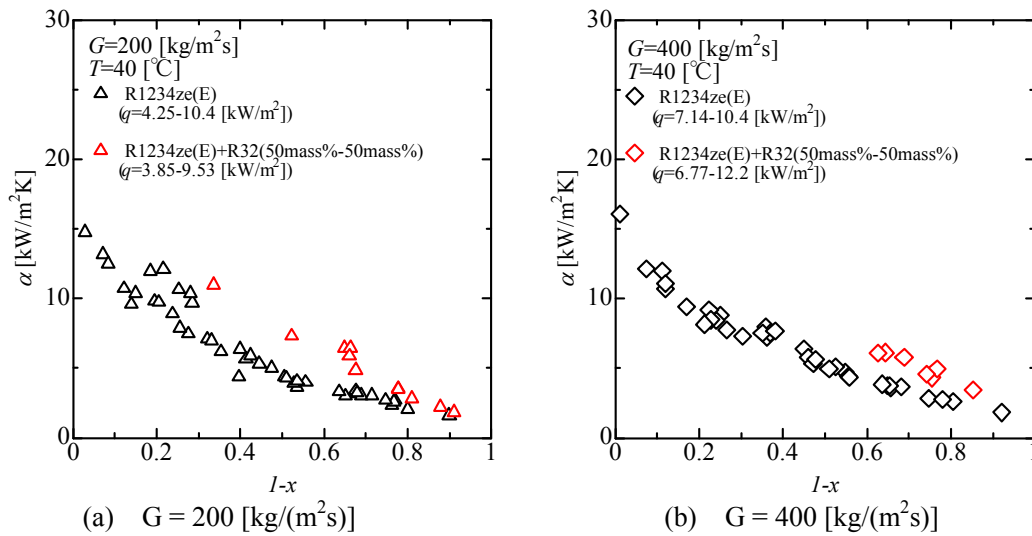


Fig. 2-3-2 質量速度別の熱伝達係数の比較

<蒸発の場合>

(a) 摩擦圧力損失の比較

Fig. 2-3-3 (a)および(b)にそれぞれ $G = 200$ および 400 [$\text{kg}/(\text{m}^2\text{s})$] の場合の冷媒別の管内での蒸発実験における摩擦圧力損失とクオリティの関係を示す。いずれの図においても凝縮実験の比較と同様に混合冷媒 HF0-1234ze (E)+R32 (50mass%-50mass%)の方が、摩擦圧力損失の値が低いことを確認できる。これは、HF0-1234ze (E)+R32 (50mass%-50mass%)の方が HF0-1234ze (E)に比して、蒸気密度が大きいいため、気液界面のせん断力が弱くなったためであると考えられる。

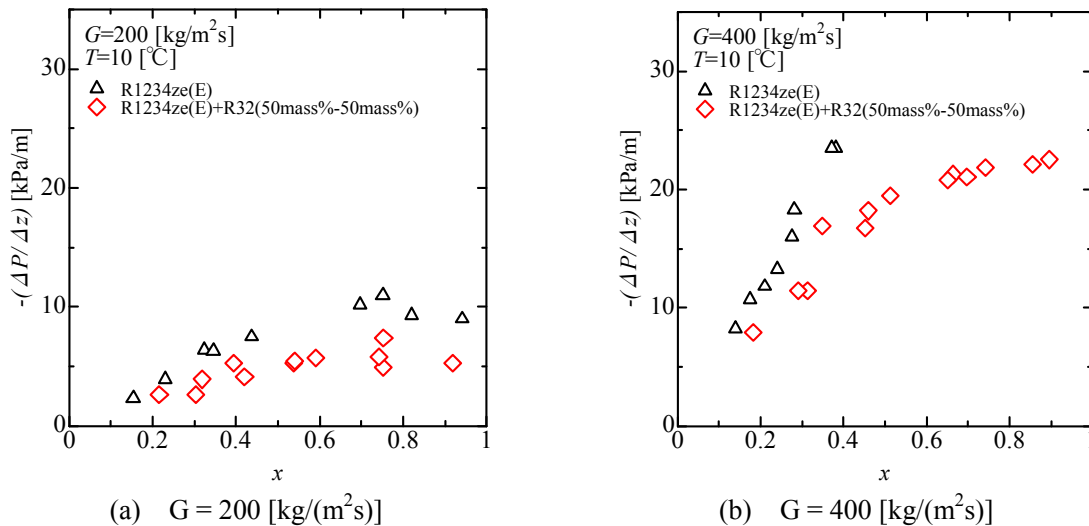
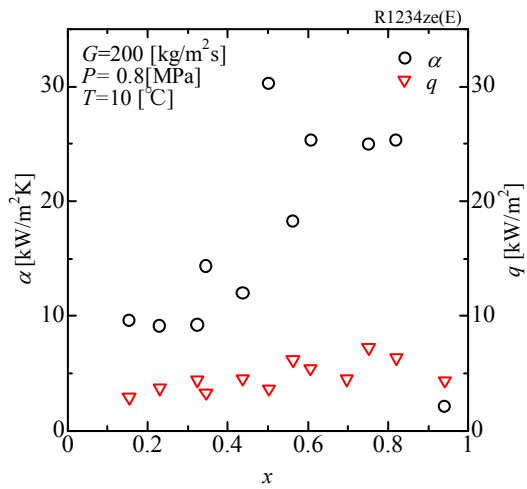


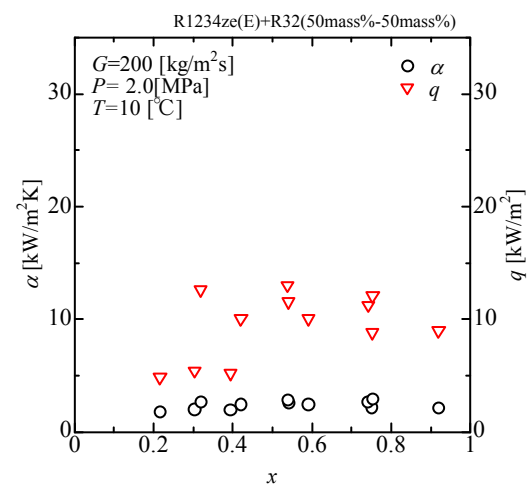
Fig. 2-3-3 摩擦圧力損失の比較

(b) 熱伝達係数の比較

Fig. 2-3-4 (a)および(b)に $G = 200$ [$\text{kg}/(\text{m}^2\text{s})$] の場合の冷媒別の管内での熱伝達係数と熱流束のクオリティに対する分布を示す。両図より、同クオリティ $x = 0.2 \sim 0.4$ 、同熱流束 $q = 5$ [kW/m^2] を比較すると、HF0-1234ze (E)の熱伝達係数の方が高いことが確認できる。これは、気液界面において低沸点成分(R32)が多く蒸発し、高沸点成分(HF0-1234ze (E))が液相側に濃縮されることにより、バルク流体と気液界面との間に熱抵抗が生じ、気液界面温度が上昇し、蒸発に有効な温度差が減少するためであると考えられる。また、Fig. 2-3-5 (a)および(b)に $G = 200$ [$\text{kg}/(\text{m}^2\text{s})$] の場合の冷媒別の管内での熱伝達係数と熱流束のクオリティに対する分布を示す。図より同熱流束のデータを取得できていないが、 $x = 0.1 \sim 0.4$ を比較すると、HF0-1234ze (E)は低い熱流束でHF0-1234ze (E)+R32 (50mass%-50mass%)より高い熱伝達係数を示している。これは、先の結果と同様、混合物の伝熱の劣化によるものと考えられる。詳細については、今後、データを追加して検討する必要がある。

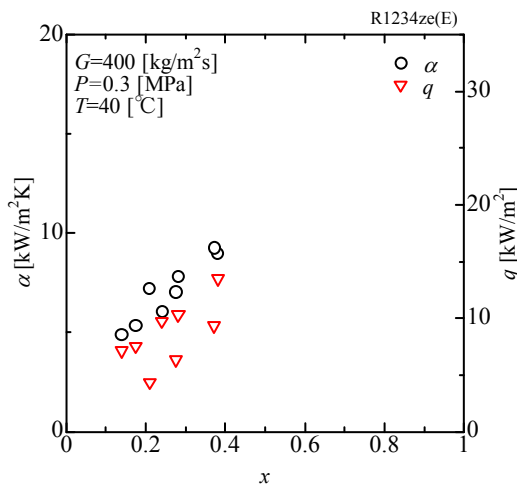


(a) HFO-1234ze(E)

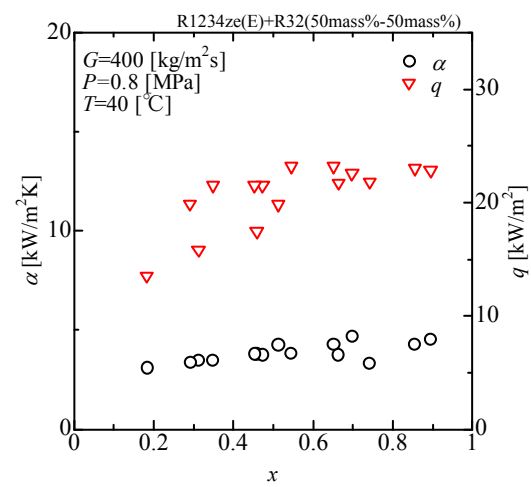


(b) HFO-1234ze(E)+R32(50mass%-50mass%)

Fig. 2-3-4 $G = 200$ [kg/(m²s)]の熱伝達係数と熱流束のクォリティに対する分布の比較



(a) HFO-1234ze(E)



(b) HFO-1234ze(E)+R32(50mass%-50mass%)

Fig. 2-3-5 $G = 400$ [kg/(m²s)]の熱伝達係数と熱流束のクォリティに対する分布の比較

2-4 扁平微細多孔管内での凝縮および沸騰特性の測定

<実験装置およびデータ整理方法>

(a) 実験装置

Fig. 2-4-1 に、純冷媒の凝縮実験に用いた実験装置の系統図を示す。本実験ループはポンプによる強制循環ループであり、また、同一実験装置にて凝縮・沸騰実験が可能である。ポンプより送出された液単相の冷媒はコリオリ式質量流量計を経て、電気ヒータ、水熱交換器および加熱器にて熱交換され、テストセクションへ流入する。冷媒はテストセクションにて冷却（加熱）ジャケットを介して凝縮（沸騰）する。その後、冷媒は冷却器、過冷却器および液溜めを経て、再びポンプへ戻る。

Fig. 2-4-2 に本実験で使用した伝熱管の断面写真を、Table 2-4-1 にその主な寸法を示す。伝熱管はアルミニウム合金性の扁平多孔管であり、相当直径 0.85 mm の 17 孔の矩形流路を有する。伝熱管の相当直径は、伝熱管断面の拡大写真から伝熱管冷媒流路面積および冷媒流路濡れ縁長さを測定し、算出した。

Fig. 2-4-3 にテストセクション概略図を、Fig. 2-4-4 にテストセクションの伝熱小区間の詳細図をそれぞれ示す。テストセクションは、主に出入口混合室、出入口圧力測定ポート、伝熱管、熱流束センサおよび冷却（加熱）ジャケットから構成されており、伝熱管の有効伝熱長さは 600 mm である。冷却（加熱）ジャケットには冷媒流れ方向とは逆向きに熱交換水を流しており、凝縮実験の際はジャケット内に冷却水を、沸騰実験の際は加熱水を流すことで冷媒と熱交換させる。交換熱量は、ジャケットと伝熱管の間に幅 15 mm、長さ 75 mm の熱流束センサ（検定精度 $\pm 5\%$ ）を挿入し測定する。また、伝熱管外壁面に素線径 0.1 mm の K 型熱電対素線（検定精度 ± 0.2 K）を埋め込み、管外壁面温度を測定する。管内壁面温度は、管外壁面温度から一次元熱伝導の式を用いて計算する。テストセクション出入口混合室の冷媒温度はシース径 1 mm の K 型熱電対（検定精度 ± 0.1 K）を用いて測定し、冷媒圧力は混合室および圧力測定ポートにて、絶対圧計（PHS-20KA（共和産業）、測定精度 ± 4 kPa）および差圧計（PDU-100KA（共和産業）、測定精度 ± 0.2 kPa）を用いてそれぞれ測定する。冷媒流量はフルスケール 30 kg/h のコリオリ式流量計（CX003H-S2-200R（オーバル）、測定精度 $\pm 0.34\%$ ）を用いて測定する。

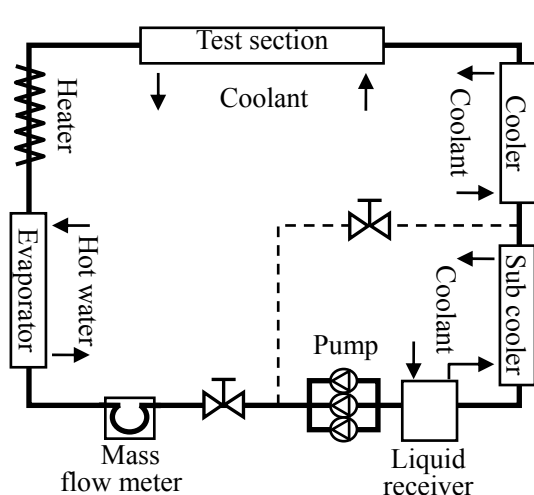


Fig. 2-4-1 実験装置系統図

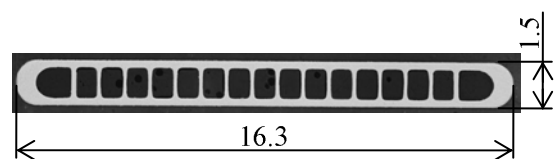


Fig. 2-4-2 試験伝熱管断面図

Table 2-4-1 試験伝熱管寸法

Channel number		17
Cross section area	[mm ²]	11.1
Wetted perimeter	[mm]	52.3
Hydraulic diameter	[mm]	0.85
Tube length	[mm]	676

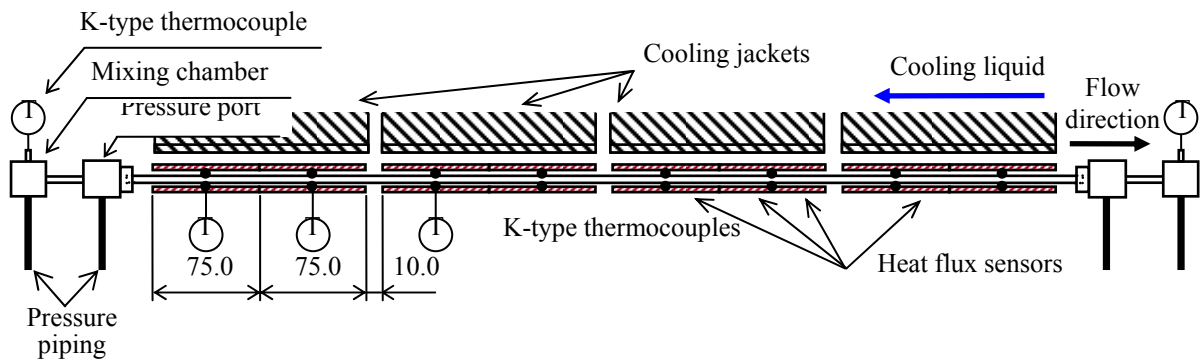


Fig. 2-4-3 テストセクション概略図

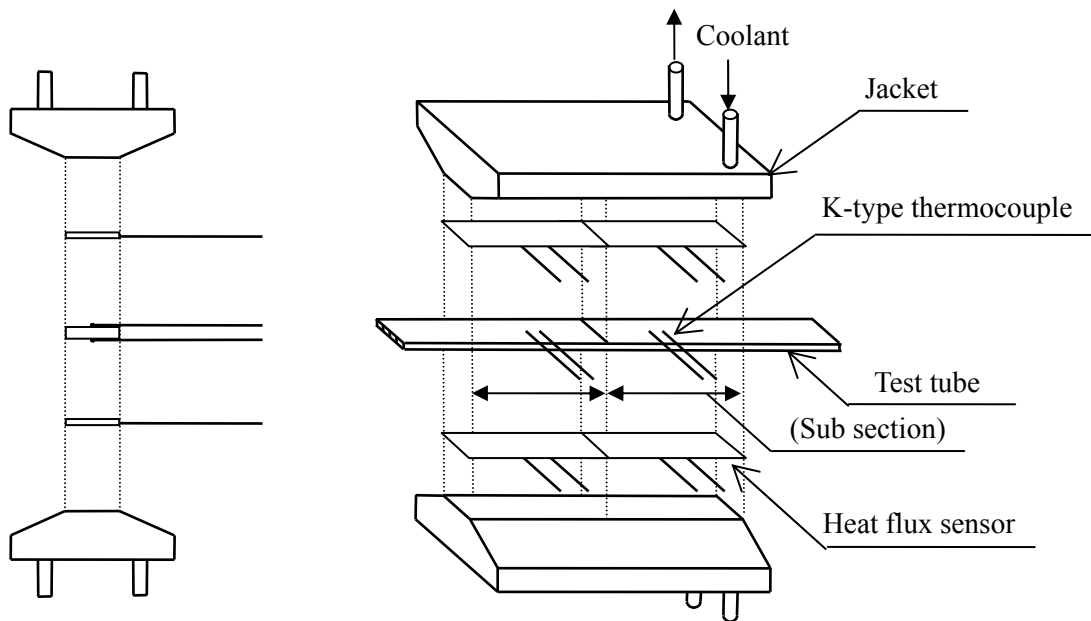


Fig. 2-4-4 小区間の構成

(b) データ整理方法

冷媒状態量はテストセクションの出入口に設けた冷媒混合室でのみ測定しており、管内の冷媒圧力、温度および湿り度の分布は冷媒の熱収支および運動量収支から推算するため、テストセクション入口あるいは出口の少なくとも一方を単相状態にする必要がある。したがって、後述する一部の実験結果において、伝熱管長さが不足する場合は湿り度 0.5 近傍のデータがない場合がある。

凝縮実験および沸騰実験のデータ整理は、熱流束の向きが異なる点を除けばほぼ同じである。以下に、凝縮実験のデータ整理に用いた主な仮定と計算の要点を示す。

(1) 熱流束分布

それぞれの熱流束センサ内では、冷媒流れ方向の熱流束分布は均一とする。

(2) 伝熱管入口および出口での圧力損失

伝熱管入口形状（急縮小）および伝熱管出口での急拡大による圧力損失の算出は、単相流の場合は機械工学便覧から損失係数を求め計算し、また、二相流の場合は Coiller-Thome の式^[2-4-1]を用いてそれぞれ算出する。

(3) 単相域の圧力損失

単相域の圧力損失 ΔP_s は、次式に示すダルシー・ワイズバッハの式から計算する。

$$\Delta P_s = 2f G^2 \Delta Z / (d \rho) \quad (2-4-1)$$

ここで、 f は管摩擦係数、 ρ は密度である。

(4) 凝縮開始点および終了点の算出

推算した冷媒圧力分布から計算される飽和蒸気の比エンタルピと、冷媒側の熱収支から計算される

冷媒比エンタルピとが一致する点を二分法により求め、凝縮開始点とする。同様に、圧力分布から計算される飽和液の比エンタルピと、熱収支から計算される冷媒比エンタルピとが一致する点を凝縮終了点とする。なお、凝縮開始点および終了点を含む計算領域の実験データは後述する熱伝達の整理から除く。

一方、沸騰開始点および終了点の算出も同様であり、冷媒側交換熱量から計算される冷媒比エンタルピと、圧力分布から計算される飽和比エンタルピが一致する点から算出する。

(5) 二相域の圧力損失

運動量変化による圧力変化 ΔP_m は次式に示す均質流モデルより計算する。

$$\Delta P_m = G^2 (1/\rho_V - 1/\rho_L) \Delta x \quad (2-4-2)$$

また、二相域の摩擦圧力損失 ΔP_f は次式に示す Chisholm の式^[2-4-2] から計算する。

$$\Delta P_f = \Phi_V^2 \Delta P_V = \left(1 + CX + X^2\right) \left(\frac{2f_V G^2 \Delta Z}{d \rho}\right) \quad (2-4-3)$$

ここで、 C は Chisholm のパラメータ、 X は次式より計算される Lockhart-Martinelli パラメータである。

$$X \equiv \sqrt{\frac{\Delta P_L}{\Delta P_V}} = \left(\frac{1-x}{x}\right) \left(\frac{f_L \rho_V}{f_V \rho_L}\right)^{0.5} \quad (2-4-4)$$

なお、管内の状態量および熱伝達率を算出する場合、伝熱管内での圧力変化の測定値と計算値とが一致するように、中の Chisholm のパラメータ C を実験条件ごとに修正する。

伝熱管内壁面を基準とする各小区間での熱伝達率は、次式で定義する。

$$\alpha = q / (T_s - T_{wi}) \quad (2-4-5)$$

ここに、 q は伝熱管内壁面を基準とする熱流束、 T_s は冷媒飽和温度、 T_{wi} は伝熱管内壁面温度である。伝熱管内壁面温度 T_{wi} は、伝熱管外壁面温度から一次元熱伝導の式から求める。なお、本実験条件において、伝熱管内外壁面の温度差は最大でも 0.03 K 程度である。

<凝縮実験結果>

(a) 圧力損失特性

Fig. 2-4-5 に、HF0-1234ze (E) および R134a の飽和温度 40 °C での凝縮過程における、伝熱管出入口に設けた圧力測定ポート間での圧力損失を示す。図中には、圧力測定ポート間での湿り度 $(1-x)$ の変化幅を示しており、また、HF0-1234ze (E) の結果を黒塗り印で、R134a の結果を中抜き印で合わせて示す。ここで、冷媒が伝熱管入口へ過熱蒸気で流入し、出口にて湿り蒸気あるいは過冷液となる実験を A タイプ実験と称し、また、伝熱管入口へ湿り蒸気で流入し、出口にて過冷液となる実験を B タイプ実験とそれぞれ称する。図より、扁平多孔管内凝縮流の圧力損失は、内径が数 mm 以上の平滑管内流と同様に、いずれの冷媒の場合も管内流速が大きい高質量速度、低湿り度条件で大きいことがわかる。また、いずれの条件においても HF0-1234ze (E) の圧力損失は R134a と比べて大きく、その値は 1.1~1.3 倍程度である。これは、両冷媒の物性の違い、特に、蒸気密度の違いによるものと考えられる。すなわち、飽和温度 40 °C における HF0-1234ze (E) の蒸気密度は R134a の 0.8 倍程度と小さく、同一質量速度、同一湿り度において HF0-1234ze (E) の方が R134a に比べて管内流速が大きくなり、結果として摩擦損失が増加するためである。

Fig. 2-4-6 に HF0-1234ze (E) の飽和温度 40 および 60 °C での凝縮過程における圧力測定ポート間での全圧力損失を示す。図より、飽和温度 60 °C での圧力損失 (白抜き印) は、飽和温度 40 °C の場合 (黒塗り印) と比べて、0.5~0.6 倍程度と小さいことがわかる。これは、飽和温度の上昇に伴い蒸気密度が増加するとともに、液粘度が低下するためである。

二相域における摩擦圧力損失の推算式 (以下、圧力損失相関式) に関しては、これまでに多数のものが提案されている。しかしながら、それらの研究のほとんどが平滑管内での断熱二相流実験に基づくものであり、微細流路内凝縮過程における圧力損失に関する研究は少ない。ここでは、従来提案されている圧力損失相関式と本実験結果との比較を行い、各相関式の適用性について検討する。Fig. 2-4-7 および Fig. 2-4-8 に、Mishima-Hibiki^[2-4-3] および Koyama^[2-4-4] の圧力損失相関式と、本実験結果との比較を示す。横軸は二相区間での摩擦圧力損失勾配の実験値を、縦軸は圧力損失相関式による計算値をそれぞれ示す。図より、Mishima-Hibiki の式は本実験データよりも圧力損失を低めではあるが比較的精度良く予測可能であることがわかる。一方、R134a の水平扁平多孔管内凝縮実験結果を基

に提案された Koyama らの式は、本実験データを比較的精度良く予測可能であることがわかる

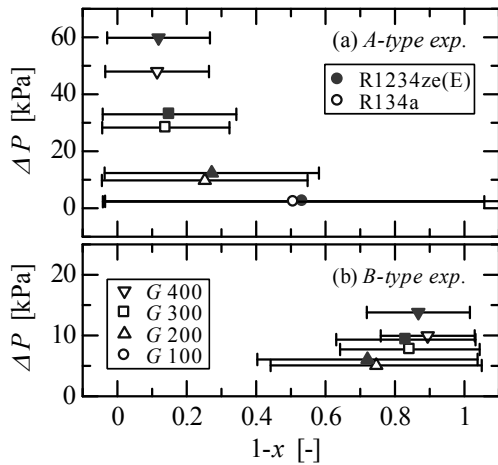


Fig. 2-4-5 HF0-1234ze(E) と R134a の圧力損失の比較 (飽和温度 40°C の場合)

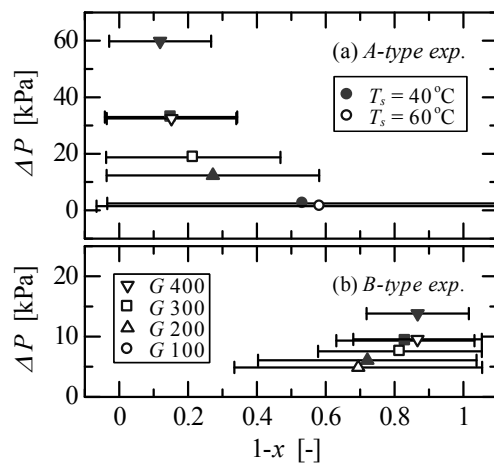


Fig. 2-4-6 HF0-1234ze(E) の圧力損失 (飽和温度 40°C と 60°C の比較)

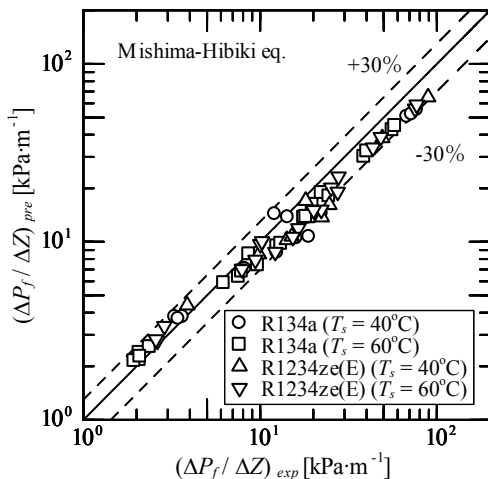


Fig. 2-4-7 実験値と予測式との比較 (三島一日引の式)

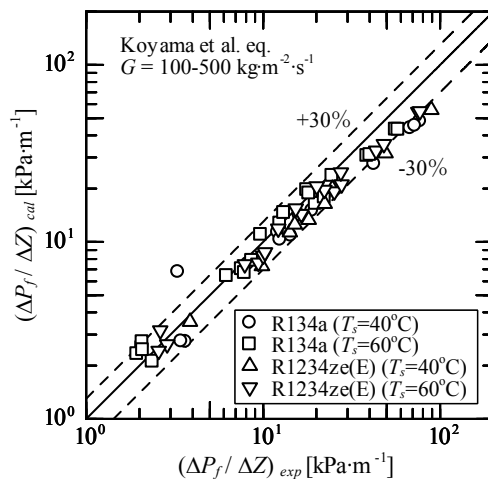


Fig. 2-4-8 実験値と予測式との比較 (小山らの式)

(b) 凝縮熱伝達特性

Fig. 2-4-9 に、HF0-1234ze(E) および R134a の飽和温度 60 °C での熱伝達率と湿り度 (1-x) の関係を示す。図より、従来の平滑管内凝縮実験と同様、熱伝達率は凝縮開始点で最大値を取り、凝縮の進行、すなわち湿り度 (1-x) の増加に伴い低下することがわかる。また、熱伝達率は高質量速度条件で大きく、特に、強制対流凝縮の影響が大きい低湿り度域で質量速度の影響が顕著である。

一方、質量速度 $100 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-1}$ において、湿り度 0.3 から 0.8 近傍の広い範囲で熱伝達率がほぼ一定となる領域がみられる。このような特性は、従来の内径数 mm 以上の平滑管内凝縮実験や内径 1 mm 程度の微細円管内凝縮実験ではみられないことから、微細矩形流路特有の熱伝達特性であると考えられる。すなわち、微細矩形流路の場合、凝縮に伴い形成される液膜が表面張力の影響により管断面隅部に引き付けられ、その結果、管断面中央部の液膜が薄くなり伝熱が促進される。微細矩形流路では表面張力の影響が大きく、この薄液膜部が比較的高い湿り度まで維持されるため、湿り度 0.3 から 0.8 近傍までの範囲で液膜熱抵抗はほぼ一定に保たれて、熱伝達の低下が抑制されたものと考えられる。

また、冷媒の違いについてみると、同一質量速度、湿り度条件において HF0-1234ze(E) および R134a は同程度の熱伝達率をとることがわかる。Fig. 2-4-5 で既に説明したように、HF0-1234ze(E) の圧力損

失は R134a と比べて大きい。したがって、HF0-1234ze(E) の凝縮潜熱および液熱伝導率は R134a と比べて共に低いものの、強制対流凝縮の影響は HF0-1234ze(E) の方が大きく、結果として HF0-1234ze(E) と R134a は同程度の熱伝達率をとるものと考えられる。

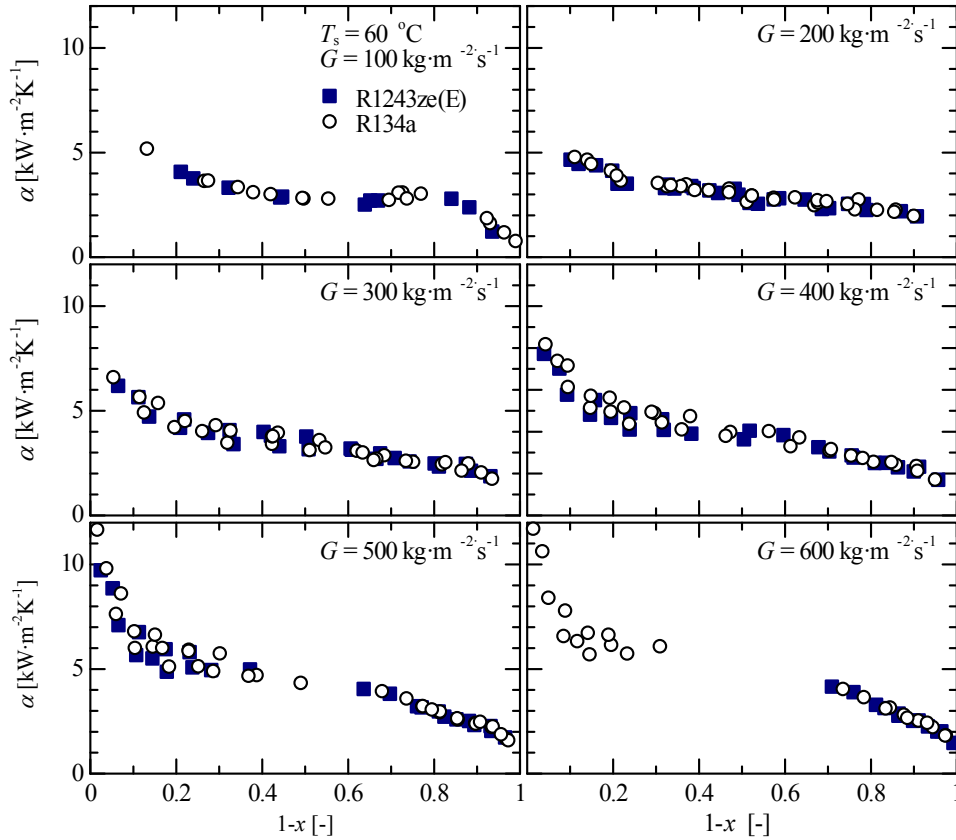


Fig. 2-4-9 HF0-1234ze(E) と R134a の熱伝達率の比較

<沸騰実験結果>

(a) 圧力損失特性

Fig. 2-4-10 に、HF0-1234ze(E) および R134a の飽和温度 10 °C での沸騰過程における、圧力測定ポート間での圧力損失と乾き度 x の変化幅を示す。図中には、HF0-1234ze(E) の結果を■印で、R134a の結果を○印でそれぞれ示す。図より、扁平多孔管内沸騰流の圧力損失は、先の凝縮実験の場合と同様に、冷媒に依らず管内流速が大きい高質量速度、高乾き度条件で大きいことがわかる。また、いずれの条件においても HF0-1234ze(E) の圧力損失は R134a と比べて大きく、これは、凝縮実験と同様、両冷媒の蒸気密度の違いに因るものと考えられる。

Fig. 2-4-11 および Fig. 2-4-12 に、Mishima-Hibiki^[2-4-3] および Koyama ら^[2-4-4] の圧力損失相関式と、HF0-1234ze(E) および R134a の飽和温度 10 °C での実験結果との比較を示す。横軸は二相区間での摩擦圧力損失勾配の実験値を、縦軸は圧力損失相関式による計算値をそれぞれ示す。図より、実験データは、Mishima-Hibiki の式および Koyama らの式で ±30 % 程度で予測可能であることがわかる。しかしながら、Mishima-Hibiki の式は実験結果とのばらつきがあり、また、Koyama らの式は実験結果よりも圧力損失を小さめに予測する傾向にある。

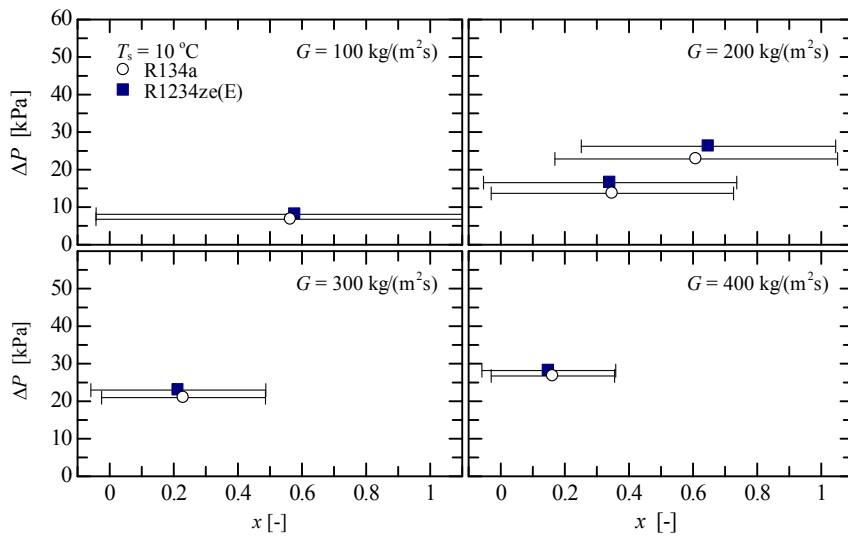


Fig. 2-4-10 HF0-1234ze(E) と R134a の圧力損失の比較

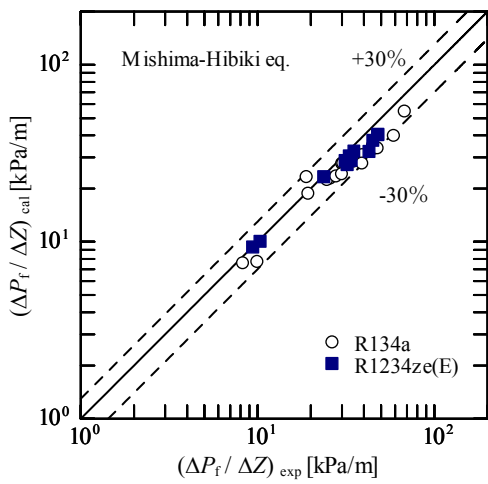


Fig. 2-4-11 実験値と予測式との比較
(三島一日引の式)

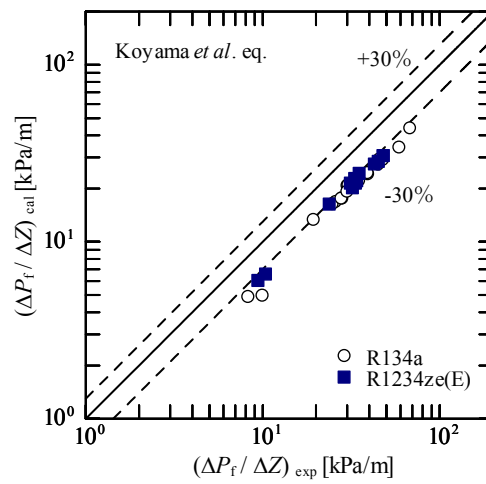


Fig. 2-4-12 実験値と予測式との比較
(小山らの式)

(b) 沸騰熱伝達特性

Fig. 2-4-13 に HF0-1234ze(E) および R134a の飽和温度 10 °C での沸騰熱伝達率を乾き度 x に対して示す。一般に、従来の内径数 mm 以上のフロン系冷媒の管内沸騰では、質量速度の増加に伴い強制対流熱伝達の影響が大きくなり熱伝達率は増加するが、本実験では質量速度が熱伝達率に及ぼす影響は確認されなかった。また、ドライアウトしていないと思われる領域に関しては、冷媒による熱伝達率の違い、および乾き度の増加に対する熱伝達率の変化は小さい。これらの沸騰熱伝達特性は、表面張力の影響が支配的な微細矩形流路内沸騰流特有のものであると考えられる。すなわち、管内沸騰流に比べて主な熱抵抗となる液膜厚さが表面張力の効果により決定されるため、質量速度の違いによる強制対流の影響が従来の管内沸騰流と比べて小さかったものと予想される。

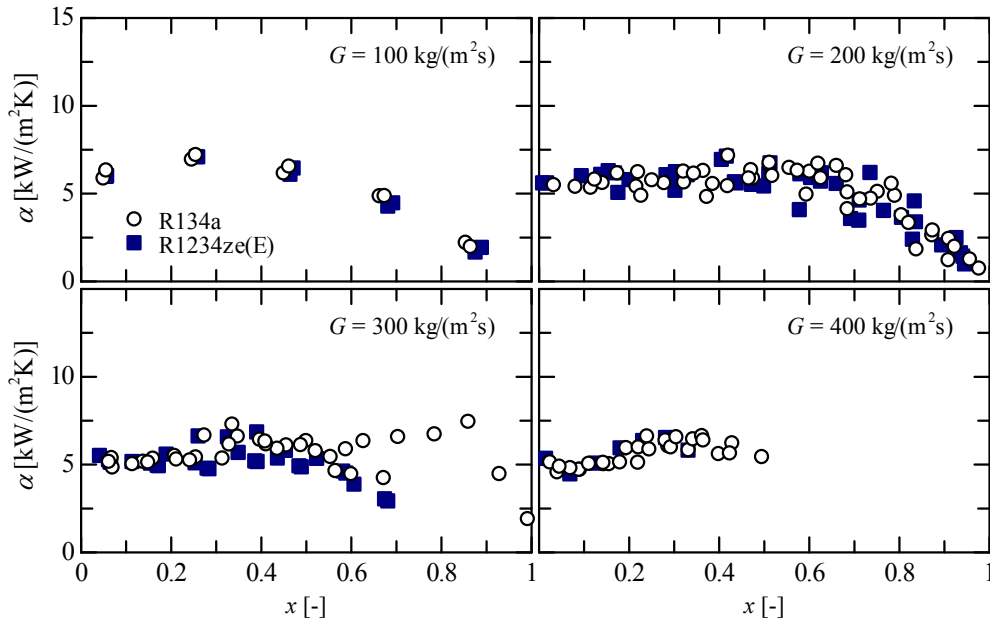


Fig. 2-4-13 HF0-1234ze(E) と R134a の熱伝達率の比較
(飽和温度 10°C の場合)

<参考文献>

- [2-4-1] Collier J.G. and Thome J.R. (1994): "Convective Boiling and Condensation", 3rd ed., pp.108- 112, Oxford University Press, Oxford.
- [2-4-2] Chisholm D. (1967): Int. J. Heat Mass Transfer, **10**, 1767.
- [2-4-3] Mishima K. and Hibiki T. (1996): Int. J. Multiphase Flow, **22**(4), 703.
- [2-4-4] Koyama S., Kuwahara K. and Nakashita K. (2003): Proceedings First Int. Conf. on Microchannels and Minichannels, pp.193-205, Rochester, New York, USA.

3. HFO1234ze(E) 混合冷媒を用いたルームエアコンの性能シミュレーション

3-1 熱力学的性能解析

HFO-1234ze(E)の冷媒としての可能性を評価するために家庭用空調機および大型ターボ冷凍機を想定して、熱力学的にサイクル性能の評価を試み、既存の冷媒とその性能の比較を行った。なお、空気熱源ルームエアコンの性能解析はH23年度中に完了する予定であり、完了後直ちに学会発表を行いその成果を社会に発信する予定である。

<解析対象のサイクルおよび計算条件>

Fig. 3-1-1(a)および(b)にそれぞれ家庭用空調機および大型ターボ冷凍機の圧力-比エンタルピー線図 ($p-h$ 線図)を示す。家庭用空調機のサイクルは、Fig. 3-1-1(a)に示すように圧縮機、凝縮器、膨張弁および蒸発器から構成される蒸気圧縮式ヒートポンプサイクルである。また、大型ターボ冷凍機は、Fig. 3-1-1(b)に示すように低段圧縮機、高段圧縮機、凝縮器、過冷却器、中間冷却器、高段側膨張弁、低段側膨張弁および蒸発器からなる二段圧縮二段膨張式の冷凍サイクルである。

Table 3-1-1にサイクル性能解析の計算条件を示す。家庭用空調機については、計算対象冷媒としてHFC系疑似共沸混合冷媒 R410A, 純冷媒 HFO-1234ze(E) および HFO-1234ze(E)/HFC-32 系非共沸混合冷媒を選択した。そして、凝縮温度を 303.15 K (30 °C), 蒸発温度を 270.15 K (-3 °C), 凝縮器出口冷媒過冷却度を 0 K, 蒸発器出口 (圧縮機入口) 冷媒過熱度を 3 K とした。また、圧縮機の総合効率を 0.85 とした。なお、計算対象冷媒のうち、混合冷媒は相変化過程において温度すべりが生じるので、それらの過程における平均温度を表中の凝縮温度あるいは蒸発温度と等しいとした。大型ターボ冷凍機については、計算対象冷媒としてHFC系純冷媒 R134a および R245fa と HFO-1234ze(E) 純冷媒を選択した。また、温度条件として凝縮温度を 311.15 K (28 °C), 蒸発温度を 279.15 K (6 °C), 凝縮器出口冷媒過冷却度を 5 K, 蒸発器出口 (圧縮機入口) 冷媒過熱度を 0 K とし、低段側および高段側の圧縮機の総合効率を 0.85 とした。なお、以上の冷媒の熱力学的性質の計算には NIST の冷媒物性計算プログラムパッケージ REFPROP Ver. 8.0^[3-1-1] および Akasaka^{3-1-2]}が開発した HFO-1234ze(E) の状態方程式計算方法を用いた。

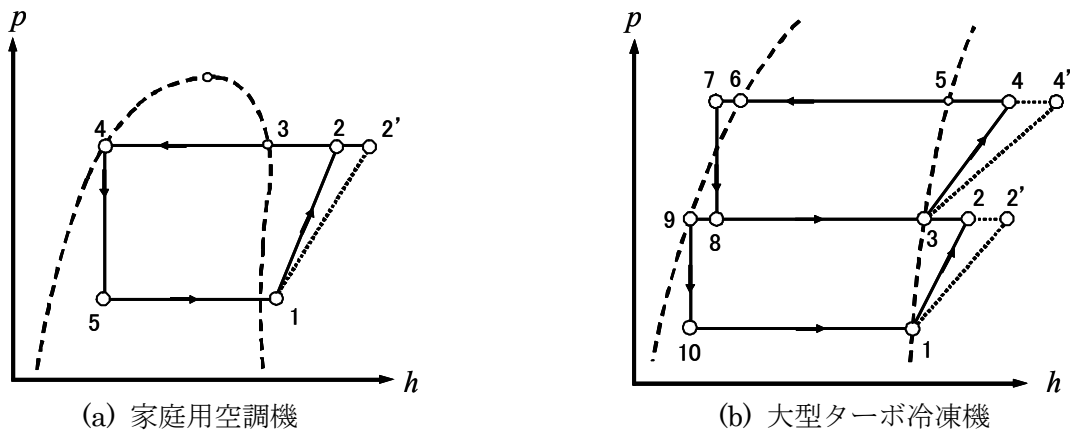


Fig. 3-1-1 圧力-比エンタルピー線図

Table 3-1-1 サイクル性能解析の計算条件

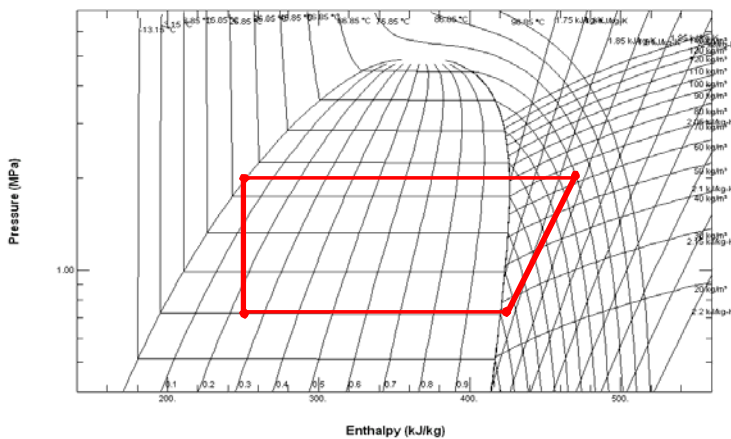
Applications	Domestic Air-conditioning System	Turbo Refrigeration System
Refrigerants	R410A HFO-1234ze(E) HFO-1234ze(E)/HFC-32	HFC-134a HFC-245fa HFO-1234ze(E)
Condensation Temp. [K]	303.15	311.15
Degree of Subcool [K]	0	5
Evaporation Temp. [K]	270.15	279.15
Degree of Superheat [K]	3	0
Efficiency of Compressor [-]	0.85	0.85

<解析結果>

(a) 家庭用空調機の熱力学的サイクル性能

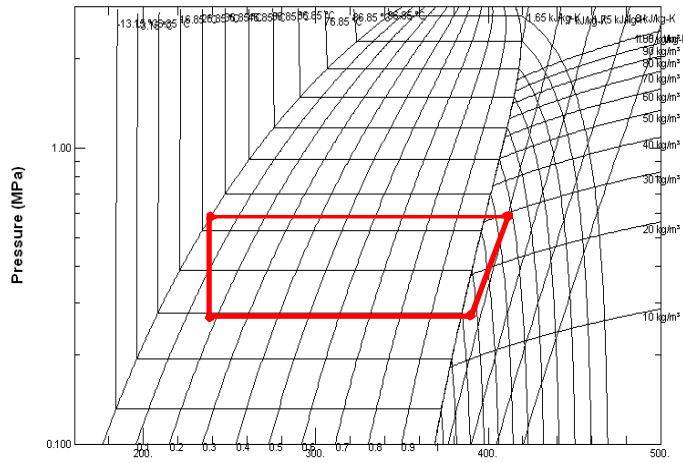
Fig. 3-1-2, Fig. 3-1-3 および Fig. 3-1-4 に、それぞれ疑似共沸混合冷媒 R410A, 純冷媒 HF0-1234ze(E) および 50mass%HF0-1234ze(E)/50mass%HFC-32 非共沸混合冷媒を用いたヒートポンプサイクル（暖房モード）の性能解析の結果を示す。これらの解析結果より、体積能力[kJ/m³], 冷凍能力[USRt/(m³/s)], 暖房成績係数 COP_hなどを求めた。

Table3-1-2 に家庭用空調機を想定した場合の疑似共沸混合冷媒 R410A, 純冷媒 HF0-1234ze(E) および HF0-1234ze(E)/HFC-32 非共沸混合冷媒のサイクル性能の計算結果（暖房モード）を示す。HF0-1234ze(E) の暖房成績係数 COP_hは R410A に比して約 7%高い値となる。しかしながら、HF0-1234ze(E) の体積能力は R410A の約 32%と極めて低い値となる。これは、HF0-1234ze(E) が R410A に比して低圧冷媒であることおよび HF0-1234ze(E) の蒸発潜熱が R410A に比して小さいことによるものである。そこで、HF0-1234ze(E) を純冷媒として用いると R410A に比して能力不足となる欠点を補うために、第 2 成分冷媒として高圧冷媒 HFC-32 を HF0-1234ze(E) に添加した場合の計算を試みた。表より、HFC-32 を HF0-1234ze(E) に添加することによって、COP_hは R410A よりも若干高い値を維持して、体積能力を増加させることが可能であることが分かる。HFC-32 を 50mass%添加した場合は、GWP は 330 まで増加するが、冷凍能力は R410A 比で 78%まで回復することができる。以上の結果は、HF0-1234ze(E)/HFC-32 非共沸混合冷媒は R410A の代替冷媒の候補物質として有望であることを示唆している。なお、本解析では、非共沸混合冷媒の凝縮および蒸発過程での平均温度を凝縮温度および蒸発温度として固定した計算を行っているが、これは固定した平均温度となるような熱交換器を確保することを前提としてのものであり、混合冷媒を用いる場合には、非共沸性による凝縮器および蒸発器の冷媒側熱交換性能の低下に対する対策が必須となる。



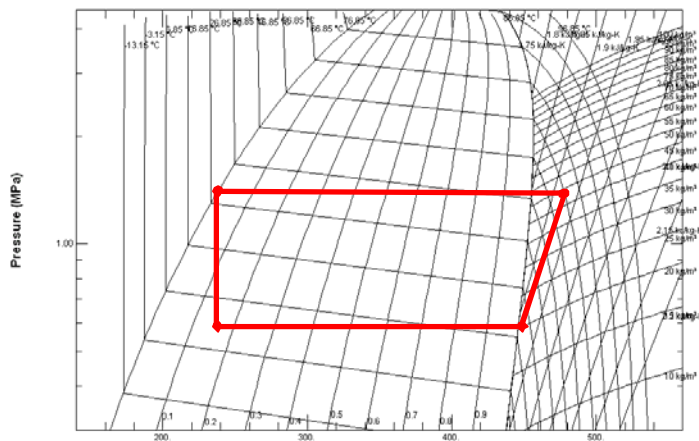
	T		P		h		s	
	°C	K	MPa	kg/m ³	kJ/kg	kJ/(kg K)		
	-2.96	270.19	0.725	27.77	420.38	1.8161		蒸発完了点
1	0.04	273.19	0.725	27.20	423.65	1.8282		蒸発器出口=圧縮機入口
2	52.27	325.42	1.886	63.47	455.63	1.8448		圧縮機出口
2'	30.06	303.21	1.886	76.69	426.31	1.7514		凝縮開始点
2''	29.94	303.09	1.886	1033.04	249.53	1.1642		凝縮終了点
3	29.94	303.09	1.886	1033.04	249.53	1.1642		凝縮器出口
4	-3.04	270.11	0.725	109.68	249.53	1.1837		蒸発器入口
	-3.06	270.09	0.725	1182.10	195.37	0.98318		飽和液
	-2.96	270.19	0.725	27.77	420.38	1.8161		飽和蒸気

Fig. 3-1-2 疑似共沸混合冷媒 R410A のサイクル性能の解析結果



Enthalpy (kJ/kg)							
	T		P	D	h	s	
	°C	K	MPa	kg/m ³	kJ/kg	kJ/(kg K)	
	-3.00	270.15	0.193	10.59	383.72	1.6802	蒸発完了点
1	0.00	273.15	0.193	10.43	386.23	1.6895	蒸発器出口=圧縮機入口
2	38.46	311.61	0.583	29.72	410.88	1.7014	圧縮機出口
2'	30.00	303.15	0.583	31.22	402.44	1.674	凝縮開始点
2''	30.00	303.15	0.583	1144.30	241.58	1.1433	凝縮終了点
3	30.00	303.15	0.583	1144.30	241.58	1.1433	凝縮器出口
4	0.00	273.15	0.193	42.44	241.58	1.1541	蒸発器入口
	0.00	273.15	0.193	1247.60	195.92	0.98507	飽和液
	0.00	273.15	0.193	10.59	383.72	1.6802	飽和蒸気

Fig. 3-1-3 純冷媒 HFO-1234ze (E) のサイクル性能の解析結果



Enthalpy (kJ/kg)							
	T		P	D	h	s	
	°C	K	MPa	kg/m ³	kJ/kg	kJ/(kg K)	
	0.34	273.49	0.521	18.65	441.52	1.8988	蒸発完了点
1	3.34	276.49	0.521	18.33	444.51	1.9097	蒸発器出口=圧縮機入口
2	57.31	330.46	1.428	44.56	479.97	1.9259	圧縮機出口
2'	33.24	306.39	1.428	52.49	450.98	1.8347	凝縮開始点
2''	26.76	299.91	1.428	1018.30	242.70	1.1465	凝縮終了点
3	26.76	299.91	1.428	1018.30	242.70	1.1465	凝縮器出口
4	-6.34	266.81	0.521	82.56	242.70	1.1613	蒸発器入口
	-7.22	265.93	0.521	1142.20	188.97	0.95955	飽和液
	0.34	273.49	0.521	18.65	441.52	1.8988	飽和蒸気

Fig. 3-1-4 50mass% HFO-1234ze (E) / 50mass% HFC-32 非共沸混合冷媒のサイクル性能の解析結果

Table 3-1-2 家庭用空調機のサイクル性能の計算結果（暖房モードの場合）

	R410A	HFO1234ze(E)+HFC32				
		0 m% HFC32	20 m% HFC32	50 m% HFC32	75 m% HFC32	100 m% HFC32
蒸発圧力 (MPa)	0.725	0.193	0.341	0.521	0.644	0.738
凝縮圧力 (MPa)	1.886	0.583	0.994	1.428	1.78	1.928
冷凍能力 (kJ/kg)	174.12	144.65	172.35	201.81	230.24	262.98
体積能力 (kJ/m ³)	4735.98	1509.28	2577.67	3698.37	4506.95	5167.56
圧縮仕事 (kJ/kg)	31.98	24.65	29.65	35.46	40.34	45.98
圧縮機効率	0.85	0.85	0.85	0.85	0.85	0.85
COP _h	6.45	6.87	6.81	6.69	6.71	6.72
COP比(対R410A)	1.00	1.07	1.06	1.04	1.04	1.04
冷凍能力 (USRt/(m ³ /s))	1346.60	429.14	732.92	1051.57	1281.48	1469.31
冷凍能力比(対R410A)	1.00	0.32	0.54	0.78	0.95	1.09
GWP	1730	6	135	328	489	650

(b) ターボ冷凍機の熱力学的サイクル性能

Table 3-1-3 にターボ冷凍機を想定した場合の HFC 系の純冷媒 R134a および R245fa と HFO-1234ze(E) 純冷媒のサイクル性能の計算結果を示す。HFO-1234ze(E) の冷凍成績係数 COP_r は R134a に比して若干高く、R245fa に比して若干低いことが分かる。また、HFO-1234ze(E) の体積能力は、R134a よりも 25%程度低い、R245fa の約 3 倍であることも分かる。以上の結果は、HFO-1234ze(E) は既存の HFC 系冷媒 R134a および R245fa の代替冷媒候補物質として有望であることを示している。

Table 3-1-3 ターボ冷凍機のサイクル性能の試算結果

Refrigerants		HFC-134a	HFC-245fa	HFO-1234ze(E)
Refrigeration effect	[kJ/kg]	173.12	181.97	157.65
Volumetric refriger. effect	[kJ/m ³]	3067.2	760.1	2304.8
Ratio of flow rate (High press. side v.s. low press. side)		1.13	1.10	1.12
Compression work	Low press. side [kJ/kg]	11.89	12.14	10.80
	High press. side [kJ/kg]	13.39	13.71	12.14
	Total [kJ/kg]	25.28	25.85	22.94
COP _r		6.85	7.04	6.87
COP _r ratio (v.s. HFC-134a)		1.00	1.03	1.00
Vol. refriger. capacity [USRt/(m ³ /s)]		872.1	216.1	655.3
Vol. refriger. capacity ratio (v.s. HFC-134a)		1.00	0.25	0.75
GWP		1300	950	9

<参考文献>

[3-1-1] Lemmon, E.W., Huber, M.L. and McLinden, M.O., NIST Standard Reference Database 23: REFPROP Ver. 8.0, (2007).

[3-1-2] Akasaka R., *International Journal of Refrigeration*, Vol. 32, In Press (2010).

3-2 熱交換器特性を考慮したサイクル性能予測法

<計算方法>

本解析では、圧縮機、放熱器、蒸発器および膨張弁の基本要素機器で構成される一般的な蒸気圧縮式ヒートポンプサイクルを考え、冷媒と熱源水との熱交換を考慮したサイクル計算を行った。Fig. 3-2-1はサイクル計算で用いたモデルを $T-s$ 線図上に示したものである。図中の実線は冷媒の状態点の変化を、破線はそれに対応する水の温度分布を表している。本サイクル計算は HF0-1234ze (E)+HFC-32 混合冷媒の性能予測を目的に行うが、比較のために他の純冷媒や混合冷媒についても計算を行った。エコキュートの冷媒として使用されている CO_2 やその混合冷媒のサイクルは、高压側が臨界圧力を超えたとなる遷臨界サイクルとして運転されるため、以下ではその特徴をについても併せて説明する。なおここでは、DME (demethylether) を CO_2 に混合した冷媒を考える。

HF0-1234ze (E)/HFC-32 混合冷媒や CO_2 /DME 混合冷媒で DME の組成比が大きい場合には放熱器において冷媒が臨界圧力以下で作動する従来型のサイクル (Fig. 3-2-1 (a)) となるが、 CO_2 および CO_2 冷媒の組成比が大きい場合には放熱器の圧力が臨界圧力以上となり、遷臨界サイクル (Fig. 3-2-1 (b)) となる。

計算では、サイクルの運転条件として、放熱器と蒸発器の熱原水入口出口温度 t_{cin} , t_{cout} , t_{ein} , t_{eout} , 放熱器熱交換量 Q_c を与え、その他の運転パラメータとして圧縮機出口圧力 P_c , 冷媒の組成比 (R32 の濃度 y_{R32} , DME の濃度 y_{DME}), 熱交換器の伝熱性能を表すパラメータ KA (熱コンダクタンス) を与える。計算は、Table 3-2-1 に示す 3 つの条件 (A-C, H-W-L, H-W-H) で行った。A-C 条件は空調利用を想定した温度条件であり、水を 20°C から 45°C まで加熱する条件である。H-W-L 条件および H-W-H 条件は給湯利用を想定した温度条件であり、それぞれ水を 20°C から 65°C , 20°C から 90°C に加熱する温度条件である。また、サイクル解析を行うにあたって、次の 4 つの仮定を置いた。

- (1) 圧縮機入口の冷媒は飽和蒸気であるとする。
- (2) 圧縮過程 (4-1) は等エントロピー過程とする。
- (3) 膨張弁での膨張過程 (2-3) は等エンタルピー過程とする。
- (4) 放熱器および蒸発器での圧力損失は無視する。

Fig. 3-2-1 において、 $T-s$ 線図上の数字 1, 2, 3, 4 はそれぞれ圧縮機出口、放熱器出口、膨張弁出口、蒸発器出口の冷媒の状態点を表している。HF0-1234ze (E)+HFC-32 および CO_2 +DME 混合冷媒は非共沸混合冷媒であるため、Fig. 3-2-1 の蒸発過程 (3-4) のように冷媒の飽和温度が変化する。Fig. 3-2-1 (b) のような遷臨界サイクルの場合には放熱器において冷媒は超臨界流体となり、放熱過程で冷媒の比熱が温度に対して大きく変化するため、温度分布は Fig. 3-2-1 (b) のように非直線的になる。この場合、熱交換の計算を行う際に使用される対数平均温度差の取り扱いが問題となる。多くの場合、熱交換の計算では熱交換器の入口および出口の冷媒と水の温度差を用いた対数平均温度差が広く使用されている。しかし、遷臨界サイクルや混合冷媒のように熱交換過程で比熱が大きく変化する場合には対数平均温度差を用いることができない。本解析ではこの問題を回避するために、

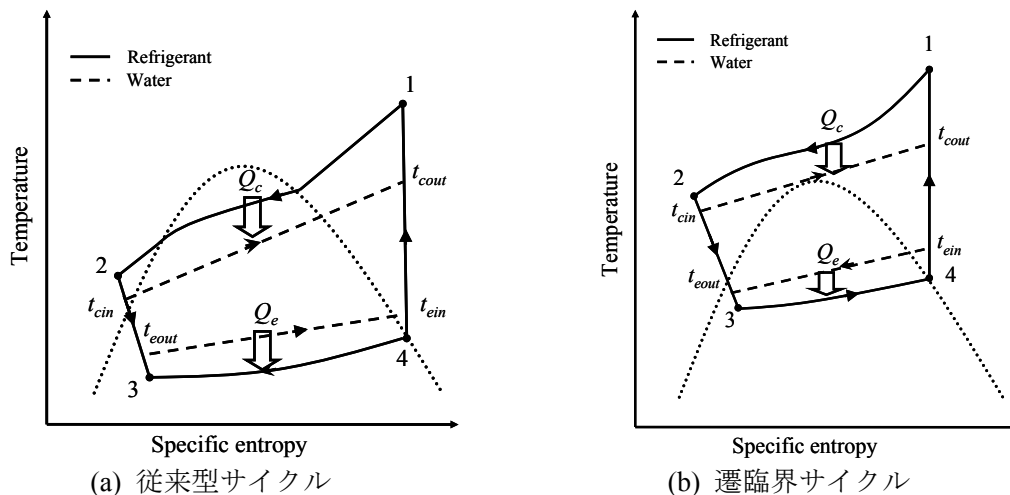


Fig. 3-2-1 HF0-1234ze (E)/HFC-32 および CO_2 /DME 混合冷媒サイクルの $T-s$ 線図

Table 3-2-1 Heat pump operating conditions

Operating mode	A-C	H-W-L	H-W-H
Q_c [kW]	3.0	3.0	3.0
KA [kW/K]	0.3	0.3	0.3
t_{cin} [°C]	20	20	20
t_{cout} [°C]	45	65	90
t_{ein} [°C]	20	20	20
t_{eout} [°C]	5	5	5

熱交換器を Fig. 3-2-2 に示すように熱交換器を分割し、十分に小さく分割された熱交換器に対数平均温度差を適用した。Fig. 3-2-2 中の $T_c(0)$, $T_c(m)$, $t_{wc}(0)$, $t_{wc}(m)$, $T_e(n)$, $t_{we}(0)$, $t_{we}(n)$ は Fig. 3-2-1 中の T_1 , T_2 , t_{cout} , t_{cin} , T_3 , T_4 , t_{eout} , t_{ein} にそれぞれ対応している。

以上のことから以下の関係式が成り立つ。なお、高圧側の熱交換器は遷臨界サイクルではガスクーラ、従来サイクルでは凝縮器と呼ばれるが、名称を統一するため、ここでは放熱器とした。

圧縮過程 (4-1)

$$s_4 = s_1 \quad (3-2-1)$$

放熱過程 (1-2)

$$Q_c = W_R (h_1 - h_2) \quad (3-2-2)$$

$$Q_c = W_c C p_c (t_{cout} - t_{cin}) \quad (3-2-3)$$

$$\delta Q_c = Q_c / m \quad (3-2-4)$$

$$\delta Q_c(i) = W_R [h_c(i-1) - h_c(i)] \quad (3-2-5)$$

$$\delta Q_c(i) = W_c C p_c [t_{wc}(i-1) - t_{wc}(i)] \quad (3-2-6)$$

$$\delta Q_c(i) = \delta KA(i) \Delta T_{mc}(i) \quad (3-2-7)$$

$$\Delta T_{mc}(i) = \frac{[T_c(i-1) - t_{wc}(i-1)] - [T_c(i) - t_{wc}(i)]}{\ln \left[\frac{T_c(i-1) - t_{wc}(i-1)}{T_c(i) - t_{wc}(i)} \right]} \quad (3-2-8)$$

$$(KA)_c = \sum_{i=1}^m \delta KA(i) \quad (3-2-9)$$

蒸発過程 (3-4)

$$Q_e = W_R (h_4 - h_3) \quad (3-2-10)$$

$$Q_e = W_e C p_e (t_{ein} - t_{eout}) \quad (3-2-11)$$

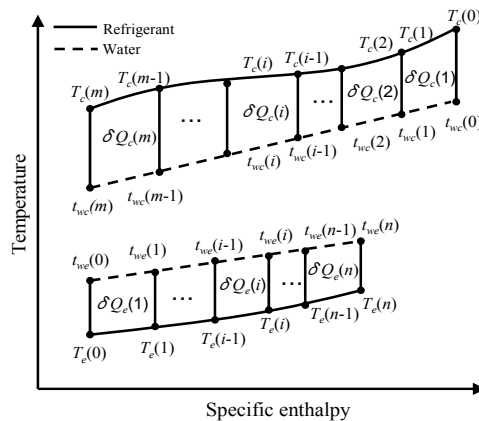


Fig. 3-2-2 熱交換器における温度変化と分割モデル

$$\delta Q_c(i) = Q_c/n \quad (3-2-12)$$

$$\delta Q_c(i) = W_R [h_e(i) - h_e(i-1)] \quad (3-2-13)$$

$$\delta Q_c(i) = W_e C p_e [t_{we}(i) - t_{we}(i-1)] \quad (3-2-14)$$

$$\delta Q_c(i) = \delta KA(i) \Delta T_{me}(i) \quad (3-2-15)$$

$$\Delta T_{me}(i) = \frac{[t_{we}(i) - T_e(i)] - [t_{we}(i-1) - T_e(i-1)]}{\ln \left[\frac{t_{we}(i) - T_e(i)}{t_{we}(i-1) - T_e(i-1)} \right]} \quad (3-2-16)$$

$$(KA)_e = \sum_{i=1}^n \delta KA(i) \quad (3-2-17)$$

膨張過程 (2-3)

$$h_3 = h_2 \quad (3-2-18)$$

ここで、 W_R は冷媒質量流量、 W_e は放熱器熱原水の質量流量、 $C p_e$ は放熱器熱原水の定圧比熱、 ΔT_{me} は放熱器分割計算領域での冷媒と熱原水の対数平均温度差、 m は放熱器の分割数である。また、 W_e は蒸発器での熱原水の質量流量、 $C p_e$ は蒸発器熱原水の定圧比熱、 ΔT_{me} は蒸発器分割計算領域での冷媒と熱原水の対数平均温度差、 n は蒸発器の分割数である。解析に際して、冷媒の比エンタルピーや比エントロピーなどの熱力学的物性値は、HF0-1234ze (E)/HFC-32 混合冷媒に関しては小山ら^[3-2-1]によって修正されたヘルムホルツモデル^[3-2-2]のパラメータを用いて Refprop (ver. 9) で計算を行い、CO₂/DME 混合冷媒に関しては BWR 状態方程式により算出^[3-2-3]した。

サイクルの COP_h は

$$COP_h = \frac{h_1 - h_2}{h_4 - h_3} \quad (3-2-19)$$

で求める。放熱器、蒸発器、膨張弁での単位流量あたりの不可逆損失は冷媒と熱原水の温度と、冷媒の比エントロピーを用いてそれぞれ以下の式から求める。

$$L_c = \sum_{i=1}^m \frac{1}{2} [\{T_c(i-1) - t_{wc}(i-1)\} + \{T_c(i) - t_{wc}(i)\}] \times \{s_c(i-1) - s_c(i)\} \quad (3-2-20)$$

$$L_e = \sum_{i=1}^n \frac{1}{2} [\{t_{we}(i-1) - T_e(i-1)\} + \{t_{we}(i) - T_e(i)\}] \times \{s_e(i) - s_e(i-1)\} \quad (3-2-21)$$

$$L_{ep} = \frac{(T_3 + T_2)(s_3 - s_2)}{2} \quad (3-2-22)$$

<解析結果>

(a) 最大 COP_h

Fig. 3-2-3 は CO₂+DME 混合冷媒の圧縮機吐出圧力 P_c に対する COP_h の変化を表したグラフである。いずれの混合冷媒においても、サイクルの COP_h は圧縮機吐出圧力に対して変化し、ある圧力で最大値を示す。 COP_h が最大となる最適圧力が存在していることは遷臨界サイクルにおいては良く知られていることであるが、本解析では従来サイクルである 20mass%DME の場合にも最適圧力が存在している。これは、本解析では従来サイクルにおいても遷臨界サイクルと同様の解析方法を用いたためである。Fig. 3-2-4 は従来サイクルである 20mass%DME の P - h 線図を示したものである。遷臨界サイクルと同様の解析方法を用いているために、圧縮機吐出圧力が変化することで、放熱器出口の冷媒の飽和温度だけでなく、過冷度も変化していることが分かる。 $P_c=6.0$ MPa のように圧縮機吐出圧力が小さい場合には、放熱器出口の冷媒状態は気液二相となっている。6.0MPa から圧縮機吐出圧力が増加すると、加熱量 (h_1-h_2) が圧縮仕事 (h_1-h_4) よりも大きく増加する。しかしながら、圧縮機吐出圧力の高い領域では、圧縮仕事に対する加熱量の増加量が小さくなるために従来サイクルであっても COP_h が最大となる最適圧力が存在する。

(b) 冷媒濃度に対する COP_h の変化

Fig. 3-2-5 は混合冷媒の濃度に対する最大 COP_h の変化を表したグラフである。参考のために R410A の最大 COP_h を実線で示した。HF0-1234ze (E)+HFC-32 (70/30mass%) の COP_h は、CO₂+DME、HF0-1234ze (E)+HFC-32、R410A の中で最も高い値を示す。また、CO₂+DME は、DME の冷媒組成が大きい

場合には R410A よりも高い COP_h を示すが、DME の組成比が小さい場合には R410A よりも低い。 COP_h の極大値は CO_2 +DME の場合は 2 つ存在しているが、HFO-1234ze(E)+HFC-32 の場合には 1 つしか存在していない。これは、 CO_2 +DME のすべり温度が HFO-1234ze(E)+HFC-32 のものよりもかなり大きいため、 CO_2 +DME の COP_h の変化が HFO-1234ze(E)+HFC-32 よりも顕著であるためである。

Fig. 3-2-6 は CO_2 および HFO-1234ze(E) の COP_h に対する混合冷媒の COP_h の向上率を示したものである。 CO_2 +DME (20/80mass%) の COP_h の向上率は HFO-1234ze(E)+HFC-32 (70/30mass%) の約 3 倍と大きい。これはそれぞれの冷媒のすべり温度の違いによるものである。この理由は放熱器および蒸発器の不可逆損失を調べることで説明できる。

放熱器の不可逆損失 L_c 、蒸発器の不可逆損失 L_e 、膨張弁での不可逆損失 L_{ep} はそれぞれ式 (4-2-20)、式 (3-2-21)、式 (3-2-22) で求められる。これらの不可逆損失の冷媒濃度に対する変化を Fig. 3-2-7 に示す。なお、不可逆損失は加熱量 (h_1-h_2) との比で表している。 Fig. 3-2-7(a) の HFO-1234ze(E)+HFC-32 では、 L_c と L_e が同様な変化をしていることが分かる。 L_{ep} については全組成領域においてほぼ一定となっており、3 つの不可逆損失の中で、 L_c は最も大きく、 L_{ep} が最も小さい。これはサイクル性能向上のためには、 L_c と L_e の損失低減が L_{ep} の損失低減よりも重要である事を表している。 Fig. 3-2-7(b) の CO_2 +DME では、不可逆損失の変化は前者のものとは異なっている。DME の組成比が小さい場合、 L_{ep} の不可逆損失が最も大きい。DME 冷媒の組成が高い場合には L_{ep} の不可逆損失は小さく、 L_c の不可逆損失が大きい。これは、 CO_2 +DME 混合冷媒に関しては、サイクル性能を向上させるために冷媒組成比に応じて異なる方法が必要となることを表している。

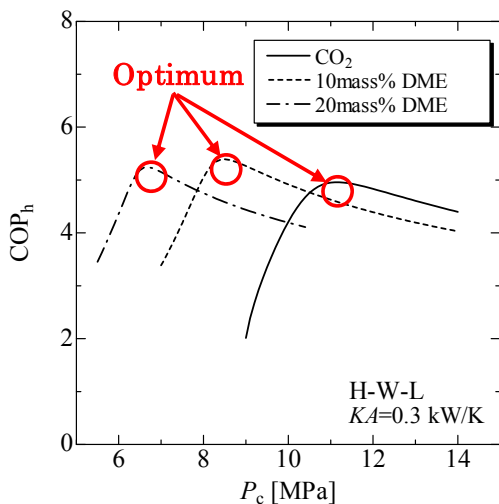


Fig. 3-2-3 放熱器圧力 P_c に対する COP_h の変化

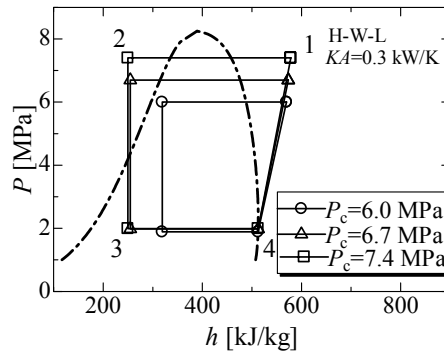


Fig. 3-2-4 $P-h$ 線図上の 80mass% CO_2 サイクルの変化

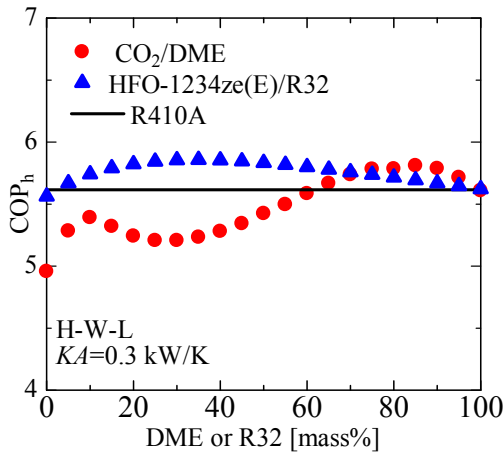


Fig. 3-2-5 COP_h の濃度に対する変化

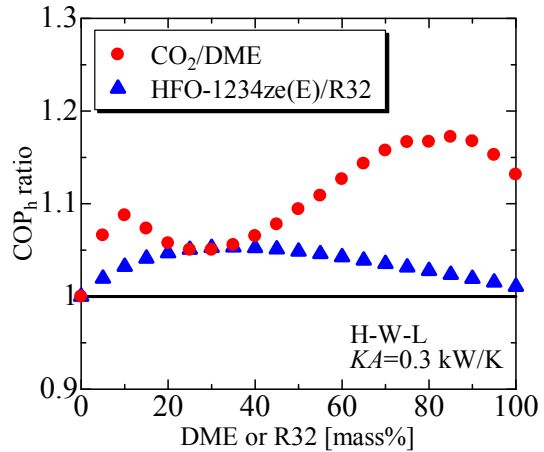


Fig. 3-2-6 COP_h 比の濃度に対する変化

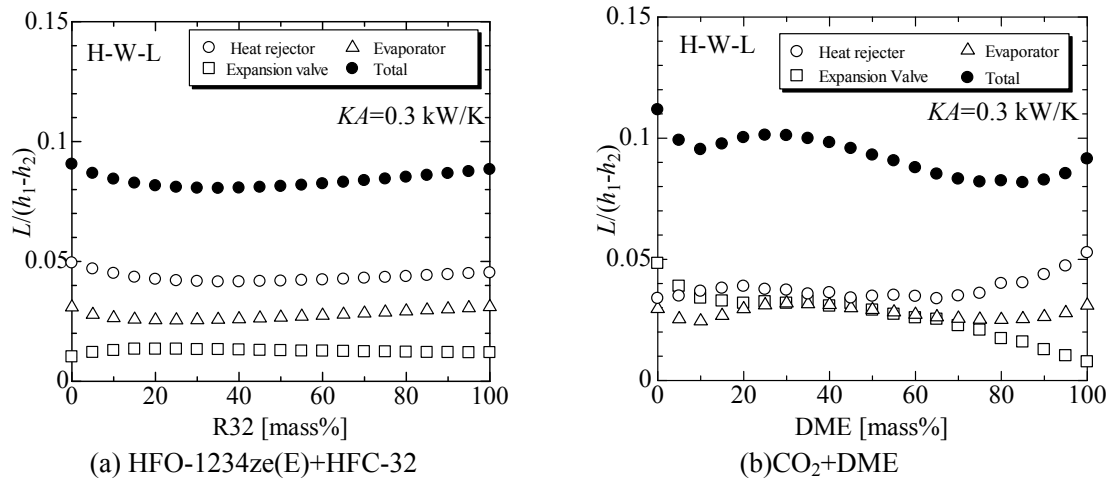


Fig. 3-2-7 不可逆損失の濃度に対する変化

(c) 異なる運転条件における COP_h の変化

Fig. 3-2-8 は温度条件が COP_h の向上率に与える影響を表したグラフであり、A-C 条件、H-W-L 条件、H-W-H 条件における COP_h の向上率と混合冷媒組成との関係を表している。Fig. 3-2-8(a) は HFO-1234ze(E)+HFC-32、Fig. 3-2-8(b) は CO₂+DME の計算結果である。HFO-1234ze(E)+HFC-32 の場合、HFC-32 の組成比が大きい場合を除いて、A-C 条件での COP_h の向上率が最も高い。CO₂+DME では、DME の組成比が小さい領域で H-W-H 条件が最も向上率が高く、DME の組成比が大きい領域では A-C 条件が最も高い値を示す。したがって、HFO-1234ze(E)+HFC-32 混合冷媒は空調用ヒートポンプの冷媒として、CO₂ リッチ側の CO₂/DME 混合冷媒は給湯用ヒートポンプの冷媒として期待される。

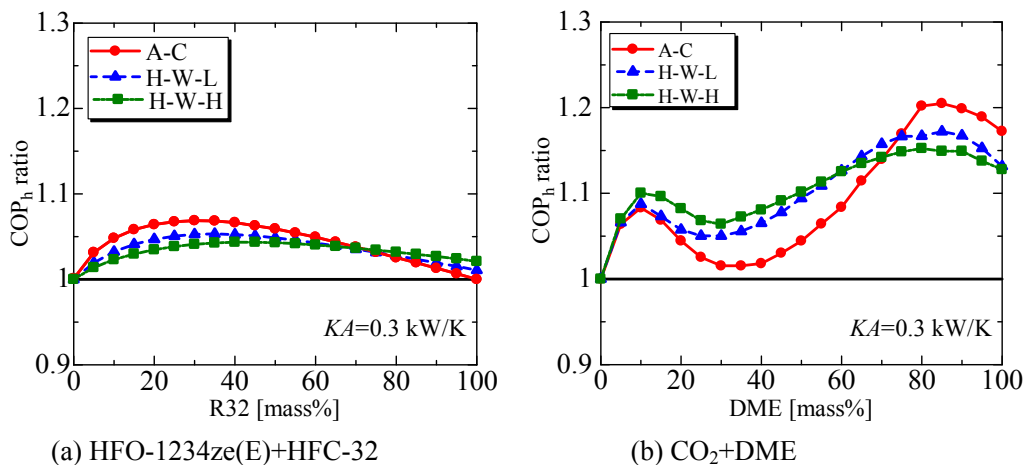


Fig. 3-2-8 異なる運転条件における COP_h の濃度に対する変化

(d) 従来冷媒および他の次世代候補冷媒の COP_h の比較

Fig. 3-2-9 に前述したサイクル計算を他の次世代冷媒候補や従来使用されてきた冷媒に関して行った結果を示す。Fig. 3-2-9 (a) は H-W-H 条件の COP_h 、Fig. 3-2-9 (b) は A-C 条件の COP_h を表している。HFO-1234ze(E)+HFC-32 混合冷媒は今回解析した全ての冷媒の中で最も高い COP_h を示す。CO₂+DME (10/90mass%) の COP_h は 2 番目に高い。純冷媒では DME 冷媒が A-C 条件で最も高く、HFC-32 冷媒が H-W-H 条件で最も高い。CO₂ 冷媒は遷臨界サイクルになるために COP_h は低い、H-W-H 条件のように放熱器での熱原水の温度変化が大きい条件になると高くなる。このことは、Fig. 3-2-9(a) では CO₂ 冷媒と DME 冷媒の COP_h の差が Fig. 3-2-9(b) の場合よりも小さくなっていることから確認できる。

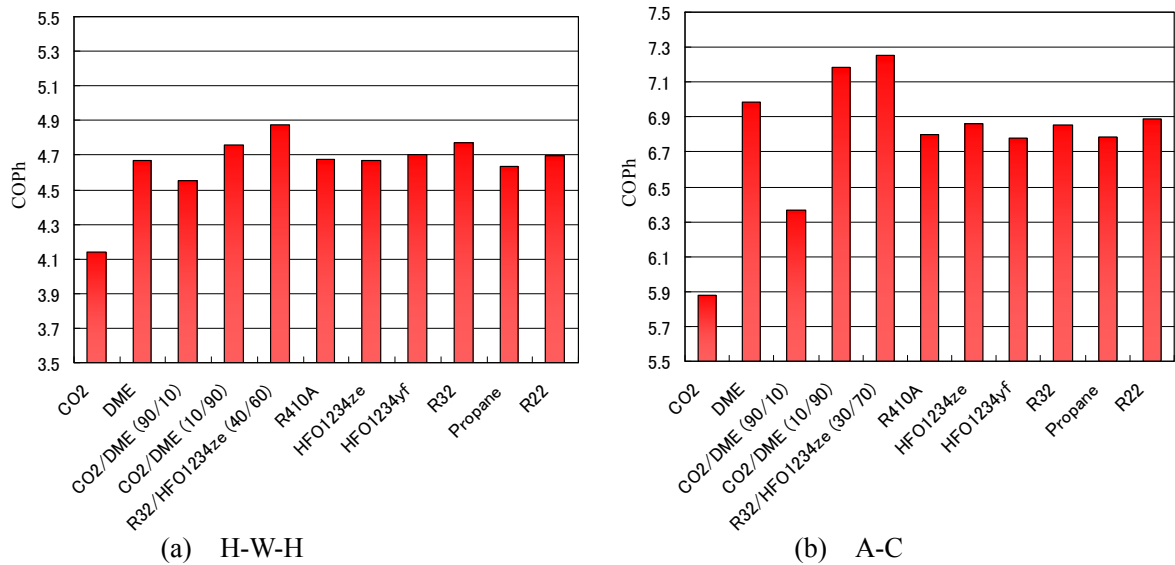


Fig. 3-2-9 従来冷媒および他の次世代候補冷媒の COP_h の計算結果 (KA=0.3 kW/K)

<参考文献>

- [3-2-1] Koyama S., Matsuo Y., Fukuda S., Akasaka R., 2010, Measurement of vapor-liquid equilibrium of HFO-1234ze(E)/HFC-32, *Proc. 2010 JSRAE Annual Conf.*, B111: 1-2.
- [3-2-2] Lemmon E. W., Jacobsen, J. T., 1999, A Generalized Model for the Thermodynamic Properties of Mixtures, *Int. J. Thermophysics*, 20(3), 825-835.
- [3-2-3] Miyara A., Afroz H. M. M., Tsubaki K., 2007, Prediction of vapor liquid equilibrium data of CO₂/DME mixture, *Proc. 2007 JSRAE Annual Conf.*, C102: 1-4.

4. HF01234ze(E) 混合冷媒のドロップイン試験

<試験装置および方法>

Fig. 4-1 にドロップイン試験で用いた実験装置の概要を示す。本実験装置は蒸気圧縮式ヒートポンプであり、冷媒ループおよび熱源水ループより構成されている。冷媒ループは、圧縮機、油分離器、対向流型二重管式凝縮器、液溜め、電子膨張弁、対向流型二重管式蒸発器から構成される。圧縮機から吐出された冷媒は、油分離器により冷凍機油を除去された後、凝縮器で冷却される。その後、冷媒は液溜めを経て質量流量計により流量が測定された後、電子膨張弁で減圧されて、蒸発器に導かれる。蒸発器で加熱され、蒸気となった冷媒は圧縮機に吸入される。圧縮機出入口、凝縮器出入口、電子膨張弁入口および蒸発器出口においては冷媒温度および冷媒圧力の測定を行っており、蒸発器入口においては冷媒圧力のみを測定を行っている。また、凝縮器出入口、電子膨張弁入口および蒸発器出口には混合室を設けている。熱源水ループにおいて、ポンプにより吐出された熱源水は体積流量計で流量が測定され、熱交換器を通り、熱源タンクに戻る。また、熱交換器出入口には熱源水温度測定用の混合室を設けている。

Table 4-1 に実験に使用した熱交換器の仕様を示す。本実験で用いた熱交換器は二重管式熱交換器であり、冷媒および熱源水がそれぞれ内管および外管を対向流で流れている。

Table 4-2 に実験条件を示す。使用する冷媒は HF01234ze(E)（以下 HF0-1234ze(E)）および HF0-1234ze(E)/R32 混合冷媒に加え、比較のために既存の冷媒である R410A も使用する。冷媒によって交換熱量（加熱能力および冷凍能力）の範囲が異なるのは、圧縮機の作動限界（サージングや圧縮比の増加）によるものである。

また、本実験では熱交換器がサイクル性能に及ぼす影響を把握するために、熱交換器を変更しての実験も行っている。Table 4-3 に熱交換器変更後の仕様を示す。表中の赤字の箇所が変更前との相違点である。Table 4-4 に熱交換器変更後の実験条件を示す。主な条件は熱交換器変更前と同様であるが、先に述べた圧縮機の作動限界により測定した熱交換量の範囲が若干異なる。なお、使用する冷媒は R410A および HF0-1234ze(E)/R32 (50/50mass%) である。

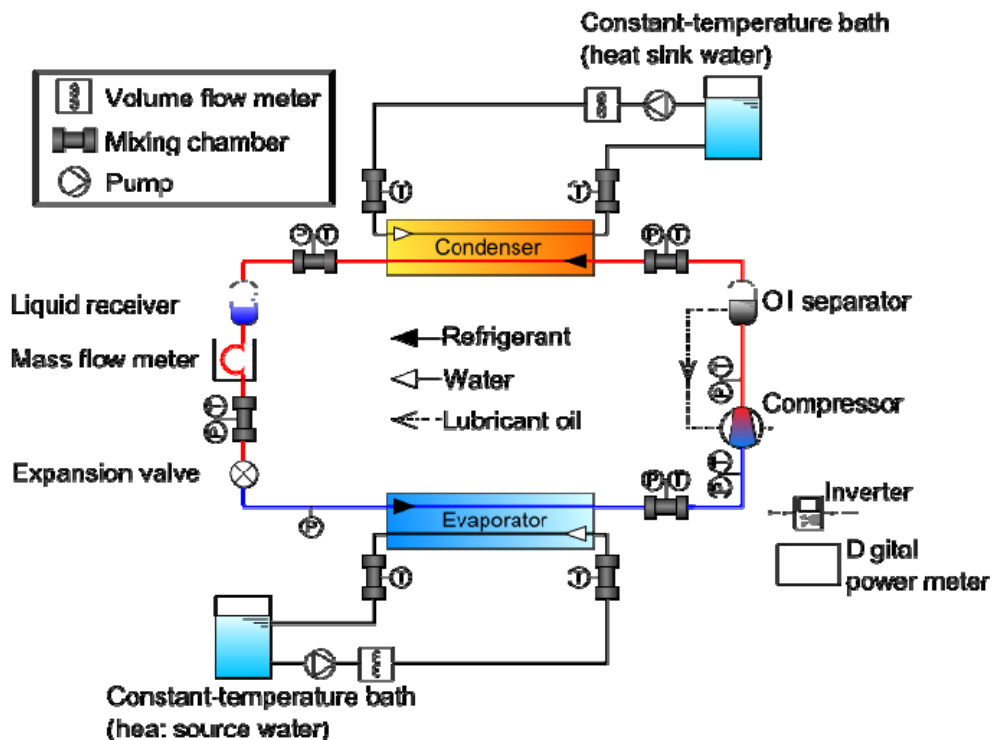


Fig. 4-1 実験装置の概要

Table 4-1 熱交換器の仕様

	外径[mm]	内径[mm]	長さ[mm]	タイプ
凝縮器				
外管	12.70	10.70	5000	平滑管
内管	9.53	7.53	5000	溝付管
蒸発器				
外管	12.70	10.70	4500	平滑管
内管	9.53	7.53	4500	平滑管

Table 4-2 実験条件

冷媒			R410A	HFO-1234ze(E)/R32			HFO-1234ze(E)
				20/80mass%	50/50mass%	80/20mass%	
暖房条件	熱源水温度 [°C]	凝縮器	20 → 45				
		蒸発器	15 → 9				
	加熱能力 [kW]	1.8~2.8	1.6~2.8	1.8~2.8	1.4~2.8	1.0~1.8	
冷房条件	熱源水温度 [°C]	凝縮器	30 → 45				
		蒸発器	20 → 10				
	冷凍能力[kW]	1.4~1.8	1.4~1.8	1.4~1.8	1.2~1.8	0.8~1.4	
過熱度[K]			3				
圧縮機			圧縮機 1		圧縮機 2		

Table 4-3 熱交換器の仕様(熱交換器変更後)

	外径[mm]	内径[mm]	長さ[mm]	タイプ
凝縮器				
外管	12.70→15.88	10.70→13.88	5000→7200	平滑管
内管	9.53	7.53	5000→7200	溝付管
蒸発器				
外管	12.70→15.88	10.70→13.88	4500→7200	平滑管
内管	9.53	7.53	4500→7200	平滑管→溝付管

Table4-4 実験条件(熱交換器変更後)

冷媒		R410A	HFO-1234ze(E)/R32 (50/50mass%)
暖房条件	熱源水温度[°C]	凝縮器	20 → 45
		蒸発器	15 → 9
	加熱能力[kW]		2.0~2.8
冷房条件	熱源水温度[°C]	凝縮器	30 → 45
		蒸発器	20 → 10
	冷凍能力[kW]		1.8~2.0
過熱度[K]		3	

<試験結果>

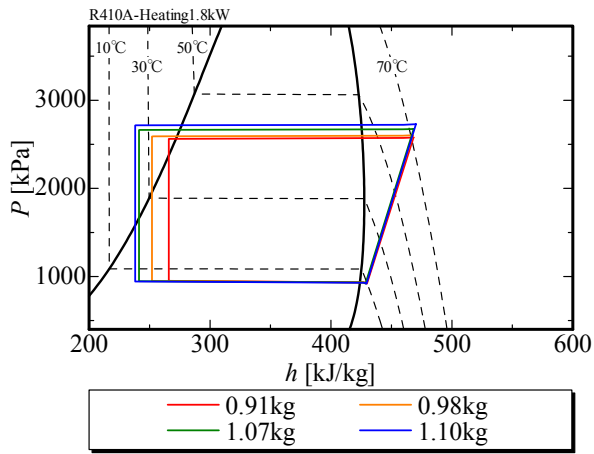
(a) 充填量によるサイクル特性の変化

Fig. 4-2(a) ~ (e) に暖房条件 1.8kW における R410A, HFO-1234ze(E)/R32(20/80mass%), HFO-1234ze(E)/R32(50/50mass%), HFO-1234ze(E)/R32(80/20mass%) および HFO-1234ze(E) を冷媒として使用した場合の充填量によるサイクル線図の変化を示す。いずれの冷媒の場合も充填量の増加に伴い、凝縮器出口においての過冷度が増加している。これは装置内の冷媒充填量が増加することで、凝縮器出口において密度の大きい液状態で冷媒が存在しやすくなるためである。したがって凝縮器内での過冷液状態の冷媒が増加することとなり、過冷液状態での伝熱面積が増加し、冷媒がより熱源水温度に近付くため、過冷度が増加したと考えられる。また充填量の増加に伴い、高圧側冷媒圧力は上昇している。これは充填量の増加に伴い、凝縮器内における二相状態での伝熱面積が減少するため、冷媒と熱源水の温度差を増加させる必要があるためである。一方、低圧側冷媒圧力は充填量によらず、ほぼ一定となっている。これは蒸発器側では二相区間の伝熱面積が充填量によって変化しないためである。ここで充填量の増加による高圧側冷媒圧力の上昇は、圧縮機出入口の比エンタルピー差の増大に繋がる。同時に充填量の増加による過冷度の増加は熱源水の温度によって限界があるため、サイクルには COP が最大となる充填量が存在する。

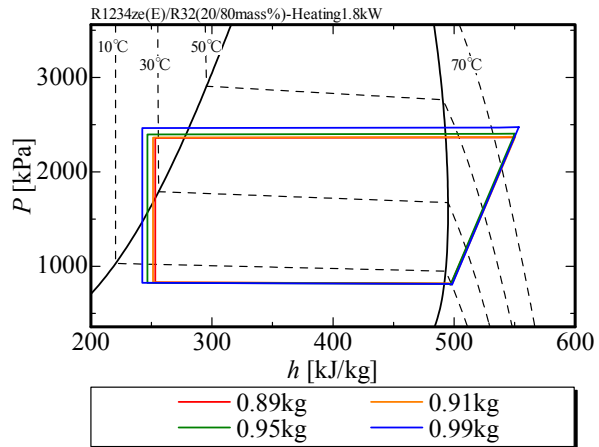
次に、Fig. 4-2 (e) の HFO-1234ze(E) を使用した場合のサイクル線図に注目する。充填量の増加に伴い、蒸発器出口から圧縮機入口にかけての圧力損失が減少している。これは充填量の増加による過冷度の上昇により、単位質量あたりの熱交換量が増加するため、冷媒循環量を減少させることができるためである。冷媒循環量が減少することで冷媒の速度も減少するため、圧力損失は減少する。また充填量の増加に伴い、圧縮機出入口の比エンタルピー差による線の傾きが急になっている。これは冷媒循環量が減少するため、圧縮機の回転数を減らすことができ、圧縮機における摩擦熱の低減などにより等エントロピー変化に近付くためである。これらの現象は高沸点冷媒である HFO-1234ze(E) の圧縮機入口冷媒蒸気密度が小さいことにより、冷媒循環量の変化に対する冷媒速度の変化が大きいため、顕著にみられるが、他の冷媒でも同様の傾向がみられる。

Fig. 4-3(a) ~ (e) に冷房条件 1.4kW における R410A, HFO-1234ze(E)/R32(20/80 mass%), HFO-1234ze(E)/R32(50/50mass%), HFO-1234ze(E)/R32(80/20mass%) および HFO-1234ze(E) を冷媒として使用した場合の充填量によるサイクル線図の変化を示す。暖房条件と比べ凝縮器側および蒸発器側の熱源水温度が高くなっているため、サイクル線図は全体的に圧力が高くなっている。また凝縮器側入口熱源水温度の上昇により、過冷度は小さくなっている。なお充填量の増加に伴うサイクル特性の変化は暖房条件と同様である。

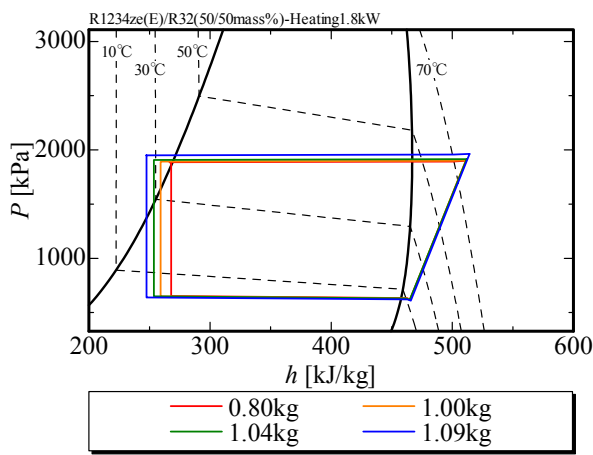
結果は全冷媒に共通している暖房条件 1.8kW および冷房条件 1.4kW を用いており、他の暖房条件および冷房条件においても充填量によるサイクル特性の変化は同様の傾向を示す。



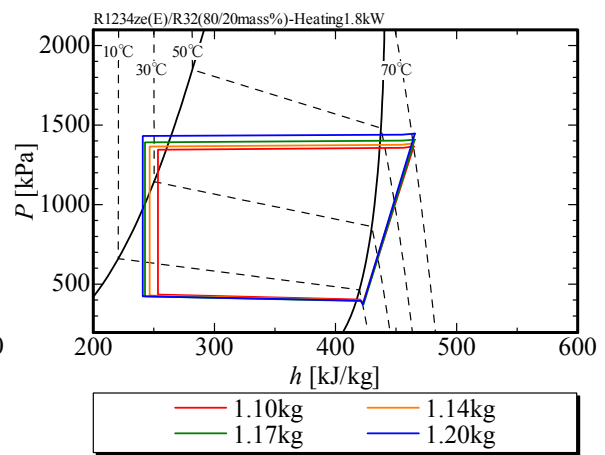
(a) R410A



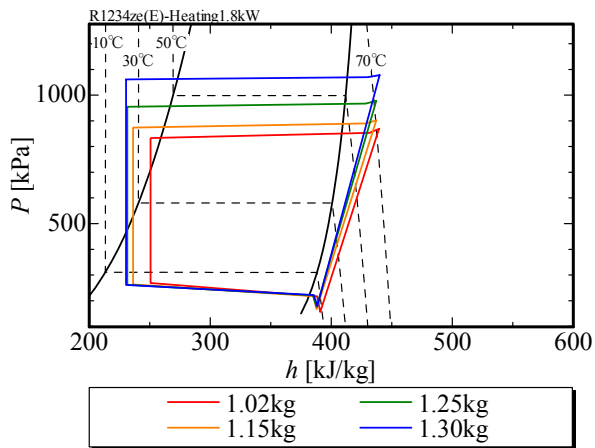
(b) HFO-1234ze(E)/R32(20/80mass%)



(c) HFO-1234ze(E)/R32(50/50mass%)

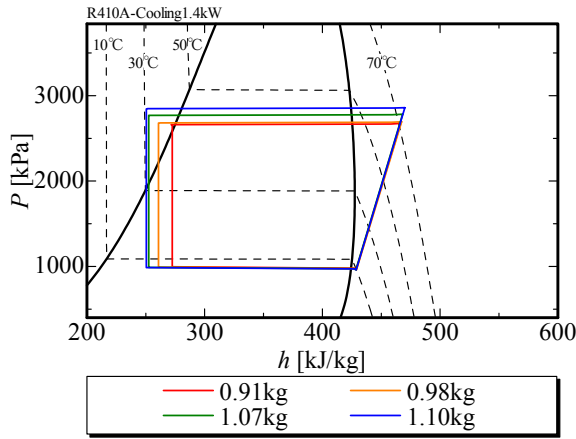


(d) HFO-1234ze(E)/R32(80/20mass%)

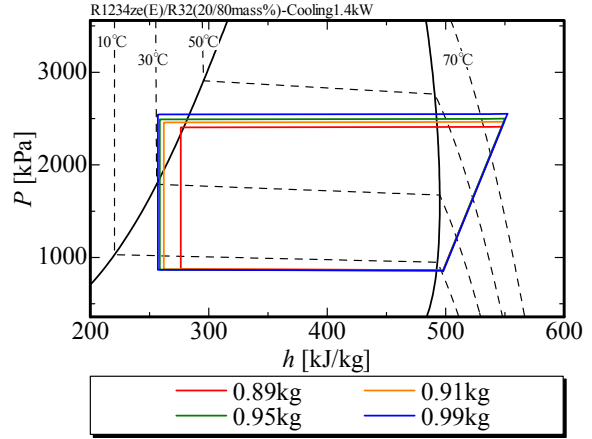


(e) HFO-1234ze(E)

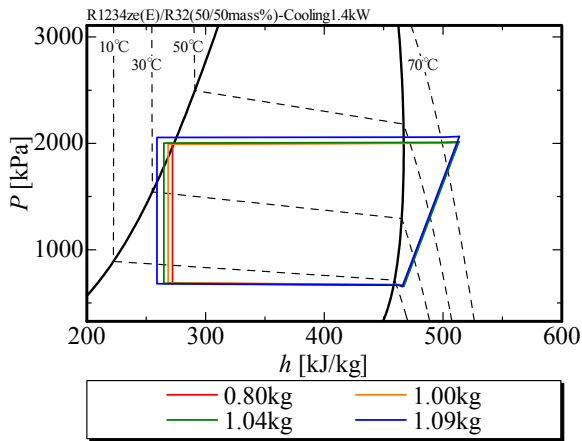
Fig. 4-2 充填量によるサイクル線図の変化 (暖房条件 1.8kW)



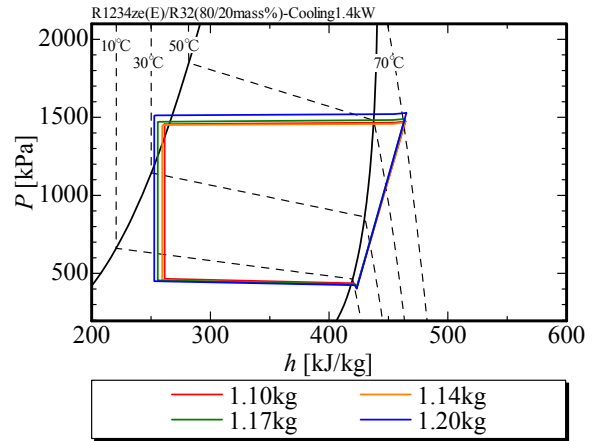
(a) R410A



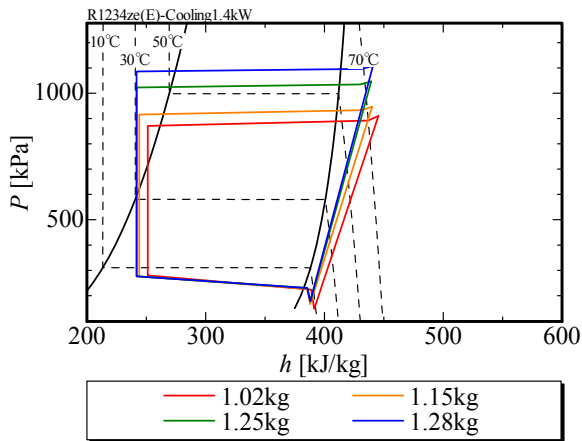
(b) HFO-1234ze(E)/R32(20/80mass%)



(c) HFO-1234ze(E)/R32(50/50mass%)



(d) HFO-1234ze(E)/R32(80/20mass%)



(e) HFO-1234ze(E)

Fig. 4-3 充填量によるサイクル線図の変化 (冷房条件 1.4kW)

(b) 充填量が COP に及ぼす影響

Fig. 4-4 にそれぞれの冷媒における暖房条件 1.8kW での、過冷度に対する COP_h の変化を示す。ここで過冷度は充填量の増加に依存するため、横軸を充填量ではなく過冷度としている。すべての冷媒において COP_h が最大となる過冷度が存在している。つまり各冷媒において、最適な充填量が存在するという事である。これは最大となる COP_h が、充填量の増加に伴う過冷度の増加と高圧側圧力の上昇の割合により決定するからである。また、HFO-1234ze(E)/R32 混合冷媒は純冷媒に比べ COP_h が最大となる過冷度は小さくなっている。これは非共沸混合冷媒では相変化時に温度変化するため、純冷媒と比べ冷媒飽和液温度が低くなるためである。非共沸混合冷媒においては HFO-1234ze(E)/R32 (20/80mass%)、HFO-1234ze(E)/R32 (50/50mass%)、HFO-1234ze(E)/R32 (80/20mass%) の順に COP_h が最大となる過冷度が小さくなっている。これは非共沸混合冷媒において露点と沸点の温度差が大きいくほど、冷媒飽和液温度が低くなるためである。純冷媒では HFO-1234ze(E) が R410A に比べ COP_h が最大となる過冷度は大きくなっている。これは COP_h の値も低くなっていることから、HFO-1234ze(E) が R410A に比べ凝縮温度が高いためだと考えられる。

Table 4-5 に R410A に対するそれぞれの冷媒の最大 COP_h の比率および、その時の充填量を示す。最大 COP_h は R410A が最も高く、HFO-1234ze(E) が最も低い。また、混合物では添加する R32 の割合が大きいくほど高くなっている。これはこの結果が同熱交換量であるという事が大きな要因である。同熱交換量では、R410A よりも加熱能力（体積能力）の低い HFO-1234ze(E) は、R410A と同じ熱交換器において同等の能力を発揮するためには流速を上げなければならない。そのため冷媒と熱源水の温度差をより大きくとる必要がある。そこで HFO-1234ze(E) に R32 を添加することは、加熱能力の増加につながり、結果的に流速を遅くでき、冷媒と熱源水の温度差を小さくすることができたと考えられる。また、最適充填量は HFO-1234ze(E) に R32 を添加する事で少なくなっている。充填量は R410A と比べ HFO-1234ze(E)/R32 (50/50mass%) では同等程度、HFO-1234ze(E)/R32 (20/80mass%) では少なくなっている。

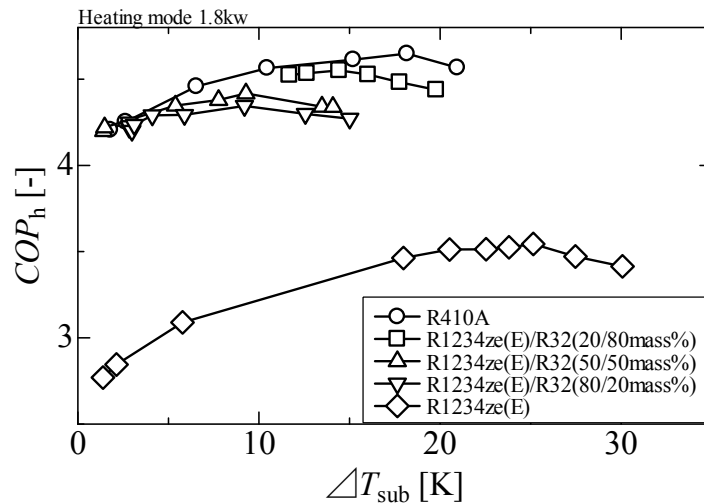


Fig. 4-4 過冷度による COP_h の変化

Table 4-5 COP_h の R410A 比および最適充填量

	R410A 比	最適充填量(kg)
R410A	0.00%	1.07
HFO-1234ze(E)/R32	(20/80mass%)	-0.75%
	(50/50mass%)	-4.97%
	(80/20mass%)	-6.52%
HFO-1234ze(E)	-23.75%	1.25

Fig. 4-5 にそれぞれの冷媒における冷房条件 1.4kW での、過冷度に対する COP_r の変化を示す。暖房条件と同様の傾向を示しているが、全体的に過冷度は小さくなっている。これは冷房条件では暖房条件よりも凝縮器側入口熱源水温度が高いためである。

Table 4-6 に R410A に対するそれぞれの冷媒の最大 COP_r の比率および、その時の充填量を示す。最大 COP_r は暖房条件と同様の傾向を示しているが、R410A と HFO-1234ze(E)/R32(20/80 mass%) の COP_r が逆転している。これは蒸発潜熱が大きい HFO-1234ze(E)/R32(20/80 mass%) においては過冷度が小さくなった影響を受けにくいためである。

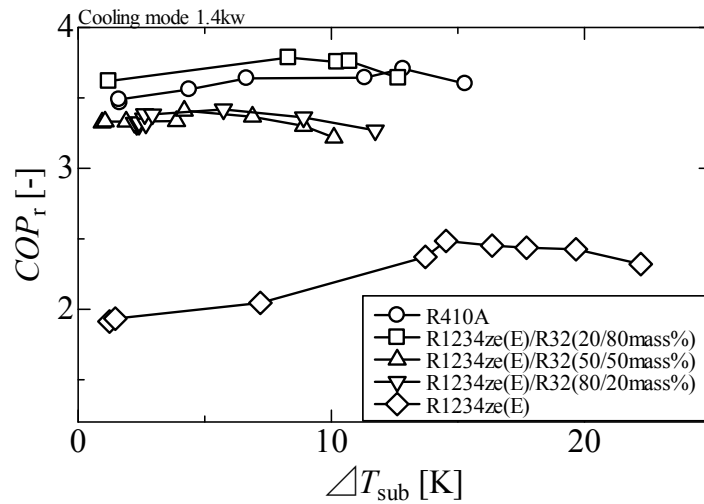


Fig. 4-5 過冷度による COP_r の変化

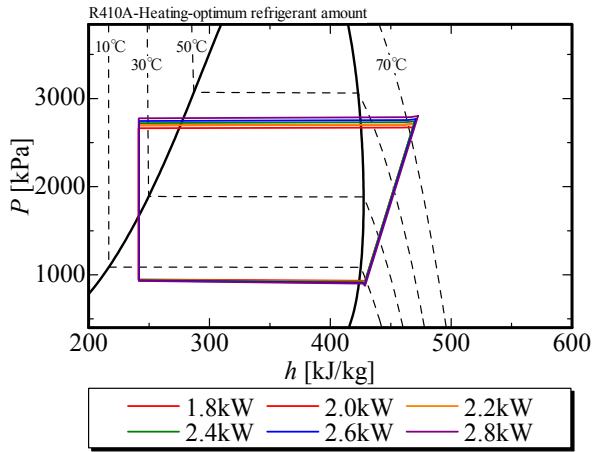
Table 4-6 COP_r の R410A 比および最適充填量

		R410A 比	最適充填量(kg)
R410A		0.00%	1.07
HFO-1234ze(E)/R32	(20/80mass%)	2.13%	0.91
	(50/50mass%)	-8.04%	1.04
	(80/20mass%)	-7.77%	1.17
HFO-1234ze(E)		-33.16%	1.25

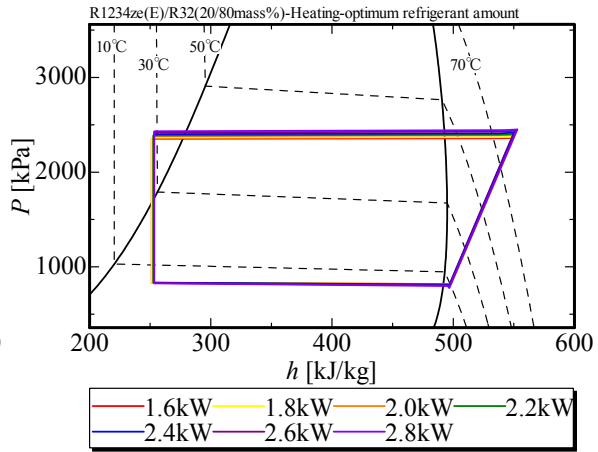
(c) 熱交換量によるサイクル特性の変化

Fig. 4-6 (a)～(e)にそれぞれの冷媒における暖房条件、最適充填量での R410A, HF0-1234ze(E)/R32(20/80mass%), HF0-1234ze(E)/R32(50/50mass%), HF0-1234ze(E)/R32(80/20mass%) および HF0-1234ze(E)を冷媒として使用した場合の交換熱量によるサイクル線図の変化を示す。Fig. 4-6 (e)の HF0-1234ze(E)に注目すると、熱交換量の増加に伴い凝縮器側冷媒飽和温度は上昇し、蒸発器側冷媒飽和温度は低下している。熱交換量を増加させて実験を行うため冷媒循環量を多くする必要があり、それに伴う冷媒速度の上昇により伝熱は促進(熱通過率の上昇)される。しかし熱通過率の上昇に対する熱交換量の増加の割合の方が大きいため、冷媒と熱源水の温度差を大きくする必要がある。よって凝縮器側冷媒飽和温度が上昇し、蒸発器側冷媒飽和温度が低下すると考えられる。この現象は高流速域において顕著にみられる。また熱交換量の増加に伴う冷媒循環量の増加によって圧力損失が増加し、圧縮機出入口の比エンタルピー差による線の傾きは緩やかになっている。これらの現象は高沸点冷媒である HF0-1234ze(E)の圧縮機入口冷媒蒸気密度が小さいことにより、冷媒循環量の変化に対する冷媒速度の変化が大きいため、顕著にみられるが、他の冷媒でも同様の傾向がみられる。

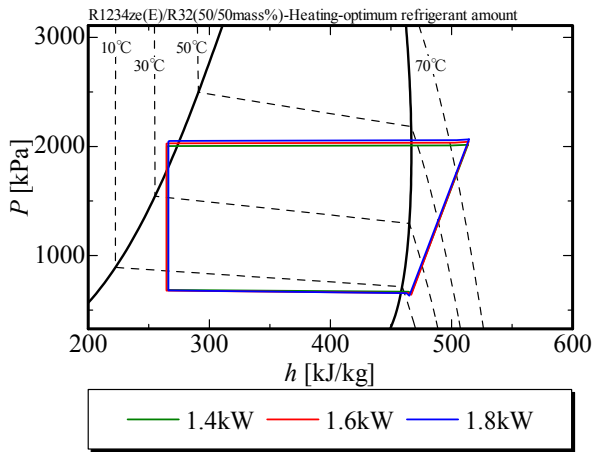
Fig. 4-7 (a)～(e)にそれぞれの冷媒における冷房条件、最適充填量での R410A, HF0-1234ze(E)/R32(20/80mass%), HF0-1234ze(E)/R32(50/50mass%), HF0-1234ze(E)/R32(80/20mass%) および HF0-1234ze(E)を冷媒として使用した場合の交換熱量によるサイクル線図の変化を示す。暖房条件と比べ凝縮器側および蒸発器側の熱源水温度が高くなっているため、サイクル線図は全体的に圧力が高くなっている。また凝縮器側入口熱源水温度の上昇により、過冷度が小さくなっている。なお、熱交換量の増加に伴うサイクル特性の変化は暖房条件と同様の傾向を示す。



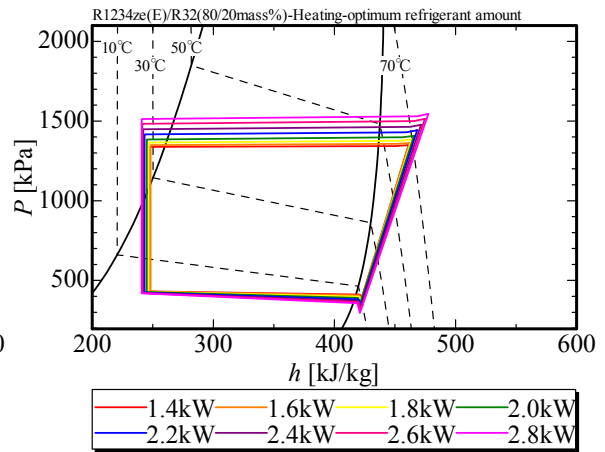
(a) R410A



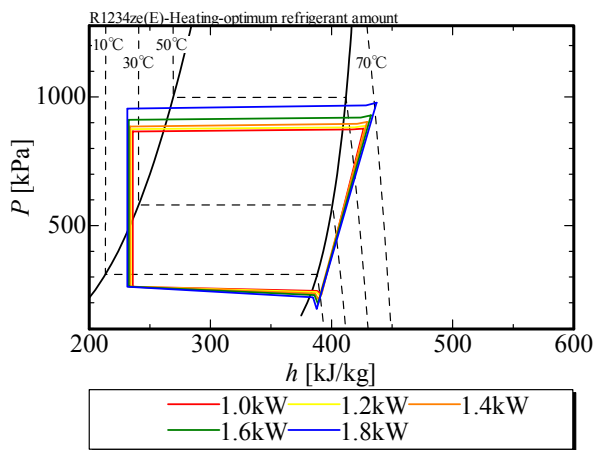
(b) HFO-1234ze(E)/R32(20/80mass%)



(c) HFO-1234ze(E)/R32(50/50mass%)

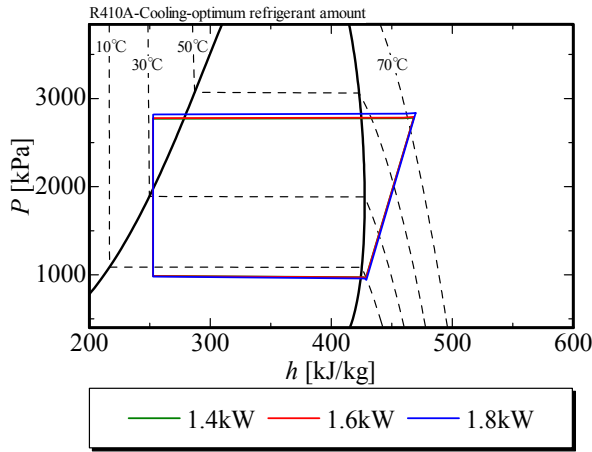


(d) HFO-1234ze(E)/R32(80/20mass%)

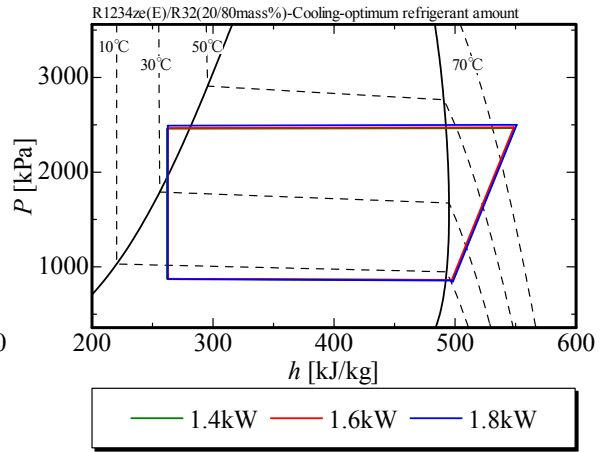


(e) HFO-1234ze(E)

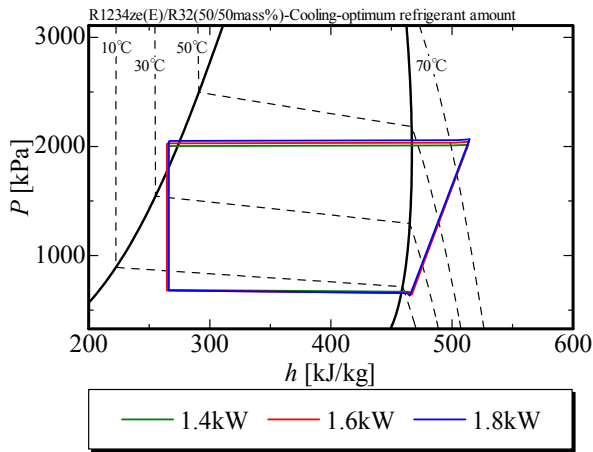
Fig. 4-6 熱交換量によるサイクル線図の変化（暖房条件，最適充填量）



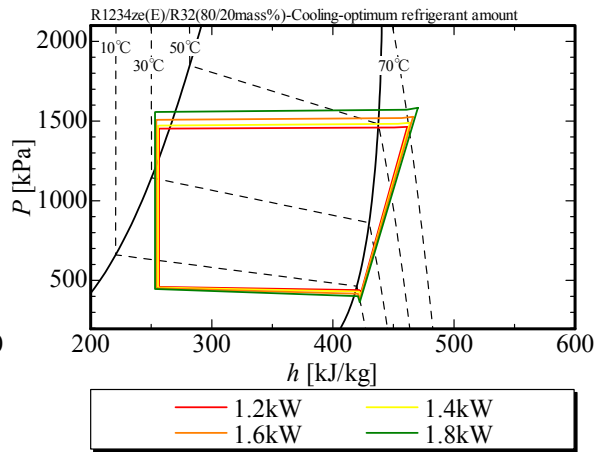
(a) R410A



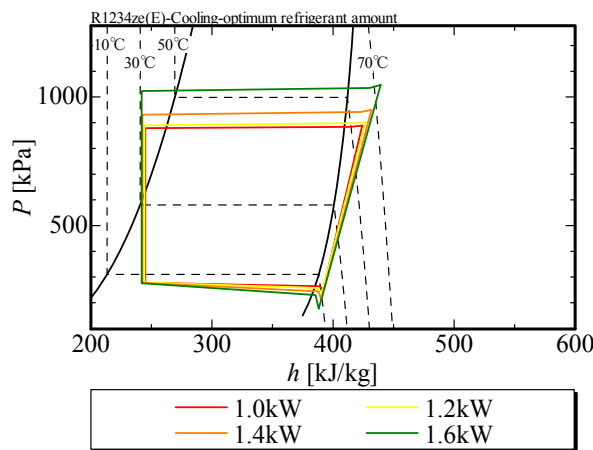
(b) HFO-1234ze(E)/R32(20/80mass%)



(c) HFO-1234ze(E)/R32(50/50mass%)



(d) HFO-1234ze(E)/R32(80/20mass%)



(e) HFO-1234ze(E)

Fig. 4-7 熱交換量によるサイクル線図の変化（冷房条件，最適充填量）

(d) 熱交換量による COP の特性

Fig. 4-8 にそれぞれの冷媒における暖房条件、最適充填量での Q_h に対する COP_h の変化を示す。すべての冷媒において COP_h が最大となる Q_h が存在している。Table 4-7 に冷媒それぞれの R410A に対する最大 COP_h の比および、その時の Q_h を示す。最大 COP_h は R410A で最も高く、HFO-1234ze(E) が最も低い。混合冷媒では HFO-1234ze(E)/R32 (20/80 mass%) が高く、HFO-1234ze(E)/R32 (50/50mass%) と HFO-1234ze(E)/R32 (80/20mass%) ではほぼ同等となっている。また最大 COP_h での Q_h は R32 の質量分率の増加に伴い高い値に移行し、HFO-1234ze(E)/R32 (20/80mass%) では R410A より高い値となっている。これは HFO-1234ze(E) に R32 を添加することで、蒸発潜熱および蒸気密度が上昇し体積能力が向上したためである。

Fig. 4-9 にそれぞれの冷媒における冷房条件、最適充填量での Q_r に対する COP_r の変化を示す。 Q_r に対する COP_r の特性は、暖房条件での COP_h の特性と同様である。Table 4-8 に冷媒それぞれの R410A に対する最大 COP_r の比および、その時の Q_r を示す。HFO-1234ze(E)/R32 (20/80mass%) の COP_r は暖房条件と異なり R410A より高い値となっている。これは蒸発潜熱が大きい HFO-1234ze(E)/R32 (20/80mass%) では R410A に比べ過冷度が低くなった影響を受けにくいいためである。

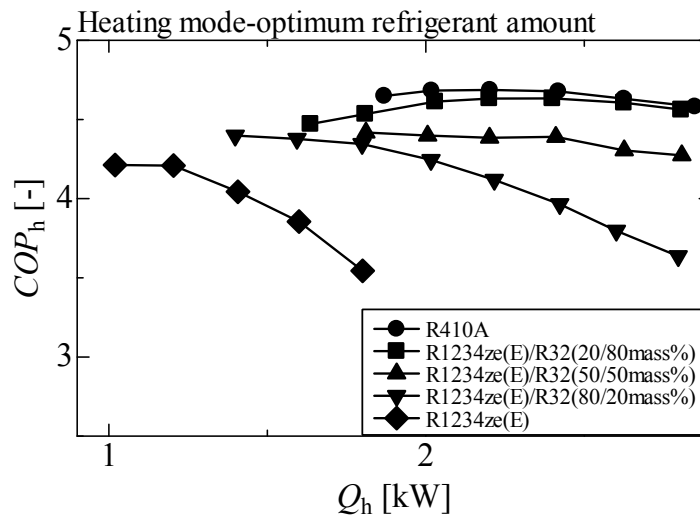


Fig. 4-8 熱交換量による COP_h の変化

Table 4-7 COP_h の R410A 比および熱交換量

		R410A 比	Q_h [kW](COP_{max})
R410A		0.00%	2.2
HFO-1234ze(E)/R32	(20/80mass%)	-1.15%	2.4
	(50/50mass%)	-6.17%	2.0
	(80/20mass%)	-6.17%	1.4
HFO-1234ze(E)		10.11%	1.0

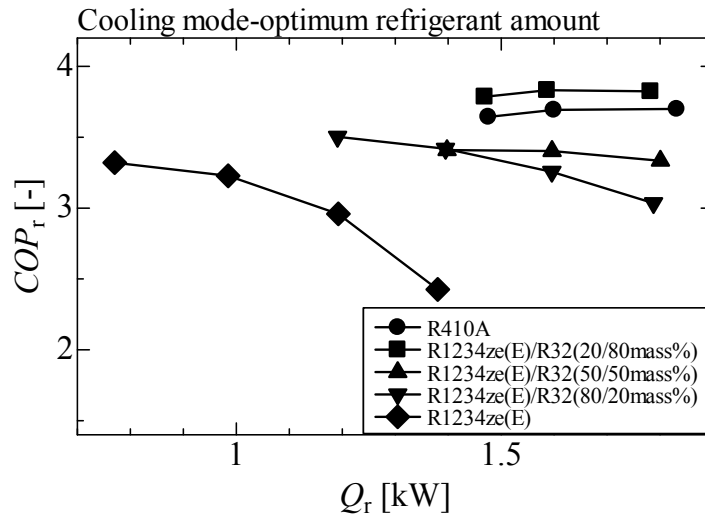


Fig. 4-9 熱交換量による COP_h の変化

Table 4-8 COP_r の R410A 比および熱交換量

		R410A 比	Q_r [kW](COP_{max})
R410A		0.00%	1.6
HFO-1234ze(E)/R32	(20/80mass%)	2.43%	1.6
	(50/50mass%)	-8.87%	1.4
	(80/20mass%)	-6.36%	1.2
HFO-1234ze(E)		-11.23%	0.8

(e) 圧力損失の特性および比較

Fig. 4-10 に暖房条件での冷媒循環量に対する熱交換器内部の圧力損失の変化を示す。図 (a) および (b) はそれぞれ蒸発器内部および凝縮器内部での圧力損失を示す。

Fig. 4-10 (a) の結果をみると、圧力損失は冷媒循環量が増加するに従い増加している。これは冷媒循環量の増加により、流速が増加したためである。冷媒による違いとしては、HF0-1234ze (E)、HF0-1234ze (E)/R32 (80/20mass%)、HF0-1234ze (E)/R32 (50/50mass%)、HF0-1234ze (E)/R32 (20/80 mass%)、R410A の順で圧力損失は低下していく。これは高沸点冷媒では同条件においてもサイクル作動圧が低く冷媒蒸気密度が低下するため、平均流速は上昇しそれに伴い圧力損失が増加するからである。次に同熱交換量での値（図中の○）を比較すると HF0-1234ze (E)、HF0-1234ze (E)/R32 (80/20mass%)、HF0-1234ze (E)/R32 (50/50mass%)、R410A、HF0-1234ze (E)/R32 (80/20mass%) の順で圧力損失は低下している。また混合冷媒においては R32 の質量分率の増加に伴い、冷媒循環量も減少している。これは潜熱の大きい R32 により、循環量が少なくても同熱交換量を維持できるためであると考えられる。

Fig. 4-10 (b) の凝縮器側の結果をみると蒸発器側と同様の傾向を示しているが、全体的に低い値を示している。これは凝縮器側冷媒飽和圧力が蒸発器側冷媒飽和圧力に比べ高いため冷媒蒸気密度が凝縮器側で高く、流速が遅くなるためである。また (a) の蒸発器側の結果に比べ、全体的に値の乱れが確認できる。これは値が小さいために圧力計の誤差の影響が出やすいためであると考えられる。したがって凝縮器側の圧力損失は参考程度のものである。

Fig. 4-11 (a) および (b) に冷房条件での冷媒循環量に対する蒸発器および凝縮器内部の圧力損失の変化を示す。冷房条件においても、Fig. 4-10 の暖房条件と同様の傾向を示す。

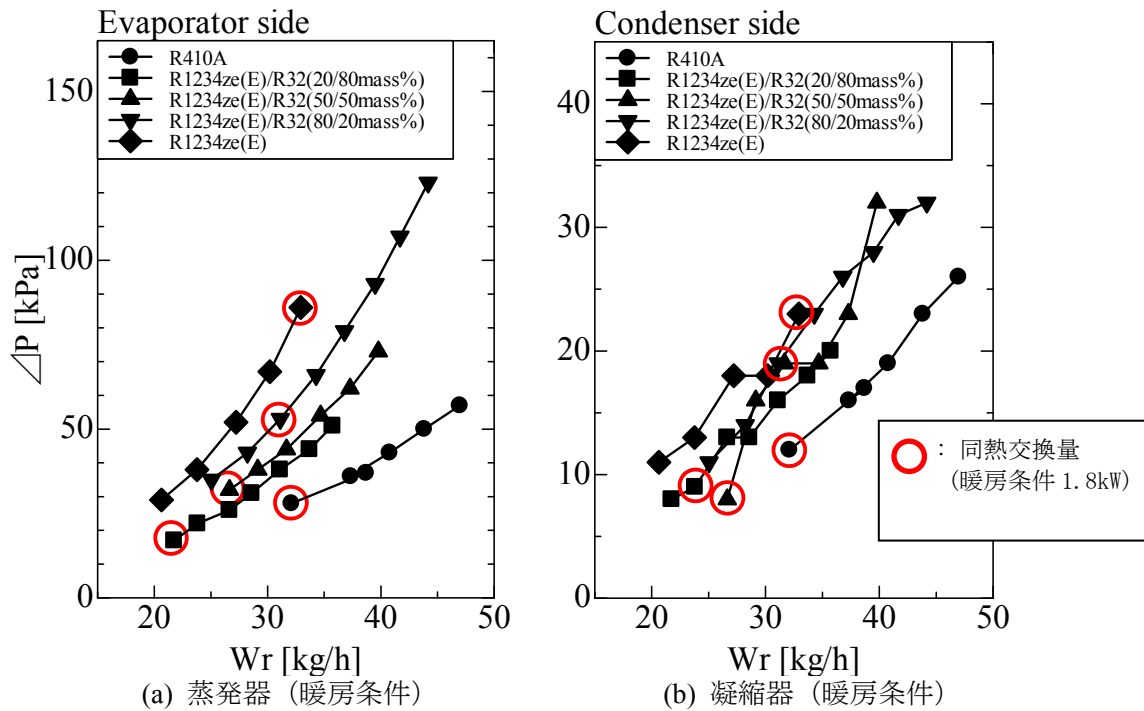


Fig. 4-10 冷媒循環量に対する熱交換器内部の圧力損失の変化 (暖房条件の場合)

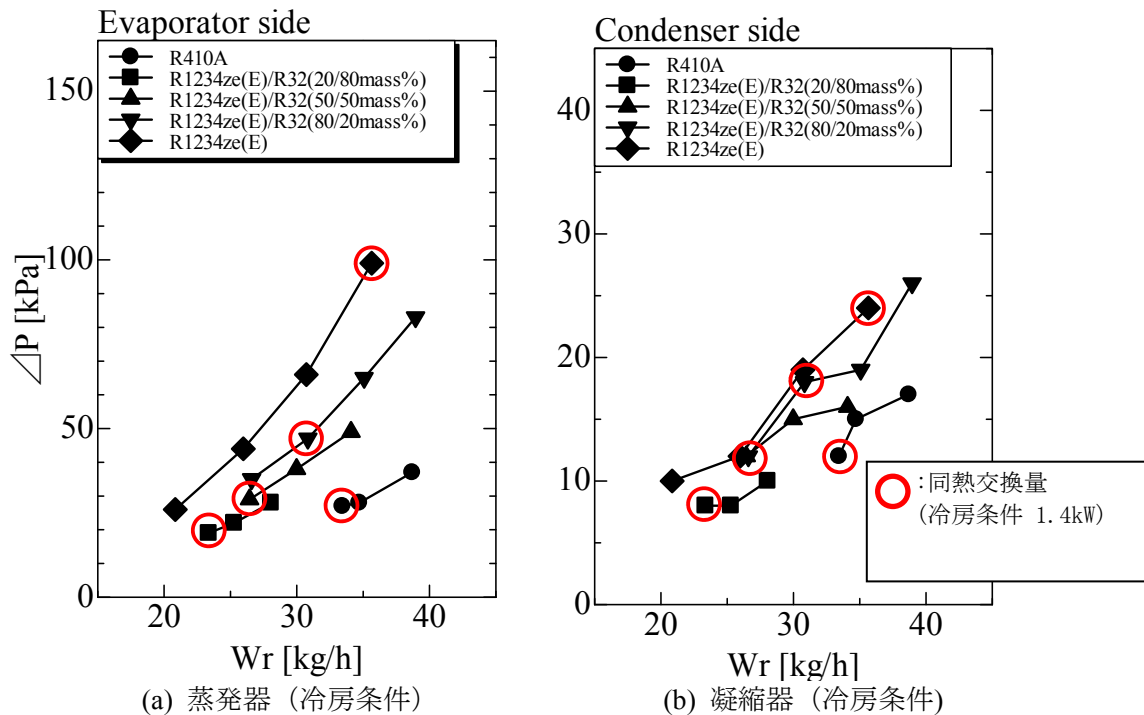


Fig. 4-11 冷媒循環量に対する熱交換器内部の圧力損失の変化 (冷房条件の場合)

(f) 熱交換器が COP に及ぼす影響

Fig. 4-12(a) に暖房条件 2.0kW における R410A のサイクル線図を、Fig. 4-12 (b) に冷房条件 1.8kW における R410A のサイクル線図を示す。暖房条件および冷房条件ともに熱交換器変更後 (7.2m) の方が凝縮器側冷媒飽和圧力は低下し、蒸発器側冷媒飽和圧力は上昇している。これは熱交換器を長くし有効伝熱面積が増加することにより、冷媒温度が熱源水温度に近づいたためである。つまり熱交換器を変更することにより高圧側と低圧側の圧力差が小さくなるため圧縮機動力を軽減できると考えられる。

Fig. 4-13(a) に暖房条件 2.0kW における HF0-1234ze (E) /R32 (50/50mass%) のサイクル線図を、Fig. 4-13(b) に冷房条件 1.6kW における HF0-1234ze (E) /R32 (50/50mass%) のサイクル線図を示す。凝縮器側では暖房条件および冷房条件ともに熱交換器変更後 (7.2m) の方が過冷度は増加している。これは熱交換器を長くしたことにより液単相区間が増加したこと、より凝縮器出口冷媒温度が熱源水温度に近づくためである。これにより単位質量あたりの熱交換量が増加したと考えられる。また蒸発器側では R410A と同様に圧力が上昇している。これにより圧縮機動力を軽減できたと考えられる。

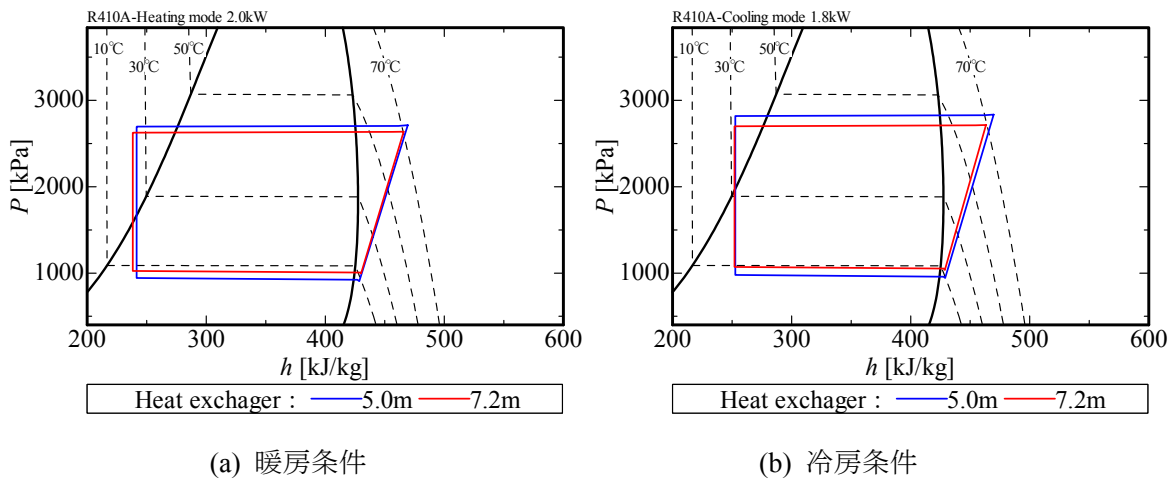


Fig. 4-12 熱交換器によるサイクル線図の変化 (R410A)

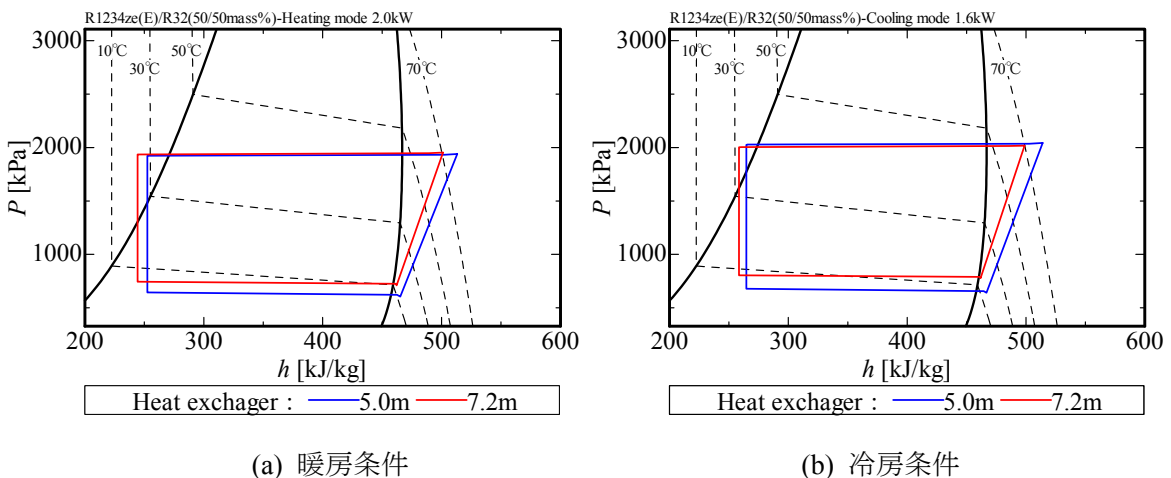


Fig. 4-13 熱交換器によるサイクル線図の変化 (HF0-1234ze (E) /R32 (50/50mass%))

Fig. 4-14に Q_h による COP_h の変化を、Fig. 4-15に Q_r による COP_r の変化を示す。また、Table 4-9に最大 COP_h および最大 COP_h 時の Q_h を、Table 4-10に最大 COP_r および最大 COP_r 時の Q_r を示す。

最大 COP は暖房および冷房条件によらず、R410AとHF0-1234ze(E)/R32(50/50mass%)共に熱交換器変更後(7.2m)の方が高い値を示している。これは熱交換器が長くなることで有効伝熱面積が増加し、冷媒温度が熱源水温度に近付くためである。また COP の増加率はR410Aに比べHF0-1234ze(E)/R32(50/50mass%)の方が大きい。これはHF0-1234ze(E)/R32(50/50mass%)が非共沸混合冷媒であるため、冷媒温度が熱源水温度により近付いたためである。

最大 COP 時の Q は暖房条件および冷房条件によらず、R410AとHF0-1234ze(E)/R32(50/50mass%)共に熱交換器変更後(7.2m)の方が高い値を示している。これは圧縮機の周波数特性によるものである。 COP はサイクル線図による COP と圧縮機の効率によって決まる。通常、サイクル線図による COP は熱交換量の増加に伴い減少する。しかし、熱交換器を長くすることによりこの傾向が軽減でき、圧縮機の周波数特性がより顕著に表れたと考えられる。それに加え、熱交換器を変えたことにより同熱交換量でも周波数を低くすることができたことも要因の一つである。これは蒸発器側冷媒飽和圧力が上昇したことにより、圧縮機入口冷媒蒸気密度が大きくなったためである。圧縮機は一回転で送り出す体積が決まっているため、密度が大きい物質ほど一回転で送り出す質量が多くなる。このため、同熱交換量においても圧縮機の周波数が低下すると考えられる。

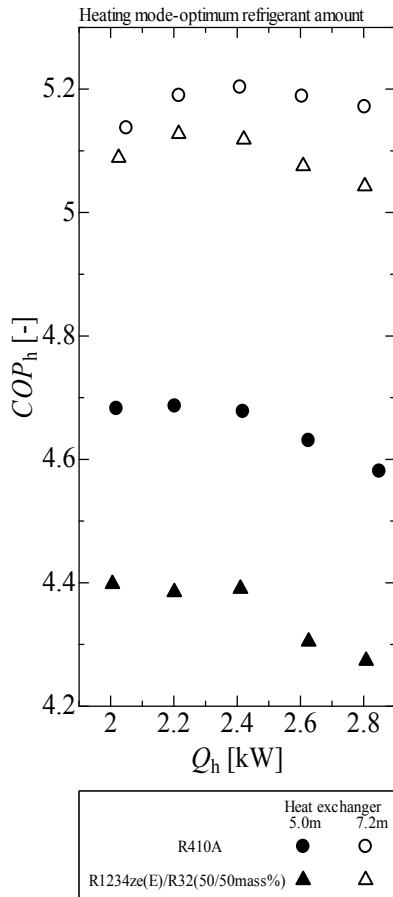


Fig. 4-14 Q_h による COP_h の変化

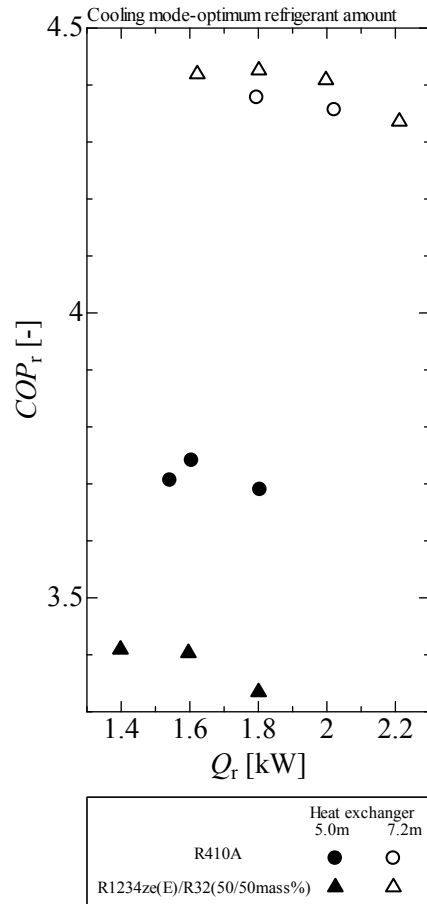


Fig. 4-15 Q_r による COP_r の変化

Table 4-9 最大 COP_h および最大 COP_h 時の Q_h

	熱交換器長さ[mm]	$COP_{h,max}$	Q_h [kW]($COP_{h,max}$)
R410A	5000	4.69	2.2
	7200	5.20	2.4
HFO-1234ze(E)/R32 (50/50mass%)	5000	4.42	2.0
	7200	5.13	2.2

Table 4-10 最大 COP_r および最大 COP_r 時の Q_r

	熱交換器長さ[mm]	$COP_{r,max}$	Q_r [kW]($COP_{r,max}$)
R410A	5000	3.74	1.6
	7200	4.38	1.8
HFO-1234ze(E)/R32 (50/50mass%)	5000	3.41	1.4
	7200	4.42	1.8

5. HF0-1234yf 混合冷媒の熱物性の測定

<熱伝導率の測定および相関式の作成>

測定装置および方法については先に記載した HF0-1234ze(E)+HFC-32 系混合冷媒と同様であるので、ここでは測定結果のみを示す。

(a) HF0-1234yf+HFC-32 系混合冷媒の熱伝導率の測定結果

Fig. 5-1 に HF0-1234yf+HFC-32 系混合冷媒の熱伝導率の温度に対する変化を示す。図には REFPROP Ver. 9.0 による推算値も参照値として示してある。この推算値も HF0-1234ze(E) と同様に NIST の最近の測定結果に基づいたものである。HF0-1234yf の測定値と REFPROP の計算値はよく一致しており、50%HF0-1234yf の値は HF0-1234yf と HFC-32 の間に位置している。測定値の温度に対する変化はいずれの組成比においても 50°C まではほぼ直線的であるが、60°C 以上の温度条件では、温度が高くなると熱伝導率の値が高くなる傾向を示している。このことは 50%HF0-1234yf において特に顕著であり、前述の HF0-1234ze(E)+HFC-32 系混合冷媒に比べてもその変化が大きい。

Fig. 5-2 には、熱伝導率の組成比に対する変化を示す。HF0-1234ze(E)+HFC-32 系混合冷媒と同様に図には 10~70°C について、前出の式(2.3.2.1-7-11)および式(2.3.2.1-7-12)による計算結果を比較のために示した。測定値の傾向は相関式と同様であるが、計算値より高い値を示している。

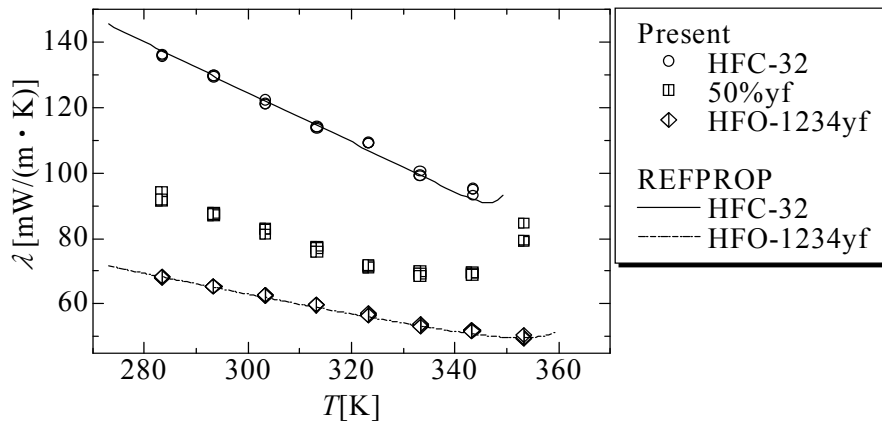


Fig. 5-1 HF0-1234yf+HFC-32 系混合冷媒の熱伝導率の温度に対する変化

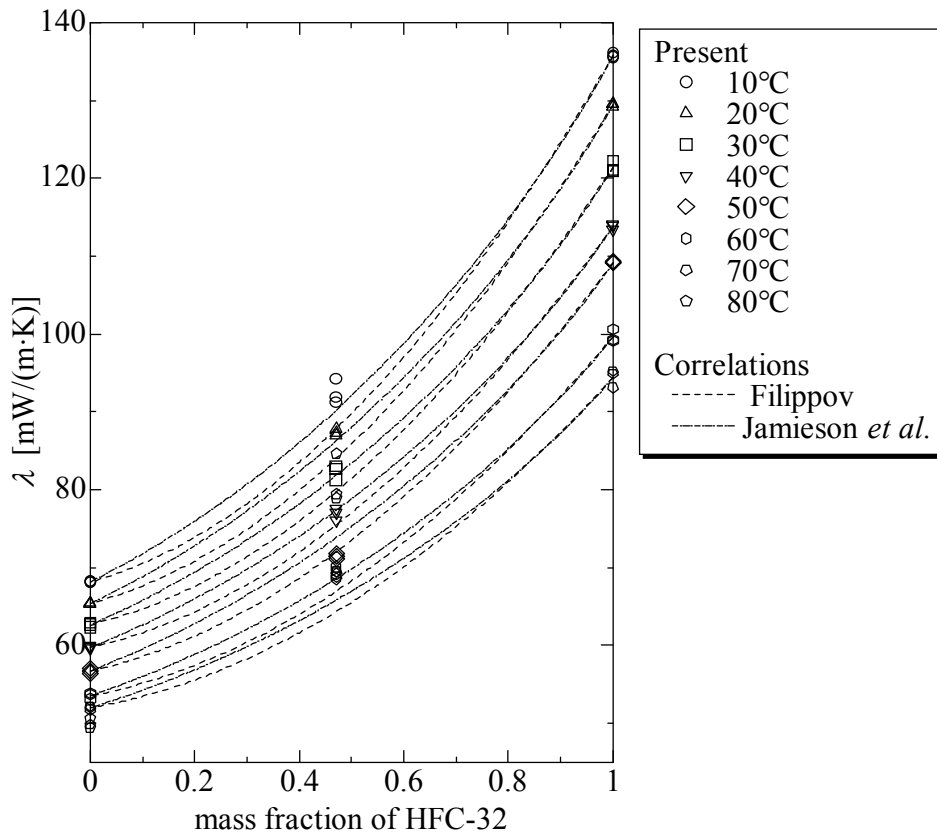


Fig. 5-2 HF0-1234yf+HFC-32 熱伝導率の組成変化

(b) 相関式

本実験範囲において、純冷媒 HF0-1234yf の熱伝導率は、HF0-1234ze (E) および HFC-32 と同様に温度の上昇に伴ってほぼ直線的に変化するので、本測定値を近似する式を次のように作成した。

$$\text{HF0-1234yf} : \lambda = 143.94 - 0.2321683T \quad (283\text{K} \leq T \leq 353\text{K}) \quad (5-1)$$

Fig. 5-3 は実験値と上式による計算値を比較したものである。この式は標準偏差 0.55 で実験値を近似できる。

HF0-1234yf+HFC-32 系混合冷媒の熱伝導率の予測精度を高めるために、Filippov の式の β を実験値にあうように調整した。Fig. 5-4 に予測結果を Table 5-1 にそれぞれの温度条件における β の値を示す。

Fig. 5-5 に β の値を Filippov の推奨値 $\beta=0.72$ とした場合と本実験値全体を平均的によく近似できる値である $\beta=0.568$ とした場合の比較を示す。前述したように β の最適値は温度によって異なるが、平均値 $\beta=0.568$ を使うことで予測精度が高まることがわかる。

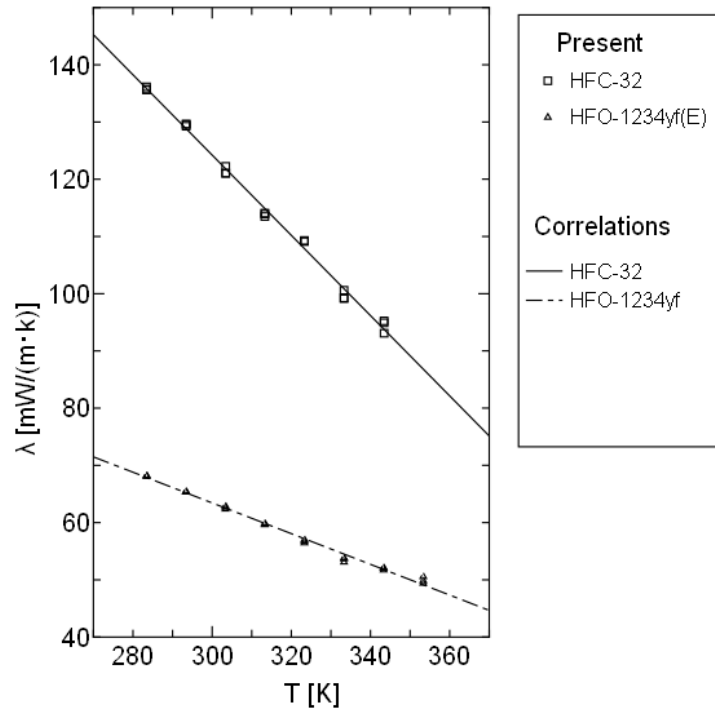


Fig. 5-3 HFO-1234yf および HFC-32 の熱伝導率の予測結果

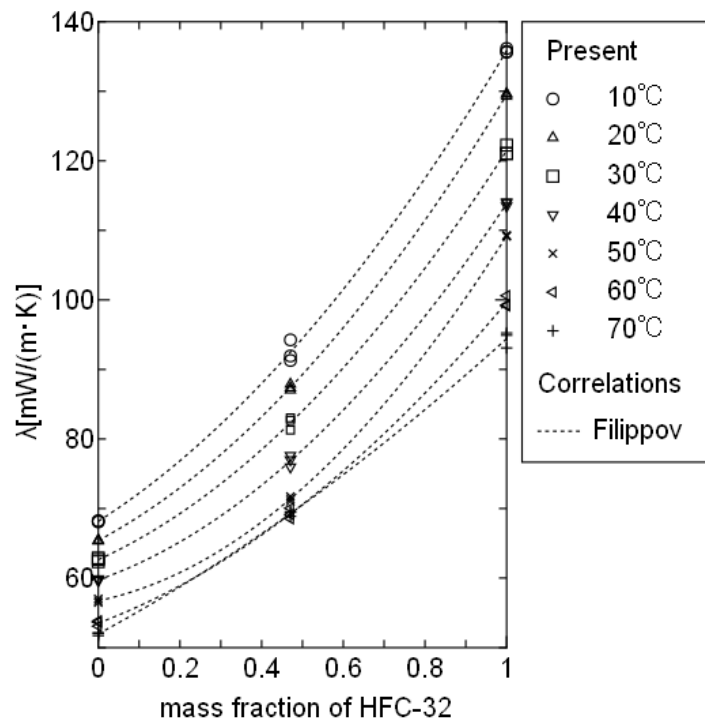


Fig. 5-4 HFO-1234yf+HFC-32 熱伝導率の組成変化の予測結果

Table 5-1 温度条件毎の β の調整値

温度	β
10°C	0.446
20°C	0.510
30°C	0.545
40°C	0.618
50°C	0.767
60°C	0.522
70°C	0.252

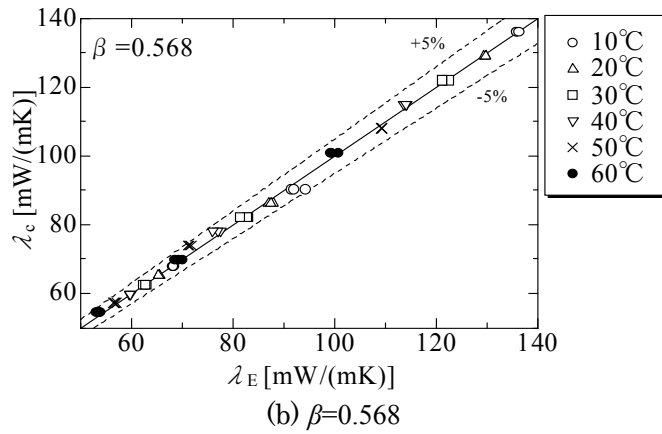
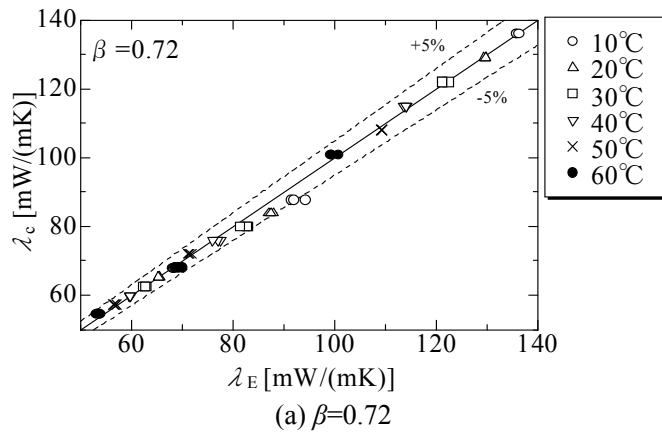


Fig. 5-5 HF0-1234yf+HFC-32 熱伝導率の組成変化の予測結果

6. 総括

2009年度及び2010年度の独立行政法人新エネルギー・産業技術総合開発機構の受託研究「ノンフロン型省エネ冷凍空調システム開発／実用的な性能評価，安全基準の構築／エアコン用低GWP混合冷媒の物性とLCCP評価」の一部として、「HF01234ze 混合冷媒の熱物性とサイクル性能の研究」を実施させて頂いた。具体的には、本受託研究では、近年、新規に開発された HF0-1234ze (E) ($\text{CF}_3\text{CH}=\text{CFH}$: Trans-1, 3, 3, 3-Tetra-fluoropropene) に注目して、サブテーマとして、(a) HF01234ze 混合冷媒の熱物性の測定、(b) HF01234ze 混合冷媒を用いたルームエアコンの性能シミュレーション、(c) HF01234ze 混合冷媒のドロップイン試験の三つの開発課題に取り組ませて頂いた。また、追加のサブテーマとして (d) HF01234yf 混合冷媒の熱物性の測定にも取り組ませて頂いた。

- (a) HF01234ze 混合冷媒の熱物性の測定では、純冷媒 HF0-1234ze (E) 及び HF0-1234ze (E) /HFC-32 系非共沸 2 成分混合冷媒の熱力学的性質、輸送的性質及び伝熱特性の基本特性の測定を行い、純冷媒 HF0-1234ze (E) あるいは HF0-1234ze (E) /HFC-32 系非共沸 2 成分混合冷媒をヒートポンプの冷媒として使用するために必要不可欠な物性データの提供、熱交換器の設計に必要な基礎データを取得した。
- (b) HF01234ze 混合冷媒を用いたルームエアコンの性能シミュレーションでは、まず、熱力学的なサイクル性能解析を試み、HF0-1234ze (E) /HFC-32 系非共沸二成分混合冷媒は、ルームエアコンの作動媒体として現在使用されている R410A の代替冷媒として使用できる可能性を示した。ついで、熱交換器内の冷媒と熱源流体の伝熱特性を熱通過率で評価した簡易なルームエアコンの性能予測計算を行い、既存エアコンと同程度の熱交換性能が確保できれば、HF0-1234ze (E) /HFC-32 系非共沸二成分混合冷媒の組成比を適切に選べば、R410A よりも成績係数が高くなることを示した。なお、空気熱源と冷媒との詳細な熱交換モデルを構築したシミュレーションの開発も試みたが、時間的・人的制約の中で完成には至らず、今後の課題として取り組むこととなった。
- (c) HF01234ze 混合冷媒のドロップイン試験では、水熱源ヒートポンプ試験装置を用いて、空気熱源ヒートポンプの運転条件を模擬して、R410A 疑似共沸冷媒、HF0-1234ze (E) 純冷媒及び HF0-1234ze (E) /HFC-32 系非共沸混合冷媒について、冷房モード及び暖房モードにおける性能測定を行い、成績係数に及ぼす凝縮器出口冷媒過冷却度、熱負荷（冷房負荷及び暖房負荷）及び熱交換器サイズの影響を示した。その結果、HF0-1234ze (E) /HFC-32 系非共沸混合冷媒は R410A の代替冷媒として十分使用可能であることを明らかにした。
- (d) HF01234yf 混合冷媒の熱物性の測定では、HF0-1234yf/HFC-32 系混合冷媒の飽和液熱伝導率を二線式非定常細線法により測定してデータを提供すると共に、従来の相関式との比較を行った。

2年間の本受託研究で、すべての研究開発課題を100%完全に成し遂げることができなかつたとの反省点もあるが、本受託研究を実施させて頂いた意義は、世界に先駆けて、純冷媒 HF0-1234ze (E) 及び HF0-1234ze (E) /HFC-32 系非共沸混合冷媒の基本物性を明らかにし、純冷媒 HF0-1234ze (E) が、大型冷凍機の冷媒として現在使用されている R134a の代替冷媒として十分に使用できることを指摘でき、また、HF0-1234ze (E) /HFC-32 系非共沸混合冷媒はルームエアコン用冷媒として現在使用されている R410A の代替冷媒として十分使用可能であることを明らかにしたことに集約できる。低GWP冷媒として純冷媒 HF0-1234ze (E) 及び HF0-1234ze (E) /HFC-32 系非共沸混合冷媒が、将来、実用化されるための基礎研究として、本受託研究の成果が役立つことを切に願っている。

<特許、論文、外部発表等の件数（含予定）>（詳細内容は添付資料の論文特許リストを参照）

区分 年度	特許出願			論文		その他外部発表 (プレス発表等)
	国内	外国	PCT [※] 出願	査読付き	その他	
H21FY	0	0	0	5	2	0
H22FY	0	0	0	16	10	0
H23FY	0	0	0	10	5	0

(※Patent Cooperation Treaty :特許協力条約)

IV. 実用化、事業化の見通しについて

1. 実用化、事業化の見通しについて

1.1 成果の実用化の可能性

(事業化までのシナリオ)

京都議定書目標達成計画の目標を達成するためには、民生・産業分野でエネルギー消費の比較的大きく、かつ今後 HFC の排出量が急速に増加する見込みの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、地球全体の喫緊の課題であること、また、これらの製品等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、国が主導的に技術開発を行うことが必要である。産業用、民生用機器の中で冷凍・空調機器のエネルギーは比較的大きい比重を占めている。これらの機器は食品の流通、我々の居住空間の改善に必要で、国民生活には今やなくてはならない存在である。しかしながら現在のところ、他の代用可能な機器は存在しない。フロンは性能、安全性、経済性とも大変優れた物質であり、これに代わるノンフロン（低 GWP 冷媒）の機器開発は国の支援を得て各企業の持つ技術を結集して当たる必要がある。

また、技術戦略マップにおいても、H17 年度より開始された本プロジェクトが冷凍空調機器分野での対策の根幹となっていることが示されている。

(見通し)

対象技術毎の実用化・事業化の見通しを下表に示す。

研究開発項目	対象技術等	実用化・事業化見通し
①住宅分野	・住宅用換気空調	・目標性能を達成するシステムは完成。コスト低減が今後の課題。イニシャルコストのリスクを低減するために大型機への展開も視野に入れる。
	・低 GWP 冷媒 ルームエアコン	・技術面の課題は明確化され、解決の見込み。 ・技術面以外の課題（国内外の冷媒規制（GWP 規制等）状況および低 GWP 冷媒の安全性（燃焼性等）リスク評価）の解決により事業化可能。
②業務分野	・CO2 冷媒 ショーケース	・平成 23 年度中に実店舗に導入予定。 ・量産効果による価格ダウン、コストダウン設計が課題。
	・低 GWP 冷媒 ターボ冷凍機	・低 GWP 冷媒専用機器設計の実施とともに、冷媒安全性評価が確立することにより実用化、市場投入可能。
④性能・安全評価	・低 GWP 冷媒 評価（性能・安全性） ・LCCP 評価手法	※研究開発項目は規範整備による上述の研究開発に係る事業化を促進することを最終目的とするため、成果物の公開・提言にとどまる。ただし、講演・論文・投稿等を通じた成果の周知や、冷凍空調業界団体等を通じての PR、および規格・法整備に係る働きかけを内外に広く展開していく。

以下に研究開発テーマ毎の実用化・事業化の見通しについて示す。

(住宅分野)

家庭用空調機器（ルームエアコンやパッケージエアコンなどでシステムも含む）における環境面からの国内外の市場ニーズ・ユーザーニーズが高まっており、メーカーによる実用化開発も積極的に行われるものと推測される。事業化への展開は、換気空調機については吸湿材開発や運転制御手法の進展により、技術的に比較的早い段階で可能である。今後、現行機に比較して遜色のない経済性の追求、および低 GWP 冷媒使用に関しては安全性の解決、さらには家電リサイクル法における処理料金の適正化により現行代替フロン製品とのトータルコスト競争が可能となる。

① 住宅用コンパクト再生方式省エネ型換気空調システムの開発【新日本空調株式会社】（委託）

実用化が想定される製品のイメージは、新鮮外気を室内運転条件付近まで、夏は冷却減湿し、冬は加熱加湿したのち送風するノンフロン型換気空調装置であり、住宅用ならびに業務用を対象とする。家庭用小容量機（換気量：毎時 100 立米程度まで）と、若干大型の中容量機（換気量：毎時 1000 立米程度まで）の 2 本立てを想定している。

デシカント部の再生は直接加熱方式、熱交換部は対向流式プレート型熱交換器を採用の可能性が高い。

本再生方式の性能に関して目標値を達成する実験的検証のメドが得られたが、本試作機を製作する上において、インシヤルコストの問題が明確となった。コストイメージとして、前者は～5 万円程度であり、後者は少なくとも某大手空調機器メーカーのカタログにある水蒸気透過膜を利用する静止型全熱交換器と同程度以下の販売価格となる必要がある（カタログによれば静止型全熱交換器の天井埋込タイプ：換気量 150m³/h は単体価格が 17 万 5350 円であるが、ファンやダクト設備ならびに工事などを含めると 100 万円以上という設備投資となる）。

従って、天井埋め込み型のような集中型の換気調湿空調システムへの展開を想定するのであれば、システム販売価格 100 万円程度が一つの目安となる。一方、換気扇的な使い方を想定する簡易型換気調湿空調システムであれば 5 万円以下とする必要がある。試作機の製作費はこれをはるかに凌ぐものであり、インシヤルコストの低減が実用化・事業化において大きな課題である。

② 住宅用ノンフロン型省エネ調湿システムの開発【新晃工業株式会社】(助成)

(1) 内容

2003年の改正建築基準法の施行により、全ての居室に機械式還気設備の設置が義務付けられたが、外気を直接室内へ導入することは空調負荷の増大を招く。その対策として外気を直接導入するのではなく、全熱交換器を用いて外気と還気の熱エネルギーを交換(回収)する方法が有効である。実際に静止型全熱交換器を組み込んだ換気システムが一般に販売されている。しかし、これら従来の静止型全熱交換器は潜熱交換効率が低く(30%~40%程度)、更に最も必要とされる多湿時において効率が低くなる。また、潜熱交換は和紙形状の水蒸気透過型の膜を介しての水蒸気移動であり、水蒸気だけでなく空気も透過するため、還気が給気に混ざり(コンタミネーション)、IAQ(室内空気質)が悪化する。このように従来の静止型全熱交換器は低い潜熱交換効率とコンタミネーションの問題を有している。

最近では空調機の通年エネルギー消費効率(APF)を重要視するあまり、除湿性能が犠牲となっている。そのため別途GWPの高い代替フロンを使用した除湿器を設置する家庭も散見される。

このように今や家庭においても湿度コントロールは重要な課題となっている。

開発した等温吸脱着方式全熱交換器(以後、コア)は、従来の静止型全熱交換器と比較して潜熱交換効率が低い(約2倍)。更に乾燥剤を利用して空気中の水分(潜熱)を交換するためコンタミネーションが少ないという特徴を持っている。また、バッチ周期を変化させることで潜熱交換効率を変化させることができる。つまり、これはバッチ周期を変化させることでコア出口の湿度を調節することができる調湿(デシカント)としての機能を持っていると言える。本件ではこのコアを組み込んだ住宅用の調湿システムを開発した。

(2) 用途

住宅用

プロジェクト終了後より販売先を予定しているハウスメーカーを始め設計事務所、工務店、設備業者などに営業を掛けている。開発した住宅用調湿システムは、従来の全熱交換器組み込み換気システムと比較して高価(原価:301,500円)であり、換気システムでの市場競争は難しいと思われる。そこで、換気システムではなく調湿(デシカント)システムとして、新たな市場の開拓に臨む。現在、あるハウスメーカーより調湿(デシカント)システムとしてならば、100万円/台でも魅力的な製品であるとの打診を頂いている。

業務用・産業用

住宅用では大手の価格に合わせることは難しいが、弊社が得意とする業務用・産業用空調機器としてならば全熱交換器としてでも十分に市場競争が可能である。そのため、業務用・産業用の全熱

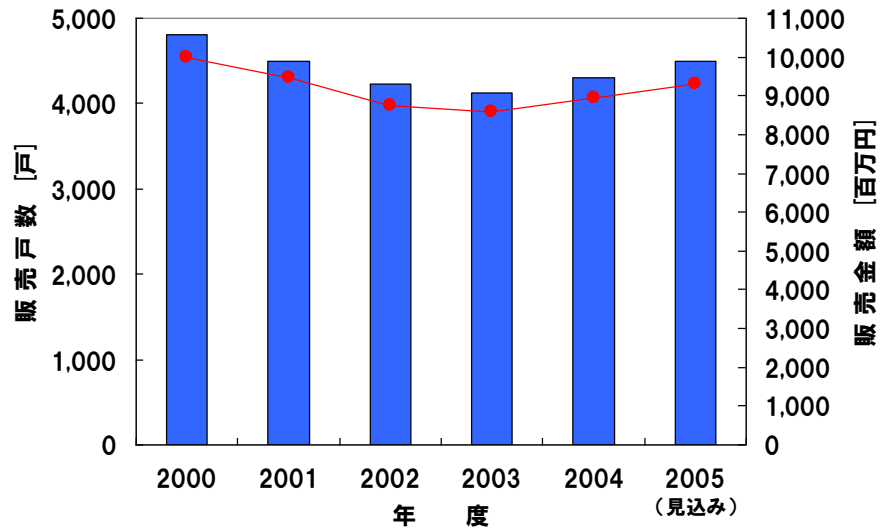
(3) 市場規模

住宅用

全館空調システムでは、省エネ性を図るために熱交換器ユニットを用いることが多い。全館空調システムのオプションとして熱交換器ユニットを用意しているハウスメーカーも多く見られる。そのため、全館空調システムは調湿システムに対して有効な市場と思われる。

矢野経済研究所の調査によると、我が国の全館空調システムの販売戸数は年間4500戸程度である。いま開発した調湿システムの販売価格を100万円、普及率を不満率*と同等の20%と仮定すれば、(4,500戸/年)×(1,000,000円/台)×0.2=9億円/年の市場規模となる。

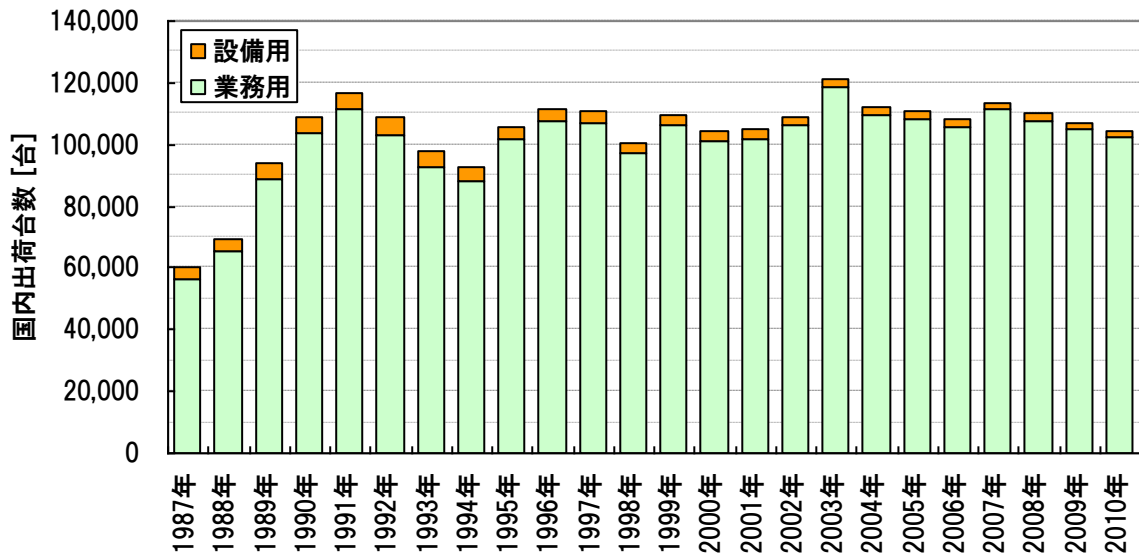
*国土交通省の住宅需要実態調査結果によると、住宅に何らかの不満を抱いていると回答したのは調査した全世帯の42.4%に上り、その不満原因を複数回答にて挙げると、「冷暖房の費用負担などの省エネルギー対応」が53.4%、「換気性能」が43.4%と不満と回答した世帯の約50%、つまり全体の約20%が空調に関する省エネおよび質について不満を抱いているとの結果が現れた。



全館空調システムの年間販売台数と販売価格

業務用・産業用

日本冷凍空調工業会の調査によると直近10年間の業務用・設備用の全熱交換器国内出荷台数は10万台～12万台程度で推移している。従って、全熱交換器の潜在需要は年間10万台以上と言える。



全熱交換器の国内出荷台数

(5)事業化のスケジュール

住 宅 用

年度	H 2 3年度	H 2 4年度	H 2 5年度	H 2 6年度	H 2 7年度
販売先への営業					
販売体制の整備					
生産体制の整備					
販売					
収益発生					

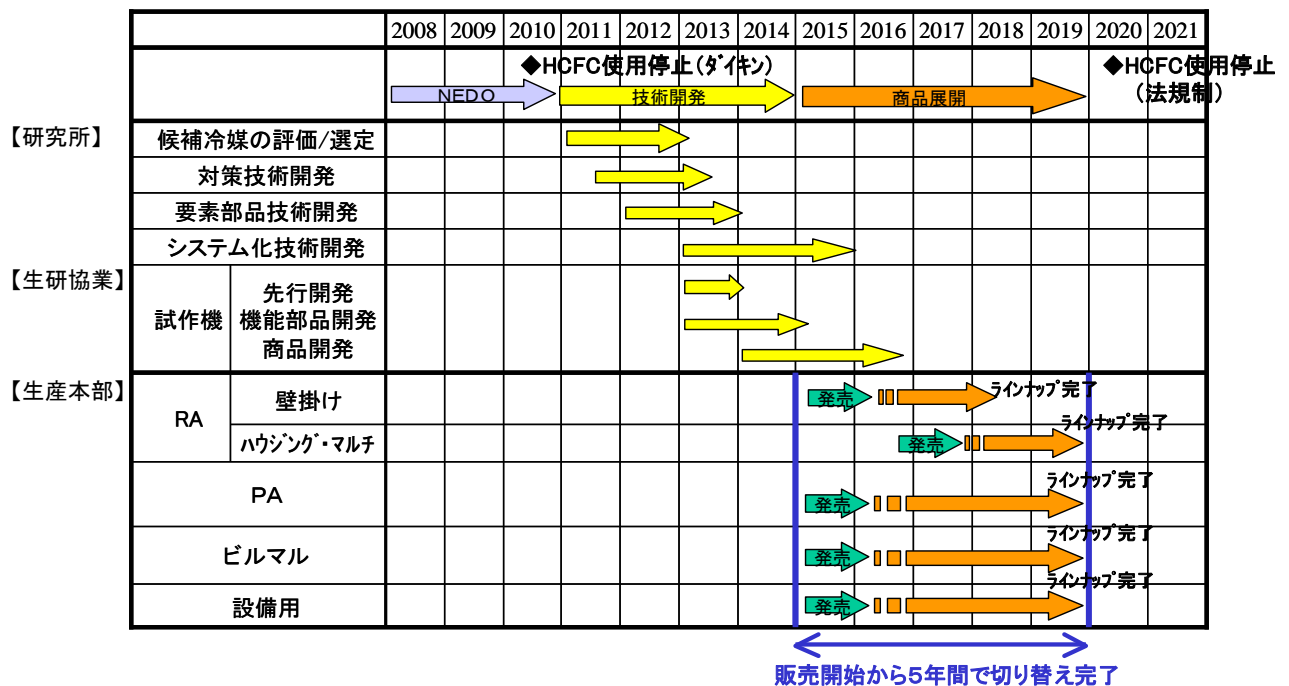
業 務 用 ・ 産 業 用

年度	H 2 3年度	H 2 4年度	H 2 5年度	H 2 6年度	H 2 7年度
ニーズ聴取					
業務用・産業用の システム検討					
業務用・産業用の システム開発					
販売体制の整備					
生産体制の整備					
販売					
収益発生					

③ 低GWP冷媒を使用した省エネ空調機の研究【ダイキン工業株式会社】(助成)

本研究開発により、候補冷媒それぞれの製品化に当たっての課題が明確化された。いずれの候補も長所・短所を持っており、決定的な候補を選定するには至らなかった。現状では、低 GWP であることを優先すれば効率の低下(CO2 排出量の増大)や機器コストの増大につながり、効率を優先すれば GWP の大幅な低下は見込めない。また、候補冷媒の多くは微燃性を持っており、使用時の安全性評価についても官民共同で評価が始まったところである。国内・国際的に GWP や機器効率への規制が変化している状況であり、これらの動向を見守りつつ、各候補冷媒の課題を解決する技術開発を進めていく。

製品化へ向けては、2011 年から 2012 年にかけて各冷媒に共通的な技術開発・安全性評価等を継続、2013 年より試作機評価をおこなう。前記の規制動向に左右される可能性はあるが、2015 年には住宅向け空調機としての発売を予定している。



④ 低GWP冷媒を適用した省エネ空調機の研究【三菱電機株式会社】(助成)

【実用化が想定される製品】

- ・家庭用ルームエアコン

【空調用の次世代候補冷媒】

- (1) 低 GWP 冷媒単体 (HF0-1234yf) GWP=4

- ・熱交換器の多パス化、圧縮機適性化、接続配管径の大幅な拡張、及びユニットの大幅な大型化等の適正化により、R410A 冷媒と同等の APF が確保可能である。

- (2) 低 GWP 冷媒+R32 混合冷媒 (R32 混合比 50%以上) GWP=300 以上

- ・非共沸冷媒対応として、熱交換器の対向流化、多パス化、及びユニット制御的成果、ユニットの大型化等の適正化により、R410A 冷媒と同等の APF が確保可能と考えられる。

【微燃性冷媒への対応】

- ・低 GWP 冷媒を適用した空調機の導入には、微燃性冷媒への対応が必要である。そのため、下記の研究開発が必要と考える。

- ① 微燃性冷媒を安全に使用するための研究

- ・微燃性冷媒の安全性について研究し、得られた結果を法制化し、微燃性冷媒を安全に使用す

るために遵守すべき基準、及び、製造、販売、据付、実使用、サービス、廃却（リサイクル）における各業者や消費者の安全に対する責任の区分等を明確化する必要がある。

- ・NEDO 平成 23 年度「高効率ノンフロン型空調機器技術の開発」事業にて下記のテーマがある。
「微燃性冷媒の燃焼、爆発性評価と空調機器使用時のリスクアセスメント」

【製品力改善検討】

- ・今回の研究成果を基に実用化した場合、ユニットコストの大幅な増大、設置制約の拡大となる。低 GWP 冷媒を適用した空調機を適正な大きさや価格で普及させるためには、今回の研究の中で実施した適正化検討以外に下記の研究開発が必要と考える。

② 低 GWP かつ適正な動作圧力となる冷媒の開発（できれば不燃性）

- ・HF0-1234yf は、動作圧力や微燃性により、従来の常識的な定置式空調機としては現状使用している R410A 冷媒に比べて不利な特性であることは明らかである。今回の研究の中では、HF0-1234yf 及びこれらと R32 を混合した冷媒であったが、これら以外の定置式空調機用に好適な化学物質が存在するかどうかについては、未だに不明であり、HF0-1234yf 以外の HF0 冷媒や HFC(HF0)以外の化学物質の可能性も追求する必要がある。

- ・NEDO 平成 23 年度「高効率ノンフロン型空調機器技術の開発」事業にて下記のテーマがある。
「高効率かつ低温室効果の新冷媒の開発」

③ 低圧冷媒を最小限のユニットの大型化で性能確保できる新技術開発

- ・熱交換器やガス管内での圧力損失を抑制する新技術を開発し、性能確保のためのユニット大型化を最小限にする技術が必要である。

- ・NEDO 平成 23 年度「高効率ノンフロン型空調機器技術の開発」事業にて下記のテーマがある。
「扁平管熱交換器を適用した業務用空調機の研究」

【その他の事業化に必要なこと】

(1) 信頼性（冷媒の安定性）を確保する技術確立

- ・今回の研究において、HF0-1234yf 冷媒及びそれを含む混合冷媒における信頼性確保について、冷凍機油添加剤改善の方向性が得られた。

- ・今後 2～3 年の検討にて、適正化を実施し、実用化可能になると考えられる。

(2) 低 GWP 冷媒が適正な価格で十分に供給されること

- ・HF0-1234yf は、現状、カーエアコン用のみ、プラント準備中である。この冷媒は分子構造が複雑なので、安価に製造できる方法の確立と十分な供給能力確保が必要である。

(3) HF0-1234yf 冷媒の高圧ガス保安法上の位置づけの明確化

- ・現状に基準においては、HF0-1234yf は、「可燃ガス」（LFL<10%のため）であり、プロパン等の強燃性のガスと同様の扱いとなるため、この基準にて製品化することは困難と考える。

- ・少なくとも、「不活性でないフルオロカーボン」に分類される必要がある。

(4) HF0-1234yf 用の冷媒回収機

- ・可燃性冷媒用、または、不活性でないフルオロカーボン用の冷媒回収機が法律上認められて、当該回収機が開発され、普及する必要がある。

(5) 微燃性冷媒の取り扱いルール確立

- ・微燃性冷媒機器据付体制（資格制度等）が確立する必要がある。

上記の（1）以外は、冷凍空調機器以外の業界、または、法律の関連となり、これらを並行して実施していく必要がある。

事業化のスケジュール案

- ・本研究の成果事業化には、低 GWP 規制等の競争力が必要になると考えられる。
GWP 規制が 2013 年公示、2017 年に施行されると仮定した場合のスケジュール案を示す。
- ・尚、本研究開発の成果による製品は、R410A 冷媒と同等の APF を確保することを前提としていることにより、製品の大型化や配管径拡大等、設置制約が大きく、コスト高になることは避けられないと考える。今後の新冷媒等の研究開発により、低 GWP かつ R410A 冷媒と同等（以上）の設置制約の製品が実現可能となることも前提条件に含めて、2019 年までのスケジュールを示す。

項目	2011	2012	2013	2014	2015	2016	2017	2018	2019
GWP規制			☆公示	-----			☆施行		
法整備等			☆ 高圧ガス保安法掲名、微燃性冷媒	取り扱い					
冷媒供給		○ カーエアコン用				○ 空調用		(○) 新冷媒?	
技術検討									
・信頼性確保技術	→		□ 技術確立						
・新冷媒技術	← 2011~2015 NEDO →								
・圧損抑制技術	← 2011~2015 NEDO →								
製品実用化準備			先行開発	量産開発		普及機開発			
・製品開発			→	→	→	→	→	→	→
				シリーズ開発					
・製造インフラ準備					○				
・サービス体制構築							○		
・リサイクル体制構築								○	
・冷媒回収機開発									○

■ 当社実施内容

⑤ 低GWP冷媒ルームエアコンの研究【パナソニック株式会社】(助成)

昨今の温暖化防止や省エネルギーの社会的な必要性から、低 GWP 冷媒の実用化は必須であり、今後も実用化を目指した開発を継続して行く。特に、低 GWP 冷媒を用いるエアコンの圧縮機の摺動部分の信頼性課題や、可燃性冷媒使用時の危険性評価と安全化技術開発等の技術課題が残っており、その課題解決を行う。

また、世界の冷媒規制、特に GWP 値の規制により、機器の性能・サイズ・価格に大きな違いが生じるため、高効率化、低コスト化の検討を行う。

そして、生産、サービスや廃棄等のインフラ整備等の市場課題検討、および解決を行った後、世界の冷媒規制状況を鑑み、冷媒選定を行い、事業化を行う予定である。

(業務分野)

ビルの新築時点での冷媒回収対応の遅れなど問題が認識され法改正による周知徹底が行われているものの、対策や技術開発へのメーカー投資余力が十分でない。この状況において、本プロジェクトによる成果を充当することで実用化開発を経て事業化が加速されると思われる。R22の再生利用の推進傾向があるが全般的に低調であり、新規設備（コールドチェーンや大容量空調機、システムなど）導入時点でのトータルコスト評価にて競争可能な範囲である。オフィス・店舗向け空調機に対する実用化可能性については、前述の家庭用エアコンと同様である。大型冷蔵冷凍システムに関しては自然冷媒機器が得意とする用途への特化が進み、これら基盤技術の蓄積から汎用機種の実用化開発が可能である。また、安全管理への対応が比較的図りやすく、国の導入支援補助や公共機関の積極的なニーズと相まって普及促進が進むことが期待される。

⑥ 過冷却回路によるCO2冷凍システムの高効率化技術の開発【三洋電機株式会社】(助成)

本研究開発成果である、CO2 冷凍機及び CO2 冷媒用の冷凍/冷蔵ショーケースは、スーパーマーケット及びコンビニエンスストアなどで利用可能な製品である。特に比較的給湯負荷が多いスーパーマーケットの精肉・鮮魚のようなコーナーなどには、過冷却ヒートポンプを組合せて無償の給湯水を利用することが有効と考える。

平成22年度においては、北海道のスーパーマーケットに、冷凍及び冷蔵ショーケースと数系統のCO2 冷凍機を導入し現在稼働している。また、コンビニエンスストアでも一系統のリーチイン冷凍ショーケースをCO2 のシステムとして導入し稼働することができた。平成23年度中には、北海道、富山にCO2 冷凍機を導入設置する計画であり、過冷却ヒートポンプ給湯システムの導入を予定している。また、埼玉ではCO2 冷凍システムと過冷却ヒートポンプ給湯システムを導入する予定である。

⑦ 低GWP冷媒のドロップイン試験【三菱重工業株式会社】(助成)

HF0-1234ze(E)のターボ冷凍機の適用が確認できた。本研究で得られた成果に基づき HF0-1234ze(E)専用の圧縮機、熱交換器の設計を実施するとともに、業界として、冷媒の安全性評価(法的な分類、取扱いの確定)を行うことにより、本冷媒を適用したターボ冷凍機の実用化、市場投入は可能と考える。表に示すように継続して、製品開発を実施する予定である。

表 実用化スケジュール

	平成 23 年度	平成 24 年度	平成 25 年度	平成 26 年度
低 GWP 冷媒適用ターボ冷凍機 の開発	適用機開発・設計	検証機開発・試験		
		生産機(リリース)開発	市場投入	
HF0-1234ze(E)安全性評価 (業界としての取組)	安全性評価	法対応		

(性能・安全評価)

住宅分野及び業務分野の場合、国内外の性能評価手法、安全性基準、及び温暖化評価手法については、本事業者が大きく関与しており、事業成果を国際協議の場に供することで認知を得れば、国際協調のもと国内への普及はすみやかに実現すると思われる。運輸分野については内外の自動車関連業界を主体に検討が進んでいるが、総合的な温暖化評価手法については本事業成果を資することが出来ると考える。

⑧ 『ノンフロン型省エネ冷凍空調システム開発』の実用的な運転モード及び評価方法ならびに安全基準の構築【独立行政法人産業技術総合研究所】(委託)

本研究開発において実施した次世代冷媒、および冷凍空調機器に関する安全性と持続可能性を評価する手法について、冷媒の GWP と燃焼性・可燃性や大気中での化学反応による副生成物の発生とをリスクトレードオフの観点から総括的に評価するための一般的な評価手法を提案した。また、LCCP 評価については、エアコンの使用実態調査等に基づいてエアコン 1 台あたりの温室効果ガス排出削減ポテンシャルや、エアコン冷媒の代替速度を仮定した温室効果ガス排出削減量の年次変化の予測を実施するばかりでなく、評価実施のためのデータ整備と予測ツールの構築も完了させた。また燃焼特性評価については、燃焼限界と燃焼速度の測定方法を確立した上で測定データを国際的に提供し、R-1234yf を中心とする次世代冷媒候補群に関する燃焼特性を明らかにした。次世代冷媒の大気排出にかかる暴露評価では、R-1234yf の大気中における化学反応モデルに対する反応速度や気液平衡定数を決定した。さらに R-1234yf の室内暴露については、冷媒の漏洩シナリオと漏洩評価方法を一般化した。

以上の研究開発により、次世代冷媒の安全性および持続可能性評価について、普遍性・汎用性の高い評価手法の構築がなされた。またこれらの評価手法については、特に LCCP 評価と冷媒の大気暴露評価については、国内におけるエアコン使用実態や関東地方を中心とした国内の気象データを用いて評価手法を構築しており、その有用性は当面は国内に限られる。今後、本評価手法の海外展開を図る場合には、海外の主要都市におけるエアコンの使用実態等の調査や、大気排出された R-1234yf の大気中での移流拡散現象解明のために必須となる気象データの収集・整備と大気モデルへの実装等について、必要に応じて対応する必要がある。

⑨ エアコン用低 GWP 混合冷媒の物性と LCCP 評価【国立大学法人東京大学/九州大学】(委託)

(1) 研究項目：HF01234yf 混合冷媒の熱物性と LCCP 評価 (担当：東京大学)

低 GWP 冷媒の実用化は、革新的な冷媒利用技術の開発と国際的な冷媒規制の進展に関係している。従来の HFC 冷媒と同等の性能を持つ低 GWP 冷媒の利用技術が開発されなければ代替できないし、温室効果ガス的一种である HFC の国際的な冷媒規制が進まなければ、低 GWP 冷媒へ代替してゆくインセンティブにならない。

ルームエアコン用低 GWP 冷媒としては、従来からの自然冷媒に加えて、カーエアコンに採用される見込みの大きい HF01234yf が注目されている。HF01234yf 純冷媒は相変化潜熱が小さいので、熱交換器や配管での圧力損失が大きく、そのままでは効率が低いので定置用エアコンには使えない。そこで R32 を混ぜる混合冷媒が候補として上がっている。しかし、混合冷媒の物性が測定、公表されておらず、研究開発が進まない原因の一つとなっていた。したがって、低 GWP 冷媒の物性を明らかにしたことは重要な技術開発を行ったことになる。

国際的な冷媒規制は流動的な状況にあるが、冷媒選択においては、LCCP (ライフサイクル環境影響) 評価が重要な指標となる。LCCP 評価では、運転時のエネルギー消費に関わる CO₂ の排出に関わる間接影響と、運転時と廃棄時の冷媒の大気への漏洩に関わる直接影響が評価される。エアコンの運転時の動作係数や APF の算定法は JIS に規定されているが、近年、その方法に疑問が提議されている。エアコンの運転時間の問題、部分負荷時の性能予測の問題など、実情に合わないとの指摘がされている。これら問題を解決しなければ、適切な低 GWP 冷媒を選択する上での LCCP 評価ができない。そこで、冷媒の国際的な規制を考える上では、エアコンの APF 算定法の見直しが必須な状況にあった。

以上の状況から、低 GWP 冷媒の実用化のために、低 GWP 混合冷媒の物性を明らかにし、LCCP 評価法の改善のための提案を行った。

(2) 研究項目：HF01234ze 混合冷媒の熱物性とサイクル性能の研究(担当：九州大学)

エアコン用の低GWP冷媒の開発は世界的に緊急な課題であり、世界各国、特に先進国の大学や研究機関の研究者が基礎的および応用的研究を行っている。また、世界中の主要なエアコンメーカーにおいては、これらの基礎的・応用的研究成果の調査を行うとともに、実用化に向けての性能試験が行われている。発展途上国においても独自の開発も行われてはいるが、先進国の研究開発状況に応じてその動向が変化している。次世代冷媒の候補については、冷媒の安全性に関する規格や製造コスト、各メーカーの戦略などの影響を受けて時々刻々変化しているのが現状である。

このような状況の中、本研究において得られた成果は貴重なデータを提供するものであり、エアコンメーカーにおいて実用化に向けたシミュレーション解析や設計、性能試験を行うことを可能にするものである。また、前述の本研究成果で述べたように本研究対象の HF01234ze(E)混合冷媒は、シミュレーション解析において現行冷媒の R410A より高い COP を示し、熱伝導率は組成比を調整することで R410A と同等、またはそれ以上の性能を有することが可能である。また、R410A 用の圧縮機を使用した試験機を用いたドロップイン試験では、圧縮機における損失が大きくなっているにも関わらず、R410A よりわずかに低い COP を示すのみである。以上のことから、HF01234ze(E)混合冷媒を使用するエアコンが実用化される可能性は高い。

1.2 波及効果

本開発が成功し実用化されれば、国の環境行政に大きく寄与するものである。また我が国の国際的な環境に対する責務を果たすのに大きく貢献できる事になる。

また、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もつながる。

対象技術毎の波及効果について下表に示す。

研究開発項目	対象技術等	技術的波及効果	対象技術分野の国内市場規模※1	対象技術分野の冷媒排出量推計※2	社会的波及効果
① 住宅分野	・住宅用換気空調	・商業ビル等の大型建物用のシステムへの展開	・約 30 億円	—※3	・温室効果ガス排出削減による地球環境への貢献 ・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 ↓ NEDO のミッションに合致： 「エネルギー・地球環境問題の解決」 「産業技術の国際競争力の強化」
	・低 GWP 冷媒ルームエアコン	・業務用空調（パッケージエアコン、ビルマルチエアコン等）および冷凍分野への展開	・約 5000 億円	・約 900 万 t-CO2	
② 業務分野	・CO2 冷媒ショーケース	・ノンフロンかつ省エネ技術の研究開発促進	・約 400 億円	・約 1200 万 t-CO2	↓ NEDO のミッションに合致： 「エネルギー・地球環境問題の解決」 「産業技術の国際競争力の強化」
	・低 GWP 冷媒ターボ冷凍機	・他機器（チラー、ヒートポンプ等）への展開	・約 6000 台※2, ※4	・約 100 万 t-CO2	
④ 性能・安全評価	・低 GWP 冷媒評価（性能・安全性） ・LCCP 評価手法	・低 GWP 冷媒基礎データの普及による実用化研究開発の促進 ・リスクアセスメントの推進	—	—	・内外の規格・法規整備の提言（高圧ガス保安法、ISO 等）

※1：助成金交付申請書・企業化計画に基づく値

※2：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 5 回冷媒対策 WG 参考資料より

※3：既存のシステムの代替ではなく、追加的に普及が見込まれる技術と考え、排出量推計の対象外とした

※4：ターボ冷凍機については既設機へのレトロフィットが重要技術と考え、市中稼働台数（推計）を記載した

以下に研究開発テーマ毎の波及効果について示す。

(住宅分野)

① 住宅用コンパクト再生方式省エネ型換気空調システムの開発【新日本空調株式会社】(委託)

我が国の最近の住宅着工統計によれば、直近5年間の平均で住宅着工戸数は99万戸、平均床面積は106m²である。住宅において暖房、冷房と両立する換気装置の潜在需要は、99万戸である。

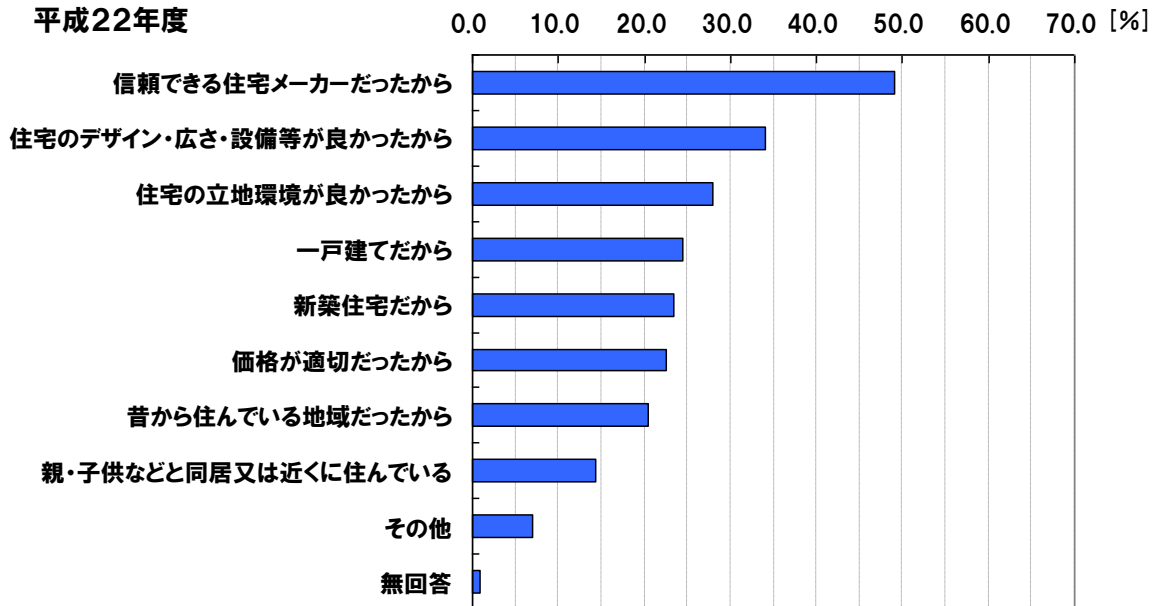
本研究による換気装置を1住戸当たり2セット適用、普及率を30%、冷媒充填量0.85kg/セットとすれば、HFCの直接的な削減量は505トンになる。

また普及率30%、想定価格を@50,000¥×2sets/戸とした場合の市場規模としては、99万戸×0.3×@50,000¥×2sets=297億円と見込まれる。

更に、住宅において開発した本研究のデシカント技術を、商業ビルなどの非住宅建物のシステムに適用することによってノンフロン空調システムのシェアは拡大することとなる。

② 住宅用ノンフロン型省エネ調湿システムの開発【新晃工業株式会社】(助成)

国土交通省の平成 22 年度住宅市場動向調査報告書によると、注文住宅の建築にあたり影響を受けた決定的事由について調査を行ったところ、平成 22 年度では「住宅のデザイン・広さ・設備等が良かったから」が 34.0%で2位となっている。直近5年間を見ても「住宅のデザイン・広さ・設備等が良かったから」は常に2位もしくは3位で回答に対する割合も平均で 35.9%と高いことから、住宅を建築する際の重要なファクターとなっている。

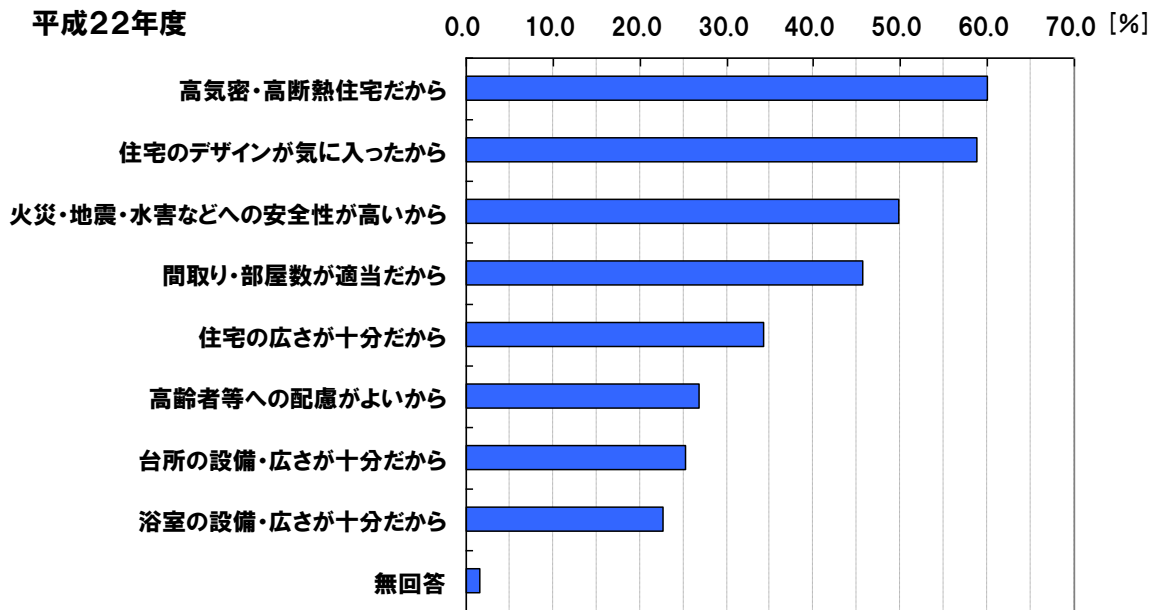


注文住宅の建築にあたり影響を受けた決定的事由 (複数回答)

「住宅のデザイン・広さ・設備等が良かったから」の順位と割合

年度	平成 18 年 度	平成 19 年 度	平成 20 年 度	平成 21 年 度	平成 22 年 度	平均
順位	2 位	2 位	3 位	3 位	2 位	—
割合	38.8%	44.7%	35.2%	26.8%	34.0%	35.9%

また、「住宅のデザイン・広さ・設備等が良かったから」と回答した人から具体的な理由を聞くと、平成 22 年度では「高気密・高断熱住宅だから」が 59.9%で1位となっている。直近5年間を見ても「高気密・高断熱住宅だから」は常に2位もしくは1位で回答に対する割合も平均で 57.1%と高い。更に順位および回答の割合を見ても上昇傾向にあることから、近年、注文住宅においては省エネや安全性に配慮した建築が重視されていることが分かる。



注文住宅の建築にあたり影響を受けた設備的事由（複数回答）

「住宅のデザイン・広さ・設備等が良かったから」の順位と割合

年度	平成 18 年 度	平成 19 年 度	平成 20 年 度	平成 21 年 度	平成 22 年 度	平均
順位	2 位	2 位	2 位	2 位	1 位	—
割合	56.1%	54.9%	57.0%	57.7%	59.9%	57.1%

国土交通省の統計調査によると、我が国の住宅着工戸数は直近 5 年間の平均で年間 99 万戸である。従って、換気装置の潜在需要は年間約 99 万セットと言える。この内、一戸建てで持家の新築件数は全体の 31%である年間 30 万 7 千戸である。

いま、開発品の普及率として一戸建てで持家の新築件数 30 万 7 千戸に「住宅のデザイン・広さ・設備等が良かったから」の直近 5 年間の平均回答割合 35.9%、それに「高気密・高断熱住宅だから」と回答した直近 5 年間の平均回答割合 57.1%を考慮すると、 $307,000 \times 0.359 \times 0.571 = 6$ 万 3 千戸/年の普及が見込まれる。1 戸に 1 台設置されるとすると年間 6 万 3 千台の販売が見込まれる。

今後、省エネや安全性に対する配慮が更に加速し、弊社開発品の優位性が認知され、年間 6 万 3 千台の需要の内、50%である年間 3 万 1500 台のシェアを獲得できたとすると、年間電力削減量、ならびに年間 CO₂ 排出削減量、およびその効果はそれぞれ以下の通りとなる。

年間電力削減量 : 27.5 GWh → 約 6,500 世帯の年間消費電力に相当^{※2}
 年間 CO₂ 排出削減量 : 9,800 t-CO₂ → 約杉の木 70 万本に相当^{※3}

※1 24 時間換気において、等温吸脱着式全熱交換器を使用したシステムと従来の空調システム（冷房機器による冷却除湿と家庭用気化式加湿器による加湿）で比較を行った。

※2 1 世帯あたりの年間電力量を、平成 18 年度の 1 世帯あたりの電気代 96,667 円（出典：総務省）に電力料金 23 円/kWh を割った 4,203kWh として計算。

※3 杉の木 1 本あたりの年間二酸化炭素吸収量を 14kg として計算。

開発システムと従来空調システムとの対比による省エネ性、CO₂排出抑制効果の比較

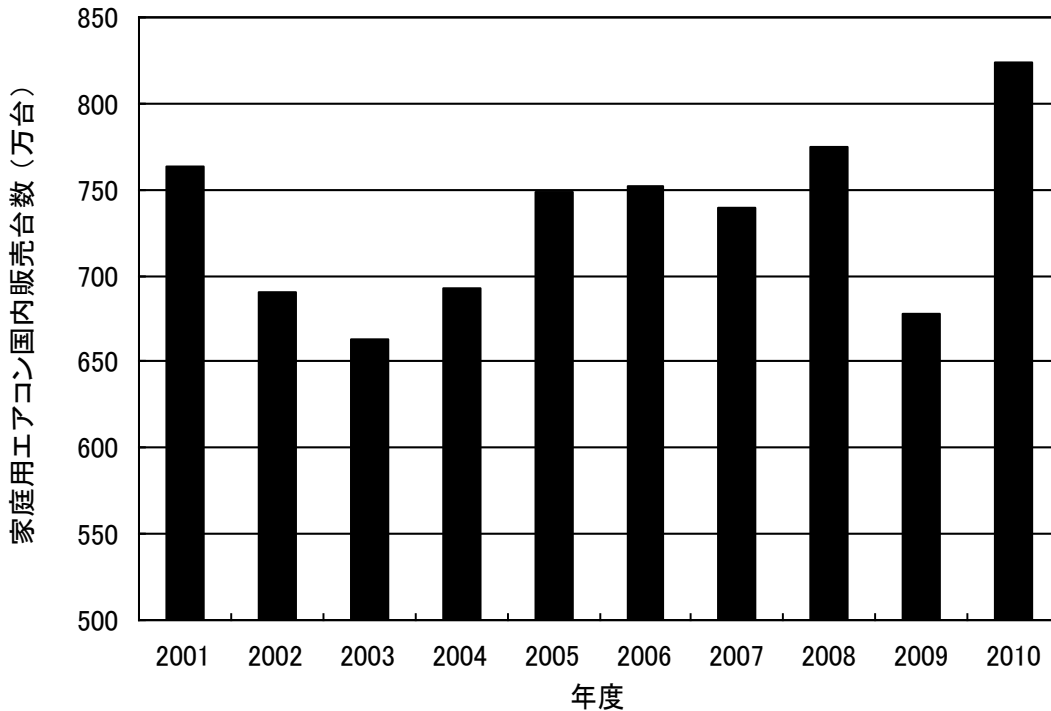
	等温吸脱着式全熱交換器使用時		従来空調	
機器構成	等温吸脱着式全熱交換器×1台 冷房機器 暖房機器 気化式加湿器		冷房機器 暖房機器 気化式加湿器	
運転時間	夏期（冷房） 4ヶ月 × 24時間：120日 × 24時間 = 2,880時間 冬期（暖房・加湿） 6ヶ月 × 24時間：180日 × 24時間 = 4,320時間 中間期（運転停止） 2ヶ月			
外気取入量	150 m ³ /h ①			
空気条件（外気）	夏期：乾球温度 27.6℃ 相対湿度 68.2% 絶対湿度 15.9 g/kg(DA) 比エンタルピ 68.2 kJ/kg ② 冬季：乾球温度 6.1℃ ③ 相対湿度 45.0% 絶対湿度 2.6 g/kg(DA) 比エンタルピ 12.7 kJ/kg			
空気条件（室内）	夏期：乾球温度 26.0℃ 相対湿度 50.0% 絶対湿度 10.5 g/kg(DA) 比エンタルピ 52.9 kJ/kg 冬季：乾球温度 22.0℃ 相対湿度 50.0% 絶対湿度 8.2 g/kg(DA) ④ 比エンタルピ 43.0 kJ/kg			
熱交換器	等温吸脱着式全熱交換器		—	
温度交換効率%	60%		—	
潜熱交換効率%	60%		—	
	夏期（冷房）	冬期（暖房）	夏期（冷房）	冬期（暖房）
空気条件（熱交換器出口）	乾球温度 26.6℃ 相対湿度 57.8% 絶対湿度 12.6 g/kg(DA) 比エンタルピ 59.0 kJ/kg ⑤	乾球温度 15.6℃ ⑥ 相対湿度 54.3% 絶対湿度 6.0 g/kg(DA) 比エンタルピ 30.8 kJ/kg	—	—
空気条件（給気）	乾球温度 15.0℃ 相対湿度 95.0% 絶対湿度 10.1 g/kg(DA) 比エンタルピ 40.6 kJ/kg ⑦	乾球温度 22.0℃ ⑧ 相対湿度 39.9% 絶対湿度 6.5 g/kg(DA) ⑨ 比エンタルピ 38.7 kJ/kg	乾球温度 15.0℃ 相対湿度 95.0% 絶対湿度 10.1 g/kg(DA) 比エンタルピ 40.6 kJ/kg ⑩	乾球温度 22.0℃ ⑪ 相対湿度 16.0% 絶対湿度 2.6 g/kg(DA) ⑫ 比エンタルピ 28.7 kJ/kg
必要冷暖房能力 ⑬	(⑦-⑤) × 1.2 × ① / 3600 0.92 kW	(⑧-⑥) × 1.2 × ① / 3600 0.32 kW	(②-⑩) × 1.2 × ① / 3600 1.38 kW	(⑪-⑫) × 1.2 × ① / 3600 0.80 kW
加湿器	—	気化式加湿器	—	気化式加湿器
必要加湿量 ⑭	—	(④-⑨) × 1.2 × ① / 1000 0.40 kg/h	—	(④-⑫) × 1.2 × ① / 1000 1.01 kg/h
消費電力 夏期 COP=4 冬期 COP=5 加湿 1kg/h = 0.05 kW	⑬/4 0.230 Kw ⑮	⑬/5+⑭ × 0.76 0.084 kW ⑯	⑬/4 0.345 kW ⑰	⑬/5+⑭ × 0.76 0.209 kW ⑱
年間消費電力	2,880時間 × ⑮ + 4,320時間 × ⑯ 年間消費電力 1025 kWh / 1台		2,880時間 × ⑰ + 4,320時間 × ⑱ 年間消費電力 1896 kWh / 1台	
年間 CO ₂ 排出量	1025 kWh × 0.357 kg-CO ₂ /kWh 年間 CO₂ 排出量 366 kg / 1台		1896 kWh × 0.357 kg-CO ₂ /kWh 年間 CO₂ 排出量 677 kg / 1台	
年間節約消費電力	夏期 331.2 kWh [2,880時間 × (⑰-⑮)] + 冬季 540.0 kWh [4,320時間 × (⑱-⑯)] 年間 871.2 kWh 年間節約消費電力 871.2 kWh / 1台			
年間 CO ₂ 削減量	871.2 kWh × 0.357 kg-CO ₂ /kWh = 311.0 kg 年間 CO₂ 削減量 311 kg / 1台			

③ 低GWP冷媒を使用した省エネ空調機の研究【ダイキン工業株式会社】(助成)

・当該分野への波及効果

国内の住宅分野向け空調機の販売台数は図に示す通り、近年は気候やエコポイントなどの影響で多少の増減はあるものの大きくは変動していない(社団法人 日本冷凍空調工業会による)。図中の平均的な販売台数と見ることのできる 2007 年度をベースに今後も推移すると仮定すると、当社の年間販売台数実績は 130 万台である。これらが新冷媒の販売初年度に全て、現行冷媒である R410A から本プロジェクトで LCCP が最も低くなると評価した DR-5 あるいは R32 (R410A 比 LCCP 85%) に置き換わると仮定すると、CO2 排出量を 16 万トン削減できることとなる。製品寿命を 12 年とすると、12 年後には年間 188 万トンの CO2 排出量を削減できることとなる。国内エアコン市場はほぼ飽和しており、新製品は効率の悪い旧モデルの置き換えに使われると考えられるため、CO2 排出量の削減効果はさらに大きくなる。

低 GWP 冷媒を用いた高効率な空調機は極めて環境性に優れた商品である。世界的に地球温暖化への危機意識が高まるなか、本研究により定置式空調機に適した低 GWP 冷媒が選定されることで、高効率な低 GWP 冷媒空調機が開発され、国内にとどまらず、グローバル規模で広く普及する事が期待される。本研究に結果、日本が世界に先駆けて低 GWP 冷媒空調機が開発することが可能となる。地球環境への貢献とあわせ、我が国産業の競争力強化につながると予測される。



・関連分野への波及効果。

住宅分野で低 GWP 冷媒を用いた高効率な空調機が実用化されることで、業務用や冷凍分野などでの低 GWP 冷媒の適用可否の評価始まると予測される。ただし、現状では候補とされている冷媒は微燃性を持っており、比較的冷媒充填量の多いこれらの分野では安全性に関する評価を慎重におこなう必要があり、導入にはまだしばらく時間がかかると予測される。

④ 低GWP冷媒を適用した省エネ空調機の研究【三菱電機株式会社】(助成)

1) 当該分野への波及効果

・本研究は、世界初の研究であり、また、2010年には本研究の中間結果を論文発表している。本研究と並行して、各種研究機関やメーカーにおいても低 GWP 冷媒の空調機への適用が検討され、また、冷媒メーカーにおいては、低 GWP 冷媒をベースとした次世代冷媒が提案されてきている。

2) 関連分野への波及効果

・カーエアコンにおいては、2011年からの欧州のGWP規制(<150)により、HFO-1234yf冷媒を使用する方向である。また、低 GWP 冷媒は、冷凍機器等にも適用の可能性があり、本研究により低 GWP 冷媒を用いたルームエアコンの特性が明らかになってきたことにより、関連分野においても研究開発が今後進むと考えられる。特に空調機としてルームエアコンとの関連が大きい、業務用の空調機については、2011年度からNEDOプロジェクトとして研究を開始している。

⑤ 低GWP冷媒ルームエアコンの研究【パナソニック株式会社】(助成)

エアコンの冷媒回収率の向上に取り組んでいるが、なかなか回収率の向上ができない状況において、低 GWP 冷媒を採用することにより、設置時、運転時、サービス時及び廃棄時における冷媒漏洩による温暖化影響の削減が期待できる。

R-410A と同等性能の低 GWP 冷媒 (GWP=500) へ、2015 年から転換を開始し、2020 年までにすべての住宅用エアコンを低 GWP 冷媒に転換完了すると仮定した場合の CO2 排出削減量を試算すると、下記の表のように、CO2 換算で、2020 年で約 80 万トン、2015 年から 2020 年までの積算で約 200 万トンとなる。

	転換率 %	台数 万台	市場稼働台数 万台	CO2 排出削減量 万トン
2014	0	0	0	0
2015	10	74	74	2.4
2016	20	148	222	7.1
2017	50	370	592	18.8
2018	70	518	1110	35.3
2019	90	666	1776	56.4
2020	100	740	2516	79.9
合計		2516		199.8

(販売台数：740万台、冷媒量：1kg、稼働時の冷媒漏洩量：2%/年、GWP：R-410A=2088、低 GWP 冷媒=500、2020年まで低 GWP 冷媒エアコンの廃棄は無とし稼働中の漏洩のみとして計算)

(業務分野)

⑥ 過冷却回路によるCO₂冷凍システムの高効率化技術の開発【三洋電機株式会社】(助成)

本事業により開発されたCO₂冷凍機及び過冷却ヒートポンプユニットは、スーパーマーケット、コンビニエンスストア、あるいは冷凍倉庫などに設置される別置形冷凍・冷蔵機器として展開することが可能である。

⑦ 低 GWP 冷媒のドロップイン試験【三菱重工業株式会社】(助成)

本冷媒を適用したターボ冷凍機は HFC-134a に対し、LCCP で評価する CO₂ 排出量を 30%以上削減できる。また、ターボ冷凍機のみならず、チラーやヒートポンプなど現在 HFC-134a を冷媒として使用している熱源機器への適用も可能と思われる。

<一般空調条件に 400USRt ターボ冷凍機での効果試算例>

(1) LCCP(Life Cycle Climate Performance)

エアコンや冷凍機の温暖化に対する影響を総合的に評価する指標。冷媒生産・廃棄時の温暖化影響、大気放出による温暖化影響、稼働時の機器の電力消費による CO₂ 排出など合算して評価する。

(2) 試算条件

- ① 対象は試験機と同じ 400USRt 機。一般空調条件で評価稼働年数は 15 年とした。
- ② 稼働時の機器の電力消費による CO₂ 排出量
図-3 の部分負荷特性と一般空調条件の年間の負荷パターン*¹より年間の消費電力を計算して CO₂ 排出量に換算。(0.351kg-CO₂/kWh*²)
- ③ 生産時/廃棄時の温暖化影響
保有冷媒量と生産時の CO₂ 排出係数及び廃棄時の大気放出係数と GWP から算出。
(製造時 23kg-CO₂/kg*³、廃棄時 0.02kg/kg*¹)
- ④ 大気放出による温暖化影響
保有量と大気放出係数及び GWP よりそれぞれの冷媒の放出による温暖化影響を算定。
(0.07kg /kg・年*⁴)

*1： 当社データベースより。
*2： 電事連 2010 年環境行動計画より
*3： 日冷工 2008 年「地球温暖化防止のための冷凍空調機器業界の取組み」より
(HFO-1234yf の値を HFC-134a 及び HFO-1234ze (E) にも適用)
*4： 経産省平成23年「冷凍空調機器に関する使用時排出係数等の見直しについて」より

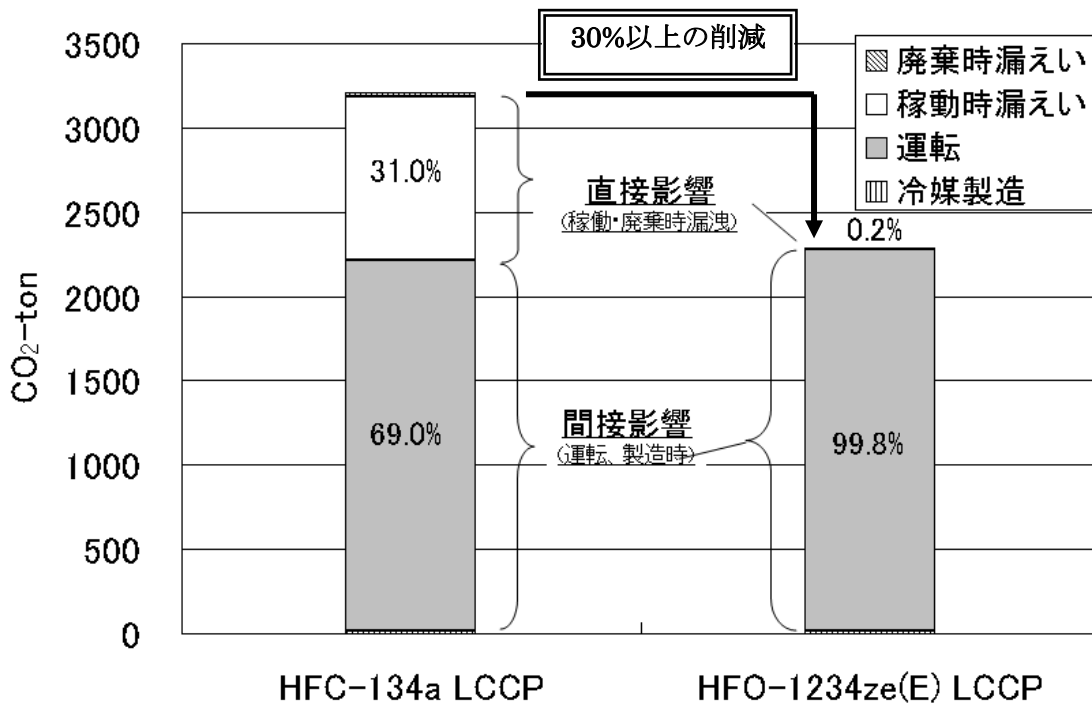


図 LCCP 試算結果比較

(性能・安全評価)

⑧ 『ノンフロン型省エネ冷凍空調システム開発』の実用的な運転モード及び評価方法ならびに安全基準の構築【独立行政法人産業技術総合研究所】(委託)

本研究開発において構築された次世代冷媒の安全性・持続可能性に対する評価手法については、研究開発実施中から国内のみならず海外で大きな注目を集めている。例えば、燃焼特性の評価手法については、本研究開発において構築された評価実験方法や評価データが、米国冷凍空調工業会 (ASHRAE) 等における事実上の標準として採用されている。また、R-1234yfの大気排出にかかる大気中濃度や反応副生成物であるTFAの雨水中濃度予測については、米国官報 (US Register) においても『産総研における評価結果に期待する』旨の記述がなされている (Federal Register: Vol. 74, No. 200, 19 Oct. 2009: p. 53447-53448)。

⑨ エアコン用低 GWP 混合冷媒の物性と LCCP 評価【国立大学法人東京大学/九州大学】(委託)

(1) 研究項目：HF01234yf 混合冷媒の熱物性と LCCP 評価 (担当：東京大学)

HF01234yf 混合冷媒の熱物性が測定され、公表されたので、混合冷媒のシミュレーションが可能になり、製造業者等での研究開発が促進されると期待される。また、HF01234yf/R32 混合冷媒、HF01234yf/R125 混合冷媒のサイクルシミュレーション結果、LCCP 評価結果が示されたので、冷媒の GWP と APF の関係が明らかになった。GWP の小さい冷媒は APF が低く、APF を上げるには GWP を上げなければならないことも分かった。これら関係に基づいて、今後の冷媒選択を検討することになる。

(2) 研究項目：HF01234ze 混合冷媒の熱物性とサイクル性能の研究 (担当：九州大学)

前述したように、本研究成果により、HF01234ze(E) 混合冷媒を使用するエアコンの実用化の可能性が示された。このことは冷凍空調分野に大きな波及効果がある。

京都議定書で制定された HFC 系冷媒の規制が実施される中、エアコン用冷媒として最も多く使用されている R410A の代わりとなる冷媒の開発は進んでおらず、一部の企業で規制対象ガスである R32 純冷媒の当面の過渡的使用が検討・推進されるほど、冷媒の選定は切迫している状況にある。一般に混合冷媒の使用については冷媒の濃度管理やメンテナンスの困難さがあるため、その使用をためらう企業もあるが、HF01234ze(E) 混合冷媒の可能性の高さが認知されることにより、企業での製品開発が進められるものと考えられる。また、混合冷媒の特性は混合組成比を変化させることで調整できるので、様々な用途で使用される機器の開発が行われるものと期待できる。また、我が国が世界に先んじて地球温暖化への影響の小さい冷媒を用いた機器を実用化することは、日本の企業の競争力を高め、経済的効果への波及も期待できるとともに、地球環境保全に対する社会的責任の一端を果たすものである。

2. 今後の展開

本事業成果は、事業者・研究者の技術力向上につ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事が期待される。また、新たなる産業の構築や研究開発のシーズの開拓が考えられる。

以下、研究開発テーマ毎に、今後の展開・見通しを述べる。

(住宅分野)

① 住宅用コンパクト再生方式省エネ型換気空調システムの開発【新日本空調株式会社】(委託)

今年度、自主研究として実施予定の

- ・研究開発項目①「高速再生調湿器の最適化」
- ・研究開発項目②「コンパクト再生方式換気空調システムの最適化」
- ・研究実施項目③「業務用システムの評価試験」

を実行し、再生効率の最適化や、流路切替方式などの性能改善策の見極めを行う。合わせて、直接加熱方式を採用したデシカント部の工業的量产方法の調査を行い、事業性の検討を行う予定である。

② 住宅用ノンフロン型省エネ調湿システムの開発【新晃工業株式会社】(助成)

住 宅 用

今後も販売先を予定しているハウスメーカーを始め設計事務所、工務店、設備業者などに営業を行い、開発品の優位性を訴求すると共に開発品の認知度を高める。そして、できる限り早期に販売先と契約をかわして販売にこぎ着ける。目標としては平成 26 年度末から販売を開始して平成 27

年度には収益を発生させる。また、平成 31 年度には年間 6 万 3 千台と予想される需要の内、50% である年間 3 万 1500 台のシェアを目標とする。

業 務 用 ・ 産 業 用

弊社の得意先であるゼネコン・サブコン等にニーズの聴取を行い、業務用・産業用における等温吸脱着方式全熱交換器の活躍の場を見出す。その後、業務用・産業用における等温吸脱着方式全熱交換器の製品検討・開発を進める。

③ 低GWP冷媒を使用した省エネ空調機の研究【ダイキン工業株式会社】(助成)

地球温暖化対策は国際的な課題であり、より地球温暖化効果の少ない代替製品への置き換えは進むと考えられる。ただ、使用冷媒の温暖化効果をより低くする方向に進むのか(GWP・冷媒使用量など)、製品の効率を上げて一次使用エネルギーを削減する方向に行くのか(COP・APF など)、あるいはこれらの総合的な指標を小さくするのか(LCCP)、まだ世界的に議論が継続されている段階である。また、方向性が決まった後にもいずれの評価指標が採用されるかも将来の冷媒や製品仕様の決定に影響を持つ。これらの議論の動向を注意深く見守る必要がある。

④ 低GWP冷媒を適用した省エネ空調機の研究【三菱電機株式会社】(助成)

- ・本研究の結果、低 GWP を適用した定置式空調機にて、R410A 冷媒と同等の性能を確保するためには、機器の大きさや配管径を増加させる必要があり、実用化した場合、設置制約やコスト増加の問題は依然として残る。当面は、GWP 規制の規制値に応じて、規制値が $GWP \leq 300$ の場合は低 GWP 冷媒単体、規制値が $GWP > 300$ の場合は、GWP が規制値を満たす R32 との混合冷媒を選択する可能性が高い。GWP 規制値が高い方が、R410A 冷媒に対する変更が少ない冷媒選択となるので、規制値に応じた冷媒での適正化を先行開発にて実施し、量産開発につなげる予定である。
- ・低 GWP 冷媒の導入に際しては、空調機器の開発と並行して、冷媒供給体制（冷媒メーカー）、微燃性冷媒を安全に使用するための法律・システム整備、また、新たな法律に準じた冷媒回収機の普及（回収機メーカー）も必要である。
- ・低 GWP 冷媒に関しては、平成 23 年度からの NEDO 事業等も含めて、今後も研究開発が進展していくと考えられ、その中で、例えば、定置式空調用として好適な動作圧力を有する新冷媒の開発が実現すれば、その冷媒に移行していくと考えられる。また、低圧冷媒の課題である圧力損失に関しても、それを解決するための技術開発が進むと考えられ、新技術を導入することで、機器の大きさや設置性も含めた製品力を改善でき、低 GWP 冷媒を適用した定置式空調機の普及が加速できると考えられる。

⑤ 低GWP冷媒ルームエアコンの研究【パナソニック株式会社】(助成)

住宅用空調機だけでなく、業務分野のビル用マルチ空調機や冷凍分野等への転用が可能と考える。

(業務分野)

⑥ 過冷却回路によるCO₂冷凍システムの高効率化技術の開発【三洋電機株式会社】(助成)

本事業で開発された技術により、CO₂を冷媒とする冷凍機の量産化が可能となった。
市場のあらゆるニーズに対応するためには、冷凍機容量及び、冷凍・冷蔵ショーケースのラインナップの拡充が不可欠であり、市場要求に応じて順次対応を行なっていく。

⑦ 低GWP冷媒のドロップイン試験【三菱重工業株式会社】(助成)

今回の研究において、機械としての成立性は検証できた。今年度以降 HF0-1234ze(E)の専用機のコスト(含む冷媒のコスト)や最終的な性能について、開発設計を行うなかで評価していき、環境面の需要や法的な取扱いも含めた製品の成立を判断する。

HFC 冷媒は広く市場に浸透しているため、低 GWP 冷媒への早急な転換は難しいと考えるが、HF0-1234ze(E)専用機の製品性が確立出来れば、転換は進めていけると考える。

(性能・安全評価)

⑧ 『ノンフロン型省エネ冷凍空調システム開発』の実用的な運転モード及び評価方法ならびに安全基準の構築【独立行政法人産業技術総合研究所】(委託)

今後の展開として最も注力すべきは、本研究開発結果の国際普及である。現段階では、UNEP主導の下での新たな報告書” **HFCs and Climate Change: Maximizing the Climate Benefit of the Montreal Protocol HCFC Phase-Out**”の作成の計画に対して、産総研に分担執筆の依頼がなされており、積極的な協力を予定している。

次世代冷媒の選択にあたっては、地球温暖化を防ぐために低GWP化が図られているが、これと同時に可燃性や燃焼性の問題が発生する。つまり、従来冷媒であるHFC類のGWPは1,000以上であったため、次世代冷媒のGWPについては最低でも1,000以下とすることが必須となると想定される。しかしGWPが1,000となった場合には、その候補となる冷媒は、CO₂ (R-744)を除いて全て可燃性を有する。そこで、可燃性物質を家庭用電気製品に搭載し、安全に使用・管理するための方策や指針の確立、火災や爆発に対する安全性評価について、慎重に検討する必要がある。

⑨ エアコン用低 GWP 混合冷媒の物性と LCCP 評価【国立大学法人東京大学／九州大学】(委託)

(1) 研究項目：HF01234yf 混合冷媒の熱物性と LCCP 評価 (担当：東京大学)

LCCP 評価法を適切に行うために、APF 評価法の再検討を行った。その結果、エアコンの運転時間、部分負荷時の性能 (COP) が明らかになった。現在、ルームエアコンの JIS の改訂作業が日本電機工業会で行われており、本プロジェクトの結果を JIS 改訂作業に利用してゆく予定である。

(2) 研究項目：HF01234ze 混合冷媒の熱物性とサイクル性能の研究(担当：九州大学)

HF01234ze (E) 混合冷媒は幅広い範囲の冷凍空調機器に使用できる可能性があるため、今後の展開としては企業での機器開発を期待している。なお、そのためにはそれぞれの使用条件に合わせた機器の開発・最適化が必要となるため、企業での開発を推進するため、大学や研究機関において設計に必要な基礎データの蓄積や高性能化に関する研究を行うことも必要となる。特に混合冷媒の使用にあたっては、熱交換器の性能劣化に対する対策が課題となるため、高性能熱交換器の研究開発が重要な課題である。また、冷媒充填量の削減も不可欠であるため、熱交換器の小型化に関する研究も必要となる。

HF01234ze (E) 混合冷媒は比較的広い温度範囲での使用が期待できるが、100℃近くやそれ以上の高温の条件、-20℃以下の低温の条件での使用には適しない。他の HF0 系冷媒を用いた混合冷媒の開発が今後必要である。

環境安心イノベーションプログラム基本計画

1. 目的

資源制約を克服し、環境と調和した持続的な経済・社会の実現と、安全・安心な国民生活を実現するため、革新的な技術の開発等を通じた地球全体での温室効果ガスの排出削減、廃棄物の発生抑制（リデュース）、製品や部品の再利用（リユース）、原材料としての再利用（リサイクル）推進による循環型社会の形成、バイオテクノロジーを活用した環境に優しい製造プロセスや循環型産業システムの創造、化学物質のリスクの総合的な評価及びリスクを適切に管理する社会システムの構築を推進する。

2. 政策的位置付け

第3期科学技術基本計画（2006年3月閣議決定）及び分野別推進戦略（2006年3月総合科学技術会議）における国家的・社会的課題に対応した研究開発の重点推進分野である環境分野及び国の存立にとって基盤的であり国として取り組むことが不可欠な研究開発の推進分野であるエネルギー分野に位置付けられるものであるほか、次のとおりである。

- 「地球温暖化対策技術研究開発の推進について」（2003年4月総合科学技術会議）

総合科学技術会議重点分野推進戦略専門委員会に設置された温暖化対策技術プロジェクトチームでまとめられた上記報告書における研究開発推進戦略に対応するものである。

- Cool Earth—エネルギー革新技术計画（2008年3月経産省公表）
重点的に取り組むべきエネルギー革新技术「21」を含むものである。
- 京都議定書目標達成計画（2005年4月閣議決定）
目標達成のための対策と施策のうち地球温暖化対策技術開発の推進に位置づけられるものである。
- イノベーション25（2007年6月閣議決定）
イノベーション立国に向けた政策ロードマップ—技術革新戦略ロードマップ「世界的課題解決に貢献する社会—ものづくり技術分野」の中で「3R型設計・生産・メンテナンス技術、製品の設計・製造段階でのリサイクル阻害物質の使用排除を可能とする技術、製品中の有用・有害物質管理技術の開発・標準化」が資源を有効利用し、環境に配慮したものづくり技術として位置づけられている。
- 21世紀環境立国戦略（2007年6月閣議決定）
今後1、2年で重点的に着手すべき八つの戦略の中で「3R関連法制度等の充実や技術開発の支援を通じて、製品のライフサイクル全体での天然資源投入量の最小化や再生資源の高付加価値製品への利用を促進し、資源生産性の更なる向上と環境負荷の低減を図る」との方針が示されている。
- 経済成長戦略大綱（2006年7月財政・経済一体改革会議）

「環境と経済の両立を図るため、金融面からの環境配慮を進めるとともに、環境技

術の開発、3Rイニシアティブやアジア環境行動パートナーシップ構想による優れた技術・制度の国際的な普及と標準化等に向けた取組を進める」との方針が示されている。

- 産業構造審議会廃棄物・リサイクル小委員会基本政策ワーキンググループ報告書（2008年1月）

「近年、安定供給が懸念されているレアメタルの中には、使用製品からの回収・再利用技術が確立していないものもあることから、回収された使用済製品から効率的に抽出するための新たな技術の開発にも取り組むべきである。」とされている。

- バイオマス・ニッポン総合戦略（2006年3月閣議決定）

バイオマスの変換に関する戦略として、経済性の向上、革新的な変換技術の開発に取り組むこととしている。

- 新産業創造戦略2005（2005年6月経済産業省）

先端的新産業分野として揚げられた戦略7分野の一つの「環境・エネルギー・機器・サービス」及び「健康・福祉・機器・サービス」に該当し、「技術戦略マップ」を活用し、効果的な研究開発を促進することが今後の取組として指摘されている。

- 「新・国家エネルギー戦略」（2006年5月経済産業省）

省エネルギーフロントランナー計画において省エネルギー技術開発の一層の推進を図ることとしている。

- バイオテクノロジー戦略大綱（2002年12月BT戦略会議取りまとめ）

持続可能な快適社会の実現（よりよく暮らす）に向けて、バイオテクノロジー（BT）を活用して、画期的な新製品の開発と工業生産の抜本的効率化を図るとともに、生産に要する環境負荷を大幅に減少させることとしている。

3. 達成目標

I. 地球温暖化防止新技術

- (1) 世界全体の温室効果ガス排出量を現状に比して2050年までに半減するという長期目標のもと、経済成長と温室効果ガスの排出削減の双方を同時に達成できる革新的技術を開発し、それらを通じて2013年以降の次期枠組みに主要排出国の参加を促すための国際協力を推進

【目標】 世界全体の温室効果ガス排出量を現状に比して2050年までに半減

- (2) 「京都議定書」で課せられた温室効果ガス削減目標の達成

（「京都議定書目標達成計画」に示された各部門の目安としての目標（基準年比）は以下のとおり）

【目標】

- ① エネルギー起源CO₂： +0.6%
- ② 非エネルギー起源CO₂： ▲0.3%
- ③ メタン： ▲0.4%
- ④ 一酸化二窒素： ▲0.5%
- ⑤ 代替フロン等3ガス： +0.1%

（※）「京都議定書目標達成計画」とは、「地球温暖化対策の推進に関する法律」に基づき、「京都議定書」の▲6%削減約束を確実に達成するために必要な措置を

定めるものをいう（平成17年4月閣議決定、平成18年7月一部変更）。

II. 3R

2015年度までに以下の目標の達成を図る。

- ① 資源生産性：約42万円/トン（2000年度：約26万円/トン）
- ② 循環利用率：約14～15%（2000年度：約10%）
- ③ 最終処分量：約23百万トン（2000年度：約56百万トン）

（備考）

- 資源生産性＝(GDP)/(天然資源等投入量)
- 循環利用率＝(循環利用量)/(循環利用量＋天然資源等投入量)

III. 環境調和産業創造バイオ

バイオプロセスによって有用物質を生産し、廃棄物や汚染物質を発酵等により処理又は再資源化するという、循環型の産業システムを実現するために必要な技術基盤の構築を図るとともに、遺伝子組換え体の産業利用における安全性管理の充実を図る。具体的には、工業プロセスにバイオテクノロジーを導入することや、微生物や植物機能等を活用したモノ作り技術の開発、バイオマス利用、及びバイオ技術による産業廃水等処理技術の開発等を通して、環境調和型産業の創出に資する。

IV. 化学物質総合評価管理

化学物質のリスクの総合的な評価を行いつつ、リスクを評価・管理するための技術体系を構築する。そのために、化学物質のリスクに係る国民の理解増進のための基盤、事業者が自らリスクを判断する手段及び国が規制等の施策を講ずる際の手段として、化学物質のライフサイクルにわたるリスクの総合的な評価管理を行うための手法を確立するとともに、リスクの削減に資するプロセス、手法の開発、さらには知的基盤を整備する。

4. 研究開発内容

I-1. CO2固定化・有効利用技術

排出される二酸化炭素を分離回収・固定化することや、有用物質に変換する技術を開発する。

(i) 共通技術開発等

(1) プログラム方式二酸化炭素固定化・有効利用技術開発

①概要

二酸化炭素の固定化・有効利用技術開発は、現時点においては基礎的研究分野に属する研究が多く、長期的観点からの取り組みが必要不可欠。このため本事業では将来において実現可能性の高い二酸化炭素固定化・有効利用技術に関する革新的な技術シーズを発掘し、実現可能性を確認した上で、基盤技術として確立する。

②事業期間

1999年度～2011年度

③実施形態

適切な研究課題、実施企業等を選定し、先端的研究、基盤技術研究の2段階で

実施。

(2) 地球環境国際研究推進事業

①概要

地球温暖化問題の解決に向け、C T I（気候変動技術イニシアティブ）等の国際的な枠組みを活用し、諸外国との研究協力を進めることにより、世界的な温暖化問題への取り組みを強化する。

②事業期間

2002年度～2011年度

③実施形態

諸外国との連携のもと、テーマ毎に適切な研究体制を構築し実施。

(ii) 二酸化炭素分離回収・貯留・隔離技術開発

(1) 低品位廃熱を利用する二酸化炭素分離回収技術開発

①概要

二酸化炭素を分離回収するための、低温再生可能な吸収液を開発し、鉄鋼プラントの低温度レベルの廃熱と高濃度二酸化炭素排ガスを用いてパイロット試験を実施して、二酸化炭素分離回収コストが大幅に削減されることを実証する。

②技術目標及び達成時期

2008年度までに、CO₂分離回収コストを大幅に削減する技術を実証する。

③研究開発期間

2004年度～2008年度

(2) 分子ゲート機能CO₂分離膜の技術研究開発

①概要

圧力を有するガスからのCO₂/H₂の分離用に期待されている膜技術の実用化ステップの前進を目的に、分子ゲート機能分離膜の高圧下におけるCO₂/H₂選択性の向上、分離膜モジュールの大型化に取り組む。

②技術目標及び達成時期

2015年頃において、石炭ガス化複合発電（IGCC）等の圧力ガスから従来の3分の1程度（1,500円/t-CO₂程度）のコストでCO₂を分離回収することを可能とする技術の確立を目指す。

③研究開発期間

2006年度～2010年度

(3) 二酸化炭素地中貯留技術研究開発

①概要

火力発電所等の大規模発生源から分離回収された二酸化炭素を地中帯水層へ貯留する技術を開発し、実証する。

②技術目標及び達成時期

貯留した二酸化炭素のモニタリング技術、挙動予測手法、環境影響・安全性評価手法の開発、及び全国貯留層賦存量調査を行う。さらに、早期に火力発電所等の大排出源を対象とした大規模実証に着手し、2020年までに実用化の目的を

つけることを目指して技術開発を推進する。

③研究開発期間

フェーズ1：2000年度～2004年度

フェーズ2：2005年度～2012年度

(4) 二酸化炭素の海洋隔離に伴う環境影響予測技術開発

①概要

火力発電所等の大規模発生源から分離回収された二酸化炭素を海洋中層に放流・隔離を行った場合に、海洋環境へおよぼす影響を評価する技術を開発する。

②技術目標及び達成時期

2011年度までに、海洋隔離に伴う海洋中二酸化炭素の挙動予測技術の確立、隔離可能性及び有効性評価、生物影響評価技術の開発を推進する他、国際的な連携の強化と海洋隔離実施に対する国際的・社会的合意の形成に向けた取り組みを行う。

③研究開発期間

フェーズ1：1997年度～2001年度

フェーズ2：2002年度～2006年度

フェーズ3：2007年度～2011年度

(5) 環境調和型製鉄プロセス技術開発（運営費交付金）

①概要

高炉ガスからの効率的な二酸化炭素分離と中低温排熱の有効活用及び水素を炭素（コークス）の一部代替として鉄鉱石を還元する革新的製鉄プロセスの開発を行う。

②技術目標及び達成時期

最終的な技術開発目標として製鉄プロセスにおけるCO₂排出量を30%削減することを目指し、2050年までに実用化する。

③研究開発期間

2008年度～2017年度

(iii) 大規模植林

(1) バイオ技術活用型二酸化炭素大規模固定化技術開発

①概要

バイオエタノール化に適した樹木への環境耐性付与を遺伝子技術により実施し、これら原料樹木の不良環境下での効率的な植林技術を開発する。

②技術目標及び達成時期

事業4年目までに、未利用の不良環境地でも生育できる高セルロース樹木を遺伝子技術により開発し、実証植林を行う。

③研究開発期間

2008年度～2011年度

I-2. 脱フロン等技術

代替フロンの排出量を抑制するため、代替フロンを削減する技術（脱フロン等技術）を開発する。

(1) 革新的ノンフロン系断熱材技術開発（運営費交付金）

①概要

エネルギー需給構造の高度化を図る観点から行うものであり、住宅・建築物の省エネルギーという社会適用性に応えるため超微細発泡等による断熱性能の向上のための技術開発を行う。

②技術的目標及び達成時期

既存のノンフロン断熱材では達成できていない断熱性能を実現し、更には従来のフロン断熱材の断熱性能を超える高断熱性能を実現する断熱材を平成24年頃を目途に開発する。

③研究開発期間

2007年度～2011年度

(2) ノンフロン型省エネ冷凍空調システムの開発（運営費交付金）

①概要

エネルギー需給構造の高度化を図る観点から行うものであり、家庭用・業務用及び運輸用エアコン及びショーケース等に使用可能なノンフロンかつ高効率を達成でき、安全性についても配慮された新たな冷凍システムの開発を行う。

②技術的目標及び達成時期

2009年度までに、ノンフロン（自然冷媒等）型省エネ冷凍・空調システムを開発する。

③研究開発期間

2005年度～2009年度 →2010年度まで延長

II. 3R

(i) 建設ストック3R対策

(1) 革新的構造材料を用いた新構造システム建築物研究開発（再掲）

①概要

エネルギー需給構造の高度化を図る観点から行うものであり、我が国鉄鋼業の約50%を占める建設市場において、建築物のメインフレームに高強度鋼を用いることで、①鉄鋼部材の軽量化（リデュース）とそれに伴う輸送効率の向上、②高強度化、非溶接化に伴う部材のリユース促進、③製造・施工の省エネ・省力化等を図る。

同時に、柔剛混合構造（高強度鋼とダンパーの組み合わせ）技術の確立、関連法規への対応等により、震度7にも耐えうる新構造システム建築物の建設が可能となり、我が国で大きなリスクである大規模地震災害から国民を守り、安心安全社会の実現に寄与する。

②技術目標及び達成時期

2013年度までに、最大規模の地震（震度7）に対しても倒壊・損壊しない建築物を高強度鋼（800N/mm²級鋼材）とダンパーの組み合わせによる柔剛

混合構造により実現を図るものであり、国土交通省や民間企業と連携してこの建築物のメインフレームに必要な高強度鋼部材、接合法等の開発を行う。主な研究開発目標は以下の通りである。

- ・ 震度7弾性新構造システム開発
- ・ 高強度部材の製造技術開発
- ・ 超高強度接合部品開発
- ・ 高強度部材の接合技術開発

③研究開発期間

2006年度～2008年度

(ii) 金属資源等3R対策

(1) 希少金属等高効率回収システム開発（再掲）

①概要

小型電子・電気機器にはベースメタルや、金、銀等の貴金属の他、インジウム、ニッケル等の希少金属等を含有している。現状では、これらの機器が廃棄された後は、非常に高温で処理する乾式製錬技術を用いてリサイクル・処理されているため、多大なエネルギーを消費するばかりか、回収可能な金属が銅、金、銀等に限定されており、その他の希少金属等は回収できずに廃棄処分されている。このため、湿式製錬技術を活用した高効率な最適技術の開発等を通じて、回収工程の省エネルギー及び希少金属等の回収率向上を図る。

②技術目標及び達成時期

- ・ 従来方法（乾式製錬）で処理する場合に比べて、大幅な省エネルギーの実現（省エネルギー効果：原油換算で約78万kl/年削減）
- ・ 廃小型電子・電気機器、廃超硬工具等中に含まれる希少金属等の回収率の向上（インジウム0%→90%、ニッケル50%→95%、コバルト0%→95%、タンタル0%→80%、タングステン90%→95%、レアアース0%→80%）

③研究開発期間

2007年度～2010年度

(2) 希少金属代替材料開発プロジェクト（再掲）

①概要

希少金属は、特殊用途において希少な機能を発揮する一方で、その希少性・偏在性・代替困難性から、市場メカニズムが必ずしもうまく機能せず、その供給停止は川下の経済成長の制約要因となりうるリスクを伴っている。近年、「コンピュータによる材料設計」、「ナノテクによる微細構造制御」等が飛躍的に向上した結果、従来できなかった、「コンピュータによる最適制御設計による候補元素系の探索」、「結晶粒界、界面の制御等マイクロ構造の制御」等が可能となりつつあることから、こうした最先端技術を用いることで、希少金属の新たな代替/使用量低減技術を開発する。

②技術目標及び達成時期

2011年度までに、以下希少金属元素の使用原単位について現状と比較して以

下の低減ができる製造技術を開発し、ユーザー企業、大学等の外部機関に対して機能評価のためにラボレベルで提供できる（試料提供）水準に至るまでの技術を確立することを目標とする。また、製品の機能や製造コストは現状と同等を少なくとも維持することを前提とする。

- ・透明電極向けインジウム（In）：現状から50%以上低減
- ・希土類磁石向けディスプロシウム（Dy）：現状から30%以上低減
- ・超硬工具向けタングステン（W）：現状から30%以上低減

③研究開発期間

2007年度～2011年度

Ⅲ. 環境調和産業創造バイオ

(1) 植物機能を活用した高度モノ作り基盤技術開発

(i) 植物利用エネルギー使用合理化工業原料生産技術開発（運営費交付金）（再掲）

①概要

エネルギー需給構造の高度化を図る観点から行うものであり、現在の化学工業プロセスに代わる、植物の有する有用物質生産能を活用した省エネルギー・低環境負荷型の工業原料生産プロセスへの変換を促進する。具体的には、工業原料の生産に関わる重要な物質生産プロセスに関する代謝系をゲノム情報に基づき解析するとともに、有用物質生産制御に必要な一連の代謝遺伝子群の発現を統一的に制御する技術の開発を行う。

②技術目標及び達成時期

2009年度までに、工業原料として有望なバイオマスとしてイソプレノイド、油脂などの有用物質生産に関わる代謝経路とその調節メカニズム及び生産物質の蓄積・移動に係るメカニズムの解析を行い、関連遺伝子情報を整備するとともに、統括的発現制御技術を開発する。

③研究開発期間

2002年度～2009年度

(ii) 植物利用高付加価値物質製造基盤技術開発

①概要

動物や微生物による物質生産と比較して、安全性が高い、生産コストが低い、省エネルギーで環境調和型といった特徴を有する植物を活用した高機能タンパク質等の高付加価値物質生産（モノ作り）の基盤技術を開発するために、有用物質を高効率に高生産させる組換え植物の基盤技術を開発するとともに、閉鎖型人工環境下での高効率な栽培技術の開発を一体的に進める。

②技術目標及び達成時期

2010年度までに、実用植物において実用可能なレベルまで有用物質を効率的に高生産・高蓄積させる組換え植物を開発するとともに、目的有用物質を安定かつ均一に生産・蓄積させる栽培技術を確立し、その生産の実用性を閉鎖型人工環境下において確認する。

③研究開発期間

2006年度～2010年度

(2) 微生物機能を活用した環境調和型製造基盤技術開発（再掲）

(i) 微生物機能を活用した高度製造基盤技術開発（運営費交付金）

①概要

エネルギー需給構造の高度化を図る観点から行うものであり、省エネルギーかつ環境負荷が少ないといった特徴を有する微生物機能を活用した有用物質の革新的な生産プロセス（モノ作り）の技術を構築するため、産業用途に必要な機能既知遺伝子で構成されたゲノムを持ち、物質生産性向上につながる性能を備えた高性能宿主細胞の創製や、微生物反応の多様化・高機能化技術を開発するとともに、バイオマスを原料として有用物質を体系的かつ効率的に生産する（バイオリファイナリー）ための基盤技術を開発する。

②技術目標及び達成時期

2010年度までに、物質生産性向上につながる性能を備えた高性能宿主細胞を創製するとともに、バイオプロセスの実用化適用範囲の拡大のための微生物反応の多様化・高機能化技術の開発を行う。バイオリファイナリー技術については、バイオマスを高効率で糖化し、糖から高効率で各種化成品の基幹物質を生産するバイオプロセス体系を構築する。

③研究開発期間

2006年度～2010年度

(ii) 微生物群のデザイン化による高効率型環境バイオ処理技術開発（運営費交付金）

①概要

エネルギー需給構造の高度化を図る観点から行うものであり、従来エネルギー多消費・廃棄物多排出型であった廃水・廃棄物処理において、微生物群の構成及び配置等を人為的に制御（デザイン化）することで、その処理効率を大幅に向上させ、省エネルギーで廃棄物も少ない高効率型廃水、廃棄物処理の基盤技術を確立する。

②技術目標及び達成時期

2011年度までに、特定有用微生物群を人為的に安定導入・維持もしくは人為的に空間配置・優先化させる等のデザイン化技術を開発し、従来の廃水、廃棄物処理に比べより高効率で省エネルギーな処理技術を開発するとともに、実用化に資するための実証可能なテストプラント規模にて評価する。

③研究開発期間

2007年度～2011年度

(3) バイオマスエネルギー等高効率転換技術開発（再掲）

①概要

バイオマスに関する燃料分野と化成品分野の融合・連携を図り、食料と競合しないセルロース系原料から、より低コストで高効率なエネルギー化を可能にする先進的・革新的な新技術の確立を目指すとともに、バイオ燃料の製造のみならず、プロパノール、ブタノール製造、化学品の製造の実用化を目指した技術開発を行う。

②技術目標及び達成時期

2012年度までに、セルロース系バイオマスを原料とし、バイオ燃料製造の従来技術に比べて画期的に優れた効率や低コスト化を可能とする糖化・発酵等の基盤

技術を開発するとともに、バイオマス利用に資する微生物の利用基盤技術の開発を行う。さらに、プロパノール等の高効率取得のための触媒開発等により、化成品製造の実用化を目指した技術開発を行い、バイオマスに関する燃料分野と化成品分野の融合・連携を図る。

③研究開発期間

2007年度～2012年度

IV-1. 化学物質総合評価管理

(1) 化学物質の最適管理をめざすリスクトレードオフ解析手法の開発（運営費交付金）

①概要

化学物質のリスクを共通指標で比較、検討し、事業者等における代替物質の選択の際に、リスクの相互比較が可能となるリスク評価手法及び社会経済分析等リスクトレードオフ解析手法を構築する。

②技術目標及び達成時期

2011年度までに、代表的な化学物質用途群につき、化学物質のライフサイクルに応じたあらゆる暴露を考慮した排出量推計手法や室内暴露評価手法等環境動態解析手法を構築する。さらに、用途群内の物質間でのリスクトレードオフ解析手法を開発する。

③研究開発期間

2007年度～2011年度

(2) ナノ粒子の特性評価手法開発（運営費交付金）

①概要

ナノ粒子のキャラクタリゼーション、計測技術の確立とともに、生体影響等評価手法、暴露評価手法及びナノテクノロジーによるリスク不安に対処したリスク管理手法を開発する。

②技術目標及び達成時期

2008年度までに、ナノ粒子のキャラクタリゼーション及び計測技術を確立するとともに、2010年までに、生体影響等評価手法、暴露評価手法及びリスク評価手法を開発し、ナノ材料のリスク評価指針及びナノ粒子の管理指針の提言を行う。

③研究開発期間

2006年度～2010年度

(3) 構造活性相関手法による有害性評価手法開発（運営費交付金）

①概要

従来の動物実験による反復投与毒性試験に代わり、*in silico* や類推等を用いた予測・評価を可能とするため、既知の周辺情報やそれらから得られる新たな知見を基に、よりの確に効率よく毒性を評価可能とする有害性評価支援システムを構築する。

②技術目標及び達成時期

2011年度までに、公開されている反復投与毒性試験データや毒性作用機序情報が搭載されたデータベース、肝臓における代謝産物・代謝経路を予測する手法、及び対象とする化学物質の標的臓器・症状やその毒性の強さの範囲等を予測する手

法を開発する。さらに、それらを統合した有害性評価支援システムを構築する。

③研究開発期間

2007年度～2011年度

(4) 石油精製物質等簡易有害性評価手法開発（運営費交付金）（再掲）

①概要

石油の生産及び流通の合理化を図る観点から、石油製品等に含まれる化学物質によるリスクを把握し、必要な対策を適切に行うことを可能とするため、*in vitro* 培養系技術等の活用により遺伝子組換え細胞等を用いた *in vitro* 系簡易有害性予測手法、また、トキシコゲノミクスを活用した短期動物試験結果と相関する遺伝子発現データセットを開発する。

②技術目標及び達成時期

2010年度までに、遺伝子導入技術、幹細胞分化誘導技術、生物発光技術等を適用した培養細胞を用いて、試験期間1ヶ月程度、発がん性、催奇形性及び免疫毒性を予測評価できる試験手法を開発し、また、遺伝子発現解析技術を短期動物試験に適用し、28日間反復投与試験結果と相関する遺伝子発現データセットを完成させる。また、標準的な試験プロトコルを策定する。

③研究開発期間

2006年度～2010年度

IV-2. 化学物質リスク削減技術開発

(1) 有害化学物質リスク削減基盤技術研究開発（運営費交付金）

①概要

環境中に広く排出され、人の健康や生態系へのリスク（有害性×暴露量）を及ぼすおそれのある有害化学物質を効率的に削減、代替する技術について、リスク削減効果が高く、広く導入・普及が可能となる実用化基盤技術を開発する。

②技術目標及び達成時期

2008年度までに、PRTTR制度（化学物質排出把握管理促進法に基づき有害なおそれのある化学物質について、事業所からの環境中への排出量及び廃棄物としての事業所外への搬出量等を把握・集計・公表する制度）の排出実態の公表結果等を活用し、環境影響が懸念される有害化学物質の優先順位付けを行い、選定された有害化学物質に対する削減、回収、無害化技術、代替物質の開発及び代替プロセスの構築等を行う。特に、2005年度から大気汚染防止法において規制対象となる揮発性有機化合物（VOC）に重点を置き、同法で定められた「VOCの排出量を2010年度までに2000年度比で3割削減すること」に資する技術開発を行うこととする。

③研究開発期間

2004年度～2008年度

(2) アスベスト含有建材等回収・処理等技術開発事業（運営費交付金）

①概要

今後、解体廃棄物として、大量の排出が予測されるアスベスト含有建材を対象と

して、そのアスベスト含有状況について簡易かつ確実な探知・分析を可能とし、安全性、信頼性の高い回収・処理を実現する関連機器・システムの技術開発を行う。

②技術目標及び達成時期

2009年度までに、アスベスト含有製品の使用時、解体・回収・廃棄時においてオンサイト方式で検出感度0.1wt%超レベルに検出できる計測技術を確立し、アスベストを含む建材等の回収・除去現場におけるアスベストの飛散及び暴露を最小化し、回収・除去の安全性及び信頼性等を確保する技術を確立する。また、アスベスト含有廃棄物の無害化処理又は再資源化段階における安全性、効率性に優れた技術を確立する。

③研究開発期間

2007年度～2009年度

5. 政策目標の実現に向けた環境整備（成果の実用化、導入普及に向けた取組）

【導入普及促進】

- 排出量の多い品目・業種や処理困難物を中心にリサイクルシステムなどの実証・市場化対策に関するフィージビリティ・スタディを実施する。
- サプライチェーングループを対象に、部品等の仕様と原材料の使用・副産物の発生状況等に関する診断を実施し、製品設計及び製造プロセスの同時改善の方向性に関する提案、指導を行うとともに、取組事例を分析・評価し、資源投入量の抑制効果の高い優良な事例を公開する。
- 商品選択に資するわかりやすい3R配慮情報（省資源性や再生資源・部品の使用状況等）を消費者に提供し、環境配慮型製品の市場拡大を推進するため、指標の策定や、情報提供手法の確立、製品の情報検索が可能なシステムの検討・開発を行う。
- 3R対策が講じられている製品等の市場開拓を促進するため、政府が環境物品等を率先購入することを定めたグリーン購入法について、同法の判断基準が引き続き3R対策を適切に反映するようにしていく。
- 化学物質の有害性評価、暴露分析、リスク評価等のデータベースの構築を図るとともに、それらの手法の各種活動（事業者の自主管理活動、事業者、地方自治体等が国民とリスクコミュニケーションを図る活動等）等への導入を図る。
- 公害防止設備に対する優遇税制等の支援を行う。

【法規制・制度改革】

- 二酸化炭素回収・貯留（CCS）の国内での本格実施に必要な法規制・制度の整備等に関して検討を行う。
- 資源有効利用促進法等のリサイクル関連法制度によるスキームを活用して、3R対策を網羅的に講じることにより、循環型社会の構築を図る。
- 遺伝子組換え生物等の使用等の規制による生物の多様性の確保に関する法律（カルタヘナ法）に基づく立入検査で査収した生物が遺伝子組換え生物であるか否かを判断するための基盤的な技術の高度化や収去方法を確立すること等により、的確な法律の執行体制を整備する。

【ガイドライン】

- 事業者による自主的取組を促進する観点から、産業構造審議会において策定している「業種別・品目別廃棄物処理・リサイクルガイドライン」（自主的な目標の設定）につい

て、3R対策を加速する観点から適宜フォローアップを行い、改定を行う。

【基準・標準化】

- 各プロジェクトや民間における技術開発等で得られた成果のうち、標準化すべきものについては、適切な標準化活動（国際規格（ISO/IEC）、日本工業規格（JIS）、その他国際的に認知された標準の提案等）を実施する。
- CO₂回収・貯留後のモニタリング、植林等によるCO₂固定化量の計算、バイオマス利用時のCO₂排出削減量の評価、環境影響や安全性評価手法など、CO₂固定化・有効利用を推進するに当たって標準化が必要となる事項については、研究・開発状況や社会情勢を常に意識しながら計画的に標準化を推進する。
- リサイクル品などの3R配慮製品に対する需要の創出・拡大を図るため、「環境JIS策定促進のアクションプログラム」に基づき、リサイクル品等の品質基準及び試験評価方法の規格（環境JIS）の策定を引き続き推進する。
- バイオマス由来プラスチックにおけるバイオマス含有量測定の標準化を推進するとともに、生分解性プラスチックに係る微生物嫌気分解試験方法の国際標準化を着実に実施する。
- 高精度・簡易有害性評価システムの開発については、2014年度を目途に有害性評価手法等を経済開発協力機構（OECD）にテストガイドラインとして提案することを検討し、国際標準化を推進する。

【調達促進】

- バイオマス由来プラスチック等、生物機能を用いた生産プロセスにより生産された製品について、グリーン購入法に基づく調達品目として位置付けられるべく検討を行う。

【広報・啓発】

- 研究開発プロジェクトの成果について広く普及啓発を図るため、シンポジウム等を行う。
- 3Rの普及・促進を図るため、毎年10月を「3R推進月間」とし、この期間を中心として、3R活動への関係者の取組を促すための「3R推進功労者等表彰」や、循環ビジネス振興のための「資源循環技術・システム表彰」等の普及啓発活動を実施する。

【知的基盤整備】

- 国内外との共同研究等を通じ、革新的な温暖化対策技術や方策についての情報交換に資する、情報ネットワークの構築等を図る。
- 物質生産用に開発された汎用宿主細胞や取得した生物遺伝資源は、独立行政法人製品評価技術基盤機構に整備し、社会に幅広く提供する。
- 独立行政法人製品評価技術基盤機構の化学物質管理センターにて事業者・国民・公的機関の化学物質管理に関する冷静な対話（科学的知見の共有）を促進するための知的情報基盤整備を図る。

【国際協力】

- 生物多様性条約に基づく遺伝子資源へのアクセス促進事業において、日本のバイオ関連企業の遺伝資源保有国（途上国）の遺伝資源に対するアクセスを促進するための技術的環境整備及び遺伝資源へのアクセス実施の調整を行う。

【他省庁との連携】

- 総合化学技術会議が推進する科学技術連携施策群の「食料・生物生産研究」及び「総合的リスク評価による化学物質の安全管理・活用のための開発技術」、ライフサイエンス

PT、社会還元プロジェクトの下での関係府省間における適切な連携の実施。

【プロジェクト等との連携】

- CO₂固定化・有効利用技術のロードマップに基づき、技術シーズ発掘型技術開発事業成果のプロジェクトへの取り込みや、プロジェクト間の連携により、効果的な固定化・有効利用システムの実現を図る。
- 植物機能を活用したモノ作り基盤技術開発に係る2つのプロジェクト間での、遺伝子高発現技術やモデル植物での基盤技術及び実用作物への技術展開に関する情報交換を推進する。

6. 研究開発の実施に当たっての留意事項

- ・事業の全部又は一部について独立行政法人の運営費交付金により実施されるもの（事業名に（運営費交付金）と記載したものは、中期目標、中期計画等に基づき、運営費交付金の総額の範囲内で当該独立行政法人の裁量によって実施されるものである。
- ・プログラム目標等については、京都議定書目標達成計画の評価・見直しプロセスに伴う対応を行う。
- ・各プロジェクトを横断的観点からマネジメントする体制を整備し、技術の進捗状況や社会情勢等を踏まえた適切な資源配分、技術成果のレビュー、普及施策の検討、実施すべき技術開発テーマ・領域・分野等の検討等を実施する。

7. 改訂履歴

- (1) 平成12年12月28日付け、生物機能活用型循環産業システム創造プログラム基本計画、化学物質総合評価管理プログラム基本計画制定。
- (2) 平成14年2月27日付け、生物機能活用型循環産業システム創造プログラム基本計画制定。生物機能活用型循環産業システム創造プログラム基本計画（平成12・12・27工総第15号）は、廃止。平成14年2月28日付け、革新的温暖化対策技術プログラム基本計画、3Rプログラム基本計画、化学物質総合評価管理プログラム基本計画制定。化学物質総合評価管理プログラム基本計画（平成12・12・27工総第14号）は、廃止。
- (3) 平成15年3月10日付け制定。革新的温暖化対策技術プログラム基本計画（平成14・02・25産局第16号）、3Rプログラム基本計画（平成14・02・25産局第13号）、生物機能活用型循環産業システム創造プログラム基本計画（平成14・02・25産局第5号）、化学物質総合評価管理プログラム基本計画（平成14・02・25産局第7号）は、廃止。
- (4) 平成16年2月3日付け制定。革新的温暖化対策技術プログラム基本計画（平成15・03・07産局第18号）及びエネルギー環境二酸化炭素固定化・有効利用プログラム基本計画（平成15・03・07産局第19号）は、革新的温暖化対策技術プログラム基本計画に統合することとし、廃止。3Rプログラム基本計画（平成15・03・07産局第6号）、生物機能活用型循環産業システム創造プログラム基本計画（平成15・03・07産局第3号）、化学物質総合評価管理プログラム基本計画（平成15・03・07産局第8号）は、廃止。
- (5) 平成17年3月31日付け制定。地球温暖化防止新技術プログラム基本計画（平成16・02・03産局第13号）、3Rプログラム基本計画（平成16・02・03産局

第5号)、生物機能活用型循環産業システム創造プログラム基本計画(平成16・02・03産局第15号)、化学物質総合評価管理プログラム基本計画(平成16・02・03産局第3号)は、廃止。

(6)平成18年3月31日付け制定。地球温暖化防止新技術プログラム基本計画(平成17・03・25産局第8号)、3Rプログラム基本計画(平成17・03・29産局第1号)、生物機能活用型循環産業システム創造プログラム基本計画(平成17・03・25産局第2号)、化学物質総合評価管理プログラム基本計画(平成17・03・25産局第10号)は、廃止。

(7)平成19年4月2日付け制定。地球温暖化防止新技術プログラム基本計画(平成18・03・31産局第9号)、3Rプログラム基本計画(平成18・03・31産局第10号)、生物機能活用型循環産業システム創造プログラム基本計画(平成18・03・31産局第3号)、化学物質総合評価管理プログラム基本計画(平成18・03・31産局第11号)は、廃止。

(8)平成20年4月1日付け、環境安心イノベーションプログラム基本計画制定。地球温暖化防止新技術プログラム基本計画(平成19・03・19産局第6号)、3Rプログラム基本計画(平成19・03・19産局第5号)、生物機能活用型循環産業システム創造プログラム基本計画(平成19・03・16産局第2号)、化学物質総合評価管理プログラム基本計画(平成19・03・20産局第2号)は、本イノベーションプログラム基本計画に統合することとし、廃止。

(環境安心イノベーションプログラム)
「ノンフロン型省エネ冷凍空調システムの開発」基本計画

環境技術開発部

1. 研究開発の目的・目標・内容

(1) 研究開発の目的

京都議定書の批准により、我が国においても地球温暖化対策の観点から温室効果ガスの排出量削減が必要とされており、温暖化等に配慮した環境技術開発が不可欠な状況にある。これを受け、代替フロン物質を削減する技術開発を総合的・効率的かつ加速的に推進し、その導入・普及を促進することにより、環境・エネルギー・経済のバランスのとれた持続可能な社会の構築を図ることを目的とする環境安心イノベーションプログラムの一環として、本研究開発では産業競争力を持ち、かつ長期的に見ても世界トップクラスの温暖化防止技術の開発を推進する。

クロロフルオロカーボン（フロン）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たため、代替フロンが開発され多用される状況にある。

代替フロンは、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）として利用されて来たが大気中に長期間に亘って安定に存在し、かつ極めて大きな温室効果を発揮する化合物であることから、京都議定書において排出削減対象ガスとなっている。

したがって、国際的な地球温暖化対策加速における日本の国際貢献の重要性から、革新的な新技術について国家レベルでの基礎研究育成・技術的困難の克服・新システムの確認・評価や、実現性が高く早期市場投入が可能な技術の確立ならびに旧来システムの改良に対する技術面・評価面での支援を急ぐことが必要である。

本研究開発では、オゾン層の破壊やその他の環境影響が少なく温室効果も小さい非フロン等冷媒物質を用いた圧縮蒸発式・吸収式等の冷凍サイクル、及び圧縮蒸発式・吸収式以外の新しい冷凍サイクルや、複合システム等でエネルギー効率が高い冷凍空調機器システム（以下、これらを総称して「ノンフロン型冷凍空調システム」という）などを探索・検討すると共に、エネルギー効率が高く市場的に有効な冷凍空調システム技術の開発を行い、省エネルギー性やライフサイクル等の観点から総合的な環境負荷の低減を目指す。

(2) 研究開発の目標

ノンフロン型省エネ冷凍空調システム開発では、このような状況から、以下の4項目を対象に、それぞれの分野で開発目標を定め研究開発を実施する。但し、現時点では性能評価の為の実用的運転モードや性能評価手法・安全基準が未確立であることから、プロジェクト内にて定める実用的運転モード・性能評価手法・安全基準等に対するガイドラインにより、達成目標を以下の通り定める。

①住宅分野向けノンフロン型省エネ冷凍空調システムの開発

安全・安心・快適な環境を提供する機器あるいはシステム、かつ実用運転モードで現状市販製品・システム比+0%以上の省エネ性向上。

②業務分野向けノンフロン型省エネ冷凍空調システムの開発

安全・安心・快適な環境を提供する機器あるいはシステム、かつ実用運転モードで現状市販製品・システム比+0%以上の省エネ性向上。

③ 運輸分野向けノンフロン型省エネ冷凍空調システムの開発

安全・安心・快適で、空調機器稼働時の10-15モード、JC08モード等の実用運転モードで現状市販製品・システム比+0%以上の燃費向上。

④ 実用的な性能評価、安全基準の構築

実用的運転モードおよび評価手法ならびに安全基準の構築

(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、別紙研究開発計画に基づき研究開発を行う。

① 住宅分野向けノンフロン型省エネ冷凍空調システムの開発

② 業務分野向けノンフロン型省エネ冷凍空調システムの開発

③ 運輸分野向けノンフロン型省エネ冷凍空調システムの開発

④ 実用的な性能評価、安全基準の構築

①～④の各項目については下記の研究フェーズごとに、テーマを実施する。

なお、事業完了後の速やかな製品上市により早期の温室効果ガス削減に資する本事業の目的から、平成20年度以降基礎研究フェーズから実用化研究フェーズへの移行を推進し、委託事業としての新規公募は原則実施しないものとする。

それぞれの概要・研究開発費（「提案者負担分+NEDO負担分」、以下、同じ）の目安は以下の通り。

《 委託事業 》

・ ①～③に係わる基礎研究フェーズ（NEDO負担率100%）

総研究開発費の目安：数千万円/年程度。技術的には将来的な実用化が十分に見込まれるノンフロン型省エネルギー技術等について、基盤技術及び周辺技術について研究・評価を行うとともに、実用化・導入に向けた経済性、導入効果等について分析を行い、実用化を見据えた基礎研究を行う。本開発終了後、製品化までさらに実用化研究が必要なものにおいては、成果ならびに事業性等を評価し、必要に応じ実用化研究フェーズへの移行を認める。

・ ④に係わる基礎研究フェーズ（NEDO負担率100%）

総研究開発費の目安：数千万円/年程度。公共的な見地から国際的標準化を念頭に置き、実用的運転モードならびに安全基準の構築を早期に実施する。

《 助成事業 》

・ ①～③に係わる実用化研究フェーズ（NEDO助成率50%）

総研究開発費の目安：数千万円から3億円/年。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ノンフロン型省エネルギー技術等について、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、実用化研究を行う。本開発終了後、2～3年以内に製品化を想定できるものを対象とする。

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、独立行政法人 新エネルギー・産業技術総合開発機構（以下、「NEDO」という。）が、単独ないし複数の原則、本邦の企業、大学等の研究機関（原則、国内に研究開発拠点を有していること。ただし、国外企業の特別な研究開発能力、研究施設等の活用あるいは国際標準獲得の観点からの国外企業との連携が必要な場合はこの限りでない。）から公募によって研究開発実施者を選定後、委託・助成を実施する。

参加する各研究開発実施者の有する研究開発ポテンシャルの最大限の活用により効率的な研究開発の推進を図る観点から、NEDOが指名する研究開発責任者（プロジェクトリーダー）の下で、それぞれの研究テーマの達成目標を実現すべく研究開発を実施する方式を採用する。

(2) 研究開発の運営管理

研究開発全体の管理・執行に責任を有するNEDOは、経済産業省及び研究開発責任者と密接な関係を維持しつつ、プログラムの目的及び目標、並びに本研究開発の目的及び目標に照らして適切な運営管理を実施する。

具体的には、四半期に一回程度プロジェクトリーダー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に設置する委員会及び技術検討会等を開催し、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、実用化研究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開発途中であっても中止するなど。）加えて、研究期間中にも新規技術に関する動向調査を実施し、有望と認められる内容に付いては、新規開発に着手するフレキシビリティを保持した研究開発マネジメントに心掛ける。

3. 研究開発の実施期間

本研究開発の期間は、平成17年度から平成22年度までの6年間とする。

4. 評価に関する事項

NEDOは、技術的及びエネルギー政策的観点から見た研究開発の意義、目標達成度、成果の技術的意義ならびに将来の産業への波及効果等の観点から、外部有識者による研究開発の中間評価を平成19年度に、事後評価を平成23年度に実施する。なお、評価の時期については、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に応じて前倒しする等、適宜見直すものとする。

5. その他重要事項

(1) 開発成果の取り扱い

① 成果の普及

NEDO及び委託研究実施団体は、得られた研究開発成果については、国民の利益を損なわない範囲で国内外を問わず、普及に努めるものとする。特に、「実用的な運転モードおよび評価手法ならびに安全基準の構築」においては、内容を広く一般にも公開し国際的な基準（標準）形成に資することとする。

② 知的基盤整備事業又は標準化等との連携

得られた研究開発の成果については、知的基盤整備または標準化等との連携を図るため、データベースへのデータの提供、標準情報（TR）制度への提案等を積極的に行う。特に、「実用的な運転モードおよび評価手法ならびに安全基準の構築」

においては、内容を広く一般にも公開し国際的な基準（標準）形成に資することとする。

③ 知的財産権の帰属

委託研究開発の成果に関わる知的財産権については、「独立行政法人新エネルギー・産業技術総合開発機構産業技術研究開発等業務方法書」第25条の規定等に基づき、原則として、すべてを受託者に帰属させることとする。

(2) 基本計画の変更

NEDOは、研究開発内容の妥当性を確保するため、社会・経済的状況、内外の研究開発動向、政策動向、第三者の視点からの評価結果、研究開発費の確保状況等を総合的に勘案し、達成目標をはじめ基本計画の見直しを弾力的に行うものとする。

(3) 根拠法

本プロジェクトは、独立行政法人新エネルギー・産業技術総合開発機構法第15条第1項第1号ハ及び第15条第1項第3号に基づき実施する。

6. 基本計画の改訂履歴

(1) 平成17年3月22日 制定

(2) 平成20年3月 平成19年度中間評価結果、技術委員会指摘等の反映により、研究開発の目標を見直し改訂。

(3) 平成20年7月、イノベーションプログラム基本計画の制定により、「(1) 研究開発の目的」の記載を改訂。

(4) 平成22年3月 実施期間を1年延長。

(別紙) 研究開発計画

研究開発項目①「住宅分野向けノンフロン型省エネ冷凍空調システムの開発」

1. 研究開発の必要性

現行の代替フロンによる住宅用空調・冷蔵庫等の冷媒は、温室効果ガス排出規制の加速により使用禁止に直面する。冷蔵庫では炭化水素冷媒の製品化が完了しているが、住宅用空調での可燃冷媒使用を実現するには、安全規制下では冷媒容量が極めて少なく性能の確保が困難である。大衆への浸透性も考慮しつつ、COP (Coefficient of Performance: 冷凍空調機器の性能指数)性能に優れ、冷媒漏洩等危険性や欠陥が極めて少ない高信頼性の冷媒冷凍サイクル、及び機器を開発・実用化する必要がある。世界の開発動向・実用化時期を鑑み、冷媒・システムの選択・特性データ収集をはじめ、季節・地域別など実用的運転モードを想定した上での性能評価手法の開発、安全性基準の構築や検証等を、併行して進める必要がある。

2. 研究開発の具体的内容

(1) ルームエアコン、パッケージエアコンなどでの新システムの開発

冷媒の可燃性・高圧力使用に対応した安全技術を組み込んだ自然冷媒や冷凍空調システムを探索すると共に、その特性データを収集して冷媒・冷凍空調システム選択の指針を与えると共に、安全・安心・快適な新システムを提案する。また、圧縮蒸発式・吸収式以外の新しいコンセプトに基づく冷凍サイクル及び装置・システムを考案・開発する。システムの最適化・複合化等を行い、実機レベルの検証・改善により、高性能を実現する。

3. 達成目標

ノンフロン冷凍空調システムを住宅分野で実現するための、新システムの探索・選択とそのシステム技術及び装置基盤技術を確立する。性能評価手法・安全基準の検証に歩調を合わせつつ、達成目標を決定すると共に高性能化・安全化を実現する。

安全・安心・快適な環境を提供する機器あるいはシステムで、当面の達成目標の目安として実用運転モードで現状市販製品・システム比+0%以上の省エネ性向上を目標とする。但し、最終的な性能改善率については実用的運転モードの確認後に有識者等の意見を基に確定する。

研究開発項目②「業務分野向けノンフロン型省エネ冷凍空調システムの開発」

1. 研究開発の必要性

現行の代替フロンによる業務用空調・冷凍／冷蔵システム等の冷媒は、温室効果ガス排出規制の加速により使用禁止に直面する。大型設備では自然冷媒機器の納入実績があるが、安全規制下での設備適用条件・立地条件などが普及ネックである。COP性能に優れ、冷媒漏洩等危険性や欠陥が極めて少ない高信頼性の冷媒冷凍サイクル、及び機器を開発・実用化する必要がある。世界の開発動向・実用化時期を考えると、冷媒・システムの選択・特性データ収集をはじめ、季節・地域別などの実用的運転モードを想定した上での性能評価手法の開発、安全性基準の構築や検証等を、併行して

進める必要がある。

2. 研究開発の具体的内容

(1) コールドチェーンや大容量空調機などでの新システムの開発

様々な冷媒適用のための安全技術を組み込んだ自然冷媒や冷凍空調システムを探索すると共に、その特性データを収集して冷媒・冷凍空調システム選択の指針を与えると共に、安心・安全・快適な新システムを提案する。また、圧縮蒸発式・吸収式以外の新しいコンセプトに基づく冷凍サイクル及び装置・システムを考案・開発する。システムの最適化・複合化等を行い、実証機レベルでの検証・改善により、高性能を実現する。

3. 達成目標

ノンフロン冷凍空調システムを業務分野で実現するための、新システムの探索・選択とそのシステム技術及び装置基盤技術を確立する。性能評価手法・安全基準の検証に歩調を合わせつつ、達成目標を決定する共に高性能化、安全化を実現する。

安全・安心・快適な環境を提供する機器あるいはシステムで、当面の達成目標の目安として実用運転モードで現状市販製品・システム比+0%以上の省エネ性向上を目標とする。但し、最終的な性能改善率については実用的運転モードの確認後に有識者等の意見を基に確定する。

研究開発項目③「運輸分野向けノンフロン型省エネ冷凍空調システム開発」

1. 研究開発の必要性

現行の代替フロンによる車両用空調・冷凍システム等の冷媒は、欧州での温室効果ガス排出規制の加速により、使用禁止に直面する。特にこの分野では欧州シェアの高さから即世界規模での全廃が見込まれる。燃料電池車両では炭酸ガス冷媒機器の実績があるが、機器の高圧化による装置重量増、衝突安全性などがネックである。COP性能や、燃費への影響が少なく、冷媒漏洩等による危険性や性能低下性が極めて少ない高信頼性の冷媒冷凍サイクル、及び機器を開発・実用化する必要がある。世界の開発動向・実用化時期を考えると、冷媒・システムの選択・特性データ収集をはじめ、季節・地域、運転モード別など実用的運転モードを想定した上での性能評価手法の開発、安全性基準の構築や検証等を、併行して進める必要がある。

2. 研究開発の具体的内容

(1) 車両用空調機器の開発

事故緊急時も含めた安全技術を組み込んだ自然冷媒等、地球温暖化への影響の少ない空調システムを探索すると共に、その特性データを収集して冷媒・空調システム選択の指針を与えると共に、安心・安全・快適な新システムを提案する。また、圧縮蒸発式・吸収式以外の新しいコンセプトに基づく冷凍サイクル及び装置・システムを考案・開発する。システムの最適化・複合化等を行い、実証機レベルでの検証・改善により、新車両への適応技術に目処を付けると共に高性能を実現する。

3. 達成目標

ノンフロン冷凍空調システムを運輸分野で実現するための、新システムの探索・選

択とそのシステム技術及び装置基盤技術を確立する。性能評価手法・安全基準の検証に歩調を合わせつつ、達成目標を決定すると共に高性能化、安全化を実現する。

安全・安心・快適で、当面の達成目標の目安として空調機器稼動時の10-15モード、JC08モード等の実用的運転モードで現状市販製品・システム比+0%以上の燃費向上を目標とする。但し、最終的な性能改善率については実用的運転モードの確認後に有識者等の意見を基に確定する。

研究開発項目④「実用的な性能評価、安全基準」

1. 研究開発の必要性

現在までに、自然冷媒機器の実績は存在するが、作動冷媒の高圧化・冷媒自体の可燃性・毒性などの課題が指摘されている。COP(前述)性能や、燃費に優れ、冷媒漏洩等危険性や欠陥が極めて少ない高信頼性の冷媒冷凍サイクル、及び機器を開発・実用化する必要がある。世界の開発動向・実用化時期を考えると、冷媒・システムの選択・特性データ収集をはじめ、季節・地域、運転条件別など実用的モードでの性能評価手法の開発、安全性基準の検証・構築を早急に進める必要がある。また得られた成果は業界等に反映させると共にプロジェクト内での共通基準とする事から、公益法人、業界団体、ワーキンググループ等を活用し横通しで、システム・機器開発と併行・協調しつつ開発を進展させる必要がある。また、指針のみならず規格化をも視野に入れ、公的国際的機関とも連携をはかる。

2. 研究開発の具体的内容

(1) 性能評価手法の確立

冷凍空調機器に対する現行性能評価手法を鑑みながら、機器開発分野からの新システムの提案や、資源回収・再利用・廃棄(3R)面・ライフサイクル面など総合環境影響、地域性を考慮した通年運転・期間運転、車両用等では運転条件といった機器運用面等を実用面から考慮した性能評価手法を検証する。既存、開発中の各種システムに対して、開発要素毎に適用するなどし、ノンフロン型冷凍空調システムの開発に資する。また、粗野ではあるが開発分野ごとの機器システムの環境性、省エネ性のほか購入助成や税優遇といった経済性、処理費用負担等のコスト要因も検討し、市場競争力のあるコスト的目安を示す。

(2) 安全性基準の構築

現行安全基準(高圧ガス・危険物管理)を鑑み、機器開発分野において、新システム実用時の冷媒漏洩等を原因とする危険性を排除できる実用的な安全基準を検証する。既存、開発中の各種システムからバックデータを得て、ノンフロン型冷凍空調システムの開発に資するとともに、必要な場合は現行安全基準の見直しを提言するなどして、空調分野での安全基準を構築する。

3. 達成目標

ノンフロン冷凍空調システムを実現するための、新システムの探索・選択とそのシステム技術及び装置基盤技術の開発に歩調を合わせ、実用的運転モードおよび評価手法ならびに安全基準を構築する。

脱フロン対策分野

フッ素を含有する化合物は、冷媒、産業洗浄剤、発泡剤、半導体・液晶製造、電力機器絶縁、消火剤など幅広い産業分野で利用されるが、モントリオール議定書(1987年)において、フルオロカーボン(フロン)の一部がオゾン層破壊物質として規制対象に指定された。その代替物質としてHFC、PFCの導入が進んだが、これらは温室効果ガスとして京都議定書(1997年)の規制対象となった。

2001年からの第2次科学技術基本計画において、環境分野は「重点推進の4分野」の一つと位置づけられた。中でも地球温暖化問題は、影響の大きさや深刻さから見て、人類の生存基盤に関わる最も重要な環境問題の一つである。その後、2004年に制定された「地球温暖化防止新技術プログラム」基本計画では、代替フロン等3ガス(HFC、PFC、SF₆)の削減技術の開発推進およびその導入・普及の促進を通じて、京都議定書第1約束期間での排出目標の達成が盛り込まれている。本プログラムによって、温室効果の小さい代替物質の開発、およびノンフロン化技術の開発が実施された。その成果は、フロン類の生産・使用現場での漏洩防止技術や、使用済フロン類の回収・破壊技術等の従来取組に加えて、現在、導入が進められている。

「脱フロン対策分野」は、これらの取組を取りまとめたものであり、京都議定書の第1約束期間の後も、更なる温室効果ガス排出削減の強化が図られることを念頭に置き、今後20年程度を見据えたマップとした。

脱フロン対策分野の技術戦略マップ

I. 導入シナリオ

(1) 脱フロン対策分野の目標と将来実現する社会像

フッ素を含有する化合物は、その優れた特性から、冷媒、産業洗浄剤、発泡剤、半導体・液晶製造、電力機器絶縁、消火剤など、幅広い産業分野で利用されている。このうち、オゾン層の破壊や地球温暖化へ大きな影響をもつ一部のフロン類は、代替の物質や技術に置き換わりつつある。

オゾン層の破壊を起こすもの（CFC、HCFC等）は、先進国においては2020年までに実質全廃の見通しである。特にHCFCに関しては、第19回モントリオール議定書締約国会合（MOP19）において途上国の10年前倒し全廃（2040年→2030年）が決議された。これに伴い凍結基準年も2015年から2009～2010年に前倒しとなり、特にHCFCの冷媒用途の代替品への転換に向けた技術開発が急務となってきた。一方、地球温暖化対策については、当面の課題は京都議定書の第1約束期間での温室効果ガスの排出削減である。1994年の気候変動に関する国際連合枠組条約では、「気候系に対して危険な人為的干渉を及ぼすこととならない水準において大気中の温室効果ガスの濃度を安定化させること」を将来の最終的な目的と定めている。それには現在の温室効果ガスの排出を大幅に削減する必要がある。

京都議定書の排出規制対象温室効果ガスのうち、脱フロン対策分野は、HFC、PFC、SF₆（代替フロン等3ガス）が対象である。我が国では、2002年の地球温暖化対策推進大綱改訂で、第1約束期間（2008～2012年）における排出量目標を基準年（1995年）排出量比プラス2%以下、その後、2005年の京都議定書目標達成計画にてプラス0.1%以内と定めた。2008年3月の目標達成計画追加対策では基準年排出量比マイナス1.6%に引き下げている。

また、京都議定書第1約束期間が終了した後の次の枠組について、2009年に開催された気候変動枠組条約第15回締結国会議（COP15）などで具体的な議論が本格的に開始されたところである。なお、第21回モントリオール議定書締約国会合（MOP21）でも議論に上った。今後、温室効果ガスに対する更なる追加削減が想定されることから、なお一層の取組が必要と見られる。

(2) 研究開発の取組

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されている。以下にその代表的な事例を示す。

「HFC-23破壊技術の開発」（1998～2001年度）では、冷媒やフッ素樹脂原料として使用されるHCFC-22の製造時に副生するHFC-23を破壊する技術開発を行った。また、「冷

媒フロンのケミカルリサイクル技術の開発」(2000年度)において、回収 HCFC-22 を高純度化してフッ素樹脂原料としてリサイクルする技術の開発を行った。HFC-23 の破壊に関しては、多くの CDM プロジェクトにより海外への技術移転が実施されており、世界規模での温室効果ガスの削減に効果をあげている。

代替物質の開発については、「新規冷媒等研究開発」(1994~2001年度)と「SF₆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システムの研究開発」(1998~2002年度)において、それぞれ冷媒、洗浄剤、発泡剤と、半導体の CVD クリーニングガスを対象として環境負荷の小さい新規フロン代替物質の開発を行った。そこで有望と思われた物質については、「省エネルギーフロン代替物質合成技術開発」(2002~2006年度)で省エネルギー性確立の観点から工業的合成技術の開発を行った。

また、ノンフロン化技術では、「SF₆フリー高機能発現マグネシウム合金組織制御技術開発」(2004~2006年度)、「ノンフロン型省エネ冷凍空調システム開発」(2005~2010年度)および「革新的ノンフロン系断熱材技術開発」(2007~2011年度)により、マグネシウムダイカスト用カバーガス、冷媒、断熱発泡剤等の分野における低 GWP フッ素系ガスを含むノンフロン化技術開発に取り組んでいる。

なお、いわゆる自然物質の安全性や省エネ性能の限界が判明してきている一方で、オゾン層を破壊せず、GWP の低いフッ素化合物の開発が進められており、ノンフロンというよりは低 GWP の観点からの対象物質の拡大が、各分野における早期の実用化のためには必要になっている。

(3) 関連施策の取組

大気放出された CFC や消火剤のハロン等がオゾン層を破壊するのを防ぐため、国連環境計画 (UNEP) は 1987 年「モントリオール議定書」を採択し、CFC5 種、消火剤ハロン 4 種が規制されることとなり、1990 年の改正からは更にメチルクロロホルム、四塩化炭素も追加された。その後 1992 年には、先進国における CFC の 1995 年末全廃、及び代替化合物 HCFC の 2020 年原則全廃が採択された。

温暖化防止に関しては、1988 年、UNEP が世界気象機関 (WMO) と「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。また、第 1 約束期間における温室効果ガスの 6%削減約束の達成に必要な措置を定めた「京都議定書目標達成計画」を 2005 年に閣議決定(その後 2008 年に改定)し、CO₂、CH₄、N₂O とともに HFC、PFC、SF₆ (代替フロン等 3 ガス) も排出目標が設定された。

また、我が国では 2006 年施行の改正大気汚染防止法により、浮遊粒子状物質や光化学オキシダントに係る大気汚染の原因として VOC の排出規制が開始され、炭化水素系の化学物質に対しても規制が強化された。

一方、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、2006年度にはフロン回収・破壊法の改正が行われ、2007年に施行された。

このような取組とあわせて、「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」が実施されている。

〔導入補助・支援〕

- ・ 「地域地球温暖化防止支援事業」(2005～2009年度)および「代替フロン等排出削減施設等導入促進事業」(2010年度～)で、代替フロン等3ガスの排出抑制に資する企業等の先導的な取組に対して、事業終了後の研究成果普及による削減見込量等に応じた研究助成を実施している。

〔サンプル提供・実用化促進〕

- ・ 「省エネルギーフロン代替物質合成技術開発」(2002～2006年度)で開発された新規ガスについて、実用化を目指した適用研究に対してサンプル提供を実施している。また、既に一部実用化・市販化されたものもある。

〔規制・制度改革〕

- ・ 1997年の京都議定書の採択を受け、我が国の地球温暖化対策の第一歩として、国、地方公共団体、事業者、国民が一体となって地球温暖化対策に取り組むため、1998年に「地球温暖化対策の推進に関する法律」を制定した。2006年4月の同法一部改正では、2005年の京都議定書の発効及び我が国の温室効果ガスの排出の現状にかんがみ、地球温暖化対策の一層の推進を図るため、地球温暖化対策推進本部の所掌事務の追加、一定規模以上の温室効果ガスを排出する事業者に対して、排出量の報告等を義務づけた。2005年の京都議定書目標達成計画においては、京都議定書の6%削減約束を確実に達成するとともに、更なる長期的・継続的な排出削減を目指すこととされた。その後、2008年には温室効果ガスの種類別排出抑制効果と削減見通し等から、目標達成計画の内訳であるガス別目標値が見直されている。
- ・ また、2007年6月にフロン回収・破壊法が改正され、整備時のフロン類回収義務化、管理票制度等の導入等の規制が大幅に強化された。

〔国際連携・協力〕

- ・ 「地球環境国際連携推進事業」(2003～2007年)により、地球温暖化問題の解決に貢献する技術の開発を国際レベルで効率的かつ経済的に進めるためにIPCC国際会議等を開催し、各国におけるエネルギー消費効率化に関する取組について情報交換、温暖化防止等に関する我が国の戦略的取組の検討及び各国方法収集調査等を実施した。
- ・ また、「地球環境国際研究推進事業」(2002～2011年)により、地球温暖化問題の解決に向け、諸外国と共同で革新的な温暖化防止技術の研究開発を実施。また、CTI(気候変動技術イニシアティブ)等の国際的な枠組を活用し、諸外国との研究協力を進める

ことにより、世界的な温暖化問題への取組を実施している。

〔他省庁との連携〕

- ・ 「京都議定書目標達成計画」の評価・見直しのため、産業構造審議会環境部会地球環境小委員会と中央環境審議会は、合同会合を開催している。

（４）海外での取組

特定フロンおよび代替フロン等 3 ガスに係る規制としては、モントリオール議定書、欧州 F ガス規制、REACH 規制、米国 CAA、欧州 EPER、米国知る権利法などがある。

欧州 EPER や米国の知る権利法は、PRTR 制度を司る根拠であるが、これは環境中への移動量を管理する措置である。

欧州では、F ガス規制により、発泡剤、エアゾール、消火剤など用途ごとに排出抑制や使用禁止措置などが決まっている。また、マグネシウムダイキャスト製法で年間 850kg 以下の SF₆ を使用しているものを除き、2008 年からはその使用が禁止される。加えて、カーエアコンについては、2011 年からの新型車への GWP150 以上の冷媒の使用禁止を定めており、新規物質開発への影響は世界的な広がりを見せている。特に温暖化係数が 10 以下の新規なフッ素化合物の開発が注目されているが、これは全く新たなカテゴリーに属する物質であり、大気寿命が 10 日前後と短いこれらの化合物の VOC としての挙動、大気中での分解挙動、総合的な環境影響・毒性問題への取組が重要な課題となってきた。また、REACH 規制の施行により、化学物質に対しても規制が強化されている。

米国は、オゾン層保護に関しては CAA に基づいた SNAP プログラムを推進している。しかしながら、京都議定書には批准しておらず、地球温暖化防止については、半導体、自動車、アルミニウム、マグネシウム、ガス製造や電力などの事業者または業界が、それぞれ自主的に EPA に削減計画を提出し、その目標達成に取り組んでいる。

（５）民間での取組

HFC 等製造、発泡・断熱材、エアゾール等、冷凍空調機器、洗浄剤・溶剤、半導体等製造、電気絶縁ガス使用機器、金属製品の合計 8 分野 22 団体において、自主行動計画が策定、実施されており、排出削減に大きな成果をあげている。

（６）改訂のポイント

- 技術戦略マップ 2009 からの変更なし。

Ⅱ. 技術マップ

（１）技術マップ

導入シナリオを踏まえ、「分野」、「用途」、「技術分類」、「詳細技術」、「技術開発が対象とする排出量の大きさ」毎に脱フロン技術を俯瞰した技術マップとしている。あわせて、各分野の詳細技術毎に排出量の大きさと推計の考え方を示した。

（２）重要技術の考え方

主に技術開発が対象とする「排出量の大きさ」、「社会的ニーズに応える技術」、「市場インパクト」により重要技術を選定し、技術マップ中に明示した。

社会的ニーズに応える技術とは、温室効果ガスの削減を達成する上で、地球温暖化効果がCO₂の数百倍～数万倍と大きいフロン類の排出を抑える技術であり、極めて重要である。

- ・ フロン類の使用現場での漏洩防止技術
- ・ 使用済フロン類の回収・破壊技術
- ・ 温室効果の小さい代替物質の合成技術
- ・ ノンフロン化技術
- ・ その他政策的な要請に基づき必要とされる技術

市場インパクトとは、新市場の創出や拡大につながる技術であり、技術開発による、温室効果の小さい代替物質合成、ノンフロン化技術、また、使用済フロンの回収・破壊技術が該当する。

選定された重要技術のうち、主なものについては以下のとおり。

①冷凍冷蔵・空調用途

非オゾン層破壊、低温室効果等への対応を踏まえ、安全性に優れ、地球温暖化影響の低い（CO₂排出量の少ない、効率の良い）冷凍空調システムの技術の開発が望まれている。

②断熱材用発泡剤用途

今後、非オゾン層破壊、低温室効果、VOC規制、REACH規制等への対応を踏まえた、新たな物質や発泡プロセス技術の開発が望まれている。当該開発の際には、断熱材の現状の断熱性能を維持しつつ、製造時の省エネ、省資源等トータルの省エネルギー性を確保する必要がある。

(3) 改訂のポイント

- 脱フロン対策分野の「重要技術」として、以下の6分野から22の詳細技術を選定した。
 - ・ 冷凍空調機器に係る事項
 - ・ 発泡・断熱材に係る事項
 - ・ 電気絶縁ガス使用機器に係る事項
 - ・ エアゾール等に係る事項
 - ・ 半導体等製造に係る事項
 - ・ 金属製品に係る事項
- 「技術開発が対象とする排出量の大きさ」のうち「冷凍空調機器に関する事項」は、2030年の当該技術が対象とする温室効果ガスの年間排出予測量を示す。「金属製品に係る事項」は、2007年のマグネシウム鋳造時の代替フロン等3ガス実排出量を示す。従って当該技術の実用化に伴う排出量削減効果は、技術開発が対象とする排出

量の一部にとどまる。

Ⅲ. 技術ロードマップ

(1) 技術ロードマップ

技術マップで整理した技術について、より具体的な検討課題を記載した。

なお、技術ロードマップに従って技術開発が進展し実用化された場合のイメージとして、生活空間を切り出した図【参考資料1：脱フロン技術の製品化イメージ図】を添付している。

(2) 改訂のポイント

- 技術戦略マップ 2009 からの変更なし。

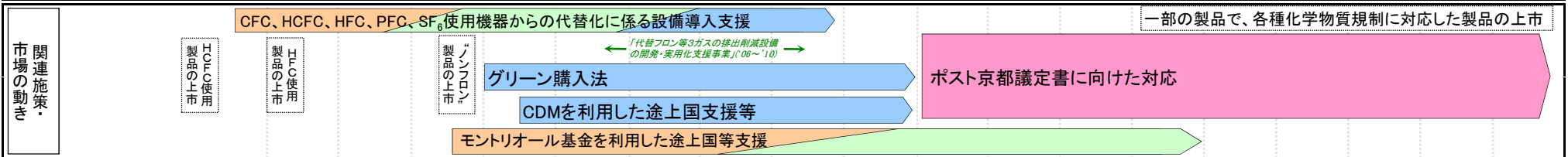
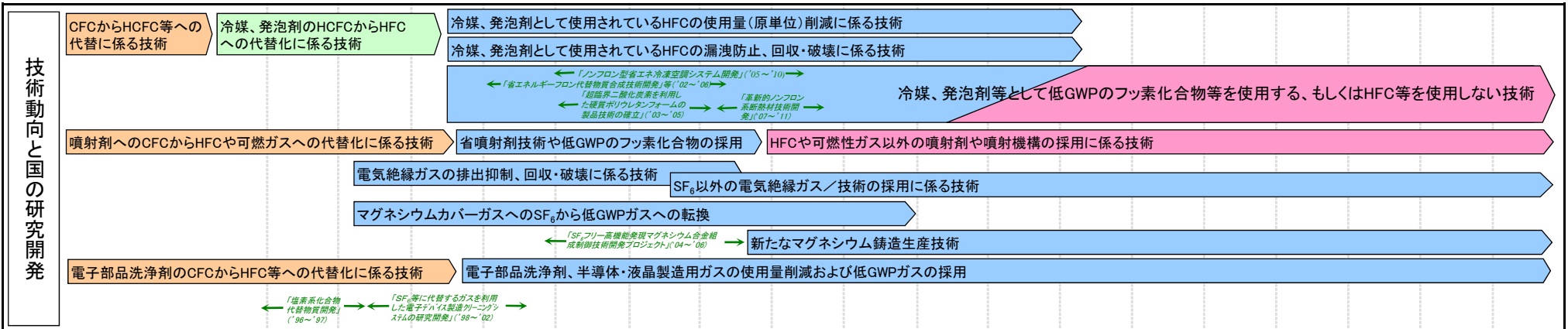
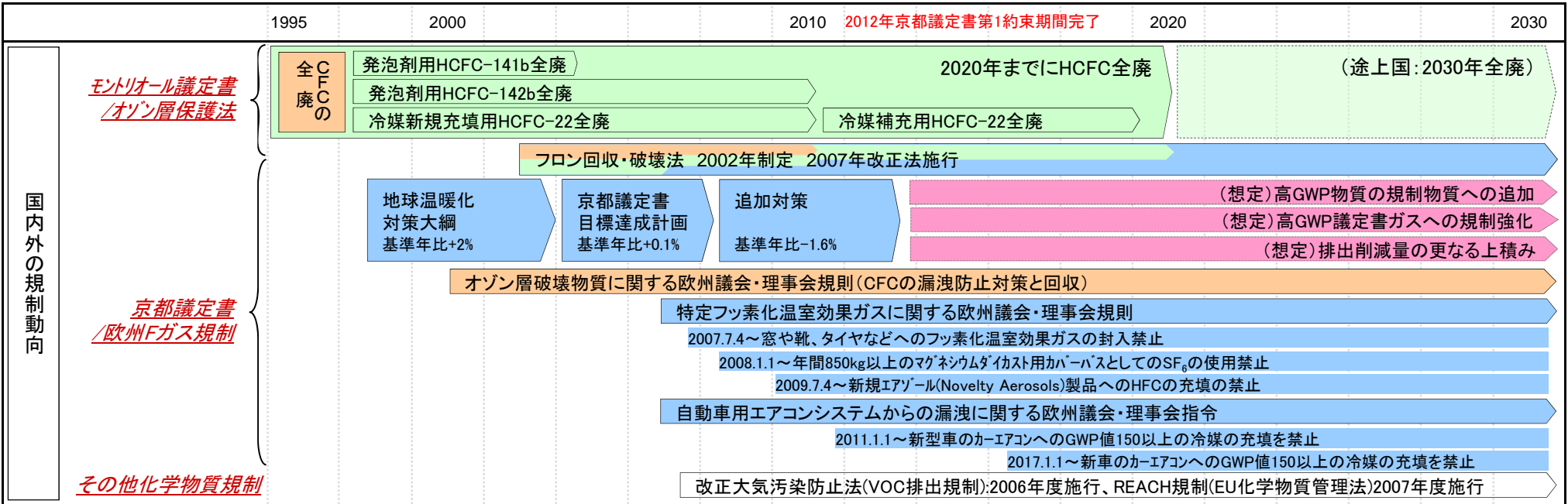
脱フロン対策分野の導入シナリオ

CFC対策(主にモントリオール議定書)

HFC、PFC、SF₆対策(主に京都議定書)

HCFC対策(主にモントリオール議定書)

ポスト京都議定書対策



その他 フッ素の物質循環(3R、化学物質と関連あり)、標準化の推進

脱フロン対策分野の技術マップ(1/3)

(注) は重要技術

分野	用途	技術分類	技術番号	詳細技術	技術開発が対象とする排出量の大きさ	推計の考え方	
冷凍空調機器に係る事項	冷凍冷蔵・空調機器	業務用冷凍空調機器及び家庭用空調機器に自然系冷媒を使用した製品の開発	101	二次冷却回路を用いたコンビニ向け冷凍・冷蔵・空調システム開発	4,891千GWPt/年	2030年の内蔵形ショーケースと業務用冷凍冷蔵庫、店舗用パッケージエアコンからのHFC-134a及びR-404A、R-410Aの年間排出予測量	
			102	住宅用マルチ空調機に係る技術開発	11,313千GWPt/年	2030年の家庭用エアコンからのR-410Aの年間排出予測量	
			103	二次冷却回路を用いたビル用マルチ空調機開発	7,930千GWPt/年	冷暖房同時運転ビル用マルチ空調機の開発	2030年のビル用パッケージエアコンからのR-410Aの年間排出予測量
			104	冷暖房同時運転ビル用マルチ空調機の開発			
			105	混合冷媒を用いた食品工場やスーパーマーケット向け冷凍・冷蔵・空調システム開発	2,588千GWPt/年	チリングユニットの開発	2030年の設備用パッケージエアコンからのR-410Aの年間排出予測量
			106	チリングユニットの開発			
			107	二次冷却回路を用いたプレハブ冷凍庫用冷凍システム開発	421千GWPt/年	2030年の冷凍冷蔵用チリングユニットからのR-407Cの年間排出予測量	
			108	二次冷却回路を用いた業務用空調・給湯システム開発	286千GWPt/年	2030年の空調用チリングユニットからのR-407Cの年間排出予測量	
			109	冷凍ショーケース向けシステム開発	19,087千GWPt/年	2030年の別置形ショーケースからのR-404Aの年間排出予測量	
		冷媒以外の技術を使用した製品の開発	110	デシカント(調湿剤)を用いた換気・調湿システム開発	—	新たな考え方に基づく技術であり、既存のシステムの代替ではなく、追加的に普及が見込まれる技術と考え、排出量推計の対象外とした	
			111	磁性体に磁界変化を与えることで温度変化を得る物質の開発及びシステム開発	—	技術が対象とする製品が未だ定まっておらず、基礎的な研究であることから、排出量推計の対象外とした	
		運輸機器に自然系冷媒や低GWP冷媒等の技術を使用した製品の開発	112	エンジン廃熱を活用するノンフロン型カーエアコンシステム開発	—	排出量削減に係る取り組みや技術を補完する技術(間接的技術)であり、排出量推計の対象外とした	
			113	低GWP冷媒を使用したカーエアコンの研究	—		
		業務用冷凍空調機器及び家庭用空調機器に低GWP冷媒を使用した製品の開発	114	低GWP冷媒を使用した省エネ空調機の研究	—	技術が対象とする製品が未だ定まっておらず、基礎的な研究であることから、排出量推計の対象外とした	
			115	低GWP冷媒を使用したルームエアコンの研究	—		
			116	HFE-143mを冷媒として活用した技術の開発	—		
			117	HFE-245mcを冷媒として活用した技術の開発	—		
			118	HFO-1234yfを冷媒として活用した技術の開発	—		

注) 当該技術の実用化に伴う削減効果は、技術開発の対象とする排出量の一部にとどまる。

脱フロン対策分野の技術マップ(2/3)

(注) は重要技術

分野	用途	技術分類	技術番号	詳細技術	技術開発が対象とする排出量の大きさ	推計の考え方	
冷凍空調機器に係る事項(つづき)	冷凍冷蔵・空調機器(つづき)	新たな考えに基づく冷凍冷蔵・空調システムの検討	119	燃料電池で発電される電力と燃料電池の廃熱を吸収式冷凍機やヒートポンプで利用する技術の開発	—	排出量削減に係る取り組みや技術を補完する技術(間接的技術)であり、排出量推計の対象外とした	
			120	分散型電源や各種ビル設備用動力源などの廃熱を活用した新たな複合熱利用システムの検討	—		
		高GWP冷媒の回収を促す製品や社会システムの検討	121	回収した冷媒フロン類から蛍石レベルまで戻さずにフッ素樹脂を生産する技術の開発	—		技術番号122を促進する間接的な技術であり、排出量は以下に含まれる(但し、あくまで間接的な技術であることから、排出量推計の対象外とした)
			122	短時間で全量回収可能な冷媒回収装置の開発	19,346千GWpt/年		2030年の使用済み業務用冷凍空調機器に含まれるHFCの量
発泡・断熱材に係る事項	断熱材	硬質ウレタンフォーム工場発泡品によるフロン系発泡剤と同等の断熱性能を確保した製品の開発	201	次世代断熱発泡剤の開発	255千GWpt/年	2007年のHFC発泡剤(HFC-134a、HFC-245fa、HFC-365mfc)の使用量が継続されると考え、これに対して初年度10%、その後、20年かけて残り90%排出するとした場合の平均年間排出量	
			202	非フロン系発泡剤を使用した断熱材の熱伝導率経時低下の抑制に係る研究			
			203	非フロン系発泡剤使用に係る断熱性能向上技術開発			
	新規な断熱材の開発		204	ナノコンポジット断熱材とその連続製造プロセスの開発	—		排出量削減に係る取り組みや技術を補完する技術で、さらに基礎的な研究であることから、排出量推計の対象外とした
			205	ナノセルラー発泡体、架橋反応・シリケート化発泡体、ナノゲルを用いた発泡体の開発			
			206	ナノゲルを用いた断熱材製造技術の開発			
			207	断熱性向上シートの開発			
電気絶縁ガス使用機器に係る事項	電気絶縁ガス	代替ガスの検討	301	N ₂ 、CO ₂ 等とSF ₆ の混合に係る検討、及び新規代替ガスの探索	—	毎年削減が進む分野であり、基準とする排出量の設定が難しいことから、排出量推計の対象外とした。 なお、参考として、2007年の電気絶縁ガス使用機器からの排出量は、約900千GWpt/年となる	
エアゾール等に係る事項	エアゾール	新規な噴射剤の開発	401	新規な噴射剤の開発	453千GWpt/年	2007年のHFC噴射剤(HFC-134a、HFC-152a)の使用量が継続すると考えた場合の年間排出量。 埃除去用エアゾール製品と急冷用エアゾール製品は8:2の割合とした	
			402	ATMや券売機、自動改札機における埃・紙粉非蓄積技術			
			403	携帯可能で小型の圧縮空気発生技術の開発			
			404	埃・紙粉非蓄積技術の開発			
		新たな急冷装置・製品の開発	405	環境試験装置としての急冷技術の開発	113千GWpt/年		
			406	被急冷体への吹きつけ型急冷方法の開発			

注) 当該技術の実用化に伴う削減効果は、技術開発の対象とする排出量の一部にとどまる。

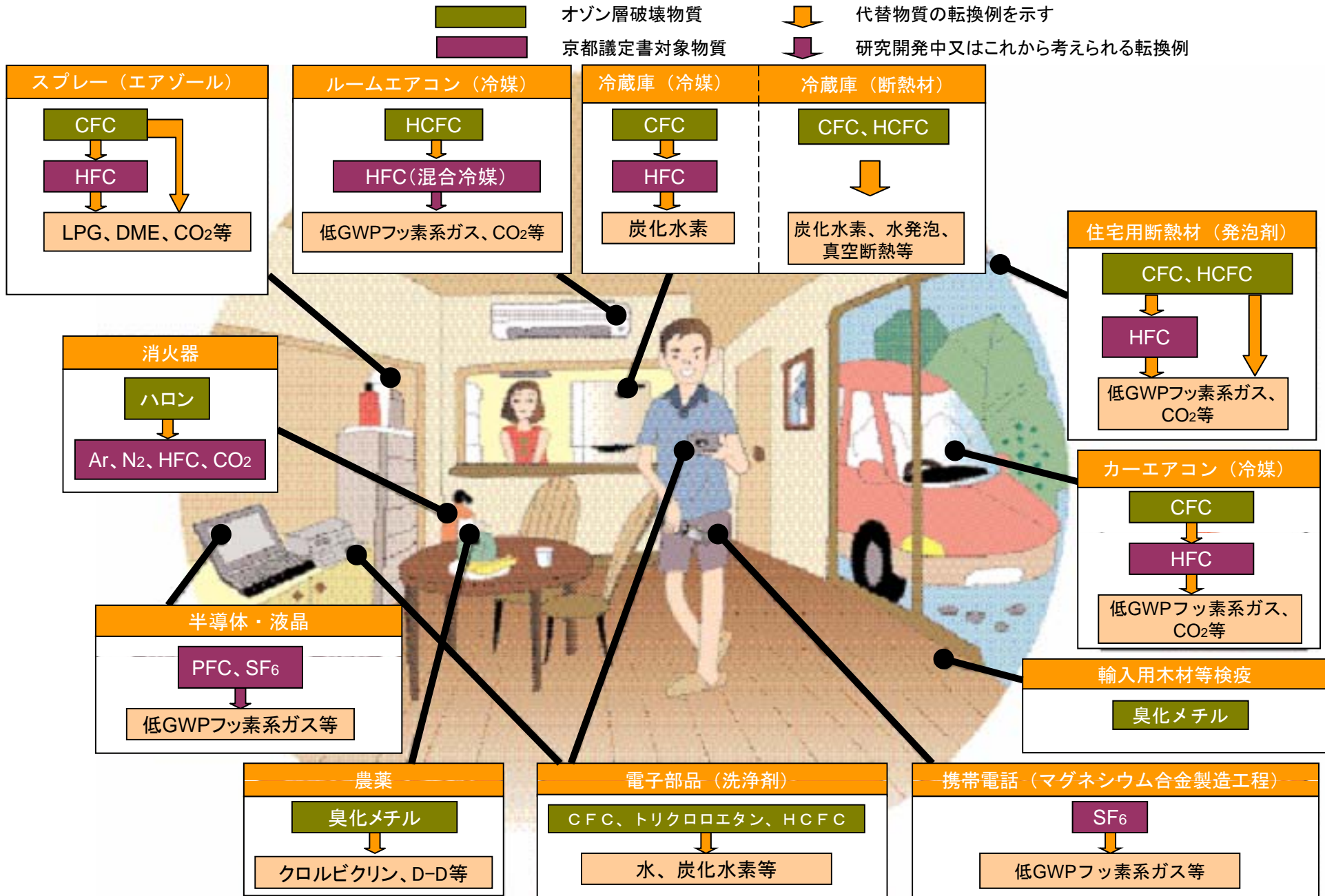
脱フロン対策分野の技術マップ(3/3)

(注) は重要技術

分野	用途	技術分類	技術番号	詳細技術	技術開発が対象とする排出量の大きさ	推計の考え方
半導体等製造に係る事項	半導体・液晶製造	使用量の削減/除害装置の導入	501	使用量の削減/除害装置の導入	5,102千GWPt/年	2007年の半導体・液晶製造時の代替フロン等3ガスの実排出量
		代替ガスの導入	502	低GWPガスの導入検討		
金属製品に係る事項	マグネシウム	カバーガスとしてのSF ₆ の使用量を削減する技術	601	溶解炉からの放出抑制に関する技術	—	これまで進められてきた取り組みであり、追加的な削減の余地は少ないものとした
				ボンベから溶解炉までの配管からの漏洩防止に関する技術		
				ガス流量精密計量装置の開発		
		代替カバーガスの検討	602	HFC-134a使用技術の採用と検証	903千GWPt/年	2007年のマグネシウム製造時の代替フロン等3ガスの実排出量
			603	FK使用技術の採用と検証		
代替カバーガスの検討	604	HFO-1234ze使用技術の採用と検証				
	605	SF ₆ フリー高機能発現Mg合金組織制御技術開発				

注) 当該技術の実用化に伴う削減効果は、技術開発の対象とする排出量の一部にとどまる。

脱フロン技術の製品化イメージ図



事前評価書

		作成日	平成17年3月7日
1. 事業名称 (コード番号)	ノンフロン型省エネ冷凍空調システムの開発		
2. 推進部署名	環境技術開発部		
3. 事業概要	<p>(1) 概要：地球温暖化防止の観点から、各種冷凍空調機器・システム分野（次に示す住宅、業務、運輸の3分野）では使用時の冷媒漏洩削減や修理点検時の冷媒回収作業の効率化など多くの努力が進められている。国内3分野【<u>住宅分野</u>（ルームエアコン、パッケージエアコンなど）、<u>業務分野</u>（コールドチェーンや大容量空調機、システムなど）、<u>運輸分野</u>（空調機器や冷凍設備など）】での年間販売機器数は約1400万台に達する。</p> <p>冷媒として使用されている代替フロン類は、温室効果が高いためノンフロン化（フッ素化合物を使用しないという意味）が望ましいが、ノンフロン冷媒（フッ素を含まない化学物質や自然に存在する物質を冷媒として使用する意味）や自動車関係で探索されている次世代冷媒では機器性能（空調分野では成績係数＝COP: Coefficient of Performance の定義に従う事が多い）の悪化や、毒性（例えばアンモニア冷媒）、可燃性（例えばイソブタンなどの炭化水素冷媒）、高圧性（例えば二酸化炭素冷媒）などの安全性からの問題など、多くの課題解決の必要がある。</p> <p>また、冷凍・空調システムの多くは建築物や輸送車両などを対象とすることから、システムとしての性能や運用条件を加味した評価が重要となる。このため、開発される機器やシステムに対する実用上の性能や安全性などについて、適正な指針、及び評価手法の開発も必要である。</p> <p>ノンフロン型省エネ冷凍空調システム開発では、このような状況から、以下の4項目を対象に、それぞれの分野で開発目標を定め研究開発を実施する。</p> <p>① <u>住宅分野</u>（ルームエアコン、パッケージエアコンなどでシステムも含む）向けノンフロン型省エネ冷凍空調システムの開発：プロジェクト内にて検討・構築された基準に従い、安全・安心な機器あるいはシステムで実用運転モードでの性能改善率10%（最終目標はプロジェクト実施にて確定する）以上</p> <p>② <u>業務分野</u>（コールドチェーンや大容量空調機、システムなども含む）向けノンフロン型省エネ冷凍空調システムの開発：プロジェクト内にて検討・構築された基準に従い、安全・安心・快適な環境を提供する機器あるいはシステムで、実用運転モードでの性能改善率10%（最終目標はプロジェクト実施にて確定する）以上</p> <p>③ <u>運輸分野</u>（空調機器や冷凍設備など）向けノンフロン型省エネ冷凍空調システム</p>		

	<p>ム:プロジェクト内にて検討・構築された基準に従い、安全・安心・快適な空調機器の稼動時で 10-15 モード燃費悪化率10%(最終目標はプロジェクト実施にて確定する)以内</p> <p>④ <u>通年あるいは期間などの実用的モードでの性能評価手法ならびに安全基準の構築</u></p> <p>(2) 事業規模: 総事業費 43億円程度</p> <p>(3) 事業期間: 平成17年度～21年度(5年間)</p>
--	---

4. 評価の検討状況

(1) 事業の位置付け・必要性

産業構造審議会 化学・バイオ部会(第11回地球温暖化防止対策小委員会:H16/11/8)での2010 年度時点における代替フロンガス類(3ガス) 排出量予測結果によると、モントリオール議定書発効に伴う HCFC 製造規制が契機となり、3ガス排出量は2003 年度(25.8 百万 t-CO₂)を底として増加に転じ、2010 年度は51. 0百万 t-CO₂へ増大するとされている。特に冷媒(冷凍空調機器)に係る事項 (19. 3百万 t-CO₂)は全排出量の38%と突出することから、この方面への技術投入は地球温暖化防止に不可欠である。 分野ならびに事項別は以下の通り。

住宅分野(ルームエアコン、パッケージエアコンなどでシステムも含む):機器からの定常的冷媒漏洩は殆ど無いものの、地球温暖化問題へのユーザーニーズが強くノンフロン化が指向されている。最近では冷蔵庫や給湯システムで炭化水素(HC)やCO₂を冷媒とするノンフロンシステムが開発されつつあるが、冷房時の性能(COP)が低いという問題や可燃性、高圧性という安全上の問題があり、早急に、高効率で安全、安価なシステムを開発する必要がある。

業務分野(コールドチェーンや大容量空調機、システムなども含む):吸収式システムや吸着式システムなどのノンフロン冷凍空調システムが存在するが、-10℃以下の低温出力や半導体クリーンルーム等でのドライエアー、換気ニーズへの対応が遅れている。単機容量が大きく、技術革新の成果が得られやすい所であるが、反面、技術開発が最も停滞している所でもある。このため、産業界をリードする基礎的開発や実用的開発を実施する必要がある。

運輸分野(空調機器や冷凍設備など):EUでは機器の冷媒漏洩性から使用冷媒の地球温暖化係数(GWP)値に制限をかける等の措置が検討されている。我が国の自動車業界においても次世代冷媒による環境負荷低減を指向している点は同様である。一方、我が国の1次エネルギーの22%(原油換算 約 1 億キロリットル)は運輸部門で消費されており、ガソリン等の燃料がその大部分である。空調機器稼動による自動車燃費の悪化率は10-15 モードで約15%と言われている。また自動車リサイクル法に従い冷媒等の回収が開始されているが回収率が十分とは言えない状況である。これらから冷媒のノンフロン化と並び燃費改善の必要性は極めて高い。

性能評価手法・安全基準の構築等:ノンフロン化等に伴い新規の冷凍空調システムが登場すると予想される。それに伴う高圧化や可燃性冷媒対策等の安全基準構築が不可欠である。また、運輸分野での空調機器をはじめ性能評価手法が未確定な分野もある。実用的運用を念頭に(システム運用手法が従来から異なる場合も含め)、統一的な性能評価手法、安全基準の構築が必要である。

(2) 研究開発目標の妥当性

- ① 住宅分野ならびに業務分野(ルームエアコン、パッケージエアコン、コールドチェーンならびに大容量空調機、システムなど): CO₂ 冷媒による冷凍サイクルは、従来型冷媒(R410A)と比較して、理論COP比で 41%の性能悪化となる。通年運用や期間運用など、より実用的な運転モードでの性能比較で、従来比 10%以上の性能改善目標は、ノンフロン化による温室効果ガス排出削減ならびに省エネルギーな機器・システムの提供を目指すプロジェクトとして極めて困難な目標といえる。プロジェクト内で妥当な改善目標を精査する予定であるが、努力目標として妥当である。
- ② 運輸分野(空調機器や冷凍設備など):冷媒漏洩率が充填量の~3%/年 と言われるカーエアコン等のノンフロン化は意義が極めて大きい。また例えば空調機器稼動による 10-15 モード燃費悪化率を 15%程度から 10%以内へ改善する目標(改善率33%以上)は運輸分野全体に係ることから省エネルギー効果も高く、妥当である。

(3) 研究開発マネジメント

住宅分野、業務分野、運輸分野向けなど用途別に公募を行い、各分野 1 件以上の採択を実施し、毎年、進捗を確認し有識者などのコメントを参考としながら、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基礎技術開発は実用化研究や実証研究へ、実用技術開発は事業化など次ステップへの転出を奨励するなど)。反面、期間内に成果が見込めないと判断された事業は開発途中であっても中止する。

加えて、研究期間中にも新規技術に関する調査を実施し、有望と認められる内容に付いては、新規開発の追加公募を実施するなどフレキシビリティを保持した研究開発マネジメントに心掛ける。

(4) 研究開発成果

- 住宅分野(ルームエアコン、パッケージエアコンなどでシステムも含む)向けノンフロン型省エネ冷凍空調システムの開発、ならびに業務分野(コールドチェーンや大容量空調機、システムなど)向けノンフロン型省エネ冷凍空調システムの開発: 民間での環境問題意識の高まりから「安全で高効率なノンフロン型冷凍空調システム」のニーズは高い。例えば、パッケージエアコン換算で300 万台程度の普及により、冷媒使用量は約3000トンが抑制される(これが全量漏洩する事はないが、CO₂ 換算で 390 万トン相当となる)。同時に原油換算で年間約 46 万 kl程度の省エネルギーが期待できる。
- 運輸分野(空調機器や冷凍設備など)向けノンフロン型省エネ冷凍空調システムの開発:燃費低下を招かないシステムを世界に先駆けて供給できる。その結果、例えば300万台程度(国内自動車ストック数7400万台の約 4%)の普及により、冷媒(HFC-134a)使用削減量は 2100 トン(この全量が漏洩する事はないが、CO₂ 換算 273 万トン相当)程度となり、漏洩率を平均 2.1%程度と仮定すれば CO₂ 換算で年間 5.9 万トンの排出削減効果が得られる。また、燃費改善効果は 40 万 kl/年 (CO₂ 換算 106 万トン/年)となる。
- 性能評価手法・安全基準の構築等:新規に開発される諸システムの実用的性能評価ならびに安全性評価が構築されることから。新たな工業基準が明確化され、産業界における対応が加速される。これにより、円滑な事業化が可能となる。

(5) 実用化・事業化の見通し

- 住宅分野(ルームエアコンやパッケージエアコンなどでシステムも含む):環境面からの市場ニーズ・ユーザーニーズが高いことからメーカーによる実用化開発が進展し、事業化への展開が比較的早い段階で可能。家電リサイクル法における処理料金の適正化により現行代替フロン製品とのトータルコスト競争が可能。
- 業務分野(コールドチェーンや大容量空調機、システムなど):ビルの新築時点での冷媒回収対応の遅れなど問題が認識されているものの、対策や技術開発へのメーカー投資余力が十分でないことから、本プロジェクトによる成果充たにて実用化開発を経て事業化が加速されると思われる。R22の再生利用の推進傾向があるが全般的に低調であり、新規設備導入時点でのトータルコスト評価にて競争可能な範囲である。
- 運輸分野(空調機器や冷凍設備など):世界的な技術開発ニーズが高く、ヨーロッパを中心に開発が進展している。国内では2005. 1からの自動車リサイクル法施行により冷媒種別による課金が生ずる。従って、国際的競争力確立の観点も含め省エネ性、安全性などが満足されるノンフロンシステムの実用化は加速される見通しである。

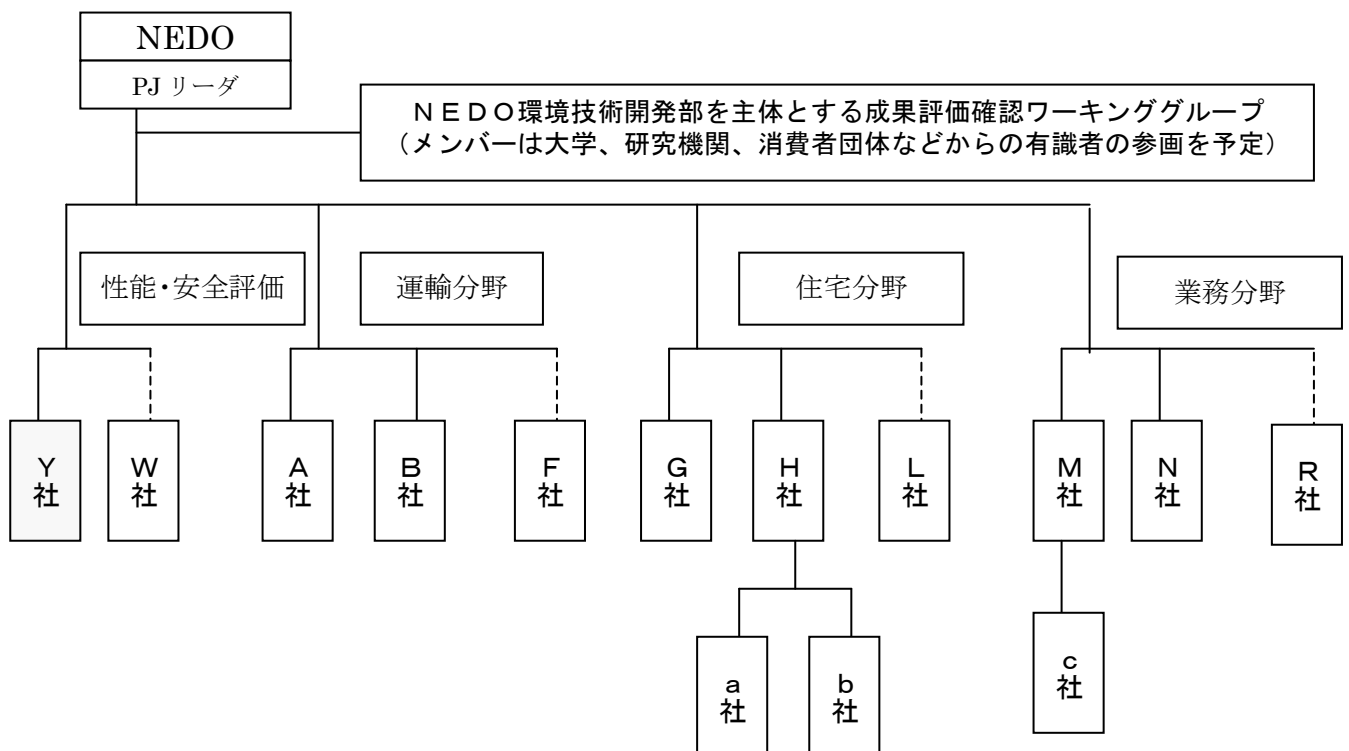
(6) その他特記事項

開発期間は最長5年とするが、短期間による実用化技術確立が可能と思われる分野もあり、個別提案毎に最適な開発計画にて実施する。各実施者は原則、独立して事業を行う。NEDOは競争的環境の維持に努める。但し、性能評価手法や安全基準構築を担当する委託先は他部門との連携活動が不可欠であり、その趣旨に従った活動を行う。

5. 総合評価

早期に開発着手し(特に輸送部門)2010年時点は勿論のこと、その後の長期的フッ素系3ガス(HFC、PFC、SF₆の温室効果ガス)排出量の削減に貢献すると共に、エネルギー起源のCO₂排出量削減にも貢献させるべきと思料。

【事業の全体像 イメージ】



「ノンフロン型省エネ冷凍空調システム開発基本計画（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17年3月31日
NEDO技術開発機構
環境技術開発部

NEDO POST 3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。
お寄せいただきましたご意見を検討し、別添の基本計画に反映させていただきました。
みなさまからのご協力を頂き、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17年3月7日～平成17年3月15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
<p>1.研究開発の目的 (3)研究開発の内容 研究開発項目 「業務分野向けノンフロン型省エネ冷凍空調システムの開発」</p>		
<p>[意見1](1件) HC冷媒は二次冷媒方式で用いることからセントラル空調システムに向いている。弊社ではセントラル空調システム用にHC冷媒冷温水発生装置の開発を数年前に行ったが、それ以降にHFC冷媒冷温水発生装置の高効率化開発も行っており、イニシャルコスト・サイズ・性能・安全性の面から納入実績はHFC冷媒冷温水発生装置のほうがHC冷媒冷温水発生装置に比べて圧倒的に多くなっている。HC冷媒冷温水発生装置の高効率化開発を行うことによってHFCに比べたHCの冷媒特性とその他構成部品の最適化から10%程度の性能向上の可能性は十分あるが、イニシャルコストメリットを実現するのは安全性強化という面で難しい。また、サイズについては高圧ガス保安法の法定冷凍トンによる分類が問題になっている。安全性については明確な安全基準がないため安全性をどこまで高める必要があるかがはっきりせず顧客への説明が難しい。したがってHFC冷媒の規制強化、HC冷媒の助成、HC冷媒の規制緩和、安全基準の明確化がなければ、弊社の今までの実績のように、HC冷媒冷温水発生装置を普及させるのは非常に難しい。</p>	<p>[考え方と対応] 可燃性冷媒の安全性に係わる、規制やコスト増については、本プロジェクトにおいて扱うべき課題であり、当該研究開発項目とは別に安全基準の構築を掲げております。本研究成果をもって、関連する規制や施策への働きかけを行い、技術の普及を図ることを考慮しております。</p>	<p>[反映の有無と反映内容] 特になし</p>

以上

論文リスト(H20FY以降)

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	神戸正純	新日本空調	住宅用コンパクト再生方式省エネ型換気空調システムの開発(第19報マイクロ波加熱再生試験機の運転特性)	第42回空気調和・冷凍連合講演会講演論文集81-84	無	2008/4	1
2	近藤将弘	東京農工大学	住宅用コンパクト再生方式省エネ型換気空調システムの開発(第20報吸脱着槽・蓄熱槽の連成シミュレーション)	第42回空気調和・冷凍連合講演会講演論文集85-88	無	2008/4	1
3	高塚威	新日本空調	住宅用コンパクト再生方式省エネ型換気空調システムの開発(第21報2塔切替式蓄熱型換気装置における切替時間の効率への影響)	日本建築学会2008年度大会2008年度大会学術講演梗概集D-2 1309-1310	無	2008/8	1
4	神戸正純	新日本空調	住宅用コンパクト再生方式省エネ型換気空調システムの開発(第22報再生効率の比較)	日本冷凍空調学会年次大会2008講演論文集125-128	無	2008/10	1
5	北村純	東京農工大学	住宅用コンパクト再生方式省エネ型換気空調システムの開発(第23報吸着材を塗布したフィンヒーターによる直接加熱再生方式の性能評価)	第43回空気調和・冷凍連合講演会講演論文集9-12	無	2009/4	1
6	北村純	東京農工大学	住宅用コンパクト再生方式省エネ型換気空調システムの開発(第24報異なる吸着材に対するデシカントユニット直接加熱再生の性能比較)	第19回環境工学総合シンポジウム論文集2009 512-513	無	2009/7	1
7	高塚威	新日本空調	住宅用コンパクト再生方式省エネ型換気空調システムの開発(第25報住宅用換気空調システムのAFPIによるエネルギー評価手法の提案)	日本建築学会2009年度大会学術講演梗概集D-2 1289-1290	無	2009/8	1
8	神戸正純	新日本空調	デシカント換気システムの開発	日本冷凍空調学会年次大会2009講演論文集421-424	無	2009/10	1
9	神戸正純	新日本空調	住宅用コンパクト再生方式省エネ型換気空調システムの開発(第26報直接加熱再生方式デシカントユニットによる吸脱着挙動)	日本冷凍空調学会年次大会2009講演論文集427-430	無	2009/10	1
10	本橋雄作	東京農工大学	住宅用コンパクト再生方式省エネ型換気空調システムの開発(第27報直接加熱再生方式デシカントユニットの性能解析)	日本冷凍空調学会年次大会2009講演論文集431-434	無	2009/10	1
11	宮崎隆彦	東京農工大学	固定床型デシカント換気空調機の開発(第1報各種吸着材を用いたデシカントユニットの性能評価)	日本冷凍空調学会論文集2009 Vol.26 No.4 521-532	有	2009/12	1
12	宮崎隆彦	東京農工大学	固定床型デシカント換気空調機の開発(第2報蓄熱ユニットを備えたデシカント換気空調システムの吸着材の吸着材再生方式に関する検討)	日本冷凍空調学会論文集2009 Vol.26 No.4 533-542	有	2009/12	1
13	宮崎隆彦	東京農工大学	STUDY ON ENERGY SAVING AIR-CONDITIONING SYSTEM USING COMPACT DESICCANT VENTILATION UNITS(PART28 THE OPTIMIZATION OF THE OPERATING CONDITIONS OF DIRECT HEATING REGENERATION TYPE DESICCANT UNIT)	2010 International Symposium on Next-generation Air Conditioning and Refrigeration Technology GS17	無	2010/2	1
14	神戸正純	新日本空調	STUDY ON ENERGY SAVING AIR-CONDITIONING SYSTEM USING COMPACT DESICCANT VENTILATION UNITS	2010 International Symposium on Next-generation Air Conditioning and Refrigeration Technology NS19	無	2010/2	1
15	高塚威	新日本空調	低圧力損失の薄型ロータ式全熱交換空調システムー第1報 夏季条件におけるシステム性能	平成22年度空気調和・衛生工学会大会講演論文集Ⅱ1175-1178	無	2010/2	1
16	高塚威	新日本空調	固定床型デシカント換気空調機の開発(第2報蓄熱ユニットを備えたデシカント換気空調システムの吸着材の吸着材再生方式に関する検討)	2010年度日本冷凍空調学会年次大会 講演論文集143-146	無	2010/5	1
17	塩見 将人	新晃工業	Development of a Residential CFC-free Energy-conserving Humidity Control	次世代冷凍空調技術国際会議2010論文集	無	2010/2	2
18	原 日出樹	ダイキン工業	Experimental Study of Low GWP Refrigerants for Room Air Conditioners	次世代冷凍空調技術国際会議2010	無	2010/2	3
19	矢嶋 龍三郎	ダイキン工業	Experimental Safety Evaluation on Flammability of R32 Refrigerant	The 23rd IIR International Congress of Refrigeration	有	2011/8	3
20	岡崎多佳志	三菱電機	Performance and Reliability Evaluation of a Room Air Conditioner with Low GWP Refrigerant	次世代冷凍空調技術国際会議 2010 ns27	無	2010/2	4

論文リスト(H20FY以降)

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.※
21	藤高章他	パナソニック	Application of Low GWP Refrigerants for Room Air Conditioner	2010 International Symposium on NART NS25	無	2010/2	5
22	Hiroshi Mukaiyama	三洋電機	Development of CO2 trans-critical system for supermarket freezer showcases	2010 International Symposium on Next-Generation Air Conditioning and Refrigeration Technology,N17-1	無	2010/2/17	6
23	齋 博之	三洋電機	店舗ショーケース用CO2冷凍機システムの省エネルギー性に関する考察	2011年度日本冷凍空調学会年次大会講演論文集	無	2011/9/16	6
24	和島 一喜	三菱重工	ターボ冷凍機へのHFO-1234ze(E)適用検証	日本冷凍空調学会主催セミナー(東京) H23年最新の冷媒問題への対応と展望	無	2011/6/7	7
25	和島 一喜	三菱重工	低GWP冷媒のターボ冷凍機への適用研究	H23年日本機械学会年次大会	無	2011/9/14	7
26	和島 一喜	三菱重工	ターボ冷凍機へのHFO-1234ze(E)適用検証	日本冷凍空調学会主催セミナー(名古屋) H23年最新の冷媒問題への対応と展望	無	2011/11/30 (予定)	7
27	和島 一喜	三菱重工	低GWP冷媒のターボ冷凍機への適用	日本冷凍空調学会論文集 Vol.8 No.4	有	2011/12/末 (予定)	7
28	和島 一喜	三菱重工	未定	日本冷凍空調学会主催ヒートポンプセミナー	無	2012/3	7
29	Kenji Takizawa, Akifumi Takahashi, Kazuaki Tokuhashi, Shigeo Kondo, Akira	産業技術総合研究所	Burning velocity measurements of nitrogen-containing compounds	Journal of Hazardous Materials, 155(1-2), 144-152	有	2008/6	8
30	Shigeo Kondo, Kenji Takizawa, Akifumi Takahashi, Kazuaki Tokuhashi, Akira	産業技術総合研究所	A study on flammability limits of fuel mixtures	Journal of Hazardous Materials, 155(3), 440-448	有	2008/7	8
31	近藤 重雄, 滝澤 賢二, 高橋 明文, 徳橋 和明, 関屋 章	産業技術総合研究所	マルチフッ素化物等の爆発限界測定のための湿潤空調製法について	安全工学シンポジウム2008(東京), p.199-200	無	2008/7	8
32	Kenji Takizawa, Akifumi Takahashi, Kazuaki Tokuhashi, Shigeo Kondo, Akira	産業技術総合研究所	Burning velocity measurements of fluoropropanes by the spherical-vessel method	Journal of Fluorine Chemistry, 129(8), 713-719	有	2008/8	8
33	近藤 重雄, 滝澤 賢二, 高橋 明文, 徳橋 和明, 関屋 章	産業技術総合研究所	可燃性ガスの爆発限界の温度依存性について	第41回安全工学研究発表会(東京), p.67-68	無	2008/11	8
34	Shigeo Kondo, Kenji Takizawa, Akifumi Takahashi, Kazuaki Tokuhashi, Akira	産業技術総合研究所	Flammability Limits of Five Selected Compounds Each Mixed with HFC-125	Fire Safety Journal, 44(2), 192-197	有	2009/2	8

論文リスト(H20FY以降)

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.※
35	江馬 眞、 納屋聖人、 吉田喜久 雄、永翁龍 一	産業技 術総合 研究所	冷媒の分解物の毒性評価	環境毒性学会誌、12 (1), 1-18.	有	2009/5	8
36	田原 聖 隆、高田 亜佐子、永 翁 龍一	産業技 術総合 研究所	LCAを用いたエアコンへの新冷媒導入 による温暖化影響評価	第18回日本エネルギー学会大会、 (2009.07.31), 札幌	無	2009/7	8
37	近藤 重雄、 滝澤 賢二、 高橋 明文、 徳橋 和明、 水門 潤治、 関屋 章	産業技 術総合 研究所	飽和および不飽和のマルチフッ素化合 物の爆発限界	安全工学シンポジウム2009 (東京)、 p.98-99	無	2009/7	8
38	梶原 秀夫、 井上 和也、 吉田 喜久 雄	産業技 術総合 研究所	冷凍空調機器から排出された次世代冷 媒の大気中分解生成物 暴露評価	第50 回大気環境学会年会, 横 浜,2009.09.16.	無	2009/9	8
39	Ema M, Naya M, Yoshida K, Nagaosa R.	産業技 術総合 研究所	Toxicity of degradation products of refrigerants	The 46th Congress of the European Society of Toxicology	有	2009/9	8
40	高田 亜佐 子、田原 聖隆、永翁 龍一、中西 準子	産業技 術総合 研究所	エアコンへの新冷媒導入による 温室効 果ガス排出量の算定	2010年度日本冷凍空調学会年次 大会, (2009.10.21), 東京	無	2009/10	8
41	永翁 龍一、 梶原 秀夫、 吉田 喜久 雄、江馬眞	産業技 術総合 研究所	閉鎖空間内での空調および空調機器か らの冷媒漏 洩に関する数値流体力学的研究	2009 年度日本冷凍空調学会年次 大会, 東京, 2009.10. 21.	無	2009/10	8
42	近藤 重雄、 滝澤 賢二、 高橋 明文、 徳橋 和明、 関屋 章	産業技 術総合 研究所	HFO-1234yfおよびその混合系の爆発限 界	第42回安全工学研究発表会 (大 阪), p.97-98	無	2009/10	8
43	Shigeo Kondo, Kenji Takizawa, Akifumi Takahashi, Kazuaki Tokuhashi, Junji Mizukado, Akira	産業技 術総合 研究所	Flammability Limits of Olefinic and Saturated Fluoro-compounds	Journal of Hazardous Materials, 171(1-3), 613-618	有	2009/11	8
44	江馬 眞、 納屋聖人、 吉田喜久 雄、永翁龍 一	産業技 術総合 研究所	冷媒として使用されているハイドロフル オロカーボンの毒性評価	環境毒性学会誌、12(1), 85-105	有	2009/12	8
45	Ema M, Naya M, Yoshida K. and Nagaosa R.	産業技 術総合 研究所	Reproductive and developmental toxicity of degradation products of refrigerants in experimental animals.	Reprod Toxicol, 29(1), 1-9	有	2010/1	8
46	Kajihara, H., Inoue, K., Yoshida, K., Nagaosa, R	産業技 術総合 研究所	The estimation of environmental concentration and deposition flux of R- 1234-YF and its decomposed products emitted from air conditioning equipment to atmosphere	2010 International Symposium on Next-generation Air Conditioning and Refrigeration Technology, NS24, 1-6	有	2010/2	8

論文リスト(H20FY以降)

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.※
47	Kenji Takizawa, Kazuaki Tokuhashi, Shigeo Kondo, Mikito Mamiya, Hideaki Nagai	産業技術総合研究所	Flammability Assessment of CH ₂ =CFCF ₃ (R-1234yf) and Its Mixtures with CH ₂ F ₂ (R-32)	2010 International Symposium on Next-generation Air Conditioning and Refrigeration Technology, P08, 1-8	有	2010/2	8
48	滝澤 賢二, 徳橋 和明, 近藤 重雄, 間宮 幹人, 永井 秀明	産業技術総合研究所	新規オレフィン系冷媒の燃焼性評価	平成21年度産総研 環境・エネルギーシンポジウムシリーズ5(つくば)	無	2010/2	8
49	滝澤 賢二, 徳橋 和明, 近藤 重雄, 間宮 幹人, 永井 秀明	産業技術総合研究所	Flammability Assessment of CH ₂ =CFCF ₃ (R-1234yf) and its Mixtures with CH ₂ F ₂ (R-32)	次世代冷凍空調技術国際会議 2010(東京), p.17-19	無	2010/2	8
50	Ema M, Naya M, Yoshida K, Nagaosa R.	産業技術総合研究所	Reproductive and developmental toxicity of degradation products of refrigerants	The 49th Annual Meeting of the Society of Toxicology	有	2010/3	8
51	Ema M, Naya M, Yoshida K, and Nagaosa R.	産業技術総合研究所	Reproductive and developmental toxicity of hydrofluorocarbons used as refrigerants	Reprod Toxicol, 29(2), 125-131	有	2010/4	8
52	Ema M, Naya M, Yoshida K, Nagaosa R.	産業技術総合研究所	Developmental toxicity of hydrofluorocarbons used as refrigerants.	The 12th International Congress of Toxicolog	有	2010/7	8
53	近藤 重雄, 高橋 明文, 滝澤 賢二, 徳橋 和明	産業技術総合研究所	CH ₄ , CH ₂ F ₂ , 及びCH ₂ =CFCF ₃ の爆発限界の圧力依存性について	安全工学シンポジウム2010(東京), p.404-405	無	2010/7	8
54	高田 亜佐子, 田原 聖隆, 永翁 龍一, 中西 準子	産業技術総合研究所	新冷媒導入における家庭用エアコンの使用実態を考慮した温暖化影響評価	2010年度日本冷凍空調学会年次大会, (2010.09.16), 金沢	無	2010/9	8
55	近藤 重雄, 滝澤 賢二, 高橋 明文, 徳橋 和明	産業技術総合研究所	HFC-134a添加によるHFC-32, HFO-1234yf, HFO-1234zeの不燃化	第43回安全工学研究発表会(東京), p.133-134	無	2010/11	8
56	江馬 眞, 納屋聖人, 吉田喜久雄, 永翁龍一	産業技術総合研究所	次世代の冷媒の候補とされている 2,3,3,3-Tetrafluoroprop-1-ene (HFO-1234yf)の毒性評価	環境毒性学会誌, 12(2), 73-84	有	2010/12	8
57	Kenji Takizawa	産業技術総合研究所	Burning Velocities of Mildly Flammable Low GWP Refrigerants	The International Symposium on New Refrigerants and Environmental Technology 2010, 44-49	有	2010/12	8
58	Kenji Takizawa	産業技術総合研究所	Burning Velocities of Mildly Flammable Low GWP Refrigerants	The International Symposium on New Refrigerants and Environmental Technology 2010(神戸), 依頼講演, p.44-49	無	2010/12	8
59	Kenji Takizawa	産業技術総合研究所	Burning Velocity Measurement of Low Flammability 2L Refrigerants	ASHRAE 2011 Winter Conference(ラスベガス, 米国), 依頼講演	無	2011/1	8
60	滝澤 賢二, 徳橋 和明, 近藤 重雄, 間宮 幹人, 永井 秀明	産業技術総合研究所	温暖化係数の低い冷媒の燃焼性評価	産総研 環境・エネルギーシンポジウムシリーズ4(つくば), p.74-75	無	2011/2	8

論文リスト(H20FY以降)

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.※
61	高田 亜佐子、田原聖隆、永翁龍一、中西準子	産業技術総合研究所	エアコンの使用パターンによる地球温暖化への影響・使用実態アンケートによる分析を通じて	第6回日本LCA学会研究発表会, (2011.03.03), 仙台	無	2011/3	8
62	Shigeo Kondo, Kenji Takizawa, Akifumi Takahashi, Kazuaki	産業技術総合研究所	On the temperature dependence of flammability limits of gases	Journal of Hazardous Materials, 187(1-3), 585-590	有	2011/3	8
63	永翁 龍一	産業技術総合研究所	地球温暖化を明示的に含む物質代替に関するリスクトレードオフ評価-地球環境問題とエネルギー問題の同時解決を目指した次世代冷媒の安全性評価を例として-	産業と環境 第40巻, 第5号, 64-68頁	有	2011/5	8
64	Shigeo Kondo, Akifumi Takahashi, Kenji Takizawa, Kazuaki Tokuhashi	産業技術総合研究所	On the pressure dependence of flammability limits of CH ₂ =CFCF ₃ , CH ₂ F ₂ and methane	Fire Safety Journal, 46(5), 289-293	有	2011/7	8
65	近藤重雄, 滝澤賢二, 高橋明文, 徳橋和明	産業技術総合研究所	不燃性指標としての限界メタン濃度(LMC)の提案	安全工学シンポジウム2011, p.421-422	無	2011/7	8
66	Kiyotaka TAHARA, Asako TAKADA, and Ryuichi NAGAOSA	産業技術総合研究所	Evaluation of GHG emission of Air Conditioner by Introduction of New Refrigerant using Life Cycle Assessment	GHG10, (2011.09.21), Amsterdam	無	2011/9	8
67	梶原秀夫、井上和也、陳亮、吉田喜久雄	産業技術総合研究所	エアコン用低GWP冷媒(R-1234yf)の大気中分解物の暴露・リスク評価	第52回大気環境学会年会 (2011.9.14),長崎	無	2011/9	8
68	Kayukawa, Y.; Fujii, K.; Kano, Y. & Sato, H.	産業技術総合研究所	Development of the state of the art Magnetic Levitation Densimeter for PVT property measurements of fluids	17th Symp. Thermophys. Prop.	無	2009/6/22	9
69	粥川洋平, 狩野祐也, 藤井賢一	産業技術総合研究所	新規代替冷媒HFO 1234yfに関するPVT性質の測定	環境工学総合シンポジウム	無	2009/7/10	9
70	狩野祐也, 粥川洋平, 藤井賢一	産業技術総合研究所	オレフィン系新規冷媒の臨界点測定	環境工学総合シンポジウム	無	2009/7/10	9
71	Kayukawa, Y.; Kano, Y.; Fujii, K.	産業技術総合研究所	PVT Property Measurements for New Alternative Refrigerant HFO 1234yf	Int. Workshop Env. Eng. 2009	無	2009/11/25	9
72	堀江勇人、飛原英治	東京大学	空調機のLCCP評価	2010年日本冷凍空調学会年次大会	無	2009/10/21	9
73	赤坂亮, 田中勝之, 東之弘	産業技術総合研究所	HFO-1234yfの熱力学モデル—拡張対応状態原理を応用した状態方程式—	2010年日本冷凍空調学会年次大会	無	2009/10/21	9
74	Dang, C.; Saitoh, S.; Nakamura, Y.; Li M.; Hihara E.	東京大学	Boiling Heat Transfer of HFO-1234yf Flowing in Smooth Small-diameter Horizontal Tube	2010 Int. Symp. Next-generation Air Cond. Refrig. Tech	無	2010/2/18	9
75	Arakawa, Y.; Kim, H-S.; Kamiaka T.; Dang C.; Hihara E.	東京大学	Thermophysical Property Measurement of HFO-1234yf + HFC-32 Mixtures	2010 Int. Symp. Next-generation Air Cond. Refrig. Tech	無	2010/2/18	9

論文リスト(H20FY以降)

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.※
76	Horie, H.; Kamiaka, T.; Dang, C.; Hihara, E.	東京大学	Study on Cycle Property and LCOP Evaluation of Heat Pump using HFO-1234yf, HFC-32, AND HFC-410A as Refrigerant	2010 Int. Symp. Next-generation Air Cond. Refrig. Tech	無	2010/2/18	9
77	Akasaka, R.; Kayukawa, Y.; Kano, Y.	産業技術総合研究所	Fundamental Equation of State for 2,3,3,3-Tetrafluoropropene (HFO-1234yf)	2010 Int. Symp. Next-generation Air Cond. Refrig. Tech	無	2010/2/17	9
78	Kayukawa, Y.; Fujii, K. & Akasaka, R.	産業技術総合研究所	Thermodynamic Property Measurements for HFO 1234yf and Its Binary Mixtures	2010 Int. Symp. Next-generation Air Cond. Refrig. Tech	無	2010/2/17	9
79	Kano, Y.; Kayukawa, Y.; Fujii, K. & Sato, H.	産業技術総合研究所	Speed of Sound Measurement for 2,3,3,3-Tetrafluoropropene (HFO-1234yf)	2010 Int. Symp. Next-generation Air Cond. Refrig. Tech	無	2010/2/17	9
80	Kayukawa, Y.	産業技術総合研究所	Measurements of vapor-liquid equilibrium properties for the binary refrigerant, carbon dioxide + dimethyl ether	Gustav Lorentzen Conference 2010, Sydney, Austraria	無	2010/2	9
81	狩野祐也, 粥川洋平, 藤井賢一, 佐藤春樹	産業技術総合研究所	球共鳴法による新規冷媒の音速測定	音響学会2010年春季研究発表会	無	2010/3	9
82	Horie, H., Dang, C., Hihara, E.	東京大学	Life cycle climate performance of air conditioner	The 5th Asian Conference on Refrigeration and Air-conditioning., Tokyo, Japan	無	2010/6	9
83	Horie, H., Dang, C., Hihara, E.	東京大学	Annual performance and performance rating of air conditioner	The 5th Asian Conference on Refrigeration and Air-conditioning., Tokyo, Japan	無	2010/6	9
84	斎藤静雄, 中村欣貴, 党超鋌, 飛原英治	東京大学	HFO1234yfの水平細管内沸騰熱伝達の研究	第47回日本伝熱シンポジウム,札幌	無	2010/6	9
85	荒川宜彬, 上赤匠, 党超鋌, 飛原英治	東京大学	HFC-32+HFO-1234yf混合冷媒の気液平衡性質の測定	第47回日本伝熱シンポジウム,札幌	無	2010/6	9
86	Kano Y, Kayukawa Y, Fujii K, Sato H	産業技術総合研究所	Speed-of-sound measurement in gaseous phase for novel refrigerants by using a spherical resonator	9th Asian Thermophysical Properties Conference, Paper No.109039, Beiji	無	2010/1	9
87	狩野祐也, 粥川洋平, 藤井賢一, 佐藤春樹	産業技術総合研究所	低GWP冷媒の音速測定による理想気体比熱の決定	第31回日本熱物性シンポジウム	無	2010/11	9
88	Li, M., Dang, C., Hihara, E.	東京大学	Experimental investigation of flow boiling heat transfer of the HFC32 and HFO1234yf refrigerant mixture in a smooth horizontal tube	10th IEA Heat Pump Conference 2011	無	2011/5	9
89	Li, M., Dang, C., Hihara, E.	東京大学	Study of flow boiling heat transfer characteristics of low GWP refrigerants in smooth horizontal tube	第48回日本伝熱シンポジウム,岡山	無	2011/6	9
90	Akasaka, R.	産業技術総合研究所	Fundamental Equations of State with an Identical Functional Form for HFO-1234yf and HFO-1234ze(E)	The 23rd IIR International Congress of Refrigeration, Prague, Czech Republic	無	2011/8	9
91	Kamiaka, T., Arakawa, Y., Dang C., Hihara, E.	東京大学	Vapor-liquid equilibria of binary refrigerant mixtures containing HFO-1234yf	The 23rd IIR International Congress of Refrigeration, Prague, Czech Republic	無	2011/8	9
92	Li, M., Dang, C., Hihara, E.	東京大学	Flow boiling heat transfer characteristics of refrigerant mixture HFO-1234yf/HFC-32 in a smooth horizontal tube	The 23rd IIR International Congress of Refrigeration, Prague, Czech Republic	無	2011/8	9
93	Akasaka, R.; Tanaka, K. &	産業技術総合研究所	Thermodynamic Property Modeling for 2,3,3,3-Tetrafluoropropene (HFO-1234yf)	International Journal of Refrigeration, 2009	有	2009	9

論文リスト(H20FY以降)

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.※
94	Akasaka, R.	産業技術総合研究所	An Application of the Extended Corresponding States Model to Thermodynamic Property Calculations for Trans-1,3,3,3-Tetrafluoropropene (HFO-1234ze(E))	International Journal of Refrigeration, 33(5), pp.907-914	有	2010	9
95	Kano Y, Kayukawa Y, Fujii K, Sato H	産業技術総合研究所	Ideal-gas heat capacity for 2,3,3,3-tetrafluoropropene (HFO-1234yf) determined from speed-of-sound measurements	International Journal of Thermophysics, 31(11-12), pp.2051-2058, 2010.	有	2010	9
96	Akasaka, R.	産業技術総合研究所	Vapor-Liquid Equilibrium Modeling for Mixtures of HFC-32 + Isobutane and HFC-32 + HFO-1234ze(E)	International Journal of Air-Conditioning and Refrigeration, Vol.19, 93-97.	有	2011	9
97	斉藤静雄, 党超鋌, 飛原英治	東京大学	低GWP冷媒R-1234yfの水平管内沸騰熱伝達における潤滑油の影響	2011年日本冷凍空調学会年次大会	無	2011	9
98	汪琳琳, 党超鋌, 飛原英治	東京大学	低GWP冷媒HFO1234yfの水平管内凝縮に関する実験研究	2011年日本冷凍空調学会年次大会	無	2011	9
99	李敏霞, 党超鋌, 飛原英治	東京大学	水平伝熱管内のHFO1234yfとR32混合冷媒の流動沸騰伝熱特性の研究	2011年日本冷凍空調学会年次大会	無	2011	9
100	Saitoh, S., Dang, C., Nakamura, Y., Hihara,	東京大学	Boiling heat transfer of HFO-1234yf flowing in a smooth small-diameter horizontal tube	International Journal of Refrigeration	有	2011	9
101	K. Tanaka and Y. Higashi	いわき明星大学	Thermodynamic properties of HFO-1234yf(2,3,3,3-tetrafluoropropene)	3rd IIR Conference on Thermophysical Properties and Transport Processes of Refrigerants, CD-ROM	有	2009/6	10
102	R. Akasaka, K. Tanaka and Y. Higashi	九州産業大学, いわき明星大学	A practical equation of state for 2,3,3,3-tetrafluoropropene (HFO-1234yf) to calculate saturation properties	17th Symposium on Thermophysical Properties, CD-ROM	有	2009/6	10
103	G. Takahashi, K. Tanaka and Y. Higashi	いわき明星大学	Measurements of vapor pressure and isobaric specific heat capacity of 2,3,3,3-tetrafluoropropene (HFO-1234yf)	17th Symposium on Thermophysical Properties, CD-ROM	有	2009/6	10
104	T. Ichikawa, K. Tanaka and Y. Higashi	いわき明星大学	Measurements of the critical parameters and vapor-liquid coexistence curve for 2,3,3,3-tetrafluoropropene	17th Symposium on Thermophysical Properties, CD-ROM	有	2009/6	10
105	K. Takahashi, K. Tanaka and Y. Higashi	いわき明星大学	Measurements of the surface tension for 2,3,3,3-tetrafluoropropene (HFO-1234yf)	17th Symposium on Thermophysical Properties, CD-ROM	有	2009/6	10
106	市川智英, 田中勝之, 東之弘	いわき明星大学	HFO-1234ze(E)(trans-1,3,3,3-tetrafluoropropene)の臨界定数および気液共存曲線の測定	第30回日本熱物性シンポジウム講演論文集, 2532.3.2.1-55	無	2009/10	10
107	高橋紘平, 田中勝之, 東之弘	いわき明星大学	HFO-1234ze(E)の表面張力測定	第30回日本熱物性シンポジウム講演論文集, 2562.3.2.1-58	無	2009/10	10
108	R. Akasaka, K. Tanaka and Y. Higashi	九州産業大学, いわき明星大学	Thermodynamic property modeling for of HFO-1234yf (2,3,3,3-tetrafluoropropene)	International Journal of Refrigeration, Vol. 33, No. 1, pp. 52-60	有	2010	10
109	K. Tanaka and Y. Higashi	いわき明星大学	Thermodynamic properties of HFO-1234yf (2,3,3,3-tetrafluoropropene)	International Journal of Refrigeration, Vol. 33, No. 3, pp. 474-479	有	2010	10
110	K. Tanaka, Y. Higashi and R. Akasaka	いわき明星大学, 九州産業大学	Measurements of the isobaric specific heat capacities and density for HFO-1234yf in the liquid state	Journal of Chemical and Engineering Data, Vol. 55, No. 2, pp.901-903	有	2010	10

論文リスト(H20FY以降)

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.※
111	K. Tanaka and Y. Higashi	いわき明星大学	Measurements of the isobaric specific heat capacity for 1,1,1-trifluoroethane (R143a), pentafluoroethane (R125), and difluoromethane (R32) in the liquid state	Journal of Chemical and Engineering Data, Vol. 55, No. 3, pp.1516-1518	有	2010	10
112	Y. Higashi, K. Tanaka and T. Ichikawa	いわき明星大学	Critical parameters and saturated densities in the critical region for trans-1,3,3,3-tetrafluoropropene (HFO-1234ze(E))	Journal of Chemical and Engineering Data, Vol. 55, No. 4, pp.1594-1597	有	2010	10
113	K. Tanaka, G. Takahashi and Y. Higashi	いわき明星大学	Measurements of the vapor pressures and Pp T properties for trans-1,3,3,3-tetrafluoropropene (HFO-1234ze(E))	Journal of Chemical and Engineering Data, Vol. 55, No. 6, pp.2169-2172	有	2010	10
114	K. Tanaka, G. Takahashi and Y. Higashi	いわき明星大学	Measurements of isobaric specific heat capacities for trans-1,3,3,3-tetrafluoropropene (HFO-1234ze(E)) in the liquid phase	Journal of Chemical and Engineering Data, Vol. 55, No. 6, pp.2267-2270	有	2010	10
115	K. Tanaka and Y. Higashi	いわき明星大学	Measurements of the isobaric specific heat capacity and density for dimethyl ether in the liquid phase	Journal of Chemical and Engineering Data, Vol. 55, No. 8, pp.2658-2661	有	2010	10
116	K. Tanaka and Y. Higashi	いわき明星大学	$P\rho T$ property measurements for trans-1,3,3,3-tetrafluoropropene (HFO-1234ze(E)) in the gaseous phase	Journal of Chemical and Engineering Data, Vol. 55, No. 11, pp.5164-5168	有	2010	10
117	小山繁, 高田信夫, 日比野泰雄	九州大学	低GWP次世代冷媒候補物質HFO-1234ze(E)の基本特性	伝熱, Vol.49, No.2008, pp.40-46	有	2010	10
118	Y. Higashi	いわき明星大学	Thermophysical properties of HFO-1234yf and HFO-1234ze(E)	Proceedings of 2010 International Symposium on Next-generation Air Conditioning and Refrigeration Technology, No.K05	有	2010/2	10
119	K. Tanaka, K. Kobayashi and Y. Higashi	いわき明星大学	Pressure-Volume-Temperature relationship for HFO-1234ze(E) + HFC-32 mixture	Proceedings of 2010 International Symposium on Next-generation Air Conditioning and Refrigeration Technology, No.GS01	無	2010/2	10
120	Miyara, K. Tsubaki and N. Sato	佐賀大学	Thermal Conductivity of HFO-1234ze(E)+HFC-32 Mixture	Proceedings of 2010 International Symposium on Next-generation Air Conditioning and Refrigeration Technology, No.NS10	無	2010/2	10
121	S. Koyama, N. Takata, Y. Matsuo, D. Yoshitake and S.	九州大学	Possibility to Introduce HFO-1234ze(E) and Its Mixture with HFC-32 as LOW-GWP Alternatives for Heat Pump/Refrigeration System	Proceedings of 2010 International Symposium on Next-generation Air Conditioning and Refrigeration Technology, No.NS09	無	2010/2	10
122	K. Tanaka, K. Takahashi, K. Kobayashi and Y. Higashi	いわき明星大学	Surface Tension of Low GWP Refrigerant Mixtures	Proceedings of 5th Asian Conference on Refrigeration and Air-conditioning, Paper #089	有	2010/6	10
123	S. Koyama, N. Takata and S. Fukuda	九州大学	Drop-in Experiments on Heat Pump Cycle Using HFO-1234ze(E) and Its Mixtures with HFC-32	Proceedings of International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdu, No. 2514	有	2010/7	10
124	D. Jige, S. Koyama and M. Mino	九州大学	Condensation heat transfer and pressure drop characteristics of HFO-1234ze(E) and HFC-134a in a multi-port extruded tube	Proceedings of the 12th Cross Straits Symposium on Materials, Energy and Environmental Engineering, No. ETP-7, 129-130	有	2010/11	10
125	Y. Onaka, A. Miyara, K. Tsubaki and S.	佐賀大学, 九州大学	Analysis of Heat Pump Cycle using Refrigerant Mixtures	The International Symposium on New Refrigerants and Environmental Technology 2010, 2472.3.2.1-48	有	2010/12	10
126	S. Koyama, N. Takata and S. Fukuda	九州大学	An experimental study on the performance of heat pump cycle using refrigerant mixture of HFO-1234ze(E) and HFC-32	The international symposium on new refrigerants and environmental technology 2010, 2612.3.2.1-62	有	2010/12	10

論文リスト(H20FY以降)

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.※
127	東之弘	いわき明星大学	地球温暖化防止のための新冷媒の探索	第24回環境工学連合講演会講演論文集, 153-158	無	2010/4	10
128	小山繁, 松尾叔美, 福田翔, 赤坂亮	九州大学, 九州産業大学	HFO1234ze(E)/HFC-32系二成分混合冷媒の気液相平衡特性の測定	2010年度日本冷凍空調学会年次大会講演論文集, B111, 195-196	無	2010/9	10
129	小林恵三, 田中勝之, 東之弘	いわき明星大学	HFO-1234ze(E) + HFC-32系混合冷媒の $P\rho Tx$ 性質の測定	2010年度日本冷凍空調学会年次大会講演論文集, B113, 201-204	無	2010/9	10
130	地下大輔, 味野匡敏, 小山繁	九州大学	純冷媒の扁平多孔管内凝縮に関する実験的研究	2010年度日本冷凍空調学会年次大会講演論文集, B341, 553-556	無	2010/9	10
131	田中勝之, 東之弘	いわき明星大学	金属ベローズ型カロリメータによる HFO-1234ze(E) + HFC-32 系混合冷媒の $P\rho Tx$ 性質と定圧比熱の測定	第31回日本熱物性シンポジウム講演論文集, 49-51	無	2010/11	10
132	小林恵三, 田中勝之, 東之弘	いわき明星大学	HFO-1234ze(E) + HFC-32系混合冷媒の臨界軌跡の測定	第31回日本熱物性シンポジウム講演論文集, 55-57	無	2010/11	10
133	福田翔, 高田信夫, 小山繁	九州大学	HFO-1234(E)/HFC-32系混合冷媒ヒートポンプサイクルの性能評価	第11回西日本地区技術交流会講演予稿集, 1-4	無	2010/10	10
134	赤坂亮, 粥川洋平, 田中勝之, 東之弘	九州産業大学, いわき明星大学	オレフィン系冷媒 R 1234yf および R 1234ze(E) の熱力学性質に関する研究動向	日本冷凍空調学会論文集, Vol. 28, No.1, pp. 1-17	有	2011	10
135	田中勝之, 東之弘	いわき明星大学	HFO-1234yf の気相域における $P\rho T$ 性質	日本冷凍空調学会論文集, Vol. 28, No.1, pp. 51-61	有	2011	10
136	地下大輔, 小山繁	九州大学	R1234ze(E)の扁平多孔管内凝縮に関する実験	日本冷凍空調学会論文集	有	2011, 投稿中	10
137	馬場大輔, 中畑仁志, 小山繁	九州大学	新規代替冷媒R1234zeの螺旋溝付管内凝縮に関する実験的研究	第48回日本伝熱シンポジウム	無	2011/6	10
138	M. Akatsu, K. Tanaka and Y. Higashi	いわき明星大学	Measurements of Saturated Densities and Critical Parameters for the Binary HFO-1234yf + HFC-32 Mixtures	23rd IIR Int. Congr. Refrigeration	有	2011/8	10
139	K. Tanaka, Y. Higashi and Ryo Akasaka	いわき明星大学, 九州産業大学	Thermodynamic Property Modeling of HFO-1234ze(E) + HFC-32 Mixtures for Evaluating Cycle Performances	23rd IIR Int. Congr. Refrigeration	有	2011/8	10
140	K. Kobayashi, K. Tanaka and Y. Higashi	いわき明星大学	Measurements of $P\rho Tx$ Properties for the Binary HFO-1234yf + HFC-32 Mixtures	23rd IIR Int. Congr. Refrigeration	有	2011/8	10
141	Miyara, K. Tsubaki, N. Sato and R. Fukuda	佐賀大学	Thermal Conductivity of Saturated Liquid of HFO-1234ze(E) and HFO-1234ze(E)+HFC-32 Mixture	23rd IIR Int. Congr. Refrigeration	有	2011/8	10
142	Y. Onaka, A. Miyara, K. Tsubaki, S. Koyama	佐賀大学, 九州大学	Cycle Evaluation of Refrigerant Mixtures of CO ₂ /DME and HFC-32/HFO-1234ze(E)	23rd IIR Int. Congr. Refrigeration	有	2011/8	10
143	S. Koyama, D. Baba and H. Nakahata	九州大学	Experimental study on heat transfer and pressure drop characteristics of pure refrigerant R1234ze(E) condensing in a horizontal micro-fin tube	23rd IIR Int. Congr. Refrigeration	有	2011/8	10
144	D. Jige, S. Koyama, M. Mino	九州大学	An experimental study on condensation of pure refrigerants in horizontal rectangular mini-channels	23rd IIR Int. Congr. Refrigeration	有	2011/8	10
145	福田翔, 小林 拓人, 高田信夫, 小山繁	九州大学	R1234ze(E)/R32混合冷媒のヒートポンプサイクル性能評価	2011年度日本冷凍空調学会年次大会講演論文集, C131, 225-228	無	2011/9	10

論文リスト(H20FY以降)

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.※
146	地下 大輔, 小山 繁	九州大学	純冷媒の微細矩形流路内凝縮に関する研究－圧力損失および熱伝達相関式の提案－	2011年度日本冷凍空調学会年次大会講演論文集, A331, 521-524	無	2011/9	10
147	馬場 大輔, 中川 貴詞, 小山 繁	九州大学	低GWP冷媒の溝付管内沸騰蒸発に関する実験的研究	2011年度日本冷凍空調学会年次大会講演論文集, A333, 529-532	無	2011/9	10
148	馬場 大輔, 中畑 仁志, 小山 繁	九州大学	新規代替冷媒R1234ze(E)の溝付管内凝縮に関する実験的研究	2011年度日本冷凍空調学会年次大会講演論文集, A343, 545-548	無	2011/9	10

※テーマNo.: テーマ名[事業者]

①: 住宅用コンパクト再生方式省エネ型換気空調システムの開発[新日本空調]

②: 住宅用ノンフロン型省エネ調湿システムの開発[新晃工業]

③: 低GWP冷媒を使用した省エネ空調機の研究[ダイキン工業]

④: 低GWP冷媒を適用した省エネ空調機の研究[三菱電機]

⑤: 低GWP冷媒ルームエアコンの研究[パナソニック]

⑥: 過冷却回路によるCO2冷凍システムの高効率化技術の開発[三洋電機]

⑦: 低GWP冷媒のドロップイン試験[三菱重工]

⑧: 『ノンフロン型省エネ冷凍空調システム開発』の実用的な運転モード及び評価方法ならびに安全基準の構築[産業技術総合研究所]

⑨: エアコン用低GWP混合冷媒の物性とLCCP評価[東京大学]

⑩: エアコン用低GWP混合冷媒の物性とLCCP評価[九州大学]

特許リスト(H20FY以降)

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	新日本空調(株)	特願2009-032159	国内	2009/2/16	公開	空調装置及び空調制御方法	高塚威他	1
2	新日本空調(株)	特願2009-56134	国内	2009/3/10	公開	除湿装置及びこれを用いた除湿システム	神戸正純他	1
3	新日本空調(株)	特願2009-275071	国内	2009/12/3	公開	デシカントロータ及びデシカントシステム	高塚威他	1
4	新日本空調(株)	特願2010-4559	国内	2010/1/13	出願	換気空調システムの省エネルギー性能の評価方法	高塚威他	1
5	パナソニック(株)	特願2008-271715	国内	2008/10/22	公開	冷却サイクル装置	高市健二他	5
6	パナソニック(株)	特願2009-019233	国内	2009/1/30	公開	液体循環式暖房システム	中谷和生他	5
7	パナソニック(株)	特願2009-114310	国内	2009/5/11	公開	冷凍サイクル	泉善樹他	5
8	パナソニック(株)	特願2009-114311	国内	2009/5/11	公開	圧縮機	平野秀夫	5
9	パナソニック(株)	特願2009-116131	国内	2009/5/13	公開	圧縮機	平野秀夫	5
10	パナソニック(株)	特願2009-121659	国内	2008/9/22	公開	冷凍装置	藤高章他	5
11	パナソニック(株)	特願2009-121660	国内	2008/10/7	公開	空気調和装置	藤高章他	5
12	パナソニック(株)	特願2009-122893	国内	2009/5/21	公開	冷凍装置	高市健二他	5
13	パナソニック(株)	特願2009-146220	国内	2009/6/19	公開	圧縮機	中野雅夫他	5
14	パナソニック(株)	特願2009-162653	国内	2009/7/9	公開	冷凍装置	高市健二他	5
15	パナソニック(株)	特願2009-181328	国内	2009/8/4	公開	冷凍サイクル装置	丸本一彦他	5
16	パナソニック(株)	特願2009-196247	国内	2009/8/27	公開	ロータリ圧縮機	中野雅夫他	5
17	パナソニック(株)	特願2009-221135	国内	2009/9/25	公開	液体循環式暖房システム	中谷和生他	5
18	パナソニック(株)	特願2009-233750	国内	2009/10/7	公開	冷凍サイクル装置	高市健二他	5
19	パナソニック(株)	特願2009-236395	国内	2009/10/13	公開	冷凍装置	高市健二他	5
20	パナソニック(株)	特願2009-240070	国内	2009/10/19	公開	空気調和機及び空気調和機の設置方法	川邊義和他	5
21	パナソニック(株)	PCT/JP10/058950 (特願2009-122893)	PCT	2010/5/20	公開	Refrigerating Apparatus	Takaichi	5
22	パナソニック(株)	PCT/JP10/003561 (特願2009-240070)	PCT	2010/5/27	公開	Air conditioner	Kawabe	5
23	パナソニック(株)	PCT/JP10/060594 (特願2009-146220)	PCT	2010/6/16	公開	Compressor	Nakano	5
24	パナソニック(株)	PCT/JP10/064321 (特願2009-196247)	PCT	2010/8/18	公開	Rotary compressor	Nakano	5
25	三洋電機(株)	特願2008-240307	国内	2008/9/26	出願	冷凍装置	柳 裕文他	6
26	三洋電機(株)	特願2009-079276	国内	2009/3/27	出願	熱交換器	柳 裕文他	6
27	三洋電機(株)	特願2009-079443	国内	2009/3/27	出願	熱交換器	柳 裕文他	6
28	三洋電機(株)	特願2009-295724	国内	2009/12/25	出願	冷凍装置	三原一彦他	6
29	三洋電機(株)	特願2009-295752	国内	2009/12/25	出願	冷凍装置	三原一彦他	6
30	三洋電機(株)	特願2009-295762	国内	2009/12/25	出願	冷凍装置	三原一彦他	6

※テーマNo.:テーマ名[事業者]

- ①:住宅用コンパクト再生方式省エネ型換気空調システムの開発[新日本空調]
- ②:住宅用ノンフロン型省エネ調湿システムの開発[新晃工業]
- ③:低GWP冷媒を使用した省エネ空調機の研究[ダイキン工業]
- ④:低GWP冷媒を適用した省エネ空調機の研究[三菱電機]
- ⑤:低GWP冷媒ルームエアコンの研究[パナソニック]
- ⑥:過冷却回路によるCO2冷凍システムの高効率化技術の開発[三洋電機]
- ⑦:低GWP冷媒のドロップイン試験[三菱重工]
- ⑧:『ノンフロン型省エネ冷凍空調システム開発』の実用的な運転モード及び評価方法ならびに安全基準の構築[産業技術総合研究所]
- ⑨:エアコン用低GWP混合冷媒の物性とLCPP評価[東京大学]
- ⑩:エアコン用低GWP混合冷媒の物性とLCPP評価[九州大学]