次世代低ＧＷＰ冷媒の実用化に向けた高効率冷凍空調技術の開発

第３分冊

機器グループ：

混合冷媒に対応する機器要素技術開発

＜2023～2025 年度進捗報告＞

2026 年 7 月

（国研）新エネルギー・産業技術総合開発機構（NEDO）

目次

1. 研究開発概要とアウトカム 1

1.1 背景および目的 1
1.2 熱交換器 1
1.3 圧縮機 3
1.4 まとめ 5

2. 低 GWP 混合冷媒の伝熱劣化を抑制する熱交換器要素技術の研究開発（佐賀大学） .. 7

2.1 冷媒－空気熱交換器の設計および性能評価 7
2.2 冷媒の輸送性質 14
2.3 伝熱データベース 18
2.4 機械学習を用いた熱伝達率の予測 19

3. 低 GWP 混合冷媒の伝熱劣化抑制の基礎研究と熱交換器適用技術の開発
（東京海洋大学） 26

3.1 緒言 26
3.2 実験装置およびデータ整理方法 26
3.3 低 GWP 混合冷媒の凝縮・蒸発熱伝達特性 27
3.4 表面性状および流路形状による伝熱促進の評価 29

4. アルミニウムの表面構造制御による混合冷媒の蒸発・凝縮性能の向上と
伝熱管適用に関する研究開発（UACJ） 33

4.1 熱交換器への混合冷媒の適用 33
4.2 伝熱特性向上に向けたアプローチ 35
4.3 今後の課題 40

5. 低 GWP 混合冷媒の熱流動メカニズムの解明と伝熱促進技術の研究開発
（神戸大学） 41

5.1 水平細管内における非共沸混合冷媒二相流のボイド率及び圧力損失特性 41
5.2 並列細径流路内冷媒蒸発流の熱流動特性 46
5.3 非共沸混合冷媒での核沸騰熱伝達と沸騰開始過熱度の評価と改善方法の開発 49
5.4 まとめ 55

6. 圧縮機における冷凍機油の冷媒溶解挙動と適合性評価及び
低 GWP 混合冷媒圧縮特性の解明（静岡大学） 58

6.1 研究開発概要 58
6.2 冷凍機油／冷媒混合物の溶解特性　～溶解度・物性計測・体積変化について～ 59
6.3 冷凍機油／冷媒混合物の溶解特性　～溶解成分・溶解度予測について～ 64
6.4 鉛直上昇管の油膜計測に基づく油戻り量の定式化 66
6.5 混合冷媒の組成変化を考慮した圧縮機特性予測モデルの構築と代替冷媒適用性評価 69
6.6 低 GWP 冷媒用高速圧縮機の設計指針の構築と試作圧縮機試験 72

7. 圧縮機の機械効率向上のための低 GWP 混合冷媒雰囲気中における
摩擦・摩耗・潤滑特性の解明（大阪電気通信大学） 77

7.1 研究開発概要とアウトカム 77
7.2 ローリングピストン型ロータリー圧縮機の摩擦特性 77
7.3 摩擦係数の実験結果を踏まえた圧縮機の機械効率に関する検討 83

8. 圧縮機部品に適した金属基複合材料の開発と基礎物性評価
（アドバンスコンポジット） 85

8.1 金属基複合材料の設計 85
8.2 金属基複合材料の開発 86

1. 研究開発概要とアウトカム

1.1 背景および目的

冷凍空調機器で使用される冷媒による地球温暖化の抑制を目的として，モントリオール議定書キガリ改正では，地球温暖化係数（GWP）の高い HFC 系冷媒の削減目標が数値的に定められている．日本においても，フロン排出抑制方に基づく指定製品制度や Quota 制度，さらには冷媒の回収・再生の推進などにより，キガリ改正の目標値の達成に向けた制度的整備が進められている．一方で，これらの取り組みを実効的なものとするためには，HFC 系冷媒に代わる新規低 GWP 冷媒の開発に加え，それら新規低 GWP 冷媒を効率よく使用するための要素技術の開発が不可欠である．候補となる低 GWP 冷媒としては，これまでに複数の HFO 系冷媒が開発されているが，今後，新たな選択可能となる HFO 系冷媒が開発される可能性は低いと考えられる．しかし，家庭用空調機等に適正に使用できる単一の HFO 系冷媒は開発されておらず，複数の HFO 系冷媒を混合した冷媒や, HFO 系冷媒と HFC 系冷媒を組み合わせた混合冷媒が多く提案されている．

これらの混合冷媒では，各成分の沸点が異なることにより，凝縮および蒸発の相変化過程において温度が連続的に変化する．この現象は温度グライドとも呼ばれ, 熱交換器の性能低下を招く要因となる．また，凝縮および蒸発過程においては，気液界面での濃度変化に起因する物質伝達抵抗により，伝熱性能の低下が生じる．したがって，この伝熱劣化メカニズムを定量的に解明するとともに，伝熱劣化を抑制する技術の研究開発が必要である．さらに，相変化過程の温度グライドに適応した流路構造を有する熱交換器の開発も求められる．

圧縮機における蒸気圧縮の基本的な機構自体は従来と大きくは変わらないが, 新規の HFO 系冷媒を使用するにあたって, 冷凍機油との適合性や, HFO 系冷媒の冷凍機油への溶解挙動などを解明する必要がある．さらに，混合冷媒を用いる場合には，各成分の冷凍機油への溶解特性や，それに伴う冷凍機油の物性変化を把握することが重要である．そして，これらの知見に基づき，対象とする混合冷媒に適した冷凍機油の開発および評価が求められる．加えて，圧縮機の小型軽量化を実現するためには，高回転化に対応可能な金属材料の開発に加え，摩擦・摩耗・潤滑特性の解明が不可欠である．

本章（本分冊）で報告する研究開発は，低 GWP 混合冷媒に対応する熱交換器（凝縮器および蒸発器）および圧縮機の開発，ならびにそれらの設計指針の構築を目的とする．そのため，以下の項目について研究開発を実施する．

① 低 GWP 混合冷媒の伝熱劣化を抑制する熱交換器要素技術の研究開発
② 低 GWP 混合冷媒の伝熱劣化抑制の基礎研究と熱交換器適用技術の開発
③ アルミニウムの表面構造制御による混合冷媒の蒸発・凝縮性能の向上と伝熱管適用に関する研究開発
④ 低 GWP 混合冷媒の熱流動メカニズムの解明と伝熱促進技術の研究開発
⑤ 圧縮機における冷凍機油の冷媒溶解挙動と適合性評価及び低 GWP 混合冷媒圧縮特性の解明
⑥ 圧縮機の機械効率向上のための低 GWP 混合冷媒雰囲気中における摩擦・摩耗・潤滑特性の解明
⑦ 圧縮機部品に適した金属基複合材料の開発と基礎物性評価

1.2 熱交換器

1.2.1 低 GWP 混合冷媒の伝熱劣化を抑制する熱交換器要素技術の研究開発

本研究開発項目では，次世代低 GWP 混合冷媒の実用化において課題となる伝熱性能の低下を克服するため，混合冷媒特有の温度グライドおよび相変化伝熱劣化の影響を考慮した熱交換器要素技術の高度化を目的として研究開発を実施した．具体的には，熱交換器設計および性能評価，冷媒の輸送性質の測定およ

びモデル化，伝熱データベースの構築と相関式評価，機械学習による熱伝達率予測の 4 項目について取り組んだ．

熱交換器性能に影響を与える混合冷媒に特有の温度グライドおよび圧力損失に関しては，純冷媒とは異なる熱交換器設計指針の必要性を明確化することを試みた．扁平多孔管とコルゲートフィンから構成される熱交換器を試作し，評価実験により空気側圧力損失および凝縮・蒸発伝熱特性を取得し，既存相関式の修正により実験結果を良好に再現できることを示した．さらに，従来の対数平均温度差（LMTD）に基づく性能評価手法は，混合冷媒系には適用が困難であることを示した．これに対し，熱交換器を微小領域に分割する数値解析手法を導入することで，局所熱伝達および温度分布を考慮した新たな性能評価手法を構築した．

冷媒の輸送性質については，粘度および熱伝導率の測定を実施し，拡張対応状態原理（ECS）に基づくモデルのパラメータ最適化により，新規低 GWP 冷媒および混合冷媒に対しても高精度（±1～2%程度）で物性値を再現可能な計算モデルを構築した．

伝熱データベース（RECDB）については，約 9.7 万点に及ぶ伝熱および圧力損失データを体系的に蓄積するとともに，相関式評価機能を開発することで，多様な冷媒および伝熱条件に対する知見の整理と設計指針の高度化を可能とした．さらに，大規模データを活用した機械学習による熱伝達率予測モデルを構築し，従来の経験式を上回る高精度な予測を達成した．加えて，SHAP 解析により，冷媒種類および管形状が支配的因子であることなどを定量的に明らかにした．

以上の成果により，新規低 GWP 混合冷媒に対応した熱交換器設計のための基盤技術として，実験・物性・データベース・機械学習を統合した評価体系を構築した．本成果は，低 GWP 冷媒の高効率利用および冷凍空調機器の省エネルギー化を通じて，温室効果ガス排出削減に貢献するものである．

1.2.2 低 GWP 混合冷媒の伝熱劣化抑制の基礎研究と熱交換器適用技術の開発

本研究開発項目では，低 GWP 非共沸混合冷媒における伝熱劣化の要因を明確化するとともに，その抑制および伝熱促進技術の確立を図った．まず，扁平多穴管を模した並列微細流路における凝縮および蒸発熱伝達特性の評価により，混合冷媒 R474A の熱伝達率は純冷媒 R1234yf と比較して，凝縮では 30～40%，蒸発では 15～50%低下することを明らかにした．これにより，非共沸混合冷媒における伝熱劣化の主因が物質拡散抵抗に起因するものであることを定量的に示した．また，流動様相および液膜構造の可視化により，特に低質量速度条件において伝熱劣化の影響が顕著となることを明らかにした．

さらに，伝熱劣化抑制技術として，伝熱面の表面性状および流路構造の最適化に着目した検討を行った．表面処理としてアノード酸化により形成した多孔質層は気泡核生成を促進し，高熱流束条件においては平滑面と比較して約 15%の伝熱性能の向上を実現するとともに，一部条件では純冷媒を上回る性能を示した．一方，流路構造に関しては，傾斜微細フィンを有する流路により流れの撹拌および濃度境界層の破壊が促進され，特に低質量速度条件においても並列微細流路に比べて 1.3～2.7 倍の顕著な伝熱促進効果が得られることを明らかにした．また，微細フィン流路ではドライアウトの発生が抑制され，リウェット促進による安定した伝熱性能の維持が可能であることを確認した．

以上の成果により，非共沸混合冷媒における伝熱劣化の発現条件および支配要因を明確化するとともに，表面処理および流路形状の最適化による伝熱劣化抑制および伝熱促進に関する有効な知見を得た．これらの知見は，低 GWP 混合冷媒に対応した高性能熱交換器の設計指針の構築に資するものである．

1.2.3 アルミニウムの表面構造制御による混合冷媒の蒸発・凝縮性能の向上と伝熱管適用に関する研究開発

本研究開発項目では，低 GWP 非共沸混合冷媒の適用に伴う伝熱性能低下の課題に対し，アルミニウム多孔管の表面構造制御および流路構造の最適化による伝熱促進技術の確立を図った．まず，アノード酸化法を用いてアルミニウム表面にナノスケールの多孔質酸化皮膜を形成し，その構造制御に成功した．形成された酸化皮膜は厚さ約 700 nm，細孔径約 70 nm の多孔質構造を有しており，沸騰伝熱面としての機能を

評価した結果，混合冷媒 R454C を用いた条件において，無処理面と比較して約 13%の熱伝達率向上を確認した．また，気泡核生成の促進により気泡が微細化する様子が観察され，表面微細構造制御が混合冷媒の沸騰伝熱促進に有効であることを実証した．

一方で，実機適用を想定した多穴管内壁への表面処理適用について検証を行った結果，単純な電解浸漬法では流路内部へのイオン拡散が律速となり，外面に比べて内壁への酸化皮膜形成が著しく不均一となることを明らかにした．また，外面のマスキングや補助電極の導入による改善を試みたものの，流路入口付近への反応集中や局所的な溶解が発生し，長尺閉鎖流路における均一処理が困難であることを確認した．これにより，多孔管内壁への適用には，流路内部への電解液の強制流動などを組み合わせた新たな表面処理プロセスの必要性を明確化した．

伝熱性能向上のための別アプローチとして，多穴管の断面形状に着目し，液膜保持およびドライアウト抑制を目的とした流路設計の検討および試作を実施した．これにより，表面構造と流路形状の両面から混合冷媒における伝熱劣化を抑制する設計方針を提示した．

以上の成果により，アルミニウム表面へのナノスケール多孔質構造の形成による伝熱促進効果を明確化するとともに，多穴管内壁への適用における技術課題を抽出した．これらの知見は，低 GWP 混合冷媒に対応した高性能熱交換器の実現に向けた伝熱管設計および表面処理技術の基盤を提供するものである．

1.2.4 低 GWP 混合冷媒の熱流動メカニズムの解明と伝熱促進技術の研究開発

本研究開発項目では，低 GWP 非共沸混合冷媒における伝熱性能低下の要因解明および伝熱促進技術の確立を目的として，微細流路内二相流の熱流動特性，並列流路内蒸発流の不安定流動，ならびに核沸騰特性に関する実験的・理論的検討を行った．

内径 1 mm の微細流路における気液二相流の流動特性を評価し，純冷媒 R1234yf および非共沸混合冷媒 R454C を対象に，流動様式，ボイド率，圧力損失を体系的に整理した．その結果，流動様式は Weber 数に基づく既存整理と概ね一致する一方，混合冷媒では環状流への遷移により高い気相速度を要することを明らかにした．また，ボイド率は既存相関式より低い値を示し，特に混合冷媒ではその傾向が顕著であった．圧力損失については Lockhart-Martinelli 法により整理可能であるものの，混合冷媒では予測値より低くなる傾向を示し，非平衡状態や温度変化の影響が示唆された．

扁平多孔管を模擬した並列細径流路における蒸発流に関しては，流路入口条件およびヘッダ構造が流動分配および伝熱特性に与える影響を明らかにした．その結果，入口圧力一定条件ではヘッダ容積の増加に伴い流動が不安定化し，振動流や逆流が発生することを確認した．この振動流は，低乾き度領域では核沸騰を抑制し熱伝達率を低下させる一方，高乾き度領域ではドライパッチのリウェットを促進し，結果として伝熱劣化を抑制する効果を有することを明らかにした．

プール沸騰実験により核沸騰特性を評価した結果，非共沸混合冷媒 R454C では沸騰開始過熱度が約 22 K と純冷媒より高く，発達した核沸騰領域においても熱伝達率が約 40%低下することを示した．これは，気液界面近傍における濃度分布の変化により界面温度が上昇し，蒸発が抑制されるためと考えられる．一方，混合冷媒の組成比を変化させた検討では，沸騰開始過熱度への影響は小さいものの，低沸点成分の割合を増加させることで核沸騰熱伝達率が改善することを明らかにした．

以上の成果により，微細流路内における混合冷媒の熱流動および沸騰現象の特徴を体系的に明確化するとともに，振動流や核沸騰を活用した液膜撹拌による伝熱促進の可能性を示した．これらの知見は，低 GWP 混合冷媒に対応した高性能熱交換器設計の基盤となるものであり，今後の伝熱促進技術および設計指針の高度化に資するものである．

1.3 圧縮機

1.3.1 圧縮機における冷凍機油の冷媒溶解挙動と適合性評価及び低 GWP 混合冷媒圧縮特性の解明

本研究開発項目では,低 GWP 非共沸混合冷媒を用いた圧縮機の性能および信頼性の確保を目的として，冷媒－冷凍機油系の溶解特性，油戻り特性，ならびに混合冷媒の圧縮特性に関する基礎的知見の解明と，これらを考慮した圧縮機設計指針の構築を行った．

冷凍機油と冷媒の溶解特性について，POE および PVE 油と混合冷媒 R454C およびその構成成分を対象に，30～90 ℃の範囲で溶解度，屈折率および体積変化の測定を行った．その結果，冷媒溶解に伴い混合体積は理論値より小さくなる体積収縮が生じ，特に冷媒質量分率約 50%付近で顕著となることを明らかにした．また，屈折率は冷媒濃度および温度に依存して変化し，高温域では二層分離や超臨界的挙動が現れることを確認した．さらに，混合冷媒の各成分の溶解挙動を分析した結果，高温条件では分子極性の高い成分（R1234yf）が優先的に冷凍機油に溶解し，組成偏析が生じることを明らかにした．これらの知見は，圧縮機内部における物性変化および性能変動の要因解明に重要である．

油戻り特性に関しては，鉛直上昇管内の環状二相流を対象に，光ファイバー液膜センサを用いた液膜厚さの計測を行い，液膜構造および輸送機構を明らかにした．その結果，従来の Blasius 式では液膜厚さが過大評価される一方で，Wallis 式により基底液膜厚さを精度良く予測可能であることを示した．また，高粘性液体では基底液膜による輸送量に上限が存在し，余剰液体は表面波により輸送されることを明らかにし，油戻り機構の定量化に向けた重要な知見を得た．

圧縮機特性に関しては，混合冷媒の組成変化を考慮したモデルを構築し，吸入・圧縮・吐出過程におけるエネルギー収支および損失を考慮した準定常解析を実施した．その結果，従来冷媒 R22 の実測データに対して冷媒流量, 圧縮機動力, 体積効率および全効率を概ね±10%以内で再現可能であることを確認した．また，R32/R1234yf 混合冷媒においては，R32 割合の増加に伴う吸入密度の低下により，冷媒流量および体積効率が低下することを明らかにし，組成変化が圧縮機性能に与える影響を定量的に示した．

加えて，低 GWP 冷媒の低体積冷凍能力を補うための圧縮機高速化に関する検討を行い，ベーンジャンピング，回転軸たわみ，吐出損失増大といった課題を抽出した．これらに対し，軽量材料の適用による慣性力低減や構造最適化が有効であることを示し，理論解析によりベーン軽量化がジャンピング発生限界回転数の向上に寄与することを明らかにした．さらに，軽量複合材料を適用した試作圧縮機の設計・製作を行い，実機評価に向けた基盤を構築した．

以上の成果により，低 GWP 混合冷媒を用いた圧縮機における冷媒－油系挙動，油戻り機構，および圧縮特性を体系的に解明するとともに，高速運転を含む設計指針の基盤を確立した．本研究は，低 GWP 冷媒対応圧縮機の高効率化および小型化に資する重要な知見を提供するものである．

1.3.2 圧縮機の機械効率向上のための低 GWP 混合冷媒雰囲気中における摩擦・摩耗・潤滑特性の解明

本研究開発項目では，低 GWP 混合冷媒を用いた圧縮機の性能低下を抑制し，高速運転による高効率化を実現するため，圧縮機摺動部における摩擦・摩耗・潤滑特性の解明と機械効率向上に向けた基盤構築を行った．対象としたローリングピストン型ロータリー圧縮機において，ベーンとシリンダー溝，ベーンとローリングピストン間の摺動状態を再現した試験装置を開発し，低 GWP 混合冷媒雰囲気中で摩擦特性を実験的に評価した．

その結果，いずれの摺動部においても摩擦係数は無次元軸受定数に依存し，低軸受定数領域ではほぼ一定，高軸受定数領域では低下する特性を明らかにした．材料の影響としては，鋳鉄同士の組み合わせが最も低摩擦である一方，複合材料を用いた場合には摩擦係数がやや増加する傾向が確認された．しかしながら，複合材料同士の組み合わせでは転がり接触が支配的となり，滑り速度が低減することから，摺動状態の改善に寄与する可能性が示された．また，複合材料ではセラミックス粒子の凝集に起因する異常摩耗が確認され，材料設計上の課題を抽出した．

さらに，得られた摩擦係数データを基に機械効率に関する検討を行った結果，従来報告と同程度の摩擦係数が低軸受定数領域で確認される一方，高軸受定数領域では摩擦係数が急激に低下する特性が明らかとなった．この特性は高速運転時における圧縮機性能予測において重要であり，摩擦特性の精度向上が機械

効率評価に不可欠であることを示した.

以上の成果により，低 GWP 混合冷媒環境下における圧縮機摺動部の摩擦・摩耗特性を体系的に明らかにするとともに，高速運転時の損失評価および最適設計に向けた基盤を構築した．本研究は，低 GWP 冷媒対応圧縮機の高効率化に資する重要な知見を提供するものである.

1.3.3 圧縮機部品に適した金属基複合材料の開発と基礎物性評価

本研究開発項目では, 低 GWP 混合冷媒に対応した圧縮機の高効率化および小型軽量化を実現するため，圧縮機回転部品への適用を目的とした軽量・高剛性のアルミニウム基複合材料（MMC）の開発と基礎物性評価を行った．鋳鉄 FC250 を基準とした目標物性を設定し，複合則に基づく強化材設計および粒子分散の最適化により材料開発を進めた.

その結果，開発材料（MMC02N）において密度約 2.73 g/cm^{3}を達成し，従来鋳鉄に対して約 60%の軽量化を実現した．同時に，引張強さ 360 MPa，ヤング率 120 GPa，疲労強度 133 MPa を達成し，機械的特性において鋳鉄を上回る性能を示した．特に，強化材粒子の形状および粒径の最適化により，従来課題であった疲労強度の改善を達成した．破面観察の結果からは，粒子分散状態および界面特性が強度特性に大きく影響することを明らかにし，材料設計上の重要因子を抽出した．さらに，被削性評価により，開発材料は従来材と比較して切削抵抗および切削温度は高いものの，工具摩耗が約 30%低減されることを確認した．特にダイヤモンド工具の適用により摩耗抑制と加工面品質の安定化が可能であることを示し，加工プロセスへの適用性を明らかにした.

また，開発材料を用いたローリングピストンおよびベーンを試作し，他機関へ供給することで，摩擦・摩耗特性評価および圧縮機設計への適用検討を可能とした.

以上の成果により，軽量化と高強度・高剛性を両立した金属基複合材料の開発に成功し，圧縮機の小型軽量化および高速運転化に向けた材料技術の基盤を確立した．本研究は，低 GWP 冷媒対応機器の高効率化に寄与するものである.

1.4 まとめ

本章（本分冊）で報告する研究では，キガリ改正への対応に向けた次世代低 GWP 混合冷媒の実用化を目的とし, 混合冷媒特有の温度グライドおよび物質伝達抵抗に起因する熱交換器性能低下に対する課題克服，また混合冷媒を使用する圧縮機の性能および信頼性の確保のため，熱交換器および圧縮機に関する要素技術の高度化を統合的に推進した．本課題では，複数機関の連携により，(1) 混合冷媒の伝熱劣化メカニズムの解明と抑制技術，(2) 熱交換器設計および性能評価，(3) 冷媒輸送性質の測定・モデル化，(4) 伝熱データベースおよび機械学習による予測，(5) 圧縮機における冷媒－油系特性評価および混合冷媒圧縮特性解明，(6) 圧縮機の機械効率向上，(7) 圧縮機部品用材料の開発について包括的に研究開発を実施した.

まず，混合冷媒の凝縮および蒸発過程において，物質拡散抵抗に起因する伝熱劣化が発生し，純冷媒と比較して凝縮で 30～40%，蒸発で 15～50%程度の熱伝達率低下が生じることを明らかにした．また，微細流路内の流動様式，ボイド率，圧力損失，核沸騰特性を体系的に評価し，混合冷媒ではボイド率低下や沸騰開始過熱度の増大（約 22 K）および熱伝達率低下（最大約 40%）が生じることを示した．さらに，並列流路における流動不安定性や振動流が伝熱特性に与える影響を明らかにし，リウェット効果による伝熱促進の可能性を示した.

熱交換器技術に関しては，扁平多孔管とコルゲートフィンで構成された熱交換器の実験および数値解析により性能評価を行い，従来の対数平均温度差（LMTD）法の適用限界を示すとともに，局所熱伝達を考慮した分割解析手法を構築した．また，表面構造および流路構造の最適化により伝熱劣化抑制を図り，多孔質表面による約 10～15%の伝熱向上，微細フィン流路による 1.3～2.7 倍の伝熱促進効果を確認した．一方で，多孔管内壁への均一表面処理の困難性など，実用化に向けた課題も明確化した．加えて，約 9.7 万点の伝熱・圧力損失データからなるデータベース（RECDB）を構築し，相関式評価機能を整備するとともに，

機械学習により熱伝達率予測モデルを開発し，従来相関式を上回る精度を達成した．

冷媒輸送性質については，粘度および熱伝導率の高精度測定と拡張対応状態原理（ECS）に基づくモデル化により，新規冷媒および混合冷媒の実測値に対して±1～2%程度の誤差で予測可能なモデルを構築した．

圧縮機技術に関しては，冷媒－冷凍機油混合系の溶解特性，組成変化および油戻り特性を解明し，混合冷媒特有の組成偏析や液膜輸送挙動が圧縮機性能に影響を与えることを明らかにした．また，摺動部の摩擦・摩耗特性を実験的に評価し，摩擦係数が無次元軸受定数に依存して変化すること，高速運転条件において摩擦特性が機械効率に大きく影響することを示した．さらに，複合材料の適用により転がり接触の増加や摩耗低減の可能性が示される一方，材料内部構造に起因する異常摩耗などの課題を抽出した．

圧縮機用材料技術としては，圧縮機部品への適用を目的としたアルミニウム基複合材料を開発し，密度 2.73 g/cm^3 と従来鋳鉄に対して約 60%の軽量化を達成するとともに, 引張強さ 360 MPa, ヤング率 120 GPa, 疲労強度 133 MPa を実現し，機械的特性の向上を確認した．また，被削性評価により切削抵抗増加と引き換えに工具摩耗を約 30%低減できることを示し，加工性および耐摩耗性の観点からも適用可能性を明らかにした．

以上の成果により，新規低 GWP 混合冷媒に対応した熱交換器および圧縮機の設計に必要な基盤技術として，伝熱現象，流動特性，物性，データ科学，材料，および機械要素を統合した評価体系の構築を進めた．本研究成果は，低 GWP 混合冷媒を用いた冷凍空調機の開発および普及を促進し，HFC 系冷媒の使用削減に貢献するとともに，その高効率利用および冷凍空調機器の省エネルギー化に資するものである．

2. 低 GWP 混合冷媒の伝熱劣化を抑制する熱交換器要素技術の研究開発（佐賀大学）

2.1 冷媒－空気熱交換器の設計および性能評価

2.1.1 混合冷媒冷凍サイクルにおける熱交換の特徴

非共沸混合冷媒と純冷媒の最も大きな違いは，相変化の際に温度変化（温度グライド）が生じる点である．温度グライドの大きさは冷媒の組み合わせ（沸点の違い）によって異なり，例えば R32 と R1234yf の混合冷媒である R454A (R32/R1234yf: 35/65 mass%)， R454B (R32/R1234yf: 68.9/31.1 mass%) および R454C (R32/R1234yf: 21.5/78.5 mass%) において，温度グライドの大きさは利用温度（圧力）帯により若干増減するものの空調機器での常用の範囲ではほぼ一定であり，それぞれ約 4 ℃, 1 ℃および 5 ℃ となる．同冷媒 A, B, C においては，R1234yf の割合が増えると GWP は低下するものの温度グライドが増加する傾向を示す．さらに，熱交換器内部の冷媒は摩擦圧力損失による温度変化も生じる．冷媒流量にもよるが，圧力損失による冷媒温度低下の影響は無視できず，温度グライドと圧力損失による温度変化勾配が同一方向である凝縮熱伝達において影響が大きい．Figure 2.1-1 に R454C を用いた場合の冷房運転における *T-s* 線図の概略を示す．図のように，非共沸混合冷媒の温度グライドにより，空気と冷媒の温度差は純冷媒の場合より大きく取る必要があり，したがって圧縮機動力（高低圧差）は上昇する．加えて，混合冷媒の蒸発・凝縮熱伝達率は純冷媒の場合より大幅に低下する．以上から，混合冷媒を空調機器に用いる際には，より小さな温度差での熱交換が可能な熱交換器の検討が不可欠となる．本研究開発においては，このような混合冷媒に対応可能な熱交換器の試作検討を実施した．本項では新規熱交換器の性能評価結果の一部 （空気側圧力損失および凝縮伝熱試験）を報告する．

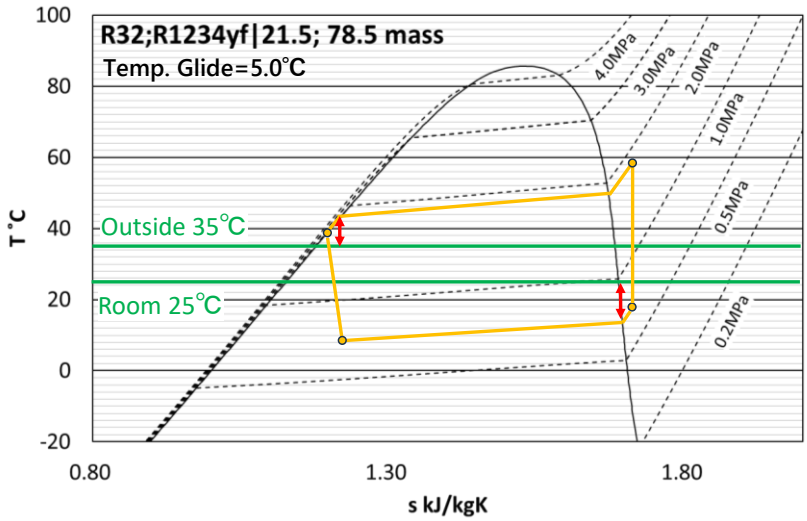


Figure 2.1-1 An example of refrigeration cycle of R454C on T-s diagram

2.1.2 装置概略および試験熱交換器

Figure 2.1-2 に熱交換器性能評価装置ループの概略を示す．図中の赤線が冷媒ループ（凝縮試験時）であり，青線が冷媒と熱交換を行う空気ループである．蒸発／凝縮試験の切り替えは，冷媒ループに設置したバルブの開閉により冷媒の流れを制御して行う．

冷媒ループは圧縮機により強制循環しており，圧縮機を出た冷媒はプレクーラにより所定の温度（過熱度）に調整され，温度および圧力を測定された後に風洞内に設置された試験熱交換器へ流入し，風洞内部

に設置した熱交換器で空気との熱交換を行う．その後アフターコンデンサおよびサブクーラで充分な圧縮液まで冷却された後，超音波流量センサで流量の測定がなされ，膨張弁で減圧された後に蒸発器で所定の過熱度まで調整され，圧縮機へと戻る．冷媒の温度は圧縮機回転数および膨張弁開度によって調整し，冷媒の流量は圧縮機出入口に設置したバイパスにより調整する．

空気ループにおいては，風洞を流れる空気の流速，温度および湿度はそれぞれファンの回転数，温度コントローラおよび除・加湿器により調整可能である．空気の温度および流速はそれぞれ試験熱交換器出入口付近に設置した T 型シース熱電対およびピトー管により測定される．Figure 2.1-3 は装置の外観写真である．

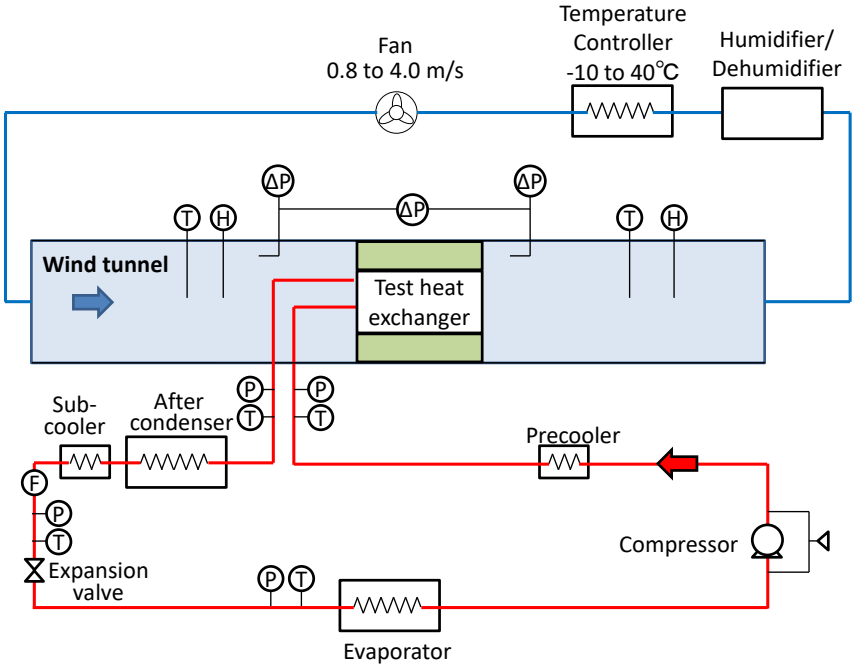


Figure 2.1-2 Schematic diagram of heat exchanger test loop

(a) Refrigerant circulation loop　　(b) Test section of wind tunnel

Figure 2.1-3 Photograph of experimental apparatus

Figure 2.1-4 に試験熱交換器の外観写真を示す．試験熱交換器は高さ 250mm，有効伝熱幅 400mm の扁平多孔管とコルゲートフィンから構成される熱交換器であり，冷媒はヘッダを介して複数の冷媒伝熱管（扁

平多孔管）へと分配される．空気との伝熱促進のため，冷媒流路の間にはルーバー付きのコルゲートフィンが取り付けられている．写真の黒い部分は断熱材であり，熱交換器設置の際の風洞の空気流路の外側空隙をふさぐため，熱交換器の固定枠を兼ねて風洞に設置している．

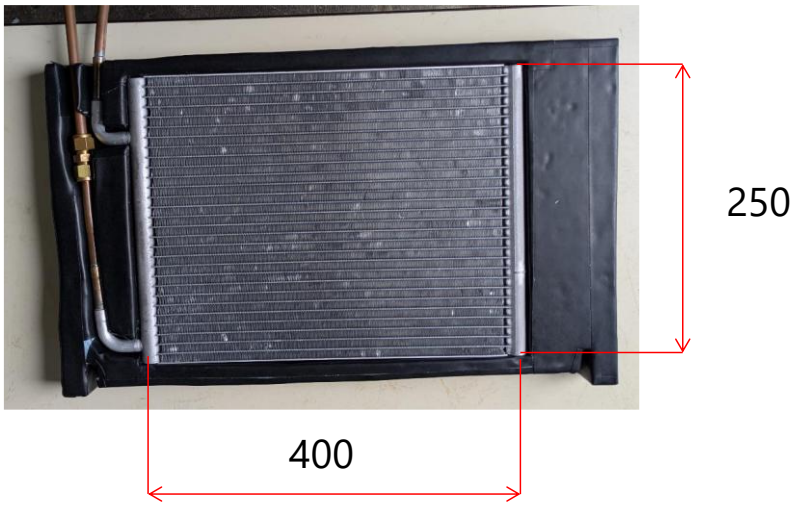


Figure 2.1-4 Photograph of test heat exchanger

2.1.3 実験条件

本研究開発においては，冷媒に R454C を用いた．R454C の詳細を Table 2.1-1 に示す．R454C は現行の家庭用空調機に主に用いられている R32 と，低 GWP 次世代冷媒候補の R1234yf との混合冷媒であり，GWP が R454 系では比較的小さいのが特徴である．一方で，温度グライドは同系で最も大きい．R454C（混合冷媒）を用いた場合の熱交換器の性能評価手法を確立するため，空気側摩擦圧力損失，蒸発および凝縮伝熱特性の測定を行った．試験条件を Table 2.1-2 に示す．摩擦圧力損失の測定は結露・着霜は発生しない条件で行っており，冷媒を流さない断熱とみなせる条件で空気側の温度・風速のみをパラメータとして測定した．空気風速，蒸発・凝縮熱交換量は家庭用空調機での標準的な条件を基準にし，本研究開発で用いた熱交換器のサイズを考慮して設定した．

Table 2.1-1 Typical properties of R454C

Refrigerant	Composition	Mass fraction %	Boiling point ˚C	Temperature glide ˚C	GWP	ASHRAE Class
R454C	R32/R1234yf	21.5/78.5	-45.5	5.0	146	A2L

Table 2.1-2 Experimental conditions

	Air-side velocity m/s	Air-side inlet Temp. ˚C	Refrigerant inlet Temp. ˚C	Heat exchange rate kW	Outlet Subcool Temp. ˚C	Outlet Superheat Temp. ˚C
Pressure drop	0.8 to 3.0	20 to 40	-	0 (Adiabatic)	-	-
Condensation	0.8 to 3.0	10 to 40	10 to 40	1.0 to 2.0	2	-
Evaporation	0.8 to 3.0	10 to 30	-10 to 10	1.0 to 2.0	-	4

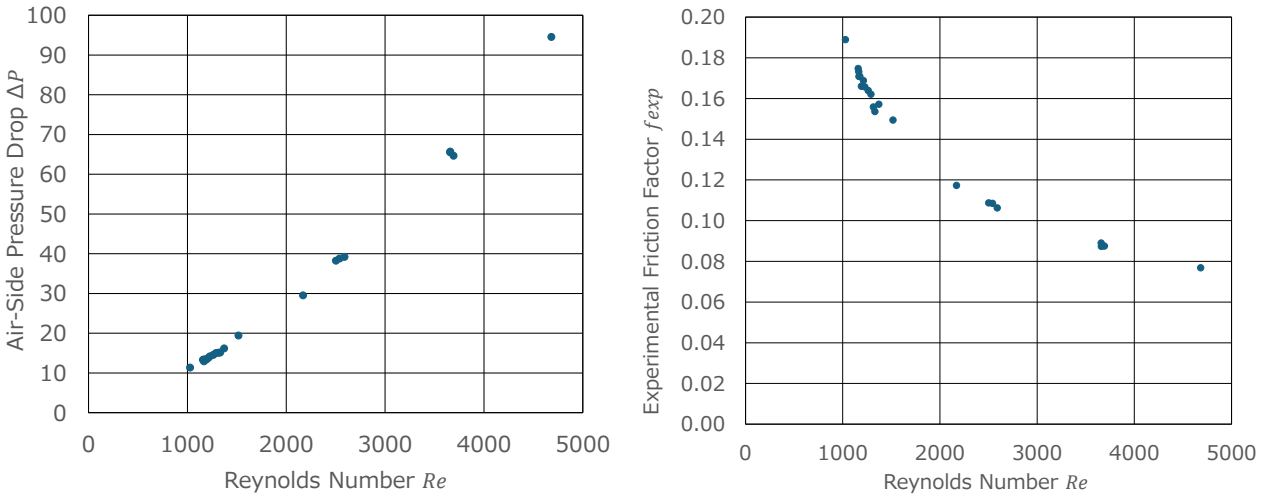
2.1.4 実験結果および考察

Figure 2.1-5 に摩擦圧力損失の測定結果を示す．同図 (a) および (b) はそれぞれ空気レイノルズ数と摩擦圧力損失の関係および空気レイノルズ数と式 (2.1-1) で定義される摩擦係数(Wang et al., 2000)の関係である．

$$f_{exp} = \frac{A_c}{A_o}\frac{\rho_m}{\rho_{in}}\left[\frac{2\Delta P_{\rho_{in}}}{G_c^2} - (1+\sigma^2)\left(\frac{\rho_{in}}{\rho_{out}} - 1\right)\right] \tag{2.1-1}$$

図より，空気側圧力損失はレイノルズ数の増加とともに増大し，摩擦係数はレイノルズ数の増加とともに低下することが確認できる．得られた実験データを基に摩擦係数の相関式について検討を行った． Wang ら (2000) により提案されたルーバーフィン付きコルゲートフィンの摩擦係数相関式 (2.1-2) の係数 C_1 を修正することにより良好な相関式が得られた．検討した整理式と測定値との関係を Figure 2.1-6 に示す．

$$f = C_1 Re^{F1}\left(\frac{P_t}{P_l}\right)^{F2}\left(\frac{F_p}{D_c}\right)^{F3} \tag{2.1-2}$$



(a) Pressure loss

(b) Friction factor

Figure 2.1-5 Experimental results of air-side pressure loss

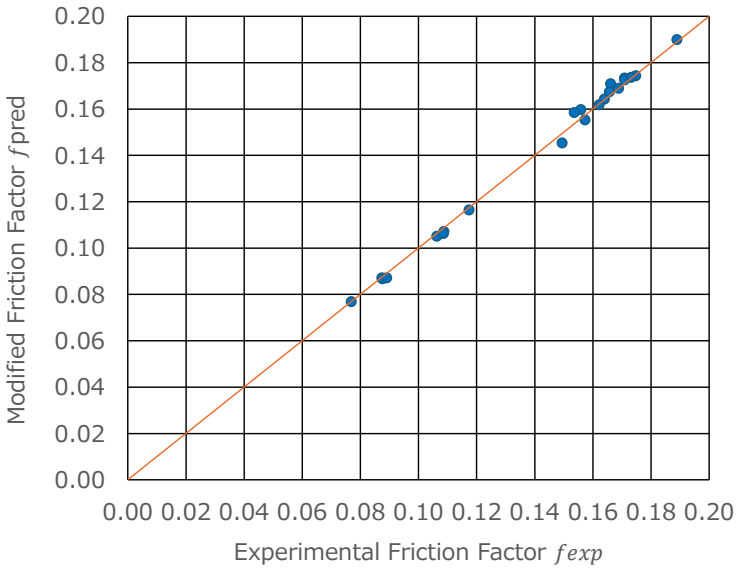
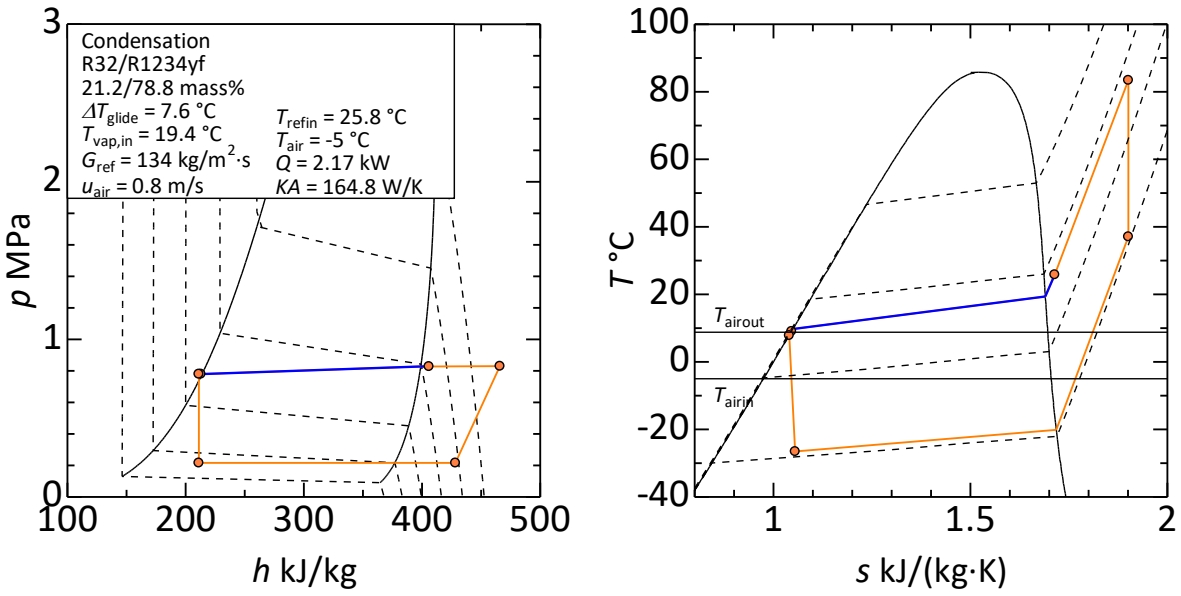


Figure 2.1-6 Comparison between predicted and experimental friction factors

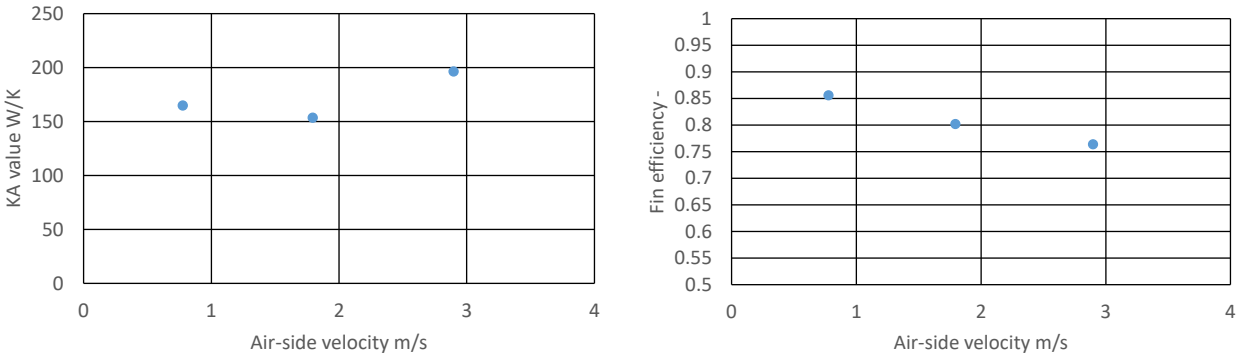
凝縮試験結果の一例として，空気風速 1.0 m/s における冷凍サイクルの *p-h* 線図および *T-s* 線図を Figure 2.1-7 (a)および(b)にそれぞれ示す．その他の条件は図中に記載している．図中青線が試験熱交換器における冷媒の状態変化を示している．図より，冷凍サイクルは適切に運転できていること，熱交換器出入口は単相となっており，冷媒エンタルピーにより交換熱量が算出可能であることが確認できる．なお，圧縮機入口のスーパーヒートが過剰に出ているように見えるが，これは圧縮機出入口のバイパスによる流量調整の結果である．冷媒の出入口エンタルピーおよび質量流量により交換熱量を算出した結果，本条件においては $Q = 2.17$ kW であり，冷媒圧力損失を含めた温度グライドは 7.6℃であった．測定は空気側風速を 3.0 m/s まで変化させて行った．熱交換器の性能評価指標のひとつである KA 値は交換熱量 Q，対向流とみなした際の対数平均温度差 ΔT_{lm} およびクロスフローへ適用するための補正係数 Ψ を用いて式(2.1-3)により算出した．

$$KA = \frac{Q}{\Psi \Delta T_{lm}} \tag{2.1-3}$$



(a) p - h diagram　　(b) T - s diagram

Figure 2.1-7 Refrigeration cycle during a condenser test.



(a) KA value　　(b) Fin efficiency

Figure 2.1-8 Results of condenser performance test

空気側熱伝達率を既存のルーバー付きコルゲートフィン熱交換器の熱伝達整理式（Chang and Wang, 1997）により計算することにより，総括フィン効率（フィンおよび伝熱管外表面）の算出も併せて試みた．Figure 2.1-8 (a) および (b) はそれぞれ空気ダクト風速と KA 値およびフィン効率の関係である．両図より，空気風速の上昇に伴い KA 値は増加し，フィン効率は低下する傾向を示していることが確認できる．

得られた KA 値およびフィン効率の値を用いて，冷媒側熱伝達率 α_{ref} を下式 (2.1-4) により求めた．Figure 2.1-9 に冷媒側熱伝達率と空気風速の関係を示す．図より，本熱交換器の冷媒側熱伝達率の値は 1000 以下であり，一般的な扁平多孔管内の冷媒熱伝達率 (Jige et al., 2023) の値のオーダーより小さいことがわかる．これは，本実験により得られた KA 値の計算手法が影響していると考えられる．今回得られた KA 値は対数平均温度差により算出している．対数平均温度差は，流れ方向の比熱が一定（二相流の場合は比熱が無限大とみなせて適用可能）であるという仮定のもとに導かれる値であり，冷凍サイクルにおける凝縮過程のような過熱蒸気～過冷却液と状態が変化する系においては適用が困難であることの裏付けとなった．

蒸発試験結果も同様の傾向を示しているため，凝縮・蒸発いずれにおいても対数平均温度差による正しい *KA* 値の算出は困難であると結論付けられる．

$$\alpha_{ref} = \frac{1}{A_{ref}\left(\frac{1}{KA} - \frac{1}{\eta_0 \alpha_{air} A_{air}} - \frac{t}{\lambda_w A_w}\right)} \tag{2.1-4}$$

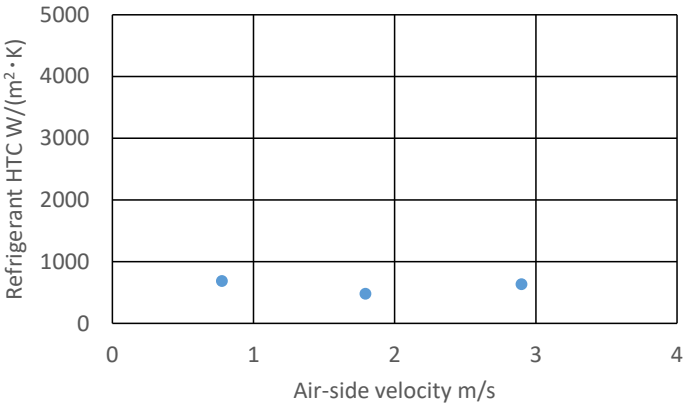
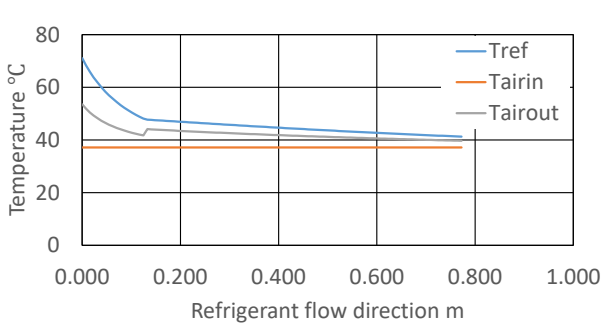
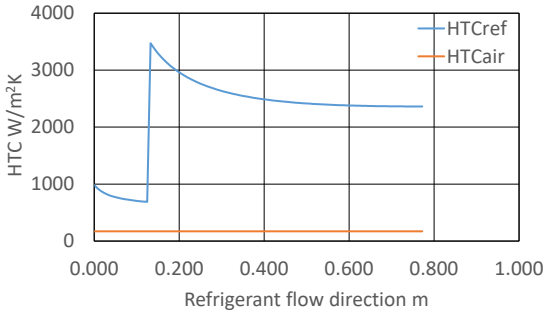


Figure 2.1-9 Condensation heat transfer coefficient evaluated from condenser tests

より妥当な *KA* 値算出のため，数値解析により *KA* 値を求めるための検討を行った．具体的には，熱交換器を細かい計算領域に分割し，計算領域における冷媒の局所熱伝達率を既存の熱伝達整理式を補正することにより求める．熱伝達率の補正係数は，解析により得られる交換熱量と，実測値が一致するような値を反復計算により求める．さらに，冷媒の圧力損失により生じる温度低下を考慮するため，冷媒の圧力損失も同計算領域における局所の値を求め，実測値と合致するように既存の整理式を補正することにより求めた．結果を Figure 2.1-10 に示す．図より，得られた温度分布および熱伝達率分布は定性的挙動を示すことができており，解析結果は妥当であると判断できる．今後蒸発試験結果も含めた解析を進め，熱交換器の性能評価指標を確立するとともに，異なる冷媒での試験結果についても柔軟に解析できる計算手法を確立する予定である．



(a) Temperature distribution



(b) Local heat transfer coefficient

Figure 2.1-10 Analysis on local characteristics of a condenser test

2.2 冷媒の輸送性質

2.2.1 概要および測定状況

冷媒の輸送性質，すなわち粘度および熱伝導率は，実験データの解析や熱交換器の設計，冷凍空調システムのシミュレーション解析に必要な情報であり，新規冷媒については測定値に基づいて正確に計算するモデルを開発する必要がある．本研究では，粘度をタンデム型細管法で，熱伝導率を非定常細線法で測定した．Table 2.2-1 は，本研究において論文などで報告した粘度および熱伝導率の測定，ならびにそれらの計算モデル作成の状況を示す．表中の△は，REFPROP（Lemmon, et al., 2018）で計算可能であるが測定値による最適化が行われていないものであり，×は REFPROP で計算できない冷媒である．なお，それ以前の測定および計算モデルについては，仮屋（2026）の報告を参照されたい．

世界的に広く使用されている REFPROP において，粘度および熱伝導率は，Huber et al.(2003)の拡張対応状態原理（Extended Corresponding State，ECS）に基づいて計算されている．ECS モデルでは，対象とする流体と参照流体（冷媒に対しては R134a）の状態方程式および参照流体の輸送性質（粘度，熱伝導率）の値を用いて，対象流体の輸送性質を推算する．

Table 2.2-1 Measurements and Calculation Models for refrigerants related to this project

	Viscosity			Thermal conductivity		
Refrigerant	Measure	Model	REFPROP	Measure	Model	REFPROP
Pure fluids						
R1132(E)	Duc et al. (2025)	Duc et al. (2025)	×	Taskira et al. (2026)	Taskira et al. (2026)	×
R13I1 or CF_3I	Tuhin et al. (2014a)	Tuhin et al. (2014a)	△	Tuhin et al. (2024b)	Tuhin et al. (2024b)	△
HFO1123			△	Silvia et al. (2025)	Silvia et al. (2025)	△
Mixtures						
R474A	Masumoto et al. (2025)		×			×
R454B	Duc et al. (2025)		△			△
R454C	Duc et al. (2025)		△	Owaleur et al. (2025)		△
HFO1123 +R32	Mondal et al. (2020)		△			△

2.2.2 粘度の測定方法および測定例

Figure 2.2-1 は，粘度測定に使用したタンデム細管法（Miyara et al., 2019）の測定原理を示す．長短 2 本の細管を直列に配置することで細管の出入口における損失をキャンセルすることができ，発達した層流領域

の圧力損失の測定が可能となる．

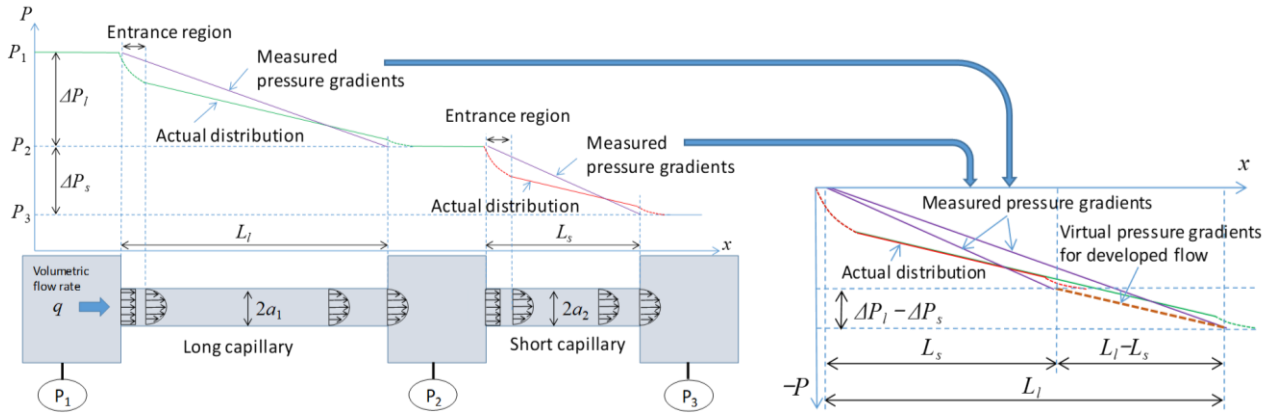
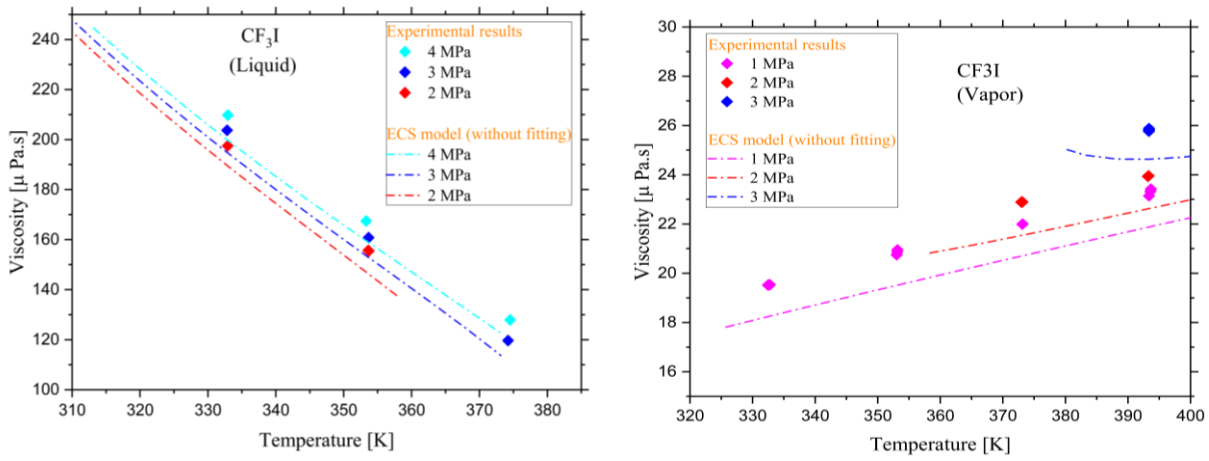


Figure 2.2-1 Measurement principle of measurement using tandem capillary tubes

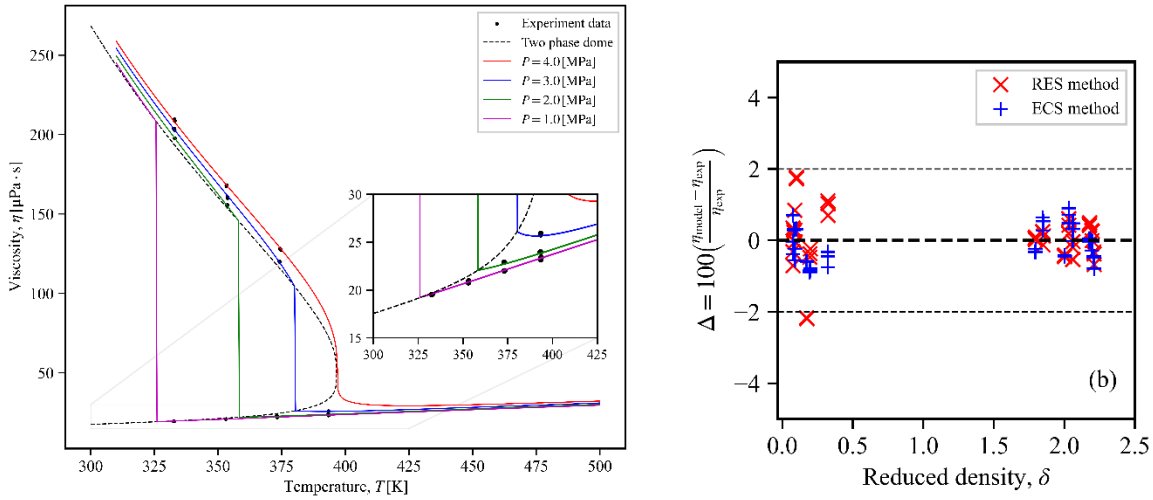
測定結果の例として Figure 2.2-2 に CF_3I の粘度の測定結果を示す．シンボルが測定結果で，破線は REFPROP の ECS モデルによる推算値である．REFPROP では，CF_3I の測定値に基づいたパラメータ調整が行われていないこともあり，測定値より低めの値を予測する．



(a) Viscosity of liquid　　(b) Viscosity of vapor

Figure 2.2-2 Viscosity measurement of CF_3I

Figure 2.2-3 にパラメータ調整を行った後の ECS モデルによる計算値と測定値との比較を示す．ECS モデル中のパラメータ調整により，ECS モデルは測定値を±1%程度の誤差で予測できる．なお，Figure 2.2-3 (b)の中には残留エントロピー法（RES）で推算した結果も示されている．

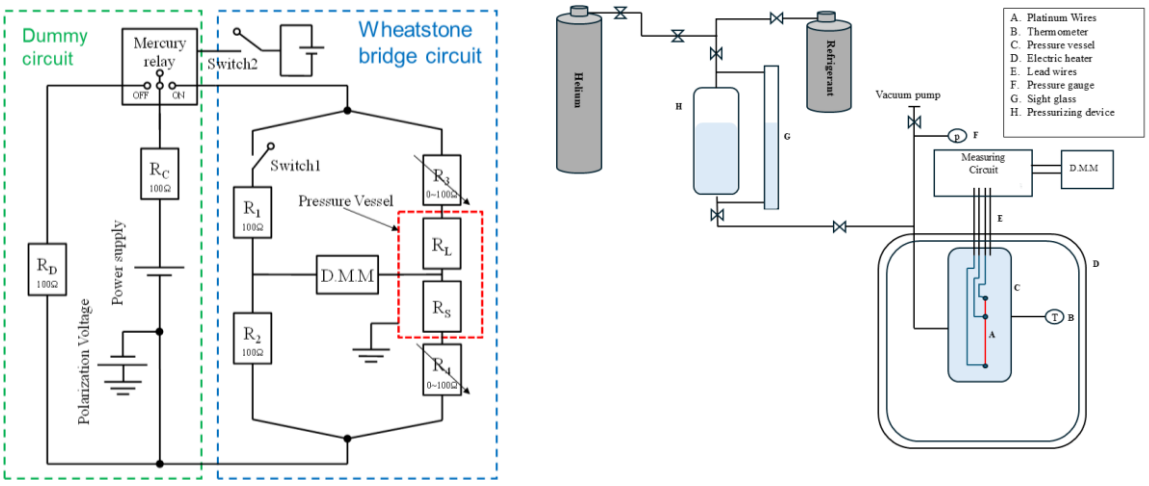


(a) Viscosity distribution as a function of temperature　　(b) Relative deviation plot

Figure 2.2-3 Viscosity calculations after parameter fitting

2.2.3 熱伝導率の測定方法および測定例

Figure 2.2-4 は，熱伝導率測定に使用した非定常細線法の電気回路図および測定装置の概要を示す．測定する冷媒を封入する圧力容器内に設置した線径 15 μm の長短 2 本の白金細線をステップ関数状に通電加熱し，その温度の時間変化を測定することで，熱伝導率を算出する．この白金細線はホイートストンブリッジ回路に組み込まれており，非平衡電位差から温度変化が求められる．

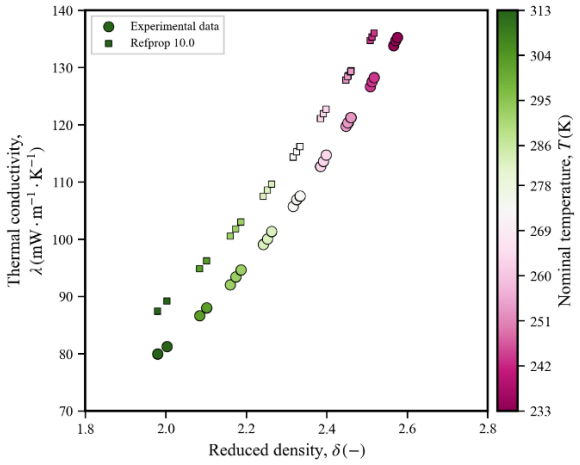


(a) Electrical circuit diagram　　(b) Schematic diagram of measuring apparatus

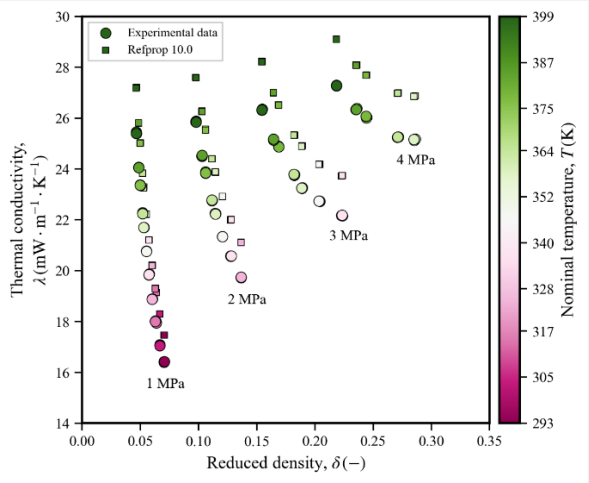
Figure 2.2-4 Thermal conductivity measurement using the transient hot wire method

Figure 2.2-5 に測定例およびパラメータ調整の例として，R1132(E) に対する結果を示す．R1132(E)については，Table 2.2-1 に示したとおり，REFPROP では計算できないが，本 NEDO 事業によって開発された状態方程式（第 2 分冊 4 章）を REFPROP に組み込んで計算した．Figure 2.2-5(a)および(b)は，熱伝導率を計算する ECS モデルのパラメータ調整を行う前の予測結果であり，液および蒸気のいずれも予測値が高い値を

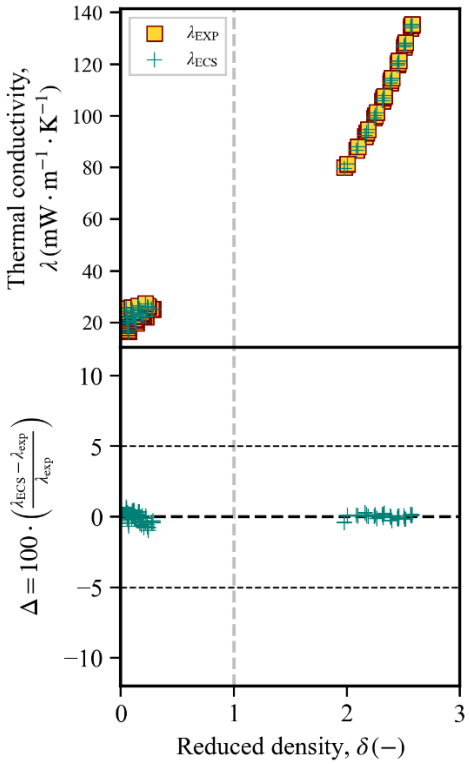
示している．Figure 2.2-5 (c)はパラメータ調整を行った後の予測結果であり，計算値と測定値がよく一致していることが分かる．



(a) Measured and calculated liquid thermal conductivity of R1132(E)



(b) Measured and calculated vapor thermal conductivity of R1132(E)



(c) Calculation values after parameter fitting and deviation plot for thermal conductivity of R1132(E)

Figure 2.2-5 Measured and calculated thermal conductivity of R1132(E)

2.2.4 輸送性質の計算モデル：ECS モデル

ECS モデルでは，無次元ヘルムホルツ自由エネルギー型状態方程式の残留項 α^r と圧縮係数 Z の式を用いて，対象流体の温度 T および密度 ρ に対応する参照流体の温度 T_0 と密度 ρ_0 を求める．すなわち，以下の連立方程式を解く．

$$a^r(T,\rho) = a_0^r(T_0,\rho_0) \tag{2.2-1}$$

$$Z(T,\rho) = Z_0(T_0,\rho_0) \tag{2.2-2}$$

輸送性質の一例として，ここでは粘度を取り上げる．液相領域を含む実在気体の粘度は，希薄気体項$\eta_d(T)$，

残留項$\Delta\eta_r(T,\rho)$，臨界点近傍増倍項$\Delta\eta_c(T,\rho)$に分けて扱い，次式のように表す．

$$\eta(T,\rho) = \eta_d(T) + \Delta\eta_r(T,\rho) + \Delta\eta_c(T,\rho) \tag{2.2-3}$$

ここで，$\eta_d(T)$は理論的に得られた式に基づいた調整が行われ，$\Delta\eta_c(T,\rho)$は影響を受ける領域が狭く，その値も小さいため，無視されることが多い．$\Delta\eta_r(T,\rho)$は ECS モデルを用いて次式により計算する．

$$\Delta\eta_r(T,\rho) = +\Delta\eta_{r,0}(T_0,\rho_0\psi)F_\eta(T,\rho) \tag{2.2-4}$$

$F_\eta(T,\rho)$は粘度の形態係数であり，連立方程式を解いた結果を用いて求められる．ψは密度の多項式で与えられる調整パラメータであり，測定値と計算値が一致するように多項式の係数が決定される．

熱伝導率も同様な方法で計算されるが，臨界点近傍の値の変化が極めて大きく，Olchowy-Sengers (1989) のモデルで計算される．

粘度および熱伝導率の ECS モデルの詳細な説明については，文献（Huber et al., 2003; Morshed et al., 2024）を参照されたい．

2.3 伝熱データベース

2.3.1 伝熱データの収集および構造

本研究で開発している伝熱データベース（RECDB）には，円管内，扁平多孔管内，およびプレート式熱交換器内の蒸発および凝縮熱伝達，また圧力損失に関して，本 NEDO 事業に関係している研究機関が取得した実験データに加え，文献中に公開されている伝熱データから収集した情報が蓄積されている．2026 年 3 月時点で総数 97000 点以上のデータが蓄積されている．

Figure 2.3-1(a)は伝熱データの記録の流れ，また Excel シートに集約されるデータ構造を示す．熱伝達に関連する管形状や温度，圧力，質量速度，蒸気クオリティ，熱物性値などの全ての情報は，熱伝達率 1 点毎に同じ行に記録されて関連付けられている．1 つの論文から得られる情報が 1 つの Excel ファイルにまとめられ，Web 上に構築された伝熱データベースのシステム RECDB に登録される．Figure 2.3-1(b)は，RECDB に登録された，いくつかの冷媒について，管内蒸発の実験値を表示させた例である．Web 上のシステムにおいて，伝熱データの検索や表示，条件の絞り込み，論文情報へのアクセスなどが可能である．

(a) Data collection and structure　　(b) Data display for in-tube evaporation as an example

Figure 2.3-1 Web system of heat transfer database (RECDB) for data collection and data analysis

2.3.2 相関式評価機能

RECDB の新たな機能として，相関式評価ツールを開発している．開発途中であり一般公開はしていないが，一例として，Figure 2.3-2 に種々の冷媒の管内凝縮熱伝達について実験値と相関式との比較を行った結果を示す．相関式は平滑管内凝縮熱伝達率を予測する式であり，実験値には平滑管だけでなく内面溝付管のデータ，圧力損失のデータ（熱伝達率の値は無い）などが含まれているため，データのばらつきが大き

いが，RECDB のデータ選択機能を使用してデータの選別を行い，目的の評価が可能となる．

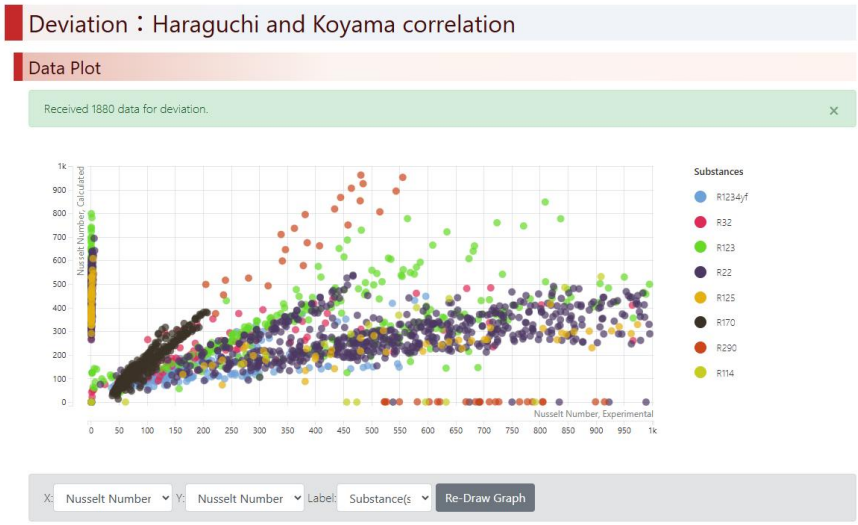


Figure 2.3-2 Correlation evaluation function

2.4 機械学習を用いた熱伝達率の予測

2.4.1 機械学習と利用の流れ

本研究では，Figure 2.4-1 に示すような熱伝達率を予測する新たなアプローチを行った．前項（2.3）で説明した伝熱データベース RECDB に蓄積された熱伝達率，冷媒種類，伝熱管情報，熱物性値などの情報を機械学習に使用するデータとして採用する．これらの伝熱データに対して機械学習による学習を実施し，合計 27 種類のモデルを比較することで，最も高精度な熱伝達率予測モデルを選定する．得られた結果から，熱伝達率の高精度な予測が可能となり，省エネ化を目的とした技術的課題の解消に寄与することが期待される．

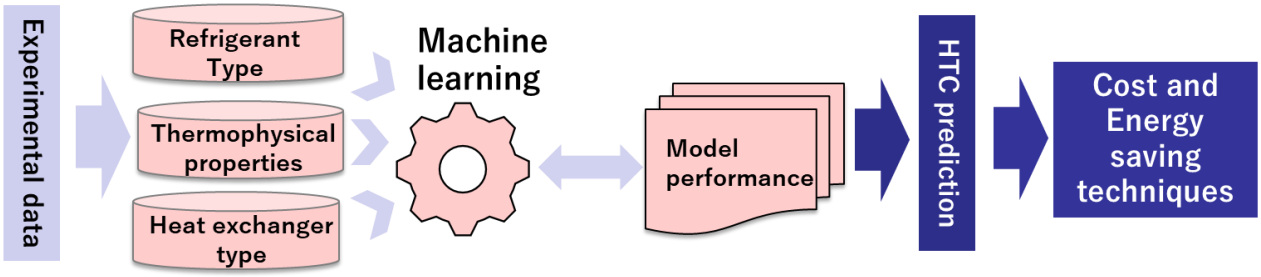


Figure 2.4-1 Machine learning approach proposed flow map.

2.4.2 機械学習に用いる予測モデル

流動条件や熱物性値などの入力変数と熱伝達率（HTC）との関係性を明らかにするために，機械学習を用いた予測モデルを構築する．これまでに提案されている相関式の多くは，限られた条件下で取得された実験データに基づいて導出されているため，冷媒の物性値や伝熱条件，熱交換器形状などが異なる場合は，

その適用性に限界が生じる．これに対し，機械学習では，大規模データを用いて，非線形かつ複雑な関係性を学習させることにより，高精度かつ汎用的な予測が可能となる．ここでは，複数の代表的な機械学習手法を対象とし，それぞれの予測性能を比較した．なお，線形回帰（Linear Regression: LR），ワイドニューラルネットワーク（Wide Neural Network: WNN），サポートベクターマシン（Support Vector Machine: SVM）の 3 つの手法を中心に検討した．

線形回帰は，入力変数と出力の間に線形関係を仮定する最も基本的な統計モデルであり，モデルの解釈性が高く，計算コストが低いという利点を有する．一方で，熱伝達現象のような強い非線形性を含む問題に対しては．十分な精度を得ることが難しい場合がある．そのため，ベースラインモデルとして位置づけた．

ワイドニューラルネットワーク（WNN）は，各隠れ層に多数のニューロンを配置することで高い表現能力を実現した人工ニューラルネットワークである．従来の深層ネットワークが層の深さに重点を置くのに対し，WNN は層の幅を広げて複雑かつ高次元なデータの特徴を効率的に学習する．この構造により，熱流動現象における非線形相互作用や多変量依存性を高精度に捉えることが可能となる．一方で，パラメータ数の増加に伴う過学習のリスクや計算コストの増大といった課題も存在するため，適切な正則化や学習条件の設定が重要であった．

サポートベクターマシン（SVM）は，入力データを高次元空間に写像し，最適な分離超平面を構築することで回帰および分類を行う手法である．特に，カーネル関数（多項式カーネルや RBF カーネルなど）を用いることで，元の空間では線形分離が困難なデータに対しても柔軟に対応可能である．SVM は比較的少ないデータでも高い汎化性能を発揮し，非線形問題に対して有効であるので，検討するモデルに加えた．

これらの機械学習モデルを用いることで，入力パラメータ（冷媒種類，熱物性値，熱流動条件，熱交換器形状など）と熱伝達率との複雑な関係を包括的に学習することが可能となる．また，複数のモデルを比較・評価することで，最も高精度な予測モデルを選定し，従来の経験式を補完または代替する新たな設計手法を確立することを目的とした．

2.4.3 伝熱データ

ここでは，18 種類の純冷媒を対象とし，飽和流動沸騰条件に対応する 22,608 点の実験データから構成されたデータセットを使用した結果を報告する．このデータセットは，多様な実験条件および熱交換器構成を網羅しており，実用的かつ広範な適用性を有する．冷媒種類，管形状，熱交換器構成はカテゴリ変数として扱い，それぞれの違いがモデルに適切に反映されるように設計されている．

各データには，冷媒，飽和温度，壁面温度，圧力，蒸気クオリティ，質量流束，管径などの実験条件に加え，管タイプおよび熱交換器タイプが含まれる．さらに，液相および気相における密度，粘度，表面張力，比熱，熱伝導率などの熱物性値も含まれており，合計 20 の入力変数を用いて学習を行う．

Table 2.4-1 に使用した伝熱データの冷媒種類および実験条件などを示す. 採用したデータには, R32（3609 点），R134a（3100 点），R245fa（2392 点），R744（2387 点）が多く含まれており，また従来冷媒や低 GWP 冷媒など，熱物性値の異なる冷媒がバランスよく含まれている．これにより，多様な冷媒に対する高い予測性能と汎用性を有する機械学習が行われた．

Table 2.4-1 Experimental parameters considered on the database.

Refrigerant	T_{sat} [°C]	T_{wall} [°C]	Pressure [MPa]	Vapor Quality [x]	Mass Flux [kg/m^{2}s]	Hidraulic Diameter D_h [mm]	Liquid Thermal Conductivity λ_l [mW/m· K]	Liquid Density ρ_l [kg/m^3]	Boiling Data Points
R11	57–75	69–85	0.29–0.47	0−0.99	150–560	1.95	72.8–77.6	1348–1395	100
R123	49–81	51–132	0.208–0.50	−0.3–0.85	167–470	0.19–1.95	62.4–70	1306–1399	213
R1233zd(E)	25–145	0–173	0.129–2.49	0–0.9	30–1000	0.650–6	51.3–82.7	842–1263	1371
R1234yf	6–41	6–60	0.385–1.04	0–0.99	50–940	0.564–4	58.7–69.4	1029–1157	1828
R1234ze(E)	0–72	0–77.32	0.215–1.7	0–0.99	20–940	0.65–1.75	59–83.1	974–1240	2124
R1270	5–20	7–107	0.676–1.01	0–0.95	50–300	4–9.43	107–113	514–538	158
R134a	−7–70	−1.4–103	0.22–2.11	−0.1–1.07	1–3710	1.9–12.7	61.6–95.4	996–1319	3100
R141b	34–60	39–63	0.108–0.25	0–0.93	50–306	8.6–10.92	81–88.1	1162–1216	122
R152a	10–32	12–67	0.372–0.73	0.0–0.96	100–580	1.1284–2	95–104	881–936	251
R161	−5–8	−1–17	0.368–0.56	0–0.99	100–250	6.34	121.7–129	733–757	160
R22	−15.5–35	−14–287	0.29–1.354	−0.06–1	50–700	1.5–13.84	78.9–101.7	1150–1332	2104
R236fa	31	34–53	0.330780	−0.02–0.8	200–1200	1.03	71	1338	151
R245fa	18–130	0–204	0.116–2.34	−0.03–1	15–1500	0.636–1.75	55.4–90.2	938–1355	2392
R290	0–35	2–94	0.47–1.21	0–0.99	50–499	1.54–9.43	89.1–105.9	476–528.	731
R32	8–40	9–92	0.364–2.48	0–1	45–499	0.643–6	77.6–138.8	892–1195	3609
R600a	−20–41	−18–142	0.072–0.54	0–0.99	20–500	1–9.43	83.7–106.6	529–602	1460
R717	−25–10	−14–8	0.151–0.61	0–0.96	8–100	4	502–566	625–671	347
R744	−50–25	−44–28	0.687–6.43	0–1	76–720	0.81–11.46	80.7–168.7	710–1153	2387
								Total	22,608

Experimental parameters reported on the used database.

Figure 2.4-2 に示すように，管形状の分布に関しては，平滑管（Smooth Tube）が 1 万点以上と最も多い．次いで，マイクロフィン管（内面溝付管）や扁平多孔管が数千点規模で含まれている．一方で，プレート式熱交換器の Oblique-Washboard や Zig-Zag 形状はデータ数が少ない．それらの点を踏まえ，本データセットが多様な幾何条件を含んでおり，モデルの汎化性能を確保するのに十分な構成となっていると判断した．

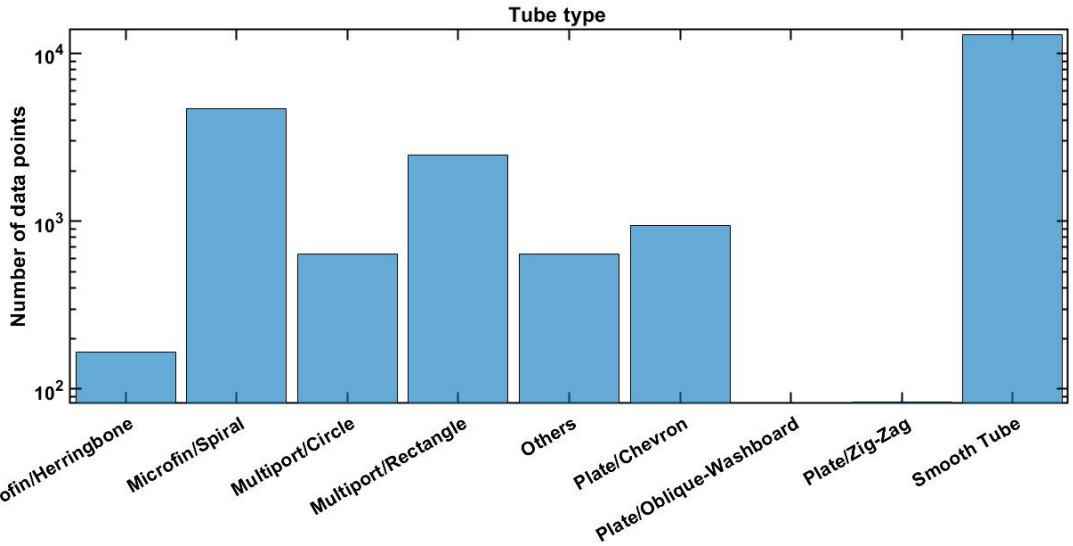


Figure 2.4-2 Considered number of data points for each tube type.

2.4.4 機械学習の評価

(a) モデル評価および結果解析の方法

構築したデータセットを用いて，5 分割交差検証（K = 5）による評価を行った．本手法では，データセットを 5 つの等しいサブセットに分割し，そのうち 4 つ（全体の 80%）を学習用，残り 1 つ（20%）をテストおよび検証用として使用する．サブセットを入れ替えてこの操作を 5 回繰り返し，各サブセットが一

度ずつ検証に用いられるようにすることで全てデータを学習と検証の両方に使用する．この体系的な手法により，モデルの予測性能をより信頼性高く評価するとともに，過学習の抑制を図った．

複数の機械学習モデルを学習・評価した後，最も高精度なモデルを選定し，熱伝達率の予測モデル構築に適用した．ここでは，数値変数およびカテゴリ変数の両方を含む多様な入力パラメータを考慮し，実験条件および熱物性との関係性を機械学習により体系的に抽出した．得られた予測モデルは，実験データの物理的挙動と整合する高い再現性を示した．

(b) 予測性能の評価

各機械学習モデルの予測性能を評価する指標として，Root Mean Square Error（RMSE）を採用した．RMSE は予測値と実測値の差の二乗平均平方根であり，大きな誤差に敏感であるため，熱工学分野における回帰問題の評価に適している．なお，全ての解析およびモデル構築は Matlab 2024b を用いて実施した．

評価した 28 モデルの中で，Bagged Trees モデルが最も優れた性能を示し，RMSE は 1.9695 であった．次いで，Gaussian Process Regression および Wide Neural Network が高い性能を示し，いずれも RMSE は 3 未満であった．一方で，線形回帰モデルや一部の木構造モデルは RMSE が 4 を超え，実験値との乖離が大きいことが確認された．各モデルの詳細な比較結果は Table 2.4-2 に示す．

Table 2.4-2 Evaluation result of the machine-learning models.

Trainig Model Preset	RMSE	MSE	RSquared	MAE	MAPE %
Bagged Trees	1.97	3.88	0.91	1.02	28.85
Fine Tree	2.20	4.86	0.88	1.07	28.35
Medium Tree	2.58	6.64	0.84	1.37	34.22
Exponential GPR	2.77	7.65	0.82	1.65	63.39
Rational Quadratic GPR	2.79	7.79	0.81	1.69	64.33
Matern 5/2 GPR	2.84	8.07	0.81	1.74	66.12
Wide Neural Network	2.87	8.21	0.80	1.86	75.15
Squared Exponential GPR	2.87	8.22	0.80	1.77	67.35
Trilayered Neural Network	3.10	9.62	0.77	2.14	77.29
Bilayered Neural Network	3.16	9.98	0.76	2.21	80.91
Coarse Tree	3.18	10.10	0.76	1.85	44.85
Fine Gaussian SVM	3.21	10.31	0.75	1.78	66.32
Least Squares Regression Kernel	3.23	10.44	0.75	2.11	76.95
Medium Neural Network	3.30	10.92	0.74	2.26	82.53
Narrow Neural Network	3.64	13.23	0.69	2.51	86.69
Boosted Trees	3.77	14.18	0.66	2.52	63.36
Cubic SVM	3.86	14.89	0.65	2.46	84.43
SVM Kernel	3.94	15.51	0.63	2.25	76.22
Medium Gaussian SVM	4.15	17.23	0.59	2.43	76.78
Quadratic SVM	4.28	18.33	0.56	2.58	85.87
Stepwise Linear	4.64	21.56	0.52	2.45	56.20
Coarse Gaussian SVM	5.05	25.53	0.39	3.09	98.68
Linear	5.12	26.21	0.41	3.40	86.95
Linear SVM	5.26	27.67	0.34	3.32	111.09
Robust Linear	5.56	30.94	0.31	3.29	69.42
Efficient Linear Least Squares	6.41	41.06	0.02	4.36	145.44
Efficient Linear SVM	6.62	43.77	-0.04	4.16	119.09
Interactions Linear	6.96	48.47	-0.08	2.37	53.53

Machine learning model type and performance.

(c) Bagged Trees モデルの結果解析

Figure 2.4-3 に各冷媒に対する熱伝達率の実験値と予測値の比較を示す．横軸は冷媒種類で，縦軸は熱伝達率である．各冷媒に対して，実験値と予測値をそれぞれ箱ひげ図で表現した．全体として，多くの冷媒

において予測値は実験値と良好に一致しており，高い予測精度が確認された．R11 に注目すると，中央値および四分位範囲がほぼ一致しており，モデルがデータの分布特性を正確に再現していることが示されている．

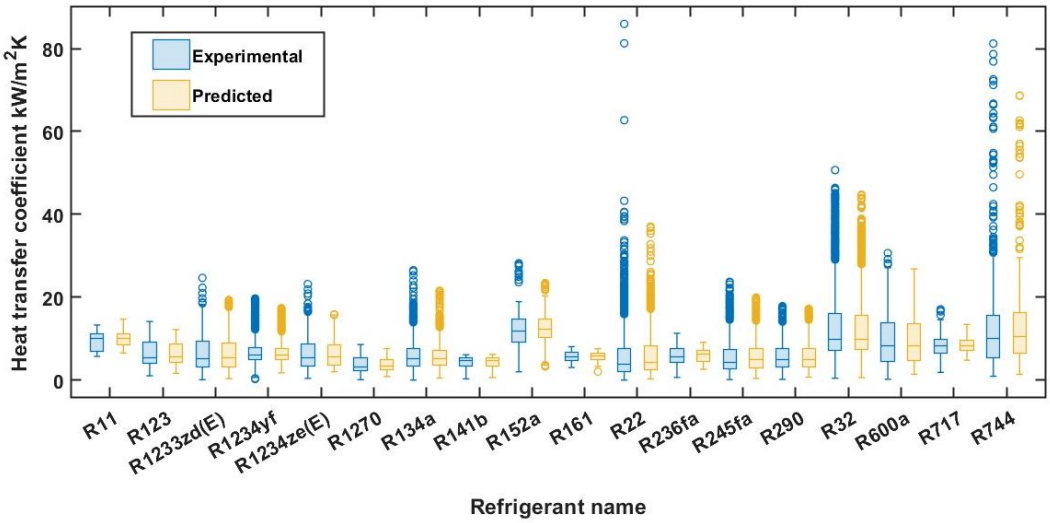


Figure 2.4-3 Comparison between the Experimental and Predicted Heat transfer coefficient for each refrigerant.

Figure 2.4-4 に残差解析の結果を示す．残差は大部分のデータにおいてゼロ付近に分布しており，モデルの高い安定性と信頼性を示している．一方で，高い熱伝達率領域においては，残差の増加が確認された．これは，過熱領域付近の流動条件のデータ数が少なく，また，文献における報告のばらつきが大きいことに起因すると考えられる．実際に，50〜90 kW/(m² K)の範囲のデータは全体の約 0.11%と極めて少なく，この領域での誤差が全体の精度に与える影響は限定的である．

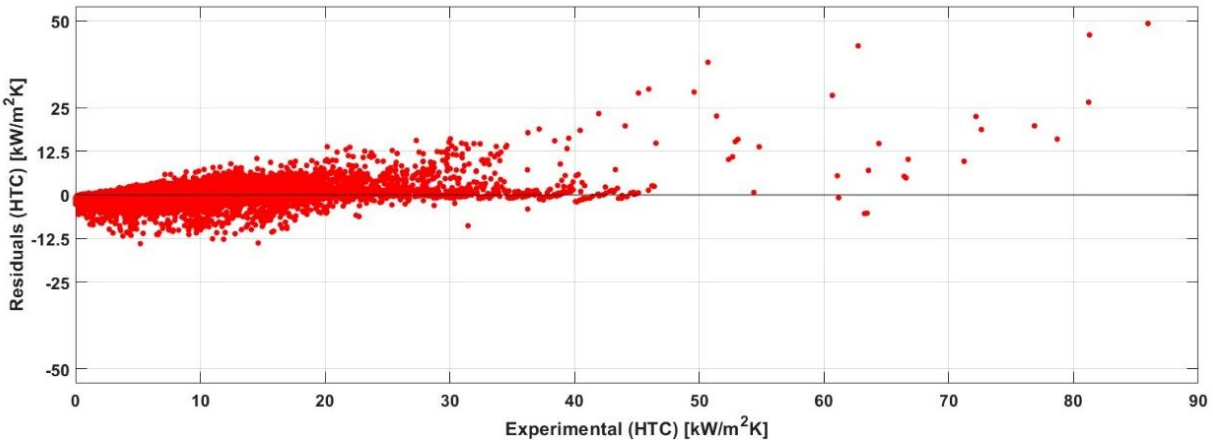


Figure 2.4-4 Experimental vs. Residual heat transfer coefficient.

Figure 2.4-5 に SHAP（Shapley Additive Explanations）解析による特徴量重要度の評価結果を示す．横軸は各入力変数の平均絶対 SHAP 値を示し, 値が大きいほど予測への寄与が大きいことを意味する. その結果, 冷媒種類が最も重要な因子であり，平均 SHAP 値は約 3.2 と最も高い値を示した．これは各冷媒が異なる

熱物性を有し，相変化を伴う熱伝達挙動に強く影響を与えるためである．次いで，管形状が約 1.9 の SHAP 値を示し，2 番目に重要な因子として確認された．これはマイクロフィン管や扁平多孔管などの幾何形状が沸騰性能に大きく影響することを反映している．さらに，壁面温度および質量流束が続き，いずれも予測精度に対して重要な寄与を示した．特に壁面温度は，熱流束および相変化速度と直接的な関係を持つため，わずかに高い影響度を示している．一方で，液相の熱伝導率および管径は中程度の影響を持ち. SHAP 値は約 1.0 付近であることから，支配的ではないものの重要なパラメータであることが確認された．

その下位には，蒸気クオリティ，圧力，飽和温度が位置し，これらの中では蒸気クオリティが最も高い影響を示した．これらのパラメータは物理的には重要であるが，データセット内での変動幅が比較的小さいことや，他の支配的な変数によりその影響が一部関連している可能性がある．蒸発潜熱は最も影響の小さい変数として評価され，SHAP 値は極めて小さい値を示した．これは，本研究で対象とした冷媒間における蒸発潜熱の変動幅が比較的限定的であり，モデル出力への影響が小さいためである．

興味深い点として，「その他 9 つの変数の合計影響」は，液相熱伝導率や管径と同程度の寄与を示した．これは，個々の影響は小さい変数であっても，それらを組み合わせることで無視できない影響を持つことを意味しており，包括的な特徴量選定の重要性を示している．

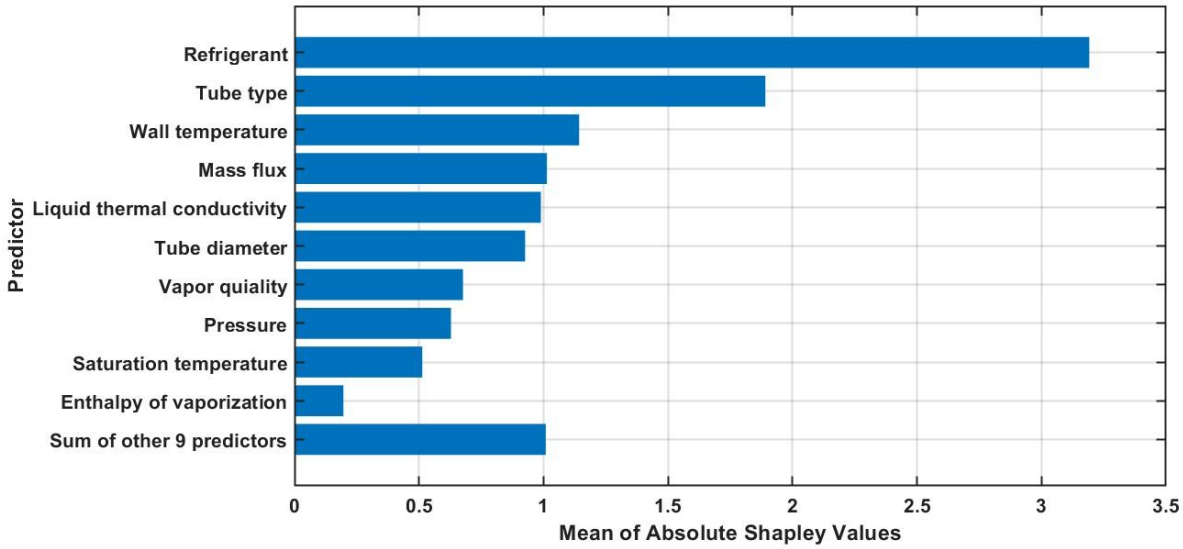


Figure 2.4-5 Mean Absolute Shapley values corresponding to each input parameter.

【参考文献（2.1 熱交換器）】

Wang, C.C, Chi, K.Y., Chang, C.J., 2000, Heat transfer and friction characteristics of plain fin-and-tube heat exchangers, part II: Correlation, Int. J. Heat and Mass Trans., 43, 15, pp.2693-2700.

Chang, Y.J., Wang, C.C., 1997, A generalized heat transfer correlation for louver fin geometry, Int. J. Heat and Mass Trans., 40, 3, pp.533-544.

Jige, D., Nobunaga, M., Inoue, N., 2023, Condensation heat transfer of binary and ternary mixtures inside multiport tubes, Int. J. Heat and Mass Trans., 207, 3, 123981.

【参考文献（2.2 輸送性質）】

Tran, D.X., Tuhin, A.R, Morshed, M., Hirata, R., Miyara, A., 2025, Measurement and Empirical Model of Viscosity of the Novel Refrigerant R-1132(E), Int. J. Thermophysics, 46, 65.

Tuhin, A.R, Morshed, M., Kariya, K., Miyara, A., 2024, Experimental Investigation and Empirical Models of Viscosity of Trifluoroidomethane (CF3I), Int. J. Thermophysics, 45, 41.

Masumoto T., Tuhin, A.R., Alam, M.J., Dipankar, T., Miyara, A., 2025, Viscosity Measurement of Low-GWP Refrigerant R474A Using the Tandem Capillary Method, 2025 年度日本冷凍空調学会講演論文集, C234.

Tran, D.X, Tuhin, A.R., Morshed, M., Hirata, R., Miyara, A., 2025, Measurement and Prediction Evaluation of Viscosity of Low GWP Mixtures R454B and R454C, Trans. of the JSRAE, 42(1), pp.21-30.

Mondal, D., Hori, Y., Kariya, K., Miyara, A., 2020, Measurement of Viscosity of a Binary Mixture of R1123 + R32 Refrigerant by Tandem Capillary Tube Method, Int. J. Thermophysics, 41 (6).

Tuhin, A.R, Morshed, M., Kariya, K., Miyara, A., 2024, Measurement and Empirical Models of Thermal Conductivity of Trifluoro-iodomethane (CF3I), Int. J. Thermophysics, 45(63).

Silvia, Morshed, M., Ogawa, R., Hoimontee, T.I., Alam, M.J, Miyara, A., 2025, Thermal Conductivity Measurement and Empirical Model of Low-GWP Refrigerant HFO1123, Trans. of the JSRAE, 42(3), pp.195-204.

Rahman, M.O, Hoimontee, T.I., Dipankar, T., Saber, M.T., Alam, M.J., Miyara, A., 2025, Measurement of Thermal Conductivity of R-454C in Liquid Phase by Using the Transient Hot-Wire Method, The 14th Asian Thermophysical Properties Conference (ATPC2025), 324-325.

Morshed, M., Kariya, K., Miyara, A., 2024, Reporting of experimental viscosity data and modeling of transport properties of 1,1,1,3,3,3-hexafluoro-2-methoxypropane (HFE-356mmz) using extended corresponding states (ECS) and residual entropy scaling (RES) technique, Int. J. Refrig., 151.

Huber, L.M., Laesecke, A., Perkins, A.R., 2003, Model for the Viscosity and Thermal Conductivity of Refrigerants, Including a New Correlation for the Viscosity of R134a, Ind. Eng. Chem. Res. 42.

Hoimontee, T.I., Morshed, M., Saber, M.T., Tuhin, A.R., Matsunaga, T., Dipankar T., Miyara, A., 2026, Thermal Conductivity Measurement and Empirical Model of the Low-GWP Refrigerant R-1132(E), Int. J. Thermophysics (in press).

仮屋圭史，2026，次世代冷媒の輸送性質，伝熱，Vol.65 No.270，pp.28-33.

Miyara, A., Alam, M.J, Yamaguchi, K., Kariya, K., 2019, Development and Validation of Tandem Capillary Tubes Method to Measure Viscosity of Fluids，日本冷凍空調学会論文集，Vol.36, No.1, pp.1-6.

Lemmon, E.W., Bell, I., Huber, M.L., McLinden, M.O., 2018, “NIST Standard Reference Database 23: Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties-REFPROP, Version 10.0”, National Institute of Standards and Technology.

Olchowy, G.A., Sengers, J.V., 1989. A simplified representation for the thermal conductivity of fluids in the critical region. Int. J. Thermophys. 10 (2), 417–426.

【参考文献（2.4 機械学習）】

Refrigerant Evaporator and Condenser Database. Available online: https://www.recdb.org/ (accessed on 11 August 2025).

TheMathWorksInc. MATLAB, Version: 24.1.0.2578822 (R2024a); The MathWorks Inc.: Natick, MA, USA, 2024.

Lemmon,E.W.; Bell Ian, H.; Huber, M.L.; McLinden, M.O. NIST Standard Reference Database 23: Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties-Refprop, Version 10.0; National Institute of Standards and Technology: Gaithersburg, MD, USA, 2018.

3. 低 GWP 混合冷媒の伝熱劣化抑制の基礎研究と熱交換器適用技術の開発

（東京海洋大学）

3.1 緒言

本プロジェクトでは地球温暖化係数（GWP）が 150 以下の低 GWP 混合冷媒を対象としている．これらの多くは非共沸性を有しており，熱交換器内における凝縮及び蒸発過程において，混合冷媒特有の物質伝達抵抗に起因する伝熱性能の低下（伝熱劣化）が課題となる．本事業では，低 GWP 混合冷媒に対応する熱交換器の開発のために，混合冷媒の伝熱劣化メカニズムを解明し，表面処理を施した伝熱面や微細な流路形状を用いた伝熱劣化抑制技術を確立することを目的としている．本節では，これまでに行った扁平多穴管を模した水平並列微細流路内における混合冷媒の相変化を伴う流動様相の可視化および凝縮・蒸発熱伝達率の評価結果と，伝熱面への表面処理および流路形状による伝熱劣化抑制効果の検証結果について報告する．なお，2 章で述べた伝熱データベースには，これまでに取得した扁平多穴管内蒸発および凝縮熱伝達率に関する実験データを提供しており，今後開発を進める扁平多穴管の実験データに関しても順次提供予定である．

3.2 実験装置およびデータ整理方法

3.2.1 実験装置

Figure 3.2-に，実験装置の概略図を示す．実験装置はギヤポンプを用いた強制循環ループであり，ギヤポンプから圧送された冷媒は，電気予熱器において所定のクオリティまで加熱され，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おいて凝縮あるいは蒸発し，凝縮器およびサブクーラを経てポンプへ戻る．冷媒の流量は，ポンプの回転数および流量調整バルブの開度によって調整される．冷媒の圧力は，主に凝縮器での熱交換量により調整される．また，冷媒の循環組成比は流量計の前に設けたサンプリングポートから少量の液冷媒を採取し，膨張・気化後にガスクロマトグラフにより測定される．

Figure 3.2-に，本実験で用いたテストセクションの概略を示す．冷媒流路は，扁平多穴管を模して溝が加工されたアルミニウム合金製の流路プレートと可視化窓から構成される．冷媒は流路プレートの裏面に取り付けた冷却/加熱ジャケットあるいは面状ヒータによって冷却あるいは加熱される．冷却/加熱ジャケットを用いる場合，熱流束はテストセクションとジャケットの間に挿入した熱流束センサを用いて測定される．有効伝熱区間は 100 mm であり，壁内温度は流路プレート内に挿入した K 型シース熱電対により測定される．冷媒温度はテストセクション前後に挿入した K 型シース熱電対を用いて測定し，冷媒圧力は圧力測定ポートにおいて絶対圧力計および差圧計を用いて測定される．

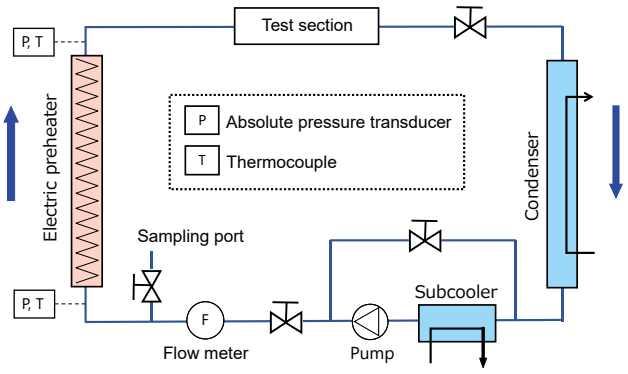


Figure 3.2-1 Schematic of the test loop.

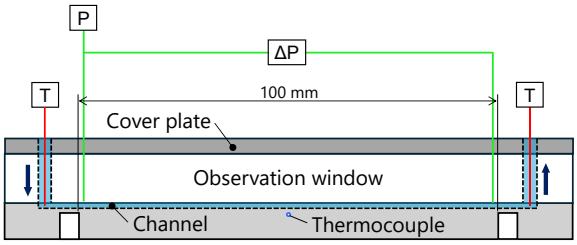


Figure 3.2-2 Schematic of test section.

3.2.2 データ整理方法

テストセクション中央におけるクオリティは，テストセクション中央における圧力および比エンタルピから求めた．テストセクション中央における比エンタルピは，テストセクションでの加熱量及び冷媒の質量流量から，次式で求めた．

$$h_{\mathrm{TS,center}} = h_{\mathrm{TS,in}} \pm \frac{Q_{\mathrm{TS}}}{2m} \tag{3.2-1}$$

ここに，Q_{TS} はテストセクションにおける熱交換量，m は冷媒の質量流量である．テストセクション入口での冷媒比エンタルピ $h_{\mathrm{TS,in}}$ は次式から求めた．

$$h_{\mathrm{TS,in}} = h_{\mathrm{EPH,in}} + \frac{Q_{\mathrm{EPH}}}{m} \tag{3.2-2}$$

ここに，$h_{\mathrm{EPH,in}}$ は電気予熱器入口での冷媒比エンタルピ，Q_{EPH} は電気予熱器での加熱量である．

凝縮および蒸発熱伝達率 α は次式から求めた．

$$\alpha = \frac{q}{|T_{\mathrm{r}} - T_{\mathrm{w}}|} \tag{3.2-3}$$

ここに，q は実伝熱面積基準の熱流束，T_{w} はテストセクション中央における伝熱面温度であり，熱電対の挿入位置から伝熱面までの一次元熱伝導抵抗を考慮して求めた．T_{r} はテストセクション中央における冷媒温度であり，テストセクション出入口において測定された冷媒温度から求めた．

3.3 低 GWP 混合冷媒の凝縮・蒸発熱伝達特性

3.3.1 混合冷媒 R474A の凝縮熱伝達特性評価

非共沸混合冷媒の場合，気液界面で高沸点成分が凝縮しやすいため，蒸気相側で低沸点成分濃度が高くなり，濃度分布が形成される．蒸気相側の冷媒温度はバルクから気液界面に向かって低下し，伝熱に有効な温度差が減少する．このため，非共沸混合冷媒の凝縮熱伝達率は，純冷媒の場合と比較して低下することが知られている．本研究では，次世代冷媒として期待されている R1132(E)を含む混合冷媒 R474A（ダイキン工業株式会社）を試験冷媒に用いて，1.0 mm×1.0 mm の正方形流路を有する並列微細流路における凝

縮熱伝達率を評価した．

Figure 3.3-1 に，水力直径 1.0 mm の並列微細流路における混合冷媒 R474A（R1132(E)/R1234yf = 23/77 mass%）の熱伝達率αを，湿り度 (1-x) に対して示す（西﨑ら, 2025）．また，図中には比較のために，同じテストセクションで測定した純冷媒 R1234yf の熱伝達率をあわせて示す．いずれの質量速度条件においても，湿り度の増加に伴い R474A および R1234yf の熱伝達率は低下した．これは，湿り度の増加に伴い凝縮液膜が厚くなり，液膜熱抵抗が増大したためである．質量速度 100 kgm^{-2}s^{-1} の条件では，R1234yf と比較して，R474A の熱伝達率は 30–40%程度低い値を示した．これは，質量速度が小さく，管内流速が低い場合に物質拡散抵抗に起因する伝熱劣化の影響が大きいためと考えられる．一方，質量速度 400 kgm^{-2}s^{-1} の条件では，いずれの湿り度条件においても R474A と R1234yf の熱伝達率は同程度の値を示し，伝熱劣化の影響は低質量速度条件に比べて小さかった．質量速度 400 kgm^{-2}s^{-1} の条件では，湿り度 0.8 以下の広い湿り度範囲で流動様式は環状流であり（Nogami ら, 2025），流れの撹拌の影響の大きい高質量速度条件では物質拡散抵抗に起因する伝熱劣化の影響は小さいことを確認した．

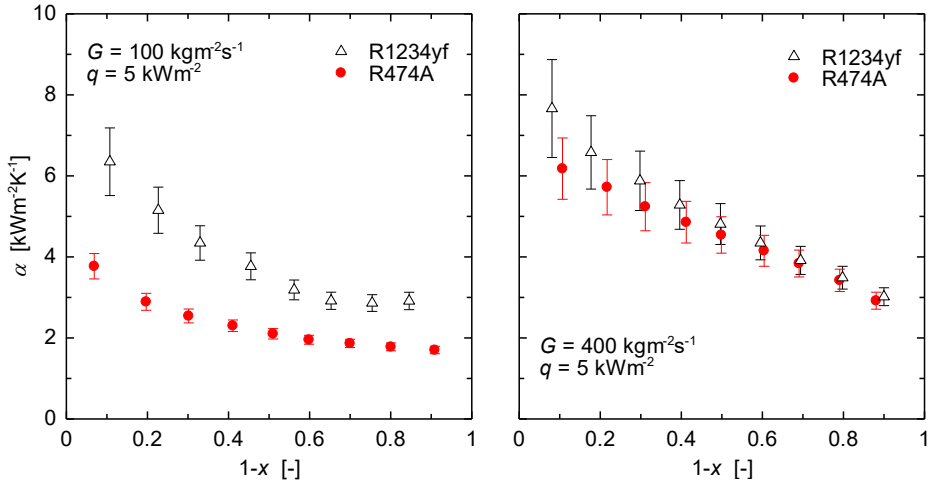


Figure 3.3-1 Condensation heat transfer coefficients of R474A and R1234yf in the multiport channels with hydraulic diameter of 1.0 mm. (T_r = 40 ºC, q = 5 kWm^{-2})

3.3.2 混合冷媒 R474A の蒸発熱伝達特性評価

Figure 3.3-2 に，水力直径 1.0 mm の並列微細流路における混合冷媒 R474A の蒸発熱伝達率αを，クオリティ x に対して示す（沼田ら, 2025）．また，図中には比較のために，同じテストセクションで測定した純冷媒 R1234yf の熱伝達率をあわせて示す．R474A の熱伝達率は，いずれの質量速度においても R1234yf と比較して 15–50%程度低く，特に低質量速度条件において差は増大した．これは，表面張力の影響が大きい微細流路の場合，低質量速度条件では気液界面に擾乱の少ない薄液膜が形成され，この薄液膜を介した熱伝達において非共沸性に起因する伝熱劣化の影響が顕著となるためである．高質量速度条件では，微細流路においても従来径管と同様に気液界面に強い擾乱を伴う環状流やチャーン流が観察されるが，低質量速度条件では，プラグ流やスラグ－環状流といった微細流路特有の流動様式が現れる．プラグ流やスラグ－環状流で形成される擾乱の少ない薄液膜は熱抵抗が小さく，純冷媒の場合には高い熱伝達率が得られるが，混合冷媒の場合には非共沸性に起因する伝熱劣化の影響が顕著となることが報告されている（Jige ら, 2023）．本実験でも同様の傾向がみられており，低質量速度条件で非共沸混合冷媒の伝熱劣化の影響が顕著となることを確認した．また，Figure 3.3-1 に示した凝縮流の場合と比較すると，蒸発流での熱伝達率の低下がより顕著であり，伝熱劣化抑制の重要性が高いことを確認した．

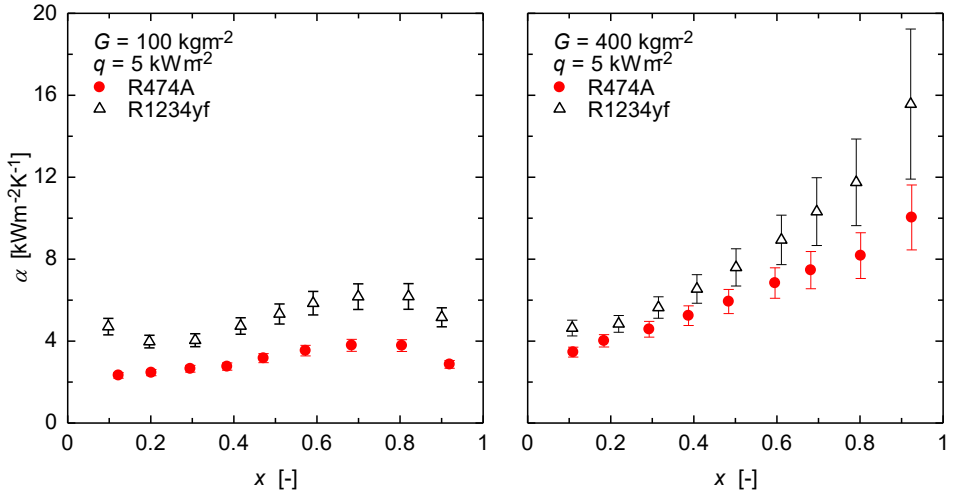


Figure 3.3-2 Evaporation heat transfer coefficients of R474A and R1234yf in the multiport channels with hydraulic diameter of 1.0 mm. (T_r = 15 ºC, q = 5 kWm^{-2})

3.4 表面性状および流路形状による伝熱促進の評価

3.4.1 表面性状による伝熱促進

並列微細流路における非共沸混合冷媒の蒸発熱伝達は，非共沸性に起因した伝熱劣化の影響により純冷媒と比較して低下するため，並列微細流路における沸騰促進技術および伝熱劣化抑制技術の開発が重要となる. 核沸騰熱伝達の促進手法の一つとして, 伝熱面の表面性状に着目した研究が多数報告されているが, 特に微細流路内における混合冷媒の熱伝達特性に及ぼす表面性状の影響については十分な知見は得られていない. 本研究では, アルミニウム合金製の流路プレートに加工された並列微細流路に多孔質層を形成し, その表面処理面（アノード酸化処理面）における熱伝達率を測定し，表面性状による伝熱促進効果について評価した．アノード酸化処理の詳細については，4 章にて述べる.

Figure 3.4-1 に, 表面処理面における混合冷媒 R454C の熱伝達率 α を, 熱流束 q に対して示す. 図中には, 比較のために，平滑面における純冷媒 R1234yf および R454C の熱伝達率をあわせて示す．いずれの伝熱面および冷媒においても，熱流束の増加に伴う核沸騰熱伝達の促進による熱伝達率の増大が確認された．熱流束 10 kWm^{-2} の条件では表面処理面の熱伝達率は平滑面と同程度であり，表面性状による伝熱促進効果は限定的であったが，熱流束の高い条件では R454C の表面処理面の熱伝達率は平滑面と比較して 15%程度高い値を示した．純冷媒 R1234yf と比較すると，表面処理面における R454C の熱伝達率は，低熱流束条件では低い値を示したものの，比較的高い熱流束条件では R1234yf を上回る熱伝達率が得られた.

伝熱実験から表面処理による沸騰促進効果を確認することができたため，ハイスピードカメラを用いて沸騰様相の観察を行った．Figure 3.4-2 に，質量速度 100 kgm^{-2}s^{-1}，クオリティ 0.2，熱流束 30 kWm^{-2} の条件における平滑面および表面処理面における R454C の沸騰様相の可視化結果を示す．いずれの伝熱面においても，正方形流路の隅部に形成される厚い液膜において気泡が形成される様子が観察された．平滑面と比較すると，より微細かつ多数の気泡の形成が表面処理面では観察された．これは，表面処理により形成された多孔質層が沸騰に有効なキャビティとして気泡核生成を促進したためと考えられる. 以上のことから, 熱流束が比較的高い場合には，並列微細流路内における混合冷媒の沸騰熱伝達に対して伝熱面に形成された多孔質層が伝熱促進に有効であることを確認した.

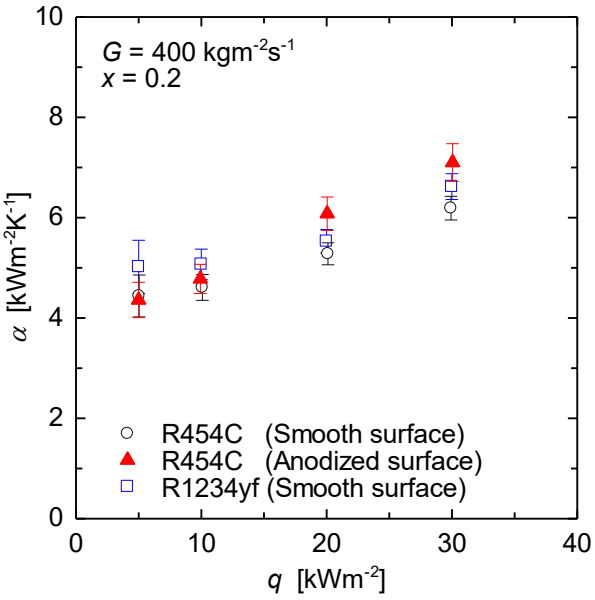
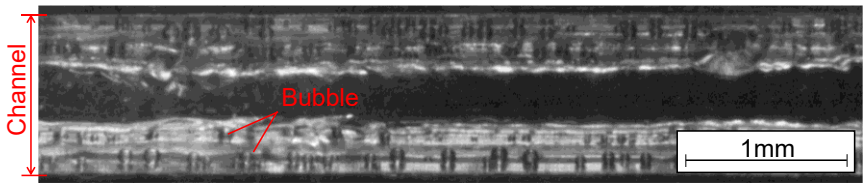
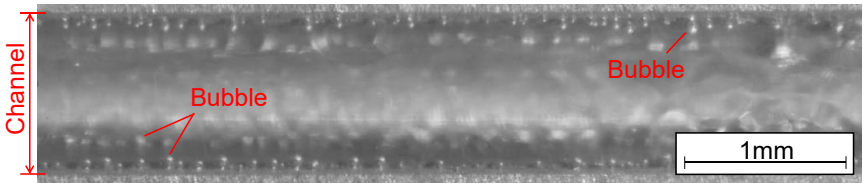


Figure 3.4-1 Effect of surface texture on boiling heat transfer coefficients in the multiple channels with hydraulic diameter of 1.0 mm. (T_R = 15 °C, G = 400 kgm^{-2}s^{-1}, x = 0.2)



(a) Smooth surface



(b) Anodized surface

Figure 3.4-2 Boiling behaviors of R454C in the multiple channels with smooth and anodized surfaces. (T_r = 15 °C, G = 100 kgm^{-2}s^{-1}, x = 0.2, q = 30 kWm^{-2}).

3. 4. 2 流路形状による伝熱促進

非共沸混合冷媒では低質量速度条件で伝熱劣化の影響が顕著であるため，低質量速度条件における伝熱劣化の抑制および伝熱促進が重要である．本研究では，流れの撹拌による伝熱促進を目的として，流路形状による混合冷媒の伝熱促進効果について評価した．まず，流れ方向にフィンを分断した流路（フィン長さ 8 mm，フィン間隔 2 mm，フィンピッチ 10 mm）における混合冷媒 R454C の蒸発熱伝達率の評価を行った（Numata ら, 2024）．その結果，質量速度 400 kgm^{-2}s^{-1} の条件では流れの撹拌により 1.35 倍程度の伝熱促進効果がみられたものの，低質量速度条件ではその効果は限定的であった．そこで，より流れの撹拌を促進するとともに境界層の破壊を目的として，多数の傾斜微細フィンを有する流路（以下，微細フィン流路）を製作し，その伝熱劣化抑制および伝熱促進効果について評価した．

Figure 3.4-3 に，微細フィン流路における混合冷媒 R474A の蒸発熱伝達率 α を，クオリティ x に対して示す（Numata ら, 2026）．図中には，比較のために水力直径 1.0 mm の並列微細流路における R474A の熱伝達

率をあわせて示す．質量速度 50 $kgm^{-2}s^{-1}$ の低質量速度条件においても，微細フィン流路の熱伝達率は並列微細流路と比較して 1.3–2.7 倍程度高い値を示しており，伝熱劣化の影響の大きい低質量速度条件においても高い伝熱促進効果を確認した．これは，微細フィンによる流れの撹拌によって，対流熱伝達の促進に加え，物質拡散抵抗に起因する濃度境界層が破壊されることで伝熱劣化が抑制されたためと考えられる．また，並列微細流路に比して，微細フィン流路ではドライアウトの発生がより高いクオリティまで抑制される効果も確認された．これは，隣接する流路間における気液の流出入により，リウェットが促進されたためと考えられる．これらの伝熱促進および伝熱劣化抑制の効果について検証するために，流動様相および液膜構造の可視化を行った（沼田ら, 2025）．Figure 3.4-4 に，質量速度 50 $kgm^{-2}s^{-1}$，クオリティ 0.2 および 0.8 における流動様相の観察結果を示す．低クオリティ条件では，並列微細流路でみられた蒸気プラグが微細フィンにより分断されるとともに，微細フィンの傾きに沿って流路幅方向に流れを転向しながら流動する様子が観察された．また，微細フィンの周囲には比較的厚い液膜が形成され，液膜内での沸騰気泡の形成も観察された．高クオリティ条件では，低クオリティの場合と比べて微細フィン周囲の液膜は薄く，気液界面に強い擾乱も観察された．以上のことから，微細フィンによる流れの撹拌促進効果が非共沸混合冷媒の伝熱促進および伝熱劣化抑制に有効であることを確認した．一方，伝熱促進に伴い並列微細流路に比して圧力損失が増大することを確認しており，今後は伝熱促進効果と圧力損失の増大について総合的な評価を進める予定である．

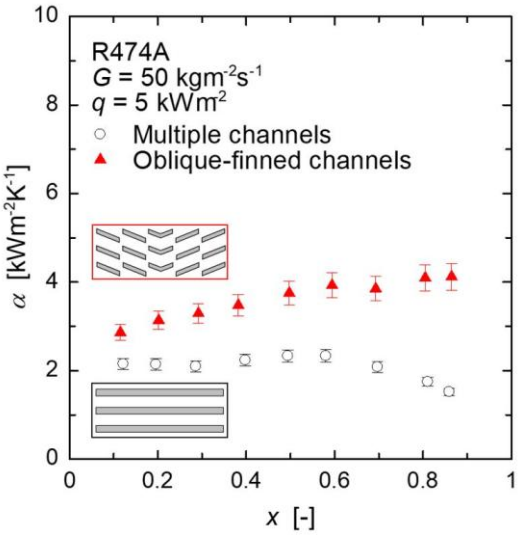
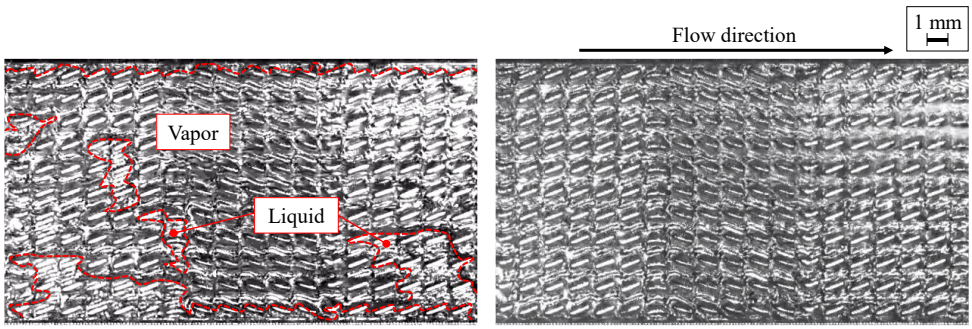


Figure 3.4-3 Evaporation heat transfer coefficients of R474A in the multiple and oblique-finned channels.
(T_r = 15 ºC, G = 50 $kgm^{-2}s^{-1}$, q = 5 kWm^{-2})



(a) x = 0.2　　(b) x = 0.8

Figure 3.4-4 Flow characteristics of R474A in the oblique-finned channels.
(T_r = 15 ºC, G = 50 $kgm^{-2}s^{-1}$, q = 5 kWm^{-2})

3.5 結言

本事業では，表面処理や微細な流路構造による物質拡散抵抗に起因する伝熱劣化の抑制および伝熱促進技術の開発を目指し，扁平多穴管を模した水平並列微細流路内における非共沸混合冷媒の流動様相および液膜構造の可視化，ならびに凝縮・蒸発熱伝達率の評価を行うとともに，伝熱面への表面処理および流路形状による伝熱促進および伝熱劣化抑制効果について評価した．並列微細流路内においても比較的熱流束が高い場合には，多孔質層の形成による伝熱促進効果が見込めることを確認した．また，低質量速度条件においても，非共沸混合冷媒の熱伝達に対する微細フィンによる流れの撹拌促進効果が伝熱劣化抑制及び伝熱促進に有効であることを確認した．なお，本事業では，入手性の観点から R454 系および R474A を試験冷媒に用いて評価を行ったが，今後は他の候補冷媒を含めた低 GWP 混合冷媒に関しても評価を行い，伝熱劣化の抑制および伝熱促進に関する要素技術の開発を目指す．

【参考文献】

D. Jige, M. Nobunaga, T. Nogami, N. Inoue, 2023, Boiling heat transfer of binary and ternary mixtures in multiple rectangular microchannels, App. Therm. Eng. 229, 120613. https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2023.120613

N. Numata, A. Nishizaki, D. Jige, N. Inoue, 2025, Experimental study on boiling heat transfer and flow regime of R454C in parallel staggered-finned minichannels, 7th IIR Conference on Thermophysical Properties and Transfer Processes of Refrigerants, Maryland, USA, 1140.

T. Nogami, D. Jige, N. Inoue, 2025, Flow regimes of R32, R1234yf, and R454C in horizontal multiport mini/micro-channels: Development of a new flow regime prediction method, International Journal of Refrigeration, 179, pp. 226-237. https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2025.08.015

N. Numata, A. Nishizaki, D. Jige, N. Inoue, 2026, An experimental investigation on boiling heat transfer of R474A in oblique-finned minichannels, 12th International Conference on Boiling and Condensation Heat Transfer, Massachusetts, USA.

沼田夏実，西﨑綾美，野上大河，地下大輔，井上順広，2024，放電加工面を有する並列マイクロチャンネルにおける R454C の沸騰熱伝達特性に関する実験，2024 年度日本冷凍空調学会年次大会講演論文集，A311.

西﨑綾美，沼田夏実，地下大輔，井上順広，2025，並列ミニチャンネルにおける R474A の凝縮熱伝達特性に関する実験，2025 年度日本冷凍空調学会年次大会講演論文集，B313.

沼田夏実，西﨑綾美，地下大輔，井上順広，2025，微細フィンによる非共沸混合冷媒の伝熱劣化抑制に関する検討，2025 年度日本冷凍空調学会年次大会講演論文集，B322.

4. アルミニウムの表面構造制御による混合冷媒の蒸発・凝縮性能の向上と伝熱管適用に関する研究開発（UACJ）

4.1 熱交換器への混合冷媒の適用

4.1.1 熱交換器に用いられているアルミニウム多孔管

アルミニウム多孔管は，省スペース軽量化が要求される自動車空調用の熱交換器の開発において実用化された伝熱管の一種である．2010 年代以降，定置型空調分野においてマイクロチャネル熱交換器としての採用が進み，普及が広がっている．従来の定置型空調用熱交換器は，伝熱管として円形の内面溝付銅管が主流であったが，近年の省エネルギー化および高性能化が必要となった背景から，扁平形状による通風抵抗の低減や内面伝熱面積の拡大が可能な多孔管の適用が進展した．アルミニウム多孔管は，一般的に押出加工で成形され，水力直径 0.5～1mm 程度の微細な流路が 10～20 個並列に配置されている構造を有している点に特徴がある．

扁平多孔管内の熱伝達では，微小流路における気液二相流の表面張力効果で伝熱が促進される．三角形や矩形の流路における膜状凝縮や液膜蒸発では，表面張力により隅部に液が集められ，流路辺部に薄い液膜が形成されることにより，円形流路よりも熱伝達率が向上する（例えば，Miyara, 2015）．

4.1.2 混合冷媒適用における伝熱管の課題と対策

モントリオール議定書キガリ改正に伴い，国内においてはハイドロフルオロカーボン（以下，HFC）系冷媒の段階的削減が進められており，熱交換器用冷媒における HFC 封入量の低減が急務となっている．さらに，2050 年のカーボンニュートラル実現に向けた温室効果ガス（以下，GHG）抑制の観点から，定置型空調機器に使用する冷媒として低い地球温暖化係数（以下，GWP）を有する混合冷媒の適用が有力視されている．しかし，有力候補とされる非共沸混合冷媒は，単一冷媒と比較して管内熱伝達性能が低下するという課題を有している．多孔管内や熱交換器内では，重力および表面張力の影響により気液相の流動分布に偏りが生じやすく，それに伴う成分分離の顕著化が液膜の不均一性を招き，伝熱効率を阻害する．また，冷媒の蒸発過程において，冷媒低沸点成分が優先的に蒸発することで液膜表面に高沸点成分が濃縮され，熱伝達率が単一冷媒の加重平均よりも低下する．従って，従来の多孔管構造に対し，これら混合冷媒特有の伝熱性能低下を抑制する新たな改善策の構築が必要である．

4.1.3 アルミニウムの表面処理による冷媒沸騰特性改善

気液の相変化を利用した冷媒の沸騰を伴う熱交換においては，伝熱面の表面と冷媒との界面の設計が伝熱性能を決める上で重要となる．例えば，ハイドロフルオロエーテルのような表面張力が低く，伝熱面表面と濡れやすい冷媒を用いた沸騰伝熱においては，沸騰開始の気泡核が伝熱面表面に形成されにくく，沸騰開始までの過熱度が高くなることが知られている（Shen ら, 2021）．このような沸騰開始の遅れは鏡面のような平滑な表面で顕著に生じるが，表面に適切な微細凹凸（例えば，Jabardo ら, 2009）や濡れ性の異なる領域を形成させる（濵﨑ら, 2018）ことで，それらの表面構造や表面特性の差によって沸騰・熱伝達が促進されることが知られている．

アルミニウムは研磨やブラストといった機械的表面処理方法や塗装のようなコーティングに加え，化成皮膜や化学研磨のような化学的反応を利用した表面処理や，陽極酸化（アノード酸化）やめっきのような電気化学反応を利用した表面処理といった様々な手法により表面特性を改質することが出来る金属材料である．アルミニウムを適切な電解質水溶液中で陽極（アノード）として通電すると，アルミニウム表面は以下の反応式(4.1-1)に従って酸化皮膜が形成される．

$$2Al + 3H_2O \rightarrow Al_2O_3 + 6H^+ + 6e^- \quad (4.1\text{-}1)$$

この時，アルミニウム表面に形成される酸化皮膜のナノ構造が，アノード酸化条件に強く依存することが数多くの研究者らによって報告されている（例えば，Kikuchi ら, 2015）．典型的なナノ構造として，アルミニウムを中性浴中でアノード酸化した際には，アルミニウム表面には薄くて緻密なバリヤー型酸化皮膜が形成され，適切な酸性浴中では多孔質なポーラス型酸化皮膜が形成されることが知られている．また，同じポーラス型酸化皮膜と一口に言っても，そのナノ構造は用いる電解質化学種や電解条件に強く依存することが知られており，酸化物中のナノ細孔の大きさを十数 nm から数百 nm まで制御することが出来る．Figure 4.1-1 はアルミニウムをリン酸中でアノード酸化した際にアルミニウム表面に形成されたポーラス型酸化皮膜の表面 SEM 写真を示している．直径 100 nm 程度の微細な細孔が酸化物中に無数に形成されており，多孔質な表面となっている様子が観察された．このような多孔質構造形成表面においては，沸騰における気泡核の核生成サイトが増大するため，沸騰伝熱面として利用すると熱伝達率の大幅な向上が認められる（Shen ら, 2021）．しかしながら，冷媒に長時間浸漬したのちに加熱を行うと，沸騰開始に大幅な遅延が生じ，最大で 40 K 以上の沸騰開始温度の上昇が認められた．このような沸騰開始温度の上昇は，冷媒が表面の微細構造中にトラップされた沸騰の核となる微細な気泡が冷媒の経時的な含侵によって消失し，気泡核の形成に大きな過熱を要したためと考えられた．この結果を受け，国立研究開発法人新エネルギー・産業技術研究開発機構（NEDO）より 2021 年度から 2022 年度に実施されたエネルギー・環境新技術先導研究プログラム「相界面制御による熱･物質移動促進プロセス技術開発」プロジェクトにおいて中島ら(2025)は沸騰伝熱促進に及ぼすアルミニウム表面に形成された酸化物のナノ構造の影響を調査した．冷媒にハイドロフルオロエーテルを用い，伝熱面表面にアノード酸化によって多孔質構造を形成させると，先行研究同様に長期の浸漬後の沸騰開始点の遅れが再現されたが，表面のナノ構造をアノード酸化条件によって制御することで，沸騰開始点の遅れを抑制できることを明らかとした．このように，伝熱面表面の微細構造は冷媒の沸騰特性およびそれに伴う熱伝達の効率を大きく左右する因子の一つであることから，本プロジェクトにおいては伝熱管の表面における混合冷媒の沸騰に及ぼす表面構造の影響について検証した．

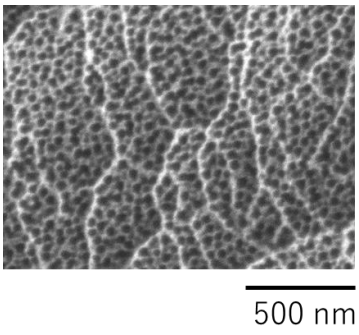


Figure 4.1-1　SEM image of anodic porous oxide fabricated by anodizing.

4.1.4 本プロジェクトの目標

「次世代低ＧＷＰ冷媒の実用化に向けた高効率冷凍空調技術の開発／家庭用空調等に適した低ＧＷＰ混合冷媒の開発及び評価／低ＧＷＰ混合冷媒の熱物性・安全性・環境影響評価，対応機器の要素技術開発及びシステムの性能評価／混合冷媒に対応する要素技術開発」プロジェクトは 2023 年度より開始したが，当社は 2024 年度より参画し，アルミニウム多穴管を利用した伝熱特性向上に関する要素技術を検証している．本プロジェクトにおいて，低 GWP 混合冷媒の蒸発・凝縮に及ぼす熱交換器表面微細構造の影響について検討し，熱交換性能を最大化するための要素技術を開発するとともに，それら機能を伝熱管へ適用するための課題抽出を行い，課題に対してアルミニウムの形状，加工方法，素材の観点から実用化に向けた研究開発を行うことを目標とした．アルミニウムの表面構造制御の方法として，例えば Figure 4.1-2 で示したような，アノード酸化の技術を用いて冷媒の流路となるアルミニウム表面に微細なポーラス構造を形成す

ることを試みる．また，その機能が最適に効果を発揮するアルミニウムの形状と加工方法，素材特性を検討し，性能向上へ寄与する実用例を見出す．

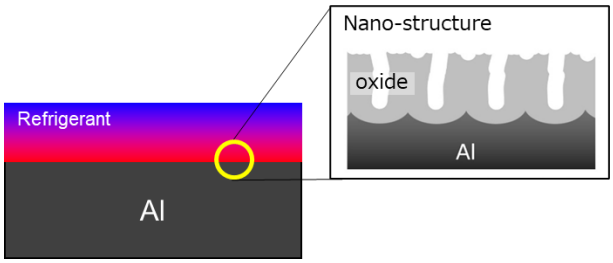


Figure 4.1-2 Schematic illustration of heat transfer surface with nano-structure.

多穴管の内部流路のような長尺かつクローズな系表面への表面処理に関する知見は報告例が限られており，バルク体への処理とは挙動が異なることが予想される．従って，本プロジェクトでは各種作製した表面構造が冷媒を介した熱伝達特性にどのような影響を及ぼすのかを検証するとともに，多穴管への処理性を含めて検証することとした．2025 年度時点における中間目標として混合冷媒の沸騰特性に及ぼす表面微細構造の効果を検証するとともに，表面構造の形成手法が多穴管の流路内壁といった処理性の乏しい素材へ適用可能か検証実験を行うことを目指した．また，並行して多穴管の断面形状による伝熱促進も検討し，流路表面の微細構造と多穴管の流路形状の両面から伝熱劣化を抑制する多穴管のあるべき姿を検討した．

本プロジェクトの最終年度である 2027 年度には，2026 年度までに得られた伝熱劣化抑制技術を適用した熱交換器の評価結果を基に候補冷媒の伝熱劣化メカニズムに基づく流路構造の最適化，伝熱劣化抑制効果のある表面処理を施した伝熱管を搭載した試作熱交換器を作製することを目標とした．

4.2 伝熱特性向上に向けたアプローチ

4.2.1 アルミニウム表面への多孔質構造形成による伝熱性能向上

アルミニウム表面に酸化皮膜を形成させるための電解条件として，本検討においては定電流アノード酸化法を用いた．Figure 4.2-1 は所定の電解質水溶液中における定電流アノード酸化時に測定される電圧—時間曲線を示している．電解質濃度が 0.7 M の場合には，電圧—時間曲線は初期に直線的に増大したのちにピークを示して定常値を示す典型的な電圧—時間曲線を示しており，酸化皮膜がアルミニウム表面に安定的に形成されたことが分かる．一方，電解質濃度が希薄化すると，電圧は不安定に振動し，酸化皮膜がアルミニウム表面に均一に形成されていないことが予想された．従って，本検討における電解質濃度は 0.7 M を標準条件として試験を進めることとした．

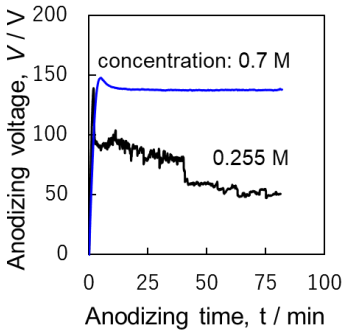


Figure 4.2-1 Changes in the anodizing voltage with time during constant current anodizing.

Figure 4.2-2 はアノード酸化によりアルミニウム表面に形成された多孔質酸化皮膜表面の走査型電子顕微鏡（SEM）像を示している（Figure 4.2-2(a)）．また，形成された多孔質酸化皮膜の細孔の大きさを変化させ

るために, アノード酸化後に酸中に所定の時間浸漬し, 酸化物の化学溶解処理を施した結果を Figure 4.2-2(b) 及び Figure 4.2-2(c)に示す．アノード酸化処理によって無数の細孔を有する酸化物がアルミニウム表面に形成されており，表面が多孔質化されている様子が明らかである．また，生成した細孔の大きさは，酸の浸漬時間 t_p が長くなるほど徐々に大きくなっており，酸化物の化学溶解によって孔径の大きなポーラス型酸化皮膜がアルミニウム表面に形成されたことが分かる．

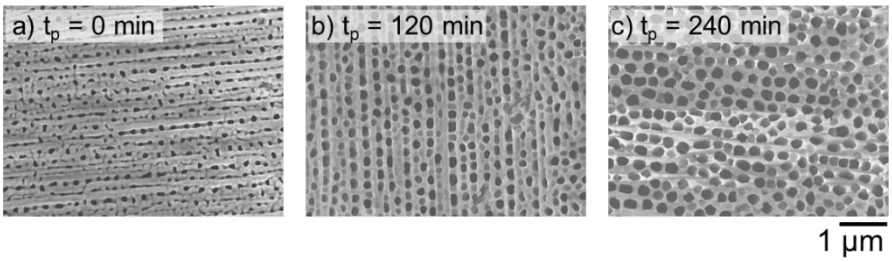


Figure 4.2-2 SEM images of the surface of the anodized specimens after pore widening treatment for a) 0 min to c) 240 min.

形成された酸化皮膜をさらに詳細に観察するために，Figure 4.2-2(a)に相当する試料を包埋樹脂に埋め込み，機械研磨により断面出しを行って SEM により観察した結果を Figure 4.2-3 に示す．断面観察の結果より，アノード酸化によりアルミニウム表面に形成された酸化物の厚さはおよそ 700 nm 程度であり，その酸化物の細孔の大きさは約 70 nm であった．これらのような表面のナノ構造が多孔質化した酸化物を伝熱面表面に形成し, その伝熱特性を評価することで冷媒の沸騰に及ぼす表面構造の影響を検証した. 手始めに, 多穴管の流路を模した平行流路を有する試験片にこれらの処理を施し，一面を可視化窓で封止することで流路内部を可視化しながら無処理の流路との沸騰様相の差異の観察および沸騰伝熱特性の比較を行った. R454C を冷媒として流路に流し，30 kW/m^2 程度の熱流束を与えた際に測定された熱伝達率は無処理の流路と比較して約 13%程度高くなっており，表面処理による熱伝達率の向上効果が認められた．また，この時の熱伝達率は無処理面の R1234yf を用いた際の熱伝達率と比較しても 8%程度高くなっており，表面処理による伝熱促進効果が認められた. このような表面処理による熱伝達率の向上は沸騰様相の観察結果より, 流路を流れる冷媒が沸騰する際の気泡核が微細化している様子が観察されたことから，表面構造によって核沸騰の起点が増えることで微細な気泡の生成が促進され，それらが離脱することで熱交換が促進されたものと考えられた.

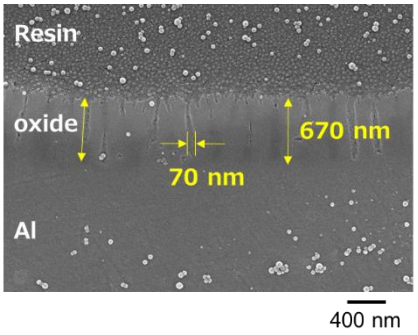


Figure 4.2-3 Cross-sectional images of anodic oxide formed by anodizing.

4.2.2 多穴管内壁へのアノード酸化処理に向けた検証

(a) 多穴管の直接電解による酸化皮膜形成の試み

4.2.1 項の検討により，冷媒の流路表面に微細な構造を形成させることで熱伝達率を高くすることが出来ることが明らかとなった．そこで，実際に冷媒が流れる多穴管の流路内壁へアノード酸化による多孔質構造形成が可能か，実験的に検証を行った．検討に先立ち，ビーカースケールでの多穴管材の処理を試みた．先行試験においては 0.5 mm 角の流路断面を有する多穴管を長さ約 4 cm に切り出し，ビーカー中の電解液に浸漬してアノード酸化したのちに Figure 4.2-4 に示した各地点の断面を SEM により観察した．観察点 a は対極に面した多穴管外面，観察点 b は多穴管の内壁，観察点 c は対極と反対側の外面とした．

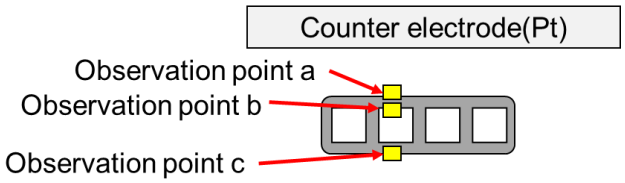


Figure 4.2-4 Observation point of anodized multi-hole tube.

Figure 4.2-5 は電流密度を 1 mA/cm^2 とした定電流アノード酸化により各地点のアルミニウム多穴管表面に形成された酸化皮膜の断面 SEM 写真を示している．観察地点は多穴管端部から約 1cm の地点とした．Figure 4.2-5(a)および Figure 4.2-5(c)に示した多穴管外面に形成された酸化皮膜は，対極と対向しているか否かに関わらず厚さがほぼ一定であった．一方，多穴管の流路内壁表面に形成された酸化皮膜の厚さは，Figure 4.2-5(b)に示したように外面と比較して酸化皮膜の厚さが薄く，多穴管流路内壁は外面と比較して処理性が劣ることが分かる．同様の電解処理を，電流密度を 3 mA/cm^2 に変更して行った際に得られた試料の断面 SEM 写真が Figure 4.2-6 である．電流密度が高くなることで反応量に相当する電気量が増えたため，生成した酸化皮膜厚さは Figure 4.2-5 と比較していずれの地点においても厚くなっていた．ここで，多穴管外面に形成された酸化皮膜と多穴管流路内壁に形成された酸化皮膜の厚さの比を算出すると，1 mA/cm^2 の定電流アノード酸化で作製した試料ではその比が 1.67 であったのに対し，3 mA/cm^2 の定電流アノード酸化で作製した試料ではその比は 1.73 となった．すなわち，アノード酸化時の電流密度が高くなると，流路内壁と多穴管外面とで形成される酸化物の厚さの差は広がるものと考えられる．これは，多穴管流路のような入り口が狭い流路の内部においては，水溶液中のイオンが拡散しにくいため，イオンによる電荷移動が律速することで酸化皮膜の付き周り性が低下したものと考えられる．

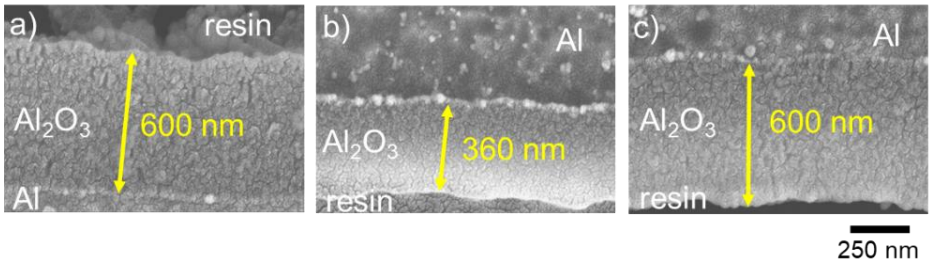


Figure 4.2-5 Cross-sectional SEM images of an oxide film formed on the surface of a multi-hole tube fabricated by constant current anodizing at 1 mA/cm^2.

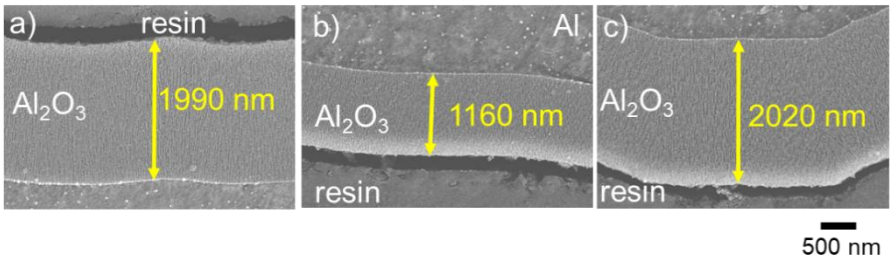


Figure 4.2-6 Cross-sectional SEM images of an oxide film formed on the surface of a multi-hole tube fabricated by constant current anodizing at 3 mA/cm^2.

以上の検討より，多穴管では外面に優先的に酸化皮膜が形成され，かつ印可する電流密度が高いほどその傾向が顕著になることが分かった．そこで，外面に酸化皮膜が形成されることを抑制するために，外面にはマスキングを施した上でアノード酸化による長尺多穴管への酸化皮膜形成を試みた．Figure 4.2-7 は約 40 cm の長尺管の電解処理前後の外観写真を示している．電解に当たっては Figure 4.2-7(a)に示したように外面は PVC フィルムのマスキングテープにより保護し，外面の反応が生じない状態で電解処理を施した．すると，電解終了後の試験片は Figure 4.2-7(b)に示したように端部に反応が集中し，試料の一部が溶解しており，均一な酸化皮膜が生じていないことが目視観察でも明らかであった．

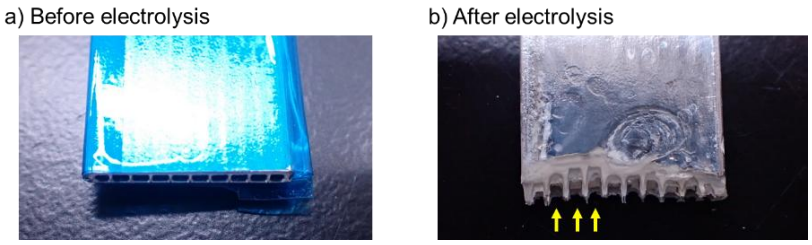


Figure 4.2-7 Appearance of the edge of a multi-hole tube (40 cm in length) before and after anodizing.

Figure 4.2-8 は Figure 4.2-7(b)に示した多穴管内壁の断面 SEM 像を示しており，それぞれ多穴管端部よりおよそ 1cm 地点と 5cm 地点をサンプリングした．端部から 1 cm 地点における流路内壁表面にはアノード酸化によって酸化皮膜が形成されている様子が認められたが，それよりも深い 5 cm の地点においては酸化皮膜の形成が認められなかった．これは，目視観察の結果からも明らかなように電流が多穴管流路の入り口付近にのみ集中し，流路内壁の均一な酸化が進行しなかったためと考えられる．

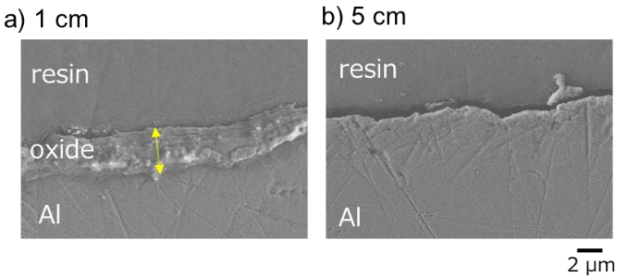


Figure 4.2-8 Cross-sectional SEM images of the inner surface of multi-hole tube at a)1 cm and b) 5 cm from the edge.

(b) 補助電極による酸化皮膜形成安定化の試み

4.2.2(a)項における検討により，単純な多穴管の電解質水溶液中への浸漬による通電では，対極と最も近い多穴管流路近傍のみが反応し，流路内壁の均一な表面処理は困難であった．この結果を受け，Figure 4.2-9 に模式的に示したような，管の内部に補助電極となる対極を設置し，管内壁への付き周り性が向上させられるか否かを検証した．Figure 4.2-10 は補助電極として用いた白金線及びアルミナ管の外観写真である．導体である白金線を管内部に挿入する際に，僅かでも内壁と接触すると回路が短絡して分極が達成されなくなることから，白金線をアルミナ管に通して電極間距離の確保を試みた．

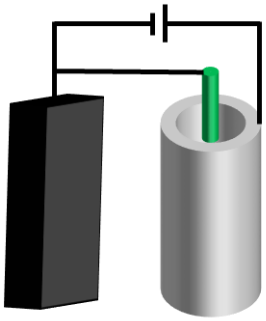


Figure 4.2-9 Schematic illustration of electrolysis with auxiliary electrode.

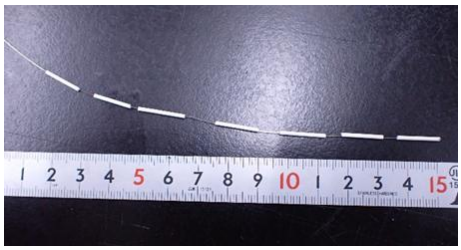


Figure 4.2-10 Platinum wire with alumina tube.

補助電極を通した細いアルミニウム管にアノード酸化を施し，表面および断面を SEM により観察した結果を Figure 4.2-11 に示す．管外面はこれまでの結果同様に多孔質な酸化皮膜が比較的均一に形成されている様子が観察されたが，管内壁は酸化皮膜が形成されておらず，一部は不規則に溶解している様子が観察された．

以上の結果より，多穴管の内壁に均一にアノード酸化法によって多孔質な酸化皮膜を形成させることは単純な浸漬法では困難であることが分かった．アノード酸化による処理性を高めるためには，流路内部への液の強制流動によって溶液中のイオンの拡散律速を解消することで局所的な反応を抑制するような特殊な工程を組み合わせる必要があるものと考えられた．

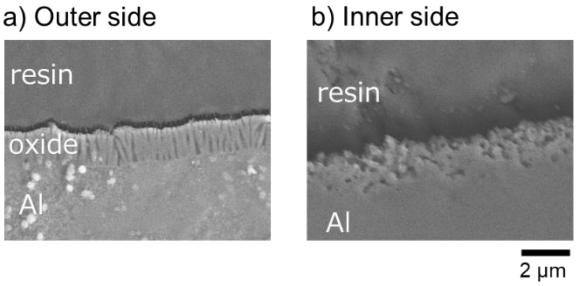


Figure 4.2-11 Cross-sectional SEM images of the a) outer and b) inner surface of multi-hole tube after anodizing with auxiliary electrode.

(c) 多穴管断面形状による伝熱特性改善のアプローチ

扁平多孔管内の熱伝達においては，微小流路内の気液二相流における表面張力効果が伝熱促進に寄与する．蒸発過程で高い熱伝達率を維持するためには，伝熱面上に薄い液膜を保持しつつ，ドライアウト（乾き）の発生が懸念される領域へ液相を連続的に供給する構造の構築が必要となる．そこで，液液膜保持の最適化を目的とした流路断面形状を検討し，押出成形による試作を実施した．現在，各伝熱評価部門においてこれらサンプルの伝熱特性を検証中であり，設計に対する熱伝達率の向上およびその有効性について評価を進めている．

4.3 今後の課題

これまでの検討により冷媒の流路表面に多孔質な構造のような微細構造を形成させることで，混合冷媒に対しても熱伝達率の向上効果を示すことを明らかにした．一方，多孔質皮膜構造形成法として，電気化学反応を伴うアノード酸化は，単純な浸漬法では流路内への均一な微細構造形成が困難であった．従って，プロジェクトの後半においては以下の二つのアプローチから熱伝達率の向上を試みる．

一つは引き続き表面処理による混合冷媒の熱伝達率向上の試みである．これまでの検討により，冷媒流路表面への微細構造形成による熱伝達率向上効果が認められたことから，付き周り性を加味した表面処理法を検討し，その効果を検証する予定である．もう一つは多穴管の構造による伝熱性能の向上である．多穴管の流路断面を混合冷媒の熱交換に最適な形状へと改善することにより，押出多穴管による伝熱性能の改善を試みる．

上記の検討においてはラボスケールの評価を中心として進めるが，プロジェクトの最終年度においては，上記の得られた知見を合わせた熱交換器を試作し，風洞実験により熱交換性能を評価する計画としている．

【参考文献】

Miyara A., 2015, Recent Directions in Heat Exchanger and Heat Transfer Enhancement, J. Heat Transfer Soc. Jpn., 54(227), pp.12-18

Shen, B., Hamazaki, T., Kamiya, K., Hidaka, S., Takahashi, K., Takata, Y., Nunomura, J., Fukatsu, A., Betsuki, Y., 2021, Persistent reduction of boiling incipience of ethanol on biphilic porous textured surfaces. Int. J. Multiphase Flow, 142, 103739.

Jabardo, J. M. S., Ribatski, G., Stelute, E., 2009, Roughness and surface material effects on nucleate boiling heat transfer from cylindrical surfaces to refrigerants R-134a and R-123, Exp. Therm. Fluid Sci., 33, pp. 579-590.

Kikuchi, T., Nakajima, D., Nishinaga, O., Natsui, S., Suzuki, R. O, 2015, Porous aluminum oxide formed by anodizing in various electrolyte species, Curr. Nanosci., 11(5), pp. 560-571.

Nakajima D., Kurotani S., Shen B., Betsuki Y., Mori S., Takata Y., 2025, Lowering the Boiling Initiation Point of Refrigerants on Aluminum Surfaces Via Formation of Porous Type Anodic Oxide with Re-Entrant Structures, J. Surf. Sci. Soc. Jpn., 76(1), pp. 50-53.

Hamazaki T., Takata Y., Hidaka S., Shen B., Takahashi A., Iwata N., 2018, Boiling Enhancement of Ethanol by Halloysite Nanotube coating, Proc. Therm. Eng. Conf., No.18-2

5. 低 GWP 混合冷媒の熱流動メカニズムの解明と伝熱促進技術の研究開発

（神戸大学）

低 GWP 冷媒として開発されている HFO 系冷媒は，単体での使用では熱輸送能力が低いため HFC 系冷媒を混ぜた混合冷媒として使用することが不可避の状況にある．混合冷媒とする場合，大抵の場合，同一圧力に対するそれぞれの組成の飽和温度が異なることから，蒸発や凝縮のように相変化を伴う場合の熱伝達特性が劣化する．例えば，蒸発の場合，気液界面において低沸点冷媒が優先的に蒸発するため，気液界面近傍の液相では高沸点冷媒の濃度が高くなる．この濃度は混合冷媒の気液平衡状態より高いため気液界面温度の上昇を招き蒸発熱伝達率を低下させる．一方，空調機の成績係数の向上は省エネルギーの観点から強く求められているが，熱交換器での冷媒と空気間の温度差の縮小が必要となる．現状では熱通過率の大幅な改善が困難であることから，伝熱面積の拡大，すなわち熱交換器を大型化せざるを得ない状況にある．このような背景のもと熱交換器での課題として，冷媒流路の細径化による伝熱面積密度の増大，冷媒撹拌による液相内濃度分布の解消が挙げられる．そこで，扁平多孔管の利用が必須であると考え，以下の 3 課題に対して研究開発を進めている．

ａ．微細流路内冷媒二相流の熱流動特性とボイド率予測モデルの開発

ｂ．並列流路内の冷媒蒸発流の熱流動特性と流路形状操作および振動流による伝熱促進技術の開発

ｃ．沸騰開始過熱度の特定と低減手法の開発

それぞれの研究開発の成果を示す.

5.1 水平細管内における非共沸混合冷媒二相流のボイド率及び圧力損失特性

5.1.1 背景と目的

扁平多孔管は流路径が約 1 mm であり，従来のフィン・チューブ熱交換器（流路径 4 mm 以上）に対して冷媒流路径が小さいことから，冷媒が気液二相流として流動する場合には，気液界面構造に及ぼす表面張力の影響が相対的に大きくなる．例えば，水平流の場合，従来径の伝熱管では重力によって流路底部の液が多くなる波状流や層状流が観察されるが，細径流路になればメニスカスを形成しやすくなり，熱流動特性に及ぼす重力に対する流動方向の影響が小さくなる，すなわち，水平流，鉛直上昇流，鉛直下降流での熱流動特性の差異が見られなくなると考えられる．このような流路径はマイクロ流路と分類されるが，従来径の流路からマイクロ流路への遷移は気液二相流に作用する表面張力に対する重力の比で定義される Bond 数や Confinement 数で整理される（式 5.1-1）.

$$Bo = \frac{(\rho_{\mathrm{L}} - \rho_{\mathrm{G}})gD^2}{\sigma} = \frac{1}{Co^2} \tag{5.1-1}$$

ここで，g は重力加速度，D は流路の水力等価直径，ρは密度，σは表面張力であり，添字 L, G は液相，気相を示す．Ong and Thome (2009)は，マイクロ流路への遷移域を Bo =1.0～11.1，Jige and Koyama (2011)は Bo = 1.1～1.4 とし, Gomyo and Asano (2016)は Bo < 15 で表面張力の影響が顕れるとしている．例えば，D = 1mm の流路を飽和温度 20℃の R1234yf 二相流が流動する場合，Bo 数は 1.55 となり，従来径からマイクロ流路への遷移域となる．相変化を伴う流動において表面張力は気液界面温度で決定されるが，非共沸混合冷媒の場合，相変化時には濃度非平衡のため気液界面温度が不明であり，その影響を知ることが重要である．そこで，本研究では，内径 1 mm の水平流路に対して蒸発管直下流の断熱部においてボイド率および圧力損失を計測，純冷媒に対しては従来径との違い，そして非共沸混合冷媒での特性を評価した．なお，ボイド率は気液二相流における蒸気の体積割合であり，熱流動特性を特徴づける重要なパラメータである．断面平均ボイド率の情報があれば，蒸気乾き度から気液各相の平均流速を得ることができる．また，熱交換

器内の運転時の冷媒保有量を評価できる．

5.1.2 実験装置と方法

実験装置の概略を Figure 5.1-1 に示す．冷媒には純冷媒として R1234yf，非共沸混合冷媒として R454C を用いた．ループ内に満たされた作動流体は，マグネットカップリング式ギアポンプで循環され，コリオリ質量流量計で質量流量が測定された．このギアポンプは回転数を一定制御する機構を持つモータで駆動されており，試験部の圧力変動に関わらず一定流量を供給できる．微小流量気液二相流の実験系において極めて重要なポイントである．プレヒーターは二重管式熱交換器であり，メインヒーターの入口サブクール度を 5〜10 K の範囲内で一定に保った．プレヒーターを電気加熱とする場合，熱入力は正確になるが壁面過熱度が高くなりサブクール沸騰を発生させる恐れがある．その場合，メインヒーターの熱入力，そして試験部入口サブクール度を正確に計測できないため，本実験では壁面過熱度を抑制できる対向流型二重管熱交換器を採用した．試験部上流には，試験部と同じ内径を持つステンレス鋼製薄肉伝熱管（メインヒーター）を設置し，直接通電加熱で蒸気乾き度を設定した．ここでは熱入力の精度が重要となる．事前実験において加圧サブクール液とした計測で放熱量を計測し，伝熱壁と周囲環境の温度差に対して整理した．ボイド率計測試験部はメインヒーターの直下流，水平同軸上に直列配置された．周囲環境は冷媒飽和温度と同じ温度に保持した．冷媒は凝縮器で凝縮し，サブクール液となりポンプに戻される．ループ内の圧力は，ポンプ上流の枝管に設置された熱式アキュムレータの温度を調整することで設定した．混合冷媒 R454C を用いた実験では，ポンプ出口のサンプリングポートで冷媒液を採取し，過熱蒸気とした後，ガスクロマトグラフィでその組成を計測した．循環する冷媒組成をモニタリングするため，サンプリングポートには静電容量センサを設置し，静電容量値からリアルタイムでモニタリングした．

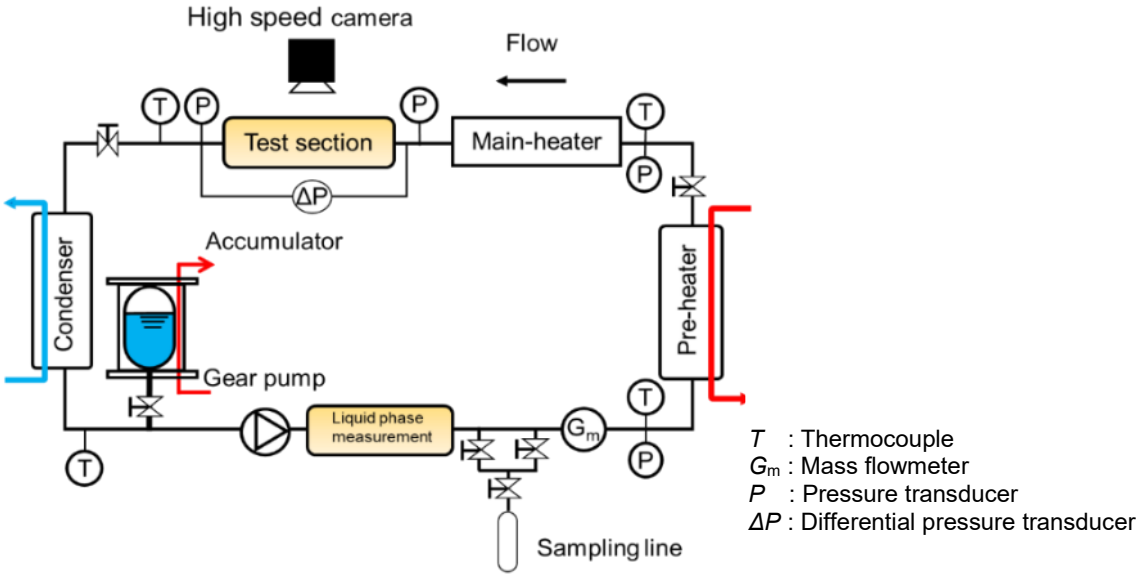
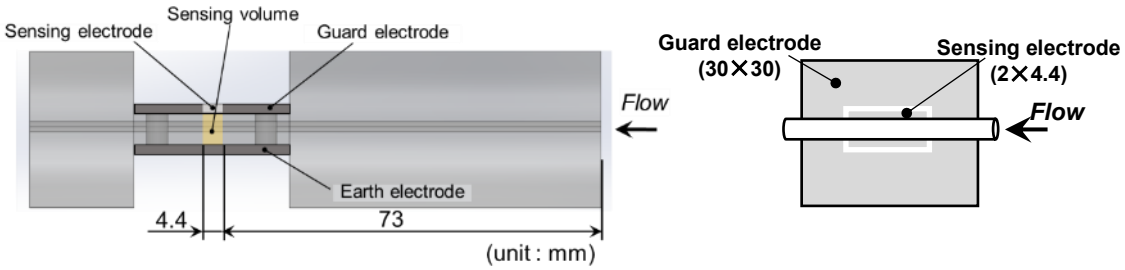
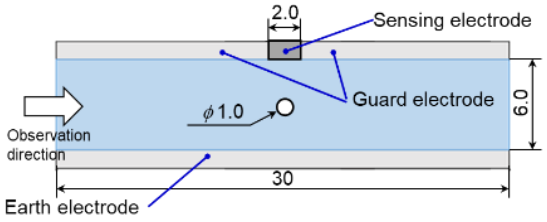


Figure 5.1-1 Schematic diagram of experimental apparatus for two-phase flow experiments in mini-channel.

計測試験部の詳細および流路断面形状を Figure 5.1-2 に示す．計測試験部は透明ポリカーボネート樹脂製であり，中心軸上に直径 1 mm の円形流路が加工され，透明度を確保するため研磨されている．入口および出口の接続は，それぞれステンレス鋼製および真鍮製のフランジにはめこむ構造とし，O リングでシールされている．外壁のくぼみの部分に静電容量型ボイド率センサを設置した．電極はステンレス鋼の板で，流路の上下から挟む配置とした．電極面に平行である水平方向から計測区間の流動挙動を観察することができる．センサ電極の周りにはガード電極が配置され，周囲の浮遊静電容量の影響を除去できる．静電容量センサの計測区間は，流れ方向に対して 4.4 mm，流路幅方向に 2.0 mm とした．すなわち，計測結果は 4.4 mm の区間の体積平均値となる．



(a) Side view　　(b) Top view of capacitance sensor



(c) Cross-section at the center of the capacitance sensor

Figure 5.1-2 Detail configuration of measure section.

5.1.3 実験結果と考察

高速度カメラで撮影した観察画像から判定した流動様式を，慣性力に対する表面張力の比を表す無次元数である Weber 数で整理した．気相及び液相 Weber 数の定義を Eq. (5.1-2)に示す．

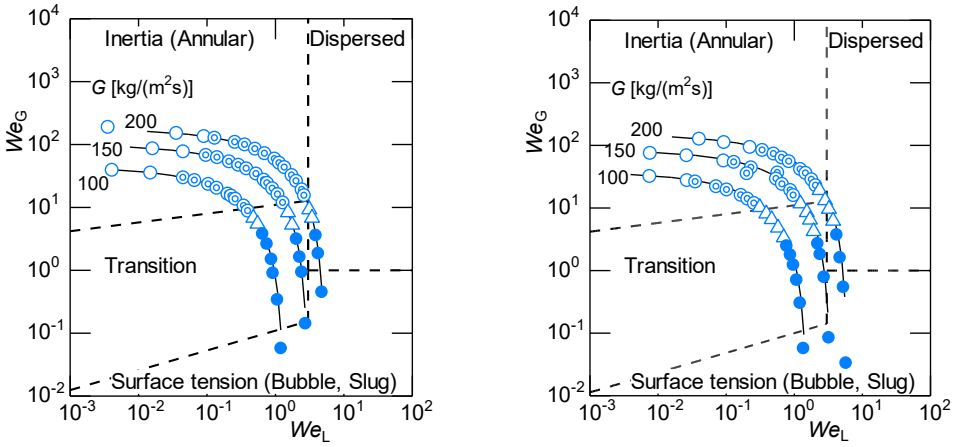
$$We_{\mathrm{G}} = \frac{\rho_{\mathrm{G}} {j_{\mathrm{G}}}^2 D}{\sigma} \quad , \quad We_{\mathrm{L}} = \frac{\rho_{\mathrm{L}} {j_{\mathrm{L}}}^2 D}{\sigma} \tag{5.1-2}$$

ここで，j_G，j_L はそれぞれ気液各相の容積流束 [m/s]である．蒸気乾き度は熱力学的平衡蒸気乾き度とした．横軸に気相 Weber 数 We_{G}，縦軸に液相 Weber 数 We_{L} とした流動様式線図を，Akbar and Ghiaasiaan(2003)による流動様式遷移境界とともに Figure 5.1-3 に示す．

蒸気乾き度が高い条件において擾乱波が見られず，液膜界面が滑らかな擾乱のない環状流が観測された．慣性力支配領域と遷移領域の境界は Akbar and Ghiaasiaan のモデル（$We_G = 11We_L$）と概ね一致した．Akbar and Ghiaasiaan のモデルは，水力等価直径 0.866 mm～1.6 mm の空気－水系における実験結果をもとに作成されたものであるが，Weber 数を用いることで管径や流体物性を考慮することでおおよそ流動様式を判定できる．非共沸冷媒ではスラグ流（間欠流）に遷移する気相 We 数が若干低くなる傾向がみられるが，おおむね純冷媒との差異は見られなかった．

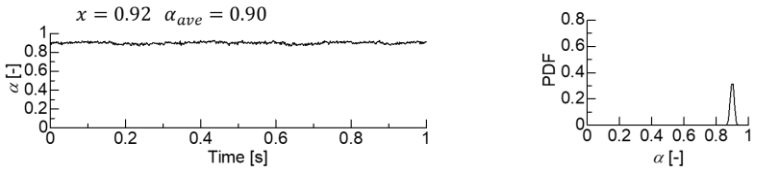
R1234yf 二相流のボイド率の時間変動とその確率密度関数 PDF を，蒸気乾き度 x および対応する流動様式とともに，Figure 5.1-4 (a)～(c) に示す．流動様式は，(a) 擾乱のない環状流，(b) 環状流，(c) スラグ流であった．図中の α_{ave} は時間平均ボイド率である．Figure 5.1-4(a)はボイド率変動が小さく滑らかであり，擾乱波が発生していないことが分かる．一方，環状流（Figure 5.1-4(b)）では，擾乱波の通過によるパルス状の低下が確認できる．計測区間は 4.4 mm であるが，擾乱波を検知できている．蒸気乾き度が低下すると，流路をふさぐ液スラグが観測されるスラグ流となるが，Figure 5.1-4(c)では，液スラグの通過による大きな低下が観測された．質量流束の低下で液スラグの通過頻度が減少し，液相速度が低下していることが確認されているが，PDF での液スラグ通過による低ボイド率のピークは確認されなかった．

○ Non-disturbance annular flow
◎ Annular flow
△ Semi-annular flow
● Slug flow
- - - Akbar and Ghiaasiaan's model

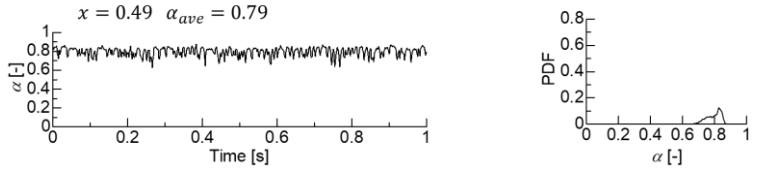


(a) R1234yf (b) R454C

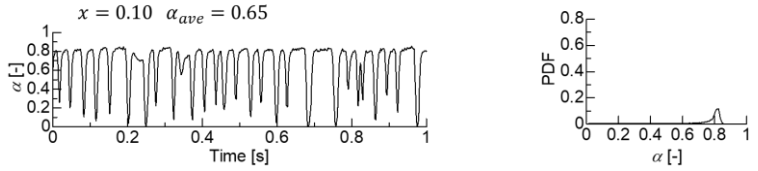
Figure 5.1-3 Flow pattern map with flow pattern transition boundaries proposed by Akbar and Ghiaasiaan.



(a) Non-disturbance annular flow



(b) Annular flow



(c) Slug flow

Figure 5.1-4 Void fraction fluctuation and its PDFs (R1234yf, G = 200 kg/(m^2･s)).

熱力学的平衡蒸気乾き度に対する体積平均ボイド率の時間平均値の計測結果を Figure 5.1-5 に示す．気液二相流のボイド率計測では液相の静電容量が必要になるが，非共沸混合冷媒では相変化とともに液相の冷媒組成の割合が変化するため液相の静電容量が変化する．この計測では液単相の静電容量について冷媒組成の割合を操作した計測を事前に行うことで，冷媒組成の割合に対する静電容量を把握し，計測では平衡を仮定した液相組成から事前実験の結果から算出された静電容量を使用した．図中，マイクロスケールの流路径を含む管内環状流に対する Cioncolini and Thome (2012)による相関式が破線で示されている．従来径では平均ボイド率は質量流束に依存しないことがわかっている．蒸気乾き度の上昇に対するボイド率の変化は Cioncolini and Thome の相関式による値とほぼ同じであったが，ボイド率が 1 に漸近する様子は見られず相関式よりも低い値を示した．これは細管の特徴である．非共沸冷媒の場合，定性的に純冷媒と同じ傾向であるが，若干低い値となった．また，質量流束に対するばらつきが大きくなっている．特に，低い蒸気乾き度でばらつきが大きくなっていることから液相成分にみられる非平衡の影響と考えられる．また，高質量流束（G＝200 kg/(m^2･s)）では，同じ乾き度に対して明らかにボイド率が低下している．これも液相

内の非平衡によるものと考えられる．非平衡の影響は 2 つ考えられる．1 つ目は，実乾き度への影響である．液相内の濃度に非平衡が存在すれば，気液界面温度は上昇し，伝熱は劣化する．そのため試験部出口では平衡状態で推定される乾き度に対して実乾き度が低かったためと考えられる．2 つ目は静電容量センサへの影響である．ボイド率計測では計測地点での液冷媒で流路が満たされる場合の静電容量値が必要となる．非共沸混合冷媒では相変化に伴い液相の濃度が変化するため，所定の濃度に対する液単相での静電容量を事前実験で計測している．しかし，前述の通り液相に非平衡があれば液単相流の静電容量の推定値に誤差が生じる．

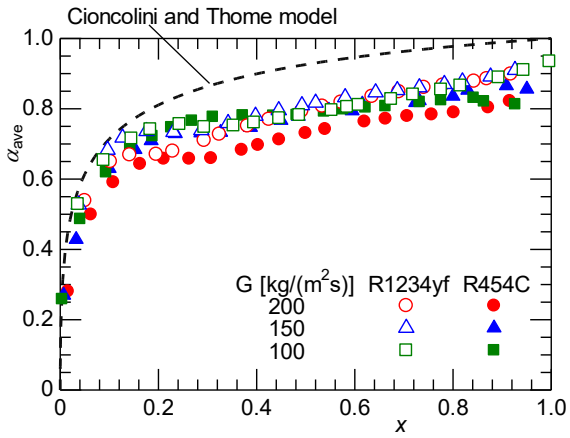
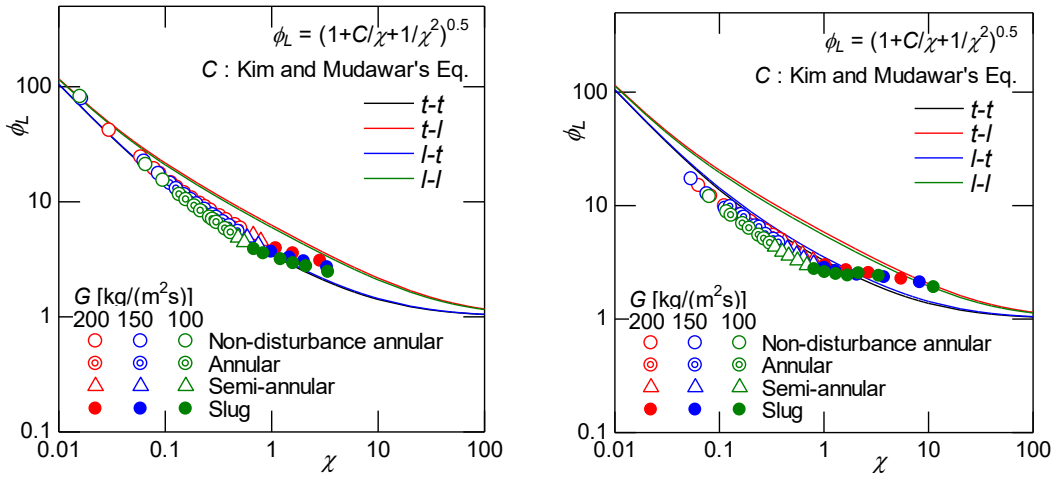


Figure 5.1-5 Time and cross-sectional average void fraction of R1234yf and R454C.

圧力損失の計測結果を Lockhart and Martinelli(1949) による分離流モデルで整理した．整理結果を Figure 5.1-6 に示す．横軸は Martinelli パラメータ χ，縦軸は液相単相流の圧力損失に対する二相増倍係数 ϕ_L である．図中，実線は Chisholm パラメータ（Chisholm, 1967）に Kim and Mudawar (2012)の相関式を適用したものである．記号 *t-t* から *l-l* は気液各相の状態を表し，*t* が乱流，*l* が層流，*t-l* は液相乱流・気相層流であることを表す．実験データが流動様式ごとにプロットされている．非共沸混合冷媒における χ と ϕ_L の算出で使用する液単相流の圧力損失は実験計測値を使用した．圧力損失特性に及ぼす質量流束の影響が小さいことがわかる．R1234yf の場合，液相層流・気相乱流（*l-t*）の傾向に一致しているが，スラグ流ではそれより大きくなる傾向がみられる．一方，R454C では χ に対する傾向は同じであるが，Kim and Mudawar の相関式より低くなった，また，スラグ流で増大する傾向はより顕著にみられた．



(a) R1234yf　　(b) R454C

Figure 5.1-6 Frictional pressure loss arranged by the Lockhart-Martinelli method.

5.2 並列細径流路内冷媒蒸発流の熱流動特性

5.2.1 背景と目的

扁平多孔管は細径流路で構成されることから，圧力損失の低減のため並列流路で構成されている．並列二相流を流れる気液二相流は，入口－出口間の圧力差が等しくなるように分配されるが，気液二相流の摩擦圧力損失は質量流量だけでなく蒸気乾き度に依存することから，各流量での流量および蒸気乾き度が大きく異なる恐れがある．蒸発管においては相変化に伴う加速損失があること，摩擦圧力損失が沸騰形態に依存すること，蒸気乾き度の増大で流動様式が推移することから，冷媒分配は複雑となる．一方，細径流路となれば，流動様式遷移や摩擦圧力損失特性が従来径とは異なるため，冷媒偏流や各流路の流量が時間変動する振動流などの不安定流動が発生する要因や発生条件が従来径とは異なると考えられる．一般に不安定流動は伝熱性能の低下，圧力損失の増大につながるが，一方で，ドライアウトした流路が振動流によってリウェットし，熱伝達が改善する可能性もある．過去の扁平多孔管を想定した並列蒸発管に対する研究（地下ら(2014)，大野ら(2017)，黒瀬ら(2018)，Huang ら(2024)）では，流路形状や質量流束，ヘッダ構造が流動分布や熱伝達に与える影響について報告されているが，冷媒ループ全体を含めた装置依存であることも懸念される．そこで，本研究では扁平多孔管を模擬した 12 本の水力等価直径 1 mm の正方形流路からなる水平並列流路に対して，R1234yf を冷媒としたヒーターによる下面加熱による蒸発実験を行い，上面からの流動可視化結果に基づき不安定流動の有無とその伝熱特性への影響を評価した．なお，実験はポンプ駆動の冷媒ループを用い，ループ内の体積変化に対する系の圧力変化の静定にはループ枝管に接続した熱式アキュムレータを用いた．その接続箇所は，ポンプ入口とした場合，試験部入口とした場合について実験を行い，その差異を評価した．

5.2.2 実験装置と実験方法

実験装置の概略を Figure 5.2-1 に示す．冷媒循環ループはギアポンプ駆動であり，蒸気生成部，試験部，凝縮器で構成される．ギアポンプは項 5.1 で使用したものと同じ形式であり，試験部で流動抵抗が変化する条件であっても，一定の質量流量で冷媒を供給できる．循環流量はポンプ下流の質量流量計で計測した．ループ内圧力を一定に保つためのアキュムレータのループへの接続箇所は，ポンプ上流 A と試験部入口 B の 2 ヶ所に設定できる仕様とした．冷凍サイクルでの熱交換器では入口圧力が一定であると考えられる．一方，扁平多孔管の熱流動実験をポンプ駆動ループで行う場合には，試験部入口の境界条件を流量一定とする場合が多い．熱式アキュムレータや冷媒タンクを用いる場合，ポンプ入口が圧力固定点となる．その場合，蒸発試験部での圧力損失の変化によって，循環流量一定を保つため試験部入口圧力が変動することになる．アキュムレータの接続を試験部入口 B としたのは，試験部入口圧力が一定である実用条件を想定したものである．試験部入口の蒸気乾き度はプレヒーターでの加熱量で設定した．

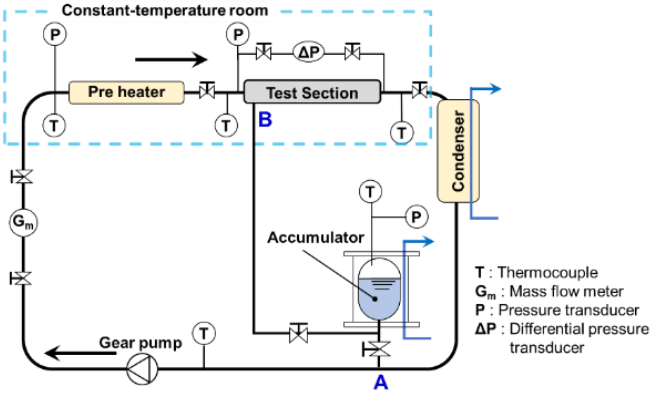
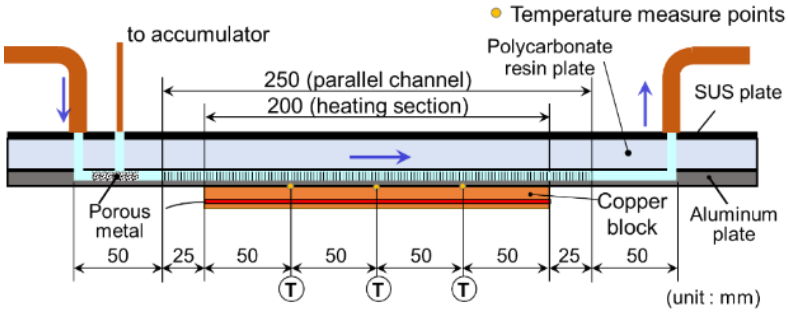
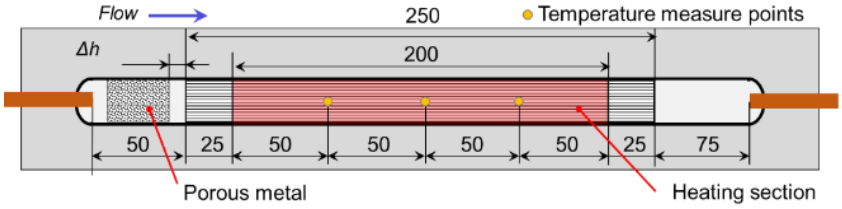


Figure 5.2-1 Schematic diagram of experimental apparatus for evaporating flow experiments in parallel mini-channel.

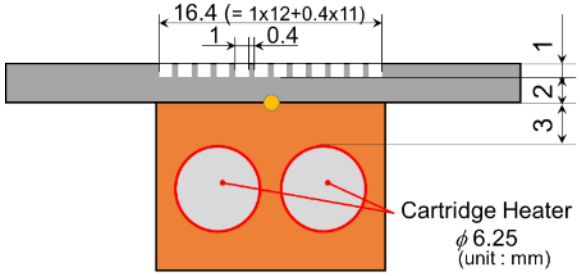
試験部構造を Figure 5.2-2 に示す．冷媒流路が加工されたアルミ板をヒーターと透明ポリカーボネートブロックで挟み込む構造であり，ヒーターを下にして水平面に設置された．ヒーターは，銅製ブロックで 2 本のカートリッジヒーター（直径 6.25 mm）で加熱される．加熱区間は 200 mm とし，加熱面の幅は流路が加工された幅と同じとした．入口ヘッダでは気液分離およびそれによって引き起こされる偏流が考えられる．そこで，ヘッダにはアルミ発泡金属板を設置し，流路入口と発泡金属板の間の距離Δh を操作することで，ヘッダ容積の影響を評価した．加熱量 Q はヒーター入力とし，加熱区間の濡れ縁面積に対して熱流束および熱伝達率を定義した．なお，壁温は管壁での熱抵抗が十分小さいと考え，アルミ板とヒーター間に設置したシース熱電対による計測値とした．飽和温度は計測点での圧力（出入口圧力の内挿で算出）に対する値とした．計測点での蒸気乾き度は不安定流動を考慮しない等熱流束加熱を仮定した熱力学的平衡乾き度とした．



(a) Side view of cross-section in flow direction



(b)Top view of test section.



(c) Channel cross-section at the heating section.

Figure 5.2-2 Detail configuration of parallel channel test section.

5.2.3 実験結果と考察

アキュムレータをポンプ入口に接続した場合，試験部で偏流や明確な振動流は確認されなかった．一方，試験部入口に接続した場合，試験部での圧力損失の変動が並列流路に流入する流量変化に直結するため，振動流の発生，振幅が増大する傾向があることが確認された．特に，質量流束が小さい条件でこの影響が顕著であった．一方，並列流路入口に空間がある場合，各流路での圧力損失の変化によって逆流が生じ，再分配される様子が気泡挙動から観察された．ここでは，アキュムレータを試験部入口に接続し，並列流路の空間Δh を操作した場合の実験結果を示す．

金属多孔質体と並列流路との間隔 Δh を 0 mm，2 mm，4 mm と変化させた場合の，局所熱伝達率を蒸

気乾き度に対してプロットし Figure 5.2-3 に示す．質量流束 G= 100 kg/(m^2･s)，加熱量 Q =120 W（熱流束 q=8.33 kW/m^2）での結果である．振動流が確認されなかった条件を中抜き記号で，振動流が確認された条件を中塗り記号でプロットされている．試験部での計測点が 3 ヶ所であることから 3 点が実線でつながれている．いずれの場合も熱伝達率は蒸気乾き度の増大とともに低下した． Δh =0 mm の場合，均一な流動分配であると期待できるが，Δh =2 mm の場合に比べて熱伝達率の低下が確認できる．蒸気乾き度が 0.2 では 4 mm の場合が最も低く，2 mm の場合が最も高くなった．一方，蒸気乾き度が 0.6 では，振動流が見られなかった 0 mm で大きく低下した． Δh =4 mm の場合，計測結果にばらつきがあり，その数値は Δh =0 mm と 2 mm の結果の間に分散している．これは，流動状態が流入条件に依存したためと考えられる．

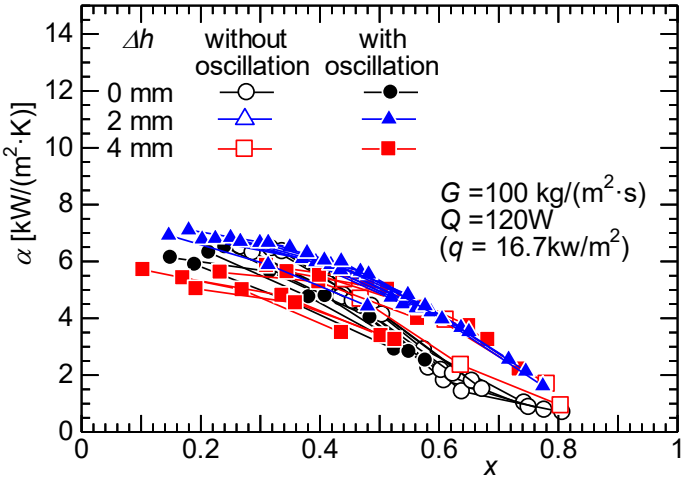


Figure 5.2-3 Local heat transfer coefficient.

これらの結果は, 内部流動構造の違いによると考えられることから, 観察画像からその要因を考察する．観察画像の一例を Figure 5.2-4 に示す．1/30 秒間隔での連続フレームが示されている．試験部全体を撮影しているため空間分解能が不足していることから，液膜流の場合，液膜が薄く動的変化を検出することが困難であった．しかし，細管では液プラグの形成があること，低乾き度では気泡が流動することから，流路断面を横断するような気液界面は白く観察され，動画においてもその挙動を観察することができた．例えば, 図中の赤線は同じ界面をつないだものであるが, 流路によって移動速度が異なっていることが分かる．気泡もしくは液スラグで流路を塞ぐように気液界面が存在している場合，画像輝度が大きく変化する．この界面の移動は各流路の流量と相関があると考えられる．すなわち時間に対して界面を追跡すれば振動流を評価できる. そこで, ある流路中央の流動方向の画像輝度分布を抽出し, 時間に対してスタックした Time trip 画像を作成した． Δh = 0 mm，4 mm での観察結果を Figure 5.2-5(a), (b)にそれぞれ示す．各図において左側が一番端の流路（channel 1）の輝度分布であり，右側が中央の流路（channel 6）である． 試験部入口乾き度が低乾き度（0.27）であり出口では蒸気乾き度は 0.97 に達している．図中，加熱区間が赤枠で示されている．横軸が流動方向であり，縦軸は上から下に時間進行を示す．白い線が気液界面の移動であり，滞りなく流動する場合，左下へ移動することになり，その勾配が速度を示す．左へ向かえば逆流となる． Δh =0 mm では，振動流が見られないのに対し，Δh =4 mm では変動が見られており，流路全体で振動流が生じていることがわかる．この流量変動で試験部入口付近では沸騰核形成が抑制され，また流速の低い時間・領域が拡大することで熱伝達率が低下したと考えられる．低乾き度では核沸騰が熱輸送で大きな役割を果たすため，質量流束の影響が小さくなる一方，流速の時間変化が気泡離脱を早めたため振動流が伝熱劣化につながったと考えられる．一方，出口に近い高乾き度では，0 mm の方では流れ方向の中央部では気液界面が観察されず一様な輝度であるが，4 mm の方では気液界面が観察されることから，液相が残っていると考えられる．振動流によって下流でのドライアウトをリウェットさせる効果があり，その結果 4 mm で

の熱伝達率が 0 mm での値より高くなったと考えられる．

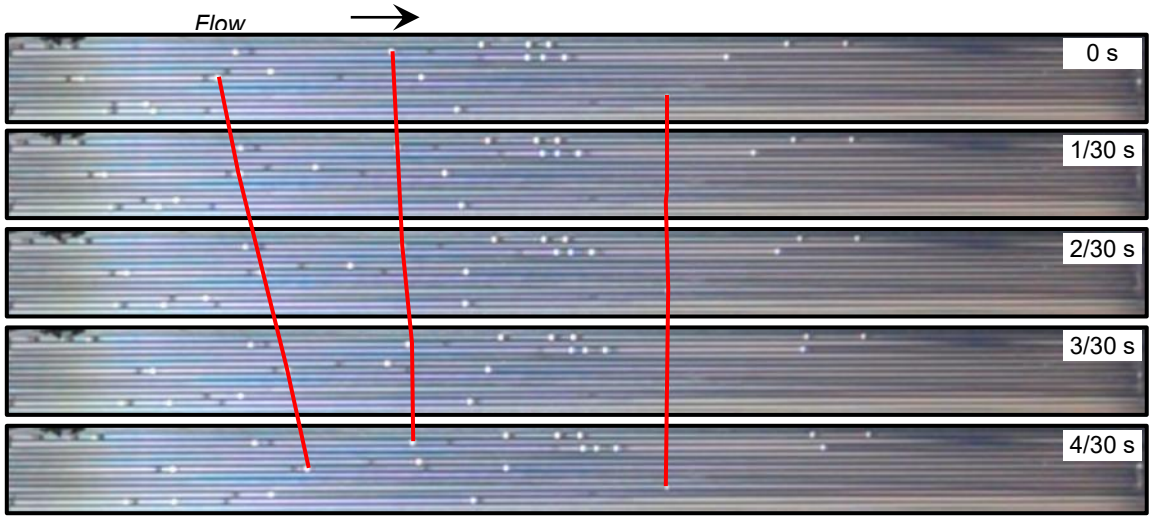
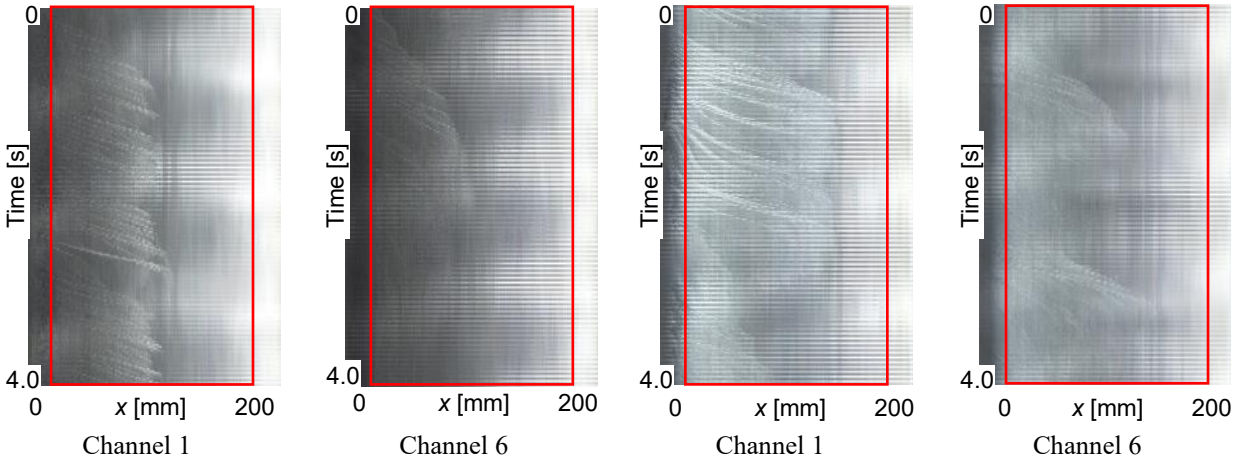


Figure 5.2-4 Continuous images of evaporating flow behaviors.



(a) Δh = 0 mm, x_{in} = 0.271, x_{out} =0.945　　(b) Δh = 4 mm, x_{in} = 0.270, x_{out} =0.9445

Figure 5.2-5 Time strip visualization of experimental results:
Effect of the gap between porous metal and parallel flow channels
at G = 100 kg/(m^{2}s), Q = 120 W, q = 8.33 kW/m^2.

5.3　非共沸混合冷媒での核沸騰熱伝達と沸騰開始過熱度の評価と改善方法の開発

5.3.1　背景と目的

細径流路内冷媒二相流の流動特性に関する研究成果（項 5.1）から，表面張力の影響が重力に対して相対的に強くなり，従来径の流路よりボイド率が低下，すなわち液膜が厚くなること，一方，並列蒸発流内冷媒二相流の熱流動特性に関する研究成果（項 5.2）から，並列流路の入口圧力を一定に保つ場合，並列流路内圧力損失の変化に対して振動流が発生すること，振動流は低乾き度では核沸騰の抑制で熱伝達率を低下

させるが，高乾き度ではドライスポットをリウェットさせることで熱伝達率を向上させる効果が得られることが示された．一方，過去の研究（Shiga ら, 2024）から，熱媒体を用いた加熱による扁平多孔管内蒸発流実験では低乾き度で核沸騰生成の遅れによる極めて低い熱伝達率が観察されている．非共沸冷媒の蒸発では気液界面近傍の液相内の濃度分布が気液界面の温度を上昇させ，その結果，蒸発熱伝達率が低下する（Takamatsu ら(1993)，渡邊ら(2016)，近藤ら(2014)）ことから，濃度分布の解消が求められ，液膜撹拌が有効な手段となる．壁面に微細構造を設けることで境界層を撹拌することも有効ではあるが，厚い液膜内で沸騰気泡を発生させることが液膜撹拌につながると期待できる．安定した厚い液膜の形成を阻害させるのである．そこで，沸騰開始過熱度の把握と低減方法の開発を目的とした研究開発を行った．強制流動における核沸騰熱伝達率は伝熱面近傍での界面形成，気泡成長，気泡離脱による液膜撹拌に支配され，熱伝達率はプール沸騰での核沸騰熱伝達と同様に整理できる．よって，沸騰開始過熱度および核沸騰熱伝達率をプール沸騰で評価した．

5.3.2 実験装置と実験方法

実験装置の概略を Figure 5.3-1 に示す．ステンレス鋼製圧力容器に冷媒が封入され，下部フランジに銅製伝熱面が設置されている．圧力容器の上部空間の冷水コイルで飽和蒸気圧を調節した．伝熱面は銅円柱下端から挿入されたカートリッジヒーターで加熱された．沸騰様相を観察するため，圧力容器には側面に観察窓があり，水平方向から高速度カメラで 1000 fps で撮影した．真空ポンプにより圧力容器を真空状態にした後，液位が伝熱面からおよそ 50 mm になるよう冷媒を充填した．沸騰により生成された冷媒蒸気は上部に設置されている冷却コイルで凝縮し，液冷媒が重力により液面に落下する．圧力容器からの放熱または周囲からの入熱を防ぐため，圧力容器を断熱材で覆うと共に，周囲空間を断熱材で囲い，その内部に冷水コイルを設置することで周囲環境温度を飽和温度と同程度に保持した．圧力容器下部から液冷媒をサンプリングし，ガスクロマトグラフィでその組成比を計測した．非共沸混合冷媒の冷媒物性は組成比の計測値を基に REFPROP Ver. 10.0 を用いて算出した．

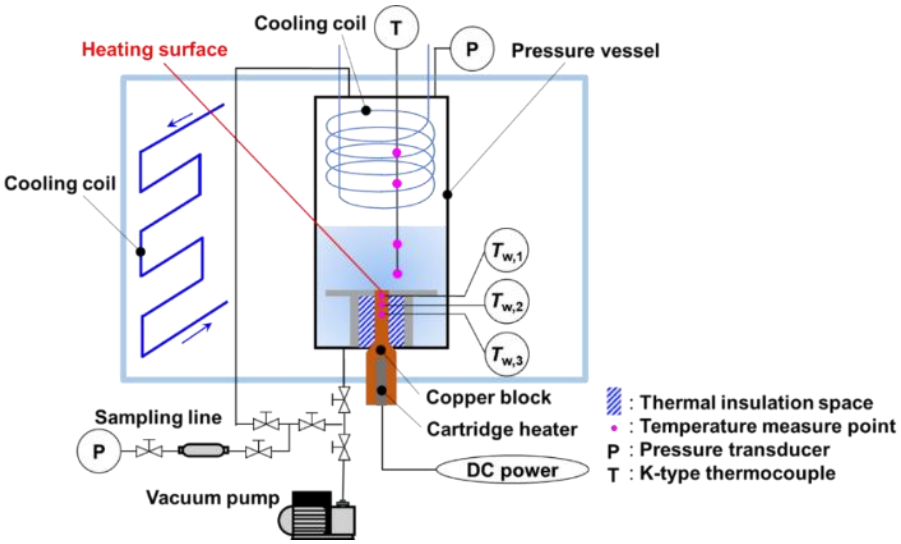


Figure 5.3-1 Schematic diagram of experimental apparatus for pool boiling experiments.

加熱試験部の詳細を Figure 5.3-2 に示す．加熱試験部は銅円柱であり，伝熱面は直径 10 mm の円形平滑面，ヒーター挿入部は直径 15 mm，長さ 60 mm とし，底部から直径 6 mm，長さ 50 mm のカートリッジヒーターが挿入されている．銅円柱の温度は，円柱中心軸に沿って伝熱面から 5 mm 地点，そこから 5 mm 間隔で 2 点，合計 3 点に K 型シース熱電対を挿入して計測された．ヒーター入力は直流安定化電源からの電圧で設定された．伝熱面は一般的な伝熱管の表面粗さを想定し，#400 のサンドペーパーで研磨した．実験では冷媒蒸気および液の温度，周囲温度，銅円柱の温度分布，圧力容器内の圧力，サンプリング容器の圧

力，加熱量をサンプリング周波数 2 Hz でデータロガーを用いて計測した．K 型熱電対による温度計測ではゼロコン（コペル電子 ZA 114A）による外部補償を採用した．熱流束 q は銅円柱内の温度グライド dT/dx から，壁面過熱度 ΔT_{wall} および熱伝達率 α は次式で求めた．

$$\alpha = q/\Delta T_{\mathrm{wall}} \tag{5.3-1}$$

$$q = -\lambda(dT/dx) \tag{5.3-2}$$

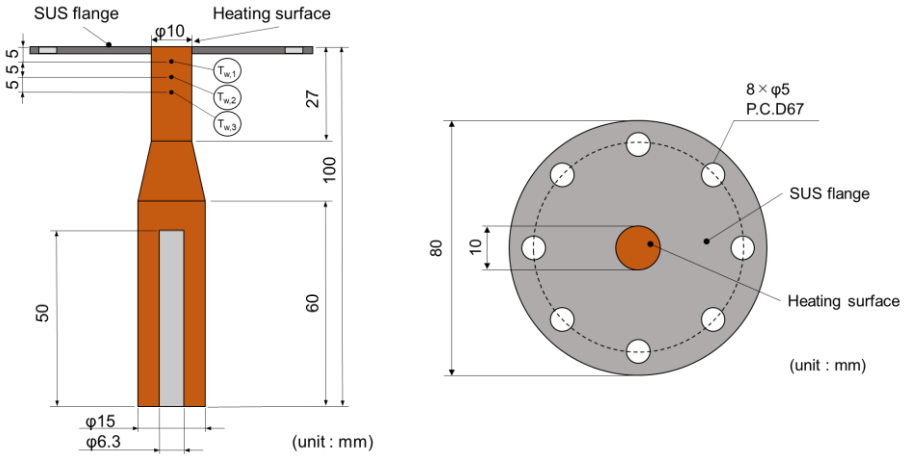
$$\Delta T_{\mathrm{wall}} = T_{\mathrm{wall}} - T_{\mathrm{sat}} \tag{5.3-3}$$

容器内圧力は凝縮器に供給する冷却水温度によって飽和蒸気圧を調節し，飽和温度 20℃一定とした．加熱量 は Q = 0.25～25 W の範囲で段階的に変化させた．沸騰開始点を評価するため核沸騰熱伝達率の計測は加熱量増大過程で行うが，核沸騰熱伝達率の計測では熱流束増大過程で最大加熱量に達した後，熱流束低減過程でも行い，沸騰曲線における履歴効果を評価した．沸騰開始過熱度の詳細計測では，沸騰開始に近い加熱条件で，加熱量の上昇幅を小さくし，準定常状態に近い状態を実現して計測した．

冷媒には，非共沸混合冷媒である R454C，その高沸点構成冷媒である R1234yf，そして純冷媒の比較対象として R134a を用いた．圧力容器の制約から R32 純冷媒の実験は行っていない．

5.3.3 実験結果と考察

非共沸混合冷媒 R454C の場合の加熱部壁温の時間変化を Figure 5.3-3 に示す．加熱量を段階的に増大させることで，壁温が一次遅れで上昇していることがわかる．壁温が急激に低下する点が沸騰開始点（ONB : Onset of nucleate boiling）であるが，この場合では壁温の上昇過程で起こっている．本実験では，伝熱面温度を銅円柱の温度グライドから計測しているが，急激な温度変化を伴う過渡変化では，実際の伝熱面温度と壁温分布が線形であることを想定した表面温度では大きな誤差が生じる．加熱量の増大過程ではヒーターに近い箇所での温度上昇幅が大きいため，伝熱面から離れるほど温度グライドから算出される熱流束が大きくなる．したがって，過渡変化時の温度分布から推定される伝熱面温度は過小評価するであろう．そこで，ONB に近い加熱条件において準定常状態が得られるように加熱量の上昇幅を小さくした．加熱量上昇幅を小さくした時の加熱部壁温の時間変化を Figure 5.3-4 に示す．ONB での壁温の時間変化が小さく抑えられており準定常状態にあるといえる．この条件において，沸騰開始直前で得られた加熱部壁温分布を Figure 5.3-5 に示す．3 点の計測温度がほぼ直線であることから，沸騰開始過熱度が正確に計測されていることが分かる．



(a) Cross-sectional side view　　(b) Top view

Figure 5.3-2 Detail configuration of heating section for pool boiling.

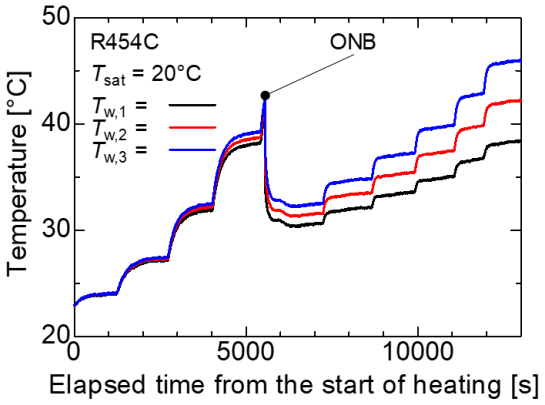


Figure 5.3-3
Temporal change of heating block temperature
in rough measurement.

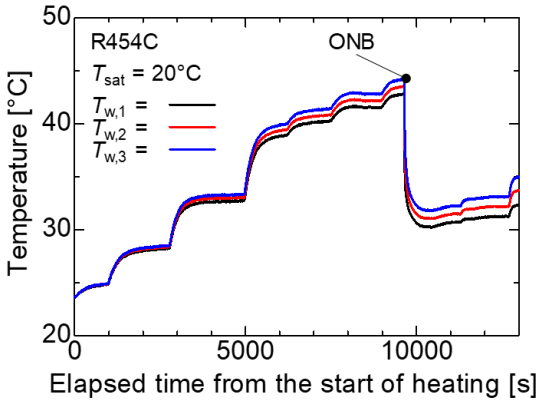


Figure 5.3-4
Temporal change of heating block temperature
in precise measurement.

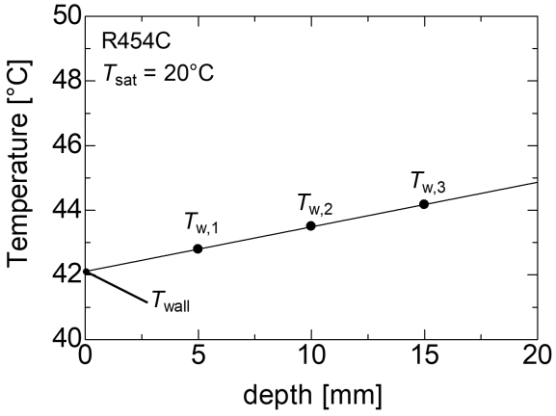


Figure 5.3-5 Temperature distribution in copper block just before the ONB.

各冷媒で得られた沸騰曲線を Figure 5.3-6 に，熱伝達率を Figure 5.3-7 に示す．図中，沸騰開始点 ONB での壁面過熱度が二重線の記号で示されており，その値を Table 5.3-1 にまとめ示す．壁面過熱度は容器内圧力に対する飽和温度と壁面の温度差，非共沸混合冷媒の場合は沸点と壁面の温度差である．実験での最低熱流束では非沸騰の状態であった．非沸騰状態から熱流束を増大させると自然対流の状態で壁面過熱度が上昇する．R134a と R1234yf ではその値に大きな差異は見られないが，R454C では低く，低熱流束条件で顕著であった. 沸騰開始過熱度は R134a が最も低く, Figure 5.3-6 に示すように R454C の沸騰開始は R1234yf と比較して同等の熱流束で発生したものの，壁面過熱度は 3 K ほど高い値であった．これは非共沸混合冷媒の場合，初期気泡では低沸点成分が優先的に蒸発し，気液界面近くの液冷媒では高沸点成分が多くなることで界面温度が高くなるため，気泡が成長するには R1234yf の沸騰開始過熱度以上の過熱度を必要とするためと考えられる．一方，発達した核沸騰域での熱伝達率に注目すると，純冷媒に比べて R454C はおよそ 40%劣化していることが分かる. これは上述したように界面温度上昇により蒸気への相変化が抑えられ，過熱液層の温度が上昇したためであると考えられる．

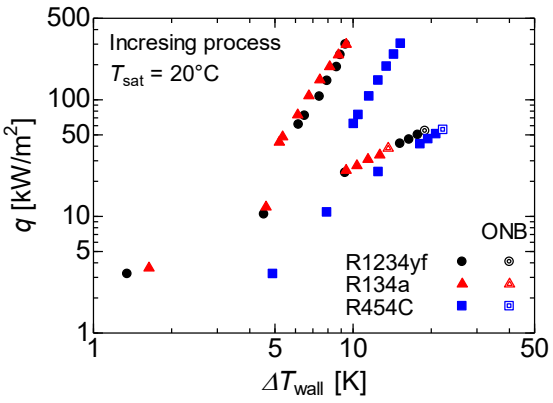


Figure 5.3-6
Boiling curve for each refrigerant measured in heat flux increasing process.

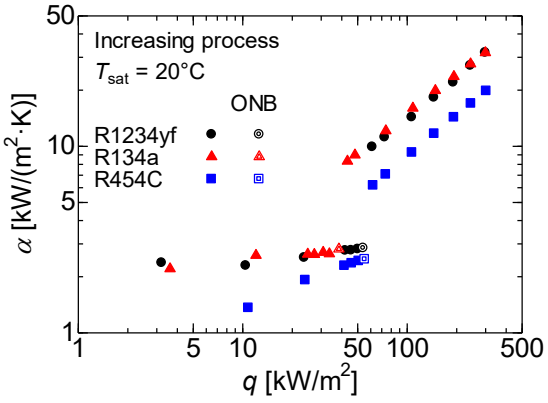
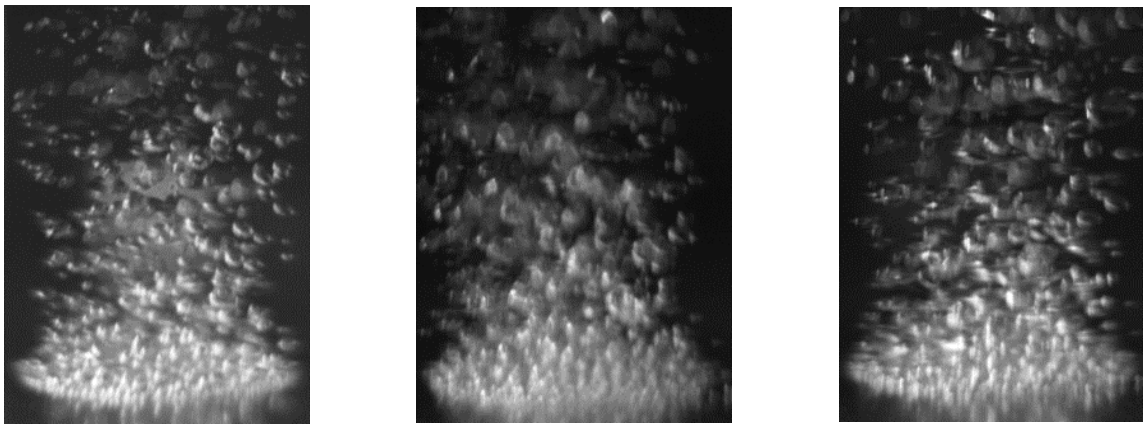


Figure 5.3-7
Heat transfer coefficient for each refrigerant measured in heat flux increasing process.

Table 5.3-1 Wall superheat at onset of nucleate boiling.

	R454C	R1234yf	R134a
q [kW/m^2]	55.16	53.99	38.43
ΔT_{wall} [K]	22.24	18.94	13.65

高速度カメラで撮影した同じ加熱量の条件における沸騰様相の映像のスナップショットを Figure 5.3-8 に示す．R454C（Figure 5.3-8 (a)），R1234yf（Figure 5.3-8(b)），R134a（Figure 5.3-8(c)）冷媒ごとの沸騰様相が示されている．ビデオ映像から，気泡離脱径の違いが確認された．R454C に比べて単一冷媒では気泡離脱径が大きい，すなわち伝熱面近傍で蒸気生成量が大きいことを示しており，この効果によって純冷媒では高い熱伝達率が得られたと考えられる．このように沸騰様相からも非共沸冷媒の熱伝達率劣化の要因が確認された．



(a) R454C　(b) R1234yf　(c) R134a

Figure 5.3-8 Boiling behaviors for each refrigerant at the same heating rate.

次に，非共沸混合冷媒に対して飽和温度の影響と組成比の影響を評価した．冷媒には R32/R1234yf 非共沸混合冷媒及び純冷媒 R1234yf を使用した. 本実験で用いた混合冷媒の組成比を Table 5.3-2 にまとめ示し，以降は冷媒を R32 の比率で示すこととする．なお，20 %の場合，サンプリングの実測値は 22.9/77.1 %であり，R454C（21.5/78.5 %）に近い組成比であった．10 %の場合の非共沸混合冷媒の熱流束増大過程における

沸騰曲線を Figure 5.3-9 に示す．沸騰開始点が白抜き記号で表されており，自然対流域から沸騰開始点を経て核沸騰域に遷移することで，一気に壁面過熱度が低下し，熱伝達率が高くなった．なお，発達した核沸騰において伝熱性能に及ぼす飽和温度の影響は小さかった．また，Table 5.3-3 に沸騰開始過熱度を飽和圧力，表面張力とともに示す．表面張力は組成比 9.6/90.4 %の飽和温度 20 ℃での値である．飽和温度の上昇によって沸騰開始過熱度が低下したが，これは気泡内蒸気圧の増大と表面張力の低下によると考えられる．

Table 5.3-2 Mixture ratio of R1234yf in R32/R1234yf zeotropic refrigerant mixtures.

	0%	10%	20%	40%	50%
Mass fraction of R32 [wt%]	0	9.6	22.9	40.8	49.7
Mass fraction of R1234yf [wt%]	100	90.4	77.1	59.2	50.3

Table 5.3-3 Wall superheat at the onset of nucleate boiling, saturation pressure, and surface tension.

T_{sat} [℃]	5	10	20
$\Delta T_{wall,\ ONB}$ [K]	35.11	23.62	14.36
P_{sat} [MPa]	0.5571	0.6463	0.8561
σ [mN/m]	8.572	7.867	6.507

飽和温度 20℃において混合比を変化させた場合の沸騰曲線を Figure 5.3-10 に，沸騰開始過熱度を Table 5.3-4 にそれぞれ示す．沸騰開始過熱度に及ぼす混合比の影響は小さく，R1234yf 純冷媒とほぼ同じであった. 50 %としたことで純冷媒より低下する傾向が見られた. これは, 初期気泡形成において低沸点媒体(R32)が優先的に蒸発するが，気泡離脱に十分な蒸気生成によっても気液界面での局所的な濃度変化が小さく，沸点上昇が抑えられたためと考えられる．核沸騰熱伝達率では，混合冷媒はいずれも R1234yf より低くなった．しかし，低沸点媒体の比率を増やすことで増大した．

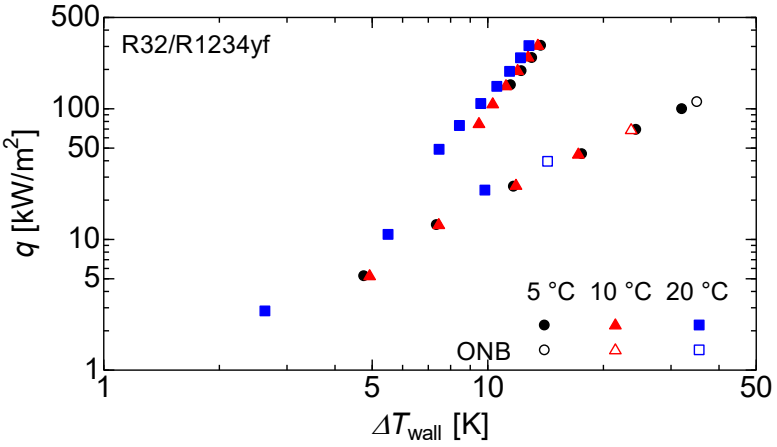


Figure 5.3-9 Boiling curves of zeotropic refrigerant mixtures (R32/R1234yf : 9.6/90.4 %).

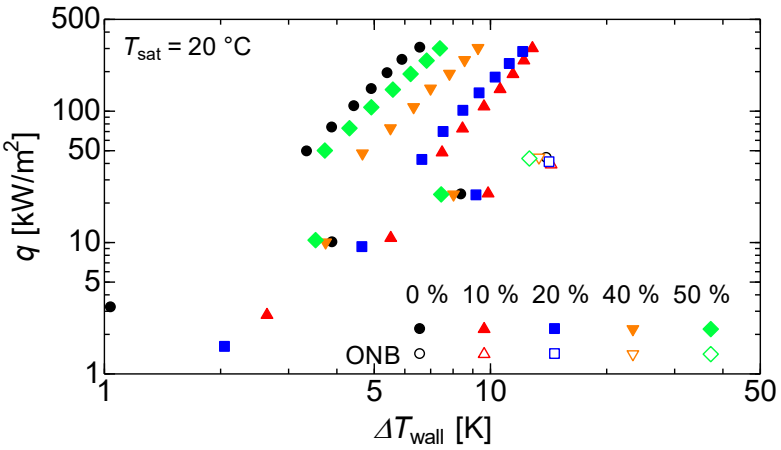


Figure 5.3-10 Boiling curve for refrigerant with several mixing ratio at T_{sat} = 20 ℃.

Table 5.3-4 Wall superheat at the onset of nucleate boiling for each refrigerant with varied mixing ratio.

Mass fraction of R32 [wt%]	0%	10%	20%	40%	50%
$\Delta T_{wall, ONB}$ [K]	13.99	14.36	14.23	13.35	12.61

5.4 まとめ

神戸大学では，細径流路内の冷媒二相流の流動特性，並列細径流路内の熱流動特性，そして非円形細径流路内の蒸発熱伝達で重要な役割を果たすと考えられる核沸騰熱伝達特性を対象とした研究開発を進めてきた．これら研究開発で得られた成果を以下にまとめ示す．

a.. 微細流路内冷媒二相流の熱流動特性とボイド率特性

内径 1mm の円形流路に対し純冷媒 R1234yf と非共沸混合 R454C を用いた水平気液二相流実験を行い，流動様式，ボイド率，圧力損失を評価した．流動様式はスラグ流，セミアニュラー流，環状流，擾乱のない環状流が観察された．気液各相の Weber 数 We_G, We_L で整理した流動様式線図では，Akbar and Ghiaasiaan の流動様式遷移モデルと概ね一致したが，R454C では環状流への遷移が少し高い We_G，つまり高い気相速度になる傾向が確認された．ボイド率は Cioncolini and Thome の相関式とほぼ同じ傾向であったが，その値は相関式よりも低くなった． R454C は R1234yf よりやや低い値となった．加熱部直下流での計測であったため，R454C の場合，相変化の遅れで実際の蒸気乾き度が低かった可能性がある．摩擦圧力損失は Lockhart-Martinelli 法で整理できる．R454C の二相増倍係数は Kim and Mudawar の相関式より低い値を示した．低乾き度での高い温度変化が影響している可能性が示唆される．

b．並列流路内の冷媒蒸発流の振動流と熱伝達特性への影響

扁平多孔管を模擬した水平並列流路における蒸発熱伝達実験行い，並列流路の入口ヘッダ容積が流動様相および熱伝達特性に及ぼす影響を評価した．定容量ポンプで一定の質量流量を供給する条件において，ポンプ入口圧力を一定とした場合，並列流路において顕著な振動流，偏流は確認されなかった．一方，実用熱交換器を想定し，並列流路入口の圧力を一定とした場合，入口ヘッダの容積が大きいほど流動が不安定となり，並列流路から入口ヘッダ部へ逆流する様子も観察された．この振動流によって，低乾き度では核沸騰抑制によって熱伝達率が低下したが，高乾き度ではドライパッチのリウェット効果によって伝熱劣化が抑制され，平均熱伝達率が向上した．

c．沸騰開始過熱度の特定と非共沸混合冷媒組成比の影響

プール沸騰実験において沸騰開始過熱度および核沸騰熱伝達特性を評価した．純冷媒と比較して R454C の沸騰開始過熱度は 22.24 K と高く，R1234yf に対して 1.17 倍であった．R454C の発達した核沸騰での熱伝達率は純冷媒に対して約 40 %低下した．熱流束に対する変化割合は純冷媒とほぼ同じであった．一方，R1234yf と R32 で構成される非共沸混合冷媒について，R32 の組成比を操作した実験を行った．その結果沸騰開始過熱度に及ぼす混合比の影響は小さく，高沸点媒体である R1234yf 純冷媒での値とほぼ同等であった．しかし，核沸騰熱伝達率は，R32 の組成比の低下によって低下した．プール沸騰における核沸騰熱伝達率の低下は，気泡上昇時の気泡成長における蒸発速度の低下によるものであり，細管内強制流動蒸発において核沸騰支配となれば，液膜撹拌によって熱伝達率の低下が抑制されると期待できる．

以上より，流路径が小さい正方形流路内の冷媒二相流では，冷媒表面張力の影響が相対的に強くなり，環状流では液膜が厚く，平滑化されることが明らかとされた．この特徴は，非共沸混合冷媒であれば，従来径の場合より蒸発熱伝達率をさらに劣化させる要因となる．非共沸混合冷媒では平均ボイド率が純冷媒よりわずかに低くなったことからもわかる. すなわち, 安定して流動する液膜の撹拌が必要不可欠である．本研究では，3 つの方法に取り組む．1 つ目は不安定流動の利用である．項 5.2 で均一熱流束場での不安定流動の発生条件を明らかにしたが，実用熱交換器を想定し，長い加熱部，不均一加熱での評価を行う．2 つ目は核沸騰の促進である．表面改質による沸騰開始過熱度の低減を目指す．3 つ目は，重力に対する流動方向の操作である．扁平多孔管を利用する場合，空気側排水の観点から水平管とするのが主流であるが，冷媒側の事情では冷媒分流の観点から鉛直配置の方が有利となると考えている．そこで，単一扁平多孔管内蒸発熱伝達に対して管姿勢及び流動方向の影響を評価する．さらに，冷媒分流の効果も合わせて評価するため熱交換器の姿勢を変えて性能評価できる簡易システムを製作し，熱交換器性能を明らかにする．このシステムは通風面積を 200 x 200 mm^2 とした熱交換器を対象に，その設置角度を操作できる簡易風洞，冷媒供給ループからなる．この試験によって流動撹拌効果を検証する．

【参考文献】

Ong, C.L. and Thome J.R., 2009, Flow boiling heat transfer of R134a, R236fa and R245fa in a horizontal 1.030 mm circular channel, Experimental Thermal and Fluid Science, 33, pp. 651-663.

Jige, D. and Koyama, S., 2011, Experiments on Condensation of R1234ze(E) in a Multi-Port Extruded Tube, Trans. of the JSRAE, 28(3), pp. 225-232. (in Japanese)

Gomyo, T. and Asano, H., 2016, Void fraction characteristics of one-component gas-liquid two-phase flow in small diameter tubes, Interfacial Phenomena and Heat Transfer, 4, pp. 1-18.

Akbar, M.K., Plummer, D.A. and Ghiaasiaan, S.M., 2003, On gas-liquid two-phase flow regimes in microchannels, International Journal of Multiphase Flow, 29, pp.855-865.

Cioncolini, A. and Thome, J.R., 2012, Void fraction prediction in annular two-phase flow, International Journal of Multiphase Flow, 43, pp. 72-84.

Lockhart, R.W. and Martinelli, R.C., 1949, Proposed correlation of data for isothermal two-phase, two component flow in pipe, Chemical Engineering Progress, 45, pp. 723-737.

Chisholm, D., 1967, A theoretical basis for the Lockhart Martinelli correlation for two-phase flow, International Journal of Heat Mass Transfer, 10, pp. 1767-1778.

Kim, S.M. and Mudawar, I. 2012, Universal approach to predicting two-phase frictional pressure drop for adiabatic and condensing mini/micro-channel flows", International Journal of Heat and Mass Transfer, 55, pp. 3246-3261.

Jige, D., Komiya, Y., Kondou, C. and Koyama, S., 2014, Boiling Heat Transfer and Pressure Drop of R1234ze(E) and R32 in a Multi-Port Tube, Trans. of the JSRAE, 31(2), pp. 57-65. (in Japanese)

Ohno, M., Enoki, K., Kanja, K., Nakamura, T., Okawa, T., Nishida, K. and Kato, M., 2017, Elucidation of Flow Distribution of Two-phase Flow in the Parallel Mini-channel Evaporator, Trans. of the JSRAE, 34(4), pp. 413-424. (in Japanese)

Kurose, K., Miyata, K., Hamamoto, Y. and Mori, H., 2018, Characteristics of Flow Boiling Heat Transfer in Non-Uniformly Heated Parallel Mini-Channels, Trans. of the JSRAE, 35(2), pp. 101-108. (in Japanese)

Huang, Y., Chen, K., Tang, X. and Fang, Y., 2024, Two-phase flow oscillation and distribution in parallel channels during r1233zd(e) subcooled flow boiling: A numerical study, International Journal of Heat and Mass Transfer, 218, paper No. 124778.

Shiga, K., Yamakawa, N., Sugimoto K. and Asano, H., 2024, Evaporative heat transfer characteristics by heating with heating

medium in horizontal multiport tubes, Proc. of the 11th Asian Conference on Refrigeration and Air Conditioning, Paper ID ACRA2024-B7-07.

Takamatsu, H., Momoki, S. and Fujii, T., 1993, A correlation for forced convective boiling heat transfer of non-azeotropic refrigerant mixture of HCFC22/CFC114 in a horizontal smooth tube, International Journal of Heat and Mass Transfer, 36(14), pp. 3555-3563.

Watanabe, K., Jige, D. and Inoue, N., 2016, Evaporation and Condensation Characteristics of Refrigerant Mixtures R245fa/R134a inside Horizontal Tubes, Trans. of the JSRAE, 33(4), pp. 383-395. (in Japanese)

Kondou, C., Mishima, F. and Koyama, S., 2014, Condensation and Evaporation of Low GWP Refrigerant Mixture R 32/R 1234ze(E) in Horizontal Microfin Tubes, Trans. of the JSRAE, 30(4), pp. 404-411. (in Japanese)

6. 圧縮機における冷凍機油の冷媒溶解挙動と適合性評価及び低 GWP 混合冷媒圧縮特性の解明（静岡大学）

6.1 研究開発概要

近年，冷凍空調分野においては地球温暖化対策として低 GWP（地球温暖化係数）冷媒への転換が強く求められている．冷凍サイクルにおいて，冷媒圧縮機が果たす役割は大きく，消費電力も冷凍空調機器全体の 7 割～8 割と大きな割合を占めるため，低 GWP 冷媒への転換には低 GWP 冷媒に対応した冷媒圧縮機の開発が不可欠である．長年にわたる技術開発の結果，我が国は世界トップクラスの圧縮機関連技術を有しており，低 GWP 冷媒対応化に向けた圧縮機設計指針を示すことで，比較的短いスパンでの低 GWP 冷媒への転換が期待できる．

低 GWP 冷媒対応の冷媒圧縮機設計指針の確立に向けて，圧縮機周辺技術については，次の点を検討する必要がある．

- 冷媒圧縮機には摺動部における潤滑や漏れ経路のシール，圧縮機部材の冷却のため冷凍機油が用いられており，低 GWP 冷媒に対応した冷凍機油の開発・評価が必要となる．しかしながら，低 GWP 冷媒を用いた時の冷凍機油への冷媒溶解挙動や冷凍機油／冷媒混合物の物性は未だ調べられていない部分が多い．
- 低 GWP 冷媒を用いた冷凍サイクルの実用化を考えると，冷凍サイクルにおける油戻り特性について評価する必要がある．実際の配管では，圧縮機吸い込み配管において環状二相流の流動様式となり，粘度の高い冷凍機油が冷媒の流動によってどの程度輸送されるかについては未知な点が多い．そのため，流動様相の観察や油膜厚さの経時変化の測定により油戻り特性の評価が必要となる．
- 低 GWP 冷媒として，非共沸混合冷媒が有力な代替候補として検討されている．しかしながら，混合冷媒では組成比に応じて熱物性が変化するため，圧縮機の性能や損失特性に大きな影響を及ぼす可能性があり，圧縮機予測モデルの構築により，様々な組成において圧縮機特性を予測できるようにする必要がある．
- 現在代替候補として上がっている低 GWP 冷媒は，従来の冷媒に比べて体積冷凍能力が低い傾向にあり，低 GWP 冷媒をそのまま既存の圧縮機に適用した場合，冷凍性能の低下が見込まれる．このため，低 GWP 冷媒適用には圧縮機の大型化か，高速化が必要であるが，市場のニーズを考慮すると高速化により機器の大型化を防ぐことが望ましい．一方で，圧縮機の高速化により発生する課題については不明確であり，圧縮機の試作・評価を通じて，高速化に適した圧縮機設計指針を提示する必要がある．

このように低 GWP 混合冷媒利用下の冷媒圧縮機において，圧縮機の性能と信頼性を確保するためには，低 GWP 混合冷媒に適した冷凍機油の開発・評価，非共沸混合冷媒と冷凍機油の溶解特性，非共沸混合冷媒の圧縮特性の把握が重要となる．以上の背景の下，次の研究項目に分けて，研究を実施した．

・冷凍機油／冷媒混合物の溶解特性　～溶解度・物性計測・体積変化について～
・冷凍機油／冷媒混合物の溶解特性　～溶解成分・溶解度予測について～
・鉛直上昇管の油膜計測に基づく油戻り量の定式化
・混合冷媒の組成変化を考慮した圧縮機特性予測モデルの構築と代替冷媒適用性評価
・低 GWP 冷媒用高速圧縮機の設計指針の構築と試作圧縮機試験

2023 年度～2025 年度は，現在入手が容易な非共沸混合冷媒を対象に試験を行い，基礎特性・物性把握を行った．また，圧縮機開発・実用に向けて，これらの基礎特性を考慮した圧縮機計算モデルの構築・モデル計算を行い，圧縮機の設計指針を検討し，試作圧縮機試験の準備を進めてきた．次節以降に各研究項目について，成果や課題等について説明を行う．

6.2 冷凍機油／冷媒混合物の溶解特性　～溶解度・物性計測・体積変化について～

6.2.1 背景・目的

冷媒圧縮機では，圧縮機内の摺動部における潤滑や漏れ経路のシール，圧縮機部材の冷却のため冷凍機油が用いられている．冷凍サイクルにおいて冷媒圧縮機より吐き出された冷凍機油の油戻りを確保し，圧縮機及びサイクル性能を維持する観点から冷媒と相溶性を持つ冷凍機油が用いられることが一般である．このため，圧縮機内では冷媒が冷凍機油に溶解し，その溶解度に応じて種々の物性が変化する．この物性変化はサイクル内で起こる様々な現象や損失に直接影響を及ぼす．例えば，冷媒／冷凍機油混合物の粘度は圧縮機内の摩擦損失や冷凍機油の油戻りに影響を及ぼすし，比誘電率はモータとの絶縁性，表面張力は圧縮機内での発泡特性に影響を及ぼす．このため，冷凍サイクルにおける冷凍機油の選定においては，種々の温度・圧力条件における冷凍機油に対する冷媒の溶解度と共に，溶解度に応じた混合物の物性変化を把握しておくことが重要である．また，本研究プロジェクトが対象とする低 GWP 非共沸混合冷媒では，沸点の異なる複数の単一冷媒が混合されているため，純粋な冷媒とは溶解挙動が異なる可能性がある．加えて，冷凍機油に冷媒が溶解した時の体積は，冷凍機油の体積と冷媒の体積を足しあわせた体積よりも小さくなることが広く知られており，この体積変化は冷媒／冷凍機油混合物の密度変化に結び付くため，正確な粘度や表面張力の測定を妨げてしまう．

そこで，本研究項目では，POE（ポリオールエステル）または PVE（ポリビニルエーテル）と R454C 冷媒とその混合成分である R32・R1234yf との混合液の溶解度の測定と物性値の一つとして屈折率の測定を行った．測定は，温度を 30～90℃，冷媒濃度を 0～100%まで変化させて行っている．この計測に加えて，冷媒／冷凍機油混合物の体積も測定し，混合による体積変化についても調べた（Rakpakdee et al., 2024 and 2025）．

6.2.2 試験装置・方法

試験装置の概略を Figure 6.2-1 に示す．試験容器は，円筒形状の高耐圧性の容器で，高さ 55 mm，内径 45 mm である．試験容器内部を観察するため，圧力容器にはサイトグラスを設置し，そのうちの一つに光源を取り付けている．圧力容器内の液位を測定するために容器内壁には定規を取り付けている．また，圧力容器はヒータと断熱材で覆われており，容器内に設置した熱電対と PID コントローラによって温度制御を行った．圧力容器上部には圧力計を取り付けており，試験時の圧力容器内の圧力を測定することができる．容器側面には，混合物の屈折率を測定するための屈折率センサも設置している．冷媒／冷凍機油混合物の攪拌はマグネットスターラにより行い，混合物の重量測定はサービスバルブ付きのフレアコネクタにより試験容器を切り離して行った．冷媒を圧力容器に充填する前に，真空下における冷凍機油の重量を事前に測定しており，これらの測定結果から溶解度を算出することができる．

本試験では，HFC 系冷媒である R32 と HFO 系冷媒である R1234yf から構成される非共沸混合冷媒 R454C を使用した．また，冷凍機油として国内オイルメーカーから提供された POE 油と PVE 油を用いた．

6.2.3 冷凍機油／冷媒の溶解度・屈折率

(a) 非共沸混合冷媒の溶解度算出方法

試験圧力容器に冷媒を充填する前に冷凍機油の質量（M_{oil}）を測定する．次に，試験圧力容器に冷媒を充填し，液面が一定レベルに達したのち，混合物の質量を測定する．これより冷媒の質量（M_{ref}）が得られ，冷媒質量分率（Mf_{ref}）は次式で与えられる．

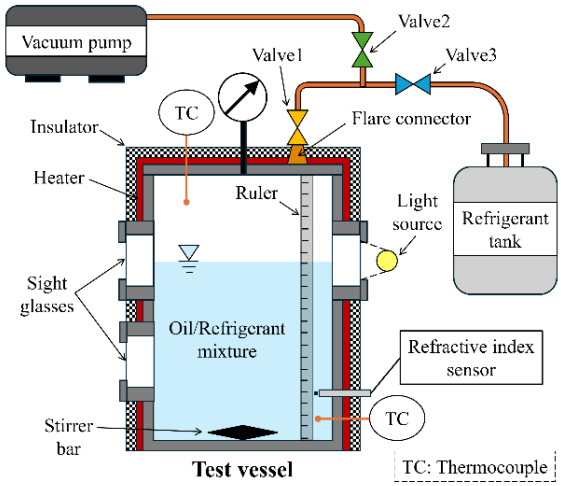


Figure 6.2-1　Experimental apparatus for solubility measurement.

$$Mf_{ref} = \frac{M_{ref}}{M_{ref} + M_{oil}} \tag{6.2-1}$$

しかしながら，非共沸混合冷媒では一定温度における露点圧力と沸点圧力が異なるため，露点圧力以上沸点圧力未満の圧力範囲や超臨界状態において，単一冷媒もしくは共沸混合冷媒と異なる状態で気液平衡が成立することが示唆される．Figure 6.2-2 に非共沸混合冷媒の平衡状態における試験容器内の混合状態の概念図を示す．容器内の成分を冷凍機油（Oil），冷凍機油に溶解した冷媒（Ref（oil）），ガス冷媒（Ref（gas）），液冷媒（Ref（liq）），超臨界状態の冷媒（Ref（sc））として，図に示す 3 つの平衡状態が考えられる．Figure 6.2-2 (a)，(b)は，冷凍機油／冷媒混合物以外の空間において，その時の圧力・温度に対応した乾き度でガス冷媒と液冷媒が存在する状態で，温度による密度の違いにより液冷媒と冷凍機油／冷媒混合物の上下関係が異なる．Figure 6.2-2 (c)は高温域で冷媒が超臨界状態となっている状態である．従って，式(6.2-1)に求める溶解度とは別に冷凍機油に溶解している冷媒のみを考慮した冷媒濃度も見積もる必要がある．

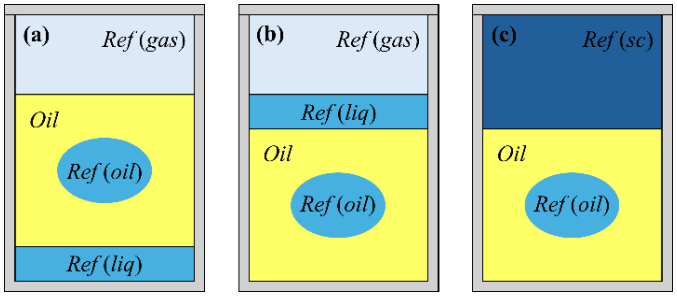


Figure 6.2-2　Conceptual diagram of mixing conditions in the test vessel.

本研究ではシステム体積（V_{sys}）を事前に求め，冷凍機油と冷媒の質量を電子天秤で測定している．ここで，Figure 6.2-2(a)および(b)の混合条件において，システム体積は，以下の各体積の合計に等しい．

$$V_{sys} = \frac{M_{oil}}{\rho_{oil}} + \frac{M_{ref(gas)}}{\rho_{ref(gas)}} + \frac{M_{ref(liq)}}{\rho_{ref(liq)}} + \frac{M_{ref(oil)}}{\rho'_{ref(liq)}} \tag{6.2-2}$$

ここで，M_{oil}とρ_{oil}，　$M_{ref(gas)}$　と$\rho_{ref(gas)}$，$M_{ref(liq)}$と$\rho_{ref(liq)}$，$M_{ref(oil)}$と$\rho'_{ref(liq)}$は，それぞれ冷凍機油，ガス冷媒，液冷媒，冷凍機油中の液冷媒の質量と密度であり，$\rho'_{ref(liq)}$は，REFPROP ver.10.0 から得られた

0～50 ℃の液冷媒の密度データを線形近似し推定しており，50 ℃以上においては，線形近似を外挿して推定している．

平衡状態におけるシステム内の冷媒質量は次のように表される．

$$M_{ref} = M_{ref(gas)} + M_{ref(liq)} + M_{ref(oil)} \tag{6.2-3}$$

また，システム内の冷凍機油／冷媒混合物以外の空間における乾き度は次式で表される．

$$X = \frac{M_{ref(gas)}}{M_{ref(gas)} + M_{ref(liq)}} \tag{6.2-4}$$

露点圧力以上沸点圧力以下の場合の冷媒乾き度も REFPROP ver.10.0 より求めることができるので，式(6.2-2)～式(6.2-4)よりガス冷媒，液冷媒，冷凍機油中の液冷媒の質量を見積もることができる．

一方で，超臨界状態の場合，システム体積は，以下の各体積の合計に等しくなる．

$$V_{sys} = \frac{M_{oil}}{\rho_{oil}} + \frac{M_{ref(sc)}}{\rho_{ref(sc)}} + \frac{M_{ref(oil)}}{\rho'_{ref(liq)}} \tag{6.2-5}$$

ここで，$M_{ref(sc)}$と$\rho_{ref(sc)}$は超臨界状態の冷媒の質量と密度である．また，システム内の冷媒の質量は次のように示される．

$$M_{ref} = M_{ref(sc)} + M_{ref(oil)} \tag{6.2-6}$$

従って，式(6.2-5)～式(6.2-6)より超臨界状態における冷媒と冷凍機油中の液冷媒の質量も見積もることができる．以上の通り算出された冷媒の質量から，非共沸冷媒における冷凍機油･冷媒混合物の冷媒濃度（C_{ref}）は次の式で求めることができる．

$$C_{ref} = \frac{M_{ref(oil)}}{M_{ref(oil)} + M_{oil}} \times 100\% \tag{6.2-7}$$

(b) 溶解度・屈折率計測結果

冷媒溶解度測定結果の一例として，POE/R454C 混合物について，式(6.2-1)により求めた溶解度を Figure 6.2-3 に，冷凍機油に溶解している冷媒のみを考慮した式(6.2-7)により求めた冷媒濃度を Figure 6.2-4 に示す．これらの図中には，圧力が臨界温度よりも高い 90℃を除いて，各温度における露点と沸点の圧力も示している．Figure 6.2-3 に示されるように，圧力は冷媒質量分率の増加とともに増加し，質量分率が 0.5 程度までは圧力は大きな上昇幅で急激に増加し，一方で，質量分率 0.5 程度以上では増加傾向も緩やかになり，露点圧力と沸点圧力の範囲内で緩やかな増加が見られた．加えて，圧力変化が緩やかになる質量分率は高温である程大きく，30℃においては 0.4 程度であった．Figure 6.2-4 に示される冷凍機油に溶解している冷媒のみを考慮した冷凍機油中の冷媒濃度についてもほぼ同様の傾向であり，非共沸冷媒を用いた時の露点圧力と沸点圧力の違いは溶解度には大きく影響を与えないものと考えられる．一方で，30℃と 50℃の温度において，冷凍機油中の冷媒濃度が高濃度の範囲で一部データが欠落している．これは，高濃度域では，冷媒が純粋な液体状態に近づき，計算上，冷凍機油中の液冷媒の質量が負になったことが原因であり，計算には体積変化を考慮する必要がある．

冷凍機油／冷媒混合物の屈折率測定結果の一例として，Figure 6.2-5 に 30～90℃の温度範囲における POE/R454C 混合物の屈折率と冷凍機油中の冷媒濃度との関係を示す．屈折率の測定位置は，試験容器の底面から 10 cm 上である．図に示されるように，30℃，50℃，70℃の温度では冷凍機油中の冷媒濃度の増加に伴い屈折率は低下する傾向が見られ，ほぼ同じ冷媒濃度でも温度の上昇に伴い屈折率はわずかに低下することがわかる．また，90℃では，冷媒濃度が 60%以上では屈折率はほとんど変化しておらず，これは二層分離が起こり，密度が変化しなくなったものと考えられる．（Rakpakdee et al., 2024）

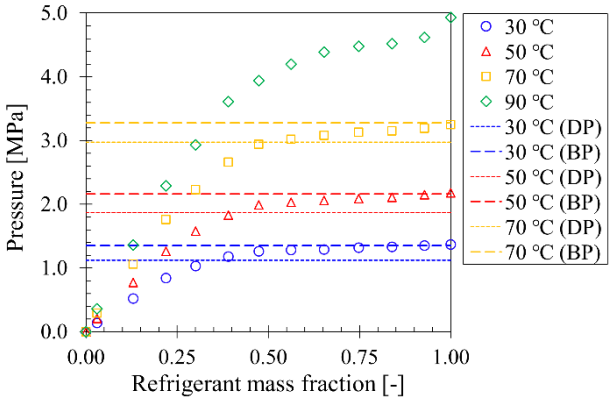


Figure 6.2-3
Refrigerant mass fraction of POE /R454C mixture calculated by Eq. (6.2-1).

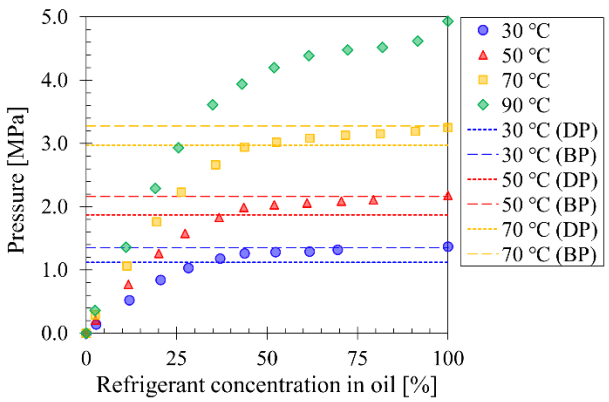


Figure 6.2-4
Refrigerant mass fraction of POE /R454C mixture calculated by Eq. (6.2-7).

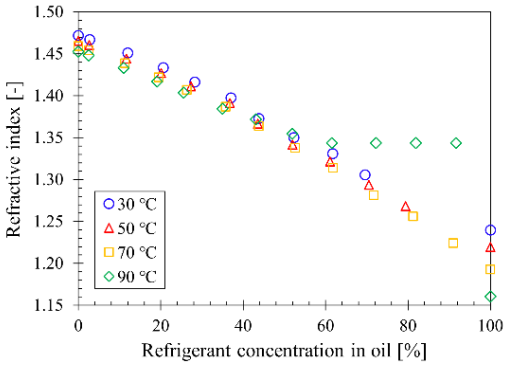


Figure 6.2-5 Refractive index of POE/R454C mixture depending on the refrigerant concentration in oil.

6.2.4 冷凍機油への冷媒の溶解に伴う体積変化

(a) 体積変化算出方法

冷媒が冷凍機油に溶解する時，混合物の体積は冷凍機油の体積と液冷媒の体積の合計よりも小さくなる．Figure 6.2-6 に体積変化の概念図を示す．冷凍機油／冷媒混合物の体積変化は Figure 6.2-6(a)と(b)のように関係が表される．Figure 6.2-6(a)において，混合物の体積（V_{calc}）は，冷凍機油と液冷媒それぞれの質量と密度を用いて次式で算出することができる．

$$V_{calc} = \frac{M_{oil}}{\rho_{oil}} + \frac{M_{ref(liq)}}{\rho_{ref(liq)}} \tag{6.2-8}$$

ここで，冷凍機油中の液冷媒の密度は，6.2.3(a)項と同様の方法で見積もっている．一方で，実際に測定することで求まる体積（V_{meas}）は Figure 6.2-6(b)や超臨界においては(c)のようになっていることから，式(6.2-8)で算出されるV_{calc}より小さいことになる．そこで，これらの比を次式のようにαで表す．

$$\alpha = \frac{V_{meas}}{V_{calc}} \tag{6.2-9}$$

以上の計算をもとに冷凍機油と液冷媒の質量・密度から算出した体積と計測した体積を比較することで，体積比αの比較を行う．

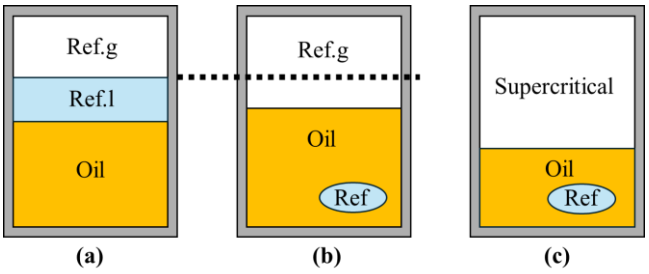


Figure 6.2-6　Conceptual model of volume change of the refrigeration oil/refrigerant mixture.

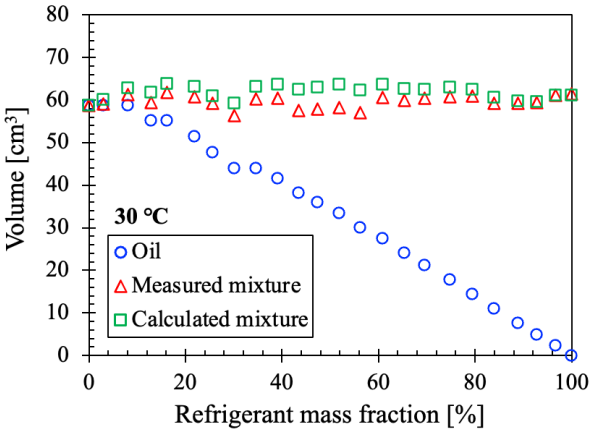


Figure 6.2-8
Comparison of mixture volume of POE / R454C mixture at 30 °C.

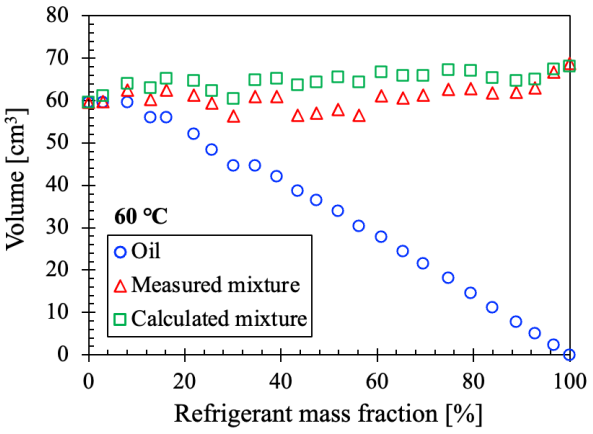


Figure 6.2-7
Comparison of mixture volume of POE / R454C mixture at 60 °C.

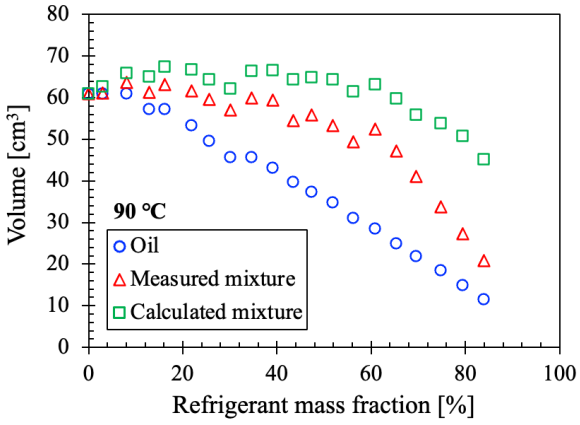


Figure 6.2-10
Comparison of mixture volume of POE / R454C mixture at 90 °C.

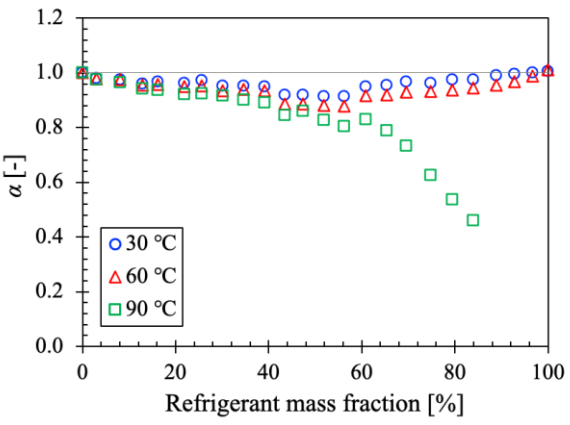


Figure 6.2-9
Volume difference rate α between measured volume and calculated one.

(b)　体積測定結果と体積変化

冷凍機油／冷媒混合物体積測定結果の一例として，POE/R454C 混合物について，30℃，60℃，90℃における混合物の体積をそれぞれ Figure 6.2-8，Figure 6.2-7，Figure 6.2-10 にそれぞれ示す．横軸は冷媒質量分率[%]，縦軸は混合物の体積[cm³]を示している．

30℃においては，Figure 6.2-8 に示されるように冷媒が冷凍機油に溶解すると，質量分率が増加するとと

もに測定した混合物の体積は計算された体積より小さくなり，冷媒と冷凍機油が同等の質量である質量分率 50%程度においてその差が最も大きくなり，より大きな質量分率では，質量分率の増加と共にその差は小さくなった．この体積変化は冷媒が冷凍機油に溶け込む際，より小さな冷媒分子がより大きな油分子の間の隙間に入り込むためであると考えられる．Figure 6.2-7 に示される 60℃においても，30℃とほぼ同様の傾向を示しており，測定した混合物の体積と計算された体積差は 30℃よりもわずかに大きくなっている．Figure 6.2-10 に示される 90℃においては，質量分率 50%程度までは 30℃，60℃と同じ傾向を示したが，それより大きな質量分率では，体積が急激に減少した．90℃は超臨界状態であるため液冷媒は存在せず，冷媒量が多い質量分率が大きな領域では，冷凍機油の体積が支配的になったものと考えられる．

Figure 6.2-9 に体積比αと冷媒質量分率の関係を示す．図に示されるようにαの値は，質量分率が 50%程度の時に最も小さな値を示し，温度の増加と共にわずかに減少する．冷媒と冷凍機油が同等の質量で温度が大きいほど，混合前の純粋な冷媒と油の液量と比較して，混合時に体積が減少していることが分かる．さらに 90℃の超臨界状態では，質量分率が 50%以上ではαの値も急激に減少することが分かった．(Rakpakdee et al., 2025)

6.3 冷凍機油／冷媒混合物の溶解特性　～溶解成分・溶解度予測について～

6.3.1 背景・目的

冷媒圧縮機では，一般的に冷媒と相溶性を持つ冷凍機油が用いられる．一方で，本研究プロジェクトで対象とするような非共沸混合冷媒を利用する場合は，非共沸混合冷媒が沸点の異なる複数の単一冷媒から構成されているため，各成分が冷凍機油に対してそれぞれ異なる溶解特性を示す可能性がある．実際，代替候補として検討されている HFO 系冷媒を含む非共沸混合冷媒について，井上ら(2024)が R474A の PVE 油に対する溶解特性として，溶解に伴う各成分の組成質量比の変化と温度および圧力との関係を報告している．しかしながら，このような溶解組成に関する報告は限定的で，様々な非共沸混合冷媒において溶解組成の評価は十分なされていないのが現状である．

そこで，本研究項目究では，HFO 系冷媒を含む非共沸混合冷媒の冷凍機油に対する溶解特性として，混合冷媒を構成する各成分の冷凍機油への選択溶解を実験により明らかにするとともに，得られた実験結果を基に計算による冷媒溶解度予測法を検討した（有賀ら, 2024）.

6.3.2 試験装置・方法

本試験では，冷凍機油／冷媒混合物を種々の溶解度で調製し，この混合物の液相をサンプリングして，サンプリング溶液から冷凍機油に溶解した冷媒を分離させ回収する．この冷凍機油に溶解していた冷媒の組成をガスクロマトグラフィの絶対検量線法により測定する．同時に，冷媒分離前後のサンプリング容器の質量変化から，サンプリングした冷凍機油/冷媒混合物の冷媒溶解度を算出する．

Figure 6.3-1 に冷凍機油／冷媒混合物の調製，サンプリングを行うための圧力容器の概略を示す．Figure 6.3-1 に示す圧力容器は内径 40 mm，高さ 60 mm の円筒形で，内部を観察出来るよう試験容器側面の 3 ヶ所に直径 18 mm のガラス窓を縦に 2 つずつ設置している．混合物の攪拌はマグネットスターラにより行い，温度調節は試験容器に直接巻き付けた電気ヒータにより行っている．また，本試験では，冷媒充填時の非共沸混合冷媒の組成変化を最小限に抑えるため，非共沸混合冷媒の冷媒ボンベに設置されているサイフォン管に加え，ダブルエンドボンベを介して充填を行い，各試験前にダブルエンドボンベ下部から試験容器に充填される冷媒をサンプリングバッグにより回収し，充填時の冷媒組成を事前に測定し，これを基準組成として取り扱うこととした．

Figure 6.3-2 に試験容器からサンプリングした冷凍機油／冷媒混合物から冷凍機油に溶解した冷媒を分離し回収する装置の概略を示す．混合物を採取したサンプリング容器はフィルタを介してオイルフリー真空ポンプに接続し，オイルフリー真空ポンプの吐出口にはサンプリングバッグを接続する．サンプリング容

器には電気ヒータを直接巻き付け，電気ヒータと真空ポンプにより冷凍機油に溶け込んだ冷媒の分離と回収を行う．冷媒分離後，サンプリング容器の質量変化から，サンプリングした冷凍機油/冷媒混合物の冷媒溶解度を算出する．ここで，サンプリング容器と真空ポンプ間に設置したフィルタの質量変化も同時に記録し，少量の冷凍機油が噴出した際もその質量で補正し冷媒溶解度の算出を行った．回収した冷媒ガスはガスクロマトグラフィに注入し，絶対検量線法により組成を測定した．

本試験では, HFC 系冷媒である R32 と HFO 系冷媒である R1234yf から構成される非共沸混合冷媒 R454C を使用した．また，冷凍機油として国内オイルメーカーから提供された POE 油と PVE 油を用いた．

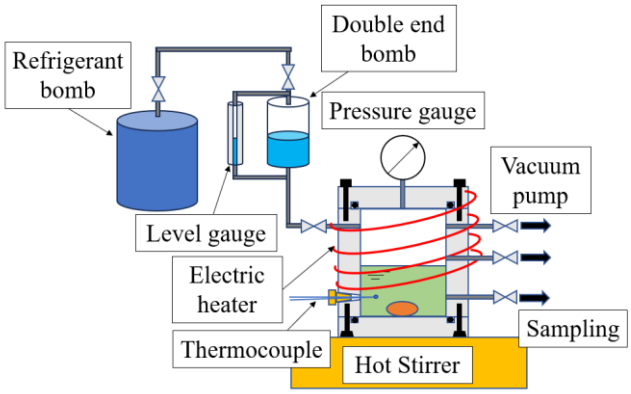


Figure 6.3-1　Pressure vessel for refrigerant and oil mixture.

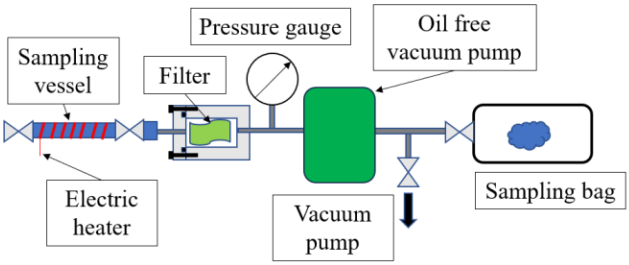


Figure 6.3-2　Refrigerant extraction system from mixture in sampling vessel mixture.

6.3.3　冷凍機油／冷媒混合物の飽和溶解状態における溶解組成

冷凍機油／冷媒混合物の飽和溶解状態のおける溶解組成の結果の一例として，PVE/R454C 混合物の液温 20℃，　60℃における溶解組成測定結果を Figs. 6.3-3，6.3-4 にそれぞれ示す．これらの図において，横軸は冷媒溶解度[%]，縦軸は液相内における各成分の質量比[%]である．なお，図中には各実験における充填時の冷媒組成および，露点圧力以上となる冷媒溶解度範囲も示している．Figure 6.3-4 に示されるように，20℃においては，溶解組成は充填時組成とほぼ一致しており，選択溶解は起こっていない．一方で，Figure 6.3-3 に示される 60℃においては，冷媒質量分率が 30～60%において，R32 の溶解組成が充填時の組成よりわずかに小さくなっており，この領域では，R32 より R1234yf の選択溶解性が大きい．これは，極性を有する冷凍機油に対して，分子極性の高い成分が優先的に溶解していることが要因の一つと考えられる．HFC 系冷媒である R32 は飽和結合のみで構成されているのに対し，HFO 系冷媒である R1234yf は不飽和結合を持ち分子の極性が高い．その結果，R32 と比較して R1234yf が冷凍機油中に優先的に溶解し，液相中の R32 の相対的な質量比が低下したと考えられる．また，　R32 は R1234yf に比べて沸点温度が低い低沸点成分であり，揮発性が高く気相へ移行しやすいため，高い温度において R32 に大きな質量比の減少が見られたと考えられる．

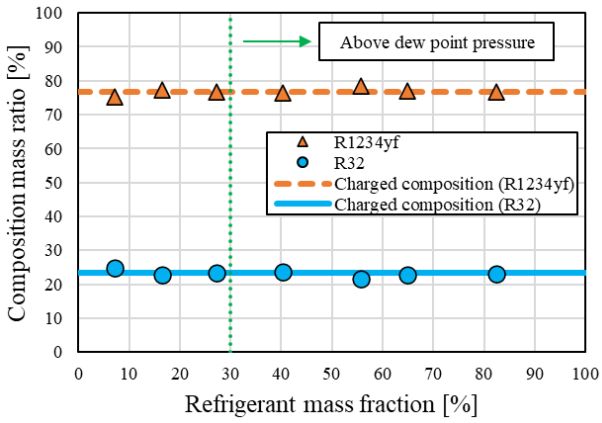


Figure 6.3-4
Dissolved composition at saturation (PVE/R454C, 20 ℃, Charged composition R32: R1234yf = 23.3:76.7 [wt.%])

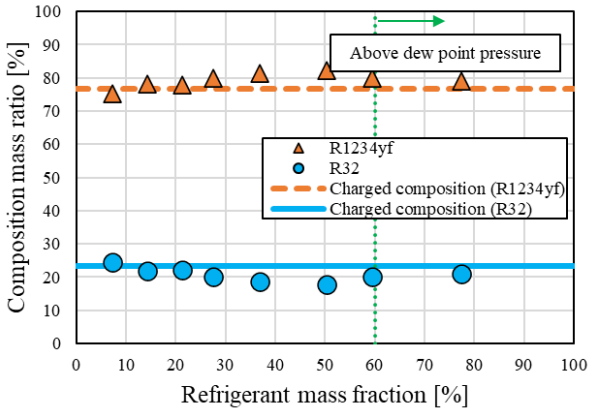


Figure 6.3-3
Dissolved composition at saturation (PVE/R454C, 60 ℃, Charged composition R32: R1234yf = 23.2:76.8 [wt.%])

6.4 鉛直上昇管の油膜計測に基づく油戻り量の定式化

6.4.1 背景・目的

新しい冷媒用の冷凍機油の開発・評価においては，潤滑特性やシール特性のみならず配管における油戻りの特性についても評価する必要がある．圧縮機への配管においては環状二相流の流動様式となり，粘度の高い冷凍機油が冷媒の流動によってどの程度輸送されるかについては未知な点が多い．特に鉛直管においては冷凍機油が最も戻りにくいことが予想され，その量を予測することは困難である．そのため，可視化による流動様相の観察および液膜センサによる油膜厚さの経時変化を測定し，予測について必要な計測パラメータについて検討した．

6.4.2 光ファイバー液膜センサによる膜厚計測と基底液膜の予測

冷凍サイクル管内における冷凍機油輸送を把握するための指標の一つとして，本研究では液膜厚さに着目した．計測手法として，対環境性に優れ高い時間を有し，数 100 μm から数 mm 程度の液膜厚さをピンポイントで計測可能である光ファイバー液膜センサを利用した（Watanabe ら, 2024）．この計測手法は，界面の屈折率の差によって光が反射する法則を利用しており，液膜に向けて光ファイバーコアより射出された光が気液界面で反射し，再びファイバーコア内に戻ってくる光の強度（戻り光強度）を計測している．あらかじめ校正によって求めておいた液膜厚さと戻り光強度との関係を用いて，液膜厚さを評価した．薄いほど戻り光強度が高くなるため，液膜厚さの測定精度が高くなるという特徴を持つ．

実験は，圧縮機吸い込み管を常温常圧下で模擬した鉛直上昇管内において液膜厚さの計測を行い，輸送流量の予測に向けて，まず液膜厚さに関するモデルでの予測可能性について検討した．実験装置の概略図と光ファイバー液膜センサの概略図を Figure 6.4-1 に示す．気体は，コンプレッサーより圧縮空気として供給し，流量計を通して管内へ鉛直上向きに供給する．液体は，加圧されたタンクよりバルブと流量計を通して気液混合部に供給する．気液混合部では焼結金属を介して，液体を管内に滲ませて供給をすることで，管内を上向きに流れる気体と混合させて環状流を形成させた．装置全長は 900 mm，気液混合部から試験管出口までの区間は 680 mm，内径は 18 mm である．

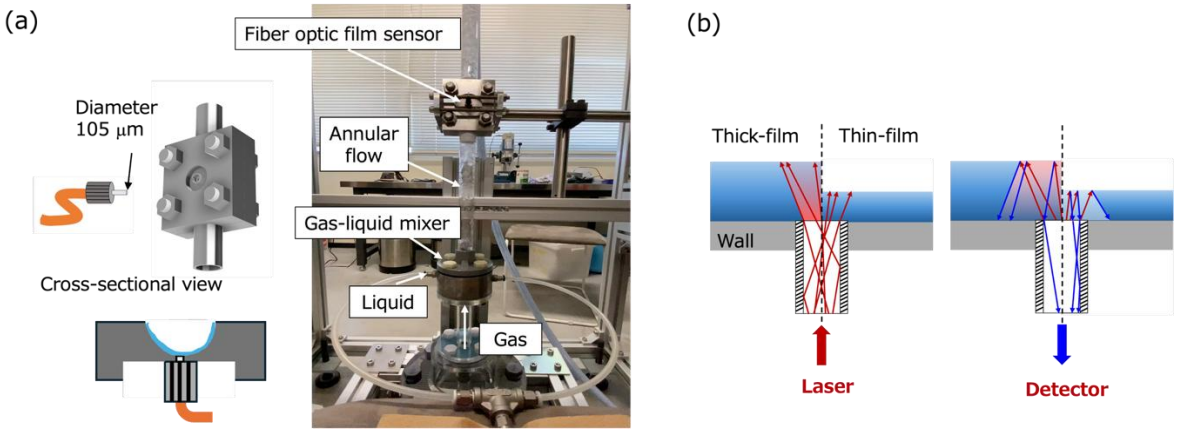


Figure 6.4-1 Schematic of the experimental setup: (a) observation system for annular flow forming a liquid film using a porous mixer; (b) measurement principle of the fiber-optic liquid film sensor, where the reflected light intensity varies with film thickness.

実験では，水および二種類の粘度のグリセリン水溶液を用いて液膜厚さを測定した．その得られた結果について検討する．Inoue and Maeda (2021)は，気体流れによって形成された液膜厚さの理論式を液相の速度分布が直線分布であると仮定して式(6.4-1)を導出している．ここで，界面摩擦係数fが決定できれば，液膜厚さが予想可能となる．彼らはfとして乱流の壁面での摩擦を示す Blasius の式（$f_b = 0.080 Re_G^{1/2}$）を用いている．

$$h = \frac{2}{\sqrt{f}} \frac{\mu_L}{\mu_G} \sqrt{\frac{\rho_G}{\rho_L}} Re_L^{-\frac{1}{2}} Re_G^{-1} D \tag{6.4-1}$$

この式を用いて得られた実験結果と予測結果の比較を Figure 6.4-2(a)に示す．結果より実験で得られた平均液膜値と Blasius の式を用いて予測した値には大きな違いがあり，予測値が過大評価されていることがわかる．この結果は気液界面では乱流壁面よりも大きな摩擦係数を持つことを示している．一方で Figure 6.4-2(b)に示すように，Wallis の式(6.4-2)を用いることで，実験で得られた基底液膜のみを精度良く予測することができる．Blasius の式では特に大きく値が外れた低い液膜 Re 数の領域，すなわち高粘性液体において，本実験結果よりその基底液膜厚さは予測可能であり，線形の速度分布より基底液膜によって輸送される液膜量も見積もることができる．

$$f = f_b \left(1 + 300 \frac{t}{D}\right) \tag{6.4-2}$$

6.4.3 環状流における高粘性液体輸送機構

空気と水系の環状気液二相流においては，基底液膜に加えじょう乱波や液滴も液体の輸送に貢献するモデルが提案されている（Le Corre, 2022）．このモデルにおいては基底液膜上に発生するリップル波はその輸送に寄与しない．一方で，高粘性液体の環状流ではじょう乱波が発生しないことが知られており，さらに液滴の発生も極めて少なくなることが報告されている（Wang ら, 2022）．このような状況において，液体はどのような機構によって輸送されているだろうか．環状流の実験装置出口において，搬送される液体の運動量によって液体を分離する装置を設置し，液体輸送機構について検討した．

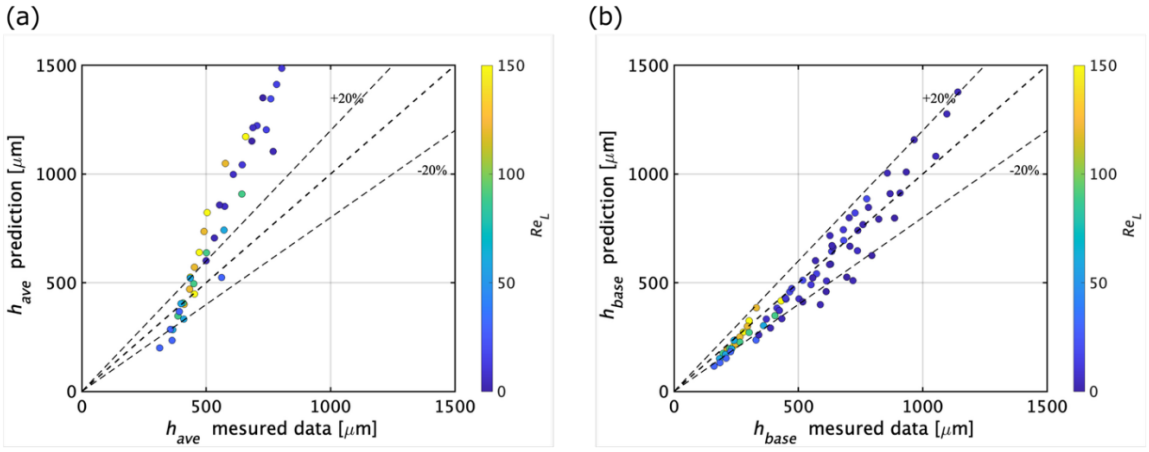


Figure 6.4-2　Comparison of measured liquid film thickness with model predictions: (a) average liquid film thickness calculated using the Blasius equation; (b) base liquid film thickness calculated using the Wallis equation.

Figure 6.4-3 に環状二相流における高粘性液体搬送機構を検討するための，液体分離機構について示す．図には，分離機構の断面図と，液体分離の様子を示す．この分離機構では，中心に穴を有する分離板を設置し管出口において搬送された液体を，以下の三つの成分に分離し，それぞれの流量を計測した．Outlet 1 では，最も高い運動量を持った液体である液滴として運ばれた液体を回収した．Outlet 2 では，非定常で発生した波によって輸送された液体を回収した．図の可視化画像が示すように，出口で大きな液膜が発生し，その後周囲へと飛散した液体を回収した．一方 Outlet 3 では大きな慣性を持たず，壁にそって流れる液体を回収した．そのため，Outlet2 では波によって，また Outlet 3 では基底液膜によって搬送された液体を計測したことを想定している．

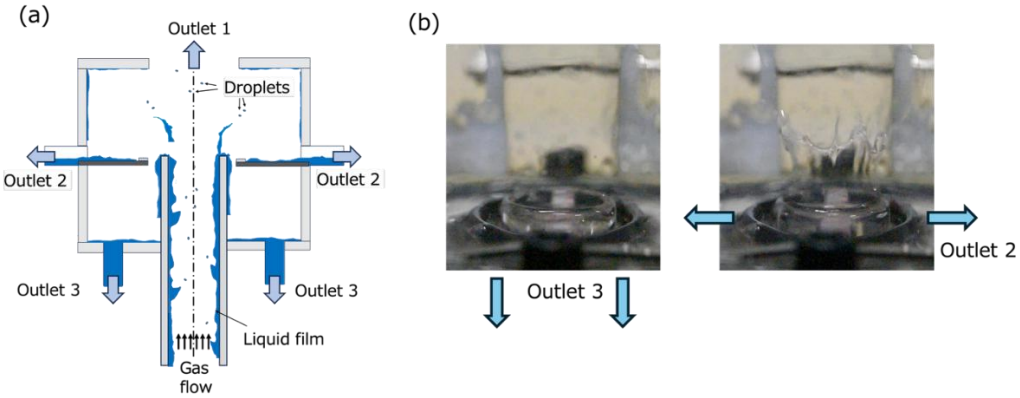


Figure 6.4-3　Liquid separation apparatus at the pipe outlet: (a) cross-sectional view of the separation system; (b) base liquid film discharged at Outlet 3 (left) and unsteady ejection of the liquid film at Outlet 2 (right).

Figure 6.4-4 に分離機構によって計測されたそれぞれの出口流量を示す．縦軸は液体回収量，横軸は供給液体流量，カラーマップは気体レイノルズ数を示しており，丸のプロット点は波によって搬送されたと仮定した Outlet 1 で回収流量を，ダイヤが基底液膜によって搬送されたと仮定した Outlet 3 での液体回収量である．グラフより，液体の粘度に関係なく Outlet 1 での回収液体は供給流量に比例して増加傾向を示した．一方 Outlet 3 での回収液体はある一定値へと漸近する傾向を示した．このことから，基底液膜による液体搬送には，管内の気体流量によって決定する限界値の存在が予想でき，基底液膜によって運ぶことが困難な供給液体流量に対する余剰分の液体が，表面波によって搬送されたと予想した．基底液膜によって搬送

される液体量は液膜厚さから予想できることから，今後，波によって輸送される液体量を，波速度や発生頻度，波高等のデータより予測できるようにし，冷媒の流量や配管寸法に応じた油戻り量の定式化を行う．

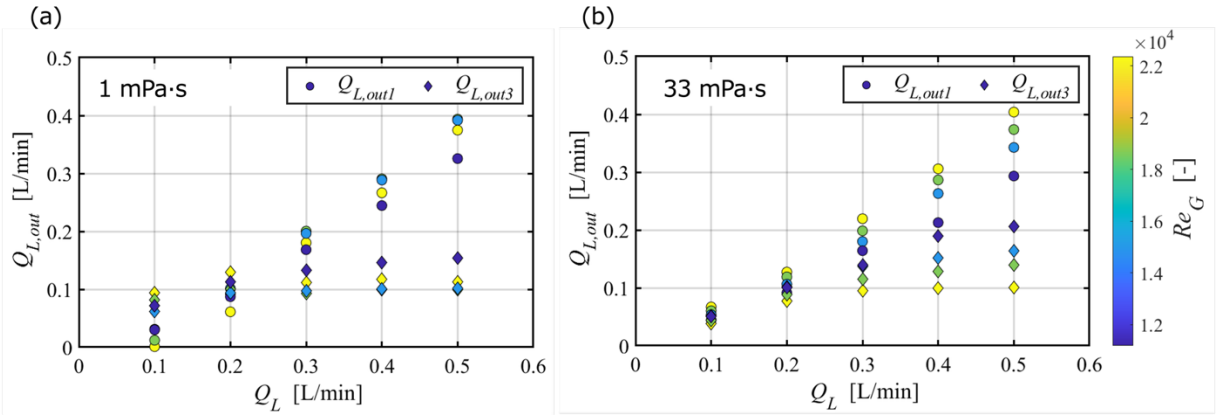


Figure 6.4-4　Liquid flow rates collected at outlets 2 (transported by the base liquid film) and 3 (by wave-induced liquid): (a) water (1 mPa·s); (b) viscous liquid (glycerin solution, 33 mPa·s).

6.5　混合冷媒の組成変化を考慮した圧縮機特性予測モデルの構築と代替冷媒適用性評価

6.5.1　背景・目的

近年，地球温暖化対策の観点から，空調・冷凍分野において低 GWP 冷媒への転換が求められている．従来広く用いられてきた冷媒に代わり，R32 や R1234yf などを組み合わせた混合冷媒が有力な代替候補として検討されている．しかし，混合冷媒は組成比に応じて熱物性が変化するため，圧縮機の性能や損失特性に大きな影響を及ぼす可能性がある．このような背景のもと，本研究では，混合冷媒の組成変化を考慮可能な圧縮機特性予測モデルを構築することを目的とする．具体的には，吸入冷媒圧力，吸入冷媒温度および吐出冷媒圧力を入力とし，吐出冷媒温度，圧縮機動力および冷媒流量を予測できるモデルを作成する．また，流量損失や機械損失などの各種損失を考慮することで，より実機に近い挙動の再現を目指す．さらに，本モデルを用いて R32/R1234yf 混合冷媒の組成比を変化させた場合の圧縮機特性および損失の変化を評価し，代替混合冷媒に適した圧縮機設計に関する基礎的な知見を得ることを目的とする．

6.5.2　圧縮機特性予測モデルの構築

Figure 6.5-1 に圧縮機特性予測モデルの概要を示す．本研究ではロータリ圧縮機を対象とし，吸入・圧縮・吐出の各過程におけるエネルギー移動および各種損失を考慮した準定常モデルを構築した．モデルの入力は吸入圧力P_s，吸入温度T_s，吐出圧力P_d，および外気温度T_{env}とし，出力は圧縮機動力L，冷媒質量流量G_r，外気への熱損失Q_{env}および各種損失量とした．エネルギー収支は次式で表される冷媒の流入出に伴うエンタルピー移動，圧縮機への入力動力および外気への熱放散の収支は次式で表される．

$$G_r \cdot h_s + L = G_r \cdot h_d + Q_{env} \tag{6.5-1}$$

ここで，h_s，h_dはそれぞれ吸入および吐出状態における比エンタルピーである．

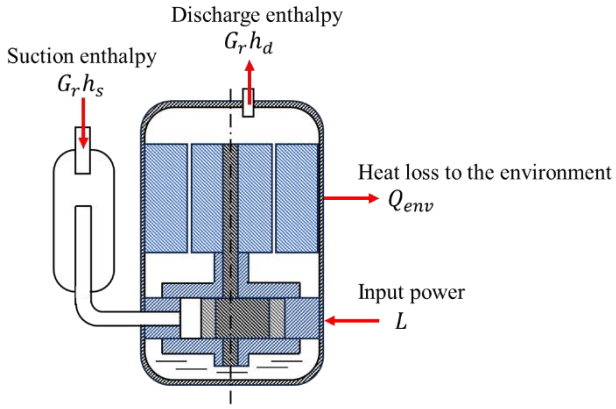


Figure 6.5-1　Energy balance model of the rotary compressor.

(a)　冷媒流量モデル

冷媒流量G_rは，吸入密度ρ_s，押しのけ体積V_s，回転数Nに基づく理論流量G_0から，各種流量損失を差し引くことで求める．

$$G_0 = \rho_s \cdot V_s \cdot N \tag{6.5-2}$$

$$G_r = G_0 - \left(\Delta G_l + \Delta G_q\right) \tag{6.5-3}$$

ここで，ΔG_lは漏れ流量損失，ΔG_qは吸入加熱に伴う流量損失である．

漏れ流量損失は，圧縮室からの吹き抜け流れを準定常圧縮性流として扱い，次式により評価する．

$$\Delta G_l = \rho_l u_l A_l = A_l \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa-1} P_d \rho_d \left[\left(\frac{P_d}{P_s}\right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{P_d}{P_s}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}\right]} \tag{6.5-4}$$

また，過熱流量損失は吸入過程における温度上昇に起因する密度低下として評価し，

$$\Delta G_q = \frac{\Delta T_s}{T_s} G_0 \tag{6.5-5}$$

と表される．ここで，吸入温度上昇ΔT_sは吸入配管における熱伝達により，次式で見積もる．

$$\Delta T_s = \frac{Q_s}{G_0 c_{p,s}} = \frac{\alpha_s (T_w - T_s)}{G_0 c_{p,s}} \approx \frac{\alpha_s (T_d - T_s)}{G_0 c_{p,s}} \tag{6.5-6}$$

(b)　圧縮動力モデル

圧縮機動力は，等エントロピー圧縮を仮定した理想動力L_{ad}に，各種動力損失を加味することで評価する．

$$L_{ad} = G_r (h_{d0} - h_s) \tag{6.5-7}$$

ここで，h_{d0}は等エントロピー圧縮後の吐出比エンタルピーである．

実際の軸動力L_{sh}は，図示損失ΔL_{in}，漏れ損失ΔL_l，機械損失ΔL_{me}を加えることで求められる．

$$L_{sh} = L_{ad} + (\Delta L_{in} + \Delta L_l + \Delta L_{me}) \tag{6.5-8}$$

さらに，モータ効率η_{mt}を考慮して入力動力Lを

$$L = L_{sh}/\eta_{mt} \tag{6.5-9}$$

とする．図示損失ΔL_{in}は，理想サイクルと実サイクルの$P-V$線図の差を幾何学的に近似することで評価する．また，漏れ損失および機械損失はそれぞれ以下のように見積もる．

$$\Delta L_l = \Delta G_l(h_{d0} - h_s)/2 \tag{6.5-10}$$

$$\Delta L_{me} = c_f FU = c_f \cdot A_f(P_d - P_s) \cdot 2\pi R_{sh} N \tag{6.5-11}$$

(c) 性能指数

本モデルにより，体積効率η_vおよび全効率η_tは以下のように定義される．

$$\eta_v = G_r/G_0 \tag{6.5-12}$$

$$\eta_t = L_{ad}/L \tag{6.5-13}$$

6.5.3 圧縮機モデルの予測精度の検証

本モデルの妥当性を確認するため，冷媒に R22 を用いた実測データ（柳沢ら, 1990）との比較を行った．比較対象は，冷媒質量流量，圧縮機動力，体積効率および全効率とし，それぞれの結果を Figure 6.5-2(a)～(d)に示す．比較条件は，吸入圧力$P_s = 0.498$~0.681 [MPa]，吸入温度$T_s = 0$~10 [℃]，吐出圧力$P_d = 1.53$~2.42[MPa]，外気温度$T_{env} = 35$[℃]，回転数$N = 3450$[rpm]とした．図より，いずれの評価量についても，計算値と実測値は概ね±10%以内で一致していることが確認された．特に，冷媒流量および体積効率に関しては広い運転条件範囲において良好な一致を示しており，本モデルが圧縮機の基本特性を適切に再現できていると考えられる．一方で，圧縮機動力と全効率においては誤差がやや大きくなる傾向も見られ，これは動力損失モデルの簡略化に起因する可能性がある．今後は，これらの損失モデルの精度向上について検討する必要がある．

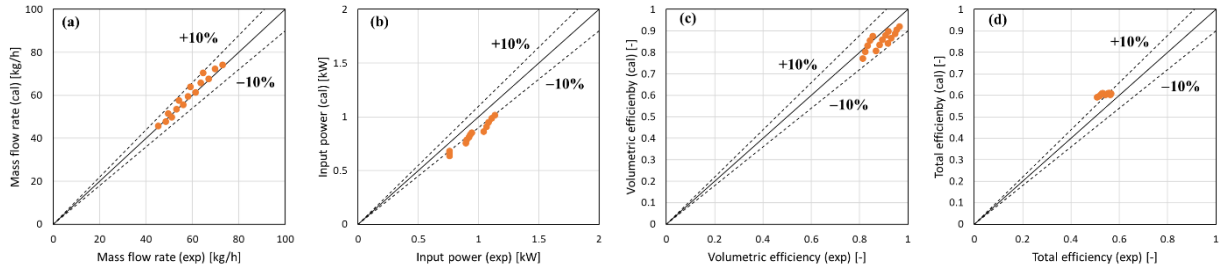


Figure 6.5-2 Validation of the proposed model by comparison with experimental data: (a) refrigerant mass flow rate, (b) input power, (c) volumetric efficiency, and (d) total efficiency.

6.5.4 R32/R1234yf 混合冷媒の組成変化に伴う圧縮機特性の予測

Figure 6.5-3～Figure 6.5-5 に，R32/R1234yf 混合冷媒の組成比を変化させた場合の冷媒質量流量，圧縮機動力，体積効率，全効率を示す．なお，冷媒流量および圧縮機動力のグラフには，各損失の値を併示している．解析条件は，$P_s = 0.454$[MPa]，$T_s = 10$[℃]，$P_d = 2.37$[MPa]，$T_{env} = 35$[℃]，$N = 3450$[rpm]とした．また，冷媒の熱力学的物性値は REFPROP ver.10 より算出した．

Figure 6.5-3 より，R32 の質量分率（以下，R32 割合）の増加に伴い，冷媒流量は単調に減少し，これに対応して Figure 6.5-5 の体積効率も同様に低下する．この要因としては，R32 割合の増加に伴う吸入密度の低下が支配的であると考えられる．流量損失に着目すると，吸入加熱損失は R32 割合の増加とともに増大

する一方で，漏れ損失の変化は極めて小さい．一方，Figure 6.5-3 の圧縮機動力および Figure 6.5-5 の全効率は，R32 割合の増加に伴い緩やかに減少する傾向を示す．これは，式(6.5-7)におけるエンタルピー差 $h_{d0} - h_s$の増加と冷媒流量G_rの減少との相互作用によるものと考えられる．なお，図示損失，漏れ損失および機械損失に対する組成変化の影響はほとんど認められない．

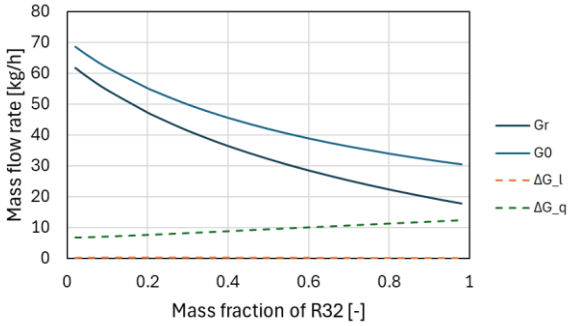


Figure 6.5-3 Mass flow rate vs. R32 mass fraction.

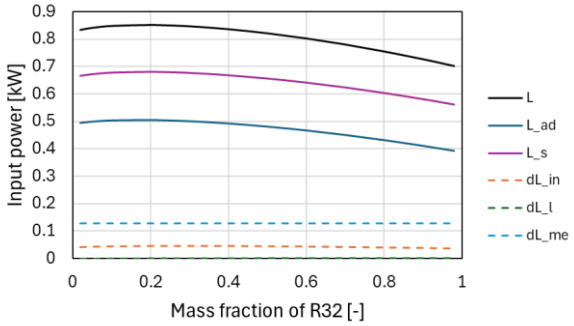


Figure 6.5-4 Input power vs. R32 mass fraction.

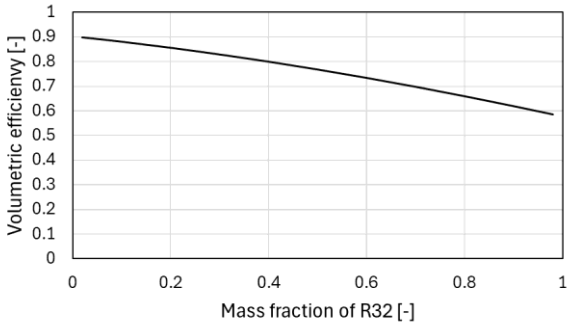


Figure 6.5-5 Volumetric efficiency vs. R32 mass fraction.

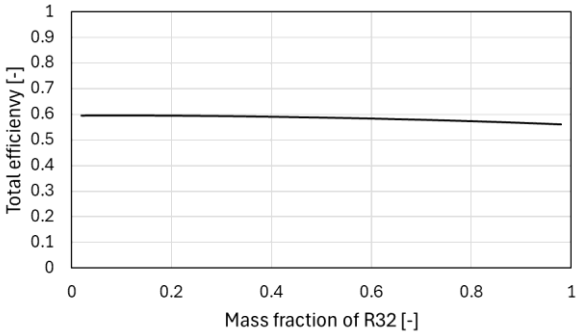


Figure 6.5-6 Total efficiency vs. R32 mass fraction.

6.6 低 GWP 冷媒用高速圧縮機の設計指針の構築と試作圧縮機試験

6.6.1 背景・目的

現在検討されている低 GWP 混合冷媒の多くは，従来の冷媒に比べて体積冷凍能力が低い傾向にあり（Domanski et al., 2017），必要な冷凍能力を確保するためには，単位時間当たりに圧縮機が処理する冷媒循環量を増大させる必要がある．この課題の解決策として，圧縮機の大型化や高速化が挙げられるものの，実用を考えると圧縮機の大型化は市場の要望と逆行するものである．従って，圧縮機を大型化することなく，高速化により現行冷媒と同等の冷凍能力を確保することが有効なアプローチとなる．一方で，圧縮機の高速運転時の課題として，圧縮要素の摺動部の摩擦損失の増大や単位時間当たりの吐出体積増加に伴う圧縮動力損失の増大が懸念される．これらの改善には圧縮機の改良に加え，圧縮機部材の軽量化が求められる可能性もあり，本プロジェクトの再委託先であるアドバンスコンポジット株式会社で開発中の軽量複合材も適用することで，圧縮機の高速化の実現を目指す．

そこで，本研究項目では，ロータリ圧縮機を対象として，高速化に伴い顕著となる損失要因を理論的に検討し，これらの検討結果をもとに圧縮機の改良点を精査し，試作圧縮機を製作する．この試作圧縮機を試験用冷凍サイクルに組み込み評価試験を行い，これらの結果を次の圧縮機試作にフィードバックするとともに圧縮機設計指針を構築することを目的とする．

6.6.2 圧縮機高速化に伴う課題と対策法の検討

ロータリ圧縮機高速化に伴う課題としては，以下の 3 点が挙げられる．

(a) ベーンのジャンピング，　(b) 回転軸のたわみ，　(c) 吐出損失の増加

それぞれの課題について，以下にその詳細と対策方法について記す．

(a) ベーンのジャンピングの防止

ロータリ圧縮機では高速になると往復運動するベーンの慣性力が差圧によるベーン押し付け力よりも大きくなり，ベーン先端がローリングピストン（以下，ピストンと略す）の外周から離れるジャンピングが生じる．ベーンのジャンピング防止には以下の方策が有効である．

方策 1　ベーン質量の低減

- 材料を鋼材からアルミ／セラミック複合材に変更する．
  →再委託先開発の軽量化複合材の適用により実現が可能．
- ベーンの機能に支障のない範囲で中空部（溝や穴）を設ける．

方策 2　ベーン押し付け力の強化

- ベーンスプリングのばね定数を増やす．
  →押し付けばねの設計上に困難が伴う．
- ベーン背部空間の圧力が上死点付近で上昇する構造にする．
  →機構が複雑になり実用化に困難が伴う．

(b) 回転軸のたわみの低減

ロータリ圧縮機では回転軸の偏心部の動バランスをとるためにモータロータの上部及び下部にバランスウエイトが必要となる．これが高速運転時に軸のたわみ（曲がり）を引き起こし，軸上端の触れ回りやモータ性能の低下につながる．回転軸のたわみ低減には以下の方策が有効である．

方策 1　回転軸偏心部の偏心質量の低減

- 偏心部と共に回転運動するピストンの質量および往復運動するベーンの質量を減らす．（ピストンやベーン材料を鋼材からアルミ／セラミック複合材に変える．）
  →再委託先開発の軽量化複合材の適用により実現が可能
- 軸偏心部を軽量化する．（偏心部の一部の中空化，偏心部を別の軽量部材に変える．）

方策 2　圧縮機後部の 2 シリンダ化

- 1 シリンダの場合と比較して，ロータ上下のバランスウエイトの質量が低減でき，たわみが抑制される．

方策 3　バランスウェイト設計の見直し

- ロータリ圧縮機の最適なバランスウェイトの設計法を構築する．

(c) 吐出損失の低減

ロータリ圧縮機の回転数が増加すると単位時間当たりの吐出体積（吐出流量）が増加し，吐出ポートおよび吐出弁部での圧力損失が増大して圧縮損失動力の増加につながる．吐出損失低減には以下の方策が有効である．

方策 1　吐出ポート径の拡大

- リード弁強度の観点から上限が存在する（平山, 2017）．
- 閉じ遅れや弁振動の少ない最適設計が求められる．

方策 2　吐出ポートを 2 ヵ所に設置

- 2 ヵ所にすることで 1 つの吐出弁当たりの吐出流量が半減し，吐出損失動力が軽減される．

・ 2 個目の吐出弁を 2 つのシリンダの仕切板上に取り付ける．
→実施例はあるものの，仕切板部の厚さが厚くなり軸偏心部間の距離が増加するため，より重いバランスウエイトが必要となる．
・ 2 個目の吐出弁を仕切板以外に取り付ける．
→仕切板部を厚くする必要がなくなるため，2 つの軸偏心部の距離も長くならずバランスウエイトの設計上有利となる．

6.6.3 理論的検討

圧縮機高速化に伴うベーン先端摩擦損失，ベーン側面摩擦損失，ローリングピストン軸受摩擦損失，主軸受摩擦損失といった機械摩擦損失と吐出弁部の圧力損失について，これら各種損失が全体の効率に及ぼす影響を評価した．以下に，検討方法と代表的な結果の一つとして高速運転時のベーン挙動について記す.

(a) 検討方法

理論的検討として，ロータリ圧縮機を対象として，ピストンの運動解析，各摺動部の摩擦損失計算，吐出し弁の運動解析と連動した流体損失計算で構成した性能計算を行った（柳沢, 1982）．計算は次の点を考慮して行った.

- ピストン回転運動 : ピストン中心周りのモーメントとピストンの慣性モーメントのつり合いに基づく運動方程式により決定
- ピストン軸受荷重 : 気体圧縮荷重，ピストンの回転遠心力，ベーンとの接触点における垂直力および摩擦力の合力より算出
- ベーンに作用する力 : ピストン外周とベーン先端との接触点における垂直力および摩擦力，ベーン側面とシリンダベーン壁との接触点における垂直力および摩擦力，シリンダ内吸込室と圧縮室の圧力差による力，シリンダ内外の圧力差による力，ベーンばね力，ベーンの往復慣性力

これらの点に考慮し，ピストンの回転運動方程式（6.6-1）とピストン軸受における軸心の偏心率および偏心角の微分方程式を連立してオイラー法で計算した.

$$I_p\dot{\omega}_p = M_c - rF_t - M_b \tag{6.6-1}$$

ここで，I_p はピストンの慣性モーメント，ω_p はピストン中心周りの回転角速度，M_c はピストン軸受における摩擦モーメント，r はピストン半径，F_t はシリンダとベーンとの接触点における接線力，M_b はピストン端面における摩擦モーメントを表す．以上よりベーン先端摩擦損失，ベーン側面摩擦損失，ピストン軸受の摩擦損失を求めた．一方，吐出弁部における流体損失を評価するため，吐出弁を 1 自由度の振動モデルとしてモデル化し，弁の質量，弾性，および減衰係数を考慮した弁の運動方程式と，シリンダ内のエネルギー保存則に基づく圧力変化式を連立させて解くことで，クランク角ごとの弁リフト量と圧縮室内圧力の変化を算出した．ロータリ圧縮機の主要な寸法・運転条件は文献（柳沢, 1982）をもとに設定し，冷媒は R454C を用いた.

(b) 高速運転時のベーン挙動

圧縮機高速運転時はベーンの往復慣性力が増大し，ベーン先端がピストン外周面から離脱するジャンピングが発生する可能性がある．このとき，冷媒の内部漏れによる体積効率の急激な低下を招くとともに，ベーン再衝突時の騒音や衝撃荷重による信頼性低下が懸念される．Figure 6.6-1 に回転速度範囲 50 ～250 rps におけるベーン先端垂直力を示す．この力が負になるとき，ベーン先端がピストン外周面から離れたと判定する．図に示す通り，回転速度の上昇に伴い，ベーンの往復慣性力が増すことでベーン先端垂直力の振幅は増大し，250 rps では先端垂直力が負になっておりベーンジャンプが発生し，200 rps 付近がベーンジャンプの発生しない回転速度の限界であることが分かる.

さらに，高速域でのベーンジャンピング対策として，ベーン素材を軽量・高剛性かつ耐摩耗性に優れた窒化ケイ素セラミックス素材へ変更したとし， ベーン密度を 7500 kg/m^3 から 3200 kg/m^3 に低減させた場合の比較を行った．ベーン素材の変更によってジャンピングが発生し始める限界回転速度が上昇することが確認され，250 rps においても先端垂直力は負になっておらず，安定した接触状態を維持できることがわかる．これは圧縮機の高速化実現において，素材の軽量化がベーンジャンプ対策への有力な手段であることを示している．

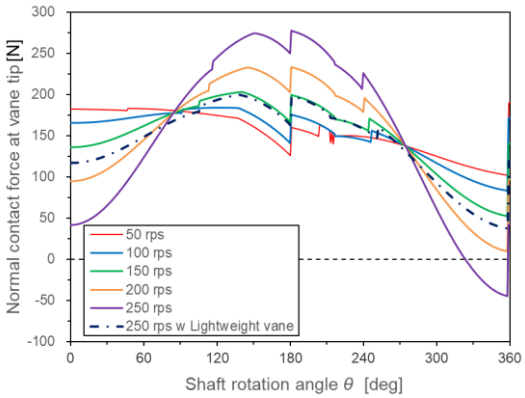


Figure 6.6-1　Normal contact force at vane tip.

6.6.4　圧縮機試作と試験用冷凍サイクルへの組み込み

以上の検討結果を基に，国内圧縮機メーカ製の 2.8kW 級 2 シリンダロータリ圧縮機をベースに，次の要件を満たす試作圧縮機 ver.2025-1 の製作を同社に依頼し，軽量化部材によるベーン及びピストンの作成を再委託先（アドバンスコンポジット株式会社）に依頼した．

- 高速運転が可能なモータに変更
- ベーンおよびピストンに再委託先開発の軽量化部材の適用（変更）

Figure 6.6-2 に本試作圧縮機 ver.2025-1 を接続した試験用冷凍サイクルを，Figure 6.6-3 に軽量化部材で作成したベーンとピストンを示す．大きな懸念事項としては次の点が挙げられ，試作圧縮機の試験を通じて詳細に検討を行う．

- 高速化に合わせた軸受クリアランスなどの調整が必要
- モータおよびコントローラの最適設計が必要

今後，試験用冷凍サイクルにて，上記の点に加え，試作圧縮機 ver.2025-1 の高速運転時の性能評価と課題点の整理，軽量化部材利用による効果を検証する．評価結果に基づき改良点を検討し，次号機へフィードバックする予定である．

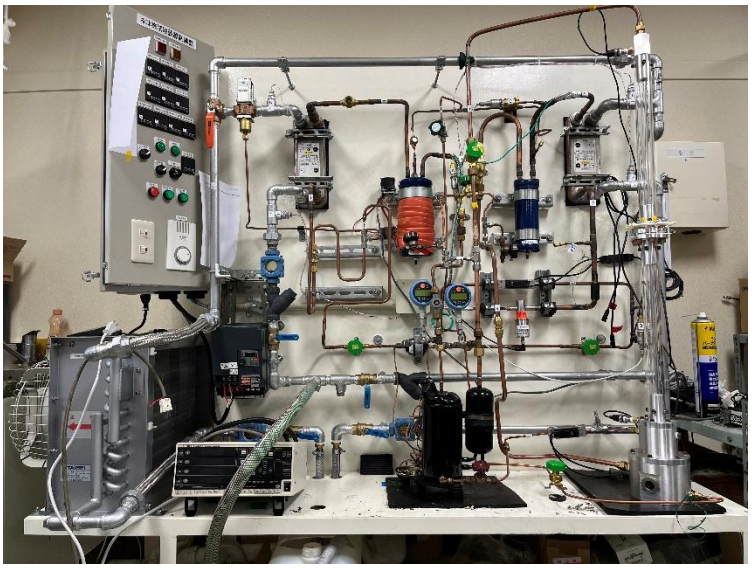


Figure 6.6-2
Test refrigeration cycle with prototype compressor.

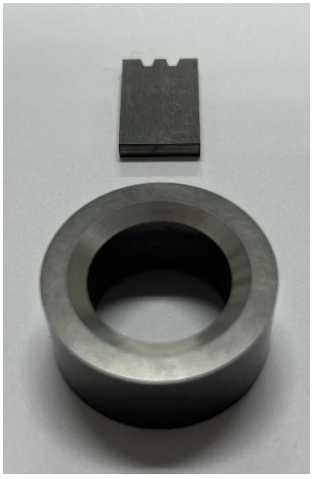


Figure 6.6-3
Vane and piston made from new material.

【参考文献】

有賀弘晟, Wannarat Rakpakdee, 福田充宏, 本澤政明, 2024, 非共沸混合冷媒の POE 油に対する溶解組成, 日本冷凍空調学会論文集, 41 (4), pp. 335-342.

井上智仁, 後藤智行, 山田康夫, 2024, 冷凍機油存在下での R1132(E)混合冷媒の組成変化挙動の解明-冷凍機油-PVE 存在下での R474A の組成変化挙動-, 日本冷凍空調学会論文集, 41 (4), pp. 343-349.

柳沢正, 福田充宏, 鈴木秀明, 1990, 冷凍用回転圧縮機の動的挙動の計算モデル, 日本機械学会論文集(B 編), 56 (526), pp. 1696-1701.

柳沢正, 1982, ローリングピストン形回転圧縮機のピストンの挙動と機械摩擦損失 (第 1 報・ピストン運動の測定と理論解析), 日本機械学会論文集(C 編), 48 (429), pp. 732-740.

Domanski, P. A., Brignoli, R., Brown, J. S., Kazakov, A. F., McLinden, M. O., 2017, Low-GWP refrigerants for medium and high-pressure applications, Int. J. Refrig., 84, pp. 198-209.

平山卓也, 青木俊公, 志田勝吾, 畑山昌宏, ジャフェット フェルディ モナスリ, 岡田成浩, 2017, ロータリ圧縮機の大容量高効率化に関する研究, 日本冷凍空調学会論文集, 34 (3), pp. 261-271.

Inoue, C, Maeda, I., 2021, On the droplet entrainment from gas-sheared liquid film, Phys. Fluids, 33, 011705.

Le Corre, J. M., 2022, Phenomenological model of disturbance waves in annular two-phase flow, Int. J. Multiphase Flow, 151, 104057.

Lemmon, E.W., Huber, M. L., McLinden, M. O., NIST Standard Reference Database, REFPROP Ver.10.0

Rakpakdee, W., Koarashi, T., Fukuta, M., Motozawa, M., 2025, Examination on solubility and volume change of POE/R454C mixture, Proc. of JRAIA Symposium, International Symposium on New Refrigerants and Environmental Technology 2025, Kobe.

Rakpakdee, W., Fukuta, M., Motozawa, M., 2024, Mixing behaviors of refrigeration oil and zeotropic refrigerant, Proc. of 34th International Symposium on Transport Phenomena (ISTP34), Taoyuan.

Wang, Z., Liu, H., Zhang, Z., Sun, B., Zhang, J., Lou, W., 2022, Research on the effects of liquid viscosity on droplet size in vertical gas–liquid annular flows, Chem. Eng. Sci., 220, 115621.

Watanabe, S., Mizushima, Y., Sanada, T., 2024, Thin liquid film thickness measurement using stepped-index-type optical fiber sensors, J. Fluid Sci. Tech., 19, JFST0007.

7. 圧縮機の機械効率向上のための低 GWP 混合冷媒雰囲気中における摩擦・摩耗・潤滑特性の解明（大阪電気通信大学）

7.1 研究開発概要とアウトカム

低 GWP 混合冷媒を使用する場合，その特性によりシステム全体の性能低下が避けられない問題として挙げられる．そのため，圧縮機の性能を維持・向上するためには，圧縮容積の拡大が必要となる．圧縮容積拡大のためには，圧縮機本体を大きくする，または，圧縮機の運転速度を上げて時間当たりの圧縮量を増やす必要がある．圧縮機本体を現在より大きくしないという要望にも応えるためには，圧縮機を高速運転化する必要がある．その際，高速運転することにより各機構摺動部の摩擦損失が増大し，機械効率が低下することがないようにしておく必要がある．

本研究開発項目では，圧縮機の高速運転を検討するために，機 C-3 で開発される複合材料を使用し，低 GWP 混合冷媒雰囲気中での摩擦特性を明らかにする．特に，機械損失に大きく関わる圧縮機機構部での摩擦・摩耗・潤滑特性を詳しく調べ，機 C-1 で検討の高性能な低 GWP 混合冷媒用圧縮機の設計指針作成に役立てる．本課題では，家庭用空調機で多く用いられているロータリー圧縮機を対象とする．機 C-1，機 C-3 と連携し，現在と同等の能力を維持する圧縮機を作製した際に，現在の設計に対して約 10%の軽量化を目指す．

ロータリー圧縮機では，ベーンとシリンダーの溝，ベーンとローリングピストン，ローリングピストンとシリンダー等の各部がいかによく滑りあえるか，いかに良く転がれるかが機械効率に影響する．それぞれの箇所における摩擦力，油膜力を実験的に計測し，摩擦特性を明らかにする．摩擦発生箇所における損失が明らかになれば，機械効率が算出できる．それを圧縮機の効率計算プログラムに反映させ，高性能圧縮機の設計指針に役立てる．

7.2 ローリングピストン型ロータリー圧縮機の摩擦特性

7.2.1 ロータリー圧縮機の摩擦特性

ローリングピストン型ロータリー圧縮機では，その概略図を Figure 7.2-1 に示すように，ローリングピストンがシリンダの内壁に沿って回転する．スライダー・クランク機構のクランクピンを大きくし，コンロッドを無くした機構である．スライダーの先端を円弧状にし，ローリングピストンと外接させている．

ローリングピストンはクランクピンに固定されておらず，クランク軸の回転に対して独立に自転する．ベーンの背面には大きな吐出圧が作用し，ベーン先端をローリングピストンに押し付けている．Figure 7.2-1 に(b)で示したベーン先端では転がりと滑りが生じることになる．さらに，ベーンは，左右から吸込圧力と圧縮圧力が作用した状態でローリングピストンの運動に応じて往復運動をするため，ベーンがシリンダーの溝内で傾き，Figure 7.2-1 に(a)で示しているベーン側面と溝間の接点で大きな摩擦が発生する．

圧縮機の性能に関する理論的な扱いにおいて，可動部の運動を明らかにするためには，摺動部の摩擦を正確に把握することが重要である．ローリングピストンの摩擦やそれを考慮した自転挙動については，理論的および実験的な研究（岡田・久山(1975)，清水(1976)，Slayton & Hall (1982)，柳沢(1982 a, b，1983)，今市ら(1983)，石井ら(1988，1989)など）が行われている．ここでは，従来よりも高速運転をする圧縮機の開発に役立てるために，複合材料を使用した場合の摩擦係数を実験的に明らかにする．

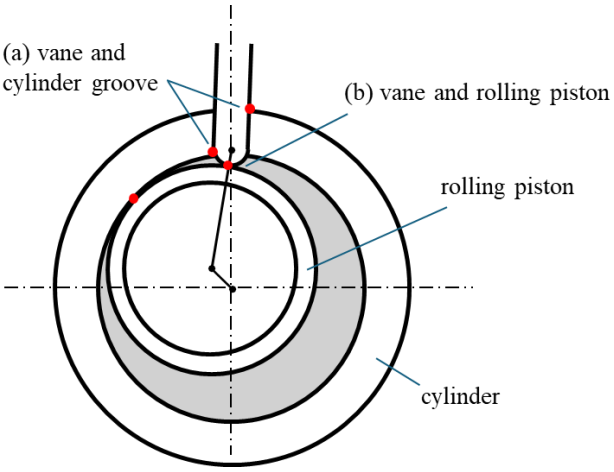


Figure 7.2-1　Schematic view or rotary compressor and contact points of its components.

7.2.2　ベーンと固定溝間の摩擦特性

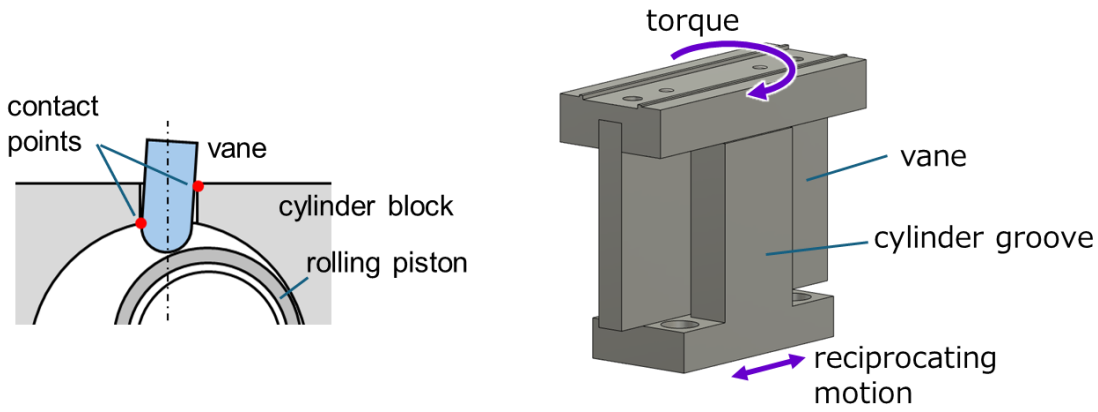
ベーンの両側にはそれぞれ吸込圧力と圧縮圧力が作用し，さらにベーン背面は常に大きな吐出圧でローリングピストンに押し付けられている．その状態で往復運動をするため，ベーンが固定溝内で傾き，ベーン側面とシリンダーの溝間で大きな摩擦が発生する．機 C-3 で開発される複合材料を使用した際の，ベーン側面とシリンダーの溝間の摩擦特性を確認するために，その摺動状態を再現した摩擦試験機を作製し，冷媒雰囲気中での摩擦特性を計測した．

計測に取り掛かる前に，大阪電気通信大学に設置されている摩擦・摩耗・潤滑試験機の改造を行った．元の圧力容器では，実験中にオイルを循環させることができなかったため，圧力容器底面フランジ部にオイル循環用の孔を設けた．さらに冷凍機油循環用のオイルポンプを新たに設置した．

ベーンとシリンダーの溝の摺動状態を再現した摩擦試験機を Figure 7.2-2(a)に示している．ベーンが傾いて固定溝の角と接触しながら往復運動する状態で生じる摩擦力を計測するために，Figure 7.2-2(b)に示すモデルを作製した．平板状のベーンにトルクを作用させた状態で支持し，それを挟むように設置したコの字型の溝を往復運動させるモデルである．

実験装置全体を Figure 7.2-3 に示している．Figure 7.2-2(b)に示すようにベーンを吊り下げ，コの字型のシリンダー溝をスライドガイドの上に設置している．スライドガイドはモーターの回転をスコッチヨーク機構を介して往復運動に変換することによって駆動される．コの字溝のストロークは±3 mm である．ベーンは幅 55 mm，高さ 36 mm，厚さ 5 mm であり，このベーンを挟むように幅 5 mm，長さ 18 mm のコの字溝を設置している．溝とベーンとの接触高さは 29 mm である．ベーンの上部にはトルクメーターを設置している．ベーンにトルクを作用させた状態でコの字溝が往復運動をした際，ベーン吊り下げ部でも摩擦を支えることになる．それを避けるため，ベーン支持部にはリニアスライド玉軸受を設置している．ベーンの両側にロードセルを設置し，コの字溝が往復運動をする際のベーン両端の拘束力を計測し，発生する摩擦力が検出できるようにしている．この実験装置全体を圧力容器に封入し，冷媒雰囲気中で実験を行った．

実験は，冷媒 R 32 と POE 油（VG68 相当），冷媒 R 454C と PVE 油（VG68 相当）の環境下で行った．それぞれの環境下で，ベーンとコの字溝の組み合わせを，鋳鉄同士，複合材同士，鋳鉄と複合材として実験を実施した．モーターを 5～25Hz で駆動させた．コの字溝の往復運動の速度vは 0～0.47 m/s である．ベーンに約 6 Nm のトルクを付加し，摺動部に約 0.1 L/min のオイルを吹きかけて実験した．圧力容器内の油の温度は約 20℃～40℃である．実験装置の特性上，回転数が実機に比べて低くなっている．そのため，油の温度が実機よりも低く粘度が高い状態に設定した．



(a) vane and cylinder groove　　(b) experimental model

Figure 7.2-2　Experimental model of vane and cylinder groove int rotary compressor.

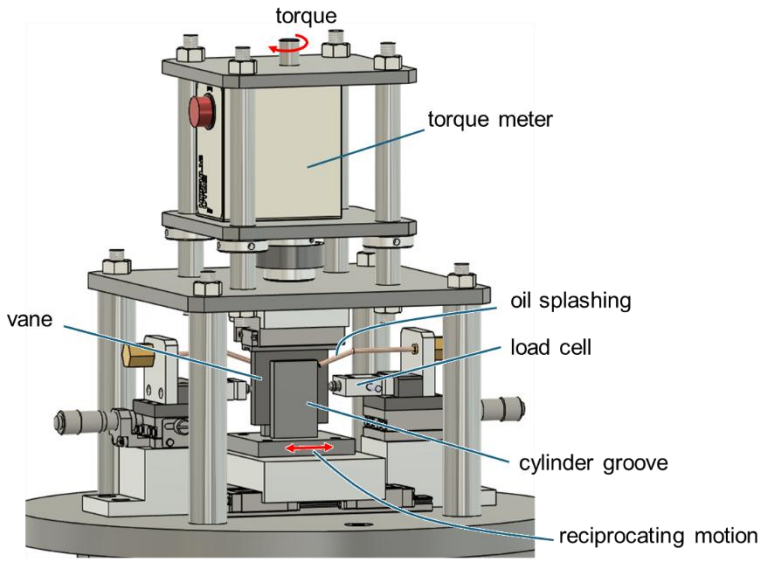
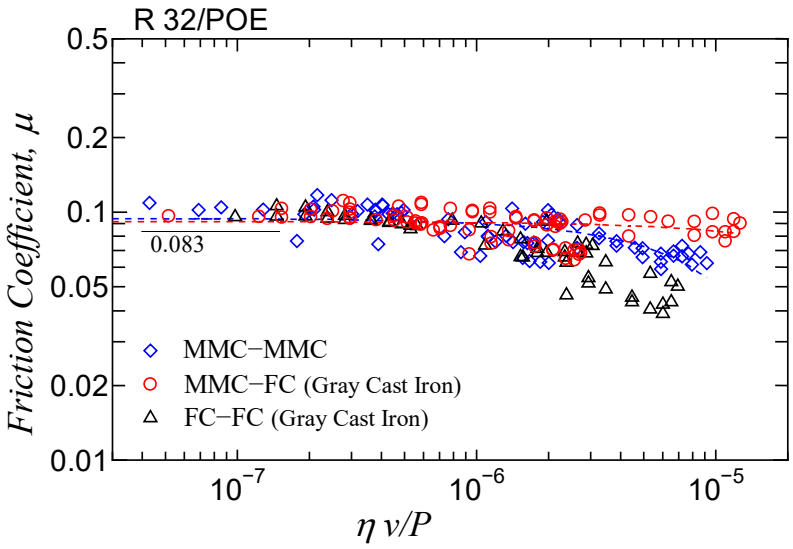


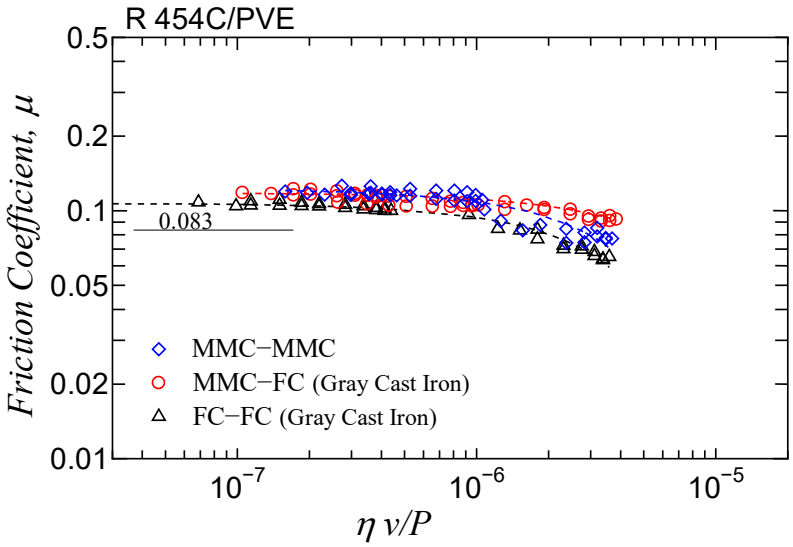
Figure 7.2-3　Experimental setup for friction measurements between vane and cylinder groove of rotary compressor.

左右のロードセルで計測した拘束力を，ベーンとコの字溝の間の押付力で割って求めた摩擦係数を Figure 7.2-4 に示している．Figure 7.2-4(a)は R 32 環境下，Figure 7.2-4(b)は R 454C 環境下での実験結果である．横軸は$\eta v/P$で表される無次元軸受特性数である．ηは油の粘度，Pは単位長さ当たりの平均荷重である．

いずれも，△印が鋳鉄同士，◇印が複合材同士，○印が複合材と鋳鉄を組み合わせた場合の結果である．いずれの冷媒環境下でも，横軸が 5×10^{-7}程度より小さい範囲では摩擦係数はほぼ一定であり，その後，徐々に低下する傾向が確認できた．鋳鉄同士を組み合わせた場合の摩擦係数が最も小さく，複合材料を使用する方が摩擦係数がやや大きくなることが確認できた．また，複合材料を使用する場合，複合材と鋳鉄を組み合わせるのではなく，複合材料同士を組み合わせた方が摩擦係数がやや小さくなる傾向が確認できた．R 32 環境下と R 454C 環境下の結果を比較すると，冷媒やオイルによる顕著な相違は見られないが，R 454C 環境下の方が摩擦係数が全体的にやや大きい傾向が確認された．



(a) for R 32 and POE



(b) for R 454 C and PVE

Figure 7.2-4　Experimental results for friction coefficient at vane and cylinder groove of rotary compressor.

複合材のベーンと固定溝の組み合わせの場合について，R 454C 環境下で試験を行った際に，ベーンの異常摩耗が確認された．機 C-3（アドバンスコンポジット（株））において分析を行ったところ，異常摩耗の起点となるセラミックスの凝集体が生じていたことが確認された．複合材の基材であるアルミがやや減少していることが確認された．今回の試験を実施したことにより，複合材料を使用する場合にはこのような凝集が生じないよう材料の作製において特に注意を払う必要があることを示した．

7.2.3　ベーンとローリングピストン間の摩擦特性

吸込室と圧縮室を仕切るベーンは，ローリングピストンの回転運動に応じて上下に往復運動する．ローリングピストンはクランクピンに固定されておらず，クランク軸の回転に対して独立に自転する．したがって，ベーン先端と自由に回転するローリングピストンの接触部では，転がりと滑りが生じている．

機 C-3 で開発される複合材料を使用した際のベーンとローリングピストン間の摩擦特性について確認す

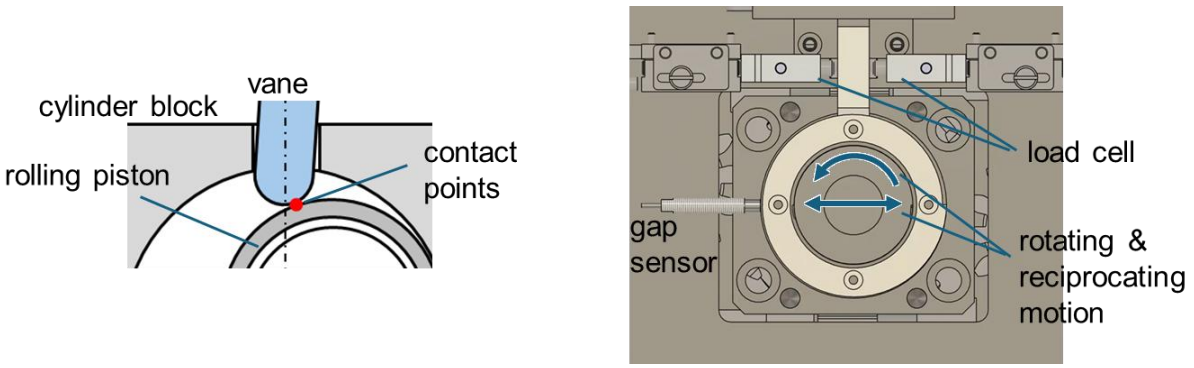
るために，ベーン・ローリングピストン間の摺動状態を再現した摩擦試験機を作製し，複合材料を使用した場合の冷媒雰囲気中での摩擦特性を計測した．

ベーン先端は円弧状になっており，それが円筒状のローリングピストン外周に接している．Figure 7.2-5(a)に示すように，ベーン先端とローリングピストンは，両円弧上のどこかで接触することになる．本試験機では，Figure 7.2-5(b)に示すように，先端を平坦にしたベーン先端をローリングピストンに押し付けた状態で，ローリングピストンを左右に往復運動させた．ベーンの背面に押付力を与えた状態で固定し，両サイドにロードセルを設置した．ヘリカルギアを使用し，ローリングピストンが一往復する間に，クランクピンが一回転するよう工夫した．クランクピンとローリングピストンの間にはすべり軸受を設けており，ローリングピストンは自由に自転できる．ベーンの押し付け力によってローリングピストンのすべりの状態が変わるため，ローリングピストン上端に一周で 1mm だけ半径の変わるターゲットを取り付け，ローリングピストンの動きも計測した．試験装置全体を Figure 7.2-6 に示している．ローリングピストンは外径 44mm，内径 30mm，高さ 30mm である．ベーンは幅 12mm，長さ 23mm，高さ 26mm である．試験機全体を圧力容器に封入し，冷媒雰囲気中で実験を行った．

実験は，冷媒 R 454C と PVE 油（VG68 相当）の環境下で行った．ベーンとローリングピストンの組み合わせを，鋳鉄同士，複合材同士，鋳鉄と複合材として実験した．ベーン背面の押し付け力を約 20～50N まで変え，モーターを 5～20Hz で駆動させた．クランクピンとローリングピストンおよびベーンとローリングピストンの摺動部に約 0.1 L/min のオイルを流しながら実験した．圧力容器内の油の温度は約 20℃～40℃である．

鋳鉄のベーンと鋳鉄のローリングピストンを組み合わせた場合，ベーンとローリングピストンの接点が滑ったり滑らなかったりを不規則に繰り返していることが確認できた．よく滑っている状態ではクランク軸の回転とほぼ同じ速度で動いていることを確認した．一定の条件での実験中にすべりの状態が変わるのは，オイル供給量の変動等が影響していることも考えられる．圧縮機運転中にも同様の状態が生じ，摩擦係数が常に変化しているものと考えられる．

複合材のベーンと複合材のローリングピストン，複合材のベーンと鋳鉄のローリングピストンを使用した場合，いずれの場合も，ほぼローリングコンタクトとなる範囲が広いことが確認できた．鋳鉄同士の組み合わせと同量のオイルを供給していても，すべり速度が比較的小さい状態になっていた．



(a) vane and rolling piston　　(b) experimental model

Figure 7.2-5　Experimental setup for friction coefficient between vane and rolling piston of rotary compressor.

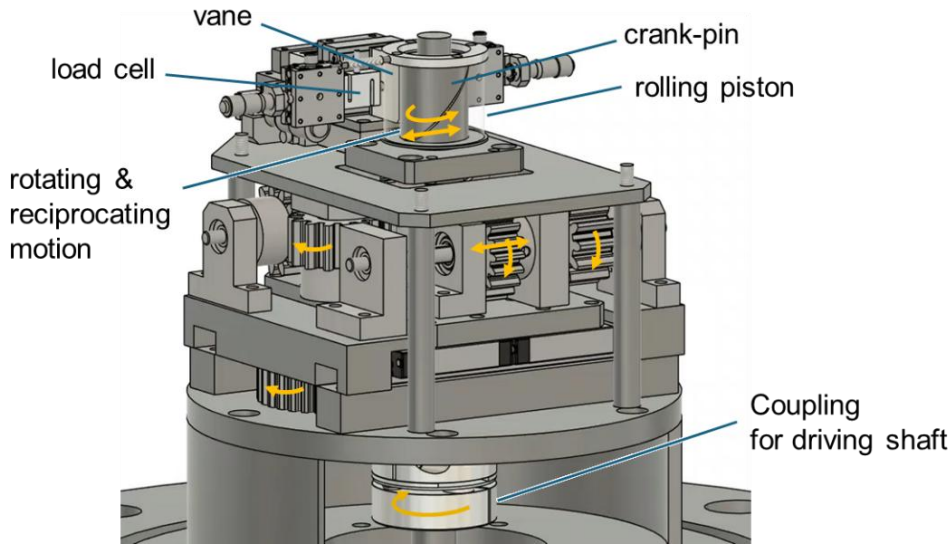


Figure 7.2-6　Experimental setup for friction measurements at vane and rolling piston of rotary compressor.

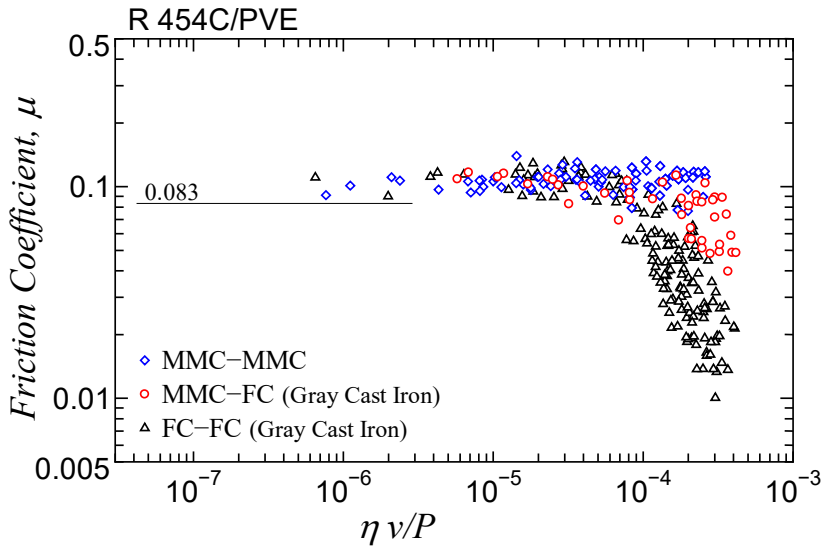


Figure 7.2-7　Experimental results for friction coefficient at vane and rolling piston of rotary compressor.

ローリングピストンの回転角速度から往復運動速度を引き，実すべり速度vを求めた．その実すべり速度を用いて摩擦係数を整理した．計測した摩擦力をベーン背面の押付力で割って求めた摩擦係数を Figure 7.2-7 に示している．横軸は$\eta v/P$で表される無次元軸受定数である．△印が鋳鉄同士，◇印が複合材同士，○印が複合材と鋳鉄を組み合わせた場合の結果である．

鋳鉄同士を組み合わせた場合，横軸がおよそ5×10^{-5}以上のとき摩擦係数が徐々に低下する傾向がみられた．複合材と鋳鉄を組み合わせた場合には横軸がおよそ1×10^{-4}以上のとき摩擦係数が徐々に低下する傾向がみられたが，複合材同士を組み合わせた場合には今回の試験の範囲では摩擦係数の低下は確認できなかった．同じ負荷条件であれば混合潤滑状態になる速度が鋳鉄同士よりも複合材同士のほうが高くなることを示している．したがって，高速圧縮機の設計においては，複合材同士を組み合わせると摩擦の面でやや不利になると考えられる．しかしながら，ローリングピストンに複合材，ベーンに鋳鉄を使用することで，本体軽量化と低摩擦係数を両立できるものと考えられる．横軸が 5×10^{-5}程度より小さい範囲では

摩擦係数はほぼ一定であった．材料の違いによる差異も見られなかった．データのばらつきがやや大きいので，さらに検討を行う予定である．

7.2.4 鋳鉄と複合材料の摩耗特性

複合材料を使用した際の摩耗特性の確認を進めている．鋼球を平坦な鋳鉄および複合材料に押し付けた状態で平板を往復運動させるボール・オン・プレート試験を行い，摺動試験後の摩耗痕を共焦点顕微鏡で観察した．実機の摺動状態とは異なるが，摩耗特性の検討の参考とするために実施した．摺動面がドライの状態と，摺動面に冷凍機油（VG68）を塗布した状態で試験を実施した．摩耗による減少体積を，共焦点顕微鏡を用いて計測し，比摩耗量で整理している．表面粗さや接触面圧の影響について分析を進めているところであり，結果の詳細については追って報告する．

7.3 摩擦係数の実験結果を踏まえた圧縮機の機械効率に関する検討

石井ら(1988, 1989)は 600 W クラスのローリングピストン型ロータリー圧縮機が JIS の標準条件（蒸発温度 7℃，凝縮温度 55℃，過熱度 11℃，吸込圧力 0.54 MPa，吐出圧力 2.06 MPa，冷媒 R 22）の下で定常運転（3405 rpm）されている場合について実験を行い，次の項目を明らかにしている．①機械効率が 90.3%，②ローリングピストンの自転平均速度が 32rpm，③ローリングピストンとクランクピン間では流体潤滑が形成されている，④クランク軸と軸受間では境界潤滑が形成されている．さらに，潤滑油（SUNISO 4GS）の粘性係数が標準条件（雰囲気圧力 2.06 MPa，R 22 の飽和溶解度 15%，平均温度 100℃，動粘度 2.4 cSt，比質量0.865×10^{-3} kg/m^3）の下で 2.076 mPa・s であると推定し，詳細な機械力学的シミュレーションを行い，実験で明らかにされた結果に基づいて「ベーンとローリングピストン，ベーンとシリンダー溝間のクーロン摩擦係数が 0.083 である」ことを見出している．

本摩擦摩耗試験で得られた Figure 7.2-4 と Figure 7.2-7 の結果でも，軸受定数が比較的小さいときの摩擦係数が先の研究で見いだされた摩擦係数値 0.083 に近い値になっている．しかし，本研究課題での計測値と先の研究で見いだされた摩擦係数との間には有意な差が認められる．もちろん，冷媒，潤滑油，材料などの諸因子に原因しているものと考えられる．特に，軸受定数が高い領域で摩擦係数が急激に低下する特性が観測されている．その結果は，圧縮機の高速運転時には軸受定数が大きくなるので，その際の性能をシミュレーションするうえで極めて重要であると考えられる．

摩擦摩耗試験で得られた摩擦係数値を用いれば，圧縮機の可動部分の運動に関して機械力学的解析シミュレーションを行うことによって，各対偶部での摩擦による損失や機械効率を求めることができる．ロータリー圧縮機では，クランク軸系の運動方程式をローリングピストンの自転を表す運動方程式と連立させて解けばよい．柳沢(1983)，今市ら(1983)，石井ら(1989)の解析を応用すればよい．

ロータリー圧縮機の可動部品に複合材料を使用した場合に各摺動部の損失がどのように変化するか，複合材料を使用し高速運転を行う場合に機械効率を最大にする寸法諸元はどうあるべきか等についても計算を進めている．鋳鉄に比べ軽量な複合材料を使用することにより，ベーンの往復慣性力が変化する．それが効率に及ぼす影響を明らかにすることが重要である．さらに，高速運転を行った際の圧縮機本体の振動についても解析し，振動を最小にするためのバランス設計についても検討を進めている．解析の結果については追って報告する．

【参考文献】

石井徳章，山村道生　ほか，1988，ローリングピストン形回転圧縮機の高い機械効率性（第 1 報，実験的な検討），日本機械学会論文集（C），54-507，2578-2582

石井 徳章，福嶋 雅文　ほか，1989，ローリングピストン形回転圧縮機の高い機械効率性（第 2 報，理論的な検討），日本機械学会論文集（C），55-511，687-695

今市憲作，福嶋雅文　ほか，1983，ローリングピストン形回転圧縮機の振動解析，日本機械学会論文集（C），49-447，1959-1970

岡田克己，久山貴美雄，1975，ロータリー圧縮機のピストンの挙動，冷凍，50-571，331-338

清水孝，1976，空調用回転圧縮機の回転ピストンの摩擦損，冷凍，51-589，959-965

柳沢正，1983，ローリングピストン形回転圧縮機の基礎的な運転特性に関する研究，博士学位論文，大阪大学

柳沢正，1982a，ローリングピストン形回転圧縮機のピストンの挙動と機械摩擦損失（第 1 報・ピストン運動の測定と理論解析），日本機械学会論文集（C）, 48－429, 732-740

柳沢正，1982b，ローリングピストン形回転圧縮機のピストンの挙動と機械摩擦損失（第 2 報．機械摩擦損失の解析），日本機械学会論文集　（C），48-435，1854-1861

Slayton, C. R. and Hall, E. M.，1982，Compressor Roller Bearing Dynamics Analysis，Proc. Purdue Compressor Tech. Conf., 417-425

8. 圧縮機部品に適した金属基複合材料の開発と基礎物性評価

（アドバンスコンポジット）

低 GWP 混合冷媒に対応する，圧縮部品の素材特性を設計し，その特性を明らかにした軽量高剛性の新素材を開発する．開発された素材を静岡大学および大阪電気通信大学へ金属基複合材料の素材供給を行う．さらに，静岡大学と連携した冷凍機油との適合性評価，圧縮材料としての評価を行う．大阪電気通信大学と連携して，潤滑特性評価，軽量高剛性素材を用いた場合の圧縮機設計指針の検討を行う．開発する金属基複合材料の基礎物性項目は，密度，引張強度，硬度，疲労強度，ヤング率などを明らかにしていき，低 GWP 混合冷媒を用いた圧縮機部品に適した金属基複合材料の基礎物性を明らかにし，圧縮機の小型軽量化を図ることを目的とした研究開発を行ってきた．

8.1 金属基複合材料の設計

8.1.1 圧縮機部品の材料調査（2023 年度）

圧縮機は，多様な部品で構成されている．その中で，回転部品に着目し「軽量」材料を開発した．一般的には，鋳鉄（FC200 もしくは FC250）が使用されることが多いため，当社では，鋳鉄に代わる軽量/高剛性のアルミ基複合材料の開発を行った．開発にあたり，既存材料と開発する目標とする機械的物性値を以下に示す（Table 8.1-1）．

Table 8.1-1　Mechanical Properties of Existing and Developmental Materials

Item	Unit	FC250	Development product
Density	g/㎤	7.2	≦3.0
Tensile strength	MPa	250	≧200
Young's modulus	GPa	100	≧110
Coefficient of Thermal Expansion	ppm/K	12.0	≦14.0
Fatigue strength	MPa	112	≧100
Brinell hardness	HBW	≦241	≧120

8.1.2 金属基複合材料の設計

金属基複合材料を設計する際は，複合則を用いる．

密度 ρm の金属を体積 50%と，密度 ρf セラミックス粒子 50%を複合化すると，得られる複合材料の密度 ρc は，ρm と ρf の平均値と考えられ下記に示す計算式となる．

$$\rho c = \frac{\rho f + \rho m}{2} \tag{8.1-1}$$

上記の式から求められることは明らかである．そこで，セラミックス粒子の体積割合を Vf とすると，金属の割合は(1-Vf)となることから，上式は以下のようになる．

$$\rho c = Vf\rho f + (1-Vf)\rho m \tag{8.1-2}$$

この関係式をもっと一般化して，以下のように表すことが出来る．

$$Uc=VfUf+(1-Vf)Um \tag{8.1-3}$$

ここで，Uc は複合材料の性質，Uf は強化材の性質，Vf は強化材の体積率，Um は金属の性質である．この場合，U で示されている性質として，熱膨張係数や弾性率などいろいろな性質を代入できる．これは複合側とよばれている．注意点としては，強化材とマトリクスの反応起こらず体積変化がないことが前提条件である．実際においては，密度は複合側が成り立つことが多いが，強化材の分布や形状の影響を強く受ける熱膨張係数や熱伝導率は複合側による精度はあまり高くない．引張強度や弾性率は，強化材と金属の接触界面での強度や分布状態の影響を受けるため，複合側は目安として検討時の設計に使用することが多く，金属基複合材料の開発時にも活用した．

8.2 金属基複合材料の開発

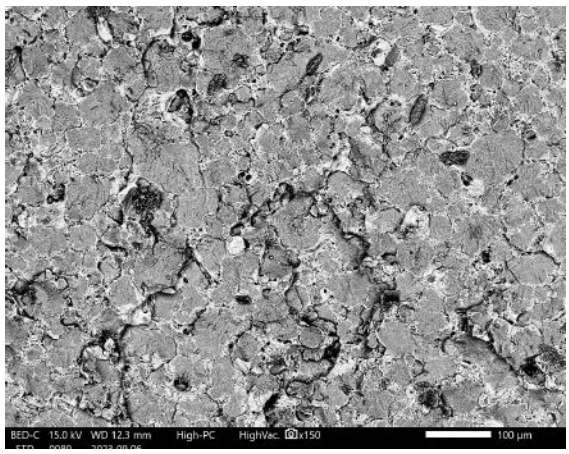
8.2.1 金属基複合材料のマトリクス変更による効果検証（2023 年度）

材料調査で得られた情報から，鋳鉄 FC250 相当に値する機械的特性を基準に素材開発を実施した．まずは，当社で標準品の AC-Albolon®に使用している，マトリクス合金を変え強度向上を狙った．次に設計し，得られた複合材料の機械的特性を示す．

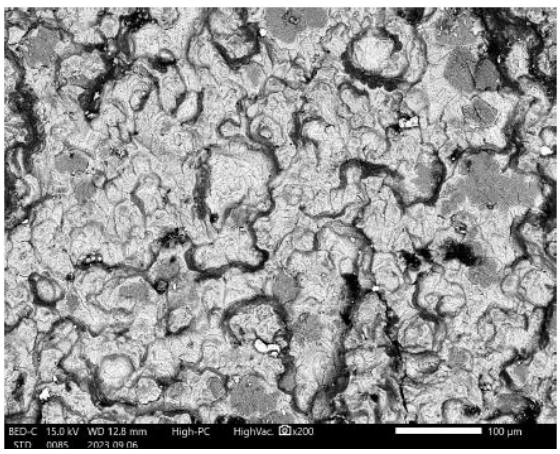
Table 8.2-1　Mechanical Properties of Existing and Developmental Materials

Item	Unit	FC250	AC-Albolon®	Development product
Density	g/㎤	7.2	2.8	2.79
Tensile strength	MPa	250	250	240～260
Young's modulus	GPa	100	120	110～115
Coefficient of Thermal Expansion	ppm/K	12.0	12	11-12
Fatigue strength	MPa	112	105	105
Brinell hardness	HBW	≦241	Not stated	129

得られた結果より，概ね期待する機械的強度は達成することが出来たが，疲労強度は 105MPa と若干低い値を示したため，疲労強度試験片の破面観察を行った．以下に破面写真を示す．



AC-Albolon®



Development product

Figure 8.2-1　Micrographs of Existing Materials and Development Samples

AC-Albolon®とマトリクスを変えた開発品の疲労強度の破面を比較した．AC-Albolon®には強化粒子が前面に見られ，ともに粒界に沿って亀裂進展している様子が伺える．一方で，開発品の複合材料は強化粒子がわずかに観察されるが，その様相には，大きな差異があった．また，開発品の破面には強化材を取り囲むマトリクス材の周囲に線状の溝のような模様が観察され，その線上に沿って亀裂進展していると考えられる．しかし，いずれの複合材料に使用している，強化材料の形状や粒径に大きなばらつきが見られることから材料強度のバラツキや，強度低下の要因に繋がっていると考える．

8.2.2　金属基複合材料における強化材構造の設計および開発（2024 年度）

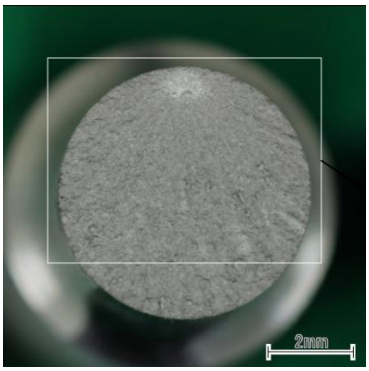
2023 年度作製した，複合材料で得た機械的物性値を満たすため，複合材料で使用する強化材の粒子から見直し，再度設計を行い複合化～評価までを行った．強化材の粒子の見直しについては，形状および粒子径を調整し，機械的強度の向上を図った．評価結果を以下に示す．

Table 8.2-2　Mechanical Properties of Existing and Developmental Materials

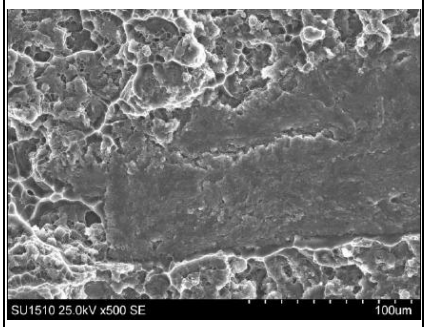
Item	Unit	‘23_MMC02N	‘24_MMC02N
Density	g/㎤	2.79	2.73
Tensile strength	MPa	240～260	360
Young's modulus	GPa	110～115	120
Coefficient of Thermal Expansion	ppm/K	11-12	12.5
Fatigue strength	MPa	105	133
Brinell hardness	HBW	129	174

※表中に示す開発品の値は，N5 に対する平均値

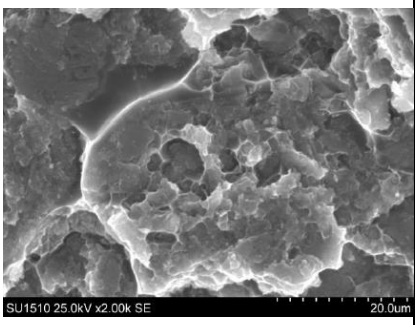
強化材の粒子形状および粒径の設計を見直すことで，機械的強度の向上を図ることが出来た．
次に，引張試験片および疲労強度の破面観察比較を示す．



Fracture Surface Appearance

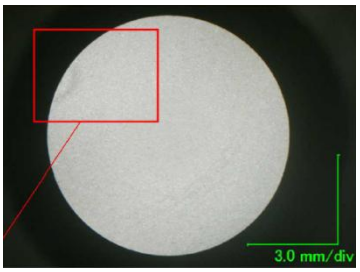


Surface origin

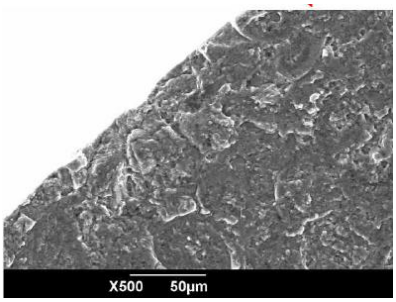


Crack propagation region

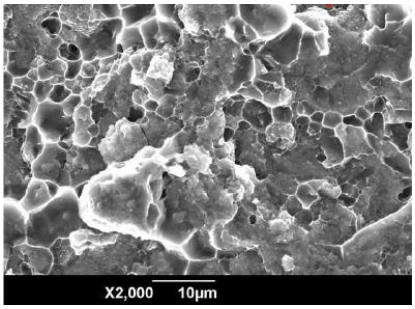
Figure 8.2-2 Tensile fracture surface



Fracture Surface Appearance



Surface origin



Crack propagation region

Figure 8.2-3 Fatigue fracture surface

引張試験における破面観察（Figure 8.2-2）から，いずれの試験片おいても破面の放射状模様が明瞭であり，起点部は容易に特定できた．外観上では，変形を伴わない脆性的な破壊であるが，SEM での微視的な観察では，延性破壊の痕跡であるディンプルが多く見られた．起点部の観察では，いずれの試験片においても脆性的に破壊したように見受けられるが，その大きさは試験片によって異なる．また平坦な領域が認められたが, その大きさは試験片ごとに異なっており, 平坦な領域が大きいほど破断強度に影響していた．

疲労強度試験における破面観察（Figure 8.2-3）においては，破面形態は平滑でありディンプルに似た気孔が散在していた．強化材の粒子形状と酷似していることから，強化材の形状が複合材料中に残っていたと考える．疲労破面のミクロ形態は，金属基複合材料固有の破面で，進展方向の把握が困難な破面形態であった．マクロ観察による起点や最終破断位置，進展経路の推定は比較的容易であった．一方で，破面観察を行っていた際に，介在物が多く見られた．この介在物は，強化材加工の工程でバインダーを添加する際に何かしらの介在物が混入したと推察する．

以上の結果から，FC250 同等以上の機械的物性値を得ることはできたが，マトリクスを変える方法より強化材の粉末形状を見直すことにより，従来の AC-Albolon®を上回る機械的物性値を達成することが出来た．

8.2.3 金属基複合材料の切削性評価（2025 年度）

2024 年度で得られた，金属基複合材料の被削性評価を行い，複合材料の加工性評価を明らかにした．

また，大阪電気通信大学（機 C-2）の方で，摩擦摩耗評価を行うための「ローリングピストン」および「ベーン」を提供した．次に，被削性評価について結果を示す．

Table 8.2-3　Test Conditions

Item	Machinability evaluation conditions for milling
Test machine	NV5000α（DMG Mori Seik）
Lubrication	Dry (Air blow)
Work material	Albolon® / MMC02N (Developed material)
Work material size [mm]	85×85×45
Tool	φ10 AE-TS-N10×3 / tooth (OSG)
Tool overhang [mm]	30
Spindle speed [rpm]	6,000
Table feed rate [mm/min]	7,000
Depth of cut [Rough]	ap=1.0mm / ae=5.0mm
Depth of cut [finish]	ap=5.0mm / ae=0.05mm
Measurement timing [pass]	24(2m) / 59(5m) / 118(10m)
Tool wear measurement device	Zoller pomBasicMicro
Cutting force measurement device	Kistler 9255B(Fx,Fy,Fz,Fc)
Cutting temperature measurement device (Thermocouple)	MULTI INTELLIGENCE® ASM (Yamamotokinzokuseisakusyo)

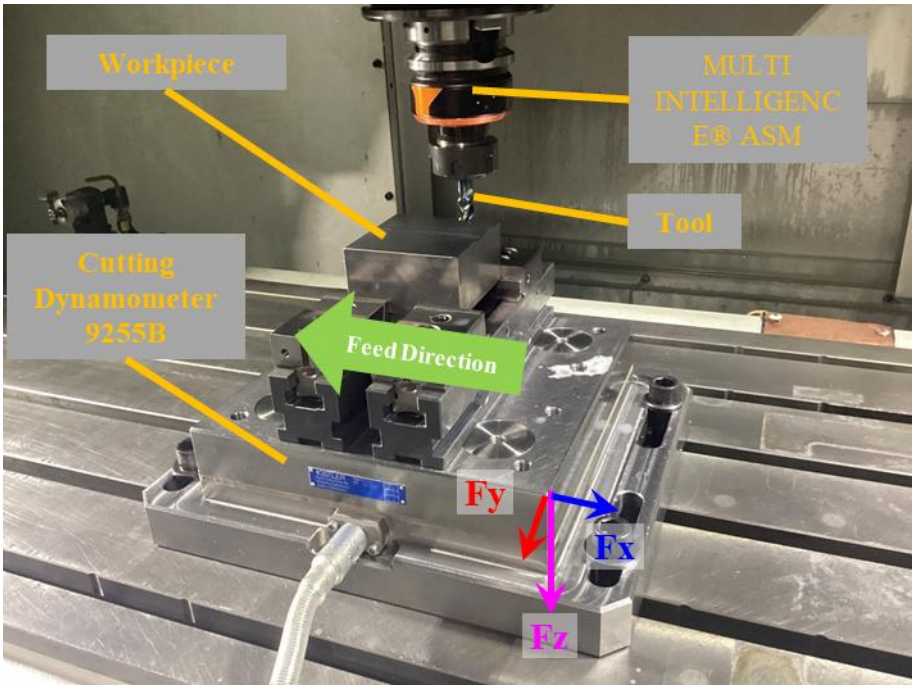


Figure 8.2-4　Machinability evaluation setup

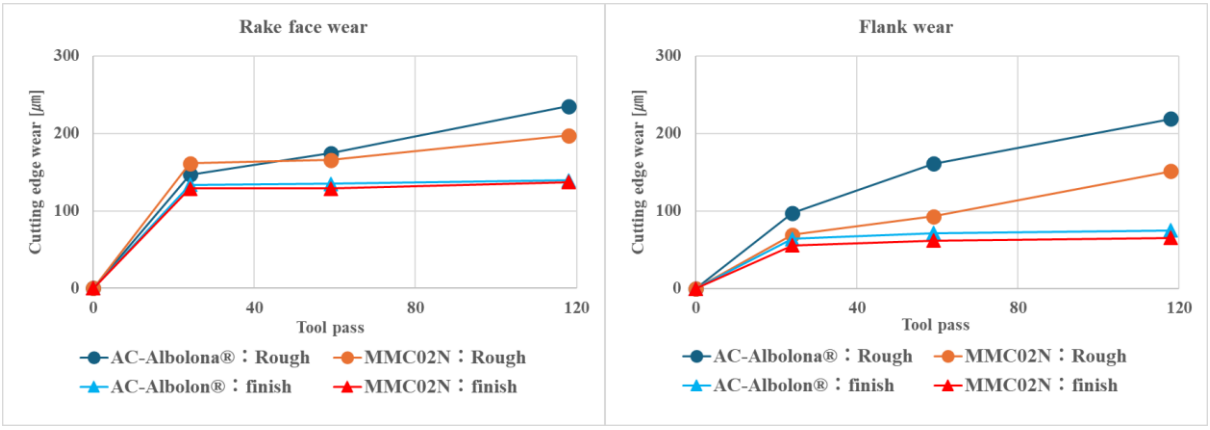


Figure 8.2-5　Tool wear

工具摩耗試験評価（Figure 8.2-5）においては，荒加工の条件では両材種とも，2m 加工時点（24 パス目）で 0.1mm 弱の逃げ面摩耗が発生し，その後，加工距離に応じて摩耗量が増加した．ただし，AC-Albolon®の方が，摩耗進行が早かった．仕上げ加工条件化においては，両材種とも，パス毎の摩耗幅の変化は荒加工と比較して少なかった．MMC02N は，素材の機械的強度が高い一方で，摩耗進行速度は AC-Albolon®より遅い結果となった．

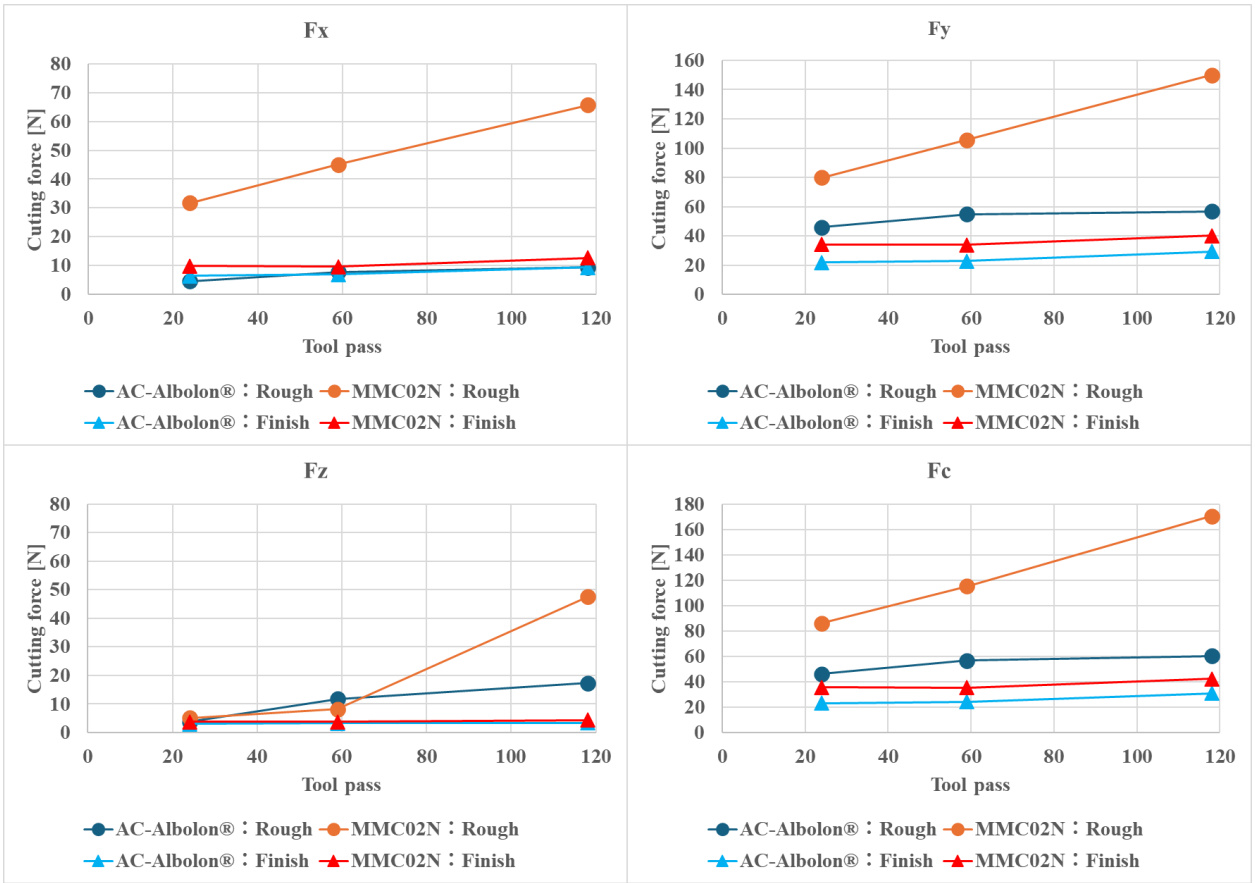


Figure 8.2-6　Cutting force

切削抵抗評価（Figure 8.2-6）においては，MMC02N の方が，摩耗進行が遅かったのに対し，切削抵抗は AC-Albolon®より 35%高い，おそらく材料強度の影響が表れていると考える．MMC02N の Fc に注目すると 2m から 100m 加工後で，切削抵抗が 2 倍近く増加している．一方で，AC-Albolon®は激しく工具摩耗していたのにも関わらず，MMC02N に比べて切削抵抗の増加は僅かであった．仕上げ条件では，切削抵抗の変動は緩やかで，MMC02N の Fc 値は，AC-Albolon®に比べて全体的に約 10N 程度高い値を示した．

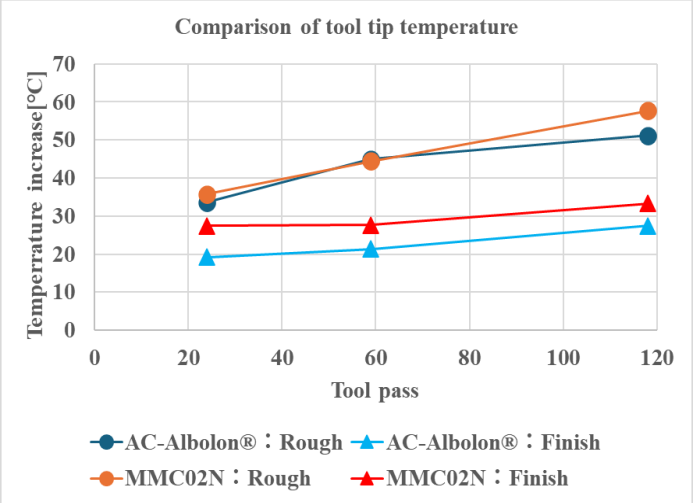
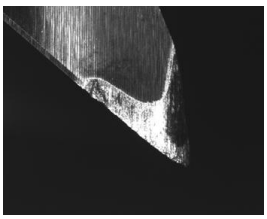
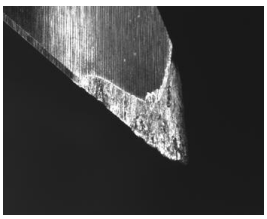
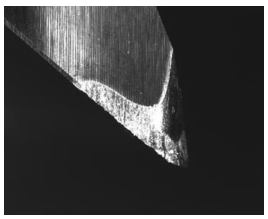
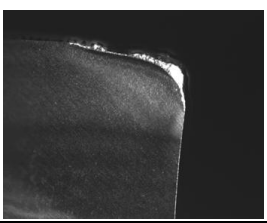
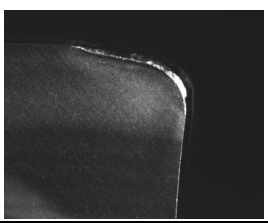


Figure 8.2-7　Cutting temperature measurement

刃先温度（Figure 8.2-7）の評価においては，いずれの条件においてもパス毎に温度上昇していることが分かった．仕上げ加工の条件では，切り込み量も軸径方向において少ないことからパス毎の温度上昇量は少ない．材料の差で比較すると MMC02N の方が，切削温度が高い傾向にある．

評価結果をまとめると，切削抵抗および刃先温度上昇においては，MMC02N は AC-Albolon®よりも高い値を示した．一方で摩耗評価においては，24 パス目までは，同程度の摩耗進行であったが，24 パス目以降は MMC02N の方が，摩耗進行が緩やかになり 118 パス目では MMC02N の方が，摩耗量が少ない結果となった．本試験で使用した，工具の刃先写真を示す(Figure 8.2-8).

	Tooth1	Tooth2	Tooth3
Rake Face（118pass） Albolon®			
Flank Face（118pass） Albolon®			

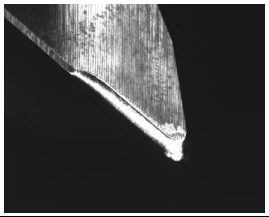
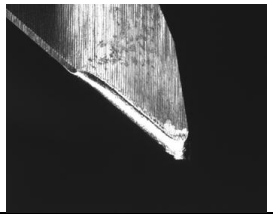
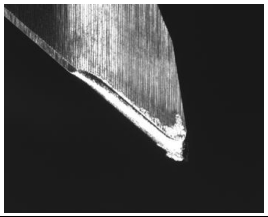
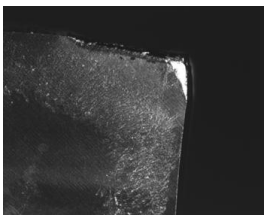
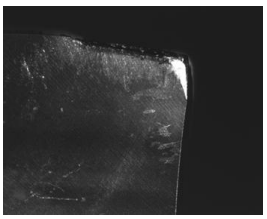
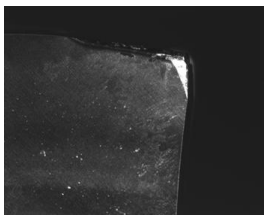
Rake Face（118pass） MMC02N			
Flank Face（118pass） MMC02N			

Figure 8.2-8 Photographs of tool wear

次に，旋盤加工において，超硬工具とダイヤモンド工具の摩耗，切削抵抗および加工後の表面粗さを工具種別ごとで比較した．以下に，評価条件を示す（Table 8.2-4）.

Table 8.2-4 Test Conditions

Item	Machinability evaluation conditions for milling
Test machine	NL2500Y/750（DMG MoriSeik）
Lubrication	emulsion-type water-soluble cutting fluid
Work material	MMC02N (Developed material)
Work material size [mm]	85×85×45
Tool （Roughing）	CNMG120408 AH-KW10(Kyocera)
Tool （Finish）	CNMM120408M SE-KPD001(Kyocera)
workpiece chucking force [MPa]	1.6
Roughing Cutting speed (V) [m/min]	80
Finishing Cutting speed (V) [m/min]	100
Roughing Depth of cut (f) [mm/rev]	0.2/ap=1mm
Finishing Depth of cut (f) [mm/rev]	0.1/ap=0.5mm
Tool wear measurement device	HRX-01(HiROX)
Cutting force measurement device	9129AA(KISTLER)
Surface roughness measurement	SURFTEST SJ-210(Mitutoyo)

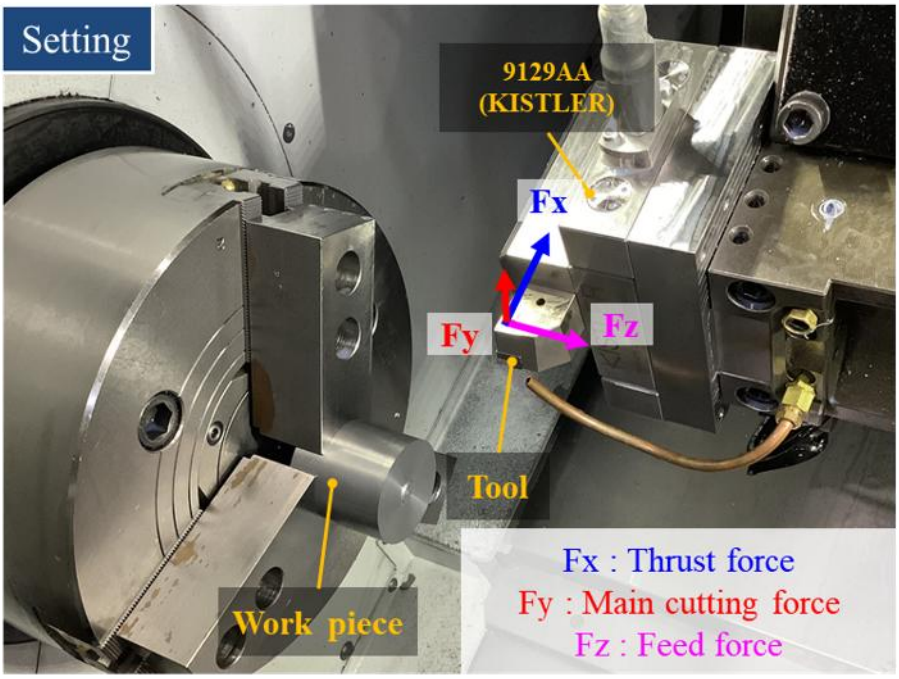


Figure 8.2-9　Machinability evaluation setup

Table 8.2-4 で示した評価条件で行った結果を外径（Figure 8.2-10）および端面（Figure 8.2-10）の工具摩耗量を示す.

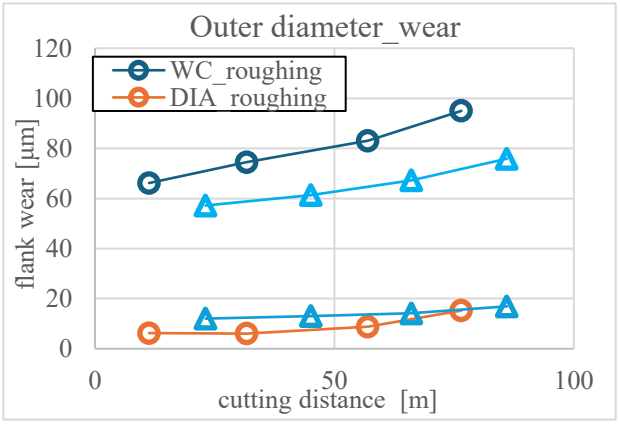


Figure 8.2-10 Outer diameter Tool wear

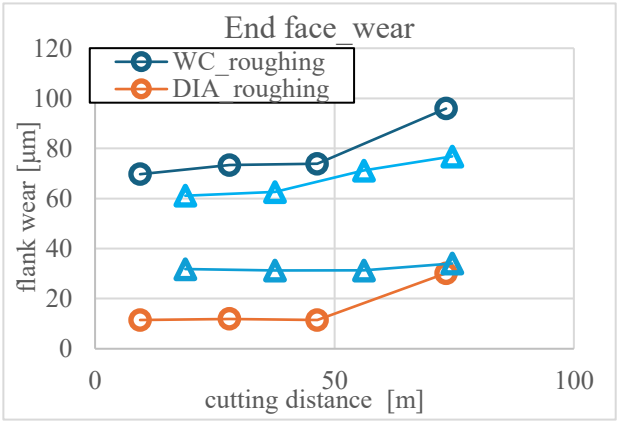


Figure 8.2-11 End face wear

工具摩耗量については，超硬およびダイヤ工具ともに，切削距離 40m 付近から増加の傾向にあった．一方で，ダイヤ工具の仕上げ加工における工具摩耗量は，ほぼ横ばいとなった．次に，切削時に工具に掛かる応力を切削合力として下記に報告（　　Figure 8.2-12/　　Figure 8.2-12）する．

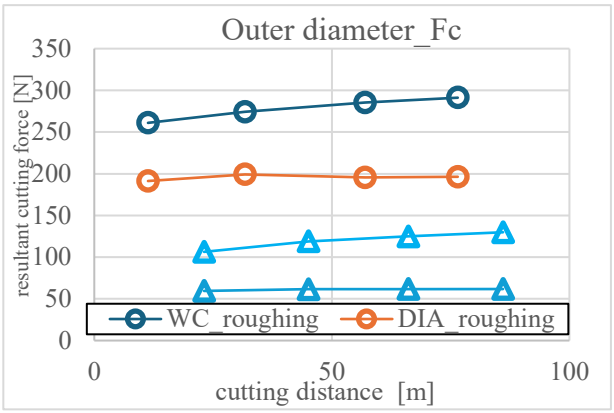


Figure 8.2-12 Resultant cutting force (OD)

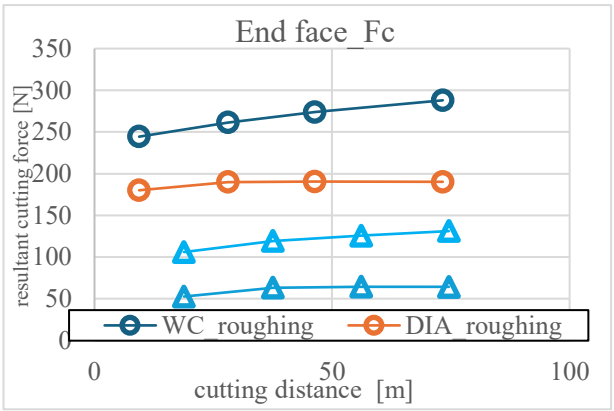


Figure 8.2-13 Resultant cutting force (End face)

切削抵抗は，荒加工/仕上げ加工において超硬工具の方が，負荷が高い傾向にある．次に，工具別で比較した表面粗さについて報告する（Figure 8.2-14/Figure 8.2-15）.

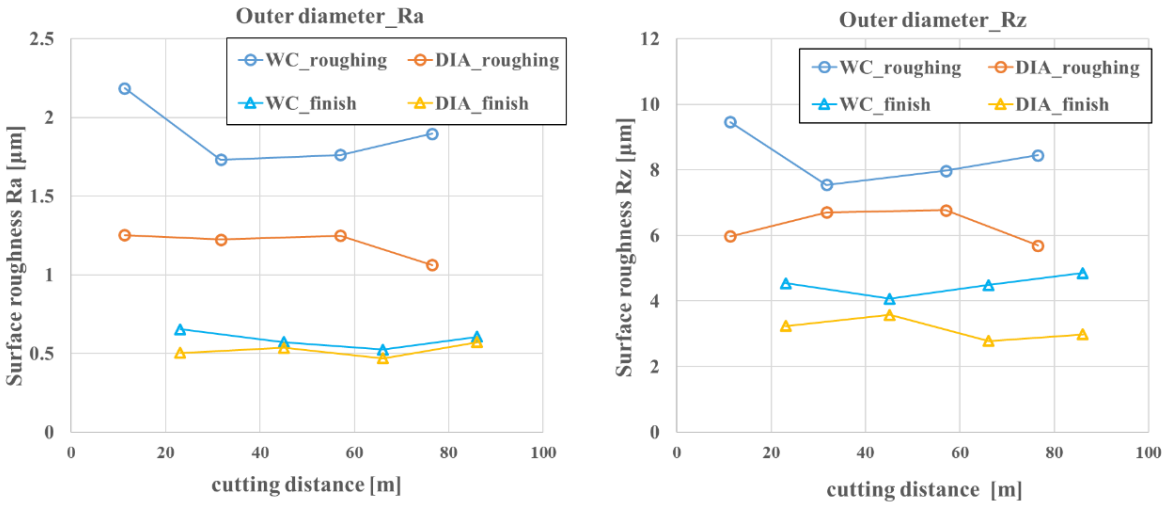


Figure 8.2-14　Surface roughness (Outer diameter)

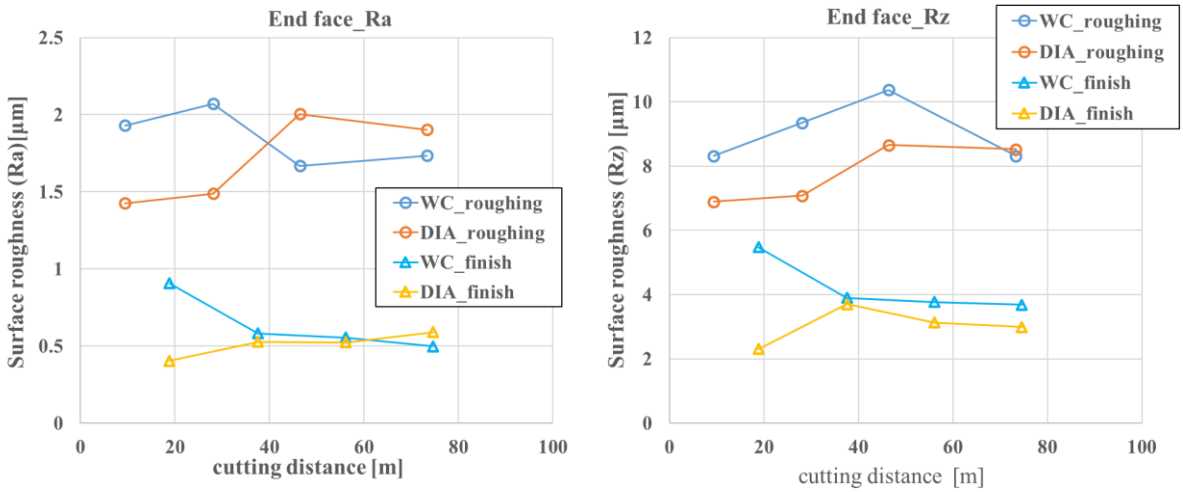


Figure 8.2-15　Surface roughness (End face)

超硬/仕上げでは，1pass 目の評価において，Ra/Rz ともに高い値を示した．また，ダイヤ/荒加工では，3pass 目の評価で大きく増加した．変化の値を大きく示した際の刃先の観察を行うと，超硬/仕上げは，初期摩耗が大きく影響したと考える．ダイヤ/荒加工 3pass 目は，刃先にアルミが溶着した様子であったが，切削距離の増加とともに，溶着しなくなっていた（ Figure 8.2-16）．

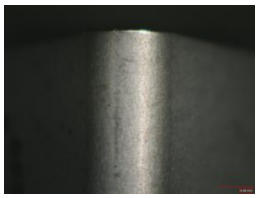
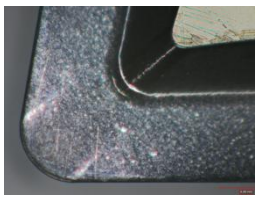
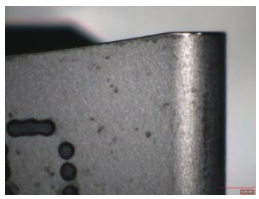
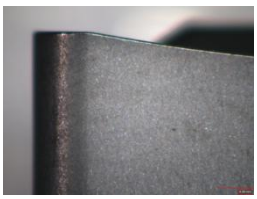
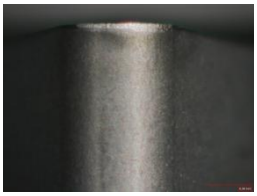
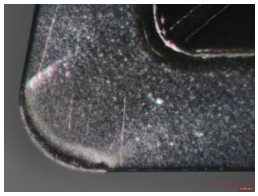
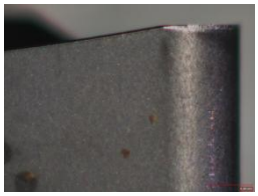
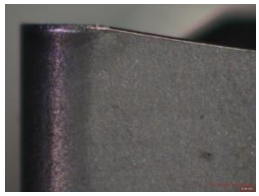
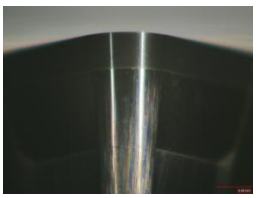
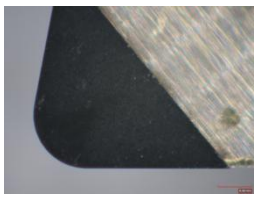
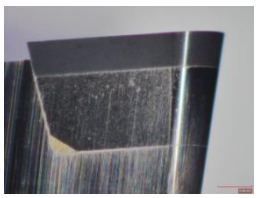
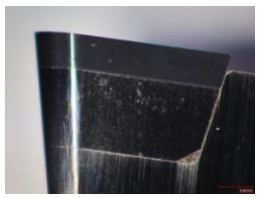
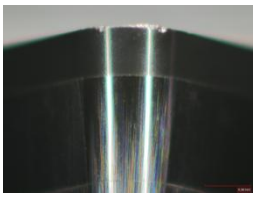
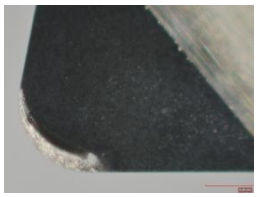
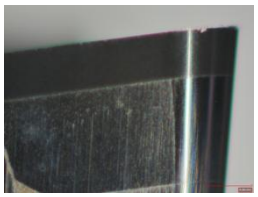
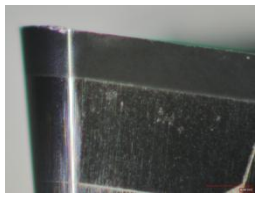
	Corner	Rake face (Front)	Flank face (Front)	Flank face (side)
WC NEW ×80				
WC 9pass ×80				
DIA NEW×80				
DIA 9pass ×80				

Figure 8.2-16　Photographs of tool wear

大阪電気通信大学（機 C-2）で，実施する，金属基複合材料の摺動特性を計測するにあたり，テストピースとして，以下に示す物を提供した（
）．

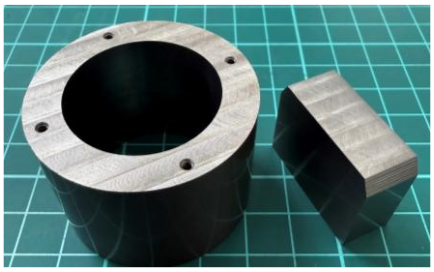


Figure 8.2-17　Rolling piston and Vane

8.2.4 まとめ

機械的物性値については，目標とした物性値を達成することが出来た．以下に，既存材料と本研究で開発した金属基複合材料の機械的物性値の比較を示す（Table 8.2-5）．密度においては，既存材料より約 60%軽量化することが出来ており，本研究で目標としている，圧縮機 10%軽量化に対しては，貢献できたと考える．軽量化と同時に，引張強さ，ヤング率，疲労強度においても向上した．

被削性評価においては，開発品の金属基複合材料（‘24_MMC02N）は，切削抵抗は大きいが，工具摩耗進行は従来の金属基複合材料より，約 30%少ない摩耗量を示した．

Table 8.2-5　Mechanical Properties of Existing and Developmental Materials

Item	Unit	FC250	‘24_MMC02N	Change（%）
Density	g/cm³	7.2	2.73	-62.1%
Tensile strength	MPa	250	360	44.0%
Young's modulus	GPa	100	120	20.0%
Coefficient of Thermal Expansion	ppm/K	12.0	12.5	4.2%
Fatigue strength	MPa	112	133	18.8%
Brinell hardness	HBW	≦241	174	-27.8%

8.2.5 今後の計画

2023 年から 2025 年にかけて，開発した素材については，機械的物性値および加工性について目標とした課題に対し達成したと考える．今後は，生産性やコストなどをターゲットに開発を推進する（Figure 8.2-18）．

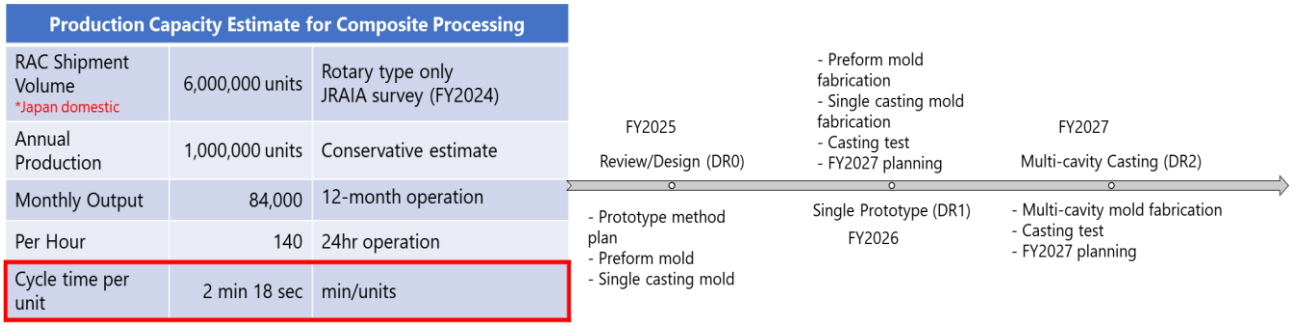


Figure 8.2-18 コスト調査および後半年度

【参考文献】

株式会社 コロナ社 「金属基複合材料入門」西田義則 著 1.2 複合測 P.9-10
アドバンスコンポジット株式会社 ホームページ AC-Albolon® リーフレットより引用