九州大学学術情報リポジトリ Kyushu University Institutional Repository

高温ヒートポンプ用低GWP冷媒の凝縮熱伝達特性およ びサイクル特性解析

佐久間, 航太 九州大学大学院総合理工学府環境エネルギー工学専攻

https://hdl.handle.net/2324/3052472

出版情報:九州大学, 2019, 修士, 修士 バージョン: 権利関係:

令和元年度

修士論文

高温ヒートポンプ用低 GWP 冷媒の凝縮熱伝達特性および サイクル特性解析

> 九州大学大学院総合理工学府 環境エネルギー工学専攻 熱エネルギー変換システム学研究室

佐久間航太

指導教員 宮崎隆彦

Kyaw Thu

提出年月日 令和2年2月3日

第1章 月	字論	1
1.1 研	究背景	1
1.2 従	来研究	3
1.2.1	プレートフィン熱交換器に関する研究	3
1.2.2	新規冷媒に関する研究	4
1.2.3	凝縮熱伝達予測式に関する研究	4
1.3 本社	研究の目的および論文の構成	6
第2章 第	実験装置および実験方法	8
2.1 実際	験装置	8
2.1.1	実験装置の系統図	8
2.1.2	実験ループ	8
2.1.3	テストセクション	10
2.2 測算	定方法	16
2.2.1	冷媒圧力の測定	16
2.2.2	冷媒温度の測定	16
2.2.3	冷媒流路外壁温度の測定	16
2.2.4	冷却水温度の測定	16
2.2.5	熱流束の測定	17
2.2.6	冷媒流量の測定	17
2.2.7	冷却水流量の測定	17
2.3 実際	験方法	19
2.3.1	実験手順	19
2.3.2	実験条件	20
第3章 第	実験データの整理方法	21
3.1 熱	収支	21
3.1.1	テストセクションにおける熱収支	21
3.1.2	過冷器における熱収支	21
3.2 テン	ストセクション内における冷媒の状態量の算出	21
3.2.1	冷媒圧力分布の算出	21
3.2.2	冷媒比エンタルピの算出	22
3.2.3	冷媒温度の算出	25

	3.2	2.4 クオリティの算出	
3	3.3	凝縮熱伝達率の算出	
	3.3	3.1 投影面積基準の凝縮熱伝	達率の算出25
	3.3	3.2 実面積基準の凝縮熱伝達	率の算出26
	3.3	3.3 フィン効率を考慮した凝	縮熱伝達率の算出26
3	8.4	測定の不確かさ	
第	4章	HFE-356mmz の凝縮試験約	告果
4	1.1	実験結果に関する取扱い	
4	1.2	凝縮熱伝達特性に及ぼす冷如	捻和温度の影響30
4	1.3	凝縮熱伝達特性に及ぼす壁面	G過冷度の影響34
4	1.4	凝縮熱伝達特性に及ぼす冷如	其質量速度の影響38
4	1.5	凝縮熱伝達特性に及ぼす冷如	は物性の影響42
4	.6	面積拡大率およびフィン効率	『を考慮した凝縮熱伝達特性46
第	5章	従来熱伝達相関式との比較	转封
5	5.1	従来の熱伝達予測式	
5	5.2	従来の熱伝達予測式との比較	٤53
5	5.3	従来の熱伝達予測式の最適化	۵
第	6章	高温ヒートポンプサイクル	の基本特性解析61
6	5.1	サイクル概要	
	6.1	.1 単段圧縮サイクル概要	
	6.1	.2 二段圧縮抽気サイクル概	要61
6	5.2	サイクル計算手法	
	6.2	2.1 単段サイクルの計算手法	
	6.2	2 二段圧縮抽気サイクルの	計算手法65
6	5.3	データ整理方法	
	6.3	8.1 COP	
	6.3	3.2 圧力比	
	6.3	3.3 不可逆損失	
6	5.4	計算条件	
ϵ	5.5	計算結果および考察	
	6.5	5.1 単段圧縮サイクルの結果	
	6.5	5.2 二段圧縮抽気サイクル	

第7章	総括	'9
謝辞		31
参考文献	ζξ	33

第1章 序論

1.1 研究背景

近年,経済発展や産業技術の高度化は私達の生活に豊かさと利便性をもたらしている. しかし,それに伴い,地球温暖化やオゾン層の破壊,エネルギー資源の枯渇などといった地球 規模の深刻な環境問題に対し,家庭や産業等の分野を問わず対応を迫られている.そこで,温 室効果ガスの排出や一次エネルギーの消費量の削減など,これらの環境問題の解決に向けて 国際的に取り組む必要がある.

日本においては、最終エネルギー消費量全体の4割強 [1]を産業分野が占めており、省エネ ルギー化や CO2 排出量削減が重要な課題となっている.そこで、エネルギーをより有効に利 用するための手段として、エネルギー使用後の排熱の再利用が考えられている.現在工場で は、他の工程に比して低温で行われる殺菌、濃縮、乾燥、蒸留工程で使用する蒸気においても 120 ℃ 以上の温度が必要となっており、これらの工程に使用する高温蒸気は主に化石燃料を 用いたボイラにより供給されている.そのため、100 ℃ 程度の排熱が存在するが、利用可能 な熱は少なく、一定温度以下の排熱は廃棄されている.この利用不可能な排熱は、ガス排熱に ついては 120 ℃ 以下、温水排熱については 80 ℃ 以下と算定されており、利用可能な排熱量 は年間で合計 743 PJ(2015 年度)と推計されており、そのうちの 76%に当たる 565 PJ は 200℃ 未満の排熱となっている [2].この膨大な排熱を再利用することで、省エネルギー化および CO2排出量の削減を試みている.その解決策として期待されるのがヒートポンプ技術である. ヒートポンプは低温熱源から高温熱源に熱を移動させる技術であり、投入仕事の数倍の熱を 移動することができる省エネルギー技術である.この技術を利用して排熱を回収し、利用可 能な温度まで昇温することにより、未利用排熱を削減することができる.

このような背景から、工場排熱から熱エネルギーを回収し、高温蒸気をヒートポンプシス テムで生成する技術や、高温蒸気供給時におけるヒートポンプ性能の高効率化技術が開発さ れてきており、現在 120 ℃ 程度の高温蒸気を供給できるヒートポンプが商品化されている.

産業分野においては、現行の商品化されたヒートポンプの最高温度である 120 ℃以上の、 160 ℃ から 200 ℃ 近傍の熱需要も高まってきている.しかしながら、このような高温蒸気を 提供できるヒートポンプを実現するには、熱交換器技術や圧縮機技術の向上などの課題が多 数残っている.

一方,冷凍空調分野やヒートポンプ分野においては,優れた特性を有する CFC(Chloro-Fluoro-Carbon)系フロン冷媒が冷媒として使用されてきた.しかしながら,この CFC 系フロン 冷媒はオゾン層破壊の原因物質であることから,1987年に採択されたモントリオール議定書

により CFC 系フロン冷媒の規制が開始され, 1995 年には製造が禁止されたことで,現在では 先進国および途上国ともにほぼ全廃されている。また、オゾン層破壊係数が比較的小さい HCFC(Hydro-Chloro-Fluoro-Carbon)系フロン冷媒に関しても同様の理由から段階的に規制が始 まっており、原則として先進国では 2020 年、途上国では 2030 年までに全廃が予定されてい る. このような背景の中で、これらのフロン系冷媒の代替冷媒として、オゾン層破壊因子であ る塩素を含まない HFC(Hydro-Fluoro-Carbon)系代替フロン冷媒の開発や, それを用いた冷凍空 調機器の開発が行われてきた.しかしながら,この HFC 系代替フロン冷媒に関しても,温室 効果が高く地球温暖化を促進するという理由から,1997年に採択された京都議定書により排 出抑制の対象となっている. さらに, 2016 年にはパリ協定の発効およびモントリオール議定 書の改正(キガリ改正)により,先進国は,2019年からHFC系代替フロン冷媒の削減を開始し, 2036 年までに HFC 系代替フロン冷媒の生産量の 85%を段階的に削減していくことが義務付 けられた.そこで、日本では2019年1月のキガリ改正発効に間に合う形で、国内での新たな HFC 系冷媒の規制を開始するため、オゾン層保護法について、HFC 系冷媒を規制対象に追加 する改正が行われた.改正オゾン層保護法においては、従来のオゾン層破壊物質についての 措置と同様に,HFC 系冷媒の製造および輸入を規制する等の措置が取られることとされてい る.そのため、今後はオゾン層破壊物質を含まないだけでなく地球温暖化係数の低い冷媒の 開発およびそれを用いた冷凍空調機器の開発が求められている.

このような状況の中で、近年、地球温暖化係数が非常に小さくオゾン層破壊係数が零の環 境負荷の小さい HFO(Hydro-Fluoro-Olefin)系の冷媒 HFO-1234yf, HFO-1234ze(E)および HFO-1234ze(Z)などの新冷媒の開発が進んでいる.HFO 系冷媒はその構造に炭素の二重結合を持つ ことで、大気寿命が短く、地球温暖化への影響が比較的小さいと考えられている.また、塩素 を含むが、HFO 系冷媒と同様に大気寿命が短いため、オゾン層破壊効果が無視できるほど小 さいと国際的に見なされている HCFO(Hydro-Chloro-Fluoro-Olefin)系冷媒の HCFO-1233zd(E) やオゾン層破壊係数が零で地球温暖化係数も低い HFE(Hydro-Fluoro-Ether)系冷媒なども注目 を集めている.その中でも、HFO-1234ze(Z)や HCFO-1233zd(E), さらには HFE-356mmz は他 の新規開発冷媒に比して、高い標準沸点および臨界温度を有しているため、より高温下での 作動に適していると考えられている.しかしながら、これらの冷媒の使用およびそれらを用 いた冷凍空調機器の開発を進める上では、それらの化学的性質、熱物性および熱伝達率など の正確な把握が課題として残っている.

1.2 従来研究

本研究では,鉛直に設置されたセレート型プレートフィン熱交換器内における新規代替冷 媒候補である HFE-356mmz の凝縮熱伝達特性を把握するための実験を行った.したがって, プレートフィン熱交換器および新規代替冷媒に関する従来研究を紹介する.さらに,凝縮実 験結果をもとに凝縮熱伝達予測式の検討および新規代替冷媒に関してサイクル性能解析も行 ったため,それらについての従来研究も紹介する.

1.2.1 プレートフィン熱交換器に関する研究

Shohtani [3]は、セレートフィンおよびプレーンフィンを挿入した鉛直対向流型プレート フィン熱交換器内での CFC 系冷媒 R11 および R12, 混合冷媒 90 mol%R11 / 10 mol%R12 およ び混合冷媒 80 mol%R11 / 20 mol%R12 の熱伝達特性について実験的に検討し、圧力損失は Lockhart-Martinelli [4]相関とよく一致することを示した. また、純冷媒に対して混合冷媒の熱 伝達率が減少する割合は小さく、セレートフィンの熱伝達率は、Boyko-Krushinlin [5]の式で表 せることを示した.

Mitsuda [6]らは、セレートフィンおよびパーホレイトフィンを挿入した水平対向流型プレートフィン熱交換器内での HCFC 系冷媒 R22 と CFC 系冷媒 R114 の混合冷媒 88 mol%R22 / 22 mol%R114(セレート)、CFC 系冷媒 R12 と R114 の混合冷媒 80 mol%R12/20 mol%R114(パーホレイト)および純冷媒 R22(パーホレイト)の熱伝達特性について実験的に検討し、混合冷媒の熱伝達率は純冷媒に比して低いことを示した.

Wieting [7]は、22 種類のセレートフィンにおける空気または気体の熱伝達率および摩擦係数の実験結果から、セレートフィンにおける熱伝達率および摩擦係数に関するフィン形状パラメータに依存した無次元式を示した.また、無次元式を用いて、フィン形状パラメータの影響を評価し、層流レイノルズ数の範囲内ではフィン高さおよびフィンピッチの比が、乱流レイノルズ数の範囲では相当直径およびフィン厚さの比がそれぞれ重要なパラメータであることを示した.

Ramana [8]らは、R134a を用いてアルミニウムプレートフィン熱交換器での冷媒飽和温度 34 ~ 44 °C, 冷媒質量速度 16 ~ 46 kg·m⁻²·s⁻¹における熱交換器全体での熱伝達率および圧力損失 を実験的に求めた. 冷媒質量速度の増加に伴い熱伝達率および圧力損失は大きくなり、冷媒 質量速度 22 kg·m⁻²·s⁻¹以下では冷媒飽和温度の影響は少ないことを示した.

松元 [9]は、セレート型プレートフィン凝縮器のフィン形状を簡略化し、フィン付き鉛直矩 形流路として取扱い、伝熱面上での純冷媒の層流凝縮熱伝達について理論解析を行い、フィ ン形状および寸法が凝縮熱伝達に及ぼす影響を検討し、凝縮熱伝達特性を簡潔に示すフィン 形状パラメータを中心とした無次元相関式を提案した.

Gopin ら [10]は、R12、R22 および R142 の 3 つの純冷媒を用いてセレート型プレートフィ

ン凝縮器内の伝熱特性について実験を行った.不連続なセレートフィンの構造が存在することにより,凝縮液膜が破壊され,薄くなるため,液膜の熱抵抗も減少すると考察し,予測式を 提案した.

そのほか,屋良ら [11]は,鉛直に設置されたプレートフィン熱交換器内上方より,純冷媒 R22 および R134a,並びに二成分混合冷媒 R22 / R114 を導入する場合の凝縮および蒸発実験 を行い,局所の伝熱特性を検討した.純冷媒の局所凝縮熱伝達率は質量速度の影響をほとん ど受けず,鉛直平滑管内の自由対流凝縮の半実験式—Dilaoの式 [12]と同様な傾向を示し,こ れを 2.1 倍した式で近似できると報告した.

1.2.2 新規冷媒に関する研究

Nagata ら [13]は、HFO-1234ze(E)、HFO-1234ze(Z)および HCFO-1233zd(E)の HFO 系冷媒の 水平平滑管銅管上における自由対流凝縮およびプール沸騰熱伝達特性の測定を行った. そし て、HFO 系の冷媒の凝縮熱伝達率の実験結果と理論式を比較すると、HFO-1234ze(E)や HFO-1234ze(Z)と理論値との偏差は±10%に収まるが、HCFO-1233zd(E)は 25%程度になり、これ は、HCFO-1233zd(E)の輸送物性値に対する推定誤差によると報告した.

Giovanni ら [14]は, HFO-1234ze(Z)を用いてプレート熱交換器内での伝熱特性および圧力損 失を把握するための実験的研究を行った.そして, HFO-1234ze(Z)の熱伝達特性は R245fa, R134a, R600a および HFO-1234ze(E)より優れていると報告した.

Fukuda ら [15]は, HFO 系冷媒 HFO-1234ze(E)および HFO-1234ze(Z)を実験的および数値的 に評価し, 熱力学的には臨界温度より 20 K 程度低い凝縮温度における COP が最大になるこ とを示した.また,従来の冷媒に比して標準沸点および臨界温度が非常に高いため,一般的な 空調には適さないが,高温環境下での使用に適していると報告した.

1.2.3 凝縮熱伝達予測式に関する研究

藤井ら [16]は,内径 16 mm および 21 mm の水平管を用いて,R11,R21,R113 を圧力 0.08 から 0.93 MPa,質量速度 33.4 から 576.9 kg/(m²s)の条件で行った実験結果と環状流域および層状流域の理論解析をもとに強制対流凝縮域の式および共存,自由対流凝縮域の式をそれぞれ導出し,それらの大小関係で採用する値を決定する相関式を提案した.

原口ら [17]は,内径 8.4mm の水平管を用いて,R22,R134a,R123 を質量速度 90 から 400kg/(m²s),熱流束 3 から 33kW/m²の条件で実験を行い,環状流域と層状流域の相関式を組 み合わせた相関式を提案した.

Shah [18]は, R11, R12, R22, R113, メタノール, エタノール, ベンゼン, トルエン, トリ クロロエチレン, 水蒸気が内径 7 から 40 mm の水平, 鉛直, 傾斜管内での凝縮実験結果をも とに, 単相管内乱流熱伝達の式を修正し, 水平管および鉛直管の広範囲の流体に適用できる 整理式を提案した. Cavallini ら [19]は, R22, R134a, R125, R32, R236ea, R407C および R410A を管内径 8 mm, 飽和温度 30℃および 50℃, 質量速度 100 から 750 kg/(m²s)の条件での実験結果をもとに, 凝 縮区間を環状流,環状流から層状流への遷移域から層状流,層状流からスラグ流への遷移域 からスラグ流の 3 領域に分類し,それぞれの領域について熱伝達の整理式を提案した.

Koyama ら [20]は,相当直径 0.81 mm および 1.06 mm の微細矩形流路を有する水平扁平多 孔管内での R134a の凝縮実験を行い,区間長 75 mm での局所熱伝達率を測定した.その結果 と,原口らの実験結果をもとに強制対流項および自由対流項からなる熱伝達整理式を提案した.

Jige ら [21]は、水力直径 1 mm 程度の微細矩形流路を有する水平扁平多孔管内凝縮流の熱 伝達実験を行い、熱伝達に及ぼす蒸気せん断力および表面張力の影響について実験的に検討 し、環状流から間欠流へと遷移する過程を蒸気プラグと液スラグが交互に流れるプラグ流と 近似して熱伝達整理式を提案した.

1.3 本研究の目的および論文の構成

産業分野において、エネルギーを有効に利用するための手段として、エネルギー使用後の 排熱の再利用が考えられている.そこで、排熱を有効利用する手段の一つとして、排熱から 有益な高温熱源を産み出すことが可能な高温ヒートポンプの開発に力を入れている.このよ うな高温ヒートポンプを開発するためには、高温下において使用できる高性能な熱交換器や GWP(Global-Warming-Potential、地球温暖化係数)の値が低く、ODP(Ozone-Depletion-

Potential, オゾン層破壊係数)が零の環境負荷の小さい冷媒が必要となる.そこで,高性能で 耐熱性が高い熱交換器として期待されているのがプレートフィン熱交換器である.プレート フィン熱交換器は,ステンレス製でプレートとフィンの接合方法にブレージング加工が施し てあるため,高強度で耐熱性が高い.加えて投影面積に対しての面積拡大率が大きく,水力 相当直径が小さいため,伝熱効率が高いといった利点があり,高温ヒートポンプの凝縮器に 適していると考えられる.また,高温下で使用できる環境負荷の小さい冷媒としては,HFO 系,HCFO 系および HFE 系の冷媒が注目されている.その中でも,HFE-356mmz は,臨界温 度が 186.43 ℃ と高いため,高温状況での作動に適していると考えられる.しかしながら, 上記で紹介した文献のように,プレートフィン熱交換器に関する従来研究は蒸気あるいは液 単相流を対象としたものが多く,気液二相流に関する研究はほぼ見当たらない.また,新規 代替冷媒候補である HFE-356mmz に関する研究も僅かであるため,高温状況下においてプレ ートフィン熱交換器を流れる HFE-356mmz の凝縮熱伝達特性は解明されていない.

以上のような背景のもと、本研究では80℃から100℃程度の排熱から、160℃から200℃ 程度の熱源を供給する高温ヒートポンプ技術の開発のための基礎研究として、さらには高温 ヒートポンプに使用する凝縮器の設計指針を得るため、160℃以上の高温状況下で使用でき るプレートフィン熱交換器内を鉛直下向きに流れるHFE-356mmzの凝縮伝熱試験を行い、凝 縮熱伝達特性の実験的解明を試みた.また、以前本研究グループが行った、HFO-1234ze(Z)お よびHCFO-1233zd(E)の凝縮伝熱試験結果との比較を行うことで、冷媒の物性が凝縮熱伝達特 性に及ぼす影響を把握するとともに、現在提案されている熱伝達予測式と比較検討を行った. さらに、これらの冷媒を用いてサイクル性能評価も行った. 本論文は本章を含め、全7章から構成される.以下に各章の内容を示す.

第1章では,産業分野においてヒートポンプ技術を用いた省エネルギー化に向けての取り 組みの現状や,地球温暖化の対策として新規冷媒の開発の取り組み,ならびにプレートフィ ン熱交換器および新規冷媒に関する従来研究を紹介し,本研究の意義及び目的を示した.

第2章では、本研究で用いた実験装置、実験方法および測定機器の精度についてまとめた.

第3章では、実験で得られたデータから熱収支および冷媒の状態量を求め、熱伝達率を求 めるまでのデータ整理方法についてまとめた.

第4章では、HFE356mmzを用いたフィン付き鉛直矩形流路内でのセレートフィンにおけ る両面冷却凝縮実験において、冷媒飽和温度、冷媒質量速度および壁面過冷度の条件がそれ ぞれ熱伝達特性に及ぼす影響について実験データから考察を行った.また、面積拡大率およ びフィン効率を考慮した熱伝達特性について考察を行った.さらに、HCFO-1233zd(E)および HFO-1234ze(Z)を用いた場合の実験結果と比較することにより、冷媒物性が凝縮熱伝達特性 に及ぼす影響を考察した.

第5章では、従来の熱伝達予測式との比較および一部係数の最適化を行い、本研究で用いた熱交換器および冷媒における最適な熱伝達予測式について検討を行った.

第6章では、高温ヒートポンプでの使用が期待されているサイクル構成を用いてサイクル 計算を行い、温度条件や冷媒の違いによる性能の変化について検討を行った.

第7章では、本論文の結論をまとめ、総括した.

第2章 実験装置および実験方法

2.1 実験装置

2.1.1 実験装置の系統図

Fig.2.1 に使用した実験装置の系統図を示す.実験装置はテストセクションを介し,冷媒の 流れる実験ループおよび冷却水の流れる冷却水ループから構成されている.実験ループおよ び冷却水ループは共にポンプによる強制循環ループであり,循環流量を測定するために質量 流量計を各ループに設けている.冷媒は実験ループ内において電気加熱式予熱器(3),熱交換 器(予熱器(4)および過冷器(6))および液溜(7)にて所定の圧力,温度およびクオリティに加熱ま たは冷却される.ここで,予熱器(4)は対向流式熱交換器であり,その熱源流体であるシリコ ンオイルの温度は,接続された恒温槽(LAUDA製,XT550)により制御する.また,過冷器(6) は二重管対向流式熱交換器であり,熱源流体である水の温度は,接続された恒温槽(LAUDA製, VC3000)を用いて制御し,液溜(7)の温度は,接続した恒温槽(LAUDA製,T4600)により温度制 御されたシリコンオイルを液溜内の銅管に流して制御する.冷却水ループ内の冷却水の温度 は,恒温槽(9)(KAWATA製,TWF-05006HHKN/B)により制御している.過冷器(6)での冷却水 の熱交換量を把握するため,冷却水の温度を測定する混合室を,過冷器冷却水循環回路の前 後2か所に設置した.また,冷却水ループにおいても,冷却水の温度を測定するために,混合 室をテストセクションの入口および出口に設けた.

2.1.2 実験ループ

Fig.2.1 に示す実験ループについての詳細を記述する.液溜(7)にある液単相状態の冷媒は, ポンプ(1)により吐出され,質量流量計(2)を通り,電気加熱式予熱器(3)およびシリコンオイル を熱源とする予熱器(4)に流れる.これらの予熱器により,冷媒は段階的に加熱され,部分的 または完全に蒸発し,気液二相または過熱蒸気単相状態となる.冷媒は所定の圧力,温度およ び乾き度に調整されたのち,テストセクション(5)に流入する.テストセクション内で冷媒は 冷却水により冷却され,凝縮する.その後,過冷器(6)においてさらに冷却され,完全に液単 相状態となり,液溜(7)に戻る.実験ループにおいて,冷媒の圧力および温度を測定するため に,ポンプ出口,テストセクション前後および過冷器前後の計 5 か所に混合室を設置し,絶 対圧力計および K-type シース熱電対により測定した.また,冷媒が液単相状態でポンプを流 れていることを確認するため,ポンプの前後 2 か所にサイトグラスを設置した.



- 7. Liquid reciever
- 8. Temperature bath Fig.2.1 実験装置の系統図

2.1.3 テストセクション

本節では、テストセクションの概略およびテストセクション内のフィン形状について記述 する.

本研究では、実機と同様の形状であるテストセクション(両面冷却方式)を用いて実験を行った.

Fig.2.2 にテストセクションの側面概略図および Fig.2.3 および Fig.2.4 に冷媒流路および冷却水流路の正面写真を示す. テストセクションは主に冷媒流路と 2 つの冷却水流路から構成される.

冷媒流路内部および冷却水流路内部にはフィンが組み込まれており,冷媒は流路内のフィン内部を鉛直下向きに流れている.本テストセクションでは,冷媒流路は前面および背面の 冷却水流路からのみ冷却されており,冷却水は前面および背面共に流路内のフィン内部を鉛 直上向きに流れている.

冷媒流路の幅は 100 mm であり,有効伝熱長さは 400 mm である.冷媒流路と冷却水流路の 間には,Fig.2.5 に示す熱流東センサが挿入されており,前面および背面においてそれぞれ 8 区間ずつ計 16 区間で平均熱流束を測定している.Fig.2.5 に示す通り,熱流束センサには1枚 につき測定部が2か所あり,前面および背面それぞれ4枚ずつ計8枚で16区間の熱流束を測 定する.

また,熱流東センサ測定箇所の中心部における冷媒流路外壁温度を測定するために,8本の K-type シース熱電対を冷媒流路背面に設けた幅 1.1 mm,深さ 1.0 mm の溝に挿入した.

冷媒流路の入口および出口に圧力ポートを計 2 か所設置し,絶対圧力計を用いて冷媒流路 内の圧力を測定した.

また,冷媒流路において, Fig.2.6 に示すように,入口および出口付近 50 mm では第 2.1.3 項 で後述するセレートフィンを横向きに設置し,冷媒が均等に分配されるようにしている.



Fig.2.2 テストセクション側面概略図



Fig.2.3 テストセクション冷媒流路写真



Fig.2.4 テストセクション冷却水流路写真



Fig.2.5 熱流束センサ(HF-98.5-140-10B, CAPTEC 社製)



Fig.2.6 冷媒流路内フィン配置

<u>フィン形状</u>

本研究では、テストセクション内冷媒流路および冷却水流路内には、Fig.2.7 に示すような セレートフィンを用いている. セレートフィンは、フィンが流れ方向に対して半ピッチずつ ずれた構造をしており、この構造により温度境界層が破壊されるため、特に単相流に対して は高い伝熱性能を示すとされている. また、Table 2.1 に冷媒流路と冷却水流路に使用してい るセレートフィンの寸法を示す. セレートフィンは住友精密工業(株)製であり、材質はステ ンレス(SUS316L)である.

本実験に使用したプレートフィン熱交換器の水力相当直径 dh [m]は、次式により定義される.

$$d_{\rm h} = \frac{4 \times A}{S} \tag{2.1}$$

ここに, A はフィンの断面積[m²]であり, S は周囲長さ[m]である.



Fig. 2.7 セレートフィンの概略図

両面冷却方式の場合,面積拡大率は Table 2.1 のパラメータを用いて,次式により定義される.

$$\eta = \frac{[(h-t) \times 4 + (p-t) \times 4] \times L + [(h-t) \times 2 + (p-t)] \times t}{4 \times p \times L}$$
(2.2)



Fig 2.8 面積拡大率計算モデル(両面冷却方式)

Table 2.1 フィン寸法

		冷媒側	冷却水側
		両面冷却方式	
フィン高さ	<i>H</i> [mm]	3.200	5.080
フィンピッチ	<i>p</i> [mm]	2.117	1.954
フィン厚さ	<i>t</i> [mm]	0.203	0.203
セレートピッチ	<i>L</i> [mm]	3.175	3.175
面積拡大率	η [mm]	2.38	4.09
相当直径	$d_{ m h} [m mm]$	2.34	2.57

2.2 測定方法

本節では、冷媒圧力、冷媒温度、冷媒流路外壁温度、冷却水温度、熱流束、冷媒および冷却水流量の測定方法およびそれらの測定に用いるセンサの精度について記述する.また、Table 2.2 に本研究で使用する各種センサおよびそれらの測定精度を示す.

2.2.1 冷媒圧力の測定

冷媒圧力は、電気加熱式予熱器前、テストセクション冷媒流路前後および過冷器前後に設置した混合室において、フルスケール 2 MPa および 5 MPa の絶対圧力計((株)共和電業製、 PHS-B-2M、PHS-B-5M)により測定する.また、テストセクションの入口および出口付近に設けた圧力ポートにおいて、フルスケール 5 MPa の絶対圧力計((株)共和電業製、PHS-B-2M)により測定する.

各絶対圧力計は, Paroscientific 社製圧力センサ 42-101 および表示器 735 を用いて, 0 MPa からフルスケールの範囲で検定を行い, 圧力計の出力電圧と圧力の関係を求めた. なお, 検定誤 差は, 2 MPa および 5 MPa の圧力計において, それぞれ±0.3 kPa および±0.8 kPa である.

2.2.2 冷媒温度の測定

冷媒温度は、電気加熱式予熱器前、テストセクション冷媒流路前後および過冷器前後に設置した混合室において、シース径 1.0 mm の K-type シース熱電対を用いて測定する.冷媒温度の測定に用いる K-type シース熱電対は、1990 年国際温度目盛(ITS-90)に準じる標準温度計を用いて 30℃ から 190 ℃ の温度範囲で、10 ℃ 毎に温度を上昇させ、検定を行い、熱起電力と温度の関係式を求めた.なお、検定誤差は±0.08 K である.

2.2.3 冷媒流路外壁温度の測定

冷媒流路外壁温度は、テストセクション内の冷媒流路に設けた溝に挿入した直径 1.0 mm の K-type シース熱電対を用いて測定する. 冷媒流路外壁温度の測定に用いる K-type シース熱電 対は、冷媒温度の測定に用いた K-type シース熱電対と同様に、ITS-90 に準じる標準温度計を 用いて 70 °C から 160 °C の温度範囲で、10 °C 毎に温度を上昇させ、検定を行った. なお、検 定誤差は±0.05 K である.

2.2.4 冷却水温度の測定

冷却水温度は、テストセクション冷却水流路前後および過冷器の前後に設けた混合室において、白金測温抵抗体を用いて測定する.冷却水温度の測定に用いた白金測温抵抗体は、ITS-90に準じる標準温度計を用いて 30 ℃ から 190 ℃ の温度範囲で、10 ℃ 毎に温度を上昇させ、 検定を行い、熱起電力と温度の関係式を求めた.なお、検定誤差は±0.03 K である.

2.2.5 熱流束の測定

テストセクションにおいて冷媒から冷却水に伝わる熱流束は、冷媒流路と冷却水流路の間 に挿入した熱流束センサにより測定する.

使用する熱流東センサは CAPTEC 社製, HF-98.5-140-10B であり, Fig 2.5 に示す. また, 熱流東センサは Fig 2.5 に示したように, 1 枚あたり幅 140 mm, 長さ 98.5 mm であり, 1 枚につき 2 か所で熱流束を測定する. なお, 測定部は 1 か所あたり幅 55 mm, 長さ 45 mm である.

熱流束の測定に用いた熱流束センサは、電気ヒータを用いて、0kW·m⁻²から 10kW·m⁻²の範 囲で検定を行い、熱流束センサの出力電圧と熱流束の関係を求めた. なお、検定誤差は測定値 の±2%RS である.

2.2.6 冷媒流量の測定

冷媒流量は、コリオリ式質量流量計(オーバル社製、CA003L21SA22BA110)により測定する. 冷媒流路を流れる冷媒の質量速度は以下の式で算出する.

$$G = \frac{m}{A_{\rm TS}} \tag{2.3}$$

式(2.3)中の G は質量速度[kg·m⁻²·s⁻¹], m は質量流量[kg·s⁻¹]および A_{TS} はテストセクション内冷 媒流路断面積[m²]である.また,質量流量 m は以下の式から算出する.

$$m = m_{\text{MAX}} \times \frac{(E-1)}{4} \tag{2.4}$$

式(2.4)中の m_{MAX} は質量流量計のフルスケール, E は流量計の出力電圧である.なお,使用した質量流量計は,無負荷時に 1 V,フルスケール時に 5 V を出力する.また,質量流量計の保証流量範囲は,1 kg·h⁻¹ から 100 kg·h⁻¹ であり,測定精度は± 0.1% ± $\frac{0.0018}{m}$ × 100%である.ここで m は測定時の流量値である.

2.2.7 冷却水流量の測定

冷却水流量は、コリオリ式質量流量計(オーバル社製、CA003L21SA22BA110)により測定する. 冷却水流路を流れる冷却水の質量速度は以下の式で算出する.

$$m = m_{\text{MAX}} \times \frac{(E-1)}{4} \tag{2.5}$$

式(2.5)中の m_{MAX} は質量流量計のフルスケール,Eは流量計の出力電圧である.なお,使用した質量流量計は,無負荷時に1V,フルスケール時に5Vを出力する.また,質量流量計の保証流量範囲は,3.6 kg·h⁻¹から360 kg·h⁻¹であり,測定精度は±0.1%± $\frac{0.0036}{m}$ ×100%である.こ

測定対象	測定機器	測定精度	
	圧力変換器		
必確亡力	PHS-B-2M	± 0.03 kPa	
印烁庄刀	PHS-B-5M	± 0.08 kPa	
	(株)共和電業		
冷媒流路混合室温度	K-type シース熱電対	$\pm 0.08~{ m K}$	
冷媒流路外壁温度	K-type シース熱電対	$\pm 0.05~{ m K}$	
冷却流路混合室温度	白金測温抵抗体	± 0.03 K	
	熱流束センサ		
熱流束	HF-98.5-130-10B	±2 %	
	CAPTEC 社		
	コリオリ流量計	0.0010	
冷媒質量流量	CA006L21SA22BA110	$\pm 0.1\% \pm \frac{0.0018}{m} \times 100\%$	
	オーバル社	m	
	コリオリ流量計	0.00 0 /	
冷却水質量流量	CA006L21SA22BA110	$\pm 0.1\% \pm \frac{0.0036}{m} \times 100\%$	
	オーバル社	III III	

Table 2.2 測定機器の測定精度

2.3 実験方法

実験手順および実験条件を以下に示す.

2.3.1 実験手順

装置の起動および実験は以下に示す手順で行った.

- ① 熱電対用に冷接点を設置する.
- ② 冷却水ループ,過冷器(6)および液溜(7)に接続される恒温槽を起動し,液溜および過冷器 内の冷媒を冷却する.
- ③ 液溜内の冷媒が過冷却液状態であることを確認し、ポンプ(1)を作動させ、実験ループ内に 冷媒を循環させる、冷媒流量は、インバータでポンプの回転数およびバイパスループに設 けた流量調整バルブを用いて制御する。
- ④ 電気加熱式予熱器(3)に接続した直流電源およびシリコンオイル加熱式予熱器(4)に接続した恒温槽を起動する.テストセクション入口における冷媒の温度およびクオリティは、 恒温槽の設定温度および電気ヒータの投入電力により調節する.
- ⑤ 過冷器,液溜およびシリコンオイル加熱式予熱器に接続された恒温槽の設定温度および 電気加熱式予熱器の投入電力により、実験ループ内の冷媒圧力を調整し、テストセクション内における飽和温度を実験条件である温度に合わせる.
- ⑥ 冷媒温度,冷媒圧力,冷媒流量,冷媒流路外壁温度および冷媒クオリティを所定の実験条件に設定し、十分定常になったことを確認する.
- ⑦ データロガー(MX100,横河電機製)を用いて、全測定項目においてサンプリング周期1 秒間で計 60 秒間測定を行う.なお、各測定値については、60 秒間の平均値をそれぞれ 用いた.実験では、圧力の測定箇所の切り替えのため、1 つの実験条件に対して計5 回 の測定を行う.まず、テストセクション冷媒流路入口混合室の圧力を測定する.データ 収集後、圧力測定用配管に設けたバルブを操作し、ポンプ出口混合室、テストセクショ ン冷媒流路出口混合室、過冷器入口および出口混合室の圧力を順次測定する.

2.3.2 実験条件

Table 2.3 に本実験における実験条件を示す.本実験は,以下に示す 18 条件において実施した.また,試験冷媒は,HFE-356mmz を用いた.また,質量速度 50 kg·m⁻²·s⁻¹ 以上の条件はポンプの性能限界のため実施していない.

冷媒飽和温度	質量速度	過冷度 [K]			
$[^{\circ}C] \qquad [kg \cdot m^{-2} \cdot s^{-1}]$		2	5	10	
100	25	0	0	0	
100	40	0	0	0	
120	25	0	0	0	
	40	0	0	0	
140	25	0	0	0	
	40	0	0	0	

Table 2.3 両面冷却方式における実験条件

第3章 実験データの整理方法

3.1 熱収支

3.1.1 テストセクションにおける熱収支

テストセクション内冷媒流路において,冷媒交換熱量,熱流束センサを通過する熱量総和 および冷却水交換熱量に差異が生じる.これらの差異はテストセクションにおける外気に対 しての放熱と考えられるため,この放熱による熱量総和を把握することで,冷媒と冷却水の 状態量をより正確に測定することができる.そのため,テストセクションにおける放熱量を 冷媒温度と周囲温度の温度差に対する1次式で見積もった.なお,テストセクションにおけ る熱収支の算出については付録に示す.

3.1.2 過冷器における熱収支

過冷器における冷媒の状態量およびテストセクション内における冷媒クオリティを算出す る際に,過冷器における交換熱量を用いるため,過冷器における放熱量を把握する必要があ る.そのため,過冷器内冷却水温度が,70℃から100℃の範囲における周囲への放熱量を 検定した.検定結果に基づいて,過冷器における放熱量を冷却水温度と周囲温度の温度差に 対する1次式で見積もった.なお,過冷器における熱収支の算出については付録に記載す る.

3.2 テストセクション内における冷媒の状態量の算出

本実験では、テストセクション内冷媒流路に設けた圧力ポートにおいて冷媒圧力を測定し、 テストセクション出入口に設置した混合室において冷媒の圧力および温度を測定している. これらの測定値を用いて、テストセクション内の冷媒の状態量を算出する.Fig. 3.1 および Fig. 3.2 に両面冷却方式におけるテストセクション内状態量計算モデルをそれぞれ示す.また、以 下にテストセクション内の冷媒の状態量の算出方法を示す.

3.2.1 冷媒圧力分布の算出

冷媒の圧力はテストセクション内冷媒流路前面の圧力ポート,テストセクションの入口お よび出口に設けた混合室において絶対圧力計を用いて測定する.なお,Fig. 3.2 に示す *P*₁か ら*P*₈のように,圧力ポートを設けていないセクションにおける圧力は,テストセクション入 口および出口付近の圧力 *P*₀および *P*₉から線形近似により算出する.

3.2.2 冷媒比エンタルピの算出

冷媒比エンタルピの算出は、テストセクション入口および出口における冷媒の状態によっ て以下のように求める.

テストセクション全体の放熱量は各セクションにおいて均等な熱量で放出されるとする. ここで、以下の式に示す h_iは局所の冷媒比エンタルピ、Q_iは1セクションあたりに熱流束センサを通過する熱量、Q_{all}は熱流束センサを通過する熱量の総量、Q_{loss}はテストセクション全体の放熱量およびmは冷媒の質量流量である.

(a) テストセクション入口における冷媒の状態が過熱蒸気単相状態の場合

テストセクション入口に設けた混合室において測定した冷媒の圧力および温度から REFPROP Ver. 10 を用いて、冷媒比エンタルピ h_1 算出し、テストセクションにおける熱交換 量を用いて、順に出口側の冷媒比エンタルピを算出していく. (i = 0→10)

$$h_{\rm i} = h_{\rm i-1}$$
 i = 0, 10 (3.1)

$$h_{i} = h_{i-1} - \frac{Q_{loss} \times \frac{Q_{i}}{Q_{all}}}{2m} \qquad \qquad i = 1 \qquad (3.2)$$

$$h_{i} = h_{i-1} + \frac{Q_{loss} \times \left(\frac{Q_{i}}{Q_{all}} + \frac{Q_{i-1}}{Q_{all}}\right)}{2m} \qquad 2 \le i \le 8 \qquad (3.3)$$

$$h_{\rm i} = h_{\rm i-1} - \frac{Q_{\rm loss} \times \frac{Q_{\rm i-1}}{Q_{\rm all}}}{2m}$$
 i = 9 (3.4)

(b) テストセクション入口および出口における冷媒の状態が気液二相状態の場合

過冷器出口に設けた混合室において測定した冷媒の圧力および温度から, REFPROP Ver. 10 を用いて冷媒比エンタルピ h_{subcool,out} を算出し,テストセクションおよび過冷器での熱交換量 を用いて,順に入口側の冷媒比エンタルピを算出していく. (i=10→-1)

$$h_{\rm i} = h_{\rm i+1} + \frac{Q_{\rm loss} \times \frac{Q_{\rm i}}{Q_{\rm all}}}{2m}$$
 i = 0, 8 (3.6)

(c) テストセクション出口において冷媒が液単相状態の場合

テストセクション出口に設けた混合室において測定した冷媒の圧力および温度から REFPROP Ver. 10を用いて冷媒比エンタルピ h_{10} を算出し、テストセクションにおける熱交換 量を用いて、順に入口側の冷媒比エンタルピを算出していく. (i=9→-1)

$$h_i = h_{i+1}$$
 $i = -1, 9$ (3.7)

$$h_{i} = h_{i+1} + \frac{Q_{loss} \times \frac{Q_{i}}{Q_{all}}}{2m}$$
 $i = 0, 8$ (3.8)

$$h_{i} = h_{i+1} + \frac{Q_{loss} \times \left(\frac{Q_{i}}{Q_{all}} + \frac{Q_{i+1}}{Q_{all}}\right)}{2m} \qquad 1 \le i \le 7$$

$$(3.9)$$



Fig. 3.1 テストセクション内状態量計算モデル(両面冷却方式)

3.2.3 冷媒温度の算出

冷媒の温度は各測定箇所における冷媒の圧力および比エンタルピから REFPROP Ver. 10 を 用いて求める.

3.2.4 クオリティの算出

各セクションにおけるクオリティ x_i は,熱収支式から算出した局所の冷媒比エンタルピ $h_i[kJ\cdot kg^{-1}]$,局所の飽和圧力から算出した飽和液比エンタルピ $h_L[kJ\cdot kg^{-1}]$ および飽和蒸気比エン タルピ $h_V[kJ\cdot kg^{-1}]$ を用いて,次式により算出する.

$$x_{\rm i} = \frac{h_{\rm i} - h_{\rm L}}{h_{\rm V} - h_{\rm L}} \tag{3.10}$$

3.3 凝縮熱伝達率の算出

凝縮熱伝達率を求めるに先立ち,冷媒流内における熱伝導は定常一次元であるとして,冷 媒流路壁面代表温度をフーリエの法則を用いて次式により算出する.

$$T_{\rm wi} = T_{\rm wo} + q \frac{\delta_{\rm w}}{\lambda_{\rm w}}$$
(3.11)

ここで、 T_{wi} は冷媒流路内壁代表温度[°C]、 T_{wo} は熱電対により測定した冷媒流路外壁温度[°C]、qは熱流束センサで測定された熱流束[W·m⁻²]、 λ_w は冷媒流路外壁の熱伝導率[W·m⁻¹·K⁻¹]および δ_w は冷媒流路外壁厚さ[m]である.なお、冷媒流路外壁厚さ δ_w の値は実験装置から求められる.また、熱伝導率 λ_w は温度に依存するため、次式により算出した.

$$\lambda_{\rm w} = \mathbf{A} \frac{T_{\rm wi} - T_{\rm wo}}{2} + \mathbf{B} \tag{3.12}$$

ここで,係数AおよびBはASME(アメリカ機械学会)規格によるSUS316Lの値を用いた.

3.3.1 投影面積基準の凝縮熱伝達率の算出

各熱流束センサ測定箇所における投影面積基準の凝縮熱伝達率 *α*_P[kW·m⁻²·K⁻¹]は次式 により算出する.

$$\alpha_{\rm P} = \frac{q}{T_{\rm sat} - T_{\rm wi}} \tag{3.13}$$

ここで、T_{sat}は冷媒の飽和温度[°C]であり、測定した冷媒圧力より求めた.

3.3.2 実面積基準の凝縮熱伝達率の算出

面積拡大率の差異を考慮する際には、次式により算出される実面積基準の凝縮熱伝達率 α_A[kW·m⁻²·K⁻¹]を用いた.

$$\alpha_{\rm A} = \frac{\alpha_{\rm P}}{\eta} \tag{3.14}$$

ここで, ηはフィンの面積拡大率[-]である.

3.3.3 フィン効率を考慮した凝縮熱伝達率の算出

フィン内の熱伝導率を考慮し、フィン効率を考慮した凝縮熱伝達率 α_{fin}[kW·m⁻²·K⁻¹]の算出 に当たって、まず、以下の仮定においてフィン部における熱収支を考えた.

- ・フィンの温度は軸に直角な断面上では一様である.
- ・フィン表面における周囲流体の熱伝達率は全表面にわたって一様である.
- ・フィンの周囲長さおよび断面積は軸方向に一定である.
- ・フィン材の熱伝導率は一定である.

次に,基底面における熱量を仮定し,実験において測定した熱流束センサを通る熱量および 上記の仮定のもと算出したフィン部における熱量を用いて,繰り返し計算を行う.算出方法 の詳細については付録に示す.

3.4 測定の不確かさ

測定に用いた各種センサの不確かさは、第2章に示した通りである.

熱伝達率の不確かさは、熱流束、冷媒温度、テストセクション外壁温度およびテストセクシ ョン寸法の測定誤差に起因する.本実験における熱伝達率の測定誤差は、主にテストセクシ ョン外壁温度および熱流束センサを通過する熱流束の測定誤差に起因している.

第4章 HFE-356mmzの凝縮試験結果

本章では、テストセクションが両面冷却方式のプレートフィン熱交換器内を鉛直下向きに 流れる HFE-356mmz の凝縮実験の結果を示す.また、冷媒飽和温度、冷媒質量速度および冷 媒飽和温度と冷媒流路内壁面温度の差で定義される壁面過冷度が凝縮熱伝達率に及ぼす影響 を比較することで、HFE-356mmz の凝縮熱伝達特性について考察を行う.さらに、以前本研究 室で実施した HFO-1234ze(Z)および HCFO-1233zd(E)の凝縮実験の結果 [22][23]と比較するこ とで、冷媒物性が凝縮熱伝達率に及ぼす影響に関しての考察を行う.

4.1 実験結果に関する取扱い

本実験では、用いた実験装置の特性により1回の凝縮実験につき、テストセクション前面 部および背面部でそれぞれ8点、すなわち計16点の実験結果が得られるが、実験装置および 測定機器の不具合から、決まったセクションで得られた測定値が異常な値を示した.そのた め、実験結果を考察するに先立って、本節では実験データに関する取扱いに関して明記する.

Fig. 5.1(a)および(b)にテストセクション前面部および背面部において冷媒飽和温度 100 ℃, 質量速度 25 kg·m⁻²·s⁻¹および壁面過冷度 2 K におけるクオリティ変化に対する HFE-356mmz の投影面積基準の凝縮熱伝達率の変化を示す. プロットの縦および横のバーは,それぞれ凝 縮熱伝達率のエラーバーおよびセクション毎のクオリティの変化幅であり,前面部および背 面部でそれぞれ計 2 回の凝縮実験で得られた計 32 点をプロットした.本実験においては,第 1 セクションから第 8 セクションにかけて冷媒の凝縮が進行していくため,第1 セクション から得られたデータにおけるクオリティが最も高く,第2 セクション,第3 セクションと順 にクオリティが低くなっていき,第8 セクションから得られたデータにおけるクオリティが 最も低くなる.

まず初めに、Fig. 5.1(a)の前面部から得られたデータに関して各セクションと実験データの 関係に注目すると、第1,,2,3,4および7セクションから得られたデータは、その他のセク ションから得られたデータに比して、明らかに高いもしくは低い凝縮熱伝達率を示すことが わかる.第1セクション付近での現象については、テストセクション入口に設置してある分 流器による影響が考えられる.冷媒がテストセクションに均等に流入するように分流器を設 置しているが、冷媒を分配する際に凝縮液滴が飛散することで冷媒の流れに乱れが生じたこ とが原因で凝縮熱伝達率が高くなると考えられる.また、第3,4および7セクションでの現 象については、主に熱電対あるいは熱流束センサの出力の異常に起因していると考えられる. このような各セクションにおける凝縮熱伝達率の値の傾向には再現性があり、すべての条件 における凝縮実験結果においても同様の傾向が確認された.以上に述べた通り、両面冷却方 式の場合の前面部の第2,3,4および7セクションから得られた凝縮実験の結果は、実験デ ータから除外して取り扱うものとする.

次に、Fig. 5.1(b)の背面部から得られたデータに関して各セクションと実験データの関係に 注目すると、第1、2、4、7 および8 から得られたデータは、その他のセクションから得られ たデータに比して、明らかに高いもしくは低い凝縮熱伝達率を示すことがわかる.これは、熱 流束センサの出力異常に起因していると考えられる.また、前面部と同様に、第1 セクショ ン付近において凝縮熱伝達率が他のセクションに比して明らかに高い場合が確認できる.こ れは、先述した通りテストセクション入口に設置してある分流器による影響であると考えら れる.以上より、両面冷却方式の場合の背面部の第1 および2 セクションから得られた凝縮 実験の結果は、実験データから除外して取り扱うものとする.

Fig. 5.1(c)に異常なデータを除外した場合のグラフを示している. なお, これ以降は前面部と 背面部のデータは区別せずに扱うものとする.

				セクショ	ョン番号			
	1	2	3	4	5	6	7	8
前面部	×	×	×	×	0	0	×	0
背面部	×	×	0	×	0	0	×	×

Table 5.1 両面凝縮実験の結果に使用するデータ



(a) 全データをプロットした場合(テストセクション前面部)

(b) 全データをプロットした場合(テストセクション背面部)



(c) 異常なデータを除外した場合

Fig. 5.1 冷媒飽和温度 100°C, 質量速度 25 kg·m⁻²·s⁻¹, 壁面過冷度 2 K における実験結果

4.2 凝縮熱伝達特性に及ぼす冷媒飽和温度の影響

HFE-356mmz の飽和温度の違いが凝縮熱伝達率に及ぼす影響を把握するために, Fig. 5.2, 5.3 および 5.4 にそれぞれ壁面過冷度が 2, 5 および 10 K におけるクオリティ変化に対する凝縮熱伝達率の変化を示す.また, Fig. 5.2, 5.3 および 5.4 における(a)および(b)はそれぞれ質量 速度が 25 および 40 kg·m⁻²·s⁻¹の結果である.ここで,凝縮熱伝達率 *α*P [kW·m⁻²·K⁻¹]はフィンの 投影面積基準の凝縮熱伝達率を表しており,図中の赤,青および緑のプロットはそれぞれ冷 媒飽和温度が 100, 120 および 140 ℃ における凝縮実験結果である.プロットの縦のバーおよ び横のバーはそれぞれ凝縮熱伝達率のエラーバーおよびセクション毎のクオリティの変化幅 を示す.エラーバーは測定に使用した計測機器の誤差を用いた誤差伝播により算出している.

Fig. 5.2, 5.3 および 5.4 より,いずれの条件においても,クオリティが減少するにつれて凝縮熱伝達率の値も減少していることがわかる.これは,冷媒が凝縮した際の液膜厚さによる影響が考えられる.凝縮が進行しクオリティが減少するにつれて凝縮液量が増えるため,液膜が厚くなり,液膜の熱抵抗が増加することにより凝縮熱伝達率の値も減少していくと考えられる.

Fig. 5.2 より、冷媒飽和温度が高いほど凝縮熱伝達率が低くなっていることがわかる. これ は、冷媒 HFE-356mmz は飽和温度が 100, 120 および 140 ℃ と高くなるにつれて、潜熱、液 熱伝導率および液密度といった物性値が小さくなっていくためである. 液密度が小さくなる と、同クオリティにおいて液体積が大きくなることで液膜が厚くなり、さらには液熱伝導率 が低下することで、冷媒飽和温度が小さくなるほど凝縮熱伝達率が小さくなると考えられる.

Fig. 5.3 および 5.4 より,壁面過冷度が 2 K の場合と同様に壁面過冷度が 5 , 10 K かつ質量 速度 40 kg·m⁻²·s⁻¹の場合も,冷媒飽和温度が高くなるほど凝縮熱伝達率の値が小さくなってい ることがわかるが,一方で壁面過冷度が 5, 10 K かつ質量速度 40 kg·m⁻²·s⁻¹の場合において は,冷媒飽和温度の値によらず凝縮熱伝達率は同程度の値を示すことがわかる.これは,壁面 過冷度が大きくなることで同クオリティにおいても凝縮液膜が厚くなることに加えて質量速 度の影響だと考えられる.



(a) 冷媒質量速度 25 kg·m⁻²·s⁻¹



(b) 冷媒質量速度 40 kg·m⁻²·s⁻¹

Fig. 5.2 冷媒飽和温度が凝縮熱伝達率に及ぼす影響(壁面過冷度2K)




(b) 冷媒質量速度 40 kg·m⁻²·s⁻¹

Fig. 5.3 冷媒飽和温度が凝縮熱伝達率に及ぼす影響(壁面過冷度5K)





(b) 冷媒質量速度 40 kg·m⁻²·s⁻¹

Fig. 5.4 冷媒飽和温度が凝縮熱伝達率に及ぼす影響(壁面過冷度 10 K)

4.3 凝縮熱伝達特性に及ぼす壁面過冷度の影響

HFE-356mmz の壁面過冷度の違いが凝縮熱伝達率に及ぼす影響を把握するために, Fig. 5.5, 5.6 および 5.7 にそれぞれ冷媒飽和温度 100, 120 および 140 ℃ におけるクオリティ変化に対する凝縮熱伝達率の変化を示す.また, Fig. 5.5, 5.6 および 5.7 における(a)および(b)はそれぞれ質量速度が 25 および 40 kg·m⁻²·s⁻¹の結果である.ここで,凝縮熱伝達率伝達率 α_P [kW·m⁻²·K⁻¹]はフィンの投影面積基準の凝縮熱伝達率であり,図中の赤,青および緑のプロットはそれぞれ壁面過冷度が 2,5 および 10 K における凝縮実験結果である.プロットの縦のバーおよび横のバーはそれぞれ凝縮熱伝達率のエラーバーおよびセクション毎のクオリティの変化幅を示す.エラーバーは測定に使用した計測機器の誤差を用いた誤差伝播により算出している.

Fig. 5.6, 5.7 および 5.8 より,いずれの条件においても,高クオリティ域において壁面過冷 度 2 K のときに凝縮熱伝達率が最大値となり,クオリティが低くなるにつれてその差もほと んど見られなくなる,もしくは壁面過冷度が大きいほうが凝縮熱伝達率の値も大きくなって いることがわかる.この高クオリティ域での現象は,壁面過冷度が大きいほど同じクオリテ ィに達するまでの伝熱距離および時間が短くなるためだと考えられる.そのため,フィンの 隅部に凝縮液を引き付ける表面張力の効果が強く表れたことで,伝熱面であるフィン基底部 の液膜が薄くなり,高い凝縮熱伝達率を示したと考えられる.一方で,高クオリティ域以外で は,凝縮の進行に伴い凝縮量が多くなり,表面張力の効果が相対的に弱くなることで,フィン 隅部へ凝縮液が集まりにくくなるため,壁面過冷度が凝縮熱伝達率は及ぼす影響は小さくな ると考えられる.

一方で低クオリティ域においては、壁面過冷度が2Kの場合の凝縮熱伝達率は、壁面過冷 度が5および10Kの場合のそれに比して低くなっていることがわかる.これは、本論文でグ ラフの横軸に使用しているクオリティが熱平衡クオリティであるためだと考えられる.壁面 過冷度が大きくなるほど、低クオリティ域における凝縮液はより過冷液となり、潜熱の一部 が過冷液の顕熱変化に奪われてしまう.よって、実際のクオリティは熱平衡クオリティより も高くなると考えられる.また、HFE-356mmzの定圧比熱は飽和温度が高いほど大きくなり、 これによって顕熱が大きくなり、潜熱を奪ってしまうため、実際のクオリティは高くなると 考えられる.以上より、低クオリティ域においては、グラフに示すクオリティが実際のクオリ ティよりも低い値を示すため、壁面過冷度が2Kの場合の凝縮熱伝達率は、壁面過冷度が5お よび10Kの場合のそれに比して低くなっていると考えられる.また、第5.2節で述べた通り、 冷媒飽和温度が高いほど液膜が厚くなることと、低クオリティ域では凝縮の進行に伴い凝縮 量が多くなることにより、凝縮液の量が十分多い領域においては、セレートフィンの切り欠 き部による乱れの効果が表れたことで凝縮熱伝達率が高い値を示したと考えられる.





(b) 冷媒質量速度 40 kg·m⁻²·s⁻¹

Fig.5.5 壁面過冷度が凝縮熱伝達率に及ぼす影響(冷媒飽和温度 100°C)





(b) 冷媒質量速度 40 kg·m⁻²·s⁻¹

Fig. 5.6 壁面過冷度が凝縮熱伝達率に及ぼす影響(冷媒飽和温度 120°C)





(b) 冷媒質量速度 40 kg·m⁻²·s⁻¹

Fig. 5.7 壁面過冷度が凝縮熱伝達率に及ぼす影響(冷媒飽和温度 140°C)

4.4 凝縮熱伝達特性に及ぼす冷媒質量速度の影響

HFE-356mmz の質量速度の違いが凝縮熱伝達率に及ぼす影響を把握するために, Fig. 5.8, 5.9 および 5.10 にそれぞれ冷媒飽和温度 100, 120 および 140 ℃ におけるクオリティ変化に対する凝縮熱伝達率の変化を示す.また, Fig. 5.9, 5.10 および 5.11 における(a), (b)および(c)はそれぞれ壁面過冷度が 2, 5 および 10 K の結果である.ここで,凝縮熱伝達率 α [kW·m⁻²·K⁻¹]はフィンの投影面積基準の凝縮熱伝達率であり,図中の赤および青プロットはそれぞれ質量速度が 25 および 40 kg·m⁻²·s⁻¹における凝縮実験結果である.プロットの縦のバーおよび横のバーはそれぞれ凝縮熱伝達率のエラーバーおよびセクション毎のクオリティの変化幅を示す.エラーバーは測定に使用した計測機器の誤差を用いた誤差伝播により算出している.

Fig. 5.9 および 5.10 より,いずれの条件においても,HFE-356mmz の質量速度によらず凝縮 熱伝達率は同程度の値を示していることがわかる.しかし,Fig. 5.8 より,飽和温度 100℃, 壁面過冷度 5,10 K においては,質量速度 40 kg·m^{-2.}s⁻¹のほうが若干高い値を示しているこ とがわかる.本実験範囲では,HFE-356mmz の蒸気速度は飽和温度 100 ℃ および質量速度 40 kg·m^{-2.}s⁻¹のときに最大値 1.30·m·s⁻¹を取る.よって,この条件下では蒸気せん断力による影 響で液膜が薄くなり熱伝達率が向上したと考えられる.しかし,それ以外の条件においては, いずれも蒸気速度が 1 以下のため,質量速度の違いが凝縮熱伝達率に及ぼす影響がほとんど 現れなかったと考えられる.



Fig. 5.8 冷媒質量速度が凝縮熱伝達率に及ぼす影響(冷媒飽和温度 100°C)



Fig. 5.9 冷媒質量速度が凝縮熱伝達率に及ぼす影響(冷媒飽和温度 120°C)



Fig. 5.10 冷媒質量速度が凝縮熱伝達率に及ぼす影響(冷媒飽和温度 140 °C)

4.5 凝縮熱伝達特性に及ぼす冷媒物性の影響

冷媒物性の違いが凝縮熱伝達率に及ぼす影響を把握するために, Fig. 5.11, 5.12 および 5.13 にそれぞれ冷媒飽和温度 100, 120 および 140 ℃ におけるクオリティ変化に対する凝縮 熱伝達率の変化を示す.また, Fig. 5.11, 5.12 および 5.13 における(a), (b)および(c)はそれぞ れ壁面過冷度が 2, 5 および 10 K の結果である.ここで,凝縮熱伝達率 ap [kW·m⁻²·K⁻¹]はフ ィンの投影面積基準の凝縮熱伝達率であり,図中の赤,青および緑のプロットはそれぞれ HFE-356mmz, HCFO-1233zd(E)および HFO-1234ze(Z)における凝縮実験結果である.プロッ トの縦のバーおよび横のバーはそれぞれ凝縮熱伝達率のエラーバーおよびセクション毎のク オリティの変化幅を示す.エラーバーは測定に使用した計測機器の誤差を用いた誤差伝播に より算出している.

Fig. 5.11(a)および(c), Fig. 5.12, Fig. 5.13 より,いずれの条件においても,HFO-1234ze(Z) の凝縮熱伝達率が最も高く,次いでHFE356mmz,HCFO-1233zd(E)の順になっていることがわかる.これは,冷媒の液熱伝導率が大きい順に並べるとHFO-1234ze(Z),HCFO-1233zd(E),HFE-356mmz となり,さらに,冷媒の気液密度比大きい順に並べるとHFE-356mmz,HCFO-1233zd(E),HFO-1234ze(Z)の順になるためだと考えられる.冷媒の気液密度比が大きいと,同クオリティにおいて液膜が薄くなることから,熱伝達率が向上する.また,低クオリティ域においては,HFE-356mmzの凝縮熱伝達率がHCFO-1233zd(E)と同等もしくはそれ以下の値を示しているが,これは液粘度がその他の冷媒に比して大きいことが影響していると考えられる.液粘度が大きい場合,フィンのセレート構造による液膜の乱れの効果が抑制されてしまい凝縮熱伝達率が低下してしまうと考えられる.



Fig. 5.11 冷媒物性が凝縮熱伝達率に及ぼす影響(冷媒飽和温度 100°C)



Fig. 5.12 冷媒物性が凝縮熱伝達率に及ぼす影響(冷媒飽和温度 120°C)



Fig. 5.13 冷媒物性が凝縮熱伝達率に及ぼす影響(冷媒飽和温度 140°C)

4.6 面積拡大率およびフィン効率を考慮した凝縮熱伝達特性

第 5.1 節から第 5.5 節までは凝縮熱伝達率をフィンの投影面積基準で示した.しかしなが ら、プレートフィン熱交換器はフィン部を設けることにより伝熱面積を拡大することで熱伝 達性能を向上させている.そのため、フィン部の面積を含めた実面積基準で凝縮熱伝達率を 把握することも重要である.また、本実験で使用したプレートフィン熱交換器はステンレス 製であり、熱伝導率が低くフィンを有効に活用できていない可能性がある.そのため、フィン 部による伝熱面積拡大効果を評価するために、フィン効率を考慮した凝縮熱伝達率を把握す ることが重要である.そこで、本節においては、投影面積基準、実面積基準およびフィン効率 を考慮した凝縮熱伝達率についての検討を行う.

Fig. 5.14, 5.15 および 5.16 にそれぞれ冷媒飽和温度 100, 120 および 140 ℃ におけるクオリ ティ変化に対する凝縮熱伝達率の変化を示す.また,Fig. 5.14, 5.15 および 5.16 における(a), (b)および(c)はそれぞれ壁面過冷度が 2,5 および 10 K の結果であり,図中の赤,青および緑 のプロットはそれぞれ投影面積基準の凝縮熱伝達率 α_P [kW·m⁻²·K⁻¹],実面積基準の凝縮熱伝達 率 α_A [kW·m⁻²·K⁻¹]およびフィン効率を考慮した凝縮熱伝達率 α_{fin} [kW·m⁻²·K⁻¹]である.プロット の縦のバーおよび横のバーはそれぞれ凝縮熱伝達率のエラーバーおよびセクション毎のクオ リティの変化幅を示す.エラーバーは測定に使用した計測機器の誤差を用いた誤差伝播によ り算出している.なお,グラフの下段にはクオリティ変化に対するフィン効率 *Φ* [-]の変化を 示している.

Fig. 5.14, 5.15 および 5.16 より,それぞれの凝縮熱伝達率を比較すると,いずれ結果におい ても,投影面積基準の凝縮熱伝達率,フィン効率を考慮した凝縮熱伝達率,実面積基準の凝縮 熱伝達率の順で凝縮熱伝達率は高いことがわかる.また,フィン効率は凝縮の進行に合わせ て 0.70 程度から 0.90 程度まで高くなることがわかる.これは,高クオリティ域のように凝縮 熱伝達率が高い場合,フィンの根元に多くの熱量が流入し,フィンの表面温度が先端に向け てより早く冷媒温度に近づいてしまうため,フィン効率が低くなったと考えられる.一方で, 低クオリティ域では凝縮熱伝達率が高クオリティ域のそれに比して小さくなるため,フィン 温度が上昇しにくくなることでフィン効率が高クオリティ域のそれに比して高くなったと考 えられる.



Fig. 2.14 フィン効率を考慮した凝縮熱伝達(冷媒飽和温度 100°C)



Fig. 2.15 フィン効率を考慮した凝縮熱伝達(冷媒飽和温度 120°C)



Fig. 2.16 フィン効率を考慮した凝縮熱伝達(冷媒飽和温度 140°C)

第5章 従来熱伝達相関式との比較検討

5.1 従来の熱伝達予測式

これまで管内における凝縮熱伝達特性を予測する相関式が数多く提案されている.本研 究では, Jige ら [21]の相関式, Cavallini ら [19]の相関式および Koyama ら [20]の相関式との 比較および最適化を行う.以下にこれらの相関式の概要を説明する.

Jige らは、水力直径 1 mm 程度の微細矩形流路を有する水平扁平多孔管内凝縮流の熱伝達実験を行い、熱伝達に及ぼす蒸気せん断力および表面張力の影響について実験的に検討した. さらに、微細矩形流路内凝縮熱伝達に関する解析を行う際に、環状流から間欠流へと流動様相が遷移する過程を蒸気プラグと液スラグが交互に流れるプラグ流と近似して取り扱い、液スラグ域は液単相強制対流熱伝達であり、管内壁全体に薄い凝縮液膜を伴う蒸気プラグ域では、表面張力と蒸気せん断力により管断面周方向に凝縮液膜厚さ分布が形成されるとした伝熱モデルを提案した.

$$Nu = \xi N u_{\rm An} + (1 - \xi) N u_{\rm Ls} \tag{5.1}$$

$$\xi = \frac{x}{x + (1 - x)\rho_{\rm V}/\rho_{\rm L}}$$
(5.2)

$$Nu_{\rm An} = \left(Nu_{\rm An,F}^3 + Nu_{\rm An,S}^3\right)^{\frac{1}{3}}$$
(5.3)

$$Nu_{\rm An,F} = \frac{\Phi_{\rm Vo}}{1-x} \sqrt{\frac{f_{\rm Vo}\rho_{\rm L}}{\rho_{\rm V}}} Re_{\rm L}^{0.5} (0.6 + 0.06Re_{\rm L}^{0.4}Pr_{\rm L}^{0.3})$$
(5.4)

$$Nu_{\rm An,S} = 0.51 \left[\frac{\rho_{\rm L} \Delta h_{\rm LV} \sigma d}{\mu_{\rm L} \lambda_{\rm L} (T_{\rm s} - T_{\rm w})} \right]^{0.25}$$
(5.5)

$$\Phi_{\rm Vo} = \sqrt{x^{1.8} + (1-x)^{1.8} \frac{\rho_{\rm V} f_{\rm Lo}}{\rho_L f_{\rm Vo}} + 0.65 x^{0.68} (1-x)^{1.43} \left(\frac{\mu_{\rm L}}{\mu_{\rm V}}\right)^{1.25} \left(\frac{\rho_{\rm V}}{\rho_{\rm L}}\right)^{0.75}}$$
(5.6)

$$f_{\rm Vo} = \begin{array}{c} C_{\rm l} / (Gd/\mu_{\rm V}), & \text{for } (Gd/\mu_{\rm V}) \le 1500 \\ 0.046 / (Gd/\mu_{\rm v})^{0.2} & \text{for } (Gd/\mu_{\rm v}) > 1500 \end{array}$$
(5.7)

$$C_{\rm l}/(Gd/\mu_{\rm L})$$
, for $(Gd/\mu_{\rm L}) \le 1500$ (5.0)

$$f_{\rm Lo} = 0.046/(Gd/\mu_{\rm L})^{0.2}$$
, for $(Gd/\mu_{\rm L}) > 1500$ (5.8)

$$C_{l} = 24(1 - 1.355a^{*} + 1.947a^{*2} - 1.701a^{*3} + 0.956a^{*4} - 0.254a^{*5})$$
(5.9)

$$Nu_{\rm Ls} = 8.23(1 - 1.891a^* + 2.220a^* - 0.894a^{*3}), \quad \text{for } Re_{\rm L} < 2000$$
 (5.10)

Cavallini らは、全凝縮区間を、環状流、環状流から層状流への遷移域から層状流、層状流か らスラグ流への遷移域からスラグ流の3 領域に分類し、それぞれの領域について熱伝達の整 理式を提案した.それぞれの領域について、1 つ目の領域は乱流液膜モデルに基づいた式、2 つ目の領域は管上部の薄液膜の凝縮と管底部の厚い液膜の対流伝熱を考慮した式、3 つ目の領 域は液の対流熱伝達に基づいた式により構成されている.実験は、R22、R134a、R125、R32、 R236ea、R407C および R410A を用いて、管内径 8 mm、飽和温度 30℃および 50℃、質量速度 100 から 750 kg/(m²s)の条件で行われた.以下に示す式は環状流から層状流への遷移域から層 状流の領域に適用されるものである.本研究における実験は上記の領域にのみ該当するため、 関係する式のみ記す.

$$\alpha_{\text{trans}} = (\alpha_{\text{an},J_{\text{G}}=2.5} - \alpha_{\text{strat}})(J_{\text{G}}/2.5) + \alpha_{\text{strat}}$$

$$\alpha_{\text{strat}} = 0.725\{1 + 0.82[(1 - x)/x]^{0.268}\}^{-1}$$
(5.11)

×
$$[\lambda_{\rm L}^3 \rho_{\rm L}(\rho_{\rm L} - \rho_{\rm G})gh_{\rm LG}/(\mu_{\rm L}D\Delta T)]^{0.25} + \alpha_{\rm L}(1 - \theta/\pi)$$
 (5.12)

$$\alpha_{\rm L} = \alpha_{\rm LO} (1 - x)^{0.8} \tag{5.13}$$

$$\alpha_{\rm LO} = 0.023 R e_{\rm LO}^{0.8} P r_{\rm L}^{0.4} \lambda_{\rm L} / D = 0.023 (GD/\mu_{\rm L})^{0.8} (c_{\rm pL} \mu_{\rm L} / \lambda_{\rm L})^{0.4} \lambda_{\rm L} / D$$
(5.14)

$$1 - \theta/\pi = [\arccos(2\epsilon - 1)]/\pi$$
(5.15)

$$\epsilon = x/[x + (1 - x)(\rho_{\rm G}/\rho_{\rm L})^{0.66}]$$
(5.16)

$$\alpha_{\rm an} = \rho_{\rm L} c_{\rm pL} (\tau/\rho_{\rm L})^{0.5}/T^{+}$$
(5.17)

$$T^{+} = \delta^{+} P r_{L} \qquad \delta^{+} \leq 5$$

$$T^{+} = 5\{P r_{L} + \ln[1 + P r_{L}(\delta^{+}/5 - 1)]\} \qquad 5 < \delta^{+} < 30 \qquad (5.18)$$

$$T^{+} = 5[Pr_{L} + \ln(1 + 5Pr_{L}) + 0.495\ln(\delta^{+}/30) \qquad \delta^{+} \ge 30$$

$$Re_{L} = 4m_{L}/(\pi D\mu_{L}) = G(1 - r)D/\mu_{L} \qquad (5.19)$$

$$\begin{aligned} \kappa e_{\rm L} &= 4 \, m_{\rm L} / (n D \mu_{\rm L}) = 6 \, (1 - x) \, D / \mu_{\rm L} \end{aligned} \tag{5.19} \\ \delta^{+} &= (R e_{\rm L} / 2)^{0.5} & \text{for } R e_{\rm L} \leq 1145 \\ \delta^{+} &= 0.0504 R e_{\rm L}^{7/8} & \text{for } R e_{\rm L} > 1145 \end{aligned} \tag{5.20}$$

$$\tau = (dp/dz)_f D/4$$

$$(dp/dz)_f = \Phi_{L0}^2 (dp/dz)_{f,L0} = \Phi_{L0}^2 2f_{L0} G^2 / (D\rho_L)$$
(5.21)
(5.22)

$$\Phi_{\rm LO}^2 = E + (1.262FH) / (We^{0.1458})$$

$$E = (1 - x)^{2} + x^{2} (\rho_{L} f_{GO}) / (\rho_{G} f_{LO})$$

$$F = x^{0.6978}$$

$$H = (\rho_{L} / \rho_{G})^{0.3278} (\mu_{G} / \mu_{L})^{-1.181} (1 - \mu_{G} / \mu_{L})^{3.477}$$

$$We = G^{2} D / (\rho_{G} \sigma)$$

$$f_{LO} = 0.046 [GD / \mu_{L}]^{-0.2}$$

$$GD / \mu_{L} > 2000$$

$$f_{LO} = 16 / [GD / \mu_{L}]$$

$$GD / \mu_{G} > 2000$$

$$f_{GO} = 16 / [GD / \mu_{G}]^{-0.2}$$

$$GD / \mu_{G} > 2000$$

$$f_{O} = 16 / [GD / \mu_{G}]$$

(5.23)

Koyama らは、相当直径 0.81 mm および 1.06 mm の微細矩形流路を有する水平扁平多孔管 内での R134a の凝縮実験を行い、区間長 75 mm での局所熱伝達率を測定した. その結果と原 口らの実験結果をもとに強制対流項および自由対流項からなる熱伝達整理式を提案した.

$$Nu = \sqrt{Nu_{\rm F}^2 + Nu_{\rm B}^2} \tag{5.25}$$

$$Nu_{\rm F} = 0.0112 \left(\frac{\Phi_{\rm V}}{X_{\rm tt}}\right) Re_{\rm L}^{0.7} Pr_{\rm L}^{1.37}$$
(5.26)

$$Nu_{\rm B} = 0.725 \left(1 - e^{-0.85\sqrt{Bo}}\right) H(\xi) \left(\frac{Ga_{\rm L}Pr_{\rm L}}{Ja_{\rm L}}\right)^{0.25}$$
(5.27)

$$\phi_{\rm V} = \sqrt{1 + 13.17 \left(\frac{\mu_{\rm L}\rho_{\rm V}}{\mu_{\rm V}\rho_{\rm L}}\right)^{0.171} \left(1 - e^{-0.6\sqrt{Bo}}\right) X_{\rm tt} + X_{\rm tt}^2}$$
(5.28)

$$Bo = \frac{d^2 g(\rho_L - \rho_V)}{\sigma}$$
(5.29)

$$X_{\rm tt} = \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0.9} \left(\frac{\rho_{\rm V}}{\rho_{\rm L}}\right)^{0.5} \left(\frac{\mu_{\rm L}}{\mu_{\rm V}}\right)^{0.1}$$
(5.30)

$$H(\xi) = \xi + [10(1-\xi)^{0.1} - 8.9]\sqrt{\xi} (1-\sqrt{\xi})$$
(5.31)

$$Ga_{\rm L} = \frac{\mathrm{g}\rho_{\rm L}^2 d^3}{\mu_{\rm L}^2} \tag{5.32}$$

$$Ja_{\rm L} = \frac{c_{\rm pL}(T_{\rm s} - T_{\rm w})}{\Delta h_{\rm LV}}$$
(5.33)

$$\xi = \left[1 + \frac{\rho_{\rm V}}{\rho_{\rm L}} \left(\frac{1-x}{x} \right) \left(0.4 + \sqrt{\frac{\rho_{\rm L}}{\rho_{\rm V}} + 0.4 \frac{1-x}{x}}{1+0.4 \frac{1-x}{x}} \right) \right]^{-1}$$
(5.34)

5.2 従来の熱伝達予測式との比較

Fig. 5.1(a), (b)および(c)に従来の熱伝達予測式と実験結果との比較を示す. なお,本章で比較に用いる冷媒は,HCFO-1233zd(E)およびHFO-1234ze(Z)である. 実験結果については,以前本研究室で実施した凝縮実験の結果を用いる. HFE-356mmz に関しては,一部の物性値が現在測定されておらず,予測式に当てはめることができないため取り扱わない. 図の横軸は実験から得られた熱伝達率 α_{exp} ,縦軸は予測式による計算値 α_{cal} である. なお, α_{exp} に関しては, 4.5 節で説明した α_{fn} の値を用いている. グラフ中の破線は,各予測式の熱伝達率の計算値の 1.3 (+30%) 倍および 0.7 倍 (-30%) の値を示している.

Table 5.1 に各冷媒の予測式との方よりおよび標準偏差を示す.測定値と計算値の偏り ϵ および標準偏差(S. D. Standard deviation) σ は以下の式で定義される.

$$\bar{\varepsilon} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^{n} \varepsilon_i = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^{n} \left(\frac{\alpha_{\exp} - \alpha_{cal}}{\alpha_{\exp}} \times 100 \right) [\%]$$

$$\sigma = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^{n} (\varepsilon_i - \bar{\varepsilon})^2} [\%]$$
(5.36)

Fig. 5.1(a)より, Jige らの式は、どちらの冷媒においても最も良い相関を示したが、いずれも 実験値が計算値よりもわずかに低い傾向にある. Jige らの式は表面張力の影響を考慮した式 になっているが、本研究で用いた実験装置の性質上熱伝達率の向上に表面張力があまり影響 しないためだと考えられる. HCFO-1233zd(E)に関しては全クオリティ域で 30%ほど高く計算 され、HFO-1234ze(Z)に関しては、低クオリティ域では計算結果が高くなっているが、高クオ リティ域においては実験値のほうが高くなっていることがわかる. このことに関しては、高 クオリティ域となるテストセクション入口において、冷媒の分配器により凝縮液の乱れが発 生した影響によるものと考えられる. HCFO-1233zd(E)に関して、標準偏差が 27.3%と他の予 測式に比べて良い相関を示すが、偏りが 31.5%と大きい. HFO-1234ze(Z)に関しては、偏りが 1.0%と非常に良い相関を示すように見えるが、飽和温度ごとにみると、飽和温度が高いと熱 伝達率を高く見積もる傾向にある.

Cavallini らの式は、全クオリティ域で実験値よりも高い値を示し、予測精度が悪いが、クオ リティが0もしくは1付近での熱伝達率変化に関しては予測できている. Cavallini らの式は 表面張力を考慮していないため、表面張力の影響による熱伝達率向上の効果が現れる低質量 速度領域での予測精度が悪いと考えられる.

Koyama らの式は、今回比較に用いた中で最も実験値と離れた値を示した.これは、Jige らの式および Cavallini らの式は流動様相ごとに流れを分類し、それぞれの領域で予測しているが Koyama らの式はそれを考慮していないためだと考えられる.本研究で使用したセレートフィンは、構造上凝縮液膜を破壊し流れを乱す性質があるため、円管内でのプラグ流やスラグ流に近い流動様相になったと考えられる.よって、それらを考慮している Jige らおよび Cavallini らの式との相関が比較的良かったと考えられる.

	Jige		Cavallini		Koyama	
Refrigerants	Bias	S.D.	Bias	S.D.	Bias	S.D.
	$\bar{\varepsilon}$ [%]	σ [%]	$\bar{\varepsilon}$ [%]	σ [%]	$\bar{\varepsilon}$ [%]	σ [%]
HCFO-1233zd(E)	31.5	27.3	-99.1	47.8	223.6	58.3
HFO-1234ze(Z)	1.0	32.5	-58.3	37.4	143.7	56.1
ALL	31.5	33.6	80.6	69.2	187.5	69.8

Table 5.1 各冷媒と各予測式の偏りと標準偏差



(a) Jige *et al.* correlation (2016) Fig. 5.1 各冷媒の実験結果と熱伝達予測式の計算結果との比較



(c) Koyama *et al.* correlation (2003) Fig. 5.1 各冷媒の実験結果と熱伝達予測式の計算結果との比較

5.3 従来の熱伝達予測式の最適化

B

MD [%]

前節では、各予測式の係数を文献記載の数値で比較を行った.しかし、本研究で比較に用いた予測式はいずれも本研究で行った実験と異なる条件で実験が行われ、式が作成されたものである.特に使用冷媒に関しては、沸点などの物性値が大きく異なるため予測精度の悪さに影響しているものと考えられる.そこで本節では、各予測式中の係数のうち各実験結果に基づいて最適化された係数を、本研究で行われた実験結果に合わせるために最適化を行った.評価には、前節の $\bar{\epsilon}$ 、 σ および実験値に対する各予測式による計算値との平均偏差を表す*MD*(Mean deviation)を用いる.*MD*は以下の式により定義する.

$$MD = \frac{1}{n} \sum_{n=1}^{n} \left| \frac{\alpha_{\text{cal}} - \alpha_{\text{exp}}}{\alpha_{\text{exp}}} \right|$$
(5.37)

Table 5.2 に各予測式における元の係数と MD を示す.係数に関して,Jige らの式において は式(5.5)に示すNu_{An,S}の係数を選択した. Jige らの式においてNu_{An,S}は表面張力の影響を考 慮したヌセルト数を計算しており,本研究で用いたフィン付きの流路においては特に高クオ リティ域において表面張力が大きく影響するため,この係数を最適化することで実験値に近 づけることを試みた. Cavallini らの式においては,式(5.12)に示す*a*_{strat}の係数を選択した.こ の式はヌセルトの式の項と液膜内の対流熱伝達の項により構成されており,クオリティ変化 を考慮した式となっている. Koyama らの式においては,式(5.26)に示す強制対流項および式 (5.27)に示す自由対流項の係数を選択した.

Jige (2016)						
Refrigerant	HCFO-1233zd(E)	HFO-1234ze(Z)	All			
Α	0.51	0.51	0.51			
MD [%]	35.3	26.7	31.1			
Cavallini (2002)						
Refrigerant	HCFO-1233zd(E)	HFO-1234ze(Z)	All			
Α	0.725	0.725	0.725			
<i>MD</i> [%]	102.2	61.4	83.7			
Koyama (2003)						
Refrigerant	HCFO-1233zd(E)	HFO-1234ze(Z)	All			
Α	0.0112	0.0112	0.0112			

0.725

143.8

0.725

187.6

0.725

223.7

Table 5.2 各冷媒と各予測式の平均偏差(最適化前)

Table 5.3 に最適化後の各冷媒と各予測式の偏りと標準偏差, Table 5.4 に最適化後の MD および係数を示す. さらに, Fig. 5.2 に最適化後の各冷媒の実験結果と熱伝達予測式の計算結果との比較を示す.

最適化の結果,どの予測式においても標準偏差および MD が減少し実験結果との相関が良 くなったことがわかる.両冷媒ともに Koyama らの式で最適化した際に最も良い相関を示し た.一方で両冷媒を同時に最適化した場合,Cavallini らの式のほうが良い相関を示している. Cavallini らの式は流動様相によって式が細分化され,その場合分けにおいても冷媒の物性値 を用いているため冷媒物性値の違いによる熱伝達率の違いをより良く反映しているからだと 考えられる.

いずれの予測式においても、最適化後も10から25%程度の偏差がある.理由の一つとして、 本研究で実験に用いた熱交換器の形状があげられる.本実験で用いたセレートフィンの形状 は上記予測式作成に用いられた円管や扁平多孔管と異なり、凝縮器内において液膜を破壊し 流れを乱す性質を持つ.このような性質を考慮した伝熱モデルおよび熱伝達予測式を作成す ることで、より精度よく予測できると考えられる.

	Jige		Cavallini		Koyama	
Refrigerants	Bias	S.D.	Bias	S.D.	Bias	S.D.
	$\bar{\varepsilon}$ [%]	σ [%]	$\bar{\varepsilon}$ [%]	σ [%]	$\bar{\varepsilon}$ [%]	σ [%]
HCFO-1233zd(E)	-4.8	18.3	4.2	22.3	1.6	17.6
HFO-1234ze(Z)	-4.9	30.4	1.4	21.6	0.5	21.1
ALL	-2.4	27.7	0.4	25.2	2.0	24.8

Table 5.3 各冷媒と各予測式の偏りと標準偏差(最適化後)

Table 5.4 各冷媒と各予測式の平均偏差(最適化後)

Jige (2016)				
Refrigerant	HCFO-1233zd(E)	HFO-1234ze(Z)	All	
Α	0.350	0.478	0.420	
MD [%]	14.4	24.3	21.2	

Cavallini (2002)				
Refrigerant	HCFO-1233zd(E)	HFO-1234ze(Z)	All	
Α	0.274	0.401	0.337	
<i>MD</i> [%]	16.6	16.9	19.8	

Koyama (2003)					
Refrigerant	HCFO-1233zd(E)	HFO-1234ze(Z)	All		
Α	0.0052	0.0142	0.0037		
В	0.214	0.261	0.258		
<i>MD</i> [%]	13.0	16.5	20.0		



(b) Cavallini *et al.* correlation (2002) Fig. 5.2 各冷媒の実験結果と熱伝達予測式の計算結果との比較(最適化後)



(c) Koyama *et al.* correlation (2003) Fig. 5.2 各冷媒の実験結果と熱伝達予測式の計算結果との比較(最適化後)

第6章 高温ヒートポンプサイクルの基本特性解析

6.1 サイクル概要

6.1.1 単段圧縮サイクル概要

Fig. 6.1 に単段圧縮サイクルのフロー線図を示す.単段圧縮サイクルは,凝縮器,膨張弁, 蒸発器,および圧縮機から構成される.蒸発器を出た作動流体は,圧縮機により昇圧されて凝 縮器に流入する.そこで凝縮とともに圧縮水の温度を昇温し,膨張弁へ流れる.膨張弁で減圧 された後,再び蒸発器へ戻る.点線部分は内部熱交換器であり,圧縮機入口で作動流体を過熱 蒸気にするために使用する. また,圧縮過程においては各圧縮機での圧力比低減のため,2 つの圧縮機を用いた二段圧縮とする.本研究では,蒸発器における熱源に100℃以下の排熱が 使用されることを想定している.

6.1.2 二段圧縮抽気サイクル概要

Fig. 6.2 に二段圧縮抽気サイクルのフロー線図を示す. 二段圧縮抽気サイクルは, 単段圧 縮サイクルと同じく凝縮器, 膨張弁, 蒸発器, 圧縮機により構成されるが, 二段階の圧縮過程 と複数の凝縮器によって圧縮水を加熱するサイクルである. 蒸発器を出た作動流体は, 一段 回目の圧縮過程において圧縮され, 一部抽気されて凝縮器で圧縮水の加熱に使用される. 残 りの作動流体は二段階目の圧縮過程において圧縮され, 凝縮器で圧縮水の加熱に使用されて 膨張弁へ流れ減圧される. その後, 抽気された冷媒と合流し過冷却器で再度圧縮水の加熱に 用いられる.





6.2 サイクル計算手法

6.2.1 単段サイクルの計算手法

以下の各諸量をサイクル計算の入力条件として与える.

- 压縮水凝縮器入口温度:TwCin
- 压縮水凝縮器出口温度:TwCout
- 熱源蒸発器入口温度:TwEin
- 熱源蒸発器出口温度:TwEout
- 凝縮器出口における冷媒と圧縮水の温度差 : ΔT cout
- 蒸発器入口における冷媒と圧縮水の温度差: ΔT_{Em}
- 蒸発器出口における冷媒と圧縮水の温度差: ΔT Eout
- 凝縮器ピンチポイント温度差 : *ΔT*_{CPi}
- 圧縮水循環量:mw
- 压縮機断熱効率: ŋadi
- 压縮機機械効率 : η mec

これらの条件により,関係式を用いて各点の状態量を決定する.本計算では,圧縮水圧力 Pwを1MPa,圧縮水循環量 mwを0.2 kg/sとし計算する. 以下に単段圧縮サイクルの計算手順を示す.

(1) 蒸発器入口クオリティ qREin を仮定する.

(2) 蒸発器入口における冷媒温度 T_{REin} ,蒸発器内の冷媒圧力 P_{RE} ,および蒸発器出口における冷媒温度 T_{REout} ,エンタルピ h_{REout} ,冷媒温度 T_{REout} ,エントロピ s_{REout} を計算する.

$T_{\rm REin} = T_{\rm WEout} - \Delta T_{\rm Ein}$	<u>(6.1)</u>
$P_{\rm RE} = P(T_{\rm REin}, q_{\rm Ein})$	<u>(6.2)</u>
$T_{\rm REout} = T_{\rm WEin} - \Delta T_{\rm Eout}$	<u>(6.3)</u>

 $h_{\text{REout}} = h(P_{\text{RE}}, T_{\text{REout}})$ $s_{\text{REout}} = s(P_{\text{RE}}, T_{\text{REout}})$

<u>――凝縮器内冷媒圧力 Prc を計算する.</u>

(3)

凝縮器入口冷媒温度が臨界点以下の場合,冷媒圧力は飽和圧力となる.入口冷媒温度が 臨界点より高い場合,冷媒の臨界圧力よりわずかに高い値を仮定する.

<u>(6.4)</u>

(6.5)

(3)(4) 圧縮機における冷媒圧力 P_{CMP} , エンタルピ h_{CMP} およびエントロピ s_{CMP} を圧縮機の断 熱損失を考慮して計算する.

$$P_{\rm CMP} = \sqrt{P_{RC} \times P_{RE}} \tag{6.6}$$

$$\eta_{\rm adi} = \frac{h(P_{\rm RC}, s_{\rm REout}) - h_{\rm REout}}{h_{\rm CMP} - h_{\rm REout}}$$
(6.7)

$$s_{\rm CMP} = s(P_{\rm CMP}, h_{\rm CMP}) \tag{6.8}$$

(4)(5) 蒸発器出口の冷媒状態量および凝縮器内冷媒圧力より,凝縮器入口の冷媒エンタルピ *h*_{RCin},温度 *T*_{RCin},エントロピ *s*_{RCin},クオリティ *q*_{RCin}を計算する.冷媒エンタルピに関し ては,圧縮機の断熱損失を考慮し計算する.

$$\eta_{\rm adi} = \frac{h(P_{\rm RC}, s_{\rm CMP}) - h_{\rm CMP}}{h_{\rm RCin} - h_{\rm CMP}}$$
(6.9)

$$T_{\rm RCin} = T(P_{\rm RC}, h_{\rm RCin})$$
(6.10)
$$S_{\rm RCin} = S(P_{\rm RC}, h_{\rm RCin})$$
(6.11)

$$a_{\text{RCin}} = a(P_{\text{RC}}, n_{\text{RCin}}) \tag{0.11}$$

$$q_{\rm RCin} = q(P_{\rm RC}, n_{\rm RCin}) \tag{6.12}$$

(5)(6) 凝縮器入口および出口の圧縮水温度 T_{WCin} , T_{WCout} , 凝縮器入口冷媒温度 T_{RCin} , 凝縮器 出口における冷媒と圧縮水の温度差 ΔT_{Cout} より, 凝縮器出口の冷媒エンタルピ h_{RCout} , 温度 T_{RCout} , エントロピ s_{RCout} を計算する.

$$T_{\text{RCout}} = T_{\text{WCin}} + \Delta T_{\text{Cout}}$$
(6.13)

$$h_{\text{RCout}} = h(P_{\text{RC}}, T_{\text{RCout}})$$
(6.14)

$$s_{\text{RCout}} = s(P_{\text{RC}}, h_{\text{RCout}})$$
(6.15)

(6)(7) 凝縮器におけるピンチポイント温度差 *ΔT*_{CPi}を計算する.

凝縮器内における冷媒および圧縮水のエンタルピ変化を n 等分し,各点における冷媒および圧縮水温度を計算する.それぞれの区間における温度差の最小値をピンチポイント 温度差とする.本計算では n = 100 とする.

(7)(8) 凝縮器におけるピンチポイント温度差の判定.
 △*T*_{CPi}=2Kとなるまで、P_{RC}を修正して手順(3)~(7)を繰り返し計算.

$$q_{\text{REin,cal}} = q(P_{\text{RE}}, h_{\text{RCout}}) \tag{6.16}$$

(9)(10) 蒸発器入口冷媒クオリティ q_{REin}の判定.

 $q_{\text{REin,cal}} = q_{\text{REin}}$ となるまで q_{Rein} を修正して手順(2)~(9)を繰り返し計算.

(10)(11) 水の循環量より以下の式を用いて冷媒の循環量を計算

$$Q_{\rm C} = m_{\rm W}(h_{\rm WCin} - h_{\rm WCout}) \tag{6.17}$$

$$m_{\rm RC} = Q_{\rm C} / (h_{\rm RCin} - h_{\rm RCout}) \tag{6.18}$$

 (11)(12)
 圧縮機仕事および圧縮機入力を計算

 $W_{CMP} = m_{RC}(h_{RCin} - h_{REout})$ (6.19)

 $W_{CMP,input} = m_{RC}(h_{RCin} - h_{REout})/(\eta_{mec} \times \eta_{mot})$ (6.20)

6.2.2 二段圧縮抽気サイクルの計算手法

以下の各諸量をサイクル計算の入力条件として与える.数字は,過冷却器を1,抽気された 冷媒が通る凝縮器を2,二段圧縮後の冷媒が通る高温側の凝縮器を3とする.さらに一段回目 の圧縮機を1,二段階目の圧縮機を2とする.

- 压縮水高温側凝縮器出口温度:TwCout,3
- 圧縮水過冷却器入口温度:TwCin,1
- 熱源蒸発器入口温度:TwEin
- 熱源蒸発器出口温度:TwEout
- 凝縮器および過冷却器出口における冷媒と圧縮水の温度差 : △T cout
- 蒸発器入口における冷媒と圧縮水の温度差 : △T_{Ein}
- 蒸発器出口における冷媒と圧縮水の温度差: ΔT_{Eout}
- ・ 凝縮器ピンチポイント温度差: ΔT_{CPi}
- 圧縮水圧力:Pw
- 圧縮水循環量:mw
- 压縮機断熱効率: ŋadi
- 圧縮機機械効率: ŋ mec
- 圧縮機モータ効率: フ mot

これらの条件により,関係式を用いて各点の状態量を決定する.二段圧縮抽気サイクルの計算においては,圧縮水圧力 Pwを2 MPa,圧縮水循環量 mwを0.2 kg/s とし計算する. 以下に二段圧縮抽気サイクルの計算手順を示す.

- (1) 蒸発器入口クオリティ qREin を仮定する.
- (2) 単段圧縮サイクルと同様に,蒸発器入口における冷媒温度 T_{REin} ,蒸発器内の冷媒圧力 P_{RE} , および蒸発器出口における<u>冷媒温度 T_{REout} </u>, エンタルピ h_{REout} , 冷媒温度 T_{REout} , エントロ ピ s_{REout} を計算する.
- (3) 凝縮器 2 における冷媒の圧力 PRC,2 を仮定する.

(4) 一段回目の圧縮機における冷媒圧力 *P*_{CMP,1}, エンタルピ *h*_{CMP,1} およびエントロピ *s*_{CMP,1} を 圧縮機の断熱損失を考慮して計算する.

$$P_{\text{CMP},1} = \sqrt{P_{RC,2} \times P_{RE}} \tag{6.21}$$

$$\eta_{\text{adi}} = \frac{h(P_{\text{RC},2}, s_{\text{REout}}) - h_{\text{REout}}}{h_{\text{CMP},1} - h_{\text{REout}}}$$
(6.22)

$$s_{\text{CMP},1} = s(P_{\text{CMP},1}, h_{\text{CMP},1})$$
 (6.23)

(5) 凝縮器 3 における冷媒の圧力 P_{RC,3} を仮定する.

(6) 二段回目の圧縮機における冷媒圧力 $P_{CMP,2}$, エンタルピ $h_{CMP,2}$ およびエントロピ $s_{CMP,2}$ を 圧縮機の断熱損失を考慮して計算する.

$$P_{\text{CMP},2} = \sqrt{P_{\text{RC},3} \times P_{\text{RE}}}$$

$$h(P_{\text{RC},3}, s_{\text{CMP},1}) - h_{\text{CMP},1}$$
(6.24)
$$(6.25)$$

$$\eta_{\rm adi} = \frac{h_{\rm CMP,2} - h_{\rm CMP,1}}{h_{\rm CMP,2} - h_{\rm CMP,1}} \tag{6.25}$$

$$s_{\text{CMP},2} = s(P_{\text{CMP},2}, h_{\text{CMP},2})$$
 (6.26)

(7) 圧縮水高温側凝縮器出口温度 T_{WCout,3}より,凝縮器 3 入口における冷媒の温度 T_{RCin,3}を計算する.

$$T_{\rm RCin,3} = T_{\rm WCout,3} + \Delta T_{\rm C} \tag{6.27}$$

- (8) 単段圧縮サイクルと同様に、凝縮器 3 出口の冷媒エンタルピ h_{RCout,3},温度 T_{RCout,3},エントロピ s_{RCout,3}を計算する.
- (9) 凝縮器3におけるピンチポイント温度差 ΔT_{CPi,3}を計算する. 凝縮器内における冷媒および圧縮水のエンタルピ変化をn等分し、各点における冷媒および圧縮水温度を計算する.それぞれの区間における温度差の最小値をピンチポイント 温度差とする.本計算ではn=100とする.
- (10) 凝縮器3におけるピンチポイント温度差の判定.

 $\Delta T_{CPi,3} = 2 \text{ K} となるまで、<math>P_{RC,3}$ を修正して手順(6)~(9)を繰り返し計算.

- (11) 凝縮器 2 入口における冷媒の温度 T_{RCin,2} を仮定する.
- (12) 凝縮器 2 出口の冷媒エンタルピ h_{RCout,2},温度 T_{RCout,2},エントロピ s_{RCout,2}を計算する.
- (13) 凝縮器2におけるピンチポイント温度差 ΔT_{CPi,2}を計算する. 凝縮器内における冷媒および圧縮水のエンタルピ変化を n 等分し,各点における冷媒および圧縮水温度を計算する.それぞれの区間における温度差の最小値をピンチポイント 温度差とする.本計算では n = 100 とする.

- (14) 凝縮器 2 におけるピンチポイント温度差の判定.
 *ΔT*_{CPi,2}=2K となるまで, *P*_{RC,2}を修正して手順(4)~(13)を繰り返し計算.
- (15) 圧縮水の循環量 mw, および凝縮器 2,3 出入口におけるエンタルピ hwCin,3, hwCout,3, hwCin,2, hwCout,2 より,それぞれの凝縮器における交換熱量 QC,3,QC,2 を計算する.さらに それぞれの凝縮器出入口における冷媒のエンタルピ hRCin,3, hRCout,3, hRCin,2, hRCout,2 より, 各凝縮器における冷媒の循環量を計算する.

$$Q_{\rm C,3} = m_{\rm W}(h_{\rm WCin,3} - h_{\rm WCout,3}) \tag{6.28}$$

$$Q_{C,2} = m_{W}(h_{WCin,2} - h_{WCout,2})$$
(6.29)

$$m_{\rm RC,3} = Q_{\rm C,3} / (h_{\rm RCin,3} - h_{\rm RCout,3}) \tag{6.30}$$

$$m_{\rm RC,2} = Q_{\rm C,2} / (h_{\rm RCin,2} - h_{\rm RCout,2})$$
 (6.31)

(16) 過冷却器入口における冷媒のエンタルピを以下の式を用いて計算.

$$h_{\rm RCin,1} = \left(h_{\rm RCout,3} - h_{\rm RCout,2}\right) \times \frac{m_{\rm RC,3}}{m_{\rm RC,3} + m_{\rm RC,2}} + h_{\rm RCout,2}$$
(6.32)

- (17) 過冷却器出口における圧縮水と冷媒の温度差 ΔT_{Cout} および圧縮水過冷却器入口温度 $T_{\text{WCin,1}}$ より,出口の冷媒エンタルピ $h_{\text{RCout,1}}$,温度 $T_{\text{RCout,1}}$,エントロピ $s_{\text{RCout,2}}$ を計算する.
- (18) 過冷却器における交換熱量より、冷媒の循環量を計算する. $Q_{\text{RC},1} = m_{\text{W}}(h_{\text{WCin},1} - h_{\text{WCout},1})$ (6.33) $m_{\text{RC},1} = Q_{\text{RC},1}/(h_{\text{RCin},1} - h_{\text{RCout},1})$ (6.34)
- (19) 冷媒の循環量の判定. $m_{\text{RC},1} = m_{\text{RC},2} + m_{\text{RC},3}$ となるまで $T_{\text{RCin},2}$ を修正し、手順(12)~(18)を繰り返し計算する.
- (20) 蒸発器入口における冷媒のクオリティ $q_{\text{REin,cal}}$ を計算する. $q_{\text{REin,cal}} = q(P_{\text{RE}}, h_{\text{RCout}})$ (6.35)
- (21) 蒸発器入口冷媒クオリティ qREin の判定.
 qREin,cal = qREin となるまで qREin を修正して手順(2)~(20)を繰り返し計算.
- (22) 圧縮機仕事および圧縮機入力を計算. $W_{CMP,1} = m_{RC,1}(h_{RCin,2} - h_{REout})$ (6.36) $W_{CMP,input,1} = m_{RC,1}(h_{RCin,2} - h_{REout})/(\eta_{mec} \times \eta_{mot})$ (6.37) $W_{CMP,2} = m_{RC,3}(h_{RCin,3} - h_{RCin,2})$ (6.38)
$$W_{\text{CMP,input,2}} = m_{\text{RC,3}} (h_{\text{RCin,3}} - h_{\text{RCin,2}}) / (\eta_{\text{mec}} \times \eta_{\text{mot}})$$
(6.39)

6.3 データ整理方法

6.3.1 COP

本計算では、サイクル COP とシステム COP を以下の式により求める.

$$COP_{\text{cycle}} = \frac{Q_{\text{RC},1} + Q_{\text{RC},2} + Q_{\text{RC},3}}{W_{\text{CMP},1} + W_{\text{CMP},2}}$$
(6.40)

$$COP_{\text{system}} = \frac{Q_{\text{RC},1} + Q_{\text{RC},2} + Q_{\text{RC},3}}{W_{\text{CMP,input},1} + W_{\text{CMP,input},2}}$$
(6.41)

6.3.2 圧力比

高圧側圧力と低圧側圧力の圧力比 PR を求める.

単段圧縮サイクルの場合

$$PR = \frac{P_{\rm RC}}{P_{\rm RE}} \tag{6.42}$$

さらに、本計算では、圧縮機における圧縮比低減のため圧縮過程を二段階に分けることを想定している.したがって、二段階圧縮における各圧縮機の圧力比を以下の式により求める. $PR_{res} = \sqrt{PR}$ (6.43)

二段圧縮抽気サイクルの場合

一段回目の圧縮過程における圧力比を PR₁, 二段階目の圧縮過程における圧力比を PR₂ とし, 単段圧縮サイクルと同様に求める.

$$PR_1 = \frac{P_{\text{RC},2}}{P_{\text{RE}}}$$

$$(6.44)$$

$$PR_2 = \frac{P_{\text{RC},3}}{P_{\text{RC},3}}$$

$$PR_2 = \frac{PR_2}{P_{\rm RC,2}}$$
(6.45)

さらに、単段圧縮サイクルと同様に、二段圧縮抽気サイクルの場合も1圧縮過程につき2つの圧縮機を用いることを想定しているので、それぞれの圧縮機における圧力比を求める.

$$PR_{1,\text{res}} = \sqrt{PR_1}$$

$$PR_{2,\text{res}} = \sqrt{PR_2}$$
(6.44)
(6.45)

6.3.3 不可逆損失

サイクルでの単位質量あたりの全負荷逆損失 L_{All}は、凝縮器、蒸発器、膨張弁、および圧縮機の各要素機器における不可逆損失に分けて式(6.46)を用いて計算した. Fig. 6.3 に主要機器における不可逆損失の概略を T-s 線図上に示す. 凝縮器における不可逆損失は、微小区間における不可逆損失を台形とみなして、式(6.47)より算出する. その際の冷媒および圧縮水の温度の

計算方法は以下の通りである.

400

- 計算した凝縮器出入口における冷媒の温度, 圧力より出入口における冷媒の比エンタルピ および比エントロピを算出する.
- 出入口の圧力および比エンタルピを n 等分(n=100)し,内部の圧力および比エンタルピを 算出する.その際,冷媒の圧力変化は比エンタルピ変化に比例すると仮定し計算する.
- 算出した凝縮器内部の圧力および比エンタルピより,温度を算出する.
- 同様に凝縮器内部の圧縮水についても計算する.

冷媒の比エントロピは冷媒の温度を求める場合と同様に圧力および比エンタルピより算出 する.蒸発器においても凝縮器と同様の方法で算出する.膨張弁および圧縮機における不可 逆損失は,膨張および圧縮過程における *T-s* の関係を線形とみなして,台形近似により算出す る.

$$L_{\text{All}} = L_{\text{COND}} + L_{\text{EVA}} + L_{\text{EXP}} + L_{\text{CMP}}$$
(6.46)

$$L_{\text{COND}} = \sum_{i=1}^{100} \left[\left\{ \left(T_{\text{RC},i-1} - T_{\text{WC},i-1} \right) + \left(T_{\text{RC},i} - T_{\text{WC},i} \right) \right\} \times \Delta s_{\text{RC},i} / 2 \right] \times m_{\text{R}}$$
(6.47)

$$L_{\rm EVA} = \sum_{i=1}^{100} \left[\left\{ \left(T_{\rm WE,i-1} - T_{\rm RE,i-1} \right) + \left(T_{\rm WE,i} - T_{\rm RE,i} \right) \right\} \times \Delta s_{\rm RE,i} / 2 \right] \times m_{\rm R}$$
(6.48)

$$L_{\text{EXP}} = (T_{\text{RE,in}} + T_{\text{RE,out}}) \times (s_{\text{RE,out}} - s_{\text{RE,in}})/2 \times m_{\text{R}}$$
(6.49)

 $L_{\rm CMP} = (T_{\rm RCMP,in} + T_{\rm RCMP,out}) \times (s_{\rm RCMP,out} - s_{\rm RCMP,in})/2 \times m_{\rm R}$ (6.50)

ここで、*m*_Rについては、各構成要素内を流れる冷媒の循環量とする.



6.4 計算条件

計算条件を Table 6.1 に示す. 熱源温度は,各種プラントや発電所などから排出される低温 熱源を想定し,入口温度 80℃および 100℃. 昇温する圧縮水の温度は,各種プラントでの利 用を想定し,160℃および 200℃を設定した.

		Table	0.1 可异木什		
			条件1	条件 2	
口嫔水泪由	入口	70	90	°C	
<u></u> 二 稲 小 価 度		出口	160	200	°C
熱源温度(排熱温度)	入口	80	100	°C	
	出口	70	90	°C	
圧縮水循環量		0.2		kg/s	
		断熱効率	0.85	5	-
圧縮機効率		機械効率	0.90)	-
		モータ効率	0.90)	-

Table 6.1 計算条件

6.5 計算結果および考察

6.5.1 単段圧縮サイクルの結果

Table 6.2 および 6.3 にそれぞれ単段圧縮サイクルの COP と各構成要素における不可逆損失 を示す. COP は 6.3 節で説明した COP_{system} を示しており,以下の考察も全て COP_{system} の値を 用いて行う. さらに, Fig. 6.4 および 6.5 に計算結果を T-s 線図上にプロットしたものを示す. なお,横軸は冷媒の比エントロピであり,熱源流体の比エントロピではない.

Table 6.2 より, COP は条件 1 においては HFO-1234ze(Z)が最も高く,条件 2 においては HCFO-1233zd(E)が最も高い. このことから,温度条件によって最適な冷媒が異なることがわ かる.不可逆損失に着目すると,不可逆損失が大きいほど COP が低くなっており,不可逆損 失の大小関係と COP の大小関係は一致している. HFE-356mmz に関しては,他の 2 つの冷媒 に比べて沸点が高いため,膨張弁での不可逆損失が低減できている.しかし,圧縮機入口で冷 媒を過熱蒸気状態に保つために内部熱交換器を用いているため, COP が他の 2 つの冷媒に比 して低い.

	1.20		11/11: (==)		
温度条件	条件1		条件 2		
	<i>COP</i> _{system}	圧力比 PR _{res}	<i>COP</i> _{system}	圧力比 PR _{res}	
HFE-356mmz	3.68	3.09	3.67	3.20	
HCFO-1233zd(E)	4.14	2.51	3.89	2.67	
HFO-1234ze(Z)	4.19	2.43	3.84	2.67	

Table 6.2 単段圧縮サイクル結果 (COP)

Table 6.3 単段圧縮サイクル結果 (不可逆損失)

温度条件			条	件 1			
構成要素	Cond	Eva	Exp	Comp	IHEX	Total	
HFE-356mmz	5.47	1.19	0.74	2.43	0.15	9.99	
HCFO-1233zd(E)	3.59	1.23	0.92	2.13	-	7.87	
HFO-1234ze(Z)	3.23	1.24	1.10	2.10	-	7.66	
温度条件		条件 2					
構成要素	Cond	Eva	Exp	Comp	IHEX	Total	
HFE-356mmz	4.63	1.39	1.63	2.99	0.08	10.72	
HCFO-1233zd(E)	2.73	1.42	2.40	2.78	-	9.34	
HFO-1234ze(Z)	2.26	1.41	3.09	2.82	_	9.58	



(a) HFE-356mmz

(b) HCFO-1233zd(E)

(c) HFO-1234ze(Z)

Fig.6.4 単段圧縮サイクル計算結果(温度条件1)



(a) HFE-356mmz

(b) HCFO-1233zd(E)

(c) HFO-1234ze(Z)

Fig. 6.5 単段圧縮サイクル計算結果(温度条件2)

6.5.2 二段圧縮抽気サイクル

Table 6.4 および 6.5 にそれぞれ二段圧縮抽気サイクルの COP と各構成要素における不可逆 損失を示す. COP は 6.3 節で説明した COP_{system}を示しており,以下の考察も全て COP_{system}の 値を用いて行う.さらに, Fig. 6.6 および 6.7 に計算結果を T-s 線図上にプロットしたものを示 す. なお,横軸は冷媒の比エントロピであり,熱源流体の比エントロピではない.

Table 6.4 より,全体的に単段サイクルの COP と比べて高い値を示していることがわかる. 二段圧縮抽気サイクルは,冷媒を圧縮途中で抽気することで水の温度勾配を冷媒のそれに近づけ,不可逆損失を減らすことができる.このことは Fig. 6.6 の図中で,赤色で示した水の温度勾配が冷媒の温度勾配側に折れ曲がっていることからもわかる.条件 1 においては HFO-1234ze(Z),条件 2 においては HFE-356mmz の COP が最も高く,単段サイクルの場合と同様 に温度条件によって COP が高い冷媒が異なる.不可逆損失に着目すると,主に凝縮器におけ る不可逆損失が単段サイクルのそれに比べて大幅に低減されていることがわかる.それに伴いサイクル全体の不可逆損失も単段サイクルのそれに比して低減されていることがわかる. さらに,圧縮過程における圧力比も二段圧縮にすることで低減できていることがわかる.

14						
温度条件	条件1			条件 2		
	COD	圧力比		COD	 圧力比	
	COP system	$PR_{1,res}$	$PR_{2,res}$	COPsystem	$PR_{1,res}$	$PR_{2,res}$
HFE-356mmz	4.47	1.78	1.74	4.19	1.49	2.12
HCFO-1233zd(E)	4.57	1.74	1.46	4.11	1.64	1.65
HFO-1234ze(Z)	4.60	1.63	1.50	4.02	1.63	1.64

Table 6.4 二段圧縮抽気サイクル結果 (COP)

Table 6.5 二段圧縮抽気サイクル結果 (不可逆損失)

温度条件			条	件1		
構成要素	Cond	Eva	Exp	Comp	IHEX	Total
HFE-356mmz	2.60	1.25	0.44	2.04	1.07	7.39
HCFO-1233zd(E)	2.28	1.26	0.83	1.98	-	6.34
HFO-1234ze(Z)	2.06	1.25	1.02	1.96	-	6.29
温度条件			条	件 2		
温度条件 構成要素	Cond	Eva	条 [/] Exp	件 2 Comp	IHEX	Total
温度条件 構成要素 HFE-356mmz	Cond 2.43	Eva 1.44	条 [,] Exp 1.18	件 2 Comp 2.68	IHEX 0.46	Total 8.19
温度条件 構成要素 HFE-356mmz HCFO-1233zd(E)	Cond 2.43 1.74	Eva 1.44 1.44	条 [、] Exp 1.18 2.50	件 2 Comp 2.68 2.72	IHEX 0.46	Total 8.19 8.39



(a) HFE-356mmz

(b) HCFO-1233zd(E)

(c) HFO-1234ze(Z)

Fig. 6.6 二段圧縮抽気サイクル計算結果(温度条件1)



(a) HFE-356mmz

(b) HCFO-1233zd(E)

(c) HFO-1234ze(Z)

Fig. 6.7 二段圧縮抽気サイクル計算結果(温度条件2)

第7章 総括

本研究では、フィン付き鉛直矩形流路内における低 GWP 冷媒 HFE-356mmz の凝縮熱伝達 特性に関する実験的研究を行い、冷媒飽和温度、冷媒質量速度および壁面過冷度が凝縮熱伝 達率に及ぼす影響を考察した.また、本研究グループが先に測定した HCFO-1233zd(E)および HFO-1234ze(Z)の凝縮試験結果との比較を行い、冷媒の物性が凝縮熱伝達特性に及ぼす影響に 関しての考察も行った.さらに、従来の熱伝達予測式との比較やサイクル特性解析も行った. 以下に本論文の要約を示す.

第1章では,産業分野においてヒートポンプ技術を用いた省エネルギー化に向けての取り 組みの現状や,地球温暖化の対策として新規冷媒の開発の取り組み,ならびにプレートフィ ン熱交換器および新規冷媒に関する従来研究を紹介し,本研究の意義及び目的を示した.

第2章では、本研究で用いた実験装置、実験方法および測定機器の精度についてまとめた.

第3章では,実験で得られたデータから熱収支および冷媒の状態量を求め,凝縮熱伝達率 を求めるまでのデータ整理方法についてまとめた.

第4章では、HFE-356mmzを用いたフィン付き鉛直矩形流路内での両面冷却凝縮実験の結果を示した.また、冷媒飽和温度、冷媒質量速度および壁面過冷度の条件がそれぞれ熱伝達特性に及ぼす影響についての考察および HCFO-1233zd(E)と HFO-1234ze(Z)の凝縮実験結果と比較することにより、冷媒物性が凝縮熱伝達特性に及ぼす影響を考察し、以下の結論を得た.

- (1) 凝縮熱伝達率は、クオリティの減少に伴い、低くなる.
- (2) 高クオリティ域において、凝縮熱伝達率は、冷媒飽和温度が高いほど低くなる.一方で、高クオリティ域以外では、凝縮熱伝達率は、冷媒飽和温度によらず同程度の値を示す.
- (3) 高クオリティ域において、凝縮熱伝達率は、壁面過冷度が低いほど高くなる.高クオ リティ域以外では、凝縮熱伝達率は、壁面過冷度によらず同程度の値を示す、あるい は、凝縮液量が十分に多い領域では、壁面過冷度が低いほど低くなる.
- (4) 蒸気速度が1を超える条件において、凝縮熱伝達率に及ぼす冷媒質量速度の影響が表れた.

- (5) HFE-356mmzの凝縮熱伝達率は、HFO-1234ze(Z)より低く、HCFO-1233zd(E)より高い 値を示す。
- (6) フィン効率は、クオリティの減少に伴い増加し、両面冷却実験においては最大で 0.95 程度である.

第5章では、従来の熱伝達予測式との比較および一部係数の最適化を行うことで、本研究 で使用した熱交換器および冷媒に最適な熱伝達予測式の検討を行い、以下の結論を得た.

(1) 従来の熱伝達予測式の中では Jige らの式が最も良い相関を示している.

(2) 一部係数の最適化を行うことで予測精度を向上させることができた.

(3) 最適化後は Koyama らの式が最も良い相関を示した.

第6章では、 基本サイクルとしての単段圧縮サイクルと二段圧縮抽気サイクルのサイク ル計算を行い比較することで以下の結論を得た.

- (1) 温度条件によって最適な使用冷罵が異なる.
- (2) 二段圧縮抽気サイクルのほうがより高い COP を得られる.
- (3) 二段圧縮にすることで圧力比を低減することができる.
- (4) 圧縮途中で冷媒の一部を抽気することで凝縮器内の不可逆損失を提言することができる.

謝辞

九州大学大学院総合理工学研究院 宮崎 隆彦教授には、本研究の遂行にあたり、ご多忙 にも関わらず、懇切丁寧なご指導、ご鞭撻を賜りました.ここに深く感謝の意を表し、心から 深く御礼申し上げます.

九州大学大学院総合理工学研究院 Kyaw Thu 准教授には、本研究の遂行にあたり、的確な 助言、貴重なご指導、ご鞭撻を賜りました.深く感謝の意を表し御礼申し上げます.

九州大学大学院総合理工学府技術専門職員 高田 信夫博士には,実験を実施するにあた り,物品の手配から配管の組み上げまで,多くの部分に関してお力添えいただきました.ここ に深く感謝の意を表し,心から御礼申し上げます.

九州大学大学院総合理工学研究院 Frantisek Miksik 特任助教には,研究の専門知識に関す る助言に加え,研究室内の生活の部分でも支えていただきました.ここに感謝の意を表し,心 からお礼申し上げます.

九州産業大学 福田 翔先生には、本研究の遂行および本論文の執筆に関しても、多くの 場面において様々なご指導、ご鞭撻を賜りました.また、実験の方針に関しても的確な助言お よび多大なるご指導、ご鞭撻を賜りました.ここに深く感謝の意を表し、心より御礼申し上げ ます.

共同研究者である当時修士課程2年 大石 祥平氏および学部4年 登川 智也氏には, 実験およびデータ整理にあたり多大なるご指導,ご鞭撻を賜りました.ここに深く感謝の意 を表し,心より御礼申し上げます.

九州大学大学院総合理工学府環境エネルギー工学専攻宮崎研究室に所属する,学術研究員 Mr. Mohamed Salem,博士後期課程3年 Mr. Meng Xianhong,博士後期課程2年 Mr. Ko Jaedeok, 博士課程1年 Mr. Yang Changru, Ms. Chairunnisa,博士後期課程1年 Mr. Abirham Yemanebirhan, Mr. Uthpala Perera,修士課程2年 仙波 昇氏,西久保 友希氏,鳴川 智也 氏,松井 浩平氏,中内 満氏,修士課程1年 安藝 雄太氏,金光 聖人氏,田島 大輝 氏,土井 祐介氏,竹田 将氏, Mr. Ahmed Youssef, Mr. Purjam Mojtaba, Mr. Seo Sang Won, 修士後期課程1年 Mr. Haoulomou Pepe,学部4年 井田 晴也氏,冨來 昌哲氏,中島 隆 宏氏,研究生 Mr. Yang Cheng, Mr. Chen Haonan には,公私に渡り親切な御助言を賜るとと もに御激励をいただきました.ここに深く感謝の意を表し,心より御礼申し上げます.

研究室秘書 大和 裕里氏には、事務的な手続きの他、公私に渡り親切な御助言を賜るとともに御激励をいただきました.ここに深く感謝の意を表し、心より御礼申し上げます.

本修士論文の内容は「未利用熱エネルギー革新的活用技術研究開発」により得られた成果 の一部を含む.また本研究のために、セントラル硝子株式会社殿より冷媒サンプルをご提供 いただいた.ここに記して深く謝意を表す. 最後に,著者の学生生活を温かく見守り,支え続けてくれた家族に,心から感謝します.

参考文献

- [1] 経済産業省,資源エネルギー庁, "平成 30 年度エネルギーに関する年次報告(エネルギー白書 2019)," https://www.enecho.meti.go.jp/about/whitepaper/2019pdf/, 2019.
- [2] 国立研究開発法人新エネルギー・産業技術総合開発機構 未利用熱エネルギー革新的活用 技術研究組合, "15 業種の工場設備の排熱実態調査報告書を公表," http://www.thermat.jp/HainetsuChousa/, 2019.
- [3] H. Shohtani, "The experimental research on condensation of the plate-fin exchanges, using nonazeotropic refrigerant mixtures," 著: *Proceeding of the second international symposium on condensers and condensation*, 1990, pp. 367-376.
- [4] T. W. Lockhart, R. C. Martinelli, "Proposed correlation of data for isothermal two-phase, twocomponent flow in pipes," *Chem. Eng. Prog.*, Vol. 145, No. 1, pp. 39-48.
- [5] L. D. Boyko, G. N. Kruzhinlin, "Heat transfer and hydraulic resistance during condensation of stream in a horizontal tube and in a bundle of tubes," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 10, pp. 361-373, 1967.
- [6] M. Mitsuda, N. Kanzaki, M. Yamamoto, H. Sonoi, "Performance of a compact heat exchanger as the condenser of binary refrigerants working in a heat pump," *Proceeding of the second international symposium on condensers and condensation*, pp. 357-366, 1990.
- [7] A. R. Wieting, "Empirical Correlations for Heat Transfer and Flow Friction Characteristics of Rectangular Offset-Fin Plate-Fin Heat Exchangers," *Trans. ASME*, Vol. 97, No. 3, pp. 488-490, 1975.
- [8] K. V. R. Murthy, "Condensation heat transfer and presure drop of R-134a saturared vapour inside a brazed compact plate fin heat exchanger with serraed fin," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 53, pp. 331-341, 2017.
- [9] 松本達也, "フィン付き鉛直矩形流路での純冷媒の層流膜状凝縮に関する理論的研究," 九州大学, 1999.
- [10] S. R. Gopin, I. P. Usyukin , I. G. Aver`yanov, *Heat transfer in condensation of freons on finned surfaces*, HEAT TRANSFEER-Soviet Research, 1976.
- [11] 屋良朝康,小山繁,藤井哲, "プレートフィン熱交換器内の冷媒の凝縮および蒸発伝熱特性," 九州大学機能物質科学研究所報告,第8巻,第1,pp.61-70,1994.
- [12] C. O. Dilao, "Theoretical study on turbulent film condensation of pure and mixed vapors inside a vertical tube," 九州大学, 1992.
- [13] R. Nagata, C. Kondou, S. Koyama, "Comparative assessment of condensation and pool boiling heat transfer on horizontal plain single tubes for R1234ze(E), R1234ze(Z) and R1233zd(E)," *Inter. J. Refrigeration*, 2015.
- [14] A. L. Giovanni, Z. Claudio, R. Giulia, S. Brown, "Experimental assessment of the low GWP

refrigerant HFO-1234ze(Z) for high temperature heat pumps," *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 57, pp. 293-300, 2014.

- [15] S. Fukuda, C. Kondou, N. Takata , S. Koyama, "Low GWP refrigerants R1234ze(E) and R1234ze(Z) for high temperature heat pumps," *International Journal of Refrigeration*, Vol. 40, pp. 161-173, 2014.
- [16] 藤井哲,本田博司,野津滋,"フロン系冷媒の水平管内凝縮," 冷凍,第55巻,第627, pp. 3-20, 1980.
- [17] 原口英剛,小山繁,藤井哲, "冷媒 HCFC22, HFC134a, HCFC123 の水平平滑管内凝縮 (第2報,局所熱伝達係数に関する実験式の提案)," *日本機械学会論文集 B 編*,第60 巻,第 574, pp. 2117-2124, 1994.
- [18] M. M. Shah, "A general correlation for heat transfer during film condensation inside pipes," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 22, No. 4, pp. 547-556, 1979.
- [19] A. Cavallini, G. Censi, D. Del Col, L. Doretti, G. A. Longo, L. Rossetto, "Condensation of halogenated refrigerants inside smooth tubes," *HVAC&R Research*, Vol. 8, No. 4, pp. 429-451, 2002.
- [20] S. Koyama, K. Kuwahara, K. Nakashita, "Condensation of Refrigerant in a Multi-Port Channel," 著: *Proceedings First International Microchannels and Minichannels*, ASME, 2003, pp. 193-205.
- [21] D. Jige, N. Inoue, S. Koyama, "Condensation of refrigerants in a multiport tube with rectangular minichannels," *International Journal of Refrigeration*, Vol. 67, pp. 202-213, 2016.
- [22] 大石祥平, "フィン付き鉛直矩形流路内における低 GWP 冷媒の凝縮熱伝達特性," 九州 大学, 2019.
- [23] 田浦哲平, "鉛直矩形流路内でにおける低 GWP 冷媒 R1234ze(Z)の凝縮熱伝達特性," 九 州大学, 2018.