

次世代冷媒・冷凍空調技術の基本性能・最適化・ 評価手法および安全性・リスク評価

ファイナルレポート

公益社団法人日本冷凍空調学会 次世代冷媒に関する調査委員会

2023年1月31日

目次

1. はじめに.....	2
2. 調査委員会の目的・体制と活動状況.....	4
2.1 はじめに.....	4
2.2 背景.....	4
2.3 調査目的.....	4
2.4 調査体制.....	4
2.5 調査内容.....	6
2.6 調査委員会の活動結果.....	7
2.7 ワーキンググループ（WG）の活動結果.....	9
2.8 本ファイナルレポートについて.....	14

分冊：

第1部	次世代冷媒の基本特性・性能評価 WG I ファイナルレポート
第2部	次世代冷媒の安全性・リスク評価 WG II ファイナルレポート
第3部	次世代冷媒の規制・規格の調査 WG III ファイナルレポート
第4部	機器性能評価手法 WG IV ファイナルレポート

1. はじめに

公益社団法人日本冷凍空調学会

次世代冷媒に関する調査委員会委員長 井上 順広（東京海洋大学）

特定フロン（CFC、HCFC）等のオゾン層を破壊するとされる物質は、1987年のモントリオール議定書により生産の段階的削減が義務付けられ、それらの代替フロンとして開発されたハイドロフルオロカーボン類 HFCs の使用量・排出量はその後増大してきた。しかし、地球温暖化防止のための京都議定書（COP3）で HFC 冷媒は温室効果ガスとして指定され、2015年のパリ協定（COP21）では日本が CO₂ 排出量を 2030 年までに 2013 年度比 26%減を目標とし、さらに 2050 年までに 80%減を目標として掲げた削減対象物質となっている。その後、温室効果ガスの排出規制はさらに厳しい状況となり、日本は 2020 年 10 月には 2050 年カーボンニュートラルを目指すことを宣言し、2050 年にカーボンニュートラルを実現するため 2030 年度の温室効果ガス排出量を 2013 年度比で 46%削減することを目指すこととなり、さらにそれ以上の削減を目指すことに挑むことを求められる情勢となっている。

一方で、2016年にモントリオール議定書のキガリ改正が決定され、先進諸国では 2011~13 年生産量基準として HFC フロンを 2036 年までに生産及び消費量を段階的に 85%まで削減することが合意されている。このような国内・国際的情勢から、動力用および産業・家庭用冷凍空調機器等の次世代作動媒体として HFC フロンからさらに低 GWP 作動媒体や自然媒体への転換が緊急を要する状況となっている。そのため、新規に開発・提案されている低 GWP 冷媒の基本物性評価、及びそれを適用した省エネ冷凍空調機器の早期開発・最適化手法の必要性がこれまで以上に高まっている。また、新規代替候補となる炭化水素を含めた低 GWP 次世代冷媒は安全性に対する課題（燃焼性、化学不安定性等）があるため、次世代冷媒の基本的特性の把握及び使用時の安全性・リスクの標準的な評価手法の確立が不可欠となっている。このような背景のもと、公益社団法人日本冷凍空調学会では NEDO 調査事業の「省エネ化・低温室効果を達成できる次世代冷凍空調技術の最適化及び評価手法の開発」（平成 30 年 9 月～令和 5 年 3 月）を受託して、平成 30 年 9 月より研究調査事業を 5 年間に渡り実施してきた。

この間、学会の「次世代冷媒に関する調査委員会」では、NEDO 委託事業の研究開発項目①「次世代冷媒の基本特性に関するデータ取得及び評価」を WG I、研究開発項目②「次世代冷媒の安全性・リスク評価手法の開発」を WG II、「国内外における次世代冷媒に係る規制、規格、機器開発、性能評価等の動向調査」を WG III、そして令和 3 年からは「機器性能の評価手法」を WG IV として、調査委員会内にそれぞれのテーマを検討するワーキンググループ（WG）を設置した。事業者を中心とした各 WG にて年 4~5 回の研究開発・調査事項の進捗報告・情報交換・取りまとめを行い、各事業者の代表と専門委員から構成される年 4 回（4 月、7 月、10 月、1 月）の調査委員会では研究開発の成果を効率的に国際規格・国際標準化等へ結び付けることをねらいとして、本委託事業における各研究開発項目を横断した進捗・結果等の情報交換、取りまとめを行い、次世代冷媒の基本特性評価及びそれを使用した省エネ冷凍空調機器の早期開発・最適化と冷凍空調機器への適用に係る安全性・リスク評価、性能評価手法の確立を実施してきた。

本報告は、本事業の 5 年間の貴重な成果をそれぞれの WG 毎にまとめたものである。第 1 部では WG I の成果として、次世代冷媒の各種物性・伝熱性能・サイクル性能・性能解析および評価手法の開発・シミュレータ開発、機械学習等の成果が報告されている。第 2 部では WG II の成果として、冷媒漏れモデル・着火性評価・点火能評価・低 GWP 混合冷媒の燃焼特性評価・A3 冷媒のルームエアコンおよび内蔵ショーケースのリスク評価等の成果が次世代冷媒の安全性・リスク評価手法としてまとめられている。第 3 部では WG III の成果として、日本冷凍空調学会への委託調査事業である国内外規制、規格の動向調査・海外（欧州・米国・中国）の動向・次世代冷媒候補の動向調査等の結果が報告されている。第 4 部では WG IV の成果として、日本冷凍空調研究所・東京大学・早稲田大学での機器性能評価手法について報告されている。これらは、5 年間という限られた期間の中で、各 WG のおかれた現状で可能な限りの多くの貴重な成果となっており、既に国際標準・規格に反映されている成果もある。

しかしながら、多種多様な次世代冷媒が開発される中、地球温暖化を抑制して、安全性が高く高効率で使用機器に最適な冷媒の見通しは立っていない。本 NEDO 事業は一端区切りとはなるが、今後も継続

した研究開発が行われ、国際標準・規格に結び付く成果が引き続き多く公表されることと思う。また、これらの研究開発は、国際的な学術研究・冷凍空調産業での先導性を維持し、同時に冷凍空調産業の安全性・高効率・信頼性を日本が先導していくこと、および冷凍空調産業やその関連産業の継続した発展には必要不可欠である。今後、さらに厳しい対応を迫られる国際的な環境規制の中で、次世代冷媒に関連する産業が持続的に発展するため官民産一体となった取り組みの継続を切に期待する。

2. 調査委員会の目的・体制と活動状況

公益社団法人日本冷凍空調学会

次世代冷媒に関する調査委員会副委員長 上村 茂弘（日本冷凍空調学会）

2.1 はじめに

公益社団法人日本冷凍空調学会（学会）は、2018年度よりNEDO調査事業「省エネ化・低温室効果を達成できる次世代冷凍空調技術の最適化及び評価手法の開発／次世代冷媒に係る安全性・リスク評価に関する検討」を実施してきた。この事業を遂行するため、2018年度に情報交換、討議、計画審議等を実施する調査委員会及びワーキンググループ（WG）設置した。

本レポートは、2022年度まで5年間の活動成果を取りまとめた最終報告である。

2.2 背景

2016年のモントリオール議定書キガリ改正によりHFC類の生産及び消費量の段階的な削減義務が追加され、これまで以上に低温室効果の冷媒の基本物性評価及びそれを適用した省エネ冷凍空調機器の早期開発・最適化・性能評価手法確立の必要性が生じてきた。一方で、候補となる次世代冷媒（低GWP冷媒）は安全性に対する課題（燃焼性、化学的不安定性等）があるため、これら次世代冷媒の使用時の安全性・リスクの標準的な評価手法の確立が不可欠となっている。

2.3 調査目的

NEDO委託事業「省エネ化・低温室効果を達成できる次世代冷媒・冷凍空調技術及び評価手法の開発」では、研究開発項目①「次世代冷媒の基本特性に関するデータ取得及び評価」、及び研究開発項目②「次世代冷媒の安全性・リスク評価手法の開発」が推進されてきた。日本冷凍空調学会が実施する調査事業の目的は、これらの研究開発の成果を効率的に国際規格化・国際標準化等へ結び付けることをねらいとして、委託事業における各研究開発項目を横断して、進捗にともなう課題の抽出、結果等の情報を取りまとめ、国内外への発信に繋げることにある。このため、次世代冷媒の基本特性評価及びそれを使用した省エネ冷凍空調機器の早期開発・最適化・性能評価と冷凍空調機器への適用に係る安全性・リスク評価に関する手法と成果の調査を実施する。

2.4 調査体制

学会内にNEDO事業の研究開発実施者、産官学の有識者等からなる調査委員会を設置した。さらに委員会内に課題別の4つのWGを設置した。この体制図をFigure 2-1に示す。

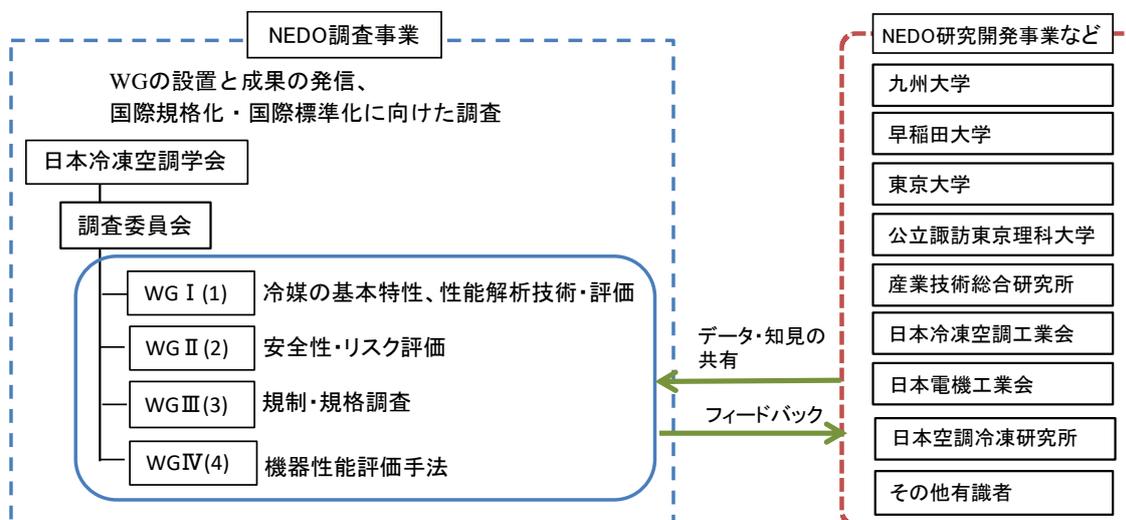


Figure 2-1 Interacting structure of research project

1) 調査委員会

調査委員会は下記の役割を持つ。

- ・各 WG の実施状況について情報交換し、全体を通しての進捗状況を確認・整理する。
- ・提供された情報の取りまとめ方法、さらに対外的発信する内容についての審議を行う。
- ・各 WG でまとめられた内容を毎年度「進捗報告書」として、また、最終年度には「ファイナルレポート」として公表する。
- ・4回/年程度の開催を行う。

調査委員会のメンバー構成を Table 2-1 に示す。

Table 2-1 Member of research project committee (As of January 2023)

	氏名	所属	
委員長	井上 順広	東京海洋大学 教授	
副委員長	上村 茂弘	日本冷凍空調学会	
委員	有識者	香川 澄	防衛大学校 教授
		越野 一也	高圧ガス保安協会 理事
		岸本 哲郎	環境エネルギーネットワーク 21 理事長 (WG III 主査)
		片岡 修身	日本冷凍空調学会 ISO 国内分科会主査
		宮良 明男	日本冷凍空調学会 ASHRAE 日本国内分科会主査
		佐藤 晋一郎	日本冷凍空調学会 総務/会計担当理事
	NEDO 受託事業者	東 之弘	九州大学 教授
		滝澤 賢二	産業技術総合研究所 主任研究員
		齋藤 潔	早稲田大学 教授 (WG I, WG IV 主査)
		飛原 英治	大学改革支援・学位授与機構 教授 (WG II 主査)
		今村 友彦	公立諏訪東京理科大学 准教授
		椎名 拓海	産業技術総合研究所 主任研究員
	業界 (日冷工)	岡田 哲治	日本冷凍空調工業会 専務理事
		酒井 猛	日本冷凍空調工業会 技術部長
オブザーバー	兒玉 歩, 池田 桃恵	経済産業省オゾン層保護等推進室	
	藤垣 聡, 森 智和 牛腸 誠, 高橋 辰彦 大石 拓摩	NEDO 環境部	
	河野 恭二	日本冷凍空調学会 事務局長	
事務局	西口 章	日本冷凍空調学会	

2) WG

WG は下記の役割を持つ。

- ・ NEDO 受託事業の研究開発実施者、業界団体、その他の有識者間の情報交換を行う。
- ・進捗状況に関しての意見交換を適時行うとともに、討議を踏まえ、調査委員会へ提供する情報の調整を行う。

下記 4 WG により構成されている。WG I~III は調査委員会設立当初から活動が行われてきた。WG IV は 2021 年に設置された。

- WG I 次世代冷媒の基本特性、性能評価
- WG II 次世代冷媒の安全性・リスク評価
- WG III 次世代冷媒の規制・規格調査
- WG IV 機器性能評価手法検討

各 WG のメンバー構成を Table 2-2 に示す。

Table 2-2 Member of working group (As of January 2023)

WG	内容	主査	メンバー
WG I 次世代冷媒の 基本特性・性能 評価	次世代冷媒の ➢ 基本特性に係る データ共有 ➢ 性能解析手法に係る 検討 ※国際規格化・標準化等を見据えたものとする。	早稲田大学 齋藤 潔 教授	東 之弘 (九州大学)、宮良 明男 (佐賀大学) 赤坂 亮 (九州産業大学)、 山口 誠一、鄭 宗秀 (以上早稲田大学) 榎木 光治 (電気通信大学) ※オブザーバーとしてNEDO、日冷工が参加
WG II 次世代冷媒の 安全性・リスク 評価	次世代冷媒の ➢ 安全性・リスク評価 (主としてHClに関わるものからスタート) ※国際規格化・標準化等を見据えたものとする。	大学改革支援 学位授与機構 飛原 英治 教授	滝澤 賢二 (産業技術総合研究所) 今村 友彦 (公立諏訪東京理科大学) 椎名 拓海 (産業技術総合研究所) 伊藤 誠 (東京大学) ※オブザーバーとしてNEDO、日冷工が参加
WG III 次世代冷媒の 規制・規格調査	次世代冷媒の ➢ 規制・規格の調査 ➢ 国際規格化・標準化 への提案調査	環境エネルギー ネットワーク21 岸本 哲郎 理事長	片岡 修身 (ダイキン工業) 宮田 征門 (国土技術政策総合研究所) 東條 健司 (早稲田大学) 松本 一哉 (高圧ガス保安協会) ※オブザーバーとしてNEDOが参加
WG IV 機器性能評価 手法検討	機器性能に係る ➢ 試験方法の検証 ➢ 性能評価手法の検討	早稲田大学 齋藤 潔教授	飛原 英治 (大学改革支援学位授与機構) 鄭 宗秀、ジャンネッティ・ニコロ (以上早稲田大学) 陳 昱、伊藤 誠 (以上東京大学) 片岡 修身、村田 勝則 (以上ダイキン工業) 坂下 俊 (パナソニック)、中川 英知 (三菱電機) 高藤 亮一 (日立ジョンソンコントロールズ空調) 谷 達也、平田 亮太 (以上日本冷凍空調研究所) 室園 宏治 (日本冷凍空調工業会) ※オブザーバーとしてNEDO、JEMA、日冷工等が参加

2.5 調査内容

次世代冷媒を適用した省エネ冷凍空調機器の実用化開発に係る冷媒基本特性・最適化・性能評価及び安全性・リスク評価について、以下の情報収集・取りまとめを実施する。

- 1) 次世代冷媒に係る規制、規格等の動向調査 (調査委員会 WG III 関連事項)
 - ・国内外における次世代冷媒に係る規制動向、既存の安全規格 (国際規格、国際標準、業界規格等)、性能評価の情報を収集・整理し、新たな策定・改正等の動向に関する情報収集・整理を行う。
 - ・国内外における次世代冷媒の基本的特性の研究及び標準化の動向、機器開発における最適化・性能評価の動向を情報収集・整理し、新たな基本的特性・性能評価の標準化及び機器開発における動向に関する情報収集・整理を行う。
- 2) 次世代冷媒及びその適用機器の使用時における基本特性・最適化・安全性・リスクに係る課題の抽出及びその対応方法に係る調査 (調査委員会 WG I, II, IV 関連事項)
 - ・次世代冷媒の基本特性及びそれらを適用した省エネ冷凍空調機器の早期開発・最適化に関する課題、及び進捗にともなう課題の抽出とその対応方法の調査を行う。
 - ・次世代冷媒を適用した省エネ冷凍空調機器のシステムの最適化・性能評価に関する課題、進捗に伴う課題の抽出と、その対応方法の調査を行う。
 - ・上記を踏まえ、次世代冷媒及びその適用機器を最適に安全に使用するための対応法を情報収集・整理する。
 - ・次世代冷媒の安全性・リスク評価手法の開発に関する課題、進捗にともなう課題の抽出と、その対応方法の調査を行う。
- 3) 次世代冷媒及びその適用機器に係る安全性・リスク評価手法に関する国際規格化・国際標準化に向け

た調査（調査委員会 WG III 関連事項）

- ・上記 1), 2)の調査結果及び NEDO 委託事業「省エネ化・低温室効果を達成できる次世代冷媒・冷凍空調技術及び評価手法の開発」における次世代冷媒及びその適用機器の安全性・リスク評価手法に関する研究開発結果を踏まえ、国際規格・国際標準等へ提案すべき内容を情報収集・整理する。

2.6 調査委員会の活動結果

1) 開催日と主要議題

Table 2-3 Result of research project committee (1)

通算回	開催日	主要議題
第1回	2019年2月4日(月) 13:30-15:30 学会会議室	<ul style="list-style-type: none"> ・「NEDO 事業の背景と政策動向」（皆川オゾン室長講演） ・調査委員会/WG の位置付けと役割 ・NEDO 調査事業の概要
第2回	2019年4月22日(月) 13:30-15:30 学会会議室	<ul style="list-style-type: none"> ・2018年度プログレスレポートの各WG 別内容説明 ・調査事業の2019年度の計画 ・学会年次大会でのワークショップ開催について
第3回	2019年7月24日(水) 13:30-15:30 学会会議室	<ul style="list-style-type: none"> ・「フロン対策の最新の動向」（刀禰オゾン室長講演） ・各WG の進捗状況報告と意見交換 ・「国際規格の改定動向」（片岡委員報告） ・対外発信計画（学会年次大会, ICR2019, IEA Heat Pump Conference）
第4回	2019年11月11日(月) 13:30-15:30 学会会議室	<ul style="list-style-type: none"> ・各WG の進捗状況報告と意見交換 ・WG III の報告として、国際規格改定動向, AHRTI 新冷媒データベース構築P/J の紹介（片岡委員） ・学会年次大会の結果 ・2019年度プログレスレポートについて
第5回	2020年2月26日(水) 13:30-16:00 学会会議室	<ul style="list-style-type: none"> ・「フロン類使用見直しについて」（オゾン室清田氏） ・各WG の進捗状況と今後の進め方, 課題, 意見交換 ・対外発信提案（ASHRAE Winter Conference）
第6回	2020年5月15日(金) メール審議	<ul style="list-style-type: none"> ・2019年度プログレスレポートの内容審議
第7回	2020年7月15日(水) 13:30-15:40 Web 会議	<ul style="list-style-type: none"> ・各WG の進捗状況と今後の計画, 意見交換 ・プログレスレポートの内容審議と公表予定 ・対外発信のコロナ禍による状況変化と対応 ・中間評価の実施予定と今年度のスケジュール
第8回	2020年10月22日(木) 13:30-15:15 Web 会議	<ul style="list-style-type: none"> ・各WG の進捗状況と今後の計画（ロードマップ等） ・調査事業の進め方（調査方法の見直し等） ・対外発表の見直し, 調整 ・2020年度プログレスレポートの作成について
第9回	2021年1月20日(水) 15:00-16:45 Web 会議	<ul style="list-style-type: none"> ・各WG の進捗状況と次年度以降の予定, 意見交換 ・WG III の報告として、「性能規格の動向」紹介（片岡委員） ・対外発信の状況変化と対応についての依頼 ・2020年度プログレスレポートについて（英訳化確認等）
第10回	2021年4月20日(火) 13:30-15:20 Web 会議	<ul style="list-style-type: none"> ・2020年度プログレスレポートの審議 ・各WG の2021年度計画 ・対外発信および学会年次大会WS の件
第11回	2021年7月15日(木) 13:30-15:20 Web 会議	<ul style="list-style-type: none"> ・2020年度プログレスレポートの公表状況 ・各WG の進捗状況 ・WG IV の設置について ・国際会議開催予定

Table 2-3 Result of research project committee (2)

通算回	開催日	主要議題
第 12 回	2021 年 10 月 21 日 (木) 13:30-15:20 Web 会議	<ul style="list-style-type: none"> 各 WG の進捗状況 2021 年度プロGRESSレポート作成について 対外発信について (関連国際会議の開催状況, 予定) オゾン層保護・地球温暖化防止大賞受賞報告
第 13 回	2022 年 1 月 20 日 (木) 13:30-15:15 Web 会議	<ul style="list-style-type: none"> 各 WG の進捗状況及び次年度の予定 対外発信について 2022 年度ファイナルレポートの作成について
第 14 回	2022 年 4 月 26 日 (火) 13:30-15:30 Web 会議	<ul style="list-style-type: none"> 2021 年度プロGRESSレポートの審議 各 WG の進捗状況と今年度の計画 対外発信及び年次大会のワークショップについて 今年度の調査委員会計画
第 15 回	2022 年 7 月 15 日 (金) 13:30-15:30 Web 会議	<ul style="list-style-type: none"> 各 WG の進捗状況 規格改定への各 WG 成果の反映について 年次大会のワークショップについて
第 16 回	2022 年 10 月 20 日 (木) 13:30-15:30 Web 会議	<ul style="list-style-type: none"> 各 WG の進捗状況報告, 意見交換 規格改定への各 WG 成果の反映についてのまとめ表審議 ファイナルレポート作成等今年度の計画確認
第 17 回	2023 年 1 月 20 日 (金) 13:30-15:30 Web 会議	<ul style="list-style-type: none"> 各 WG の進捗状況 ファイナルレポートの内容審議 ファイナルレポートのとりまとめ, 公表日程

2) 対外発信の結果

これまでに行った主な対外発信は、以下のとおりである。

① プロGRESSレポート

2018 年度から 2021 年度まで各年度の成果をプロGRESSレポートとして学会のホームページにて公表を行なった。

https://www.jsrae.or.jp/committee/jisedai_R/jisedai_R.html

② 学会年次大会

2019 年～2022 年の各年の学会年次大会にて、調査委員会がオーガナイザーとなるワークショップ「次世代低 GWP 冷媒の安全性・物性・伝熱・サイクル性能評価」を開催し、成果報告を行なった。

③ 主な国際会議等での発表

- ・日本冷凍空調工業会「環境と新冷媒国際シンポジウム」(2018 年, 2021 年)
- ・IEA Heat Pump Conference 2020 (2021 年)
- ・HFO2021 Conference (2021 年)
- ・Purdue Conference (2022 年)

④ その他

関連国内外会議, セミナー, 専門誌等での発表, 投稿が数多くなされた。

詳細は、各年プロGRESSレポート全体版を参照されたい。

2.7 ワーキンググループ（WG）の活動結果

各 WG の 5 年間の実施結果は以下のとおりである。

① WG I（次世代冷媒の基本特性・性能評価 主査：早稲田大学 齋藤教授）

計 18 回開催し、各研究開発の進捗状況報告を行い、日本冷凍空調工業会を混えた意見交換を実施した。基本特性である冷媒物性や、応用特性である伝熱データのまとめ、さらには、それらを基にした性能評価、解析手法について、実用的観点から実施内容の調整と方向付けを行い、より効果的な進め方の確認を行ってきた。

また、研究開発成果について多数の対外発表を実施し、好評を得た。

Table 2-4 Result of WG I meeting (1)

通算回	開催日	主要議題
第 1 回	2019 年 5 月 28 日（火） 17:30-18:40 学会会議室	<ul style="list-style-type: none"> ・齋藤主査提案の「冷凍空調機器の評価技術の構築案」を基に進め方の協議 ・日冷工メンバーを交えた情報共有のあり方
第 2 回	2019 年 8 月 9 日（金） 15:15-17:10 機械振興会館	<ul style="list-style-type: none"> ・新冷媒物性、状態方程式、伝熱特性の進捗報告 ・数理モデル開発、システム性能評価装置、シミュレータの開発状況報告
第 3 回	2019 年 10 月 10 日（木） 15:45-17:45 機械振興会館	<ul style="list-style-type: none"> ・システム性能評価装置の概要と試験内容 ・冷媒の基本特性（物性、伝熱）における今後の対象物質とシステム評価との連携方法
第 4 回	2019 年 12 月 26 日（木） 15:50-18:00 機械振興会館	<ul style="list-style-type: none"> ・物性評価の課題（3 種混合、Refprop 関連等） ・伝熱特性評価の状況 ・2019 年度プロGRESSレポートについて
第 5 回	2020 年 4 月 8 日（水） 15:00-16:40 Web 会議	<ul style="list-style-type: none"> ・早稲田大の性能解析技術、性能評価技術の進捗状況 ・九州大系の物性測定他の進捗状況 ・今後の評価冷媒について
第 6 回	2020 年 6 月 24 日（水） 15:00-16:30 Web 会議	<ul style="list-style-type: none"> ・伝熱データベース構築 ・動的システム性能評価装置の進捗 ・システム性能評価の国際標準化ロードマップ案
第 7 回	2020 年 9 月 4 日（金） 15:00-17:00 Web 会議	<ul style="list-style-type: none"> ・CF3I を含む冷媒の物性測定について ・ハイブリッド実運転評価装置の開発状況 ・BAM ラウンドロビンテストへの対応
第 8 回	2020 年 11 月 6 日（金） 15:15-16:30 Web 会議	<ul style="list-style-type: none"> ・ハイブリッド実運転評価装置による試験計画 ・上記計画の冷媒種と試験機について ・2020 年度プロGRESSレポートの作成日程
第 9 回	2021 年 1 月 19 日（火） 15:00-16:45 Web 会議	<ul style="list-style-type: none"> ・熱物性、伝熱特性等基本特性評価の今年度成果 ・機器性能評価手法の開発状況、次年度計画 ・プロGRESSレポートのまとめと対外発信計画
第 10 回	2021 年 4 月 16 日（金） 15:00-16:40 Web 会議	<ul style="list-style-type: none"> ・2020 年度プロGRESSレポートの確認 ・九大 G、早稲田 G の今後の進め方に関する議論 ・日冷工国際シンポ、学会年次大会への参加の件
第 11 回	2021 年 6 月 25 日（金） 15:00-17:00 Web 会議	<ul style="list-style-type: none"> ・HFO 熱力学表（JAREF）の紹介 ・混合冷媒沸騰熱伝達の検討状況説明、質疑 ・性能シミュレータの開発状況

Table 2-4 Result of WG I meeting (2)

通算回	開催日	主要議題
第12回	2021年9月17日(金) 15:00-17:00 Web会議	<ul style="list-style-type: none"> ・冷媒熱物性関連の対外発表状況 ・冷媒充填量評価装置を使用した実験の進捗 ・性能評価装置による試験結果
第13回	2021年12月3日(金) 15:00-17:10 Web会議	<ul style="list-style-type: none"> ・R131Iの物性評価, 状態方程式検討の状況 ・早稲田大G実施テーマの進捗状況 (混合冷媒の沸騰伝熱実験, R290ドロップイン試験他)
第14回	2022年2月8日(火) 16:30-18:40 Web会議	<ul style="list-style-type: none"> ・R131I混合系の物性, 状態方程式について ・早稲田大G実施テーマの進捗状況 (シミュレータ開発, 冷媒充填量評価他)
第15回	2022年4月6日(水) 15:00-17:10 Web会議	<ul style="list-style-type: none"> ・次世代冷媒の伝熱性能, 伝熱データベースの状況 ・静電容量法によるボイド率測定 ・動的性能評価試験法の検証(エミュレータ方式の確認)
第16回	2022年6月30日(木) 15:00-16:30 Web会議	<ul style="list-style-type: none"> ・R32+R1123+CF3I, R1123+R290の物性検討 ・シミュレーションによる蒸発器冷媒流路最適化 ・AIによる沸騰熱伝達, 圧力損失予測
第17回	2022年9月15日(木) 15:00-17:00 Web会議	<ul style="list-style-type: none"> ・5年間の物性測定結果まとめ(単一4種, 混合系20種) ・早稲田大におけるこれまでの研究概要説明 ・ファイナルレポートのまとめ方, 期限について
第18回	2022年12月22日(木) 15:00-17:00 Web会議	<ul style="list-style-type: none"> ・ファイナルレポートの内容確認と今後の予定 ・早稲田大G実施テーマの進捗状況 (ドロップイン試験, AI活用伝熱特性評価)

- ② WG II (次世代冷媒の安全性・リスク評価 主査: 大学改革支援・学位授与機構 飛原教授)
各研究開発の進捗状況報告, 日本冷凍空調工業会を混えた意見交換を通じ, 今後の規格改訂提案に向けたデータ蓄積の種類と方法に関しての確認がなされ, その進め方を明確にすることができた。

また, 研究開発成果について多数の対外発表が実施され, 好評を得ている。

Table 2-5 Result of WG II meeting (1)

通算回	開催日	主要議題
第1回	2018年12月26日(水) 16:00-17:00 機械振興会館	<ul style="list-style-type: none"> ・WGの発足, 実施内容, 進め方 ・日冷工メンバーを交えた情報共有のあり方 ・活動成果の取りまとめについて
第2回	2019年2月25日(月) 13:30-17:00 機械振興会館	<ul style="list-style-type: none"> ・各研究開発状況報告と意見交換 (東大, 諏訪東京理科大, 産総研, 日冷工) ・プロGRESSレポートの作成について
第3回	2019年4月19日(金) 13:30-17:00 日本エレクトロヒート センター会議室	<ul style="list-style-type: none"> ・各研究開発状況報告と意見交換 (東大, 諏訪東京理科大, 産総研2件, 日冷工2件) ・対外発表先候補と対応 ・プロGRESSレポートの結果
第4回	2019年7月11日(金) 13:30-17:00 学会会議室	<ul style="list-style-type: none"> ・各研究開発状況報告と意見交換 (東大, 諏訪東京理科大, 産総研, 日冷工2件) ・学会年次大会, ICRワークショップへの対応
第5回	2019年10月4日(金) 13:30-17:00 学会会議室	<ul style="list-style-type: none"> ・各研究開発状況報告と意見交換 (東大, 諏訪東京理科大, 産総研2件) ・2019年度プロGRESSレポートの作成日程

Table 2-5 Result of WG II meeting (2)

通算回	開催日	主要議題
第6回	2019年12月19日(木) 13:30-17:00 学会会議室	<ul style="list-style-type: none"> 各研究開発状況報告と意見交換 (東大, 諏訪東京理科大, 産総研2件) 2019年度プログレスレポートの作成内容, 日程確認
第7回	2020年5月28日(木) 13:30-17:30 Web会議	<ul style="list-style-type: none"> 各研究開発状況報告と意見交換 (東大, 諏訪東京理科大, 産総研2件) コロナ禍影響に伴う対外発表の方針, 計画の変更 2019年度プログレスレポートのまとめ
第8回	2020年9月24日(木) 9:00-11:50 Web会議	<ul style="list-style-type: none"> 各研究開発状況報告と意見交換 (東大2件, 諏訪東京理科大, 産総研2件) 今後の進め方
第9回	2020年11月26日(木) 9:30-11:30 Web会議	<ul style="list-style-type: none"> 各研究開発状況報告と意見交換 (東大, 諏訪東京理科大, 産総研2件) 2020年度プログレスレポートの作成について
第10回	2021年1月14日(木) 10:00-12:10 Web会議	<ul style="list-style-type: none"> 各研究開発状況と今後の予定の報告, 意見交換 (東大, 諏訪東京理科大, 産総研2件) プログレスレポートの作成要領確認(英訳化の実施)
第11回	2021年4月15日(木) 10:00-12:10 Web会議	<ul style="list-style-type: none"> 2020年度プログレスレポートの要約版作成とこの英訳版公表の趣旨, 日程について 実施4テーマの今年度計画説明, 質疑
第12回	2021年7月8日(木) 13:30-15:40 Web会議	<ul style="list-style-type: none"> 2020年度プログレスレポートの英訳版(全編)作成の進め方, 日程について 実施4テーマの進捗状況説明, 質疑
第13回	2021年9月22日(水) 13:30-15:20 Web会議	<ul style="list-style-type: none"> 実施4テーマの進捗状況説明, 質疑(特に, リスク評価, 着火源分析, 混合系の燃焼性機構等) 日冷工シンポへの発表テーマ
第14回	2021年12月2日(木) 13:30-15:50 Web会議	<ul style="list-style-type: none"> 冷媒着火時の危害度の分析, 評価法 レーザーブレークダウンの着火性実験結果 混合系濃度分布のある燃焼性評価
第15回	2022年2月17日(木) 13:30-16:00 Web会議	<ul style="list-style-type: none"> 漏洩シミュレーションによるリスク評価 実規模の急速漏洩時フィジカルハザード評価 来年度ファイナルレポート(和・英)作成日程
第16回	2022年4月14日(木) 13:30-16:00 Web会議	<ul style="list-style-type: none"> 可燃性冷媒室内着火時の危害度評価 冷媒燃焼時のフィジカルリスク評価手法 混合冷媒(R1123/R32)等の燃焼性評価
第17回	2022年7月6日(水) 13:30-15:30 Web会議	<ul style="list-style-type: none"> 研究開発状況報告と意見交換 (諏訪東京理科大, 産総研2件) ファイナルレポートの内容, 作成日程の確認
第18回	2022年9月21日(水) 13:30-16:00 Web会議	<ul style="list-style-type: none"> 研究開発状況報告と意見交換 (東大, 諏訪東京理科大, 産総研2件) 潤滑油を混入した冷媒の燃焼性について
第19回	2022年11月25日(金) 13:30-16:00 Web会議	<ul style="list-style-type: none"> 研究開発状況報告と意見交換 (諏訪東京理科大, 産総研安全科学部門) ファイナルレポート完成に向けての日程確認

③ WG III (次世代冷媒に関わる規制・規格等の調査 主査：環境エネルギーネットワーク 21 岸本理事長)

関連する規制，規格の調査の範囲，国内外規制，規格の改訂動向，対象となる次世代冷媒の方向性等についての議論を重ねた。また，学会が実施する調査事業（海外調査，HFC 代替冷媒動向調査等）に対して，提案，支援を行ない，調査の方向付けに寄与した。

Table 2-6 Result of WG III meeting (1)

通算回	開催日	主要議題
第 1 回	2019 年 2 月 8 日 (金) 10:30-12:00 学会会議室	<ul style="list-style-type: none"> WG の発足，実施内容，進め方 調査対象とする規制，規格の範囲について 調査対象とする冷媒について
第 2 回	2019 年 3 月 25 日 (月) 10:30-12:00 学会会議室	<ul style="list-style-type: none"> 関連規制，規格のリストアップ 2018 年度プログレスレポート原稿審議 他 WG，業界との連携等，今後の進め方について
第 3 回	2019 年 5 月 28 日 (火) 15:00-16:30 日本エレクトロヒート センター会議室	<ul style="list-style-type: none"> 「国際規格への対応の経緯と今後」（片岡委員報告）に基づく意見交換 次世代冷媒に要求される条件の検討について ISO, IEC への国内対応体制
第 4 回	2019 年 7 月 25 日 (木) 10:30-12:00 学会会議室	<ul style="list-style-type: none"> 調査事業の今後の実施内容，計画（規制，規格の重点化，情報収集の方法他） 最近の規格改定の動き
第 5 回	2019 年 10 月 16 日 (水) 10:30-12:15 学会会議室	<ul style="list-style-type: none"> 海外調査計画について 低 GWP 冷媒の動向調査の方法 建築物の省エネルギー規制
第 6 回	2019 年 12 月 13 日 (金) 10:30-12:00 学会会議室	<ul style="list-style-type: none"> 海外調査（欧米）の訪問先，日程 次世代冷媒使用システムの評価手法について 2019 年度プログレスレポート目次案
	2020 年 4 月 メール審議	<ul style="list-style-type: none"> 2019 年度プログレスレポートの内容
第 7 回	2020 年 7 月 9 日 (木) 10:40-12:10 Web 会議	<ul style="list-style-type: none"> 「国際規格の最新動向」（片岡委員報告）に基づく意見交換（特に冷媒の安全性に係る事項） 調査事業の経過と今後の計画
第 8 回	2020 年 10 月 16 日 (金) 10:30-11:50 Web 会議	<ul style="list-style-type: none"> 「国際規格の最新動向」（片岡委員報告）に基づく意見交換（性能評価に係る事項の追加） 今年度の調査内容と進め方（特許調査の追加等）
第 9 回	2021 年 1 月 8 日 (金) 10:30-12:00 Web 会議	<ul style="list-style-type: none"> 「国際規格の最新動向（機器性能試験，評価法）」（片岡委員報告）に基づく意見交換 2020 年度プログレスレポートの内容について
第 10 回	2021 年 4 月 メール審議	<ul style="list-style-type: none"> 2020 年度プログレスレポートの内容
第 11 回	2021 年 7 月 6 日 (火) 15:00-16:40 Web 会議	<ul style="list-style-type: none"> 今年度調査事業の進め方 関連する国際規格の最近の動向（片岡委員） 新 WG IV の設立について
第 12 回	2021 年 10 月 5 日 (火) 15:00-16:20 Web 会議	<ul style="list-style-type: none"> 今年度の調査実施内容説明，質疑 建築関係の規制，規格の最近の動向（宮田委員） IPCC 第 6 次報告書での GWP 見直し紹介
第 13 回	2022 年 1 月 6 日 (木) 13:30-15:00 Web 会議	<ul style="list-style-type: none"> 中国の冷媒動向調査（中間報告） 今年度のプログレスレポートの構成案 WG I, II, IV の活動状況紹介

Table 2-6 Result of WG III meeting (2)

通算回	開催日	主要議題
第 14 回	2022 年 3 月 28 日 (月) 16:00-17:40 Web 会議	<ul style="list-style-type: none"> 最新の規格動向情報の説明, 質疑 (片岡委員) (安全規格, 性能規格) 今年度のプロGRESSレポートの内容
第 15 回	2022 年 5 月 25 日 (水) 10:30-12:00 Web 会議	<ul style="list-style-type: none"> 今年度調査事業実施事項提案, 意見交換 学会年次大会における WG III 成果報告の内容 各 WG 研究成果の国際規格等への反映状況と見込み
第 16 回	2022 年 7 月 27 日 (水) 10:30-12:00 Web 会議	<ul style="list-style-type: none"> ファイナルレポートの構成案 ISO 期間性能評価規格の見直しと負荷固定試験への対応 (片岡委員からの説明と意見交換)
第 17 回	2022 年 10 月 7 日 (金) 10:30-12:00 Web 会議	<ul style="list-style-type: none"> ファイナルレポートの内容 各 WG 研究成果の国際規格等への反映実績と予定 PFAS 規制の動向 (片岡委員)
第 18 回	2023 年 1 月 12 日 (木) 0:30-12:00 Web 会議	<ul style="list-style-type: none"> ファイナルレポートの最終案確認 最近の規制, 規格関係新情報 (片岡委員) 各委員からの所感その他

④ WG IV (機器性能評価手法検討 主査: 早稲田大学 齋藤教授)

2021 年度に設立された WG.

実施中の研究開発内容の状況報告をもとに, 機器性能評価のデータ集約, 評価手法, 試験法について意見交換を実施し, 課題と今後の進め方についての検討を行った.

Table 2-7 Result of WG IV meeting

通算回	開催日	主要議題
第 1 回	2021 年 9 月 14 日 (火) 15:00-17:30 Web 会議	<ul style="list-style-type: none"> WG IV 設立の背景, 目的と体制 NEDO 事業者, 関連団体での取組内容紹介 今後の進め方
第 2 回	2021 年 11 月 25 日 (木) 13:30-15:45 Web 会議	<ul style="list-style-type: none"> NEDO 事業者 (東大, 早稲田大) の進捗報告, 質疑 負荷固定試験の課題と対応 (片岡委員) 負荷固定試験実施状況 (日空研)
第 3 回	2022 年 3 月 2 日 (水) 13:30-15:30 Web 会議	<ul style="list-style-type: none"> 圧縮機周波数非固定での性能試験結果 (東大) エミュレータ使用性能試験の結果 (早稲田大) : JEMA, 日冷工での取組内容説明
第 4 回	2022 年 5 月 12 日 (木) 13:30-15:40 Web 会議	<ul style="list-style-type: none"> 2021 プロGRESSレポートの確認 NEDO 事業者 (東大, 早稲田大) の進捗報告, 質疑 関連団体取り組み報告 (JEMA, 日空研)
第 5 回	2022 年 7 月 5 日 (火) 15:00-16:50 Web 会議	<ul style="list-style-type: none"> 空気エンタルピ法による負荷試験結果 (東大) R22 機への R290, R454C ドロップイン試験 (早稲田大) IoT データ集計結果報告 (日冷工)
第 6 回	2022 年 9 月 27 日 (火) 13:30-15:30 Web 会議	<ul style="list-style-type: none"> 動的負荷試験結果の評価 (東大) 試験条件, 試験方法による性能差異検討 (早稲田大) ファイナルレポートの構成と日程確認
第 7 回	2022 年 12 月 23 日 (金) 13:30-15:30 Web 会議	<ul style="list-style-type: none"> 動的負荷試験の状況, 意見交換 (東大) ラウンドロビンテスト結果, 意見交換 (早稲田大) ファイナルレポートの内容確認
第 8 回	2023 年 3 月 17 日 (金) 15:00-17:00 (予定)	<ul style="list-style-type: none"> 東大, 早稲田大の進捗状況と今後の計画 関連団体 (日空研等) の取り組み状況報告 (予定)

2.8 本ファイナルレポートについて

5年間の成果の取り纏めとしてのファイナルレポートは、NEDO 調査事業の概要と調査委員会及びWGにおける推進体制、活動概要について述べた後、各WG活動の詳細紹介として下記の分冊4部よりなっている。

- 第1部 WG I 次世代冷媒の基本特性、性能評価
- 第2部 WG II 次世代冷媒の安全性・リスク評価
- 第3部 WG III 次世代冷媒の規制・規格調査
- 第4部 WG IV 機器性能評価手法検討

なお、掲載内容は調査委員会として、NEDO 事業を通じて得られた成果について取り纏めたものであり、公表を前提としていることから、内容が限定されており、必ずしもNEDO 事業全般の進捗報告とはなっていない。一方、NEDO 事業ではない業界団体等による関連の成果報告も含まれている。

<調査委員会、WG 開催記録中の略称>

オゾン室：経済産業省オゾン層保護等推進室

日冷工：日本冷凍空調工業会

産総研：産業技術総合研究所

日空研：日本冷凍空調研究所

JEMA：日本電機工業会

次世代冷媒・冷凍空調技術の基本性能・最適化・評価手法および安全性・リスク評価

第1部 次世代冷媒の基本特性・性能評価

WG I ファイナルレポート

公益社団法人日本冷凍空調学会 次世代冷媒に関する調査委員会

2023年1月31日

目次

1. はじめに	5
2. 次世代冷媒の性能特性評価	8
2.1 次世代冷媒の熱物性評価	8
2.1.1 臨界点近傍を含む熱力学性質	8
2.1.1.1 測定装置	8
2.1.1.2 対象とした単一冷媒及び混合冷媒	9
2.1.1.3 CF_3I を成分冷媒に含む3成分系混合冷媒の熱力学性質	10
2.1.1.4 2成分系混合冷媒 HF01123/HC290 の熱力学性質	13
2.1.1.5 3成分系混合冷媒 HF01123/HC290/HF01234yf の熱力学性質	15
参考文献	16
2.1.2 気液平衡性質	16
2.1.2.1 気液平衡性質 (富山県立大学)	16
2.1.2.2 気液平衡性質 (九州大学)	24
参考文献	28
2.1.3 高温 $PvTx$ 性質及び定圧比熱	28
2.1.3.1 高温 $PvTx$ 性質	28
2.1.3.2 定圧比熱	35
参考文献	37
2.1.4 表面張力	38
参考文献	43
2.1.5 音速	44
参考文献	49
2.1.6 熱伝導率および粘度	49
参考文献	54
2.2 次世代冷媒の状態方程式の開発	54
2.2.1 ヘルムホルツ型状態方程式	54
2.2.2 単一冷媒の状態方程式	54
2.2.3 混合冷媒の状態方程式	58
2.2.4 REFPROP 10.0N について	59
参考文献	60
2.3 次世代冷媒のサイクル特性を考慮した性能評価	62
2.3.1 ヒートポンプサイクル基本特性の熱力学的解析	62
2.3.2 ヒートポンプサイクル基本特性の実験的評価	68
2.3.2.1 実験装置	68
2.3.2.2 冷媒および実験条件	68
2.3.2.3 実験結果	70
参考文献	72
3. 構成要素のデータ取得とモデリング, 定式化	73
3.1 熱交換器	73
3.1.1 熱交換器伝熱特性データの取得	73
3.1.1.1 円管内の相変化伝熱	73
参考文献	82
3.1.1.2 扁平多孔管内の相変化伝熱 (東京海洋大学)	82
参考文献	86
3.1.1.3 プレート式熱交換器内の相変化伝熱 (佐賀大学)	86
参考文献	91
3.1.1.4 円管外の凝縮熱伝達と熱物性推算の妥当性検証 (九州産業大学)	92

3.1.2	伝熱データベースの構築	95
3.1.2.1	伝熱データベースシステムの概要	95
3.1.2.2	文献からのデータ収集	96
3.1.2.3	日本冷凍空調学会伝熱データベースの移行	97
3.1.2.4	伝熱データベースの利用方法	98
3.1.3	各種熱交換器の熱伝達率と圧力損失の整理式	100
3.1.3.1	円管内の凝縮および蒸発の整理式（長崎大学）	100
	参考文献	107
3.1.3.2	扁平多孔管内の相変化伝熱（東京海洋大学）	109
	参考文献	113
3.1.3.3	プレート式熱交換器内の凝縮および沸騰の整理式（佐賀大学）	114
	参考文献	117
3.1.4	AI 伝熱，圧損評価	118
3.1.4.1	微細流路管における沸騰熱伝達率の予測	121
3.1.4.2	Transfer learning 及び Fine-tuning を用いた相変化熱伝達および摩擦圧力損失の予測	136
	参考文献	141
3.1.5	ボイド率評価	143
3.1.5.1	静電容量法による冷媒用ボイド率測定センサーの開発及び測定方法の確立	143
3.1.5.2	冷媒充填量評価装置の構築による様々な管径及び冷媒に対するボイド率測定	151
3.1.5.3	低 GWP 冷媒の特性を考慮した新しいボイド率相関式の樹立	160
	参考文献	166
3.1.6	数理モデル	167
3.2	圧縮機	169
3.2.1	圧縮機の構造とモデリング	169
3.2.2	圧縮室モデル	170
3.2.2.1	基礎式	171
3.2.2.2	漏洩	171
3.2.2.3	熱の影響	172
3.2.2.4	吐出弁（リリーフ弁）	172
3.2.3	対象冷媒	173
3.2.4	圧縮機シミュレーション	173
3.2.4.1	計算手法	173
3.2.4.2	シミュレーション結果	174
3.2.5	実験による検討	177
3.2.5.1	性能試験装置	177
3.2.5.2	試験結果	177
3.2.6	サイクルシミュレーションによる検討	178
3.2.6.1	計算手法	178
3.2.6.2	シミュレーション結果	179
3.2.7	まとめ	179
	参考文献	180
3.3	膨張弁	182
3.3.1	実験	182
3.3.2	実験条件	183
3.3.3	実験結果	184
3.3.3.1	実験データの評価方法	184
3.3.3.2	実験データの相関関係	184
3.3.3.3	流量係数の実験相関式とその精度	184
3.3.3.4	実験値と実験相関式との比較	185

3.3.4	まとめ	186
4.	システム解析	188
4.1	システムのデータ取得	188
4.1.1	エミュレーター式負荷試験装置の開発	188
4.1.1.1	概要	188
4.1.1.2	空調負荷や機器性能の考え方	188
4.1.1.3	現行の代表的な性能試験装置	190
4.1.1.4	提案する動的性能試験装置	190
4.1.1.5	試験装置の健全性評価	196
4.1.1.6	機器の動的性能試験	199
4.1.1.7	エミュレーター式負荷試験装置の開発のまとめ	202
	参考文献	203
4.1.2	各種冷媒機器の実験結果	204
4.1.2.1	実験の背景と目的	204
4.1.2.2	実験に用いた空調機と試験の概要	204
4.1.2.3	冷媒充填量の決定	205
4.1.2.4	試験条件	205
4.1.2.5	試験結果	206
4.1.2.6	考察	207
4.1.2.7	各種冷媒機器の実験結果のまとめ	208
4.1.3	モデルの妥当性検証結果	209
4.1.3.1	妥当性検証の背景と目的	209
4.1.3.2	R22 冷媒のシミュレーション結果	209
4.1.3.3	R290 冷媒のドロップインに対するシミュレーション結果	212
4.1.3.4	R454C 冷媒のドロップインシミュレーション結果	215
4.1.3.5	モデルの妥当性検証のまとめ	218
4.2	シミュレーター開発	219
4.2.1	熱交換器シミュレーター開発	219
4.2.2	システムシミュレーター開発	220
4.2.3	LCCP シミュレーター開発	224
4.2.3.1	LCCP シミュレーター開発の背景	224
4.2.3.2	LCCP の定義	224
4.3	システム特性解析	226
4.3.1	熱交換器解析	226
4.3.1.1	熱交換器解析の概要	226
4.3.1.2	シミュレーター	227
4.3.1.3	モデルの妥当性	228
4.3.1.4	遺伝的熱経路生成	229
4.3.1.5	最適化設定	233
4.3.1.6	結果および考察	234
4.3.1.7	熱交換器最適化のまとめ	241
	参考文献	241
4.3.2	システム解析	244
4.3.2.1	背景と目的	244
4.3.2.2	解析を行う対象システム	244
4.3.2.3	解析モデル	245
4.3.2.4	解析による性能評価のながれ	245
4.3.2.5	解析条件	245
4.3.2.6	解析結果	246
4.3.2.7	まとめ	248

4.3.3 断続運転解析	249
4.3.3.1 背景と目的	249
4.3.3.2 解析を行う対象システム	249
4.3.3.3 解析モデル	249
4.3.3.4 解析条件	249
4.3.3.5 断続運転時の性能評価方法	249
4.3.3.6 解析結果	249
4.3.3.7 まとめ	252
4.3.4 LCCP 解析	253
4.3.4.1 LCCP の直接影響に対するパラメータスタディ	253
4.3.4.2 数理モデル	256
4.3.4.3 LCCP シミュレーターとこれを使った解析結果のまとめ	265
参考文献	265
5. おわりに	268

1. はじめに

カーボンニュートラル実現に向けた世界的な要請の中で、科学技術はこの難題にどのように立ち向かうべきなのか大きな課題を突き付けられている。我が国でも 2050 年までにカーボンニュートラルの実現を公約として掲げ、世の中が一気に動き始めているところである。

このような中でも冷凍空調技術は、省エネルギーを実現する冷温熱制御技術として冷凍、空調、給湯、産業技術へと広く応用されてきた。その用途はさらに広がるばかりであり、引き続き経済をもけん引できる優れた技術でもある。

また、近年では、極端な気温上昇に対しても温度制御により熱中症を防いだり、湿度までをも制御したりすることによりウイルス等から人間への感染を防ぐ技術と認められつつある。低温化や優れた温度管理を実現することにより、コールドチェーンの中核技術として、安全安心な食の提供を可能としてきた。空気から飲料水すら生み出すことができる。このように冷凍空調技術は、地球温暖化防止技術として環境を守りながら、生命をも守る技術へと進化を遂げている。

一方で、冷媒によるオゾン層破壊、地球温暖化問題を抱えていることも事実である。もともとは、オゾン層破壊に端を発した冷媒問題であるが、近年では、冷媒によっては、二酸化炭素の数千倍もの温室効果を有することもわかり、モントリオール議定書キガリ改正を受けて、代替冷媒としての HFC 冷媒でさえも大幅な削減を目指すこととなった。このような状況でもあり、冷媒の低 GWP 化と、低 GWP 冷媒を採用した機器の市場投入が急務となっている。

低 GWP を導入した機器の上市を急ぐためには、メーカーによる機器開発に留まらず、アカデミックや公的研究機関が中心となり、冷媒のリスク評価、機器の基本設計に必要な冷媒の基本熱物性からシステム全体としての評価技術や最適化ツールまで含めた基盤技術を構築し、次世代冷媒を採用した機器の上市を後押しできる体系をオールジャパン体制で構築すること必須である。

そこで、この WG I では、実施者としての九州大学グループと早稲田大学グループともに産業界や経産省、NEDO までが一堂に会し、機器設計や機器評価を可能とする基盤技術構築のための議論を展開することとなった。これにより、実施者は、有効なアドバイスを頂きつつ研究開発を展開することが可能となった。

具体的には、九州大学グループは、各種冷媒物性を評価可能なデータ基盤と状態方程式を確立するとともに、伝熱データベースを作るとともに伝熱性能評価式を構築し、機器設計の基盤を構築してきた。早稲田大学のグループは、それらに基づいて、機器としての評価が可能な評価装置熱交換器、サイクル、LCCP の各種シミュレーターを開発することによって、理論面と実際の機器データの両面から、機器性能を評価できる体制を構築してきた。本報告書は、5 年間にわたって進めてきた結果をまとめたものとなる。

これによって、次世代冷媒を採用した機器の評価を行える体制が構築され、適切な次世代低 GWP 冷媒の選定や次世代冷媒を採用した機器開発のスピードアップが後押しされ、冷媒の低 GWP 化に大きく貢献することを期待するところである。

WG I 主査 早稲田大学 齋藤 潔

WG Iの委員構成は、Table 1-1 に示すとおりである。

Table 1-1 WG I members list

	氏 名	所 属
主査	齋藤 潔	早稲田大学
委員	東 之弘	九州大学
	宮良 明男	佐賀大学
	赤坂 亮	九州産業大学
	山口 誠一	早稲田大学
	鄭 宗秀	早稲田大学
	榎木 光治	電気通信大学
	オブザーバ	宮岡 洋一
ジャンネッティ ニコロ		早稲田大学
金 武重		早稲田大学
井上 順広		東京海洋大学
飛原 英治		大学改革支援・学位授与機構
山下 浩司		日本冷凍空調工業会（三菱電機株式会社）
平良 繁治		日本冷凍空調工業会（ダイキン工業株式会社）
坂本 匠		日本冷凍空調工業会（シャープ株式会社）
配川 知之		日本冷凍空調工業会（ダイキン工業株式会社）
谷口 雅巳		日本冷凍空調工業会（株式会社デンソー）
丸子 晃平		日本冷凍空調工業会（東芝キャリア株式会社）
飯高 誠之		日本冷凍空調工業会（パナソニック株式会社）
高藤 亮一		日本冷凍空調工業会（日立ジョンソンコントロールズ空調株式会社）
三苦 恵介		日本冷凍空調工業会（三菱重工サーマルシステムズ株式会社）
仲島 孔明		日本冷凍空調工業会（三菱電機株式会社）
布 隼人		日本冷凍空調工業会（ダイキン工業株式会社）
堀 和貴		日本冷凍空調工業会（ダイキン工業株式会社）
井上 貴至		日本冷凍空調工業会（日立ジョンソンコントロールズ空調株式会社）
飯塚 大樹		日本冷凍空調工業会（日立ジョンソンコントロールズ空調株式会社）
鵜田 晃		日本冷凍空調工業会（パナソニック株式会社）
山口 広一		日本冷凍空調工業会（東芝キャリア株式会社）
松田 憲兒		日本冷凍空調工業会（三菱重工サーマルシステムズ株式会社）
酒井 猛		日本冷凍空調工業会
室園 宏治	日本冷凍空調工業会	
長谷川 一広	日本冷凍空調工業会	

Table 1-1 WG I members list (continued)

	氏 名	所 属
オブザーバ	藤垣 聡	新エネルギー・産業技術総合開発機構
	森 智和	新エネルギー・産業技術総合開発機構
	高橋 辰彦	新エネルギー・産業技術総合開発機構
	牛腸 誠	新エネルギー・産業技術総合開発機構
	大石 拓摩	新エネルギー・産業技術総合開発機構
事務局	河野 恭二	日本冷凍空調学会
	上村 茂弘	日本冷凍空調学会
	西口 章	日本冷凍空調学会

本報告書の執筆者は、Table 1-2 に示す通りである。

Table 1-2 Author list

章	執筆者
1. はじめに	齋藤 潔 (早稲田大学)
2. 次世代冷媒の性能特性評価	東 之弘 (九州大学) , 迫田 直也, 宮崎 隆彦, Kyaw Thu, 宮本 泰行 (富山県立大学) , 田中 勝之 (日本大学) ,
	近藤 智恵子 (長崎大学) , 狩野 祐也 (産業技術総合研究所) , 赤坂 亮 (九州産業大学) , 福田 翔, 宮良 明男 (佐賀大学) , 仮屋 圭史
3. 構成要素のデータ取得とモデリング、定式化	宮良 明男 (佐賀大学) , 仮屋 圭史, 近藤 智恵子 (長崎大学) , 劉 宇飛, 福田 翔 (九州産業大学) , 井上 順広 (東京海洋大学) , 地下 大輔
	齋藤 潔 (早稲田大学) , 山口 誠一, ジャンネッティ ニコロ, 鄭 宗秀, 金 武重, 東條 健司 榎木 光治 (電気通信大学) , 井上洋平, 清 雄一
4. システム解析	齋藤 潔 (早稲田大学) , ジャンネッティ ニコロ, 鄭 宗秀, 宮岡 洋一 清 雄一 (電気通信大学)
5. おわりに	東 之弘 (九州大学)

免責事項

本報告書に掲載されている情報の正確性については万全を期しているが、著者および当学会は利用者が本報告書の情報を用いて行う一切の行為について、何らの責任を負うものではありません。本報告書の利用に起因して利用者に生じた損害につき、著者および当学会としては責任を負いかねるので御了承ください。

2. 次世代冷媒の性能特性評価

2.1 次世代冷媒の熱物性評価

2.1.1 臨界点近傍を含む熱力学性質

2.1.1.1 測定装置

九州大学伊都キャンパスにある NEXT-RP（次世代冷媒物性評価研究センター）では、次世代冷媒の臨界域を含む PvT 性質、飽和蒸気圧、飽和密度及び臨界定数の測定を行なった。 PvT 性質、飽和蒸気圧及び臨界圧力の測定に用いた装置を Fig. 2.1.1-1 に、そして飽和密度、臨界温度及び臨界密度の決定に用いた装置を Fig. 2.1.1-2 に示す^{1,2)}。

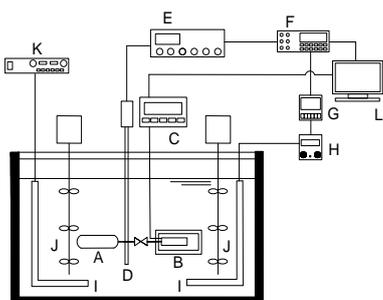


Fig.2.1.1-1 Experimental apparatus for PvT property measurements.

A: pressure vessel, B: pressure transducer, C: pressure indicator,
D: 25 Ω standard platinum resistance thermometer,
E: thermometer bridge, F: digital multimeter, G: PID controller,
H: voltage transformer, I: heater, J: stirrer, K: AC power supply.

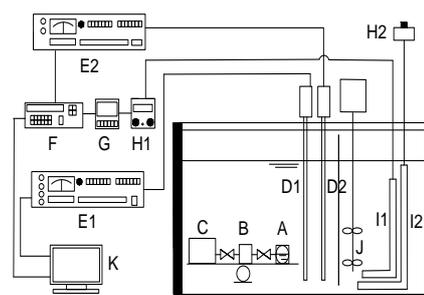


Fig.2.1.1-2 Experimental apparatus for vapor-liquid coexistence curve measurements. A: optical cell, B: expansion vessel,

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

Fig.2.1.1-1 に示す PvT 性質測定装置では、まず内容積を事前に測定したステンレス製圧力容器内に、設定したい密度になるように調整した質量の測定試料を充填する。この圧力容器を高精度圧力センサに直接接続し、温度のバラツキを ± 1 mK 以内に制御したシリコンオイルを媒体とする液体恒温槽に浸し、圧力のバラツキを ± 1 kPa 以内になるまで安定させたのちの圧力を測定する。温度測定は、25 Ω 標準白金抵抗測温体と交流測温ブリッジで行い、ITS90 に準拠して算出する。試料密度は、試料の充填質量と、温度による熱補正を行った圧力容器の内容積から算出できる。圧力測定は、真空時の原点補正を行った圧力センサで測定し、圧力センサの温度依存性も事前に校正してある。測定の不確かさは、冷媒の種類や温度域によって若干の幅はあるが、温度の測定不確かさは ± 10 mK 以内、圧力の測定不確かさは ± 1 kPa 以内、密度の測定不確かさは $\pm 0.15\%$ 以内と推定した。また、混合冷媒の組成に関しては、充填質量の比で算出し、1 mg までの分解能を持つ電子天秤を使用して、不確かさは $\pm 0.05\%$ 以内と推定した。

Fig. 2.1.1-2 は、メニスカスの消滅を肉眼で直接観察して飽和密度と臨界定数を決定する装置である。装置本体は、メニスカスの観察を行うためにパイレックス製の覗き窓を設けた試料容器、試料を初期充填するとき使用する試料供給容器、そして試料容器内の密度を変化させるときに用いる膨張容器の3つの円筒形圧力容器を組み合わせ、揺動台の上に設置している。3つの容器を使うことにより、一度の試料充填で、最高8点までの測定が行うことができる。試料の調整が容易ではない混合冷媒の測定や、次世代冷媒のように試料供給量に限りがある新物質の測定には極めて有効な方法である。この装置における温度測定も25 Ω 標準白金抵抗測温体で行い、試料の充填質量と、温度による熱補正を行った3つの圧力容器の内容積から密度は算出する。この装置には圧力測定系が設置されていないので、前述の Fig. 2.1.1-1 に示した PvT 性質測定装置を用いて、臨界圧力測定は行なっている。測定精度はそれぞれの冷媒測定でも若干異なるが、概して、温度の測定精度は ± 10 mK 以内、密度の測定精度は $\pm 0.15\% \sim 0.2\%$ 以内に収めている。特に密度に関しては、膨張の回数にも影響するので、それぞれの測定値ごとに不確かさは異なることになる。

2.1.1.2 対象とした単一冷媒及び混合冷媒

次世代冷媒を対象とした本研究では、冷凍装置としての性能だけでなく、地球環境問題対策としてのオゾン層破壊係数 (ODP) および地球温暖化係数 (GWP) の数値にも注意を払って行う必要がある。また、研究を進めていく過程で、これら以外にも、燃焼性、不均化反応、混合冷媒の重合現象などの化学的性質も関しても、次世代冷媒の選択に必要な要素があることがわかってきた。さらに、冷媒の入手性も大きな選定要因であることが判明し、事業を遂行する5年間で対象とした冷媒は Table 2.1.1-1 にまとめたものとなった。

Table 2.1.1-1 List of measured refrigerants/blends.

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

Table 2.1.1-1 の文献 (Ref.) において、既に学会発表や刊行論文で公表した情報を示した。また、これら以外に、本プログレスレポートの 2018 年度版 (初年度) から 2021 年度版 (前年度) にも、情報は公開している。本報では、特に未公開の情報を中心に取りまとめることにしたので、過去の文献やプログレスレポートも参考にさせていただきたい。なお、未公開情報に関しては、生データの事前公開ができないので、本レポートでも生データの掲載は行わない。

2.1.1.3 CF₃I を成分冷媒に含む 3 成分系混合冷媒の熱力学性質

CF₃I を成分冷媒に含む 3 成分系混合冷媒の熱力学性質を評価するためには、構成する 2 成分系混合冷媒の熱力学性質を事前に評価しておく必要がある。今回対象と考えた 3 成分系混合冷媒は、HFC32/HFO1123/CF₃I 混合冷媒、及び R466A としての R 番号登録が ASHRAE 承認されている HFC32/HFC125/CF₃I 混合冷媒になるので、対象として考えておかなければいけない 2 成分系混合冷媒は、HFC32/HFO1123 混合冷媒、HFC32/CF₃I 混合冷媒、HFO1123/CF₃I 混合冷媒、HFC125/CF₃I 混合冷媒、そして HFC32/HFC125 混合冷媒である。この中で、HFC32/HFC125 混合冷媒は、R410A 冷媒が普及した時点で、すでに熱力学性質に関する情報が集約されたので、信頼できる情報が揃っている。また、HFC32/HFO1123 混合冷媒の熱力学性質は、現 NEDO プロジェクトの前プロジェクトにおいて評価済みであり、HFC32/CF₃I 混合冷媒及び HFO1123/CF₃I 混合冷媒に関しても、2021 年度に作成したプログレスレポートで紹介し、Table 2.1.1-1 にまとめた成果論文としても公表済みである。今回は、R466A の評価に必要な HFC125/CF₃I 2 成分系混合冷媒と 3 成分系混合冷媒の成果について報告する。

(1) HFC125/CF₃I 混合冷媒

2 成分系混合冷媒 HFC125/CF₃I に関しては、組成比 50/50 mass%，温度 305 K~400 K，圧力 1214 kPa ~ 6868 kPa，密度 105 kg m⁻³~1402 kg m⁻³ の範囲で PvT 性質を測定し、8 本の等密度線に沿って、1 相域及び 2 相域併せて計 96 点の実測値を得た。本混合系の PvT 性質の測定結果を Fig.2.1.1-3 の PT 線図上に示す。プロットが実測値であり、Fig.2.1.1-3 内の実線は REFPROP 10.0 から計算される等密度線を示している。実測値と計算値を比較すると、特に液相域で大きな差異を表していることがわかる。この原因の 1 つは、CF₃I の状態式にあるものと推察しており、CF₃I 単体の熱物性値の不足が要因である。

HFC125/CF₃I の飽和密度の測定では、組成比 50/50 mass% で、メナスカスの消滅観察により飽和蒸気密度 7 点、飽和液密度 5 点、臨界密度のごく近傍 1 点の実測値を得た。また、等密度線の折れ曲がりからも 4 点の飽和密度を決定した。両成分物質の気液共存曲線及び REFPROP 10.0 から計算される気液共存曲線とともに、測定結果を Fig. 2.1.1-4 に示した。Fig. 2.1.1-4 のオレンジの曲線が REFPROP 10.0 からの気液共存曲線の計算結果であるが、Fig. 2.1.1-3 の等密度線同様に、実験値との間に大きな差異を生じているのがわかる。この結果から、現状の REFPROP 10.0 の計算では、冷凍サイクル計算及びサイクルの運転における飽和状態の計算の信頼性が低くなることが懸念される。

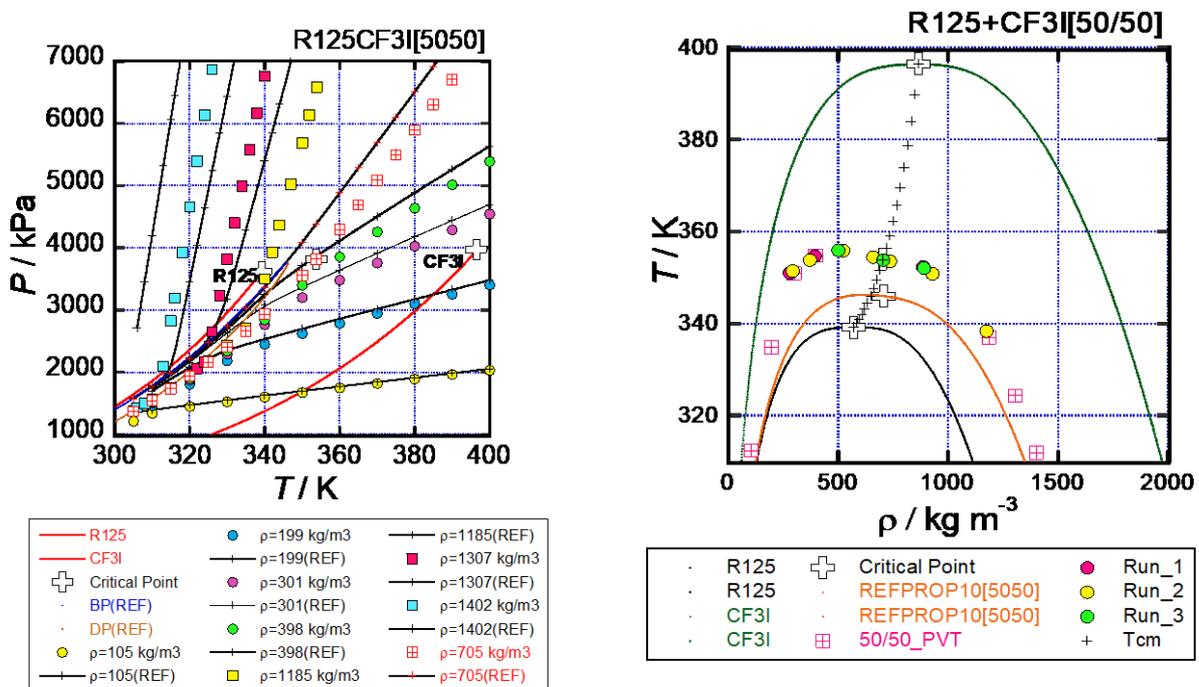


Fig. 2.1.1-3 PvT property measurements of HFC125/CF₃I [50/50 mass%]. Solid line is the isochores drawn by REFPROP 10.0

Fig. 2.1.1-4 Vapor-liquid coexistence curve of HFC125/CF₃I [50/50 mass%]. Orange line is the vapor-liquid coexistence curve drawn by REFPROP 10.0.

HFC125/CF₃I[50/50 mass%]における混合冷媒の臨界点を、本実験結果に基づき、メニスカスの消滅位置及び臨界タンパク光による着色の様子から決定した。その結果、 $T_c=353.79$ K、 $P_c=3815$ kPa、 $\rho_c=705$ kg m⁻³となった。本実験値に基づいて、我々グループが、従来フロン系冷媒の臨界軌跡の相関に用いてきた相関法¹⁷⁾に基づいて決定した臨界定数の組成依存性の算出結果も Fig. 2.1.1-4 の T_p 線図上にも描き加えてある。

(2) HFC32/HFC125/CF₃I 混合冷媒

3成分系混合冷媒 HFC32/HFC125/CF₃I では、R466A として ASHRAE の冷媒番号を取得している組成比 49/11.5/39.5 mass%について測定を行った。温度 300 K~400 K、圧力 1690 kPa~ 6715 kPa、密度 101 kg m⁻³~1105 kg m⁻³ の範囲で PvT 性質を測定し、7本の等密度線に沿って、1相域及び2相域併せて計79点の実測値を得た。本混合系の PvT 性質の測定結果を Fig.2.1.1-5 の PT 線図上に示す。プロットは実測値であり、Fig.2.1.1-5 内の実線は REFPROP 10.0 からの計算される等密度線である。REFPROP 10.0 では、本混合系に関わる混合パラメータの全ては決定されておらず、計算の信頼性は保証できない。

HFC32/HFC125/CF₃I [49/11.5/39.5 mass%]の飽和密度の測定では、メニスカスの消滅観察により飽和蒸気密度5点、飽和液密度7点の飽和密度実測値を得た。また、等密度線の折れ曲がりから6点の飽和密度も決定した。測定結果を、両成分物質の気液共存曲線及び REFPROP 10.0 から計算される気液共存曲線とともに Fig. 2.1.1-6 に示してある。REFPROP 10.0 の結果は、プロットで示した実験結果と大きな差異があることがわかる。HFC125/CF₃I の混合パラメータの最適化が未だできていないことが原因として考えられる。

HFC32/HFC125/CF₃I [49/11.5/39.5 mass%]における混合冷媒の臨界点を、メニスカスの消滅位置及び臨界タンパク光による着色の様子から $T_c=351.34$ K、 $P_c=5295$ kPa、 $\rho_c=578$ kg m⁻³ と決定した。この3成分系混合冷媒の臨界定数の実測値も、今まで報告がなかった。REFPROP 10.0 に示されている臨界定数は $T_c=346.28$ K、 $P_c=5283$ kPa、 $\rho_c=569$ kg m⁻³ であり、臨界温度で約 5K、臨界圧力で 12 kPa、臨界密度で 9 kg m⁻³ の違いがあった。

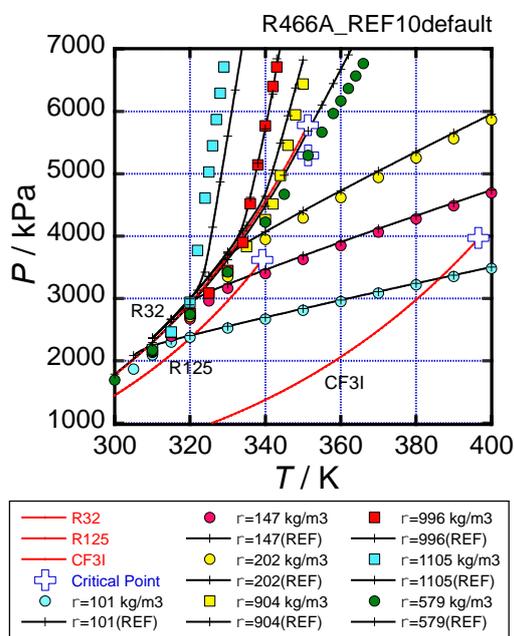


Fig. 2.1.1-5 PvT property measurements of HFC32/HFC125/CF₃I [49/11.5/39.5 mass%=R466A]. Solid line is the isochores drawn by REFPROP 10.0.

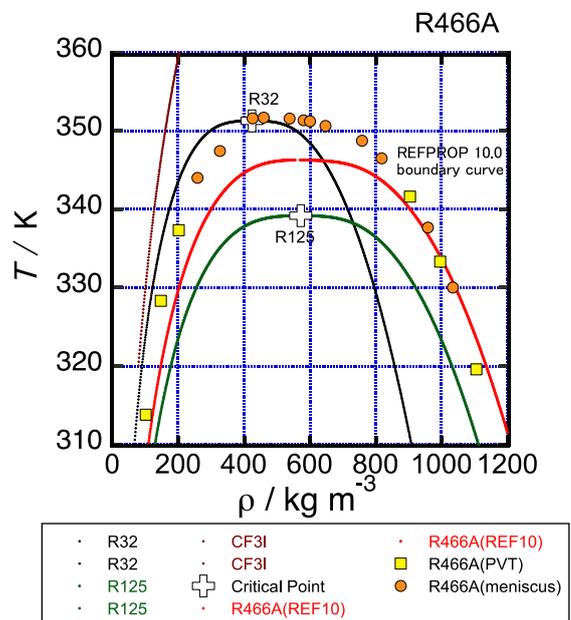


Fig. 2.1.1-6 Vapor-liquid coexistence curve of HFC32/HFC125/CF₃I [49/11.5/39.5 mass%=R466A]. Orange curve is the coexistence curve drawn by REFPROP 10.0.

(3) HFC32/HFO1123/CF₃I 混合冷媒

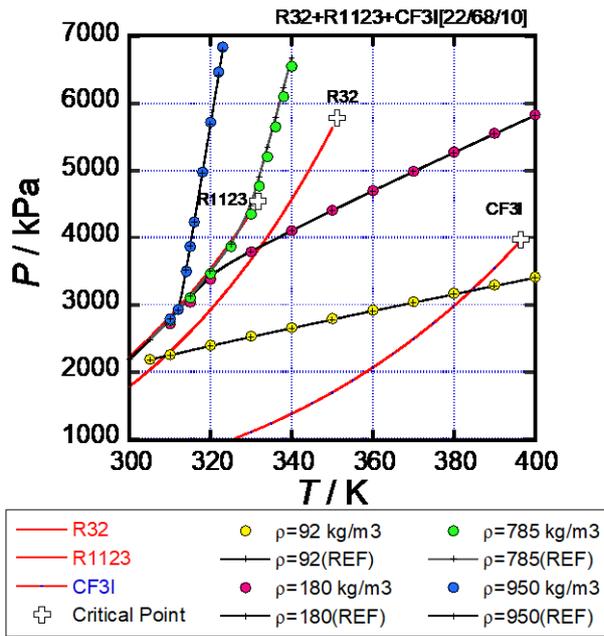


Fig. 2.1.1-7 PvT property measurements of HFC32/HFO1123/CF₃I [22/68/10 mass%]. Solid line is the isochores drawn by REFPROP 10.0.

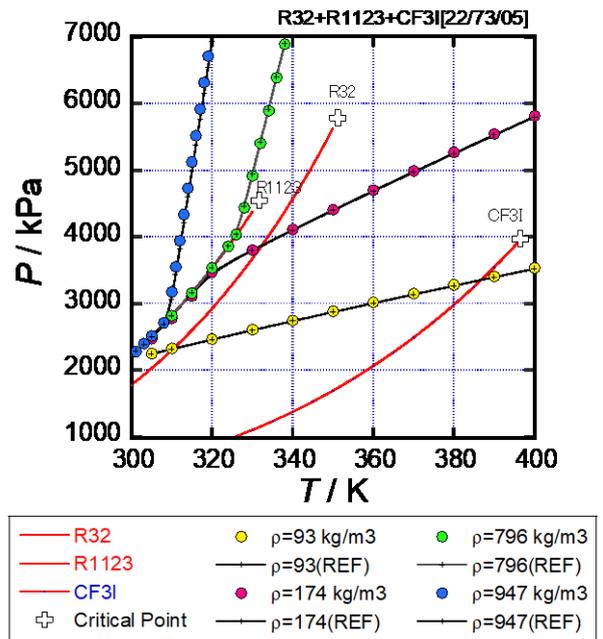


Fig. 2.1.1-8 PvT property measurements of HFC32/HFO1123/CF₃I [22/73/5 mass%]. Solid line is the isochores drawn by REFPROP 10.0.

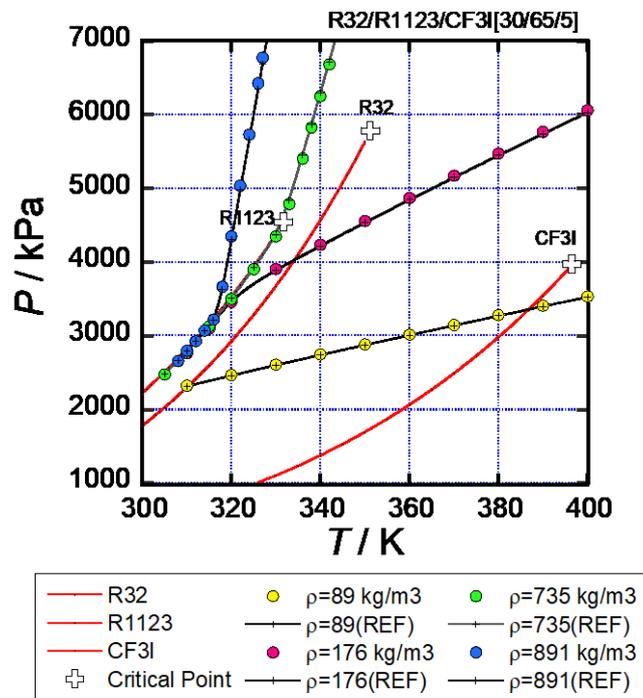


Fig. 2.1.1-9 PvT property measurements of HFC32/HFO1123/CF₃I [30/65/5 mass%]. Solid line is the isochores drawn by REFPROP 10.0.

以前の NEDO プロジェクトにおいて、AGC 社により開発された低 GWP 冷媒 HFO1123 を一つの成分冷媒とする 3 成分系混合冷媒 HFC32/HFO1123/CF₃I を対象にして、3 種類の組成比 (a) 22/68/10 mass%, (b) 22/73/5 mass%, (c) 30/65/5 mass% についての 3 成分系混合冷媒の PvT 性質の測定を行った。測定範囲は、温度が室温から最高 400 K まで、圧力 7 MPa 以下で、蒸気側等密度線 2 本、液側等密度線 2 本の条件下で測定を行った。なお、組成の選択はプロジェクトリーダーからのアドバイスに基づいて決定した。この 3 成分系混合冷媒に関しても、 PvT 性質測定だけでなく、臨界定数及び飽和密度の測定を行うことを当初計画していたが、HFO1123/CF₃I 混合冷媒の測定中に、試料容器内部の試料に変化が生じ、測定装置に支障が生じる可能性が出たため、中断することになった。この現象は、再委託先でも複数確認されている。そのために、Fig. 2.1.1-7 から Fig. 2.1.1-9 において、臨界密度付近での等密度線の測定ができなかった。

図中の実測値を示すプロットと、実線で示した REFPROP 10.0 の計算結果を、既に実測を行ない、比較した他の混合冷媒と比較してみると、本混合系では両者がよく一致している。密度偏差で見ると、最大でも 1% 以内、大半で 0.5% 以内の偏差に収まっていた。前述した CF₃I 混合冷媒の液側での再現性を考えれば、当初、あまり計算精度は期待できないものと予想されたのだが、今回の 3 つの組成ともに、CF₃I の比率が少なく、大半は HFC32/HFO1123 の 2 成分系混合冷媒の計算精度に依存しているのではないかと推察している。HFC32/HFO1123 の 2 成分系混合冷媒に関しては、単一成分冷媒及び混合冷媒ともに、すでに本研究チームで熱力学性質の測定を完了させており^{18,19)}、信頼できる状態式及び混合パラメータの決定が完了しているため、今回のような結果となったのではないかと推測している。

2.1.1.4 2 成分系混合冷媒 HFO1123/HC290 の熱力学性質

2.1.1.3(3)項でも述べたように、NEDO プロジェクトでは国産冷媒として HFO1123 を新たに開発した。HFO1123 は、他の低 GWP 冷媒に比べても臨界温度が比較的低温で、熱力学性質も HFC32 に近い冷媒なので、エアコン使用に適した冷媒として期待できる。しかし、不均化反応が発生することが知られており、これが開発の課題となっている。本プロジェクトでも東京大学を中心とするグループがリスクアセスメントの観点から研究を進めているが、その中で、HFO1123 に HC290 を混ぜることに、不均化反応を抑制する効果が期待できる可能性が出てきた。そこで HFO1123/HC290 の性能評価を一層進めるために、本グループでは、HFO1123/HC290 混合冷媒の評価を優先して取り組むことになった。

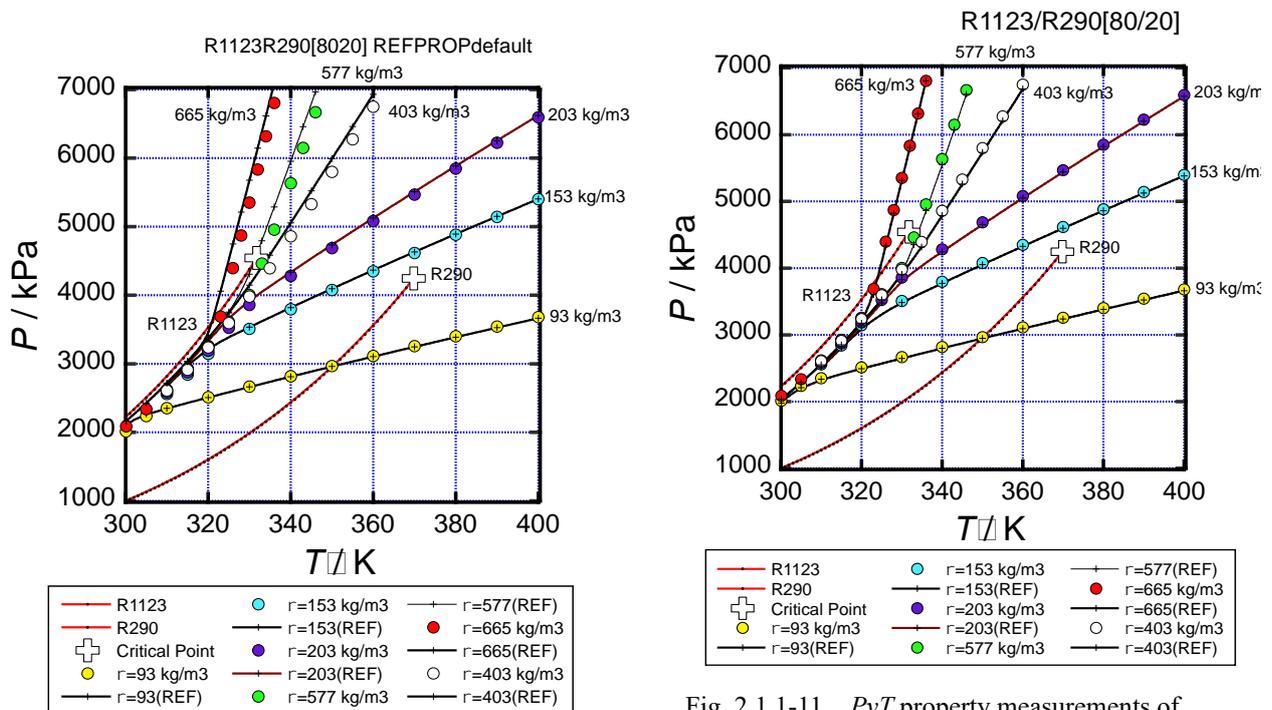


Fig. 2.1.1-10 PvT property measurements of HFO1123/ HC290 [80/20 mass%]. Solid line is the isochores drawn by REFPROP 10.0

Fig. 2.1.1-11 PvT property measurements of HFO1123/ HC290 [80/20 mass%]. Solid line is the isochores drawn by REFPROP 10.0 modified by this project.

2成分系混合冷媒 HFO1123/HC290 に関しては、組成比 80/20 mass%、温度 300 K~400 K、圧力 2013 kPa~6806 kPa、密度 93 kg m^{-3} ~ 665 kg m^{-3} の範囲で PvT 性質を測定し、6本の等密度線に沿って、1相域及び2相域併せて計 67点の実測値を得た。本混合系に関して得られた PvT 性質の測定結果を、Fig.2.1.1-10 及び Fig.2.1.1-11 の2つの PT 線図上に示す。この2つのグラフのプロットは同じデータであるが、図中に描いた等密度線に違いがある。Fig. 2.1.1-10 では、一般に流通している REFPROP 10.0 の default 版による計算結果を示しており、一方で Fig. 2.1.1-11 は HFO1123/HC290 の混合パラメータとして、本プロジェクトの冷媒物性測定データを用いて決定した HFO1234yf/HC290 の混合パラメータを使用した計算結果である。本来であれば、本プロジェクトの結果を用いて、HFO1123/HC290 専用の混合パラメータを決定して計算するのが理想であったが、本レポート作成時(2022年10月末)には間に合わなかった。しかしながら、推算値である混合パラメータを用いた REFPROP 10.0 default 版に比べると、改良版の計算では、特に液側でのデータの再現性は向上していた。推算結果を利用した混合パラメータを用いた場合には、混合冷媒の種類によって、一致したり、一致しなかったりという不確定要素は避けられない。結論として、実測データに基づいた最適化検証は必要不可欠であるといえる。

HFO1123/HC290[80/20 mass%]の飽和密度の測定では、メニスカスの消滅観察により飽和蒸気密度4点、飽和液密度5点、臨界密度のごく近傍1点の実測値を得た。また、等密度線の折れ曲がりから5点の飽和密度を決定した。両成分物質の気液共存曲線及び REFPROP 10.0 から計算される気液共存曲線とともに、測定結果を Fig. 2.1.1-12 に示した。図中の青色の曲線が REFPROP 10.0 default の気液共存曲線の計算結果であり、オレンジの曲線が HFO1123/HC290 系に、HFO1234yf/HC290 の混合パラメータを適合させた計算結果である。後者の方が実験データに近い挙動を示し、改善されていることがわかる。

HFO1123/HC290[80/20 mass%]混合冷媒の臨界点は、メニスカスの消滅位置及び臨界タンパク光による着色の様子から $T_c=334.914 \text{ K}$ 、 $P_c=4392 \text{ kPa}$ 、 $\rho_c=402 \text{ kg m}^{-3}$ と決定した。この2成分系混合冷媒の臨界定数の実験報告も今まで行われていない。REFPROP 10.0 に示されている臨界定数は $T_c=332.44 \text{ K}$ 、 $P_c=4353 \text{ kPa}$ 、 $\rho_c=395 \text{ kg m}^{-3}$ であり、臨界温度で約 2.5K、臨界圧力で 39 kPa、臨界密度で 7 kg m^{-3} の差があった。Fig. 2.1.1-12 には、本混合系の臨界軌跡も予測値として示しておいた。

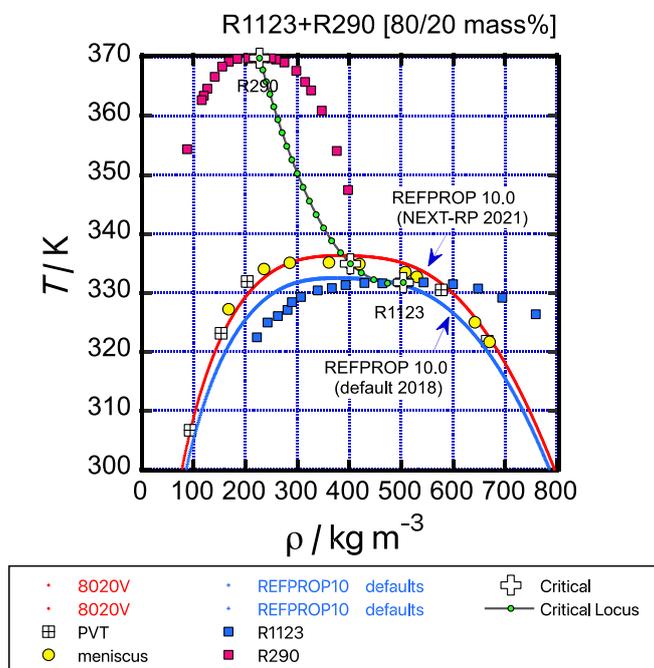


Fig. 2.1.1-12 Vapor-liquid coexistence curve of HFO1123/HC290 blends. Blue coexistence curve is the REFPROP 10.0(default) calculation. Orange coexistence curve is the REFPROP 10.0 calculation modified by this project. In this figure, critical locus is also indicated.

2.1.1.5 3成分系混合冷媒 HFO1123/HC290/HFO1234yf の熱力学性質

次世代冷媒の開発においては、地球温暖化係数 (GWP) が低いことが最大の条件となっているが、この条件以外にも、安全性の確保、燃焼性の低減対策も重要である。2.1.1.4 項で新たに評価を行った2成分系混合冷媒 HFO1123/HC290 は、HFO1123 の不均化反応対策が成功したと考えられる混合系であるが A2 冷媒である HFO1123 に A3 冷媒の HC290 を混合するので、燃焼性問題は解決していない。この対策として、冷媒の視点で考えれば、HFO1123/HC290 系に燃焼性の低い冷媒を第3の冷媒として混合することが考えられる。そこで、今回は A2L 冷媒である HFO1234yf を加えた3成分系混合冷媒 HFO1123/HC290/HFO1234yf の評価に着手した。HFO1234yf も実際は特定不活性ガスであり、完全な不燃冷媒ではないが、入手性の良さを考慮して選択した。

測定した組成については、HFO1123/HC290/HFO1234yf に対して、(a) 48/12/40 mass%, (b) 32/8/60 mass% の2種類を選んだ。なお、測定途中で HFO1123 のサンプルが不足し、追加の供給が間に合わず、飽和密度及び臨界点の決定に関しては、本レポートでは間に合わなかった。

3成分系混合冷媒 HFO1123/HC290/HFO1234yf [48/12/40 mass%] に関しては、温度 305 K~400 K、圧力 1650 ~ 6888 kPa、密度 88 kg m⁻³~804 kg m⁻³ の範囲で PvT 性質を測定し、5本の等密度線に沿って、1相域及び2相域併せて計55点の実測値を得た。本混合系の PvT 性質の測定結果を Fig.2.1.1-13 の PT 線図上に示す。プロットは実測値であり、Fig.2.1.1-13 内の実線は REFPROP 10.0 から計算される等密度線を示している。この混合系に関しても、前項で説明した通りで HFO1123/HC290 の混合パラメータは未確定であり、HFO1234yf/HC290 の混合パラメータを用いて計算している。Fig. 2.1.1-13 で判断する限りでは、実験値と計算値との再現性は悪くないと判断できる。今後、気液平衡データが出揃った時点で、混合パラメータを決定できれば、さらに精度の向上が期待できるだろう。

3成分系混合冷媒 HFO1123/HC290/HFO1234yf [32/8/60 mass%] に関しては、温度 305 K~400 K、圧力 1387 kPa~ 6888 kPa、密度 101 kg m⁻³~804 kg m⁻³ の範囲で PVT 性質を測定し、5本の等密度線に沿って、1相域及び2相域併せて計56点の実測値を得た。本混合系の PVT 性質の測定結果を Fig.2.1.1-14 の PT 線図上に示す。Fig. 2.1.1-14 を Fig. 2.1.1-13 と比較すると、若干実測値と計算値の一致が、特に液側の等密度線でずれがあるように見える。前述したように、現時点では混合パラメータの最適化が完全ではないので、組成の違いが現れたのではないかと考えている。

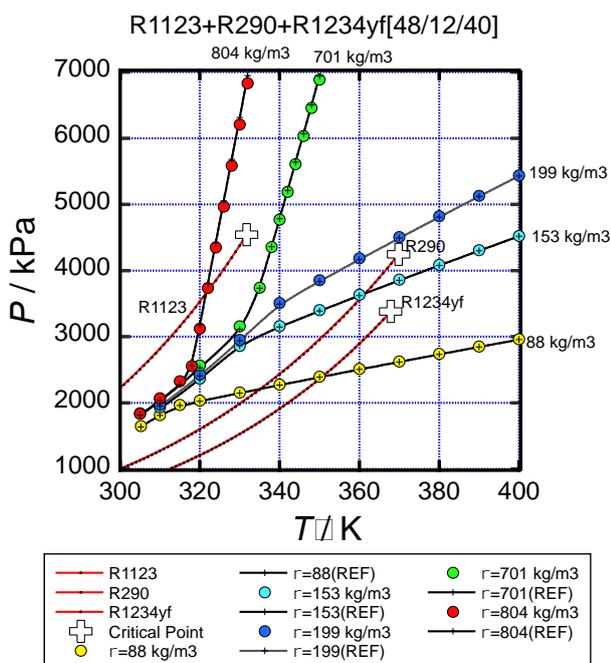


Fig. 2.1.1-13 PvT property measurements of HFO1123/HC290/HFO1234yf [48/12/40 mass%]. Solid line is the isochores drawn by REFPROP 10.0.

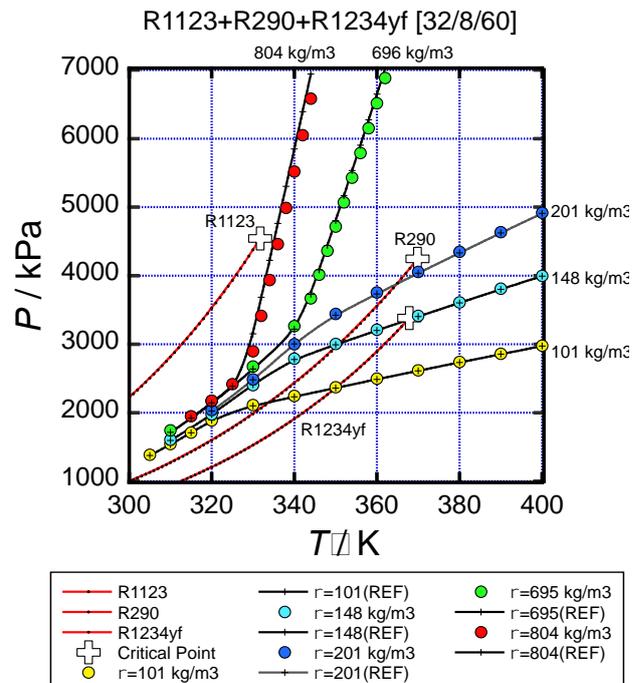


Fig. 2.1.1-14 PvT property measurements of HFO1123/HC290/HFO1234yf [32/8/60 mass%]. Solid line is the isochores drawn by REFPROP 10.0.

参考文献

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

2.1.2 気液平衡性質

気液平衡性質測定について、富山県立大学 (2.1.2.1 項) および九州大学 (2.1.2.2 項) の成果を、以下に報告する。参考文献は、まとめて 2.1.2.2 項以降に添付する。

2.1.2.1 気液平衡性質 (富山県立大学)

富山県立大学では株式会社 AKICO 製の再循環型気液平衡性質測定装置^{1,2)}およびベローズ変容法式気液平衡性質測定装置³⁾を用いて、各種混合系冷媒の気液平衡性質 (沸点・露点圧力, 飽和液体密度) および付随する $P\rho T_x$ 性質の測定を行った。再循環型気液平衡性質測定装置は、気液平衡性質の測定方法の一種で、試料採取時に圧力変動等による平衡破壊が少なく、実測値の信頼性が高いことが特徴である。Fig. 2.1.2-1 に装置概略図¹⁾を示す。装置は(a)試料再循環部, (b)膨張部, (c)GC 部, および(d)その他試料充填用圧入機および真空排気部を含んでいる。試料循環部(a)は 380 cm³ の光学セル A と 2 系統の循環ループから構成されている。各ループは気液境界面 (メニスカス) を人工的に再現するもので、1.気→液, および 2.液→気の循環を行っている。循環はピストンタイプの送液ポンプ D により行われている。データ不良の原因となる液滴および気泡の発生を防ぐための工夫が施されている。循環が平衡状態になったことを BenchVue (Keysight Technologies 社製) の出力画面等で確認したのちに、各循環のサンプルを微量はさみとる。系全体を液体恒温槽内に設置し、熱媒体 (水) の温度を白金抵抗温度計およびブリッジ回路 F201 (株式会社チノー製) で計測・制御している。また、光学セル内の圧力は、水晶発振式圧力計 31K-101 (Paroscientific 株式会社製) で測定している。一方、膨張部(b)では、ガスクロマトグラフで組成解析を正確に行えるよう、(a)ではさみとった微量のサンプルを 100 °C で完全にガス化するとともに、He(純度 99.999 vol%)と均一に混合させる。(a)と同じく 2 つのループより構成されている。その後、各ループよりサンプルを 6 方弁で瞬間的に挟み取り、ガスクロマトグラフ GC-3200 (ジューエルサイエンス株式会社製, TCD type)(c)内のキャピラリーカラム PoraPLOT Q (アジレント・テクノロジー株式会社製)に送り

こむ. カラムは長さ 25 m, 内径 0.53 mm, 膜厚 20 μm の仕様で, この中で試料の各成分は粘性率の違いにより徐々に分離されていく. 出口部の到達時間が物質の種類を, 検出値の強度が量を示すことにより, GC の出力する $V-t$ 線図から物質の面積分率 (area%) が得られる. この数値と, 別途作成した検量線から, 組成 (mol%) を得る. なお, 試料は試料充填部(d)において, ピストンシリンダー式ガス圧入機によって(a)の光学セル内に各成分を個別に充填して作成する. シリンダーは 300 cm^3 , 圧縮比 4 であり, 圧縮を停止する圧力を決められる安全装置が備わっている.

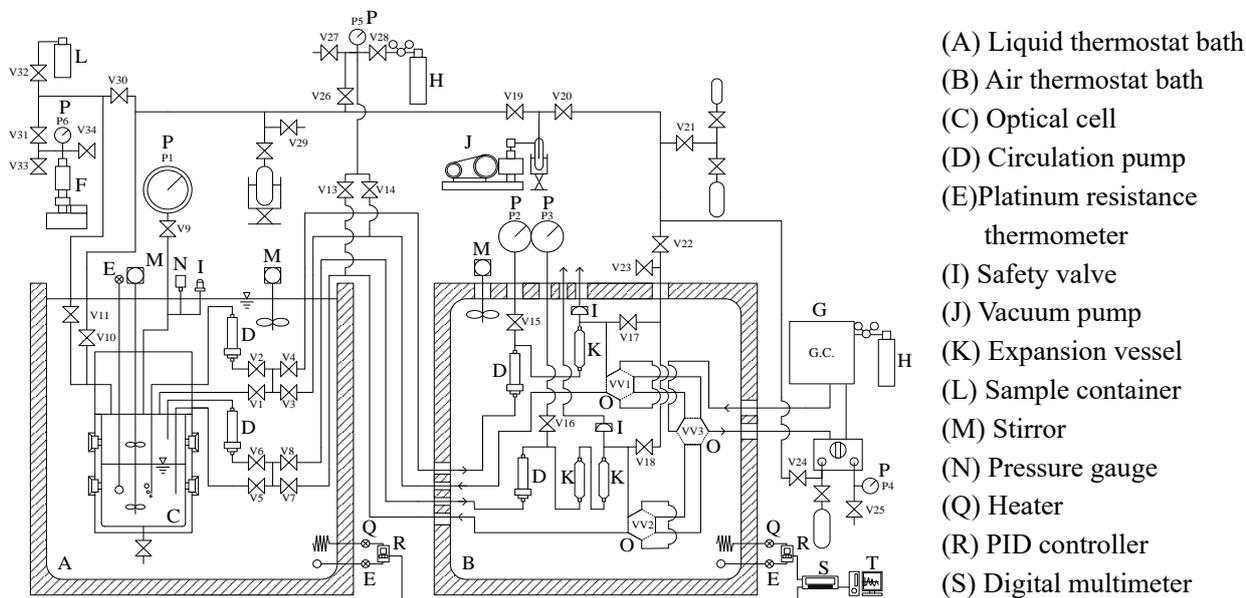


Fig. 2.1.2-1 Recirculation-type vapor-liquid equilibrium apparatus.

本装置の GC 部における校正に際しては, 全ての 2 成分系混合物について本研究, 九州大学, および長崎大学にて取得した検量データより, 以下の検量式, Eq. 2.1.2-1 を作成した. これに基づき, ガスクロマトグラフによる計測値 (area%) から, 試料の組成 (mol 分率) を算出した.

$$M_{\text{comp } 1} = A_{\text{comp } 1} + a \times A_{\text{comp } 1} (1 - A_{\text{comp } 1}) \quad (2.1.2-1)$$

一例として, HFC32/HFO1123 および HFC32/HFO1234yf 混合系の検量データおよび検量式からの計算値の分布状況を, Fig. 2.1.2-2 に示す. これにより, 組成計測値の信頼性を確保している.

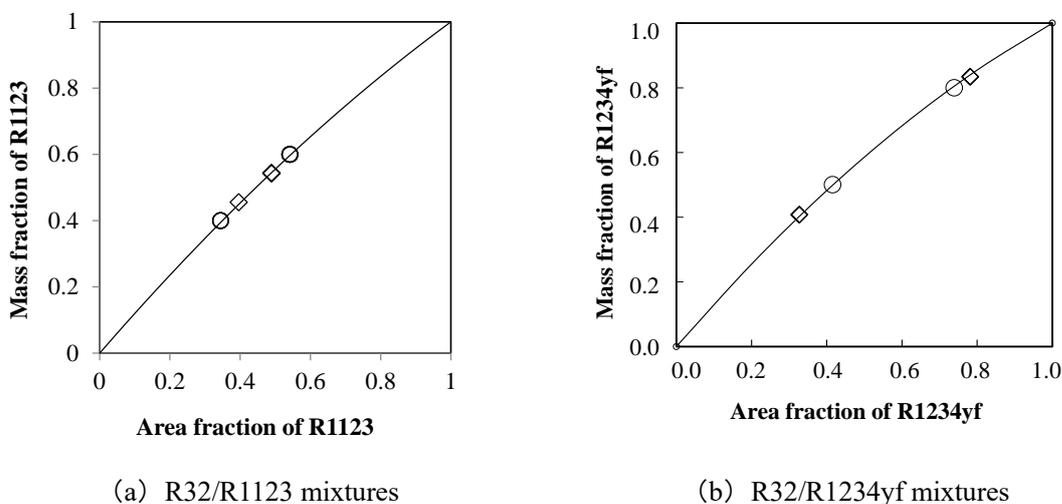


Fig. 2.1.2-2 Distributions of the calibration data. \diamond : Toyama prefectural University, \circ : Kyusyu University.

なお、本測定装置の測定不確かさは、拡張不確かさにおける包含係数を $k=2$ とした結果として、温度 0.03 K、圧力 0.60%、および組成 0.51 mol% である。不確かさのバジェット表を Table 2.1.2-1 に示す。

Table 2.1.2-1 Expanded uncertainties ($k = 2$) and uncertainty sources for the measurements in the present work

For the temperature measurements		
$u_{T,1}$	temperature fluctuation	0.01 K
$u_{T,2}$	uncertainty of the sensor	0.01 K
U_T	Expanded Uncertainty	0.03 K
For the pressure measurements		
$u_{P,1}$	uncertainty of the sensor	0.28%
$u_{P,2}$	uncertainty of the dynamic strain measuring instrument	0.11%
U_P	Expanded Uncertainty	0.60%
For the composition measurements		
$u_{x,1}$	repeatability of the GC data	0.214 mol%
$u_{x,2}$	uncertainty regarding the present calibration factor	0.136 mol%
$U_{x, \text{isopentane}}$	Expanded Uncertainty	0.51 mol%

続いてベローズ変容法式気液平衡性質測定装置について述べる。本装置の原理は変容積法であり、温度範囲 280 K~600 K、圧力範囲~30 MPa までの範囲における、気液平衡性質および付随する $P\rho T_x$ 性質の精密測定が実施できる。本装置の装置図を、Fig. 2.1.2-3 に示す。本測定では、あらかじめ質量および混合比を別容器にて調合・計測した試料を作成し、この容器をベローズ容器 A に接続した上で、温度差 ($\Delta T=200$ °C 程度) にてベローズ内に試料を充填し、容器の充填前後の質量および充填後の残存試料の組成のガスクロマトグラフによる計測結果から、ベローズ内における試料質量および組成を確定する。その後、任意温度および圧力に試料の状態を制御した上で、試料の体積を分解能 0.2 μL で制御・計測する。密度は試料質量と計測体積とから算出する。これにより、 $P\rho T_x$ 性質が高精度に解明できる。計測値は等温線上で取得できることから、注意深く減圧方向に計測し、飽和状態における等温線の屈折点から、気液平衡性質 (沸点および飽和液体密度) を得る。取得した計測値の $P\rho$ 線図上における分布状況は後に示す。なお、本研究における測定精度は、拡張不確かさ ($k=2$) として、温度測定について 3 mK、圧力測定について、1.43 kPa ($P \leq 7$ MPa) および 0.06% (7 MPa $< P \leq 30$ MPa)、および密度測定について 0.11% である。

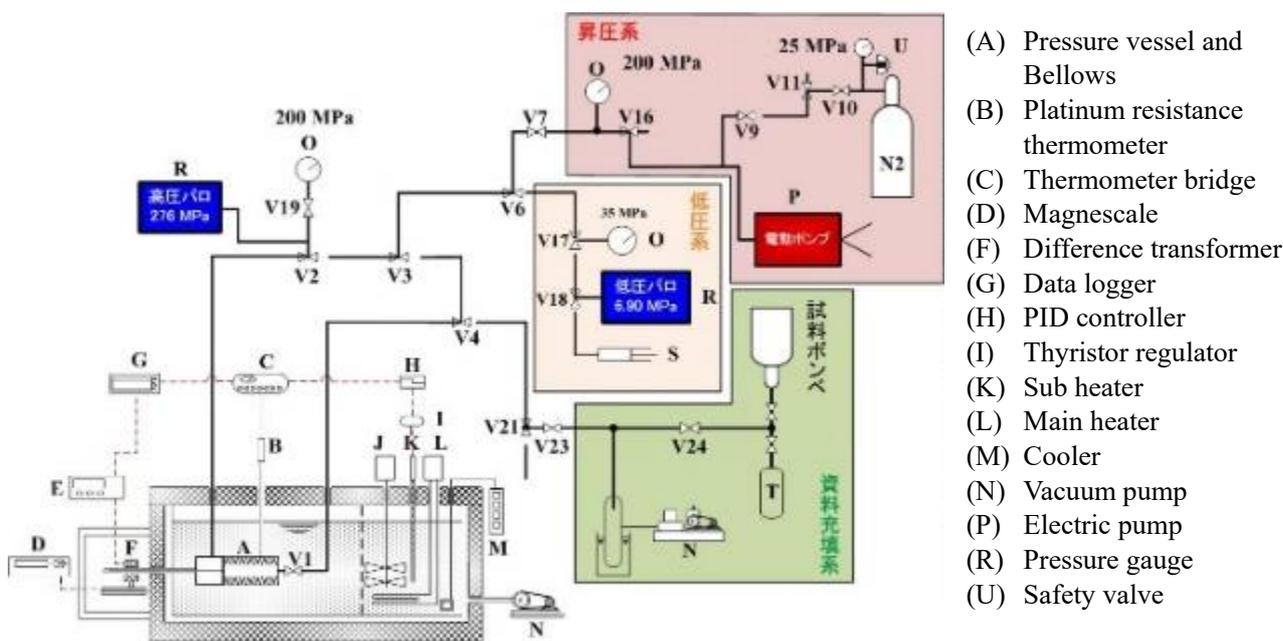


Fig. 2.1.2-3 Bellows variable volumeter type vapor-liquid equilibrium property measurement apparatus.

本研究における成果を、Table 2.1.2-2 にまとめる。特に HFC32/HFO1234yf/HFO1123 混合系については、構成する 3 種類の 2 成分系および 3 成分系混合物について、計 621 点の実測値を得、原著論文¹⁰⁻¹³⁾として公表した。以下に詳細について報告する。

Table 2.1.2-2 Present measurement data for the binary and ternary mixtures

Mixtures	Temperatures(K)	Pressures(MPa)	Data points	
HFC32/HFO1123 ¹⁰⁾	300-330	2.1-4.4	22	
HFC32/HFO1234yf ¹¹⁾	300-330	1.0-2.9	56	
HFO1234yf/HFO1123 ¹²⁾	300-330	1.0-3.3	116	
HFC32/HFO1234yf /HFO1123(1) ¹³⁾	303-328	1.9-3.2	32 ($P_{\text{bub}}, P_{\text{dew}}$) 7 (ρ')	Same as AMOLEA 150Y4,5
HFC32/HFO1234yf /HFO1123(2) ¹³⁾	278-328	0.9-6.4	53 ($P_{\text{bub}}, P_{\text{dew}}$) 14 (ρ') 321 ($P\rho T_x$)	Other compositions
HFO1123/CF I 3	303-333	1.8-3.9	30 ($P_{\text{bub}}, P_{\text{dew}}$)	
HFO1123/HC290	303-333		measuring	

はじめに 2 成分系混合物 HFC32/HFO1123, HFC32/HFO1234yf, および HFO1123/HFO1234yf の測定結果を報告する。本研究では、これらの 2 成分系について、温度 300 K~330 K, 圧力 1.0~4.4 MPa, およびモル分率 0.1~0.9 の温度・圧力・および組成域における、信頼性の高い沸点および露点圧力の測定値を得た。本実測値の P_x 線図上における分布を Figs. 2.1.2-4~6 に示す。また参考として、Figs. 2.1.2-7~9 に、最新の REFPROP 10.0 (Kuntz-Wagner 混合則) からの沸点および露点の相対圧力偏差を示す。最新の REFPROP 10.0 は今回初めて得られた各実測値に回帰されていないために、一部の混合系について顕著な偏差が見られる。この偏差の妥当性を検証するために、修正 Peng-Robinson 状態方程式による本実測値への相関を試みた。本研究で関連した修正 Peng-Robinson 状態方程式を、以下の Eqs. 2.1.2-2~7 に示す。

$$P = \frac{RT}{V_m - b} - \frac{a}{V_m(V_m + b) + b(V_m - b)} \quad (2.1.2-2)$$

ここで

$$a_i = 0.45724\alpha_i \frac{R^2 T_{ci}^2}{p_{ci}} \quad b_i = 0.07780 \frac{RT_{ci}}{p_{ci}} \quad (2.1.2-3)$$

$$\alpha_i(T) = \left[1 + c_1 \left(1 - \sqrt{\frac{T}{T_c}} \right) + c_2 \left(1 - \sqrt{\frac{T}{T_c}} \right)^2 + c_3 \left(1 - \sqrt{\frac{T}{T_c}} \right)^3 \right]^2 \quad (2.1.2-4)$$

使用した混合則は下記の通りである。

$$a = \sum_i \sum_j x_i x_j a_{ij} \quad (2.1.2-5)$$

$$a_{ij} = (1 - k_{ij}) \sqrt{a_i a_j} \quad (2.1.2-6)$$

$$b = \sum_i x_i b_i \quad (2.1.2-7)$$

Table 2.1.2-3 Parameters of the modified Peng-Robinson equation of state

	C_1	C_2	C_3	k_{ij}
HFC32	0.85	-0.92	3.0	
HFO1234yf	0.83	-0.77	2.7	
HFO1123	0.78	-1.00	5.3	
HFC32/HFO1234yf				0.042
HFC32/HFO1123				0.039
HFO1123/HFO1234yf				-0.006

なお、各パラメータを Table 2.1.2-3 に示す。本式からの計算結果は、上記の偏差図 Figs. 2.1.2-7~9 に実線（沸点）および破線（露点）としてプロットしており、良好に相関できていることがわかる。本式に採用している混合則は単純な Lorentz-Berthelot 混合則であり、パラメータは各成分系混合物について 1 つのみである。故に各偏差図から、本実測値が熱力学的に無理の無い組成挙動を示していることがわかる。なお、Akasaka and Lemmon は本実測値を入力値として、新たな Helmholtz 関数型状態方程式（以下 Akasaka and Lemmon 式と略記）を開発した。このモデルは REFPROP の次期バージョンへの実装が内定している。一例として Akasaka and Lemmon 式からの偏差を Fig. 2.1.2-10 に示す。良好に相関された結果、信頼性が向上していることが確認できる。

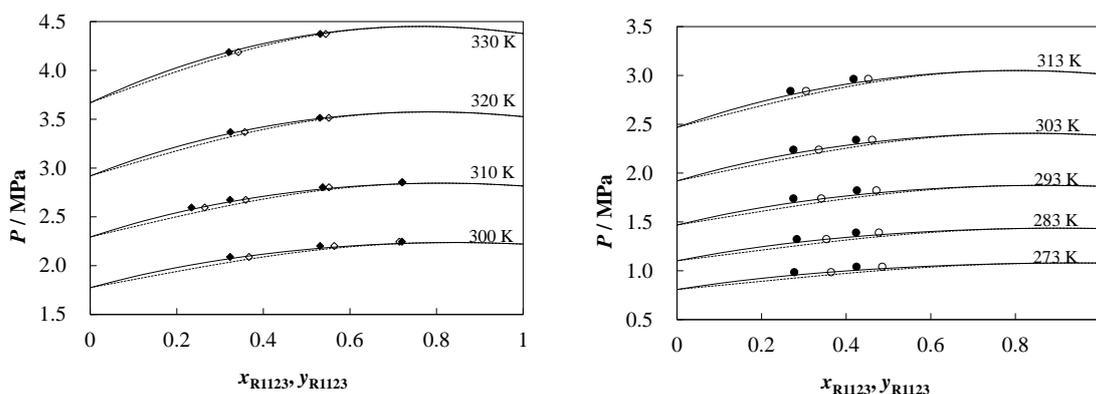


Fig. 2.1.2-4 Distribution of the present VLE data for HFC32/HFO1123 binary mixtures. (◆◇) Toyama prefectural university, (●○) Kyushu university, (— --) bubble and dew point pressure values from the Akasaka model⁴⁾ calculated with the REFPROP 10.0⁵⁾ software package. The left figure shows measured data at temperature values that were close to the integer values in absolute temperature, whereas the right figure shows data at temperature values that were close to the integer values in degrees Celsius.

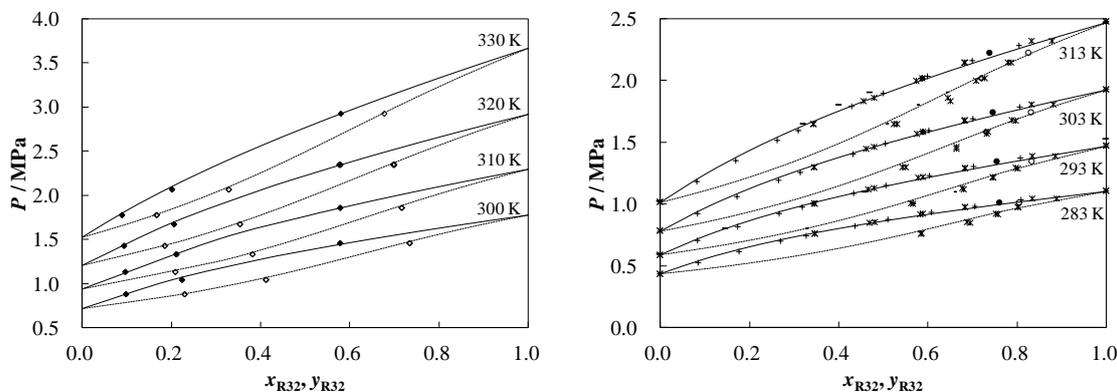


Fig. 2.1.2-5 Distribution of the present VLE data for HFC32/HFO1234yf binary mixtures. (◆◇) Toyama prefectural university, (●○) Kyushu university, (*, -, +) Literature data, (— --) bubble and dew point pressure values from the Akasaka model⁶⁾ calculated with the REFPROP 10.0⁵⁾ software package.

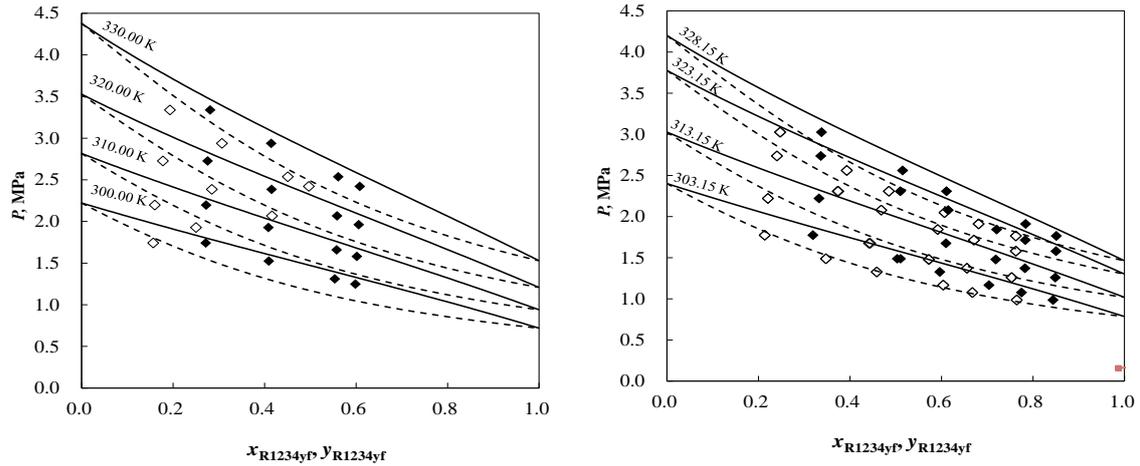


Fig. 2.1.2-6 Distribution of the present VLE data for HFO1123/HFO1234yf binary mixtures. (◆◇) Toyama prefectural university, (— --) bubble and dew point pressure values calculated with the REFPROP 10.0⁵⁾ software package.

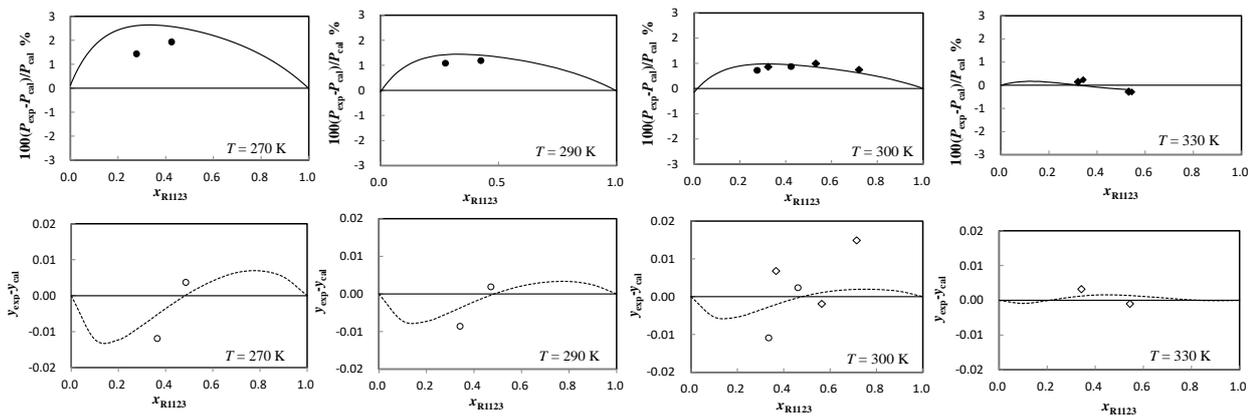


Fig. 2.1.2-7 Deviation plots of the present VLE data for HFC32/HFO1123 binary mixtures using the Akasaka model⁴⁾. (◆◇) Toyama prefectural university, (●○) Kyushu university, (— --) bubble point pressure and vapor phase mole fraction values from the present Peng-Robinson equation of state modified by Mathias and Copeman⁷⁾. The baseline represents values from the Akasaka model⁴⁾ calculated with the REFPROP 10.0⁵⁾.

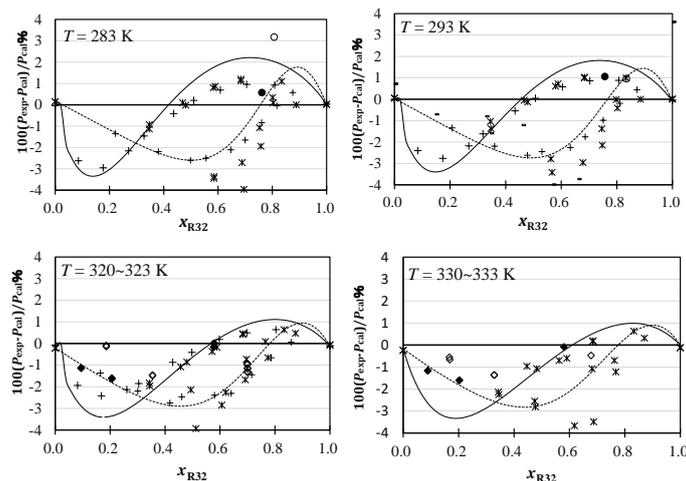


Fig. 2.1.2-8 Deviation plots of the present VLE data for HFC32/HFO1234yf binary mixtures using the Akasaka model (with the vapor-liquid equilibrium properties calculated using the REFPROP ver. 10.0 software program). (◆◇) Toyama prefectural university, (●○) Kyushu university, (*, -, +) Literature data, (— --) bubble point and dew point pressure values from the present Peng-Robinson equation of state modified by Mathias and Copeman⁷⁾. The baseline represents values from the Akasaka model⁶⁾ calculated with the REFPROP 10.0⁵⁾.

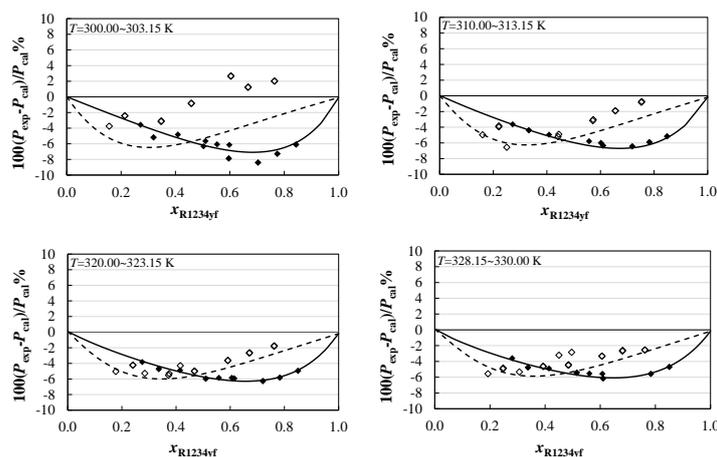


Fig. 2.1.2-9 Deviation plots of the present VLE data for HFO1123/HFO1234yf binary mixtures using the REFPROP ver. 10.0⁵⁾. (◆◇) Toyama prefectural university, (— --) bubble point and dew point pressure values from the present Peng-Robinson equation of state modified by Mathias and Copeman⁷⁾. The baseline represents values calculated with the REFPROP 10.0⁵⁾.

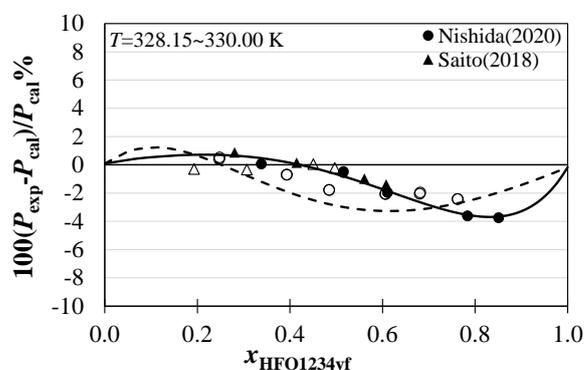


Fig. 2.1.2-10 Deviation plots of the present VLE data for HFO1123/HFO1234yf binary mixtures from Akasaka and Lemmon model⁸⁾. (●○, ▲△) Toyama prefectural university.

続いて、3成分系混合物 HFC32/HFO1234yf/HFO1123 の測定結果を報告する。はじめにペローズ変容法式気液平衡性質測定装置で測定した結果を、Fig. 2.1.2-11 に示す。

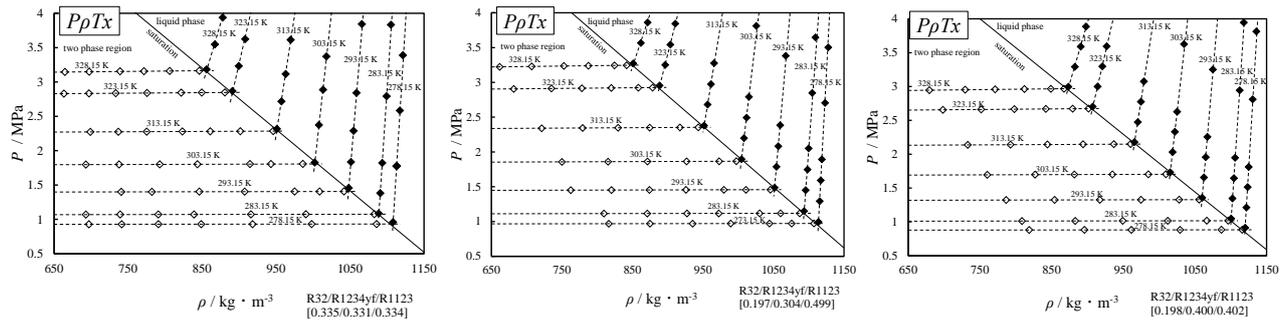
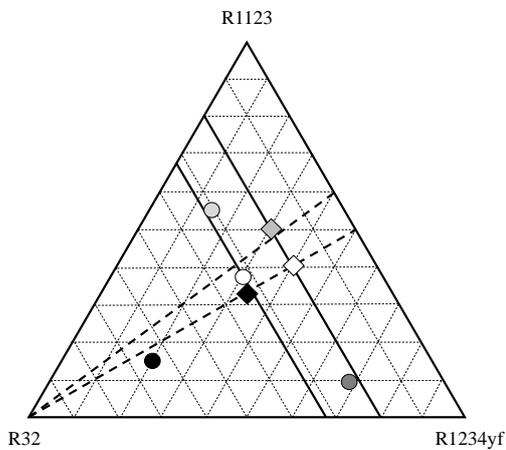


Fig. 2.1.2-11 Distribution of the present VLE and $P\rho T x$ property data for HFC32/HFO1234yf/HFO1123 ternary mixtures. (◆◇) Toyama prefectural university, ----, linear expression regressed based on the measured values of each isotherm; —, values of the saturated liquid densities calculated from the Akasaka and Lemmon model⁸⁾.



Bellows method:

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

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

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

VLE property apparatus:

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

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

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

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

Fig. 2.1.2-12 Composition distribution map of the present measurements. ◆●, compositions of the present data; —, the case where the composition of R32 is fixed; - - - -, the case where the composition of the R1234yf/R1123 binary system is fixed.

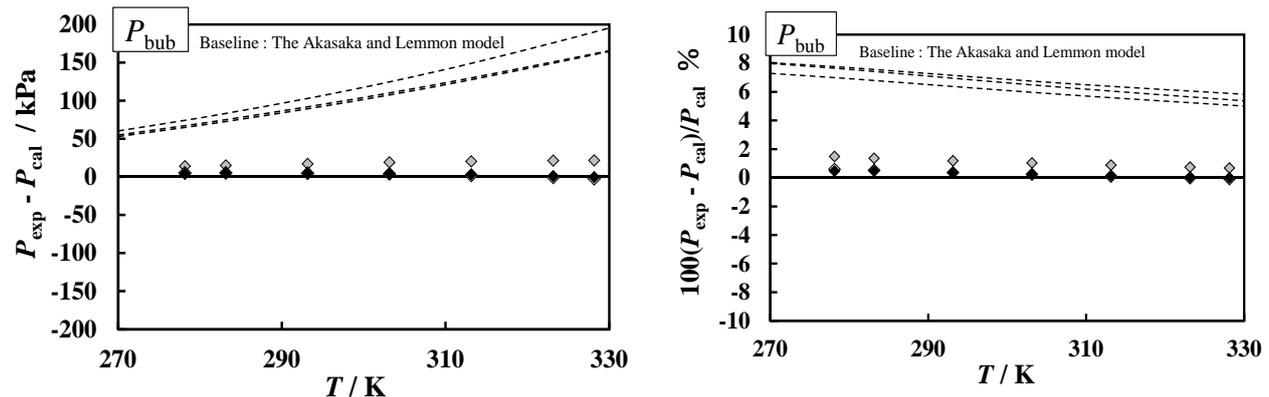


Fig. 2.1.2-13 Absolute (left) and relative (right) pressure deviation plots of the present bubble-point pressures by the bellows method from the Akasaka and Lemmon model⁸⁾ (with the vapor-liquid equilibrium properties calculated using the REFPROP ver. 10.0⁵⁾ for R32/R1123/R1234yf ternary mixtures). ◆, $(x_{R32}, x_{R1234yf}, x_{R1123}) = (0.335, 0.331, 0.334)$; ◆, $(x_{R32}, x_{R1234yf}, x_{R1123}) = (0.197, 0.304, 0.499)$; ◇, $(x_{R32}, x_{R1234yf}, x_{R1123}) = (0.198, 0.400, 0.402)$; ----, values from the REFPROP ver. 10.0⁵⁾.

図中の $P\rho T x$ 性質実測値を結んだ破線は各等温線を示しており、沸点における屈折点から、沸点圧力および飽和液体密度が解明できる。一方、再循環型気液平衡性質測定装置を用いた測定も、併せて実施

した. 本研究で実施した 3 成分系に関する測定結果の組成分布を, Fig. 2.1.2-12 に示す. また, 本研究で得た 2 成分系混合物の実測値に回帰された最新の Akasaka and Lemmon によるバイナリパラメータを含んだ 3 成分系に関する気液平衡性質推算値 (図中 Akasaka and Lemmon model と略記, REFPROP の次期バージョンへの実装が内定) からの相対圧力偏差を, Fig. 2.1.2-13 に示す. 同図には REFPROP ver. 10.0 (2018 年発売) からの計算結果も併せてプロットしたが, 新たな Akasaka and Lemmon 式からは, 最大で約 6% の相対偏差を示している. この結果から, 2 成分系に関する状態方程式の再現性が向上したことが, 3 成分系モデルの熱力学性質への再現性向上にも貢献できたと, 評価できる.

なお, 2021 年度からは, HFO1123/CF₃I 混合系および HFO1123/HC290 混合系の測定を実施した. はじめに HFO1123/CF₃I 混合系の測定結果を, Fig. 2.1.2-15 に示す.

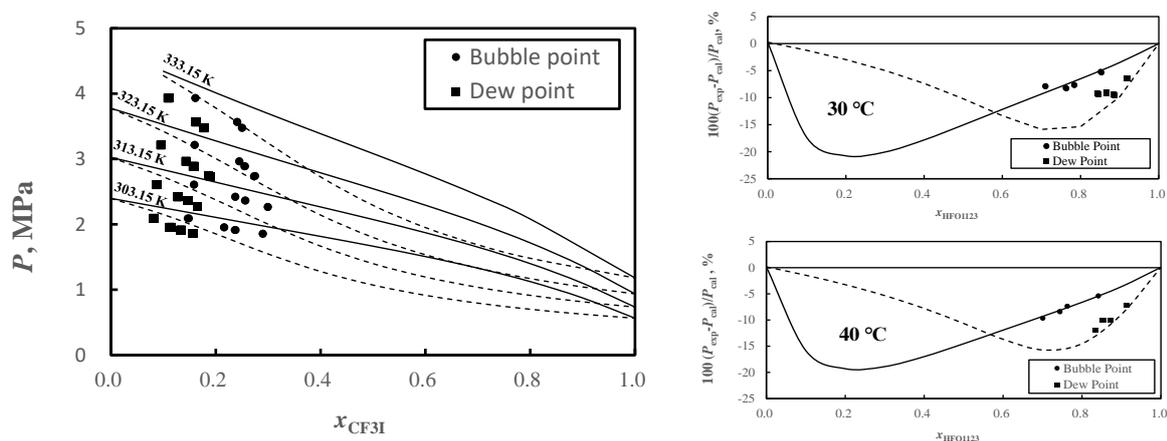


Fig. 2.1.2-15 Deviation plots of the present VLE property data versus estimated values by the REFPROP ver. 10.0⁵⁾ (including the equation of state for CF₃I by Akasaka⁹⁾). ●, ■; This work (bubble and dew point pressures), —, ----; modified Peng-Robinson equation of state (Right figures).

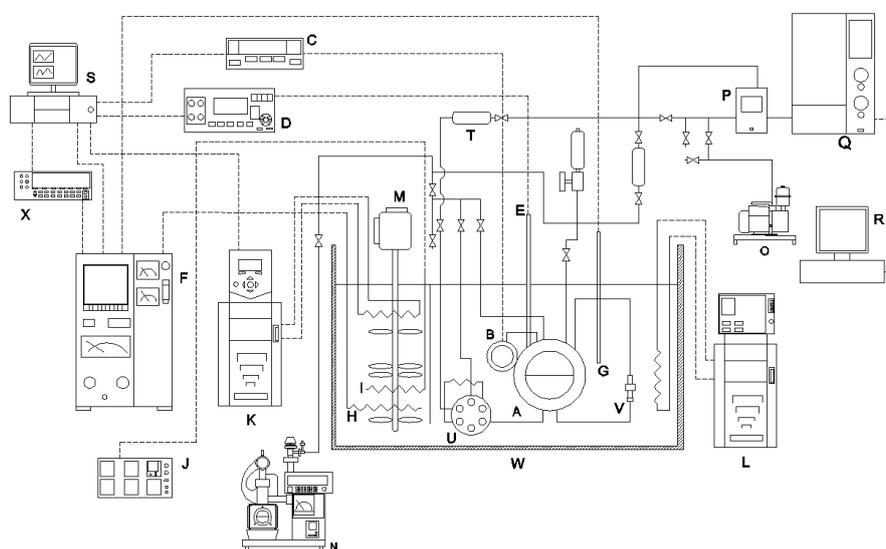
HFO1123/CF₃I 混合系については, 温度 30~60 °C において計 30 点の実測値を得た. 左図の曲線および右図のベースラインは, CF₃I に関する Akasaka⁹⁾ の式[preliminary version]を用いて REFPROP 10.0⁵⁾ で推算させた値であるが, REFPROP に予め設定してある 2 成分系混合物に関する相関パラメータが未修正であるため, 実測値と推算値との間に, 顕著な差異が確認できる. また, 右図の相対圧力偏差図では, 本研究で相関した修正 Peng-Robinson 状態方程式からの計算結果との良好な相関結果も, 確認できる. CF₃I 低組成の実測値しか取得できていない状況ではあるものの, 修正 Peng-Robinson 状態方程式の混合則パラメータは 1 つしかなく, CF₃I 高組成側の計算結果には修正の余地がないことから, 追加測定を実施した場合には恐らく同様の負に大きな相対圧力偏差を有する実測値が得られるものと, 推察される. このまま CF₃I の混合比を増やした測定を追加していく予定であったが, 本測定終了後に再循環型気液平衡性質測定装置の光学セルの窓部が白く曇ってしまい, 測定の継続が困難となった. そのため, 以後の CF₃I 高組成側および CF₃I 純物質の測定を中止すると共に, 再循環型気液平衡性質測定装置およびペロローズ変容法式気液平衡性質測定装置の試料系全体の分解洗浄を, 実施した.

その後, 本研究では両装置の校正実験を再度実施した上で, 2022 年度からは HFO1123/HC290 混合系の測定に移行している. これまでに, 2 種類の組成についての気液平衡性質実測値が, 取得できている. 引き続き本測定を継続し, 既存の Helmholtz 関数型状態方程式との体系的な比較・検討にも繋げたいと, 考えている.

2.1.2.2 気液平衡性質 (九州大学)

九州大学では, 循環法を基本として, 混合冷媒の気液平衡を比較的低温域となる 263~323 K の温度について測定を行った. 実験装置を Fig. 2.1.2-16 に示す¹⁰⁾. 本測定装置では, 内容積 265 cm³ の平衡セル(A)内に混合系の試料を気液二相域の状態で充填し, 温度を一定にした後, 平衡圧力を測定するとともに, 気相と液相の各相から試料を少量採取し, ガスクロマトグラフ(Q)を用いて採取試料の組成を測定することで, 混合冷媒の気液平衡状態[温度 T , 圧力 P , 液相のモル組成 x , 気相のモル組成 y]を明らかにする. 平衡セルには, 気液二相の平衡状態であることを確認するため, ガラス窓が取り付けられており,

メニスカスが観察できるようになっている。また、平衡セルには、水晶発振式の圧力センサ(B)、循環ポンプ(V)ならびに六方弁(U)が直接接続されており、測定時には、これらはシリコンオイルを熱媒とする液体恒温槽内に浸される。圧力センサは試料の圧力を不確かさ 2 kPa で精密に測定する。循環ポンプは気相の試料を液相に循環させ、試料全体を攪拌する。気相側の試料は平衡セル上方のバルブより気側の採取ポンベに採取し、液相側の試料は、六方弁を用いて採取用の配管に試料を採取した後、液側の採取ポンベに試料を膨張させ完全に気化させる。恒温槽内のシリコンオイルは、攪拌機(M)により攪拌され、メインヒータ(H)および外部循環型の恒温槽(L)によって大まかに温度を調整した上で、サブヒータ(I)の出力を PID コントローラ(J)を用いて制御して、温度を目標温度に一定にする。恒温槽の温度は標準白金抵抗測温体(E)および精密級測温ブリッジ(D)を用いて、ITS-90 国際温度目盛に準拠した測定を行っており、測定不確かさは 10 mK と見積もられる。ガスクロマトグラフは TCD (熱伝導検出器) にて混合冷媒の成分物質を検出する。予め真空引きした計量管内に採取試料を大気圧にて充填し、キャリアガスであるヘリウムを流して試料を TCD に送りこむことで、成分量に応じたピーク面積が得られる。なお、本研究ではガスクロマトグラフにおける試料の分離に Porapak Q (mesh: 50/80, 長さ: 3 m) カラムを使用した。



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

Fig. 2.1.2-16 Schematic diagram of the vapor-liquid equilibrium measurement apparatus at low temperatures

Fig. 2.1.2-17~21 に CF_3I あるいは HFO1123 を含む 2 成分系の気液平衡測定結果を示す^{14,15)}。また、3 次型状態方程式である Peng-Robinson 状態方程式 (PR 式) の異種分子間相互作用パラメータ k_{12} を実測値を基に決定し、状態方程式からの計算結果も示している。なお、本計算はオリジナルの PR 式を用いている。3 次型状態方程式は密度に関する実測値への再現性が低いが、温度、圧力、組成に関する気液平衡については、実測値を良く再現できることが知られている。異種分子間相互作用パラメータを適切に決定することで、3 次型状態方程式は本実測値を良く再現できることが確認された。

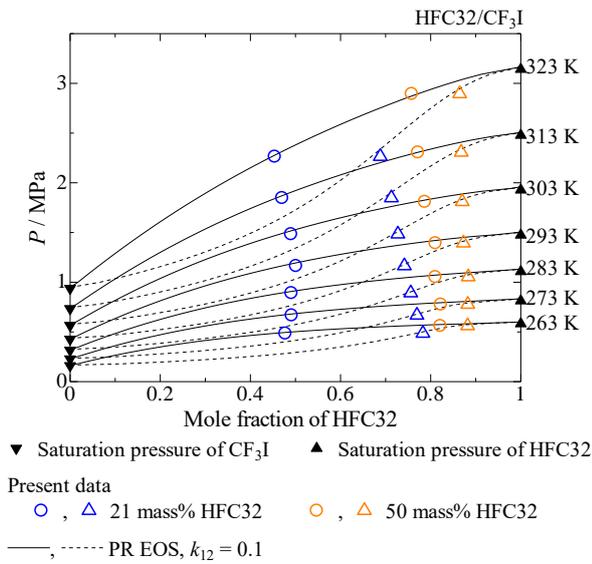


Fig. 2.1.2-17 VLE measurement results of HFC32/CF₃I

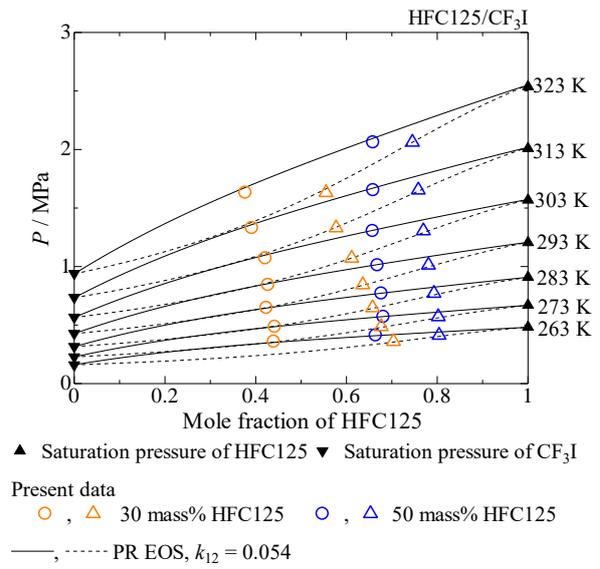


Fig. 2.1.2-18 VLE measurement results of HFC125/CF₃I

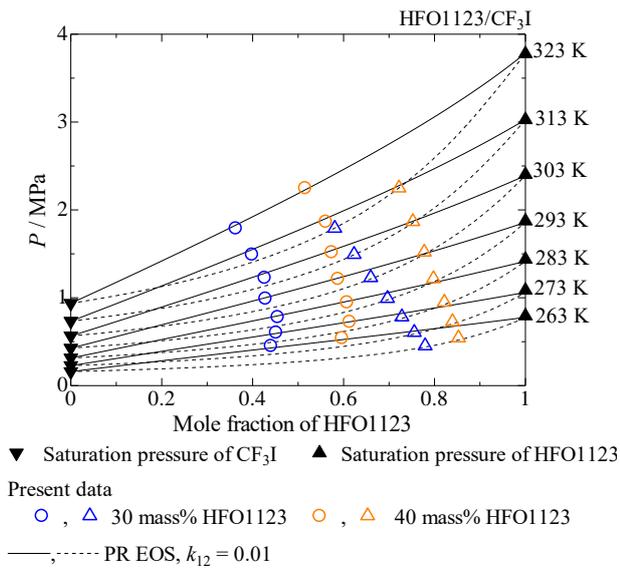


Fig. 2.1.2-19 VLE measurement results of HFO1123/CF₃I

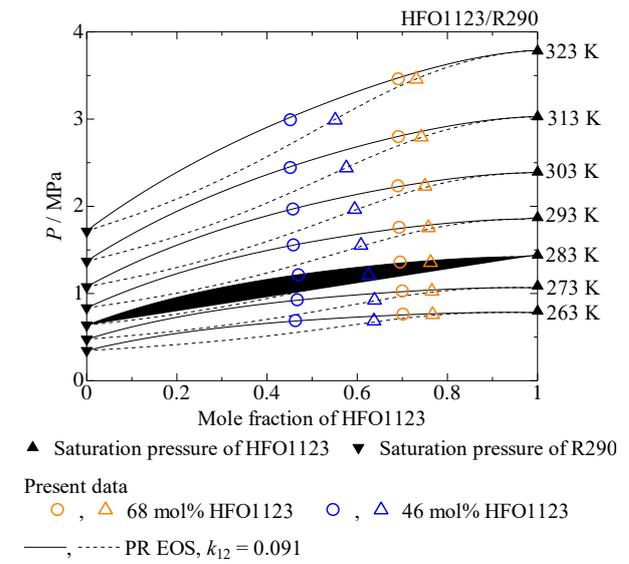


Fig. 2.1.2-20 VLE measurement results of HFO1123/R290

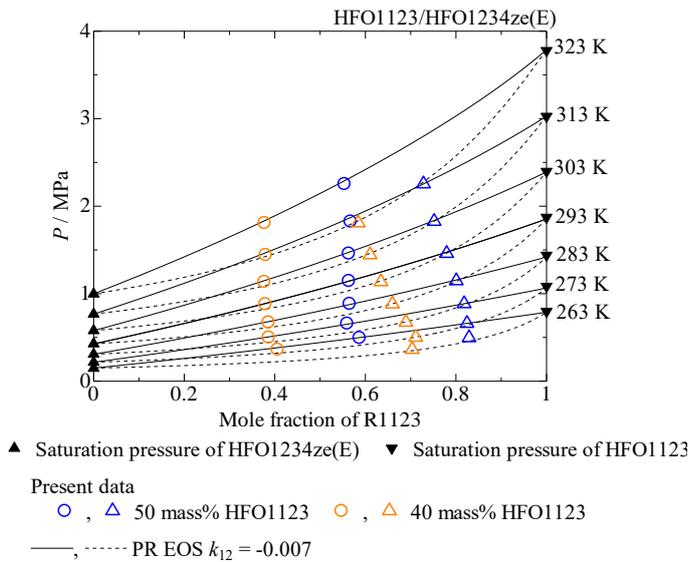


Fig. 2.1.2-21 VLE measurement results of HFO1123/HFO1234ze(E)

続いて、Fig. 2.1.2-22 に HFC32/HFC125/CF₃I および HFC32/HFO1123/CF₃I の 3 成分系における 283 K での気液平衡測定結果を示す¹⁶⁾。3 成分系における PR 式からの計算では、2 成分系における異種分子間相互作用パラメータのみを用いた。3 成分系では、2 成分系と比較し、実測との差がやや大きく現れている。本データはより高精度な Helmholtz 関数型状態方程式のパラメータ決定に際し、組成依存性の再現性を高める上で、非常に有用となる。

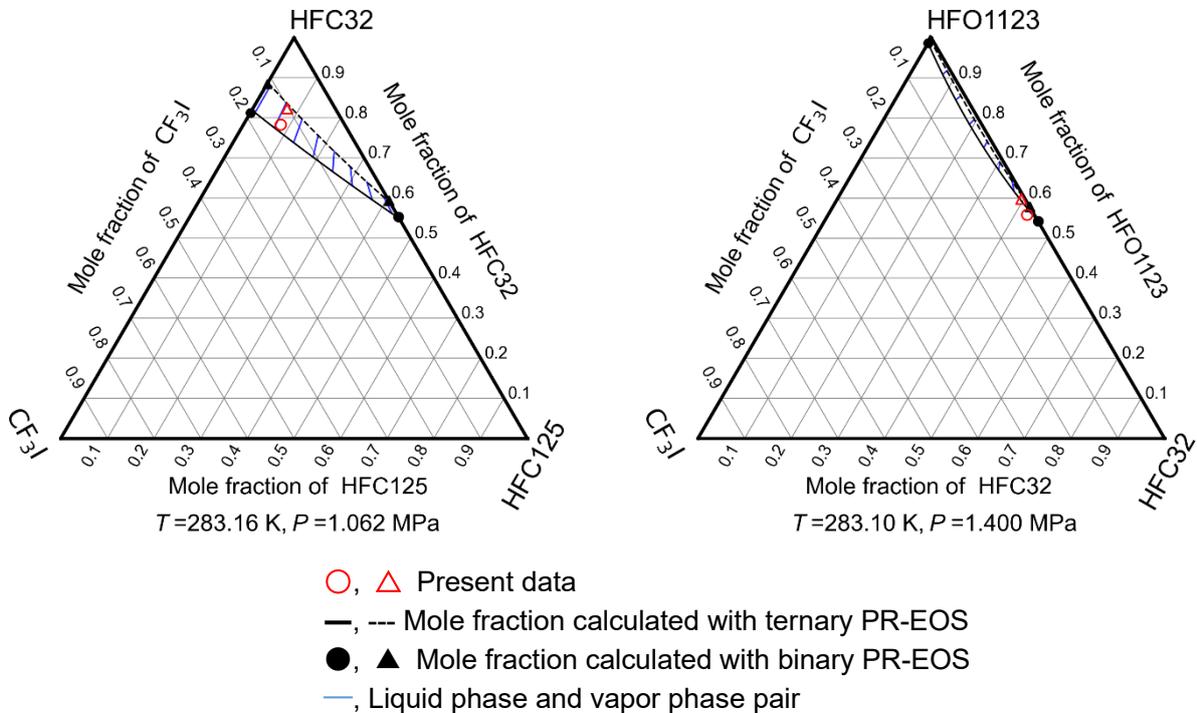


Fig. 2.1.2-22 VLE measurement results of HFC32/HFC125/CF₃I and HFC32/HFO1123/CF₃I

参考文献

- 1) Y. Nagata, K. Mizutani, H. Miyamoto: J. Chem. Thermodyn. 43(3), pp. 244-247 (2011).
- 2) H. Miyamoto, Y. Shoji, R. Akasaka, E. W. Lemmon: Int. J. Thermophys., 38(10), pp.157-166 (2017).
- 3) T. Matsumoto, H. Miyamoto: J. Chem. Thermodyn., 101, pp. 150-156, (2016).
- 4) R. Akasaka: The 11th Asian Thermophysical Properties Conference (ATPC 2016), Yokohama, Japan (2016).
- 5) E. W. Lemmon, I. H. Bell, M. L. Huber, M. O. McLinden: REFPROP ver. 10.0, NIST Standard Reference Database, 23, (2018).
- 6) R. Akasaka: Fluid Phase Equilib., 358, pp. 98-104 (2013).
- 7) P. M. Mathias, T. W. Copeman: Fluid Phase Equilib., 13, pp. 91-108 (1983).
- 8) R. Akasaka, E. W. Lemmon: to be presented at The Sixth IIR Conference on Thermophysical Properties and Transfer Processes of Refrigerants (TPTPR2021), September 1-3, Vicenza, Italy, (2021).
- 9) R. Akasaka: "Helmholtz free-energy type equation of state for CF₃I", private communication (2021).
- 10) H. Miyamoto, T. Saito, N. Sakoda, U. Perera, T. Ishii, K. Thu, Y. Higashi: Int. J. Refrig., 119, pp. 340-348 (2020).
- 11) T. Yamada, H. Miyamoto, N. Sakoda, Y. Higashi: Int. J. Thermophys., 41, 167 (2020).
- 12) H. Miyamoto, M. Nishida, T. Saito: J. Chem. thermodyn., 158, 106456 (2021).
- 13) H. Miyamoto, Y. Nakamura, K. Minai, T. Yamada: Fluid Phase Equilib., 558, 113440 (2022).
- 14) N. Sakoda, Y. Higashi, The Sixth IIR Conference on Thermophysical Properties and Transfer Processes of Refrigerants (TPTPR2021), September 1-3, Vicenza, Italy, (2021).
- 15) K. Kitabatake, H. Ishimaru, Y. Higashi, N. Sakoda, The 13th Asian Thermophysical Properties Conference (ATPC2022), Sept. 26-30, Sendai, Japan (2022).
- 16) 石丸寛明, 北嶋健太郎, 東之弘, 迫田直也, 2022 年度 日本冷凍空調学会年次大会, 9 月, 岡山 (2022).

2. 1. 3 高温 $PvTx$ 性質及び定圧比熱

2. 1. 3. 1 高温 $PvTx$ 性質

(1) 測定装置

日本大学理工学部では、次世代冷媒の高温域を含む $PvTx$ 性質及び定圧比熱の測定をおこなった。 $PvTx$ 性質の測定に用いた膨張容器を備える等容法の装置¹⁾を Fig. 2.1.3-1 を示す。

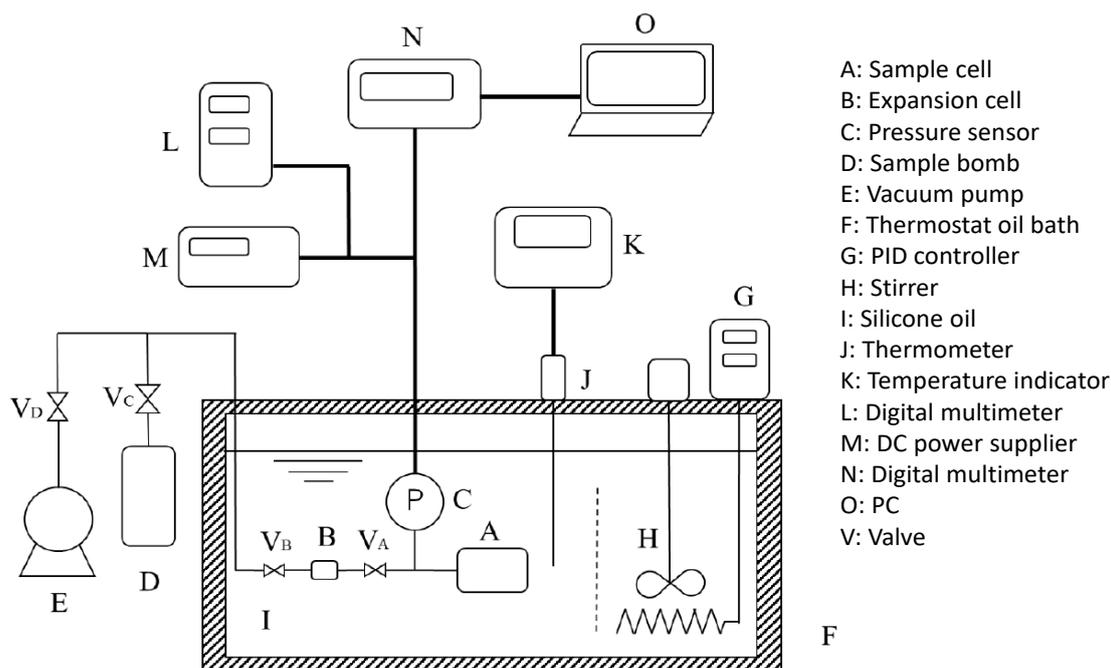


Fig. 2.1.3-1 Experimental apparatus for $PvTx$ property measurements based on the isochoric method with a constant volume vessel and an expansion vessel.

Fig. 2.1.3-1 に示す PvT 性質測定装置では、一定の容積を持つ容器に圧力センサが備えられ、任意の充填質量による等密度下で、恒温槽を用いて任意の温度において、圧力を測定する等容法を採用している。特に圧力センサは、高温域においても測定可能なセンサを用いており、さらに測定前に圧力が調整された窒素ガスを用いてセンサの圧力依存性を校正して使用している。等容法は、試料の充填量を変えることによって、密度が変わり、複数の等密度線に沿ってデータが得られるが、混合冷媒を測定対象とするため、試料の充填する際には、組成比も調整する必要があるが、その操作を少なくし、測定の迅速化や同組成の測定を実現するために膨張容器を備えている。特に、膨張時には高温下になることが多くなるため、ベローズ弁を用いて工夫している。圧力センサを備えた圧力容器の容積は約 8cc であるが、実際には、密度が良く知られている HFC134a などの純成分の冷媒を用いて容積を決定し、その温度依存性を考慮している。膨張容器は、約 3cc であり、一度あたりの膨張で、組成比が一定のままに圧力容器内の試料の質量（すなわち密度）を膨張前に比べて約 4 分の 1 程低い値に設定することができる。測定温度範囲は、323K から 453K であり、圧力は 10MPa までである。なお、この装置と同様で、膨張器を備えない一つの容器からなる等容法の装置も用いて測定をおこなった。その装置では、膨張器を備えないため、密度を変えるごとに試料を調整ならびに充填する必要があるが、充填時に液体窒素で調整した試料を全て測定装置に移動させることが可能なため、混合冷媒で任意の組成比と密度を設定して測定することができる。

(2) 高温 $PvTx$ 性質の測定結果

高温 $PvTx$ 性質の測定は、Table 2.1.3-1 に示すように、純物質については、HCFO1224yd(Z), CF₃I [R131I], HFO1123 を、2 成分系混合冷媒については、HFO1336mzz(E)/HFO1336mzz(Z), HFO1234yf/HFC32, HFO1234yf/CO₂, HFC32/CO₂, HFC32/CF₃I, HFO1123/CF₃I, HFO1123/HC290, HFO1123/HFO1234yf, 3 成分系混合冷媒については、HFO1234yf/HFC32/CO₂ を対象とした。

Table 2.1.3-1 Results of isobaric specific heat capacity measurements of at 25 °C, 50 kPa and 101 kPa.

Refrigerant	Composition	Reference
Pure substance		
HCFO1224yd(Z)		2
CF ₃ I		3
HFO1123		to be published
Binary mixture		
HFO1336mzz(E)/HFO1336mzz(Z)	43.80/56.20 mass%	to be published
HFO1234yf+HFC32	37.41/62.59 mass% 23.29/76.71 mass%	1, to be published
HFO1234yf+CO ₂	97.38/2.62 mass%	1, to be published
HFC32+CO ₂	97.25/2.75 mass%	1, to be published
HFC32+CF ₃ I	87.5/12.5 mass% 95.5/4.5 mass%	to be published
HFO1123+CF ₃ I	10/90 mass%	to be published
HFO1123+HC290	50/50 mass%	ongoing
HFO1123+HFO1234yf	50/50 mass%	ongoing
Ternary mixture		
HFC32+HFO1234yf+CO ₂	30.31/67.12/2.57 mass% 39.59/56.18/4.22 mass% 54.28/42.88/2.85 mass% 26.66/70.02/3.32 mass%	1, to be published

(a) 純物質の測定結果

HCFO1224yd(Z)の測定は、323K から 453K, 10MPa の範囲において、17本の等密度線に沿って169点のデータを得た²⁾。また、得られたデータを用いて、14本の等温線を得た。Fig. 2.1.3-2 に等密度線に沿った測定結果を、Fig. 2.1.3-3 に等温線に整理した結果を示す。

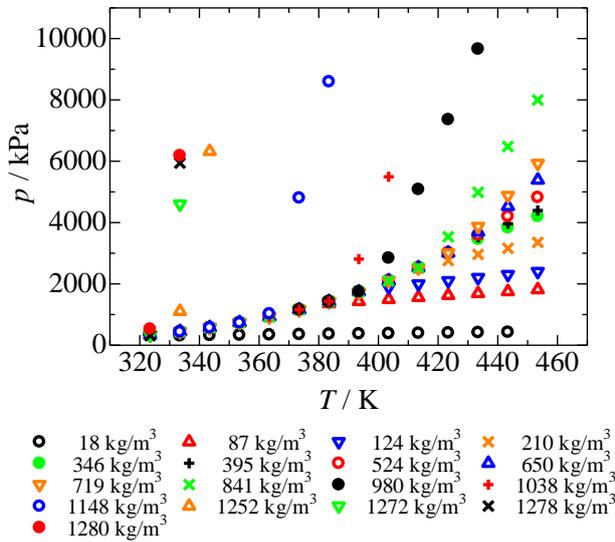


Fig. 2.1.3-2 PvTx property measurements of HCFO1224yd(Z). [P-T diagram]

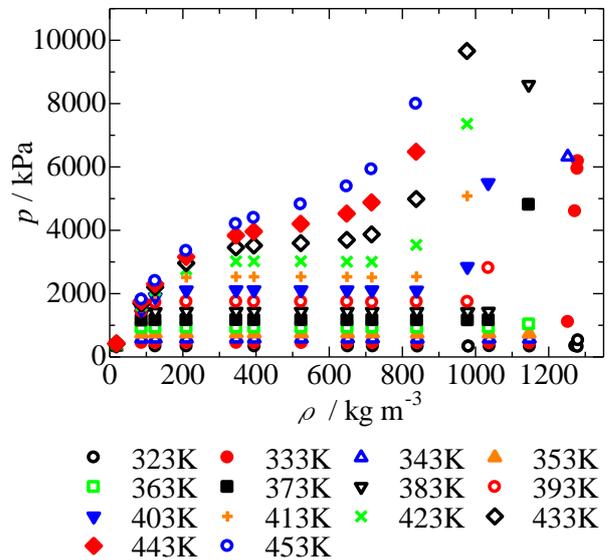


Fig. 2.1.3-3 PvTx property measurements of HCFO1224yd(Z). [P-ρ diagram]

CF₃I [R131I]の測定は、323K から 453K, 10MPa の範囲において、19本の等密度線に沿って116点のデータを得た³⁾。また、得られたデータを用いて、14本の等温線を得た。Fig. 2.1.3-4 に等密度線に沿った測定結果を、Fig. 2.1.3-5 に等温線に整理した結果を示す。

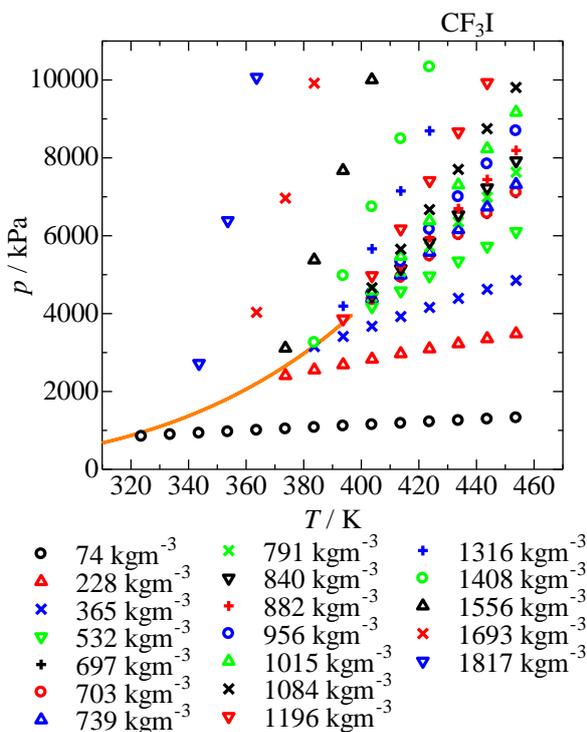


Fig. 2.1.3-4 PvTx property measurements of CF₃I. [P-T diagram]

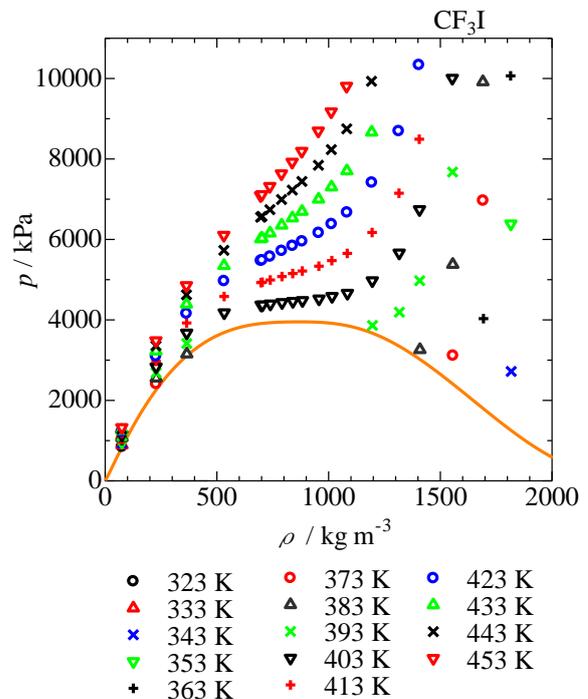


Fig. 2.1.3-5 PvTx property measurements of CF₃I. [P-ρ diagram]

HFO1123 の測定は、323K から 453K, 10MPa の範囲において、6本の等密度線に沿って74点のデータを得た。また、得られたデータを用いて、14本の等温線を得た。Fig. 2.1.3-6 に等密度線に沿った測定結果を、Fig. 2.1.3-7 に等温線に整理した結果を示す。

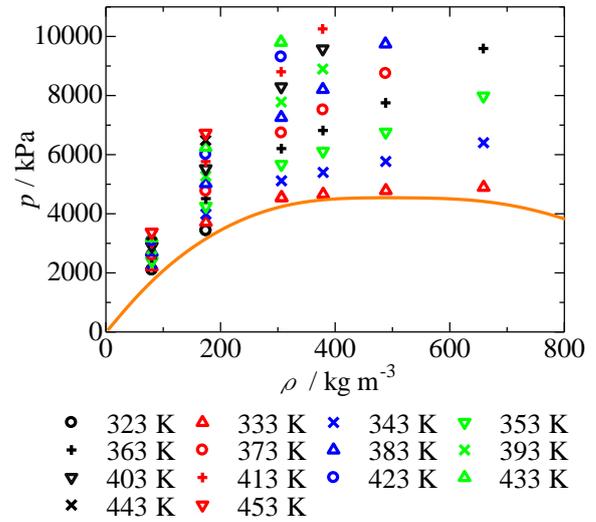
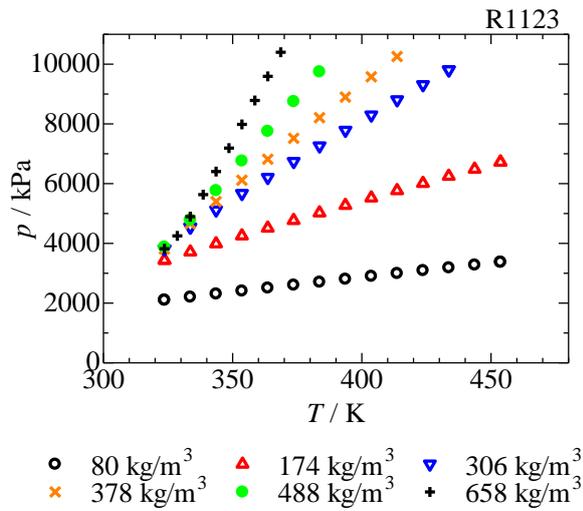


Fig. 2.1.3-6 $PvTx$ property measurements of HFO1123. [P - T diagram]

Fig. 2.1.3-7 $PvTx$ property measurements of HFO1123. [P - ρ diagram]

(b) 2成分系混合冷媒の測定結果

HFO1336mzz(E)/HFO1336mzz(Z)混合系に関して、1組成において3本の等温線に沿って42点の測定結果を得た。Fig. 2.1.3-8 に HFO1336mzz(E)/HFO1336mzz(Z) [43.80/56.20 mass%] の PT (圧力・温度) 線図を示す。

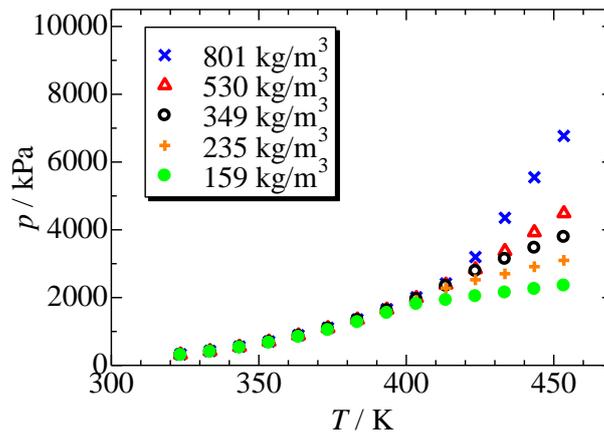


Fig. 2.1.3-8 $PvTx$ property measurements of HFO1336mzz(E)/HFO1336mzz(Z) [43.80/56.20 mass%].

HFO1234yf, HFC32, CO₂ の3成分に対して、それぞれの2成分混合系 HFO1234yf/HFC32, HFO1234yf/CO₂, HFC32/CO₂ に関して、HFO1234yf/HFC32 は2組成比, HFO1234yf/CO₂, HFC32/CO₂ は1組成において計21本の等温線に沿って233点の測定結果を得た。Fig. 2.1.3-9 に HFC32/CO₂ [97.25/2.75 mass%], Fig. 2.1.3-10 に HFO1234yf/CO₂ [97.38/2.62 mass%], Fig. 2.1.3-11 に HFC32/HFO1234yf [62.59/37.41 mass%], Fig. 2.1.3-12 に HFC32/HFO1234yf [23.29/76.71 mass%] の PT (圧力・温度) 線図を示す。

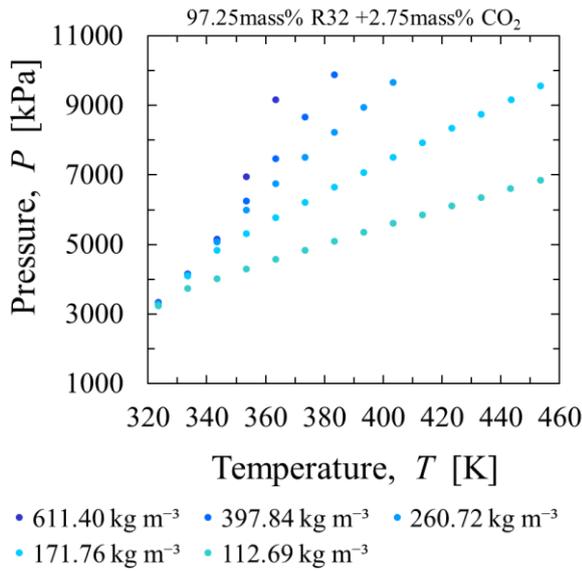


Fig. 2.1.3-9 $PvTx$ property measurements of HFC32/CO₂ [97.25/2.75 mass%].

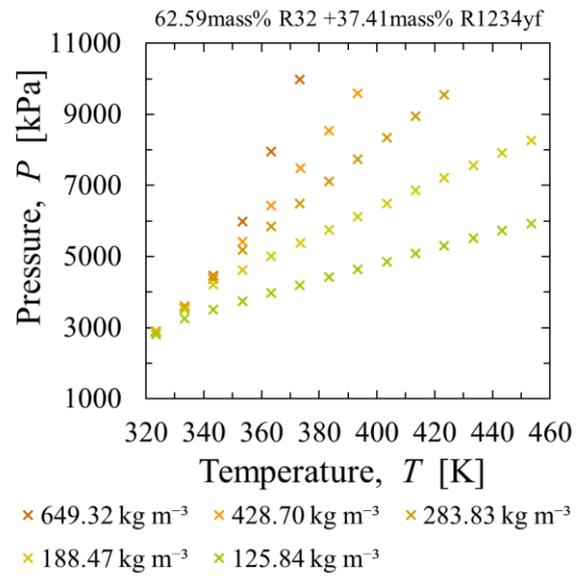


Fig. 2.1.3-11 $PvTx$ property measurements of HFC32/HFO1234yf [62.59/37.41 mass%].

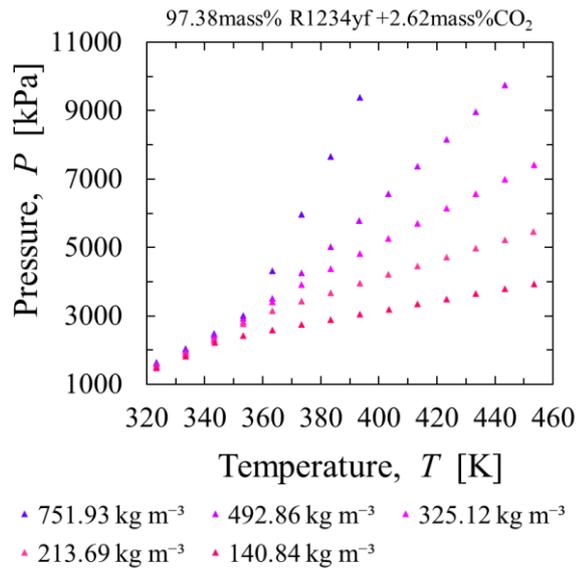


Fig. 2.1.3-10 $PvTx$ property measurements of HFO1234yf/CO₂ [97.38/2.62 mass%].

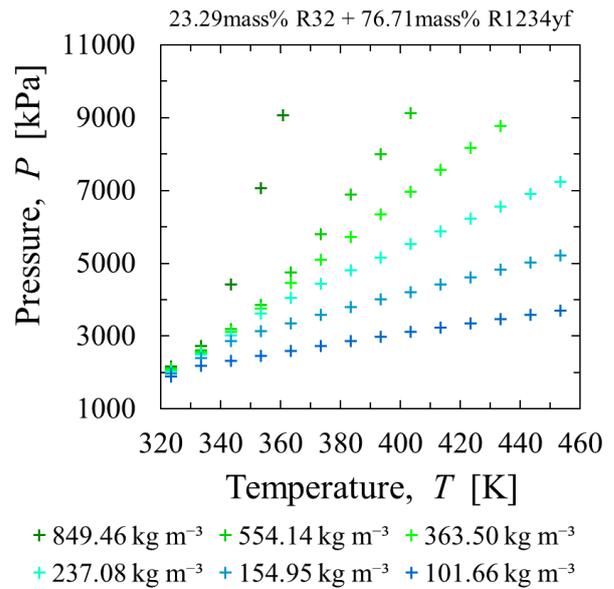


Fig. 2.1.3-12 $PvTx$ property measurements of HFC32/HFO1234yf [23.29/76.71 mass%].

HFC32/CF₃I 混合系に関して、2 組成において 11 本の等温線に沿って 105 点の測定結果を得た⁴⁾。Fig. 2.1.3-13 に HFC32/CF₃I [87.5/12.5 mass%] について、Fig. 2.1.3-14 に HFC32/CF₃I [95.5/4.5 mass%] についての PT (圧力・温度) 線図を示す。

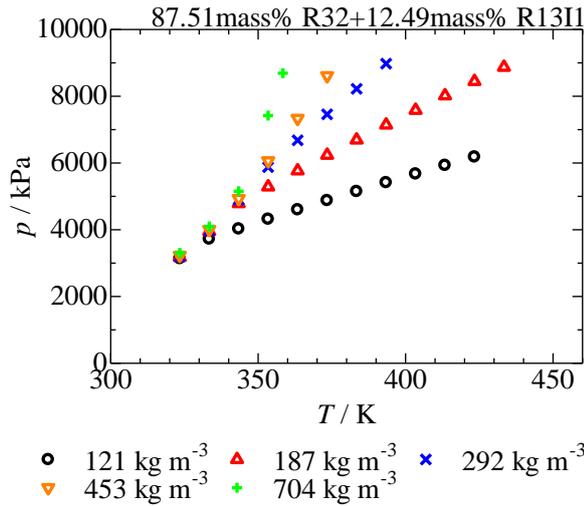


Fig. 2.1.3-13 $PvTx$ property measurements of HFC32/CF₃I [87.5/12.5 mass%].

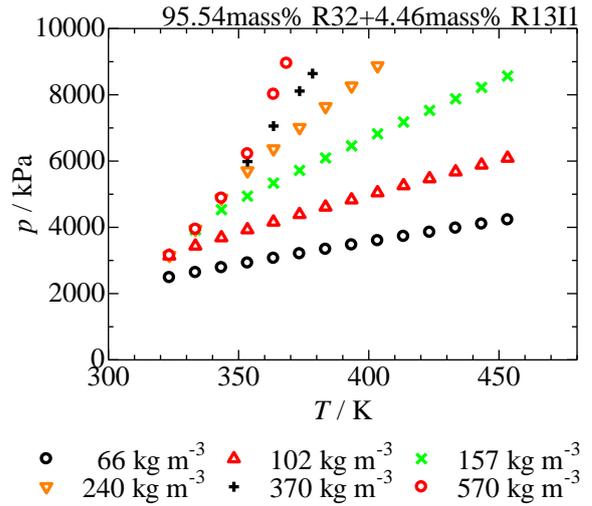


Fig. 2.1.3-14 $PvTx$ property measurements of HFC32/CF₃I [95.5/4.5 mass%].

HFO1123/CF₃I 混合系に関して、1 組成において 5 本の等温線に沿って 80 点の測定結果を得た。Fig. 2.1.3-15 に HFO1123/CF₃I[10/90 mass%]の PT (圧力・温度) 線図を示す。

HFO1123/HFO1234yf 混合系に関して、1 組成において 4 本の等温線に沿って 33 点の測定結果を得た。Fig. 2.1.3-16 に HFO1123/HFO1234yf [50/50 mass%]の PT (圧力・温度) 線図を示す。

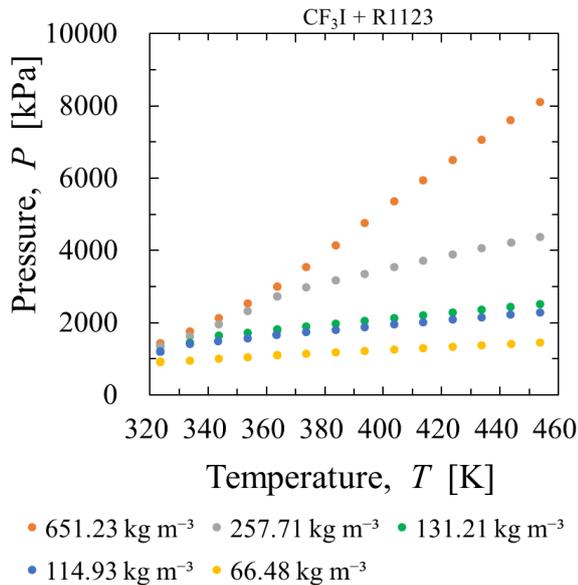


Fig. 2.1.3-15 $PvTx$ property measurements of HFO1123/CF₃I[10/90 mass%].

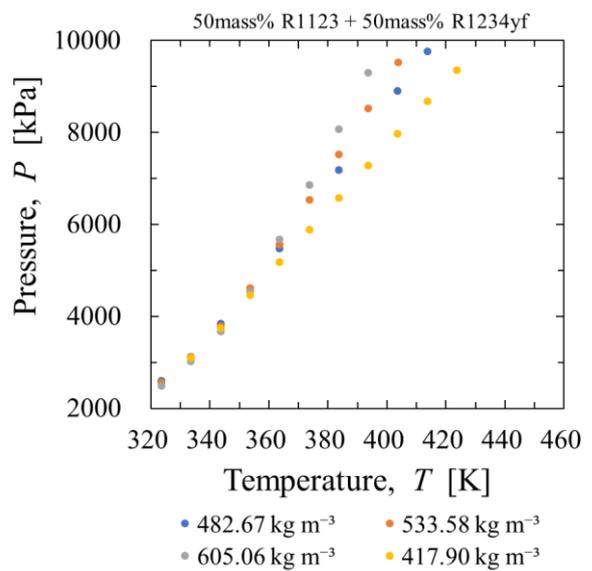


Fig. 2.1.3-16 $PvTx$ property measurements of HFO1123/HFO1234yf [50/50 mass%].

HFO1123/HC290 混合系に関して、1 組成において 9 本の等温線に沿って 110 点の測定結果を得た。Fig. 2.1.3-17 に HFO1123/HC290[50/50 mass%]の PT (圧力・温度) 線図を示す。

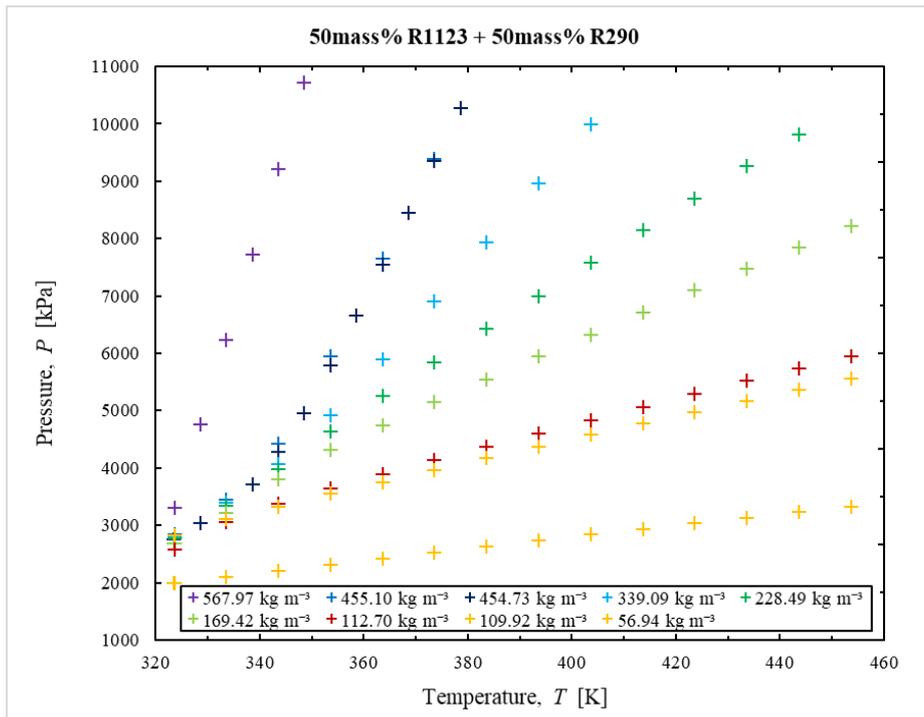


Fig. 2.1.3-17 $PvTx$ property measurements of HFO1123/HC290[50/50 mass%].

(c) 3成分系混合冷媒の測定結果

HFO1234yf/HFC32/CO₂ 混合系に関して、4 組成において 10 本の等温線に沿って 183 点の測定結果を得た¹⁾。Fig. 2.1.3-18 には HFC32/HFO1234yf/CO₂ [30.31/67.12/2.57 mass%] について、Fig. 2.1.3-19 には HFC32/HFO1234yf/CO₂ [39.59/56.18/4.22 mass%] について、Fig. 2.1.3-20 には HFC32/HFO1234yf/CO₂ [54.28/42.88/2.85 mass%] について、Fig. 2.1.3-21 には HFC32/HFO1234yf/CO₂ [26.66/70.02/3.32 mass%] について PT (圧力・温度) 線図を示す。

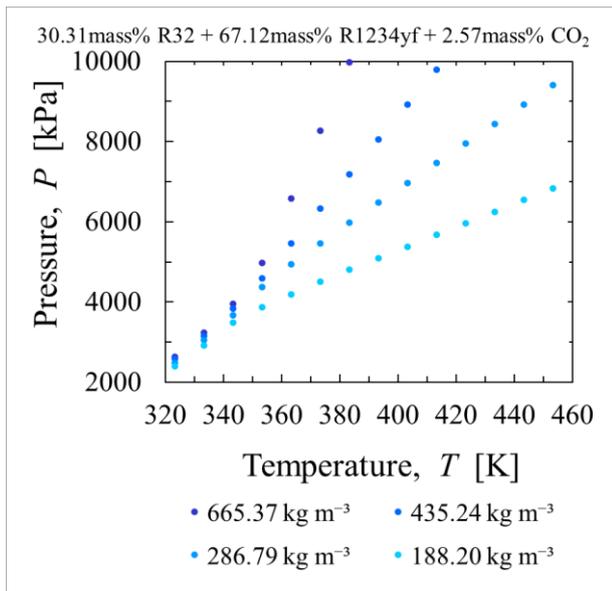


Fig. 2.1.3-18 $PvTx$ property measurements of HFC32/HFO1234yf/CO₂ [30.31/67.12/2.57 mass%]

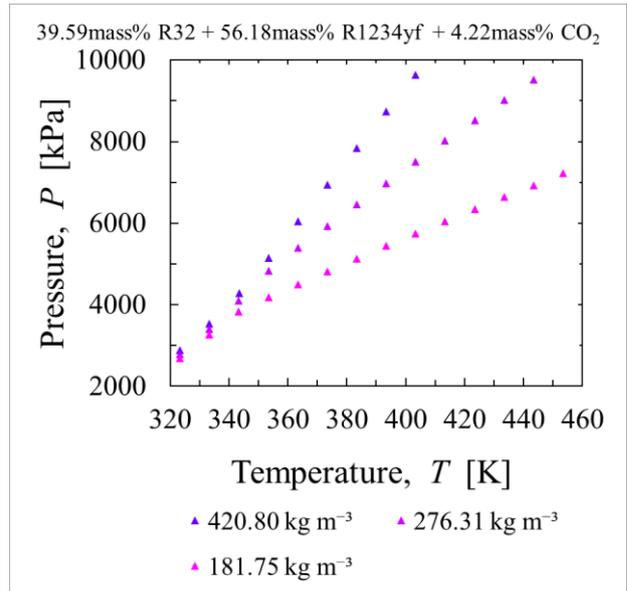


Fig. 2.1.3-19 $PvTx$ property measurements of HFC32/HFO1234yf/CO₂ [39.59/56.18/4.22 mass%]

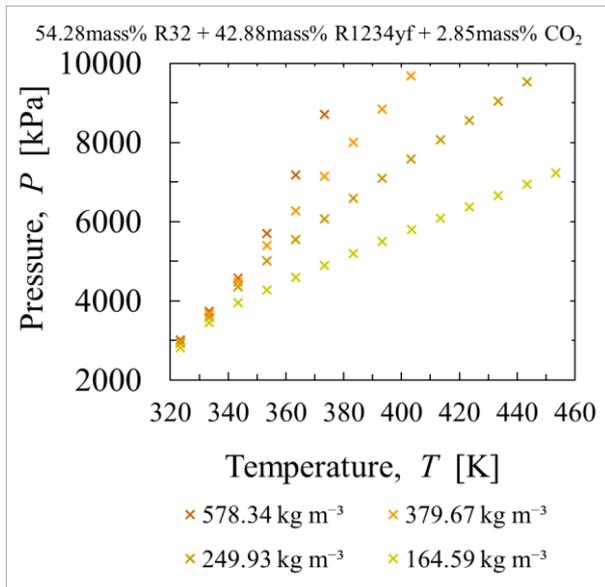


Fig. 2.1.3-20 $PvTx$ property measurements of HFC32/HFO1234yf/CO₂ [54.28/42.88/2.85 mass%]

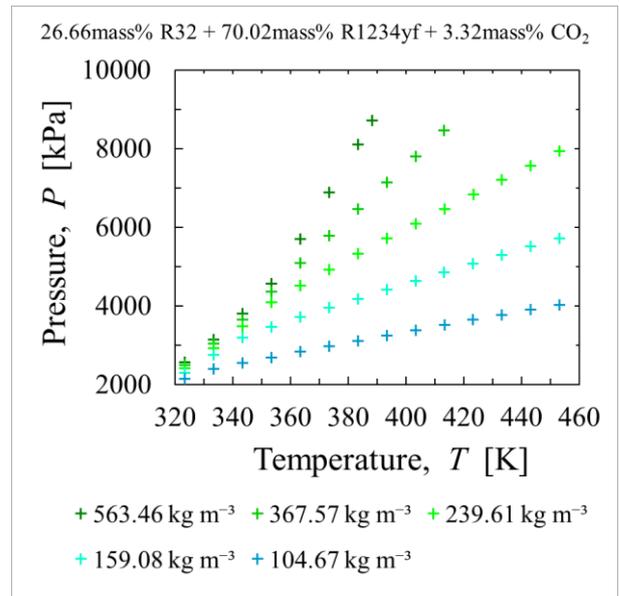


Fig. 2.1.3-21 $PvTx$ property measurements of HFC32/HFO1234yf/CO₂ [26.66/70.02/3.32 mass%]

2.1.3.2 定圧比熱

(1) 測定装置

定圧比熱の測定装置⁵⁾を Fig. 2.1.3-22 に示す。カロリメータとなる熱式流量計は、コリオリ式流量計と直列に接続し、同じ質量流量で流れる。熱式流量計の流路の前方に温度センサを、後方に圧力センサを設置している。流量計の流路の前方と後方に流量調節弁を設置しており、この弁で流量と圧力を調節する。流通させる試料は、500cc のポンペに数 g の試料を充填し、流量計と共に恒温槽内に設置している。恒温槽は、空気式であり、槽内にファンを設置して、強制的に空気を循環させている。流量計を通過した試料は、恒温槽外の液体窒素で冷却した回収容器で回収する。熱式およびコリオリ式流量計の出力は、デジタルマルチメータを介してパソコンに取り入れる。

定圧比熱の測定原理として、フロー法を用いた。フロー法は、試料を一定の流量で流通させて、ヒーターで加熱し、Eq.2.1.3-1 に示すように、加熱量 \dot{Q} に対して定圧比熱が温度変化量に反比例することを利用する。

$$\dot{Q} = \dot{m}c_p \frac{dT}{dt} \quad (2.1.3-1)$$

質量流量は、コリオリ式流量計を用いることで、質量流量に比例した出力電圧 V_c を示すので、コリオリ流量計の装置定数を K_c とすると、Eq.2.1.3-2 のように表せる。

$$\dot{m} = K_c V_c \quad (2.1.3-2)$$

熱式流量計は、装置定数となる比熱に反比例した電圧 V_T が出力されるので、熱式流量計の装置定数を K_T とすると、Eq.2.1.3-1 は Eq.2.1.3-3 のように表せる。

$$\dot{m} = \frac{\dot{Q}}{c_p \frac{dT}{dt}} = \frac{K_T V_T}{c_p} \quad (2.1.3-3)$$

コリオリ式流量計と熱式流量計を直列に接続し、同じ質量流量が流通すると、Eq.2.1.3-2 と Eq.2.1.3-3 より

$$K_c V_c = \frac{K_T V_T}{c_p} \quad (2.1.3-4)$$

Eq.2.1.3-4 を定圧比熱について整理すると,

$$c_p = \frac{K_T V_T}{K_c V_c} = K \frac{V_T}{V_c} \quad (2.1.3-5)$$

となる. K は流量計の統合した装置定数であり, あらかじめ比熱の良く知られている物質を用いて, コリオリ式流量計の出力電圧 V_c と熱式流量計の出力電圧 V_T を測定し, 装置定数 K を決めておく. 定圧比熱が未知な測定物質についても同様に, コリオリ式流量計の出力電圧 V_c と熱式流量計の出力電圧 V_T を測定することで, Eq.2.1.3-5 に入力し, 定圧比熱を求めることができる.

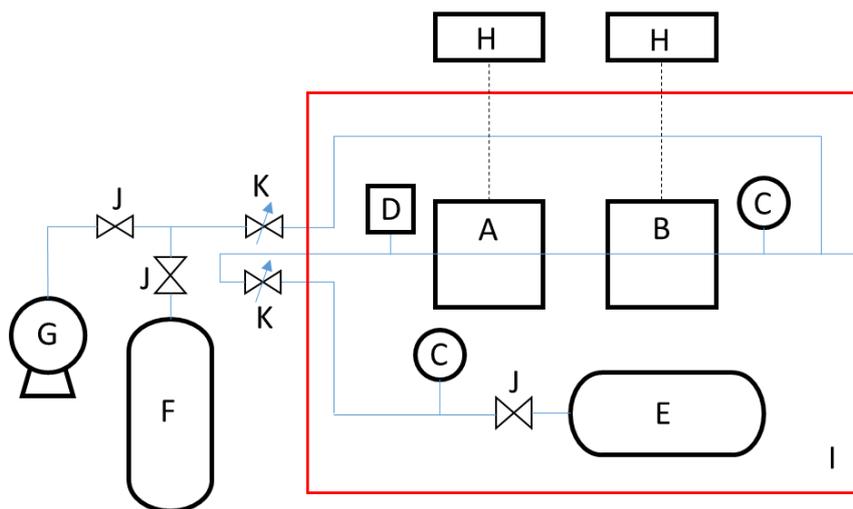


Fig. 2.1.3-22 Experimental apparatus for isobaric specific heat capacity measurements based on a flow calorimeter.

A: Calorimeter(thermal flow meter), B: Coriolis flow meter, C: Pressure sensor, D: Temperature sensor, E: Sample bomb, F: Recovery bomb, G: Vacuum pump, H: Digital multi meter, I: Thermostat, J: Valve, K: Flow control valve

(2) 定圧比熱の測定結果

定圧比熱の測定は, 25°Cにおいて 50 kPa 及び 101 kPa でおこなった. なお, 装置定数の決定のために用いた冷媒試料は, CO₂, HCFC22, HFC134a, HFC125, Ar である. 測定結果を Table 2.1.3-2 に示す. また, 2成分系混合冷媒 HFC32/HFO1234yf の組成比を複数変えたときの測定結果⁵⁾を Fig. 2.1.3-23 に示す. このとき, 組成比は mol とし, 比熱の単位も mol ベースでまとめたところ, mol ベースで理想混合となることを確認出来た.

Table 2.1.3-2 Results of isobaric specific heat capacity measurements of at 25 °C, 50 kPa and 101 kPa.

25°C	50 kPa	101 kPa	Composition ratio
Refrigerants	c_p [kJ/ kg K]		
CO ₂	0.842	0.851	
HCFC22	0.656	0.662	
HFC134a	0.847	0.851	
HFC125	0.790		
Ar		0.522	
HFC32	0.821	0.844	
HFO1234yf	0.899	0.912	
CF ₃ I	0.403	0.399	
HFO1123	0.858	0.845	

HCFO1224yd(Z)	0.784	0.817	
HFO1243zf	0.941	0.987	
HCFO1233zd(E)	0.820		
HFO1336mzz(E)	0.871		
R407C	0.823		
HFC32/CF ₃ I		0.489	49.38/50.62 mol%
HFC32/HFC125/CF ₃ I		0.66	49.0/11.5/39.5 mol%
HFO1123/HC290			50.0/50.0 mass%
HFO1123/HFO1234yf			50.0/50.0 mass%

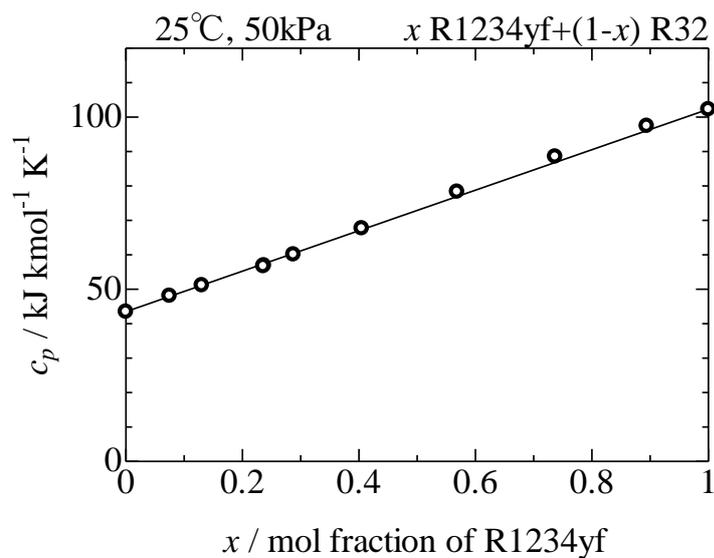


Fig. 2.1.3-23 Composition dependence of isobaric specific heat capacity for HFC32/HFO1234yf mixture

参考文献

- 1) 田中英次, 田中勝之: 2021 年度日本冷凍空調学会年次大会, D231 p.1-2 東京(web 開催) (2021).
- 2) Katsuyuki Tanaka: Abstract in 12th Asian Thermophysical Properties Conference, P31, Xi'an (2019).
- 3) 田中勝之: 熱物性, 35(4), 140 (2021).
- 4) 田中勝之: 2021 年度日本冷凍空調学会年次大会, D232 p.1-2 東京(web 開催) (2021).
- 5) 田中勝之: 2021 年度日本冷凍空調学会年次大会, D233 p.1-2 東京(web 開催) (2021).

2.1.4 表面張力

長崎大学では示差毛管上昇法を用いて冷媒の表面張力を測定した。本測定法は、ガラス製毛細管内の液柱高さが、表面張力と液柱に作用する体積力のバランスによって定まることを利用するものである。Fig. 2.1.4-1 の左図へ示すようにメニスカス底部を基準として液柱高さの差、すなわち示差 Δh_m を測定し、メニスカス底部より半球状に持ち上がった体積分を補正する。Fig. 2.1.4-1 の右図へ表面張力測定装置の概略図を示す。耐圧容器(A)の中に、内半径の異なる3本のガラス製毛細管を鉛直に設置し、毛細管の下端から半分程度を測定対象の冷媒で満たした。この圧力容器をプロピレングリコール水溶液で満たされた恒温槽(B)内に設置し、恒温槽内の温度をPIDコントローラ(K)、三つの攪拌機(E)、電気ヒータ(F)、およびチラー(G)を用いて、恒温槽内の槽液の温度を ± 10 mK以内で制御した。圧力容器内の冷媒の温度は、ITS-90に準拠して校正された白金測温抵抗体(M)およびブリッジASL F-500(C)を用いて測定を行った。恒温槽の側面に設置されたガラス窓からデジタル読取顕微鏡(D)を用いて液面を観察し、デジタル読取顕微鏡に設置したCCDカメラ(I)と外部モニタ(J)を介して、毛細管内の液面上昇高さを測定した。なお、圧力容器および毛細管は、試験前に超音波洗浄器を用いて弱アルカリ溶液および蒸留水で十分に洗浄されたものを使用した。見積もられる95%包括度の測定不確かさは 0.22 mNm^{-1} であり、実験の健全性については、HFC134a, HFC32 および HFC245fa の表面張力を測定し、文献値と $\pm 0.15 \text{ mNm}^{-1}$ 以内で一致していることから、十分な再現性が得られていると判断した。組成はサンプル充填時に行った重量法で算出し、試験後に液体窒素で回収したサンプルを分析した結果と概ね $\pm 1\%$ で一致していることを確認済みである。

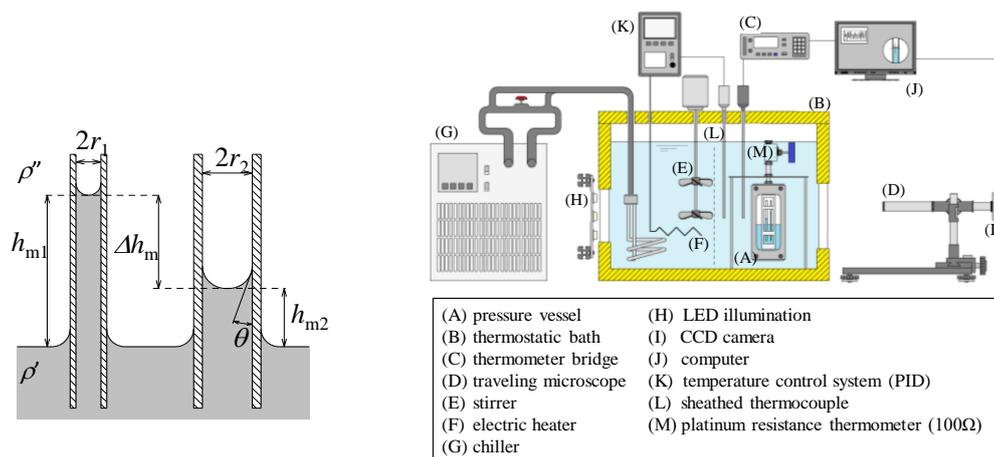


Fig. 2.1.4-1 Measurement method. Principle of a differential capillary rise height (left) and measurement setup (right).

本プロジェクト期間中に表面張力を測定した単体冷媒は、13種類である。但しこれには、混合冷媒測定のために改めて測定したものや、低温のデータが不足しており再測定を行った冷媒なども含まれる。これら冷媒の表面張力を Fig. 2.1.4-2 へまとめる。図中のシンボルは測定結果を示し、付随する縦のバーは測定不確かさを表している。ほとんどの冷媒について表面張力を約 225 K の低温まで測定することができた。また、曲線は測定値などに基づいた相関式を示す。この相関式を Table 2.1.4-1 へまとめる。相関式中の温度 T の分母にあたる値は、臨界温度であり、そのほとんどは本プロジェクトで提供された値である。また、Table 2.1.4-1 には Parachor の値を併記する。Parachor は気液のモル密度差と表面張力の関係を、次式のように非常に簡単に表すことができる値である。

$$\sigma = \{[P](\bar{\rho}' - \bar{\rho}'')\}^4 \quad (2.1.4-1)$$

ここに $\bar{\rho}'$ および $\bar{\rho}''$ はそれぞれ、液および蒸気のモル飽和密度 [mol cm^{-3}] である。この Parachor の値は臨界点近傍を除けばほとんど温度に依存するとは言われており、HFO1336mzz(E)を除いて一定の値を得ることができた。HFO1336mzz(E)については、温度依存性が無視できなかつたため、温度の関数で表すこととした。

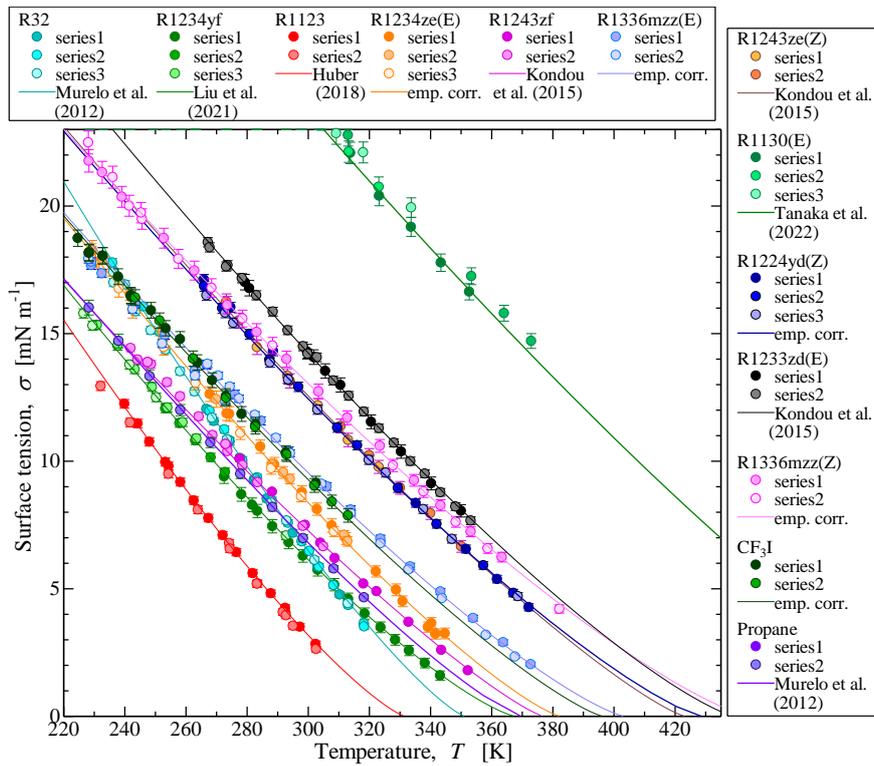


Fig. 2.1.4-2 Surface tension measured for low GWP refrigerants and mixture components.

Table 2.1.4-1 Empirical correlation and Parachor for single components.

Compound	Empirical correlation for σ [mN m ⁻¹]	Parachor	References for correlation for crit. temp.
HFO1123	$\sigma = 61.2 \left(1 - \frac{T}{331.73}\right)^{1.26}$	123.3	JAREF ¹⁾ Higashi ⁷⁾
HFO1234yf	$\sigma = 55.24 \left(1 - \frac{T}{367.85}\right)^{1.30}$	172.0	JAREF ¹⁾ JAREF ¹⁾
HFO1234ze(E)	$\sigma = 61.98 \left(1 - \frac{T}{382.51}\right)^{1.281}$	171.9	Mulero ⁶⁾ Higashi ⁹⁾
HFO1243zf	$\sigma = 53.30 \left(1 - \frac{T}{378.93}\right)^{1.247}$	167.7	JAREF ¹⁾ Higashi ¹¹⁾
HFO1234ze(Z)	$\sigma = 56.57 \left(1 - \frac{T}{423.27}\right)^{1.22}$	177.6	JAREF ¹⁾ Higashi ¹⁰⁾
HCFO1233zd(E)	$\sigma = 61.95 \left(1 - \frac{T}{438.75}\right)^{1.277}$	202.4	JAREF ¹⁾ Hulse ¹⁴⁾
HCFO1224yd(Z)	$\sigma = 57.02 \left(1 - \frac{T}{428.69}\right)^{1.265}$	207.0	JAREF ¹⁾ Higashi ⁸⁾
HFO1336mzz(E)	$\sigma = 53.71 \left(1 - \frac{T}{403.53}\right)^{1.27}$	237.45-0.0483T	Iwasaki ²⁾ Sakoda ⁵⁾
HFO1336mzz(Z)	$\sigma = 55.48 \left(1 - \frac{T}{444.5}\right)^{1.29}$	230.04	Unpublished Tanaka ¹²⁾
HCO1130(E)	$\sigma = 70.21 \left(1 - \frac{T}{516.5}\right)^{1.25}$	173.4	Tanaka ³⁾ Tanaka ³⁾

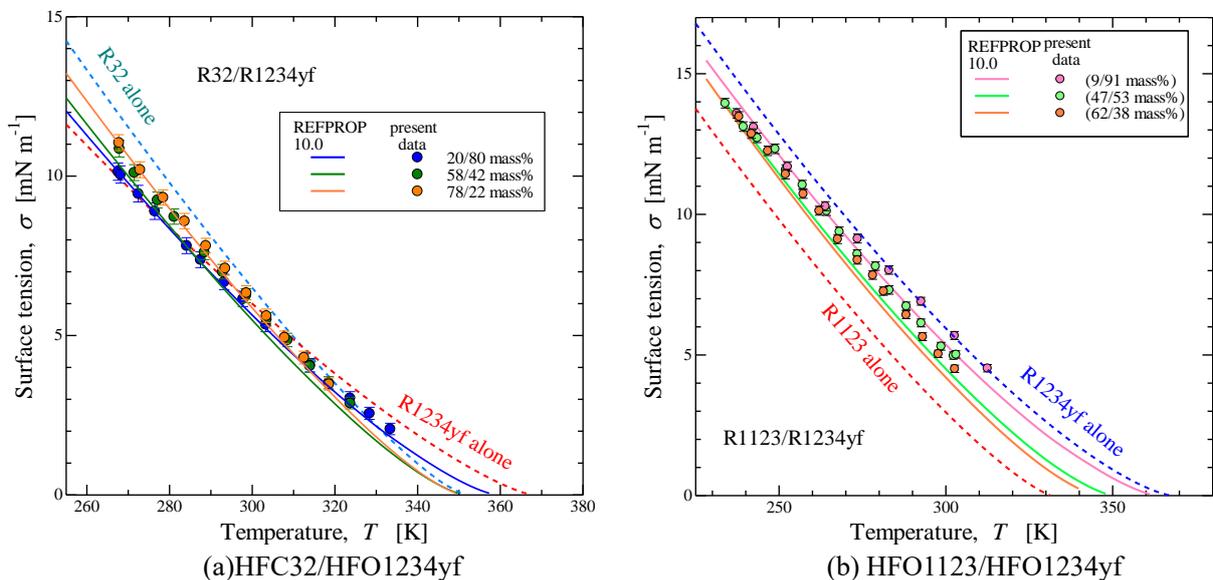
CF ₃ I	$\sigma = 53.53 \left(1 - \frac{T}{396.495}\right)^{1.24}$	170.24	Numadate ⁴⁾ Perera ¹³⁾
HC290	$\sigma = 53.34 \left(1 - \frac{T}{369.89}\right)^{1.235} - 17.48 \left(1 - \frac{T}{369.89}\right)^{4.404}$	151.62	Mulero ¹⁵⁾ Lemmon ¹⁶⁾

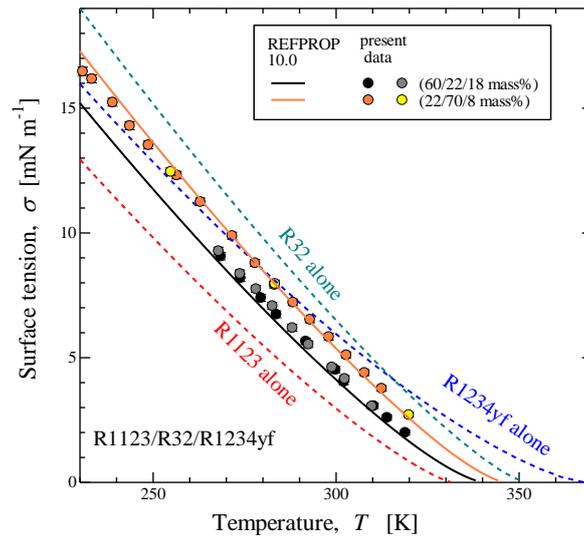
次いで、混合冷媒の表面張力を測定した。以下へ示す Figs. 2.1.4-3~5 中、シンボルは組成別に測定結果を示しており、実線は REFPROP10.0¹⁷⁾を用いた計算結果を示している。REFPROP10.0 の内部では以下に示す、混合冷媒用に適応できる Parachor 法を用いて計算している。

$$\sigma = \left\{ \sum_i [P_i] (\bar{\rho}' x_i - \bar{\rho}'' y_i) \right\} \quad (2.1.4-2)$$

ここに、 x_i および y_i はそれぞれ、液および蒸気相 i 成分のモル分率を示す。 $\bar{\rho}'$ および $\bar{\rho}''$ は、飽和液および飽和蒸気のコモル密度 [mol cm⁻³] を示す。また、 $[P_i]$ は i 成分の Parachor である。組成および飽和密度の計算は REFPROP10.0 内部で行われるが、以下へ示す結果では本プロジェクトで開発された各冷媒の状態方程式と、最適化された混合パラメータを用いた。

まず、HFO1123 を含む HFO1123/HFC32/HFO1234yf 系三成分混合冷媒について測定を行った。この三成分を構成する二成分混合の組み合わせについて測定を行った。その結果を Figs. 2.1.4-3(a)~3(b)へ示す。HFC32/HFO1234yf の測定結果は計算結果と非常によく一致しており、状態方程式、混合パラメータ、ならびに Parachor の全てが精度良く提供されている。HFO1123/HFO1234yf では 260 K 以上で測定データの方が高い傾向を示し、9/91 mass%では HFO1234yf 単体との差異はわずかであった。以上を踏まえ、HFO1123/HFC32/HFO1234yf 系三成分混合冷媒の測定結果を Fig. 2.1.4-3(c)へ示す。いずれの結果も HFO1234yf の組成は 18 mass% および 8 mass% と比較的低い値である。250 K 以下では、測定結果が幾分計算結果よりも低い値を示し、270 K 以上では測定結果が計算結果よりも幾分高い値を示しているものの、全測定範囲をとおして良い一致を示している。

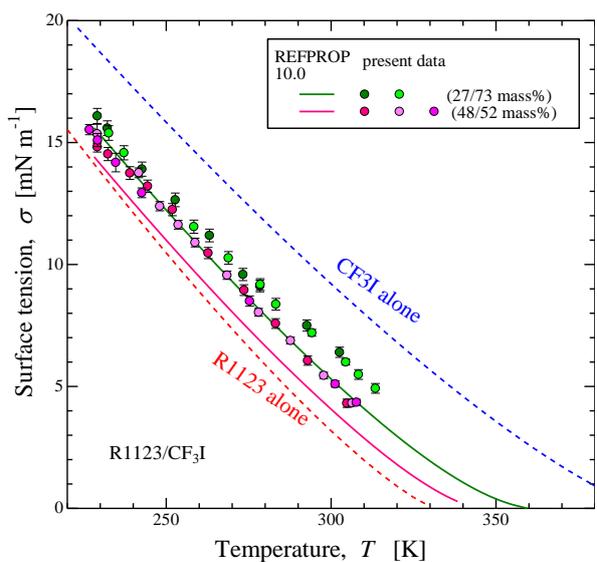




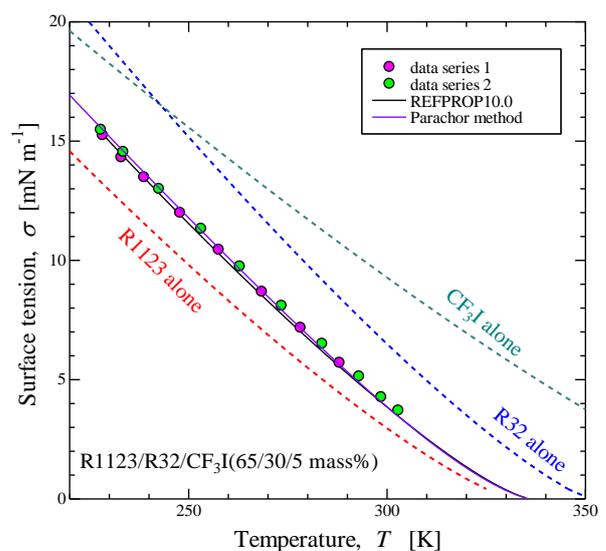
(c) HFO1123/HFC32/HFO1234yf

Fig. 2.1.4-3 Surface tension measured for HFO1123/HFC32/HFO1234yf and its constituent binary mixtures¹⁸⁾

Fig. 2.1.4-4 ~ HFO1123/HFC32/CF₃I 系三成分混合冷媒の結果を示す. この三成分のうち, HFO1123/CF₃I 系混合冷媒については, 密度等ほとんど測定値が提供されておらず, 混合パラメータも最適化されていなかったため特に確認を行った. その結果を Fig. 2.1.4-4(a)へ示す. 実線は, REFPROP10.0 内部で自動的に生成される混合パラメータを用いた計算結果を示す. 測定結果は, 計算結果よりも明らかに高い値を示し, 特に臨界点へ向けてこの差異が広がる. 九州大学 (NEXT-RP) でも臨界点付近の飽和密度に対し, 測定結果と計算結果に大幅に差異があったと報告を受けていたことから, 臨界点もかなりの計算誤差があるものと予想される. 表面張力の測定結果からは, この二成分系の臨界温度は計算結果よりも約 5 K ほど高いと推算される. このように, HFO1123/CF₃I については混合パラメータの調整を要するが, 本プロジェクトで調査を行う HFO1123/HFC32/CF₃I 系三成分混合冷媒では, CF₃I の組成が 10 mass%以下と低い領域を扱った. Figs. 2.1.4-4(b)~4(d)へそれぞれ, 組成 65/30/5 mass%, 68/22/10 mass%, および 73/22/5 mass%の測定結果を示す. いずれの組成も, 測定結果と計算結果は良く一致していた. REFPROP10.0 を用いた計算とともに Parachor 法から計算した値は一致しており, この組み合わせについても REFPROP10.0 内部では Parachor 法が適用されていることが確認できた.



(a) HFO1123/CF₃I



(b) 65/30/5 mass%

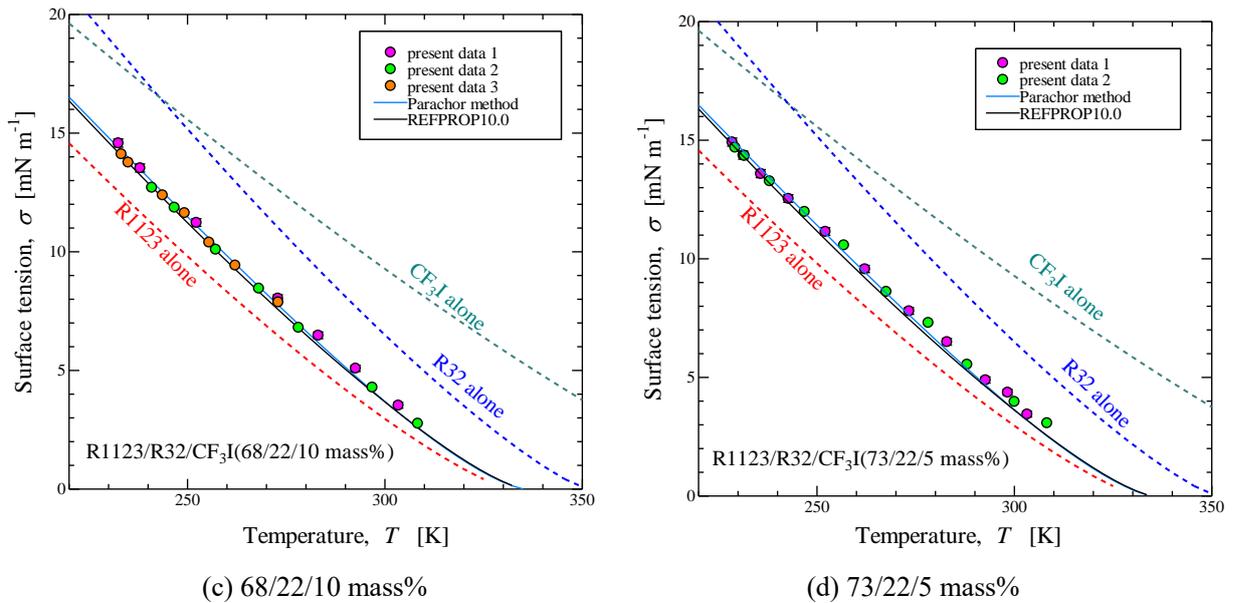


Fig. 2.1.4-4 Surface tension measured for HFO1123/HFC32/CF₃I¹⁹⁾

Fig. 2.1.4-5 は HFO1123/HC290 系二成分混合冷媒の表面張力測定結果を示す。組成 78/22 mass%について 2 回の測定を行った。この組成では、かなり HFO1123 単体の表面張力に近い値を示すが、REFPROP10.0 の推算結果も、定性的に一致している。なお、この二成分系については、本プロジェクトで着手されたばかりのため混合パラメータの最適化はまだなされていないが、最適化後はさらに良い一致を得られるものと期待される。

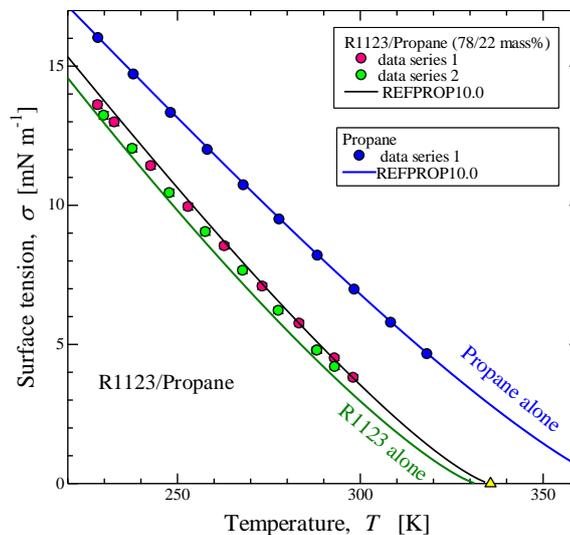


Fig. 2.1.4-5 Surface tension measured for HFO1123/HC290

以上、HFO1123 を中心とした新たな混合冷媒についての表面張力測定結果を示したが、このほか、ASHRAE への登録が済んでいる R455A(HFO1234yf/HFC32/R744: 75.5/21.5/3.0 mass%)および R488A (HFC32/HFC125/HFO1234yf/HFC134a/HFO1234ze(E): 26/26/20/21/7 mass%)についても測定を行った。この結果を Fig. 2.1.4-6 へ示す。これらの予混合冷媒については以前のバージョンである REFPROP9.1 と、本プロジェクトで開発された混合パラメータを含む REFPROP10.0 との比較を行った。R455A の測定結果は REFPROP10.0 と良く一致しているが、REFPROP9.1 では幾分高い結果を与える。R488A は五成分混合のため、HFC125/HFO1234ze(E)など幾つかの組み合わせについての調査がなされておらず、まだ全ての組み合わせについて混合パラメータの最適化が完了していない。しかしながら、最適化されたパラメータを含む REFPROP10.0 の方がかなり測定値に近い値を与えている。このように、表面張力の計算には混合パラメータの最適化はかなり大きな影響を与える。

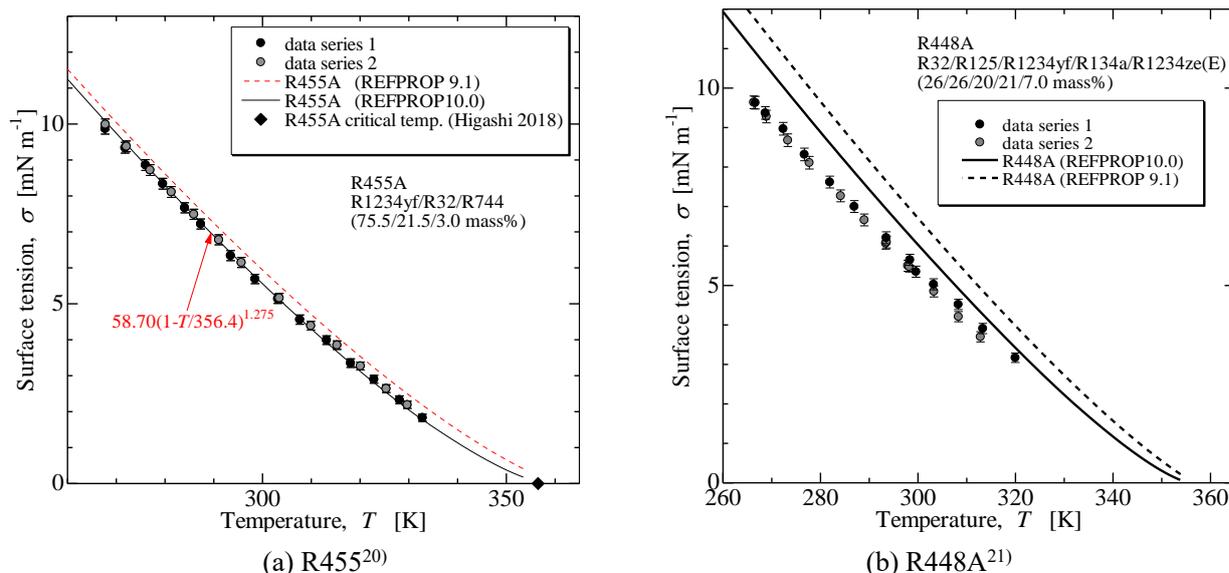


Fig. 2.1.4-6 Surface tension measured for premixed refrigerants R455A and R448A

参考文献

- 1) Y. Kayukawa, C. Kondou, N. Sakoda, K. Kariya, S. Fukuda: "JSRAE Thermodynamic Tables, Vol.5. HFOs and HCFOs, Ver.1.0" Japan Society of Refrigerating and Air Conditioning Engineers, Tokyo (2021).
- 2) S. Iwasaki, C. Kondou, Y. Higashi: Trans. JSRAE. 37, 73 (2020). (in Japanese).
- 3) K. Tanaka, C. Kondou, S. Fukuda, R. Akasaka: Int. J. Thermophys., 43, 69 (2022).
- 4) 沼館拓弥, 城島有基, 大坪佑真, 劉宇飛, 近藤智恵子: 2021年度日本冷凍空調学会年次大会, D212 p.1-6 東京(web開催) (2021)
- 5) N. Sakoda, Y. Higashi, R. Akasaka, R.: J. Chem. Eng. Data., 66, 734 (2020).
- 6) A. Mulero, I. Cachadiña: J. Phys. Chem. Ref. Data 43, 023104 (2014).
- 7) Y. Higashi, R. Akasaka: Proc.16th Int. Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue, Paper ID: 1688, West Lafayette, Indiana (2016).
- 8) Y. Higashi, R. Akasaka: Proc. the 11th Asian Thermophysical Properties Conference, Yokohama, Japan (2016).
- 9) Y. Higashi, K. Tanaka, T. Ichikawa: J. Chemical & Engineering Data, 55(4), 1594 (2010).
- 10) Y. Higashi, S. Hayasaka, C. Shirai, R. Akasaka: Int. J. Refrig., 52, 100 (2015).
- 11) Y. Higashi, N. Sakoda: J. Chem. Eng. Data, 63(10), 3818 (2018).
- 12) K. Tanaka, R. Akasaka, E. Sakaue, J. Ishikawa, K. K. Kontomaris: J. Chem. Eng. Data, 62(3), 1135 (2017).
- 13) U.A. Perera, K. Thu, N. Sakoda, M. Kozue, Y. Higashi: J. Chem. Eng. Data.67(9) 2182 (2022).
- 14) R.J. Hulse, R.S. Basu, R.R. Singh, R.H.P. Thomas: J. Chem. Eng. Data, 57(12), 3581 (2012).
- 15) A. Mulero, I. Cachadiña, M.I. Parra: J. Phys. Chem. Ref. Data, 41(4), 043105 (2012).
- 16) E.W. Lemmon, M.O. McLinden, W. Wagner: J. Chem. Eng. Data, 54, 3141(2009).
- 17) E.W. Lemmon, I.H. Bell, M.L. Huber, M.O. McLinden: Reference Fluid Properties, version 10.0, Applied Chemicals and Materials Division National Institute of Standards and Technology, Boulder.
- 18) 大坪祐真, 沼館拓弥, 城島有基, 川原豪真, 近藤智恵子, 劉宇飛: 第91回マリンエンジニアリング学術講演会, no.106, 神戸 (2021).
- 19) 大坪祐真, 川原豪真, 野中隆太郎, 劉宇飛, 近藤智恵子: 2022年度日本冷凍空調学会年次大会, C312, 岡山 (2022).
- 20) 近藤智恵子, 東之弘: 第88回マリンエンジニアリング学術講演会, no.207, 岡山 (2018).
- 21) 沼館拓弥, 岩崎俊, 城島有基, 近藤智恵子, 東之弘: 第89回マリンエンジニアリング学術講演会講演会, OS2-8, pp.173-174. 函館, (2019).

2.1.5 音速

産総研で開発した円筒型音波・マイクロ波共振器を用いた音速・誘電率測定装置¹⁾⁻³⁾により、各種冷媒の気相域における音速測定を行った。円筒型音波・マイクロ波共振器および音速・誘電率測定装置全体の概略図を Fig. 2.1.5-1 および Fig. 2.1.5-2 にそれぞれ示す。円筒型共振器は熱伝導度および電気伝導度が高い無酸素銅製であり、キャビティ長さ約 50 mm、キャビティ直径約 24 mm である。サンプルガス圧力による共振器形状の変形を抑えるため、キャビティ内外圧が等しくなるように SUS316 製の圧力容器内に格納されている。サンプルガスは圧力容器上部から配管を通して圧力容器内に導入され、共振器の側面位置に空いているサンプル導入口よりキャビティ内にサンプルガスが充填される。なお、音波・マイクロ波共振測定時には、キャビティを理想的な円筒形状に近付けるため、特製のバルブ機構によりサンプル導入口を閉じることができる機構が設けてある。

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

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

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

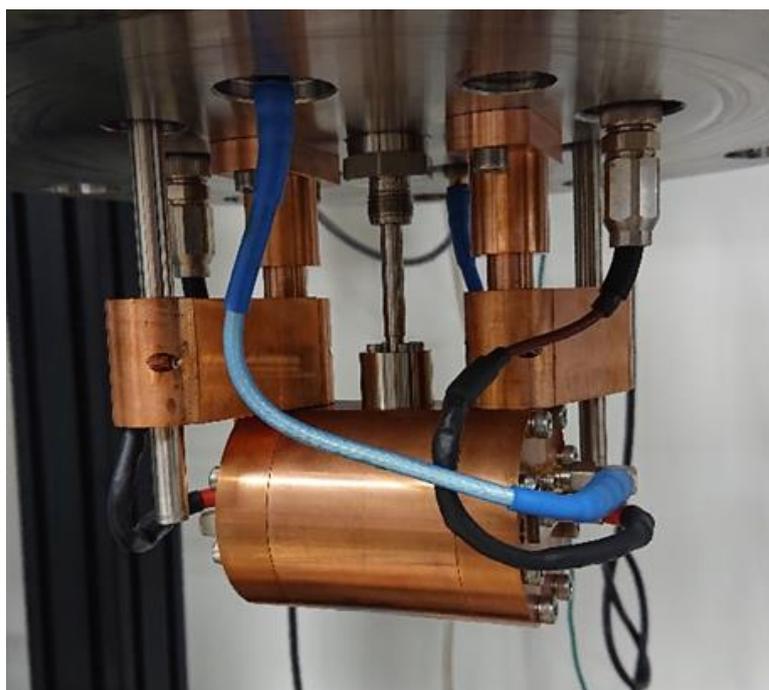


Fig. 2.1.5-1 Photograph of the acoustic-microwave cylindrical resonator.

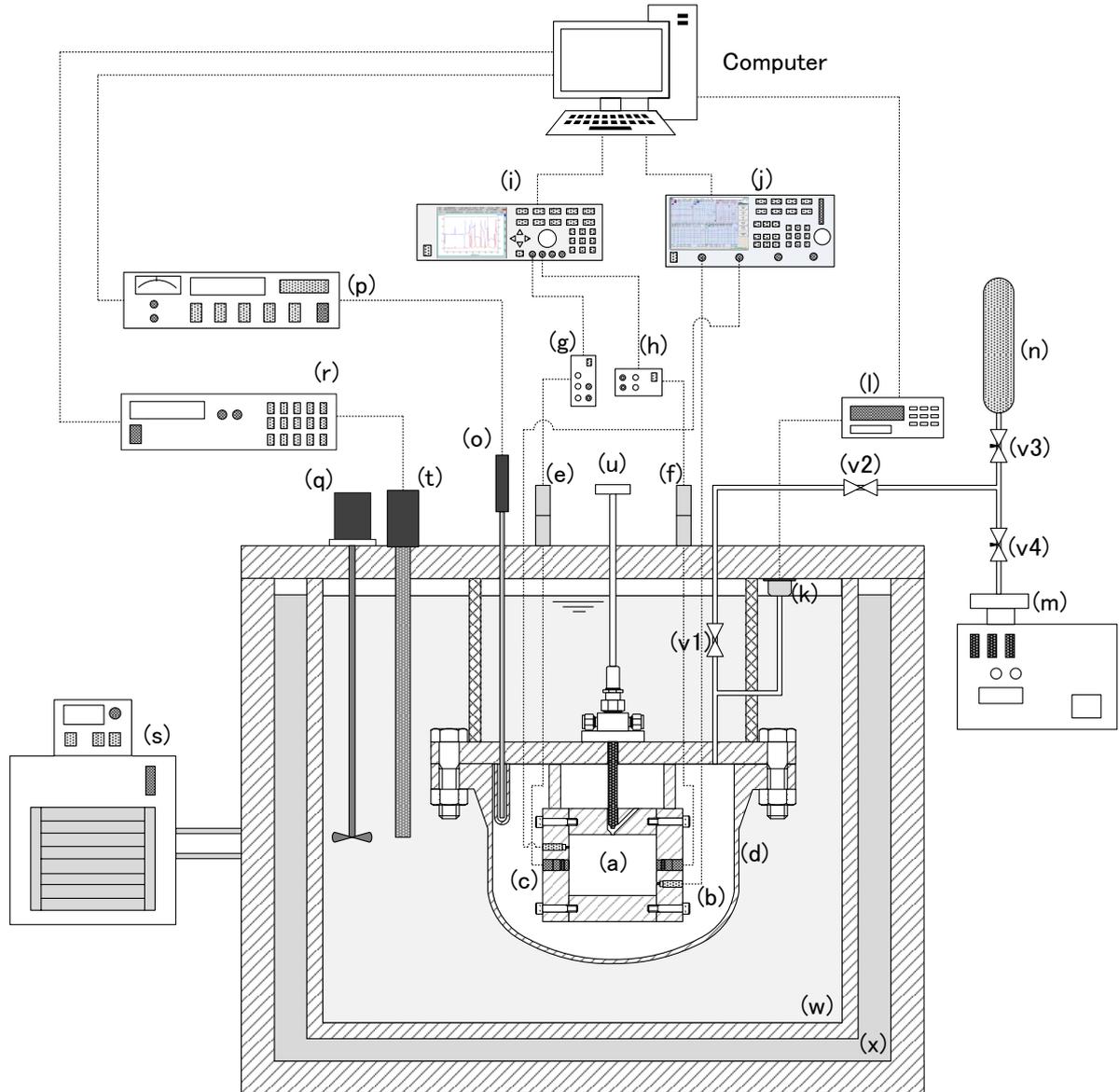


Fig. 2.1.5-2 Schematic diagram of the speed of sound and dielectric permittivity measurement apparatus.

(a) cylindrical cavity resonator; (b) antennas; (c) microphones; (d) pressure vessel; (E) transducer microphone preamplifier; (f) receiver microphone preamplifier; (g) transducer microphone power supply; (h) receiver microphone power supply; (i) acoustic resonance frequency analyzer; (j) vector network analyzer; (k) quartz oscillation type pressure sensor; (l) pressure display; (m) vacuum pump; (n) sample gas cylinder; (o) standard platinum resistance thermometer; (p) AC resistance bridge; (q) centrifugal type stirrer; (r) DC programmable power supply; (s) external refrigerated circulator; (t) sheath heater; (u) sample admission valve; (v1-4) valves; (w) main thermostatic bath; (x) outer thermostatic layer.

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

$$w = \frac{2L(f_{l,0} + \Delta f_{AC})}{l} \quad (2.1.5-1)$$

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

$$f_{pqs} = \frac{c}{2\pi\sqrt{\epsilon_r}} \sqrt{\left(\frac{\phi_{pq}}{r}\right)^2 + \left(\frac{\pi s}{L}\right)^2} - \Delta f_{EM} \quad (2.1.5-2)$$

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

また、本プロジェクトにおいて新たに Fig. 2.1.5-3 に示すような液体音速測定装置を開発した。超音波パルス法による液体音速センサ (Anton Parr 社製 L-Sonic 6100) を用いて、サンプル液体中における超音波送信器と受信器の間の距離を、超音波パルスが伝搬するのに要する時間 t を計測することによって、以下の式により液体中の音速 w を求める。

$$w = \frac{L_0(1 + \alpha T)(1 + \beta p)}{t - D_0(1 + D_1 T + D_2 T^2)} \quad (2.1.5-3)$$

ここで、 L_0 は代表温度における超音波送受信器間の距離、 α は伝搬距離の温度補正係数、 $D_0 \sim D_2$ は伝搬時間測定における遅延時間の補正係数をそれぞれ示しており、メーカーにおいて純水の音速値に基づいて各係数が校正されている。また、式中の β は伝搬距離の圧力補正係数を示しており、同型センサを用いた参考文献⁴⁾を元に、本研究では $\beta = 0.0007$ として音速を算出した。液体音速測定の不確かさ ($k=2$) は、0.1 % 程度である。

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

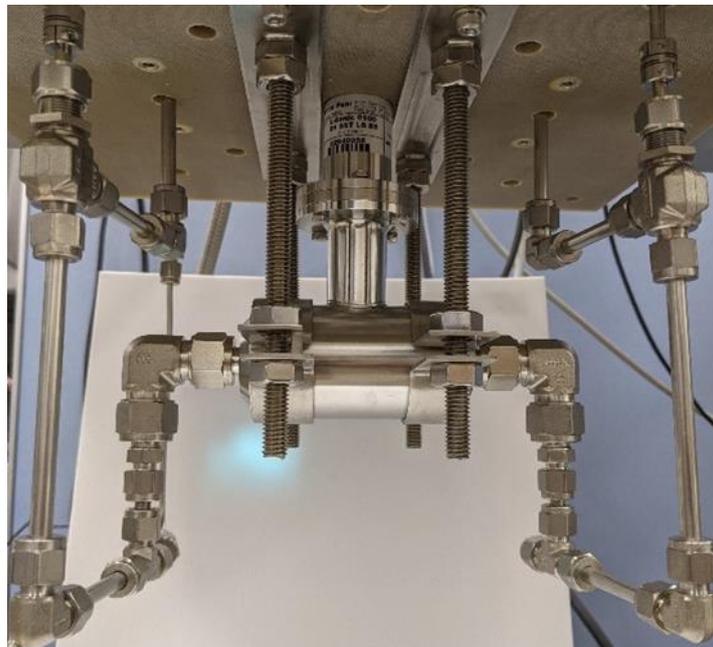


Fig. 2.1.5-3 Photograph of the speed of sound measurement apparatus in the liquid phase.

本プロジェクトで測定した冷媒サンプルならびに音速の測定範囲を Table 2.1.5-1 にまとめる。なお、気相域の誘電率も音速と同じ温度・圧力条件で測定しているが、ここでは詳細を割愛する。各冷媒サンプルについて得られた音速データの圧力依存性を Fig. 2.1.5-4 に、温度依存性を Fig. 2.1.5-5 に示す。

Table 2.1.5-1 List of the measured refrigerants.

Refrigerants	Temperature range / K	Pressure range / kPa	Number of speed of sound data	Reference
HFO1336mzz(E)	303 – 403	40 – 900	36 (vapor)	5), 6), 7)
HFO1336mzz(Z)	303 – 403	40 – 1000	36 (vapor)	6), 8)
	383 – 343	40 – 6500	95 (liquid)	9)
R454C	283 – 313	130 – 490	18 (vapor)	10)
R455A	283 – 313	150 – 780	17 (vapor)	10)
CF ₃ I	280 – 343	300 – 6800	35 (liquid)	9)

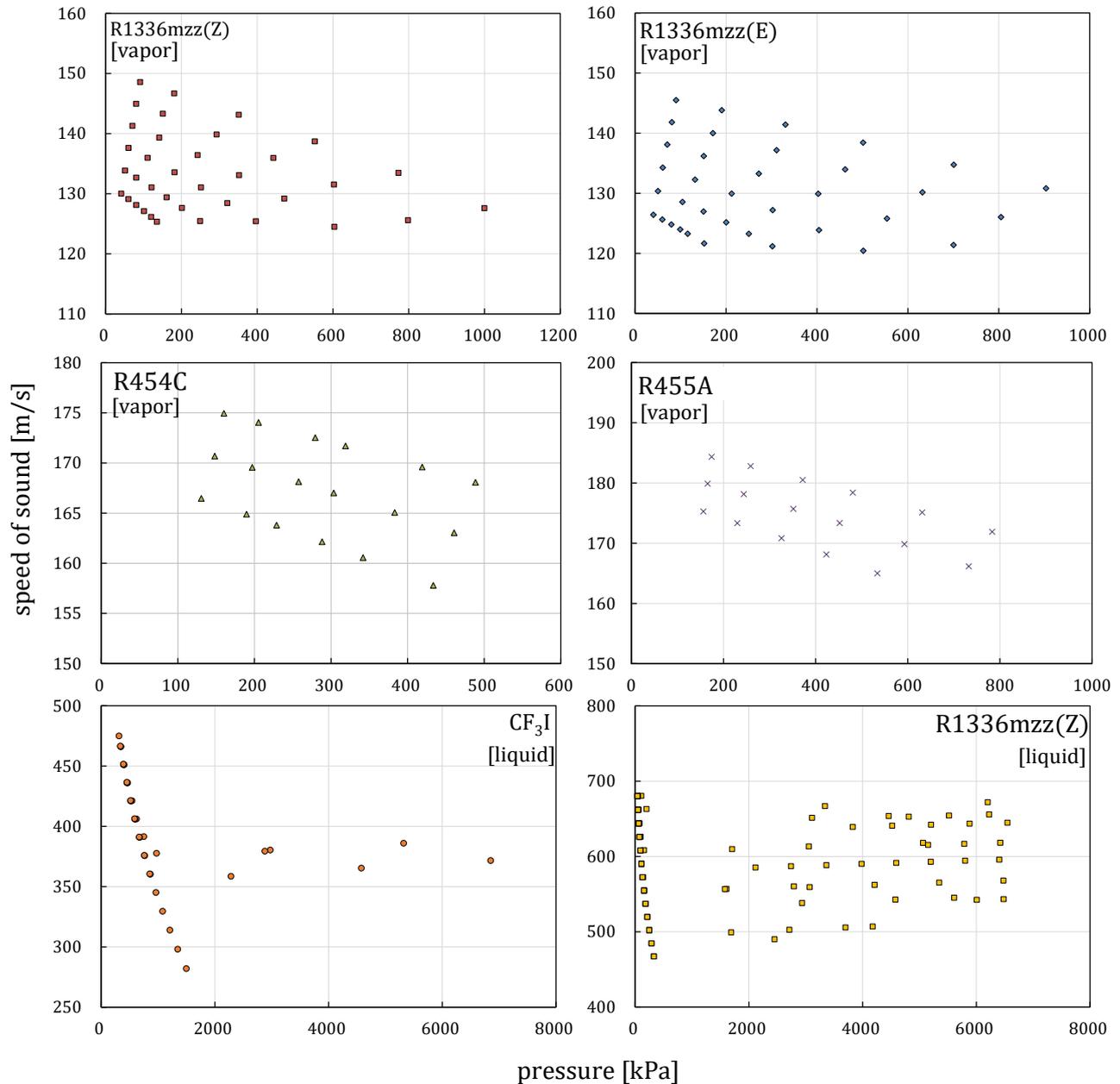


Fig. 2.1.5-4 Pressure dependence of the measured speed of sound data.

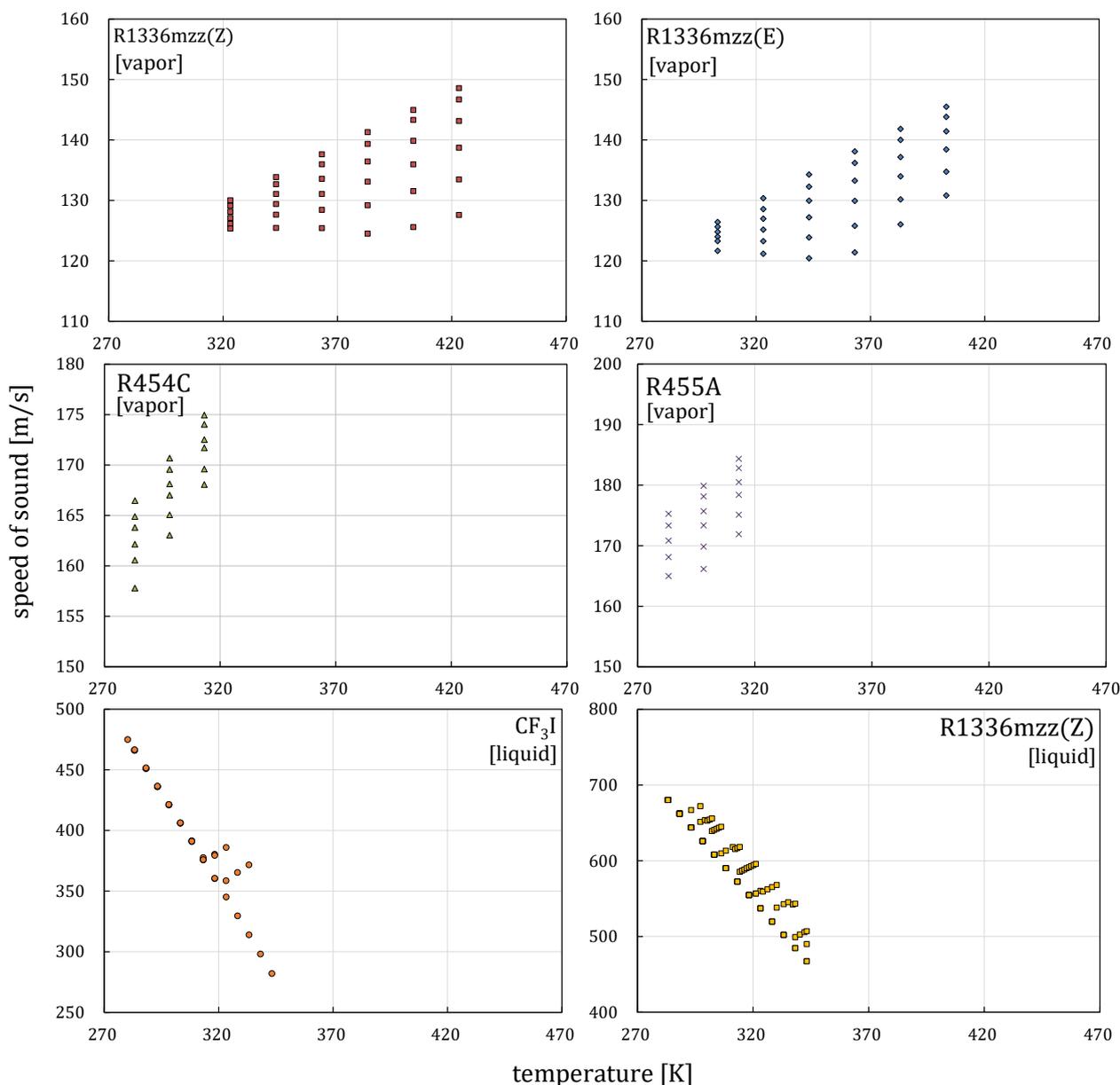


Fig. 2.1.5-5 Temperature dependence of the measured speed of sound data.

また、HFO1336mzz(Z)およびHFO1336mzz(E)の気相域における音速データに基づき、等温線上の音速データを音響ビリアル状態式にフィッティングし、圧力ゼロの理想気体状態に外挿することによって、理想気体状態の定圧比熱 c_p^0 を以下の式より導出した。

$$\lim_{p \rightarrow 0} w^2 = \frac{RTc_p^0}{M(c_p^0 - R)} \quad (2.1.5-4)$$

ここで、 R は気体定数、 M はモル質量をそれぞれ示している。得られた HFO1336mzz(Z)およびHFO1336mzz(E)の理想気体状態の定圧比熱について、温度依存性のグラフを Fig. 2.1.5-6 に示す。さらに、得られた理想気体状態の定圧比熱データに基づき、以下の式に示す Plank-Einstein 型の温度相関式を作成した。

$$\frac{c_p^0}{R} = 4 + \sum_{i=1}^n \frac{d_i(c_i/T)^2 \exp(c_i/T)}{[\exp(c_i/T) - 1]^2} \quad (2.1.5-5)$$

ここで、 c_i および d_i は理想気体状態の定圧比熱データに基づいて決定されたフィッティングパラメータであり、HFO1336mzz(Z)については文献⁸⁾に、HFO1336mzz(E)については文献⁷⁾に詳細情報が記載されている。

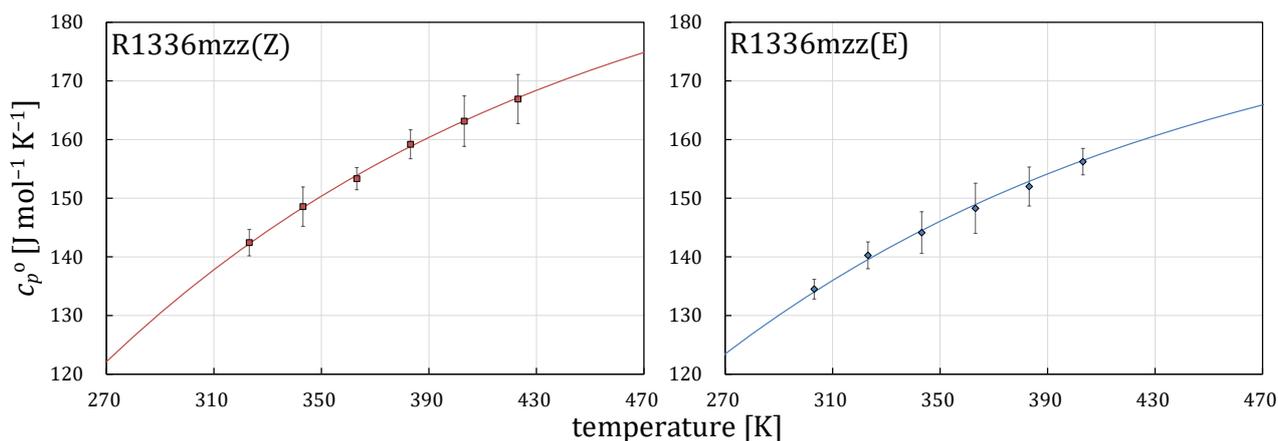


Fig. 2.1.5-6 Temperature dependence of the determined ideal gas heat capacities of HFO1336mzz(Z) and HFO1336mzz(E) in the ideal gas states.

参考文献

- 1) Y. Kano, Y. Kayukawa, Y. Fujita, Dipole moment and heat capacity in the ideal gas state derived from relative permittivity and speed of sound measurements for HFO-1123 and HCFO-1224yd(Z), *Int. J. Refrig.* 118, 354 – 364, 2020.
- 2) Y. Kano, Thermophysical properties of 1,1,1,3,3,3-Hexafluoro-2-methoxypropane (HFE-356mmz) in the vapor phase measured by using an acoustic-microwave resonance technique, *Energies* 13, 5525, 2020.
- 3) Y. Kano, Multi-property evaluation for a gas sample based on the acoustic and electromagnetic resonances measurement in a cylindrical cavity, *J. Chem. Thermodyn.* 159, 106448, 2021.
- 4) T. Nishiyama, T. Kurakari, L. Gao, Y. Higashi, R. Akasaka: Proc. of the 2nd IIR Conference on HFOs and Low GWP blends, Japan, 2021. DOI : 10.18462/iir.HFO.2021.1028
- 5) Y. Kano, Y. Kayukawa, Y. Fujita, Speed of sound and dielectric constant measurements for HFO-1336mzz(E) in the gas phase, 2nd Pacific Rim Thermal Engineering Conference, 2019.
- 6) Y. Kano, Y. Kayukawa, N. Kuramoto, Speed of sound and dielectric permittivity measurements for R1336mzz(Z) and R1336mzz(E) in the vapor phases, 13th Asian Thermophysical Properties Conference, 2022.
- 7) Y. Kano: submitted to *J. Chem. Eng. Data*, 2022.
- 8) Y. Kano: submitted to *J. Therm. Anal. Calorim.* 2022.
- 9) Y. Kano: to be presented at 22nd European Conference on Thermophysical Properties (ECTP2023).
- 10) Y. Kano: to be presented at 2023 JSRAE Annual Conference.

2.1.6 熱伝導率および粘度

佐賀大学では熱伝導率および粘度の測定を行うとともに、測定結果を再現する予測計算モデルの検討を行った。測定装置を Fig. 2.1.6-1 に示す。本測定装置は、それぞれ異なる温度・圧力条件において熱伝導率および粘度の同時測定が可能である。

熱伝導率の測定には細線法を用いた。Fig. 2.1.6-2 に熱伝導率測定回路を示す。熱伝導率は長短2種類の直径 15 μm の白金細線により冷媒を通電加熱し、そのときの白金細線のそれぞれの電気抵抗値変化によりもたらされるホイートストンブリッジ回路の非平衡電位差を測定し、下式 (2.1.6-1) により熱伝導率 λ を求める。通電開始直後の電流振動の影響を低減するために、あらかじめ図中左側のダミー回路に電流を流しておき、測定時にはリレースイッチで切り替えることによりブリッジ回路へ電流を付与する。式中の q, E, T, t はそれぞれ細線単位長さあたり熱負荷、非平衡電位差、冷媒温度および時間を示している。式 (2.1.6-1) 右辺の熱伝導率以外の項は短い時間では定数とみなせるため、非平衡電位差と対数時間の関係は直線となり、それぞれをプロットした図の傾きから熱伝導率を読み取ることができる。Fig. 2.1.6-3 に測定例を示す。図中プロットが測定値であり、実線が測定値を再現する直線である。本装置で得られる熱伝導率の合成標準不確かさは最大 $\pm 2.52\%$ である。

$$\frac{dE}{d \ln t} = \frac{1}{\lambda} \frac{q}{4\pi} \frac{dE}{dT} \quad (2.1.6-1)$$

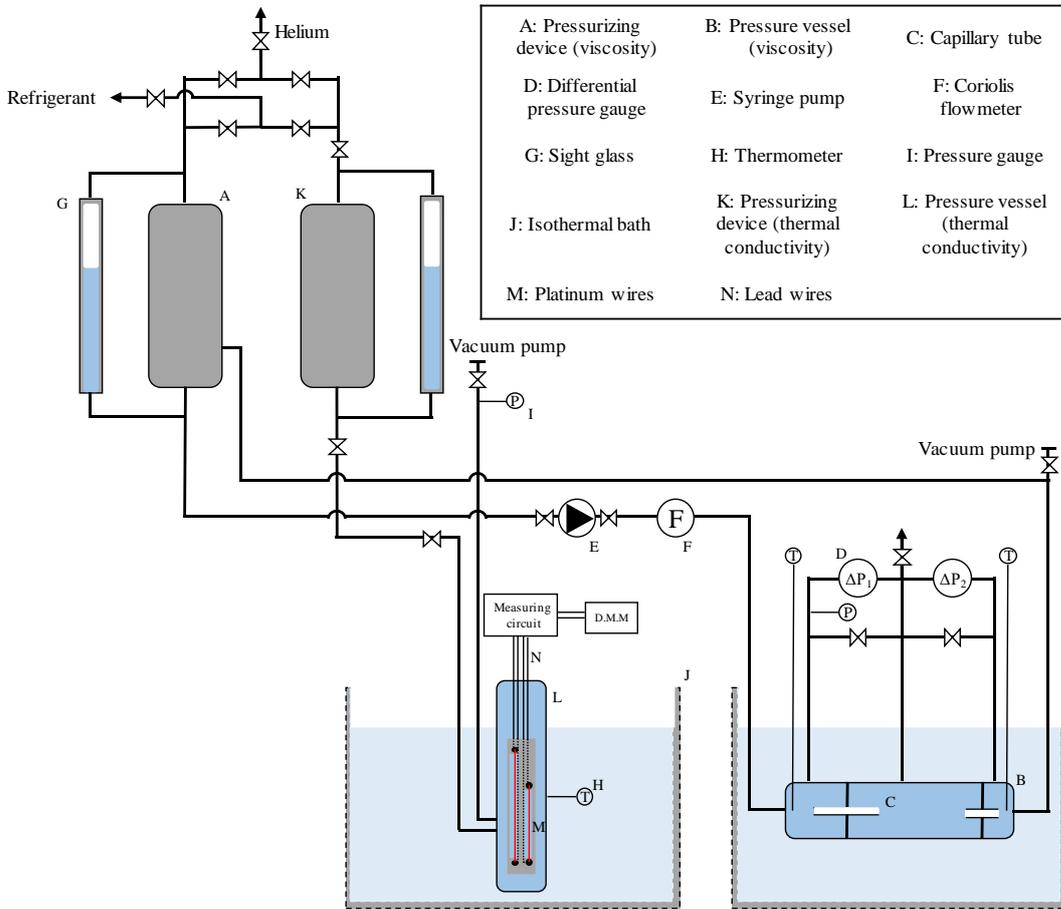


Fig. 2.1.6-1 Experimental apparatus for thermal conductivity and viscosity measurement

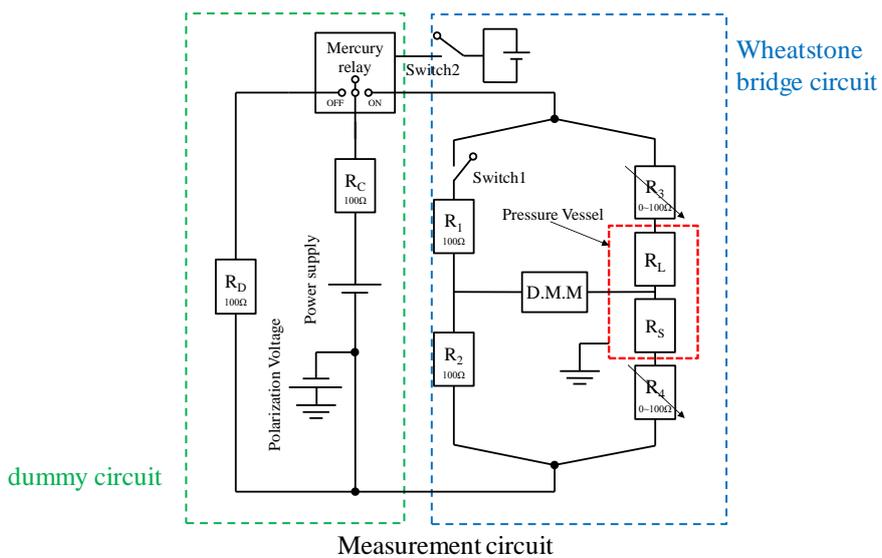


Fig. 2.1.6-2 Measurement circuit for thermal conductivity

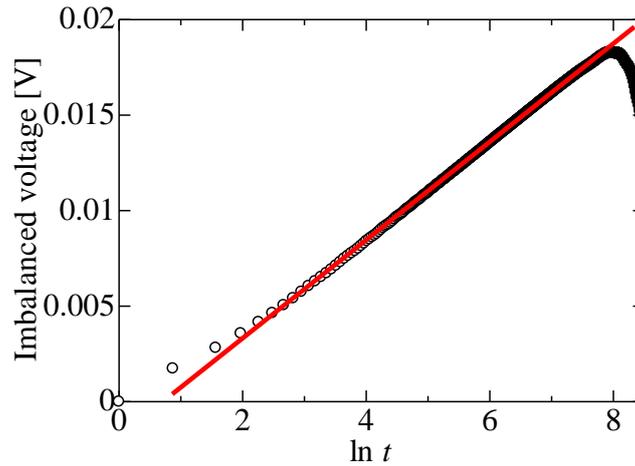


Fig. 2.1.6-3 Typical experimental result of thermal conductivity

粘度測定では、最も確立された細管式粘度測定法をベースに、出入口端での圧力損失を消去できるように考案したタンデム型細管法を用いたタンデム細管法を用いた。タンデム細管法は、長短二本の内径0.1mmの細径管に冷媒を層流で流すことにより、出入口の差圧および流量から粘度を算出する手法である。これまで必須であった装置定数が不要となり、粘度は下式(2.1.6-2)により直接得ることができる。本装置で得られる粘度の合成標準不確かさは最大±3.10%である。

$$\eta = \frac{\pi(a_L^4 \Delta P_L - a_S^4 \Delta P_S)}{8q(L_L - L_S)} \quad (2.1.6-2)$$

本プロジェクトで測定した冷媒の一覧をTable 2.1.6-1に示す。測定データは未だ公開していない冷媒や、HFC32やHFO1234yfなど、REFPROP計算値の偏差の確認のために取得したデータも含まれている。

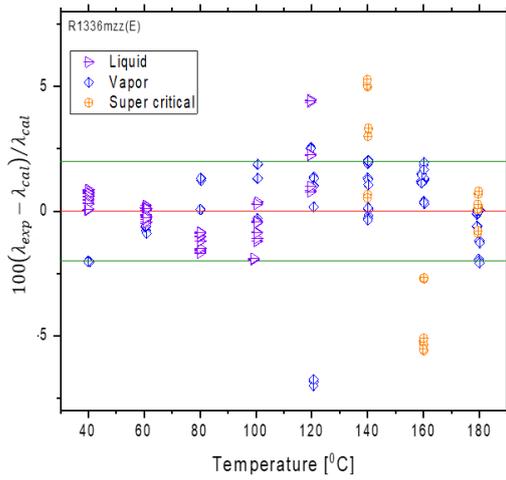
なお、HFO1234yfのREFPROP計算値は、測定値を液側では偏差±3%以下で、蒸気側においては高圧域で偏差±5%以下、低圧域で偏差+10%程度で再現し、蒸気側の計算モデルに課題を残すものの、実用条件においては、REFPROP計算値は測定値を良好に再現するといえる。

Table 2.1.6-1 List of measured refrigerants/blends

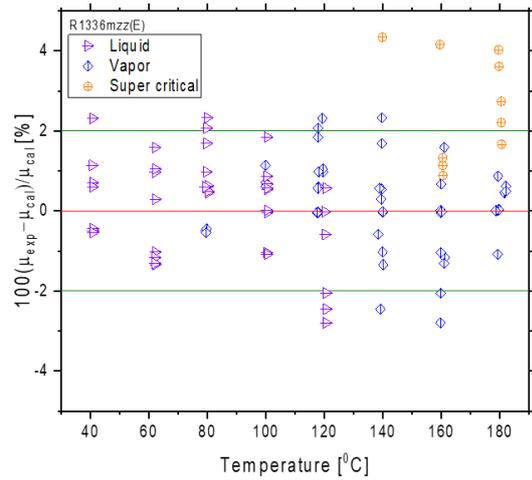
Refrigerants/Blends	Properties	Measurement range Pressure, Temperature	Prediction method	Reference
HFC32	Thermal conductivity	1 to 4 MPa 40 to 140 °C	REFPROP Ver. 10.0	to be published
	Viscosity	1 to 4 MPa 40 to 140 °C	REFPROP Ver. 10.0	to be published
HFO1234yf	Thermal conductivity	1 to 4 MPa 40 to 140 °C	REFPROP Ver. 10.0	to be published
	Viscosity	1 to 4 MPa 40 to 140 °C	REFPROP Ver. 10.0	to be published

HFO1336mzz(E)	Thermal conductivity	0.25 to 4 MPa 40 to 180 °C	ECS model (NIST)	1, 2, 3
	Viscosity	0.25 to 4 MPa 40 to 180 °C	ECS model (NIST)	2, 4, 5, 6, 7
CF ₃ I	Thermal conductivity	0.5 to 4 MPa 40 to 120 °C	ECS model by modified EOS	to be published
	Viscosity	0.5 to 4 MPa 40 to 120 °C	ECS model by modified EOS	8
HFC32/HFO1234yf [68.9/31.1 mass%]	Thermal conductivity	1 to 4 MPa -40 to 20 °C	REFPROP Ver. 10.0	ongoing
	Viscosity	1 to 4 MPa -40 to 20 °C	REFPROP Ver. 10.0	ongoing

新規冷媒候補物質の測定データは今後随時公開予定であるが、本報告書においては、測定値の掲載は公表、未公表問わず差し控える。公表済み冷媒の熱伝導率および粘度のデータは参考文献一覧に示しているのをご参照頂くことにし、本稿では測定データと REFPROP ver.10、本プロジェクトにより修正、あるいは新規作成された予測計算式との比較結果についてまとめる。比較結果を Fig. 2.1.6-4 から 2.1.6-6 に示している。測定対象の各種冷媒の測定範囲、予測計算モデルの種類は Table 2.1.6-1 に示している通りであり、HFO1336mzz(E) の輸送性質は NIST Huber 博士 の協力により計算モデルを得ており、CF₃I の輸送性質については本プロジェクトで開発された状態方程式を用いて計算される拡張対応状態原理 (ECS モデル) による理論計算値である。

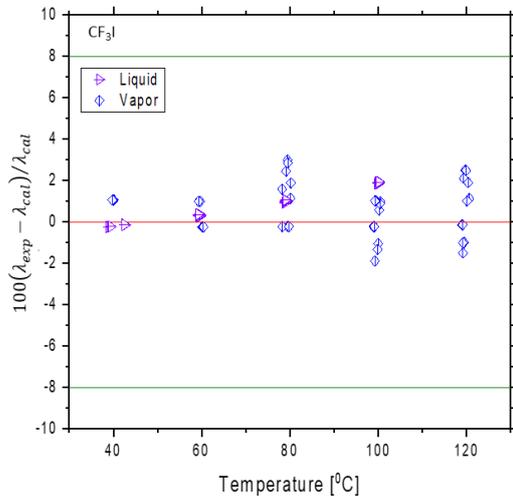


(a) Thermal conductivity

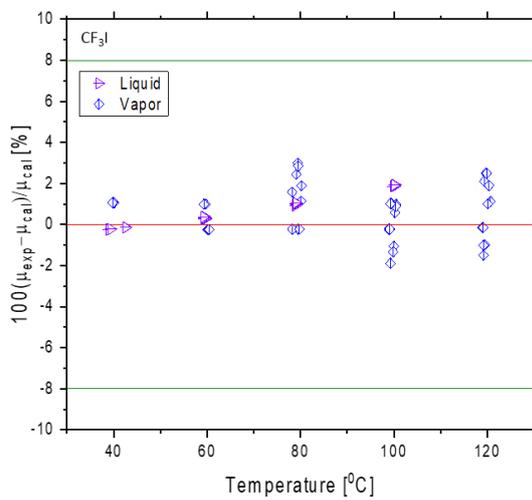


(b) Viscosity

2.1.6-4 Deviation between experimental and correlated [9] transport properties of HFO1336mzz(E)

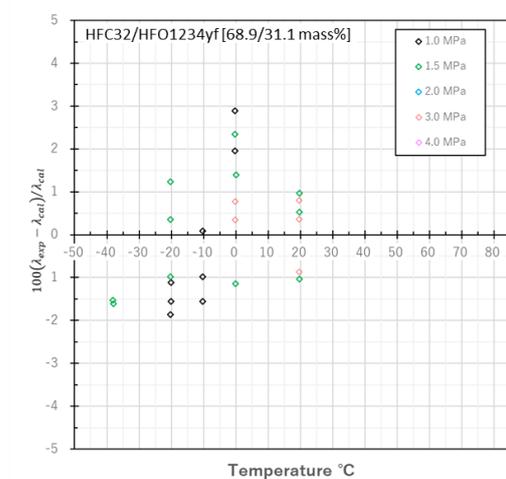


(a) Thermal conductivity

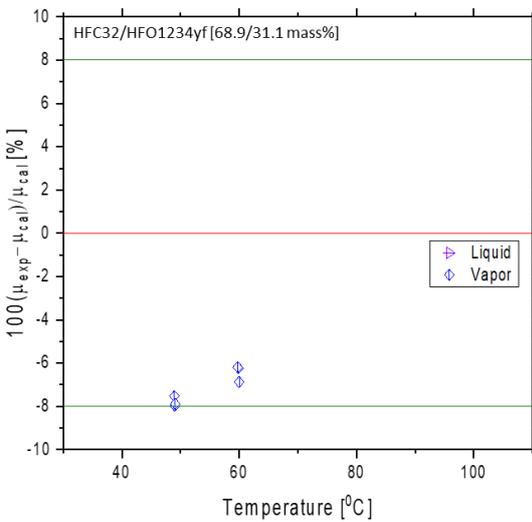


(b) Viscosity

2.1.6-5 Deviation between experimental and correlated [10] transport properties of CF₃I



(a) Thermal conductivity



(b) Viscosity

2.1.6-6 Deviation between experimental and correlated transport properties of HFC32+HFO1234yf [68.9/31.1 mass%]

Fig. 2.1.6-4 の R1336mzz(E)に関しては、熱伝導率、粘度ともにほとんどのデータを $\pm 2\%$ 以下で再現できており、計算値は測定値を良好に再現するといえる。超臨界圧域の一部データの偏差が 5%程度と大きくなるが、これは擬臨界温度近傍における物性値の急激な変化によるものであり、5%程度の偏差は許容できる。Fig. 2.1.6-5 の CF₃I の計算値と測定値の偏差は小さく、計算結果は測定値を良好に再現できている。Fig. 2.1.6-6 の HFC32+HFO1234yf [68.9/31.1 mass%] においては、熱伝導率の計算結果は良好であるといえるが、粘度の計算結果の測定値との偏差は-8%と大きい。現時点ではまだ測定値が少ないため、これらの充実とともに、モデルの修正を検討すべきといえる。

参考文献

- 1) D. Mondal, K. Kariya, A. R. Tuhin, K. Miyoshi, A. Miyara, Int. J. Refrig., 129, 109-117 (2021)
- 2) A. R. Tuhin, D. Mondal, N. Amakusa, K. Kariya, A. Miyara, 2021 年度日本冷凍空調学会年次大会, D211 東京 (web 開催) (2021)
- 3) 三好克弥, D. Mondal, A. R. Tuhin, 仮屋圭史, 宮良明男, 2020 年度日本冷凍空調学会年次大会, D211 三重 (web 開催) (2020)
- 4) D. Mondal, K. Kariya, A. R. Tuhin, N. Amakusa, A. Miyara, Int. J. Refrig., 133, 267-275 (2022)
- 5) N. Amakusa, D. Mondal, A. R. Tuhin, K. Kariya, A. Miyara, HFO2021 2nd IIR Conference on HFOs and Low GWP blends, 1015, Online (2021)
- 6) A. R. Tuhin, D. Mondal, N. Amakusa, K. Kariya, A. Miyara, 21st symposium on thermophysical properties, Boulder (Web conference) (2021)
- 7) M. Morshed, A. R. Tuhin, K. Kariya, A. Miyara, The 13th Asian thermophysical properties conference (ATPC2022), 5103-1 (2022)
- 8) A. R. Tuhin, D. Mondal, K. Kariya, A. Miyara, 2022 年度日本冷凍空調学会年次大会, A112 岡山 (2022)

2.2 次世代冷媒の状態方程式の開発

2.2.1 ヘルムホルツ型状態方程式

冷凍サイクルの性能計算や、熱交換器、圧縮機、配管等の構成機器の設計においては、冷媒の熱力学的状態量（飽和状態量、PVT 性質、エンタルピー、比熱、音速等）をさまざまな独立変数の組み合わせに対して機械的に計算しなければならない。高度に最適化された冷凍空調機器を設計するためには、これらの状態量を実測値と同程度の不確かさで計算できるような状態方程式が求められる。ヘルムホルツ型状態方程式はこのような要求を満たす状態方程式の一形式であり、対応状態原理をその理論の基礎としている。冷凍空調分野では標準的な状態方程式の形式として広く採用されている。

2.2.2 単一冷媒の状態方程式

Peng-Robinson 式に代表される汎用 3 次型状態方程式に比べ、ヘルムホルツ型状態方程式はより多くの項を有し、その最適化には多くの実測値と高度な統計処理が必要である。ヘルムホルツ型状態方程式は理想気体としての性質を表現する理想気体項と、主に分子間力に起因する実在流体と理想気体との差を表す残留項から構成される。前者は、推算や気体音速の実測値から外挿によって得られた理想気体比熱に基づいて解析的に決定する。一方、後者は、経験的に定めた関数形を実測値に合わせてフィッティングすることによって定式化する。最適化手法の詳細については文献¹⁻³⁾等を参照されたい。本プロジェクトで開発した単一冷媒の状態方程式を、適用範囲および不確かさとともに Table 2.2.2-1 に示す。以下、各状態方程式の概略について述べる。

Table 2.2.2-1 Pure-refrigerant equations of state developed in this project

Refrigerant	Valid range			Expected relative uncertainty ($k = 2$)			Reference
	T_{\min} (K)	T_{\max} (K)	p_{\max} (MPa)	Vapor pressure	Density	Sound speed	
HCFO1224yd(Z) (Interim)	263	473	10	0.05	L: 0.1	V: 0.03	4
HCFO1224yd(Z) (Final)	158	473	35	0.03	L: 0.03 V: 0.3	V: 0.03 L: 0.03	5
HFO1123	196	480	20	0.05	L: 0.05 V: 0.2	V: 0.02	6
HFO1336mzz(E)	200	410	5.7	0.1	L: 0.15 V: 0.5	V: 0.05	7, 8
HFO1234yf	122	410	100	0.1	L: 0.1 V: 0.2	V: 0.02 L: 0.05	2
HCFO1233zd(E)	166	450	100	0.07	L: 0.05 V: 0.15	V: 0.05 L: 0.08	3
CF ₃ I (Interim)	300	400	6	0.2	L: 0.2 V: 0.5		ongoing

HCFO1224yd(Z) (暫定式)

本プロジェクトで得られた実測値に基づいて HCFO1224yd(Z)の暫定式を開発した⁴⁾。理想気体項は量子化学計算および気体音速の実測値から求めた理想気体比熱を用い、残留項は臨界点、飽和蒸気圧、飽和液密度および PVT 性質の実測値を用いて最適化した。この状態方程式は REFPROP10.0 に収録されている。本プロジェクトで得られた実測値は、いずれもほぼ測定不確かさの範囲内で再現されている。ただし、この暫定式を開発した後に公表された Fedele et al.の液密度データ⁹⁾および Lago の液音速データ¹⁰⁾は、暫定式の補外域において測定不確かさを超える偏差を示した。

HCFO1224yd(Z) (改良式)

暫定式の補外域において実測値の不確かさを超える偏差が確認されたため、残留項の関数形の再検討を行い、状態方程式を改良した⁵⁾。改良式では Fedele et al.の密度データ⁹⁾も測定不確かさの範囲内で再現されているほか、Lago による液体音速データ¹⁰⁾も良好に再現されている。この状態方程式は NIST での評価も完了しており、次期 REFPROP に収録される見込みである。Fig. 2.2.2-1 に密度実測値の改良状態方程式⁵⁾からの偏差を示した。

HFO1123

前回のプロジェクトで開発した HFO1123 の暫定式¹¹⁾について、本プロジェクトで低温域の液体密度データを再取得したため、状態方程式の改良を行った⁶⁾。改良式では液密度の再現性が向上しており、また関数形の見直しによって補外域での挙動もより信頼性が高いものとなっている。NIST での評価も完了しており、次期 REFPROP に収録される予定である。

HFO1336mzz(E)

本プロジェクトで得られた臨界点、飽和状態量、PVT 性質、気体音速および理想気体比熱の値に基づき、HFO1336mzz(E)の暫定式を開発した⁷⁾。いずれの実測値もほぼ測定不確かさの範囲内で再現されている。さらに、本プロジェクトで測定された粘性係数および熱伝導率の値を用い、輸送性質に対する ECS モデルのパラメータ決定を行った。この状態方程式および ECS モデルは NIST での伝熱性能評価にも用いられ、熱伝達率の予測値と実測値との良好な一致が得られた¹²⁾。一連の成果をまとめた論文⁸⁾は近日中に公開予定である。この状態方程式も次期 REFPROP への収録が予定されている。

HFO1234yf

REFPROP10.0 に収録されている式¹³⁾は、液体音速の再現性が劣ることが確認されたため、状態方程式の改良を行った²⁾。この改良において得られたさまざまな知見は、HCFO1224yd(Z)、HFO1123 および HFO1336mzz(E)の状態方程式開発にも応用されている。最終的な状態方程式は ISO TC96/SC8/WG7 の評価を経て 2022 年 7 月に改定された ISO17584 (冷媒物性)¹⁴⁾に登録された。

HCFO1233zd(E)

REFPROP10.0 に収録されている式¹⁵⁾の開発においては、整合していない飽和蒸気圧、気体音速および臨界定数が用いられた可能性があることが指摘されたため、状態方程式の改良を行った³⁾。HFO1234yf の状態方程式開発で得られた知見と合わせて、この状態方程式の改良においても新たな知見が得られ、本プロジェクトで開発された他の状態方程式に応用されている。この状態方程式も ISO TC96/SC8/WG7 の評価を経て 2022 年 7 月に改定された ISO17584¹⁴⁾に登録された。Fig. 2.2.2-2 に密度実測値の改良状態方程式³⁾からの偏差を示した。

CF₃I (暫定式)

REFPROP10.0 に収録されている CF₃I の状態方程式¹⁶⁾は、本プロジェクトで測定された液密度に対して大きな偏差が確認されたため、本プロジェクトの値に適合させた暫定状態方程式の開発を試みた。暫定式は、表面張力の実測値や分子シミュレーション結果に対して Lemmon and Span 式¹⁶⁾よりも高い整合性を示した。ただし、CF₃I の取り扱いの難しさから本プロジェクトでの高圧側液密度や気体音速の測定が見送りとなったため、暫定式の確定には至っていない。

臨界領域および補外域での挙動制御について

残留項のフィッティングの際は、広い温度および圧力の範囲で状態方程式が熱力学的に妥当な挙動を示すように、さまざまな誘導状態量の値、傾きおよび曲率の制御を行った。誘導状態量の制御の詳細については文献^{2,3)}に述べられている。このような操作は、経験的な関数形に基づく状態方程式の開発においては必要不可欠である。結果として、本研究で開発した全ての状態方程式は、実測値が存在しない臨界領域や補外域においても物理的に正しい挙動を示す。例として、HFO1234yf の改良式²⁾から計算した定積比熱および定圧比熱を Fig. 2.2.2-3 に示す。

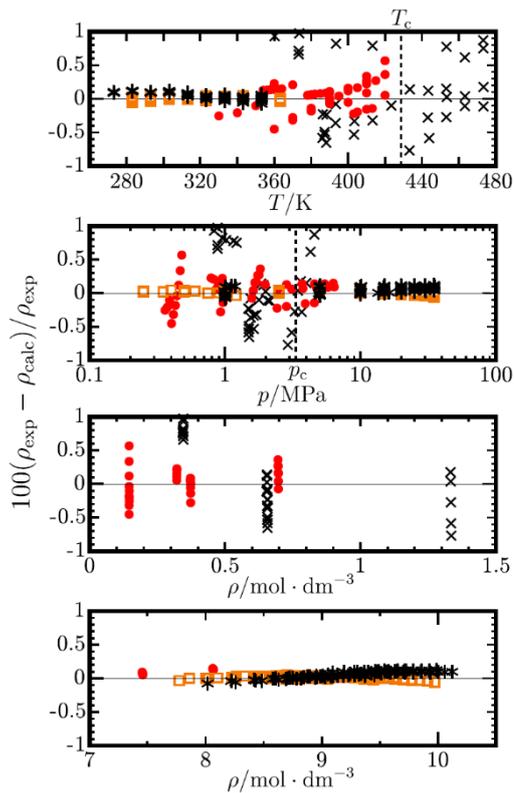


Fig. 2.2.2-1 Relative deviations in the experimental density from calculated value with the equation of state for HCFO1224yd(Z)⁵⁾: (X) Fukushima et al.,¹⁷⁾ (●) Sakoda and Higashi,¹⁸⁾ (*) Romeo et al.,¹⁹⁾ (□) Fedele et al.⁹⁾

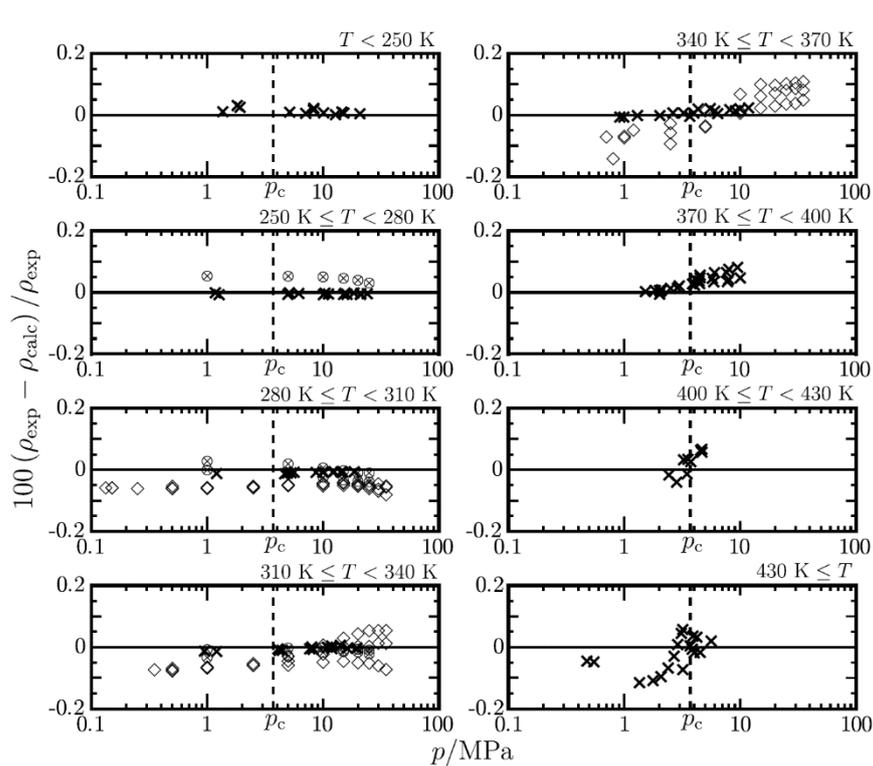


Fig. 2.2.2-2 Relative deviations in the experimental density from calculated value with the equation of state for HCFO1233zd(E)³⁾: (X) Mondéjar et al.,¹⁵⁾ (□) Romeo et al.,²⁰⁾ (◇) Fedele et al.²¹⁾

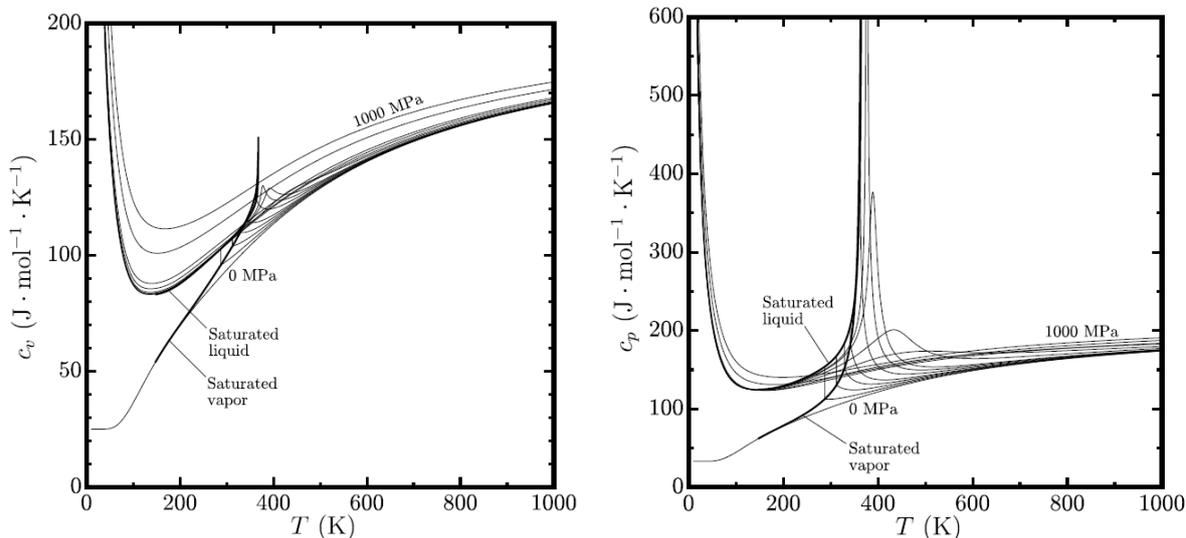


Fig. 2.2.2-3 Isochoric heat capacity (left panel) and isobaric heat capacity (right panel) calculated from the equation of state for HFO1234yf²⁾. Isobars are shown at pressures of 0 (ideal gas), 0.5, 1, 1.5, 2, 3, 4, 5, 10, 20, 50, 100, 500, and 1000 MPa.

2.2.3 混合冷媒の状態方程式

混合冷媒の状態方程式は，単一冷媒の状態方程式をヘルムホルツ自由エネルギーの混合則によって組み合わせた多流体モデルによって構成される．混合系に対する3次型状態方程式のように関数形を単一冷媒と共有するモデルとは異なり，多流体モデルは高度に最適化された単一冷媒のヘルムホルツ型状態方程式をそのまま用いることができる．本プロジェクトでは Kunz-Wagner モデル (KW モデル)^{22,23)} と呼ばれる多流体モデルを採用した．このモデルは REFPROP10.0 でも採用されており，2成分系に対し5個の混合パラメータが用いられる．これらのパラメータは通常 PVT 性質や気液平衡の実測値に合わせて決められる．KW モデルの詳細は文献^{22,23)} を参照されたい．KW モデルを混合冷媒に適用した例として文献²⁴⁾がある．

本プロジェクトで開発した混合モデルを，気液平衡および密度に対する不確かさとともに Table 2.2.3-1 に示す．以下，各混合モデルの概略について述べる．

Table 2.2.3-1 Mixture models developed in this project

Refrigerant mixture	Pure-fluid EOS	Expected relative uncertainty ($k = 2$)		Reference
		VLE [†]	Density	
HFC32/HFO1123	HFC32: Tillner-Roth and Yokozeki ²⁵⁾ HFO1123: Akasaka et al. ⁶⁾	0.2	L: 0.2 V: 1.0	27
HFO1123/HFO1234yf	HFO1123: Akasaka et al. ⁶⁾ HFO1234yf: Richter et al. ¹³⁾	1.0	L: 0.2 V: 1.0	27
HFO1234yf/HC290	HFO1234yf: Richter et al. ¹³⁾ HC290: Lemmon et al. ²⁶⁾	0.2	L: 0.2 V: 0.4	28

[†]Uncertainties in the VLE indicate relative deviations between experimental and calculated bubble-point pressures.

HFC32/HFO1123 系

本プロジェクトで得られた PVT 性質および気液平衡の実測値に合わせた混合モデルを開発した²⁷⁾．単一冷媒の状態方程式として，HFC32 は Tillner-Roth and Yokozeki 式²⁵⁾を，HFO1123 は本プロジェクトで開発した状態方程式⁶⁾をそれぞれ用いた．本プロジェクトで得られた実測値²⁸⁾は良好に再現されており，臨界温度の実測値とモデルからの計算値もほぼ一致する結果が得られた．Fig. 2.2.3-1 は，この系に対する混合モデルから計算した沸点・露点曲線を気液平衡の実測値²⁸⁾とともに示したものである．

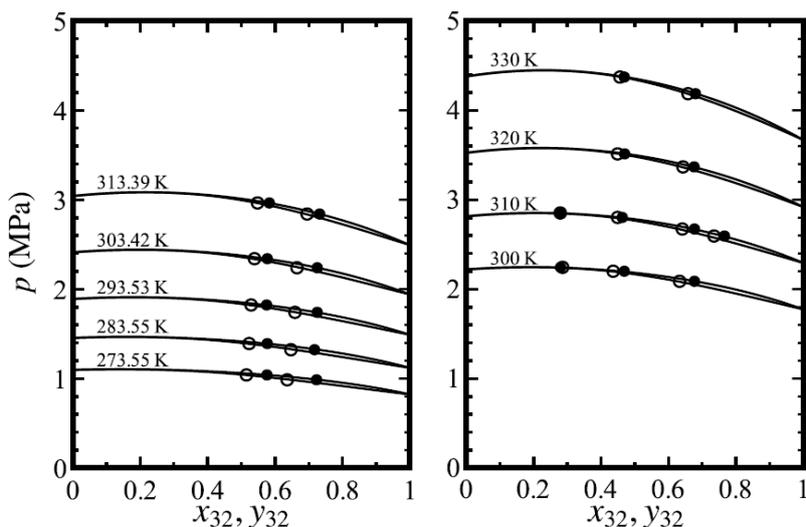


Fig. 2.2.3-1 Bubble- and dew-point curves calculated from the mixture model for HFC32/HFO1123 mixtures²⁷⁾ and experimental data for the isothermal vapor-liquid equilibrium.²⁸⁾

HFO1123/HFO1234yf 系

本プロジェクトで得られた PVT 性質および気液平衡の実測値に合わせた混合モデルを開発した²⁷⁾．

単一冷媒の状態方程式として、HFO1123 は本プロジェクトで開発した状態方程式⁶⁾を、HFO1234yf は Richter et al.式¹³⁾をそれぞれ用いた。本プロジェクトで得られた実測値^{28,29)}はほぼ不確かさの範囲内で再現されている。この混合モデルは、HFO1234yf に対して本プロジェクトで開発した Lemmon and Akasaka 式²⁾を用いた場合も同様の再現性が得られることが確認されている。Fig. 2.2.3-2 は、この系に対する混合モデルから計算した沸点・露点曲線を気液平衡の実測値^{28,29)}とともに示したものである。

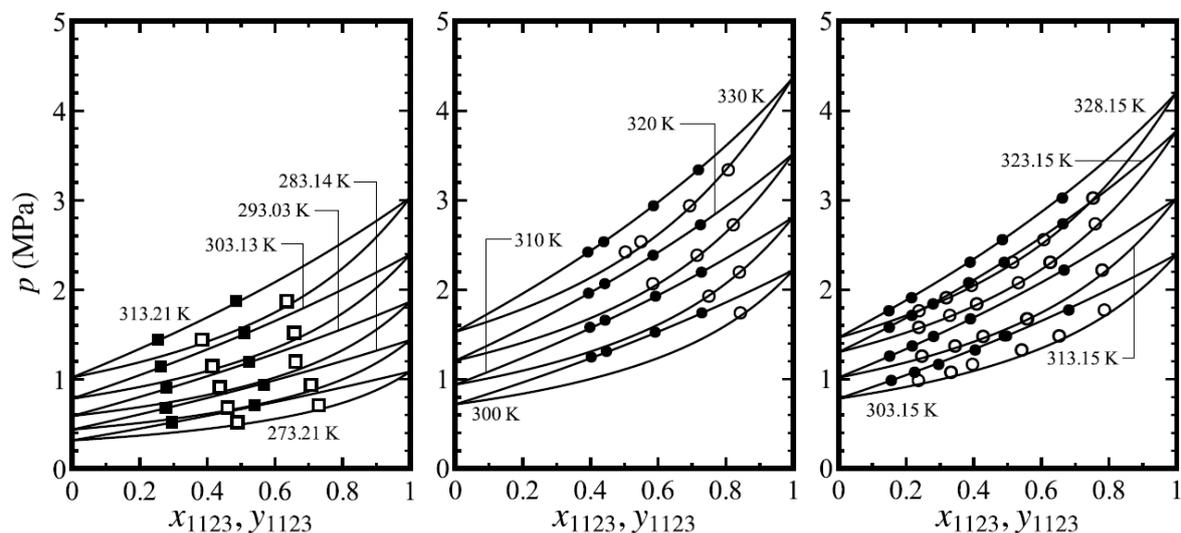


Fig. 2.2.3-2 Bubble- and dew-point curves calculated from the mixture model for HFO1123/HFO1234yf mixtures²⁷⁾ and experimental data for the isothermal vapor-liquid equilibrium.^{28,29)}

HFO1234yf/HC290 系

本プロジェクトで得られた PVT 性質と、気液平衡の文献値³⁰⁾に基づいた混合モデルを開発した³¹⁾。いずれの実測値もモデルによって良好に再現されている。また、このモデルの臨界域での数値的安定性は、先に公表されたモデル³²⁾よりも優れていることが確認されている。

2.2.4 REFPROP 10.0N について

2018 年に公開された REFPROP10.0 に、本プロジェクトで開発した単一冷媒の状態方程式および混合冷媒の混合モデルを追加し、REFPROP10.0N としてプロジェクト内で共有している。10.0N には Table 2.2.4-1 に示す流体定義ファイル (FLD ファイル) および混合パラメータが含まれている。これらの FLD ファイルを使った計算の一例として、REFPROP10.0N 上で作成した HFO1336mzz(E)の $p-h$ 線図を Fig. 2.2.4-1 に示す。

Table 2.2.4-1 FLD files and mixing parameters included in REFPROP10.0N

FLD file	R1224YDZ.FLD, R1123.FLD, R1234YF.FLD, R1233ZDE.FLD, R1336MZZE.FLD, CF3I.FLD
Additional mixing parameters in HMX.BNC	HFC32/HFO1123, HFO1123/HFO1234yf, HFO1234yf/HC290

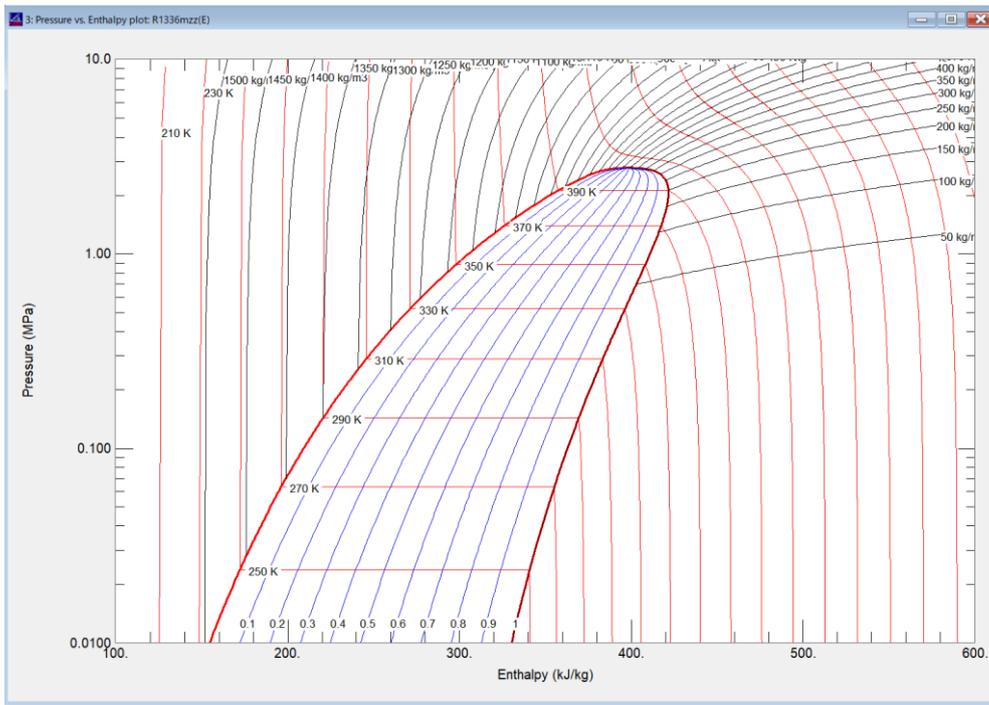


Fig. 2.2.4-1 Pressure-enthalpy diagram of HFO1336mzz(E) plotted on REFPROP 10.0N.

参考文献

- 1) E.W. Lemmon, R.T. Jacobsen: *J. Phys. Chem. Ref. Data* 34, 69 (2005).
- 2) E. W. Lemmon, R. Akasaka: *Int. J. Thermophys.*, 43, 119 (2022).
- 3) R. Akasaka, E. W. Lemmon: *J. Phys. Chem. Ref. Data*, 51, 023101 (2022).
- 4) R. Akasaka, M. Fukushima, and E. W. Lemmon: 21th European Conference on Thermophysical Properties, Graz, Austria, September 3-8. (2017).
- 5) R. Akasaka, E. W. Lemmon: 21th Symposium on Thermophysical Properties (online), June 20-25, (2021).
- 6) R. Akasaka, Y. Higashi, N. Sakoda, S. Fukuda, and E. W. Lemmon: *Int. J. Refrig.*, 119, 457 (2020).
- 7) R. Akasaka, L. D. Simoni, and E. W. Lemmon: 19th International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue (online), West Lafayette, IN, USA, July 11-14, (2022).
- 8) R. Akasaka, M. L. Huber, L. D. Simoni, and E. W. Lemmon, to be published in *Int. J. Thermophys.*, (2022).
- 9) L. Fedele, S. Bobbo, M. Scattolini, C. Zilio, and R. Akasaka: *Int. J. Refrig.*, 118, 139 (2020).
- 10) S. Lago, private communication, (2020).
- 11) R. Akasaka, M. Fukushima, and E. W. Lemmon: 16th International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue, West Lafayette, IN, USA, July 11-14, (2016).
- 12) M.A. Kedzierski, L. Lin: *Tech. Rep. NIST Technical Note 2125*, National Institute of Standards and Technology, Gaithersburg, MD, USA (2020).
- 13) M. Richter, M.O. McLinden, and E.W. Lemmon: *J. Chem. Eng. Data* 56, 3254 (2011).
- 14) International Organization for Standardization: ISO/DIS 17584 Refrigerant Properties (2022).
- 15) M. E. Mondéjar, M. O. McLinden, and E. W. Lemmon: *J. Chem. Eng. Data* 60, 2477 (2015).
- 16) E. W. Lemmon, R. Span: *J. Chem. Eng. Data*, 60, 3745 (2015).
- 17) M. Fukushima, H. Hayamizu, and M. Hashimoto; 16th International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue, West Lafayette, IN, USA, July 11-14, (2016).
- 18) N. Sakoda, Y. Higashi; *J. Chem. Eng. Data* 64, 3983 (2019).
- 19) R. Romeo, S. Lago, and P. A. Giuliano Albo: *Proceedings of the 12th Asian Thermophysical Properties Conference*, Xi'an, China, (2019).
- 20) R. Romeo, P. A. Giuliano Albo, S. Lago, and J. S. Brown, *Int. J. Refrig.* 79, 176 (2017).
- 21) L. Fedele, M. Pierantozzi, G. Di Nicola, J. S. Brown, and S. Bobbo, *J. Chem. Eng. Data* 63, 225 (2018).
- 22) O. Kunz, W. Klimeck, W. Wagner, M. Jaeschke: *GERG Technical Monograph*, Vol. 15 (2004).
- 23) O. Kunz, W. Wagner: *J. Chem. Eng. Data* 57, 3032 (2012).

- 24) R. Akasaka: *Fluid Phase Equilib.* 358, 98, (2013).
- 25) R. Tillner-Roth, A. Yokozeki: *J. Phys. Chem. Ref. Data*, 26, 1273 (1997).
- 26) E. W. Lemmon, M. O. McLinden, and W Wagner: *J. Chem. Eng. Data*, 54, 3141 (2009).
- 27) R. Akasaka, E. W. Lemmon: The 6th IIR Conference on Thermophysical Properties and Transfer Processes of Refrigerants (online), September 1-3, (2021).
- 28) H. Miyamoto, T. Saito, N. Sakoda, U. Perera, T. Ishii, K. Thu, and Y. Higashi: *Int. J. Refrig.*, 119, 340 (2020).
- 29) N. Sakoda, J. Shiheng, M. Nakazaki, Y. Takata, and Y. Higashi: The 25th IIR International Congress of Refrigeration, Montreal, Canada, (2019).
- 30) Q. Zhong, X. Dong, Y. Zhao, H. Li, H. Zhang, H. Guo, and M. Gong: *Int. J. Refrig.* 81, 26 (2017).
- 31) R. Akasaka, S. Fukuda, K. Miyane, and Y. Higashi: *J. Chem. Eng. Data*, 67, 346 (2022).
- 32) Q. Zhong, X. Dong, Y. Zhao, H. Zhang, J. Wanga, H. Guo, J. Shen, and M. Gong: *J. Chem. Thermodyn.*, 129, 36 (2019).

2.3 次世代冷媒のサイクル特性を考慮した性能評価

2.3.1 ヒートポンプサイクル基本特性の熱力学的解析

九州産業大学では熱力学的解析による混合冷媒のサイクル計算を行い、混合冷媒の最適組成の検討を行った。

まず計算条件に対する計算結果の差異を検討するために、HFO1234yf/HFC32/CO₂ 混合冷媒に対して凝縮温度を変化させた計算を行った。Table 2.3.1-1 に計算条件を示す。混合冷媒に関しては温度すべりがあるため、露点沸点の平均温度が凝縮温度と蒸発温度になるように計算し、圧縮機における断熱圧縮効率を0.85とした。Fig. 2.3.1-1 に計算結果を示す。実線および破線はCOPおよびGWPの等値線であり、COPの結果はR410AのCOPに対する比率である。COP0.8の等値線は凝縮温度が上昇するに従って、CO₂比率が低い方へ動いている。つまりCO₂の比率が高い混合冷媒ほど凝縮温度上昇におけるCOP低下が大きくなっている。これはCO₂の臨界温度が30.978℃と低く、凝縮温度が高くなると蒸発潜熱の低下もしくは超臨界になるためである。しかしながら、CO₂比率以外の全体的なCOP等値線の傾向はあまり変わらないため、臨界温度に近いもしくは超える温度条件でない限り、凝縮温度は冷媒組成の違いによるCOPの大小にあまり影響しないと言える。また、蒸発温度についても同様に値を変更したが、こちらも冷媒組成の違いによるCOPの大小にあまり影響しなかった。

Table 2.3.1-1 Calculation conditions of HFO1234yf/HFC32/CO₂

Refrigerants	Condensation temperature, °C	Evaporation temperature, °C	Superheat, K	supercooling, K
HFOR1234yf	20			
HFC32	30	0	3	0
CO ₂	40			

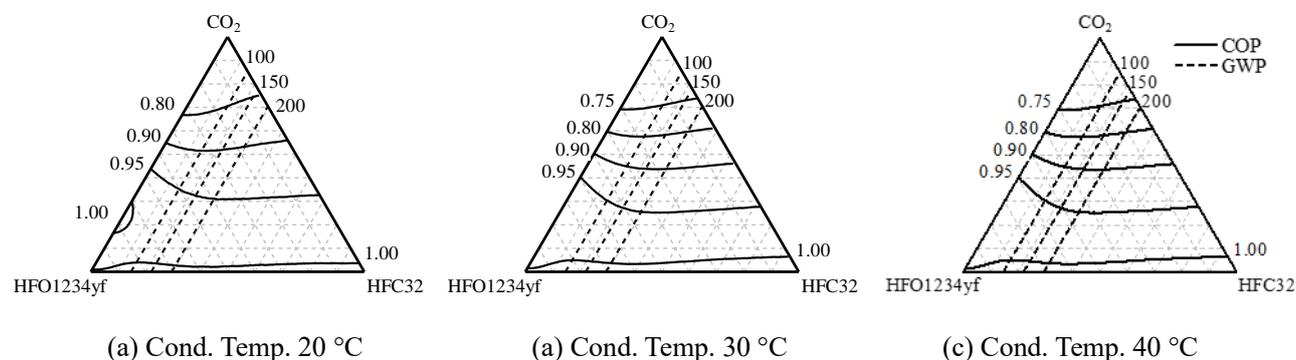


Fig. 2.3.1-1 Calculation results of HFO1234yf/HFC32/CO₂ by condensation temperature.

次にCF₃I/HFC32/HFC125 混合冷媒に対して、凝縮温度 25℃、蒸発温度 -3℃、過熱度 3K および過冷度 0K でサイクル計算を行った。Fig. 2.3.1-2 に計算結果を示す。(a), (b), (c) および (d) はそれぞれ R410A に対する COP 比、R410A に対する体積能力比、GWP および蒸発器における温度すべりである。Fig. 2.3.1-2(a) の COP 比は CF₃I の比率が 0.8 付近で最も高く、CF₃I/HFC32 の比率が 0.7/0.3 mass% 付近および HFC125 単体付近が最も低いが全体的に R410A の COP と同程度の結果がある。Fig. 2.3.1-2(b) の体積能力比は HFC32 の比率が高いほど高くなる。Fig. 2.3.1-2(c) の GWP は HFC125 の比率が高いほど高くなり、GWP が 500 以下の組成領域は CF₃I 単体付近から CF₃I/HFC32 の比率が 0.4/0.6 mass% 付近のみである。Fig. 2.3.1-2(d) の温度すべりは CF₃I の比率が高い領域で 10K 以上と高く、HFC32 および HFC125 の比率が高くなるほど低くなる。以上を踏まえた上で、CF₃I/HFC32/HFC125 混合冷媒における最適組成領域を決定する。

Fig. 2.3.1-3 に CF₃I/HFC32/HFC125 の三角図に COP 比の等値線 0.98 および 0.95、体積能力比の等値線 1.00、GWP の等値線 500 および温度すべりの等値線 5K を記載したものを示す。最適組成の選定条件として、COP 比が 1 程度、体積能力が 1 以上、GWP が 500 以下および温度すべりが 5K 以下とする。この

すべてを満たす組成は赤い領域となる。よって CF₃I/HFC32/HFC125 混合冷媒の最適組成は CF₃I/HFC32 の比率が 0.6/0.4 mass%と 0.3/0.7 mass%の間であり，HFC125 を数%程度付加したものである。

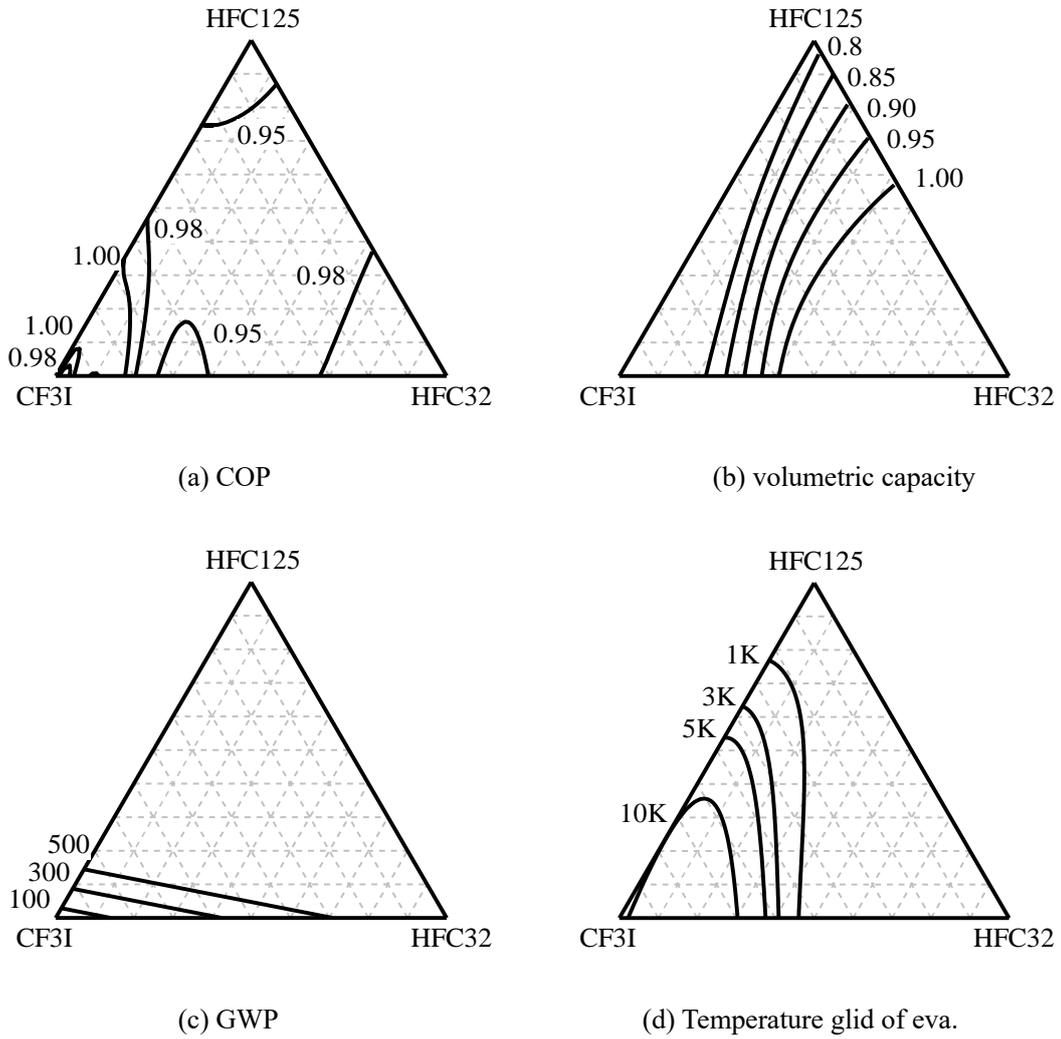


Fig. 2.3.1-2 Calculation results of CF₃I/HFC32/HFC125

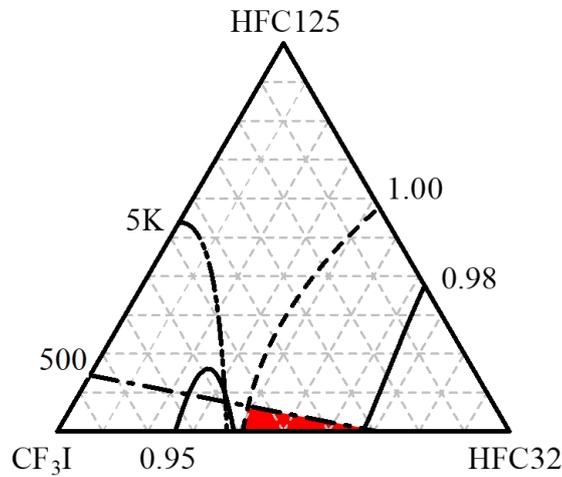


Fig. 2.3.1-3 optimum mix composition of CF₃I/HFC32/HFC125

次に CF₃I/HFC32/R1123 混合冷媒に対しても、凝縮温度 25°C、蒸発温度 -3°C、過熱度 3K および過冷度 0K でサイクル計算を行った。Fig. 2.3.1-4 に計算結果を示す。(a), (b), (c) および (d) はそれぞれ R410A に対する COP 比, R410A に対する体積能力比, GWP および蒸発器における温度すべりである。Fig. 2.3.1-4(a) の COP 比は R1123 の比率が高い領域で若干低くなるが、その他の比率では R410A と同程度の結果である。Fig. 2.3.1-4(b) の体積能力比は HFC32 および R1123 の比率が高いほど高くなる。Fig. 2.3.1-4(c) の GWP は HFC32 の比率が高いほど高くなり、GWP が 500 以下の組成領域は HFC32 の比率が 0.7 mass% 以下である。Fig. 2.3.1-4(d) の温度すべりは CF₃I の比率が高い領域で 15K 以上と高いが、CF₃I の比率が 0.3 程度以下では 1K 以下となっており、以上を踏まえた上で、CF₃I/HFC32/R1123 混合冷媒における最適組成領域を決定する。

Fig. 2.3.1-5 に CF₃I/HFC32/R1123 の三角図に COP 比の等値線 0.98 および 0.95, 体積能力比の等値線 1.00, GWP の等値線 300, 500 および温度すべりの等値線 1K を記載したものを示す。最適組成の選定条件として、COP 比が 1 程度、体積能力が 1 以上、GWP が 500 以下および温度すべりが 1K 以下とする。このすべてを満たす組成は図中の赤い領域となる。よって CF₃I/HFC32/R1123 混合冷媒の最適組成は選択範囲が広く、GWP300 以下においても最適組成領域が存在する。

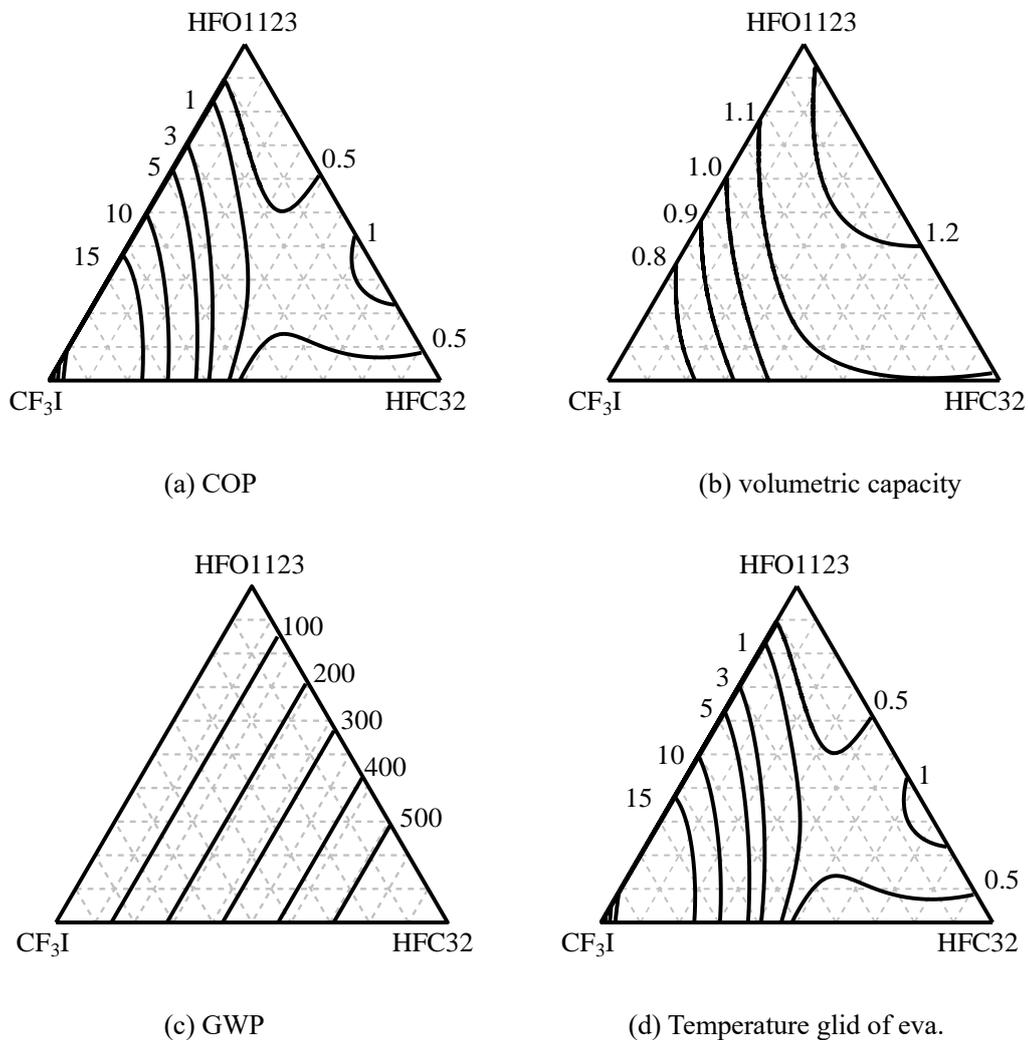


Fig. 2.3.1-4 Calculation results of CF₃I/HFC32/R1123

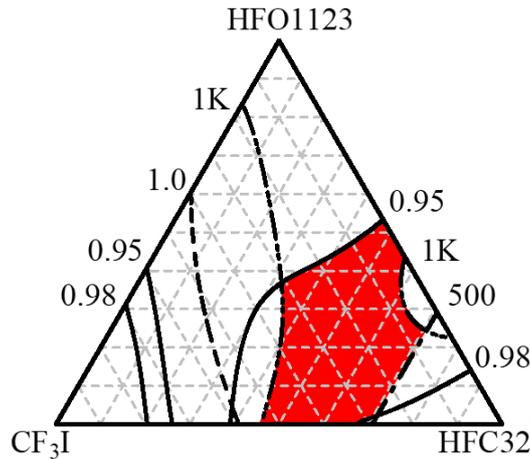


Fig. 2.3.1-5 Optimum mix composition of CF3I/HFC32/HFC125

ここまで熱力学的解析にて最適組成の検討を行ったが、この検討方法はあくまでも理論的に計算した結果である。しかし、この結果は実際にヒートポンプにて作動させた場合とは異なることがある。例えば、熱力学的解析を行うと、低圧冷媒（高沸点冷媒）ほどCOPが高くなる傾向になります。しかし、実際のサイクルにおいては低圧冷媒の圧力損失が大きい傾向があり、COPは高圧冷媒に比べて低下する傾向になる。そのため、圧力損失を考慮せずにCOPを比較し、最適組成を決定することは困難です。また、温度すべりに関しても理論計算では露点および沸点が何°Cになっても構わないが、実機では熱交換を行う熱源流体側の温度があるため、温度に制限がある。そこで、熱交換器性能および圧力損失を考慮した計算を行う。

まず、熱交換器性能の計算について説明する。Fig. 2.3.2-6に熱交換器内における冷媒と熱源流体の温度変化を示す。赤、青および水色の線がそれぞれ凝縮器の冷媒、蒸発器の冷媒および熱源流体を示す。この内部の温度変化を直線近似できるように細分化し、次式において熱交換器性能を示す KA (熱通過率×伝熱面積)を一定となるように計算を行う。実機ではこの KA は熱交換器の種類、冷媒の熱伝達率など様々な要因で決まってくるが、 KA を一定にすることはそれぞれの冷媒に対して最適化した熱交換器を使用することとなる。

$$\delta Q = \delta(KA_c(0)) \Delta T_{mc}(0) \quad (2.3.1-1)$$

$$\Delta T_{mc}(0) = \frac{[T_c(0) - t_{wc}(0)] - [T_c(1) - t_{wc}(1)]}{\ln\left(\frac{[T_c(0) - t_{wc}(0)]}{[T_c(1) - t_{wc}(1)]}\right)} \quad (2.3.1-2)$$

$$KA = \sum_{i=0}^m \delta(KA_c(i)) \quad (2.3.1-3)$$

次に圧力損失について説明する。圧力損失についても熱交換器性能と同様に熱交換器の種類や冷媒の種類など様々な要因で決まってくる。しかし、最適組成を検討する際に熱交換器の形状をあらかじめ決定しておくことは不可能である。そこで過去に測定した実験結果による相関式を導入する。Fig. 2.3.2-7に過去に測定した熱交換器内の圧力損失の実験結果を示す。横軸は圧縮機入口の冷媒密度に蒸発器出入口の冷媒比エンタルピを乗じた値である体積能力である。また、この実験結果に使用した実験冷媒を記載しており、様々な作動圧の冷媒を使用している。図中の実線はこの結果から作成した相関式である。

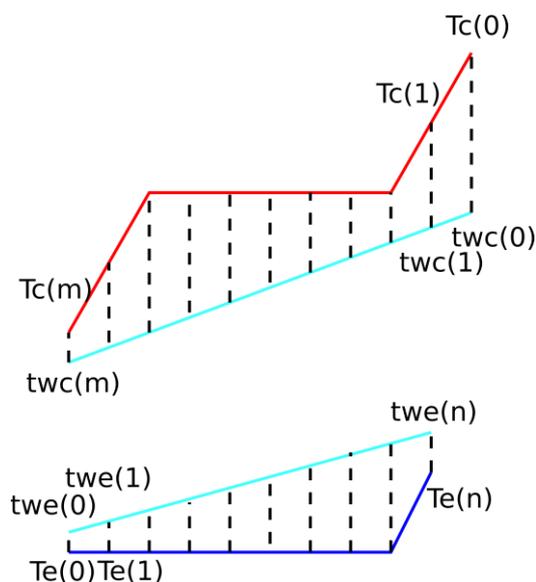


Fig. 2.3.1-6 Temperature distribution in heat exchanger

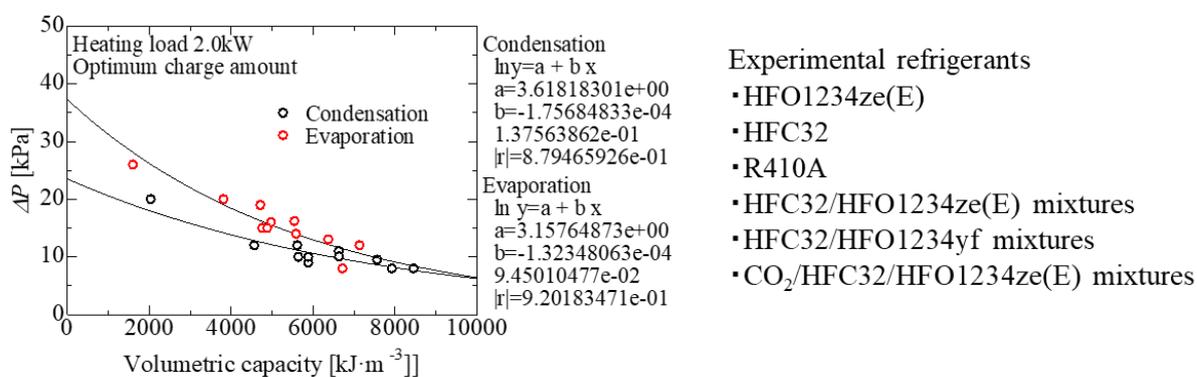


Fig. 2.3.1-7 Pressure loss in heat exchanger

この計算方法により、HFC32/HFO1234yf 混合冷媒の COP を算出した。Table 2.3.1-2 に計算した計算条件を示す。Tw, SH および η_{adi} はそれぞれ熱交換器を流れる熱源水の出入口温度、過熱度および断熱圧縮効率である。Fig. 2.3.2-8 に混合物における HFC32 の比率に対する COP 比(R410A 比)を示す。赤および青はそれぞれ熱交換器性能および圧力損失を考慮した計算結果および理論的熱力学的解析の計算結果である。熱交換器性能および圧力損失を考慮した計算結果では HFC32 の比率が増加するほど COP 比が増加している。これは HFC32 の比率が増加するほど体積能力が増加し圧力損失が減少するためである。これはサイクル実験の結果と同様の傾向である。しかしながら熱力学的解析結果では HFC32/HFO1234yf [0.6/0.4 mass%] 付近が最も COP 比が低くなっている。このように熱交換器性能および圧力損失を考慮することにより、サイクル実験結果と傾向に近い COP 比を算出することが出来き、最適組成の検討がより実施しやすくなる。

Table 2.3.1-2 Calculation condition

	in	out
Tw_cond [°C]	30	45
Tw_eva [°C]	15	7
SH [K]	3	
η_{adi}	0.85	
KA	0.25	

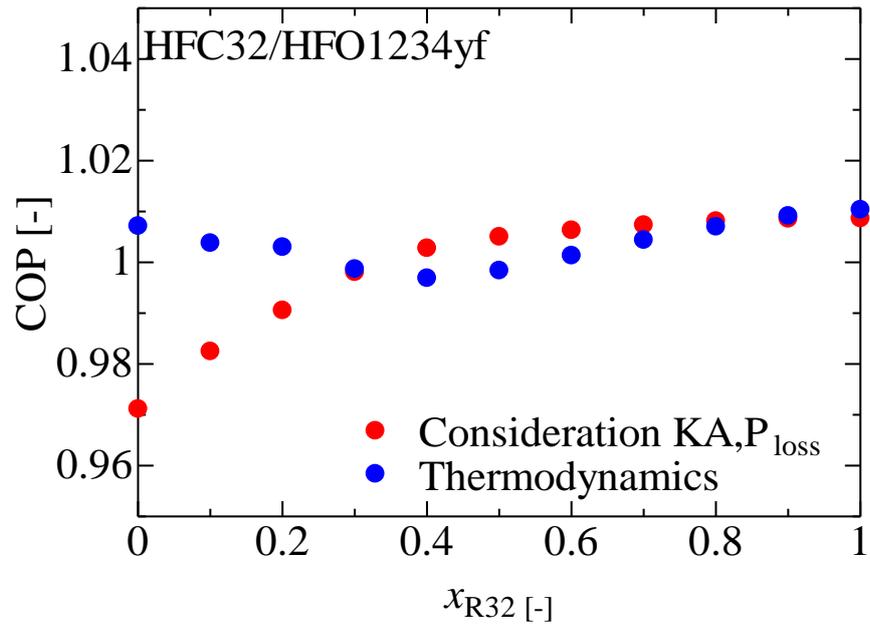


Fig. 2.3.1-8 Calculation results of HFC32/HFO1234yf

2.3.2 ヒートポンプサイクル基本特性の実験的評価

2.3.2.1 実験装置

新冷媒及び既存冷媒のサイクル性能特性を同一の実験装置で測定・評価することを目的として、九州大学筑紫キャンパスに設置したヒートポンプサイクル実験装置を使用してデータを取得した。実験装置の概略図を Fig.2.3.2-1 に示す。また、実験で使用している熱交換器および圧縮機の仕様を Table 2.3.2-1 および Table 2.3.2-2 に示す。本実験装置は、熱交換特性を正確に評価するために水熱源方式を採用している。

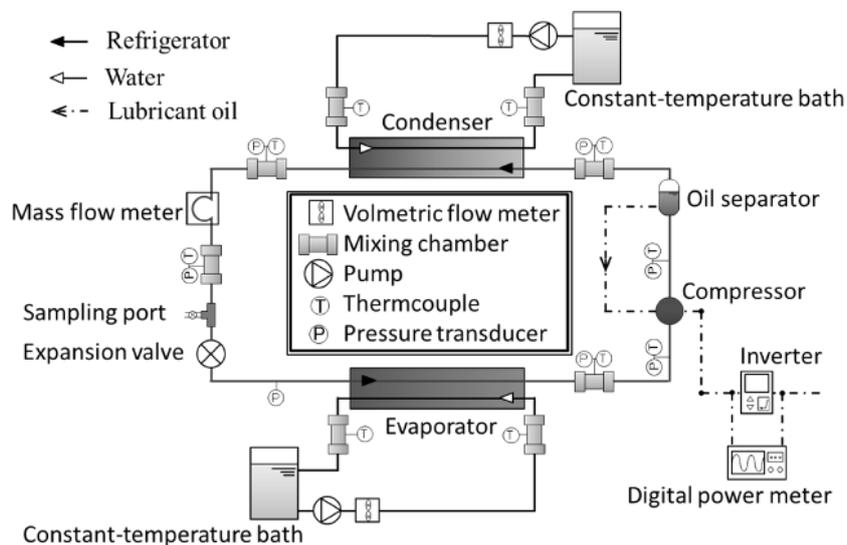


Fig.2.3.2-1 Experimental apparatus

Table 2.3.2-1 Heat exchangers (Double tube type)

		Outer diameter [mm]	Inner diameter [mm]	Length [mm]	Tube
Condenser and Evaporator	Outer tube	15.88	13.88	7200	Smooth
	Inner tube	9.53	7.53	7200	Grooved

Table 2.3.2-2 Compressor

Type	Scroll compressor
RPM range	1500 – 1600 rpm
Upper limit of discharge temperature	120 °C
Lubricant oil	POE VG68
Cylinder volume	11 cm ³

2.3.2.2 冷媒および実験条件

同実験装置でこれまでに測定した冷媒を Table 2.3.2-3 に整理した。各実験条件として設定した温度は Table 2.3.2-4 に示す通りである。暖房運転においては、熱交換後の凝縮器熱源水の温度によって高負荷条件と低負荷条件を設定した。また、冷房運転においては、凝縮器熱源水と蒸発器熱源水の温度設定によって空気熱源と水熱源を模擬した。なお、本リストには過去のプロジェクトで測定した冷媒も含んでいる。

Table 2.3.2-3 List of refrigerants used in the study

Refrigerant	Experimental conditions	Publications
R410A	Heating (High), Heating (Low), Cooling (Air), Cooling (Water)	Applied Thermal Engineering 181 (2021) 115952 ¹⁾
R32	Heating (High), Heating (Low), Cooling (Air)	Purdue Conferences 2018, 2339 ²⁾ : Heating (High), Heating (Low), Cooling (Air)
R32/R1234yf (42/58 mass%)		Applied Thermal Engineering 181 (2021) 115952 ¹⁾ : Heating (High), Heating (Low)
R32/R1234yf (22/78 mass%) (R454C equivalent)	Heating (High), Heating (Low), Cooling (Air), Cooling (Water)	Applied Thermal Engineering 181 (2021) 115952 ¹⁾ : Heating (High), Heating (Low) Heat Transfer Engineering, DOI: 10.1080/01457632.2020.1776997 ³⁾ : Cooling (Air)
R32/R1234yf/R744 (22/72/6 mass%)		International Journal Refrigeration 121 (2021) 289-301 ⁴⁾ : Heating (High), Heating (Low), Cooling (Air)
R32/R1123 (58/42 mass%)	Heating (High), Heating (Low), Cooling (Air)	Purdue Conferences 2018, 2339 ²⁾ : Heating (High), Heating (Low), Cooling (Air)
R32/R1123 (46/54 mass%)		
R32/R1123 (42/58 mass%)		
R32/R1234yf/R1123 (21/19/60 mass%)	Heating (High), Heating (Low), Cooling (Air), Cooling (Water)	Unpublished
R32/R1234yf/R1123(21/39/40 mass%)		
R404A	Cooling (Water), Refrigeration	
R32/R1234yf/CO2(22/72/6 mass%)	Cooling (Water)	
R32/R1234yf/CO2(22/75/3 mass%) (R455A equivalent)	Cooling (Water), Refrigeration	

Table 2.3.2-4

Conditions	Condenser side heat transfer media [°C]	Evaporator side heat transfer media [°C]
Heating (High load)	20 → 45	15 → 9
Heating (Low load)	20 → 30	15 → 9
Cooling (Air source)	30 → 45	20 → 10
Cooling (Water source)	30 → 35	12 → 7
Refrigeration	30 → 35	Cond.1: 10 → 0 Cond.2: 7 → -3 Cond.3: 4 → -6

2.3.2.3 実験結果

二成分混合冷媒 HFO1234yf/HFC32 (重量比 78%/22%) 及び三成分混合冷媒 HFO1234yf/HFC32/CO₂ (重量比 72%/22%/6%) の結果を Fig.2.3.2-2 に示す. 実験条件によっては, HFC32/HFO1234yf 二成分混合冷媒の COP は R410A と同等以上であり, R32 の COP と同程度の COP が得られる条件もあることがわかった. しかし, HFO1234yf の比率を高くするほど COP が低下する. 一方, 三成分混合冷媒については, 三角図を使って理論的なサイクル性能の評価を行った. そして, GWP150 以下を達成し, かつ, R410A と同等以上の COP を得られる組成について実験した結果, 三成分混合冷媒 (HFC32/HFO1234yf/CO₂ = 22/72/6) の COP は, 二成分混合冷媒 (HFC32/HFO1234yf=22/78) の COP と同等または下回ることが明らかとなった.

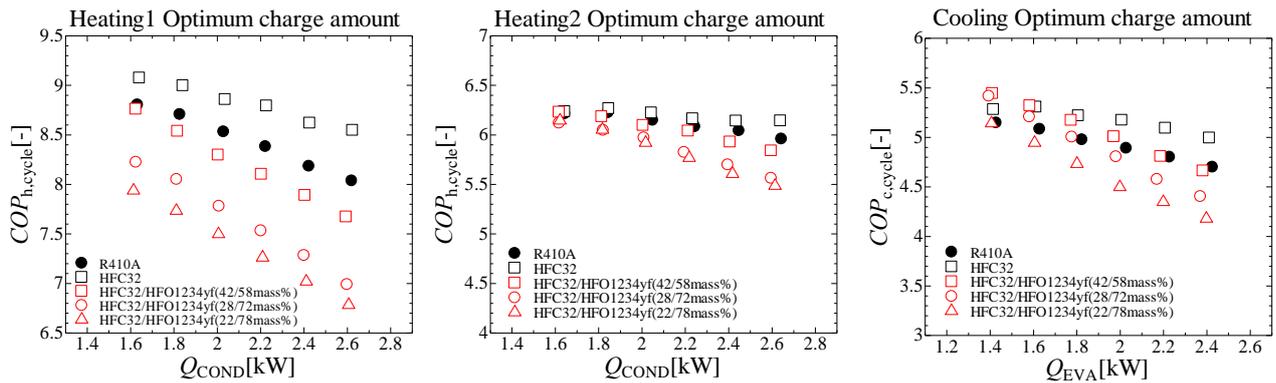


Fig.2.3.2-2 Compare COP of zeotropic mixture refrigerants of HFC32/HFO1234yf with that of existing refrigerant.

(Heating 1 = Low load: Evaporator 15°C→9°C, Condenser 20°C→30°C,

Heating 2 = High load: Evaporator 15°C→9°C, Condenser 20°C→45°C,

Cooling = Air source: Evaporator 20°C→10°C, Condenser 30°C→45°C).

HFO1123 を含む 3 成分系混合冷媒 HFC32/HFO1234yf/HFO1123 の実験結果を Fig.2.3.2-3 及び Fig.2.3.2-4 に示す. Fig.2.3.2-3 は, HFC32/HFO1234yf/HFO1123 = 21.2/38.5/40.3 mass% について, R410A 及び HFC-HFO 2 成分系混合冷媒 HFC32/HFO1234yf = 22/78 mass%, さらに二酸化炭素を添加した 3 成分系混合冷媒 HFC32/HFO1234yf/CO₂ = 22/72/6 mass% とシステム COP を比較している. HFC32/HFO1234yf/HFO1123 のシステム COP は, 低加熱モードにおける 2 成分系混合冷媒 HFC32/HFO1234yf や 3 成分系混合冷媒 HFC32/HFO1234yf/CO₂ よりも高く, R410A に匹敵する値であることがわかった. またシステムの性能は, 冷媒凝縮温度と凝縮器熱媒との温度差に大きく影響を受け, 温度差が大きいほど性能が低下することが明らかとなった.

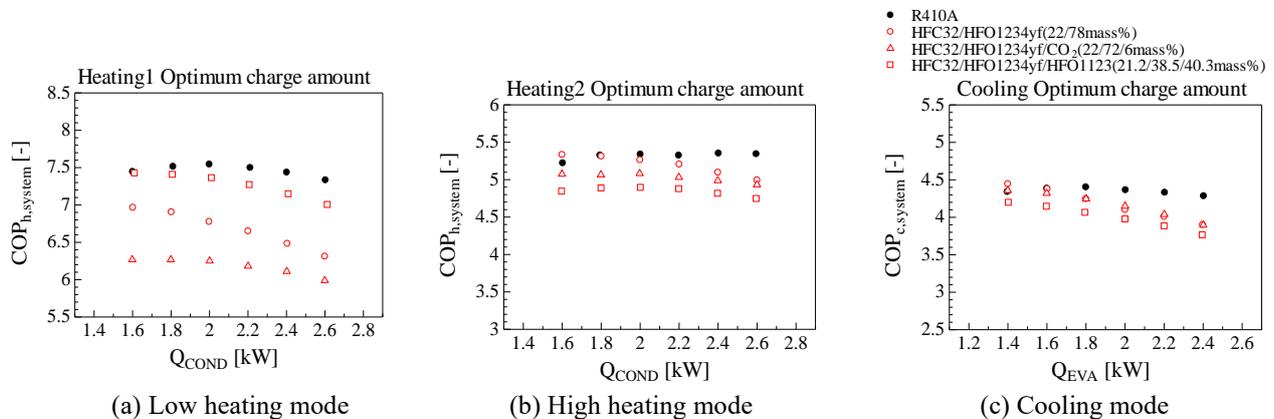


Fig. 2.3.2-3 The system COP of HFO1123 mixture

HFC32/HFO1234yf/HFO1123 = 21/19/60mass%の場合の結果を Fig.2.3.2-4 に示す。HFO1123 を混合した三成分冷媒は、比較的負荷の小さい領域では HFC32/HFO1234yf = 22/78mass%よりも COP が低い、負荷が大きくなった場合に HFC32/HFO1234yf = 22/78mass%のような COP の低下が顕著には見られず、HFC32/HFO1234yf = 22/78mass%と同等以上の COP となることがわかった。

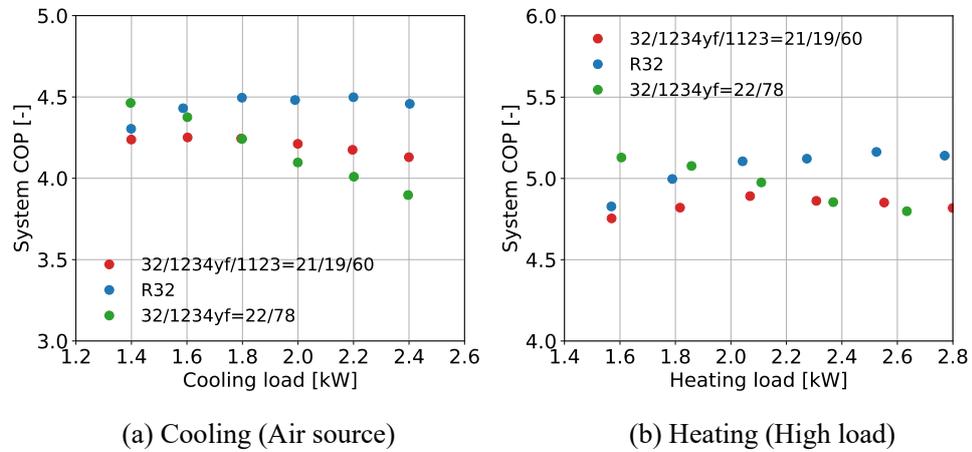


Fig.2.3.2-4 Comparison of the system COP of a HFO1123 mixture

R404A 及び、CO₂, R32, R1234yf の 3 成分混合冷媒 R455A について冷凍能力 1.0 kW の場合のシステム COP を Fig.2.3.2-5 に示す。横軸は冷媒充填量であり、実験装置の制御可能な範囲内で冷媒充填量を変化させた。本実験装置に対しては、R404A は充填量 0.7~0.8 kg の範囲でシステム COP が最も高くなるのに対して、R455A の場合は最適な充填量は 0.7 kg よりも少ないことがわかった。測定した範囲において、システム COP は R455A よりも R404A の方が高い。しかし、実験装置の仕様が R455A には最適ではないと思われるため、それぞれの冷媒に対して最適なシステム設計を行えば、同等レベルのシステム COP を達成できる可能性がある。条件 3 における圧縮機の圧力比と吐出温度を Fig.2.3.2-6 に示す。設定した温度条件で運転する場合、R455A は R404A に比べて圧力比が大きく、吐出温度も高い。冷媒充填量が多いほど圧力比及び吐出温度が上昇するため、R455A の場合は充填量をさらに削減して圧力比が小さくなるような条件で運転できれば、システム COP を改善できると思われる。

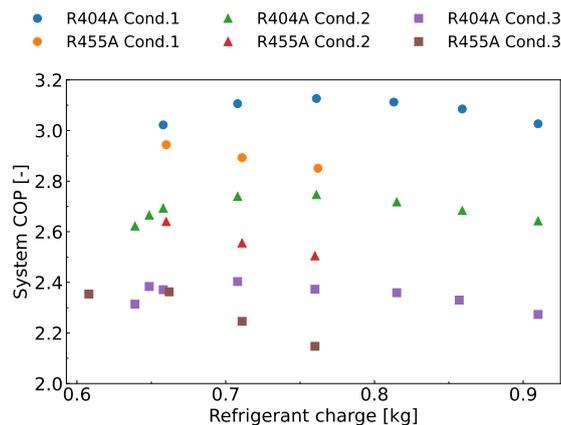


Fig.2.3.2-5 Comparison of R404A and R455A at 1.0 kW

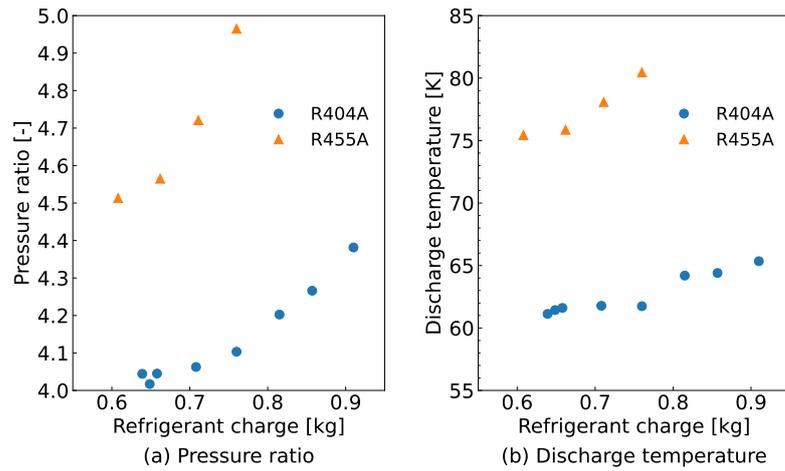


Fig.2.3.2-6 Pressure ratio and discharge temperature at 1.0 kW in condition 3

参考文献

- 1) K. Thu, K. Takezato, N. Takata, T. Miyazaki, Y. Higashi: Applied Thermal Engineering 181, 115952 (2021).
- 2) S. Koyama, T. Miyazaki, J. Hirayama, N. Takata, Y. Higashi: Purdue Conferences 2018, 2339 (2018).
- 3) T. Takezato, S. Senba, T. Miyazaki, N. Takata, Y. Higashi, K. Thu: Heat Transfer Engineering, 42, 13 (2021).
- 4) K. Thu, K. Takezato, N. Takata, T. Miyazaki, Y. Higashi, International Journal Refrigeration 121, 289, (2021) .

3. 構成要素のデータ取得とモデリング，定式化

3.1 熱交換器

3.1.1 熱交換器伝熱特性データの取得

3.1.1.1 円管内の相変化伝熱

(1) 実験装置およびデータ整理方法

Fig. 3.1.1.1-1 に実験装置の概略を示す。本実験装置は蒸気圧縮式強制循環ループであり，オイルセパレータ出口と圧縮機入口を結ぶバイパスループが設けられている。循環恒温槽から予冷器，凝縮テストセクションおよび過冷器に冷却水が循環し，蒸発テストセクションおよび過熱器に加熱水が循環する。冷媒はオイルセパレータで冷凍機油が分離された後に予冷器に流入する。予冷器では冷媒乾き度が調整され，凝縮テストセクションで凝縮する。その後，過冷器で完全に液化し，液だめ，質量流量計を経て膨張弁で減圧される。続いて電気加熱式の予熱器で乾き度が調整され，蒸発テストセクションで蒸発し，水加熱式の過熱器で完全に気化して圧縮機に戻る。冷媒の流量および圧力は主に圧縮機の回転数，膨張弁開度およびバイパス開度によって調整される。混合冷媒の実験ではサンプリングポートから少量の冷媒過冷液をベッセルに採取し，ガスクロマトグラフで循環組成が測定される。

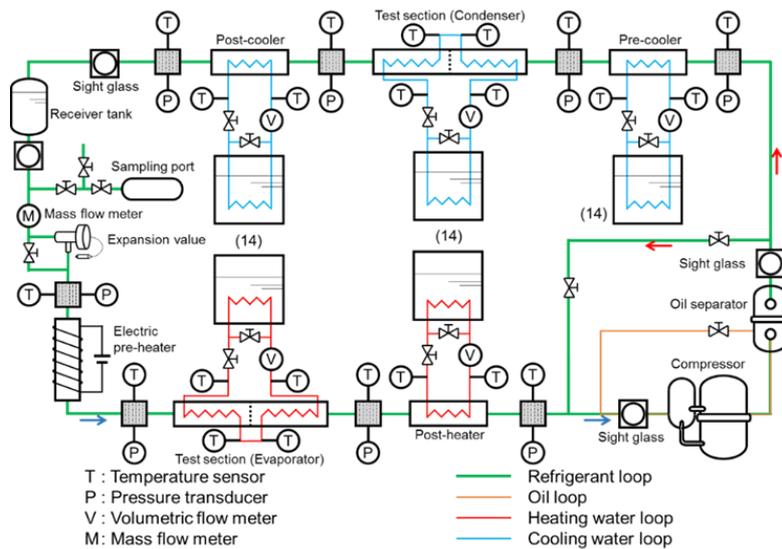


Fig. 3.1.1.1-1 Measurement setup.

Figs. 3.1.1.1-2(a)および(b)にそれぞれ，凝縮テストセクションおよび蒸発テストセクションの概略図を示す。二重管式対向流型熱交換器（サブセクション）を形成しており，冷媒は内管の中を流れ，熱源水は環状流路を流れる。テストセクション出入口の冷媒混合室では，冷媒の圧力および混合平均温度がそれぞれ絶対圧力計およびK型熱電対によって測定される。また，差圧計によって入口側の冷媒混合室と各サブセクション前後の断熱された部分との差圧が測定される。各サブセクションの圧力損失測定区間長は604 mm，有効伝熱長さは414 mmである。各サブセクション中央部の管外壁面には，壁面温度測定のためにT型熱電対が上下左右4点に埋め込まれている。ウォータージャケット出入口に設置された水混合室では，熱源水の混合平均温度が白金測温抵抗体によって測定され，交換熱量を求めることができる。なお，飽和温度（混合冷媒の場合は露点と沸点の平均）は凝縮実験の場合約40℃，沸騰実験の場合約10℃とし，冷媒の物性はREFPROP Ver.10.0¹⁾を用いた。

Table 3.1.1.1-1 に本実験で用いた平滑管および内面らせん溝付管の仕様を示す。Fig. 3.1.1.1-3 は溝付管の管断面写真を示す。表中の等価内径溝付管の実流路断面積と等しい流路断面積を有する平滑管内の内径であり，面積拡大率はねじれ角を考慮した溝付管の実伝熱面積と等価内径の伝熱面積の比である。

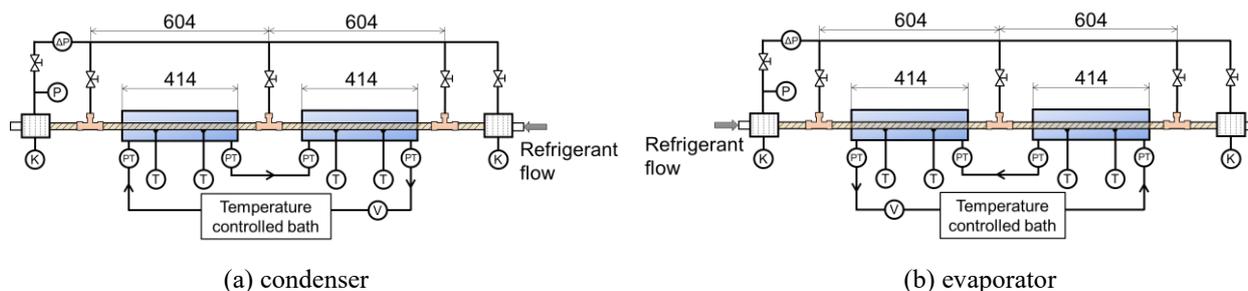


Fig. 3.1.1.1-2 Test section.

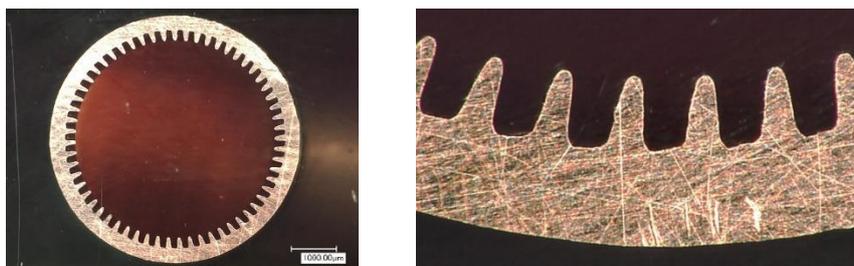


Fig. 3.1.1.1-3 Cross-sectional view of the tested microfin tube.

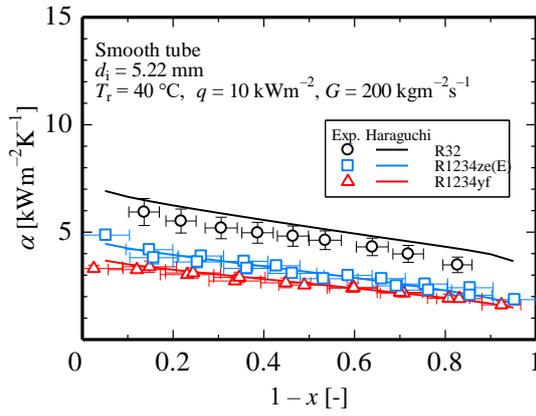
Table 3.1.1.1-1 Dimensions of the tested smooth and microfin tubes.

	ST	MT60
Outer diameter d_o [mm]	6.02	6.03
Equivalent inner diameter d_{eq} [mm]	5.22	5.21
Fin height h_{fin} [mm]	-	0.269
Helical angle β [°]	-	18
Apex angle γ [°]	-	15
Number of fins N_{fin}	-	60
Surface enlargement η_A	1	2.62

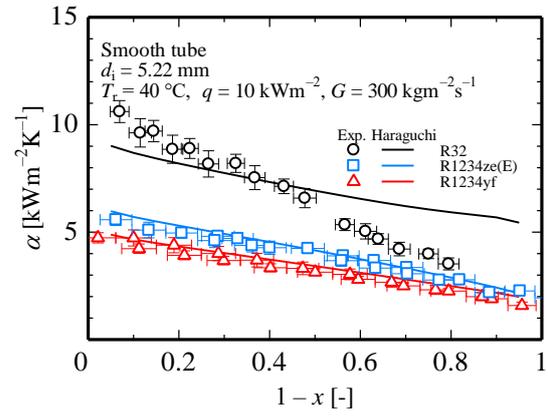
(2) 凝縮流における凝縮熱伝達率および圧力損失

・単一冷媒 HFC32, HFO1234ze(E)および HFO1234yf

Fig. 3.1.1.1-4 に平滑管 ST 内の HFC32, HFO1234ze(E)および HFO1234yf の凝縮熱伝達率の測定結果および原口ら²⁾の式による予測結果を示す。(a)および(b)はそれぞれ質量速度 200 と 300 kg m⁻²s⁻¹の結果である。同一条件における冷媒ごとの熱伝達率は HFC32 が最も高く、HFO1234yf が最も小さい。この熱伝達率の大小関係は、原口ら²⁾の式の予測結果と一致する。HFO1234ze(E)と HFO1234yf の熱伝達率はほぼ同じであるが、HFC32 の熱伝達率は HFO1234ze(E)および HFO1234yf に比して高い。Fig. 3.1.1.1-5 に平滑管における HFC32, HFO1234ze(E)および HFO1234yf の圧力損失の測定結果および宮良ら³⁾の式による予測結果を示す。圧力損失は HFO1234ze(E), HFO1234yf, HFC32 の順に小さくなる。

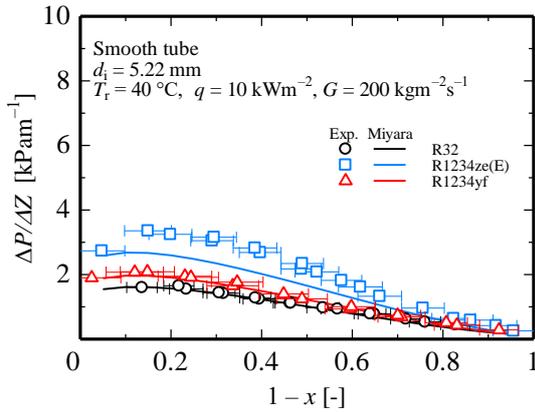


(a) $G = 200 \text{ kg m}^{-2}\text{s}^{-1}$

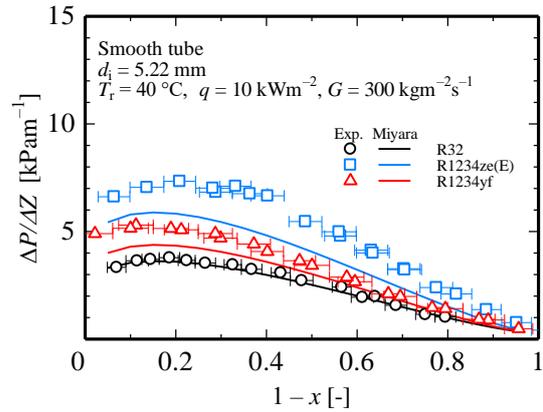


(b) $G = 300 \text{ kg m}^{-2}\text{s}^{-1}$

Fig. 3.1.1.1-4 Heat transfer coefficient of condensing HFC32, HFO1234ze(E), and HFO1234yf.



(a) $G = 200 \text{ kg m}^{-2}\text{s}^{-1}$

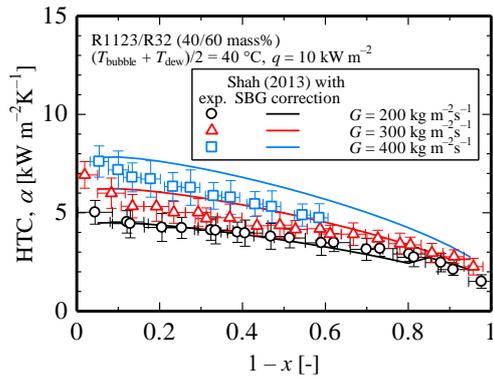


(b) $G = 300 \text{ kg m}^{-2}\text{s}^{-1}$

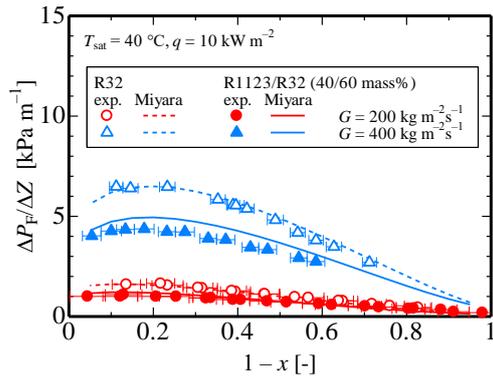
Fig. 3.1.1.1-5 Pressure gradient of condensing HFC32, HFO1234ze(E), and HFO1234yf.

• 二成分混合冷媒 HFO1123/HFC32

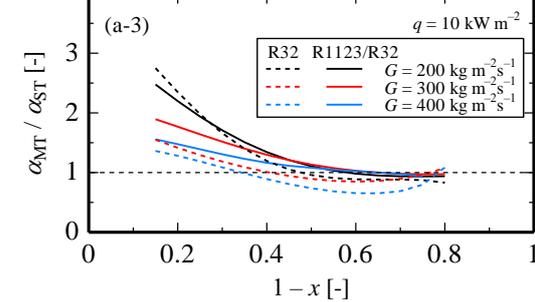
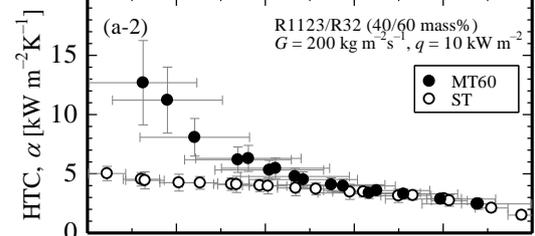
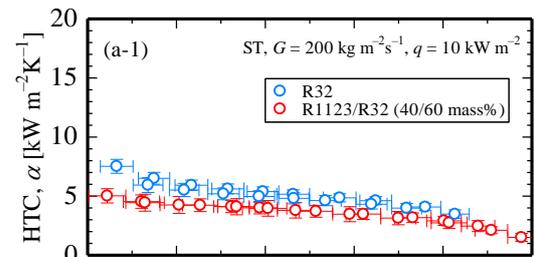
Fig. 3.1.1.1-6 (a)に平均飽和温度約 $40 \text{ }^\circ\text{C}$ 、熱流束 10 kW m^{-2} 、質量速度 $200\sim 400 \text{ kg m}^{-2}\text{s}^{-1}$ の範囲で測定した混合冷媒 HFO1123/HFC32 の凝縮熱伝達率の実験値、および Shah⁴⁾ の相関式と Silver-Bell-Ghaly⁵⁻⁶⁾ の方法で計算した予測値を示す。Fig. 3.1.1.1-6 (b)に混合冷媒 HFO1123/HFC32 および単一冷媒 HFC32 の圧力損失を示す。混合冷媒の圧力損失は凝縮 HFC32 より約 25 %小さい。HFO1123 の蒸気密度が HFC32 より大きく、蒸気速度が小さいためと考えられる。Fig. 3.1.1.1-6 (c)に平滑管およびら旋溝付管における混合冷媒 HFO1123/HFC32 と単一冷媒 HFC32 の凝縮熱伝達率を比較して示す。HFO1123/HFC32 は HFC32 に比べてわずかに低い値を示す。HFO1123/HFC32 の温度すべり（露点と沸点の差）は 1.0 K 程と小さいため、熱伝達劣化はわずかである。また、ら旋溝付管は湿り度の減少に伴って熱伝達率が顕著に上昇する。伝熱促進効果は、質量速度 $200 \text{ kg m}^{-2}\text{s}^{-1}$ では HFO1123/HFC32 と HFC32 の伝熱促進率が同程度であるのに対して、質量速度の増加に伴い、混合冷媒では単一冷媒より伝熱促進率が増加する。



(a) Heat transfer coefficient



(b) pressure gradient

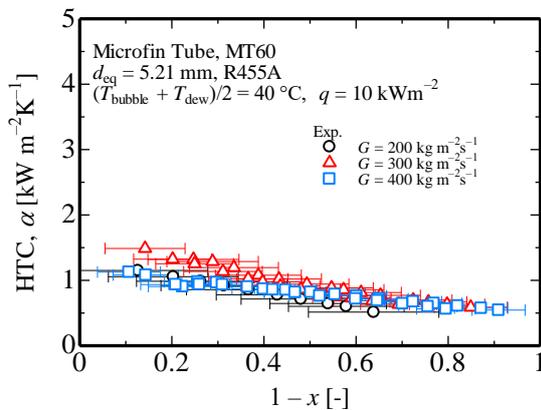


(c) comparison between smooth and microfin tubes

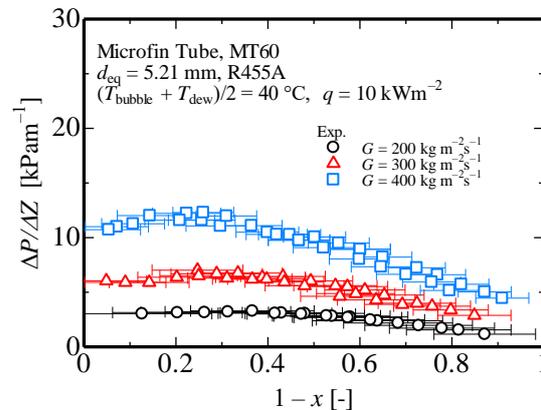
Fig. 3.1.1.1-6 Condensation flow of HFO1123/HFC32.

・三成分混合冷媒 R455A (HFC32/HFO1234yf/CO₂; 21.5/75.5/3.0 mass%)

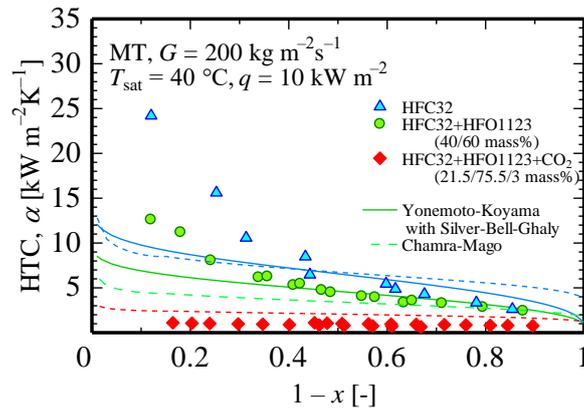
Fig. 3.1.1.1-7 (a)および(b)は平均飽和温度 40 °C, 熱流束 10 kWm⁻², 質量流速 200, 300 および 400 kg m⁻²s⁻¹における R455A (HFC32/HFO1234yf/CO₂; 21.5/75.5/3.0 mass%)の凝縮熱伝達率および圧力損失の結果である。流速増加によって攪拌され, 物質伝達抵抗が緩和されている。Fig. 3.1.1.1-7 (c)へ単一冷媒, 二成分および三成分の混合冷媒の熱伝達率を比較すると, HFC32 が最も高く, 続いて HFO1123/HFC32 (40/60 mass%)で, R455A (HFC32/HFO1234yf/CO₂; 21.5/75.5/3.0 mass%)が最も低いという順であった。この結果は, 温度すべり (露点と沸点の差) が大きいほど熱伝達率が低くなることを示している。



(a) heat transfer coefficient



(b) pressure gradient

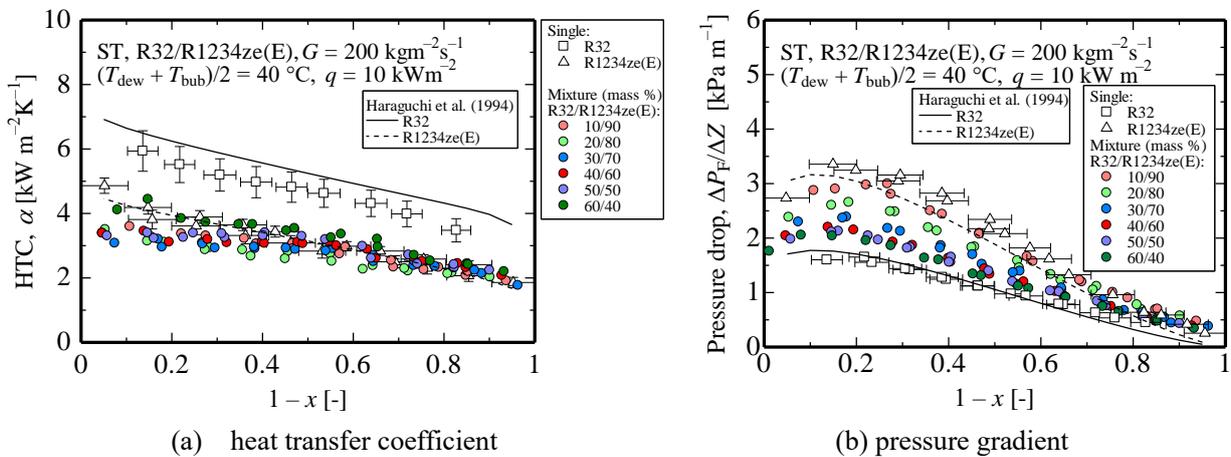


(c) effect of volatility difference⁷⁻⁸⁾

Fig. 3.1.1.1-7 Condensation flow of R455A.

・二成分混合冷媒 HFO1234ze(E)/HFC32

Fig. 3.1.1.1-8 に平滑管内 HFO1234ze(E)/HFC32 凝縮流の圧力損失および熱伝達率の測定結果を示す。図中の実線および破線は、HFC32 および HFO1234ze(E)単体の予測値を示している。HFO1234ze(E)/HFC32 の圧力損失は、HFO1234ze(E)の組成が増加するにしたがって高い値を示す。一方、HFO1234ze(E)/HFC32 の熱伝達率は、物質伝達抵抗により、いずれの組成でも HFO1234ze(E)よりも低い値を示す。Fig. 3.1.1.1-9 に平滑管およびら旋溝付管 MT48 内の凝縮過程熱伝達率の組成依存性を示す。ら旋溝付管 MT48 の結果は三島⁹⁾の報告する値である。横軸は HFC32 組成を示しており、縦軸は上から順に、熱伝達率、理想状態の熱伝達率に対する熱伝達率劣化割合、および温度勾配を示す。破線は単一冷媒の熱伝達率を直線で結んだ値である。最も温度勾配が大きくなる HFC32 の組成は、約 0.23 で、このとき熱伝達率が最も低下する。



(a) heat transfer coefficient

(b) pressure gradient

Fig. 3.1.1.1-8 Condensing flow of HFO1234ze(E)/HFC32.

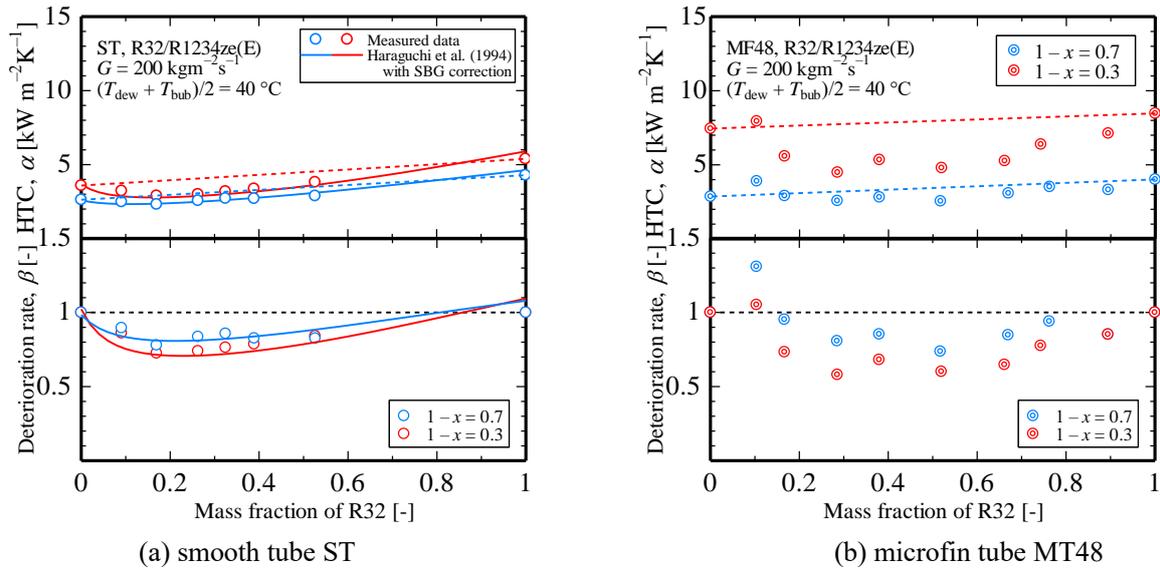


Fig. 3.1.1.1-9 Condensation flow of HFO1234ze(E)/HFC32.

・二成分混合冷媒 HFO1234yf/HFC32

Fig. 3.1.1.1-10 にそれぞれ平滑管内の HFO1234yf/HFC32 凝縮過程の圧力損失および熱伝達率の測定結果を示す. HFO1234yf/HFC32 の圧力損失と凝縮熱伝達率は HFO1234ze(E)/HFC32 の凝縮流と同様の傾向を示す. 温度勾配の大きい組成で熱伝達率が顕著に低下し, 圧力損失は HFC32 の組成が増加するにしたがって低い値を示す.

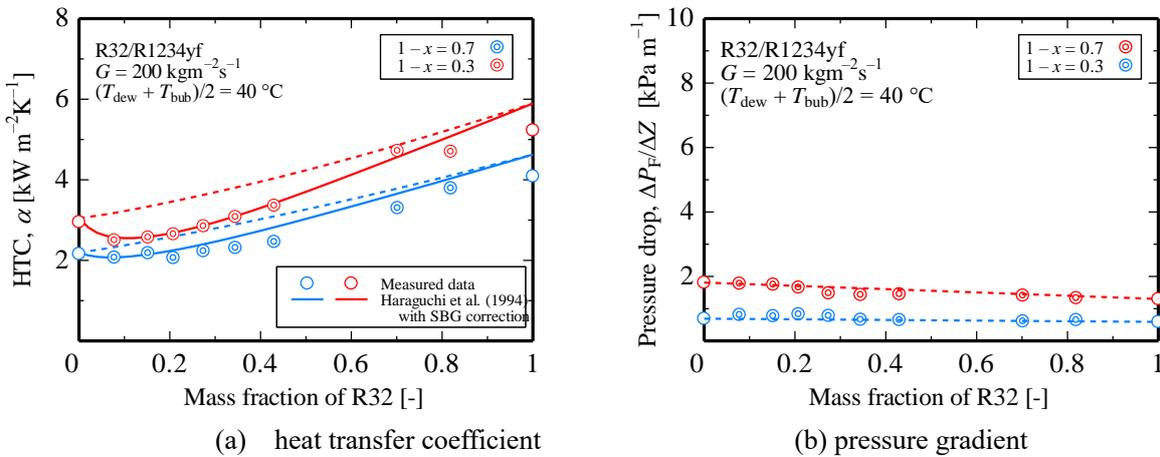
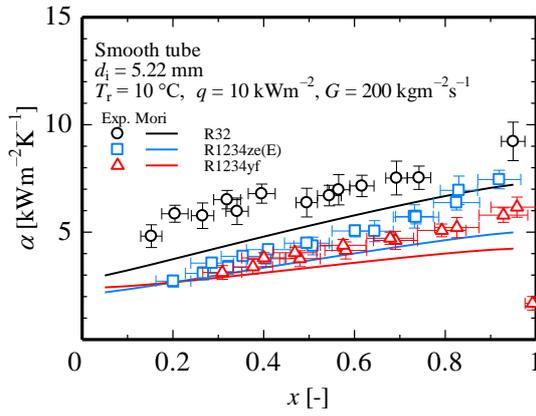


Fig. 3.1.1.1-10 Condensation flow of HFO1234yf/HFC32.

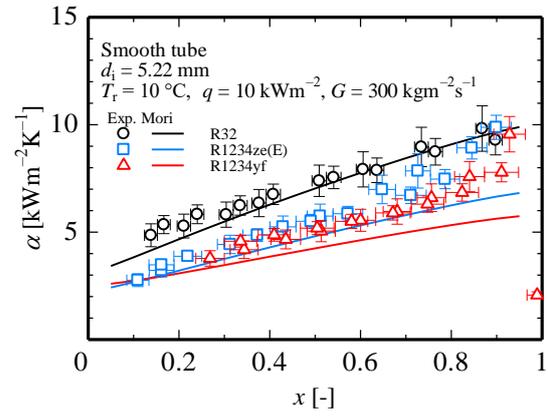
(3) 蒸発流における蒸発熱伝達率および圧力損失

・ HFC32, HFO1234ze(E)および HFO1234yf

Fig. 3.1.1.1-11 に HFC32, HFO1234ze(E)および HFO1234yf の熱伝達率の測定結果を示す. HFC32 の熱伝達率が最も高く, ついで HFO1234ze(E)および HFO1234yf が同程度であった. 乾き度 0.8 以下では HFC32 の熱伝達率が最も高いが, 0.8 以上では三者の熱伝達率の差は小さい. Fig. 3.1.1.1-12 に HFC32, HFO1234ze(E)および HFO1234yf の圧力損失特性を示す. 圧力損失は HFO1234ze(E)が最も大きく, HFO1234yf, HFC32 の順に小さい.

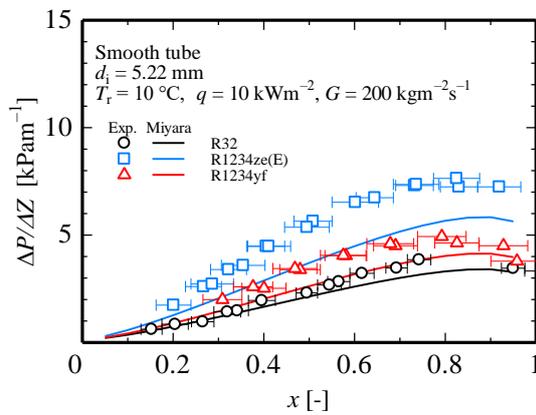


(a) $G = 200 \text{ kg m}^{-2}\text{s}^{-1}$

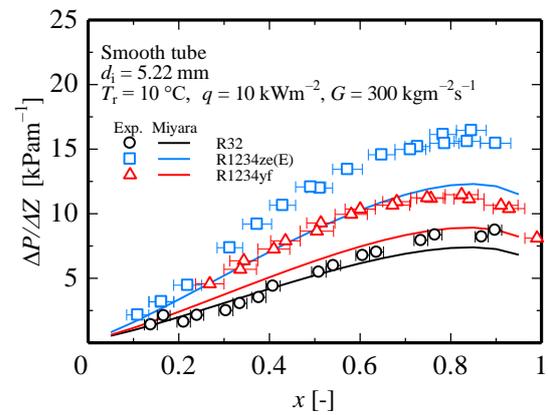


(b) $G = 300 \text{ kg m}^{-2}\text{s}^{-1}$

Fig. 3.1.1.1-11 Heat transfer coefficient of evaporating HFC32, HFO1234ze(E), and HFO1234yf¹⁰⁾.



(a) $G = 200 \text{ kg m}^{-2}\text{s}^{-1}$

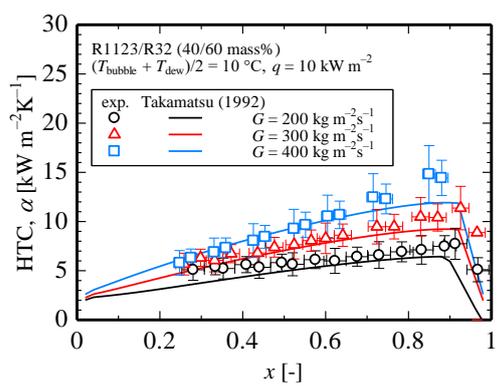


(b) $G = 300 \text{ kg m}^{-2}\text{s}^{-1}$

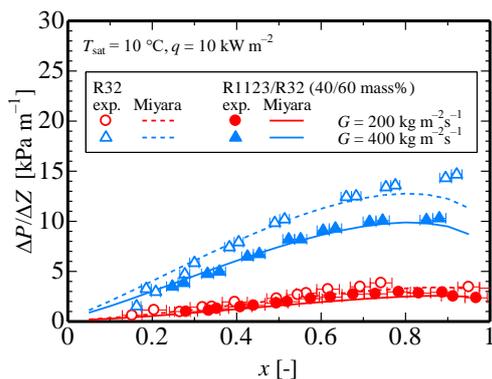
Fig. 3.1.1.1-12 Pressure gradient of evaporating HFC32, HFO1234ze(E), HFO1234yf.

• HFO1123/HFC32

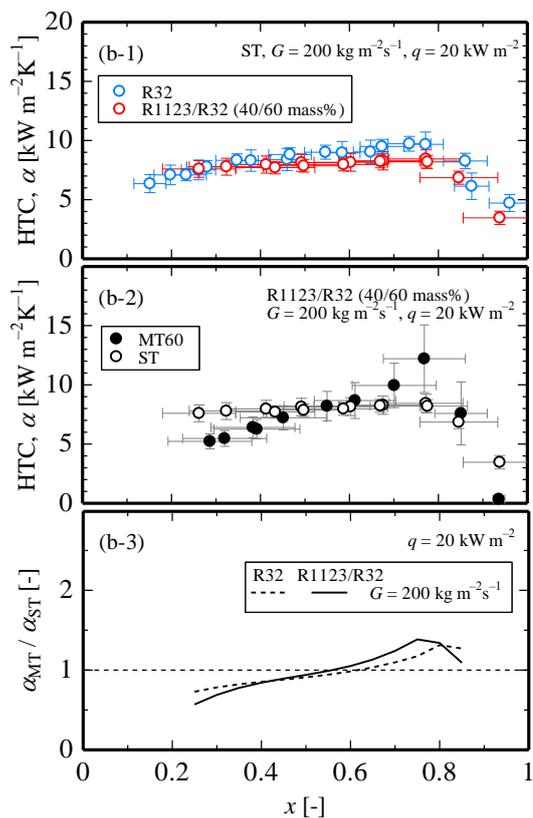
Fig. 3.1.1.1-13 (a)に平均飽和温度約 10 °C, 熱流束 10 kW m⁻², 質量速度 200 kg m⁻²s⁻¹の条件下で測定した混合冷媒 HFO1123/HFC32 の蒸発熱伝達率, および混合冷媒に対して提案された高松ら¹¹⁾の相関式による予測値を示す. また, オンセットドライアウトおよびポストドライアウトの熱伝達率は, それぞれ吉田ら¹²⁾の式および森ら¹³⁾の式を用いて計算した. また両者の間の熱伝達率は, 二つの予測値を直線補間した. Fig. 3.1.1.1-13 (b)は同じ条件のもと測定した圧力損失の値である. Fig. 3.1.1.1-13 (c)に平滑管およびら旋溝付管における混合冷媒 HFO1123/HFC32 と単一冷媒 HFC32 の蒸発熱伝達率を比較する. HFO1123/HFC32 の熱伝達率は HFC32 よりわずかに低い. 低乾き度ではら旋溝付管は平滑管より低い熱伝達率を示すが, 乾き度 0.6 以上では, ら旋溝付管のほうが高い熱伝達率を示す. また, HFO1123/HFC32 と HFC32 の伝熱促進率は同程度であった.



(a) heat transfer coefficient



(b) pressure gradient

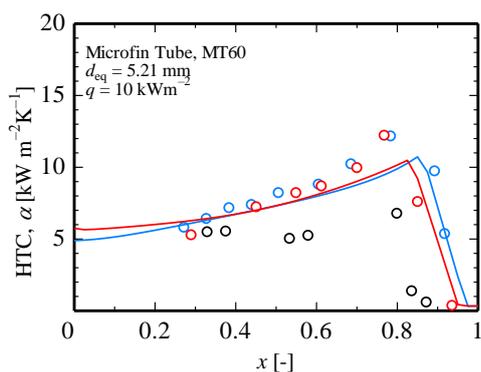


(c) comparison between smooth and microfin tubes

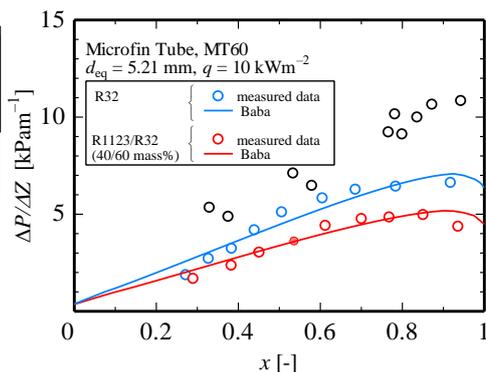
Fig. 3.1.1.1-13 Evaporation flow of HFO1123/HFC32.

・単一冷媒 HCFO1224yd(Z)

Fig. 3.1.1.2.3-14 は HCFO1224yd(Z)の蒸発熱伝達率および圧力損失の測定結果を示す。HFC32 および HFO1123/HFC32 (40/60mass%)との比較を行ったところ、飽和温度 10 °C、質量流束 100 kgm⁻²s⁻¹における HCFO1224yd(Z)の熱伝達率は、質量流束 200 kg m⁻²s⁻¹における HFC32 よりも明確に低い一方、圧力損失は HFC32 に比して約 1.5 倍であった。



(a) heat transfer coefficient¹⁴⁻¹⁵⁾

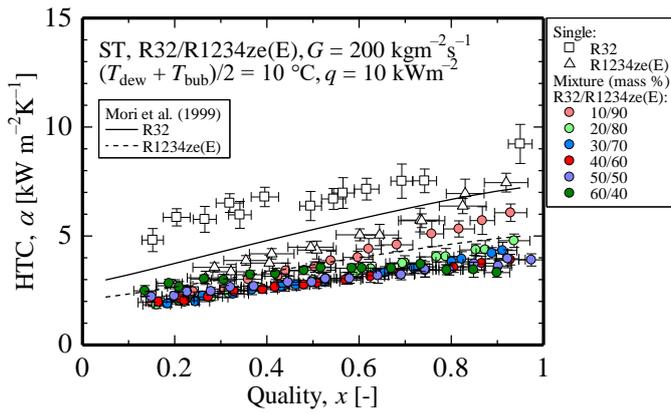


(b) pressure gradient¹⁶⁾

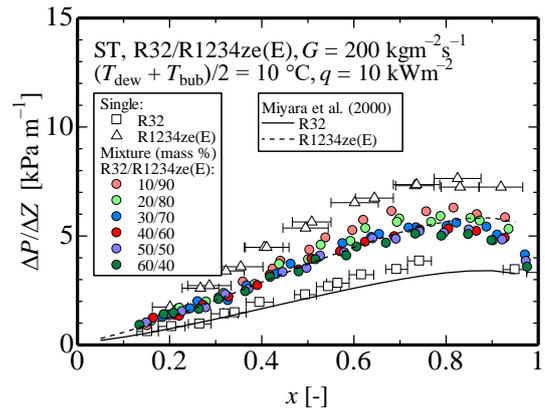
Fig. 3.1.1.1-14 Evaporation flow of HCFO1224yd(Z) .

・ HFO1234ze(E)/HFC32

Fig. 3.1.1.1-15 に平滑管内の HFO1234ze(E)/HFC32 蒸発過程の圧力損失および熱伝達率の測定結果を示す。図中の実線および破線で、HFO1234ze(E)と HFC32 単体の予測値を示す。HFO1234ze(E)/HFC32 の圧力損失は上記二つの単体の値の間にあり、HFO1234ze(E)の組成の増加に従って圧力損失は増加する。Fig. 3.1.1.1-16 に平滑管 ST 内および溝付管 MT48 内の蒸発過程熱伝達率の組成依存性を示す。溝付管内熱伝達率は、蒸発の場合、凝縮場合よりも顕著な伝熱劣化を示す。

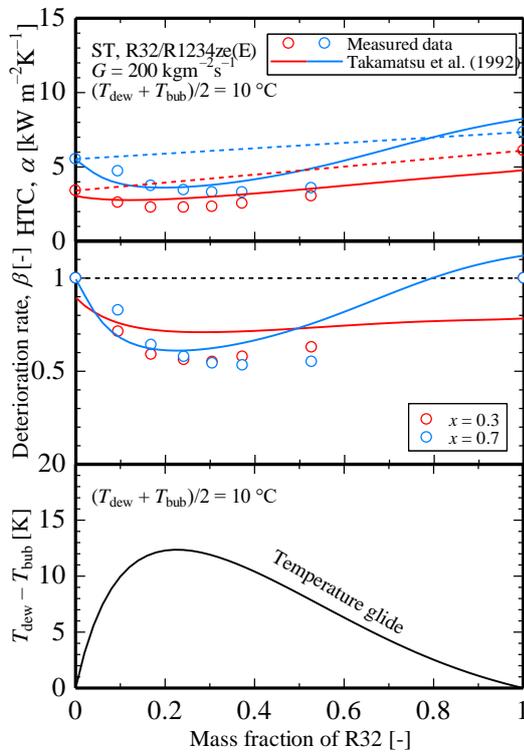


(a) heat transfer coefficient

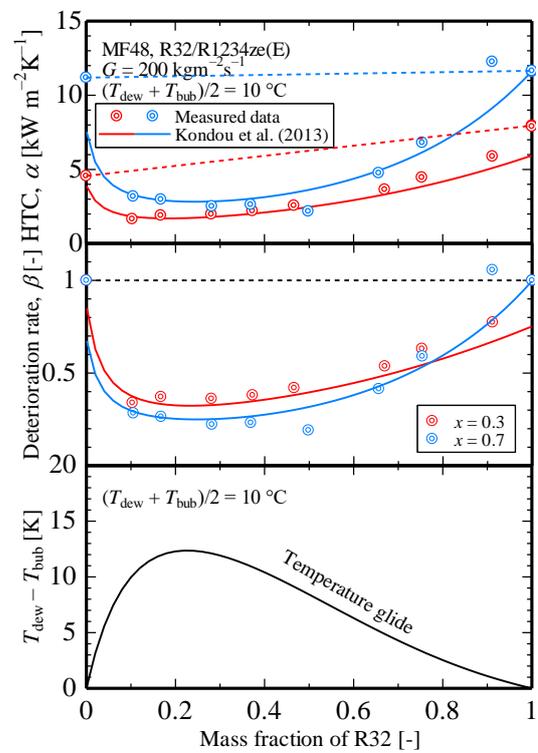


(b) pressure gradient

Fig. 3.1.1.1-15 Evaporation flow of HFO1234ze(E)/HFC32.



(a) smooth tube ST



(b) microfin tube MT48

Fig. 3.1.1.1-16 Evaporation flow of HFO1234ze(E)/HFC32.

• HFO1234yf/HFC32

Fig. 3.1.1.1-17 に平滑管内の HFO1234yf/HFC32 蒸発過程の圧力損失および熱伝達率の測定結果を示す。HFO1234yf/HFC32 は HFO1234ze(E)/HFC32 と同様に、温度勾配の大きい組成で顕著に熱伝達率が低下し、HFO1234ze(E)の組成の増加に従って圧力損失は増加した。

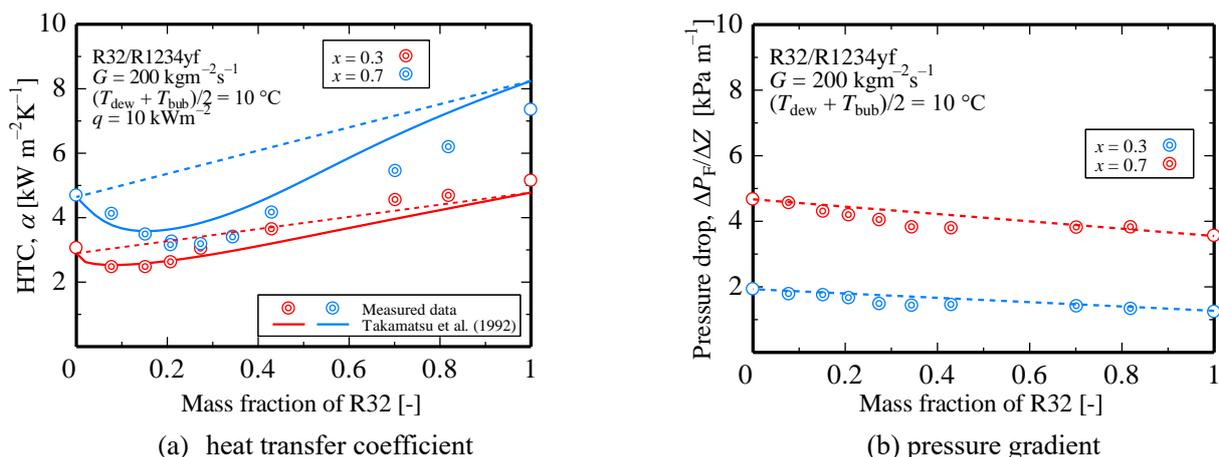


Fig. 3.1.1.1-17 Evaporation flow of HFO1234yf/HFC32.

参考文献

- 1) E.W. Lemmon, I.H. Bell, M.L. Huber and M.O. McLinden: NIST Standard Reference Database 23: Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties-REFPROP, Version 10.0, National Institute of Standards and Technology. (2018).
- 2) 原口英剛, 小山繁, 藤井哲: 日本機械学会論文集 (B 編), 60 (574), 2117(1994).
- 3) 宮良明男, 桑原憲, 小山繁: 日本機械学会九州支部第 57 期総会講演会講演論文集, pp. 117-118, 佐賀(2005).
- 4) M. M. Shah: ASHRAE Transactions, Denver, 119(2), 3(2013).
- 5) L. Silver: Trans. Inst. Chem. Engrs. 25, 30(1947).
- 6) K.J. Bell, M.A. Ghaly: AIChE Symp. Ser. 69, 72(1973).
- 7) 米本龍一郎, 小山繁: 冷空文, 24(2), 139(2007).
- 8) L.M. Chamra, P.J. Mago: Int. J. Heat Mass Transf, 49(11-12), 1915(2006).
- 9) 三島文也: 博士論文, 九州大学 総合理工学府(2014).
- 10) 森英夫, 吉田駿, 柿本益志, 大石克己: 冷空論, 16(2), 177(1999).
- 11) 高松洋, 桃木悟, 藤井哲: 日本機械学会論文集 (B 編), pp. 2198-2205, 58(551), (1992).
- 12) 吉田駿, 森英夫, 柿本益志, 大石克己: 冷空会 17(4), 511(2000).
- 13) 森英夫, 吉田駿, 柿本益志, 大石克己, 福田健一: 冷空論 17(4), 521(2000).
- 14) J.R. Thome: Convective Flow and Pool Boiling Conference, (1997)
- 15) C. Kondou, D BaBa, F. Mishima, S. Koyama: Int J Refrig, 36, 2366(2013).
- 16) 馬場大輔: 博士論文, 九州大学 総合理工学府(2013).

3.1.1.2 扁平多孔管内の相変化伝熱 (東京海洋大学)

東京海洋大学では、アルミニウム製扁平多孔管内を流れる次世代冷媒の凝縮および蒸発熱伝達率ならびに圧力損失の測定を行った。Fig. 3.1.2.2-1 に本実験で用いた評価装置の概略図を示す。評価装置はポンプを用いた強制循環ループであり、冷媒は、ポンプ、コリオリ式流量計、水予熱器および電気予熱器を経て、テストセクションへ流入される。冷媒はテストセクションにて凝縮あるいは蒸発し、その後、冷却器、レシーバおよび過冷却器を経てポンプへ戻る。冷媒の流量は主にポンプの回転数およびバイパスループにて調整され、冷媒の圧力は主に凝縮器における熱交換量で調整される。本評価では、冷媒の質量速度、クオリティ、熱流束をパラメータとし、熱伝達率および圧力損失の測定を行った。混合冷媒の場合、その循環組成は流量計出口で液冷媒をサンプリングし、気化膨張後にガスクロマトグラフィにより分析して求めた。

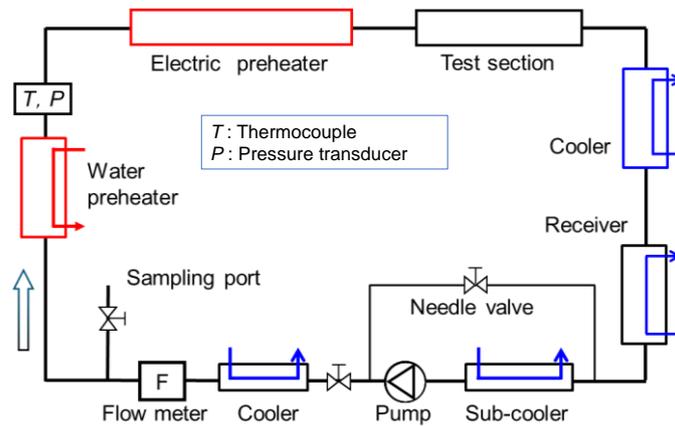


Fig. 3.1.2.2-1 Experimental setup.

Fig. 3.1.2.2-2 に本評価で用いたテストセクションの概略図を示す。試験扁平多孔管は水平に設置されており、銅製ジャケット内を流れる水により上下から冷却あるいは加熱される。熱流束条件は銅製ジャケット内を流れる水温により調整される。試験扁平多孔管と銅製ジャケットの間には熱流束センサが挿入されており、管壁面を通過する熱流束を測定した。扁平多孔管の外壁面温度は、試験伝熱管の外壁面に所定の間隔で取り付けられた K 型熱電対（検定精度 ± 0.05 K）により測定した。また、テストセクション内の冷媒の圧力および差圧は、テストセクション出入口に設けた圧力測定ポートにて、絶対圧変換器（測定精度 ± 3 kPa）および差圧変換器（測定精度 ± 40 Pa）を用いて測定した。評価に用いた扁平多孔管、管幅 16 mm、管厚さ 1.5 mm である。流路断面は一辺の長さが 0.82 mm の正方形流路（水力直径 0.82 mm）である。

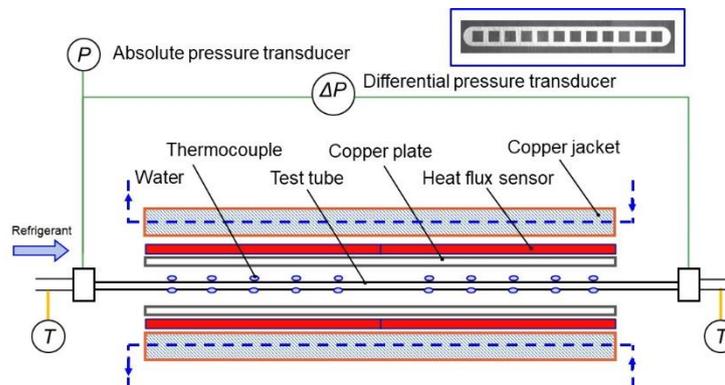


Fig. 3.1.2.2-2 Test section.

Fig. 3.1.2.2-3 に、本プロジェクトで評価を実施した純冷媒 HFC32, R1234yf, 2 成分混合冷媒 HFC410A, HFC32/HFO1234yf [47/53, 27/73 mass%], HFO1123/HFC32 [39/61 mass%], HFC32/CF3I [90/10 mass%], 3 成分混合冷媒 HFO1123/HFC32/HFO1234yf [59/21/20 mass%], CO₂/HFC32/HFO1234yf [2/20/78 mass%] の凝縮熱伝達率を示す。純冷媒の場合は冷媒飽和温度 40 度となる冷媒圧力、非共沸混合冷媒の場合は露点と沸点の平均温度が 40 度となる冷媒圧力で評価を実施した。凝縮熱伝達率は次式で求めた。

$$\alpha = \frac{q}{T_r - T_w} \quad (3.1.2.2-1)$$

ここに、 q は管内実伝熱面積を基準とする熱流束、 T_r は冷媒温度、 T_w は管内壁面温度である。管内壁面温度 T_w は、管外壁面に取り付けられた熱電対によって測定した管外壁面温度から一次元熱伝導を考慮して求めた。冷媒の物性値は、REFPROP Ver.10¹⁾ に本プロジェクトで提案された状態方程式および混合モデルを組み込むことで算出した。

凝縮熱伝達率は純冷媒 HFC32 が最も高い値を示した。HFO1234yf, HFC32/CF3I 混合物および HFO1123/HFC32 混合物の凝縮熱伝達率は, HFC410A と同程度あるいはわずかに良好な値を示した。一方, HFO1234yf を含む混合冷媒は, 温度グラドが大きく, HFC410A および HFO1234yf と比べて低い凝縮熱伝達率を示した。なお, 扁平多孔管内凝縮熱伝達に関連する研究成果を文献[2-8]で報告した。

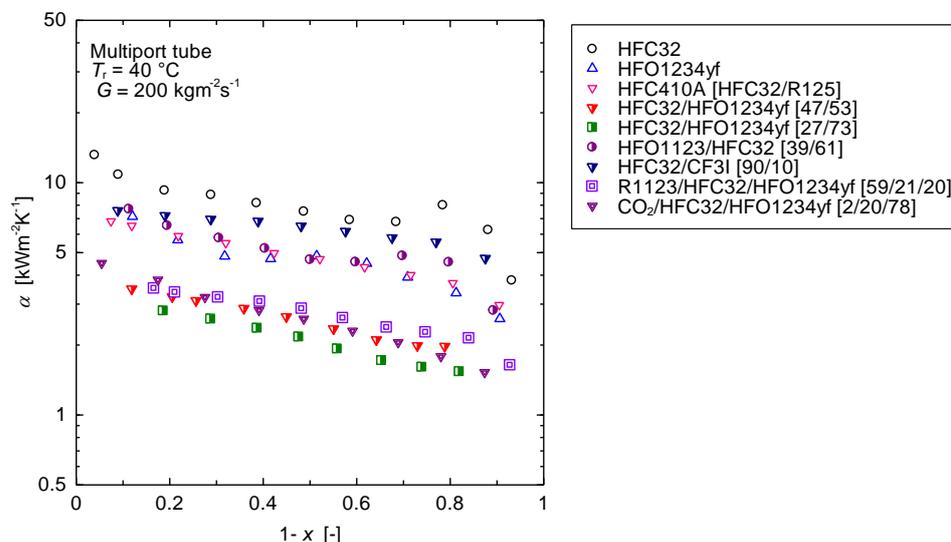


Fig. 3.1.2.2-3 Condensation heat transfer coefficients of pure and mixed refrigerants inside horizontal multiport tube.

Fig. 3.1.2.2-4 に, 本プロジェクトで評価した純冷媒 HFC32, HFO1234yf, 2 成分混合冷媒 HFC410A, HFC32/HFO1234yf [50/50 mass%, 18/82 mass%], HFO1123/HFC32 [39/61 mass%], HFC32/CF3I [90/10 mass%], 3 成分混合冷媒 HFO1123/HFC32/HFO1234yf [59/21/20 mass%], CO₂/HFC32/HFO1234yf [4/16/80 mass%] の蒸発熱伝達率を示す。純冷媒の場合は冷媒飽和温度 15 度となる冷媒圧力, 非共沸混合冷媒の場合は露点と沸点の平均温度が 15 度なる冷媒圧力で評価を実施した。蒸発熱伝達率は次式で求めた。

$$\alpha = \frac{q}{T_w - T_r} \quad [3.1.2.2-2]$$

ここに, q は管内実伝熱面積を基準とする熱流束, T_w は管内壁面温度, T_r は冷媒温度である。

蒸発熱伝達率は純冷媒 HFC32 が最も高い値を示した。HFC32/CF3I 混合冷媒, HFO1123/HFC32 混合冷媒は HFC410A と同等あるいは良好な蒸発熱伝達率を示し, 純冷媒 HFO1234yf と比べても良好な熱伝達率を示した。一方, HFO1234yf を含む混合冷媒は, 温度グライドが大きく, HFC410A および HFO1234yf と比べて低い蒸発熱伝達率を示した。なお, 扁平多孔管内蒸発熱伝達に関連する研究成果を文献[9-12]で報告した。

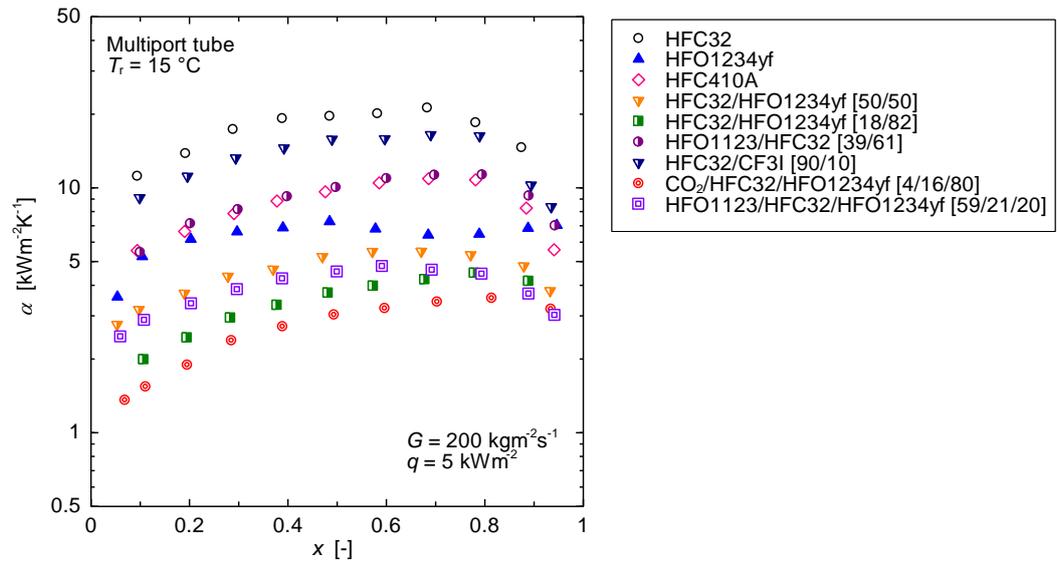


Fig. 3.1.2.2-4 Evaporation heat transfer coefficients of pure and mixed refrigerants inside horizontal multiport tube.

Fig. 3.1.2.2-5 に、純冷媒 HFC32, HFO1234yf, 2 成分混合冷媒 HFC410A, HFC32/HFO1234yf [48/52, 27/73 mass%], HFO1123/HFC32 [39/61 mass%], HFC32/CF3I [90/10 mass%], 3 成分混合冷媒 HFO1123/HFC32/HFO1234yf [59/21/20], CO₂/HFC32/HFO1234yf [2/20/78] の凝縮流の摩擦圧力損失を示す。純冷媒の場合は冷媒飽和温度 40 度となる冷媒圧力, 非共沸混合冷媒の場合は露点と沸点の平均温度が 40 度なる冷媒圧力で評価を実施した。同質量速度条件で比較すると, 純冷媒 HFO1234yf の摩擦圧力損失は, 低～中湿度域において最も高い値を示した。HFC32, HFC32/HFO1234yf 混合物および CO₂/HFC32/HFO1234yf 混合物の圧力損失は同程度の値であり, HFC410A, HFO1123/HFC32 混合物および HFO1123/HFC32/HFO1234yf 混合物の圧力損失は他の冷媒と比較して低い値を示した。

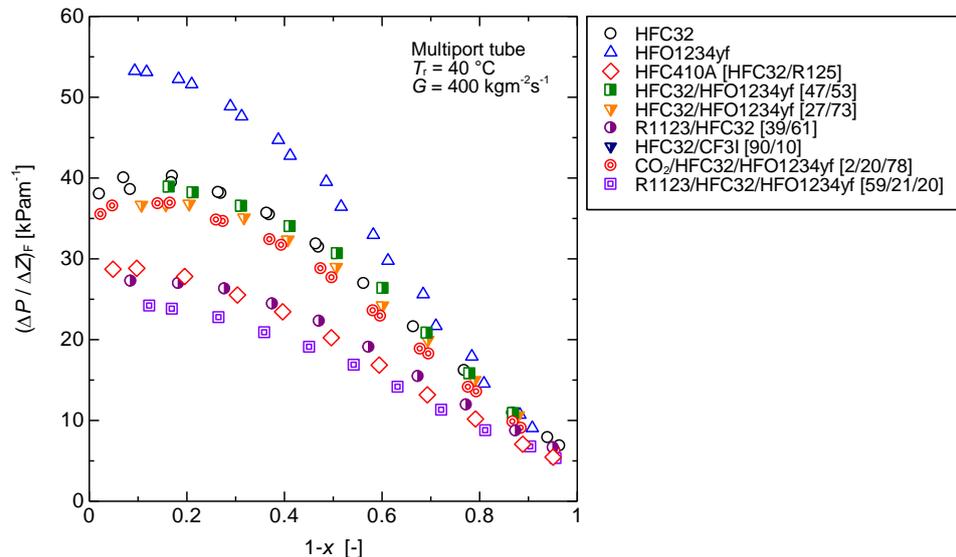


Fig. 3.1.2.2-5 Pressure drops of pure and mixed refrigerants inside horizontal multiport tube.

参考文献

- 1) E.W. Lemmon, I.H. Bell, M.L. Huber and M.O. McLinden, Reference fluid thermodynamic and transport properties-REFPROP, Version 10.0, NIST Standard Reference Database 23, (2018).
- 2) D. Jige, N. Mikajiri, S. Kikuchi, N. Inoue, Condensation heat transfer and pressure drop of R32/R1123 inside horizontal multiport extruded tubes, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 120, 2020, pp. 200-208. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2020.08.029>.
- 3) 地下大輔, 三ヶ尻直樹, 菊池省吾, 井上順広, 2成分混合冷媒 R1123+R32 の扁平多孔管内凝縮熱伝達に関する実験, 2020年度日本冷凍空調学会年次大会講演論文集 (2020.9.9-11, 東京), A313, 東京, 2020.
- 4) 三ヶ尻直樹, 菊池省吾, 地下大輔, 井上順広, 扁平多孔管内における3成分混合冷媒 R455A の凝縮熱伝達に関する実験, 2020年度日本冷凍空調学会年次大会講演論文集, B122, 東京, 2020.
- 5) 信長舞香, 三ヶ尻直樹, 地下大輔, 井上順広, 扁平多孔管内における2成分混合冷媒 R32+R1234yf の凝縮熱伝達に関する実験, 第54回空気調和・冷凍連合講演会, No.7, 2021.
- 6) 信長舞香, 三ヶ尻直樹, 地下大輔, 井上順広, 3成分混合冷媒 HFO1123/HFO1234yf/HFC32 の扁平多孔管内の凝縮熱伝達率の測定, PS6, 環境と新冷媒国際シンポジウム 2021, 2021.
- 7) D. Jige, M. Nobunaga, T. Nogami and N. Inoue, Condensation heat transfer of binary and ternary mixtures inside multiport tubes, *International Journal of Heat and Mass Transfer*. (投稿中)
- 8) D. Jige, N. Mikajiri, M. Nobunaga, N. Inoue, Condensation heat transfer of pure refrigerants R1234yf and R32 inside multiple circular minichannels, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Volume 195, 2022, 23146, ISSN 0017-9310, <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2022.123146>.
- 9) D. Jige, S. Kikuchi, H. Eda, N. Inoue, Flow boiling in horizontal multiport tube: Development of new heat transfer model for rectangular minichannels, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 144, 118668 (13 pages), 2019. (DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2019.118668>)
- 10) D. Jige, S. Kikuchi, Naoki Mikajiri, N. Inoue, Flow boiling heat transfer of zeotropic mixture R1234yf/R32 inside a horizontal multiport tube, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 119, 2020, pp.390-400 (11 pages). (ISSN 0140-7007, <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2020.04.036>.)
- 11) 三ヶ尻直樹, 信長舞香, 地下大輔, 井上順広, 扁平多孔管内における3成分混合冷媒 R455A の沸騰熱伝達に関する実験, B133, 2021年度日本冷凍空調学会年次大会, 東京, 2021.
- 12) 信長舞香, 地下大輔, 井上順広, 扁平多孔管内における2成分混合冷媒 R32/CF3I の蒸発熱伝達に関する実験, A142, 2022年度日本冷凍空調学会年次大会, 岡山, 2022.

3.1.1.3 プレート式熱交換器内の相変化伝熱 (佐賀大学)

佐賀大学では種々の HFO 系冷媒についてプレート式熱交換器内の凝縮および沸騰熱伝達率の局所的な特性を調査するとともに, 樹脂製透明プレート流路を作製し, 流動特性の観察および締切法によるボイド率測定を実施した. Fig. 3.1.1.3-1 および 2 にそれぞれ熱伝達率測定に用いたテストプレートの概略および可視化試験に用いたテストプレートを示す, 両実験に用いたテストプレートは同一の寸法であり, 流路長さ 186mm, 幅 84mm, のヘリンボーン型の溝加工がなされている. 可視化試験では, 流路長さが2倍の 372mm のテストプレートも作成した.

冷媒流路は, テストプレートを溝が逆向きになるように重ねた後, 貼り合わせることで作成し, プレート式熱交換器の流路形状 (単流路) を再現した. 熱伝達試験に用いたテストプレートの両外面には, 厚さ 10mm のステンレス板がロウ付けされている. このステンレス板の表裏両面には水平方向に直径 1.6mm の溝が空けられており, ここに T 型シース熱電対が差し込まれ, 冷媒側, 水側両方の伝熱面温度を測定している. 伝熱面温度の流れ方向の測定位置は, 冷媒流路の上側入口部分を基準とし, 入口から 23.2, 45.6, 68.0, 90.4, 112.8mm である. 水側伝熱面温度の測定は, 冷媒側と同型の熱電対を用い, 冷媒側と同一の位置を測定している. 熱伝達率は, これらの熱電対を幅方向に移動させ, 定常を確認した後, 測定を行った. 測定点は図中の赤丸部分である. この板のさらに外側には, 深さ 5mm の矩形流路加工した厚さ 6mm のステンレス板が重ね合されており, ヘッダーに取り付けられたステンレス管から流入した熱源水がその内部を流れている. 図中冷媒流路を赤色で, 熱源水流路を水色で示している. なお, 冷媒出入口は鉛直方向に同一の位置に設置されており, 冷媒流入口を有するテストプレートを正面

(front), ないプレートを背面 (back) とする.

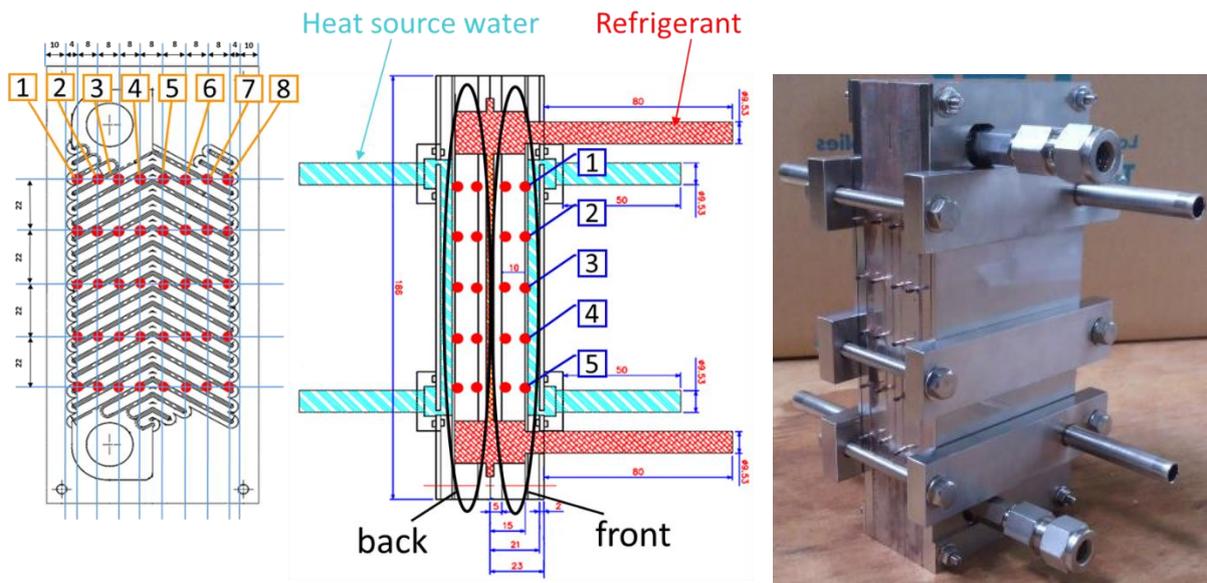


Fig. 3.1.1.3-1 Tested channel of plate heat exchanger (Heat transfer experiment)

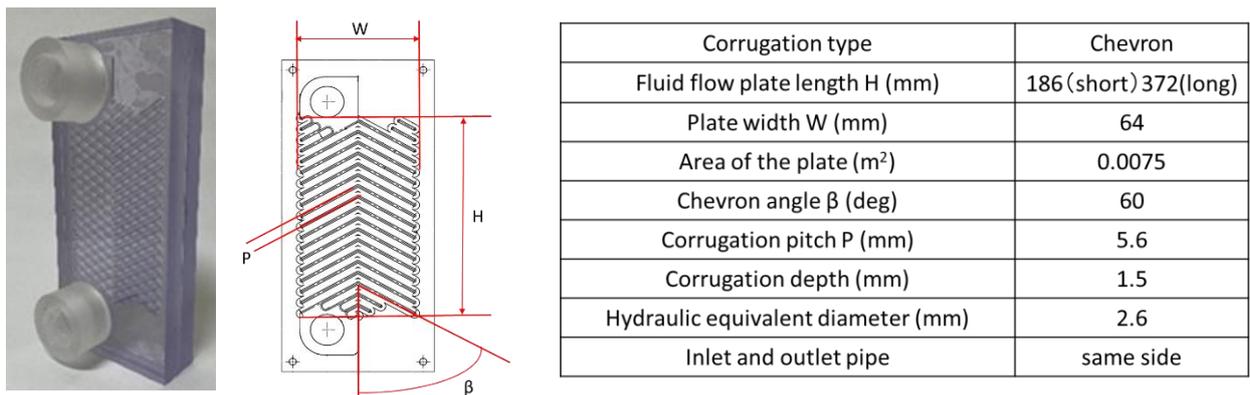


Fig. 3.1.1.3-2 Tested channel of plate heat exchanger and its specification (Visualization experiment)

本プロジェクトで測定した冷媒と、蒸発および凝縮熱伝達率測定の条件をそれぞれ Table 3.1.1.3-1 および 2 に示している。本研究で測定した冷媒の中には未公開のデータ、あるいはデータ整理の再検討が必要なデータも存在しているため、本報告書ではそのような冷媒における実験データの公開は控えさせて頂き、吟味および公表済のデータを中心に結果を掲載する。未公開データはまとまり次第論文として公表予定である。また、Table 3.1.1.3-3 は可視化実験の条件である。

Table 3.1.1.3-1 List of measured refrigerants/blends of evaporation experiment (Upward flow)

Refrigerants/Blends	Mass velocity G kg/(m ² s)	Saturation temperature °C	Quality x -	Reference
HFC32	10 to 50	10 to 30	0.0 to 1.0	1,2
HFO1234yf	10 to 50	10 to 20	0.0 to 1.0	3,4
CF ₃ I	20, 50	15 to 35	0.0 to 1.0	to be published
HFC32/HFO1234yf [68.9/31.1 mass%]	10	11.5	0.0 to 1.0	to be published
HFC32/HFO1234yf [21.5/78.5 mass%]	10,50	20	0.0 to 1.0	5

Table 3.1.1.3-2 List of measured refrigerants/blends of condensation experiment (Downward flow)

Refrigerants/Blends	Mass velocity G kg/(m ² s)	Saturation temperature °C	Quality x -	Reference
HFC32	10 to 50	20 and 35	1.0 to 0.0	1,2
HFO1234yf	20, 50	20 and 30	1.0 to 0.0	3,4
CF ₃ I	20, 50	10	1.0 to 0.0	to be published
HFC32/HFO1234yf [68.9/31.1 mass%]	10	40	1.0 to 0.0	6
HFC32/HFO1234yf [21.5/78.5 mass%]	10, 50	30	1.0 to 0.0	5

Table 3.1.1.3-3 Experimental conditions for visualization experiment

Working fluid	Flow direction	Mass velocity G kg/(m ² s)	Quality x -	Reference
FC-72	10 to 50	20 and 35	1.0 to 0.0	7

局所熱伝達率測定実験結果の例として、HFO1234yfの質量速度 $G = 20 \text{ kg/(m}^2\text{s)}$ における蒸発および凝縮実験結果を Fig. 3.1.1.3-3 および 4 にそれぞれ示す。図中縦軸は局所熱伝達率であり、横軸はプレート幅方向の位置を示している。図より、蒸発熱伝達率は冷媒の流入・流出口がある左よりの熱伝達率が比較的大きく、冷媒の流れにくい両端の熱伝達率が小さくなることが確認できる。また、高クオリティ域 ($x = 0.90$) の局所熱伝達率は、出入口から離れるほど低下しており、ドライアウトが生じていると考えられる。また、凝縮熱伝達率は、いずれのクオリティにおいても、凝縮液が流れ込み、液膜が厚くなると考えられる流路両端の熱伝達率は流路中央部の値より比較的低いことが確認できる。

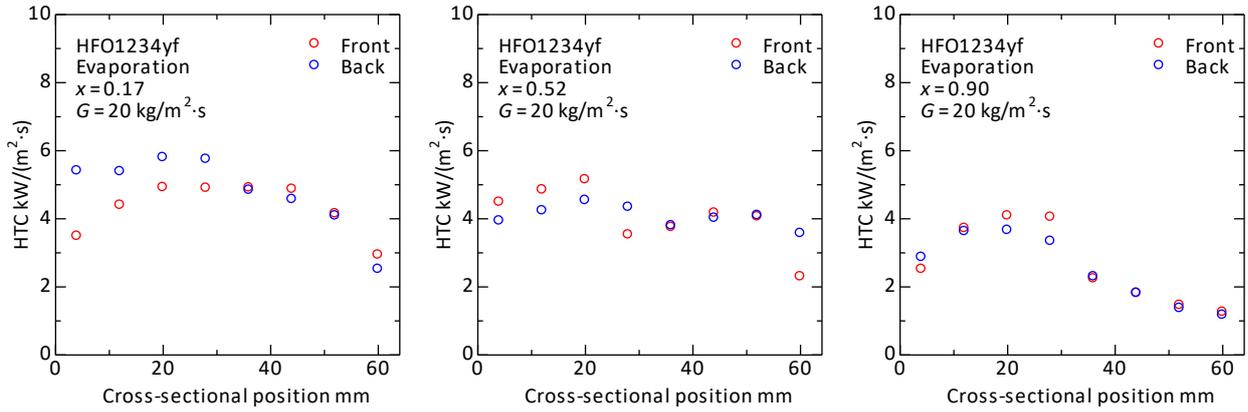


Fig. 3.1.1.3-3 Local evaporation heat transfer coefficient

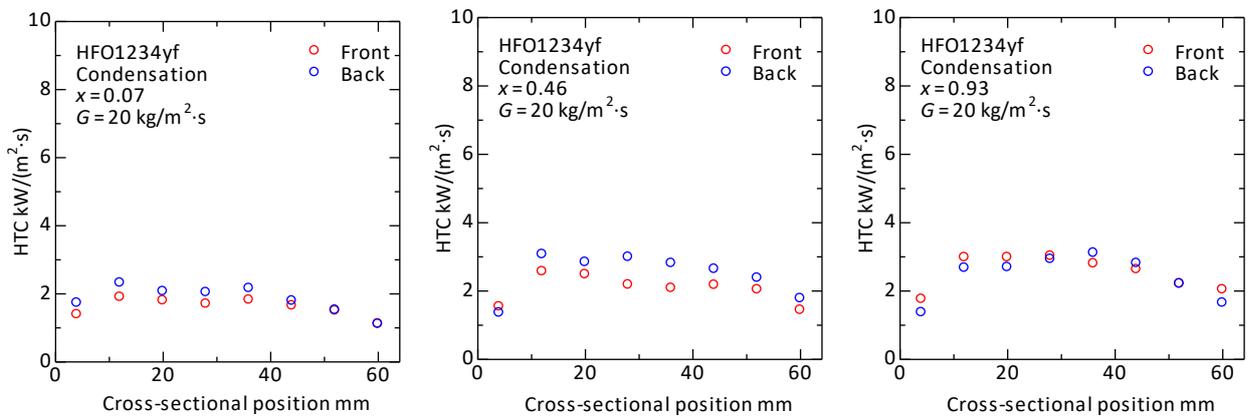


Fig. 3.1.1.3-4 Local condensation heat transfer coefficient

次に、各種冷媒の熱伝達データの比較を行った。Fig. 3.1.1.3-5 には、断面平均の蒸発熱伝達率を、冷媒ごとにプロットした結果を示している。なお、図中には比較のため過去に当研究グループで測定した HFO1234ze(E) [8] の結果も併せて示している。図より、いずれの質量速度においても HFC32 の熱伝達率が最も高いことが確認できる。また、混合冷媒においては、R32 の質量濃度が低いほど熱伝達率は低下し、HFC32/HFO1234yf 21.5/78.5 mass% の熱伝達率は純冷媒 HFO1234yf の値より低くなることが明らかとなった。Fig. 3.1.1.3-6 は、同様に凝縮熱伝達率の断面平均値を示している。蒸発熱伝達と同様に、HFC32 の熱伝達率が最も高いことが確認できる。また、混合冷媒の熱伝達率は純冷媒より著しく低いことがわかる。液膜内部の濃度勾配の影響であるものと考えられる一方で、蒸発熱伝達の結果とは異なる傾向を示しているため、データ整理にミスがないか検討中である。

最後に、プレート流路の可視化観察結果およびボイド率測定結果について報告する。Fig. 3.1.1.3-7 (a) は上昇流について得られた流動観察結果である。低流量では Fig. 3.1.1.3-8 (a) に示しているようなスラグ流が確認され、流量およびクオリティが増大すると Fig. 3.1.1.3-8 (b) に示しているような環状流へと遷移する。Fig. 3.1.1.3-7 (b) は、締切法により測定されたボイド率の測定結果である。一般的傾向の通り、流量およびクオリティが増加するにつれてボイド率は増大する。

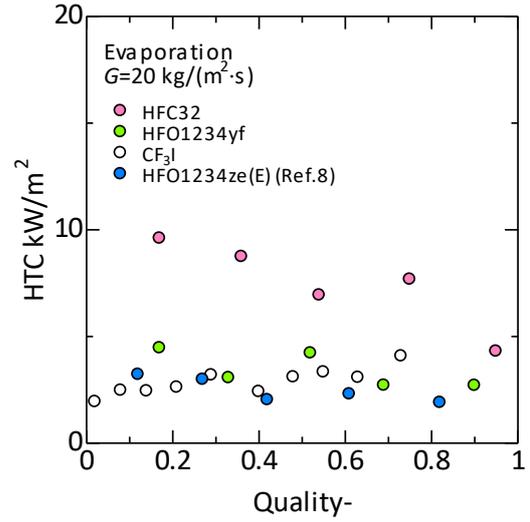
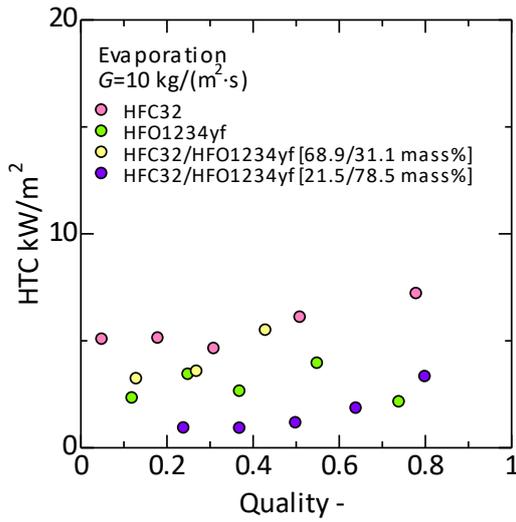


Fig. 3.1.1.3-5 Cross – sectional average of evaporation heat transfer coefficient

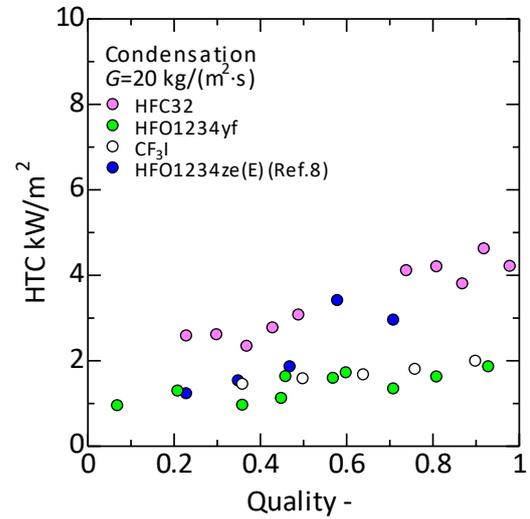
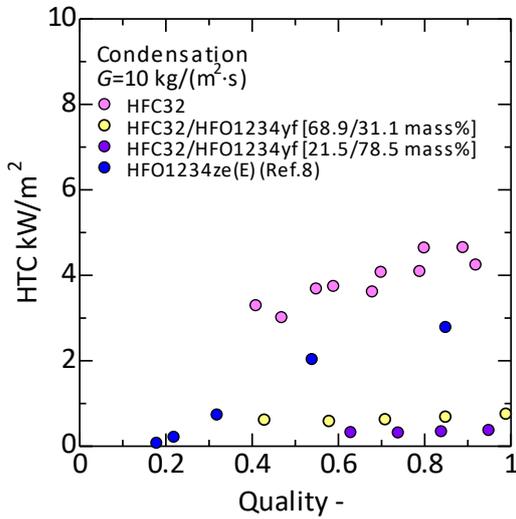
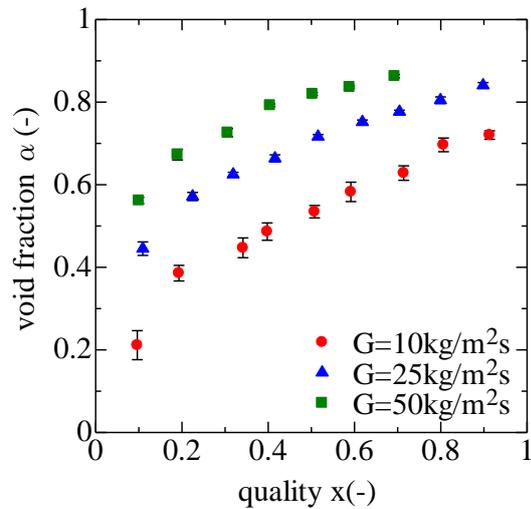
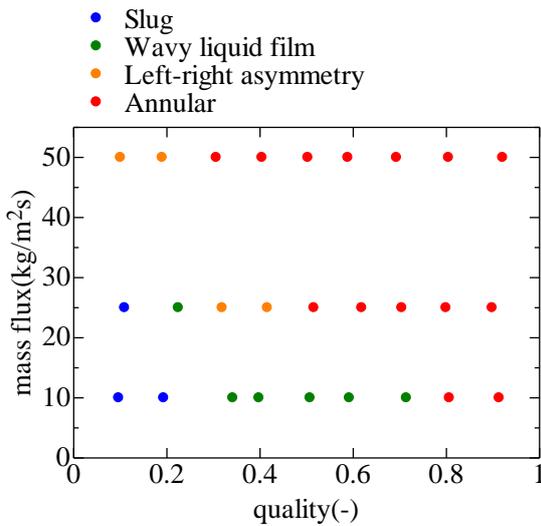


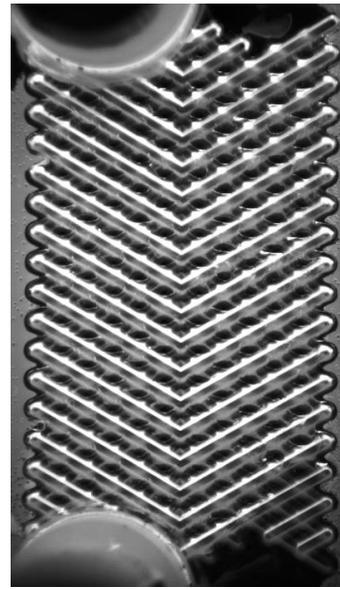
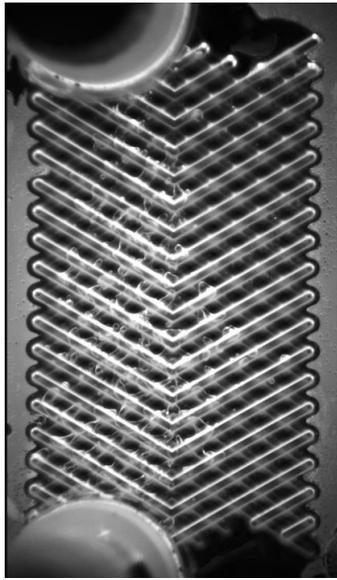
Fig. 3.1.1.3-6 Cross – sectional average of condensation heat transfer coefficient



(a) Flow pattern

(b) Void fraction

Fig. 3.1.1.3-7 Flow pattern and void fraction of plate heat exchanger channel



(a) Slag flow ($x = 0.1$, $G = 10 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$)

(b) Annular flow ($x = 0.9$, $G = 10 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$)

Fig. 3.1.1.3-8 Observation of flow pattern

参考文献

- 1) K. Kariya, K. Sonoda, A. Miyara, 2018 Purdue conferences, No.2565, USA (2018).
- 2) K. Kariya, A. Miyara, 25th IIR International Congress of Refrigeration (ICR2019), No.1363, Canada (2019).
- 3) S. Diaw, T. Tun, K. Yoshida, K. Kariya, A. Miyara, 2020 年度日本冷凍空調学会年次大会, No.B321, WEB 開催 (2020).
- 4) S. Diaw, T. Tun, K. Yoshida, K. Kariya, A. Miyara, 2020 Purdue conferences, No.2509, Online (2021).
- 5) T. Tun, K. Yoshida, S. Diaw, K. Kariya, A. Miyara, HFO2021 2nd IIR Conference on HFOs and Low GWP blends, No.1067, Online (2021).
- 6) M. M. Rahman, T. Tun, K. Kariya, A. Miyara, 2022 年度日本冷凍空調学会年次大会, No. D145, 岡山 (2022).
- 7) S. Hyodo, K. Kariya, A. Miyara, HFO2021 2nd IIR Conference on HFOs and Low GWP blends, No.1046, Online (2021).
- 8) K. Kariya, M. S. Mahmud, A. Miyara, 2016 Purdue conferences, No.2600, USA (2016).

3.1.1.4 円管外の凝縮熱伝達と熱物性推算の妥当性検証（九州産業大学）

九州産業大学では水平平滑管における円管外凝縮熱伝達の測定を行った。水平平滑管の凝縮熱伝達においてはヌセルトの液膜理論による理論予測式が存在し、測定値と予測式より算出した値を比較することにより、予測式を算出した熱物性値の妥当性を検証できる。つまり測定された熱物性によって作成された状態方程式から算出した熱物性推算の妥当性を検証できる。

Fig. 3.1.1.4-1 に実験装置の概要図を示す。本実験装置は、主に凝縮器、蒸発器、冷媒循環ループおよび熱源水ループから成る。凝縮器内で凝縮した液冷媒は重力によって流下して蒸発器内を満たし、蒸発器内で蒸発した蒸気冷媒は凝縮器へと戻る、自然循環式ループである。蒸発器内には、試験伝熱管が水平に設置されており、伝熱管内には恒温槽①から熱源水が供給される。熱源水の混合平均温度は、試験伝熱管入口および出口に設置された混合室②内で白金測温抵抗体(Pt)を用いて計測され、熱源水の体積流量は試験伝熱管出口側に設置された体積流量計③によって計測される。蒸発器内冷媒圧力は試験伝熱管近傍に設置された絶対圧力計(P)により測定され、試験伝熱管壁温度は電気抵抗法により測定される。

Fig. 3.1.1.4-2 に測定に用いた平滑管の概要図を示す。平滑管の内部には冷水が流れており、冷水によって冷却された冷媒が凝縮し平滑管下部へと流下する。この際の熱伝達率は次式により算出する。

$$\alpha = \frac{Q_{H_2O}}{A(T_{sat} - T_{wall})} \quad (3.1.1.4-1)$$

ここで、 Q_{H_2O} 、 A 、 T_{sat} および T_{wall} はそれぞれ、冷水の熱交換量、有効伝熱面積、圧力計から算出した冷媒飽和温度および試験伝熱管壁温度である。また冷水の熱交換量は次式より算出する。

$$Q_{H_2O} = V_{H_2O} \rho_{H_2O} \Delta h_{H_2O} - Q_{loss} \quad (3.1.1.4-2)$$

ここで ρ_{H_2O} 、 \dot{V}_{H_2O} および Δh_{H_2O} はそれぞれ、熱源水の密度、体積流量および試験管出入口の比エンタルピ差である。また、 Q_{loss} は熱損失であり熱源水と周囲空気の温度差によって与えられ、あらかじめ検定している。伝熱管の外壁面温度 T_{wall} は電気抵抗法によって測定する。

測定した実験結果は次式のヌセルトの液膜理論による理論式から算出した値と比較を行う。

$$\begin{aligned} \alpha &= \frac{\lambda_l}{D_o} Nu = 0.728 \left(\frac{GaPr_l}{Ja} \right)^{0.25} \left(\frac{\lambda_l}{D_o} \right) \\ &= 0.728 \left[\frac{g}{D_o(T_{sat} - T_{wall})} \right]^{0.25} \{ \lambda_l^{0.75} \cdot [\rho_l(\rho_l - \rho_v)]^{0.25} \cdot h_{fg}^{0.25} \cdot \mu_l^{-0.25} \} \end{aligned} \quad (3.1.14-3)$$

ここで λ 、 ρ 、 h_{fg} 、 μ はそれぞれ冷媒の熱伝達率、密度、蒸発潜熱および粘度であり、添字 l および v は飽和液および飽和蒸気である。この熱物性に状態方程式より算出された値を代入する。また g および D_o は重力加速度および平滑管の外径である。

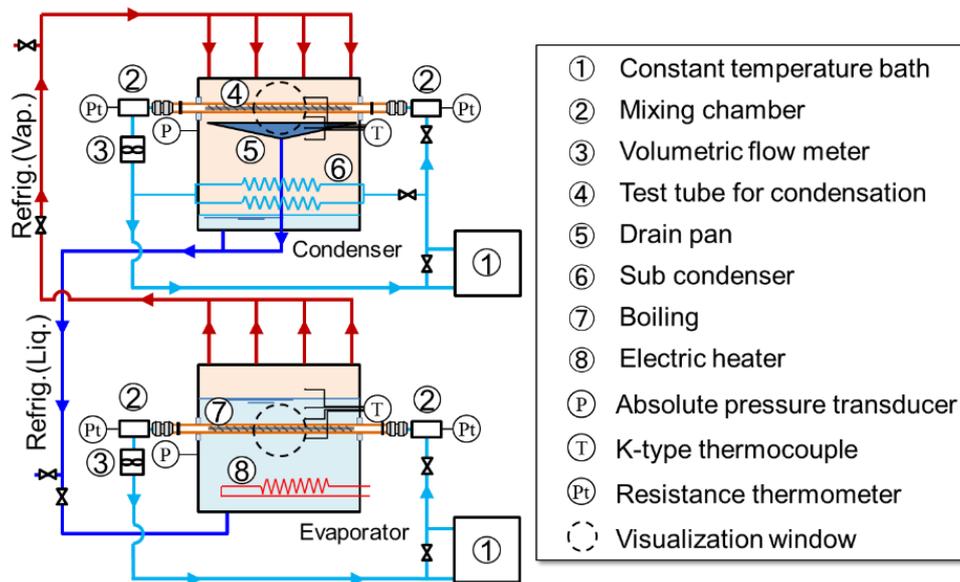


Fig. 3.1.1.4-1 Schematic view of experimental apparatus

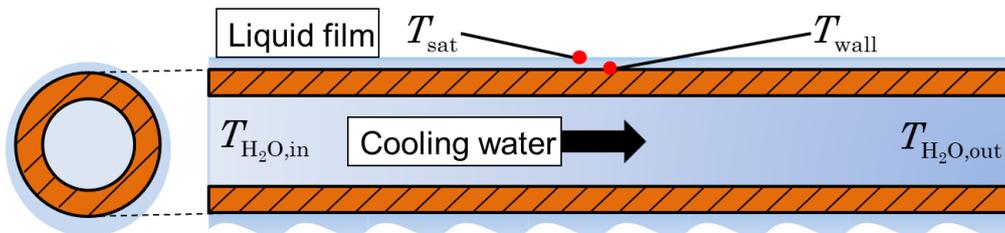


Fig. 3.1.1.4-2 Schematic view of test smooth tube.

まず実験装置の健全性を確認するために既存冷媒である HFC134a を用いて、平滑管における管外凝縮熱伝達の測定を行った。Fig.3.1.1.4-3 に壁面過冷却度に対する熱伝達率の実験結果を示す。丸、三角および四角のプロットはそれぞれ飽和温度 20°C、30°Cおよび 40°Cの結果であり、プロットにあるバーはエラーバーである。また、図中の線はヌセルトの液膜理論による理論式による計算値である。実験結果は実験の不確かさ以内で良く一致しており、実験装置の健全性が確認された。

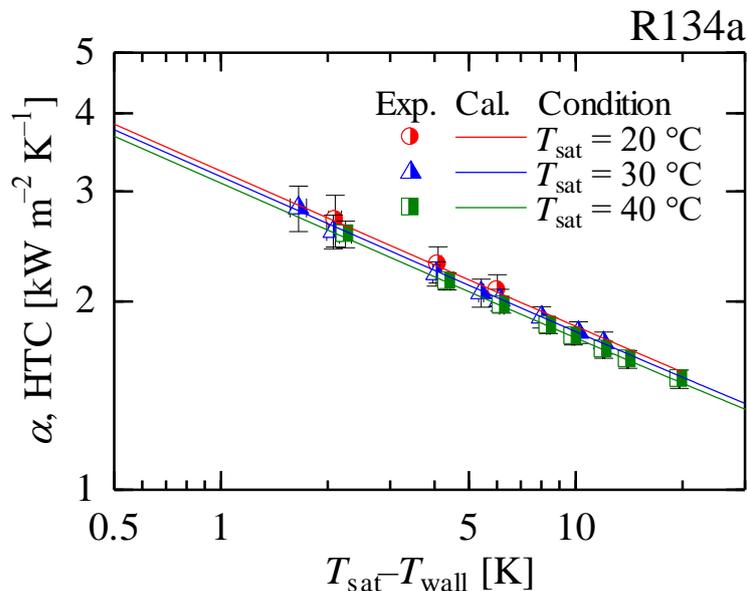


Fig. 3.1.1.4-3 Experimental results of HFC134a.

実験装置の健全性が確認されたため、次に新規冷媒候補である HFO1336mzz(E)および CF₃I においても同様の平滑管における管外凝縮熱伝達の測定を行った。Fig.3.1.1.4-4 および Fig.3.1.1.4-5 に、それぞれ HFO1336mmz(E)および CF₃I における壁面過冷却度に対する熱伝達率の実験結果を示す。

まずは Fig.3.1.1.4-4 の HFO1336mzz(E)の結果に注目する。壁面過冷却度 2K 付近の結果では熱伝達率は計算値との差異が大きい。これはエラーバーが大きいことから分かれるとおり計測機器の精度の問題であり、HFO1336mzz(E)は標準沸点が高く差動圧が低いため、圧力計の誤差が実験結果に与える影響が大きいためである。しかしながらそれ以外の壁面過冷却度では実験結果と計算値は良く一致している。なお、壁面過冷却度が高くなるにつれて実験結果は計算よりわずかに高くなっていくが、これはヌセルトの液膜理論では伝熱管を流れる液膜の乱れはないと仮定されているが、実際の現象では壁面過冷却度が高くなるにつれて凝縮液が多くなり液膜に乱れが発生するためであると考えられる。これは R134a においても僅かに見られる現象である。

次に Fig.3.1.1.4-5 の CF₃I の結果に注目する。HFO1336mmz(E)の結果と同様に壁面過冷却度 2K 付近の実験結果のエラーバーが大きくなっている。すべての壁面過冷却度において実験結果は計算値より高くなっている。これは HFO1336mzz(E)の結果と同様に液膜の乱れと考えられる。

Fig.3.1.1.4-6 に HFO1336mzz(E)および CF₃I における実験結果と計算値の比較を示す。縦軸および横軸がそれぞれ計算値および実験結果であり、図中の破線は実験結果と計算値の差異 10%を示している。また、上記に記載したエラーバーが大きい壁面過冷却度 2K 付近の実験結果は除いている。HFO1336mzz(E) および CF₃I はどちらも実験結果と計算値の差異は 10%以内であり、計算値を算出する際に用いた物性値の推算はサイクル解析や熱伝達率の算出など実用面における精度としては問題ないと考えられる。

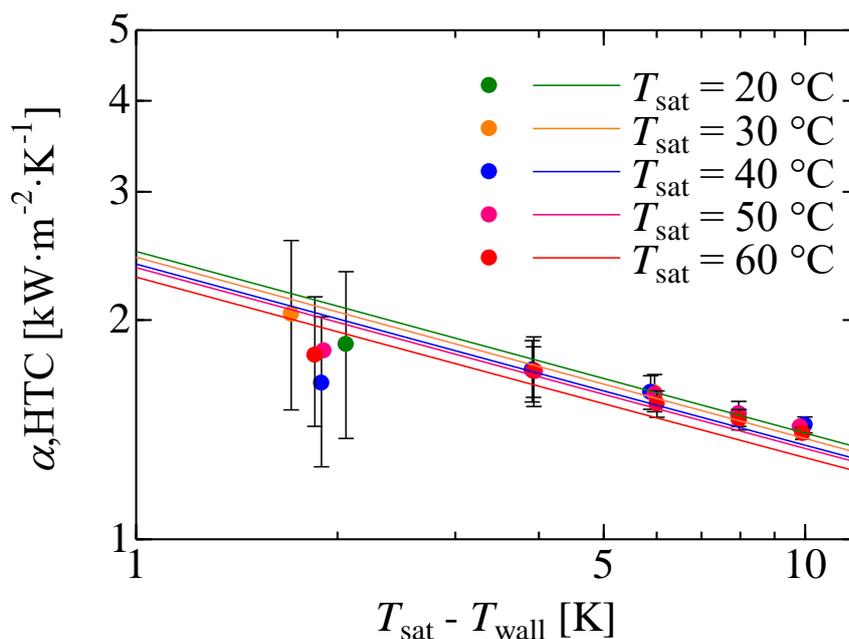


Fig. 3.1.1.4-3 Experimental results of HFO1336mmz(E)

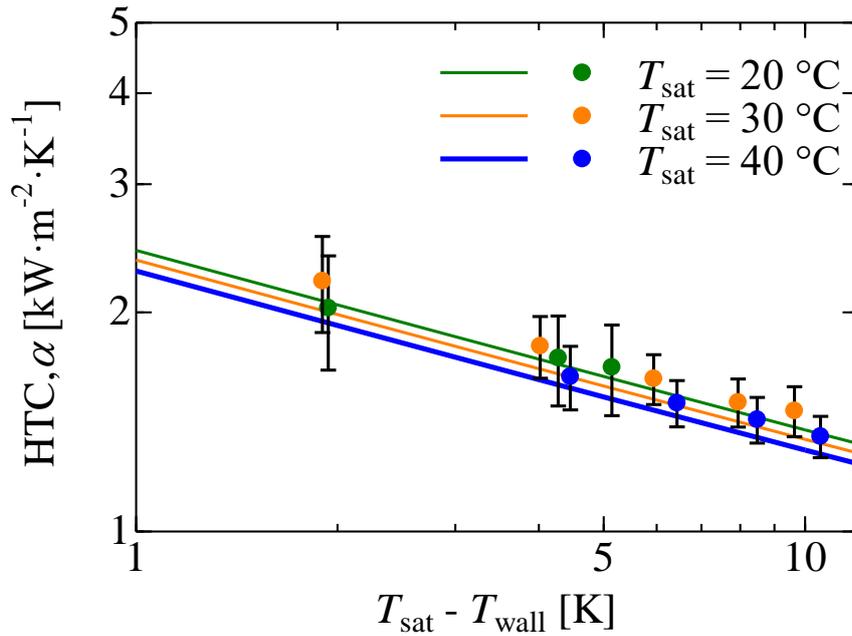


Fig. 3.1.1.4-5 Experimental results of CF₃I

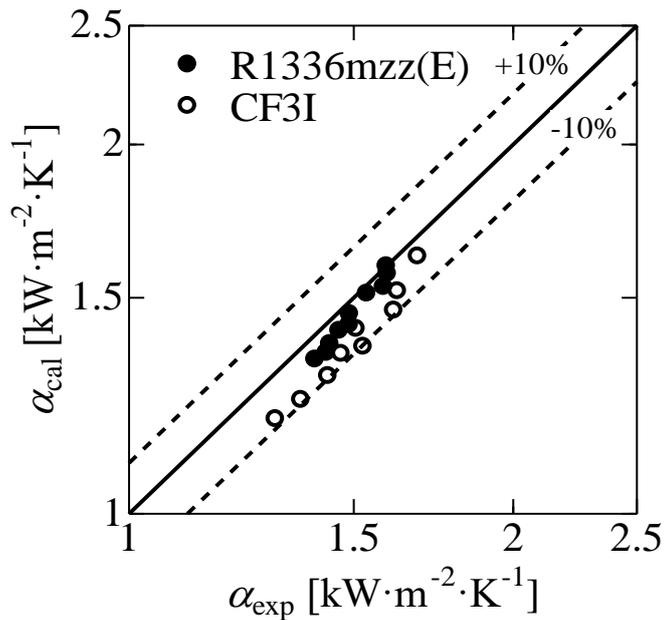


Fig. 3.1.1.4-6 Compare with experimental results and calculation results.

3.1.2 伝熱データベースの構築

3.1.2.1 伝熱データベースシステムの概要

冷媒の熱伝達性能や圧力損失は熱交換器の形式や伝熱面の形状などにより影響を受け、様々な形式の熱交換器や伝熱面形状が存在するため、熱伝達率や摩擦損失係数を熱物性値の様に表形式でまとめたり、REFPROPのようなソフトウェアで計算したりすることは困難ある。また、熱伝達率や摩擦係数を予測する整理式も多く提案されているが、全ての熱交換器・伝熱面にそれぞれ対応する式や全てを統一的に高精度で予測できる式は未だ作成されていない。一方、円管内や扁平多孔管内、プレート式熱交換器内

の凝縮および蒸発過程における熱伝達率や圧力損失の測定は種々の冷媒について数多く行われており、熱伝達を促進するために開発された内面溝付き管などの実験値も多く存在する。Journal 論文などで公開されたこれらの実験値は、論文中の図にプロットされていることがほとんどであり、それらを二次的に利用することは容易ではない。本プロジェクトで実施している円管内、扁平多孔管内、およびプレート式熱交換器内の凝縮および蒸発熱伝達の実験値に加え、論文中に公開されたデータを数値データとして収集し、Fig.3.1.2.1-1 に示すように全てのデータを Web 上に統合的に集約してインターネットを介して自由にデータを検索・閲覧できる伝熱データベースを構築した。また、グラフの座標軸や表示するデータの条件を変更できる機能を持たせた。

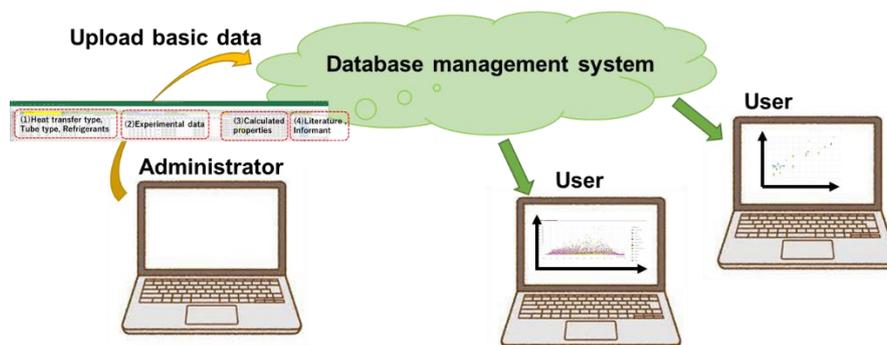


Fig. 3.1.2.1-1 Network configuration of heat transfer database

3.1.2.2 文献からのデータ収集

伝熱データを収集する方法と収集した基礎データの構造を Fig. 3.1.2.2-1 に示す。収集した伝熱データは書式を定められた Excel シートに収められる。シートの左側から、(1) 伝熱形態や伝熱管、冷媒名称と混合組成比などの情報、(2) 熱伝達率や温度、圧力、質量速度、乾き度、圧力損失勾配などの実験データ、(3) 実験条件から計算された熱物性値、(4) 実験データが公開された論文の文献情報や提供者の情報、の順に構成されている。伝熱データベース構築プロジェクトに関わるメンバーおよび協力者から提供された数値データは、この書式に整理される。

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

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

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

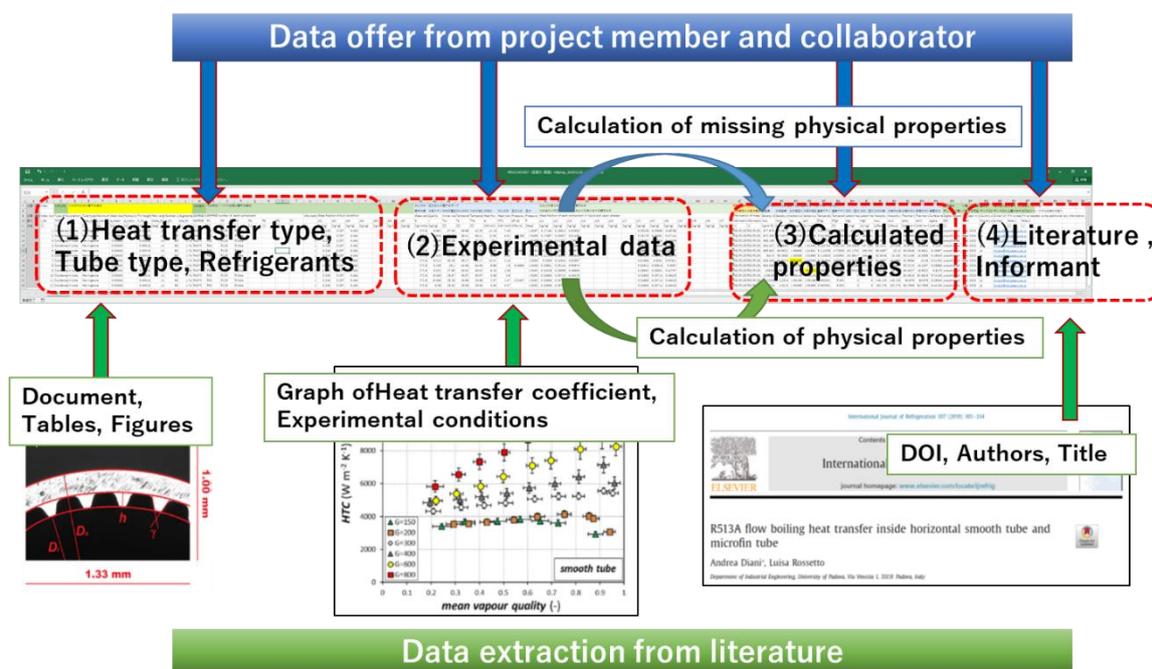


Fig. 3.1.2.2-1 Data collection scheme and data structure in Excel file.

3.1.2.3 日本冷凍空調学会伝熱データベースの移行

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

Fig. 3.1.2.3-1 に冷凍空調学会伝熱データベースの一部を示す。上部には平滑管を用いた実験であることや管の内径と外径、冷媒の組成とモル分率、質量速度などの詳細情報が記載されている。下部には測定データが示されている。黄色マーカーを付けた行からわかるように、この実験では小区間の熱交換量と壁温から熱伝達率を求めており、乾き度や冷媒温度は小区間の出入口で求められているため、熱伝達率の測定値に対応する点での乾き度や冷媒温度が与えられていない。本プロジェクトの伝熱データベースにデータを登録するために、小区間出入口の値を平均して熱伝達率に対応する値を与えた。

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

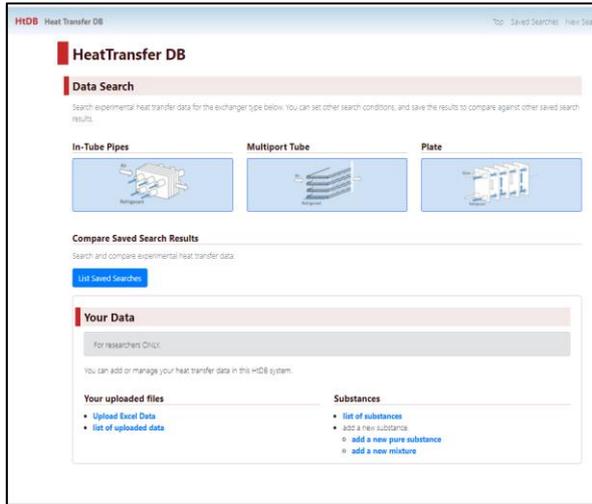
Tube	Smooth tube												
File name	M06CB01005												
Date & Time	Sat Oct 24 00:34:40 1992												
Inside diameter	0.00837 m												
Outside diameter	0.0100 m												
Refrigerant	R134a+R123(R134a = 0.448 mol/mol)												
Refrigerant													
Flow rate	24.1 kg/h												
Mass velocity	120.6 kg/m2s) G=flow rate/cross section area												
Heat transfer rate	1.25 kW												
Cooling water													
Flow rate	99.0 kg/h												
Mass Heat													
Heat	対応する乾き度や冷媒温度が無い												
Heat	熱伝達率												
zh	x	Twi	Tr	qr	alpha	zP	P	P P0	Trm	Two	yv	yl	Ts
m		C	C	kW/m2	kW/(m2K)	m	MPa	kPa	C	C	mol/mol	mol/mol	C
0	1.033		61.25			0.714	0.5	0	68.02				
		43.44		27.80	1.620	0	0.502	0	66.66	43.39	0.448	0.128	37.35
0.21	0.892		59.47			0.25	0.502	0	59.65		0.481	0.143	36.01
		41.56		24.70	1.470					41.51			
0.42	0.771		57.08			0.5	0.502	0.24	58.12		0.522	0.163	34.81
		41.27		17.60	1.290					41.24			
0.88	0.587		52.59			1.048	0.502	0.02	53.41		0.595	0.204	32.96
		38.31		13.80	1.130					38.29			
1.34	0.45		48.44			1.595	0.502	0.72	47.23		0.657	0.248	31.5

Fig. 3.1.2.3-1 Data format of JSRAE heat transfer database built in 2000s.

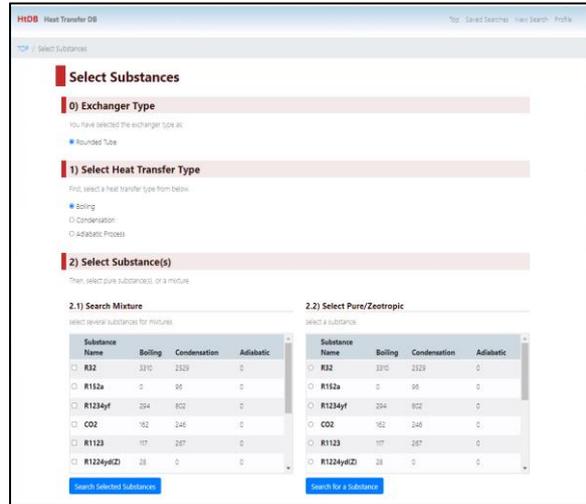
3.1.2.4 伝熱データベースの利用方法

Web 上に構造化されて保存された伝熱データは、インターネット上に置かれたプログラムをブラウザで起動して利用する。Fig. 3.1.2.4-1(a) はログイン後のトップ画面である。現在は、円管、扁平多孔管およびプレート式熱交換器内の沸騰および凝縮の伝熱データが蓄積されている。画面上の熱交換器の図をクリックすると、Fig. 3.1.2.4-1(b) の画面が表示され、沸騰・凝縮・断熱などの伝熱形態や冷媒の種類を選択する画面が表示される。前述したように、伝熱データベースには、本プロジェクトで測定したデータに加え、文献から収集したデータ、過去に作成した冷凍空調学会伝熱データベースのデータが格納されている。なお、本プロジェクトで測定した伝熱データは、論文として公開した後に伝熱データベースに登録する。冷媒には種々の純冷媒や混合冷媒が存在し、混合冷媒には組成比の異なる2成分もしくはそれ以上の冷媒を混合したものが数多くあり、研究者が任意に混合して実験を行ったものやASHRAEの認証を受けた番号が付けられた特定の混合比の冷媒も存在する。伝熱データベースではこれらに対応した冷媒選択が可能である。

Fig. 3.1.2.4-2(a)~(d) は伝熱データの表示例である。ここでは、複数の冷媒の沸騰伝熱データを例として示す。Fig. 3.1.2.4-2(a) は伝熱データの質量速度と圧力条件の分布であり、このようなグラフを調査すれば、どのような条件の実験データが保存されているかが分かる。なお、右側のカラムには冷媒ごとのシンボルの凡例が示されており、シンボルにポインターを合わせるとそのシンボルがハイライトされ、冷媒ごとに実験条件の分布状況が把握できる。Fig. 3.1.2.4-2(b) は熱伝達率の乾き度に対する分布を示したものである。このグラフには様々な冷媒の平滑管や溝付管内の沸騰伝熱のデータが一緒にプロットされているためそれぞれの分布特性の判別が困難であるが、冷媒や伝熱管種類、質量速度などの条件を絞ることにより、目的の条件だけの伝熱データを表示させることができる。また、選択した表示条件を保存しておくことができ、保存した複数の表示条件のデータを同時にグラフにプロットして比較することができる。Fig. 3.1.2.4-2(c) は、らせん溝付管について、乾き度が0.4~0.5の範囲の熱伝達率を熱流束に対してプロットしたものである。複数の冷媒を同時に示しているが、良く知られた特性と一致し、全体として熱流束が大きくなると熱伝達率が高くなる傾向がある。一方、同じデータを用いて質量速度に対する熱伝達率の変化を調べると、Fig. 3.1.2.4-2(d)に示すように、質量速度の影響が小さい冷媒と、質量速度が大きくなると熱伝達率が高くなる傾向を示す冷媒が存在することが分かる。

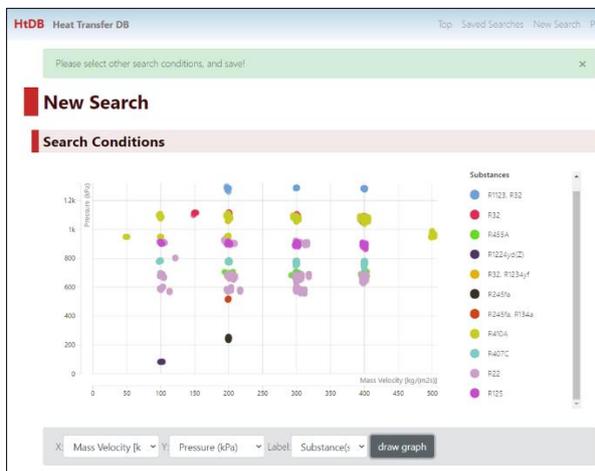


(a) Top page

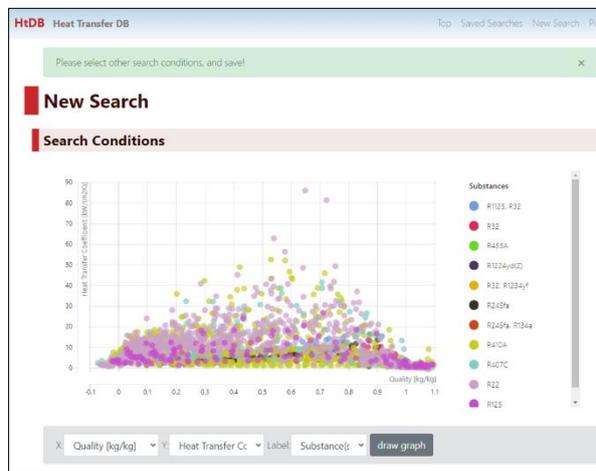


(b) Selection of heat transfer type and refrigerants

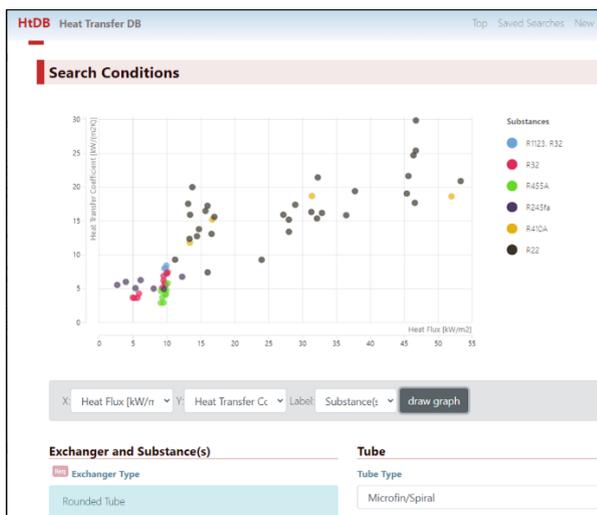
Fig. 3.1.2.4-1 Website of the heat transfer database



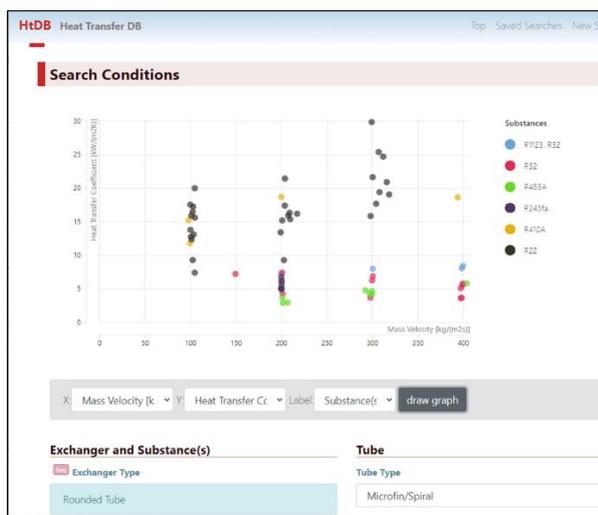
(a) Mass velocity and pressure conditions



(b) Heat transfer coefficient versus vapor quality



(c) Heat transfer coefficient versus heat flux



(d) Heat transfer coefficient versus mass velocity

Fig. 3.1.2.4-2 Examples of data display form

3.1.3 各種熱交換器の熱伝達率と圧力損失の整理式

3.1.3.1 円管内の凝縮および蒸発の整理式（長崎大学）

本プロジェクトで候補に挙げた次世代冷媒の水平円管内凝縮流および蒸発流の特性が既存の整理式によって適切に予測可能であるか、検証を行った。また良い一致を示す式について照会する。比較は、熱伝達率特性および圧力損失特性に対して、さらに、ら旋溝付管および平滑管に対して行った。

(1) 凝縮特性

・平滑管内の単一冷媒凝縮流

Figs. 3.1.3.1-1(a)および(b)にそれぞれ飽和温度 40 °C における HFO1234yf および HFO1234ze(E) の熱伝達率の測定結果と整理式による予測結果を示す。比較対象として選択した整理式は、Cavallini¹⁾、Dobson-Chato²⁾、Shah³⁾、および原口ら⁴⁾の式である。Fig. 3.1.3.1-1 より、Dobson-Chato²⁾、Shah³⁾ および原口ら⁴⁾の式による計算値は実験とほぼ一致しているが、Cavallini ら¹⁾の式は全湿度度域においては実験値より小さい傾向があることが分かる。Table 3.1.4.1-1 に原口ら⁴⁾の整理式の概要を示す。

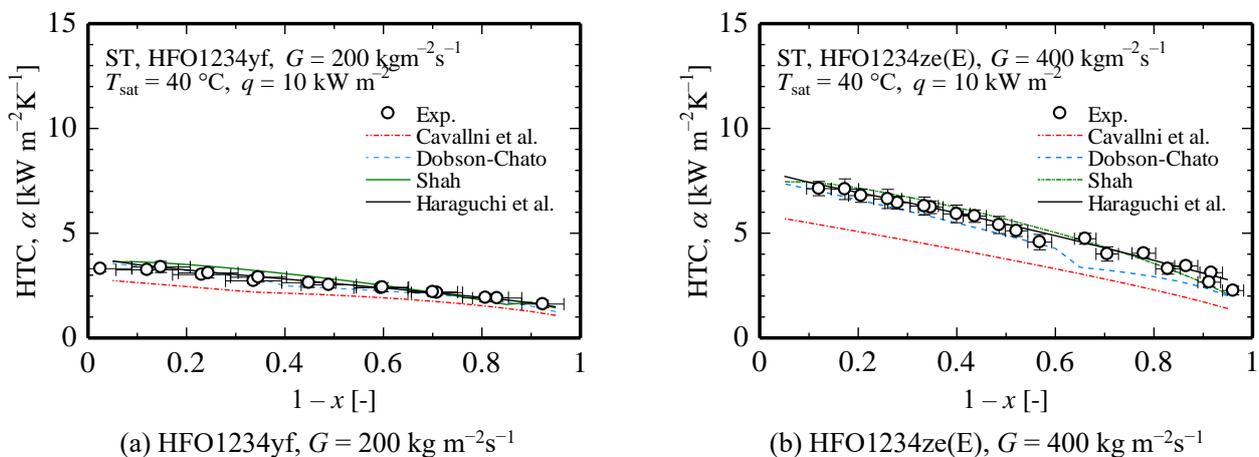


Fig. 3.1.3.1-1 Comparison between the calculated and experimental condensation HTCs for single components.

Table 3.1.3.1-1 Haraguchi et al.⁴⁾ correlation.

$$Nu = \frac{\alpha d_i}{\lambda_L} = \sqrt{Nu_F^2 + Nu_B^2}$$

Natural convection term Nu_B : $Nu_B = 0.725H(\xi) \left(\frac{Ga_L Pr_L}{H_L} \right)^{1/4}$

$H(\xi)$: function of void fraction, $H(\xi) = \xi + \left\{ 10 \left[(1-\xi)^{0.1} - 1 \right] + 1.7 \times 10^{-4} Re \right\} \sqrt{\xi} (1 - \sqrt{\xi})$

Ga_L : Galilei number, $Ga_L = \frac{g \rho_L^2 d_i^3}{\mu_L^2}$, H_L : ratio of sensible latent heat, $H_L = \frac{c_{pL}(T_{\text{sat}} - T_{\text{wi}})}{\Delta h_{LV}}$

Forced convection term Nu_F : $Nu_F = 0.0152(1 + 0.6Pr_L^{0.8})(\Phi_V/X_u)Re_L^{0.77}$

Φ_V : friction multiplier, $\Phi_V = 1 + 0.5 \left[\frac{G}{\sqrt{g d_i \rho_V (\rho_L - \rho_V)}} \right]^{0.75} X_u^{0.35}$,

X_u : Lockhart-Martinelli parameters, $X_u = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0.9} \left(\frac{\rho_V}{\rho_L} \right)^{0.5} \left(\frac{\mu_L}{\mu_V} \right)^{0.1}$

・平滑管内の混合冷媒凝縮流

Figs. 3.1.3.1-2(a)および(b)はそれぞれ、二成分混合 HFO1234ze(E)/HFC32 および HFO1234yf/HFC32 の質量速度 $200 \text{ kg m}^{-2}\text{s}^{-1}$ における平滑管内熱伝達率を示す。横軸は組成の変化を表しており、赤と青はそれぞれ、湿度度 0.3 と 0.7 の結果を表す。破線は、単一冷媒に対して提案された原口ら⁴⁾の式による予測値である。Fig. 3.1.3.1-2 に示す通り、いずれの混合冷媒に対しても実験値に対して過大に予測している。温度グライド（非共沸性）が増加するにつれて、熱伝達劣化は顕著になり、整理式は実験値から大

大きく乖離する．そこで，式(3.1.3.1-1)に示す Silver-Bell-Ghaly⁵⁻⁶⁾の補正方法を導入した．第1項の純冷媒の熱伝達率には純冷媒で最も精度良く予測した原口ら⁴⁾の式を代入し，計算を行った．Silver-Bell-Ghalyの補正方法は管断面方向に平衡状態が維持されている仮定のもと，物質伝達抵抗 ($1/\alpha_{\text{mix}}$) を以下のように表す．

$$\frac{1}{\alpha_{\text{mix}}} = \frac{1}{\alpha_{\text{cal}}} + x c_{p,v} \left(\frac{\Delta T}{\Delta h} \right) \frac{1}{\alpha_v} \quad (3.1.3.1-1)$$

ここに， α_{cal} は混合冷媒の物性値を用いて，純冷媒の整理式から算出される熱伝達率， α_v は Dittus-Boelter の式から算出される蒸気単相の熱伝達率である． ΔT は温度グライド， Δh は混合冷媒の等圧凝縮過程における比エンタルピー差である．実線で示す Silver-Bell-Ghaly⁵⁻⁶⁾の補正方法を導入した原口ら⁴⁾の式は，HFO1234ze(E)/HFC32 および HFO1234yf/HFC32 の二成分混合冷媒ともに，おおむね測定値と近い値を示す．

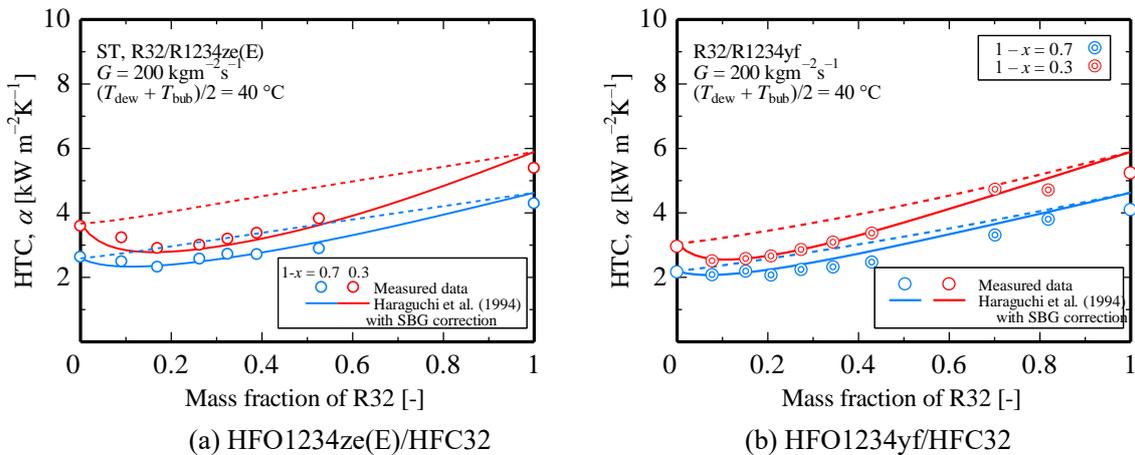


Fig. 3.1.3.1-2 Comparison between the calculated and experimental condensation HTCs for binary mixtures.

・ら旋溝付管内の単一冷媒凝縮流

Fig. 3.1.3.1-3(a)に質量速度 150, 200, 300 および 400 kg m⁻²s⁻¹における HFC32 の測定結果と整理式による予測結果を示す．比較に用いた整理式は，原口ら⁴⁾の平滑管内凝縮流の熱伝達率整理式を参考にし，作成した米本-小山⁷⁾の式である．Fig. 3.1.3.1-3(a)より，米本-小山⁷⁾の式は，湿り度 0.4 以下で測定値より低く予測するところがあるが，この領域の測定不確かさが非常に大きく，HFC32 はおおむね測定値と一致していると言える．特に，湿り度 0.5 以上での予測値は，実験値と非常に良く一致する．Table 3.1.3.1-2 に米本-小山⁷⁾の整理式の概要を示す．

・ら旋溝付管内の混合冷媒凝縮流

ら旋溝付管における混合冷媒の凝縮熱伝達率の予測方法は，平滑管と同様に，Silver-Bell-Ghaly⁵⁻⁶⁾の方法を適用することとした．単一冷媒の熱伝達率の項には米本-小山⁷⁾の式を代入し，非共沸混合冷媒の熱伝達率を計算した．Fig. 3.1.3.1-3(b)に質量速度 200, 300 および 400 kg m⁻²s⁻¹における HFO1123/HFC32 の予測計算結果と実験値の比較を示す．図中に，米本-小山⁷⁾の式と Silver-Bell-Ghaly⁵⁻⁶⁾の方法で計算した非共沸混合冷媒の熱伝達率を実線で示す．Fig. 3.1.3.1-3(b)より，Silver-Bell-Ghaly⁵⁻⁶⁾の補正方法を導入した米本-小山⁷⁾の式は，低湿り度から高湿り度にかけて測定値とおおむね良く一致する．

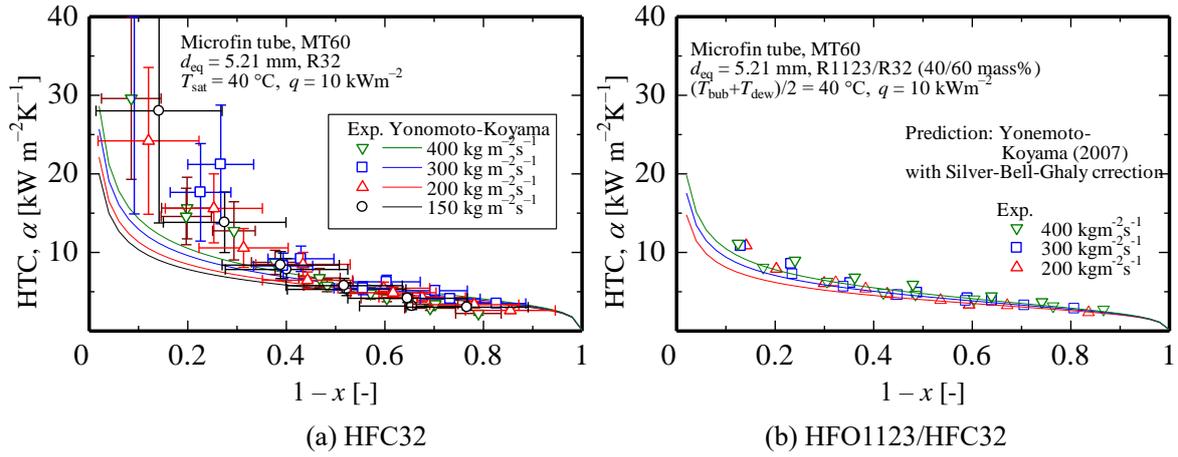


Fig. 3.1.3.1-3 Comparison between the calculated and experimental condensation HTCs for microfin tube.

Table 3.1.3.1-2 Yonomoto-Koyama⁷⁾ correlation.

$$Nu = \frac{\alpha d_{eq}}{\lambda_L} = (Nu_F^2 + Nu_B^2)^{1/2}$$

Natural convection term Nu_B : $Nu_B = \frac{1.98}{\eta^{0.5}} H(\xi) \frac{1}{Bo^{0.1}} \left(\frac{Ga_L Pr_L}{Ph_L} \right)^{1/4}$

ξ : void fraction, $\xi = 0.81 \xi_{Smith} + 0.19 x^{100(\rho_v/\rho_L)^{0.8}} \xi_{Homo}$,

$H(\xi)$: function of void fraction, $H(\xi) = \xi + [10(1-\xi)^{0.1} - 8.9] \sqrt{\xi} (1 - \sqrt{\xi})$,

ξ_{Smith} : Smith correlation, $\xi_{Smith} = \left\{ 1 + \frac{\rho_v}{\rho_L} \left(\frac{1-x}{x} \right) \left(0.4 + 0.6 \sqrt{\frac{\frac{\rho_L}{\rho_v} + 0.4 \frac{1-x}{x}}{1 + 0.4 \frac{1-x}{x}}} \right) \right\}^{-1}$

ξ_{Homo} : void fraction of homogeneous flow, $\xi_{Homo} = \left[1 + \left(\frac{1-x}{x} \right) \frac{\rho_v}{\rho_L} \right]^{-1}$

Bo : Bond number, $Bo = \frac{(p-t)d_{eq}g(\rho_L - \rho_v)}{\sigma}$, Ga_L : Galilei number, $Ga_L = \frac{G \rho_L^2 d_{eq}^3}{\mu_L^2}$

Ph_L : ratio of sensible latent heat, $Ph_L = \frac{c_{pL}(T_{sat} - T_{wi})}{\Delta h_{LV}}$

Forced convection term Nu_F : $Nu_F = 2.12 \sqrt{f_v} \Phi_v \left(\frac{\rho_L}{\rho_v} \right)^{0.5} \left(\frac{x}{1-x} \right) Pr_L^{0.5} Re_L^{0.5}$

f_v : vapor friction coefficient, $f_v = 0.046 Re_v^{-0.2} \frac{d_{eq}}{d_h} (\sec \theta)^{0.75}$

Φ_v : friction multiplier, $\Phi_v = 1 + 1.2 Fr^{0.05} X_u^{0.5}$

Re_L and Re_v : Liquid and vapor Reynolds numbers: $Re_L = \frac{G(1-x)d_{eq}}{\mu_L}$, $Re_v = \frac{Gx d_{eq}}{\mu_v}$

Fr : Froude number, $Fr = \frac{G}{\sqrt{g d_{eq} \rho_v (\rho_L - \rho_v)}}$

(2) 蒸発特性

水平円管内蒸発流の蒸発熱伝達率の整理式は、核沸騰による熱伝達と強制対流の熱伝達で表されるといふ考え方に基づいた、Chen⁸⁾によって最初に提案された手法から派生したものが多く、核沸騰および強制対流沸騰は相互の影響を受け、熱伝達率はこれらの和として次式のように表される。

$$\alpha = \alpha_{cv} + \alpha_{nb} = F\alpha_{LO} + S\alpha_{pb} \quad (3.1.3.1-2)$$

ここに、 α_{cv} は強制対流による熱伝達率、 α_{nb} は核沸騰による熱伝達率である。 α_L は液だけが管を満たして流れる場合の対流熱伝達率であり、 α_{pb} はプール核沸騰の整理式より求められる熱伝達率である。 F は二相流増倍係数であり、一般的に Lockhart-Martinelli パラメータにより整理される。 S は核沸騰抑制係数である。

・平滑管内の単一冷媒蒸発流

HFO1234yf および HFO1234ze(E)の平滑管内蒸発流における熱伝達率の測定結果と従来の整理式による予測値を比較した。Figs. 3.1.3.1-4(a)および(b)にそれぞれ、飽和温度 10 °C における HFO1234yf および HFO1234ze(E)の熱伝達率の結果を示す。比較に用いた整理式は、森ら⁹⁾、Saitoh ら¹⁰⁾、高松ら¹¹⁾および Yu ら¹²⁾の式である。図より、森ら⁹⁾、Saitoh ら¹⁰⁾、および Yu ら¹²⁾の式による計算値は実験値より小さい傾向があるが、高松ら¹¹⁾の式は全クオリティ域で実験値とほぼ一致する。Table 3.1.3.1-3 に高松ら¹¹⁾の整理式の概要を示す。

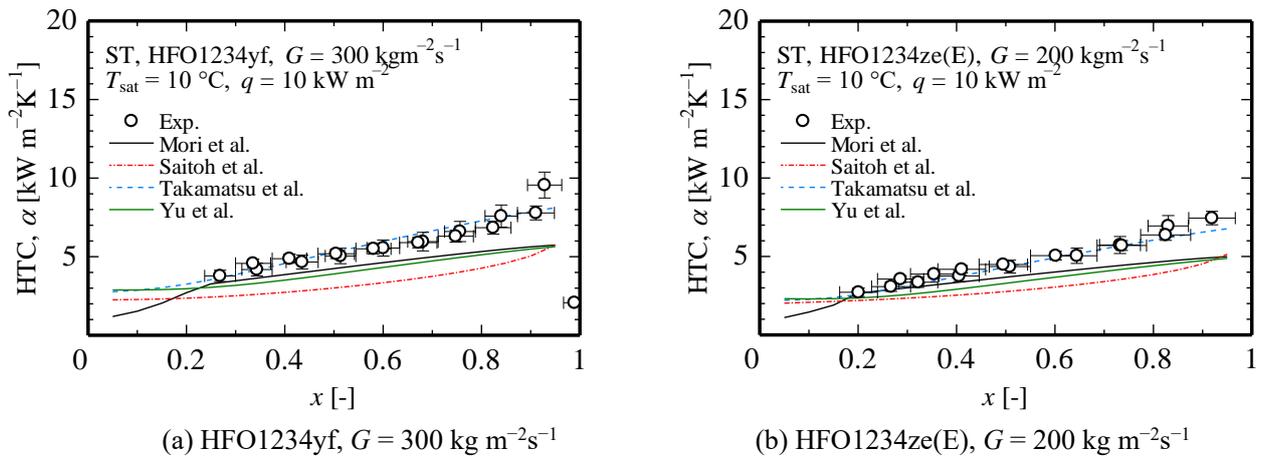


Fig. 3.1.3.1-4 Comparison between the calculated and experimental evaporation HTCs for single components.

Table 3.1.3.1-3 Takamatsu et al.¹¹⁾ correlation.

$\alpha = \alpha_{cv} + \alpha_{nb} = F\alpha_L + S\alpha_b$
<p>Nucleate boiling heat transfer, α_{nb}: $\alpha_{nb} = S K^{0.745} \alpha_{pb}$</p>
<p>S: suppression factor, $S = \frac{(1 - e^{-\xi})}{\xi}$, $\xi = 3.3 \times 10^{-5} J\ddot{a}^{1.25} La \left(\frac{\alpha_{cv}}{\lambda_L} \right)$</p>
<p>K: heat flux ratio, $K^{0.745} = \frac{1}{1 + 0.875\eta + 0.518\eta^2 - 0.159\eta^3 + 0.7907\eta^4}$</p>
<p>Stephan-Abdelsalam correlation: $\alpha_{pb} = 1.35 \times 207 \frac{\lambda_L}{d_b} \left(\frac{q d_b}{\lambda_L T_{sat}} \right)^{0.745} \left(\frac{\rho_V}{\rho_L} \right)^{0.581} Pr_L^{0.533}$</p>
<p>La: Laplace number, $La = \sqrt{\frac{2\sigma}{g(\rho_L - \rho_V)}}$, $J\ddot{a}$: Jakob number, $J\ddot{a} = \frac{\rho_L c_{pL} T_{sat}}{\rho_V \Delta h_{LV}}$</p>
<p>Forced convection heat transfer, $\alpha_{cv} = 0.0116 F Re_{LO}^{0.89} Pr_L^{0.4} \frac{\lambda_L}{d_i}$,</p>
<p>F: Reynolds number factor, $F = F_\gamma^{0.89/0.8} = (1 + 2X_u^{-0.88})^{0.89/0.8}$</p>
<p>Re_{LO}: liquid Reynolds number, $Re_{LO} = \frac{G(1-x)d_i}{\mu_L}$</p>

・平滑管内の混合冷媒蒸発流

Figs. 3.1.3.1-5(a)および(b)はそれぞれ、二成分混合 HFO1234ze(E)/HFC32 および HFO1234yf/HFC32 の質量速度 200 kg m⁻²s⁻¹ における熱伝達率を示す。横軸は HFC32 の質量分率を示し、赤色と青色は、乾き

度 0.3 と 0.7 の結果を示す。実線は高松ら¹³⁾の式による熱伝達率の予測値である。高松ら¹³⁾の整理式には、彼ら¹¹⁾の単一冷媒に対して提案された蒸発熱伝達率整理式の核沸騰項に温度すべりによって生じる蒸気の顕熱分の加熱で生じる蒸気単相の熱抵抗の影響を表す修正係数が導入されている。高松ら¹³⁾の整理式は HFC32 高質量分率で HFO1234ze(E)/HFC32 および HFO1234yf/HFC32 の熱伝達率を 20%程度過大に予測しているものの、HFO1234ze(E)/HFC32 および HFO1234yf/HFC32 の熱伝達率をおおむね精度よく予測する。Table 3.1.3.1-4 に高松ら¹³⁾の整理式の概要を示す。

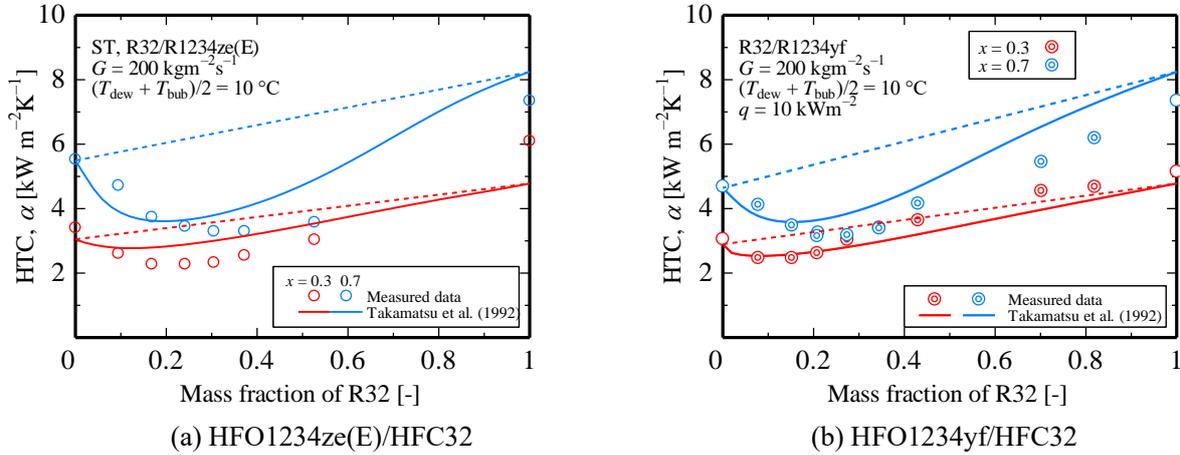


Fig. 3.1.3.1-5 Comparison between the calculated and experimental evaporation HTCs for binary mixtures.

Table 3.1.3.1-4 Takamatsu et al.¹³⁾ correlation.

$$\alpha = \alpha_{cvm} + \alpha_{nbm} = S_{cvm} \alpha_{cv} + K^{0.745} S_m \alpha_{pbm}$$

Nucleate boiling heat transfer, α_{pbm} : $\alpha_{pbm} = \frac{\alpha_{pb1} \alpha_{pb2}}{\alpha_{pb2} y_{L1} + \alpha_{pb1} (1 - y_{L1})} \left(\frac{1}{1 + 4.8 |y_V - y_L|} \right)$

S_m : suppression factor, $S_m = S_{cvm} \frac{1}{\xi} (1 - e^{-\xi}) + (1 - S_{cvm})$, $\xi = 3.3 \times 10^{-5} Ja^{1.25} La \left(\frac{\alpha_{cv}}{\lambda_L} \right)$,

La : Laplace number, $La = \sqrt{\frac{2\sigma}{g(\rho_L - \rho_V)}}$, Ja : Jakob number, $Ja = \frac{\rho_L c_{pL} T_{sat}}{\rho_V \Delta h_{LV}}$

S_{cvm} : suppression factor for mixtures, $S_{cvm} = \frac{1}{1 + 0.30x^{1.39} (1-x)^{-0.39} (|y_V - y_L| + |y_V - y_L|^2)}$

Stephan-Abdelsalam correlation: $\alpha_{pb} = C_1 \alpha_{SA} = 1.35 \times 207 \frac{\lambda_L}{d_b} \left(\frac{q d_b}{\lambda_L T_{sat}} \right)^{0.745} \left(\frac{\rho_V}{\rho_L} \right)^{0.581} Pr_L^{0.533}$

K : heat flux ratio, $K^{0.745} = \frac{1}{1 + 0.875\eta + 0.518\eta^2 - 0.159\eta^3 + 0.7907\eta^4}$, $\eta = \frac{\alpha_{cvm}}{S_m \alpha_{pbm}}$

Forced convection heat transfer $\alpha_{cv} = 0.0116 F Re_{LO}^{0.89} Pr_L^{0.4} \frac{\lambda_L}{d_i}$

Re_{LO} : liquid Reynolds number, $Re_{LO} = \frac{G(1-x)d_i}{\mu_L}$,

F : Reynolds number factor: $F = F_\gamma^{0.89/0.8} = (1 + 2X_{tt}^{-0.88})^{0.89/0.8}$

・ら旋溝付管内の単一冷媒蒸発流

Fig. 3.1.3.1-6(a)に質量速度 200, 300 および 400 kg m⁻²s⁻¹における HFC32 の測定結果と整理式による予測結果を示す。比較に用いた整理式は、Thome¹⁴⁾の式である。また、ドライアウトクオリティおよびポストドライアウト熱伝達率は、それぞれ吉田ら¹⁵⁾の式および森ら¹⁶⁾の式を用いて計算した。なお、ドライアウト開始クオリティと終了クオリティの間の熱伝達率は、ドライアウト開始クオリティにおける各整理式による熱伝達率の予測値と、ドライアウト終了クオリティにおける森らの式によるポストドライアウト熱伝達率の予測値を直線補間した。Fig. 3.1.3.1-6(a)より、Thome¹⁴⁾の式は、質量速度 400 kg m⁻²s⁻¹

で測定値より低く予測する場合があるが、その他の条件ではおおむね測定値と近い値を示すことが分かる。Table 3.1.3.1-5 に Thome ら¹⁴⁾の整理式の概要を示す。また吉田らの式¹⁵⁾によるドライアウト開始乾き度、および森らの式¹⁶⁾によるドライアウト後の熱伝達率は測定結果を定性的に表すことに成功している。Table 3.1.3.1-6 に吉田ら¹⁵⁾および森ら¹⁶⁾の整理式の概要を示す。

Table 3.1.3.1-5 Thome¹⁴⁾ correlation.

$\alpha = E_{mf} \left[\alpha_{nb}^3 + (E_{RB} \alpha_{cv})^3 \right]^{1/3}$
<p>Forced convection heat transfer: $\alpha_{cv} = 0.0133 Re_{L, \text{film}}^{0.69} Pr_L^{0.4} (\lambda_L / \delta)$</p>
<p>$Re_{L, \text{film}}$: Liquid film Reynolds number, $Re_{L, \text{film}} = \frac{4G(1-x)}{\delta [(1-\xi)\mu_L]}$,</p>
<p>ξ: Void fraction, $\xi = \frac{x}{\rho_v} \left\{ 1 + 0.12(1-x) \left(\frac{x}{\rho_v} + \frac{1-x}{\rho_L} \right) + \frac{1.18(1-x) [g\sigma(\rho_L - \rho_v)]^{0.25}}{G\rho_L^{0.5}} \right\}^{-1}$</p>
<p>E_{mf}: enhancement factor for microfin tubes, $E_{mf} = 1.89 \left(\frac{G}{G_{ref}} \right)^2 - 3.7 \frac{G}{G_{ref}} + 3.02$, $G_{ref} = 500 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$</p>
<p>Nucleate boiling heat transfer:</p>
<p>Cooper pool boiling correlation: $\alpha_{nb} = 55 P_R^{0.12} (-\log_{10} p_R)^{-0.55} M^{-0.5} q^{0.67}$</p>
<p>E_{RB}: convection enhancement factor, $E_{RB} = \left(1 + \left[2.64 Re_L^{0.036} \left(\frac{h_{fin}}{d_{max}} \right)^{0.212} \left(\frac{p_{fin}}{d_{max}} \right)^{-0.21} \left(\frac{\beta_{fin}}{90^\circ} \right)^{0.29} Pr_L^{-0.024} \right]^7 \right)^{1/7}$</p>
<p>Re_L: liquid Reynolds number, $Re_L = \frac{G(1-x)d_{max}}{\mu_L}$, p_{fin}: groove pitch, $p_{fin} = \frac{\pi d_{max}}{N_{fin} \tan \beta_{fin}}$</p>

Table 3.1.3.1-6 Yoshida et al.¹⁵⁾ and Mori et al.¹⁶⁾ correlations.

<p>x_{di}: dryout inception quality</p> <p>$x_{di} = \min(x_{di1}, x_{di2})$</p> <p>$x_{di} = 0.92$, $x_{di2} = \min(x_{di2a}, x_{di2b})$, $x_{di2a} = 0.44 Fr_V^{0.04} Bo^{-0.07}$, $x_{di2b} = 0.63 Fr_V^{0.02} Bo^{-0.33}$</p>
<p>x_{de}: dryout completion quality</p> <p>$x_{de} = \min(x_{de1}, x_{de2})$</p> <p>$x_{de1} = 1$, $x_{de2} = \min(x_{de2a}, x_{de2b})$, $x_{de2a} = 0.76 Fr_V^{0.023} Bo^{-0.022}$, $x_{de2b} = 0.405 Fr_V^{0.01} Bo^{-0.11}$</p>
<p>Fr_V: Vapor Froude number $Fr_V = \frac{G^2}{g d_{eq} \rho_v (\rho_L - \rho_v)}$, Bo: bond number, $Bo = \frac{q}{G \Delta h_{LV}}$</p>
<p>Post dryout heat transfer coefficient</p> <p>$\alpha = \frac{\lambda_v}{d_{eq}} \times \frac{(f/2)(Re_v - 1000) Pr_v}{1 + 12.7 \sqrt{f_v/2} (Pr_v^{2/3} - 1)}$</p>
<p>f_v: Vapor friction coefficient, $f_v = 0.308 Re_v^{-0.33}$, Re_v: vapor Reynolds number, $Re_v = \frac{G x d_{eq}}{\mu_v}$</p>

・ら旋溝付管内の混合冷媒蒸発流

Fig. 3.1.3.1-6(b)に質量速度 200, 300 および 400 kg m⁻²s⁻¹における HFO1123/HFC32 の予測計算結果と実験値の比較を示す。図中に Kondou ら¹⁷⁾の整理式による熱伝達率の計算値を実線で示す。この整理式には、単一冷媒に対して提案された蒸発熱伝達率整理式の核沸騰項に Thome¹⁸⁾が提案している液相内の物質伝達抵抗、および温度すべりによって生じる蒸気の顕熱分の加熱で生じる蒸気単相の熱抵抗の影響が考慮されている。Fig. 3.1.3.1-6(b)より、Kondou ら¹⁷⁾の式は、低乾き度から高乾き度にわたり測定値とおおむね一致する。Table 3.1.3.1-7 に Kondou ら¹⁷⁾の整理式の概要を示す。

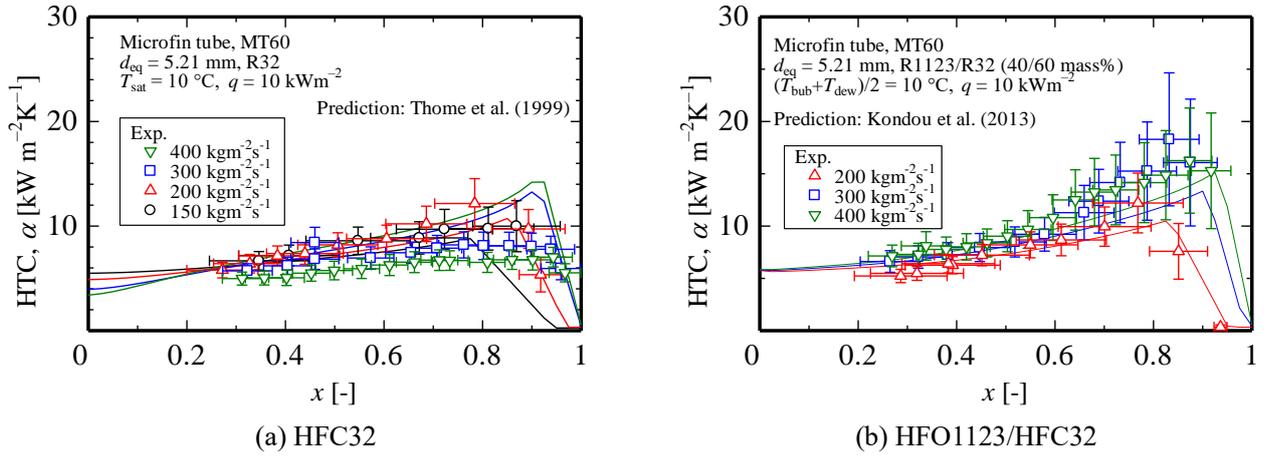


Fig. 3.1.3.1-6 Comparison between the calculated and experimental evaporation HTCs for microfin tube (Solid lines show the prediction results of selected correlations).

Table 3.1.3.1-7 Kondou et al.¹⁷⁾ correlation.

$$\alpha = \left[\frac{1}{\alpha_v} \left(xc_{pV} \frac{dT_{sat}}{dh} \Big|_p \right) + \frac{1 + C_{ir}(\tilde{Y}_1 - \tilde{X}_1)}{\alpha_{cv} + \alpha_{nb,mix}} \right]^{-1}, \quad \alpha_v = \left(\frac{\lambda_v}{d_{eq}} \right) 0.023 \left(\frac{G_r d_{eq}}{\mu_v} \right) Pr_L^{1/3}, \quad \frac{dT_{sat}}{dh} \Big|_p \cong \frac{T_{dew} - T_{bub}}{\Delta h_{LV}}$$

Forced convection heat transfer
Carnavos correlation: $\alpha_{cv} = F \alpha_{L,Carnavos}$
 $F = 1 + C_{cv}/X_{it}, \quad C_{cv} = 10 (Re_L \times 10^{-4})^{-0.6} [1 - 0.93 \exp(-4Re_L \times 10^{-4})] (\rho_v/\rho_L)^{0.35}$
 $\alpha_{L,Carnavos} = \frac{\lambda_L}{(d_{eq}/\eta_A)} 0.023 \left[\frac{G_r (1-x)(d_{eq}/\eta_A)}{\mu_L} \right]^{0.8} Pr^{0.4} F_{Carnavos}, \quad F_{Carnavos} = \left(\frac{d_{eq}}{d_{max}} \right)^{0.2} \left(\frac{d_{max}}{d_{eq}\eta_A} \right)^{0.5} \left(\frac{1}{\cos \beta} \right)^3$

Nucleate boiling heat transfer:
 $\alpha_{nb,m} = \left(\frac{\tilde{X}_1}{\alpha_{nb,1}} + \frac{\tilde{X}_2}{\alpha_{nb,2}} \right)^{-1} N_{Sn}^{7/5}, \quad N_{Sn} = \left[1 - (\tilde{Y}_1 - \tilde{X}_1) \left(\frac{\alpha_L}{D_{12,L}} \right)^{1/2} \left(\frac{C_{pL}}{\Delta h_{LV,L}} \right) \left(\frac{dT_{bub}}{d\tilde{X}_1} \right) \right]^{-1}$
 $\alpha_{nb,1}$ and $\alpha_{nb,2}$ are calculated by means of Momoki et al.¹⁹⁾ for each component.

(3) ら旋溝付管内の凝縮・蒸発流の圧力損失特性

単一冷媒 HFC32 および混合冷媒 HFO1123/HFC32 のら旋溝付管内凝縮・蒸発流における圧力損失の測定結果と、整理式による予測値を比較した。Fig. 3.1.3.1-7 に質量速度 200 および 400 kg m⁻²s⁻¹、熱流束 10 kg m⁻²s⁻¹ の条件下で測定した混合冷媒 HFO1123/HFC32 および単一冷媒 HFC32 の圧力損失の実験値、および単一冷媒に対して提案された馬場²⁰⁾の整理式による予測値を示す。馬場の式の予測結果は、いずれの試験冷媒の測定結果とも良く一致しており、物性の圧力損失への影響を良く表現できている。またこのことは、混合冷媒の圧力損失特性は物質伝達抵抗や温度すべりの影響をほとんど受けず、単一冷媒と同様に蒸気密度や液粘度などの物性値の影響のみを受けるというこれまでの知見とも一致する。Table 3.1.3.1-8 に馬場²⁰⁾の整理式の概要を示す。

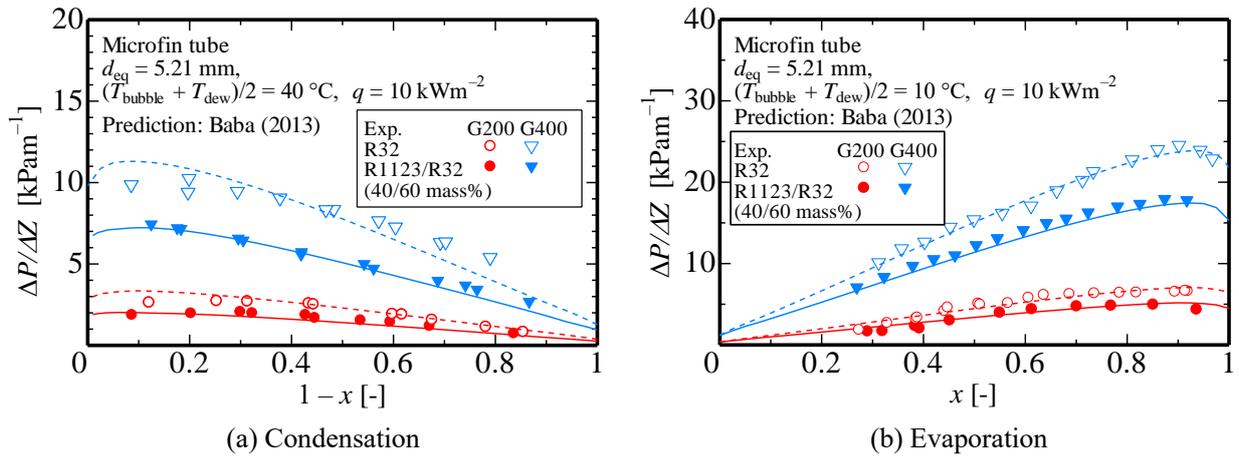


Fig. 3.1.3.1-7 Comparison between the calculated and experimental pressure drops values.

Table 3.1.3.1-8 Baba²⁰⁾ correlation.

$$\left(\frac{\Delta P_F}{\Delta Z}\right)_{TP} = \Phi_{VO}^2 \left(\frac{2f_{VO}G^2}{d_{eq}\rho_V}\right)$$

Condensation flow: $\Phi_{VO}^2 = x^{1.8} + (1-x)^{1.8} \left(\frac{\rho_V f_{LO}}{\rho_L f_{VO}}\right) + 0.63x^{0.9} (1-x)^{0.52} \left(\frac{\rho_V}{\rho_L}\right)^{0.5} \left(\frac{\mu_L}{\mu_V}\right)^{1.05}$

Evaporation flow: $\Phi_{VO}^2 = x^{1.8} + (1-x)^{1.8} \left(\frac{\rho_V f_{LO}}{\rho_L f_{VO}}\right) + 1.22x^{0.97} (1-x)^{0.61} \left(\frac{\rho_V}{\rho_L}\right)^{0.5} \left(\frac{\mu_L}{\mu_V}\right)^{0.71}$

$$f_{LO} = 0.046 \left(\frac{Re_{LO} d_{eq}}{d_{max}}\right)^{-0.2} \left(\frac{\eta_A d_{eq}}{d_{max}}\right)^{0.8} (\cos \beta)^{-1.3} \left[1 + \left(\frac{10.8 p_{fin}}{d_{max}}\right)^{3.3}\right] \left(\frac{d_{eq}}{d_{max}}\right)^5$$

$$f_{VO} = 0.046 \left(\frac{Re_{VO} d_{eq}}{d_{max}}\right)^{-0.2} \left(\frac{\eta_A d_{eq}}{d_{max}}\right)^{0.8} (\cos \beta)^{-1.3} \left[1 + \left(\frac{10.8 p_{fin}}{d_{max}}\right)^{3.3}\right] \left(\frac{d_{eq}}{d_{max}}\right)^5$$

Re_{LO} and Re_{VO} : liquid and vapor Reynolds number, $Re_{LO} = \frac{G d_{eq}}{\mu_L}$, $Re_{VO} = \frac{G d_{eq}}{\mu_V}$

p_{fin} : groove pitch, $p_{fin} = \frac{\pi d_{max} \cos \beta}{N_{fin}}$

参考文献

- 1) A. Cavallini, D. Del Col, L. Doretti, M. Matkovic, L. Rossetto, C. Zilio, G. Censi: Heat Transf. Eng., 27(8), 31(2006).
- 2) M. K. Dobson, J. C Chato, J Heat Transfer, 120(1), 193(1998).
- 3) M. M. Shah: ASHRAE Transactions, Denver, 119(2), 3(2013).
- 4) 原口英剛, 小山繁, 藤井哲: 日本機械学会論文集 (B編), 60 (574), 2117(1994).
- 5) L. Silver: Trans. Inst. Chem. Engrs., 25, 30(1947).
- 6) K.J. Bell, M.A. Ghaly: AIChE Symp. Ser., 69, 72(1973).
- 7) 米本龍一郎, 小山繁: 冷空論, 24(2), 139(2007).
- 8) J. C. Chen: Ind. Eng. Chem., 5(3), 322(1966).
- 9) 森英夫, 吉田駿, 柿本益志, 大石克己: 冷空論, 16(2), 177(1999).
- 10) S. Saitoh, H. Daiguji, E. Hihara: Int. J. Heat Mass Transf., 50, 5215(2007).
- 11) 高松洋, 桃木悟, 藤井哲: 日本機械学会論文集 (B編), 58(550), 1875(1992).
- 12) J. Yu, S. Momoki, S. Koyama, Int. J. Heat Mass Transf., 42(10), 1909(1999).
- 13) 高松洋, 桃木悟, 藤井哲: 日本機械学会論文集 (B編), 2198, 58(551), 2198(1992).
- 14) J.R. Thome: Convective Flow and Pool Boiling Conference, (1997).
- 15) 吉田駿, 森英夫, 柿本益志, 大石克己: 冷空論, 17(4), 511(2000).
- 16) 森英夫, 吉田駿, 柿本益志, 大石克己, 福田健一: 冷空論, 17(4), 521(2000).
- 17) C. Kondou, D. Baba, F. Mishima, S. Koyama: Int. J. Refrig., 36, 2366(2013).
- 18) J.R. Thome: AIChE. Symp. Ser., 77(208), 238(1981).

- 19) 桃木悟, 兪堅, 小山繁, 藤井哲, 本田博司: 冷空論, 12(2), 177(1995).
- 20) 馬場大輔: 博士論文, 九州大学 総合理工学府(2013).

3.1.3.2 扁平多孔管内の相変化伝熱（東京海洋大学）

Table 3.1.1.2-1 に、本プロジェクトにて提案した扁平多孔管内の純冷媒および混合冷媒の凝縮熱伝達率の予測式を示す。Fig. 3.1.3.2-1 に、本プロジェクトで測定した純冷媒および混合冷媒の凝縮熱伝達率と推奨式との比較を示す。

Table 3.1.3.2-1 Recommended correlation of condensation heat transfer inside multipoint tube ¹⁾

$$\alpha_{\text{pure}} = \frac{\lambda_L Nu}{D_h} \quad \text{for pure refrigerants}$$

$$\alpha_{\text{mix}} = \left(\frac{1}{\alpha_{\text{pure}}} + \frac{3xc_{pV}(\Delta T_{\text{glide}} / \Delta h_{LV})}{\alpha_V} \right)^{-1} \quad \text{for mixtures}$$

$$\alpha_V = 0.023 \left(\frac{Gx D_h}{\mu_V} \right)^{0.8} \left(\frac{\mu_V c_{pV}}{\lambda_V} \right)^{0.4} \left(\frac{\lambda_V}{D_h} \right)$$

$$Nu = (Nu_F^3 + Nu_S^3)^{1/3}$$

$$Nu_F = 0.023 \left[\frac{G(1-x) D_h}{\mu_L} \right]^{0.8} \left(\frac{\mu_L c_{pL}}{\lambda_L} \right)^{0.3} \left[1 + 0.22 \left(\frac{x}{1-x} \right) \left(\frac{\rho_L}{\rho_V} \right)^{-0.1} \left(\frac{\mu_L}{\mu_V} \right)^{1.18} \right]$$

$$Nu_S = 0.56 \beta Co^{-0.3} \left[\frac{\rho_L \Delta h_{LV} \sigma D_h}{\mu_L \lambda_L (T_r - T_w)} \right]^{1/4}$$

$$\beta = \frac{x}{x + (1-x)(\rho_V / \rho_L)}, \quad Co = \frac{\sqrt{\sigma / \{g(\rho_L - \rho_V)\}}}{D_h}$$

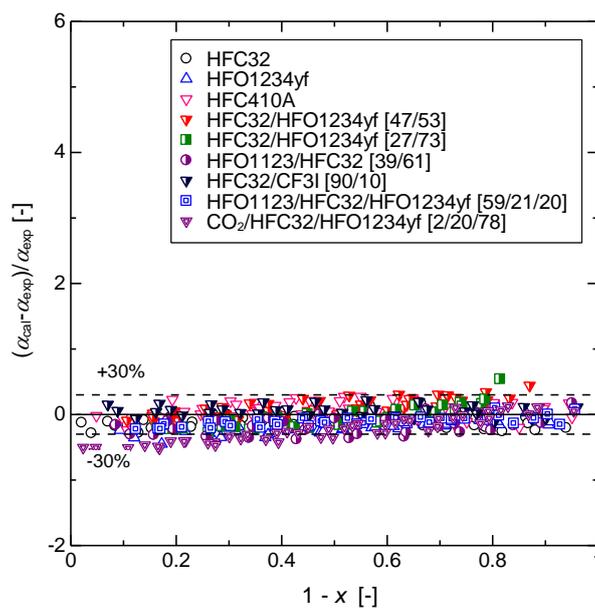


Fig. 3.1.3.2-1 Comparison with the correlation of condensation heat transfer coefficients.

扁平多孔管内の混合冷媒の蒸発熱伝達率の推奨式^{2,3,4)}を Table 3.1.3.2-2 に示す。この予測式は水平扁平多孔管内における HFC32/HFO1234yf 混合物の蒸発熱伝達率の測定値に対して提案されており、核沸騰熱伝達、強制対流熱伝達および薄液膜蒸発熱伝達の寄与に加え、非共沸混合冷媒の場合はそれぞれの伝熱劣化の影響を考慮している。Fig. 3.1.3.2-2 に、本プロジェクトで測定した純冷媒および混合冷媒の蒸発熱伝達率と推奨式との比較を示す。本評価にはドライアウト後の比較も含まれる。図より、凝縮熱伝達率に比して、蒸発熱伝達率の予測値と実験値との偏差が大きい。特に低質量速度のドライアウト前後での予測精度が悪く、予測性の改善が必要である。

Table 3.1.3.2-2 Recommended correlation of evaporation heat transfer inside multiport tube^{2, 3, 4)}

$$\alpha_{tp,mix} = \left[(\alpha_{cb,mix})^5 + (\alpha_{nb,mix})^5 \right]^{1/5} \text{ for mixtures}$$

$$\alpha_{tp,pure} = \left[(\alpha_{cb,id})^5 + (\alpha_{nb,id})^5 \right]^{1/5} \text{ for pure refrigerants}$$

$$\alpha_{cb,mix} = \max(\alpha_{fc,mix}, \alpha_{lf,mix}), \quad \alpha_{cb,id} = \max(\alpha_{fc,id}, \alpha_{lf,id})$$

$$\alpha_{nb,mix} = \alpha_{nb,id} \left\{ 1 + \frac{\Delta T_{glide}}{q / a_{nb,id}} \left[1 - \exp\left(\frac{-q}{0.0003 \rho_L \Delta h_{LV}} \right) \right] \right\}^{-1}$$

$$\alpha_{nb,id} = 10 \frac{\lambda_L}{D_b} \left(\frac{q D_b}{\lambda_L T_r} \right)^C \left(\frac{P_r}{P_{crit}} \right)^{0.1} \left(1 - \frac{T_r}{T_{crit}} \right)^{-1.4} \left(\frac{\mu_L c_{pL}}{\lambda_L} \right)^{-0.25},$$

$$C = 0.855 \left(\frac{\rho_V}{\rho_L} \right)^{0.309} \left(\frac{P_r}{P_{crit}} \right)^{-0.437}, \quad D_b = 0.511 \sqrt{\frac{2\sigma}{g(\rho_L - \rho_V)}}$$

$$\alpha_{fc,mix} = \alpha_{fc,id} = \left[1 + 2 \left(\frac{1}{X_{tt}} \right)^{0.88} \right] \times 0.023 \frac{\lambda_L}{D_h} \left[\frac{G(1-x)D_h}{\mu_L} \right]^{-0.8} \left(\frac{\mu_L c_{pL}}{\lambda_L} \right)^{0.4}$$

$$\alpha_{lf,mix} = \frac{\alpha_{lf,id}}{1 + B_{mlf} |Y - X|}$$

For annular and churn flow regimes:

$$B_{mlf} = 35, \quad \alpha_{lf,id} = \beta \frac{\lambda_L}{\delta_e}, \quad \delta_e = 0.014 Ca^{0.1} D_h, \quad \beta = x / [x + (1-x)(\rho_V / \rho_L)]$$

For plug and slug-annular flow regimes:

$$B_{mlf} = 8, \quad \alpha_{lf,id} = F_{dp} \left(\beta \frac{\lambda_L}{\delta_e} \right), \quad \delta_e = 0.005 Ca^{0.05} (\rho_L / \rho_V)^{0.2} D_h$$

$$F_{dp} = \min \left[7.8 Co^{-1.0} \left(\frac{q}{G \Delta h_{LV}} \times 10^4 \right)^{-0.3} \left(\frac{\rho_V}{\rho_L} \right)^{0.2} \left(\frac{G D_h}{\mu_L} \right)^{-0.16}, 1 \right]$$

Flow pattern transition boundaries:

- Annular flow regime: $We_v / Co \geq 75$
- Plug flow regime: $\frac{We_L}{Co} > 2.3 \times 10^{-4} \left(\frac{We_v}{Co} \right)^{3.7}$
- Slug-annular flow regime: $\frac{We_L}{Co} \leq 2.3 \times 10^{-4} \left(\frac{We_v}{Co} \right)^{3.7}$ and $We_{Lo} < 4$
- Churn flow regime: $\frac{We_L}{Co} \leq 2.3 \times 10^{-4} \left(\frac{We_v}{Co} \right)^{3.7}$ and $We_{Lo} \geq 4$

For dryout region (post dryout region):

$$\alpha = \alpha_{x_{di}} - \frac{x - x_{di}}{x_{de} - x_{di}} (\alpha_{x_{di}} - \alpha_{x_{de}})$$

where $\alpha_{x_{di}}$ is the heat transfer coefficient calculated at $x = x_{di}$

$$x_{di} = \min(x_{di1}, x_{di3a}, x_{di3b})$$

$$x_{di1} = 0.94 - 1.75 \times 10^{-6} (Re_{Vo} Bo)^{1.75} (\rho_v / \rho_L)^{-0.86}$$

$$x_{di3a} = 0.253 Fr_{Vo}^{-0.32} Bo^{-0.12} We_{Vo}^{0.48} (\rho_v / \rho_L)^{0.16}$$

$$x_{di3b} = Fr_{Vo}^{-1.00} Bo^{-0.21} We_{Vo}^{0.70}$$

$$\alpha_{x_{de}} = 0.023 \frac{\lambda_v}{D_h} \left[\frac{GD_h}{\mu_v} \right]^{0.8} \left[\frac{\mu_v c_{pV}}{\lambda_v} \right]^{-0.4}$$

$$X_{tt} = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0.9} \left(\frac{\rho_v}{\rho_L} \right)^{0.5} \left(\frac{\mu_L}{\mu_v} \right)^{0.1}, \quad Ca = \{x/\rho_v + (1-x)/\rho_L\} \mu_L G / \sigma, \quad Co = \sqrt{\sigma / \{g(\rho_L - \rho_v)\}} / D_h$$

$$We_L = G^2 (1-x)^2 D_h / (\rho_L \sigma), \quad We_{Lo} = G^2 D_h / (\rho_L \sigma), \quad We_v = G^2 x^2 D_h / (\rho_v \sigma)$$

$$We_{Vo} = G^2 D_h / (\rho_v \sigma), \quad Re_{Vo} = GD_h / \mu_v, \quad Bo = q / (G \Delta h_{LV}), \quad Fr_{Vo} = G^2 / [g D_h \rho_v (\rho_L - \rho_v)]$$

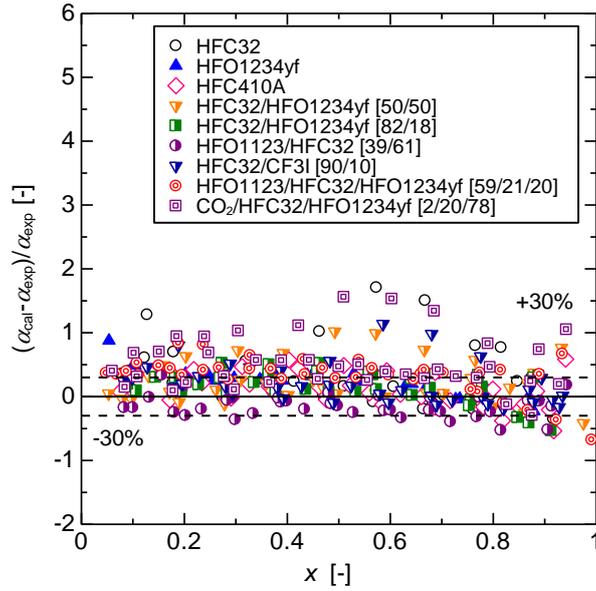


Fig. 3.1.3.2-2 Comparison with the correlations of evaporation heat transfer.

Table 3.1.3.2-3 に、扁平多孔管内の摩擦圧力損失の推奨式^{5,6)}を示す。摩擦圧力損失については混合冷媒についても純冷媒に対して提案された予測式が適用可能である。Fig. 3.1.4.2-3 に、本プロジェクトで測定した純冷媒および混合冷媒の凝縮流の摩擦圧力損失と推奨式との比較を示す。

Table 3.1.3.2-3 Recommended correlations of pressure drop inside multiport tube^{5,6)}

$$\left(\frac{\Delta P}{\Delta Z}\right)_F = \Phi_{v_o}^2 \left(\frac{\Delta P}{\Delta Z}\right)_{v_o} = \left[x^{1.8} + (1-x)^{1.8} \frac{\rho_v f_{Lo}}{\rho_L f_{v_o}} + 0.65x^{0.68} (1-x)^{0.43} \left(\frac{\mu_L}{\mu_v}\right)^{1.25} \left(\frac{\rho_v}{\rho_L}\right)^{0.75} \right] \left(\frac{2f_{v_o} G^2}{D\rho_v}\right)$$

$$f_{v_o} = \begin{cases} C_1 / (GD / \mu_v), & \text{for } (GD / \mu_v) \leq 1500 \\ 0.046 / (GD / \mu_v)^{0.2}, & \text{for } (GD / \mu_v) > 1500 \end{cases}$$

$$f_{Lo} = \begin{cases} C_1 / (GD / \mu_L), & \text{for } (GD / \mu_L) \leq 1500 \\ 0.046 / (GD / \mu_L)^{0.2}, & \text{for } (GD / \mu_L) > 1500 \end{cases}$$

$C_1 = 16$ for circular minichannels

$C_1 = 24 \left(1 - 1.355a^* + 1.947a^{*2} - 1.701a^{*3} + 0.956a^{*4} - 0.254a^{*5} \right)$ for rectangular minichannels

a^* : aspect ratio of the shorter side to longer side of the rectangular minichannel

$$\left(\frac{\Delta P}{\Delta Z}\right)_F = \Phi_f^2 \left(\frac{\Delta P}{\Delta Z}\right)_f$$

$$\left(\frac{\Delta P}{\Delta Z}\right)_f = \frac{2f_f G^2 (1-x)^2}{D\rho_f}, \quad \left(\frac{\Delta P}{\Delta Z}\right)_g = \frac{2f_g G^2 x^2}{D\rho_g}$$

$$f_k = C_1 / Re_k \quad \text{for } Re_k < 2000$$

$$f_k = 0.079 / Re_k^{0.25} \quad \text{for } 2000 \leq Re_k < 20000$$

$$f_k = 0.049 / Re_k^{0.2} \quad \text{for } 20000 \leq Re_k$$

For laminar flow in rectangular channel

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

$$C = 0.39 Re_{fo}^{0.03} Su_{go}^{0.10} (\rho_f / \rho_g)^{0.35} \quad \text{for turbulent/turbulent}$$

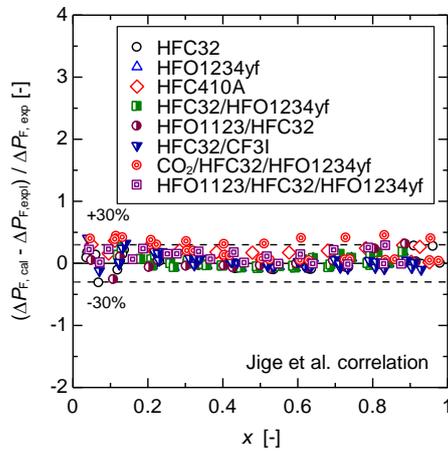
$$C = 8.7 \times 10^{-4} Re_{fo}^{0.17} Su_{go}^{0.50} (\rho_f / \rho_g)^{0.14} \quad \text{for turbulent/laminar}$$

$$C = 0.0015 Re_{fo}^{0.59} Su_{go}^{0.19} (\rho_f / \rho_g)^{0.36} \quad \text{for laminar/turbulent}$$

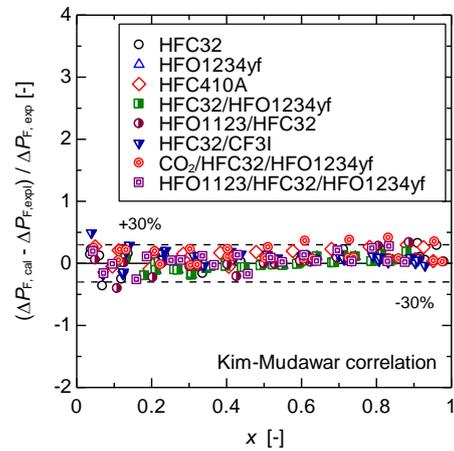
$$C = 3.5 \times 10^{-5} Re_{fo}^{0.44} Su_{go}^{0.50} (\rho_f / \rho_g)^{0.48} \quad \text{for laminar / laminar}$$

$$Su_{Vo} = \frac{\rho_v \sigma D_h}{\mu_v^2}$$

a^* : aspect ratio of the shorter side to longer side of the rectangular minichannel



(a) Jige et al.⁵⁾



(b) Kim and Mudawar⁶⁾

Fig. 3.1.3.2-3 Comparison with the correlations of pressure drop.

参考文献

- 1) D. Jige, M. Nobunaga, T. Nogami and N. Inoue, Condensation heat transfer of binary and ternary mixtures inside multiport tubes, International Journal of Heat and Mass Transfer. (投稿中)
- 2) D. Jige, S. Kikuchi, N. Mikajiri and N. Inoue, Flow boiling heat transfer of zeotropic mixture R1234yf/R32 inside a horizontal multiport tube, International Journal of Refrigeration, 119, 390-400, (2020)
- 3) D. Jige, S. Kikuchi, H. Eda and N. Inoue, Flow boiling in horizontal multiport tube: Development of new heat transfer model for rectangular minichannels, International Journal of Heat and Mass Transfer, 144, 118668, (2019)
- 4) D. Jige, S. Kikuchi, H. Eda and N. Inoue, Two-phase flow characteristics of R32 in horizontal multiport minichannels: Flow visualization and development of flow regime map. Int. J. Refrig., 95, pp. 154-164, (2018).

- 5) D. Jige, N. Inoue and S. Koyama, Condensation of refrigerants in a multiport tube with rectangular minichannels, Int. J. Refrig., 67, pp. 202–213, (2016).
- 6) S.M. Kim and I. Mudawar, Universal approach to predicting two-phase frictional pressure drop for adiabatic and condensing mini/micro-channel flows, Int. J. Heat Mass Transf., 55, pp. 3246–3261, (2012).

3.1.3.3 プレート式熱交換器内の凝縮および沸騰の整理式（佐賀大学）

3.1.1.3 項で報告したプレート式熱交換器内の凝縮および沸騰熱伝達率の実験データを基に、凝縮および沸騰熱伝達整理式を検討した。既存の凝縮熱伝達率の整理式¹⁾²⁾³⁾⁴⁾と、本研究の比較データとの比較結果を Fig.3.1.3.3-1 に示す。検討のため、過去に本研究グループにより実施した HFO1234ze(E)の測定結果⁵⁾も用いている。図より、いずれの整理式においても、HFC32 の計算値の測定値との偏差は他の冷媒の結果より小さいものの、他の冷媒の偏差は大きいことがわかる。ここで取り上げた整理式では、あるいは一般に、流量またはクオリティが高い領域で見られる強制対流凝縮を念頭に整理式の検討がなされており、本研究における測定範囲とは一部異なることが原因とみられる。今後検討を進め、整理式の提案を行う予定である。Table 3.1.3.3-1 に、今回の比較・検討結果および物理的に最も適切と考えられる Longo ら³⁾の整理式を示しておく。

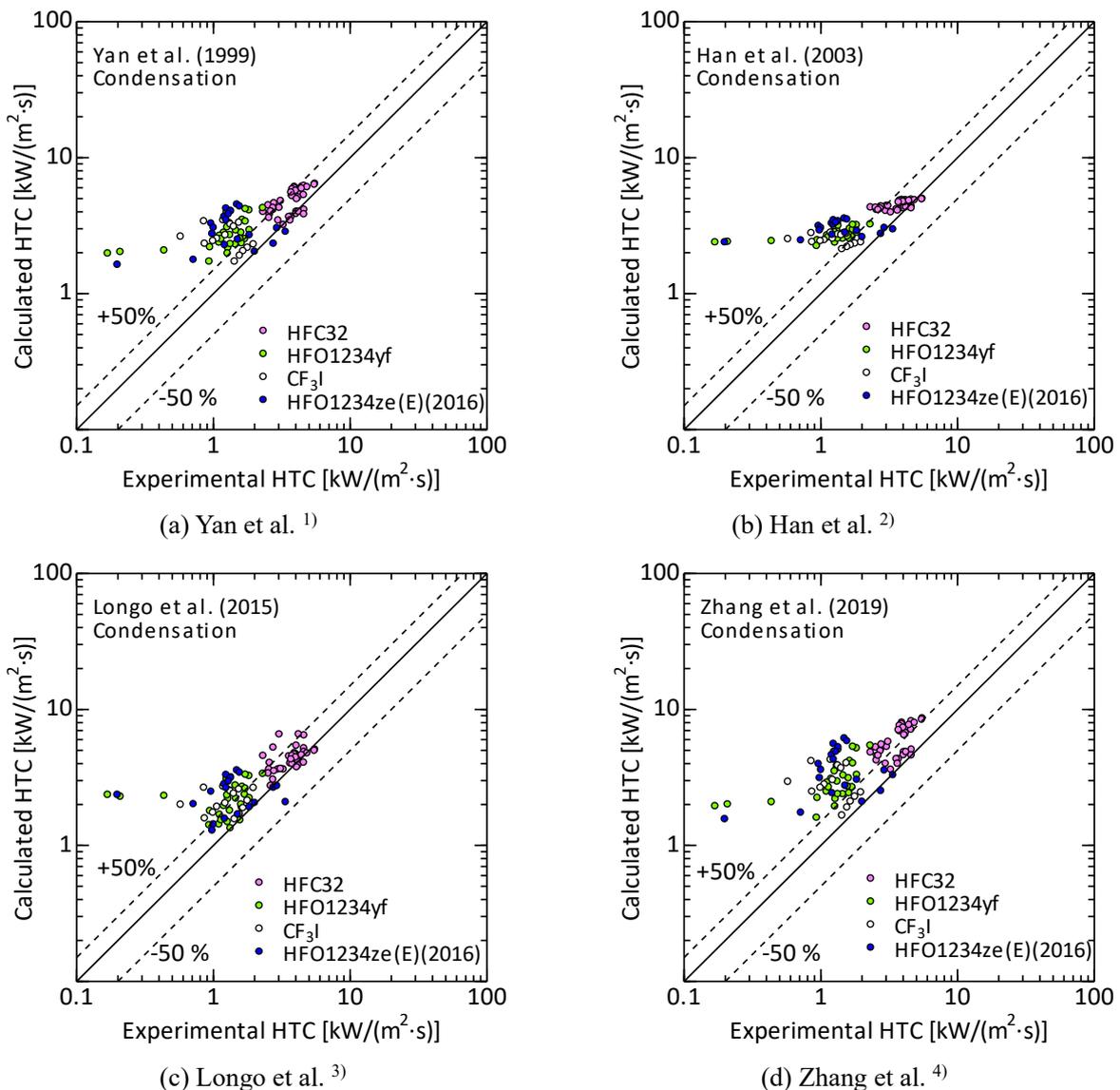


Fig. 3.1.3.3-1 Agreement between present experimental data and calculated value.

Table 3.1.3.3-1 Correlation of condensation heat transfer coefficient for HFO refrigerants.

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

蒸発熱伝達率の整理式についても同様の検討を行った結果、Table 3.1.3.3-2 に示している Longo ら⁶⁾の整理式が本実験データを良好に再現することが明らかになった。表面粗さ Ra_0 の値は本テストプレート(切削加工面)における標準的な値である $3.2 \mu\text{m}$ としている。なお、文献5)に明記されていないプール沸騰に関する計算パラメータについては Gorenflo ら⁷⁾の値を用いた。整理式の詳細は Table 3.1.4.3-2 の通りである。図より、蒸発熱伝達率の計算値はほとんどの測定値を $\pm 30\%$ 以下で再現することがわかる。整理式と大きく外れているデータはドライアウトの発生によるものであり、実用の範囲においては、本整理式でプレート式熱交換器内部の熱伝達率の予測は可能であるといえる。

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

Table 3.1.3.3-2 Correlation of evaporation heat transfer coefficient for present plate heat exchanger¹⁰⁾.

Reference	Correlation
Longo et al. [5]	$h = MAX(h_{cb}, h_{nb})$
Gorenflo et al. [6]	$h_{cb} = 0.122\phi \frac{k_L}{D_h} Re_{eq}^{0.8} Pr_L^{1/3}$ $Re_{eq} = \frac{G \left[(1-x) + x \left(\frac{\rho_L}{\rho_V} \right)^{0.5} \right] D_h}{\mu_L}$ $h_{nb} = C_{nb}\phi h_0 C_{Ra} F(p^*) \left(\frac{q}{q_0} \right)^{0.467}$ $C_{nb} = 0.58$ $h_0 = 3.58 P_f^{0.6}$ $P_f = \left[\left(\frac{dp}{dT} \right)_{VPC} / \sigma \right]_{p_0^*=0.1}$ $F(p^*) = 1.2 p^{*0.27} + [2.5 + 1/(1-p^*)] p^*$ $C_{Ra} = \left(\frac{Ra}{0.4 \mu m} \right)^{0.1333}$ $q_0 = 20$ $Ra_0 = 0.4 \text{ (Original, for smooth copper tube)}$ $Ra_0 = 3.2 \text{ (Present report, for cutting SUS304 plate)}$ $p_0^* = 0.1$

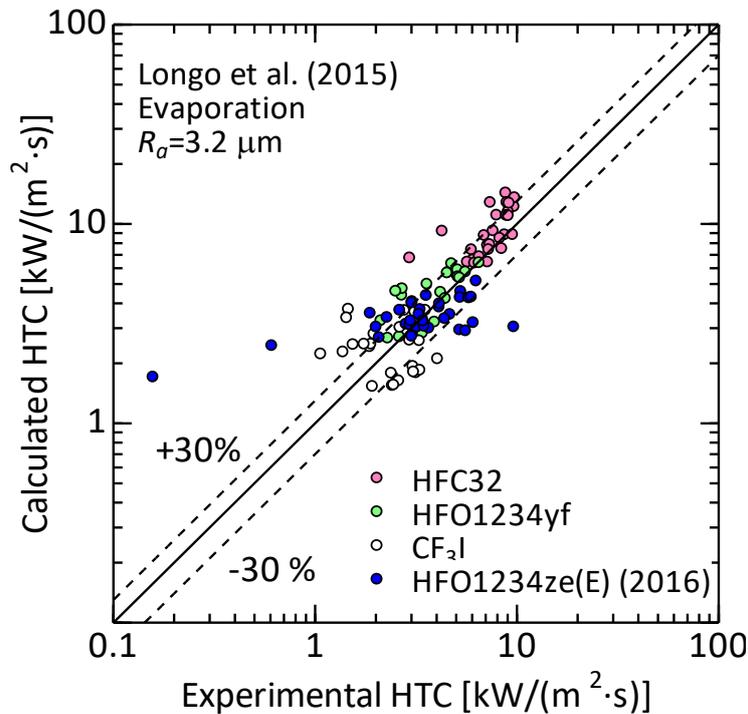


Fig. 3.1.3.3-1 Agreement between experimental and calculated value by Longo et al.⁵⁾ correlation.

本項で用いた主な記号

D_h	Hydraulic diameter	m
g	Gravity acceleration	m/s ²
G	Mass velocity	kg/(m ² •s)
h	Heat transfer coefficient	W/m ²
J_{LG}	Specific latent heat of condensation	J/kg
k	Thermal conductivity	W/(m•K)
L	Flow length of the plate	m
Pr	Prandtl number	-
q	Heat flux	W/m ²
Re	Reynolds number	-
Ra	Mean roughness	μm
x	Vapor quality	-
ΔT	Difference between saturation and wall temperature	K
ϕ	Enlargement factor	-
μ	Viscosity	Pa•s
ρ	Density	kg/m ³
Subscripts		
L	Saturated liquid	
V	Saturated vapor	

参考文献

- 1) Y. Y. Yan, H. C. Lio, T. F. Lin, IntG. A. Longo, S. Mancin, G. Righetti, Claudio Zilio, Int. J. heat and mass transfer, 42, 993-1006, (1999).
- 2) D. H. Han, K. J. Lee, Y.H. Kim, J. of the Korean Physical Society, 43, 1, 66-73, (2003).
- 3) G. A. Longo, G. Righetti, C. Zilio, Int. J. heat and mass transfer, 82, 530-536, (2015).
- 4) J. Zhang, M. R. Kærn, T. Ommen, B. Elmegaard, F. Haglind, Int. J. heat and mass transfer, 128, 136-149, (2019).
- 5) K. Kariya, M. S. Mahmud, A. Miyara, 2016 Purdue Conference, 2600, (2016)
- 6) G. A. Longo, S. Mancin, G. Righetti, C. Zilio, Int. J. heat and mass transfer, 91, 144-149, (2015).
- 7) D. Gorenflo, U. Chandra, S. Kotthoff, A. Luke, Int. J. Refrig., 27, 492-502 (2004).
- 8) X. Huang, J. Zhang, F. Haglind, Int. J. Refrig., 137, 166-167 (2022).
- 9) R. Prabakaran, M. Salman, P. G. Kumar, D. Lee, S. C. Kim, Applied thermal engineering, 216, 119070 (2022).
- 10) 仮屋圭史, Mahbubur Rahman, 宮良明男, 日本機械学会熱工学コンファレンス 2022, C214 (2022).

3.1.4 AI 伝熱, 圧損評価

熱交換器の設計には, 伝熱管管内の相変化熱伝達整理式が必要である. そこで, 現在, 各研究者から提案されている沸騰熱伝達率整理式について, 精度を確認することとする. 評価に用いたデータサンプルは, 他研究者から集められたデータとして客観性を持たせて平等に評価している. 現状提案されている整理式では, 物性の異なる冷媒の場合には, 予測精度が大きく異なってしまうため, 多様な冷媒に適用できなくなる問題に陥る. つまり現状では, 一つの整理式を用いて熱交換器の設計が不可能となり, 冷媒が異なるたびに補正係数等を新たに加え, 改めて整理式を構築することが必要となり, 熱交換器設計に大きな課題となっていた. そこで, AI を用いた新たな熱伝達評価方法を確立し, その解決する手段を検討した.

自然冷媒や HFO 冷媒, そしてフロンについてデータベースを構築した. Table 3.1.4-1 にデータベースセット一覧を示す. 管径は 0.5mm - 4mm 程度と今後冷凍空調分野の熱交換器として適用の可能性が大きい範囲でデータを集めることとした. また, 水平流だけでなく, 上昇流や下降流のデータも含まれた全 1,388 点である. 評価に使用した整理式は, 各式の特徴と信頼性まで抽出できるように配慮している. これを実現するために, Excel 上で物性値計算ソフトウェア Refprop10 を連携させた VBA プログラムの開発まで行った.

以上, 取り上げた整理式は, 実験条件の入力のみで自動計算および比較が可能となっている. 各々の整理式の結果は, グラフとして可視化することにより比較でき, 実験値との比較の場合については, 標準偏差 SD と全体の実験値に対して予測精度が 20 %, 30%以内の割合をパーセンテージ表記として出力できる.

Table 3.1.4-1 Data samples

Source	Fluid	Saturation pressure MPa (Temperature °C)	Inside diameter mm	Flow direction	Mass flux $\text{kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-1}$	Heat flux $\text{kW}\cdot\text{m}^{-2}$	<i>N</i>
Lazarek and Black	R 113	0.17 (64)	3.15	Upward	502	114, 178	3
	R 113	0.17 (64)	3.15	Downward	502	64 - 178	11
Wambsganss et al.	R 113	0.13 - 0.16 (55 - 62)	2.92	Horizontal	50 - 300	8.8 - 90.8	72
Tran et al.	R 12	0.83 (34)	2.46	Horizontal	66.3 - 300	7.5 - 59.4	59
Kew and Cornwell	R 141b	0.10 (32)	2.87, 3.69	Horizontal	188, 212	9.7 - 90	67
Bao et al.	R 11	0.29 - 0.47 (57 - 76)	1.95	Horizontal	167 - 560	52 - 125	81
	R 123	0.35 - 0.51 (67 - 82)	1.95	Horizontal	167 - 452	39 - 125	80
Kuwahara et al.	R 134a	0.88 (35)	0.84	Horizontal	525	15.6	15
Sumith et al.	H ₂ O	0.10 (100)	1.45	Upward	23.4 - 152.7	36 - 391	65
Saitoh et al.	R 134a	0.41 (10)	0.51, 1.12, 3.1	Horizontal	150, 300	12 - 29	75
Yamashita et al.	CO ₂	5.00 (14)	1.02	Horizontal	300 - 1000	30 - 50	62
Miyata et al.	R 410A	1.09 (10)	1.00	Upward	30 - 200	1 - 16	170
	R 410A	1.09 (10)	1.00	Downward	30 - 200	1 - 16	206
Li et al.	R 32	1.28 (15)	2.00	Horizontal	200	6 - 24	44
	R 1234yf	0.51 (15)	2.00	Horizontal	100 - 400	6 - 24	91
Enoki et al.	R 410A	1.09 (10)	1.00	Horizontal	30 - 400	2 - 24	287

Table 3.1.4-1 において, 文献は上から順に, Lazarek and Black^{3.1.4-1)}, Wambsganss et al.^{3.1.4-2)}, Tran et al.^{3.1.4-3)}, Kew and Cornwell^{3.1.4-4)}, Bao et al.^{3.1.4-5)}, Kuwahara et al.^{3.1.4-6)}, Sumith et al.^{3.1.4-7)}, Saitoh et al.^{3.1.4-8)}, Yamashita et al.^{3.1.4-9)}, Miyata et al.^{3.1.4-10)},^{3.1.4-11)}, Li et al.^{3.1.4-12)}, Enoki et al.^{3.1.4-13)}である。

一例として, Fig. 3.1.4-1 に榎木ら以外の 9 つの整理式の精度 (文献は左上から右下に向かって, ^{3.1.4-14)}~^{3.1.4-22)}) を, Fig. 3.1.4-2 には榎木らの精度^{3.1.4-23)}を横軸に実験値, 縦軸に各研究者の計算結果として示している. 整理式の特徴としては, 精度 100 %を示す, 斜め 45 度の対角線よりも下側, つまり計算値は実験結果を低く見積もる傾向がある. これは微細管の特徴である, 薄い液膜による熱伝達率の向上効果について表現できていないものと考えられる.

Fig. 3.1.4-2 に示す榎木らの整理式の精度については, 他の整理式と比較して, 極めて良好である. これは, 宮田らが提案した簿液膜の熱伝導蒸発項を線形和として加えることにより, 冷媒や, 水平流に特有の流動様相観察結果をもとにしているからと考えられる.

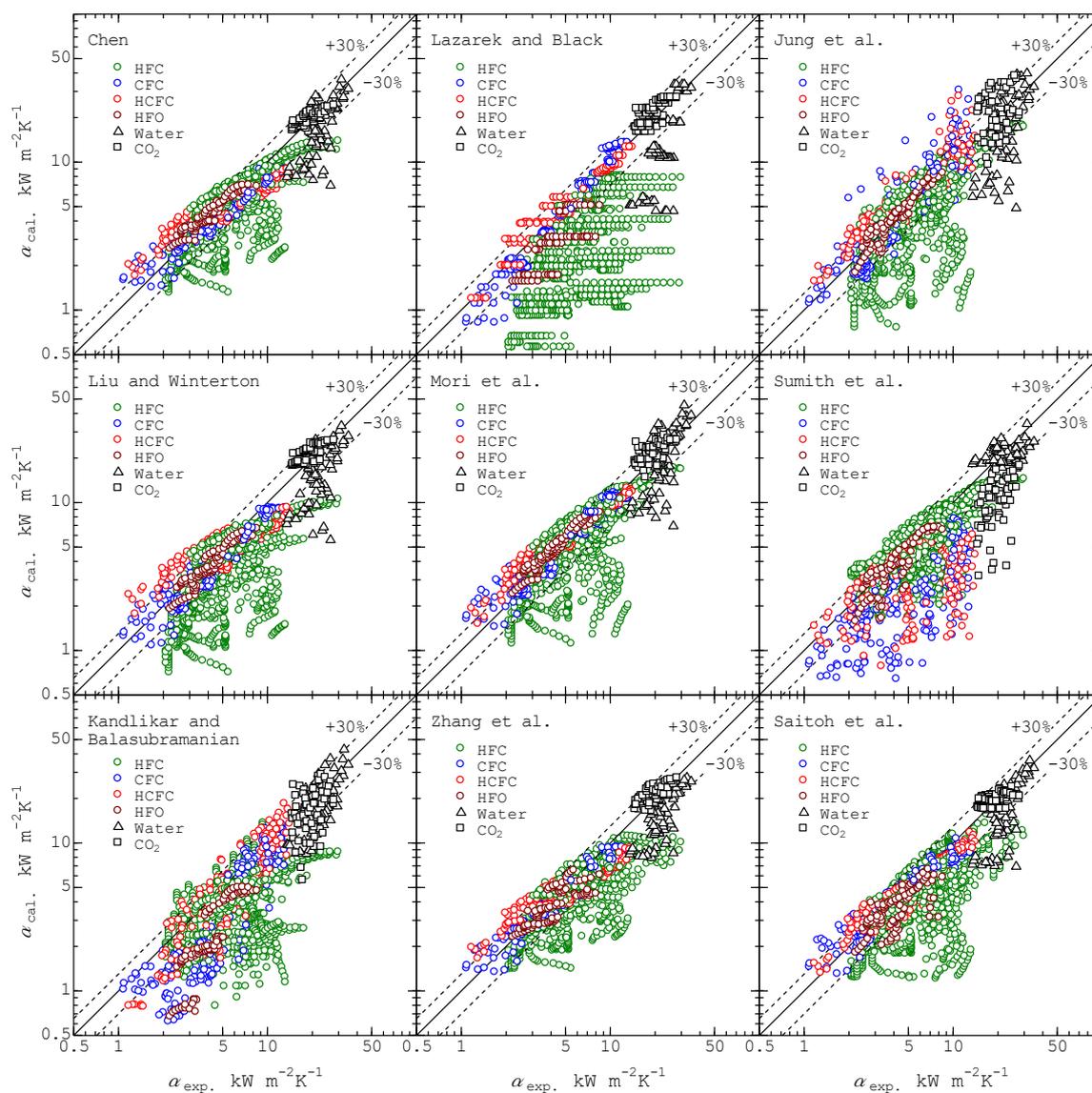


Fig. 3.1.4-1 Accuracy of boiling heat transfer coefficient predictions for data from 9 researchers other than Enoki et al.

ただし、これらは流路が円形の場合にのみ適用可能な式で、近年の伝熱管にみられる矩形流路には適用できない。さらに、今後の混合冷媒による複雑な沸騰現象も検討すれば、伝熱面の局所の物性変化は、蒸発熱伝達を伴う微細流路伝熱管にとって、どんな伝熱管形状でどんな冷媒でも適用できる一般式というものがないことは熱交換器開発にとって大きな問題となる。つまり、どんな冷凍空調機の熱交換器にでも使用可能な整理式というのは、現状では存在しないことが問題であることは明確である。

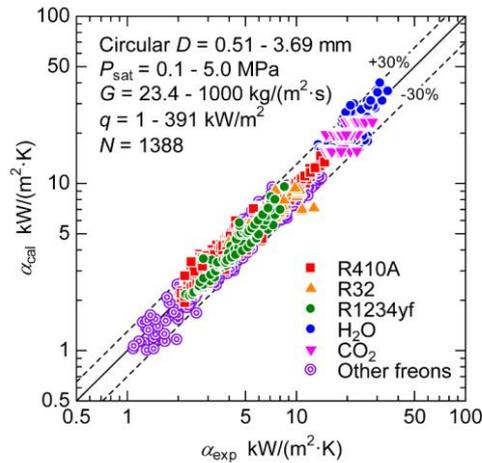


Fig. 3.1.4-2 Accuracy of boiling heat transfer coefficient prediction by Enoki et al.

そこで、本プロジェクトにおいては、熱交換器の設計について明確な道しるべを示すことが最重要課題としてあると認識し、検討を進めている。まずは、電気通信大学が過去に人工知能 AI を使った相変化熱伝達が予測できるのかを検討している。その結果、多様な冷媒に対しても十分に予測が可能であることが判明した。

そこで、次章では、AI による整理式が、ブラックボックスになってしまう問題点があったため、現時点で考案した新しい手法について、説明する(3.1.4.1)。

また、摩擦圧力損失の予測モデルを構築する。この際、相変化熱伝達のデータと組み合わせることで、個別に予測するよりも高い精度を実現する機械学習モデルの構築手法を提案する。さらに、深層学習モデルの可視化を行う(3.1.4.2)。

3.1.4.1 微細流路管における沸騰熱伝達率の予測

近年、内径 1~4mm の微細流路管内の熱伝達が、冷凍・空調、ラジエーター、電子機器用ヒートパイプ、宇宙空間での熱放射、人工心肺などの用途で研究されている。特に、冷凍・空調分野では、微細流路管の伝熱効率を大幅に向上させることができるため、微細流路管での伝熱に関する研究がいくつか行われている。また、微細流路管は熱交換器をコンパクトにし、地球環境に悪影響を与える冷媒の生産量を削減することができる。この改善は、特に微細流路管の熱伝達現象に起因している。微細流路管の熱伝達は、強制対流による蒸発だけでなく、通常の流路と同様に核沸騰も起こる。流路を細くすることで、表面張力の影響により液膜伝導蒸発が促進され、スラグ流の発生する領域ではガスプラグ周辺の液膜（熱抵抗の原因となる）が薄くなることが確認された。

このように微細流路管には多くの利点があるが、液膜伝導蒸発時の伝熱面積は、ガスプラグや流れの状態、流れの量や質による流れの方向の変化により変化するため、微細流路管の伝熱係数の予測は非常に困難である。

熱伝達については、様々な条件下で得られたビッグデータが存在するため、人工知能（AI）技術を熱伝達率予測の代替手法として利用することができる。画像認識や自然言語処理など、多くの研究分野や実際のアプリケーションで AI 技術が予測タスクに利用されている。しかし、単相流や気液二相流に関わらず、ディープニューラルネットワーク（Deep Neural Network; DNN）とも呼ばれる深層学習を多相流に適用し、伝熱係数を予測した研究は例がない。

これまでの研究で、深層学習が比較的高い精度で伝熱係数を予測できることを示した。しかし、その予測精度はさらに向上させることが可能である。また、一般に、深層学習は伝熱係数などの値を予測する際に、予測値の不確実性を出力しないため、大きく異なる予測値を出力してしまうことがある。このような場合、微細流路管の使用は、伝熱効率に悪影響を及ぼす。そのため、管の内径、流路形状、冷媒、流れ方向に関係なく伝熱係数を予測する方法が求められている。

そこで、ここでは、深層学習とガウス過程回帰を組み合わせ、熱伝達係数だけでなく、その分散に基づく不確かさも予測する。そして、最終的には、予測誤差とその不確かさの期待値を最小化するような予測伝熱係数の出力まで行うことを可能としている。

(1) 準備

(a) 深層学習（Deep neural networks (DNN)）

現在、機械学習アルゴリズムはいくつか存在するが、DNN を含むニューラルネットワークは様々な研究分野で注目されている。例えば、DNN は患者の状態や河川ステージから潜在的な病気や危険因子を推定したり、画像解析に利用したりすることができる。しかし、熱伝達係数の予測に DNN を用いた研究は、我々の研究を除いては行われていない。Fig.3.1.4-3 は DNN における各ノードが熱伝達率を学習・予測するプロセスを表しており、Fig.3.1.4-4 は DNN 全体の構造を表している。ここでシンボル $L^{(l)}$ は深層学習の l 番目の層を表す。

DNN の入力層は $L^{(0)}$ であり、出力層は $L^{(L)}$ である。つまり、ここでは DNN は $L + 1$ 層から構成される。

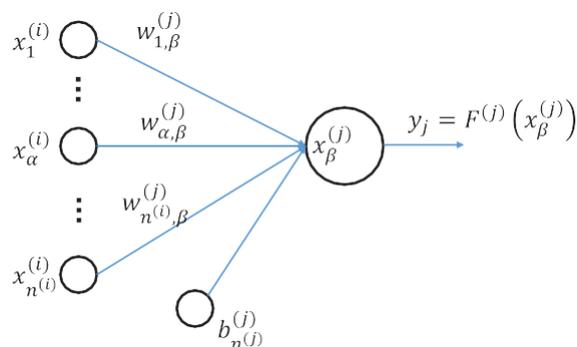


Fig. 3.1.4-3 Calculation process of a node

シンボル $N_i^{(l)}$ は、層 $L^{(l)}$ の i 番目のノードを表す。シンボル $n^{(l)}$ は層 $L^{(l)}$ におけるノード数を表す。つまり、層 $L^{(l)}$ はノード $N_1^{(l)}, N_2^{(l)}, \dots, N_{n^{(l)}}^{(l)}$ から成る。シンボル $w_{ij}^{(l)}$ は $N_i^{(l-1)}$ と $N_j^{(l)}$ の間の重みを表し、シンボル $b_j^{(l)}$ は $N_j^{(l)}$ につながるバイアスを表す。

層 $L^{(l)}$ に含まれるノード集合は、1つの活性化関数 $F^{(l)}$ を共有している。ノード $N_i^{(l)}$ の入力と出力はそ

それぞれ $x_i^{(l)}$ 及び $y_i^{(l)}$ と表される。これらの値は以下の式で計算される：

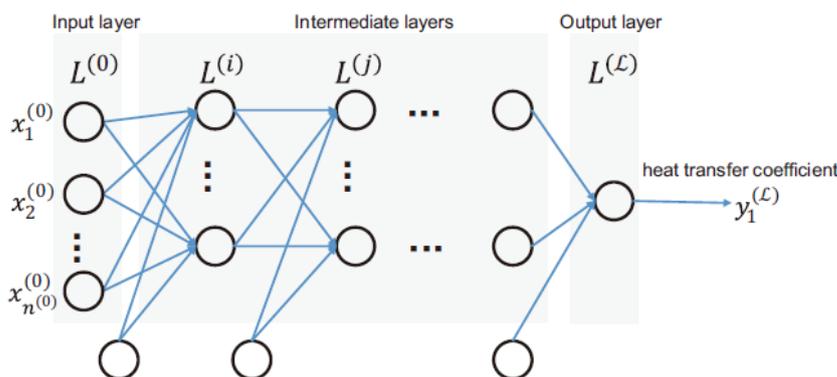


Fig. 3.1.4-4 Overall structure of deep neural networks

$$x_i^{(l)} = \sum_{j=1}^{n^{l-1}} y_j^{l-1} w_{ji}^{(l)} + b_i^{(l)}, \quad (3.1.4-1)$$

$$y_i^{(l)} = F^{(l)}(x_i^{(l)}). \quad (3.1.4-2)$$

以下では簡潔に表現するため、DNN の最終出力を $y_1^{(L)}$ ではなく $y^{(L)}$ と表記する。何故なら、熱伝達率を予測する DNN モデルは、熱伝達率の値を 1 つだけ出力するからである。シンボル t は出力 $y^{(L)}$ に対応する真の値（つまり、実験で得られた熱伝達率の実際の値）を表す。またシンボル E は損失関数を表す。損失関数 E は入力として $y^{(L)}$ と t を受け取り、これらの間の誤差を出力する。

DNN への入力 ($x_1^{(0)}, x_2^{(0)}, \dots, x_{n^{(0)}}^{(0)}$) 及び予測値と真値との誤差 ($E(y^{(L)}, t)$) を受け取り、DNN は重みとバイアスの値を更新する。更新するアルゴリズムとして、stochastic gradient descent (SGD), Momentum SGD, Adam 等いくつかの手法があるが、本研究では広く用いられている Adam を利用する。

(b) Gaussian Process Regression

ガウス過程回帰 (GPR; Gaussian process regression) は確率モデルの 1 つであり、金融等さまざまな分野で活用されている、主に教師あり学習のための機械学習手法である。つまり、入力として \mathbf{x} を受け取り $\mathbf{y} = \mathbf{f}(\mathbf{x})$ を出力するモデルであり、この出力値が真値と類似するよう学習する。GPR の目的は精度の高い関数 $\mathbf{f}(\mathbf{x})$ を得ることである。またこれだけでなく、GPR は予測値の確からしさ (確信度) を同時に出力することができる。

以下に例を示す。次の式を考える。

$$y = x + \sin(5 * x) \quad (3.1.4-3)$$

この式に基づいて、標準偏差を 0.2 とする正規分布の誤差を与えながらデータを生成したとする。Fig. 3.1.4-5 はこの手順で生成されたデータと、関数の曲線を表している。

GPR は得られたデータを基に、この関数そのものを推測する。Fig. 3.1.4-6 は GPR の出力例である。図中において、"mean" は予測した関数の平均値を表しており、"Confidence" は 95% 信頼区間を示す。この信頼区間が狭ければ予測結果は信頼できるということを表し、逆に信頼区間が広い箇所は予測に自信がなく、予測した値が真値よりも大きく離れている可能性が高いことを表すことになる。

(2) データベースと手法

(a) データベース

水平流のデータベースを構築した。Table 3.1.4-2 は 5 つの実験条件の情報やデータ数を含む、データベースの概要を示している。

(b) 物性値

Table 3.1.4-3 に示すように 16 の物性値を入力として、これらの情報と 5 つの実験条件から熱伝達率を予測する。Table 3.1.4-3 は、各物性値に関して、最小値、最大値、平均値も掲載している。本表からわかるとおり、本データベースは幅広い値のデータを含有している。したがって、本データベースは提案手法を評価するものとして適していると考えられる。なお、物性値は REFPROP Ver. 10.0 により生成されたものである。

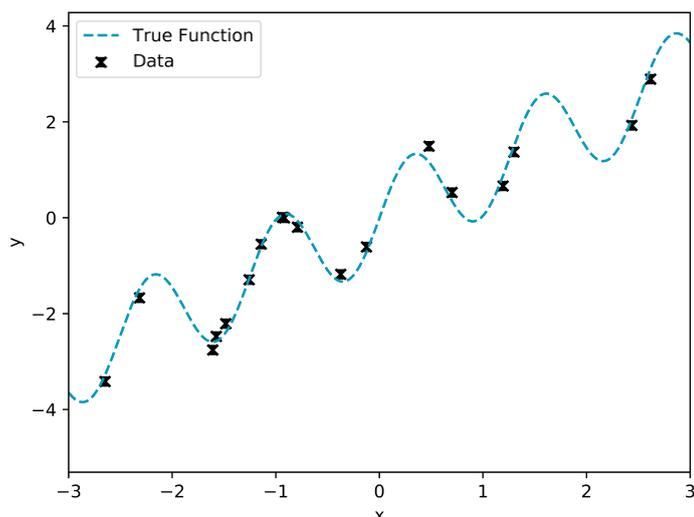


Fig. 3.1.4-5 Example of a true function $[y = x + \sin(5 * x)]$ and training data $[x + \sin(5 * x) + N(0, 0.22)]$

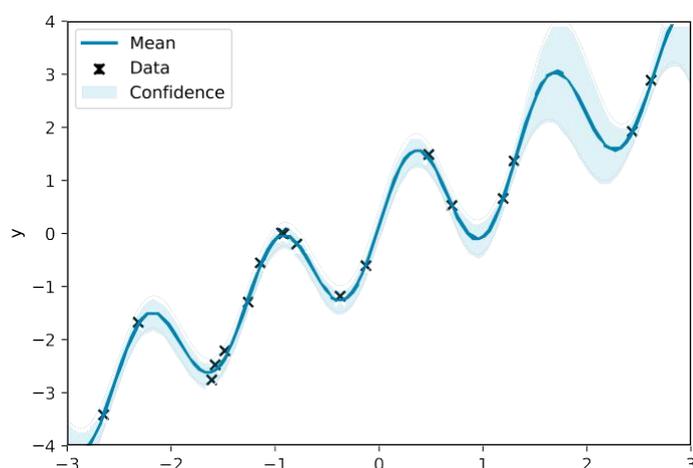


Fig. 3.1.4-6 GPR output (prediction mean and 95% confidence) and training data.

(c) 手法

Fig. 3.1.4-7 は提案手法のアーキテクチャを表している。提案手法は大きく 2 つのフェーズ（訓練フェーズと予測フェーズ）から構成されている。それぞれのフェーズの概要図を Fig. 3.1.4-8 及び Fig. 3.1.4-9 に表す。訓練フェーズにおいて、提案アーキテクチャは予測関数 $f(x)$ を学習する。ここで、 x は 5 つの実験条件と 16 の物性値の値である。 $f(x)$ は予測した熱伝達率の値とその不確かさを返す関数である。予測フェーズでは、対象となる入力 x^* に対する、熱伝達率の値とその不確かさを学習した $f(x)$ を使って予測する。

訓練フェーズは 2 つのステップから成る。最初のステップでは、訓練データを使って DNN を学習させる。訓練データは、実験条件、物性値及び対応する熱伝達率の情報を含む。訓練データ $X = \{x_1, x_2, \dots, x_n\}$ はまず標準化処理が行われる。なぜなら、各実験条件や物性値が取る値の幅に大きな差があるからである (Tables 3.1.4-2 及び 3.1.4-3 参照)。この差は、機械学習の精度を低下させることが知られている。ここで、 x_i は i 番目のデータサンプルを表している。各 x_i は 21 の特徴量のデータから構成される。 i 番目のデータサンプルの j 番目の特徴量を x_{ij} と表す。データの標準化は、以下の式に基づいて行われる：

$$x'_{ij} \leftarrow \frac{x_{ij} - \text{Mean}(\{x_{1j}, \dots, x_{nj}\})}{\text{Std}(\{x_{1j}, \dots, x_{nj}\})}, \quad (3.1.4-4)$$

ここで Mean(·)及び Std(·)はそれぞれ、平均値及び標準偏差を計算する関数である。

Table 3.1.4-2 Experimental conditions (quality, saturation pressure, inside diameter, mass flux, and heat flux) of data points obtained from existing studies for mini-channels

Source	Fluid	Quality	Saturation Pressure MPa	Inside Diameter mm	Mass Flux kg·m ⁻² ·s ⁻¹	Heat Flux kW·m ⁻²	N
3.1.4-1)	R113	0.01-0.71	0.12-0.16	2.92	50-300	8.8-90.8	72
3.1.4-3)	R12	0.20-0.77	0.83	2.46	66.3-300	7.5-59.4	59
3.1.4-4)	R141b	0.00-0.90	0.10	2.87, 3.69	188, 212	9.7-90	67
3.1.4-5)	R11	0.01-0.64	0.29-0.47	1.95	167-560	52-125	81
	R123	0.01-0.68	0.35-0.51	1.95	167-452	39-125	80
3.1.4-6)	R134a	0.01-0.66	0.88	0.84	525	15.6	15
3.1.4-8)	R134a	0.22-0.91	0.41	0.51, 1.12, 3.1	150,300	12-29	75
3.1.4-9)	CO ₂	0.01-0.85	5.00	1.02	300-1000	30-50	62
3.1.4-12)	R32	0.28-0.86	1.28	2.00	200	4-24	44
	R1234yf	0.22-0.92	0.51	2.00	100-400	6-24	91
3.1.4-13)	R410A	0.05-0.95	1.09	1.00	30-400	2-24	287
3.1.4-24)	NH ₃	0.03-0.78	0.43	1.00	100	20	132
3.1.4-25)	R32	0.13-0.65	1.28	2.00	300	10	14
3.1.4-26)	R1234ze(E)	0.11-0.74	0.31	4.00	200	20	15
3.1.4-27)	R600a	0.06-0.26	0.55	1.10	400	35	5
	R1234ze(E)	0.04-0.29	0.60	1.10	500	25-35	12
						Total	1111

Table 3.1.4-3 Physical properties used for deep learning and their maximum, minimum, and average values

	Saturation temperature, T_{sat} (K)	Critical pressure, P_{crit} (MPa)	Critical temperature, T_{crit} (K)	Vapor density, ρ_V (kg m^{-3})	Liquid density, ρ_L (kg m^{-3})	Ratio of V-L density, ρ_V/ρ_L	Vapor viscosity, μ_V ($\mu\text{Pa s}$)	Liquid viscosity, μ_L ($\mu\text{Pa s}$)
Max	354.74	11.33	487.21	156.67	1492.63	189.38×10^{-3}	16.81	469.23
Min	273.15	3.38	304.13	3.46	529.87	3.97×10^{-3}	7.94	75.6
Ave.	298.22	5.32	392.11	33.55	1122.75	32.05×10^{-3}	11.75	203.81

	Vapor thermal conductivity, λ_V ($\text{mW m}^{-1} \text{K}^{-1}$)	Liquid thermal conductivity, λ_L ($\text{mW m}^{-1} \text{K}^{-1}$)	Specific heat at const. p , C_{pL} ($\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}$)	Specific Heat at Const. Vol., C_{vL} ($\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}$)	Surface tension, σ (mN m^{-1})	Latent heat, Δh_v (kJ kg^{-1})	Thermal diffusivity, α_L ($\text{m}^2 \text{s}^{-1}$)	Prandtl number, Pr_L
Max	27.32	559.20	4616.54	2800.29	26.30	1262.24	18.97×10^{-8}	6.71
Min	9.83	62.26	918.02	610.63	2.07	133.73	3.34×10^{-8}	1.40
Ave.	14.42	141.41	1839.56	1070.40	11.18	314.49	6.82×10^{-8}	3.11

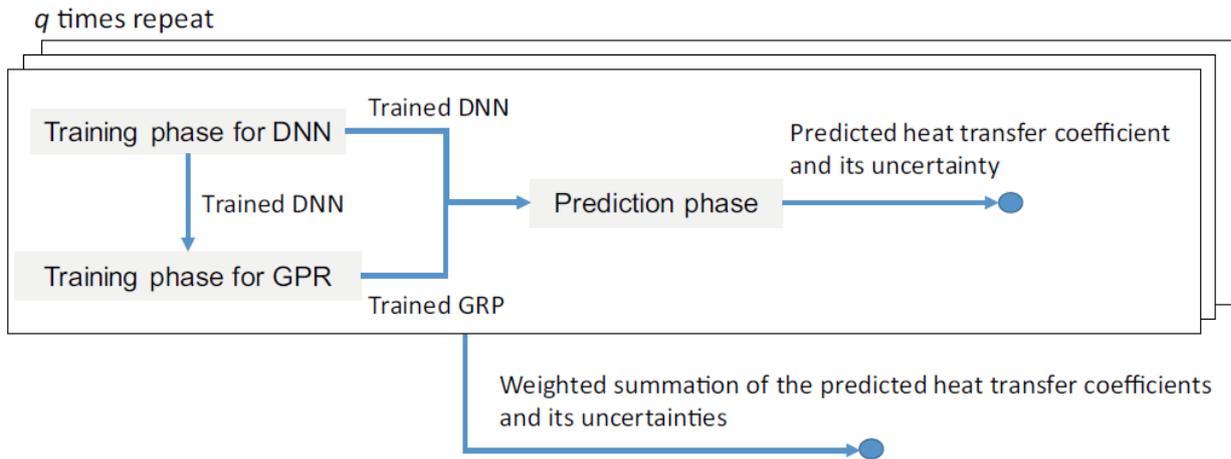


Fig. 3.1.4-7 Overall architecture

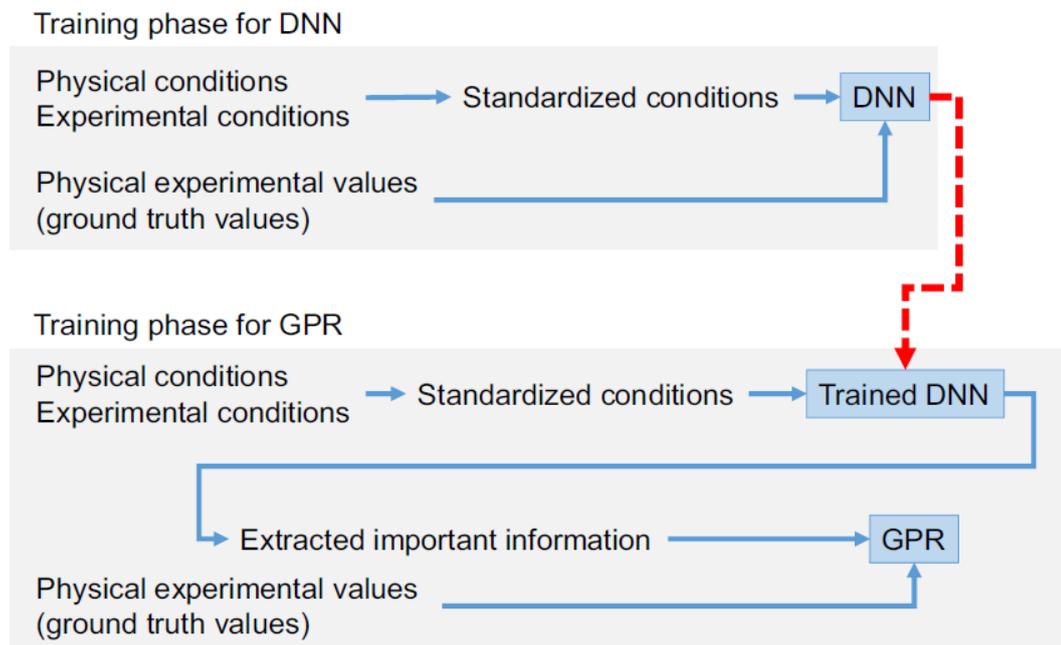


Fig. 3.1.4-8 Training phase

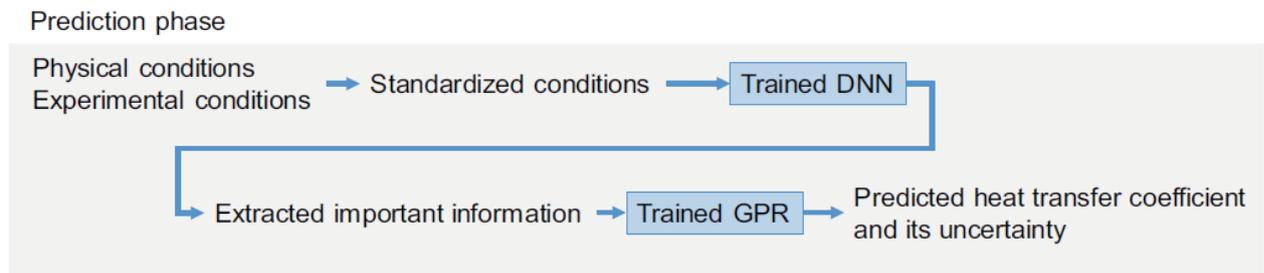


Fig. 3.1.4-9 Prediction phase

標準化されたデータセット全体を \hat{X} と表す。つまり、 $\hat{X} = \{\hat{x}_1, \hat{x}_2, \dots, \hat{x}_n\}$ であり、 $\hat{x}_i = \{\hat{x}_{i,1}, \hat{x}_{i,2}, \dots, \hat{x}_{i,21}\}$ である。

訓練フェーズの第二ステップでは、DNNの層 $L-1$ の出力とそれに対応する熱伝達率のデータ y に基づき、GPRを学習させる。層 $L-1$ の出力とは、DNNの最終層の1つ手前の層の出力のことである。この出力値は熱伝達率そのものではないが、熱伝達率を導出するために必要な情報が圧縮されている状態である。したがって、この情報を基にGPRを学習させることにより、GPRの精度を向上できることが期待される。

予測フェーズでは、予測対象のデータ $X^* = \{x_1^*, \dots, x_m^*\}$ を以下の式に従ってまず標準化する。

$$\widehat{x}_{ij}^* \leftarrow \frac{(x_{ij}^* - \text{Mean}(\{x_{1j}, \dots, x_{nj}\}))}{(\text{Std}(\{x_{1j}, \dots, x_{nj}\}))} \quad (3.1.4-5)$$

$\text{Mean}(\{x_{1j}, \dots, x_{nj}\})$ 及び $\text{Std}(\{x_{1j}, \dots, x_{nj}\})$ の引数は訓練フェーズで用いたデータと同じである。次に、この標準化されたデータを用いて、DNN における y^{L-1} の値を取得する。この y^{L-1} を学習済の GPR に入力し、熱伝達率の予測値とその不確かさの値を取得する。この、訓練フェーズと予測フェーズを q 回繰り返す。この q の値は事前に決めておくハイパーパラメータである。

最後に、 q 回の結果をまとめる。単純には平均値を計算すれば良いが、各回で不確かさの値がことなる可能性がある。したがって、不確かさの値に基づいて重み付き平均値を計算する手法を提案する。

i 番目のサンプルに対応する真値 (t_i と表記) と、その j ターン目の予測値 (y_{ij} と表記) との差は正規分布に従うと想定する。このとき、予測値が y_{ij} となる確率は以下の式で表される。

$$p(y_{ij}) = \frac{1}{\sqrt{2\pi v_{ij}}} \exp\left(-\frac{1}{2v_{ij}}(t_i - y_{ij})^2\right) \quad (3.1.4-6)$$

ここで v_{ij} は j ターン目における i 番目のデータサンプルに対する分散を表す。 $j = 1, \dots, q$ においてそれぞれ y_{ij} の値が得られる確率は以下の式で表される。

$$\prod_{j=1}^q p(y_{ij}) = \left(\prod_{j=1}^q \frac{1}{\sqrt{2\pi v_{ij}}}\right) \exp\left[-\sum_{j=1}^q \frac{1}{2v_{ij}}(t_i - y_{ij})^2\right] \quad (3.1.4-7)$$

この Equation (3.1.4-7) を最大化する t_i が、予測値として最も確からしい値である。以下の式が満たされるとき、

$$\sum_{j=1}^q \frac{1}{2v_{ij}}(t_i - y_{ij}) = 0 \quad (3.1.4-8)$$

Equation (3.1.4-7) が最大化される。Equation (3.1.4-7) を最大化する y_i を \widehat{y}_i と表す。このとき以下の式が成り立つ。

$$\widehat{y}_i \leftarrow \left(\sum_{j=1}^q \frac{y_{ij}}{v_{ij}}\right) / \sum_{j=1}^q \frac{1}{v_{ij}}. \quad (3.1.4-9)$$

さらに、最終的な分散の値は propagation of the error formula に基づいて計算される。 t_j の分散が v_j である、関数 $z = f(t_1, t_2, \dots, t_q)$ を考える。 z の分散 $v(z)$ は以下の式で表される。

$$v(z) = \sum_{j=1}^q \left(\frac{\partial z}{\partial t_j}\right)^2 v_j. \quad (3.1.4-10)$$

したがって、熱伝達率の予測値の分散は以下の式で計算できる。

$$\widehat{v}_i \leftarrow \frac{1}{\sum_{j=1}^q \frac{1}{v_{ij}}}. \quad (3.1.4-11)$$

本システムでは各 20 ノードから構成される 4 層からなる DNN モデルを構築した。活性化関数は ReLU を用いており、これは $F^{(l)}(x_i^{(l)}) = \max(0, x_i^{(l)})$ と表現される。最低化手法は Adam を採用した。Adam のパラメータとして、学習率を 0.001, exponential decay rates β_1 及び β_2 は 0.9 及び 0.999 に設定し、 ϵ は e^{-7} とした。weight decay は 0.0 とした。

損失関数は以下の式に設定した。

$$\frac{1}{B} \sum_i \left(\frac{\widehat{y}_i - t_i}{t_i}\right)^2, \quad (3.1.4-11)$$

ここで B は DNN のバッチサイズを表しており、 \widehat{y}_i と t_i はそれぞれ熱伝達率の予測値と真値である。実験ではエポック数を 200, バッチサイズ (B) を 10, 繰り返し回数 (q) を 10 に設定した。GPR の

カーネル関数には Gaussian kernel と bias kernel を用いた。

Algorithm 3.1.4.1 提案システムの疑似コードを表す。

```

Algorithm 3.1.4.1 Prediction of heat transfer coefficients of target samples
1: Input: Training data set  $X = \{x_1, \dots, x_n\}$ , corresponding heat transfer coefficient
    $y = \{y_1, \dots, y_n\}$ , target samples  $T = \{t_1, \dots, t_m\}$ 
2: Output: Predicted heat transfer coefficients  $\hat{Y} = \{\hat{y}_1, \dots, \hat{y}_m\}$  and corresponding
   uncertainty  $\hat{V} = \{\hat{v}_1, \dots, \hat{v}_m\}$ 
3: /** Standardization */
4: for  $j = 1, \dots, 21$  do
5:   for  $i = 1, \dots, n$  do
6:      $x'_{ij} \leftarrow \frac{x_{ij} - \text{Mean}(\{x_{1j}, \dots, x_{nj}\})}{\text{Std}(\{x_{1j}, \dots, x_{nj}\})}$ .
7:   end for
8:   for  $i = 1, \dots, m$  do
9:      $t'_{ij} \leftarrow \frac{t_{ij} - \text{Mean}(\{x_{1j}, \dots, x_{nj}\})}{\text{Std}(\{x_{1j}, \dots, x_{nj}\})}$ .
10:  end for
11: end for
12: Create an empty array  $y_s$  and  $v_s$ .
13: for  $i = 1, \dots, q$  do
14:   Initialize and train the DNN model  $M_D$  based on  $X$  and  $y$ .
15:   Initialize and train the GPR model  $M_G$  based on  $M_D$  output of layer  $(\mathcal{L} - 1, X)$  and  $y$ .
16:    $y_{\text{pred}}$  and  $v_{\text{pred}} \leftarrow M_G$  predict ( $M_D$  output of layer  $(\mathcal{L} - 1, T')$ )
17:   Substitute  $y_{\text{pred}}$  and  $v_{\text{pred}}$  in  $y_s$  and  $v_s$ , respectively.
18: end for
19: for  $i = 1, \dots, m$  do
20:    $\hat{y}_i \leftarrow$  Eq. (13) using  $y_s$  and  $v_s$ .
21:    $\hat{v}_i \leftarrow$  Eq. (15) using  $v_s$ .
22: end for
23: return  $\hat{Y}$  and  $\hat{V}$ 

```

(3) 評価

N 個のデータサンプルがあるとする。 α_i^{cal} 及び α_i^{exp} はそれぞれ i 番目のデータサンプルにおける熱伝達率の予測値と実験値 (真値) を表す。 予測値と実験値との差を評価する指標として以下の式で表される SD を用いる。

$$\text{SD} = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_i \left(\frac{\alpha_i^{\text{cal}} - \alpha_i^{\text{exp}}}{\alpha_i^{\text{exp}}} \right)^2} \quad (3.1.4-12)$$

10-交差検証により評価を行った。 具体的には、まず 1111 個のデータサンプルを 10 個のセットにランダムに分割する。 i 番目のセットを d_i と表す ($i = 1, \dots, 10$)。 このうち 9 個のセットを選んで訓練データとして提案手法でモデルを学習し (訓練データには 999 個または 1000 個のデータサンプルが含まれることになる)、残り 1 個のセット (これがテストデータであり、111 個または 112 個のデータサンプルが含まれる) に対して評価を行う。 このプロセスを、訓練データとテストデータを変化させながら 10 回繰り返した。 たとえば、最初のラウンドでは、 d_2, \dots, d_{10} を訓練データとし、 d_1 をテストデータとする。 2 回目のラウンドでは、 d_1, d_3, \dots, d_{10} が訓練データであり、 d_2 がテストデータとなる。

実験値 (真値) α^{exp} と予測値 α^{cal} の関係を Fig. 3.1.4-10 に示す。 図には、Enoki et al.^{3.1.4-23}, Saitoh et al.^{3.1.4-22}, Zhang et al.^{3.1.4-21} それぞれの結果も比較のために載せている。 さらに、Enoki et al.^{3.1.4-28} のモデル DNN で予測した予測精度も Fig. 3.1.4-10 に記載している。 DNN のパラメータは、Enoki et al.^{3.1.4-28} で使用したものと同一値に設定した。 ここで、Enoki et al. と Saitoh et al. によって提案された式は高い一般性を示

すが, NH₃ のデータに対しては詳細に記述することはできない. そこで, 冷媒の Stephan-Abdelsalam 式を適応し, CO₂ と同様の核酸沸騰の寄与を推定して予測値を計算した.

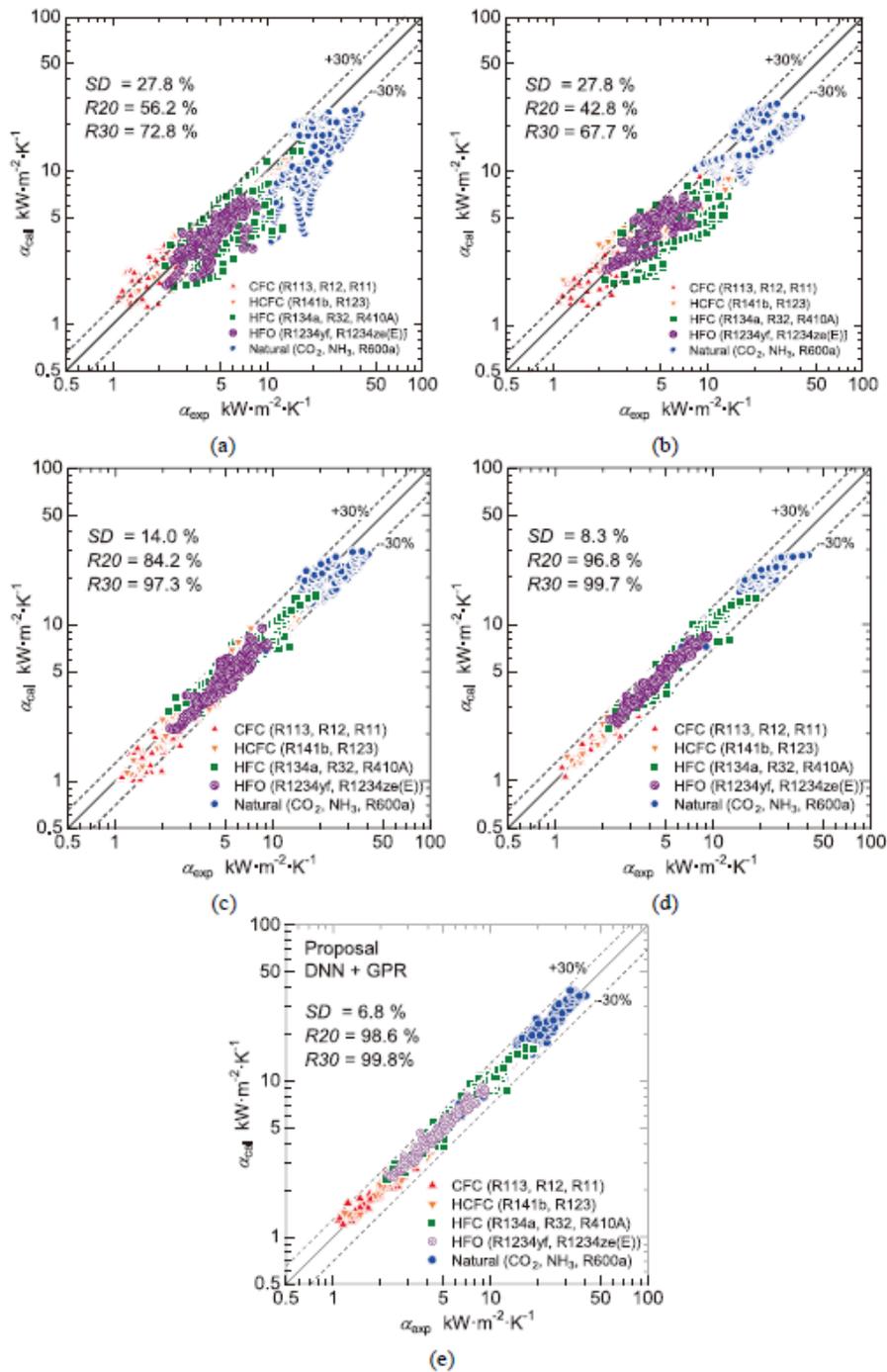


Fig. 3.1.4-10 Comparison of predictions and experimental data. (a) Results of Saitoh et al.^{3.1.4-22}, (b) Zhang et al.^{3.1.4-21}, (c) Enoki et al.^{3.1.4-23}, (d) Enoki et al.^{3.1.4-28}, and (e) Proposal.

Fig. 3.1.4-10 には, SD のほか, 予測値が実験値に対して ± 20 , ± 30 以内となる割合を示す R20, R30 も記している. Table 3.1.4-4 は SD, R20, R30 の値の詳細な結果である. Table 3.1.4-4 では, 最も精度の高い値をイタリック体で, 2 番目に精度の高い値を太字で表記している. 提案手法の SD 値は, 16 データセット中 15 データセットで最小値となっている. このように, 提案方式は他の予測方式を凌駕していることがわかる. さらに, DNN と GPR を組み合わせた提案方式が GPR のみの方式を上回ることを確認するため, GPR のみでも同様の実験を行った. 最終的に SD は 8.49, R20 は 96.6, R30 は 99.5 となり, GPR のみの方法は, 提案システムや DNN のみのシステム (Enoki et al.^{3.1.4-28}) に劣る結果となった.

Table 3.1.4-4: Detailed data comparison

Source	No.	%	Zhang et al. ^{3.1.4-21)}	Saitoh et al. ^{3.1.4-21)}	Enoki et al. ^{3.1.4-23)}	Enoki et al. ^{3.1.4-28)}	Proposal
Wambsganss 2.92 mm R113	72	SD R20 R30	21.1 55.6 83.3	27.1 55.6 75.0	17.7 68.1 94.4	8.6 95.8 100.0	8.4 98.6 98.6
Tran 2.46 mm R12	59	SD R20 R30	17.0 71.2 96.6	17.1 66.1 98.3	6.2 100.0 100.0	6.0 100.0 100.0	5.9 100.0 100.0
Kew 2.87–3.69 mm R141b	67	SD R20 R30	32.7 35.8 56.7	22.8 62.7 82.1	15.6 82.1 98.5	8.0 95.5 100.0	6.7 98.5 100.0
Bao 1.95 m R11	81	SD R20 R30	25.1 32.1 72.8	21.1 48.1 91.4	15.8 79.0 100.0	4.7 100.0 100.0	4.7 100.0 100.0
Bao 1.95 mm R123	80	SD R20 R30	27.6 25.0 67.5	15.1 86.3 96.3	16.7 71.3 100.0	4.0 100.0 100.0	4.0 100.0 100.0
Kuwahara 0.84 mm R134a	15	SD R20 R30	24.3 53.3 73.3	27.2 33.3 80.0	23.4 26.7 93.3	9.6 100.0 100.0	9.2 93.3 100.0
Saitoh 0.51–3.1 mm R134a	75	SD R20 R30	18.8 73.3 85.3	18.8 76.0 89.3	10.9 93.3 100.0	5.8 100.0 100.0	5.1 98.7 100.0
Yamashita 1.02 mm C02	62	SD R20 R30	16.0 74.2 95.2	13.7 87.1 96.8	12.3 90.3 96.8	11.3 93.5 100.0	9.9 93.5 100.0
Li 2 mm R32	44	SD R20 R30	22.8 59.1 81.8	35.5 40.9 52.3	14.6 90.9 93.2	12.8 96.9 95.5	11.3 93.2 97.7
Li 2 mm R1234yf	91	SD R20 R30	19.3 65.9 84.6	22.9 68.1 78.0	11.9 91.2 100.0	5.6 98.9 100.0	4.8 100.0 100.0
Enoki 1 mm R410A	287	SD R20 R30	34.9 22.3 50.5	28.5 58.2 70.0	9.3 97.2 99.7	7.8 96.9 100.0	5.5 99.0 100.0
Yokoyama 2 mm NH3	132	SD R20 R30	30.9 31.8 48.5	47.8 0.0 8.3	18.9 65.9 87.9	11.8 92.4 99.2	8.3 99.2 100.0
Wu 2 mm R32	14	SD R20 R30	44.6 0.0 0.0	13.1 85.7 100.0	17.2 78.6 85.7	8.5 92.9 100.0	5.8 100.0 100.0
Longo 4 mm R1234ze	15	SD R20 R30	18.3 80.0 86.7	19.0 53.3 100.0	18.7 60.0 100.0	8.1 100.0 100.0	9.7 93.3 100.0
Sempe´rtegui 1.1 mm R600a	5	SD R20 R30	16.8 80.0 100.0	15.2 80.0 100.0	12.9 80.0 100.0	11.9 89.4 100.0	8.8 100.0 100.0
Sempe´rtegui 1.1 mm R1234ze(E)	12	SD R20 R30	22.4 50.0 91.7	18.0 66.7 100.0	17.4 75.0 100.0	10.1 100.0 100.0	7.0 100.0 100.0
Total	1111	SD R20 R30	27.8 42.8 67.7	27.8 56.2 72.8	14.0 84.2 97.3	8.3 96.8 99.7	6.8 98.6 99.8

Fig. 3.1.4-11 に提案手法で出力される平均二乗誤差 (MSE) と分散の関係を示す. 分散は不確かさとして考えることができる. 1111 個のサンプルを分散に基づいて分類し, 各カテゴリーの MSE を計算した. 分散が大きくなるにつれて MSE は大きくなる. また, 各サンプルについて a%信頼度範囲 (a は 0 から 1 までの値を取る) を求めることができる.

最後に, 分散と MSE の関係を理解するために, 追加的な実験を行った. データセット全体から, 同一実験により得られたサンプルを削除し, 残りのデータセットを学習データとして使用した. その後, 削除したサンプルの熱伝達率を予測した. 具体的には, まず, Wambsganss et al.^{3.1.4-1)}のデータを除いたデータセットから予測モデルを学習し, Wambsganss et al.^{3.1.4-1)}のデータの熱伝達率を予測した. 次に, Tran et al.^{3.1.4-3)}のデータを除くデータセットに基づいて予測モデルを学習し, Tran et al.^{3.1.4-3)}のデータの熱伝達率を予測した. この手順を全てのデータに対して行った. これらのデータの物性値や実験条件は大きく異なるため, 熱伝達率の予測タスクは難易度が高い. その結果を Fig. 3.1.4-12 に示す. MSE と分散 (不確かさ) には強い相関があることがわかる. Yamashita et al.^{3.1.4-9)}, Yokoyama et al.^{3.1.4-24)}のデータを使わずに学習したモデルは, Yamashita et al.^{3.1.4-9)}, Yokoyama et al.^{3.1.4-24)}のデータを予測する際に大きな誤差と不確かさを与えた. 前者のデータは CO₂ に関するデータを含む唯一のデータであり, 後者は NH₃ に関するデータを含む唯一のデータである. つまり, 学習データに予測対象データと大きく異なるデータしか含まれていない場合, 予測精度は低下することになる.

Fig. 3.1.4-12 の分散マップは, データ駆動型熱伝達相関を改善するために, より多くのデータが必要な箇所を示している.

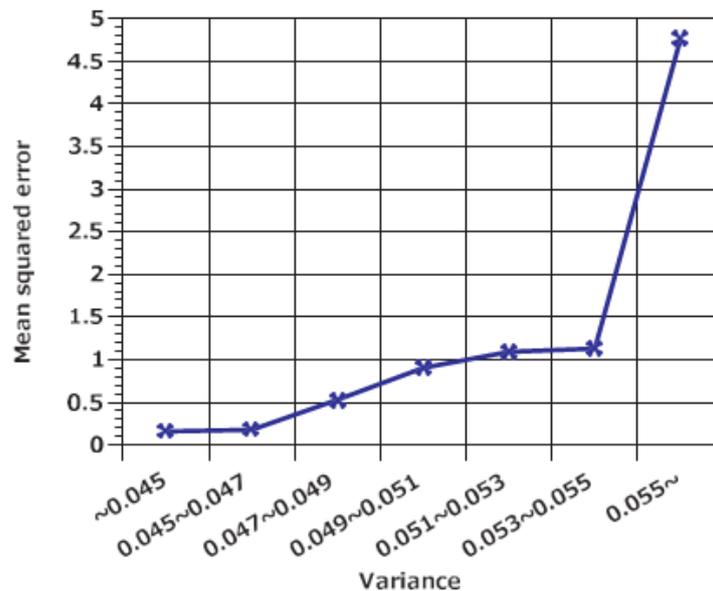


Fig. 3.1.4-11 Variance (uncertainty) versus mean squared error

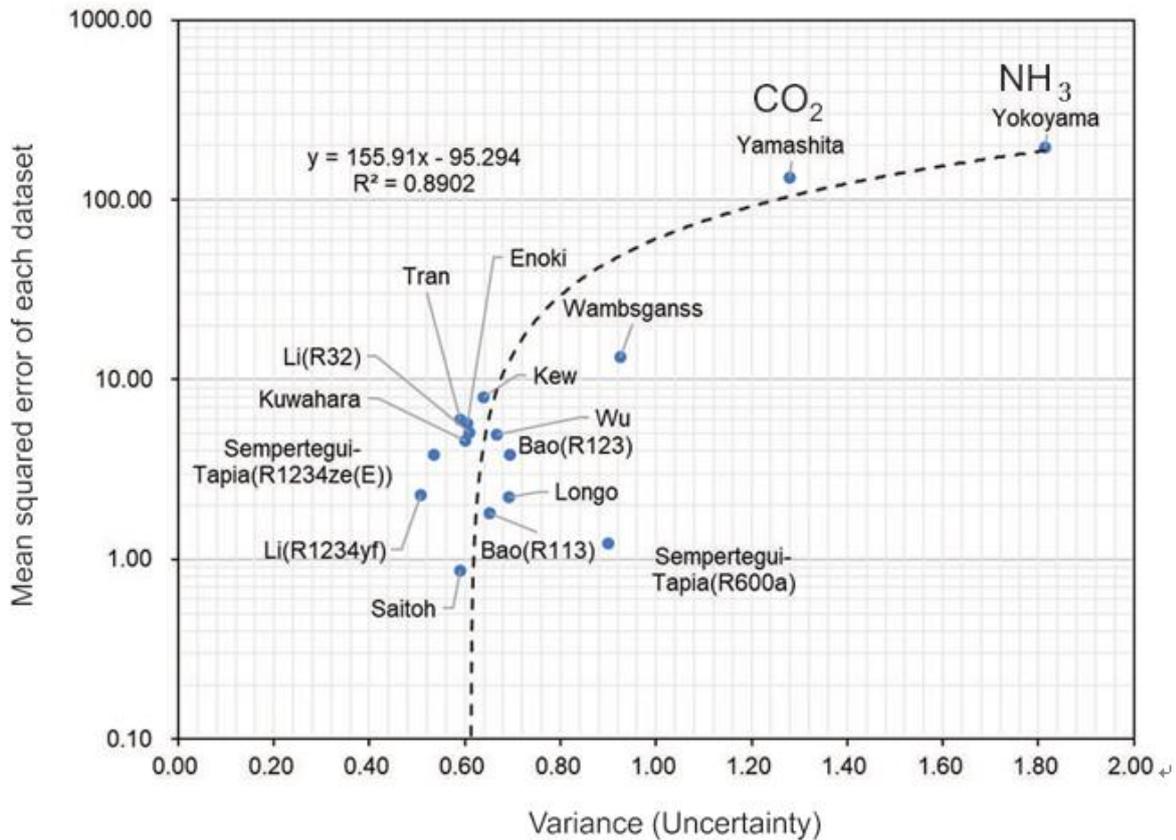


Fig. 3.1.4-12: Variance (uncertainty) versus mean-squared error, where all samples were removed in a training phase for each data set

(4) 考察

(a) 熱伝達率に対する予測精度

Fig. 3.1.4-13 は、著者らが取得したデータセット (Enoki et al.^{3.1.4-23}) に関して、熱伝達率とクオリティの関係を示したものである。提案手法の学習精度を、物理実験結果および Enoki et al.^{3.1.4-23} が提案する式と比較することで検証した。Enoki et al.^{3.1.4-23} が提案した式に基づく予測値と DNN(Enoki et al.^{3.1.4-28}) に基づく予測値および我々の提案する手法は、物理実験値と有意に類似していることが分かった。

ミニチャンネルの熱伝達 α は、通常のチャンネルと同様の強制対流蒸発 α_{fc} と核沸騰 α_{nb} だけでなく、ミニチャンネルに特有の液膜伝導蒸発 α_{lf} も含まれている。この関係は以下のように定義される (Enoki et al.^{3.1.4-23})

$$\alpha = \alpha_{fc} + \alpha_{nb} + \alpha_{lf} \quad (3.1.4-13)$$

まず、 $G = 400 \text{ kgm}^{-2} \text{ s}^{-1}$ で提案手法による予測値を調べたところ、マスフラックス (単位面積当たりの質量流量の割合) が大きいことがわかった。また、熱伝達率はクオリティと同様に、熱流束の増加とともに増加する傾向にあった。しかし、熱流束が大きくてもクオリティが低ければ、熱伝達率はクオリティの変化の影響を受けなかった。熱流束が熱伝達率に与える影響は、クオリティが高くなるにつれて小さくなる。我々の提案した方法 [および Enoki et al.^{3.1.4-23} が提案した式] は、これらの特性を再現することができた。

質量流束が小さい場合 ($G = 30$ および $100 \text{ kgm}^{-2} \text{ s}^{-1}$)、熱伝達は効果的に起こる (Enoki et al.^{3.1.4-13}, ^{3.1.4-29}; Miyata et al.^{3.1.4-11})。クオリティが低く、熱流束が小さい場合 (2 kW m^{-2}) は、 $G = 30 \text{ kgm}^{-2} \text{ s}^{-1}$ の熱伝達率が他の G の設定の中で最も大きい。この観察に基づいて、液膜伝導蒸発が熱伝達率に影響を与えると結論づけることができる。 $G = 100 \text{ kgm}^{-2} \text{ s}^{-1}$ の条件で熱流束が小さい場合、熱伝達率が低下する。

$G = 100 \text{ kgm}^{-2} \text{ s}^{-1}$ の条件で熱流束が小さい場合、スラグ流から波状流に流れが変化すると、液膜が薄くなり熱伝達率が低下する。本提案手法では、この液膜伝導蒸発による効果を再現することができた。

つまり、流量、熱流束、クオリティによって複雑に変化する熱伝達率の式を導き出すことは、物理現象の深い理解に基づくものである。しかし、これらの実験条件の影響や程度を見極めるには、かなりの時間を要する。それでも、信頼性の高いデータベースを学習データとして用いることで、DNN と提案手

法は、上記の複雑な伝熱メカニズムの実現に有効であることが証明された。

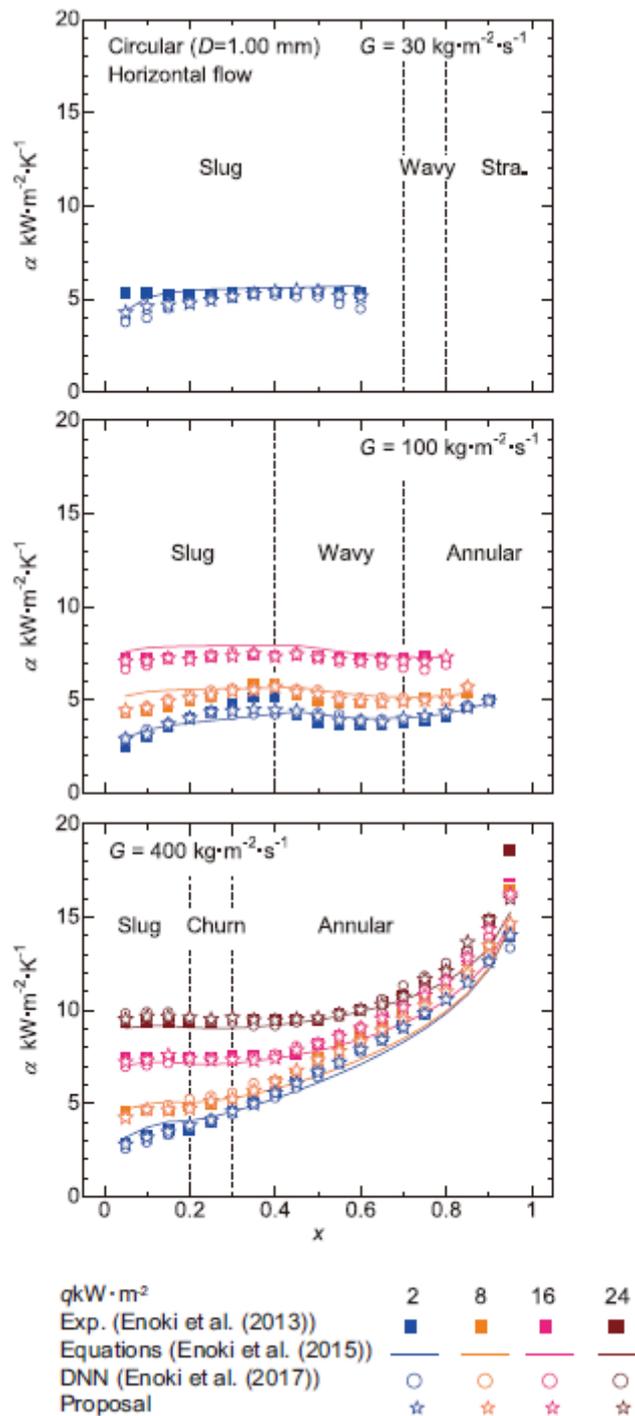


Fig. 3.1.4-13 The relation between the heat transfer coefficients and quality

(b) AI の課題と将来展望

本研究では、AI が伝熱係数の予測に有望なアプローチであることを実証した。しかし、主に 2 つのデメリットがある。まず、AI モデルが出力した結果の理由を人間が理解することは困難である。一方、Enoki et al.^{3.1.4-23)}が提案した予測式は理解することができる。したがって、出力された結果の理由を理解するためには、予測式を考慮する必要がある。次に、入力値が学習データと大きく異なる場合、AI モデルが不合理な値を出力することがある。

前者の場合、AI モデルの挙動を理解するのに役立つ研究がいくつか存在する。これらの研究の知見を組み合わせることは、今後の課題として残っている。後者の場合、GPR を用いた我々の提案手法は、こ

の欠点を軽減することができる。GPR は、一般的な機械学習アルゴリズムと比較していくつかの利点がある。まず、先に述べたように、GPR は伝熱係数だけでなく、そのばらつきに基づく不確かさも予測することができる。そのため、提案手法を用いたシステムでは、不確実性に基づいて予測された伝熱係数が正確かどうかを判断することができる。第二に、実験条件ごとの予測値の不確かさを把握できるため、提案手法の精度を高める最適な実験条件を決定することができる。例えば、Fig. 3.1.4-12 において、Yamashita et al.^{3.1.4-9} や Yokoyama et al.^{3.1.4-24} のデータセットの実験条件では、その不確かさが大きいため、提案モデルは相対的に不正確な予測値を出力していることがわかる。このような結論が得られるのは、データセットが利用可能であり、提案する手法がデータセットの熱伝達係数を予測するからである。しかし、データセットが入手できない場合でも、データセットの実験条件から予測値の精度を判断することは可能である。これは、我々のモデルが、熱伝達率の真の値がなくても、不確実性を出力できるためである。

現在、AI を用いてより一般的で高精度な熱伝達相関を確立できるようなハイブリッド予測手法を考案中である。Fig. 3.1.4-12 は、データベースからある実験データを削除した DNN を開発し、GPR で削除した実験データを予測した場合の信頼性を表している。Fig. 3.1.4-12 から、CO₂ と NH₃ を削除して構築した DNN は信頼性を失っていることがわかる。これらのデータは一般化された伝熱相関を構築するために必要不可欠なデータである。

CO₂ や NH₃ を除去した場合の DNN の信頼性の低さを理解するために、相変化熱伝達を研究する上で重要な性質である気液密度比によってソートしたのが Fig. 3.1.4-14 の図である。CO₂ と NH₃ の気液密度比が非常に高いことが、他のデータセットと比較して重要な役割を担っていることが分かる。このようなデータをデータベース化し、インポートしてさらに解析を進めることで、よりよい計算式を構築することが可能になる。さらに、他の物性値についても同様の処理を行うことで、AI を用いた客観的な指標を得ることができる。

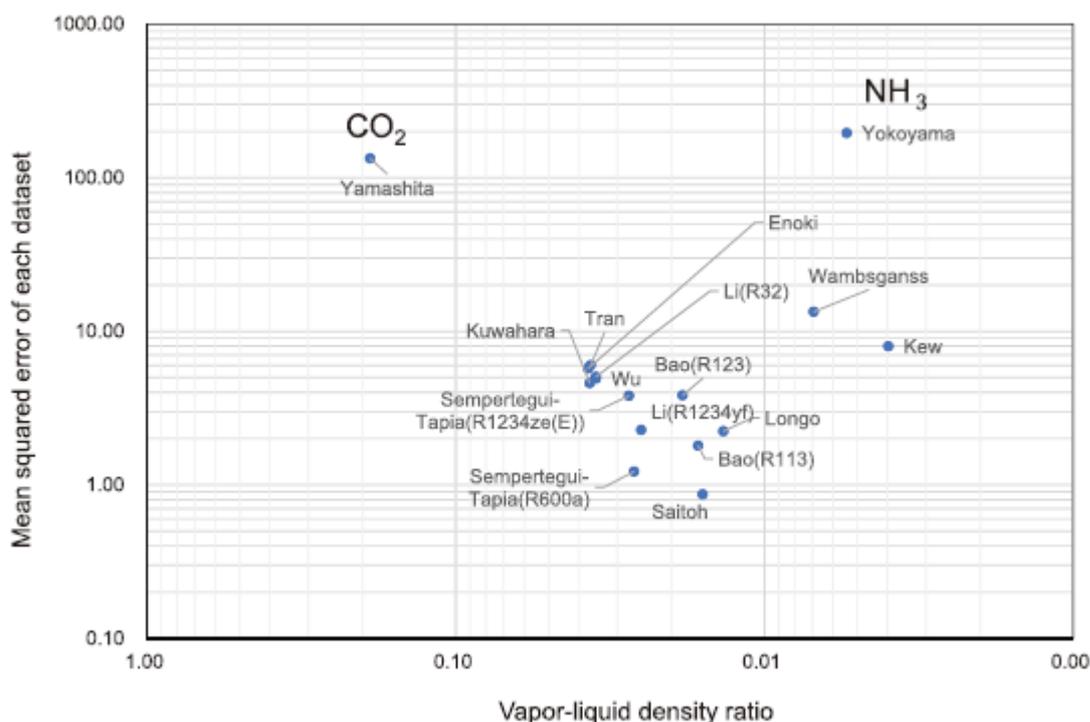


Fig. 3.1.4-14 Vapor-to-liquid density ratio versus mean-squared error, where all samples were removed for each data set in the training phase

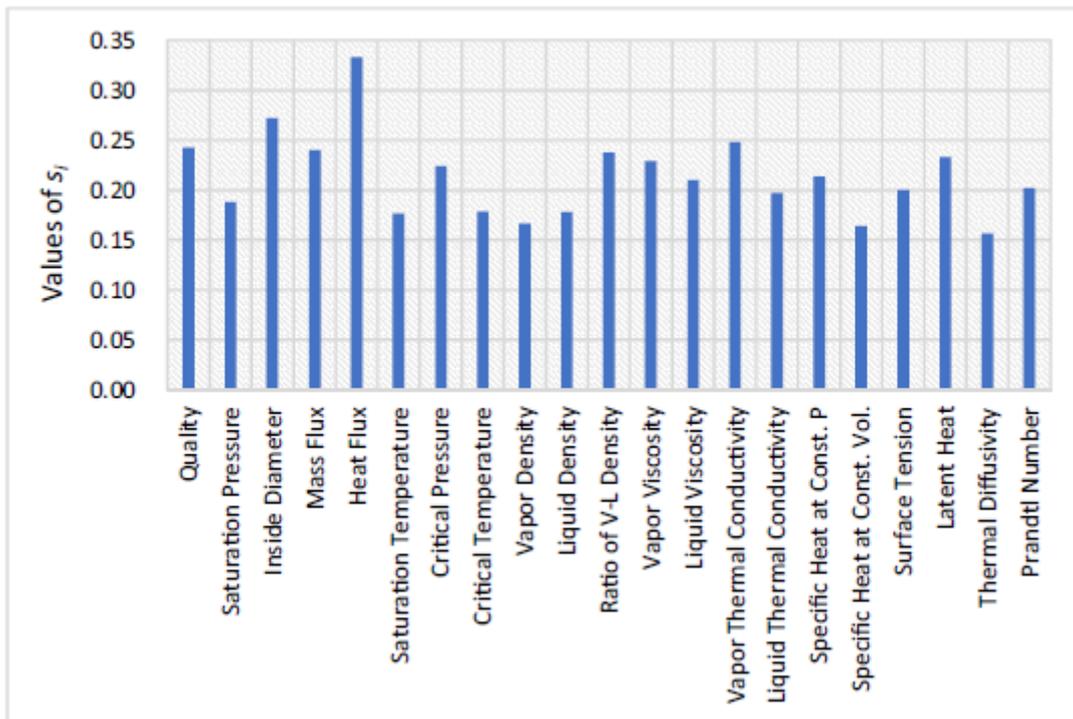


Fig. 3.1.4-15 Average absolute value of the weights connecting the first and second layers

(c) DNN Weight Parameters 解析

第1層と第2層をつなぐ重みパラメータを分析することで、データのどの特徴が予測に大きな影響を与えるかを見出すことができる。各特徴について、第1層と第2層をつなぐ重みの絶対値の平均値を算出した。より正確には、以下のような計算を行った。

$$s_i = \sum_{j=1}^{n^{(1)}} |w_{i,j}^{(1)}| \quad (3.1.4.14)$$

Fig. 3.1.4-15 にその結果を示す。Fig. 3.1.4-15 から、クオリティ、内径、熱流束、V-L 密度比、潜熱が予測に重要な上位を占めている可能性があることが分かる。ここで、蒸気熱伝導率も非常に高いが、液体熱伝導率と強い相関があるため、物理的なメカニズムを考慮したさらなる検討が必要である。さらに、LIME^{3.1.4-30} や SHAP^{3.1.4-31} など、DNN の出力結果の理由を人間が理解するためのフレームワークを利用する予定である (3.1.4.2 参照)。

以上、DNN と GPR を用いて微細流路内の熱伝達率を予測する AI システムを提案した。提案システムは、フロン系冷媒のみならず、天然ガス (CO₂, NH₃, R600a)、低 GWP 冷媒の熱伝達率を高精度に予測することが可能である。また、予測値の不確実性を出力することも可能である。このように、本システムを含む AI 技術は、マルチフェーズフローの研究分野の発展に貢献できる。

3.1.4.2 Transfer learning 及び Fine-tuning を用いた相変化熱伝達および摩擦圧力損失の予測

次に、相変化熱伝達および摩擦圧力損失を予測する AI モデルを作成する。機械学習のデータベースを構築した。純冷媒（オレフィン系冷媒、代替フロン、アンモニアなど 12 種類）のみで取得された、様々な管径や流動方向による相変化熱伝達のデータ 4,863 点、摩擦圧力損失データ 1,821 点、合計 6,684 点のデータとなった。

AI 技術を利用して、データから相変化熱伝達や摩擦圧力損失を予測するモデルを作成した。作成したモデルは以下のとおりである。

1. 相変化熱伝達データにより訓練し、相変化熱伝達を予測する深層学習モデル
2. 相変化熱伝達データにより訓練した深層学習モデルを、摩擦圧力損失データによりファインチューニングし、ガウス過程回帰と組み合わせて訓練した、摩擦圧力損失を予測する深層学習/ガウス過程回帰の連結モデル
3. 相変化熱伝達データにより訓練した深層学習モデルを、摩擦圧力損失データにより転移学習し、ガウス過程回帰と組み合わせて訓練した、摩擦圧力損失を予測する深層学習/ガウス過程回帰の連結モデル
4. 摩擦圧力損失データにより訓練し、摩擦圧力損失を予測する深層学習モデル
5. 摩擦圧力損失データにより訓練した深層学習モデルを、相変化熱伝達データによりファインチューニングし、ガウス過程回帰と組み合わせて訓練した、相変化熱伝達を予測する深層学習/ガウス過程回帰の連結モデル
6. 摩擦圧力損失データにより訓練した深層学習モデルを、相変化熱伝達データにより転移学習し、ガウス過程回帰と組み合わせて訓練した、相変化熱伝達を予測する深層学習/ガウス過程回帰の連結モデル

以下に各 AI モデルについて具体的な手法を述べる。

モデル 1 の訓練フェーズを Fig.3.1.4-16 に示す。Saturation pressure, Inside diameter, Mass flux, Heat flux 等の実験設定情報及び Saturation pressure, Critical pressure, critical temperature 等の物性情報を入力とし、相変化熱伝達を予測するよう深層学習（DNN; Deep Neural Network）モデルを訓練する。具体的には、5 層のモデルで、活性化関数は ReLU、最適化アルゴリズムは Adam、損失関数は平均絶対値誤差、エポック数は 200 とした。

Training phase

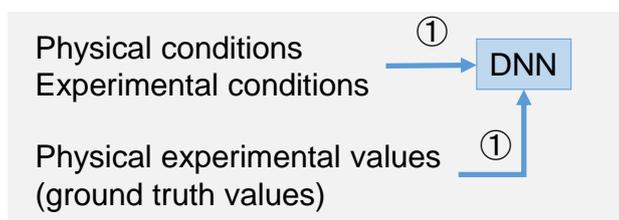


Fig.3.1.4-16 Training phase of Model 1

訓練済のモデル 1 を使って、訓練に使われていないデータから相変化熱伝達を予測する流れを Fig.3.1.4-17 に示す。実験設定情報及び物性情報を入力することにより、相変化熱伝達の予測値が出力される。

Prediction phase

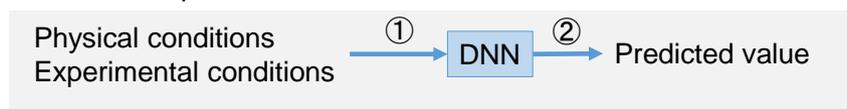


Fig.3.1.4-17 Prediction phase of Model 1

モデル 2 の訓練フェーズを Fig.3.1.4-18 に示す。モデル 2 では、相変化熱伝達データに対してモデル 1 と同様に深層学習モデルを訓練する（Fig.3.1.4-18①）。ここで、database A には相変化熱伝達データが入る。次に、訓練された深層学習モデルの最終層を初期化する（Fig.3.1.4-18②）。この深層学習モデルに対して（Fig.3.1.4-18③）、改めて摩擦圧力損失データを用いて学習する（Fig.3.1.4-18④）。ここで、database B には摩擦圧力損失データが入る。ここで、Fig.3.1.4-18③の深層学習モデルは、最終層以外

の層に関しては、相変化熱伝達データにより学習されたままである。したがって、相変化熱伝達データを予測するために必要な情報を抽出する機能が残されている。ただしモデル2においては、最終層以外の層についても再学習を行うため、この機能を不変のまま活用するわけではなく、摩擦圧力損失データ用にチューニングする。この手法はファインチューニングと呼ばれる。

摩擦圧力損失の訓練データを十分な数用意することができれば、このようなファインチューニングを行うメリットは少ない。しかし、十分な数を用意できない場合、類似のデータに基づいて事前に訓練を行っておき、そこで学習されたモデルをファインチューニングすることで、少ないデータでも高い精度を実現することが期待される。

本研究ではさらに、ファインチューニングされた深層学習モデルを用いて (Fig.3.1.4-18⑥,⑦)。ここで database B には摩擦圧力損失データが入る), ガウス過程回帰 (GPR: Gaussian Process Regression) と呼ばれる AI 技術を訓練する (Fig.3.1.4-18⑧)。深層学習モデルとガウス過程回帰を組み合わせることで、より高い精度での予測の実現が可能であることを我々は示している。さらに、ガウス過程回帰を用いることにより、予測値だけでなく、その予測がどれだけ確実であるかもあわせて出力することができる。実際に本モデルを利用する場合に、確実さが高い場合だけ本モデルを利用するという活用が可能となる。

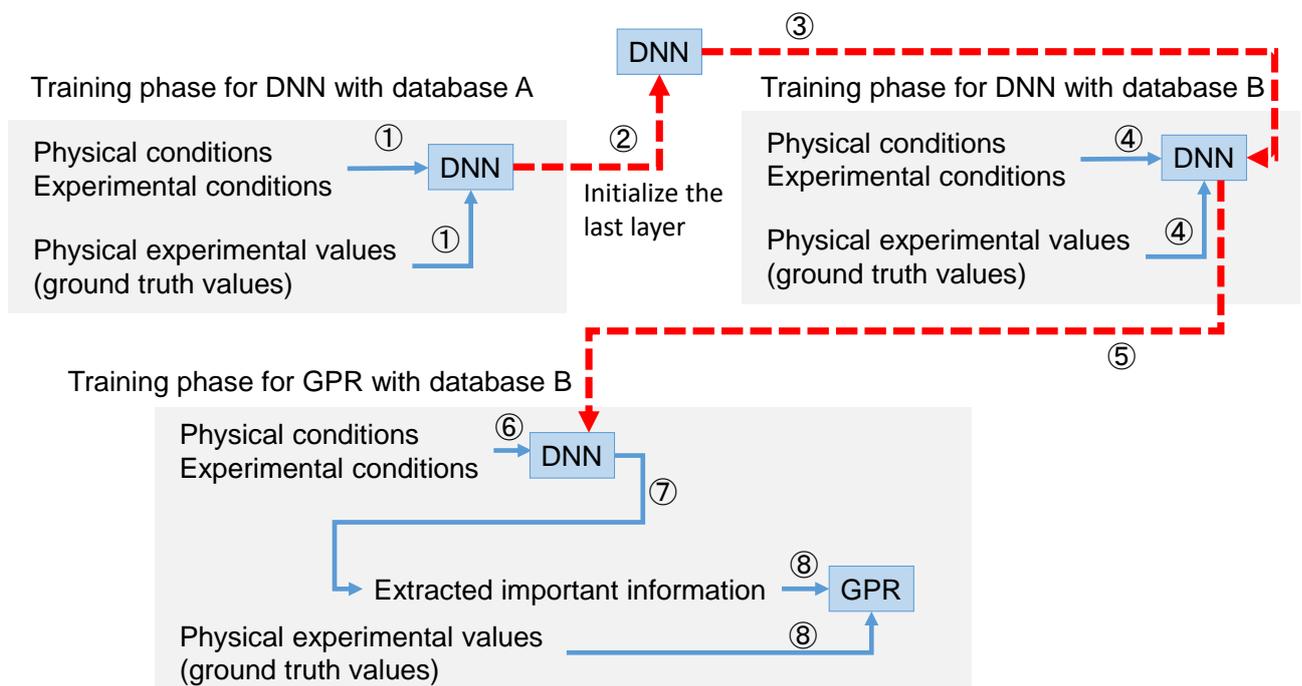


Fig.3.1.4-18 Training phase of Model 2

続いてモデル2の予測フェーズを Fig.3.1.4-19 に示す。実験設定情報及び物性情報を入力することにより、摩擦圧力損失の予測値とその不確かさの値が出力される。ここで、data B には摩擦圧力損失を予測したい、実験条件や物性の情報が入る。

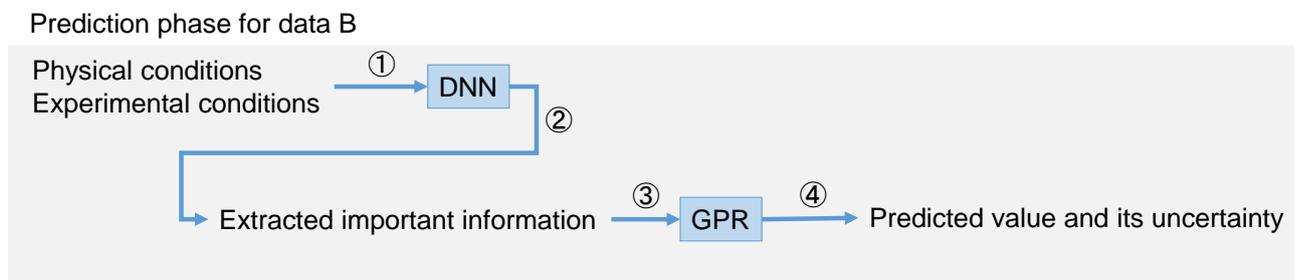


Fig.3.1.4-19 Prediction phase of Model 2

Model 3 のプロセスは Model 2 (Fig.3.1.4-18 および Fig.3.1.4-19) とほぼ同一である。異なる点は、Fig.3.1.4-18 において、ステップ④で深層学習モデルを再学習させる際に、最終層以外を固定する点である。つまり、最終層以外はステップ①で得られた深層学習モデルを最後までそのまま利用する。これ

はファインチューニングとは異なり、転移学習と呼ばれる。初期の学習に利用するデータセットと、再学習に利用するデータセットの性質がほぼ同一である場合は、転移学習のほうが精度が高くなることが期待される。

Model 4～Model 6 は、Model 1～Model 3 において利用するデータセットを入れ替えたものである。つまり、database A には摩擦圧力損失データ、database B には相変化熱伝達データが入り、data B には相変化熱伝達データを予測したい実験条件や物性の情報が入る。

提案したモデルによる予測の精度評価として、訓練データとテストデータを分けるため、10-交差検証を行った。ファインチューニングや転移学習により生成されたモデルについては、たとえばモデル 2 を例に評価方法を記す。まず相変化熱伝達データを全量使って深層学習モデルの訓練を行う。次に、摩擦圧力損失データの 9/10 の量を使ってファインチューニングを行う。得られたモデルを利用してガウス過程回帰のモデルを学習する。摩擦圧力損失データの残り 1/10 を対象にして予測して評価を行う。この手順を 10 回繰り返す。

評価指標は MSE 値、SD 値、R20 値及び R30 とした。テストデータの数を n とする。ある実験条件及び物性のデータ i において、実験で得られた値を $v_e(i)$ 、AI モデルにより予測した値を $v_p(i)$ とすると、MSE 値は以下の式で計算される：

$$MSE = \frac{1}{n} \left(v_e(i) - v_p(i) \right)^2. \quad (3.1.4-15)$$

SD 値は以下の式で計算される：

$$SD = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_i \left(\frac{v_e(i) - v_p(i)}{v_e(i)} \right)^2}. \quad (3.1.4-16)$$

0 以上の値を引数としてとると 1 を出力し、0 未満の値を引数として受け取ると 0 を出力する関数 r を考える。R20 値は以下の式で計算される：

$$R20 = \frac{1}{n} \sum_i r \left(0.2 - \frac{|v_e(i) - v_p(i)|}{v_e(i)} \right). \quad (3.1.4-17)$$

同様に、R30 値は以下の式で計算される：

$$R30 = \frac{1}{n} \sum_i r \left(0.3 - \frac{|v_e(i) - v_p(i)|}{v_e(i)} \right). \quad (3.1.4-18)$$

R20 値及び R30 値は、相対誤差がそれぞれ真値の 20% 以内、30% 以内であるデータ数の割合である。

相変化熱伝達データに対して予測を行った結果を Table.3.1.4-5 に、摩擦圧力損失データに対して予測を行った結果を Table.3.1.4-6 に示す。

Table.3.1.4-5 Results of heat transfer coefficient

	Deep neural network (Model 1)	Fine-tuning (Model 5)	Transfer learning (Model 6)
MSE (smaller is better)	4.16	3.70	12.1
SD (smaller is better)	0.0562	0.0505	0.227
R20 (larger is better)	0.861	0.897	0.690
R30 (larger is better)	0.932	0.942	0.792

Table.3.1.4-6 Results of pressure drop

	Deep neural network (Model 4)	Fine-tuning (Model 2)	Transfer learning (Model 3)
MSE (smaller is better)	7.50	2.10	78.6
SD (smaller is better)	1.18	1.07	370
R20 (larger is better)	0.740	0.791	0.337
R30 (larger is better)	0.834	0.860	0.433

いずれの結果においても、深層学習をファインチューニングし、ガウス過程回帰を組合わせた結果 (Fine-tuning (Model 5)及び Fine-tuning (Model 2)) が、全ての指標において最も高い精度を示した。これは、相変化熱伝達データ及び摩擦圧力損失データいずれにおいても、深層学習の精度を最大限高めるほどのデータ量が集まらなかったものと考察される。異なるデータによる事前学習を行ったモデルをファインチューニングすることにより、より多くの関連したデータに基づいて学習を行うことができたため、ファインチューニングモデルが最も精度が高くなったと考えられる。

摩擦圧力損失データで事前学習して相変化熱伝達データでファインチューニングしたモデルは (Model 5)、深層学習モデル (Model 1) よりも MSE が 11%削減されている。一方、相変化熱伝達データで事前学習して摩擦圧力損失データでファインチューニングしたモデルは (Model 2)、深層学習モデル (Model 4) よりも MSE が 72%と大幅に削減されている。もともと摩擦圧力損失データのデータ数が大幅に少なかったために、摩擦圧力損失データを予測する際に相変化熱伝達データで事前学習した効果が大きく表れた結果であると考えられる。

また、結果が分かるように、転移学習を行うと逆に精度が低下した。これは、相変化熱伝達データを予測するために必要な特徴情報と、摩擦圧力損失データを予測するために必要な特徴情報とが、あまり完全には一致しなかったためと考えられる。

次に、各特徴量が予測値にどのような影響を与えるのかの確認を行った。Shapley Additive exPlanations (SHAP)値を確認することにより、各特徴量が予測値に与える影響を知ることができる。しかし本研究のように複雑なモデルには直接には対応していないため、ガウス過程回帰を除く深層学習モデル (単純な深層学習モデル、ファインチューニングモデル及び、転移学習モデル) に対して SHAP 値の確認を行った。相変化熱伝達データに対する深層学習モデルの SHAP 値を Fig.3.1.4-20 に示す。

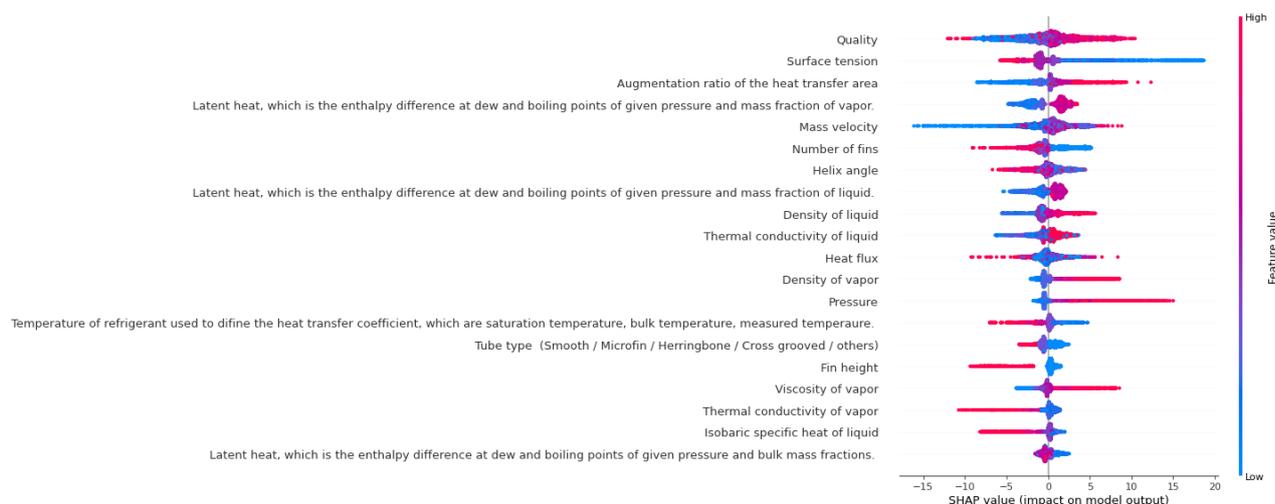


Fig.3.1.4-20 SHAP values of DNN of heat transfer coefficient (Model 1)

図の左側に並んで記載されているのが実験条件や物性の特徴量であり、予測結果への影響の大きさの順番に上から並んでいる。たとえば Quality に関しては、右側にいくほど、赤い点が多くプロットされている。これは、Quality の値が大きいくほど、予測値が大きくなる傾向にあることを示している。一方、Surface tension に関しては、右側にいくほど、青い点が多くプロットされている。これは、Surface tension の値が大きいくほど、予測値が小さくなる傾向にあることを示している。

Fig.3.1.4-21～Fig.3.1.4-25 は他のモデルに関する SHAP 値の分析結果を表している。



Fig.3.1.4-21 SHAP values of fine-tuning model of heat transfer coefficient (Model 5)



Fig.3.1.4-22 SHAP values of transfer learning model of heat transfer coefficient (Model 6)



Fig.3.1.4-23 SHAP values of DNN of pressure drop (Model 4)



Fig.3.1.4-24 SHAP values of fine-tuning model of pressure drop (Model 2)

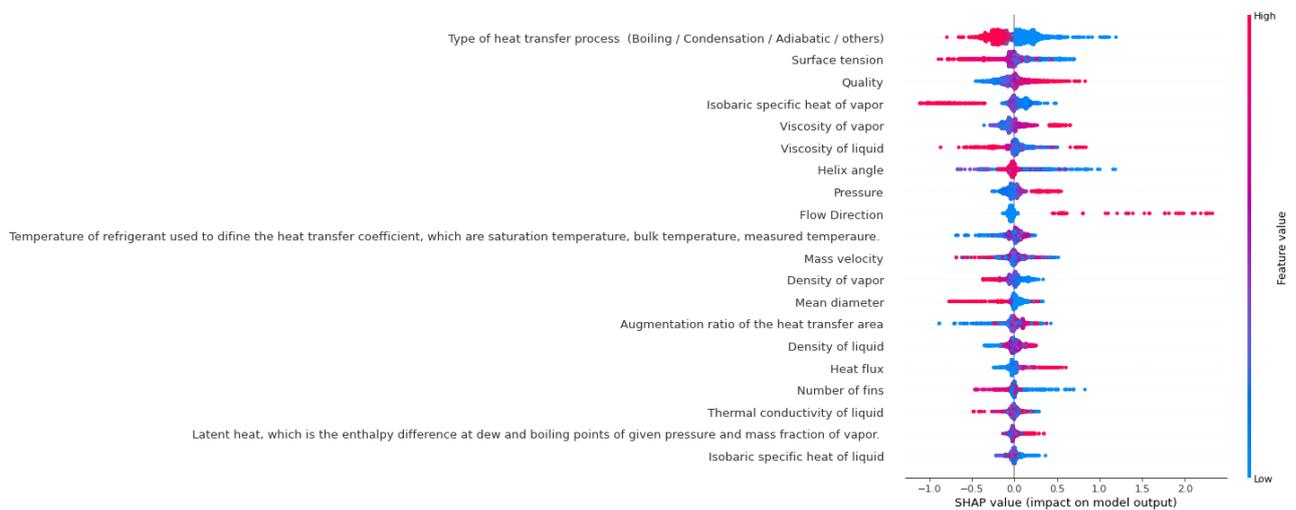


Fig.3.1.4-25 SHAP values of transfer learning mode of pressure drop (Model 3)

これらの図からわかるとおり、深層学習モデルの構築手法によってどの特徴量がどのようにモデルに影響を与えるかという点について差異が生じている。しかし最も高い精度を実現しているモデルが転移学習モデル (Model 2 及び Model 5) であるため、これらの結果をより重視すべきである。相変化熱伝達データに対する Model 5 を確認すると、Mass velocity が与える影響が最も大きく、Mass velocity の値が大きいくほど、相変化熱伝達の値が大きくなる傾向になることが分かる。また圧力損失データに対する Model 2 を確認しても、全く同様の傾向があることが読み取れる。深層学習を使うことでその判断基準がブラックボックスになってしまうという課題が、このような SHAP 値に基づく可視化技術を利用することで緩和されることがわかる。

参考文献

- 1) Lazarek, G.M., Black, S.H., Evaporative heat transfer, pressure drop and critical heat flux in a small vertical tube with R-113, *Int. J. Heat and Mass Transfer*, 1982, 25(7), pp. 945-960.
- 2) Wambsganss, M.W., France, D.M., Jendrzeczyk, J.A., Tran, T.N., Boiling heat transfer in a horizontal small diameter tube, *Trans. ASME J. Heat Transfer*, 1993, 115, pp. 963-972.
- 3) Tran, T.N., Wambsganss, M.W., France, D.M., Small circular- and rectangular-channel boiling with two refrigerants, *Int. J. Multiphase Flow*, 1996, 22(3), pp. 485-498.
- 4) Kew, P.A., Cornwell, K., Correlations for the prediction of boiling heat transfer in small-diameter channels, *Applied Thermal Engineering*, 1997, 17, pp. 705-715.

- 5) Bao, Z.Y., Fletcher, D.F., Haynes, B.S., Flow boiling heat transfer of Freon R11 and HCFC123 in narrow passages, *Int. J. Heat and Mass Transfer*, 2000, 43, pp. 3347-3358.
- 6) Kuwahara, K., Koyama, S., Hashimoto, Y., Characteristics of evaporation heat transfer and flow pattern of pure refrigerant HFC134a in horizontal capillary tube, *JSME Int. J.*, 2000, 43(4), pp. 640-646.
- 7) Sumith, B., Kaminaga, F., Matsumura, K., Saturated flow boiling of water in a vertical small diameter tube, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 2003, 27(7), pp. 789-801.
- 8) Saitoh, S., Daiguji, H., Hihara, E., Effect of tube diameter on boiling heat transfer of R-134a in horizontal small-diameter tubes, *Int. J. Heat and Mass Transfer*, 2005, 48, pp. 4973-4984.
- 9) Yamashita, H., Ueda, Y., Ishihara, I., Matsumoto, R., Forced convection boiling heat transfer of carbon dioxide in microchannel, *Proc. JSME*, 2005, No. 054-1: 12-, 7-8. (in Japanese)
- 10) Miyata, K., Mori, H., Ohishi, K., Hamamoto, Y., Boiling Heat Transfer and Pressure Drop of a Refrigerant Flowing Vertically Upward in a Small Diameter Tube, *Trans. of the JSRAE*, 2007, 24(4), pp. 359-369. (in Japanese)□
- 11) Miyata, K., Mori, H., Ohishi, K., Hamamoto, Y., Boiling Heat Transfer of a Refrigerant Flowing Vertically Downward in a Mini-channel, *Trans. of the JSRAE*, 2009, 26(3), pp. 347-357. (in Japanese)
- 12) Li, M., Dang, C., Hihara, E., Flow boiling heat transfer of HFO1234yf and R32 refrigerant mixtures in a smooth horizontal tube: Part1. Experimental investigation, *Int. J. Heat and Mass Transfer*, 2012, 55, pp. 3437-3446.
- 13) Enoki, K., Mori, H., Miyata, K., Kariya, K., Hamamoto, Y., Boiling Heat Transfer and Pressure Drop of a Refrigerant Flowing in Small Horizontal Tubes, *Proc. of the 3rd Int. Forum on Heat Transfer*, Nagasaki, Japan (2012), IFHT2012-193.
- 14) Chen (1966), Correlation for boiling heat transfer to saturated fluids in convective flow, *Ind. Engng. Chem. Proc. Des. Dev.* 5, 322-329
- 15) Lazarek and Black (1982), Evaporative heat transfer, pressure drop and critical heat flux in a small vertical tube with R-113. *Int. J. Heat Mass Transfer* 25, 945-960
- 16) Jung et al. (1989), A study of flow boiling heat transfer with refrigerant mixtures. *Int. J. Heat Mass Transfer* 32, 1751-1764
- 17) Liu and Winterton (1991), A general correlation for saturated and subcooled flow boiling in tubes and annuli, based on a nucleate pool boiling equation. *Int. J. Heat Mass Transfer* 34, 2759-2766
- 18) 森ら(1999), 冷媒の水平平滑蒸発管内熱伝達係数の予測式の修正, *Trans. JSRAE* 16, 177-187, in Japanese
- 19) Sumith et al. (2003), Saturated flow boiling water in a vertical small diameter tube. *Experimental Thermal Fluid Science* 27, 789-801
- 20) Kandlikar and Balasubramanian (2004), An extension of the flow boiling correlation to transition, laminar, and deep laminar flows in minichannels and microchannels. *Heat Transfer Engineering* 25, 86-93
- 21) Zhang et al. (2004), Correlation for flow boiling heat transfer in mini-channels. *Int. J. Heat Mass Transfer* 47, 5749-5763
- 22) Saitoh et al. (2007), Correlation for boiling heat transfer of R-134a in horizontal tubes including effect of tube diameter. *Int. J. Heat Mass Transfer* 50, 5215-5225
- 23) 榎木ら(2015), 微細流路内沸騰熱伝達の整理式の修正, *Trans. JSRAE* 32, 275-284, in Japanese
- 24) Yokoyama, S., Saito, K., and Kato, M., The Characteristics of Evaporation Heat Transfer in Flowing a Circular Mini-Channel, *Proc. of 47th Air Conditioning and Refrigeration Union Lecture*, JSRACE, Tokyo, Japan, p. 21, 2013.
- 25) Wu, X., Zhu, Y., and Huang, X., Influence of 0± Helix Angle Micro Fins on Flow and Heat Transfer of R32 Evaporating in a Horizontal Mini Multichannel Flat Tube, *Exp. Thermal Fluid Sci.*, vol. 68, pp. 669-680, 2015.
- 26) Longo, G.A., Mancin, S., Righetti, G., and Zilio, C., Saturated Flow Boiling of HFC134a and Its Low GWP Substitute HFO1234ze(E) inside a 4 mm Horizontal Smooth Tube, *Int. J. Refrig.*, vol. 64, pp. 32-39, 2016.
- 27) Semp'ertegui-Tapia, D.F. and Ribatski, G., Flow Boiling Heat Transfer of R134a and Low GWP Refrigerants in a Horizontal Micro-Scale Channel, *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 108, pp. 2417-2432, 2017.
- 28) Enoki, K., Sei, Y., Okawa, T., Saito, K., Prediction for Flow Boiling Heat Transfer in Small Diameter Tube Using Deep Learning, *Japanese Journal of Multiphase Flow*, 31(4), pp.412-421, 2017.
- 29) Enoki, K., Miyata, K., Mori, H., Kariya, K., and Hamamoto, Y., Boiling Heat Transfer and Pressure Drop of a Refrigerant Flowing Vertically Upward in Small Rectangular and Triangular Tubes, *Heat Transf. Eng.*, vol. 34, nos. 11-12, pp. 966-975, 2013.
- 30) Ribeiro, M. T., Singh, S., and Guestrin, C. Why should I trust you?-Explaining the predictions of any classifier. In *KDD*, 2016.
- 31) Lundberg, S. M., & Lee, S. I. A unified approach to interpreting model predictions. *Advances in neural information processing systems*, 30, 2017

3.1.5 ボイド率評価

冷媒使用による地球温暖化防止のために低 GWP 冷媒が導入される場合には、低 GWP 冷媒の可燃性、毒性などが極めて重要となる。このため、できる限り冷媒充填量を低減可能な機器設計方法や機器性能を最適化する冷媒の充填量の予測法を確立する必要がある。しかし、実用機レベルでの冷媒充填量予測は、様々な文献と日本冷凍空調工業会の冷媒評価 WG を通じて非常に困難な問題であることが明らかになっている。そこで、冷媒滞留分布を可視化できる装置によって現象自体を明確化し、システムの数値モデルに反映し、その予測精度の向上を図る。冷媒充填量評価のための数値モデルには、システム内部の冷媒滞留計算のために低 GWP 冷媒の特性が反映された高精度のボイド率相関式が要求されている。そこで、ボイド率測定に関する次のような研究を展開することとした。

- 1) 静電容量法による冷媒用ボイド率測定センサーの開発及び測定方法の確立
- 2) 冷媒充電量評価装置構築による多様な管径及び冷媒に対するボイド率測定
- 3) 低 GWP 冷媒の特性が反映された高精度なボイド率相関式の構築
- 4) 数値モデルによる冷媒充填量予測及びボイド率相関式の評価

3.1.5.1 静電容量法による冷媒用ボイド率測定センサーの開発及び測定方法の確立

静電容量法によるボイド率測定法は二相流中の気液の比誘電率の違いを利用した測定方法で、非接触式、リアルタイム測定が可能で、単純な構成のため小型軽量化できる¹⁻⁵⁾。一方で、流体の種類や流動様式の違いにより同じボイド率でも静電容量値が異なるため、ボイド率(α)と測定される静電容量(C)との関係($C - \alpha$ 関係)も流動様式に依存する。したがって静電容量法を利用してボイド率を精密測定するためには、多様な二相流の流動様式による $C - \alpha$ 関係に対する補正式が求められる。

ここでは、すでに極低温燃料用に開発してきた非対称電極を持つ静電容量センサーをマクロ及びマイクロサイズの管内の冷媒にも対応可能な高精度ボイド率測定手法を開発した。

(1) 非対称電極を持つ静電容量センサー

現在までに多くの研究者により様々な極板形式が提案されているが、その多くが円管の流路外部に円弧型の極板を一对取り付ける方式である (Fig.3.1.5-1(a))。しかし、この円弧型の極板形式では、水平層状流による実験において最大 30% 以上の計測誤差があることが報告されている。その誤差の原因は、Fig.3.1.5-1(a)に示すように、外部ノイズ低減用に設置した金属シールドの影響による電場のゆがみである。すなわち、高電位極板から放出された電気力線 (図中矢印) の一部がシールドへと向かうため、高電位極板から低電位極板へと向かう電気力線が通過する領域が円管内全体に及ばず、配管内を過不足なく捉えることができなくなるためである。

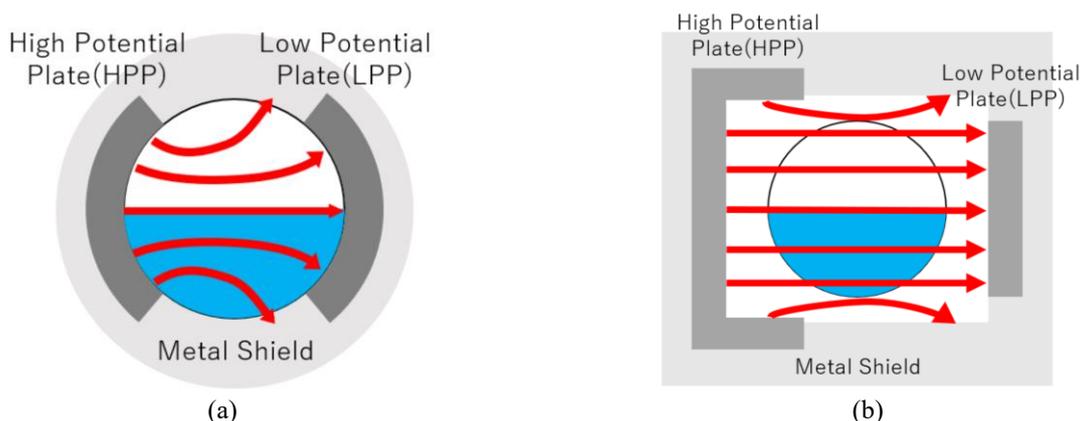


Fig.3.1.5-1 Electric field lines according to the shape of the electrode

(a) the symmetrical arc shape of the electrode, (b) the asymmetrical parallel shape of the electrode

シールドの影響による電場の歪みを低減した形式がすでに分担者らが開発した非対称型センサー (Fig.3.1.5-1(b)) で、極板を平行に設置し、高電位極板を大きく、さらに上下端を折り曲げた形状に変更している³⁾。この変更によって図のように極板間の電場のゆがみを低減し、配管内を過不足なく捉えることで、計測誤差を 6.5%まで低減している。

(2) ボイド率計の設計

本ボイド率計の設計に際し、有限要素法解析ソフト Elmer を用いた電場解析 (EFA, Electric Field Analysis) を行った。極板形状を変化させたボイド率計 3D モデルに対して、様々な流動様式を仮定し、

それぞれの流動様式について Elmer で静電容量を計算し、静電容量とボイド率の関係をプロットし、誤差評価を行う。また、実験計画法を用いて、測定精度を評価関数とした極板寸法形状最適化を行った。具体的には、極板寸法形状 (Fig.3.1.5-2) に記載した高電位極板高さ HPH, 高電位極板側壁長さ HPS, 低電位極板高さ LPH, 極板間隔 PD を 4 因子としてそれぞれ 3 水準に変化させて解析を行い、特性値であるボイド率測定誤差が最小となるように、極板形状を決定した。このとき誤差を最小化するだけでなく、配管内を過不足なく捉えているか (電気力線が配管内の全域を通過しているか) にも注意した。

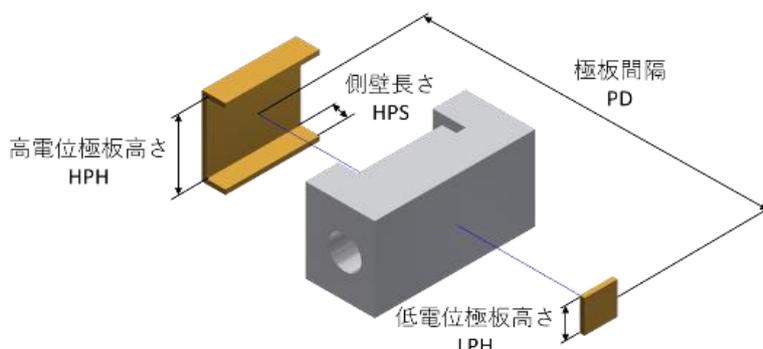


Fig.3.1.5-2 Design parameters of capacitance-based void fraction sensor

次に配管材料について、検討を行った。静電容量式ボイド率計の計測原理より誘電体の配管を使用する必要があり、冷媒配管として多く用いられる銅管をはじめとした金属管は使用できない。これまで開発したシリコンオイルや液体水素用のボイド率計では、配管部はアクリル樹脂を材料として 3D プリントにより製作している。しかし、本研究では、冷媒流のボイド率測定を想定しているため、冷媒と配管材料の間の材料適合性を考慮する必要がある。ゴムやプラスチックなどの高分子材料は、内部構造として網状につながっており、冷媒など溶剤につけた際に、網の中に溶剤を抱き込んで膨れ上がる。このような膨潤により、材料の強度が著しく低下する。また、材料と溶剤の組み合わせにより膨潤を起こさ組み合わせと起こさない組み合わせがある。したがって、冷媒への適用においては、膨潤を起こさない組み合わせを選択することが必要となる。

Table.3.1.5-1 で、新冷媒と配管材料となる高分子材料の間の材料適合性の一例として、AGC 社による材料適合性試験の結果を掲載する。この試験では、対象となるプラスチック材料を各種冷媒に 50 °C で 5 日間浸漬した後の重量変化率、体積変化率を比較している。

Table.3.1.5-1 Effects of refrigerants on polymer materials⁶⁾

Materials	R410A	R407C	R404A	R507A	R32	R125	R134a	R143a	R22
Polyvinyl chloride	2/2	1/1	0/0	0/0	5/5	0/-2	0/0	-3/-4	12/13
Polyethylene	1/1	1/1	1/1	1/1	1/1	1/1	1/0	1/-4	3/2
Polypropylene	2/2	2/2	3/2	2/2	0/0	1/-1	2/1	3/-1	6/4
Polystyrene	6/4	3/2	1/1	0/0	10/8	1/-1	1/1	1/-2	meltdown
Acrylic resin	34/29	39/33	0/0	0/0	34/35	6/5	34/28	0/-1	meltdown
Polycarbonate	6/4	3/2	0/0	0/0	11/14	0/0	0/0	0/1	meltdown
Phenolic resin	-1/-1	-1/-1	-1/-1	-1/-1	0/0	0/0	-1/-1	0/2	0/0
Epoxy resin	0/-1	0/-1	0/-1	0/-1	0/0	0/0	2/3	0/1	-2/-2
Polyphenylene oxide	6/4	3/2	0/0	0/1	10/8	0/0	0/-1	1/1	12/8
ABS resin	9/13	7/5	0/0	0/0	19/16	0/0	1/1	0/-1	meltdown

この表からも多くの冷媒とアクリル樹脂の間に適合性がないことがわかる。また、静電容量式ボイド率計の計測原理から金属を使用できないことを考えると、汎用以外のプラスチックなどその他の材料から選定する必要があるといえる。そこで冷媒を想定したボイド率計では、スーパーエンブラの一種であり、先端産業でも使用されている PEEK 樹脂を使用することにした。PEEK 樹脂は、1978 年イギリスの ICI 社が開発し、「VictrexPEEK」として商標登録されており、機械的強度、耐薬品性などに優れている。さ

らに、今回使用する R32 およびその他の冷媒についても良好な適合性を有していることが知られている。また PEEK 樹脂の比誘電率は 3.3 程度であり、アクリル樹脂の比誘電率 3.0 と近い値であることから、電磁気的な観点からも従来のボイド率計と同様の原理で測定が可能である。

(3) プロトタイプ静電容量式ボイド率計の検証

上述の設計に基づき、マクロ管(内径 7.1 mm)サイズのプロトタイプボイド率計 (Fig.3.1.5-3(a)) を製作し、Novec7300 を用いた静止層状流実験により、精度検証を行った。層状流実験では、真のボイド率 ((配管体積-注いだ液体体積)/(配管体積)) と比較することでボイド率計の測定精度検証および電場解析の妥当性を確認する。Fig.3.1.5-3(b)に層状流実験結果を示す。実際の測定結果は電場解析から予想された値と差を見せているが、これは平準化によって解決できる (Fig.3.1.5-3(c))。次に、静電容量(C)-ボイド率(α)の換算式($C-\alpha$ 関係)として、線形式ではなく流動様式ごとに電場解析を用いて作成した補正式を使用することでさらに精度向上を図る。Fig.3.1.5-3(d)に R22 の異なる流動様式を考慮した電場解析から導出された $C-\alpha$ 関係を線形式とともに示した。補正式は線形式と比べて最大 10%の差異があることが確認でき、適切な流動様式の考慮がボイド率計測精度向上に欠かせないことがわかる。

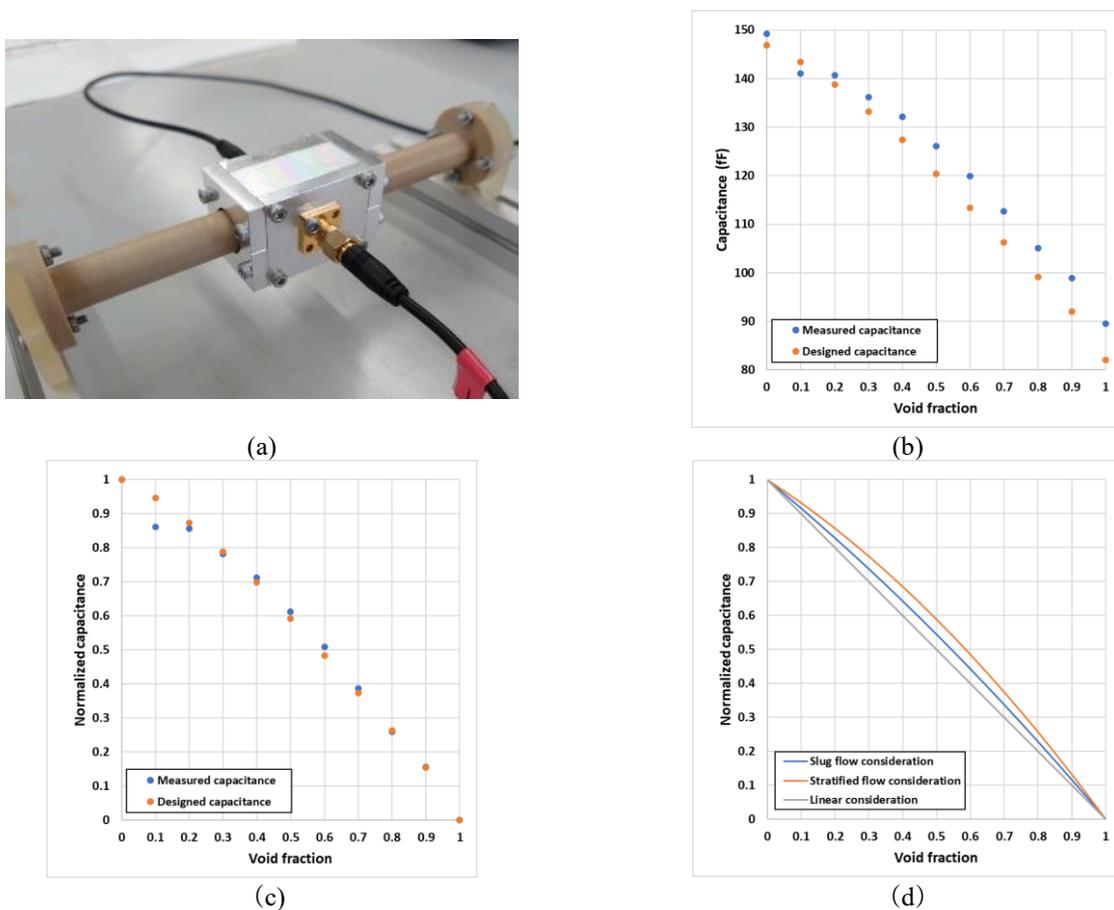


Fig.3.1.5-3 Proto-type of capacitance-based sensor and its validation result

(a) prototype of capacitance-based sensor (b) validation result, Novec 7300 (c) normalized validation result, Novec 7300 (d) $C-\alpha$ relation from EFA for different flow pattern consideration for R22

製作の対象となる冷媒充填量評価装置にも静電容量による測定方法が妥当であるかを検証するために、R22 冷媒を対象にボイド率を測定した。実験条件は蒸発・凝縮温度 20 °C、流量 0.00487 kg/s、管内径 7.1 mm としている。そして、本実験での結果を従来提案されている相関式とこの条件下での値を基にして比較する。相関式として、Smith, Zivi, Fang はスリップ比モデルを採用しており、Chisholm は Kah モデル、そして Steiner は、ドリフトフラックスモデルを採用している。比較検討を行った結果を Fig.3.1.5-4 に示す。実験による予測式はこの条件下での値を基にしている。

Fig.3.1.5-4(a)に既存の相関式との比較結果を示した。青のプロットが本実験の測定データで、赤のプロットは Hashizume の実験データを表す。今回の実験は、ドリフトフラックスモデルである Steiner の相関式とよく合っていることがわかった。また、実測値としての Hashizume の実験結果と類似なトレンド

を示していることがわかる。また、実験結果と Steiner の相関式とを比較した。ただし、Fig.3.1.5-4(b)は実験での流動様式がスラグ類と仮定した結果、Fig.3.1.5-4(c)は層状流と仮定した結果である。用いる補正式によって既存の相関式との誤差が異なるため、ボイド率を導出する際にどのように流動様式を考慮すべきかが問題である。そこで、以下のような検討を進めている。

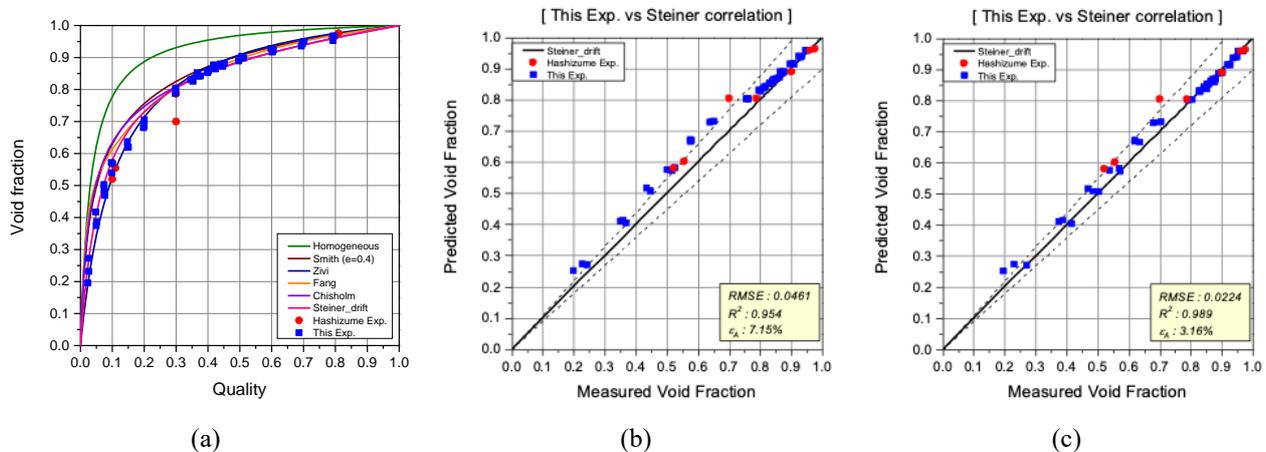


Fig.3.1.5-4 Void rate (R22) measurement result comparison (a)Comparison of void rate (R22) (b)Comparison with Smith type(slug flow) (c)Comparison with Smith type (stratified flow)

(4) マクロ管の流動様式の変化を考慮した静電容量法によるボイド率センサーの高精度化

前述の電場解析の結果及びプロトタイプセンサーを用いた実験結果により、ボイド率(α)と測定される静電容量(C)との関係($C - \alpha$ 関係)は線形的ではなく、流動様式に依存することがわかった。流動様式は、気液の種類、温度、流量などによって異なるため、静電容量法を利用してボイド率を精密測定するためには、多様な二相流の流動様式による $C - \alpha$ 関係を取得することが必要である。

そこで、流動様式に対する感度が低く設計された非対称電極を持つ静電容量センサーを用いて、R32冷媒を対象に静電容量法の補正手段を検討する。本研究では、静電容量法の測定及びその補正手段が妥当性を締切法 (Quick closing valve method, QCV method) を用いた測定結果と比較することで検証する。流動様式は高速度カメラを用いて可視化された。高速度カメラには 50mm f/2.8 マクロレンズ (Nikon) が装着し、露出時間 5000fps と 139 μ s の条件で 2 秒間の流動を撮影した。1016 \times 1016 ピクセルの 100 万画素のセンサー条件で作動する。また、流動様式による $C - \alpha$ 関係式は、前述の電場解析によって導出された。実験は、管内径 7.1 mm を用い、飽和温度 10 $^{\circ}$ C、3 種類の流量 (100, 250, 400 kg/m 2 s) 条件で行われた。Fig.3.1.5-5 に、本研究の静電容量法の補正手段とボイド率測定過程を示す。

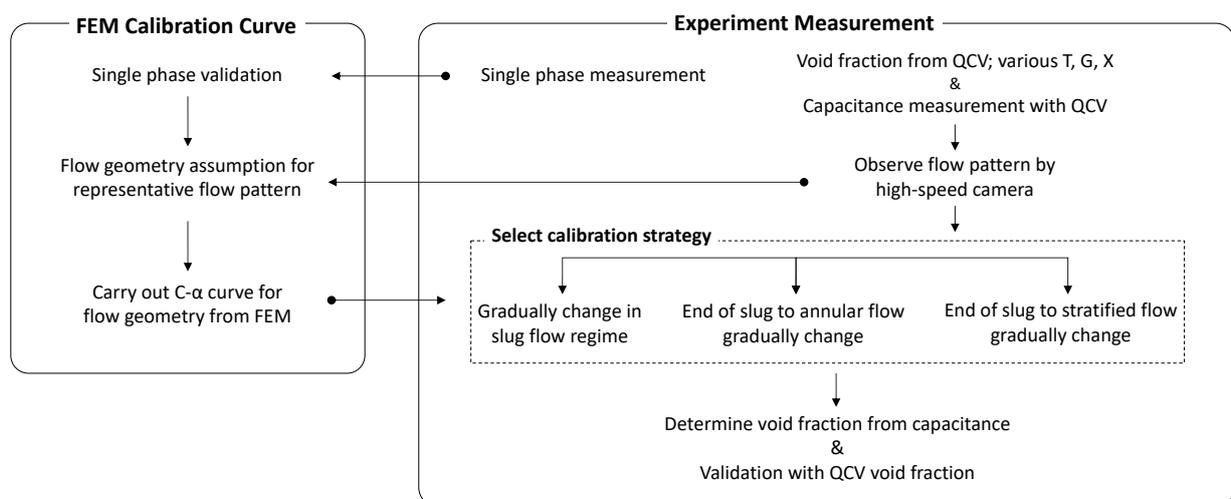


Fig.3.1.5-5 Measurement and calibration step for capacitance method⁷⁾

Fig.3.1.5-6 に高速度カメラを用いた流動様式の代表例を示す。入口乾き度の増加に伴い、流動様式が変化する様子が確認される。

X = 0.100, T: 25°C, G: 250 kg/m ² s	Slug Flow	X = 0.400, T: 25°C, G: 250 kg/m ² s	Intermittent Flow	X = 0.700, T: 25°C, G: 250 kg/m ² s	Annular Flow
X = 0.200, T: 25°C, G: 250 kg/m ² s	Slug-Intermittent Flow	X = 0.500, T: 25°C, G: 250 kg/m ² s	Annular Flow	X = 0.800, T: 25°C, G: 250 kg/m ² s	Annular Flow
X = 0.300, T: 25°C, G: 250 kg/m ² s	Intermittent Flow	X = 0.600, T: 25°C, G: 250 kg/m ² s	Annular Flow	X = 0.900, T: 25°C, G: 250 kg/m ² s	Annular Flow

Fig.3.1.5-6 The flow pattern change along with the vapor inlet quality change (R32, T=25 °C, G=250 kg/m²s)

特に、スラグ流領域ではボイド率が非定期的に変化するために、静電容量センサーを用いて、スラグ流の持つ時間変動特性を捉える必要がある。Fig.3.1.5-7 にスラグ流領域の流動様式変化による静電容量センサーの時間変動特性を示す。

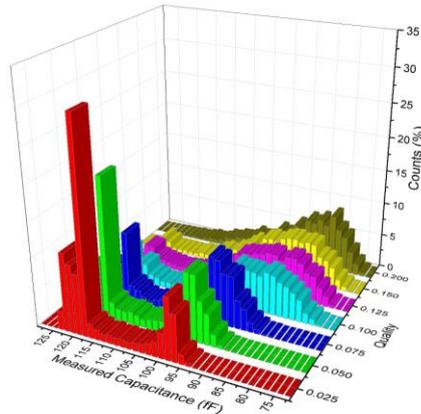


Fig.3.1.5-7 The characteristics of capacitance distribution of the low quality region (R32, T=25 °C, G=100 kg/m²s)⁷⁾

図は、測定された静電容量値の度数分布を示し、分布のピークが一つの場合は安定した流動をピークが二つ以上の場合には不安定な流動であることを意味する。乾き度が上昇するに連れ、流動様式が漸進的に安定していることが確認できる。

本研究で使用された非対称電極を持つ静電容量センサーは流動様式への依存性が相対的に低いため、流動様式の小さな変化による測定値への影響は小さい。これを基に、本研究では、二相流を気泡流、層状流、及び環状流の3つに分類し、電場解析に用いる代表流動様式とした。これらの流動様式についてFig. 3.1.5-8のように $C - \alpha$ 関係を導き出した。また、比較のため流動様式を考慮しない線形 $C - \alpha$ 関係もあわせて示した。

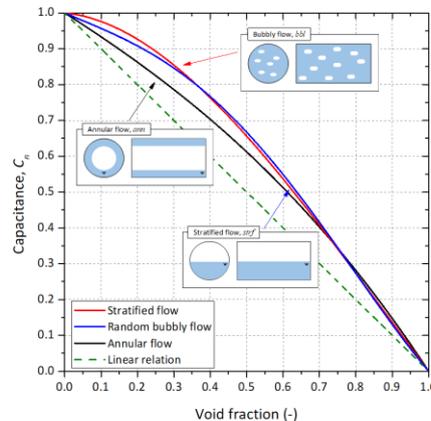


Fig.3.1.5-8 The $C - \alpha$ relation curve for each representative flow pattern from EFA analysis⁷⁾

上記の流動様式の分析結果と電場解析から導出された $C - \alpha$ 関係を結合し、次の Equation (3.1.5-1), (3.1.5-2)のようにスラグ流や間欠流の静電容量法に対応する補正式を導出することができる。

$$\alpha_{slug} = \frac{Count_{fp}}{Count_{tot}} \alpha_{strf} + \frac{Count_{sp}}{Count_{tot}} \alpha_{bbl} \quad (3.1.5-1)$$

ここで、 $Count_{fp}$ と $Count_{sp}$ はそれぞれ1番目のピークと2番目のピークに該当する信号の個数である。そして、 $Count_{tot}$ は全信号の個数である。

$$\alpha_{intm} = \frac{(x - x_{IS})}{(x_{EA} - x_{IS})} \alpha_{ann} + \frac{(x_{IA} - x)}{(x_{EA} - x_{IS})} \alpha_{strf} \quad (3.1.5-2)$$

ここで、 x_{IS} は間欠流とスラグ流が遷移させる流動様式船図上のト乾き度である。そして、 x_{EA} は環状流が終わる乾き度である。

Fig.3.1.5-9に、本研究で開発された補正手法が適用された静電容量法のボイド率測定結果、縮切法により同時測定されたボイド率測定結果、補正手法が適用されなかった（線形式を用いた）静電容量法のボイド率測定結果の3つを示す。

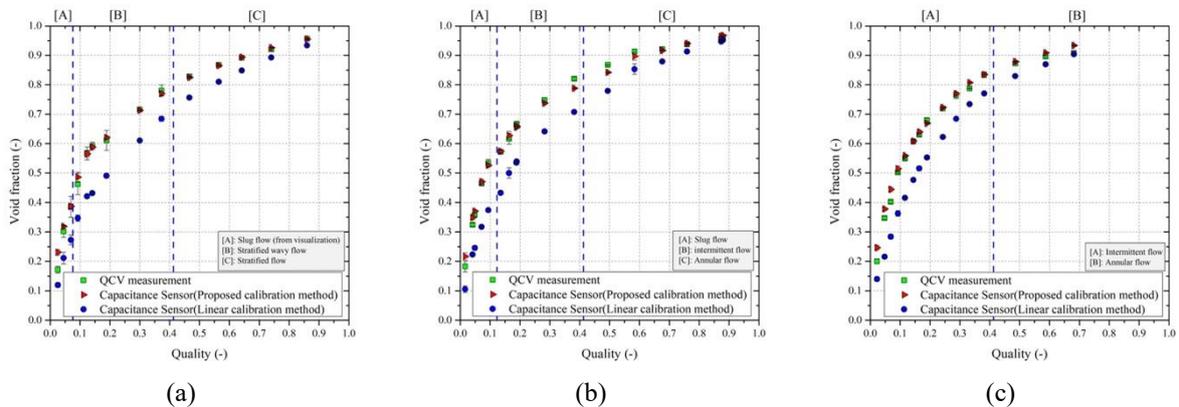


Fig.3.1.5-9 Comparison between the QCV method-derived void fraction results and those obtained via the capacitance method with proposed and linear calibration;
 (a) R32, T = 25 °C, G = 100 kg/m²s (b) R32, T = 25 °C, G = 250 kg/m²s (c) R32, T = 25 °C, G = 400 kg/m²s⁷⁾

ボイド率測定に対する開発された補正手法が適用された静電容量法と縮切法の測定値の違いは、流動様式ごとに Table.3.1.5-2 にまとめて示す。

Table.3.1.5-2 The summary of calibration result of capacitance method of each flow pattern

	E_R		R^2	
	Linear calibration	Proposed calibrated	Linear calibration	Proposed calibrated
Slug	30.4%	7.8%	0.287	0.966
Intermittent	25.33%	2.24%	-0.198	0.986
Stratified	9.02%	0.63%	0.499	0.997
Annular	4.54%	1.36%	-1.307	0.776
All	19.53%	2.99%	0.711	0.994

$R^2=0.994$ の値でよく一致することが確認でき、これによって本研究の補正手法が適用された静電容量法によって非接触、リアルタイム、高精度の測定が遂行できることがわかった。

(5) マイクロ管用ボイド率センサーの高精度化

1 mm 以下の直径を持つ管はマイクロチャンネルに分類され、マイクロチャンネルを流れる二相流はマイクロ電子冷却、マイクロ電子機械システム、マイクロチャンネル熱交換器などの多様な分野で応用可能である。特にフラットチューブのマイクロチャンネルで構成された熱交換器は 1 kW/cm² 以上の高熱流束を持ち、最も進歩した熱交換器という評価を受けている。しかし、非常に小さい直径によって、マイクロチャンネルフラットチューブ内部を流れる二相流の流動特性を分析することは難しい。特に、ボイド率はマイクロチャンネルフラットチューブ二相流の様々な特性の中で最も測定しにくいパラメータの一つである。一般的にマイクロチャンネルフラットチューブのボイド率は縮切法を通じて測定さ

れてきたが、管内二相流冷媒を回収し、その重さを測定しなければならない締切法の特長上、10~30%に達する誤差が報告されている。それでも、特性分析の基本となる単一マイクロチャンネルの分析は非常に小さい内部体積を理由にボイド率の測定が難しい実情である。

そこで、これまで開発/活用されてきたマクロ静電容量式ボイド率センサー知識を基に、マイクロチャンネルのボイド率測定が可能な新しいセンサーを開発した。非対称電極を持つ静電容量センサーは小さな管径での測定が相対的に難しい。これは、管径の大きさに合わせて低電位電極の大きさが制限され、センサーの分解能が減少するためである。そこで、本研究で開発されたセンサーは、該当短所を補完するために各電極の幅を変数として最適化を行い、最終的に高電位電極と低電位電極の縦横の比をそれぞれ1:9.48および1:8.24に決定した。さらに、最適化技法に基づいて行われたセンサーの設計およびマイクロチャンネルの流動様式が反映された $C - \alpha$ 関係を導き出した。

上記ボイド率センサーはマクロ用センサーの設計と同様に、Fig.3.1.5-10に示したように電場解析を通じて分析され、多様な流動様式を対象にボイド率の変換式($C - \alpha$ 式)を導き出した。

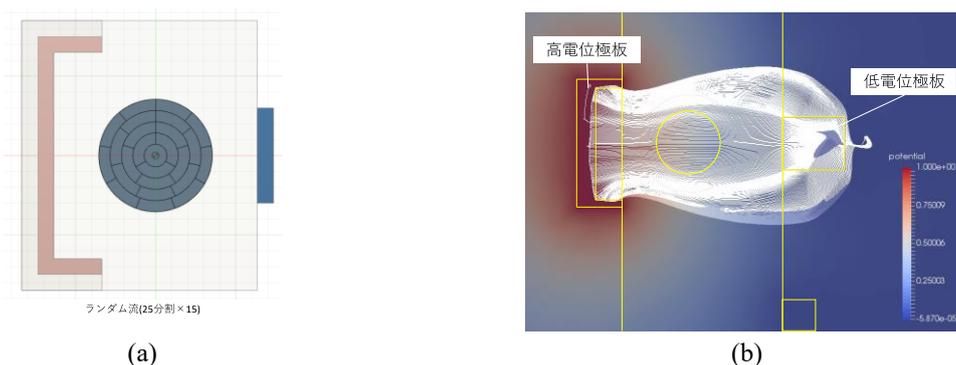


Fig.3.1.5-10 Example of finite element method for sensor
(a) EFA modeling, (b) EFA result

電場解析で考慮した流動様式は、Fig.3.1.5-11に示すようにマイクロチャンネルの典型的な流動様式である。マイクロチャンネルにおける流動様式は、プラグ流から環状流まで乾き度によって異なる。



Fig.3.1.5-11 Various flow pattern of two-phase flow in microchannel

ただし、本研究で使われる静電容量式ボイド率センサーは特徴的な非対称電極の影響によって流動様式に対する依存性が相対的に低いため、今後の測定および解釈への影響が小さいと期待できる。したがって、本研究では流動様式による $C - \alpha$ 関係を導き出して評価するために、プラグ流、環状流、チャーレン流を選択した。Fig.3.1.5-12に3つの流動様式に対して導出された $C - \alpha$ 関係を図示し、相対誤差は約1.7%となった。

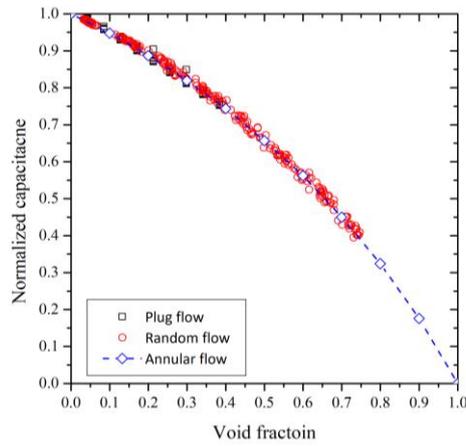


Fig3.1.5-12 $C - \alpha$ relations according to microchannel flow patterns

このように相対誤差が低い理由として、マイクロチャンネル内部を流れる二相流の流動様式がマクロチャンネルに比べて相対的に対称的なことに起因すると考える。最終的に3つの流動様式を全て考慮して一つの $C - \alpha$ 関係を導き出すことができ、Equation (3.1.5-3)と(3.1.5-4)のようになった。

$$\alpha_{R1234yf} = -0.2596C_n^3 - 0.7379C_n + 0.9997 \quad (3.1.5-3)$$

$$\alpha_{R32} = -0.3797C_n^3 - 0.0604C_n^2 - 0.5597C_n + 1.0024 \quad (3.1.5-4)$$

ここで C_n はセンサーから測定された静電容量が平準化された値である。

(6) ボイド率センサーの製作

上記記述された電極の形態，材料の選定，流動様式を考慮した高精度化を通じて R32，R454C 冷媒を対象に内径 7.1 mm のマクロ管，内径 1 mm のマイクロ管の2つの管径に対応するボイド率センサーを製作した。Fig3.1.5-13 に設計されたセンサーの CAD モデルと実センサーを図示す。

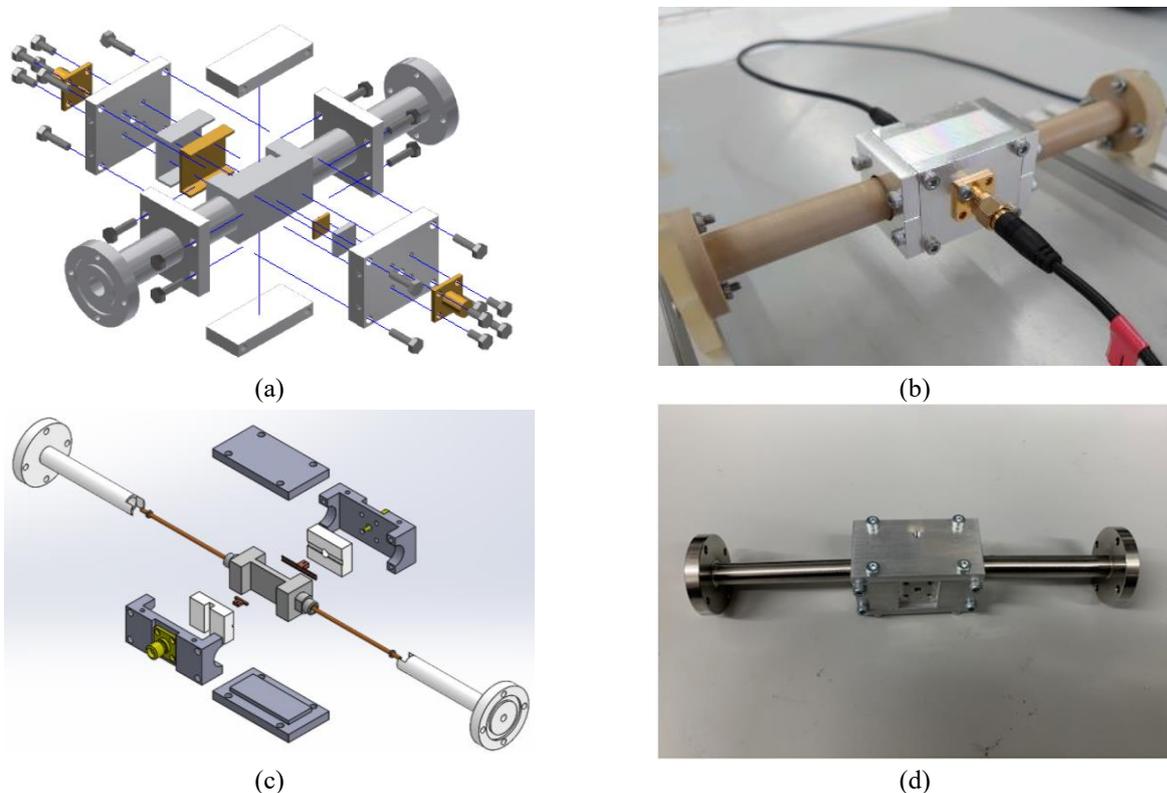


Fig3.1.5-13 Designed capacitance-based sensor (a) CAD model for the macro tube (b) actual sensor for macro tube (c) CAD model for the microchannel (d) actual sensor for microchannel

(7) まとめ：静電容量法によるボイド率測定センサーの開発及び測定方法の確立

本研究で開発したボイド率センサーは、ボイド率および流動様式によって変わる静電容量を利用する単純な構成の非接触式測定方法である。非接触式技法としてリアルタイムでボイド率を測定できる長所を持っている。また、既存の伝統的な QCV 技法(約 1~3%)に準ずる測定精度(3~5%)を有しており、多様な用途で応用できると考えられる。

本研究のセンサー開発により、以下の項目に対する検討および検証が行われた。

- ・ 電場解析を活用した $C - \alpha$ 関係の導出とセンサ最適化
- ・ 流動様式を反映した静電容量ボイド率計の補正手段
- ・ 多様な管径、冷媒について従来の測定手法である QCV 技法との相互検証

3.1.5.2 冷媒充填量評価装置の構築による様々な管径及び冷媒に対するボイド率測定

(1) 広範囲の運転条件を考慮した冷媒充填量評価装置の製作

Fig.3.1.5-14 に本研究で構築した冷媒充填量評価装置のフロー図を示した。実験装置は、マクロ(管内径 7.1 mm)、マイクロチャンネル(1 mm)を持つテストセクションの装・脱着が簡単に行える。主な特徴は以下となる。

- ・ ボイド率と冷媒充填量の関係を明確にするために、締切法(QCV, Quick Closing Valve)を利用し直接充填量が測定可能
- ・ 複数の冷媒に対応するために幅広い入熱量の調整が可能
- ・ 複数の配管径に対応するために十分な流れ方向の長さおよび流量範囲の調整が可能

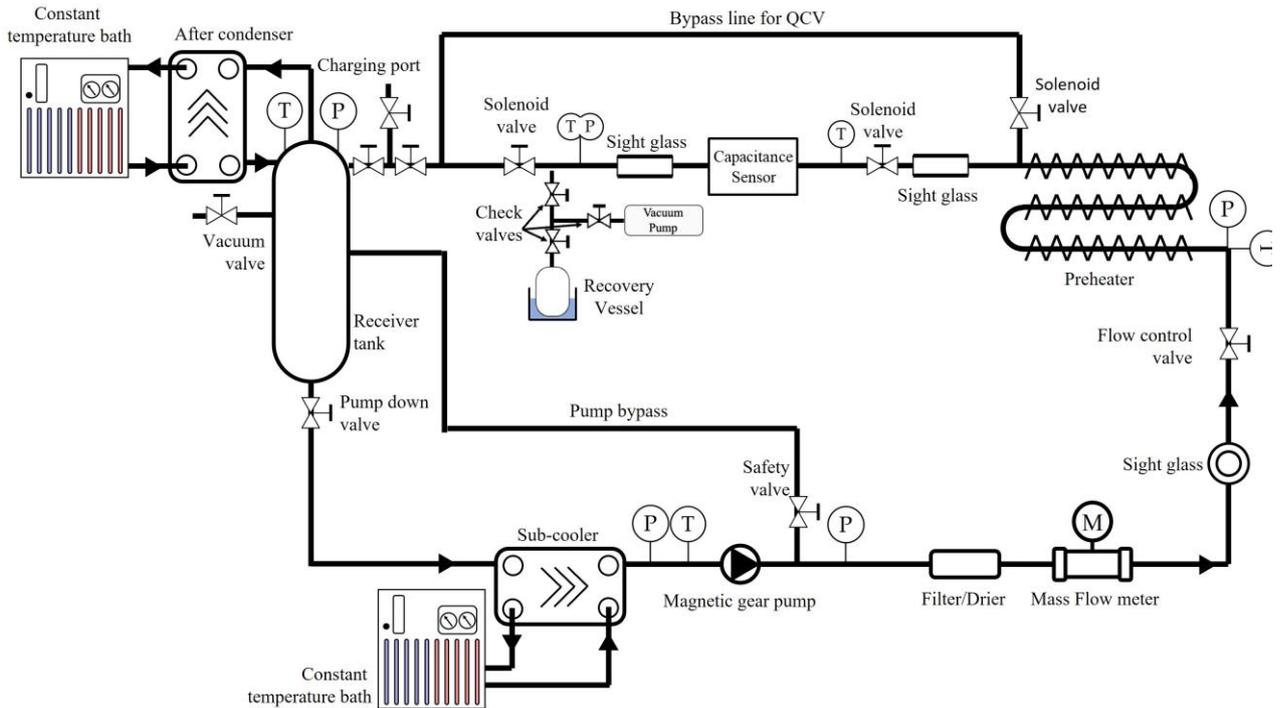


Fig.3.1.5-14 Refrigerant charge amount evaluation device design drawing

冷媒ループは内径 7.1 mm の銅管で構成されており、オイルの混入とパルセーションを防止するためにマグネチックギアポンプ(GASerise, MICROPUMP)によってタンクからサブクーラーを経てフリーヒーターに移送される。過冷状態の冷媒はフリーヒーターによって加熱され、ヒーターの調節を通じて目標とする入口乾き度を持つ異常状態に転換される。異常状態の冷媒はテストセクション(1.2 m の長さ及び 7.1 mm の内径)を経て冷媒タンクに戻り、以後ガス上の冷媒はアフターコンデンサーから過冷液体に冷却/凝縮される。周囲への熱交換による熱損失を防止するため、全体実験装置は断熱された(15 mm の厚さ, AEROFLEX)。冷媒の流量はマグネチックギアポンプの回転数を調節してコントロールされ、 $\pm 0.05\%$ の測定誤差を持つ流量計(OVAL, ALTI mass II type U)を通じて測定される。

入口乾き度は 5.6 kW の容量を持つ電気式フリーヒーターを通じて調整され、この時ヒーターの消費電力は 0.1%の測定誤差を持つ電力分析器(YOKOGAWA, WT332E)を通じて測定される。テストセクションの飽和温度および圧力は、別途の外部温度調節システムを有するアフターコンデンサによってコントロールされる。この時、圧力は $\pm 0.1\%$ の fullscale error を持つ圧力計(YOKOGAWA, EJA430J)を通じて測定され、温度は $\pm 0.15\text{K}$ の誤差を持つ PT100RTD(SAKAGUCHI, classA)を通じて測定される。

入口乾き度に対する実験装置の不確か性は $\pm 2.12\%$ ($X=0.5$, $25\text{ }^\circ\text{C}$, $250\text{ m}^2\text{s}$)である。すべての入口乾き度条件での流動様式を検討するために、テストセクション後端に装着された可視化部に超高速カメラ(IDT, NR4-ANM1)が適用された。1016 X 1016 pixel サイズ、100 万画素のセンサー、そして Nikon 50mm F2.8 Macro レンズが装着された超高速カメラシステムを利用して 2 秒間の流動を 5000 FPS, 139 us の条件で撮影する。Fig.3.1.5-15 に、冷媒充填量評価装置の外観図を示す。



Fig.3.1.5-15 External view of refrigerant filling amount evaluation device

(2) R32 及び R454C のマクロ管でのボイド率測定

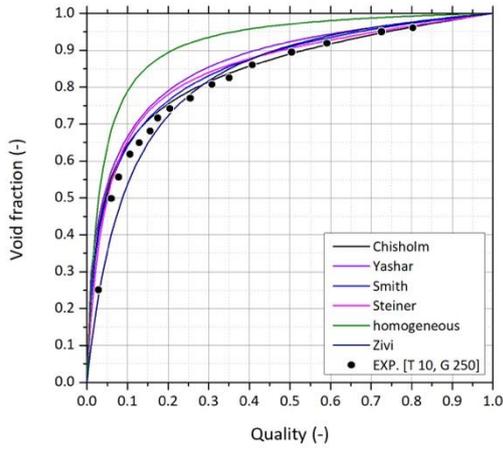
R32 は純冷媒として R454C 等の低 GWP 冷媒の構成冷媒として使用される冷媒として十分な情報の取得と特性の検討を要するが、一般的なマクロサイズ (4mm 以上の内径) の管径ではボイド率の測定結果が報告されていない。R454C は代表的な低 GWP 冷媒であり、R1234yf と R32 の 78.5:21.5 の混合比で構成され、非共沸混合冷媒の特性を有している。R454C は現在様々なシステムへの適用を検討している段階であり、本研究で目的とする冷媒充填量予測の精度向上のために必要不可欠に検討すべき冷媒である。ボイド率測定には 2020 年に開発が完了した冷媒充填量評価装置が使用され、上記の補正手法が適用された静電容量法と締切法により R32 及び R454C のボイド率が同時に計測された。また、本装置は純冷媒(R32)を基準に締切法不確かさ 1.07%、静電容量法不確かさ 3.47%の高精度測定を可能とする。測定条件は、3 種類の飽和温度 (10, 25, 40 $^\circ\text{C}$)、3 種類の流量 (100, 250, 400 $\text{kg}/\text{m}^2\text{s}$)、管内径 7.1 mm に対して行われた。但し、R454C の場合、非共沸混合冷媒の特性を考慮して、3 種類の飽和温度ではなく、3 種類の飽和圧力(0.79, 1.19, 1.72 MPa) を基準に測定された。

測定結果は Table.3.1.5-3 に示すように、過去の文献で示されている 6 つのボイド率相関式と比較され、既存のボイド率相関式が新たな冷媒のボイド率を予測可能かどうかを検討する。

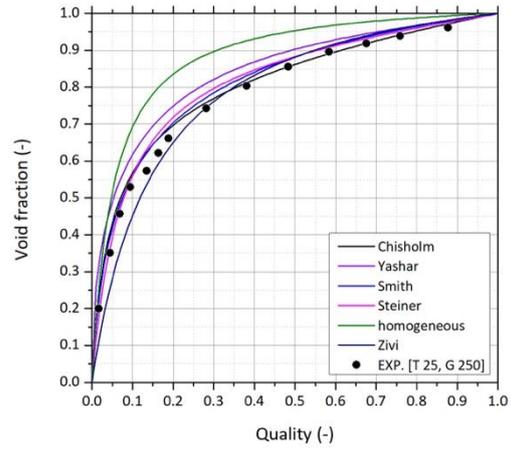
Table.3.1.5-3 Various correlations for void fraction prediction

Correlation	
Chisholm ⁸⁾	$\alpha = \left[1 + \left(\frac{1-x}{x} \right) \left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right) \sqrt{1-x \left(1 - \frac{\rho_l}{\rho_g} \right)} \right]^{-1}$
Yashar ⁹⁾	$\alpha = \left(1 + \frac{1}{Ft} + X_{tt} \right)^{-0.321}$
Smith ¹⁰⁾	$\alpha = \left\{ 1 + \left(\frac{1-x}{x} \right) \left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right) \left[K + (1-K) \sqrt{\frac{\frac{\rho_l}{\rho_g} + K \frac{(1-x)}{x}}{1 + K \frac{(1-x)}{x}}} \right] \right\}^{-1}$
Steiner ¹¹⁾	$\alpha = \frac{U_{sg}}{C_0 U_m + U_{gm}}, \quad C_0 = 1 + 0.12(1-x), \quad U_{gm} = \frac{1.18(1-x)}{\rho_l^{0.5}} [g\sigma(\rho_l - \rho_g)]^{0.25}$
Zivi ¹²⁾	$\alpha = \left[1 + \left(\frac{1-x}{x} \right) \left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^{2/3} \right]^{-1}$
Homogeneous	$\alpha_h = \left[1 + \left(\frac{1-x}{x} \right) \left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right) \right]^{-1}$

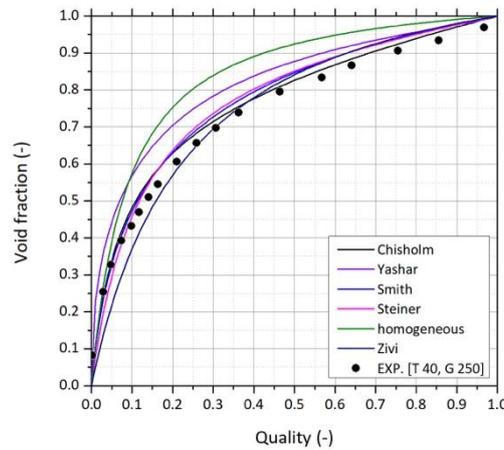
Fig3.1.5-16 に R32 のボイド率測定結果と共に従来のボイド率相関式を一併示した。Homogeneous 相関式および Yashar の相関式を除いたほとんどの相関式が許容可能な誤差範囲内で R32 のボイド率を予測可能であることが分かったが、Steiner の相関式と最もよく一致することがわかる。



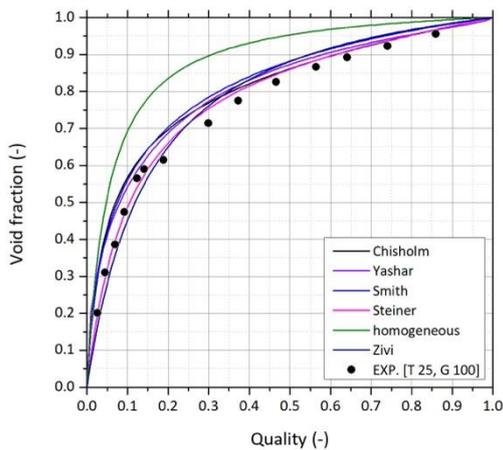
(a) $T = 10\text{ }^{\circ}\text{C}$, $G = 250\text{ kg/m}^2\text{s}$



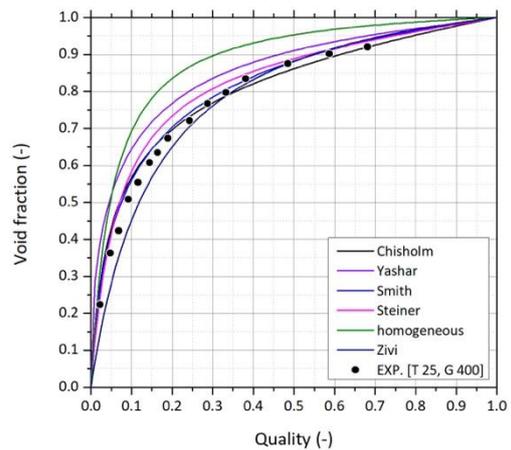
(b) $T = 25\text{ }^{\circ}\text{C}$, $G = 250\text{ kg/m}^2\text{s}$



(c) $T = 40\text{ }^{\circ}\text{C}$, $G = 250\text{ kg/m}^2\text{s}$



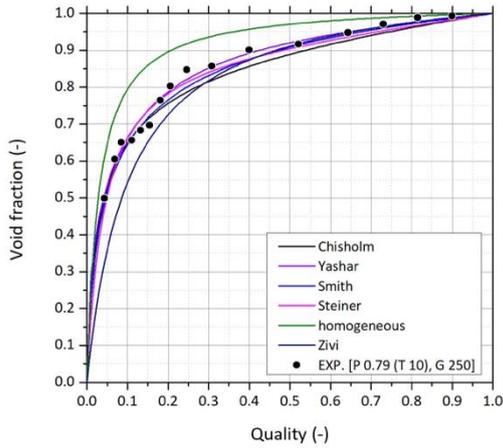
(d) $T = 25\text{ }^{\circ}\text{C}$, $G = 100\text{ kg/m}^2\text{s}$



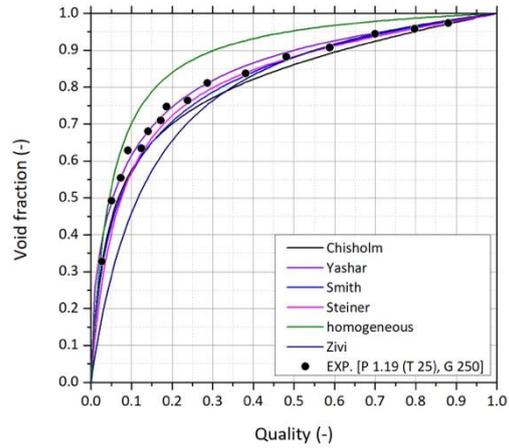
(e) $T = 25\text{ }^{\circ}\text{C}$, $G = 400\text{ kg/m}^2\text{s}$

Fig.3.1.5-16 R32 void fraction measurement and comparison with correlations

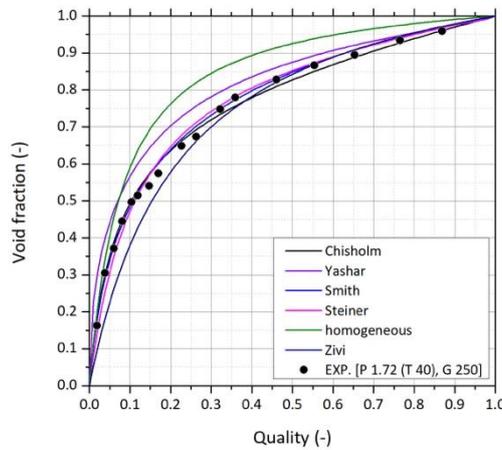
Fig.3.1.5-17 に R454C のボイド率測定結果と共に既存のボイド率相関式を一併に示した。Homogeneous 相関式及び Zivi の相関式を除いたほとんどの相関式が許容可能な誤差範囲内で R454C のボイド率を予測可能であることが分かったが、Smith の相関式と最もよく一致することがわかる。



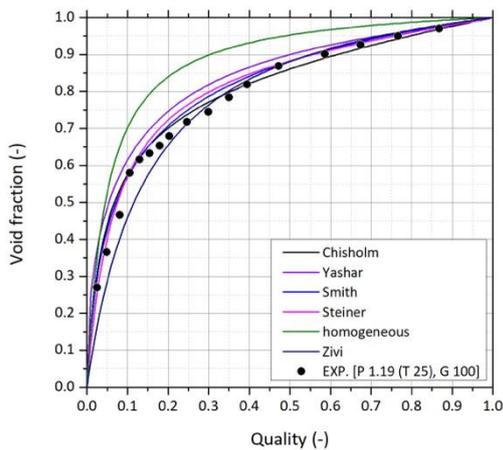
(a) $P = 0.79 \text{ MPa}$ ($T = 10 \text{ }^\circ\text{C}$), $G = 250 \text{ kg/m}^2\text{s}$



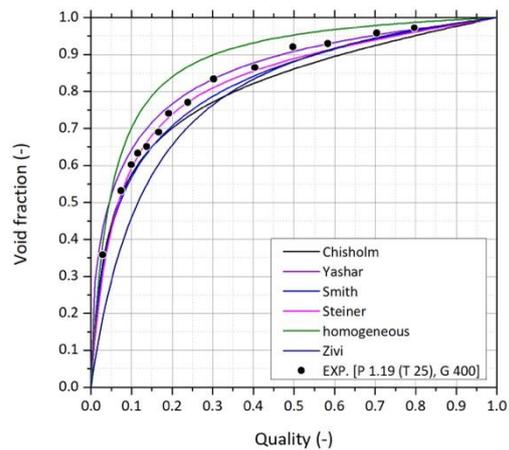
(b) $P = 1.19 \text{ MPa}$ ($T = 25 \text{ }^\circ\text{C}$), $G = 250 \text{ kg/m}^2\text{s}$



(c) $P = 1.72 \text{ MPa}$ ($T = 40 \text{ }^\circ\text{C}$), $G = 250 \text{ kg/m}^2\text{s}$



(d) $P = 1.19 \text{ MPa}$ ($T = 25 \text{ }^\circ\text{C}$), $G = 100 \text{ kg/m}^2\text{s}$



(e) $P = 1.19 \text{ MPa}$ ($T = 25 \text{ }^\circ\text{C}$), $G = 400 \text{ kg/m}^2\text{s}$

Fig.3.1.5-17 R454C void fraction measurement and comparison with correlations

各冷媒のボイド率測定結果と6つの相関式の違いを定量化してまとめるとTable.3.1.5-4のとおりである。上記の説明のように各冷媒のボイド率を予測するにあたり、最適な相関式は異なることがわかる。また、共通してSteinerの相関式は相対的に低い誤差を持ち、汎用的に使用することができることを確認した。しかし、Steinerの相関式は冷媒による偏差が存在し、このような偏差は冷媒充填量予測において誤差の要因となりうる。したがって冷媒の影響を受けずに低い誤差を持つ新しい相関式を開発する必要がある。

Table.3.1.5-4 The void fraction prediction error of various correlations

Refrigerant	Correlation	Error (%)		RMSE	R ²
		All quality range	Low quality range		
R32	Chisholm	7.8	12.4	0.042	0.96
	Yashar	15.1	22.7	0.081	0.87
	Smith	7.9	11.5	0.042	0.96
	Steiner	7.0	10.0	0.039	0.96
	Zivi	9.4	14.3	0.049	0.94
	Homogeneous	23.4	33.1	0.135	0.62
R454C	Chisholm	3.8	4.7	0.028	0.98
	Yashar	7.1	9.1	0.045	0.97
	Smith	3.6	4.5	0.028	0.98
	Steiner	4.7	6.2	0.032	0.99
	Zivi	11.7	17.5	0.100	0.95
	Homogeneous	14.7	15.6	0.079	0.97

(3) R1234yf 及び R32 冷媒のマイクロチャンネルにおけるボイド率測定

R1234yf と R32 冷媒はそれぞれ GWP が 4 および 675 の低 GWP 純冷媒として多様な冷凍システムの冷媒として使われている。それだけでなく、これら冷媒は新規低 GWP 混合冷媒の構成冷媒として使われる重要な冷媒である。したがって、ボイド率に対する十分な情報の取得と特性の検討が要求されるが、単一マイクロチャンネルでの上記冷媒のボイド率測定結果は報告されていない。ここでは、上記のマイクロチャンネル用静電容量法式の新しいセンサーを適用し、単一マイクロチャンネル内部を流れる R1234yf と R32 二相流のボイド率を測定した。ボイド率の測定は 2020 年と 2021 年にかけて検証された冷媒充電量評価装置に 1 mm の内径を持つテストセクションを装着して行われた。詳細なテストセクションを Fig.3.1.5-18 に示す。

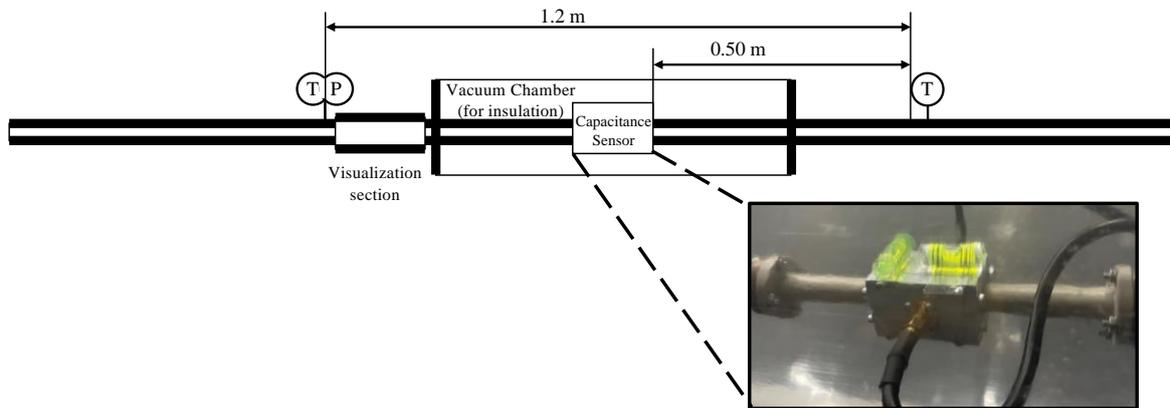


Fig.3.1.5-18 Test section of microchannel void fraction measurement

上記の Fig.3.1.5-18 に示すように、7.1 mm のマクロチューブの測定とは異なり、マイクロチャンネルのボイド率測定の際には締切法は併用しなかった。これは、静電容量式のボイド率センサーが 2020 年と 2021 年にわたる測定から信頼性が十分に確保され、締切法の場合、チューブ内部の冷媒の絶対量が測定誤差に絶対的な影響を及ぼすため、単一マイクロチャンネルでは適合しないと判断したためである。静電容量法センサーを利用したマイクロチャンネルのボイド率測定の不確実性は 6.32% であり、これは既存の 7.1 mm のマクロチューブでの不確実性より高いが、締切法の不確実性(10~30%)に比べて低い数値である。測定条件は 2 つの質量流速(300, 600 kg/m²s), 2 つの温度(20, 30 °C)とし、ボイド率の測定と共に Fig.3.1.5-18 の左側に図示された可視化部で高速度カメラを使用して流動様式の可視化を行った。

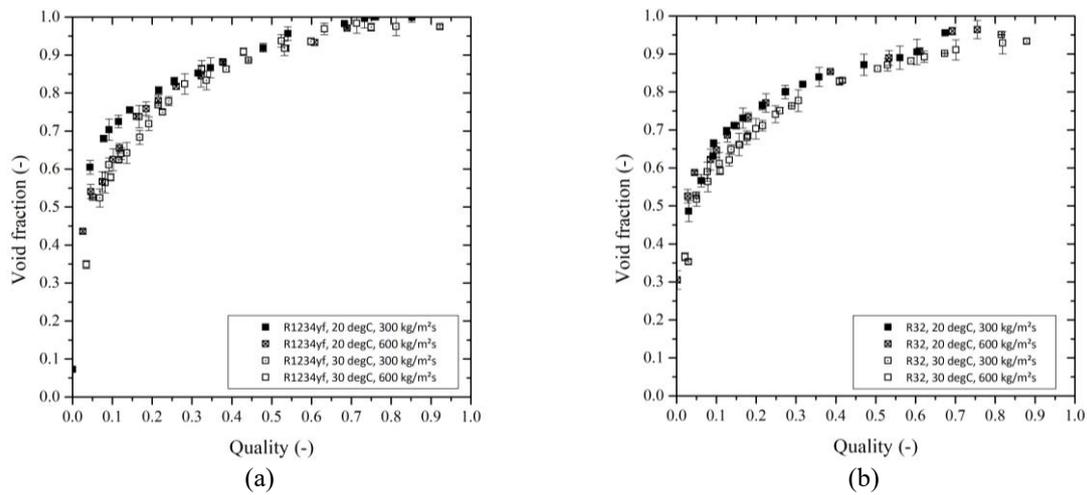


Fig3.1.5-19 Microchannel void fraction results of each refrigerant
(a) R1234yf, (b) R32

Fig.3.1.5-19 に各冷媒の各条件に応じたボイド率測定結果を示す。測定条件である二つの温度の差が小さいため、温度による大きな差が観察されないが、飽和温度 30°Cの結果が同一乾き度で若干低く現れる。また、両冷媒とも質量流速による差は小さい。Fig.3.1.5-20 に、質量流束を変えた場合の高速カメラで撮影されたマイクロチャンネル内部の画像を示す。

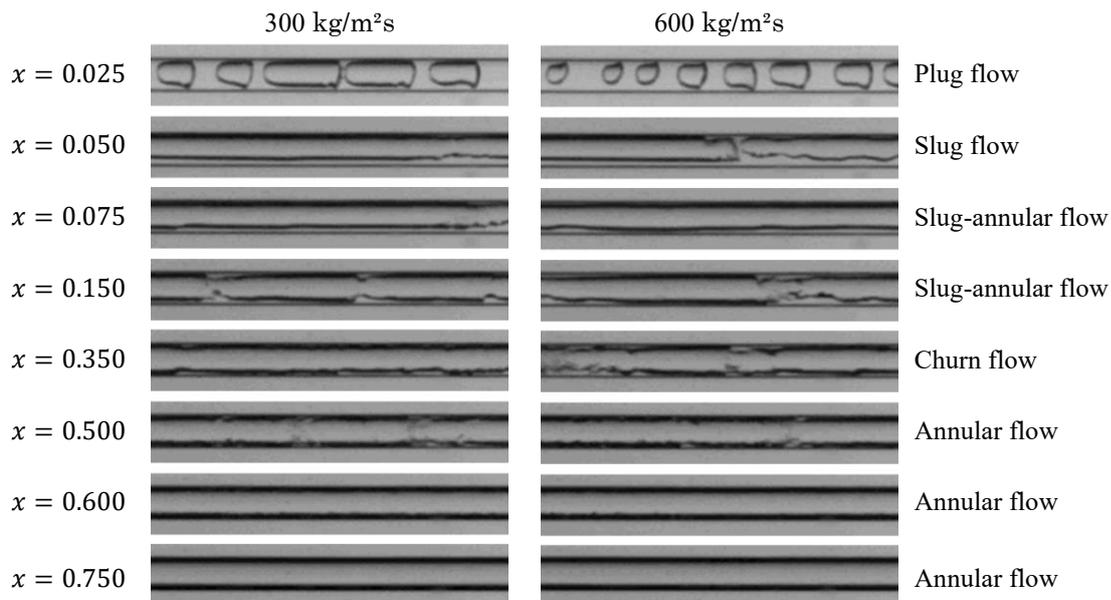


Fig3.1.5-20 Visualization results of microchannel according to the mass flux, R1234yf

質量流束が変化してもボイド率の差が少ない結果からも推測できるように、二つの質量流束間の流動様式の大きな変化は観察されていない。また、流動様式の結果から低乾き度の特徴が観察される。低乾き度で生成された気泡は表面張力と粘度の影響で液体を押し出しながらかれるが、このような気相冷媒が液相冷媒を押し出す流動の特徴によって気相と液相冷媒の速度の差は減少する。言い換えれば、速度比 (u_g/u_l) は 1 に近く、相対的に homogeneous 流動に近い特性を示す。したがって、低乾き度のボイド率はマクロ管に比べて相対的に大きい。

また、各冷媒間のボイド率を比較することも可能となる。Equation (3.1.5-5)に示した乾き度とボイド率の関係で冷媒によって大きな差を見せる原因は密度比(ρ_g/ρ_l)である。密度比が大きくなるにつれ、同一乾き度でのボイド率は減少する。Table.3.1.5-5 に示すように、R32 の密度比は R1234yf に比べて大きく、それにより相対的に低いボイド率を持つものと測定される。

$$\alpha = \left[1 + \left(\frac{1-x}{x} \right) \left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right) \left(\frac{u_g}{u_l} \right) \right]^{-1} \quad (3.1.5-5)$$

Table.3.1.5-5 Density and density ratio of each refrigerant

Refrigerant	Temperature	ρ_l (kg/m ³)	ρ_g (kg/m ³)	ρ_g/ρ_l
R1234yf	20 °C	1109.857	32.796	0.0296
	30 °C	1073.298	43.729	0.0407
R32	20 °C	981.384	40.856	0.0416
	30 °C	939.624	54.776	0.0583

上記測定されたボイド率の結果は、6つのボイド率相関式（Table.3.1.5-3）と比較された。ただし、Table.3.1.5-3のYasharの相関式はマクロチューブの結果と大きな違いを示すものと判明したため、Armand-Massenaの相関式に置き換えて検討しており、最終的に検討された6つの数式はTable.3.1.5-6のとおりとなる。

Table.3.1.5-6 Various correlations for void fraction prediction

Correlation	
Chisholm ⁸⁾	$\alpha = \left[1 + \left(\frac{1-x}{x} \right) \left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right) \sqrt{1-x} \left(1 - \frac{\rho_l}{\rho_g} \right) \right]^{-1}$
Armand-Massena ¹³⁾	$\alpha = (0.833 + 0.167x)\alpha_h$
Smith ¹⁰⁾	$\alpha = \left\{ 1 + \left(\frac{1-x}{x} \right) \left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right) \left[K + (1-K) \sqrt{\frac{\frac{\rho_l}{\rho_g} + K \frac{(1-x)}{x}}{1 + K \frac{(1-x)}{x}}} \right] \right\}^{-1}$
Steiner ¹¹⁾	$\alpha = \frac{U_{sg}}{C_0 U_m + U_{gm}}, \quad C_0 = 1 + 0.12(1-x), \quad U_{gm} = \frac{1.18(1-x)}{\rho_l^{0.5}} [g\sigma(\rho_l - \rho_g)]^{0.25}$
Zivi ¹²⁾	$\alpha = \left[1 + \left(\frac{1-x}{x} \right) \left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^{2/3} \right]^{-1}$
Homogeneous	$\alpha_h = \left[1 + \left(\frac{1-x}{x} \right) \left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right) \right]^{-1}$

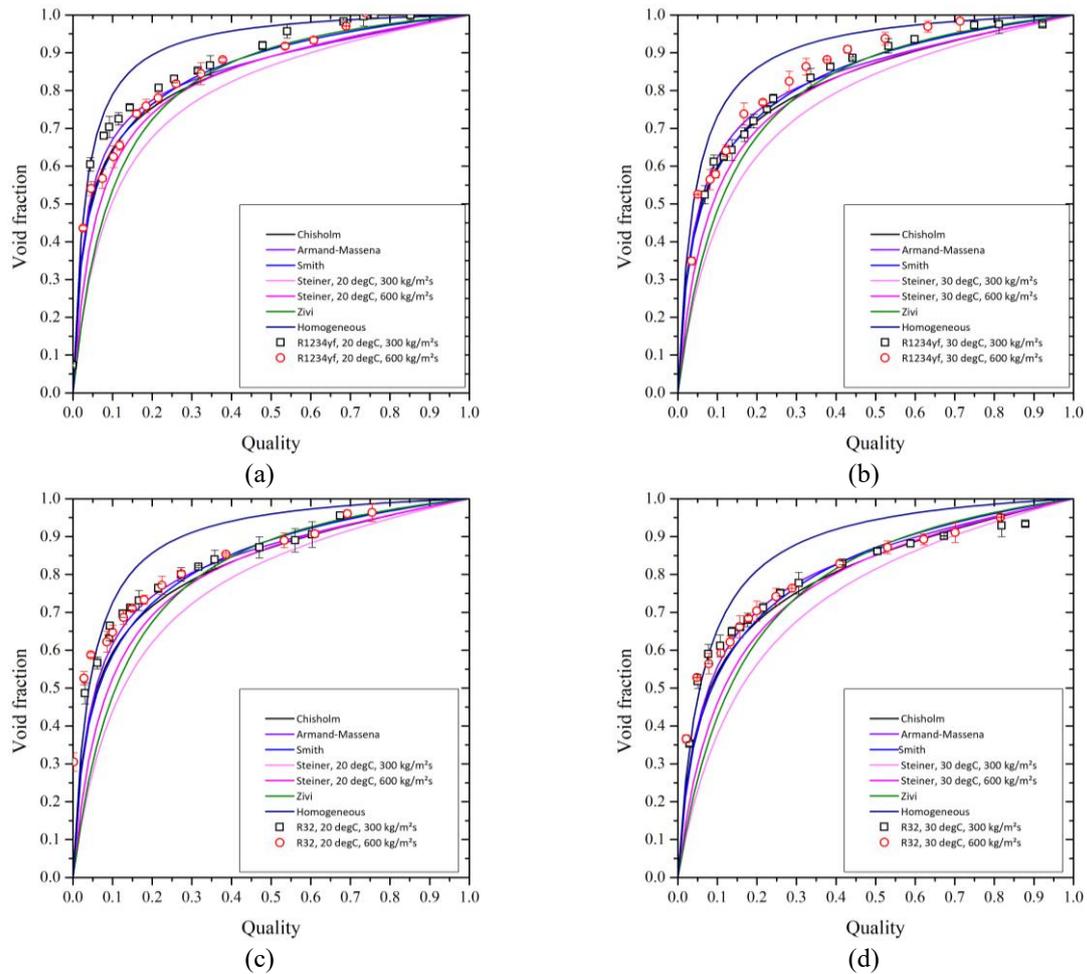


Fig.3.3-21 Predirection results of considered correlations with experimental data
 (a) R1234yf, T=20°C (b) R1234yf, T=30°C (c) R32, T=20°C (d) R32, T=30°C

Fig.3.1.5-21 に既存の相関式と測定結果を示す. 7.1 mm のマクロチャンネルでのボイド率測定結果とは異なり, 測定されたボイド率は6つのボイド率相関式に比べて高く現れた. これはマイクロ管のボイド率を研究した論文の傾向とも一致する部分である. すなわち, **Homogeneous** 相関式に相対的に近く導出され, これはマイクロチャンネルのボイド率が同一乾き度でマクロ管のボイド率より高いことを意味する. Nino^{14,15}および Shedd⁴)などの多くの研究者が過去の研究で明らかにしたように, 小さな管径では流体に作用する表面張力および粘度の影響が相対的に大きくなる.

表面張力の影響が大きくなることによって特徴的な流動様式が現れ, 気相と液相の速度比が減少することになる. Equation (3.1.5-5)に示したように, 気相と液相の速度比もボイド率に直接的な影響を及ぼすが, マイクロチャンネルでは全体領域にわたって速度比が減少し, 特に低い乾き度では速度比の減少が激しくなる(1に近づく). プラグ流は Fig.3.1.5-20 に示すように, 沸騰によって発生した気泡が液相冷媒を押し出す形で流れるが, この時, 気相と液相の速度比は1に近づく. 徐々に沸騰量が増加するにつれて(乾き度が増加するにつれて)気相の体積が増加して速度比は上昇するが, マクロ管に比べて相対的に小さくなる.

Table.3.1.5-7 The void fraction prediction error of various correlations for microchannel

Refrigerant	Correlation	Error (%)	RSME	R ²
R1234yf	Chisholm	6.0	0.098	0.96
	Armand-Massena	5.6	0.098	0.96
	Smith	5.4	0.095	0.97
	Steiner	12.7	0.177	0.71
	Zivi	12.0	0.189	0.75
	Homogeneous	12.2	0.178	0.71
	Chisholm	8.3	0.137	0.83
R32	Armand-Massena	6.8	0.136	0.85
	Smith	8.6	0.145	0.81
	Steiner	18.8	0.270	0.09
	Zivi	17.9	0.266	0.21
	Homogeneous	12.1	0.150	0.67

上述の6つの相関式に対する誤差を定量化して Table.3.1.5-7 に示す。上記のマイクロチャンネルの特性により、Homogeneous 相関式に基づいて構成された Armand-Massena の相関式結果が相対的に測定結果とよく合致することが分かった。また、速度比に影響を与える主要因子の変化によってマイクロチャンネルのボイド率は相対的に Slip ratio モデルが正確であることがわかった。反面、大部分の条件と冷媒に対して汎用的によく合うと知られている Steiner のドリフトフラックスモデルは、マイクロチャンネルにおいては大きな誤差が生じることもわかる。

(4) まとめ：冷媒充填量評価装置の構築による様々な管径及び冷媒に対するボイド率測定

本項目では、マクロ管とマイクロ管で R32, R1234yf および R454C 冷媒のボイド率測定を行った。R32 および R1234yf は、それ自体で低 GWP 冷媒であると同時に、低 GWP 混合冷媒である R454C 冷媒を構成する重要な冷媒である。ボイド率の測定は断熱条件を基本として飽和温度(純粋冷媒の場合)、飽和圧力(混合冷媒の場合)および質量流束を変数として行われた。

本実験結果では、純冷媒と混合冷媒のボイド率特性の違いは、物性の違いのみに起因することとなった。ただし、本結果が断熱条件の下で行われたという点に注意する必要がある。混合冷媒の場合、蒸発や凝縮過程中に組成が変化し、物性(密度、点もおよび表面張力など)の非定常的变化がボイド率に影響を及ぼすと考えられる。一方、断熱条件の場合、テストセクションの入口/出口の乾き度が一定するように維持されるため、非定常的な組成変化が起こらない。今後、多様な熱伝達条件(蒸発や凝縮)の下での実験を行い、非定常変化がボイド率測定による及ぼす影響を明確化する必要がある。

同じ乾き度の条件では、マイクロ管のボイド率測定結果はマクロ管に比べて相対的に高く現れ、特に低乾き度で特徴的である。この理由は、マイクロ管では表面張力と粘度の影響が強く出ることにより、上下対称になり、気相と液相の速度が平準化される(スリップ比が1に近づく)ためである。このような特性は、管径が小さくなるほど顕著になると考えられ、今後追加的な検討が求められる。

また、測定結果は、既存の相関式と比較検討され、マクロ管の場合 Steiner の相関式が、マイクロ管の場合 Armand-Massena の相関式が相対的に高い精度を示した。冷媒や管径の違いによって最適な相関式が異なることから、既存の一つの相関式を適用した冷媒充填量評価は誤差を生む可能性がある。したがって、様々な冷媒および管径にも高い正確度を維持する相関式が必要であり、これは次の節で説明する。

3.1.5.3 低 GWP 冷媒の特性を考慮した新しいボイド率相関式の樹立

(1) 新しいドリフトフラックスモデル

本研究では、クオリティ-ボイド率相関式の開発のために、比較的高い正確度を持っていると知られたドリフトフラックスモデルを使用した。Equation (3.1.5-6)に示したドリフトフラックスモデルは Zuber によって提案されたモデルである。気相表面速度(U_{sg})、液相表面速度(U_{sl})は測定できることに注目し、気相平均速度(u_g)を二相平均速度($U_M = U_{sg} + U_{sl}$)とドリフト速度(U_{gm})で表したモデルである。液相平均速度(u_l)についても同様に二相平均速度とドリフト速度によって定義できる。

$$u_g = C_0 U_M + U_{gm} \quad (3.1.5-6)$$

C_0 は「分布パラメータ」と呼ばれるパラメータで、数式的な定義では断面における気液の分布によって変化するパラメータである。物理的な意味としては、均質流を想定した時の速度分布と、実際の速度分布の関係を表す。垂直流の場合は、流動に軸対称性を仮定し、 $C_0 < 1$ において、液相が配管中心側、気相が配管壁側、 $C_0 = 1$ において、均質流、 $C_0 > 1$ において、液相が配管壁側、気相が配管中心側のよう分布を把握することができる。ただ、水平流の場合は、重力による非対称性が存在するので上記の通りにはならない。気相平均速度(u_g)とボイド率(α)は、気相表面速度を用いて次の Equation (3.1.5-7)及び(3.1.5-8)ようになる。

$$u_g = \frac{U_{sg}}{\alpha} \quad (3.1.5-7)$$

$$\alpha = \frac{U_{sg}}{C_0 U_M + U_{gm}} \quad (3.1.5-8)$$

Bhagwat^{16,17)}らの報告によると、ドリフトフラックスモデルが最も汎用性のあるモデルであると結論付けている。理由として、流量変化に対しての感度を持つこと、流動様式の変化を考慮できることが挙げられる。他にも、De Kerpel et al.⁵⁾、Wojtan et al.¹⁸⁾の報告によると、実験値と相関式を比較し、ドリフトフラックスモデルの Steiner の相関式が最も精度が良いと結論付けている。しかし、Steiner のドリフトフラックスモデルは冷媒によって予測精度のばらつきを持っており、現在まで純冷媒を対象に検討されたという限界を持っている。上記の説明のように、Equation (3.1.5-6)に示した C_0 と U_{gm} はドリフトフラックスモデルにおいて最も重要なパラメータである。Fig.3.1.5-22 に普遍的に広く使われるドリフトフラックスモデルである Steiner のモデル(Table.3.1.5-6)と、本研究で取得した実験値から導き出された C_0 と U_{gm} を比較して示した。

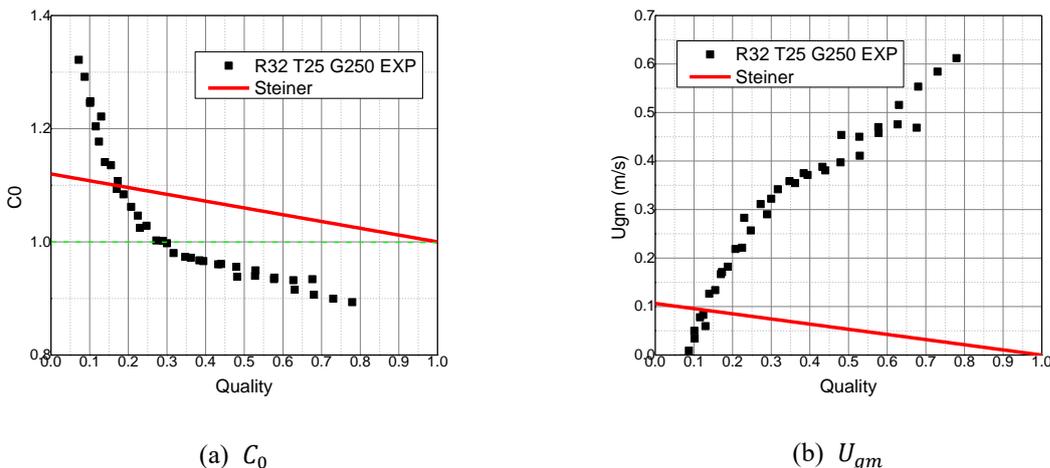


Fig. 3.1.5-22 Comparison of Steiner correlation and the experimental result in C_0 and U_{gm}

Steiner の式と実験値のずれの原因として、流動様式を考慮しない線形的数式を用いたことが挙げられる。Steiner の式では乾き度 $x = 1$ の時、 $C_0 = 1$ となるよう線形で式を構築した。また、ドリフト速度(U_{gm})は、垂直流の気泡速度に注目した式の形になっている。上昇気泡の終端速度は、Harmathy より報告されているように、気泡の大きさ、形状を考慮して、浮力と抗力の釣り合いより導くことができる。ただし、水平流においては、浮力の影響は流れに影響を与えず、気泡流以外の領域には適応できない。

本報告では水平流において、流動様式の変化に注目した相関式を提案する。流動様式は、乾き度の変

化に応じて変化するので、乾き度の値で分類した。2つのパラメータの形を Equation (3.1.5-9)及び(3.1.5-10)に示す。

$$C_0 = \begin{cases} 0 < x < x_{c1}, & C_{0,p1} + \frac{C_{0,p2} - C_{0,p1}}{x_{c1}} x \\ x_{c1} < x < x_{c2}, & \frac{x_{c2} - x}{x_{c2} - x_{c1}} C_{0,p2} + \frac{x - x_{c1}}{x_{c2} - x_{c1}} C_{0,p3} \\ x_{c2} < x < 1, & \frac{1 - x}{1 - x_{c2}} C_{0,p3} + \frac{x - x_{c2}}{1 - x_{c2}} C_{0,SP} \end{cases} \quad (3.1.5-9)$$

$$U_{gm} = \begin{cases} 0 < x < x_{c1}, & U_{gm,p1} + \frac{U_{gm,p2} - U_{gm,p1}}{x_{c1}} x \\ x_{c1} < x < x_{c2}, & \frac{x_{c2} - x}{x_{c2} - x_{c1}} U_{gm,p2} + \frac{x - x_{c1}}{x_{c2} - x_{c1}} U_{gm,p3} \\ x_{c2} < x < 1, & \frac{1 - x}{1 - x_{c2}} U_{gm,p3} + \frac{x - x_{c2}}{1 - x_{c2}} U_{gm,SP} \end{cases} \quad (3.1.5-10)$$

上記 Equation (3.1.5-9)及び(3.1.5-10)の x_{c1} 及び x_{c2} は Kattan^{19,20}の流動様式遷移線図から導出され、Equation (3.1.5-11)のとおりである。一つの温度および流量条件で乾き度が変化するにつれ、3種類の流動様式に変化する場合を代表的な場合と仮定する。流動様式の変化は冷媒、温度、流量、管径によって変わる可能性があるため、それにとまう適切な数式の変更が要求される。添字「p1, p2..」は流動様式の遷移過程にとまう各順序の流動様式を意味する。 x_{p1-2} 及び x_{p2-3} はそれぞれ流動様式 p1 と p2 の境界乾き度、流動様式 p2 と p3 の境界乾き度である。そして、各流動様式における C_0 及び U_{gm} は、実験値を基に流動様式を分析し、Table.3.1.5-8 にまとめた。

$$x_{c1} = \frac{x_{p1-2} + x_{p2-3}}{2} \quad (3.1.5-11a)$$

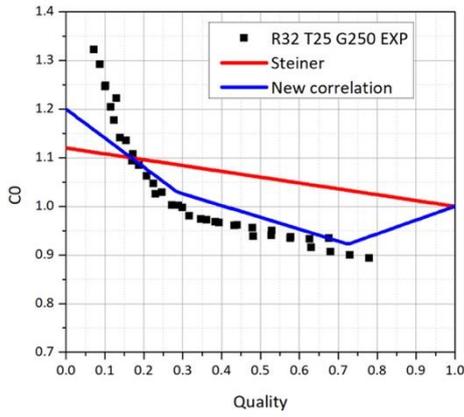
$$x_{c2} = \frac{x_{p2-3} + 1}{2} \quad (3.1.5-11b)$$

Table. 3.1.5-8 C_0 and U_{gm} of each flow pattern for the proposed correlation

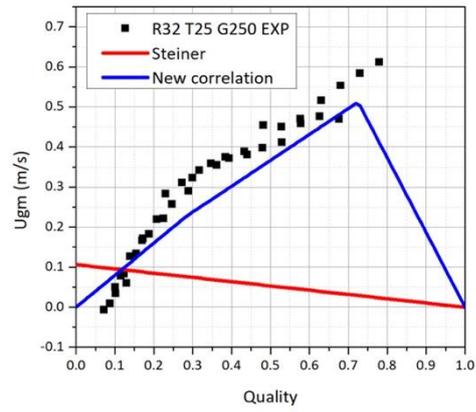
Flow pattern	C_0	U_{gm}
Slug	1.2	0
Stratified	1.03	$0.1434 \left(\frac{\mu_g}{\mu_L}\right)^{0.67} Re^{-0.13} v_g \Big _{x=1}$
Plug	1	$0.1434 \left(\frac{\mu_g}{\mu_L}\right)^{0.67} v_g \Big _{x=1}$
Annular	$0.8845 \left(\frac{\rho_g}{\rho_L}\right)^{-0.04} Re^{0.04}$	$0.0417 \left(\frac{\mu_g}{\mu_L}\right)^{1.48} Re^{-1} We^{0.29} v_g \Big _{x=1}$
Slug-annular	$0.8845 \left(\frac{\rho_g}{\rho_L}\right)^{-0.04}$	$0.0417 \left(\frac{\mu_g}{\mu_L}\right)^{1.48} We^{0.29} v_g \Big _{x=1}$
Single-phase	1	0

ただし、スラグ類と単相流動の C_0 及び U_{gm} は物理的に妥当な値を持つように Ishii のドリフトフラックスの1次元修正モデルを基盤に設定した。その他の流動様式では各流動様式を持つ実験結果から導出した。Table.3.1.5-8 と式 Equation (3.1.5-9)及び(3.1.5-10)から流動様式の漸進転である変化を考慮する C_0 及び U_{gm} を導き出すことができる。

Fig.3.1.5-23 に Steiner の相関式、実験測定及び本研究の相関式から導き出された C_0 及び U_{gm} を一緒に示した。 C_0 及び U_{gm} に対して Steiner の相関式より実験と近い値を予測できることを確認でき、これは二相流の物理的な特性をよりよく反映することを意味する。



(a) C_0

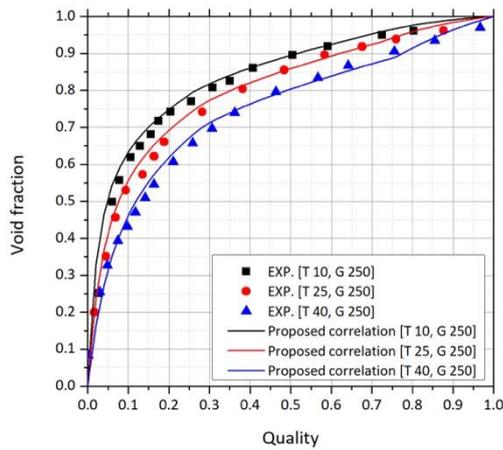


(b) U_{gm}

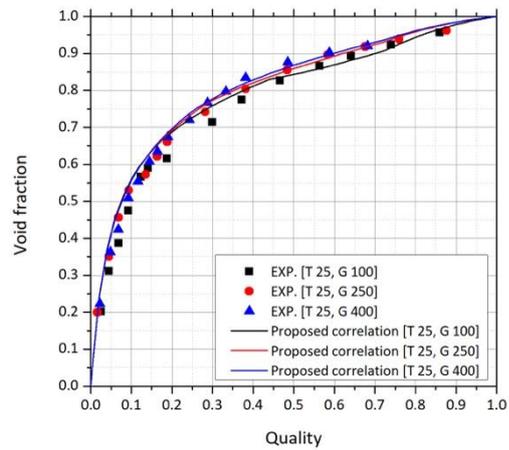
Fig. 3.1.5-23 The comparison C_0 and U_{gm} of the proposed correlation with Steiner correlation and the experimental results of the macro channel

(2) マクロ管での実験結果との比較

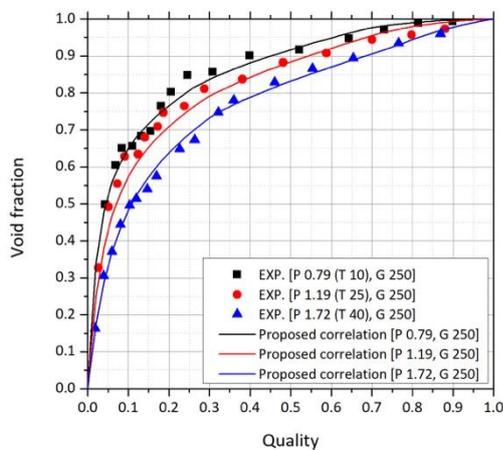
上記の Table.3.1.5-8 の係数を用いた本研究で提案するボイド率相関式と実験から測定されたボイド率を比較し、Fig.3.1.5-24 に示す。



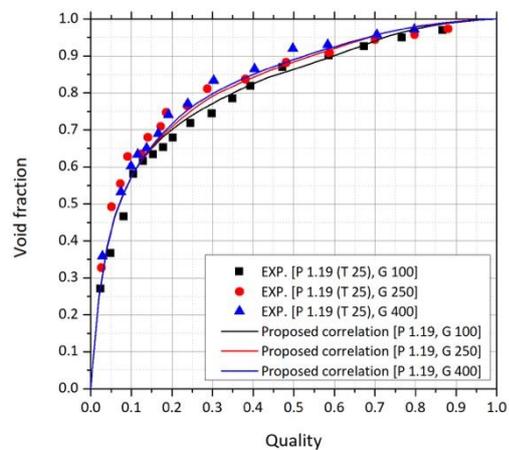
(a) R32 temperature change



(b) R32 mass flux change



(c) R454C pressure change



(d) R454C mass flux change

Fig. 3.1.5-24 Comparison of the proposed correlation with the experimentally measured void fraction

Fig.3.1.5-24の結果をもとに相関式による誤差を定量的に分析したものをTable.3.1.5-9に示す。比較のためにSteinerの相関式との比較も併せて示した。本提案の相関式は、Steinerの相関式より高い正確度を持つことが確認できる。また、冷媒の変化に対しても、相対的に安定的に高い予測精度を有することを確認した。

Table. 3.1.5-9 Void fraction prediction error of the proposed correlation

Refrigerant	Correlation	Error (%)		RMSE	R ²
		All quality range	Low quality range		
R32	This research	5.5	7.8	0.034	0.98
	Steiner	7.0	10.0	0.039	0.96
R454C	This research	4.5	5.1	0.031	0.99
	Steiner	4.7	6.2	0.032	0.99

(3) マイクロ管での実験結果と比較

Steinerのドリフトフラックスモデルは、係数 C_0 （分布パラメータ）を用いて気相および液相冷媒の管内分布を説明するもので、気相と液相が非対称に分布していることを前提としている。しかし、マイクロチャンネルの流動様式は、表面張力と粘度の影響によって低い乾き度から非常に対称的な流動を見せているため、Steinerのドリフトフラックスモデルと差が発生せざるを得ない。 C_0 は、極端な対称的な流動様式（例えば、非常に高い乾き度の環状流）の場合、1に収斂する。したがって、Steinerのドリフトフラックスモデルの C_0 をすべての乾き度に対して「1」で固定すると、Fig.3.3-25のようになり、マイクロチャンネルの測定結果に近づくことがわかる。

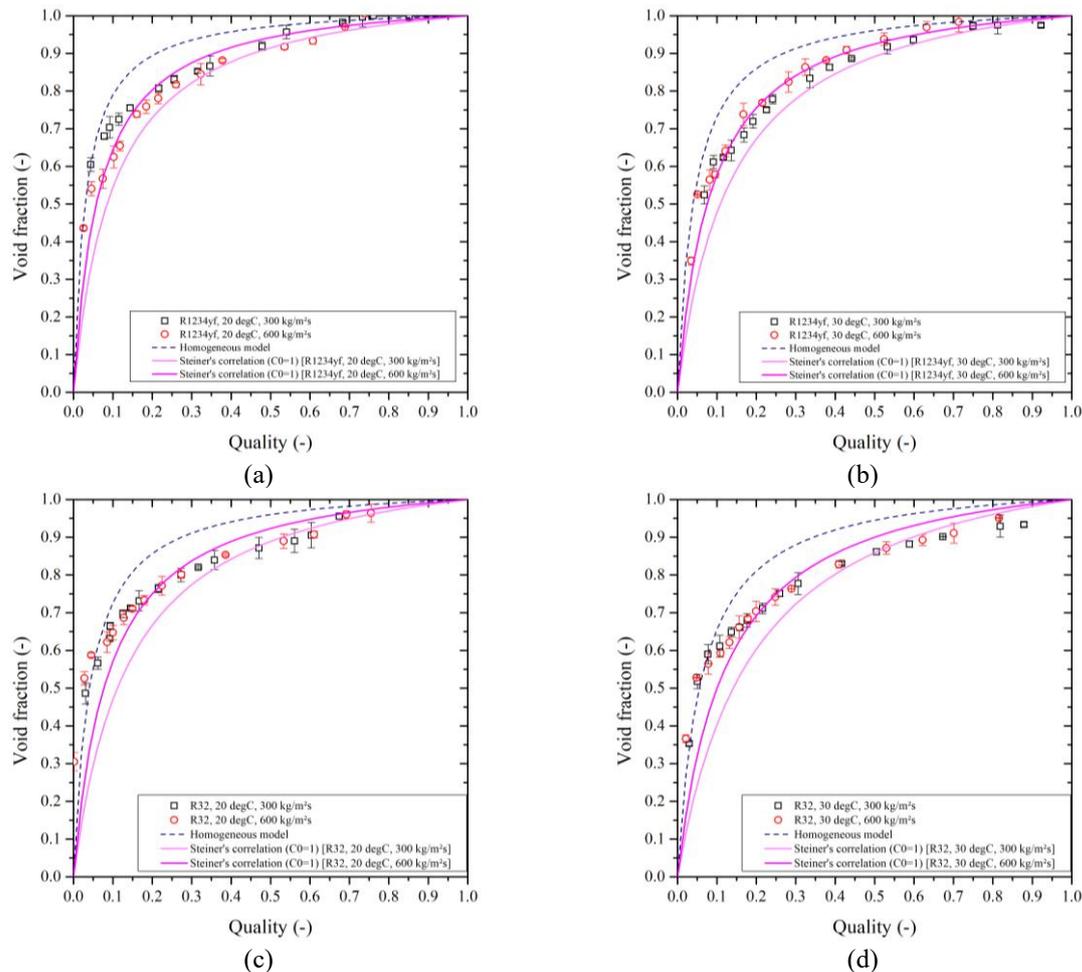


Fig. 3.1.5-25 Prediction results of corrected Steiner correlation with experimental data
 (a) R1234yf, T=20 °C (b) R1234yf, T=30 °C (c) R32, T=20 °C (d) R32, T=30 °C

すなわち，対称的流動様式を分布パラメータ C_0 で考慮することは非常に重要であることがわかる．上記 Table.3.1.5-8 で示したように，マイクロ管の流動様式を考慮すれば，Fig.3.3-26 のように表すことができる．

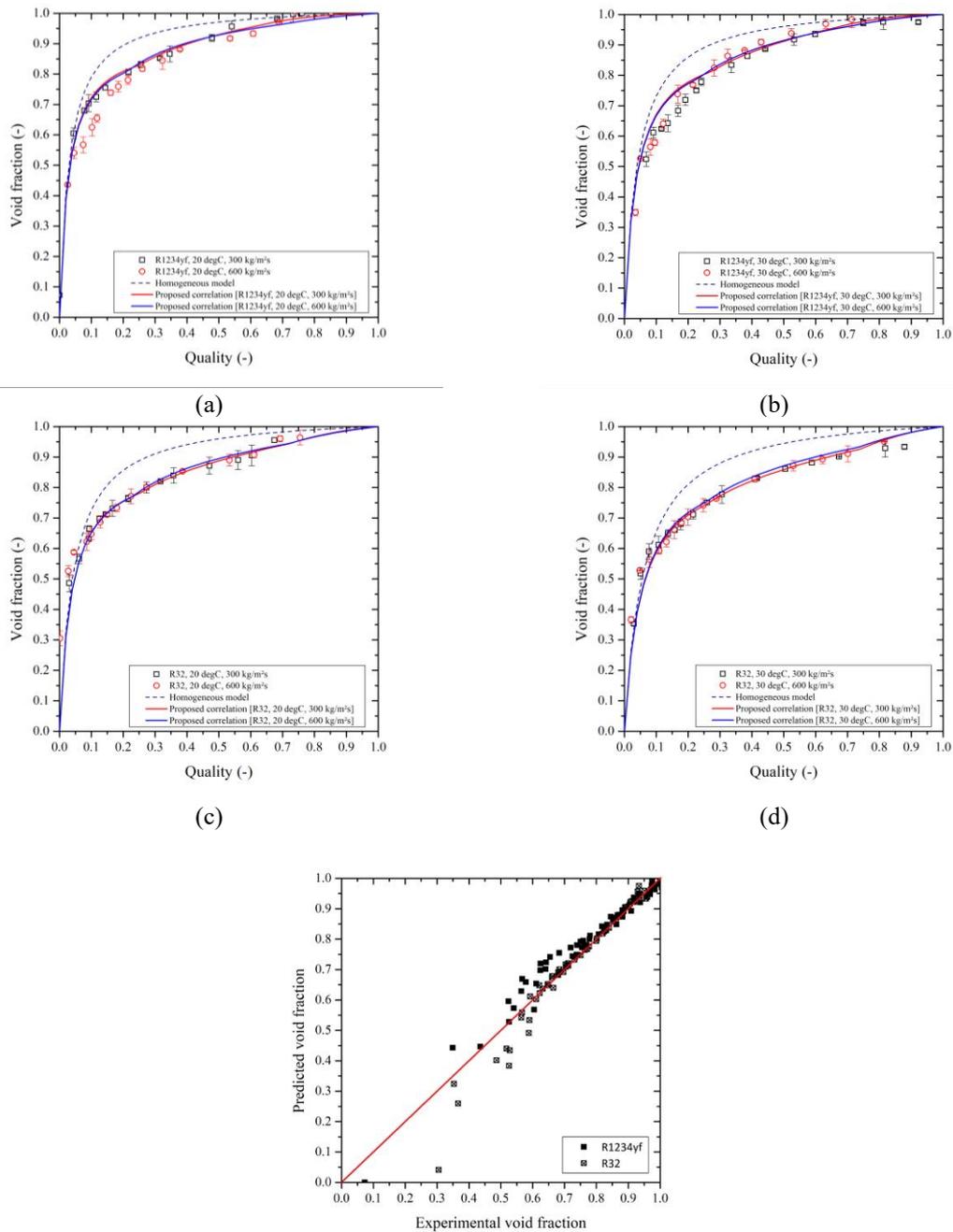


Fig. 3.3-26 Prediction results for microchannel void fraction from the proposed correlation of present research
 (a) R1234yf, T=20 °C (b) R1234yf, T=30 °C (c) R32, T=20 °C (d) R32, T=30 °C (e)
 Experimental vs. prediction

Fig.3.1.5-26 に示すように，マイクロチャネルのボイド率測定結果とよく合致することが確認でき，定量化された誤差を Table.3.1.5-10 に示す．

Table.3.1.5-10 The void fraction prediction error of various correlations for microchannel

Refrigerant	Error (%)	RSME	R ²
R1234yf	5.8	0.121	0.94
R32	4.9	0.107	0.91

これにより、新しい本研究から導き出された新しい相関式は、多様な管径、冷媒、温度、流量条件について、相対的に高い精度でボイド率を予測できることを確認した。

現在、溝付き冷媒管に対するボイド率センサーおよびテストセクションを製作しており、これを用いた実験を今年度下半期に予定している。結果から導出される溝付き冷媒管に対するボイド率特性は、ボイド率予測相関式および冷媒充電量評価シミュレーションに反映されるものと期待される。

(4) まとめ：低 GWP 冷媒の特性を考慮した新しいボイド率相関式の構築

本節では、マクロおよびマイクロ管を流れる R32, R1234yf および混合冷媒 R454C を対象に構築した新しい相関式について報告した。構築された相関式はドリフトフラックスモデルで、流動様式の漸進的な変化に対応している。

新しいドリフトフラックスモデルに基づくボイド率相関式は、実験で使われた管径、冷媒、温度、流量の全体範囲で 6%未満の安定的な予測精度を示し、これは既存の相関式が持つ適用範囲の限界を超えたと言える。ただし、より広い範囲での相関式の正確性を評価するために、様々な冷媒と管径に対する長期的な検討が必要である。

参考文献

- 1) G. Portillo, T. A. Shedd, K. H. Lehrer, G. ; Portillo, and T. A. : Proc. Int. Ref. and Air Cond. Conf., p.887. (2008),
- 2) Y. Sakamoto, H. Kobayashi, Y. Naruo, Y. Takesaki, Y. Nakajima, A. Furuichi, H. Tsujimura, K. Kabayama, and T. Sato: Int J Hydrogen Energy, 44(33), 18483 (2019).
- 3) Y. SAKAMOTO, T. SATO, and H. KOBAYASHI: J. Fluid Sci. Technol., 11(2), JFST0008 (2016).
- 4) T. A. Shedd: 「Void Fraction and Pressure Drop Measurements for Refrigerant R410A Flows in Small Diameter Tubes」, (2012).
- 5) K. de Kerpel, B. Ameel, C. T'Joen, H. Canière, and M. de Paepe: Int. J. Refrig., 36(2), 390 (2013).
- 6) 「AGC Chemicals Company Technical Documents」 URL: <https://www.agc-chemicals.com/jp/ja/products/detail/index.html?pCode=JP-JA-G007>
- 7) M. Kim, K. Komeda, J. Jeong, M. Oinuma, T. Sato, and K. Saito: Sensors, 22(9), 3511 (2022).
- 8) D. Chisholm: Int J Heat Mass Transf, 16(2), (1973).
- 9) D. A. Yashar, T. A. Newell, and J. C. Chato: 「Experimental investigation of void fraction during horizontal flow in smaller diameter refrigeration applications」, (1998).
- 10) S. L. Smith: Proc. Inst. Mech. Eng., 184(1), 647 (1969).
- 11) D. Steiner: 「Heat Transfer to Boiling Saturated Liquids」, Düsseldorf, (1993).
- 12) S. M. Zivi: J Heat Transfer, 86(2), 247 (1964).
- 13) W. A. Massena: 「Steam-Water Pressure Drop and Critical Discharge Flow - A Digital Computer Program」, Richland, Wash, (1960).
- 14) V. G. Niño, P. S. Hrnjak, and T. A. Newell: 「Characterization of Two-Phase Flow in Microchannels」, (2002).
- 15) W. T. Payne, . G Nino, P. S. Hrnjak, and T. A. Newell: 「Void Fraction and Pressure Drop in Microchannels」, (2000).
- 16) S. M. Bhagwat and A. J. Ghajar: Int. J. Multiph. Flow, 59, 186 (2014).
- 17) A. J. Ghajar and S. M. Bhagwat: "Frontiers and Progress in Multiphase Flow I," pp.157–212, Springer International Publishing, (2014).
- 18) L. Wojtan, T. Ursenbacher, and J. R. Thome: Exp Therm Fluid Sci, 29(3), 383 (2005).
- 19) N. Kattan, J. R. Thome, and D. Favrat: J Heat Transfer, 120(1), 140 (1998).
- 20) N. Kattan, J. R. Thome, and D. Favrat: J Heat Transfer, 120(1), 148 (1998).

3.1.6 数理モデル

以下熱交換器の数理モデルを示す。

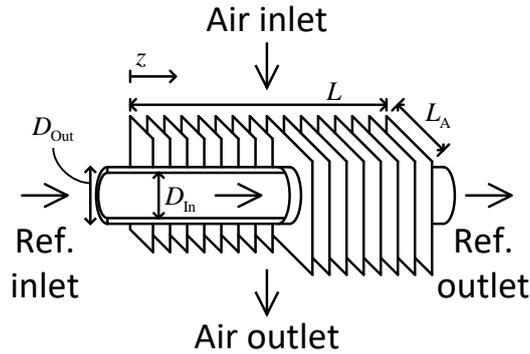


Fig. 3.1.6-1 Fin tube type heat exchanger

仮定事項

・本熱交換器の数理モデルにおいて、熱伝達率と圧力損失の式は、本報告で提案している各種伝熱と圧力相関式を適用していくこととなる。

冷媒側連続の式

$$\frac{\partial \rho_R}{\partial t} + \frac{\partial (\rho_R v_R)}{\partial z} = 0 \quad (3.1.6-1)$$

冷媒側圧力損失

$$\frac{\partial P_R}{\partial z} = -f_R \frac{1}{d_{in}} 2\rho_R v_R^2 \quad (3.1.6-2)$$

冷媒側エネルギー方程式

$$\frac{\partial (\rho_R u_R)}{\partial t} + \frac{\partial (\rho_R v_R h_R)}{\partial z} = -\frac{Lc_{in}}{S_{in}} q_{in} \quad (3.1.6-3)$$

配管側エネルギー方程式

$$\rho_M C_M \frac{\partial T_M}{\partial t} = \frac{Lc_{in}}{S_M} q_{in} - \frac{A_{Pipe} + \eta_{FIN} A_{FIN}}{S_M L} (q_{Out} + j_{Out} h_{v_{Wat}}) \quad (3.1.6-4)$$

空気側連続の式

$$\rho_{A,O} v_{A,O} L_{A,O} - \rho_{A,I} v_{A,I} L_{A,I} = \frac{A_{Pipe} + \eta_{FIN} A_{FIN}}{L} j_{Out} \quad (3.1.6-5)$$

$$\rho_{A,O} v_{A,O} L_{A,O} = G_{A,O} \quad (3.1.6-6)$$

$$\rho_{A,I} v_{A,I} L_{A,I} = G_{A,I} \quad (3.1.6-7)$$

空気側圧力損失

$$P_{A,O} - P_{A,I} = -f_A \frac{2L_x \rho_A V_{ac}^2}{D_{ec}} \quad (3.1.6-8)$$

空気側水蒸気連続方程式

$$\rho_{A,O} v_{A,O} X_{A,O} L_{A,O} - \rho_{A,I} v_{A,I} X_{A,I} L_{A,I} = \frac{A_{Pipe} + \eta_{FIN} A_{FIN}}{L} j_{Out} \quad (3.1.6-9)$$

空気側エネルギー方程式

$$\rho_{A,O} v_{A,O} h_{A,O} L_{A,O} - \rho_{A,I} v_{A,I} h_{A,I} L_{A,I} = \frac{A_{\text{Pipe}} + \eta_{\text{FIN}} A_{\text{FIN}}}{L} (q_{\text{Out}} + j_{\text{Out}} h v_{\text{Wat}}) \quad (3.1.6-10)$$

空気出口温度が露点に達した場合は、以降空気出口温度と露点と等しくなるよう除湿がなされるものとして j が算出される。空気出口温度が露点より高い場合は、除湿はされないとする。

$$j_{\text{Out}} = \begin{cases} 0 & T_{\text{DP,A,O}} < T_{\text{A,O}} \\ f(P_{\text{A,O}}, h_{\text{A,O}}, T_{\text{DP,A,O}}) & T_{\text{DP,A,O}} = T_{\text{A,O}} \end{cases} \quad (3.1.6-11)$$

熱伝達

$$q_{\text{In}} = \alpha_{\text{In}} (T_{\text{R}} - T_{\text{M}}) \quad (3.1.6-12)$$

ポイド率

$$\alpha = \left[1 + s \left(\frac{1-x}{x} \right) \left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right) \right]^{-1} \quad (3.1.6-13)$$

気液二相流モデルにおいて、式 3.1.6-13 におけるスリップ比 s に関しては、熱交換器と配管はスリップ流モデルとして smith の式で求める。それ以外の要素に関しては、均質流を仮定し $s = 1$ とする。

NOMENCLATURE

A	: Area, m^2	α	: Heat transfer coefficient, $\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$
D	: Diameter, m	ρ	: Density, $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$
f	: Fanning friction factor, -	η	: Efficiency, -
G	: Mass flow rate, $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$	λ	: Thermal conductivity, $\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
h	: Specific enthalpy, $\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$	Nu	: Nusselt number, -
j	: Mass flux, $\text{kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$	V	: Volume, m^3
L	: Length, m	F	: Fin length, m
P	: Pressure, Pa	μ	: Viscosity, $\text{Pa} \cdot \text{s}$
q	: Heat flux, $\text{W} \cdot \text{m}^{-2}$	ν	: Kinematic viscosity, $\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$
S	: Cross sectional area, m^2	Cp	: Specific heat capacity, $\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
t	: Time, s	Ga	: Galileo number, -
u	: Specific internal energy, $\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$	$h v$: Latent heat of vaporization, $\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$
v	: Velocity, $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	H	: Sensible heat factor, -

SUBSCRIPTS

A	: Air	Vap	: Vapor
DP	: Dew point	EVA	: Evaporator
FC	: Fin collar	SAT	: Saturated
FIN	: FIN	Pipe	: Pipe
I	: Inlet	F	: Front
In	: Inside	P	: Pitch
M	: Metal	T	: Thickness
O	: Outlet	W	: Wall
Out	: Outside	C	: Collar
R	: Refrigerant	Cha	: Characteristic
Liq	: Liquid	Wat	: Water

3.2 圧縮機

一般に冷凍サイクルシステムとしての解析を行う際、圧縮機の特性は断熱効率や体積効率を用いて簡易に示されることが多く、幅広い運転条件下での圧縮機の特性を精度よく予測したり圧縮機の形式に応じた特性の違いを的確に取り込むことが困難である。新たな次世代冷媒の導入に際し冷媒の特性を的確に評価するには、システムレベルの解析においても圧縮機内での冷媒の漏れや熱移動現象、オイルによる加熱等の影響を詳細に解析できるモデルを搭載し、圧縮機の形式や運転条件、冷媒の物性に応じた圧縮機の特性を精度良く予測するすることが必要不可欠である。圧縮機内部の漏れ現象などを数学的にモデル化して特性解析を行う圧縮機シミュレーションは、コンピュータの発展に伴い 1960 年代後半から利用され始め、今日では圧縮機の開発、改良、応用展開など多くの分野で活用されている⁹⁾。

本研究では、新たな次世代冷媒導入に際して冷媒による特性を比較評価できるレベルの数理モデルを構築して圧縮機シミュレーションを行い、冷媒物性の違いが圧縮機特性に及ぼす影響を明かにする。また、R410A, R32 を用いて圧縮機性能試験を行い、構築したモデルの妥当性を検証する。更に、圧縮機シミュレーションにより算出された圧縮機特性を組み込み、ルームエアコンを対象にサイクルシミュレーションを実施してサイクル全体の特性について検討する。

3.2.1 圧縮機の構造とモデリング

対象とした圧縮機は、冷凍・空調分野で広く採用されているスクロール圧縮機とロータリ圧縮機である。その構造を、Fig. 3.2-1 に、構成を Fig. 3.2-2 に示す。いずれも冷媒ガスを吸入して加圧する圧縮機構部、機構部を駆動するモータ、これらを収納する密閉ケーシングから構成されている。冷媒は、閉鎖された吸い込み室、圧縮室、吐出室を通して圧縮がなされ排出される。これらの過程で、高圧サイドから低圧サイドへの冷媒の漏れを考慮するとともに、作動室壁面との熱の授受、オイルの影響なども考慮するものとする。

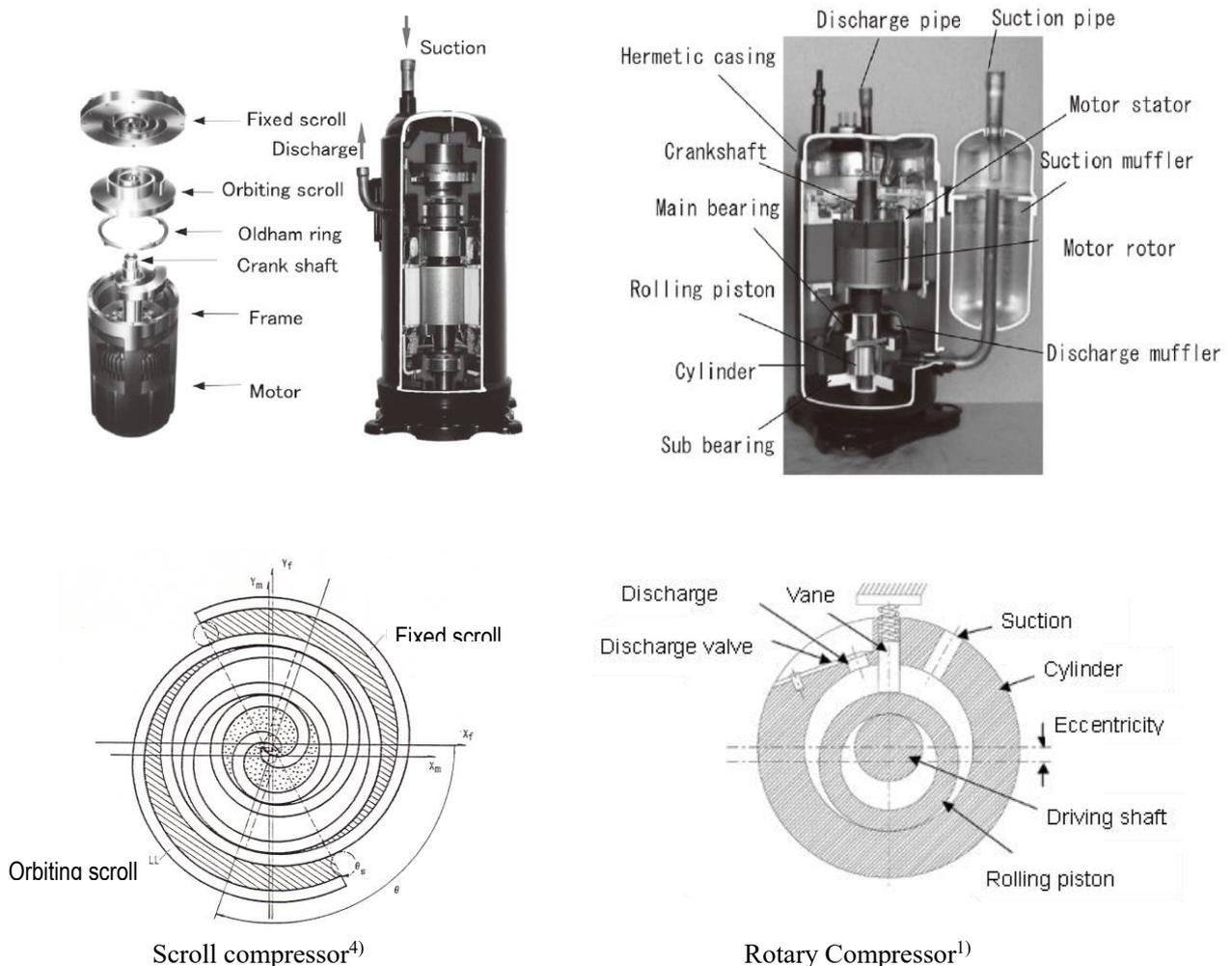


Fig. 3.2-1 Scroll and Rotary type compressor

圧縮機モデリングにおいては、圧縮機内の熱流体的特性と軸受けや摺動部の機械的特性、インバーターやモータの電気的特性を考慮する必要がある。冷媒の性質に左右される部分は、圧縮機内部で圧縮される冷媒の熱流体特性であるため、この部分のモデリングが主たるものとなる。他の機械的特性、電気的特性については、冷媒によって大きな差が生じる部分ではないので、従来と同様に効率等を用いて表すものとする。

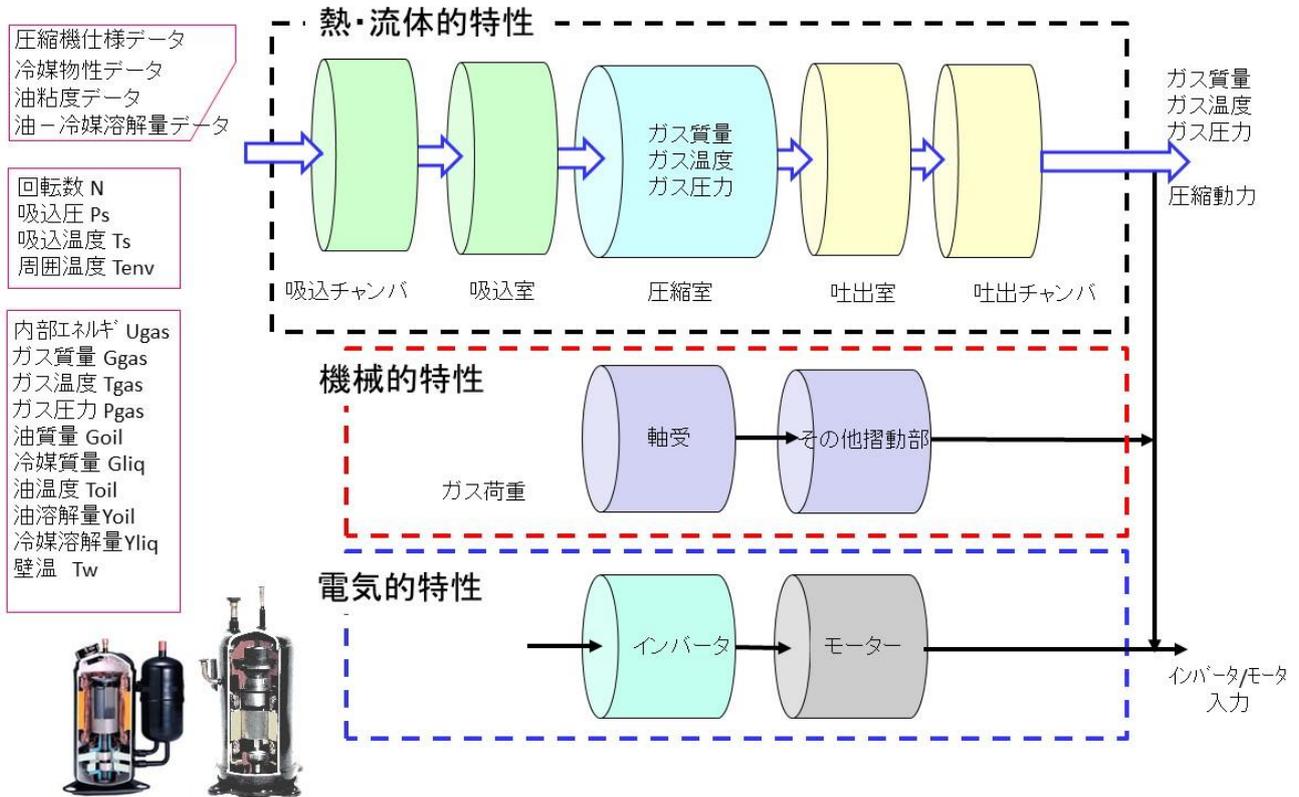


Fig. 3.2-2 Compressor model

3.2.2 圧縮室モデル

容積形圧縮機では冷媒を圧縮室に吸込み、その圧縮室に動力を与えて容積を小さくして吐出することにより圧力を高める。冷媒を吸込み、圧縮、吐き出す過程で圧縮室内の状態量は刻一刻と変化する。Fig. 3.2-3 に示す様に圧縮室の容積変化に伴い内部に与えられる仕事、隣接した圧力が異なる室間の漏洩、冷媒と壁面、潤滑油間の伝熱を考慮する。また、冷媒と潤滑油は相変化せず、潤滑油の比容積は圧力によって変化しない。潤滑油は霧状になって均一に冷媒の中に存在しており潤滑油と壁面の熱伝達は無いものとする（壁面との熱の授受は、冷媒が代表して行うものとする）。

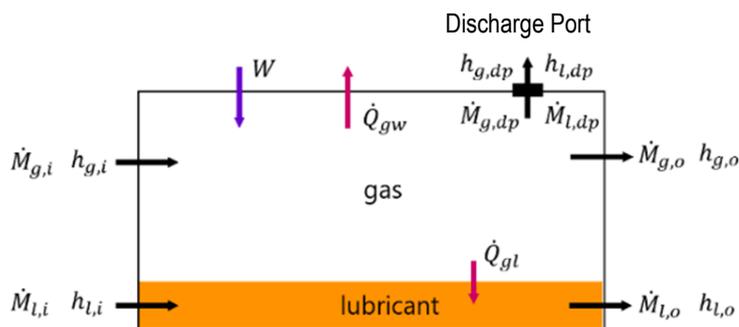


Fig. 3.2-3 Compression chamber model

3.2.2.1 基礎式

圧縮室内の冷媒と潤滑油に関してそれぞれエネルギー方程式と連続の式 Eq. (3.2-1)-(3.2-4)が成り立つ。

$$\frac{dM_g u_g}{dt} = \dot{M}_{g,i} h_{g,i} - (\dot{M}_{g,out} + \dot{M}_{g,dp}) h_{g,o} + \dot{W} - \dot{Q}_{gw} - \dot{Q}_{gl} \quad (3.2-1)$$

$$\frac{dM_l u_l}{dt} = \dot{M}_{l,i} h_{l,i} - (\dot{M}_{l,o} + \dot{M}_{l,dp}) h_{l,o} + \dot{Q}_{gl} \quad (3.2-2)$$

$$\frac{dM_g}{dt} = \dot{M}_{g,i} - \dot{M}_{g,o} - \dot{M}_{g,dp} \quad (3.2-3)$$

$$\frac{dM_l}{dt} = \dot{M}_{l,i} - \dot{M}_{l,o} - \dot{M}_{l,dp} \quad (3.2-4)$$

3.2.2.2 漏洩

圧縮機内において高圧部から低圧部に、それらを繋ぐ隙間を通じて冷媒ガスや潤滑油が流れ込む。それぞれの圧縮機における圧縮室間の漏洩路を Fig. 3.2-4, Fig. 3.2-5 に示す。

スクロール圧縮機における代表的な漏洩路は

- ① スクロールラップ上面と相手側スクロールラップ底面との隙間（軸方向隙間 δa ）
- ② スクロールラップ側面の隙間（径方向隙間 δr ）

ロータリ圧縮機における代表的な漏洩路は

- ① ローリングピストンとシリンダとの径方向隙間
- ② ベーンとシリンダ側面との端面方向隙間
- ③ ローリングピストンとシリンダ側面との端面方向隙間
- ④ ベーンとベーン溝との隙間

である。

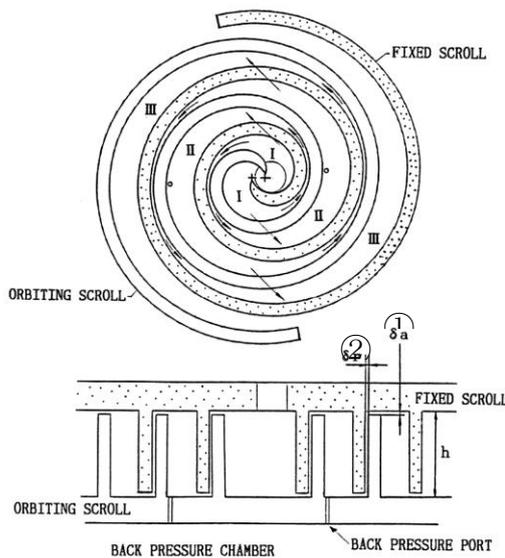


Fig. 3.2-4 Leakage pass (scroll compressor) ⁴⁾

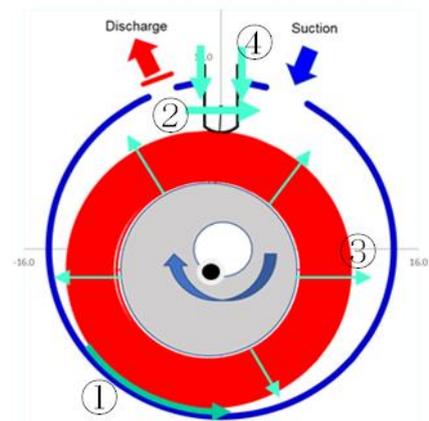


Fig. 3.2-5 Leakage pass (rotary compressor)

漏洩路①②の流れ

高圧側の室から低圧側の室へと潤滑油が混じった冷媒が漏洩路①および漏洩路②を通じて流れ込む。この漏洩は、圧縮性流体の流れ (Fig. 3.2-6) として扱う。藤原ら²⁾のモデルと同様に、冷媒中に潤滑油が混合物として常に質量割合 ϕ で含まれ (Eq. (3.2-5, 6)), 冷媒と潤滑油の均質二相流で熱平衡が保たれているとし、みかけの比熱比 (Eq. (3.2-9)) を用いて Eq. (3.2-7) により漏洩量を求める。

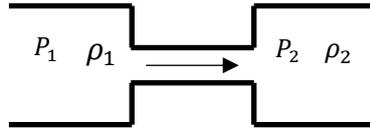


Fig. 3.2-6 Nozzle flow (Compressible flow)

$$\dot{M}_g = (1 - \varphi)\dot{M} \quad (3.2-5)$$

$$\dot{M}_l = \varphi\dot{M} \quad (3.2-6)$$

$$\dot{M} = \begin{cases} cA \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa-1} P_1 \rho_1 \left\{ \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right\}} & (P_2 > P_{ch}) \\ cA \sqrt{P_1 \rho_1 \kappa \left(\frac{2}{\kappa+1}\right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa-1}}} & (P_2 \leq P_{ch}) \end{cases} \quad (3.2-7)$$

$$P_{ch} = P_1 \left(\frac{2}{\kappa+1}\right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \quad (3.2-8)$$

$$\kappa = \frac{c_p M_g + c_l M_l}{c_v M_g + c_l M_l} \quad (3.2-9)$$

漏洩路③④の流れ

一方、ロータリ圧縮機のローリングピストン内側と駆動軸間に供給される潤滑油の一部がローリングピストンとシリンダ側面との端面方向隙間（漏洩路③）を通じて圧縮室内に漏れ込む。また、ベーン背面に作用する潤滑油がベーンとベーン溝との隙間を通じて圧縮室内に漏れ込む（漏洩路④）。これらの隙間を通る潤滑油の流れは粘性流体の流れ（層流）として次式で求める。

$$\dot{M}_l = \frac{b\rho_l}{12L\mu_l} (P_i - P_o)\delta^3 \quad (3.2-10)$$

3.2.2.3 熱の影響

冷媒と圧縮室壁面、潤滑油との伝熱量はそれぞれEq. (11), (12)により求められる。冷媒と壁面との伝熱面積は圧縮室内側の表面積であり、上面、底面、側面の和を幾何パラメータによって求めることができる。冷媒と壁面の熱伝達率は円管内の強制対流熱伝達の式 (Kays³⁾) を用いてヌセルト数 (Eq. (13)) を求め算出する。

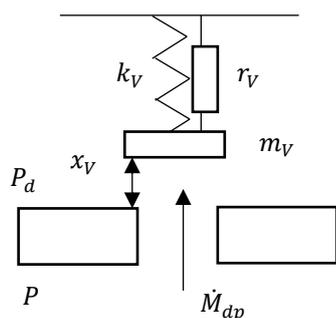
$$\dot{Q}_{gw} = h_{gw} S_{gw} (T_g - T_w) \quad (3.2-11)$$

$$\dot{Q}_{gl} = h_{gl} S_{gl} (T_g - T_l) \quad (3.2-12)$$

$$Nu = C Re^m Pr^n (C = 0.022, m = 0.8, n = 0.5) \quad (3.2-13)$$

3.2.2.4 吐出弁（リリース弁）

吐出室から圧縮室への逆流を防ぐ機構である吐出弁は、圧縮室と吐出室の差圧が一定の圧力を超えると開き、吐出室へと冷媒ガスを排出する。モデルをFig.(3.2-7) に示す。弁の変位はEq. (3.2-14)、速度はEq. (3.2-15)で求められ、開口面積は変位に比例するとする。



$$\frac{dx_v}{dt} = v_v \quad (3.2-14)$$

$$\frac{dv_v}{dt} = \frac{1}{m_v} (F_{gv} - r_v v_v - k_v x_v) \quad (3.2-15)$$

Fig. 3.2-7 Discharge (Relief) Valve

3.2.3 対象冷媒

本研究では R410A とこれに代わる R32, R466A を主要対象冷媒とした。これら冷媒の組成と代表的な性状ならびに Table 3.2-1 に示す条件での理論的なサイクルにおける冷凍効果, COP, 比熱比, 密度を Table 3.2-2 に示す。

Table 3.2-1 Cycle condition of temperature

Condensing temperature	°C	42
Evaporating temperature	°C	8.5
Super heat	K	5
Sub cool	K	3

Table 3.2-2 Properties of refrigerant

Refrigerant	R410A	R32	R466A
Composition (Mass %)	R32/R125 =50/50	R32=100	R32/R125/CF3I =49/11.5/39.5
GWP(AR4)	2090	675	733
Safety classification	A1	A2L	A1
Specific heat ratio	1.38	1.49	1.43
Density(kg·m ⁻³)	38.5	27.8	45.8
Cooling effect(kJ·kg ⁻¹)	165	250	149
Cooling effect(kJ·m ⁻³)	6374	6953	6837
Theoretical COP	6.65	6.81	6.71
COP ratio	1.000	1.02	1.01

3.2.4 圧縮機シミュレーション

3.2.4.1 計算手法

R410A, R32, R466A の冷媒を用いて, 家庭用空調機器向け圧縮機を想定したシミュレーションを行い, 冷媒物性が圧縮機の特性に及ぼす影響を明らかにする。圧縮機の入口出口の条件を与え, 圧縮室が形成されて吸込を開始してから吐出を終了するまでの状態量の変化を微小角度ごとにルンゲクッタ法を用いて MATLAB 上で計算する。なお冷媒の物性値は REFPROP10 を用いて求める。計算に用いた圧縮機の仕様, 計算条件を Table 3.2-3 に示す。スクロール圧縮機の行程容積は 8.0cc/rev, ロータリ圧縮機の行程容積は 7.25cc/rev とした。

Table 3.2-3 Specifications of compressor simulation

Displacement volume	cc	scroll / rotary 8.0 / 7.25
Rotational speed	rps	scroll / rotary 50 / 60
Evaporating temperature	°C	8.5
Super heat	K	5
Lubricant circulating ratio	%	2.0

3.2.4.2 シミュレーション結果

(i) 漏洩および伝熱の影響

凝縮温度を 42°Cとした際の、スクロール圧縮機における漏洩の影響（漏洩路①）を Fig. 3.2-8 に示す。縦軸は吸込完了時の圧縮室内の冷媒質量に対する漏洩質量流量の割合であり、横軸は吸込開始からの回転角である。また、壁面との伝熱の影響を Fig. 3.2-9 に示す。縦軸は吸込完了時の圧縮室内の冷媒が持つ熱容量に対する伝熱量の割合であり、横軸は吸込開始からの回転角である。

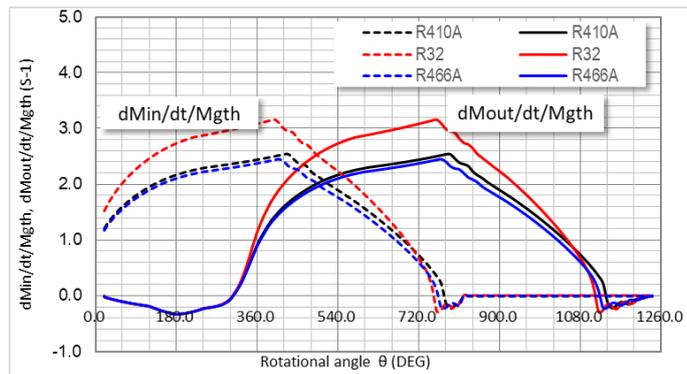


Fig. 3.2-8 Leakage flow rate through leakage path ① (scroll compressor)

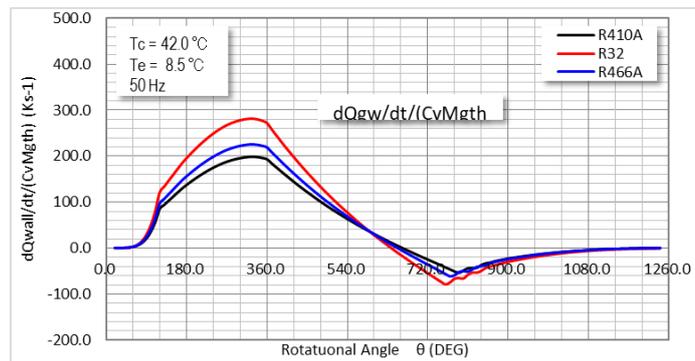


Fig. 3.2-9 Heat transfer between gas and compression chamber wall (scroll compressor.)

同様にロータリ圧縮機における漏洩の影響（漏洩路①，②，③，④）を Fig. 3.2-10 に，伝熱の影響を Fig. 3.2-11 に示す。

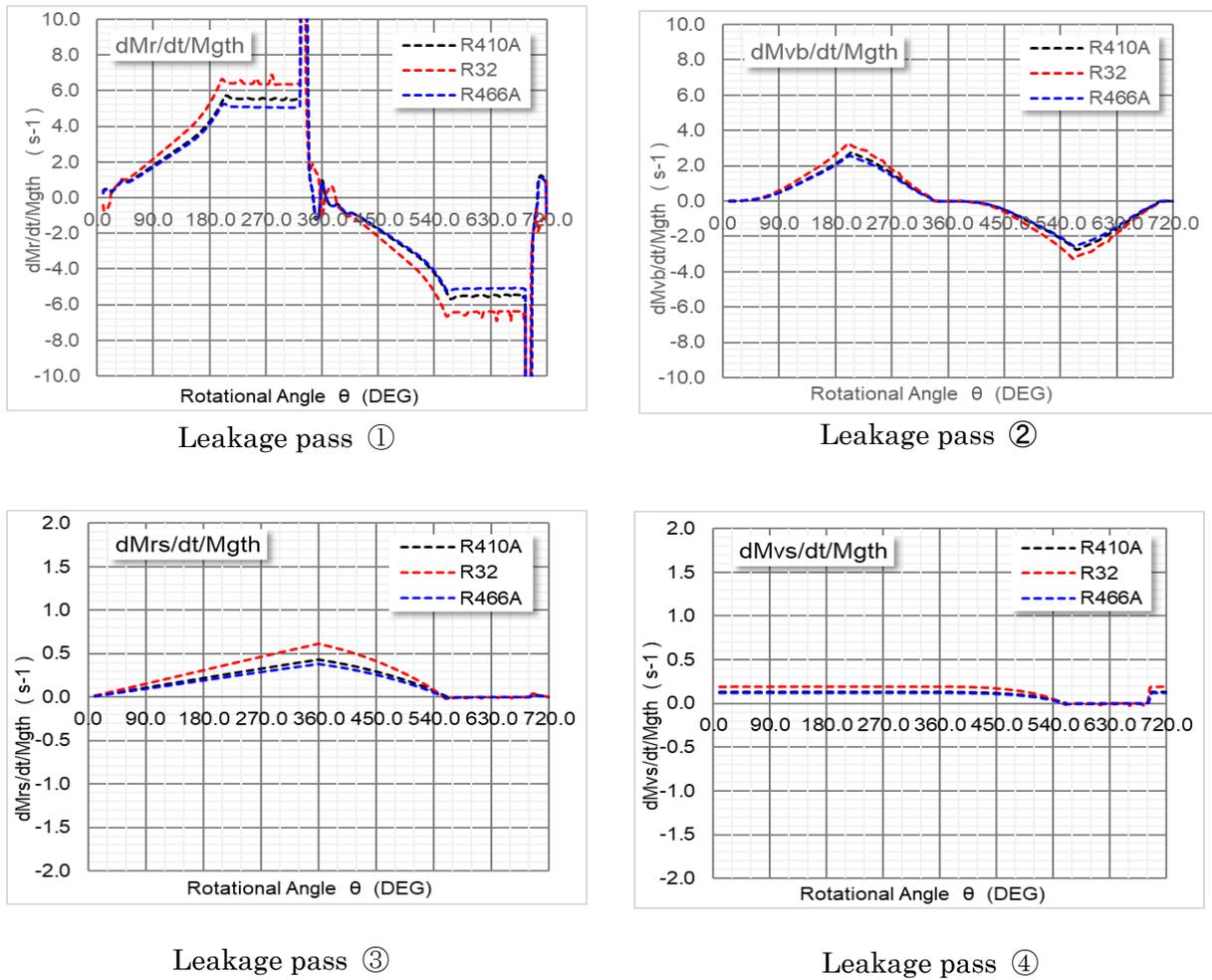


Fig. 3.2-10 Leakage flow rate through 4 different leakage paths (rotary compressor)

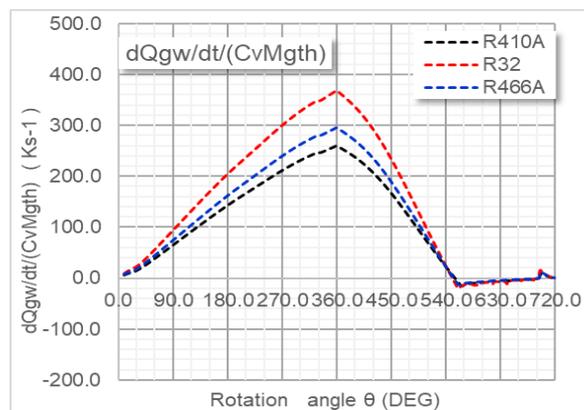


Fig. 3.2-11 Heat transfer between gas and compression chamber wall (rotary compressor)

以上の結果，R32はR410AやR466Aに比べて漏洩と伝熱の影響が大きいことが分かる。これはR32が他の冷媒に比べ比熱比が大きいこと，密度が小さいことに起因していると考えられる。

(ii)圧縮機性能（凝縮温度（圧力比）の影響）

蒸発温度 (0.08℃) を一定に保ち、凝縮温度を変化 (圧力比を変化) させた際の特性を求めた。スクロール圧縮機における体積効率と断熱効率の変化を Fig. 3.2-12 に、ロータリ圧縮機における体積効率と断熱効率の変化を Fig. 3.2-13 に示す。いずれも R410A を用いて圧力比 2.4 において算出された効率との比 (相対値) で表す。次いで吸入完了時の冷媒温度、吐出時の冷媒温度をロータリ圧縮機の場合を例に、吸入冷媒の温度との比 (相対値) として Fig. 3.2-14 に示す。

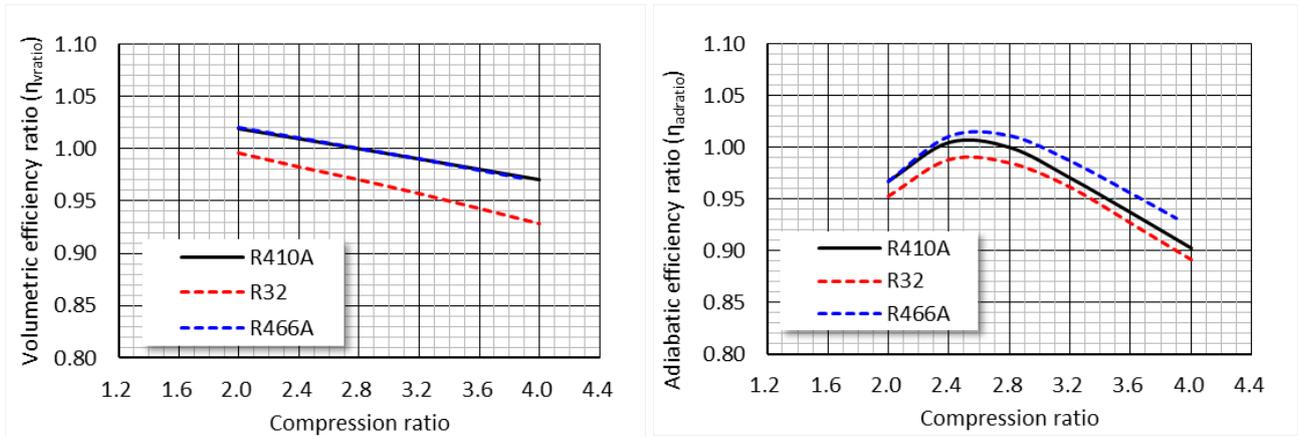


Fig. 3.2-12 Performance of scroll compressor (50Hz)

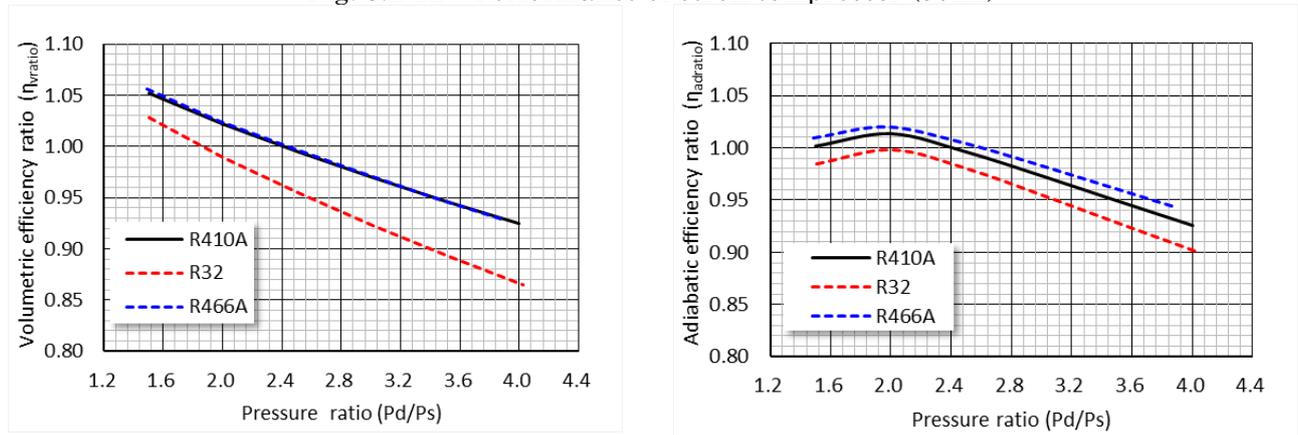


Fig. 3.2-13 Performance of rotary compressor (60Hz)

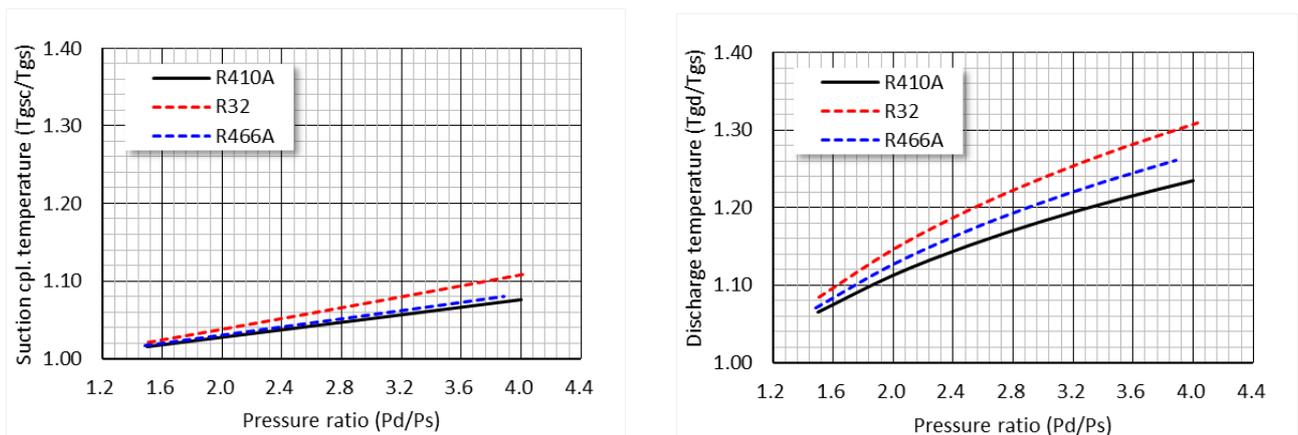


Fig. 3.2-14 Suction cpl. and discharge teaperture (rotary comp. 60Hz)

横軸は吸入圧力と吐出圧力の比 (圧力比) である。吸入完了時 (Suction cpl.) の冷媒温度と吐出時の冷媒温度は圧力比が大きいくほど高くなり、体積効率は圧力比が大きくなるにつれ低下する。断熱効率はスクロール圧縮機では圧力比が 2.4 前後、ロータリ圧縮機では 2.0 近傍で最大値を示した。

冷媒が R466A の場合、体積効率は R410A とほぼ同等の特性を示し、断熱効率は若干高い結果が得られた。一方 R32 の場合は、R410A と比べていずれの圧縮機においても吸込完了時および吐出時の冷媒温度が高く、体積効率は 2~5%、断熱効率は 1~3%程度低下した。これは他の冷媒に比べ R32 の比熱比が大きいこと、密度が小さいことなどが主因と考えられ。

3.2.5 実験による検討

3.2.5.1 性能試験装置

Fig. 3.2-15 に示す冷媒回路を用いて小型のルームエアコン用スクロール圧縮機およびロータリ圧縮機を駆動して性能試験を行った。R410A, R32 を用いて試験を行うことで冷媒物性の違いによる圧縮機性能の違いを明らかにし、シミュレーション結果との比較を行いモデルの妥当性を検証した。

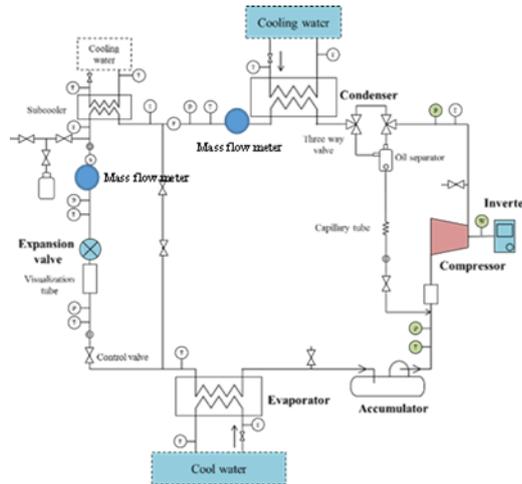


Fig. 3.2-15 Compressor test stand

3.2.5.2 試験結果

吸入圧力を一定に保ち、吐出圧力を変化させて圧力比をパラメータとして圧縮機の特性を試験した。スクロール圧縮機による R410A と R32 を用いた 50Hz での試験結果を Fig. 3.2-16 に、ロータリ圧縮機による R410A を用いた 50Hz での試験結果を Fig. 3.2-17 に、R410A と R32 を用いた 60Hz での試験結果を Fig. 3.2-18 にシミュレーション結果と共に示す。いずれも R410A を用いて圧力比 2.4 におけるシミュレーションにより算出された効率との比（相対値）で表した。

体積効率は圧力比が大きくなるにつれ一様に減少し、R32 を用いた場合は R410A と比べて減少割合が大きくなる。一方、圧縮機全効率はスクロール圧縮機では圧力比 2.5 前後で、ロータリ圧縮機では圧力比 2.0 近辺で最大となった。同様の条件でのシミュレーション結果と比較すると、差異の大きさは多少異なるが、シミュレーションによりほぼ妥当な結果が得られることが確認された。

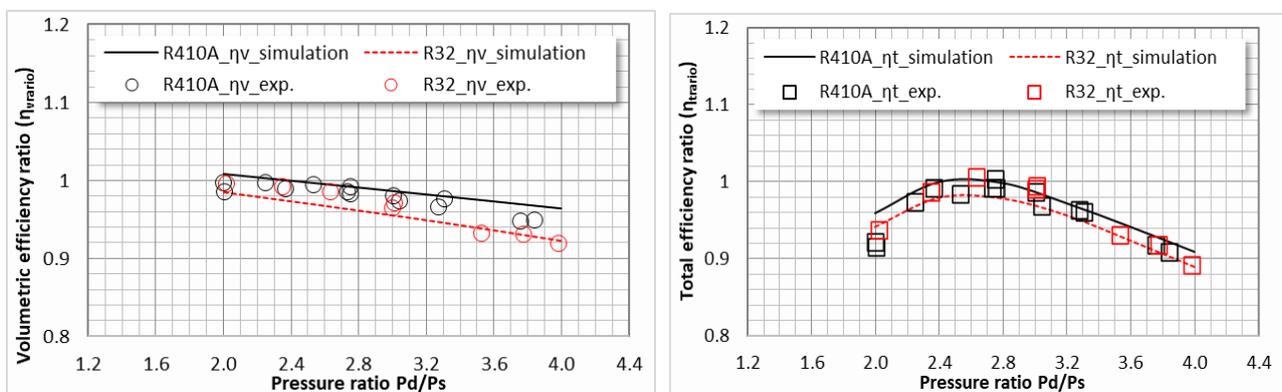


Fig. 3.2-16 Results of experiment and simulation (scroll comp. 50Hz : R410A, R32)

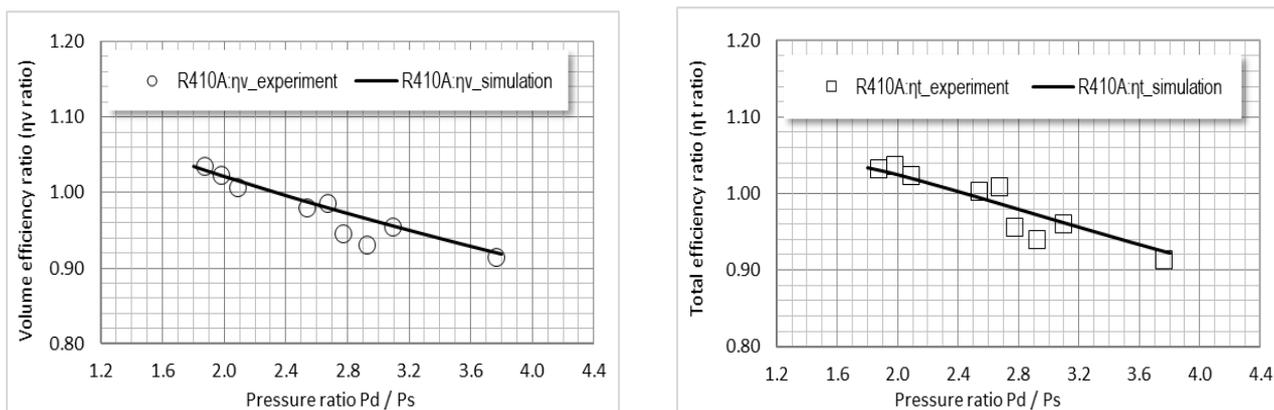


Fig. 3.2-17 Results of experiment and simulation (rotary comp. 50Hz : R410A)

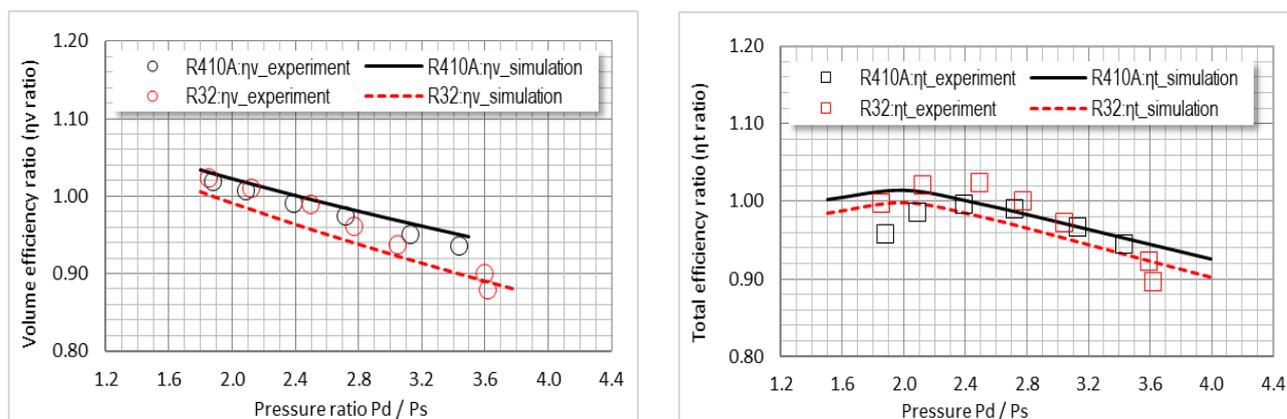


Fig. 3.2-18 Results of experiment and simulation (rotary comp. 60Hz : R410A, R32)

3.2.6 サイクルシミュレーションによる検討

3.2.6.1 計算手法

冷媒R410A, R32, R466Aを対象に家庭用エアコンの冷房運転を想定して、圧縮機シミュレーションにより算出した体積効率、断熱効率を用いてサイクルシミュレーション (EFM+M)²⁰⁾を行い、冷媒物性がサイクル特性に及ぼす影響を明らかにする。冷媒の物性値はREFPROP10を用いる。

Table 3.2-4 に示す冷房標準条件で冷房能力が2.8kWとなるようにそれぞれの冷媒に応じて圧縮機の行程容積を決定し、COPが最大となるように冷媒充填量を定めた (Table 3.2-5)。

Table 3.2-4 Specifications of heat pump cycle simulation

Cooling capacity	kW	2.8
Compressor rotational speed	rps	Scroll / Rotary 50 / 60
Indoor fan power consumption	W	20
Outdoor fan power consumption	W	40
Indoor temperature	°C	27
Outdoor temperature	°C	35

Table 3.2-5 Condition of calculation

Refrigerant	Mass charge	Displacement volume
	kg	Scroll / Rotary cc
R410A	0.87	8.00 / 7.25
R32	0.66	7.50 / 6.80
R466A	0.92	7.95 / 7.20

3.2.6.2 シミュレーション結果

室内温度を27°Cに保ち外気温度を変化させた際の冷房能力の推移とCOPの変化を以下に示す。

Fig. 3.2-19 Fig. 3.2-20 はスクロール圧縮機を用いた例であり，Fig. 3.2-21，Fig. 3.2-22 はロータリ圧縮機を用いた例である。いずれも外気温度が高くなるにつれて冷房能力，COPはそれぞれ低下する。R32を用いた場合COPはR410Aより4~5%高く，R466AではR410Aとほぼ同等な結果が得られた。また，外気温度が高い条件では，R32が他の冷媒に比べてやや高い冷房能力が得られた。

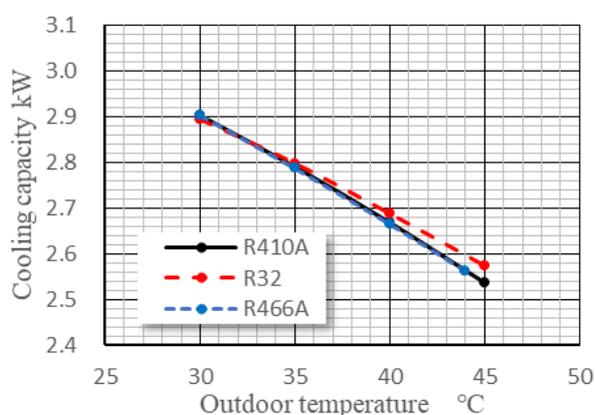


Fig. 3.2-19 Cooling capacity (scroll comp.)

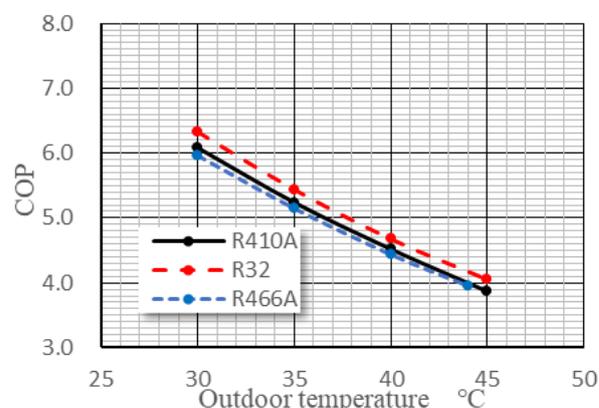


Fig. 3.2-20 Cycle COP (scroll comp.)

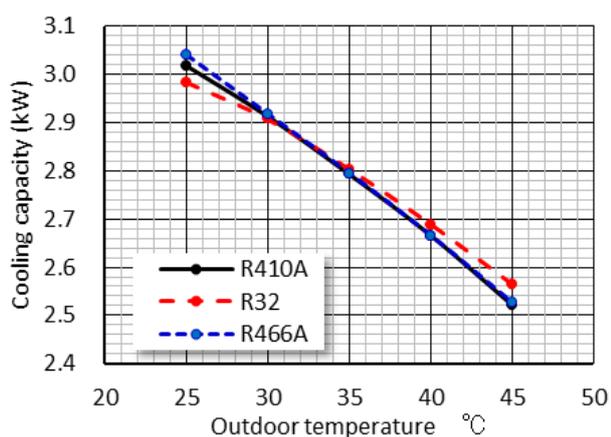


Fig. 3.2-21 Cooling capacity (rotary comp.)

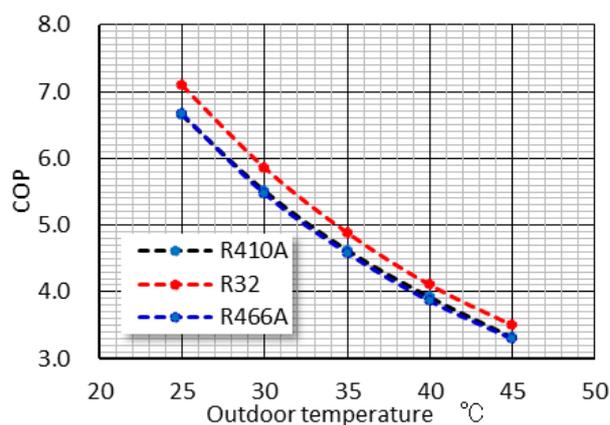


Fig. 3.2-22 Cycle COP (rotary comp.)

3.2.7 まとめ

冷媒による特性を比較評価できる圧縮機シミュレーションモデルを構築し，家庭用R410ルームエアコンを対象に，3種類の冷媒（R410A，R32，R466A）を用いて圧縮機シミュレーション，性能試験およびサイクルシミュレーションを行い以下の結論を得た。

- (1) 圧縮機シミュレーションの結果、R32を用いた際はR410Aに比べて漏れや伝熱の影響が大きく、体積効率や断熱効率が低下するなど、構築したモデルにより冷媒物性が圧縮機特性に及ぼす影響を適正に評価できることを確認した。
- (2) ルームエアコン用スクロール圧縮機およびロータリ圧縮機を用いた性能試験の結果、圧縮機シミュレーション結果と概ね同等の傾向が得られ、モデルの妥当性が確認された。
- (3) サイクルシミュレーションに圧縮機シミュレーションの結果を反映させることにより、より実際に近い冷媒の性状を踏まえたサイクル特性評価が可能となる。

NOMENCLATURE

A	: leakage pass area, m^2	v	: velocity, $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$
c	: flow coefficient, -	W	: work, kJ
h	: specific enthalpy, $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	x	: vane displacement, m
h	: heat transfer coefficient, $\text{kW} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$	Pr	: Prandtl number, -
M	: mass, kg	Nu	: Nusselt number, -
N	: compressor rotational speed, s^{-1}	Re	: Reynolds number, -
P	: pressure, Pa	η	: efficiency, -
Q	: heat transfer, kJ	θ	: rotational angle, rad
S	: surface area, m^2	κ	: specific heat ratio, -
T	: temperature, K	ρ	: density, $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$
t	: time, s	φ	: mass ratio, -
u	: specific internal energy, $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$		
V	: volume, m^3		

SUBSCRIPTS

a	: axial	o	: outer
ad	: adiabatic	dp	: discharge port
ch	: choke	s	: suction
d	: discharge	sc	: suction completed
l	: lubricant	th	: theoretical
$mech$: mechanical	w	: wall
mot	: motor		

参考文献

- 1) JSRAE, “Compressor for Air conditioning and Refrigeration”, JSRAE Technical Book series, (2018), pp. 1-33, 51-79, 83-98, 187-202.
- 2) Fujiwara M., Kasuya K., Matsunaga T., Watanabe M., “Performance Analysis of Screw Compressor”, Trans. Jpn. Soc. Mech. Eng., Vol.51, No.466, pp1816-1824 (1985). (in Japanese)
- 3) W. M. Kays and M. E. Crawford, Convective Heat and Mass Transfer, McGraw-Hill, (1980), pp. 238–248.
- 4) Tojo K., Ikegawa M., Maeda N., Machida S., Shiibayashi M., Uchikawa N., “Computer Modeling of Scroll Compressor with Self-Adjusting Back Pressure Mechanism”, Proc of the 8th Int. Comp. Eng. Conf. at Purdue (1986).
- 5) Suefuji K., Shiibayashi M., Tojo K., “Performance Analysis of Hermetic Scroll Compressor”, Trans. JAR, Vol.10, No2, pp.319-326 (1993). (in Japanese)
- 6) Chen Y., Groll E. A., Halm N. P., Braun J. E., “A Comprehensive Model of Scroll Compressor”, Int. Journal of Refrigeration., Vol.25, PP.731-750 (2002).
- 7) Itoh T., Fujitani M., Sakai Y., “Leakage Characteristics of Scroll Compressor by Two Phase Flow Model in Consideration of Wall Oil Film Thickness”, Trans. Jpn. Soc. Mech. Eng., Vol.68, No.671 (2002). (in Japanese)
- 8) Kawamura R., Iwatake W., Shimizu M., Tatsuwaki K., “Analysis of Thermal Fluid Behavior during Compression Process of Scroll Compressor”, Mitsubishi Denki Gihou, 93(6), pp.27-30 (2019). (in Japanese)
- 9) Tojo K., “Evolution and Future Prospects of Scroll Compressor Technology”, Trans. JAR, Vol.37, No2, pp.123-144 (2020). (in Japanese)

- 10) Bell I. H., Lemort V., Groll E. A., Braum J. E., King G. B., Horton W. Tr., "Liquid-flooded Compression and Expansion in Scroll Compressor", *Int. Journal of Refrigeration*, Vol.35, pp. 1878-1889 (2012).
- 11) Shimizu T., Shiga T., Tyuu I., "Some Investigation on the Pressure Change Characteristics of a Rotary Compressor", *Trans. JAR*, Vol.50, No. 573 (1975). (in Japanese)
- 12) Tojo K., Kan T., Arai A., "Dynamic Behavior of Sliding Vane in Small Rotary Compressors", *Proc of the 3rd Int. Comp. Eng. Conf. at Purdue* (1978).
- 13) Yanagisawa T., "Leakage Loss Analysis of Rotary Compressor (1)", *Trans. Jpn. Soc. Mech. Eng.*, Vol.48, No. 426 (1982). (in Japanese)
- 14) Yanagisawa T., Shimizu T., Nakamura M., "Leakage Loss Analysis of Rotary Compressor (2)", *Trans. Jpn. Soc. Mech. Eng.*, Vol.48, No. 431 (1982). (in Japanese)
- 15) Yanagisawa T., "Piston behavior and Mechanical Loss Analysis of Rotary Compressor", *Trans. Jpn. Soc. Mech. Eng.*, Vol.48, No. 429 (1982). (in Japanese)
- 16) Nakamura M., Hata H., Nakamura Y., Endo T., Izuka K., "Study on Vibration Reduction of a Rolling Piston-Type Compressor by Motor Torque Control", *Trans. Jpn. Soc. Mech. Eng.*, Vol.56, No. 522 (1990). (in Japanese)
- 17) Fukuta M., Yanagisawa T., Shimizu T., Suzuki Y., "Mathematical Model of Vane Compressors for Computer Simulation of Automotive Air Conditioning Cycle", *Trans. Jpn. Soc. Mech. Eng.*, Vol.59, No. 561 (1993). (in Japanese)
- 18) Matsui M., et al., "Development of High-Efficiency Technology of Two-Stage Rotary Expander for CO2 Refrigerant", *Proc of the 19th Int. Comp. Eng. Conf. at Purdue*, C1237 (2008)
- 19) Shida S., Shishimoto T., Toda H., "A3 and A4 Series Compact Large-Capacity Rotary Compressors for VRF Air-Conditioning Systems", *TOSHIBA Review*, Vol. 75, No. 4 (2020). (in Japanese)
- 20) K. Ohno, K. Saito, *Proceedings of the 46th Japanese Joint Conference on Air-conditioning and Refrigeration*, 119 (2012).

3.3 膨張弁

本節では、システムの解析に利用可能な膨張弁の特性予測式の作成について説明する。

エアコンの構成要素の1つである電子膨張弁の役割は、圧縮機に流入する冷媒の過熱度を確保し、圧縮機荷役冷媒が流入しないようにすることである。

冷房運転を例に考えると、弁の一般的な特性により、膨張弁の弁開度を絞ることで、膨張弁を流れる冷媒の流量が小さくなり、前後の圧力差は大きくなる。流量が小さくなると、蒸発器で冷媒が蒸発しやすくなり、蒸発器出口（≒圧縮機入口）での過熱度が大きくなる。弁開度を大きくした場合はその逆で、過熱度は小さくなる。

このように、膨張弁による過熱度制御は、エアコンの制御において非常に重要な役割を担っていると見える。エアコンが通常に運転に運転している状態では、膨張弁入口において、冷媒は過冷却状態となっている。過冷却状態で膨張弁に流入した冷媒は膨張弁にて等エンタルピ膨張して減圧される。エアコンに用いられる冷媒では、膨張弁において減圧された冷媒は、湿り蒸気になる。つまり、膨張の過程で相変化が生じていることを意味している。膨張弁の特性（弁開度、流量、圧力差の関係）は、弁の最狭部を流体がどのように通過するのかに大きく依存することが知られており、膨張の過程での相変化とこの最狭部との関係が重要であると言える。

さらに、エアコンの現実の運転状況を考えると、膨張弁入口において冷媒が常に過冷却状態となっているわけではなく、冷媒が気液二相状態となる場合もある。これは例えば、運転状態の比較的早い非定常的変動、つまり、起動・停止、設定温度変更、室内負荷の急変などの状況において起こりうる。

従来のエアコン全体のシミュレーションにおいてよく用いられてきた、膨張弁前後の圧力差と流量の関係は次式のようなものがある。

$$\dot{m} = c_d A \sqrt{\rho_i (P_i - P_o)} \quad (3.3-1)$$

上式は、膨張弁を流れる流体の非圧縮性を仮定してベルヌーイの法則から得られる単純なものであるが、通常の運転状態で膨張弁入口の冷媒が過冷却液となるような条件下において、よく利用されてきた。 c_d は流量係数であり、簡便な予測では一定値として扱われることも多いが、実際のエアコンの幅広い運転状態の性能・特性を予測しようとした場合には、状況に応じて流量係数を変化させるのがよいとされている。

そこで、エアコンの数値シミュレーションに供しうる多様な条件下において適用可能な膨張弁の流量係数予測式の作成を試みた。

3.3.1 実験

Fig. 3.3-1 に、本実験で対象とする電子膨張弁の写真を示す。この膨張弁は家庭用エアコンに広く用いられている一般的なものを採用している。膨張弁開度は図中のニードルを上部のステッピングモータにより上下することで調節することができる。

Fig. 3.3-2 に、実験装置の写真を示す。また、Fig. 3.3-3 に、実験装置のフロー図を示す。本実験装置は、蒸気圧縮式ヒートポンプサイクルを構成しており、このサイクルにおける電子膨張弁が本研究の対象である。

本研究では、膨張弁の相関式を作成するにあたり、前述のような広範囲な条件下での膨張弁の特性を把握する必要がある。そのために実験装置にいくつかの工夫を施してある。

まず、膨張弁出口圧力を任意に設定できるように、膨張弁下部にニードルバルブを設置し、実験装置の低圧・高圧の圧力を変えずに膨張弁出口圧力を変更できるようにした。

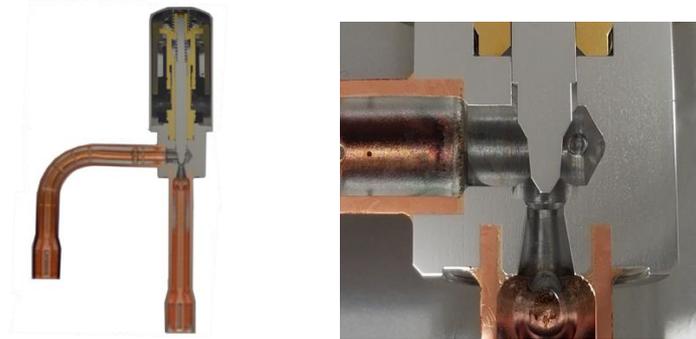
また、膨張弁を流れる流量を任意に設定できるように、膨張弁入口部からバイパス管と流量調節弁を設けた。さらに、膨張弁入口を湿り蒸気にするために、凝縮器で一度過冷却状態にした冷媒を、膨張弁入口部に設置した電気ヒーターで加熱することで、任意の乾き度の湿り蒸気に設定できるようにした。なお、膨張弁における圧縮機潤滑油の影響をできるだけ低減するために、オイルセパレータを設置してある。

蒸発器、凝縮器では、それぞれ冷水・冷却水との熱交換を行う。本装置の外部には、冷水タンク、冷却水タンク、温度調節用チラー、温度調節用ボイラなどが設置されており、任意の温度、流量の冷水、

冷却水をこの実験装置に供給できるようになっている。

膨張弁の特性把握に関わる主な計測点は次の通りである。膨張弁入口および出口圧力は静電容量式圧力計により計測する。膨張弁入口温度は白金促進低個体により計測する。膨張弁入口流量は、コリオリ式流量計により計測する。

入口状態が過冷却液の場合は、その圧力と温度から物性関数 (REFPROP10) を用いて密度を算出する。一方、入口状態が湿り蒸気の場合は、電気ヒーターの入熱量を用いて熱バランスから入口乾き度を算出する。



(a) Cut-model of expansion valve (b) Close up of throat and needle
Fig. 3.3-1 Photos of expansion valve used in the experiment



Fig. 3.3-2 Experimental apparatus

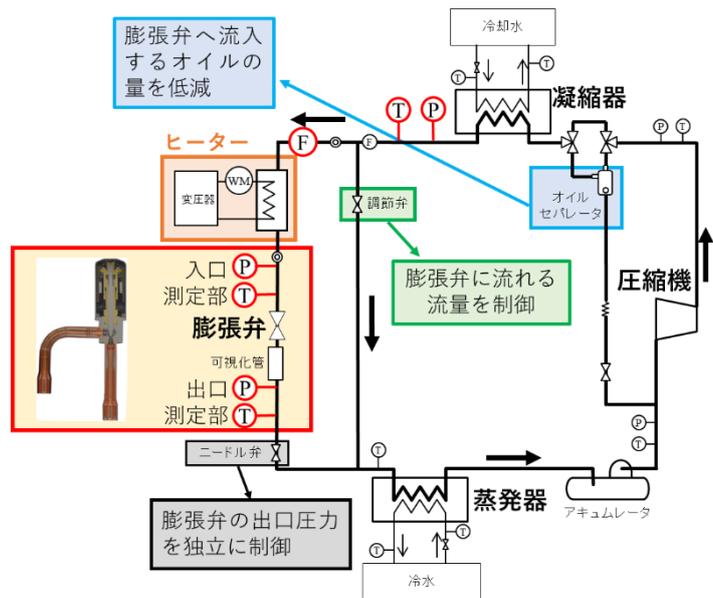


Fig. 3.3-3 Flow diagram of experimental apparatus

3.3.2 実験条件

Table 3.3-1 に、実験条件を示す。本研究では冷媒として R32 を使用する。実験のパラメータは、弁開度、入口圧力、入口過冷却度、入口出口差圧である。Fig. 3.3-4 に、実験条件を図示する。Fig. 3.3-4 (a) は、差圧と得られた質量流量の関係である。これは、PQ 線図上に、抵抗要素である膨張弁の抵抗値を示したことを意味する。右上がりに連なる一連のプロットは抵抗曲線を描いている。また、Fig. 3.3-4 (b) は、入口圧力と過冷却度を示したものである。本実験では入口圧力も広範囲で実験を行っている。

なお、本実験で取得したデータ数は、2827 点である。

Table 3.3-1 Experimental condition

Refrigerant	R32
Valve opening, %	7.0 – 20.0
Inlet pressure, MPa	1.4 – 2.9
Inlet subcooling, K	0 – 12.1
Pressure difference, MPa	0.4 – 2.0

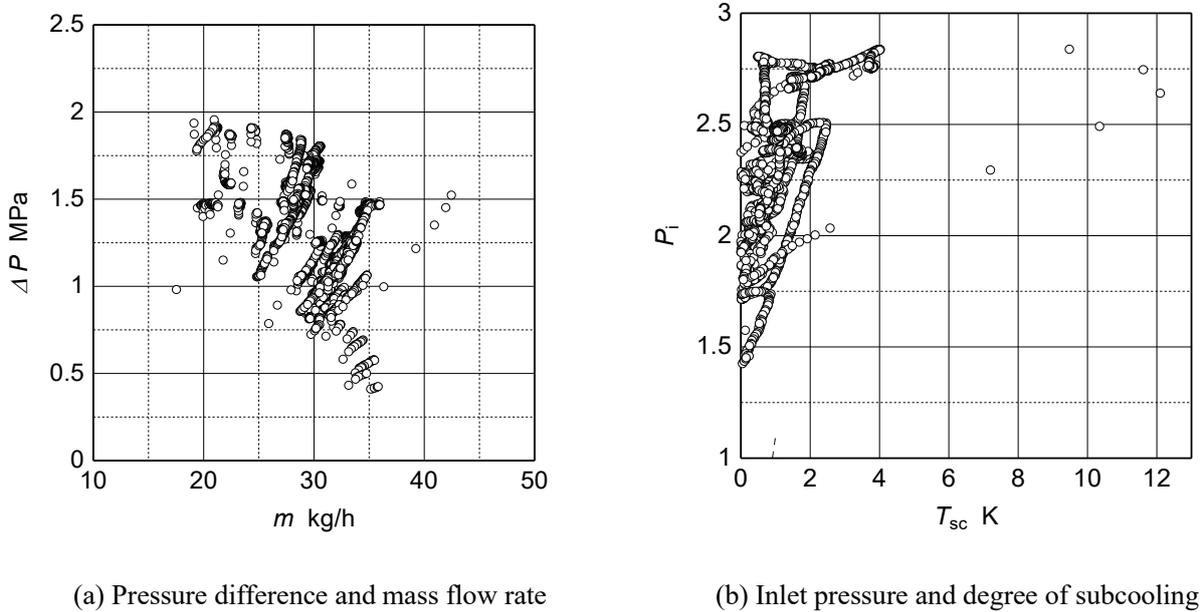


Fig. 3.3-4 Experimental condition

3.3.3 実験結果

3.3.3.1 実験データの評価方法

本実験では、膨張弁の特性を表す指標に、次式によって定義される流量係数を用いる。

$$c_d = \frac{m}{A\sqrt{\rho_i(P_i - P_o)}} \quad (3.3-2)$$

この流量係数と弁開度、入口状態量、差圧、流量との相関関係を分析して、最終的に流量係数とそれらの物理量との相関式を作成する。

3.3.3.2 実験データの相関関係

Fig. 3.3-5 に、流量係数、入口圧力、質量流量、弁開度、入口過冷却度、差圧の相関関係図を示す。この結果より、全体として、線形的な相関があるもの、曲線的な相関があるもの、優位な相関がみられないものに分けられる。流量係数に注目すると、入口圧力と差圧には負の線形的な相関、質量流量には正の線形的な相関、弁開度には上に凸の曲線的な相関がみられる。過冷却度には大きな相関は見られなかった。

3.3.3.3 流量係数の実験相関式とその精度

実験データの相関関係を分析し、Eq. (3.3-2) のような流量係数の実験相関式を作成した。Table 3.3-1 は、式中の各地果の値である。

弁開度 z は唯一、流量係数に対して曲線的な相関があるため、2 次曲線近似を行った。なお、弁開度においては、実験データを総合的に分析した結果、流量を 0 にする下限値 z_0 、また、それ以上あげても流量に変化が生じない開度 z_{f0} が、それぞれ存在することが分かった。これらの値を用いて弁開度は

無次元化している。

差圧，入口圧力，入口過冷却度，質量流量の影響項は1次近似とした．また，圧力と温度は，それぞれ臨界圧力と臨界温度で無次元化した．ただし，本研究で行った実験の範囲内では，入口圧力の違いが流量係数に与える影響は，他のパラメータに比べて十分に小さいため，その係数は0とした．

この相関式の精度を検証するため，相関式から算出した流量係数と実験値である流量係数を，全データを用いて比較する．Fig. 3.3-6 に，相関式による予測値と実験値の比較を示す．また，相対誤差が10%となるラインも併記する．これをほぼすべてのデータにおいて，予測値と実験値の相対誤差が10%以内となっていることが分かる．また，相対誤差の平均値は1.83%であった．

Fig. 3.3-7 には，流量係数の値と相対誤差の関係を示す．この結果より，流量係数が0.45付近となるとき最も相対誤差が大きくなり，0.7付近で最も小さいことが分かる．

3.3.3.4 実験値と実験相関式との比較

ここでは，前節で提示した流用係数の実験相関式 Eq. (3.3-2)に，各パラメータの実験値を入力し艇得られた流量係数と，実験値である流量係数の比較を行った．これによって，本相関式が，膨張弁の特性の予測に供しうるか検証した．Fig. 3.3-7 に比較結果を示す．黒いプロットが実験値，赤いプロットが相関式を使った予測値である．まず全体として，本実験の範囲内では，各パラメータが流量係数に与える影響をよく再現できていると判断できる．特に，開度の影響については，実験値に沿ったカーブが表現できていると言え，これは，本相関式がシステムの制御検討などにも供しうることを示唆している．

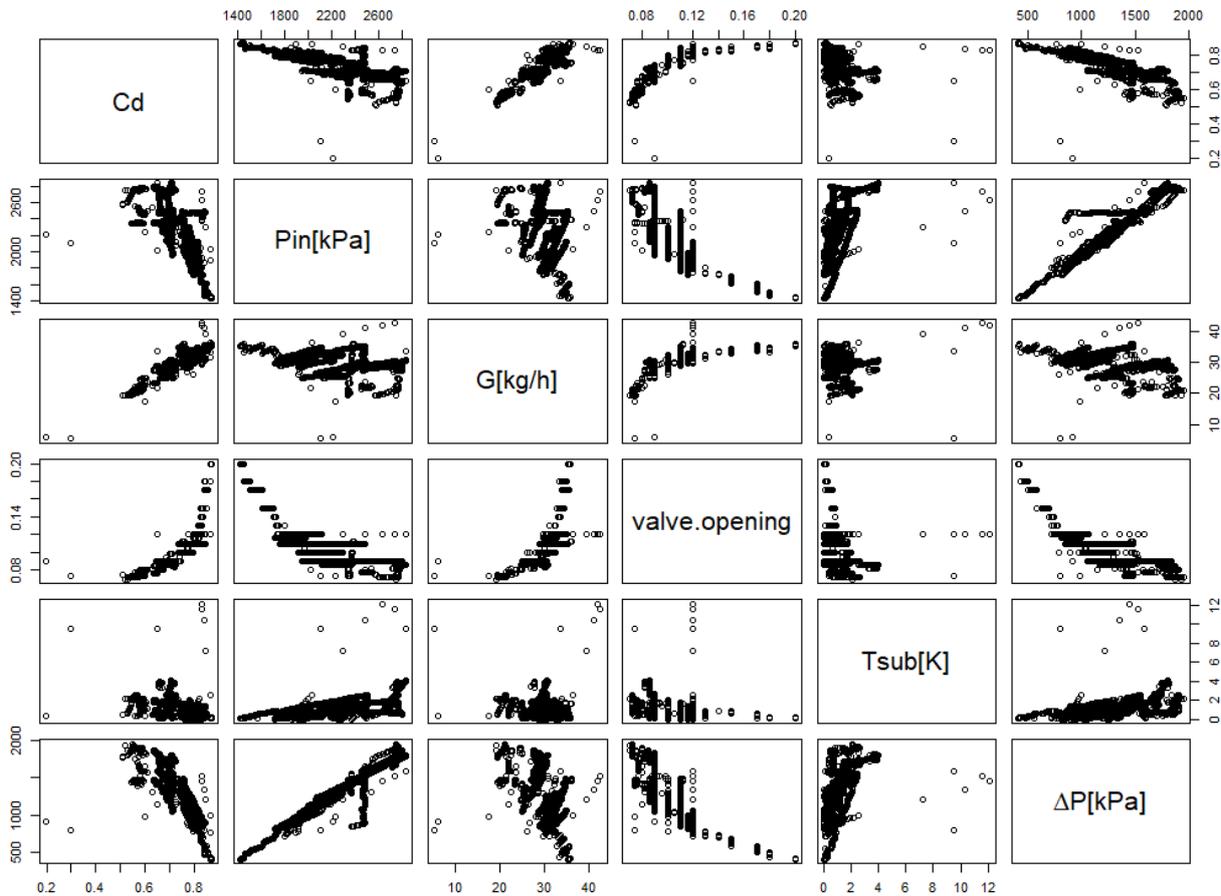


Fig. 3.3-5 Correlation diagram of experimental data

$$c_d = a_z \left(\frac{z-z_0}{z_{fo}-z_0} \right)^2 + a_{\Delta P} \left(\frac{\Delta P}{P_c} \right) + a_{P_i} \left(\frac{P_i}{P_c} \right) + a_{T_{sc}} \left(\frac{T_{sc}}{T_c} \right) + a_m \left(\frac{\dot{m}}{\dot{m}_{max}} \right) + a_0 \quad (3.3-2)$$

Table 3.3-1 Values of constants in Eq(3.3-2)

a_z	-0.05537
$a_{\Delta P}$	-0.8425
a_{P_i}	0
$a_{T_{sc}}$	1.571
$a_{\dot{m}}$	0.3250
a_0	0.6606
z_0	0.13
z_{fo}	0.2
\dot{m}_{max}	0.3250

3.3.4 まとめ

冷媒として R32 を用いた場合の家庭用エアコンの膨張弁を対象に、その膨張弁の特性に影響を与えるパラメータと膨張弁の特性を表す重要な指標である流量係数の相関関係を明らかにし、分析することで流量係数の相関式作成を試みた。その結果以下のようなまとめを得た。

- (1) 膨張弁開度、入口圧力、入口過冷却度、差圧、質量流量を様々に変えた実験を行い、3000 点近いデータを取得し、それらの相関関係を定量的に整理することができた。
- (2) その結果、弁開度と流量係数の間には 2 次関数的な相関があることが分かり、また、その他のパラメータとの間には 1 次関数的な相関がみられた。
- (3) これらの結果をもとに、相関式を作成し、その精度を検証した結果、今回行った実験条件の範囲内では、ほぼすべてのデータを相対誤差 10% 以内でよく再現できていることが分かった。

以上より、この膨張弁を構成要素に含むシステムの性能予測、挙動解析などに供しうる、流量係数の実験相関式が作成できたとと言える。

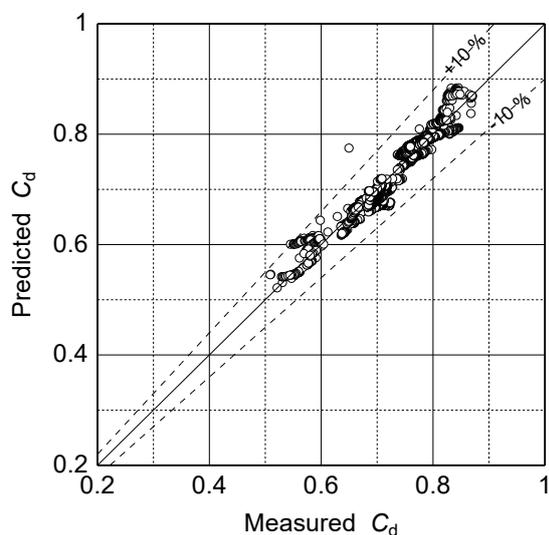


Fig. 3.3-6 Accuracy of experimental correlation equation

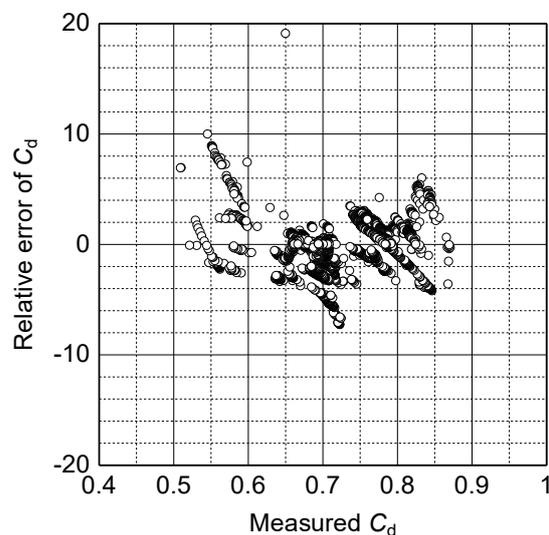
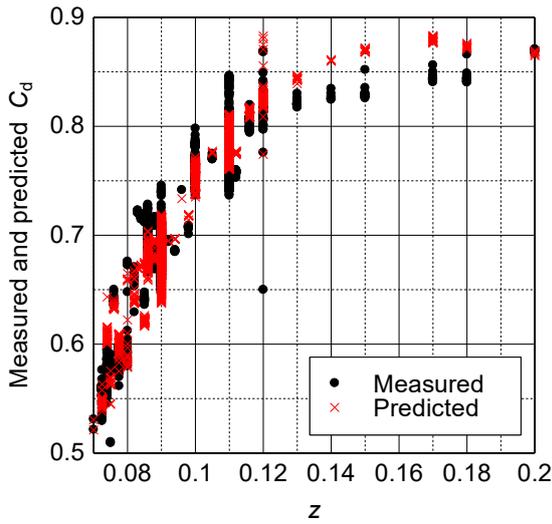
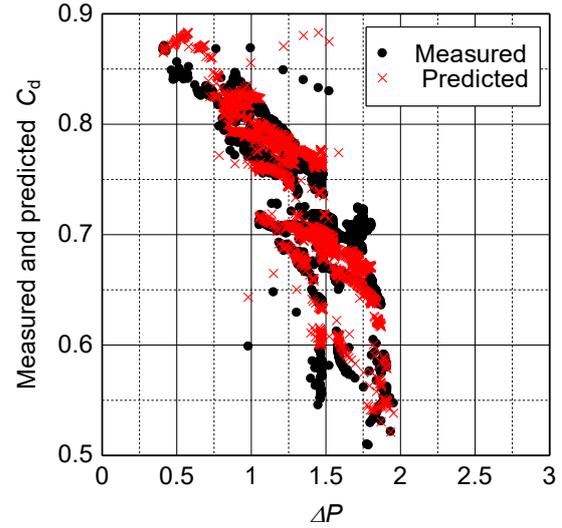


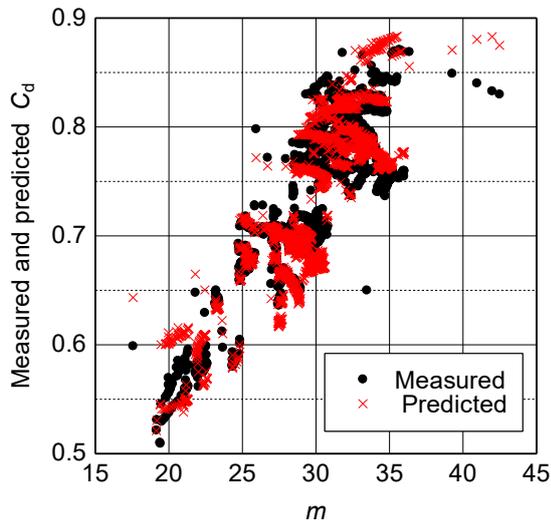
Fig. 3.3-7 Relative errors



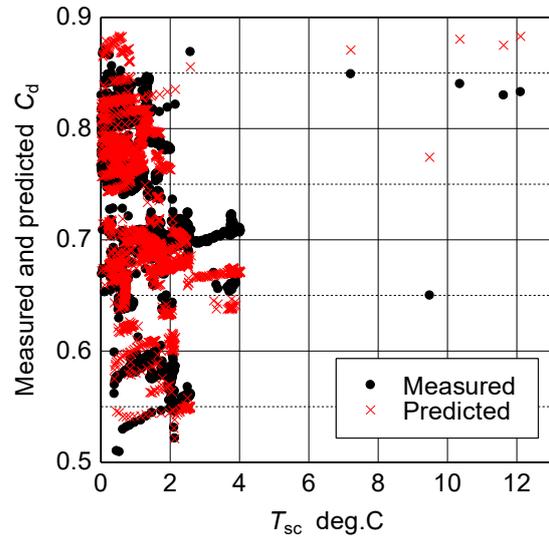
(a) Effect of valve opening



(b) Effect of pressure difference



(c) Effect of mass flow rate



(d) Effect of degree of subcooling

Fig. 3.3-7 Comparison between the predicted flow coefficients using Eq. (3.3-2) and measured flow coefficients

NOMENCLATURE

A : area, m^2
 c_d : flow coefficient, -
 \dot{m} : mass flow rate, kg/s
 P : pressure, Pa
 ΔP : pressure difference, Pa

\dot{m} : mass flow rate, kg/s
 T : temperature, K
 T_{sc} : degree of subcooling, K
 ρ : density, $kg \cdot m^{-3}$

SUBSCRIPTS

c : critical point
 fo : fully opened
 i : inlet

max : maximum
 o : outlet

4. システム解析

4.1 システムのデータ取得

4.1.1 エミュレーター式負荷試験装置の開発

4.1.1.1 概要

エアコンディショナにおいては、熱交換器や圧縮機等のデバイスの性能向上が進むとともに、インバーターの導入など様々な技術革新が進み¹⁾²⁾³⁾⁴⁾⁵⁾、年間の性能が大幅に向上している。これにより、例えば JIS で規定された年間の性能を表す APF⁶⁾は、7.0 を超え、ほぼ限界の値に達しているとの見解もある⁷⁾⁸⁾⁹⁾。一方で、その評価方法の問題点も明らかにされつつある。

エアコンディショナは搭載された制御系によって圧縮機の回転数や膨張弁開度などを時々刻々と運転状態に対して適切に変化させながら動的状態で運転されている。それにもかかわらず、JIS をはじめとした国際規格では、圧縮機の回転数を一定とすることにより、制御系の中核となる室内空気温度制御を除外した定常状態における数点の運転データから推定されている。これは、性能試験装置の大きさや制御性能によってエアコンディショナの性能が大きく影響を受けてしまうため、性能試験装置によらず再現性ある形で、かつ、短時間で効率的に機器の性能を把握することを優先しているためである。

このような定常状態での簡略化した年間性能は、実運転性能と大きな乖離があることが指摘され、実効ある省エネルギーや CO₂ 排出量削減を推進する上で、問題視されている。これは、単なる評価上の問題ではなく、実運転性能が正しく評価されないことによって、メーカーによる新たな機器開発意欲をそぎ、機器性能向上へのボトルネックにもなっている。このような状況こそが、カーボンニュートラル実現に向けて冷凍空調分野が抱えている最大の課題の一つといえる。

このような課題をクリアーするためには、機器の動的性能を把握する必要があるが、動的性能は、異なる試験室においても同一の機器であれば、同一の動的性能が得られなければならない。このためには、動的性能に大きな影響を与える建物負荷や建物の熱容量等の建物側の試験条件を何らかの形で補償し、性能試験装置によらず、再現性ある形で与える必要がある。

当然、ハードウェアとしてこのような条件を同一とすることはほぼ不可能である。例えば、動的性能評価手法も提案されているが¹⁰⁾、同一機器にも関わらず性能試験装置によって動的性能が変動してしまうことが問題とされている。

そこで、本研究では、定常をベースとした性能試験方法を一新し、建物の空調条件は、ソフトウェアとしてエミュレーターによりバーチャルに計算することによって補償し、動的性能を再現性ある形で評価できる新たな性能試験法の確立を目指す。

ここでは、エミュレーターを搭載した画期的な性能試験装置を開発するとともにその健全性を評価する。このような試験法が実現できれば、従来の試験装置を有効活用しながらもエアコンディショナの製品規格としての性能から機器使用者が求める実際に機器を設置した際の実運転性能までを統一的に評価可能な試験装置となる。

すでにダクト型の試験装置で検討を進めてきたが¹¹⁾、本研究では、カロリメーターをベースとした試験室を用いて高精度に機器の動的性能を評価可能な性能試験装置を開発する。

ここでは、この試験装置のコンセプトや構成、さらには、その健全性や具体的に機器の動的運転性能を評価した結果を報告する。

4.1.1.2 空調負荷や機器性能の考え方

エアコンディショナの動的転性能を検討するために、建物内のエネルギーフローの基本的な考え方を整理し、必要なパラメータを定義する。Fig. 6.1.3-1 には、建物内でのエネルギーのやり取りを図示する。

図中に示すように夏場を想定すると、建物には、外気や太陽から壁や窓を通じた伝熱や、換気が持ち込む外気によって熱が侵入する。また、人間により熱や蒸気等が発生する。これらを総合して「建物負荷」と呼ぶこととする。

また、図中の赤の破線で示すように建物内では、エアコンディショナからの供給空気の状態に影響されながら、建物負荷だけでなく室内の空気量や什器、壁等の建物側の熱容量により室内温度が変化する。このように建物負荷や建物の温度の変化の状態を決める建物固有の条件を「建物側空調条件」と呼ぶこととする。

これに対して、エアコンディショナ側では、室内空気が吸込み空気として取り込まれるとともに冷却される。冷却された吹出空気は、供給空気として再び建物内に送られる。この際のエアコンディショナの冷却量を「空調負荷」と呼ぶこととする。このような青で囲まれたエアコンディショナの運転状態を決める条件を「機器側空調条件」とよぶこととする。

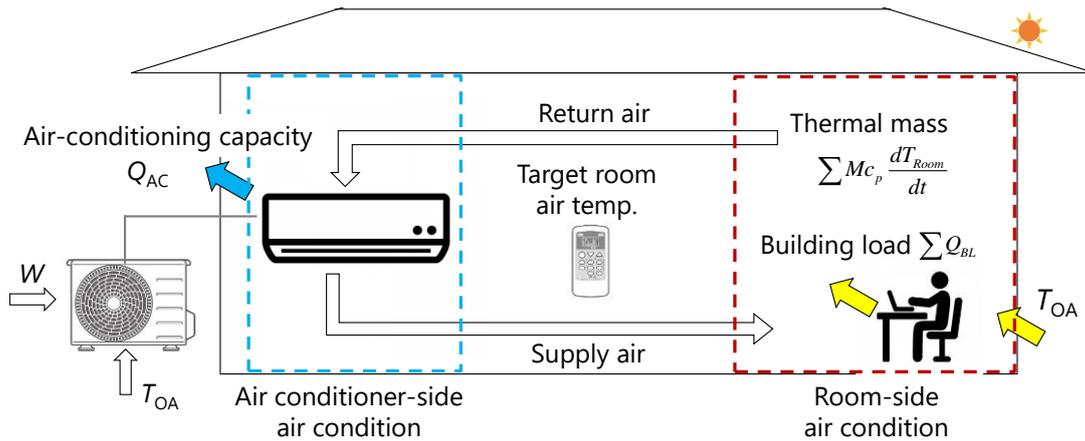


Fig. 4.1.1-1 Heat flow inside a building during the summer

Fig.4.1.1-2 には、建物や空調負荷、室内温度の変化の様子の模式図を示している。

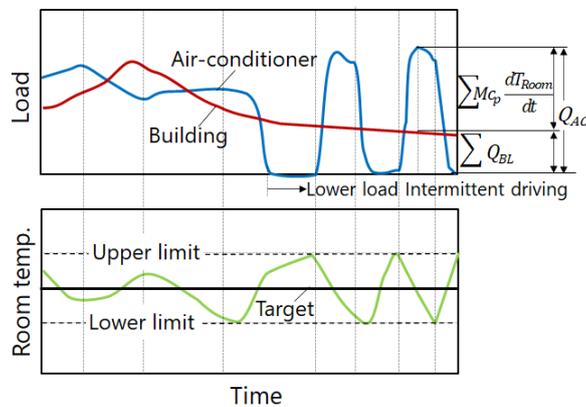


Fig. 4.1.1-2 Load and temperature changes inside a building

このように動的状態では、静的な状態とは異なり、「建物負荷」と「空調負荷」は、異なるとともに、それらの差が建物内の熱容量に影響を受けながら室内空気の温度変化を生み出す。

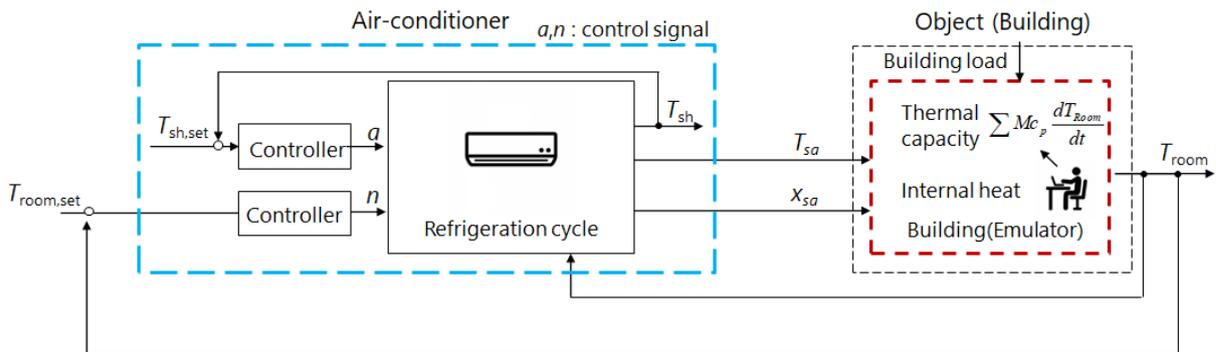


Fig. 4.1.1-3 Air conditioner control method

また、動的性能評価とは、制御性能を評価することでもある。Fig. 4.1.1-3 に示すようにエアコンディショナによる主要制御である室内空気温度制御は、機器だけではなく、建物をも含めたトータルとして制御が実施されており、「建物側空調条件」が制御性能に大きく影響する。このため、「建物側空調条件」を何らかの形で補償し、同一にしなければ、同様の機器性能は得られない。

なお、説明をわかりやすくするためにここでは熱のやり取りについて主として説明をしたが、湿度すなわち水分の物質バランスに対しても「建物側空調条件」、「エアコン側空調条件」が密接に相互影響するため、当然それらを考慮する必要があることを付記する。

4.1.1.3 現行の代表的な性能試験装置

エアコンディショナの現行の性能試験装置は、カロリーメーターとも呼ばれ、エアコンディショナの定常的な空調能力を測定するために開発されてきた。現行の性能試験装置を大別すると「空気エンタルピー形」と「バランス形」の性能試験装置に分類される。

これらは、圧縮機の回転数を固定した定常状態での試験を前提としていることに注意が必要である。これらの特徴、測定原理、さらには、これらを用いて動的運転性能を把握しようとするとき生じる課題について述べる。

(1) 空気エンタルピー形試験装置

空気エンタルピー形試験装置を Fig. 4.1.1-4 に示す。この装置は室内機を設置する室内機室と室外機を設置する室外機室からなる。また、両室には条件発生器が設置されており、室内が所定の温湿度となるように制御される。

本装置の特徴は、エアコンディショナの吹出空気の状態としての温湿度、風量を計測することによって直接エアコンディショナの空調負荷を計測することにある。ただし、風量の測定が容易ではないため、次に示すバランス形と比べると若干精度が低下するとされてきたが、近年では、ほぼ同様の精度が出せるようになっている。

この装置でエアコンディショナの動的性能を把握しようとするとき、「建物側空調条件」を試験装置によらず同様に与えられる方法を導入しなければ、試験装置によって機器の性能が異なってしまう。

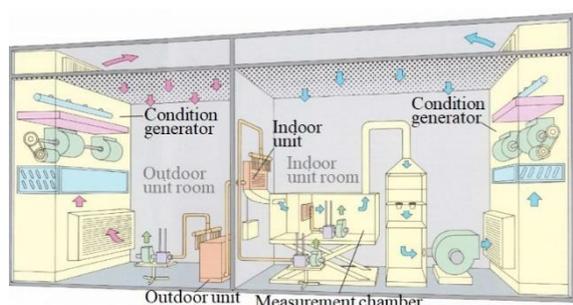


Fig. 4.1.1-4 Air enthalpy test facility¹²⁾

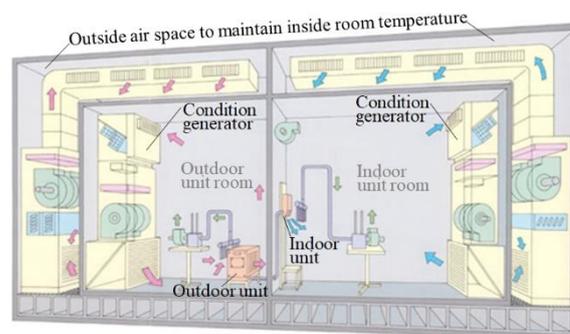


Fig. 4.1.1-5 Balance test facility¹²⁾

(2) バランス形試験装置

バランス形試験装置を Fig. 4.1.1-5 に示す。この装置も室内機室と室外機室から成り立っており、両室とも条件発生器が設置され、室内温湿度が一定となるように制御されている。

本装置の特徴は、室内機室に設置された条件発生器での負荷量を測定可能としており、定常であれば、それがエアコンディショナの空調負荷と等しくなることから、空調負荷を間接的に測定することにある。

このようにエアコンディショナと建物負荷をバランスさせて間接的にエアコンの空調負荷を測定するという意味でバランス形と呼ばれている。また、両室の室外にも空間を設け、室内の空気温度と等しい温度とすることによって、室壁を通じた熱の漏洩を防止している。

本装置でも室内空気の温湿度変化に影響を与える「建物側空調条件」を試験室が異なっても同様とする手立てを打たなければ、試験装置によってエアコンディショナの性能が異なってしまうことは空気エンタルピー形と同様である。

4.1.1.4 提案する動的性能試験装置

ここでは、以上のような従来の試験装置の課題も踏まえ、新たにエミュレーター式性能試験装置を開発する。

(1) 評価装置の基本概念

Fig. 4.1.1-6 には、試験装置の基本概念的を示している。また、この試験装置器で機器を動的に駆動する際の制御系を Fig. 4.1.1-7 に示している。すでに述べたように赤枠で示した「建物側空調条件」がエアコンディショナの動的性能に、大きな影響を与えるため、たとえ、試験装置が異なってもこれらを同一にしなければ、試験装置が異なるごとに動的運転性能が異なる結果を生じてしまう。

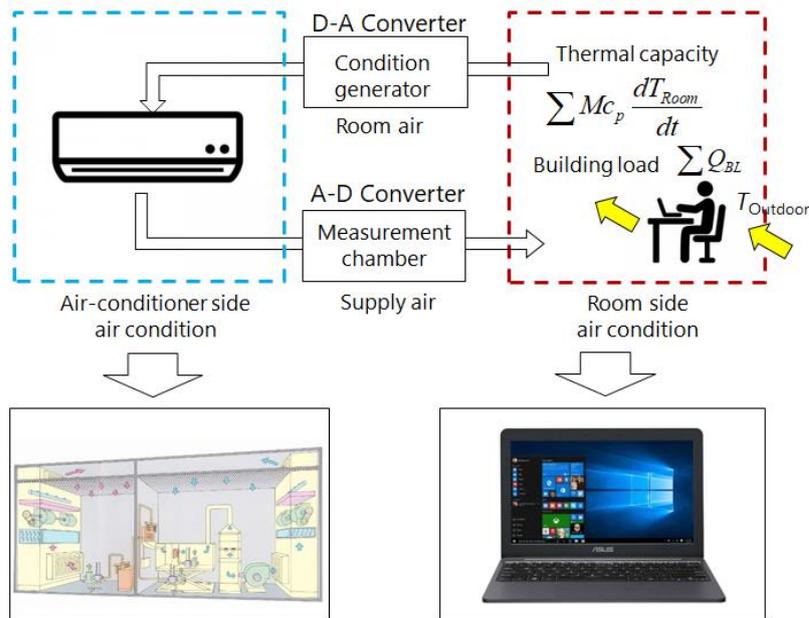


Fig. 4.1.1-6 Dynamic performance test method for air conditioners

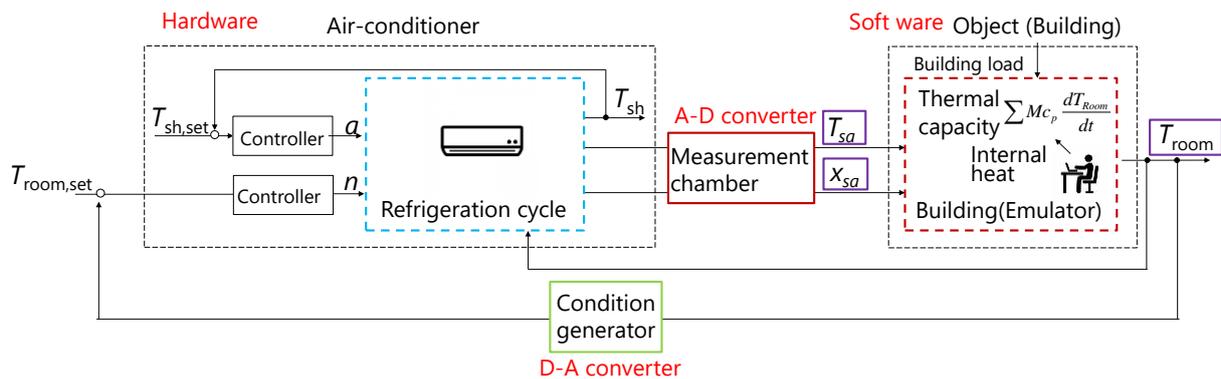


Fig. 4.1.1-7 Air conditioner control system considering dynamic conditions

しかし、動的な運転では、試験装置の壁や設置した計測用機材の熱容量、試験装置の大きさ等多くの影響因子があるため、ハード的にこの条件を同一とすることは不可能といってもよい。

そこで、「建物側空調条件」は、計算機で仮想的に導出することによって、試験装置による差を補償できる新たな試験方法を考案した。

当然、エアコンディショナの空調負荷や消費電力は直接測定する必要があるため、機器を試験装置に設置し、実際に測定を実施する。計算機において仮想的に「建物側空調条件」を計算するソフトウェアをエミュレーターとよぶ。

「機器側空調条件」は、エミュレーターで計算された室内空気条件に基づいて条件発生器で、実際の室内空気として生成される。エアコンディショナで生成された吹出空気は、測定チャンバーで測定されるとともにデジタル信号としてエミュレーターへ送られる。

このように条件発生器や測定チャンバーは負荷の発生や能力を測定する機器と考えるのではなく、エミュレーターと性能評価装置の間を取り持つ D-A、A-D 変換器としての役割を担う機器と考えると非常に理解しやすくなる。

この方式の最大の特徴は、試験装置側では、空気エンタルピー形を採用した試験装置であれば、そのまま用いることができる。バランス形を用いた試験装置であれば、測定チャンバーを導入することによってそのまま用いることができることにある。また、エミュレーターの数理モデルを変えることにより静特性はもちろんのこと多様な条件での動特性まで評価が可能となる。

以上のように提案方式は、従来の試験装置もそのまま活用できるだけでなく、例えばエミュレーターを統一化することで製品開発側の規格における試験装置として容易に対応することができる。また、

実建物を想定したエミュレーターを作成することによって、実運転を想定した性能も測定することもできる。これにより、世界中の建物や気象条件を与えることによって他国におけるエアコンディショナの実運転性能を分析することも可能となる。

このように製品開発側の規格から、ユーザー側が必要とする実運転を想定した動的性能まで同様の試験装置で評価することができる。まさに統一された試験装置ともいえるであろう。

(2) 試験装置の構成

評価装置全体は Fig. 4.1.1-8 のように構成されている。ハードウェアとしては、試験装置と計算機から構成されている。計算機には、建物空気条件を計算するソフトウェアとしてのエミュレーターがインストールされている。

すでに述べたように、条件発生器では、ルームエミュレーターで計算された室内空気状態となるように実際の室内空気の状態が生成される。エアコンディショナで生成された吹出空気は、測定チャンバーで計測されるとともにデジタル信号としてエミュレーターへ送られる。

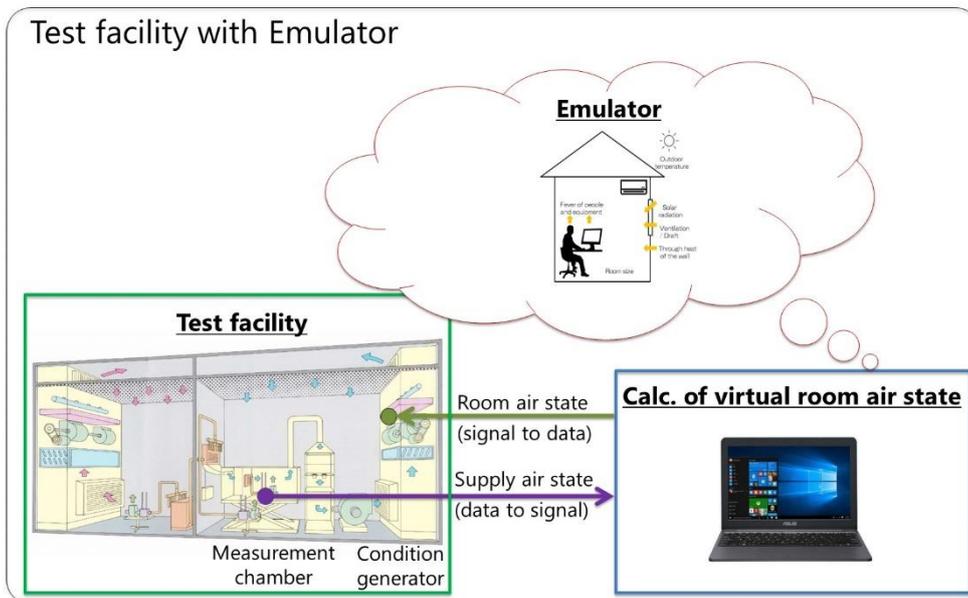


Fig. 4.1.1-8 Proposed hybrid dynamic test facility

(3) 試験装置の仕様

Table 4.1.1-1 に試験装置の仕様を示す。外観図を Fig. 4.1.1-9 に、室内機の測定チャンバーを Fig. 4.1.1-10 に示す。室内機室の空気フロー図を Fig. 4.1.1-11 に、室外機室の空気フロー図を Fig. 4.1.1-12 にそれぞれ示す。

Measurable capacity range	Up to 5 HP (14 kW)
Settable outdoor temperature range	-7-46 °C
Explosion-proof	Included
Cross wind speed	0.2 ± 0.1 m/s (JIS testing of showcases)
Size	7 m (D) × 8 m (W) × 3 m (H)

本装置の特徴として、次世代の低 GWP 冷媒の候補である可燃性冷媒にも対応するため防爆構造としている。また、本装置は冷蔵ショーケースの試験も可能とするため JIS B 8631-2: 2011 に規定された試験基準に則り、横風 0.2m±0.1m の条件を作り出すことが可能である。

Fig. 4.1.1-11 に示すように室内機室の吹出空気は測定チャンバーを通して、温湿度測定装置と風量測定装置へ送られる。温湿度測定装置を通過した空気はそのまま風量測定装置へと送られる。風量測定装置は天井上設置され、吸引ファンにより、ダクトで発生する圧力損失を打ち消すように空気を吸引する。風量測定は合計 4 つのノズルを風量により組み合わせる。これらで測定された吹出空気の状態は、エミュレーターへも送られる。風量測定装置を通過した空気は天井より室内機室へと吹き出され、条件発生器へと吸い込まれる。ここで、エミュレーターの信号による指示を受け、所定の温湿度の室内空気が生成される。この空気は、天井のダクトを通り、壁面からパンチングメタルを通じて横方向に均等に吹かれる。



Fig. 4.1.1-9 Overall appearance of test facility



Fig. 4.1.1-10 Appearance of measurement chamber

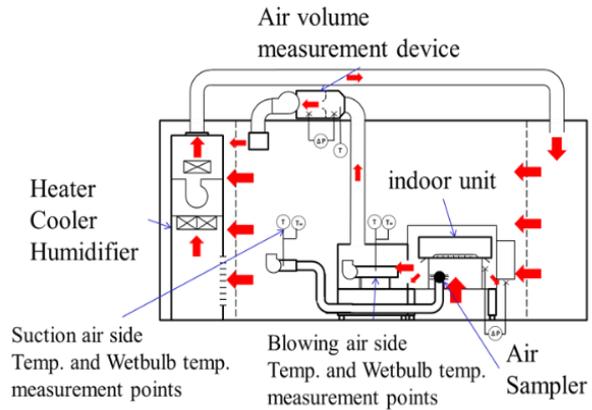


Fig. 4.1.1-11 Air flow diagram of indoor unit

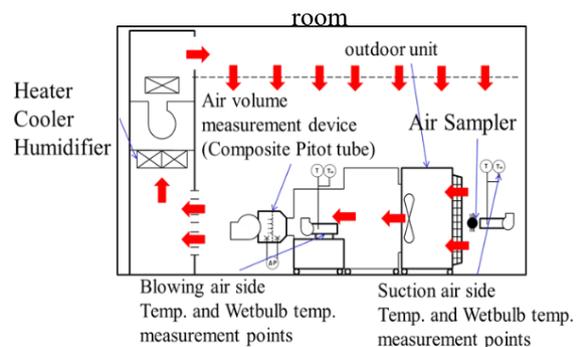


Fig. 4.1.1-12 Air flow diagram of outdoor unit room

Fig. 4.1.1-12 に示すように、本装置では、室外機室にも通常はあまり設置されていない測定チャンバーが設置されている。室外機からの吹出空気はこの測定チャンバーへ送られる。ここには、温湿度の測定が行える温湿度測定装置が設置されている。また、風量測定装置が測定チャンバーに接続されており、定置式複合ピトー管によって風量の測定を行っている。その後、エミュレーターの信号を受けて、条件発生器で所定の温湿度とされたのちに再び室外機に送られる。

(4) エミュレーター

(a) スタンダードエミュレーター

Fig. 4.1.1-13 と Fig. 4.1.1-14 に示すように建物側空気条件を決定する建物負荷や熱容量等の条件を任意に設定できるソフトウェアとしてのエミュレーターを開発した。ここでは、一例として、規格等に用いるシンプルなスタンダードエミュレーターと実建物を想定したルームエミュレーターを例示する。

スタンダードエミュレーターでは、式 4.1.1-1 と式 4.1.1-2 に示すように、単容量系の連続、エネルギー方程式からなる非常にシンプルなものとしている。

$$\dot{m}_{out} = \dot{m}_{OA} + \dot{m}_{human} \quad (4.1.1-1)$$

$$M_{Room} \frac{dx_{Room}}{dt} = \dot{m}_{human} \quad (4.1.1-2)$$

$$M_{House} c_{p,a} \frac{dT_{Room}}{dt} = \dot{Q}_{BL} - \dot{Q}_{AC} \quad (4.1.1-3)$$

$$\dot{Q}_{nr} = f(T_{nr}) \quad (4.1.1-4)$$

式 4.1.1-2 の M_{Room} は室内空気の質量であり， M_{House} は室内空気と家具などを合わせた質量である． M_{House} を考慮した建物の熱容量は室内空気の熱容量の 10 倍ほどが経験値とされている．

(b) ルームエミュレーター

ルームエミュレーターの数理モデルは，室内空気の連続の式，エネルギー方程式，壁の伝熱式からなる．

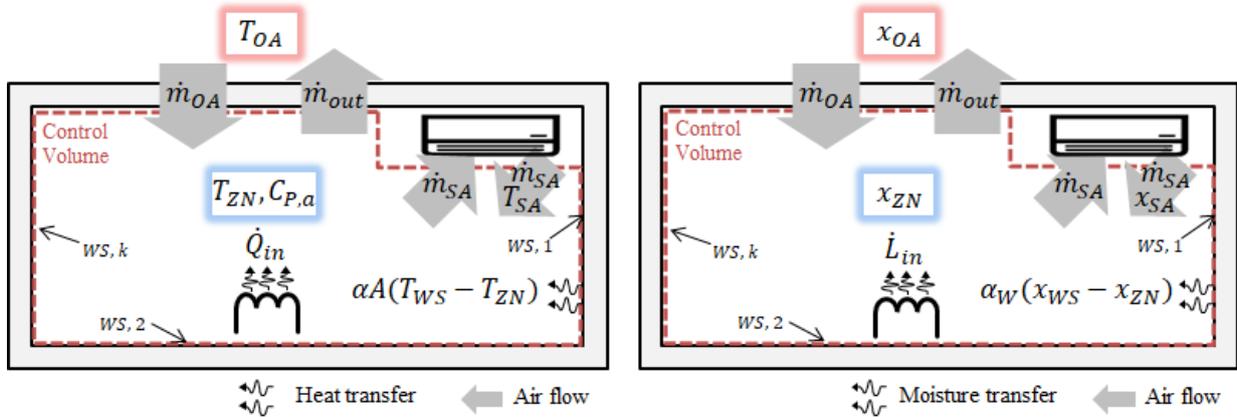


Fig. 4.1.1-13 Mathematical model for room (i) heat transfer and (ii) moisture transfer

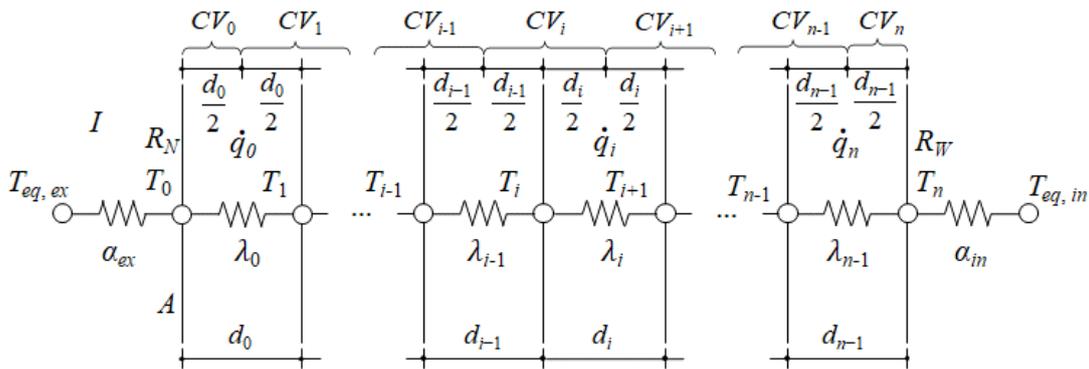


Fig. 4.1.1-14 Mathematical model for room wall

まず室内空気の連続の式を式 5-7 に示す。

$$\dot{m}_{out} = \dot{m}_{OA} + \dot{L}_{in} \quad (4.1.1-5)$$

$$M_{ZN} \frac{dx_{ZN}}{dt} = \sum_k j_{w,k} A_k (x_{WS,k} - x_{ZN}) - \dot{m}_{out} x_{ZN} + \dot{m}_{OA} x_{OA} + \dot{m}_{SA} (x_{SA} - x_{ZN}) + \dot{L}_{in} \quad (4.1.1-6)$$

$$M_{ZN} = \rho_{w,ZN} V_{ZN} + M_{FN} \quad (4.1.1-7)$$

式 4.1.1-5 は Fig. 4.1.1-13 で示したコントロールボリュームの境界を跨ぐ空気の流入出が等しい質量バランス式である．

式 4.1.1-6 は空気中に含まれる水分の質量バランス式であり， Fig. 4.1.1-13 の境界を跨いで流入出する水分は以下の 4 つの成分となる．

- i) 壁から伝わる水分(右辺第 1 項)
- ii) 換気により系外から流入出する水分(右辺第 2, 3 項)
- iii) 冷凍機や空調機等の機械によって系を跨ぎ流入，流出する水分(右辺第 4 項)
- iv) 人体の発汗や加湿器等の系内で発生する空気に溶け込む水分(右辺第 5 項)

また，室内空気の循環などにより系外から流入出する水分がある場合には，式 4.1.1-6 に追加される．式 4.1.1-7 は室内の水分容量としての質量を示しており，室内空気の水分量と壁及び家具等の水分容量の合計が室内の水分容量である． M_{FN} は慣用値として室内の容積あたりで 16.7kgm^{-3} 程度を設定すると報告がある¹³⁾．

次に室内空気のエネルギー方程式を示す。

$$C_{ZN} \frac{dT_{ZN}}{dt} = \sum_k \alpha_{a,k} A_k (T_{WS,k} - T_{ZN}) - c_{P,a} \dot{m}_{out} T_{ZN} + c_{P,a} \dot{m}_{OA} T_{OA} + c_{P,a} \dot{m}_{SA} (T_{SA} - T_{ZN}) + \dot{Q}_{in} \quad (4.1.1-8)$$

$$C_{ZN} = c_{P,ZN} \rho_{a,ZN} V_{ZN} + C_{FN} \quad (4.1.1-9)$$

室内空気のエネルギー方程式 4.1.1-8 では、Fig. 4.1.1-13 のような実建物を想定して次のような物理現象が計算される。

- i) 壁面温度と室内温度の温度差による壁からの熱伝達(右辺第 1 項)、放射成分に関しては、日射とともに式 4.1.1-14, 式 4.1.1-15 のように、壁表面への入射を形成し、壁温上昇をもたらした後に室内の空気温度に影響を与える。
 - ii) 換気により系外から流入出する流動エネルギー(右辺第 2, 3 項)
 - iii) 冷凍機や空調機等の機械によって系を跨ぎ流入、流出する水分(右辺第 4 項)
 - iv) 人体発熱や照明、機器の発熱などの内部発熱としての顕熱・潜熱(右辺第 5 項)
- また、式 4.1.1-9 は空気や什器等の集中定数とした熱容量を表している。 C_{FN} は、事務所に関しては、慣用値として室の容積あたりで $15.2 \text{kJ} \cdot \text{m}^{-3}$ 程度であるとの報告がある。¹⁴⁾ 室内空気の循環により系外から流入出する流動エネルギーがある場合には、式 8 に追加される。

多層壁における伝熱の式は以下となる。

$1 \leq i \leq n-1$ のとき

$$C_{CV,i} \frac{1}{A} \frac{dT_i}{dt} = \lambda_{i-1} \frac{T_{i-1} - T_i}{d_{i-1}} + \lambda_i \frac{T_{i+1} - T_i}{d_i} \quad (4.1.1-10)$$

$i = 0$ のとき

$$\left(c_{P,0} \rho_0 \frac{d_0}{2} \right) \frac{dT_0}{dt} = \alpha_{ex} (T_{eq,ex} - T_0) + \lambda_0 \frac{T_1 - T_0}{d_0} \quad (4.1.1-11)$$

$i = n$ のとき

$$\left(c_{P,n-1} \rho_{n-1} \frac{d_{n-1}}{2} \right) \frac{dT_n}{dt} = \lambda_{n-1} \frac{T_{n-1} - T_n}{d_{n-1}} + \alpha_{in} (T_{eq,in} - T_n) \quad (4.1.1-12)$$

Fig. 4.1.1-14 において、多層壁のうち外気側の壁材から数えて i 番目と $i+1$ 番目の壁材でのエネルギー方程式が式 4.1.1-10 である。式 4.1.1-11, 式 4.1.1-12 はそれぞれ外気、室内に隣接する壁材のエネルギー方程式となる。本モデルではコントロールボリュームは隣接する 2 つの壁材を跨いだ 1 質点系として考えており、各系での壁の熱容量は式 4.1.1-13 で示される。

$$C_{CV,i} = \frac{1}{2} A (c_{p,i-1} \rho_{i-1} d_{i-1} + c_{p,i} \rho_i d_i) \quad (4.1.1-13)$$

壁体内部の温度変動を予測するために壁体の両側の熱的条件を定める必要がある。壁体表面の熱流に影響を与える要素としては、主に表面付近の空気温度と壁体表面を取り巻く物体による平均放射温度があり、式 4.1.1-11 中の $T_{eq,ex}$ および式 4.1.1-12 中の $T_{eq,in}$ のように、両者を合わせて相当温度という概念で表現することができる。以下の式 4.1.1-14 には、外気側の相当温度を用いた外気側の壁表面周りの伝熱収支を表している。外気側の相当温度 $T_{eq,ex}$ と壁表面温度 T_0 差による熱伝達は、外気温度 T_{ex} と壁表面温度 T_0 差による対流熱伝達(右辺第一項)、壁表面付近の日射(右辺第二項)、放射熱(右辺第三項)を考慮したものとなる。

$$\alpha_{ex} (T_{eq,ex} - T_0) = \alpha_{ex} (T_{ex} - T_0) + a_s I - \varepsilon F_{sky} E_{ex,N} \quad (4.1.1-14)$$

式 4.1.1-15 は室内側の壁表面周りの伝熱収支を表している。室内側の相当温度 $T_{eq,in}$ と壁表面温度 T_{WS} 差による熱伝達は、室内温度 T_{ZN} と壁表面温度 T_{WS} 差による対流熱伝達(右辺第一項)、他の壁からの放射

熱(右辺第二項)、室内の機器などが発する放射熱(右辺第三項)を考慮したものとなる。ここで、室内壁が受け取るこれらの熱を左辺のように室内相当温度 $T_{eq,in}$ を用い、熱伝達の形でまとめている。なお、第2項目の ϕ_i は*i*番目の壁表面の Gebhart¹⁵⁾の吸収係数である。

$$\alpha_{in}(T_{eq,in} - T_{WS}) = \alpha_{in,c}(T_{ZN} - T_{WS}) + \alpha_{in,r} \left(\sum \phi_i T_{WS,i} - T_{WS} \right) + R_{in} R_r \dot{Q}_{in} \quad (4.1.1-15)$$

ここで、 $\alpha_{in,c}$ は式4.1.1-8の $\alpha_{a,k}$ と同様である。そして、 $\alpha_{in} = \alpha_{in,c} + \alpha_{in,r}$ を表す。 α_{in} と α_{ex} は対流熱伝達率と放射熱伝達率を合算した値であり、総合熱伝達率と呼ぶ。

モデルの妥当性に関しては、BEST TEST等を通じて検証が行われている^{16),17),18),19)}。

もちろんこれらは、あくまで例であり、適宜自由に変更できるのが最大のメリットである。

4.1.1.5 試験装置の健全性評価

ここでは、開発したハイブリッド形動的性能試験装置が十分な精度で機器の運転性能を把握可能な装置であるかを確認する。

(1) 静的健全性(圧縮機回転数固定試験)

すでに性能試験装置の静的な健全性は評価手法が確立している。そこで、日本で唯一のエアコンディショナの検定試験場としての機能を有し、試験装置原器を有する一般財団法人日本空調冷凍研究所(以下、「日空研」と略す)の準認定取得の手順に則って静的健全性評価をおこなった。なお、静的試験とは圧縮機の回転数を固定した試験を指している。

日空研の準認定は、異なる容量の2機種で試験を行い、その測定結果が、要求されるすべての試験条件において日空研で測定したデータと3%以内であることが要求される。そのため、5馬力機と3馬力機の2機種を準備し、JISのB8615に規定された冷房標準試験、暖房標準試験、暖房低温試験の3条件の試験を行った。試験条件をTable 4.1.1-2に示す。

Table 4.1.1-2 Test conditions for validation

Test	Indoor	Outdoor	Partial load ratio
	temperature dry / wet ℃	temperature dry / wet ℃	
Standard cooling test	27 / 19	35 / 24	100
Standard heating test	20 / 15	7 / 26	100
Low-temperature heating test	20 / 15	2 / 1	100

Fig. 4.1.1-15に冷房標準試験の結果、Fig. 4.1.1-16に暖房標準試験の結果を示す。これらの試験では、十分に安定状態になった後、35分間の平均値を取得データとする。

Fig. 4.1.1-17に結果を示す暖房低温試験では3サイクルを取得しその平均値を取得データとする。冷房標準試験と暖房標準試験が連続運転となるのに対して、暖房低温試験では、圧縮機や風量が周期的に停止するが、これは除霜運転を行っているためである。

結果として、すべての試験において、冷房能力、消費電力が日空研のデータと静的には3%以内の精度で測定できたため、本装置は、2020年10月1日に準認定を取得した。これにより、本試験装置は、機器検定と同様の高精度で機器の性能を取得できることを確認した。

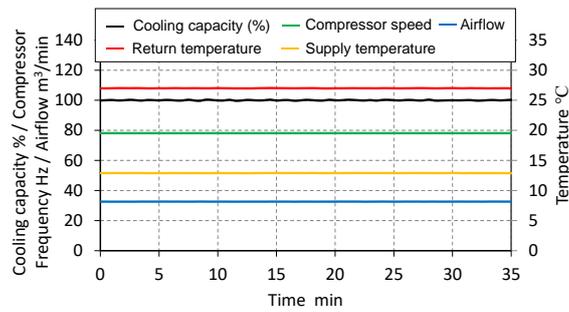


Fig. 4.1.1-15 Results of JIS test
(Standard cooling test)

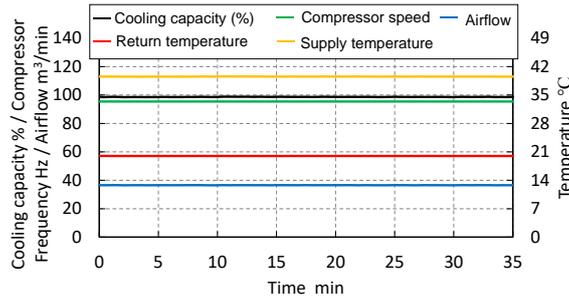


Fig. 4.1.1-16 Results of JIS test
(Standard heating test)

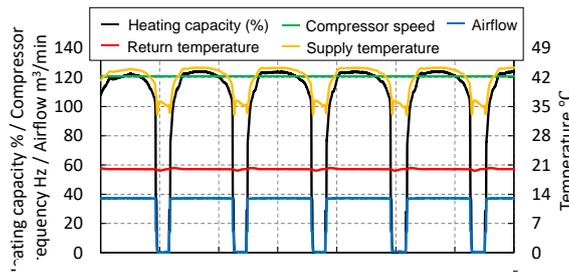


Fig. 4.1.1-17 Results of JIS test
(Low-temperature heating test)

(2) 動的健全性

動的性能試験を行う上では、試験装置における動的性能の評価が必要となる。評価が必要となる事項は Fig. 4.1.1-7 に示すようにエアコンディショナによる建物の室内空気温度制御系に対して試験装置が影響を与える因子であり、以下の通りである。

- i) エミュレーターの計算時間遅れ
- ii) 条件発生器での温湿度追従性
- iii) 各種センサーの時間遅れ

ここでは、本試験装置の標準的な設置機器となる 10kW 機をベースに評価する。この際、この器機の標準設置畳数から、機器の標準的な設置スペースは、 147m^3 となり、この部屋における標準吹出空気風量から導出する熱的、物質的時定数(質量をエアコン風量で割った値)は、それぞれ 5000 秒、500 秒程度となる。

(a) エミュレーターでの計算時間遅れ

本試験装置では、エミュレーターを用いて建物空調条件の計算を行うこととなる。今回示したエミュレーターでは、非線形方程式を離散化し、一次の前進差分方程式として動的解析を行う。この際、通常のパソコンレベルで、1 ステップ 1 秒後の計算時間は 0.5 秒程度で終わることができるため、計算時間の遅れは動的性能には影響を与えていない。

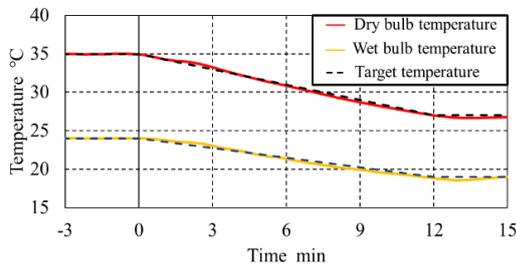
(b) 条件発生器での温湿度追従性の確認

エミュレーターが発した信号通りに条件発生器が空気の状態を生成できるかが重要となる。そこで、運転条件が 30 分から 1 時間程度で最も急変する起動時や断続運転のような 1 時間程度の周期での周期的変動に対して条件発生器が追従できるかどうかを確認する。Table 3 に試験条件を示す。

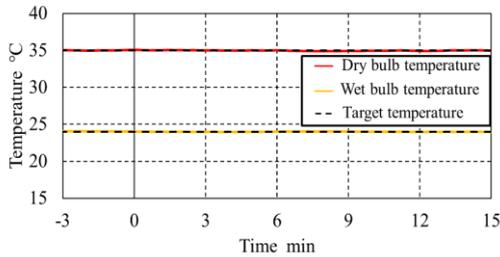
Table 4.1.1-3 Followability test conditions

Test mode	Indoor unit		Outdoor unit	
	room set temperature		room set temperature	
	Dry	Wet	Dry	Wet
Start-up in cooling	35 °C →27 °C	24 °C →19 °C	35 °C constant	24 °C constant
Start-up in heating	7 °C →20 °C	6 °C →15 °C	7 °C constant	6 °C constant
Cyclic cooling	27 °C ↔26 °C	26 °C ↔23.5 °C	35 °C constant	24 °C constant

試験の結果を Fig. 4.1.1-18, Fig.4.1.1-19, Fig.4.1.1-20 に示す。

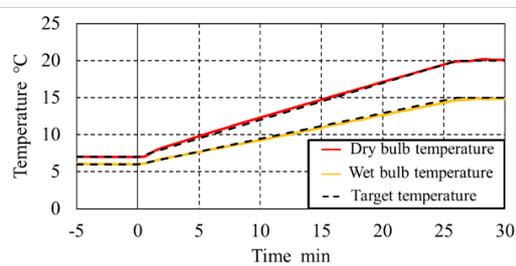


(i) Indoor unit room

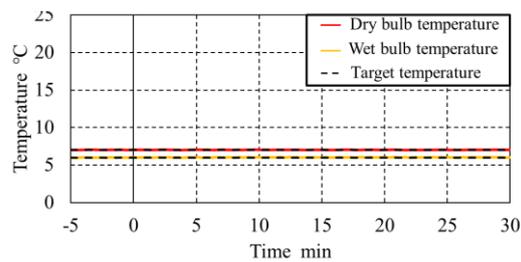


(ii) Outdoor unit room

Fig. 4.1.1- 18 Temperature controllability in cooling start-up mode



(i) Indoor unit room



(ii) Outdoor unit room

Fig. 4.1.1-19 Temperature controllability in heating start-up mode

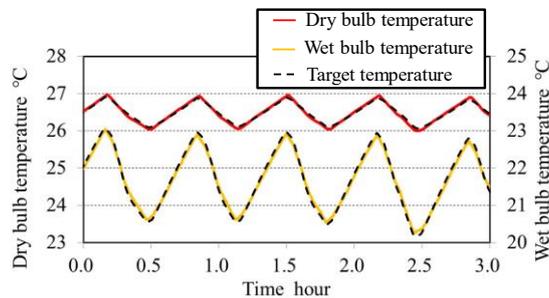


Fig. 4.1.1-20 Temperature followability in intermittent driving

Fig. 4.1.1-18 に示すとおり、室内機の冷房起動を想定して室内機室内の乾球、湿球温度を 12 分程度で急変させたが、乾球、湿球温度ともに破線で示すエミュレーターから発せられた信号と条件発生器が実際に生成した実線の空気の状態は 20 秒程度の遅れしかなく、ほぼ一致している。また、室外機室では、室外機から発生する熱を打ち消しエミュレーターからの信号通りに乾球・湿球温度を一定に保持している。

同様に暖房運転においても Fig. 4.1.1-19 に示すように暖房起動を想定して室内機室内の温度を 25 分程度で急変させても、室内機室、室外機室ともに、エミュレーターの温湿度の信号に条件発生器が 20 秒程度の遅れで追従できている。

さらに、Fig. 4.1.1-20 に示すように断続運転時のような振動的な急変時にも乾球、湿球温度がエミュレーターからの信号に通常は 30 秒程度、温度上昇や下降が完全に変わる急変時で最大 54 秒程度の遅れで、追従できていることがわかる。これらは、部屋の時定数に対して 0.6%程度である。

(c) 各種センサーの時間遅れ

試験装置には、温度計や湿度計をはじめとして複数のセンサーが取り付けられている。これらについては、センサー単体の測定が遅れが 10 秒以下となるものを選定して設置した。

(d) 総括

系統的にみるとエアコンディショナの①吸込空気の温湿度のセンサーの遅れ(最大 10 秒程度)、②吹出空気の測定チャンバーの通過遅れ(湿度のみで最大 15 秒程度)、③吹出空気の温湿度のセンサーの遅れ(最大 10 秒程度)、④条件発生器の遅れ(20 秒程度)、があり、合計すると最大 55 秒程度である。部屋の熱的時定数が 5000 秒程度であることから、試験装置における各種熱的遅れは、総計でも 1%程度である。湿度に関しては、時定数が 500 秒程度であることから、その遅れは、10%程度となる。

静的な精度は、検定試験によって補償されているのと、機器の運転状態が急変する断続運転でもその周期が 30 分から 1 時間程度であることを考えれば、このような時間による動的性能への影響は極めて小さいものと考えている。ただし、これについては、複数の試験室とのラウンドロビンテストを予定しており、そこで確認を進める予定であり、その結果は改めて、報告する予定である。

4.1.1.6 機器の動的性能試験

本試験装置により、エアコンディショナの動的性能試験を実施する。ここでは、定格冷房能力が 12.5kW のエアコンディショナを用いてユーザーが通常使用する状態、つまり圧縮機回転数を固定しない状態での部分負荷性能試験を行った結果を示す。試験に用いた部屋の壁の諸元を Table 4.1.1-5 に、壁材料の諸元を Table 4.1.1-6 に、試験条件を Table 4.1.1-7 にそれぞれ示す。

Table 4.1.1-4 Room wall material specifications

Item	Area (m ²)	Material thickness (mm)			
		Tile	Concrete	Insulation	Gypsum board
Outer wall	28	10	175	25	10
Floor ceiling	49	3	150	9	15

Table 4.1.1-5 Room wall material thermal parameters

Material	Thermal conductivity (W/(m·K))	Volumetric specific heat (KJ/(m ³ ·K))
Tile	1.3	2000
Concrete	1.4	1600
Insulation	0.04	33
Gypsum board	0.17	830
Sound absorbing board	0.064	290

Table 4.1.1-6 Test conditions

Item	Value
Rated capacity (kW)	12.5
Outside temperature (°C)	35 / 24, 29 / 19
Indoor temperature (°C)	27 / -
Sensible heat load (W)	9350, 1650
Latent heat load (W)	2230, 430
Room size (m ³)	100, 196, 300

部屋の大きさは、このエアコンディショナの推奨設置畳数情報をもとに、部屋の広さを 7m×7m の 49 m²、部屋の高さを 4m として容積 196m³ を定格サイズとして、その約半分と約 1.5 倍の大きさの 3 種類のサイズを想定してエミュレーターを設定し、実験を行った。負荷に関しても多様に条件を変えて実験を行ったが、ここでは代表的な結果を例示する。

まず、空調機の処理した負荷をこの空調機の定格能力である 12.5kW になるように、壁からの侵入熱を考慮してルームエミュレーターで顕熱負荷を 9350W、潜熱負荷を 2230W に設定して行った試験結果を Fig. 4.1.1-21 に示す。この場合は、圧縮機の回転数はほぼ一定の運転状態となり、COP も圧縮機回転数固定の JIS 試験の場合とほぼ同じ値となった。

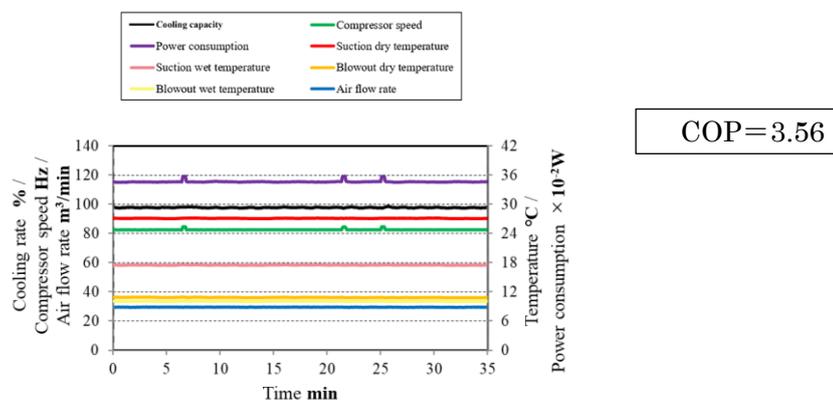


Fig. 4.1.1-21 Test results for 35 / 24 °C at 12.5 kW

一方、建物負荷が低負荷の条件では、圧縮機の回転数を非固定とすると断続運転を始める。その代表的な結果として空調機の処理した負荷をこの空調機の定格能力の 25% である 3125W になるように、壁からの侵入熱を考慮してルームエミュレーターで顕熱負荷を 1650W、潜熱負荷を 430W に設定して行った試験結果を Fig. 4.1.1-22 に例示する。圧縮機回転数非固定の場合、空調機は断続運転により室内温度は 2°C 程度変化する。一方、外気温度は 35°C 一定であるため、壁からの侵入熱は変化する。これにより、部屋の空調負荷も変化していることが分かる。

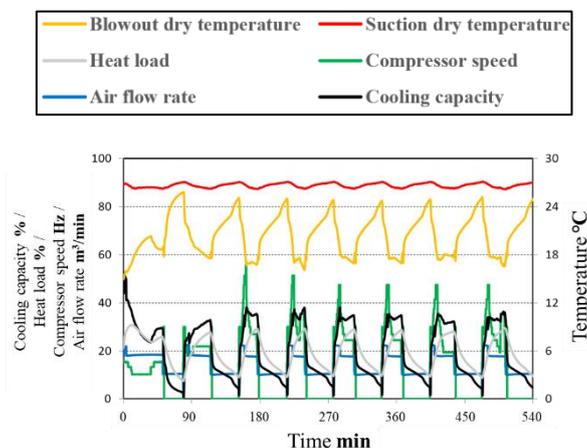


Fig. 4.1.1-22 Air conditioning load for intermittent operation

また、部屋の大きさにより、「建物空調条件」としての熱容量が変更され、機器の断続運転の周期が大きく変化する。Fig. 4.1.1-23 に部屋の容積を標準の場合（196 m³）と、小さくした場合（100 m³）、大きくした場合（300 m³）の試験結果を示す。

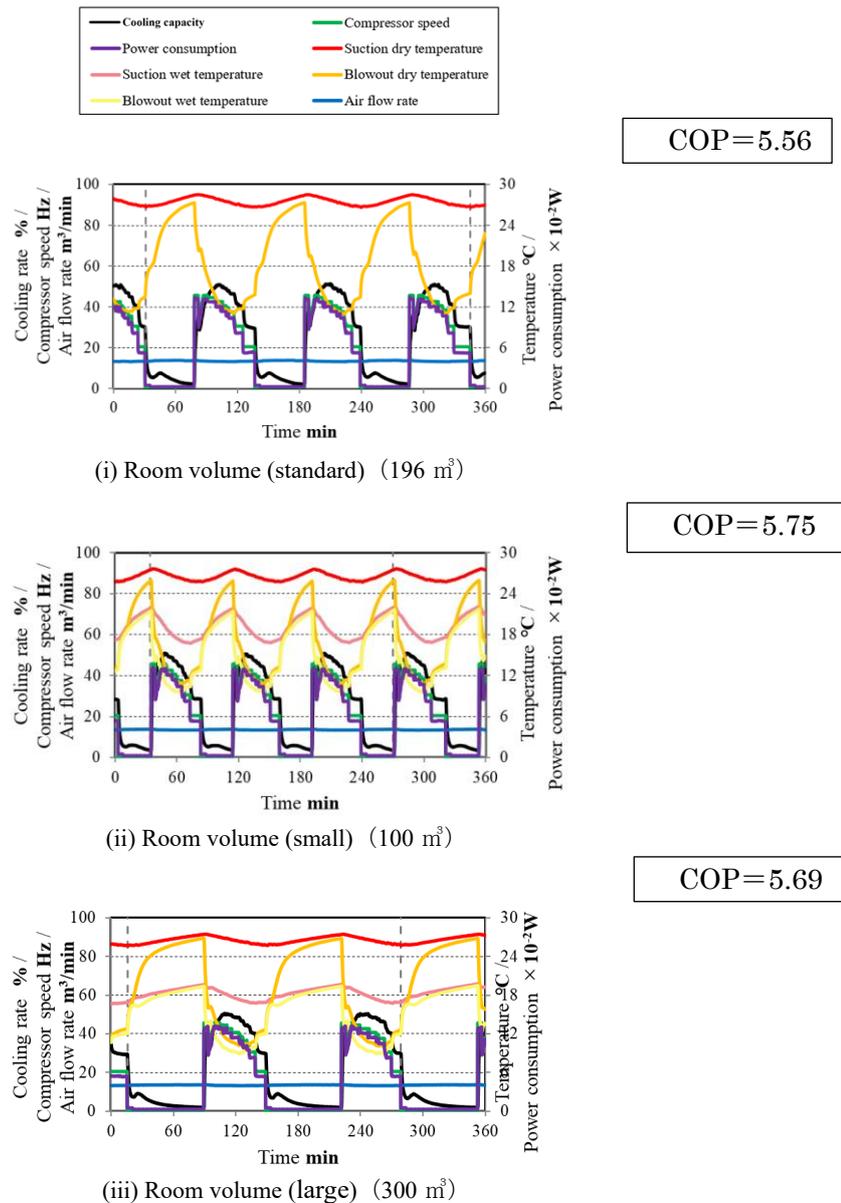


Fig. 4.1.1-23 Test results for 29 / 19 °C at 25% of rated capacity

通常であれば、部屋の大きさを変更するためには、試験室を変えた大掛かりな試験が必要となるが、提案装置では、エミュレーターによって「建物空調条件」を変更することが容易であることが、本試験装置の大きな特徴でもある。

部屋の大きさを変更すると、当然ではあるが、周期的挙動が変化する。部屋が小さい場合には、立ち上げ直後に与えた大きな負荷を低下させる途中に室温の下限値に到達してしまうため機器が停止するまでの周期が早くなる。一方で、部屋が大きくなれば、熱容量が大きくなるため、室温の下限値に到達するまでに変化速度に余裕が生じるため、定常的な運転に近いような領域も発生し始める。今回の機種は、部屋の大きさの変化により断続運転の周期が変わっても、断続運転時の挙動は変化しなかったため、COP の変化は 2~3% に留まったが、空調機の制御によっては、部屋の大きさによってエアコンディショナの断続運転性能が大きく異なる可能性がある。

この結果は、部屋の大きさ等含めて「建物側空調条件」を同一にしなければ、エアコンディショナの動的性能は評価できないことも示しており、それを同一にできるエミュレーターの有効性をも示すものとなる。さらに、エミュレーターを使った装置によりエアコンディショナの性能評価を行うことは、試験室の物理的大きさに左右されることなく試験が実施可能であることを意味しており、エミュレーター

によってエアコンディショナの試験の規格化にも対応可能であることを示唆している。

いずれにしても、以上のように本提案試験装置により、機器の制御を含めた詳細で多様となる動的性能を把握できることがわかった。

4.1.1.7 エミュレーター式負荷試験装置の開発のまとめ

本研究では、動的運転状態まで含めた性能試験法を確立する上で必要不可欠となるエアコンディショナの動的性能をも評価可能な「エミュレーター式性能試験装置」を開発した。その特徴は、建物側の空調条件を仮想的に導出するエミュレーターと従来の性能試験装置を複合して機器の動的性能を試験装置によらず再現性ある形で高精度に評価可能としたことである。その結果以下のようなことを確認した。

- 1) 開発した試験装置の静的健全性を検証するために取得データを日空研原機データと比較した。その結果、誤差が3%以内に抑えられ、十分な精度で性能評価が可能であることを確認するとともに、日空研の準認定を取得した。
- 2) 試験装置の動的健全性を検証するために、i)エミュレーターの計算時間遅れ、ii)条件発生器での温湿度追従性、iii)各種センサーの時間遅れ、を詳細に分析した。その結果、熱的遅れは、部屋の熱的時定数の1%程度であり、機器の動特性に大きな影響を与える因子はなかった。また、物質的遅れは、部屋の物質的時定数の10%程度である。
- 3) エアコンディショナの動的性能評価を行った結果、例えば、負荷が25%になると断続運転状態となり、室内温度が変化することで外壁からの侵入熱は変化する。これにより、部屋の空調負荷も変化することが分かった。また、断続運転は、建物の大きさが変更されると運転状態が変化する。これは、運転状態の周期的な挙動が変化し、空調機の制御によっては、部屋の大きさによってエアコンディショナの断続運転性能が大きく異なる可能性があることを示唆している。
- 4) 提案装置では、エミュレーターによって「建物空調条件」を変更することが容易である。このことは、エアコンディショナの性能評価を行う際、試験室の物理的大きさに左右されることなく、公平かつ再現性のある試験が実施可能であり、エミュレーターによってエアコンディショナの試験の規格化にも対応できることを意味している。

Nomenclature

a_s	: 日射吸収率	(-)	\dot{Q}	: 熱量	(W)
A	: 壁表面積	(m^2)	\dot{q}	: 壁の内部発熱	($W \cdot m^{-2}$)
C	: 熱容量	($kJ \cdot K^{-1}$)	t	: 時間	(s)
c_p	: 定圧比熱	($kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$)	T	: 温度	(K)
E	: 放射熱	($W \cdot m^{-2}$)	V	: 体積	(m^3)
F	: 天空への形態係数	(-)	x	: 絶対湿度	($kg \cdot kg^{-1}$)
I	: 日射強度	($W \cdot m^{-2}$)	α	: 熱伝達率	($W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$)
j	: 質量拡散流束	($kg \cdot m^{-2} \cdot s^{-1}$)	ρ	: 密度	($kg \cdot m^{-3}$)
\dot{L}	: 水分発生量	($kg \cdot s^{-1}$)	ε	: 長波長放射率	(-)
M	: 質量	(kg)	ϕ	: Gebhart の吸収係数	(-)
\dot{m}	: 質量流量	($kg \cdot s^{-1}$)			

Subscripts

a	: 空気	N	: 夜間
AC	: エアコンディショナ側	OA	: 外気
BL	: 建物	r	: 放射
c	: 対流	$Room$: 室内
eq	: 相当	SA	: 供給空気
ex	: 外部	sh	: 過熱度
FN	: 家具など	w	: 水蒸気
in	: 内部	WS	: 壁表面
i,k	: 通し番号	ZN	: ゾーン

参考文献

- 1) 経済産業省資源エネルギー庁, 令和元年度エネルギーに関する年次報告 (エネルギー白書 2020) PDF 版, 第 2 部, pp.112-115.
- 2) Shinichi, A., Jun, S., Takuya, O., Hiroyuki, I., Yuki, A. Study on State of COP and Regional Characteristics of APF for Room air Conditioners, *AIJ J. Technol. Des.*, 2014, **20**(44), pp.187-190. (in Japanese)
- 3) Katsuhiro, K., Technological Innovations of Air Conditioning and their Development into Industry, *Refrigeration*, 2019, **94**(1101), pp.436-441. (in Japanese)
- 4) 社団法人日本冷凍空調工業会, 世界のエアコンディショナ需要推定, (2019), pp.1-8.
- 5) Keisuke, O. and Kiyoshi, S., Seiichi, Y., Tetsuro, K., Kuniyasu, M., Intermittent Driving Simulation of Compression type Heat Pump – 1st Report: Mathematical model and simulation of single-stage vapor compression type heat pump –, *Trans.JSRAEngineers*, 2013, **30**(2), pp. 107-122. (in Japanese)
- 6) 日本規格協会, パッケージエアコンディショナディショナ JIS B 8616:2015, (2015)
- 7) 社団法人日本冷凍空調工業会, ヒートポンプの実用性能と可能性. (2010).
- 8) Masayuki, N., Technologies for Energy –Saving of Room Air–Conditioner, *J.JSME*, 2003, **106**(1015), pp.464-465. (in Japanese)
- 9) Fusigi, Y., Create a new breeze! Room Air Conditioner Revolution(Atarasii kaze wo tukure! Ru-mueakon kakumei), *J.JSME*, 2019, **122**(1206), pp.38-39.
- 10) Carsten Palkowski, Andreas Zottl, Ivan Malenkovic, and Anne Simo, *Energies*, 2019, **12**, 1045; doi:10.3390/en12061045..
- 11) Toshinori BAN, Daiki NAKANO, Keisuke OHNO, Seiichi YAMAGUCHI, Kiyoshi SAITO, Hideki YAMAGUCHI, Proc. Of 12th IEA Heat Pump Conference 2017, Rotterdam.
- 12) OhnishiNetsugaku, <https://en.ohnishi.co.jp/>.
- 13) 尾崎明仁, 渡辺俊行, 高瀬秀芳, 辻丸達憲, 建築の熱・水分・空気連成シミュレーションその 1 壁体の吸放湿を考慮した温湿度計算, 日本建築学会大会学術講演梗概集, pp.439-440, 2004
- 14) 石野久彌, 郡公子: 事務所建築における家具類の熱的影響に関する実測・実験研究, 日本建築学会計画系論文報告集, Vol.372, pp.59-66, 1987
- 15) B.Gebhart, A new Method for Calculating Radiant Exchanges, *ASHRAE Transactions* Vol.65, 321-332, 1959
- 16) Judkoff, R. and Neymark, J., 1995. "International Energy Agency building energy simulation test (BESTEST) and diagnostic method." NREL/TP-472-6231.
- 17) Immutable interface を利用した汎用建築熱負荷計算クラスライブラリの設計法, 空気調和・衛生工学会大会 学術講演論文集, 2009 doi: https://doi.org/10.18948/shasetaikai.2009.3.0_1995.
- 18) Development of Test Procedure for the Evaluation of Building Energy Simulation Tools, BS 2019 doi: <https://doi.org/10.26868/25222708.2019.210592>.
- 19) 富樫英介:熱環境計算戯法, ISBN: 978-4990890827, <https://www.amazon.co.jp/dp/4990890825>.
- 20) 日本規格協会, パッケージエアコンディショナディショナ JIS B 8616:2006, (2006).
- 21) Toshinori BAN, Daiki NAKANO, Keisuke OHNO, Seiichi YAMAGUCHI, Kiyoshi SAITO, Hideki YAMAGUCHI, Testing facility for unsteady performance of air conditioning system, 12th IEA heat pump conference, Rotterdam, 2017.
- 22) Harunori, Y., Masato, M., Takao, S., Yasuo, K., Technical papers of annual meeting, the Society of Heating, Air-Conditioning and Sanitary Engineers of Japan, Nagoya, (2011), OS31. P.1-4.
- 23) Goo, T., Kenichi Y., Toshiki, I., Mitsuhide, Y., Yasuhiro, S., Masanari, U., Tatsuo, N., Proc. of 2016 SHASE Annual Conference, Kagoshima(2016), 2, pp.B-13.
- 24) Yoichi, M., Masafumi, H., Yuta, T., Katsuki, N., Takashi, N., Proc. of 2015 JSRAE Annual Conference, Tokyo(2015), pp.B111-1-4. (in Japanese)
- 25) Hayato, H., Mami I., Eiji, H., Annual Performance and Performance Rating of Air Conditions-1st Report: Packaged Air Conditioners, *Trans. JSRAE*, 2011, **28**(4), pp.393-404.
- 26) JSRAE, "JSRAE Technical Book Series - Refrigeration cycle control", 2018, JSRAE, Tokyo, pp.51-53.
- 27) Toshinori BAN, Keisuke OHNO, Seiichi YAMAGUCHI, Kiyoshi SAITO, Hideki Yamaguchi, Proceedings of 2016 JSRAE Annual Conference, Kobe (2016), B141-1-4. (in Japanese)
- 28) <https://www.ohnishi.co.jp/calorimeter/cal-product01> (Jan, 2021)
- 29) <https://www.ohnishi.co.jp/calorimeter/cal-product02> (Jan, 2021)
- 30) Eisuke TOGASHI, "The art of thermal environmental computing", 2016, Togashi Research Laboratory, Department of Architecture, Faculty of Architecture, Kogakuin University, Tokyo, p.556-569.

4.1.2 各種冷媒機器の実験結果

4.1.2.1 実験の背景と目的

冷凍空調機器に次世代冷媒を導入する場合には、冷媒の安全性や機器に使用する冷媒が環境に与える影響 GWP（直接影響）だけでなく、エネルギー起源の CO₂ 排出に伴う地球温暖化による影響（間接影響）を含めて決定する必要がある。このため、冷凍空調機器としての実際の運転性能が評価すべき最重要因子となる。一方、低 GWP 冷媒用の空調機の正確な評価のためには、低 GWP 冷媒用に最適化した「物理的な」空調機を製作した上で実運転状態における正確な性能試験を実施し、低 GWP 冷媒のポテンシャルを把握する必要がある。しかし、この「物理的な」試験方法は、最終的にはこの方法でデータの確認をしても、多くの次世代冷媒候補がある中で、最初から用いるには、空調機のスペックの検討や製作に要する期間に加え費用の面からも現実的でない。そこで、本研究では、「【3】シミュレーター開発とその活用」において、熱交換器シミュレーターや、システムシミュレーター等の各種シミュレーターを製作して、これら検討や製作に要する期間の短縮化と費用削減を図ることとしている。ここで、シミュレーターを使う前にはその計算値の妥当性や計算精度を検証する必要がある。そこで今回、R22 冷媒の空調機に、低 GWP 冷媒である R290 と R454C をドロップインして試験を行い、冷媒の違いによる空調機の性能を評価することとした。

4.1.2.2 実験に用いた空調機と試験の概要

Table.4.1.2-1 に実験に用いた空調機の諸元を記す。R290 と R454C のドロップイン試験を実施するためには、低圧冷媒である例えば R22 の空調機等で行わなければ、これらの冷媒による結果が極端に低いものになってしまうため、問題である。しかし、空調機メーカー各社に確認したところ R22 の空調機は 10 年程度前に既に生産中止となっており、新品の在庫は入手することができなかった。そこで、中古の定格能力 2.2kW の壁掛け式ルームエアコンを用いて実験を行うこととした。この空調機では、室外機と室内機のそれぞれの熱交換器をきちんと洗浄した後、圧力センサーや熱電対を取り付けている。また、冷媒流量の計測を行うため、2 台のコリオリ式流量計を冷房用と暖房用で切り替えができるよう配管にバルブを付けた上で取り付けた。さらに、圧縮機回転数を自在にコントロールできるツールを空調機メーカーから提供を受けるとともに、これに加えて、膨張弁開度も 50 段階で自在に調節できるツールも設置した。Fig. 4.1.2-1 に、圧力センサーと熱電対および冷媒流量計の取付位置を示す。また、Fig. 4.1.2-2 に性能評価装置での試験の様子を示す。

Table 4.1.2-1 Specification of room air conditioner employed in this experiment

Parameter	Value	
Type	Room air conditioner	
Year of manufacture	2001	
Original refrigerant	R22	
Rated capacity (W)	Cooling	2200
	Heating	2500

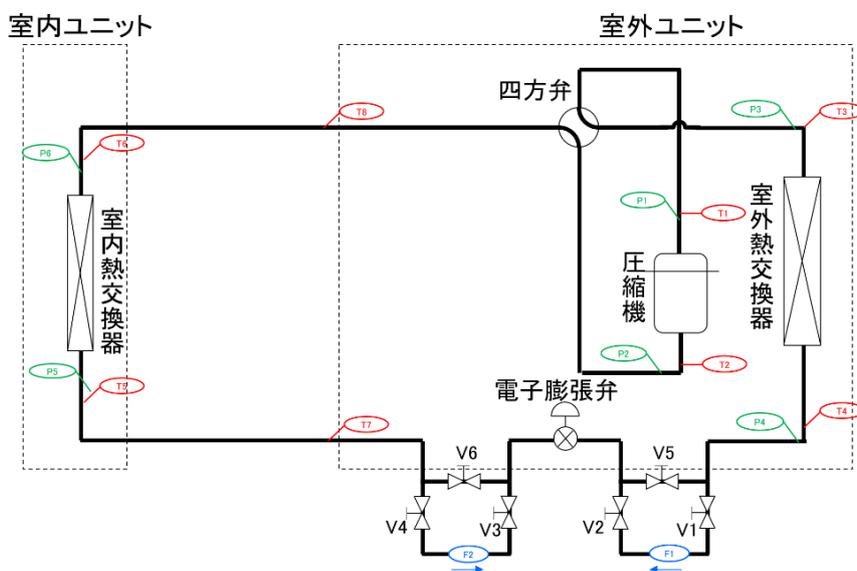


Fig. 4.1.2-1 Mounting locations of pressure sensors, thermocouples, and flow meters



(a) Indoor Unit

(b) Outdoor Unit

Fig. 4.1.2-2 Test setup in the dynamic performance evaluation facility

4.1.2.3 冷媒充填量の決定

本研究では、各冷媒のポテンシャルを最大限に発揮させた上で空調機の性能を評価することが重要になる。そこで、今回のドロップイン試験においては、冷媒充填量を最適化することに注意を払った。また、R290とR454Cのドロップインに際し、(1)R22の定格圧縮機回転数で固定して冷媒充填量を最適化した場合と(2)R22の能力2.2kWが発生する圧縮機回転数で固定して冷媒充填量を最適化した場合の2つを行った。具体的な冷媒充填量の決定手順は以下のとおりである。

(1) R22の定格圧縮機回転数で固定して冷媒充填量を最適化した場合

ここで、R22の定格圧縮機回転数は48Hzである。

- ① 供試機の圧縮機回転数を48Hzで固定する
- ② 冷媒充填量を少なめに封入する
- ③ 過熱度5°C・過冷却度5°Cとなるように膨張弁開度を調整する
- ④ 冷房の定格試験条件の下、空調機の能力測定を行う
- ⑤ 過冷却度が取れない場合、冷媒充填量を増やし、③に戻る

このようにして冷媒充填量を徐々に増やししながら、過冷却度を調整して決定した冷媒充填量は、R290は400g、R454Cは730gとなった。また、圧縮機回転数を48Hzで固定した結果、冷房能力はR290、R454C共にR22の定格能力の84.5%である1,860W、暖房能力はR290ではR22の定格能力の81.2%の2,030W、R454Cは80.0%の2,000Wであった。

(2)R22の能力2.2kWが発生する圧縮機回転数で固定して冷媒充填量を最適化した場合

- ⑥ 冷媒充填量を少なめに封入する
- ⑦ 供試機の最大圧縮機回転数で固定する
- ⑧ 過熱度5°C・過冷却度5°Cとなるように膨張弁開度を調整する
- ⑨ 冷房の定格試験条件の下、空調機の能力測定を行う
- ⑩ ア) 過冷却度が取れない、または能力が目標能力に達しなかった場合は冷媒充填量を増やし、⑦に戻る
- イ) 能力が目標能力を超えていた場合は圧縮機回転数を下げ、⑧に戻る

このようにして冷媒充填量を徐々に増やししながら、能力と過冷却度を調整していった結果、冷媒充填量については、R290は400g、R454Cは950gとなった。なお、R22の冷媒充填量は910gである。

4.1.2.4 試験条件

試験条件は、ルームエアコンのJIS C 9612:2013[3]の室外機と室内機の温度条件に準拠して冷房4条件、暖房4条件の計8条件とした。具体的な温度と負荷条件をTable 4.1.2-2に示す。

Table 4.1.2-2 Test conditions

Test condition	Indoor temperature (°C)		Outdoor temperature (°C)		Partial load ratio (%)
	Dry / Wet		Dry / Wet		
① Standard cooling Full-capacity test			35 / 24		100
② Standard cooling Half-capacity test	27 / 19		35 / 24		50
③ Low-temperature cooling Half-capacity test			29 / 19		50
④ Low-temperature cooling Minimum-capacity test			29 / 19		25
⑤ Standard heating Full-capacity test			7 / 6		100
⑥ Standard heating Half-capacity test	20 / 15		7 / 6		50
⑦ Standard heating Minimum capacity test			7 / 6		25
⑧ Low-temperature heating Full-capacity test			2 / 1		100

4.1.2.5 試験結果

今回は、(2) R22 の能力 2.2kW が発生する圧縮機回転数で固定して冷媒充填量を最適化した場合の冷房試験の①～④の 4 条件について以下に記述する。

Fig. 4.1.2-3 に、R22 と R290, R454C の各試験の COP の比較を示す。また、Table 4.1.2-3 に R22 と R290, R454C の定格冷房標準試験結果の比較を示す。

Table 4.1.2-3 Comparison of rated standard cooling test results for R22, R290, and R454C

Refrigerant type	Refrigerant charge	Compressor speed	Mass flow rate	Degree of superheating	Degree of supercooling
	g	Hz	Kg/h	°C	°C
R22	910	55.0	51.0	10.26	1.72
R290	400	62.5	28.2	6.97	4.63
R454C	950	65.0	58.8	6.14	5.70

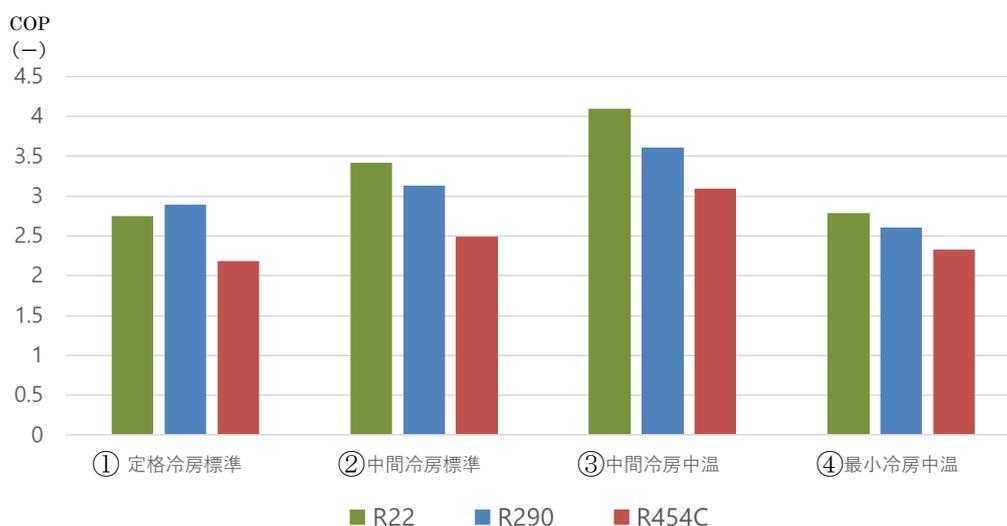


Fig. 4.1.2-3 Comparison of COP values obtained during the cooling tests (adjusted to a cooling capacity of 2.2 kW)

各試験において、R22 と R290 を比較すると、定格冷房標準試験では R290 の COP が R22 の COP よりも若干高い値を示したが、他の試験では R290 の COP は R22 の COP よりも 10%程度低い値を示す結果となった。また、R290 と R454C を比較すると、R454C の試験結果の COP は R290 に比べて、10%~25%低い値となった。

4.1.2.6 考察

ここで、まず、R22 の能力 2.2kW が発生する圧縮機回転数で固定して冷媒充填量を最適化した場合の R22 と R290 の COP について考察する。定格冷房標準試験では R290 の COP が R22 の COP よりも若干高い値を示したが、ほぼ同等の値となった。これは R290 の気化潜熱が R22 の約 2 倍であるため、R290 を用いた場合の冷媒循環量は少なくなって圧損が小さくなる効果と、この空調機が R22 用に設計されているため R290 を用いて 2.2kW の空調能力を出そうとすると、R22 よりも圧縮機回転数を増す必要があり圧縮機効率の低下を招く効果が相殺した結果と推測される。

次に R290 と R454C の比較を①の定格冷房標準能力試験の結果に基づき考察する。試験条件①での R454C の COP は、R290 よりも 25%程度低い値となった。この理由は、R454C は低压冷媒である R1234yf が R454C の組成の 78.5%を占めており、R454C 自体も低压冷媒の傾向を持つことから、R454C は R290 に比較して潜熱が小さく、式(4.1.2-1)より R290 と同じ能力を得るためには質量流量を大きくする必要がある。これにより式(4.1.2-2)、式(4.1.2-3)より圧力損失が R290 に比べて大きくなることで圧縮機前後の圧力差が大きくなるため、圧縮機の消費電力は 200W ほど大きくなっている。このため、R454C の COP が低下する結果となったと考えられる。 Fig. 4.1.2-5 に試験条件①における R22 と R290, R454C の試験結果を、 Fig. 4.1.2-6 に試験条件①における R22 と R290, R454C の p-h 線図を示す。

$$Q_c = G_R \Delta h_{EV} \quad (4.1.2-1)$$

$$\Delta P = f \frac{1}{2d} \rho_R v_R^2 \quad (4.1.2-2)$$

$$G_R = \rho_R v_R A \quad (4.1.2-3)$$

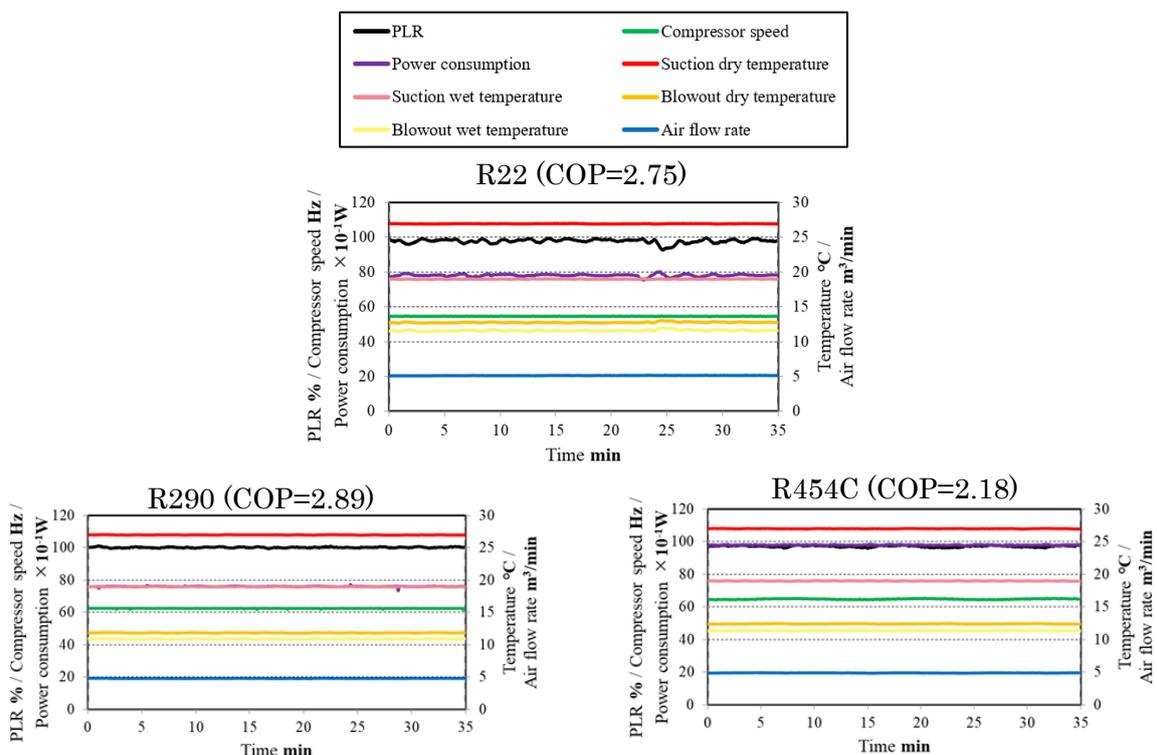


Fig. 4.1.2-5 Test results for R22, R290, and R454C under test condition ① (standard cooling full-capacity test)

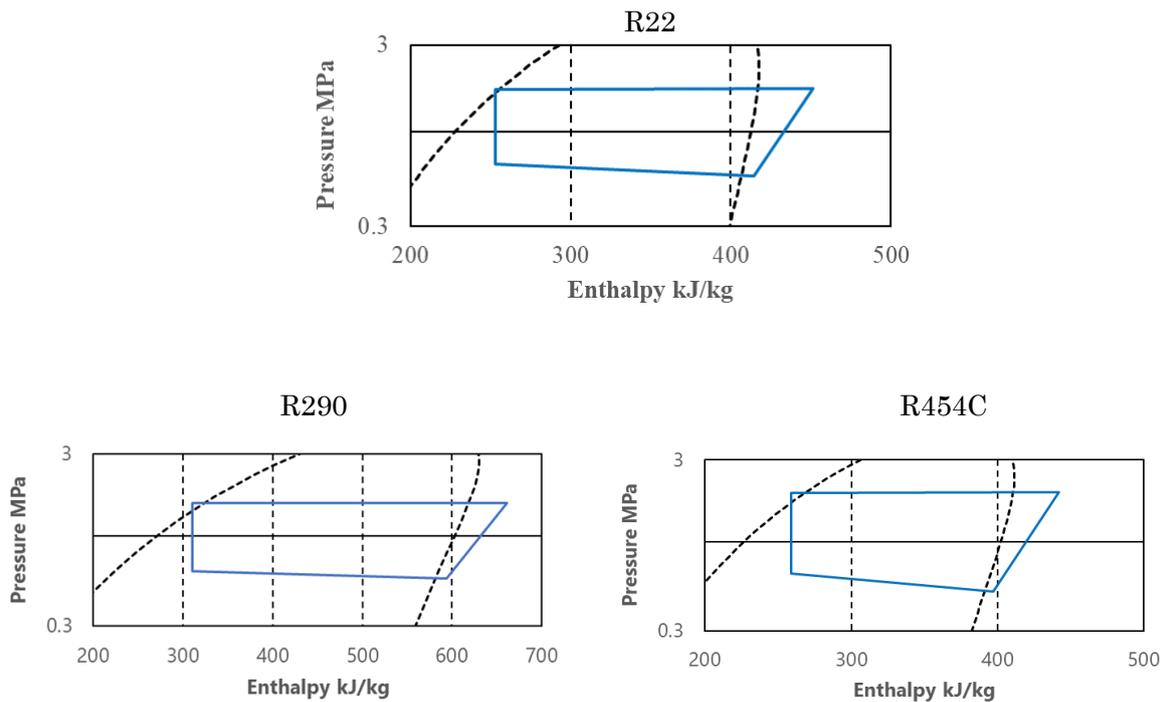


Fig. 4.1.2-6 Comparison of P - h diagrams for R22, R290, and R454C

4.1.2.7 各種冷媒機器の実験結果のまとめ

本研究では、R22 冷媒のルームエアコンに、低 GWP 冷媒である R290 と R454C をドロップインして試験を行い、冷媒の違いによる空調機の性能を評価した。この結果、R22 の能力 2.2kW が発生する圧縮機回転数で固定して冷媒充填量を最適化した場合、R22 に比較して R290 は、定格能力時にはほぼ同等の COP であるが、部分負荷領域では R22 の COP よりも 10%程度低い値となった。また、R454C の COP はさらに R290 よりも 10%~25%低い値となった。

なお、4.1.3 モデルの妥当性検証において、この実験結果を基に、開発したシステムシミュレーターの計算値の妥当性検証結果を記述する。

4.1.3 モデルの妥当性検証結果

4.1.3.1 妥当性検証の背景と目的

冷凍空調機器としての実際の運転性能が評価すべき最重要因子であるが、低 GWP 冷媒用の空調機の正確な評価のためには、空調機のスペックの検討や製作に要する期間においてアドバンテージのあるシステムシミュレーター等の各種シミュレーターの活用が大変有効である。そこで、本学で開発を進めているシステムシミュレーターEF+M について、その計算値の妥当性や計算精度を検証することを目的として、4.1.2 節で示した R22 冷媒の空調機に、低 GWP 冷媒である R290 と R454C をドロップインした定格冷房標準試験結果を対象として解析を行い、実験値と計算結果の違いを評価した。

4.1.3.2 R22 冷媒のシミュレーション結果

本節では、4.1.2 節に記載の冷房試験条件の中で、①の条件について基準冷媒である R22 の解析結果を以下に記述する。解析手順については、今回は蒸発器及び凝縮器のコンポーネント単体の解析の後にシステム解析を行う手順を取った。

Table4.1.3-1 に、蒸発器単体解析における解析条件を、また Fig. 4.1.3-1 に解析結果のモリエル線図を示す。また蒸発器出口における実験値と解析結果の比較を Table4.1.3-2 に、圧縮機入口における実験値と解析結果の比較を Table4.1.3-3 に示す。

Table 4.1.3-1 Conditions for the evaporator simulation (R22)

Atmospheric pressure	kPa	100.9
Indoor dry-bulb temperature	°C	27.00
Indoor wet-bulb temperature	°C	19.00
Indoor absolute humidity	g/kg(DA)	10.50
Indoor fan air flow rate	kg/s	0.1037
Mass flow rate at evaporator inlet	kg/s	0.01307
Evaporator inlet pressure	kPa	693.0
Evaporator inlet enthalpy	kJ/kg	250.8

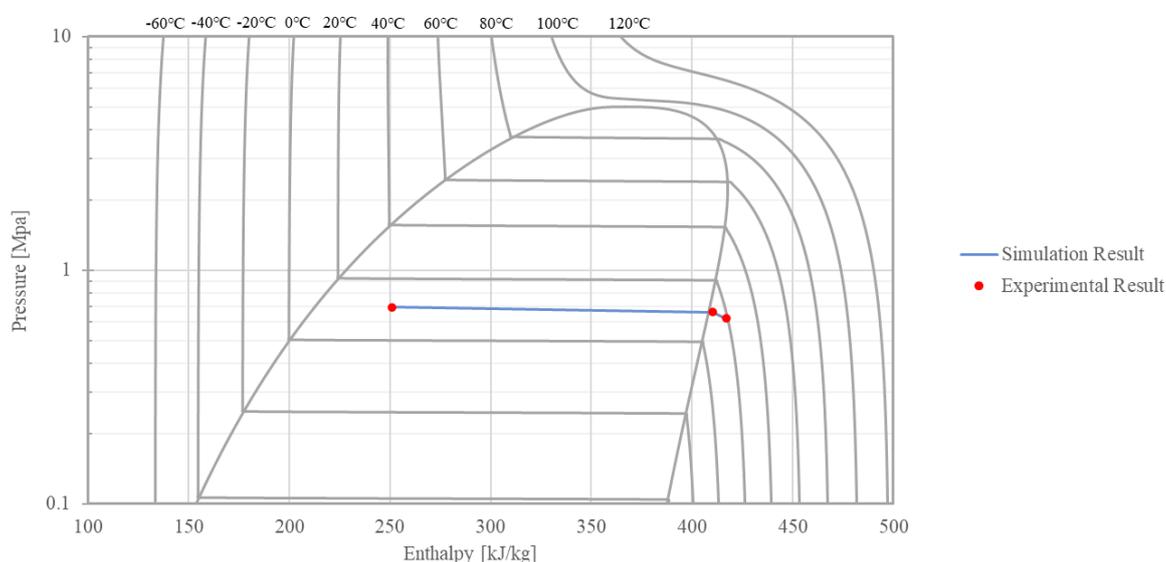


Fig. 4.1.3-1 P - h diagram of evaporator simulation results (R22)

Table 4.1.3-2 Comparison of experiment and simulation results at the evaporator outlet (R22)

Parameter	Units	Experimental result	Simulation result	Absolute error	Relative error
Pressure	kPa	660	660	-1.14×10^{-4}	-1.72×10^{-2}
Enthalpy	kJ/kg	410	410	-0.123	-0.162
Temperature	°C	11.8	11.6	-2.99×10^{-2}	-1.37

Table 4.1.3-3 Comparison of experiment and simulation results at the compressor inlet (R22)

Parameter	Units	Experimental result	Simulation result	Absolute error	Relative error
Pressure	kPa	621	620	-8.53×10^{-4}	-0.137
Enthalpy	kJ/kg]	417	417	6.98×10^{-2}	1.68×10^{-2}
Temperature	°C	19.3	19.3	7.18×10^{-2}	0.373

Table 4.1.3-4 に、凝縮器単体解析における解析条件を、また Fig. 4.1.3-2 に解析結果のモリエール線図を示す。また凝縮器出口における実験値と解析結果の比較を Table 4.1.3-5 に示す。

Table 4.1.3-4 Conditions for the condenser simulation (R22)

Atmospheric pressure	kPa	100.9
Outdoor dry-bulb temp	°C	35.00
Outdoor wet-bulb temp	°C	21.14
Outdoor absolute humidity	g/kg(DA)	10.06
Outdoor fan air flow rate of condenser 1	kg/s	0.3262
Outdoor fan air flow rate of condenser 2	kg/s	0.08156
Mass flow rate at condenser inlet	kg/s	0.01307
Condenser inlet pressure	kPa	1709
Condenser inlet enthalpy	kJ/kg	447

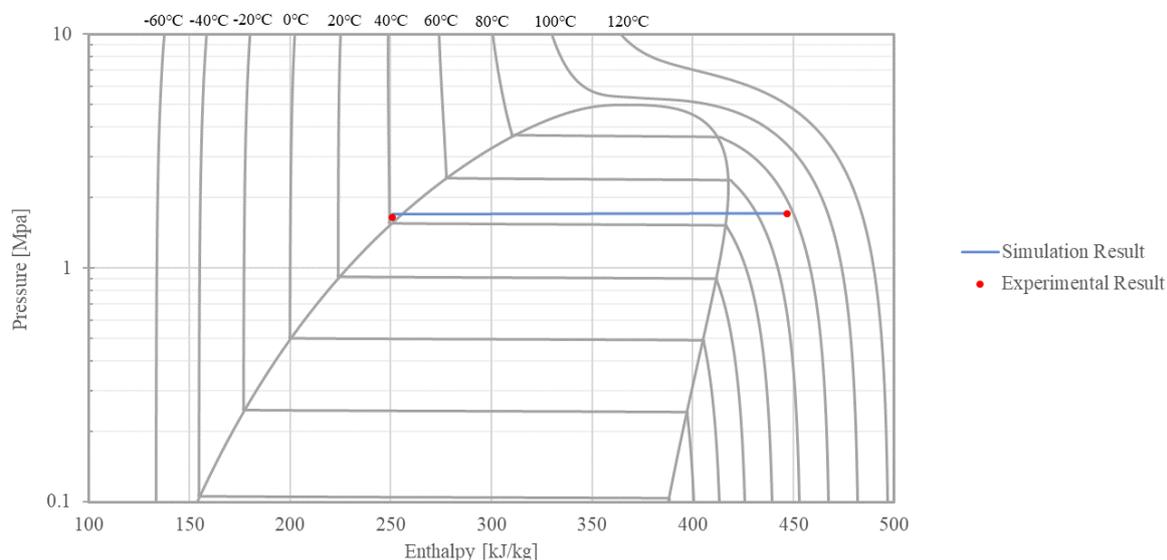


Fig. 4.1.3-2 P-h diagram of condenser simulation results (R22)

Table 4.1.3-5 Comparison of experiment and simulation results at the condenser outlet (R22)

Parameter	Units	Experimental result	Simulation result	Absolute error	Relative error
Pressure	kPa	1648	1705	56.7	3.44
Enthalpy	kJ/kg	251	252	1.25	0.497
Temperature	°C	40.9	41.8	0.939	2.30

Table 4.1.3-6 Conditions for the full system simulation (R22)

Atmospheric pressure	kPa	101.2
Indoor dry-bulb temp	°C	27.00
Indoor wet-bulb temp	°C	19.00
Indoor absolute humidity	g/kg(DA)	10.50
Indoor fan air flow rate	kg/s	0.1037
Outdoor dry-bulb temp	°C	35.00
Outdoor wet-bulb temp	°C	21.14
Outdoor absolute humidity	g/kg(DA)	10.06
Outdoor fan air flow rate of condenser 1	kg/s	0.3262
Outdoor fan air flow rate of condenser 2	kg/s	0.08156
Compressor speed	rps	48

さらに Table4.1.3-6 に、システム解析における解析条件を、また Fig.6.3-3 に解析結果のモリエル線図を示す。また実験値と解析結果の比較を Table6.3-7 に示す。

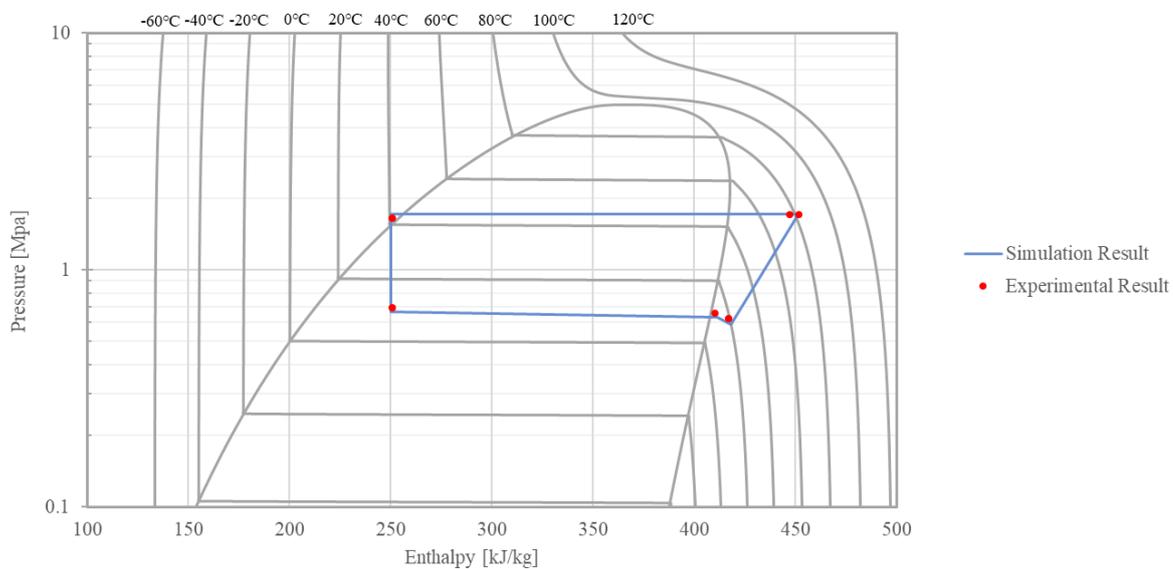


Fig. 4.1.3-3 $P-h$ diagram of full system simulation results (R22)

Table 4.1.3-7 Comparison of full system experiment and simulation results (R22)

	Cooling capacity %	Power consumption %	Mass flow rate %	Condensing temperature °C	Evaporating temperature °C
Experiment	100	100	100	43.0	9.00
Simulation	99.1	99.4	101	44.7	8.4

	Compressor inlet pressure MPa	Compressor outlet pressure MPa	Compressor inlet temperature °C	Compressor outlet temperature °C	Degree of superheating °C	Degree of supercooling °C
Experiment	0.621	1.71	19.3	81.8	2.83	2.11
Simulation	0.587	1.72	19.8	82.1	2.14	4.32

	Condenser inlet pressure MPa	Condenser outlet pressure MPa	Condenser inlet temperature °C	Condenser outlet temperature °C
Experiment	1.71	1.65	76.6	40.9
Simulation	1.72	1.72	77.2	40.4

	Evaporator inlet pressure MPa	Evaporator outlet pressure MPa	Evaporator inlet temperature °C	Evaporator outlet temperature °C
Experiment	0.693	0.660	10.7	11.8
Simulation	0.667	0.629	9.31	12.3

4.1.3.3 R290 冷媒のドロップインに対するシミュレーション結果

続いて、R290 の解析結果を以下に記述する。Table4.1.3-8 に、蒸発器単体解析における解析条件を、また Fig. 4.1.3-4 に解析結果のモリエル線図を示す。また蒸発器出口における実験値と解析結果の比較を Table4.1.3-9 に、圧縮機入口における実験値と解析結果の比較を Table4.1.3-10 に示す。

Table 4.1.3-8 Conditions for the evaporator simulation (R290)

Atmospheric pressure	kPa	100.7
Indoor dry-bulb temperature	°C	27.00
Indoor wet-bulb temperature	°C	19.00
Indoor absolute humidity	g/kg(DA)	10.53
Indoor fan air flow rate	kg/s	0.09251
Mass flow rate at evaporator inlet	kg/s	0.008000
Evaporator inlet pressure	kPa	629.6
Evaporator inlet enthalpy	kJ/kg	312.0

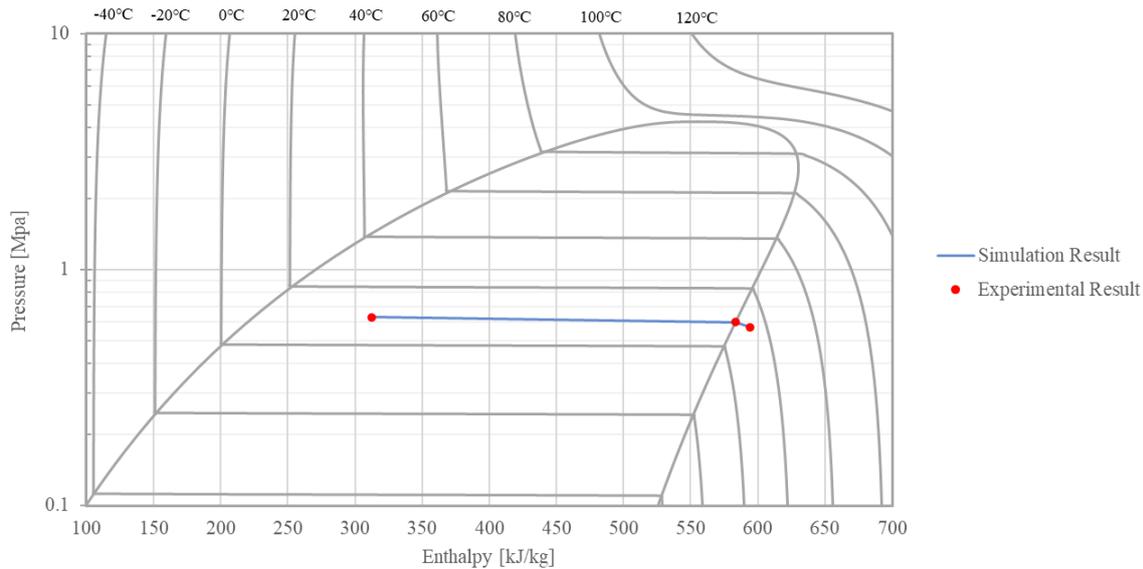


Fig. 4.1.3-4 $P-h$ diagram of the evaporator simulation results (R290)

Table 4.1.3-9 Comparison of experiment and simulation results at the evaporator outlet (R290)

Parameter	Units	Experimental result	Simulation result	Absolute error	Relative error
Pressure	kPa	599	597	-1.75×10^{-3}	-0.292
Enthalpy	kJ/kg	584	584	0.338	5.79×10^{-2}
Temperature	°C	8.00	8.10	0.0997	1.25

Table 4.1.3-10 Comparison of experiment and simulation results at the compressor inlet (R22)

Parameter	Units	Experimental result	Simulation result	Absolute error	Relative error
Pressure	kPa	569	570	1.04×10^{-3}	0.183
Enthalpy	kJ/kg	594	594	1.71×10^{-2}	2.87×10^{-3}
Temperature	°C	13.1	13.1	3.00×10^{-2}	0.229

Table 4.1.3-11 に、凝縮器単体解析における解析条件を、また Fig. 4.1.3-2 に解析結果のモリエール線図を示す。また凝縮器出口における実験値と解析結果の比較を Table 4.1.3-12 に示す。

Table 4.1.3-11 Conditions for the condenser simulation (R290)

Atmospheric pressure	kPa	100.7
Outdoor dry-bulb temperature	°C	35.00
Outdoor wet-bulb temperature	°C	23.99
Outdoor absolute humidity	g/kg(DA)	14.33
Outdoor fan air flow rate of condenser 1	kg/s	0.5078
Outdoor fan air flow rate of condenser 2	kg/s	0.1270
Mass flow rate at condenser inlet	kg/s	0.008000
Condenser inlet pressure	kPa	1564
Condenser inlet enthalpy	kJ/kg	650

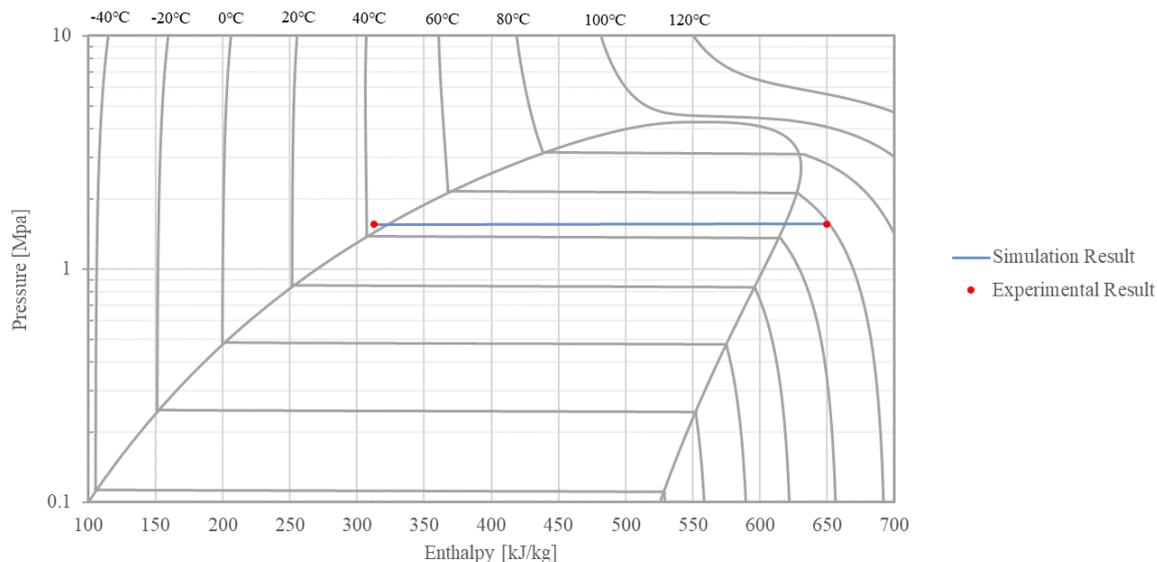


Fig.4.1.3-5 $P-h$ diagram of the condenser simulation results (R290)

Table 4.1.3-12 Comparison of experiment and simulation results at the condenser outlet (R290)

Parameter	Units	Experimental result	Simulation result	Absolute error	Relative error
Pressure	kPa	1560	1560	7.11×10^{-4}	4.56×10^{-2}
Enthalpy	kJ/kg	312	312	-0.495	-0.158
Temperature	°C	41.8	40.7	-1.13	-2.70

最後に Table4.1.3-13 に、システム解析における解析条件を、また Fig. 4.1.3-3 に解析結果のモリエール線図を示す。また実験値と解析結果の比較を Table4.1.3-14 に示す。

Table 4.1.3-13 Conditions for the full system simulation (R290)

Atmospheric pressure	kPa	100.7
Indoor dry-bulb temperature	°C	27.00
Indoor wet-bulb temperature	°C	19.00
Indoor absolute humidity	g/kg(DA)	10.53
Indoor fan air flow rate	kg/s	0.09251
Outdoor dry-bulb temperature	°C	35.00
Outdoor wet-bulb temperature	°C	23.99
Outdoor absolute humidity	g/kg(DA)	14.33
Outdoor fan air flow rate of condenser 1	kg/s	0.5078
Outdoor fan air flow rate of condenser 2	kg/s	0.1270
Compressor speed	rps	62.37

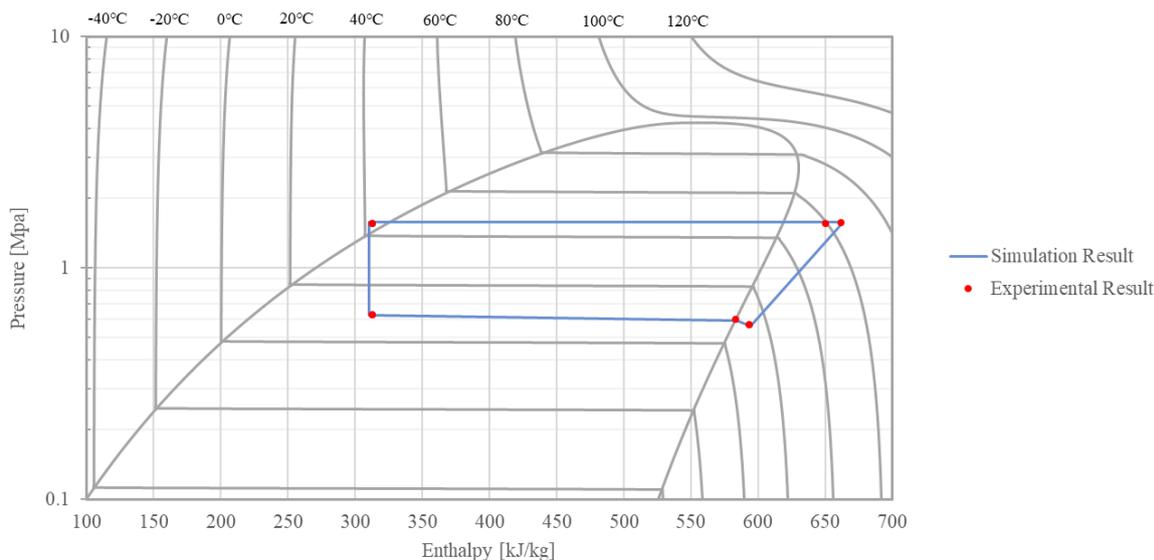


Fig. 4.1.3-6 $P-h$ diagram of the full system simulation results (R290)

Table 4.1.3-14 Comparison of full system experiment and simulation results (R290)

	Cooling capacity %	Power consumption %	Mass flow rate %	Condensing temperature °C	Evaporating temperature °C
Experiment	100	100	100	46.0	6.20
Simulation	101	96.5	101	46.2	8.32

	Compressor inlet pressure MPa	Compressor outlet pressure MPa	Compressor inlet temperature °C	Compressor outlet temperature °C	Degree of superheating °C	Degree of supercooling °C
Experiment	0.570	1.57	12.8	64.5	0.10	2.11
Simulation	0.564	1.58	13.2	65.5	0.82	5.00

	Condenser inlet pressure MPa	Condenser outlet pressure MPa	Condenser inlet temperature °C	Condenser outlet temperature °C
Experiment	1.56	1.56	59.5	41.8
Simulation	1.58	1.58	63.4	41.2

	Evaporator inlet pressure MPa	Evaporator outlet pressure MPa	Evaporator inlet temperature °C	Evaporator outlet temperature °C
Experiment	0.630	0.601	9.40	7.96
Simulation	0.623	0.592	9.26	8.24

4.1.3.4 R454C 冷媒のドロップインシミュレーション結果

最後に、R454C の解析結果を以下に記述する。Table 4.1.3-15 に、蒸発器単体解析における解析条件を、また Fig. 4.1.3-7 に解析結果をモリエル線図で示す。また蒸発器出口における実験値と解析結果の比較を Table 4.1.3-16 に、圧縮機入口における実験値と解析結果の比較を Table 4.1.3-17 に示す。

Table 4.1.3-15 Conditions for the evaporator simulation (R454C)

Atmospheric pressure	kPa	101.2
Indoor dry-bulb temperature	°C	27.00
Indoor wet-bulb Temperature	°C	19.00
Indoor absolute humidity	g/kg(DA)	10.46
Indoor fan air flow rate	kg/s	0.1040
Mass flow rate at evaporator inlet	kg/s	0.01630
Evaporator inlet pressure	kPa	649.8
Evaporator inlet enthalpy	kJ/kg	258.8

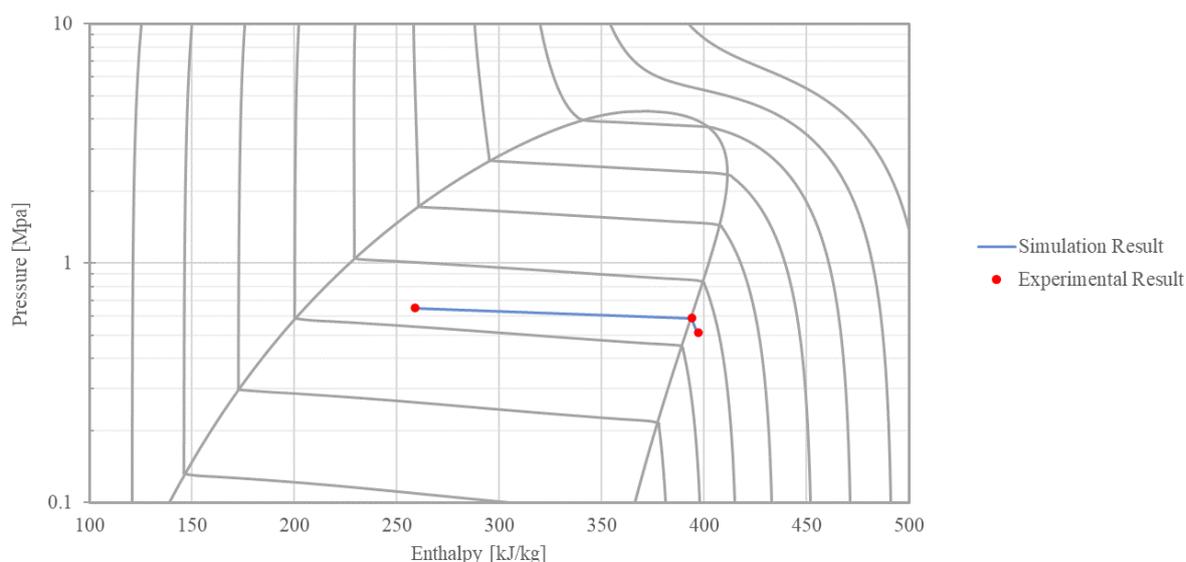


Fig. 4.1.3-7 $P-h$ diagram of the evaporator simulation results (R454C)

Table 4.1.3-16 Comparison of experiment and simulation results at the evaporator outlet (R454C)

Parameter	Units	Experimental result	Simulation result	Absolute error	Relative error
Pressure	kPa	588	590	2.00×10^{-3}	-0.340
Enthalpy	kJ/kg	394	394	-0.125	-3.18×10^{-2}
Temperature	°C	8.40	8.32	-7.21×10^{-2}	-0.858

Table 4.1.3-17 Comparison of experiment and simulation results at the compressor inlet (R454C)

Parameter	Units	Experimental result	Simulation result	Absolute error	Relative error
Pressure	kPa	510	516	5.92×10^{-3}	1.16
Enthalpy	kJ/kg	397	397	-0.502	-0.126
Temperature	°C	9.58	9.21	-0.394	-3.80

Table4.1.3-18 に、凝縮器単体解析における解析条件を、また Fig. 4.1.3-8 に解析結果をモリエル線図で示す。また凝縮器出口における実験値と解析結果の比較を Table4.1.3-19 に示す。

Table 4.1.3-18 Conditions for the condenser simulation (R454C)

Atmospheric pressure	kPa	101.2
Outdoor dry-bulb temperature	°C	35.00
Outdoor wet-bulb temperature	°C	25.36
Outdoor absolute humidity	g/kg(DA)	16.46
Outdoor fan air flow rate of condenser 1	kg/s	0.3239
Outdoor fan air flow rate of condenser 2	kg/s	0.08098
Mass flow rate at condenser inlet	kg/s	0.01630
Condenser inlet pressure	kPa	1928
Condenser inlet enthalpy	kJ/kg	434.1

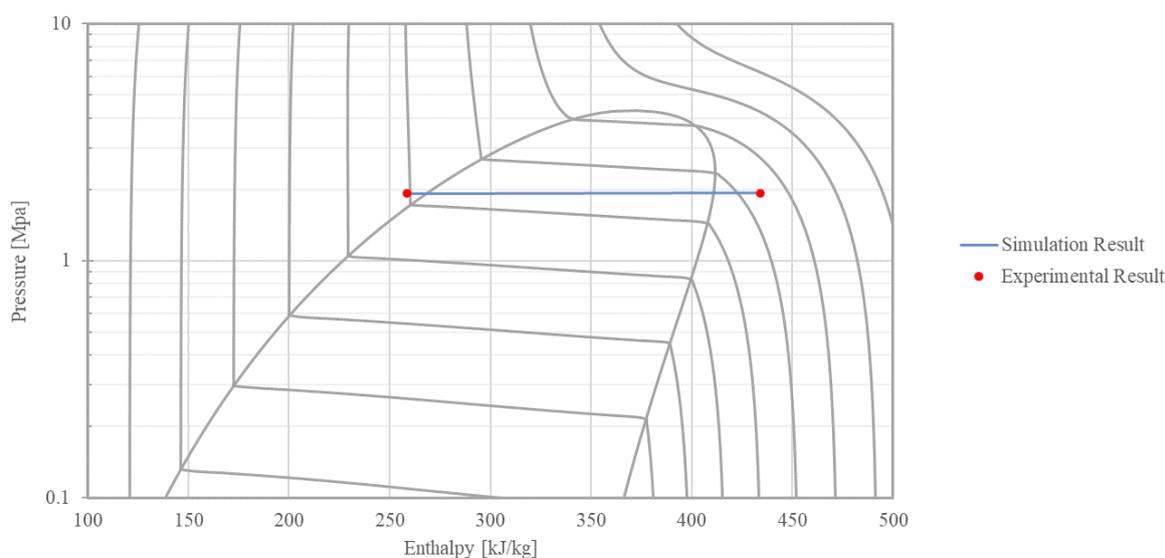
Fig. 4.1.3-8 P - h diagram of condenser simulation results (R454C)

Table 4.1.3-19 Comparison of experiment and simulation results at the condenser outlet (R454C)

Parameter	Units	Experimental result	Simulation result	Absolute error	Relative error
Pressure	kPa	1922	1924	1.87×10^{-3}	9.75×10^{-2}
Enthalpy	kJ/kg	259	258	-0.299	-0.115
Temperature	°C	39.1	38.9	-0.181	-0.464

最後に Table4.1.3-20 に、システム解析における解析条件を、また Fig. 4.1.3-9 に解析結果をモリエール線図で示す。また実験値と解析結果の比較を Table4.1.3-21 に示す。

Table 4.1.3-20 Conditions for the full system simulation (R454C)

Atmospheric pressure	kPa	101.2
Indoor dry-bulb temperature	°C	27.00
Indoor wet-bulb temperature	°C	19.00
Indoor absolute humidity	g/kg(DA)	10.46
Indoor fan air flow rate	kg/s	0.1040
Outdoor dry-bulb temperature	°C	35.00
Outdoor wet-bulb temperature	°C	25.36
Outdoor absolute humidity	g/kg(DA)	16.46
Outdoor fan air flow rate of condenser 1	kg/s	0.3239
Outdoor fan air flow rate of condenser 2	kg/s	0.08098
Compressor speed	rps	65

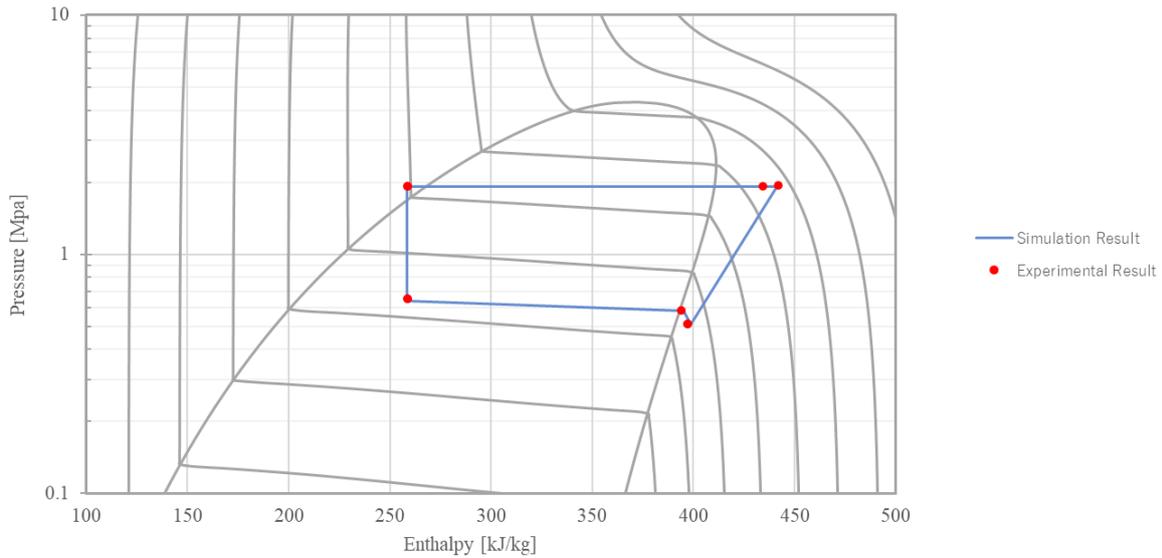


Fig. 4.1.3-9 P - h diagram of the full system simulation results (R454C)

Table 4.1.3-21 Comparison of the full system experiment and simulation results (R454C)

	Cooling capacity %	Power consumption %	Mass flow rate %	Condensing temperature ℃	Evaporating temperature ℃
Experiment	100	100	100	48.0	6.90
Simulation	101	104	96.9	45.0	8.14

	Compressor inlet pressure MPa	Compressor outlet pressure MPa	Compressor inlet temperature ℃	Compressor outlet temperature ℃	Degree of superheating ℃	Degree of supercooling ℃
Experiment	0.510	1.94	9.58	75.0	0.449	5.63
Simulation	0.508	1.92	11.0	74.3	1.94	5.71

	Condenser inlet pressure MPa	Condenser outlet pressure MPa	Condenser inlet temperature ℃	Condenser outlet temperature ℃
Experiment	1.93	1.92	68.7	39.1
Simulation	1.92	1.91	71.8	38.8

	Evaporator inlet pressure MPa	Evaporator outlet pressure MPa	Evaporator inlet temperature ℃	Evaporator outlet temperature ℃
Experiment	0.650	0.581	6.11	8.40
Simulation	0.638	0.580	4.83	9.43

4.1.3.5 モデルの妥当性検証のまとめ

本研究では、R22 冷媒のルームエアコンに、基準冷媒である R22 を充填した試験結果と低 GWP 冷媒である R290 と R454C をドロップイン試験した結果を用いてシステムシミュレーターで解析を行い、実験値と計算結果を比較検証した。この結果、実験値とシミュレーション計算値は、よく一致していることが確認できた。

4.2 シミュレーター開発

4.2.1 熱交換器シミュレーター開発

次世代冷媒になった場合に最も課題となるのが熱交換器である。非共沸混合冷媒となると熱交換器内で温度グライドが生じるため、熱交換器の構造の変更が必要となる。それにもかかわらず、それぞれの冷媒での性能比較が従来の純冷媒や共沸冷媒(疑似を含む)用に設計した熱交換器にドロップインして比較されてしまっていることは、大きな問題である。

そこで、次世代冷媒の性能が比較検討できる熱交換器シミュレーターを開発することとした。このシミュレーターの特徴は、ユーザーは図 3-1.1 に示すように GUI 上で熱交換器の接続条件を与えることによって容易に熱交換器全体のシミュレーションを実施することが可能となることである。また、混合冷媒において温度グライドが生じた場合に特に重要となる熱交換器への冷媒の流動方法をも AI を使って最適化させることも可能となっている。

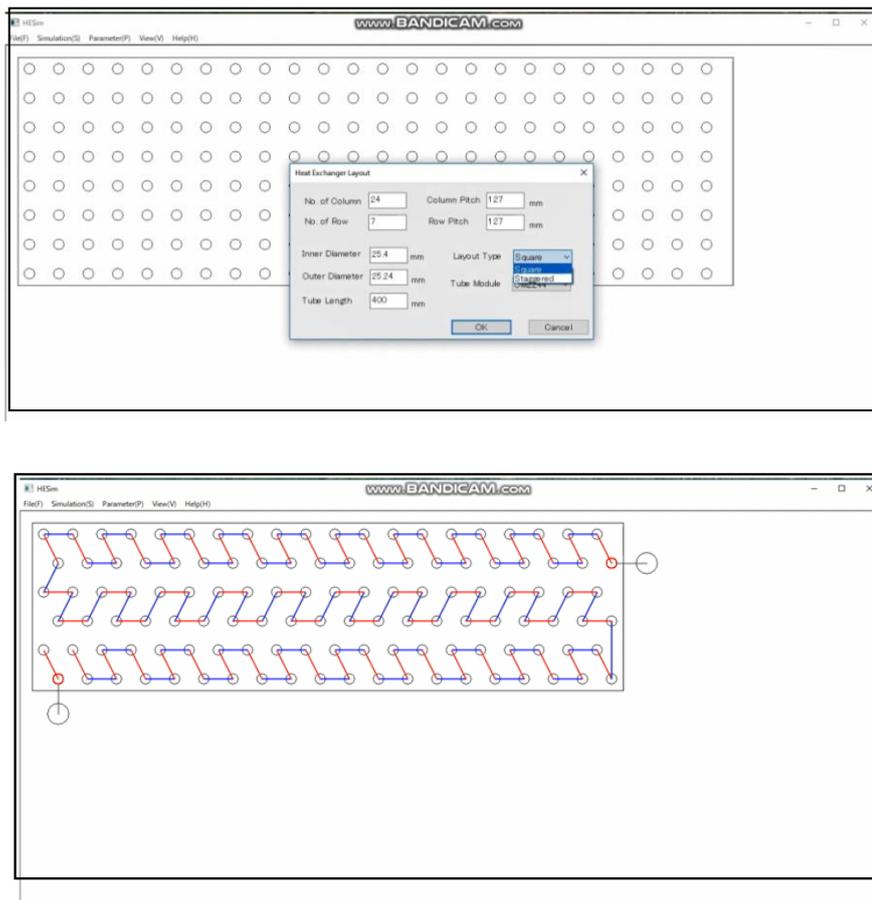


Fig.4.2.1-1 Heat exchanger simulator GUI

これにより、熱交換器の解析は非常に容易になった。とりわけ、R454C のような非共沸混合冷媒では、冷媒の経路が熱交換器性能に大きな影響を与えるため、今後も熱交換器のパスについては、十分な検討が必要となる。

4.2.2 システムシミュレーター開発

今後多様な次世代冷媒が開発される中で、それらがシステムとしてどのような性能を発揮するかを実験的に検証していくとは不可能である。このため、シミュレーション技術を活用して分析を進めることが有効となる。これまで、早稲田大学のグループでは、Energy flow+M なる汎用エネルギーシステム解析シミュレーターを開発してきた。そして、日本冷凍空調工業会における標準コードと認定いただいて様々な冷媒の評価に活用されてきた。しかし、このコードの活用を進めていただいている日本冷凍空調工業会内に設置された冷媒評価ワーキングからシミュレーターの使い勝手が悪く GUI や計算手法に対して、多くの修正点が提示された。ごく一例ではあるが、致命的な例としては次のとおりである。

- ・ 熱交換器部の GUI が複雑すぎ、伝熱管の接続を設定するだけでも莫大な時間を要してしまう。
- ・ VRF システムのようにシステムが複雑となると一気に計算が遅くなり、収束できなくなる事態も多発する。
- ・ 制御計算の場合、定常計算であるにもかかわらず非定常計算を行わなければならない、多くの計算時間が必要となる。

また、このシミュレーターを使っている研究員や学生からも次の声が出ている。

- ・ エクセルをベースとしているため、これ以上モジュールを増やすのには限界がある。
- ・ コードがきちんと構造化されていないため、内部の機能が複雑に相互影響しており、モジュールを変更するたびにコード全体としての変数の再定義等が余儀なくされる。これにより、現状では、研究員や学生には新しいモジュールの追加すらできない。
- ・ 次世代冷媒としての混合冷媒の解析時にローカルな混合冷媒の内部状態等をきちんと計算することができず、平均値を用いざるを得ない。

このようないち早く修正が迫られる課題を受けて、本事業で次の開発を進めているところである。なお、そもそもシステム解析論にも修正すべき課題があり、それについても同様にこのプロジェクトの中で進めている。これについては、システム解析論の確立ところで述べたとおりである。

上記の修正を進めるとともに、今回、下記のようなほぼ新規作成に近い抜本的な改善を行った。

- ・ 計算コア部では、システム解析部、モジュール解析部、収束計算部、冷媒物性部等が独立し、構造化され、修正や追加が容易なコード
- ・ GUI の構造を完全なるツリー構造とするとともに、熱交換器では新たな GUI を構築することによって、システムフローの入力時間の大幅な短縮を図る。
- ・ 新しい収束計算法を取り入れ、高速化を図る。
- ・ 最新の REFPROP に基づいた冷媒物性情報を入力するとともに、冷媒をマップ化することにより、精度向上、高速化を図る。

図 4.2.2-1 には、新たに構築したコードの全体的な構成が示されている。全体としての構造化がなされていることが特徴である。

図 4.2.2-2 には、新コードの GUI 構造が示されている。GUI 自体の構造化も実現しているため、GUI の変更等もユーザーが容易となる。

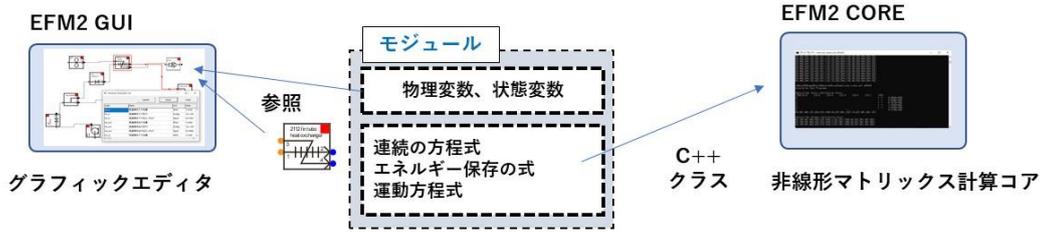
図 4.2.2-3 には計算コアの構造について示す。それぞれの機能を完全に構造化し、独立性を担保したため、容易にモジュールやシステム全体の変更が容易となった。また、実際の計算部においても新たに構築したモジュール解析論に忠実に作成されているため、新しいデバイスのモジュール作成が非常にシンプルとなり、デバイスの修正や変更にも容易に対応できるようになる。また、拡張性も高くなり、現在評価装置用に構築している空調負荷との連成計算をさせることによって、完全に評価装置で取得したデータの再現等も可能となる。

図 4.2.2-4 には、モジュールの構造が示されている。モジュール内では、いわゆる熱交換器をはじめとするデバイスの数値解析が実現されるわけであるが、ここについてもクラス構造として極めてシンプルにわかりやすい表記がされるようになった。

図 4.2.2-5 には、システム全体のモジュールの接続フローが示されている。モジュールを表すアイコンが構造化されるとともに、計算結果が P-h 線図上に示される等、より視覚的にもわかりやすくなっている様子が見て取れる。

EFM2の特徴

1. シミュレーション本体から独立して開発可能なモジュール



2. 完全に構造化されたソフトウェアシステム

- ・モジュール、GUI、COREは独立して開発可能
- ・GUIはデータ処理と描画処理を分離されているので、描画部分の拡張（Web、iOS）が可能。
- ・計算コアはモジュールに依存しない独立構造なので、モジュールの追加、拡張に左右されない。
- ・Newton法計算エンジンの取替え、任意のNewton変数に柔軟に対応。

3. 標準化されたオープンインターフェイスを使用

- ・インターフェイスはXML形式ファイルで外部ソフトウェアと容易に連携可能
- ・データファイルはASCII Textで独立して作成、編集可能

Fig.4.2.2-1 overall structure

GUI構成

グラフィックエディット中心のソフトウェアシステム

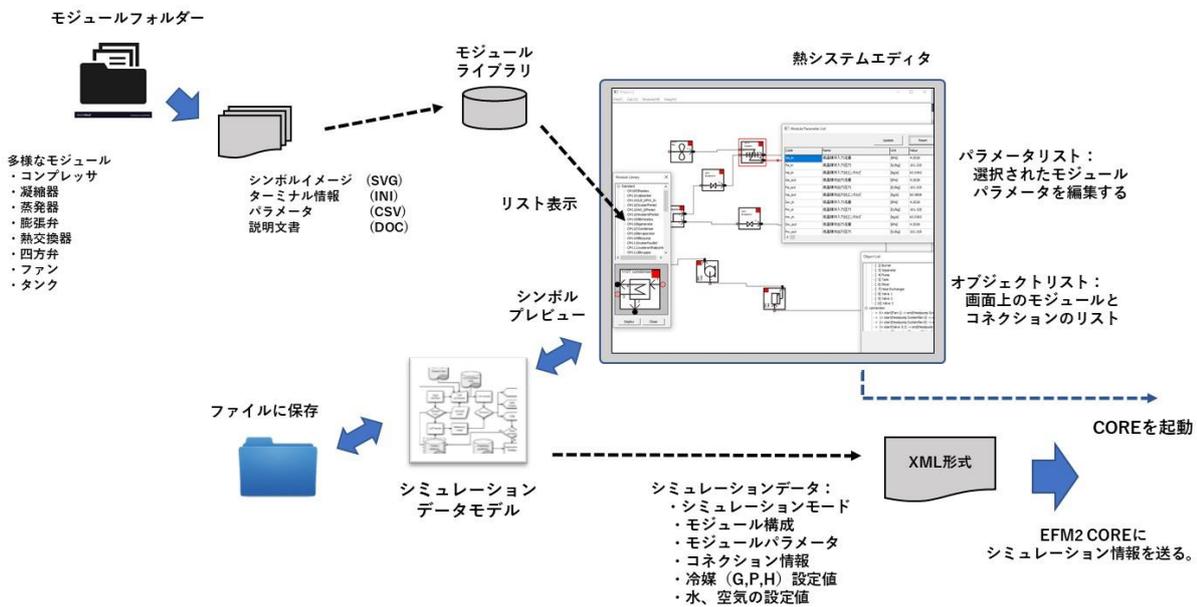


Fig.4.2.2-2 EFM II GUI structure

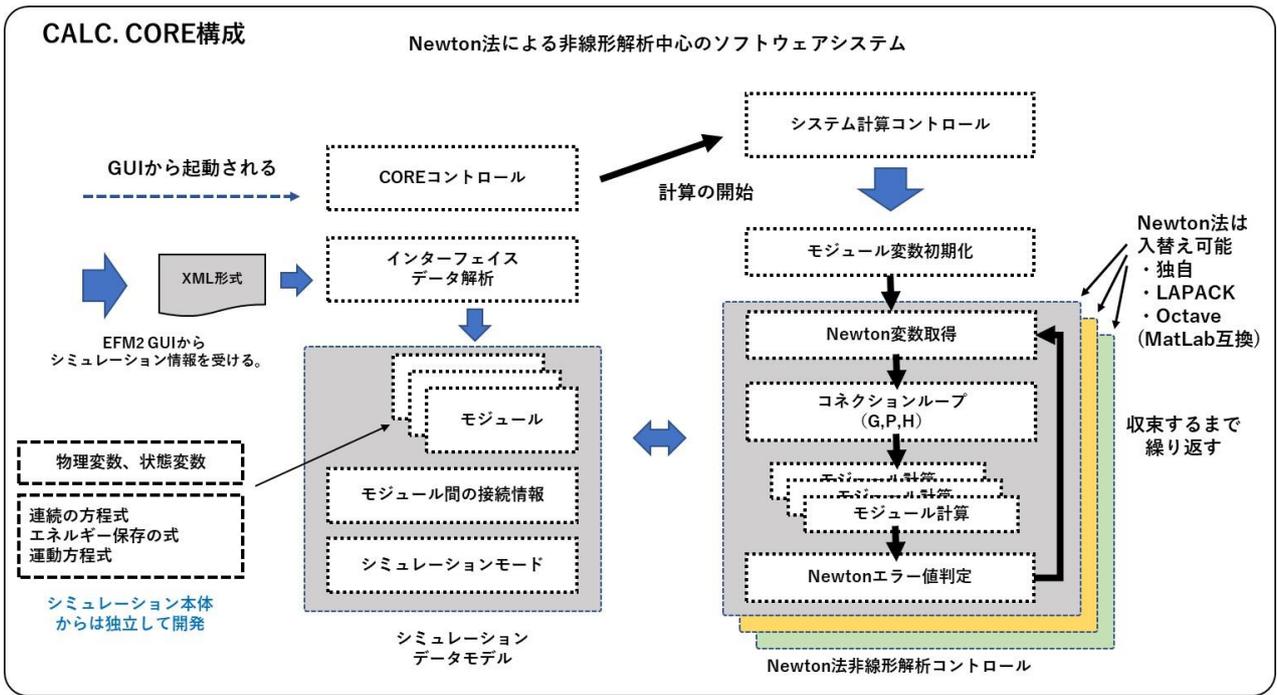


Fig.4.2.2-3 EFM II calculation core structure

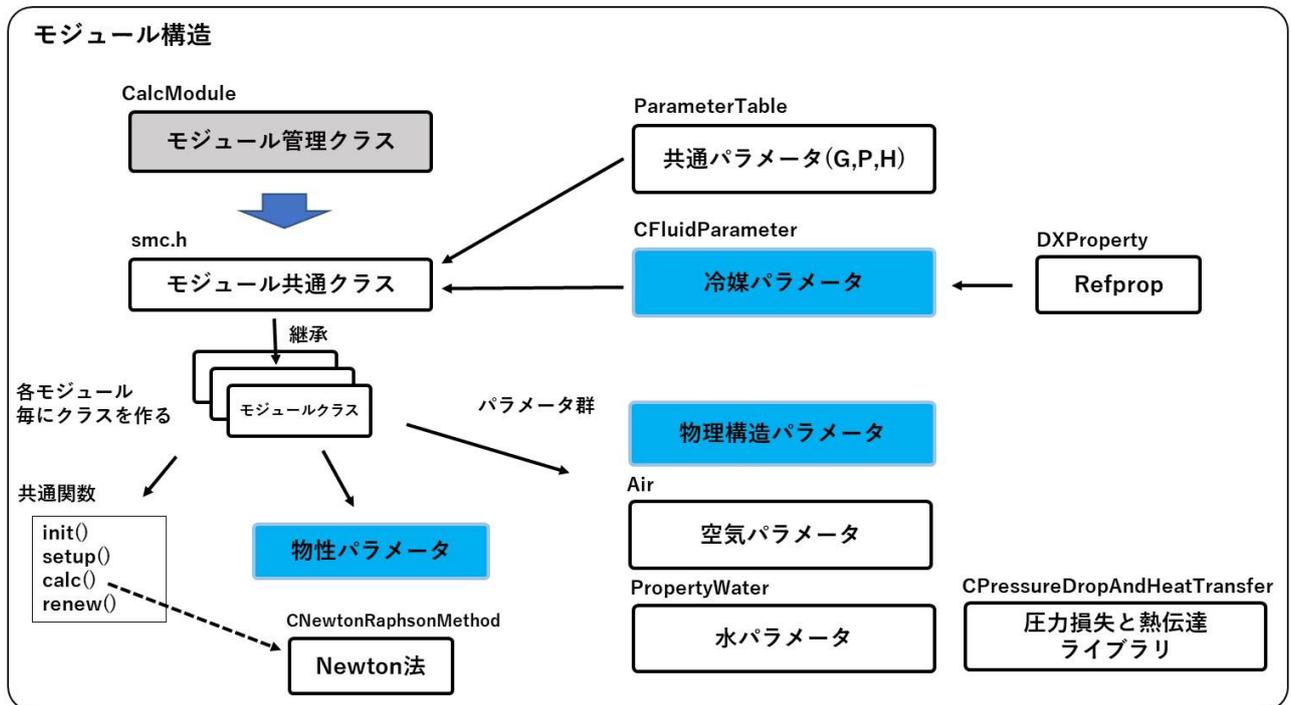


Fig.4.2.2-4 EFMII module structure

Simulation process of EF + MII

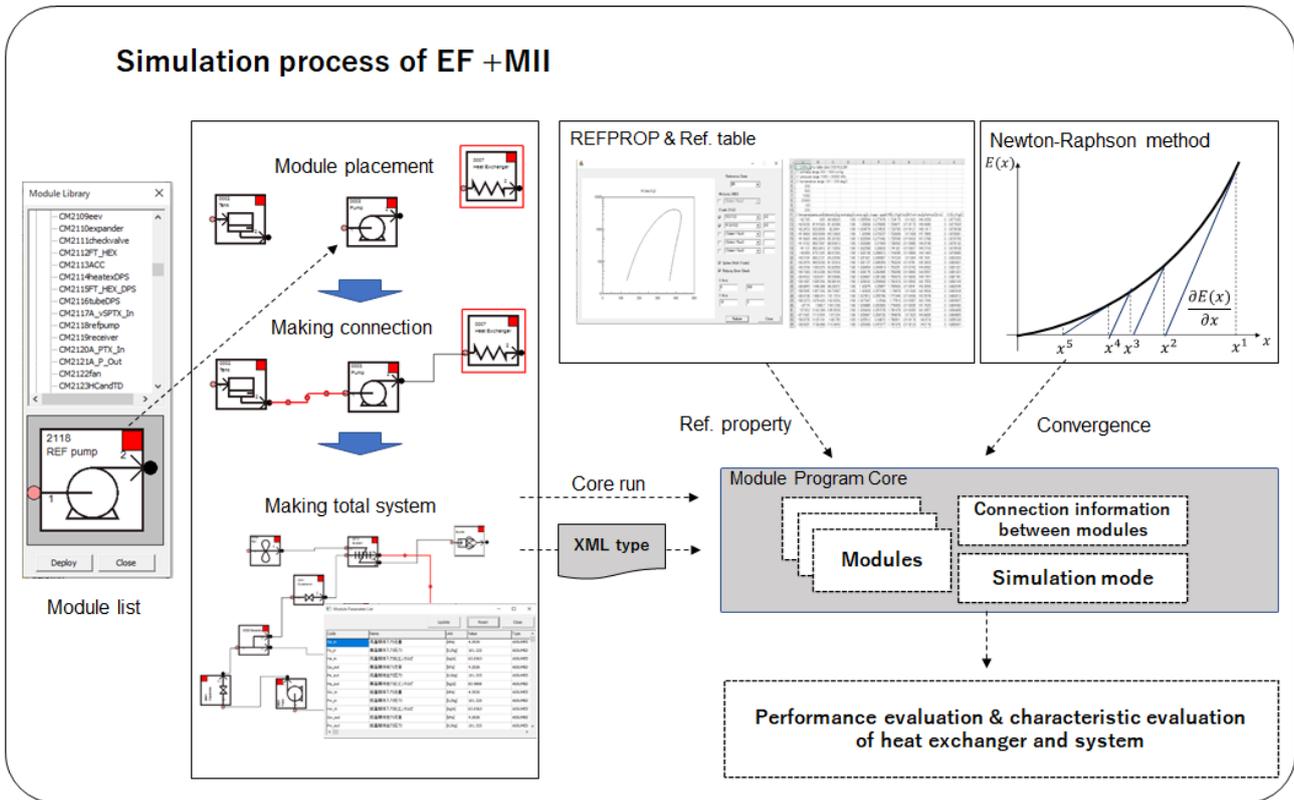


Fig.4.2.2-5 Calculation process on EFMII GUI

4.2.3 LCCP シミュレーター開発

4.2.3.1 LCCP シミュレーター開発の背景

地球温暖化が進むにつれて、高効率のヒートポンプ技術が注目されてきている。その中、適用範囲が大きい蒸気圧縮式ヒートポンプはさらなる普及が期待される。ただし、従来の圧縮式ヒートポンプの冷媒の多くは、温室効果が強い物質であり、現時点の技術にとって冷媒漏洩を完全に止めることは非常に難しいため、温室効果の低い次世代冷媒（低 GWP 冷媒）への転換が求められている。

このような背景から、ヒートポンプ機械の地球温暖化への影響評価として、冷媒の GWP や漏れ等による環境負荷の影響を含めた総合的な評価が必要となる。この考えに基づき、地球温暖化係数(GWP)、冷媒漏洩、電力消費等の影響を考慮し総合的な温暖化影響を評価した指標となるライフサイクル温暖化特性(Life Cycle Climate Performance、LCCP)評価は大変有効であるといえる。LCCP は 1990 年代に地球温暖化への影響評価手法として初めて提案され、2018 年に Stephen O. Andersen によって要約された²⁾。LCCP の評価項目としては、冷媒による温暖化影響（直接影響）とエネルギー消費による温暖化影響（間接影響）という二つの部分で構成され、計算のために、対象機器の冷媒年間リーケージ率や使用年限などの複数のファクターが必要となる。しかし、低 GWP 冷媒への置き換えが LCCP に与える影響についての研究が少ない現状で、複数のファクターにより LCCP 結果が算出される場合、その結果に対して各ファクターの影響度合は未だに明確にされていない。

4.2.3.2 LCCP の定義

ヒートポンプシステムの地球温暖化への影響を把握するため、冷媒漏洩やエネルギー消費における影響を含めて統合的な評価手段である LCCP (Life Cycle Climate Performance) が 1990 年代に初めて提案された。近年 LCCP に関する研究の多くは、2016 年の Guideline For LCCP v1.2 に記載された LCCP 計算式に従って計算を行った。式(4.2.3-1)~(4.2.3-3)は LCCP 計算式を示す。

$$LCCP = Direct\ Emission + Indirect\ Emission \quad (4.2.3-1)$$

$$Direct\ Emission = C \cdot (L \cdot ALR + EOL) \cdot (GWP + Adp.GWP) \quad (4.2.3-2)$$

$$Indirect\ Emission = L \cdot AEC \cdot EM + \Sigma(m \cdot MM) + \Sigma(mr \cdot RM) + C \cdot (1 + ALR) \cdot RFM + C \cdot (1 - EOL) \cdot RFD \quad (4.2.3-3)$$

上記のように、LCCP は冷媒漏洩による直接影響とエネルギー消費による間接影響という二つの部分で構成されている、直接影響の計算は、先ず年間リーケージ率 (ALR) を使用年限 (L) にかけて使用漏洩率を計算し、それに回収リーケージ率 (EOL) をたして全体漏洩率を計算する。そこで、冷媒充填量 (C) と地球温暖化係数 (GWP、Adp. GWP) にかけて冷媒漏洩による直接影響を計算する。

間接影響の方が、主に電力消費量、製品製造、材料回収、冷媒製造及び冷媒回収による温暖化影響という五つの部分で構成されている。ここで、電力消費量による CO₂ 排出は年間エネルギー消費を使用年限と CO₂ 排出係数にかけて計算される。製品製造と回収による温暖化影響は、材料 (m) と回収材料の重量 (mr) をそれぞれ材料製造 (MM) と回収 CO₂ 排出係数 (RM) にかけて計算される。

従来の研究によると、多くの場合に、稼働条件に依存する電力消費量による温暖化影響は LCCP に対して支配的な要因であり、製品と冷媒の製造と回収による温暖化影響が非常に小さい。

Fig.4.2.3-1 に LCCP シミュレーターによる計算結果の表示画面例を示す。この LCCP シミュレーターでは、LCCP 計算に必要なパラメータを入力すると、4.2.2 節で述べたシステムシミュレーターにより計算した結果から年間消費電力量を引用することで、システムの LCCP が計算できる。

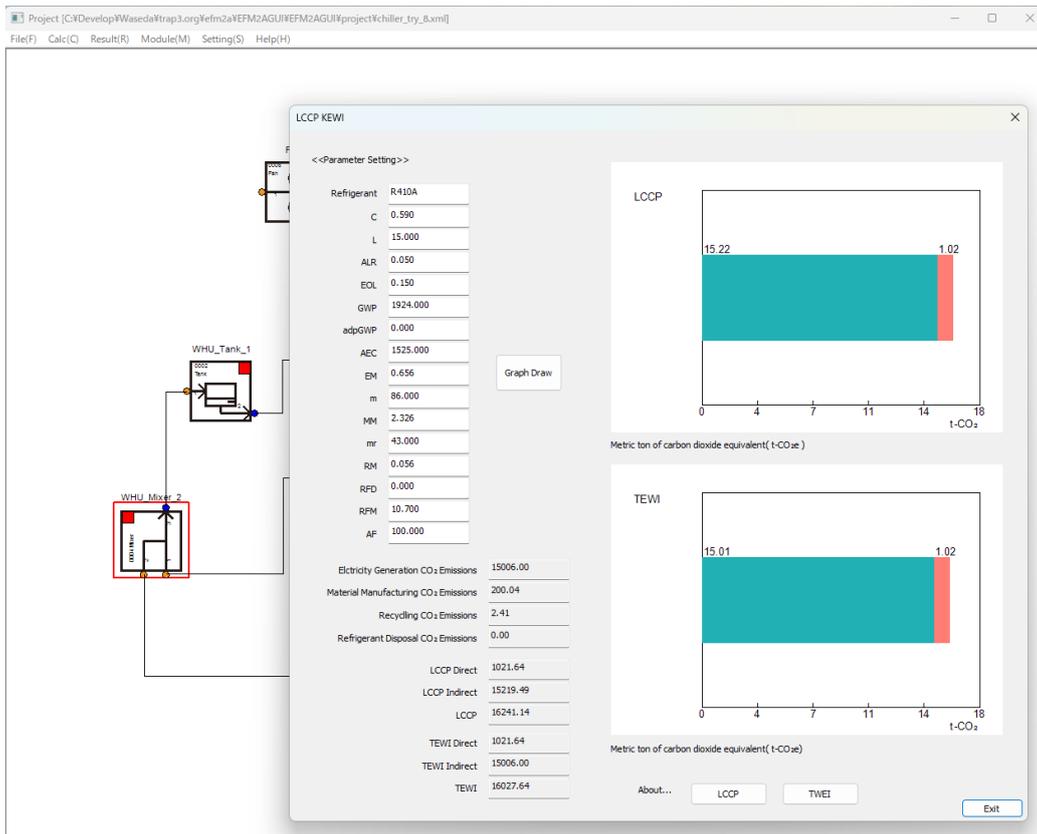


Fig.4.2.3-1 Calculation results display screen of the LCCP simulator

4.3 システム特性解析

4.3.1 熱交換器解析

4.3.1.1 熱交換器解析の概要

本研究では、次世代冷媒の性能評価のために、熱交換器回路の進化的最適化に基づく評価手法を提案する。フィン付き管式熱交換器を対象としたシミュレーションでは、冷媒回路の双方向の数学的表現(管-管隣接行列)と、進化的探索の際に回路の一貫性と実現性を確保するための関連する制約条件の定式化を行った。熱交換器の解析において最適配置の効率的な進化的探索のために、「遺伝的熱経路生成法」という新しい最適化アルゴリズムを開発した。この技術は、物理的に実現可能である限り、分割・合流ノードの数や位置に制約のない複雑な回路への遺伝的演算子の実装を扱うことができ、それゆえ、従来の最適化研究の探索空間を拡大し最適化することが可能となる。空調用途の36個の配管数を持つ蒸発器の最適化回路に対し、代表的なR32、R410A、R454Cの3種類の冷媒を用いた場合の性能を評価した。所定の出力容量と空気出口温度において、R454Cのような非共沸混合冷媒では、より大きなCOP向上(最大7.26%)が達成され、空気温度変化と温度グラインドを適切にマッチングさせることで、必要な圧縮比をさらに低減できる可能性があることが分かった。これまでのドロップイン性能分析とは逆の成果、つまり温度差のある低GWP非共沸混合冷媒がR410Aよりも高い性能を、そしてR32と同等程度の性能を達成できる見込みが分かった。

カーボンニュートラルと持続可能な開発への道筋において、エネルギー変換技術は、安価でクリーンなエネルギー、包括的で持続可能な産業化とイノベーション、そして気候変動への緊急対策を実現するための深い変革期を迎えている¹⁾。その中で、暖房・換気・空調・冷凍(HVACR)システムは、広範囲に運用されているため、直接的にも間接的にも環境に大きな影響を与えている。そのため、システムの効率を向上させ、環境にやさしい作動流体、つまり冷媒の代替を探索することにより、これらの有害な影響を軽減することに焦点を当てた研究が行われている。冷媒は、地球温暖化係数(GWP)、オゾン層破壊係数(ODP)、安全性、熱力学的特性、性能、コストなど、さまざまな面からその特性が評価される。しかしすべての条件を満足できる冷媒は現状では存在せず、用途によって最適な物質の選定は異なる。このように、冷媒性能に関して要求が厳しくなるにつれ、様々な低負荷の混合冷媒が新たに開発され、冷媒の自由度が増し、従来型の代替となる可能性が出てきている。しかしながら、熱交換器を設計するとなると、非共沸混合冷媒のような新しい代替冷媒は、純冷媒や共沸冷媒とは異なる、複雑さとそれに伴う特殊性がある。Jakobs and Kruse²⁾は、非共沸混合冷媒に対応するローレンツサイクルが実現されると仮定して、温度グラインドを持つ非共沸混合の大幅なエネルギー削減の可能性を示した。Kruse³⁾は、冷媒と外部流体の平均温度差を小さくすることによって、蒸発器と凝縮器の温度プロファイルの最適なマッチングに近づくように冷媒混合組成を調整することによって、5~10%のエネルギー節約を実現した。しかし、このような熱力学的な利点を、具体的な設計手法によって実際にどのように適用していくかは、いまだに実証されていない。単に熱物性に基づく解析やドロップイン試験⁴⁾では、異なる冷媒の実際のポテンシャルを把握することが難しいことは広く認識されているところである。それゆえに、システムの設計と運用は、それぞれの作動流体に合わせて行わなければならない。これらを考慮すると、低GWP冷媒の効果的な導入は、特定の要素設計を行う際に、作動流体の輸送性能を考慮する高度な性能評価技術の開発と密接に関係しているといえる。

熱交換器は、外部の熱源および熱吸収源とシステムの接点となる。そして、熱交換器は一般的に蒸気圧縮式空調機において、必要不可欠で最も重要な構成要素となるため、システム全体の容量と効率に大きな影響を及ぼす。そして伝熱形態は相変化熱伝達となるため、その最適設計は非常に複雑な問題として一般に認識されている。通常、冷媒側の伝熱管内では、幅広い蒸気乾き度で相変化熱伝達を生じさせるため、流動様式などによって異なる伝熱特性を持つことになる。一方、伝熱管外では、空気が流動することで熱交換を行う。内部流体と外部流体の熱伝達特性が異なるため、内部と外部の熱抵抗の大きさが局所的に大きく変動し、それに伴って温度差も大きく変動する。これらの現象は、最適な設計を模索する上での考慮すべき重大な課題となり、特定の用途のケースや異なる冷媒の特性に対して空気側が伝熱の律速となりうるため、空気側の伝熱特性が熱交換器の性能特性に大きく効いてくる。

これまでに、低い空気側熱伝達率を補うことで、凝縮器と蒸発器の空気側輸送性能を最大化するた

めのさまざまな研究が行われてきた⁵⁻¹¹⁾。しかし、空気側の圧力損失と形状に関連する設計変数の数とは相反の関係であるため、空気側伝熱面の最適な構造設計の複雑さが現状の問題として上げられる⁸⁾。ほかには、冷媒側伝熱管内の断面形状を変化させることで、熱抵抗をさらに低減できることが示されている¹²⁻¹³⁾。しかし、冷媒の相変化熱伝達率は、蒸気クオリティで大きく異なるため、凝縮器と蒸発器の性能を高めるには、気流側との温度差と熱抵抗においての適切なバランスを取る必要がある。別の先行研究¹⁴⁻¹⁵⁾で実証されたように、並列分岐の分割と合流の導入を含む冷媒回路の最適化は、蒸発器、凝縮器、および他の流動機構の空気-冷媒温度差、熱抵抗比、および冷媒側圧力損失の局所的配置に有効に作用する。しかし、凝縮器や蒸発器は通常、多数の配管からなり、冷媒流路の組み合わせが無数に考えられる状態で束状に配置されており、各回路の熱伝達性能は、それぞれの適用事例の冷媒特性や運転条件に強い相関を有することが問題を複雑化させている。このため、特に異なる冷媒の種類を対象とする場合、最適な配管回路の特性は各冷媒の熱物性・輸送特性に依存するため、実験的な試行錯誤によって得られる最適回路の探索には限界があるのは想像に難しくない。加えて、冷媒回路設計のため、一般的に使用される解析手法は、現在のところ存在しない¹⁶⁾。このため、多くの研究者らは、熱交換器の冷媒伝熱管の配列の最適化問題について進化的探索手法により、解決に向けて取り組んでいる。

Liang ら¹⁷⁾は、回路の分岐が伝熱・流体特性に与える影響について研究しているが、彼らの数値・実験的研究はいずれも、分岐が2つある冷媒回路に限定されている。Domanski¹⁸⁻¹⁹⁾は、フィンチューブ蒸発器と凝縮器のシミュレーションのためのソフトウェアパッケージを開発した。そのモデルでは²⁰⁾、伝熱管ごとのアプローチ手法を用い、一般的な複雑回路の配置を扱えるようにした。このモデルは、Lee ら²¹⁾によって、二次元の気流分布を考慮し、さらに発展させられた。Liang ら²²⁾は、エクセルギー破壊解析により、異なる冷媒回路の性能を評価した。

しかし、この熱交換器に対する解空間は大きく、課題は未解決のままであり、ほとんどの研究は、分岐や合流を伴わない伝熱管の構成として定義される単純な回路や、あらかじめ決められた回路数および分岐位置に研究を限定している^{13,23-24)}。したがって、冷媒の流れに沿って一定の輸送特性を考慮した、簡略化された解析的アプローチ^{16,25)}以外は、伝熱管の回路内の分岐・合流の数と位置を定義する方法を提供することはできない。

これらの未解決限界の主な理由は、伝熱管の回路の不適切な数学的表現²⁶⁾と、複雑な回路の探索に用いられる遺伝的演算子を適切に処理できない進化論的手法に関連している²⁷⁾。そこで本研究では、Garcia ら²⁶⁾で示された複雑な回路の数学的表現と物理的制約を取り入れ、遺伝的演算子を適用する際に回路の実現可能性と物理性を保証する制約を適用しながら、分割と併合の数と位置を効果的に処理し、自由度の高い探索空間で動作できる新しい進化的探索手法である「遺伝的熱経路生成法」を開発することを目的とした。具体的な提案としては、目標の冷却能力、圧縮機吸込部の過熱度、外部環境と室内空間の温度レベルが与えられた場合に、システム COP が最大となる蒸発器の最適化より空調サイクルにおける冷媒性能の評価とその効果を検証している。以上の目的を持って検証した結果を、以下に記す。

4.3.1.2 シミュレーター

Fig. 4.3.1-1 に示すように、フィン付き管式熱交換器の複数の冷媒回路は、グラフ理論の概念に基づいた数学的表現「管 - 管隣接行列」²⁶⁾と、幅優先探索や深さ優先探索などの走査型アルゴリズムで処理される。このアプローチにより、任意の回路とそれに対応する数学的項目 (Fig. 4.3.1-2) との間に一对一の関係が保証され、進化的探索の際に回路の物理性と実現可能性を保証するための定式化が可能となる。

そのため、物理的な表現は空気流れに接する個々の枝管に注目し、空気側の伝達面を、エネルギー収支、質量収支、運動量収支のための制御体積として考えている¹³⁾。そこで以下の仮定のもと、質量、エネルギー、運動量輸送方程式による数値的収束を通じて近似している。I. フィン付き管式熱交換器は定常状態にある、II. 運動エネルギーと位置エネルギーの差は無視できる、III. チューブバンドでは熱伝達が起こらない、IV. 空気側の速度は一様である。

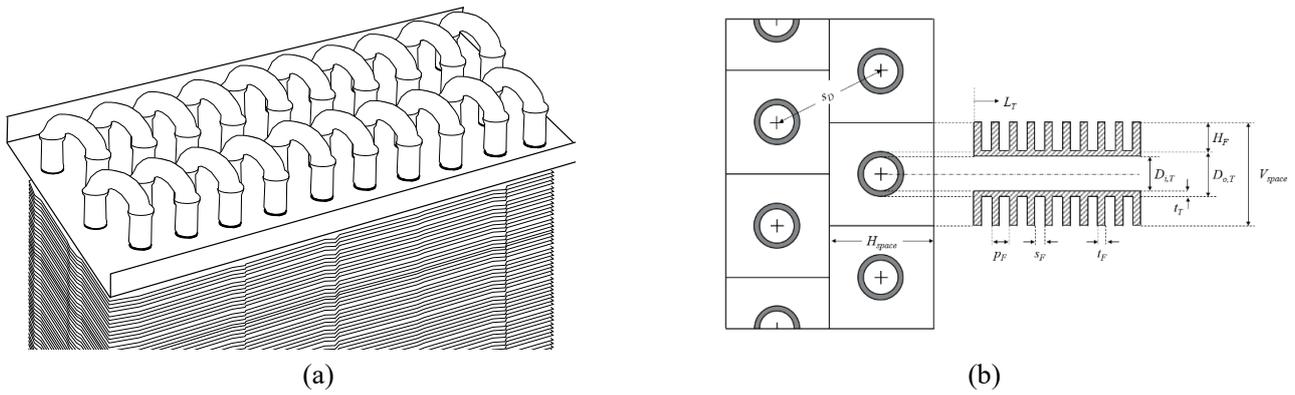


Fig. 4.3.1-1 (a) 3D and (b) 2D schematic illustration of a finned-tube heat exchanger

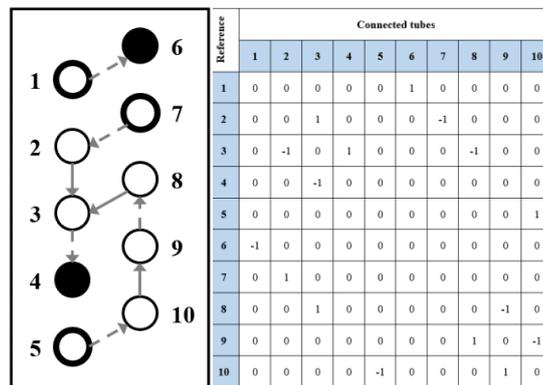


Fig. 4.3.1-2 Tube-Tube Adjacency Matrix

熱伝達率は、単相流の場合は Dittus-Boelter 式²⁸⁾を用いて計算し、蒸発・凝縮領域の二相流の場合は Shah²⁹⁾と Cavallini ら³⁰⁾が提案した相関式をそれぞれ用いている。混合冷媒の二相流の場合には、Shah 式³¹⁾が採用される。空気側熱伝達率の決定には、Seshimo and Fujii³²⁾が、基盤目管配列に対して導き出した相関式と、Kim ら³³⁾が千鳥管配列に対して提案した相関式を用いた。

数理的な詳細は、Garcia ら²⁶⁾を参照されたい。さらに、モデルの精度を向上させるために、接続 U ベンド内の圧力損失の定式化もここに含める。リターンバンドにおける圧力損失の計算において、重要な幾何学的パラメータは、リターンバンドの長さおよび半径の 2 つである。リターンバンドの半径は、接続された 2 本のチューブの中心間距離の半分で近似し、リターンバンド長さは、180°リターンバンドの円弧長さで近似する。リターンバンドの圧力損失の計算には、Popiel and Wojtkowiak³⁴⁾と Domanski and Hermes³⁵⁾が単相と二相の流れに対してそれぞれ提案した相関式を使用した。

4.3.1.3 モデルの妥当性

数理モデルは、空気流れ方向への 4 列と高さ方向の 5 段と構成される 20 本の伝熱管配列を持つ水-空気の汎用コイルの実験データ³⁶⁾と、単一の伝熱管配列の 28 本の伝熱管内に R 410A を循環させる蒸発器の実験データを参照して検証された。最初のケースでは、Garcia ら²⁶⁾が示すように、予測値と実験値との偏差は+3%以内である。Fig. 4.3.1-3 (a)と (b)は、実験と解析において熱負荷と圧力がよく一致していることを示している。偏差はそれぞれ、±7%および±8%以内に収まっている。

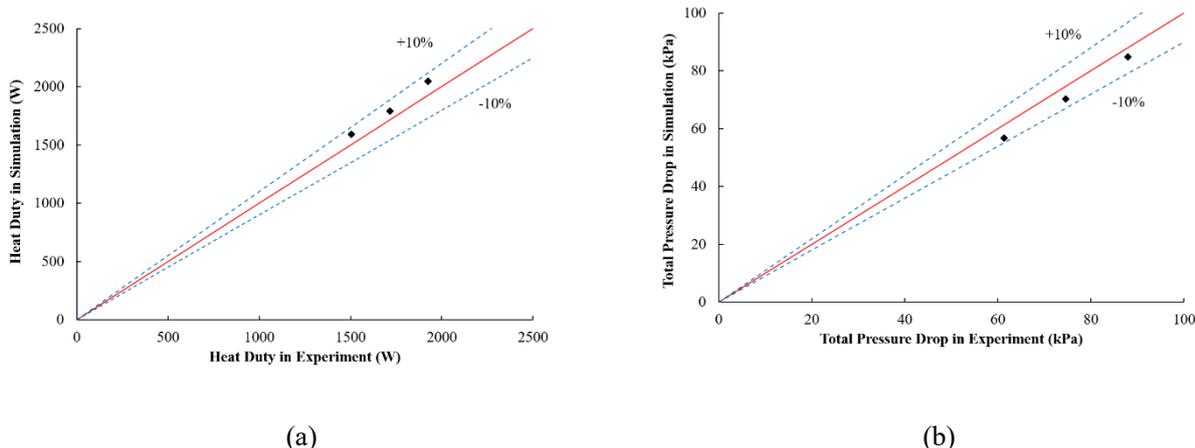


Fig. 4.3.1-3 Comparison between experimental and calculated values of (a) heat duty and (b) total pressure drop of 28-tube evaporator

冷媒温度も複数箇所測定された。Garcia ら²⁶⁾は、シミュレーションと実験の温度結果を比較した結果、ほぼ一致することを示した。つまり、計算で算出できる COP は実験値と大きく外れないことを同時に意味する。

4.3.1.4 遺伝的熱経路生成

進化的アルゴリズムは、複雑な空間においても頑健かつ柔軟に解を導くことができるため、最適化問題において広く用いられている。進化的アルゴリズムでは、選択、交叉、突然変異など、ダーウィンの進化に着想を得たメカニズムが実装されている。基本的な進化的アルゴリズムでは、解の候補（染色体）の母集団を初期化し、以下のステップを繰り返す。

- (1) 母集団内の各個体の適応度を評価する
- (2) 親となる個体から新しい個体を生成する
- (3) 個体の中から次世代に生き残る候補を選択する

この過程では、最大世代数など、ある条件が達成されるまで繰り返される。

最適な回路配置を探索するために進化的アルゴリズムを単純に用いると、回路の分割・合流の数や位置の物理的な制約を考慮できず、実現不可能な回路を生成してしまう。このような回路は適応度が 0 となり世代交代時に除去される。しかし物理的な制約を考慮しない場合、適応度が 0 となる回路が生成される割合があまりに大きいため、実現可能な回路がほとんど得られない。そのため世代交代が進んでも実現可能な個体を生成することができない。本研究で新たに開発した熱交換器最適化技術は、分割・合流の数や位置に現実的な制約を設け、実現可能な回路の探索空間に制限することで、膨大な探索空間を現実的な大きさにまで縮小させた。一方で、物理的に実現可能な回路についての制約は撤廃しており、これにより従来の研究成果を克服したものである。具体的には、冷媒回路最適化における分岐・合流の数や位置の管理は、圧力損失、空気側と冷媒側の温度差、空気側と冷媒側の熱抵抗のバランスを制御しようとするものである。これまでに試みられた最適化研究で示された回路を表す染色体の開発は、進化的アルゴリズムの遺伝的操作が作用する配列の構築に基づくものであり、この方法論を変更しない場合、管の再配置にしか対処できない。その理由は、配列型染色体に遺伝的操作を直接作用させると、実現不可能で物理的でない子孫が生まれるためである。そこで、以下の制約を設け、非実現・非物理的な回路を排除する。

なお以下では、「管」と「ノード」は実際には同じものを指す。現実の冷媒回路では管と呼ばれるが、木構造で表現される場合それをノードと呼ぶ。冷媒回路は、ノードとリンク(U ベンド)から構成される木で表現される。1つ1つの木が、進化的アルゴリズムにおける個体（染色体）である。

(1) トポロジー制約

実現不可能で非物理的な回路配置を5つ整理した (Fig. 4.3.1-4). I. 管が接続されていない冷媒回路, II. 内部ループを持つ冷媒回路, III. 合流の上流側の流れが反対の流れ方向を持つ冷媒回路, IV. 管間の接続が2行または2列の距離を超える冷媒回路, V. 熱交換器の出口流が異なる側にある冷媒回路, である.

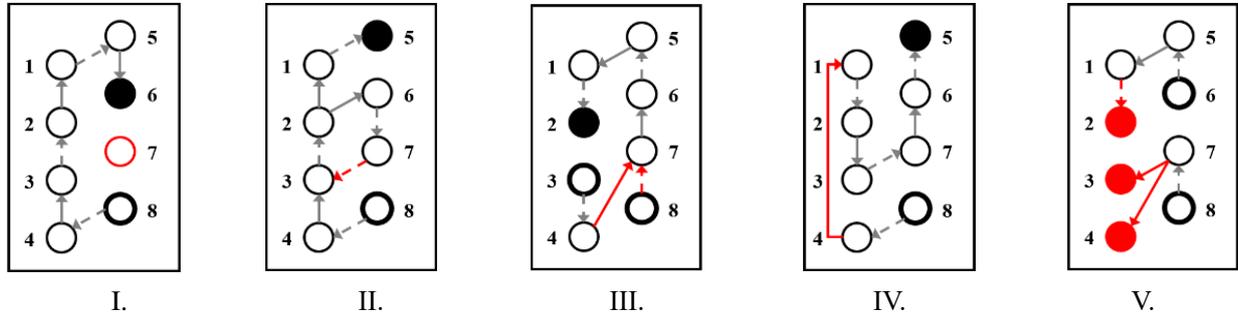


Fig. 4.3.1-4 Feasibility and manufacturing constraints

これらの制約の定式化の詳細は, Garcia ら²⁶⁾を参照されたい. これらの制約のみに基づいて可能な遺伝子の組み合わせの空間を制限する一方で, 合流数の上限などの不要な制約は設けない. これにより探索空間を必要十分なだけ大幅に縮小し, 進化的アルゴリズムが最適解に向かって効率的に収束することが可能となる.

(2) 遺伝的操作

熱交換器の最適配置の進化的探索を効率的に管理するために, 新しい最適化アルゴリズムである「遺伝的熱経路生成法」を提案する. 交叉や突然変異を導入し, 分割や統合の数や位置を自由に管理できる新しい遺伝的プログラミング手法である. なお遺伝的アルゴリズムや遺伝的プログラミングは, 進化的探索手法の一手法である. 開発したアルゴリズムは, 遺伝的操作を木構造に適用し, 各ノードが一つの管に対応し, 実現不可能な回路を除外するルールに従って生成される. 各木 (冷媒回路) はルートノード (入口管) から始まり, その葉ノード (出口管) で終わる (葉ノードとは末端に位置するノードのことである). 回路に分岐や合流がある場合, 木は部分木に分岐することができる (Fig. 4.3.1-5).

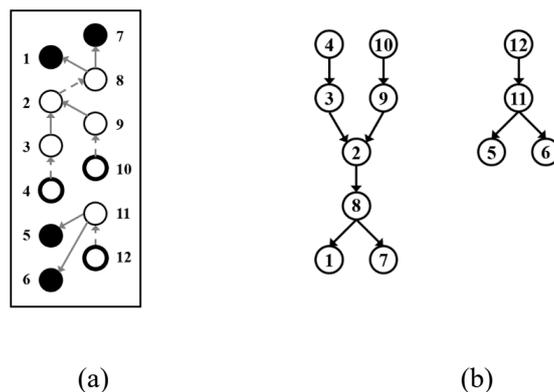


Fig. 4.3.1-5 (a) schematic diagram of a refrigerant circuitry and (b) its corresponding tree structure

本プロセスは, 大きく5つのフェーズに分かれる. I. 初期化, II. 選択, III. 交叉, IV. 突然変異, V. トポロジー制約の適用, である.

I. 初期化

母集団を初期化する際, 指定された数まで様々な冷媒回路をランダムに生成する. ただし, 作成され

た冷媒回路が実現可能であり，トポロジー制約に準拠していることを常に確認する必要がある．木構造の作成は，式 (4.3.1-1) で与えられる枝の数 N_b を決定することから始まる．ここで， x は $0 < x < 1$ の範囲のランダムな値であり， d_{tree} は指定する最小の木の深さ（ルートノードから葉ノードに到達するために通過する必要のあるノードの数）である．最初の枝のノード数は d_{tree} 以上であり，残りの枝のノードの数はランダムに割り当てられる．

$$N_b = 2 + \text{int} \left[x(N_{tubes} - d_{tree} - 2) \right] \quad (4.3.1-1)$$

Fig. 4.3.1-5 に示す回路の例を考えると，熱交換器の 並列配管の数 N_{tubes} は 12 である．また，木の深さの最小値 d_{tree} を 4 にし， x の値をランダムに 0.3 とすれば，枝の数は $N_b = 2 + \text{int} [0.3 * (12 - 4 - 2)] = 2 + \text{int} [1.8] = 3$ となる．作成された枝の例を Fig. 4.3.1-6 に示す．この時点では，トポロジー制約が満たされていない場合がある．

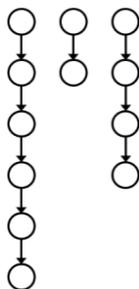


Fig. 4.3.1-6 Branches generated in initialization of tree structure

次に，ある枝の最初のノードが入口管として割り当てられるか，あるいは，ある枝の最初のノードが他の枝のランダムなノードに接続されるように，枝間の接続が確立される．枝接続処理の実施回数は， N_b に等しい．Fig. 4.3.1-7 において，枝接続処理のステップは，以下の通りである．

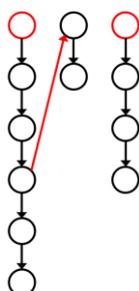


Fig. 4.3.1-7 Branch connections during initialization of tree structures

- (1) 枝 1 の最初のノードを入口管として割り当て，
- (2) 枝 1 の 4 番目の管に枝 2 の最初のノードを接続し，
- (3) 枝 3 の最初のノードを入口管として割り当てる．

この入口管と接続ノードの割り当てプロセスは，結果としての木構造がトポロジー制約の条件をすべて満たすまで繰り返される．たとえば，枝 2 は 2 管で構成されており， d_{tree} が 4 であるため，必ずほかの枝の管に接続されることになる．

II. 選択

個体の評価では，数値シミュレーターを用いて，個体の蒸発器冷媒回路を与えた場合のシステムの COP を計算し，その COP が適応度となるようにした．ここで適応度とは，生成された染色体がどれほど良いものかを測る指標のことである．染色体の適応度が高くなるように進化が進む，本論文では COP

の最大化を目的としているため、COPを適応度とし、COPが大きくなるように進化させる。親の選択には、ルーレット選択を用いる。この種の選択法では、ある個体が親として選択される確率は、その個体の適応度に比例する。親個体の集合は、その後、交叉を受ける。

III. 交叉

この最適化手法では、一点交叉を用いる。各個体の交叉点 `nodecross` は、ランダムに選ばれた管番号の対応するノードである。個体 A の交叉点を `nodecross.A`、個体 B の交叉点を `nodecross.B` とする。また、`nodecross.A` 及び `nodecross.B` の親ノードをそれぞれ `nodeup.A` 及び `nodeup.B` とする。`nodeup.A` と `nodeup.B` は、それぞれ複数個存在する場合もある。一点交叉では、`nodecross.A` を `nodeup.B` に連結する。同様に、`nodecross.B` は `nodeup.A` に連結される (Fig. 4.3.1-8)。

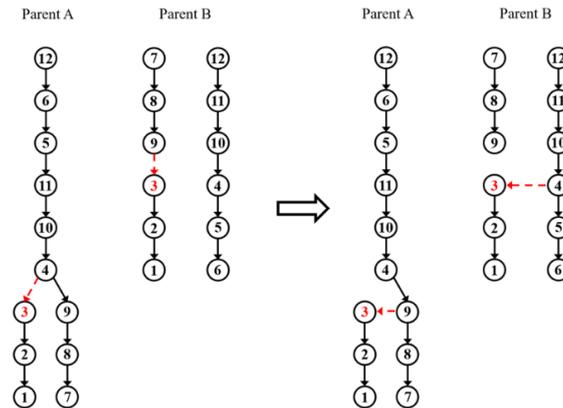


Fig. 4.3.1-8 Single-point crossover

このようにして得られた子孫は、その実現可能性をチェックされる。トポロジー制約を満たさない場合、トポロジー制約を満たすように修正する (V 参照)。

IV. 突然変異

この段階では、2種類の突然変異が実装されている。部分木突然変異（部分木とは、木構造の一部のことである）では、木の中で部分木がランダムに選ばれ、木の中の他のノードに連結される。もう一つの形式はスワップ突然変異で、ランダムに選ばれた二つのノードが割り当てられた管番号を交換する。いずれの場合も、突然変異後の木がトポロジー制約を満たさない場合、トポロジー制約を満たすように修正する (V 参照)。

V. トポロジー制約の適用

交叉や突然変異によって生成された回路は実現不可能である場合があるため、得られた木構造は最終的に上記の制約に従って物理性と実現可能性を確保するために修正される。

合流する上流側の流れが管の反対側から来る場合、上流側の流れが2つ以上ある場合は実現不可能なリンクを切断し、上流側の流れが2つしかない場合は1つのリンクをランダムに切断する。同様に、すべての出力管は、奇数レベルか偶数レベルのいずれかに属するはずである。接続されていない管がある場合、それは熱交換器の同じ側を流れる出口管の条件を満たすことができ、かつ分岐の下流でない分岐の最後のノードに接続されることになる。突然変異や交叉によって実現不可能な内部ループを持つ回路が生成された場合は、他の実現可能な条件を満たす限り、リンクを削除する。これらの処理を Fig. 4.3.1-9 に示す。さらに、接続された管が長さの制約を満たさない場合、対応するノードを、トポロジー制約を満たす他の管と交換する。この処理を、全てのノードが長さの制約を満たすまで繰り返す。ただし、3000回繰り返してもすべてのノードが条件を満たさない場合は、この個体について、突然変異や交叉はキャンセルされる。

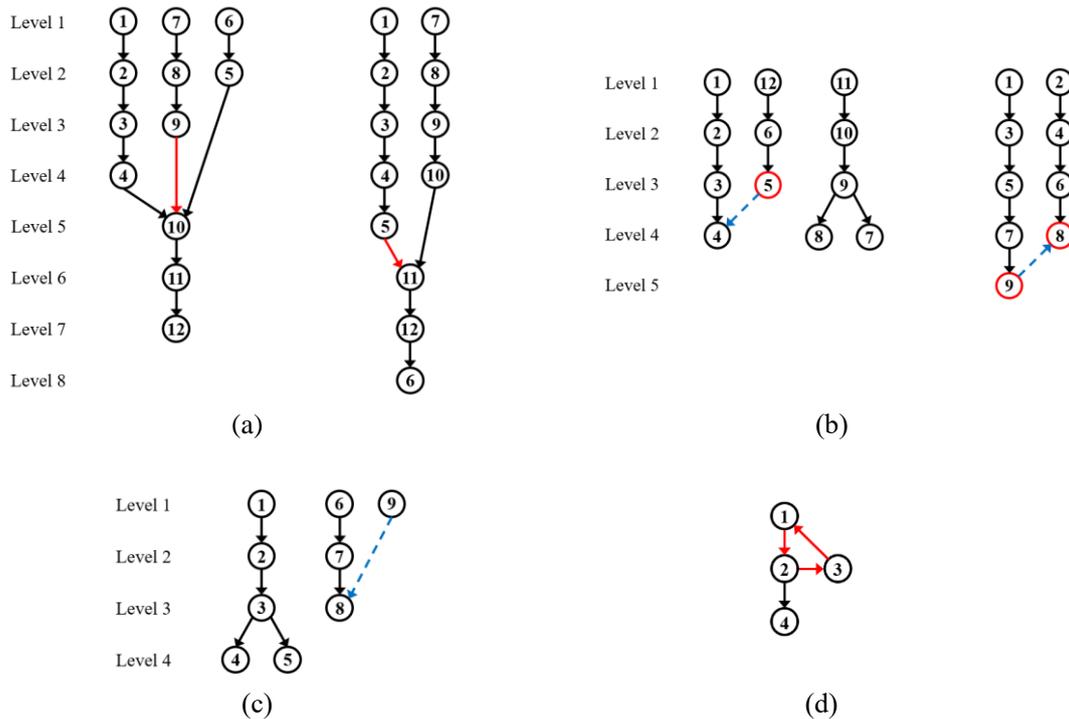


Fig. 4.3.1-9 Modification for case (a) where upstream flows of merge are coming from opposite sides of tube, (b) flows of outlet tubes do not exit at same side, (c) non-connected tube, (d) internal loop

4.3.1.5 最適化設定

今回開発した進化型アルゴリズムをエアコンの蒸発器に搭載することで、共沸混合冷媒や非共沸混合冷媒など、特性の異なる冷媒の潜在能力を評価して、以下に詳細を記述する。

実施した最適化では、凝縮器側の飽和圧力を 45 °C の平衡圧力、サブクールを 5 K に設定しながら、システムの成績係数 (COP) を最大化するように蒸発器冷媒回路を可変パラメータとして設定した (Table 1)。非共沸混合冷媒の場合、飽和圧力は沸点と露点の間の平均温度として決定される。さらに、最適化問題は、冷媒流量、冷媒入口圧力、空気流量を収束させ、得られる冷媒回路が所望の蒸発器冷房能力、冷媒過熱度、空気出口温度 (Table 1 参照) を達成することとなる。本ケーススタディでは、36 本のチューブと 12 列のチューブ列を持つ蒸発器に対して最適化を行った。ここで、Table 4.3.1-1 に示す通り、凝縮圧力が一定であれば、蒸発器出口 (圧縮機入口) 圧力が高いほど、圧縮比は小さくなる。これは、後述する Fig. 12 から判断が可能となっている。

Fig. 4.3.1-10 に示す Domanski ら¹³⁾ のベースラインから途中で 2 回路へ分岐する構成を、比較のベースラインとし、目標の冷房能力を 4~10 kW の間で変化させた。

Table 4.3.1-1 Evaporator and condenser operating conditions

Parameter	Value (unit)
Air inlet temperature	26 (°C)
Air inlet pressure	101.325 (kPa)
Air outlet temperature	18 (°C)
Degree of superheat	5 (K)
Capacity	4,6,8,10 (kW)
Condensation temperature	45 (°C)
Degree of subcooling	5 (K)
Isentropic efficiency	0.85
Motor efficiency	0.85

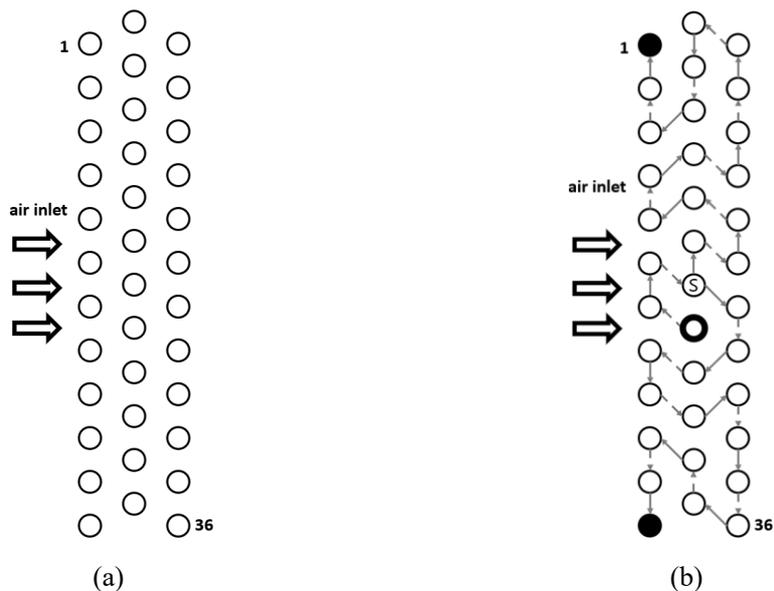


Fig. 4.3.1-10 (a) Evaporator configuration (b) baseline circuitry from 13)

Table 4.3.1-2 に示したアルゴリズム設定に従って、空調用途に使用される 3 つの代表的な冷媒 (R 410A, R 32, 温度グライドを持つ非共沸混合冷媒の R 454C) に対して進化的探索が行われる。その解析結果は、次章に示し、議論を行うこととする。

Table 4.3.1-2 Setting of the optimization search

Parameter	Value
Population size	500
Number of generations	100
Crossover probability	0.8
Mutation probability	0.005
Elitism probability	0.0005

4.3.1.6 結果および考察

Fig. 4.3.1-11 に、最適化した蒸発器回路を用いたシステムの COP と、ベースラインから途中で 2 回路へ分岐路構成のシステムの COP を基準とした COP 改善率を示す。

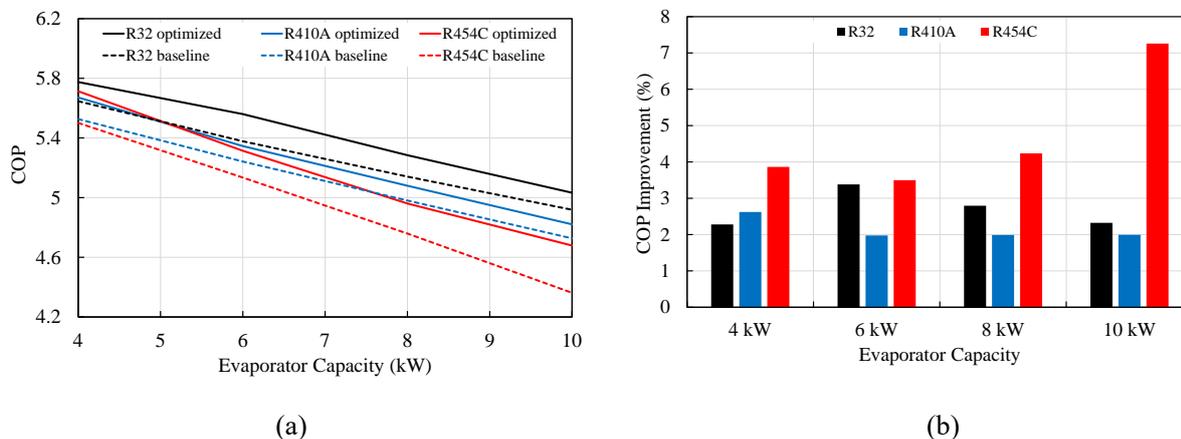


Fig. 4.3.1-11 (a) COP (b) COP improvement

回路を最適化した R32 システムの COP は 2.28 ~ 3.38 %, R410A システムの回路は 1.98 ~ 2.62 %, R454C は 3.50 ~ 7.26 % の向上が見られた。3 種類の冷媒と蒸発器冷却能力の中で、10 kW の蒸発器冷却能力の場合に R454C が最も COP の改善効果が大いことを示している。この要因として考えられることは、温度差のある低 GWP 混合冷媒は、開発した回路最適化により、圧力損失と空気-冷媒管の平均温度差を低減させ、高い COP が達成できたと考えられる。

また、前述の通り、Fig. 4.3.1-12 (a), (b) より、一般に、最適化された回路の COP 改善は、蒸発器出口圧が高く、圧縮比が低くなることで達成される。

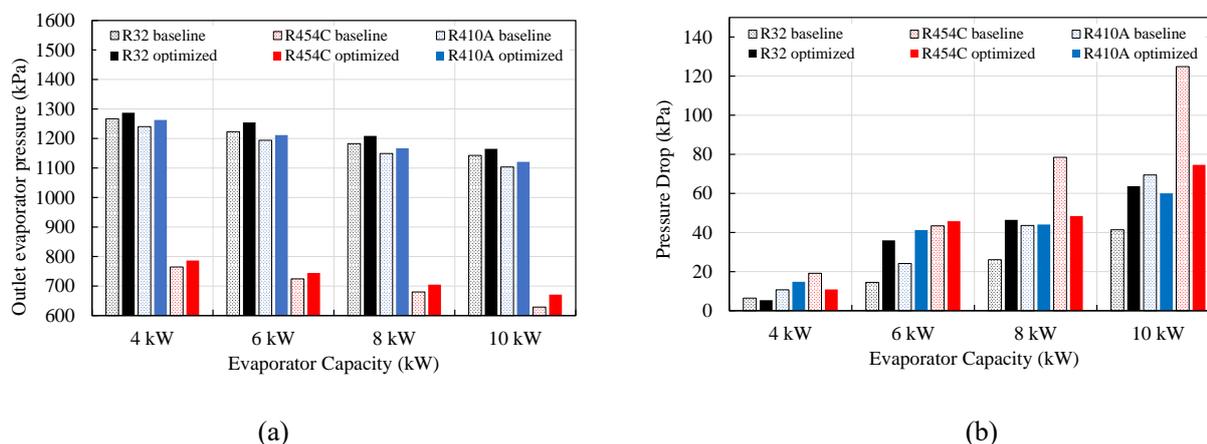


Fig. 4.3.1-12 (a) refrigerant outlet pressure of evaporator; (b) refrigerant pressure drop of evaporator

Table 4.3.1-1 で示したシミュレーションの設定では、蒸発器出口圧が高いほど、冷媒と空気の温度差が小さく（入口飽和温度が高く）、蒸発器内の圧力損失が低くても同等の冷凍能力が得られる、つまりより最適化された熱伝達特性が達成できる可能性があることが示唆されている。R410A と R32 の最適化回路は、ベースライン回路より高い入口の蒸発器圧力で動作するものがほとんどであった。ほとんどの最適化回路は全圧力損失が大きくなる傾向にあるが、これは先述の通り、より高い蒸発器入口圧力で動作することで、最適化された高い蒸発器圧力と低い圧縮比を得たものと考えられる。

R454C の場合、容量 8 kW と 10 kW では、最適化した回路の入口圧力が低くなったが、これは、冷媒流量が大きくなると、熱交換器の熱伝導率の改善よりも圧力グライドの影響の方が支配的になるためと推察される。冷媒流量が増加するにつれて、最適化された蒸発器回路は、圧力損失を最小にするために、より多くの並列回路を持たせることになった。しかしその結果、蒸発器出口の圧力が高くなり、それに伴い圧縮比が低下することに貢献することに成功している。その他にも、各冷媒の持つ物性のうち、R454C の粘度が高く、蒸気密度が小さいことも今回の結果に影響を及ぼしているものと考えられる。

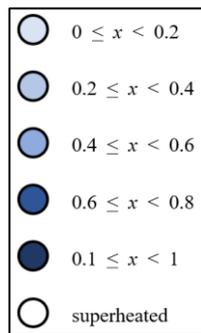
各冷媒で最適化した蒸発器の最適回路を Fig. 4.3.1-13, Fig. 4.3.1-14, Fig. 4.3.1-15 にそれぞれ示す。図中、冷媒の入口の管は太枠の円で、冷媒出口管は O で、分岐管は S で表し、実線は熱交換器の前面側の戻りベンドを、破線は背面側の戻りベンドを表している。さらに、凡例に示すように冷媒のクオリティは、内側の色で示されている。

今回実施したベースラインに対して最適化された回路の最大の特徴は、過熱蒸気になった冷媒の状態の管がより少ないことにある。つまり、冷媒側の熱伝達率が低い伝達面積を最小にするように、最適化されていることを意味している。

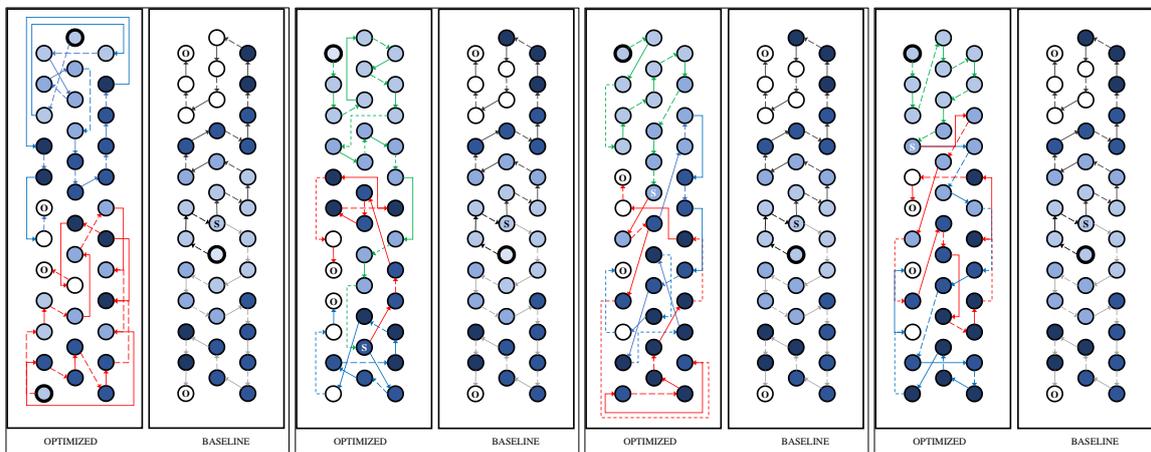
図から回路数と分岐位置は、冷媒の種類と冷却能力によって変化していることがわかる。しかし、回路数と分岐位置は、熱伝達率にも影響を与える。ある冷媒で冷凍能力が大きくなると、分岐を短い位置で行うことで各分岐において循環する流量を減らせる。その結果、冷媒の圧力損失を抑えることが可能であるため、並列分岐の数が増大している。また、潜熱は目標の冷却能力を達成するために必要な冷媒流量に影響を与えている。今回比較した 3 つの冷媒のうち、R32 が最も潜熱が大きい。このため、必要な冷却能力を得るための冷媒流量は最も少くなる。逆に潜熱が最も低い R454C は冷媒流量が大きい。一方で、熱交換する外部空気の分布は均一で流れると仮定した場合、冷媒側は空気側の熱抵抗にそれほ

ど大きな影響を与えないため、ある冷却能力における冷媒ごとの空気の質量流量の変動はほとんどない。それにもかかわらず、冷媒回路は空気と冷媒の局所温度差の配置を支配し、圧力損失と非共沸混合冷媒の温度グライドによる冷媒の飽和温度の変化に対して、熱伝達損失を軽減するための冷媒回路の最適化をすることが可能であることが、この最適化研究より判明した。

上記の状況の代表例として、冷却能力 10 kW のベースライン回路と最適化回路における局所温度、熱伝達率、圧力損失のシミュレーション結果を、Fig. 16 に R 32 について、Fig. 17 に R 454C について、それぞれ示す。Fig. 16 ~ Fig. 17 の横軸は、冷媒回路の入口から出口までの各分岐の冷媒の流れを表し、入口と出口との間の配管の本数を表している。図中、2 つの回路における分岐位置を菱形のマーカーで表している。そして、Fig. 16 (a)と Fig. 17 (a)に示す空気側温度は、回路の各枝の入口と出口の間の冷媒経路を基準とし、それに対応する空気の状態を破線でプロットしている。これは、空気と冷媒の局所的な温度差がどの程度となるかを見るためである。この空気側の破線は、空気流の連続的な流れを表しているわけではない。



(a)



(b)

(c)

(d)

(e)

Fig. 4.3.1-13 (a) legend of the refrigerant quality state, and comparison of baseline and optimized R 32 evaporators at capacities of (b) 4 kW, (c) 6 kW, (d) 8 kW, and (e) 10 kW

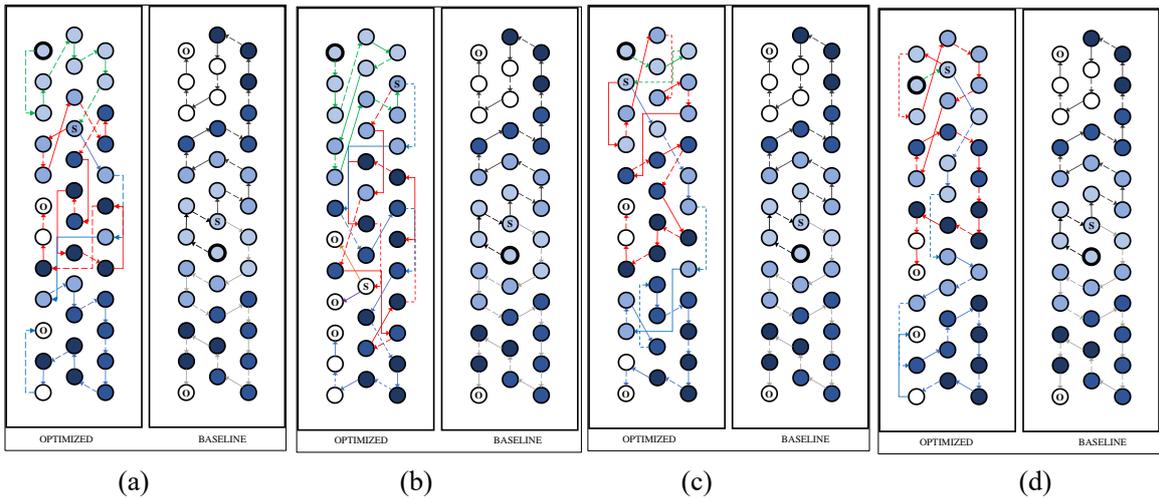


Fig. 4.3.1-14 Comparison of baseline and optimized R 410A evaporators at capacities of (a) 4 kW, (b) 6 kW, (c) 8 kW, and (d) 10 kW

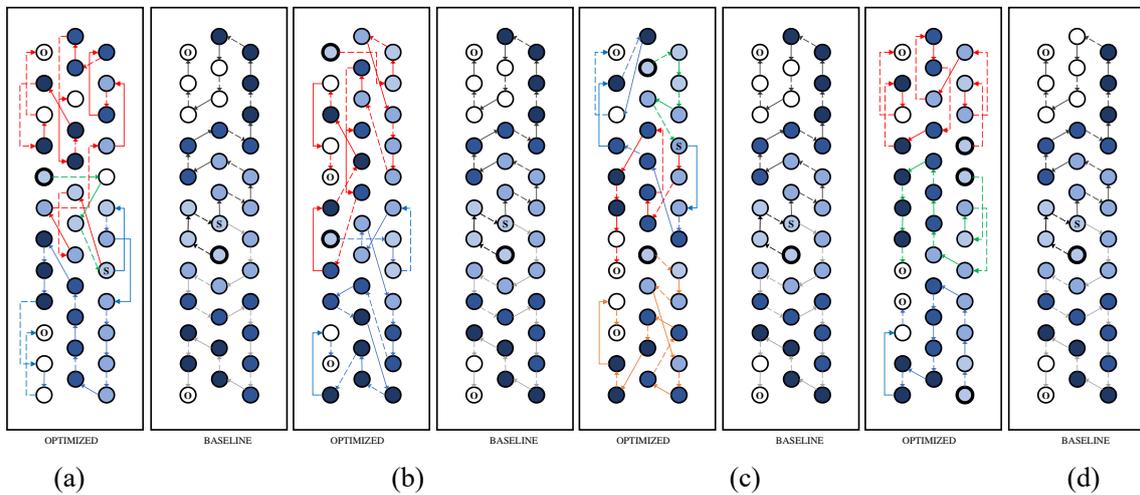
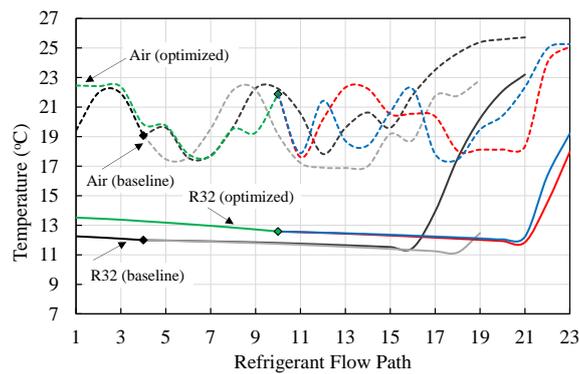
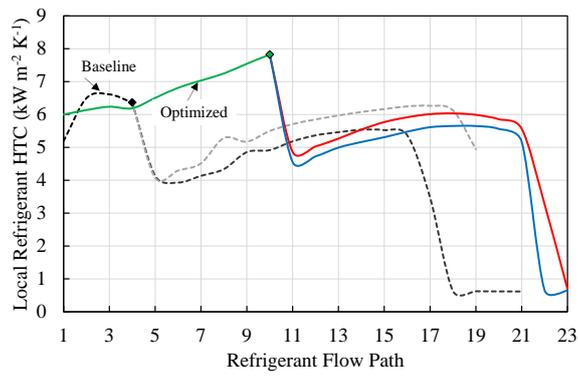


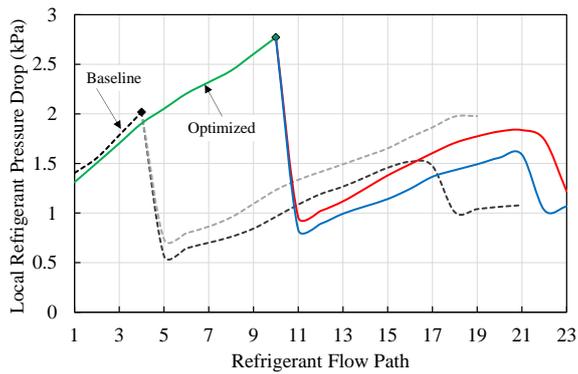
Fig. 4.3.1-15 Comparison of baseline and optimized R 454C evaporators at capacities of (a) 4 kW, (b) 6 kW, (c) 8 kW, and (d) 10 kW



(a)



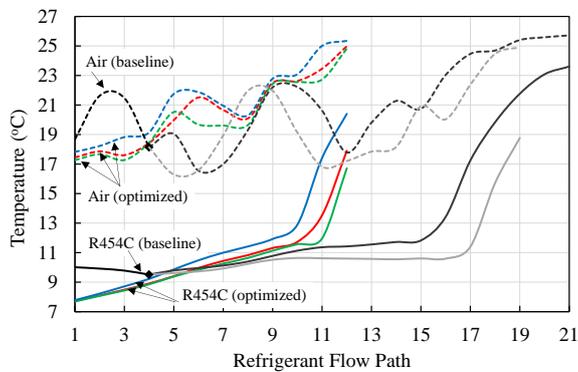
(b)



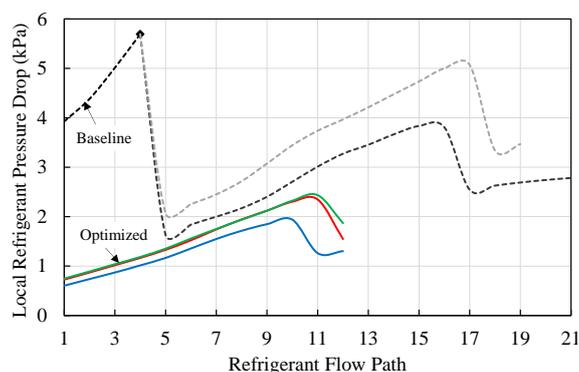
(c)

Fig. 4.3.1-16 Comparison of local (a) temperatures, (b) refrigerant heat transfer coefficient, and (c) refrigerant pressure drop of baseline and optimized R 32 evaporators at 10 kW capacity

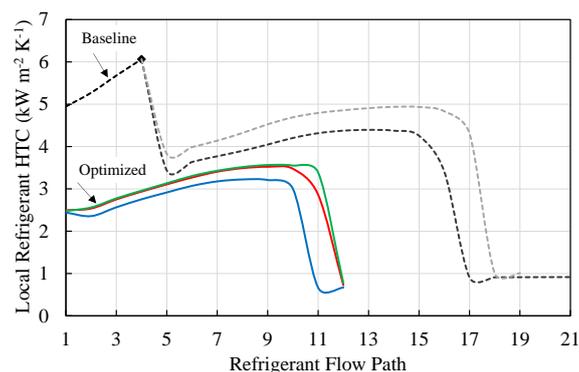
Fig. 4.3.1-16 (a)より、最適化回路は、熱交換器全体の冷媒と空気の温度差を小さく保ちながら、同じ冷却能力 10 kW を出力している。加えて、ベースライン回路では冷媒が過熱された状態で流れる管が 6 本で熱伝達率が低いのに対して、最適化回路では冷媒が過熱された状態で流れる管が 4 本のみである。



(a)



(b)



(c)

Fig. 4.3.1-17 Comparison of local (a) temperatures, (b) refrigerant heat transfer coefficient, and (c) refrigerant pressure drop of baseline and optimized R 454C evaporators at 10 kW capacity

その結果、最適化回路はより高い蒸発器圧力で運転することが可能であることがわかる。つまり、ベースライン、最適化蒸発器ともに途中で2回路に冷媒が分岐される構成であるが、蒸発器での圧力損失が支配的でない場合、蒸発器入口圧力の上昇は、その冷媒分岐の伝熱管位置と、過熱領域の伝熱管位置の差異によって達成されているものと考えられる。これらの結果から、最適化された熱交換器は冷媒と空気の実効平均温度差が小さくなることで全体の熱交換能力が向上し、分岐を入口から遠ざけると、圧力損失が高くなる傾向にあることがわかった。そして、圧力損失が増大しても、より高い入口圧力で運転することによって、システム性能に及ぼす影響は軽減されるため高効率化を達成したものと考えられる。

続いて、Fig. 4.3.1-17 に示す通り、非共沸冷媒 R 454C についても R 32 と同様の検討を行った。

最適化された R 454C 回路は、ベースライン回路よりも低い蒸発器入口圧力で動作し、最適化結果の一般的な傾向から逸脱している。この乖離は、回路数がベースラインより多いことに起因している。

Fig. 4.3.1-17 (b)に示すように、ベースライン回路は冷媒流量が多く、蒸気密度が低く、粘度が高いため、局所的な圧力損失が増大する傾向にある。この圧力損失の影響を低減するために、最適化回路では、3回路構成の構成となっている。回路数の増加により局所流量が減少し、それに伴い熱伝達率も低下した。そこで、目標の冷凍能力を達成するために、蒸発器は冷媒と空気の温度差を大きくする必要があったため、最適化された回路は、低い蒸発器入口圧力で動作している。それにもかかわらず、圧力損失の最小化は、最適化された回路の利点をより大きくする結果となった。Fig. 4.3.1-17 (a)から、ベースラインのように冷媒側で高い圧力損失が発生すると、温度グライドを有効に利用できないことがわかる（黒線と灰色線）。ベースライン回路では、圧力損失が大きいため、分岐前まで R 454C の温度が低下し続けている。したがって、最適化された回路では、圧力損失の値を低く保つことで、R 454C の温度グライドを利用することができ、それに応じて空気と冷媒の流れの間の向流配置の効果を最大化することが可能である者と考えられる (Fig. 4.3.1-17 (a))。

Fig. 4.3.1-18 は、冷凍能力が 4kW の時に、異なる冷媒に対し、3 種類の性能評価方法によりシミュレーション結果を比較したものである。様々な性能評価方法の中で、先行研究では熱力学的解析やドロップインテストが最も多く採用されている。そこで、本研究では、これらの評価方法を採用した場合と、上記の熱交換器の最適化の評価方法をそれぞれ冷媒毎に比較した。その結果を Fig. 18 として示している。

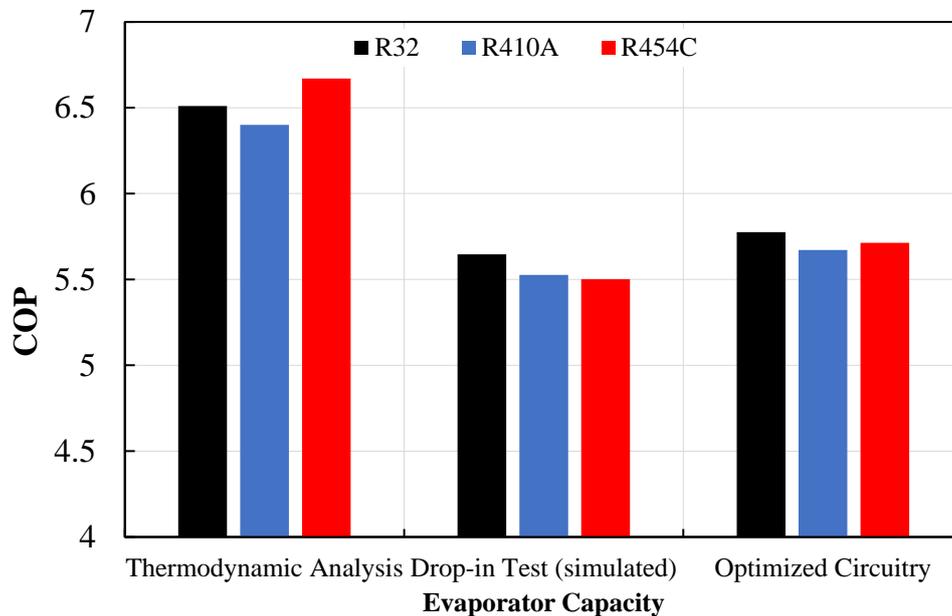


Fig. 4.3.1-18 Results from different refrigerant assessment methods at 4 kW capacity

それぞれの評価解析で用いた条件は Table 4.3.1-1 に示した条件で行っている。熱力学的解析では、蒸発・凝縮温度、スーパーヒート・サブクール度、および圧縮機効率の想定値に基づいて計算を行っている。また、熱交換器での圧力損失はないものとした。Fig. 4.3.1-18(a) から、冷媒の臨界温度に基づいてランク付けされていることがわかり、冷媒の臨界温度から遠く離れたシステムで運転することで高い COP を達成でき、対応する逆カルノーサイクルからの偏差を小さくできることが実証されている。

一方、ドロップイン試験条件で行ったシミュレーションでは、異なる傾向が観察された。この解析では、Fig. 4.3.1-10 に示したベースライン蒸発器回路を採用した同一システムにおいて冷媒を比較している。この方法では、R 32 が最も高い COP を示し、次いで R 410A, R 454C の順となった。この結果から、冷媒の粘度と蒸気密度が低いため、途中で分岐する回路の配置では R 32 と R 410A が有利であることがわかる。このように、冷媒の熱物性・輸送特性は、個々の構成要素のトポロジーによって異なるため、同じシステムで冷媒の性能を比較・評価することは不適切であることが本研究で示されたものと考えられる。

最後に、熱交換器の冷媒回路を冷媒ごとに最適化した解析では、R 454C が R 410A より高性能で、R 32 と同等の高い COP が達成する可能性があることが示唆された。冷媒回路を最適化することで R 454C の温度ガイドを利用した冷媒経路を示すことができ、目標冷却能力、圧縮機吸入時の過熱度、外部環境と室内空間の温度が与えられた場合に、圧力損失を最小化する適切な回路数を決定することができた。これは、圧力損失と空気と冷媒の有限温度差による不可逆損失を最小にするための蒸発器の冷媒側トポロジーの最適化を実施して、与えられた温度と熱源の熱容量下で熱力学的サイクルの最適化を実施したことと解釈することができる。非共沸混合冷媒が他の冷媒と比較して効率向上が得られた理由としては、Table 1 の条件下で、局所圧力損失、局所冷媒温度および冷媒熱伝達率を考慮し、各冷媒の蒸発器出口圧力が最も高くなるように、伝熱管の順序、分割・合流の数および位置が調整され、このとき、室内外の熱源と吸熱源の温度レベルが同じであれば、ローレンツサイクル運転に近づけることができることが最大の理由だと推察される。

次に、制約を設けない一般的な進化的アルゴリズムを単純に適用した場合、実現可能な解を得ることが難しいことを確認するために以下の実験を行った。

・進化的アルゴリズムを単純に適用して 100 万個の回路をランダムに生成し、そのうち何個が実現可能な回路であるかを確認する。

・提案手法により、実現可能な回路をランダムに 2 個生成する。次に、進化的アルゴリズムを単純に適用して突然変異および交叉を行い、得られた回路が実現可能であるかどうかの確認を行う。この一連の操作を 100 万回繰り返す。

1 つめの実験結果は 0 回、2 つめの実験結果は 10145 回 (約 1.0%) という結果であった。このように、進化的アルゴリズムを単純に適用した場合、実現可能な回路を生成することは非常に困難であり、また、たまたま実現可能な回路が得られたとしても、高い確率で進化に失敗することになる。

4.3.1.7 熱交換器最適化のまとめ

本節では、与えられた熱源の境界条件と冷凍出力が与えられた条件下で、蒸発器内を流れる冷媒の伝熱管の回路を最適化設計する新たな手法を確立し提案した。加えて、冷凍空調サイクルの評価手法についても提案し、最終的に新手法を既存の評価手法と比較検証を行った。これらの新手法は、今後主流となる非共沸混合冷媒にも適用することを可能としている。

その結果、冷媒回路を最適化する新たなアルゴリズムにより、最適な熱交換器の設計を見だし、局所の冷媒と空気側との熱交換量を計算し、できる限り加熱度の領域が少なくなる条件となるように伝熱配管手法を提案している。

サイクルシミュレーションについては、熱力学的解析やドロップインテストが最も多く採用されているため、これらの既存研究と新サイクルシミュレーション解析について比較検証を実施した。その中、開発した進化的アルゴリズムの冷媒回路設計への適用により、圧力損失の低減、局所熱伝達率の向上により、熱交換器の平均温度差を低減させることがわかった。その結果、蒸発器出口圧力が高くなり、与えられた最適化制約条件のもとで圧縮比を下げ、COP を最大化することができた。

本節で得られた結論としての最大の特徴は、温度グライドのある低 GWP 混合冷媒は、開発した回路最適化手順によって、圧力損失と空気-冷媒間の平均温度差を提言することができ、最大の効果を発揮できる可能性を見いだしたことである。

これらの新手法を組み合わせることで、伝熱管の最適設計とサイクルシミュレーションを高精度に予測することが可能となり、今後主流となる低 GWP 特性を持つ非共沸混合冷媒がローレンツサイクルに近づくことで、これまでのドロップイン性能分析とは逆の成果、つまり温度差のある低 GWP 非共沸混合冷媒が R 410A よりも高い性能を、そして R 32 と同等程度の性能を達成できる見込みがついた。

参考文献

- 1) <https://www.un.org/sustainabledevelopment/> (May, 2022).
- 2) Jakobs, R. and Kruse, H., The use of non-azeotropic refrigerant mixtures in heat pumps for energy saving, *International Journal of Refrigeration*, 1979, 2, pp. 29–32.
- 3) Kruse, H., The advantages non-azeotropic refrigerant mixtures for heat pump application. *International Journal of Refrigeration*, 1981, 4, pp. 119–125.
- 4) Uddin, K. and Saha, B., Thermodynamic analysis of low-GWP blends to replace R410A for residential building air conditioning applications, *Environmental Science and Pollution Research*, 2021, 28, pp. 2934–2947.
- 5) Kim, N. H., Kwon, M. H., Go and M. G., An experimental investigation on the airside performance of fin-and-tube heat exchangers having nonsymmetrical slit fins, *International Journal of Air-Conditioning and Refrigeration*, 2015, 23(2), no. 1550017.
- 6) Liu, A., Wang, G., Wang, D., Peng, X. and Yuan, H., Study on the Thermal and Hydraulic Performance of Fin-and-Tube Heat Exchanger Based on Topology Optimization, *Applied Thermal Engineering*, 2021, 197, no. 117380.
- 7) Garcia, J. C. S., Tanaka, H., Giannetti, N., Sei, Y., Saito, K., Houfuku M. and Takafuji, R., Multiobjective

Geometry Optimization of Microchannel Heat Exchanger Using Real-Coded Genetic Algorithm, *Applied Thermal Engineering*, 2022, 202, no. 117821.

- 8) Huang, L., Aute V. and Radermacher, R., Airflow Distribution and Design Optimization of Variable Geometry Microchannel Heat Exchangers, *Science and Technology for the Built Environment*, 2015, 21(5), pp. 693-702.
- 9) Glazar, V., Trp, A. and Lenic, K., Optimization of Air-Water Microchannel Heat Exchanger Using Response Surface Methodology, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2020, 157, no. 119887.
- 10) Yang, Z., Ma, Y., Zhang, N. and Smith, R., Design Optimization of Shell and Tube Heat Exchangers Sizing with Heat Transfer Enhancement, *Computers and Chemical Engineering*, 2020, 137, no. 106821.
- 11) Bacellar, D., Aute, V., Huang, Z. and Radermacher, R., Design Optimization and Validation of High-Performance Heat Exchangers Using Approximation Assisted Optimization and Additive Manufacturing, *Science and Technology for the Built Environment*, 2017, 23(6), pp. 896-911.
- 12) Jige, D., Matsuno, T. and Inoue, N., Experimental study on condensation heat transfer and flow modes of R245fa on enhanced surface tubes, *International Journal of Air-Conditioning and Refrigeration*, 2015, 23(2), no. 1550014.
- 13) Domanski, P. A., Yashar, D. and Kim, M., Performance of a Finned-Tube Evaporator Optimized for Different Refrigerants and Its Effects on System Efficiency, *International Journal of Refrigeration*, 2005, 28(6), pp. 820-827.
- 14) Wang, C.C., Jang, J.Y., Lai, C.C. and Chang, Y.J., Effect of circuit arrangement on the performance of air-cooled condensers, *International Journal of Refrigeration*, 1999, 22(4), pp. 275-282.
- 15) Wu, Z., Ding, G., Wang, K. and Fukaya, M., Application of a genetic algorithm to optimize the refrigerant circuit of fin-and-tube heat exchangers for maximum heat transfer or shortest tube, *International Journal of Thermal Sciences*, 2008, 47(8), pp. 985-997.
- 16) Lee, W. J., Kim, H. J. and Jeong, J. H., Method for determining the optimum number of circuits for a fin-tube condenser in a heat pump, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2016, 98, pp. 462-471.
- 17) Liang, S. Y., Wong, T. N. and Nathan, G., Numerical and Experimental Studies of Refrigerant Circuitry of Evaporator Coils, *International Journal of Refrigeration*, 2001, 24(8), pp. 823-833.
- 18) Domanski, P. A., Finned-tube evaporator model with a visual interface, presented at the Int. Cong. of Refrig., Sydney, Australia, Sept. 19-24, 1999.
- 19) Domanski, P. A., EVAP-COND Simulation Models for Finned Tube Heat Exchangers, Gaithersburg, MD, USA: National Institute of Standards and Technology, Building and Fire Research Laboratory, 2003.
- 20) Domanski, P. A., Simulation of an evaporator with non-uniform one-dimensional air distribution, presented at the ASHRAE Winter Meet, New York, USA, Jan. 19-23, 1991.
- 21) Lee, J. H., Bae, S. W., Bang, K. H. and Kim, M. H., Experimental and numerical research on condenser performance for R-22 and R407-C refrigerants, *International Journal of Refrigeration*, 2002, 25(3), pp. 372-382.
- 22) Liang, S.Y., Wong, T.N. and Nathan, G.K., Study on refrigerant circuitry of condenser coils with exergy destruction analysis, *Applied Thermal Engineering*, 2000, 20(6), pp. 559-577.
- 23) Ploskas, N., Laughman, C., Raghunathan, A. U. and Sahinidis, N. V., Optimization of Circuitry Arrangements for Heat Exchangers Using Derivative-Free Optimization, *Chemical Engineering Research and Design*, 2018, 131, pp. 16-28.
- 24) Li, Z., Shen, B. and Gluesenkamp, K. R., Multi-objective Optimization of Low-GWP Mixture Composition and Heat Exchanger Circuitry Configuration for Improved System Performance and Reduced Refrigerant Flammability, *International Journal of Refrigeration*, 2021, 126, pp. 133-142.
- 25) Shah, M.M., A general correlation for heat transfer during film condensation inside pipes, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1979, 22(4), pp. 547-556.
- 26) Garcia, J. C. S., Giannetti, N., Varela, D. A. B., Varela, R. J., Yamaguchi, S., Saito, K. And Berana, M. S., Design of a Numerical Simulator for Finned-Tube Heat Exchangers with Arbitrary Circuitry, *Heat Transfer Engineering*,

- 27) Giannetti, N., Garcia, J. C. S., Varela, R. J., Sei, Y., Enoki, K., Jeong, J. and Saito, K., Development of Assessment Techniques for Next-Generation Refrigerants with Low GWP Values - Fourth report: Efforts and outcomes on heat exchanger optimization in FY 2020, Proceedings of 2021 JSRAE Annual Conference, Tokyo (2021).
- 28) Dittus, F. and Boelter, L., Heat Transfer in Automobile Radiators of the Tubular Type, International Communications in Heat and Mass Transfer, 1985, 12(1), pp. 3-22.
- 29) Shah, M. M., Chart Correlation for Saturated Boiling Heat Transfer: Equations and Further Study, AHRAE Transactions, 1982, 88(1), pp. 185-196.
- 30) Cavallini, A., Censi, G., Del Col, D., Doretti, L., Longo, G., Rosetto, L. and Zilio, C., Condensation Inside and Outside Smooth and Enhanced Tubes - A Review of Recent Research, International Journal of Refrigeration, 2003, 26(4), pp. 373-392.
- 31) Shah, M. M., A method for predicting heat transfer during boiling of mixtures in plain tubes, Applied Thermal Engineering, 2015, 89, pp. 812-821.
- 32) Seshimo, Y. and Fujii, M., Compact Heat Exchangers (in Japanese), Tokyo, Japan: Nikkan Kogyo Shimbun, Ltd., 1992.
- 33) Kim, N., Youn, B. and Webb, R., Air-side Heat Transfer and Friction Correlations for Plain Fin-and-Tube Heat Exchangers with Staggered Tube Arrangements, Journal of Heat Transfer, 1999, 121(3), pp. 662-667.
- 34) Popiel, C. and Wojtkowiak, J., Friction Factor in U-Type Undulated Pipe Flow, Journal of Fluids Engineering, 2000, 122(2), pp. 260-263.
- 35) Domanski, P. A. and Hermes, C., An Improved Two-Phase Pressure Drop Correlation for 180o Return Bends, in 3rd Asian Conference on Refrigeration and Air-Conditioning, Gyeongju, Korea, 2006.
- 36) Jiang, H., Development of a Simulation and Optimization Tool for Heat Exchanger Design, College Park, Maryland, USA: University of Maryland, 2003.

4.3.2 システム解析

4.3.2.1 背景と目的

ヒートポンプにおいては、現在地球温暖化係数 GWP の高い冷媒が用いられていることから、次々と新しい低 GWP 冷媒が提案されている。この多様な冷媒を用いた実機性能を比較検討するためには、それぞれの冷媒において最適に設計された機器に対して統一的条件で性能を評価すべきであるが、その指針が明確となっていない。そこで、研究グループが開発してきた Energy flow +M を利用して新たな冷媒の性能評価を進めるとともに、その比較検討を行った結果について述べる。

4.3.2.2 解析を行う対象システム

Fig. 4.3.2-1 に示すように通常のエアコンが採用している単段の圧縮式冷凍サイクルを採用した機器を想定して分析を進めることとする。対象システムは、圧縮機、蒸発器、膨張弁、アキュムレータ、配管から構成されているエアコンでは、最も基本となるサイクルである。構成機器の寸法を Table 4.3.2-1 に示す。

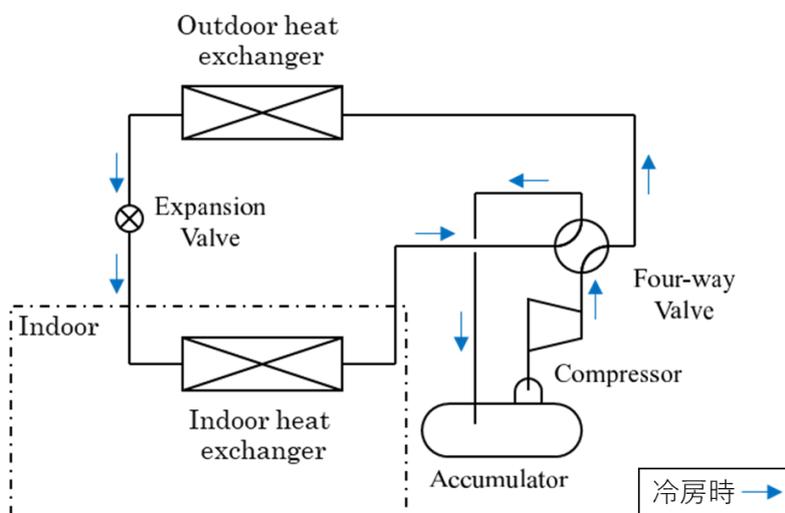


Fig. 4.3.2-1 Room air conditioner

Table 4.3.2-1 Specification of components in room air conditioner

Components	Parameters	Unit	Values
Compressor	Displacement	mm ³	9200
Outdoor heat exchanger	Length of each straight tube	M	6.90
	Outer diameter	Mm	7.50
	Inner diameter	mm,	7.10
	Pipe pitch	Mm	22.5
	Width of a row	Mm	19.12
	Fin thickness	Mm	0.10
	Fin pitch	Mm	1.20
	Pass number	-	4
Indoor heat exchanger	Length of each straight tube	M	10.0
	Outer diameter	mm	6.85
	Inner diameter	mm,	6.45
	Pipe pitch	mm	15.94
	Width of a row	mm	13.55
	Fin thickness	mm	0.10
	Fin pitch	mm	1.20
	Pass number	-	2
Accumulator	Volume	mm ³	556000
Four-way Valve	High pressure side volume	mm ³	20000
	Low pressure side volume	mm ³	20000

4.3.2.3 解析モデル

3章で提案された各要素のモデルをベースとし計算を行うこととなる。

圧縮機はスクロールタイプとし、Table4.3.2-2に示す通り、断熱効率・体積効率・インバーター効率は負荷・冷媒の種類によらず一定とする。

Table 4.3.2-2 Compressor efficiencies

	Adiabatic	Volumetric	Inverter
Room air-conditioner compressor	0.75	0.90	0.95

4.3.2.4 解析による性能評価のながれ

本解析では、ルームエアコンを対象に低 GWP 冷媒をドロップインした際の性能の変化をシミュレーションし、能力と消費電力の関係から冷媒の評価を行う。ルームエアコンの定格冷房能力は 2.5kW とする。性能評価の手順としては、まずはシステムの定格条件を決定する。その後、ドロップインする冷媒の充填量を決定し、冷房能力を同一にした場合の各冷媒の性能比較を詳細に行い、冷媒物性が性能に与える影響を明確化する。ドロップイン評価のフローを Fig.4.3.2.2 に示す。なお、本研究における性能評価は冷房運転を重視したものになっている。具体的には、冷媒充填量は冷房定格条件で COP が最大になるように決定し、性能比較においても冷房運転に重点をおいて解析する。

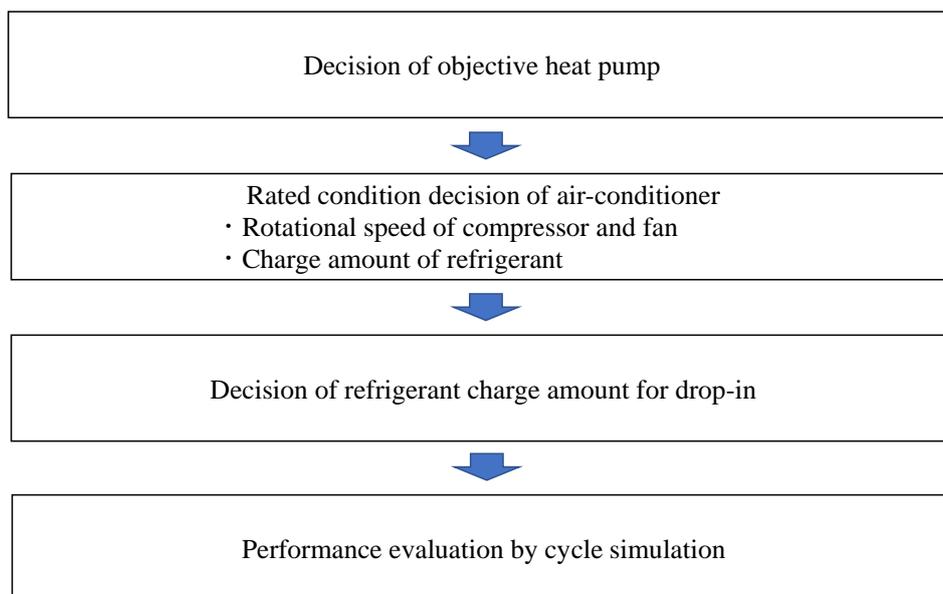


Fig. 4.3.2-2 Drop-in evaluation flow

4.3.2.5 解析条件

Table 4.3.2-3 に示すように、蒸発器過熱度が 5K となるように膨張弁開度を操作し、蒸発器交換熱量が 2.5 kW となるように圧縮機回転数を操作した場合に冷媒充填量を変化させて、R32 の冷媒充填量 0.55kg を決定した。冷媒充填量と COP、凝縮器出口過冷却度の関係を Fig. 4.3.2-3 に示す。また、R32 の決定した充填量を封入した場合における冷凍サイクルのモリエル線図を Fig. 4.3.2-4 に示す。なお、室内外の空気条件は Table 4.3.2-4 のとおりである。

Table 4.3.2-3 Simulation conditions

manipulated variable	Operation method
Expansion valve opening degree	Super heat degree 5K
Compressor rotational speed	40.7rps, rated operation
Outdoor unit	20W, rated operation
Indoor unit	40W, rated operation

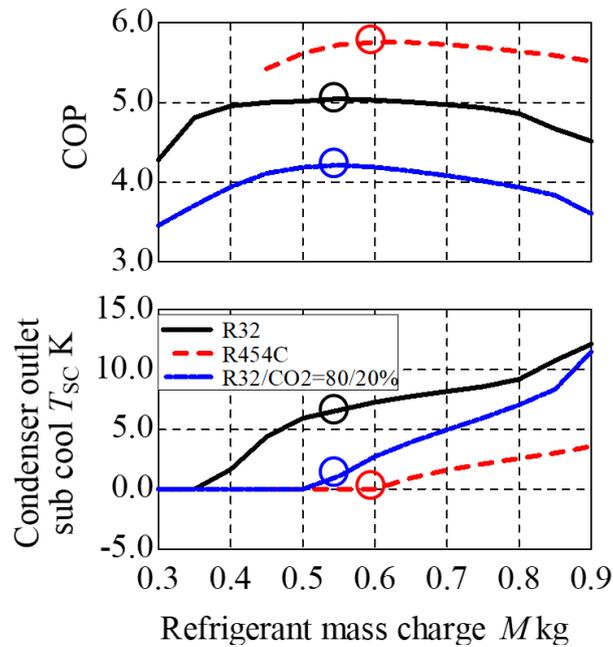


Fig. 4.3.2-3 Relation of refrigerant charge amount, COP and condenser subcooling degree

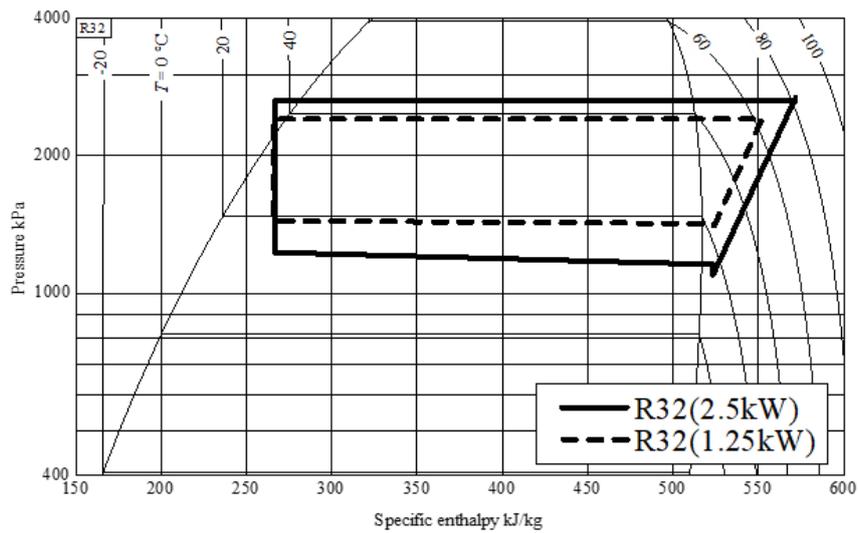


Fig. 4.3.2-4 Operation state on PH diagram(R32) in condition of refrigerant charge amount decided based on rated cooling capacity and 50%(1.25kW) of rated cooling capacity

Table 4.3.2-4 Air conditions

Parameter	Unit	Value
Indoor unit fan mass flow rate	kg/s	0.214
Outdoor unit fan mass flow rate	kg/s	0.416
Indoor unit temperature	°C	27(dry) / 19(wet)
Outdoor unit temperature	°C	35(dry) / 24(wet)

4.3.2.6 解析結果

本節では冷房能力を同一にした場合の、各冷媒の性能比較の結果を述べる。定格冷房能力の

100%(2.5kW)と 50%(1.25kW)における性能・熱物性の比較を Fig. 4.3.2-5, Fig. 4.3.2-6 に示す。そして、それぞれのモリエル線図上でのサイクルを Fig. 4.3.2-7 に示す。ただし, Fig. 4.3.2-5, Fig. 4.3.2-6 のグラフの縦軸は R32 の物性を 100%として無次元化している。

まず R454C に着目する。 Fig. 4.3.2-5 に示すように、同じ冷房能力で R32 と R454C を比較すると、R454C は R32 より COP が低く、蒸発器における圧力損失が大きくなった。定格冷房能力基準で R454C の COP は R32 より 41%低下した。このように R454C の COP が低下した要因の一つに、R454C の圧縮機吸い込み密度が R32 より 36%低い事が挙げられる。このように R454C の密度が低くなるのは、R454C の組成の 78.5%を占める高沸点冷媒 R1234yf が原因であり、Fig. 4.3.2-7 のモリエル線図に示すように R454C のサイクルは R32 よりも低圧側に推移する。これにより同一の冷房能力を得るためには蒸発器や配管内の流速が大きくなり、冷媒圧力損失が増大し、圧縮機動力が増加した事により COP が低下したと考えられる。R454C の COP が低下した 2 つ目の要因として、R454C の潜熱が R32 と比較して小さいことが挙げられる。Fig. 4.3.2-7 のモリエル線図に示すように R454C の潜熱は R32 より明らかに小さく、定格冷房能力で比較すると R32 より 43%小さい。潜熱が小さいと同じ冷房能力を発揮するのに多量の冷媒循環量が必要であり、これにより圧力損失が増大する。R454C の COP が低下した 3 つ目の要因として、R454C が大きい温度グライドを持つことが挙げられる。蒸発器の圧力損失に伴い、蒸発温度が低下する為である。

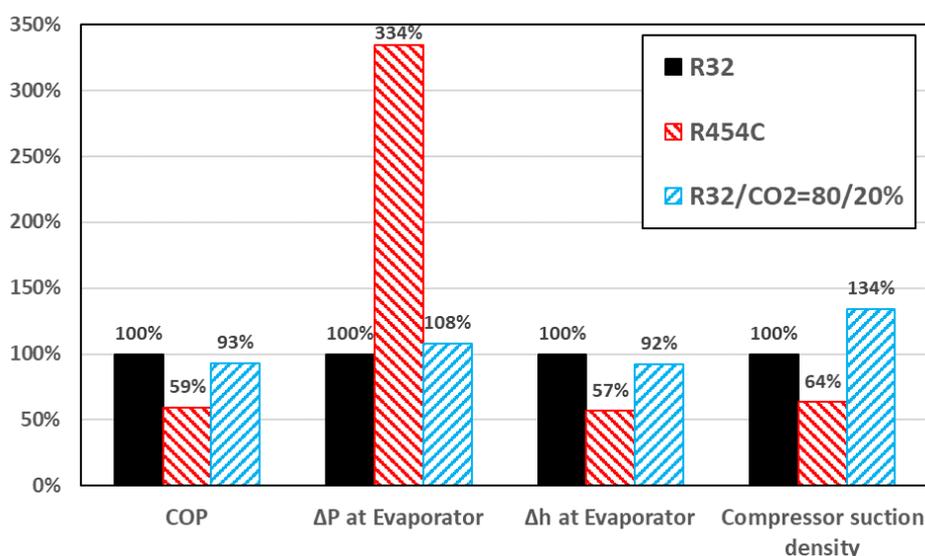


Fig. 4.3.2-5 Comparison of performance (2.5kW, 100% of rated cooling capacity)

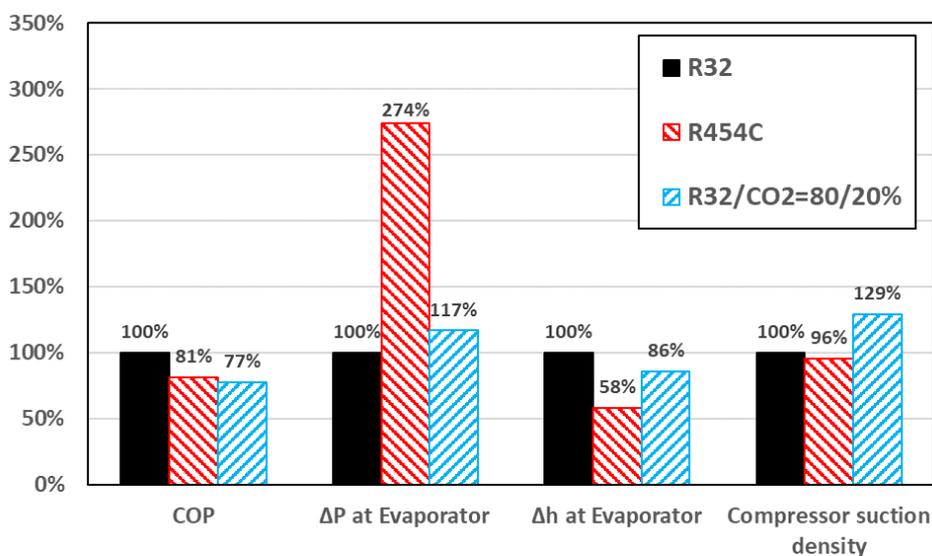


Fig. 4.3.2-6 Comparison of performance (1.25kW, 50% of rated cooling capacity)

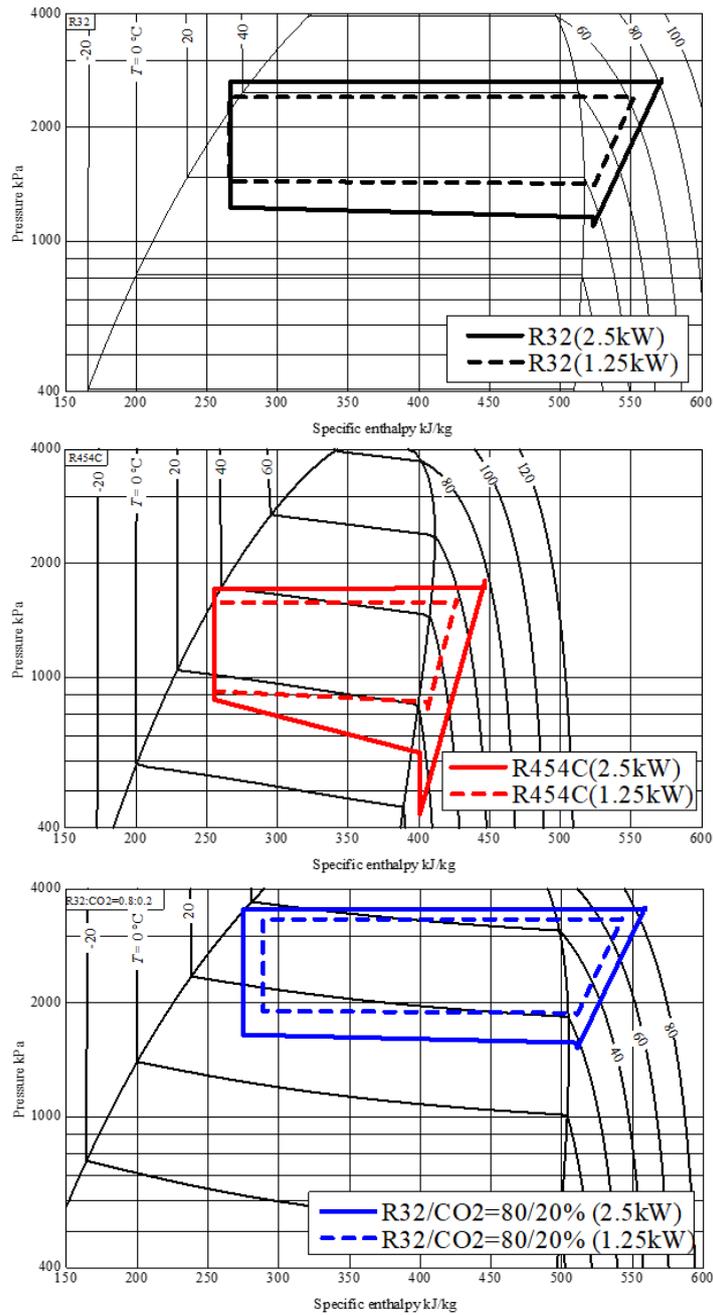


Fig. 4.3.2-7 Pressure-enthalpy diagram

4.3.2.7 まとめ

冷房能力を同一に運転させた場合の条件下で冷媒物性が性能に与える影響を把握した。冷媒の物性のうち、①冷媒密度(ガス密度)、②潜熱、③温度グライドの3つがドロップイン時の性能に大きな影響を与えることがわかった。冷房能力を同一に運転した場合の R454C と R32 の比較では、R454C は R32 より COP が低く、蒸発器における圧力損失が大きくなった。定格冷房能力基準で R454C の COP は R32 より 41%低下した。このように R454C の COP が低下した要因としては、R454C の圧縮機吸い込み密度が R32 より 36%低い事が挙げられる。そして、R454C の潜熱が R32 と比較して小さいことと R454C が大きい温度グライドを持つことが挙げられ、蒸発器の大きい圧力損失に伴い、蒸発温度が低下する為であると考えられる。

4.3.3 断続運転解析

4.3.3.1 背景と目的

次世代冷媒選定に向け、本研究では非共沸混合冷媒を含めた様々な冷媒を採用した空調システムの静特性・動特性解析技術を構築した。熱交換器などの各要素は有限体積法に基づきモデル化されており、流体の逆流にも対応した汎用性の高いモデルとなっている。そのため、圧縮機の発停を含めた幅広い動特性解析が可能である。さらに、非共沸混合冷媒に対する空調システムの動特性をより正確に評価する為、過渡的・局所的な組成変化を考慮したモデルを構築した。本研究では構築した高精度モデルを用いて、非共沸混合冷媒である R454C (R32/R1234yf = 21.5/78.5mass%) を用いたシステムを対象に、サイクルが断続運転した際のシステム性能と組成変化のメカニズムを明らかにした。

4.3.3.2 解析を行う対象システム

4.3.2 章で示した単段の圧縮式冷凍サイクルを採用した機器を対象とする。構成機器の寸法を Table 4.3.2-1 と同様である。

4.3.3.3 解析モデル

解析モデルは、Energy flow+M に搭載されているものがベースとなり、すでに多くの機器でその妥当性が検証されたものである。断続運転の解析では、冷媒が時間と共に流動するため、非共沸混合冷媒の組成比を考慮する必要がある。2成分の非共沸混合冷媒を用いた冷凍サイクルを解析する為の数値モデルとシミュレーション手法は 3.1.6 章で提示している。本数値モデルでは、シミュレーションをシステムの静特性・動特性における性能評価に利用するという理由から実用的な解析を行う為、全ての要素に対して以下を仮定する。

- (1) 冷媒の流れは一次元流れとみなす
- (2) 2相状態の冷媒は気液平衡状態にある。
- (3) 冷媒のエネルギー保存において、運動エネルギー、重力ポテンシャルは無視する
- (4) 冷媒の運動量保存において、加速損失と位置損失は無視し、摩擦損失のみ考慮する。
- (5) 冷凍機油の影響は無視する。

4.3.3.4 解析条件

機器の仕様と解析条件は Table 4.3.2-1, Table 4.3.2-3 に示すが、基準冷媒を R32 とし、冷房能力が 2.5kW、蒸発器出口過熱度が 5.0°C になるように制御をした状態で、充填量を 50g ずつ変化させ、COP が最大になる値を冷媒充填量 0.55kg とした。また、この時の圧縮機回転数 40.7rps をシステムの定格回転数とした。ドロップインしたときの R454C の充填量は 0.6kg となる。

4.3.3.5 断続運転時の性能評価方法

断続運転時における平均冷房能力、平均消費電力、COP の算出方法を示す。圧縮機の ON/OFF 一回分を一周期 T とみなし、3 周期分に対して以下の式で定義する。

$$\bar{Q}_{cool} = \frac{1}{3T} \int_0^{3T} Q_{cool} dt \quad (4.3.3-1)$$

$$\bar{W}_{comp} = \frac{1}{3T} \int_0^{3T} W_{comp} dt \quad (4.3.3-2)$$

$$COP = \frac{\bar{Q}_{cool}}{\bar{W}_{comp}} \quad (4.3.3-3)$$

4.3.3.6 解析結果

Fig 4.3.3-1 に解析結果を示す。図には冷房能力、圧縮機消費電力、圧縮機吸入/吐出圧力、圧縮機回転数、冷媒質量分布、循環組成の R32 成分 w_{c32} (圧縮機吸入、膨張弁入口)、アキュムレータのガス側/液側の滞留組成の R32 成分 w_{t32} の過渡変化を表す。なお、冷房能力・圧縮機消費電力・圧縮機吸入/吐出圧力に関しては、循環組成を封入組成で一定と仮定した結果を赤い実線・破線で併記している。

冷媒の質量分布に注目すると連続運転時は充填した冷媒の約7割が高温高压である凝縮器に分布しているが、一度目の圧縮機停止後は冷媒の7割は低温な蒸発器側に滞留する。圧縮機稼働後は、蒸発器に滞留した冷媒がアキュムレータに急激に移動する。アキュムレータでは冷媒が気液に分離されガスのみがサイクル内を循環する為、アキュムレータの質量減少は緩やかである。今回の解析条件ではアキュムレータ内の液の全てが気化するのにかかる時間よりも断続運転の周期が短いため、一回目の圧縮機起動以降、アキュムレータには常に約2~5割の冷媒が液で滞留する。断続運転中はサイクル全体で冷媒が不足しているため、冷房能力は連続運転時の1.25kWを下回っている。

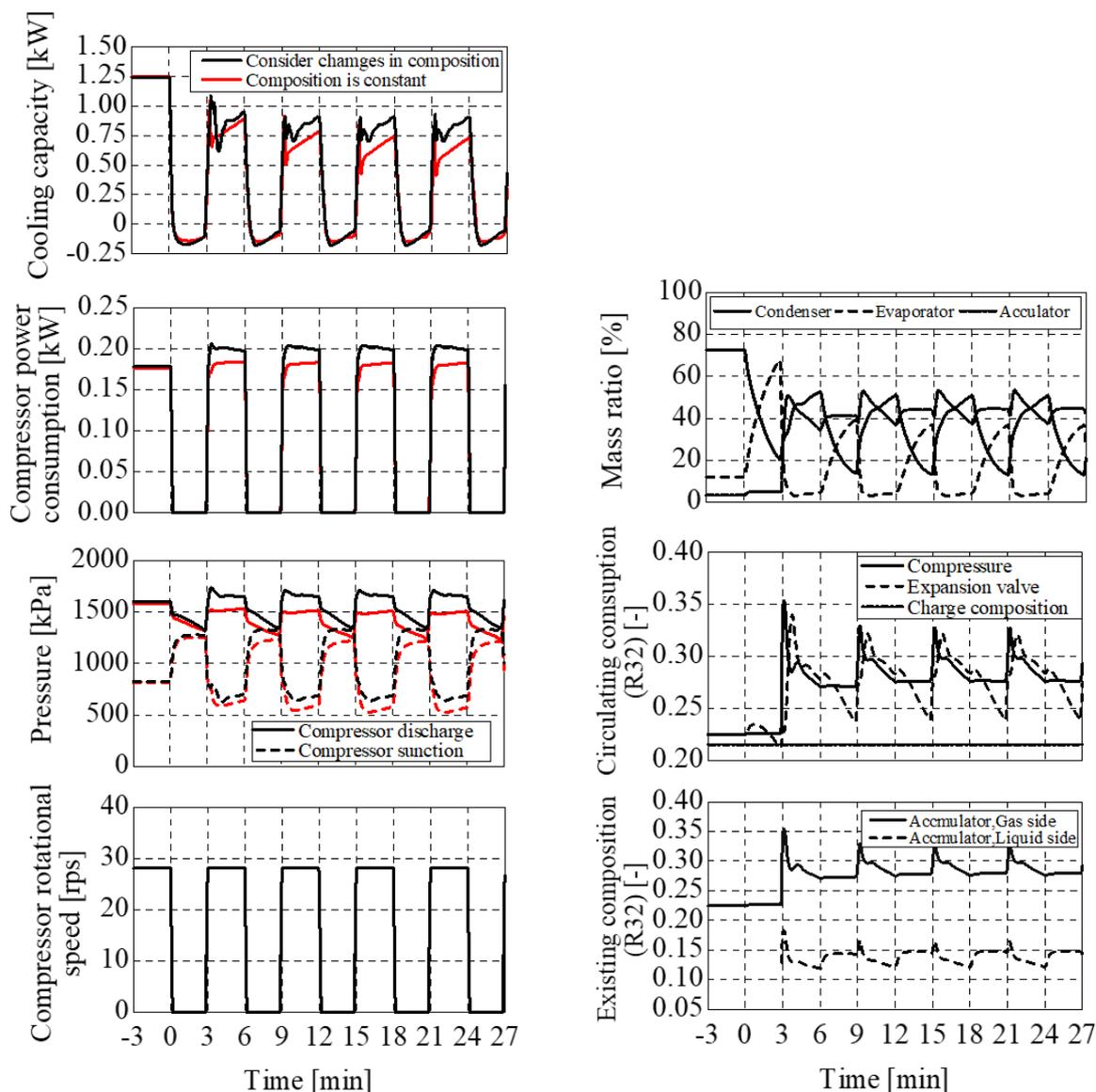


Fig. 4.3.3-1 Intermittent operation of the refrigeration cycle (R454C)

次に R32 の循環組成と、アキュムレータ内の滞留組成に注目する。R32 は R1234yf と比較して沸点が低い為、ガス側の R32 の組成は封入組成である 0.215 より高く、液側の組成は 0.215 より低くなる。その為、圧縮機起動直後にアキュムレータ内に液で寝込む冷媒の R32 成分は封入組成より少なくなる、その反面ガス側の R32 成分は高くなり、サイクル内部を循環する冷媒の R32 成分も封入組成より高くなる。アキュムレータガス部の R32 組成は圧縮機起動直後にピークを迎え、それが圧縮機を介してサイクル全体に波及していく。断続運転中は常にアキュムレータに液が溜まっているため、サイクル内部の R32 の循環組成は封入組成である 0.215 より常に高くなっている。

次に、冷房能力・圧縮機消費電力・圧縮機前後の圧力に関して、組成変化を考慮した解析結果と、循環組成が常に封入組成と同一と仮定して解析した結果を比較する。組成変化を考慮した場合の方が圧縮機吸入/吐出圧力が高くなっている。これは、断続運転中に R32 成分が封入組成よりも高くなり、R32 純冷媒の特性に近づくという現象を再現できているためである。

時刻 9～27 分(3 周期分)における平均冷房能力, 平均消費電力, COP を Table 4.3.3-1 に示す. 組成変化を考慮しなかった場合, 考慮した場合と比べて冷房能力は 21.3%,COP は 12.3%小さくなった. これは, 組成変化を考慮した解析では, 断続運転中に循環する冷媒の R32 成分が増え, サイクル特性が R32 純冷媒に近づくという現象を再現できているからである. 言い換えると, 循環組成が常に封入組成と一定であるという仮定を設けた解析では, 非共沸混合冷媒の断続運転時の性能を過小評価する可能性があると言える.

Table 4.3.3-1 Performance during intermittent operation

	Different composition	Constant composition
Cooling capacity, kW	0.395	0.311
Compressor power, kW	0.104	0.0932
COP	3.81	3.34

そして, R454C を用いたシステムの断続運転時の平均冷房能力と, 同様の冷房能力を連続運転で確保した場合の, 両者の性能を比較する. これにより, 断続運転による性能の低下, すなわち消費電力量の増加を定量的に評価することができる.

連続運転時の性能の解析方法としては, 冷凍サイクルへの操作量として圧縮機回転数は冷房能力が 0.395kW(断続運転時の平均冷房能力)になる値を与え, 膨張弁開度は, 連続運転時に圧縮機出口過熱度が 5°Cになる値を与える. Fig. 4.3.3-2 に解析結果を示す. 図には冷房能力, 圧縮機消費電力, 圧縮機吸入/吐出圧力, 圧縮機回転数を示す. 黒の実線・破線で断続運転時, 赤の実線・破線で連続運転時の結果を示す. 両者の圧縮機回転数, 冷房能力, 圧縮機消費電力, COP を Table 4.3.3-2 に示す. ここで, 冷房能力 0.395kW は, 解析対象の定格冷房能力 2.5kW に対して負荷率 15.8%に相当する.

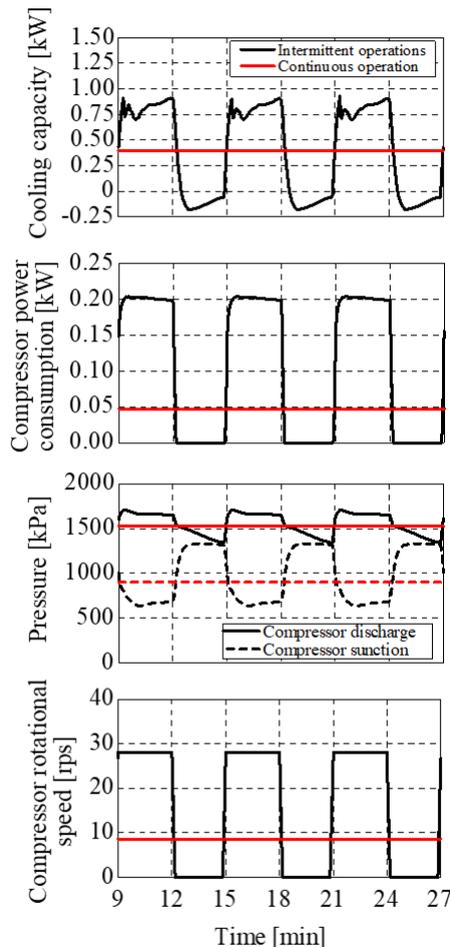


Fig. 4.3.3-2 Comparison between intermittent and continuous operation (R454C)

Table 4.3.3-2に示すように、同じ冷房能力を連続運転と断続運転で確保した場合の性能を比較すると、断続運転時の COP は連続運転時と比較して 59.9%小さくなった。なお、今回の解析では圧縮機の各種効率が負荷・回転数に拠らず一定と仮定しているが、実際は極端に低い回転数では圧縮機は連続運転せず、また効率が大きく低下する。この点を考慮すると、本解析での連続運転時の性能は過大評価をしていると言える。

本解析において断続運転時の性能が連続運転時より低下した原因として、以下が考えられる。

- ・ 圧縮機停止中に高圧側から低圧側に高温の冷媒が流入し、熱エネルギーが混合してエントロピー増加となり、エネルギーロスとなる。
- ・ 圧縮機停止中に低圧側に寝込んだ冷媒を高圧側に移動させる分、無駄な入力を消費する。
- ・ 断続運転中一部の冷媒がアキュムレータに液で滞留しているため、サイクル全体が冷媒不足に陥り、低効率な運転を強いられる。

Table 4.3.3-2 Performance comparison between intermittent and continuous operation

Operation	Intermittent	Continuous
Cooling capacity, kW	0.395(Load factor 15.8%)	
Compressor rotational speed, rps	28.0(ON/OFF every 3 minutes)	8.61
Compressor power consumption, kW	0.104	0.0475
COP	3.34	8.32

4.3.3.7 まとめ

本研究では非共沸混合冷媒の局所的・過渡的な組成変化を考慮し、かつ断続運転時のシステム性能を解析可能な解析技術を確立した。また、構築したモデルを用いて非共沸混合冷媒を用いたシステムの動特性を解析し、以下の結論を得た。

- ・ R454C を用いたシステムの断続運転時の性能解析を、組成変化を考慮したモデルと一定値と仮定したモデルの両方で行った。その結果、組成変化を考慮したモデルでは起動直後に循環する冷媒の R32 組成比が高くなるという現象を再現できる為、冷房能力と COP が高く評価された。
- ・ R454C を用いたシステムが負荷率 15.8%で運転した場合の性能を、連続運転時/断続運転時それぞれで解析した。結果、断続運転時はいくつかのエネルギーロスを含む運転をする為、COP が連続運転時と比較して 59.9%小さくなった。

4.3.4 LCCP 解析

ヒートポンプ機器の地球温暖化への影響評価として、冷媒の GWP や漏れ等による環境負荷の影響を含めた総合的な評価が必要となる。LCCP(Life Cycle Climate Performance)は、この考えに基づき、総合的な地球温暖化影響を評価した指標として、1990 年代に初めて提案され¹⁾、2018 年に Stephen O. Andersen によって要約された²⁾。本研究では、低 GWP 冷媒への転換が注目されている代表的なヒートポンプの家庭用ルームエアコンとヒートポンプ給湯機を対象とし、LCCP 評価における各ファクターの影響度合を定量的に算定する分析を行った。研究対象の一つであるルームエアコンに対して、各国の基準で年間エネルギー消費と LCCP 評価に関する研究はいくつか行われている。Kamel³⁾らは外気温度データを収集し、データドリブンでビルの年間負荷を計算した。Hanlong⁴⁾らは AHRI standard 210/240 (2017) を用いて負荷を計算し、実験データでバリデーションした数理モデルを用いて年間エネルギーを計算した。Sarah Troch⁵⁾らは同じように AHRI standard 210/240 に従ってビン法から年間負荷と電力消費を計算し、LCCP 評価を行った。Wu⁶⁾らは中国の GB 12021. 3-2010⁷⁾、アメリカの ANSI/AHRI 214/240⁸⁾、日本の JISC 9612: 2013⁹⁾、ヨーロッパの BS EN 14825-2012¹⁰⁾ とオーストラリアの AS 3823. 2-2013 から計算した結果を比較した。近年、R410A などの冷媒を低 GWP 冷媒に置き換えの必要性による、冷媒種類や充填量と製品の性能について研究も多くなった¹²⁻¹⁴⁾。Hihara¹²⁾らは R410A, R32 と R1234yf を採用したヒートポンプの性能表現と LCCP を比較した。Chen¹³⁾は R22 と R410A を採用したルームエアコンの LCCP 評価を行った。また、Qiqi Tian¹⁴⁾らは実験で R32, R290 と R410A の表現をまとめた。Eiji Hihara¹⁵⁾は冷媒充填量の多い機器にとって、低 GWP 冷媒への転換が重要と結論した。本研究は JISC 9612: 2013⁹⁾ に基づいて年間性能予測シミュレータを構築し、札幌、東京と那覇の 3 ヶ所の外気条件で様々な冷媒のエネルギー消費を比較し、LCCP を評価を行った。

一方、蓄熱式システムであるヒートポンプ給湯機は 2001 年以来、自然冷媒、特に CO₂(R744)の採用が増加している¹⁶⁻¹⁷⁾。そのため、CO₂ヒートポンプ給湯機の性能表現に着目する研究が多い¹⁸⁻²²⁾。そのうち、Soh と Dubey らはフィールド実験で、給湯温度を 65°C から 80°C に上昇させると、給湯機の COP は 5.4 から 3.8 に低下するデータを取得した。Nawaz¹⁹⁾らは熱交換器の入水温度と COP の反比例を確認した。しかし、ヒートポンプ給湯機の LCCP 評価に関する研究はまだ少ない。本研究では、ヒートポンプ給湯機を対象として構築したシミュレータに、前述の 3 ヶ所の稼働条件を入力し、冷媒種類及び蓄熱タンクの性能に対するパラメータスタディを行った。そこで、計算結果の比較を踏まえ、LCCP 最小化について検討を行った。

従来研究によると、多くの場合に電力消費による CO₂ 排出は LCCP の間接影響に対する支配的な要因であり、電力消費による CO₂ 排出の計算精度は LCCP 全体の精度にとって非常に重要であると言われている。今までの研究の多くは、IIR Guideline²³⁾ が提案した計算式を採用し、電力消費量を CO₂ 排出係数と使用年限にかけることで CO₂ 放出量を計算する。通常的に、CO₂ 排出係数は政府や電力会社が発行した研究報告から入手できるため、IIR Guideline がその入手方法も推薦した²³⁾。それ以外、平均発電構成データ²⁴⁻²⁵⁾と各発電方法の CO₂ 排出係数から CO₂ 排出係数を計算することも可能である²⁶⁻²⁸⁾。前述の手法で取得する CO₂ 排出係数は、いずれも年間平均 CO₂ 排出係数である。しかし、発電の構成は実に時々刻々と変化しているため、CO₂ 排出係数の変動に着目した計算手法を提案した研究が数篇あるが²⁹⁻³⁷⁾、LCCP との関係についての研究はほぼない。

そのため、本研究は LCCP の計算精度向上を目指し、時系列 CO₂ 排出係数での LCCP 計算手法を確立した上で、各地域の外気条件で対象機器に対して LCCP 評価を行い、その結果を比較する。

4.3.4.1 LCCP の直接影響に対するパラメータスタディ

稼働条件に依存しない直接影響の最小化のために、パラメータスタディを行い、各ファクターの影響度合を分析した。Fig4.3.4-1, Fig4.3.4-2, Fig4.3.4-3 に直接影響に対する年間リーケージ率、冷媒充填量と回収リーケージ率に対するパラメータスタディを示す。

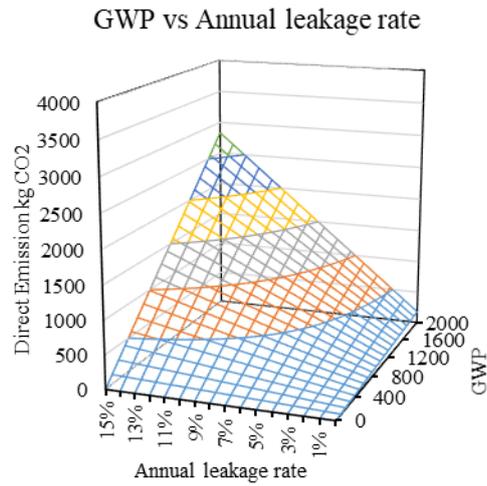


Fig. 4.3.4-1 Effects of annual refrigerant leakage rate and GWP on direct CO2 emissions

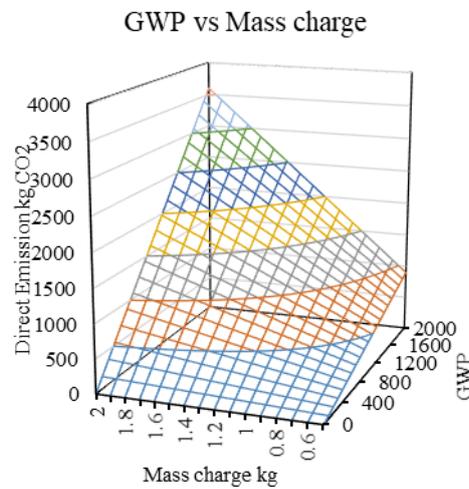


Fig. 4.3.4-2 Effects of refrigerant mass charge and GWP on direct CO2 emissions

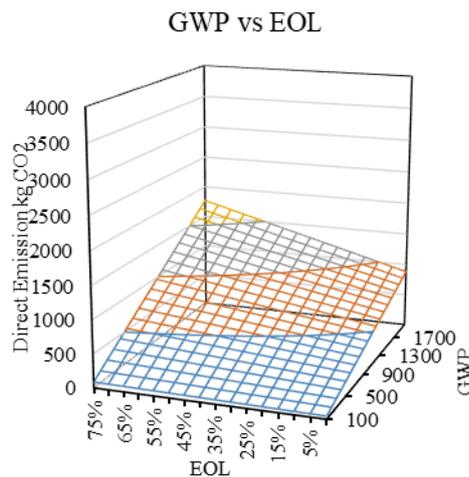


Fig. 4.3.4-3 Effects of refrigerant EOL and GWP on direct CO2 emissions

パラメータスタディの結果によると、年間リーケージ率と冷媒充填量が LCCP に与える影響がより大きいことが示唆される。それは、LCCP の計算式に、年間リーケージ率と冷媒充填量の両方に使用数が掛けられているため、回収の冷媒漏洩は製品が回収される時一回の放出であるから、より影響が小さい。

そこで、R1234yf, R32, R410A をそれぞれ低, 中, 高 GWP 冷媒の代表とし, 年間リーケージ率と冷媒充填量に対するパラメータスタディを行った. Fig. 4.3.4-4, Fig. 4.3.4-5, Fig. 4.3.4-6 には結果を示す.

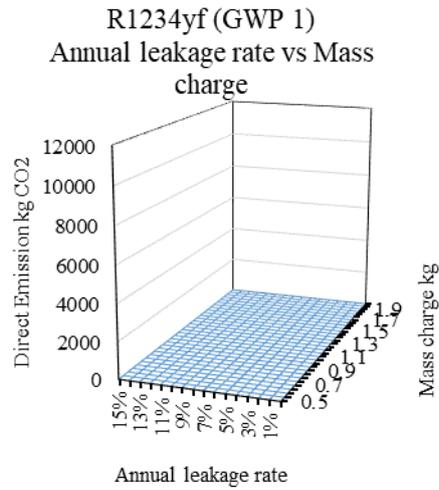


Fig. 4.3.4-4 Effects of refrigerant mass charge and annual leakage rate of R1234yf on direct CO2 emissions

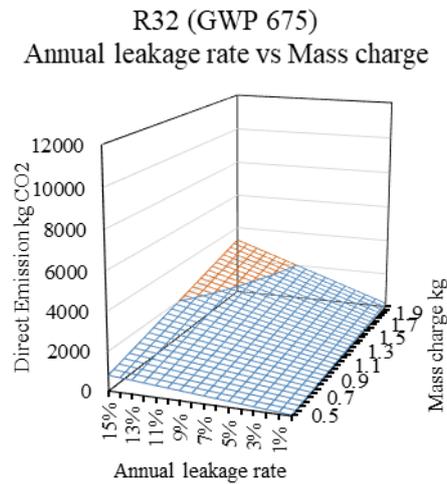


Fig. 4.3.4-5 Effects of refrigerant mass charge and annual leakage rate of R32 on direct CO2 emissions

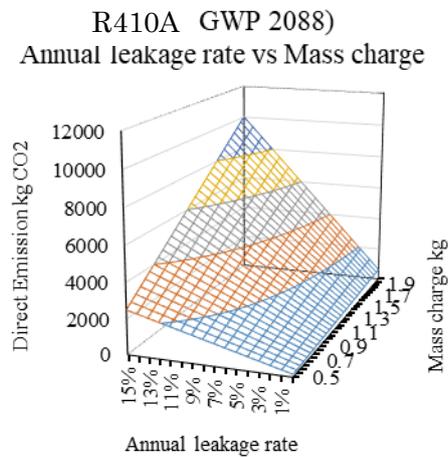


Fig. 4.3.4-6 Effects of refrigerant mass charge and annual leakage rate of R410A on CO2 emissions

パラメータスタディの結果によると、次世代冷媒の R1234yf にとって直接影響はほぼないことがわかった。R32 の場合、GWP がより高いため、製品の年間リーケージ率と冷媒充填量の最小化は必要となる。ただし、GWP が 2088 の R410a を採用する時直接影響が非常に高くなる傾向があるから、製品の気密性の向上と冷媒充填量の削減がとても大事なことだと言える。

4.3.4.2 数理モデル

前述のように、本研究は家庭用ルームエアコン及びヒートポンプ給湯機を評価対象とし、LCCP 評価を行う。そこで、年間エネルギー消費の計算が必要となり、対象機器に対して年間性能予測シミュレーターを構築した。

(1) ルームエアコン

本研究では、気象庁（JMA）一時間ごとの外気温度データから JIS C 9612:2013 に基づく手法で冷房暖房負荷を算出し、熱力学サイクルの解析から年間エネルギー消費量を計算した。Table. 4.3.4-1 には負荷の計算条件を示す。

Table. 4.3.4-1 Calculation conditions of air conditioner load	
	Conditions
Operational time	6:00 - 24:00
Ambient air temperature	JMA hourly data (8760 data points annually)
Heating/Cooling load	Based on methods in JIS C 9612:2012 Annex B
Rated capacity	2.2 kW

本研究では、日本冬季、中間期と夏期の外気条件の代表として、札幌、東京と那覇を選んで対象地域となる。Fig. 4.3.4-7, Fig.4.3.4-8 は札幌、東京と那覇の外気温度データに基づいて計算した冷房暖房負荷と稼働時間を示す。

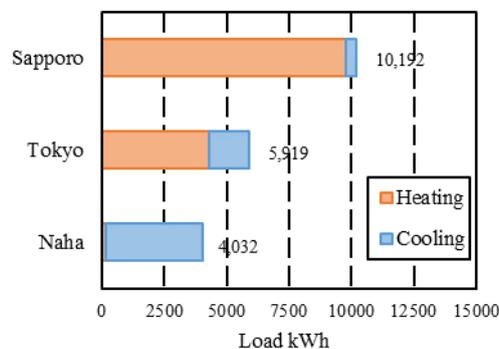


Fig. 4.3.4-7 Annual air conditioner heating/cooling loads (based on JIS)

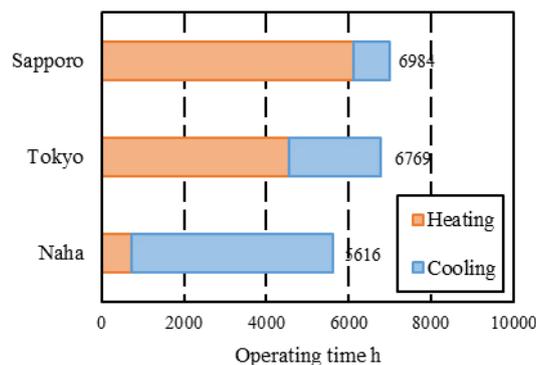


Fig. 4.3.4-8 Annual air conditioner operating times (based on JIS)

Table 4.3.4-2 には年間エネルギー消費の計算条件を示す。

Table 4.3.4-2 Conditions and assumptions for the calculation of annual energy consumption

Parameter	Condition
Adiabatic efficiency	0.7
$T_{\text{air}} - T_{\text{evp}}$	10 °C (at rated)
$T_{\text{con}} - T_{\text{room}}$	10 °C (at rated)
Super heating temp	5 °C
Sub cooling temp	5 °C
Standby power	1 W

しかし、日本冷凍空調学会が行ったルームエアコンの稼働時間に関する調査によると、年間平均稼働時間は 2272 時間である。そのため、JIS の基準で計算した年間稼働時間が長すぎて、それに基づいて計算した年間エネルギー消費量も実機状況より大きくなる。この誤差に対して、調査結果割る JIS で計算した稼働時間で 53% の年間稼働率を推定し、年間エネルギー消費量にかけて結果を修正した。Fig. 4.3.4-9, Fig. 4.3.4-10, Fig. 4.3.4-11 は各地域における修正した年間エネルギー消費量をそれぞれ示す。

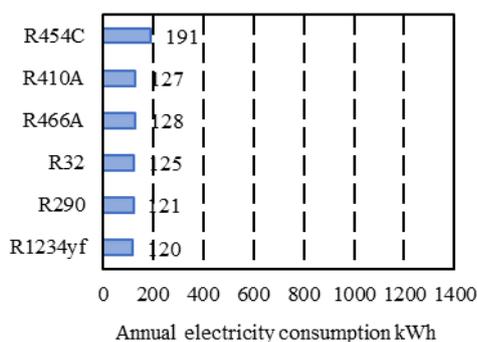


Fig. 4.3.4-9 Annual electricity consumption (Naha)

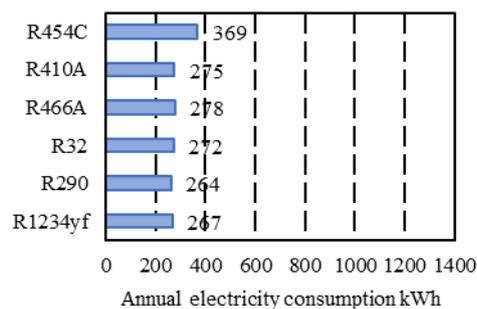


Fig. 4.3.4-10 Annual electricity consumption (Tokyo)

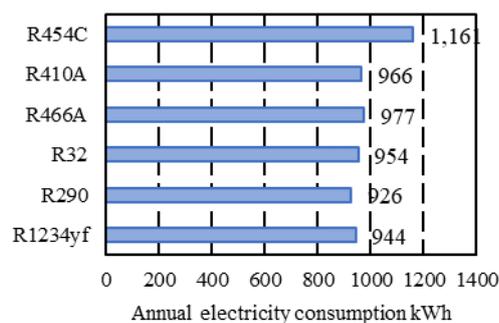


Fig. 4.3.4-11 Annual electricity consumption (Sapporo)

(2) ヒートポンプ給湯機

本研究では、ヒートポンプ給湯機に対して熱力学サイクルの解析で構築した簡易モデルと伝熱に基づいての詳細モデルを構築し、実機実験データと比較してシミュレーターの妥当性を検証した。それから、対象地域の稼働条件のもと年間エネルギー消費と LCCP を計算した。

(a) 加熱性能実験

モデルの妥当性は、ヒートポンプ給湯機の加熱性能実験のデータと比較して検証された。加熱性能実験は、R32 貯湯式ヒートポンプを対象とし、JIS C9220 に基づいて冬季、中間期、夏期と高外気温での標準外気条件と入水温度をコントロールして、機器の定常加熱性能データを収集した。Table. 4.3.4-3 には実験条件を Table. 4.3.4-4 には給湯機の仕様を示す。

Table 4.3.4-3 Air and water temperature settings for the heat pump water heater experiments.

Condition	Dry bulb air temperature °C	Wet bulb air temperature °C	Water temperature °C
Winter	7.1	5.9	9.4
Interim	16.7	12.1	17.5
Summer	25.1	21.7	24.9
Hot climate	35.0	25.1	29.7

Table 4.3.4-4 Specifications of subject heat pump

Parameter	Settings
Mass charge	0.59 kg
Rated capacity	4 kW
Refrigerant	R32
Hot water outlet	65 °C

Fig. 4.3.4-12 には機器のサイクル COP と室外機の電力消費を含めて計算したシステム COP を示す。

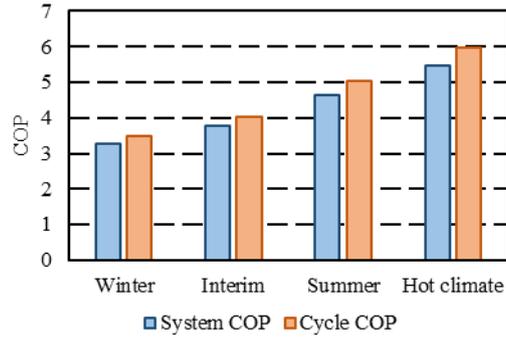


Fig. 4.3.4-12 Experimental heat pump and system COPs

実験結果は、ヒートポンプ給湯機の COP は外気温度の低下とともに下がることが示唆された。なお、詳細モデルについては、シミュレーションソフト EF+M で計算し、簡易モデルはピンチモデルを用いた³⁸⁾。

(b) 年間エネルギー消費量

上記二種類のシミュレーターに対象地域の稼働条件を入力し、年間エネルギー消費量を計算する。Fig. 4.3.4-13 には計算結果を示す。ここで、DS は詳細モデル、SS は簡易モデルである。

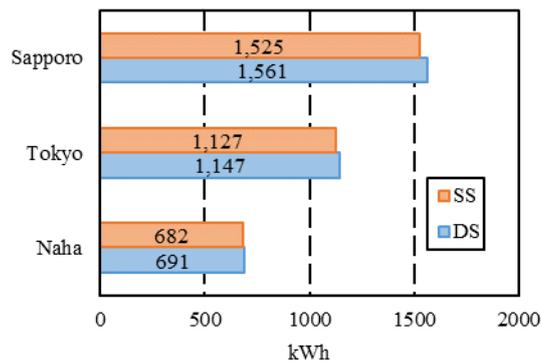


Fig. 4.3.4-13 Electricity consumption of the target heat pump water heater

計算結果は、那覇、東京と札幌のいずれも、詳細モデルの方が高いことを示唆された。また、詳細と簡易モデルの誤差は最大 2.4% (詳細モデルに基準) となり、一致性がある。

そこで、簡易モデルで六つの対象冷媒を採用して、年間エネルギー消費量を計算した。Fig. 4.3.4-14, Fig. 4.3.4-15, Fig. 4.3.4-16 には計算結果を示す。

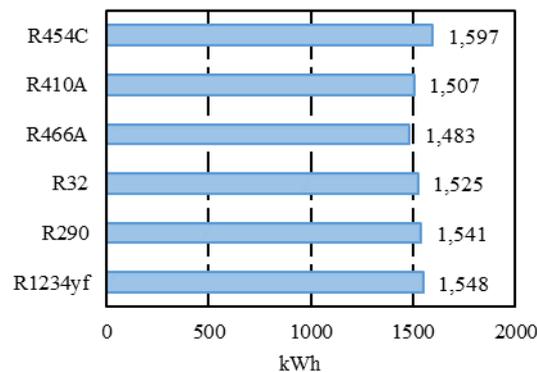


Fig. 4.3.4-14 Annual electricity consumption of the heat pump water heater in Sapporo according to refrigerant

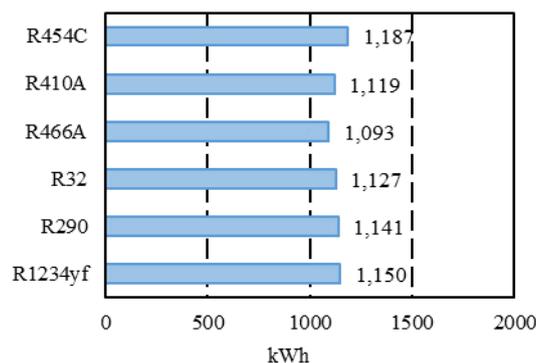


Fig. 4.3.4-15 Annual electricity consumption of the heat pump water heater in Tokyo according to refrigerant

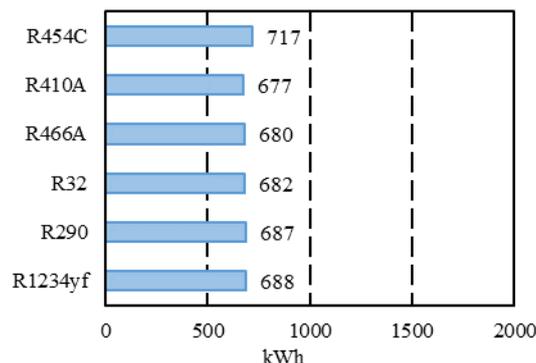


Fig. 4.3.4-16 Annual electricity consumption of the heat pump water heater in Naha according to refrigerant

対象冷媒の計算結果によると、東京と札幌の場合に、R466Aの効率は最も高い。那覇の場合にR410Aのエネルギー消費量が最も小さい。また、R454Cの効率は比較的高くて、それ以外の冷媒性能は近いと見られる。

(3) 間接影響に対するパラメータスタディ

前章に述べたルームエアコンとヒートポンプ給湯機の年間エネルギー消費量に基づいて、LCCPの間接影響に対するパラメータスタディを行う。

Table. 4.3.4-5 と Table. 4.3.4-6 は LCCP の計算条件と各冷媒の係数を示す。HPWH はヒートポンプ給湯機、AC はルームエアコンである。

Table 4.3.4-5 Assumptions and conditions for calculation of LCCP owing to indirect emissions

Parameter	Tokyo	Naha	Sapporo
<i>EM</i> (kg CO ₂ /kWh)	0.455	0.787	0.656
<i>ALR</i>		5%	
<i>EOL</i>		15%	
<i>m</i>		40 kg	
<i>mr</i>		20 kg	
<i>C</i>		0.59 kg	
<i>L</i>		15 years	
<i>MM</i> (kg CO ₂ /kg)		2.326	
<i>RM</i> (kg CO ₂ /kg)		0.056	

Table 4.3.4-6 Target refrigerants and their corresponding *GWP*, *RFM*, and *RFD* values

Refrigerant	<i>GWP</i> (kg CO ₂)	<i>RFM</i> (kg CO ₂ / kg)	<i>RFD</i> ⁽²⁾ (kg CO ₂ / kg)
R1234yf	1	13.7	0
R290	3	0.05	0
R32	675	7.2	0
R466A	733	7.2 ⁽¹⁾	0
R410A	2088	10.7	0
R454C	148	12.3 ⁽¹⁾	0

- (1) R466A と R454C は混合冷媒であり，R466A の場合には R32 の値を使う
R454C の場合には R32 と R1234yf の比例で推算した値を使う

冷媒回収による CO₂ 排出係数データが不足しているため、0 になった。上記の条件で、LCCP 評価を行う。

(a) ルームエアコン

前節に述べたルームエアコンのエネルギー消費と各ファクターの値を LCCP 評価式に入力して計算した。Fig. 4.3.4-17, Fig. 4.3.4-18, Fig. 4.3.4-19 には札幌，東京と那覇での結果をそれぞれ示す。

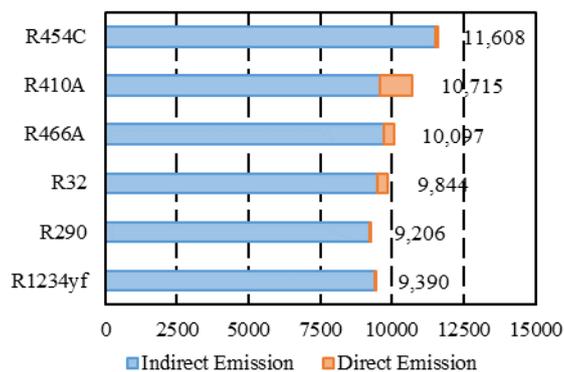


Fig. 4.3.4-17 LCCP results for an air conditioner in Sapporo according to refrigerant

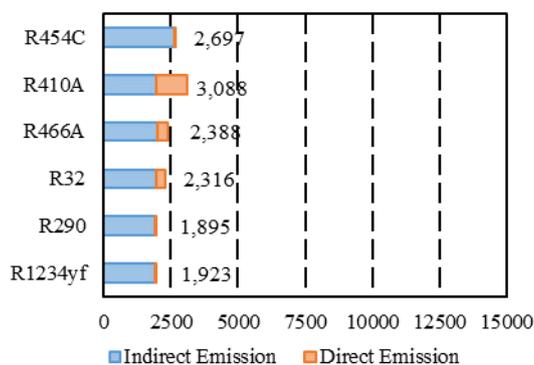


Fig. 4.3.4-18 LCCP results for an air conditioner in Tokyo according to refrigerant

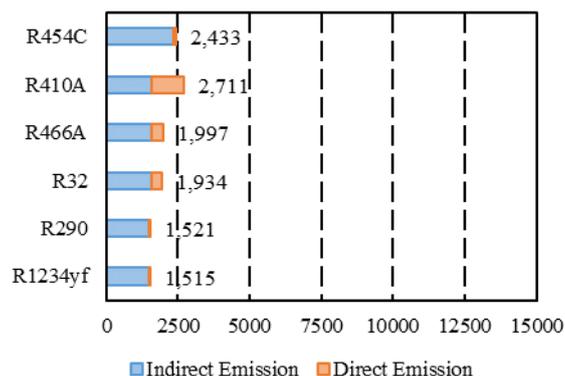


Fig. 4.3.4-19 LCCP results for an air conditioner in Naha according to refrigerant

札幌は、東京や那覇と比較すると、エネルギー消費量と LCCP の値ははるかに大きい。また、那覇の電力消費量は東京の半分程度であるが、CO₂ 排出係数が東京よりも高いため、LCCP の値は両者同程度となり、温暖化の影響はほぼ同等となる。

各冷媒を比較すると、R290 と R1234yf は性能が良く、かつ、低 GWP の特性により直接影響も小さい。札幌では、R454C の LCCP の値が最も大きい。

(b) ヒートポンプ給湯機

4.2 章に説明したヒートポンプ給湯機の年間エネルギー消費に基づいて LCCP 評価を行った。Fig. 4.3.4-20 には計算結果を示す。前述のように、DS は詳細モデル、SS は簡易モデルである。

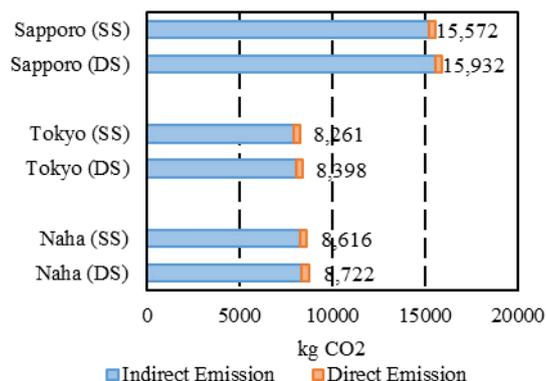


Fig. 4.3.4-20 LCCP results for heat pump water heaters based on DS and SS methods

計算結果によると、札幌の外気温度が低いため、電力消費量と LCCP の値は対象地域の中で最も大きくなった。那覇の電力消費量は東京より小さいが、比較的高い CO₂ 排出係数のため、LCCP の値は逆に東京より大きくなることがわかった。

前章に示した冷媒別の年間エネルギー消費量計算結果に基づいて LCCP 評価を行う。Fig. 4.3.4-21, Fig. 4.3.4-22, Fig. 4.3.4-23 には札幌、東京と那覇での LCCP 計算結果をそれぞれ示す。

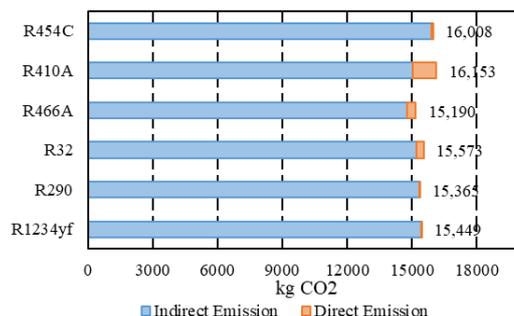


Fig. 4.3.4-21 LCCP results for a heat pump water heater in Sapporo according to refrigerant

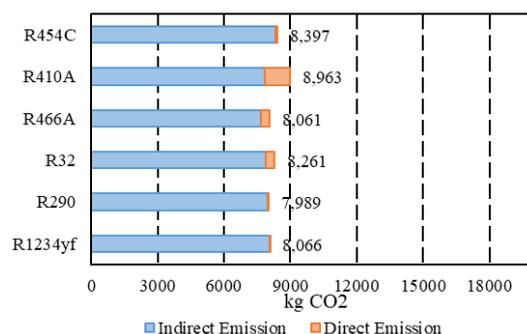


Fig. 4.3.4-22 LCCP results for a heat pump water heater in Tokyo according to refrigerant

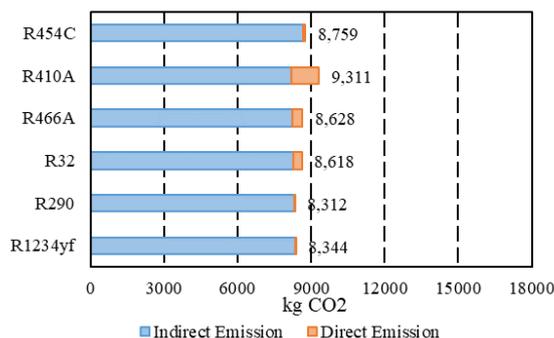


Fig. 4.3.4-23 LCCP results for a heat pump water heater in Naha according to refrigerant

R454C のエネルギー消費量が多いため、LCCP の値は比較的に高い結果となった。R410A の性能はほかの冷媒と同等であるが、GWP が高いために直接影響が大きく、東京、札幌と那覇のいずれの場合も、LCCP の値は最も高い結果となった。

また、ヒートポンプの稼働時間帯とユーザーの使用時間帯が違うことによる、貯湯タンクの性能はシステム全体の効率にとって、重要なことと想定される。したがって、貯湯タンクの性能がエネルギー消費量と LCCP に及ぼす影響を把握するため、対象機器断熱材の熱伝達率に対するパラメータスタディを行った。Fig. 4.3.4-24, Fig. 4.3.4-25, Fig. 4.3.4-26 には対象地域での年間電力消費量を示す。

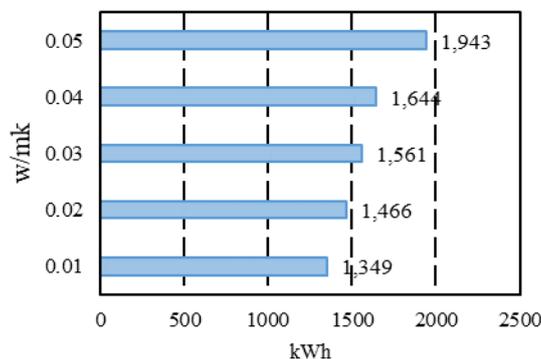


Fig. 4.3.4-24 Effects of insulation material on the electricity consumption of a heat pump water heater in Sapporo

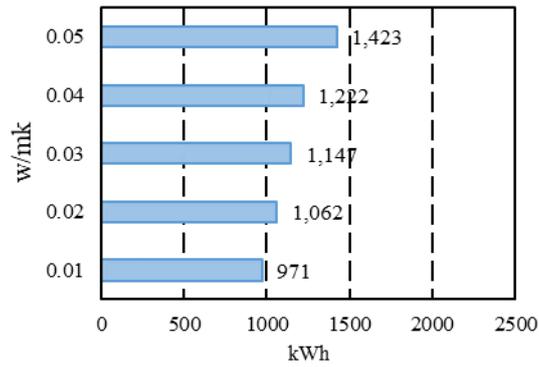


Fig. 4.3.4-25 Effects of insulation material on the electricity consumption of a heat pump water heater in Tokyo

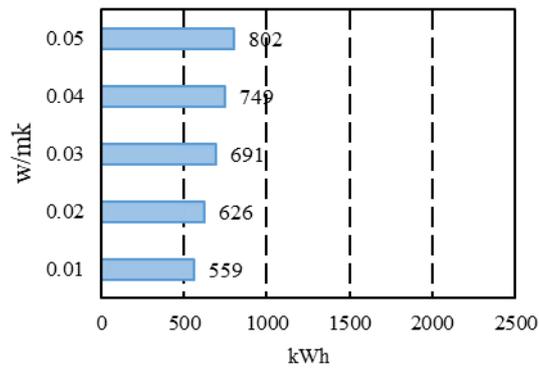


Fig. 4.3.4-26 Effects of insulation material on the electricity consumption of a heat pump water heater in Naha

以上のエネルギー消費に基づいて、LCCP 評価を行った。Fig. 4.3.4-27, Fig. 4.3.4-28, Fig. 4.3.4-29 には各地域における結果をそれぞれ示す。

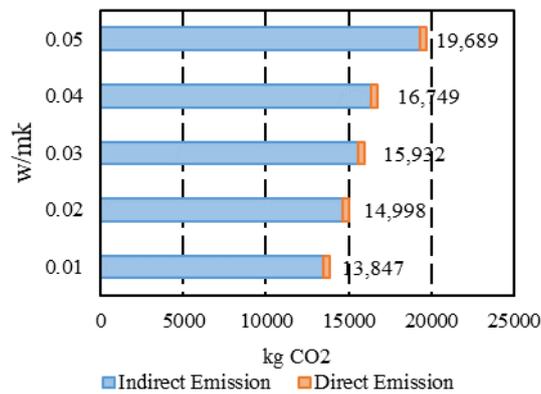


Fig. 4.3.4-27 LCCP based on annual electricity consumption of a heat pump water heater in Sapporo according to insulation material

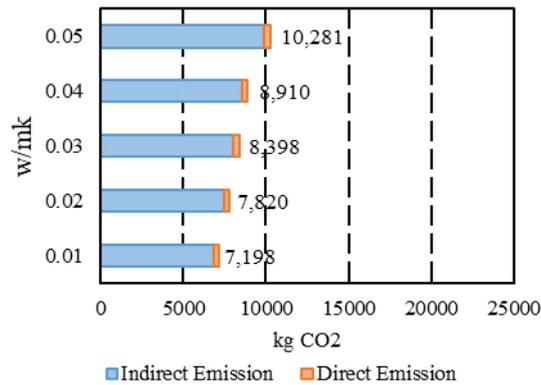


Fig. 4.3.4-28 LCCP based on annual electricity consumption of a heat pump water heater in Tokyo according to insulation material

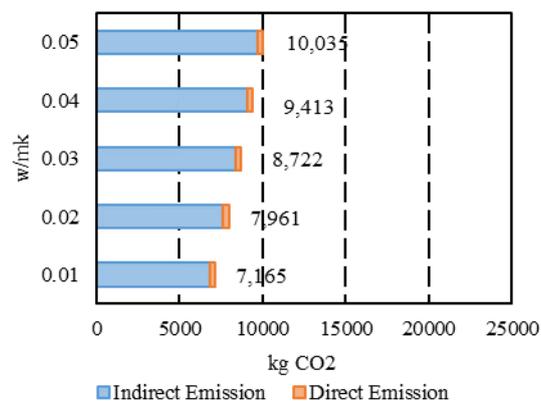


Fig. 4.3.4-29 LCCP based on annual electricity consumption of a heat pump water heater in Naha according to insulation material

パラメータスタディの結果によると、蓄熱式ヒートポンプの年間エネルギー消費量とそれによるLCCPの最小化にとって、製品の蓄熱性能はとても重要であることがわかった。特に外気温度が低いところで、断熱材性能の低下とともにエネルギー消費量とLCCPが急増する結果となった。

4.3.4.3 LCCP シミュレーターとこれを使った解析結果のまとめ

本研究では、LCCP 評価における構成ファクターに対してパラメータスタディを行い、低 GWP 冷媒への転換による LCCP の影響を定量的に示すことができた。R1234yf と R290 のような低 GWP 冷媒を採用した場合に、年間冷媒漏洩率と冷媒充填量がいくら増えても直接影響はほぼないとの結論となった。また、R410A のような GWP が非常に高い冷媒では、特に負荷が比較的小さい地域で、冷媒漏洩率と EOL のいずれも重要な要素となる。

LCCP には、我が国の現在の CO₂ 排出係数の場合は、機器の消費電力量による間接影響が LCCP の値を大きく左右する。また、CO₂ 排出係数の違いによって、ヒートポンプ給湯機の電力消費量は那覇の方が東京よりも小さいにもかかわらず、LCCP の値は逆に那覇の方が東京より高い結果となった。

参考文献

- 1) Stephen O. Andersen., The implications to the Montreal protocol of the inclusion of HFCs and PFCs in the Kyoto protocol, 1999, pp. 37-38
- 2) Stephen O. Andersen., Life Cycle Climate Performance Metrics and Room AC Carbon Footprint, 2018, pp. 25
- 3) Kamel, E., Sheikh, S., Typical meteorological year and actual weather data in data driven machine learning models for residential building energy use, 2020, Proceedings of the 2020 ASHRAE Virtual

- Conference. ASHRAE, pp. 88-95
- 4) Hanlong Wan., Comprehensive Investigations on Life Cycle Climate Performance of Unitary Air-Conditioners, 2021, pp. 332-341
 - 5) Sarah Troch., LCCP evaluation on various vapor compression cycle options and low GWP refrigerants, 2016, pp. 133-134
 - 6) Wu, J., Xu, Z. , Jiang, F., 2019. Analysis and development trends of Chinese energy efficiency standards for room air conditioners. *Energy Policy* 125, 368–383.
 - 7) GB 12021. 3-2010, 2010a. The Minimum Allowable Value of the Energy Efficiency and Energy Efficiency Grades for Room Air Conditioners. Standards Press of China, Beijing.
 - 8) ANSI/AHRI 210/240-2008, 2008. Performance Rating of Unitary Air-Conditioning & AirSource Heat Pump Equipment. Air-Conditioning, Heating, and Refrigeration Institute, Arlington, VA.
 - 9) JISC 9612:2013, 2013. Room Air Conditioner. Japanese Industrial Standards Committee, Tokyo.
 - 10) BS EN 14825-2012, 2012. Air conditioners, liquid chilling packages and heat pumps, with electrically driven compressors, for space heating and cooling-Testing and rating at part load conditions and calculation of seasonal performance. British Standards Institution, London
 - 11) AS/NZS 3823.2:2013, 2013. Performance of electrical appliances—Air conditioners and heat pumps Part 2: Energy labelling and minimum energy performance standards (MEPS) requirements. Standards Australia International, Sydney; Standards New Zealand, Wellington.
 - 12) Hayato Horie, Takumi Kamiaka, Chaobin Dang, Eiji Hihara., Study on Cycle Property and LCCP Evaluation of Heat Pump Using Hfo-1234YF, Hfc-32, And Hfc-410a As Refrigerant, 2010, pp. 8
 - 13) W. Chen., A comparative study on the performance and environmental characteristics of R410A and R22 residential air conditioners, *Applied Thermal Engineering* 28, 2007.
 - 14) Qiqi Tian, Dehua Cai, Liang Ren, Weier Tang, Yuanfei Xie, Guogeng He, Feng Liu., An experimental investigation of refrigerant mixture R32/R290 as drop-in replacement for HFC410A in household air conditioners, *international journal of refrigeration*, 2015, pp. 216-228.
 - 15) HORIE, Hayato, ITOH, Mami, HIHARA, Eiji., Annual Performance and Performance Rating of Air Conditioners 1st Report: Packaged Air Conditioners
 - 16) Zhang, J., Qin, Y. , Wang, C., 2015. Review on CO2 heat pump water heater for residential use in Japan. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 50, 2015, pp. 1383-1391.
 - 17) Saito, K., 2017. Latest heat pump technologies in Japan. In: *Proceeding of 13th IEA Heat Pump Conference*, Rotterdam, Netterland. 2017, pp. 1-15
 - 18) Abdullah Alabdulkarem, Radia Eldeeb, Yunho Hwang, Vikrant Aute, Reinhard Radermacher., Testing, simulation and soft-optimization of R410A low-GWP alternatives in heat pump system, *international journal of refrigeration*, 2015, pp. 106-117
 - 19) Kashif Nawaz, Bo Shen, Ahmed Elatar, Van Baxter, Omar Abdelaziz., Performance optimization of CO2 heat pump water heater, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 85, 2018, pp. 213-228
 - 20) Alexander Soh, Swapnil Dubey. Performance Study of CO2 Heat Pump under Tropical Conditions of Singapore., *Energy Procedia* 158 (2019), pp. 1366–1371
 - 21) Arif Hepbasli, Yildiz Kalinci., A review of heat pump water heating systems, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. Vol. 13, 2009, pp 1211-1229.
 - 22) J. Zhang, R.Z. Wang, J.Y. Wu., System optimization and experimental research on air source heat pump water heater, Vol. 27, 2007, pp. 1029-1035.
 - 23) Life Cycle Climate Performance Working Group, *Guideline for Life Cycle Climate Performance*. V 1.2, 2016.
 - 24) U.S. Energy Information Administration, 2014. Capacity of Electric Power Plants by Energy Source. <http://www.eia.gov/electricity/data.cfm/>.
 - 25) Electric Power Statistics Information System, 2016. Facility By Electric Power Source. <http://epsis.kpx.or.kr/epsis/>.

- 26) Seyoung Choi, Jinwoo Oh, Yunho Hwang, Hoseong Lee., Life cycle climate performance evaluation (LCCP) on cooling and heating systems in South Korea, *Applied Thermal Engineering* 120, 2017, pp. 88-98.
- 27) Nuclear Safety and Security Commission, 2014. CO2 Emissions of Power Energy Source. <http://www.nssc.go.kr/nssc/open/opening_data.jsp.
- 28) M. Deru, P. Torcellini., *Source Energy and Emission Factors for Energy Use in Buildings*, 2007.
- 29) Can Coskun., A time-varying carbon intensity approach for demand-side management strategies with respect to CO2 emission reduction in the electricity grid, *Int. J. Global Warming*, Vol. 19, 2019
- 30) Mohamed Beshr, Vikrant Aute, Omar A Abdelaziz, Brian A Fricke, Reinhard Radermacher., *An Evaluation of the Environmental Impact of Different Commercial Supermarket Refrigeration Systems Using Low Global Warming Potential Refrigerants*, 2014.
- 31) Gang Li., *Comprehensive investigations of life cycle climate performance of packaged air source heat pumps for residential application*, Ingersoll Rand Engineering and Technology Center-Asia Pacific, 2014.
- 32) Omar Abdelaziz, Brian Fricke, Edward A. Vineyard., *Development of Low Global Warming Potential Refrigerant Solutions for Commercial Refrigeration Systems using a Life Cycle Climate Performance Design Tool*. International Refrigeration and Air Conditioning Conference, 2012.
- 33) Imran Khan, Michael W. Jack, Janet Stephenson., *Use of time-varying carbon intensity estimation to evaluate GHG emission reduction opportunities in electricity sector*, IEEE, 2017.
- 34) Imran Khan., *Importance of GHG emissions assessment in the electricity grid expansion towards a low-carbon future: A time-varying carbon intensity approach*, Vol. 196, *Journal of Cleaner Production*, 2018, pp. 1587-1599.
- 35) Imran Khan, *A Temporal Approach to Characterizing Electrical Peak Demand: Assessment of GHG Emissions at the Supply Side and Identification of Dominant Household Factors at the Demand Side*, 2018.
- 36) 日本における発電技術のライフサイクル CO2 排出量総合評価,電力中央研究所, 2016.
- 37) Institute for Sustainable Energy Policies. <https://www.isep.or.jp/>

5. おわりに

2016年に採択されたモントリオール議定書のキガリ改正において、代替フロン（特にHFC類）の生産量・消費量の削減義務が課されることになり、2018年12月には日本も改正案を受諾し、2019年1月1日から既にその対応が始まっている。オゾン層破壊の解決策として開発された、塩素を含まない代替フロンであるHFC冷媒であったが、その使用が制限される結果となり、代替フロン開発当時の繰り返しとも言える、新たな冷媒開発が必要となってきたわけである。それだけでなく、時間の経過は地球温暖化を着実に進めており、国民の生活を支えるエアコンや冷蔵庫といった冷凍空調機器の需要も増えている。特に発展途上国であった国々が、新興国として発展を遂げており、過去以上に新たな冷媒に適した冷凍空調機器の開発が望まれている。

2018年度からスタートした、地球温暖化防止に関わる次世代冷媒NEDOプロジェクト「省エネ化・低温室効果を達成できる次世代冷媒・冷凍空調技術および評価方法の開発」も、本年度が5年計画の最終年度となった。九州大学・早稲田大学が中心となって進めてきたワーキンググループ1(WG1)では、次世代冷媒を探索し、性能評価する研究事業（九州大学グループが担当）と、冷凍空調機器の要素機器のデータ取得と、システム解析のシミュレーション手法および評価設備の開発を行う研究事業（早稲田大学グループが担当）が両輪となって研究を行い、それぞれ年に4回程度の定期的な情報交換の場を設け、お互いの進捗状況を確認しながら、事業を進めてきた。その成果をまとめたものがこのプログレスレポートの最終版になる。WG1の成果は、毎年度末に作成したプログレスレポートとして、日本冷凍空調学会からすでに公開されており、国内外のジャーナルや、国内学会・国際会議での講演発表により、その成果も広く世間に伝えてきている。それらの大半が、今まで世間に公開されていなかった、次世代冷媒に関する情報であり、本WG1からの成果がいかに貴重な情報であるかを、広く世界中のユーザーにも理解していただけるであろうし、様々な評価をいただければ、今後の参考にしていきたい。

地球温暖化防止に関わる研究は、様々な視点から取り組む必要のある、巨大なテーマである。その一端を担う本プロジェクト研究では、当初の目的は十分に達成できたが、さらに高いレベルの対策が要求される様になり、終着点がなかなか見つけられない研究事業となっている。特定フロン(CFCs)から代替フロン(HFCs)に置き換わった経緯を参考にして、次世代冷媒(グリーン冷媒)を開発しても、これで完了とはならない気がしている。つまり、この事業は常時前進し続けていかなければならない永遠のテーマがゴールにあり、世界のトップランナーとして、日本が走り続けていかなければいけないテーマなのである。今回の研究事業の内容だけでなく、本プロジェクトで構築した連携体制が、冷媒開発および冷凍空調機器開発の分野で世界のリーダーとなり、地球温暖化防止に積極的に取り組む姿を、世界に発信し続けてもらいたいと願っている。

最後に、本WG1の活動にあたり、多方面から多くの支援をいただいている全ての皆さんに感謝と敬意を捧げ、今後にご支援をお願いしたい所存である。

WG1 九州大学 東之弘

次世代冷媒・冷凍空調技術の基本性能・最適化・評価手法および安全性・リスク評価

第2部 次世代冷媒の安全性・リスク評価

WG II ファイナルレポート

公益社団法人日本冷凍空調学会 次世代冷媒に関する調査委員会

2023年1月31日

免責事項

本報告書に記載している内容については、最新の技術情報に基づき万全を期して作成しておりますが、掲載された情報の正確性を保証するものではありません。また、本報告書に掲載された情報・資料を利用、使用する等の行為に関連して生じたいかなる損害についても、本学会並びに著者は何ら責任を負いません。

著作権

本報告書の著作権は執筆者が有しています。許可なく全体あるいは一部の転載、複製はお断りします。

次世代冷媒・冷凍空調技術の基本性能・最適化・評価手法および安全性・リスク評価
第2部次世代冷媒の安全性・リスク評価
2022年度最終報告書

2023年1月31日

編集 日本冷凍空調学会 次世代冷媒に関する調査委員会
発行所 公益社団法人 日本冷凍空調学会
〒103-0011 東京都中央区日本橋大伝馬町 13-7
日本橋大富ビル 5階
TEL 03-5652-3223 FAX 03-5623-3229

目 次

1. はじめに.....	6
1.1 NEDO プロジェクトの概要.....	6
1.2 次世代冷媒に関する調査委員会 WGIIの活動.....	8
1.3 本報告書について.....	9
参考文献	10
2. 東京大学の成果.....	11
2.1 はじめに.....	11
2.2 家庭用ルームエアコンからの冷媒漏洩.....	11
2.2.1 はじめに.....	11
2.2.2 数値流体解析の方法.....	12
2.2.3 数値計算モデル.....	13
2.2.4 数値計算の妥当性検証.....	14
2.2.5 冷媒漏洩シミュレーション.....	17
2.2.6 ファン風量の式の検討.....	19
2.2.7 まとめ.....	20
2.3 業務用リーチインショーケースからの冷媒漏洩.....	22
2.3.1 はじめに.....	22
2.3.2 数値流体解析の方法.....	22
2.3.3 数値計算モデル.....	22
2.3.4 数値計算の妥当性検証.....	23
2.3.5 冷媒漏洩シミュレーション結果.....	25
2.3.6 まとめ.....	28
2.4 ルームエアコンのポンプダウン時のディーゼル爆発の抑制.....	29
2.4.1 はじめに.....	29
2.4.2 実験装置と実験方法.....	29
2.4.3 添加剤効果に関する実験結果.....	30
2.4.4 考察.....	33
2.4.5 まとめ.....	33
2.5 可燃性冷媒が室内で着火したときの危害度の研究（福井大学に再委託）.....	34
2.5.1 概要.....	34
2.5.2 燃焼シミュレーションモデル.....	34
2.5.3 素反応モデル.....	35
2.5.4 R32 の燃焼反応特性.....	35
2.5.5 R32 の燃焼シミュレーション.....	39
2.5.6 シミュレーション結果の考察.....	42
参考文献	43
3. 公立諏訪東京理科大学の成果.....	45
3.1 はじめに.....	45
3.2 本研究の構成.....	45
3.3 着火源候補のスクリーニング.....	45
3.3.1 着火源候補の抽出と分類.....	45
3.4 電気系着火源の着火性評価その1：静電気放電.....	49
3.4.1 静電気放電の分類 ^{3-24), 3-25)}	49
3.4.2 想定シナリオに基づく静電気放電による着火性評価.....	49
3.5 電気系着火源の着火性評価その2：リレー接点でのアーク放電による着火性.....	50
3.5.1 アーク放電の特性と着火.....	50

3.5.2	リレー接点でのアーク放電による着火性評価：実験装置及び方法	51
3.5.3	リレー接点でのアーク放電による着火性評価：実験結果及び考察	52
3.6	電気系着火源の着火性評価その3：照明スイッチ接点でのアーク放電による着火性	57
3.6.1	研究の概要	57
3.6.2	実験の概要	57
3.6.3	結果及び考察	58
3.7	電気系着火源の着火性評価その4：コンセント抜き差しでのアーク放電による着火性	59
3.7.1	研究の概要	59
3.7.2	実験の概要	59
3.7.3	結果及び考察	60
3.8	熱系着火源の着火性評価	61
3.8.1	高温熱面による着火性の評価手法	61
3.8.2	モデル熱面を用いた予混合よどみ流の着火臨界条件に関する実験	63
3.8.3	高温熱面による着火性評価のケーススタディ：たばこによる着火性評価	67
3.8.4	高温熱線による着火性評価	68
3.9	レーザーによる着火性評価	70
3.9.1	概要	70
3.9.2	実験装置及び方法	70
3.9.3	実験結果及び考察	71
3.10	本章のまとめ	73
	参考文献	74
4.	産業技術総合研究所安全科学研究部門の成果	76
4.1	はじめに	76
4.2	可燃濃度域内に存在する実在の機器類の点火能評価	76
4.2.1	評価対象機器の選別と実験手法	76
4.2.2	点火能評価の実験結果	76
4.2.3	点火能評価のまとめと計画	79
4.3	ルームエアコン室内機の拡散挙動計測と実規模フィジカルハザード評価	79
4.3.1	冷媒漏洩事故事例の検討と漏洩条件の決定	79
4.3.2	ルームエアコン室内機における漏洩拡散挙動計測の実験手法	79
4.3.3	ルームエアコン室内機における漏洩拡散挙動計測の実験結果	80
4.3.4	ルームエアコン室内機における実規模フィジカルハザード評価の実験手法	82
4.3.5	ルームエアコン室内機における実規模フィジカルハザード評価の実験結果	83
4.3.6	ルームエアコン室内機における実規模フィジカルハザード評価のまとめ	83
4.4	リーチインショーケースの拡散挙動計測と実規模フィジカルハザード評価	84
4.4.1	冷蔵機内蔵リーチインショーケースにおける漏洩拡散挙動計測の実験手法	84
4.4.2	冷蔵機内蔵リーチインショーケースにおける漏洩拡散挙動計測の実験結果	84
4.4.3	冷蔵機内蔵リーチインショーケースにおける実規模フィジカルハザード評価の実験手法	85
4.4.4	冷蔵機内蔵リーチインショーケースにおける実規模フィジカルハザード評価の実験結果	85
4.4.5	冷蔵機内蔵リーチインショーケースにおける実規模フィジカルハザード評価のまとめ	87
4.5	小スケール実験によるルームエアコン室内機の拡散挙動計測とフィジカルハザード評価	87
4.5.1	ルームエアコン室内機における漏洩拡散挙動計測の実験手法	87
4.5.2	ルームエアコン室内機からの漏洩を模擬した小スケール漏洩拡散挙動計測の実験結果	87
4.5.3	ルームエアコン室内機からの漏洩を模擬した小スケール燃焼影響評価実験手法	88
4.5.4	ルームエアコン室内機からの漏洩を模擬した小スケール燃焼影響評価実験の結果	88
4.5.5	ルームエアコン室内機における小規模フィジカルハザード評価のまとめ	90
	参考文献	90
5.	産業技術総合研究所機能化学研究部門の成果	91
5.1	はじめに	91
5.2	低GWP混合冷媒の燃焼限界の評価	91

5.2.1	燃焼限界の評価方法.....	91
5.2.2	R32/1234yf 混合系の燃焼限界評価.....	92
5.2.3	HFO-1123/R1234yf 混合系の燃焼限界評価.....	94
5.2.4	HFO-1123/R32 混合系の燃焼限界評価.....	95
5.3	混合冷媒の不活性化条件の検討.....	95
5.4	低 GWP 混合冷媒の燃焼速度の評価.....	99
5.4.1	R32/1234yf 混合系の燃焼速度の評価.....	99
5.4.2	HFO-1123/R32 混合系の燃焼速度の評価.....	101
5.4.3	HFO-1123/R1234yf 混合系の燃焼速度の評価.....	104
5.5	従来型混合冷媒の基礎燃焼特性の評価.....	105
5.6	低 GWP 混合冷媒の濃度分布のある系の燃焼特性評価.....	107
5.6.1	濃度分布のある系の燃焼特性評価の方法.....	107
5.6.2	R32/1234yf 混合系の評価と各成分単体との比較.....	109
	参考文献.....	111
6.	日本冷凍空調工業会による A3 冷媒のルームエアコンのリスク評価.....	112
6.1	はじめに.....	112
6.2	日本冷凍空調工業会と NEDO 事業での取組みと位置付け.....	112
6.3	室内の冷媒漏えいシミュレーション.....	112
6.4	室外の冷媒漏えいシミュレーション.....	113
6.5	リスクアセスメントの方法.....	115
6.5.1	リスクアセスメントのプロセス.....	115
6.5.2	リスクアセスメントモデルの設定.....	115
6.5.3	許容レベルの設定.....	115
6.5.4	冷媒漏えい発生確率.....	115
6.5.5	着火確率の算出方法.....	116
6.5.6	対象とするライフステージ.....	116
6.6	リスクアセスメント.....	116
6.6.1	使用時の着火確率の計算及び安全対策.....	116
6.6.2	作業時の着火確率の計算及び安全対策.....	119
6.7	リスクアセスメントの想定外事象の考え方と提言.....	123
6.7.1	リスクアセスメントでの想定外の考え方.....	123
6.7.2	リスクアセスメントでの想定外に対する提言.....	123
6.8	日冷工規格.....	124
6.8.1	日冷工規格制定の背景.....	124
6.8.2	日冷工規格の内容.....	124
6.9	まとめ.....	125
	参考文献.....	126
7.	日本冷凍空調工業会による A3 冷媒の内蔵ショーケースのリスク評価.....	127
7.1	はじめに.....	127
7.2	冷媒漏えい解析.....	127
7.2.1	概要.....	127
7.2.2	リーチインショーケース庫内漏えい解析.....	127
7.2.3	平形ショーケースの凝縮器ユニット漏えい解析.....	130
7.2.4	ドア上下隙間の影響.....	131
7.2.5	実店舗モデルでの漏えい解析.....	133
7.2.6	A2L 冷媒に関する漏えい解析.....	135
7.3	リスクアセスメント.....	137
7.3.1	リスクアセスメントの方法.....	137
7.3.2	使用時の A3 冷媒の着火確率の計算及び安全対策.....	139
7.3.3	作業時の A3 冷媒の着火確率の計算及び安全対策.....	140

7.4 国際規格と日本の規格.....	144
7.4.1 国際規格.....	144
7.4.2 日本の規格.....	145
7.5 まとめ.....	145
参考文献	146

1. はじめに

1.1 NEDO プロジェクトの概要

フロン排出抑制法の指定製品制度により、部門ごとに低 GWP 冷媒の普及が求められている。しかし、炭化水素のような強燃性冷媒の安全性評価・リスク評価の手法は確立されていない。したがって、次世代冷媒の基本特性を把握し、同時に次世代冷媒の持つ課題に対する安全性・リスク評価方法を確立し、国内安全基準の策定や国際規格化・標準化策定に取り組むことで、省エネルギーかつ低温室効果を実現する次世代冷媒適用冷凍空調機器等の開発を支援することが重要である。こうした状況をふまえ、本事業では、次世代冷媒を使用した省エネ冷凍空調機器の開発基盤を整備し、2026 年を目途とする冷媒及び冷凍空調機器製品の市場投入に貢献することをねらいとしている。そのために業務用冷凍冷蔵機器及び家庭用空調機器を主とする中小型規模の冷凍空調機器に使用する次世代冷媒の安全性・リスク評価方法を確立することを目指している。

NEDO プロジェクト「省エネ化・低温室効果を達成できる次世代冷媒・冷凍空調技術及び評価手法の開発」の中の項目「次世代冷媒の安全性・リスク評価手法の開発」においては、東京大学、公立諏訪東京理科大学、産業技術総合研究所（安全科学研究部門）が共同提案し、受託している。3 機関の可燃性冷媒の燃焼事故時の安全評価に関する研究項目を列举すると、以下のようになる。

【東京大学】

- ・可燃性冷媒漏洩時のリスクの評価
- ・可燃性冷媒が室内で着火したときの危害度の評価

【公立諏訪東京理科大学】

- ・着火源のスクリーニングと着火源モデルの構築
- ・各種着火源のフィジカルリスク評価

【産業技術総合研究所（安全科学研究部門）】

- ・冷凍空調機器からの冷媒漏洩事故事例の検討と漏えい条件のモデル化
- ・可燃濃度域内に存在する実在の機器類の点火能評価
- ・少量長時間漏洩時の拡散挙動計測と実規模フィジカルハザード評価
- ・室内機内での急速漏洩時の拡散挙動計測と実規模フィジカルハザード評価

上記 3 機関の共同提案とは別に、産業技術総合研究所（機能化学研究部門）は低 GWP 低燃焼性混合冷媒の安全性評価を行うことを目的として NEDO から研究を受託している。研究項目は以下のとおりである。

【産業技術総合研究所（機能化学研究部門）】

- ・混合冷媒の燃焼特性評価
- ・混合冷媒の実用上の燃焼安全性評価

家電製品のリスクを評価する手法として、R-Map が知られている。これは、リスクを 6 つの発生頻度と 5 つの危害度からなる 6×5 のマトリクス上で表現するものである。文部科学省所管の(財)日本科学技術連盟が開発したものである。Fig. 1-1 に R-Map 例¹⁾を示す。A 領域は許容できないリスク領域でリコールしなければならないものに該当する。B 領域は最低限のリスクまで発生頻度を低減すべき領域である。C 領域はリスクが無視でき、そのまま流通できる領域である。事故の発生頻度に関しては、家電製品などの消費生活用製品については、100 年に 1 回の死亡事故が発生しても安全と見なす（C 領域と見なす）という基準が示されている。例えば、わが国のルームエアコンのように 1 億台流通している場合は、許容される事故発生頻度は 10⁻¹⁰（件／台・年）となる。Fig. 1-1 の発生頻度は 100 万台流通している場合の例である。

以上のように、製品のリスク評価を行うためには、事故の発生頻度評価と危害度の評価を行う必要がある。冷凍空調機器から可燃性冷媒が漏えいして火災事故になるためには Fig. 1-2 に示すような 3 条件（冷媒の急速漏洩、可燃空間の存在、着火源の存在）が重なる必要がある。3 条件を独立事象と仮定すると、火災事故の発生確率は、冷媒の急速漏洩の発生確率と可燃空間の存在確率と着火源が存在する確率の積となるので、火災事故の発生確率を求めるためには 3 要素のそれぞれの発生確率を求める必要がある。

発生頻度	5	(件/台・年) 10 ⁻⁴ 超	頻発する	C	B3	A1	A2	A3
	4	10 ⁻⁴ 以下 ~10 ⁻⁵	しばしば発生する	C	B2	B3	A1	A2
	3	10 ⁻⁵ 以下 ~10 ⁻⁶	時々発生する	C	B1	B2	B3	A1
	2	10 ⁻⁶ 以下 ~10 ⁻⁷	起りそうにない	C	C	B1	B2	B3
	1	10 ⁻⁷ 以下 ~10 ⁻⁸	まず起りえない	C	C	C	B1	B2
	0	10 ⁻⁸ 以下	考えられない	C	C	C	C	C
				無傷	軽微	中程度	重大	致命的
				なし	軽傷	通院加療	重傷 入院治療	死亡
				なし	製品発煙	製品発火 製品焼損	火災 (周辺焼損)	火災 (建物延焼)
				0	I	II	III	IV
				危害の程度				

Fig. 1-1 R-Map for Consumer Products when 1 million units are distributed.¹⁻¹⁾

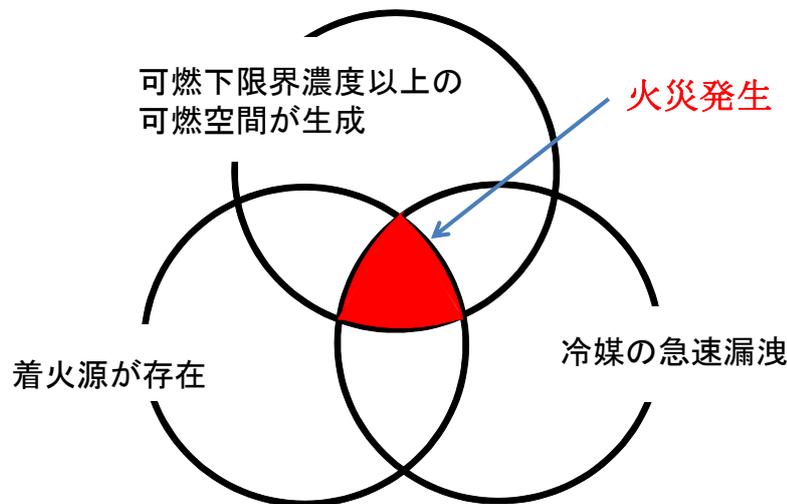


Fig. 1-2 Conditions for fire accident occurrence

本事業では、火災事故が発生する頻度のための研究と、事故時の危害度評価のための研究を行っている。当面は冷媒としてプロパンを冷媒とし、ルームエアコンおよび独立型ショーケースからの冷媒漏洩に伴う火災事故を研究対象としている。3機関の研究項目の関係を Fig. 1-3 に示す。相互に協力しながら研究を進めてゆく計画となっている。最終的なリスク評価は日本冷凍空調工業会と協力しながら実施する予定である。

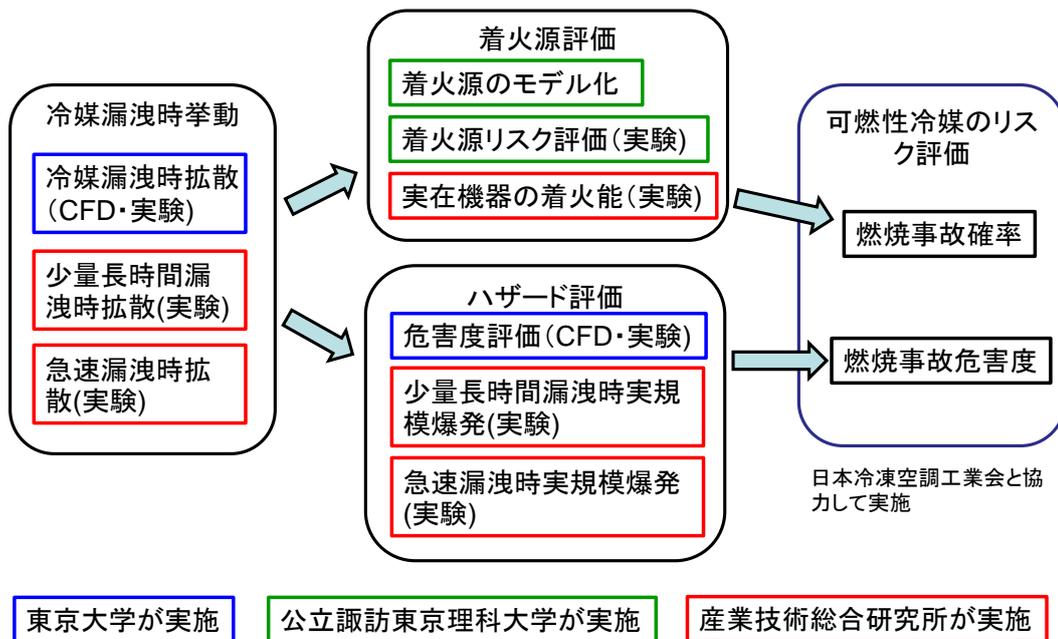


Fig.1-3 Research flows in this project

1.2 次世代冷媒に関する調査委員会 WG II の活動

低 GWP 冷媒は微燃性を有することが多いため、低 GWP 冷媒の使用を促進するため、科学的知見に基づいた微燃性冷媒のリスク評価の必要性が叫ばれ、国立研究開発法人新エネルギー・産業技術総合開発機構(NEDO)の「省エネ化・低温室効果を達成できる次世代冷媒・冷凍空調技術及び評価手法の開発」プロジェクト（2018～2020年）の中で、公立諏訪東京理科大学、東京大学、産業技術総合研究所などが冷媒の安全性の研究を進めている。一方、(一社)日本冷凍空調工業会は2016年から冷凍空調機器に強燃性冷媒（A3冷媒）を適用するときのリスク評価を始めている。日本冷凍空調工業会では、設置条件の影響や着火源の存在などに個別に審議している。これら知見を集約し、第三者の目で客観的な評価を行う目的で、2018年からNEDOの調査事業として、(公社)日本冷凍空調学会の中に「次世代冷媒に関する調査委員会」が設置された。当該調査委員会の中のワーキンググループII（WGII）において可燃性冷媒の安全性とリスク評価が審議されている。WGIIの審議体制はFig. 1-4に示すように、産官学の協力体制が構築されている。委員構成はTable 1-1に示すとおりである。

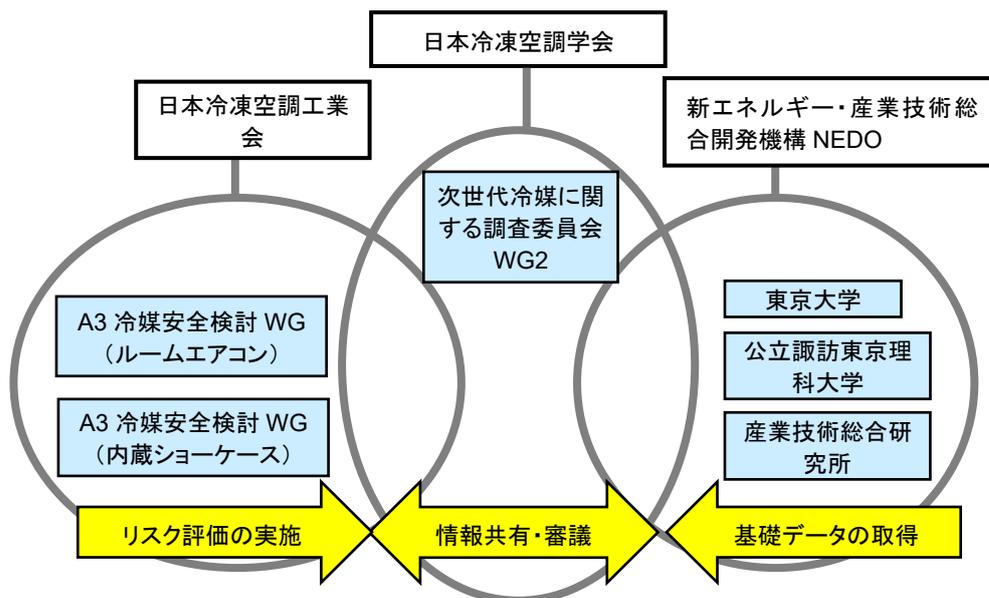


Fig. 1-4 Deliberation system for risk assessment of flammable refrigerants

Table 1-1 Investigation Committee on Next-Generation Refrigerants, WGII Committee List as of November 1, 2022

	所 属	部 署	役 職	氏 名
主査	大学改革支援・学位授 与機構	研究開発部	特任教授	飛原 英治
委員	東京大学	大学院新領域創成科学研究科	特任研究員	伊藤 誠
	公立諏訪東京理科大学	工学部機械電気工学科	准教授	今村 友彦
	産業技術総合研究所	機能化学研究部門	主任研究員	滝澤 賢二
	産業技術総合研究所	安全科学研究部門	主任研究員	椎名 拓海
オブザーバ	日本冷凍空調工業会	パナソニック(株)		鷗田 晃
		パナソニック(株)		高市 健二
		三菱電機(株)		山下 浩司
		東芝キャリア(株)		山口 広一
		ダイキン工業(株)		平良 繁治
		日立ジョンソンコントロールズ空調(株)		野中 正之
		三菱重工サーマルシステムズ(株)		松田 憲兒
		技術部	部長／参事	酒井 猛
		参事	佐々木 俊治	
		参事	室園 宏治	
		参事	長谷川 一広	
	福井大学	学術研究院工学系部門	准教授	党 超鋌
	公立諏訪東京理科大学	工学部機械電気工学科	准教授	上矢 恭子
	東京海洋大学	海洋電子機械工学部門	教授	井上 順広
	産業技術総合研究所	安全科学研究部門	研究グループ長	久保田 士郎
	新エネルギー・産業技術 総合開発機構	環境部	統括研究員	藤垣 聡
主幹			森 智和	
専門調査員			高橋 辰彦	
主査			牛腸 誠	
事務局	日本冷凍空調学会		大石 拓摩	
		事務局長	河野 恭二	
			上村 茂弘	
			西口 章	

1.3 本報告書について

本報告書は、次世代冷媒に関する調査委員会 WG2 の最終成果をまとめたものである。本研究会の活動にあたって経済的なご支援をいただいた国立研究開発法人 新エネルギー・産業技術総合開発機構には心よりお礼申し上げます。また、執筆にご協力いただいた委員、執筆協力者各位にもお礼申し上げます。

本報告書は公開物です。著作権は分担執筆者が有しているので、引用の際には出典を明記するようにお願いいたします。

Table 1-2 Author list

章	執筆者
第1章 はじめに	飛原 英治(大学改革支援・学位授与機構)
第2章 東京大学の成果	伊藤 誠 (東京大学), 斎藤 静雄, 党 超鈺(福井大学), 飛原 英治(大学改革支援・学位授与機構)
第3章 公立諏訪東京理科大学の成果	今村 友彦(公立諏訪東京理科大学)
第4章 産業技術総合研究所安全科学研究部門の成果	椎名 拓海(産業技術総合研究所), 高橋 良堯, 松木 亮, 佐分利 禎, 久保田 士郎
第5章 産業技術総合研究所機能化学研究部門の成果	滝澤 賢二(産業技術総合研究所)
第6章 日本冷凍空調工業会による A3 冷媒のルームエアコンのリスク評価の成果	高市 健二(パナソニック株)
第7章 日本冷凍空調工業会による A3 冷媒の内蔵ショーケースのリスク評価の成果	山下 浩司(三菱電機株)

参考文献

1-1) リスクアセスメント・ハンドブック実務編：経済産業省，2011年6月

2. 東京大学の成果

2.1 はじめに

東京大学では、可燃性冷媒の燃焼に係る安全性とリスク評価の研究を受託している。この研究は可燃性冷媒がルームエアコン室内機から漏洩する時と業務用ショーケースから漏洩するときのリスクの研究、可燃性冷媒が室内で着火したときの危害度の研究、ルームエアコンのポンプダウン時のディーゼル爆発の抑制の4項目で構成されている。

可燃性冷媒漏洩時のリスクの研究に関しては、可燃性冷媒を用いるルームエアコンや業務用ショーケースから冷媒が室内に漏洩したときの冷媒濃度の拡散をシミュレーションし、可燃濃度をもつガスの体積の時間的な推移を計算することを目的としている。この結果を用いて、可燃性冷媒が室内に漏洩したときの着火確率を計算することができる。本研究では、まず二酸化炭素などの安全でGWPの小さいガスを用いた漏えい実験を行い、その結果を用いてシミュレーションモデルの妥当性を検証した。その上で、ルームエアコンの室内機からの漏洩シミュレーションを行い、部屋面積と必要なファン風量の関係の評価を行った。

業務用ショーケースからの可燃性冷媒の漏洩については、まず、二酸化炭素を用いた漏洩実験を実施し、その結果とシミュレーション結果との比較を行い、シミュレーションモデルの妥当性を検証した。その上で、業務用ショーケースからの漏洩シミュレーションを行い、可燃性冷媒の最大充填量や凝縮器ファン風量の評価を行った。

燃焼性冷媒が室内漏えいして燃焼事故が発生するとき、そのリスクを評価するためには危害度を評価しなければならない。可燃性冷媒が燃焼するときの危害度が不明のため、現在のリスク評価においては、致命的な危害度と仮定している。可燃性冷媒が燃焼するときの危害度評価を行うため、燃焼現象のシミュレーションを行った。

エアコンの移設や廃棄の際、室外機へ冷媒をポンプダウンする際の誤操作により、圧縮機の破裂事故が発生する可能性がある。ポンプダウン時のディーゼル燃焼の様子を、冷媒圧縮機を模型エンジンで模擬し実験により調べた。冷凍機油中に反応抑制剤を添加することによる燃焼抑制に及ぼす影響を調べた。

2.2 家庭用ルームエアコンからの冷媒漏洩

2.2.1 はじめに

これまで多くの研究者がルームエアコンからの冷媒漏洩問題に着目し、研究を行ってきた。片岡ら²⁻¹⁾は、可燃性冷媒の室内漏洩に関する数値計算と実験を行い、漏洩空間の床面積、冷媒の燃焼下限界(LFL)、冷媒の漏れ高さから可燃性冷媒の最大充填量を算出する式を提案した。Huら²⁻²⁾は、R 290が壁掛けエアコンから漏洩する際、漏れ高さや冷媒の漏れ箇所、漏洩時の吹出方向などの影響を調査した。馬場ら²⁻³⁾はR 290が室外機から漏洩した際のリスク評価に関して、数値計算を通じてを行い、室外機のベランダへの設置法毎のリスク評価と、最適な設置法の評価を行った。Colbourneら²⁻⁴⁾は壁掛けエアコンからの冷媒漏洩実験をR 744で行い、充填量を減らし、室内の平均気流速度を上げた場合に、床面付近での濃度が低くなることを報告している。Tangら^{2-5), 2-6)}は、エアコン内部の配管に穴が空いた際の急速漏洩についての実験をR 290にて行った。噴き出し口直下にて濃度の測定を行ったが、充填量400gでLFLを大幅に超える濃度を記録している。服部ら²⁻⁷⁾は、床置きエアコンからR 32が漏洩した際の計算と実験を行った。それらによると、空調機のファンが停止した状態で、計算と実験の濃度分布の相関が確認できなかったが、ファンを回した状態の場合、相関が示された。Jinら²⁻⁸⁾は、R 32の床置きエアコンからの漏洩に関して、部屋に換気口を設けて計算を行った。計算結果から、冷媒が下部に滞留することから下部の換気口の影響が大きいと結論付けた。

冷媒漏洩時に室内機ファンを稼働させ、室内空気を攪拌することで可燃域を減らすことが検討されている。Colbourneら²⁻⁹⁾は漏洩時のファンの風量を与える式を提案している。また、IEC 60335-2-40:2022²⁻¹⁰⁾によれば、ファン風量の式は

$$\dot{V}_{o,\min} = \frac{5Y\sqrt{A_0}\dot{m}_{\text{leak}}^{3/4}}{h_a^{1/4}[FL_L(1-F)]^{5/8}} \quad (2-2-1)$$

で与えられている．ここで， A_0 は吹きだし口面積(m²)， \dot{m}_{leak} は冷媒流出速度(kg/s)， h_a は漏洩口高さ(m)， FL_L は冷媒の燃焼下限界(kg/m³)， F ， Y は定数である．

最大充填量については，IEC 60335-2-40：2022 に規定されているファンがない場合の可燃性冷媒の式(2-2-2)があるほか，冷媒漏洩時に室内機のファンを稼働させることにより可燃性冷媒の最大充填量を増やす式(2-2-3)が提案されている．

$$m_{\text{max}} = 2.5 \times FL_L^{5/4} \times A^{1/2} \times h_0 \quad (2-2-2)$$

$$m_{\text{max}} = F \times FL_L \times A \times 2.2 \quad (2-2-3)$$

ここで， A は床面積(m²)である．

本研究では，家庭用空調機や業務用冷凍冷蔵機器用の次世代冷媒として期待されている R 290 の漏洩時の可燃ガス体積の評価を数値計算手法を用いて行う．初めに，計算モデルの妥当性検証のために，室内空間への冷媒漏洩時の濃度分布の変化を実験的に求め，数値計算結果との比較を行い，作成したメッシュや離散化スキームの精度が実験値の再現に十分であることを検証した．実証実験と計算結果の乖離が小さくなるように，数値計算法の改善を行った．

本研究の目的は，エアコンの室内機から冷媒が漏れた場合の安全を確保するために，室内機のファンを稼働させる必要性を評価することである．IEC 規格には最小ファン風量は与えられているが，風向の影響については考慮されていない．ここでは，冷媒漏洩後の可燃性ガスの挙動を，室内機の設置場所，室内機ファンの風速と風向，部屋の床面積をパラメータとして算出した．

冷媒漏洩後に室内機ファンを運転することにより，室内の循環流を生成することが重要である．冷媒漏洩により生成された可燃性ガス領域を早期に解消させるために必要な室内機ファンの風向と風速の関係を考察した．

2.2.2 数値流体解析の方法

エアコン室内機から漏洩した冷媒ガスが室内の空気と混合しながら拡散してゆく過程を数値計算する．3次元空間での混合物の移流拡散問題の基礎方程式は質量保存の式(2-2-4)，ナビエストークスの方程式(2-2-5)，移流拡散方程式(2-2-6)，理想気体の状態方程式(2-2-7)，である．数値計算では ANSYS 社の Fluent 2021 R2 を用いた．計算条件は Table 2-2-1 にまとめている．

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j) = 0 \quad (2-2-4)$$

$$\frac{\partial \rho u_i}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j u_i - \tau_{ij}) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + g_i (\rho - \rho_0) \quad (2-2-5)$$

$$\frac{\partial \rho Y_m}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\rho u_j Y_m - D \frac{\partial Y_m}{\partial X_j} \right) = 0 \quad (2-2-6)$$

$$\rho = \frac{p}{RT \left(\frac{Y_A}{M_A} + \frac{Y_B}{M_B} \right)} \quad (2-2-7)$$

ただし， τ_{ij} ：ストレステンソル， X_m ：モル濃度， Y_m ， Y_A ， Y_B ：質量濃度， M_A ， M_B ：分子量， D ：拡散係数

冷媒拡散時の分子拡散係数は以下の式(2-2-8)²⁻¹¹⁾より算出し，温度，圧力によらず一定とみなした．

$$D_{AB} = \frac{1.5 \times 10^{-5} T^{1.81}}{p (T_{CA} \cdot T_{CB})^{0.1405} \cdot (V_{CA}^{0.4} + V_{CB}^{0.4})^2} \cdot \sqrt{\frac{1}{M_A} + \frac{1}{M_B}} \quad (2-2-8)$$

ただし， T_{CA} ， T_{CB} ：臨界温度 K， V_{CA} ， V_{CB} ：臨界比体積 cm³/mol.

本研究にて使用する各冷媒と空気の拡散係数を Table 2-2-2 に示す．

Table 2-2-1 Simulation outline

	Room
Software	ANSYS Fluent 2021 R2
Simulation	Unsteady and compressible flow
Species transport	2 components (Air - Refrigerant)
Turbulence model	Realizable k-ε
Solver	SIMPLE
Scheme	2nd order upwind

Table 2-2-2 Diffusion coefficient

	R290-Air	R32-Air	R744-Air
Diffusion coefficient [m ² /s]	1.11×10^{-5}	1.35×10^{-5}	1.59×10^{-5}

2.2.3 数値計算モデル

計算モデルの概要を Fig. 2-2-1 及び Table 2-2-3 にまとめた。壁掛け式室内機の形状を Fig.2-2-2 に、床置き式室内機の形状を Fig.2-2-3 に示す。吹き出し口の寸法は図に示したほかに、短辺を 100 mm に拡大した条件についても計算している。床置き式室内機は上下 2 つの吹き出口をもち、計算ではどちらか一方から吹き出し、他方は壁境界としている。

基準の部屋の大きさは 3200×2800×2500 mm で、エアコンの対面壁上部に、100×50 mm の排気口が圧力境界条件として 2 個設置されている。扉下の隙間は設定していない。メッシュは境界近傍で細くなるようにし、中央に対称面をおいて半分の領域を計算した。漏洩速度は、IEC 60335-2-40 : 2022 に基づき 4 分で全量室内に放出する急速漏洩の条件としている。IEC 規格でこのような漏洩速度となっているのは、低速の漏洩では可燃域が発生しにくいからである。冷媒は R 290 とした。

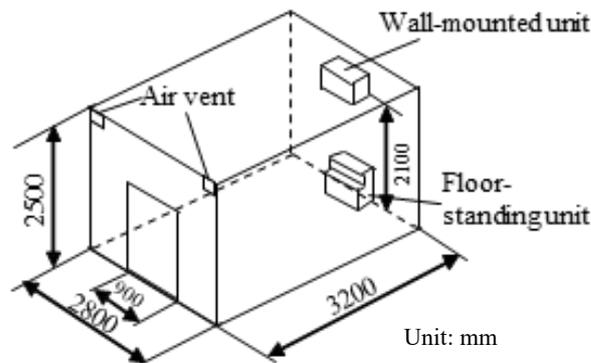


Fig. 2-2-1 Modeled room

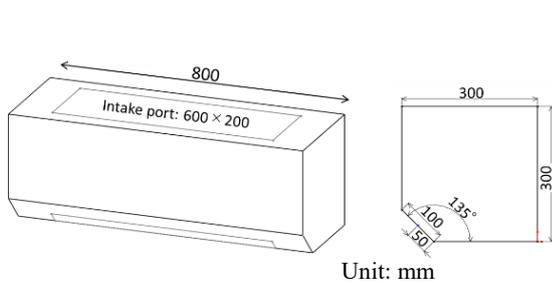


Fig. 2-2-2 Details of the wall-mounted indoor unit model

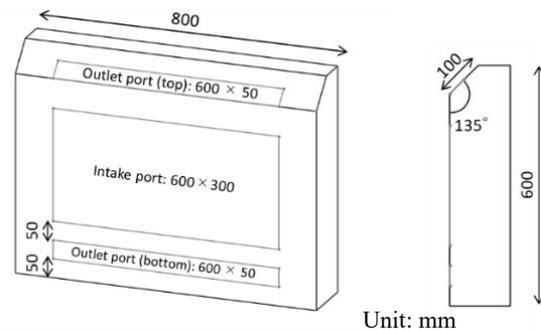


Fig. 2-2-3 Details of the floor-mounted indoor unit model

Table 2-2-3 Simulation condition

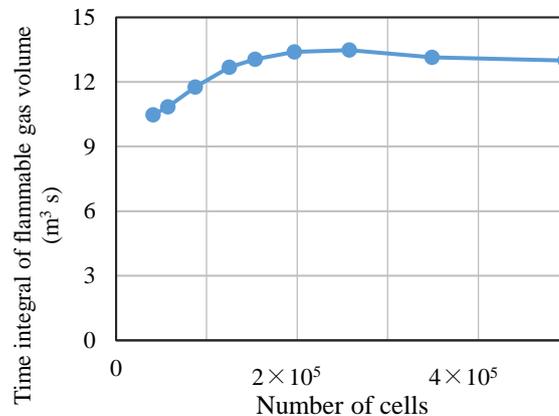
Refrigerant	R290 and R32
Leak amount	Evaluated
Leak time	4 min
Boundary of A/C model	1 outlet and 1 inlet
Floor Area	Evaluated
Ventilation	Exist (Vent)

2.2.4 数値計算の妥当性検証

(1) 数値計算のメッシュ妥当性

数値計算のメッシュ妥当性として、2.2 項の条件で壁掛け式室内機から 0.286 kg の R 290 が漏洩した条件での、50%LFL 以上の可燃ガス体積の消滅までの累積値を Fig. 2-2-4 に示す。吹き出し口寸法は 600×100 mm で、ファン風速は 1 m/s としている。図から、メッシュ数の増加に伴い、可燃ガス体積が収束していく過程が示された。これらの結果から、計算時間等を考慮し室内のメッシュ数は 2.57×10^5 とした。

Fig. 2-2-4 Check of mesh dependency



(2) 数値計算のモデル妥当性の検証手法

本研究では冷媒漏洩試験によって濃度分布測定を行い、数値計算により求められた同位置での冷媒濃度と比較することによりモデルの妥当性の検証を行った。実験室の構造は、Fig. 2-2-5 に示す通りである。壁面には断熱板を貼り付け、ドリフトが発生しないように注意した。使用した冷媒は R32 と R744 である。冷媒の供給系統は Fig. 2-2-6 に示す通りであり、使用した機器の仕様を Table 2-2-5 にまとめた。マスフローコントローラは R32 用であるが、R744 の実験のときは流量係数値を修正した。冷媒を放出させる室内機は壁掛け式のみである。内部構造を単純化し、吹き出し口から冷媒を均一に放出させるために、模型を製作した。模型の詳細図を Fig. 2-2-5 に示す。吹き出し口は 688mm×100mm の大きさである。吸い込み口はついていないので、濃度 100% の冷媒が均一な速度で放出される。冷媒濃度の測定については、複数種類の冷媒を扱うことと、吸気による気流を発生させないことを目的として、酸素濃度計を用いて、酸素濃度の減少量から冷媒濃度を推定する方法を用いた。冷媒濃度 X_{ref} は酸素濃度 X_{O_2} と初期酸素濃度 $X_{O_2,atm}$ から式(2-2-9)を用いて算出した。

$$X_{ref} = \frac{X_{O_2,atm} - X_{O_2}}{X_{O_2,atm}} \quad (2-2-9)$$

14 個すべての酸素濃度計について、R744 を用いて酸素濃度計の読み取りから式(2-2-9)を用いて計算される R744 濃度について較正を行い、冷媒濃度を測定値の ±2 % の精度で測定できることを確認した。設置位置は Fig. 2-2-8 に示すとおり 14 箇所とした。実験条件に関しては Table 2-2-6 にまとめた。

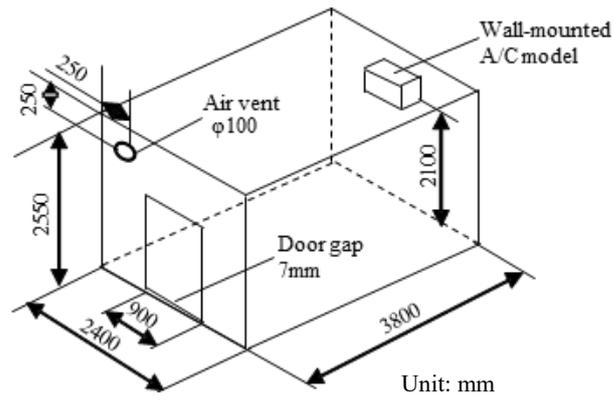


Fig.2-2-5 Geometry of experimental room

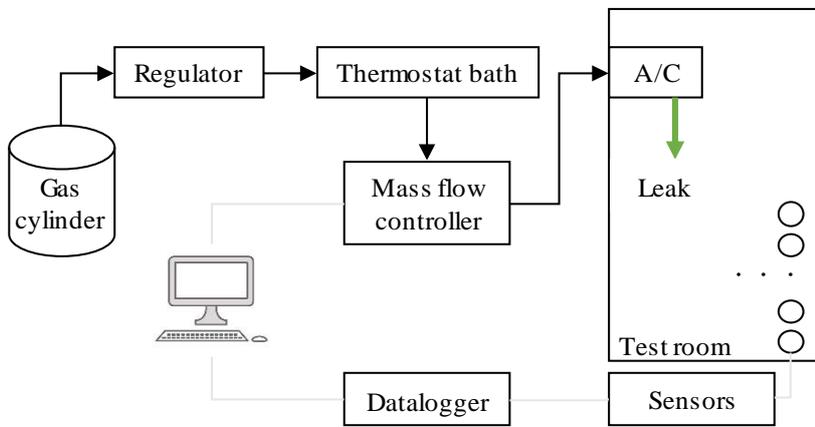


Fig. 2-2-6 Schematic of the experimental setup

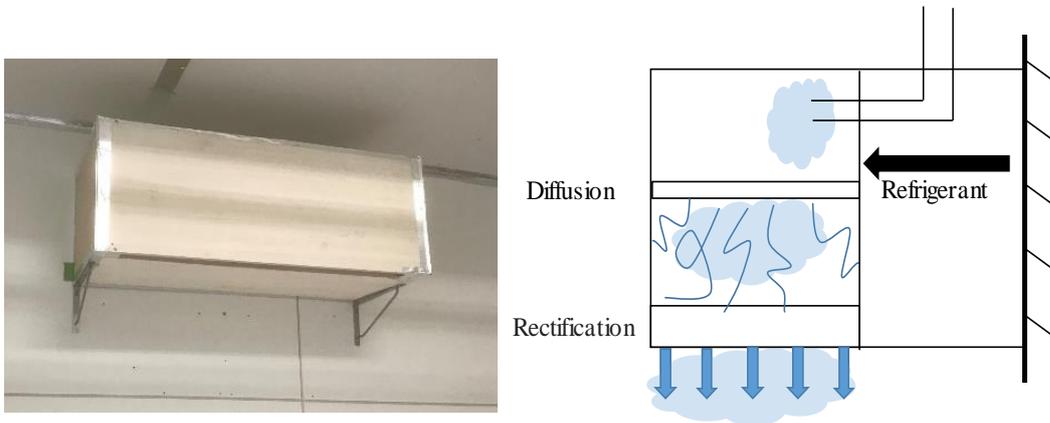


Fig. 2-2-7 Internal structure of wall-mounted air-conditioner

Table 2-2-5 Equipment specification

Name	Type	Specifications
Mass flow controller	Fujikin (FCST1500M)	Gas: CH ₂ F ₂ Range: 0~250 L/min Accuracy: ±2% of full scale
Oximeters	ICHINEN JIKO (JKO-O ₂ Ver.3)	Gas: Oxygen Principle: Galvanic battery type Resolution: 0.01% Accuracy: ±0.5% (≥ 10 vol%), ±0.01% (< 10 vol%)

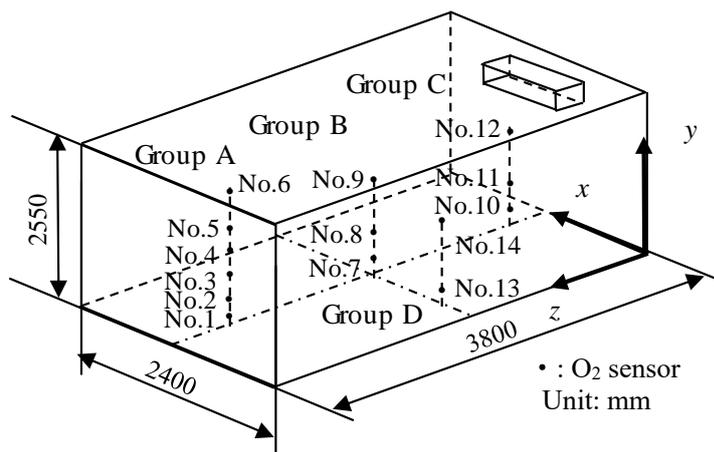


Fig. 2-2-8 Concentration measurement points

Table 2-2-6 Experimental conditions for validation of CFD model

No.	Refrigerant	Air vent	Refrigerant amount (g)
1-1	R744	exist	200
1-2			300
1-3			400
1-4			500
2	R744	none	500
3	R32	exist	500

(3) モデル妥当性検討結果

Fig. 2-2-9 には Table 2-2-6 における試験条件 No. 1-4, No. 3 の測定点 Group A における計算値と実測値の比較を示す。縦軸は試験ガス濃度、横軸は時間である。図から冷媒の漏洩開始から漏洩終了時 (240 s) の間は各点において冷媒濃度が上昇していき、240 s 以降は冷媒濃度は徐々に低下していく。研究当初は実測値と計算値に乖離が見られたが、エアコン室内機の吹き出し口近傍、換気口近傍、ドアした隙間近傍のメッシュを細かくし、滑らかにガスが流入あるいは流出するように壁の形状を工夫することによって、乖離が少なくなることを確認した。結果的には、Fig.2-2-9 に示すように、実測値と計算値は合理的な精度で一致しており、実際の物理現象を再現出来ていると考えられ、本計算モデルの妥当性が高いことが示された。

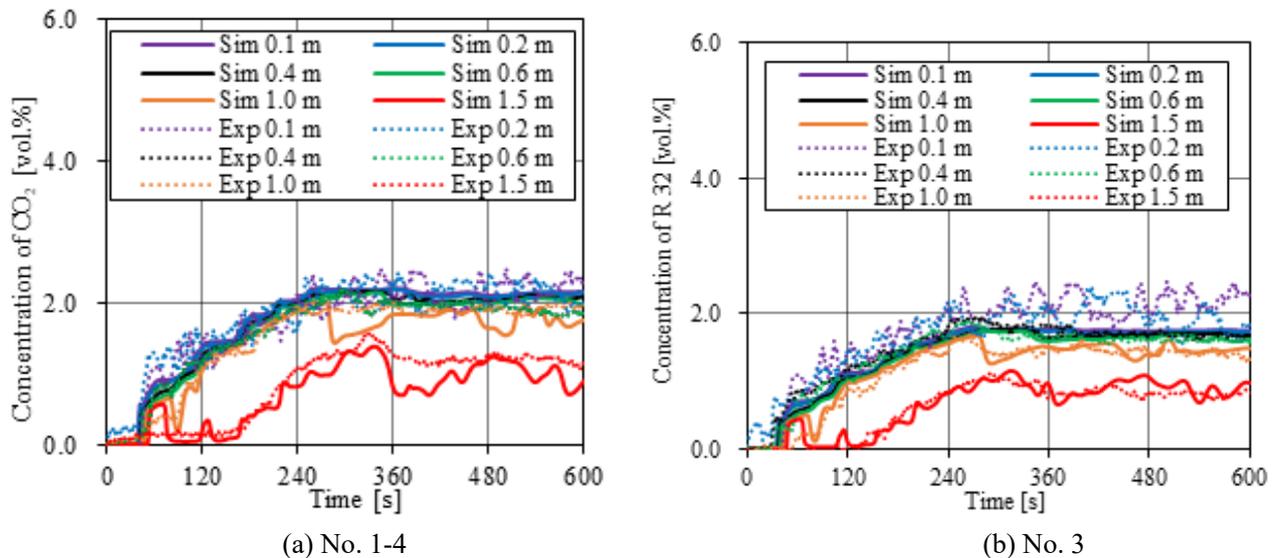


Fig. 2-2-9 Comparison between calculation (Sim) and experimental (Exp) results

2.2.5 冷媒漏洩シミュレーション

(1) シミュレーションの条件

前項で検証した計算モデルを用いて、壁掛け式室内機、床置き式室内機から室内へ冷媒が漏洩したときの冷媒ガスの拡散挙動を数値解析した。主として吹き出し方向とファン風速が可燃域生成に与える影響の評価を行った。室内機の形式に関係のない共通パラメータを Table 2-2-7 に、形状の概略は Fig. 2-2-1 に示す通りである。本研究では、冷媒充填量を決める式(2-2-3)および風量の式(2-2-1)に含まれる係数 F はここでは 0.382 としている。シミュレーションでは最悪条件を検討するために、ドアはないと仮定している。したがって、上部隅の 100×50 mm の換気口 (圧力境界)のみが設置されている。

Table 2-2-7 Parameters of CFD simulation

Room dimensions (Width × Depth × Height)	2.8 × 3.2 × 2.5 m (8.96 m ²) 4.0 × 4.5 × 2.5 m (18 m ²) 4.9 × 5.6 × 2.5 m (27.44 m ²)
Refrigerant charge (g)	$m = F \times FL_L \times A \times h$ A : room area (m ²) h : 2.2 m F : 0.382 FL_L : lower flammability limit (kg/m ³)
Leakage period	240 s
Fan airflow speed	1 - 2 m/s (uniform velocity)
Fan operation	Operation started 30 s after the start of leakage

(2) 漏洩時に室内機ファンが作動しない場合

壁掛け式室内機および床置き式室内機から冷媒が漏洩するときに、室内機ファンが稼働しないときの可燃ガス体積の発生状況を計算した結果を Fig. 2-2-10 に示す。床面積は 8.96 m²、漏洩する冷媒は R 290 で、質量 m は 0.286 kg である。吹き出し口から出てくる冷媒濃度は 100%、流量 \dot{m}_{leak} は $\dot{m}_{\text{leak}} = m/240 = 1.19 \times 10^{-3}$ kg/s で一定と仮定している。室内機の形状は Fig. 2-2-2 および 2-2-3 に示す通りで、壁掛け式の寸法は 800×300×300 mm であり、底面(床面から 2.1 m)の前端に設けられた 600×100 mm の吹き出し口から漏洩する。床置き式室内機の形状は、800×600×150 mm で、前面下部に 600×50 mm の吹き出し口が設置されている。

ここでは、実線は濃度が 50%LFL 以上の可燃ガス体積の時間推移を示している。国際規格でも採用されているように²⁻¹²⁾、安全率を考慮して、濃度が 50%LFL 以上の領域を可燃部として計算した。参考のために可燃ガス体積(LFL~UFL(燃焼上限界))の推移も破線で示す。実線と破線の差は 50%LFL と LFL の間の濃度の体積を示している。床置き式の場合は床面付近に高濃度のガスが滞留するため差が小さいが、壁掛け式では室内機からのガスが重力で下方に流れる間に周囲の空気と混ざり希釈されるため、LFL を超える体積が小さい代わりに

50%LFL～LFL の領域が大きくなる。この結果を見ると、室内機ファンを稼働しなければ、可燃ガス領域が長く生成されることを示している。

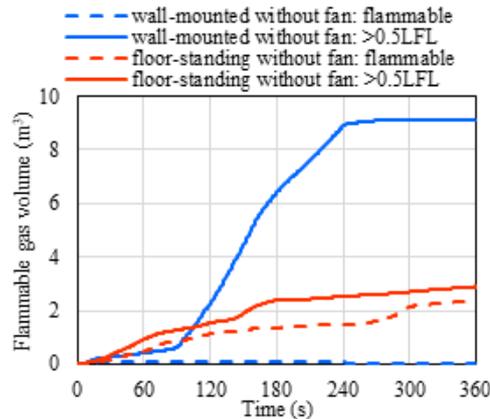


Fig. 2-2-10 Results of flammable gas generation when the fan does not operate

(3) 漏洩時に壁掛け式室内機のファンが作動する場合

上部にある 600 × 200 mm の吸いこみ口から室内空気を吸い込み、底面前端に設けられた 600 × 100 mm の大きさの吹き出し口から気流が出てくる。吹き出す方向は水平～直下とした。冷媒の漏洩開始から 30 秒間は室内機ファンは運転せず、濃度 100%の冷媒ガスが吹き出し口から流出する。30 秒経過したところで室内機ファンが動き出して、室内機吸いこみ口から室内空気を吸い込み、吹き出し口から冷媒ガスを含む気流が流出する。

Fig. 2-2-11 は 0.286 kg の R 290 が吹き出し口 600 × 100 mm から面積 8.96 m² の部屋に流出したときの可燃ガス体積の時間推移を計算したものである。A₀ = 0.06 m², m_{leak} = 1.19 × 10⁻³ kg/s, h_a = 2.1 m を式(2-2-1)に代入した風量に相当する風速 1.14 m/s を基準として、濃度が 50%LFL 以上の可燃ガス体積の時間推移を示す。漏洩の初期には小さな可燃域が生じるが、30 秒後にファンの動作が開始すると全域が 50%LFL 以下の濃度となる。その後 120～240 秒の間に、室内の冷媒濃度の上昇とともに 50%LFL の濃度領域が再び生じて増えていくが、漏洩終了とともに速やかに消滅する。この間の最大濃度は 50%LFL～LFL の間であり、可燃領域が生じることはなかった。風向については、水平吹き出しの条件で 50%LFL を超える領域が大きくなるが、風速を 2 m/s 程度に上げると風向による差異が小さくなる。

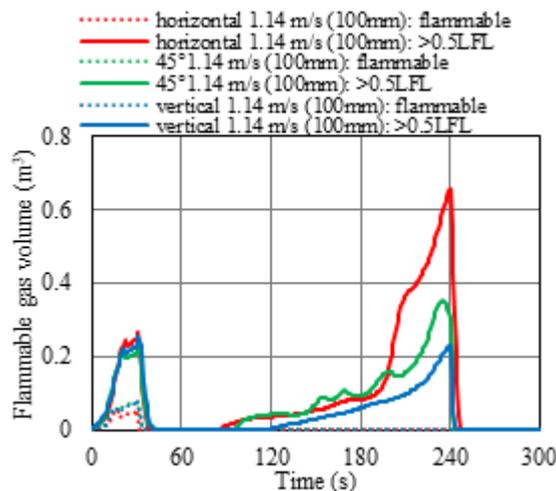


Fig. 2-2-11 Flammable gas volume when the airflow velocity is 1.14 m/s for wall-mounted indoor unit.

(4) 漏洩時に床置き式室内機のファンが作動する場合

床置き式室内機の前面に 600 × 300 mm (下端は床面から 150 mm) の吸いこみ口があり、600 × 100 mm の吹き出し口が前面上端もしくは前面下部に設置されている。上端の吹き出し口からの気流方向は水平～斜め上方とした。前面下部の吹き出し口の下辺は床面から高さ 25 mm に設定され、水平方向に吹き出す。壁かけ式

と同様に冷媒の漏洩開始から 30 秒間は室内機ファンは運転せず、濃度 100%の冷媒ガスが吹き出し口から流出する。30 秒経過したところで室内機ファンが動き出して、室内機吸いこみ口から室内空気を吸い込み、吹き出し口から冷媒ガスを含む気流が流出する。

Fig. 2-2-12 は 0.286 kg の R 290 が吹き出し口 600×100 mm から面積 9 m² の部屋に流出したときの可燃ガス体積の時間推移を計算したものである。風速 1.14 m/s を基準として、濃度が 50%LFL 以上の体積及び可燃ガス体積 (LFL～UFL) の時間推移を示す。吹き出し口の位置と方向の可燃ガスの生成効果としては「下部吹出」 < 「上部から水平に吹き出し」 < 「上部から斜め上方に吹き出し」である。上部から斜め上方に吹き出した場合の 50%LFL は壁掛け式と同程度の大きさだが、他の方向では 50%LFL の領域が大きくなる。

Fig. 2-2-13 は部屋面積を 27.44 m² にし、床置き式室内機の風向を斜め上方に固定して風速を変化させた結果である。冷媒充填量も部屋面積に比例して多くなり 0.876 kg である。ここでは 1～6 m/s の範囲で風速を変化させている。この条件での式 (2-2-1) から得られる風速は 2.6 m/s である。Fig. 2-2-12 の部屋面積 8.96 m² の場合と比較すると、風向が同じであっても可燃ガス体積は大幅に増えていることが分かる。ファンによる気流速度を上げなければ、気流が機器正面の壁まで届きにくくなっており、部屋全体に大きな対流が形成されなくなっていると判断される。したがって、Fig. 2-2-12 においても下部吹き出しの場合の 50%LFL 超の体積が大きくなっている。

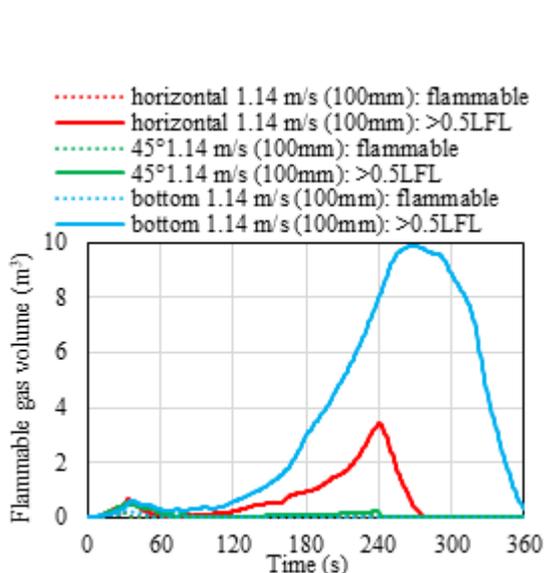


Fig. 2-2-12 Flammable gas volume when the airflow velocity is 1.14 m/s for floor-standing indoor unit.

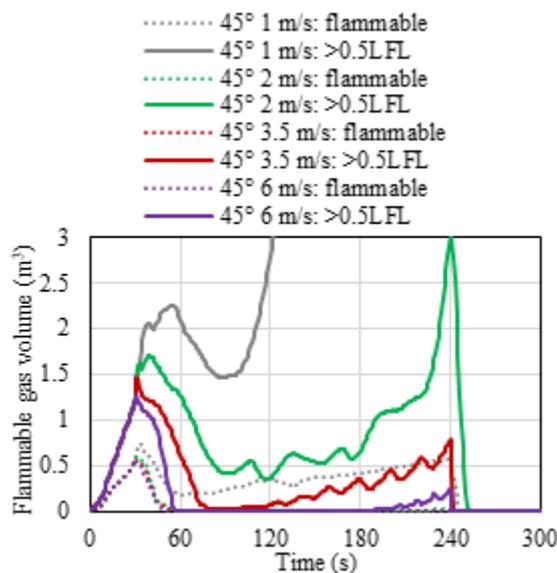


Fig. 2-2-13 Flammable gas volume for 27.44 m² of the floor area for floor-standing indoor unit

2.2.6 ファン風量の式の検討

式(2-2-3)の充填量 m_{\max} が一定流量で全量漏洩すると仮定し、ファン風量の式(2-2-1)の m_{leak} に代入すると、以下のように風速の式が得られる。

$$u_{\text{air}} = \frac{9.03YF^{3/4}}{t_{\text{leak}}^{3/4}(1-F)^{5/8}} \times \frac{A^{3/4}FL_L^{1/8}}{h_a^{1/4}\sqrt{A_0}} \quad (2-2-10)$$

風速に大きな影響を与えるのは、指数の大きさから判断して、吹き出し口面積と部屋面積であるので、この指数の妥当性を検討する。

(1) 吹き出し口面積の影響

Fig. 2-2-14 は、壁掛け式室内機から 0.286 kg の R 290 が面積が 8.96 m² の部屋に漏洩するとき、ファンの吹き出し口形状と風速を変えた時の可燃ガス体積の変化を計算した結果である。吹き出し口の寸法は 600×100 mm で、45 度下方に風速 1 m/s で吹き出した時を基準にとり、吹出口の寸法を半分 (600×50 mm) にして、風速を式(2-2-10)の示唆するように $\sqrt{2}$ 倍の 1.41 m/s にした場合と、2 m/s にした場合の可燃ガス体積の計算結果を示している。Fig. 2-2-15 は同じように床置き式室内機の開口部面積を半分にした時の風速の違いを比較したものである。

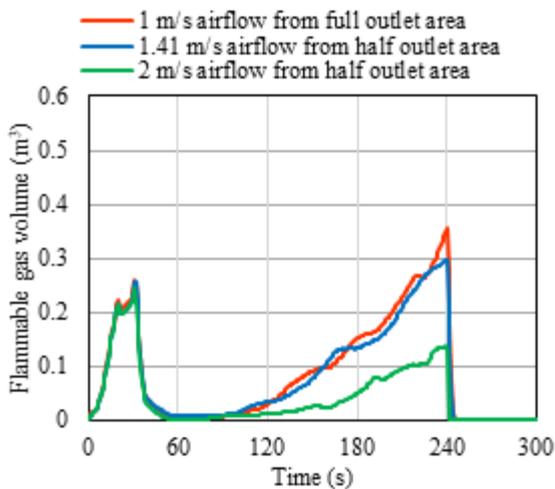


Fig. 2-2-14 Effect of outlet area on flammable gas volume for a wall-mounted indoor unit

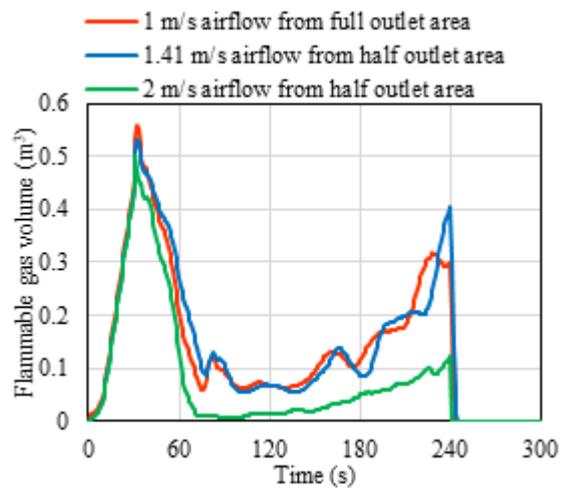


Fig. 2-2-15 Effect of outlet area on flammable gas volume for a floor-standing indoor unit

気流は 45 度上方に吹き出されている。どちらの図を見ても、基準ケースの可燃ガス体積と式(2-2-10)の風速の可燃ガス体積は良好な一致を示しており、式(2-2-1)の開口部面積についての指数の妥当性が示された。

(2) 部屋面積の影響

2 種類の室内機について、部屋面積を 8.96, 18, 27.44 m²に変化させて、可燃ガス体積の変化を計算した(Fig. 2-2-6)。R 290 の漏洩量は式(2-2-3)の係数 F を 0.382 として計算し、それぞれ 0.286 kg, 0.575 kg, 0.876 kg である。ファン気流の吹き出し方向は、壁掛け式室内機が 45 度下方、床置き式室内機は上部開口から 45 度上方とした。これら方向に設定した理由は、吹き出し方向を変えた気流形成の計算結果から、これら方向の場合に最も室内循環流が形成されやすいことが分かっているからである。Fig. 2-2-16 の縦軸は冷媒の漏洩が開始して可燃ガス体積が消滅するまでの間の可燃ガス体積の時間積分値を床面積で除したものである。

Fig. 2-2-16 の丸印は冷媒の漏洩が終了して 15 s 以内に可燃ガス体積が消滅した場合、三角印はそれ以降も可燃域が残った場合を示している。風速の下限の基準として、Case1 と Case2 の 2 つの条件で検討した。Case 1 は Figs. 2-2-16 の縦軸が 10 m s となる風速であり、これは漏洩終了から 15 s 以内に可燃域が消滅することに相当する。Case2 は漏洩終了から 1 s 以内に可燃域が消滅する条件である。

Case1, 2 の条件を満たすファン気流速度、および式(2-2-10)によるファン気流速度の部屋面積依存性を Fig. 2-2-17 に示す。Case1, Case2 のどちらの基準でも壁掛け式室内機と床置き式室内機の結果がほぼ同一となった。床置き式のように低い位置からの吹き出しであっても、室内循環流が形成されるように上方に吹き出すことで、より低い風速で十分な攪拌ができ、壁掛け式室内機と同じように可燃域を速やかに消滅させることができていると考えられる。

一方、式(2-2-10)が与える風速は、吹き出し口高さを変数としており、吹き出し高さが小さくなると、大きなファン風速を必要とする。床置き式の高さを想定した場合に最低風速はおおむね Case 2 に近い値となった。ただし、Case 2 を基準とした場合、床面積 20 m² 以上で必要風速が 3 m/s を超え、広い面積では大きなファン風速を実現するのが難しくなると予想される。

2.2.7 まとめ

家庭用エアコンの次世代冷媒の候補とされている R 290 が室内に漏洩した際のリスクアセスメントをする為に、数値流体解析手法の妥当性検証を行い、数値流体解析を用いて室内機ファンによる攪拌効果の評価を行った。本研究から以下の知見が得られた。

- 1) 本研究にて用いた数値流体解析手法は、R 744 及び R 32 を用いて行った冷媒漏洩実験の結果の比較から、計算手法の妥当性が検証された。
- 2) 可燃ガスを 50%LFL 以上の濃度を有する領域と定義すると、式(2-2-3)で示す R 290 充填量を壁掛け式室内機、床置き式室内機から漏洩させた場合に、どちらの場合も漏洩終了後も長く可燃ガスが残ることが分かった。
- 3) 壁掛け式室内機からの漏洩に関しては、水平吹き出しを避けて斜め下～下方に吹き出すことが有効であることが分かった。

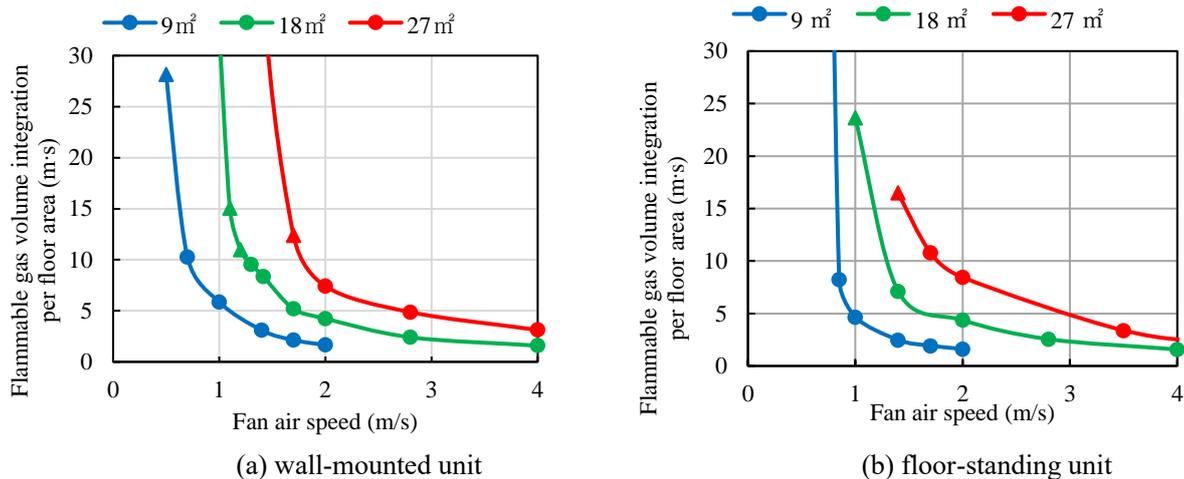


Fig. 2-2-16 Effect of fan air speed on flammable gas volume integration per floor area at different floor area

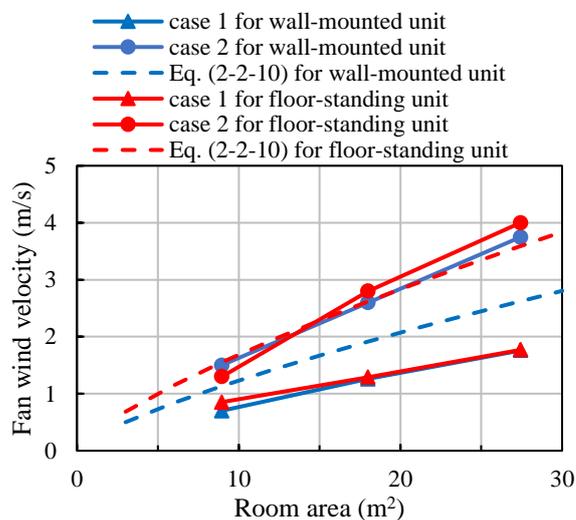


Fig. 2-2-17 Relationship between fan air velocity and room area.

- 4) 床置き式室内機からの漏洩に関しては、上部から 45 度程度上方に吹き出すことが有効であることが分かった。
- 5) ファン風速に対する吹き出し口の広さの影響については、式(2-2-10)のように、ファン風速を $\sqrt{A_0}$ に反比例させることが有効であることが分かった。
- 6) ファン風速に対する部屋面積の影響については、室内循環流を形成しやすい方向にファン気流を吹き出す工夫をすれば、室内機の形式にかかわらず、同程度のファン風速で可燃域を消滅させることができることが分かった。また、式 (2-2-10) によるファン風速は、漏洩終了直後に可燃域を消滅させるに必要な風速に近い値をとることが分かった。

2.3 業務用リーチインショーケースからの冷媒漏洩

2.3.1 はじめに

本研究では、業務用内蔵型冷蔵冷凍機器用の次世代冷媒候補とされている強燃性冷媒 R290 が室内に漏洩したときの挙動を数値流体解析した。解析モデルおよび計算手法の妥当性の検証のために、ショーケースからの漏洩実験を行い、計算結果との比較を行った。実験では、R290 の物性値に近い R744 を使用した。

本研究では、強燃性冷媒である R290 を小型業務用冷凍冷蔵機器であるリーチインショーケースに使用するときの安全性を評価することを目的とする。業務用冷凍冷蔵機器の国際規格は IEC 60335-2-89:2019 の Edition 3.0²⁻¹²⁾である (以後、「IEC 規格」と呼ぶ)。冷媒サイクルに充てんする可燃性冷媒の最大充填量 M_{\max} は、LFL の 13 倍あるいは 1.2 kg のうち小さい値とすることが定められている。

$$M_{\max} = 13 \times FL_L \quad (2-3-1)$$

R290 の FL_L は 0.038 kg/m³であるので、最大冷媒充填量は 0.494 kg となる。0.15 kg を超える可燃性冷媒を質量 M 充てんする機器の最小設置床面積は以下の式で与えられる。

$$A_{\text{lim}} = M / \{2.2 \times (0.25 \times FL_L)\} \quad (2-3-2)$$

ただし、式中の 2.2 は最小天井高さ(m)、0.25 は LFL の 1/4 を意味する係数である。R290 を 0.494 kg 充てんした機器を設置できる最小設置床面積は 23.7 m² となる。これより狭い場所に機器を設置する場合には、冷媒充填量を減少させる必要がある。また、0.15 kg 以上の可燃性冷媒を充てんする機器では、冷媒漏えい試験を行わなければならない。リーチインショーケース等では全冷媒量が庫内に漏えいした後、扉や蓋を開ける。機器周囲の冷媒濃度は、5 s 以下の間隔で測定し、測定開始から 5 min を超えた後は LFL の 1/2 を超えてはならないとしている。

本研究では、火災事故の発生を低減する手法を検討するため、IEC 規格を参考に、業務用冷蔵ショーケースの庫内に R290 が漏洩し、扉によって室内に流出する状況を想定した CFD シミュレーションを行った。凝縮器ファンの有無や位置、および吹き出し方向・風速が室内の冷媒濃度分布や可燃領域の規模および存在時間に与える影響について検討した。

2.3.2 数値流体解析の方法

業務用リーチインショーケースからの冷媒漏洩のシミュレーションに用いた数値流体解析手法は 2.2.2 節に記したルームエアコンからの冷媒漏洩シミュレーションに用いたものと同じである。

2.3.3 数値計算モデル

冷媒 R290 を使用する内蔵ショーケースには、IEC 規格で定めている最大充填量 0.494 kg を充てんするとした。これを設置する部屋の最小床面積は式(2-3-2)で与えられるが、この式は、冷媒が部屋に漏洩したときの平均濃度が 1/4 LFL になる部屋体積を計算し、天井高さ 2.2 m で除して求められている。R290 の LFL は 0.038 kg/m³ であるから、最小部屋体積は 52 m³ である。しかしながら、天井高さ 2.2 m は極めて小さい値であり、計算モデルで、この天井高さを使うことは現実的ではない。そこで、コンビニエンスストアの出店ガイドラインにおいて推奨されている天井高さ 2.7 m との間をとり、リスクの高い狭小店舗を想定して、天井高さを 2.5 m とした。仮に、最小設置床面積 23.7 m²、天井高さ 2.5 m (部屋体積 59.25m³) の部屋に R290 を最大充填量を充填した機器を設置すると、漏洩時の平均濃度が 1/4 LFL 未満になり、安全側評価になる。そこで、本研究では最小部屋体積 52 m³ と天井高さ 2.5 m から、床面積は 20.8 m² と設定した。IEC 規格における最小設置床面積より狭くなるので、厳しめの評価になる。

実験室モデルの概要を Fig. 2-3-1 に示す。大きさは 5.2 m × 4.0 m × 2.5 m である。メッシュは境界近傍が細くなるようにした。室内の初期条件は、ゲージ圧力を 0 Pa、温度は 300 K とし、ショーケース庫内には充填量と庫内体積から計算された冷媒濃度を設定した。

業務用ショーケースには 2 枚の扉が設けられており、スウィング扉 (観音開き) 方式とスライド扉方式について計算を行った。スウィング扉では IEC 規格に従って、2 枚の扉が同時に 3 秒で 60° 回転する。スライド扉の場合は 1 枚の扉が横に開く。計算上は瞬間的に右側の扉 1 枚を消滅させ、冷媒が流れ出る。本研究では冷凍機はショーケースの下部に設置されている場合のみ検討した。凝縮器ファンが動作する条件においては、ファンの領域に均一な速度を設定し、定常速度分布状態からドアを開く。Fig. 2-3-2 は冷凍機が下部に設置され

ていて、ファン気流が下部前面から背面を通過して天井方向に流れる場合の詳細図である。ショーケースの筐体は、中心線が実験室モデルと一致するように設置し、壁面からは0.1 m 離している。ショーケースが複数並んだ状態を想定し、壁面との隙間の両端に塞ぎ板を設けた。そのため、前面から下部ファンに吸い込まれた気体は、後方の隙間を通過して筐体天面の高さから室内空間に戻る。本研究では基本的に、気流が前面下部から背面上部へ流れる機器を対象とした。

参考のため、冷凍機が下部に設置されていて、ファン気流が下部前面から下部前面に流れる場合の計算も行った。Fig. 2-3-3 は詳細図である。室内空気は左側の吸入口から吸い込み、右側から放出する。凝縮器ファンの位置、吹き出し方向、および風速をパラメータとした。

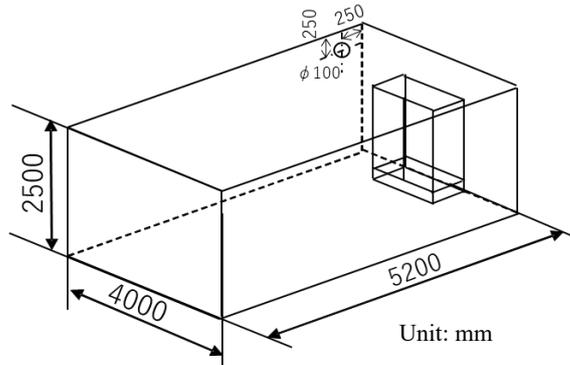


Fig.2-3-1 Room model.

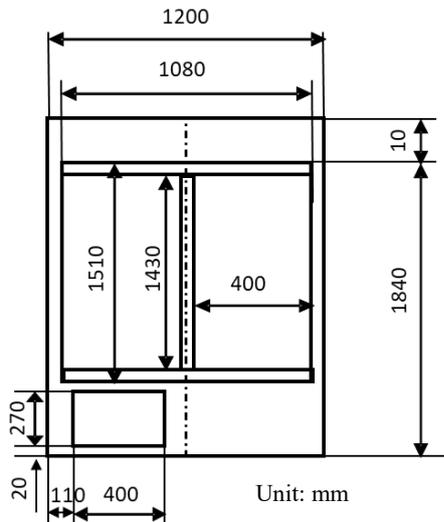


Fig. 2-3-2 Reach-in display cabinet; the condenser is installed at the bottom, and the air flows from the bottom to the top.

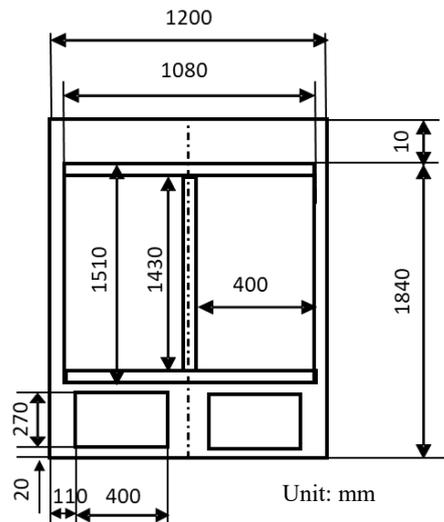


Fig. 2-3-3 Reach-in display cabinet; the condenser is installed at the bottom, and the air flows from the bottom to the bottom.

2.3.4 数値計算の妥当性検証

(1) 数値計算のメッシュ妥当性

本研究では2.2節で検討した数値計算のメッシュ妥当性を踏襲した。メッシュの数を増加させてゆくに従って、可燃ガス体積が収束していく過程が分かった。これらの検討結果から、計算時間等を考慮し床面積 20.8 m² の室内のメッシュ数を 4.0×10⁶ とした。

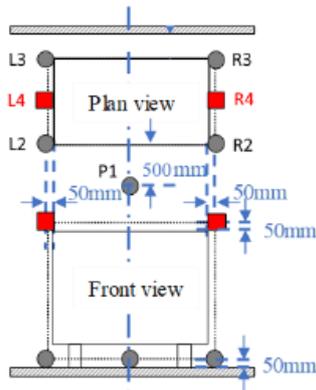
(2) 数値計算のモデル妥当性検証手法

本研究では冷媒漏洩試験によって濃度分布測定を行い、数値計算結果と実験結果とを比較することによりモデルの妥当性の検証を行った。実験室は、Fig. 2-3-1 の計算モデルとほぼ同じ形状であるが、詳細寸法は 5.6 m × 3.8 m × 2.55 m である。試験室の壁のうち、外壁に接している側には断熱材を追設し、外部温度の影響を抑制している。また、試験室外に設置されている照明を天窓から取り込むことで、室内の熱源を排除している。実験用のガスとしては 実験上の危険を回避するために R 744 を用いた。Fig. 2-3-4(a)に IEC 60335-2-89 で指定

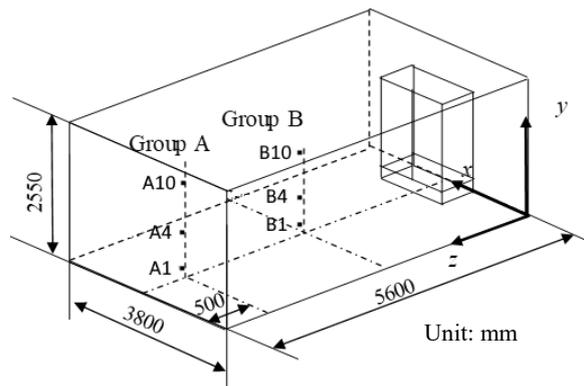
されている濃度測定点, Fig. 2-3-4(b)に室内の濃度測定点を示す。

Fig. 2-3-5 に示すようなショーケース模型を作製した。ショーケースの内部は空洞である。Fig. 2-3-6 に示すように2つの扉には、それぞれリニアアクチュエータを取り付け、扉の開閉を行った。アクチュエータはストローク 300 mm, 最高速度 100 mm/s で、PWM 制御により 3 秒で 60° の開扉となるよう調整した。本体の開口部の外周にクッションを貼り付け、開扉前のガス封入中に生じる漏洩が少なくなるように工夫している。

冷媒は後方下部に設置したホースから庫内へ流入する。流入時に、庫内から空気を抜く必要がある。冷媒に使用する R744 は空気より密度が大きいため、庫内下部に留まることから、上部から空気を排出する。排出したガスは、実験室内に流出しないよう、ホースで試験室外に導き放出する。庫内には、攪拌用のファンを取り付けており、封入後電磁弁によって排出口を閉じたうえで庫内を攪拌し、ガス組成が均一になるようにした。



(a) Concentration measurement points specified by IEC 60335-2-89.



(b) Concentration measurement points in the laboratory.

Fig. 2-3-4 Concentration measurement points.

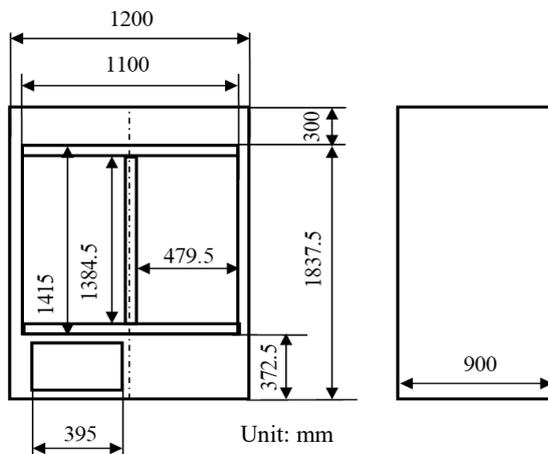


Fig. 2-3-5 Details of the display cabinet.



Fig. 2-3-6 Handmade display cabinet.

(3) 数値計算のモデル妥当性検証結果

実験結果と計算結果の比較例として、凝縮器ファンが動作していない場合を Fig. 2-3-7, 下部から前方に 1.3m/s で吹き出した場合を Fig. 2-3-8 に示す。双方の左側のグラフが IEC 規格に規定されている測定箇所の結果で、右側が室内の各点での値である。ファンが動作しない場合では、開扉開始直後の 10 秒程度の間前面付近の P1, L2, R2 が最大値をとり、120~180 秒程度まで波打ちながら少しずつ減少する挙動が実験、計算双方でみられる。ファンを動作させた場合では、攪拌により濃度差の縮小が速く進むことから、増減の波は 60 秒過ぎにはみられなくなり均一な濃度に近づいていく。この条件における P1,B1 に大きな差異があるのは、実験は実機を想定して Fig. 2-3-2 の通りファンを左側に寄せている一方、計算においては対称条件とするため中央に配置しているため、ファンの風がセンサーに直接当たっていることによる。また、開扉直後に濃度が急上昇する部分の時間幅が実験の方が長いのは、センサーの応答時間が主な理由であると推測される。

以上のように、計算結果が挙動、値ともに実験値に概ね合致していると判断されるので、このモデルを用いて R290 の数値計算を行うこととした。

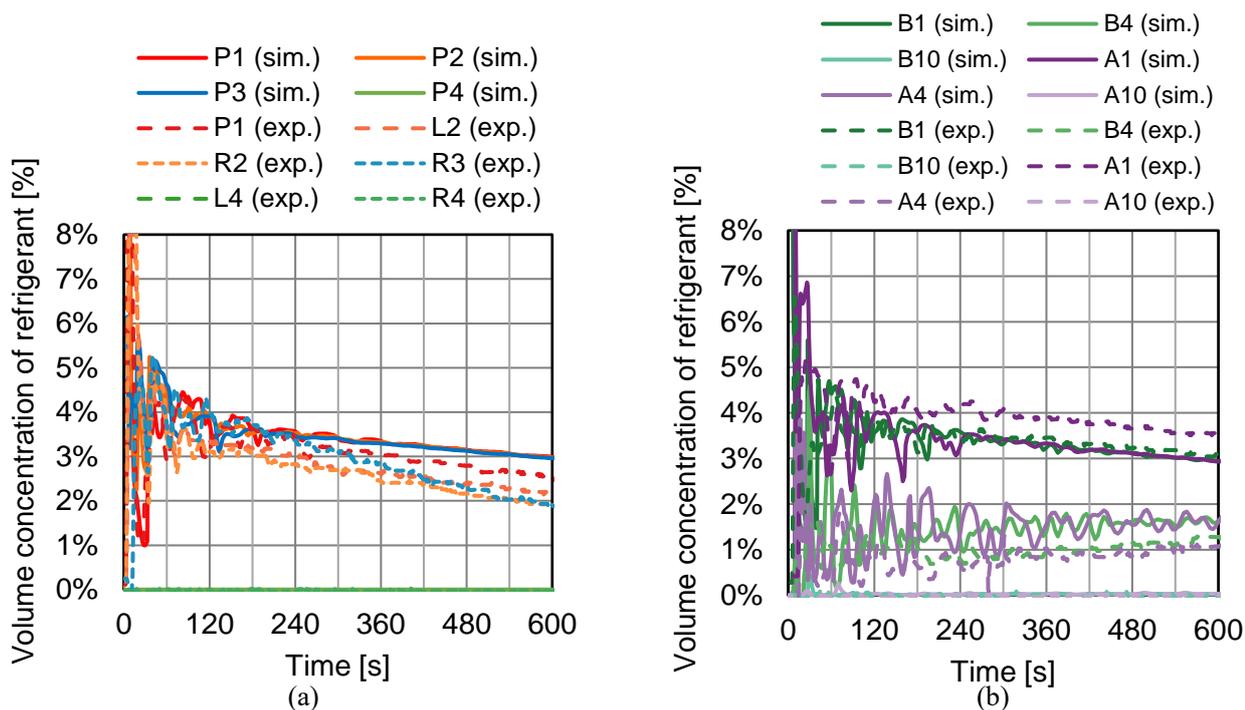


Fig. 2-3-7 Comparison of simulation (sim) and experiment (exp) without fan when 494 g of R744 is released.

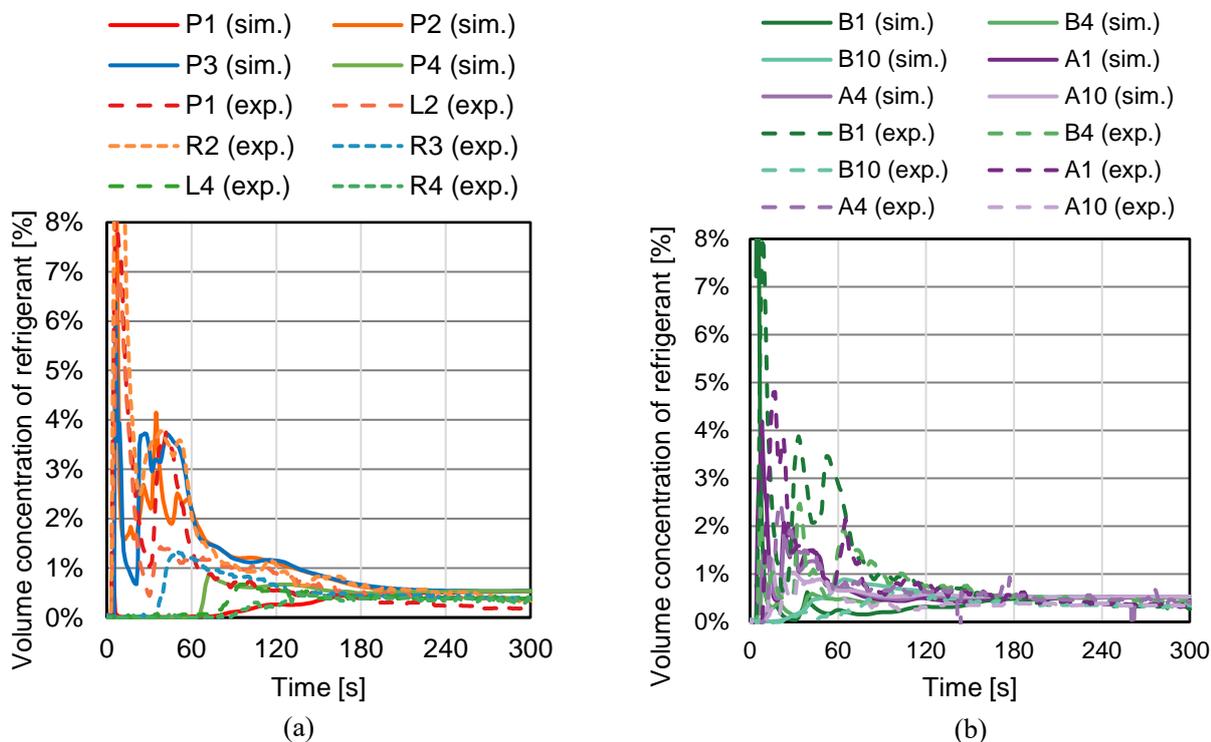


Fig. 2-3-8 Comparison of simulation (sim) and experiment (exp) with a fan with a airflow speed of 1.3 m/s at the bottom when 494 g of R744 is released.

2.3.5 冷媒漏洩シミュレーション結果

(1) ファンが可燃領域の生成に及ぼす影響

IEC 規格の Annex CC において、筐体周囲の 8 測定点すべてで実測を行い、5 分以内に濃度が LFL の 50%を

下回ることが要件とされている。そこで、ファンによる攪拌の効果について検討した。凝縮器はショーケース下部に設置され、測定点以外も含めた室内の全域について、濃度が 50% LFL 以上になる領域と LFL~UFL になる領域の大きさについて評価した。

Figs. 2-3-9, 2-3-10 に 0.494 kg の R 290 を 20.8 m² の部屋に放出する場合に凝縮器ファンの風速を変化させた時の可燃ガス領域の時間推移を示す。どちらも凝縮器ファンはショーケース下部から吸い込み背面上部に排気する。Fig. 2-3-9 はスウィング扉型、Fig. 2-3-10 はスライド扉型の結果である。濃度が 50% LFL 以上になる領域の体積の変化を破線で、LFL~UFL になる領域の体積の変化を実線で示している。庫内には長時間冷媒ガスが残っている可能性があるが、庫内には着火源がないはずなので、庫内の可燃ガス体積はカウントしない。

スウィング扉の場合には、2つの扉が開くため、多くの冷媒ガスが一挙に庫外に出るので、ファンが無い条件では、50%LFL 以上の領域が長時間残るが、スライド扉の場合には半分の扉しか開かないので、冷媒が放出する速度は遅くなり、可燃ガスの生成は少ない。

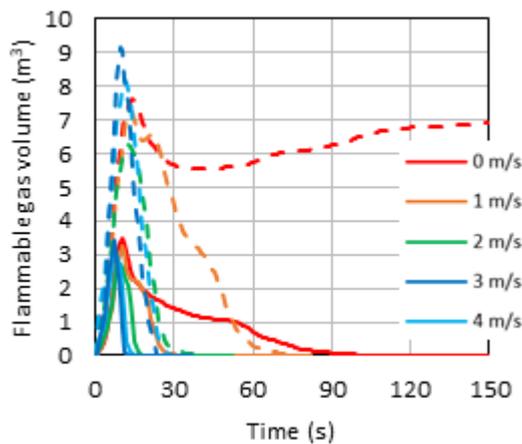


Fig. 2-3-9 Effect of condenser fan on flammable gas volume when 494 g of R290 is released through hinged doors.

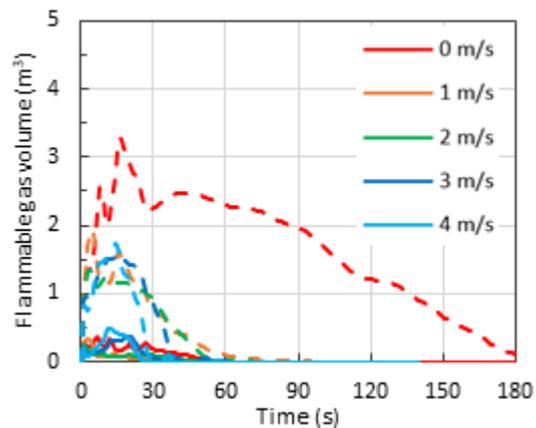


Fig. 2-3-10 Effect of condenser fan on flammable gas volume when 494 g of R290 is released through sliding doors.

(2) ファンにより可燃ガス域が消滅する時間

Figs. 2-3-11, 2-3-12 に凝縮器ファンの風速を変化させた時の可燃ガス領域が消滅する時間を示す。0.494 kg の R290 が 20.8 m² の部屋に流出する条件である。対象空間を庫内を除く部屋空間全域を対象とする場合と、IEC 規格における 8 測定点の場合の両方を示す。Fig. 2-3-11 はスウィング扉、Fig. 2-3-12 はスライド扉の結果である。扉を開放して長時間たった後も庫内に残った冷媒ガスが少しずつ庫外に流出して、開放した扉付近に可燃ガス領域が少量出現する現象が見られた。これはリスクにほとんど関係ないので、可燃ガス領域が 0.01m³ 未満になったところで、可燃ガス領域が消滅したと判断した。

Fig. 2-3-11 を見ると、スウィング扉の場合は 2 m/s 以上のファン風速があれば、可燃ガス領域は 60 秒程度で消滅する。IEC 規格の測定点については、開放扉側の前方下部で最も長期に可燃ガス領域は存続するが、空間全体の可燃ガス消滅時間より短い。

Fig. 2-3-12 を見ると、スライド扉の場合は 1 m/s 程度のファン風速があれば、早期に可燃体積は消滅することが分かる。Fig. 2-3-11 と 2-3-12 を比較すると、スウィング扉のほうが可燃ガス領域が消滅するには時間がかかり、凝縮器ファンを連続して運転し続けることが安全を担保する上で重要であることが分かる。

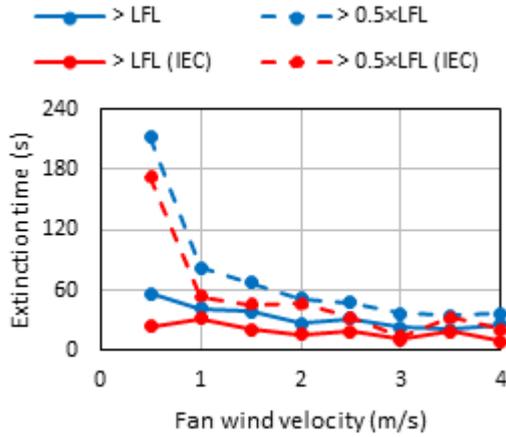


Fig. 2-3-11 Effect of condenser fan on extinction time of flammable gas through hinged doors.

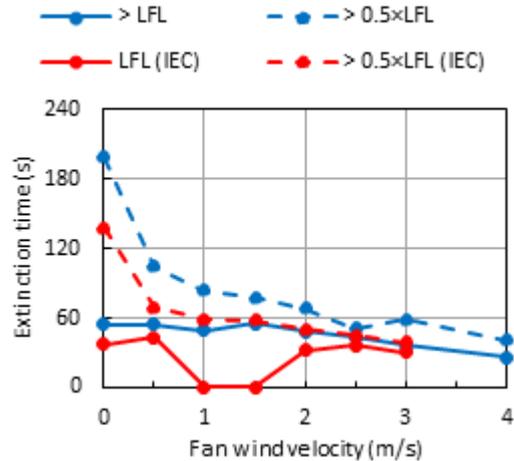


Fig. 2-3-12 Effect of condenser fan on extinction time of flammable gas through sliding doors.

(3) 凝縮器ファンの風路の影響

本研究では凝縮器ファンで形成された空気流は下方前面から吸い込み、後方上部へ流れることを基本としたが、下方前面から吸い込み下方前面へ流出する場合も計算した。そこで、凝縮器ファンの風路によって可燃ガス領域の生成、消滅にどのような影響があるか、検討した。

Fig. 2-3-13 に凝縮器ファン流路が下方前面から吸い込み下方前面へ流出する場合の可燃ガス領域の消滅時間を示す。R290 の充填量や部屋面積はこれまでと同じであり、スライド扉型の場合について計算した。Fig. 2-3-13 を Fig. 2-3-12 と比較すると、可燃ガス領域が消滅するのに必要な時間は、下方前面に吹き出すほうが短いことが分かる。

Fig. 2-3-14 に、スウィング扉型で下部にファンを配置した条件における可燃ガス体積の時間積分値を示す。風速の値は正が後方吹き出し、負が前方吹き出しを示す。それぞれの 1m/s の場合を比較すると、時間積分値の大きさは同程度であった。

以上ことから、下部に凝縮器を設置した装置では、気流の方向は可燃ガス生成に大きな影響を及ぼさないことが分かった。なお、凝縮器を上部設置した場合には、可燃ガス生成を抑制する能力はほとんどないことは留意すべきである。

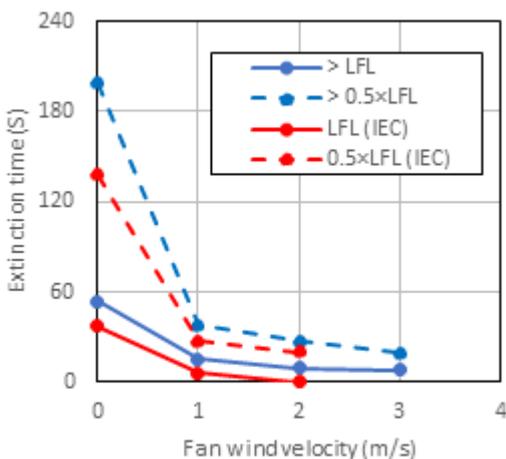


Fig. 2-3-13 Effects of condenser fan flow path on extinction time of flammable gas.

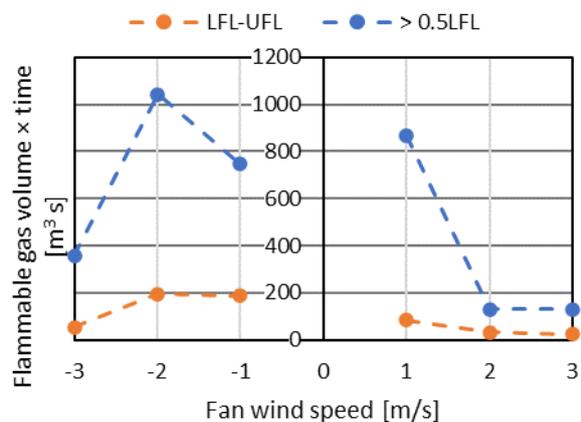


Fig. 2-3-14 Difference in time integration of flammable gas volume due to fan wind direction.

(4) 設置する床面積の影響

IEC 規格では可燃性冷媒の最大充填量を式(2-3-1)のように冷媒の LFL によって規定し、充填量に応じた最小床面積を式(2-3-2)で規定している。このことから、充填量を最大充填量に保って床面積を広くしても、リスクはそれほど低下しないのではないかと推測される。このことを確認するために、床面積を 40 m² に倍増して可燃ガスの消滅時間を計算した (Fig. 2-3-14 参照)。床面積以外の条件はこれまでと同じで、スライド扉の結果である。

Fig. 2-3-15 を見ると、可燃ガス領域の消滅時間は床面積が 20.8 m² の時より短くなっているが、風速が 1 m/s ではほとんど差がないことが分かる。

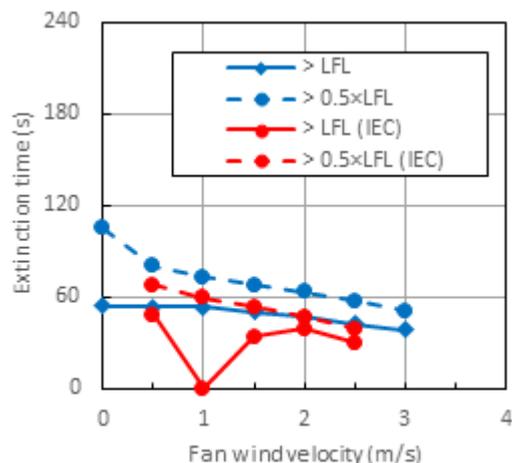


Fig. 2-3-15 Effect of condenser fan on extinction time of flammable gas for 40 m² of floor area.

2.3.6 まとめ

R290 が業務用ショーケースから室内に漏洩した際のリスクアセスメントの目的で、数値流体解析によりファンの稼働による可燃領域の生成規模への効果の評価をおこなった。本研究から以下のような知見が得られた。

- 1) 本研究にて用いた数値流体解析手法の妥当性の検証のために、R744 を用いて冷媒漏洩実験を行った。ショーケースの扉を開放した際の室内の濃度分布の推移を計測し、測定された濃度変化と計算結果は一致し、計算の精度の妥当性が示された。
- 2) スウィング扉を用いた庫内から 494g の漏洩では、凝縮器ファンが動作していない条件で放出する場合は可燃ガスが 30 分以上残ることが分かった。凝縮器ファンを使用して 2m/s の風速で攪拌させると、1 分程度で可燃ガス領域は消滅することが分かった。
- 3) スライド扉を用いた庫内からの漏洩を解析したところ、扉の開口面積が小さいことから、冷媒ガスの漏洩速度が遅く、スウィング扉より可燃ガス領域の形成は小さいことが分かった。
- 4) 下方に凝縮器ファンを設置するとき、後部上方に空気を放出する場合と下方前部へに放出する場合について比較すると、可燃ガスを消滅させる効果に大きな違いがないことが分かった。

2.4 ルームエアコンのポンプダウン時のディーゼル爆発の抑制

2.4.1 はじめに

本研究では、POE を冷凍機油の基油として使用し、タイプの異なる酸化防止剤 2 種類、安定化剤 2 種類の添加によるディーゼル燃焼の抑制効果を実験的に調査した。使用した冷媒は、燃焼性の異なる R22, R32, R1234yf, R290 である。R290 は引火性が高く(A3), R32 と R1234yf は微燃性(A2L)で、R22 は不燃性(A1)である。また作用機構解明のため実験回収油の分析を行った。本研究の目的は、冷凍機油の耐燃焼性と耐酸化特性を向上させることにより、ディーゼル燃焼による圧縮機爆発事故（以後、「ディーゼル爆発」と呼ぶ。）を抑制することである。

2.4.2 実験装置と実験方法

(1) 実験装置

実験装置および実験手法は既報^{2-13~2-15}と同じであるため、ここでは概略を記す。Fig. 2-4-1 はエアコンのディーゼル爆発を模擬した実験装置の概略図である。圧縮機を駆動する系、冷媒を供給する系、空気を供給する系、潤滑油を供給する系と計測・制御系から構成されている。圧縮機は模型 4 ストロークエンジンで模擬した。電気モータの回転軸とエンジンクランクシャフトを接続してエンジンを駆動した。冷媒は冷媒ボンベから、空気は空気圧縮機から除湿器を介し、いずれも流量制御し、管路途中で合流させ、ヒータにより所定の温度まで上昇した上で圧縮機へ供給した。冷凍機油は油圧ポンプで昇圧し、オイル噴射システムのインジェクタによりエンジンの吸気管内へ噴射した。冷凍機油はピストンの位相角が 90°（ピストンの位相はエンコーダとストロークセンサで読み取り、吸気過程の上死点位置を 0°とした）の時に噴射し、ピストンの行程容積の空気と完全燃焼になるよう噴射時間を調節した。なお、噴射時間と冷凍機油質量の関係は校正し、理論空燃比は空気と冷凍機油の CHO 質量分率から求めた。計測は、エンジン内の圧力を圧電式圧力センサで、混合ガス温度はエンジンの吸・排気管内に設置した K 型シース熱電対でそれぞれ電気信号に変換し、オイル噴射装置の電気信号と共にデータロガーを介してパソコンに記録した。

Table 2-4-1 Experimental conditions

Compressor model engine	ENYA R155-4C (modified)
Compression ratio [-]	16
Stroke volume [cc]	25.42
Engine revolution speed [rpm]	1500
Mixture gas flow rate [L min ⁻¹]	18.8
Oil injection timing [°]	90 (at crank angle)
Inlet gas temperature [°C]	260±5, 270±5
Oil equivalent ratio [-]	1
Refrigerant concentration [vol%]	0-64.9

Table 2-4-2 Properties of base oil and additives

Refrigeration base oil	POE	
ISO viscosity grade	68	
Ignition point [°C]	408	
CHO ratio [wt%]	C:H:O=70.1:10.8:19.1	
Theoretical air-fuel ratio [-]	10.91	
Additive	A1	dibutylhydroxytoluene
	A2	glycidyl ester
	A4	aromatic amine
	A6	alicyclic epoxy
Additive concentration [wt%]	0, 1, 5	

Table 2-4-1 に実験条件を示す。Table 2-4-2 に冷凍機油と添加剤の詳細を示す。本研究で用いた冷凍機油は

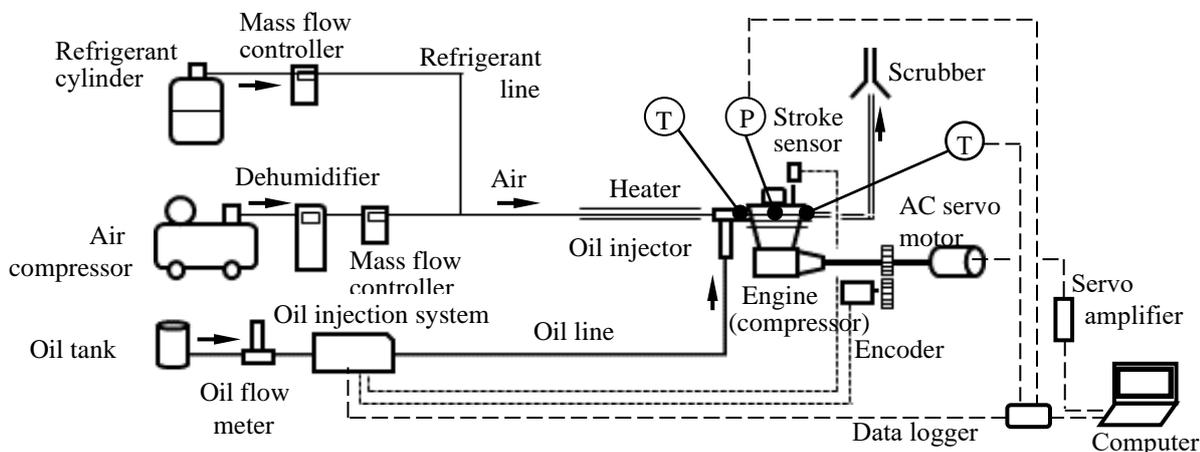


Fig. 2-4-1 Experimental apparatus

ISO 粘度グレードが 68 の POE 基油である。ディーゼル燃焼の抑制が期待される添加剤として、フェノール系酸化防止剤 (A1)、エポキシ系安定化剤 (A2, A6) とアミン系酸化防止剤 (A4) を選択して用いた。添加剤濃度を上げると冷媒適合性に影響するため、添加剤の濃度は 1wt% とし、参考のため 5wt% の実験も行った。

(2) 実験方法

実験は次の順序で行った。回転数 50rpm でエンジンを運転しながら、設定した空気量を供給し、電気ヒータの温度調節器で空気温度を調整し、温度が安定した後に設定した冷媒を流し、回転数を 1500rpm にした後、オイル噴霧システムにより冷凍機油を噴射し実験を行った。冷凍機油と空気との当量比は 1 とした。一連の実験において、装置エンジン故障にともなうエンジンの交換を実施した。交換前後でエンジン個体差の影響を詳細に確認し、エンジン入口の混合ガス温度を $260 \pm 5^\circ\text{C}$ から $270 \pm 5^\circ\text{C}$ に変更して燃焼を起こしやすい条件で実験を再開した。交換前後の結果と整合性を持たせるために、基準添加剤を設定して比較を行った。

2.4.3 添加剤効果に関する実験結果

(1) フェノール系酸化防止剤 (A1) の効果

Fig. 2-4-2(a)~(d)に添加剤濃度をパラメータにして、それぞれ R 22, R 32, R 1234yf, R 290 の冷媒濃度に対する無次元最高圧力を示した。圧力の無次元化に使った P_0 は、入口ガス温度を 260°C に設定し、シリンダ内の空気のみによる圧縮による圧力上昇の最高値の測定結果である。 P_0 は実験ごとに異なるが、おおむね 2~2.3MPa である。Fig. 2-4-2 (a)において、R 22 の燃焼範囲の上限の冷媒濃度を比較すると、添加剤無し (0wt%は base oil) は 32vol%, そして添加剤 A1 の 1wt% と 5wt% はそれぞれ 22vol% と 5vol% であり、添加剤濃度の増加と共に燃焼の上限値は低下する。添加剤濃度が増加すると燃焼範囲は顕著に小さくなるのが分かる。また、0wt% の添加剤 A1 のときの無次元最高圧力は 3.4, 1wt% のときは 3.2, 5wt% のときは 2.3 であり、最高圧力は添加剤濃

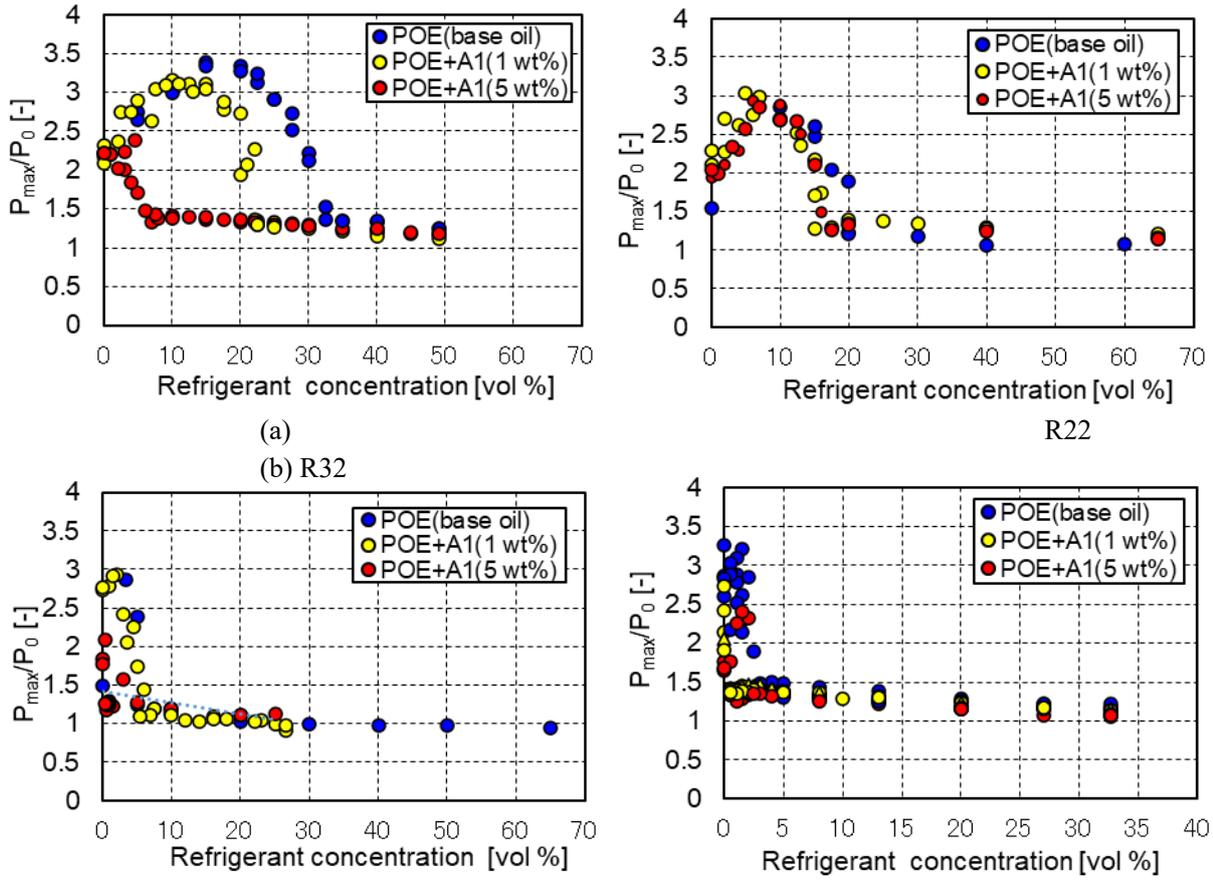


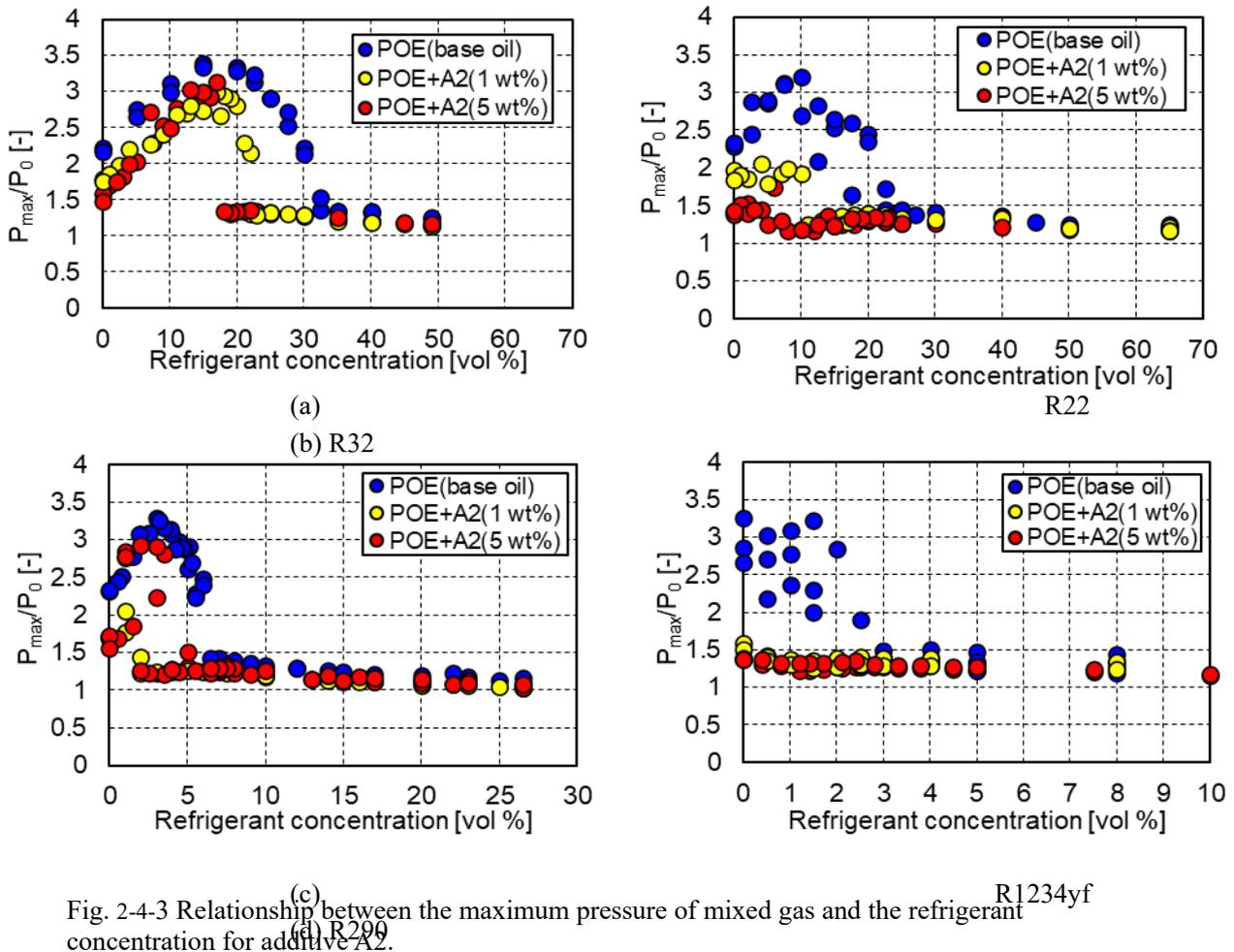
Fig. 2-4-2 Relationship between the maximum pressure of mixed gas and the refrigerant concentration for (a) R22, (b) R32, (c) R1234yf, (d) R290 and A1.

度の増加と共に低下している。R 32 の燃焼範囲の冷媒濃度は 0-20vol% であり、R 22 の 0-32vol% より狭く、R 1234yf の 0-6vol% より広い、つまり燃焼範囲は冷媒により異なる。R 32 と R 1234yf において、添加剤濃度の影響ははっきりしないが燃焼範囲のわずかな縮小が見られる。R 290 においては、燃焼範囲は 0-2.5vol% で小

さく、無次元最高圧力は 0wt%の添加剤で 3.3, 1wt%で 2.7, 5wt%で 2.4 より、最高圧力は添加剤濃度の増加と共に低下している。

(2) エポキシ系安定化剤 (A2) の効果

Fig. 2-4-3(a)~(d)に添加剤濃度をパラメータにして、各冷媒濃度に対する無次元最高圧力を示した。Fig. 3(a)において、R22 の燃焼範囲の上限の冷媒濃度を比較すると、添加剤無しは 32vol%, そして添加剤 A2 の 1wt%と 5wt%はそれぞれ 22vol%と 18vol%であり、添加剤濃度の増加と共に上限値は低下する。R 32 の燃焼範囲の上限の冷媒濃度を比較すると、添加剤無しは 20vol%, そして添加剤 A2 の 1wt%では 10vol%であり、5wt%になると高圧力上昇を伴う燃焼範囲は消えている。R 1234yf の燃焼範囲の上限の冷媒濃度はあまり系統的な傾向が見られない。R 290 については、燃焼範囲は消滅している。



(3) 添加剤 A4 と A6 の効果

エンジン交換後の添加剤 A4, A6 の実験では、基準添加剤として燃焼抑制効果の最も大きかった添加剤 A2 を設定し、先の結果との整合を図った。Fig. 2-4-4 に添加剤 A4, A6 と A2 の燃焼領域を示した。Fig. 2-4-4 (a) の冷媒 R 22 のとき、A2 の燃焼範囲は 0~30vol%に対して、A4 は 0~21vol%, A6 は 0~30vol%である。(b)の R 32 のとき A2 の燃焼範囲は 0~19vol%に対して、A4 は 0~11vol%, A6 は 0~19vol%である。(c)の R 1234yf のとき A2 の燃焼範囲は 0~7.5vol%に対して、A4 は 0~3vol%, A6 は 0~8vol%である。冷媒 R 22, R 32, R 1234yf では添加剤 A4 の燃焼範囲は A2 に比較して大幅に狭くなっている。A6 の燃焼範囲は A2 とほぼ同じである。A2, A4, A6 の燃焼域の最高圧力は同程度であった。R 290 では A2, A4, A6 のいずれの場合も燃焼は起こらなかった。

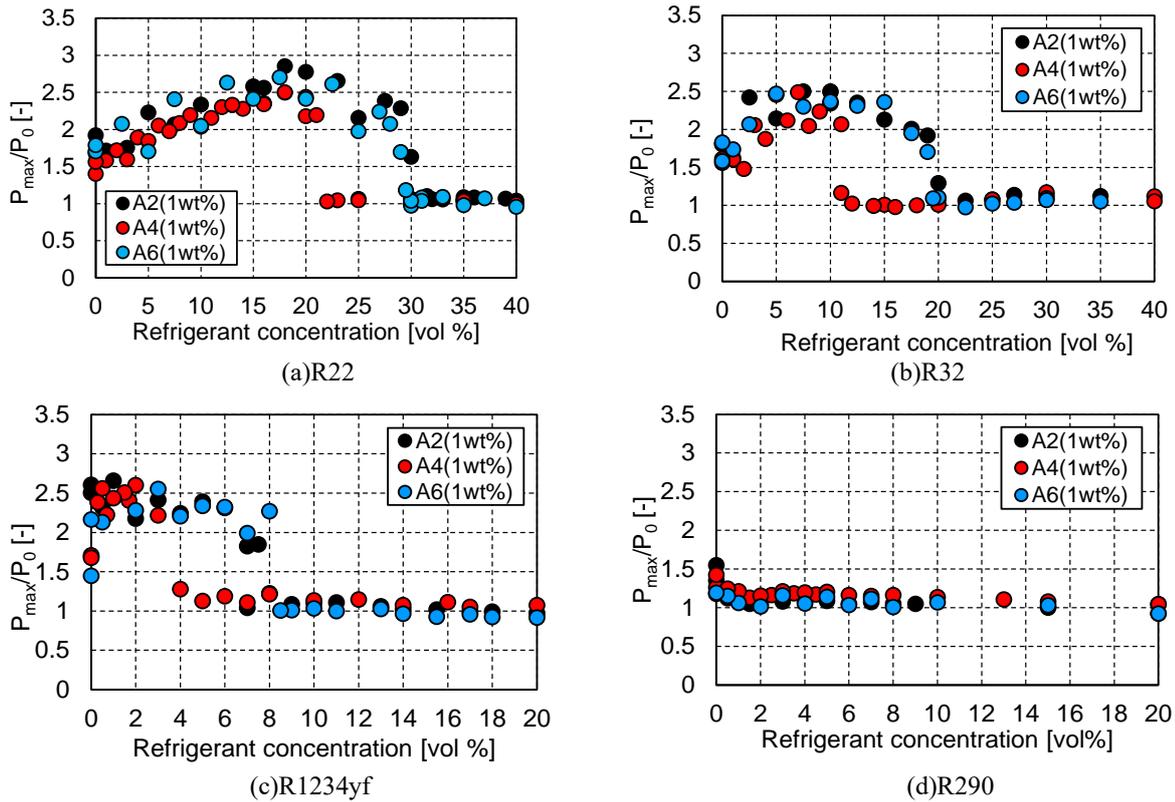


Fig. 2-4-4 Relationship between the maximum pressure and the refrigerant concentration for additives A4 and A6

(4) 添加剤効果のまとめ

添加剤の濃度が高いほど、燃焼冷媒の濃度範囲は狭くなる。しかし、添加剤濃度は冷媒適合性に影響する。したがって、添加剤濃度は低い方が好ましい。Fig. 2-4-5 は、各冷媒の燃焼範囲の上限に対する 1 wt% の添加剤 A1 と A2 の効果をまとめたものである。結果的に A2 が優れた性能を示した。A2 の添加により、R 1234yf と R 290 のディーゼル燃焼がほぼ防止され、R 32 の燃焼範囲が大幅に減少した。しかし、R 22 の爆発を抑える効果は大きくなかった。

Fig. 2-4-6 は添加剤 A2, A4, A6 の冷媒ごとに燃焼の上限を示した。燃焼範囲は、不燃性冷媒 R 22 が広く、次に微燃性冷媒 R 32, そして R1234yf の順に狭くなり、強燃性の R 290 では燃焼は発生しない。添加剤ごとの燃焼上限に注目すると、添加剤 A4 は A2, A6 に比較し、R 22 では 30%減, R 32 では 40%減, R 1234yf では 50%以下で A4 の燃焼抑制効果の大きいことが分かる。酸化防止剤 A4 は、R 1234yf, R 290 に対しほぼ燃焼を抑制することが可能であり、R 22, R 32 も燃焼範囲をかなり制限することができる。

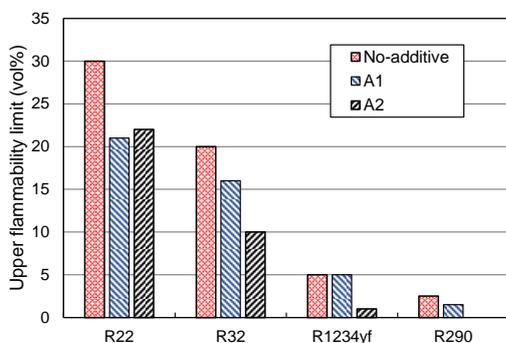


Fig. 2-4-5 Effect of 1 wt% additives on the upper flammability limit of each refrigerant.

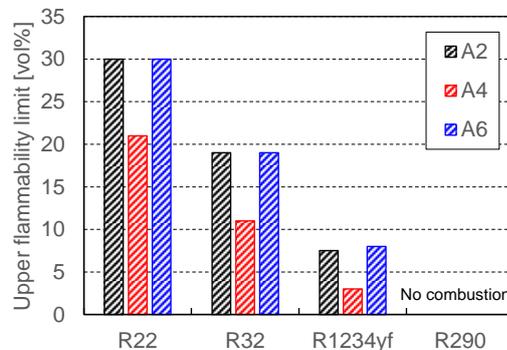


Fig. 2-4-6 Effect of additives on the upper flammability limit of each refrigerant.

2.4.4 考察

ディーゼル機関の自己着火現象²⁻¹⁶⁷⁾を参考とすると、ディーゼル燃焼の初期過程は高温高圧場における冷凍機油の自己着火であり、冷凍機油に由来するアルキルラジカルや過酸化物が生成するものと考えられる。A1とA4はラジカル捕捉型酸化防止剤であり、ラジカル捕捉速度はA1に比べA4が2倍速いことが知られている²⁻¹⁷⁾。本研究の燃焼抑制効果もA1に比べA4が極めて高く、ラジカル捕捉速度を反映した結果と言える。エポキシ系安定化剤の作用機構解明を目的に燃焼実験後(R22/A2配合油/空気)の油を回収し、添加剤A2を液体クロマトグラフィー、¹³C-NMR、¹⁹F-NMRで構造分析した。A2添加量5wt%に対し、回収油のA2そのものは完全に消失、変質していた。変質物はエポキシ基が開環し、A2水和物が1.7wt%、過酸化物や冷媒由来のフッ素などの反応物が3.3wt%であることを確認した。以上より、POE油に添加したラジカル捕捉型酸化防止剤、エポキシ系安定化剤が燃焼初期に発生する反応活性種を捕捉し、ディーゼル燃焼を抑制しているものと推察された。

2.4.5 まとめ

エアコンポンプダウン時の誤操作によるディーゼル爆発を抑制するために、添加剤4種類の効果を実験により求め、以下の知見を得た。

- 1) 添加剤A4の燃焼範囲はA2、A6と比較し、冷媒R22、R32、R1234yfにおいて30~50%狭く、A4は最も燃焼抑制効果が大きい。
- 2) 同種エポキシ系安定化剤のA2とA6の燃焼範囲はほぼ同じであった。いずれの添加剤でも冷媒R290で燃焼が発生しなかった。
- 3) 添加剤A1の燃焼抑制効果は大きくない。
- 4) R22については、少量の添加剤では爆発の抑制をすることは困難であり、原因の探求、抑制技術は今後の課題である。

2.5 可燃性冷媒が室内で着火したときの危害度の研究（福井大学に再委託）

2.5.1 概要

可燃性冷媒が室内で着火したときの危害度を評価するために、冷媒が漏えい時に部屋内形成する冷媒可燃範囲の把握とその漏えいした冷媒が燃焼するときの室内の温度、圧力上昇速度の評価が必要である。そのため、エアコンの実際使用条件を考慮した冷媒漏えい時の可燃濃度領域の形成過程の実験計測と数値シミュレーションが行われている。同時に、実験容器および実部屋を用いて冷媒着火後の圧力変化の実験計測も行われている。但し、冷媒が着火時の燃焼・爆発反応メカニズムに関する研究がまだ少ない、漏えい空間の形状、位置や漏えい規模、また着火源の位置などを想定した評価が実験で行うことは困難である。本研究は、可燃性冷媒が燃焼するときの危害度評価を行うために、冷媒の燃焼シミュレーションを行い、燃焼性の影響、スケール則を明らかにすることを目的とする。

2.5.2 燃焼シミュレーションモデル

燃焼シミュレーションを行うにあたっては、基本的に流れと伝熱を記述する質量、運動量とエネルギー保存式に化学反応を記述する化学種輸送式を付け加えて同時に解くことで、冷媒が着火後の反応物濃度と生成物濃度の時間、空間変化および計算領域の温度、圧力変化をとられることが可能になる。その温度、圧力変化を用いて冷媒が着火時の危害度の評価を行うことになる。

微燃性冷媒の燃焼反応の一例として、R32(CH₂F₂)の酸化反応は下記の総括反応式で記述される。



総括反応は化学反応の詳細な過程を省略して、反応物の化学種と最終生成物の化学種のみ記述する。計算する化学反応は、水素の酸化反応のように非常に速い場合、反応に関わる反応物と生成物を下記の化学種輸送式を用いて解析することが可能である。

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho Y_i) + \nabla \cdot (\rho \mathbf{v} Y_i) = w_i - \nabla \cdot (\rho Y_i \mathbf{V}_i) \quad (2-5-2)$$

但し、 ρ は混合気の密度； Y は質量分率； \mathbf{v} は速度； w は質量生成速度； \mathbf{V} は拡散速度ベクトル

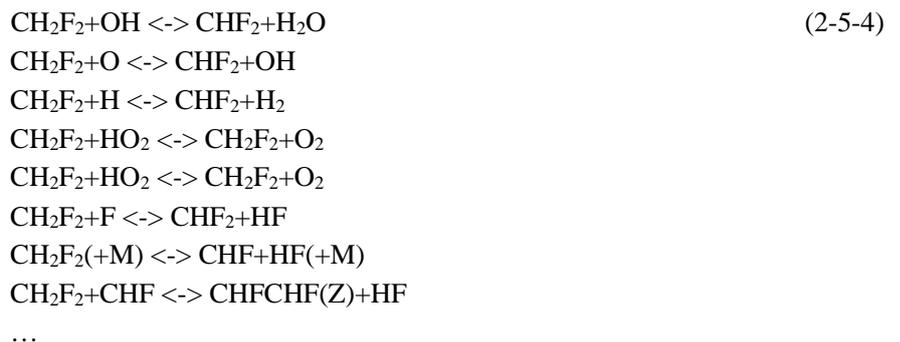
また、予混合燃焼として、下記の反応進行度(Progress variable)の輸送式を計算すれば、各化学種の濃度変化を解析することが可能になる。

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho c) + \nabla \cdot (\rho \mathbf{v} c) = \nabla \cdot \left(\frac{\mu}{Sc} \nabla c \right) + \rho S_c \quad (2-5-3)$$

但し、 c は反応進行度である。 $c=0$ を未燃ガス、 $c=1$ を既燃ガスとして、 $c=0.5$ の等値面を燃焼面として捉える。

実際の化学反応は、直接総括反応の形で反応を起こすことはまれで、多くのステップを経て反応を進行する。その個々の反応を素反応という。R32などの微燃性冷媒の燃焼反応は、一般的に燃焼速度が遅く、総括反応を元にした燃焼モデルは実現現象の再現が困難と思われる。微燃性冷媒の燃焼に寄与する素反応を記述する詳細反応モデルを構築し、各素反応に関わる化学種の輸送方程式を解くことが必要になる。ただし、微燃性冷媒の詳細な化学反応モデルはまだ十分研究されていない。また、下記に示すように、R32の酸化反応に関わる化学種の数モデルによって数十から数百程度、素反応の数は数百から千個レベルと膨大なものとなり、実部屋内の冷媒が燃焼時の危害度の評価に必要な3次元、動的なシミュレーションを行うには計算負荷が非常に大きくなる。

R32の酸化反応の素反応モデルの一部：



本研究は、まず文献調査を行い、微燃性冷媒であるR32の素反応モデルを整理する。その素反応モデルを用いて、R32冷媒の燃焼反応の基本特性を解析する。またAnsys Fluentを用いて、大きさの異なる容器(直径0.3m, 1m, 3m)内冷媒が着火後の最大圧力や圧力上昇速度の解析を行う。来年度は、燃焼空間のスケールを居室規模にまで広めたシミュレーションを行うため、簡略化した素反応モデルの構築と冷媒の漏えいから着火までのシミュレーションを行う予定である。

2.5.3 素反応モデル

R32の燃焼反応モデルについて、まずBabushokらのまとめたデータ²⁻¹⁸⁾から、C原子を3つ以上含む分子などの不要な部分を除いて詳細反応モデルを作成した。得られた化学種は99種、反応式は927本である。そのモデルを用いて、反応進行度 c をパラメータとするR32の総括燃焼反応の計算が可能であることを確認した。また、99種の化学種を同時に考慮した化学種輸送モデルも構築し、R32が着火時の火炎伝播のシミュレーションが可能であることを確認した。ただし、計算負荷が大きいため、更なる素反応モデルの簡略化が必要である。

最近、NISTからC1-C3を含むフルオロカーボン(R-32, R-125, R-134a, R-152a, R-143, R-143a, R-1234yf, R-1234ze(E), R-1243zf)とその混合物の燃焼反応の詳細化学反応モデルが公表されている²⁻¹⁹⁾。その中、R32のより簡略化された燃焼反応モデル(化学種30, 素反応式111本)が提案されている^{2-20),2-21)}。そのモデルを用いて、Chemkin ProでR32の層流燃焼速度の特性を調べた上で、R32の容器内点火した後の圧力上昇特性に関する容器の大きさの影響を評価した。

2.5.4 R32の燃焼反応特性

(a)層流燃焼速度と火炎速度

可燃濃度範囲の冷媒が着火されると火炎が生じる。火炎から前方の未燃混合気に向かってO, H, OHなどの活性化学種(ラジカル)が分子拡散で輸送され、火炎が未燃混合気の中へ喰い込んで行くことになる。火炎面の移動速度は燃焼速度という。混合気が静止もしくは層流で流れる場合は層流燃焼速度(S_L)、流れが乱流の場合は乱流燃焼速度と呼ばれる(S_T)。層流燃焼速度は燃焼反応速度を代表する指標である。また、圧力、未燃ガス温度および等量比によって変化する。

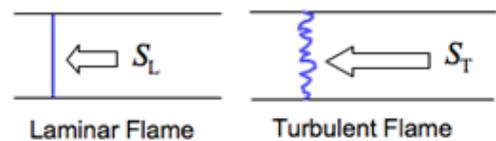


Fig. 2-5-1 Laminar and turbulent burning velocities

乱流燃焼速度は層流燃焼速度と流れの乱れ速度 u' の関数になる。大まかに下記の式で表現することが可能である。

$$S_T \cong S_L + u' \quad (2-5-5)$$

一方、火炎領域では燃焼熱の放出により既燃ガスが膨張し、実際の見かける火炎速度(w_b)は層流(あるいは乱流)燃焼速度により遥かに大きくなる。火炎帯の前後での圧力差が無視できるとして、火炎面における質量保存から、火炎速度と燃焼速度は下記の関係式が成り立つ。

$$w_b = \left(\frac{\rho_u}{\rho_b}\right) S_L \quad (2-5-6)$$

但し、 w_b は火炎速度、 ρ_u , ρ_b はそれぞれ未燃ガス密度と既燃ガス密度である。

例えば、温度300 K, 圧力1 atm条件でのR32の層流燃焼速度は7.2 cm/sであるが、断熱火炎温度を2200 Kとすると、火炎温度は53 cm/s程度になる。半径0.5mの容器内R32が点火した場合、火炎が壁に伝播するにはおおよそ1 s程度かかる。

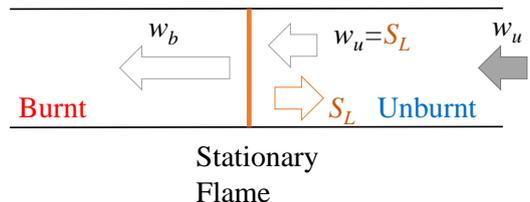


Fig. 2-5-2 Calculation model for laminar

(b)層流燃焼速度の温度、圧力依存性

層流燃焼速度を計算する時、Fig. 2-5-2 に示すような一次元モデルを用いている。流路の右側から一定速度の未燃ガスを供給する、流路の中央位置で燃焼させるとき、火炎が中央位置で固定する時のガス供給速度 w_u は層流燃焼速度 S_L と等しくなる。

Chemkin Proを用いて、未燃ガスの温度を300~900 K, 圧力を1~10 atm, 等量比を0.5~1.5範囲での層流燃焼速度を計算し、その結果をFig. 2-5-3に示す。

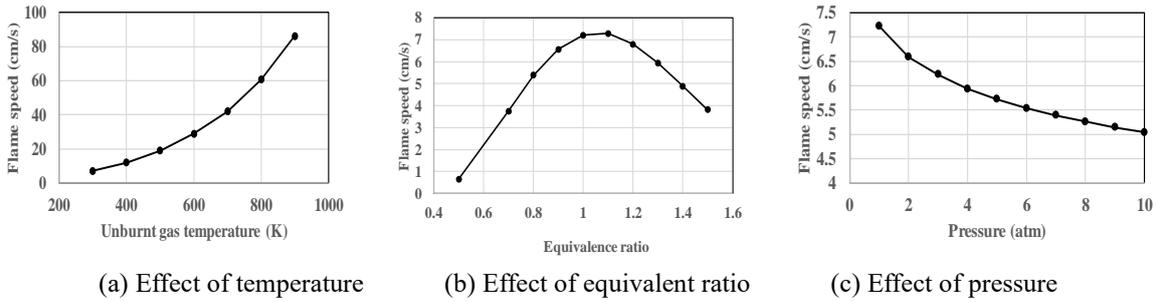


Fig. 2-5-3 Laminar burning velocity

未燃ガスの温度が高いほど、層流燃焼速度が速くなる。未燃ガスの温度が 300K で計算した層流燃焼速度は 7.2 cm/s である、温度を 900 K に高めると層流燃焼速度は 86.2 cm/s まで増加する。また、等量比(モル分率)によって層流燃焼速度は最初増加し、等量比が 1.1 に最大値(7.3 cm/s)に達した後、等量比の増加に従って層流燃焼速度が小さくなる。等量比が 1.5 の時層流燃焼速度は 3.8 cm/s まで低下する。一方、圧力の増加に従って層流燃焼速度が低下する。圧力が 10 atm の条件で計算した層流燃焼速度は 5.0 cm/s である。本研究の計算結果は平成 28 年微燃性冷媒リスク評価研究会最終報告書で報告した実験結果とほぼ一致している。

Table 2-5-1 Experimental results of laminar burning velocity of R32²⁻²²⁾

Refrigerant	Equivalence ratio (ϕ)	Temperature (°C)	Moisture	P_{max} (100kPa)	K_G (100kPa.m/s)	Flame speed S_f (cm/s)	Buring velocity S_u (cm/s)
R32	1	35	Dry	7.5	7.6	62	7.3
	1.1	35	Dry	7.3	8	65	7.6
		35	Wet (64% RH)	7.2	10.6	71	8.5

(c)R32 の燃焼反応特性

Fig. 2-5-4 には入口距離におけるガス温度と主要な化学種の濃度変化を示す。

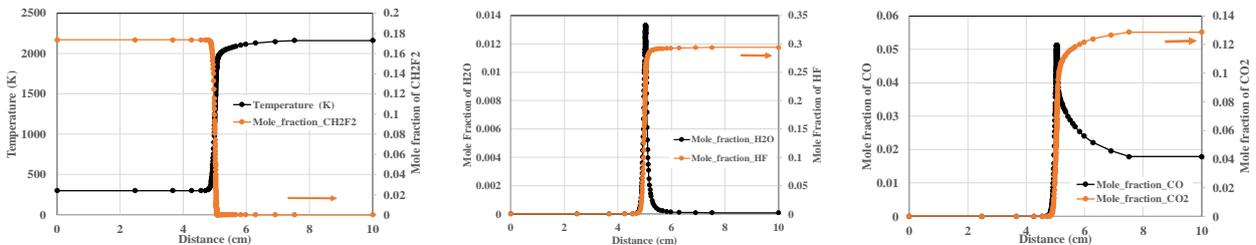


Fig. 2-5-4 Change of each parameter from the entrance (temperature 300K, pressure 1atm, equivalent ratio 1)

Fig. 2-5-4 (a)に示すように、火炎面に到達すると、R32 の燃焼反応により濃度が急激に低下し、下流側では濃度はほぼ 0 になる。火炎面の温度は未燃ガスの 300K から急激に増加し、火炎面の既燃ガス側の温度は 1940K 程度になる。その下流側では燃料 R 32 がほぼ反応したにもかかわらず、その分解産物の反応により、火炎温度は継続的に上昇し、最終的に断熱火炎温度の 2164K まで増加する。

Fig. 2-5-4 (b)に H₂O と HF の濃度変化を示す。式 2-10 に示す総括反応式には H₂O が反応に関わっていないが、火炎面で CH₂F₂ の OH ラジカルによる水素引き抜き反応で H₂O を生成し、生成した H₂O は主に F ラジカルと反応して、OH ラジカルと HF が生成する。

Fig. 2-5-4 (c)に CO と CO₂ の濃度変化を示す。CO も総括反応に含まれていないが、CFO の分解反応により CO を生成した後、CO+OH→CO₂+H ; CO+O(+M)→CO₂(+M)の反応を経て CO₂ を生成する。

Chemkin Pro の反応経路の解析ツールを用いて温度 300K, 圧力 1 atm, 等量比 1.0 条件における化学反応経路図を作成した。Fig. 2-5-5~2-5-7 には火炎面上流側、火炎面内及び下流側における反応経路解析と主な化

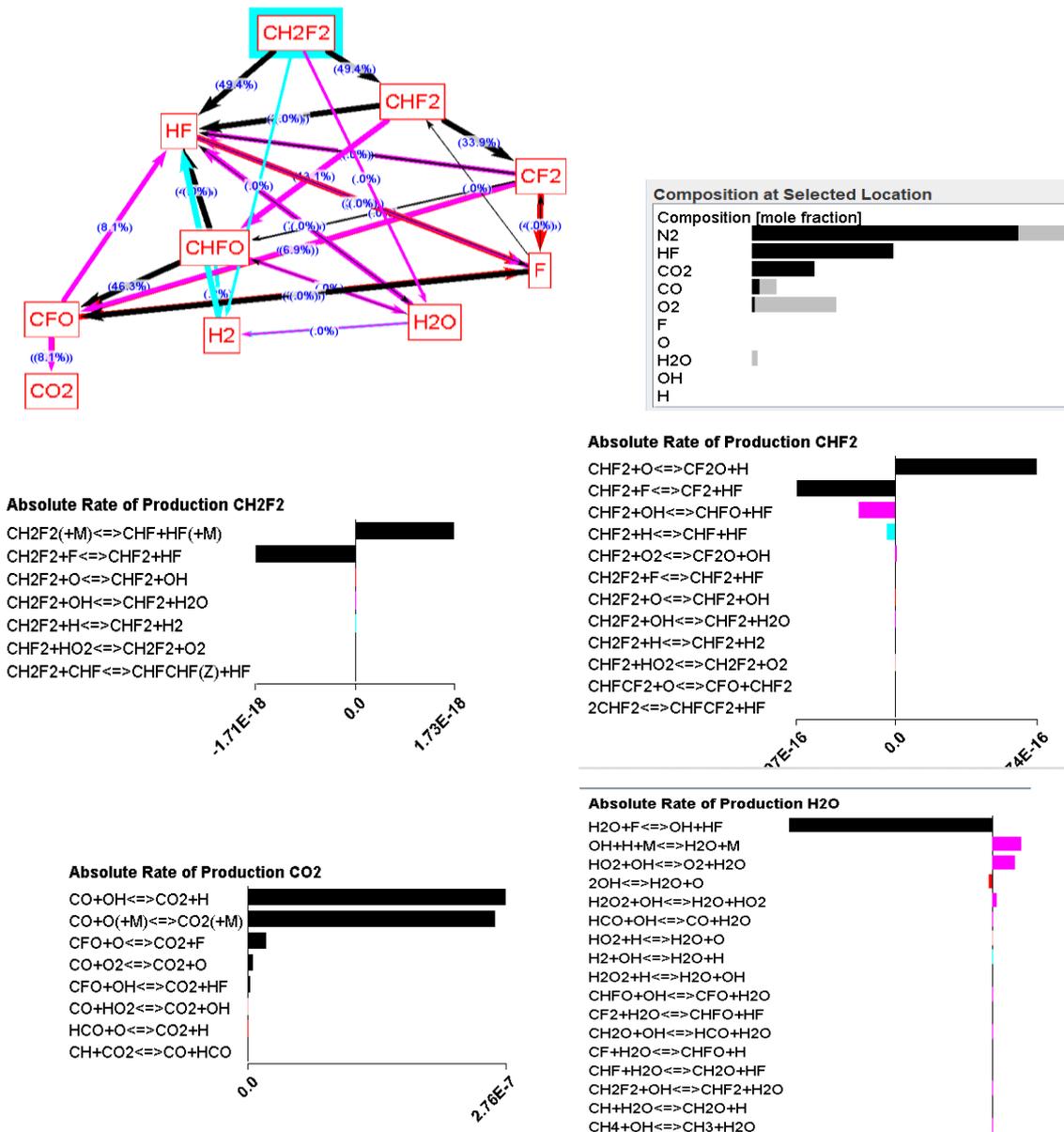


Fig. 2-5-7 Reaction path analysis on the downstream side of the flame surface

(c)R32 の燃焼反応特性への水蒸気の影響

総括反応の式には H₂O が含まれていないが、Fig. 2-5-5 と Fig. 2-5-7 に示すように、H₂O は CH₂H₂ の OH ラジカルによる水素引き抜き反応の生成物として、F ラジカルと反応して HF の生成関与する。また、Table 2-5-1 には R32 の燃焼反応に水蒸気が含まれると、燃焼速度と K_G 値の増加が報告されている。ここで水蒸気が存在条件での R32 の層流燃焼速度及び反応パスの変化を解析する。

Fig.2-5-8 には空気中に3%水蒸気が存在する条件での層流燃焼速度の解析結果を示す。水蒸気がない条件と比較のため、R32 と O₂ のモル比を 1 : 1 に固定して、空気中の水蒸気モル分率を 3%、窒素のモル分率を 79%から 76%に調整して計算を行った。水蒸気が含まれると、R32 の等量比が 0.7 以上の条件では層流燃焼速度が増加する結果となった。等量比が 1 の時水蒸気が存在条件での層流燃焼速度は 7.2 cm/s から 8.4 cm/s に増加した。計算結果と Table2-5-1 に示している実験結果とよく一致している。

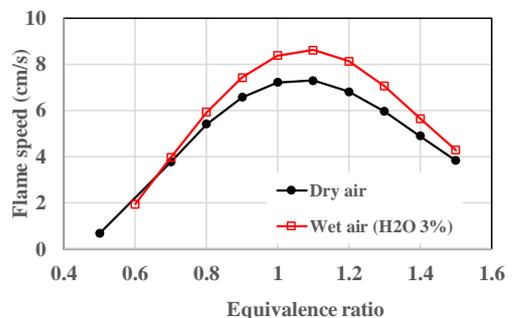
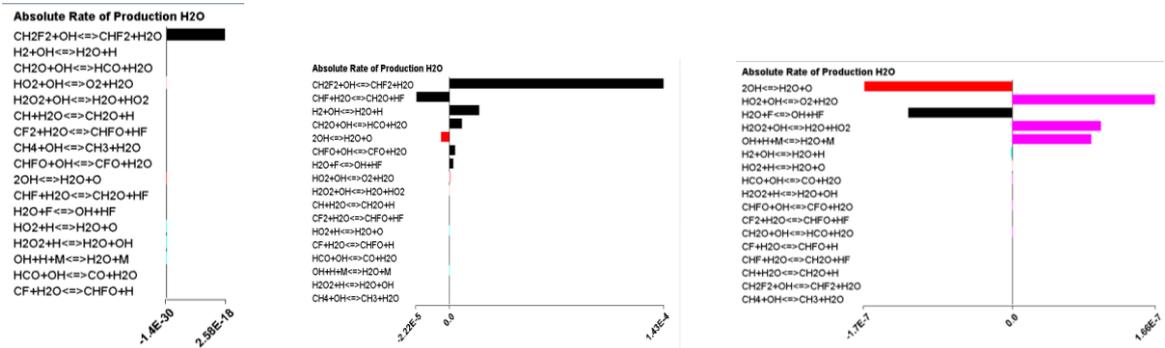


Fig.2-5-8 Effect of water vapor on laminar burning velocity

Fig. 2-5-9には水蒸気が存在条件での火炎面上流側，火炎面中及び火炎面の下流側におけるH₂Oが関わる主な反応を示す。水蒸気が含まれない条件と比べると，火炎上流側での反応ほとんど影響を受けず，下流側では，H₂OとFラジカルと反応してOHラジカルとHFが生成する反応以外，H₂O+O→2OHとH₂O+OH→O₂+H₂Oの反応率がもっと大きいことがわかる。OHラジカルの生成率が高くなる結果，水蒸気が存在しない条件と比較して層流燃焼速度が大きくなる。



(a) Upstream side of the flame surface (b) Flame surface (c) Downstream of the flame surface

Fig. 2-5-9 Reaction path analysis in the presence of water vapor

2.5.5 R32の燃焼シミュレーション

可燃性冷媒が燃焼するときの危害度評価を行うため，球状容器内R32と空気との予混合気を点火した後の火炎伝播シミュレーションを行い，最高到達圧力及び圧力上昇率(K_G値)に対する容器の大きさの影響を評価する。

シミュレーションはANSYS FLUENT 2021を用いて実施した。Fig. 2-5-10にはシミュレーションの計算対象を示す。計算条件は下記通りにまとめる。

- ・ 球状容器の直径は0.3m, 1.0mと3mの三条件である。
- ・ 軸対称とみなして2Dモデルを設定する (重力も考慮)。
- ・ 初期条件: R32:O₂:N₂の質量分率は0.26:0.16:0.59(理論空燃比); 初期温度を300K; 初期圧力を1atmに設定する。
- ・ 中心位置から点火する(半径2mmの球状領域に20Jの熱を10ms間与える)
- ・ 化学種30, 素反応式111本を考慮した化学種輸送モデルを用いて計算する。
- ・ 流れは層流である。
- ・ 容器の冷却効果を考慮するため，壁は厚み5mmのアルミを設定する。
- ・ 全域に1mm或いは10mm角の四角形メッシュを設定。火炎面付近のメッシュを更に4段階分割する(元のメッシュの1/16になる)。
- ・ 時間刻みは1~10μsである。

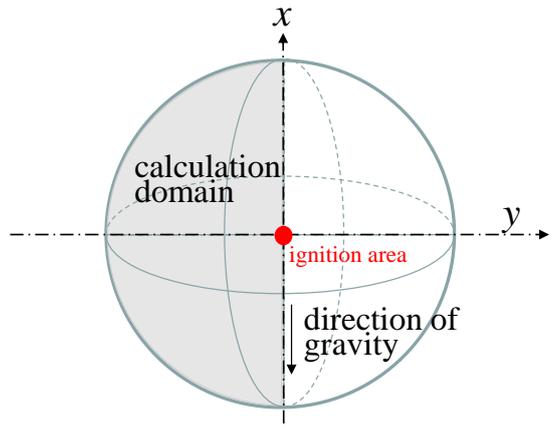


Fig. 2-5-10 Simulation calculation target

(a)直径 0.3 m 容器のシミュレーション結果

Fig. 2-5-11には直径0.3mの比較的に小さい容器内R32冷媒が燃焼した後の濃度，温度分布と平均圧力の時間変化を示す。図の左側はR32の濃度，右側には温度の分布をそれぞれ示している。点火後，火炎界面が未燃ガス領域に向けて拡大していく様子が見える。また，重力の影響を受けて火炎が浮上している。

燃焼の初期段階には，火炎界面の乱れが見えたが，火炎界面の膨張と共に次第に滑らかな界面になる。火炎界面が左右の壁面に到達直前までは容器内圧力が急激に上昇し，左右の壁面に到達した後，圧力の上昇速度が小さくなる。冷媒がすべて燃焼しきるまでは圧力が上昇し続ける，最大圧力は約1MPaになる。また，火炎界面が左右の壁面に到達直前のとき圧力上昇の最大値になる。その時のK_G値を圧力上昇速度から計算すると7.2(100kPa.m/s)になる。

ちなみに，K_G値は爆発の激しさを示す指標で，下記のように定義される。

$$K_G = \frac{dP}{dt_{max}} V^{\frac{1}{3}} \quad (100 \text{ kPa}\cdot\text{m/s}) \quad (2-5-7)$$

火炎界面が左右壁面に到達する時間は0.3s程度である。これは火炎速度を用いた予測結果と一致している。(半径は0.15m, 火炎速度は0.5mとして考えると, 火炎が壁面に到達時間は0.3 s 程度と見積もられる)。

本研究で得られた火炎界面の膨張及び重力による浮上の様子は平成 28 年度微燃性冷媒研究会の最終報告書に紹介された実験観察結果(Fig. 2-5-12)に似ている。計算された K_G 値も Table 2-5-1 に示している実験結果とよく一致している。

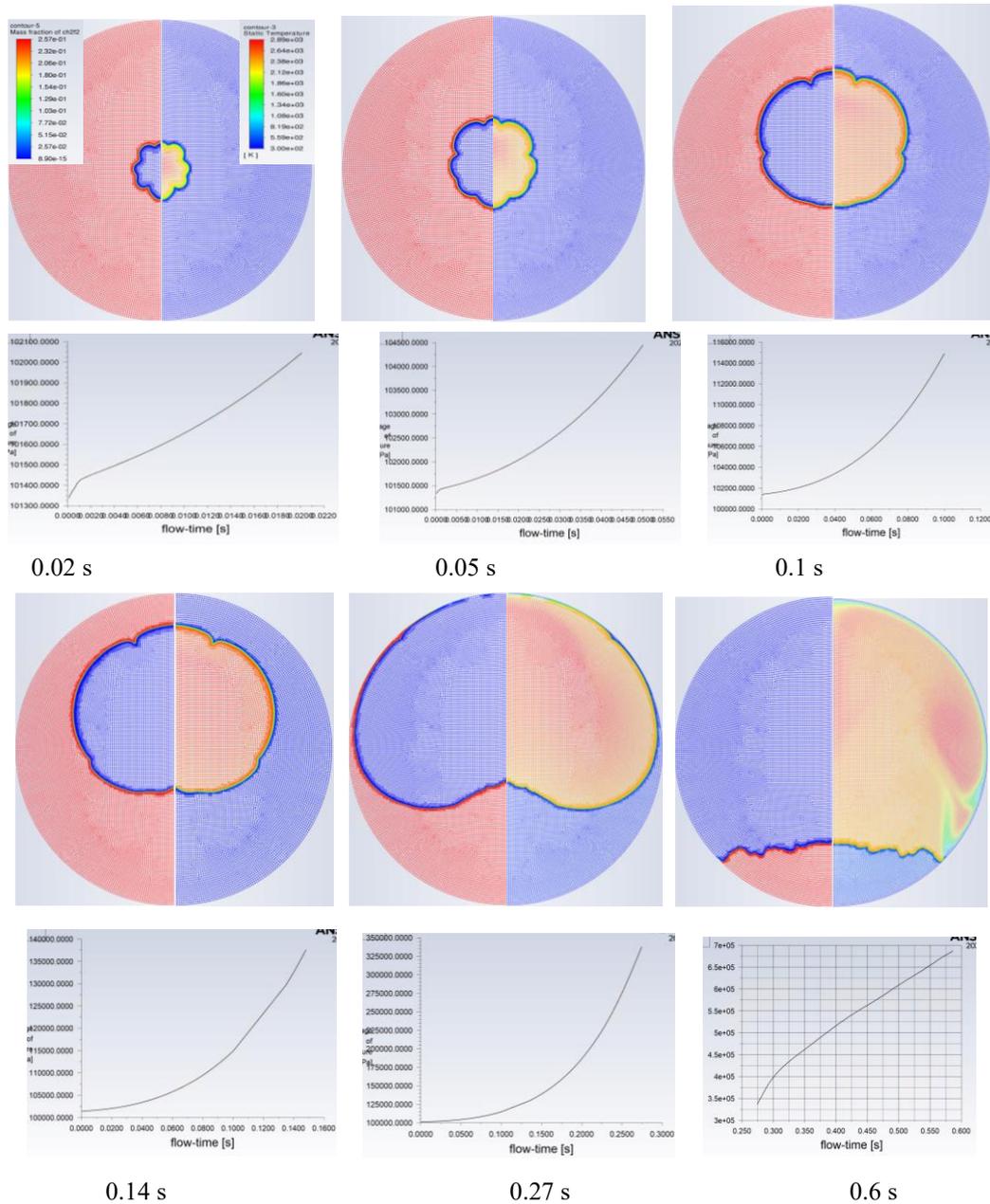


Fig. 2-5-11 Time change of R32 concentration distribution (left), temperature distribution (right) and average pressure (bottom) (d=0.3m)



100ms

200ms

300ms

400 ms

Fig. 2-5-12 Propagation behavior of the flame surface for R32^[2-9] (Diameter 1 m, equivalent ratio 0.9)

(b) 直径 1 m 容器のシミュレーション結果

Fig. 2-5-13 には直径 1m の容器内 R32 冷媒が燃焼した後の濃度, 温度分布と平均圧力の時間変化を示す. 着火から 0.25s までは, 0.3m 容器内の燃焼の様子と同様に, 火炎界面の膨張と重力による火炎の浮上が得られる. また, 発達する火炎界面の底部の内側へのくぼみ形状も再現している.

着火から 0.25s 経過した後, 火炎界面の底部のくぼみが急激に進行することで火炎の下部が外から千切れて, 不連続な二つ火炎に分裂した. 火炎界面が長くなることで多くの冷媒が燃焼に関わるため, 圧力が急激に増加し始めた. 0.57 の時点で圧力上昇率が最大なる, その圧力上昇率から計算した K_G は 12.8 (100kPa.m/s) になる. 実験結果より大きな値になる. また, 着火後 1.2s の時点で容器内圧力が最大値の 1.02MPa に到達した. その後壁面の冷却効果により圧力の低下に転じた.

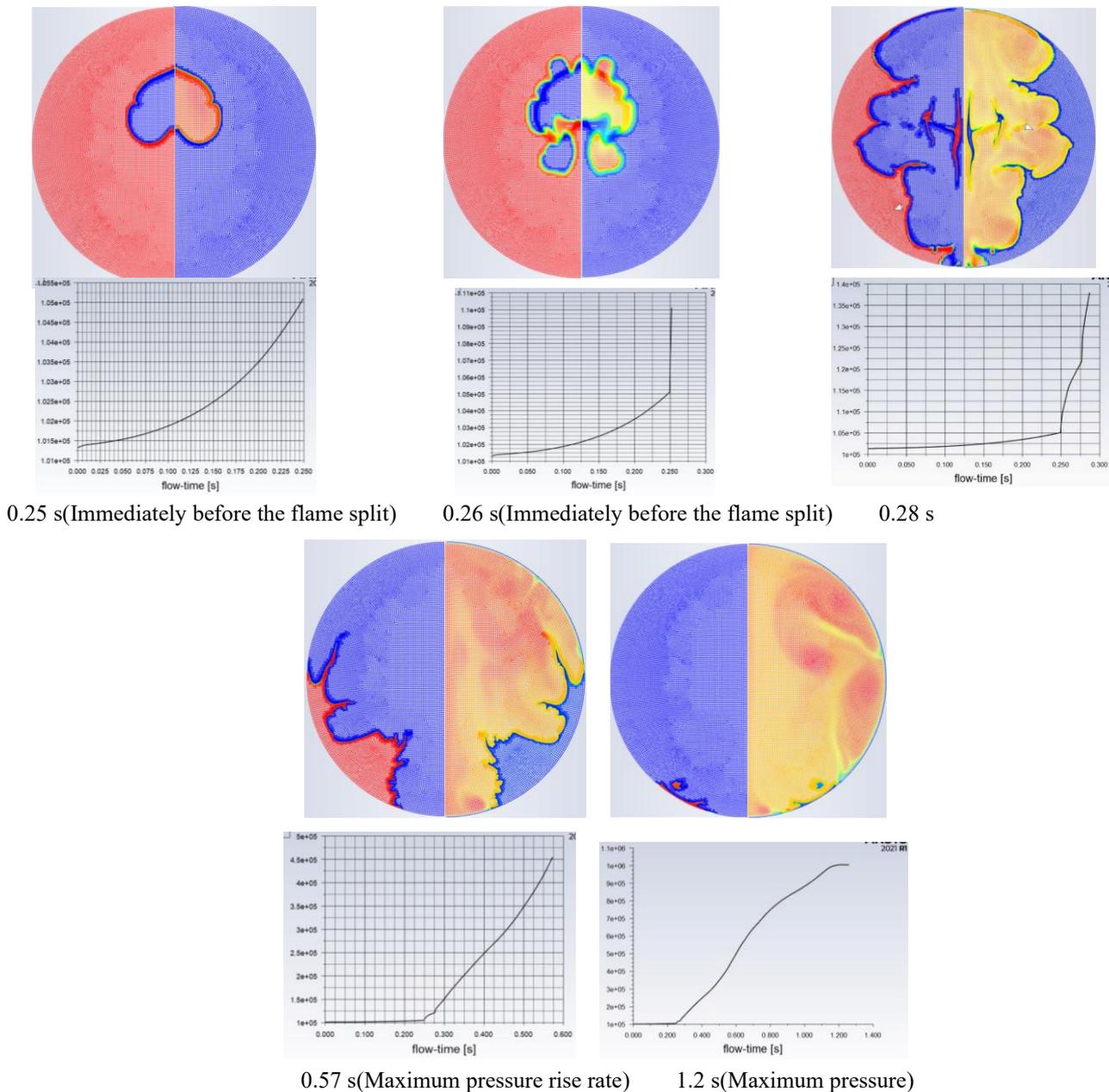


Fig. 2-5-13 Time change of R32 concentration distribution (left), temperature distribution (right) and average pressure (bottom) (d=1 m)

(c) 直径 3 m 容器のシミュレーション結果

Fig. 2-5-14 には直径 3m の容器内 R32 冷媒が燃焼した後の濃度，温度分布と平均圧力の時間変化を示す．着火から 0.75s までは，0.3m 容器内の燃焼の様子と同様に，火炎界面の拡大と重力による火炎の浮上が得られる．その後，0.78s から火炎界面の乱れが発達し，不連続な火炎に分裂することになった．その時圧力の急激な上昇がみられた．着火後 1.05s の時点で圧力上昇率が最大なる，その圧力上昇率から計算した K_G は 26 (100kPa.m/s)になる．実験結果より大きな値になる．また，圧力の最大値は，約 1 MPa であった．

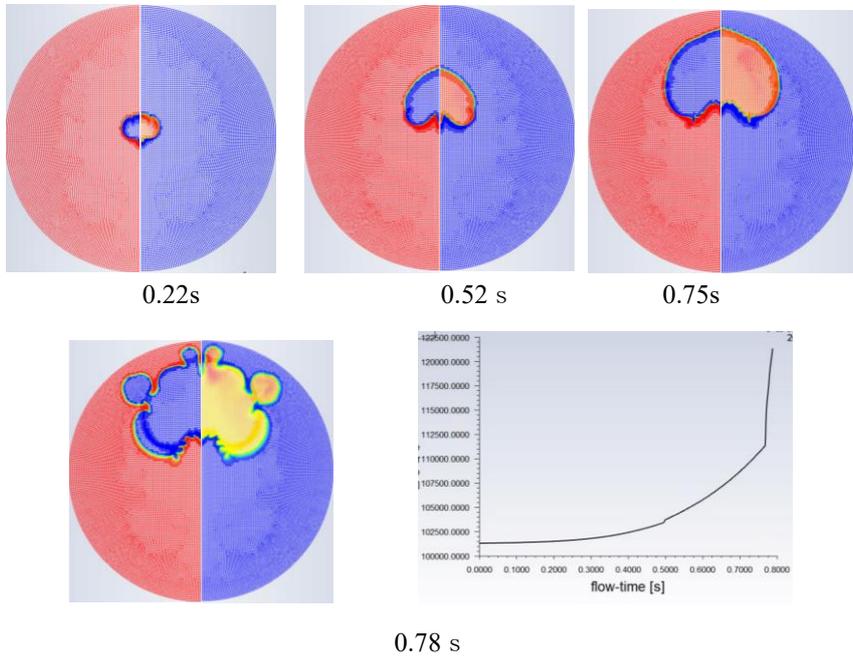


Fig. 2-5-14 Time change of R32 concentration distribution (left), temperature distribution (right) and average pressure (d=3m)

(d) 乱流モデルの影響

ケース(a)-(c)は流れを層流としてシミュレーションを行ったが，容器が大きい場合，火炎面の膨張により容器内大きな流れを引き起こす，流れ場が乱流に遷移する可能性がある．乱流遷移の影響を評価するため，乱流モデルはレイノルズ応力(5方程式)を用いて，直径 3m の容器内の R32 冷媒が燃焼した後の温度分布と平均圧力の時間変化を Fig. 2-5-15 に示す．層流の結果と比べ，乱流の拡散効果により，火炎の分裂がなく，全体的に厚い火炎界面を形成することが見える．また，層流燃焼の時より乱流燃焼速度が速くなるため，浮力の影響が小さくなり，壁まで到達の時間は層流燃焼の場合の約半分になる．着火後 0.47s の時点で圧力上昇率が最大なる，その圧力上昇率から計算した K_G は 86.4(100kPa.m/s)になる．実験結果より大きな値になる．また，圧力の最大値は，約 0.98 MPa であった．

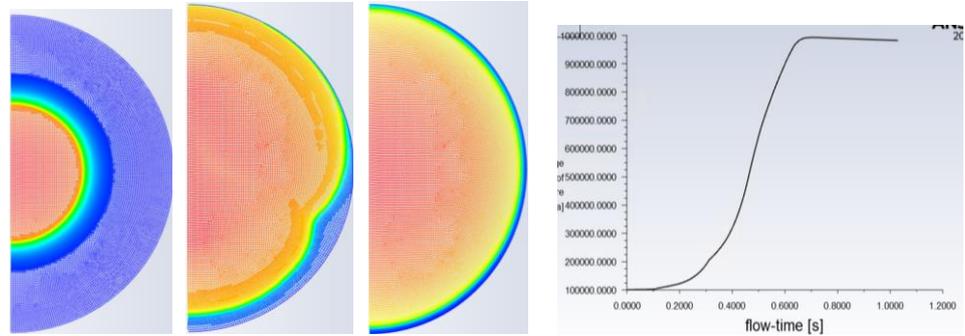


Fig. 2-5-15 Temperature and average pressure over time for R32 (d=3m, turbulent model)

2.3.6 シミュレーション結果の考察

(a)シミュレーション結果のまとめ

上記のシミュレーションの結果を Table 2-5-2 に纏める．容器の直径を 0.3m~1m に変化することで，最高到達圧力がほとんど変化しなかった．圧力の上昇は，燃焼熱放出による結果なので，初期状態で冷媒濃度が同じ

であれば、単位体積当たりの放出燃焼熱量が同じになり、最高到達圧力も同じになる。また、条件によって、壁の冷却効果も無視できないが、燃焼時間は1 s程度なので、壁の熱容量の影響が小さいと考えられる。

K_G 値は圧力上昇率の最大値から計算した爆発の激しさを示す指標である。一番小さい容器($d = 0.3\text{m}$)で計算した K_G 値は文献で報告した実験結果と一致しているが、大きい容器の場合、計算した K_G 値は文献値より大きくなっている。それは浮力によって火炎が浮上している途中で激しく変形し、小さい火炎に分裂することによる結果である。この火炎面の不安定現象の計算結果について、さらに実験結果を合わせて考察すべき。更に、シミュレーションモデルに乱流の効果を導入すると、乱流の拡散効果により、火炎の分裂がなく、全体的に厚い火炎界面を形成することが見える。層流燃焼より、さらに大きい K_G 値が計算された。

Table 2-5-2 Summary of simulation results

	容器直径	層流/乱流	化学反応モデル	最高到達圧力	$K_G(100\text{kPa}\cdot\text{m/s})$
1)	0.3 m	層流	化学種輸送モデル	1 MPa	7.2
2)	1 m	層流	化学種輸送モデル	1.02 MPa	13.9
3)	3 m	層流	化学種輸送モデル	1 MPa	26
4)	3 m	乱流	化学種輸送モデル	0.98 MPa	86.4

(b) 予混合火炎の固有不安定性

予混合火炎の熱膨張によって不安定になりやすく、それは予混合火炎の固有不安定性として、1959 年から研究されている²⁻²³⁾。予混合火炎の固有不安定性の要因として、主に流体力学的効果、拡散 - 熱的効果と外力効果が検討されている。これらの中で、気体の熱膨張により生じる流体力学的効果は、最も本質的な要因である。また、物質拡散と熱拡散の相互作用により生じる拡散-熱的効果は、水素-空気やメタン-空気の希薄予混合火炎の不安定性において主要な役割を演じている。一方、浮力などの外力効果は燃焼速度が 15cm/s 以下の遅い燃焼反応において重要である。

Darrius と Landauが熱膨張効果を考慮した火炎面の不安定性解析から、どんな微小擾乱でも火炎面が不安定になり、つまり、安定した層流燃焼火炎が存在しえない結果となっていた²⁻²⁴⁾。その後有限の火炎帯厚さを考慮する解析から、波数が大きい領域において増幅率は負となる、つまり小さい火炎は安定となり、大きい火炎は不安定になることが分かった。本研究のシミュレーションは、比較的小さい容器を用いて、燃焼速度の小さいR32を対象として行った。熱膨張効果による火炎の安定性の影響が小さいと考えられる。

Fig. 2-5-16には、計算の初期段階における火炎面の伝播を示している。初期状態で滑らか火炎界面を与えていたが、0.02sまでは火炎面の凹凸が現れる。ただし、0.04 sまで計算が進行すると、火炎面の凹凸が殆ど消滅した。その理由としては、既燃ガスの囲まれる未燃ガスの温度上昇により活性化学種の輸送が活発になり、また化学反応の速度も速くなるため、燃焼速度が速くなる結果である。0.09 sまで計算が進めると、火炎界面がより滑らかになったが、浮力の効果で、左右の火炎界面の形状が異なる結果が得られた。浮力が火炎界面の形状への影響が大きいことが明らかである。さらに、Fig. 2-5-13 (0.28 s)とFig. 2-5-14 (0.78 s)に示すように、浮力によって火炎界面が大きな変形し、火炎の分裂と急激な圧力上昇を引き起こした。この影響は、R32よりも燃焼速度の遅いR1234yfなどにもっと顕著になる。層流燃焼で予測した圧力上昇速度よりはるかに大きな圧力上昇が出現する危険があるため、冷媒種類、燃焼空間のスケールによる火炎面の安定性解析のより詳細検討が必要と考えられる。

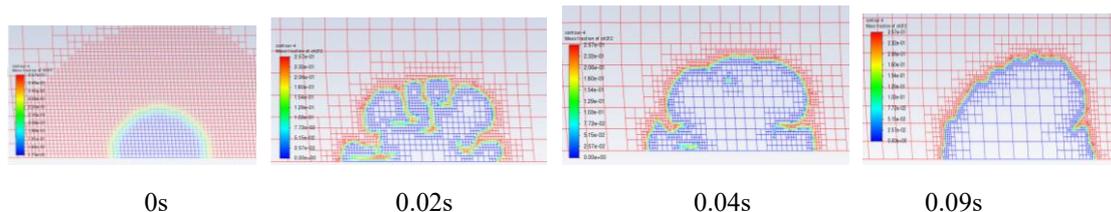


Fig. 2-5-16 Behavior of flame surface (concentration distribution of R32) (Direction of gravity is from right to left)

参考文献

2-1) Kataoka, O., Yoshizawa, M., and Hirakawa, T., Allowable Charge Calculation Method for Flammable Refrigerants. *Proc. Int. Refrig.*

Air Cond. Conf., Purdue, USA, (2000).

- 2-2) Hu, M., Li, J., Liu, Z., and Li T., Experimental and numerical simulation analysis of R-290 air conditioner leak. *Int. J. Refrig.*, 90, (2018), pp.163-167.
- 2-3) Baba, A., Takaichi, K., Taira, S., Imoto, T., Itakura, S., Mori, H., Makino, H., Yamashita, K., and Yamaguchi, H., Study on risk assessment of air conditioner using R290. *25th IIR Int. cong. Refrig.*, Montreal, Canada, (2019).
- 2-4) Colbourne, D., and Suen, K. O., Equipment design and installation features to disperse refrigerant releases in rooms—part I: experiments and analysis. *Int. J. Refrig.*, (2003), 26, pp. 667-673.
- 2-5) Tang, W., He, G., Zhou, S., Sun, W., Cai, D., and Liu, F., The experiment study of R290 mass distribution and indoor leakage of 2 HP and 3HP split household air conditioner. *Int. J. Refrig.*, (2019), 100, pp. 246-254.
- 2-6) Tang, W., He, G., Sun, W., Zhou, S., Cai, D., and Zhu, Y., Assessment of leakage and risk reduction of R290 in a split type household air conditioner. *Int. J. Refrig.*, (2018), 89, pp. 70-82.
- 2-7) Hattori K., Fukuoka M., Murata K., Taira S., and Tomioka K., Numerical method on predicting distribution of leaked refrigerant in indoor space and its experimental observation. *24th IIR Int. Cong. Refrig.*, Yokohama, Japan, (2015), pp. 4782-4789.
- 2-8) Jin, W., Gao, P., and Zheng, Y., Experimental study on ventilation effect on concentration distribution of R32 leaking from floor type air conditioner. *Energy procedia*, (2017), 105, pp.4627-4634.
- 2-9) Colbourne, D. and Suen, K.O., Airflow to disperse refrigerant leaks from hydrocarbon refrigeration systems, *Int. J. Refrig.* (2022), 137, pp. 220-229.
- 2-10) IEC 60335-2-40:2022 CMV, Household and similar electrical appliances – Safety – Part 2-40: Particular requirements for electrical heat pumps, air-conditioners and dehumidifiers. *Int. Electrotech. Comm.*, (2022).
- 2-11) Shiokawa, J., KIRK-OTHMER Concise Encyc. Chem. Tech., Maruzen, Tokyo, Japan, (1988), p.1188.
- 2-12) IEC 60335-2-89, Household and similar electrical appliance –Safety- Part 2-89: Particular requirements for commercial refrigerating appliances and ice-makers with an incorporated or remote refrigerant unit or moter-compressor. *Int. Electrotech. Comm.*, (2019).
- 2-13) Higashi, T., Dang, C., Hihara, E., Shitara, Y., Effect of additives to suppress the combustion of oil on pump-down accidents, JRAIA International Symposium on New Refrigerants and Environmental Technology (2018).
- 2-14) Higashi, T., Saitoh, S., Dang, C., Hihara, E., Diesel combustion of oil and refrigerant mixture during pump-down of air conditioners. *International Journal of Refrigeration*, 75, 300–310 (2017).
- 2-15) Higashi, T., Tamai, S., Saitoh, S., Dang, C., Hihara, E., Effect of lubricating oil on explosion accidents of compressor during pump-down of air-conditioner. *Trans. JSRAE* 34(3), 181–191 (2017). <https://doi.org/10.11322/tjsrae.17-17>.
- 2-16) Iijima, A., Autoignition in internal combustion engines. *Journal of Combustion Society of Japan*, 57, 95-105 (2015). (in Japanese)
- 2-17) Japanese Society of Tribologists, *Tribology Handbook*, Yokendo, 590 (2001). (in Japanese)
- 2-18) Donald R. Burgess Jr., Valeri I. Babushok, Gregory T. Linteris, Jeffrey A. Manion, A Chemical Kinetic Mechanism for 2-Bromo-3,3,3-trifluoropropene (2-BTP) Flame Inhibition, *International Journal of Chemical Kinetics*, 47(9), 533-563,2015.
- 2-19) Babushok, V., Burgess Jr., D., Kim, D., Hegetschweiler, M. and Linteris, G. (2021), Modeling of Combustion of Fluorine-Containing Refrigerants, Technical Note (NIST TN), National Institute of Standards and Technology, Gaithersburg, MD, [online], <https://doi.org/10.6028/NIST.TN.2170>.
- 2-20) Donald R. Burgess Jr., Valeri I. Babushok, Jeffrey A. Manion, A chemical kinetic mechanism for combustion and flame propagation of CH₂F₂/O₂/N₂ mixtures, *International Journal of Chemical Kinetics*, 54(3), 154-187, 2022.
- 2-21) Donald R. Burgess Jr., Robert R. Burrell, Valeri I. Babushok, Jeffrey A. Manion, Michael J. Hegetschweiler, Gregory T. Linteris, Burning velocities of R-32/O₂/N₂ mixtures: Experimental measurements and development of a validated detailed chemical kinetic model. *Combustion and Flame*, 236, 111795, 2002.
- 2-22) 日本冷凍空調学会, 微燃性冷媒リスク評価研究会平成28年最終報告書, 2017年
- 2-23) 門脇 敏, 予混合火炎の固有不安定性: 流体力学的効果と拡散-熱的效果, *日本燃焼学会誌*, 57(181), 167-173, 2015.
- 2-24) Clavin P., Dynamic behavior of premixed flame fronts in laminar and turbulent flows, *Prog. Energy Combust. Sci.*, 11, 1-59, 1985.

3. 公立諏訪東京理科大学の成果

3.1 はじめに

従来冷媒の低 GWP 化においては、GWP が抜本的に小さい炭化水素系自然冷媒への転換が有力な方策である。しかしその一方で、該当冷媒（主にプロパン(R290)、イソブタン(R600a)など）は、ISO817³⁻¹⁾の分類では A3（強燃性：LFL 3.5 vol%以下または燃焼熱 19,000 kJ/kg 以上）に分類されるので、特にこれらへの冷媒転換が期待されている家庭用空調機器及び業務用冷凍冷蔵機器（内蔵ショーケース等）の使用環境下における火災・爆発リスクを詳細に評価したうえでの十分な安全対策が、冷媒転換における大きな課題である。すでに冷蔵庫用冷媒については、従来の特定フロン（CFC12）の製造が 1996 年に禁止されたことを受けて、R600a を冷媒として使用するための綿密なリスクアセスメントが日本電機工業会（JEMA）主導により実施され、その成果を JEMA 自主基準としてまとめることにより炭化水素系冷媒を一足先に実用化している³⁻²⁾。

冷媒の火災・爆発リスクは何らかの理由で冷媒が漏洩し空気中の酸素と混合したところに、着火に至るのに十分なエネルギーを有した着火源が存在することに由来するが、単純にこれを満たしただけで確実に着火するわけではなく、後述する着火機構、冷媒／空気混合気の流動状態、などさまざまな要因が複合的に絡み合う現象である。したがって、一般に着火性評価指標として用いられている最小着火エネルギー（MIE）、消炎距離、自動発火温度（AIT）などについても、例えばアーク放電では MIE よりも 1 桁以上大きなエネルギーであっても着火しないことが知られている³⁻³⁾など、対象とする着火モードによっては正確なリスク評価結果につながらないことが多々ある。そのブレークスルーのためには、対象とする漏洩シナリオや着火源候補を十分に検討し抽出したうえで、これらの着火性を丁寧に評価できる、学術的知見に沿った着火性評価法の確立が望まれている。このような背景から本研究では、燃焼学の理論をベースに、家庭用空調機器及び業務用冷凍冷蔵機器の冷媒を R290 に転換することを前提に、R290 の着火性を定量的に評価することとした。

3.2 本研究の構成

本研究は大きく分けて以下の 2 本の柱からなる。

① 機器使用時に問題となる着火源のスクリーニングと着火源モデルの構築

家庭用空調機器及び業務用冷凍冷蔵機器からの冷媒漏洩シナリオを想定し、その漏洩シナリオにおいて着火源となりうる機器や現象を抽出する。抽出された着火源候補を電気スパーク、裸火、高温熱面などの着火機構ごとにカテゴリー分けする。それぞれのカテゴリーについて文献や Web 調査等により着火性のスクリーニングを実施する。

② 各種着火源による次世代冷媒のフィジカルリスク評価

上記①のカテゴリー分類結果及びスクリーニング結果に基づき、主として実験、数値シミュレーション及び理論解析により、着火可能性に関するデータを取得・蓄積するとともに、学術的知見に基づく着火性評価手法を構築する。

3.3 着火源候補のスクリーニング

3.3.1 着火源候補の抽出と分類

Fig.3-1 は 2020 年度の日本国内における主な出火原因別の出火件数³⁻⁴⁾である。従来火災原因の 1 位であった「放火」は減少傾向にあり、代わって「たばこ」「たき火」「こんろ」などの高温熱源が上位を占めている。一方、「電気機器」、「電灯電話等の配線」、「配線器具」、「電気装置」、「灯火」なども、これらをひとくくりにしていわゆる「電気系着火源」としてみれば、火災原因に占める割合は無視できない。すなわち、電気系着火源は高温熱源系の着火源に比較して種類が多いので、それぞれの着火性を丁寧に検討する必要がある

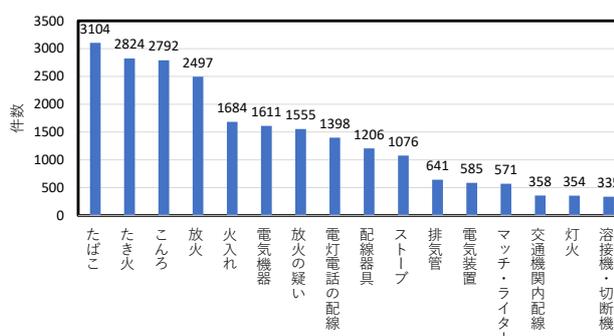


Fig.3-1 Number of fires by major cause in Japan in FY2020³⁻⁴⁾.

る。

Fig.3-2 は 2018～2020 年の家庭電気製品の出火件数の推移, Fig.3-3 は電気火災の出火原因状況を示したものである³⁻⁵⁾。電磁調理器を原因とする件数がその他に比べて若干低い, それ以外はほぼ同率レベルの件数であることから, 電気系着火源の多様性がうかがえる。これらが火災原因となる最大の要因は Fig.3-3 から推測するに維持管理不適であり, 例えば配線被覆が劣化により破損して出火したり, 劣化に伴う断線によって出火したりするなどのパターンが推測される。少し古いデータではあるが, 当時アメリカ国立標準局 (NBS) の Hall らが 105 件の住宅火災事例から配電部品の発火の原因を Table 3-1 のようにまとめている^{3-6), 3-7)}。いずれのカテゴリーにおいても, 機械的損傷, 接触不良等が大きな割合を占めている。これらに基づき本研究では, 家庭用空調機冷媒, 業務用冷凍冷蔵機器冷媒が漏洩した場合を想定して, 一般住居の居室内及びコンビニエンスストア等の店内を想定して着火源を抽出し, Table 3-2 のように分類した。すなわち大カテゴリーとして「電気系着火源」「高温熱源系着火源」「裸火」に分類した。このうち「裸火」については, プロパン/空気予混合気への着火性が極めて高いであろうことは経験的にも容易に推測されるので評価対象から外した。なお, 着火源候補の抽出においては (一社) 日本冷凍空調工業会 (以下, 日冷工) のリスクアセスメントワーキンググループメンバーとの密接な意見交換の結果を参考にした。

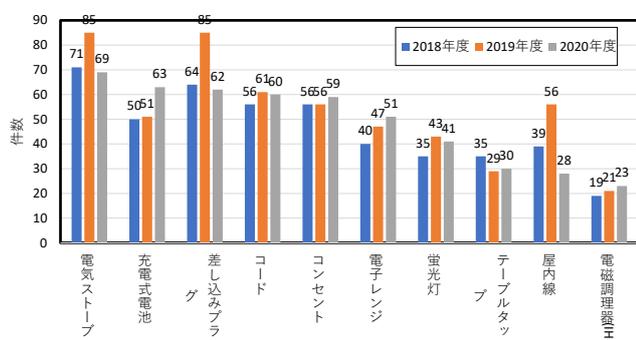


Fig.3-2 Trends in the number of fires caused by household electrical appliances from 2018 to 2020³⁻⁵⁾.

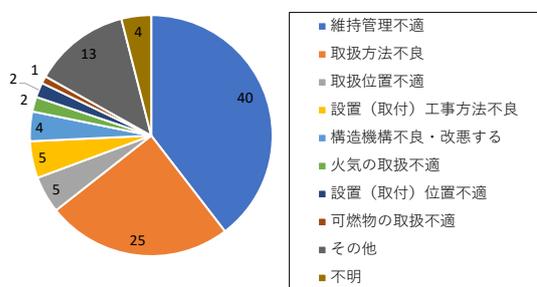


Fig.3-3 Trends of the causes of electrical fires in 2020FY in Japan³⁻⁵⁾.

Table 3-1 Causes of fires in residential occupancies due to electrical wiring and devices^{3-6), 3-7)}.

Cause of fire	Percent (individual cause)	Percent (for categories)
Branch circuit wiring		29
mechanical damage or improper installation	8	
poor or loose splice	8	
ground fault	3	
use of improper wiring	3	
knob-and-tube encapsulated	3	
miscellaneous overload	2	
unknown	3	
Cords and plugs		26
mechanical damage or poor splice	10	
overloaded extension cord	6	
overloaded plug	2	
damaged plug	2	
miscellaneous (short, water, deteriorated insulation, electric blanket cord)	6	
unknown	1	
Service components		13
deteriorated insulation	5	
improper installation (ground fault or overload)	4	
fire due to alterations in progress (e.g., contact with HV wire)	2	
unknown	4	
Lamp and lighting fixtures		13
loose or poor connection or splice, mis-wiring	5	
combustibles too close	5	
overlamped	3	
deteriorated insulation	1	
Receptacles and outlets		11
loose or poor connection	8	
mechanical damage	3	
overloaded	2	
deteriorated, miswired, plug inserted improperly	2	
unknown	3	
Low voltage transformer	1	1

Table 3-2 List of candidates of ignition source for propane/air mixture which are generally used in life cycle.

Major Category	Middle Category	End Category
Electric spark	Electric relay	Refrigerator, Washing machine, Hair dryer, Rice cooker, Microwave oven, Dehumidifier, Vacuum cleaner, Electric carpet, Oven, Fan, Television, Printer, Air cleaner, Audio&Video, Telephone, Facsimile
	Thermostat	Refrigerator, Electric stove, Oven toaster, Electric kettle, Electric Kotatsu, Iron, Hair dryer
	Human operation	Plugging and unplugging, Wall-mounted lighting switch
	Brush motor	Vacuum cleaner, Hair dryer, Electric razor
	Charge	Printer, Electrostatic spark discharge
Hot Surface		Electric heater, Hot plate for cooking, Burnt cigarette
Open flame		Burnt cigarette and lighter, Candles

3.3.2 文献調査結果をもとにした着火性のスクリーニング

萩本ら³⁻³⁾は一般家庭用電気器具の電源スイッチ（キーソケットスイッチ，中間スイッチ，埋込スイッチ）を ON/OFF した際に接点間で発生する電気火花によるメタン／空気及びプロパン／空気予混合気への着火実験により，定性的な着火挙動を明らかにしている。負荷には白熱電球，換気扇，蛍光灯，抵抗器を使用している。その結果，①キーソケットスイッチの OFF 時が最も着火しやすいこと，②スイッチ ON 時よりも OFF 時のほうが着火しやすいこと，③誘導性負荷である電気器具のスイッチを OFF した場合のほうが，抵抗負荷の場合よりも小さなエネルギーで着火すること，④着火に必要なエネルギーはスイッチの種類や回路条件などによって左右され，数 mJ～数 J と幅広い値をとったこと，を明らかにしている。これらの理由は以下のとおり挙げられている。まず①についてはスイッチ機構の違いに起因するとしている（中間及び埋込スイッチはばね駆動であるところ，キーソケットスイッチは手動回転という点）。②については，接点閉成（ON）時の放電開始接点間隙よりも，開離（OFF）時の放電停止間隙のほうが大きいため，放電継続中の平均的な接点間隙が OFF 時よりも ON 時のほうが小さい。このため初期火炎が接点で冷却される作用が，ON 時のほうが大きくなる。よって OFF 時のほうが着火しやすいと考えられている。③は誘導負荷においては OFF 時に抵抗負荷よりも高い電圧が生じるためとしている。④については明確な理由は述べられていない。なお，接点間で消費されるエネルギーはある程度の上限があると見込まれるので，濃度によっては着火エネルギーに達せず着火できない（すなわち，このエネルギーでの燃焼範囲が狭くなる）ことも明らかにしている。

鳳ら³⁻⁸⁾は，電話用リレー，カーボンランプ（抵抗性負荷），DC48 V 電源からなる回路を用いた実験により，アークエネルギーを計測している。これによると，接点電流が 1.4 A 未満の場合，アーク継続時間は概ね 10⁻⁴ s 以下となるようである。これは木下³⁻⁹⁾や Strehlow³⁻¹⁰⁾らが提唱したいわゆる“臨界着火時間”とほぼ同じ時間オーダーであるから，熱損失の影響を無視できるとするとこの時間内に生じた放電エネルギーが最小着火エネルギーを超えていれば，着火の可能性を否定できないと考えられる。一方，文献³⁻⁸⁾では，接点材質にも依存するが概ね 0.6 A 以上の接点電流であれば，プロパン／空気混合気の最小着火エネルギーを超えるエネルギー（～0.5 mJ）が生じるようである。ただし着火エネルギーは燃料濃度（当量比）に対して下に凸の曲線を描くので，一般によく知られているプロパン／空気予混合気の着火エネルギーと当量比の関係³⁻¹¹⁾から類推すると，この着火エネルギーの値は燃焼範囲のすべての濃度にわたって着火可能ではなく，せいぜい 3.0-6.9 vol% の濃度範囲に限られるとみられる。

制御電流が 2 A 超となるパワーリレーや電磁コンタクタについても，文献³⁻¹²⁾⁻³⁻¹⁴⁾で電圧電流の測定結果が報告されている。これをもとに放電開始後 10⁻⁴ s 以内に生じるエネルギーを求めたところ，約 6 - 7 mJ となる場合がみられた。燃焼上限界および下限界での着火エネルギーは約 4 mJ であるから，この場合はプロパン／空気予混合気の燃焼範囲すべてにわたって着火可能となる。

ブラシモータで生じる電気スパークの場合についても，リレー接点の場合と同様に着火性を考えることができる。ブラシモータの放電波形を測定した一例として，伊里³⁻¹⁵⁾が実施した，直流モータの高速回転時の整流現象とブラシ摩耗に関する研究がある。そこでは電流電圧波形の観測結果からアーク継続時間，アーク電圧，残留電流と回転速度の関係がまとめられている。アーク継続時間及び残留電流は，回転速度 3000 rpm 付近で最小値をとったのち増加に転じ，アーク電圧は回転速度に対してほぼ一定である結果が報告されている。そこで，最もエネルギーが小さいと思われる，回転速度 3000 rpm における電流・電圧・アーク継続時間を読み取

ると、それぞれ 17 V, 0.55 A, 37 μ s であった。これよりエネルギーは 0.35 mJ となるので、着火の可能性は否定できないとみられる。

3.3.3 着火源候補となる家電製品のスクリーニング

① インクジェットプリンター

市販のインクジェットプリンター（EPSON, EP-806AR）を分解し、Table 3-2 に示した着火源となりうる電気部品の調査を行った。プリンター内には紙送りのブラシモータが 2 個、インクカートリッジを動かすためのブラシモータが 1 個見つかった。インク吐出制御と紙送り制御のために 2 個の電子基板があったが、いずれにも接点リレーは使用されていない。以上のことから、インクジェットプリンターの場合、ブラシモータが存在することによる着火の可能性があると考えられる。

② 扇風機

市販の扇風機（三菱電機製、Summer life R30C-W）を分解し、着火源となりうる電気部品の調査を行った。機器内部にはブラシレスモータが用いられており、ブラシレスであることからこれによる着火の可能性は小さい。操作スイッチ部には接点があり、ここでは電磁コンタクトあるいは接点リレーと同様の放電が生じると考えられるので、これによる着火の可能性は否定できないとみられる。なお、今回分解調査したものは古い年式のものであるが、これと異なり扇風機の動作を電子制御するものが現在では広く流通している。この場合、電子基板を内蔵しているものと思われ、ここで接点リレーが使用されていれば、これを放電源として着火が生じる可能性は否定できないと考えられる。

③ 電子レンジ

市販の電子レンジ（SANYO, EM-LP1）を分解し、着火源となりうる部品の調査を行った。まずターンテーブル駆動用のモータを発見したが、このモータは 6 rpm 定格であり、この回転数ではアーク放電は発生しないと考えられる。また、モータはプラスチック製の歯車に直結されているため、この点から見ても着火性の放電が生じるとは考えにくい。これとは別に、庫内にはサーモスタットが使用されていた。サーモスタットはバイメタルを使用した接点スイッチであり、過去にエチルエーテルがサーモスタットからの火花によって引火した事例が報告されている。また、そのほかにも庫内からは接点部品が見つかった。これらのことから、電子レンジについては、サーモスタットの存在によりプロパンの着火源となる可能性は否定できないと考えられる。

④ 掃除機

市販の掃除機（TWINBIRD, FW3K167）を分解し、着火源となりうる部品の調査を行った。供試掃除機にはユニバーサルモータが使用されていた。これは整流子とブラシを持つため、アーク放電や機械火花を生じる。実際にこのユニバーサルモータを動作させたところ、空気中における放電の発生が確認できた。また、インターネット上に掲載されていた別の掃除機の分解写真³⁻¹⁶⁾を調べたところ、基板上にリレーが使用されていた。この基盤はモータ付近に設置されており、密閉性は低い。以上のことから、ブラシモータで生じるアーク放電や、基板上のリレーで生じる放電等により、プロパンを着火させる可能性は否定できないと考えられる。

⑤ 洗濯機

インターネット上に掲載されていた洗濯機の分解写真³⁻¹⁷⁾（TOSHIBA AW70DG, National NA-F50Z8）から、使用されていた電気電子部品を推定した。いずれも電子基板が操作パネルの下にあり、そこに接点リレーが用いられていたが、洗濯機は漏電防止のために基板上に樹脂を充てんして防水加工が施されている。インターネット上の写真からは、電気部品が樹脂によって完全に覆われているわけではないものの、密閉性は高いものと推測される。したがって洗濯機に使用されている接点リレーは着火源にはなりにくいものと推測される。

⑥ 除湿機・空気清浄機

インターネット上に掲載されていた除湿機（CORONA, CD-J107X）の分解写真³⁻¹⁸⁾及び空気清浄機（SHARP KC-Y65, KC-B50, Panasonic f-vxe60）を実際に分解した結果から、使用されていた電気電子部品を推定した。洗濯機と同様、操作パネルの下に電子基板があり、有接点・無接点リレーともに使用されているようである。洗濯機とは異なり防水加工があまり施されていない。したがって基板部分の有接点リレーによる着火の可能性は否定できないと考えられる。

⑦ ドライヤー

インターネット上に掲載されていたドライヤーの分解写真^{3-19), 3-20)}（National EH534, Nobby NB1902）か

ら、使用されていた電気電子部品を推定した。基板は持ち手の内部に存在し、接点リレーの存在も確認された。ブラシモーターも確認された。以上により、ドライヤーによる着火の可能性は否定できないと考えられる。

⑧ 電気ポット

インターネット上に掲載されていた電気ポットの分解写真³⁻²¹⁾(タイガー PDK-G)から、使用されていた電気電子部品を推定した。基板は製品の底部に存在し、接点リレーの存在も確認された。電気ポットやケトルの底面は密閉性が低いものが多く、また、サーモスタットやサーミスタ等も使用されている可能性がある。以上により、電気ポットによる着火の可能性は否定できないと考えられる。

⑨ 電気炊飯器

インターネット上に掲載されていた電気炊飯器の分解写真³⁻²²⁾(National SR-SS18A, タイガー JAQ-A550)から、使用されていた電気電子部品を推定した。基板は製品の側面下部に存在し、接点リレーの存在も確認された。以上により、電気ポットによる着火の可能性は否定できないと考えられる。

⑩ 電気カーペット

一般に電気カーペットは操作部が床に設置されることが多く、インターネットに掲載されていた写真³⁻²³⁾では、操作部にリレーが組み込まれていたものも存在した。熱線によってカーペット全体を暖めているため、回路全体の抵抗が大きく、接点部での放電が起こりやすいと考えられる。また、サーモスタットによって温度を管理しているものが多く、サーモスタットによる可燃性気体の火災事例も存在するため、電気カーペットによる着火の可能性は否定できないと考えられる。

3.4 電気系着火源の着火性評価その1：静電気放電

3.4.1 静電気放電の分類^{3-24), 3-25)}

静電気放電は一般に絶縁体や不導体に蓄積された電荷が、接地導体等に接触するときに放出される現象であり、容量性放電に相当する。静電気放電には大きく以下のように分類できる。

- ① 火花放電：電氣的に絶縁された導体と接地導体との間の放電である。帯電した人体が金属製のドアノブに触れるときに生じる静電気放電などがこれにあたる。放電エネルギーは1 J程度にまで達するので、可燃性ガスや蒸気、粉体に対して着火能力があることが知られている。したがって、火花放電を着火源から除外することは難しい。
- ② コロナ放電：接地した尖った（一般に曲率半径5 mm以下³⁻²⁶⁾導体と帯電物体（導体・不導体を問わない）とが近づく場合などに生じる。放電エネルギーは比較的低い（数十 μ J）ので、水素やアセチレンのような着火エネルギーの低いガスを除き一般に着火能力は低い³⁻²⁷⁾。炭化水素系燃料の着火源にはなりにくい。特性が極性に大きく依存する。
- ③ ブラシ放電：主に絶縁物が帯電し、曲率のある接地導体が近づくときに起きる。帯電表面の電荷密度が $3 \mu\text{C}/\text{m}^2$ 以上で表面電界が0.5 MV/m以上の時に起こる^{3-26), 3-28)-3-30)}。帯電物体が負に帯電した場合（正極性放電）のほうが着火能力が高い。放電エネルギーは1-3 mJ^{3-29), 3-31)-3-32)}で、4 mJを超えることはない³⁻³³⁾。また、帯電物体が絶縁体である場合、保持している電荷のすべてが一瞬で放出されない場合が多い。よって、場合によっては炭化水素系ガスの着火源にもなりうる。
- ④ 沿面放電：背面に接地導体のある薄い不導体をはがした場合などに生じる放電。10 J程度までの大きなエネルギーを有するので、着火源から除外するのは不可能である。

3.4.2 想定シナリオに基づく静電気放電による着火性評価

(1) 帯電人体とドアノブの接触による放電

容量性放電の場合の着火性は、対象とする系の静電容量に応じて蓄えられた静電エネルギー(= $(1/2)CV^2$, C: 静電容量(F), V: 電圧(V)) がすべて着火に用いられるとして、MIE との大小関係により評価されるのが一般的である。この場合は人体と接地導体との接触となるので、3.4.1 節の放電形態のうち火花放電に相当する。したがってMIEを用いて着火性を評価する。プロパン/空気予混合気のMIEは約0.25 mJである³⁻¹¹⁾として、人体の帯電電位を15 kV、静電容量を100 pFと仮定すると、静電エネルギー E は

$$E = \frac{1}{2}CV^2 = \frac{1}{2} \cdot (100 \times 10^{-12}) \cdot (15 \times 10^3)^2 = 11.25 \text{ mJ} \quad (3-1)$$

となる。よって、着火性は否定できない。

(2) 衣服脱衣時の静電気放電

この場合は接地導体と不導体の接触となるので、ブラシ放電に相当する。例えば下着・中着・上着の3枚重ねの場合、人体一下着、下着—中着、中着—上着のそれぞれで摩擦により帯電し、湿度が低い季節では上着の電位は容易に10 kV程度となるとされている³⁻³⁴⁾。帯電量についてはデータが多数報告されているものの、文献によってばらつきが大きい。帯電量は帯電列³⁻³⁴⁾により支配されており、一般に帯電列間の距離が遠い材料同士の摩擦ほど帯電量が多い。脱衣前の動作等にも依存し、例えば腕を前後に5回回した後脱衣して木綿の作業衣の帯電電位を測定すると、60 kVもの高電位になる場合も報告されている³⁻³⁵⁾。一方帯電量は湿度にも大きく支配されており、およそ50%以上の相対湿度で帯電量が劇的に低下することが知られている。上述の報告³⁻³⁵⁾では20 %R.H.で60kV程度だった帯電電位が50 %R.H.で20 kV, 60 %R.H.では3 kV程度になるようである。一般的な傾向とまでは言い難いが、最近のデータになるに従い帯電電位が低下しているようで、2010年代中頃の研究では帯電未加工であっても10 kV程度にとどまるようなデータもある³⁻³⁶⁾。

一方でFig.3-4で示されるように、ブラシ放電で最小着火エネルギー程度(0.2 mJ)を与える帯電電位は約20 kV超³⁻²⁵⁾である。また、導体間の放電である火花放電とは異なり不導体からの電荷が放電されるために、表面電荷のすべてが瞬間的に放電に用いられるわけではなく、接地電極付近の一部電荷のみが放電される。したがって、着火に至るエネルギーとなるにはさらに高電圧を必要とする。平川³⁻³⁷⁾は炭化水素系燃料の場合、衣服の帯電電位が30 kV以下になると着火を引き起こさないと述べている。着火限界となる帯電電位の推算は容易ではないが、Tabataら³⁻³⁸⁾は直径25 mmまでの接地導体球と帯電プラスチックシート間のブラシ放電による水素とプロパンの着火実験を行い、不導体表面の平均電位 \bar{V} とブラシ放電エネルギー W_d の関係が以下で予測できることを示している。

$$W_d = k \left(\bar{V} Q_{tm} - \frac{Q_{tm}^2}{2C_d} \right), \quad k = 0.08 \tag{3-2}$$

$$Q_{tm} = 1.4 \times 10^{-9} D^{1.7}, \quad C_d = 9.8 \times 10^{-12}$$

ここで Q_m は放電電荷の最大値(C)、 C_d は放電した部分の見かけの静電容量(F)、 D は接地導体球の直径(mm)で、 $D > 20$ のときは $D = 20$ とする。これを用いると、 $W_d = 0.2$ mJとなる \bar{V} は約22.6 kVとなる。

このようなことから、衣服脱衣時の静電気による着火性は火花放電によるそれと比較すると小さい。しかし、60 kV程度の帯電電位を示す可能性を完全否定はできないので、着火の可能性をゼロとすることはできないようである。

3.5 電気系着火源の着火性評価その2：リレー接点でのアーク放電による着火性

3.5.1 アーク放電の特性と着火

アーク放電は3.4節の静電気放電(容量性放電)とは異なり、回路に流れる大電流によって高温となった電極や電線端部から熱電子が放出され、これが他端の電極に到達することによって電流が流れるものである。その定義は必ずしも明確ではないが、「気体あるいは電極物質蒸気の最低電離電圧もしくは最低励起電圧程度の陰極降下電圧を有する、気体あるいは蒸気中の電極間放電で、さらに、放電は持続されていて、その電流によって陰極の電子放出の機構が支えられている」³⁻³⁹⁾というものである。アーク放電は電極材質の影響を受けるのでそれによる若干の違いはあるが、約100 mAから1 A程度を最小アーク電流とし、ほとんど際限なく大電流を流せる低電圧・大電流の放電である。Fig.3-5は100 Paにおける放電電流と電圧の関係を示したもので、アーク放電の電位分布を拡大するとFig.3-6となる³⁻⁴⁰⁾。アノード・カソードともにその近傍にそれぞれ陰極降下、陽極降下と呼ぶ非常に狭い電界強度の比較的大きな領域が存在する。つまり、アーク放電の特性は上述の電極近傍領域とアーク柱領域とに分けて考えると理解しやすい。

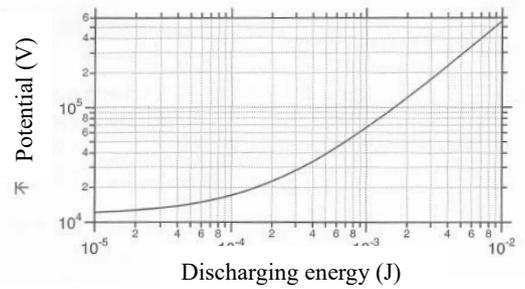
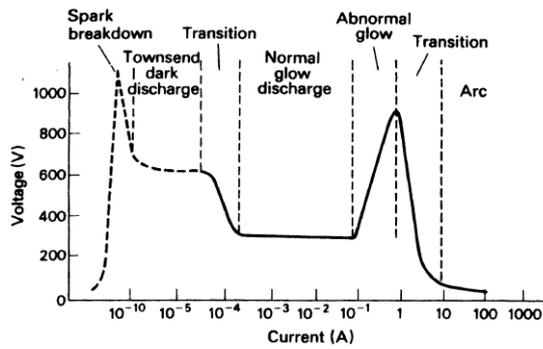


Fig.3-4 Relationship between the charge potential and discharging energy by brush discharge³⁻²⁵⁾.



$p: 100 \text{ N/m}^2$, showing order of magnitude

Fig.3-5 Steady state voltage-current characteristic of discharge³⁻⁴⁰.

アーク柱の構造についても調べられている。アーク柱領域はアークを強制的に冷却もしない限り、その平均電界強度は高々 10^3 V/m 、電流密度は $10^6 \sim 10^7 \text{ A/m}^2$ である。アーク柱ではそこを流れる電流によるプラズマ生成と消滅とがつり合って定常状態が保たれており、エネルギー的には、電流によるジュール熱の発生と、外縁方向への熱伝導損失及び輻射損失とがほぼつり合っている。Fig.3-7 に示されるようにアーク柱中心部の温度は 10^4 K もの高温に達し、温度の低い境界部へ向かって温度勾配が存在する。アーク放電では、電子・イオン・中性原子などとの衝突が頻繁に起きるので、プラズマ内の温度が平均化された一定の分布を有するようになっている。これを熱平衡プラズマと呼ぶ。この場合はプラズマ自身の温度は気体の温度と感覚的に等しい。一方陽極降下部での平均電界強度は $10^5 \sim 10^7 \text{ V/m}$ で、その厚みは $10^{-4} \sim 10^{-6} \text{ m}$ くらいである。これに対し陰極降下部の厚みや電界強度は電子放出の機構にも関連すると考えられ、精度の良いデータは乏しいようであるが、 10^9 V/m を示す場合もあるようである³⁻⁴⁰。電流密度はアーク柱部に比して高く、電極領域では電流路が収縮する。電極の表面温度は高くとも電極金属の沸点程度であると考えられるが、狭い電極降下部を隔てて接するプラズマの温度は先述の通り $6000 \sim 10^4 \text{ K}$ 程度になっているから、電極近傍には非常に大きな温度勾配が存在する。

一方でアーク放電による着火性の評価については、IEC60079-11³⁻⁴¹により、可動式治具に設置された金属線と金属ブロックを一定速度で動かして接触させる試験法による燃焼性評価手法が規定されている。通電されている導体が一部で切断された場合や、スイッチを開いた場合などに生じるアーク放電 (contact-break operation, break-arc などと呼ばれる) については現在でも未解明な点が多いとされている³⁻⁴²。Uber ら³⁻⁴²は接点が開くときに生じるアーク放電による水素/空気予混合気の着火特性を実験的に調べ、入力される電気エネルギーが完全に着火に寄与するわけではなく、約 44 %がプラズマ柱のエネルギーに用いられ、プラズマ柱の有するパワーが 190 mW を超えて初めて火炎核の成長に寄与しはじめ、これと時間の積分で求まるエネルギーが最小着火エネルギーを超えることができ初めて着火に至るとしたモデルを提示している。すなわち、可燃性ガスの着火エネルギー自体は不変であるが、放電の形態によって入力エネルギーのうち火炎成長に用いられる割合が変化するようである。Shekhar ら³⁻⁴³も同様の実験を行い、マッハツェンダー干渉法を用いた火炎核成長過程の観察結果と、素反応を考慮した独自開発の3次元シミュレーションに基づき、 $100\text{-}200 \mu\text{s}$ の間に火炎核の直径が $200\text{-}300 \mu\text{m}$ に到達していることが火炎伝播する臨界条件であることを述べている。しかし、いずれの論文も、アーク放電による接点開離時の着火予測には例えば火炎伸長による消炎挙動の予測や、接点開離速度の影響などについて明らかにされるべき事項が多々あり、着火性評価の確立にまでは至っていないとしている。

3.5.2 リレー接点でのアーク放電による着火性評価：実験装置及び方法

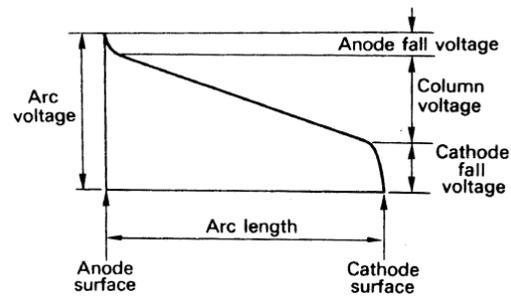


Fig.3-6 Voltage distribution along arc³⁻⁴⁰.

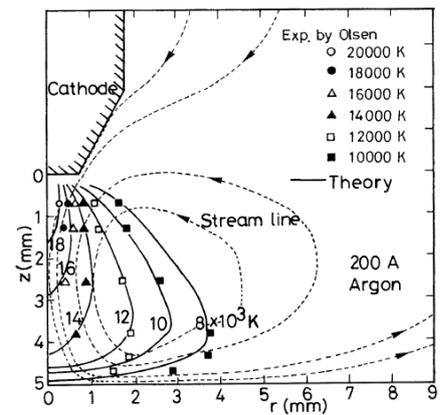


Fig.3-7 Temperature field of gas-tungsten-arc in Ar³⁻⁴⁰.

以上の背景に基づき、本研究ではリレー接点の開閉時に生じるアーク放電による着火性を実験的に評価することとした。Fig.3-8 は実験装置の概略図である。厚さ 5 mm のアクリル板を貼り合わせて製作した、内法 100 mm×80 mm×80 mm の内部を視認できる燃焼容器内に、有接点リレー（OMRON MK2P, 接点材質：銀, 最大接点電圧 250 V, 最大接点電流 5 A）を保護カバーを外して接点を暴露させた状態で設置した。あらかじめ測定した容器内容積を基準に、所定濃度となる体積分の R290 をシリンジで測り取り、容器内に導入して 1 分間攪拌したのち 30 秒静置したのちにリレー開閉動作を行った。負荷回路およびリレー開閉回路は容器外に設置されており、リレーへの入力電圧は AC 100V とし、手動スイッチで開閉動作を制御した。

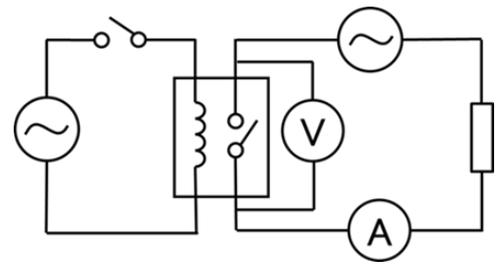
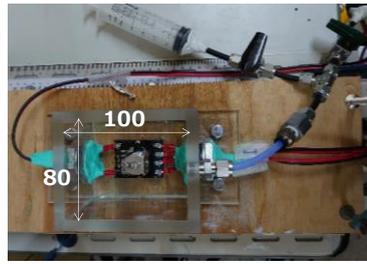


Fig.3-8 Photo and schematic of experimental setup and circuit.

Table 3-3 Specs of test electric loads.

負荷	外観	消費電力	実験対象プロパン濃度
ドライヤー (Panasonic, EH101P)		1200W	3.0, 4.0, 5.0, 6.0, 7.0, 8.0, 9.0 vol%
掃除機 (Panasonic, MC-PJ20G-N)		1150W	3.0, 4.0, 5.0 vol%
電動ドライバー (RYOBI, CDD-1021)		160W	3.0, 4.0, 5.0 vol%
扇風機 (YAMAZEN, FY-J301)		40W	3.0, 4.0, 5.0 vol%
可変抵抗器 (山置電機, RZ-200-3B)		200W	3.0, 4.0, 5.0 vol%
		500W	3.0, 4.0, 5.0, 6.0, 7.0, 8.0, 9.0 vol%
		700W	3.0, 4.0, 5.0, 6.0, 7.0, 8.0, 9.0 vol%

実事故シナリオ（家庭用空調機器使用居室内で家電製品を使用した場合）を想定して、回路負荷に家電製品実機（ドライヤー、電動ドライバー、掃除機、扇風機）を用いた。この 4 種類では定格消費電力の値に偏りが見られたので、その間を埋めるように可変抵抗を用いて 200, 500, 700 W の回路消費電力（公称値）を設定した。Table 3-3 は使用した負荷の諸元の一覧である。この実験では燃焼容器内の R290 濃度及び負荷の種類を実験パラメータとして変化させたが、1 つの濃度・負荷の組み合わせに対して、スイッチ開閉動作の繰り返し回数 60 回中の着火回数を数え、これを放電回数で除した値を着火確率とした。なおここで分母を「放電回数」としたのは、電圧位相とリレー同期タイミングが同期されていないので、リレー開閉時に放電が生じなかった場合があるため、視覚的に放電発光が見られた回数を「放電回数」として分母の値に使用している。

測定項目は接点周りの予混合気（及び火炎）の視覚的挙動と電流電圧波形である。リレー接点両端の電圧を差動式電圧プローブ（Tektronix, TPP0201）で、回路電流を電流プローブ（日置電機製 CT6711）で計測し、チャートレコーダ（日置電機製 8860-50）に記録した。電流プローブの出力変化をトリガーとしてチャートレコーダを起動し、その信号を高速度カメラ（Photron FASTCAM NOVA S12）に入力して、接点周囲の挙動を撮影した。放電エネルギーは電流と電圧の積を放電発光が認められた時間で積分した次式

$$E_d = \int_{t_1}^{t_2} I E dt \quad (3-3)$$

により求めた。ただし t_1, t_2 はそれぞれ放電開始および終了時刻[s]で、電流電圧波形及び高速度撮影画像から読み取った。I, E はそれぞれ電流[A], 電圧[V]である。

3.5.3 リレー接点でのアーク放電による着火性評価：実験結果及び考察

Fig.3-9 は着火確率と当量比の関係を示したものである。当量比 1.3-1.5 付近で着火確率が最大となった。当量比 0.75 (3 vol%) では燃焼範囲の濃度であるにもかかわらず、接点閉成時では 1 度も着火が見られず、接点開離時においても 5 % 程度である。全体的に開離時かつ消費電力が大きいものほど着火確率が高いようである。

Fig.3-10 は接点開離時における放電（以下 break-arc と呼ぶ）の波形及び接点付近の高速度画像の一例である。Fig.3-10(a)は R290 濃度

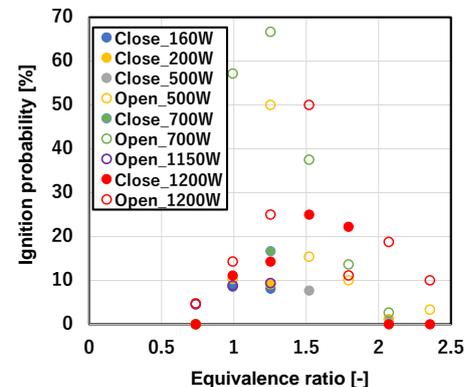
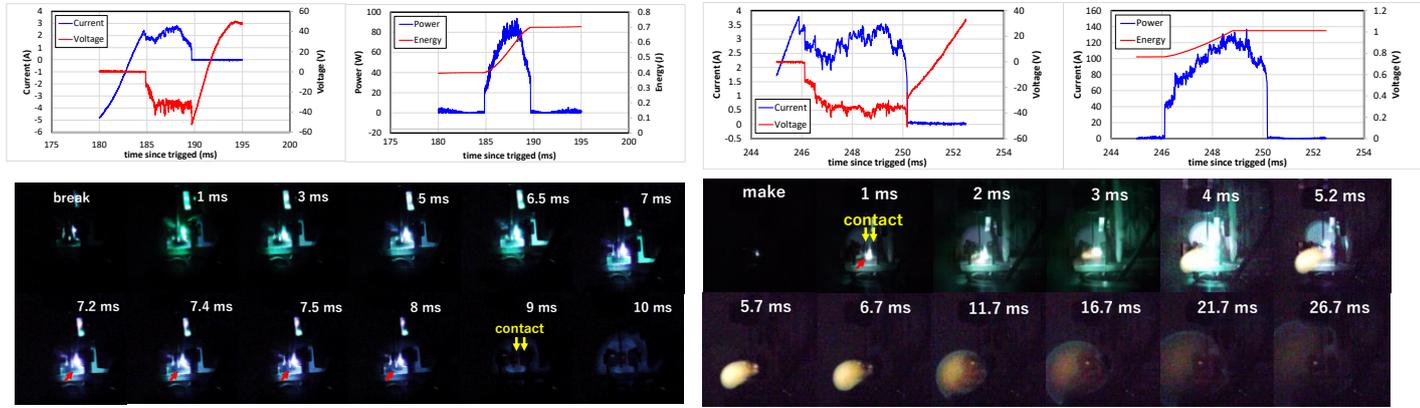


Fig.3-9 Dependence of ignition probability on the equivalence ratio.

5.0 vol%, 抵抗性回路（定格消費電力 500 W）の場合、Fig.3-10(b)は R290 濃度 7.0 vol%, 抵抗性回路（定格消費電力 700 W）の場合である。放電中の電圧と電流の積により求めた放電エネルギーはそれぞれ 17.8, 26.2 mJ で、いずれの場合も接点開離に伴う放電発光が視認できる時間は 5~8 ms 程度である。いずれも放電中はおおむね一定電圧を示すが、放電中の電力は放電時間に対して上に凸の曲線を描く傾向を示した。放電エネルギーは時間に対して単調に増加した。



(a) 5.0 vol% of R290, resistive circuit, 500 W

(b) 7.0 vol% of R290, resistive circuit, 700 W

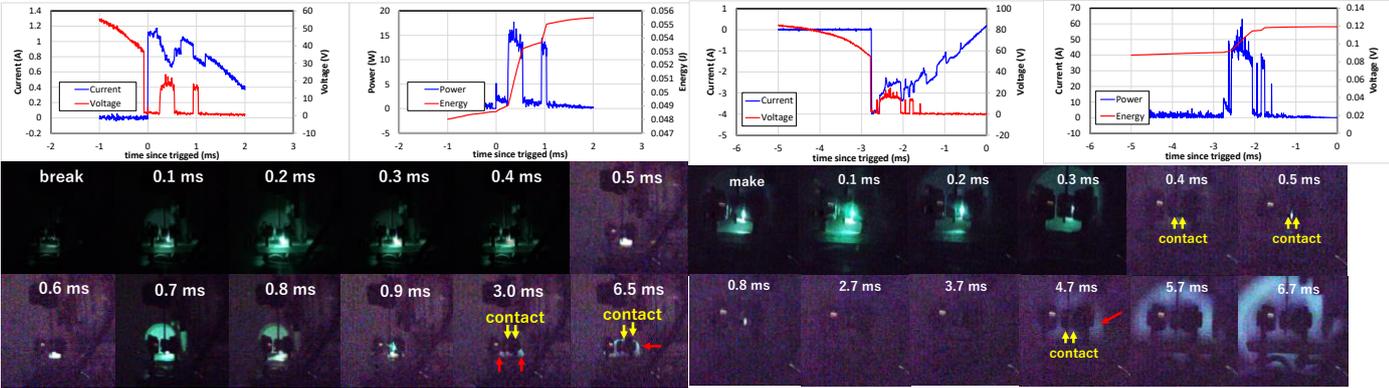
Fig.3-10 Profiles of voltage and current at break-arc and sequence photos around electric contacts.

Fig.3-10(a)では、接点の開離に伴って放電発光が生じている。放電開始後 7.2 ms で、図中赤矢印で示すように、接点下方に火炎面が視認できる。この火炎面は時間経過とともに徐々に成長し、10 ms ではリレー全体を覆うように火炎が形成されているのが確認できる。7.2 ms の時点で確認できた火炎面の大きさから考えて、これ以前の時間にすでに火炎面が形成されていたと推測されるが、放電発光が強すぎて火炎面を視認できなかった。

Fig.3-10(b)では非常に特徴的な挙動が観察できる。放電後 1 ms で図中赤矢印で示すように橙色の火炎球が確認できる。橙色であることからこれは R290 の燃焼ではなく接点金属蒸気の燃焼に起因すると思われる。高温のプラズマ柱は圧力が高いので、接点外へ火炎球が飛び出しているが、これにより接点からの熱損失を受けなくなるので火炎は持続的に成長できる。

Fig.3-11は接点閉成時における放電(以下 make-arc と呼ぶ)の波形及び接点付近の高速度画像の一例である。Fig.3-11(a)は R290 濃度 5.0 vol%, 誘導性回路（ドライヤー、定格消費電力 1200 W）の場合（放電エネルギー 36.4 mJ）、Fig.3-11(b)は R290 濃度 6.0 vol%, 抵抗性回路（定格消費電力 500 W）の場合（放電エネルギー 24.3 mJ）である。接点閉成時は接点開離時に比較して①放電時間が 1 桁程度短い（およそ 0.5 ms）、②接点があったん接触しても、その反動で接点が開きアーク放電が再度生じる（バウンス）現象が生じるといった特徴がみられる。①については既往の研究でも報告されており、放電時間もほぼ同様である³⁻⁴²⁾。②についても一般によく知られている現象³⁻⁴⁴⁾であり、本実験で見られた現象は一般性のあるものと認められる。

Fig.3-11(a)では、接点が近づくことによってアークを生成したのち、0.4 ms 後には接点同士が接触して消弧しているが、接点下部に橙色の発光がみられる。0.7 ms でバウンスにより再度接点が開いてアークが生じ、0.9



(a) 5.0 vol% of R290, inductive circuit (hair dryer), 1200 W (b) 6.0 vol% of R290, resistive circuit, 500 W

Fig.3-11 Profiles of voltage and current at make-arc and sequence photos around electric contacts.

ms で再度消弧するが、3.0 ms ではアーク放電がないにもかかわらず接点周りに青緑色の発光が確認できる。6.5 ms ではこの発光領域が拡大しており、これが火炎であることが確認できる。

Fig.3-11(b)では、接点が近づいてアークを生成したのち 0.4 ms 後には消弧している。この時点では火炎状の発光は視認できないが、4.7 ms から接点を囲むように伝播する火炎球が確認できる。

Fig.3-12 は着火実験後のリレー接点の写真である。接点表面に溶融箇所が点在し、表面が荒れているのが確認できる。break-arc にせよ make-arc にせよ、アーク放電は接点間距離がある値に達したところで生じると考えると、この接点表面の荒れは同じ電流電圧条件・回路要素条件・開閉速度条件であっても放電挙動が確率的に変動することを意味している。

Fig.3-13 は実験結果を定格消費電力と放電エネルギーの関係で整理したものである。赤矢印は着火したケースを表す。定格消費電力が大きくなるほど放電エネルギーが大きくなり、着火件数も多くなっている。特に扇風機（定格消費電力 40 W）では一度も着火が認められなかった。

Fig.3-14 は放電エネルギーと当量比の関係である。赤矢印は着火したケースを表す。参考までに Lewis & Elbe による、容量性放電スパークを用いて測定された最小着火エネルギーの値³⁻¹¹⁾を併記してある。図中の青点線は各当量比において着火したケースのうち最小の放電エネルギーのプロットをつないだものであり、Lewis & Elbe の最小着火エネルギーと同様に当量比に対しておおよそ下に凸のカーブを描いている。ただし、着火時の放電エネルギーが最



Fig.3-12 Photo of the electric contact after conducting the ignition test.

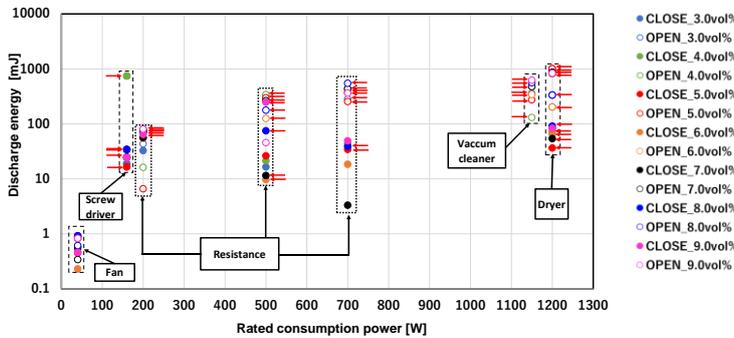


Fig.3-13 Relationship between the discharged energy at the gap of electric contact and the rated consumption power.

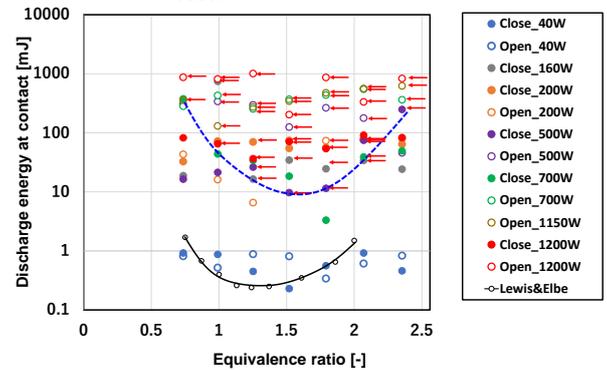


Fig.3-14 Relationship between the discharged energy at the gap of electric contact and the equivalence ratio.

小となるのは当量比が 1.5 付近であり、Lewis & Elbe のデータよりも若干過濃側にシフトしている。また、本実験で得られた、着火したケースの最小エネルギーは Lewis & Elbe のそれに比べて 1 桁以上大きい。これらの現象が生じた理由については以下のように考えられる。

まず接点开離時の場合、Fig.3-15(a)に示すように、接点の開離開始に伴って接点間に予混合気が流入する。この際、予混合気中の R290 と酸素では酸素のほうが空気に対する拡散係数が大きいために、接点における予混合気の局所的な組成は当初組成よりも燃料希薄側に寄る。一方、接点开離に伴ってアーク放電が生じ、これによって予混合気は高温の火炎核を形成して膨張する。よって、接点外の未燃気に対して火炎面が凸の曲率をもって接近してくるようになる。このとき、火炎面に対向する未燃気の流管が広がるので、火炎面に対して化

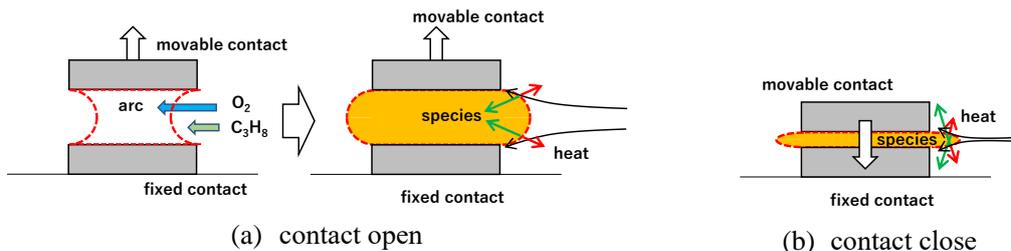


Fig.3-15 Schematic of moving behavior of electrical contact and ignition mechanism. (a) contact opening (b) contact closing

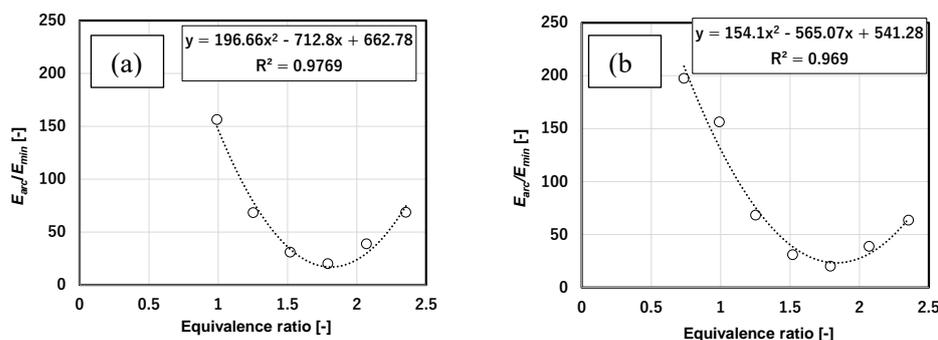


Fig.3-16 Dependence of a minimum arc discharge energy for ignition on equivalence ratio.
 (a) data when contact is closing (b) minimum data of ignition energy in each equivalence ratio

学種の流入量が増加することになる。一方で火炎面からの熱は熱伝導で未燃気に伝わるが、その拡散速度が反応による発熱速度に比べて十分大きい場合は、検査体積内の熱収支は負となるので温度が上昇せず燃焼弱体化し消炎に至る。これを評価するためにレイス数 $Le = a/D$ (a, D はそれぞれ予混合気中の不足成分の熱拡散係数、物質拡散係数)を導入すると、R290/空気予混合気では燃料希薄組成の場合 $Le \approx 1.8$ 、過濃組成で $Le \approx 0.9$ となる。すなわち、燃料希薄組成で燃焼弱体化効果が顕著に現れ着火しにくくなるとともに、過濃組成では若干着火しやすくなる。これら2つの効果が合わさって、単位時間当たりの最小着火エネルギーをとる当量比が過濃側にシフトしたと推測される。一方閉成時の場合は、電磁力により接点同士が接近してきて、ある接点間隔で放電柱が形成されこれにより火炎核が形成されるが、接点間隔が時間とともに狭くなり、最終的には火炎核は接点同士に押しつぶされるようになる。この際はみ出してきた火炎核は圧縮効果によって、開離時や接点位置が固定されている場合などに比べて未燃気に対する火炎核の曲率が大きくなる。したがって上述の熱拡散速度と化学種拡散速度のつり合いの効果がさらに顕著になるので、単位時間当たりの最小着火エネルギーは容量放電時に比べてやはり過濃組成側にシフトする。一方で放電柱の体積は開閉時よりも小さい(時間経過とともに小さくなる)うえ、放電時間も短いので、着火確率は開離時に比べて小さい。これらのことから、アーク放電による着火性を評価するには接点閉成時の着火エネルギーを予測することが重要と思われるので、Fig.3-14(a)中の破線上のプロット(閉成時のデータ、これを E_{arc} とする)を容量性放電の最小着火エネルギー(これを E_{min} とする)で除した値と当量比の関係をとると Fig.3-16(a)が得られる。 E_{arc}/E_{min} の値は1つの2次関数で良好に近似できた。これを用いて、アーク放電における着火エネルギーを予測できる。ただし、当量比 0.7 (3.0 vol%) では閉成時に着火が認められなかったので Fig.3-16(a)中にはプロットがないが、開離時には着火が認められている。そこで、参考までに開離・閉成を問わず着火した最小の放電エネルギーを用いてプロットすると Fig.3-16(b)を得た。この場合でも E_{arc}/E_{min} は当量比に対して2次関数で良好に近似できる。燃焼限界付近では燃焼速度が遅いので、放熱速度が発熱速度に比して無視できなくなることから、容量性放電でのエネルギーに比べて接点でのアーク放電によるエネルギーは着火させるためには数十~数百倍程度大きな値を必要とすることを意味している。これは木下ら³⁻⁹⁾の実験結果でも同等の倍率が示されている。

ところで、アーク放電の場合は一般に局所熱平衡プラズマによる着火となる³⁻⁴⁵⁾。よって、電子温度とガス温度(分子温度)は局所的に一致する。このことは Fig.3-12 に示したように、リレー接点が溶融していることから裏付けられる。この場合、着火はプラズマにより与えられた熱で火炎核が形成され、これが周囲への放熱に打ち勝って成長できるか否かにかかる(すなわち熱発火理論で支配される)。

アーク放電による着火性を調べた既往の報告³⁻⁴²⁾では、放電開始からある特性時間内に、形成された火炎核がある特定の直径以上に成長できれば持続的に火炎伝播し、そうでない場合は消炎するとされている。Uberら³⁻⁴²⁾は水素/空気予混合気の break-arc 時のこの特性時間と直径として、最小着火エネルギーと消炎距離の関係

$$d_q \sim \sqrt{\frac{MIE}{0.07}} \quad (3-4)$$

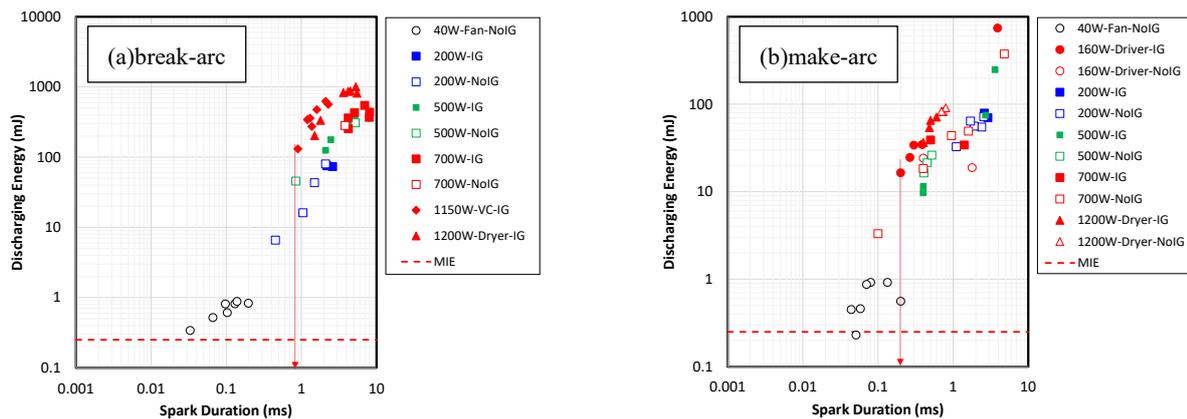


Fig.3-17 Relationship between the discharging energy and spark duration.

をもとに 200 μ s, 500 μ m を提示している。ただし (3-4)式の MIE の単位は mJ, 消炎距離 dq の単位は mm であることに注意する。R290 の場合 MIE は 0.25 mJ³⁻¹¹⁾ であるとすれば, (3-4)式より dq=1.89 mm を得る。したがって, R290 の場合は放電開始後 200 μ s までの間に火炎核直径が 1.89 mm 以上に成長できるか否かで着火が決まることになる。make-arc の場合は先述の通り放電時間が短い (100 ~ 500 μ s) ので, プラズマのエネルギー自体が相当大きくなければ火炎核直径が 1.89 mm まで成長できないとみられる。一方 break-arc の場合は放電時間が火炎核成長の特性時間に対して 1 桁程度長いので, プラズマの持つエネルギー自体は着火エネルギーを十分に満たせると思われるが, 単位時間当たりのエネルギーが小さければ接点への熱損失の影響を受けて火炎が成長できないので, これにより 200 μ s 内に 1.89 mm の火炎直径への成長を達成できない場合は着火しない。そこで, 実験データを放電時間と放電エネルギーの関係で整理したものが Fig.3-17 である。Make-arc の場合も break-arc の場合も, 放電時間が 200 μ s 未満の場合は着火が認められない。このことは, 火炎が持続的に成長するために必要な特性時間が, アーク放電による場合は上述の通り 200 μ s 程度であることを裏付けている。ただし本実験では放電開始直後の火炎核の形成がはっきりと視認できなかった (特に make-arc の場合は放電後しばらくしてから比較的広範囲の領域で火炎形成が確認できる, いわゆる体積着火に酷似した挙動を示した) ので, 火炎核直径と放電時間の関係から着火の有無をこれ以上議論することは困難である。

ところで, Uber らによるとアーク放電による着火をプラズマからの入熱と接点壁面への放熱との熱的バランスでシミュレーションした場合, 入力された電気エネルギーのわずか 6%程度しか火炎核形成に寄与しないことが報告されている³⁻⁴²⁾。そこで, 電圧と電流を放電時間で積分して求めたエネルギーにこの割合を乗じたエネルギー (正味の着火エネルギーと称する) と当量比の関係を示したものが Fig.3-18 である。正味の着火エネルギーは Lewis & Elbe の最小着火エネルギーより若干大きいもののオーダー的にはほぼ一致している。つまり, ある一定のエネルギーが供給されて, 一定の時間内に火炎核が一定の直径に至ることができれば火炎が持続的に伝播可能になることは放電の種類によらない現象であり, 放電エネルギーが火炎核の形成に使われる割合が変化するために, 着火のためにもともと供給すべきエネルギーが大きくなる。したがってアーク放電の場合, 接点両端の電流電圧波形から求まる電力波形を放電時間で積分して求めたエネルギー値の 6%と MIE を比較することによって, 着火の有無を判定することが可能である。ただし, Uber らは MIE の値自体が

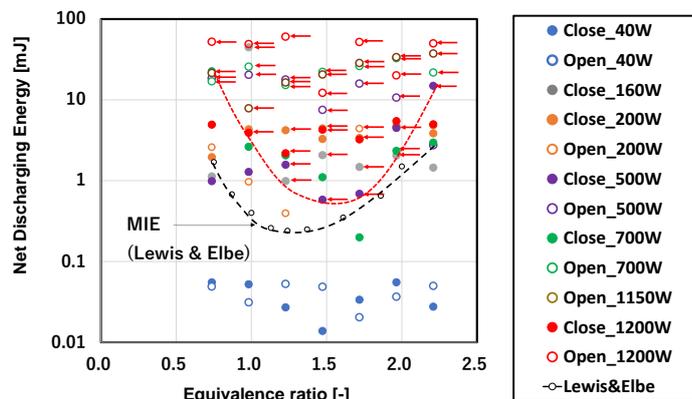


Fig.3-18 Relationship between the net discharging energy and the equivalence ratio.

Table 3-4 List of varieties of materials of electric contact and incendivity of sparks for ignition³⁻⁴⁸⁾.

Metal	Melting point (°C)	Resistivity (nΩ-m)	Incendivity of sparks
tin	232	115	most incendive ↓ least incendive
cadmium	321	68	
zinc	420	59	
beryllium	1287	35.6	
chromium	1907	125	
aluminum	660	26.5	
nickel	1455	69.3	
iron	1538	96.1	
copper	1085	16.8	
silver	962	15.8	

着火確率にして 10^{-3} 程度であることに注意を要すると述べている。これは先に述べた、接点の摩耗による放電再現性の低下などが関与していると思われる。

その他、アーク放電の挙動に対しては①接点材質、②回路要素、③接点開閉速度の影響が予想される。まず接点材質については、Table 3-4 に示すように融点及び抵抗率に応じた着火性への影響がまとめられている。本実験で使用した接点材質は銀であるから最も着火性の低い接点であったので、その他の接点材質の場合は本実験の結果よりも厳しめの評価をする必要がある。特に、融点の低い金属では着火性が高まることに注意を要する。回路要素については組み合わせにより影響が異なるが、一般に誘導性負荷を用いると接点開閉時（特に接点閉時）に誘導起電力を生じて電圧が上昇するので、瞬間的に大きな放電を発生する可能性がある。特に 95 mH 以上のインダクタンスを有する場合、インダクタンスの増加に伴って最小アーク電流が低下する（すなわちアーク放電が生じやすくなる）。また、インダクタンスが高い場合は高速で開閉すると着火性が上がり、逆に低い場合は低速で開閉すると着火性が上がる^{3-47), 3-48)}。アーク放電では回路の電気容量が大きくなると着火に至る電圧が低下する傾向があるが、エネルギーは高くなる傾向がある³⁻⁴⁸⁾。

以上、電気接点でのアーク放電による着火性の評価手法及びそれに及ぼす各種影響についてまとめた。なお、実務的には定格消費電力と接点での放電電力の関係で評価できたほうが使用しやすと考えられるので、Fig.3-19 にそれをまとめた。これにより、定格消費電力 160 W 以上では 20 W 程度の出力の放電が接点で生じることが分かる。

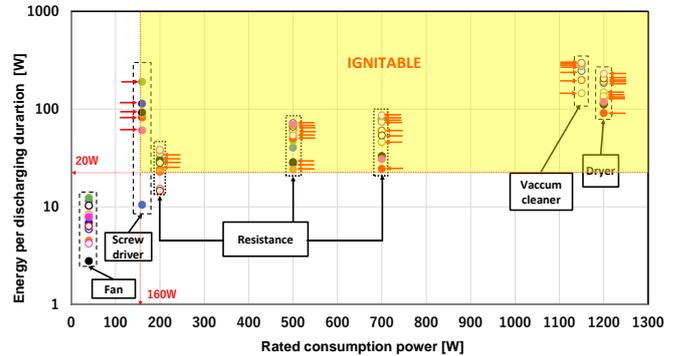


Fig.3-19 Relationship between the power of discharge at the gap of electric contact and rated consumption power.

3.6 電気系着火源の着火性評価その3：照明スイッチ接点でのアーク放電による着火性

3.6.1 研究の概要

ここでは家庭用空調機器使用時の着火シナリオの1つとして、室内に冷媒 (R290) が漏洩しプロパン/空気予混合気を形成した場合に、照明スイッチを押下することで生じる接点火花での着火性を考える。各種スイッチでの着火性評価については前節で述べたように文献³⁻³⁾に研究例があるが、そこにも記載があるようにスイッチの構造や形状によって着火性が異なる。そこで 2018 年現在で、我が国のトップシェアを誇る照明スイッチを用いて再現実験を実施し、着火性を評価することにした。合わせて、着火性評価手法の世界標準化を念頭に、海外規格の照明スイッチも評価対象とした。まず、着火源と想定される接点付近で可燃組成のプロパン/空気予混合気が形成されるか否かを確認するために、試験空間内及び接点が格納されたケーシング（以下、“接点ケーシング”）内のプロパン濃度を計測した（実験 A）。この結果を踏まえて、試験空間内に可燃組成のプロパン/空気予混合気を導入してスイッチを動作し、接点周囲の放電及び着火挙動を視覚的に観察するとともに、電流電圧波形の観測結果から放電エネルギーを求めて、着火の有無との関係を定量的に検討した（実験 B）。

3.6.2 実験の概要

(1) 実験 A（濃度計測実験）

一辺 1 m の立方体形状の亚克力製プールを製作し、プール中央で 0 H, 1/4 H, 1/2 H, 3/4 H, H（底面からの高さ 0, 250, 500, 750, 1000 mm に相当。H はプール高さ）の位置に銅管（外径 1/4 インチ=6.35 mm φ, 内径 4.0 mm φ）を取り付けて雰囲気ガスを吸引し超音波式濃度計（第一熱研製 US-II-T-S）に導入して濃度を計測し、濃度分布図を取得した（Fig.3-20(a)）。R290 漏洩高さは 0, 1/10 H, 3/10 H, 1/2 H, H の 5 段階に設定し、漏洩速度はいずれも 10 g/min で統一した。漏洩量は 41 g および 87 g とした。これは全量がプール内に漏洩して均一拡散した場合に、プール内の R290 濃度が燃焼下限界（LFL: 2.1 vol%）及び燃焼上限界（UFL: 9.5 vol%）となる量に相当する。まずこの測定にてプール内の濃度分布を得たのち、プール内の R290/空気予混合気が接点ケーシング内に流入するか否かを調べるために、スイッチボックス及び接点ケーシングをプール壁面に取り付けて、それぞれの内部の R290 濃度を同じく超音波式濃度計にて計測した（Fig.3-20(b)）。スイッチの設置位置は 3/4 H, 1/2 H, 1/4 H の 3 地点である。

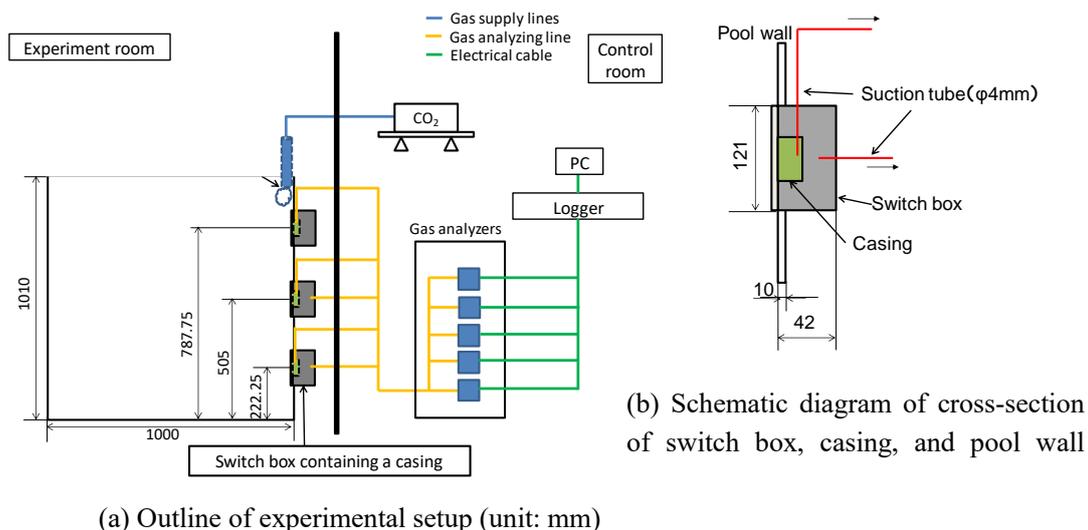


Fig.3-20 Schematic of experimental setup to measure propane flow to the casing containing electrical contacts and the switch box

(2) 実験 B (着火実験)

(ii-1) 実験 B-1 (AC 100 V 着火実験)

Fig.3-21 に示すように、アクリル製のスイッチボックスにスイッチ筐体を取り付けたユニット内部に所定濃度の R290/空気予混合気を導入し、接点を動作させて放電を生じさせ、着火の有無を調べた。R290 導入量は 12 mL 及び 21 mL であり、それぞれボックス内が燃焼下限界および化学量論組成となる量である。回路負荷は白熱電球 (60 W)、スイッチは Type B のみを使用した。放電による着火の様子は、接点ケーシング下部にあけた観察用の穴を通して高速度カメラにより撮影した。放電エネルギーの算出は式(3-3)によった。

(ii-2) 実験 B-2 (AC 230 V 着火実験)

厚さ 10 mm のアクリル板で内容積 150 mm×150 mm×150 mm のプールを製作し、これを燃焼容器とした。容器上面はアルミホイルで封じており、燃焼時にはこれが破れて圧力を放散するようになっている。プール内には小型のファンを設置して予混合気の攪拌に用いた。B-1 と同様に接点間に R290 を流入するために、接点ケーシングに開口部を設け、高速度カメラにより接点ケーシング内の挙動を撮影した。燃焼容器内の R290 濃度は量論組成 (4 vol%) とした。回路負荷は 100 W 白熱電球および Hf 蛍光灯 (32 W) とし、印加電圧は 230 V とした。

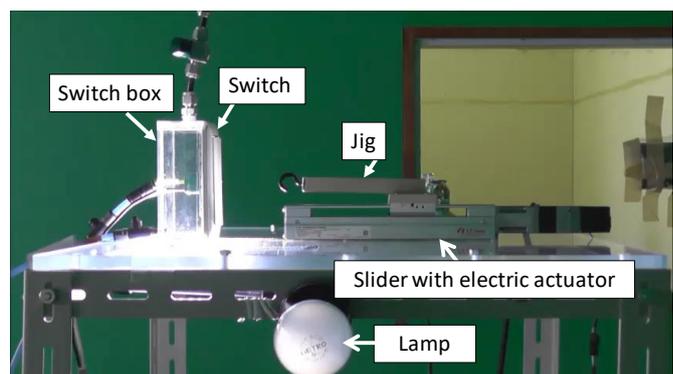


Fig.3-21 Photo of setup for the ignition test of R290/air mixture by a wall-mounted switch for lighting.

3.6.3 結果及び考察

(1) 接点ケーシング内への可燃性予混合気の流入

Fig.3-22 に実験 A で計測した 1m³ プール内の濃度分布と接点ケーシング及びスイッチボックス内の R290 濃度の計測結果を示す。Type A, Type B とともに、1/2H (500 mm) および 1/4H (250 mm) の高さに設置されたスイッチの接点ケーシング内への、可燃組成となる R290/空気予混合気の流入が認められた。R290 は筐体プレートの隙間からスイッチボックス内に流入し、接点ケーシングにある穴を通して接点近傍へ流入したと推測される。

(2) 着火実験

以上を踏まえ着火実験を実施したが、各濃度条件において 60 回 (AC100 V 実験: 実験 B-1) 及び 200 回 (AC230 V 実験: 実験 B-2) のスイッチ動作の繰り返しのうち、着火が認められたケースは一度もなかった。放電時の様子を撮影した高速度カメラ映像から発光部の距離を読み取ると、おおむね 0.1-0.4 mm 程度であつ

た。これはプロパンの
 消炎距離 (1.7 mm^{3-49})
 に対して, $1/10-1/4$ 程
 度の値である。接点の
 径は約 2.0 mm 程度
 で, これも接点間距離
 に対して 1 桁大きい。
 これらのことから本
 実験で着火が認めら
 れなかった原因は, 放
 電により形成された
 火炎核の大きさが消
 炎距離よりも大きい
 ために接点との接触
 によって熱損失を受
 け, 持続可能な火炎に
 成長できなかつたた
 めと考えられる。

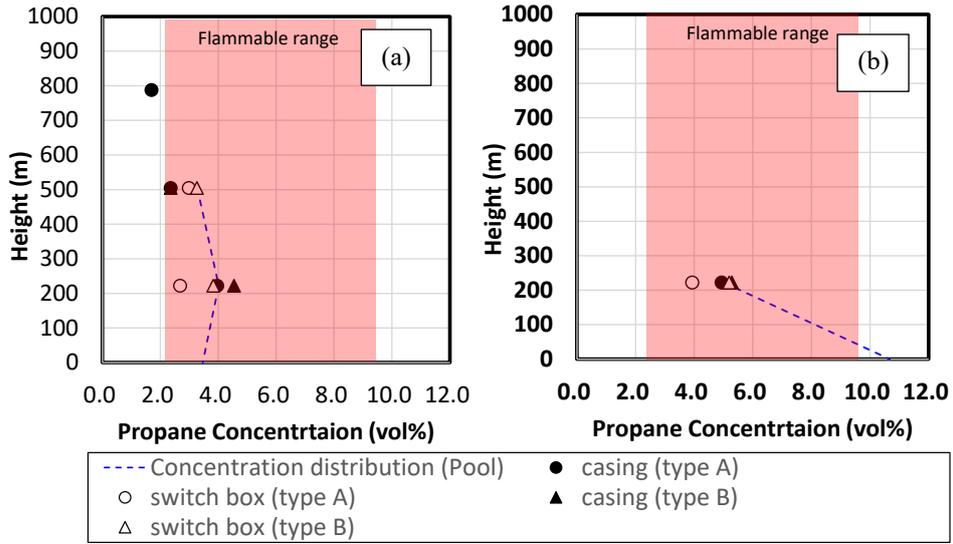


Fig.3-22 Vertical distribution of R290 concentration in the pool and penetration of R290/air mixture in the casing containing an electrical contact. (a) leak height: 1000 mm(H), (b) leak height: 0 mm (H=0)

3.7 電気系着火源の着火性評価その 4 : コンセント抜き差しでのアーク放電による着火性

3.7.1 研究の概要

前節までで述べたように, 最小着火エネルギーは容量性放電を用いた比較的短時間でエネルギー放出を完了する形態の放電を用いて測定されているので, 異種放電形態の着火性評価にそのまま適用できるとは限らない。したがって, 3.3.2 節で抽出した各種電気系着火源の着火性を詳細評価するには, ケーススタディ的な実験が必要になる。そこで, ここでは家電製品のコンセントの抜き差し時に生じるスパーク発生を再現した実験により, 着火性を評価することとした。

3.7.2 実験の概要

(1) AC100 V 製品 (コンセントタイプ A) 対応実験

Fig.3-23 に示すように, 上面をアルミホイルで封じた一辺 150 mm の容器内に, Fig.3-24 に示す市販の A タイプコンセントを鉛直に取り付けた模型を作成した。コンセント筐体内部とプラグ挿入口との間に仕切りはないので, 挿入口からガスが進入した場合, 筐体内部全体に拡散・滞留する構造である。①電源プラグの抜き差しを 200 回繰り返した場合 (実験①) と, ②コンセントの引き抜き動作のみを 100 回繰り返した場合 (実験②) の 2 パターンの実験を実施した。実験①では, 容器内に導入したプロパンは着火が認められるたびに交換するものとし, 実験②では着火の有無にかかわらず毎回交換することとした。いずれの実験でも, 最も厳しい評価をするために, プロパン/空気予混合気においては最小着火エネルギーを示すとされる当量比 1.31 (プロパン濃度 $5.18 \text{ vol}\%$) の組成を対象とした。電源プラグ両端の電圧と回路電流をそれぞれプローブで測定し,

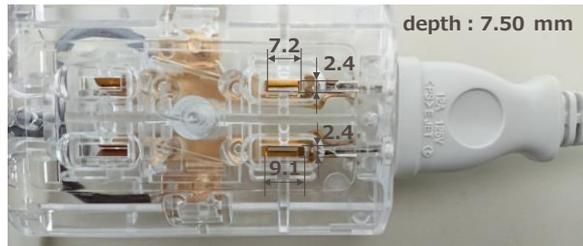
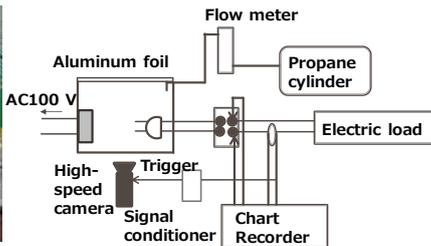
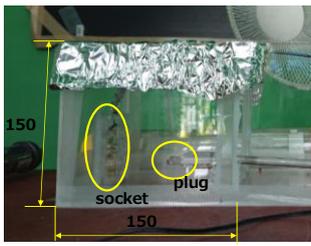


Fig.3-23 Photo of setup for the ignition test of propane/air mixture by plugging or unplugging the power cable of the general electric appliances.

Fig.3-24 Photo of the electrical socket.

式(3-3)で放電エネルギー E_d を求めた。

回路負荷は Table 3-6 に示す仕様の市販の家電製品（ドライヤー・電動ドライバー・掃除機）である。

(2) AC 230 V 製品（SE タイプ）対応実験

Fig.3-25 に通常の状態（左）と、カバー部分を最大限カットした状態（右：こちらを着火実験で使用）のコンセント筐体の写真を示す。これを Fig.3-26 に示すように一辺 200 mm のポリカーボネート板製燃焼容器に取り付けた模型を製作した。燃焼容器上部は(a)同様にアルミホイルで封じてある。本実験でもコンセント筐体内部と外部は筒抜けで、気体は自由に移動できる。容器内の当量比は 1（プロパン濃度 4 vol%）とした。50Ω および 300Ω の抵抗負荷を用い、印加電圧は 230 V とし、プラグ両端電圧と回路電流をプローブで計測した。プラグの抜き差し速度はフォースゲージにかかる荷重に比例しており、その値からおおよそ 2 パターン（slow, quick）に分類した。プラグの抜き差し繰り返し回数は 50 回とし、放電エネルギー E_d は式(3-13)により求めた。

Table 3-6 List of specification of test devices.

Type of relay	Type of Electrical Load				Consumption Power (W)
	Inductive & Resistance	Hair dryer	Type A	HIGH	
Type 1				Inductive & Resistance	Hair dryer
	LOW	440			
	LOW	40			
	Type B	HIGH	1050		
		MIDDLE	1000		
		LOW	700		
Type 2	Capacitive & Resistance	Screwdriver	Type A	130	
			Type B	210	
			Electric bulb	50	
Type 2	Inductive & Resistance	Hair dryer	Type A	HIGH	840

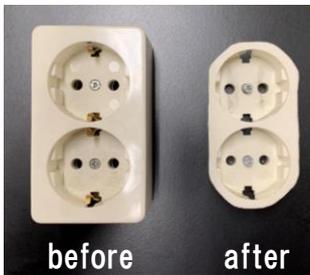


Fig. 3-25 Photo of electrical plug socket (SE type)

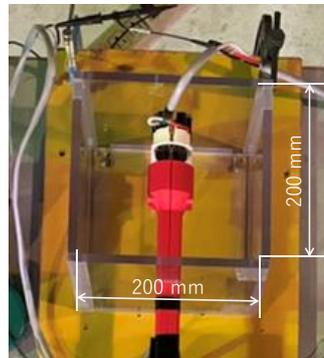
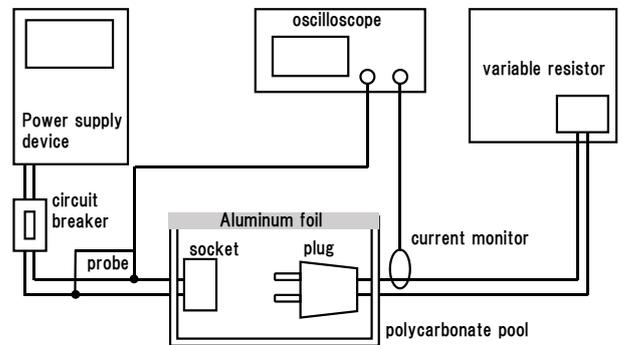


Fig. 3-26 Photo of setup for the ignition test of propane/air mixture by plugging or unplugging the power cable.



3.7.3 結果及び考察

(1) AC100V 製品対応実験

いずれの負荷を使用した場合も、実験②では着火が 1 度も認められなかった。Fig.3-27 に示すように、着火確率は概ね消費電力が大きくなるにしたがって上昇する傾向が認められた。Fig.3-28 はドライヤー TypeB を負荷とした場合のコンセント周囲のカラー高速度写真で、図中の t は放電とみられる発光が生じてからの経過時間を表しており、図中白枠はコンセント筐体の外縁部を示している。上段、下段とも負荷や当量比は同じ条件である。上段の写真では、 $t = 20\text{ ms}$ でコンセント筐体のプラグ挿入口から火炎が噴き出始め、 $t = 30\text{ ms}$ では噴き出た火炎が容器内へ拡大伝播している様子が見られる。下段の写真ではコンセント筐体内部からの噴出挙動がやや不鮮明であるが $t = 70\text{ ms}$ で確認でき、 $t = 100\text{ ms}$ では上段の $t = 40\text{ ms}$ とほぼ同等の領域まで噴出火炎が拡大伝播している様子が観察できる。これらの実験結果や、コンセントのプラグ挿入口の隙間が約 2.4 mm で、プロパンの消炎距離 (1.7 mm^{3-49}) よりも広いことなどからこの現象の着火機構を考えてみる。まず抜き差し動作（特に差し込み動作）により、容器内のプロパン/空気予混合気がコンセント筐体内へ連行される。何度かの抜き挿しの繰り返しによってコンセント筐体内部のプロパン/空気予混合気が可燃組成となったところで、抜き

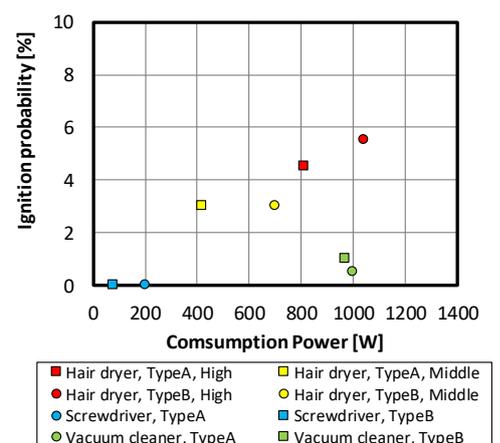


Fig.3-27 Dependence of the ignition probability by plugging/unplugging on the consumption power.

挿しによる放電エネルギーを受けて筐体内部で着火する。プラグ挿入口が消炎距離より狭いので火炎はプラグ挿入口を通り抜けて容器内へ噴出し、その火炎の熱で容器内の未燃プロパン／空気予混合気へ伝播したと考えられる。したがって本実験系では、コンセント抜き差し時の放電エネルギーがほぼ純粋に着火の成否を決めると推測されるので、負荷の消費電力に依存して着火性が大きくなるものと思われる。

(2) AC 230 V 製品対応実験

Fig.3-29 にプラグ抜き差し時のコンセント周囲の様子を撮影した写真を示す。負荷 300 Ω, 急速引き抜き時 (Fig.3-29(a)), 負荷 50 Ω, 急速及び低速引き抜き時 (Fig.3-29(b), (c)) ではそれぞれ、コンセント筐体内部で発光が認められたが、コンセント周囲の未燃プロパン／空気予混合気への爆発的な火炎伝播は認められなかった。ただし Fig.3-29(b), (c)では、(a)に比べて発光領域が大きく、黄色がかった発光が認められる。いずれも 50 Ω の場合に見られて 300 Ω の場合に認められていないことから、回路電流が大きい場合に確認される現象である。燃焼に起因する可能性も否定はできないが、その後未燃混合気には伝播していないことから、この発光は接点金属のヒュームである可能性が最も高い。

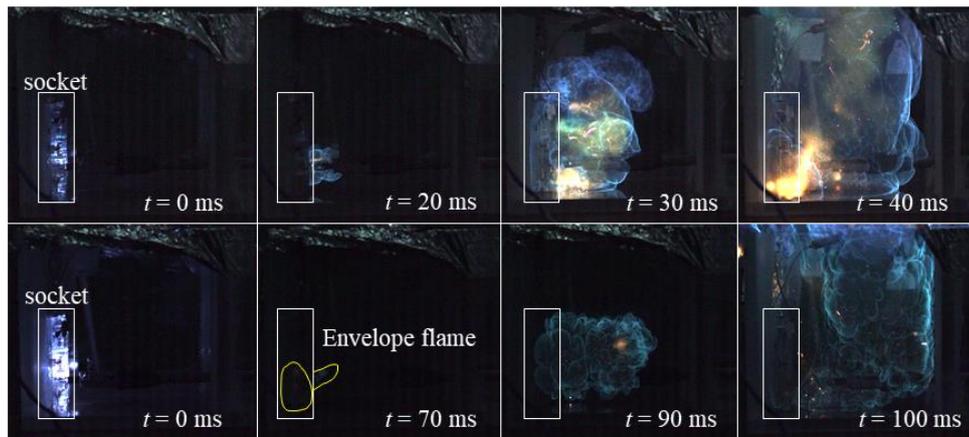


Fig.3-28 Sequence photos of ignition of accumulated R290/air mixture by unplugging of power cable from a socket.

3.8 熱系着火源の着火性評価

3.8.1 高温熱面による着火性の評価手法

予混合気に高温の固体が接触して起きる着火は、電気系着火と異なり反応開始の極めて直前まで、予混合気中に励起化学種が存在しない。したがって着火は純粋に、対象とする予混合気検査体積への熱流入速度（及び発熱速度）と検査体積から対流、分子伝導、輻射等により損失される速度（放熱速度）のつり合いによって決まる。これは理論的には Semenov の理論や Frank-Kamenetskii の理論として確立されている。詳細は文献³⁻⁵⁰⁻³⁻⁵⁷に譲るが、ここでは Semenov 理論について簡単に説明する。いま燃料と酸化剤が反応して生成物ができる反応系を考え、反応系の体積を $V[m^3]$, 体積当たりの発熱量を $Q[J/m^3]$ とする。反応速度がいわゆる Arrhenius 型の反応速度式で記述できるとすれば、単位時間当たり発熱速度 $q_1[W]$ は次式で与えられる。

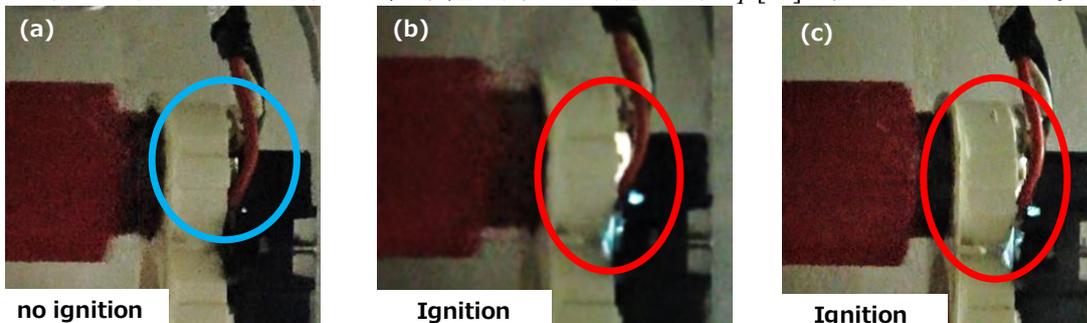


Fig.3-29 Photo of test space around an electrical socket and plug. (a) 300 Ω- OFF-quick, (b) 50 Ω- OFF-quick, (c) 50 Ω- OFF-slow

$$q_1 = QVC^n B \exp\left(-\frac{E}{R_0 T}\right) \quad (3-5)$$

ここで B は前指数因子 [$1/(\text{s}(\text{mol}/\text{m}^3)^n)$] で、分子あるいはラジカルの衝突頻度に相当する。 C [mol/m^3] は反応物質のモル濃度、 E [J/mol] は活性化エネルギー、 R_0 [$\text{J}/(\text{mol}\cdot\text{K})$] は一般ガス定数、 T [K] は温度、 n は反応次数である。つまり(3-5)式は、反応による発熱速度 q_1 は温度に対し指数関数的に増加することを示している。

一方反応系と外界との間で温度差があれば、当然熱移動が生じる。その放熱速度 q_2 [W] はニュートンの冷却則に支配され、

$$q_2 = hS(T - T_e) \quad (3-6)$$

で与えられる。ここに h [$\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$] は熱伝達率、 S [m^2] は伝熱面積、 T_e [K] は外気温度である。

Fig.3-30 は q_1, q_2 と温度 T の関係を示した模式グラフである。式(3-6)の形から、グラフの T 切片 ($q_2 = 0$ となる座標) は外気温度 T_e に同値である。いま q_1 と q_2 が温度 T_p の点 P で接するとき、 T_p より低い温度領域 (図中①, ②) では $q_1 > q_2$ であるから温度が上昇し、 T_p で $q_1 = q_2$ となつてつりあう。一方、何らかの外部加熱などにより、反応系の温度が T_p からわずかに上昇した場合 (図中③~⑤)、やはり $q_1 > q_2$ となるので、反応系の温度は今度は T_p から際限なく上昇することになる (つまり、着火する)。したがって T_p が発火温度を示すことになる。外気温度 T_e が上昇すれば、図中の q_2 の直線は右にシフトするので $q_1 > q_2$ の条件が広範囲で達成されやすくなるから、これは着火しやすくなることを意味するし、熱伝達率 h が何らかの理由で低下した場合は、 T_e が一定であっても q_2 の傾きが小さくなるのでやはり $q_1 > q_2$ が達成される温度領域が拡大することになり、着火しやすくなることを意味する。

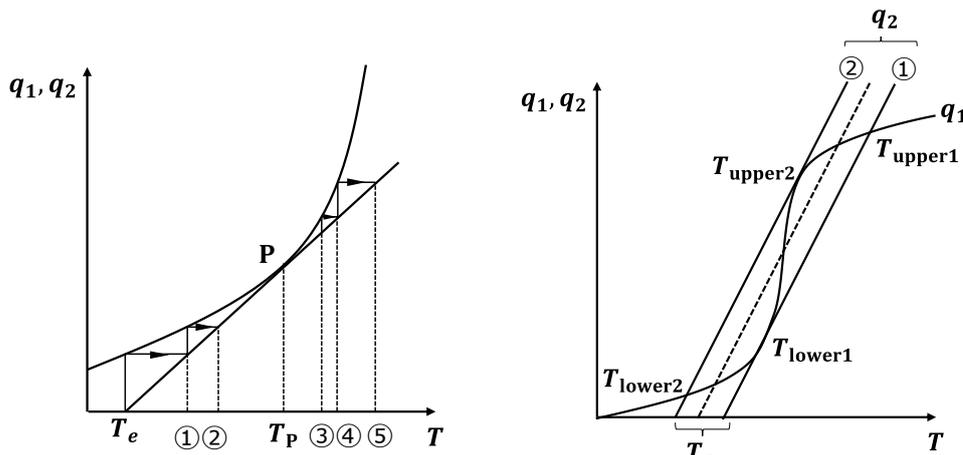


Fig.3-30 Relationship between heat generation rate and heat loss rate³⁻⁵²⁾.

Fig.3-31 Schematic of physical means of double sign of ignition temperature in Eq.(3.5)³⁻⁵²⁾.

さてここで、点 P では $q_1 = q_2$ かつ $dq_1/dT = dq_2/dT$ が成立する。すなわち

$$QVC^n \exp\left(-\frac{E}{R_0 T}\right) = hS(T - T_e) \quad (3-7)$$

$$\left(\frac{E}{R_0 T^2}\right) QVC^n \exp\left(-\frac{E}{R_0 T}\right) = hS \quad (3-8)$$

これより T_p は以下のように求まる。

$$T_p = \frac{E}{2R_0} \pm \frac{E}{2R_0} \sqrt{1 - \frac{4R_0 T_e}{E}} \quad (3-9)$$

実は Fig.3-30 は現実的な温度範囲での q_1 と q_2 のふるまいを示したにすぎず、より広い温度範囲において式(3-5)の概形を描くと Fig.3-31 に示すような S 字カーブを描く。つまり、 $q_1 = q_2$ を達成する温度 T は 2 つ存在し、これは式(3-9)が述べていることに一致する。このとき、着火温度はより低い側の温度になることが Fig.3-31 より自明であるから、 T_p は式(3-9)のうち負号のほうをとる。根号内をテイラー展開して整理すると、発火時点での反応系の温度と外気の温度の差 ΔT は以下のようにあらわせる。

$$\Delta T = T_p - T_e \cong \frac{T_e^2}{E/R_0} \quad (3-10)$$

試みに、プロパン/空気予混合気の活性化エネルギーとして $E = 143 \text{ kJ/mol}$ ³⁻⁵⁸⁾, $R_0 = 8.314 \text{ mol}$, $T_e = 300 \text{ K}$ として(3-10)から ΔT を計算すると、5.2 K となる。つまり、外気温度が 300 K の場合に、反応系の温度が 5 K 程度上昇した場合は発火に至るといことになる。ただしここで注意を要するのは、「外気温度が 305.2 K に達すると発火するわけではない」ということである。つまり、外気温度が準静的に 300 K に保たれ、ほかになんのエネルギーのやり取りもない場合に、反応系が自発的に反応しても 5.2 K を超える温度上昇がみられた場合は、その後発熱速度を放熱速度が上回ることができなくなり発火するという意味である。一般に自動発火温度 (Auto-Ignition-Temperature, AIT) は着火性評価によく用いられる指標であり、ASTM E659³⁻⁵⁹⁾ で試験方法が明確に定義されているように、

周囲をアルミ箔で覆った 500 cm³ のフラスコをるつぼに入れ、るつぼの温度をゆっくり上昇させて着火に至る瞬間のるつぼ及びフラスコ内の温度を測定するものである (Fig.3-32)。加熱時間は 10 分となっている。この温度は反応系が断熱的かつ準静的に加熱される環境下での発火温度を示すので、シナリオベースのリスク評価で対象となる問題に対して過大に危険側の評価結果を与える。例えばたばこなどの高温熱面に予混合気が衝突した場合の実際の発火温度は AIT よりも非常に高い値となる。このような場合の試験法としては IEC 60335-2-40³⁻⁶⁰⁾ に規定されるホットプレート試験がある。これは Fig.3-33 に示すように、直径 50 mm、厚さ 6 mm で上面以外がセラミックファイバーで断熱されたステンレス製のヒーターを所定温度に熱し、鉛直上方から対象ガスを吹き付けて着火の有無を見るものである。この方法は上述のようなたばこによる予混合気着火性評価に対して、AIT 試験よりも実際に即した試験法である一方で、熱面着火の臨界条件は熱面寸法の影響を受ける³⁻⁶¹⁾ (熱面寸法が小さいと着火温度が上昇する) とされており、やはり過大に危険側の評価を与える恐れがある。

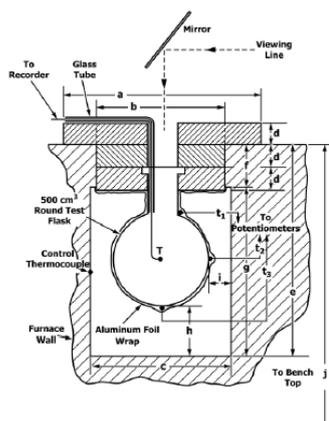


Fig.3-32 Experimental apparatus of autoignition temperature designated by ASTM E659³⁻⁵⁹⁾.

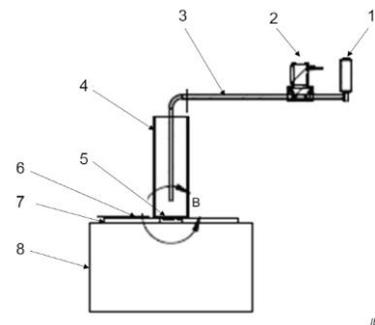


Fig.3-33 Experimental apparatus of hot surface ignition temperature designated by IEC 60335-2-40³⁻⁶⁰⁾.

3.8.2 モデル熱面を用いた予混合よどみ流の着火臨界条件に関する実験

(1) 実験装置及び方法

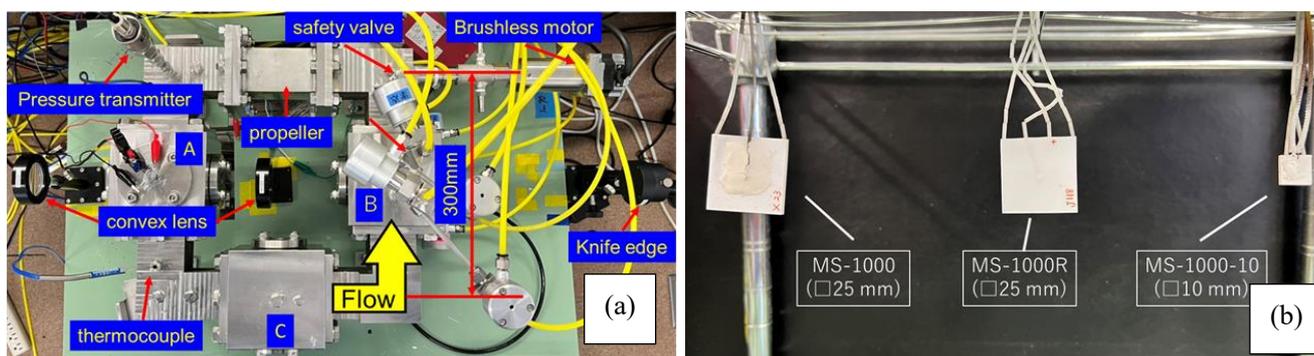


Fig.3-34 Photos of closed-loop-shape combustion chamber and heaters employed for ignition experiment.

管路断面が 40 mm×40 mm の正方形で、一辺の長さが 300 mm である SUS316 製循環型の燃焼容器 (Fig.3-34(a)) 内に R290/空気予混合気を導入し、流れに鉛直に設置したセラミックヒーターに衝突させる実験を行った。容器内にはブラシレスモータ (オリエンタルモーター, BMU260-A2) に取り付けられたプロペラがあり、これを回転数を制御しつつ動作させることで予混合気流速を制御できる仕様である。流速は Fig.3-34(a) に示す位置に挿入したピトー管 (Test, Model 480) により計測している。熱面は Fig.3-34(b) に示す正方形のセラミックヒーター 2 種類 (坂口電熱, MS-1000R: 25 mm 角, MS-1000-10: 10 mm 角) を使用した。25

mm 角のヒーターは R 熱電対が内蔵されており、これにより熱面温度を計測した。10 mm 角ヒーターでは保護管径 1.0 mm のシース型 K 熱電対を耐熱接着剤で熱面表面に貼り付けて、温度を計測した。ヒーターは予混合気の流れ方向に相対するよう、容器上面のポートに取り付けた継手部にエポキシ樹脂接着剤で固定した。ヒーターは交流安定化電源（菊水電子, PCR500LE）に接続し、0.1 V 単位での供給電圧制御が可能である。容器には圧力トランスミッタ（長野計器, KH15-L34）を取り付け、その応答から着火の有無を判定した。熱面周囲の着火挙動はシャドウグラフ法により撮影した。

対象とした予混合気は R290/空気予混合気と、予混合気の熱物性が及ぼす影響を見るために R290/O₂/N₂/Ar 予混合気の 2 種類である。R290 濃度は空気中での燃焼範囲 (2.1-9.5 vol%) の中で変化させた。不活性ガスの組成は Ar : N₂ = 1 : 2, 1 : 3, 1 : 5 とした。なお R290/O₂/N₂/Ar 予混合気中では、R290 濃度や不活性ガス組成によらず O₂ 濃度は 21 vol% で一定としている。流速は 0.0 - 4.0 m/s の間で変化させた。1 つの実験条件において、AIT 試験方法³⁻⁵⁹⁾に倣い加熱時間を最大 10 分とし、この間に着火が見られなかった場合は不着火と判定した。1 つの流速・当量比の組み合わせにおいて、供給電圧 1 条件ごとに 10 回着火実験を繰り返し、1 度でも着火が見られた場合は、その流速・当量比・供給電圧の組み合わせについては着火と判定した。

(2) 実験結果

Fig.3-35 は R290/空気予混合気を 25 mm 角及び 10 mm 角ヒーターに衝突させた場合の、ヒーターへの単位面積当たり供給パワー (\bar{P}/\bar{A}) と着火までに要した時間 (\bar{t}_{ig}) の関係を示したものである (変数上のバーは有次元の値であることを示す)。Fig.3-36 は R290/O₂/N₂/Ar 予混合気のものである。これらより以下の事項が読み取れる。

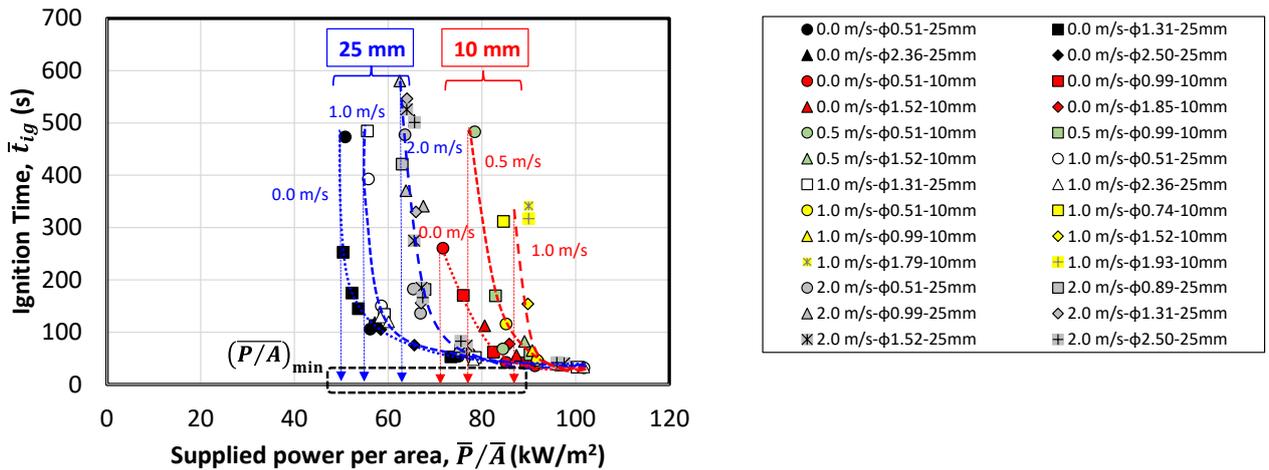


Fig.3-35 Comparison of the relationship between the ignition time and the supplied power per area for R290/air mixtures of various compositions.

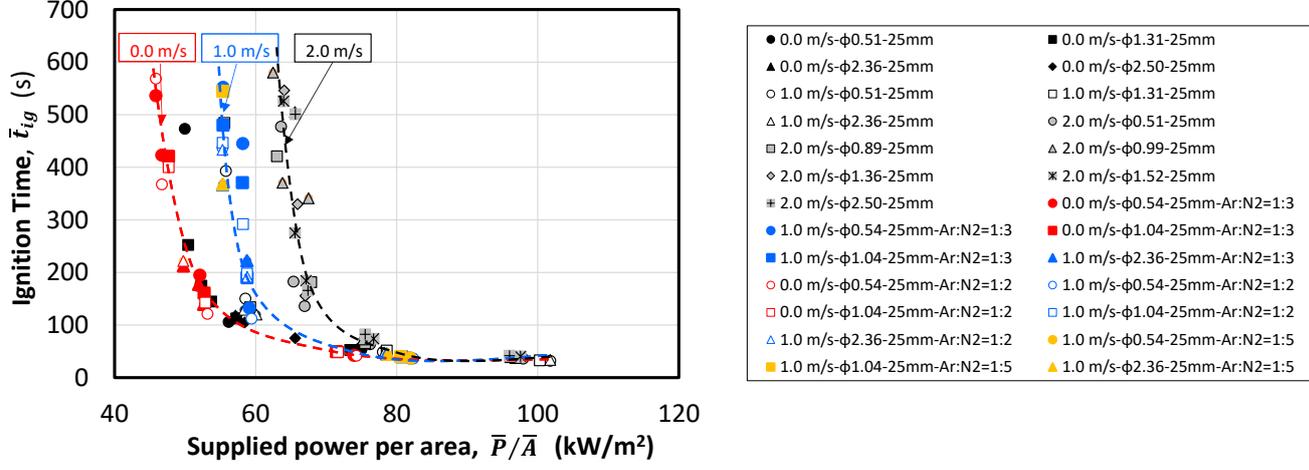


Fig.3-36 Comparison of the relationship between the ignition time and the supplied power per area for R290/O₂/N₂/Ar mixtures of various compositions.

- ① 比較的大きな \bar{P}/\bar{A} (約 75 kW/m^2) を与えると, \bar{t}_{ig} は予混合気流速や R290 濃度にあまり依存しなくなる傾向を示した。
- ② \bar{P}/\bar{A} を低下させていくと, \bar{t}_{ig} は流速に応じて異なる値をとるようになり, 主に流速が大きいほど, 同じ \bar{P}/\bar{A} に対して \bar{t}_{ig} が長くなる傾向を示した。最終的には \bar{t}_{ig} が無限大に発散する (すなわち, 着火しなくなる) \bar{P}/\bar{A} の値 (これを $(\bar{P}/\bar{A})_{\min}$ と表記する) が存在し, $(\bar{P}/\bar{A})_{\min}$ は流速に依存して増加する傾向を確認した。つまり, 流速が大きいほど着火のためには強い供給パワーを必要とする。
- ③ $\bar{P}/\bar{A} - \bar{t}_{ig}$ の関係に対して, R290 濃度が及ぼす影響は R290/空気予混合気の場合も, R290/O₂/N₂/Ar 予混合気の場合も, ほとんどないとみてよい。R290/O₂/N₂/Ar 予混合気において, 不活性ガスの組成の影響もほぼないとみなせる。

Fig.3-37 は R290/空気予混合気における着火時の熱面周囲の挙動を高速度撮影したシャドウグラフ写真である。これらからは以下の事項が読み取れる。

- ① 予混合気が流動していない場合 (Fig.3-37(a)), 熱面上端部で着火し, これが周囲へ伝播した。
- ② 予混合気が流動している場合 (Fig.3-37(b)), 熱面上端あるいは下端で着火が認められるが, いずれも熱面の背面側の端部から着火した。

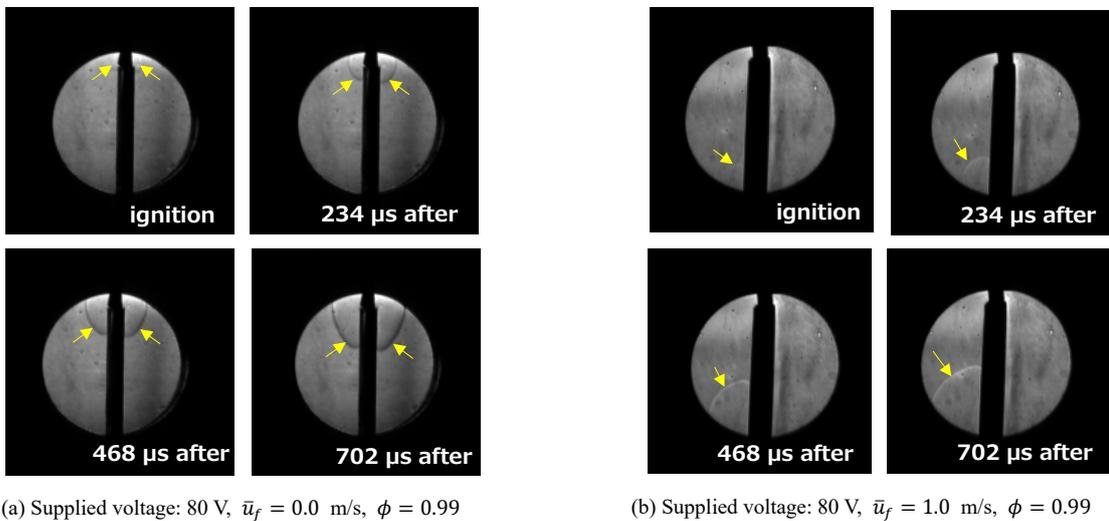


Fig.3-37 Visible behavior of ignition and flame propagation for C₃H₈/air mixture with different forced flow velocities. The yellow arrows indicate the flame front.

(3) 考察

まず単純化して考えるために, 本実験の系を Fig.3-38 に示すような 1 次元よみ流で仮定する (この場合, 熱面は流れに垂直な方向 (図中 y 方向) に対しては無限に長いとして扱われる)。浮力は強制流がもつ慣性力に対して十分小さく, 反応は流れに影響を及ぼさないとして, 渦なし流れであるポテンシャル流を仮定する。このとき, 速度ベクトル (\bar{u}, \bar{v}) は伸縮ひずみ速度 \bar{a} を用いて, $\bar{a} = (-\bar{a}\bar{x}, \bar{a}\bar{y})$ と書ける。着火する瞬間の, 熱面から未燃気への熱流束 (臨界着火熱流束と呼ぶことにする) を $\bar{q}_{w,c}$ と書くことにすれば, $\bar{q}_{w,c}$ は式 (3-10)により定まると予想される。

$$\bar{q}_{w,c} = f_1(\bar{\rho}, \bar{c}, \bar{\lambda}, \bar{D}, \Delta\bar{T}, \bar{s}, \bar{a}) \quad (3-10)$$

ここで $\bar{\rho}$ [kg/m³] は密度, \bar{c} [J/(kg·K)] は比熱, $\bar{\lambda}$ [W/(m·K)] は熱伝導率, \bar{D} [m²/s] は拡散係数, $\Delta\bar{T}$ [K] は初期温度からの温度上昇, \bar{s} [m/s] は燃焼速度である。一方, 熱面から未燃予混合気へ伝わる熱流束 (着火の臨界状態に限定しない) を \bar{q}_w としたとき, 熱面におけるエネルギーバランスは

$$\bar{q}_w = \frac{\bar{P}}{\bar{A}} - \bar{c} \frac{d\bar{T}}{d\bar{t}} \quad (3-11)$$

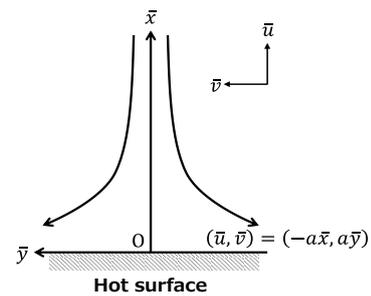


Fig.3-38 Schematic diagram of a stagnation flow impinging to a heated surface assuming one-dimensional potential flow.

と書ける。ただし \bar{C} [J/K]は熱面の熱容量, \bar{t} [s]は時間を表す。着火の臨界状態では熱面温度はほぼ一定とみなせるから、式(3-12)において、 $d\bar{T}/d\bar{t} \approx 0$ とすると $\bar{q}_w \approx \bar{P}/\bar{A}$ とみなせる。さて、式(3-10)をバッキンガムの π 定理を用いて無次元化すると

$$q_{w,c} = \frac{\bar{q}_{w,c}}{\rho c s \Delta \bar{T}} = f_2 \left(\frac{\bar{\lambda}}{\rho c \bar{D}}, \frac{\rho c \bar{s}^2}{\bar{a} \bar{\lambda}} \right) \quad (3-12)$$

となる。左辺は $\bar{q}_{w,c}$ を無次元化したもので、右辺第1項は熱拡散率 $\bar{\lambda}/(\rho c)$ と拡散係数 \bar{D} の比 (ルイス数: Le), 右辺第2項は反応帯での化学種停留の特性時間と化学反応の特性時間の比で、ダムケラー数 (Da) と呼ばれる。ここでは予混合気の着火の臨界条件を考えているので、もともと R290 と酸化剤とが均一混合されており着火の直前までは燃焼反応が活発ではないと考えると、予混合気中の濃度勾配は小さいとみられるのでルイス数の効果は小さいと考えられる。そこで、右辺第1項は1とみなして、実験によって得られた $(\bar{P}/\bar{A})_{\min}$ を式(3-12)左辺の $\bar{q}_{w,c}$ に代入して無次元化した値 $(P/A)_{\min}$ と表記すると、右辺第1項のダムケラー数の関係をプロットすると Fig.3-39 が得られる。ただし、 $\bar{a} = \bar{u}_f/\bar{L}$ で与えられるものとした (\bar{u}_f は代表速度で、ここでは予混合気の流速である)。黒の実線はエネルギー保存式及び化学種保存式から求まる理論解^{3-62), 3-63)}である。実験データは流速や熱面寸法、不活性ガス組成に依存せず、1つの累乗関数による近似式で $(P/A)_{\min}$ と Da の関係を整理できることが分かった。実験データから求めた累乗近似曲線のべき乗数は -0.59 で、理論解 (-0.585) とほぼ一致する。仮にこのべき乗数を -0.5 とみなすと、式(3-18)から燃焼速度 s が消去される。つまり、 $(\bar{P}/\bar{A})_{\min}$ に対して燃焼速度の影響が及ばないことを意味する。燃焼速度は反応速度に直結し、当然燃料濃度に依存するので、このことは臨界着火熱流束に対し燃料濃度は影響しないことを意味しており、実験結果の傾向とよく一致する。これは熱面着火においては、伝熱速度が律速過程であると考えとうまく説明できる。Table 3-7 はメタン/空気予混合気において、さまざまな着火源で最も着火しやすいメタン濃度の値をまとめたものである^{3-48, 3-64)}。メタンの化学量論濃度は 9.5 vol% であるが、電気加熱の場合は 4.0-5.0 vol% 程度で着火しやすいとされており、エネルギー供給時間が短くなるにつれて量論濃度付近の値をとるようになる。化学反応速度 (言い換えれば燃焼速度) は量論比付近 (より若干過濃側) で最大となるので、エネルギー供給時間が短い場合は熱供給速度が速いので反応速度が大きいところで着火しやすい。一方でエネルギー供給時間が長い場合は、メタンの場合選択拡散効果によって、酸素に比べ拡散係数の大きなメタンが着火源付近に先に集まるので、着火源付近では公称濃度よりも局所的にメタン濃度が高くなる。したがって希薄組成の場合に着火しやすくなる。そのためには選択拡散に要する時間が必要になるから、化学反応速度よりも熱拡散速度が支配的になっていると考えられる。したがって、燃料濃度 (当量比) が変化すると反応速度が変化するが、熱面着火では反応完了までに要する時間よりも、反応を起こすために必要な熱の供給速度が極めて遅いと考えられるので、当量比の大小に由来する反応速度の大小が着火の成否にほとんど寄与していないと考えられる。ただし、上述のようにべき乗数は厳密に -0.5 に一致しているわけではないので、臨界着火熱流束に及ぼす燃料濃度の影響の影響はわずかながら存在している。また、流速が大きくなると臨界着火熱流束が大きくなるのは、流速の増加によって化学種停留の特性時間が短くなるのでダムケラー数が小さくなることに対応し、Fig.3-39 に示される、ダムケラー数が小さくなるにつれて臨界着火熱流束は増加することに矛盾しない。現象論的には、流速の増加により熱面と未燃予混合気との間の熱伝達率が増加して熱面からの放熱速度が大きくなることにより熱面温度が低下するので、着

Table 3-7 Effects of means of ignition on the most-easily-ignitable concentration for methane.

Means of ignition	Methane conc. (vol%)
electrically heated surfaces, large	4.0 - 5.0
heated bomb	5.0
hot gas stream, laminar	5.0
heated plane surfaces, small	5.0 - 6.0
hot quartz tube surface	6.0
sparks from impacts of iron alloys against steel	6.4
wires, electrically heated	6.7
hot jets, pulsed	6.5 - 7.5
sparks from impact of rocks against steel	7.0
hot metal surface, electrically heated	7.0
cannon shots of permissible explosives	8.1
spark, inductive	8.3
spark, capacitive	9.5
flames	9.9

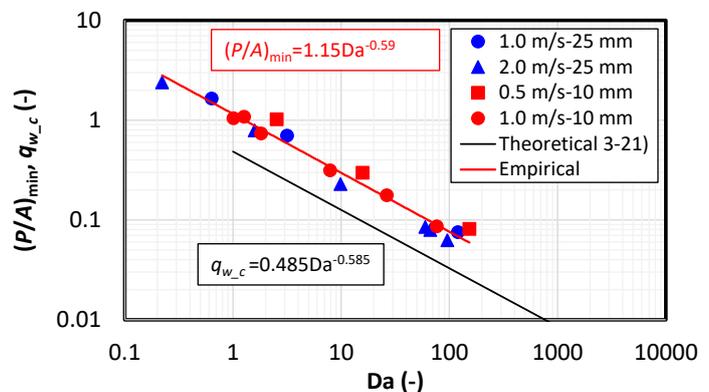


Fig.3-39 Dependence of dimensionless critical power for ignition of R290/air mixture on Damköhler number.

火に必要な温度を保つためにより大きなエネルギーを必要とすることに由来する。

以上により、高温熱面に予混合気が衝突して淀み流となる場合の着火性評価については、ルイス数を 1 と仮定し、式(3-12)および Fig.3-39 の累乗近似関数により

$$q_{w_c} = \frac{\bar{q}_{w_c}}{\bar{\rho}\bar{c}\bar{s}\Delta\bar{T}} \cong 1.15 \left(\frac{\bar{\rho}\bar{c}\bar{s}^2}{\bar{a}\bar{\lambda}} \right)^{-0.5}$$

$$\therefore \bar{q}_{w_c} \cong 1.15 \sqrt{\bar{\lambda}\bar{\rho}\bar{c}} \cdot \sqrt{\bar{a}} \cdot \Delta\bar{T}$$

として、臨界着火熱流束 \bar{q}_{w_c} を評価できる。例えばヒーターなど、 \bar{P}/\bar{A} が既知の場合は、予混合気の物性値と伸縮ひずみ速度によって着火温度を評価することが可能である。ここで $\sqrt{\bar{\lambda}\bar{\rho}\bar{c}}$ は熱慣性と呼ばれ、熱流束に対する温度変化のしにくさを表し、予混合気の種類に依存する。したがって熱慣性が大きければ温度が変化しにくいので着火しにくいから、臨界着火熱流束は大きくなる。また、予混合気流速の増加は伸縮ひずみ速度 $\sqrt{\bar{a}}$ の増加で表されるので、やはり流速増加に伴い臨界着火熱流束は大きくなる。

3.8.3 高温熱面による着火性評価のケーススタディ：たばこによる着火性評価

R290/空気予混合気がたばこの吸煙によって着火されるか否かを実験的に調べた。使用した燃焼容器は一辺 130 mm のアクリル製 (Fig.3-40) で、上面をアルミホイルで封じており着火の際はこれが破れて圧力上昇を放散する仕組みである。着火した煙草を容器側面にあけた穴から挿入し、着火の有無を調べた。着火実験に先立ってたばこの表面温度を K 型裸熱電対 (線径 0.32 mmφ) 6 本を用いて測定した。Fig.3-41 は測定した温度の時間応答を示したもので、凡例の距離は着火側端面からの距離を表している。熱電対はたばこに埋め込んであるので、燃焼面が熱電対設置位置を通過すると熱電対が落下して温度が急速に低下する。Fig.3-42(a)は 3.8.2 節で述べた 25 mm 及び 10 mm の着火実験で得られた、R290 濃度 4.0 vol%における \bar{q}_{w_c} と熱面寸法の関係に、たばこ熱面から未燃気への熱流束値の推測値 (約 17 kW/m²) を合わせてプロットしたものである。なお、たばこ熱面の直径は測定結果から 7 mm とし、熱面と未燃気との境界層厚さを 1 mm、熱面温度は Fig.3-41 より 700 °C、未燃気温度を 25 °C としてたばこ熱面から未燃気への熱流束値を見積もっている。Fig.3-42(a)より、たばこ熱面から未燃気への熱流束は不着火領域にプロットされることから、本実験結果からは R290 に対する着火性はほぼないとみてよい。Fig.3-42(b)は Culter ら³⁻⁶⁵⁾がまとめている、熱面着火の臨界温度と熱面面積の関係に本実験の結果をプロットしたものである。Fig.3-42(b)中にはプロパンの値は存在していないが、炭化水素系燃料である都市ガス等とほぼ同等の値をとると予測されるので、やはり着火の可能性は極めて小さいとみられる。

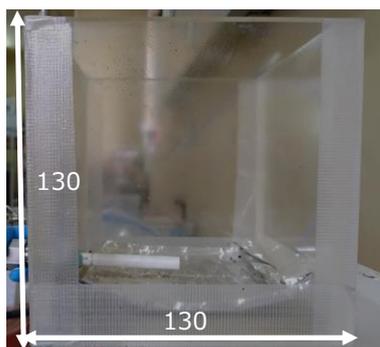


Fig.3-40 Photo of the ignition test by a burnt cigarette to the accumulated R290/air mixture. Unit: mm

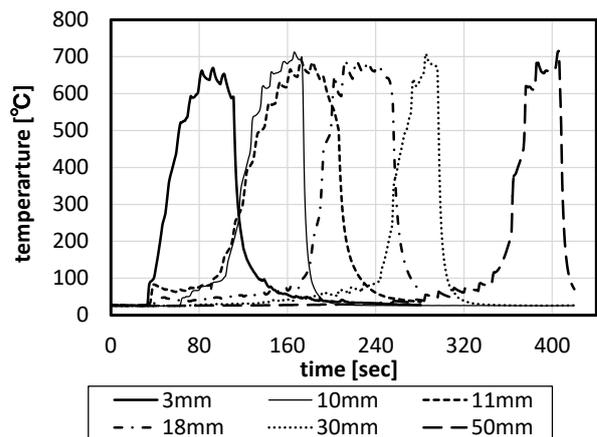


Fig.3-41 Temperatures of burning cigarette.

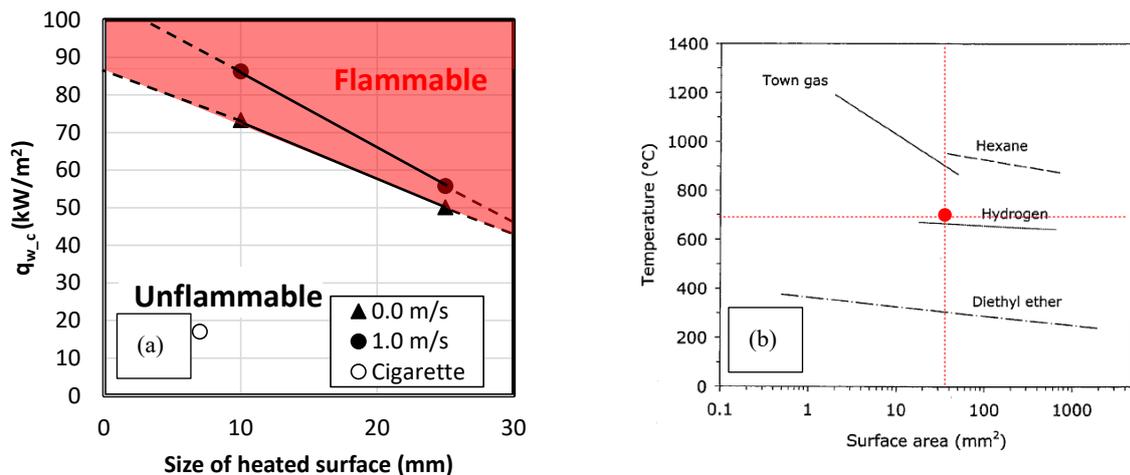


Fig.3-42 Diagram of ignition hazard evaluation by a burning cigarette.

3.8.4 高温熱線による着火性評価

例えば電気配線のヒューズ溶断や過電流などにより、高温となった金属線が可燃性予混合気に暴露される場合がある。このような場合も 3.8.2 節と本質的には同じ着火機構を示すが、リスク評価指標としては通電電流等で整理されることが多い。本研究ではタングステン線を用いた実験により R290/空気予混合気の着火温度や着火電流等のデータを取得し、既往研究と比較することによりその特性を考察した。

(1) 実験装置及び方法

Fig.3-43 に示すように、SUS304 製円筒燃焼容器(内径 200 mm, 高さ 200 mm, 6.28 L, 耐圧 2 MPa) の上下から電極を挿入し、電極両端部をタングステン線(線径 0.5 mm ϕ)で接続した。タングステン線を用いた理由はその融点の高さゆえに容易に溶断しないためである。対象とした予混合気は R290/空気予混合気で、当量比は 0.61, 0.99, 1.25, 1.52 である。直流安定化電源(PWR401L, 菊水電子工業)を用いて、供給電流値を変化させた測定を繰り返し、最小着火電流値を求めた。着火挙動は燃焼容器上部に取り付けた圧力変換器の出力をトリガー信号として、ハイスピードカメラ(Photoron 製 FASTCAM Nova S12 type TDS)を用いて撮影した。

(2) 実験結果及び考察

Fig.3-44 は印加電流 16.4, 20.0, 30.0 A におけるタングステン線周りの R290/空気予混合気の燃焼挙動の高速撮影画像である。なお、本実験では 16.4 A 未満では着火が認められなかった。着火が認められた瞬間を $t=0$ ms としている。印加電流 16.4, 20.0 A においては、火炎は熱線周囲に形成された橙色の発光領域の外縁部に、ほぼ楕円形を保ったまま伝播している。一方 30.0 A の場合、タングステン線周囲の橙色発光帯がさらに大きくなっており、特に倒立の円錐形状を示すようになった。火炎はこの発光帯を突き破って同心円状に広がっているように見られる。この発光は窒素環境下においても確認されたので、R290/空気予混合気の燃焼に起因するものではなく、タングステン線の温度上昇によって生じたタングステンヒュームの発光によるとみられる。

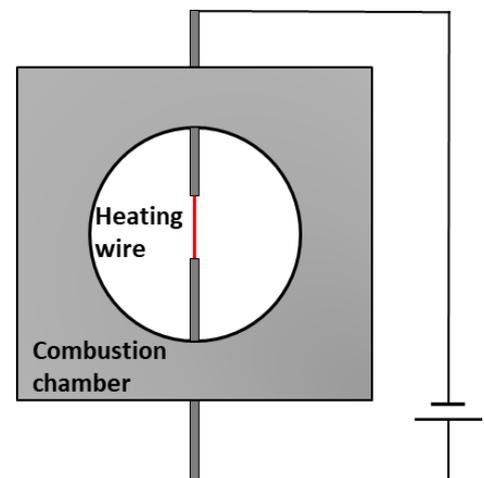
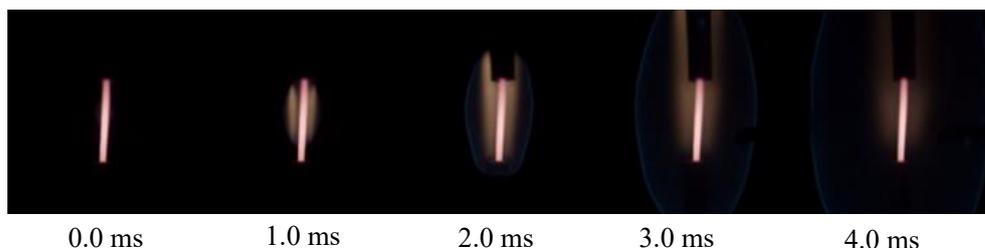
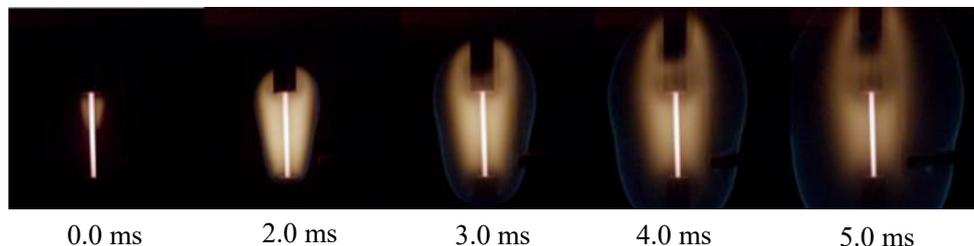


Fig.3-43 Schematic of experimental setup for ignition test to R290/air mixture by a heated tungsten wire.

(a) Input current: 16.4A



(b) Input current: 20.0 A



(c) Input current: 30.0 A

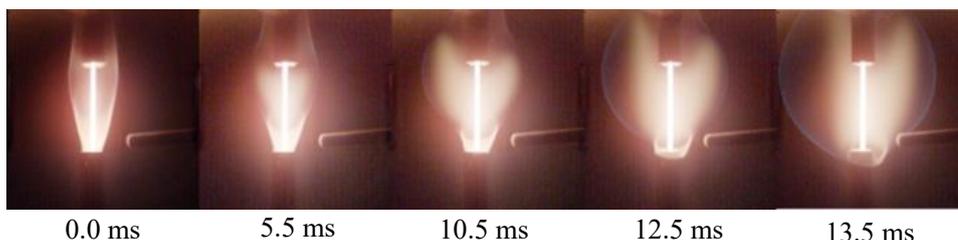


Fig.3-44 Sequence photos of ignition behavior of R290/air mixture ignited by a heated hot wire with various magnitudes of input current.

Fig.3-45 は印加電流と着火に要した時間の関係を示したものである。印加電流が大きくなるほど着火に要した時間が小さくなる傾向が見られたが、着火時間の電流変化に対する依存性は希薄になるほど鋭敏になっているようである。Fig.3-46 は着火実験後のタングステン線の写真である。R290/空気予混合気暴露された部分が黄色く変色している。タングステンは700°C程度以上で空気中の酸素と反応して酸化タングステンを生成することが知られている³⁻⁶⁶。これを検証するために、窒素環境下でタングステンに通電した実験を追

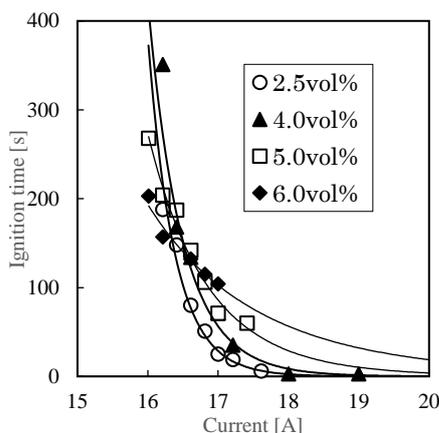


Fig.3-45 Dependences of time since heating to ignition on the input current.



Fig.3-46 Photo of tungsten wire after being used for the ignition test.

加し、時間と温度の関係調べたものが Fig.3-47 である。R290/空気予混合気環境下では時間の経過に伴ってタングステン線温度がいったん定常に落ち着いたのち再度上昇に転じ、着火寸前にはほぼ不連続的に上昇する傾向がみられるが、窒素環境下ではほぼ定常の温度を示している。このことから、タングステン線に付着したのは酸化タングステン粉末であるとみられる。したがって、その分タングステン線は質量を減じたはずである。本実験ではタングステン線の上下端を固定しているの、軸方向への伸びはないと仮定すれば、酸化タングステンの生成に伴うタングステン質量の減少はタングステン線体積の減少につながり、これは抵抗値増加を引き起こす。この場合、印加電流が大きくなるとジュール熱が大きくなるが、タングステン線の熱伝導率は一定であると考え、タングステン中の温度勾配は印加電流が大きいほど大きくなる。したがって印加電流が大きい場合、タングステン線中心の温度が非常に高温になって、同心球状に膨張するから、最も高温となるタングステン線中心付近で着火したのち曲率の大きな火炎面を伴って伝播したのと考えられる。印加電流が小さい場合はこの逆で、比較的面的に膨張するので、火炎も面的

に伝播したものと推測される。

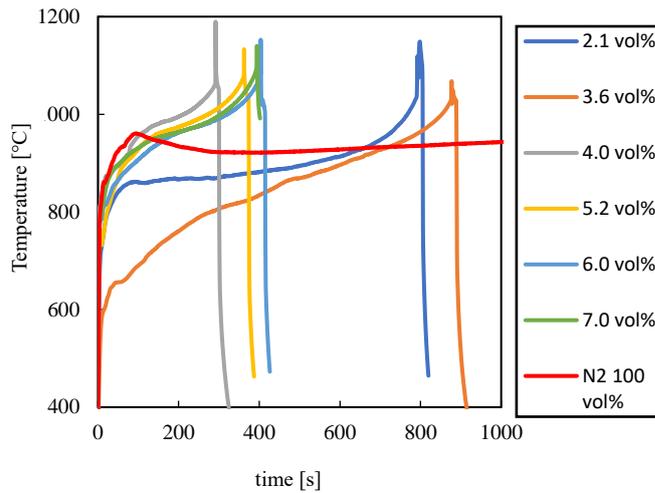


Fig.3-47 Time histories of temperature of tungsten wire in various compositions of R290/air or R290/N₂ mixtures.

3.9 レーザーによる着火性評価

3.9.1 概要

レーザーは、その高い単色性と可干渉性（コヒーレンス）から集光性に優れている。このため何らかの原因で空中でレーザーが集光されると気体は絶縁破壊（ブレイクダウン）を起こし、高いパワー密度を有したプラズマが形成される。ここでは、例えばコピー機や POS システム、3D プリンタなどに用いられるレーザーが何らかの理由で集光した場合の着火性を調べるため、R290/空気予混合気中に集光されたレーザーを照射した場合のブレイクダウン特性および着火エネルギーを測定し、文献値との比較等によりその特性を明らかにした。加えて、一般家電製品で用いられるレーザーによる着火危険性を評価した。

3.9.2 実験装置及び方法

Fig.3-48 に実験装置の概略図および写真を示す。使用したレーザー波長は Beamtech 製 Dawa-200 の第 2 高調波（532 nm）で、パルスエネルギーは 100 mJ/pulse である。発振されたレーザーは平面鏡で 180° 向きを変えたのち、 $\lambda/2$ 波長板でレーザーの偏光成分に位相差を与える。これを偏光ビームスプリッターを通して S 偏光を取り除く。こうしてレーザー光の空間成分及び時間成分を変化させることなく、波長板での位相差制御によりレーザー光を任意の出力に調整できる³⁻⁶⁷⁾⁻³⁻⁶⁹⁾。偏光ビームスプリッターを通過した P 偏光はビームスプリッターで 1:1 の出力（公称値）に分けられ、一方をパワーディテクタ①（Newport 製 1919-R）へ入射してそのエネル

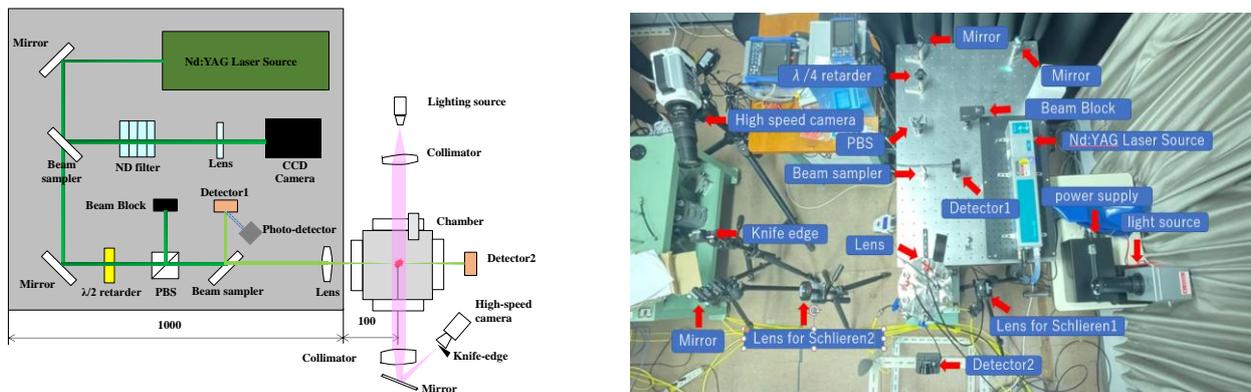


Fig.3-48 Photo and schematic of the experimental setup for ignition experiment by the laser-induced breakdown.

ギーを計測した。もう一方の光は集光レンズ（焦点距離 100 mm）を通して燃焼容器内へ入射される。燃焼容器を通過した光を同機種のパワーディテクタ②に入射してエネルギーを計測した（このエネルギーを透過エネルギー E_{out} と表記する）。なお、ビームスプリッターで分割されたレーザー光のエネルギーが厳密には 1:1 ではないことが測定から判明したので、パワーディテクタ①で計測されたエネルギーにこの補正を施した値を入射エネルギー E_{in} とした。また、レーザーのパルス幅を測定するために、ビームブロックから 45° 前方にフォトディテクタ（ET-4200）を設置してレーザーの散乱光を入射した。さらに、レーザーのビーム径を測定するために、レーザー光の一部分を取り出してビームプロファイラ（Ophir, BGP-USB3-SP932U）に入射した。

燃焼容器は SUS304 製で、内径 100 mmφ、高さ 105 mm、容積 1.67 L、耐圧 1 MPa の円筒形容器である。容器底部に攪拌翼を取り付けてあり、モーター制御で容器内を任意回転速度で攪拌できるようになっている。容器上部には圧力変換器（長野計器, KH15）を取り付けている。レーザーは容器に取り付けられた直径 50 mmφ の石英ガラス窓から入射し、対向面に取り付けられた同じく直径 50 mmφ の石英ガラス窓から流出する。石英ガラス窓には反射コーティングを施してある。燃焼容器への予混合気の導入は分圧法による。まず容器内を真空引きしたのち、所定の圧力まで R290 を導入し、その後大気圧まで空気を導入した。容器内のレーザーブレイクダウン及び着火の挙動は高速シュリーレン法により撮影した。

着火実験に先立ちレーザーブレイクダウン特性を調べるべく、メタン、R290、空気、水素を使用してレーザーブレイクダウンが生じる最小の入射エネルギーを測定した。この測定では対象ガスの圧力はすべて大気圧とした。この実験においてレーザーブレイクダウンの成否の判定はシュリーレン画像および容器内の目視により判定した。一方着火実験では、対象燃料に R290 を用い、R290 濃度を 2.1-9.5 vol% の間で変化させた。また、分子数密度が及ぼす影響を調べるために、初期圧力を 0, ±10, ±50 kPa の 5 段階で変化させた。この実験において着火の成否の判定は、シュリーレン画像、容器内の目視及び圧力センサの応答により判定した。

3.9.3 実験結果及び考察

Fig.3-49 はレーザーブレイクダウンが生じた最小の入射エネルギー E_{i_min} （これをブレイクダウン閾値と称する）におけるシュリーレン映像（レーザーは紙面右から左に入射している）、Fig.3-50 は E_{i_min} と燃料濃度の関係を示したものである。Fig.3-50(b)では R290 濃度を横軸にとっている。Fig.3-49 から、いずれのガス種も入射直後に、入射方向とは若干垂直方向に長い楕円形のプラズマ柱を形成し、その周囲に円形の密度差面を生じていることが分かる。この密度差面はブレイクダウンに伴うガス膨張によって生じた圧縮波であり、この圧縮波の形成領域が最も大きいのが R290 である。一方、ブレイクダウン閾値については Fig.3-50(a)より、R290/空気予混合気については R290 濃度の増加に伴って E_{i_min} が低下する傾向が見られた。メタン/空気予混合気についても同様の傾向であった。ところが、水素/空気予混合気に対しては逆に水素濃度の増加に伴って E_{i_min} が増加する傾向を示した。また、各ガス単体での E_{i_min} （R290、メタン、水素については Fig.3-50(a)の横軸 100 vol% に対応する値、空気については横軸 0 vol% に対応する値）は、R290 < メタン < 空気 < 水素の順であり、R290 がもっともブレイクダウンしやすい結果となった。

そもそもレーザーブレイクダウンは、光子が分子と衝突して生じる多光子吸収過程によって生じた電子が、レーザーによる電場を受けて加速され、これが中世粒子やイオン粒子と衝突することで熱エネルギーを得る逆制動放射を経て高エネルギーとなり、さらに分子に衝突して雪崩的に電子を生じることによって生じる³⁻⁷⁰⁾⁻³⁻⁷²⁾。したがって①分子の大きさ、②構成原子のイオン化エネルギー、③分子が保有している電子数、に依存する。R290 の場合は①分子の大きさがメタン、空気、水素のいずれよりも大きく、③保有している電子数も最も多い、ことからブレイクダウンしやすく（すなわち閾値 E_{i_min} が小さく）、ブレイクダウン後の圧縮波領域やプラズマ柱も大きいと考えられる。すなわち、R290 はメタンや水素に比べてレーザーによる着火性は高いとみてよい。

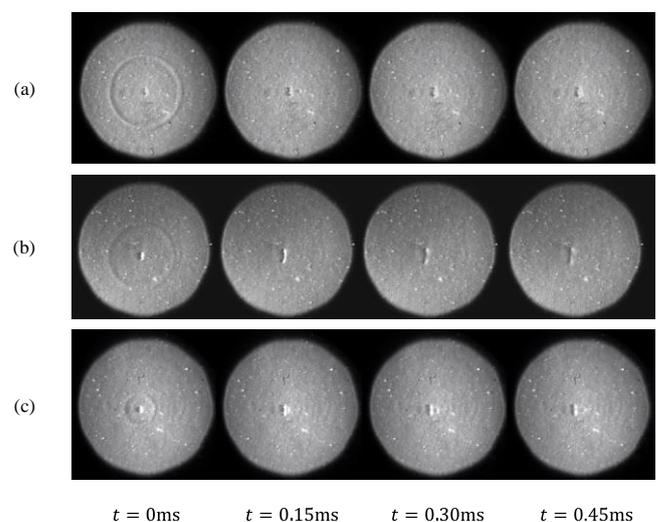


Fig.3-49 Time histories of laser breakdown process.

(a) pure-R290, (b) pure-methane, (c) air

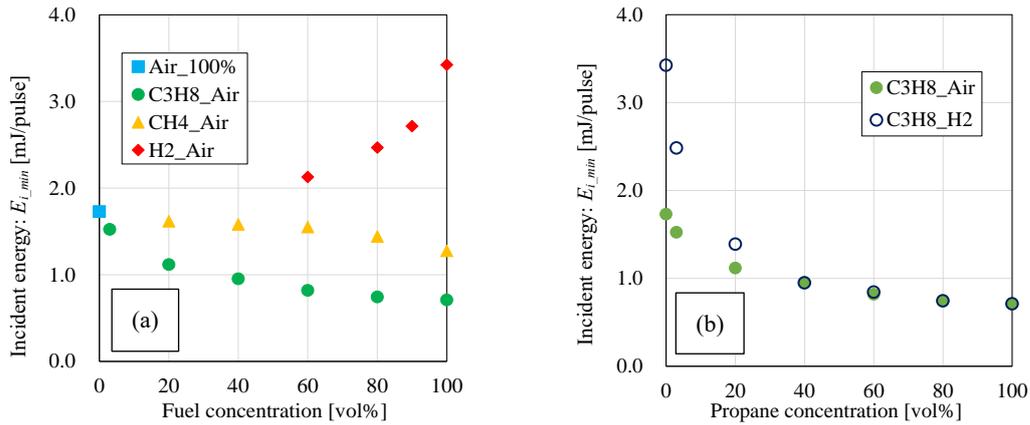


Fig.3-50 Dependence of laser-breakdown threshold on the fuel concentration.

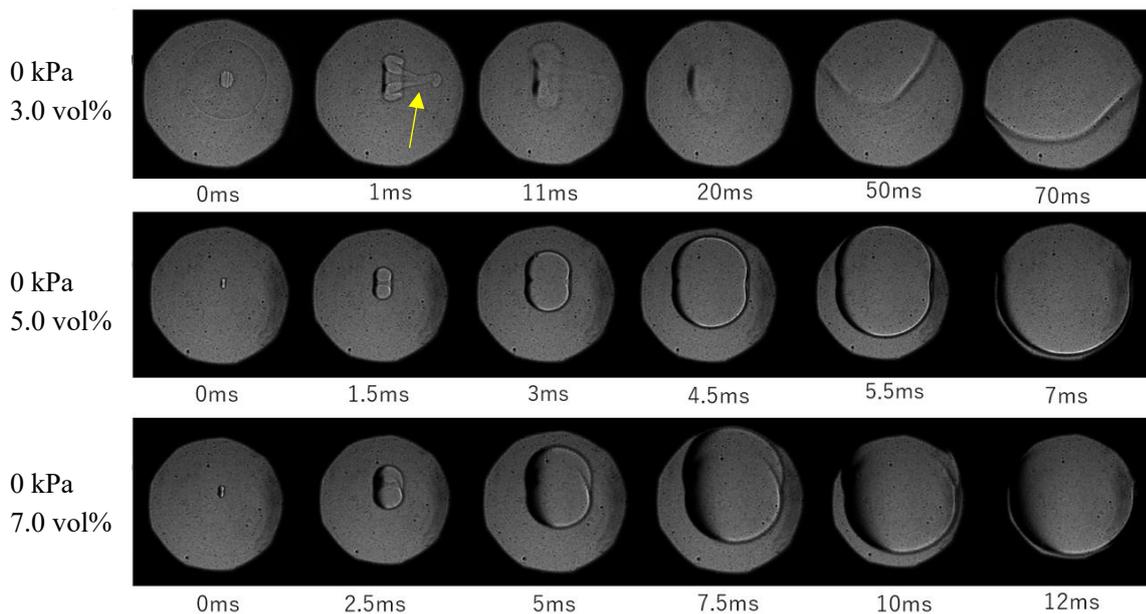


Fig.3-51 Sequence photos of visible ignition behavior of R290/air mixture by laser breakdown in various R290 concentrations.

Fig.3-51は初期圧力 0 kPa (大気圧) における、濃度 3.0, 5.0, 7.0 vol%でのレーザーブレイクダウン着火時の高速シュリーレン画像である。レーザーは紙面右から左に向かって入射している。濃度 3.0 vol% (当量比 $\phi=0.74$) では、レーザー入射方向へ向かっていわゆる **third lobe**³⁻⁶⁷⁾が形成されている (図中黄色矢印)。この **third lobe** の形成は化学量論組成及び燃料過濃組成ではあまり認められなかった。そもそも **third lobe** の形成メカニズムはまだ完全に明らかにされているわけではないとはいえ、レーザーブレイクダウン時に生じる渦の影響と考えられている。

Fig.3-52 はレーザーブレイクダウンによる R290/空気予混合気の最小着火エネルギーと当量比の関係を示したものである。化学量論組成から燃料過濃側 (当量比 $\phi=1.0-1.7$ 付近) までは、最小着火エネルギーは当量比におおむね依存せず一定の値を示したが、燃料希薄側では当量比の減少に伴って敏感に増大する結果となった。これには①**third lobe** の形成、②ルイス数効果、が影響していると考えられる。まず **third lobe** の効果であるが、**third lobe** は成長速度が非常に大きいものの最終的には消滅してしまうとされており³⁻⁶⁷⁾、これが形成された場合着火にはより多くの (すなわち、**third lobe** における熱損失があっても、未燃気を着火させるだけの大きさの) エネルギーを要することになる。2つ目のルイス数効果については、R290 の場合、過濃組成ではルイス数が小さくなるので燃焼が強化される。つまり、当量比増による燃焼速度低下効果と、ルイス数が小さいことによる強化効果とが相殺して、ある当量比までは最小着火エネルギーはほぼ一定の値をとったと推測される。なおスパーク着火と比較すると、レーザーブレイクダウンによるほうが最小着火エネルギーは大きくなる

傾向を示した。

3.10 本章のまとめ

本章では R290 冷媒を家庭用空調機器及び業務用冷凍冷蔵機器に搭載することを想定し、漏洩シナリオに即した着火性の評価手法を確立するために、モデル実験、理論解析、シミュレーション及び文献調査を絡めた体系的な研究の成果について述べた。まず家庭用空調機器及び業務用冷凍冷蔵機器に R290 冷媒が搭載された場合の漏洩シナリオに基づいて着火源候補を選定し、電気系着火源、熱系着火源、レーザー着火源にカテゴリー分けした。次に各カテゴリーにおいて、詳細な着火源の評価を実施した。得られた主な知見は以下のとおりである。

まず電気系着火源については、以下の知見が得られた。

- ① 静電気は着火源から完全に除外できるとは言えない。ただし、衣服脱衣時の静電気による着火性は小さいとみられる。人体と接地金属との間で生じる火花放電による着火性は除外できないので、着火防止のためにはそもそも対象空間お R290 濃度が可燃領域に入らないようにする工夫（例えば換気等や冷媒搭載量制限）が必要である。
- ② 接点の開離／閉成時に生じるアーク放電については着火源となりうる。ただし、放電時間がそもそも 0.2 ms に満たない場合は着火の可能性は極めて小さい。また、定格消費電力が 160 W 未満の場合も着火の可能性は極めて小さく、例えば扇風機ではほぼ着火しない。接点両端で測定されるエネルギーの 6% が着火に寄与すると見込まれるので、これを用いると一般に知られている最小着火エネルギーと比較することで着火性評価が可能である。ただし、最小着火エネルギーでは着火確率は 10⁻³ 程度であるといった報告があることに留意する必要がある。照明スイッチの場合は、本実験で負荷として使用した電球の定格消費電力が 160 W 未満であったために着火しなかったとみられる。
- ③ コンセントの抜き差し時に生じるアーク放電は、定格消費電力の値によっては着火の可能性はある。ただし、この場合も接点アークと同様の閾値で着火性の評価することが可能とみられる。

熱系着火源については、以下の知見が得られた。

- ① 電気エネルギーで表面温度を制御する熱面の場合、入力する電圧と熱面面積が既知であれば着火の有無を評価できるモデルを構築した。また、熱面サイズが小さくなると着火に必要なパワーは小さくなり、着火温度は高くなる傾向を確認した。
- ② ケーススタディとして着火されたたばこによる R290/空気予混合気への着火性を検討した。たばこ熱面から未燃の R290/空気予混合気への熱流束を見積もって、①で述べたモデルによる必要パワーと比較すると不着火と判定された。実際に着火されたたばこを R290/空気予混合気中に挿入する実験を行ったところ着火が 1 度も見られなかった。このことより、①で構築した着火性評価手法の有用性を確認した。
- ③ 過電流により高温となった熱線による着火を想定した検討を行った。タングステン線の場合は最小着火電流値として 16.4 A を得た。タングステンのように高温で酸素と表面反応を起こす金属の場合、これによって金属の断面積が縮小し抵抗値増加につながるの温度上昇しやすく着火に至るとみられた。

レーザー着火源については、以下の知見が得られた。

- ① レーザーが凸レンズにより集光されるとレーザーブレイクダウンが生じる。R290 の場合分子の大きさが大きく、分子を構成する原子数（ひいては電子数）が多いことから、水素やメタンなどの可燃性ガスに比べてブレイクダウンしやすい傾向が確認された。

- ② レーザーによる着火エネルギーは容量性放電による最小着火エネルギーよりも 1 桁程度大きかった。

以上得られた成果が R290/空気予混合気に対する各種機器の着火性を評価できる手法として活用されることを期待する。

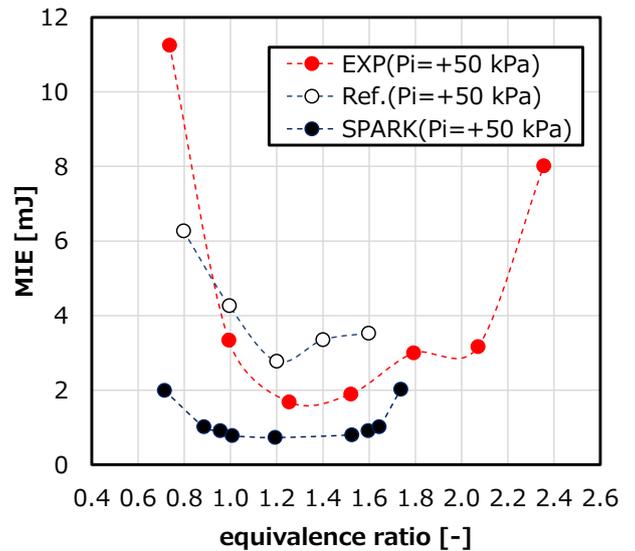


Fig.3-52 Dependence of minimum ignition energies (MIE) in spark discharge and laser breakdown on the equivalence ratio.

参考文献

- 3-1) ISO 817:2014, Refrigerants-Designation and Safety Classification, (2014).
- 3-2) 一般社団法人日本電気工業会ウェブサイト：<https://www.jema-net.or.jp/Japanese/ha/reibai/qa.html> (2022年9月20日閲覧) (in Japanese)
- 3-3) 萩本安昭, 木下勝博, 萩原隆一, 三橋信雄, 椎木淳一, 杉本良一:「家庭用スイッチ ON, OFF 時の接点火花によるガス爆発の危険性」, 安全工学, 20(3), pp.127-132, (1981). (in Japanese)
- 3-4) 総務省消防庁: 令和3年版消防白書, p.64, (2021). (in Japanese)
- 3-5) 東京消防庁予防課・調査課: 電気火災を防ごう, <https://www.tfd.metro.tokyo.lg.jp/camp/2021/202108/data/camp3.pdf>(2022年9月20日閲覧) (in Japanese)
- 3-6) Babrauskas, V.: Ignition Handbook, Chapter 14, p.738, Fire Science Publishers, Issaquah, (2003).
- 3-7) Hall, J.R. Jr., Bukowski, R.W., Gomberg, A.: Analysis of Electrical Fire Investigation in Ten Cities, NBSIR83-2803, (1983)
- 3-8) 鳳誠三郎, 渡部泰昭: 接点開離時のアーク放電について, 電気学会雑誌, 81(875), pp.1331-1337, 1961.
- 3-9) 木下勝博: 電気による火花や加熱に起因する火災に関する研究, 工学院大学学位論文, p.58, 1997.
- 3-10) Strehlow, R.A., 水谷幸夫訳: 基礎燃焼学, 森北出版, p.215, 1972.
- 3-11) Lewis, B., von Elbe, G.: Combustion, Flames and Explosions of Gases, 2nd Edition, p.334, 1961.
- 3-12) 早田和也, 池上知顯: リレー間の接点間アークの計測, 平成17年度電気関係学会九州支部連合大会予稿集, p.138, 2005, https://www.jstage.jst.go.jp/article/jceek/2005/0/2005_0_138/_pdf/-char/ja (2022年2月18日閲覧)
- 3-13) 董学博: 電気接点の諸特性に与える周囲気体と圧力の影響, 日本工業大学研究報告, 46(1), pp.105-108, 2016.
- 3-14) 富士通株式会社ウェブサイト: リレー技術解説, <https://www.fcl.fujitsu.com/storage/support/relays/relay-technology.pdf> (2022年2月18日閲覧)
- 3-15) 伊里賢行: DC モータの高速回転時の整流現象とブラシ摩耗に関する研究, 日本工業大学研究報告, 47(1), pp.154-157, 2017.
- 3-16) http://kenshi.air-nifty.com/ks_memorandum/2009/04/post-9deb.html (2019).
- 3-17) <https://blog.alphawave.co.jp/eng/index.php?itemid=1744> (2019).
- 3-18) <http://d.hatena.ne.jp/tomtom1ono/20130128/1359321525> (2019).
- 3-19) <https://rifle.blog.so-net.ne.jp/2014-02-18> (2019).
- 3-20) <http://www.tabogami.tokyo/archives/1284> (2019).
- 3-21) <https://japaneseclass.jp/dictionary/%E9%9B%BB%E6%B0%97%E5%88%86%E8%A7%A3> (2019).
- 3-22) <https://incomprehensiveness.blogspot.com/2014/09/sr-ss18a-nationalpanasonic-ih.html> (2019).
- 3-23) <https://insertyourname.blog.so-net.ne.jp/2015-04-09> (2019).
- 3-24) 静電気学会編: 新版静電気ハンドブック, オーム社, p.183, 1998.
- 3-25) 独立行政法人労働安全衛生総合研究所: 労働安全衛生総合研究所技術指針—静電気安全指針 2007, JNIOOSH-TR-No.42, 2007.
- 3-26) Glor, M.: Electrostatic Hazards in Powder Handling, Research Studies Press, Letchworth, (1988).
- 3-27) Gibson, N.: Electrostatic Hazards in Filter, Filtration and Separation, Filtration and Separation, 16, pp.382-386, (1979).
- 3-28) Tolson, P.: Assessing the Safety of Electrically Powered Static Eliminators for Use in Flammable Atmosphere, J. Electrostat., 22, pp.57-69, (1981).
- 3-29) Löfstrand, K.G.: The Ignition Power of Brush Discharges- Experimental Work on the Critical Charge Density, J. Electrostat., 10, pp.161-168, (1981).
- 3-30) Jones, T.B. and King, J.L.: Powder Handling and Electrostatics: Understanding and Preventing Hazards, Lewis Publishers, New York, (1991).
- 3-31) Maurer, B.: Discharges due to Electrostatic Charging of Particles in Large Storage Silos, J. Electrostat., 2, pp.189-195, (1979).
- 3-32) Berta, I., Fodor, I., Clement, G.: Electrostatic Sparks on Charged Insulating Surfaces, J. Electrostat., 10, pp.145-152, (1981).
- 3-33) British Standard Institution (BSI): BS 5958-Code of Practice for Control of Undesirable Static Electricity, Part 1-General Consideration, (1991).
- 3-34) 静電気学会編: 新版静電気ハンドブック, オーム社, p.133, p.279, 1998.
- 3-35) 田島泰幸: 導電性繊維による作業衣の帯電防止, 産業安全研究所技術資料, RIIS-TN-71-1, (1971). (in Japanese)
- 3-36) 木村裕和: 人体耐電圧による着衣の静電気帯電量測定法の開発, 科学研究費助成事業研究成果報告書(基盤研究(C) (一般), No.15K00750), (2018). (in Japanese)
- 3-37) 平川董: 人体の帯電防止対策, 安全工学, 30(6), pp.368-372, (1981). (in Japanese)
- 3-38) Tabata, Y., Masuda, S., Minimum Potential of Charged Insulator to Cause Incendiary Discharges, IEEE Transactions of Industry Applications, IA-20(5), pp.1206-1211, (1984).
- 3-39) Kettani, M.A. and Hoyaux, M.F.: Plasma Engineering, Butterworth, p.200, (1973)
- 3-40) 牛尾誠夫: アーク放電とその利用, 鉄と鋼, 73(10), pp.1309-1314, (1987).
- 3-41) IEC60079-11: Explosive Atmospheres- Part 11: Equipment Protection by Intrinsic Safety “I”, (2012).
- 3-42) Uber, C., Franke, S., Bargu, B., Hilbert, M., Berger, F., Uhrlandt, D., Lienesch, F.: Correlation between the Electrical Power of a Slow

- Contact Break Discharge and the Ignition of an H₂/air Mixture, *J. Loss. Prev. Proc. Ind.*, 74, 104620, (2022).
- 3-43) Shekhar, R., Boeck, L.R., Uber, C., Gerlach, U.: Ignition of a Hydrogen-air Mixture by Low Voltage Electrical Contact Arcs, *Comb. & Flame*, 186, pp.236-246, (2017).
- 3-44) <https://faq.fa.omron.co.jp/tech/s/article/faq02246> (2022年11月15日閲覧)
- 3-45) 田上公俊, 森吉泰生, 堀田栄喜: 非平衡プラズマと点火, *日本燃焼学会誌*, 55(180), pp.120-126, (2015).
- 3-46) 石塚悟: 燃焼学, 森北出版, p.68, 2021. (in Japanese)
- 3-47) Magison, E.C.: *Electrical Instruments in Hazardous Locations*, 4th ed., ISA, Research Triangle Park NC (1998).
- 3-48) Babrauskas, V.: *Ignition Handbook*, Chapter 4, pp.71-77, Fire Science Publishers, Issaquah, (2003).
- 3-49) Takizawa, K., Igarashi, N., Takagi, S., Tokuhashi, K., Kondo, S.: Quenching Distance Measurement of Highly to Mildly Flammable Compounds, *Fire Saf. J.*, 71, pp.58-68, (2015).
- 3-50) Semenov, N.N.: On the Theory of Combustion Processes, *Z. Phys. Chem* 48, pp.571-582, (1928).
- 3-51) 琴寄崇: セミヨーノフの発火限界式, *安全工学*, 29(3), (1990).
- 3-52) 石塚悟: 燃焼学, 森北出版, pp.14-20, (2021).
- 3-53) Frank-Kamenetskii, D.A.: *Diffusion and Heat Transfer in Chemical Kinetics*, 2nd Ed., Prentice Hall, (1969).
- 3-54) 平野敏右: 燃焼学, 海文堂, pp.100-102, (1986).
- 3-55) Babrauskas, V.: *Ignition Handbook*, Chapter 4, pp.46-65, Fire Science Publishers, Issaquah, (2003).
- 3-56) Willams, F.A.: *Combustion Theory*, 2nd Ed., Perseus Books Publishing, (1985).
- 3-57) Law, C.K.: *Combustion Physics*, Cambridge Press, (2006).
- 3-58) Bechtold, J.K., Matalon, M: The Dependence of the Markstein Length on Stoichiometry, *Comb. and Flame*, 127, pp.1906-1913, (2001).
- 3-59) ASTM E659-15: Standard Test Method for Autoignition Temperature of Chemicals, (2016).
- 3-60) International Electrotechnical Commission: IEC60335-2-40:2022, Household and Similar Electrical Appliances- Safety-, (2022).
- 3-61) Kuchta, J.M.: Investigation of Fire and Explosion Accidents in the Chemical, Mining, and Fuel-Related Industries- SA Manual (Bulletin 680), Bureau of Mines, Pittsburgh, (1985).
- 3-62) 飯塚洋行, 桑名一徳, 今村友彦: 加熱壁面に衝突する予混合淀み流の着火条件, *日本火災学会論文集*, 70(1), pp.1-8, (2020).
- 3-63) Imamura, T., Uehara, K., Nakata, K., Maruyama, S., Kuwana, K.: Quasi-Steady Characteristics of Flowing Propane/Air Mixture Ignited by a Heated Surface, *Fire Safety Journal*, 120, 101325, (2021).
- 3-64) Singer, J.M., Cook, E.B., Grumer, J.: Equivalences and Lower Ignition Limits of Coal Dust and Methane Mixtures (RI 6931), Bureau of Mines, Pittsburgh, (1967).
- 3-65) Culter, D., Bradley, D.: Frictional Ignition of Dusts and Vapors (IR/L/EC/98/01), HSE, Buxton, UK, (1998).
- 3-66) Coverdill, A., Delaney, C., Jennrich, A., Krier, H., Glumac, N.G.: Tungsten Combustion in Explosively Initiated W/Zr Mechanical Alloys, *Journal of Energetic Materials*, 32(3), pp.135-145, (2013).
- 3-67) 小林芳成: 微小重力環境における固体材料熱分解ガスの点火に関する研究, 東京大学学位論文, (2017).
- 3-68) 古井憲治, 林潤, 岡田朝貴, 中塚記章, 平等拓範, 堀輝成, 赤松史光: メタン-空気予混合気に対するピコ秒パルスレーザーのレーザー着火特性, *日本機械学会論文集 (B編)*, pp.1-5, (2012).
- 3-69) 堀輝成, 赤松史光, 芝原正彦, 宮田大輔, 香月正司: Nd:YAG レーザを用いたレーザー励起ブレイクダウン特性解析, *高温学会誌*, 31(1), pp.19-25, (2005).
- 3-70) 砂原淳: EUV 光源や ICF におけるレーザープラズマ相互作用の初期過程-レーザーアブレーション-, *プラズマ・核融合学会誌*, 89(6), pp.416-422, (2013).
- 3-71) 高橋栄一, 古谷博秀: レーザー着火研究の基礎と最新動向, *日本燃焼学会誌*, 57(180), pp.112-119, (2015).
- 3-72) 遠藤琢磨: レーザーブレイクダウンの基礎, *プラズマ・核融合学会誌*, 94(10), pp.485-495, (2018).

4. 産業技術総合研究所安全科学研究部門の成果

4.1 はじめに

産総研安全科学研究部門の担当研究項目は、可燃性冷媒が室内で漏洩し可燃濃度域が形成された場合に、室内に存在する家電等の機器類が着火源となり得るか否かを調査する点火能評価と、ルームエアコン室内機と冷蔵庫内蔵リーチインショーケースで想定される漏洩着火事故の実規模フィジカルハザード評価に分類できる。以下の項では実規模実験の条件設定に合わせ、可燃濃度域内に存在する実在の機器類の点火能評価、ルームエアコン室内機の拡散挙動計測と実規模フィジカルハザード評価、リーチインショーケースの拡散挙動計測と実規模フィジカルハザード評価にまとめて報告する。

4.2 可燃濃度域内に存在する実在の機器類の点火能評価

地球温暖化効果の小さい次世代冷媒として期待されている可燃性ガスのプロパン（R290）を、冷媒として使用した機器類から漏洩事故が起こった場合のリスク評価上の着火確率を決定するための基礎データとして、静電気着火が最も起こりやすいとされている 5.2%程度のプロパン-空気予混合気を満たした容器内で、電気機器類を繰り返し遠隔操作し、着火の有無を観測した。

4.2.1 評価対象機器の選別と実験手法

評価対象機種は、着火源となり得る電気部品のスクリーニングを担当している諏訪東京理科大学や、A3冷媒のリスク評価を行っている日本冷凍空調工業会と検討して決定した。これまで、レーザープリンター、ヘアードライヤー、電気掃除機、電動ドライバー、ホットプレート、石油ファンヒーター、扇風機、除湿機、空気清浄機、インクジェット複合機、ホットカーペット、電気ポットの評価実験を行った。

実験はで石油ファンヒーターの評価実験を除き、1.00 m×1.00 m×1.00 mの4面のアクリル壁と鋼製床面を持ち、天井面にビニルシートを張ったアクリル製容器を用いて行った。着火が起こった場合に機器類の一部が爆発により飛散する可能性があるため、アクリル製容器は産総研爆発ピット内に設置して行った。アクリル製容器を用いた実験では、機器類に遠隔操作用のエアアクチュエーターを取り付けて容器内に設置した後、プロパンと空気を流量調整して容器内に導入した。濃度センサーによりおよそ 5.2%のプロパン濃度に調整して維持し、爆発ピット外から機器類を遠隔操作した。着火は赤外高速度カメラにより観測した。

4.2.2 点火能評価の実験結果

レーザープリンター

レーザープリンターの評価では、構造が一般的と考えられる機種の中から使用電力の大きい機種を選定した。同機種の2台の個体についてカラー両面印刷を250枚ずつ行ったが、いずれの個体でも異常は見られなかった。

ヘアードライヤー

ヘアードライヤーの評価では、構造が一般的と考えられる機種の中から使用電力が大きくブラシモーターを持つ機種を選定し、同機種の4台の個体で実験を行った。うち2台について、本体スイッチを温風にセットしたまま容器外部から電源のオンオフを操作したところ、10秒間オンと5秒間オフを100回繰り返しても2台とも着火は観測されなかった。また3台の個体について、容器内でエアアクチュエーターにより本体スイッチを温風のオンオフで操作したところ、いずれも1~2回程度の繰返しで着火が確認された。うち1台の個体では、オンオフの繰返し時間を長く設定することで、1回目のオフ動作時に着火していることが確認された。(Fig. 4-2-1) これらの結果から、ヘアードライヤーでは本体スイッチのオフ動作が着火源となると考えられる。

電気掃除機

電気掃除機の評価では、紙製のごみ袋を内蔵するタイプの中から使用電力の大きい機種を選定し、同機種の2台の個体で実験を行った。うち1個体では、7秒間「強」運転、5秒間停止を5、6回繰り返した後、発煙し

た。実験の都合上、窒素によるプロパン-空気混合気の希釈作業を発煙 10 秒程度後から開始したが、それまでにプロパン-空気混合気への火炎伝播や爆発は起こらなかった。もう 1 個体では、7 秒間「強」運転、5 秒間停止を 500 回繰り返しても、5 分間の連続「強」運転を行っても異常は見られなかった。発煙した方の個体では実験後、モーター部から排気口にかけてプラスチック部品の焦げや溶解が見られた。(Fig. 4-2-2)

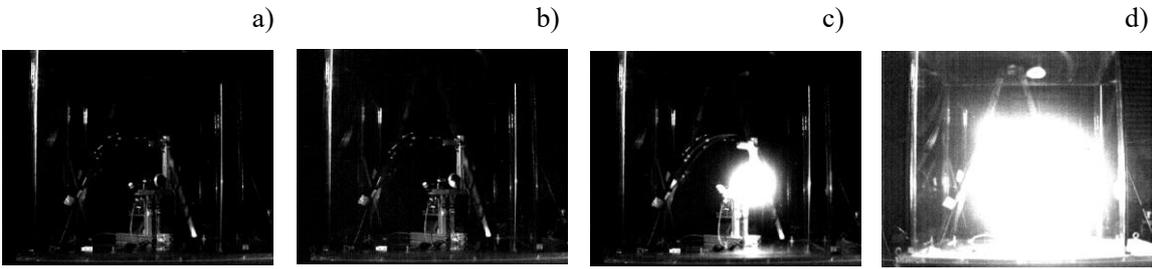


Fig. 4-2-1 Images taken by near infrared high-speed video camera



Fig. 4-2-2 Vacuum cleaner emitted smoke

電動ドリル

電動ドリルの評価では、構造が一般的と考えられる機種の中から使用電力が大きくブラシモーターを持つ機種を選定し、1 台の個体で実験を行った。高速回転・負荷あり、高速回転・負荷なし、低速回転・負荷なしの 3 条件で、容器外からエアアクチュエーターを用いて回転オン 6 秒間オフ 4 秒間を 100 回繰り返したが、いずれの条件でも着火は確認されなかった。

ホットプレート

ホットプレートの評価では、電源スイッチと一体化した温調用バイメタルを本体内部に持つ機種を選定し、1 台の個体で実験を行った。エアアクチュエーターでスライドスイッチを遠隔操作したところ、電源オン 5 秒間オフ 5 秒間を 20 数回繰り返した時点で着火が確認された。

石油ファンヒーター

石油ファンヒーターの評価では、ヒーターの点火時ではなく運転時の点火能を評価するために容器内に石油燃焼用の空気を送り続ける必要があり、1.00 m×1.00 m×1.00 m の立方体ステンレス骨格と鋼製床面を持つ構造物の 4 壁面と天井にビニルシートを張ったビニルハウス状の実験容器を、鉦山堆積場跡地の野外実験場に設置して実験を行った。ビニルハウス状の実験容器内の温度上昇を抑えるため小型の機種を選定し、同機種の 2 個体で実験を行った。石油燃焼用の空気を送り続けている容器内に設置した石油ファンヒーターが、点火タイマーにより点火し容器内の温度が上昇し始めたことを確認した後、空気圧作動弁を遠隔操作してプロパンを容器内に導入した。300g のプロパンを急速に供給した場合、150g のプロパンをより低流量で供給した場合のいずれでも、着火とビニルの破膜が観測された。

Fig. 4-2-3 に 300g のプロパンを急速に供給した場合の高速度カメラ画像から切り出した 100m 秒ごとの静止面を示す。放出中に着火・破膜が起こった際 (Fig. 4-2-3 b) の火炎は視認しにくく、プロパン濃度が低い状態で着火していると考えられる。着火・破膜後にプロパン放出口で放出拡散火炎に移行していることが確認でき

る。(Fig. 4-2-3c)

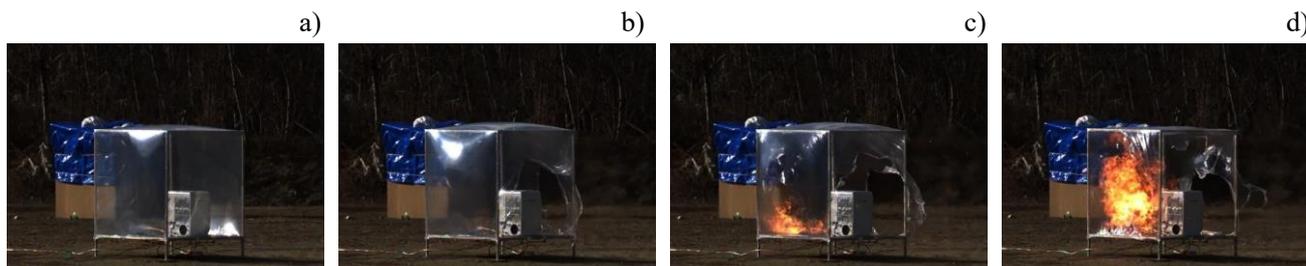


Fig. 4-2-3 Kerosene fan heater ignites propane

扇風機

対象とする扇風機として、一般的な室内床置き型でブラシモーターと風量設定のためのラジオスイッチ、タイマー設定のためのロータリースイッチを持つ機種を選定した。二つの個体について、ロータリースイッチ操作と外部電源操作によるオンオフ動作をそれぞれ 100 回繰り返したが、着火は確認されなかった。ラジオスイッチ操作によるオンオフ動作では、二つの個体では 1 回目のオフ動作で、もう一つの個体では 4 回目のオフ動作で着火が確認された。この結果は扇風機ファンのブラシモーターが着火源にならなかったことを示している。またロータリースイッチとラジオスイッチの結果の違いはスイッチのケースの密閉性がロータリースイッチの方が高かったためと考えられる。



Fig. 4-2-4 Remote controlled switches of electric fan

空気清浄機

対象とする空気清浄機として、室内気を強制的に本体内のフィルターに通してほこり等を捕集するファン式を選定した。本体スイッチ類は近年に一般的な気密性の高いタクタイルスイッチとなっている。二つの個体に対して、本体の電源スイッチと風量調節スイッチを遠隔操作して、運転停止と風量最大運転の切り替えを 100 回行ったが着火は確認されなかった。また、10 分間の連続運転でも着火は確認されなかった。

除湿機

除湿機として、デシカント式とコンプレッサー式の 2 機種を選定した。いずれも本体に空気循環用のファンと操作用のタクタイルスイッチを持っている。いずれの機種でも消費電力が最大となる衣料乾燥モードで試験を行った。デシカント式除湿機では、本体の電源スイッチを遠隔操作してオンオフ動作を 100 回繰り返した。またコンプレッサー式除湿機では、本体の電源スイッチを入れた場合の 3 分間の送風運転を避けるため、外部電源を操作することでオンオフ動作を 100 回繰り返した。2 機種とも二つの個体に対してオンオフ動作の 100 回繰り返すと 10 分間連続運転を行ったが、着火は確認されなかった。

インクジェット複合機

インクジェット複合機は A4 印刷可能なカラープリンターを持つ機種を選定した。二つの個体について本体前面スイッチによるオンオフ動作をそれぞれ 100 回、カラー両面印刷を合計 200 枚行ったが着火は確認されなかった。

ホットカーペット

ホットカーペットは、実験容器に通常の使用状況で収納するため、60cm 角の機種を選定した。2 個体について本体のスライド式電源スイッチによるオンオフ動作をそれぞれ 100 回行ったが着火は確認されなかった。スイッチの形状から予混合気が接点部分に到達していないと考えられる。

電気ポット

電気ポットは、マグネット式電源プラグを持つ機種を選定した。2 個体について加温中に電源プラグを抜き差しする繰返し動作を行ったところ、2 個体とも繰返し数回以内の引き抜き動作で着火が確認された。

4.2.3 点火能評価のまとめと計画

ヘアードライヤー、電気掃除機、ホットプレート、石油ファンヒーター、扇風機、電気ポットでは着火が確認された。単一の機種を用いた実験結果ではあるが、可燃濃度域内で作動した場合のリスク評価上の着火確率は 1 とするべきだと考えられる。石油ファンヒーターを除く機器ではいずれもスイッチ部分やプラグ部分のオフ動作時の電気スパークによって着火していると考えられる。

その他の機器では着火が確認されなかった。有限の機種数・繰返し実験回数での評価で、防爆構造を持たない機器のリスク評価上の着火確率をゼロとすることはできないが、ある程度の機種数・繰返し実験回数で着火が起こらないことが確認できれば、その繰返し回数に応じてリスク評価上の着火確率を下げることができると考えられる。

4.3 ルームエアコン室内機の拡散挙動計測と実規模フィジカルハザード評価

プロパン (R290) を、冷媒として使用したルームエアコン室内機から漏洩事故が起こった場合のリスク評価上の危害度を決定するための、漏洩着火事故の燃焼影響を評価した。実使用条件を想定して実物大の模擬室内にルームエアコン室内機を設置し、想定される複数の漏洩条件での漏洩拡散挙動を計測して、着火時に危害度が大きいと予測される条件について、点火実験を行って燃焼影響を評価した。

4.3.1 冷媒漏洩事故事例の検討と漏洩条件の決定

現在日本国内では可燃性の自然冷媒を用いたルームエアコンは販売されておらず、漏洩事故事例もほとんど報告されていない。そこで微燃性冷媒を使用した室内機での漏洩条件を参考として漏洩条件を決定した。微燃性冷媒を使用したビル用マルチエアコンのリスク評価報告書⁴⁾には、R32 を用いたビル用マルチエアコンで報告された漏洩事故の漏洩箇所、漏洩箇所形態、相当径等が記載されている。報告されているうち最も相当径が大きい、家庭用室内機熱交換器伝熱管での全面腐食での相当径は 0.174 mm であり、63 °C の液漏洩での漏洩速度は 67 g min⁻¹ と急速漏洩のリスク評価に用いられている 4 分全量放出の放出速度と同程度である。また報告されている漏洩箇所は熱交換器伝熱管と電子膨張弁がほとんどである。そこで本研究では家庭用ルームエアコンの室内機における漏洩条件として、充填量の全量を 4 分間で放出する条件を主に採用し、その他の時間で放出する場合、配管の破断に相当する口径から 30 °C での自圧で放出する場合を加えて実験を行った。また漏洩箇所としては、熱交換器の中央部分、熱交換器と接続配管の継ぎ目付近、室内機内で冷媒配管を取りまわす際の配管継ぎ手部分の 3 か所を採用した。2016 年度に行った前事業での計測実験により、ピンホール等から室内空間に直接放出が起こる場合は、噴流により室内の攪拌が促進され、可燃濃度域が形成されないことが分かっている。

4.3.2 ルームエアコン室内機における漏洩拡散挙動計測の実験手法

労働安全衛生総合研究所配管等爆発実験施設の屋内大空間に、2.7 m×5.4 m×高さ 2.4 m の木製模擬室を設置し、内壁を設置することで 2.7 m×2.7 m×高さ 2.4 m との 2 通りの広さで計測を行った。2.7 m×5.4 m 空間の短辺側中央に下面が床面から 2.00 m となる位置にスプリット型ルームエアコンの室内機を設置した。ルームエアコンは部屋の広さに対し一般的なサイズであり、送風機構も日本国内で一般的に採用されている機構を持つものとした。2.7 m×2.7 m の空間にそれぞれ 1 つずつ計 2 つの扉下隙間 800mm×4mm を設置し、使用しない場合はアルミテープで塞ぐことによって濃度分布時間履歴に与える影響を調べた。

プロパン濃度センサーは接触燃焼式センサーを用い、エアコン室内機直下と床面、床上 25cm までには計測範囲 0-6.6 vol% のセンサーを 14 点、それ以外には計測範囲 0-2.2 vol% のセンサーを 14 点の計 28 点を設置し

た。

プロパンの放出量は、IEC60335-2-40：2018^{4,2)}で採用されている片岡の式(4-1)を用いて求めた送風等の安全対策のない場合の最大許容充填量と、今後採用が検討されている十分な風量での送風を前提とした許容充填量(4-2)を用いたが、今回の実験では部屋の高さとして2.4mを使って計算している。2.7 m×2.7 m×高さ2.4 mの模擬室では、およそ230gと340g、2.7 m×5.4 m×高さ2.4 mの模擬室では、およそ330gと680gになる。

$$m_{\max} = 2.5 \times LFL^{5/4} \times A^{1/2} \times h_0 \quad (4-1)$$

$$m_{\max} = 0.5 \times LFL \times A \times h \quad (4-2)$$

m_{\max} ：最大許容充填量， LFL ：燃焼下限界， A ：床面積， h_0 ：機器下面高さ， h ：部屋の高さ（2.2mが上限）

これらの充填量を4分で全量放出する場合には、プロパンを封入した20kgボンベを30℃に湯浴し、ガス取りしたプロパンガスをニードルバルブで流量調整し、マスフローメーターで流量を確認しながら室内機の放出配管から放出した。また圧縮され液化した状態で漏洩する場合を模擬するためには、30℃に調整した恒温槽内に5kgボンベに封入された最大許容充填量のプロパンを設置して全量を放出した。

実験における放出動作等はすべて大空間外の計測室から、安全監視用ビデオカメラや濃度センサー指示値で安全を確認しながら遠隔操作で行った。

4.3.3 ルームエアコン室内機における漏洩拡散挙動計測の実験結果

室内空間の広さ、放出量（想定充填量）、放出位置、放出速度、エアコン送風の条件、扉下隙間の有無の条件を変えながら濃度分布時間履歴を計測し、点火実験による燃焼影響評価を行う条件を検討した。

式4-1を用いて計算した最大許容充填量を放出したすべての実験で、放出終了後にプロパンの可燃濃度域は観測されなかった。またエアコンの送風機能を用いて室内気を攪拌したすべての実験で送風運転中に可燃濃度域は観測されなかった。つまり、放出終了後に可燃濃度域が観測されるのは、送風を前提に緩和された許容量を送風なしで放出した場合のみであった。

2.7 m×2.7 m 模擬室実験

2.7 m×2.7 mの模擬室を用いた実験では、放出量（想定充填量）、放出位置、放出方法、エアコン送風の条件、扉下隙間の有無の条件を変えながら濃度分布時間履歴を計測した。

2.7 m×2.7 mの模擬室を用いた実験では、式4-1と4-2を用いて計算した放出量の比が1.5程度と小さいため、放出量340gで送風を行わなかった場合でも放出位置によっては、可燃濃度域がほとんど形成されなかった。熱交換器中央でガス状態4分全量放出の場合、(Fig. 4-2 a)床面付近に10分程度可燃濃度域が形成された。熱交換器と配管接続部分に設置した1.5mm径ピンホールから30℃の自圧で放出させた場合、(Fig. 4-2 c)放出中のエアコン直下と放出開始後5分間程度の間床面に可燃濃度域が形成された。

2.7 m×5.4 m 模擬室実験

2.7 m×5.4 mの模擬室を用いた実験では、放出量（想定充填量）、放出方法、放出位置、放出速度、エアコン送風の条件、扉下隙間の有無の条件を変えながら濃度分布時間履歴を計測した。

式4-1を用いて計算した最大許容充填量を放出した実験では、放出中の室内機下方でのみ可燃濃度域が観測され、放出終了後にプロパンの可燃濃度域は観測されなかった。(Fig. 4-3-1b)

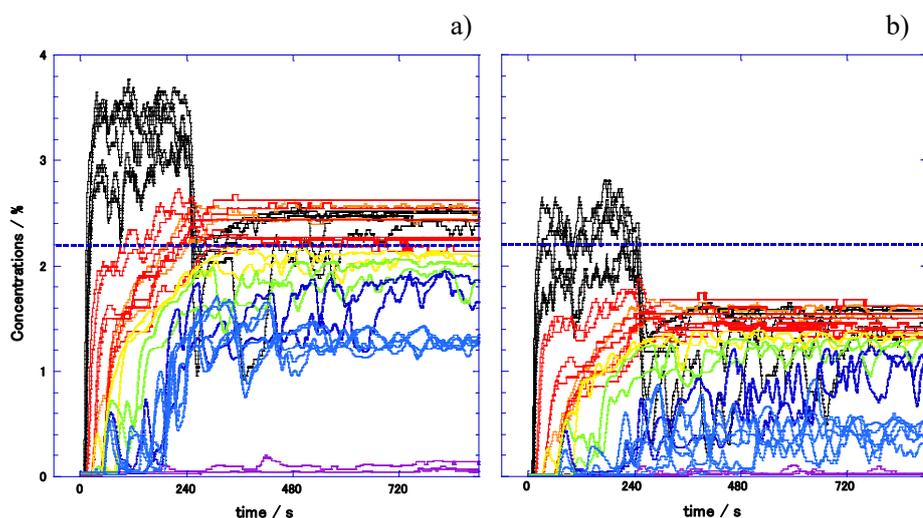


Fig. 4-3-1 Time profile of propane concentrations

2.7 m × 5.4 m × h2.4 m, no airflow, no under door slit, center of heat exchanger discharge, gas phase 4 minutes.

a) 680g. b) 330g propane.

2.7 m × 5.4 m 模擬室・式 4-1 充填量実験（放出位置・扉下隙間の影響）

4分全量放出の放出条件で、放出位置を熱交換器中央、熱交換器-配管接続部、室内機内配管接続部として計測を行ったところ、熱交換器中央の場合のみ放出終了後も可燃濃度域が観測された。扉下隙間がない状態で可燃濃度域が観測された時間は80分程度であった。800 mm × 4 mm の扉下隙間を1つ設けた場合は55分程度、2つ設けた場合は40分程度に短縮されたが、放出中や放出終了直後の拡散挙動に大きな変化は見られなかった。これは、扉下隙間から排出されるプロパン-空気混合気の濃度は計測から2~3%程度であり、その体積は室内機付近から放出される100%のプロパンとほぼ同体積だからである。

2.7 m × 5.4 m 模擬室・式 4-1 充填量実験（放出方法・放出時間の影響）

放出位置を熱交換器中央として、均等全量放出の放出時間を3, 4, 5, 6, 8, 12, 16分に変化させて行った。4分、5分で全量放出した場合の室内へのプロパン拡散挙動に大きな違いは見られなかった。それ以外の時間で放出した場合は、放出中・放出終了後のプロパン濃度は低く、可燃濃度域が消失するまでの時間も短かった。12分で放出した場合、放出終了後に可燃濃度域は見られなかった。同様の放出位置で放出方法を30℃の自圧での急速放出とした場合、放出中のプロパン濃度は高かったが、放出終了後には可燃濃度域は見られなかった。プロパンガスの噴出により室内の攪拌が促進されたためと考えられる。この結果から、広く冷媒の漏洩リスク評価で用いられている4分全量放出の条件は、形成される可燃濃度域の時空積の大きさを最大とする最悪条件となっていることが確認された。

2.7 m × 5.4 m 模擬室・式 4-1 充填量実験（送風の影響）

放出位置を熱交換器中央として式 4-1 の充填量を4分全量放出した際に、エアコン送風機能を「弱・水平」に連続運転していた場合には、プロパンは室内に拡散され、放出中からどの計測点でも可燃濃度のプロパンは計測されなかった。Fig. 4-3-2 に680gのプロパンを4分で全量放出した場合の送風の有無によるプロパン拡散挙動の違いを示す。

また、4分間全量放出中の放出開始から30秒後、1分後、2分後に、エアコン送風機能を「最強・下向」に開始した場合のプロパン濃度拡散挙動を Fig. 4-3-3 に示す。送風開始後10~20秒程度で室内機下方の可燃濃度域が消滅した。

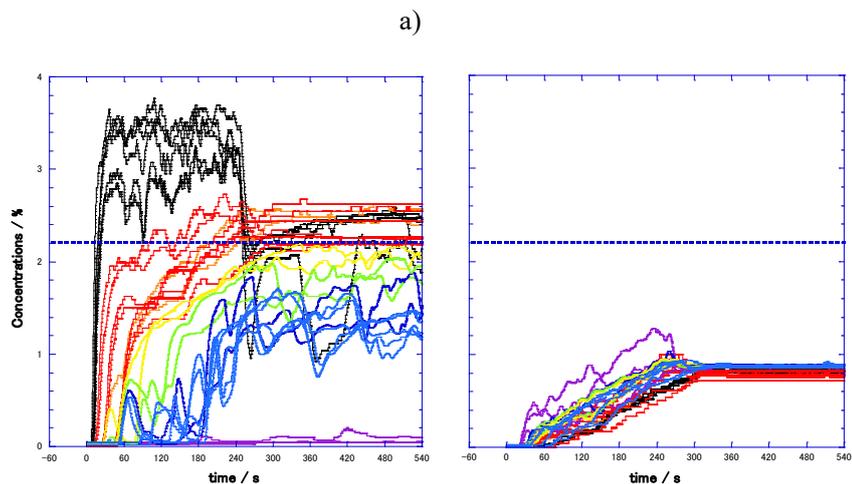


Fig. 4-3-2 Time profile of propane concentrations

2.7 m × 5.4 m × h2.4 m, no under door slit, center of heat exchanger discharge, 680g propane gas phase 4 minutes.
a) no airflow. b) minimum horizontal airflow continuously.

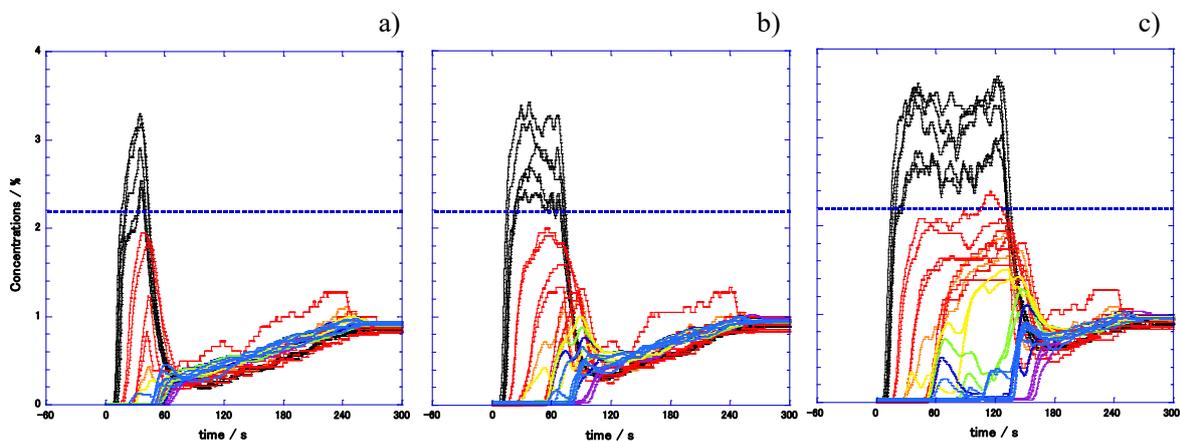


Fig. 4-3-3 Time profile of propane concentrations

2.7 m × 5.4 m × h2.4 m, no under door slit, center of heat exchanger discharge, 680g propane gas phase 4 minutes.
a) maximum airflow started 30 seconds after discharge. b) 1 minute after discharge. c) 2 minutes after discharge.

4.3.4 ルームエアコン室内機における実規模フィジカルハザード評価の実験手法

日立セメント太平田鉦山堆積場跡地の野外実験場に、2.7 m × 5.4 m × 高さ 2.4 m の鋼製模擬室を設置し、拡散挙動計測と同様の方法でプロパンを放出して点火し、燃焼影響評価実験を行った。現実の部屋に近い条件で燃焼影響を観測するため、2.7 m × 5.4 m 空間のルームエアコンの室内機を設置した短辺の反対側中央に幅 180cm の引き違いの掃き出しガラス窓を設置した。点火には、発電機からの交流 100V をネオントランスで 15kV に昇圧して放電させた電気スパークを用いた。

燃焼影響を評価するため、放射熱センサーを室内と室外に 2 つずつ計 4 台設置した。またひずみ式圧力センサーを室内に 1 台、爆風計測用マイクロフォンをガラス窓側室外に 3 台、裏側に 2 台設置した。熱電対を室内機上方、側壁上方、側壁下方に 1 点ずつ計 3 点設置した。

室内の火炎伝播を観測するため、5.4m の側壁中央に厚さ 50mm のアクリル窓を設置し、外側直近に可視域モノクロ高速カメラを設置した。また着火の有無を確認するため、ガラス掃き出し窓外 40m に赤外高速カメラを設置した。

ガラス窓の破損挙動を観測するため、ガラス窓設置壁の延長線上 40m と 45° 向き 40m に可視域カラー高速カメラを設置した。

4.3.5 ルームエアコン室内機における実規模フィジカルハザード評価の実験結果

室内機送風ファンを運転せず式 4-1 で計算された充填量 330g を 4 分全量放出した直後に、模擬室中央床上 2cm で点火しても着火は起こらなかった。また室内機送風ファンを水平に弱運転し続けた状態で、式 4-2 で計算された充填量 625g を 4 分全量放出した直後に、模擬室中央床上 2cm で点火しても着火は起こらなかった。

室内機送風ファンを運転せず式 4-1 で計算された充填量 330g を 4 分全量放出する放出速度で、放出中の 3 分 30 秒に室内機下の床上 150cm で点火したところ着火が確認された。室内機正面のガラス掃き出し窓と側壁に設置したカーテンには異常はなかったが、エアコン室内機は全焼した。計測された室内圧の最大値は 2.3 kPa、放射熱の最大値は 7.5 kW m² であった。Fig. 4-3-1 に着火直後から 200 ms ごとの静止画像を示す。

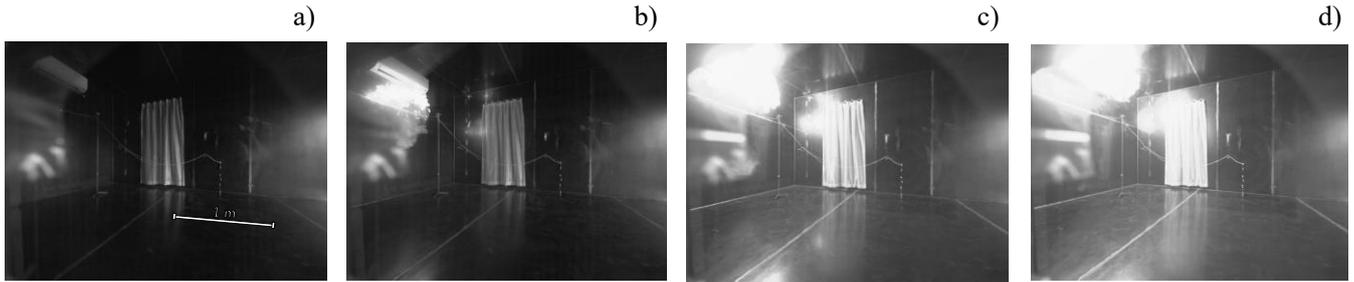


Fig. 4-3-4 Fire observed after ignition at 30 seconds before finishing blowout. (200 ms each)

室内機送風ファンを運転せず式 4-2 で計算された充填量 625g を 4 分全量放出した直後に、模擬室中央床上 2cm で点火したところ着火が確認された。室内機正面のガラス掃き出し窓は窓枠・ガラスとも破損し飛散した。計測された室内圧の最大値は 5.6 kPa、放射熱の最大値は 6.1 kW m² であった。掃き出し窓外 10m で計測された爆風圧の最大値は 36 Pa であった。Fig. 4-3-2 に着火直後から 200 ms ごとの静止画像を示す。

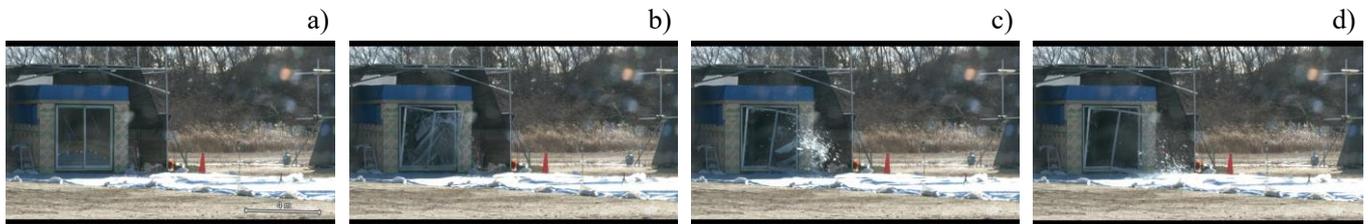


Fig. 4-3-5 Fire observed after ignition at 30 seconds before finishing blowout. (200 ms each)

4.3.6 ルームエアコン室内機における実規模フィジカルハザード評価のまとめ

片岡の式 (4-1) を用いて計算される許容充填量が放出された場合は放出流量後に着火は起こらなかった。また室内気の攪拌を前提に緩和が検討されている充填量 (式 4-2) が漏洩する場合でも、エアコン送風ファンが運転されている場合、障害物の少ない室内では着火は起こらなかった。

片岡の式 (4-1) を用いて計算される許容充填量が放出された場合でも、漏洩中に着火が起こった場合は、樹脂で製作された室内機本体が燃焼して延焼する可能性があることが明らかになった。

室内気の攪拌を前提に緩和が検討されている充填量 (式 4-2) が漏洩する際に送風が行われていない場合、放出終了後に着火が起こると、ガラス窓が破損するほどの危害が生じる。ガラス窓等が破損し室内圧の上昇が限定的である場合は、燃焼による人体影響は小さいと考えられる。

4.4 リーチインショーケースの拡散挙動計測と実規模フィジカルハザード評価

プロパン (R290) を、冷媒として使用した冷蔵機内蔵リーチインショーケースから漏洩事故が起こった場合のリスク評価上の危害度を決定するための、漏洩着火事故の燃焼影響を評価した。実使用条件を想定して実物大の模擬室内にリーチインショーケースを設置し、想定される複数の漏洩条件での漏洩拡散挙動を計測して、着火時に危害度が大きいと予測される条件について、点火実験を行って燃焼影響を評価した。

4.4.1 冷蔵機内蔵リーチインショーケースにおける漏洩拡散挙動計測の実験手法

労働安全衛生総合研究所配管等爆発実験施設の屋内大空間に、4.9 m×4.9 m×高さ 2.8 m の木製模擬室を設置し計測を行った。模擬室の一壁面中央に幅 120cm, 奥行き 85cm, 高さおよそ 200cm の冷蔵機内蔵リーチインショーケースを設置した。リーチインショーケースの扉は観音開きで、圧縮機等の機械部分はショーケース部分の下部に設置されている。

プロパンの漏洩は、冷媒として充填されたプロパンの全量がまずショーケース庫内に漏洩拡散し、すべてのプロパンが庫内に保たれ均一濃度になった状態で扉が開かれる想定で行った。この漏洩方法は、同じ漏洩量の場合に室内のプロパン濃度が最も高くなる最悪条件だと考えられる。プロパンの充填量は 100g, 500g, 1000g の 3 通りとした。ショーケースの扉は、扉に設置したエアアクチュエーターを大空間外の計測室から遠隔操作し、観音開きの両扉を同時に 3 秒間でそれぞれ 60° の角度まで開いた。

プロパン濃度センサーは、計測範囲 0-100 vol% の気体熱伝導式と、計測範囲 0-2.2 vol% 及び 0-6.6 vol% の接触燃焼式のセンサーを用いた。気体熱伝導式センサーは、高濃度が予想されるショーケース内に 2 点、ショーケース付近の床上 5cm に 5 点、ショーケース扉前方向の床上 5cm, 25cm, 50cm に計 7 点、合計 14 点設置した。接触燃焼式センサーは、両側側面壁の床上 5cm と 25cm に 6 点ずつ計 12 点、模擬室中央断面上の床上 50cm, 100cm, 200cm, 280cm に 16 点の計 28 点設置した。

4.4.2 冷蔵機内蔵リーチインショーケースにおける漏洩拡散挙動計測の実験結果

送風等の室内気の攪拌を前提として緩和を検討されている 500g の充填量で、ショーケース下部の圧縮機冷却ファンを運転した場合を中心に、充填量、ファン運転の有無、庫内商品の有無等の条件を変えながら拡散挙動を計測した。冷却ファンを運転して 500g の充填量を庫内に漏洩させ開扉した場合、開扉後 5 分程度で模擬室内の可燃濃度域が消滅した。(Fig. 4-4-1a) 冷却ファンを運転せずに 500g の充填量を庫内に漏洩させ開扉した場合、模擬室内に 90 分程度の間、可燃濃度域が形成され続けた。冷却ファンを運転しない場合でも充填量を 100g とした場合は、可燃濃度域は 1 分程度で消滅した。庫内に設置した模擬ボトルの影響は大きくなかった。

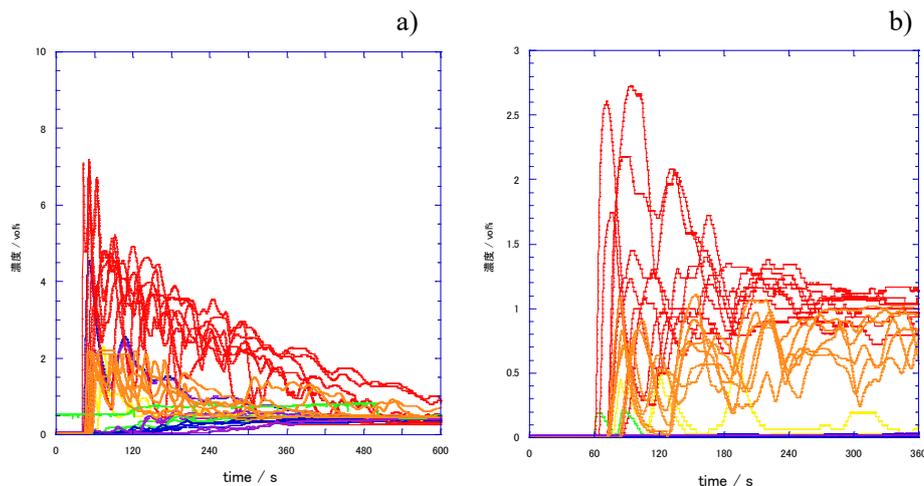


Fig. 4-4-1 Time profile of propane concentrations. 4.9 m×4.9 m×h2.8 m, 500g propane with cooling fan driven. b) 100g propane without cooling fan.

4.4.3 冷蔵機内蔵リーチインショーケースにおける実規模フィジカルハザード評価の実験手法

日立セメント太平田鉦山堆積場跡地の野外実験場に、4.9 m×4.9 m×高さ 2.8 m の鋼製模擬室を設置し、拡散挙動計測と同様の方法でプロパンを放出して点火し、燃焼影響評価実験を行った。現実の部屋に近い条件で燃焼影響を観測するため、ショーケースを設置した壁の反対側の壁に、自動ドアを模擬した幅 240cm の両開きスライドガラス扉を設置した。点火には、発電機からの交流 100V をネオントランスで 15kV に昇圧して放電させた電気スパークを用いた。

燃焼影響を評価するため、放射熱センサーを室内と室外に 2 つずつ計 4 台設置した。またひずみ式圧力センサーを室内に 1 台、爆風計測用マイクロフォンをガラス扉側室外に 3 台、裏側に 2 台設置した。熱電対をショーケース内部、ショーケース上方、側壁上方、側壁下方に 1 点ずつ計 4 点設置した。

室内の火炎伝播を観測するため、側壁中央に厚さ 50mm のアクリル窓を設置し、外側直近に可視域モノクロ高速度カメラを設置した。また着火の有無を確認するため、ガラス扉外 40m に赤外高速度カメラを設置した。

ガラス窓の破損挙動を観測するため、ガラス扉設置壁の延長線上 40m と 45° 向き 40m に可視域カラー高速度カメラを設置した。

4.4.4 冷蔵機内蔵リーチインショーケースにおける実規模フィジカルハザード評価の実験結果

漏洩拡散挙動計測に用いたものと同型のリーチインショーケースの冷蔵室下部にある圧縮機冷却用ファンを運転した状態で、500g のプロパン全量がショーケース庫内に漏洩したと想定した 26 % に庫内プロパン濃度を調整して遠隔操作により開扉し放電スパークにより点火した。ショーケース扉の開扉 5 分後に部屋中央床上 2 cm で点火した場合には着火は起こらなかった。ショーケース開扉 40 秒後にショーケース扉前 50 cm 床上 2 cm で点火した場合、着火が確認されたが、模擬室ガラス扉の破損は起こらなかった。ショーケース開扉後 0 秒後にショーケース扉前 50 cm 床上 2 cm 点火した場合、着火が確認され、模擬室ガラス窓の窓枠・ガラス共に破損し飛散した。

Fig. 4-4-1 に着火直後から 100 ms ごとの室内火炎伝播の様子を静止画像で示す。開扉後に庫内から比重の重いプロパン-空気混合気が下方に流出して点火装置に到達して着火が起こっていると考えられる。また、Fig. 4-4-2 に着火直後から 200 ms ごとの模擬室ガラス扉破損の様子を静止画像で示す。ガラス扉は模擬室内圧の上昇により外向きに飛散した後、ガラスが破損している様子が確認できる。

計測された室内圧の最大値は 5.0 kPa、掃き出し窓外 10m で爆風圧の最大値は 29 Pa であった。ガラス窓が破損することで、室内圧の上昇が 5 kPa 程度に抑えられたと考えられる。プロパンの燃焼速度は大きくないため、室外に伝達する爆風圧の影響は小さかった。

計測された放射熱の最大値は、室内外で 160 kW m² 程度であり、持続時間が短いもののやけどを負うほどの危害度となった。

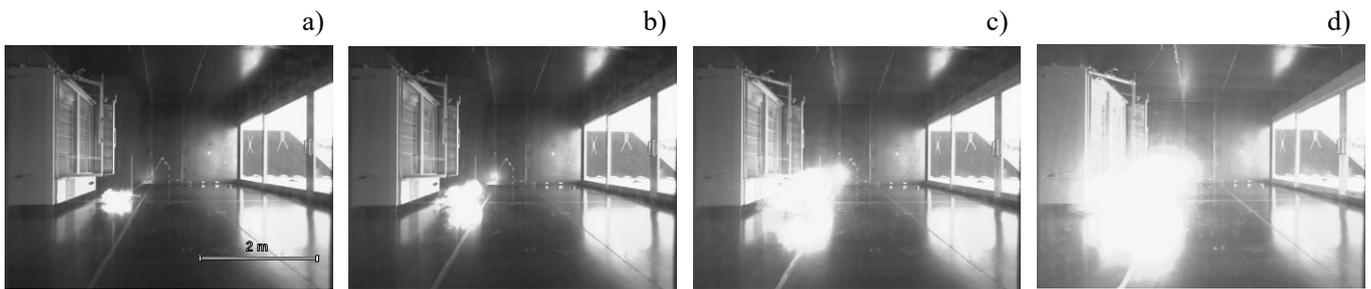


Fig. 4-4-2 Fire observed after opening door with continuous ignitions. (100 ms each)

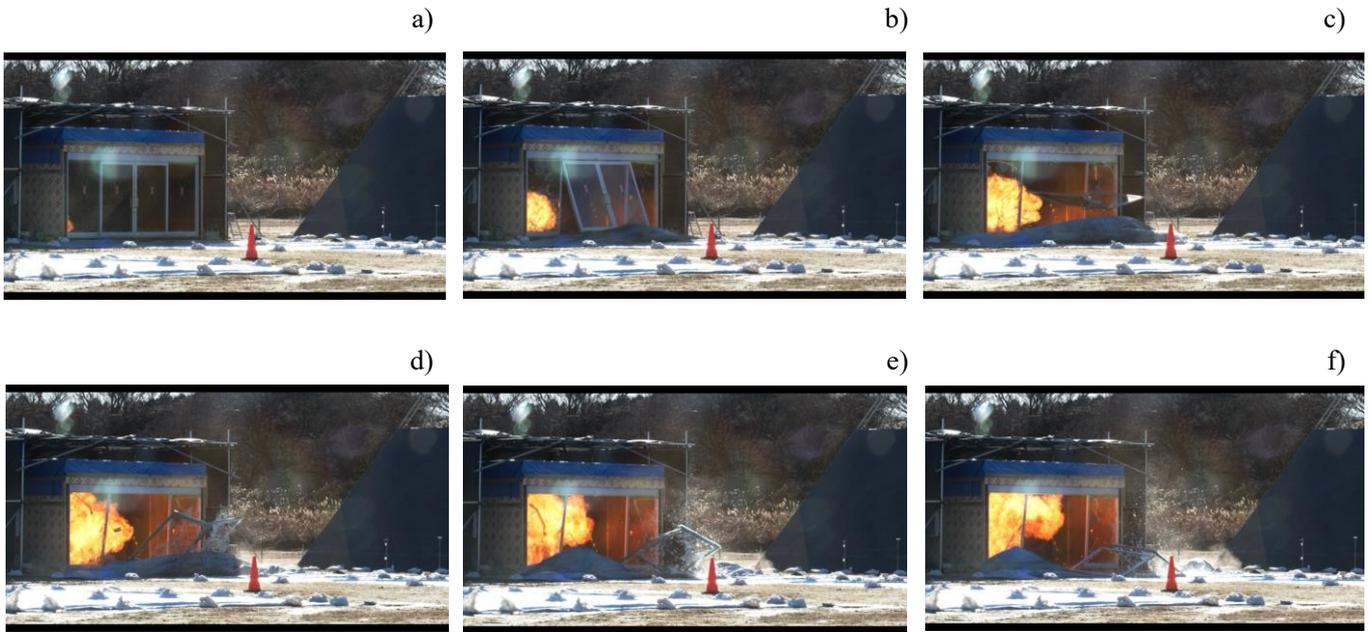


Fig. 4-4-3 Glass door behavior observed after propane gas ignitions. (200 ms each)

また、冷蔵室下部にある圧縮機冷却用ファンを停止した状態で、100gのプロパン全量がショーケース庫内に漏洩したと想定した5.2%に庫内プロパン濃度を調整して遠隔操作により開扉し、ショーケース扉前50cm床上2cmで放電スパークにより点火した。着火と模擬室ガラス扉枠の破損が確認されたが、ガラスは飛散しなかった。計測された室内圧の最大値は4.4 kPa、放射熱の最大値は8.7 kW m²であった。掃き出し窓外10mで計測された爆風圧の最大値は26 Paであった。Fig. 4-4-4に着火直後からの室内火炎伝播の様子を100msごとの静止画像で示す。プロパンの濃度が低いために発光が小さいと考えられる。Fig. 4-4-5に着火直後からの模擬室ガラス扉破損の様子を400msごとの静止画像で示す。ガラス扉は飛散したが、ガラスは破損しなかった。

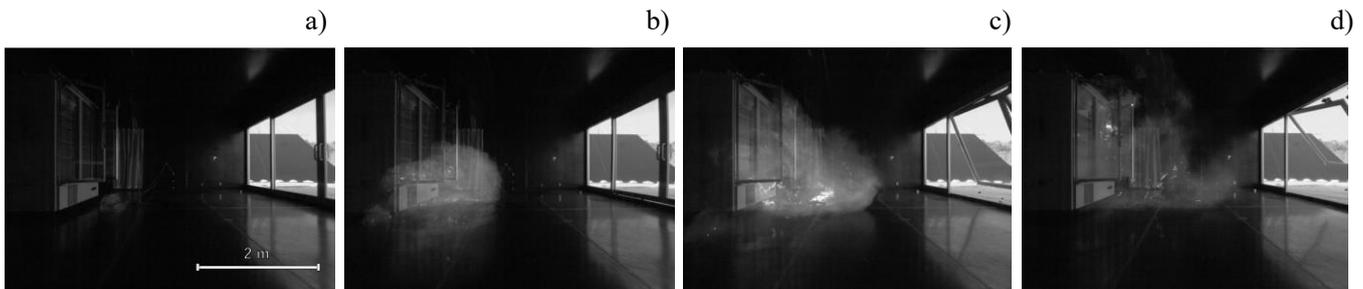


Fig. 4-4-4 Fire observed after opening door with continuous ignitions. (100 ms each)

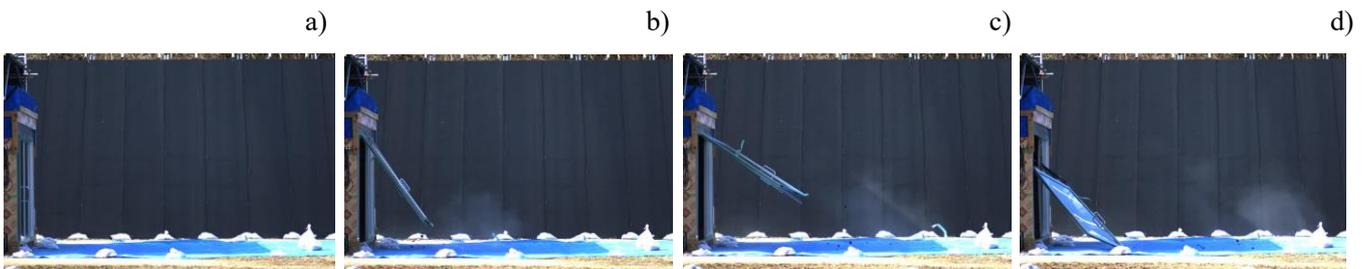


Fig. 4-4-5 Glass door behavior observed after propane gas ignitions. (400 ms each)

4.4.5 冷蔵機内蔵リーチインショーケースにおける実規模フィジカルハザード評価のまとめ

室内気の攪拌を前提に緩和が検討されている 500g の充填量では漏洩開始後 5 分以降に可燃濃度域がないことを要求されている。採用したリーチインショーケースでは、圧縮機冷却ファンを運転している場合、庫内漏洩した後の開扉後 5 分で、着火は起こらなかった。しかし開扉直後や開扉 40 秒後には着火が起こり、特に開扉直後に着火した場合のガラス扉の破損と放射熱危害が大きい結果になった。室内気の攪拌を前提に緩和が検討されている充填量で攪拌が行われない場合の危害はより大きくなると予想される。

現時点で対策が不必要とされている 100g の充填量でも、庫内漏洩した後の開扉直後に着火が起こる場合は、燃焼の危害度は比較的小さいがガラス扉等の破損が想定される。

4.5 小スケール実験によるルームエアコン室内機の拡散挙動計測とフィジカルハザード評価

冷媒漏洩時の拡散挙動や、典型的または最大のフィジカルハザードをより簡便に予測、推定する評価手法を検討するため、小スケール実験を行い、拡散挙動や燃焼挙動へのスケール効果を調査した。

冷媒としてプロパン (R290)、R32、R1234yf を用い、9 畳の 1/1.8 スケールの鋼製模擬室 (1.5m×3.0m×高さ 1.33m) の短壁面付近に設置した模擬漏洩ノズルから放出して、垂直濃度分布の時間履歴を計測した。また上記試験で可燃濃度域が形成された場合と、模擬室床上にそれぞれの冷媒の化学量論比に近い濃度の可燃域を形成した条件で点火実験を行い、室内圧や放射熱を計測して燃焼影響を評価した。

4.5.1 ルームエアコン室内機における漏洩拡散挙動計測の実験手法

プロパン (R290) の漏洩拡散挙動実験は主に産総研爆発ピットで行った。実規模試験での室内機下端高さ 2.0m の 1/1.8 スケールである床上 1.11m (模擬室の短壁面中央) から、円筒形の模擬放出ノズルの内径を変えながら、2.2m の 1/1.8 スケールである床上 1.22m 以下を完全に攪拌した場合に燃焼下限界濃度の 1/2 となる量⁴⁾を放出し、実規模実験での垂直濃度分布を再現するノズル径を選定した。

R32 と R1234yf の漏洩拡散挙動実験とすべての冷媒の燃焼影響評価実験は、製品評価技術基盤機構 (NITE) 蓄電池評価センターの多目的大型実験棟で行った。上記の産総研爆発ピットでのプロパン実験で選定した、内径 60mm の円管放出口から、床上 1.22m 以下を完全に攪拌した場合に燃焼下限界濃度の 1/2 となる量を放出した。放出時間としては、冷媒漏洩のリスク評価で国際的に用いられている 4 分全量放出の他、放出時間を変えながら実験を行った。濃度計測には酸素濃度計を用いて酸素濃度の時間履歴を計測することで、放出した冷媒の濃度分布時間履歴を観測した。

濃度センサーはいずれの実験でも、小スケール模擬室の長辺壁の中央部分付近に縦に並べ、床上高さ 0、14、28、42、55、83、111、133cm の 8 点に設置した。

4.5.2 ルームエアコン室内機からの漏洩を模擬した小スケール漏洩拡散挙動計測の実験結果

(1) 小スケールプロパン漏洩拡散実験による実規模漏洩拡散挙動の再現性

実規模試験での室内機下端高さ 2.0m の 1/1.8 スケールである床上 1.11m に円筒形の模擬放出ノズルを設置し、内径を 25mm から 60mm まで変えながら 4 分間全量放出の放出実験を行い、9 畳実規模実験で形成された垂直濃度分布を再現するノズル径を選定した。ノズル径 35mm 以上では垂直濃度分布に顕著な違いは見られなかったが、最もよく実規模実験を再現する内径 60mm の直円管ノズルを選定した。

(2) 小スケールプロパン漏洩拡散実験による化学量論比に近い可燃性混合気の形成

2019 年度に行ったルームエアコン室内機実機を用いた漏洩拡散挙動計測実験では、4 分間全量放出後の床面付近のプロパン濃度が最も高くなる漏洩箇所を検討するため、室内機内の現実的な漏洩箇所として 3 か所の漏洩箇所を想定して漏洩実験を行ったが、すべての室内機実機の構造や漏洩箇所を検討することは不可能であり、また漏洩が起こる室内の家具等設置の条件もすべてを検討することは不可能である。そこで、漏洩後に着火が起こる場合の燃焼影響上限値の適切な評価方法を検討するため、エアコンに充填された冷媒のほぼ全量が床面上に化学量論比の可燃領域層を形成する漏洩条件を検討した。具体的には、放出ノズル径を 60mm に固定して、放出高さを変えて 4 分全量放出実験を行い放出終了後の垂直濃度分布を確認した。ノズル高さ 57cm の条件で、床上 28cm 以下では 4-5 vol %、床上 42cm 以上では 1 vol% の濃度域層を形成することができた。

(3) 小スケール R32 漏洩拡散計測結果

プロパンを用いた小スケール漏洩実験で選定した内径 60mm の円管放出口から、床上 1.22m 以下を完全に攪拌した場合に燃焼下限界濃度の 1/2 となる R32 を放出した。漏洩時間は 4 分の他、8、12、18 分と変えて均等全量放出を行った。放出終了後の床上のプロパン濃度は 4 分放出で 9.5 vol%、18 分放出で 8 vol%程度と、放出時間が長くなるとわずかに濃度が低くなったが、放出時間の違いによる垂直分布の顕著な違いは見られなかった。(Fig. 4-2) いずれの放出時間の実験でも放出終了後に燃焼下限界の 13.3 vol%を超える濃度域はないと考えられる。

また、放出ノズル高さを 60cm とすることで、床面から床上 14cm までの範囲に化学量論比である 17.4 vol%に近い、16-17 vol%程度の可燃域を形成することができた。

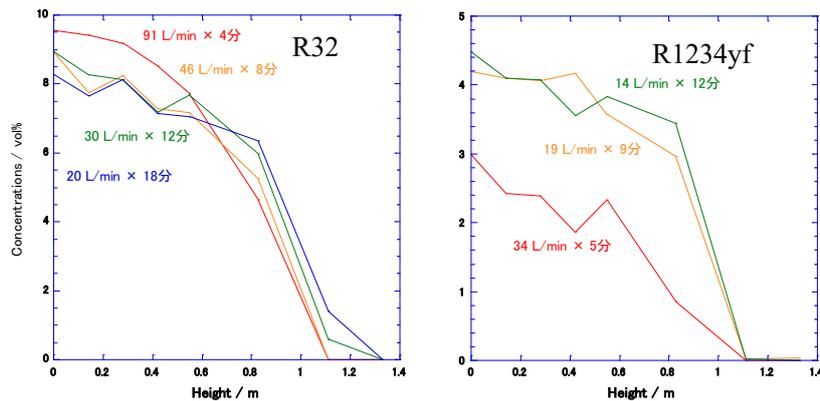


Fig. 4-5-1 Vertical distribution of concentrations of refrigerants after discharge

(4) 小スケール R1234yf 漏洩拡散計測結果

プロパンを用いた小スケール漏洩実験で選定した、内径 60mm の円管放出口から、床上 1.22m 以下を完全に攪拌した場合に燃焼下限界濃度の 1/2 となる R1234yf を放出した。漏洩時間は 5、9、12 分と変えて均等全量放出を行った。放出終了後の床上のプロパン濃度は、5 分放出で 3 vol%程度、12 分放出で 4.5 vol%程度と、放出時間が長くなると濃度が高くなった。9 分放出と 12 分放出の垂直分布に顕著な違いは見られなかったが、5 分放出に比べると各高さで 1.5 倍から 3 倍以上高くなっている。(Fig. 4-5-1) いずれの放出時間の実験でも放出終了後に燃焼下限界の 6.2 vol%を超える濃度域はないと考えられる。

また、放出ノズル高さを 65cm とすることで、床面から床上 28cm までの範囲に化学量論比である 7.8 vol%に近い、7-8 vol%程度の可燃域を形成することができた。

4.3.3 ルームエアコン室内機からの漏洩を模擬した小スケール燃焼影響評価実験手法

前項の漏洩拡散挙動計測で取得した垂直濃度分布の中から燃焼影響評価を行う漏洩条件を選別して再現し、放出終了後 2 分に点火した。点火はネオントランスで 15 kV に昇圧した 60 Hz 交流電源の 1/2 周期を、模擬室中央床上 2 cm に設置したスパークプラグで放電することで行った。

実規模実験で幅 1 間の引き違い掃き出し窓を設置した短壁面には、1/1.8 にスケールした開口に厚さ 1mm または 2mm のアクリル板を鋼製枠でボルト止めして設置した。

燃焼影響計測は、模擬室内壁に設置したひずみゲージ式圧力センサー、模擬室内外に設置した放射熱センサー、模擬室外に設置した爆風計測用マイクロフォンで行った。また着火を確認するための近赤外高速度カメラ、火炎伝播の様子を観測するためのモノクロ可視高速度カメラを設置した。

4.3.4 ルームエアコン室内機からの漏洩を模擬した小スケール燃焼影響評価実験の結果

(1) 小スケールプロパン燃焼影響評価の結果と実規模実験結果との比較

実規模実験の垂直濃度分布を再現する放出条件での計測結果は、室内ピーク過圧は 13 kPa、室内壁での放射

熱ピーク値は 26 kW であった。実規模実験で計測された値はそれぞれ 5.6 kPa, 6.1 kW であり、小スケール実験の結果はこの 3-4 倍となっている。小スケールで値が大きくなってしまった原因としては、掃き出し窓とアクリル窓の被破壊挙動の違いや、壁面に設置する放射熱センサーと炎との距離の違い等が考えられるが、掃き出し窓のスケール化や計測距離の補正は比較的困難である。

(2) 小スケールプロパン燃焼影響評価の濃度分布の影響

前項の小スケール実験におけるプロパン濃度は、床面から床上 55 cm 程度まで、プロパンの燃焼下限界に近い、2.2-2.6 vol%程度であるのに対し、放出ノズル高さを下げて、床面から床上 28cm 程度を 4-5 vol%とする放出条件で燃焼影響を計測したところ、室内ピーク過圧は 20 kPa, 室内壁での放射熱ピーク値は 87 kW であった。

密閉容器が破損しない場合の燃焼後の容器内圧は、燃焼が早く壁面への熱伝達が相対的に遅い場合には、燃焼熱から計算される値に近く、漏洩された冷媒量が等しい場合にはほぼ等しくなると考えられる。本研究では実際の居室空間に近い条件として、内圧によって破壊される前提のアクリル製模擬窓を設置しているが、同じ 1 mm 厚のアクリル板を用いた実験でも燃焼速度が大きい化学量論比近くの濃度域の燃焼での室内ピーク過圧が 1.5 倍程度大きくなっている。また放射熱ピーク値は 3 倍以上になっていて、これは化学量論比以上の濃度域があることで、すすからの赤外放射が大きくなったためだと考えられる。

(3) 小スケール R32 燃焼影響評価の結果

4.5.2(3)の放出条件で形成した、床面から床上 14cm までを 16-17 vol%程度の可燃域に点火して、燃焼影響を計測したところ、室内ピーク過圧は 5.7 kPa, 室内壁での放射熱ピーク値は 2.6 kW であった。室内ピーク過圧は、同じ 1 mm 厚のアクリル窓材を用いたプロパン実験の 1/2 程度、室内壁での放射熱ピーク値は 1/10 程度である。

(4) 小スケール R32 燃焼影響に対するアクリル窓厚さの影響

前項で用いた 4.5.2(3)の放出条件、2 mm 厚のアクリル窓材を用いた燃焼影響評価実験を行ったところ、室内ピーク過圧は 33 kPa, 室内壁での放射熱ピーク値は 38 kW であった。これは、1 mm 厚のアクリル材での結果の内圧は 5 倍以上、放射熱は 10 倍以上である。破損する圧力開放口がある実験では、室内圧に対し燃焼速度以上に圧力開放の時期が影響すること、放射熱にも圧力開放の時期が大きく影響することが示された。

(5) 小スケール R1234yf 燃焼影響評価の結果

4.5.2(4)の放出条件で形成した、床面から床上 28cm までを 7-8 vol%程度の可燃域に点火して、燃焼影響を計測したところ、室内ピーク過圧は 0.8 kPa, 室内壁での放射熱ピーク値は 0.3 kW であった。室内ピーク過圧は、同じ 1 mm 厚のアクリル窓材を用いたプロパン実験の 1/20 程度、室内壁での放射熱ピーク値は 1/80 程度である。R32 の結果と比較しても、室内ピーク過圧は 1/7 程度、放射熱は 1/9 程度である。Fig. 4-3-2 に観測された近赤外高速度カメラの画像を示す。火炎伝播速度の遅い R1234yf の火炎は浮力で上昇して水平方向に伝播し終える前に天井付近に到達し、模擬室内の R1234yf を消費し終える前に消炎する。

(6) 小スケール R1234yf 燃焼影響に対する湿度添加の影響

模擬室内に湿らせたペーパータオルを敷き詰めて室内を加湿し、前項で用いた 4.5.2(4)と同じ放出条件で放出して点火し、燃焼影響を計測した。室内ピーク過圧は 3.2 kPa, 室内壁での放射熱ピーク値は 0.7 kW であり、室内ピーク過圧で 4 倍、放射熱で 2 倍程度になった。



Fig. 4-5-2 Fire observed after ignition at 2 min after finishing discharge. (R1234yf, 100 ms each)

4.5.5 ルームエアコン室内機における小規模フィジカルハザード評価のまとめ

プロパン (R290), R32, R1234yf の 3 つの冷媒について, 小スケール模擬室を用いて漏洩拡散挙動計測実験及び燃焼影響評価実験を行い, 燃焼影響評価の簡便化の可能性について検討した. プロパンの結果について, 昨年度の実規模影響評価実験の結果と比較したところ, 破損する窓のスケール化やセンサー距離の補正が困難であると考えられる. 模擬窓の耐圧性や, R1234yf では加湿の影響があることが示された. 2022 年度は, R32, R1234yf 等の冷媒について, 実規模の拡散挙動計測と燃焼影響評価実験を行った. 詳細は NEDO 最終報告書を参照されたい.

参考文献

- 4-1) 微燃性冷媒を使用したビル用マルチエアコンの リスク評価報告書, 日本冷凍空調工業会 (2017)
- 4-2) IEC 60335-2-40: 2018. Household and similar electrical appliance - Safety - Part 2-40: Particular requirements for electrical heat pumps, air-conditioners and dehumidifiers. I.E.C

5. 産業技術総合研究所機能化学研究部門の成果

5.1 はじめに

本研究開発の目的は、低 GWP かつ安全性に優れた冷媒の開発・普及を支援するため、特にフッ素系冷媒の混合が燃焼特性等の安全性に与える影響を明らかにすることである。評価の対象として、燃焼性を有する低 GWP 冷媒と、燃焼性の低い冷媒の組合せを中心に検討し、国内外で検討されている冷媒の安全性基準を満たす混合組成範囲、例えば、国際標準 ISO817 における「微燃性等級 (Class 2L)」に分類され我が国の高圧ガス保安法令が定める「特定不活性ガス」に位置づけられるガスと同等以上の高安全性となる混合組成範囲を明確化する。また、低 GWP 冷媒の将来的な実用化を見すえ、温度、湿度、冷媒の濃度分布等が燃焼性に与える影響を評価し、実用上の燃焼安全性を明らかにする。具体的には、評価の対象は、R32/R1234yf、HFO-1123/R32、及び HFO-1123/R1234yf 混合系を中心とし、燃焼諸特性の混合比及び温度・湿度依存性の評価を行い、任意の混合組成、実用上の温度・湿度において、R32 や R1234yf 単体という既存の「特定不活性ガス」を上回ることが無いかどうか検討した。

新規低 GWP 混合冷媒として R32/1234yf 混合系を、従来型の混合冷媒として R32/152a 混合系を対象とし、混合冷媒の各混合組成について、標準条件及び種々の温度湿度条件における燃焼限界、燃焼速度、及び消炎距離等の燃焼特性評価を行った。その結果、新規低 GWP 混合冷媒については、任意の混合組成において、実用上の温度、湿度条件の範囲で、既存の特定不活性ガス (R1234yf 及び R32) よりも低い燃焼特性を示すことを明らかにした。従来型の混合冷媒については、標準条件における最大燃焼速度が特定不活性ガスと同等以下の微燃性となる混合組成を明らかにした。

また、低 GWP 混合冷媒候補として、HFO-1123/R1234yf 混合系及び HFO-1123/R32 混合系を対象とし、主成分である HFO-1123 単体及び混合冷媒の各混合組成について、標準条件及び種々の温度湿度条件における燃焼特性評価を行った。さらに、燃焼限界については、CF₃I 混合系を含む種々の混合系について不燃化及び不活性ガス化する混合組成の検討を行った。また、濃度分布影響評価として、低 GWP 混合冷媒の主成分として用いられる R1234yf 及び R32/1234yf 混合系について、大規模容器に下方漏洩した場合の濃度分布の時間変化及び燃焼性の時間変化の評価を行った。

5.2 低 GWP 混合冷媒の燃焼限界の評価

5.2.1 燃焼限界の評価方法

燃焼限界の評価は、2021 年 4 月に高圧ガス保安法令に新たに採用されたフルオロカーボン類の爆発限界測定法 (EN1839 B, Bomb 法⁵⁻¹⁾、 $100 \times (P_{\max} - P_0) / P_0 \geq 30$ (%) を可燃と判定) を用いて行った。

Fig. 5-1 に、R32 及び R1234yf について、燃焼限界 (下限界, LFL) 近傍の濃度における燃焼時の圧力上昇率及び温度上昇を測定した結果を示す。連続する 3 濃度 B_3, B_2, B_1 で圧力上昇率 30% を常に下回った場合の最高濃度 B_1 と、連続する 3 濃度 A_1, A_2, A_3 で圧力上昇率 30% を常に上回った場合の最低濃度 A_1 の平均値 $(B_1 + A_1) / 2$ を燃焼限界値とした。Fig. 5-1(a) に示したように、R32 については圧力上昇率から、 $LFL = (13.75 + 13.65) / 2 = 13.7$ vol% と求められた。Fig. 5-1(b) に示したように、R1234yf については圧力上昇率データのばらつきが大きい、 LFL は $(7.15 + 6.50) / 2 = 6.8$ vol% と求められた。

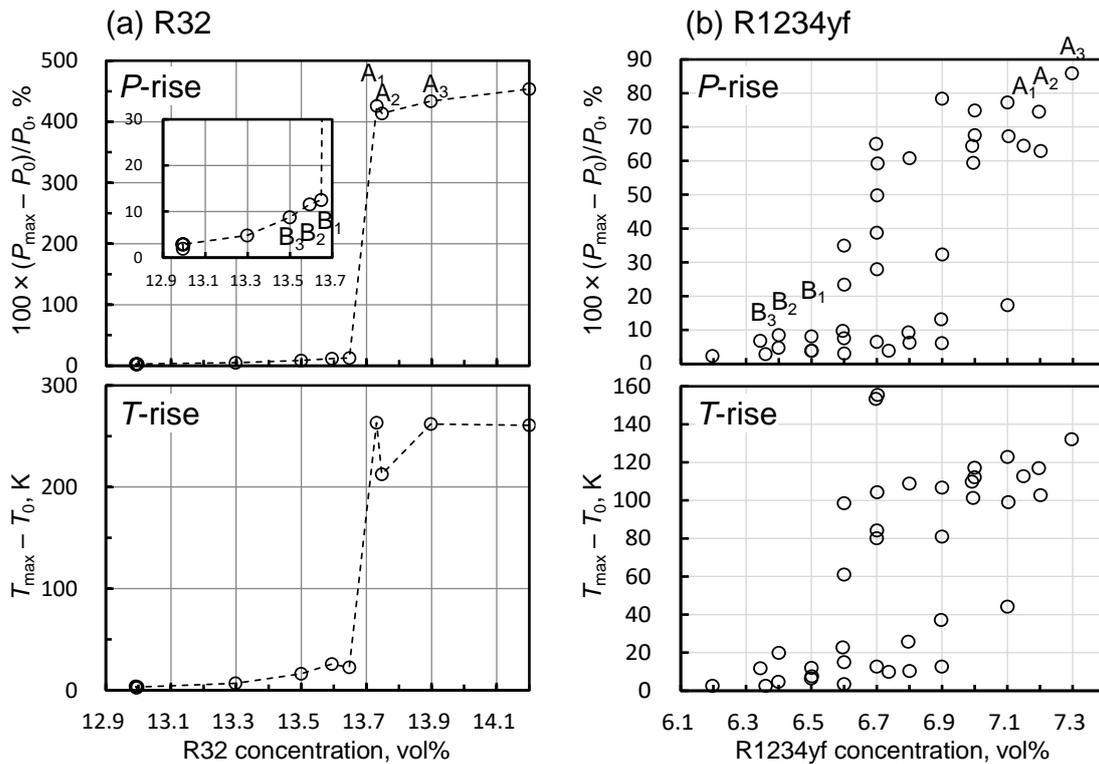


Fig. 5-1 LFL measurement by EN1839 B method for (a) R32 and (b) R1234yf. All the tests were conducted at 25 \pm 2 $^{\circ}$ C and 101.3 kPa \pm 1%.

5.2.2 R32/1234yf 混合系の燃焼限界評価

R32 及び R1234yf 各々単独ガスについて燃焼限界の温度湿度影響を明らかにするため、まず、温度影響の測定を実施した。その結果、通常実用上の温度範囲 15~60 $^{\circ}$ Cにおいて、燃焼限界は大きく変化しないことが分かった。高温域での燃焼限界の変化は低温域よりも顕著になる傾向が現れた。R1234yf の LFL は、White 則に基づく予測の温度依存性と異なる結果が得られた。次に、R32 及び R1234yf 単体の燃焼限界の湿度影響について測定を実施した。燃焼限界を相対湿度に対して関数化するほかに、[H₂O]/[Sample]モル比の関数として表現することができた。

次に、R32/1234yf 混合系について、モル混合比に対する燃焼限界の温度依存性を測定した（温度範囲 15~60 $^{\circ}$ C、湿度 0%RH）。結果を Fig. 5-2 に示す。グラフの縦軸切片は R32 及び R1234yf 単独ガスの燃焼限界を表す。混合系は単独ガスと同様、この程度の温度範囲では、燃焼限界に大きな変化が見られないことが確認できた。乾燥空気中での燃焼限界の変化は、上限界 (UFL)、LFL とも R32 のモル混合比増加に伴い単調に増大し、概ねル・シャトリエ式に従い、また簡単な 2 次式によって近似できることが分かった。

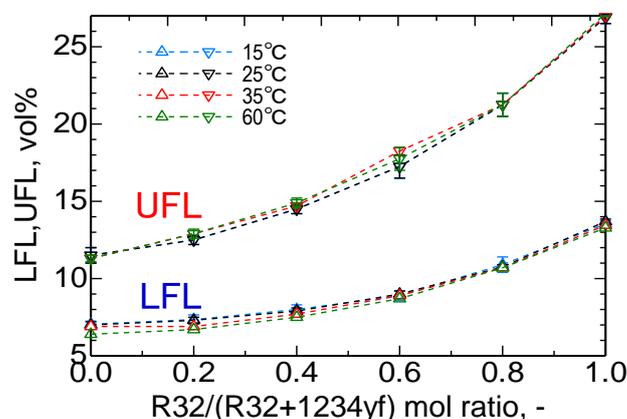


Fig. 5-2 Effect of temperature on flammability limits of R32/1234yf blends at 0 % RH.

次に、R32/1234yf 混合系について、燃焼限界に対する湿度の影響を調べた。測定温度は全て 35°C、また、LFL、UFL 共に最高の相対湿度は 35°C換算で 10、35、63%RH である。結果を Fig. 5-3 に示す。Calc1 は通常のル・シャトリエ予測、Calc2 は測定値ごとに[H₂O]/[Sample]のモル比が同じ値になるよう調整してル・シャトリエ予測した値であるが、この系では Calc1 と 2 の間にそれほど大きな相違は見られなかった。

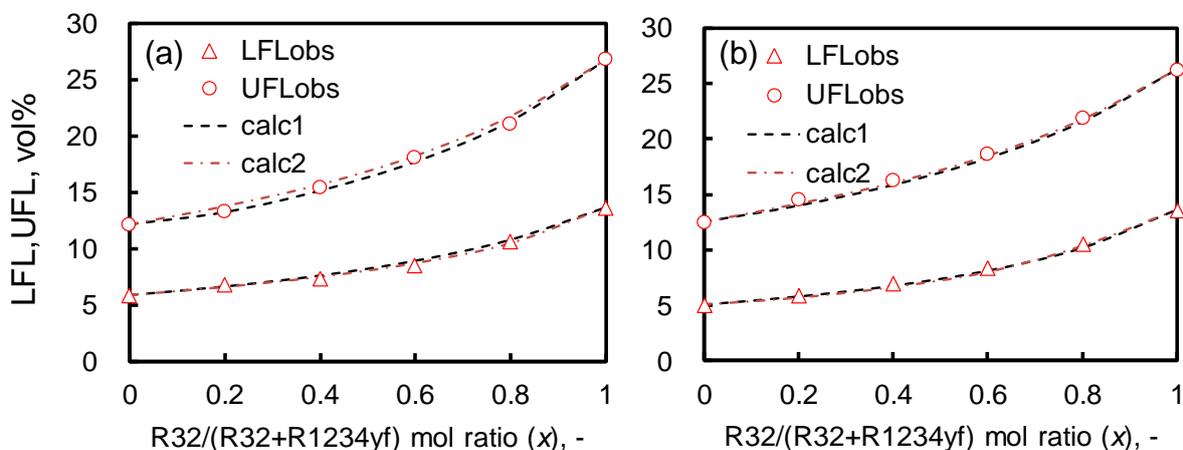


Fig. 5-3 Effect of humidity on flammability limits of R32/1234yf blends measured at (a) 35°C and 10%RH and (b) 35°C and 63%RH.

前述のように、温度 35°Cで湿度条件各一定（35°C換算で 0%、10%、35%、及び 63%RH）で燃焼限界を測定してきた。いずれの場合も、燃焼限界測定値(y)は R32 モル混合比(x) に対して $y = ax^2 + bx + c$ の形の 2 次式で良好な近似が可能であることが判明した。LFL、UFL のそれぞれについて得られた混合比依存の係数 a、係数 b、係数 c の値をそれぞれ最小二乗法により相対湿度 ($r \equiv \%RH/100$) に対する 2 次式として得た。これらの係数を Table 5-1 にまとめて示す。こうして得られた式に、例えば $r=0.50$ を代入すれば、相対湿度 50%RH における任意の混合組成に対応する LFL 及び UFL の予測値が得られると期待できる。このことを検証するために、得られた係数 a、b、c の値を用いて各組成の LFL 及び UFL の値を予測し、実測値と比較してみた。Fig. 5-4 に示すように、予測値は基本的に誤差範囲内で測定値と一致し、R32/1234yf 混合系については、任意の混合比及び湿度、及び実用の温度範囲において、燃焼限界を見積もることが可能となった。

Table 5-1 Coefficients for flammability limits of R32/1234yf blends at relative humidity r

LFL	0%RH	10%RH	35%RH	63%RH		r dependency of each coefficient		$r=0.5$ (50%RH)
a	6.85	7.47	7.15	7.24	→	$y_a = -1.95r^2 + 1.49r + 7.03$	→	7.29
b	-0.074	-0.072	0.965	0.961	→	$y_b = -3.85r^2 + 4.36r - 0.22$	→	0.995
c	6.72	6.07	5.31	5.27	→	$y_c = 6.37r^2 - 6.25r + 6.69$	→	5.155
UFL	0%RH	10%RH	35%RH	63%RH		r dependency of each coefficient		$r=0.5$ (50%RH)
a	12.68	10.85	9.26	7.83	→	$z_a = 8.84r^2 - 12.80r + 12.44$	→	8.25
b	2.76	3.61	4.4	5.44	→	$z_b = -2.28r^2 + 5.45r + 2.88$	→	5.04
c	11.59	11.94	12.55	12.74	→	$z_c = -3.26r^2 + 3.89r + 11.59$	→	12.715

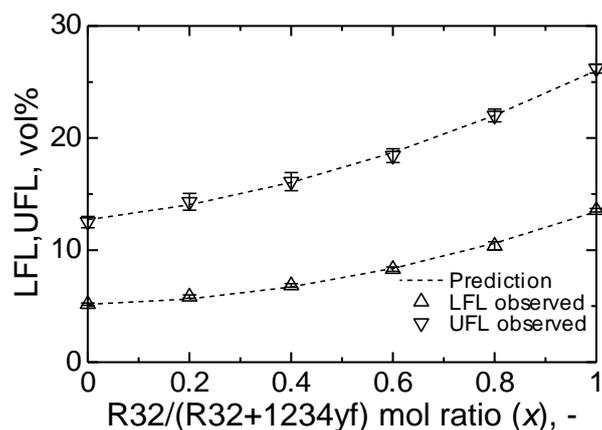


Fig. 5-4 Comparison between prediction and experiment for flammability limits of R32/1234yf blends at 35°C 50%RH.

5.2.3 HFO-1123/R1234yf 混合系の燃焼限界評価

HFO-1123/R1234yf 混合系について、温度 35 及び 60°C、相対湿度 0%、10%、35%、50%、及び 63%RH の条件で、種々の混合比における燃焼限界を評価した。結果の一例を Fig. 5-5、5-6 に示す。概ね、高温、高相対湿度条件において LFL 値が低くなり、可燃範囲が拡大した。この混合系については、単体の同じ [H₂O]/[Sample] の燃焼限界値を用いたル・シャトリエ則に概ね従い、乖離は 0.8 %ポイント内だった。また湿度が増加するにつれて、予測と実測の合致が良くなるのが分かった。乾燥条件において、混合することにより成分単体のいずれよりも LFL 値が大きくなる混合組成があることが分かった。

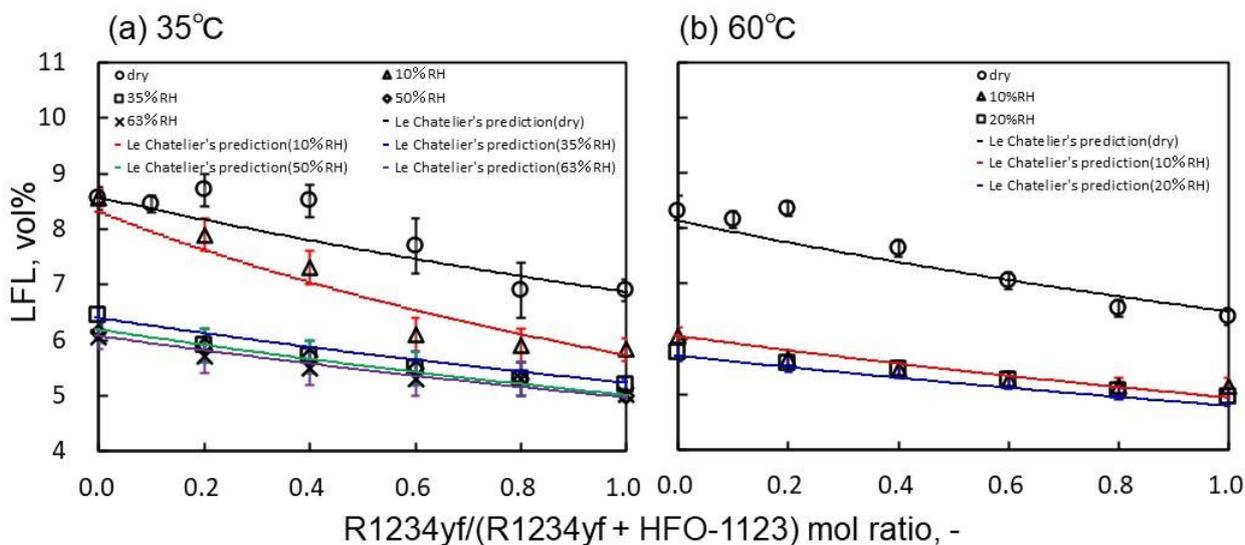


Fig. 5-5 Flammability limits for HFO-1123/R1234yf blends measured at (a) 35 and (b) 60 °C and various humidity conditions.

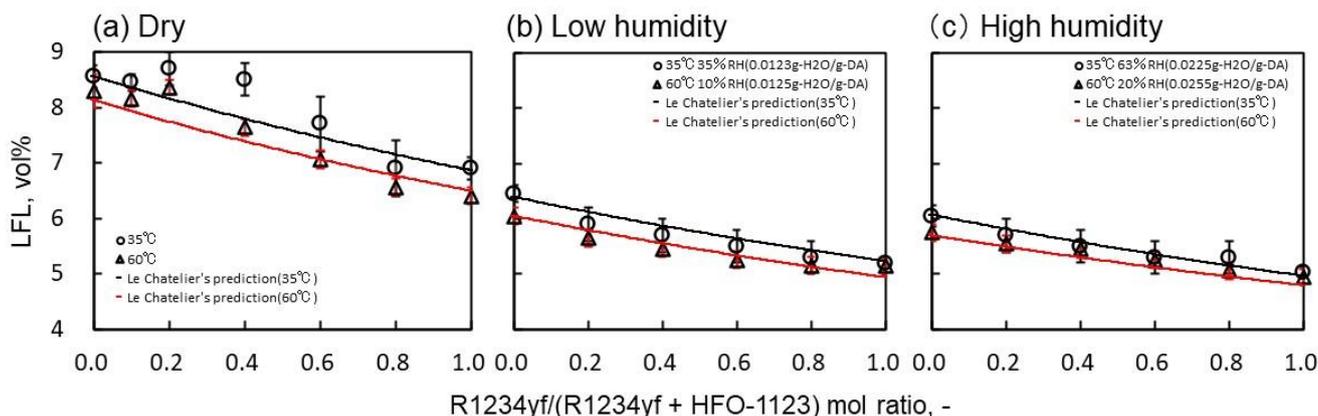


Fig. 5-6 Flammability limits for HFO-1123/R1234yf blends measured at 35 and 60°C at (a) dry, (b) low, and (c) high absolute humidity.

5.2.4 HFO-1123/R32 混合系の燃焼限界評価

HFO-1123/R32 混合系について、温度 35 及び 60°C において相対湿度 0%, 10%, 及び 20%, 及び 35°C で 63%RH の条件で燃焼限界の評価を行った。結果の一例を Fig. 5-7 に示す。概ね、高温、高相対湿度条件において LFL 値が低くなり、可燃範囲が拡大した。混合比が R32 > HFO-1123 の場合、LFL 値に及ぼす湿度の影響は小さい。これは、R32 が湿度による LFL 変化が殆ど無いからと考えられる。混合比が R32 < HFO-1123 の場合、湿度を高くすると、LFL 値が大幅に下がる。35°C と 60°C の LFL を比較すると、高湿度の場合、LFL 値に与える温度影響は小さくなることが分かった。また、この混合系については、特に高湿度の場合、単体の同じ絶対湿度の燃焼限界値を用いたル・シャトリエ則に概ね従い、予測法として適用できることが分かった。

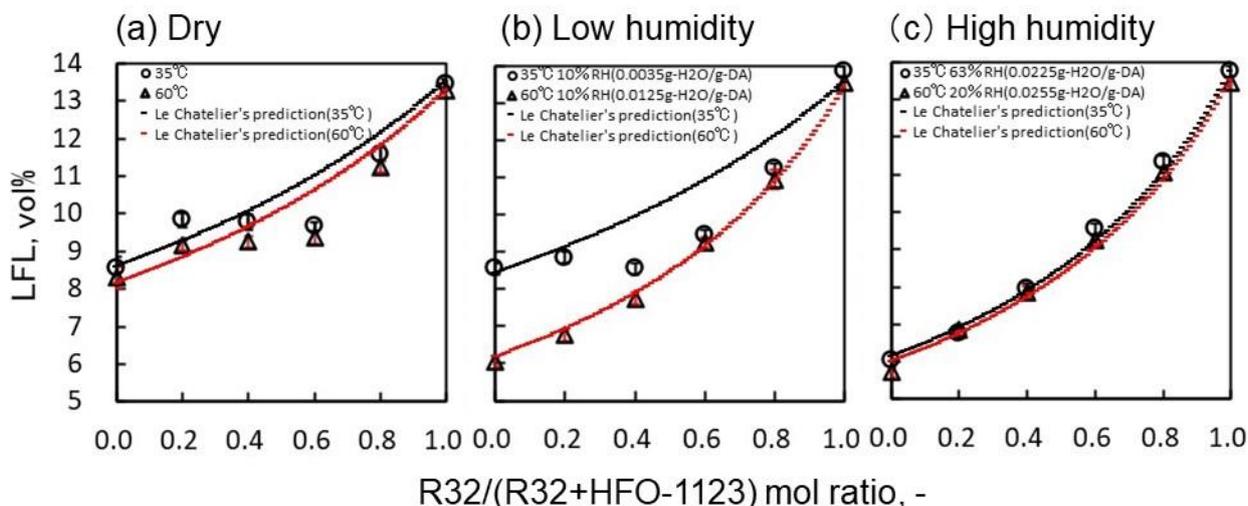


Fig. 5-7 Flammability limits for HFO-1123/R32 blends measured at 35 and 60°C at (a) dry, (b) low, and (c) high absolute humidity.

5.3 混合冷媒の不活性化条件の検討

混合冷媒の不活性化条件の検討は、特に断りが無い場合、EN1839 B 法、圧力上昇率 30%判定を用いて行った。Fig. 5-8(a)は CO₂/R1234yf 混合系、Fig. 5-8(b)は CO₂/HFO-1123 混合系の燃焼限界測定結果である。前者では R1234yf の混合モル比が 0.683 以下で、後者では HFO-1123 の混合モル比が 0.523 以下で不燃 (FIP = Fuel Inertization Point) となった。LFL が 10 vol%以上 (高压ガス保安法上の「不活性ガス」) になる条件は、前者では R1234yf の混合モル比が 0.737 以下、後者では HFO-1123 の混合モル比が 0.936 以下であることが分かった。

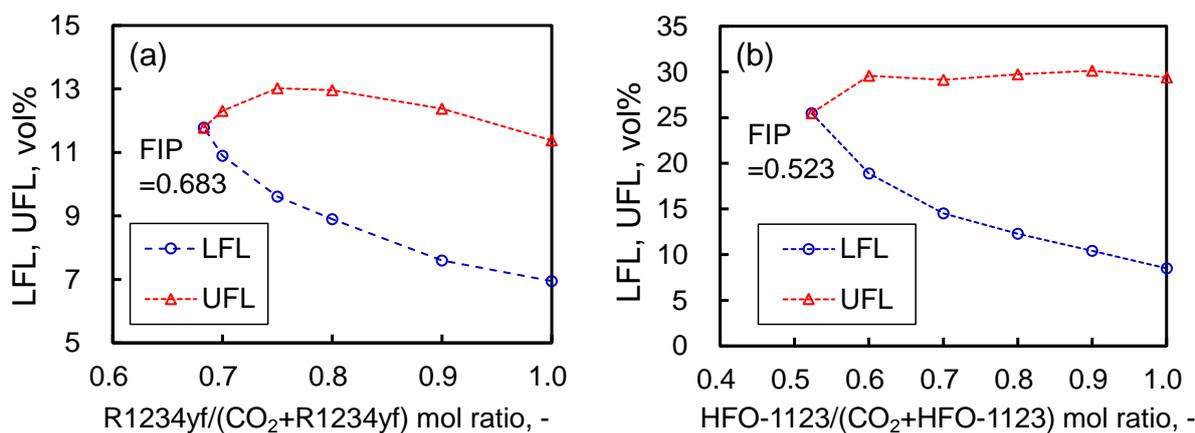


Fig. 5-8 Flammability limits for (a) CO₂/R1234yf blends and (b) CO₂/HFO-1123 blends at 35 °C and 0%RH.

上記と同様の方法によって、種々の可燃性ガスの FIP を求め、可燃性ガスに対する CO₂ の混合効果を調べた。Table 5-2 及び Fig. 5-9 は、本研究に加え ASHRAE 法による同様の測定値を含め、混合系の FIP における CO₂ の混合モル比を可燃成分単体の LFL に対してプロットしたものである。(●は一般的な可燃性ガス、▲は微燃性ガスを表す)。Fig. 5-9 から、一般的な可燃性ガスについては FIP における CO₂ 混合モル比は LFL に対しかなり系統的な変化を示すが、R1234yf や HFO-1123 等のフッ素系化合物では相関がかなり乱れることが分かった。

Table 5-2 FIP for CO₂/flammable gas mixtures at 35 °C and 0%RH

Flammable	LFL vol%	FIP		
		Fuel ratio ratio	CO ₂ ratio ratio	Mixture vol%
C3H8*	2.03	0.085	0.915	34.12
C3H6*	2.16	0.087	0.913	37.36
C2H4*	2.74	0.087	0.913	45.98
MeOMe*	3.30	0.118	0.882	39.66
R152a*	4.32	0.170	0.83	35.29
CH4*	4.90	0.206	0.794	31.41
HCOOCH3*	5.25	0.167	0.833	42.51
R1234yf	6.95	0.683	0.317	11.78
HFO-1123/R1234yf (40/60 vol%)	7.70	0.605	0.395	17.81
HFO-1123	8.50	0.523	0.477	25.47
R32/1234yf (60/40 vol%)	8.90	0.557	0.443	20.15

* measured by ASHRAE method.

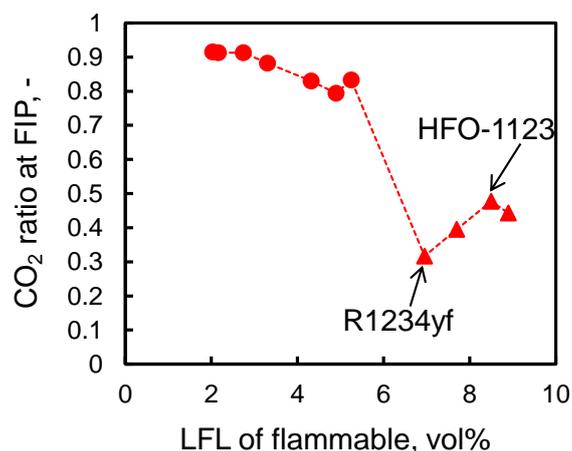


Fig.5-9 CO₂ mole mixing ratio at FIP for CO₂/flammable gas mixtures at 35 °C and 0%RH. Data from Table 5-2.

次に、CO₂又はR32を希釈剤として一般の可燃性ガスに添加した場合に、混合系のLFLが10 vol%になる時（不活性ガス化）のCO₂又はR32混合比率を実験的に求めた。Table 5-3に測定結果を、Fig.5-10にこの結果を元の可燃性ガスのLFLに対してプロットして示す。CO₂混合系については、Fig.5-10のとおり一般の可燃性ガスではかなり良い直線関係を示すのに対し、R1234yfやHFO-1123ではその直線からやや下方にずれることが分かった。この結果を近似曲線で表すと、次式のようにになった。

$$y = 0.1156(10 - x) - 0.0006(10 - x)^2 - 0.0109(100 - x^2)^{0.5} \quad (5-1)$$

但し、 x は可燃性ガス単体のLFL(vol%)を、 y はLFLが10 vol%となる時のCO₂の混合モル比(-)を表す。R32混合系については、多くの可燃性ガスではル・シャトリエ式による予測にかなり良く一致するのに対して、R1234yfやHFO-1123は予測からかなり外れることが分かった。その主たる理由は、これらのガス単体のLFL値が10 vol%に近く、R32混合比に対するLFLプロットの変化量が小さいため、LFL値の小さなズレが不活性ガス化条件の予測を大きく乖離させるためである。このような場合、最終的には予測値近辺での実測による確定が必要である。

Table 5-3 CO₂ or R32 mole mixing ratio at LFL = 10 vol% for (CO₂ or R32)/flammable gas mixtures at 35 °C and 0%RH

Flammable	LFL vol%	CO ₂ ratio		R32 ratio		
		Obs.	Linear func.	Obs.	Error	LC's pred.
C ₃ H ₈	2.03	0.774	0.80	0.930	0.005	0.94
C ₃ H ₆	2.16	0.758	0.78			0.93
C ₂ H ₄	2.74	0.700	0.73	0.897	0.007	0.91
MeOMe	3.30	0.644	0.67			0.89
R152a	4.32	0.545	0.57	0.821	0.012	0.84
CH ₄	4.90	0.470	0.51	0.762	0.016	0.80
HCOOCH ₃	5.25	0.453	0.48			0.78
R1234yf	6.95	0.26	0.31	0.723	0.030	0.63
R143a	7.23		0.28	0.586	0.044	0.60
HFO-1123/R1234yf (40/60 vol%)	7.70	0.173	0.23			0.54
HFO-1123	8.50	0.082	0.15	0.656	0.03	0.41
R32/1234yf (60/40 vol%)	8.90	0.109	0.11			0.33
HFO-1123/R32 (90/10 vol%)	9.23	0.050	0.08			0.25

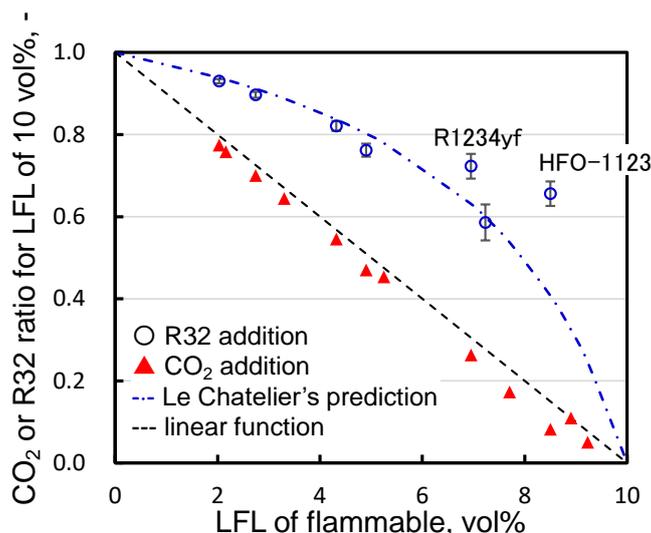


Fig. 5-10 CO₂ or R32 mole mixing ratio at LFL = 10 vol% for (CO₂ or R32)/flammable gas mixtures at 35 °C and 0%RH. Data from Table 5-3.

不燃化条件解明の一環として、強固な不燃性ガスと目される CF₃I を混合した場合の燃焼限界の測定を行った。まずいくつかの条件で単体の燃焼限界測定を行った。Fig. 5-11 に CF₃I 濃度と圧力上昇率の関係について測定結果を示す。可燃性を圧力上昇率 $\geq 30\%$ 判定で判断すると、検討した 3 条件においていずれも濃度 50 vol% 近傍に可燃と判定される条件が存在することが分かった。次に、CF₃I 混合系について燃焼限界を評価した。Fig. 5-12(a)は一例としてメタンに関し CF₃I を混合した場合を CO₂ 混合の場合と比較したものである。CO₂ では不活性ガス添加の際の典型的な変化が見られるが、CF₃I の場合は添加量が増加すると、むしろ燃焼範囲が顕著に拡大することが判明した。Fig. 5-12(b)は一例として R1234yf に関し CF₃I を混合した場合を示す。少量の CF₃I を添加すると燃焼性は低下し、すぐに不燃となる (FIP①) が、逆に CF₃I に R1234yf を添加していくと燃焼性は大きく上昇し、R1234yf モル比 >0.66 で不燃になる (FIP②) ことが分かり、FIP が 2 つ現れる特異的な結果が得られた。

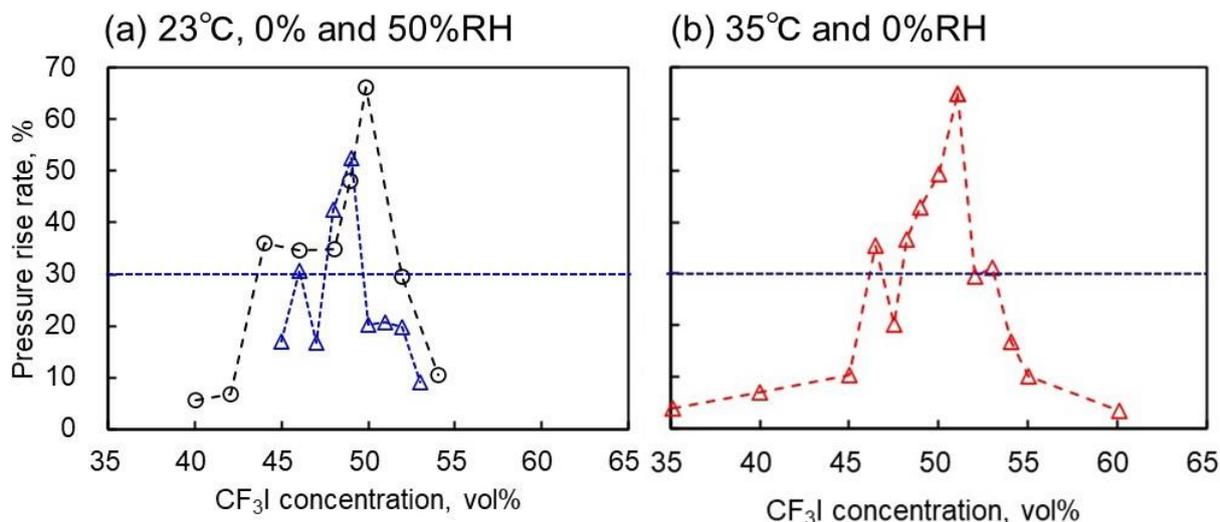


Fig.5-11 Maximum pressure rise rate vs. CF₃I concentration after spark discharge of CF₃I/air mixture at three test conditions. (a) at 23 °C and 0%RH (circle) and 50%RH (triangle). (b) at 35 °C and 0%RH.

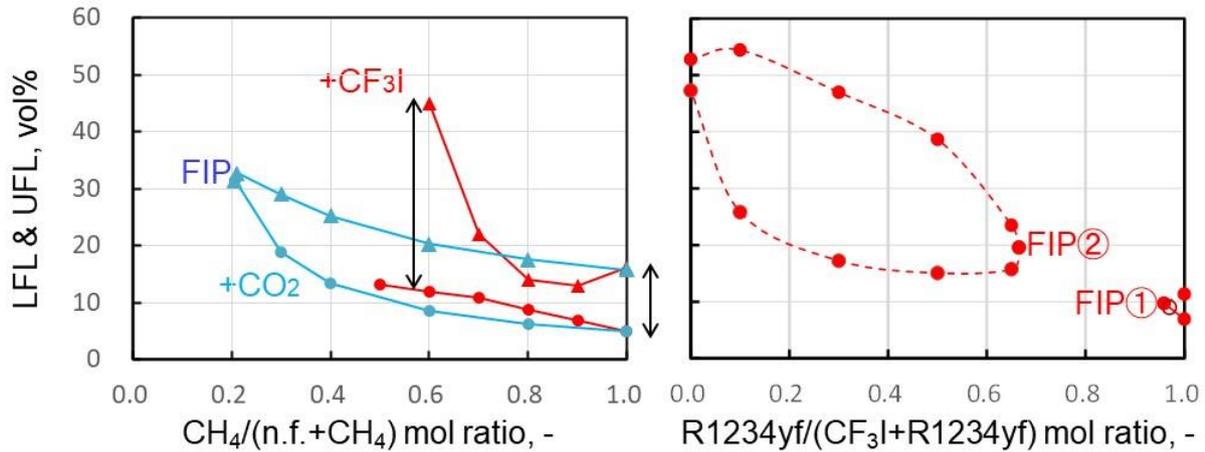


Fig. 5-12 Effect of CO₂ and CF₃I addition on flammability limits of flammable gases.

(a) Flammability limits of CO₂/CH₄ and CF₃I/CH₄ mixtures at 35 °C and 0%RH. (b) Flammability limits of CO₂/CH₄ and R1234yf/CF₃I mixtures at 35 °C and 0%RH.

5.4 低 GWP 混合冷媒の燃焼速度の評価

5.4.1 R32/1234yf 混合系の燃焼速度の評価

総括燃焼反応速度は、アレニウス型の式で記述することができるため、重量燃焼速度($\rho_u S_u$)は、(5-2)式のように記述される。

$$(\rho_u S_u)^2 \propto \exp(-E_a/RT_b) \quad (5-2)$$

ここで、 ρ_u は未燃ガス密度、 S_u は燃焼速度、 E_a は総括活性化エネルギー、 R は気体定数、 T_b は反応温度であり断熱火炎温度で代表させている。反応系の化学反応が大きく変化しない条件において、燃焼速度は火炎温度に指数関数的に依存する。従ってまず、混合系の火炎温度の計算を行った。Fig. 5-13に、その一例としてR32/1234yf (50/50 vol%)混合系の火炎温度の濃度依存性（初期温度 298 K, 圧力 1 atm）、及び Fig. 5-14にR32/1234yf 混合系の火炎温度の混合比依存性（当量比 $\phi = 1.0$ ）を示す。併せて、成分単体の火炎温度から種々のル・シャトリエ則で算出した値を示す。これらの比較の結果、全ての濃度範囲及び混合組成について、いずれのル・シャトリエ則によってもこの混合系の顕著な火炎温度の低さを表現しないことが分かり、各成分の相互作用の寄与の可能性が示唆された。

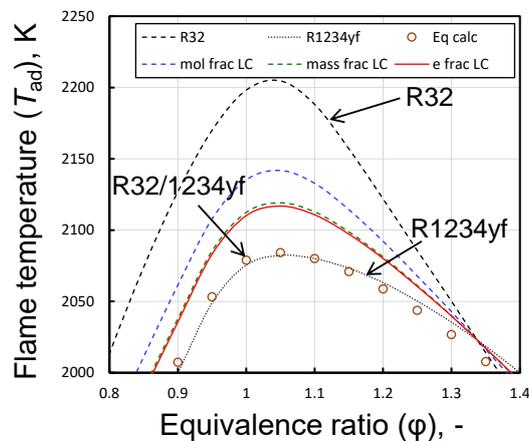


Fig. 5-13 Flame temperature for R32/1234yf (50/50 v/v) blend at $T_0 = 298\text{K}$ and $P_0 = 1\text{ atm}$.

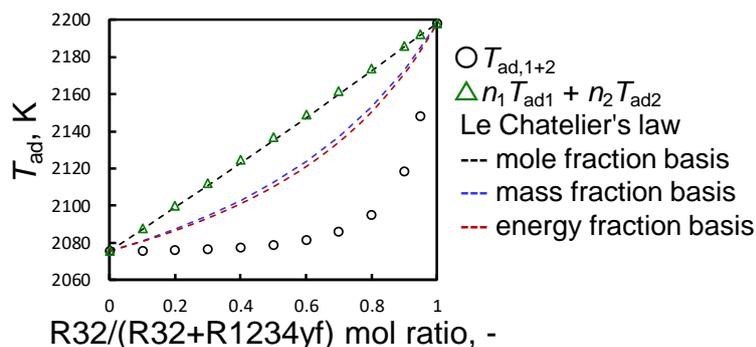


Fig. 5-14 Flame temperatures of R32/1234yf blends as a function of mixing rate. At $\phi = 1.0$, $T_0 = 298\text{K}$, and $P_0 = 1\text{ atm}$.

上記の知見をふまえ、R32/1234yf 混合系について、種々の温度湿度条件における燃焼速度の混合比依存性を、シュリーレン可視化法を用いて評価した。まず、湿度 0%RH の混合比全域について、広範な温度での測定を行った。Fig. 5-15 に結果の一例を示す。燃焼限界の場合と同様、実用上の温度範囲においては最大燃焼速度 ($S_{u,\max}$) の差がほとんど無く、温度 $T\text{K}$ と $T_0=298.15\text{K}$ を比較した場合、 $S_{u,\max,\text{R32/1234yf}}(T) = S_{u,\max,\text{R32/1234yf}}(T_0) (T/T_0)^{1.15}$ 程度であることを確認した。また乾燥空気条件では、R32 モル混合比の増加につれて燃焼速度は単調増加するが、火炎温度の傾向と同様、R32 モル混合比が 0.5 を超える程度まで燃焼速度の顕著な増加は確認されなかった。Fig. 5-15 に曲線で示したとおり、本混合系の最大燃焼速度は、モル分率のル・シャトリエ式ではうまく表現できず、重量分率又はエネルギー分率のル・シャトリエ式で良好に表現できた。

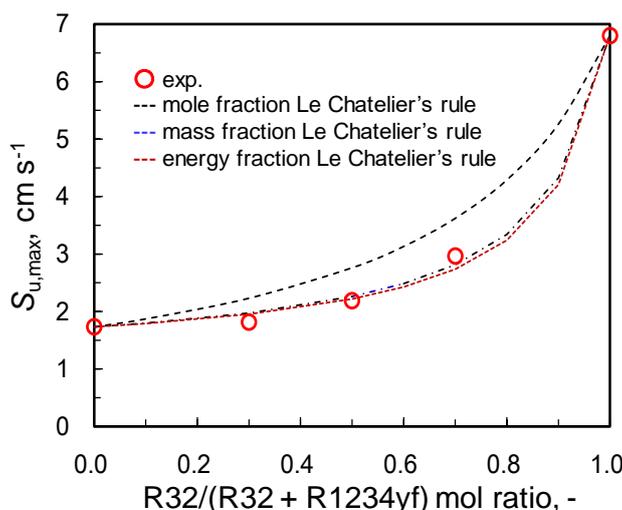


Fig. 5-15 Maximum burning velocities as a function of mixing rate for R32/1234yf blends at 35°C , 1 atm , and $0\%\text{RH}$.

次に、R32/1234yf 混合系について 35°C における燃焼速度の湿度影響評価を行った。Fig. 5-16 に結果をまとめて示す。成分単体の絶対湿度 (AH, $\text{g-H}_2\text{O/g-dry air}$) 依存性は、 $35^\circ\text{C}63\%\text{RH}$ (AH = 0.0225, 27°C 露点に相当する絶対湿度) 程度までの湿度条件で、R32 について $S_{u,\max,\text{R32}}(35^\circ\text{C}, \text{AH}) = -4020.5\text{AH}^2 + 112.53\text{AH} + 6.53$, R1234yf について $S_{u,\max,\text{R1234yf}}(35^\circ\text{C}, \text{AH}) = -2144.8\text{AH}^3 - 432.77\text{AH}^2 + 158.42\text{AH} + 1.68$ と表せた。R32/1234yf 混合系では、R1234yf 比率の高いものほど、湿度への感度が高いことが分かった。湿度が増加するにつれて、混合系の燃焼速度の混合比依存性は緩やかになるが、これは R1234yf 単体の燃焼速度が湿度によって増加するためと考えられる。また、湿度 56%RH 以上で R32 モル混合比 0.8 以上では、反応系の総 H 数が総 F 数を上回るため、これ以上加湿しても影響はそれほど受けなくなり燃焼速度の変化が小さくなると考えられる。これらをふまえ実験結果を数式で表現したものを Fig. 5-16 に曲線で示す。Fig. 5-16 (a)は、エネルギー分率のル・シャトリエ則であり、各成分単体の燃焼速度として混合系と同一の絶対湿度での値を用いている。また、R1234yf の燃焼熱は絶対湿度の関数として $H_c, \text{R1234yf} = 1139.24\text{AH} + 1170.52$ (kJ mol^{-1})を用いた。

この推算では、R32 モル混合比が 0.6 以上において実験値を表現しないことが分かった。Fig. 5-16(b)は、エネルギー分率のルシャトリエ則であるが、反応系内の H₂O が全て R1234yf と反応するとして、R1234yf 単体の燃焼速度及び燃焼熱を使用した。R32 単体の湿度影響を無視したため、R32 単体の燃焼速度は再現しないが、それ以外の混合系については概ね実験結果や前述の傾向を良く表現することが分かった。また、本混合系の最大燃焼速度は、モル分率のル・シャトリエ則よりも、エネルギー分率のル・シャトリエ則で良好に表現できた。結論として、この混合系は任意の混合組成において、今回評価した 35°C63%RH 以下の実用上の温度・湿度条件下で、同一条件下での R1234yf 単体及び R32 単体よりも低い燃焼速度を示すことが分かった。

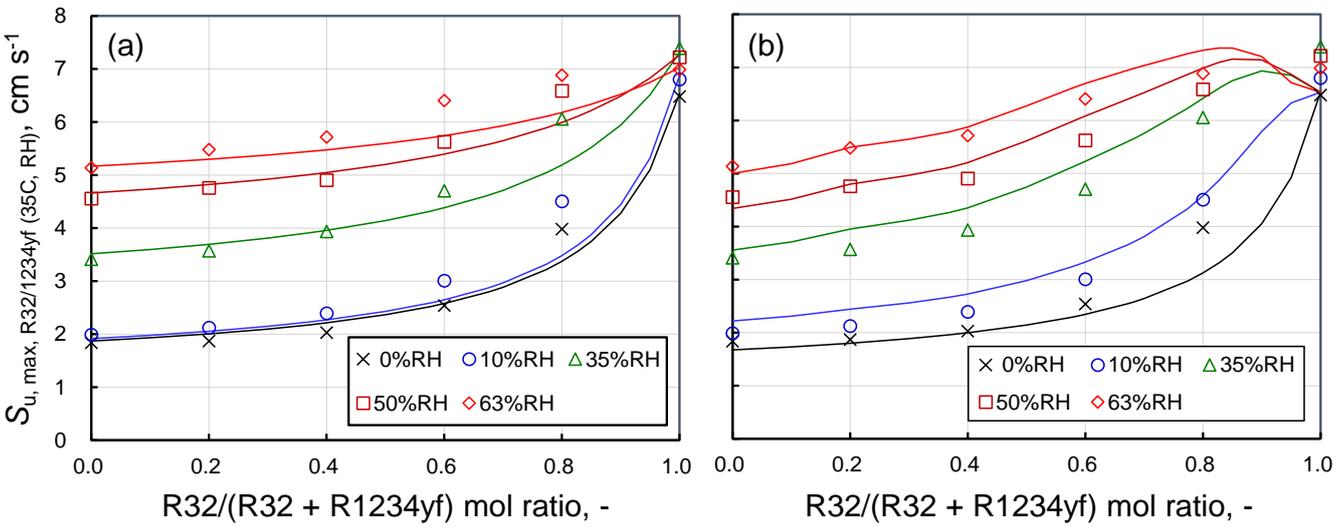


Fig. 5-16 $S_{u,max}$ of R32/1234yf blends measured at various humidity levels, $T_0 = 308K$, and $P_0 = 1 atm$. (a) Comparison with prediction calculated by energy fraction Le Chatelier's rule and $S_{u,max}$ of each component at the same absolute humidity. (b) Comparison with prediction calculated by energy fraction Le Chatelier's rule assuming that all the H₂O reacts with R1234yf.

5.4.2 HFO-1123/R32 混合系の燃焼速度の評価

HFO-1123/R32 混合系について、主成分である HFO-1123 単体及び HFO-1123/R32 混合系の標準条件及び種々の温度湿度条件における燃焼速度の混合比依存性を、シュリーレン可視化法を用いて評価した。まず、HFO-1123 単体について、燃焼速度の濃度・温度・湿度依存性の評価を行った。Fig. 5-17 に結果の一例を示す。図から、35°C63%RH 程度 (27°C露点) までの実用上の温度湿度範囲において、最大燃焼速度を与える濃度は $\phi = 1.5$ に存在することが分かった。また、絶対湿度がこれより高くなると、燃焼速度の最大値は量論濃度近傍にシフトすることが分かった。なお、燃焼速度の圧力依存性についても評価を行ったが、通常の炭化水素と同様、圧力依存性は殆ど無いことが分かった。

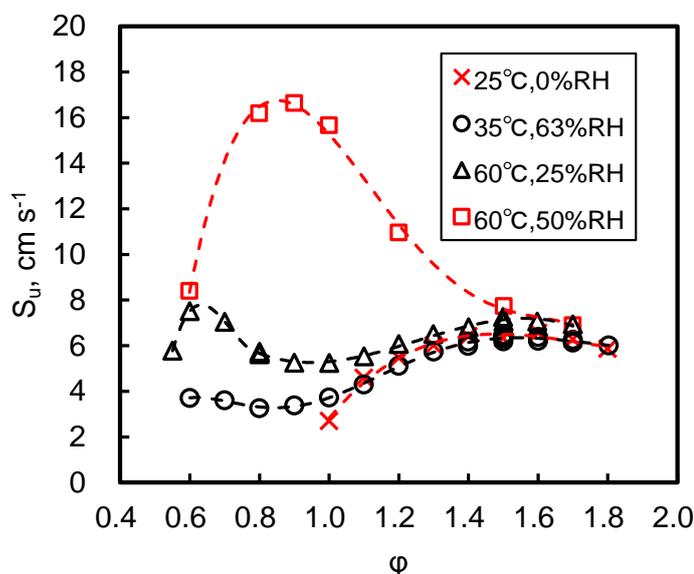


Fig. 5-17 Burning velocity vs ϕ for HFO-1123.

次に、測定濃度を $\phi=1.5$ に固定して、温度 18-60°C、湿度 0-27°C露点における最大燃焼速度を測定した。Fig. 5-18 に結果を示す。これらの結果を以下の式を用いて表現することにする。

$$S_{u,max(T,H)} = S_{u,max(T,0)}[(273.15 + T)/298.15]^\alpha(1 + \beta H) \quad (5-3)$$

但し、 $S_{u,max(T,H)}$ は、温度 T (°C)、湿度 H (g-H₂O/g-dry air)における $\phi=1.5$ の(最大)燃焼速度を表し、 α 、 β は温度、湿度依存性の係数である。ここでは燃焼速度に及ぼす温度効果と湿度効果は独立に作用すると考え、温度依存に関しては炭化水素と同様のべき乗則を導入し、湿度依存に関しては今回の測定範囲においてほぼ直線的であることを考慮した。最小自乗フィッティングを行い、 $S_{u,max(T,0)} = 6.54$ 、 $\alpha = 1.709$ 、 $\beta = -3.655$ を得た。この結果を Fig. 5-18 に併せて示す。測定した温度 18-60°C、湿度 0-27°C露点の範囲において、実験結果を概ね良く再現することが分かった。また、この湿度範囲では、湿度依存性の係数 β は負の値を取り、湿度の増大に伴って燃焼速度が緩やかに低下することが分かった。

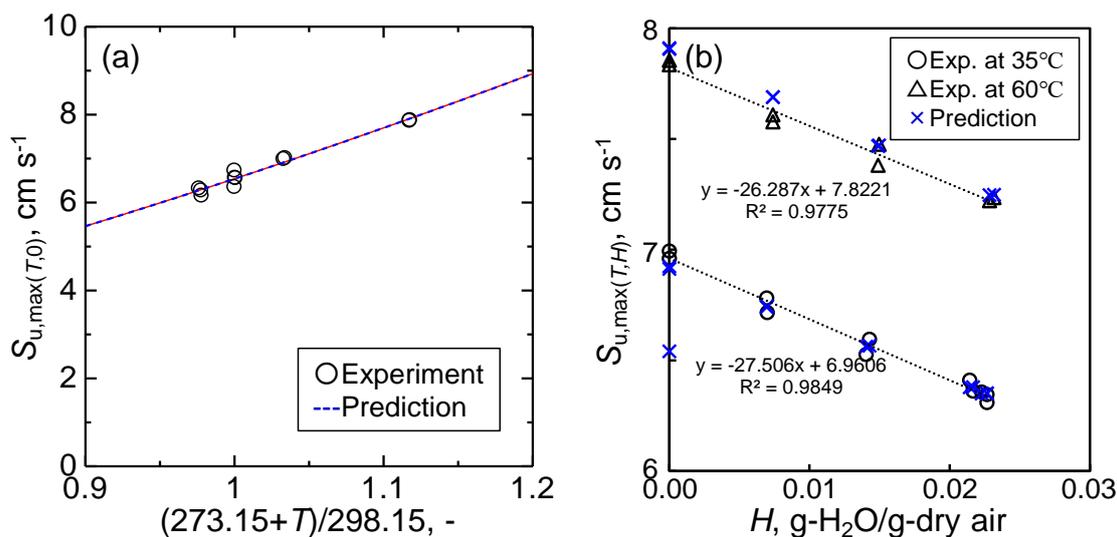


Fig. 5-18 Maximum burning velocities of HFO-1123. (a) dry condition. (b) various humidity conditions at 35 and 60 °C. Prediction represents eq. (5-3).

次に、HFO-1123/R32 混合系について、温度 25°C、湿度 0%の標準条件における燃焼速度の濃度・混合比依存性の測定を行った。Fig. 5-19 に結果の一例を示す。図から、本混合系の最大燃焼速度は成分単体の最

大燃焼速度より低下し、混合比約 31/69 vol%において最小値となることが分かった。

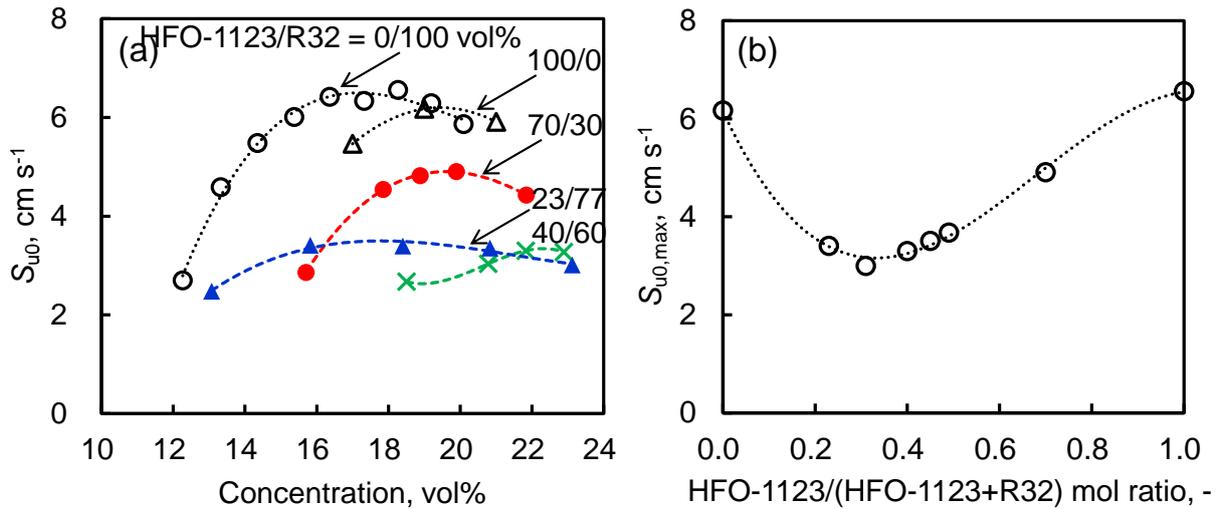


Fig. 5-19 Burning velocities of HFO-1123/R32 blends. (a) S_{u0} vs ϕ . (b) $S_{u0,max}$ vs blend mole mixing ratio.

次に、HFO-1123/R32(31/69 vol%)混合系の最大燃焼速度について、温度依存性については測定濃度を $\phi = 1.5$ に固定して、温度 23-60°C で評価を行い、湿度依存性については加湿条件の値は $\phi = 1.0$ に固定して湿度 0-27°C 露点で評価を行った。Fig. 5-20 に結果を示す。これらの結果を HFO-1123 単体の時と同様の手法により eq. (5-3) を用いて表現することにした。最小自乗フィッティングを行い、 $S_{u,max(T,0)} = 3.05$, $\alpha = 2.077$, $\beta = 63.019$ を得た (但し α は $\phi = 1.5$ のピークから求め、 β は量論濃度のピークに対して求めた)。この結果を Fig. 5-20 に併せて示す。測定した温度 18-60°C、湿度 0-27°C 露点の範囲において、実験結果を概ね良く再現することが分かった。この湿度範囲では、 β は大きな正の値を取り、絶対湿度の増大に伴って燃焼速度が急激に増大することが分かった。この HFO-1123/R32(31/69 vol%)混合系は、乾燥条件で使用した場合、最大燃焼速度がそれぞれの成分単体の半分以下と非常に低いのが、Fig. 5-20(b) に示したとおり、絶対湿度およそ 0.02 g-H₂O/g-dry air (25°C 露点) を超える高湿度下では R32 単体の燃焼速度を上回るようになることが分かった。

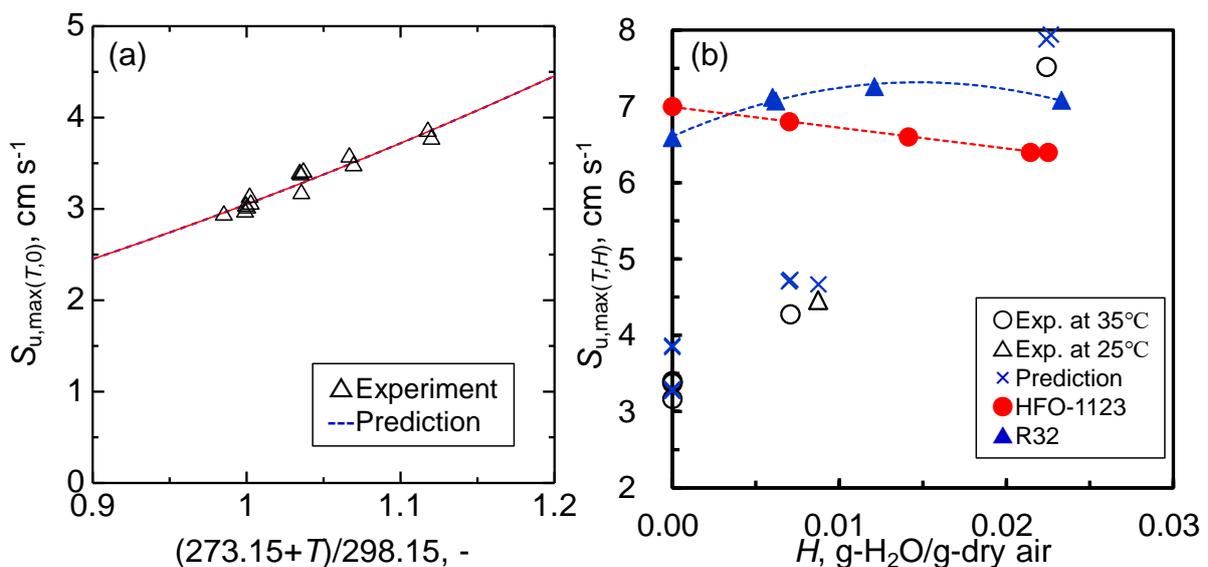


Fig. 5-20 Maximum burning velocities of HFO-1123/R32 (31/69 vol%) blend. (a) dry condition. (b) various humidity conditions at 25 and 35 °C together with $S_{u,max}$ of HFO-1123 and R32 at 35 °C and various humidity. Prediction represents eq. (5-3).

5.4.3 HFO-1123/R1234yf 混合系の燃焼速度の評価

HFO-1123/R1234yf 混合系について、混合比 80/20 及び 50/50vol%, 温度 25°C, 湿度 0%の標準条件における燃焼速度の濃度・混合比依存性の測定を行った。Fig. 5-21 に結果の一例を示す。混合比 50/50 vol%については、燃焼速度が低く火炎球が浮力の影響を受けて大きく変形するため、従来解析法の外、火炎半径のより小さい火炎球を使用した解析結果についても併せて示した。また、高 O₂ 濃度の空気を使用した測定から推算した結果も併せて示した。Fig. 5-21(b)に、最大燃焼速度の混合比依存性を示した。本混合系の最大燃焼速度は、R1234yf 混合比の増加に伴い単調に減少し、モル分率のル・シャトリエ則と概ね合致することがわかった。

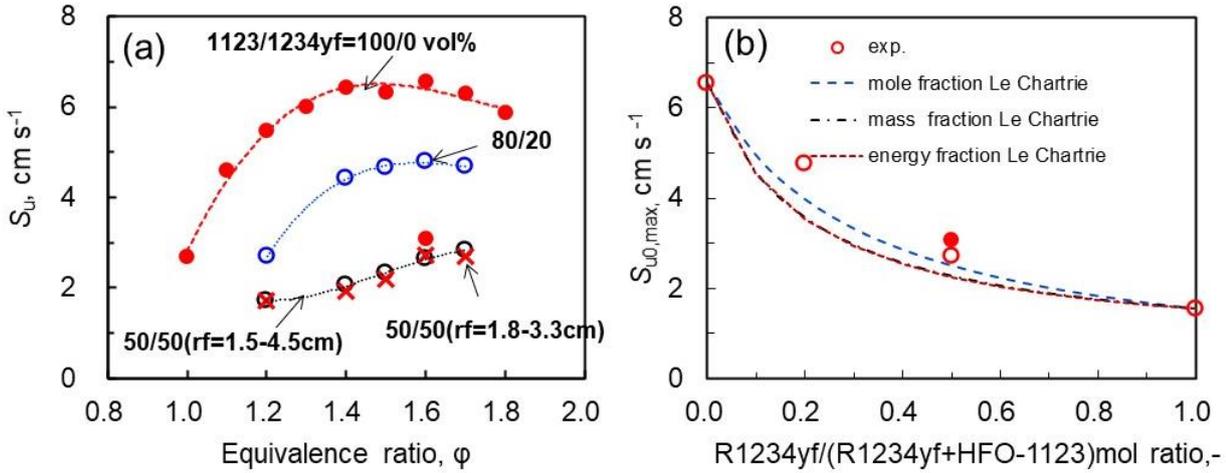


Fig. 5-21 Burning velocities of HFO-1123/R1234yf blends. (a) S_{u0} vs ϕ . (b) $S_{u0,max}$ vs blend mole mixing ratio.

HFO-1123/R1234yf 混合系の燃焼速度の温度依存性の結果を Fig. 5-22 に示す。Fig. 5-22(a)に示したとおり、乾燥条件では、本混合系の温度依存性は、各単体のそれとほぼ等しいことが分かった。また、Fig. 5-22(b)に、27°C露点(35°C, 63%RH)程度の高湿度条件下における混合比 80/20 及び 50/50vol%の最大燃焼速度の温度依存性を、HFO-1123 単体(湿度ゼロも含めて)と併せて示した。当該湿度範囲において、本混合系の温度依存性は HFO-1123 単体のそれとほぼ等しく H₂O 添加や混合比変化の影響は無いことがわかった。

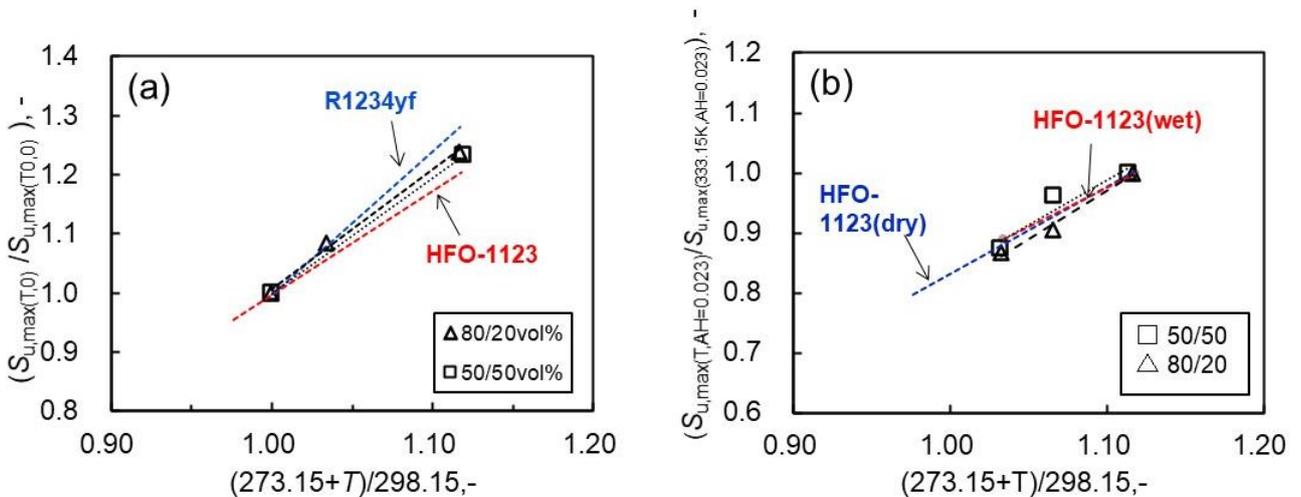


Fig. 5-22 Normalized maximum burning velocities vs. temperature for HFO-1123/R1234yf blends together with pure components. (a) at zero humidity. (b) at absolute humidity of 0.023 g-H₂O/g-dry air.

HFO-1123/R1234yf 混合系の燃焼速度の湿度依存性の結果を Fig. 5-23 に示す. 混合比 80/20 vol% の場合, 最大燃焼速度は, HFO-1123 単体の場合と同様に, 湿度に対して負の依存性を示し, 27°C露点 (35°C63%RH) 程度の高湿度下では, 乾燥条件の燃焼速度より 10%程度低下した. 混合比 50/50 vol% の場合, 低湿度条件下では, HFO-1123 単体及び 80/20 vol% の場合と同様に, 湿度に対して負の依存性を示したが, H₂O 量の増加に伴い燃焼速度は徐々に大きくなり, 27°C露点 (35°C63%RH) の高湿度下では 80/20vol% よりも大きくなることが分かった. これは, 湿度の増加に伴い, $\phi = 1.6$ 付近の燃焼速度は殆ど変化しないが, 希薄側 ($\phi = 0.8$ 付近) の燃焼速度の増加が顕在化するためである. 但し, 33°C露点程度の高湿度条件まで, 両混合比の燃焼速度は HFO-1123 単体の燃焼速度を上回ることにはなかった.

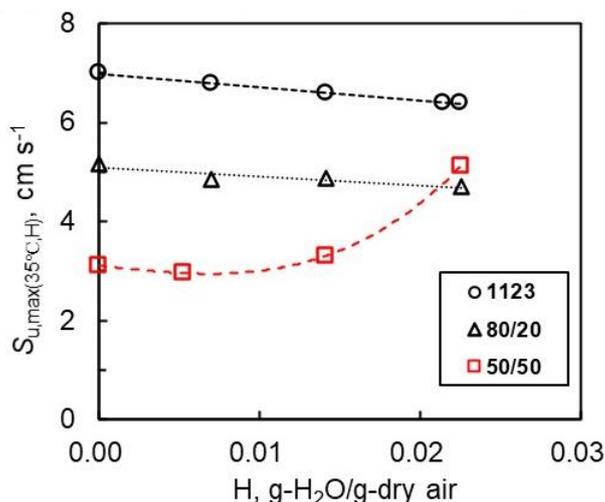


Fig. 5-23 Maximum burning velocities vs. humidity for HFO-1123 and HFO-1123/R1234yf blends at 35°C.

5.5 従来型混合冷媒の基礎燃焼特性の評価

新冷媒との比較となる従来型の混合冷媒として, 汎用的で燃焼性を幅広く変化させることができる R32/152a 混合系を選定し, 複数の混合組成について標準条件 (温度 25°C, 圧力 101.3kPa, 湿度ゼロ) における火炎温度, 燃焼速度, 及び消炎距離を評価した⁵⁻³⁾. まず, 混合系の火炎温度の計算を行い, 単体の火炎温度から種々のル・シャトリエ則で算出した値と比較した. Fig. 5-24 に, その一例として R32/152a (50/50 vol%) 混合系の火炎温度の濃度依存性及び Fig. 5-25 に R32/152a 火炎温度の混合比依存性 (当量比 $\phi = 1.0$) を示す. これらから, この混合による火炎温度の変化は小さいと考えられる. また全ての濃度範囲及び混合組成について, エネルギー分率のル・シャトリエ則が混合系の火炎温度を最も良く再現し, それ以外のル・シャトリエ則においても概ね混合系の火炎温度を再現することが分かった.

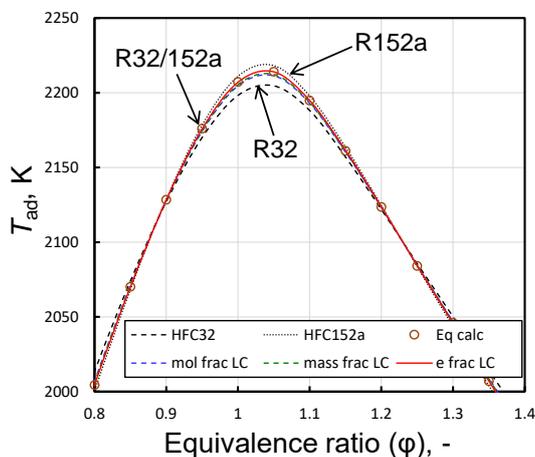


Fig. 5-24 Flame temperatures of R32/152a (50/50 vol%) blend at $T_0 = 298\text{K}$ and $P_0 = 1\text{ atm}$.

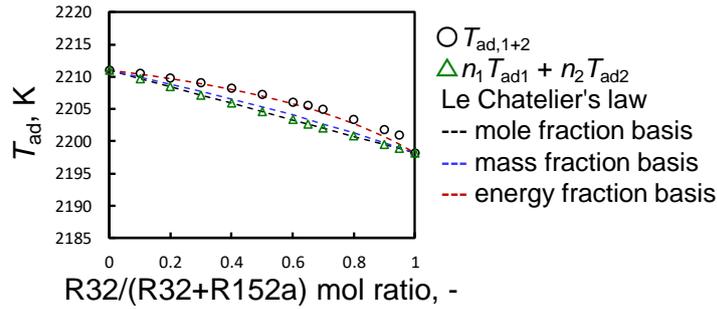


Fig. 5-25 Flame temperatures of R32/152a blends as a function of mixing rate at $\phi = 1.0$, $T_0 = 298\text{K}$, and $P_0 = 1$ atm.

上記の知見をふまえ、R32/152a 混合系について、標準条件の燃焼速度 (S_{u0}) の混合比依存性を、球形容器中心点火法を用いて評価した。Fig. 5-26, Fig. 5-27 にその結果を示す。最大燃焼速度が 10 cm s^{-1} 以下 (高圧ガス保安法上「特定不活性ガス」) になる混合比は、R32 のモル混合比が 0.86 を超える場合であることが分かった。最大燃焼速度の混合比依存性は、種々のル・シャトリエ式で表すことはできず、実験値を過小評価することが分かった。

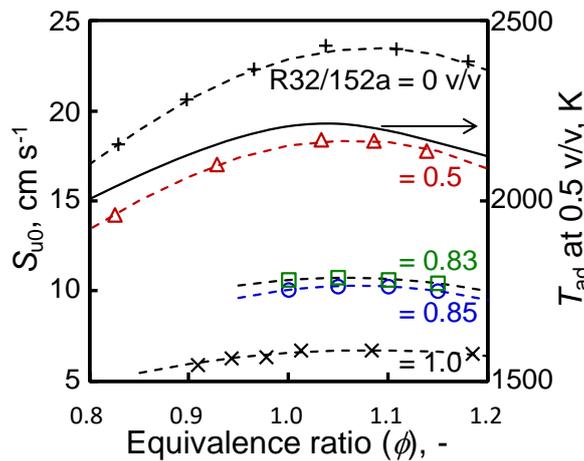


Fig. 5-26 Burning velocities of R32/152a blends at $T_0 = 298\text{K}$ and $P_0 = 1$ atm.

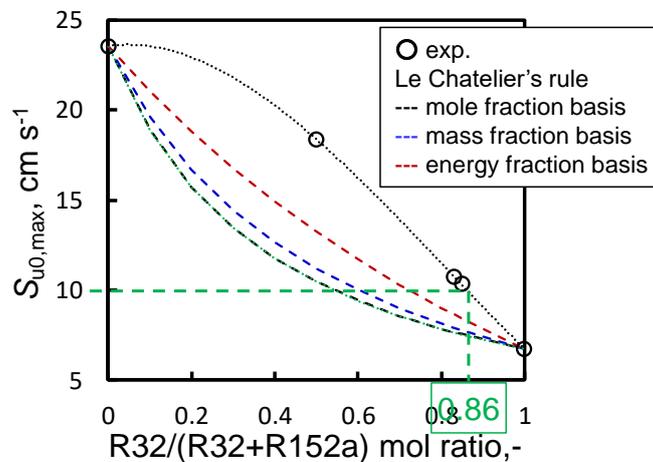


Fig. 5-27 Maximum burning velocities of R32/152a blends at $T_0 = 298\text{K}$ and $P_0 = 1$ atm.

次に、R32/152a 混合系について、標準条件の消炎距離 (d_{q0}) を評価した。結果を Fig. 5-28, Fig. 5-29

に示す。燃焼速度の結果と併せた場合、本混合系が「特定不活性ガス」になるのは、 d_{q0} が5 mmを超えるとであり、従来の単体冷媒と同じ境界値となることが分かった。また、本混合系の消炎距離はエネルギー分率のル・シャトリエ則で概ね表現でき、燃焼速度との相関も従来冷媒から求めた相関式が成立つことが確認できた。これにより、単体の消炎距離値（既知）から、任意の混合組成の消炎距離及び燃焼速度が推算可能なことが分かった。

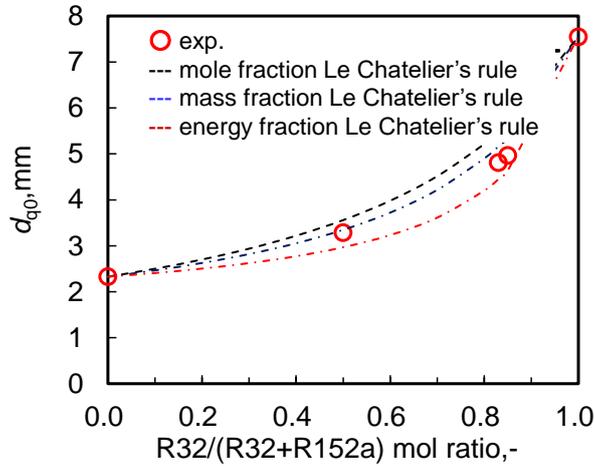


Fig. 5-28 d_{q0} of R32/152a blends at $T_0 = 298\text{K}$ and $P_0 = 1 \text{ atm}$.

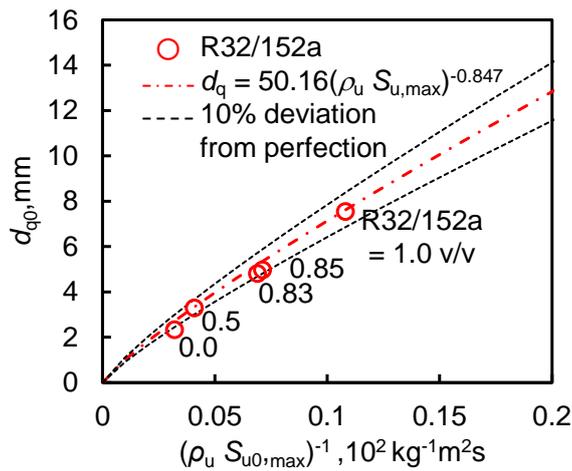


Fig. 5-29 Relationship between maximum burning velocity and d_{q0} for R32/152a blends.

5.6 低 GWP 混合冷媒の濃度分布のある系の燃焼特性評価

5.6.1 濃度分布のある系の燃焼特性評価の方法

微燃性冷媒の燃焼の場合、浮力による上方への力が大きく作用し、実際の被害度は燃焼速度データから予測される充てんした冷媒が全て燃えるとした被害度よりも優位に小さくなる可能性がある。燃焼性の異なる冷媒や種々の分子量や混合系等を考慮し、冷媒自身の燃焼性の違いでどの程度この被害度の差が生じるか比較検討することにした。

測定は、濃度分布が顕在化しやすい、大型容器内への下方漏洩、下方着火を想定した。Fig. 5-30 に本実験装置の概略図を示す。直径 1 m の大規模容器を使用し、容器上部の封止バルブを解放した状態で容器底部から流速 1 L min^{-1} 又は 4 L min^{-1} で冷媒ガスを容器内に導入する。噴出し口は内径 10 mm で、出口部にはグラスウールを軟らかく詰め、垂直方向の流速を緩和した。冷媒ガスの総充填量は 1/4LFL 又は 1/2LFL（不燃のものについては R32 との横並びとしてそれぞれ 3.4 vol% 又は 6.8 vol%）とした。あらかじめ冷媒濃度の時間変化を酸素濃度計及び FTIR を用いて測定しておき、それを基に所定の静置時間における燃焼実験を行った。着火前に容器上部の封止バルブを閉め、容器は密閉状態にした。着火は 15 kV のネオントランスを用い、電極間距離

は 1/4 インチ, 放電持続時間は 0.1 s, 着火高さは 2 cm 又は 10 cm とした. 着火後の容器内の様子は, フイッシュアイレンズを取り付けた高速ビデオカメラで撮影し, 容器天井部の温度, 及び容器内の圧力を同時に計測した. 初期温度は 25°C, 湿度はゼロ, 初期圧力は 101.3 kPa とした.

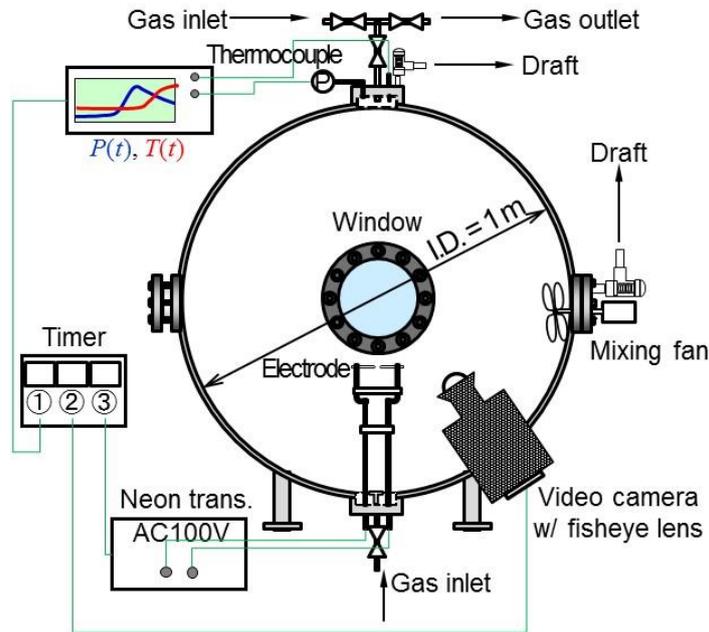


Fig. 5-30 Experimental apparatus of flammability evaluation of localized refrigerant in 520L large vessel.

Fig. 5-31 に濃度分布計測の一例として, 分子量の小さい冷媒 R32 及び大きい冷媒 CF₃I の下方充填後の濃度分布の時間変化を示す. 充填完了直後は, いずれも高さ 20 cm 以下のみ可燃濃度範囲 (ここでは 13.6 vol% とする) を超える. 拡散により, 分子量の小さい R32 の場合は, 30 分程度で可燃濃度範囲が消失し, 分子量の大きい CF₃I の場合は 1 時間以内に可燃濃度範囲が無くなる.

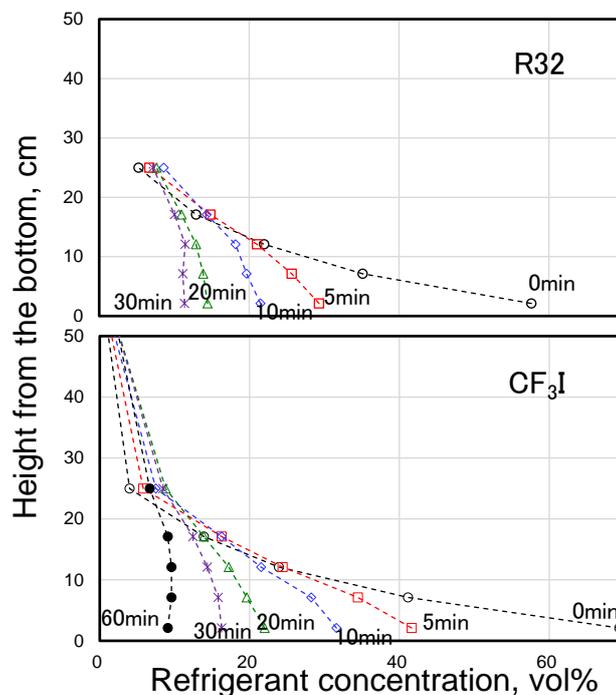


Fig. 5-31 Concentration distribution profile of R32 and CF₃I charged from the bottom of the vessel. Charge amount of 3.4 vol% and charge rate of 1L min⁻¹.

5.6.2 R32/1234yf 混合系の評価と各成分単体との比較

まず、R32/1234yf 混合系の主成分である R1234yf 単体について、局在濃度分布での燃焼特性の評価を行った。電極高さは 2.1cm とした。

Fig. 5-32 に、一例として 1/4LFL 充填時の濃度分布の結果を示す。濃度分布の測定結果(a)を基に、容器内の高さ方向（酸素濃度センサの位置）で区分したガス濃度体積（区間体積×冷媒濃度）(b)から、放電電極高さ（2.1cm）の濃度から着火可能な領域（LFL:6.86% ≤ 可燃 ≤ UFL:11.2%）と可燃ガス体積(c)を求めて可燃体積の静置時間変化を表したものである。

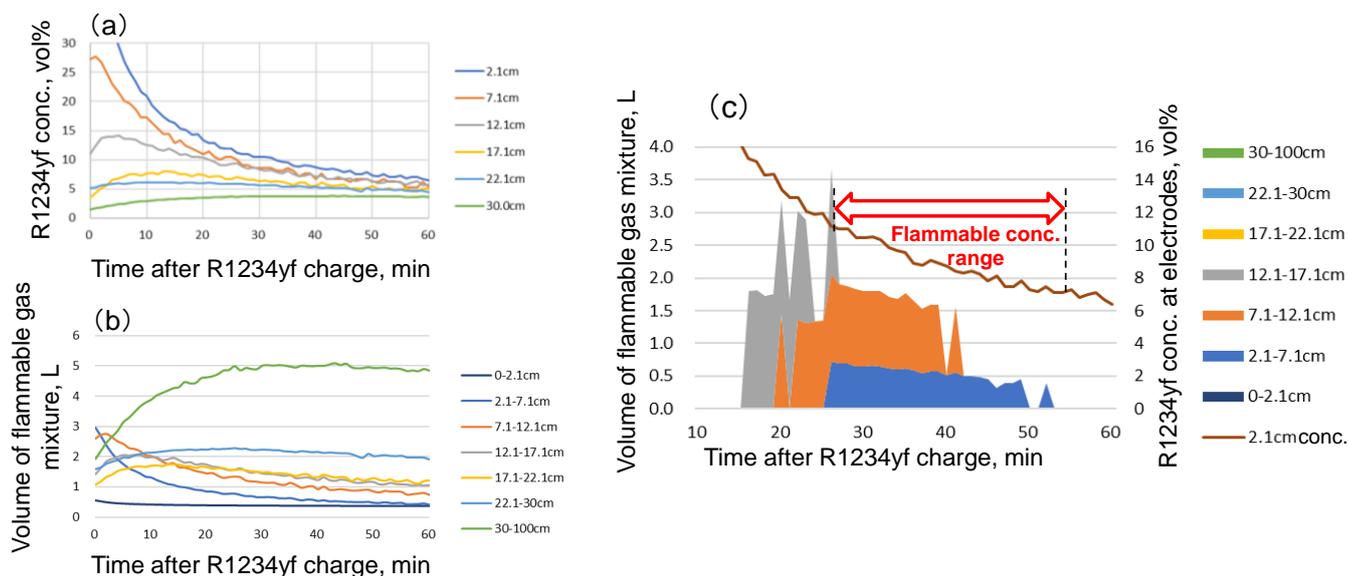


Fig. 5-32 Concentration distribution profile of R1234yf charged from the bottom of the vessel. Charge amount of 1.7 vol% and charge rate of 1L min⁻¹.

次に、Fig. 5-33 に、R1234yf の充填量 1/4LFL, 1/2LFL の燃焼実験の結果を示す。得られた圧力波形から爆発指数 K_G 値 ($(dP/dt)_{\max} I^{1/3}$)⁵⁻⁴ を求めた。圧力上昇の傾向としては、Fig. 5-32(c)に示した可燃ガス体積とおおむね符合した結果が得られた。また、 K_G 値については、Saburi と Wada による同形状の大型密閉容器を用いた完全混合条件での R1234yf, R32 の最大 K_G 値 0.6 MPa m/s (30°C), 0.8 MPa m/s (35°C)⁵⁻⁵ よりはるかに小さいことが分かった

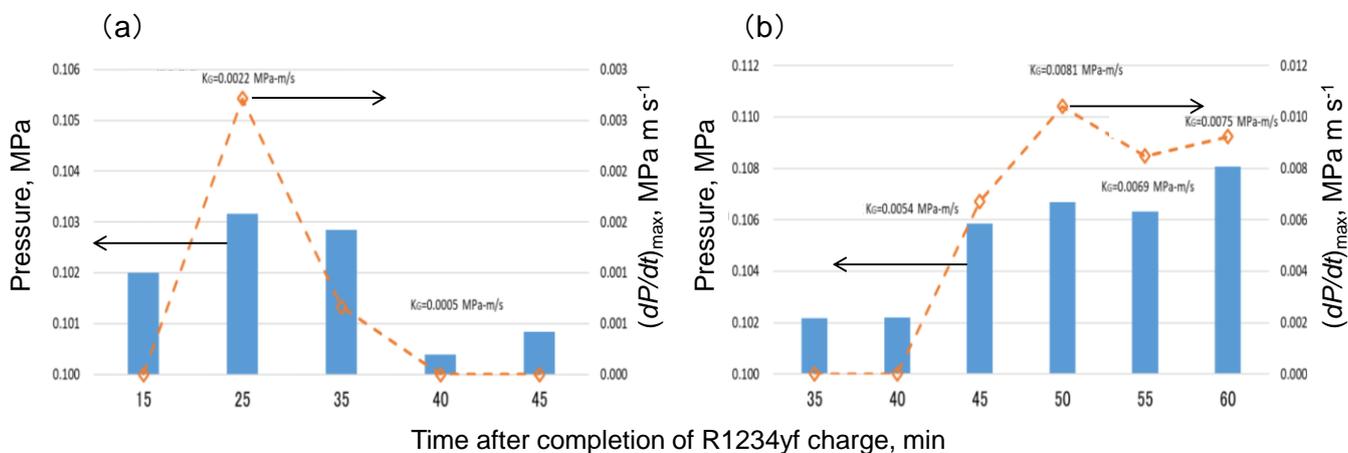


Fig. 5-33 Pressure rise and deflagration index (K_G) for combustion of localized R1234yf as a function of time after completion of R1234yf charge. (a) Charge amount of 1/4 LFL. (b) Charge amount of 1/2 LFL.

次に、R32/1234yf(50/50 vol%)混合系について評価した。本混合ガスを分圧法で 10 L 容器に調整し、充填量 1/2LFL (4.18 vol%)、充填速度 1 L min⁻¹ の条件で充填完了から約 30 min 経過後の高さごとのガス採取を行い、FTIR による濃度分析を行った。Fig. 5-34 は、充填完了後経過時間 1800 s (サンプリング高さ 2.1 cm, 22.1 cm), 1860 s (高さ 7.1 cm, 30.0 cm), 1925 s (高さ 12.1 cm, 65.0 cm) における冷媒混合比を示す。高さ 2.1 cm の場合、R32/1234yf=46.2/53.8 vol%となり、上方へ行くにつれて R32 混合比が高くなった。そのため、均一混合系の燃焼特性と比較して、下方では LFL が低い R1234yf 比が高いため燃焼が起りやすく、上方では燃焼速度が高い R32 比が高いため燃焼威力がより強く表れる可能性が示唆された。

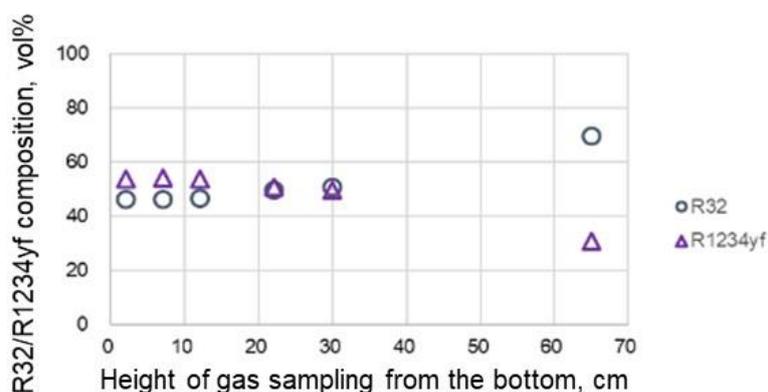


Fig. 5-34 Concentration distribution of R32/1234yf (50/50 vol%) blend charged from the bottom of the vessel. Gas sampling was performed approximately 30 min after the completion of refrigerant charge. Charge amount of 4.18 vol% (1/2LFL) and charge rate of 1L min⁻¹.

次に、R32/1234yf (50/50 vol%)の局在濃度分布での燃焼特性評価を行った。電極高さは 10cm である。Fig. 5-35 に結果を示す。充填量 1/2LFL の燃焼実験の圧力データ結果から爆発指数 K_G 値を求めた。 K_G 値については、同型密閉容器を用いた完全混合条件での R1234yf, R32 の最大 K_G 値 0.6 MPa m/s (30°C), 0.8 MPa m/s (35°C) ⁵⁻⁵⁾ より 1 桁以上小さいことが分かった。

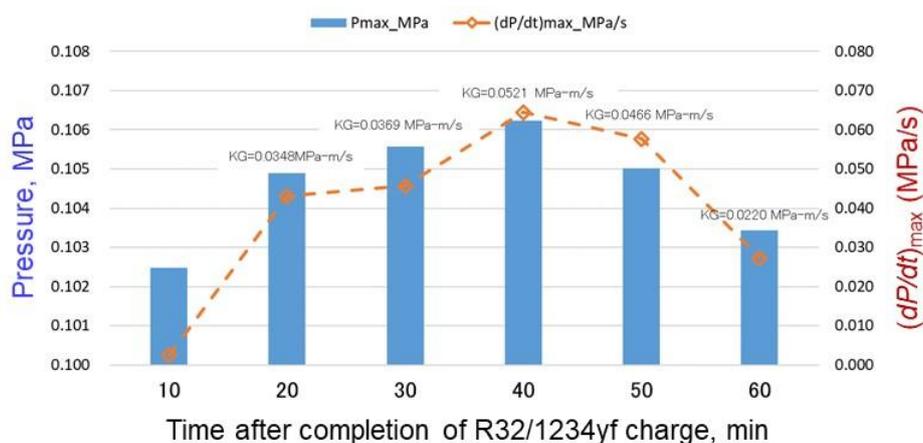


Fig. 5-35 Pressure rise and deflagration index (K_G) for combustion of localized R32/1234yf (50/50 vol%) as a function of time after completion of refrigerant charge. Charge amount of 1/2 LFL.

R32/1234yf(50/50 vol%)と各成分単体の燃焼威力（圧力上昇率及び K_G 値）を比較した結果を Fig. 5-36 に示す. 本混合系は, その均一混合系から得た燃焼速度(1.8 cm s^{-1})からすると, R32 や R1234yf に比べやや高めめの K_G 値を示した. また, 圧力上昇が確認される時間は, 各成分単体よりも長期間になる可能性が示唆された. 高速ビデオカメラによる火炎球形状の観察結果からも, 燃焼前半は R1234yf の燃焼, 後半は R32 の燃焼を合成したような形状をしており, 分子量及び燃焼性の異なる成分の混合系の局在燃焼では, 拡散の遅いガスが先に燃焼する可能性があることが示唆された.

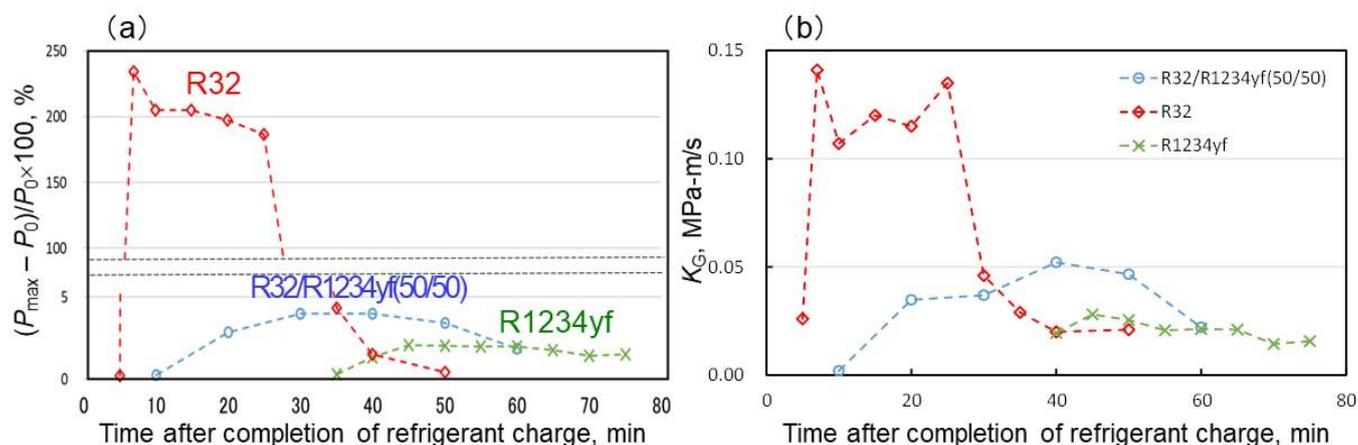


Fig. 5-36 Comparison of pressure rise and deflagration index (K_G) between localized R32/1234yf and its pure components as a function of time after completion of refrigerant charge. Charge amount of 1/2 LFL.

参考文献

- 5-1) EN 1839:2017, "Determination of the explosion limits and the limiting oxygen concentration (LOC) for flammable gases and vapours (2017).
- 5-2) K. Takizawa, N. Igarashi, K. Tokuhashi, and S. Kondo: Sci. Tech. Built Environ., 24(1), 97(2018).
- 5-3) K. Takizawa, N. Igarashi, K. Tokuhashi, and S. Kondo: Int. J. Refrig., 120, 370(2020).
- 5-4) ISO 6184-2: Explosion protection systems - Part 2: Determination of explosion indices of combustible gases in air (1985).
- 5-5) T. Saburi and Y. Wada: Proc. JRAIA International Symposium on New Refrigerants and Environmental Technology 2014, pp. 85-90 (2014).

6. 日本冷凍空調工業会による A3 冷媒のルームエアコンのリスク評価

6.1 はじめに

モントリオール議定書のキガリ改正を受け、更なる GWP 値の小さい冷媒への転換が望まれる状況で、日本冷凍空調工業会（以下日冷工）は、A3 冷媒を使用した家庭用ルームエアコン（以下エアコン）の安全性を評価するために、2016 年 7 月からワーキンググループ（以下本 WG）を作り、リスクアセスメントを開始した。リスクアセスメントでは、使用時だけでなく、作業時も安全に運用できるようにするため、ライフステージを設定してステージ毎の安全性評価を行った。IEC 60335-2-40 では、A3 冷媒を使用した空調機において、漏えいした冷媒をファンで攪拌することにより、使用可能な冷媒量を増やすことができるなどの内容が IEC 60335-2-40 Ed. 7.0 で規定されたが、その妥当性の評価も行った。

本報ではこれらの検討結果について説明する。また、リスクアセスメントの想定外の事象とそれを回避するための提言についてもまとめる。

6.2 日本冷凍空調工業会と NEDO 事業での取組みと位置付け

日冷工での本 WG でのリスクアセスメントの取組みを行って行く上で、以下のような課題があり、主に実際の実験検討が必要な点から日冷工の参加企業メンバーでの検討範囲を超えるため、NEDO に参画した大学や研究機関での研究検討が必要となった。以下、それらの項目を列記する。

第一番目は、可燃性冷媒の燃焼に係る安全性とリスク評価の研究として可燃性冷媒がエアコン室内機から漏えいする時の可燃濃度域の定量化（実験及びシミュレーション）の研究である。研究は東京大学にて行われた（第 2 章参照）。

第二番目は、各種着火源の着火性に関する研究である。日冷工では、プロパンの最小着火エネルギー及び自己着火温度を基準として着火性を判断していたが、実際に使われている機器の着火性についての詳細な検討が必要であった。具体的にはエアコンから漏えい・滞留した R290/空気混合気存在下での、有接点リレーや接点スイッチなどの使用時に生じるスパークやたばこの高温表面などによる着火性についての文献・Web 調査、実験、数値シミュレーションなどによる評価である。この研究は、諏訪東京理科大にて行われた（第 3 章参照）。

日冷工の本 WG で実施したリスクアセスメントは、これらの NEDO 研究を反映し行われた。具体的には、東京大学で行われた漏えい実験によって、日冷工で行ったシミュレーション（6.3 節、6.4 節）のコードの検証を行った。そして、それに基づき、IEC 60335-2-40 Ed. 7.0 にて新たに導入される A3 冷媒の許容冷媒充填量の緩和規定の妥当性検証をいち早く行うことができた。また、諏訪東京理科大の研究結果から、着火源として除外可能な電気部品の電圧電流条件や負荷条件が見いだすことができ、その研究結果に基づいて、リスクアセスメントにおける着火源の設定を行った（6.6 節）。

その他の NEDO 研究での実施内容は、リスクアセスメントには直接反映されていないが、有効な知見を得ることができた。すなわち、ディーゼル爆発の研究（第 2 章）の結果、これを新たなリスクとして追加する必要がないことが分かり、また、機器の实在規模のフィジカルハザード評価（第 4 章）の結果、着火時の危害度に関する知見を得ることができた。さらに、低 GWP かつ安全性に優れた冷媒の開発の研究（第 5 章）は、本 WG で実施している R290 などの A3 冷媒の代替手段として有効となる。

6.3 室内の冷媒漏えいシミュレーション

室内における冷媒漏えいシミュレーションを行った⁶⁾¹⁾。ここでの検討結果は、室内の使用時及び作業時のリスクアセスメントに使用する。

エアコンの代表的な室内機の使用環境として、床面積を 7.0 m² (2.5 m×2.8 m)、冷媒は R290 とし、冷媒量は IEC 60335-2-40 Ed.6.0（以下 IEC 規格）においてファン攪拌を行わない場合に当該床面積で許容される最大冷媒量の 200 g にてシミュレーションを行った。また、R290 において、1000 g の HFC 冷媒を使用した製品と同等の性能が得られる冷媒量である 500 g の場合のシミュレーションも行った。この時の床面積は、IEC 60335-2-40 Ed. 7.0 でファン攪拌を行う場合に許容される 11.88 m² (3.3 m×3.6 m) とした。また、どちらの計算におい

でも天井高さは2.2 m, 室内機はその下面が床面から1.8 mの高さに設置されるものとした. エアコンの対面の壁には幅800 mm×高さ4 mmのドア下隙間を想定し, 天井面には200 mm×200 mmの圧力境界を2箇所想定した. 冷媒漏えい速度は, IEC規格で採用されている4分全量漏れとした. Fig.6-1に室内の解析モデルを示す.

冷媒漏えい解析はエアコン停止中(攪拌なし), 運転中(ファン攪拌あり)の双方場合に行った. 運転中は空気と冷媒の混合気体が漏出するものとし, 風量はIEC 60335-2-40 Ed. 7.0に提案されているColbourneらのEq. (6-1)より算出した.

$$Q = \frac{8Y\sqrt{A_0}}{240} \left(\frac{mc}{LFL}\right)^{3/4} \left(\frac{F^{1/4}}{1-F}\right) \dots\dots(6-1)$$

- ここで, Q : 必要攪拌風量 (m³/s)
- A_0 : 気流の吐出面積 (m²)
- mc : 冷媒充填量 (kg)
- LFL : 燃焼下限界 (kg/m³)
- Y : 定数 ユニットの外に漏えい箇所がある場合 Y=1.5, それ以外 Y=1.0
今回は1.0を使用
- F : 安全係数 0.5

Fig. 6-2に漏えい終了時(4分後)の攪拌有無による冷媒濃度分布の違いを示す. 攪拌がない場合には, 冷媒量200 gで床面から0.008 m, 冷媒量500 gで床面から0.326 mの高さの範囲に可燃域が発生した. 攪拌がある場合には, 冷媒量200 gの時には室内機の吹出位置から水平方向に約0.1 mまで, 冷媒量500 gの時には水平方向に約0.3 mまでの範囲に可燃域が発生した. 攪拌がない場合は, 冷媒が室内機の真下に漏えいし, 床面から可燃空間が積層していくため, 可燃空間体積を床面積で除した値が概ね床面からの可燃域の高さとなる.

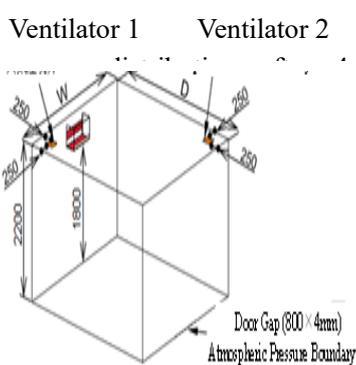


Fig. 6-1 Analysis space

	Refrigerant Amount		
	200g	500g	
W	m	2.5	3.3
D	m	2.8	3.6
H	m	2.2	2.2
Installation Height	m	1.8	1.8
Floor Area	m ²	7.00	11.88

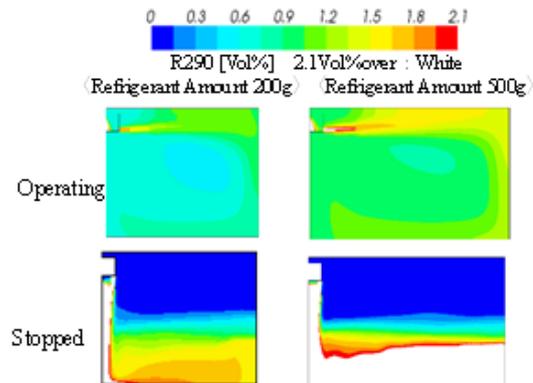


Fig. 6-2 Refrigerant concentration distribution after 4 minutes

以上, 室内使用時の冷媒漏えいシミュレーションからは, 漏えい冷媒の攪拌に関するIEC 60335-2-40 Ed. 7.0に規定されているColbourneらの提案式には妥当性があり, 着火に至る程の有意な大きさの可燃域は生成されないことを確認した. ただし, 室内機の吹出口の近傍には0.1~0.3 m程度の長さの可燃域が生成されるため, 着火源の位置によっては危険になる場合もあり得ることは注意が必要である.

6.4 室外の冷媒漏えいシミュレーション

室外(ベランダ)における冷媒漏えいシミュレーションを行った⁶⁻²⁾. ここでの検討結果は, 室外の使用時及び作業時のリスクアセスメントに使用する.

日本の住宅には戸建住宅と共同住宅がある. 戸建住宅における室外機の設置方法は, ベランダ設置, 地面直置き設置, 壁面設置, 屋根置き設置, 軒下天吊り設置などがある. また共同住宅における室外機の設置方法は, ベランダ設置, 共用廊下設置, 専用ミニベランダ設置などがある. この中で, 漏えいした冷媒が最も溜まりやすい環境は壁で覆われたベランダである. 特に共同住宅の場合, 避難経路を確保するため, 共用スペースには

設置できない場合があり，ベランダ設置が多く見受けられる．そこで，三方向を壁で覆われたベランダに室外機を設置することを想定して，冷媒漏えいシミュレーションを行った．Fig. 6-3 にベランダ設置のシミュレーションモデルを示す．幅 5 m，奥行き 1.2 m，天井高さ 2.1 m のベランダを想定し，手すりの高さは 1.1 m とした．ベランダの左右の隣室との間の壁には，下部に 100 mm の隙間を想定した．床面には $\phi 50$ mm の排水口を設けたが，シミュレーションは漏えいが厳しくなる排水口なしの結果である．室外機の設置形態として，地面直置き設置，壁面設置，軒下天吊り設置の 3 つの場合を想定した．

冷媒は R290 で冷媒量は 200 g，500 g，1000 g とし，冷媒漏えい速度は 4 分全量漏れとした．熱交換器の空気吸込み面より均一に漏えいするとし，漏えい濃度は R290 が 100 vol% とした．

解析結果を Fig. 6-4 に示す．冷媒量 500 g の室外機を床面に設置した場合，可燃域継続時間は 1900 秒に達した．また，床面より設置高さが高くなると，壁面設置で 1206 秒，軒下天吊り設置で 939 秒と可燃域継続時間が短くなった．一方，床面に設置した場合，冷媒量を 1000 g にしても，平均可燃空間体積は，冷媒量 500 g の場合とあまり差異がなかった．これは，冷媒量 1000 g の場合，床面近傍に UFL (Upper Flammability Limit) 以上の濃度空間が生成されたことに関係していると考えられる．なお，最小ファン風量で室外機ファンが稼働している場合，冷媒量 1000 g の場合に対してのみ，極めて小さな可燃域の生成が確認された．

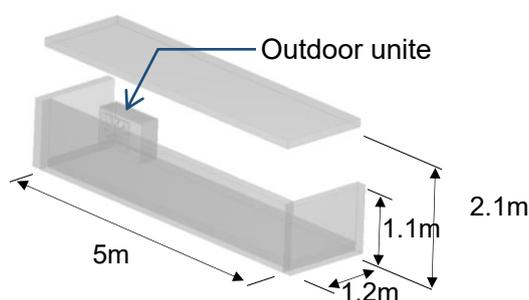


Fig.6-3 CFD model of balcony

Installation Condition	Leakage Amount	200 g		500 g		1000 g	
	Time	240 sec	600 sec	240 sec	600 sec	240 sec	600 sec
Floor mounted	Concentration distribution						
	Duration	776 sec		1900 sec		3546 sec	
	Averaged volume	1.22 m ³		2.96 m ³		2.73 m ³	
Steel stand mounted	Concentration distribution						
	Duration	292 sec		1206 sec		2126 sec	
	Averaged volume	0.20 m ³		2.83 m ³		3.87 m ³	
Eaves mounted	Concentration distribution						
	Duration	260 sec		939 sec		1711 sec	
	Averaged volume	0.05 m ³		2.47 m ³		3.73 m ³	

Fig. 6-4 Concentration distribution, the duration and time averaged volume of flammable region within the balcony for different installation conditions

6.5 リスクアセスメントの方法

6.5.1 リスクアセスメントのプロセス

リスクアセスメントとは、着火に至るシナリオを可能な限り多く抽出し、冷媒漏えい発生確率、可燃域の空間分布である空間的遭遇確率、着火源と可燃域の時間的遭遇確率を乗じて、着火確率を定量化することである。そしてその定量化された着火確率が許容レベルになるまで見直しを行い、リスクを低減する安全対策を決定する一連のプロセスと定義される。本節では、リスクアセスメントを行うために必要な、モデル設定、許容レベルの設定、冷媒漏えい発生確率、着火確率の算出方法について説明する。また、リスクアセスメントの対象とするライフステージについても説明する。

6.5.2 リスクアセスメントモデルの設定

リスクアセスメントの対象は、ミニスプリットエアコンと称される主に家庭で使われる壁掛け式のエアコンであり、冷房定格能力で2.2 kW から 5.0 kW クラスを対象とした。冷媒は R290 とし、IEC 規格で安全対策が必要ない場合である 200 g のエアコンが 7 m² (4.5 畳相当) の部屋に設置された時と 1000 g の HFC 冷媒機器と同等性能となる 500 g のエアコンが 11.88 m² の部屋に設置された時を想定した。

6.5.3 許容レベルの設定

エアコンの日本の普及台数は 1 億台とする。着火事故は全て致命的な事故であると考え、使用時の許容値は、普及台数に対して 100 年に 1 回以下の事故発生となる 10⁻¹⁰ 台/年とした。なお、使用時以外の輸送・保管、据付、修理、廃棄の作業時に該当する各ステージでは、専門的な教育を受けている作業者が携わるため、許容値は使用時よりも 1 桁上げることができると考え、10⁻⁹ 台/年とした。

6.5.4 冷媒漏えい発生確率

冷媒漏えい発生確率は、調査結果から 0.4%/年とした。冷媒漏えいのうち、室内機での微小漏れと急速漏れの割合は、それぞれ 94%、6%とした。また、室外機に関しても、同様の調査結果から、微小漏れと急速漏れ

(噴出漏れを含む)の割合は、それぞれ 88%、12%とした。

作業時の作業起因の漏れは、配管接続ミスなどの作業ミスによって発生するため、シナリオに基づきヒューマンエラーの発生頻度から設定した。

6.5.5 着火確率の算出方法

着火確率は、空間的遭遇確率、時間的遭遇確率及び冷媒漏えい発生確率を乗じて Eq. (6-2)から算出される。また空間的遭遇確率は Eq. (6-3)で計算する。

$$P = P_s \times P_t \times P_r \tag{6-2}$$

$$P_s = V_v / V_g \tag{6-3}$$

ここでそれぞれの記号は以下の通りである。

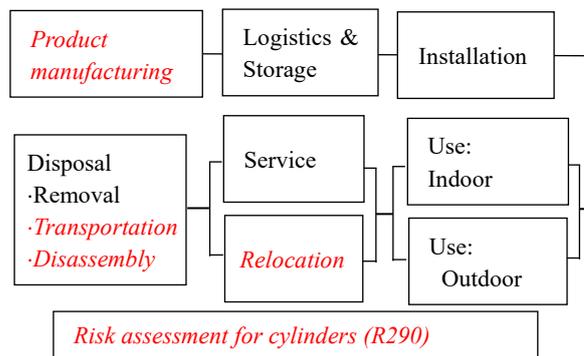
P : 着火確率	-
P_r : 冷媒漏えい発生確率	-
P_s : 空間的遭遇確率	-
P_t : 時間的遭遇確率	-
V_g : 対象空間体積	m ³
V_v : 平均可燃空間体積	m ³

なお、着火確率の算出の詳細に関しては、第7章に記載している。

6.5.6 対象とするライフステージ

一般的にリスクアセスメントは、製造から廃棄までのライフステージが対象となる。Fig. 6-5 に、今回検討しているリスクアセスメントの対象範囲と対象範囲外を示す。“輸送・保管”、“据付”、“使用時の室内と室外”、“修理”、“廃棄”が対象範囲であり、Fig. 6-5 にて赤斜体字で示した項目は、リスクアセスメントの対象範囲外である。以下、対象範囲外とした理由を記す。

- ・製品の製造：各社のノウハウがあるため。
- ・エアコンの移設：基本的に“運搬”と“据付”の2つのステージを合せたものと考えたため。
- ・廃棄：廃棄工程は、撤去、リサイクル工場までの運搬、解体に分けられるが、リスクアセスメントでは撤去のみを対象としたため。



Note: The stages in red area are not included in the JRAIA risk assessment

Fig. 6-5 Life stages covered by risk assessment

6.6 リスクアセスメント

6.6.1 使用時の着火確率の計算及び安全対策

6.6.1.1 使用時室内の着火確率の計算

使用時の室内の着火確率の算出には、6.3 節の冷媒漏えいシミュレーションで得られた可燃空間時空積を使用した。壁掛け室内機からの漏えい速度を変化させた冷媒漏えいシミュレーションを行った結果、微少漏れの場合は4分全量漏れよりも平均可燃空間体積が3桁小さくなったため、それを考慮し、各漏えい速度の発生確率で加重平均して、リスクアセスメントに使用する平均可燃空間体積を求めた。なお、室内では、人の移動に伴うドアの開閉や冷暖房時の扇風機の併用などの付加因子が考えられ、これらは可燃空間を小さくする方向に作用するが、その寄与度を定量化できないため考慮していない。

室内の着火源について検討する。A3 冷媒である R290 の着火源は、裸火、高温表面、スパークに分けられる。Table 6-1 に室内に存在する潜在的な着火源を示す。裸火は、ライター、ロウソク、ガスコンロなどであり、

A2L 冷媒, A3 冷媒共に, 接触すると確実に着火する. 高温表面は, 電気ヒータやホットプレート類などであり, A3 冷媒は自己着火温度が低いため, 着火する可能性が高い. スパークは, 人体による静電気スパークと電気機器類による電気スパークに分けられる. 電気スパークには, 掃除機などのブラシモータから発生するスパーク, 電気機器のサーモスタットやリレー接点から発生するスパーク, コンセントの抜き差しや照明用スイッチの ON/OFF によるスパークなどがある. Table 1 の中から, 冷媒漏えいシミュレーションで得られた可燃域の高さと室内に存在する着火源の存在高さを比較して着火源を特定した. ファン送風による攪拌がない場合は, エアコンの真下から床面までの間にも可燃空間が生成されるため, 熱源が室内機の真下で使用される場合には, 着火源となり得る. この着火源が室内機の真下で使用される確率は検討の結果 10 %とした. 使用時室内の特定した着火源は, 裸火ではタバコ, 石油ストーブ, ロウソク, 高温表面では電気ストーブ, スパークではレーザープリンター, 電気シェーバー, 電気こたつ, 電気ストーブ, アイロン, ドライヤー, 空気清浄機, 除湿機, 掃除機, 電子カーペット, 調理器具, 照明用スイッチ, コンセントの抜き差しであった. これらの着火源について, ライフスタイルも考慮して, 各着火源の持続時間と発生回数を設定した. 一方, 存在高さを考慮することによって着火源にならないと判断したものには, ロウソク, コンロ, 調理器具, ドアノブに接触した時に発生する静電気, 照明用スイッチの ON/OFF などがあげられる.

検討の結果, 冷媒量が 200 g の場合は着火確率が 2.61×10^{-11} とファン攪拌なしに許容値以下となった. 一方, 冷媒量が 500 g の場合, 未対策時の着火確率は許容値を超えたが, 安全対策としてファン攪拌を行うことによって着火確率は 1.32×10^{-11} となり, 許容値以下となった.

Table 6-1 Potential Indoor Ignition Sources

Types of Ignition Sources		Potential Ignition Sources
Open Flames		Cigarettes during Smoking (including Lighters), Candles (for Religious Event and Aromatherapy)
		Oil Stoves, Gas Cooktops, Portable Butane Stoves
		Electric Stoves
Sparks	Charges	Static Electricity, Laser Printers
	Brush Motors	Electric Shavers, Printers
	Thermostats	Kotatsu (tables with electric feet warmers), Electric Stoves, Irons, Toasters, Hairdryers
	Relays	Air Purifiers, Dehumidifiers, Vacuum Cleaners, Dryers, Electric Carpets, Rice Cookers, Microwave Ovens
	Others	Plugging/Unplugging of Power Plugs, ON/OFF of Lighting Switches

しかし, 日冷工の詳細レポート作成にあたって本 WG 内で見直しをかけた結果, 室内使用時では以下に列挙するような課題が挙げられ, 再度着火確率を計算する作業を行っている.

- ・設置環境は小さい居室と小さいキッチンのみを対象として検討したが, 他の設置環境で危険な場合がないか, 室内使用時としての総合的な着火確率の算出が必要.
- ・電子レンジは, 着火源の高さが可燃存在高さよりも低いとして着火源としなかったが, 空調機との位置関係によっては漏えい冷媒が直接当たる場合は着火源となる可能性もあることに対するより詳細な検討.
- ・NEDO 研究での着火源の検討と並行してリスクアセスメントを行ったため, 途中までの知見に基づいて FTA を作成しており, NEDO 研究で得られた最終的な着火源についての知見を反映できていないものもある. それらを反映したリスクアセスメントにすることが必要.
- ・運転停止時のファン攪拌がされない確率は, 現状はファン故障率となっているが, リスクアセスメントには漏えいを検知してからファンが稼働するまでの時間遅れを考慮した可燃空間時空積を加味する必要がある. また, ファンの稼働については漏えい検知器の検知がトリガーとなるが, 検知器は故障時には発報する側に働き, 通常劣化では鋭敏化して発報する側に働くが, キッチンの油煙等で鈍化する検知器もあり, その影響を考慮する必要がある.
- ・床面積に対する許容冷媒量よりも多い冷媒量の機種が使用されるシナリオの想定が必要.
- ・冷えが悪いときの確認や掃除のために静電気を帯びたユーザが帯電した室内機を触ったシナリオの想定が必要.
- ・家庭用エアコンが業務用の店舗に使用された際のシナリオの想定が必要.

6.6.1.2 室外使用時の着火確率の計算

使用時室外の着火確率の算出には, 6.4 節の冷媒漏えいシミュレーションで得られた可燃空間時空積を使用

した。室外の可燃域に影響を与える因子としては、ベランダの壁下の隙間、自然風などが考えられる。このうち、室外機の周囲では、通常、自然の風が吹いており、これが着火確率に大きな影響を与える。Fig. 6-6 に日本の代表都市における各風速の年間累積発生時間を示す。各地域によってばらつきはあるものの、おおよそ 1.0 m/s から 2.0 m/s の間の発生頻度が高い。このデータから、自然風の発生頻度は、0.3 m/s 以下が 2.5 %、0.3m/s 超 0.5 m/s 以下が 2.3 %、0.5 m/s 超が 95.2 %であった。風速 0.3 m/s、0.5 m/s の時の冷媒漏えいシミュレーションも行い、風速 0.3 m/s 以下 (0 m/s で代表)、0.3~0.5 m/s (0.3 m/s で代表)、0.5 m/s 超 (0.5 m/s で代表) の時の着火確率をそれぞれ算出し、これらの加重平均として着火確率を算出した。

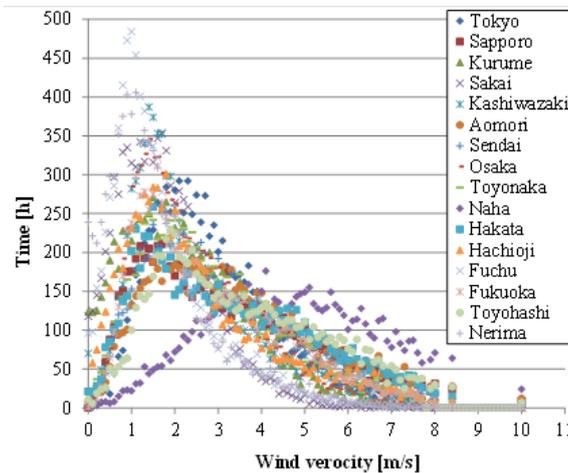


Fig.6-6 The appearance time length of each wind velocity in 16 cities in Japan

室外ベランダの着火源としては、使用者の喫煙やガス石油温水機器の裸火、他のエアコン室外機に関連する電気スパークが考えられる。また、人が金属製ドアノブなどと接触した場合に発生する静電気スパークも考えられる。このうち、ガス石油温水機器の裸火やスパークに関しては、燃焼ファンの動作により攪拌されるため、着火源としなかった。また、可燃域内にあるエアコン室外機は着火源にならないとの報告があり着火源としなかった。

検討の結果、冷媒量が 500 g の場合の室外使用時の着火確率は 1.15×10^{-11} となり、未対策で許容値以下となった。しかし、これは、室外の着火源が少ないことに起因する結果であり、6.3 節で示したように、ベランダには多大な可燃域が生成されるため、想定外の設置状況が発生した場合には非常に危険な状態になる可能性がある。

しかし、日冷工の詳細レポート作成にあたって本 WG 内で見直しをかけた結果、室外使用時では以下に列挙するような課題が挙げられ、再度着火確率を計算する作業を行っている。

- ・最もリスクが高いと思われる隙間のないベランダについて検討したが、ベランダが隣部屋と繋がっている場合の冷媒が漏えいで、隣部屋のベランダにも可燃域が生成されることを想定した着火確率の算出が必要。
- ・ベランダの他の場所に設置した場合も考慮した、室外使用時としての総合的な着火確率の算出が必要。
- ・着火源はコロナ禍における生活習慣の変化（ベランピング等）があり、花火、キャンドル、BBQ、ゴルフの素振り（床面との接触火花）なども着火源として想定すべき。また、NEDO 研究での着火源の検討と並行してリスクアセスメントを行ったため、途中までの知見に基づいて FTA を作成しており、NEDO 研究で得られた最終的な着火源についての知見を反映できていないものもある。それらを反映したりリスクアセスメントにすることが必要。
- ・運転時は室外機ファンによって攪拌されるため可燃域は生成されないとしたが、風向調整板を上吹きに取付けた場合に、可燃域が生成しないかについての検討が必要。
- ・ベランダでの冷媒漏えいのシナリオは、雨樋に冷媒が流れ込み、雨樋の先に可燃域が形成される可能性を想定すべき。
- ・冷媒充填のシナリオは、ベランダの面積と想定した冷媒量の関係がより危険な状態になる（冷媒量が多い）場合が十分に検討できているかの見直し。
- ・ベランダでの喫煙率の取り扱いは、正しく想定できているかの見直し。

6.6.1.3 使用時のまとめ

室内及び室外の使用時の着火確率を Table 6-2 にまとめた。使用時の室内では、着火源の高さ位置、放電エネルギーの大小、漏えい速度と可燃空間時空積の関係を考慮することにより、安全対策としてファン攪拌を行った後、500 g の R290 での着火確率が許容値以下になった。使用時の室外では、自然風を考慮することによって、500 g の R290 での着火確率が許容値以下になった。また、リスクアセスメントは 1000 g の R32 についても行ったため、Table 6-2 には、その結果も合わせて記載した。

Table 6-2 Ignition probability of usage
(tolerable value; 1×10^{-10})

Refrigerant	R290 with countermeasure		R32
Category	Mini-split AC (wall mounted)		
Refrigerant amount	200 g	500 g	1000 g
Usage (indoor)	2.61×10^{-11}	1.32×10^{-11}	1.68×10^{-13}
Usage (outdoor)	7.03×10^{-14}	1.15×10^{-11}	1.38×10^{-21}

しかし、日冷工の詳細レポート作成にあたって WG 内で見直しをかけた結果、先述した課題が挙げられ、再度着火確率を計算する作業を行っている。

6.6.2 作業時の着火確率の計算及び安全対策

使用時以外の輸送・保管、据付、修理、廃棄の作業時のリスクアセスメントに関して説明する。輸送・保管のステージは他の作業時と共通項が少ないため、独立した形でリスクアセスメントを実施した。また、据付、修理、廃棄には、6.3 節及び 6.4 節で説明した漏えいシミュレーション（ファン攪拌無）で求めた可燃空間時空積を使用した。作業時の漏えいは配管接続ミスなどによって発生するため、急速漏れ相当になると考え、4 分全量漏れの時の可燃空間時空積を使用した。着火源については各作業ステージで共通しているものと特有のものがあり、各作業ステージの着火に至るシナリオを作成し、それを基に、各作業ステージの着火源を抽出し、着火確率を算出した。

6.6.2.1 輸送・保管ステージのシナリオ

エアコンの輸送・保管ステージは、工場での製品完成後から一般的には以下の①から⑤の工程順序で進められる。

- ①工場から製品を出荷（トラックによる輸送）
- ②中大型倉庫での保管
- ③中大型倉庫からの出荷、販売店などへの納入（トラックによる輸送）
- ④販売店などの狭小倉庫での保管
- ⑤狭小倉庫からの出荷、据付現場への納入（小型車両による輸送）

これらの工程のうち、着火源の発生と製品（冷媒が充填されている室外機）からの冷媒漏えいが同時に発生する場合として、中型倉庫保管、狭小倉庫保管、ワゴン車輸送の 3 つを想定した。

エアコンの保管場所は、工場生産後や海外生産拠点から持ち込まれた後に一時的に保管する中型倉庫（1000 m²）と各販売拠点で保有する狭小倉庫（15 m²）に分類される。これらの倉庫内では、フォークリフトや台車などでエアコンを運搬する。作業時間は、中型倉庫では 5 名が 1 日 8 時間で月 20 日、狭小倉庫では 2 名が 1 日 2 時間で月 20 日とする。

ワゴン車の輸送では、車内内容積は 2.9 m³、乗車人員は積み下ろし作業に必要な人数として 2 名、平均輸送時間は 2 時間とし、ワゴン車での輸送頻度は 100%とする。なお、トラックによる輸送は、輸送環境において可燃域が生じた場合でも可燃域内に着火源が存在しないためリスクは無いとした。また、輸送での荷降ろしの際は、荷室扉を開けた瞬間から内部の空気が循環、拡散するため着火確率は無視できるレベルと考え、シナリオから除外した。

しかし、日冷工の詳細レポート作成にあたって本 WG 内で見直しをかけた結果、輸送・保管時には以下に列挙するような課題が挙げられ、再度着火確率を計算する作業を行っている。

- ・想定した着火源に抽出漏れがないかの見直し。
- ・リユースや廃棄時の輸送・保管は、経年劣化した配管が輸送時の振動で破損して冷媒が漏えいする可能性も

あることに対する検討。

- ・トラック輸送での荷室に着火源が存在しないとしたが、パレット/スキッドから出ている釘とトラック荷室の床面の間での接触火花による着火等、想定しなかったシナリオの検討と、その結果、着火リスクがあるようであれば、段積みした機器での輸送やトラックからの荷降ろし時に扉を開けて荷室より流出した冷媒でトラック近傍に可燃域が生成された場合のリスクも考慮することが必要。
- ・メーカー管轄の輸送・倉庫では作業指示が徹底できうるが、メーカー管轄外ではできない可能性に対する考慮が必要。

6.6.2.2 据付ステージのシナリオ

エアコンの据付作業は一般的に以下の手順で行われる。

- ①据付場所を確認し、室内機、室外機を設置場所へ搬入する。
- ②室内側に据付板を取り付け、壁に穴をあける。
- ③室内機に配線を取り付け、配管接続を行い、壁に設置する。
- ④室外機に配線を取り付け、配管を接続する。
- ⑤真空引きを行い、冷媒漏えい検査を実施する。
- ⑥室外機の操作弁を開放し、室外機内のプレチャージ冷媒をシステム内に充填する。
- ⑦電源を入れて試運転を実施する。

据付作業の発生頻度はミニスプリットエアコンの設計上の標準使用期間から10年に1回とし、作業時間は室内側1.5時間、室外側1.5時間の合計3時間とした。

しかし、日冷工の詳細レポート作成にあたって本WG内で見直しをかけた結果、据付作業のシナリオに関して、以下に列挙するような課題が挙げられ、FTAの見直しから再度着火確率を計算する作業を行っている。

- ・最も危険となる設置環境をシナリオとして設定したが、他の設置環境で危険な場合がないか、据付時としての総合的な着火確率の算出が必要。
- ・据付作業は誤ってエアページを行う率や、フレアに不備がある既設配管やフレア加工ミスの考慮。
- ・手締め失敗での冷媒漏れやレンチ同士、工具の落下等による火花での着火のシナリオの想定。
- ・作業者が漏えいに気付かない率を想定しているが、漏えいに気づいた後はレンチで増し締めをする等の対応を行うため、その間に可燃域が形成され着火する可能性もあると思われることへの考慮が必要。
- ・静電気は作業員起因のもののみだけでなく、金属外装物との接触による静電気発生の想定。
- ・前面グリルを外して配管接続を行い、その後前面グリルを取付けする場合の電動ドライバーを用いるシナリオの想定。
- ・携帯形漏えい検知器が正しく働かない場合（故障等）の確率の考慮。
- ・防爆対応をしていない冷蔵庫の外部の機器からの漏えいに対する、着火性の検討。
- ・作業に起因する着火源として、貫通穴を開けた際に全ての作業が完了した後に掃除機を使用する場合があることに対する考慮。
- ・輸送時等に配管損傷を受けた場合のリスクの想定が必要。
- ・据付作業時の着火源として、真空ポンプ、工具の接触が抜けていることについての検討。
- ・冷媒充填のシナリオは、ベランダの面積と想定した冷媒量の関係がより危険な状態になる（冷媒量が多い）場合が十分に検討されているかの見直し。

6.6.2.3 修理ステージのシナリオ

エアコンの室内側での修理作業としては、接続配管を外し冷媒漏えいの可能性がある「室内機の交換作業」、サービスマンが電動ドライバーなどを使用する「基板の交換作業」、作業員による静電気が発生する可能性がある「パネルの交換作業」を想定した。

また、室外側での修理作業としては、ろう付け作業が発生する「圧縮機の交換作業」、接続配管を外し冷媒漏えいの可能性がある「室外機の交換作業」を想定した。

修理作業の発生頻度は調査結果から10%とし、各作業時間はそれぞれ1時間とした。

しかし、日冷工の詳細レポート作成にあたって本WG内で見直しをかけた結果、修理時のシナリオに関して、以下に列挙するような課題が挙げられ、FTAの見直しから再度着火確率を計算する作業を行っている。

- ・最もリスクが高いと思われる設置環境を想定したが、他の設置環境で危険な場合がないか、修理時としての総合的な着火確率の算出が必要。

- ・室外での冷媒回収が不十分な場合に、室内側の継手を外すと油に残留していた冷媒が漏れて、それが着火源と遭遇することが考えられることに対するシナリオの想定が必要。
- ・携帯形検知器で漏えいを検知する場合に、漏えいを検知して窓を開けたり、作業を中止するなどの対応をするときに可燃域が生成され、それが着火源と遭遇するシナリオの想定が必要。
- ・着火源は NEDO 研究で得られた最終的な着火源についての知見を反映できていないものもある。それらを反映したリスクアセスメントにすることが必要。
- ・修理作業のろう付けは圧縮機交換の場合に限定しているが、熱交換器や配管アッセンブリー交換の考慮が必要。
- ・素人による作業のシナリオの想定。

6.6.2.4 廃棄ステージのシナリオ

エアコンの廃棄の全体の流れを Fig. 6-7 に示す。廃棄ステージは、撤去、リサイクル工場までの運搬、解体に分けられるが、リスクアセスメントは撤去のみを対象とした。その他の工程については 6.6 節で言及する。

エアコンを廃棄するには、まず、ポンプダウン運転により、冷媒を室外機に回収する。エアコンが故障していて運転できない場合には、室外機の閉止弁を閉止し、室内機と内外接続配管中の冷媒を大気放出する。その後、内外接続配管を取り外し、設置場所から室内機と室外機を撤去する。取り外した空調機は建物から搬出され、リサイクル法に基づき、リサイクルセンターに運搬された後に解体される。

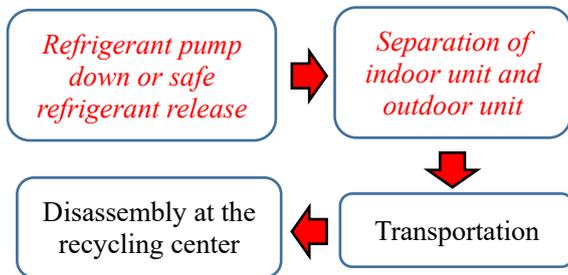


Fig. 6-7 Flow of disposal

この撤去廃棄段階の各工程に対して、リスクアセスメントでは、Fig. 6-7 に赤斜体字で示すポンプダウンや室内機と室外機の分離作業を行う撤去作業を想定した。撤去作業の発生頻度は 10 年に 1 回とし、作業時間は 1 時間とした。

しかし、日冷工の詳細レポート作成にあたって本 WG 内で見直しをかけた結果、廃棄時のシナリオに関して、以下に列挙するような課題が挙げられ、FTA の見直しから再度着火確率を計算する作業を行っている。

- ・最も危険となる設置環境をシナリオとして設定したが、他の設置環境の想定が十分かどうかの検討。
- ・設置環境は小さい居室と小さいキッチンのみを対象として検討したが、他の設置環境で危険な場合がないか、廃棄時としての総合的な着火確率の算出が必要。
- ・着火源は静電気が発生するのはドアノブのみとしているが、シナリオが不足していないかの見直し。
- ・冷媒漏れが生じるシナリオが不足していないか再検討をする必要がある。レンチ作業時も冷媒漏れいする可能性があり、また、作業者が漏えいに気付かない率を想定しているが、漏えいに気づいた後はレンチで増し締めをする等の対応を行うため、その間に可燃域が形成され着火する可能性もあることへの考慮が必要。
- ・冷媒回収時に着火するシナリオが十分であるかの見直し。
- ・携帯形検知器で漏えいを検知した場合に作業を中止することにしているが、漏えいを検知してから作業を中止するまでの間に可燃域が生成され、それが着火源と遭遇するシナリオの想定が必要。
- ・大気放出ホース接続不良の確率がホース先端の設置場所不適切の確率と異なる数値が使用されている等、設定した数値に問題がないかの見直し。
- ・「ガス石油ボイラーが着火源になる確率」等、着火源の設定についても、問題ないかの見直しが必要。

6.6.2.5 各作業ステージの着火源

各作業ステージでのシナリオを想定し、着火源を抽出した。主な着火源の持続時間と発生回数を Table 6-3 に示す。各作業ステージでの共通の着火源は喫煙を想定した。ただし、室内での作業時には喫煙はしないもの

とした。輸送時にはキー接触時に静電気が発生するとした。保管時には石油ストーブを使用するものとした。据付、修理、撤去では、使用時の着火源の他に、活線作業、電動ドライバー、ろう付けバーナーなどを着火源として想定した。

Table 6-3 Ignition sources of working

Ignition source	Motion time (s)	Number of motions (times/day)	remarks
Common; Smoking of worker	4.5×10^1	1time/h	Number of smokers 1 / person / h, lighter ignition 5 seconds, Tobacco red fire 40 seconds, smoking rate 28.2%
Transport (wagon car)			2 hours, 2 workers
Static electricity (contact of key and door handle)	1.0×10^{-6}	4 time/person	Key after rubbing the seat, door contact 3 times / person, After undressing key, door contact 1 time / person
Storage (small warehouse)			2 hours, 2 workers, 15 m ²
Oil stove	3.6×10^3	2	Usage period 120 days / year. Oil stove usage rate 25%
Install, repair, removal			1 hours, 1 workers
Ignition source during use			See "Ignition source during use"
live-line working	5.0×10^{-3}	1time/h	Occurrence rate of forgetting to check breaker / energization 10^{-4}
electric screwdriver	3.0	2	Attaching and detaching screws. Incidence 50%
Brazing burner	1.2×10^2	2	Removal and installation 2times

6.6.2.6 各作業ステージの着火確率の計算及び安全対策

各作業ステージの着火確率を算出した。結果、許容値を超えたため、安全対策を検討した。可燃性冷媒の着火源についての教育に加え、輸送・保管ステージでは Table 6-4 の安全対策、据付、修理、撤去ステージでは Table 6-5 の安全対策を取ることによって着火確率が許容値以下となった。Table 6-6 に安全対策実施後の各作業ステージでの着火確率を示す。作業時に、安全対策を適切に実施することで、着火確率を許容値 (1×10^{-9}) 以下にできることを明確化した。

Table 6-4 Safety measure for transportation and storage

Safety measure	Method	Procedure
Label for fire attention	A fire caution label is displayed on the air-conditioned outdoor unit.	All procedure
Elimination of ignition sources	Education to eliminate ignition sources in the same room in the warehouse according to guidelines etc.	Storage for warehouse
Use of portable leak detector	Regulations for ensuring ventilation, reducing the refrigerant concentration, and carrying and using a portable leak detector by opening windows when a refrigerant leak occurs.	Transportation by wagon car
Measures to prevent electrification and ignition in the car	In order to prevent discharge ignition by a charged human body, a metal start key is insulated, or a discharge plate is installed near the key cylinder on the vehicle body.	Transportation by wagon car

Table 6-5 Safety measure for installation, repair and removal

Safety measure	Method
Use of portable leak detector	If refrigerant leaks during work, the combustible area is reduced by ensuring ventilation by stopping the work and opening windows.
Wearing work gloves against static electricity	In order to reduce the generation of static electricity by workers during work, it is stipulated to wear an antistatic carrier.
Prohibition of using brush motor type electric screwdriver	Prohibition of using a brush motor type electric screwdriver that is an ignition source

Table 6-6 Ignition probability of working with countermeasures
(tolerable value; 1×10^{-9})

Refrigerant		R290 with countermeasures		R32
Category		Mini-split AC (Wall mount)		
Refrigerant amount		200g	500g	1000g
Logistics	Warehouse	5.1×10^{-13}	1.1×10^{-10}	2.3×10^{-14}
	Van	8.9×10^{-11}	1.8×10^{-10}	5.1×10^{-13}
Installation	in	1.2×10^{-12}	1.9×10^{-10}	3.9×10^{-14}
	out	8.5×10^{-12}	4.5×10^{-11}	2.7×10^{-15}
Service/Repair	in	2.7×10^{-15}	4.2×10^{-12}	1.9×10^{-17}
	out	2.6×10^{-10}	2.6×10^{-10}	2.0×10^{-12}
Removal	in	2.7×10^{-12}	1.3×10^{-12}	2.2×10^{-16}
	out	9.2×10^{-13}	2.3×10^{-12}	4.7×10^{-15}

しかし、日冷工の詳細レポート作成にあたって本 WG 内で見直しをかけた結果、先述した課題が挙げられ、再度着火確率を計算する作業を行っている。

6.7 リスクアセスメントの想定外事象の考え方と提言

リスクアセスメントは、想定したシナリオに基づいて、適切に運用されることを前提に行われる。しかし、実際には、リスクアセスメントでは想定していない状況が発生する可能性もある。その考え方と提言について記載する。

6.7.1 リスクアセスメントでの想定外の考え方

リスクアセスメントにおける想定外の事象について説明する。これらが発生すると、実際の着火事故を増加させることが容易に想像できるが、これらの危険性を定量化することは非常に困難である。

① 廃棄回収

廃棄時にエアコンが適法なルート以外で回収される場合がある。経産省・環境省の調査によると、6割近いエアコンが適法なルート以外で回収されており、この場合、冷媒が適切に回収・処理されているか不明である。冷媒の回収には処理費用が必要になるため、適切な方法以外で大気中に放出しているようであれば、着火事故が増加する可能性を否定できない。また、不用品回収業者が、リユース、スクラップ処理をする場合も同様のリスクを生じる。

② 据付、修理

リスクアセスメントにおいて、エアコンの据付や修理は、エアコンの知識、技術などの訓練を受けた作業者が、正常な心理状態の下で行うことを前提としている。しかし、使用者が自ら取り付け作業を行う場合や引越業者がエアコンを移設する場合などは、訓練を受けていない人が作業を行うことになる。さらに、急いで作業を行う場合は、ミスを誘発する可能性がある。リスクアセスメントではヒューマンエラーを 10^{-3} として扱うが、このような場合は想定よりもヒューマンエラーが大きくなる可能性がある。

③ 想定しない事故事象

一般的に、リスクアセスメントでは、故意に行われるエアコン室外機への放火や、使用中の室外機の持ち去りなども想定外の事象である。

6.7.2 リスクアセスメントでの想定外に対する提言

現在、市場で普及している A2L 冷媒である R32 を使用したエアコンのリスクアセスメントも、想定外の事象を考慮して行ったわけではないが、実際の着火事故は殆ど発生していない。これは、以下の理由により、R32 が A3 冷媒よりも着火し難いためと考えられる。

① R32 の着火源は A3 冷媒に比べて種類が少ない。

② R32 の最小着火エネルギーは A3 冷媒と比べて大きい。

③ R32 の LFL は 13.5% であり、A3 冷媒よりも大きいため、可燃域が生成され難い。

一方、R290は、着火源の種類が多く、最小着火エネルギーがR32の約80分の1と小さいため容易に着火する。また、R290はLFLが2.02%と小さいため容易に可燃域が生成される。従って、R290エアコンの実用化のためには、前節に記載した想定外の事象を如何に排除するかが重要となる。

以下に、R290を冷媒として実用化するための方策を提言する。

a) エアコンの冷媒が適正に回収・処理されるための取り組みの強化

家電リサイクル制度を含めたエアコンの冷媒の回収・処理に関するインフラ整備を検討する必要がある。特に人が介在する場合の安全性を担保することが重要である。

b) エアコン据付や修理を行う作業員への資格制度

可燃性冷媒を取り扱う作業に関して、講習や実地訓練を行う資格制度を整備する必要がある。この資格制度は、冷凍空調に関連する団体が行うことも考えられるが、公的な資格制度である方が望ましい。

6.8 日冷工規格

6.8.1 日冷工規格制定の背景

まず規格制定の背景について説明する。本WGではR290などのA3冷媒（強燃性冷媒）を使用するエアコンのリスクアセスメント結果に基づき、その安全運用方法を検討し、実効性を担保する面から日冷工規格にその内容を反映することとした。また平行して検討されてきたJIS規格やIEC規格、電安法についても、その関連性を簡単に記載する。

各規格関係の制定経緯としては以下ようになる。本WGがリスクアセスメント検討のベースとした規格は2022年7月に制定されたIEC 60335-2-40 Ed.7.0である。一方2022年3月に制定されたJIS C 9335-2-40:2022はIEC 60335-2-40 Ed. 6.0を和訳して必要なデビエーション（国際規格との差異）を加えたIECの整合規格である。しかし、IEC 60335-2-40 Ed.7.0は古いIEC 60335-1を引用しており、JIS規格では古いJIS規格を引用することができない決まりとなっているため、古いJIS C 9335-1を引用した状態でIEC 60335-2-40 Ed. 7.0をJIS化することができない。そのためJIS C 9335-2-40:2022の追補1を発行し、IEC 60335-2-40のEd. 6.0とEd. 7.0の差分を解消することになったが、追補版は文章構成の制約があり規定できる文章量が限られていることが判明した。

これについて、JEMA（日本電機工業会）のエアコン安全JIS検討WGと日冷工の本WGとで協議をした結果、JIS追補1ではA3冷媒を使用する際の最低限の内容を規定し、残りは日冷工規格で規定することとなった。具体的には、A3冷媒漏えい時の攪拌についてはJIS追補1で規定し、それを運用する際の漏えい検知器の規定（Annex LL）及び漏えい検知器の室内機内での位置についての規定（Annex PP）は日冷工規格のみで規定する。なお、このAnnex PPは、将来的にIEC 60335-2-40のEd. 8が発行され、それをJIS化する時期がくれば、改めてJISに反映される方向となる。また、追補1は2023年1月に制定予定であり、JIS C 9335-2-40:2022と追補1を合わせて、電安法（電気用品安全法）の適合規格としての申請を行う方向となった。

6.8.2 日冷工規格の内容

日冷工規格は、日冷工会員が守るべき規格であり機器について規定している機器規格と、輸送、保管、据付け、修理、撤去作業時の注意事項など日冷工会員以外に守ってもらう内容を規定しているガイドラインで構成されている。リスクアセスメント結果、JIS C 9335-2-40:2022、JIS追補1及びIEC 60335-2-40 Ed. 7.0を参考に日冷工規格を作成中である。なお、JISは電安法の適合規格となるため規定遵守は必須であり、必要な内容をJISから抜粋して日冷工規格にも規定している。また、JIS追補1で規定出来なかった部分を日冷工規格で補完する関係になっていることもあり、日冷工規格の遵守は同じく必須と言える。

なお、現時点では、A3冷媒をスプリット形の機器に採用するには課題が多く、エアコンにすぐにA3冷媒を採用できる状況にないことも付記しておく。6.7.2項a)及びb)にA3冷媒を採用する場合の課題を示したが、これらの課題が解決された後に、はじめてA3冷媒を安全に使用できるようになると考える。

6.8.2.1 機器規格

(1) 最大冷媒量及び一つの冷媒回路に充填可能な冷媒量

最大冷媒量はLFL (kg/m³) に26を乗じた値であり、一つの冷媒回路に充填可能な冷媒量は最大冷媒量以下でありかつ床面積との関係で次のように規定した。Eq. (6-4)は室内機がEq. (6-1)で規定した風量による攪拌機能を備えている場合、Eq. (6-5)は室内機が攪拌機能を備えていない場合に満たさなければならない式である。

$$mc \leq 0.5 \times LFL \times A \times 2.2 \quad (6-4)$$

$$mc \leq 2.5 \times LFL^{5/4} \times h_0 \times A^{1/2} \quad (6-5)$$

ここで、 A : 室内機を据え付ける設置空間の床面積 (m²)
 h_0 : 漏えい高さ (室内機の冷媒漏えい箇所から床までの垂直高さ) (m)
 壁掛形の場合 1.8 m, 床置形の場合 0.6 m, 天吊形又は天埋形の場合 2.2m
 LFL : 燃焼下限界 (kg/m³)
 mc : 一つの冷媒回路の冷媒充填量 (kg)

なお、室内機の攪拌風量を規定した Eq. (6-1)は JIS 追補 1 に規定するが、日冷工の機器規格にも規定している。

また、この場合、室内機内には漏えい検知器を備えておく必要があるが、検知器の仕様については JIS C 9335-2-40:2022 の附属書 LL とほぼ同じ内容を附属書 A として規定している。また、室内機内の漏えい検知器の位置については IEC 60335-2-40 Ed. 7.0 の Annex PP の内容を基に附属書 B として規定している。

(2) 機器への表示

日冷工規格では、機器への可燃性の冷媒に対する注意喚起の表示及び安全対策を動作させるための電源確保に関する注意喚起表示を規定している。これらは JRA 4078⁽⁶⁻³⁾の規定を参考に規定している。

6.8.2.2 ガイドライン

日冷工のガイドラインでは、輸送、保管、据付け、修理及び撤去時の遵守事項などについて規定している。作業時には、静電気を防止する手袋を着用すること、携帯形漏えい検知器を携行し発報時には作業を中止することなどの作業時の着火リスク低減のための内容を規定している。また、A3 冷媒では、高圧ガス保安法の規定によって、修理時に可燃性冷媒を回収機で回収することはできないため、修理時の大気への冷媒放出方法、冷媒充填方法などを規定している。

6.9 まとめ

A3 冷媒を使用したエアコンの冷媒漏えいシミュレーション及びリスクアセスメントを行い、以下の知見を得た。

- ① 室内の冷媒漏えいシミュレーションを行い、漏えい冷媒のファン攪拌に関する次期 IEC 規格への Colbourne らの提案式の有効性を確認した。ただし、その提案式による攪拌では、吹出口近辺に可燃空間が生成されるため、着火源の状況によっては危険になる場合もあり得る。
- ② 室内における A3 冷媒の着火源を抽出し、冷媒漏えいシミュレーションで得られた可燃域の高さと室内の着火源の存在高さを比較し、室内の着火源を特定した。なお、日冷工の詳細レポート作成にあたって本 WG 内で見直しをかけた結果、室内使用時に各項に列挙するような課題が挙げられ、再度着火確率を計算する作業を行っている。
- ③ 冷媒漏えいシミュレーションによって、ベランダでの可燃域の生成状況を定量化し、ベランダには多大な可燃域が生成される可能性があることを示した。ベランダには着火源が少ないため、リスクアセスメントの結果、危険という判断には至らなかった。なお、日冷工の詳細レポート作成にあたって本 WG 内で見直しをかけた結果、室外使用時には各項に列挙するような課題が挙げられ、再度着火確率を計算する作業を行っている。
- ④ 各ライフステージにおけるリスクアセスメントを行い、着火確率を許容値以下にするための、ライフステージ毎の安全対策を明確化し、その内容を反映した文書記録として日冷工内で保管開示する趣旨で、機器規格とガイドライン(ドラフト版)を検討し作成している。なお、日冷工のリスクアセスメントは IEC 60335-2-40 Ed.7.0 の規定内容に基づいて実施した。IEC 60335-2-40 Ed.7.0 は一部が JIS C 9335-2-40:2022 の追補 1 として規定され、残りは日冷工規格で規定し、双方を遵守することによって安全を担保できる構成としている。なおこれらの機器規格とガイドラインは日冷工会員のみでの公開としている。

- ⑤ リスクアセスメントの想定外の事象の考え方を説明し、機器を安全に運用するための提言を行った。今後、A3 冷媒の一つである R290 を冷媒として実用化するためには、エアコンの冷媒が適正に回収・処理されるための取り組みの強化とエアコンの据付や修理を行う作業員への資格制度の構築が必要である。この資格制度は、冷凍空調に関連する団体が行うことも考えられるが、公的な資格制度である方が望ましい。これらの取り組みで想定外の事象を排除することによって、A3 冷媒を使用したエアコンを安全に製品化することができる。
- ⑥ なお現在も以下の点について課題があることが、日冷工の会員企業より示されており、今後追加のリスクアセスメント実施の可否、また適切な対応策の立案を行って行く予定である。
- ・ 室外機での漏えい時の時空積評価の課題（1 kg 漏えい時の時空積評価が 500 g とあまり差異が無いことの妥当性について、漏えい速度の変化の検討が行われていないことや、また従来から最も厳しい条件である 4 分全量もれ以外に、低速度漏えい時の時空積の変化やそれに基づく考察がなされていないこと。）
 - ・ 生活形態の変化の想定外の課題（特に想定外となっている室外機設置時のコロナ感染の広まりによる巣ごもり需要に起因するベランダでの着火源の変化なども考慮しなければならないこと。）

以上本 WG 内で行ったリスクアセスメントに見直しをかけた結果、また日冷工の詳細レポート作成を行うために見直しをかけた結果、使用時や作業時の各項に記載した課題が挙げられ、再度着火確率を計算する作業を行っている。

謝辞

本報告書は、平良繁治様、南田知厚様（ダイキン工業）、馬場敦史様（東芝キャリア）、田村和己様（日立ジョンソンコントロールズ空調）、板倉俊二様（富士通ゼネラル）、神原裕志様（三菱重工サーマルシステムズ）、山本和英様、山下浩司様（三菱電機）、上野円様（シャープ）の各位と主査 高市健二（パナソニック）の共同作業によるものである。またオブザーバーとして、中村博様（ダイキン工業）、山口広一様（東芝キャリア）、橋元任彦様（パナソニック）、内藤宏治様（日立ジョンソンコントロールズ空調）、藤利行様（富士通ゼネラル）、川島充様（三菱電機）のご協力を頂いた。事務局の長谷川一広様（日冷工）も含め、ここに深く感謝申し上げます。

参考文献

- 6-1) K.Tamura,et.al.: "Ignition Sources at the Stage of Usage for Mini-Split Air-Conditioner using A3 Refrigerant", Proc. 15th IIR-Gustave Lorentzen Conference on Natural Refrigerants, 1069 (2020).
- 6-2) A.Baba,et.al.: "Study on risk assessment of air conditioner using R290", Proc. the 25th IIR International Congress of Refrigeration, TS-405. 5 (2019).
- 6-3) JRA 4078:2021: "可燃性冷媒を使用した内蔵形冷凍冷蔵機器の冷媒漏えい時の安全機能要求事項", 日冷工 (2021).

7. 日本冷凍空調工業会による A3 冷媒の内蔵ショーケースの リスク評価

7.1 はじめに

飲食店、食料品販売店、スーパーマーケットなどで使用されている圧縮機を内蔵したショーケース（内蔵ショーケース）は、R404A、R134a などの地球温暖化係数（GWP）が高い不燃性の冷媒が使われ、その使用量は数十 g から 1 kg を超えるものまであり、使用時や廃棄時などにおける冷媒の大気への漏えいは地球温暖化に大きな影響を及ぼす。そこで、GWP が低い冷媒への転換が重要となる。GWP の小さい冷媒には LFL が小さく燃焼性が強い A3 冷媒が多いが、内蔵ショーケースなどの一体形の冷凍冷蔵機器は、現地配管工事が不要であり、かつ、冷媒量も比較的少ないため、スプリット形の機器に比べると A3 冷媒が適用し易いと考えられ、A3 冷媒化の要望が特に強い。業務用冷凍冷蔵機器の国際規格 IEC 60335-2-89⁷⁻¹⁾では、従来、A3 冷媒の冷媒量は 0.15 kg 以下に制限されていたが、2015 年に発足した IEC/61C/WG4 での検討結果に基づいて、2019 年 6 月に Edition 3.0 に改正され、冷媒の最大充填量が緩和された（R290 の場合 0.494 kg）。しかし、この改正は、各国の冷媒規制に対応するために早急な改正が求められていたという側面もあり、実際の使用に際しては、安全運用面での評価を慎重に行う必要がある。日本冷凍空調工業会（日冷工）では、2016 年 7 月に A3 冷媒を使用した内蔵ショーケースのリスクアセスメントを開始し、リスクアセスメントを行ってきた。可燃空間を定量化するための冷媒漏えい解析を行い、内蔵ショーケースの各ライフステージのシナリオを想定して着火源を抽出し、着火確率を計算した。また、リスクアセスメント結果に基づいて安全対策を明確にし、日本の規格（日冷工規格及び JIS C 9335-2-89）を策定した。しかし、規格で定められた可燃性冷媒の最大充填量は LFL の 13 倍であり、大型の内蔵ショーケースの場合、A3 冷媒（R290 の LFL の 13 倍は 0.494 kg）では必要とする冷媒量を賅うことができない。そこで、A2L 冷媒（R1234yf の LFL の 13 倍は 3.757 kg）を使用した内蔵ショーケースのリスクアセスメントも行い、A2L 冷媒使用時の安全対策を明確にし、対応する日冷工規格を策定した。

7.2 冷媒漏えい解析

7.2.1 概要

着火確率の計算には、可燃域継続時間（可燃域の持続時間）、平均可燃空間体積（可燃域継続時間内の可燃空間の体積の平均値）及び可燃空間時空積（可燃域継続時間と平均可燃空間体積の積）が必要であり、これらを冷媒漏えい解析で求める。解析では、ソルバーは STAR CCM+、乱流モデルは Realizable k-εモデルを用いる。なお、解析コードは、東京大学で行われたルームエアコンに対する CO₂ 漏えい測定結果⁷⁻²⁾を用いて検証した。

7.2.2 リーチインショーケース庫内漏えい解析

リーチインショーケースの庫内に全冷媒量が漏えい後、扉を急開放する解析を行った。高さ 2.0 m、幅 1.542 m、奥行 0.7 m、庫内容積 1.08 m³（内寸：幅 1.462 m×奥行 0.5 m×高さ 1.478 m）のリーチインショーケースの解析モデルを Fig. 7-1 に示す。下部には圧縮機、凝縮器及びファンが内蔵された凝縮器ユニットがあり、前面から吸気し、背面を通り、ショーケース上部に排気する。凝縮器ユニットは、開口部面積 8.3×10⁻² m²、風量 0~0.249 m³/s（風速 0~3 m/s）とした。正方形の密閉店舗内の壁際中央にショーケースを設置し、その対面側の天井両隅に 0.4 m×0.4 m の圧力境界を設けた。庫内均一の冷媒濃度の状態から解析を開始し扉はないものとした。スライドドアがこの状態に近いと思われる。庫内前面の上部から下部に向かうエアカーテンの吹出部は、開口部面積 6.58×10⁻² m²、風量 0.137 m³/s（風速 2.08 m/s）と

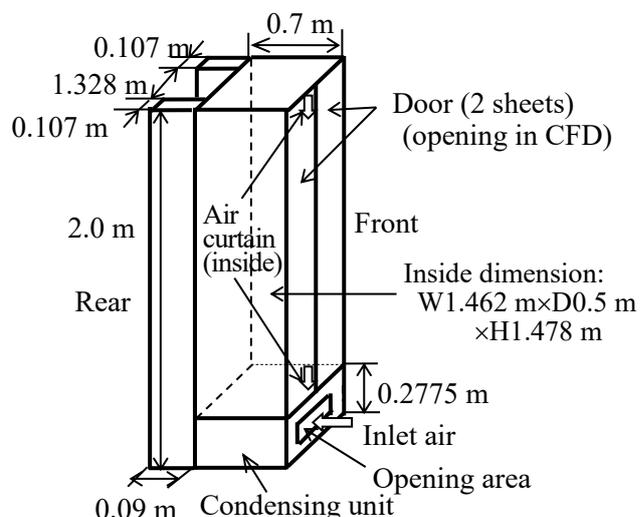


Fig. 7-1 Model of reach-in refrigerated display cabinet

し、エアカーテン有無の時の解析を行った。店舗は天井高さ 2.2 m, 床面積 17.14 m² (4.14 m×4.14 m), 24.01 m² (4.9 m×4.9 m), 36 m² (6 m×6 m), 64 m² (8 m×8 m), 100 m² (10 m×10 m), 冷媒は R290 が 0.358 kg 又は 0.5 kg とした。

冷媒量 0.5 kg, 床面積 24.01 m² の時の扉開放 5 秒後及び 10 秒後のショーケース中央での冷媒濃度分布を Fig. 7-2 及び Fig. 7-3 に示す (赤色の領域が可燃域)。Fig. 7-2 は冷媒量 0.5 kg・エアカーテン無・風量 0 m³/s の場合で、漏えい冷媒がショーケースから直線的に対面壁まで移動し床面に広く可燃域が広がる。庫内に漏えいした全冷媒量が扉開放によって庫外に一気に漏えいするため漏えい速度が速く、周囲への冷媒拡散が冷媒の移動に間に合わないためと考えられる。Fig. 7-3 は冷媒量 0.5 kg・エアカーテン有・風量 0.166 m³/s (風速 2 m/s) の場合で、この場合でも床面と天井面の広い領域に短時間で可燃域が広がる。なお、エアカーテンがあると庫内に一部の冷媒が残っているのが分かる。

冷媒量 0.5 kg で凝縮器ユニット風量及び床面積変化時の可燃空間体積の経時変化を Fig. 7-4 に示す。(a)は床面積 24.01 m²・エアカーテン無, (b)は床面積 24.01 m²・エアカーテン有, (c)は床面積 100 m²・エアカーテン無, (d)は床面積 100 m²・エアカーテン有の時である。凝縮器ユニットの風量を大きくした場合、可燃域継続時間は小さくなるが可燃域は無くならず可燃空間体積の最大値は殆ど減らない。風量が 0 m³/s の時は床面積によって可燃空間体積の経時変化の様子が大きく異なるが、風量 0.083 m³/s (風速 1 m/s) 以上では床面積が可燃空間体積に与える影響はあまり大きく無い。風量 0 m³/s の時は、気流が発生しないため可燃域継続時間が最も長く、冷媒が対面壁に衝突した後はショーケースの幅方向 (Fig. 7-2 の奥行方向) にも冷媒が拡散し平均可燃空間体積も大きくなる。エアカーテン有の時は庫内に一部の冷媒が残るため可燃域継続時間はその分小さくなる。風量が 0 m³/s 以外の時は、気流の影響で冷媒の拡散が速く可燃域継続時間が短くなり、ショーケースの幅方向への拡散も少なくなる。A3 冷媒では、静電気や電気機器のリレー等が着火源となるため、可燃域の生成が短時間であっても、可燃域内に着火源が存在すれば容易に着火に至る可能性がある。しかし、IEC 60335-2-89⁷⁻¹⁾では、扉開放開始から 5 分以内に大きな可燃空間が生成されても可燃域が生成されないとみなされてしまう。

エアカーテン無時の可燃域継続時間(T_v)及び平均可燃空間体積(V_v)の解析結果を Fig. 7-5 及び Fig. 7-6 に示す。図は、それぞれ凝縮器ユニットの風量が 0 m³/s 及び 0.166 m³/s (風速 2 m/s) の時の解析結果であり、横軸は冷媒量(M)(kg)を床面積(A)(m²)で除した値 (M/A) である。 M/A の関数として求めた可燃域継続時間(T_v)(s)及び平均可燃空間体積(V_v)(m³)の最小二乗近似式を式(7-1)～式(7-4)及び Fig. 7-5, Fig. 7-6 の実線で示す。

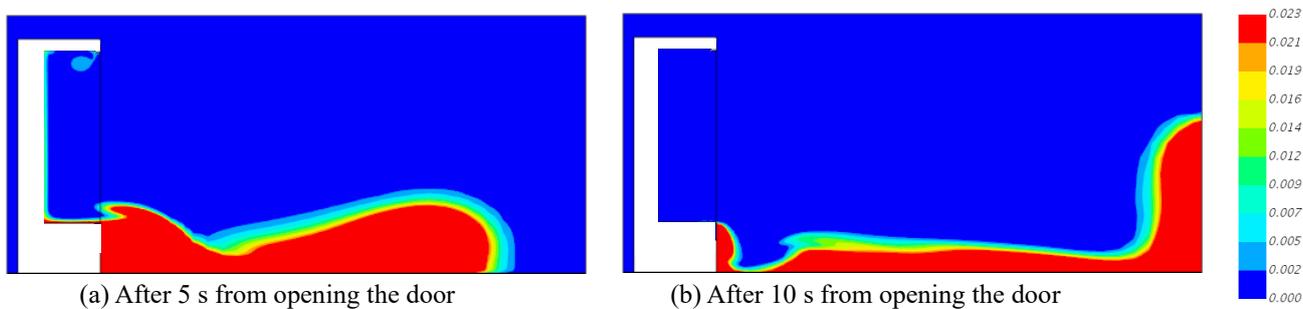


Fig. 7-2 Concentration distribution of air flow rate 0 m³/s without the air curtain (refrigerant 0.5 kg, floor area 24.01 m²)

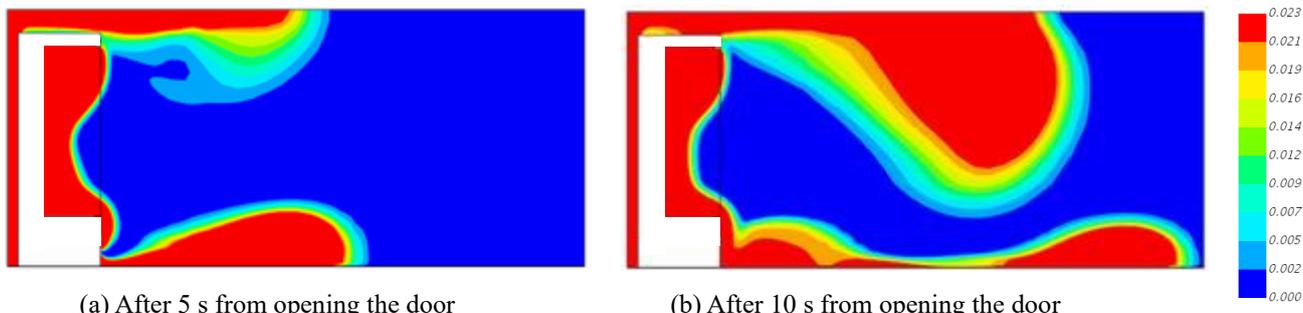


Fig. 7-3 Concentration distribution of air flow rate 0.166 m³/s with the air curtain (refrigerant 0.5 kg, floor area 24.01 m²)

$$T_v = 2.76 \times 10^7 \times \left(\frac{M}{A}\right)^2 - 2.86 \times 10^5 \times \left(\frac{M}{A}\right) + 8.30 \times 10^2 \quad (\text{air flow rate ; } 0 \text{ m}^3/\text{s}) \quad (7-1)$$

$$V_v = 1.36 \times 10^2 \times \left(\frac{M}{A}\right) + 1.34$$

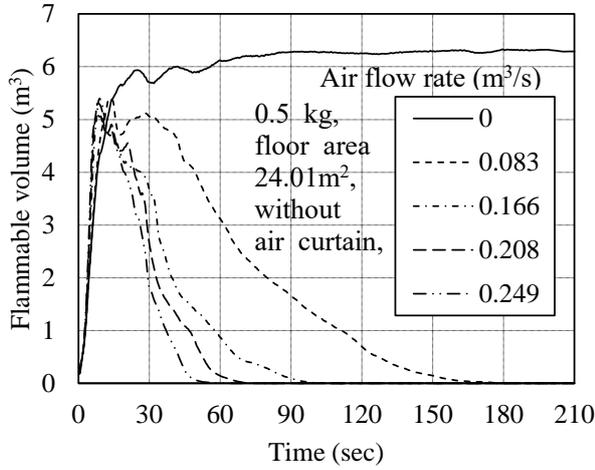
$$T_v = 8.38 \times 10^1$$

$$V_v = 2.68 \times 10^1 \times \left(\frac{M}{A}\right) + 1.08$$

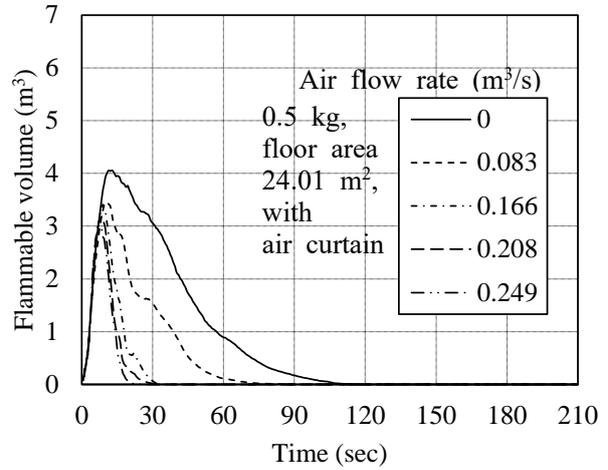
$$\text{(air flow rate ; } 0 \text{ m}^3/\text{s)} \quad (7-2)$$

$$\text{(air flow rate ; } 0.166 \text{ m}^3/\text{s)} \quad (7-3)$$

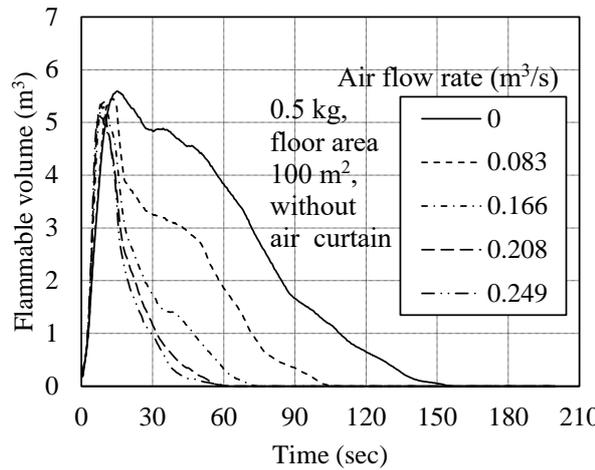
$$\text{(air flow rate ; } 0.166 \text{ m}^3/\text{s)} \quad (7-4)$$



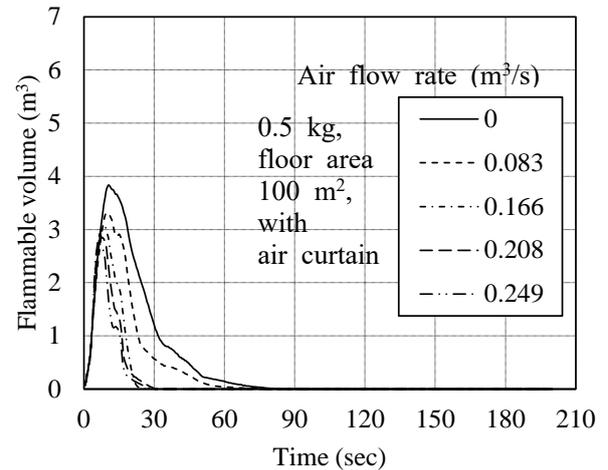
(a) 0.5 kg and floor area 24.01 m² without air curtain



(b) 0.5 kg and floor area 24.01 m² with air curtain

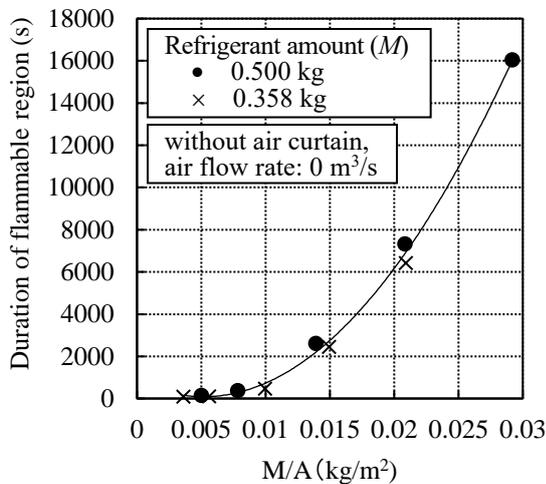


(c) 0.5 kg and floor area 100 m² without air curtain

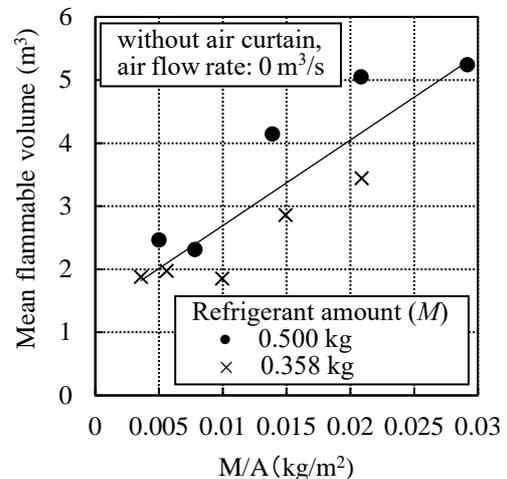


(d) 0.5 kg and floor area 100 m² with air curtain

Fig. 7-4 Change with time in flammable volume when floor area and condenser air flow rate are varied



(a) Duration of the flammable region



(b) Mean flammable volume

Fig. 7-5 Calculation results of a reach-in refrigerated display cabinet at 0 m³/s without air curtain

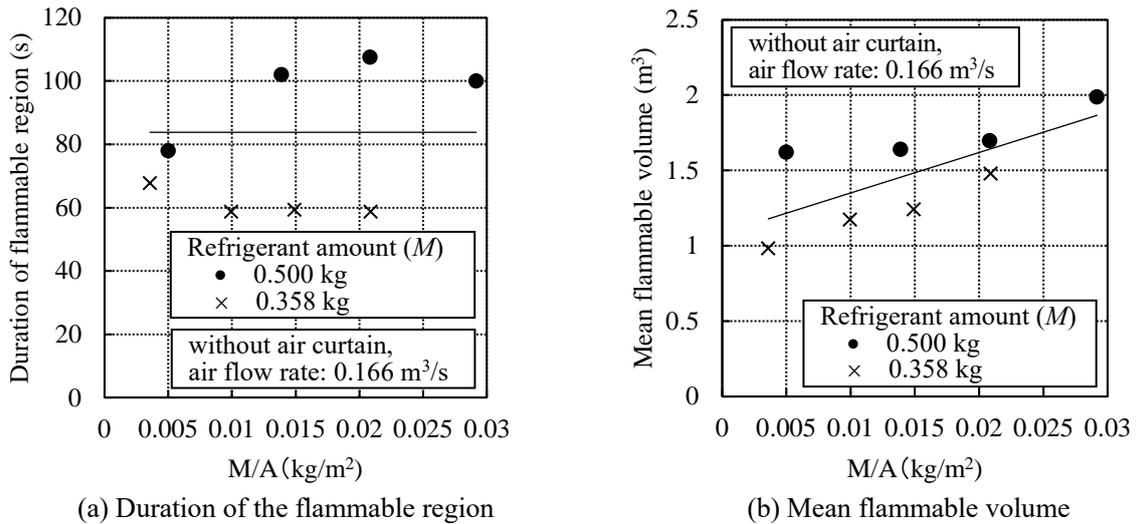


Fig. 7-6 Calculation results of a reach-in refrigerated display cabinet at 0.166 m³/s without air curtain

7.2.3 平形ショーケースの凝縮器ユニット漏えい解析

平形ショーケース下部の凝縮器ユニットからの漏えい解析を行った。高さ 0.81 m、幅 1.8 m、奥行 1.09 m の平形ショーケースのモデルを Fig. 7-7 に示す。凝縮器ユニットは、一方の開口部から吸気して他方の開口部から排気する。開口部面積は $6.89 \times 10^{-2} \text{ m}^2$ (幅 0.733 m × 高さ 0.094 m)、風量 0 ~ 0.207 m³/s (風速 0 ~ 3 m/s) とし、ショーケースを正方形の密閉店舗内の中央に設置し、店舗内一面の天井両隅に 0.4 m × 0.4 m の圧力境界を設置した。凝縮器ユニットの開口部では、風量 0 m³/s の時は、吸込口と吹出口の双方から均等に漏えいさせ、開口部の冷媒濃度を 100% とし、風量が 0 m³/s よりも大きい時は、吹出口から漏えいさせ、開口部の冷媒濃度は計算値を使用した。店舗は天井高さ 2.2 m、床面積 15.21 m² (3.9 m × 3.9 m), 24.01 m² (4.9 m × 4.9 m), 36 m² (6 m × 6 m), 64 m² (8 m × 8 m), 100 m² (10 m × 10 m)、冷媒は R290 が 0.358 kg 又は 0.5 kg、漏えい速度は 4 分で全冷媒量が漏えいする値 (4 分全量漏れ、0.5 kg では 7.5 kg/h) とした。

凝縮器ユニットの風量 0 m³/s 時の可燃域継続時間及び平均可燃空間体積の解析結果を Fig. 7-8 に示す。図の横軸は冷媒量(M)(kg)を床面積(A)(m²)で除した値(M/A)である。M/A の関数として求めた可燃域継続時間(T_v)(s)及び平均可燃空間体積(V_v)(m³)の最小二乗近似式をそれぞれ式(7-5)及び式(7-6)及び Fig. 7-8 の実線で示す。なお、R600a での解析も行った結果、可燃空間時空積が R290 よりも約 10% 大きかった。

$$T_v = 2.65 \times 10^7 \times \left(\frac{M}{A}\right)^2 - 8.52 \times 10^4 \times \left(\frac{M}{A}\right) + 2.37 \times 10^2 \quad (\text{air flow rate ; } 0 \text{ m}^3/\text{s}) \quad (7-5)$$

$$V_v = 8.90 \times 10^1 \times \left(\frac{M}{A}\right) + 2.58 \quad (\text{air flow rate ; } 0 \text{ m}^3/\text{s}) \quad (7-6)$$

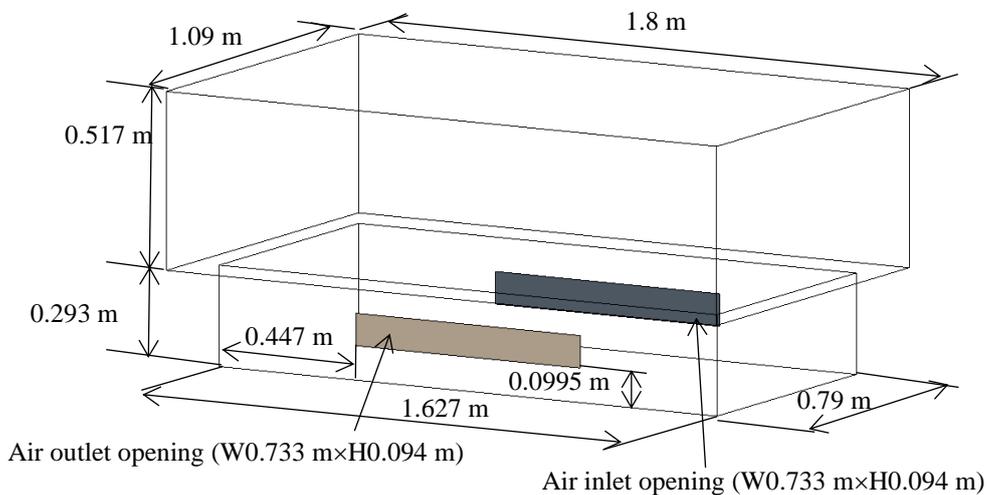


Fig. 7-7 Model of horizontal refrigerated display cabinet

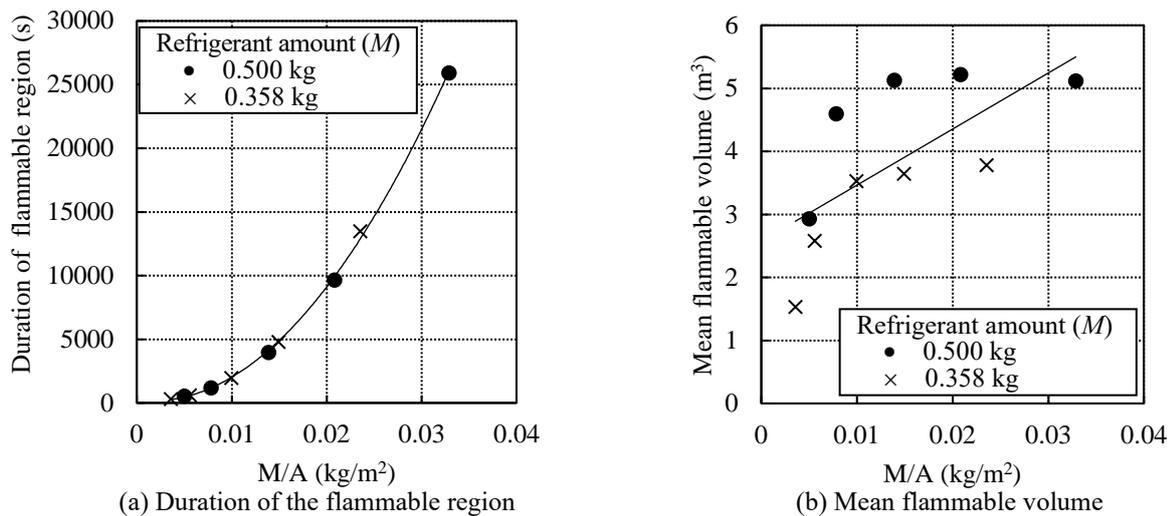


Fig. 7-8 Calculation results for a horizontal refrigerated display cabinet at 0 m³/s

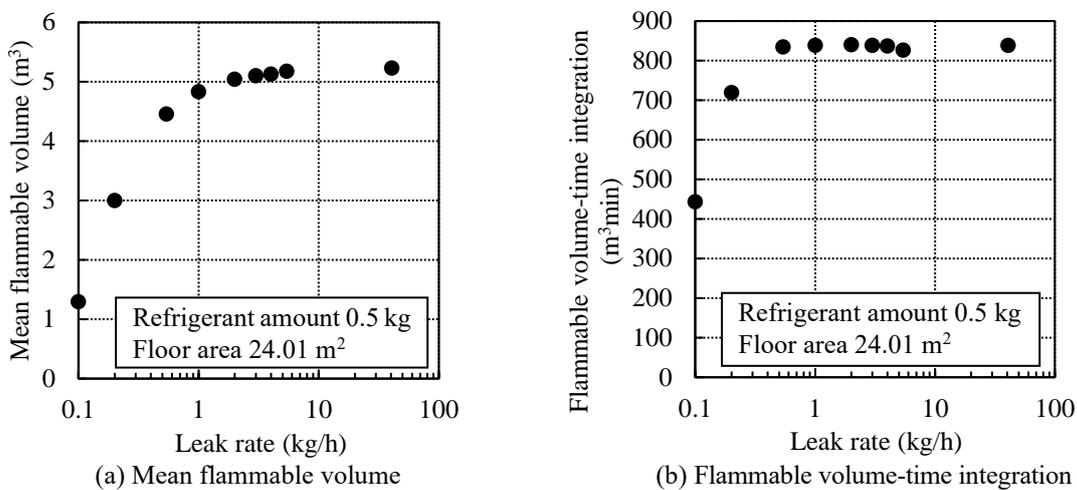


Fig. 7-9 Calculation results when leak rate varies

凝縮器ユニットからの漏えい冷媒の吹き出しについて可燃域を生成しない風量として式(7-7)が提案されている⁷⁻³⁾。ここで、 A_0 は吹出口面積(m²)、 F は安全係数で0.25、 G はLFL(kg/m³)、 h_0 は吹出口の中心線の高さ(m)、 Q は吹出風量(m³/s)、 w は漏えい速度(kg/s)である。

$$Q = \frac{5 \times \sqrt{A_0} \times w^{3/4}}{h_0^{1/8} \times \{G \times (1 - F)\}^{5/8}} \quad (7-7)$$

床面積 24.01 m²、R290 が 0.5 kg、漏えい速度 7.5 kg/h の時、式(7-7)の風量 0.150 m³/s (風速 2.182 m/s) 及び 8.4% 小さい風量 0.138 m³/s (風速 2.0 m/s) で可燃域が生成されず、R600a でも同様の解析を行い、式(7-7)の風量及び 9.8% 小さい風量で可燃域が生成されなかった。

床面積 24.01 m²、冷媒量 0.5 kg、風量 0 m³/s で、漏えい速度が 0.1~40.71 kg/h の時の平均可燃空間体積及び可燃空間時空積の計算結果を Fig. 7-9 に示す。漏えい速度が 0.54 kg/h 以上では可燃空間時空積の値が殆ど変わらず、0.1 kg/h でも漏えい速度が 0.54 kg/h の時の 50% 程度ある。よって、微少漏れ (R290 では 0.54 kg/h 以下) でも大きな可燃空間が生成されるため、リスクアセスメントでは、微少漏れを含む全ての漏えいを考慮して着火確率を計算する必要がある。なお、リスクアセスメントは 4 分全量漏れ (0.5 kg の R290 の場合は 7.5 kg/h) の時の可燃空間時空積を用いて行うが、解析結果からこの設定に大きな問題はないことも分かった。

7.2.4 ドア上下隙間の影響

店舗内のドア上下隙間を考慮したモデルを Fig. 7-10 に示す。リーチインショーケース (Fig. 7-1, エアカーテン無、凝縮器ユニット風量 0 m³/s) を正方形店舗内の壁際中央に、平行ショーケース (Fig. 7-7, 凝縮器ユニ

ット風量 $0\text{ m}^3/\text{s}$) を店舗内中央に設置し、リーチインショーケースの対面側の天井両隅に $0.4\text{ m} \times 0.4\text{ m}$ の圧力境界を設置した。解析では、いずれかのショーケースのみを設置した。店舗内のドアは、幅 0.8 m 、高さ 1.875 m (隙間含む)、ドア上隙間 10 mm 、ドア下隙間 10 mm とし、リーチインショーケースの対面側の壁の中央又は平行ショーケースの長手方向に平行な方向に配置した。リーチインショーケースの解析では、扉の急開放枚数を変化させ、急開放枚数が 1 枚の時は向かって右側の扉を急開放した。店舗は天井高さ 2.2 m 、床面積 $24.01 \sim 100\text{ m}^2$ 、冷媒は R290 が 0.5 kg とした。

床面積 $24.01, 64\text{ m}^2$ の時のリーチインショーケースの可燃空間体積の経時変化を Fig. 7-11 に示す。ドア上下隙間有無によらず床面積による可燃空間体積の最大値の差は殆どなかった。 24.01 m^2 の時は、可燃域継続時間は急開放枚数 1 枚の方が長くドア上下隙間無の方が長い。 64 m^2 では、ドア上下隙間有無による差は微小になるが、急開放枚数による差は少し残っている。 Fig. 7-12 に床面積と可燃空間時空積の関係を示す。 100 m^2 になると、ドア上下隙間有無及び急開放枚数による可燃空間時空積の差は殆ど無くなる。

次に、床面積 $24.01, 64\text{ m}^2$ の時の平行ショーケースの可燃空間体積の経時変化を Fig. 7-13 に示す。リーチインショーケースの場合とは異なり、床面積 24.01 m^2 では、最大可燃空間体積・可燃域継続時間ともに、ドア上下隙間有無による差がみられる。ドア上下隙間有時は無時に対して、最大可燃空間体積が 55.4% 、可燃域継続時間が 25.0% になる。

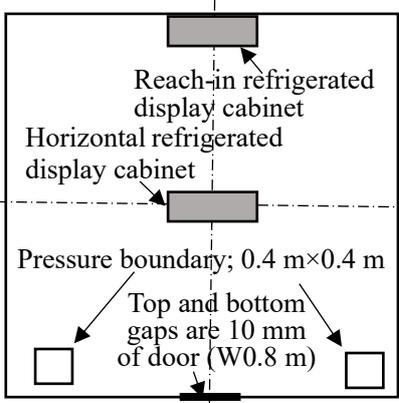
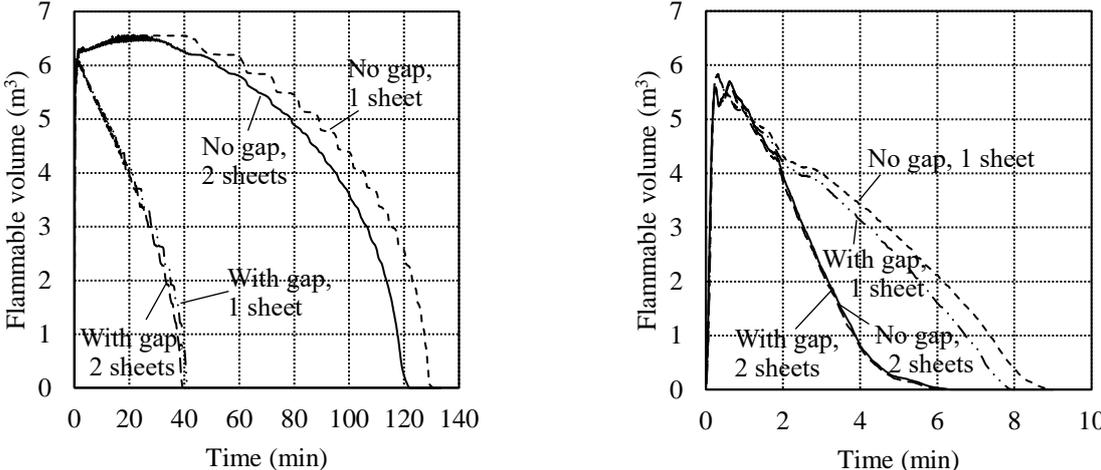


Fig. 7-10 Model of store with door



(a) Reach-in refrigerated display cabinet at 24.01 m^2 (b) Reach-in refrigerated display cabinet at 64 m^2
Fig. 7-11 Change with time in flammable volume (reach-in refrigerated display cabinet)

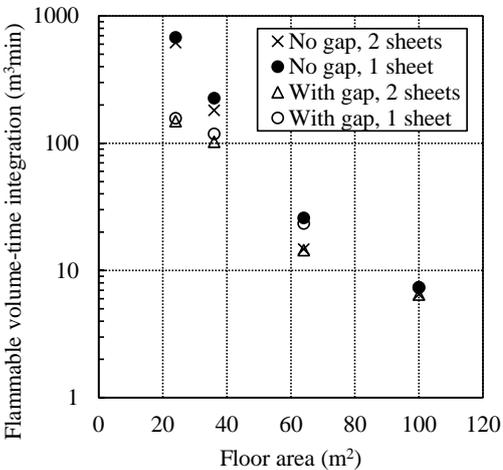
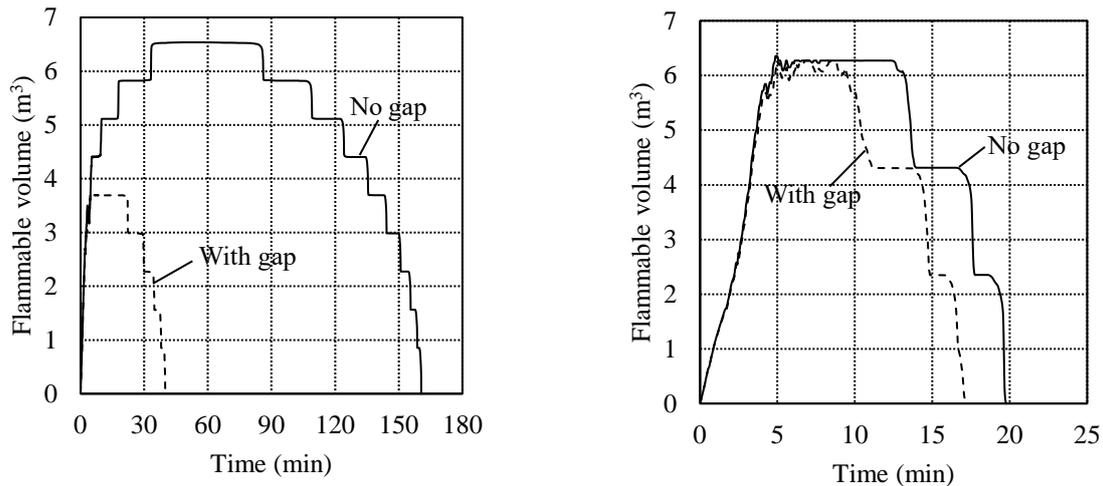


Fig. 7-12 Difference in flammable volume-time integration with or without store door gap (reach-in refrigerated display cabinet)



(a) Horizontal refrigerated display cabinet at 24.01 m² (b) Horizontal refrigerated display cabinet at 64 m²
 Fig. 7-13 Change with time in flammable volume (horizontal refrigerated display cabinet)

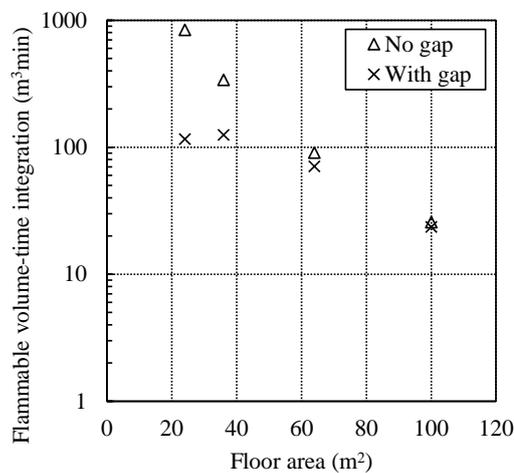


Fig. 7-14 Difference in flammable volume-time integration with or without store door gap (horizontal refrigerated display cabinet)

床面積 64 m² ではドア上下隙間による最大可燃空間体積の差は殆ど無くなり、可燃域継続時間は隙間無に対して 85.6%とあまり差は無い。Fig. 7-14 に床面積と可燃空間時空積の関係を示す。100 m² になるとドア上下隙間による可燃空間時空積の差は殆ど無くなる。リスクアセスメントを行うコンビニエンスストアは、床面積が 84.7 m² であり、この面積では、リーチインショーケース、平形ショーケースともにドア上下隙間の影響が少なく、密閉店舗に対して求めた値を使用してリスクアセスメントを行っても問題ないと言える。

7.2.5 実店舗モデルでの漏えい解析

コンビニエンスストアの実店舗モデルを Fig. 7-15 に示す。図の左側には、高さ 0.85 m のレジカウンター（厚み無）がある。Fig. 7-15 の店舗床面積は 112 m²、レジ内を除いた床面積は 102 m²、天井高さは 2.2 m で、店舗にはドアが 5 箇所ある。Door 1 は事務所で幅 0.8 m × 高さ 1.875 m [隙間：上 6 mm, 下 15 mm]、Door 2 はバックヤードで幅 0.8 m × 高さ 1.875 m [隙間：上 10 mm, 下 20 mm]、Door 3 はトイレで幅 0.7 m × 高さ 1.875 m [隙間：上 6 mm, 下 15 mm]、Door 4 は店舗入口で幅 1.6 m × 高さ 1.875 m [隙間無]、Door 5 はレジで幅 0.6 m × 高さ 0.8 m [隙間：下 75 mm] とした。店舗内の中央左側に 0.25 m × 0.25 m の圧力境界を設定した。リーチインショーケースを図の右下外側及び右上外側に設置し、平形ショーケースを店舗内中央付近に店舗入口ドアと平行な方向が長手方向となるように設置した。解析ではいずれかのショーケースのみを設置した。また店舗全体を狭くした解析（店舗床面積 75.4 m²、レジ内を除いた床面積 57.4 m²）も行った。リーチインショーケースは Fig. 7-1（エアカーテン無、凝縮器ユニット風量 0 m³/s）のものを用い、庫内に全冷媒漏えい後 2 枚扉の右側扉を急開放させた。平形ショーケースは Fig. 7-7（凝縮器ユニット風量 0 m³/s）のものを用い、漏えい

速度は4分全量漏れとした。冷媒はR290が0.5kgとした。

リーチインショーケースにおいて、実店舗モデルのレジ内を除いた床面積をAとした場合の実店舗モデルの解析結果と7.2.4項の正方形店舗の解析結果の比較をFig. 7-16に示す。概ね正方形店舗と実店舗モデルは同様の傾向を示し、リーチインショーケースの庫内漏れでは、レジ内を除いた床面積を使用するのが適切と思われる。これは、庫内の冷媒が外部に一気に漏れ出し、冷媒の拡散よりも速く直進し、床面近辺の冷媒がレジ内に流れ込まないためと思われる。なお、凝縮器ユニット内のファンを作動させた場合は、冷媒が店舗内に拡散されるため、レジ内も含めた床面積を使用するのが適切である。

次に、平形ショーケースの実店舗モデルの解析結果と正方形店舗の解析結果の比較をFig. 7-17に示す。(a)は実店舗モデルのレジ内も含めた床面積をAとした場合、(b)は実店舗モデルのレジ内を除いた床面積をAとした場合である。この図より、平形ショーケースの場合は、レジ内も含めた床面積とした方が、レジ内を除いた床面積とした場合よりも、正方形店舗と実店舗モデルに近い傾向を示していると思われ、平形ショーケースの凝縮器ユニット漏れでは、レジ内も含めた床面積を使用するのが適切と思われる。これは、漏れい速度が4分全量漏れと遅く、冷媒が周囲に拡散し、レジ内にも流れ込んだためと思われる。

評価では統一した床面積とする必要があり、以上の結果から、リスクアセスメントと安全規格では店舗のレジ内も含めた値を床面積とする。

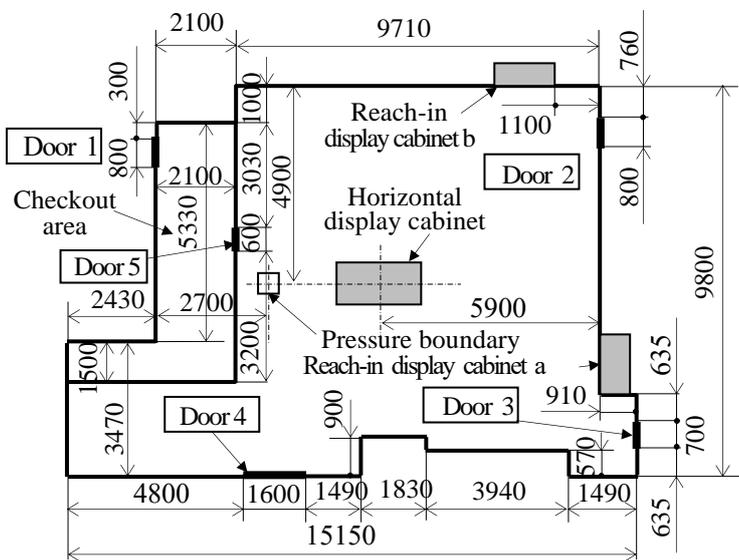


Fig. 7-15 Convenience store model (unit: mm)

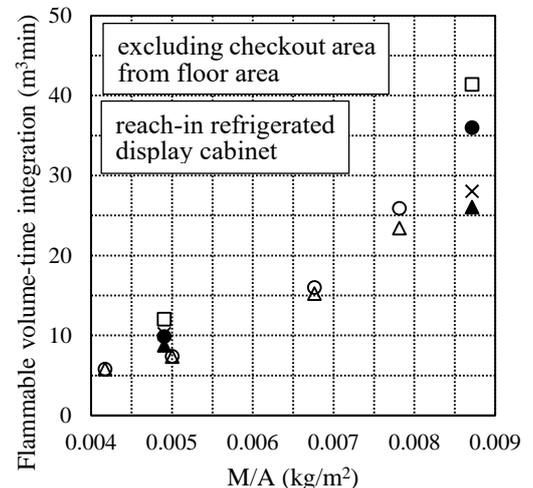
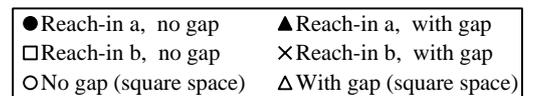
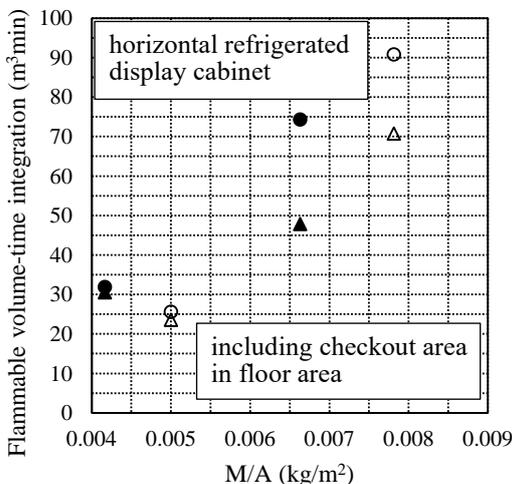
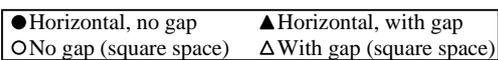
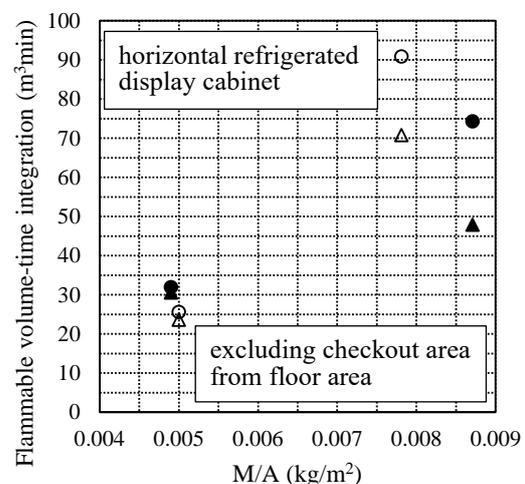
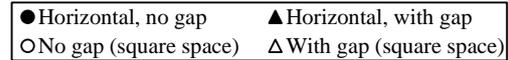


Fig. 7-16 Comparison result of reach-in refrigerated display



(a) Including checkout area in store floor area



(b) Excluding checkout area from store floor area

Fig. 7-17 Comparison results of horizontal refrigerated display cabinet

7.2.6 A2L 冷媒に関する漏えい解析

7.2.6.1 リーチインショーケースの庫内漏えい解析

リーチインショーケースの庫内に R1234yf が全冷媒量漏えい後、扉を急開放する解析を行った。リーチインショーケース及び店舗の解析モデルはともに 7.2.2 項と同様とした。凝縮器ユニットの風量は $0 \text{ m}^3/\text{s}$ 、エアカーテンは無しとした。正方形の密閉店舗とし、床面積 24.01 m^2 、天井高さ 2.2 m とした。冷媒量は R1234yf の LFL ($0.289 \text{ kg}/\text{m}^3$) の約 13 倍とし 3.8 kg とした。なお、 0.5 kg の R290 を使用するショーケースに R1234yf を充填する場合、同一能力となる冷媒量は約 1.0 kg であるが、規格⁷⁻¹⁾の最大冷媒量が LFL の 13 倍であるため、冷媒量を 3.8 kg とした。その他の条件は、7.2.2 項と同様とした。R1234yf は分子量が 114 と A2L 冷媒で最も大きく、床面近くで漏えいすると可燃域が最も大きくなる冷媒である。

Fig. 7-18 に冷媒濃度分布の経時変化を示す (赤色の領域が可燃域)。A2L 冷媒である R1234yf でも、A3 冷媒である R290 と同様に、漏えい後の扉急開放によって庫外に短時間で可燃域が生成された。A2L 冷媒でも可燃域が生成されたのは、漏えい高さ (扉の下部の高さ) が 0.2775 m と低く、かつ、漏えい速度が速いためと思われる。

可燃空間体積の経時変化を Fig. 7-19 に示す。可燃空間体積は、R1234yf を 3.8 kg 漏えいさせた方が R290 を 0.5 kg 漏えいさせた場合よりも少し小さい値を示した。可燃域継続時間も若干短くなり、可燃空間時空積は R1234yf/R290 比で 85.56% となった。双方の可燃空間時空積に大きな違いはないため、R1234yf のリスクアセスメントでは、安全のため、リーチインショーケースの庫内漏れに関しては R290 と同じ値を使用する。なお、IEC 60335-2-89⁷⁻¹⁾では、最大冷媒充填量は LFL の 13 倍と 1.2 kg のいずれか小さい値と規定されているが、日本から、次の版を検討する IEC の WG にこの解析結果を提示した結果、次の版での最大冷媒充填量は LFL の 13 倍にする (1.2 kg 以下の制限を削除する) ことが決まった。

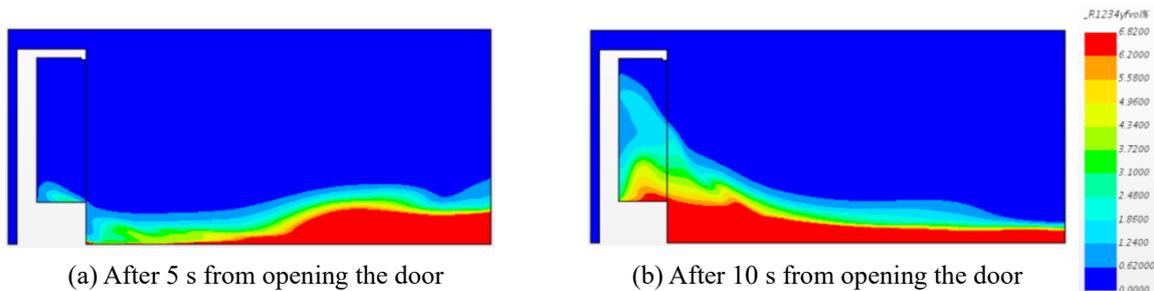


Fig. 7-18 Concentration distribution of air flow rate $0 \text{ m}^3/\text{s}$ at 3.8 kg of R1234yf and floor area of 24.01 m^2

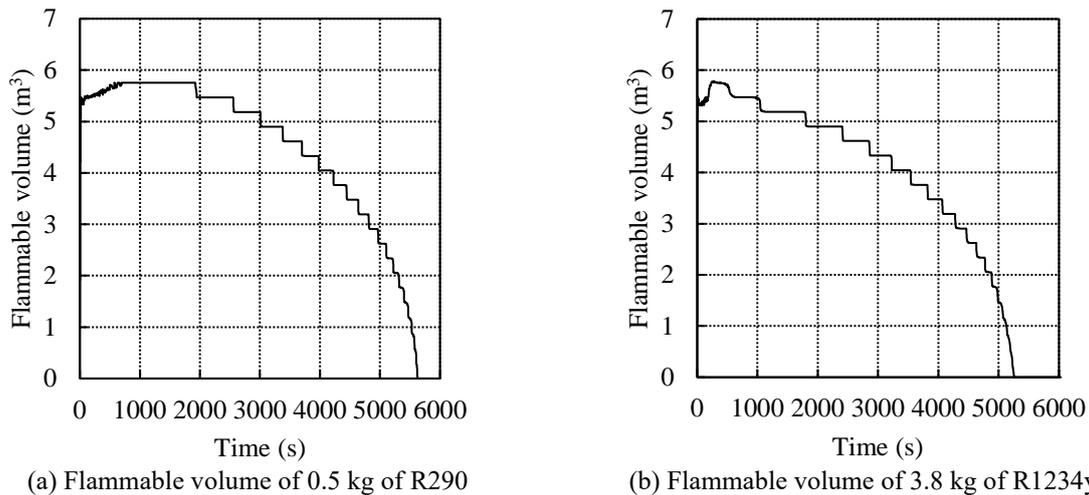


Fig. 7-19 Change in flammable volume for R290 and R1234yf at leakage from reach-in refrigerated display cabinet with the refrigerant amount of 13 times the LFL and the floor area of 24.01 m^2

7.2.6.2 平形ショーケースの凝縮器ユニット漏えい解析

平形ショーケースの下部の凝縮器ユニットからの漏えい解析を行った。ケース幅と凝縮器ユニットの開口部面積を Fig. 7-7 のモデルの 3.8 倍の 6.84 m 及び $26.2 \times 10^{-2} \text{ m}^2$ ($2.785 \text{ m} \times 0.094 \text{ m}$) とした平形ショーケースを、天井高さ 2.2 m 、床面積 84.7 m^2 の正方形の密閉店舗の中央に設置した。この大きさのショーケースを large cabinet と呼び、Fig. 7-7 の大きさのショーケースを small cabinet と呼ぶこととする。冷媒量を R1234yf の LFL

の約13倍である3.8 kg、凝縮器ユニット風量を0 m³/sとし、漏えい速度を2~57 kg/hで変化させた。解析結果をFig. 7-20に示す。可燃空間時空積は、漏えい速度7.5 kg/hでは57 kg/hの83.6%、2 kg/hでは7.2%の値であり、微少漏れの1 kg/h以下では可燃域が生成されなかった。よって、A2L冷媒では、床面に近い0.0995 mの高さから漏えいしても床面積が84.7 m²以上では可燃域が生成されない。R1234yfが床面近くで漏えいした場合、可燃域はA2L冷媒で最も大きくなるため、A2L冷媒のリスクアセスメントでは、漏えい高さが非常に低い場合でも、店舗内での凝縮器ユニットからの冷媒漏えい発生確率を微少漏れを除いた値(1.94×10⁻⁵)とする。なお、床面積84.7 m²以上の場合の急速漏れ、噴出漏れ時のR1234yfの可燃空間時空積は、安全のため、R290と同じ値とする。Fig.7-21は、R1234yfの漏えい速度が15 kg/h、7.5 kg/h、2 kg/hの場合の可燃空間体積の経時変化である。漏えい速度が速い場合は漏えい初期に可燃域が生成されるが、漏えい速度が遅い場合は可燃域の生成が遅れる(2 kg/hの場合、漏えいから約90分後)。解析は密閉店舗に対して行ったが、実際の店舗では、店舗のドア下隙間などの開口部から冷媒が店舗外に流出するため、2 kg/hでも可燃域は生成しないと思われる。

次に、凝縮器ユニット風量0 m³/sの時、R1234yf 1.0 kgのsmall cabinetを天井高さ2.2 m、床面積24.01 m²の正方形の密閉店舗の中央に設置した場合の漏えい速度1 kg/hの時の可燃空間体積の解析結果をFig. 7-22に示す。R290 0.5 kgの時に比べて値は小さいが、微少漏れの1 kg/hでも可燃域が生成された。これは、漏えい高さが0.0995 mと非常に低く、床面積が小さいためと思われるが、可燃域が生成されるのは漏えいから約45分後であり、密閉店舗でなければ漏えいした冷媒がドア下隙間などの開口部から店舗外に流出するため、可燃域は生成されないと思われる。狭小倉庫などの小部屋でA2L冷媒が凝縮器ユニットから漏えいする場合の可燃空間時空積は、急速漏れ、噴出漏れ時はR290の時と同じ値、微少漏れ時はFig. 7-22の解析結果とし、これらを各漏えい速度の発生確率で加重平均し、更にドア下隙間の影響を考慮する係数を乗じた値を用いてリスクアセスメントを行う。

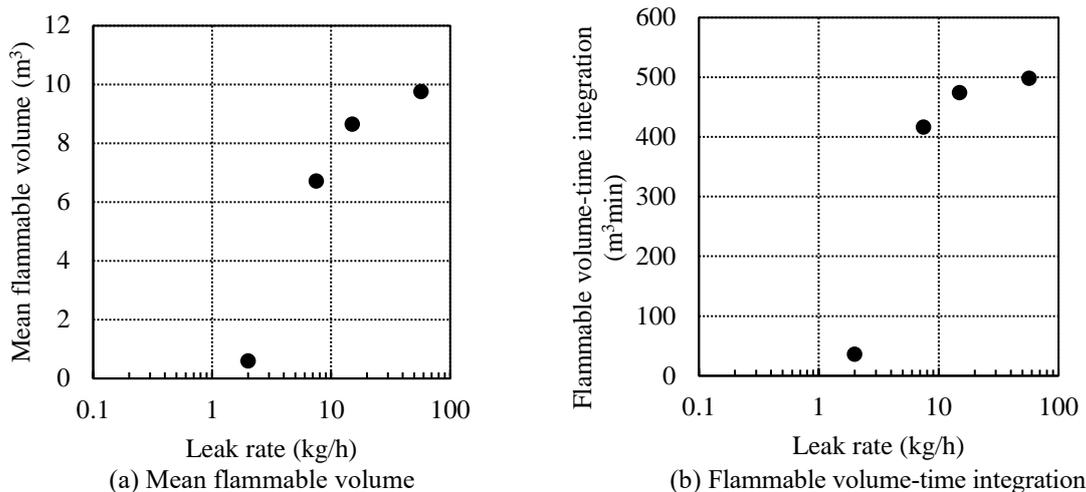


Fig. 7-20 Calculation results when leak rate varies of 3.8 kg of R1234yf in large cabinet with floor area of 84.7 m²

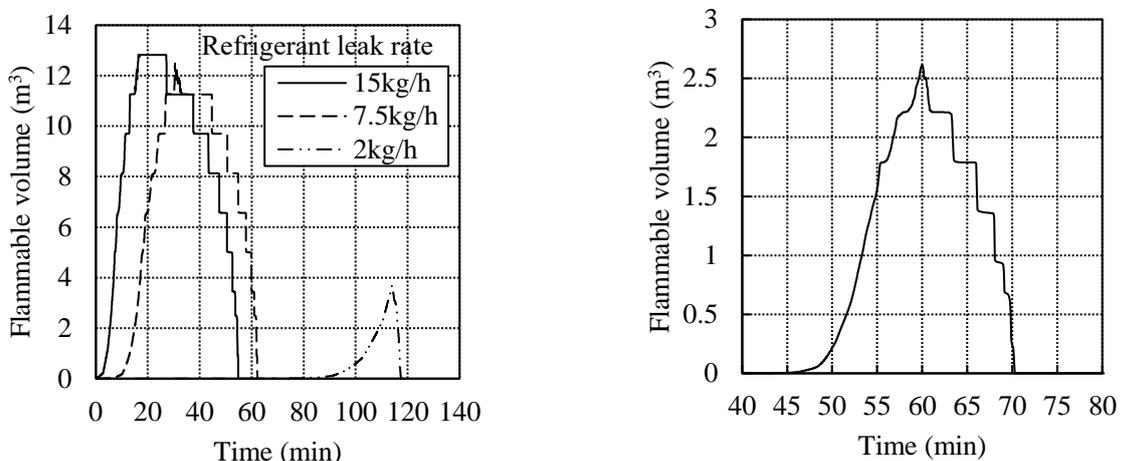


Fig. 7-21 Change in flammable volume at leak rate varied for 3.8 kg of R1234yf in large cabinet with floor area of 84.7 m²

Fig. 7-22 Change in flammable volume at leak rate of 1 kg/h for 1.0 kg of R1234yf in small cabinet with floor area of 24.01 m²

更に、R1234yf 3.8 kg の large cabinet を天井高さ 2.2 m，床面積を 24.01 m² の正方形の密閉店舗の中央に設置し、漏えい速度 57 kg/h (4 分全量漏れ) で、凝縮器ユニット風量を変化させた解析を行った。結果、R1234yf では式(7-7)の計算風量 0.3719 m³/s (風速 1.42 m/s) 及びそれよりも風量が 30~40 %小さい 0.223~0.260 m³/s (風速 0.853~0.995 m/s) で可燃域が生成されなかった。R1234yf は A2L 冷媒で分子量が最も大きくファン攪拌され難い。このことより、式(7-7)は A2L 冷媒でも有効であることが確認された。

7.3 リスクアセスメント

7.3.1 リスクアセスメントの方法

7.3.1.1 着火確率の算出方法

着火確率は、可燃域が対象空間に占める空間的割合である空間的遭遇確率、一定時間内に着火源と可燃域が遭遇する確率である時間的遭遇確率、冷媒漏えい発生確率を乗じて式(7-8)で算出する。空間的遭遇確率は可燃空間の体積と対象空間全体の体積の比率であり式(7-9)で計算する。時間的遭遇確率は、着火源が可燃域と接触する時間率であり、幾何学的確率^{7-4),7-5)}の考え方をを用い、Fig. 7-23 の遭遇する領域の面積を全領域の面積で除して式(7-10)で表す。着火源が複数回発生する場合は式(7-11)で表し、この式で使用時の時間的遭遇確率を計算する。係数 k は着火源の存在率や着火源の特定時間帯への集中度合を考慮した係数である。A3 冷媒では静電気や電気スパーク等の T_i が短く n が大きい着火源が多く、式(7-11)はこの場合の計算精度がよい。Table 7-1 に $k=1$ の時の計算例を示す。Case 1 (ライターを想定) の T_v が 3600 s, T_i が 5 s, n が 1 回/day の時、従来の式⁷⁻⁶⁾と式(7-11)は同じ値となるが、Case 2 (静電気を想定) の T_v が 3600 s, T_i が 1 μ s, n が 24 回/day の時、従来の式⁷⁻⁶⁾は 1.0 になるが、式(7-11)では 0.64 になる。また、作業時の時間的遭遇確率は漏えいと着火源が作業起因か否かで式(7-14)~式(7-17)を使い分ける。ここで、 P_a (式(7-12)) は漏えいが作業時間に発生する確率で作業起因の漏えいでは 1, P_b (式(7-13)) は着火源が作業時間と遭遇する確率で作業起因の着火源では 1 とする。また、作業に起因しない着火源の場合は式(7-16)及び式(7-17)に示すように式中の指数を作業時間中の着火源の発生回数 $n \times T_v / T_d$ に置き換える。可燃域継続時間及び平均可燃空間体積は、コンビニエンスストアの床面積ではドア上下隙間の影響が少ない (7.2.4 項) ため、密閉店舗での式(7-1)~式(7-6)を用いる。その他の値は各ステージでの設定及び着火源の性質に応じた値に設定する。なお、A3 冷媒の着火源は、諏訪東京理科大学の今村の研究⁷⁻⁷⁾を基に設定した。

$$P = P_s \times P_t \times P_r \tag{7-8}$$

$$P_s = \frac{V_v}{V_g} \tag{7-9}$$

$$P_t = \frac{\frac{T_i^2 + T_v^2}{2} + \left\{ T_d^2 - \frac{(T_d - T_i)^2 + (T_d - T_v)^2}{2} \right\}}{T_d^2} = \frac{T_i + T_v}{T_d} \tag{7-10}$$

$$P_t = k \times \left[1 - \left\{ 1 - \frac{T_i + T_v}{T_d} \right\}^n \right] \text{ (at usage)} \tag{7-11}$$

$$P_a = \frac{T_s}{T_d \times 365} \tag{7-12}$$

$$P_b = \left[1 - \left\{ 1 - \frac{T_i + T_v}{T_d} \right\}^n \right] \tag{7-13}$$

Table 7-1 Example of temporal encounter probability

Case	T_v	T_i	n	$n \times (T_i + T_v) / T_d$ ⁵⁾	Eq.(7-11)
1	3600	5	1	4.2×10^{-2}	4.2×10^{-2}
2	3600	1×10^{-6}	24	1.0	6.4×10^{-1}

(here $k=1$)

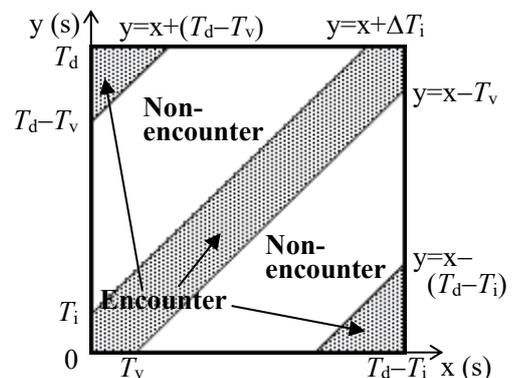


Fig. 7-23 Image of encounter between ignition source and flammable region

$$P_t = k \times \left[1 - \left\{ 1 - \frac{T_i + T_v}{T_s} \right\}^n \right] \quad (\text{leakage and ignition source caused by work}) \quad (7-14)$$

$$P_t = k \times P_a \times \left[1 - \left\{ 1 - \frac{T_i + T_v}{T_s} \right\}^n \right] \quad (\text{leakage not caused by work and ignition source caused by work}) \quad (7-15)$$

$$P_t = k \times P_a \times P_b \times \left[1 - \left\{ 1 - \frac{T_i + T_v}{T_s} \right\}^{n \times T_s / T_d} \right] \quad (\text{leakage and ignition source not caused by work}) \quad (7-16)$$

$$P_t = k \times P_b \times \left[1 - \left\{ 1 - \frac{T_i + T_v}{T_s} \right\}^{n \times T_s / T_d} \right] \quad (\text{leakage caused by work and ignition source not caused by work}) \quad (7-17)$$

ここで、	n	1日の着火源発生回数	回/day
	P	着火確率	-
	P_a	年間の作業時間率	-
	P_b	着火源と作業時間の遭遇率	-
	P_r	冷媒漏えい発生確率	-
	P_s	空間的遭遇確率	-
	P_t	時間的遭遇確率	-
	T	時間	s
	T_d	1日の時間	s
	T_i	着火源存在時間	s
	T_s	作業時間	s
	T_v	可燃域継続時間	s
	V_g	対象空間体積	m ³
	V_v	平均可燃空間体積	m ³

使用時の着火確率は、凝縮器ユニットのファン運転時及びファン停止時の着火確率を加重平均して求める。リーチインショーケースの庫内漏れには、停止時は式(7-1)及び式(7-2)、運転時は式(7-3)及び式(7-4)を用いる。ショーケース下部の凝縮器ユニット漏れには、平形ショーケースの式を適用し、停止時は式(7-5)及び式(7-6)を用い、運転時は式(7-7)⁷⁻³⁾の風量以上になっており可燃域の生成無とする。作業時の値は停止時の式を用いて求める。着火確率はFTA (Fault Tree Analysis) を用いて計算し、着火確率が許容値を超えていたら、リスクを低減するための安全対策を施し、これを着火確率が許容値以下になるまで繰り返す⁷⁻⁸⁾。なお、安全対策の効果は文献⁷⁻⁹⁾を基に設定した。

7.3.1.2 リスクアセスメントモデルの設定

リスクアセスメントを行うモデル店舗は、揚げ物等の簡単な調理が可能なコンビニエンスストアとする。コンビニエンスストアは店舗数が多い(約 5.6 万店舗)ため内蔵ショーケースの普及台数に占める割合が多く、A3 冷媒は静電気や店舗内の電気機器のリレー等でも着火するため、A3 冷媒にとって最も危険な場所であると想定する。リスクアセスメントでは、R290 が 0.5 kg、店舗は天井高さ 2.2 m、床面積 84.7 m² (店舗内の別置クローズドショーケース、事務所、トイレ等を除いた値(レジ内は含む))とする。

内蔵ショーケースは工場生産後、倉庫で一時保管した後店舗に輸送し、適切な場所に設置して使用する。修理は、設置場所で行うか、メーカーのサービス拠点等に持ち帰り修理後に再設置する。ショーケースが不要になった場合は設置先から撤去し、一時的に倉庫に保管してから廃棄処理するか再生・整備後に中古品として再設置する。日冷工のリスクアセスメントでは、輸送、保管、設置、使用、修理、撤去までをライフステージとして設定する。着火事故は全て致命的な事故であるとし、許容可能なレベルは 100 年に 1 回以下の着火事故が発生するレベルである⁷⁻⁶⁾とし、内蔵ショーケースの日本の普及台数 190 万台から使用時の許容値を 5.26×10^{-9} とした。使用時以外は、職業として常にショーケースを取り扱い、専門的な教育を受けている作業者が携わるため、許容値を使用時よりも 1 桁上げることができる⁷⁻⁶⁾とし、 5.26×10^{-8} とした。

7.3.1.3 漏えい速度及び冷媒漏えい発生確率

漏えい速度は配管の損傷状態によって噴出漏れ、急速漏れ、微少漏れに区分され⁷⁻⁶⁾、それぞれ R32 では 75, 10, 1 kg/h⁷⁻⁶⁾であり、R290 に換算すると 40.71, 5.4, 0.54 kg/h となるが、リスクアセスメントでは空調機の規格 IEC 60335-2-40⁷⁻¹⁰⁾の考え方である 4 分全量漏れ (0.5 kg の R290 では 7.5 kg/h) を採用する。内蔵ショーケースの使用時の冷媒漏えい発生確率は、調査結果から噴出漏れ、急速漏れ、微少漏れの発生確率をそれぞれ 5.26×10^{-7} , 1.89×10^{-5} , 9.82×10^{-4} とした。下部の凝縮器ユニットから R290 が漏えいした場合、微少漏れでも大きな可燃空間が生成される (7.2.3 項) ため、A3 冷媒のリスクアセスメントでは、全ての冷媒漏えい発生確率の合計値 1.0×10^{-3} を使用時の冷媒漏れ発生確率とした。冷媒漏えいが発生した初期不良件数を出荷台数で除した値 2.11×10^{-4} を初期設置時冷媒漏えい発生確率とし、工場出荷後から設置までの冷媒漏えい発生確率とする。輸送時と設置時はこれを 1/3 にした値を使用し、保管時は長期保管も想定し安全のためこの値をそのまま使用する。修理時と撤去時の作業ミスによる冷媒漏えい発生確率はヒューマンエラーの発生頻度を基に算出する。一般的に、リスクアセスメントでは、正常な状態を想定し、ヒューマンエラーを 1.0×10^{-3} とする⁷⁻¹¹⁾。可燃性冷媒への着火を防ぐ新たな作業は、従来とは異なる注意を要する作業であり、ヒューマンエラーを 5.0×10^{-2} とする⁷⁻¹¹⁾。

7.3.2 使用時の A3 冷媒の着火確率の計算及び安全対策

コンビニエンスストア店舗内の A3 冷媒の使用時の主な着火源を Table 7-2 に示す。電気スパークは、店舗内の各電気機器のリレー ON/OFF (コーヒーディスペンサー: 1 日 186 回, フライヤー・中華まん加湿器・おでん加熱器: 1 日 10 回), 掃除機の電源コンセント引き抜き (1 日 2 回, 発生確率 50%), 照明スイッチの ON から OFF への切り替え (1 日 2 回) 等が着火源になるとした。自身以外のショーケースのファンのブラシモータ (普及率 1%) は、使用時には、その周囲に冷媒の燃焼速度よりも十分に速い気流が流れるため、モータが ON する時 (1 日 144 回) のみ着火するとした。この時、蒸発器の除霜率は 8.3×10^{-2} (1 日 2h 停止), ファン故障率は A2L のリスクアセスメント実施時の調査結果⁷⁻¹²⁾の 2.5×10^{-4} とし、未対策時は除霜率とファン故障率を加えた確率でファンが停止するとした。電気スパークの放電時間は、50 Hz 電源で最大 1/4 波長分放電するとし 5 ms とした。業務用コピー機は、家庭用プリンターとの違いが不明であり、安全のため使用中はずっと着火源になるとし、1 回 3 min で 1 日 50 回動作するとした。静電気は、人がショーケースの金属部に触れた時等に発生するものとし、店舗内の全ての人が何回でも静電気放電を起こすものとした。店舗入口が手動ドアの時は入店時に静電気が放電されるため、東京の気象データを店舗内温度に換算した湿度 30% 以下の発生率 18.7% に自動ドアの率 50% を乗じて静電気発生率とし、発生回数はリーチインショーケースが 1 日 44 回、その他のショーケースは 1 日 22 回 (×2 ケース), 放電時間を $1 \mu\text{s}$ ⁷⁻¹³⁾, 放電エネルギーを 0.8~1.0 mJ⁷⁻¹⁴⁾ とした。この放電エネルギーは想定される人体からの静電気放電の最大値であるが、毎回このエネルギーで静電気放電が発生するものとした。静電気とファンのブラシモータは放電エネルギーが小さく⁷⁻⁷⁾, Fig. 7-24 (文献⁷⁻¹⁵⁾を基に作図) から分かるように着火する領域の面積は R290 の LFL と UFL の間の約 1/2 となるため、可燃空間時空積を 1/2 にして着火確率を計算した。裸火は店舗に陳列しているライターの 1 日 5 人各 5 s の試し使用を想定し、燃焼式暖房機 (普及率 0.01%) を 1 日 10h 使用する。客は店舗内では喫煙せず、全ての高温表面は R290 の自己着火温度未満で着火源とならない。なお、ショーケースから冷媒が漏えいした場合、可燃域は店内の下部に生成されるが、凝縮器ユニット内のファンを作動させた場合 (Fig. 7-3) は、天井を介してその他の場所にも可燃域が生成される可能性があるため、着火源の存在高さは考慮していない。NITE (製品評価技術基盤機構) のデータ⁷⁻¹⁶⁾を基に電気機器の発火事故も考慮した。

結果、未対策時、使用時の着火確率 (Table 7-3 の未対策時) は許容値を超えたため、対策を検討し、次の安全対策を取ることで着火確率 (Table 7-3 の対策時) が許容値以下になった。可燃空間時空積を R290 よりも約 10% 大きい R600a での値にしても同じ安全対策で着火確率が許容値以下になることを確認した。

- (1) 凝縮器ユニットファンを除霜時でも運転する
- (2) 凝縮器ユニットの風量を式(7-7)以上にする
- (3) リーチインショーケースの庫内の冷媒漏れを検知し警報する機能及び冷媒漏えい時に庫内への冷媒漏れを遮断する機能を備える

ここで、遮断弁の故障率は、A2L のリスクアセスメント⁷⁻¹²⁾実施時に調査した弁の故障率 4.05×10^{-4} から、弁が開状態で故障する確率は閉状態で故障する確率よりも少ないため 1.0×10^{-4} とし、対策時、この確率で冷媒回路が遮断されないとした。警報の効果は 1.0×10^{-1} とした⁷⁻⁹⁾。

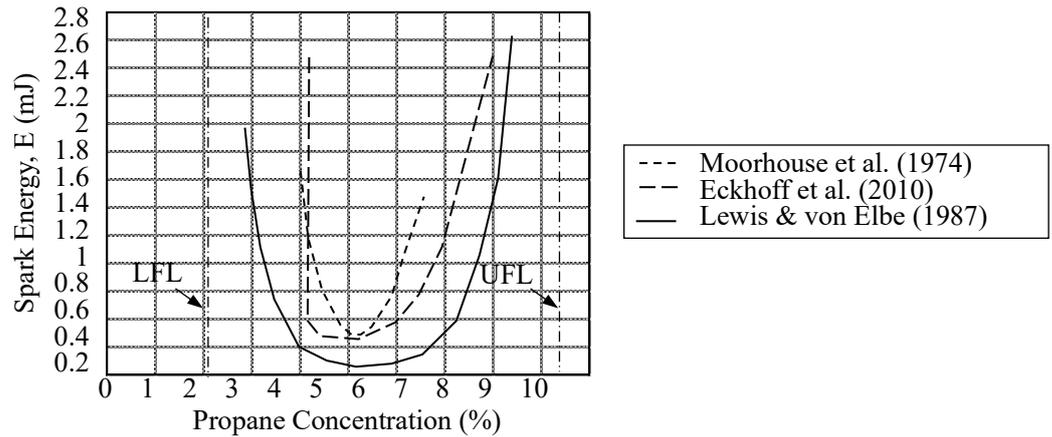


Fig. 7-24 The difference of minimum ignition energy of R290

Table 7-2 Ignition sources for A3 refrigerants at the usage stage

(a) Electric spark

Name	T_i (s)	n	k	Note
Coffee machine	5×10^{-3}	186	1	Relay operates when selling
Switch of deep frying machine	5×10^{-3}	10	1	Cooking every 4 h in a span of 20 h
Chinese-style buns steamer	5×10^{-3}	10	1	Cooking every 4 h in a span of 20 h
Heating appliance for “Oden”	5×10^{-3}	10	1	Cooking every 4 h in a span of 20 h
Power outlet	5×10^{-3}	2	0.5	Unplugging vacuum cleaner twice per day; occurrence rate: 50 %
Lighting switch	5×10^{-3}	2	1	Switch from on to off twice per day
Copier	180	50	1	50 times in a day, usage time 3 min
Brush motors of others	5×10^{-3}	144	0.01	Turn on 6 times in 1 h. dissemination rate: 1 %

(b) Static electricity

Name	T_i (s)	n	k	Note
Door of reach-in display cabinet	1×10^{-6}	44	0.0935	Taking out iced coffee. 10 % of spark encounter flammable region
Exterior of open display cabinet	1×10^{-6}	22	0.0935	Shoppers touch metallic parts
Other doors	1×10^{-6}	22	0.0935	Shoppers touch metallic parts

(c) Open flame

Name	T_i (s)	n	k	Note
Cigarette lighter	5	5	1	5 people trying for 5 s per day
Combustion-type heater	3.6×10^4	1	1×10^{-4}	Use 10 h in a day, Dissemination rate: 0.01 %

Table 7-3 Ignition probability for R290 at the usage stage (tolerable value; 5.26×10^{-9})

Stage	No measures	With measures
Usage	2.50×10^{-6}	1.82×10^{-10}

7.3.3 作業時の A3 冷媒の着火確率の計算及び安全対策

作業時は、着火源が共通しているものもあるため、各作業ステージのシナリオを説明し、その後に作業時の着火源について説明する。

7.3.3.1 輸送ステージのシナリオ

内蔵ショーケースは通常トラックで輸送されるが、トラックでは荷室に着火源がないため、荷室と運転室が同じ空間にあるワゴン車での輸送を想定した。ワゴン車では凝縮器ユニット単体を輸送する。往路は新品の木枠梱包有、復路は旧品の木枠梱包無とする。ろう付けが必要となる冷媒回路修理を伴う修理が発生した時に凝縮器ユニットの交換作業が発生するとし、ワゴン車輸送率は、冷媒回路修理を伴う修理件数を市場普及台数で除した値 8.39×10^{-4} (7.3.3.4 参照) に凝縮器ユニットに冷媒が入っている確率 5×10^{-3} を乗じ 4.2×10^{-6} とする。なおリスクアセスメントは安全のためワゴン車輸送率が 1 の場合についても行った。ワゴン車の内容積 2.9 m^3 、乗車人数は積み下ろし作業に必要な 2 名、最大輸送時間は 12 h、平均輸送時間は 2 h とする。

7.3.3.2 保管ステージのシナリオ

ショーケースの保管場所は、工場生産後や海外生産拠点から持ち込まれたショーケースを一時的に保管する

中型倉庫（1000m²）と各販売拠点で保有する狭小倉庫（15m²）に分類される。倉庫内では、フォークリフトや台車等でショーケースを運搬する。作業時間は、中型倉庫では5名が1日8hで月20日、狭小倉庫では2名が1日2hで月20日とする。倉庫に保管するショーケースは新品と中古品があり、新品はビニール梱包又はビニール梱包+木枠の状態、中古品は梱包無又はビニール梱包を想定する。

7.3.3.3 設置ステージのシナリオ

設置作業には、ショーケースをトラックの荷台から地面に降ろす荷下ろし作業、荷下ろし後ショーケースを店舗内の設置場所まで運搬する運搬作業、設置場所で開梱や付属品の取付けを行う据付作業がある。これらの作業で、ショーケース1台あたり、作業員2名で1hを要する。内訳は、荷下ろし作業0.2h、運搬作業0.1h、据付作業0.7hとする。年間の設置率は、年間撤去率と同じとし、寿命で交換する確率と店舗が閉店して撤去する確率の合計 1.24×10^{-1} （7.3.3.5 参照）とする。設置ステージでは、新店工事時と営業中の店舗への設置を想定する。

7.3.3.4 修理ステージのシナリオ

修理には、メーカーのサービス拠点等で修理する持ち帰り修理、一時的に屋外に移動し修理する店外修理、店舗内に設置したまま修理する店内修理がある。年間の内蔵ショーケースの修理率を 1.0×10^{-2} （日冷工会員企業の2011～2015年度の全修理件数の調査結果を普及台数の190万台で除した値）とし、そのうち、現地修理での冷媒回路の修理率を 8.39×10^{-2} （日冷工会員企業の2011～2015年度の冷媒回路修理を伴う修理件数の調査結果を全修理件数で除した値）とする。回収機での可燃性冷媒の回収は、高圧ガス保安法によって20日前の届出が義務付けられており、実質、不可能である。そのため、冷媒回路の修理時は冷媒の大気放出（冷媒廃棄）を想定し、ホースを介して大気放出するか、一旦回収袋に冷媒を移した後に大気放出することを想定する。なお、大気放出は、着火源から離れた場所で、かつ、通風の良い場所で少量ずつ行う。修理に要する作業時間は、冷媒放出に1h、配管切断と冷媒回路部品の交換に1h、冷媒充填に1h、その他の冷媒回路に関わらない作業に1hとする。

7.3.3.5 撤去ステージのシナリオ

撤去ステージでは、ショーケースを廃棄するために、店舗内から撤去する場合を想定する。この時、内蔵ショーケースは冷媒が入った状態で移動する。年間の撤去率は、寿命で交換する確率 7.69×10^{-2} （寿命13年の逆数）と店舗が閉店して撤去する確率 4.7×10^{-2} （2014～2016年度のコンビニエンスストアの開店・閉店店舗数の調査結果を年間当たり換算した値）を合計し 1.24×10^{-1} とする。撤去に要する作業時間は1hとする。撤去は、営業廃止店舗から撤去する場合と営業中の店舗から撤去する場合を想定する。

7.3.3.6 着火確率の計算及び安全対策

輸送、保管、設置、修理、撤去の各作業ステージでのA3冷媒の主な着火源をTable 7-4に示す。各ステージの作業パターンから、各着火源の使用時間と発生回数を設定した。営業中の店舗内での作業では、使用時の着火源（Table 7-2）も考慮した。作業員の喫煙では、1本あたりの喫煙時間を5min、その内、煙草が赤火になる時間を40s、ライターの着火時間を5sとし、男性の作業員を想定し、喫煙率を28.2%、喫煙本数を1.08本/hとした。修理時と撤去時は、作業開始前に運転中のショーケースの電源を抜くことを想定し、その確率は、ショーケース下部に電源がある確率50%とショーケース運転中に電源を抜く確率50%を乗じた25%とした。修理時においては、真空ポンプ、冷媒回収機のスイッチON/OFF（合計2回）が着火源になるとし、法律面から可燃性冷媒には使用できない冷媒回収機の誤使用確率を50%とした。電気スパークの放電時間は5msとした。電動ドライバーはブラシモータ（存在率5%）が着火するとし、放電時間を3s、発生回数を10回とした。静電気は、作業員がショーケースの金属部に触れた時、輸送時のキー接触時等に発生するとし、放電時間は $1 \mu\text{s}^{7-13}$ とした。静電気の発生回数は各作業のシナリオに応じて設定し、金属に連続して触る場合には1回だけ発生するとし、輸送時に1.1回（降車時に放電10%の確率で途中休憩）、保管時に1回、設置時に2回（ビニールカバー及び保護フィルム取外時）、修理時に2回（修理開始時と終了時のパネル付け外し）、撤去時に1回（扉の養生時）とした。中型倉庫保管時と屋外での作業時（設置時の荷下ろし時、屋外修理時）は東京の気象データの湿度30%以下の発生率3.2%、店舗内での作業時は店舗内温度に換算した湿度30%以下の発生率18.7%を静電気の発生率とした。衣類脱衣時の放電は着火源にならないとした⁷⁻⁷⁾。静電気と電動ドライバー（ブラシモータ）は放電エネルギーが小さく⁷⁻⁷⁾、可燃空間時空積を1/2にして着火確率を計算した。冷媒回路

に関わる修理作業では、ろう付けバーナーによる部品交換作業を各 2 min で 2 箇所付け外しするとした。

なお、輸送時は、ワゴン車の内容積が小さいため、冷媒漏えい時は車内濃度が均一になるとし、平均可燃空間体積は車内の内容積と同一の 2.9 m³ とした。そして、漏えい終了までは式(7-18)、漏えい終了後は式(7-19)が成り立つ⁷⁻⁶⁾として、濃度が LFL と UFL の間にある時間を求め、可燃域継続時間とした。漏えい速度は 4 分全量漏れ、隙間風の換気量は 1.11×10⁻³ m³/s⁷⁻¹⁷⁾とし、結果、可燃域継続時間は 67.1 min となった。エアコンの外気取入れモード使用時は換気風量が大きく⁷⁻¹⁸⁾、車内に殆ど可燃域が生成されないため、外気取入れモード使用率、喫煙前の換気率等の調査結果から、喫煙時に車内に可燃域が生成されない率（着火前に換気をする率）を 64.6 % とした。

$$C = \frac{w}{Q_c} \times (1 - e^{-\lambda \times T}) \quad (7-18)$$

$$C = \frac{w}{Q_c} \times (1 - e^{-\lambda \times M/w}) \times e^{-\lambda \times (T - M/w)} \quad (7-19)$$

ここで、	C	冷媒濃度	kg/m ³
	M	冷媒量	kg
	Q_c	隙間風の換気量	m ³ /s
	T	時間	s
	w	冷媒漏えい速度	kg/s
	λ	換気回数	回/s

また、中型倉庫保管時及び屋外作業時（設置時の荷下ろし時、屋外修理時）の可燃域継続時間及び平均可燃空間体積は、式(7-1)～式(7-6)において、解析時の最大床面積である 100 m² とした。

着火確率の計算結果を Table 7-5 の未対策時に示す。各ステージのシナリオで最も着火確率が高い場合（輸送時はワゴン車輸送率 1、設置時は狭小倉庫での中古品の保管、設置時・修理時・撤去時は営業中の店舗内での作業）に、着火確率が許容値を超えた。そして、可燃性冷媒の取扱教育（禁煙、着火源の教育等）に加え、ステージ毎に Table 7-6 の安全対策を取ることで、着火確率（Table 7-5 の対策時）が許容値以下になった。なお、可燃空間時空積を R290 よりも約 10 % 大きい R600a での値にしても同じ安全対策で着火確率が許容値以下になることを確認した。

ここで、可燃性冷媒の取扱教育と警告表示の効果はともに 1.0×10⁻¹ とした⁷⁻⁹⁾。漏えい検知器の効果は保守点検と同等とみなし 1.0×10⁻² とし⁷⁻⁹⁾、静電気防止手袋の効果は日冷工での検討結果である 1.0×10⁻² とした。店内修理時の機器への通電遮断は、対策を行わない人がヒューマンエラーの率で存在するとした。

Table 7-4 Ignition sources for A3 refrigerants at the work stage

(a) Common				
Name	T_i (s)	n	k	Note
Smoking by workers (open flame)	4.5×10 ¹	1.08 /h	0.282 /person	Number: 1 /person/h; ignition time with lighter: 5 s; duration of red tip: 40 s; smoking rate: 28.2 %
(b) Transportation				
Name	T_i (s)	n	k	Note
Key contact (Static electricity)	1.0×10 ⁻⁶	1.1	0.0468	1.1 times, discharge rate: 25 % (0.25×0.187=0.0468)
(c) Storage				
Name	T_i (s)	n	k	Note
Static electricity	1.0×10 ⁻⁶	1	0.064	Contact by worker (secondhand, unpacked) (2 person×0.032=0.064)
Combustion-type heater (open flame)	7.2×10 ²	1	0.082	120 days per year; rate: 25 % (0.25×120/365=0.082)
(d) Install, repair or removal				
Name	T_i (s)	n	k	Note
Ignition source in usage	–	–	–	See Table 7-2
Power outlet (electric spark) (at repair or removal)	5.0×10 ⁻³	1	0.25	Unplugging the display cabinet in question; rate: 25 %
Electric screwdriver (brush motor)	3.0	10	0.05	Opening/closing; existence ratio: 5 %
Electrostatic spark	1.0×10 ⁻⁶	1-2	0.187 /person	Touching with display cabinet
Brazing burner (open flame) (only at repair)	1.2×10 ²	4	1	2 min × 4 locations
Vacuum pump (only at repair)	5.0×10 ⁻³	2	1	Switch ON/OFF
Refrigerant recovery machine (only at repair)	5.0×10 ⁻³	2	0.5	Switch ON/OFF, Misuse rate 50 %

Table 7-5 Ignition probability for R290 at the work stage (tolerable value; 5.26×10^{-8})

Stage	No measures	With measures
Transportation (for minivan transportation rate set at 1)	1.12×10^{-5}	1.02×10^{-9}
Storage (secondhand products in a small-sized warehouse)	3.25×10^{-6}	3.65×10^{-8}
Installation (store in operation)	7.65×10^{-8}	6.85×10^{-9}
Repair (in-store repair)	2.18×10^{-5}	1.23×10^{-8}
Removal (store in operation)	3.00×10^{-7}	2.81×10^{-8}

Table 7-6 Safety measures for A3 refrigerants at the work stage

Stage	Safety measures
Transportation (by minivan)	1. Marking of warning of risk of fire on the product 2. Using a portable leak detector and ventilating after detection of leakage
Storage	1. Use of gloves to prevent electrostatic discharge 2. Marking of warning of risk of fire on the product and packing
Installation	1. Use of gloves to prevent electrostatic discharge 2. Marking of warning of risk of fire on the product 3. Using a portable leak detector and stopping work at the time of leakage
Repair	1. Use of gloves to prevent electrostatic discharge 2. Using a portable leak detector and stopping work at the time of leakage 3. In in-store repair, cut off energization of all devices likely to become ignition sources and ventilate around the refrigerated display cabinet well while executing the disposal or charging of the refrigerant
Removal	1. Use of gloves to prevent electrostatic discharge 2. Marking of warning of risk of fire on the product 3. Using a portable leak detector and stopping work at the time of leakage

7.3.3.7 狭小店舗に対するリスクアセスメント

駅の構内にある狭小コンビニエンスストア（床面積 24.01 m^2 ，天井高さ 2.2 m ）に 0.5 kg の R290 を充填した内蔵ショーケースを設置することを想定したリスクアセスメントも行った。R290 0.5 kg ，店舗面積 24.01 m^2 の可燃空間時空積は 7.2 節で求めた値を用い，着火源は調査結果に基づいて設定した。狭小店舗の存在率は 0.2% とした。結果，同じ安全対策を取ることによって全てのステージで着火確率が許容値以下となった。

7.3.3.8 A2L 冷媒の場合のコンビニエンスストアに対するリスクアセスメント

A2L 冷媒を使用した内蔵ショーケースについてコンビニエンスストアの店舗（床面積 84.7 m^2 ）を想定してリスクアセスメントを実施した。リーチインショーケースの庫内は R290 と同じサイズとし，凝縮器ユニットに関しては，輸送時及び保管時は R1234yf が 1.0 kg （R290 0.5 kg と同一のケースサイズではほぼ同様の能力となる冷媒量）の small cabinet，その以外のステージでは R1234yf が 3.8 kg （LFL の 13 倍）の large cabinet とした。

輸送時は，R1234yf 1.0 kg が 4 分で全量漏れるとし，式(7-18)及び式(7-19)で計算した結果，可燃域継続時間は 5.7 min となった。狭小倉庫保管などの小部屋における可燃空間時空積は，7.2.6.2 項に記載の方法で加重平均により求めた。微少漏れの時は冷媒量 3.8 kg でも 84.7 m^2 以上の床面積では可燃域が生成されないため，中型倉庫保管時，設置時，使用時，修理時及び廃棄時では，微少漏れを除く確率を庫外漏れの冷媒漏えい発生確率とした。A2L 冷媒にとっての着火源を Table 7-7 に示す。これは，Table 7-2 及び Table 7-4 に記載のもののうち裸火に起因するものである。ただし，ライターは使用時以外は石油ライターのみが着火する⁷⁻⁶⁾としその割合を 5% とした。使用時は試し着火であり使用者が必ず着火させると考え全てのライターが着火するとした。また，ろう付けバーナーは周囲の冷媒には着火するが冷媒噴出部では着火しない⁷⁻⁶⁾とした。

リスクアセスメントの結果，使用時は， 2.63×10^{-8} と未対策では許容値を超え，R290 と同様の 7.3.2 項に記載の安全対策を講じることによって 2.20×10^{-13} と許容値以下になった。作業時では，輸送時 (5.03×10^{-8}) と保管時 (1.34×10^{-9}) は未対策で許容値以下となり，安全対策不要となった。その他，設置時，修理時，撤去時も未対策で許容値以下となった。内蔵ショーケースは A2L 冷媒の着火源である裸火が多く存在する場所には殆ど設置されないが，IEC 60335-2-89，JIS C 9335-2-89 及び日冷工規格の適用範囲に含まれる業務用冷凍冷蔵庫・業務用製氷機は裸火が多く存在する場所に設置されるため，これらを厨房（床面積 30.17 m^2 ）に設置した場合のリスクアセスメントも行った。その際，ドア下隙間の影響及び建築基準法に基づく換気 (0.1 m/s) の影響を可燃空間時空積に係数を乗じることによって考慮した。その結果，Table 7-8 に示すように，設置時，修理時，撤去時において，着火確率が許容値を超え，A2L 冷媒の取扱教育（禁煙，着火源の教育等）に加え，Table 7-9 の安全対策を施すことによって着火確率が許容値以下になった。内蔵ショーケースの安全対策はこれらの機器

と同じとした。A3 冷媒に対する安全対策 (Table 7-6) との違いは、静電気防止のための手袋着用を不要としたこと、店内修理時の電源遮断を裸火使用禁止に変えたことである。なお、これらの安全対策は他の A2L 機器に対する安全対策⁷⁻¹²⁾とほぼ同様となった。

Table 7-7 Ignition sources for A2L refrigerants

(a) usage stage				
Name	T_i (s)	n	k	Note
Cigarette lighter	5	5	1	5 people try igniting for 5 s per day
Combustion-type heater	3.6×10^4	1	0.0001	Use 10 h in a day, Dissemination rate: 0.01 %
(f) Common for the work stage				
Name	T_i (s)	n	k	Note
Smoking by workers (open flame)	5	1/h	0.0141/person	Cigarette smoked: 1 /person/h; ignition time with lighter: 5 s; smoking rate: 28.2 %; existence rate of oil lighter: 5 %
(b) Storage (2 h, 2 workers, 15 m ²)				
Name	T_i (s)	n	k	Note
Combustion-type heater (open flame)	7.2×10^2	1	0.082	Usage of 120 days per year; usage rate: 25 % ($0.25 \times 120 / 365 = 0.082$)
(c) Install, repair or removal (1 to 4 h, 1 to 2 workers)				
Name	T_i (s)	n	k	Note
Ignition source in usage	–	–	–	See (a)
Burner for brazing (open flame)	1.2×10^2	4	0.5	2 min \times 4 locations (not to ignite in the area of burst of refrigerant) (only at repair)

Table 7-8 Ignition probability of commercial freezer, refrigerator and commercial ice-makers for R1234yf (tolerable value; 3.22×10^{-9} for usage stage, 3.22×10^{-8} for work stage)

Stage	No measures	With measures
Installation (in store operation)	5.64×10^{-8}	3.70×10^{-9}
Repair (in-store repair)	2.47×10^{-7}	1.27×10^{-9}
Removal (in store operation)	1.46×10^{-7}	1.98×10^{-8}

Table 7-9 Safety measures for A2L refrigerants at the work stage (no safety measures required at transportation and storage)

Stage	Safety measures
Installation	1. Marking of warning of risk of fire on the product 2. Using a portable leak detector and stopping work at the time of leakage
Repair	1. Using a portable leak detector and stopping work at the time of leakage 2. In in-store repair, prohibit the use of open flames and ventilate around the refrigerated display cabinet well while recovering the refrigerant by the recovery machine or charging the refrigerant
Removal	1. Marking of warning of risk of fire on the product 2. Using a portable leak detector and stopping work at the time of leakage

7.4 国際規格と日本の規格

7.4.1 国際規格

業務用冷凍冷蔵機器の国際規格 IEC 60335-2-89 の Edition 3.0⁷⁻¹⁾の主な内容を示す。IEC 60335-2-89 では可燃性冷媒は A3, A2 及び A2L 冷媒を指す。

7.4.1.1 最大冷媒充填量

冷媒回路に充填する可燃性冷媒の最大充填量は、LFL の 13 倍と 1.2 kg のうち小さい値とする。R290 の場合、LFL が 0.038 kg/m^3 であり、最大冷媒充填量は 0.494 kg となる。なお、日本からの IEC への提案によって、次の版では 1.2 kg の上限が無くなり、どの冷媒でも LFL の 13 倍まで充填できる規定となる。

7.4.1.2 最小設置床面積

0.15 kg 超の可燃性冷媒充填機器は、冷媒量が部屋容積に対して LFL の 1/4 となる最小設置床面積以上の部屋に設置しなければならない。R290 を 0.494 kg 充填した機器を設置できる最小設置床面積は 23.7 m^2 となる。

7.4.1.3 冷媒漏えい試験

0.15 kg 超の可燃性冷媒充填機器では、規定の冷媒漏えい試験を行わなければならない。リーチインショーケース等では全冷媒量が庫内に漏えい後扉や蓋を開ける。機器周囲の冷媒濃度は、5 s 以下の間隔で測定し、測定開始から 5 min を超えた後は LFL の 1/2 を超えてはならない。

7.4.2 日本の規格

JIS C 9335-2-89⁷⁻¹⁹⁾は、IEC 60335-2-89 を和訳し必要なデビエーション（国際規格との差異）を加えたもので、Edition 3.0 に対応する改正を行った。JRA 4078⁷⁻²⁰⁾及び JRA GL-21⁷⁻²¹⁾は A3 冷媒を使用した内蔵ショーケースのリスクアセスメント結果に基づく日冷工規格、JRA 4084⁷⁻²²⁾及び JRA GL-23⁷⁻²³⁾は A2L 冷媒を使用した内蔵ショーケース及び業務用冷凍冷蔵庫・業務用製氷機のリスクアセスメント結果に基づく日冷工規格である。これらを総称して日本の規格と呼称する。次に、主な内容を説明する。

7.4.2.1 最大冷媒充填量

A2L 冷媒は A2 及び A3 冷媒よりも燃焼性が低いが IEC 60335-2-89 の規定では 1.2 kg までしか充填できない。一方、空調機の規格 IEC 60335-2-40 では、燃焼性の違いから A2 及び A3 冷媒では LFL の 26 倍、A2L 冷媒では LFL の 52 倍まで充填できる。そこで、日本の規格では 1.2 kg の上限を無くし、どの冷媒でも LFL の 13 倍まで充填できる規定とした。R1234yf の場合 LFL が 0.289 kg/m³ であり最大冷媒充填量は 3.757 kg となる。

7.4.2.2 表面温度

IEC 60335-2-89 では漏えいする可燃性冷媒にさらされる表面温度が冷媒の自己着火温度から 100 K を減じた温度を超えてはならないと規定されている。一方、空調機の規格 IEC 60335-2-40 では、燃焼性の低さから、A2L 冷媒にさらされる表面温度は 700 °C まで許容している。そこで日本の規格では、A2 及び A3 冷媒では自己着火温度から 100 K を減じた温度、A2L 冷媒では 700 °C を超えてはならないと規定した。これについても、日本からの IEC への提案によって、次の版では日本の規格と同じ内容になる予定である。

7.4.2.3 免除時間削除及び可燃域生成防止対策

リーチインショーケースでは、全冷媒量が庫内に漏えいした後の扉急開放により庫外に大きな可燃域が生成される（7.2.2 項）。A3 冷媒では静電気や電気機器のリレー等が着火源になるため、可燃域の生成が短時間であっても容易に着火に至る可能性がある。厨房では A2L 冷媒でも裸火で容易に着火する。そこで日本の規格では、測定開始から 5 分間の測定免除時間を削除して可燃域の生成を許容しない規定とし、庫内漏えい検知警報手段と冷媒回路遮断装置を備える規定とした。さらに日冷工規格では、凝縮器ユニット漏れでは式(7-7)の風量でのファン運転を規定した。

7.4.2.4 機器への表示及び作業時の安全担保

日冷工規格では、機器への特別な警告表示を規定した。静電気を防止する手袋の着用（JRA GL-21）、漏えい検知器の携行と発報後の作業中止等の作業時の着火リスク低減のための規定も設けた。店内修理では、大気への冷媒放出時及び冷媒充填時に店内の換気を良くし着火源となる全ての機器の通電を遮断すること（JRA GL-21）、又は特定不活性ガス用の回収機による冷媒回収時及び冷媒充填時に店内の換気を良くし、店舗内での裸火の使用を禁止すること（JRA GL-23）を規定した。なお、A3 及び A2 冷媒は、高圧ガス保安法の規定によって、修理時に回収機で回収することはできない（JRA GL-21）。

7.5 まとめ

A3 冷媒を使用した内蔵ショーケースのリスクアセスメントを行った。可燃性冷媒の最大充填量は規格で LFL の 13 倍と定められており、大型の内蔵ショーケースの場合、A3 冷媒では必要とする冷媒量を賄うことができないため、A2L 冷媒を使用した内蔵ショーケースのリスクアセスメントも行った。

(1) A3 冷媒に関する冷媒漏えい解析を行った。解析コードは、東京大学で行われたルームエアコンに対する CO₂ 漏えい測定結果を用いて検証した。解析の結果、リーチインショーケースの庫内漏れ後の扉急開放では庫外に必ず可燃域が生成され、平形ショーケースの凝縮器ユニット漏れでは所定の風量以上で可燃域が生成されなかった。コンビニエンスストアの床面積 84.7 m² では店舗のドア上下隙間の影響が少なく、導出した密閉店舗での可燃空間時空積を評価に用いて問題ない。凝縮器ユニット漏れでは漏えい速度が低下しても可燃空間時空積が殆ど変化しなかった。実店舗モデルでの解析の結果、評価に使用する床面積にはレジ内も含

めるのが妥当である。また、A2L 冷媒に関する冷媒漏えい解析の結果、漏えい高さが床面近辺であっても、微少漏れの場合、84.7 m² では密閉店舗でも可燃域が生成されず、24.01 m² では密閉店舗で僅かに可燃域が生成されるが密閉店舗でなければ可燃域は生成されないと思われる。

- (2)各ライフステージのシナリオを想定し、冷媒漏えい解析から求めた可燃空間時空積と諏訪東京理科大学の今村の研究結果から設定した着火源を基に、A3 及び A2L 冷媒の着火確率を計算した。また、着火確率を許容値以下にするための安全対策を明確にした。使用時は、A3 及び A2L 冷媒とも、通電中は常時ユニットファンを規定風量以上で運転すること、リーチインショーケースなどのクロードショーケースでは庫内漏えいを検知し庫内への漏えい遮断する機能を備えること、を安全対策とした。作業時は、製品への火気厳禁の注意喚起表示、携帯形漏えい検知器の携行及び発報時の対応、静電気防止のための手袋着用（A3 冷媒の場合）、店内修理時の冷媒の廃棄時及び充填時に機器の周囲の通風を良くし着火源となる全ての機器の電源を遮断（A3 冷媒の場合）又は裸火の使用を禁止（A2L 冷媒の場合）などを安全対策とした。国際規格とリスクアセスメント結果を比較し、国際規格の規定では安全上不十分と思われる内容を追加で規定した日本の規格を作成した。

謝辞

本報告書は、加藤俊匡様（オカムラ）、池田真治様（サンデン・リテールシステム）、阪江覚様（ダイキン工業）、石原茂樹様（東芝キャリア）、小林章様（中野冷機）、海沼秀和様（パナソニック）、長谷川敬春様（フクシマガリレイ）、出野裕様（富士電機）、永井洋様（ホシザキ）、保坂恵子様（三菱電機冷熱応用システム）の各位と主査 山下浩司（三菱電機）の共同作業によるものである。また、オブザーバーとして、堀和貴様（ダイキン工業）、半田誠様（東芝キャリア）、堀田丈智様（フクシマガリレイ）、前山英明様（三菱電機）の皆様のご協力を頂いた。事務局の長谷川一広様（日冷工）も含め、ここに深く感謝申し上げる。

参考文献

- 7-1) IEC 60335-2-89:2019, “Household and similar electrical appliances - Safety - Part 2-89: Particular requirements for commercial refrigerating appliances and ice-makers with an incorporated or remote refrigerant unit or motor-compressor”, (2019.6).
- 7-2) N. Ashihara, M. Ito, C. Dang, E. Hihara and Y. Chen: “Numerical Simulation of Strongly Flammable Refrigerant Leakage from a Split Air Conditioner”, Proc. 14th IIR Gustav Lorentzen Conference on Natural Refrigerants, 1202, Tokyo (2020).
- 7-3) D. Colbourne and K. O. Suen: “Minimum Airflow Rates to Dilute R290 Concentrations Arising from Leaks in Room Air Conditioners”, Proc. 13th IIR Gustav Lorentzen Conference on Natural Refrigerants, 1104, Valencia (2018).
- 7-4) 岡部靖憲:「確率・統計－文章題のモデル解法－」, pp. 131-133, 朝倉書店, 東京(2010).
- 7-5) http://izumi-math.jp/W_Takakura/k_kakuritu/k_kakuritu.pdf, (高倉亘:「幾何学的確率に関する教材について」(2020).
- 7-6) 矢嶋龍三郎, 木口行雄, 関根卓, 佐々木俊二, 伊藤俊太郎, 山下浩司, 観音立三:「微燃性冷媒を用いたビル用マルチエアコンのリスクアセスメント」, 日本冷凍空調学会論文集, 33(1), pp. 23-39 (2016.3).
- 7-7) 今村友彦, “公立諏訪東京理科大の進捗”, 2020 年度プロGRESSレポート 第 2 部 次世代冷媒の安全性・リスク評価, 日本冷凍空調学会, pp. 29-46 (2021).
- 7-8) ISO/IEC Guide51, “Safety aspects - Guidelines for their inclusion in standards”, (2014).
- 7-9) 経産省:「リスクアセスメント・ハンドブック 実務篇」(2011.6).
- 7-10) IEC 60335-2-40:2018, “Household and similar electrical appliances - Safety - Part 2-40: Particular requirements for electrical heat pumps, air-conditioners and dehumidifiers” , (2018.1)
- 7-11) David J. Smith: “Reliability, Maintainability and Risk 8th Edition: Practical Methods for Engineers”, Eighth Edition, Elsevier, pp. 395-397 (2011).
- 7-12) 日冷工:「微燃性冷媒を使用したビル用マルチエアコンのリスク評価報告書」, https://www.jraia.or.jp/research/pdf/vrf_a0.pdf, (2017.9).
- 7-13) 吉田孝博, 久保田啓吾, 澤井文徳, 増井典明:「帯電した人体からの放電電流波形の時間一周波数解析」, 静電気学会誌, Vol. 31 (No. 3), pp. 113-118 (2007).
- 7-14) 山隈瑞樹:「水素の静電気感度」, 安全工学, 44(6), pp. 386-390 (2005).
- 7-15) R. K. Eckhoff, M. Ngo and W. Olsen: “On the minimum ignition energy (MIE) for propane/air”, Journal of Hazardous Materials, 175, pp. 293–297 (2010).
- 7-16) <https://www.nite.go.jp/jiko/jiko-db/accident/search/>
- 7-17) 大西由哲, 奥山博康, 永山啓樹, 大井元:「車室内の上下温度分布の工学モデル」, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集, pp. 333-336 (2007.9).
- 7-18) 仲川純子, 岩下剛, 吉浪讓, 永山啓樹, 横山雄樹:「自動車車室内の空気質に関する基礎的研究(第2報)換気量, VOC に関する報告」, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集, pp. 537-540 (2007.9).

- 7-19) JIS C 9335-2-89, “家庭用及びこれに類する電気機器の安全性 - 第 2-89 部: 業務用冷凍冷蔵機器及び製氷機の個別要求事項”, (2021.3).
- 7-20) JRA 4078, “可燃性冷媒を使用した内蔵形冷凍冷蔵機器の冷媒漏えい時の安全機能要求事項”, 日冷工, (2021.3).
- 7-21) JRA GL-21, “可燃性冷媒を使用した内蔵形冷凍冷蔵機器の冷媒漏えい時の安全確保のための施設ガイドライン”, 日冷工, (2021.3).
- 7-22) JRA 4084, “微燃性 (A2L) 冷媒を使用した内蔵形冷凍冷蔵機器の冷媒漏えい時の安全機能要求事項”, 日冷工, (2022.9).
- 7-23) JRA GL-23, “微燃性 (A2L) 冷媒を使用した内蔵形冷凍冷蔵機器の冷媒漏えい時の安全確保のための施設ガイドライン”, 日冷工, (2022.9).

次世代冷媒・冷凍空調技術の基本性能・最適化・評価手法および安全性・リスク評価

第3部 次世代冷媒の規制・規格の調査

WG III ファイナルレポート

公益社団法人日本冷凍空調学会 次世代冷媒に関する調査委員会

2023年1月31日

目次

1.	はじめに	2
1.1	調査事業の概要と本報告書について	2
	参考文献	3
1.2	関連する国内外規制, 規格, 標準	3
2.	国内外の法規制, 規格の動向調査	4
2.1	冷媒の基本特性に係る規格, 標準	4
	参考文献	4
2.2	冷媒および機器の安全性に係る規制, 規格	5
2.2.1	冷媒の安全性に係る規制, 規格	5
2.2.2	機器の安全性に係る規制, 規格	7
2.2.3	冷凍空調全般の安全性に係る規制, 規格	11
2.2.4	国内の冷媒および機器の安全性に係る規制, 規格	15
	参考文献	17
2.3	冷凍空調機器の性能評価に係る規制, 規格	18
2.3.1	国際規格 ISO	18
2.3.2	日本産業規格 JIS	20
2.3.3	性能規格の課題と改定の動き	21
2.3.4	建築物省エネ法	23
	参考文献	24
2.4	研究開発成果の規格, 標準等の改定への貢献	26
3.	海外の動向	28
3.1	欧州の動向	28
	参考文献	31
3.2	米国の動向	31
	参考文献	33
3.3	中国の動向	33
	参考文献	35
3.4	途上国の動向	36
	参考文献	36
4.	次世代冷媒候補の動向	37
4.1	HFC 代替冷媒の検討状況	37
	参考文献	40
4.2	次世代冷媒を取り巻く課題	40

1. はじめに

1.1 調査事業の概要と本報告書について

公益社団法人日本冷凍空調学会が実施する調査事業の目的は、NEDO 事業「省エネ化・低温室効果を達成できる次世代冷媒・冷凍空調技術及び評価手法の開発」の成果を横断的にとりまとめ、国内外に発信すると共に、次世代冷媒の基本特性、性能評価及びこれを適用した冷凍空調機器の安全性、リスク評価に関し、国際規格、国際標準に提案すべき内容の調査を行うことにある。

2018 年度、調査委員会の中に WG III を設け、有識者による意見交換を通じて情報を集約していくこととなり、第一段階として、冷媒、冷凍空調機器に関わる国内外の規制、規格の種類、内容についての現状調査を行った。

2019 年度は、これらの最新動向を把握するため、より詳細な資料情報収集と専門家へのヒアリング調査を行うと共に、欧州、米国の関連機関への訪問により、法規制、規格の改定の動向についての調査を実施した。

2020 年度は、さらに冷媒の安全性に関わる規格改定等の進展の把握、新冷媒候補の特許出願面からみた調査、システム性能評価関連規格調査への着手などを実施した。

2021 年度は、従来調査の継続として、関連機関公表資料、開催シンポジウム資料、ヒアリング等を通じて情報収集を行い、動向調査を実施した。特に、これまでに十分に行えていなかった中国における冷媒動向調査を新たに実施している。

2022 年度は、関連規制、規格、標準の最新動向を把握すると共に、海外の動向、次世代冷媒候補の動向について新情報を加えた。さらに、研究開発成果が規格や標準にどう反映されたか、または見込みがあるかに関して調査し、取りまとめを行なった。

各年度の調査結果詳細については、プログレスレポートとして日本冷凍空調学会のホームページで公開しているので参照されたい。1), 2), 3), 4)

本報告書は、最終版として、次世代冷媒に関する調査委員会 WG III（規制・規格の調査）の 5 年間の成果のまとめを記載したものである。

Table1.1-1 List of WG III members

	氏名	所属
主 査	岸本 哲郎	環境エネルギーネットワーク 21 理事長
委 員	片岡 修身	日本冷凍空調学会 ISO 国内分科会主査
	宮田 征門	国土交通省 国土技術政策総合研究所 住宅研究部 建築環境研究室 主任研究官
	東條 健司	早稲田大学
	松本 一哉	高压ガス保安協会 高压ガス部審議役
オブザーバー	井上 順広	東京海洋大学 教授
	藤垣 聡	新エネルギー・産業技術総合開発機構 環境部 統括研究員
	森 智和	新エネルギー・産業技術総合開発機構 環境部 主幹
	高橋 辰彦	新エネルギー・産業技術総合開発機構 環境部 専門調査員
	牛腸 誠	新エネルギー・産業技術総合開発機構 環境部 主査
	大石 拓摩	新エネルギー・産業技術総合開発機構 環境部
事務局	河野 恭二	日本冷凍空調学会 事務局長
	西口 章	日本冷凍空調学会
	上村 茂弘	日本冷凍空調学会

Table 1.1-2 Author list

	主執筆者	執筆協力
1. はじめに	岸本 哲郎（環境エネルギーネットワーク 21）	WG III 委員 （上記）
2. 国内外の法規制、規格の動向調査	西口 章（日本冷凍空調学会）	
3. 海外の動向	上村 茂弘（日本冷凍空調学会）	
4. 次世代冷媒候補の動向	上村 茂弘（日本冷凍空調学会）	

本報告書に掲載されている情報の正確性については万全を期していますが、著者および当学会は利用者が本報告書の情報を用いて行う一切の行為について、何らの責任を負うものではありません。本報告書の利用に起因して利用者に生じた損害につき、著者および当学会としては責任を負いかねますので御了承ください。

参考文献

- 1) Progress report part3 of NEDO project, JSRAE, (2019.6),
https://www.jsrae.or.jp/committee/jisedai_R/H30_ProgressR_WG3.pdf
- 2) Progress report part3 of NEDO project, JSRAE, (2020.7),
https://www.jsrae.or.jp/committee/jisedai_R/2019_ProgressR_WG3.pdf
- 3) Progress report part3 of NEDO project, JSRAE, (2021.7),
https://www.jsrae.or.jp/committee/jisedai_R/2020_ProgressR_Part3.pdf
- 4) Progress report part3 of NEDO project, JSRAE, (2022.7),
https://www.jsrae.or.jp/committee/jisedai_R/2021_ProgressR_Part3.pdf

1.2 関連する国内外規制、規格、標準

冷媒、冷凍空調機器に関連する国際規格、日本及び米国、欧州、中国の規制、規格をまとめて Table 1.2-1 に示す。

Table 1.2-1 Regulations and standards related with refrigerant and refrigeration air-conditioning products

	国際	日本	米国	欧州	中国
フロン類規制 （オゾン層保護、 温暖化防止）	モントリオール議定書 気候変動枠組み条約	地球温暖化対策推進法 オゾン層保護法 フロン排出抑制法	Clean Air Act, SNAP AIM	European Climate Law F-gas Regulation MAC Directive	
冷媒の基本特性	ISO 17584		Refprop		
冷媒の安全性	ISO 817	高圧ガス保安法	ASHRAE 34	EN 378	GB/T 7778
冷凍空調全般及び 機器の安全性	ISO 5149-1,2,3,4 IEC 60335-2,24,34,40,89	高圧ガス保安法 JIS C 9335-2-24,34,40,89	ASHRAE 15 UL 60335-2-24,34,40,89 UL 484	EN 378 EN 60335-2-24,34,40,89	GB 4706.32 GB/T 9237
冷凍空調機器の 省エネルギー	ISO 52000	省エネ法 建築物省エネ法		Erp Directive EPBD	GB 21455
冷凍空調機器の 性能試験方法・ 性能評価方法	ISO 16358-1,2,3 ISO 5151 ISO 15042	JIS C 9612 JIS B 8615-1,2,3 JIS B 8616	AHRI Standard 210/240 AHRI Standard 1230	EN 14511 EN 14825 (BAM Test Guidline)	

全地球規模の環境問題への対応から、オゾン層保護、温暖化防止のための国際条約や各地域での法規制が強化されている。これに伴い、冷媒物性や安全性に関する規格、および冷凍空調システムや機器の安全性に係る規格について、新たな基準や規制の検討が進められている。また、環境問題に適合した次世代冷媒の実用化に際しては、省エネルギー規制による制約も考慮する必要がある。このための、基準となる冷凍空調機器の性能試験方法や性能評価方法の規格の見直しも進められている。これらの規格の主要なものをリストアップしている。

2. 国内外の法規制，規格の動向調査

2.1 冷媒の基本特性に係る規格，標準

(1) ISO 17584

冷媒および冷媒混合物の熱物性に関する国際規格としては、ISO 17584:2005 “Refrigerant Properties”がある。これは、2005年に第1版が発行されており、対象冷媒はR12, R22, R32, R123, R125, R134a, R143a, R152a, R717 (ammonia), R744 (carbon dioxide) と混合冷媒 R404A, R407C, R410A, and R507 である。

これを改定した第2版が2022年8月に発行に発行された¹⁾。主な変更点は以下の通りである。

- 新しい冷媒の追加：R290, R600a, R1233zd(E)²⁾, R1336mzz(Z)³⁾, R1234yf⁴⁾, R1234ze(E)
- アンモニアについてのデータ更新

この改定において、日本からも複数の専門家が検討に参加しており、新たな冷媒（R1233zd(E), R1336mzz(Z), R1234yf,）の状態方程式については、NEDOプロジェクトの成果が採用されている。

今後の改定では、新たな混合冷媒が追加されると考えられるが、その種類や時期については未定である。

(2) REFPROP

米国商務省のNIST (National Institute of Standards and Technology) が発行している、冷媒を含む流体の物性計算プログラムREFPROP⁵⁾は、1989年に冷媒物性のデータベースプログラムREFrigerant PROPERTIESとして、バージョン1.0がリリースされた。この最初のバージョンでは、15の純物質と2成分のみの混合物を取り扱うものであった。その後、プログラムの改良と流体の追加を繰り返し、現在は冷媒以外の流体も対象とするREFERENCE fluid PROPERTIESとなっている。

その最新版は、2018年にリリースされたversion 10.0である。最近の低GWP冷媒の他、冷媒以外の天然ガスや宇宙用途、一般産業向けに用いられる流体を含み、147の純流体、5つの擬似純流体（空気など）及び最大20個の成分を含む混合物に対応しており、実用上の国際標準として、現在広く用いられている。

改定の検討は継続して行われており、次期のversion 10.1は2023年にも公開されると予想されている。次期バージョンでは、NEDOプロジェクトで得られた次世代冷媒の物性データやそれらを組み合わせた混合冷媒のデータが多く採用される予定である。

参考文献

- 1) ISO 17584:2022, Refrigerant properties: ISO, (2022)
- 2) R. Akasaka, E. W. Lemmon: An international standard formulation for trans-1-chloro-3,3,3-trifluoroprop-1-ene [R1233zd(E)] covering temperatures from the triple-point temperature to 450 K and pressures up to 100 MPa, J. Phys. Chem. Ref. Data, 51(2), 023101, (2022).
- 3) M. O. McLinden, R. Akasaka: Thermodynamic Properties of cis-1,1,1,4,4,4-tetrafluorobutene [R-1336mzz(Z)]: Vapour pressure, (p , ρ , T) behavior and speed of sound measurements and equation of state, J. Chem. Eng. Data, 65(9), 4201-4214, (2020).
- 4) E. W. Lemmon, R. Akasaka: An international standard formulation for 2,3,3,3-tetrafluoroprop-1-ene ([R1234yf]) covering temperatures from the triple-point temperature to 410 K and pressures up to 100 MPa, Int. J. Thermophys., 43(8), 119, (2022).
- 5) 米国 NIST, <https://www.nist.gov/programs-projects/reference-fluid-thermodynamic-and-transport-properties-database-refprop>

2.2 冷媒および機器の安全性に係る規制, 規格

2.2.1 冷媒の安全性に係る規制, 規格

冷媒の安全性に係る規格としては, 国際規格 ISO 817 “Refrigerants – Designation and safety classification”¹⁾ と ASHRAE (米国暖房冷凍空調学会) が発行する ASHRAE Standard 34 “Designation and Safety Classification of Refrigerants”²⁾ がある. いずれも燃焼性と毒性に関する安全性の基準を設けて, 個別の冷媒に対する冷媒番号の付与と安全等級の指定を行っている. この冷媒の安全性等級が, 冷凍空調機器およびシステム全体の安全性規格を適用する際の重要な基準となっている.

これら二つの規格では, 冷媒の安全性等級として, 毒性等級と燃焼性等級を定めている.

まず, 毒性等級とその判定基準を Table 2.2-1 に示す. ISO817, ASHRAE Standard 34 とともに OEL (occupational exposure limit : 慢性毒性限界) を用いて同じ判定基準となっている.

Table 2.2-1 Criteria for toxicity classifications of ISO 817 and ASHRA Standard 34

等級	表記	OEL 職場曝露限界*1
A	Lower chronic toxicity 低慢性毒性	≥ 400 ppm
B	Higher chronic toxicity 高慢性毒性	< 400 ppm

*1 : 通常の 1 日 8 時間, 週に 40 時間労働でほとんどすべての労働者が悪影響を受けないことがない時間加重平均の曝露濃度

次に, 燃焼性等級及び判定基準を Table 2.2-2 に示す. 判定基準としては, ①火炎伝播の有無, ②燃焼下限界濃度 (LFL: lower flammability limit), ③燃焼熱 (HOC: heat of combustion), ④燃焼速度 (burning velocity), の 4 つの基準を用いており, これらすべての条件を満足したときにそれぞれの等級に判定される. 但し, 強燃性 3 については, LFL と HOC はどちらかを満足すれば, 強燃性 3 と判定される.

Table 2.2-2 Criteria for flammability classifications of ISO 817 and ASHRAE Standard 34

等級	表記	火炎伝搬*1	燃焼下限界濃度 LFL*2	燃焼熱 HOC*3	燃焼速度*4
1	No Flame Propagation 不燃性	なし	-	-	-
2L	Lower Flammability 微燃性	あり	>3.5 % (ISO) >0.10 kg/m ³ (ASHRAE)	and <19,000 kJ/kg	and ≤ 10 cm/s
2	Flammable 可燃性	あり	>3.5 % (ISO) >0.10 kg/m ³ (ASHRAE)	and <19,000 kJ/kg	-
3	Higher Flammability 強燃性	あり	≤ 3.5 % (ISO) ≤ 0.10 kg/m ³ (ASHRAE)	or ≥ 19,000 kJ/kg	-

*1 : 試験条件は, 60 °C, 101.3 kPa

*2 : 試験条件は, 23 °C, 101.3 kPa. 但し, 火炎が伝搬しない場合は, 60 °C, 101.3 kPa.

*3 : 試験条件は, 25 °C, 101.3 kPa

*4 : 試験条件は, 23 °C, 101.3 kPa.

Table 2.2-2 に示すように, 燃焼下限界濃度 LFL の判定基準値については, ISO 817 が体積濃度 3.5% に対して, ASHRAE Standard 34 は 0.10 kg/m³ と異なったものになっている. この点を含めて, 技術的な相違の主な点を Table 2.2-3 に示す.

Table 2.2-3 Technical differences between ISO 817 and ASHRAE Standard 34

項目		ISO 817	ASHRAE Standard 34	
安全 等級	燃焼等級の境界 LFL	3.5% by volume	0.10kg/m ³	
	燃焼性分類	WCF と WCFF	WCFF	
	毒性分類 OEL の基準	OSHA PEL, ACGIH TLV- TWA, TERA WEEL, MAK	OSHA PEL, ACGIH TLV- TWA, TERA WEEL	
濃度 限界	FCL	20% of LFL	25% of LFL	
	ATEL	Anaesthetic or CNS effect	NOAEL 100%	NOAEL 80%
		Cardiac sensitisation	Allows other similar compounds data	Dose not allow other similar compounds data
燃焼 試験 方法	燃焼空気	Reconstituted air	Standard air	
	湿度	0.0088 g/g, and < 0.00015 g/g	0.0088 g/g	
	温度	±0.5K	±5° F (3°C)	
	空気との混合時間	> 5 min	> 2 min	
	混合静定時間	60 s	30~60 s	
分別 試験 方法	充填条件	60°C, 100%充填	54.4°C, 100%充填	
	漏洩試験	60°C	54.4°C	
	漏えい/最充填試験	不要	必要	

WCF: worst case of formulation for flammability; 公称組成比の精度の範囲内で燃焼性が最も高くなる混合組成

WCFF: worst case of fractionation for flammability; WCF 組成の混合冷媒の蒸発、凝縮による組成変化のうち燃焼性が最も高くなる混合組成。

OSHA: Occupational Safety and Health Administration (USA); 労働安全衛生局

PEL: permissible exposure limit

ACGIH: American conference of Governmental Industrial Hygienists; 米国産業衛生専門家会議

TLV: threshold limit value

TWA: time-weighted average

TERA: Toxicology Excellence of Risk Assessment; 米国の非営利リスク評価機関

WEEL: workplace environmental exposure level

ATEL: acute toxicity exposure limit

CNS: central nervous system

MAK: maximale arbeitsplatz-konzentrationen; 最大職場濃度

NOAEL: no observed adverse effect level

以上説明した ISO 817 と ASHRAE Standard 34 は、冷媒の安全性に係る規格として、それぞれを採用する国や関連する規格を持っており、並立している状態にある。課題として大きく以下の点が挙げられる。

- a) 2つの規格が並立していること。
- b) 2つの規格で、冷媒の名称や安全性等級を定めるプロセスが異なること。
- c) 2つの規格で、安全性等級の基準や試験方法など、技術的に異なる点があること。

現状では、1つの冷媒に対して2つの規格への申請が必要であり、それぞれで異なる冷媒番号が付与されたり、異なる安全等級となったりする可能性がある。

このような不都合を回避するためには、これら2つの規格の違いを解消し、1つの国際規格に統合することが理想である。しかしながら、それには多くの変更が必要であり、混乱を避けるためには段階を追って統合を進めていく必要がある。まずは、2つの規格を維持しつつ、上記 b), c) の違いを解消するための検討が、ISO 817 と ASHRAE Standard 34 で検討、調整が行われている。

(1) ISO 817

ISO 817 は ISO/TC86/SC8 “Refrigerants and refrigeration lubricants” が担当しており、主に作業グループ WG5 “Refrigerants – Designation and safety classification” で検討が行われている。現状の ISO 817:2014¹⁾は、2014年5月に発行されており、それ以降に以下の修正票 (Amendment) が発行されている。

- ・ ISO 817 Amendment 1 (2017.11)³⁾:

申請データに含まれる AIT (自己着火温度) の定義を追加、0.6%未満の成分は混合冷媒の成分として認めないこと、冷媒の表をウェブ上に移動して、定期的に更新できるようにしたこと、など。

- ISO 817 Amendment 2 (2021.4)⁴⁾:

冷媒濃度限界 (RCL: refrigerant concentration limit) を個別の冷媒の特性値として使用することをやめて、冷媒表から削除、混合物の毒性データの求め方の修正、ASHRAE Standard 34 との整合化をはかるための申請手続きを規定する条項の新設、など

ASHRAE Standard 34 との技術的な整合については、ISO/TC86/SC8 のタスクフォース TF 1 (ISO 817 technical alignment) で検討が行われている。また、毒性等級に関しては、慢性毒性 OEL だけでなく急性毒性 ATEL を組み合わせた新たな基準について、タスクフォース TF 2 “Toxicity safety classification” で検討が行われている。さらに、次世代冷媒候補として、化学的な安定性が課題となる物質も検討されていることから、毒性と燃焼性に加えて安定性の基準を導入してはどうかという提案を日本から行い、冷媒の不安定性に関する調査を進めることになった。

ISO817 改定のための新作業項目提案 (NP: New work item Proposal) の投票が、2021 年 7 月 16 日～10 月 8 日の期間で行われて承認された。その後、提案されている原案は作業原案 (Working Draft) として検討を進められている。今後の予定としては、2023 年 6 月に DIS の登録、2024 年 6 月に国際規格の発行の目標が定められている。

(2) ASHRAE Standard 34

最新の ASHRAE Standard 34 は 2022 年 10 月に発行された ASHRAE Standard 34-2022²⁾であり、ASHRAE Standard 34-2019 とそれに対する Addenda⁵⁾をまとめたものである。Addenda には、新たな冷媒を追加するものと、規定の内容を変更するものがある。ASHRAE Standard 34-2019 の規定の内容を変更する addenda としては、以下のものが発行された。

- Addendum a, 2019/11/5

RCL に関して、混合物の急性毒性を決定する方法の明確化。混合物の毒性データがある場合はそれを用い、ない場合には加重平均を用いる。

- Addendum b, 2019/11/5

急性毒性に関して、混合物としての毒性データも、ある場合には、申請データに入れる。

- Addendum c, 2019/11/5

Table 4-1, 4-2 の RCL の値の誤記訂正。

- Addendum f, 2019/12/12

Table 4-1, 4-2 に LFL データの追加。

- Addendum i, 2020/9/1

冷媒申請に MSDS の提出を不要とした。

- Addendum j, 2020/9/30

冷媒番号や添え字のつけ方。原則は順番に付与するが、他の規格との混乱を避けるために、飛ばすこともできるようにした。

- Addendum k, 2020/9/30

混合物の成分の唯一性 (ユニーク) の定義を追加。

- Addendum n, 2020/9/30

申請データの有効数字の推奨表とデータの出所の明示を追加。

- Addendum ag, 2022/8/31

新規冷媒の申請書類は、紙の申請書類提出を不要とし、電子書類で提出することに変更。

これらの Addenda は、ASHRAE の SSPC (Standing Standard Project Committee) 34 において、検討、承認された。SSPC34 では、ISO 817 との整合について検討を継続中である。

2.2.2 機器の安全性に係る規制, 規格

冷凍空調機器の安全性に関する国際規格としては、国際電気標準会議 IEC (International Electrotechnical Commission) が発行する IEC 60335 シリーズがある。これは、家庭用電気機器の安全性の基本となる規格 IEC 60335-1 “Household and similar electrical appliances – Safety – Part 1: General requirements” と個別の電気機器の安全基準を定めた Part 2 から構成されており、個別の機器に対しては Part 1 と Part 2 を併せて適用する。機器そのものの安全基準となり、後述する冷凍空調機器全般の安全性に係る規格と重なる

部分があるが、重複する場合は機器の規格が優先される。冷凍空調機器に関連する Part 2 の規格としては下記のものがある。

IEC 60335-2-24: Particular requirements for refrigerating appliances, ice-cream appliances and ice-makers

IEC 60335-2-34: Particular requirements for motor-compressors

IEC 60335-2-40: Particular requirements for electrical heat pumps, air-conditioners and dehumidifiers⁶⁾

IEC 60335-2-89: Particular requirements for commercial refrigerating appliances and ice-makers with an incorporated or remote refrigerant unit or motor-compressor⁷⁾

IEC 60335-2-24, 34, 89 は、IEC の分科委員会 IEC/TC61/SC61C “Safety of refrigeration appliances for household and commercial use”が担当しており、IEC 60335-2-40 は、IEC/TC61/SC61D “Appliances for air-conditioning for household and similar purposes” が担当している..

米国には、材料や部品、装置から製品に至るまでの機能や安全性に関する試験、検査、認証を行う、UL (Underwriters Laboratories Limited Liability Company) が策定する UL 規格があり、IEC 規格を基にした UL 60335 シリーズの安全規格を発行している。また、ルームエアコンに関する規格 UL 484 がある。

一方、欧州には、欧州標準化委員会 (CEN: Comité Européen de Normalisation) が定める EN 60335 シリーズの規格がある。

(1) IEC 60335-2-40

IEC60335-2-40 は機器の規格であり、設置場所の要件や冷媒の使用に関する占有区分の規定は含まれておらず、一般的な空調等での利用を想定している。また、冷媒としては A1, A2L, A2, A3 を対象としており、可燃性冷媒のモル質量は 42 kg/kmol 以上に限定している。

IEC 60335-2-40 の最新版は、2022 年 5 月に発行された Edition 7.0⁶⁾ で、2018 年 1 月の Edition 6.0 を改定したものである。

次世代冷媒を選定するうえで重要なポイントとなる冷媒充填量の制限について、Edition 6.0 では、A2L 冷媒に対する充填量制限等の要件が規定されるとともに、気密強化冷凍システム (ETRS: Enhanced Tightness Refrigerating System) の定義が追加されて、A2L 冷媒使用に対する規制の緩和が図られた。

Edition 7.0 では、A2L 冷媒に対する充填量制限をさらに緩和するとともに、A2, A3 冷媒に対しても緩和要件を拡大している。すなわち、A2, A3 冷媒に対する充填量制限等の要件が追加され、A2, A3 冷媒にも気密強化システムの適用を拡大して、充填量制限を緩和している。また、安全遮断弁で遮断することなどによる、放出可能な充填量を適用する要件も追加されている。

冷媒充填量の緩和で重要となる気密強化冷凍システム ETRS の条件としては、占有スペースに圧縮機や冷媒を含む圧力容器を配置しないこと、占有スペース内の室内ユニットの冷媒を含む部分が回転部品などの故障による損傷から保護されていること、占有スペース内の冷媒を含む部品の振動を抑えることや凍結防止など、占有スペースへの漏れの可能性を抑える要件が定められている。これに対応するシステムとして想定されるのは、スプリットエアコンやビル用マルチ空調システムである。

冷媒充填量の制限については、附属書 GG (Annex GG) にまとめられている。充填量制限は、燃焼下限濃度 LFL (kg/m³) を用いた、下記の制限値 m₁, m₂, m₃ により制約されている。

A2, A3 冷媒に対して：

$$m_1 = 4 \times \text{LFL} \quad (2.2-1)$$

$$m_2 = 26 \times \text{LFL} \quad (2.2-2)$$

$$m_3 = 130 \times \text{LFL} \quad (2.2-3)$$

A2L 冷媒に対して：

$$m_1 = 6 \times \text{LFL} \quad (2.2-4)$$

$$m_2 = 52 \times \text{LFL} \quad (2.2-5)$$

$$m_3 = 260 \times \text{LFL} \quad (2.2-6)$$

附属書 GG の冷媒充填量に関する条項の概要を、充填量制限の範囲とシステムで分類して、Table 2.2-4 に示す。

Table 2.2-4 Outline of Annex GG⁴⁾

Refrigerant charge	Direct system ^a			Indirect system ^b
	Indoor space		Outdoors	
	Refrigerant charge and room area	Refrigerant charge, room area and additional requirements	Additional ventilation	
$m_c \leq m_1$ or $m_{rl} \leq m_1$	No room size restriction			No room size restriction, GG.6
$m_1 < m_c \leq 2 \times m_1$ (appliances which are not fixed appliances)	Not allowed	GG.7	Not allowed	
$m_1 < m_c \leq m_2$	GG.2.1	GG.2.2 ^c , GG.2.3 ^d , GG.9 ^c , GG.10 ^c , GG.14 ^d	GG.3, GG.8 ^c , GG.10 ^c	
$m_2 < m_c \leq m_3$	Not allowed	GG.9 ^c , GG.10 ^c	GG.3, GG.8 ^c , GG.10 ^c	
$m_c > m_3$	Beyond the scope of this standard. National standards apply			

^a Direct system means a refrigerating system in which a single rupture of the refrigerant circuit results in a refrigerant release to an indoor space, irrespective of the location of the refrigerant circuit.

^b Indirect system means a refrigerating system in which a single rupture of the refrigerant circuit does not leak into an indoor space, irrespective of the location of the refrigerant circuit.

^c These clauses are only applicable to appliances with **A2L refrigerant**.

^d These clauses are only applicable to appliances with **A2 or A3 refrigerant**.

表中に分類された附属書 GG の条項番号のタイトルを以下に示す。

GG.2: 換気されていない空間での充填量制限の要件

GG.2.1: 一般

GG.2.2: 一体型循環気流を備えた A2L 冷媒を使用する固定機器

GG.2.3: 一体型循環気流を備えた A2, A3 冷媒を使用する固定機器

GG.3: 機械換気のある空間での充填量制限の要件

GG.6: 二次熱交換器を用いた冷凍システムの要件

GG.7: 冷媒充填量が $m_1 < m_c \leq 2m_1$ で移動式の工場密封パッケージシステム

GG.8: A2L 冷媒を使用する機器の換気空間の要件

GG.9: 空気ダクトを介して 1 つ以上の部屋と接続された A2L 冷媒を使用する機器の充填量制限

GG.10: A2L 冷媒を使用する気密強化システム (ETRS) の許容充填量

GG.14: A2, A3 冷媒を使用する気密強化システム (ETRS) の許容充填量

Edition 7.0 では, ETRS での A2L 冷媒の充填量を制限する GG.10 の要件が緩和されるとともに, ETRS での A2, A3 冷媒の充填量を規定する GG.14 が新たに制定されている。Edition 6.0 から 7.0 への改定の要点を Table 2.2-5, 2.2-6 に示す。

Table 2.2-5 Key points of revision of IEC 60335-2-40

	IEC6 版(2018 年)	IEC7 版 FDIS(2022 年)
警告マーク	A2L 固有の火炎マーク	A3 と同マーク+A2L など等級
対策要求	充填量で制限	放出可能な充填量での制限も可
着火源の規定	誘導負荷(モータ)の限界を規定	誘導負荷+その他(ヒータ)
ETRS	A2L にほぼ限定	A3 にも緩和して適用を拡大
許容表面温度	HSIT(加熱面着火温度)-100K または AIT(発火点)-100K	HSIT-100K または AIT
安全遮断弁の漏れ	規定なし	トータルで 4×LFL (1.2g/s=4.32kg/h)
冷媒センサシステム	冷媒センサシステムによる対策を明示 自己チェックなどを要求	耐久性などを追加(冷媒+油噴霧など) 試験公差など詳細を追加規定

Table 2.2-6 Key points of revision for refrigerant charge limit of IEC 60335-2-40

		IEC6 版(2018 年)		IEC7 版 FDIS(2022 年)		
充填量制限		A2L は冷媒回路ごと A3 は 1 台あたりの総量		全て回路ごとの規定		
ETRS (10kg/h 漏)		A2L 冷媒にほぼ限定		A3 冷媒にも適用		
ETRS 許容充填量		ETRS を新たに規定 室内機の数× m_2 (最大 m_2 × 4)		m_3 (A2L)		
ETRS の CF (充填率=LFL に対する比)		地下最下層階	その他	地下最下層階	その他	
					1.8m 以上 or 循環有	1.8m 未満で 循環無
	0.25 以下	対策不要	対策不要	対策不要	対策不要	対策不要
	0.25~0.5	対策2個	対策1個	対策不要	対策不要	対策不要
	0.5~0.75	据付禁止	対策2個	対策1個+警報	対策不要	対策1個
0.75 以上	据付禁止	対策2個	据付禁止	対策1個+ 警報	警報+追加 対策1個	

(2) IEC60335-2-89

IEC60335-2-89 は、業務用の冷凍機器および製氷機に関する安全規格で、2010 年版を改定して 2019 年 6 月に発行された Ed. 3.0⁷⁾が最新版である。

Edition 3.0 への改定の大きなポイントは、それまで禁止されていた 150 g を超える可燃性冷媒を封入する機器の要件が追加されたことである。冷媒回路内の冷媒を含む部品が、損傷から保護される要件や冷媒が漏れ出した場合に冷媒が集中しないような構成や空気流の措置を講ずるなどの要件のもとに、可燃性冷媒の充填量を LFL の 13 倍、あるいは 1.2 kg のいずれか小さい値を上限として許容している。この改定により、例えば、典型的な A3 冷媒のプロパン R290 では、燃焼下限界濃度 LFL=0.038 kg/m³ の 13 倍の約 500g まで使用できることとなった。

本規格についても、Edition 4.0 に向けて、各国からの改定提案のコメントに対する検討が継続して実施されており、2022 年 12 月に CDV の発行が予定されている。その後、FDIS が発行され、Edition 4.0 の発行は 2023 年 8 月に予定されている。

次世代冷媒の安全性に関連して、日本からは下記の提案を提出している。

- 1) 可燃性冷媒の充填量の基準として「LFL の 13 倍、あるいは 1.2 kg のいずれか小さい値を上限とする」

という規定から、A2L 冷媒については、1.2 kg の制限を削除する提案。

A2L 冷媒は LFL が大きいので、結果として LFL の 13 倍ではなく 1.2kg の制限により、A2L 冷媒の充填量は LFL の 4 倍程度と低く抑えられている。しかし、A2 冷媒の燃焼性は低く、IEC60335-2-40 では、A2L 冷媒の LFL に対する倍数の上限は A2 および A3 冷媒より大きく設定されている。このことから、A2L 冷媒に対しては 1.2kg の上限値をなくして、A2、A3 冷媒に比べて許容充填量が低く制限されていることを修正する提案である。

- 2) A2L 冷媒に対して、高温表面温度の上限を規定する基準として、自己着火温度ではなく、高温表面着火温度を基準とする提案。

A2L 冷媒は A2、A3 冷媒よりも着火しにくく、IEC 60335-2-40 で採用している表面着火温度の概念を導入して、これを基準に高温表面の上限温度を規定する提案である。

上記の 1) の提案では、本調査事業の WG II で実施している冷媒漏洩時の濃度分布計測で検証した解析コードを用いて、漏えい解析を行った結果を提示し、IEC の委員会で説明を行い、日本の提案が認められている。次期の改定に採用される予定である。

上記 2) の提案は、WG II で実施している着火源の評価を踏まえて行ったものである。

2.2.3 冷凍空調全般の安全性に係る規制、規格

冷凍空調全般に関する国際規格としては、ISO 5149 “Refrigerating systems and heat pumps – Safety and environmental requirements”⁸⁾⁻¹¹⁾がある。また、ASHRAE が発行する ASHRAE Standard 15 “Safety Standard for Refrigeration Systems”¹²⁾も次世代冷媒の使用にあたっては大きな影響がある。

(1) ISO 5149

ISO 5149 は ISO/TC86/SC1 “Safety and environmental requirements for refrigerating systems” が担当しており、作業グループ WG1 “Safety and environmental requirements for refrigerating systems and heat pumps” で検討が行われている。

ISO 5149 は、冷凍空調システムの安全性を確保するための、機器およびシステムの設計、構造、設置、運用、廃棄に係る基準を定めている。現在のバージョンは、1993 年版を改定して 2014 年に発行されたもので、基本的な構成や内容は欧州標準化委員会 (CEN) の規格 EN 378 を基に、世界各国からの提案により修正されている。規格は 4 つのパート (ISO 5149-1, 2, 3, 4) に分かれており、その内容は下記のようになっている。

- part 1 : Definitions, classification and selection criteria 定義, 分類, 選択基準⁸⁾
- part 2 : Design, construction, testing, marking and documentation 設計, 構造, 試験, 表示, 文書⁹⁾
- part 3 : Installation site 設置場所¹⁰⁾
- part 4 : Operation, maintenance, repair and recovery 運転, 保守, 修理, 回収¹¹⁾

ここで、次世代の冷媒を選定するうえで重要なポイントとなる冷媒充填量の制限については、ISO 5149 - part 1 の附属書 A に定められており、下記の手順で決定される。

- (a) 3 つの占有カテゴリーと 4 つの設置場所の種類でどの分類に当てはまるか定める。
- (b) (a) の分類に当てはめて、冷媒の毒性等級による冷媒充填量の制限値を求める。
- (c) (a) の分類に当てはめて、冷媒の燃焼性等級による冷媒充填量の制限値を求める。
- (d) 毒性と可燃性による制限値の低い方の冷媒充填量制限が適用される。

上記の占有カテゴリー (Categories of occupancy) としては、下記の 3 種類の分類が定義されている。

一般占有：人々が眠ったり、動きが制限されていたり、不特定多数の人がいるような部屋や建物。

管理占有：施設の安全上の注意事項を把握している特定の人がいる部屋や建物。

権限者占有：権限があり、施設の安全上の特別な注意事項を把握している人がいる部屋や建物。

設置場所の種類としては、下記の 4 種類が定義されている。

Class I : 冷凍システムや冷媒を含む機械装置が占有空間にある場合。

Class II : 冷凍システムの圧縮機や圧力容器が、屋外や機械室にある場合。

Class III : 冷媒を含むすべての部品や装置が、機械室あるいは屋外にある場合。

Class IV : 冷媒を含むすべての部品や装置が、換気されている筐体内にある場合。

附属書 A には、上記の占有カテゴリと場所の種類に応じて、毒性等級および燃焼性等級による冷媒充填量制限値の計算方法が示されている。それぞれの充填量制限は、IEC 60335-2-40 と同様に、燃焼下限界濃度 LFL (kg/m³) を用いた、式 (2.2-1) ~ (2.2-6) の制限値 m₁, m₂, m₃ により制約されている。ただし、A2L 冷媒に対する m₃ の式 (2.2-6) の係数は、260 ではなく 195 としている。

次期改定に向けた検討も進行中である。Figure 2.2-1 は、ISO 5149 シリーズの改定を担当する作業部会 (WG1 : Safety and environmental requirements for refrigerating systems and heat pumps) が、2021 年 1 月に開催された分科委員会 (SC1: Safety and environmental requirements for refrigerating systems) の大会で示した ISO 5149 シリーズ改定に向けた工程表である。

Part	2013	2014	2015	2016-2018	2019	2020	2021	2022	2023	2024
1	Start mandated work	Publication of ISO 5149-1:2014	Drafting and publication of ISO 5149-1:2014/A1		Drafting and publication of ISO 5149-1:2014/A2					
			Preparing the revision of ISO 5149-1:2014				NP ballot	DIS ballot	FDIS ballot	Estimated publication
2	Start mandated work	Publication of ISO 5149-2:2014			Drafting and publication of ISO 5149-2:2014/A1					
			Preparing the revision of ISO 5149-2:2014				NP ballot	DIS ballot	FDIS ballot	Estimated publication
3	Start mandated work	Publication of ISO 5149-3:2014			Drafting and publication of ISO 5149-3:2014/A1					
			Preparing the revision of ISO 5149-3:2014				NP ballot	DIS ballot	FDIS ballot	Estimated publication
4	Start mandated work	Publication of ISO 5149-4:2014	Preparing revision of ISO 5149-4:2014			NP ballot	DIS and FDIS ballots	Estimated publication		

Figure 2.2-1 Estimated timeline for amending/revising the ISO 5149 series

これまでに発行されている Amendment (修正票) の概要は下記のとおりである。

ISO 5149-1 Amendment 1 (2015.10)¹³⁾: A2L, A2 および A3 冷媒に対する充填量制限に関する附属書 A.5 における、追加換気による濃度限界 QLAV および QLMV の定義の修正など。

ISO 5149-1 Amendment 2 (2021.1)¹⁴⁾: 毒性に関する冷媒充填量制限の要求事項を定めた Table A.1 において、附属書 A.5 適用範囲の訂正および附属書 A.5 の適用条件の修正。また、冷媒指定の一覧表 Table B.1~B.3 への新規冷媒の追加など。

ISO 5149-2 Amendment 1 (2020.6)¹⁵⁾: 部品や配管の要求項目の対応を示す Table 1 の修正、気密試験の要件修正、表示要件の修正、可燃性冷媒の配管接続に関する要件の修正、超過圧力に対する保護要件の修正など。

ISO 5149-3 Amendment 1 (2021.3)¹⁶⁾: 機械室および緊急の機械換気要件の修正など。

今後の改定として、ISO 5149-1, 2, 3 は 2024 年の改定版発行を予定している。ISO 5149-4 の改定版は 2022 年発行予定となっており、2022 年 8 月に FDIS が発行され、9 月に承認されている。

ISO 5149 は、IEC 60335-2-40 や IEC 60335-2-89 のような個別の機器の安全規格と並列して存在しており、個別の規格がある場合はそれらが ISO5149 よりも優先して適用される。一方、個別の規格がない冷凍空調に関連する製品については ISO 5149 が適用される。そのため、ISO 5149 は IEC 規格と整合を採っていく必要があると考えられており、次期の改定においては、冷媒の充填量制限など、個別の機器に対する IEC 規格と整合性を確保する方向で検討が進められている。

(2) ASHRAE Standard 15

ASHRAE Standard 15¹²⁾は、冷凍システムの安全な設計、組み立て、設置、及び運用のための規格である。

冷媒充填量の制限は、冷凍システムの占有分類およびシステムの分類により定められている。占有分類は、冷凍システムが設置されている場所の分類として、Table 2.2-7 のように定義されている。また、システム分類として、Table 2.2-8 のように定義されている。これらの分類に対して、冷凍システムの全冷媒が漏れた場合の冷媒濃度の制限として、冷媒充填量が制限されている。

Table 2.2-7 Occupancy classification

分類	内容
Institutional occupancy 施設占有	障害者、衰弱、または閉じ込められているため、居住者が他者の支援なしですぐに離れることができない建物または建物の一部。施設占有には特に、病院、養護施設、保護施設、および鍵付きの部屋のあるスペースが含まれる。
Public assembly occupancy 公共集会占有	多数の人々が集まる場所であり、居住者がそこから素早く出ていくことができない建物またはその一部。公共集会占有には特に、講堂、ボールルーム、教室、旅客待合所、レストラン、劇場が含まれる。
Residential occupancy 居住占有	居住者に完全な独立した生活施設を提供する建物または建物の一部であり、居住、睡眠、食事、調理、および衛生のための継続的な提供を含む。居住占有には、特に寮、ホテル、集合住宅、個人住宅が含まれる。
Commercial occupancy 商業占有	人々がビジネスをやり取りしたり、個人的なサービスを受けたり、食料やその他の商品を購入したりする建物または建物の一部。商業占有には特に、オフィスおよび専門ビル、市場（ただし、大規模商業占有ではない）、および産業占有として適格ではない作業または保管エリアが含まれる。
Large mercantile occupancy 大規模商業占有	個人が商品を購入するために 100 人以上が地上より上または下の階に集まる建物または建物の一部。
Industrial occupancy 産業占有	許可された人によるアクセスが制御され、化学物質、食品、氷、肉、石油などの商品を製造、処理、または保管するために使用される、一般公開されていない建物または建物の一部。
Mixed occupancy 混合占有	同じ建物内に 2 以上の占有がある場合。各専有が建物の残りの部分から壁、床、天井、および自動閉鎖ドアによって隔離されている場合、各専有の要件は建物のその部分に適用される。さまざまな占有がそれほど分離されていない場合、最も厳格な要件を持つ占有が適用される占有となる。

Table 2.2-8 Refrigerant system classification

分類	内容
High-Probability System 高確率システム	接続、シール、またはコンポーネントの故障による冷媒の漏れが占有スペースに入るように、基本設計またはコンポーネントの位置が設定されているシステム。例えば、(a) 直接システム、または (b) 冷媒が二次冷却液よりも高い圧力となる可能性がある間接開放スプレーシステム。
Low-Probability System 低確率システム	基本設計またはコンポーネントの位置が、接続、シール、またはコンポーネントの故障による冷媒の漏れが占有スペースに入らないようなシステム。例えば、(a) 間接閉鎖システム、または (b) 二重間接システム、および (c) 二次冷却液圧力が運転およびスタンバイのすべての条件で冷媒圧力よりも高い間接開放スプレーシステム。

最新の ASHRAE Standard 15 として、2022 年 10 月に 2019 年版の ASHRAE Standard 15-2019 を改定した 2022 年版¹²⁾が発行された。2019 年版発行後も、継続的に改定の検討は行われてきており、以下の addenda⁵⁾が発行されてきた。2022 年版の ASHRAE Standard 15-2022 は、ASHRAE Standard 15-2019 とこれらの addenda をまとめたものである。

- Addendum a, 2020/2/6
圧力容器保護装置の、新しい冷媒に対する容量係数の追加と、既存の冷媒に対する容量係数の見直し。
- Addendum b, 2020/2/6
”listed”という用語の定義の変更と、”labeled”という用語の定義の追加。
- Addendum c, 2020/2/6
製品安全基準にリストされている機器について、A1 以外の冷媒量の制限を設けて、使用を許可する変更。
- Addendum d, 2022/4/29
ASHRAE Standard 15.2 の発行に伴い、規格の適用範囲から家庭用のシステムを除外する。
- Addendum e, 2022/1/27
冷媒配管の設計、設置、場所、および試験に関連する要件の改定。建築基準法に沿って形式や用語を整えている。
- Addendum f, 2020/9/30
参考情報を記載する附属書を新たに設置し、規範的参照情報を本文に移動する。
- Addendum g, 2022/8/31
放出可能な冷媒充填量の考え方を導入するための修正。また、漏れた冷媒が分散する空間容積の説明や濃度限界の計算手順の見直し。
- Addendum i, 2020/7/31
アンモニア冷凍装置の規制を、ANSI / IIR 2 によるものとするための修正。ASHRAE Standard 15-2016 の Addendum で ANSI / IIR 2 へ切り替えたが、その後の Addendum でアンモニアへの参照が誤って追加されたため、これを修正する。
- Addendum j, 2020/10/30
A1 または B1 に分類された冷媒を参照するときに、「可燃性」および「不燃性」という用語を冷媒クラスに置き換える。
- Addendum k, 2020/10/30
製品の安全性をリストする規格を明確にする。具体的には、UL 484, UL/CSA 60335-2-40。
- Addendum l, 2022/8/31
可燃性冷媒 (A2L, A2, A3) を使用する業務用システムの要件を追加。
- Addendum m, 2022/6/30
A2L 冷媒を使用する人のための空調において、機械換気の使用に関する許容範囲の変更。
- Addendum n, 2022/5/31
ダクト内の流速の説明の明確化。
- Addendum o, 2022/4/29
冷媒を変更する場合の通知の明確化。
- Addendum p, 2022/8/31
A2L 冷媒を使用する人のための空調について、冷媒充填量制限の変更。
- Addendum q, 2022/5/31
A2L 冷媒を使用する機械室の機械換気要件の変更。
- Addendum r, 2022/5/31
機械室の定義の修正。
- Addendum s, 2022/8/31
A1 以外の冷媒について、漏えい時の冷媒検出および緩和要件の修正。
- Addendum u, 2022/8/31
“approved, nationally recognized laboratory” の定義を、米国労働安全衛生局 (OSHA) の使用に合わせる修正。
- Addendum v, 2022/8/31
ろう付け接合とはんだ付け接合の定義の更新。
- Addendum w, 2022/8/31
冷媒安全グループの使用に関する説明の更新。

また、北米の住宅用製品の安全基準 UL/CSA 60335-2-40 第3版は、可燃性冷媒に対応するように変更されており、2019年12月に発行された。これに対応する住宅用冷凍システムの安全な設計と設置のための規格として、新たに ASHRAE Standard 15.2 “Safety Standard for Refrigeration Systems in Residential Applications” が2022年4月29日に発行されている。現時点で ASHRAE Standard 15.2 が規制の対象とする冷媒は、A1 および A2L 冷媒であり、その他の冷媒は ASHRAE Standard 15 でカバーされる。

2.2.4 国内の冷媒および機器の安全性に係る規制、規格

(1) 高圧ガス保安法

高圧ガス保安法は、高圧ガスによる災害を防止することを目的としており、この法律に基づき冷凍空調に関連する省令として冷凍保安規則、容器保安規則、一般高圧ガス保安規則が定められている。特に冷凍空調システムへの次世代冷媒の適用に当たっては、冷凍保安規則との係りが大きい。

次世代冷媒では、地球温暖化防止の観点から GWP 値の低い冷媒が求められているが、GWP 値と燃焼性はトレードオフの関係にあるため、GWP 値の低い冷媒は燃焼性が高まる傾向にあり、安全性への対応が大きな課題である。冷凍保安規則では、冷媒ガスを可燃性ガス、毒性ガス、不活性ガスに分類し、その適用基準が定められている。2016年に、GWP 値は低い弱い燃焼性がある冷媒である R1234yf, R1234ze, R32 が、新たに掲名により冷凍保安規則の不活性ガスに分類されるとともに、不活性ガスの一部として特定不活性ガスの分類を設けて、これら3種類のガスをさらに特定不活性ガスに掲名し、その適用基準を定める改正が行われた。

これにより、冷媒が漏えいしたときの保護措置を講ずることにより不活性ガスと同一の基準で、GWP の小さい特定不活性ガスを使用できるようになった。その後、2017年に、それまでガスの分類を掲名によって定義していたものを、それぞれのガスの爆発限界の値により可燃性ガスと不活性ガスに区分して分類する方式も併用する改正が行われた。但し、特定不活性ガスは、なお掲名によって定められているので、次世代冷媒が次々に検討、開発されている現状では冷凍保安規則の改正が追いつかず、新たな冷媒実用化への対応が難しくなっていた。また、燃焼性の基準についても、国際規格である ISO817 や ASHRAE34 とは異なっており、次世代冷媒の取り扱いに関して、国際規格との整合性と国内法規のこれまでの考え方との継続性のバランスをどのように取っていくかも課題となっていた。

このような状況の中で、燃焼性の試験方法を含めて、燃焼性の基準、特に特定不活性ガスの基準に関する見直しの検討が、平成30年度の経済産業省委託事業として高圧ガス保安協会において行われた¹⁷⁾。この結果を受けて、2021年4月に冷凍保安規則の改正¹⁸⁾が行われた。改正では、特定不活性ガスを判定する基準が定められている。改正前の冷凍保安規則の第2条に掲名されていたガス以外のガスについて、可燃性ガスと不活性ガス、特定不活性ガス等を判定する基準を、Figure 2.2-2 にフロー図で示す。

まず、爆発限界による可燃性ガスの判定基準Aを適用して、これを満たすものを可燃性ガスとする。但し、判定基準Bを満たすものは可燃性ガスから除外する。次に、判定基準Bで可燃性ガスから除外されたガス、あるいは判定基準Aで可燃性ガスから除外されたガスのうち、判定基準Cを満たす、すなわちフルオロカーボンであるガスについて、判定基準Dを適用する。判定基準Dに従い、火炎伝搬が確認されたガスは特定不活性ガスとなり、火炎伝搬が確認されないガスは不活性ガスとなる。なお、判定基準Cでフルオロカーボンではないガスは、可燃性ガス、特定不活性ガス、不活性ガスではないそれら以外のガスとなる。

ここで、判定基準Aの燃焼性試験方法については、これまでのA法に代わって、EN 1839 : 2017 の測定方法に従って判定するように改定されている。また、判定基準Bのうちの数値基準は、ISO 817:2014 の2L冷媒を判定する基準と整合させた基準となっている。従って、燃焼熱は、ISO 817:2014 6.1.3.7 に示される条件による理論計算により算定し、燃焼速度は、ISO 817:2014 6.1.3.1 に示される方法による。また、判定基準Dの火炎伝播は、ISO 817:2014 に示される方法を用いる。

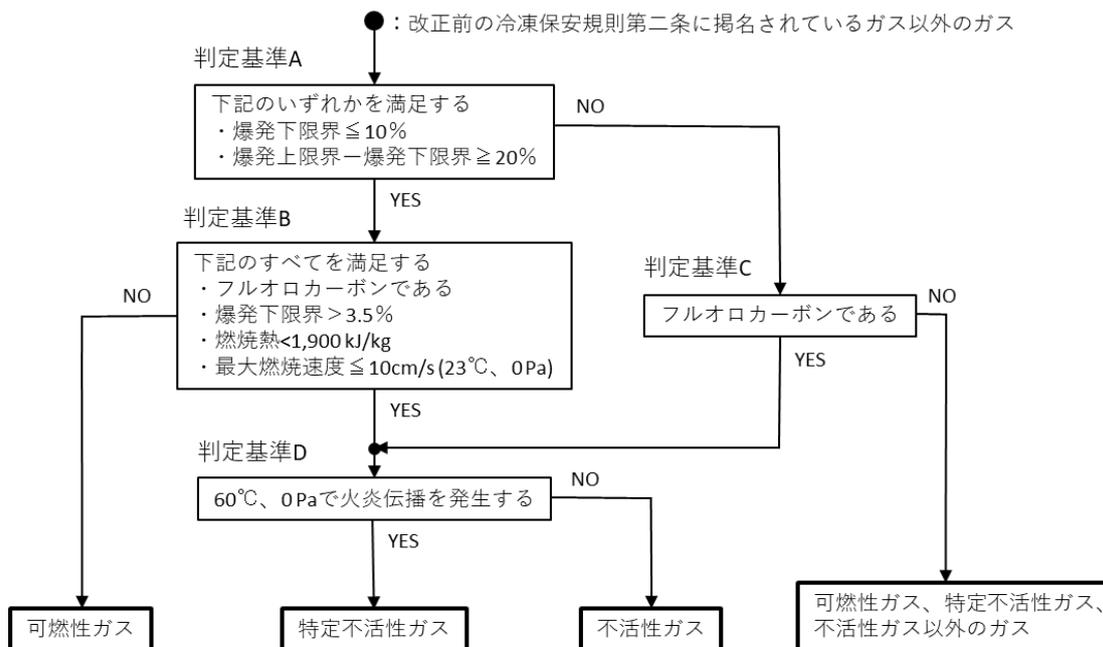


Figure 2.2-2 改正による可燃性ガスと不活性ガス，特定不活性ガスの判定フロー

(2) 日本産業規格 (JIS)

冷凍空調機器の安全性に関しては，国際規格 IEC 60335 シリーズに対応した下記の JIS 規格がある。これらは，IEC60335 の内容を基本とし，一部の条項で国内の状況を考慮して変更を加えたものとなっている。以下に，関連する JIS 規格を示す。対応する国際規格を [] 内に示す。

JIS C 9335-1:2014 家庭用及びこれに類する電気機器の安全性－第 1 部：通則 [IEC 60335-1:2010]

JIS C 9335-2-24:2017 家庭用及びこれに類する電気機器の安全性－第 2－2 4 部：冷却用機器，アイスクリーム機器及び製氷機の個別要求事項 [IEC 60335-2-24:2010]

JIS C 9335-2-34:2019 家庭用及びこれに類する電気機器の安全性－第 2－3 4 部：電動圧縮機の個別要求事項 [IEC 60335-2-34:2010]

JIS C 9335-2-40:2022 家庭用及びこれに類する電気機器の安全性－第 2－4 0 部：エアコンディショナ及び除湿機の個別要求事項 [IEC 60335-2-40:2002]

JIS C 9335-2-89:2021 家庭用及びこれに類する電気機器の安全性－第 2－8 9 部：業務用冷凍冷蔵機器及び製氷機の個別要求事項 [IEC 60335-2-89:2019]

現在，IEC 60335-1 Ed. 6.0:2020 に対応する JIS C 9335-1 の改正作業が行われており，2023 年 3 月の改正が予定されている。

JIS C 9335-2-40:2022 は，IEC 60335-2-40 Ed. 6.0:2018 に対応する改正が行われたものであり，3 月 22 日に公示された。ただし，対応国際規格 IEC 60335-2-40 の Ed. 7.0 が 2022 年 5 月に発行されたことから，その内容を反映するために，追補の準備が進められており，2023 年 1 月頃の公示を予定している。

3) JRA 規格

国内では，一般社団法人日本冷凍空調工業会において，冷凍空調関連製品や部品の業界規格として，JRA（日本冷凍空調工業会標準規格）と JRA-GL（日本冷凍空調工業会ガイドライン）という二種類の規格¹⁹⁾が定められている。燃焼性の冷媒を使用した機器の安全性に関するものとして，これまでに下記のような規格が発行されている。2021 年には，JRA 4078 と JRA GL-21 が発行された。

JRA 4070:2020 微燃性 (A2L) 冷媒を使用した業務用エアコンの冷媒漏えい時の安全機能要求事項

JRA 4072:2017 微燃性 (A2L) 冷媒を使用した低温機器の冷媒漏えい時の安全機能要求事項

JRA 4073:2020 微燃性 (A2L) 冷媒を使用した設備用エアコンの冷媒漏えい時の安全機能要求事項

JRA 4078:2021 可燃性冷媒を使用した内蔵型冷凍冷蔵機器の冷媒漏洩時の安全機能要求事項

JRAGL-15:2016 微燃性 (A2L) 冷媒を使用したチラーの冷媒漏えい時の安全確保のための施設ガイドライン

- JRAGL-16:2020 微燃性（A2L）冷媒を使用した業務用エアコンの冷媒漏えい時の安全確保のための施設ガイドライン
- JRAGL-18:2017 微燃性（A2L）冷媒を使用した低温機器の冷媒漏えい時の安全確保のための施設ガイドライン
- JRAGL-19:2020 微燃性（A2L）冷媒を使用した設備用エアコンの冷媒漏えい時の安全確保のための施設ガイドライン
- JRAGL-20:2016 特定不活性ガスを使用した冷媒設備の冷媒ガスが漏えいしたときの燃焼を防止するための適切な措置
- JRAGL-21:2021 可燃性冷媒を使用した内蔵型冷凍冷蔵機器の冷媒漏洩時の安全確保のための施設ガイドライン

参考文献

- 1) ISO 817: 2014, Refrigerants – Designation and safety classification, ISO, (2014)
- 2) ANSI/ASHRAE Standard 34-2022, Designation and safety classification of refrigerants, ASHRAE, (2022)
- 3) ISO 817: 2014/AMENDMENT 1:2017, Refrigerants – Designation and safety classification, ISO, (2017)
- 4) ISO 817: 2014/AMENDMENT 2:2021, Refrigerants – Designation and safety classification, ISO, (2021)
- 5) ASHRAE, <https://www.ashrae.org/technical-resources/standards-and-guidelines/standards-addenda>
- 6) IEC 60335-2-40: 2022, Household and similar electrical appliances – Safety – Part 2-40: Particular requirements for electrical heat pumps, air-conditioners and dehumidifiers, IEC, (2022)
- 7) IEC 60335-2-89: 2019, Household and similar electrical appliances – Safety – Part 2-89: Particular requirements for commercial refrigerating appliances and ice-makers with an incorporated or remote refrigerant unit or motor-compressor, IEC, (2019)
- 8) ISO 5149-1: 2014, Refrigerating systems and heat pumps — Safety and environmental requirements — Part 1: Definitions, classification and selection criteria, ISO, (2014)
- 9) ISO 5149-2: 2014, Refrigerating systems and heat pumps — Safety and environmental requirements — Part 2: Design, construction, testing, marking and documentation, ISO, (2014)
- 10) ISO 5149-3: 2014, Refrigerating systems and heat pumps — Safety and environmental requirements — Part 3: Installation site, ISO, (2014)
- 11) ISO 5149-4: 2014, Refrigerating systems and heat pumps — Safety and environmental requirements — Part 4: Operation, maintenance, repair and recovery, ISO, (2014)
- 12) ANSI/ASHRAE Standard 15-2022, Safety Standard for Refrigeration Systems, ASHRAE, (2022)
- 13) ISO 5149-1: 2014/AMENDMENT 1: 2015, Refrigerating systems and heat pumps — Safety and environmental requirements — Part 1: Definitions, classification and selection criteria, ISO, (2015)
- 14) ISO 5149-1: 2014/AMENDMENT 2: 2021, Refrigerating systems and heat pumps — Safety and environmental requirements — Part 1: Definitions, classification and selection criteria, ISO, (2021)
- 15) ISO 5149-2: 2014/AMENDMENT 1: 2020, Refrigerating systems and heat pumps — Safety and environmental requirements — Part 2: Design, construction, testing, marking and documentation, ISO, (2020)
- 16) ISO 5149-3: 2014/AMENDMENT 1: 2021, Refrigerating systems and heat pumps — Safety and environmental requirements — Part 3: Installation site, ISO, (2021)
- 17) 平成 30 年度経済産業省委託 高圧ガス保安対策事業 (1) 高圧ガスの燃焼性試験方法等及び高圧ガスを利用した各種製品に関する法技術的課題の検討報告書：高圧ガス保安協会 (2019.3)
- 18) 経済産業省, https://www.meti.go.jp/policy/safety_security/industrial_safety/oshirase/2021/04/20210423_kouatsu_1.html
- 19) 日本冷凍空調工業会, <https://www.jraia.or.jp/jra/list.html>

2.3 冷凍空調機器の性能評価に係る規制，規格

Figure 2.3-1 に冷凍空調機器性能の試験法，評価に係る規格を示す．かつては，定格点の性能で機器の性能が称呼されていたが，15年くらい前から，期間性能による評価が導入され，その条件，試験法，評価法の規格化が進んできている．また，建築物の省エネルギーの観点から，建築物シミュレーションが求められ，その条件，方法，評価法に関する規格化も進んできている．

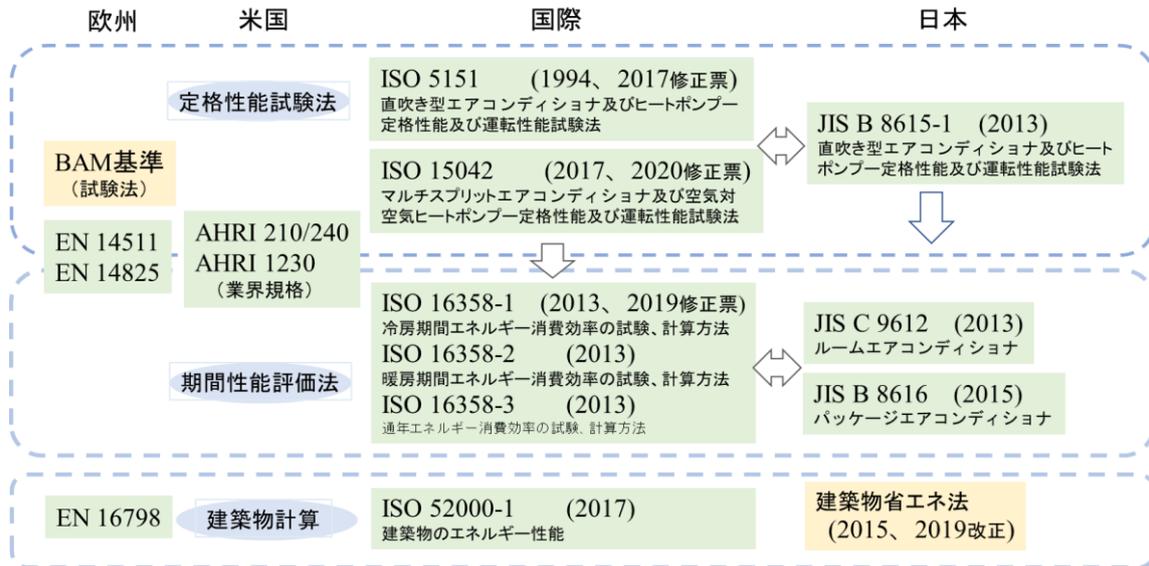


Figure 2.3-1 Standards related with testing and evaluation of performance

2.3.1 国際規格 ISO

冷凍空調機器の性能に関する国際規格を担当しているのは，ISO/TC86/SC6（Testing and rating of air-conditioning and heat pump）であり，以下の規格を取り扱っている．

ISO 5151:2017 Non-ducted air conditioners and heat pumps – Testing and rating for performance¹⁾

ISO 15042:2017 Multiple split-system air conditioners and air-to-air heat pumps – Testing and rating for performance

ISO 16358-1:2013 air-cooled air conditioners and air-to-air heat pumps – Testing and calculating methods for seasonal performance factors – Part 1: Cooling seasonal performance factor²⁾

ISO 16358-2:2013 air-cooled air conditioners and air-to-air heat pumps – Testing and calculating methods for seasonal performance factors – Part 2: Heating seasonal performance factor³⁾

ISO 16358-3:2013 air-cooled air conditioners and air-to-air heat pumps – Testing and calculating methods for seasonal performance factors – Part 3: Annual performance factor⁴⁾

(1) ISO5151

機器性能の試験法，定格条件を定めた規格である．Table 2.3-1 に定格の温度条件を示す．機器の設計仕様により該当する気候帯の条件を選択する．試験法は室形熱量計試験法および空気エンタルピー法試験法が規定されている．

室形熱量計試験法は，室内側及び室外側の能力を両方同時に測定する方法である．冷房時での室内側の能力は，蒸発器の冷却及び除湿の効果と

Table 2.3-1 Capacity rating conditions

冷房						
	T1 (温和な気候帯)		T2 (低温気候帯)		T3 (高温気候帯)	
	乾球温度DB	湿球温度WB	乾球温度DB	湿球温度WB	乾球温度DB	湿球温度WB
室内側	27	19	21	15	29	19
室外側	35	24	27	19	46	24
暖房						
	H1 (標準)		H2 (低温)		H3 (極低温)	
	乾球温度DB	湿球温度WB	乾球温度DB	湿球温度WB	乾球温度DB	湿球温度WB
室内側	20	15	20	15	20	15
室外側	7	6	2	1	-7	-8

室内側の加熱量及び加湿量とを平衡させて測定する。室外側の能力は、凝縮器で排除する熱量及び水分量と室外側の冷却量及び除湿量とを平衡させて測定する能力であり、室内側の冷房能力の確認試験として用いる。

空気エンタルピー試験法では、機器の吸込み及び吹出し空気の乾球温度及び湿球温度、並びに関連する風量を測定して、冷房能力及び暖房能力を決定する。

いずれも一定の平衡時間を要する定常試験であり、計測の方法、不確かさの許容範囲、能力の算定方法等に関して詳細な規定がある。

(2) ISO 16358

ISO16358は空冷エアコンディショナ及び空気対空気ヒートポンプを対象として、期間エネルギー効率の試験及び計算法を規定しており3部構成となっている。第1部が冷房、第2部が暖房、第3部が年間のエネルギー効率である。

試験方法はISO5151, 15042の規定に準拠する。期間エネルギー効率の計算は以下の手順に依っている。

- a. Table 2.3-2 に示す温度・湿度条件にて、能力、消費電力の測定を行う。機器の区分は、固定能力、2段能力、多段能力、能力可変の4種となっている。能力、消費電力は、固定能力機器以外の機器にあっては、中間値（50%能力）、最小値を測定または係数を用いた計算により求める。
- b. 想定空調負荷を設定する。Table 2.3-3 に定義された空調負荷を示す。冷房の場合、外気温度 20°C で負荷ゼロ、外気温度 35°C で定格能力値を負荷 100%としている。暖房の場合、外気温度 17°C で負荷ゼロ、外気温度 0°C で定格能力値（7°C）の 0.82 倍を負荷 100%としている。任意の外気温度における空調負荷は負荷ゼロと負荷 100%の間を線形変化するものとして求められる。
- c. 室外温度に対する能力特性、消費電力特性を決定する。Figure 2.3-2 で示されるように、線形の変化として表される。暖房時の外気温度-7°C以上、5.5°C以下の領域は着霜による影響を加えている。
- d. 室外温度の発生分布（室外温度と発生時間）を設定する。
- e. 期間エネルギー効率 F （＝期間総負荷量 L / 期間エネルギー消費量 C ）を算定する。期間総負荷量 L 、期間エネルギー消費量 C 共に外気温度出現頻度（時間）による総和として求めるが、期間エネルギー消費量 C は、断続運転の領域、着霜域、能力可変域の影響が加わることになり、これら計算のための係数等の提示がなされている。

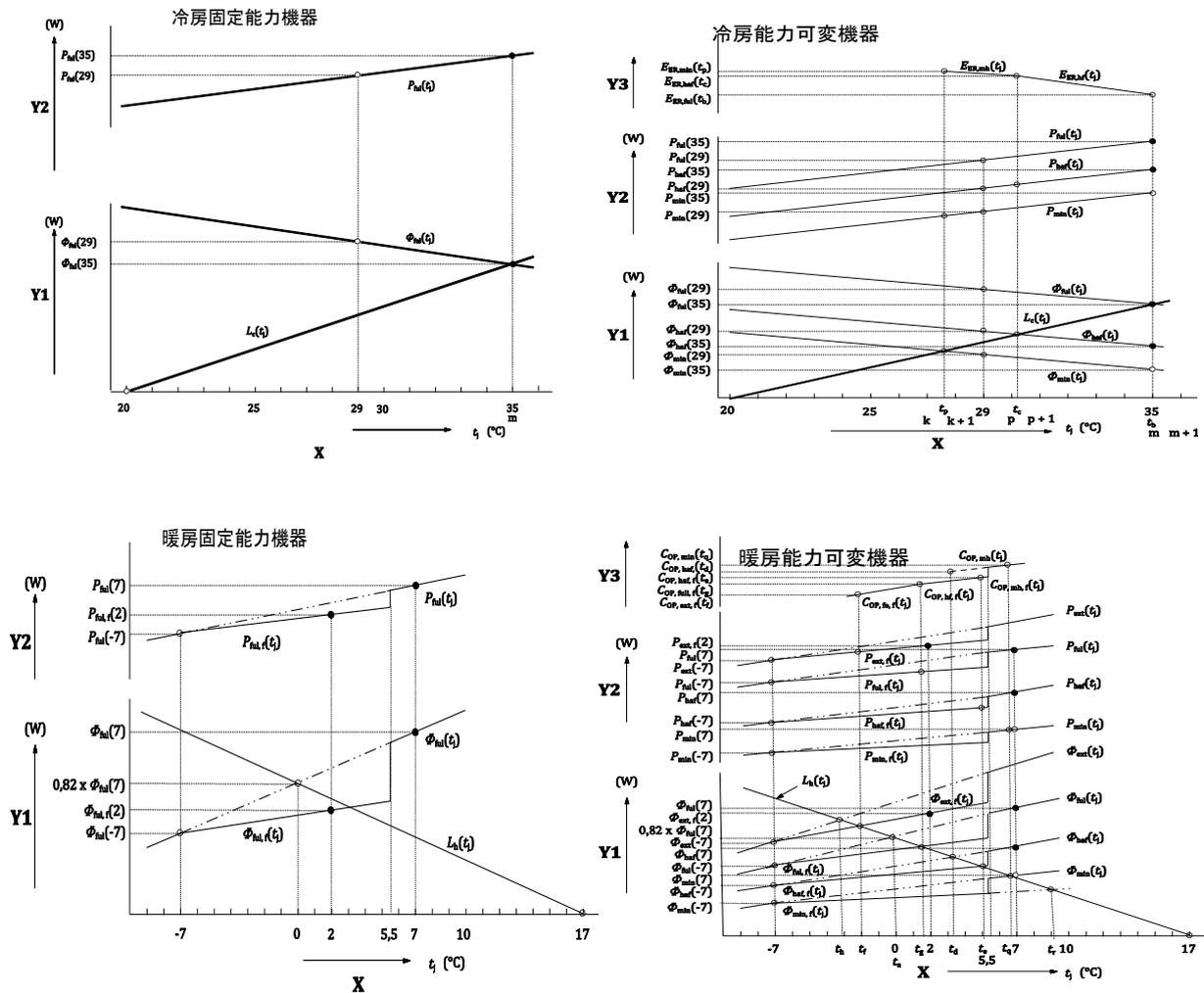
年間エネルギー効率は、（冷房期間総合負荷＋暖房期間総合負荷） / （冷房期間消費電力量＋暖房期間消費電力量）で求められる。

Table 2.3-2 Temperature and humidity conditions for testing

冷房								暖房							
定格能力				低温能力				定格能力				低温能力			
室内		室外		室内		室外		室内		室外		室内		室外	
DB(°C)	WB(°C)														
27	19	35	24	27	19	29	19	20	15	7	6	20	15	2	1

Table 2.3-3 Defined load

	冷房		暖房	
	負荷ゼロ (0%)	負荷100%	負荷ゼロ (0%)	負荷100%
空調負荷 (W)	0	能力 (35°C)	0	0.82 × 能力 (7°C)
外気温度 (°C)	20	35	17	0



X: 外気温度 Y1: 能力または負荷 Y2: 消費電力 Y3: エネルギー効率

Figure 2.3-2 Capacity, power input and load for fixed and variable capacity units^{2), 3)}

2.3.2 日本産業規格 JIS

冷凍空調機器の性能試験方法に関する JIS 規格としては、下記のものがある。

- JIS B 8615-1:2013 : エアコンディショナー第1部：直吹き形エアコンディショナ及びヒートポンプ
— 定格性能及び運転性能試験法
- JIS B 8615-2:2015 : エアコンディショナー第2部：ダクト接続形エアコンディショナ及び空気対空気
ヒートポンプ— 定格性能及び運転性能試験方法
- JIS B 8615-3:2015 : エアコンディショナー第3部：マルチ形エアコンディショナ及び空気対空気ヒ
ートポンプ— 定格性能及び運転性能試験方法
- JIS C 9612:2013 : ルームエアコンディショナ
- JIS B 8616:2015 : パッケージエアコンディショナ

(1) JIS B 8615-1

本規格の対応国際規格である ISO5151 が 2010 年に改正され、これに準じ 2013 年に改正された。主な改正点は以下のとおりである。

- 先進技術（インバータエアコン等）への対応
- 試験の簡略化及び要求事項の明確化 等

ISO5151 を基としているが、国情を考慮し、用語、温度条件、技術的内容等が変更されている。

適用範囲：

- ・ 住宅用、商業用、工業用の一体型及び分離型エアコンディショナ及びヒートポンプ
- ・ 定格能力 8kW 未満の空冷式直吹き形のもの
(水冷式は含まない。またダクト接続型については、別途 ISO13253 を基とし JIS B 8615-2 が制定さ

れている。)

規定の内容：

- ・冷房試験：試験の種類と条件（温度条件は前記 ISO5151 Table 2.3-1 と同様）
- ・暖房試験：試験の種類と条件（温度条件は前記 ISO5151 Table 2.3-1 と同様）
- ・試験法，測定の不確かさ：室形熱量計試験法または空気エンタルピー試験法を用いる。
- ・表示方法（銘板，定格値）

(2) JIS C 9612

本規格は 1964 年に制定され，その後 10 回の改正を経て，エネルギー効率の評価方法の見直し等に対応するため，2013 年に改正された。対応国際規格は現時点では制定されていない。

適用範囲：定格冷房能力が 10kW 以下のルームエアコン及び 28kW 以下のマルチ型ルームエアコン

規定の内容：

- ・運転性能：JIS B 8615-1 による。
- ・安全性能（温度，電気，材料，構造）
- ・運転性能試験：JIS B 8615-1 による。
- ・安全性能試験
- ・表示（製品，包装）

期間エネルギー消費効率算定法の規定：

- ・ISO 16358-1 の技術内容を基に規定している。
- ・能力試験の温度条件は，前記 ISO 5151 Table 2.3-1 と同様である。外気温度に対する能力，負荷の変化は直線近似で行う。ただし，冷房時の負荷が 0%となる外気温度は，ISO 5151 では 20℃であるのに対して，JIS C 9612 では 23℃となっている。なお，暖房時の負荷が 0%となる外気温度は同じである。
- ・エネルギー消費効率の算定法は，基本的に ISO 5151 と同様である。
- ・冷房時，暖房時の外気温度発生時間は東京での値を採用するのが望ましいとなっている。

(3) JIS B 8616

本規格は，1979 年に制定され，その後 4 回の改正を経て，実使用条件に合った規格への見直し，国際規格との整合，性能許容差の見直し等のため，2015 年に改正された。

適用範囲：定格冷房標準能力が 56kW 以下の空調機（車両用他特殊用途は除く）

規定の内容：

- ・運転性能
- ・安全性能（冷媒，電気，材料，構造）
- ・試験 冷媒洩れ：JISB8620 運転性能：JISB8615-1,2,3 安全性能：本規格，JISC9335-2-40
- ・検査
- ・表示，説明書

期間エネルギー消費効率算定法の規定：

- ・ISO16358 を基にしているとは明記していないが，基本的な算出方法は準拠している。
- ・測定温度条件は JISB8615 に準じていて，前記 ISO5151 Table 2.3-1 と同様である。
- ・冷房時の負荷が 0%となる外気温度は，上記ルームエアコンとは異なり，店舗用が 21℃，事務所用が 18℃となっている。
- ・冷房時，暖房時の外気温度発生時間は，東京を含めた全国 12 地域が提示されており，店舗用と事務所用では外気温度ごとの発生時間が異なっている。

2.3.3 性能規格の課題と改定の動き

性能規格に係る内容としては，能力，消費電力の測定方法，及びこれを基にしたエネルギー効率の算定方法があるが，課題として以下の項目が挙げられ，議論されている^{5),6)}。

- a) 負荷基準値の設定：これにより，機種選定が変化し，効率算定に影響が出る。
- b) 低負荷領域の性能評価：断続運転が生じ，これによる効率低下係数の設定が妥当かどうか。
- c) 外気温度と使用時間の設定：実態との乖離があるのではないか。
- d) 能力試験での不確かさの設定
- e) 非定常運転時の性能評価

- f) 負荷固定試験，ダイナミック試験の提案
- g) インバータ制御の評価
- h) 測定データ+シミュレーションでの期間効率評価法の規格化
- i) 快適性への影響評価
- j) 規格の改定か，新規格作成か.

これらの課題の根本要因として，従来から空調機器の表示性能と実運転性能の乖離が大きな問題となっている．冷凍空調機器の性能に関する国際規格を担当している ISO/TC86/SC6 では，このような課題の解決を目指して，2021 年 1 月に開催された本会議（plenary meeting）において，新たなタスクグループ TG 13（Next generation of performance standards）の設置を日本から提案し，承認された．その目的は，次世代の性能基準と建物シミュレーションへの方策の今後の方向性を提案することであり，以下のような点について検討することとしている．

1. 評価性能と実際の性能の乖離.
2. 建物側に性能を提供するための方策.
3. ISO 16358 を更新するか，新しい規格を作成するかどうか.
4. 性能を最大化しながら快適性を維持するための方策.

TG13 の会合は，第 1 回（2021.4.12）から第 9 回（2022.1.27）まで開催されて検討を進め，2022 年 2 月 17 日の SC6 本会議において，以下の提案を行い承認された．

- [A] WG1（Air-source air-conditioners and heat pumps）の下に，VRF の期間効率基準の確立を目指すアドホックグループ（AHG: Ad Hoc Group）を設置する．AHRI（The Air-Conditioning, Heating, and Refrigeration Institute）で開発された VRF 性能規格に必要な修正を加えて，ISO 規格とする．
- [B] 建物シミュレーションに提供するデータ規格を開発するための，新たなワーキンググループを設置する．
- [C] 期間効率と実際の運転性能の乖離を最小限に抑えるための試験条件など，新たな期間効率の評価方法の議論を，引き続きタスクグループ TG13 で実施する．
- [D] 測定方法を最新技術に更新するための，新たなワーキンググループを設置する．
- [E] 上記のアドホックグループやワーキンググループ以外に，日本の早稲田大学や欧米の研究機関とのインフォーマルグループを結成し，負荷固定試験方法の議論を行っていく．

それぞれの項目の検討予定を Figure 2.3-3 に示す．

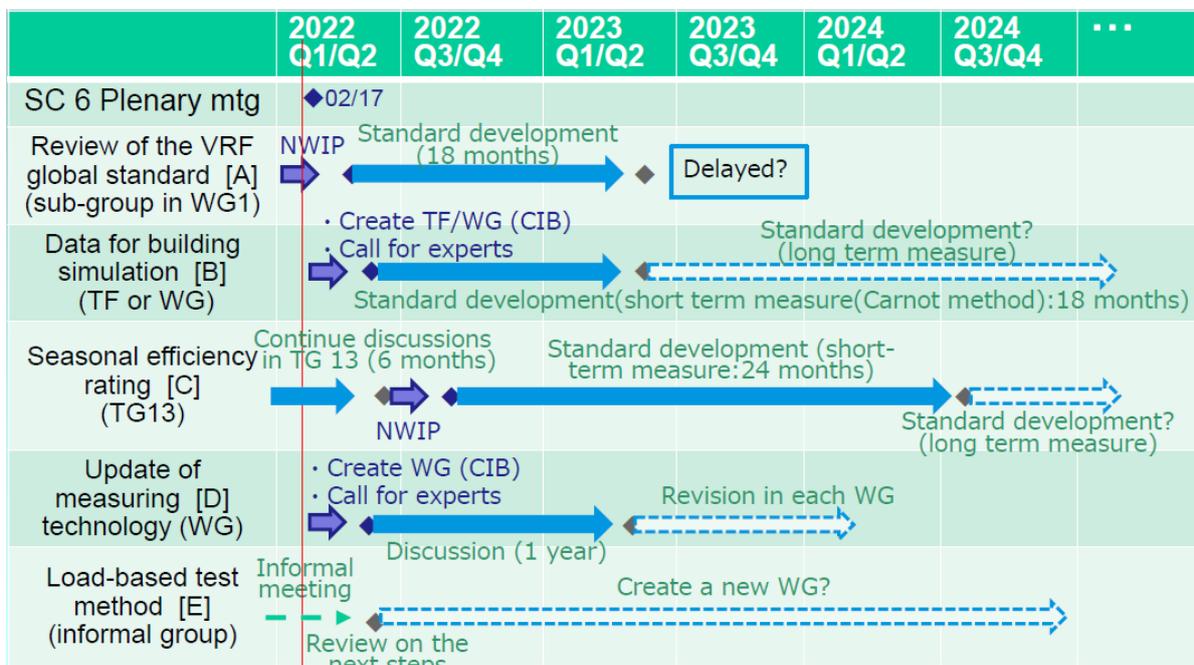


Figure 2.3-3 Schedule to review performance standard in ISO/TC86/SC6

上記[C]の内容に関しては、日本電機工業会や日本冷凍空調工業会でも検討を行っている。日本電機工業会では、機器性能の特性曲線について、特に低負荷領域での精度向上や Cd 値の見直しを検討している。日本冷凍空調工業会では、実機の運転状態に関する IoT データの分析を進めて、負荷分布の見直しを行い、性能試験条件や期間効率評価に生かす検討を進めている。日本としては、これらの成果を TG13 の検討に反映することを目指している。

上記[E]のインフォーマルグループでは、Purdue University, CSA (Canadian Standards Association), Cadeo/IEA, BAM (Bundesanstalt für Materialforschung und-prüfung), AHRI (Air-conditioning, Heating, & Refrigeration Institute), 早稲田大学から、負荷固定試験に関する専門家が参加して、技術レベルや課題認識の共有を行っている。

本調査委員会においても、2021 年度に新たに機器性能評価手法に関する WG IV が設置されて、早稲田大学と東京大学に加えて、日本空調冷凍研究所、日本電機工業会、日本冷凍空調工業会が参加して、負荷固定試験を含む性能評価手法の検討を行っている。WG IV の成果が、ISO での議論に反映されることが期待される。

2.3.4 建築物省エネ法⁷⁾

地球環境保護、温暖化防止に向けて、温暖化ガス排出抑制には冷媒そのものの温暖化影響だけでなく、冷凍空調システムのエネギー消費による温暖化影響が大きく、むしろエネギー消費による温暖化ガス排出の影響の方が大きいという報告がなされている。

フロン類による国内消費量の CO₂ 換算量は、71.52×10⁶ t-CO₂ (2011～13 年の平均値) であるのに対して、Table 2.3-4 からわかるように⁸⁾、エネルギー起源の CO₂ 換算排出量は、1,235×10⁶ t-CO₂ (2013 年度) と 1 桁以上大きい。その中でも空調によるエネルギー消費が大きな部分を占める住宅・建築分野の排出量は 480×10⁶ t-CO₂ となっている。

この住宅・建築物のエネルギー消費削減に向けて、「建築物のエネルギー消費性能の向上に関する法律」いわゆる建築物省エネ法が 2015 年 7 月に公布された。

建築物省エネ法では、建築物に設置される空調、換気、照明、給湯、昇降機などの一次エネルギー消費量の設計値が基準値より低くなるという、省エネルギー基準への適合が求められている⁷⁾。基準値は機器の種類ごとに、用途ごとの稼働条件や運転特性も含めて考慮した値が定められている。省エネルギー基準は、下記の式を満たせば基準適合と判断される。

$$BEI \leq 1.0 \quad (2.2-1)$$

ここで、

BEI (Building Energy Index) :

$$= (\text{設計一次エネルギー消費量} - \text{その他(OA 機器等)}) / (\text{基準一次エネルギー消費量} - \text{その他(OA 機器)})$$

設計一次エネルギー消費量：空調+換気+照明+給湯+昇降機+その他(OA 機器等)－太陽光の一次エネルギー消費量設計値の合計。

基準一次エネルギー消費量：空調+換気+照明+給湯+昇降機+その他(OA 機器等)の一次エネルギー消費量基準値で、建物の設備ごとに定められた値の合計。

Table 2.3-4 Estimated energy-related CO₂ emissions in each sector

温室効果ガス排出量・吸収量 (単位：億t-CO ₂)		2013排出実績	2030排出量	削減率	従来目標
		14.08	7.60	▲46%	▲26%
エネルギー起源CO ₂		12.35	6.77	▲45%	▲25%
部門別	産業	4.63	2.89	▲38%	▲7%
	業務その他	2.38	1.16	▲51%	▲40%
	家庭	2.08	0.70	▲66%	▲39%
	運輸	2.24	1.46	▲35%	▲27%
	エネルギー転換	1.06	0.56	▲47%	▲27%
非エネルギー起源CO ₂ 、メタン、N ₂ O		1.34	1.15	▲14%	▲8%
HFC等4ガス(フロン類)		0.39	0.22	▲44%	▲25%
吸収源		-	▲0.48	-	(▲0.37億t-CO ₂)
二国間クレジット制度(JCM)		官民連携で2030年度までの累積で1億t-CO ₂ 程度の国際的な排出削減・吸収量を目指す。我が国として獲得したクレジットを我が国のNDC達成のために適切にカウントする。			-

2019年6月に建築物省エネ法の規制を強化する改正が行われた。改正の概要を Figure 2.3-4 に示す⁸⁾。改正のポイントは、省エネ基準への適合義務の対象に、従来の大規模建築物（2000m²以上）に加えて中規模建築物（300m²以上）を追加したことである。また、300m²未満の小規模建築物や住宅について、建築士から建築主に対して省エネ性能の説明が義務化され、省エネ基準に適合しない場合は、省エネ性能確保のための措置を説明することにより、建築主の努力義務を強化している。この適合義務対象拡大と説明義務化の施行は法律の公布後2年以内となっており、2021年4月に施行された。

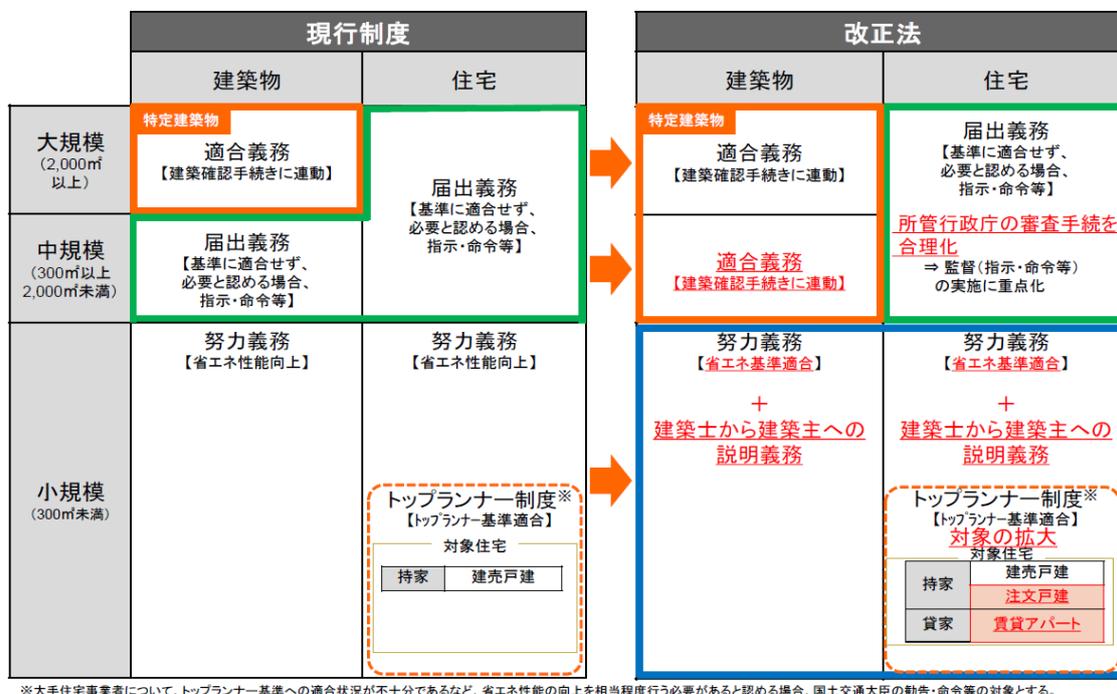


Figure 2.3-4 Revise of Act on Building Energy Conservation

この間、我が国は2020年10月に「2050年カーボンニュートラル」を宣言しており、さらなる省エネルギー化や脱炭素化に向けた取り組みが必要になってきている。このような状況を踏まえて、住宅・建築物について、さらに省エネ化を図るための議論の場として、国土交通省、経済産業省、環境省が連携して、「脱炭素社会に向けた住宅・建築物の省エネ対策等のあり方検討会」⁹⁾を2021年4月に設置し、2021年8月には「脱炭素社会に向けた住宅・建築物における省エネ対策等のあり方・進め方に対するロードマップ」が示された。ロードマップには、省エネ基準値の引き上げや省エネ基準への適合義務化の拡大など、2030年までの規制強化のスケジュールが示されている。このロードマップに基づき、2022年6月に建築物省エネ法が改正され、全ての新築住宅・非住宅への省エネ基準適合義務化（2025年度予定）、住宅トプラナー制度の対象拡大、省エネ性能表示の推進、再エネ設備の導入促進等が今後行われる予定である¹⁰⁾。

建築物の一次エネルギー消費量は、対象となる建物の種類によって違いはあるが、空調用の消費エネルギーが半分程度を占めており、建築物の省エネ性能達成への空調機器エネルギー効率の影響が大きいと言える。次世代の冷媒を選定するうえでは、温暖化影響の低減、安全性の確保とともに機器のエネルギー効率とのバランスを考慮することが重要課題となる。

参考文献

- 1) ISO 5151: 2017, Non-ducted air conditioners and heat pumps – Testing and rating for performance, ISO, (2017)
- 2) ISO 16358-1: 2013, air-cooled air conditioners and air-to-air heat pumps – Testing and calculating methods for seasonal performance factors – Part 1: Cooling seasonal performance factor, ISO, (2013)
- 3) ISO 16358-2: 2013, air-cooled air conditioners and air-to-air heat pumps – Testing and calculating methods for seasonal performance factors – Part 2: Heating seasonal performance factor, ISO, (2013)

- 4) ISO 16358-3 2013, air-cooled air conditioners and air-to-air heat pumps – Testing and calculating methods for seasonal performance factors – Part 3: Annual performance factor, ISO, (2013)
- 5) 平成 29 年度経済産業省委託「省エネルギー政策立案のための調査事業（トップランナー制度の見直しに向けた調査等）」https://www.meti.go.jp/medi_lib/report/H29FY/000505.pdf, (2018.2)
- 6) ヒートポンプシステムの性能評価ガイドライン, NEDO, (2017,1)
- 7) 建築物省エネ法の概要：国土交通省詳細説明会資料（2016.12）
- 8) 国土交通省：建築物省エネ法の改正概要と今後のスケジュール等について（2019.7）
- 9) 国土交通省, https://www.mlit.go.jp/jutakukentiku/house/jutakukentiku_house_tk4_000188.html
- 10) 国土交通省, <https://www.mlit.go.jp/report/press/content/001489058.pdf>

2.4 研究開発成果の規格、標準等の改定への貢献

NEDO 委託事業で実施している研究開発の成果が、規格や標準の改定に貢献している状況、および今後貢献を予定している状況を、Table 2.4-1 に示す。

WG I の冷媒物性に関しては、ISO 17584 および REFPRO の改定に研究成果が反映されている。WG II の安全性・リスク評価に関しては、国際規格の IEC 60335-2-40 や IEC 60335-2-89 に成果が反映されており、国内の JIS 規格や JRA 規格にも反映されている。一方、WG I および WGIV の性能評価技術は、今後、新たな国際規格の策定に貢献していくことが期待される。

Table 2.4-1 Contribution of NEDO project results to standard revisions

	研究内容	関連規格等	規格・標準改定への貢献(実績)				
			対象規格	貢献内容	提案時期	発効時期	
WG I	九州大学	次世代冷媒の物性計測状態方程式 ISO 17584(冷媒物性) Refprop	ISO 17584	R1233zd(E)、R1336mzz(Z)、R1234yfの登録	2017-2022	2022.8	
			REFPROP 10	R245fa、R1234ze(Z)、R1243zf、R1123、R1224yd(Z)、R32/1234yf、R32/1234ze(E)の物性定義ファイルを提供	2013-2018	2018	
		伝熱データ計測 伝熱データベース	(伝熱データベース)	-	新規冷媒および既存冷媒の沸騰伝熱および凝縮伝熱の実験データを Web ブラウザを用いて世界中から検索・閲覧が可能になり、情報提供に貢献	-	-
	早稲田大学	解析モデル シミュレータ開発 (熱交、システム、LCCP)	IEC60335-2-89	-	-	-	-
			次世代ISO期間性能規格(16358の後継規格)	-	-	-	-
	性能評価設備 (エミュレータ方式試験室)	(実運転性能データベース)	-	-	-	-	
WG II	東京大学	冷媒漏えいシミュレーション、 濃度分布計測	IEC60335-2-40	A3冷媒許容充填量緩和の妥当性を検証した	-	2022.5	
			IEC60335-2-89	日冷工で行った解析により、A2L冷媒の充填量緩和を実現。	2019.12	2023	
			JRA4078 JRA GL-21	リーチインショーケースのA2、A3冷媒漏えい直後から、可燃域が形成される危険性を明らかにし、JIS C 9335-2-89での濃度基準を定めるのに貢献 (IEC60335-2-89で規定されている5分間の測定免除をなくした)	2019-2020	2021	
			IEC60335-2-40	A3冷媒のディーゼル爆発に対する規定が必要ないとの結論を導くのに貢献した	2018	2018	
		ディーゼル爆発の抑制					
		HFO冷媒の自己分解反応	ISO 817(冷媒の安全等級)	-	-	-	-
	公立諏訪東京理科大学	着火源の評価	ISO 5149-1,2,3,4(冷凍空調システムの安全基準) IEC 60335-2-40(エアコンの安全基準) IEC 60335-2-89(冷凍装置の安全基準) JIS C9335-2-40(IEC 60335-2-40の国内版) JIS C9335-2-89(IEC 60335-2-89の国内版) JRA規格	-	-	-	-
産総研 安全科学	実規模危害度評価		-	-	-	-	
産総研 機能化学	微燃性冷媒の燃焼特性 (燃焼速度、燃焼限界、消炎 距離、混合則)	ISO 817(冷媒の安全等級) ANSI/ASHRAE Standards 34(冷媒の安全等級) 高圧ガス保安法	高圧ガス保安法	当NEDO事業で高度化した燃焼限界評価法が、特定不活性ガスの判定方法に採用された。	2020	2021.4	
WGIV	東京大学		-	-	-	-	
	早稲田大学	負荷固定試験方法	ISO 5151(エアコンの定格性能試験方法) ISO 15042(マルチエアコンの定格性能試験方法) ISO 16358-1,2,3(期間性能評価法) JIS B8615-1,2,3(定格性能試験方法) JIS C9612(ルームエアコンの期間性能評価法) JIS B8616(パッケージエアコンの期間性能評価法)	-	-	-	

Table 2.4-1 Contribution of NEDO project results to standard revisions (continued)

	研究内容	関連規格等	規格・標準改定への貢献(予定)				
			対象規格	貢献内容	提案時期	発効時期	
WG I	九州大学	次世代冷媒の物性計測 状態方程式	ISO 17584(冷媒物性) Refprop	ISO 17584 REFPROP 10.1	混合冷媒の登録(対象となる混合冷媒は未定) R1336mzz(E)、R32/1123、R1123/1234yf、R1234yf/290 および R1123/290 の物性定義ファイルを提供	未定	未定
		伝熱データ計測 伝熱データベース	(伝熱データベース)	-	ユーザアカウントの権限レベルの設定とその機能を追加し、 伝熱データのダウンロードを可能にすることで、研究開発や 設計に必要な情報入手に貢献	-	-
	早稲田大学	解析モデル シミュレータ開発 (熱交、システム、LCCP)	IEC60335-2-89	IEC60335-2-89	A2L冷媒について、1.2kgの制限を外し、LFLの13倍まで冷 媒を充填できるようにするという、日本提案に貢献した。 (R454C等の幾つかのA2L冷媒の必要冷媒量を早 稲田大学のシミュレータによって解析し、R290 の約2倍の冷媒量があれば同等能力が確保できる ことを明らかにした。この結果が上記の日本提案に貢献し た。)	2019.12	2023
		性能評価設備 (エミュレータ方式試験室)	次世代ISO期間性能規格(16358の後継規格) (実運転性能データベース)	ISO	開発したシミュレーションをISO次期期間性能規格のベース として、デジタル規格化を目指す当該規格の根幹を形成 し、また、必要な機能を追加して、測定の実験が少なく、高 精度かつ利便性の高い規格の成立を目指す。	2023-2024	2026
WG II	東京大学	冷媒漏えいシミュレーション、 濃度分布計測	ISO 5149-1,2,3,4(冷凍空調システムの安全基準) IEC 60335-2-40(エアコンの安全基準) IEC 60335-2-89(冷凍装置の安全基準) JIS C9335-2-40(IEC 60335-2-40の国内版) JIS C9335-2-89(IEC 60335-2-89の国内版) JRA規格	IEC60335-2-40 IEC60335-2-89	噴流速度に着眼した世界に例のない取組みで、新しいファン 風量の式を容易に実装可能な汎用技術としてEdition 7.0 以降の国際規格に提案する。	未定	未定
			ディーゼル爆発の抑制	-	-	今後の改訂で提案される可能性があるR290最大冷媒量 500gから1kgへの増量に対する安全性評価に繋げる。	未定
		HFO冷媒の自己分解反応	ISO 817(冷媒の安全等級)	ISO 817	HFO冷媒の自己分解反応のリスク評価を進め、自己分解反 応の安全性評価の重要性をISO817の改訂委員会に提案 することを目指す。またCF3Iのような物質の安定性につ いても議論する。すでに安定性指標の必要性について日本 から要点を説明し基本的な合意が得られており、具体的な 規定内容の提案を求められている。	2023-2024	2025
		着火源の評価	ISO 5149-1,2,3,4(冷凍空調システムの安全基準) IEC 60335-2-40(エアコンの安全基準) IEC 60335-2-89(冷凍装置の安全基準) JIS C9335-2-40(IEC 60335-2-40の国内版) JIS C9335-2-89(IEC 60335-2-89の国内版) JRA規格	IEC60335-2-40 IEC60335-2-89 JRA規格	着火源から除外可能な電気部品の電圧電流条件や負荷条 件を整理、理論化する。また、高温表面温度の着火性に関 して対流要件や放熱メカニズムを整理、理論化する。これに より、実装前の着火性予測にまで言及した国際規格を提案 する。	未定	未定
	産総研 安全科学	実規模危害度評価	IEC60335-2-89	各種着火源の評価及び着火有無判定結果について、日冷 工規格へ反映する	未定	未定	
	産総研 機能化学	微燃性冷媒の燃焼特性 (燃焼速度、燃焼限界、消炎 距離、混合則)	ISO 817(冷媒の安全等級) ANSI/ASHRAE Standards 34(冷媒の安全等級) 高圧ガス保安法	ANSI/ASHRAE Standards 34	半年に1度開催されるASHRAE SSPC34委員会等へ、代 表的な混合冷媒の燃焼特性の基準となるデータの提供や、燃 焼特性評価方法の見直しとして規格改定に係る提案を主導 することにより、その審議に適切に対処していく。	2020	未定
WGIV	東京大学	ISO 5151(エアコンの定格性能試験方法) ISO 15042(マルチエアコンの定格性能試験方法)	JIS C 9612	実運転と同じように制御機能を生かしてエアコンの性能を測 定する負荷試験法を実施した。また、動的な負荷試験法も 検討する予定。それらに基づき、電機工業会が主管するJIS C 9612改訂作業チームに、性能試験の改定案を提供する。	未定	未定	
	早稲田大学	負荷固定試験方法 ISO 16358-1,2,3(期間性能評価法) JIS B8615-1,2,3(定格性能試験方法) JIS C9612(ルームエアコンの期間性能評価法) JIS B8616(パッケージエアコンの期間性能評価法)	ISO	ISO/TC86/SC6のInformal group meetingで、NEDO成果 を基に負荷固定試験方法に関する報告を行い、またこの方 法の課題の解決に向けて継続的に参画し、同方法の国 際規格化を推進・支援している。今後、作業部会へ移行して の規格化作業が予定されており、これにも継続して参画し て、規格の成立を図る。	2021.6~	2026	

3. 海外の動向

3.1 欧州の動向

(1) 全般

- 2019/12 に発表された「欧州グリーンディール」に基づき、2021/6 に「欧州気候法」が EU 理事会で採択された。EU がパリ協定下で公約した 2030 年までに CO2 排出量を 1990 年比 55% 以上削減するという目標は、EU 域内で法的拘束力を持つものとなった。また、2050 年までに脱炭素化（カーボンニュートラル）を目指すとしている。
- F ガス規制は 2022 年に改正案が発表され、2023 年に発行の計画になっている。これに向け、2021 年に政策提案レポートの公開、ステークホルダーワークショップが開催され、予備調査レポートが提示された。改正案の発表後、パブリックコメントが実施され、DG-CLIMA（欧州気候行動総局）はインパクトアセスメントを経て、発行に向けた調整を行う。
- 欧州では冷媒は輸入が多く、違法貿易が問題になっている。機器も日米系のメーカーが主導とみられ、技術開発上の進展よりも規制措置が先行している面がある。
- 欧州は諸国の集合体で国により規制基準が異なっている。このため、一括りで判断できない面が多い。

(2) F ガス規制

1) 経緯と今後の計画^{1), 2), 3)}

- 最初の F ガス規制は 2006 年に始まり、ユーザー向けの表示義務や冷媒漏えい点検義務、機器廃棄時の冷媒回収義務等、主に冷媒放出の抑制からスタートした。2014 年の改正によって、HFC の段階的削減、HFC を含む製品の上市禁止などが定められた。
- 2020 年より 2 度目の改正に向け、新たに政策立案コンサルタントの採択、ステークホルダーワークショップの開催、予備調査レポートの提示、意見書集約等が進められてきた。
- EU 委員会内の審議を経て、2020 年 4 月に改正案が発表され、来年度に発行の予定と見られている。

Table3.1-1 にこれらの経過と計画の状況を示す。

Table3.1-1 Progress and Schedule of F-gas Regulation

2006	Fガス規則発行 No 842/2006 ユーザー向けの表示義務や冷媒漏えい点検義務、機器廃棄時の冷媒回収義務など、主に冷媒放出を抑制
2014	Fガス規則改正発行 No 517/2014
2015～	<ul style="list-style-type: none"> • EU域内のHFC総量(生産・輸入)制限の計画 2009～2012年の実績をもとに2015年の総量を決定。これを基準値として、 2016年:93% 2018年:63% 2021年:45% 2024年:31% 2027年:24% 2030年:21% • HFCを含む製品の上市禁止 2017年:HFC冷媒が割当制度に勘定されていないプレチャージ機 2020年:GWP150以上の可動式エアコン 2020年:GWP2500以上の固定式冷凍冷蔵機器(-50℃以下の冷却は除く) 2022年:GWP150以上の密閉式業務用冷凍冷蔵庫 2024年:GWP750以上の冷媒を3kg未満含む単式スプリット空調機
2020	EU委員会はRicardo/Oko-Rechercheを政策立案コンサルタントとして採択 EU委員会が代替冷媒レポートを発行
2021	Fガス規則改正ステークホルダーワークショップを開催 Ricardo/Oko-Rechercheが予備調査レポートを提示(改正の項目、観点、冷媒転換シナリオ等) 業界団体等が意見書提出 Fit for 55政策パッケージの発表
2022	EU委員会規制審査委員会の審議 改正案の発表 EU委員会、EU議会、EU理事会間の協議
2023	改正規則の発行？

2) 改正案の要点⁴⁾

規制の見直しにあたって、提案された政策オプションの項目を Table3.1-2 に示す。

Table3.1-2 List of policy options for further assessment of impacts

A: 欧州グリーンディールに合致した意欲の向上	
A1	HFCの削減目標の引き上げ
A2	Fガスが不要になった製品や設備機器へのFガス使用禁止
B: モントリオール議定書との整合性の追求	
B1	完全一致に向けて、2030年以降の新たな段階的削減ステップを追加
B2	完全一致に向けて、モントリオール議定書に想定されていない幾つかの免除項目や閾値の削除
B3	完全一致に向けて、HFC生産を個別に段階的に縮小
B4	モントリオール議定書に基づく将来の決定事項に適合できる柔軟性の追加
C: 導入と執行の改善	
C1	低GWPである代替品の使用に関するスキルをもった技術者の認定
C2	EU加盟国の税関・監視局を強化し、EUの「Single Window Environment for Customs」の利用を促進するための詳細なルールづくり
C3	違法取引防止のため、経済事業者の義務を強化
C4	市場参加者を合法的な参加者に限定すること
C5	より包括的なモニタリング

ある年に EU 市場に出すことができる HFC の最大量は、Table3.1-3 のように設定されている。また、Table3.1-4 には冷凍空調関連の上市禁止となる対象製品及び機器と禁止日の一覧を示す。

Table3.1-3 The maximum amount of HFCs allowed to be placed on the Union market

年	許容市場投入量 (CO ₂ トン)	基準年比 (%)
2024 - 2026	41,701,077	23.6
2027 - 2029	17,688,360	10.0
2030 - 2032	9,132,097	5.2
2033 - 2035	8,445,713	4.8
2036 - 2038	6,782,265	3.8
2039 - 2041	6,136,732	3.5
2042 - 2044	5,491,199	3.1
2045 - 2047	4,845,666	2.7
2048年以降	4,200,133	2.4

基準年: 2015年 176,700,479 CO₂トン

Table3.1-4 Placing on the market prohibitions

	対象製品及び機器	禁止日	
1	GWP150以上のHFCを使用した家庭用冷蔵庫および冷凍庫	2015年1月1日	
2	業務用冷蔵庫、業務用冷凍庫(自己完結型機器)	GWP2500以上のHFCsを含むもの	2020年1月1日
		GWP150以上のHFCsを含むもの	2022年1月1日
		GWP150以上の他のフッ素化温室効果ガスを含むもの	2024年1月1日
3	GWP150以上のフッ素化温室効果ガスを含む自己完結型の冷凍設備	2025年1月1日	
4	GWP2500以上のHFCを含む、またはその機能に依存する定置型冷凍機 (製品を-50℃以下に冷却するよう設計された用途に使用される機器を除く)	2020年1月1日	
5	GWP2500以上のフッ素化温室効果ガスを含む、またはその機能に依存する定置型冷凍機器 ただし、製品を-50℃以下に冷却する用途の機器は除く。	2024年1月1日	
6	定格出力40kW以上の業務用マルチパック集中型冷凍システムで、GWP150以上のフッ素化温室効果ガスを含む、またはその機能に依存するもの。ただし、カスケードシステムの主冷媒回路では、GWP1500未満のフッ素化温室効果ガスが使用可能である	2022年1月1日	
7	GWP150以上のHFCを含む、エンドユーザーが部屋間を移動可能なプラグイン式ルームエアコン(自己完結型機器)	2020年1月1日	
8	GWP150以上のフッ素化温室効果ガスを含むプラグインルーム等の自己完結型空調機器およびヒートポンプ機器	2025年1月1日	
9	定置式のスプリットエアコンおよびスプリットヒートポンプ機器		
	(a)GWP750以上のフッ素化温室効果ガスを含む、またはその機能に依存する、フッ素化温室効果ガスを3kg未満含む単体スプリットシステム	2025年1月1日	
	(b)GWP150以上のフッ素化温室効果ガスを含む、またはその機能に依存する定格容量12kW以下のスプリットシステム (安全基準を満たすために必要な場合を除く)	2027年1月1日	
(c)GWP750以上のフッ素化温室効果ガスを含む、またはその機能に依存する定格容量12kW超のスプリットシステム (安全基準に適合する必要がある場合を除く)	2027年1月1日		

3) 改正案に対するパブリックコメント⁵⁾

改正案に対するパブリックコメントが 2022 年 6 月に行われおり、155 団体、企業からの意見が寄せられ、公表されている。

下記の代表的な 6 業界団体の意見を調査、整理してみると、訴求点は総じて、以下の内容があげられる。

a) 全般

- ・従来の F ガス規制は、地球温暖化ガスの削減に寄与し、世界的に見ても評価できる。
- ・改正案における言葉の定義が曖昧である。例えば、「自己完結型」、「定格容量」、「安全基準」、「国家安全基準」、密閉容器」等
- ・根拠となるデータ、モデリングの詳細が非現実的で、不明確な点がある。

b) ヒートポンプの有効性

- ・化石燃料で稼働するボイラーからヒートポンプによる暖房への転換は地球温暖化ガス削減に多大な効果を及ぼす。
- ・ヒートポンプ技術は、再生可能エネルギーの使用を促進する大きな原動力となる。
- ・ヒートポンプの展開、加速は、エネルギー政策 REPowerEU に沿ったものである。

c) HFC の削減

- ・急激な削減計画になっており、これによるヒートポンプ普及への阻害等の悪影響が懸念される。
- ・2034 年まで現在の段階的削減の軌道を維持し、その後の改訂で軌道を再検討するのがいいのではないか。

d) 上市禁止規定

- ・2025 年から、GWP が 150 以上のフッ素化温室効果ガスを含むプラグインルームエアコンおよびその他の自己完結型 AC/HP を禁止することは、技術的に実行不可能である。A3 冷媒を使用する機器には安全上の制限が伴う。
- ・分割設置型 AC/HP (容量 12kW 以下) の GWP150 制限の政策オプションを考えると、R290 等の可燃性の高い冷媒を含め、冷媒の選択肢は非常に限られる。これを代替冷媒として使用することは現実的ではない。冷媒の GWP を下げようとする、可燃性や機器のエネルギー効率などが問題になる。
- ・可燃性の冷媒を使用するには、IEC、EN 規格との整合が必要であり、時間を有する。
- ・また、安全性、エネルギー効率、機器及び経済的実現可能性に関連する課題を抱えているため、上記の上市禁止は適切な方針ではなく、GWP 制限は不要である。

e) その他

- ・社会の持続可能性と包摂性を確保しながらカーボンニュートラルを達成するためには、脱炭素化とライフサイクル全体にわたる環境対応を推進することが重要であり、冷媒制限も同じ枠組みで検討されるべきである。
- ・サービス部品は、上市禁止の対象にすべきではない。
- ・冷媒の適正使用（冷媒漏洩の防止、冷媒の着実な回収・再利用の促進）を推進する政策は、冷媒の段階的削減を促進する上で望ましい。

<調査団体>

EPEE : European Partnership for Energy and the Environment

EUROVENT : Europe's Industry Association for Indoor Climate (HVAC), Process Cooling, and Food Cold Chain Technologies

AREA : Air Conditioning and Refrigeration European Association

EHPA : European Heat Pump Association

ASERCOM : Association of European Refrigeration Component Manufacturers

JRAIA : 日本冷凍空調工業会

参考文献

- 1) 笠原: 欧州 F ガス規制改正の動向, セミナー「冷凍・冷蔵・空調分野での取り巻く環境問題」, 日本冷凍空調学会, (2022, 2)
- 2) EUROPEAN COMMISSION : Evaluation and impact assessment for amending Regulation (EU) No 517/2014 on fluorinated greenhouse gases, Briefing paper for the stakeholder workshop: Preliminary findings, (2021, 6)
- 3) EUROPEAN COMMISSION : The availability of refrigerants for new split air conditioning systems that can replace fluorinated greenhouse gases or result in a lower climate impact, (2020,9)
- 4) EUROPEAN COMMISSION-Press release : Green Deal: Phasing down fluorinated greenhouse gases and ozone depleting substances, (2022, 4)
- 5) EUROPEAN COMMISSION : Proposal for a REGULATION OF THE EUROPEAN PARLIAMENT AND OF THE COUNCIL on fluorinated greenhouse gases, amending Directive (EU) 2019/1937 and repealing Regulation (EU) No 517/2014, (2022, 4)
- 6) EUROPEAN COMMISSION : Fluorinated greenhouse gases – review of EU rules (2022, 6)
<https://ec.europa.eu/info/law/better-regulation/have-your-say/initiatives/12479-Review-of-EU-rules-on-fluorinated-greenhouse-gases>

3.2 米国の動向

(1) 全般

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

(2) AIM (American Innovation and Manufacturing Leadership) Act ^{1), 2)}

- ・HFC の削減を目的に 2020 年に超党派で成立した. EPA はこれに基づき, HFC の製造, 輸入の割当, 取引プログラム等の規定を発表し, 2022 年 1 月以降施行されている.
- ・また, 関連企業への開発支援, 補助金などの制度を導入し, 費用と利益面での検討を実施している.
- ・HFC Phase down を推進することによって, 米国の冷媒, 機器メーカーが世界の市場で技術的リーダーシップを維持しながら, 同時に以下のような新しい雇用創出, 経済成長が期待できるとしている.
 - 33,000 の製造ジョブが創出
 - 製造業の生産高が 2027 年までに 388 億ドル増加
 - 機器, 化学品の米国の貿易収支を 125 億ドル改善
 - 消費者は環境に優しい製品, 効率的な機器への移行の恩恵を受ける.
- ・AHRI, 産業界団体「The Alliance for Responsible Atmospheric Policy」等が支持している.
- ・HFC の削減は, 2036 年に 85%減としており, これはキガリ改正のスケジュールと同等である.

(3) U.S.Climate Alliance ³⁾

- ・2017 年設立. 25 州 (着色部) が参加. 温室効果ガス排出削減-2005 年比 2025 年までに 26-28%削減の目標としている. (米国のパリ協定への提出数値)
これらの州で, 人口の 55%, 経済の 60%をカバー.



Figure 3.2-1 HFC Reduction in US

・「U.S. Climate Alliance members in motion with SNAP rules」

25 州の中で、EPA の SNAP (Significant New Alternatives Policy) 規則を取り込み、HFC の規制を実施している州は、カリフォルニア、ニューヨーク、バーモント、ワシントンであるが、この他にコネチカット、デラウェア、メリーランド、ニュージャージー各州も HFC 規制を表明していた。

・これにより、同じ機器が販売できる州とそうでない州が生じることになる。

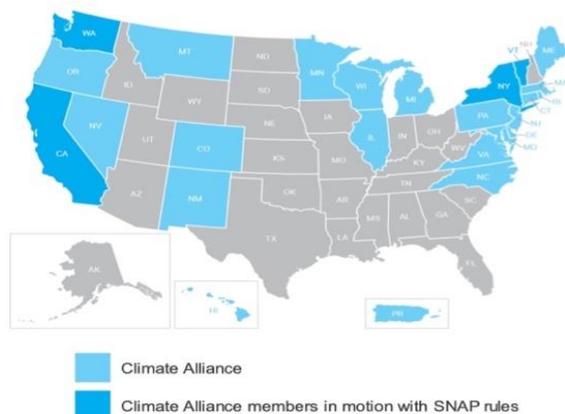


Figure 3.2-2 State initiative in US

(4) カリフォルニア州 CARB (California Air Resource Board)の HFC 規制 ⁴⁾

GWP の上限は以下のとおり規定されている。

Table3.2-1 HFC regulation in California Air Resource Board

対象システム	冷媒充てん量	GWP許容 上限値	施行年
新規建設および全面改修設備における新規の定置型の冷凍システム	50lb超 (約23kg)	150	2022
既存の産業プロセス冷凍設備における新規の冷凍システム(チラーは除く)	50lb超 (約23kg)	2,200	2022
新規建設、全面改修および既存設備における産業プロセス冷凍用の新規チラー	—	750~2,200 *1	2024
空調用に使用される新規チラー	—	750	2024
新規のスケート場(アイスリンク)における新規の冷凍システムおよび新規チラー	50lb超 *2 (約23kg)	150	2024
既存のスケート場(アイスリンク)における新規の冷凍システムおよび新規チラー	50lb超 *2 (約23kg)	750	2024
新規のルームエアコンおよび除湿機	—	750	2023
新規の住宅用および業務用の定置型の空調機器	—	750	2025
VRFまたはVRVシステムにおける空調機器	—	750	2026

※1:最低蒸発温度による ※2:冷凍システムに適用し、新規チラーには適用しない

また CARB は、定置型空調機器のうち、2023 年 1 月 1 日以降に製造されるルームエアコンと除湿機については、GWP が 750 以下である冷媒の使用を義務付けた。一方、その他の空調機器については、次世代の冷媒に微燃性があり、利用に当たっては建築基準法 (Building Code) の改定が必要となる点を踏まえ、住宅用と商業用の空調機器については 2025 年年初から、VRF (ビル用マルチエアコン) については 2026 年年初から、それぞれ規制を開始する。2023、2024 年にカリフォルニアに持ち込まれる空調機器については、R410A 冷媒の 10%以上を回収し、利用することを義務付けた。また、CARB は、冷媒回収・リサイクル・再利用計画 [Refrigerant Recovery, Recycle, and Reuse (R4) Program] を提案し、今後検討を進めるとしている。

参考文献

- 1) EPA Report : Protecting Our Climate by Reducing Use of HFCs, (2021)
- 2) EPA Report : Final Rule - Phasedown of Hydrofluorocarbons: Establishing the Allowance Allocation and Trading Program under the AIM Act, (2021)
- 3) The Transition to Low GWP Solutions, Chemours 社資料
- 4) JRAIA 冷凍と空調, No.681, (2021, 3)

3.3 中国の動向

(1) 全般

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

(2) 規制, 規格の状況 ^{1), 2), 3)}

(a) 規制関連

- ・2021 年 3 月に第 4 次 5 ヶ年計画が策定された。5 年間で GDP 当り排出量を 18% 削減することを目標としている。
- ・フロン関係では、モントリオール議定書に準拠した形で、2010 年 6 月、オゾン層破壊物質管理規則が制定されている。2020 年 6 月には、これが改正され、オゾン層破壊物質及び HFC 管理規則に変更された。
- ・キガリ改正に準拠し、2022 年 1 月より HFC に生産、消費の規制が開始された。

(b) 規格関連

中国における冷媒に関する規格は、以下のようなものがある。

GB/T 9237-2017 「空調機器・ヒートポンプ機—安全・環境要求」 (2018/7)

-IS05149-2014 に準拠

-微燃性冷媒の使用基準を規定。

-可燃性冷媒の使用緩和が行われており、規定充填量以下であること、表示が求められる。

GB4706. 32 「家庭用及び類似用途の電気機器の安全—ヒートポンプ機・空調機・除湿器への特殊要求」 (2019)

-IEC60335-2-40 (第 5 版) に準拠

GB-T 7778-2017 「冷媒番号, 安全性分類」 (2017)

-IS0817-2014 に準拠

GB21455-2019 「ルームエアコンのエネルギー効率と最小許容値」 (2020)

-通年エネルギー効率等によってグレード分けがなされる。

(3) 特許出願からみた冷媒動向調査

(a) 出願人の状況

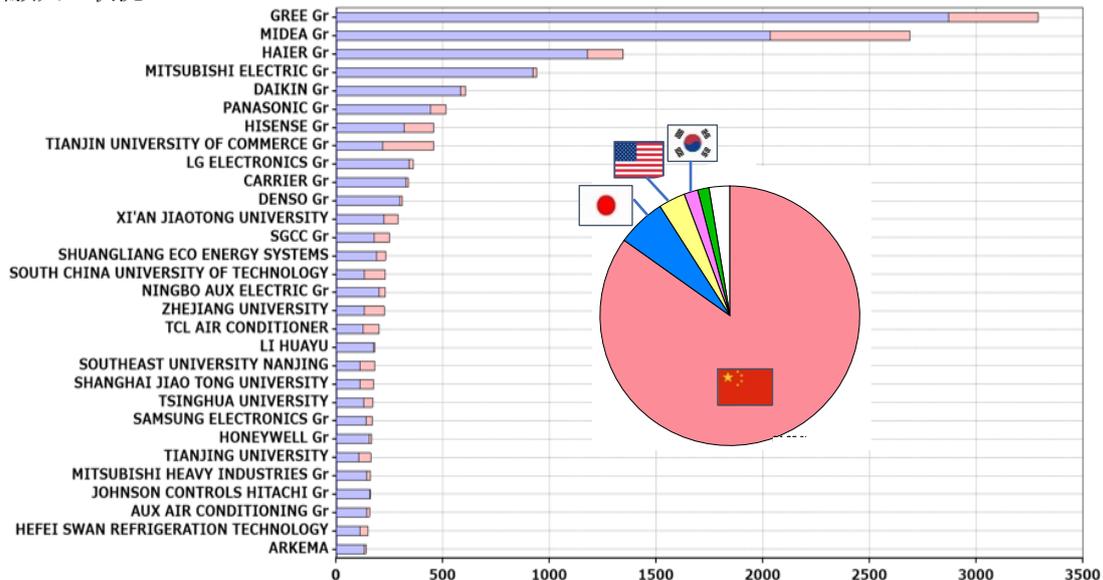


Figure3.3-1 Applicant ranking

Figure 3.3-1 に出願人 TOP30 の名称、件数を示す。全体の 85%が中国からの出願。日本：6%，米国：3%となっている。中国勢ではGREE（格力），MIDEA（美的）が圧倒し，HAIER，HISENSEが続く。TOP30の中には学術機関（中国の大学）が8つ見られ，一大勢力を形成している。（約13%）

(b) 冷媒の種類分析

出願に冷媒番号の記載のあるものについての分析を行った結果を Figure 3.3-2 に示す

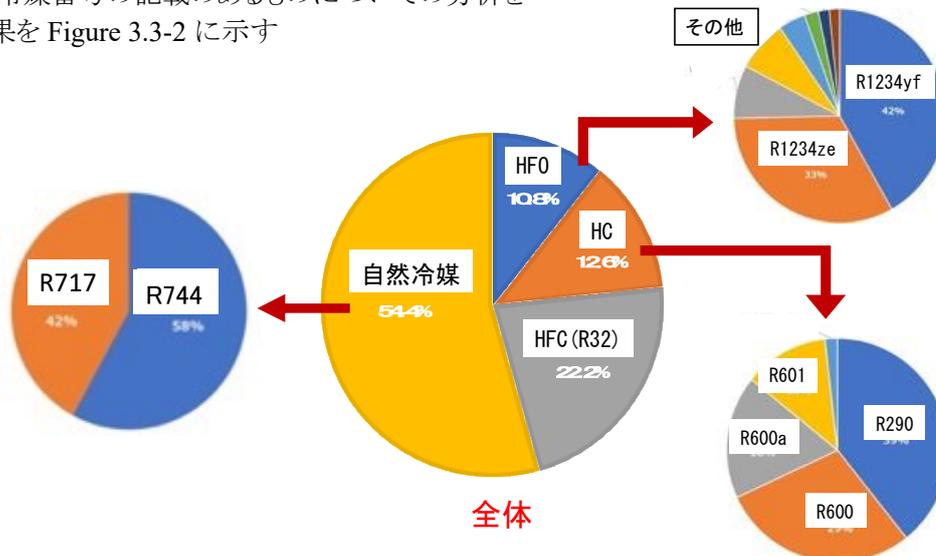


Figure 3.3-2 Classification of patent-filed refrigerants

自然冷媒系（炭化水素，アンモニア，二酸化炭素）が半数以上。R32も22%存在するが，HC系（炭化水素）が13%，HFO系は11%に留まっている。HFO系の出願は，R1234yf，R1234zeが多く，次いでR1336mzzが見られた。HC系の中ではR290（プロパン）が最も多く約4割を占めていた。混合系は2019年以降増加。R32やR1234yfが主流。

(c) GWP低減を目的とした出願

次世代冷媒対応として，明細書にGWP関連の用語を含む出願を抽出し，出願人，件数，対象冷媒の分析を行った。Figure 3.3-4に出願人と件数，Table 3.3-1に冷媒種と件数推移を示す。

出願人別件数ではGREEが最多。中国学術機関からの出願も目立つ。日本，欧米企業からの出願も多い。冷媒別の件数では，HFO系が増加の傾向で，R1234yf，R1234zeに集中している。2019年にはCF3Iが注目される。また，キガリ改正の影響か，R32は近年減少の傾向である。

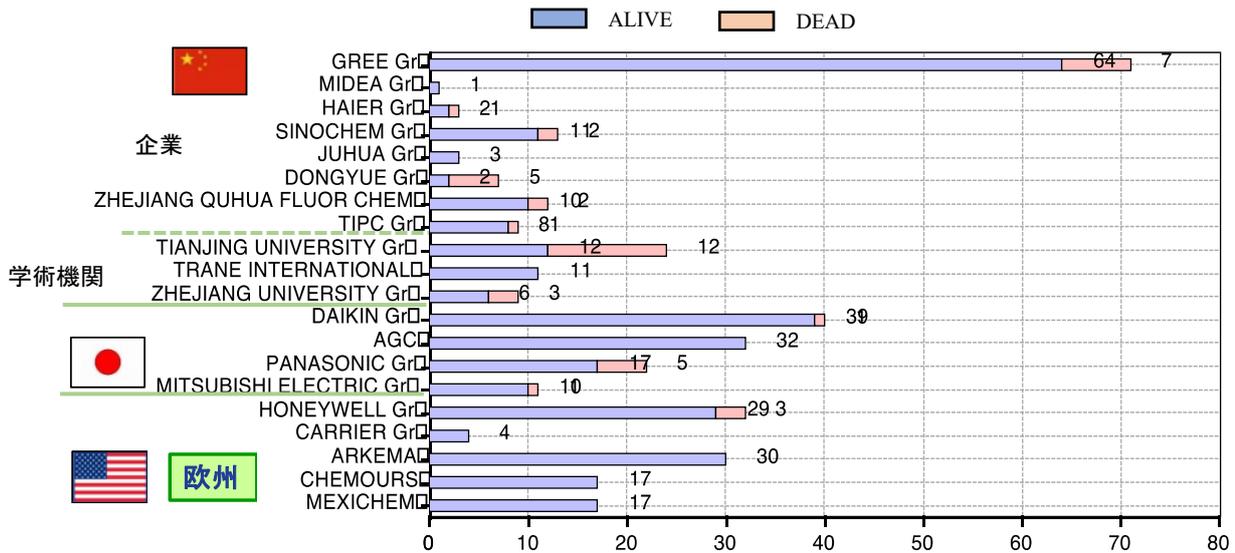


Figure 3.3-3 Applications for the purpose of reducing GWP (applicants and number of cases)

Table 3.3-1 Changes in the number of applications related to GWP

不確定範囲

冷媒番号	2010	2011	2012	2013	2014	2015	2016	2017	2018	2019	2020	2021	
HFO系	R1123	2			2	2	3	1	4	7	9		
	R1132a					2		1	1	1	2		
	R1224yd												
	R1233zd	1		1	1		1	2	1			1	
	R1234yf	15	10	5	5	7	7	8	19	23	37	4	2
	R1234ze	13	5	9	5	4	9	8	12	17	27	5	1
	R1336mzz	2	2	1			2		4	5	1	1	1
R1311	1	1	2				1	1	3	11	2		
HC系	R290	6	4		2	7	2	3	6	2	5	7	1
	R600	1	1	3	2	4	2		4	2	7	7	1
	R600a		1	2	2	3	1		4	2	7	6	1
HFC	R32	11	7	7	1	8	10	4	22	20	13	8	
自然冷媒	CO ₂	8	8	7	12	11	11	5	20	14	19	9	5
	NH ₃	1	4	4	1	1	2	1	2	5	5	3	

参考文献

- 1) JETRO: 中国の気候変動対策と産業・企業の対応, (2021, 5)
- 2) JARN: 2018年2月号
- 3) IGES: 中国2060年炭素中立宣言についての解説, (2020, 9)

3.4 途上国の動向¹⁾

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

近年では、キガリ改正を受け、HFC を対象とする活動も開始されている。

- (1) マレーシア、インドネシア、タイ、フィリピンでは、2018 年から 2019 年にかけて、世界銀行と共に HFC 対応能力構築活動を実施している。内容は以下の項目が含まれる。
 - ・ HFC と HFC 混合物の輸出入の管理と監視のための既存法規制の見直し作業
 - ・ 税関職員等の研修ワークショップ開催
 - ・ HFC ベースライン消費量の予測
 - ・ HFC 消費量に関する全国調査
 - ・ 各分野における低 GWP 代替技術調査
 - ・ 普及啓発活動と実施段階的削減に関する国家戦略オプションとして削減シナリオ作成
- (2) タイでは、世界銀行と共に商業用冷凍機器製造業者 1 社の HFC-134a から R-600a への転換に関して投資プロジェクトを実施した。
- (3) ベトナムでは、2017 年から 2019 年にかけて、UNIDO と共に上記と同様な HFC 対応能力構築活動を実施している。
 - ・ キガリ改正の早期批准に関する支援活動
 - ・ HFC と HFC 混合物の輸出入の管理と監視のための既存法規制の見直し作業
 - ・ これまでのデータ報告に HFC 消費量を加える準備

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

参考文献

- 1) (株)エックス都市研究所, 令和2年度経済産業省委託業務報告書, 「途上国におけるオゾン層破壊物質等の転換プロジェクト推進等事業」報告書, (2021, 3)

4. 次世代冷媒候補の動向

4.1 HFC 代替冷媒の検討状況

(1) HFC 消費量の削減計画、対策^{1),2)}

Figure 4.1-1 に 2020 年度の HFC の消費量（国内出荷相当量）の実績を示す。計約 4,115 万 t-CO₂ で、前年度の 4,854 万 t-CO₂ より減少している。Figure 4.1-2 には、削減見通しとキガリ改正に基づく消費量限度との対比を示す。

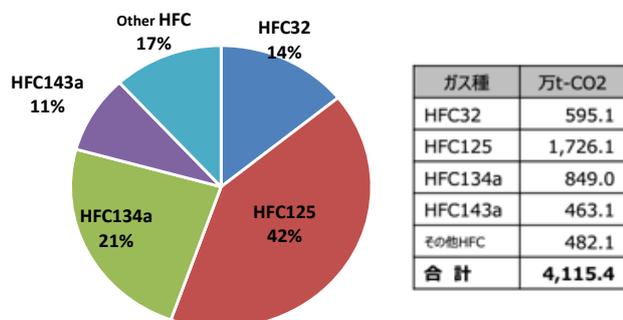


Figure 4.1-1 HFC consumption in 2020

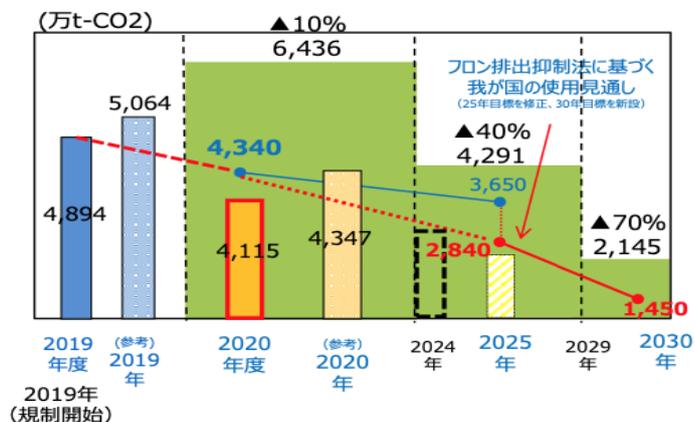


Figure 4.1-2 Contrast with consumption limit based on Kigali revision

政府としては、新冷媒の開発、導入を計画的に推進するため、下記のプロジェクトが進行中である。
○省エネ化・低温室効果を達成できる次世代冷媒・冷凍空調技術及び評価手法の開発事業

(経済産業省)

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

本報告書の調査事業もこの事業に含まれている。

(2022年度予算額 2.9 億円 (2021年度予算額 6.5 億円) 期間：2018～2022年度 (5年間))

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

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

(2022年度予算額 73 億円 (2021年度予算額 73 億円) 期間：2018～2022年度 (5年間))

(2) 新冷媒の提案事例^{3),4),5),6),7)}

近年の以下の国際会議、国内会議における冷媒関連の発表論文で対象としている冷媒について調査を行った。

- 日冷工：環境と新冷媒国際シンポジウム (2021)
- 日本冷凍空調学会 年次大会 (2021,2022)
- IIR (国際冷凍空調学会), 日本冷凍空調学会 HFO2021 Conference (2021)
- Purdue Conference (2022)

新たな冷媒が提案され、物性等の基本特性、サイクル性能の比較、安全性の評価等がなされている。HFO系の混合物を取り上げたテーマが多い。また、可燃性冷媒の燃焼性評価、リスクアセスメントが継続して多く、一方、システム性能の試験方法、評価方法に関する発表も目立ってきている。

Table 4.1-1 に単一冷媒、Table 4.1-2 に混合系の新冷媒をリストアップした。各 Table 中には、上記会議での発表論文で取り上げられた冷媒の回数を示している。

Table 4.1-1 Proposed alternative refrigerants (single)

名称	化学式	沸点(°C)	安全性	GWP	論文掲載頻度	掲載件数(参考)
R1123	CF2=CHF	-56.0	A2L	≒1	★★★	14
R1132a	CF2=CH2	-86.7	A2	≒1	★★★	11
R1224yd(Z)	CF3CF=CHCl	14.5	A1	≒1	★★	8
R1233zd(E)	CF3CH=CHCl	18.1	A1	≒1	★★★★	18
R1234yf	CF3CF=CH2	-29.4	A2L	4	★★★★	19
R1234ze(E)	CF3CH=CHF	-19.0	A2L	≒1	★★★★	16
R1336mzz(E)	CF3CH=CHCF3	9.0	A1	7	★★	8
R1336mzz(Z)	CF3CH=CHCF3	33.4	A1	2	★	3
R13I1	CF3I	-21.9	A1	≒1	★★	10
R32	CH2F2	-52.0	A2L	675	★★★★	17
R600	CH3CH2CH2CH3	0.0	A3	4	★	2
R600a	CH(CH3)2CH3	-11.7	A3	3	★	2
R290	CH3CH2CH3	-42.1	A3	3	★★★	12
R744	CO2	-78.5	A1	1	★★★	12
R717	NH3	-33.3	B2L	≒1	★	1

掲載頻度 ★5以下 ★★6-10 ★★★11-15 ★★★★16以上

Table 4.1-2 Proposed alternative refrigerants (mixture)

ASHRAE No.	組成													沸点(°C)	露点(°C)	安全性	GWP	論文掲載頻度	掲載件数(参考)				
	HFC							HFO												HC(炭化水素)	二酸化炭素	CF3I	
	23	32	125	134a	143a	152a	227ea	1234yf	1234ze	1130	1132a	1336mzz	600a							290	744	13I1	
R407H		32.5	15.0	52.5													-44.7	-37.6	A1	1,378	☆☆	2	
R407I		19.5	8.5	72.0														-39.8	-33.0	A1	1,337		0
R427C		25.0	25.0	40.0	100													-45.9	-39.4	A1	2,060		0
R448A		26.0	26.0	21.0				20.0	7.0									-45.9	-39.8	A1	1,387	☆☆☆	4
R448B		21.0	21.0	31.0				20.0	7.0									-44.1	-37.4	A1	1,320		0
R449A		24.3	24.7	25.7				25.3										-46.0	-39.9	A1	1,397	☆☆☆	4
R449C		20.0	20.0	29.0				31.0										-44.6	-38.1	A1	1,250		0
R450A				42.0					58.0									-23.4	-22.8	A1	604	☆	1
R452A		11.0	59.0					30.0										-47.0	-43.2	A1	2,140	☆	1
R452B		67.0	7.0					26.0										-51.0	-50.3	A2L	698	☆	1
R454A		35.0						65.0										-48.4	-41.6	A2L	238	☆☆☆	3
R454B		68.9						31.1										-50.9	-50.0	A2L	465	☆☆☆	3
R454C		21.5						78.5										-46.0	-37.8	A2L	146	☆☆☆☆	10
R455A		21.5						75.5						30				-51.6	-39.1	A2L	146	☆☆☆☆	8
R457A		18.0				12.0		70.0										-42.7	-35.5	A2L	139		0
R457B		35.0				100		55.0										-46.4	-40.4	A2L	249		0
R459B		21.0						69.0	100									-44.0	-36.1	A2L	145		0
R463A		36.0	30.0	14.0				14.0							60			-58.4	-46.9	A1	1,494		0
R465A		21.0						71.1							7.9			-51.8	-40.0	A2	143	☆	1
R466A		49.0	11.5													39.5		-51.7	-50.0	A1	733	☆☆☆☆	8
R467A		22.0	5.0	72.4									0.6					-40.5	-33.3	A2L	1,330	☆	1
R468A		21.5						75.0		3.5								-51.3	-39.0	A2L	146	☆☆	2
R468B		13.0						81.0		6.0								-52.4	-36.8	A2L	89	☆	1
R468C		42.0						52.0		6.0								-56.6	-46.2	A2L	284	☆☆	2
R469A		32.5	32.5												35.0			-78.5	-61.5	A1	1,360	☆☆	2
R470A		17.0	19.0	7.0			3.0	44.0							100			-62.7	-35.6	A1	277	☆	1
R470B		11.5	11.5	3.0			7.0	57.0							100			-61.7	-31.4	A1	749	☆	1
R471A							4.3	78.7				17.0						-16.9	-13.8	A1	140		0
R472A		12.0		19.0											69.0			-84.3	-61.5	A1	354		0
R472B		100		32.0											58.0			-82.9	-54.8	A1	526		0
R473A	100		100							20.0					60.0			-87.6	-83.0	A1	1,830	☆☆☆	5
R475A				43.0				45.0	12.0									-28.8	-28.3	A1	615		0
R513A				44.0				56.0										-29.2	—	A1	630	☆☆☆	3
R513B				41.5				58.5										-29.2	—	A1	594	☆☆	2
R514A										25.3		74.7						29.0	—	B1	2	☆	1
R515B							8.9	91.1										-19.0	—	A1	288	☆☆☆	3
R516A			8.5		14.0			77.5										-21.1	—	A2L	142	☆☆☆	3

掲載頻度 ☆:1 ☆☆:2 ☆☆☆:3-5 ☆☆☆☆:6以上

(3) 製品毎の代替冷媒候補の例

製品毎の代替冷媒候補の例について Table 4.1-3 に示す。ルームエアコン、小型の店舗・オフィス用エアコンでは従来の R410A から大半が R32 に転換されている。ルームエアコン、ショーケース等小型機に関しては、R290 のリスクアセスメントが進行中。ビル用マルチエアコンも R32 の適用検討がなされているが、充填冷媒量が多く、微燃性冷媒の安全性確保の課題解決に向け関係者による議論が進められている。冷凍冷蔵ショーケース、コンデンシングユニットでは、まだ R404A、R410A が主流であるが、一部 R744（二酸化炭素）使用機器の導入が図られている。冷凍冷蔵倉庫用冷凍機は依然 R22 の使用が多く、代替冷媒としては、アンモニア系の普及が行われつつある。自動販売機、給湯ヒートポンプ、家庭用冷凍冷蔵庫では、既にフロン系冷媒以外への転換が行われている。乗用自動車のカーエアコンは R134a の代替として R1234yf への転換が計画されていて 2023 年目標に実施される計画であるが、バス、トラックでの安全性確保では課題があり、この解決のための期間が必要となっている。

Table 4.1-3 Examples of alternative refrigerants for each product

製品群	従来冷媒	代替冷媒候補例	GWP	安全性	開発状況・課題等	備考
ルームエアコン	R410A R32	R290	3	A3	リスクアセスメント	
		R454A,B,C	150~ 470	A2L	性能評価	
		R466A	733	A1	性能、安定性評価	N41 (Honeywell)
店舗・オフィス用エアコン	R410A R407C R32	R1123混合系 R1123/R32 R1123/R32/R1234yf	150~ 400	A2L	性能、安定性評価	AGC: AMOLEA
		R466A	733	A1	性能、安定性評価	N41 (Honeywell)
ビル用マルチエアコン	R410A R407C	R32	675	A2L	一部実用化	
		R466A	733	A1	性能、安定性評価	N41 (Honeywell)
チリングユニット	R134a R410A R404A	R449A	1397	A1	性能評価	XP40 (Chemours)
		R450A	604	A1	〃	N13 (Honeywell)
		R465A	143	A2	〃	Arkema
		R516A	142	A2L	〃	Arkema
		R407H	1378	A1	一部実用化	ダイキン工業
ターボ冷凍機	R123 R245fa R134a	R1233zd (E)	≒1	A1	一部実用化	(Honeywell)
		R1224yd (Z)	≒1	A1	〃	AGC
		R1234ze (E)	≒1	A2L	〃	(Honeywell)
		R514A	2	B1		
冷凍冷蔵ショーケース コンデンシングユニット	R410A R404A	R463A	1494	A1	一部実用化	XP41 (Chemours)
		R290	3	A3	リスクアセスメント	
		R448A	1387	A1	一部実用化	N40 (Honeywell)
		R449A	1282	A1	〃	
		R455A	146	A2L	性能評価	L40X (Honeywell)
		R468A	150	A2L	〃	ダイキン工業
		R744	1	A1	実用化	
冷凍冷蔵倉庫	R22	R717	≒1	B2L	実用化	
		R717/R744	≒1/1	B2L/A1	実用化	
		空気	≒1	A1	実用化	
自動販売機	R410A R404A	R744	1	A1	一部実用化	
		R600a	3	A3	〃	
給湯ヒートポンプ	R744	R454C	146	A2L	性能評価	XP20 (Chemours)
家庭用冷凍冷蔵庫	R134a, R600a				実用化 (R600a)	
カーエアコン	R134a	R744	1	A1	一部実用化	
		R1234yf	4	A2L	一部実用化	
		HFO1132(E)/R1234yf	1	A2L	性能評価	DIV-140 (ダイキン工業)

※公表資料をベースにしており、これら以外の代替候補開発事例も種々有りと思われる。

参考文献

- 1) 「フロン類使用合理化計画」の取組状況等について，産業構造審議会フロン類等対策 WG 資料，(2022, 4)
- 2) 新たな冷媒・機器開発の方向性について，産業構造審議会フロン類等対策 WG 資料，(2022, 4)
- 3) 日本冷凍空調工業会：環境と新冷媒国際シンポジウム，(2021, 10)
- 4) 日本冷凍空調学会年次大会，(2021, 9)
- 5) 日本冷凍空調学会年次大会，(2022, 9)
- 6) 国際冷凍学会，日本冷凍空調学会：HFO2021，(2021, 6)
- 7) Purdue Conference，(2022, 7)

4.2 次世代冷媒を取り巻く課題

次世代冷媒の探索には，燃焼性のある物質の選択が不可避の状況にあり，これが最大の課題となっている．燃焼性のある冷媒を製品に適用した場合のリスク評価手法を確立し，事故発生評価，危害度評価を行うためのリスクアセスメントが実施されている．微燃性冷媒（A2L）に関して，日本冷凍空調学会「微燃性冷媒リスク評価研究会」にて取りまとめがなされ報告書が出されている．また，強燃性冷媒（A3）に関して，現在，日本冷凍空調工業会の WG でリスクアセスメントを実施中であり，報告がなされている．

また，日本冷凍空調学会に新冷媒評価委員会が設けられ，「新たに開発される冷媒ガスの加害性の区分の評価・確認を行う」ことを目的に以下の事項を実施している．

- 申請された冷媒ガスが冷凍保安規則の不活性ガスの条件を満足するかどうかの判定
- 上記を満足した場合，充填可能な FC 容器についての判定

一方，冷凍空調機器の温暖化影響は，冷媒の排出によるもの（直接影響）とエネルギー消費によるもの（間接影響）の和となり，これをライフサイクルで評価したのが LCCP（Life Cycle Climate Performance）である．一般にエネルギー消費による間接影響の方が大きい．冷媒の GWP の低減や廃棄時回収率向上，使用時漏洩の防止による排出抑制により直接影響は小さくなる．また，エネルギー効率 COP の向上により間接影響が小さくなる．LCCP 評価は，現在，業界団体等での検討が進行中である．

新冷媒適用のために，冷媒，機器に関わる規制，規格の動向把握は今後共必須であるが，また，フルオロカーボン系物質規制（PFAS 等）の状況も注視していく必要がある

次世代冷媒に関する現状での課題として，以下の項目が上げられる．

- a) 低 GWP 冷媒は，燃焼性，化学的安定性等での問題があるので，これを安全に使用していくための対応策（リスク評価及び関連規制，規格の改定提案，標準化等）
- b) 新冷媒使用時の機器性能評価を行うための試験方法及び性能予測技術開発
- c) 冷媒の GWP 値と運転時エネルギー消費を含めた機器全体としての温暖化影響評価
- d) 製品群の特性に応じた冷媒選択と長期的な転換計画
冷媒はインフラ的な要素があるので，信頼性，施工性，メンテナンス性の確認が必要
- e) 回収，再生，破壊処理に関する対応 等々

次世代冷媒・冷凍空調技術の基本性能・最適化・評価手法および安全性・リスク評価

第4部 機器性能評価手法

WG IV ファイナルレポート

公益社団法人日本冷凍空調学会 次世代冷媒に関する調査委員会

2023年2月28日

目次

はじめに	3
第一部 早稲田大学の報告	6
1. 負荷試験装置の開発	7
1.1 エミュレーター式負荷試験装置の開発の概要	7
1.2 空調負荷や機器性能の考え方	7
1.3 現行の代表的な性能試験装置	9
1.3.1 空気エンタルピー形試験装置	9
1.3.2 バランス形試験装置	9
1.4 提案する動的性能試験装置	10
1.4.1 評価装置の基本概念	10
1.4.2 試験装置の構成	11
1.4.3 試験装置の仕様	12
1.4.4 エミュレーター	14
2. 試験装置の健全性評価	18
2.1 試験装置の健全性評価	18
2.1.1 静的健全性(圧縮機回転数固定試験)	18
2.1.2 動的健全性	19
2.2 性能評価装置の妥当性検証	22
3. 次世代冷媒試験結果	26
3.1 実験の背景と目的	26
3.2 実験に用いた空調機と試験の概要	26
3.2.1 実験に用いた空調機	26
3.2.2 冷媒充填量の決定	27
3.2.3 試験条件	28
3.3 試験結果と考察	28
3.3.1 試験結果	28
3.3.2 考察	29
3.3.3 実験結果のまとめ	32
4. 動的試験結果	33
4.1 試験対象	33
4.2 試験条件	33
4.3 試験結果と考察	34
参考文献	36
第二部 東京大学の報告	38
1 はじめに	39
参考文献	39
2. 日本空調冷凍研究所の成果	40
2.1 試験設備の概要	40
2.2 負荷試験の目的	41
2.3 試験方法	41
2.4 負荷試験による測定と課題抽出	42
2.4.1 異なる平衡式室形熱量計による負荷試験	42
2.4.2 同一試験設備を使用した負荷試験による運転特性比較	44
2.4.3 空気エンタルピー測定装置による負荷試験の可能性	56
2.4.4 空気エンタルピー測定装置を用いた負荷試験の課題	59
参考文献	60
3 東京大学の成果	61
3.1 環境試験室の概要	61

3.2	JIS 試験の結果	62
3.3	熱バランス式による圧縮機回転数非固定の試験	65
3.4	空気エンタルピー式環境試験室の改良	69
3.4.1	環境試験室の改良の概要	69
3.4.2	環境試験室の制御	69
3.5	静的負荷試験法	70
3.5.1	試験条件	70
3.5.2	仮想室の熱容量の影響	71
3.5.3	風量設定の影響	72
3.5.4	低負荷時の断続運転の計測	73
3.5.5	低温暖房試験	73
3.5.6	静的負荷試験のまとめ	74
3.6	動的負荷試験法	75
3.6.1	試験条件	75
3.6.2	冷房条件試験結果	76
3.6.3	暖房条件試験結果	79
3.6.4	動的負荷試験のまとめ	80
3.7	結論	81
	参考文献	81

はじめに

カーボンニュートラル実現に向けた世界的な要請の中で、科学技術はこの難題にどのように立ち向かうべきなのか大きな課題を突き付けられている。我が国でも 2050 年までにカーボンニュートラルの実現を公約として掲げ、一気に動き始めているところである。

このような中で冷凍空調技術は、省エネルギーを実現する冷温熱制御技術として冷凍、空調、給湯、産業技術へと広く応用されてきた。その用途はさらに広がるばかりであり、引き続き経済をもけん引できる優れた技術である。

近年では、極端な気温上昇に対しても温度制御により熱中症を防いだり、湿度までをも制御したりすることによりウイルス等から人間への感染を防ぐ技術と認められつつある。低温化や優れた温度管理を実現することにより、コールドチェーンの中核技術として、安全安心な食の提供を可能としてきた。空気から飲料水すら生み出すことができる。このように冷凍空調技術は、地球温暖化防止技術として環境を守りながら、生命をも守る技術へと進化を遂げている。

一方で、冷媒によるオゾン層破壊、地球温暖化問題も抱えていることも事実である。もともとは、オゾン層破壊に端を発した冷媒問題であるが、近年では、冷媒によっては、二酸化炭素の数千倍もの温室効果を持つこともわかり、モントリオール議定書キガリ改正を受けて、大幅な削減を目指すこととなった。このため、低 GWP 冷媒を採用した機器の導入は必須となっている。このように低 GWP の上市を急ぐためには、メーカーが機器開発を進めるだけでなく、アカデミックや公的研究機関が中心となり、その評価を行うことが可能な基盤技術を構築し、その後押しをできる体系を構築することも必須である。

そこで、この WGIV では、早稲田大学グループと東京大学グループが集まり、機器の実運転性能を評価可能な基盤技術を構築する。機器の実運転性能を評価する場合には、従来のように圧縮機の回転数を固定した性能試験では、次世代冷媒を採用した機器の性能をきちんと評価することはできない。とりわけ、非共沸の混合冷媒のような場合には、運転が急変すると冷媒の組成比が変化し、機器の性能も大きく変わることとなる。昨今エアコンでは建物の断熱化が進み、空調負荷も低減している中で、インバーターによる連続運転が困難となり、機器がオンオフを繰り返し、機器の運転が急変する中でも機器の大幅な性能向上が求められているような状況である。

一方で、機器の動的性能を評価しようとするすると機器の制御系を含めた運転性能の評価が必要となるため、環境試験室の熱容量や負荷量に大きな影響を受けることとなる。しかし、試験室は一般的に同じものはほとんどなく、保有者によって大きさや設置機器等も大きく異なってしまうため、再現性ある動的挙動の把握は困難であった。

そこで、空調負荷や熱容量を仮想的に与える方式によって機器の性能を再現性ある形で評価可能な新たな手法を確立する。これによって、JIS や ISO の規格を改変し、より精度よく機器の実運転性能を評価可能な方式を確立する。

このようなシステムとしての実運転性能が評価される手法が確立されることによって次世代冷媒を採用しつつも実運転レベルで高性能な機器ができるだけ早く上市される支援が可能となることを期待する。

WG-IV 主査 早稲田大学 齋藤 潔

WG IV の委員構成は、Table 1 に示すとおりである。

Table 1 WG IV members list

	氏 名	所 属	
主査	齋藤 潔	早稲田大学	
委員	飛原 英治	大学改革支援・学位授与機構	
	陳 昱	東京大学	
	伊藤 誠	東京大学	
	鄭 宗秀	早稲田大学	
	谷 達也	日本空調冷凍研究所	
	平田 亮太	日本空調冷凍研究所	
	室園 宏治	日本冷凍空調工業会	
	坂下 俊	日本冷凍空調工業会 (パナソニック株式会社)	
	高藤 亮一	日本冷凍空調工業会 (日立ジョンソンコントロールズ空調株式会社)	
	中川 英知	日本電機工業会 (三菱電機株式会社)	
	村田 勝則	日本電機工業会 (ダイキン工業株式会社)	
	片岡 修身	日本冷凍空調学会 (ダイキン工業株式会社)	
	オブザーバ	宮岡 洋一	早稲田大学
		齊藤 静雄	東京大学
東 朋寛		電力中央研究所	
鷺田 晃		日本冷凍空調工業会 (パナソニック株式会社)	
平良 繁治		日本冷凍空調工業会 (ダイキン工業株式会社)	
山下 浩司		日本冷凍空調工業会 (三菱電機株式会社)	
佐藤 建彦		日本電機工業会	
加瀬 知子		日本電機工業会	
井上 順広		東京海洋大学	
藤垣 聡		新エネルギー・産業技術総合開発機構	
森 智和		新エネルギー・産業技術総合開発機構	
高橋 辰彦		新エネルギー・産業技術総合開発機構	
牛腸 誠		新エネルギー・産業技術総合開発機構	
大石 拓摩		新エネルギー・産業技術総合開発機構	
事務局	河野 恭二	日本冷凍空調学会	
	上村 茂弘	日本冷凍空調学会	
	西口 章	日本冷凍空調学会	

本報告書の執筆者は、Table 2 に示す通りである。

Table 2 Author list

		執筆者
	はじめに	齋藤 潔 (早稲田大学)
第一部	1. 負荷試験装置の開発	齋藤 潔 (早稲田大学)、ジャンネッティ ニコロ、宮岡 洋一
	2. 試験装置の健全性評価	齋藤 潔 (早稲田大学)、ジャンネッティ ニコロ、宮岡 洋一
	3. 次世代冷媒試験結果	齋藤 潔 (早稲田大学)、宮岡 洋一
	4. 動的試験結果	齋藤 潔 (早稲田大学)、宮岡 洋一
第二部	1. はじめに	飛原 英治 (大学改革支援・学位授与機構)
	2. 日本空調冷凍研究所の成果	谷 達也 (日本空調冷凍研究所)、平田 亮太
	3. 東京大学の成果	伊藤 誠 (東京大学)、齋藤 静雄、 飛原 英治 (大学改革支援・学位授与機構)

免責事項

本報告書に掲載されている情報の正確性については万全を期しているが、著者および当学会は利用者が本報告書の情報を用いて行う一切の行為について、何らの責任を負うものではありません。本報告書の利用に起因して利用者に生じた損害につき、著者および当学会としては責任を負いかねるので御了承ください。

第一部 早稲田大学の報告

1. 負荷試験装置の開発

1.1 エミュレーター式負荷試験装置の開発の概要

エアコンディショナにおいては、熱交換器や圧縮機等のデバイスの性能向上が進むとともに、インバーターの導入など様々な技術革新が進み¹⁾²⁾³⁾⁴⁾⁵⁾、年間の性能が大幅に向上している。これにより、例えば JIS で規定された年間の性能を表す APF⁶⁾は、7.0 を超え、ほぼ限界の値に達しているとの見解もある⁷⁾⁸⁾⁹⁾。一方で、その評価方法の問題点も明らかにされつつある。

エアコンディショナは搭載された制御系によって圧縮機の回転数や膨張弁開度などを時々刻々と運転状態に対して適切に変化させながら動的状態で運転されている。それにもかかわらず、JIS をはじめとした国際規格では、圧縮機の回転数を一定とすることにより、制御系の中核となる室内空気温度制御を除外した定常状態における数点の運転データから推定されている。これは、性能試験装置の大きさや制御性能によってエアコンディショナの性能が大きく影響を受けてしまうため、性能試験装置によらず再現性ある形で、かつ、短時間で効率的に機器の性能を把握することを優先しているためである。

このような定常状態での簡略化した年間性能は、実運転性能と大きな乖離があることが指摘され、実効ある省エネルギーや CO₂ 排出量削減を推進する上で、問題視されている。これは、単なる評価上の問題ではなく、実運転性能が正しく評価されないことによって、メーカーによる新たな機器開発意欲をそぎ、機器性能向上へのボトルネックにもなっている。このような状況こそが、カーボンニュートラル実現に向けて冷凍空調分野が抱えている最大の課題の一つといえる。

このような課題をクリアするためには、機器の動的性能を把握する必要があるが、動的性能は、異なる試験室においても同一の機器であれば、同一の動的性能が得られなければならない。このためには、動的性能に大きな影響を与える建物負荷や建物の熱容量等の建物側の試験条件を何らかの形で補償し、性能試験装置によらず、再現性ある形で与える必要がある。

当然、ハードウェアとしてこのような条件を同一とすることはほぼ不可能である。例えば、動的性能評価手法も提案されているが¹⁰⁾、同一機器にも関わらず性能試験装置によって動的性能が変動してしまうことが問題とされている。

そこで、本研究では、定常をベースとした性能試験方法を一新し、建物の空調条件は、ソフトウェアとしてのエミュレーターによりバーチャルに計算することによって補償し、動的性能を再現性ある形で評価できる新たな性能試験法の確立を目指す。

ここでは、エミュレーターを搭載した画期的な性能試験装置を開発するとともにその健全性を評価する。このような試験法が実現できれば、従来の試験装置を有効活用しながらもエアコンディショナの製品規格としての性能から機器使用者が求める実際に機器を設置した際の実運転性能までを統一的に評価可能な試験装置となる。

すでにダクト型の試験装置で検討を進めてきたが¹¹⁾、本研究では、カロリメーターをベースとした試験室を用いて高精度に機器の動的性能を評価可能な性能試験装置を開発する。

ここでは、この試験装置のコンセプトや構成、さらには、その健全性や具体的に機器の動的運転性能を評価した結果を報告する。

1.2 空調負荷や機器性能の考え方

エアコンディショナの動的転性能を検討するために、建物内のエネルギーフローの基本的な考え方を整理し、必要なパラメータを定義する。Fig.1.2-1 には、建物内でのエネルギーのやり取りを図示する。

図中に示すように夏場を想定すると、建物には、外気や太陽から壁や窓を通じた伝熱や、換気が持ち込む外気によって熱が侵入する。また、人間により熱や蒸気等が発生する。これらを総合して「建物負荷」と呼ぶこととする。

また、図中の赤の破線で示すように建物内では、エアコンディショナからの供給空気の状態に影響されながら、建物負荷だけでなく室内の空気量や什器、壁等の建物側の熱容量により室内温度が変化する。このように建物負荷や建物の温度の変化の状態を決める建物固有の条件を「建物側空調条件」と呼ぶこととする。

これに対して、エアコンディショナ側では、室内空気が吸込み空気として取り込まれるとともに冷却される。冷却された吹出空気は、供給空気として再び建物内に送られる。この際のエアコンディショナ

の冷却量を「空調負荷」と呼ぶこととする。このような青で囲まれたエアコンディショナの運転状態を決める条件を「機器側空調条件」とよぶこととする。

これに対して、エアコンディショナ側では、室内空気が吸込み空気として取り込まれるとともに冷却される。冷却された吹出空気は、供給空気として再び建物内に送られる。この際のエアコンディショナの冷却量を「空調負荷」と呼ぶこととする。このような青で囲まれたエアコンディショナの運転状態を決める条件を「機器側空調条件」とよぶこととする。

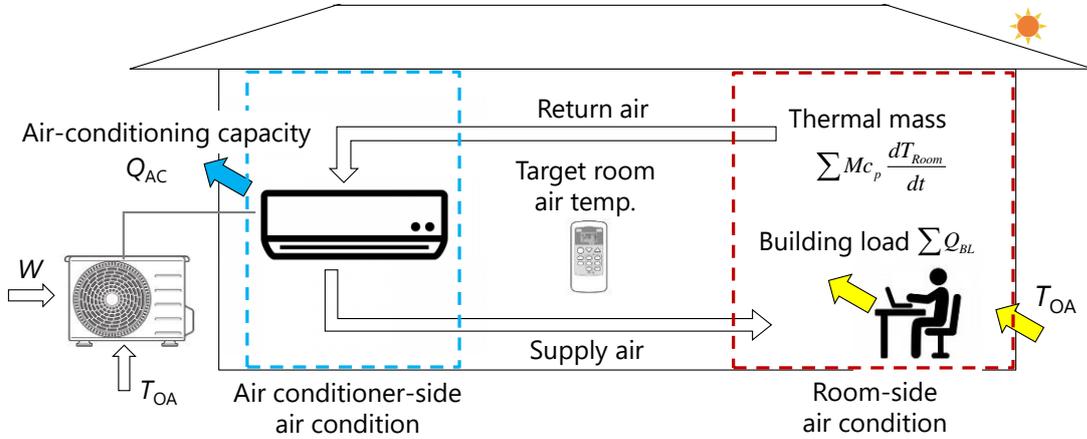


Fig. 1.2-1 Heat flow inside building during summer season

Fig.1.2-2 には、建物や空調負荷、室内温度の変化の様子の模式図を示している。

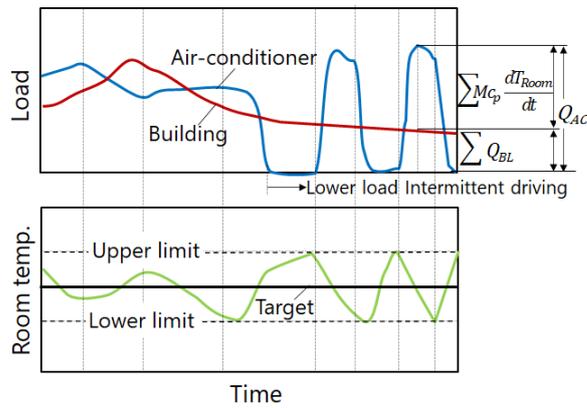


Fig. 1.2-2 Load & temp. change inside building

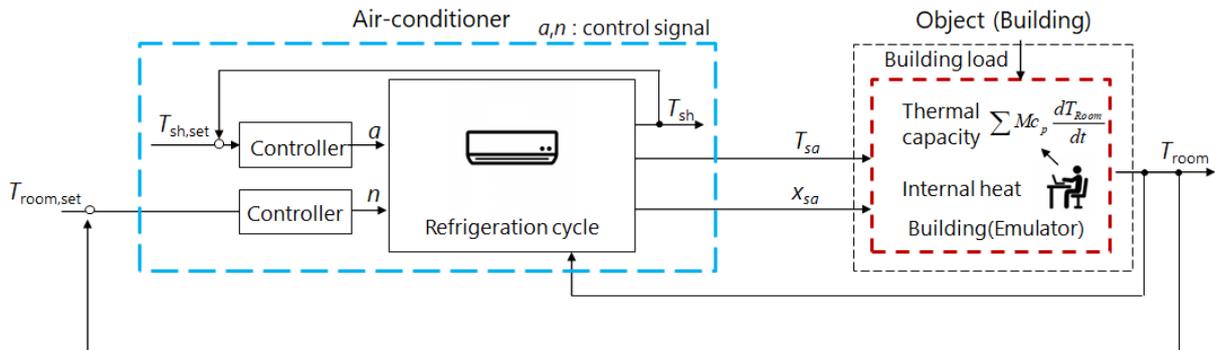


Fig. 1.2-3 Control method of air-conditioner

このように動的状態では、静的な状態とは異なり、「建物負荷」と「空調負荷」は、異なるとともに、それらの差が建物内の熱容量に影響を受けながら室内空気の温度変化を生み出す。

また、動的性能評価とは、制御性能を評価することでもある。Fig.1.2-3 に示すようにエアコンディショナによる主要制御である室内空気温度制御は、機器だけではなく、建物をも含めたトータルとして制御が実施されており、「建物側空調条件」が制御性能に大きく影響する。このため、「建物側空調条件」を何らかの形で補償し、同一にしなければ、同様の機器性能は得られない。

なお、説明をわかりやすくするためにここでは熱のやり取りについて主として説明をしたが、湿度すなわち水分の物質バランスに対しても「建物側空調条件」、「エアコン側空調条件」が密接に相互影響するため、当然それらを考慮する必要があることを付記する。

1.3 現行の代表的な性能試験装置

エアコンディショナの現行の性能試験装置は、カロリーメーターとも呼ばれ、エアコンディショナの定常的な空調能力を測定するために開発されてきた。現行の性能試験装置を大別すると「空気エンタルピー形」と「バランス形」の性能試験装置に分類される。

これらは、圧縮機の回転数を固定した定常状態での試験を前提としていることに注意が必要である。これらの特徴、測定原理、さらには、これらを用いて動的運転性能を把握しようとするとき生じる課題について述べる。

1.3.1 空気エンタルピー形試験装置

空気エンタルピー形試験装置を Fig.1.3-1 に示す。この装置は室内機を設置する室内機室と室外機を設置する室外機室からなる。また、両室には条件発生器が設置されており、室内が所定の温湿度となるように制御される。

本装置の特徴は、エアコンディショナの吹出空気の状態としての温湿度、風量を計測することによって直接エアコンディショナの空調負荷を計測することにある。ただし、風量の測定が容易ではないため、次に示すバランス形と比べると若干精度が低下するとされてきたが、近年では、ほぼ同様の精度が出せるようになっている。

この装置でエアコンディショナの動的性能を把握しようとするとき、「建物側空調条件」を試験装置によらず同様に与えられる方法を導入しなければ、試験装置によって機器の性能が異なってしまう。

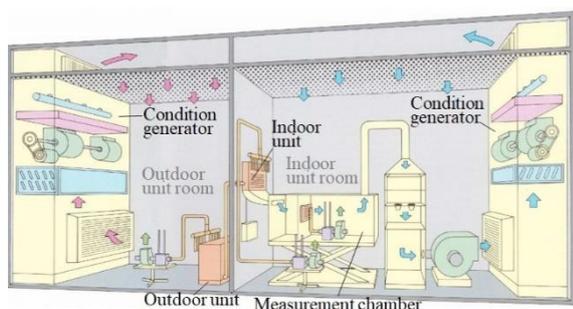


Fig. 1.3-1 Cyclometric test facility¹²⁾

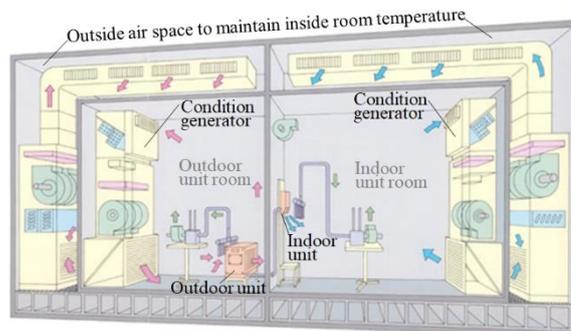


Fig. 1.3-2 Balance type test facility¹²⁾

1.3.2 バランス形試験装置

バランス形試験装置を Fig. 1.3-2 に示す。この装置も室内機室と室外機室から成り立っており、両室とも条件発生器が設置され、室内温湿度が一定となるように制御されている。

本装置の特徴は、室内機室に設置された条件発生器での負荷量を測定可能としており、定常であれば、それがエアコンディショナの空調負荷と等しくなることから、空調負荷を間接的に測定することにある。

このようにエアコンディショナと建物負荷をバランスさせて間接的にエアコンの空調負荷を測定するという意味でバランス形と呼ばれている。また、両室の室外にも空間を設け、室内の空気温度と等しい温度とすることによって、室壁を通じた熱の漏洩を防止している。

本装置でも室内空気の温湿度変化に影響を与える「建物側空調条件」を試験室が異なっても同様とする手立てを打たなければ、試験装置によってエアコンディショナの性能が異なってしまうことは空気エンタルピー形と同様である。

1.4 提案する動的性能試験装置

ここでは、以上のような従来の試験装置の課題も踏まえ、新たにエミュレーター式性能試験装置を開発する。

1.4.1 評価装置の基本概念

Fig.1.4-1 には、試験装置の基本的な概念を示している。また、この試験装置器で機器を動的に駆動する際の制御系を Fig. 1.4-2 に示している。すでに述べたように赤枠で示した「建物側空調条件」がエアコンディショナの動的性能に、大きな影響を与えるため、たとえ、試験装置が異なってもこれらを同一にしなければ、試験装置が異なるごとに動的運転性能が異なる結果を生じてしまう。

しかし、動的な運転では、試験装置の壁や設置した計測用機材の熱容量、試験装置の大きさ等多くの影響因子があるため、ハード的にこの条件を同一とすることは不可能といってもよい。

そこで、「建物側空調条件」は、計算機で仮想的に導出することによって、試験装置による差を補償できる新たな試験方法を考案した。

当然、エアコンディショナの空調負荷や消費電力は直接測定する必要があるため、機器を試験装置に設置し、実際に測定を実施する。計算機において仮想的に「建物側空調条件」を計算するソフトウェアをエミュレーターとよぶ。

「機器側空調条件」は、エミュレーターで計算された室内空気条件に基づいて条件発生器で、実際の室内空気として生成される。エアコンディショナで生成された吹出空気は、測定チャンバーで測定されるとともにデジタル信号としてエミュレーターへ送られる。

このように条件発生器や測定チャンバーは負荷の発生や能力を測定する機器と考えるのではなく、エミュレーターと性能評価装置の間を取り持つ D-A, A-D 変換器としての役割を担う機器と考えると非常に理解しやすくなる。

この方式の最大の特徴は、試験装置側では、空気エンタルピー形を採用した試験装置であれば、そのまま用いることができる。バランス形を用いた試験装置であれば、測定チャンバーを導入することによってそのまま用いることができることにある。また、エミュレーターの数理モデルを変えることにより静特性はもちろんのこと多様な条件での動特性まで評価が可能となる。

以上のように提案方式は、従来の試験装置もそのまま活用できるだけでなく、例えばエミュレーターを統一化することで製品開発側の規格における試験装置として容易に対応することができる。また、実建物を想定したエミュレーターを作成することによって、実運転を想定した性能も測定することもできる。これにより、世界中の建物や気象条件を与えることによって他国におけるエアコンディショナの実運転性能を分析することも可能となる。

このように製品開発側の規格から、ユーザー側が必要とする実運転を想定した動的性能まで同様の試験装置で評価することができる。まさに統一された試験装置ともいえるであろう。

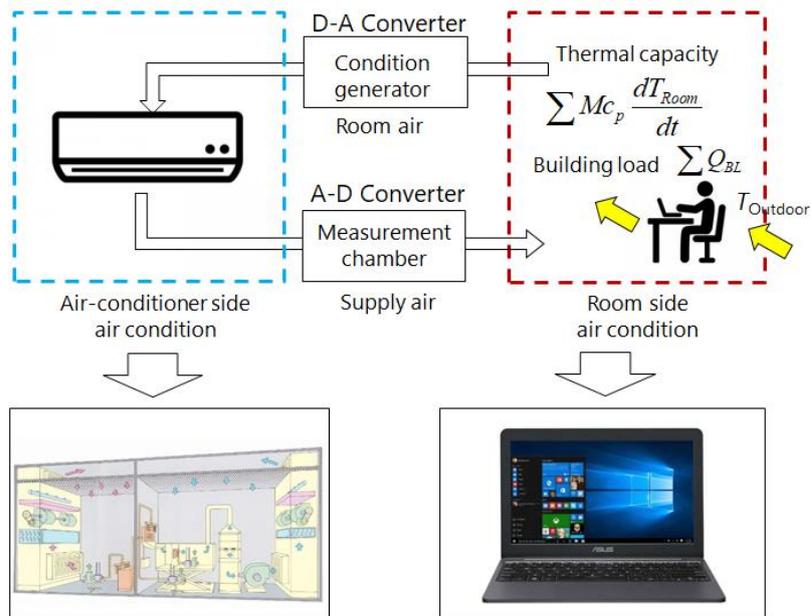


Fig. 1.4-1 Concept of test method of air-conditioner

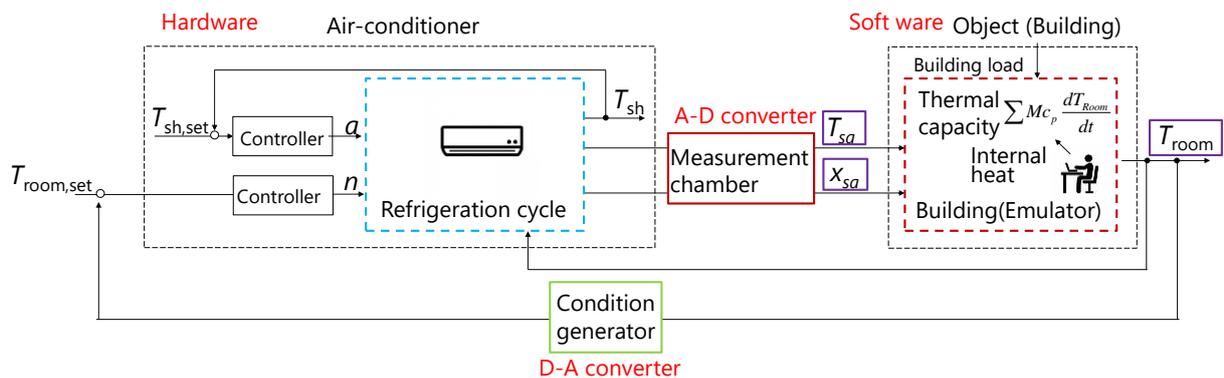


Fig. 1.4-2 Control system of air-conditioner considering dynamic soundness

1.4.2 試験装置の構成

評価装置全体は Fig.1.4-3 のように構成されている。ハードウェアとしては、試験装置と計算機から構成されている。計算機には、建物空気条件を計算するソフトウェアとしてのエミュレーターがインストールされている。

すでに述べたように、条件発生器では、ルームエミュレーターで計算された室内空気状態となるように実際の室内空気の状態が生成される。エアコンディショナで生成された吹出空気は、測定チャンバーで計測されるとともにデジタル信号としてエミュレーターへ送られる。

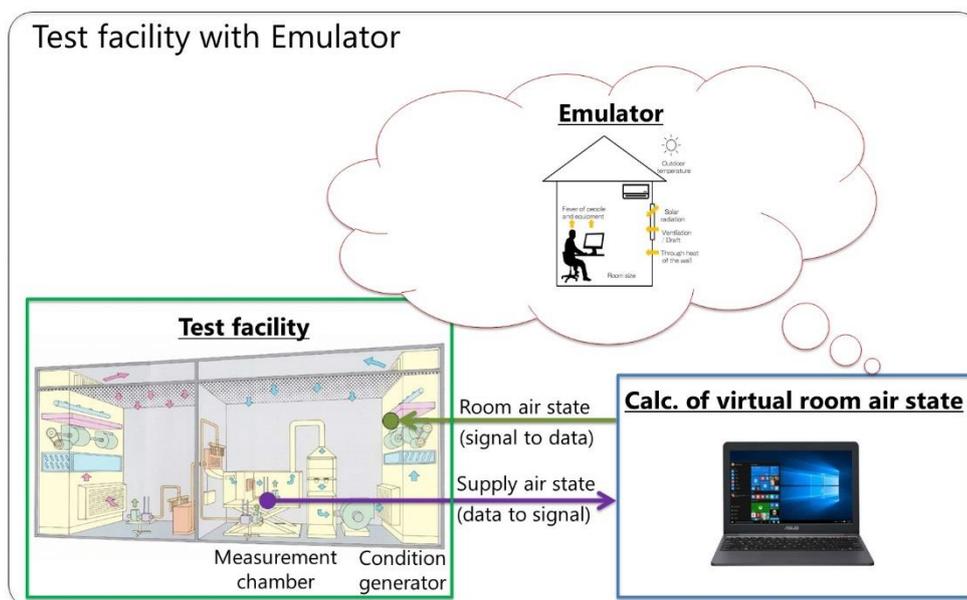


Fig. 1.4-3 Hybrid dynamic test facility

1.4.3 試験装置の仕様

Table 1.4-1 に試験装置の仕様を示す。外観図を Fig. 1.4-4 に、室内機の測定チャンバーを Fig. 1.4-5 に示す。室内機室の空気フロー図を Fig. 1.4-6 に、室外機室の空気フロー図を Fig. 1.4-7 にそれぞれ示す。

Measurable capacity range	Up to 5 HP (14 kW)
Settable outdoor temperature range	-7-46 °C
Explosion-proof	Included
Cross wind speed	0.2 ± 0.1 m/s (JIS testing of showcases)
Size	7 m (D) × 8 m (W) × 3 m (H)

本装置の特徴として、次世代の低 GWP 冷媒の候補である可燃性冷媒にも対応するため防爆構造としている。また、本装置は冷蔵ショーケースの試験も可能とするため JIS B 8631-2:2011 に規定された試験基準に則り、横風 0.2m±0.1m の条件を作り出すことが可能である。

Fig. 1.4-6 に示すように室内機室の吹出空気は測定チャンバーを通して、温湿度測定装置と風量測定装置へ送られる。温湿度測定装置を通過した空気はそのまま風量測定装置へと送られる。風量測定装置は天井上設置され、吸引ファンにより、ダクトで発生する圧力損失を打ち消すように空気を吸引する。風量測定は合計 4 つのノズルを風量により組み合わせで行う。これらで測定された吹出空気の状態は、エミュレーターへも送られる。風量測定装置を通過した空気は天井より室内機室へと吹き出され、条件発生器へと吸い込まれる。ここで、エミュレーターの信号による指示を受け、所定の温湿度の室内空気が生成される。この空気は、天井のダクトを通り、壁面からパンチングメタルを通じて横方向に均等に吹かれる。

Fig. 1.4-7 に示すように、本装置では、室外機室にも通常はあまり設置されていない測定チャンバーが設置されている。室外機からの吹出空気はこの測定チャンバーへ送られる。ここには、温湿度の測定が行える温湿度測定装置が設置されている。また、風量測定装置が測定チャンバーに接続されており、定置式複合ピトー管によって風量の測定を行っている。その後、エミュレーターの信号を受けて、条件発生器で所定の温湿度とされたのちに再び室外機に送られる。



Fig. 1.4-4 Overall appearance of test facility



Fig. 1.4-5 Appearance of measurement chamber

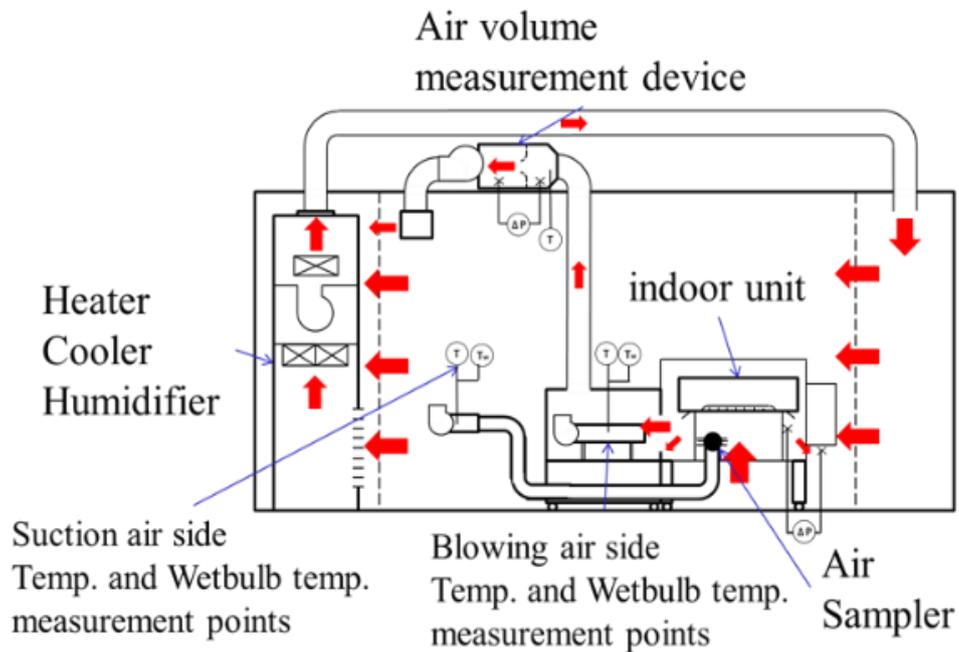


Fig. 1.4-6 Air flow diagram of indoor unit room

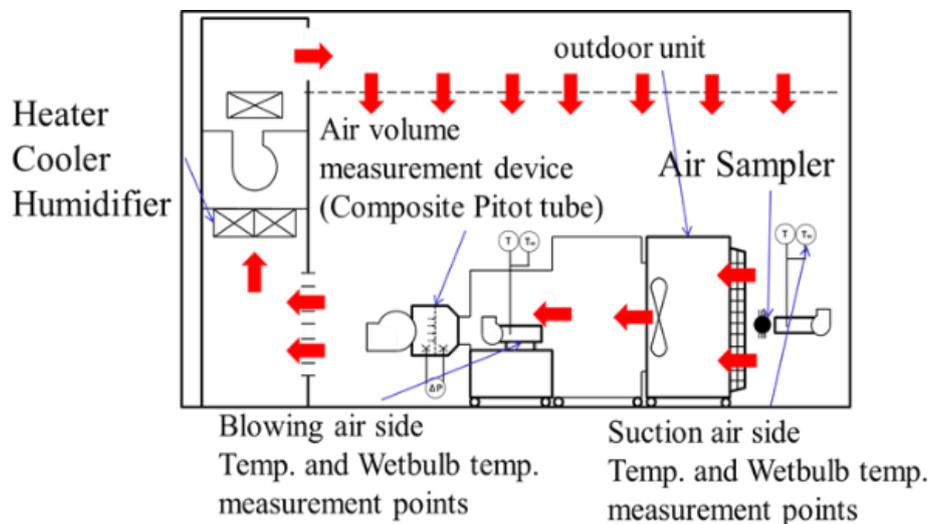


Fig. 1.4-7 Air flow diagram of outdoor unit room

1.4.4 エミュレーター

1.4.4.1 スタンダードエミュレーター

Fig. 1.4-8 と Fig. 1.4-9 に示すように建物側空気条件を決定する建物負荷や熱容量等の条件を任意に設定できるソフトウェアとしてのエミュレーターを開発した。ここでは、一例として、規格等に用いるシンプルなスタンダードエミュレーターと実建物を想定したルームエミュレーターを例示する。

スタンダードエミュレーターでは、式 1.4-1 と式 1.4-2 に示すように、単容量系の連続、エネルギー方程式からなる非常にシンプルなものとしている。

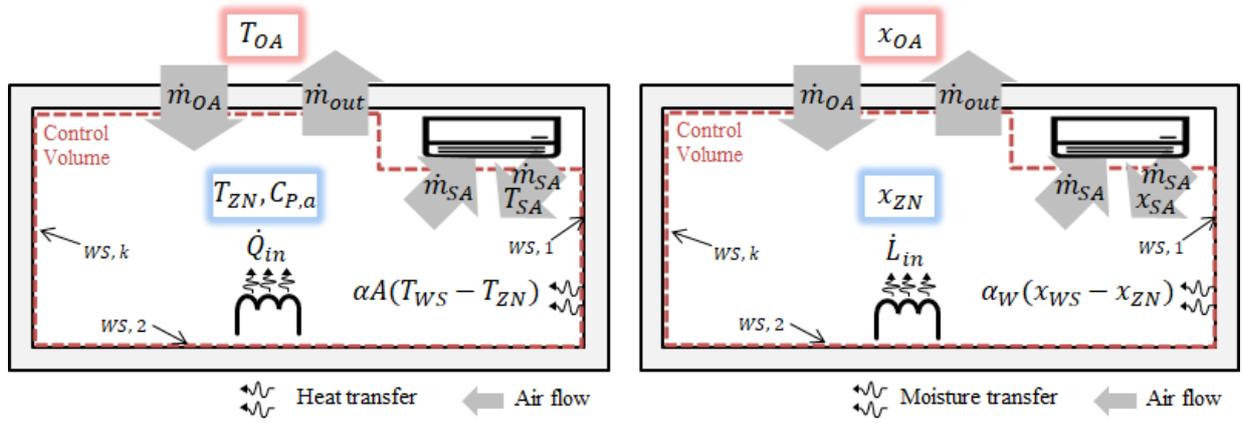


Fig. 1.4-8 Mathematical model for room

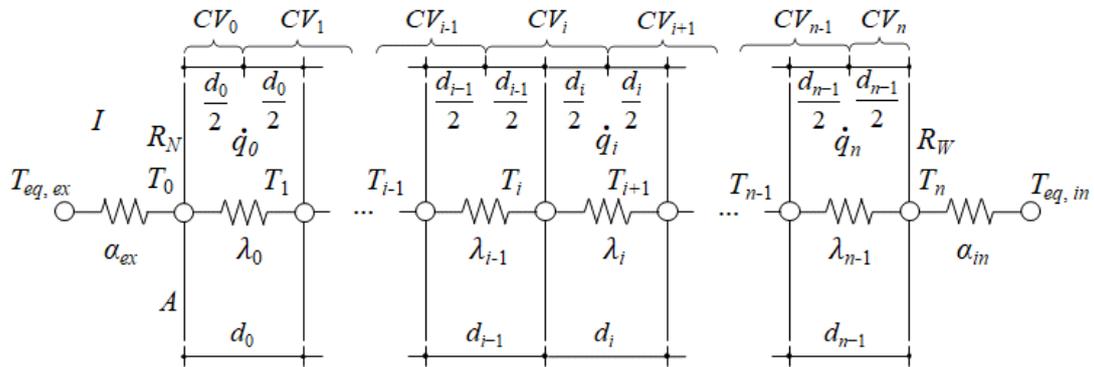


Fig. 1.4-9 Mathematical model for room wall

$$\dot{m}_{out} = \dot{m}_{OA} + \dot{m}_{human} \quad (1.4-1)$$

$$M_{Room} \frac{dx_{Room}}{dt} = \dot{m}_{human} \quad (1.4-2)$$

$$M_{House} c_{p,a} \frac{dT_{Room}}{dt} = \dot{Q}_{BL} - \dot{Q}_{AC} \quad (1.4-3)$$

$$\dot{Q}_{nr} = f(T_{nr}) \quad (1.4-4)$$

式 1.4-2 の M_{Room} は室内空気の質量であり、 M_{House} は室内空気と家具などを合わせた質量である。 M_{House} を考慮した建物の熱容量は室内空気の熱容量の 10 倍ほどが経験値とされている。

1.4.4.2 ルームエミュレーター

ルームエミュレーターの数理モデルは、室内空気の連続の式、エネルギー方程式、壁の伝熱式からなる。

まず室内空気の連続の式を式 1.4-5, 式 1.4-6, 式 1.4-7 に示す。

$$\dot{m}_{out} = \dot{m}_{OA} + \dot{L}_{in} \quad (1.4-5)$$

$$M_{ZN} \frac{dx_{ZN}}{dt} = \sum_k j_{w,k} A_k (x_{WS,k} - x_{ZN}) - \dot{m}_{out} x_{ZN} + \dot{m}_{OA} x_{OA} + \dot{m}_{SA} (x_{SA} - x_{ZN}) + \dot{L}_{in} \quad (1.4-6)$$

$$M_{ZN} = \rho_{w,ZN} V_{ZN} + M_{FN} \quad (1.4-7)$$

式 1.4-5 は Fig. 1.4-13 で示したコントロールボリュームの境界を跨ぐ空気の流入出が等しい質量バランス式である。

式 1.4-6 は空気中に含まれる水分の質量バランス式であり，Fig. 1.4-13 の境界を跨いで流入出する水分は以下の 4 つの成分となる。

- i) 壁から伝わる水分(右辺第 1 項)
- ii) 換気により系外から流入出する水分(右辺第 2, 3 項)
- iii) 冷凍機や空調機等の機械によって系を跨ぎ流入，流出する水分(右辺第 4 項)
- iv) 人体の発汗や加湿器等の系内で発生する空気に溶け込む水分(右辺第 5 項)

また，室内空気の循環などにより系外から流入出する水分がある場合には，式 1.4-6 に追加される。式 1.4-7 は室内の水分容量としての質量を示しており，室内空気の水分量と壁及び家具等の水分容量の合計が室内の水分容量である。 M_{FN} は慣用値として室内の容積あたりで 16.7kgm^{-3} 程度を設定するとの報告がある¹³⁾。

次に室内空気のエネルギー方程式を示す。

$$C_{ZN} \frac{dT_{ZN}}{dt} = \sum_k \alpha_{a,k} A_k (T_{WS,k} - T_{ZN}) - c_{P,a} \dot{m}_{out} T_{ZN} + c_{P,a} \dot{m}_{OA} T_{OA} + c_{P,a} \dot{m}_{SA} (T_{SA} - T_{ZN}) + \dot{Q}_{in} \quad (1.4-8)$$

$$C_{ZN} = c_{P,ZN} \rho_{a,ZN} V_{ZN} + C_{FN} \quad (1.4-9)$$

室内空気のエネルギー方程式 1.4-8 では，Fig. 1.4-13 のような実建物を想定して次のような物理現象が計算される。

- i) 壁面温度と室内温度の温度差による壁からの熱伝達(右辺第 1 項)，放射成分に関しては，日射とともに式 1.4-14, 式 1.4-15 のように，壁表面への入射を形成し，壁温上昇をもたらした後に室内の空気温度に影響を与える。
- ii) 換気により系外から流入出する流動エネルギー(右辺第 2, 3 項)
- iii) 冷凍機や空調機等の機械によって系を跨ぎ流入，流出する水分(右辺第 4 項)
- iv) 人体発熱や照明，機器の発熱などの内部発熱としての顕熱・潜熱(右辺第 5 項)

また，式 4.1.1-9 は空気や什器等の集中定数とした熱容量を表している。 C_{FN} は，事務所に関しては，慣用値として室の容積あたりで $15.2\text{kJK}^{-1}\text{m}^{-3}$ 程度であるとの報告がある。¹⁴⁾

室内空気の循環により系外から流入出する流動エネルギーがある場合には，式 1.4-8 に追加される。

多層壁における伝熱の式は以下となる。

$1 \leq i \leq n-1$ のとき

$$C_{CV,i} \frac{1}{A} \frac{dT_i}{dt} = \lambda_{i-1} \frac{T_{i-1} - T_i}{d_{i-1}} + \lambda_i \frac{T_{i+1} - T_i}{d_i} \quad (1.4-10)$$

$i = 0$ のとき

$$\left(c_{P,0} \rho_0 \frac{d_0}{2} \right) \frac{dT_0}{dt} = \alpha_{ex} (T_{eq,ex} - T_0) + \lambda_0 \frac{T_1 - T_0}{d_0} \quad (1.4-11)$$

$i = n$ のとき

$$\left(c_{n-1} \rho_{n-1} \frac{d_{n-1}}{2} \right) \frac{dT_n}{dt} = \lambda_{n-1} \frac{T_{n-1} - T_n}{d_{n-1}} + \alpha_{in} (T_{eq,in} - T_n) \quad (1.4-12)$$

Fig. 1.4-14 において，多層壁のうち外気側の壁材から数えて i 番目と $i+1$ 番目の壁材でのエネルギー方程式が式 1.4-10 である．式 1.4-11，式 1.4-12 はそれぞれ外気，室内に隣接する壁材のエネルギー方程式となる．本モデルではコントロールボリュームは隣接する 2 つの壁材を跨いだ 1 質点系として考えており，各系での壁の熱容量は式 1.4-13 で示される。

$$C_{CV,i} = \frac{1}{2} A (c_{p,i-1} \rho_{i-1} d_{i-1} + c_{p,i} \rho_i d_i) \quad (1.4-13)$$

壁体内部の温度変動を予測するために壁体の両側の熱的条件を定める必要がある．壁体表面の熱流に影響を与える要素としては，主に表面付近の空気温度と壁体表面を取り巻く物体による平均放射温度があり，式 1.4-11 中の $T_{eq,ex}$ および式 1.4-12 中の $T_{eq,in}$ のように，両者を合わせて相当温度という概念で表現することができる．以下の式 1.4-14 には，外気側の相当温度を用いた外気側の壁表面周りの伝熱収支を表している．外気側の相当温度 $T_{eq,ex}$ と壁表面温度 T_0 差による熱伝達は，外気温度 T_{ex} と壁表面温度 T_0 差による対流熱伝達(右辺第一項)，壁表面付近の日射(右辺第二項)，放射熱(右辺第三項)を考慮したものとなる．

$$\alpha_{ex}(T_{eq,ex} - T_0) = \alpha_{ex}(T_{ex} - T_0) + a_s l - \varepsilon F_{sky} E_{ex,N} \quad (1.4-14)$$

式 1.4-15 は室内側の壁表面周りの伝熱収支を表している．室内側の相当温度 $T_{eq,in}$ と壁表面温度 T_{WS} 差による熱伝達は，室内温度 T_{ZN} と壁表面温度 T_{WS} 差による対流熱伝達(右辺第一項)，他の壁からの放射熱(右辺第二項)，室内の機器などが発する放射熱(右辺第三項)を考慮したものとなる．ここで，室内壁が受け取るこれらの熱を左辺のように室内相当温度 $T_{eq,in}$ を用い，熱伝達の形でまとめている．なお，第 2 項目の ϕ_i は i 番目の壁表面の Gebhart¹⁵⁾ の吸収係数である．

$$\alpha_{in}(T_{eq,in} - T_{WS}) = \alpha_{in,c}(T_{ZN} - T_{WS}) + \alpha_{in,r} \left(\sum \phi_i T_{WS,i} - T_{WS} \right) + R_{in} R_r \dot{Q}_{in} \quad (1.4-15)$$

ここで， $\alpha_{in,c}$ は式 1.4-8 の $\alpha_{a,k}$ と同様である．そして， $\alpha_{in} = \alpha_{in,c} + \alpha_{in,r}$ を表す． α_{in} と α_{ex} は対流熱伝達率と放射熱伝達率を合算した値であり，総合熱伝達率と呼ぶ．

モデルの妥当性に関しては，BEST TEST 等を通じて検証が行われている^{16),17),18),19)}．

もちろんこれらは，あくまで例であり，適宜自由に変更できるのが最大のメリットである．

2. 試験装置の健全性評価

2.1 試験装置の健全性評価

ここでは、開発したハイブリッド形動的性能試験装置が十分な精度で機器の運転性能を把握可能な装置であるかを確認する。

2.1.1 静的健全性(圧縮機回転数固定試験)

すでに性能試験装置の静的な健全性は評価手法が確立している。そこで、日本で唯一のエアコンディショナの検定試験場としての機能を有し、試験装置原器を有する一般財団法人日本空調冷凍研究所（以下、「日空研」と略す）の準認定取得の手順に則って静的健全性評価をおこなった。なお、静的試験とは圧縮機の回転数を固定した試験を指している。

日空研の準認定は、異なる容量の2機種で試験を行い、その測定結果が、要求されるすべての試験条件において日空研で測定したデータと3%以内であることが要求される。そのため、5馬力機と3馬力機の2機種を準備し、JISのB8615に規定された冷房標準試験、暖房標準試験、暖房低温試験の3条件の試験を行った。試験条件をTable 2.1-1に示す。

Test	Indoor temp.	Outdoor temp.	Partial Load Ratio
	Dry / Wet ℃	Dry / Wet ℃	
Cooling standard test	27/ 19	35/24	100
Heating standard test	20/ 15	7/26	100
Heating low temp. test	20/ 15	2 / 1	100

Fig. 2.1-1 に冷房標準試験の結果、Fig. 2.1-2 に暖房標準試験の結果を示す。これらの試験では、十分に安定状態になった後、35分間の平均値を取得データとする。

Fig. 2.1-3 に結果を示す暖房低温試験では3サイクルを取得しその平均値を取得データとする。冷房標準試験と暖房標準試験が連続運転となるのに対して、暖房低温試験では、圧縮機や風量が周期的に停止するが、これは除霜運転を行っているためである。

結果として、すべての試験において、冷房能力、消費電力が日空研のデータと静的には3%以内の精度で測定できたため、本装置は、2020年10月1日に準認定を取得した。これにより、本試験装置は、機器検定と同様の高精度で機器の性能を取得できることを確認した。

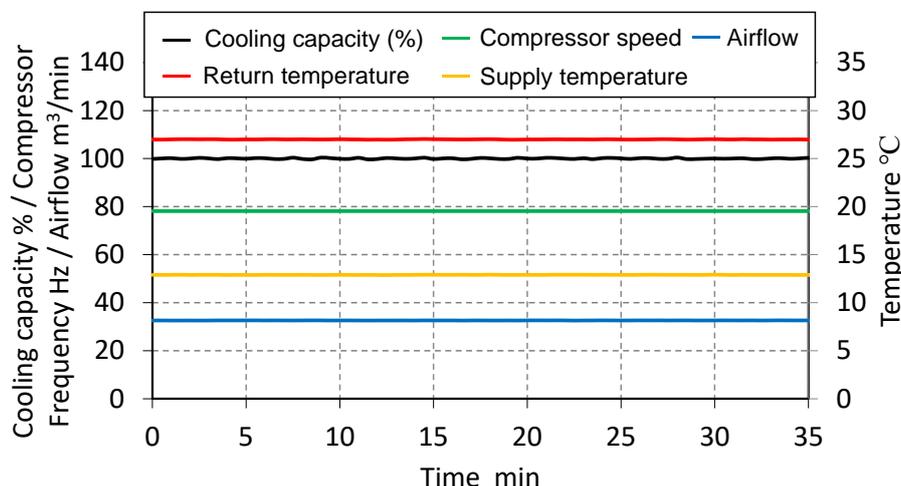


Fig. 2.1-1 Results of JIS test (Cooling standard test)

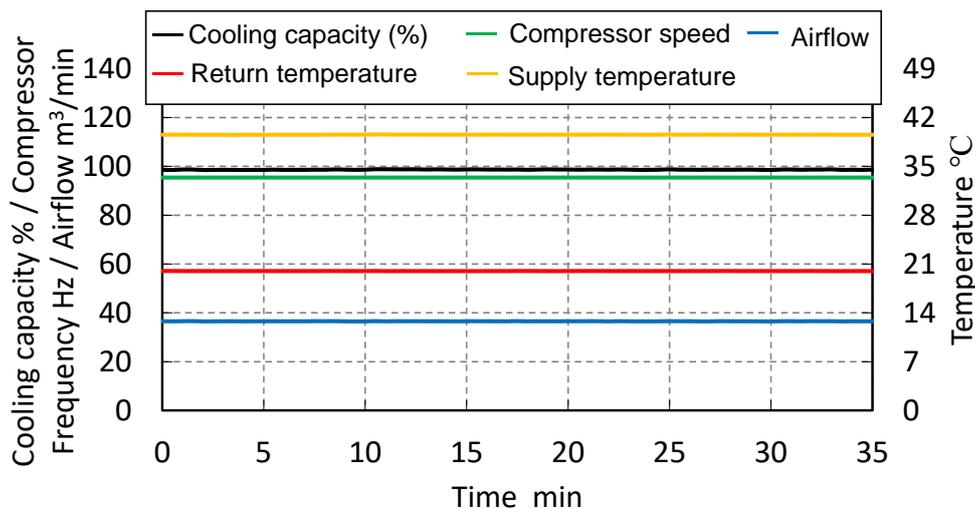


Fig. 2.1-2 Results of JIS test (Heating standard test)

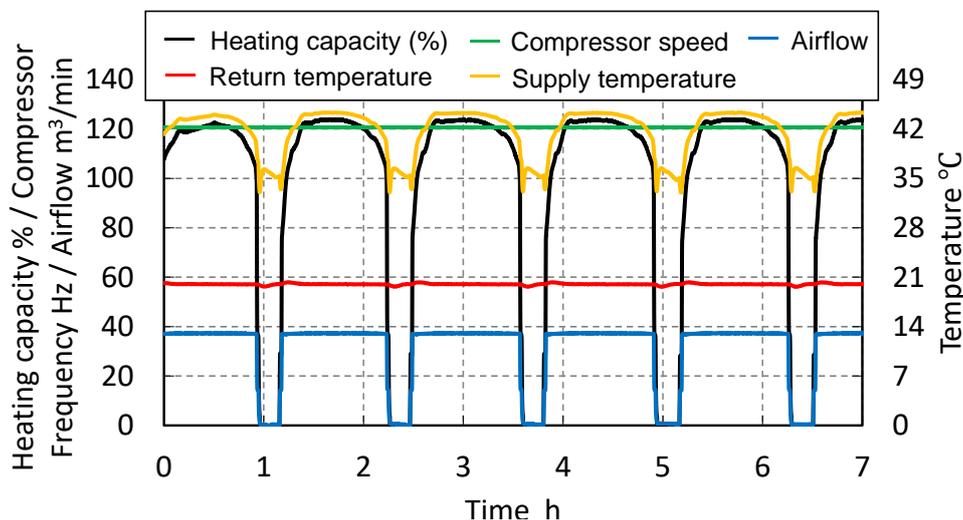


Fig. 2.1-3 Results of JIS test (Heating low temp. test)

2.1.2 動的健全性

動的性能試験を行う上では、試験装置における動的性能の評価が必要となる。評価が必要となる事項は Fig. 1.4-2 に示すようにエアコンディショナによる建物の室内空気温度制御系に対して試験装置が影響を与える因子であり、以下の通りである。

- i) エミュレーターの計算時間遅れ
- ii) 条件発生器での温湿度追従性
- iii) 各種センサーの時間遅れ

ここでは、本試験装置の標準的な設置機器となる 10kW 機をベースに評価する。この際、この器機の標準設置畳数から、機器の標準的な設置スペースは、147m³ となり、この部屋における標準吹出空気風量から導出する熱的、物質的時定数(質量をエアコン風量で割った値)は、それぞれ 5000 秒、500 秒程度となる。

2.1.2.1 エミュレーターでの計算時間遅れ

本試験装置では、エミュレーターを用いて建物空調条件の計算を行うこととなる。今回示したエミュレーターでは、非線形方程式を離散化し、一次の前進差分方程式として動的解析を行う。この際、通常のパソコンレベルで、1 ステップ 1 秒後の計算時間は 0.5 秒程度で終わることができるため、計算時間

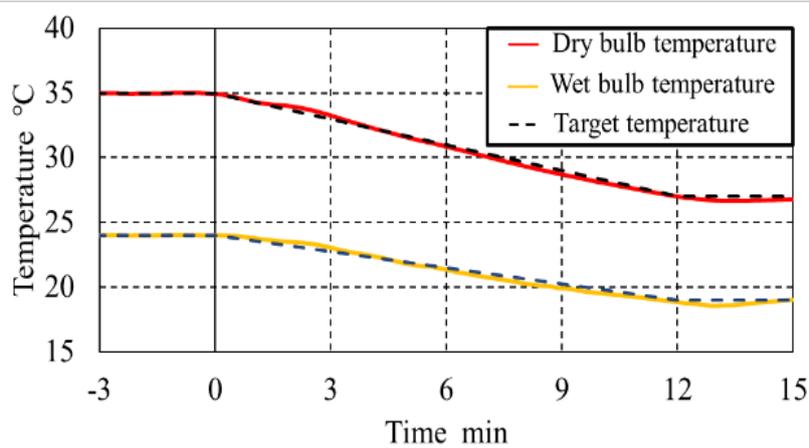
の遅れは動的性能には影響を与えていない。

2.1.2.2 条件発生器での温湿度追従性の確認

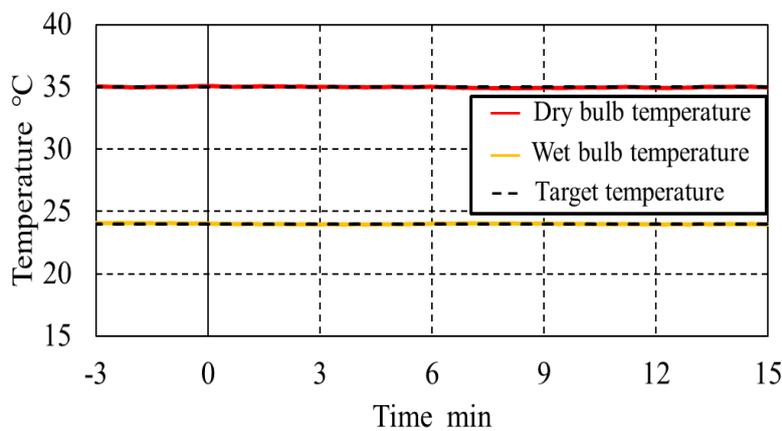
エミュレーターが発した信号通りに条件発生器が空気の状態を生成できるかが重要となる。そこで、運転条件が 30 分から 1 時間程度で最も急変する起動時や断続運転のような 1 時間程度の周期での周期的変動に対して条件発生器が追従できるかどうかを確認する。Table 2.1-2 に試験条件を示す。

Test mode	Indoor unit room set temperature		Outdoor unit room set temperature	
	Dry	Wet	Dry	Wet
	Start-up in cooling	35 °C →27 °C	24 °C →19 °C	35 °C constant
Start-up in heating	7 °C →20 °C	6 °C →15 °C	7 °C constant	6 °C constant
Cyclic cooling	27 °C ↔26 °C	26 °C ↔23.5 °C	35 °C constant	24 °C constant

試験の結果を Fig. 2.1-4, Fig2.1-5, Fig.2.1-6 に示す。

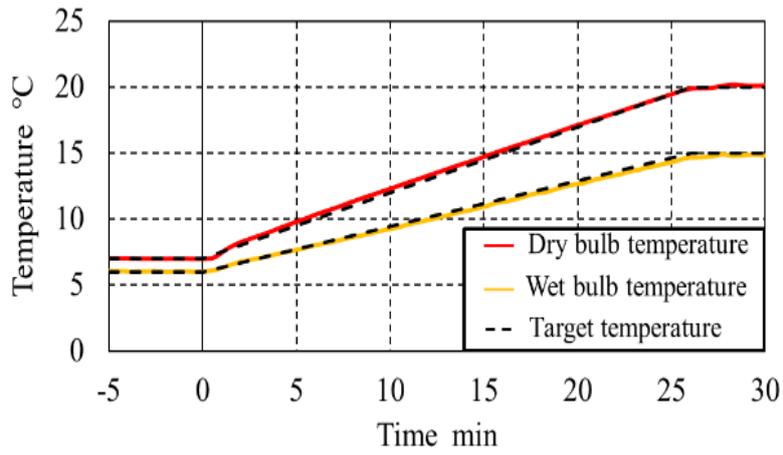


(i) Indoor unit psychrometric room

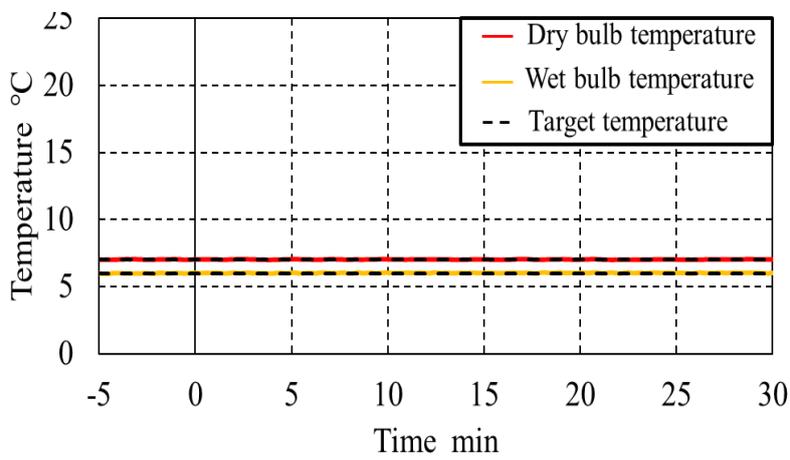


(ii) Outdoor unit psychrometric room

Fig. 2.1-4 Temperature controllability in cooling start-up mode



(i) Indoor unit psychrometric room



(ii) Outdoor unit psychrometric room

Fig. 2.1-5 Temperature controllability in heating start-up mode

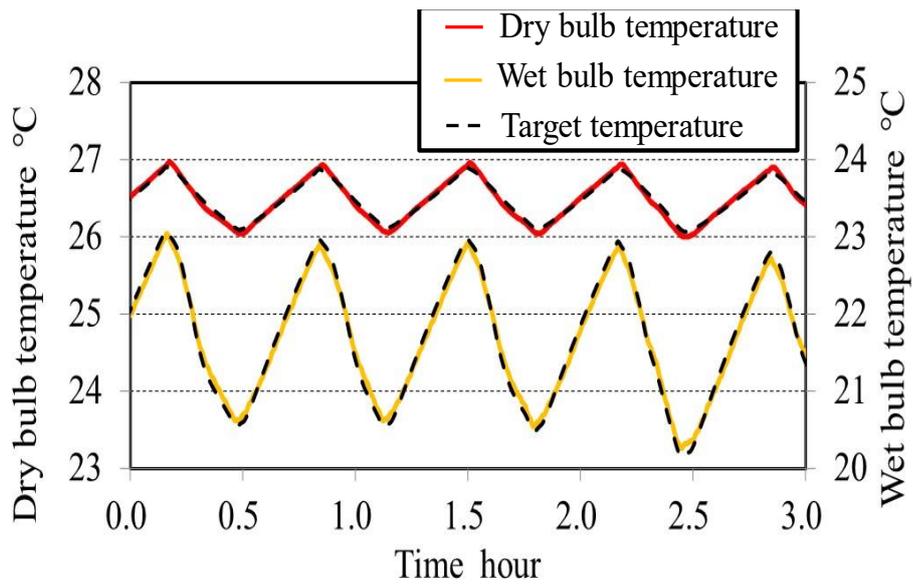


Fig. 2.1-6 Temperature followability in intermittent driving

Fig. 2.1-4 に示すとおり，室内機の冷房起動を想定して室内機室内の乾球，湿球温度を 12 分程度で急変させたが，乾球，湿球温度ともに破線で示すエミュレーターから発せられた信号と条件発生器が実際に生成した実線の空気の状態は 20 秒程度の遅れしかなく，ほぼ一致している．また，室外機室では，室外機から発生する熱を打ち消しエミュレーターからの信号通りに乾球・湿球温度を一定に保持している．

同様に暖房運転においても Fig. 2.1-5 に示すように暖房起動を想定して室内機室内の温度を 25 分程度で急変させても，室内機室，室外機室ともに，エミュレーターの温湿度の信号に条件発生器が 20 秒程度の遅れで追従できている．

さらに，Fig. 2.1-6 に示すように断続運転時のような振動的な急変時にも乾球，湿球温度がエミュレーターからの信号に通常は 30 秒程度，温度上昇や下降が完全に変わる急変時で最大 54 秒程度の遅れで，追従できていることがわかる．これらは，部屋の時定数に対して 0.6%程度である．

2.1.2.3 各種センサーの時間遅れ

試験装置には，温度計や湿度計をはじめとして複数のセンサーが取り付けられている．これらについては，測定の遅れが 10 秒以下となるものを設置した．

2.1.2.4 総括

系統的にみるとエアコンディショナの①吸込空気の温湿度のセンサーの遅れ(最大 10 秒程度)，②吹出空気の測定チャンバーの通過遅れ(湿度のみで最大 15 秒程度)，③吹出空気の温湿度のセンサーの遅れ(最大 10 秒程度)，④条件発生器の遅れ(20 秒程度)，があり，合計すると最大 55 秒程度である．部屋の熱的時定数が 5000 秒程度であることから，試験装置における各種熱的遅れは，総計でも 1%程度である．湿度に関しては，時定数が 500 秒程度であることから，その遅れは，10%程度となる．

静的な精度は，検定試験によって補償されているのと，機器の運転状態が急変する断続運転でもその周期が 30 分から 1 時間程度であることを考えれば，このような時間による動的性能への影響は極めて小さいものと考えている．

2.2 性能評価装置の妥当性検証

今回開発した性能評価装置は，ルームエミュレーターを使って建物の空調負荷を模擬し，空調機の動的性能を評価できるようにしたことが特徴のひとつである．そこで，第三者機関にて，ルームエミュレーターを使った試験を行い，その妥当性を検証した．

Fig. 2.2-1 に試験を実施した中部電力の性能評価装置の外観写真と立面図を示す．この図からもわかるように中部電力の装置は主に 20 馬力から 30 馬力の業務用空調機の試験を実施するために作られている大型のものである．試験には，2020 年度に，本学でも借用して試験を実施した中部電力の所有する R32 冷媒のパッケージエアコン 5 馬力機（天井カセットタイプ）を用いた．

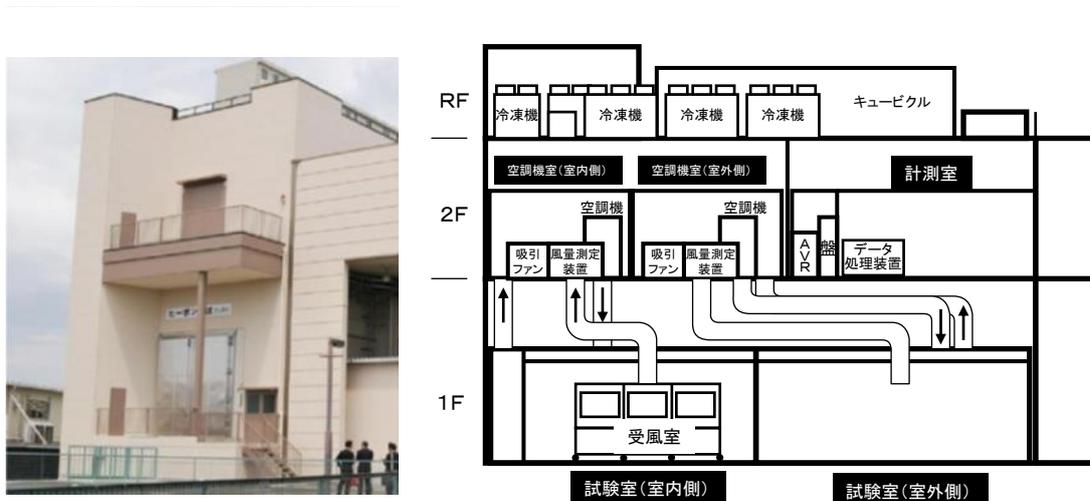


Fig.2.2-1 External photograph and elevation view of CEPCO's performance evaluation equipment

a) 圧縮機回転数固定試験の試験結果

Fig. 2.2-2~Fig. 2.2-4 に中部電力と本学性能評価装置で圧縮機回転数を固定試験した試験結果を示す。Fig. 2.2-2 は定格冷房標準試験（外気温度 35℃ 負荷率 100%），Fig. 2.2-3 は中間冷房標準試験（外気温度 29℃ 負荷率 50%），Fig. 2.2-4 は定格暖房標準試験（外気温度 7℃ 負荷率 100%）であり，それぞれ左図が中部電力，右図が本学性能評価装置の結果である。

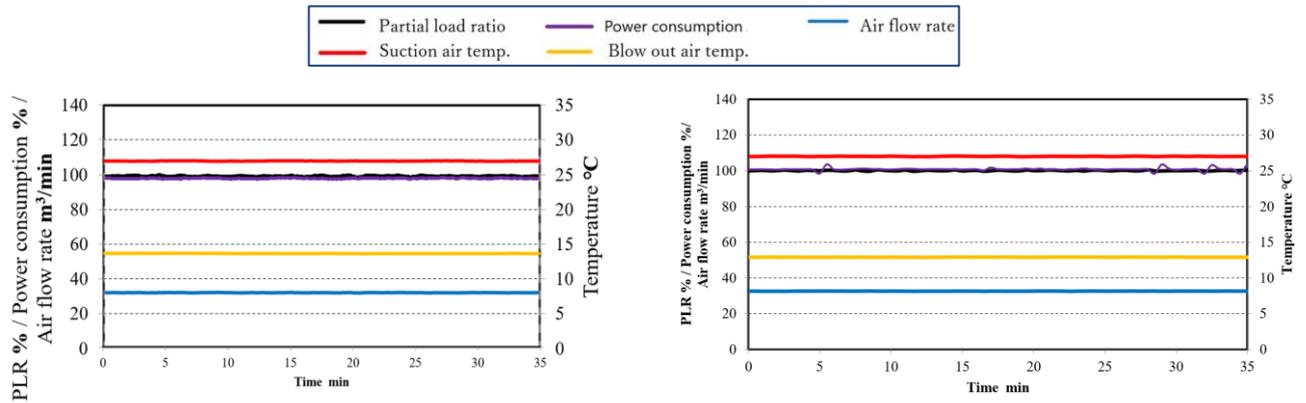


Fig. 2.2-2 Rated cooling standard test

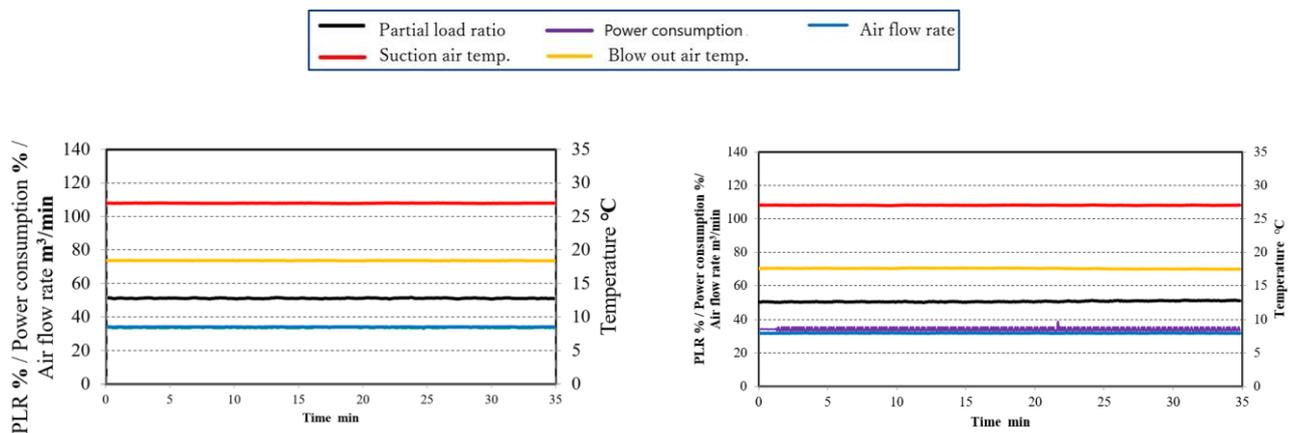


Fig.2.2-3 Intermediate cooling standard test

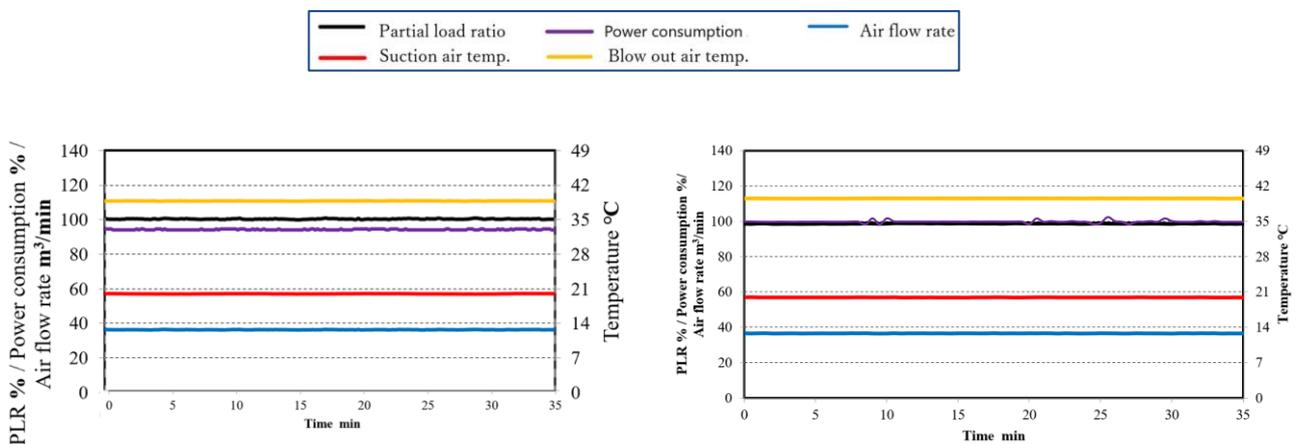


Fig. 2.2-4 Rated heating standard test

Table 2.2-1 に圧縮機回転数固定試験の結果の COP を示す。圧縮機回転数を固定した試験では、中部電力と早稲田大学の試験結果は、ほぼ一致する。

Table 2.2-1 Test results of COP by compressor rotation speed fixed

	CEPCO	WASEDA University
Rated cooling standard test	3.83	3.84
Intermediate cooling standard test	5.73	5.74
Rated heating standard test	4.52	4.45

b) 圧縮機回転数非固定試験の試験結果

Fig. 2.2-5～Fig. 2.2-7 に中部電力と本学性能評価装置で圧縮機回転数を固定しないで実施した試験結果を示す。Fig. 2.2-5 は冷房外気温度 29℃，Fig. 2.2-6 は冷房外気温度 35℃，Fig. 2.2-7 は暖房外気温度 7℃であり、負荷率いずれも 50%である。それぞれ左図が中部電力でのエミュレーターを使わない試験，中図が中部電力でのエミュレーターを使った試験，右図が本学性能評価装置の結果である。2021 年度は、本学の試験において空調機が連続運転（定常運転状態）となる場合の試験を比較検証した。

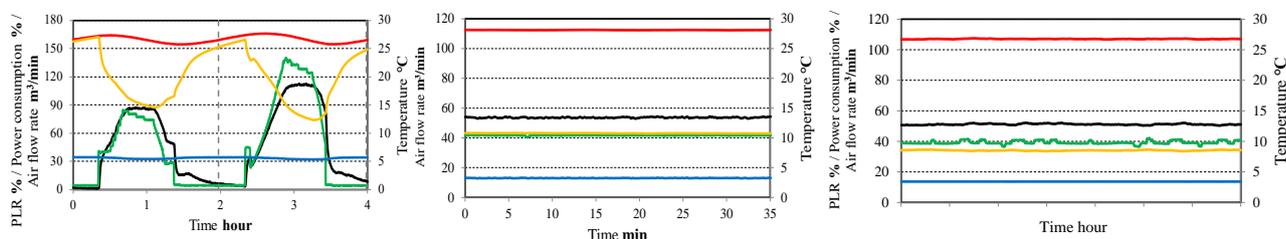


Fig. 2.2-5 Partial load cooling performance test (29℃, 50%)

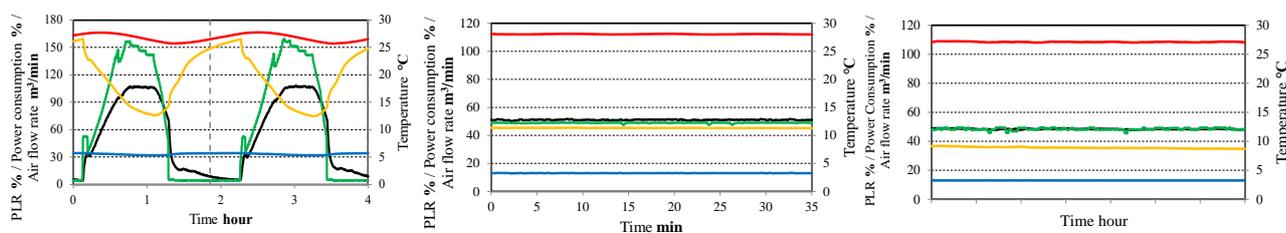


Fig. 2.2-6 Partial load cooling performance test (35℃, 50%)

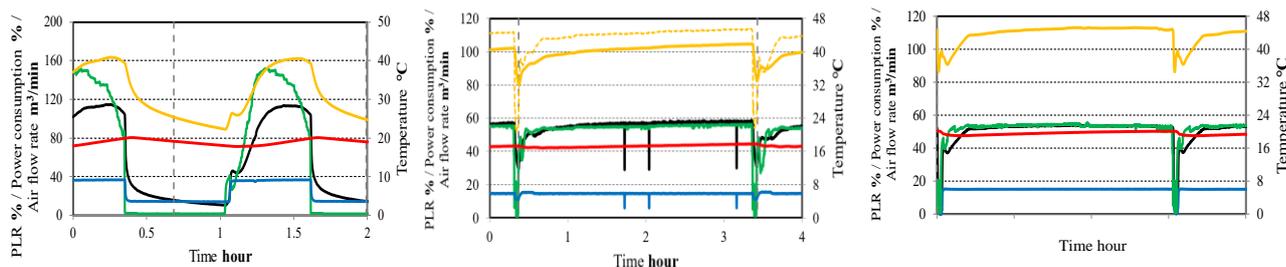


Fig. 2.2-7 Partial load heating performance test (7℃, 50%)

Table2.2-2 に圧縮機回転数非固定試験の結果の COP を示す。中部電力でエミュレーターを使わない場合、装置の大きさに比べて試験をした空調機の能力が小さいため、不安定な運転になっており、その COP はエミュレーターを使った場合や本学での試験結果よりも小さい値となっている。一方、中部電力の装置でエミュレーターを使った場合、本学での試験とほぼ同様の動作となり、その COP は本学での試験結果とほぼ同等の値となっている。これにより装置が異なってもルームエミュレーターを使うことで同様の動作を再現できることが分かった。

Table 2.2-2 Test results of COP by compressor rotation speed Non-fixed

Partial load performance test	CEPCO		WASEDA University
	Without Emulator	With Emulator	Without Emulator
cooling (29°C, 50%)	3.84	5.12	5.22
cooling (35°C, 50%)	3.20	4.15	4.00
heating (7°C, 50%)	3.73	4.43	4.04

c) 試験結果のまとめ

圧縮機回転数固定試験では、装置が異なっても同等の結果が得られたことから、再現性のある試験が可能である。これに対し、圧縮機回転数非固定試験では、装置が異なるとエミュレーターを使わない場合は、装置によって空調機の運転状態が変わり再現性のある試験は不可能であることがわかった。

一方、装置が異なっても、エミュレーターを使うことによって、ほぼ同等の結果が得られたことから、再現性のある試験が可能であることが分かった。なお、空調機が断続運転（非定常運転状態）を伴う場合については、2022 年度にルームエアコン用受風室を用いた試験を実施して確認を進めている。

3. 次世代冷媒試験結果

3.1 実験の背景と目的

冷凍空調機器に次世代冷媒を導入する場合には、冷媒の安全性や機器に使用する冷媒が環境に与える影響 GWP（直接影響）だけでなく、エネルギー起源の CO₂ 排出に伴う地球温暖化による影響（間接影響）を含めて決定する必要がある。このため、冷凍空調機器としての実際の運転性能が評価すべき最重要因子となる。一方、低 GWP 冷媒用の空調機の正確な評価のためには、低 GWP 冷媒用に最適化した「物理的な」空調機を製作した上で実運転状態における正確な性能試験を実施し、低 GWP 冷媒のポテンシャルを把握する必要がある。しかし、この「物理的な」試験方法は、最終的にはこの方法でデータの確認をすることも、多くの次世代冷媒候補がある中で、最初から用いるには、空調機のスペックの検討や製作に要する期間に加え費用の面からも現実的でない。そこで、本研究では、「[3] シミュレーター開発とその活用」において、熱交換器シミュレーターや、システムシミュレーター等の各種シミュレーターを製作して、これら検討や製作に要する期間の短縮化と費用削減を図ることとしている。ここで、シミュレーターを使う前にはその計算値の妥当性や計算精度を検証する必要がある。そこで今回、R22 冷媒の空調機に、低 GWP 冷媒である R290 と R454C をドロップインして試験を行い、冷媒の違いによる空調機の性能を評価することとした。

3.2 実験に用いた空調機と試験の概要

3.2.1 実験に用いた空調機

Table3.2-1 に実験に用いた空調機の諸元を記す。R290 と R454C をドロップインするために、R22 の空調機が必要となるが、空調機メーカー各社に確認したところ R22 の空調機は 10 年程度前に既に生産中止となっており、新品の在庫は残ってなかった。そこで、一般社団法人日本冷凍空調工業会の協力の下、R22 冷媒の空調機を捜していただいた結果、あるご家庭で 20 年程度使用されている定格能力 2.2kW の壁掛け式ルームエアコンの提供を受けることとなった。この空調機をご家庭から撤去し、室外機と室内機のそれぞれの熱交換器を洗浄した後、圧力センサーや熱電対を取り付けた。また、冷媒流量の計測を行うため、2 台のコリオリ式流量計を冷房用と暖房用で切り替えができるよう配管にバルブを付けた上で取り付けた。さらに、圧縮機回転数を自在にコントロールできるツールを空調機メーカーから提供を受けると共に、これに加えて、膨張弁開度も 50 段階で自在に調節できるツールも購入して取り付けた。Fig.3.2-1 に、圧力センサーと熱電対および冷媒流量計の取付位置を示す。また、Fig.3.2-2 に性能評価装置での試験の様子を示す。

Table 3.2-1 Specification of the room air-conditioner

Item	Contents	
Type	Room air-conditioner	
Year of manufacture	2001	
Original refrigerant	R22	
Rated capacity(W)	cooling	2200
	heating	2500

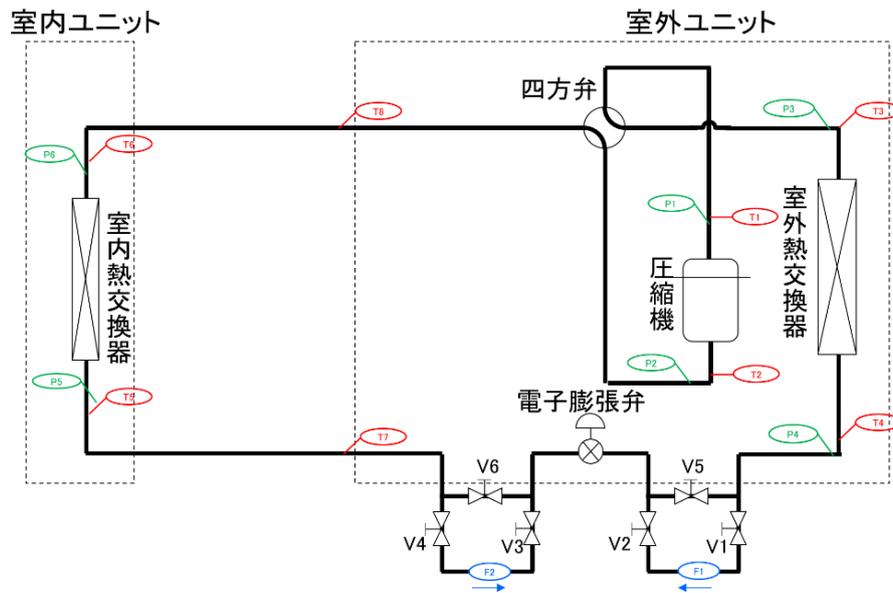


Fig.3.2-1 Mounting position of pressure sensors, thermocouples and flow meters



(a) Indoor Unit



(b) Outdoor Unit

Fig.3.2-2 State of test in the performance evaluation apparatus

3.2.2 冷媒充填量の決定

本研究では、各冷媒のポテンシャルを最大限に発揮させた上で空調機の性能を評価することが重要になる。そこで、今回のドロップイン試験においては、冷媒充填量を最適化することに注意を払った。また、R290とR454Cのドロップインに際し、(1)R22の定格圧縮機回転数で固定して冷媒充填量を最適化した場合と(2)R22の能力2.2kWが発生する圧縮機回転数で固定して冷媒充填量を最適化した場合の2つを行った。具体的な冷媒充填量の決定手順は以下のとおりである。

(1) R22の定格圧縮機回転数で固定して冷媒充填量を最適化した場合

ここで、R22の定格圧縮機回転数は48Hzである。

- ① 供試機の圧縮機回転数を48Hzで固定する
- ② 冷媒充填量を少なめに封入する
- ③ 過熱度5°C・過冷却度5°Cとなるように膨張弁開度を調整する
- ④ 冷房の定格試験条件の下、空調機の能力測定を行う
- ⑤ 過冷却度が取れない場合、冷媒充填量を増やし、③に戻る

このようにして冷媒充填量を徐々に増やししながら、過冷却度を調整して決定した冷媒充填量は、R290は400g、R454Cは730gとなった。また、圧縮機回転数を48Hzで固定した結果、冷房能力はR290、R454C共にR22の定格能力の84.5%である1,860W、暖房能力はR290ではR22の定格能力の81.2%の2,030W、R454Cは80.0%の2,000Wであった。

(2)R22 の能力 2.2kW が発生する圧縮機回転数で固定して冷媒充填量を最適化した場合

- ⑥ 冷媒充填量を少なめに封入する
- ⑦ 供試機の最大圧縮機回転数で固定する
- ⑧ 過熱度 5℃・過冷却度 5℃となるように膨張弁開度を調整する
- ⑨ 冷房の定格試験条件の下、空調機の能力測定を行う
- ⑩ ア) 過冷却度が取れない、または能力が目標能力に達しなかった場合は冷媒充填量を増やし、⑦に戻る
イ) 能力が目標能力を超えていた場合は圧縮機回転数を下げ、⑧に戻る

このようにして冷媒充填量を徐々に増やししながら、能力と過冷却度を調整していった結果、冷媒充填量については、R290 は 400g、R454C は 950g となった。なお、R22 の冷媒充填量は 910g である。

3.2.3 試験条件

試験条件は、ルームエアコンの JIS C 9612:2013[3]の室外機と室内機の温度条件に準拠して冷房 4 条件、暖房 4 条件の計 8 条件とした。具体的な温度と負荷条件を Table3.2-2 に示す。

Table3.2-2 Test Conditions

Test Condition		Indoor temp.(°C) Dry / Wet	Outdoor temp. (°C) Dry / Wet	Partial load Ratio (%)						
①	Cooling	27 / 19	35 / 24	100						
②					27 / 19	35 / 24	50			
③								27 / 19	29 / 19	50
④										
⑤	20 / 15	7 / 6	100							
⑥				20 / 15	7 / 6	50				
⑦							20 / 15	7 / 6	25	
⑧										20 / 15

3.3 試験結果と考察

3.3.1 試験結果

今回は、(2) R22 の能力 2.2kW が発生する圧縮機回転数で固定して冷媒充填量を最適化した場合の冷房試験の①～④の 4 条件について以下に記述する。

Fig. 3.3-1 に、R22 と R290、R454C の各試験の COP の比較を示す。また、Table 3.3-1 に R22 と R290、R454C の定格冷房標準試験結果の比較を示す。

Table 3.3-1 Comparison of rated cooling standard test results for R22, R290, and R454C

Refrigerant type	Refrigerant charging amount	Compressor speed	Mass flow rate	Degree of superheat	Degree of supercooling
	g	Hz	Kg/h	°C	°C
R22	910	55.0	51.0	10.26	1.72
R290	400	62.5	28.2	6.97	4.63
R454C	950	65.0	58.8	6.14	5.70

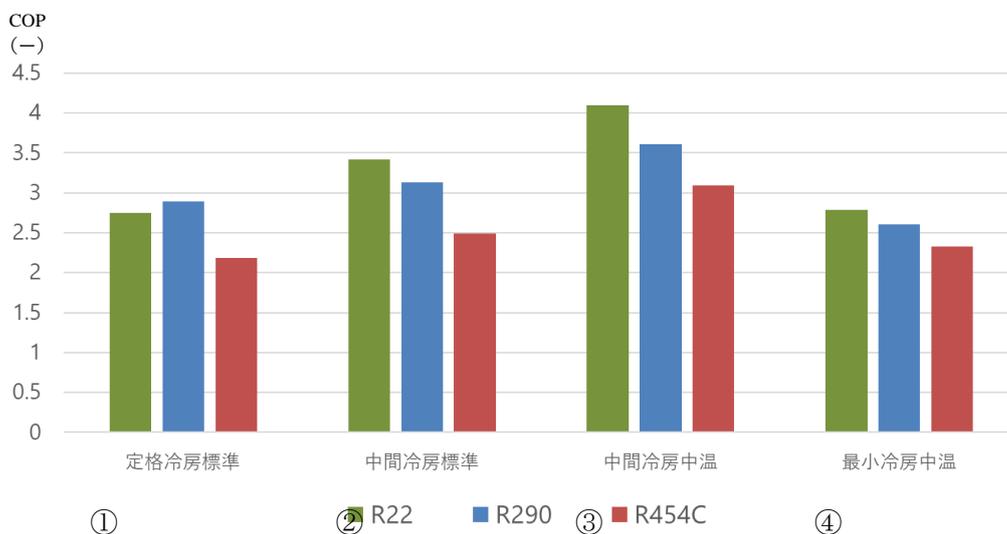


Fig. 3.3-1 COP comparison of cooling test result (Adjust to cooling capacity 2.2kW)

各試験において、R22 と R290 を比較すると、定格冷房標準試験では R290 の COP が R22 の COP よりも若干高い値を示したが、他の試験では R290 の COP は R22 の COP よりも 10%程度低い値を示す結果となった。また、R290 と R454C を比較すると、R454C の試験結果の COP は R290 に比べて、10%～25%低い値となった。

3.3.2 考察

ここで、まず、R22 の能力 2.2kW が発生する圧縮機回転数で固定して冷媒充填量を最適化した場合の R22 と R290 の COP について考察する。定格冷房標準試験では R290 の COP が R22 の COP よりも若干高い値を示したが、ほぼ同等の値となった。これは R290 の気化潜熱が R22 の約 2 倍であるため、R290 を用いた場合の冷媒循環量は少なくなって圧損が小さくなる効果と、この空調機が R22 用に設計されているため R290 を用いて 2.2kW の空調能力を出そうとすると、R22 よりも圧縮機回転数を増す必要があり圧縮機効率の低下を招く効果が相殺した結果と推測される。

次に R290 と R454C の比較を①の定格冷房標準能力試験の結果に基づき考察する。試験条件①での R454C の COP は、R290 よりも 25%程度低い値となった。この理由は、R454C は低圧冷媒である R1234yf が R454C の組成の 78.5%を占めており、R454C 自体も低圧冷媒の傾向を持つことから、R454C は R290 に比較して潜熱が小さく、式 3.3-1 より R290 と同じ能力を得るためには質量流量を大きくする必要があり、これにより式 3.3-2、式 3.1-3 より圧力損失が R290 に比べて大きくなることで圧縮機前後の圧力差が大きくなるため、圧縮機の消費電力は 200W ほど大きくなっている。このため、R454C の COP が低下する結果となったと考えられる。Fig. 3.3-2 に試験条件①における R22 と R290, R454C の試験結果を、Fig. 3.3-3 に試験条件①における R22 と R290, R454C の p-h 線図を示す。

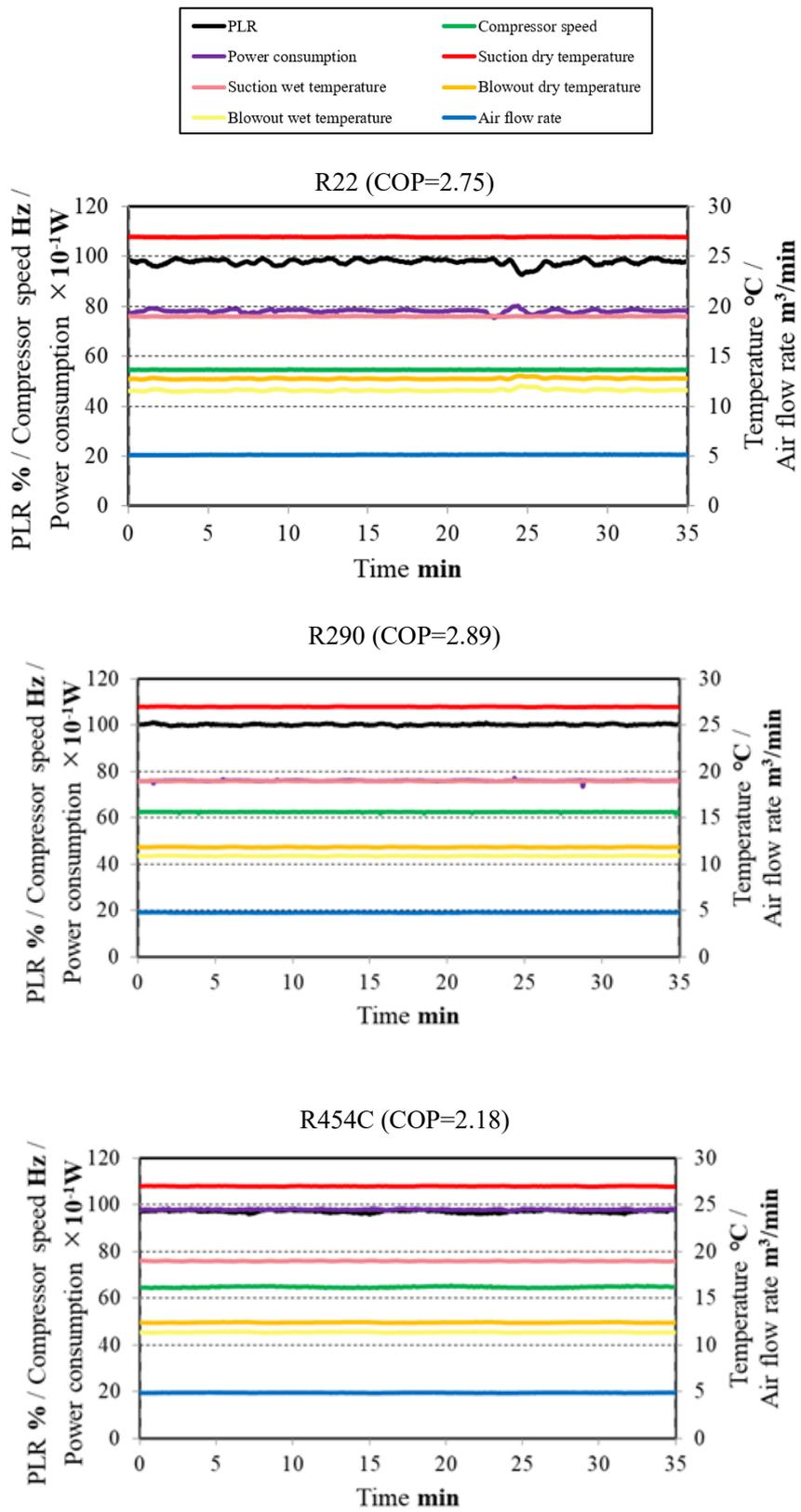


Fig.3.3-2 Comparison of p-h diagram of R22,R290 and R454C

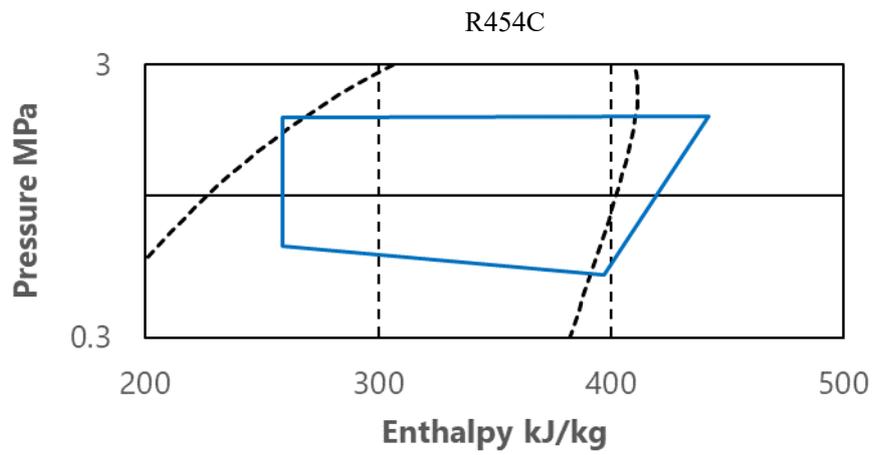
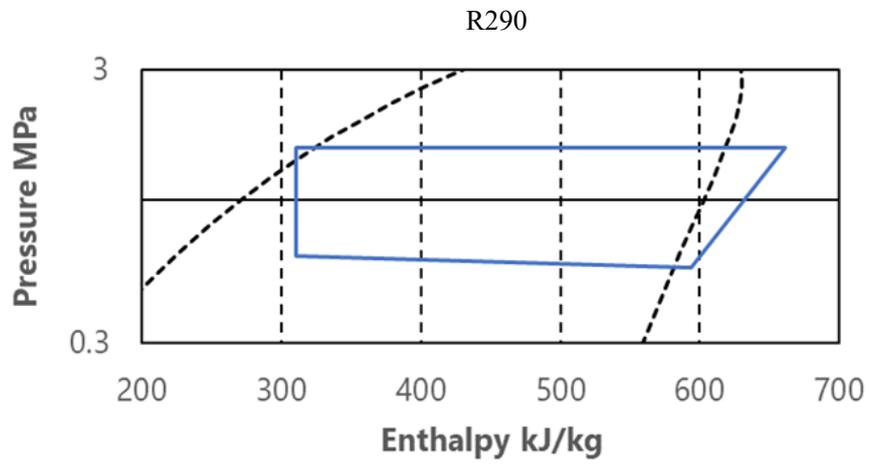
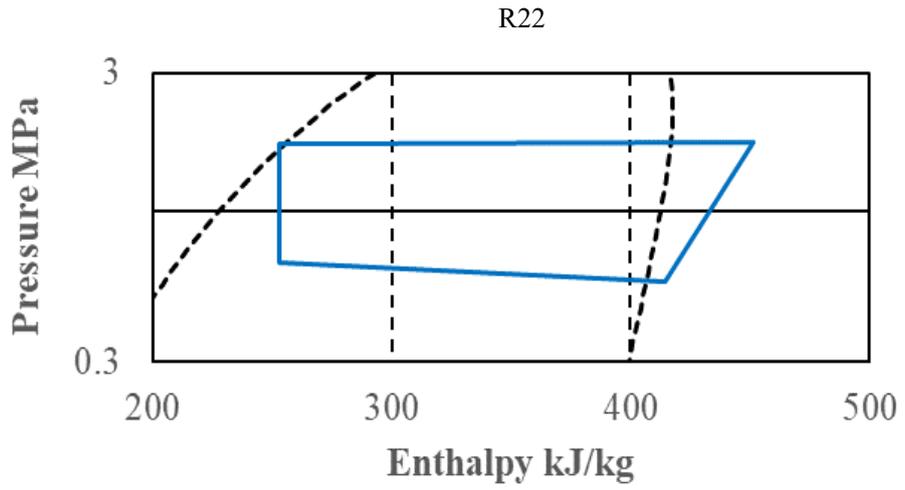


Fig. 3.3-3 Comparison of p-h diagram of R22,R290 and R454C

$$Q_C = G_R \Delta h_{EVA} \quad (3.3-1)$$

$$\Delta P = f \frac{l}{2d} \rho_R v_R^2 \quad (3.3-2)$$

$$G_R = \rho_R v_R A \quad (3.3-3)$$

3.3.3 実験結果のまとめ

本研究では、R22 冷媒のルームエアコンに、低 GWP 冷媒である R290 と R454C をドロップインして試験を行い、冷媒の違いによる空調機の性能を評価した。この結果、R22 の能力 2.2kW が発生する圧縮機回転数で固定して冷媒充填量を最適化した場合、R22 に比較して R290 は、定格能力時にはほぼ同等の COP であるが、部分負荷領域では R22 の COP よりも 10%程度低い値となった。また、R454C の COP はさらに R290 よりも 10%~25%低い値となった。

4. 動的試験結果

4.1 試験対象

Fig.4.4-1 に本研究の対象のシステムを示す. 供試機は A 社製 4 馬力のパッケージエアコンである. 室外機と室内機それぞれにおいて吸込部で空気の乾球湿球温度, 吹出部で空気の乾球湿球温度と空気風量を測定しており, 圧縮機の回転数等も測定している. また, 室外機と室内機のそれぞれのファンの消費電力と圧縮機の消費電力, およびこれらを合計したシステム全体の消費電力を測定している.

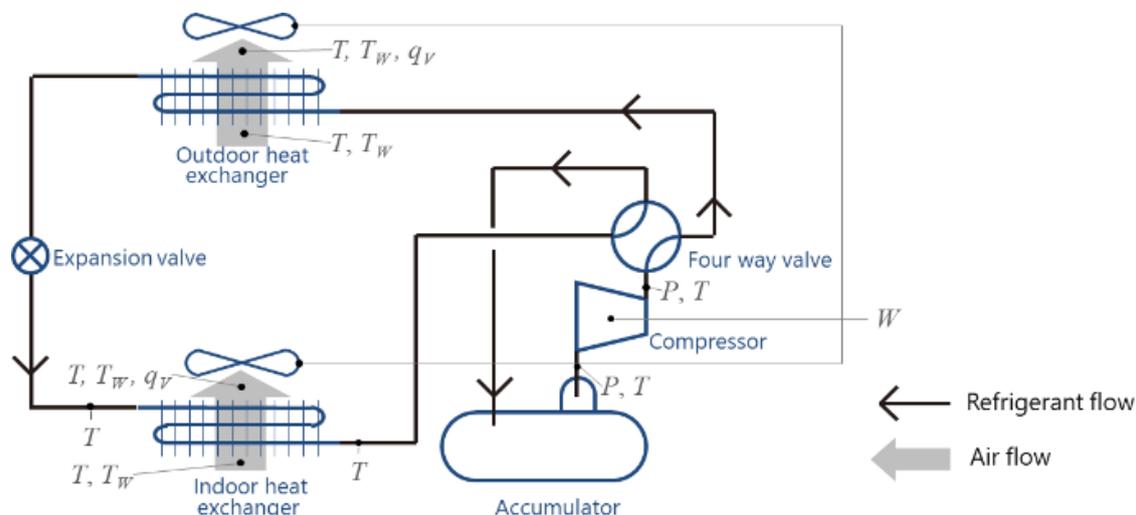


Fig. 4.1.1 Flow of the system and measuring points

4.2 試験条件

本試験では, 現行の規格で定められた方法である圧縮機回転数を一定速度に固定した試験とは異なり, 圧縮機回転数や膨張弁開度は空調機自身の制御に任せた試験を行った. また, 冷房試験として, 空調機の制御性に大きく影響を与えると考えられる圧縮機が運転と停止を繰り返す状態 (断続運転状態) が発生する低負荷条件において, 試験を行った. さらに, エミュレーターを用いて, 空調機を使用する部屋の容積を 3 通りに変化させた条件でも試験を行った. ここで, 今回用いた供試機は 4 馬力機であるため, 標準的な建物の空調負荷を想定して一辺 7m の正方形で階高 3m の部屋である 147 m³ を基準の容積とした. そして基準の約半分の容積として, 75m³ は一辺 5m の正方形で階高 3m の部屋を, 基準の倍の容積として, 300m³ は一辺 10m の正方形で階高 3m の部屋を想定している. Table 4.1-1 に試験条件を示す.

PLR とは, 部分負荷率 (partial load ratio) のことであり, 空調機が処理した負荷を空調機の定格能力で除した値である. SHF は空調負荷の顕熱比であり, 一般的な建物の空調負荷の値として 0.85 とした. 前述のとおり, 本試験では, 空調機の性能評価に着目しているため, 熱負荷については, 室内外の温度差による壁からの熱侵入や, 日射, 換気による負荷は 0 とし, 内部発熱のみを与えている.

Table 4.1-1 Test conditions

Parameters	Unit	Value
Indoor temperature (Set temperature)	°C	27
Outdoor temperature	DB°C / WB°C	35 / 24
PLR	%	30~40
SHF	-	0.85
Room volume	m ³	75, 147, 300

4.3 試験結果と考察

4.3.1 試験結果

Fig. 4.1-2～Fig.4.1-4 に試験結果を示す。この結果から低負荷環境下において、空調機は、変動運転をしていることがわかる。これは空調機のインバーター制御により、圧縮機回転数を抑えた運転をするものの、それでも、空調機が発生している能力が部屋の空調負荷を上回ることにより、部屋の温度が低下し続け、設定温度をある程度下回ると空調機の制御によって圧縮機回転数を下げる。その後、部屋の空調負荷が空調能力を上回ると室内温度が上昇に転じ、設定温度をある程度上回ると再び空調機の制御によって圧縮機回転数を上げるといったサイクルを繰り返すためである。この空調機の変動運転は、実際の空調機の運転において頻繁に見られる現象であり、これを再現した試験は、空調機を使用する実際の環境を模擬した試験の重要な一項目と言える。

Table 4.1-2 の COP は、変動運転をする 2～3 周期分を平均して求めている。初めに負荷率の違いによる比較を行う。一般的に、負荷率が小さくなると室内機の熱交換効率が高くなるため、COP は高くなる。実際に負荷率 35% の試験結果は 40% に比べて COP は高くなっていることがわかる。一方、30% の試験では空調機は発停を伴う断続運転をしていることがわかる。空調機の起動時には、一時的にある一定の大きさの能力を発生させる運転となるが、この運転状態の時は COP が低下する。そのため、負荷率 30% の試験結果は 35% に比べて COP は低くなっている。特に、75m³ の条件下において、COP は 15% 程低い値となった。

4.3.2 考察

断続運転を伴う負荷率 30% の試験においては部屋の容積が大きいほど COP が高くなり、容積 75m³ の場合と 300m³ の場合を比較すると、前者よりも後者の方が COP は 16% 程高い値となっている。これは、部屋の容積が変化すると断続運転周期が変化することに起因している。空調機の起動時には、一時的にある一定の大きさの能力を発生させる運転となるが、この運転状態の時は COP が低下する。部屋の容積が小さい場合は、起動直後の空調機が発生する能力によって、室内温度が急激に低下し、空調機は短時間でサーモオフする。一方、部屋の容積が大きい場合は、起動直後の空調機の能力による室内温度の低下は緩やかとなり、その後、圧縮機が一定の回転数で運転をする時間が発生する。圧縮機が一定の回転数で運転をする場合は COP が高くなるため、部屋の容積が大きい条件においては、断続運転の周期の中での一定運転の時間の割合が多くなり、結果として、COP が高くなったと考えられる。しかしながら、負荷率 35% と 40% の試験において、起動停止を伴う運転はしておらず、起動時の効率低下が発生しないため、部屋の容積と COP の相関関係が見られなかったと考えられる。

今回の試験結果は、部屋の容積が変化すると、空調機の動的性能に変化が生じることを示している。これは空調機の動的性能を正しく評価するためには、性能評価装置の容積等を空調機の定格能力に応じて適切に変更することが必要であることを証明した結果であり、性能評価装置の容積等を物理的に変化させることは困難であるため、空調負荷や部屋の容積をソフトウェアで模擬することができるエミュレーターを用いた本装置が有効であることを示唆している。

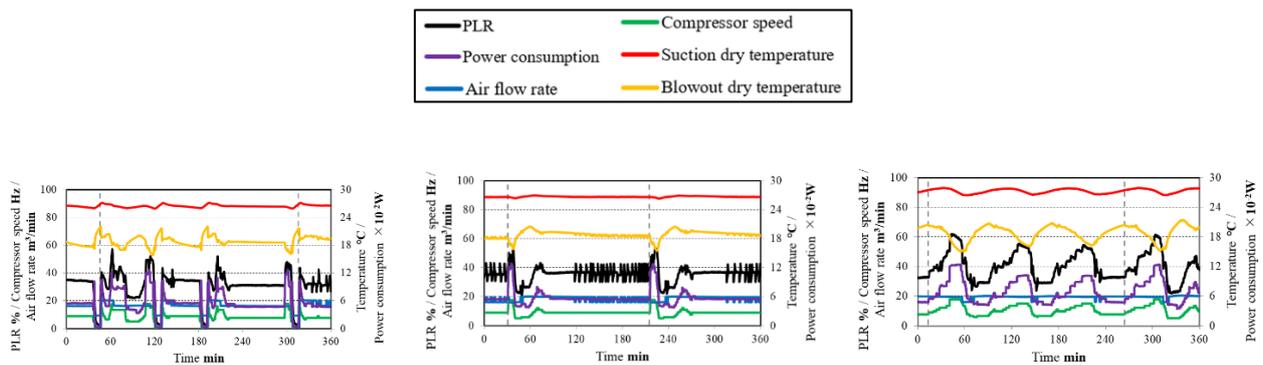


Fig. 4.1-2 test result (room volume=75m³)

Left: PLR=30%, Middle: PLR=35%, Right: PLR=40%

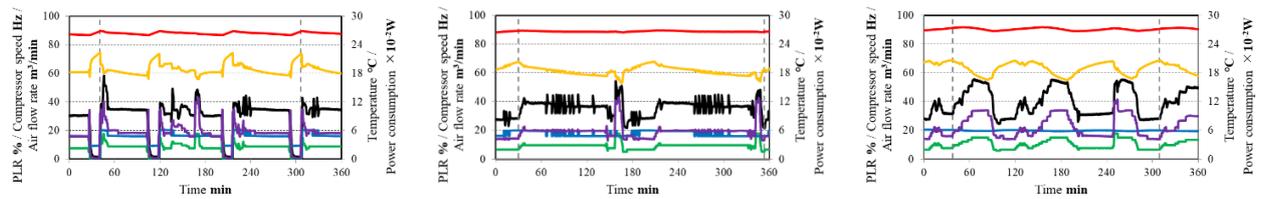


Fig. 4.1-3 test result (room volume=147m³)

Left: PLR=30%, Middle: PLR=35%, Right: PLR=40%

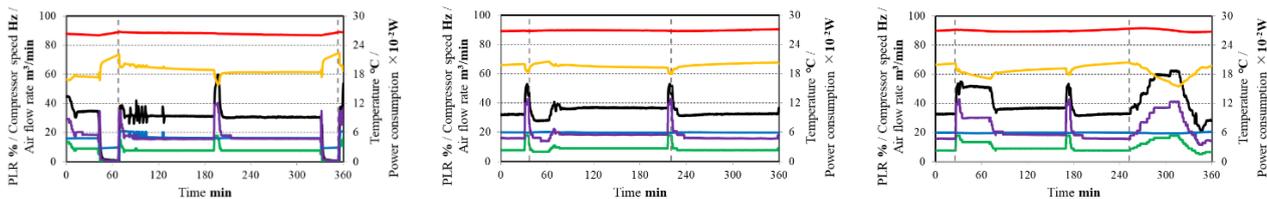


Fig. 4.1-4 test result (room volume=300m³)

Left: PLR=30%, Middle: PLR=35%, Right: PLR=40%

Table 4.1-2 COP of test result

		Room volume m ³		
		75	147	300
PLR %	30	5.43	5.60	6.22
	35	6.25	6.13	6.44
	40	5.82	5.76	6.09

4.3.3 動的試験結果のまとめ

本研究では、空調機の動的性能を評価する新たな評価手法の確立を目指すために、部屋の空調負荷を模擬するエミュレーターを搭載した「エミュレーター式性能評価装置」を用いて、断続運転状態となる低負荷条件にて負荷率を変化させて空調機の性能試験を行った。その結果、空調機の制御性を考慮した試験が可能となったことを確認し、空調機の負荷率とCOPの関係性を例示した。さらに、部屋の容積の違いが空調機の動的性能に影響を与えることを確認でき、任意の空調負荷を再現可能な「エミュレーター式性能評価装置」の有効性が示唆された。

今後の展望として、空調機の動的性能を評価する新たな手法を確立するために、実際の空調機の運転状態を想定した多様な条件下で性能評価を実施していく。また、空調機を実際の建物に設置してフィールド試験を行い、本装置での試験結果と比較することで、実際の建物でのエミュレーターの妥当性も検証していきたいと考えている。

Nomenclature

a_s	: 日射吸収率	(-)	\dot{Q}	: 熱量	(W)
A	: 壁表面積	(m^2)	\dot{q}	: 壁の内部発熱	($W \cdot m^{-2}$)
C	: 熱容量	($kJ \cdot K^{-1}$)	t	: 時間	(s)
c_p	: 定圧比熱	($kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$)	T	: 温度	(K)
E	: 放射熱	($W \cdot m^{-2}$)	V	: 体積	(m^3)
F	: 天空への形態係数	(-)	x	: 絶対湿度	($kg \cdot kg^{-1}$)
I	: 日射強度	($W \cdot m^{-2}$)	α	: 熱伝達率	($W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$)
j	: 質量拡散流束	($kg \cdot m^{-2} \cdot s^{-1}$)	ρ	: 密度	($kg \cdot m^{-3}$)
\dot{L}	: 水分発生量	($kg \cdot s^{-1}$)	ε	: 長波長放射率	(-)
M	: 質量	(kg)	ϕ	: Gebhart の吸収係数	(-)
\dot{m}	: 質量流量	($kg \cdot s^{-1}$)			

Subscripts

a	: 空気	N	: 夜間
AC	: エアコンディショナ側	OA	: 外気
BL	: 建物	r	: 放射
c	: 対流	$Room$: 室内
eq	: 相当	SA	: 供給空気
ex	: 外部	sh	: 過熱度
FN	: 家具など	w	: 水蒸気
in	: 内部	WS	: 壁表面
i,k	: 通し番号	ZN	: ゾーン

参考文献

- 1) 経済産業省資源エネルギー庁, 令和元年度エネルギーに関する年次報告 (エネルギー白書 2020) PDF 版, 第 2 部, pp.112-115.
- 2) Shinichi, A., Jun, S., Takuya, O. Hiroyuki, I., Yuki, A. Study on State of COP and Regional Characteristics of APF for Room air Conditioners, *AIJ J. Technol. Des.*, 2014, **20**(44), pp.187-190. (in Japanese)
- 3) Katsuhiko, K., Technological Innovations of Air Conditioning and their Development into Industry, *Refrigeration*, 2019, **94**(1101), pp.436-441. (in Japanese)
- 4) 社団法人日本冷凍空調工業会, 世界のエアコンディショナ需要推定, (2019), pp.1-8.
- 5) Keisuke, O. and Kiyoshi, S., Seiichi, Y., Tetsuro, K., Kuniyasu, M., Intermittent Driving Simulation of Compression type Heat Pump – 1st Report: Mathematical model and simulation of single-stage vapor compression type heat pump –, *Trans.JSRAEngineers*, 2013, **30**(2), pp. 107-122. (in Japanese)
- 6) 日本規格協会, パッケージエアコンディショナディショナ JIS B 8616:2015, (2015)
- 7) 社団法人日本冷凍空調工業会, ヒートポンプの実用性能と可能性. (2010).
- 8) Masayuki, N., Technologies for Energy –Saving of Room Air–Conditioner, *J.JSME*, 2003, **106**(1015), pp.464-465. (in Japanese)
- 9) Fusigi, Y., Create a new breeze! Room Air Conditioner Revolution(Atarasii kaze wo tukure! Ru-mueakon kakumei), *J.JSME*, 2019, **122**(1206), pp.38-39.
- 10) Carsten Palkowski, Andreas Zottl, Ivan Malenkovic, and Anne Simo, *Energies*, 2019, **12**, 1045; doi:10.3390/en12061045..
- 11) Toshinori BAN, Daiki NAKANO, Keisuke OHNO, Seiichi YAMAGUCHI, Kiyoshi SAITO, Hideki YAMAGUCHI, Proc. Of 12th IEA Heat Pump Conference 2017, Rotterdam.
- 12) OhnishiNetsugaku, <https://en.ohnishi.co.jp/>.

- 13) 尾崎明仁, 渡辺俊行, 高瀬秀芳, 辻丸達憲, 建築の熱・水分・空気連成シミュレーションその1 壁体の吸放湿を考慮した温湿度計算, 日本建築学会大会学術講演梗概集, pp.439-440, 2004
- 14) 石野久彌, 郡公子: 事務所建築における家具類の熱的影響に関する実測・実験研究, 日本建築学会計画系論文報告集, Vol.372, pp.59-66, 1987
- 15) B.Gebhart, A new Method for Calculating Radiant Exchanges, ASHRAE Transactions Vol.65, 321-332, 1959

第二部 東京大学の報告

1 はじめに

空調負荷に応じて圧縮機回転数を連続的に変化させて、省エネルギー運転を実現する技術はわが国が世界に誇れるものである。圧縮機回転数のインバータ制御技術を活用した空調機の省エネルギー性を正しく評価する方法を確立し、世界に普及させることは、我が国の産業の発展に欠かせないものである。JIS C 9612：2013 ルームエアコンディショナでは、圧縮機回転数を固定して冷房運転時に2点、暖房運転時に3点の性能を計測し、通年エネルギー消費効率APFを計算する方法を定めている。しかし、この方法は以下のような問題点を有している。圧縮機回転数が可変であることが特徴であるにもかかわらず、回転数を固定して試験している。冷暖房負荷が小さくなると、圧縮機の連続運転はできなくなり断続運転が始まる。そのときの性能低下を正確に評価できない。

環境保護局（EPA）は、フォルクスワーゲン社がディーゼル車の型式認定時の台上試験で排出ガスを低減させる装置を働かせる一方、実際の走行では働かないようにする不正ソフトを組み込んでいたと2015年9月に発表をした。この事件を契機に、エアコンの性能試験を行うときに、圧縮機の回転を固定することは、実際の居室で運転している状況とは異なる状態にすることになると指摘された。性能試験を行うにはエアコンメーカーから技術情報を得る必要があることも問題視されるようになった。エアコンを実際に使用される状態にして性能試験を行うことの重要性が高まっている。

海外では圧縮機回転数を固定しない試験法の提案がされるようになってきた。パデュー大学では負荷基準試験法の研究がされており、エアコンの持つ制御を切ることなく建物の負荷特性との相関を考慮した試験法について多くの研究成果が発表されている¹⁻¹⁾⁻¹⁻⁵⁾。BAMでは、圧縮機回転数を固定することなく、エアコンの制御を生かしたまま、動的な負荷試験をすることを提案している¹⁻⁶⁾。エアコンの性能試験を行うときの負荷や温度条件を段階的に変化させて、エアコンの制御の良し悪しを積極的に評価することを提案している。早稲田大学でも実際の運転環境でヒートポンプの性能を評価することを目指して、任意の環境をシミュレートできるエミュレータと、空気エンタルピー法に基づいてヒートポンプの性能を評価する装置からなるハイブリッド試験設備を開発している¹⁻⁷⁾。

以上のような背景に基づいて、圧縮機を制御アルゴリズムに従って自由に運転し、外気温度や冷暖房負荷が変化したときの運転性能を試験し、通年のエネルギー効率を算出する方法（以後、「負荷試験法」と呼ぶ。）を開発することを目的としている。

東京大学は所有する小型ルームエアコン用環境試験室を利用して、負荷試験法の検討を始めた。また、日本空調冷凍研究所は所有するルームエアコン試験設備を用いて、負荷試験法の問題点について検討を行った。

参考文献

- 1-1) Patil, A., Hjortland, A. L., Cheng, L., Dhillon, P., Braun, J. E., & Horton, W. T., Load-Based Testing to Characterize the Performance of Variable-Speed Equipment. International Refrigeration and Air Conditioning Conference, (2018), Paper 2076.
- 1-2) Hjortland, A. L., & Braun, J. E., Load-based testing methodology for fixed-speed and variable-speed unitary air conditioning equipment. Science and Technology for the Built Environment, 25(2), (2019), 233–244.
- 1-3) Dhillon, P., Horton, W. T., & Braun, J. E., Comparison of Steady-State and Dynamic Load-Based Performance Evaluation Methodologies for a Residential Air Conditioner. International Refrigeration and Air Conditioning Conference, (2021), Paper 2519.
- 1-4) Ma, J., Dhillon, P., Horton, W. T., & Braun, J. E., Heat-Pump Control Design Performance Evaluation using Load-Based Testing. International Refrigeration and Air Conditioning Conference, (2021), Paper 2520.
- 1-5) Dhillon, P., Welch, D., Butler, B., Horton, W. T., & Braun, J. E., Validation of a Load-Based Testing Method for Characterizing Residential Air-Conditioner Performance. International Refrigeration and Air Conditioning Conference, (2021), Paper 210073.
- 1-6) Palkowski, C., Zottl, A., Malenkovic, I., and Simo, A., Fixing Efficiency Values by Unfixing Compressor Speed: Dynamic Test Method for Heat Pumps, Energies 2019, 12, 1045.
- 1-7) Saito, K., Hybrid Dynamic test method of air-conditioning systems with next-generation low GWP refrigerants, International Symposium on New Refrigerants and Environmental Technology 2021, Paper M231.

Table 2-2 Heating test conditions (α : temperature adjustment with remote controller)

暖房設定負荷 (対表示能力)	供試機設定		室外温度(°C)	
	設定温度(°C)	設定風速	乾球温度	湿球温度
100%	20± α	自動/強	7.0	6.0
50%	20± α	自動/強	12.0	10.4
25%	20± α	自動/強	14.5	13.2

2.4 負荷試験による測定と課題抽出

2.4.1 異なる平衡式室形熱量計による負荷試験

Table 2-3 に本項で使用した<供試機 1>の主要な仕様値を示す。

Table 2-3 Specifications <EUT No. 1>

定格冷房能力(kW)	2.8	定格暖房標準能力(kW)	3.6
定格冷房消費電力(W)	800	定格暖房標準消費電力(W)	910
EER	(3.50)	COP	(3.96)

はじめに、試験設備の違いが結果にどう現れるかを検証した。Table 2-1 及び Table 2-2 の条件設定において<試験設備 1> Fig. 2-1 及び <試験設備 2> Fig. 2-2 の試験設備による試験結果を比較した。両者の設備は投入する負荷を自動で目標値に合わせることができないためマニュアル(手動)で調整した。また、供試機の室温制御により温度変動が発生すると投入負荷を狙い通りに合わせるのは非常に難しいことが分かっており、ここでは、なるべく投入負荷の差を小さく調整し結果を比較した。

Table 2-4 Comparison between calorimeters, load factor 100% in cooling, <EUT No.1>

試験設備	冷房運転(設定温度 27/風速 自動)	
	<試験設備 1>	<試験設備 2>
負荷(W)	2,804	2,799
消費電力(W)	884	863
EER	3.17	3.24
室内乾球(°C)	27.92	27.05
室内湿球(°C)	18.61	18.80
室外乾球(°C)	35.00	35.01
室外湿球(°C)	23.96	24.00
運転状態	非定常サイクル	定常

Table 2-4 は冷房運転における<試験設備 1>及び<試験設備 2>による結果、Fig. 2-4 及び Fig. 2-5 に室内温度及び冷房能力のグラフを示す。<試験設備 1>と<試験設備 2>において投入負荷の差異は殆ど無いが、供試機の運転リモコンの設定温度は同一でも、<試験設備 1>では室内温度が変動し、供試機によって制御された平均室内温度は<試験設備 2>と比較すると高い温度となった。また、湿球温度にも差異が見られた。

室温制御特性は供試機毎に異なり試験設備内の供試機周囲の気流なども影響する可能性がある。また、湿球温度は供試機の熱交換器蒸発温度によって決まるため供試機の圧縮機周波数の変動により湿球温度の変動が誘発される可能性もある。

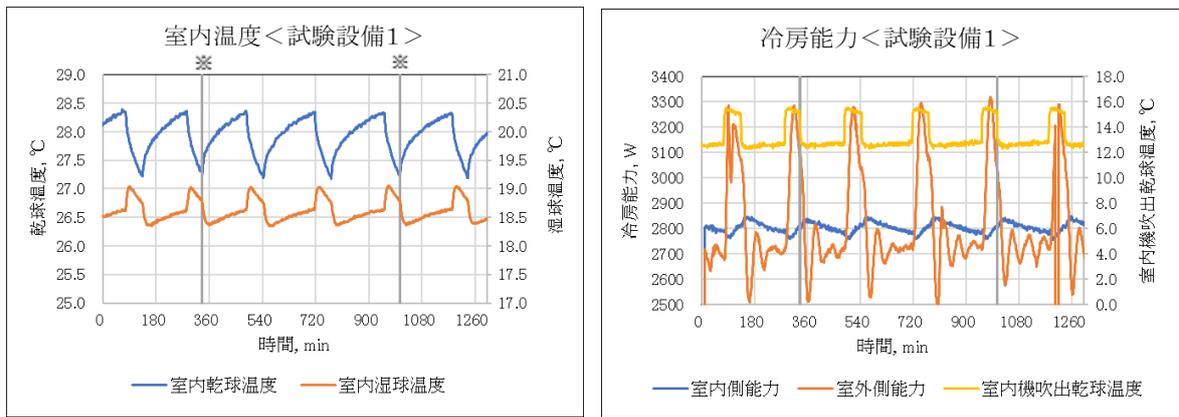


Fig. 2-4 Cooling operation, load factor 100%, indoor air temperature and capacity, calorimeter No.1
 (※ Average calculated during the period | | in figures and all figures of this type from the next are with same calculation)

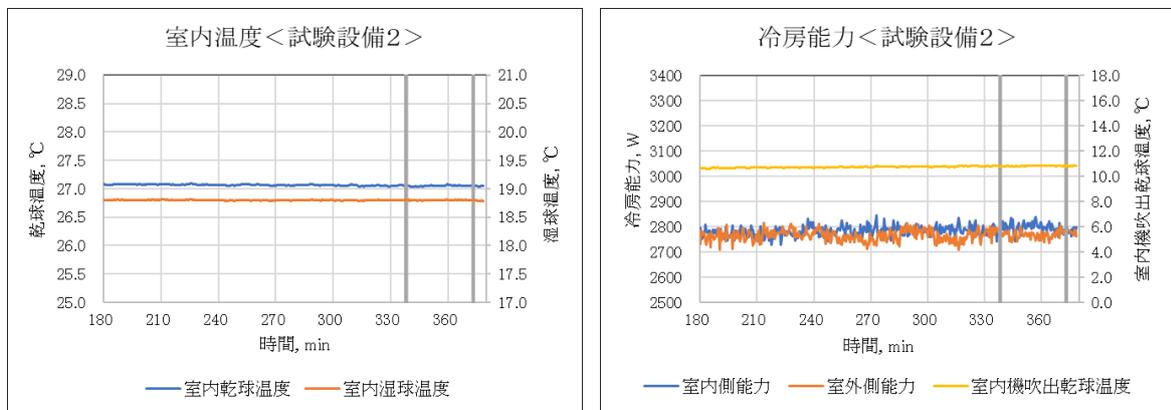


Fig. 2-5 Cooling operation, load factor 100%, indoor air temperature and capacity, calorimeter No.2

Table 2-5 は暖房運転における<試験設備 1>及び<試験設備 2>による結果を示す。冷房運転と同様に投入負荷が極力同じになるよう調節した。暖房運転では定常状態のデータが取得でき、異なる試験設備における再現性を示す結果となった。どちらも設定温度に対して室内温度は高めに制御されており、室内温度の差異は 0.12deg, 消費電力では 26W (2.43%) となったが、マニュアル調節のため試験結果に対する繰返し性の課題があり、この程度の差が試験結果において限界と推測される。

Table 2-5 Comparison between calorimeters, load factor 100% in heating, <EUT No.1>

	暖房運転(設定温度 20/風速 強風)	
試験設備	<試験設備 1>	<試験設備 2>
負荷(W)	3,600	3,600
消費電力(W)	1,070	1,044
COP	3.37	3.45
室内乾球(°C)	21.61	21.49
室内湿球(°C)	15.86	14.09
室外乾球(°C)	6.98	7.00
室外湿球(°C)	6.01	6.00
運転状態	定常	定常

Fig. 2-6 及び Fig. 2-7 に室内温度及び暖房能力のグラフを示す。室温制御は概ね安定しており、<試験設備 1>と<試験設備 2>において投入負荷の差異が無い状態を異なる試験設備で再現できた。平衡式室形熱量計では、供試機の室温制御特性が結果に大きく影響する。特に室温変動が起こった場合、試験設備の室内側内室の熱容量は非定常サイクル時間に差異が発生する要因の一つである。暖房運転では室温制御に安定状態が見られたが、再現性や繰返し性の観点では試験数が少ないのではっきりし

た言及はできない。

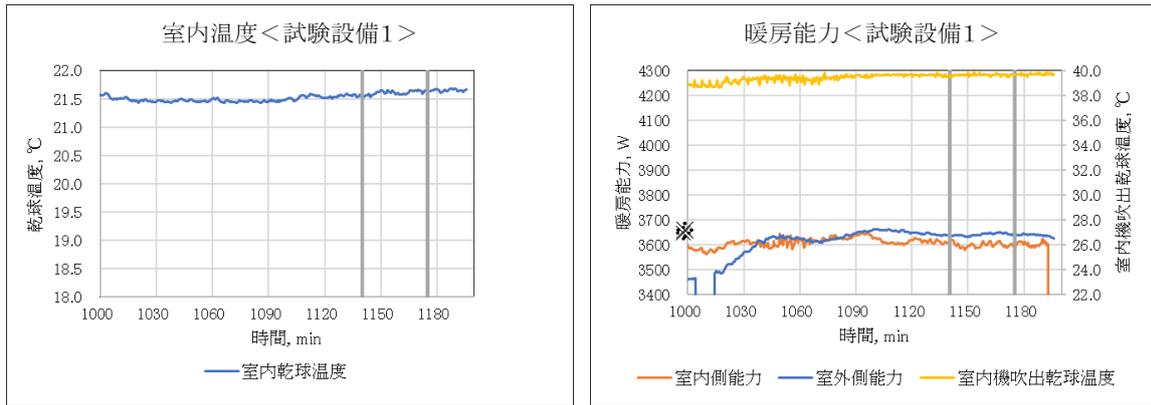


Fig. 2-6 Heating operation, load factor 100%, indoor air temperature and capacity, calorimeter No.1

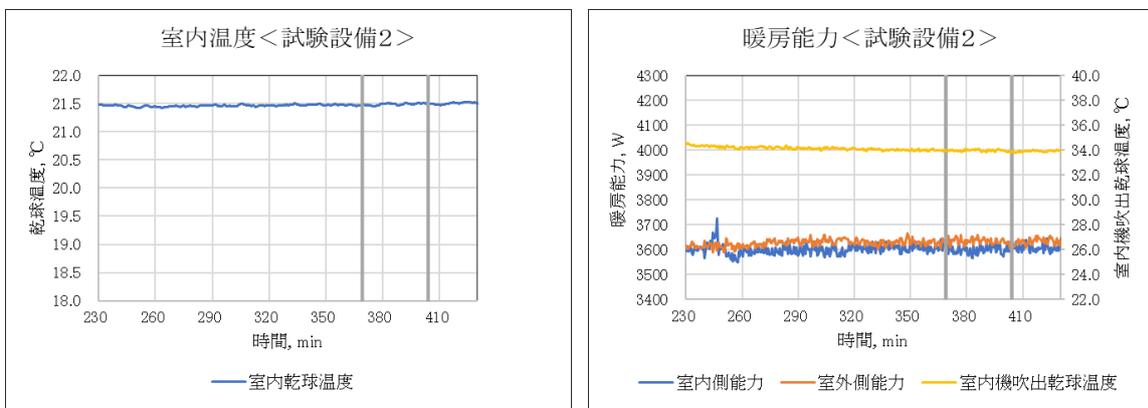


Fig. 2-7 Heating operation, load factor 100%, indoor air temperature and capacity, calorimeter No.2

2.4.2 同一試験設備を使用した負荷試験による運転特性比較

エアコンの負荷試験において、負荷の消費側の条件、すなわち供試機の運転方法は消費者が行う操作から選択されるべきである。試験結果に影響する可能性があるパラメータを選んで負荷試験による差異を検証した。ここでは同一試験設備により運転リモコンで選択できる設定風速（強風／自動）をパラメータとして相対比較を行った。

1) 同一供試機<供試機1>による設定風速比較

投入負荷を50%に減らし設定風速による影響を冷房運転で検証した。Table 2-6 に<供試機1>を用いて定格冷房能力の50%負荷を狙い、設定風速を変え冷房運転による負荷試験で差異を検証した結果を示す。運転状態は Fig. 2-8 及び Fig. 2-9 のグラフに示す通り定常運転が得られた。

<供試機1>における設定風速の違いは室内温度、消費電力に現れており EER への影響が大きいため、機器の検証数を増し、機器側の設定方法の検討も必要性が高い。

Table 2-6 Comparison between airflow settings, load factor 50% in cooling, <EUT No.1>

<供試機1>	冷房運転 50% (設定温度 27)	
設定風速	強風	自動
負荷(W)	1,414	1,382
消費電力(W)	213	268
EER	6.63	5.16
室内乾球(°C)	26.73	27.34
室内湿球(°C)	18.72	19.05
室外乾球(°C)	28.98	28.99
室外湿球(°C)	19.36	19.42
運転状態	定常	定常

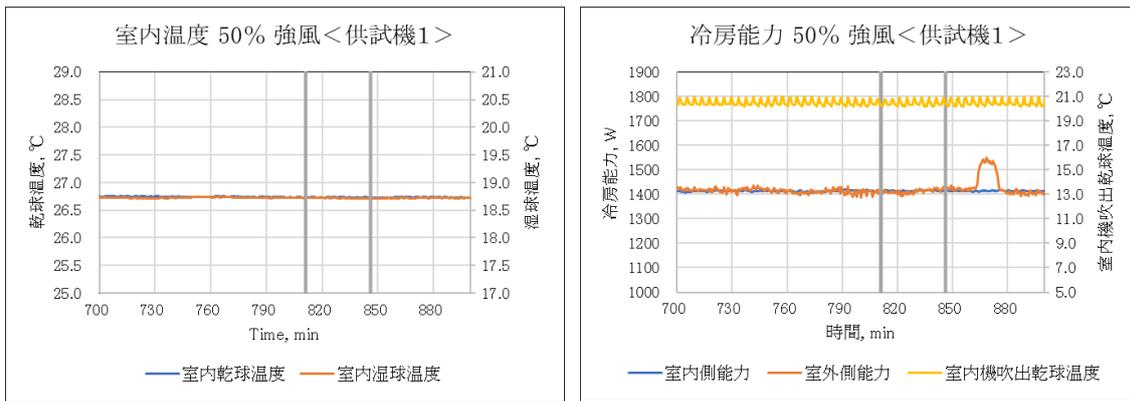


Fig. 2-8 Cooling operation, load factor 50%, airflow High, indoor air temperature and capacity <EUT No. 1 >

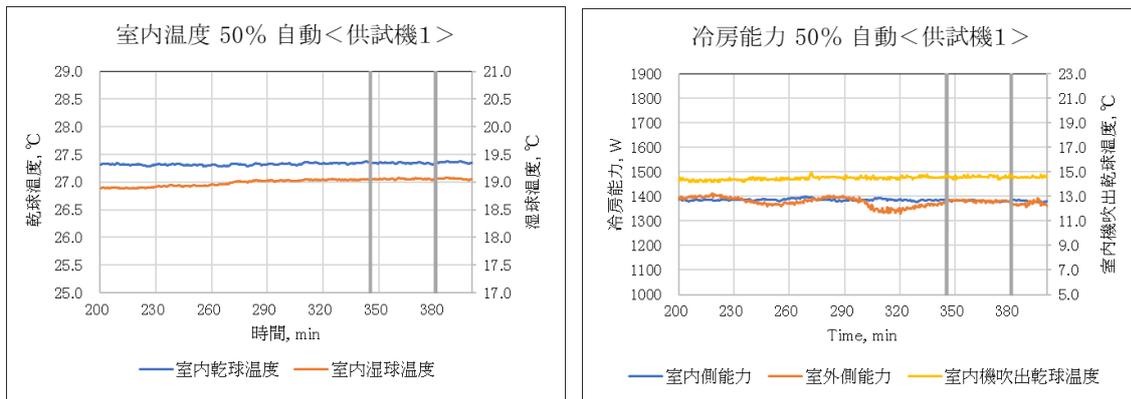


Fig. 2-9 Cooling operation, load factor 50%, airflow Automatic, indoor air temperature and capacity <EUT No. 1 >

2) 断続運転領域による設定風速比較

投入負荷を 25%に減らし設定風速による影響を暖房運転で検証した。Table 2-7 にく供試機 1 >を用いて定格暖房能力の 25%負荷を狙い、設定風速を変えて暖房運転による負荷試験で差異を検証した結果を示す。運転状態は Fig. 2-10 及び Fig. 2-11 のグラフに示す通り、25%の負荷において圧縮機の断続運転が発生している。負荷はほぼ同等に与えることができ、平均室温の再現性も良い。設定風速の差は消費電力 (COP) と断続運転 1 サイクル時間に現れている。ただし、<供試機 1 >による結果であり、すべてを代表するものではないため、これらの差異は、供試機を変えて確認する必要性が高い。

Table 2-7 Comparison between airflow settings, load factor 25% in heating, <EUT No.1>

<供試機1>	暖房運転 25% (設定温度18)	
設定風速	強風	自動
負荷(W)	880	879
消費電力(W)	166	178
COP	5.30	4.94
室内乾球(°C)	21.78	21.78
室内湿球(°C)	14.27	14.24
室外乾球(°C)	14.53	14.40
室外湿球(°C)	13.20	13.13
圧縮機状態	ON/OFF	ON/OFF
1サイクル(分)	30.5	74.8

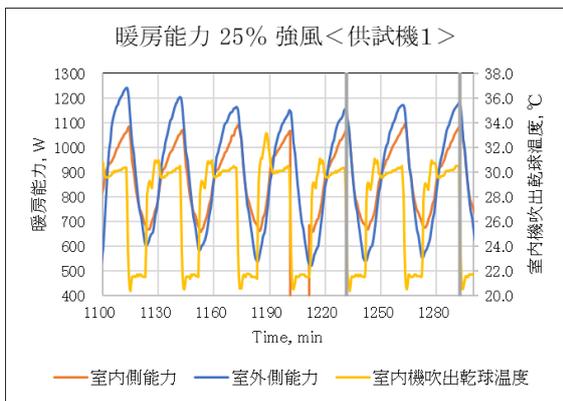
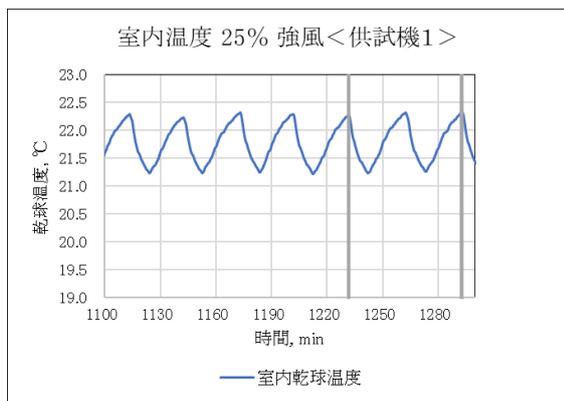


Fig. 2-10 Heating operation, load factor 25%, airflow High, indoor air temperature and capacity <EUT No. 1 >

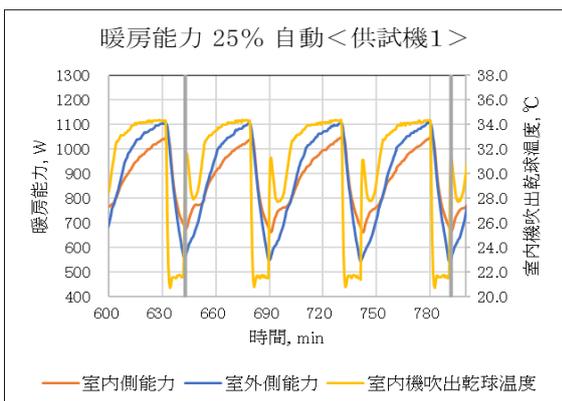
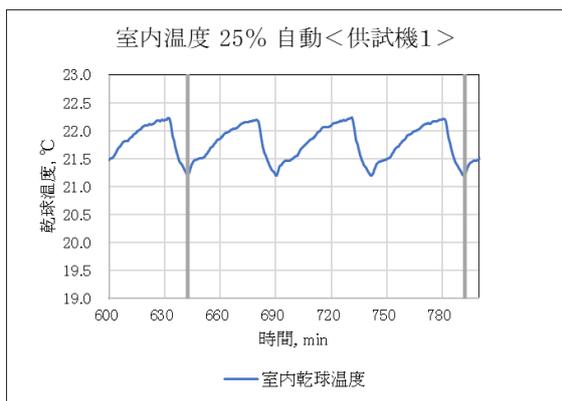


Fig. 2-11 Heating operation, load factor 25%, airflow Automatic, indoor air temperature and capacity <EUT No. 1 >

3) 異なる供試機における設定風速比較

負荷の消費側である供試機の設定は、試験者がユーザーの立場で選択できるパラメータとなり、また、供試機の室温制御特性は結果に大きく影響するため、異なる製造メーカの供試機を別にもう一台（<供試機2>とする）使用し同一試験設備で相対比較を行った。仕様値を Table 2-8 に示す。

Table 2-8 Specifications <EUT No.2>

定格冷房能力(kW)	2.8	定格暖房標準能力(kW)	3.6
定格冷房消費電力(W)	750	定格暖房標準消費電力(W)	865
EER	(3.73)	COP	(4.16)

Table 2-9 に<供試機2>の冷房運転で設定風速を変えた<試験設備1>による負荷試験結果を示す。投入負荷は Table 2-9 に参考として付記した従来の JIS 試験結果に合わせた。運転状態は Fig. 2-12 及び Fig. 2-13 のグラフに示す通り定常運転となることを確認した。

Table 2-9 Comparison between airflow settings, load factor 100% in cooling, <EUT No.2>

<供試機2>	冷房運転 100% (設定温度 27)		
	強風	自動	(参考)JIS試験
設定風速			
負荷(W)	2,906	2,870	2,894
消費電力(W)	752	742	704
EER	3.86	3.87	4.11
室内乾球(°C)	26.82	28.55	27.01
室内湿球(°C)	18.87	19.02	19.02
室外乾球(°C)	35.00	35.00	34.99
室外湿球(°C)	23.99	23.99	23.98
運転状態	定常	定常	定常

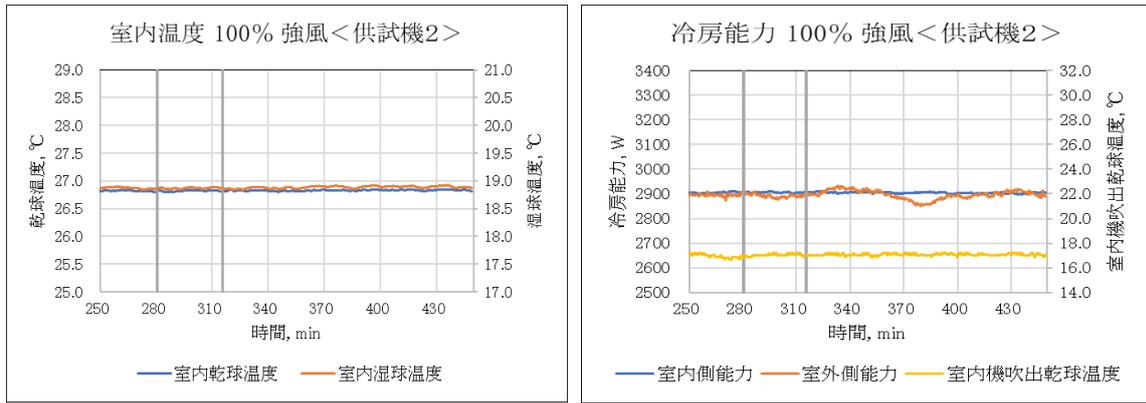


Fig. 2-12 Cooling operation, load factor 100%, airflow High, indoor air temperature and capacity <EUT No.2>

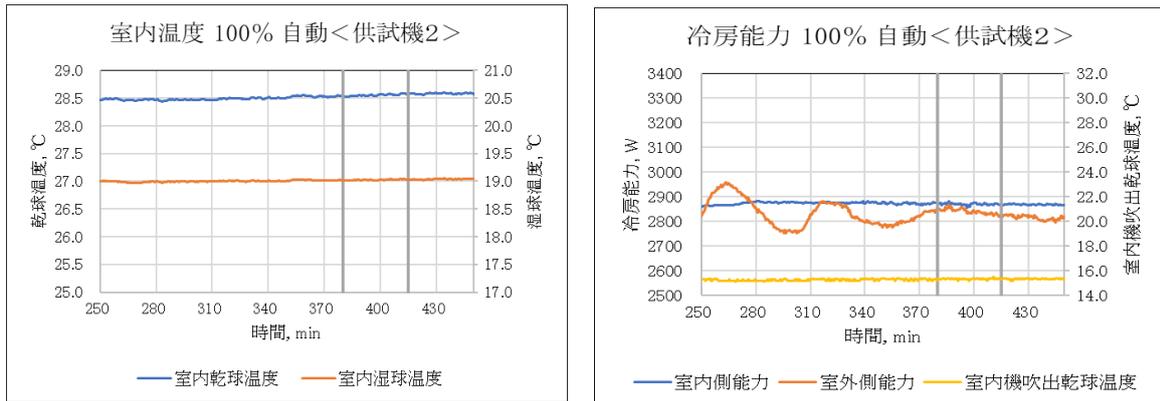


Fig. 2-13 Cooling operation, load factor 100%, airflow Automatic, indoor air temperature and capacity <EUT No.2>

Table 2-10 に<供試機 2>の定格冷房能力の 50%負荷を狙い設定風速を変え<試験設備 1>で負荷試験を行った結果と Fig. 2-14 及び Fig. 2-15 に運転状態を示す。

Table 2-10 Comparison between airflow settings, load factor 50% in cooling, <EUT No.2>

<供試機2>	冷房運転 50% (設定温度 27.5)	
設定風速	強風	自動
負荷(W)	1,423	1,501
消費電力(W)	170	233
EER	8.37	6.44
室内乾球(°C)	27.32	26.69
室内湿球(°C)	19.17	18.71
室外乾球(°C)	29.00	29.01
室外湿球(°C)	19.36	19.42
運転状態	定常	定常

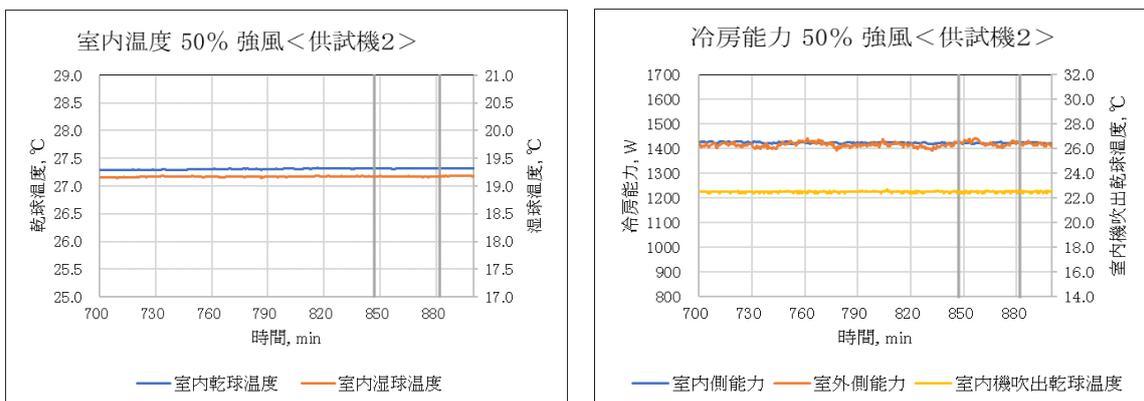


Fig. 2-14 Cooling operation, load factor 50%, airflow High, indoor air temperature and capacity <EUT No.2>

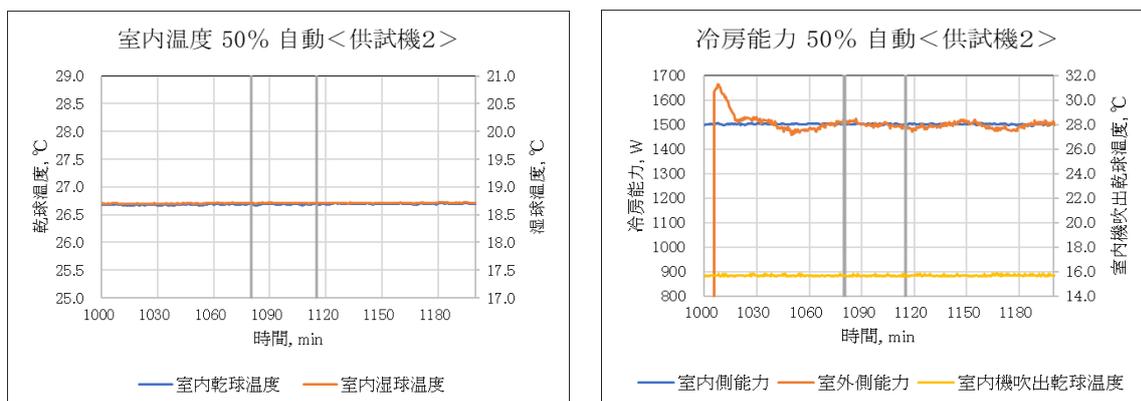


Fig. 2-15 Cooling operation, load factor 50%, airflow Automatic, indoor air temperature and capacity <EUT No.2>

Table 2-11 に<供試機 2>の定格冷房能力の 25%負荷を狙い設定風速を変え<試験設備 1>で負荷試験を行った結果と Fig. 2-16 及び Fig. 2-17 に運転状態を示す. 運転リモコンの設定温度が異なるのは室内温度を 27℃に近づけるように操作したためである.

Table 2-11 Comparison between airflow settings, load factor 25% in cooling, <EUT No.2>

<供試機2>	冷房運転 25%(設定温度 28.5/28)	
	強風(28.5)	自動(28)
設定風速	強風(28.5)	自動(28)
負荷(W)	792	763
消費電力(W)	112	110
EER	7.07	6.93
室内乾球(℃)	26.98	27.29
室内湿球(℃)	17.50	17.63
室外乾球(℃)	26.00	26.00
室外湿球(℃)	17.30	17.25
運転状態	定常	定常

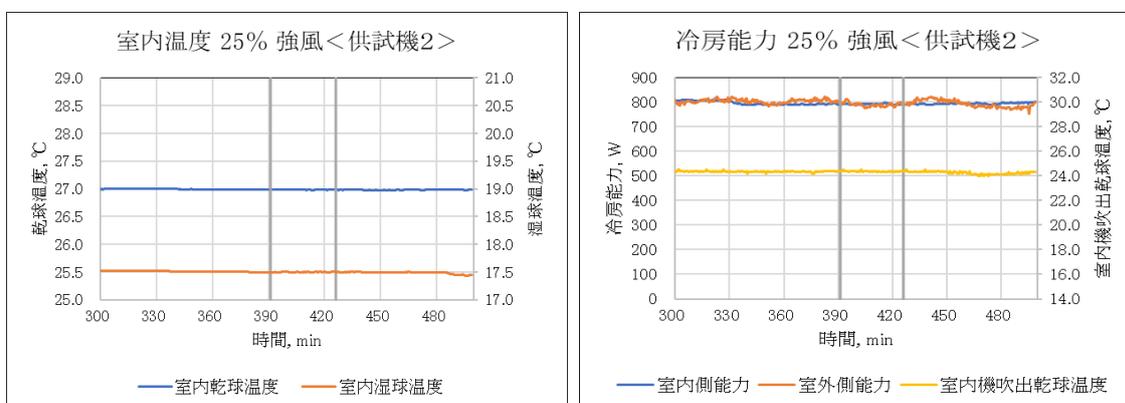


Fig. 2-16 Cooling operation, load factor 25%, airflow High, indoor air temperature and capacity <EUT No.2>

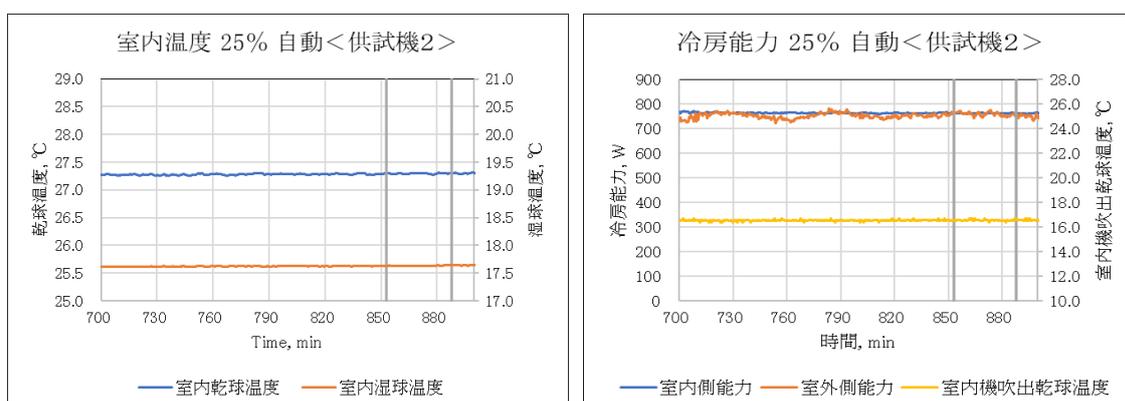


Fig. 2-17 Cooling operation, load factor 25%, airflow Automatic, indoor air temperature and capacity <EUT No.2>

＜供試機 2＞では定格冷房能力の 50%及び 25%負荷において定常運転することを確認した。＜供試機 1＞とは運転特性が異なり、目標とする室温に対する供試機の制御特性の違いが現れている。ここでは、圧縮機の ON/OFF が出現するまで負荷の低減を試みた。

Table 2-12 に＜供試機 2＞の定格冷房能力の 15%負荷を狙い設定風速を変え＜試験設備 1＞で負荷試験を行った結果と Fig. 2-18 及び Fig. 2-19 に運転状態を示す。

＜供試機 2＞において定格冷房能力の 15%負荷で圧縮機の ON/OFF サイクルとなり、また、設定風速により 1 サイクルの時間が異なっていることを確認した。

Table 2-12 Comparison between airflow settings, load factor 15% in cooling, <EUT No.2>

＜供試機2＞	冷房運転 15% (設定温度29)	
設定風速	強風	自動
負荷(W)	394	417
消費電力(W)	54	64
EER	7.30	6.52
室内乾球(°C)	26.78	26.79
室内湿球(°C)	18.18	18.10
室外乾球(°C)	24.79	24.79
室外湿球(°C)	16.11	16.11
圧縮機状態	ON/OFF	ON/OFF
1サイクル(分)	20.0	33.0

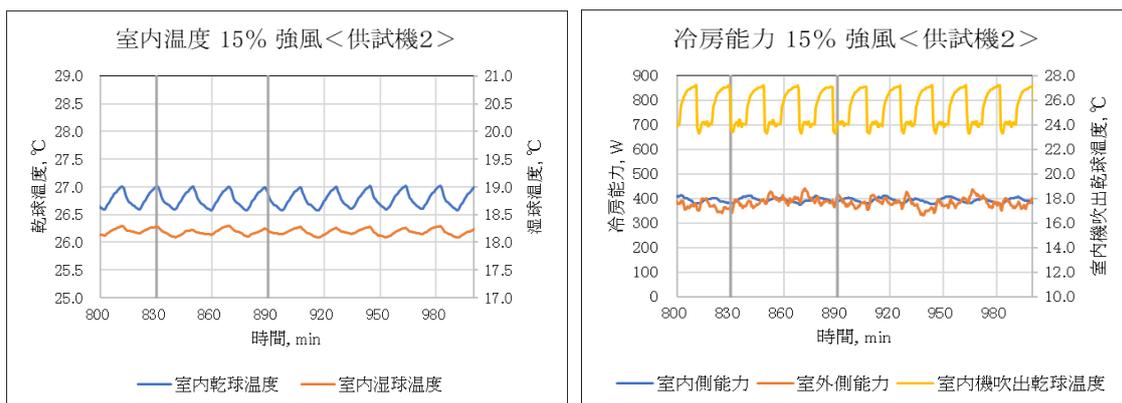


Fig. 2-18 Cooling operation, load factor 15%, airflow High, indoor air temperature and capacity <EUT No.2>

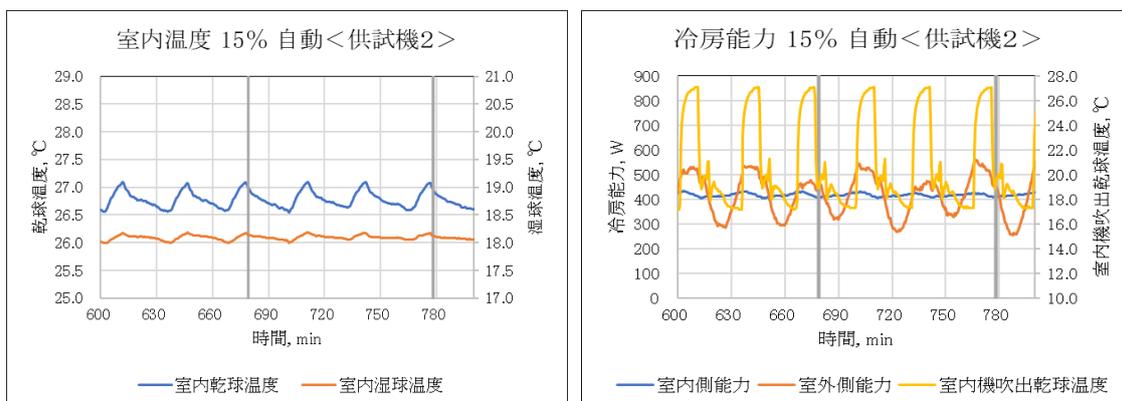


Fig. 2-19 Cooling operation, load factor 15%, airflow Automatic, indoor air temperature and capacity <EUT No.2>

同様に暖房運転で＜供試機 2＞を用い、設定風速を変え＜試験設備 1＞で行った負荷試験の結果を Table 2-13 に示す。投入負荷は Table 2-13 に参考として付記した従来の JIS 試験結果に合わせた。運転状態を Fig. 2-20 及び Fig. 2-21 に示す。

Table 2-13 Comparison between airflow settings, load factor 100% in Heating, <EUT No.2>

< 供試機2 >	暖房運転 100% (設定温度 18.5)		
設定風速	強風	自動	(参考)JIS試験
負荷(W)	3,684	3,725	3,741
消費電力(W)	804	906	826
COP	4.59	4.11	4.53
室内乾球(°C)	19.66	20.14	20.01
室内湿球(°C)	14.05	12.57	14.72
室外乾球(°C)	6.99	6.99	7.00
室外湿球(°C)	6.00	6.01	6.00
運転状態	定常	定常	定常

暖房運転では運転リモコン設定温度に対して室内温度を暖め気味に運転することが分かり、室内側で室内温度を JIS 暖房標準条件の 20°C に近づけるため、運転リモコンの設定温度を 18.5°C に変更して対応した。グラフより定格暖房能力の 100% 付近の運転状態は安定していることが分かる。

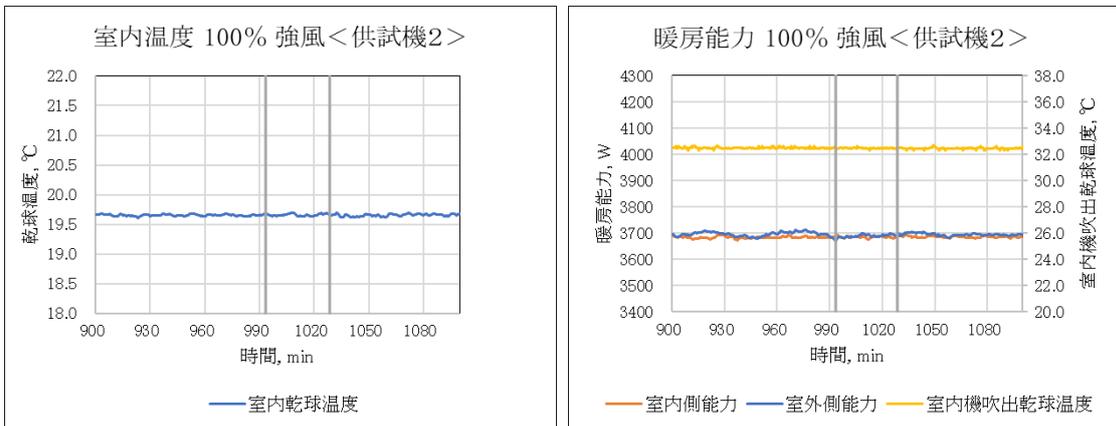


Fig. 2-20 Heating operation, load factor 100%, airflow High, indoor air temperature and capacity <EUT No.2>

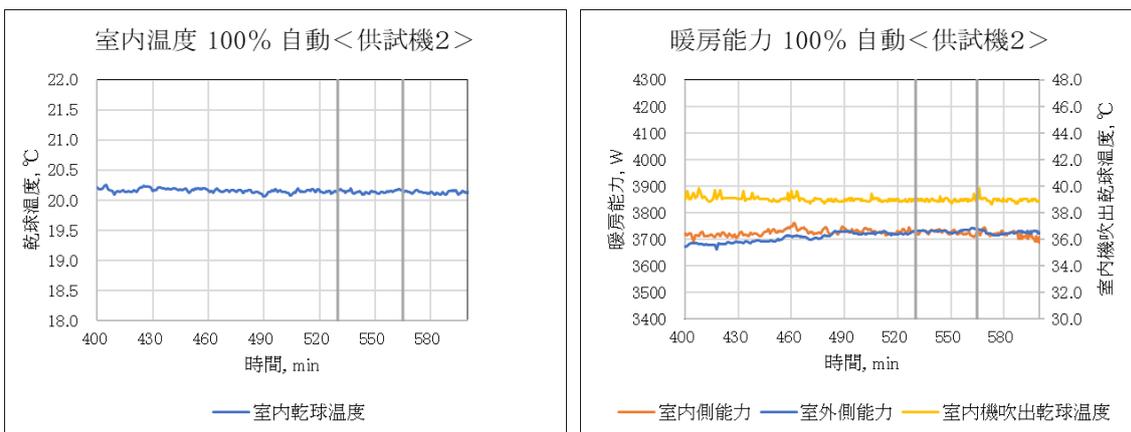


Fig. 2-21 Heating operation, load factor 100%, airflow Automatic, indoor air temperature and capacity <EUT No.2>

Table 2-14 に<供試機 2>の定格暖房能力の 50%負荷を狙い、設定風速を変え<試験設備 1>で行った負荷試験結果と Fig. 2-22 及び Fig. 2-23 に運転状態を示す。

Table 2-14 Comparison between airflow settings, load factor 50% in Heating, <EUT No.2>

<供試機2>	暖房運転 50% (設定温度 18.5)	
	強風	自動
設定風速	強風	自動
負荷(W)	1,873	1,884
消費電力(W)	268	271
COP	6.99	6.93
室内乾球(°C)	19.73	20.00
室内湿球(°C)	14.33	14.61
室外乾球(°C)	11.99	11.99
室外湿球(°C)	10.33	10.33
運転状態	定常	定常

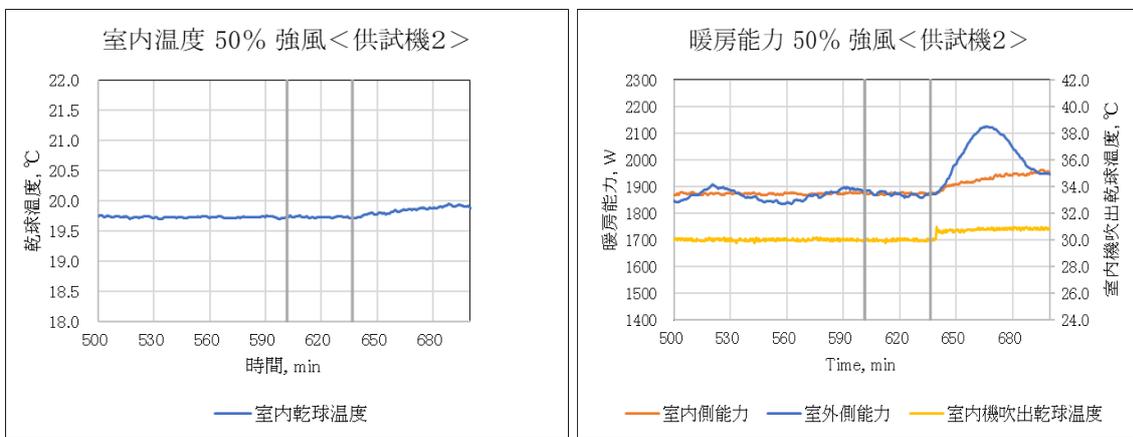


Fig. 2-22 Heating operation, load factor 50%, airflow High, indoor air temperature and capacity <EUT No.2>

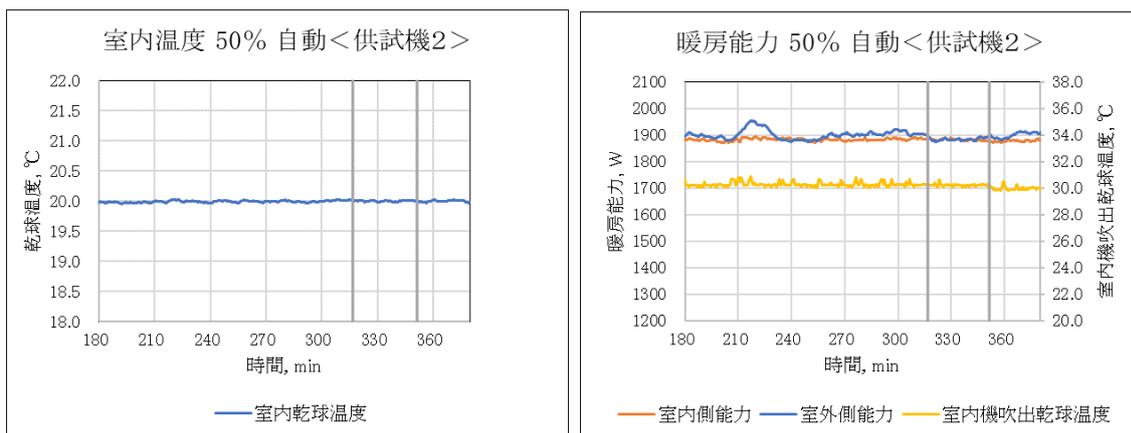


Fig. 2-23 Heating operation, load factor 50%, airflow Automatic, indoor air temperature and capacity <EUT No.2>

Table 2-15 に〈供試機 2〉の定格暖房能力の 25%負荷を狙い、設定風速を変え〈試験設備 1〉で行った負荷試験結果と Fig. 2-24 及び Fig. 2-25 に運転状態を示す。

Table 2-15 Comparison between airflow settings, load factor 25% in Heating, <EUT No.2>

〈供試機 2〉	暖房運転 25% (設定温度 18.5)	
設定風速	強風	自動
負荷(W)	936	966
消費電力(W)	128	132
COP	7.31	7.32
室内乾球(°C)	20.00	20.00
室内湿球(°C)	14.14	14.70
室外乾球(°C)	14.50	14.50
室外湿球(°C)	13.20	13.20
運転状態	定常	定常

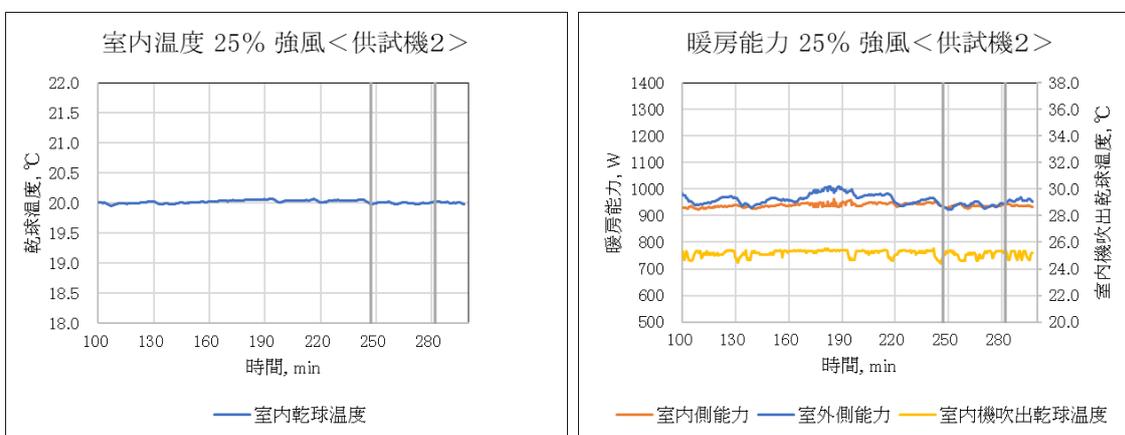


Fig. 2-24 Heating operation, load factor 25%, airflow High, indoor air temperature and capacity <EUT No.2>

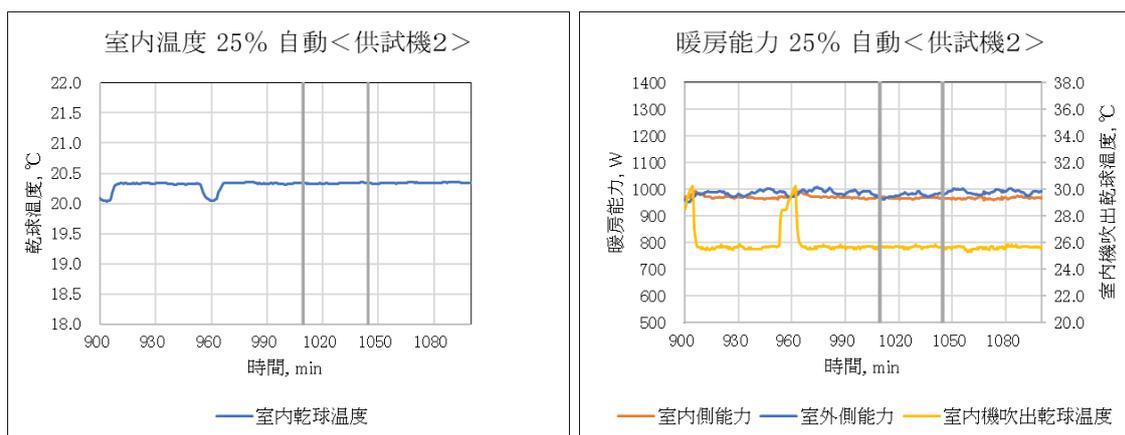


Fig. 2-25 Heating operation, load factor 25%, airflow Automatic, indoor air temperature and capacity <EUT No.2>

〈供試機 2〉では冷房運転と同様に暖房運転においても 25%負荷まで定常運転を行っていたので、圧縮機の ON/OFF 運転を確認するため、さらに投入負荷を減らして運転状況を確認した。

Table 2-16 に〈供試機 2〉の定格暖房能力の 15%負荷を狙い、設定風速を変え〈試験設備 1〉で行った負荷試験結果と Fig. 2-26 及び Fig. 2-27 に運転状態を示す。

Table 2-16 Comparison between airflow settings, load factor 15% in Heating, <EUT No.2>

〈供試機 2〉	暖房運転 15% (設定温度 17.5 / 18.5)	
	強風(17.5)	自動(18.5)
設定風速	強風(17.5)	自動(18.5)
負荷(W)	541	565
消費電力(W)	93	112
COP	5.82	5.04
室内乾球(°C)	20.64	21.64
室内湿球(°C)	13.77	14.01
室外乾球(°C)	15.51	15.56
室外湿球(°C)	14.24	14.16
圧縮機状態	ON/OFF	定常
1サイクル(分)	95.0	-

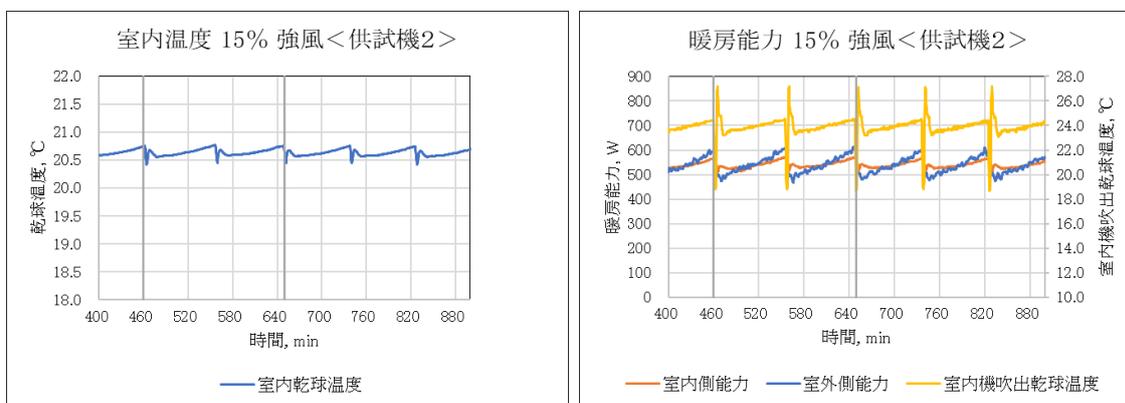


Fig. 2-26 Heating operation, load factor 15%, airflow High, indoor air temperature and capacity <EUT No.2>

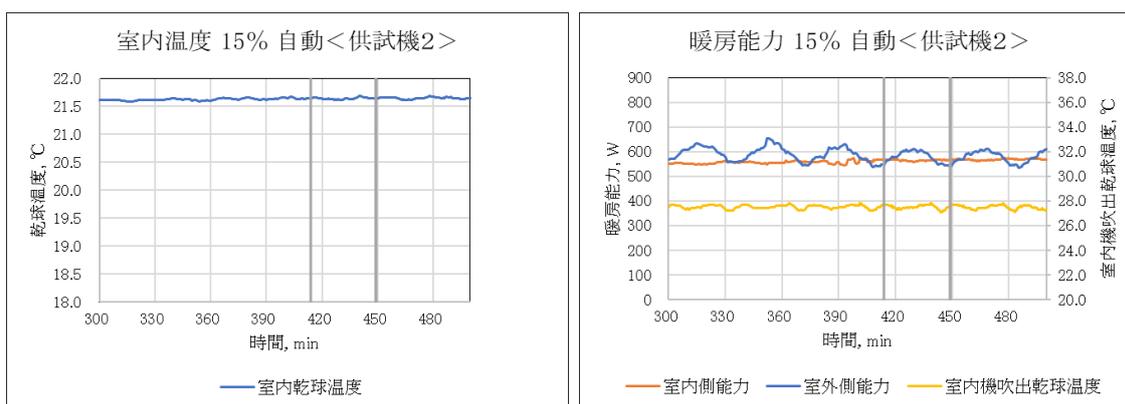


Fig. 2-27 Heating operation, load factor 15%, airflow Automatic, indoor air temperature and capacity <EUT No.2>

定格暖房能力の 15%負荷では設定風速によって安定状態に差異が見られた。圧縮機の ON/OFF 運転を確認するため、さらに投入負荷の低減を試みた。定格暖房能力の 10%に減少させると、設定風速によらず圧縮機の ON/OFF 運転となった。1 サイクルの時間は、強風：13 分 / 自動：15 分の断続運転となった。

4) 供試機による差異分析

本報告では平衡式室形熱量計を用いて供試機の運転リモコン設定による差異を同一設備において相対比較を行った。非定常サイクルや断続運転では設備の熱容量が結果に影響することが分かっているが、安定領域では供試機の運転特性の相対比較は可能と考える。〈供試機1〉と〈供試機2〉について平衡式室形熱量計〈試験設備1〉で測定した結果をエネルギー消費効率で比較した。

負荷試験では供試機の吸込空気温度（乾球温度・湿球温度）を JIS 試験レベルに合わせることは困難であるが、できる限り運転リモコンの設定温度で調整し JIS 試験の空気温度に近づけた。ただし、冷房運転の空調負荷率 50%以下において供試機の吹出温度が露点に満たない場合は湿球温度を成り行きで測定した。

Table 2-17 及び Table 2-18 は、〈供試機1〉について冷房及び暖房運転で行った負荷試験の代表データを空調負荷率毎に設定風速，エネルギー消費効率で整理したものである。〈試験設備1〉を使用し、それぞれの空調負荷率を投入負荷の目標値として設定風速の違いを見るため、極力同じ負荷となるよう供試機を運転しながら試験設備をマニュアルで調節した。

表中の同一空調負荷率における運転リモコンの設定温度は、設定風速強風及び自動運転で同一であるが、各空調負荷率で運転リモコンの設定温度は室内温度を JIS 試験の標準条件（冷房 27℃/暖房 20℃）に近づけるため調節しており全て同一の設定温度ではない。投入負荷は比較的良く合わせることができているので、運転特性の違いが現れていると思われる。

Table 2-17 Comparison between airflow settings in cooling <EUT No.1>

室内平均温度(乾球/湿球) <冷房:供試機1>						
設定風速	強風			自動		
空調負荷率(%)	投入負荷(W)	室内温度(℃)	EER	投入負荷(W)	室内温度(℃)	EER
100(2.8kW)	-	-/-	-	2,809	26.74/18.55	3.09
50(1.4kW)	1,414	26.73/18.72	6.63	1,382	27.34/19.05	5.16
25(0.7kW)	705	26.73/17.77	6.18	713	26.69/17.24	6.09

Table 2-18 Comparison between airflow settings in heating <EUT No.1>

室内平均温度(乾球) <暖房:供試機1>						
設定風速	強風			自動		
空調負荷率(%)	投入負荷(W)	吸込温度(℃)	COP	投入負荷(W)	吸込温度(℃)	COP
100(3.6kW)	3,600	21.61	3.37	3,600	19.55	3.08
50(1.8kW)	1,901	19.92	5.89	1,875	19.88	4.77
25(0.9kW)	880	21.78	5.30	879	21.78	4.94

Fig. 2-28 で空調負荷率を横軸に取りエネルギー消費効率を比較した。設定風速による運転特性に差異が見られることが分かる。

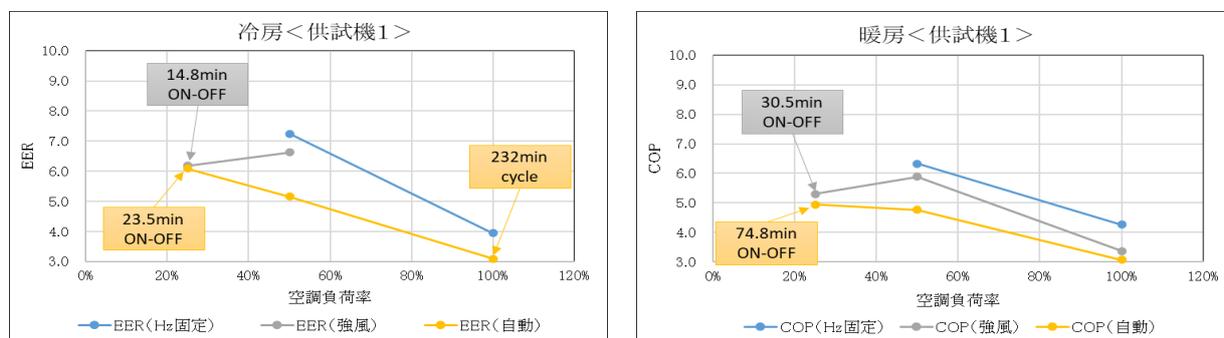


Fig. 2-28 Energy efficiency comparison <EUI No.1>

Table 2-19 及び Table 2-20 は、同様に〈供試機2〉について行った負荷試験の代表データを空調負荷率毎に設定風速，エネルギー消費効率で整理したものである。マニュアルによる投入負荷調節のため、投入負荷には 0.5~5%程度の差異が発生しており負荷の合わせ込みは難しい。

運転リモコンの設定温度によって室内温度を調節するため、JIS 試験における標準条件にぴったり合わせることは困難であるが、概ね乾球温度，湿球温度で ± 0.3 の範囲を狙うことができた。ただし、冷房

運転における空調負荷率の小さい領域では、吹出温度が露点温度以上となるため、能力に影響のない領域では安定的な投入負荷を優先させるため湿球温度は成り行きとする方が良いと思われる。

Table 2-19 Comparison between airflow settings in cooling <EUT No.2>

室内平均温度(乾球/湿球) <冷房:供試機2>						
設定風速	強風			自動		
空調負荷率(%)	投入負荷(W)	室内温度(°C)	EER	投入負荷(W)	室内温度(°C)	EER
100(2.8kW)	2,906	26.82/18.87	3.86	2,892	28.21/19.11	3.86
50(1.4kW)	1,423	27.32/19.17	8.37	1,501	26.69/18.71	6.44
25(0.7kW)	792	26.98/17.50	7.07	763	27.29/17.63	6.93
15(0.42kW)	394	26.78/18.18	7.30	417	26.79/18.10	6.52
10(0.28kW)	282	26.80/17.86	7.62	280	26.72/17.85	6.36

Table 2-20 Comparison between airflow settings in heating <EUT No.2>

室内平均温度(乾球) <暖房:供試機2>						
設定風速	強風			自動		
空調負荷率(%)	投入負荷(W)	室内温度(°C)	COP	投入負荷(W)	室内温度(°C)	COP
100(3.6kW)	3,684	19.66	4.59	3,725	20.14	4.11
50(1.8kW)	1,873	19.73	6.99	1,884	20.00	6.94
25(0.9kW)	936	20.00	7.31	966	20.33	7.32
15(0.54kW)	541	20.64	5.82	565	21.64	5.04
10(0.36kW)	345	20.73	4.26	325	20.75	4.01

Fig. 2-29 で空調負荷率を横軸に取りエネルギー消費効率を比較した。設定風速による運転特性に差異が見られるのと、<供試機2>では断続運転領域で冷房運転と暖房運転に運転特性の差異が見られる。

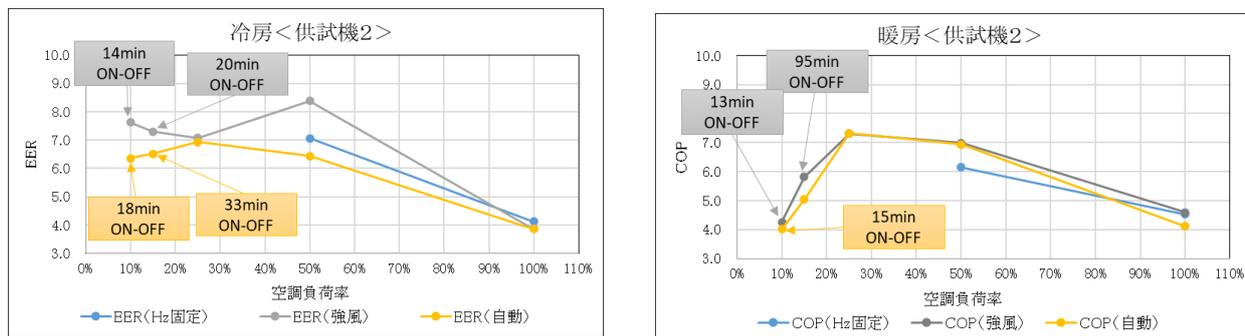


Fig. 2-29 Energy efficiency comparison <EUI No.2>

5) 結果のまとめ

平衡式室形熱量計による負荷試験では、供試機の制御特性により室温変動や圧縮機 ON/OFF が発生した場合、試験設備の熱容量の影響を受けることが分かっている。したがって、定量的な評価には課題が残る、この課題を取り除く手段は現時点で見当たらない。この課題は設備に依存するところが大きい、将来的に解決できた際、次に重要となるのは供試機をどういう条件で運転するのが良いかという評価対象側の条件設定と考えられる。

市場における供試機の運転パターンは様々であるが、運転モード(冷房・暖房)の決定後、次に設定温度、風速、風向の組合せが殆どと思われ、本報告では、特に運転リモコンの設定風速を変えて負荷試験による相対比較を行った。今回の試験で以下の知見が得られた。

- ①本報告における設定風速は結果に影響を及ぼした。供試機の最大風量と実用上選択される設定風速として選択した運転に差異が発生しているため、評価上重要な因子である。
- ②市場における実据付け状態と試験設備への設置状態で室内温度分布が異なるため、供試機の室温制御と運転リモコンの設定温度との関係にズレが生じると思われ、測定条件の合わせ込みに運転リモコンによる設定温度変更の操作が多くなる。
- ③供試機の室温制御が安定する状態であれば相対評価が可能と考える。ただし、JIS 試験のように空気条件を満足するのは困難なため、運転特性全体を評価する試験方法として捉える方が良い。

④本報告で行ったマニュアルの負荷調整は自動化できると考えられるが、室内温度制御は供試機が行い空気条件は供試機の室温制御に委ねられるため、JIS 試験レベルの室内温度に合わせるの難しいと思われる。

2.4.3 空気エンタルピー測定装置による負荷試験の可能性

本項では空気エンタルピー測定装置を用いてどのように負荷試験を行うのが良いか、また、圧縮機周波数を固定しないで能力特性をどのように計測できるか、平衡式室形熱量計の負荷試験では計測に時間が掛かるため、試験を効率的に行う方法はないかを検証することを目的に試験を行った。

供試機の設定温度と吸込空気温度との差異をパラメータと仮定し、空気エンタルピー測定装置<試験設備3>を用いて運転リモコン操作のみで供試機を運転し相对比较を行った。今回使用した空気エンタルピー測定装置は、室温調節用の冷却装置に直膨式の冷凍機を用いた一般的に存在する仕様の装置で、平衡式室形熱量計のように冷却側を固定できない設備である。したがって、設備側に投入した負荷の熱量は分からないが、供試機の圧縮機周波数は固定せず任意の条件で運転し、吸込空気と吹出空気のエンタルピー差より供試機側で消費した負荷として評価することとした。

1) 試験条件

Table 2-21 に供試機及び設備側の条件設定を示す。供試機は圧縮機周波数を固定せずに運転し、吸込空気の条件は設備側の調節計により乾球温度、湿球温度を調節した。

Table 2-21 Test conditions with air enthalpy measuring equipment

< 供試機 2 >	室内側空気条件	室外側空気条件
圧縮機周波数非固定	設備制御	設備制御

空気エンタルピー測定装置で圧縮機周波数を固定せずに供試機を運転する場合も様々な供試機の運転パターンが考えられるが、まず、試験設備の特性影響を考察するため、供試機側の設定条件を運転リモコンの設定温度と吸込空気温度との差のみとし、設定風速は強風に固定、他の設定は変えず、この差をパラメータとする有効性の評価に特化して試験を行った。

2) 冷房運転測定結果

冷房運転の測定を Table 2-22 の方法で行った。供試機の設定温度と吸込空気温度との差をパラメータとし、供試機の運転状態、室温の安定状況を考察することを目的とした。

Table 2-22 Procedure of air enthalpy in cooling operation

供試機設定温度	27℃
室内側吸込温度	吸込温度 - 設定温度 をパラメータとし、0~3(deg)を目安に変動させる (湿球温度: 標準条件と相対湿度を合わせる)
室外側温度	乾球温度 35℃ / 湿球温度 24℃
能力測定	空気エンタルピーを測定(室温が変動する場合は積算による)

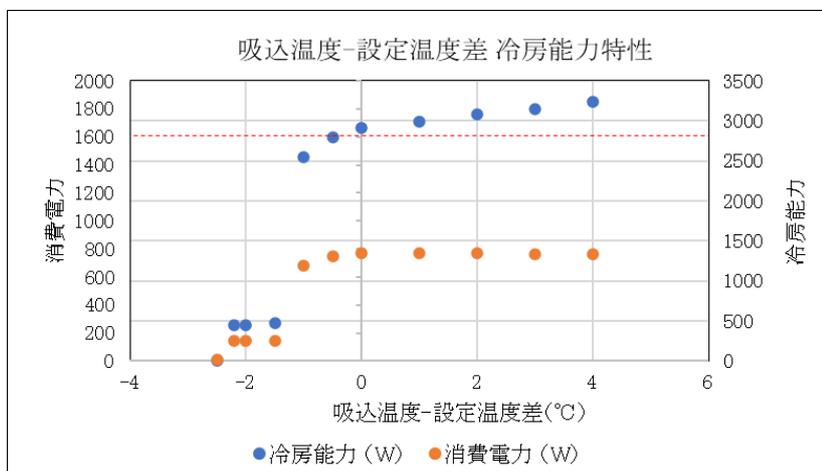


Fig. 2-30 Characteristics of temperature difference between indoor air temperature and setting vs cooling capacity, airflow High

Fig. 2-30 に＜供試機 2＞の冷房運転特性測定結果を示す。吸込温度が運転リモコンの設定温度を下回っていても冷房能力は定格能力（図中の赤破線）近傍にあり，吸込温度が設定温度よりも 1.5℃以上低くならないと能力が絞られない結果となった。逆に，吸込温度が設定温度よりも-0.5℃以上高いと定格能力の近傍またはそれよりも大きな能力で運転している。

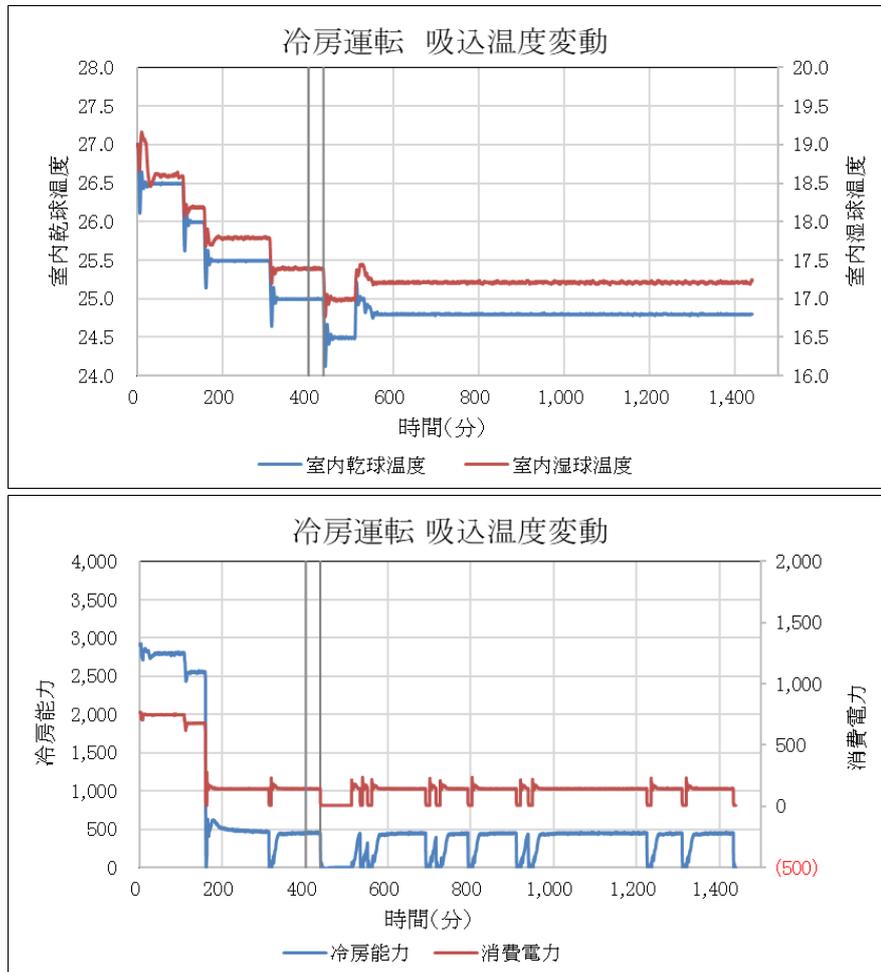


Fig. 2-31 Characteristics of indoor air temperature variation vs cooling capacity, airflow High

Fig. 2-31 は運転リモコンの設定温度（27℃）に対して吸込空気温度を 0.5℃刻みで下げた場合の運転状況をグラフにしたものである。吸込温度を 24.5℃まで下げると供試機は停止した。また，吸込温度を 24.8℃に上げるにより冷房運転が再開した。図中 | | 間の冷房能力は 454W，消費電力は 144W でこの供試機の最小能力近傍と思われる。これらの結果より以下に考察する。

- ① 供試機は温度差 -2deg まで定常運転をしており，室温制御的には安定状態を保っている。
- ② 供試機の吸込温度は設備側の調節計により一定になるよう制御されているため，運転リモコン設定温度との差が常に維持される。
- ③ 供試機の室温制御において運転リモコン設定温度との差が変わらないため，供試機側が能力不足または能力超過を連続的に認識した運転になっている。
- ④ 供試機の吸込温度と設定温度差を 0.5℃刻みで調整したが，この調整幅が大きすぎた可能性がある（中間性能近傍の運転が現れない）。

ただし，国内のエアコンメーカーの中から選んだ任意の 1 種類の機種であり代表する結果ではないので，推測の範囲内での考察である。

3) 除霜を伴う暖房運転測定結果

暖房運転の試験は Table 2-23 の方法で行った。供試機の設定温度と吸込空気温度との差をパラメータとし，冷房運転と同様に供試機の運転状態，室温の安定状況を考察することを目的とした。

Table 2-23 Procedure of air enthalpy in heating operation

室内側吸込温度	乾球温度 20℃ / 湿球温度 14.5℃
供試機設定温度	吸込温度 - 設定温度 をパラメータとし、0~3(deg)を目安に変動させる
室外側温度	乾球温度 2℃・湿球温度 1℃ / 乾球温度 7℃・湿球温度 6℃
能力測定	空気エンタルピーを測定(室温が変動する場合は積算による)

Fig. 2-32 に「供試機 2」の暖房低温条件において運転リモコン設定温度と吸込温度差を変え暖房能力を測定した結果を示す。

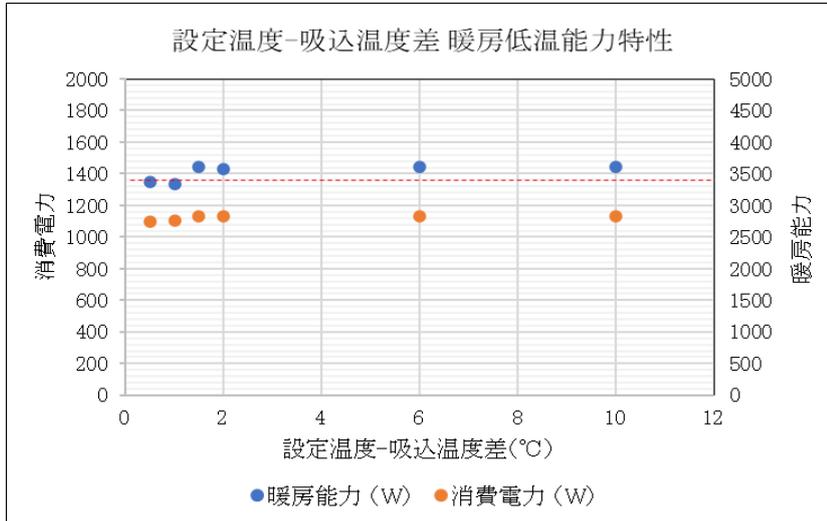


Fig. 2-32 Characteristics of temperature difference between indoor air temperature and setting vs heating capacity with defrosting, airflow High

吸込空気温度を一定にして、運転リモコンの設定温度を+0.5~10 deg の範囲で高く設定し暖房能力を測定した。運転リモコン設定温度-吸込空気温度 ≥ 1.5 deg の領域では暖房能力の変動は殆どなく、1deg 以下に設定温度を下げると暖房能力は低下し、除霜の間隔が42分から72分に伸びた。しかし、暖房能力の低下は小さく、運転リモコン設定温度がプラス側の領域では暖房能力は定格暖房低温能力(図中の赤破線)近傍にある。この結果より以下に考察する。

- ① 供試機は平衡式室形熱量計による計測時に、暖房運転時は高め(あたため気味)の室温制御をすることが分かっており、暖房低温条件においても同様の運転状態になっている。
- ② 供試機の吸込温度は一定になるよう設備側で制御されており、設定温度との差が常に残された室温制御となるため、供試機側で能力不足を連続的に認識した結果により暖房運転が継続される。

4) 除霜を伴わない暖房運転測定結果

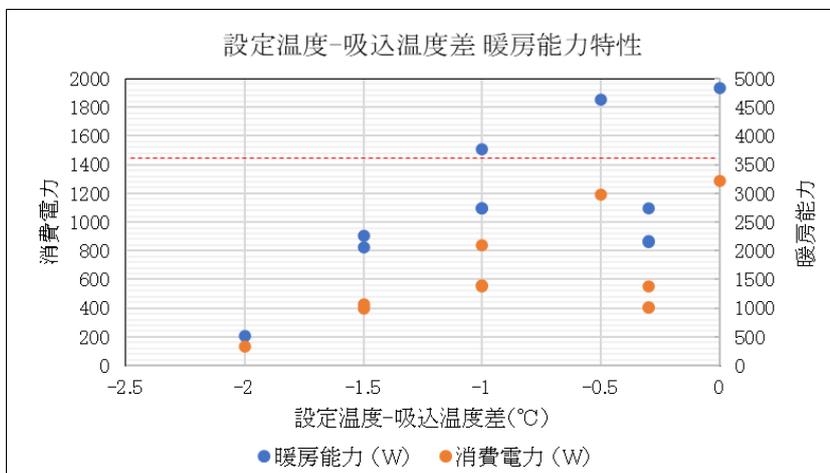


Fig. 2-33 Characteristics of temperature difference between indoor air temperature and setting vs heating capacity without defrosting, airflow High

Fig. 2-33 に＜供試機 2＞の暖房標準条件において運転リモコン設定温度と吸込空気温度との差を変え暖房能力を測定した結果を示す。

供試機は平衡式室形熱量計による計測時に、暖房運転時は高め（あたため気味）の室温制御をすることが分かっており、ここでは運転リモコンの設定温度を吸込空気温度より下げた領域で暖房能力測定を行うようにした。その結果、運転リモコン設定温度－吸込空気温度 $\geq -2\text{deg}$ まで暖房運転を行っている。この結果より以下に考察する。

- ① 供試機は温度差 -1.5deg まで定常運転をしており、室温制御的にはほぼ状態を保っている。
- ② 運転リモコン設定温度を -2deg に下げると暖房能力の変動が発生、最小能力近傍の運転と推定。
- ③ 供試機の吸込温度は一定になるよう設備側で制御されており、設定温度との差は常に残された室温制御となるが、冷房運転とは異なり、この温度差により、定格暖房標準能力（図中の赤破線）よりも小さい中間性能領域が現れたのは冷房運転との室温制御特性の違いと思われる。
- ④ 冷房運転と比較して同一温度差における能力のバラつきが見られる。エアコンの再立ち上げや設定温度変更時に起きていたが原因は推定できない。

5) 結果のまとめ

エアコンに対する負荷を設定温度と吸込空気温度との差で捉え、これを変数として測定した能力の特性を評価した。供試機サンプルが少ないため代表する結果になっていないが、この変数と冷暖房能力との相関関係はあるものの、関係性を定量的に結びつけるまでには至らなかった。

大きく影響するのは供試機の室温制御方法であるが、吸込温度と運転リモコン設定温度との差により能力が調整されるインバータエアコンの特性以外に、市場での使い方を配慮したエアコンメーカー独自の仕様が盛り込まれていると、設備と供試機の操作方法の両側面からの影響度合いを見出さなければならない。

早稲田大学が開発した数理的性能評価手法²⁻¹⁾では空気エンタルピー測定装置が計測に用いられ、室内空気条件を演算する仮想室内モデルによって供試機へ吸込空気条件がインプットされる。そのシステムと本報告の測定方法との違いは、本報告の場合、ある釣り合い点における計測が行われているのは同じでも、投入される負荷が予測管理されているかどうかという点で大きな違いがある。

例えば、冷房運転の検証において運転リモコンの設定温度に対して、本報告による方法で吸込空気温度を下げると、ある温度（検証では 24.5°C ）で供試機は冷房運転を停止するが運転を再開しない（Fig. 2-31）。一方、前述の仮想室内モデルではこのような状況の場合、供試機が停止すると仮想室内モデルの演算において室内空気温度は上昇し、その結果運転を再開することになる。

2.4.4 空気エンタルピー測定装置を用いた負荷試験の課題

1) 設備装置

空気エンタルピー測定装置は、ルームエアコンからビル用マルチまで幅広い能力帯において測定が可能であり、供試機の風量測定や吸込、吹出空気温度の計測のため平衡式室形熱量計に比べて不確かさ数値が大きくなる要因はあるものの、設備面で試験室の二重構造が不要で直膨式冷凍機を冷却用に採用できるため設備コストを抑えられる。そういう面では、負荷試験は空気エンタルピー測定装置においても測定可能な手法でなくてはならない。

2) 課題抽出と対応

本報告で使用した試験設備は一般的な空気エンタルピー測定装置の設備であり、本試験結果からの課題は国内の多くの設備に共通な課題として抽出できる。主要な課題は以下の通りと考えられる。

- ① 冷却設備に直膨式冷凍機を使用しているため、投入熱負荷の固定は困難であり負荷の値が不明
- ② 平衡式室形熱量計のような試験室からの熱漏洩を計測システムに配慮していない設備

この二つの課題に対し、エアコンへの投入熱負荷の目標値を設定しコントロールができることは必要であり、仮にエンタルピー測定装置で設備側が投入する熱負荷を測定することができる場合には、様々な大きさで作られる空気エンタルピー測定装置において、平衡式室形熱量計で課題となった供試機の室温制御に試験設備の熱容量の影響が発生しない新たな手法や考え方を考案しなくてはならない。本報告では、熱負荷を供試機の設定温度と吸込空気温度との差に置き換えたが、潜熱は考慮せずに実施した。

また、この差の大きさと能力との間の関係性が定量的に評価できていない。今後も、圧縮機周波数を固定しない試験方法という観点で取組みを継続したい。

参考文献

2-1) JSRAE, https://www.jsrae.or.jp/committee/jisedai_R/jisedai_R.html

3 東京大学の成果

3.1 環境試験室の概要

東京大学のルームエアコン用カロリメータは、試験棟内に設置されており、棟内の温度は制御可能である。カロリメータは、定格冷房能力 4kW のルームエアコンを対象に JIS B8615-1:1999「エアコンディショナー第1部:直吹き形エアコンディショナーとヒートポンプ—定格性能及び運転性能試験方法」、JIS C9612:2005「ルームエアコンディショナー」に定められた試験（以下、標準試験と記す）及び、負荷試験を行うことができる。受風チャンバを用いる空気エンタルピー法と、熱バランス法の両方で供試機の能力を測定できる。Table 3-1, 3-2, 3-3 にそれぞれ東京大学のカロリメータの大きさ、仕様、試験の種類についてまとめている。

Table 3-1 Calorimeter dimensions

Indoor unit room	Heat balance type	3 900W×3 450D×2 800H (37.67m ³)
Outdoor unit room	—	3 900W×3 450D×2 800H (37.67m ³)

Table 3-2 Calorimeter specifications

Indoor unit room temperature (°C)	20 – 27
Outdoor unit room temperature (°C)	-7 – 35
Applied load (kW)	<ul style="list-style-type: none"> • Cooling: 0.6 – 4.0 (SHF: 0.6 – 1.0) • Heating: 0.6 – 5.0
Accuracy (difference between processed heat and applied load heat)	Within ±5% at standard test Within ±10% at load test
Air conditioner capacity measurement method	<ul style="list-style-type: none"> • Air-enthalpy method • Heat balance method

Table 3-3 Test types

<ul style="list-style-type: none"> • Load test (Test in which the amount of heat load is controlled under constant temperature and humidity conditions) 	<ul style="list-style-type: none"> • Unsteady test (Cooling/Heating)
<ul style="list-style-type: none"> • Performance test 	<ul style="list-style-type: none"> • Steady test (Cooling/Heating) • Unsteady test (Defrost test)
<ul style="list-style-type: none"> • Calorimeter test 	<ul style="list-style-type: none"> • Heat balance test • Heat leakage coefficient test

Figs. 3-1～3-4 に試験棟内のカロリメータ、室外側、室内側試験室内部の写真と室内側に設置してある供試機能力測定のための受風チャンバ等の写真を示す。



Fig. 3-1 Calorie meter, outdoor unit test room (left), and indoor unit test room (right)



Fig. 3-2 Outdoor unit test room



Fig. 3-3 Indoor unit test room



Fig. 3-4 Wind receiving chamber in the indoor unit test room

3.2 JIS 試験の結果

JIS 試験に用いた供試機は汎用のルームエアコンである。供試機の仕様を Table 3-4 に示した。なお、供試機は購入先より同時に同機種 2 台購入し、1 台は日本空調冷凍研究所にて 1 台は東大にて JIS 試験に用いた。

Table 3-4 Test machine specifications

Inverter type room air conditioner			
Cooling	Rated capacity (kW)		2.8
	Electric power consumption (W)		800
Heating	Rated capacity (kW)	Standard	3.6
		Low temperature	3.5
	Power consumption (W)	Standard	910
		Low temperature	1 320
Annual performance factor (APF)			5.8

Table 3-5 Cooling test conditions

Standard cooling test (JIS B 8615-1:2013)			
Colling	Indoor unit room air	Dry-bulb temperature (°C)	27
		Wet-bulb temperature (°C)	19
	Outdoor unit room air	Dry-bulb temperature (°C)	35
		Wet-bulb temperature (°C)	24
Air temperature outside the environmental test chamber (°C)		27	

Table 3-6 Heating test conditions

Standard cooling test (JIS B 8615-1:2013)			
Heating	Indoor unit room air	Dry-bulb temperature (°C)	20
		Wet-bulb temperature (°C)	15
	Outdoor unit room air	Dry-bulb temperature (°C)	7
		Wet-bulb temperature (°C)	6
Air temperature outside the environmental test chamber (°C)		24	

供試機の試験室への設置は JIS 規格 (B 8615-1 : 2013) の機器の据え付けに従い行った。JIS 試験の冷房定格・中間能力試験と暖房定格・中間能力試験は、Table 3-5, 3-6 の冷房能力、暖房能力の試験条件の下で行った。各試験は、JIS 規格 (B 8615-1 : 2013) と性能試験固定モードに従い、圧縮機回転数を固定して行った。能力測定は空気エンタルピー法と熱バランス法の 2 方法で行った。なお、圧縮機回転数を測定するために、小野測器製のアドバンストタコメータ FT-7200 を用い、圧縮機モーターからの漏洩磁束を測定するセンサーを圧縮機外壁に取り付けた。

Table 3-7, 3-8 に JIS 試験による定格冷房能力、中間冷房能力試験の結果をそれぞれ示した。表内には比較のために同一機種による日空研 (日本空調冷凍研究所、JATL) の RAC2 (平衡式室形熱量計) による試験結果も併記した。定格能力試験の比較では、冷房能力のカタログ値を基準にすると、日空研の値、東大の空気エンタルピー法による値と熱バランス法による値はそれぞれ、1.038, 1.046, 1.052 であり、同様に消費電力は 0.922, 0.896, 0.919 であり、COP は 1.126, 1.169, 1.146 であった。また、日空研の冷房能力、消費電力、COP の値を基準にした東大の空気エンタルピー法による値はそれぞれ 1.01, 0.97, 1.04 であり、同様に熱バランス法による値は 1.01, 0.997, 1.02 であった。定格能力の JIS 試験では、東大の空気エンタルピー法による値と日空研の値との差が $\pm 4\%$ 以内に、熱バランス法における差は $\pm 2\%$ 以内であることが分かった。

中間冷房能力試験において同様の比較を行うと、日空研の冷房能力、消費電力、COP の値を基準にすると、東大の空気エンタルピー法の値はそれぞれ 1.04, 0.987, 1.05 であり、同様に熱バランス法では 1.03, 0.996, 1.03 であった。中間能力の JIS 試験では、東大の空気エンタルピー法による値は日空研の値との差が $\pm 5\%$ 以内に、熱バランス法における差は $\pm 3\%$ 以内であることが分かった。

Table 3-7 Results of rated cooling capacity test

	Catalog value	JATL (Heat balance method)	This research	
			Air-enthalpy method	Heat balance method
Cooling capacity (W)	2800	2907	2930 (1.01)*	2946 (1.01)
Electricity consumption (W)	800	737.5	717 (0.97)	735 (0.997)
COP	3.5	3.94	4.09 (1.04)	4.01 (1.02)
SHF	–	1.0	1.0	1.0
Blowing temperature from the test machine (°C)	–	17.9	17.1	–
Airflow rate (m ³ /min)	–	–	13.9	–
Compressor speed (Hz)	–	–	65.0	65.0

*Values in parentheses indicate the ratio with the JATL value.

Table 3-8 Results of half-cooling capacity test

	JATL (Heat balance method)	This research	
		Air-enthalpy method	Heat balance method
Cooling capacity (W)	1321	1368.8 (1.04)*	1356.1 (1.03)
Electricity consumption (W)	208.1	205.4 (0.987)	207.3 (0.996)
COP	6.35	6.66 (1.05)	6.54 (1.03)
SHF	1.0	1.0	1.0
Blowing temperature from the test machine (°C)	22.1	21.4	–
Airflow rate (m ³ /min)	–	11.5	–
Compressor speed (Hz)	–	23.9	23.9

*Values in parentheses indicate the ratio with the JATL value.

Table 3-9, 3-10 に JIS 試験による標準暖房能力, 中間暖房能力試験の結果を示した. 冷房能力の場合と同様に比較すると, 暖房能力のカタログ値を基準とし比較すると, 日空研の値, 東大の空気エンタルピー法による値, 熱バランス法による値はそれぞれ 1.031, 0.995, 1.016 であり, 同様に消費電力はそれぞれ 0.956, 0.948, 0.942 であり, COP はそれぞれ 1.078, 1.048, 1.078 であった. また, 日空研の暖房能力, 消費電力, COP の値を基準にした東大の空気エンタルピー法による値はそれぞれ 0.965, 0.992, 0.972 であり, 同様に熱バランス法による値は 0.986, 0.986, 1.0 であった. 暖房の標準能力の JIS 試験では, 東大の空気エンタルピー法による値と日空研の値との差が±3.5%以内に, 熱バランス法における差は±1.4%以内であることが分かった.

中間暖房能力において同様の比較を行うと, 日空研の暖房能力, 消費電力, COP のそれぞれの値を基準にすると, 東大の空気エンタルピー法の値はそれぞれ 0.973, 0.989, 0.984 であり, 同様に熱バランス法では 0.993, 0.981, 1.013 であった. 中間能力の JIS 試験では, 東大の空気エンタルピー法による値と日空研の値との差が±2.7%以内に, 熱バランス法における差は±1.9%以内であることが分かった.

Table 3-9 Results of heating rated capacity test

	Catalog value	JATL (Heat balance method)	This research	
			Air-enthalpy method	Heat balance method
Heating capacity (W)	3600	3710	3581 (0.965)*	3658.5 (0.986)
Electricity consumption (W)	910	869.5	862.5 (0.992)	856.9 (0.986)
COP	3.96	4.27	4.15 (0.972)	4.27 (1.0)
Blowing temperature from the test machine (°C)	–	32.4	32.9	–
Airflow rate (m ³ /min)	–	–	13.6	–
Compressor speed (Hz)	–	–	94.2	94.2

*Values in parentheses indicate the ratio with the JATL value.

Table 3-10 Results of heating half-capacity test

	JATL (Heat balance method)	This research	
		Air-enthalpy method	Heat balance method
Heating capacity (W)	1659	1614.2 (0.973)*	1647.3 (0.993)
Electricity consumption (W)	261.9	259.0 (0.989)	256.9 (0.981)
COP	6.33	6.23 (0.984)	6.41 (1.013)
Blowing temperature from the test machine (°C)	27.3	27.5	–
Airflow rate (m ³ /min)	–	10.5	–
Compressor speed (Hz)	–	40.0	40.0

*Values in parentheses indicate the ratio with the JATL value.

以上の結果をまとめると、以下のようなになる。

- 1) 定格・中間冷房能力の JIS 試験において、東大の熱バランス法による試験結果は、日空研の値（エアコン能力、消費電力、COP）との差が±3%以内であった。東大の空気エンタルピー法による試験結果は日空研の値との差が±5%以内であった。
- 2) 標準・中間暖房能力の JIS 試験において、東大の熱バランス法による試験結果は日空研の値との差が±1.9%以内であった。東大の空気エンタルピー法の試験結果は日空研の値との差が±3.5%以内であった。
- 3) 東大のカロリーメータによる冷暖房の JIS 試験結果を日空研の値と比較し、日空研との差が数%以内であることから、東大のルームエアコン用カロリーメータの精度は良好であることが分かった。

3.3 熱バランス式による圧縮機回転数非固定の試験

ルームエアコンの圧縮機の回転数を非固定とし、冷暖房の負荷試験を熱バランス法により行った。負荷試験は以下のように行った。Table 3-11, 3-12 に示す乾球・湿球温度条件の下で所定の熱負荷を室内側試験室に与えた後にエアコンを運転する、エアコンはリモコンの設定に従い運転し室内を平衡状態に導く、エアコン能力を求めるときは平衡状態になったところのデータを処理した。なお、負荷試験におけるリモコン設定は Table 3-13 のように設定した。

Table 3-11 Cooling load test conditions

Cooling	Heat load (kW)	2.8 (1.4)*	
	Indoor unit room air	Dry-bulb temperature (°C)	27
		Wet-bulb temperature (°C)	19
	Outdoor unit room air	Dry-bulb temperature (°C)	35
		Wet-bulb temperature (°C)	24
Air temperature outside the environmental test chamber (°C)	25		

*Value in parentheses indicates the value for half-load test.

Table 3-12 Heating load test conditions

Heating	Heat load (kW)	3.6 (1.9)*	
	Indoor unit room air	Dry-bulb temperature (°C)	20
		Wet-bulb temperature (°C)	15
	Outdoor unit room air	Dry-bulb temperature (°C)	7 (12)
		Wet-bulb temperature (°C)	6 (10.34)
Air temperature outside the environmental test chamber (°C)	20		

*Values in parentheses indicate the values for half-load test.

Table 3-13 Remote controller settings

Operation	Cooling/Heating
Airflow mode	Strong
Wind direction (1 - 5)	3
Temperature (°C)	27 (18, 20)*

* Values in parentheses indicate the value for heating operation.

定格冷房負荷試験，中間冷房負荷試験のトレンドグラフを Fig. 3-5, 3-6 にそれぞれ示した。Fig. 3-5 の冷房負荷 (2.8kW) の場合は，周期約 180 分の減衰振動（消費電力，圧縮機回転数）が発生していると共に，室内側乾球・湿球温度は逆位相で振動しているのが分かる。平衡状態には 20 時間以上かかっている。中間の冷房負荷 (1.4kW) では，Fig. 3-6 に示すように減衰振動は 1 周期半で収まり約 4 時間で平衡状態になっている。

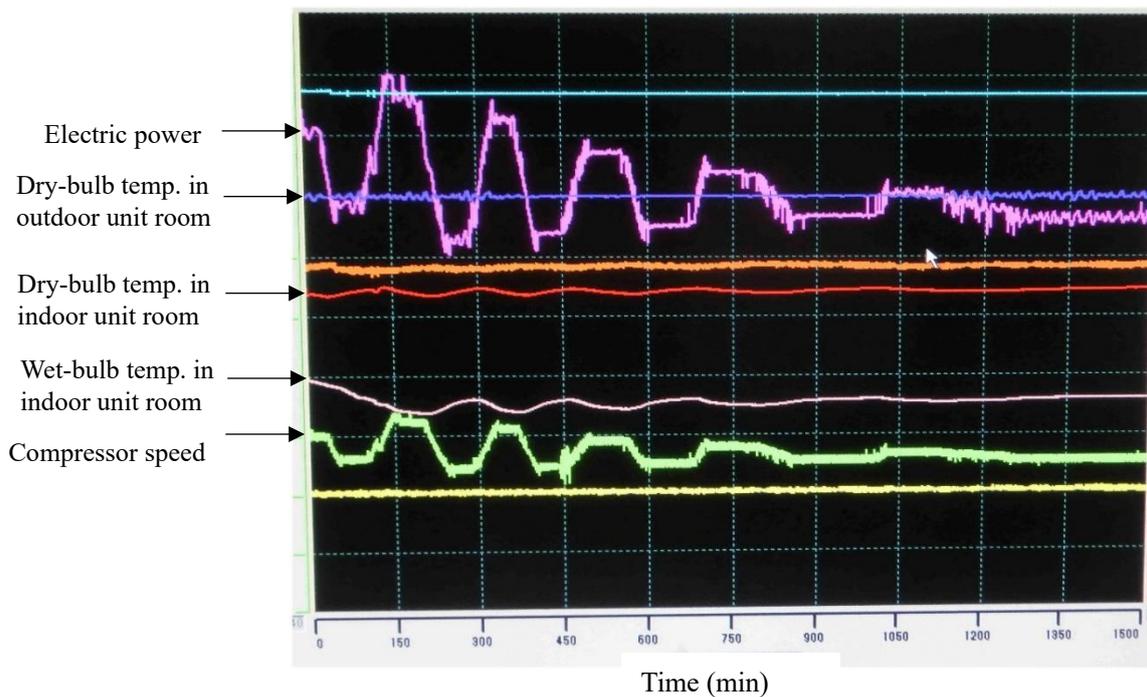


Fig. 3-5 Trend graph of rated cooling load test (2.8kW)

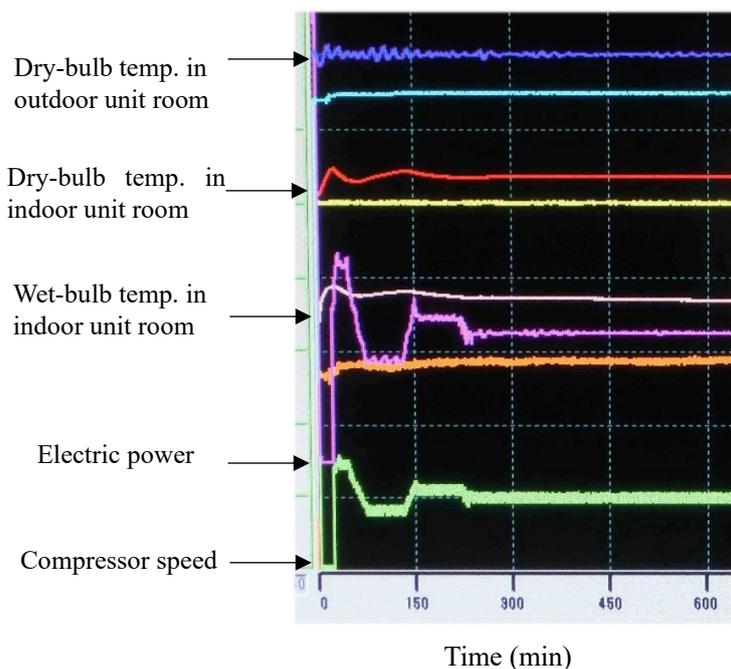


Fig. 3-6 Trend graph of half-cooling load test (1.4kW)

定格冷房負荷と中間中間負荷試験結果を Table 3-14, 3-15 に示した。Table 3-14 中の室内側乾球／湿球 (DB/WB)温度は、平衡状態では表に示す温湿度に安定していた。また、同条件下の日空研 (JATL) の試験状態は振動が持続するのに対して、東大の試験は減衰振動後に平衡状態となった。日空研の試験ではリモコンによる風速設定は (パワフル+自動) であった。日空研の冷房能力、消費電力、COP の値を基準にしたときの東大の値はそれぞれ 1.042, 0.898, 1.161 であった。中間冷房負荷試験は日空研、東大共に平衡状態に至った。中間冷房負荷試験の日空研の冷房能力、消費電力、COP の値を基準にしたとき、東大の数値はそれぞれ 1.022, 1.352, 0.757 であった。定格冷房、中間冷房負荷試験において、東大と日空研の COP の差はそれぞれ 16.1%, -35.2%であることが分かった。平衡状態における室内側乾球温度は成り行きとなるが、リモコン温度設定 27°C で日空研と東大の試験結果によると両者ともに、定格負荷で 27°C よりやや高め、中間負荷ではやや低めとなった。

Table 3-14 Results of rated cooling load test (2.8kW)

	JATL	This study
Heat load (W)	2804	2922 (1.042)*
Electricity consumption (W)	884	794 (0.898)
COP	3.17	3.68 (1.161)
SHF	0.8	1.0
Indoor DB/Wb temperature (°C)	27.9/18.6	27.2/18.0
Airflow rate (m ³ /min)	69.7	70.6
State	Cyclic	Stable

*Values in parentheses indicate the ratio with the JATL value.

Table 3-15 Results of half-cooling load test (1.4kW)

	JATL	This study
Heat load (W)	1414	1444.6 (1.022)*
Electricity consumption (W)	213	287.9 (1.352)
COP	6.63	5.02 (0.757)
SHF	0.99	1.0
Indoor DB/Wb temperature (°C)	26.7/18.7	26.8/18.4
Airflow rate (m ³ /min)	22.9	27.9
State	Stable	Stable

*Values in parentheses indicate the ratio with the JATL value.

標準・中間暖房負荷試験においては、振動が起こることはなかった。標準負荷試験において、日空研の暖房能力、消費電力、COP の値を基準にしたとき、東大の値はそれぞれ 1.031, 0.989, 1.024 であった。東大の値と日空研の値との差は±3.1%以内であることが分かった。中間暖房負荷試験では、日空研の暖房能力、消費電力、COP の値を基準にしたとき、東大の値はそれぞれ 1.011, 0.975, 1.036 であった。従って、東大と日空研の COP の差は±3.6%以内であることが分かった。Table 3-16, 3-17 より室内側乾球温度はリモコン設定温度より約 1~2°C 高くなった。

Table 3-16 Results of standard heating load test (3.6kW)

	JATL	This study
Heat load (W)	3600	3647 (1.031)*
Electricity consumption (W)	1070	1058 (0.989)
COP	3.37	3.45 (1.024)
Remote control temperature setting (°C)	20	20
Indoor DB/Wb temperature (°C)	21.6/15.9	21.1/16.6
Airflow rate (m ³ /min)	89.6	98.4
State	Stable	Stable

*Values in parentheses indicate the ratio with the JATL value.

Table 3-17 Results of half-heating load test (1.9kW)

	JATL	This study
Heat load (W)	1901	1921 (1.011)*
Electricity consumption (W)	323	315 (0.975)
COP	5.89	6.10 (1.036)
Remote control temperature setting (°C)	18	18
Indoor DB/Wb temperature (°C)	19.9/14.8	19.3/14.5
Airflow rate (m ³ /min)	39	42.3
State	Stable	Stable

*Values in parentheses indicate the ratio with the JATL value.

以上の結果をまとめると、以下のとおりである。

- 1) 定格・中間冷房負荷試験を圧縮機回転数を固定しないで熱バランス法により行い、日空研の結果と比較した。定格冷房負荷試験では振動が発生した。定格・中間冷房負荷試験における東大と日空研の COP 値との差はそれぞれ 16.1%, -35.2%であった。
- 2) 標準・中間暖房負荷試験を圧縮機回転数を固定しないで熱バランス法により行い、日空研の結果と比較した。標準・中間暖房負荷試験における東大と日空研の COP の差はそれぞれ±3.1%, ±3.6%以内であった。

3.4 空気エンタルピー式環境試験室の改良

3.4.1 環境試験室の改良の概要

東京大学に設置されているエアコン試験室（カロリメータ）は、空気エンタルピー式測定も熱バランス式測定もできるようになっている。空気エンタルピー式測定は、室内機試験室内に受風室が設置され、室内機から吹き出す空気が捕集され、空気の乾球温度、湿球温度と流量が測定される。室内機試験室の空気の乾球温度と湿球温度から計算されるエンタルピーと室内機から吹き出す空気のエンタルピーとの差と空気流量から、エアコンが発揮している能力が計測される。JIS C 9612 : 2013 で規定するエアコンの性能試験（以後、「JIS 試験」と呼ぶ。）のように圧縮機の回転数を固定して性能試験をする場合には、エアコンが消費する電力と冷暖房能力を計測することによって COP が測定される。空気エンタルピー式測定は、圧縮機回転数を固定する試験に適しており、広く普及している。通常の空気エンタルピー式測定では、熱負荷を与える機能がないため、圧縮機回転数を固定しない負荷試験を行うことはできない。本研究では負荷試験を行うために試験室の運転を改良した。東京大学の空気エンタルピー式試験室の概略を Fig. 3-6 に示す。環境試験室は JIS B 8615-1 に準拠しており、冷房熱量は 0.6~4.0kW、暖房熱量は 0.6~5.0kW である。

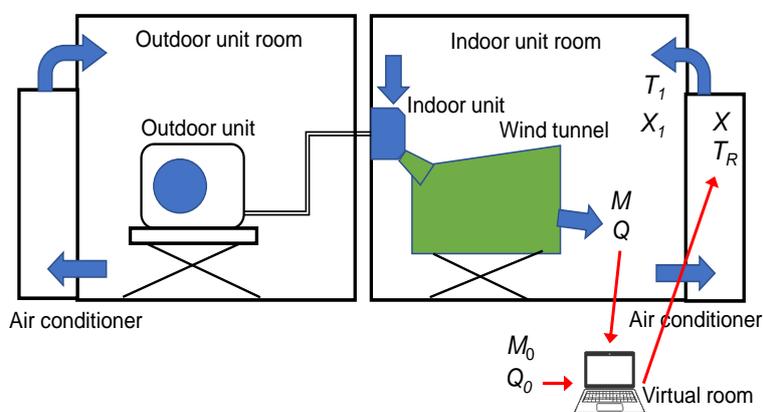


Fig. 3-6 Outline of calorimeter of air enthalpy method

3.4.2 環境試験室の制御

空気エンタルピー式試験室で負荷試験を行うために、仮想的なエアコンの設置室を考え、その部屋に一定の熱負荷がかかっていると想定する。仮想室にエアコンが設置されていると考え、その発揮している能力は受風室により測定される。熱負荷とエアコン能力の差によって、仮想室の温度が変化すると考える。従って、計算された仮想室温度と同じ温度の空気を室内機室に吹き出すように試験室の運転ソフトを改修した。こうすれば、仮想室の熱負荷とエアコンの能力が一致するようになり、室内機室の温度は安定化する。ただし、安定した室内機室温度が指定の温度に近づけるために、エアコンのコントローラの設定温度を調整する。湿度制御についても、仮想室内の水分量を除湿負荷とエアコンの除湿結果の差から計算し、試験室吹き出し空気の湿度を制御する。

以上の空気エンタルピー式試験室の運転方法のブロック図は Fig. 3-7 のように表される。冷房時の仮想室の温度の変化は式(3-1)のように表される。

$$C \frac{dT_R}{dt} = (Q_{C0} - Q_{L0}) - (Q - Q_L) \quad (3-1)$$

熱容量 C の仮想室の室温 T_R の変化は熱負荷 Q_0 の顕熱分とエアコンが発揮している能力 Q の顕熱分の差で変化すると考える。 Q_{L0} は潜熱負荷、 Q_L はエアコンが発揮している潜熱能力である。JIS 試験では負荷の顕熱比を定めていないので、現状では仮想室の湿度の管理をすることができない。そこで本研究では、 $Q_{L0} = Q_L$ と考え、式(3-2)が得られる。

$$C \frac{dT_R}{dt} = Q_{C0} - Q \quad (3-2)$$

暖房運転については、潜熱処理がされないため、仮想室の温度変化は式(3-3)のようになる。

$$C \frac{dT_R}{dt} = Q - Q_{H0} \quad (3-3)$$

冷房運転における仮想室内の空気の絶対湿度 X の変化は要求除湿量 M_0 とエアコンの除湿量 M の差から計算され、式(3-4)で表される。

$$C_M \frac{dX}{dt} = M_0 - M \quad (3-4)$$

ここでも、JIS C 9612 : 2013 では潜熱処理に関する規定がないので、 $M_0 = M$ と考えると、仮想室内の空気の絶対湿度は時間により変化せず、一定となる。

Fig. 3-7 のブロック図にあるように、仮想室内の温度や湿度を計算して、環境試験室の吹き出し温度や湿度を指定するとき、環境試験室の規模や構造により、室内機室の温度や湿度の変化に時間遅れが生じる可能性がある。今回使用した室内機室温度の時間遅れは 1 分以内であったため、制御上の対応をしなかった。

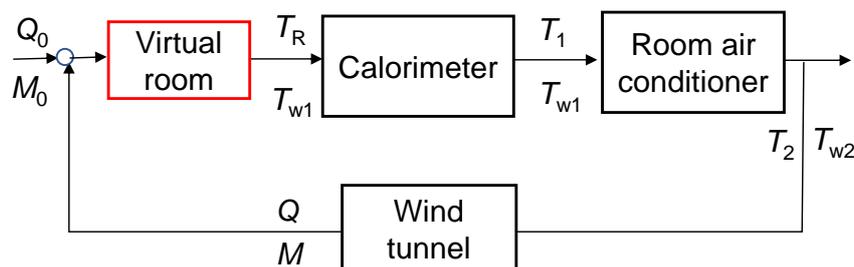


Fig. 3-7 Block diagram of calorimeter

3.5 静的負荷試験法

3.5.1 試験条件

供試エアコンは定格冷房能力 2.8kW、定格暖房能力 3.6kW の普及モデルである。風量設定には自動、強、中、弱、パワフルの 5 つのモードがある。パワフルモードは急速に冷房ないし暖房をするときに使われるモードであるが、JIS 試験でも用いられるモードと推測される。供試エアコンを標準的な 10 畳の部屋（高さ 2.7 m）に設置すると、室内の体積は 49.2 m³ であり、室内の空気のみ熱容量は 58 kJ/K である。実際の室内は、壁、床、天井などで囲まれているため、エアコンの負荷を与える空間の熱容量は空気の熱容量より大きくなる。この熱容量が大きいほど、室内温度の変化はゆっくりしたものになることから、環境試験室の動作は安定化する効果がある。仮想室の熱容量を増やして、200, 400, 600kJ/K の 3 種類について動作を検証した。試験条件の一覧を Table 3-18 に示す。外気の温湿度条件や室内の温湿度条件は、JIS C 9612 : 2013 で規定されている値を用いた。加えて、低温暖房試験も実施した。

Table 3-18 Experimental conditions

Capacity	Airflow mode	C=200 kJ/K	C=400 kJ/K	C=600 kJ/K
Rated capacity	Powerful	○ △	○ △	○ △
	Strong			○ △
	Automatic			○ △
Half capacity	Powerful	○ △	○ △	○ △
	Strong	○ △	○ △	○ △
	Automatic			○ △
25% capacity	Powerful	○	○	○ △
	Strong	○	○	○ △
	Automatic	○	○	○ △

Symbols ○ and △ mean the cooling and heating experiments, respectively.

3.5.2 仮想室の熱容量の影響

エアコンを設置する部屋の大きさが変わっても熱負荷や温度条件が同じであれば、COPなどの性能は変化しないと考えられる。従って、仮想室の熱容量を変化させることは、環境試験室を安定に運転することに影響を与えるが、熱負荷や温度条件が同じで、安定な運転が実現されるときにはCOPには影響を与えないと考えた。本研究では、仮想室の構造などの情報は必要でなく、熱容量だけ分かればよい。

仮想室の熱容量の影響は中間能力試験に大きく出ていたので、その効果を冷暖房の中間能力試験で検討した。中間冷房負荷試験において、風速モードがパワフルで $C=200\sim 600\text{kJ/K}$ の結果をTable 3-19に、強モードの結果をTable 3-20に示す。室内機室温度 T_{in} が 27°C になるようにコントローラ設定温度 T_{set} を調整したが、供試機の設定温度刻みは 1°C であることもあって、 T_{in} を調整しきれなかった。パワフルモードにおいて、風量は $13.7\text{m}^3/\text{min}$ でJIS試験の $11.5\text{m}^3/\text{min}$ より大きい、しかし負荷試験のCOPはJIS試験より $1.5\sim 1.8$ 小さかった。 $C=200\text{kJ/K}$ のCOPが他($C=400, 600\text{kJ/K}$)よりやや高いのは、圧縮機回転数が小さく消費電力が小さくなったためと考えられる。強モードの場合、風量はJIS試験の風量 $11.5\text{m}^3/\text{min}$ より小さく約 $10\text{m}^3/\text{min}$ であった。 $C=200\text{kJ/K}$ で圧縮機の断続運転となったが、 $C>400\text{kJ/K}$ でエアコンは安定状態となった。 $C=200\text{kJ/K}$ のCOPは4.33に対して、安定状態の $C=400, 600\text{kJ/K}$ はそれぞれ5.18と5.04と増加した。ここで、安定状態(Stable)とは圧縮機回転数が微小な変動はしているが大きな変動はなく運転している状態を意味し、不安定状態(Unstable)とは圧縮機回転数がゆっくりと振動している状態を意味する。断続運転状態(On-off)とは、圧縮機が発停を繰り返す状態を意味する。Tableに示された数値は時間平均値である。不安定状態や断続運転状態では、変動の3周期分を平均した。

Table 3-21に中間暖房負荷試験において、パワフルモードで $C=200\sim 600\text{kJ/K}$ の結果を、Table 3-22に強モードの結果を示した。パワフルモードのとき風量は $12.5\text{m}^3/\text{min}$ でJIS試験の風量 $10.5\text{m}^3/\text{min}$ より大きく、強モードのとき $8.0\sim 8.6\text{m}^3/\text{min}$ でJIS試験のときより小さい。COPは強よりパワフルモードが大きかった。両者のCOPはJIS試験のそれより小さかった。両者について、 C の増加は変動周期を長くしながら振動状態から減衰振動、そして安定状態となった。振動の減衰は消費電力の低下を導きCOPの上昇に繋がる。 $C=600\text{kJ/K}$ とすると振動は抑制された。

Table 3-19 Effect of heat capacity for powerful airflow mode at half cooling capacity operation

Test mode	JIS test	Load test		
		200	400	600
Heat capacity (kJ/K)	-	200	400	600
Cooling load (W)	1368	1367	1355	1386
Power consumption (W)	205	265	277	285
COP	6.66	5.15	4.89	4.86
SHF	0.971	0.95	1.03	1.02
Airflow rate (m^3/min)	11.5	13.7	13.7	13.6
Indoor DB temp. ($^{\circ}\text{C}$)	27.0	26.6	27.6	27.6
Indoor WB temp. ($^{\circ}\text{C}$)	19.0	19.0	19.2	19.6
Outdoor DB temp. ($^{\circ}\text{C}$)	35.0	35.0	35.0	35.0
Outdoor WB temp. ($^{\circ}\text{C}$)	24.1	24.0	24.0	24.1
Compressor speed (Hz)	24	24	26	26
Controller set temp. ($^{\circ}\text{C}$)	-	27	27	27
Airflow mode	-	Powerful	Powerful	Powerful
State	Stable	Stable	Stable	Stable

Table 3-20 Effect of heat capacity for strong airflow mode at half cooling capacity operation

Test mode	JIS test	Load test		
		200	400	600
Heat capacity (kJ/K)	-	200	400	600
Cooling load (W)	1368	1349	1373	1353
Power consumption (W)	205	312	265	269
COP	6.66	4.33	5.18	5.04
SHF	0.971	0.95	0.96	1.01
Airflow rate (m^3/min)	11.5	9.8	10.2	9.9
Indoor DB temp. ($^{\circ}\text{C}$)	27.0	26.7	26.8	27.1
Indoor WB temp. ($^{\circ}\text{C}$)	19.0	20.6	19.8	19.7
Outdoor DB temp. ($^{\circ}\text{C}$)	35.0	35.0	35.0	35.0
Outdoor WB temp. ($^{\circ}\text{C}$)	24.1	24.0	24.0	24.0
Compressor speed (Hz)	24	31	26	26
Controller set temp. ($^{\circ}\text{C}$)	-	26	26	26
Airflow mode	-	Strong	Strong	Strong
State	Stable	On-off	Stable	Stable

Table 3-21 Effect of heat capacity for powerful airflow mode at half heating capacity operation

Test mode	JIS test	Load test		
Heat capacity (kJ/K)	-	200	400	600
Heating load (W)	1614	1651	1650	1628
Power consumption (W)	259	323	319	313
COP	6.23	5.11	5.17	5.19
Airflow rate (m ³ /min)	10.5	12.5	12.5	12.5
Indoor DB temp. (°C)	20.0	20.5	20.4	20.3
Indoor WB temp. (°C)	15.0	15.2	15.1	15.1
Outdoor DB temp. (°C)	7.0	7.0	7.0	7.0
Outdoor WB temp. (°C)	6.0	6.0	6.0	6.0
Compressor speed (Hz)	40.0	42	43	42
Controller set temp. (°C)	-	19	19	19
Airflow mode	-	Powerful	Powerful	Powerful
State	Stable	Unstable	Unstable	Stable

Table 3-22 Effect of heat capacity for strong airflow mode at half heating capacity operation

Test mode	JIS test	Load test		
Heat capacity (kJ/K)	-	200	400	600
Heating load (W)	1614	1657	1659	1609
Power consumption (W)	259	346	333	320
COP	6.23	4.79	4.98	5.02
Airflow rate (m ³ /min)	10.5	8.0	8.0	8.6
Indoor DB temp. (°C)	20.0	20.6	19.4	20.1
Indoor WB temp. (°C)	15.0	15.2	14.8	15.1
Outdoor DB temp. (°C)	7.0	7.0	7.0	7.0
Outdoor WB temp. (°C)	6.0	6.0	6.0	6.0
Compressor speed (Hz)	40.0	44	44	42
Controller set temp. (°C)	-	20	19	19
Airflow mode	-	Strong	Strong	Strong
State	Stable	Unstable	Unstable	Stable

3.5.3 風量設定の影響

冷房の場合について、負荷をパラメータにして風速モードと風量の関係を Fig. 3-8 に、風速モードと COP の関係を Fig. 3-9 に示す。風量はパワフル、強、自動の順に低下する。定格の JIS 試験の風量はパワフルの時に一致するが、中間の JIS 試験の風量はパワフルと強の間あたりである。定格負荷の場合を除き、COP は風速モードとの関係ははっきりしない。中間負荷の COP は高く、25%負荷が次にくるように見える。定格負荷のとき、風量の低下は COP の低下と一致している。JIS 試験と負荷試験の定格能力の COP の違いは小さいが、中間能力の負荷試験の COP は JIS 試験よりかなり低い。

暖房の場合について、風速モードと風量の関係を Fig. 3-10 に、風速モードと COP の関係を Fig. 3-11 に示す。パワフル、強、自動の順に風量は低下する。JIS 試験の定格、中間の風量は冷房の場合に比較しやや低下している。中間、25%負荷の COP はほぼ同じでパワフル、強で変わらず、自動では低下がある (Fig. 3-11)。定格負荷の COP は風量強や自動ではパワフルより相当低下している。中間負荷試験の COP が JIS 試験よりかなり低いのは冷房と同じである。JIS 試験では COP が最大になるような最適なサイクルになるように、圧縮機回転数、膨張弁開度などが調整されていると思われる。それに対し、負荷試験のような居室でユーザーが使用していると想定されている運転状況においては、最適な制御が実現されているとは限らない。中間能力負荷試験の COP が JIS 試験より低い理由は、供試機の運転制御に原因があると推測される。

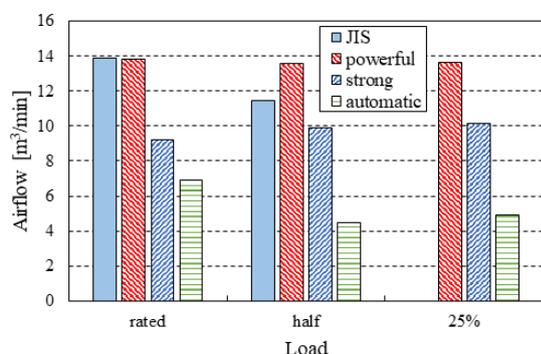


Fig. 3-8 Relationship between airflow mode and airflow rate for cooling operation at C = 600 kJ/K

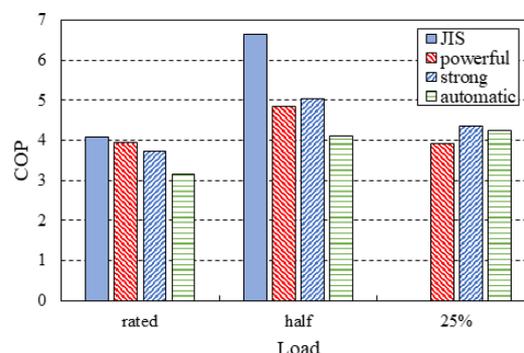


Fig. 3-9 Relationship between airflow mode and COP for cooling operation at C = 600 kJ/K.

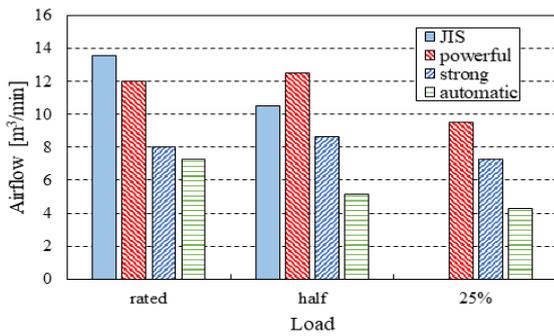


Fig. 3-10 Relationship between airflow mode and airflow rate for heating operation at $C = 600 \text{ kJ/K}$.

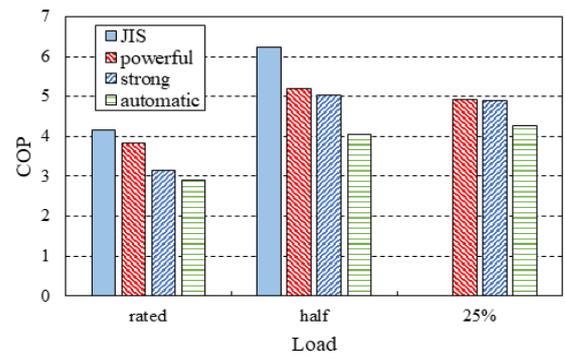


Fig. 3-11 Relationship between airflow mode and COP for heating operation at $C = 600 \text{ kJ/K}$.

3.5.4 低負荷時の断続運転の計測

Fig. 3-12 に 25%冷房負荷における断続運転のトレンドグラフを示す。図中には $C=200, 400, 600\text{kJ/K}$ の範囲と C に対応したデータ処理範囲 (3 周期) を番号 1~3 で示した。Table 3-23 に処理結果を示す。25%冷房負荷では、圧縮機が on-off する断続運転となったが、on-off によらずエアコンの吹出し風量に大きな変化はなかった。熱容量 C の影響について、 C の増加で各変動量が小さくなり (Fig. 3-12), 消費電力も減少し COP は増加するようになる (Table 3-23)。 C を大きくすると、COP は上昇する傾向を示す。

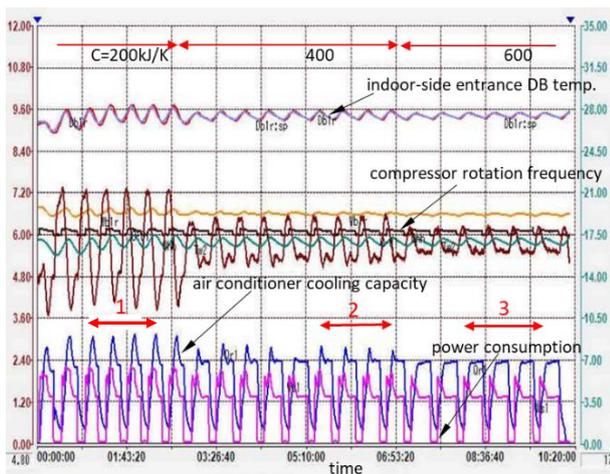


Fig. 3-12 Trend graph for 25% cooling load operation

Table 3-23 Performance at 25% cooling load operation

Cycle number	1	2	3
Heat capacity (kJ/K)	200	400	600
Cooling load (W)	724	729	737
Power consumption (W)	196	188	183
COP	3.69	3.89	4.04
SHF	1.00	1.00	1.00
Airflow rate (m³/min)	5.2	5.2	5.2
Indoor DB temp. (°C)	27.5	27.5	27.5
Indoor WB temp. (°C)	19.4	19.2	19.2
Outdoor DB temp. (°C)	35.0	35.0	35.0
Outdoor WB temp. (°C)	24.0	24.0	24.0
Compressor speed (Hz)	20	20	19
Controller set temp. (°C)	26	26	26
Controller set airflow	Automatic	Automatic	Automatic
State	On-off	On-off	On-off

3.5.5 低温暖房試験

低温条件 (外気の乾球温度が 2°C , 湿球温度が 1°C) で、熱負荷が 2.6kW (定格冷房能力の 93%) のときの暖房試験のトレンドグラフを Fig. 3-13 に示す。熱負荷は、現 JIS の外気温度 2°C における想定負荷である定格冷房能力の 88% に近い値にするように設定した。仮想室の熱容量は $C=600\text{kJ/K}$ としている。低温暖房試験では外気温度が 2°C であるため、着霜と除霜を繰り返す。エアコン性能の平均数値は着霜と除霜の 3 周期の期間の平均をとった。除霜に入る時期はエアコンの運転に任されており、周期は 82 分であった。Table 3-24 に処理結果を示す。消費電力には除霜中の電気消費も含んでいる。暖房能力については除霜中の能力は含まれていない。これら結果を見ると安定に測定できており、問題はないと考えられる。

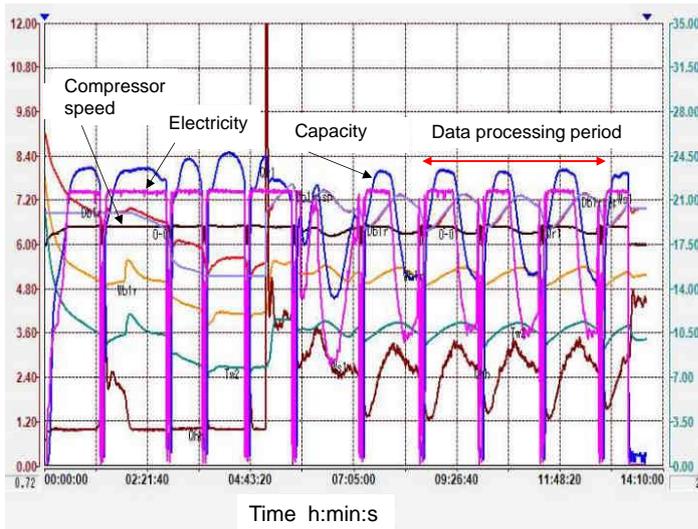


Fig. 3-13 Trend graph for low-temperature heating operation

Table 3-24 Performance at low-temperature heating operation

Heat capacity (kJ/K)	600
Heat load (W)	2601
Power consumption (W)	964
COP	2.70
Airflow rate (m ³ /min)	7.6
Indoor DB temp. (°C)	20.3
Indoor WB temp. (°C)	15.1
Outdoor DB temp. (°C)	2.0
Outdoor WB temp. (°C)	0.9
Compressor speed (Hz)	94
Controller set airflow	Strong
Controller set temp. (°C)	21
State	on-off
On/off period (min)	82
Defrost period (min)	4.1

3.5.6 静的負荷試験のまとめ

仮想室の熱容量モデルを用いて、空気エンタルピー法による負荷試験を行った。供試機として定格冷房性能が 2.8kW のエアコンを用いて負荷試験を行い、以下の知見を得た。

- 1) 既存の空気エンタルピー式環境試験室を改修して静的負荷試験を実施することができた。
- 2) 仮想室の熱容量が小さいと追従時間は短くなるが、振動的な挙動をとりやすくなる。
- 3) 今回用いた定格冷房能力 2.8kW のエアコンの性能試験のためには、仮想室の熱容量は、冷房時は低負荷時の断続運転を考慮すると 400kJ/K 以上がよく、600kJ/K が適当であった。
- 4) 室内外機の風量を上げることによって伝熱性能を上げれば、冷凍サイクルの性能が上昇するのは既知のことである。今回の試験によって風量が COP に影響を与えることが確認された。性能試験に使われる風量については、何らかの基準を設ける必要があることが示唆された。
- 5) 冷暖房の中間能力性能(COP)について、JIS 試験結果に比べて負荷試験結果はかなり低いことが分かった。その原因は明らかになっていないが、今回使用したエアコンの運転制御に原因がある可能性がある。
- 6) 断続運転では、熱容量により変動振幅、周期、COP は影響を受ける。熱容量をある程度大きくすると、その影響は小さくなる。
- 7) 着霜・除霜を伴う低温暖房試験を行い、特に大きな問題は発見されなかった。

3.6 動的負荷試験法

3.6.1 試験条件

動的負荷試験については、ドイツ BAM の Palkowski ら³⁻¹⁾によって報告されている。対象は地下熱源（水熱源）あるいは空気熱源の暖房用給湯ヒートポンプである。熱源温度と負荷率(PLR), 給湯温度の関係は EN 14825 に従って Fig. 3-14 のように設定されている。負荷率は熱源温度-10~15°C に対して 100~3% の範囲で線形に変化させている。Fig. 3-15 のように段階的にこれらパラメータを変更して、ヒートポンプの性能を試験している。熱源温度は 1 ステップで 1.4°C 程度変化させ、1 つの熱源温度で 5 時間以上維持して測定しているので、Fig. 3-15 の試験では 6 日要している。

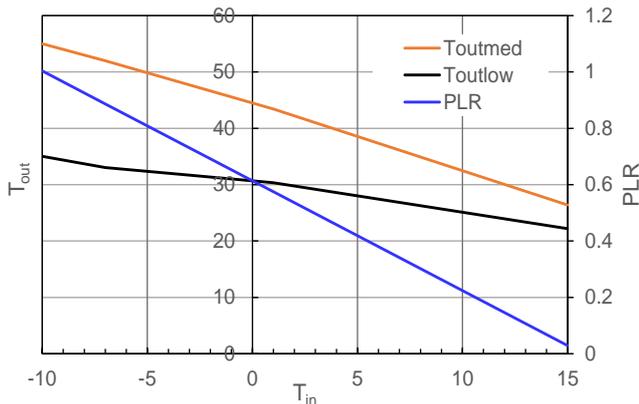


Fig. 3-14 Relationship between the outdoor temperature and supply temperature and the part load ratio.

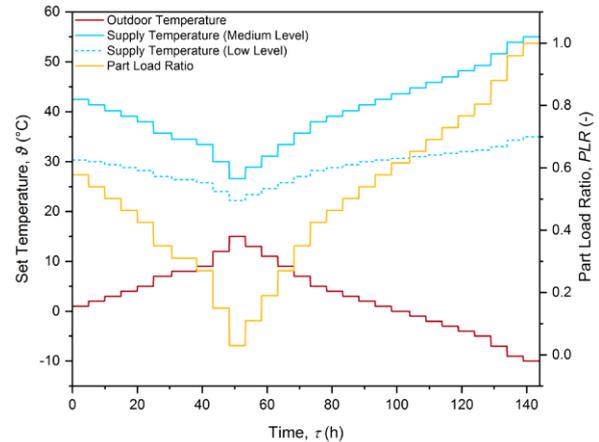


Fig. 3-15 Profiles of the outdoor temperature, supply temperature at medium and low levels, and the part load ratio. ³⁻¹⁾

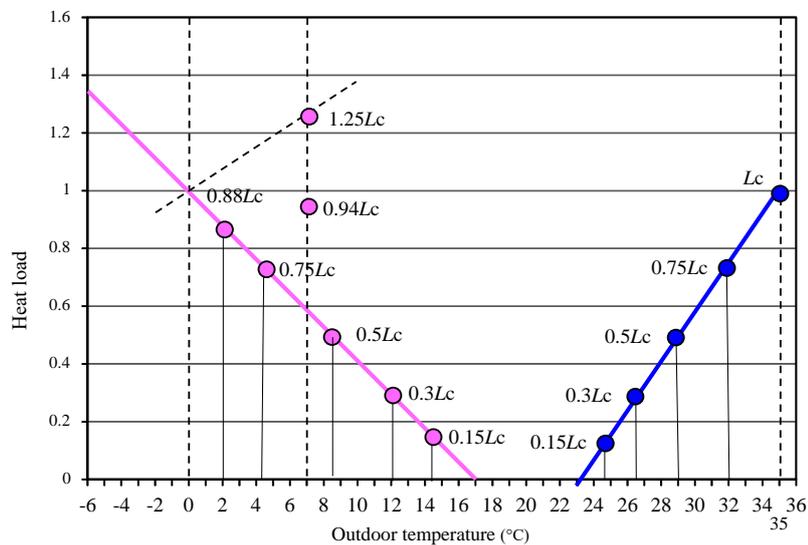


Fig. 3-16 Relationship between the outdoor temperature and the heat load.

本研究では、JIS B 8616 : 2015 に従って、Fig. 3-16 のように外気温度と負荷率の関係を設定した。縦軸に定格冷房能力を掛けた値が熱負荷となる。動的熱負荷試験のプロファイルについて、以下のように設定した。

- (1) 冷房、暖房共に、熱負荷率 15~100% の間を 4 分割して試験を行うこととした。外気温度の全領域における COP 特性を調べるには 5 点測定すれば十分と考えた。
- (2) 試験順序としては、負荷率 100% に近い状態から開始し、負荷率 15% まで順に低下させてゆく。その後、負荷率を上げてゆき、負荷率 100% に近い状態に戻ったところで終了する。このように同一

負荷率試験を2回行う理由は、熱負荷を上げてゆく過程の結果と下げてゆく過程の結果が同じ値をとるか調べるためである。再現性をチェックすることになる。

- (3) 各外気温度では3時間維持して測定することとした。BAM試験のように5時間保持するのでは、静的負荷試験と変わらないと考えられるからでもある。また、(2)で述べたように、冷房、暖房共に9点試験することになるが、試験の負担を考え、それぞれ1日程度で試験できるほうが好ましいと考え、1点あたり3時間で試験を試みることにした。
- (4) 外気温度が着霜する温度域の暖房試験について、着霜・除霜を伴う試験を行うか、着霜を避けて外気温度を7°Cにして試験を行うか検討した。着霜を避けた外気温度での試験点はFig. 3-16の外気温度が7°Cの2点である。着霜を避けた外気温度で試験を行うと、外気温度を変更したことによる熱負荷の補正、着霜・除霜をする場合の性能低下の補正などをする必要があり、結果の信頼性が低下する。そこで、本研究では、着霜・除霜を伴う試験を行うこととした。

以上の方針で設定した冷房、暖房の試験プロファイルをそれぞれ Tables 3-25, 3-26 に示す。室外温度は Table 3-25 では乾球温度、Table 3-26 では乾球温度、湿球温度の順に記されており、 L_c は定格冷房能力である。供試機は静的負荷試験に用いたものと同じである。

Table 3-25 Profiles of cooling test

	Process	Heat load	Outdoor temperature
Cooling	1	L_c	35
	2	$0.75L_c$	32
	3	$0.5L_c$	29
	4	$0.3L_c$	26.6
	5	$0.15L_c$	24.8
	6	$0.3L_c$	26.6
	7	$0.5L_c$	29
	8	$0.75L_c$	32
	9	L_c	35

Table 3-26 Profiles of heating test

	Process	Heat load	Outdoor temperature
Heating	1	$0.88L_c$	2/1
	2	$0.75L_c$	4.3/3.3
	3	$0.5L_c$	8.5/7.5
	4	$0.3L_c$	11.9/10.9
	5	$0.15L_c$	14.5/13.5
	6	$0.3L_c$	11.9/10.9
	7	$0.5L_c$	8.5/7.5
	8	$0.75L_c$	4.3/3.3
	9	$0.88L_c$	2/1

3.6.2 冷房条件試験結果

静的負荷試験の結果から、仮想室の熱容量を 600kJ/K とすれば安定な試験ができることが分かっているので、3時間の試験期間中熱容量を 600kJ/K に固定した場合の試験を行った。エアコンリモコンの設定温度は室内機室温度を 27°C に近づけるように各熱負荷で調整をした。ただし、全試験の熱負荷、仮想室熱容量、室外温度、リモコンの設定温度は事前にプログラム化し、全自動で試験を実施したので、室内機室温度が 27°C から乖離している場合もあった。

Fig. 3-17 に試験測定値のトレンドグラフを示す。9つのプロセスが3時間おきに設定されている。データを取得した時刻も表示している。熱負荷が75%以上のプロセス1, 2, 8, 9のエアコン能力や消費電力を見ると、減衰振動をしていることが分かる。それに対して、中間能力のプロセス3, 7では瞬間的に変動している時刻もあるが、おおよそ安定してる。熱負荷が50%未満のプロセス4~6では、オン・オフ運転をしていることが分かる。特性値を時間平均化処理をした結果を Table 3-27 に示す。大きな周期の変動をしている場合は1周期の平均をとり、短い周期のオン・オフ運転をしている場合は3周期の平均をとった。

次に、ルームエアコンの負荷追従を早めるために、仮想室の熱容量を最初の1時間を 200kJ/K とし、残りの2時間を 600kJ/K として運転した試験の結果のトレンドグラフを Fig. 3-18 に示す。その時間平均値を Table 3-28 に示す。この結果を見ると、熱負荷を変化させた直後の熱負荷や電力消費の変動はあまり小さくなっておらず、安定化には貢献しないように見える。

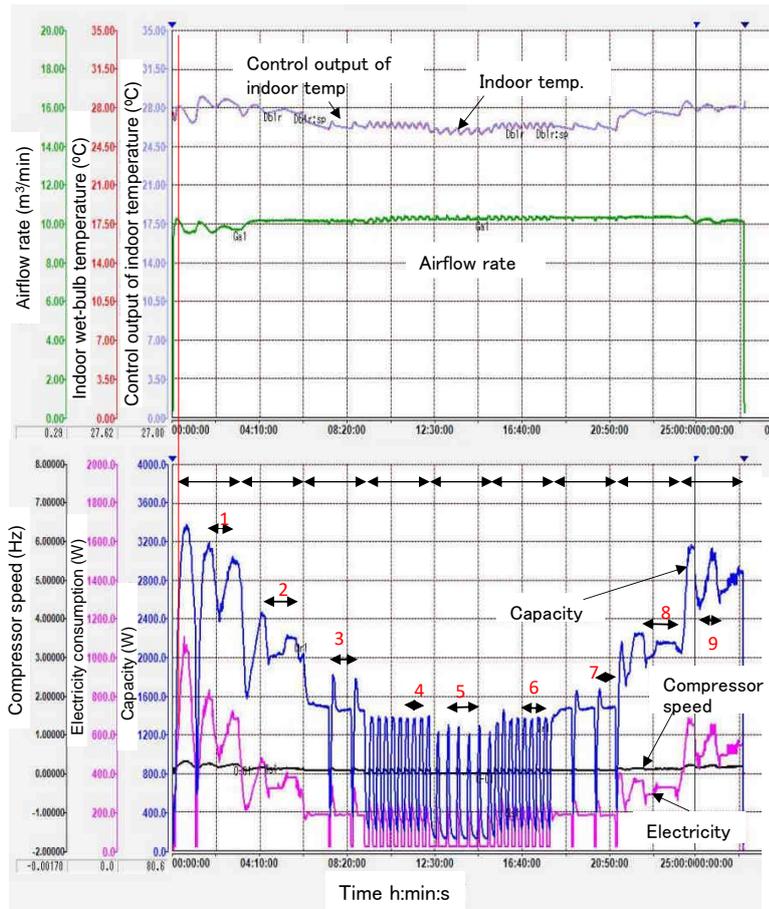


Fig. 3-17 Trend graph of a dynamic load test for cooling with the constant heat capacity of the virtual room.

Table 3-27 Results of a dynamic load test for cooling with the constant heat capacity of the virtual room.

Process	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Heat capacity [kJ/K]	600	600	600	600	600	600	600	600	600
Cooling load (W)	2832	2108	1402	843	422	846	1406	2107	2822
Sensible heat load (W)	2476	1860	1212	690	287	668	1164	1727	2265
Latent heat load (W)	357	249	190	154	135	179	241	380	557
Electricity consumption (W)	640	349	189	115	61	115	183	316	552
COP	4.43	6.05	7.44	7.34	6.93	7.38	7.67	6.67	5.11
SHF	0.87	0.88	0.86	0.82	0.68	0.79	0.83	0.82	0.8
Airflow rate [m³/min]	9.7	10.1	10.0	10.1	10.0	10.1	10.2	10.3	10.1
Indoor dry-bulb temp. [°C]	28.5	27.7	26.3	26.4	25.9	26.4	26.3	27.5	28.1
Indoor wet-bulb temp. [°C]	20.0	20.4	19.7	20.0	19.7	19.9	19.6	20.4	20.6
Air conditioner outlet dry-bulb temp. [°C]	16.2	18.8	20.5	23.1	24.5	23.2	20.8	19.4	17.3
Air conditioner outlet wet-bulb temp. [°C]	15.3	17.1	17.5	52.9	53.9	52.6	21.3	20.2	18.3
Outdoor dry-bulb temp. [°C]	35.0	32.0	29.0	26.6	24.8	26.6	29.0	32.0	35.0
Outdoor wet-bulb temp. [°C]	25.0	22.0	19.0	17.1	15.5	16.8	19.0	22.0	25.0
Compressor speed [Hz]	60	37	23	15	7	15	23	34	52
Airflow mode	Strong	Strong	Strong	Strong	Strong	Strong	Strong	Strong	Strong
Controller setting temp. (°C)	26	26	26	27	27	27	26	26	26
State	Vibration	Vibration	Stable	on/off	on/off	on/off	Stable	Vibration	Vibration
Averaging period	1	1	1	3	3	3	1	1	1

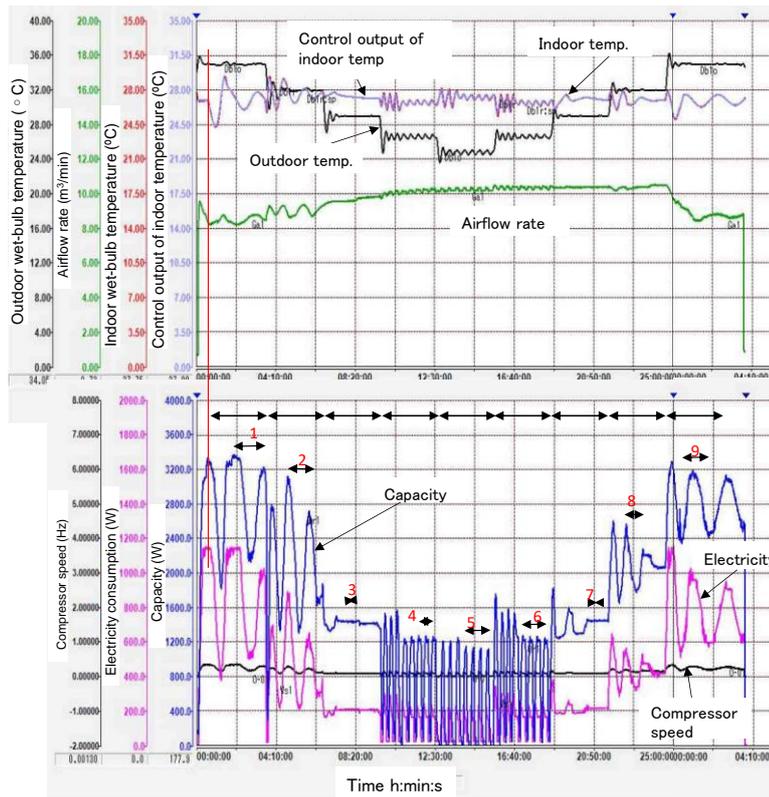


Fig. 3-18 Trend graph of a dynamic load test for cooling with the variable heat capacity of the virtual room.

Table 3-28 Results of a dynamic load test for cooling with the variable heat capacity of the virtual room.

Process	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Heat capacity [kJ/K]	200/600	200/600	200/600	200/600	200/600	200/600	200/600	200/600	200/600
Cooling load (W)	2819	2188	1437	879	423	877	1447	2031	2829
Sensible heat load (W)	2303	2067	1448	934	504	921	1446	1994	2314
Latent heat load (W)	515	121	-11	-55	-81	-44	2	37	515
Electricity consumption (W)	818	479	209	139	82	139	217	409	783
COP	3.45	4.56	6.87	6.33	5.16	6.29	6.68	4.96	3.62
SHF	0.82	0.94	1.01	1.06	1.19	1.05	1	0.98	0.82
Airflow rate [m³/min]	8.5	9	9.4	10	9.9	10.1	10.2	10.3	8.8
Indoor dry-bulb temp. [°C]	26.9	27.5	27.3	26.7	27.3	26.7	27.1	26.8	26.8
Indoor wet-bulb temp. [°C]	19	19.5	20	19.8	20.3	19.7	19.7	19.3	19.1
Air conditioner outlet dry-bulb temp. [°C]	13.9	16.3	19.9	22.2	24.8	22.3	20.2	17.4	14.2
Air conditioner outlet wet-bulb temp. [°C]	13.3	15.4	17.6	52.3	56.2	52	20.9	18.3	15.6
Outdoor dry-bulb temp. [°C]	35	32	29	26.6	24.8	26.6	29	32	35
Outdoor wet-bulb temp. [°C]	24	20.8	18.8	16.7	15.5	16.6	18.1	21.1	24
Compressor speed [Hz]	71	48	26	19	11	19	26	42	70
Airflow mode	Strong	Strong	Strong	Strong	Strong	Strong	Strong	Strong	Strong
Controller setting temp. (°C)	24	25	26	27	28	27	26	25	24
State	Vibration	Vibration	Stable	On/off	On/off	On/off	Stable	Vibration	Vibration
Averaging period	1	1	35min	3	3	3	35min	1	1

仮想室の熱容量を 600kJ/K 一定に保った時の冷房試験結果をまとめて Fig. 3-19 に示す。また、仮想室の熱容量を 200kJ/K から 600kJ/K に変化させた時の冷房試験結果をまとめて Fig. 3-20 に示す。前者の場合はリモコンの設定温度を熱負荷によって大きく変化はさせなかったため、熱負荷が大きいプロセスで、室内機室温度が 27°C より大きくなっていった。後者の試験では、リモコンの設定温度を熱負荷によって細かく修正設定したので、室内機室温度を 27°C に設定することができている。各点の測定は熱負荷を減少させる方向で変化させた場合と増加させる方向で変化させた場合の 2 回行っているが、それらの差異は変動が大きい場合（熱負荷が大きい場合）には大きくなることが分かった。その原因は変動による測定精度の悪化によると思われる。Fig. 3-19 と Fig. 3-20 の COP を比較すると大きな差がある。この原因は不明であるが、信頼性は低い。

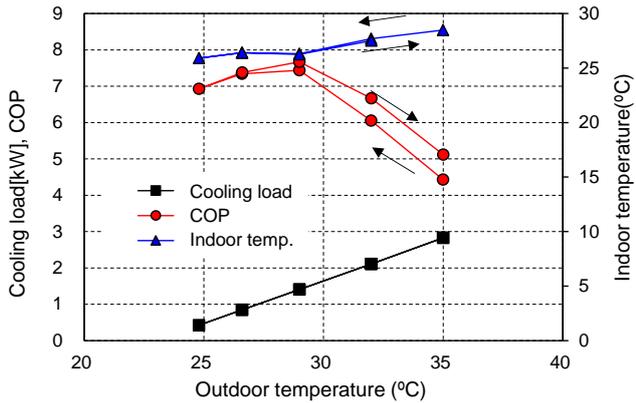


Fig. 3-19 Results of the dynamic load test for cooling with the constant heat capacity of the virtual room.

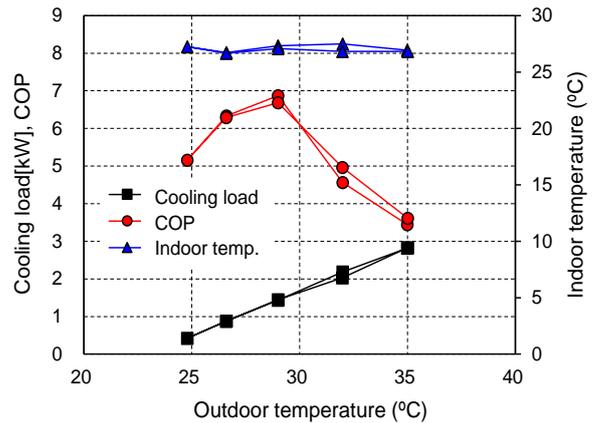


Fig. 3-20 Results of the dynamic load test for cooling with the variable heat capacity of the virtual room.

3.6.3 暖房条件試験結果

仮想室の熱容量を最初の1時間を200kJ/Kとし、残りの2時間を600kJ/Kとして運転して暖房試験をした結果のトレンドグラフをFig. 3-21に示す。その時間平均値をTable 3-29に示す。この結果を見ると、冷房試験と同じように、熱負荷が大きいときに、熱負荷を変化させた直後の熱負荷や電力消費の変動があり、あまり安定化していないように見える。低温で着霜が発生する可能性がある条件（プロセス1，2，8，9）では、着霜・除霜が行われていることを確認した。

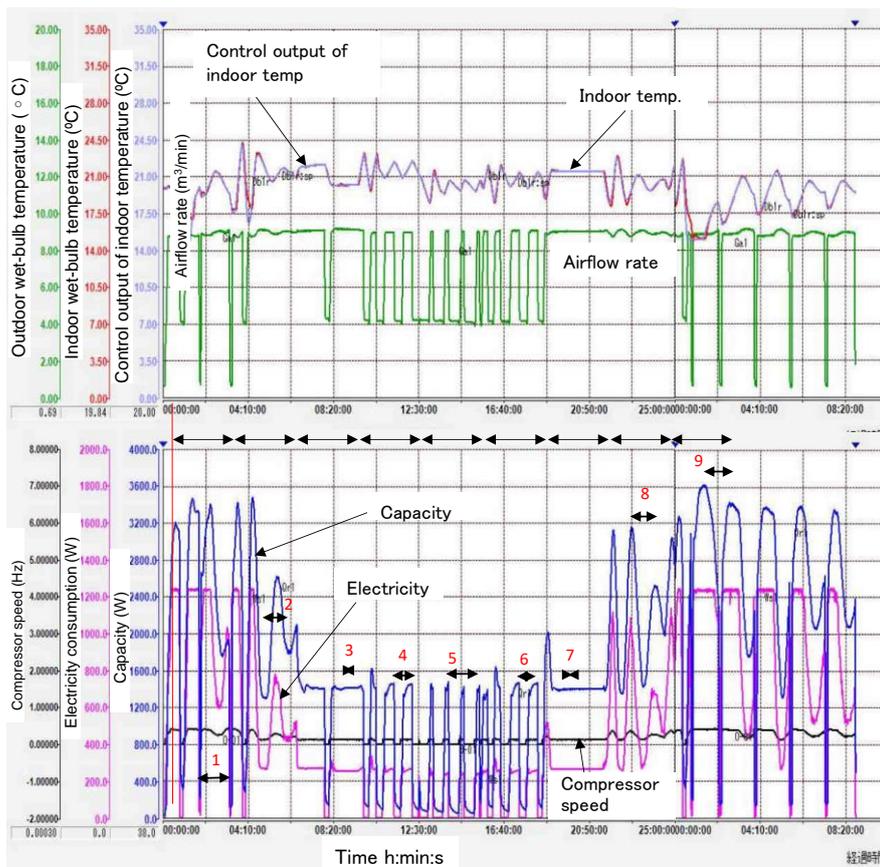


Fig. 3-21 Trend graph of a dynamic load test for heating with the variable heat capacity of the virtual room.

Table 3-29 Results of a dynamic load test for heating with the variable heat capacity of the virtual room.

Process	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Heat capacity [kJ/K]	200/600	200/600	200/600	200/600	200/600	200/600	200/600	200/600	200/600
Cooling load (W)	2373	2095	1415	849	419	849	1401	2136	2623
Electricity consumption (W)	916	544	258	161	76	155	269	532	1071
COP	2.59	3.85	5.48	5.27	5.49	5.47	5.22	4.02	2.45
Airflow rate [m ³ /min]	8.2	8.6	8.9	6.6	5.1	6.6	8.7	8.6	7.8
Indoor dry-bulb temp. [°C]	20.3	21.3	20.3	21.7	20.2	20.7	21.5	20.4	20.3
Indoor wet-bulb temp. [°C]	15.2	15.5	15.1	15.6	15.1	15.2	15.5	15.2	15.1
Air conditioner outlet dry-bulb temp. [°C]	34.2	33.1	28	27	23.2	25.9	29.3	32.5	36
Air conditioner outlet wet-bulb temp. [°C]	20.1	19.7	18	48.9	45.1	47.8	28.3	31	33.9
Outdoor dry-bulb temp. [°C]	2	4.3	8.5	11.9	14.5	11.9	8.5	4.3	2
Outdoor wet-bulb temp. [°C]	1.1	3.3	7.5	10.9	13.5	10.9	7.5	3.3	1
Compressor speed [Hz]	96	62	35	22	12	22	35	61	105
Airflow mode	Strong	Strong	Strong	Strong	Strong	Strong	Strong	Strong	Strong
Controller setting temp. (°C)	21	20	19	18	17	18	19	20	21
State	Vibration	Vibration	Stable	On/off	On/off	On/off	Stable	Vibration	Vibration
Averaging period	1	2	35min	1	2	1	35min	1	1

仮想室の熱容量を 600kJ/K 一定に保った場合と 200kJ/K から 600kJ/K に変化させた時の暖房試験結果をそれぞれ Fig. 3-22, Fig. 3-23 に示す. Fig. 3-22 では室内機室温度を 20°C に設定できていないのに対し, Fig. 3-23 では, リモコンの設定温度を熱負荷によって細かく修正設定したので, 室内機室温度を 20°C に設定することができた. 各点の測定は熱負荷を減少させる方向で変化させた場合と増加させる方向で変化させた場合の 2 回行っているが, それらの差異はほとんどなかった. Fig. 3-22 と Fig. 3-23 の COP を比較すると, 冷房ほどには差はなかったが, 信頼性が高いとは言えない.

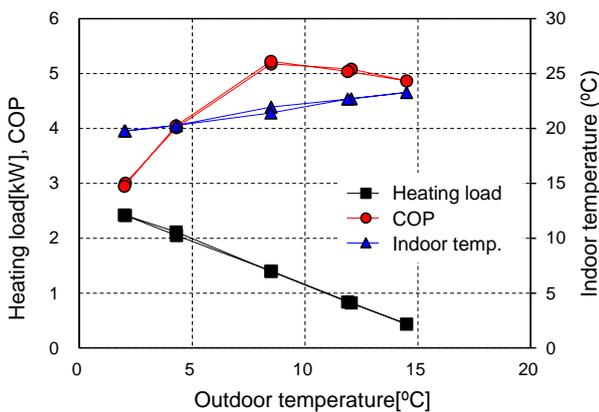


Fig. 3-22 Results of the dynamic load test for heating with the constant heat capacity of the virtual room.

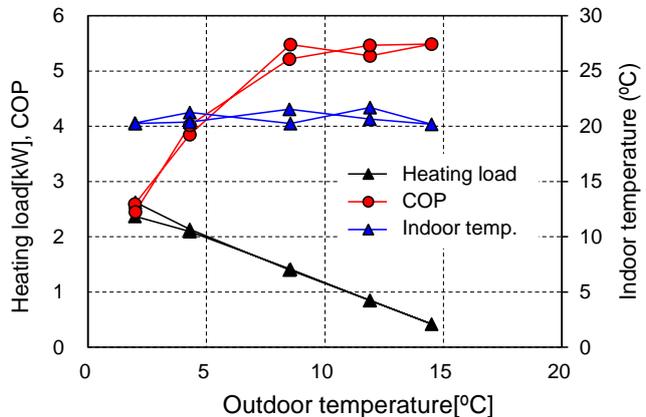


Fig. 3-23 Results of the dynamic load test for heating with the variable heat capacity of the virtual room.

3.6.4 動的負荷試験のまとめ

定格冷房能力 2.8kW のエアコンを用いて, 動的負荷試験を実施した. 動的試験法に関して, 以下のようない知見が得られた.

- 1) 一つの試験時間を 3 時間と定め, 動的負荷試験を行ったが, 冷房, 暖房ともに 75%以上の熱負荷では振動的な挙動を抑えられなかった. エアコンの負荷追従のスピードが遅い場合には, 熱負荷とエアコンの供給能力の差が大きくなるので, 仮想室の室温の変動が大きくなる. 特に熱負荷が大きいときに, この傾向が強まる. 今回観察された振動的な挙動の一因は, エアコンの負荷追従スピードにある可能性が示唆された.
- 2) 熱負荷が 50%未満でオン・オフ動作をする条件においては, 測定可能なように思われる. それはサーモオフの周期が 3 時間より十分短いからであろう.
- 3) 熱負荷が上昇する過程と減少する過程で性能測定を行ったところ, 大きな差異がない場合もあったが, 発生熱量などが変動する場合には差があった.

- 4) 着霜・除霜を伴う試験では、保持時間は3時間では不十分であろう。
- 5) 仮想室の熱負荷を一定にした場合と変化させた場合の試験を行った。冷房試験では測定された COP に大きな差異が生じた。現時点で、信頼性は高いとは言えない。
- 6) 動的負荷試験の信頼性を高めるためには、試験法の改善とエアコンの運転制御の改善の両方が必要と思われる。

3.7 結論

現在の JIS の圧縮機回転数を固定する試験に代わる試験法の候補として期待されている負荷試験を試行した。静的負荷試験については、今後研究を進める意義はあると結論付けられた。しかし、動的負荷試験については、試験法の研究とエアコンの制御法の改善の両面から、検討を進めなければならないであろう。

今後の課題として、以下のことが考えられる。

- 1) 今回試験をしたのは、1機種のみであり、結論の中には、一般的な性質とは言えない部分もある。負荷試験法の実用化のためには、多くの機器を仕様の異なる環境試験室で測定し、データを蓄積することが重要である。
- 2) 負荷試験を開始する上でいかなる風量で試験するかが問題となった。本研究では、エアコンに備えられている風量モードの中から3モードを選んで、試験を行ったところ、風量によって COP が異なる結果が出た。性能試験における風量設定はどうあるべきか、検討が必要であろう。
- 3) 仮想室の熱容量の大きさは、試験状態の安定性と試験時間に影響を与える。効率的な試験を行うために、仮想室の熱容量をどのように与えるのがよいかについては今後の課題である。
- 4) 動的負荷試験法については、現時点で多くの問題点があることが分かった。動的負荷試験において、振動的な挙動を抑えられなかったのはエアコンの負荷追従のスピードが遅いことが一因と思われるが、通常の運転時に早い負荷追従制御が必要とは限らない。動的負荷試験に必要な制御と実際の使用に適した制御の差を考慮する必要がある。
- 5) 今後、負荷試験法で性能試験がされると決まれば、エアコンの運転制御法はどんどん進化するであろう。本研究で分かった問題点などは、一挙に解決されることを期待している。

参考文献

- 3-1) Palkowski, C., Zottl, A., Malenkovic, I., and Simo, A., Fixing Efficiency Values by Unfixing Compressor Speed: Dynamic Test Method for Heat Pumps, *Energies* 2019, 12, 1045.