

第 1 部 次世代冷媒の基本特性・性能評価（WG I）の進捗

目次

1. はじめに	3
2. 九州大学の進捗	4
2.1 総論	4
2.2 HFO系冷媒を含む混合冷媒及び高沸点HFO系冷媒の熱物性評価	6
2.3 HFO系冷媒を含む混合冷媒及び高沸点HFO系冷媒の伝熱特性評価	11
2.4 HFO系冷媒を含む混合冷媒及び高沸点HFO系冷媒のヒートポンプサイクル性能評価 14	
3. 早稲田大学の進捗	16
3.1 総論	16
3.2 事業概要	16
3.3 性能解析技術研究開発	18
3.4 性能評価技術研究開発	21
3.5 シミュレーター開発とその活用	24
3.6 研究進捗と今後の計画	25
3.7 電気通信大学の進捗	26

1. はじめに

公益社団法人日本冷凍空調学会が受託した 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」では、3つのWGで調査を進めている。本報告書は、WG I「次世代冷媒の基本特性・性能評価」の平成30年度の成果をまとめたものである。

WG Iでは、さらに2つのグループ体制で調査を行っている。九州大学のグループが次世代冷媒の基本特性の調査を行い、早稲田大学のグループが省エネ冷凍空調機器システムの最適化・性能評価に関する調査を進めた。

本報告書の執筆者は、Table 1-1 に示す通りである。

Table 1-1 Author list

章	執筆者
2. 九州大学の進捗	東 之弘〔代表〕(九州大学), 高田 保之, 迫田 直也, 宮崎 隆彦, Kyaw Thu, 高田 信夫, 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), 粥川 洋平, 藤田 佳孝, 赤坂 亮 (九州産業大学), 福田 翔, 宮良 明男 (佐賀大学), 仮屋 圭史, 井上 順広 (東京海洋大学), 地下 大輔, 野口照貴
3. 早稲田大学の進捗	齋藤 潔 (早稲田大学), 山口 誠一, ジャンネッティ ニコロ, 宮岡 洋一, 榎木 光治 (電気通信大学), 井上 洋平, 清 雄一

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。

2. 九州大学の進捗

2.1 総論

1) 事業目的

本研究開発では、業務用冷凍冷蔵機器及び家庭用空調機器を主とする中小型規模冷凍空調機器用冷媒としてのHFC32とHFO1234yfからなる二成分系混合冷媒に、CO₂やHFO1123を第3成分として混合した三成分系混合冷媒や、中規模冷凍空調機器用として比較的沸点の高いHFO1336mzz(E)やHCFO1224yd(Z)などの次世代純冷媒を主たる研究開発対象冷媒として位置付け、これら次世代冷媒に関する熱力学的性質及び輸送的性質の高精度データを取得し、信頼できる熱物性計算ツールを開発して、伝熱特性及び冷凍サイクル基本特性を明らかにし、既設の容積圧縮式ヒートポンプ試験装置を用いて、次世代冷媒のヒートポンプサイクル基本性能評価を行うことを目的としている。特に混合冷媒に関しては、実環境を加味した冷媒特性評価及び混合冷媒比率の最適化を行い、GWPの低いHFO系冷媒を主成分とした次世代冷媒を使用する上で、業界の実用的な安全基準、国際規格化・国際標準化としてのISO817(冷媒物性)、ASHRAE34(冷媒物性)等への登録に結びつける取り組みや国際データベース NIST REFPROPへの登録を行う。

具体的な研究開発・評価は以下の三項目からなり、平成30年度は、純冷媒のHFO1336mzz(E)及びHCFO1224yd(Z)を研究対象の中心として位置づけた。

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

2) 研究スキーム及び体制

次世代新規冷媒の探索及び評価を行うにあたり、タイムリーかつ迅速に成果を上げるためには、様々な要素研究が連携して行われる必要がある。そのために、Fig.2.1-1に示す研究スキームを構築し、九州大学を含む8つの研究機関から構成される、Fig.2.1-2にまとめた冷媒特性評価体制で行った。

研究スキームに関しては、対象冷媒のスクリーニングから始まり、将来、次世代冷媒として期待できる冷媒をいくつかの選択条件から選定する。次に、新冷媒のあらゆる評価を行う上で、信頼できる熱物性情報を集約することが最優先と考え、必要となる熱物性値情報の種類と、その情報を測定できる研究機関にお願いした。今回取り扱う新冷媒は、まさに次世代冷媒であって、世の中に熱物性値情報が入手できないものがほとんどであると予想される。そのために、あらゆる熱物性値を、世界のトップレベルで測定できる研究体制を構築したことが本研究事業の成功の可否につながると考えている。幸いにも冷媒の熱物性に関する研究は、Fig.2.1-2に示すように、日本国内に世界をリードする研究者が集まっている。加えて、測定した熱物性値は生データであるため、このままでは扱いにくい情報である。そこで、熱物性データを数式化し、ユーザーフレンドリーに利用できるソフトウェアの開発も行うことが必要と考えた。ここでは、NIST REFPROPをアウトプットといちづけで、REFPROP開発チームとも連携する体制をとっている。

これらのデータが集まった上で、次に伝熱性能評価、具体的には熱交換器の特性評価を行うことになる。熱交換器の種類は様々であり、評価には経験と実績が必要不可欠である。本研究では4種類の熱交換器を対象にした伝熱特性評価を行うことにした。なお、平成30年度の初年度においては、熱物性値情報の確定に時間が要したことと、伝熱性能評価試験に使用するだけの次世代冷媒の絶対サンプル量が整わなかったために、伝熱性能評価の時期が少し遅れた結果となった。しかしながら、本年度装置の改良や、混合冷媒の評価の基準となる各成分冷媒に関する評価データは蓄積できたので、次年度以降順調に進展できると確信している。

そして最後に、ヒートポンプシステムを使った実機性能評価を行い、機器性能を実際に確かめた。実機性能評価試験は、最低限の熱物性値データが揃った時点で、前倒しでデータ取得は開始している。今後実験は継続し、熱物性・伝熱特性の評価結果が出揃ったのち、詳細な検討を行う

予定である.

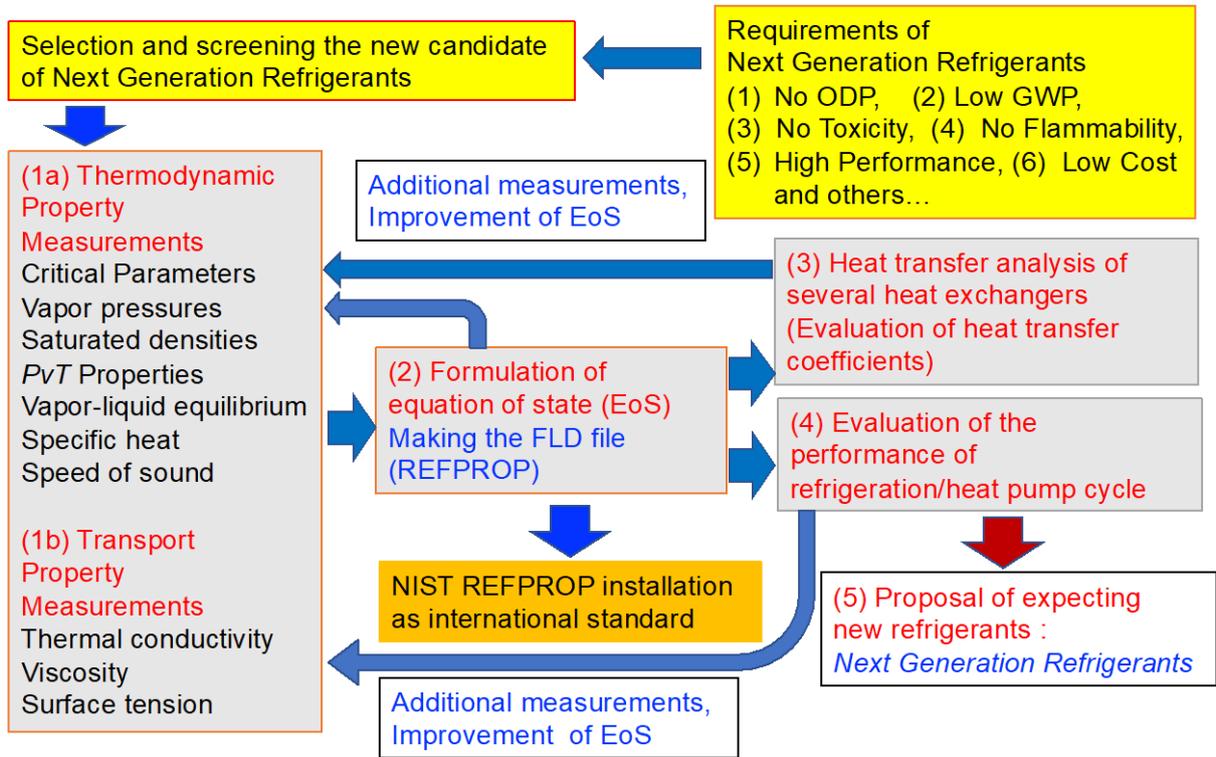


Fig.2.1-1 Scheme for new refrigerant search and evaluation.

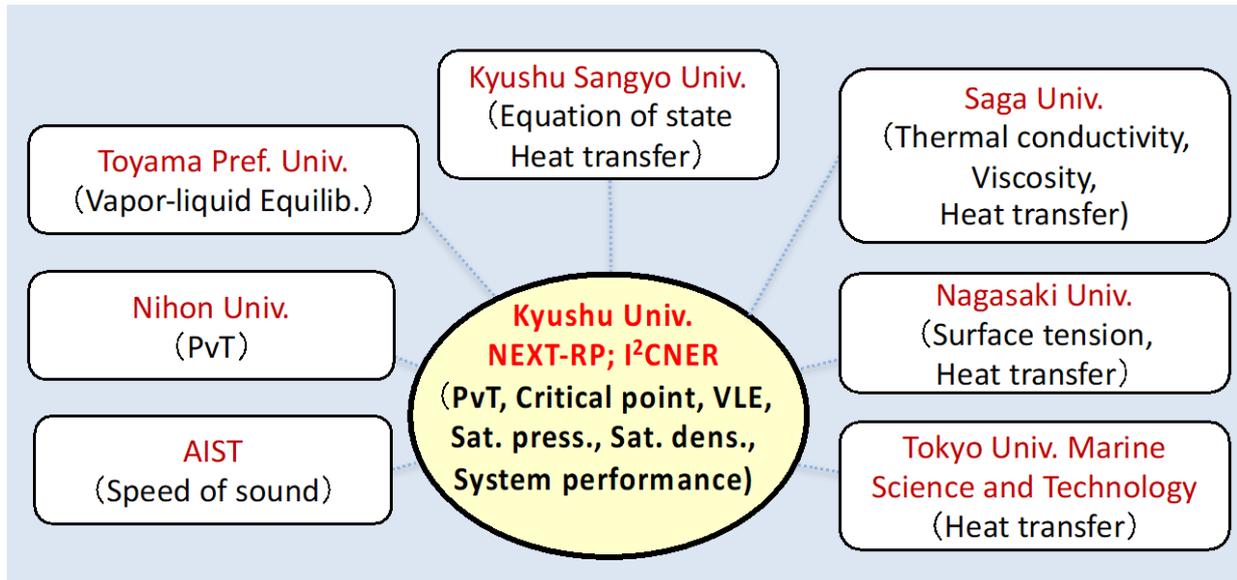


Fig.2.1-2 Research network for the evaluation of next generation refrigerants.

2.2 HFO系冷媒を含む混合冷媒及び高沸点HFO系冷媒の熱物性評価

1) 臨界点近傍を含む熱力学性質の測定

九州大学伊都キャンパス NEXT-RP では、等容法を利用した PVT 性質測定装置と、メニスカスの消滅を肉眼で観察することにより臨界点近傍の飽和密度（気液共存曲線）を測定する装置の2つの実験装置を用いて、平成30年度は HFO1336mzz(E) の熱力学性質及び HCFO1224yd(Z) の飽和蒸気圧測定を行なった。対象とした次世代冷媒 HFO1336mzz(E) は、米国ケマーズ社が商品化し、国内の新冷媒評価委員会で承認された次世代冷媒であるが、現時点において、その熱力学性質が十分には解明されておらず、NIST REFPROP の最新版 Version 10 でも、まだ熱物性計算はできない。また、国内の AGC 株式会社が高温用の冷媒・作動媒体として開発した R1224yd(Z) は、こちらも新冷媒評価委員会ですでに承認済みの国産冷媒であるが、熱物性値情報には依然と信頼性の低いものも多く、より高精度の熱物性情報が求められていた実情があった。ここでは、HFO1336mzz(E) に関する熱物性値情報について紹介するが、実験生データに関しては、現在論文としてまとめているところであり、数値情報としての公表は差し控える。

本研究では、HFO1336mzz(E) に関して、等容法による測定装置で PVT 性質を温度 333 K~410 K、圧力 750 kPa~5681 kPa で7本の等容線、 PVT 性質データ 39 点、飽和蒸気圧を温度 287 K~臨界温度まで 26 点測定した。また、メニスカスの観察から測定した飽和密度 14 点、等容線の折れ曲がり点から決定した飽和密度 7 点を密度範囲 $52 \text{ kg/m}^3 \sim 1216 \text{ kg/m}^3$ で測定した。測定結果を用いて、HFO1336mzz(E) の飽和蒸気圧式を作成し、臨界温度 $403.53 \pm 0.01 \text{ K}$ 、臨界圧力 $2779 \pm 2 \text{ kPa}$ 、臨界密度 $513 \pm 3 \text{ kg/m}^3$ を決定した。Fig.2.2-1 には、HFO1336mzz(E) の PVT 性質の測定結果を $P-T$ 線図上に示し、Fig.2.2-2 には HFO1336mzz(E) の飽和密度データを $T-\rho$ 線図上に示した。非常に妥当な熱力学状態局面を表現していることがわかる。

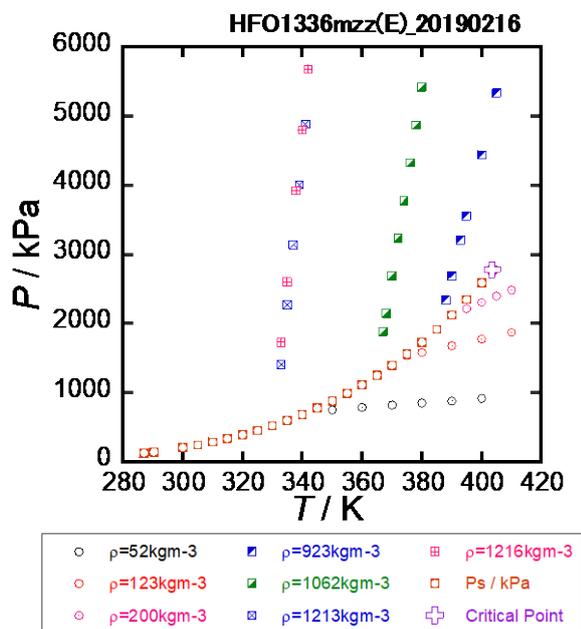


Fig.2.2-1 PVT experimental data of HFO1336mzz(E).

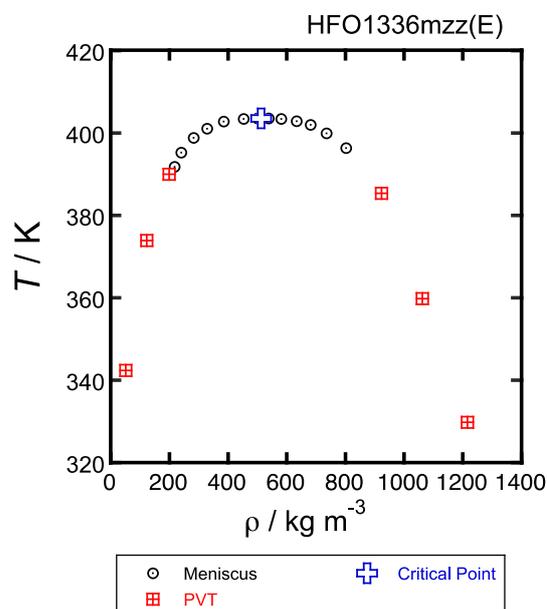


Fig.2.2-2 Saturated density data of HFO1336mzz(E).

2) 気液平衡性質の測定

富山県立大学では、再循環型の気液平衡性質測定装置を用いて、HFO 二成分系混合冷媒の気液平衡性質（沸点及び露点圧力の温度・組成傾向）の高精度測定を実施した。平成30年度には、気液平衡性質測定装置の圧力及び温度計測系の大幅な改良を実施し、測定精度を大幅に向上させることができた。結果として、本測定における拡張不確かさ ($k=2$) は、温度 0.042 K、圧力 1.38 kPa、及び組成 0.43% となった。特に、圧力の拡張不確かさは従来より 20 分の 1 程度に向上させ

ることができた。試験として実施した R32 の飽和蒸気圧力の測定値は、REFPROP 9.1²⁻¹⁾ の計算結果 (Tillner-Roth and Yokozeki 式) と標準偏差±0.1%で一致した。

引き続き実施した HFO1123/HFO1234yf 混合系の測定に際しては、組成の異なる計 4 点の組成・面積分率の校正データを自前で計測し、九州大学による計測値も併せて入力値とした上で、Eq. 2.2-1 に示す検量線式を作成した。なお $M_{\text{HFO1234yf}}$ 及び $A_{\text{HFO1234yf}}$ は、それぞれ HFO1234yf の質量分率及び面積分率を示す。Fig.2.2-3 に、Eq. 2.2-1 と富山県立大学及び九州大学の検量線計測値との比較を示す。両大学の計測結果が極めて良好な一致性を示していることと、Eq. 2.2-1 が全組成域で高精度に成立することが伺える。

$$M_{\text{HFO1234yf}} = A_{\text{HFO1234yf}} + 0.1076(1 - A_{\text{HFO1234yf}}) \quad (2.2-1)$$

続いて、HFO1123/HFO1234yf 混合系を対象として、温度 300 K~330 K、圧力 1.9 MPa~3.5 MPa、及びモル分率 0.2 の温度・圧力・及び組成域における、信頼性の高い沸点及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 Fig.2.2-4 に示す。Fig.2.2-4 から、得られた実測値は、REFPROP 9.1²⁻¹⁾ (Kuntz-Wagner 混合則) からの計算結果と比較的良好に一致することが確認できた。

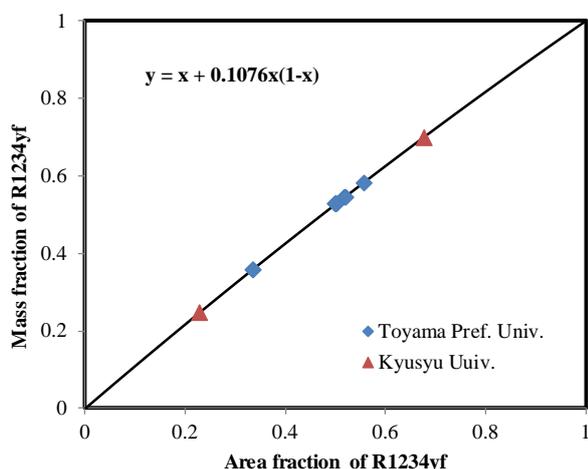


Fig.2.2-3 Calibration plots and line from Eq. 2.2-1 for the HFO1123/HFO1234yf binary mixtures.

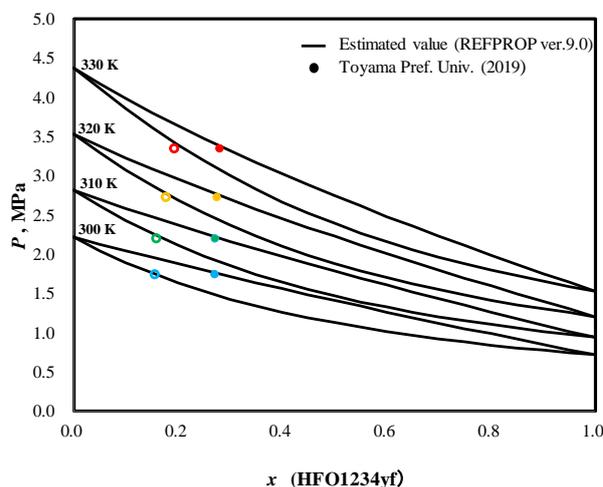


Fig.2.2-4 Plots of the present vapor-liquid equilibrium properties for the HFO1123/HFO1234yf binary mixtures.

3) 高温 PVT_x 性質の測定

日本大学工学部では、等容法を利用した PVT 性質測定装置に膨張容器を増設し、試料の組成比を保ったまま密度のみを変化できる機構に改良し、混合冷媒の PVT_x 性質測定を可能にした。また、高温下における膨張の際に弁からの試料漏れを防ぐため、ペローズバルブを採用した。平成 30 年度は、この装置の改良後に HFO1234yf/HFC32 系混合冷媒の PVT_x 性質測定と、HCFO1224yd(Z)の PVT 性質測定をおこなった。HFO1234yf/HFC32 系混合冷媒の PVT_x 性質測定に関して、Fig.2.2-5 に示すように温度 323 K~453 K、圧力 10 MPa までの範囲で 3 組成において 12 本の等温線に沿って 106 点 (内 31 点の 2 相域データを含む) の測定結果を得た。また、HCFO1224yd(Z)に関して、Fig.2.2-6 に示すように温度 323 K~453 K、圧力 10 MPa までの範囲で 10 本の等温線に沿って 101 点の測定結果を得た。

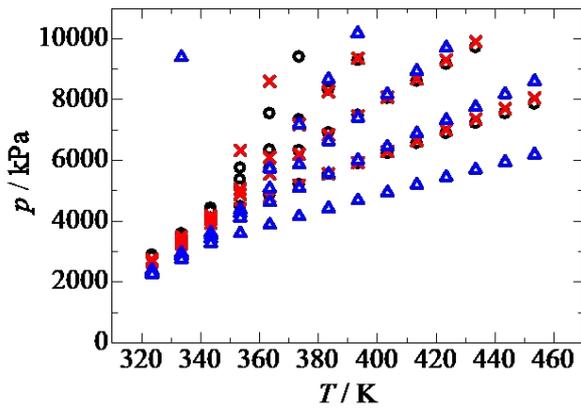


Fig.2.2-5 PVTx data for HFO1234yf/HFC32 system.

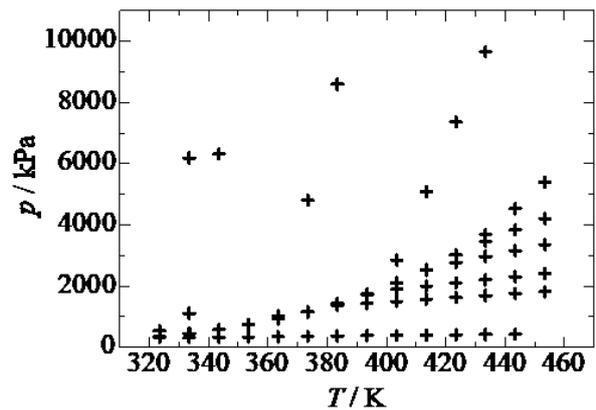


Fig.2.2-6 PVT data for HFO1224yd(Z).

4) 表面張力の測定

長崎大学工学部では、示差毛管上昇法を用いた表面張力測定を行った。平成30年度はHFO1336mzz(E)の表面張力を265 K~375 Kの範囲で測定した。表面張力の算出にあたり必要となる飽和密度の値は、九州産業大学が提案する状態方程式を用いて計算した。Fig.2.2-7に測定結果を示す。測定はサンプルを充填しなおして4回実施した。シンボルに付されているエラーバーは測定誤差を表し、その値は概ね $\pm 0.15 \text{ mN m}^{-1}$ である。比較対象データとして、HFO1234ze(E)とHFC245faの測定結果もFig.2.2-7中に示した。測定されたHFO1336mzz(E)の表面張力は273.15 Kで 12.8 mN m^{-1} であり、HFO1234ze(E)と比較的近い値である事がわかった。また、測定結果と九州大学で測定された臨界温度の値より van der Waals 型の相関式を提案することができた。

引き続き、R455A (HFO1234yf/HFC32/CO₂:75.5/21.5/3.0 mass%)の表面張力を、温度265 K~330 Kの範囲で測定した。Fig.2.2-8にその測定結果を示す。測定されたR455Aの表面張力は、273.15 Kで 9.2 mN m^{-1} であった。REFPROP 9.1²⁻¹⁾の計算結果とは 0.3 mN m^{-1} 以上の差異があるが、REFPROP 10²⁻²⁾の計算値とは概ね測定誤差範囲内で一致することを確認した。REFPROPがVersion 9.1から10への移行に際し、REFPROP内部の表面張力計算用混合モデルが改善されており、その違いがこの混合物質の値へ顕著に現れている。R455Aの場合は、REFPROP 10の計算結果で実用上問題ないと判断される。

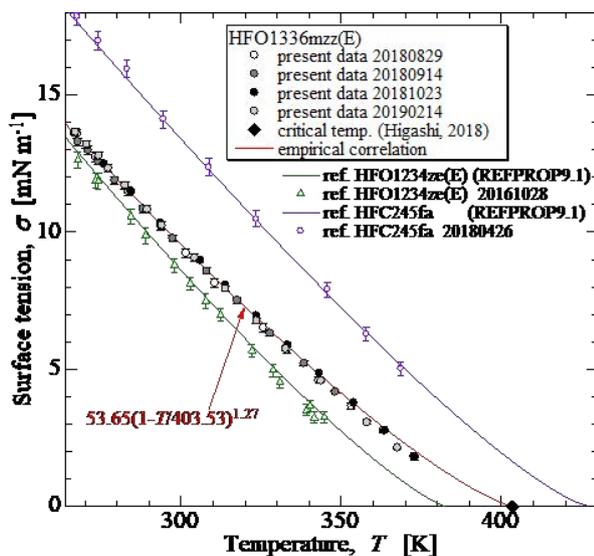


Fig.2.2-7 Surface tension data of HFO1336mzz(E).

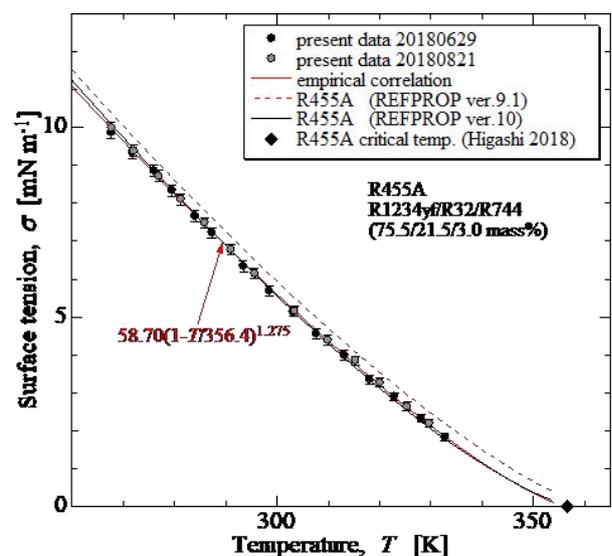


Fig.2.2-8 Surface tension data of R455A.

5) 音速の測定

産業技術総合研究所では、本年度はまず円筒型共鳴法による音速測定装置の温度制御システムの改良を実施した。具体的には、ジャケット型恒温槽及び遠心式攪拌機を特注製作し、高沸点冷媒の測定に対応できるように 423 K まで測定温度範囲を拡張した。同装置を用い、HFO1336mzz(E)について温度範囲 303~343 K, 圧力範囲 40~500 kPa における気相域の音速を測定し、計 18 点の音速データを得た。音速測定結果を Fig.2.2-9 に示す。なお、各状態量測定 of 拡張不確かさは、音速が 0.1 %, 温度が 0.01 K, 圧力が 0.1 kPa 程度である。

得られた音速データに基づいて音響ビリアル状態式を作成し、各温度における理想気体状態の定圧比熱値を求めた。得られた理想気体比熱を Fig.2.2-10 に示す。Joback and Reid²⁻³⁾ 及び Rihani and Doraiswamy²⁻⁴⁾ による原子団寄与法に基づく理想気体比熱の推算値と比較したところ、最大で 5 % 程度の相違があることが明らかとなった。

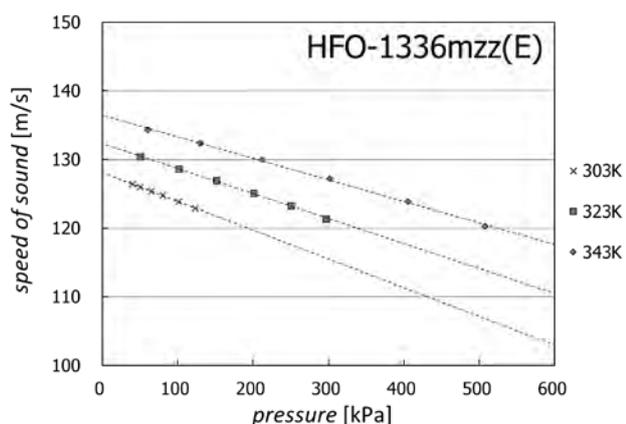


Fig.2.2-9 Speed of sound data for HFO1336mzz(E) in the gas phase.

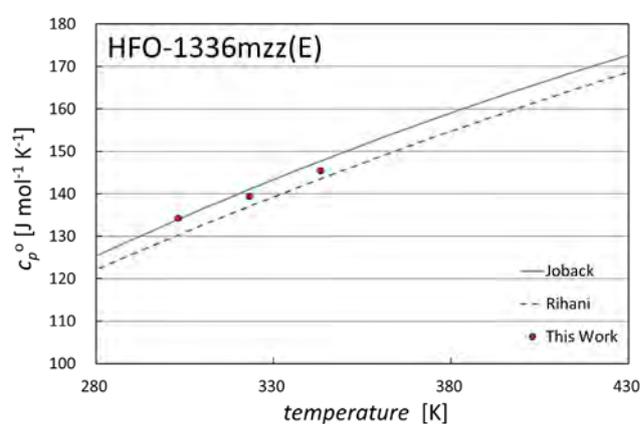


Fig.2.2-10 Isobaric heat capacity in the ideal gas state for HFO1336mzz(E).

6) 状態方程式の開発

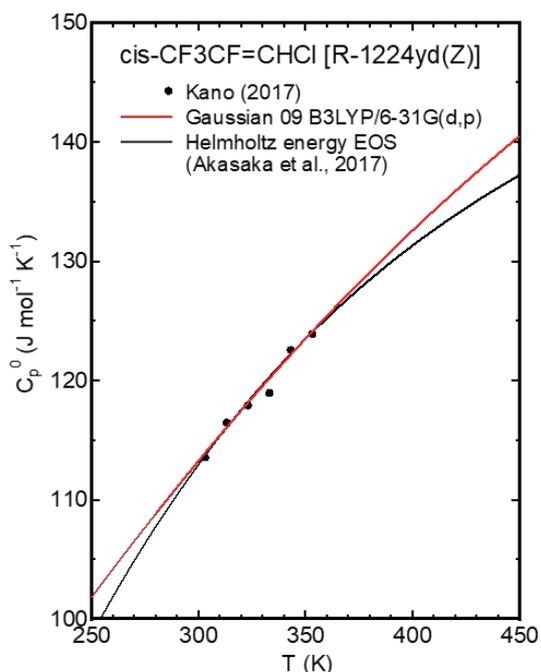


Fig.2.2-11 Ideal-gas isobaric heat capacities calculated from ab initio molecular dynamics for HCFO1224yd(Z).

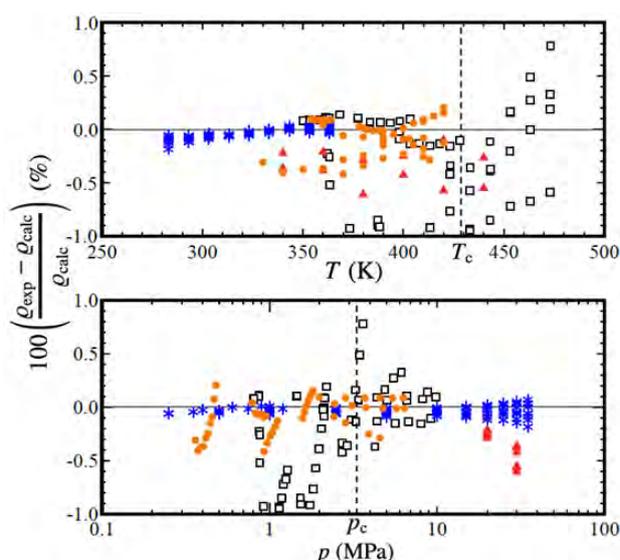


Fig.2.2-12 Deviations in experimental densities of HCFO1224yd(Z) from values calculated with the published equation of state: \square Fukushima et al. (2016), \blacktriangle Raabe (2017), \bullet Sakoda and Higashi (2018), $*$ Fedele et al. (2018).

九州産業大学では、平成30年度、HCFO1224yd(Z)について、第一原理計算による分子構造最適化及び基本振動解析を行い、理想気体比熱を決定した。その結果を用いて、ヘルムホルツ型状態方程式の理想気体部分を構成した。Fig.2.2-11は第一原理計算による理想気体比熱と気体音速から外挿により求めた実測値との比較である。計算値は実測値と良好に一致している。

また、イタリアの研究者による液体密度の測定結果を既存状態方程式と比較し、補外域での不確かさ評価を行った。Fig.2.2-12は状態方程式からの計算値における相対偏差を温度及び圧力に対して示したものである。300 K以下及び20 MPa以上で偏差が実測値の不確かさを上回っており、状態方程式の修正が必要であることが明らかになった。

7) 輸送的性質の測定及びモデル化

佐賀大学では、タンデム型細管法を利用した装置で粘度測定を、非定常細線を利用した装置で熱伝導率測定を行っている。平成30年度は、HFO1234fyなどの測定対象としている混合冷媒の単成分物質の測定と装置の改良、測定結果の健全性確認などを行った。また、HFO系及びHCFO系冷媒の輸送性質測定の現状と動向に関する文献調査を行った。Table 2.2-1は最近公表されたBobboら²⁻⁵⁾の低GWP冷媒の熱物性研究に関する調査結果の報告から抜粋したものであり、粘度及び熱伝導率に関する文献の数と測定範囲を示す。調査は論文が採択された2018年3月頃までのものであるが、低GWP冷媒に関する熱物性測定は日進月歩であり、その後も論文発表や学会発表がいくつかなされている。Table 2.2-2はBobboらの調査後、主な論文集や国際会議などで発表された粘度及び熱伝導率の測定に関する文献をまとめたものである。高沸点冷媒の開発が進み、著者らの測定や米国、中国などの研究者の発表が行われている。Table 2.2-1に示す冷媒より低沸点側の冷媒開発が求められているが、まだ候補冷媒が無く、輸送性質も測定されていない。なお表には示していないが、HFOとHFCとの混合冷媒の粘度や熱伝導率の測定結果もいくつか報告されている。

Table 2.2-1 Review by Bobbo *et al.*²⁻⁵⁾

ASHRAE designation	(a) Viscosity			(b) Thermal conductivity		
	Number of references	Temperature (K)	Pressure (MPa)	Number of references	Temperature (K)	Pressure (MPa)
R1234yf	7(2)	243-365	0.11-30.0	1	242-344	0.2-23
R1234ze(E)	4(1)	243-373	0.07-30.0	2	203-407	0.05-23
R1234ze(Z)	2(2) [2(2)]	283-440	0.18-3.00	1(1) [1(1)]	283-353	-
R1233zd(E)	1(0)	270-380	0.10-1.35	-	-	-

Number of references: Total(conference), []:Authors' reports

Table 2.2-2 Recent measurements which are not included in Bobbo *et al.* (by December 2018).

ASHRAE designation	(a) Viscosity			(b) Thermal conductivity		
	Number of references	Temperature (K)	Pressure (MPa)	Number of references	Temperature (K)	Pressure (MPa)
R1234ze(Z)	1(1) [1(1)]	313-455	0.5-4.0	1(1) [1(1)]	313-452	0.2-4.2
R1233zd(E)	2(1) [2(1)]	314-474	1.0-4.1	1(0) [1(0)]	313-474	0.15-4.1
R1336mzz(Z)	3(2) [2(1)]	314-475	0.5-4.1	3(2) [3(2)]	314-496	0.1-4.0
R1224yd(Z)	1(1) [1(1)]	303-475	1.0-4.0	1(1) [1(1)]	317-453	0.2-4.0
HFE356mmz	1(1) [1(1)]	313-475	0.5-4.0	1(1) [1(1)]	319-462	0.18-4.0
RE347mcc	1(1)	-	-	-	-	-

Number of references: Total(conference), []:Authors' reports

2.3 HF0系冷媒を含む混合冷媒及び高沸点HF0系冷媒の伝熱特性評価

1) プレート式熱交換器内の伝熱特性評価

プレート式熱交換器は単位体積あたりの伝熱面積が他の熱交換器に比べて大きく、高い伝熱性能が得られるため、冷凍空調機器においても凝縮器や蒸発器としての使用が広がっている。また流路の内容積が小さいので、冷媒充填量の削減にも効果がある。しかしプレート式熱交換器は流路構造が複雑であるため、内部の流動や熱伝達特性に関して不明な点が多い。佐賀大学では、あまり明らかにされていない内部流動及び局所熱伝達特性を明らかにする目的で実験を行った。

Fig.2.3-1は、透明なアクリルでプレート式熱交換器の流路を再現した流動観察用のテストセクションである。この透明流路内を断熱気液二相流で流れるFC72の流動観察を行った。Fig.2.3-2に上昇流の流動観察写真及び画像解析により得られたボイド率分布の一例を示す。観察結果より、冷媒の流入流出口のあるプレート左側に多くの蒸気が流れ、ボイド率も高くなっていることがわかる。

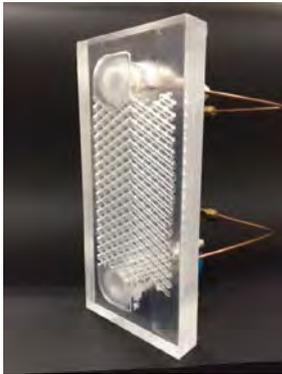
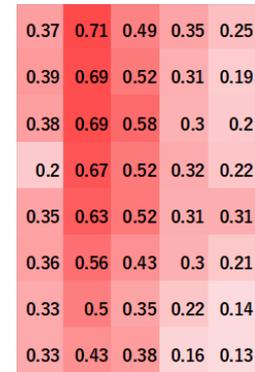


Fig.2.3-1 Transparent channel.



(a) Flow observation.



(b) Estimated void fraction.

Fig.2.3-2 Two phase flow behavior

$G = 10 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ and $x = 0.1$.

Fig.2.3-3に局所熱伝達率測定用のテストセクションを示す。赤色のプロットで示した位置で表裏2点の温度を測定し、熱流束、表面温度及び熱伝達率を算出した。Fig.2.3-4は局所凝縮熱伝達率の測定例である。局所熱伝達率はプレートの両側面側で低くなっており、伝熱面中央付近に最大値が表れている。対面しているプレートのそれぞれで熱伝達率に若干の違いが見られる。また、全体的に Nusselt の理論値より高い値を示すことがわかる。

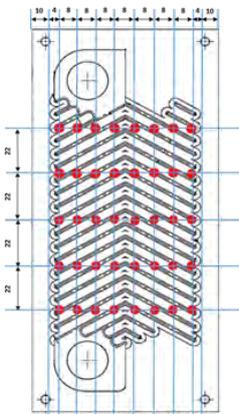
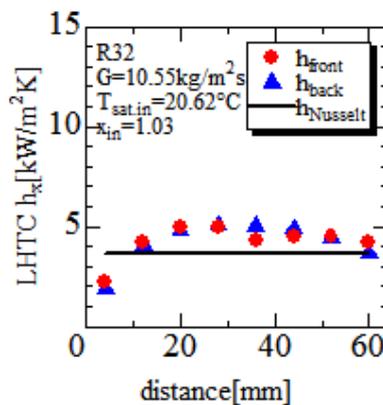
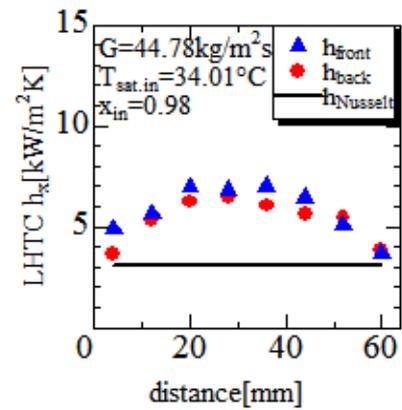


Fig.2.3-3 Test section for local heat transfer.



(a) $G=10 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$, $x=0.92$.



(b) $G=50 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$, $x=0.92$.

Fig.2.3-4 Horizontal variation of condensation heat transfer coefficient.

2) 扁平多孔管内の伝熱特性評価

東京海洋大学では、ポンプを使用した強制循環ループを用いて、扁平多孔管内での凝縮・沸騰熱伝達及び圧力損失の評価を行った。扁平多孔管は、熱交換器の小型・高性能化及び冷媒充填量削減が期待できるため、空調機器の凝縮及び蒸発器用の伝熱管として期待されている。扁平多孔管は水力直径 1 mm 以下の非円形微細流路を複数有しており、重力の影響に比べて表面張力の影響が相対的に大きくなることから、これまでの空調機器等に用いられている従来径の伝熱管とは異なる伝熱及び流動特性を示すことが知られている。しかしながら、扁平多孔管内での新規代替冷媒及びそれらの混合物の伝熱及び圧力損失特性に関する十分な知見は得られているとは言い難い。

平成 30 年度は、比較対象とするために、HFO1234yf の扁平多孔管内の凝縮・沸騰熱伝達率及び圧力損失の評価を行った。試験伝熱管は、水力直径 0.8 mm の複数の微細矩形流路を有する扁平多孔管であり、その断面写真及び仕様を Fig.2.3-5 及び Table 2.3-1 に示す。凝縮伝熱実験の場合は扁平多孔管を上下から冷却ジャケットにより冷却し、熱流束センサを用いて熱流束を測定した。また、沸騰伝熱実験の場合は扁平多孔管の上下から面状ヒータを用いて所定の熱流束条件で加熱し、投入電力から熱流束を求めた。凝縮伝熱実験は飽和温度 40 °C、質量速度 50~400 kgm⁻²s⁻¹、熱流束 5~10 kWm⁻² の範囲で、沸騰伝熱実験は飽和温度 15 °C、質量速度 50~400 kgm⁻²s⁻¹、熱流束 5~20 kWm⁻² の範囲で実施した。また、HFC32 についても、質量速度及び熱流束をパラメータとし、凝縮・沸騰熱伝達率及び圧力損失を測定した。

平成 30 年度の成果の一例として、Fig.2.3-6 に質量速度 400 kgm⁻²s⁻¹ での HFO1234yf 及び HFC32 の沸騰熱伝達率の測定値を示す。HFO1234yf 及び HFC32 とともにクオリティの増大にともない熱伝達率は増大し、強制対流の影響がみられ、クオリティ 0.9 近傍でドライアウトによる熱伝達率の低下がみられた。また、HFO1234yf の熱伝達率は HFC32 に比して平均で 60% 程度低い値を示した。



Fig.2.3-5 Cross-section of the test tube.

Table 2.3-1 Details of test multiport tube.

Number of channels	12
Tube width	16 mm
Tube thickness	1.5 mm
Hydraulic diameter	0.82 mm

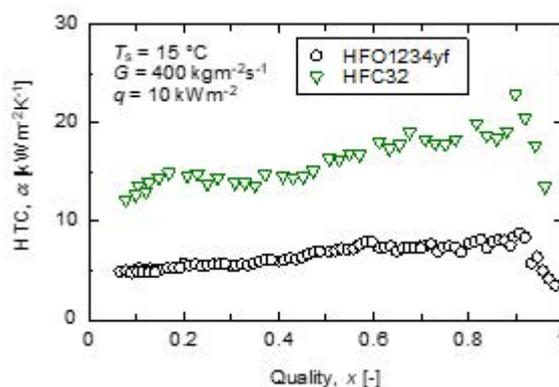


Fig.2.3-6 Boiling heat transfer coefficients of HFO1234yf and HFC32.

3) 円管内の伝熱特性評価

長崎大学工学部では蒸気圧縮式冷凍機を用い、外径 6 mm のら旋溝付管内を流れる低 GWP 冷媒の熱伝達特性と圧力損失特性を評価している。平成 30 年度は HCFO1224yd(Z) の評価を行った。試験には、等価内径が 5.21 mm、フィン高さ 0.27 mm、フィン数 60、ねじれ角 18 度、面積拡大率 2.62 の銅製水平伝熱促進管を用いた。飽和温度 10 °C (圧力 0.085MPa に相当)、熱流束 10 kWm⁻² の条件のもと測定を行ったので、Fig.2.3-7 及び Fig.2.3-8 へそれぞれ、熱伝達率及び圧力損失の測定結果を示す。HCFO1224yd(Z) の蒸気密度が著しく低いため、試験装置の制約上、質量速度 100 kgm⁻²s⁻¹ で測定を行い、200 kgm⁻²s⁻¹ で測定された HFC32 及び HFO1123/HFC32 (40/60mass%) のデータと比較を行った。HCFO1224yd(Z) の蒸発熱伝達率は、HFC32 や HFO1123/HFC32 (40/60mass%) に比して幾分低い値を示す。これは、HCFO1224yd(Z) の液熱伝導率や蒸発潜熱が小さいためであると推察されるが、それらの正確な値が報告されていないため、

まだ断定が出来ない。一方、HCFO1224yd(Z)は質量流速が低いにも関わらず、他の冷媒よりも高い圧力損失の値を示す。これは蒸気密度が低く、体積流量が極めて高いためであると推察される。

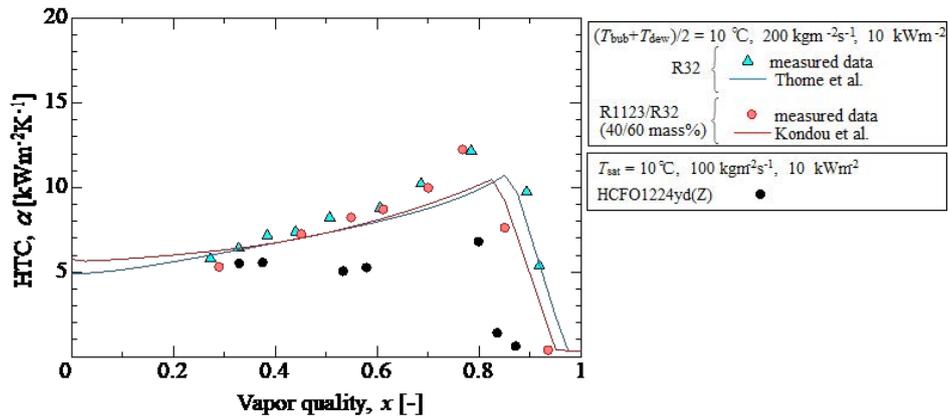


Fig.2.3-7 Heat transfer coefficients of HCFO1224yd(Z) flow during evaporation process.

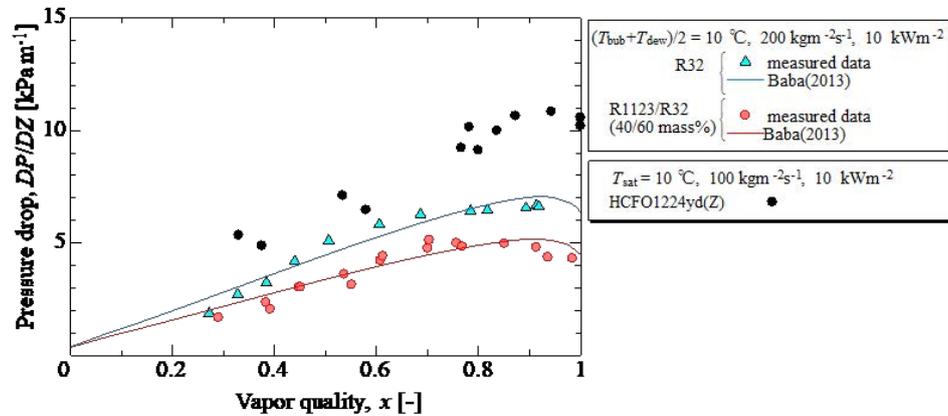


Fig.2.3-8 Pressure drop of HCFO1224yd(Z) flow during evaporation process.

4) 水平円管外の伝熱特性評価

九州産業大学では、九州大学より管外熱伝達装置を移設し、新規冷媒候補の伝熱測定を行うにあたり、装置の健全性を確認するために、既存冷媒である R134a を用いて飽和温度 20°C、30°C 及び 40°C における熱伝達率の測定を行った。健全性の確認は、試験結果と平滑管外凝縮熱伝達の理論式から算出した値と比較することで行った。Fig.2.3-9 に試験結果、理論式の結果及び理論式の結果±10%を示した結果であり、試験結果は理論式の結果と±7%以内で一致したことから、装置の健全性が確認された。

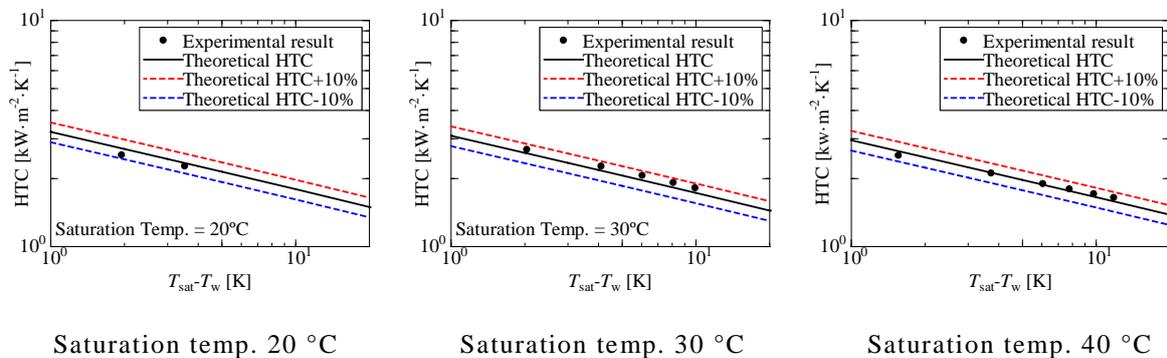


Fig.2.3-9 Compare experimental results with theoretical HTC.

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

1) ヒートポンプサイクル基本特性の熱力学的解析

九州産業大学では、混合冷媒の評価を行うために、HFO1234yf/HFC32/CO₂系混合冷媒において、凝縮温度及び蒸発温度を変化させて、熱力学的解析を行った。凝縮温度及び蒸発温度を変化させることで、混合比率に対してサイクル性能が変化することを確認した。Fig.2.4-1に蒸発温度-3°C、過熱度3K、過冷度0Kにおいて、凝縮温度を20°C、30°C、40°Cと変化させた計算結果(COP(R410A比))を示す。凝縮温度が上昇するとともに、COP比が1を超えるエリアが増加していることがわかる。つまり、使用条件に合わせた冷媒比率の選定が必要である。

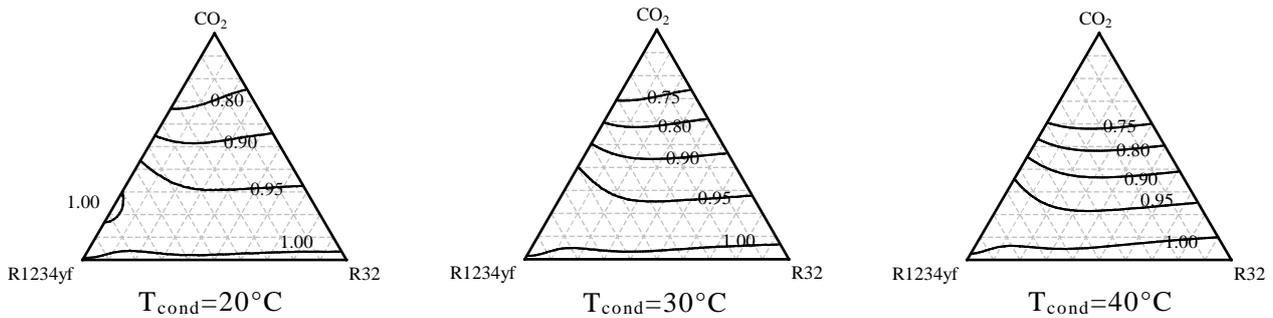


Fig.2.4-1 Thermodynamic analysis result of HFO1234yf/HFC32/CO₂.

2) ヒートポンプサイクル特性の実験的評価

九州大学筑紫キャンパスでは、GWP150以下をターゲットとした二成分及び三成分混合冷媒について、ヒートポンプサイクルの性能を実験的に評価した。実験に用いた冷媒は、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%) である。暖房、冷房の各種温度条件のもとで実験を実施し、R410A、R32及び重量比の異なる二成分混合冷媒と性能の比較を行った。

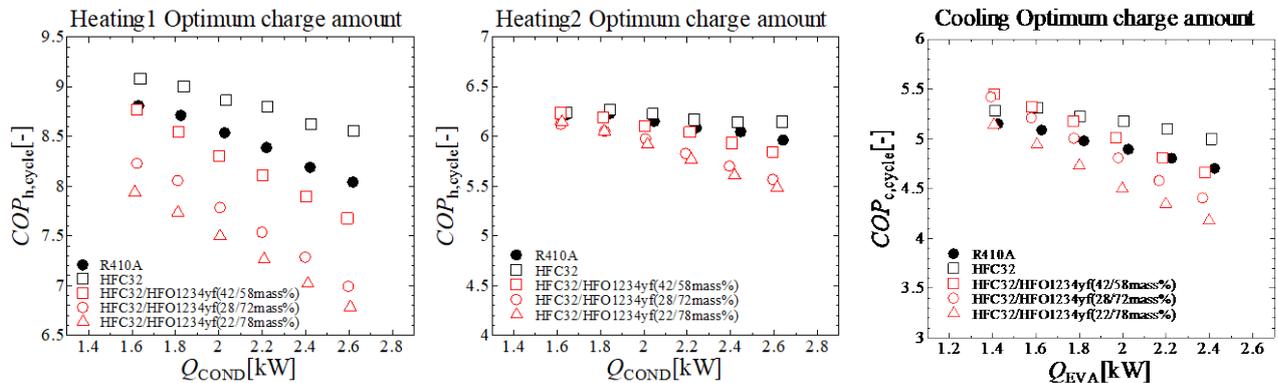


Fig.2.4-2 Compare COP of zeotropic mixture refrigerants of HFC32/HFO1234yf with that of existing refrigerant.

(Heating 1: Heating load water 15°C → 9°C, Cooling load water 20°C → 30°C,

Heating 2: Heating load water 15°C → 9°C, Cooling load water 20°C → 40°C,

Cooling: Heating load water 20°C → 10°C, Cooling load water 30°C → 45°C).

実験条件によっては、二成分混合冷媒 HFO1234yf/HFC32 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 (HFO1234yf/HFC32/CO₂ = 72/22/6) の COP

は、二成分混合冷媒（HFO1234yf/HFC32 = 78/22）の COP と同等または下回ることが明らかとなった。

参考文献

- 2-1) Lemmon, E.W., Huber, M.L., McLinden, M.O., NIST Standard Reference Database 23: Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties - REFPROP Ver. 9.1, National Institute of Standards and Technology, Boulder, CO, USA.2013
- 2-2) Lemmon, E.W., Bell, I.H., Huber, M.L., McLinden, M.O., NIST Standard Reference Database 23: Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties-REFPROP, Version 10.0, National Institute of Standards and Technology, Standard Reference Data Program, Gaithersburg, 2018.
- 2-3) Joback K. G., and Reid R. C., "Estimation of pure-component properties from group-contributions," Chem. Eng. Commun. 57, 233, (1987).
- 2-4) Rihani D. N., and Doraiswamy L. K., "Estimation of heat capacity of organic compounds from group contributions," Ind. Eng. Chem. Fundam. 4, 17, (1965).
- 2-5) Bobbo, et al. "Low GWP halocarbon refrigerants: A review of thermophysical properties, Int. J. Refrig., 90, 181 (2018).

3. 早稲田大学の進捗

3.1 総論

次世代冷媒を導入する場合には、安全性や GWP だけでなく、機器の実運転性能が評価すべき最重要因子の一つである。それは、機器の実運転性能によってエネルギー起源の CO₂ 排出による地球温暖化影響が決定されるからである。しかし、現状では、機器性能については、十分な評価が行われないうまま、冷媒の選定が進められているのが実情である。

この理由としては、運転される温度帯や機能、運転方法が大きく異なる多様な機種を短期間で開発することが求められることから、新たな冷媒向けのプロトタイプ機器を開発し、性能を逐次評価するような手間がかかる手法を採用することはほぼ不可能なためである。現状では、従来の HFC 系冷媒向けに開発された機器に新たな冷媒をドロップインして機器性能を評価したり、現実とは大きく異なる理想サイクルとしての性能で実機性能を推定したりするような手法がとられている。

このようなやり方では、都合よく機器性能を評価できてしまうため、冷媒メーカー、機器メーカー等の思惑が入り乱れ、冷媒の選定がミスリードされる可能性を十分に有する。

このため、工業界や学術界で公平・公正に共有できる実用機レベルまでの性能評価手法や性能評価ツールの開発、これに基づいた冷媒評価の実施が強く望まれている。

そこで、本研究開発では、低 GWP 冷媒を導入した中小型規模の冷凍空調機器の性能を実用機レベルにおいてまで評価できる手法を確立し、工業界や学術界でも広く標準ツールとして活用が可能な共通解析プラットフォームとしてのシミュレーションツールとして展開することを目指している。

3.2 事業概要

上記目的を達成するために、「性能解析技術研究開発」、「性能評価技術研究開発」、「シミュレーター開発とその活用」の3項目の研究開発を実施する。

まず各種低 GWP 冷媒を採用した機器の実用機レベルの性能を高精度に解析できる性能解析技術を確立する。ここでは、熱交換器、圧縮機、膨張弁の高精度な数理モデルを構築する。また、現象究明がまだまだ十分に進んでいない混合冷媒の性能や冷媒充填量を評価できる混合冷媒性能評価装置、冷媒充填量評価装置を製作する。

次に、統一された公平・公正な条件で機器性能を比較分析できる性能評価技術を研究開発する。ここでは、数理的に評価可能な評価手法を構築する。同時に数理的だけでなく実運転性能をも評価することが求められることからハイブリッド型性能評価装置を製作する。

さらには、デバイスとして多様な冷媒の熱交換性能を解析できる熱交換器シミュレーターを製作する。また、システムの性能を評価できるシステムシミュレーターの計算エンジンと GUI を製作する。年間性能を評価可能な年間性能・LCCP 評価シミュレーターをも製作するが、これについては、年間性能が計算できる計算エンジンまで製作する。

ここで、「性能解析技術研究開発」の一部と「性能評価技術研究開発」の一部は、国立大学法人電気通信大学に再委託し研究を進める。プロジェクト全体のイメージを Fig.3.2-1 に示す。

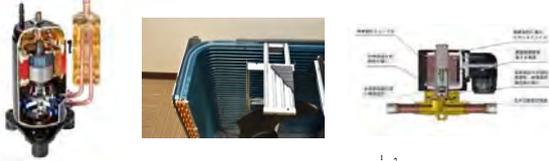
以下に、項目ごとの進捗状況について、次項に記述する。

プロジェクト全体のイメージ

1. 性能解析技術 研究開発

1.1 モデリング, 性能解析: 早大+電通大

- 次世代低GWP冷媒を動作流体とする熱交換器, 膨張弁, 圧縮機の高精度数値モデルの構築
- モジュラー解析手法を活用したシステムの定常解析



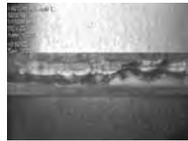
$$\frac{\partial(\rho_k u_k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho_k v_k h_k)}{\partial z} = -\frac{L C_{in}}{S_{in}} q_{in}$$

$$\rho_v c_v \frac{\partial T_F}{\partial t} = \frac{L C_v}{S_F} q_c + \frac{L_{A2} L_{F2}}{L_{F,B} S_F} (q_{F1} - q_{F0}) - \frac{A_{GC} + \eta_r A_i}{S_i L} (q_{out} + h_v J_{out})$$

$$\alpha_m = (\text{Nu}_a^2 + \text{Nu}_b^2)^{\frac{1}{2}} \frac{\lambda_g}{D_{in}}$$

$$\text{Nu}_F = 2.12 \sqrt{f_v} \Phi_v \left(\frac{\rho_L}{\rho_v} \right)^{0.5} \left(\frac{x}{1-x} \right) \text{Pr}_L^{0.4} \text{Re}_L^{0.5}$$

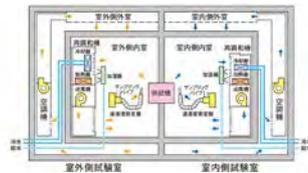
$$\text{Nu}_B = \frac{1.98}{h_A^{0.5}} H(\xi) \frac{1}{\text{Bo}^{0.71}} \left(\frac{\text{Ga Pr}_L}{\text{Ph}_L} \right)^{0.25}$$



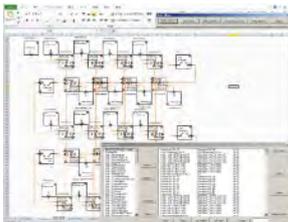
2. 性能評価技術 研究開発

2.1 数理的性能評価手法開発: 早大+電通大

次世代低GWP冷媒を採用した機器性能を比較検討する際の機器の基本構造, 比較条件を明確化

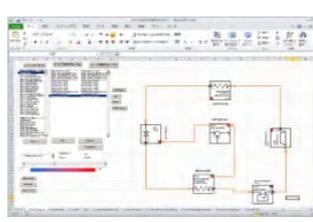


3.1 熱交換器シミュレーター: 早大



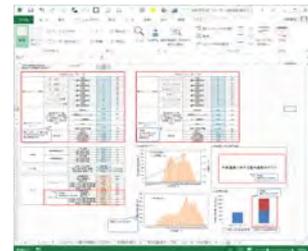
複雑な構造でもグラフィカルな操作のみで容易に解析が可能な熱交換器シミュレーターを製作.

3.2 システムシミュレーター: 早大



多様な低GWP冷媒に対応でき, 機器の制御まで含めたシステムシミュレーターの計算エンジン, GUIの製作

3.3 年間性能, LCCPシミュレーター 早大



機器の年間性能やLCCPを評価が可能なシミュレーターの計算エンジンを製作.

Fig.3.2-1 Image of the whole project

3.3 性能解析技術研究開発

次世代冷媒の性能の良し悪しを判断するためには、当然であるが、それを導入した機器の省エネ性能となる。省エネ性能は、実験レベルだけで比較検討することは不可能であるため、数理解析技術を導入して数理的な評価が有効となる。そこで、本研究開発では、最終的には、実用機レベルの機器性能の高精度な数理解析の実現を目指しており、その第一段階として機器を構成する各種デバイスの数理解析モデル、数値解析手法の検討を進めた。

すでに比較的簡易な数理解析モデルは構築できているため、今年度は、多様な冷媒の解析をも可能とする熱交換器、圧縮機、膨張弁の数理解析モデルを構築するための検討を行った。具体的な取り組み結果は次のとおりである。

1) 熱交換器

次世代低 GWP 冷媒を用いた熱交換器については、基礎研究レベルでの理想化された状態では、現象の究明や、伝熱性能等の定式化が進められ、多くの成果が得られている。しかし、実用機レベルになると冷媒の分配、分岐を含む複雑な冷媒流路、空気側のフィン形状により機器全体構造が複雑となるため、性能解析誤差が大きくなる。第一段階として、特に流れ場のモデリングが重要となるため、誤差の大きな要因を突き止めることを目指し、文献調査や実験、CFD 解析等を行った。今年度実施した主な項目は次のとおりである。

- 誤差の大きいボイド率計算に採用すべき式の調査を実施
結果については、未発表のため、本レポートでは記述を差し控える。

2) 圧縮機

圧縮機は、システムとしての解析を行うレベルでは、断熱効率や体積効率で簡易に示されることが多い。しかし、詳細なシステム評価を行う際には、圧縮機での放熱や、冷媒の寝込み現象等についての解析が不可欠である。そこで、圧縮機内部での状態まで詳細に解析できるモデルを構築するために、今年度は、文献調査により以下の検討を行った。

- 適用すべき数理解析モデルを分析
- 各種冷媒で実機性能がどのようになっているのかを調査

Fig.3.3-1 にスクロール圧縮機の概略図を示す³⁻¹⁾。

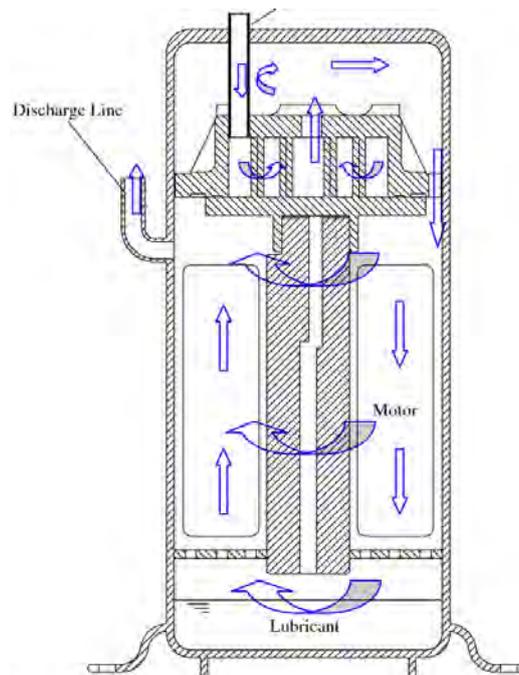


Fig.3.3-1 Schematic of the high-side scroll compressor

文献調査により，圧縮機については，回転方向に対して圧縮室の構造変化を表す関係式と具体的な冷媒の運動やエネルギーに関する方程式，オイルの運動やエネルギーに関する方程式，冷媒の漏れの式として下記の関係式³⁻²⁾を抽出した．

$$V_{suction} = \frac{1}{2} \delta r_b r_o \left[\left(2\theta\varphi_e - \theta^2 - \frac{3}{2}\theta\pi \right) + 2(1 - \cos\theta) - 2(\varphi_e - \pi)\sin\varphi - \frac{\pi}{4}\sin 2\theta \right] \quad (3.1-1)$$

$$\frac{dV_{suction}}{d\theta} = \frac{1}{2} \delta r_b r_o \left[\left(2\varphi_e - \theta - \frac{3}{2}\pi \right) - 2(\varphi_e - \pi)\cos\theta - \frac{\pi}{2}\cos 2\theta + 2\sin\theta \right] \quad (3.1-2)$$

$$V_{chamber} = 2\pi\delta r_b r_o \left(2\varphi_e - 2\theta - \frac{7}{2}\pi \right) \quad (3.1-3)$$

$$\frac{dV_{chamber}}{d\theta} = -4\pi\delta r_b r_o \quad (3.1-4)$$

$$\frac{dM_g}{dt} = m_{g,in} - m_{g,out} \quad (3.1-5)$$

$$\rho_g \frac{D(\bar{v})}{Dt} = \underbrace{-\bar{\nabla} p}_{\text{P gradient}} + \underbrace{\rho_g \bar{g}}_{\text{Body forces}} + \underbrace{\mu_g \bar{\nabla} \bar{\tau}}_{\text{Viscous forces}} \quad (3.1-6)$$

Momentum variation

$$\frac{dU_g}{dt} = \underbrace{-\delta W}_{\text{Work done}} + \underbrace{\delta Q}_{\text{Heat transfer}} + \underbrace{\sum \frac{dH_{in}}{dt}}_{\text{Inflow matter energy}} - \underbrace{\sum \frac{dH_{out}}{dt}}_{\text{Outflow matter energy}} + \underbrace{\Phi}_{\text{Energy dissipation}} \quad (3.1-7)$$

$$\frac{dM_o}{dt} = m_{o,in} - m_{o,out} \quad (3.1-8)$$

$$\frac{dU_o}{dt} = \underbrace{\delta Q}_{\text{Heat transfer}} + \underbrace{\sum \frac{dH_{in}}{dt}}_{\text{Inflow matter energy}} - \underbrace{\sum \frac{dH_{out}}{dt}}_{\text{Outflow matter energy}} + \underbrace{\Phi_o}_{\text{Energy dissipation}} \quad (3.1-9)$$

$$\dot{M} = cA \sqrt{2 \frac{\kappa}{\kappa-1} p_{in} \rho_{in} \left\{ \left(\frac{p_{out}}{p_{in}} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{p_{out}}{p_{in}} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right\}} \quad \frac{p_{out}}{p_{in}} \geq \left(\frac{\kappa}{\kappa-1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \quad (3.1-10)$$

$$\dot{M} = cA \sqrt{p_{in} \rho_{in} \left(\frac{2}{\kappa+1} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa-1}}} \quad \frac{p_{out}}{p_{in}} \leq \left(\frac{2}{\kappa+1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \quad (3.1-11)$$

3) 膨張弁

膨張弁では、高速な冷媒が気液二相として流通するため、動作解析や機器設計において考慮すべき因子が複雑に関連している。そこで、本研究では複雑な膨張過程の解析を段階的に進めている。今年度は、以下の検討を行った。

- 膨張弁性能評価装置により予備実験の実施

予備実験を行い、実験データも取得も可能なことを明らかにしている。Fig.3.3-2 に予備実験に用いた実験装置の外観を、Fig.3.3-3 に R410A を用いた実験結果の一例をそれぞれ示す。

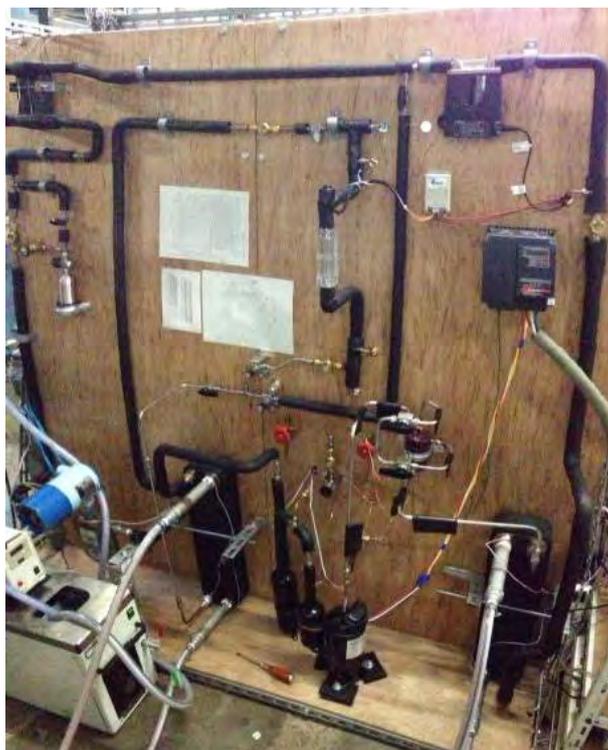


Fig.3.3-2 Preliminary experimental equipment

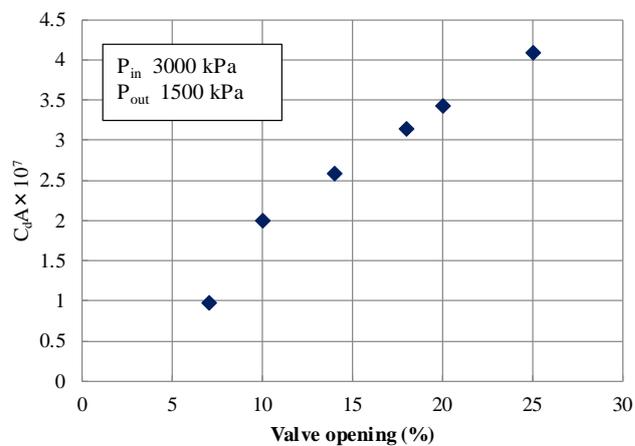
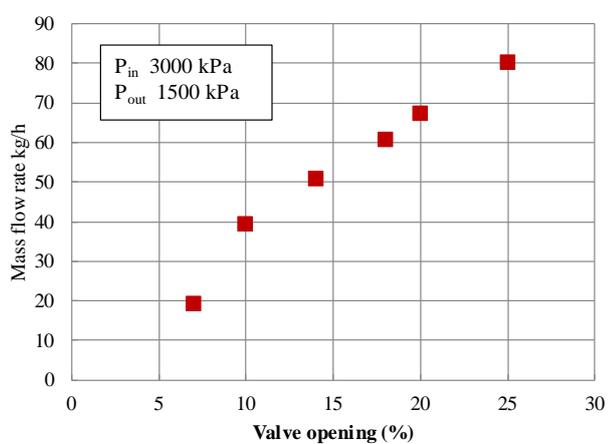


Fig.3.3-3 Experimental result

3.4 性能評価技術研究開発

多様な冷媒を用いた実機性能を比較検討するためには、それぞれの冷媒において最適に設計された機器に対して統一的な条件で性能を評価すべきであるが、その指針が明確となっていない。このため、都合よく機器性能を高く見せるような操作をすることも可能となってしまう。そこで、本研究では、性能評価方法を明確化するとともに、実運転性能をも測定可能な革新的な評価装置を新たに開発し、評価方法の妥当性を検証することを目指す。

1) 数理的性能評価手法開発

実機性能を比較する際に、評価方法が複雑過ぎれば、採用されなくなってしまう。そこで、機器の性能解析や具体的な実験を通じて機器性能に影響が大きい因子を抽出するとともに、AI(特に進化計算技術)を適宜導入した数理的最適化手法を導入しながら、それぞれの冷媒に対してどのように設計された機器で性能を比較すべきかを明確化する。今年度は以下の検討を行った。

- 空気側について最適化計算を実施した。ここでは、AIを用いてフィン高さ、フィンピッチ等を最適化する計算を行った。
- その対象としては、円管とマイクロチャンネルとして、最適化計算を実施した。

その結果、必要となる体積の中で、フィンをどのように最適に設計すべきかを明確とするとともに、必要となるファン動力を明確化できた。最適化の結果については、未発表のため、本レポートでは記述を差し控える。

2) 性能評価装置

使用温度帯や運転条件、運転方法が大きく異なるが、今後の中小型空調機器として非常に重要となるエアコンとショーケースを取り上げ、機器性能を具体的に評価する。計画では、平成31年度から検討を始めることとしていたが、早稲田大学における評価装置の設置場所を検討する都合上、予定よりも先行して、今年度から装置の大きさやレイアウト、概算費用等の基本的な設計を進めている。従来のAPFの評価装置では、制御ループを外し、圧縮機を固定した定常状態で数点のデータで性能を計測しているが、今回開発する評価装置の特徴は以下の通りである。

- 開発装置は、機器が自らの制御によって運転されている性能を計測可能
- 省スペースでVRFにおけるバランスが崩れた性能評価も可能

Fig.3.4-1 に性能評価装置の概念図を、Fig.3.4-2 には、今回開発する性能評価装置の原型機となる装置の外観写真を示す。また、今回開発する性能評価装置の概要図例を Fig.3.4-3 (室外機室と室内機室を上下方向に配置した例) と Fig.3.4-4 (室外機室と室内機室を水平方向に配置した例) を示す。

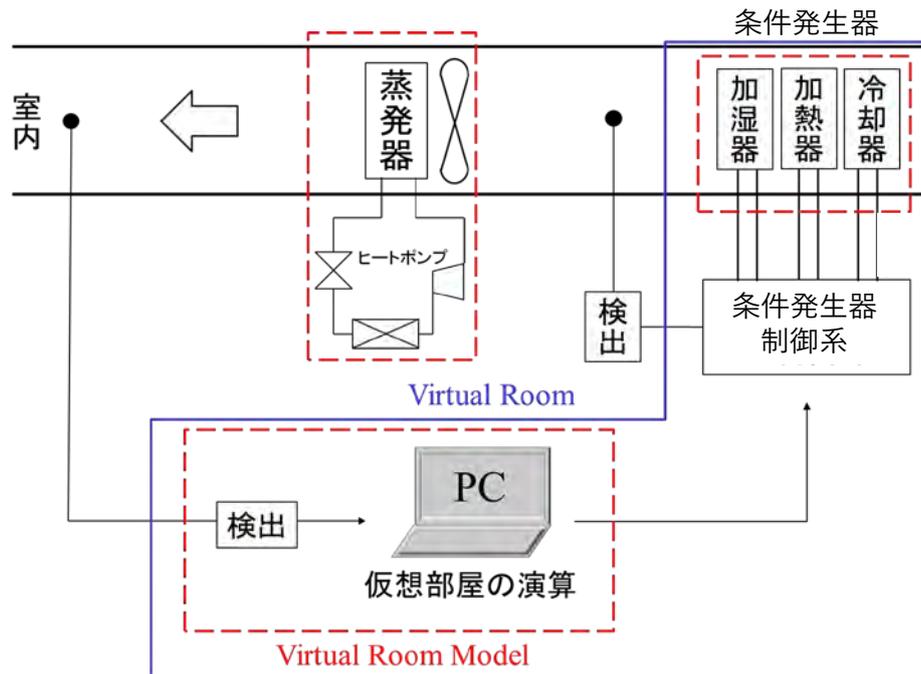


Fig.3.4-1 Conceptual diagram of evaluation device



Fig.3.4-2 Appearance of prototype machine

ヒートポンプエアコン性能評価装置 概要図

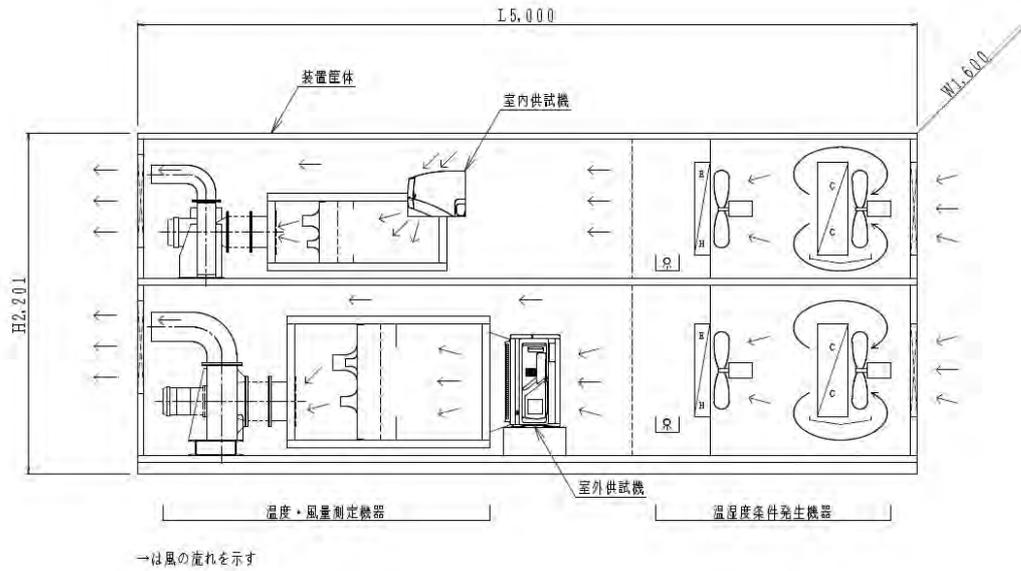


Fig.3.4-3 Outline drawing of evaluation device examined
(The case where outdoor unit room and indoor unit room are stacked up and down in two stages)

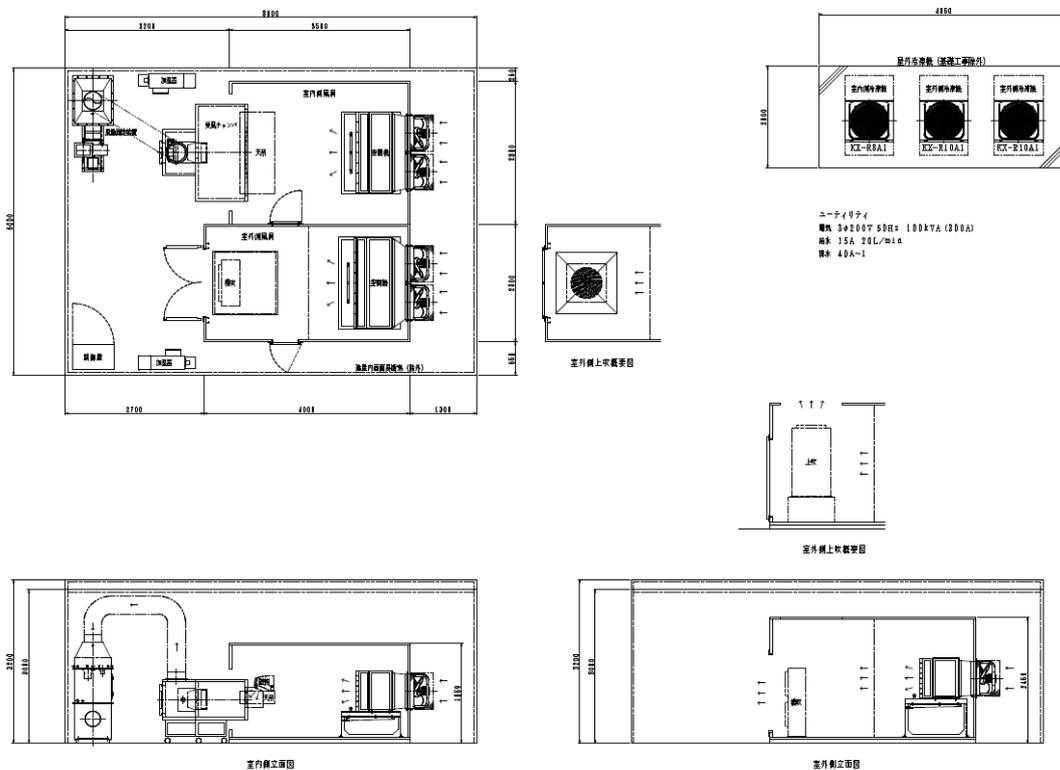


Fig.3.4-4 Outline drawing of evaluation device examined
(The case where outdoor unit room and indoor unit room are arranged in parallel)

3.5 シミュレーター開発とその活用

構築した数理モデルを導入して、混合冷媒も含む多様な次世代低 GWP 冷媒を用いた機器の性能解析を可能とするシミュレーターを開発する。ここでは、工業界や学术界でシミュレーションを専門としない技術者、研究者の利用も考慮し、ユーザーが数値計算を意識することなくグラフィックユーザーインターフェース(GUI)を活用しながら容易にこのような解析が可能な解析環境を構築する。今年度の進捗状況は以下のとおりである。

- 文献調査により数理モデル、計算ロジックを分析
- C++で計算エンジンを実際に作成
- GUI の基本構成を構築

なお、従来のシミュレーターとの違いは以下のとおりである。

<従来>

精度良くシミュレーション計算するためには、実機の詳細な仕様や、制御方法などの詳細データをメーカーから開示してもらうことが必要である。

<今回の開発>

熱交換器や圧縮機など、理論に基づき数値モデルを作成することにより、混合冷媒を含めて、従来にない新冷媒に対しても妥当性のあるシミュレーションができる。

1) 熱交換器

パス数や冷媒の分岐方法、空気側のフィン形状によって熱交換器の性能がどのようになるのかを容易にシミュレーション可能な熱交換器シミュレーターを開発する。今年度は、数理モデルと計算ロジックの文献調査を行い、簡易な計算ロジックでの数値計算を実現した。ソフトウェア専門会社に外注し、入出力の GUI を大幅に改善する検討を行った。なお、現状のシミュレーターの課題と GUI の開発方針は、以下のとおりである。

<課題の整理>

- 冷媒充填量に大きな誤差があるため、速度比の補正で対応が必要
- 混合冷媒時熱量に計算誤差があるため、物性や温度の考え方の再検討が必要
- 実用を目指した計算の大幅な高速化が必要

<GUI の開発方針>

- 熱交換器の GUI を簡単にする
- 計算の途中経過が表示されるようにする
- 線図に表記されるようにする

まずは、簡易な GUI を構築し、その使い勝手について検討を進めているところである。

Fig.3.5-1 に簡易な GUI の例を示す。

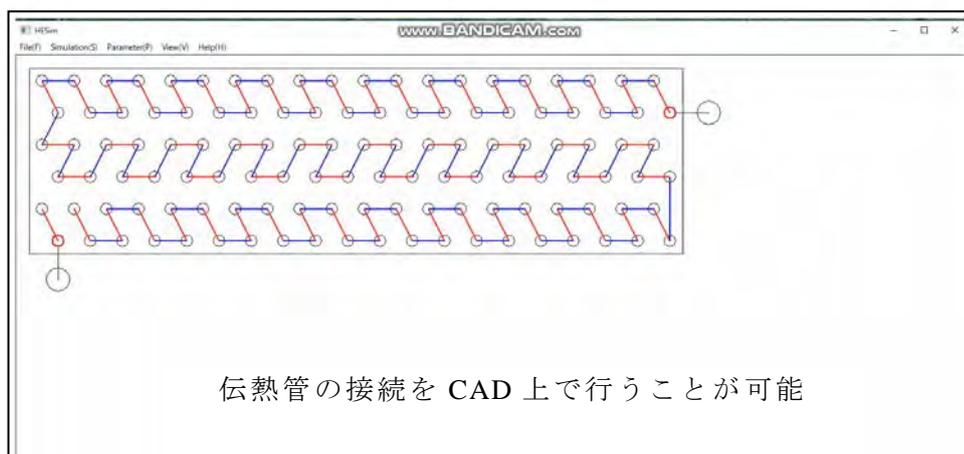
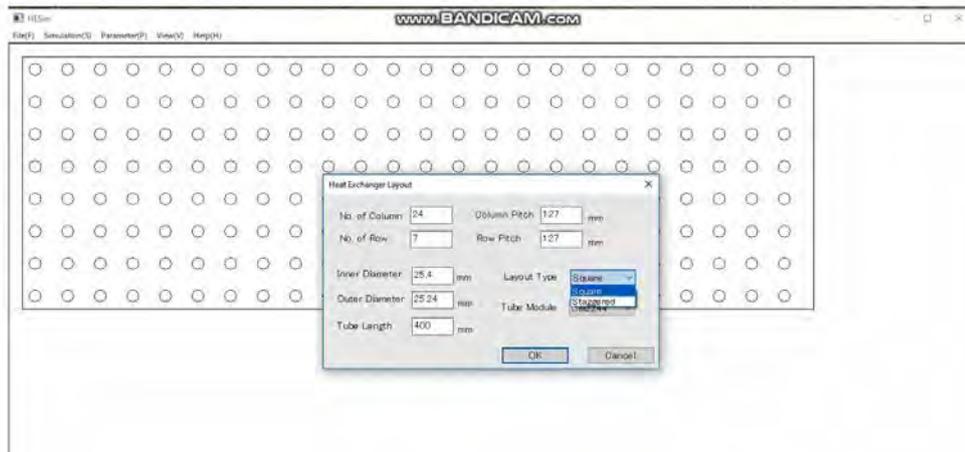


Fig.3.5-1 Simple GUI

3.6 研究進捗と今後の計画

今年度の進捗と次年度以降の計画は、Table 3.6-1 のとおり。

Table 3.6-1 Research progress plans and results

大項目	小項目	明細	担当機関		平成30年度	平成31年度	平成32年度
1. 性能解析技術研究開発	1-1 モデリング、性能解析	熱交換器	早稲田+電通大	計画 実績			
		圧縮機	早稲田	計画 実績			
		膨張弁	早稲田+電通大	計画 実績			
		システム	早稲田	計画 実績			
	1-2 現象究明実験	混合冷媒評価	電通大	計画 実績			
		冷媒充填	早稲田	計画 実績			
		熱交換器	早稲田	計画 実績			
1-3 モデルの妥当性検証	システム定常	早稲田	計画 実績				
	システム非定常	早稲田	計画 実績				
	システム	早稲田+電通大	計画 実績				
2. 性能評価技術研究開発	2-1 数理的性能評価手法開発	熱交換器	早稲田+電通大	計画 実績			
		システム	早稲田+電通大	計画 実績			
	2-2 性能評価装置開発		早稲田	計画 実績			
	2-3 評価手法の妥当性検証	熱交換器	早稲田	計画 実績			
		エアコン	早稲田	計画 実績			
ショーカー	早稲田	計画 実績					
3. シミュレーター開発とその活用	3-1 熱交換器		早稲田	計画 実績			
	3-2 システム		早稲田	計画 実績			
	3-3 年間性能, LOCP		早稲田	計画 実績			

参考文献

- 3-1) B. Wang, W. Shi, X. Li, Q. Yan, (2008), Numerical research on the scroll compressor with refrigeration injection, Applied Thermal Engineering, Vol. 28, pp. 440–449.
- 3-2) K. Tojo, M. Ikegawa, N. Maeda, S. Machida, M. Shilbayashi, (1986), Computer Modeling of Scroll Compressor with Self Adjusting Back-Pressure Mechanism, International Compressor Engineering Conference Proceedings, Purdue University, West Lafayette, U.S.A..

3.7 電気通信大学の進捗

1) 総論

全体としては、概ね順調に進んでいる。2018年度の実施事項は、熱交換器の冷媒側の熱伝達文献調査およびプログラム作成、そして、膨張弁の数値解析である。以下に、今後の計画と課題を含め報告する。

2) 熱交換器の冷媒側 熱伝達率文献調査およびプログラム作成

現在、熱交換器の冷媒側熱伝達率の予測式について、様々な提案がなされている。そこで、文献調査を行い、以下の10の熱伝達整理式について、一度に熱伝達率整理式の各特徴と信頼性を抽出できるように、Excel上で物性値計算ソフトウェア Refprop10³⁻³⁾を連携させたVBAプログラムの開発を行った。

Chen型・・・核沸騰と強制対流蒸発熱伝達を、線形和として整理式として表現。 気液二相流の強制対流蒸発が単相流に対してどれくらい倍増されるのかの係数 F と、核沸騰熱伝達が強制対流蒸発で抑制される係数 S を組み合わせ、熱伝達の物理現象を再現できるようにされている。以下の9つの整理式については、係数 F や S の違いで説明できる場合もある。

1. **Chen (1966)**, Correlation for boiling heat transfer to saturated fluids in convective flow, Ind. Engng. Chem. Proc. Des. Dev. 5, 322–329
2. **Lazarek and Black (1982)**, Evaporative heat transfer, pressure drop and critical heat flux in a small vertical tube with R-113. Int. J. Heat Mass Transfer 25, 945–960
3. **Jung et al. (1989)**, A study of flow boiling heat transfer with refrigerant mixtures. Int. J. Heat Mass Transfer 32, 1751–1764
4. **Liu and Winterton (1991)**, A general correlation for saturated and subcooled flow boiling in tubes and annuli, based on a nucleate pool boiling equation. Int. J. Heat Mass Transfer 34, 2759–2766
5. **森ら(1999)**, 冷媒の水平平滑蒸発管内熱伝達係数の予測式の修正, Trans. JSRAE 16, 177–187, in Japanese
6. **Sumith et al. (2003)**, Saturated flow boiling water in a vertical small diameter tube. Experimental Thermal Fluid Science 27, 789–801
7. **Kandlikar and 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
8. **Zhang et al. (2004)**, Correlation for flow boiling heat transfer in mini-channels. Int. J. Heat Mass Transfer 47, 5749–5763
9. **Saitoh et al. (2007)**, Correlation for boiling heat transfer of R-134a in horizontal tubes including effect of tube diameter. Int. J. Heat Mass Transfer 50, 5215–5225

一方で、宮田ら³⁻⁴⁾は、近年熱交換器の熱交換密度を高めて、高性能化とコンパクト化を図る手法として使用されている微細流路内の沸騰熱伝達について、なぜ熱交換効率が上昇しているかのメカニズムを解明した上で、従来のChen型に加え、微細流路内に特有の薄い液膜によって熱伝達が促進される蒸発熱伝達項を線形和として与えた。この事で、他の研究者の実験データについても微細流路内熱伝達を非常に良好な精度で再現できるようになった。一方で、1MPaを越えるような高圧冷媒や水平流熱伝達の精度を向上させる必要があり、以下の榎木ら（再委託先研究者として参加）が、宮田らの整理式の修正を行って、より一般化したモデルを提案している。

宮田ら型・・・微細流路内で生じる特有の蒸発熱伝達現象をChen型に加算して表現。

10. **榎木ら(2015)**, 微細流路内沸騰熱伝達の整理式の修正, Trans. JSRAE 32, 275–284, in Japanese

以上、取り上げた 10 の整理式は、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。具体的な比較としては、各々の整理式の比較が可能でグラフとして可視化でき、また実験値との比較の場合については、標準偏差 *SD*、単純平均偏差 *AD*、絶対値平均偏差 *MD*、そして全体の実験値に対して予測精度が 20% and 30% 以内の割合をパーセンテージ表記として出力し、それぞれの整理式の特徴と比較が可能となっている。

3) 膨張弁解析

膨張弁の前後における冷媒の CFD 解析を実施した。冷媒として、R410A 混合冷媒を参照し、基礎式としては圧縮性二流体モデルによる質量・運動量・エネルギー保存則をそれぞれ適用した。基礎式は有限体積法により空間離散化し、圧縮性による不連続に対応可能な Godunov 法を二流体モデルに適用した³⁻⁵⁾。

流れ場を 2 次元軸対称流れと仮定し、膨張弁を含む断面において数値解析を実施した。流速は壁面境界では滑りなし条件とし、非壁面境界では速度勾配ゼロ条件を課した。出入口境界の圧力には一定圧力条件を課した。初期条件として、高压側では 2MPa、低压側では 0.5MPa とし、両者が膨張弁の隙間部で非連続的に接続するようにした。

初期状態から 1 ms 経過後の冷媒のボイド率分布を Fig.3.7-1 に示す。ボイド率の分布から、冷媒は噴出後に速やかに気液混合状態となるとともに、界面形状が蛇行することが示されるなど、膨張弁周りの流体の挙動が定性的に再現された。

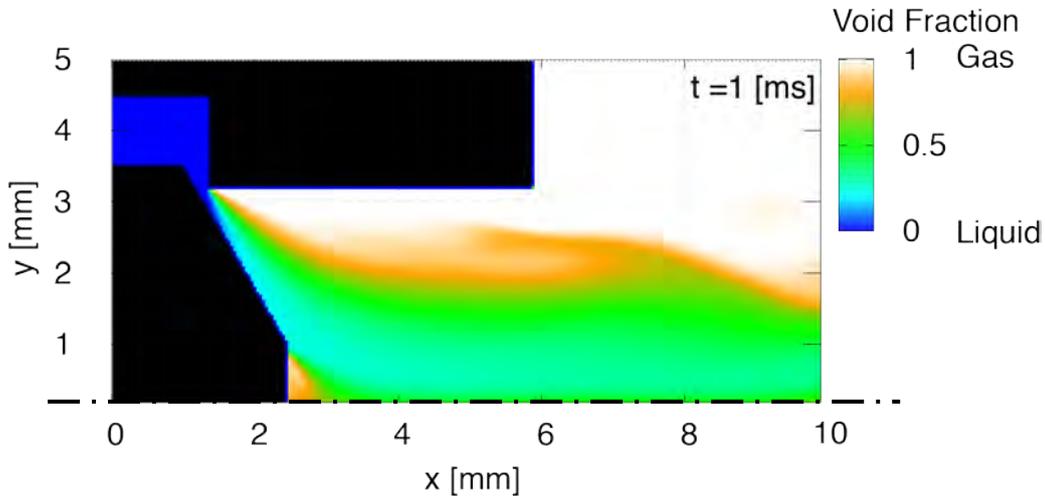


Fig.3.7-1 Void fraction of the coolant at $t=1$ ms: white region indicates gas state, while blue region indicates liquid state.

4) 次年度の予定と課題

次年度以降は、このまま順調に研究遂行できるように、早稲田大学との連携強化のために TV 会議を頻繁に行う予定で調整している。

熱交換器については、圧力損失の数値モデルを構築し計算を可能なようにする。またガスクロマトグラフ質量分析計や高速度カメラを購入し、混合冷媒の沸騰熱伝達メカニズムを解明していき、実際の熱交換器の予測が可能になるように実験装置の準備を行っていく。

膨張弁の数値解析については、膨張弁の前後において、物性の急変を伴う臨界二相流が生じることが予測されるが、現状では計算領域・解像度が限定された条件で、かつ、物性値は実験等で得られた数表データを参照した流動解析となっている。次年度においては、今年度導入した計算サーバを用いて、より高解像度で高速な解析が可能となることから、臨界二相流に関するより精緻な解析を進める。また、物性値計算ソフトウェア Refprop を導入し、計算メッシュごとの物性値計算を行うなど、より定量的な議論となるよう検討する。

参考文献

3-3) Lemon, E.W., Huber, M.L., McLinden, M.O.; NIST Standard Reference Database 23, 2018, Ver.10.0
 3-4) 宮田一司, 森英夫, 濱本芳徳:「微細管内流沸騰熱伝達の整理式」, 日本冷凍空調学会論文集, Vol.28, No.2, pp.137-148 (2011)
 3-5) 湊明彦: 機論 B, 68(673), pp.2489-2494(2002).