

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

2021 年度 WG I の進捗

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

2022 年 6 月 1 日

目次

1.	はじめに	2
2.	九州大学の進捗	3
2.1	HF0 系冷媒を含む混合冷媒及び高沸点 HF0 系冷媒の熱物性評価	3
2.1.1	臨界点近傍を含む熱力学性質の測定	3
2.1.2	気液平衡性質の測定	5
2.1.3	高温 PVT_x 性質及び定圧比熱の測定	6
2.1.4	表面張力の測定	7
2.1.5	音速の測定	7
2.1.6	状態方程式の開発	8
2.1.7	輸送的性質の測定及びモデル化	9
2.2	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	10
2.2.1	プレート式熱交換器内の伝熱特性評価	10
2.2.2	扁平多孔管内の伝熱特性評価	11
2.2.3	円管内の伝熱特性評価	12
2.2.4	水平円管外の伝熱特性評価	12
2.2.5	伝熱データベースの構築	13
2.3	HF0 系冷媒を含む混合冷媒及び高沸点 HF0 系冷媒のヒートポンプサイクル性能評価	15
2.3.1	ヒートポンプサイクル基本特性の熱力学的解析	15
2.3.2	ヒートポンプサイクル特性の実験的評価	16
3.	早稲田大学の進捗	18
3.1	総論	18
3.2	事業概要	18
3.3	性能解析技術研究開発	19
3.3.1	熱交換器	19
3.3.2	膨張弁	23
3.3.3	圧縮機	29
3.3.4	冷媒充填量評価	33
3.4	性能評価技術研究開発	44
3.4.1	数理的な性能評価手法開発	44
3.4.2	性能評価装置開発	54
3.4.3	性能評価装置を使った実運転データの取得	60
3.5	シミュレーター開発とその活用	64
3.5.1	熱交換器シミュレーター	64
3.5.2	システムシミュレーター	65
3.5.3	年間性能, LCCP シミュレーター	69
3.6	国際規格, 国際標準化への貢献	72
3.7	研究進捗と今後の計画	72
3.8	電気通信大学の進捗	73
3.8.1	混合冷媒評価	73
3.8.2	データベース構築と機械学習について	75
3.8.3	今後の予定について	76

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2021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

執筆者	
2. 九州大学の進捗	東 之弘（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），劉 宇飛， 狩野 祐也（産業技術総合研究所），粥川 洋平，倉本 直樹 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， 鄭 宗秀，宮岡 洋一，金 武重， 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. 九州大学の進捗

2021 年度からの 2 年間で対象とする次世代冷媒は、企業からの要望も考慮した上で、 CF_3I (冷媒名称: R131I) を含む R466A 及び 3 成分系混合冷媒 HFC32/HFO1123/ CF_3I 系混合冷媒を主として選択した。

2.1 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

2.1.1 臨界点近傍を含む熱力学性質の測定

本測定において、3 種類の単一冷媒 (HFC32, HFO1123, CF_3I) に関する測定及び評価は既に完了している。さらに HFC32/HFO1123 系に関しても、過去の NEDO プロジェクトで成果を公開しているため、 CF_3I を含む 2 種類の 2 成分系混合冷媒である HFC32/ CF_3I 及び HFO1123/ CF_3I の評価を行った。対象とした組成は、両混合系ともに 50/50 mass% 及び 50/50 mol% の 2 組成である。

HFC32/ CF_3I 混合冷媒に関しては、50/50 mass% において、温度 300 K~400 K、圧力 1671~6580 kPa、密度 $68 \text{ kg/m}^3 \sim 1037 \text{ kg/m}^3$ の範囲で PVT 性質を測定し、6 本の等容線に沿って、1 相域及び 2 相域併せて計 52 点の実測値を得た。また、50/50 mol% に関しては、温度 310 K~400 K、圧力 1305~6380 kPa、密度 $81 \text{ kg/m}^3 \sim 1448 \text{ kg/m}^3$ の範囲で PVT 性質を測定し、6 本の等容線に沿って、1 相域及び 2 相域併せて計 57 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 及び Fig.2-2 の PT 線図上に示し、REFPROP 10.0 からの計算値も、図中の実線で等容線を示した。実験値と計算値は、理想気体に近い、低密度領域以外では、一致していない。その傾向は高密度になるにつれて、より顕著となる。

HFC32/ CF_3I の飽和密度及び臨界定数の測定では、50/50 mass% においては、メニスカスの消滅観察により、飽和蒸気密度 7 点、飽和液密度 6 点、等容線の折れ曲がりから 4 点、計 17 点の飽和密度を決定し、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、臨界定数を $T_c=354.48 \text{ K}$ 、 $P_c=5523 \text{ kPa}$ 、 $\rho_c=595 \text{ kg/m}^3$ と決定した。一方、50/50 mol% については、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 4 点、等容線の折れ曲がりから 4 点、計 13 点の飽和密度を決定し、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、臨界定数を $T_c=368.62 \text{ K}$ 、 $P_c=5354 \text{ kPa}$ 、 $\rho_c=705 \text{ kg/m}^3$ と決定した。本混合系の気液共存曲線の測定結果は Fig.2-3 に示し、50/50 mol% についてのみ、REFPROP 10.0 からの計算値も参考までに示した。Fig. 2-3 より、Fig 2-1 と Fig. 2-2 と同様に、等質量比の混合物は HFC32 に近接していることがわかる。

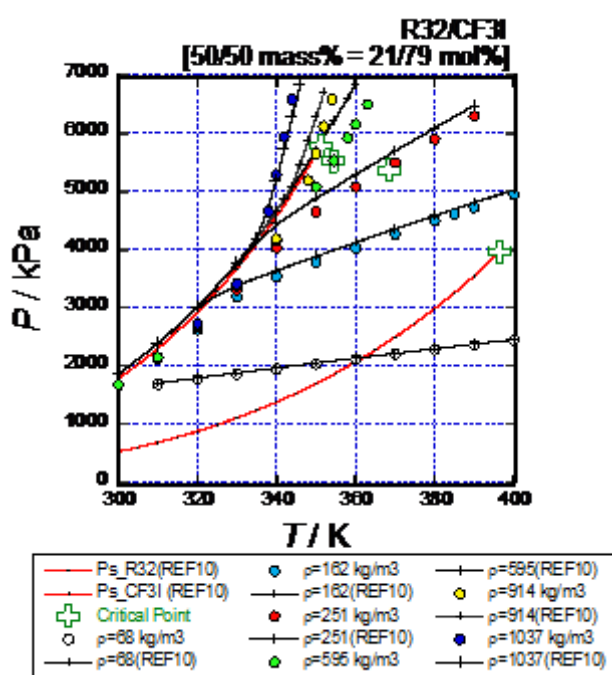


Fig. 2-1 PVT property measurements of HFC32/ CF_3I [50/50 mass%].

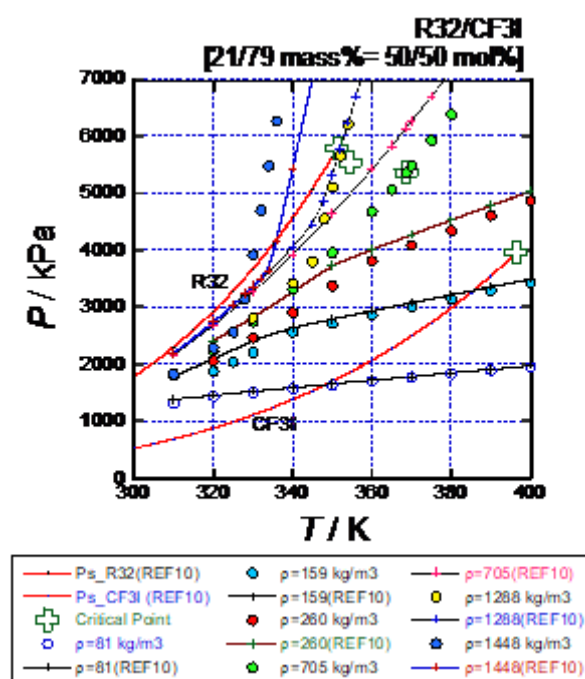


Fig. 2-2 PVT property measurements of HFC32/ CF_3I [50/50 mol%].

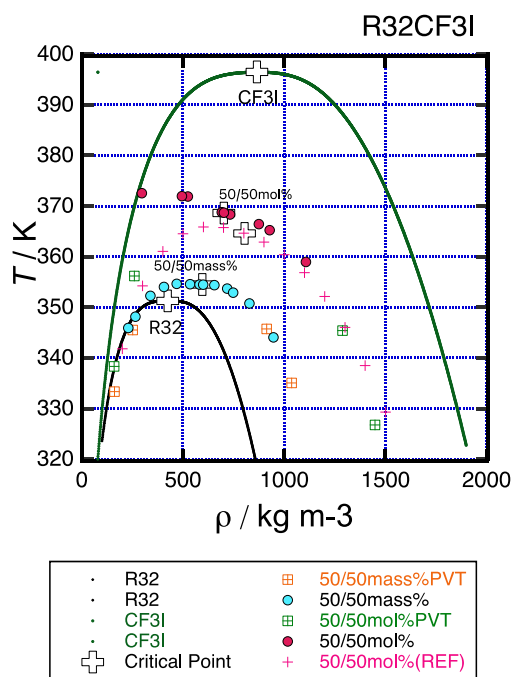


Fig. 2-3 Vapor-liquid coexistence curve of HFC23 / CF₃I [50/50 mass% and 50/50 mol%].

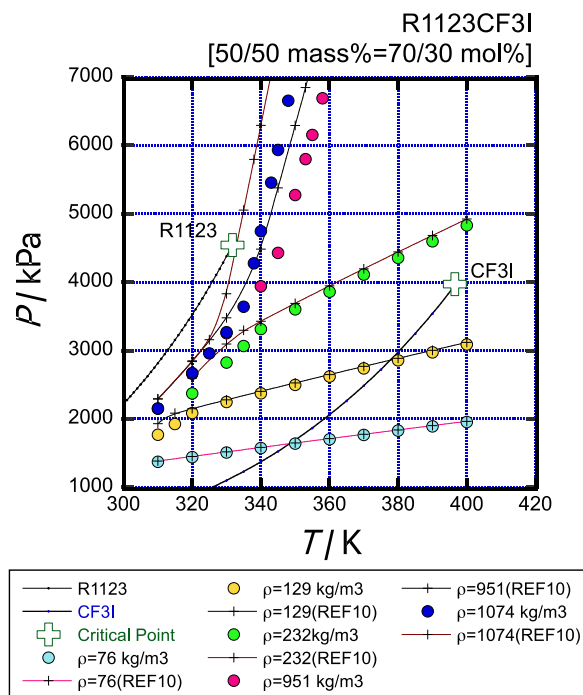


Fig. 2-4 PVT property measurements of HFC1123/CF₃I [50/50 mass%].

HFO1123/CF₃I 混合冷媒に関しては、50/50 mass%において、温度 310 K～400 K、圧力 1372～ 6689 kPa、密度 76 kg/m³～1074 kg/m³ の範囲で PVT 性質を測定し、5 本の等容線に沿って、1 相域及び 2 相域併せて計 50 点の実測値を得た。また、50/50 mol% に関しては、温度 310 K～400 K、圧力 1022～ 6874 kPa、密度 82 kg/m³～1231 kg/m³ の範囲で PVT 性質を測定し、6 本の等容線に沿って、1 相域及び 2 相域併せて計 68 点の実測値を得た。本混合系の PVT 性質の測定結果を Fig.2-4 及び Fig.2-5 に示し、REFPROP 10.0 からの計算値も、図中の実線の等容線で示した。実験値と計算値は、理想気体に近い、低密度領域以外では、その一致は見られず、気液平衡状態の値も、大きく外れていることがわかる。

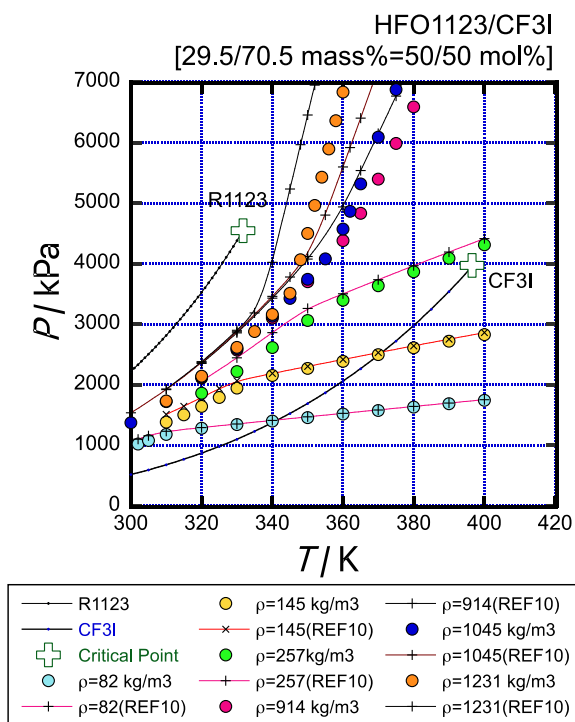


Fig. 2-5 PVT property measurements of HFO1123/CF₃I [50/50 mol%].

HFO1123/CF₃I の気液共存曲線の測定では、まず 50/50 mass% の実験から開始したが、当初から肉眼で観察する混合冷媒サンプルが白濁していた。臨界点から離れた密度での測定を 3 点行っただけ、臨界密度近傍での測定を試みた時には、その白濁がガス状のものではなく、半固形状（明確にはわからない）の異物が生成し、この時点で測定を中止した。HFO1123 及び CF₃I それぞれの単一成分冷媒ではすでに測定を終了し、大きな問題はなかった。この混合冷媒の組み合わせに何か問題があるのかもしれない。また、現在測定が進行中である気液平衡の測定でも、特に白濁の影響は現れていなかった。残念ながら、原因は本実験からは判断できない。

2.1.2 気液平衡性質の測定

再循環型気液平衡性質測定装置を用いて、2 成分系 HFO1123/CF₃I 混合系を対象とした測定を実施した。測定不確かさ ($k=2$) は、温度 0.03 K、圧力 1.38 kPa、及び組成 0.67 mol% である。測定結果を Fig. 2-6 に示す。左図の曲線及び右図のベースラインは、本グループで作成した CF₃I に関する Akasaka の式[preliminary version]を用いて REFPROP 10.0 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（以後バイナリパラメータと略記）が未相関であるため、実測値と推算値との間に、顕著な偏差が確認できる。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。

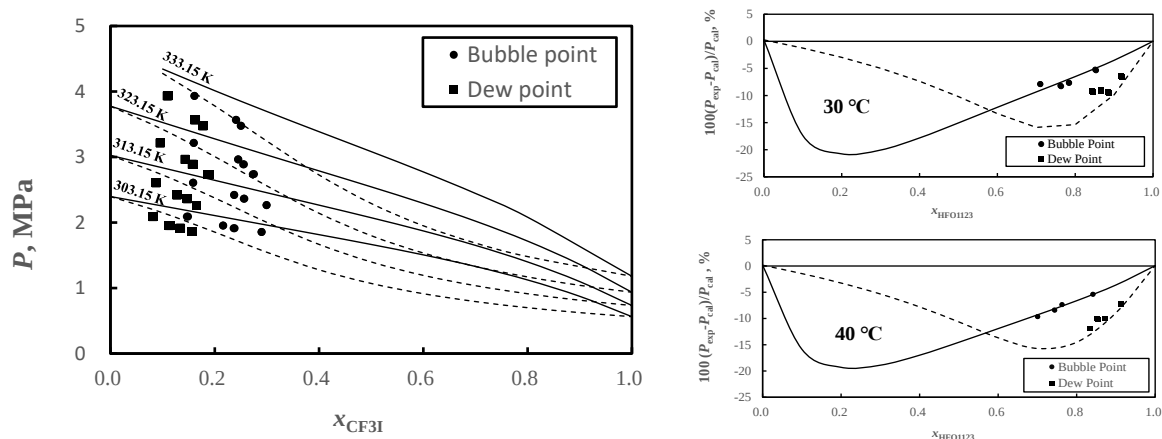


Fig. 2-6 Deviation plots of the present VLE property data versus estimated values by the REFPROP 10.0 software program (including the equation of state for CF₃I by Akasaka¹⁾). ●, ■; This work (bubble and dew point pressures), —, ----; modified Peng-Robinson equation of state (Right figures).

一方、前年度得られた 3 成分系 HFC32/HFO1123/HFO1234yf 系の沸点及び露点圧力実測値を用いて、3 成分系に関する既存の状態方程式との体系的かつ詳細な比較・検討を実施した。結果の一例を Fig. 2-7 に示す。左図より、最新の Akasaka and Lemmon²⁾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）が、極めて良好に本実測値を再現できることが確認できた。一方、右図は HFC32 のモル分率を固定し、残り 2 つの成分の混合比を変化させた際における偏差の変化を示している。Fig. 2-7 から、3 成分系の式に含まれる、各 2 成分系に関するバイナリパラメータの信頼性を、3 成分系の実測値のみで直接的に確認・評価できることが明らかとなった。今後 CF₃I を含んだ多成分系の測定でも、計画的な組成域の測定を実施し、状態方程式の信頼性の体系的評価に繋げる計画である。

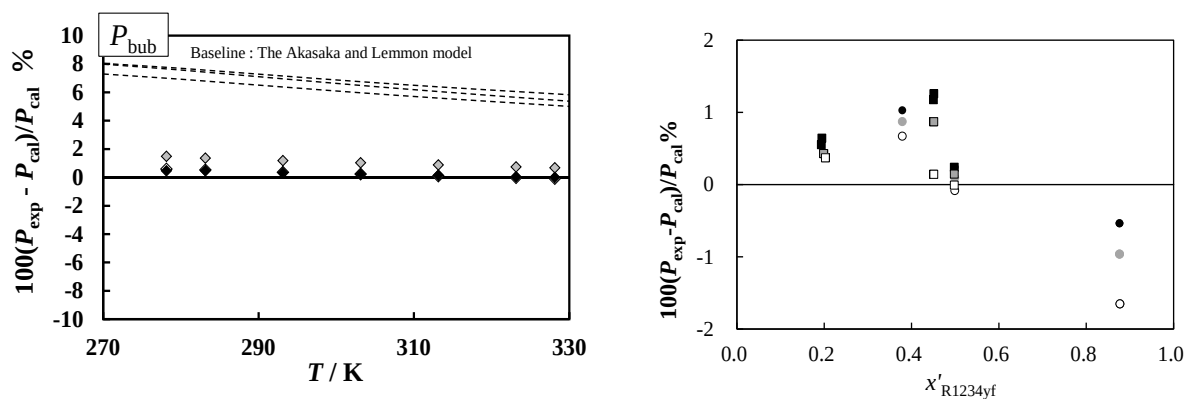


Fig. 2-7 Deviation plots of the present bubble-point pressures from the Akasaka and Lemmon model (calculated using the REFPROP 10.0 software program) for HFC32/HFO1123/HFO1234yf ternary mixtures. [Left figure] ◆, $(x_{R32}, x_{R1234yf}, x_{R1123}) = (0.335, 0.331, 0.334)$; ♦, $(x_{R32}, x_{R1234yf}, x_{R1123}) = (0.197, 0.304, 0.499)$; ◇, $(x_{R32}, x_{R1234yf}, x_{R1123}) = (0.198, 0.400,$

0.402); ----, values from the REFPROP 10.0 original model ; [Right figure] ●, data at 30 °C ($x'_{R1234yf} + x'_{R1123} = 1$ when $x_{R32} \equiv 0.20$), ●, data at 40 °C ($x_{R32} \equiv 0.20$); ○, data at 55 °C ($x_{R32} \equiv 0.20$); ■, data at 30 °C ($x_{R32} \equiv 0.32$); ■, data at 40 °C ($x_{R32} \equiv 0.32$); □, data at 55 °C ($x_{R32} \equiv 0.32$).

2. 1. 3 高温 $PVTx$ 性質及び定圧比熱の測定

CF_3I 及び 2 成分系混合冷媒 $HFC32/CF_3I$ に関して、温度 323K~453K、圧力 10MPa までの範囲で $PVTx$ 性質測定をおこない、 CF_3I で 116 点、 $HFC32/CF_3I$ [87.5/12.5 mass%] で 42 点、 $HFC32/CF_3I$ [95.5/4.5 mass%] で 63 点の測定結果を得た。Fig.2-8 に測定範囲の分布を PT 線図上に示す。

定圧比熱測定は、温度 25.0°C、圧力 101 kPa において、既知の物質と CF_3I およびその混合物について計 15 点の測定結果を得た。Fig.2-9 に測定結果を示す。

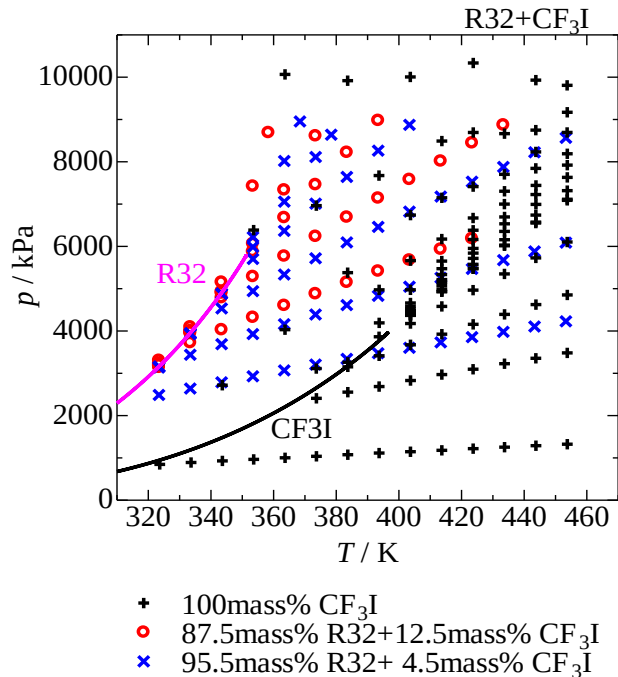


Fig. 2-8 $PVTx$ property measurements of $HFC32/ CF_3I$.

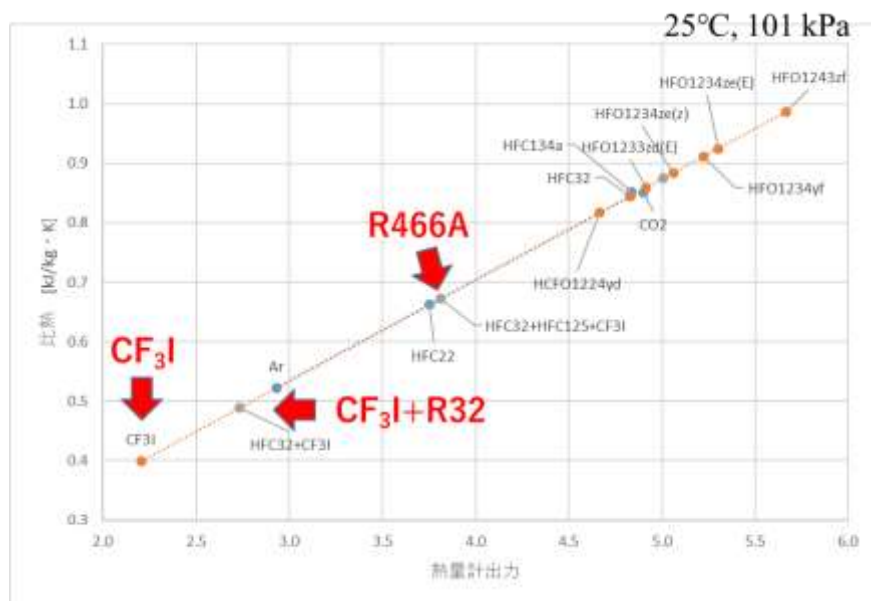


Fig. 2-9 Isobaric specific heat capacity measurements of $HFC32/ CF_3I$.

2.1.4 表面張力の測定

CF₃I の表面張力を示差毛管上昇法により 230 K～350 K の範囲で測定した。Fig. 2-10 は CF₃I 単体と HFO1123/ CF₃I の表面張力測定結果である。Fig. 2-10(a)中の赤二重丸のシンボルは Duan ら³⁾の測定値であり、測定に用いた密度データは異なるものの、表面張力の値は比較的良好に一致している。また、細い赤実線は REFPROP 10.0 で用いられている式、青い太実線は次式で表される Parachor 法で予測される値を示す。

$$\sigma = \left[[P](\tilde{\rho}' - \tilde{\rho}'') \right]^4 \quad (2-1)$$

ここで、 $\tilde{\rho}'$ と $\tilde{\rho}''$ はそれぞれ、飽和液と飽和蒸気のモル密度[mol cm⁻³]を示す。 $[P]$ は Parachor と呼ばれる物質固有に定まる値で、臨界点付近を除けば、温度や圧力への依存性はない。測定した表面張力と一致するように定めるとき、表面張力の単位を [mN/m]とすれば、CF₃I の Parachor 値は 170 であった。混合冷媒の場合は、飽和液と飽和蒸気のモル分率 x [mol mol⁻¹]と y [mol mol⁻¹]から、次式で予測できる。

$$\sigma = \left\{ \sum_{i=1}^N [P_i](\tilde{\rho}'x_i - \tilde{\rho}''y_i) \right\}^4 \quad (2-2)$$

Fig. 2-10(b)には、HFO1123/CF₃I の組成 (27/73 mass%) および (48/52 mass%) の表面張力測定結果を三角のシンボルで示す。破線は van der Waals 型の近似式である。細い実線で示す REFPROP10.0 の値は、混合パラメータが検証されていないため、推算された混合パラメータで計算された値である。測定値はいずれの組成の場合も REFPROP 10.0 の推算値よりも明らかに高い値を示す。この差異は高温でより顕著になっており、測定した表面張力からは、臨界温度が 5 K ほど高いことが伺える。

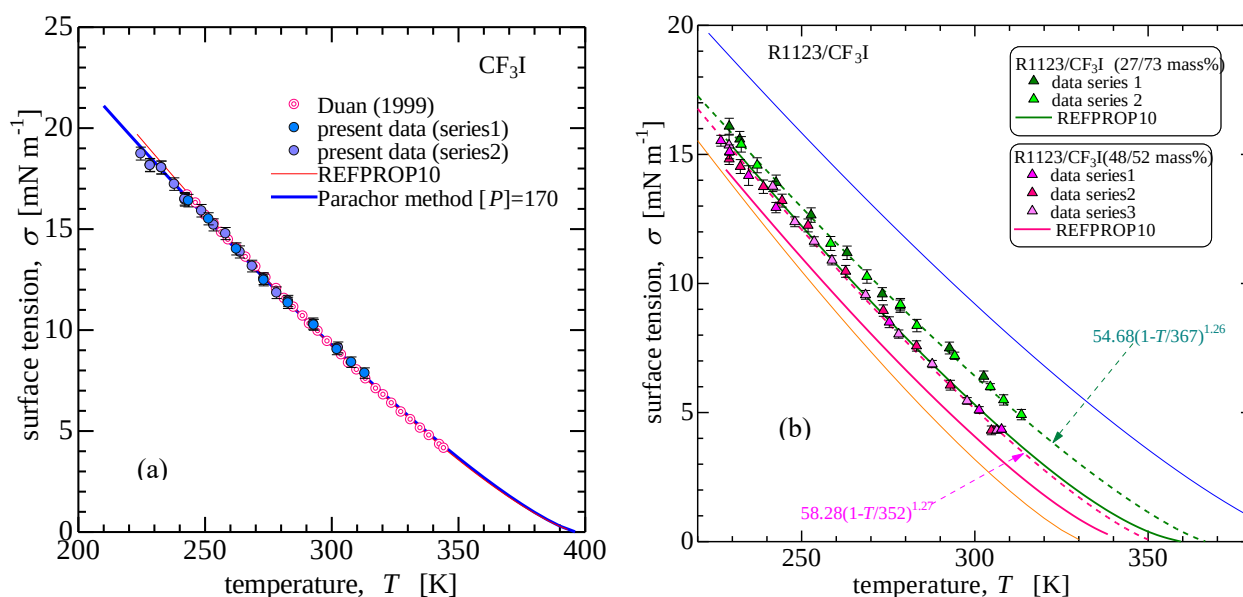


Fig. 2-10 Surface tension of CF₃I and its blend. (a) surface tension of CF₃I. (b) surface tension of HFO1123/CF₃I at compositions of 27/73 mass% and 48/52 mass%.

2.1.5 音速の測定

音波共鳴法による気体音速測定装置内に用いられる信号ケーブルやシール材等が、CF₃I と材料適合性に問題があることから、テフロン等の適合材料部品へと交換し、音響測定の健全性確認を実施した。また、新たに超音波パルス法による液体音速測定装置を開発した。純水を用いて装置定数を校正し、水の国際状態式と±0.006%以内で音速測定値が一致することを確認した。開発した装置を用いて、R1336mzz(Z)の液体音速を温度 283.15 K～343.15 K、圧力 40 kPa～6500 kPa の範囲で計 95 点測定した。R1336mzz(Z)の音速測定値と REFPROP 10.0 に組み込まれている McLinden and Akasaka の状態式との比較を Fig. 2-11 に示す。図を見て分かるように、R1336mzz(Z)の音速測定値は McLinden and Akasaka の状態式より低い値を示すものの、概ね 0.1 %以内で良く一致しており、液体音速測定の健全性を確認することができた。

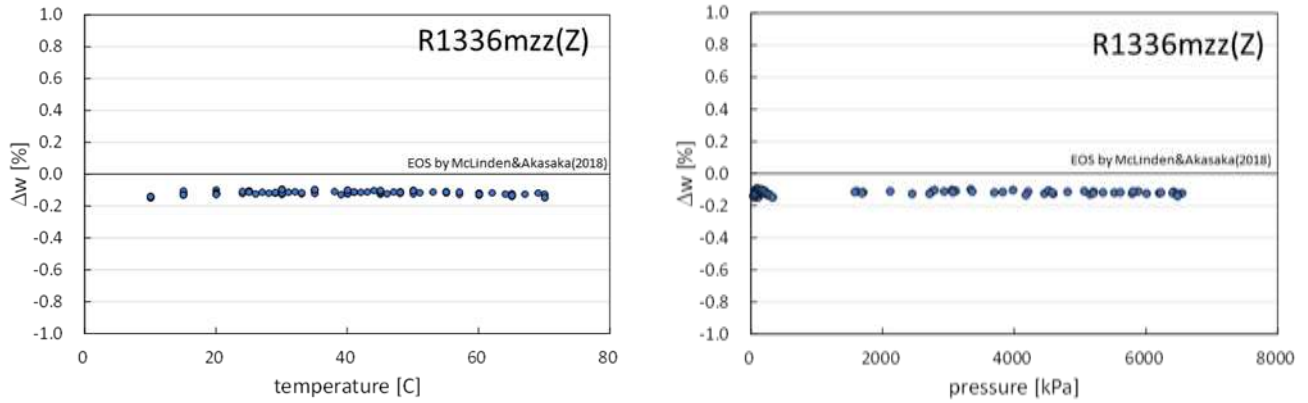


Fig. 2-11 Relative deviation of the measured speed of sound data from the equation of state by McLinden and Akasaka for R1336mzz(Z) embedded in REFPROP 10.0. The left figure shows temperature dependence of the deviation and the right figure shows pressure dependence of the deviation.

2. 1. 6 状態方程式の開発

CF₃I に対する状態方程式の開発に着手した。まず、本プロジェクトで測定された実測値を用いて既存の状態方程式（既存式）の評価を行い、問題点を明らかにした。Fig. 2-12 に蒸気圧および PVT 性質の実測値に対する既存式の相対偏差を示す。

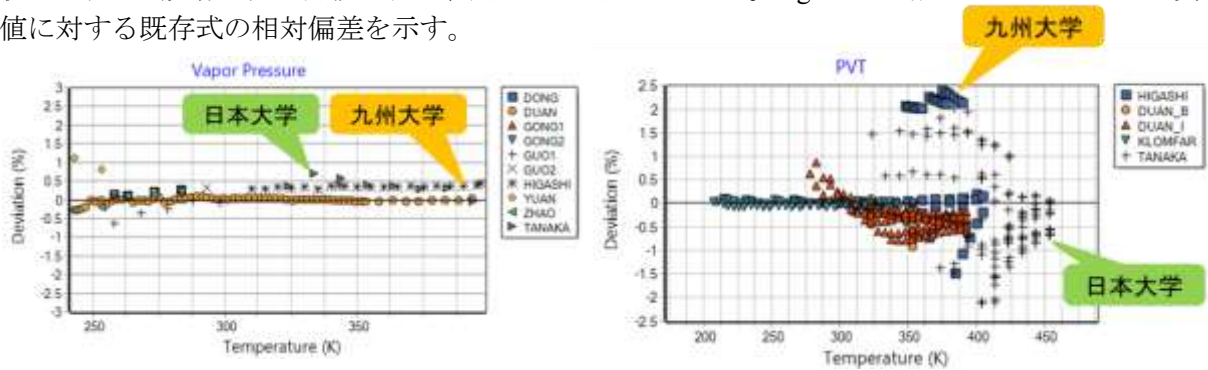


Fig. 2-12 Deviations in experimental vapor pressures (left) and densities (right) of CF₃I from calculated values with the conventional equation of state.

Fig. 2-12 より、九州大学及び日本大学で測定された蒸気圧は既存式に比べて 0.3% から 0.4% 程度高い値を示している。これは絶対圧にすると 5 kPa 程度であり、測定不確かさを上回っている。また、九州大学で測定された液体密度は、既存式との大きな偏差（2% 程度）が見られる。

本プロジェクトで開発中の状態方程式（暫定式）に対する蒸気圧及び PVT 性質の偏差を Fig. 2-13 に示す。九州大学及び日本大学で測定された実測値はいずれも良好に再現されている。

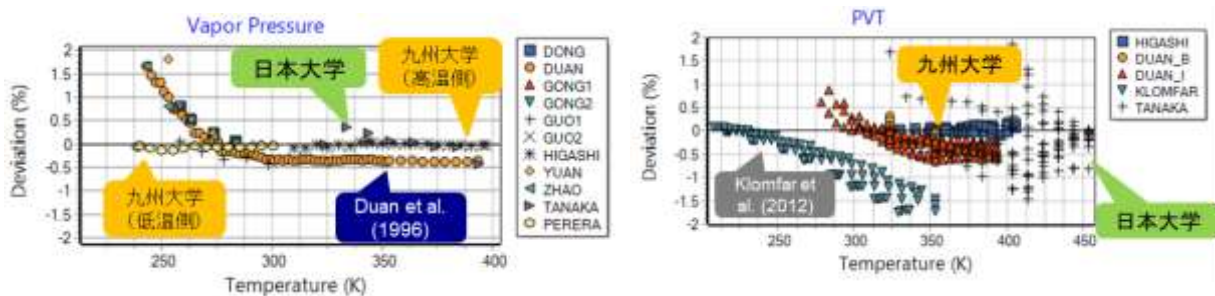


Fig. 2-13 Deviations in experimental vapor pressures (left) and densities (right) of CF₃I from calculated values with the tentative equation of state.

CF₃I の暫定式を混合系に適用した例を示す。Fig. 2-14 は暫定式を混合モデルに組み込んで計算した HFC125/CF₃I=50/50mass%系に対する密度偏差を示している。比較のため、既存式を用いた場合の偏差も合わせて示した。

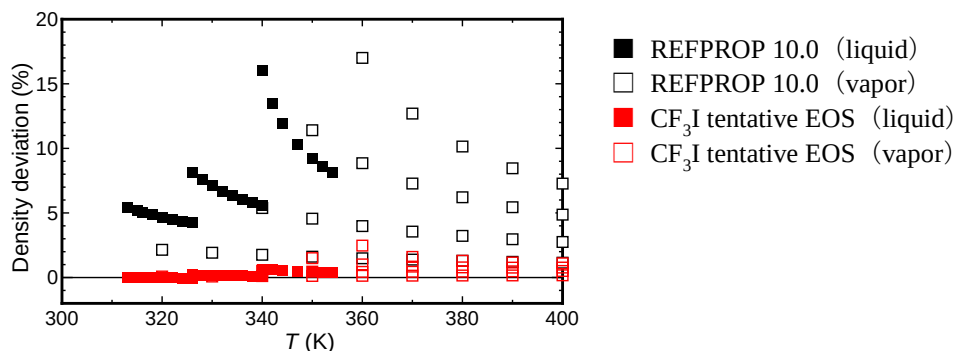


Fig. 2-14 Deviations in experimental densities of the HFC125/CF₃I = 50/50mass% mixture from the mixture model employing the tentative equation of state for CF₃I.

Fig. 2-14 より、既存式を暫定式に置き換えるだけで気相及び液相に対する密度偏差が大幅に改善されることが確認される。2022 年度は、CF₃I の暫定式に現在測定中の液体密度や気体音速の実測値を反映し、状態方程式を完成させるとともに、この式を混合モデルに組み込み、CF₃I を含む 2 成分系混合冷媒に対する混合パラメータの最適化を行う予定である。

2.1.7 輸送的性質の測定及びモデル化

CF₃I 純物質の粘度及び熱伝導率の測定を、それぞれタンデム細管法及び非定常細線加熱法により行った。測定温度及び圧力条件は、それぞれ 313.15 K~393.15 K 及び 0.5 MPa~4.0 MPa までとした。CF₃I 圧縮液粘度の測定結果を Fig. 2-15 に示す。図中縦軸は粘度であり、横軸は温度である。測定値は圧力毎にプロットしており、図中の同じ色の実線は本プロジェクト内で開発した状態方程式を適用した拡張対応状態原理 (Extended Corresponding States, ECS) モデルによる理論計算値である。計算ツールとして REFPROP 10.0 を利用した。Fig. 2-15 より、ECS モデルによる粘度の計算値は測定値を定性的に再現しており、その値は測定値の 5%程度低いものの、その差異は小さく、計算パラメータの若干の調整により良好な計算結果が得られるものと考えられる。

CF₃I 圧縮液熱伝導率の測定結果を Fig. 2-16 に示す。図中縦軸は熱伝導率であり、横軸は温度である。プロットおよび実線は粘度の場合と同様である。Fig. 2-16 より、液熱伝導率の計算値 (ECS モデル) は同条件の測定値の 10%程度高いことが確認でき、ECS モデルの計算パラメータ修正により、測定値の再現性を高める必要がある。

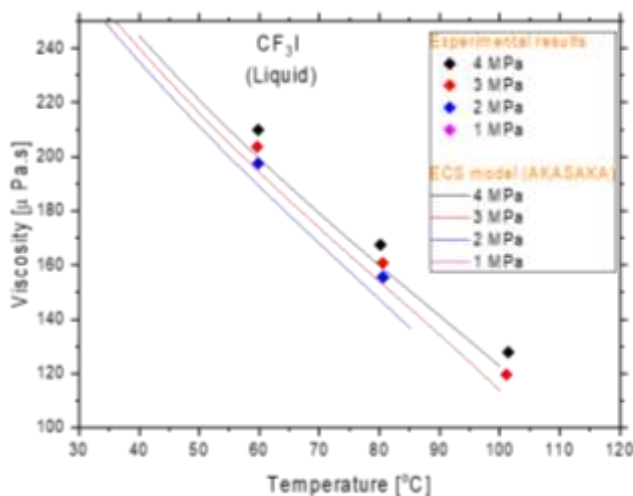


Fig. 2-15 Viscosity data of CF₃I.

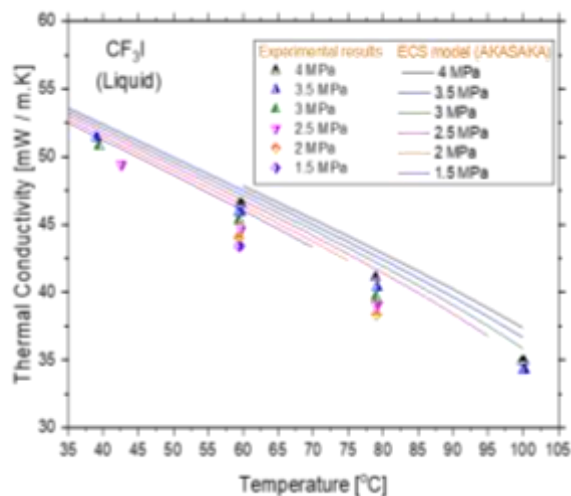


Fig. 2-16 Thermal conductivity data of CF₃I.

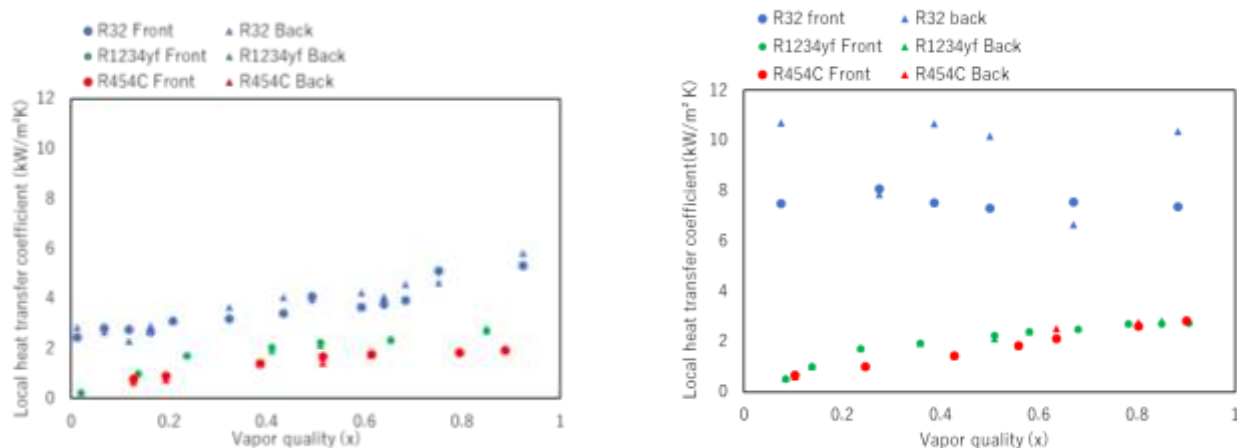
2.2 HFO 系冷媒を含む混合冷媒及び高沸点 HFO 系冷媒の伝熱特性評価

2.2.1 プレート式熱交換器内の伝熱特性評価

種々の HFO 系冷媒について、プレート式熱交換器内の凝縮及び沸騰熱伝達率の局所的特性を調べることを目的とし、本年度は HFO1234yf/HFC32 混合物の凝縮及び沸騰熱伝達率の測定とともに、不燃性添加物としての利用が想定される単一冷媒 CF₃I の熱伝達率を測定した。さらに、プレート式熱交換器内の冷媒流動特性を明らかにするために、プレート式熱交換器の流路を再現したアクリル製テストセクションを作成し、流動特性を観察するとともに、締切法によるボイド率の測定を実施した。

Fig. 2-17 に質量速度 $50 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ における HFO1234yf / HFC32 [78/22 mass %] 混合冷媒 (R454C) の測定結果を示す。図中縦軸はプレートの断面平均熱伝達率であり、横軸はクオリティである。また、Fig. 2-17 (a) 及び Fig. 2-17 (b) はそれぞれ凝縮及び蒸発熱伝達率である。Fig. 2-17 より、凝縮熱伝達率は HFC32 が最も高く、HFO1234yf 及び R454C の順であり、混合冷媒の熱伝達率は純冷媒の熱伝達率より小さいことが確認できる。また、蒸発熱伝達率においても HFC32 の値が最も高く、HFO1234yf と R454C の熱伝達率は同程度であることが明らかとなった。

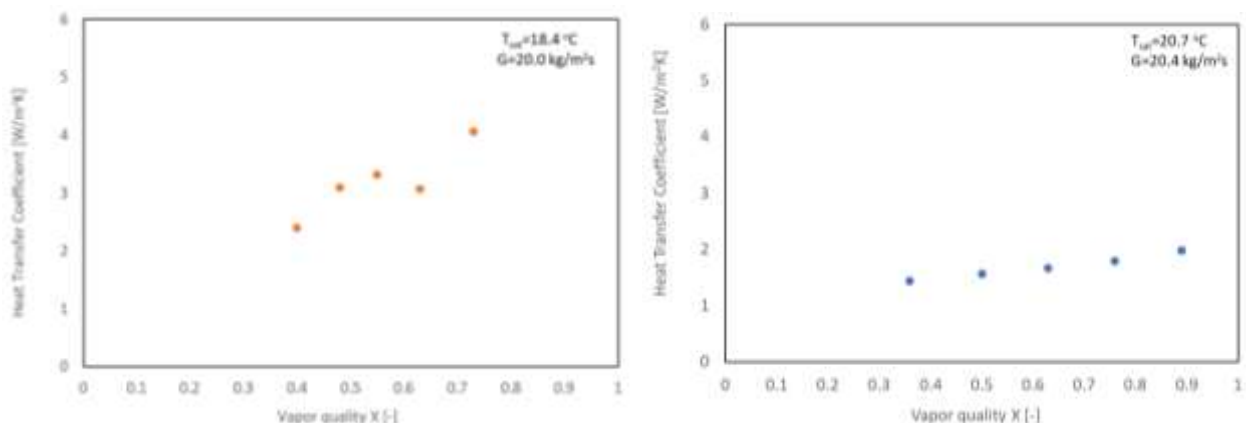
CF₃I の凝縮及び蒸発熱伝達率の測定結果を Fig. 2-18 に示す。Fig. 2-18 (a) 及び Fig. 2-18 (b) はそれぞれ凝縮及び蒸発過程におけるプレート式熱交換器の流路断面平均熱伝達率の測定結果を示している。蒸発、凝縮いずれの測定結果においても、クオリティの増加に伴い熱伝達率は上昇していることが確認できる。



(a) Condensation

(b) Evaporation

Fig. 2-17 Cross-sectional average of heat transfer coefficient of HFC32, HFO1234yf and HFO1234yf/HFC32 mixture.



(a) Condensation

(b) Evaporation

Fig. 2-18 Cross-sectional average of heat transfer coefficient of CF₃I.

流路出入口の影響を低減する目的で、新たに有効長さ 372 mm のプレート式熱交換器流路を作成し、現有の流路長さ 186 mm の流路とのボイド率の比較を実施した。Fig. 2-19 はアクリル製プレート式熱交換器流路である。

Fig. 2-20 は作動媒体に FC-72 を用いたときの、締切法による断熱上昇流ボイド率の測定結果である。図より、ボイド率は流量及びクオリティの増大に伴い上昇していることが確認できる。また、流路の長い場合のボイド率は短い場合より高い傾向にあるが、低流量 ($G=10 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$)、低クオリティ条件においては、長流路のボイド率の著しい低下がみられる。これは出入口の影響の相対的な低下によるものと考えられる。

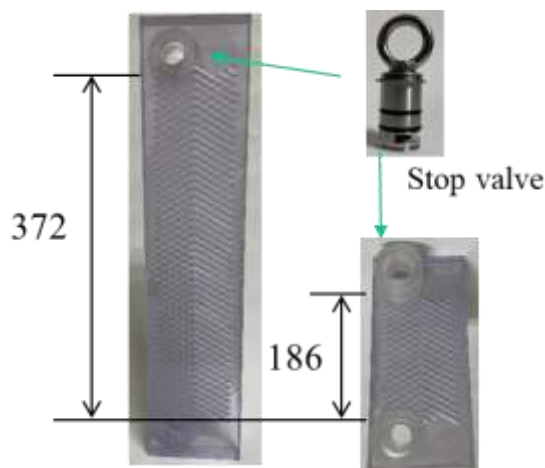


Fig. 2-19 Measurement example of void fraction in a plate heat exchanger.

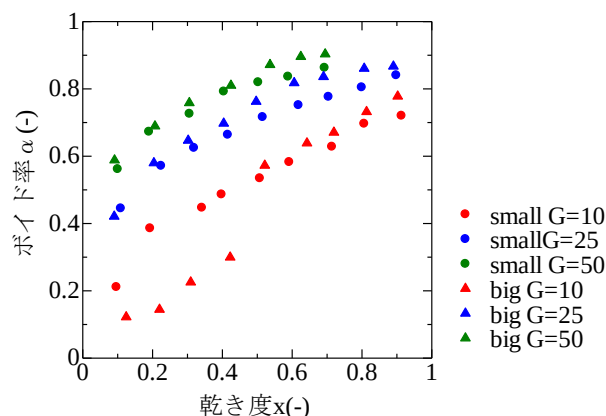


Fig. 2-20 Void fraction in the plate heat exchanger

2. 2. 2 扁平多孔管内の伝熱特性評価

水平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。試験にはポンプを使用した強制循環ループを用いて、水力直径 0.82 mm の矩形微細流路を有する水平扁平多孔管内での 2 成分混合冷媒 HFC32/CF₃I の凝縮・沸騰熱伝達率および圧力損失を測定した。扁平多孔管は上下からジャケットにより冷却あるいは加熱され、熱交換量は熱流束センサを用いて測定した。本年度は HFC32 に CF₃I を少量添加した 2 成分混合冷媒 HFC32/CF₃I の評価を主に実施した。成果の一例として、Fig.2-21 に、HFC32/CF₃I (97/3mass%) の凝縮熱伝達率 α を湿り度 (1-x) に対して示す。図中には、これまでに評価を行った HFO1234yf、HFC32/HFO1234yf [30/70mass%] 及び R455A の凝縮熱伝達率を比較のために示す。

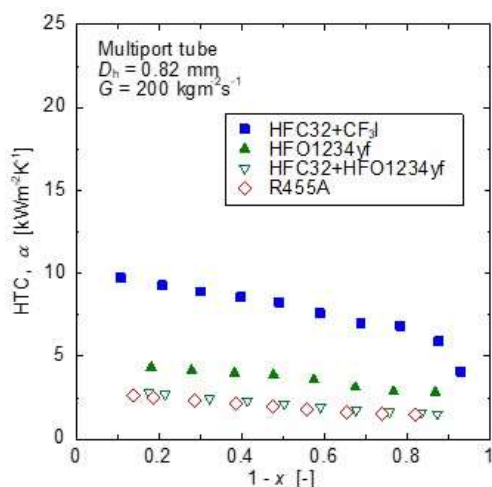


Fig.2-21 Condensation heat transfer coefficients inside multiport tube

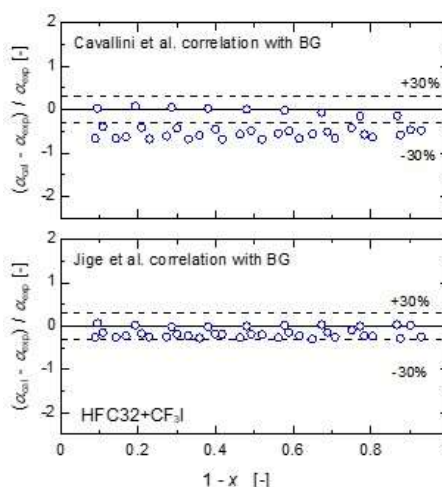


Fig.2-22 Comparison of measured and predicted heat transfer coefficients.

HFC32/HFO1234yf 及び R455A は温度グライドが大きく、非共沸性に起因して HFO1234yf よりも低い熱伝達率を示した。今回評価した HFC32/CF₃I は温度グライドが小さく、非共沸性に起因する伝熱性能の低下は小さいため、良好な凝縮熱伝達率を示した。Fig.2-22 には、HFC32/CF₃I の実験値と Bell-Ghaly⁴⁾の方法で混合冷媒に拡張した凝縮熱伝達率の予測式^{5,6)}との比較を示す。図より、扁平多孔管内の凝縮熱伝達率の予測式⁹⁾で実験値を±30%程度で予測できることがわかった。

2.2.3 円管内の伝熱特性評価

蒸気圧縮式冷凍サイクルを模した装置を用い、水平平滑管内での凝縮・沸騰熱伝達及び圧力損失の評価を行った。実験には、外径 6.02 mm の平滑管を用いた。試験冷媒には、HFC32 と HFO1234ze(E)、及びその 2 成分混合冷媒を用いた。質量速度は 200 kgm⁻²s⁻¹ と 300 kgm⁻²s⁻¹、飽和温度は蒸発実験で 10 °C、凝縮実験で 40 °C となる条件にて測定を行った。

成果の一例として、Fig. 2-23 に、HFC32/HFO1234ze(E)凝縮過程の圧力損失及び熱伝達率の測定結果を示す。図中の実線及び破線で、HFC32、HFO1234ze(E)単体の予測値を示している。HFC32/HFO1234ze(E)の圧力損失は、これら単体の値の間に収まっており、HFC32 の組成が増加するにしたがって低い値を示す。また HFC32、HFO1234ze(E)単体の測定値は原口ら⁷⁾の予測値と良く一致している。

Fig. 2-24 には湿り度 0.3 と 0.7 の平滑管の凝縮熱伝達率を HFC32 の循環組成比に対して示す。図中のプロットは凝縮熱伝達率の実験値に対し、最小二乗近似により内挿で得た値を示している。Fig. 2-24 より、混合冷媒 HFC32/HFO1234ze(E)の凝縮熱伝達率は、単一冷媒 HFC32 及び HFO1234ze(E)に比べて、概ね低い熱伝達率を示しており、HFC32 の循環組成比 0.2 付近で最も低い値を示している。これは非共沸性によって伝熱性能の低下が生じるためである。また、Silver-Bell-Ghaly 補正^{4,8)}を加えた原口ら⁹⁾の式でよく予測できることがわかった。

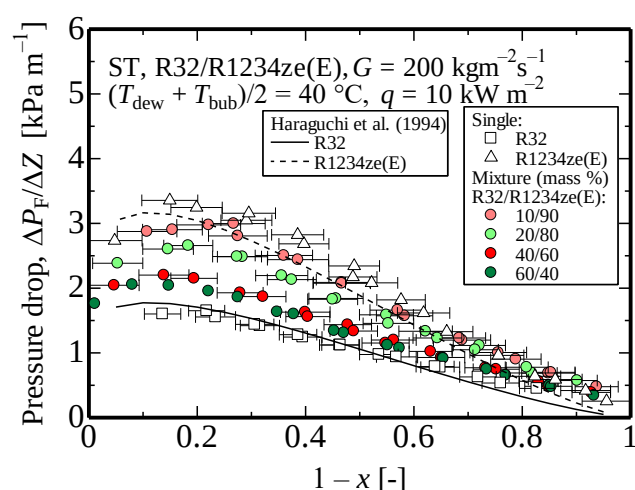


Fig. 2-23 Relation between frictional pressure drop and (1-x).

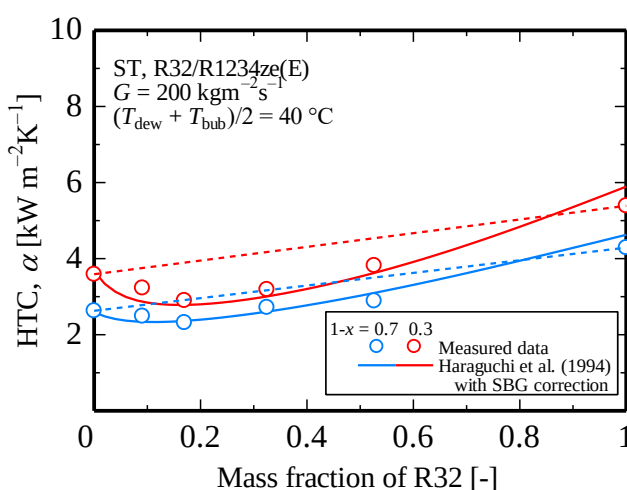


Fig. 2-24 Relation between heat transfer coefficients and circulation fraction of HFC32.

2.2.4 水平円管外の伝熱特性評価

CF₃I の凝縮試験に向け測定精度を上げるために圧力計の検定を行った。検定方法としては、凝縮器試験に用いるゲージ圧力計と精度の高い水晶振動式圧力計を容器に二つとも設置し、窒素による加圧減圧を行い測定した。測定結果を Fig. 2-25 に示す。検定前および検定後の結果をそれぞれ黒丸および赤丸でそれぞれ示す。検定前の測定誤差は±1.5kPa 程度であったが、検定後の測定誤差は±0.2kPa 以内と大幅に改善した。

検定を行った圧力計を用いて、CF₃I における水平平滑管の管外凝縮熱伝達試験を行った。試験条件は飽和温度 20°C、壁面過冷却度 2K、4K、および 5K である。試験結果を Fig. 2-26 に示す。図中の丸及び実線はそれぞれ実験結果及びヌセルトの式より算出した計算値であり、プロットに記載しているバーは測定機器の誤差より算出したエラーバーである。実験結果は壁面過冷却度の増加により熱伝達率は低下している。これは壁面過冷却度の増加により、伝熱管表面の液膜が厚くなったためであり、凝縮熱伝達

における一般的な傾向である。また、実験結果はヌセルトの式から算出した計算値と良い相関を示している。よって a-6)「状態方程式の開発」にて開発された CF_3I の状態方程式の妥当性が証明された。しかしながら、 CF_3I の熱伝導率と粘度については未反映であるため、反映後に再度比較を行う。

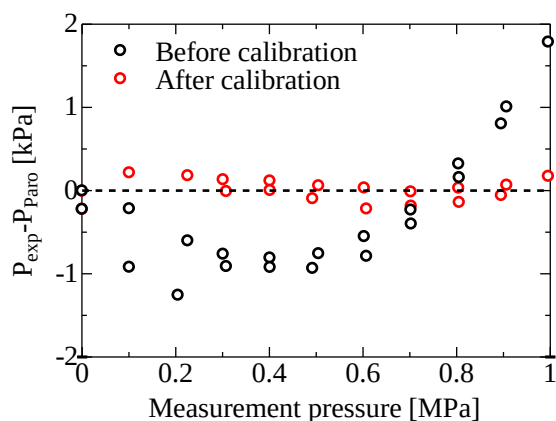


Fig. 2-25 Calibration of pressure transducer.

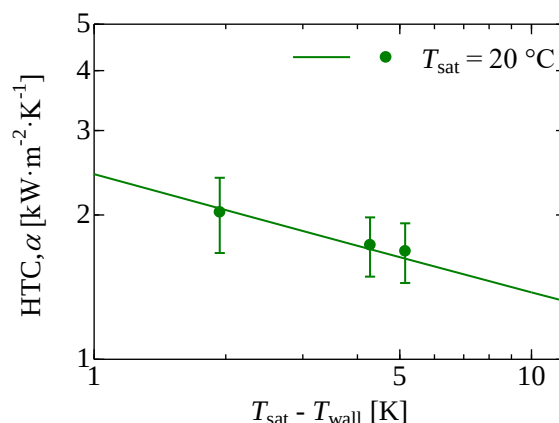


Fig. 2-26 Comparison of experimental results and theoretical values.

2.2.5 伝熱データベースの構築

本事業で得られた種々の形態の伝熱データ、本事業を担当している研究機関が過去に得た伝熱データ、及び論文等で発表された他の研究者の伝熱データを収集し、凝縮熱伝達率、蒸発熱伝達率及び圧力損失に関するデータを統合的にまとめ、研究者や技術者が利用できるデータベースの基本となるシステムを構築することを目的として、2020年度から伝熱データベースの作成を開始した。インターネット上で動作する伝熱データベースシステムの全体の枠組みは2020年度中に完成させた。2021年度は、伝熱データベースシステムの改良と文献から抽出した実験データの蓄積を中心にプロジェクトを進めた。

Fig. 2-27 は伝熱データベースのトップページ、Fig. 2-28 はユーザアカウントの種類である。Guest は誰でも無料で登録できるようになっており、国内外の関係者に試行的に使ってもらいながら意見収集を行っている。User はデータのダウンロード権限を有しており、現在は本プロジェクトの関係者を登録している。将来的には有料化して、システムの維持管理やデータの蓄積を継続して行えるようにする計画である。データのアップロードはデータの内容を確認しながら適切な書式で行う必要があるため、DB Manager に限定している。System Admin は全ての権限を有し、システムの管理運営を行う。ユーザがシステムにログインすると Fig. 2-27 が表示され、目的の熱交換器を指定して伝熱データの検索を行うことができる。現在は円管内の凝縮、蒸発、圧力損失のデータを中心にデータ収集を進めており、扁平多孔管やプレート式熱交換器における伝熱データも順次収集してデータを蓄積する予定である。

Fig. 2-29 は伝熱データの選択ページと収集したデータの概要である。現在（2022年1月末）までに、22種類の冷媒について12470点のデータが96のファイルに分けて登録されている。伝熱データ選択ページでは、沸騰、凝縮、断熱二相流（圧損データ）の選択に加え、そのページの下側の二つの表を用いて、冷媒種の選択ができる。左側の表は純冷媒およびASHRAE番号が付与された混合冷媒を選択するための表であり、複数の冷媒を同時に選択できる。右側の表は混合冷媒の成分物質を選択するための表であり、選択した冷媒を含む混合冷媒を検索することができる。

Fig. 2-30 に伝熱データの表示例を示す。Fig. 2-30 (a) は、種々の冷媒について沸騰熱伝達率の乾き度に対する分布を表示させたものである。この表示では実験条件を指定しておらず、全てのデータを表示させているが、冷媒種類ごとにシンボルの色が異なるので、それぞれの冷媒の熱伝達率がどのように分布しているかがわかる。冷媒や伝熱管の種類、質量速度、乾き度などの条件を限定した表示も可能である。Fig. 2-30 (b) は、乾き度を0.4～0.6の間に制限して、沸騰熱伝達率の熱流束に対する分布を表示させた例である。

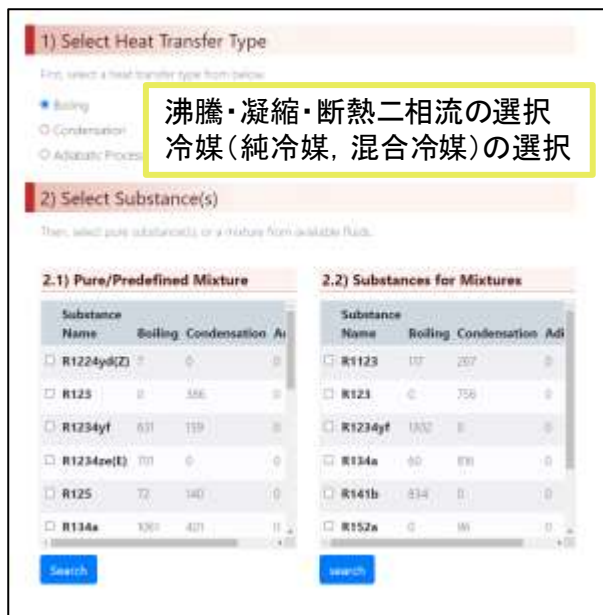


Fig. 2-27 Top page of heat transfer database.

ユーザアカウントの種類

- Guest: 無料ユーザ
 - ✓ データの閲覧
- User: プロジェクト参加者
 - (注: プロジェクト終了後は有料化を検討)
 - ✓ データのダウンロード
- DB Manager(運営管理者)
 - ✓ データのアップロード
- System Admin(システム管理者)
 - ✓ 全ての権限

Fig. 2-28 Class of user account.



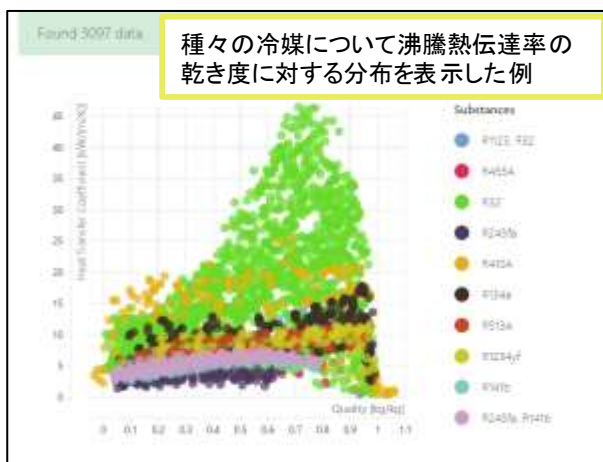
(a) Selection of heat transfer data.

Data Summary	
Data Type	Counts
HT Data	12470
Uploaded Files	96
Substances	22

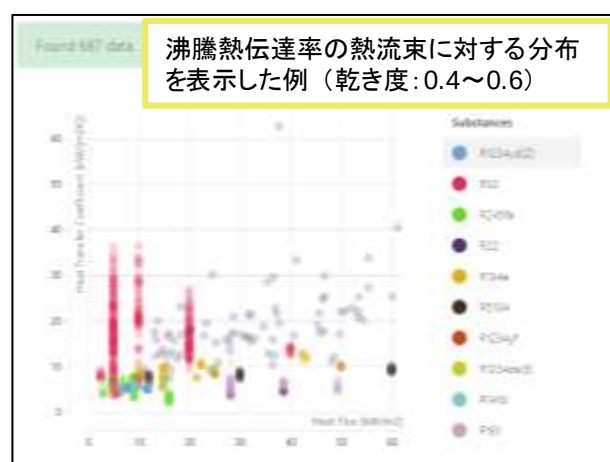
現在までに22の冷媒の12470点のデータを収録し、データ収取を継続

(b) Data summary in the system.

Fig. 2-29 Data search page and summary of data stored in the system.



(a) Boiling heat transfer coefficients.



(b) Variation of heat transfer coefficient with heat flux.

Fig. 2-30 Examples of data display.

2.3 HF0 系冷媒を含む混合冷媒及び高沸点 HF0 系冷媒のヒートポンプサイクル性能評価

2.3.1 ヒートポンプサイクル基本特性の熱力学的解析

HFC32+HFC125+CF₃I 系混合冷媒において、凝縮温度 25 °C、蒸発温度-3 °C、蒸発器出口過熱度 3 K、凝縮器出口過冷却度 0 K で熱力学的解析を行った。解析結果を Fig. 2-31 に示す。Fig. 2-31 (a)、(b)、(c)及び(d)はそれぞれ R410A に対する COP 比、R410A に対する体積能力、GWP および蒸発器における温度すべりである。COP 比はどの組成においても R410A と同等程度であり、体積能力比は R32 単体が最も高く特に CF₃I の割合が増加するほど低下する。また、GWP は R125 の GWP が非常に高いため、R125 の割合が増加するほど大幅に増加し、蒸発器における温度すべりは CF₃I の割合が増加するほど高くなる。

次にこれらの結果より HFC32+HFC125+CF₃I 系混合冷媒の最適組成を検討する。Fig. 2-32 に COP 比が 0.98、体積能力比が 1、GWP が 500、温度すべりが 5K の線を入れた三角形図を示す。その中で COP 比が 1 程度、体積能力比が 1 以上、GWP が 500 以下、温度すべりが 5K 以下の領域を求めると、図中の赤い領域となる。したがって GWP が 500 以下の HFC32+HFC125+CF₃I 系混合冷媒の最適組成は赤い領域内となる。

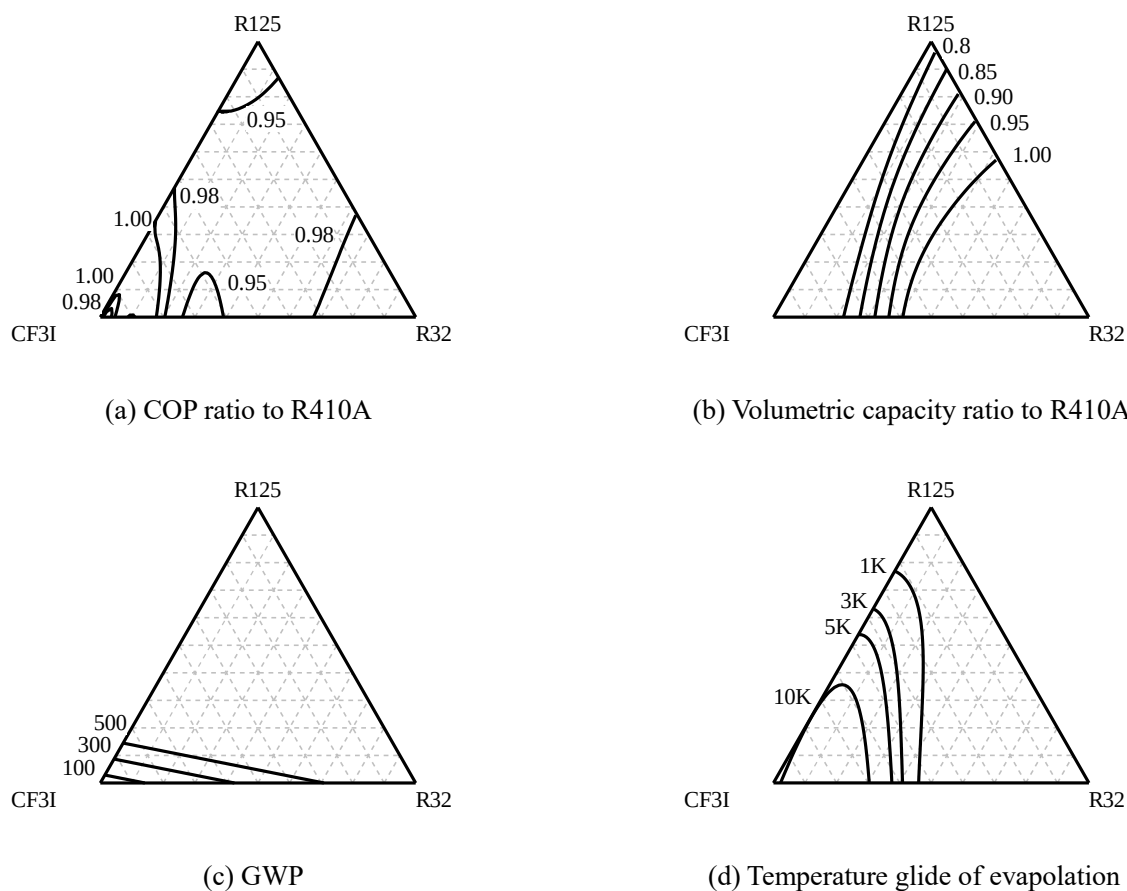
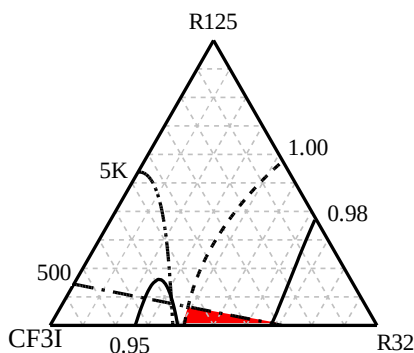


Fig. 2-31 Result of thermodynamics analysis.



2.3.2 ヒートポンプサイクル特性の実験的評価

冷凍冷蔵温度帯における非共沸混合冷媒の特性を把握することを目的に、0℃以下の蒸発温度における実験に対応できるように実験装置を改造した。Table 2-1 に実験条件を示す。冷凍冷蔵温度帯で使用される既存冷媒 R404A、CO₂、HFC32、及び HFO1234yf の 3 成分混合冷媒 R455A について実験を実施した。冷凍能力 1.0 kW の場合について、3 つの蒸発器温度条件におけるシステム COP の比較を Fig.2-33 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. 2-34 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。

Table 2-1 Experimental conditions

	Condenser side	Evaporator side	Cooling capacity [kW]	Degree of superheat [K]
Condition 1	30℃ → 35℃	10℃ → 0℃	0.8 to 1.4	4 ± 1
Condition 2		7℃ → -3℃		
Condition 3		4℃ → -6℃		

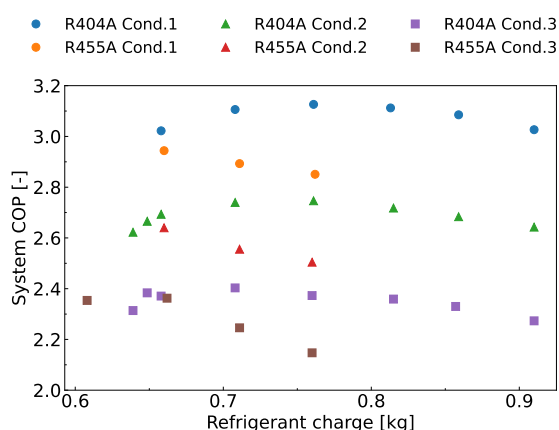


Fig.2-33 Comparison of the system COP at 1.0 kW

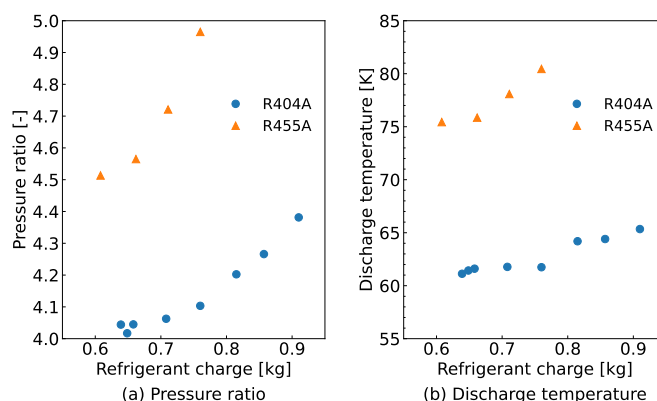


Fig.2-34 Pressure ratio and discharge temperature at 1.0 kW in condition 3

【引用文献】

- 1) Akasaka, R., "Helmholtz free-energy type equation of state for CF₃I", private communication, 2021.
- 2) Akasaka, R., Lemmon, E. W., "A New Fundamental Equation of State for R1123 and its Applications to Mixture Models for Mixtures with R32 and R1234yf", to be presented at *The Sixth IIR Conference on Thermophysical Properties and Transfer Processes of Refrigerants (TPTPR2021)*, September 1-3, Vicenza, Italy, (2021).
- 3) Duan, Y.Y., Shi, L., Zhu, M.S., Han, L.Z., "Surface tension of trifluoroiodomethane CF₃I". *Fluid Phase Equilibria* 154, pp.71-77(1999).
- 4) Bell, K.J., Ghaly, M.A., "An approximate generalized design method for multicomponent/partial condenser". *AIChE Symp. Ser.* 69, pp.72-79(1973).
- 5) Cavallini, A., Del Col, D., Doretti, L., Matkovic, L., Rossetto, L., Zilio, C., *Heat Transf. Eng.*, 27(8), pp.31-38(2006).
- 6) Jige, D., Inoue, N., Koyama, S., 2016. *Int. J. Refrig.*, 67, pp.202-213(2016).
- 7) 原口 英剛, 小山 繁, 藤井 哲, 「冷媒HCFC22, HFC134a, HCFC123の水平平滑管内凝縮 (第1報, 局所摩擦圧力降

下に関する実験式の提案)」, 日本機械学会論文集 (B編), 1994, 60(574), pp. 2111-2116.

- 8) Silver, L., "Gas Cooling with Aqueous Condensation", Transactions of Institution of Chemical Engineers, 1947, 25, pp. 30-42.
- 9) 原口 英剛, 小山 繁, 藤井 哲, 「冷媒HCFC22, HFC134a, HCFC123の水平平滑管内凝縮 (第2報, 局所熱伝達係数に関する実験式の提案)」, 日本機械学会論文集 (B編), 1994, 60(574), pp. 2117-2124.

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。このため、工業界や学术界で公平・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、工業界や学术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、2018 年度より「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している。次世プロジェクト全体の目的は、次世代冷媒を導入した機器性能を理論と試験の両方から高精度に評価できる技術を開発することである。

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、2021 年度の項目ごとの進捗状況について、次項に記述する。

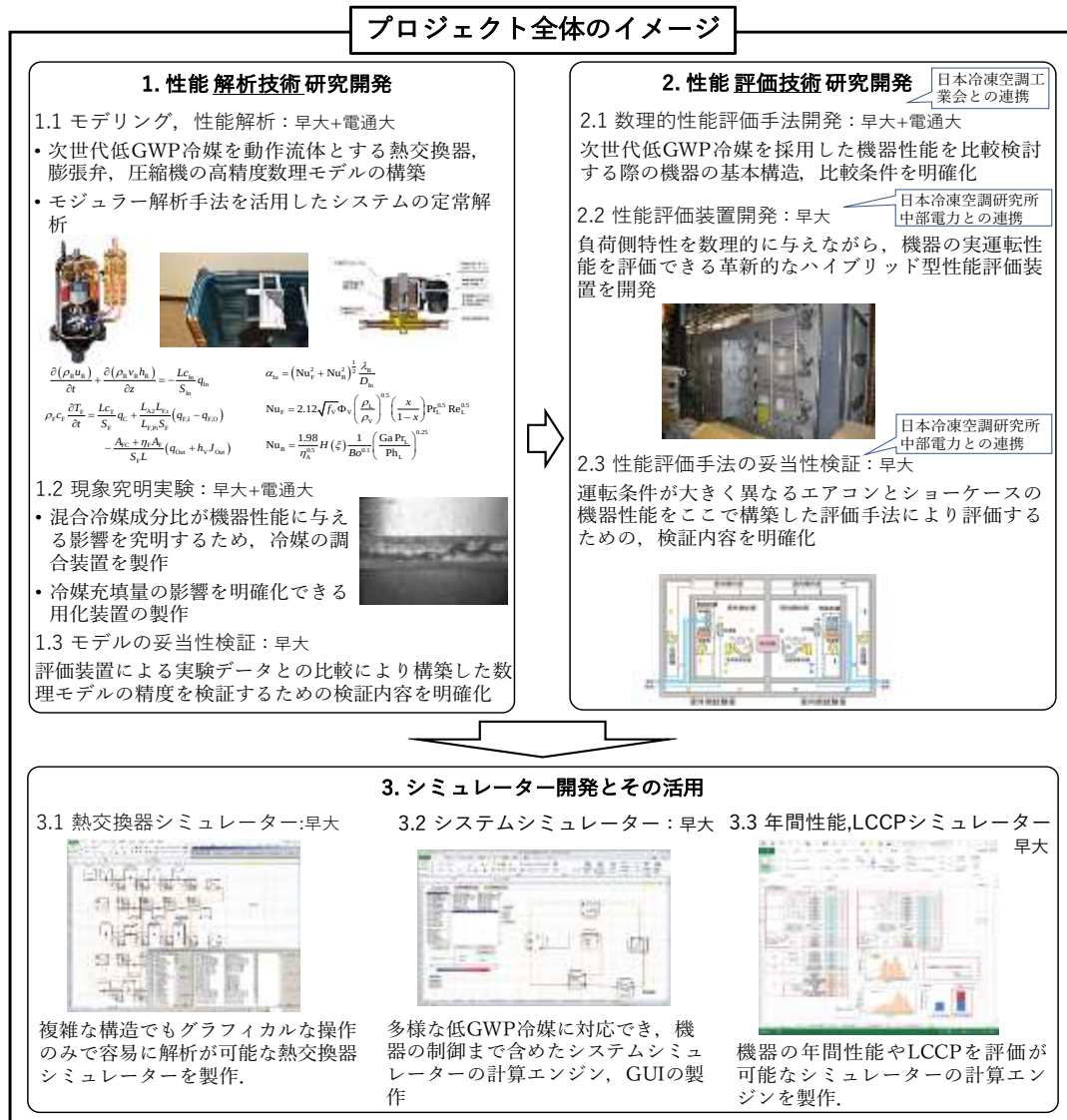


Fig.3.2-1 Image of the whole project

多様な次世代冷媒の省エネ性を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研究を進めている。実用機レベルの機器性能を高精度に数理解析するために、2018年度から継続して、機器を構成する各種デバイスの数理解析手法を確立するための取り組みを行った。2020年度は、2019年度の取り組みを発展させて、多様な冷媒の解析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。2021年度は、2020年度までに構築された数理解析モデルや性能評価装置の妥当性検証や改良を行うと共に、継続してシミュレーターの開発を行った。ここで、本年度の主な進捗状況は、以下のとおりである。

- ① 性能解析技術研究開発
 - ・混合冷媒も含む次世代冷媒採用機器のデバイスのモデリングの改良
 - ・冷媒充填量評価装置を使ったボイド率の計測
 - ・混合冷媒伝熱評価装置を使った試験（電気通信大学へ再委託）
- ② 性能評価技術研究開発
 - ・ハイブリッド実運転性能評価装置の妥当性検証
 - ・実運転データの取得
- ③ シミュレーターの開発とその活用
 - ・熱交換器シミュレーター改良
 - ・サイクルシミュレーター改良
 - ・LCCP シミュレーター開発（継続案件）

各項目の詳細について以下に記述する。

3.3 性能解析技術研究開発

性能解析技術研究開発では、混合冷媒も含む次世代冷媒採用機器のデバイスのモデリングを行っている。各デバイスは、熱交換器、圧縮機、膨張弁である。2021年度は、熱交換器、圧縮機、膨張弁のモデルの改良を行うと共に、2020年度に開発した冷媒充填量評価装置を使ってボイド率の計測を行った。以下に詳細を記述する。

3.3.1 熱交換器

混合冷媒の熱伝達率の予測式には、十分な精度のものが見当たらないため、産業界から良い精度の予測式を作成するよう要望がある。混合冷媒の場合には、成分のパラメータ、特に沸騰流動の場合、局所的な濃度変化が熱伝達に効いてくるため、CFD に組み込む必要がある。そこで実験的に局所の物性を算出する式を組み込み一般化する取り組みを行っている。2021年度に行った熱交換器モデルの改良について以下に記述する。

フィン付き熱交換器は通常、配管のバンク上に組み立てられたフィンプレートで構成され、冷媒が配管内を流れる間、空気がフィンプレート間を流れる。熱交換器シミュレーターは、冷媒、フィンと配管、および空気で構成される熱および物質移動の分析に1次元アプローチを使用する。Fig.3.3.1-1 にフィン付き配管熱交換器の典型的な例と、分析に使用されたコントロールボリュームを示す。

熱交換器モデルの開発において、熱交換器の形状パラメータ、冷媒回路、数値モデル、および計算アプローチとアルゴリズムが設計上、考慮される事項となる。配管の直径、配管の長さ、配管の間隔、フィンの厚さ、フィンの間隔など、熱交換器のさまざまな寸法パラメータを Fig.3.3.1-2 に示す。

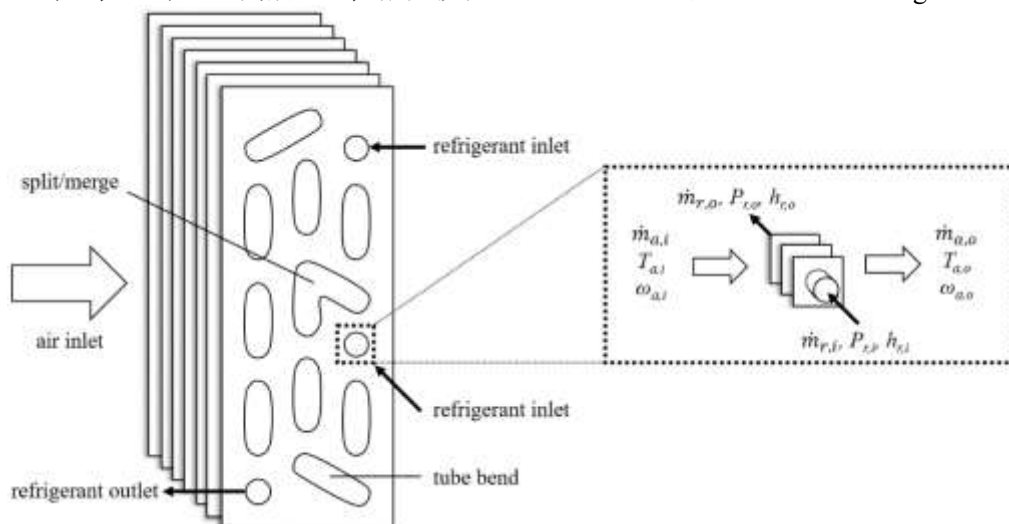


Fig.3.3.1-1 Finned-tube heat exchanger and its unitary segment for analysis

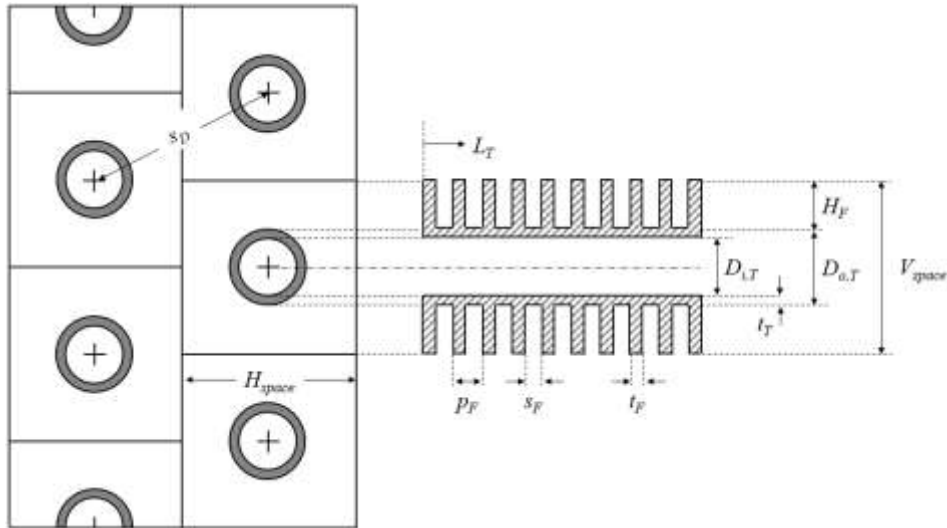


Fig.3.3.1-2 Heat exchanger dimensional parameters

ア) 配管—配管隣接行列

冷媒回路は、グラフ理論のグラフタイプである有向グラフと見なすことができる。この数学の分野では、グラフはネットワークの表現であり、点と線の関係を表している。グラフは頂点とエッジのセットであり、頂点は交点であり、エッジは頂点間のリンクである。さらに、有向グラフには順序付けられた頂点のペアがあり、エッジにはある頂点から別の頂点への特定の方向がある。冷媒回路と比較すると、配管は頂点であり、配管間の接続はエッジである。冷媒の流れは入口から出口まで定義されるため、冷媒回路は有向グラフに類似している。

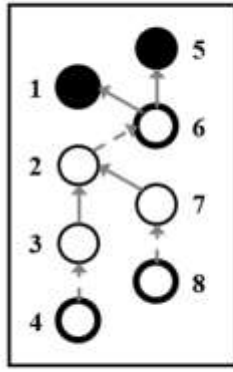
有向グラフは隣接行列で表され、エッジは値 1 で表される。この数学的表現は、この調査で採用され変更されている。配管—配管隣接行列 (TTAM) は、冷媒回路内の配管間の関係を記述するために導出される。マトリックス i の行は参照配管であり、列 j は参照配管に接続された配管である。TTAM の要素の値は次のとおり。

- $e_{ij} = 1$, tube j is connected and downstream to tube i
- $e_{ij} = -1$, tube j is connected and upstream to tube i
- $e_{ij} = 0$, tube j is not connected to tube i

TTAM は、各配管の +1 と -1 の数を数えることにより、特定の冷媒回路の入口配管と出口配管、分割、および合流を識別するためにも使用できる。マトリックスの行に -1 の要素がない場合は、上流の配管が接続されていないことを示している。したがって、-1 のない行に対応する配管はインレット配管である。逆に、出力配管には +1 を含まない行列行がある。合流の場合、2 つ以上の上流側からの流れ込みが混在している。これは、行に 2 つ以上の -1 があるマトリックスに反映される。一方、少なくとも 2 つの +1 を持つ行列行は、フローが複数の流れに分割されることを意味している。これらのマトリックスエントリの識別を、Table3.3.1-1 にまとめて示す。

Table3.3.1-1 TTAM element identification		
Index	Value	Indication
Row count of (+1)	= 0	Outlet tube
	> 1	Split
Row count of (-1)	= 0	Inlet tube
	> 1	Merge

Fig.3.3.1-3 に、配管の番号とそれに相当する配管—配管隣接行列を備えた冷媒回路の例を示す。



(a)

Reference	Connected tubes								Row count (+1)	Row count (-1)
	1	2	3	4	5	6	7	8		
1	0	0	0	0	0	-1	0	0	0	1
2	0	0	-1	0	0	1	-1	0	1	2
3	0	1	0	-1	0	0	0	0	1	1
4	0	0	1	0	0	0	0	0	1	0
5	0	0	0	0	0	-1	0	0	0	1
6	1	-1	0	0	1	0	0	0	2	1
7	0	1	0	0	0	0	0	-1	1	1
8	0	0	0	0	0	0	1	0	1	0

(b)

Fig.3.3.1-3 Illustration of (a) refrigerant circuitry and (b) its corresponding tube-tube adjacency matrix

イ) 数値モデリング

熱交換器回路の数学的表現の予備調査は、質量、エネルギー、および運動量の保存の分析において、各配管がコントロールボリュームと見なされる配管ごとのモデリングアプローチに依存している。この研究では、数値シミュレーションについて次の仮定とした。

1. フィン付き配管熱交換器は定常状態にある。
2. 運動エネルギーと位置エネルギーの違いはごくわずかとする。
3. 配管リターンベンドでは熱伝達は発生しないものとする。
4. 均一な空気分布とする。
5. 配管の外表面は除湿されないものとする。

ウ) 冷媒側の支配方程式

各配管に適用されるエネルギーと運動量の方程式は次のとおり。

$$\dot{Q} = \dot{m}_r(h_{r,out} - h_{r,in}) \quad (3.3.1-1)$$

$$\Delta P_{total} = \Delta P_f + \Delta P_a + \Delta P_g \quad (3.3.1-2)$$

ここで、総圧力降下は、摩擦、加速度、および重力の項の合計であり、次のように表すことができる。

$$\Delta P_f = f \left(\frac{l}{D_i} \right) \left(\frac{G_r^2}{2\rho_r} \right) \quad (3.3.1-3)$$

$$\Delta P_a = G_r^2 \left(\frac{1}{\rho_{r,out}} - \frac{1}{\rho_{r,in}} \right) \quad (3.3.1-4)$$

$$\Delta P_g = \rho_r g l \sin \theta \quad (3.3.1-5)$$

二相圧力損失の計算には一次元分離流アプローチが使用され、摩擦係数の計算には適切な相関関係が使用される。単相流の場合、摩擦係数を推定するためにブラジウス相関が使用される。

エ) 空気側支配方程式

空気側の連続性とエネルギーの方程式は、配管の配置に影響される。単一セグメントの流入空気の質量とエンタルピーは、並列配管配置の前のセグメントの流出空気と同じであるが、先行空気流の質量とエンタルピーの混合物は、千鳥管の単一セグメントに入る。

並列管構成の場合、

$$\dot{m}_{a,i} = \dot{m}_{a,i-1} \quad (3.3.1-6)$$

$$h_{a,i} = h_{a,i-1} \quad (3.3.1-7)$$

千鳥管構成の場合、

$$\dot{m}_{a,(i,j),in} = 0.5(\dot{m}_{a,(i-1,j),out} + \dot{m}_{a,(i-1,j+1),out}) \quad (3.3.1-8)$$

$$h_{a,i} = h_{a,i-1} \quad (3.3.1-9)$$

空気圧降下の計算では、摩擦項のみが考慮され、適切な相関関係が使用される。

オ) 冷媒と空気間の熱伝達

2つの流体間の熱伝達量は、式 3.1 および次の式を使用して取得できる。

$$\dot{Q} = \dot{m}_a(h_{a,in} - h_{a,out}) \quad (3.3.1-10)$$

$$\dot{Q} = UA(T_a - T_r) = \frac{T_a - T_r}{R} \quad (3.3.1-11)$$

ユニタリセグメントの熱抵抗 R は、冷媒側、管壁、接触、ファウリング、および空気側の抵抗の合計であり、次のように記述される。

$$R = \frac{1}{\alpha_r A_i} + \frac{D_o - D_i}{\pi k l (D_o + D_i)} + \frac{R_c}{A_o} + \frac{R_f}{A_o} + \frac{1}{\alpha_a (A_b + \eta_f A_f)} \quad (3.3.1-12)$$

冷媒側の熱伝達係数 α_r は、単相流の Dittus-Boelter 方程式を使用して計算されるが、Shah と Cavallini et al. によって提案された相関関係がある。これは、それぞれ蒸発および凝縮レジームの下での二相流に使用される。空気側熱伝達係数 α_a の適切な相関関係は、風速、フィンの形状、および配管の配置に大きく依存する。並列配置のために瀬下と藤井によって導き出された相関式とキムらによって提案された相関式が千鳥管構成の場合、フィン付き管熱交換器の空気側熱伝達係数を決定するために使用される。

3.3.2 膨張弁

本研究では、膨張弁の理論検討として、膨張弁内部の流れが完全平衡の場合と、完全非平衡の場合について理論計算を行う。Fig.3.3.2.1 に完全平衡の場合、Fig.3.3.2.1 に完全非平衡の場合の膨張弁の図を示す。膨張弁では、膨張弁入口において圧縮液となっている冷媒が膨張弁に流入し、圧力が低下しながら絞り部に達する。ここ言う完全平衡とは、この圧力低下の過程で、その状態が常にその圧力に対する平衡状態であることとしている。つまりこの場合、圧力が低下していきその圧力が飽和圧力に達すると直ちに蒸発が始まり、二相流となって絞り部を通過する。一方、完全非平衡とは、入口と同じ圧縮液のまま絞り部を通過する流れのこととしている。実際の流れは、これら完全平衡と完全非平衡の中間的な流れとなっていることが予測される。つまり、蒸発が開始する位置が、完全平衡の場合に蒸発が開始する位置よりも、絞り部に近い位置にある。これら両者の比較検討をすることで、その物理現象としての両極限について議論することになり、膨張弁における膨張現象の解明のための重要な知見が得られると考えられる。

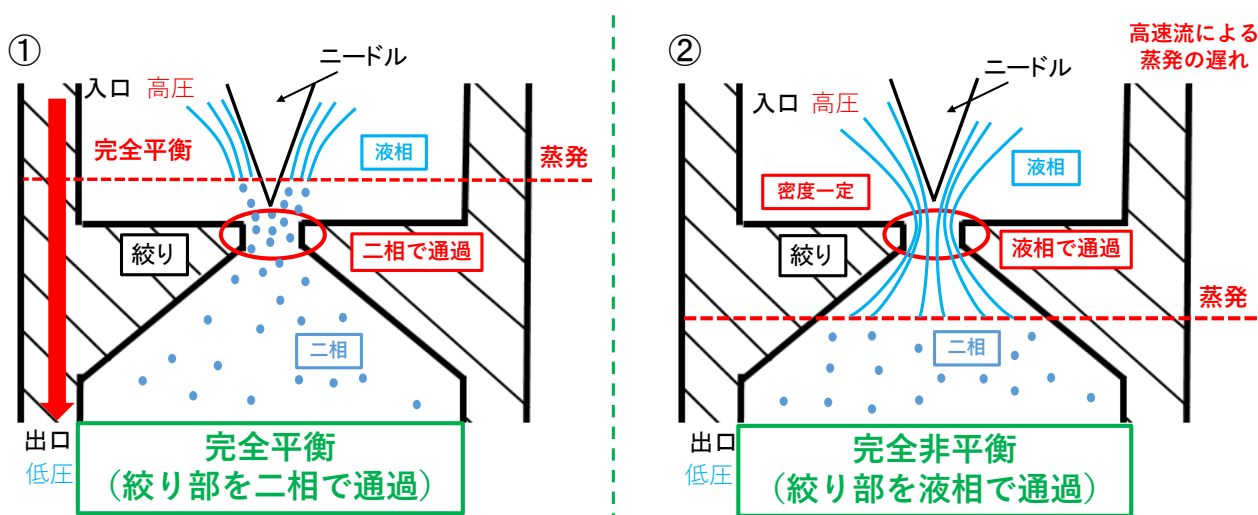


Fig.3.3.2-1 Flow characteristics in expansion valve

本研究で用いた数値モデルを Fig.3.3.2-2 のモデル図とともに以下に示す。質量保存, エネルギー保存, 等エントロピー過程を考えて、完全平衡の場合と完全非平衡の場合の絞り部での圧力, 比エンタルピー, 流速などを算出する。完全非平衡の場合、つまり常に液で流れる場合は冷媒入口の状態での密度, 比熱比などを用いるものとした。

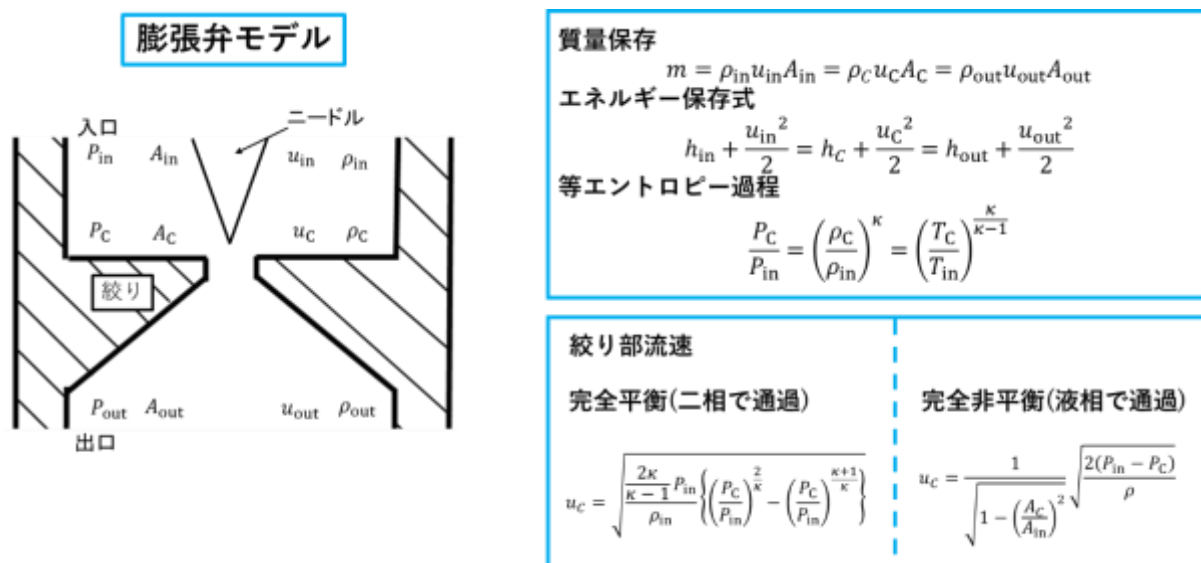


Fig.3.3.2-2 Expansion valve model

本件等において使用した実験データは、昨年度までに取得した実験データに加えて、本年度も数点の実験データを取得した。具体的には、膨張弁開度、出口圧力、入口過冷却度などが、圧力—流量特性に与える影響を実験的に調べた。今回の実験では冷媒は主として R410A を用い、一部の条件において R32 との比較も行った。膨張弁の圧力—流量特性評価装置を Fig.3.3.2-3 に示す。

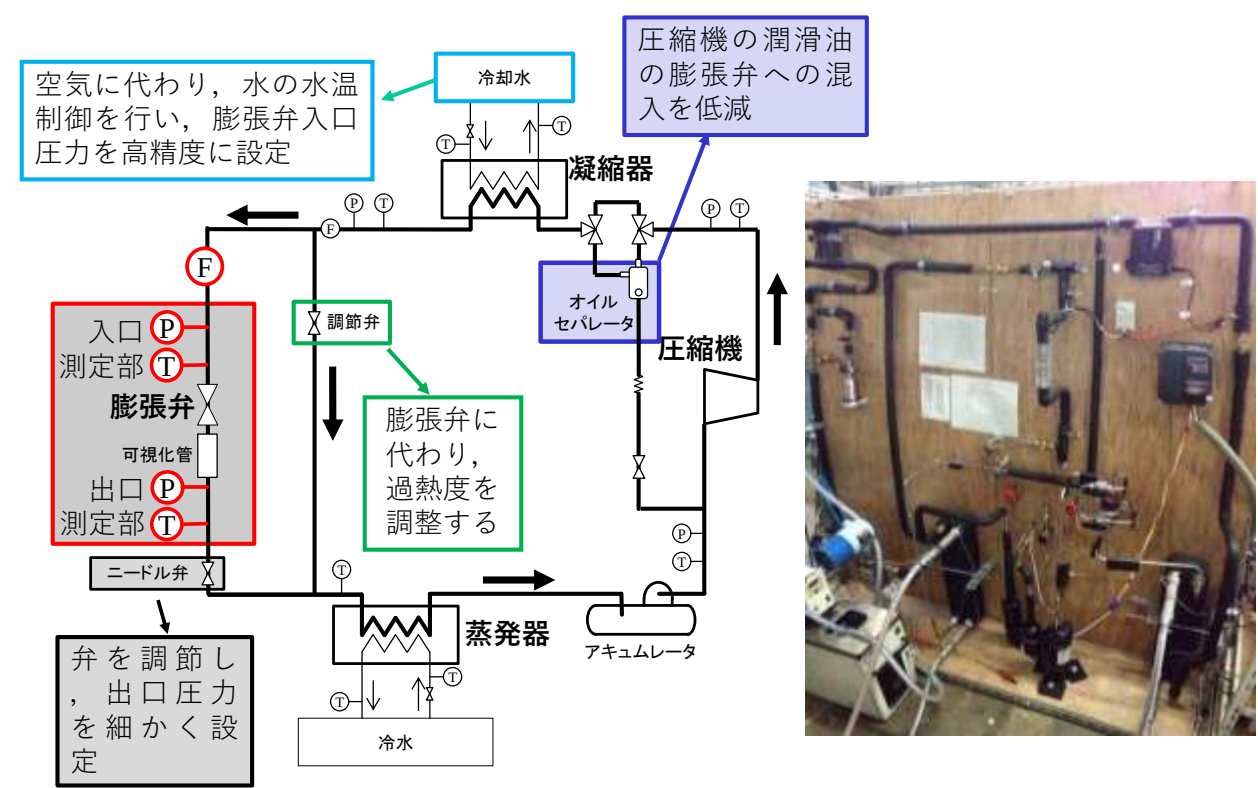


Fig.3.3.2-3 Experimental apparatus

Table.3.3.2-1 Experiment conditions	
Inlet pressure MPa	3.0 (Tsat:49°C)
Outlet pressure MPa	1.0-2.8 (Tsat:7-46°C)
Valve opening %	11
Refrigerant	R410A

本研究では、入口圧力・冷媒（R410A）・過冷却度、開度を固定し、出口圧力を変化させた時の膨張弁内での流量特性について測定を行っている。 Fig.3.3.2-4 に本実験で用いた膨張弁の圧力—流量特性、 Fig.3.3.2-5 に完全平衡（絞り部を二相で通過）における入口・絞り部・出口の圧力分布、 Fig.3.3.2-6 に完全非平衡（絞り部を液相で通過）における入口・絞り部・出口の圧力分布、 Fig.3.3.2-7 に出口圧力に対する入口・絞り部・出口での圧力の関係、 Fig.3.3.2-8 に出口圧力と入口・絞り部・出口での温度の関係、 Fig.3.3.2-9 に出口圧力と入口・絞り部・出口での密度の関係、 Fig.3.3.2-10 に出口圧力と入口・絞り部・出口の流速の関係を示す。

Fig.3.3.2-4 から、入口と出口の圧力差が大きくなると流量が増加していることが分かる。つまり、本研究において入口圧力は固定なので、出口圧力の低下に伴い質量流量が増加していることが分かる。また本データにおいて、圧力差の増加に伴い質量流量が増加しているが、圧力差がある点より低くなった時質量流量が減少しているのが分かる。これは質量流量が低くなる点付近においてチョーク現象が発生している可能性があると考えられる。

Fig.3.3.2-5 と Fig.3.3.2-6 について、完全平衡（絞り部を二相で通過）と完全非平衡（絞り部を液相で通過）について等エントロピと圧力の関係について示している。完全平衡（絞り部を二相で通過）の場合の圧力分布より絞り部の圧力は出口圧力よりも低くなることが分かった。これは、入口から流入

した冷媒が常に平衡状態で絞り部に流入し急激に減圧され、出口部に向かうときに管路面積の回復と共に圧力回復が起こることが考えられる。また Fig.3.3.2-7 の完全非平衡（絞り部を液相で通過）の場合は絞り部圧力が出口圧力よりも高い値となるのが分かった。これは入口から絞り部までの過程において冷媒は常に液相であり、また密度変化を生じないと仮定したためと考えられる。

Fig.3.3.2-8 から、出口圧力が低い状態では完全平衡（絞り部を二相で通過）と完全非平衡（絞り部を液相で通過）の圧力には約 **0.6MPa** の差が生じているが、出口圧力が高い場合では圧力が近い値となることが分かる。以上より、本研究で用いた膨張弁の実際の現象は完全平衡（絞り部を二相で通過）と完全非平衡（絞り部を液相で通過）の間に存在すると考えられる。また Fig.3.3.2-9 の温度分布についても同様のことが言えると考えられる。

Fig.3.3.2-10 から、完全非平衡（絞り部を液相で通過）の場合は入口から絞り部まで密度変化が生じないため、絞り部密度は入口密度と同じ値となる。また出口圧力の上昇に伴い、完全平衡（絞り部を二相で通過）の密度は上昇していくことが分かる。

Fig.3.3.2-11 から、完全平衡（絞り部を二相で通過）の場合の絞り部流速は完全非平衡（絞り部を液相で通過）の場合の絞り部流速よりも常に大きい値となることが分かった。また出口圧力の上昇に伴い、完全平衡（絞り部を二相で通過）と完全非平衡（絞り部を液相で通過）は近い値となることが分かった。

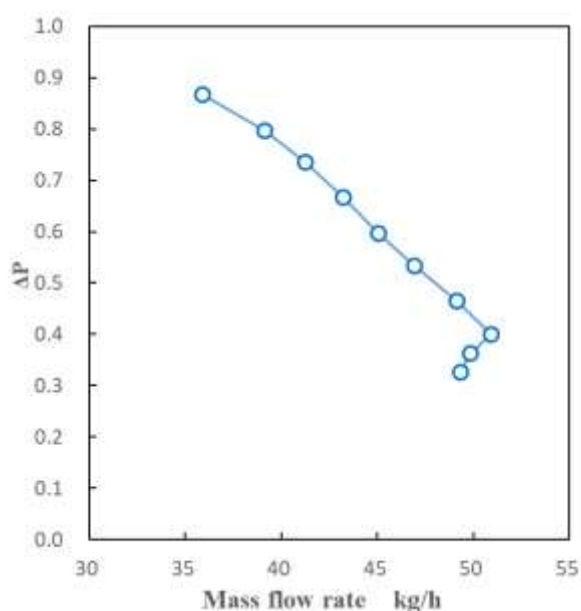


Fig.3.3.2-4 Pressure-flow characteristics

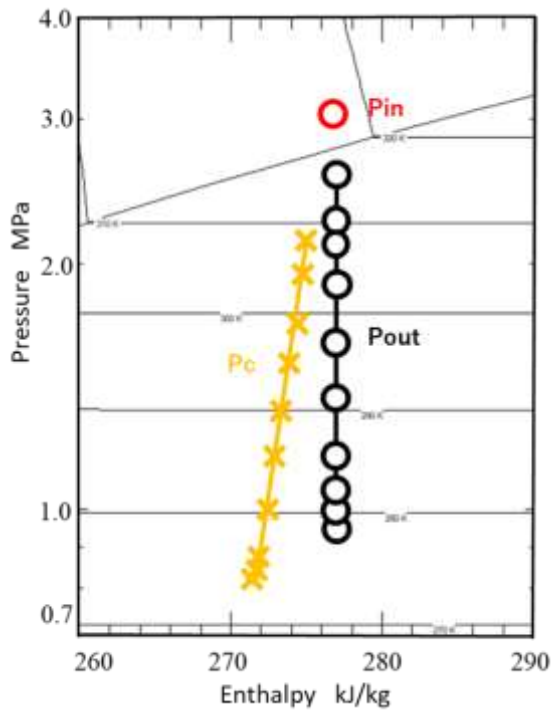


Fig.3.3.2-5 P-h diagram in equilibrium condition

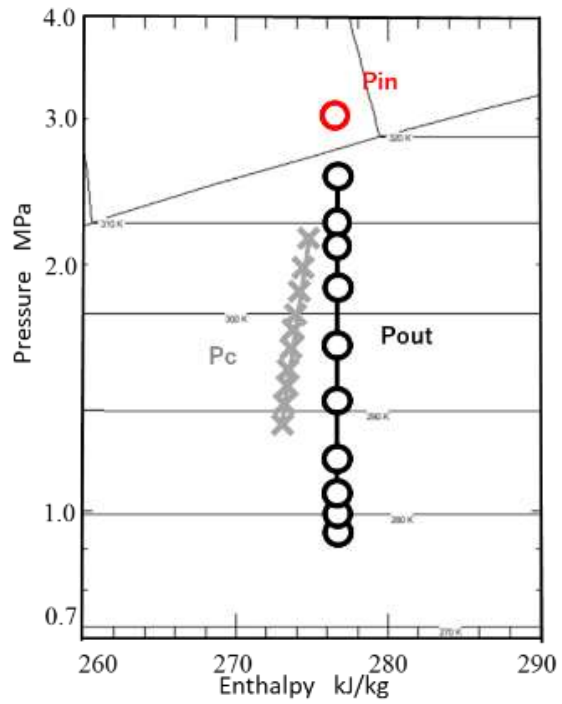


Fig.3.3.2-6 P-h diagram in non-equilibrium condition

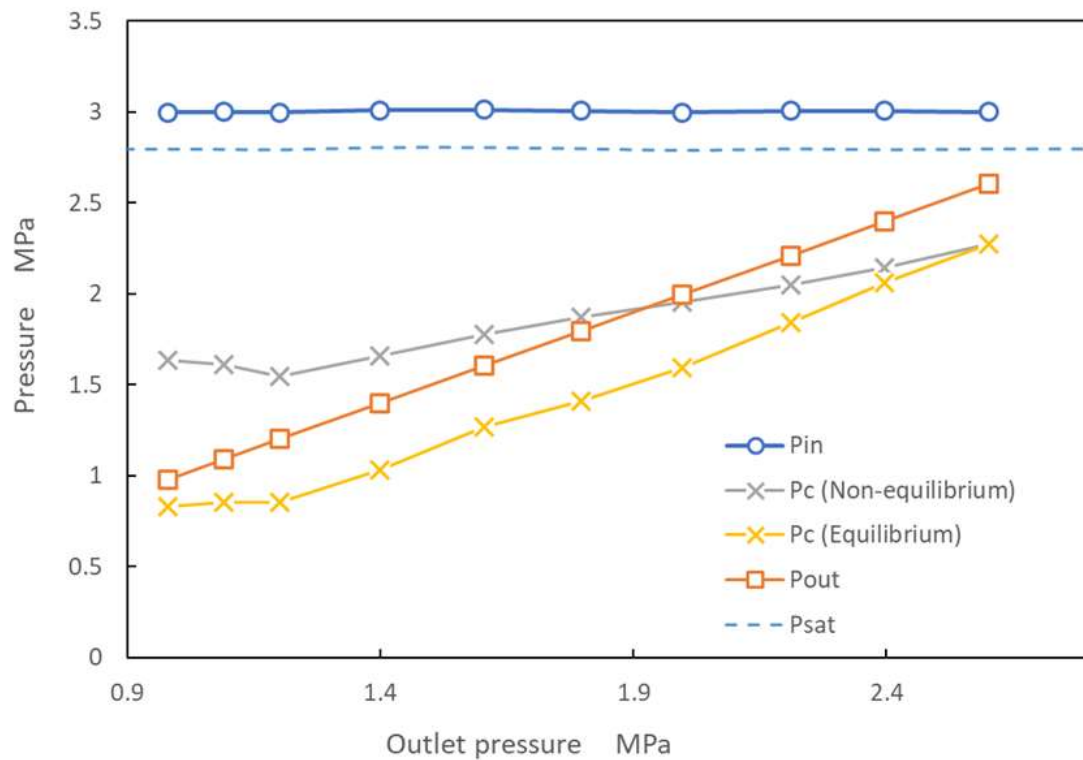


Fig.3.3.2-7 Relationship between outlet pressure and pressure distribution

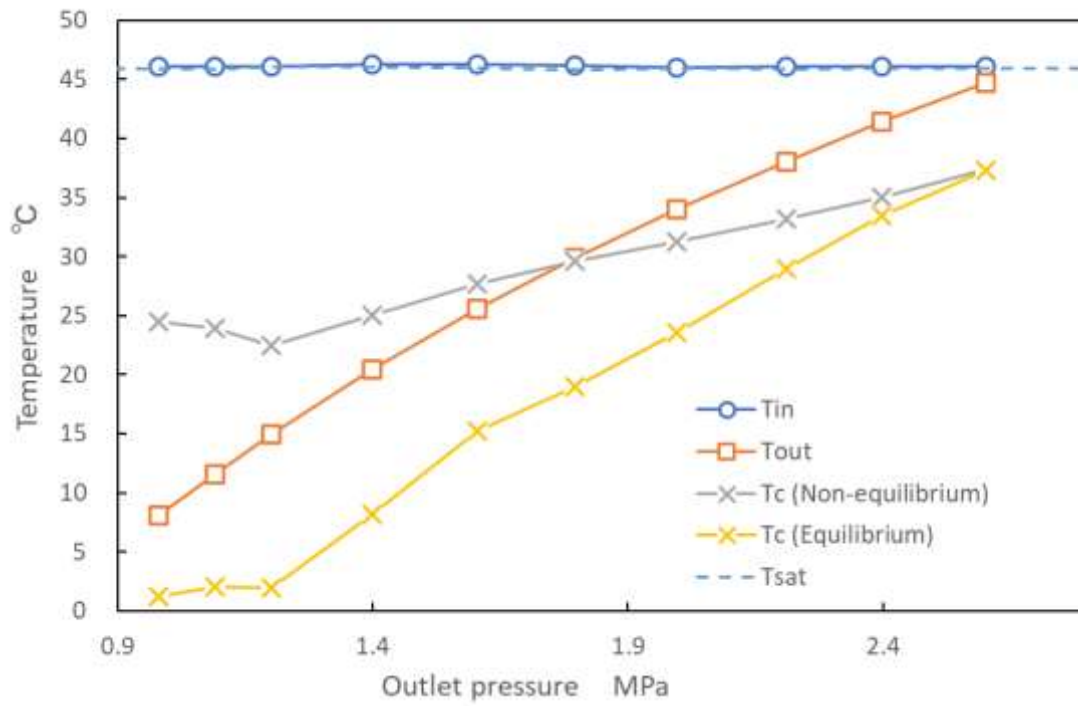


Fig.3.3.2-8 Relationship between outlet pressure and temperature distribution

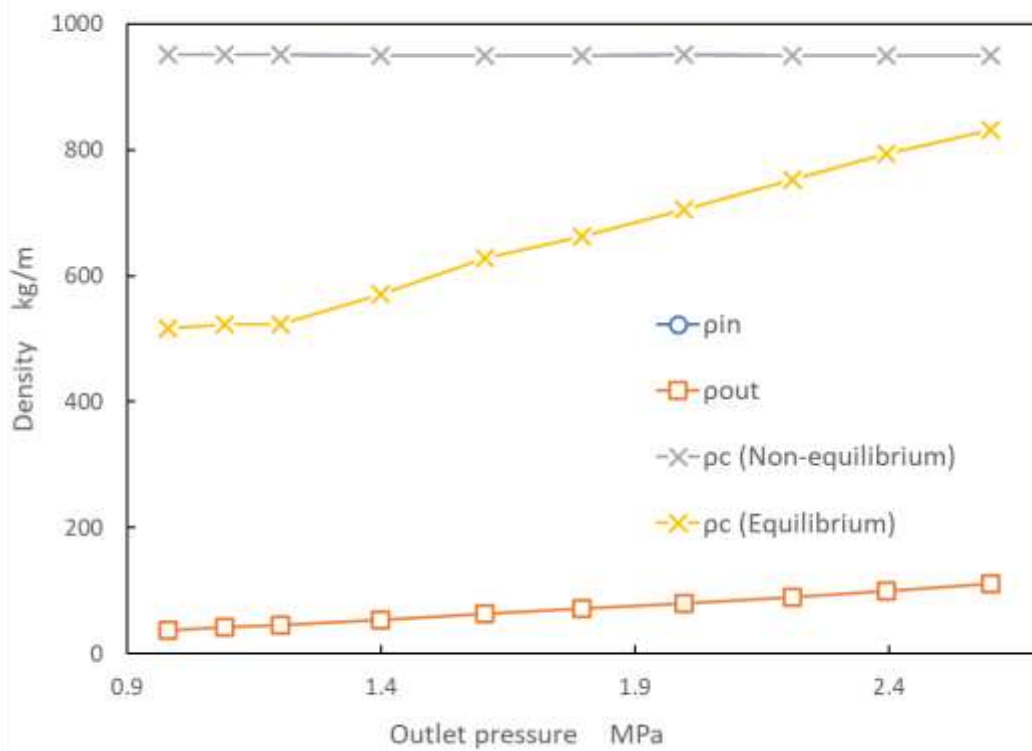


Fig.3.3.2-9 Relationship between outlet pressure and density distribution

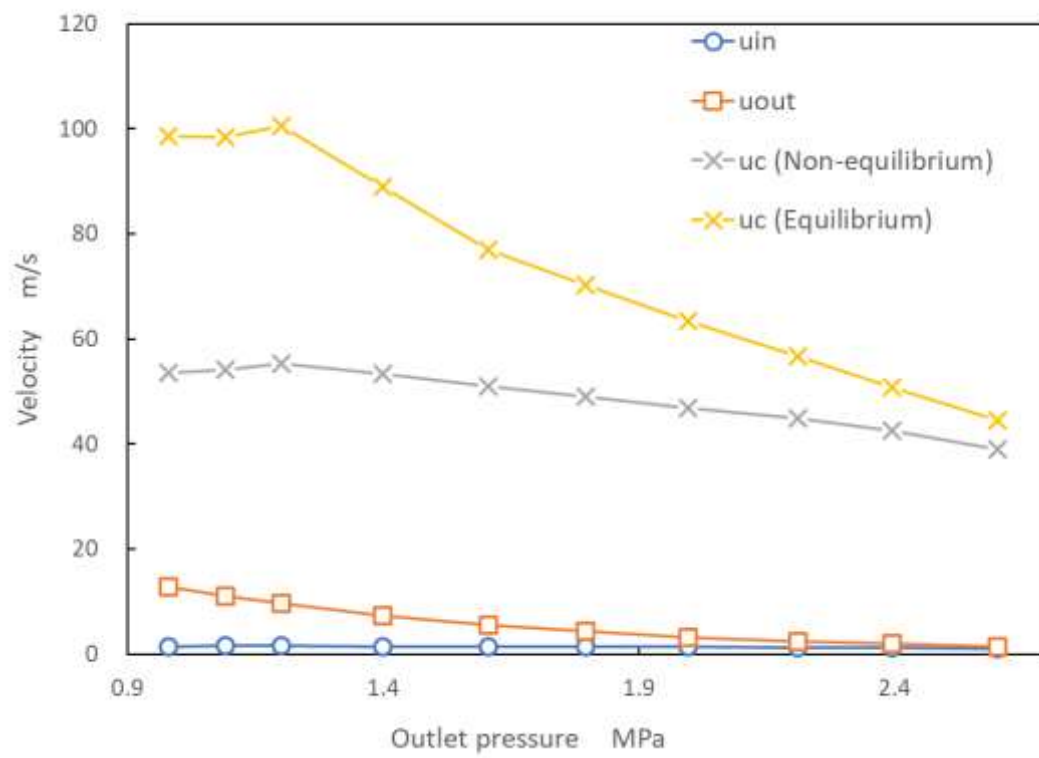


Fig.3.3.2-10 Relationship between outlet pressure and velocity distribution

3.3.3 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、圧縮機内での漏洩や熱の授受、油の影響、冷媒の寝込み現象等についての解析が不可欠である。今年度はロータリ圧縮機を対象に、シミュレーションモデルを構築した。Fig.3.3.3-1, Fig.3.3.3-2, Fig.3.3.3-3 に、対象とした圧縮機、圧縮室の計算モデル、機構部の漏洩モデルを示す。

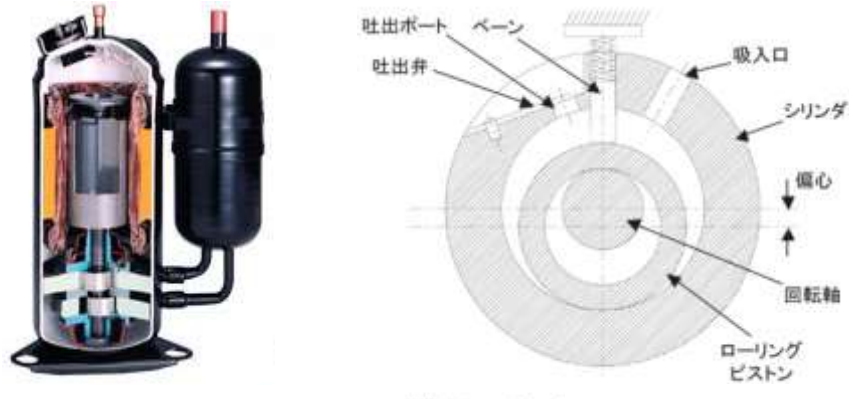


Fig.3.3.3-1 Rotary compressor

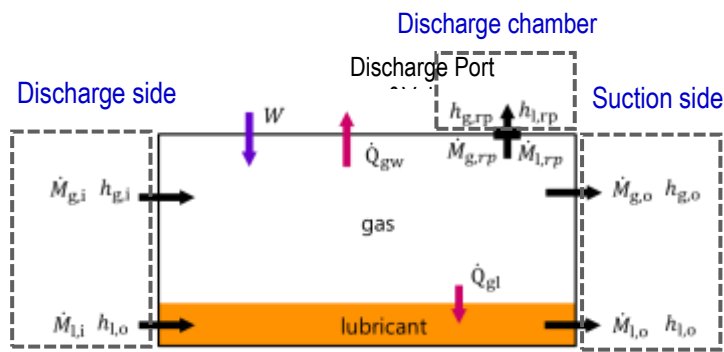


Fig.3.3.3-2 Compression chamber model

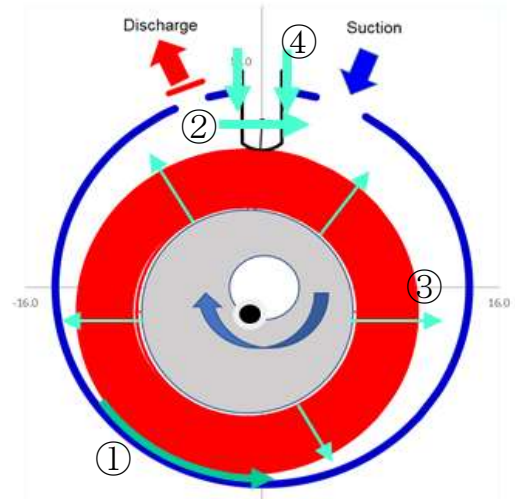


Fig.3.3.3-3 Leakage model

圧縮室の容積変化により生じる仕事，隣接した作動室間の漏洩，冷媒と壁面および潤滑油との伝熱を考慮して下記関係式を導いた。

ア) 基礎式

<u>Gas</u>	
Energy Balance	$\frac{dM_g u_g}{dt} = \dot{M}_{g,i} h_{g,i} - (\dot{M}_{g,out} + \dot{M}_{g,rp}) h_{g,o} + \dot{W} - \dot{Q}_{gw} - \dot{Q}_{gl}$
Mass Balance	$\frac{dM_g}{dt} = \dot{M}_{g,i} - \dot{M}_{g,o} - \dot{M}_{g,rp}$
<u>Lubricant</u>	
Energy Balance	$\frac{dM_l u_l}{dt} = \dot{M}_{l,i} h_{l,i} - (\dot{M}_{l,o} + \dot{M}_{l,rp}) h_{l,o} + \dot{Q}_{gl}$
Mass Balance	$\frac{dM_l}{dt} = \dot{M}_{l,i} - \dot{M}_{l,o} - \dot{M}_{l,rp}$

イ) 漏洩

ガス／油：漏洩路 ①②，吸入室-圧縮室通路，圧縮室-吐出室通路

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

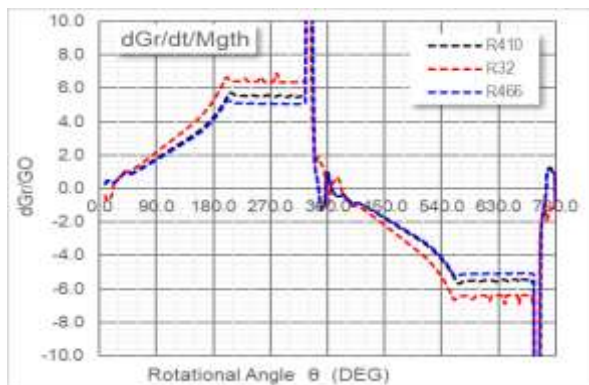
$$\dot{M} = cA \sqrt{P_{in} \rho_{in} \left(\frac{2}{\kappa+1} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa-1}}} \quad \frac{P_{out}}{P_{in}} \leq \left(\frac{2}{\kappa+1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}$$

油：漏洩路 ③④

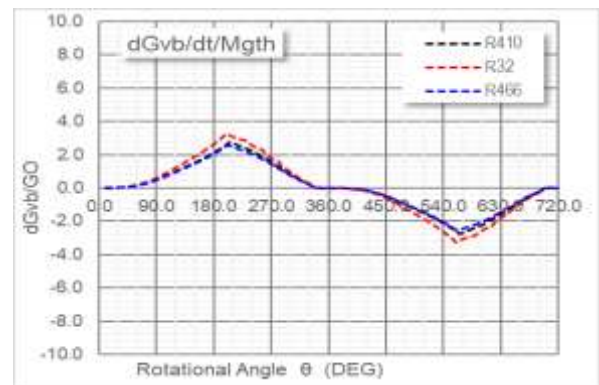
$$\dot{M}_l = \frac{b \rho_l}{12 L \mu_l} (P_{in} - P_{out}) \delta^3$$

ウ) 圧縮機シミュレーション結果

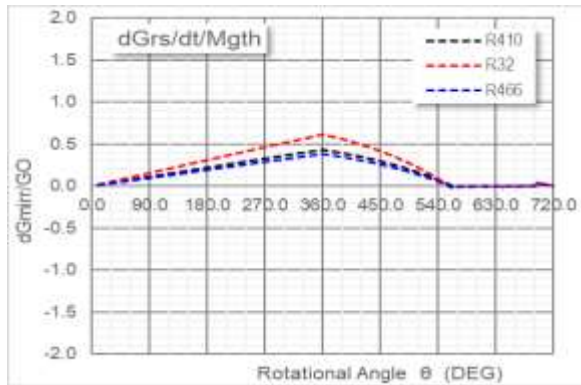
各隙間における冷媒ガス，油の漏洩，圧縮室壁との熱授受の解析例を Fig.3.3.3-4 に示す。



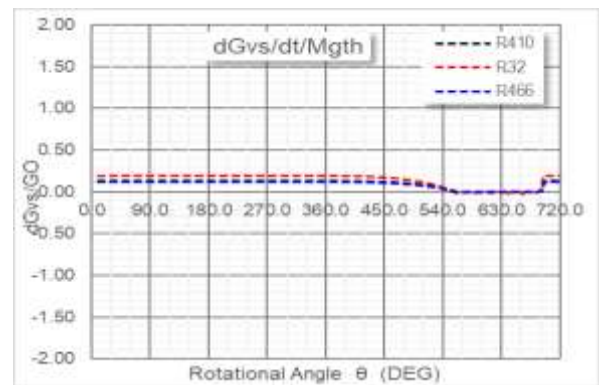
漏洩路①



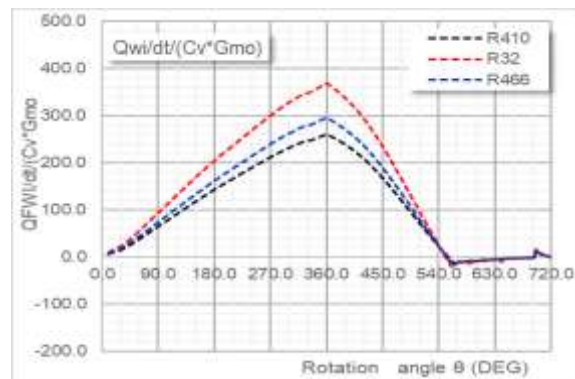
漏洩路②



Leakage path③



Leakage path④



Heat transfer with the
compression chamber wall

Fig.3.3.3-4 Leakage in each gap, heat transfer with compression wall

各種冷媒を用いて圧縮機ミュレーションを行い、体積効率と断熱効率を比較評価した。Fig.3.3.3.5に圧力比 $P_d/P_s=3.0$ (蒸発温度 0.08°C , 凝縮温度 39.7°C) における P-V 線図を、体積効率比, 断熱効率比を Fig.3.3.3.6, Fig.3.3.3.7 にそれぞれ示す。いずれも, R410 を用いて圧力比 $P_d/P_s=3.0$ (蒸発温度 0.08°C , 凝縮温度 39.7°C) における値を 1 とし, 相対値で示した。R32 は R410A や R466A など他の冷媒に比べ, 性能に対する漏洩や熱の影響が大きいことが分かる。

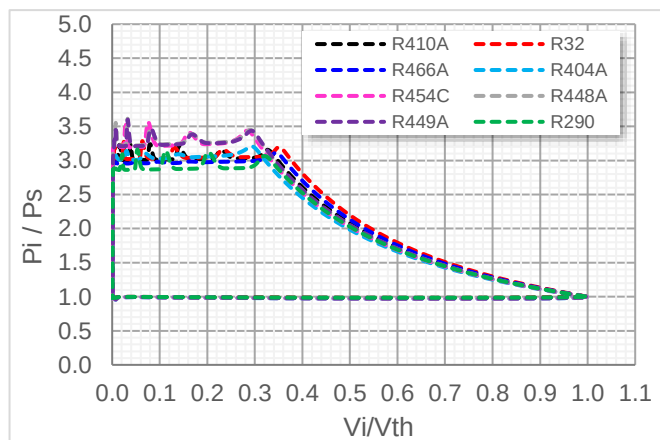


Fig.3.3.3-5 P-V Diagram

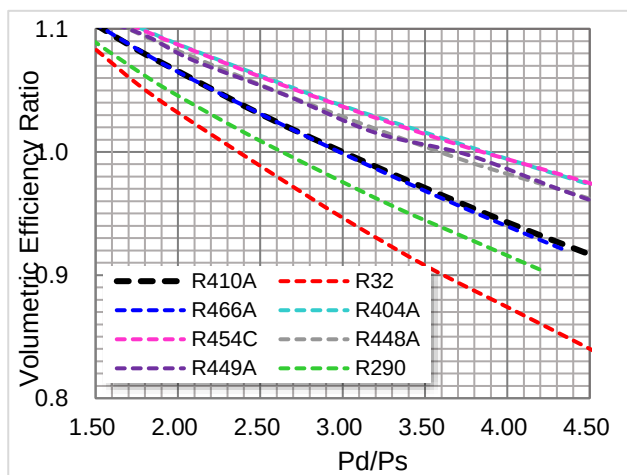


Fig.3.3.3-6 Volumetric efficiency ratio

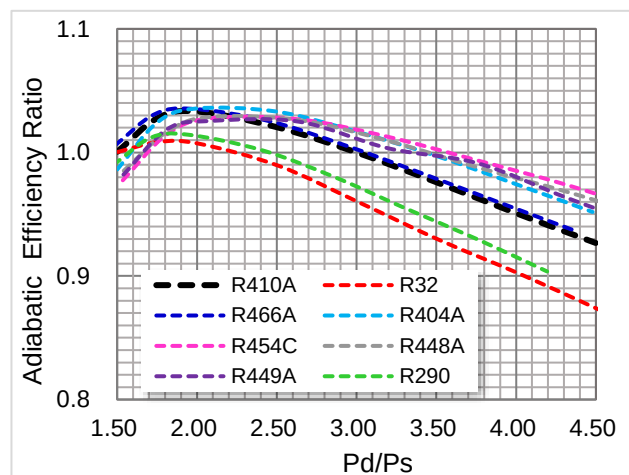
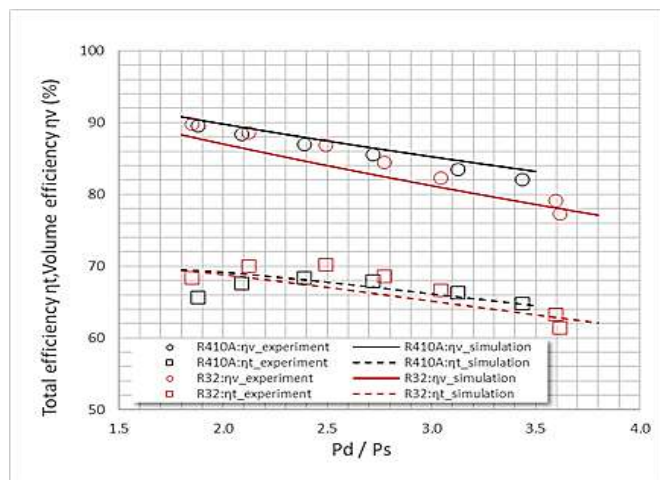


Fig.3.3.3-7 Adiabatic efficiency ratio

圧縮機性能試験結果との比較

冷媒 R410A と R32 を用いて圧縮機の性能測定を行い, 圧縮機単体シミュレーションの結果と比較評価した。結果を Fig.3.3.3-8 に示す。概ね試験結果に近い特性が得られることを確認した。



$P_s = 0.8 \text{ MPa}$
 $SH = 10 \text{ K}$
 $N = 60 \text{ Hz}$

Fig.3.3.3-8 Comparison of compressor simulation results and measured values (R410A, R32)

エ) サイクルシミュレーション結果

圧縮機シミュレーションの結果を取り込み、家庭用エアコンを対象としてサイクルシミュレーション (Energy Flow+M) を実施した。

<前 提>

- ・冷房能力が 2.8kW となる様に行程容積を決定
- ・COP が最大となる冷媒充填量を決定

<解析条件>

Refrigerant	Mass charge	Displacement volume
	kg	cc
R410A	0.87	8.00
R32	0.66	7.50
R466A	0.92	7.95

Cooling capacity		kW	2.8
Compressor	Rotational speed	rps	60
Indoor fan	Power consumption	W	20
Outdoor fan		W	40
Indoor temperature		°C	27
Outdoor temperature		°C	25-45

外気温度に対する冷房能力, COP の変化を Fig.3.3.3.9 に示す。R32 の COP は R410 に比べ数% (4-5%) 高い結果が, R466A はほぼ同等の結果が得られた。

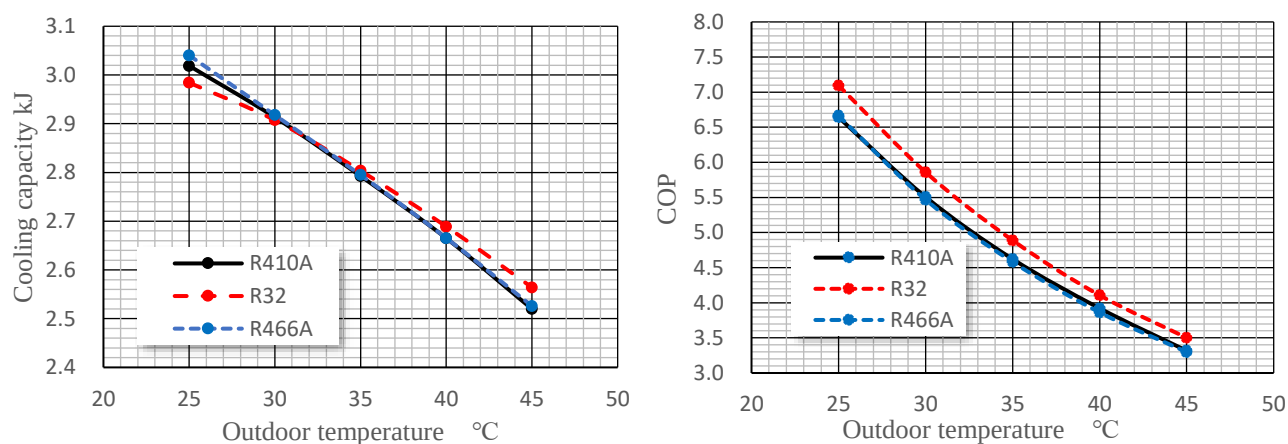


Fig.3.3.3-9 Relationship between outside air temperature, cooling capacity, and cooling COP

Cycle 特性解析結果

圧縮機全効率 : R410A ≒ R466A > R32
 Cycle COP (冷房) : R32 > R410A ≒ R466A

3.3.4 冷媒充填量評価

本研究の目的で明らかにしたように、冷媒使用による炭素排出の減少のために低 GWP 冷媒が導入される場合には、低 GWP 冷媒の可燃性、毒性等を考慮して機器性能を最適化する冷媒の充填量を把握する必要がある。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 を通じて非常に難しい問題であることが明らかになっている。したがって、システムの冷媒充填量の評価を実用機的设计段階で明確にすることを目的とし、冷媒充填量評価を可能とする高精度のボイド率相関式の構築に取り組んできている。今年度は、低 GWP 冷媒の高精度ボイド率測定のための静電容量センサーの確立をもとに、低 GWP 冷媒の主要構成冷媒である R32 のボイド率を測定し、また代表的な低 GWP 冷媒である R454C のボイド率測定を行った。これにより、低 GWP 冷媒の特性を考慮した新たなボイド率相関式を樹立した。

以下に、2021 年度に実施した主な研究進捗を報告する。

- 1) 流動様式の漸進的な変化を考慮した静電容量法によるボイド率測定センサーの確立
- 2) R32 及び R454C のボイド率測定
- 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
- 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

1) 流動様式の漸進的な変化を考慮した静電容量法によるボイド率測定センサーの確立

静電容量法によるボイド率測定法は、二つの電極の間を流れる二相流の電気的特性を用いた測定方法である。単純な構成をベースに非接触式、リアルタイム測定の特徴を持つ。静電容量法では流体の種類、ボイド率、流動様式によって二つの電極で測定される静電容量が異なる。したがって、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、流動様式によって $C-\alpha$ 関係は異なる。すなわち、流動様式への依存性が存在する。流動様式は、二相流の種類、温度、流量などによって異なり、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 $C-\alpha$ 関係に対する補正が求められる。

本研究では、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戦略を検討する。そして、静電容量法の測定方法とその補正戦略が妥当かを締切法 (Quick closing valve method, QCV method) を用いた測定結果との比較・検討を行った。補正戦略の確立のため、流動様式は超高速カメラを用いて綿密に検討され、流体の流動様式は有限要素解析シミュレーションに反映され、流動様式による $C-\alpha$ 関係が導出された。実験条件は、飽和温度 10 °C、管内径 7.1 mm において様々な流動様式の考慮のために三つの流量 (100, 250, 400 kg/h) となり、比較対象となる締切法の結果は、同一条件下での静電容量法と同時に測定された値と比較される。Fig.3.3-1 に、本研究の静電容量法の補正戦略とボイド率測定過程を図式化し、簡略に示した。

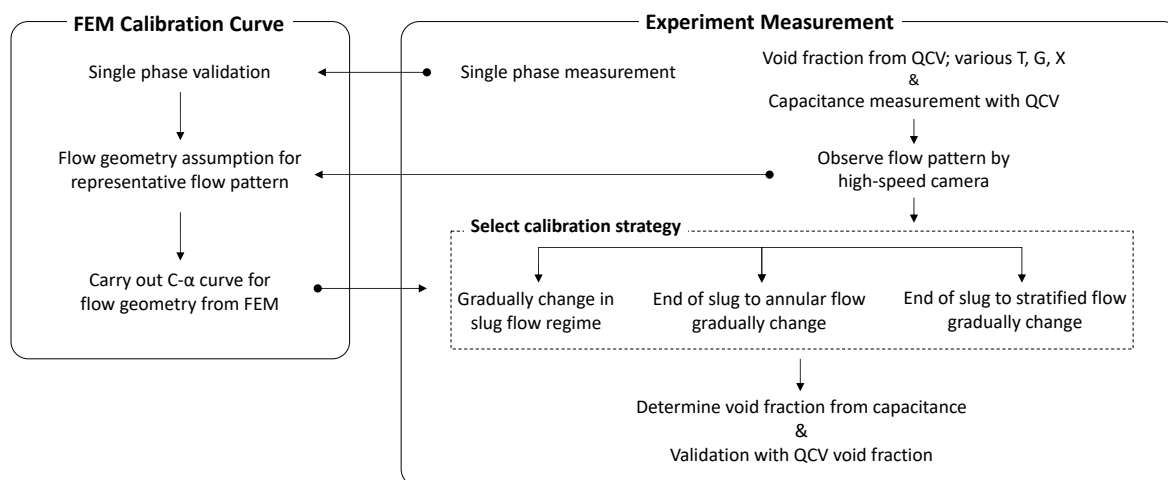


Fig.3.3.4-1 Measurement and calibration step for capacitance method

Fig.3.3-2 に超高速カメラを用いた流動様式の測定結果を代表的に示す。図で確認できるように、すべての実験条件において流動様式は入口乾き度の増加に伴い漸進的な変化が見られる。

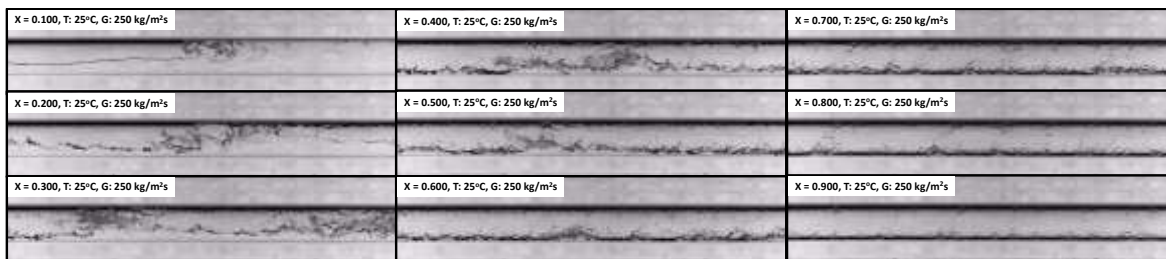


Fig.3.3.4-2 The flow pattern change along to the vapor inlet quality change
(R32, $T=25^{\circ}\text{C}$, $G=250\text{ kg/m}^2\text{s}$)

特に、スラグ流領域での漸進的な変化はスラグ流の持つ可変的な特性により別途の考察を必要とし、このため静電容量センサーを通じて間接的に流動様式の変化が測定できる。Fig.3.3-3 に静電容量センサーによって間接的に測定されたスラグ流領域の流動様式の変化を示す。

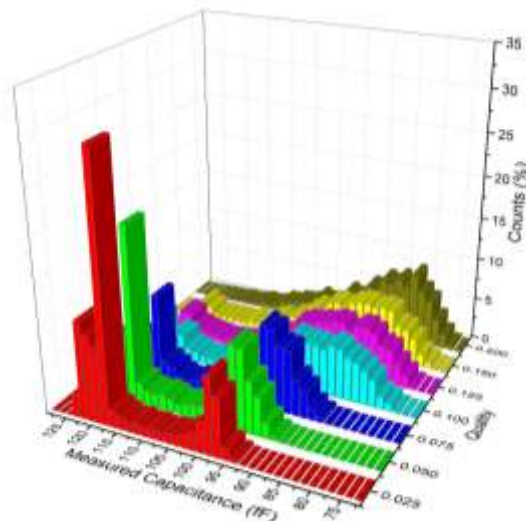


Fig.3.3.4-3 The characteristics of capacitance distribution of the low quality region
(R32, $T=25^{\circ}\text{C}$, $G=100\text{ kg/m}^2\text{s}$)

乾き度によって測定された静電容量値の分布を示し、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は可変的で不安定な流動であることを意味する。静電容量値の分布により乾き度が上昇することにより、流体の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は測定への影響が小さい。これを基に、本研究では気泡流、成層流、及び環状流を有限要素解析のための代表流動様式として決定し、これらの流動様式について Fig.3.3.4-4 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（緑色）もあわせて示した。

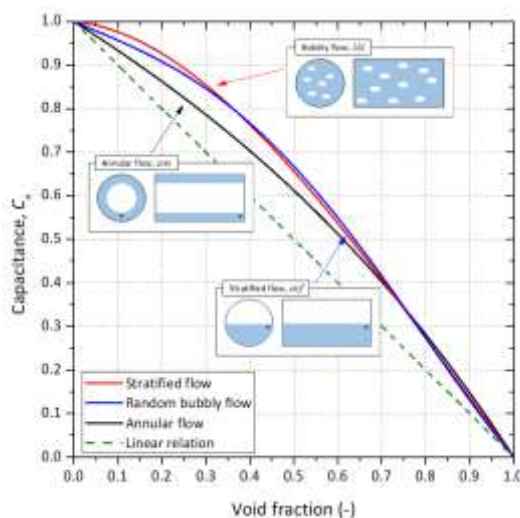


Fig.3.3.3-4 The $C-\alpha$ relation curve for each representative flow pattern from FEM analysis

最終的には、上記の流動様式の分析結果と有限要素解析から導出された $C - \alpha$ 関係を結合し、次の Eq.3.3.4-1, Eq.3.3.4-2 のように静電容量法に対応する補正式を導出することができる。

$$\alpha_{slug} = \frac{Count_{fp}}{Count_{tot}} \alpha_{strf} + \frac{Count_{sp}}{Count_{tot}} \alpha_{bbl} \quad (3.3.4-1)$$

$$\alpha_{intm} = \frac{(x - x_{IS})}{(x_{EA} - x_{IS})} \alpha_{ann} + \frac{(x_{IA} - x)}{(x_{EA} - x_{IS})} \alpha_{strf} \quad (3.3.4-2)$$

Fig.3.3.4-5 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、締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静電容量法のボイド率測定結果の3つを一併に示した。

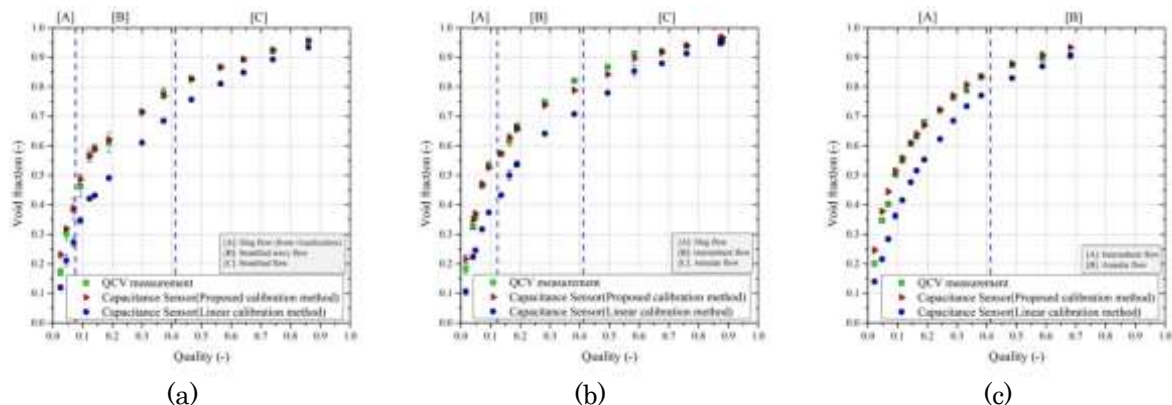


Fig.3.3.4-5 Comparison between the QCV method-derived void fraction results and those obtained via the capacitance method with proposed and linear calibration;

- (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/m²s

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締切法の測定値の違いは、流動様式ごとに Table.3.3.4-1 にまとめて示す。

Table.3.3.4-1 The summary of calibration result of capacitance method of each flow pattern

	E_R		R^2	
	Non-Calibration	Calibrated	Non-Calibration	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という結論に至った。

2) R32 及び R454C 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

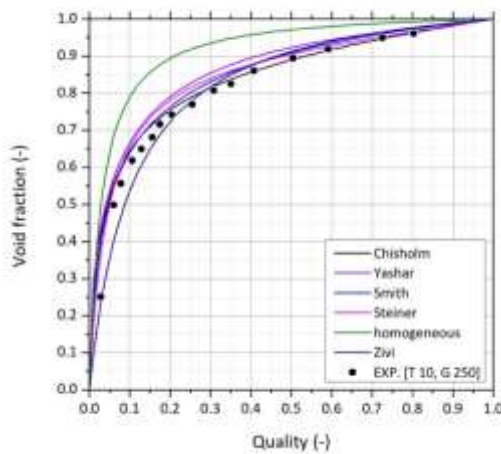
用された静電容量法と締切法が R32 及び R454C のボイド率が同時に使用された．また，本装置は純粋冷媒(R32)を基準に締切法不確かさ 1.07%，静電容量法不確かさ 3.47%の高精度測定を提供する．測定条件は，3 種類の飽和温度（10，25，40 °C），3 種類の流量（100，250，400 kg/h），管内径 7.1mm に対して行われた．但し，R454C の場合，非共沸混合冷媒の特性を考慮して，3 種類の飽和温度ではなく，3 種類の飽和圧力(0.79，1.19，1.72 MPa) を基準に測定された．

測定結果は Table.3.3-2 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，また併せて検討された．

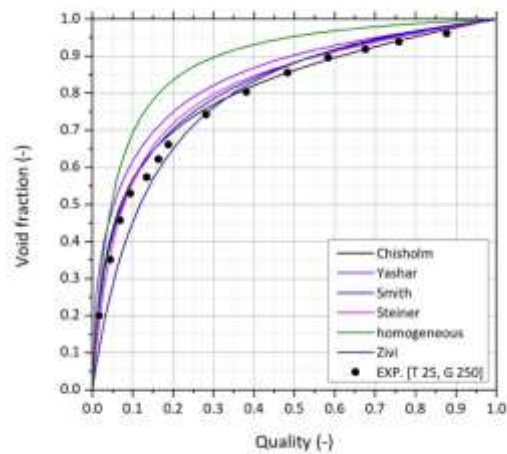
Table.3.3.4-2 Various correlations for void fraction prediction

Correlation	
Chisholm	$\alpha = \left[1 + \left(\frac{1-x}{x} \right) \left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right) \sqrt{1 - x \left(1 - \frac{\rho_l}{\rho_g} \right)} \right]^{-1}$
Yashar	$\alpha = \left(1 + \frac{1}{Ft} + X_{tt} \right)^{-0.321}$
Smith	$\alpha = \left\{ 1 + \left(\frac{1-x}{x} \right) \left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right) \left[K + (1-K) \sqrt{\frac{\frac{\rho_l + K \frac{(1-x)}{x}}{\rho_g}}{1 + K \frac{(1-x)}{x}}} \right] \right\}^{-1}$
Steiner	$\alpha = \frac{U_{sg}}{C_0 U_m + U_{gm}}, \quad C_0 = 1 + 0.12(1-x), \quad U_{gm} = \frac{1.18(1-x)}{\rho_l^{0.5}} [g\sigma(\rho_l - \rho_g)]^{0.25}$
Zivi	$\alpha = \left[1 + \left(\frac{1-x}{x} \right) \left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^{2/3} \right]^{-1}$
Homogeneous	$\alpha_h = \left[1 + \left(\frac{1-x}{x} \right) \left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right) \right]^{-1}$

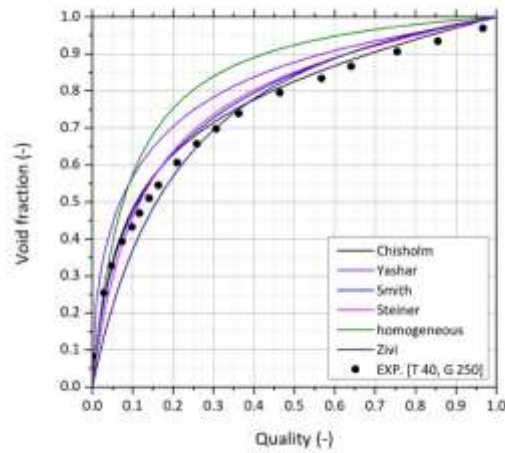
Fig3.3.4-6 に R32 のボイド率測定結果と共に従来のボイド率相関式を一緒に示した．Homogeneous 相関式および Yashar の相関式を除いたほとんどの相関式が許容可能な誤差範囲内で R32 のボイド率を予測可能であることが分かったが，Steiner の相関式と最も合っていることが分かる．



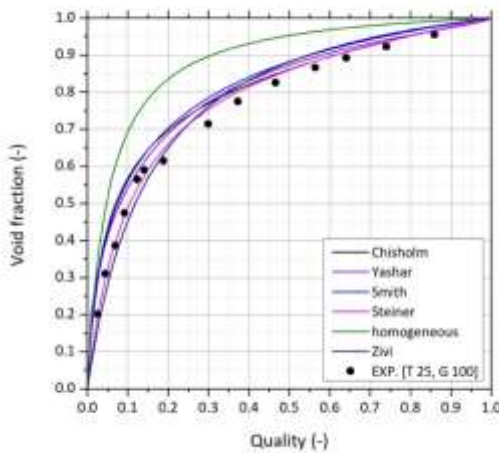
(a) T = 10 °C, G = 250 kg/m²s



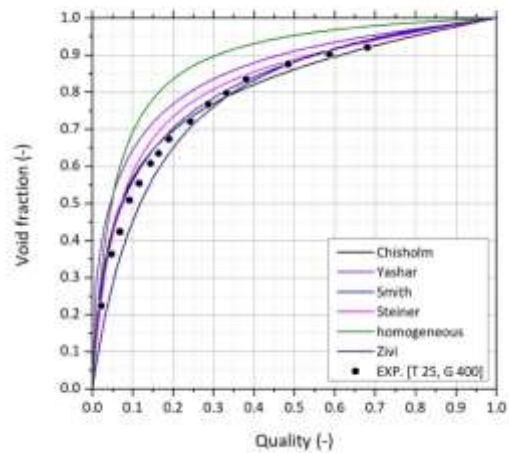
(b) T = 25 °C, G = 250 kg/m²s



(c) $T = 40\text{ }^{\circ}\text{C}$, $G = 250\text{ kg/m}^2\text{s}$



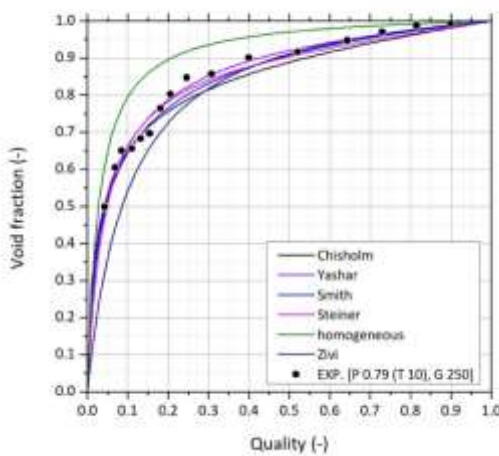
(d) $T = 25\text{ }^{\circ}\text{C}$, $G = 100\text{ kg/m}^2\text{s}$



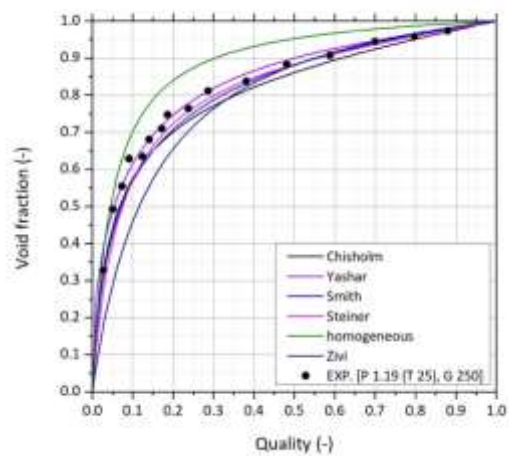
(e) $T = 25\text{ }^{\circ}\text{C}$, $G = 400\text{ kg/m}^2\text{s}$

Fig.3.3.4-6 R32 void fraction measurement and comparison with correlations

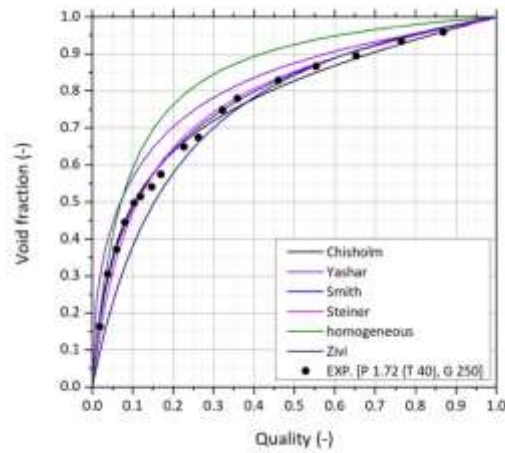
Fig.3.3.4-7 に R454C のボイド率測定結果と共に既存のボイド率相関式を一緒に示した．Homogeneous 相関式及び Zivi の相関式を除いたほとんどの相関式が許容可能な誤差範囲内で R454C のボイド率を予測可能であることが分かったが，Smith の相関式と最も合っていることが分かる．



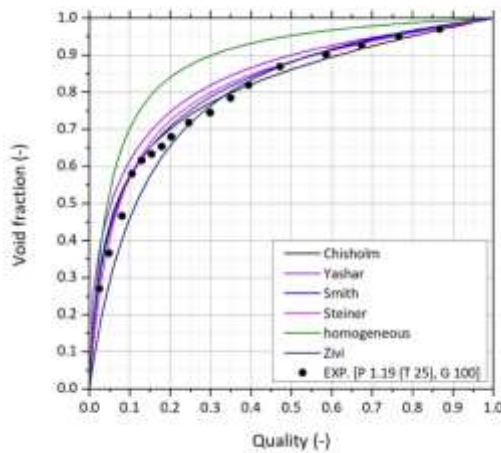
(a) $P = 0.79\text{ MPa}$ ($T = 10\text{ }^{\circ}\text{C}$), $G = 250\text{ kg/m}^2\text{s}$



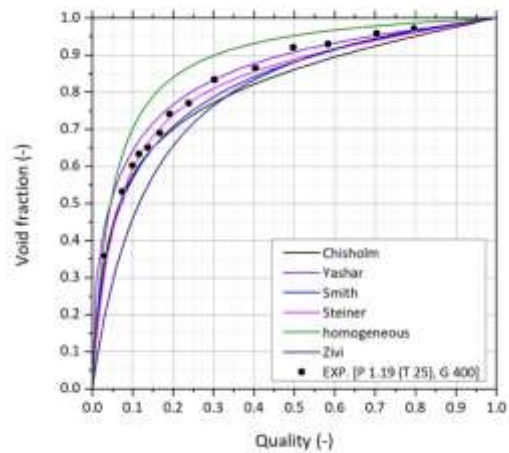
(b) $P = 1.19\text{ MPa}$ ($T = 25\text{ }^{\circ}\text{C}$), $G = 250\text{ kg/m}^2\text{s}$



(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.3.3.4-7 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.3.3.4-3 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っては、最適な相関式は相互に異なることが分かる。また、共通して Steiner の相関式は相対的に低い誤差を持ち、汎用的に使用されることを確認した。

Table.3.3.4-2 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

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。

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

本研究では、ボイド率相関式の開発のために、相対的に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。Eq.3.3.4-3 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。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。

$$u_g = C_0 U_M + U_{gm} \quad (3.3.4-3)$$

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、実際の速度分布の相関を表す。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に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 Eq.3.3.4-4 及び Eq.3.3.4-5 ようになる。

$$u_g = \frac{U_{sg}}{\alpha} \quad (3.3.4-4)$$

$$\alpha = \frac{U_{sg}}{C_0 U_M + U_{gm}} \quad (3.3.4-5)$$

Bhagwat 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。なぜなら、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., Wojtan et al.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、Eq.3.3-3 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.3.3.4-8 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.3.3-1)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。

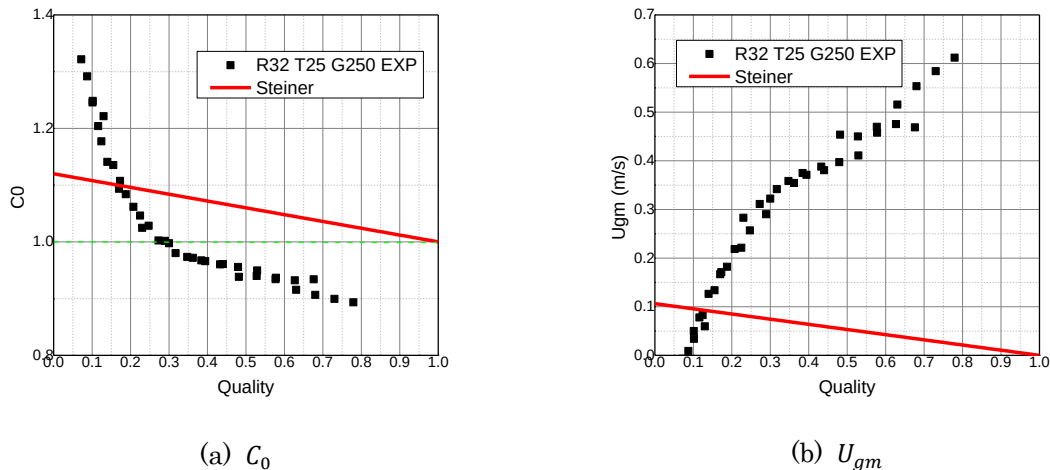


Fig.3.3.4-8 The comparison C_0 and U_{gm} of Steiner correlation with the experimental result

Steiner の式と実験値のずれの原因として、垂直流をベースに式を構築したことが挙げられる。垂直流の場合は、流動に軸対称性があるので、 $C_0 < 1$ を考慮する必要がない。そこで、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。

本報告では水平流の流動様式に変化に注目して相関式を提案する。流動様式は、乾き度の変化に応じて徐々に変化するので、代表値を乾き度での重み付けを行う。2つのパラメータの基本的な形をEq.3.3.4-6及びEq.3.3.4-7に示す。

$$C_0 = \begin{cases} 0 < x < x_{c1}, & C_{0,slug} + \frac{C_{0,slat} - C_{0,slug}}{x_{c1}} x \\ x_{c1} < x < x_{c2}, & \frac{x_{c2} - x}{x_{c2} - x_{c1}} C_{0,slat} + \frac{x - x_{c1}}{x_{c2} - x_{c1}} C_{0,ann} \\ x_{c2} < x < 1, & \frac{1 - x}{1 - x_{c2}} C_{0,ann} + \frac{x - x_{c2}}{1 - x_{c2}} C_{0,sp} \end{cases} \quad (3.3.4-6)$$

$$U_{gm} = \begin{cases} 0 < x < x_{c1}, & U_{gm,slug} + \frac{U_{gm,slat} - U_{gm,slug}}{x_{c1}} x \\ x_{c1} < x < x_{c2}, & \frac{x_{c2} - x}{x_{c2} - x_{c1}} U_{gm,slat} + \frac{x - x_{c1}}{x_{c2} - x_{c1}} U_{gm,ann} \\ x_{c2} < x < 1, & \frac{1 - x}{1 - x_{c2}} U_{gm,ann} + \frac{x - x_{c2}}{1 - x_{c2}} U_{gm,sp} \end{cases} \quad (3.3.4-7)$$

上記 Eq.3.3.4-6 及び Eq.3.3.4-7 の x_{c1} 及び x_{c2} は Kattan の流動様式遷移線図から導出され、Eq.3.3.4-8 のとおりである。 x_{SI} 及び x_{IA} はそれぞれスラグ流と間欠流の境界乾き度、間欠流と環状流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、実験値を基に物理的な現象を分析し、Table.3.3.4-3 にまとめたようにそれぞれ示される。

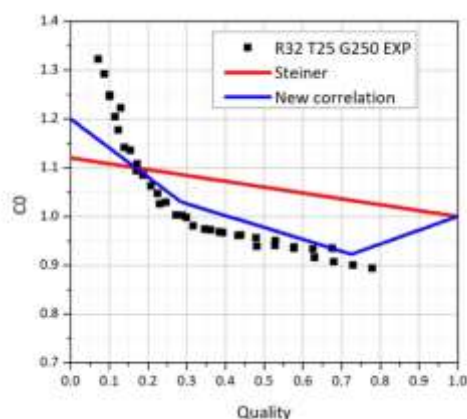
$$x_{c1} = \frac{x_{SI} + x_{IA}}{2} \quad (3.3.4-8a)$$

$$x_{c2} = \frac{x_{IA} + 1}{2} \quad (3.3.4-8b)$$

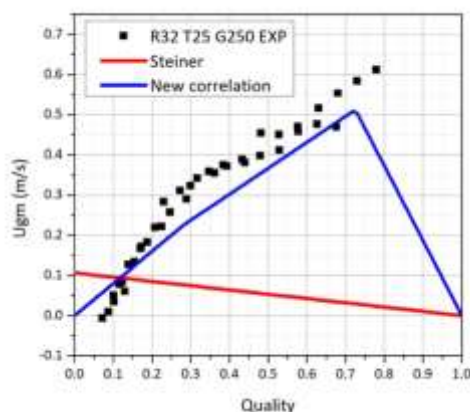
Table.3.3.4-3 C_0 and U_{gm} of each flow pattern for the proposed correlation

Flow pattern	C_0	U_{gm}
Slug flow	1.2	0
Stratified flow	1.03	$0.1434 \left(\frac{\mu_g}{\mu_L} \right)^{0.67} Re^{-0.13} v_g \big _{x=1}$
Annular flow	$0.8845 \left(\frac{\rho_g}{\rho_L} \right)^{-0.04} Re^{0.04}$	$0.0417 \left(\frac{\mu_g}{\mu_L} \right)^{1.48} Re^{-1} We^{0.29} v_g \big _{x=1}$
Single-phase	1	0

Fig.3.3.4-9 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。



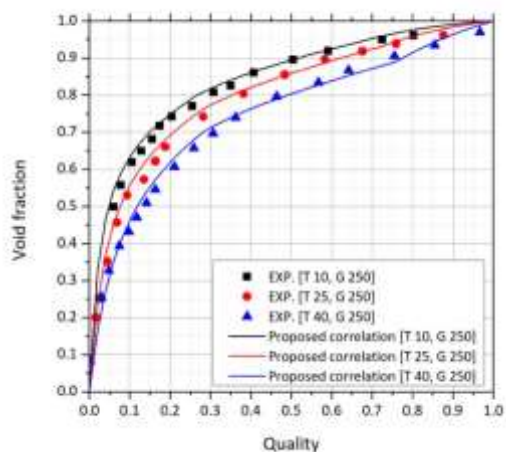
(a) C_0



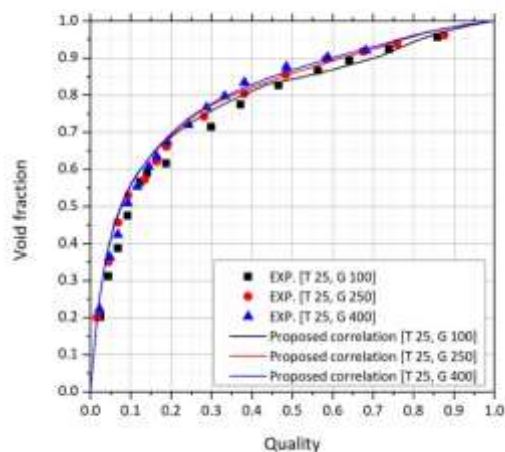
(b) U_{gm}

Fig.3.3.4-9 The comparison of the proposed correlation with Steiner correlation and the experimental result

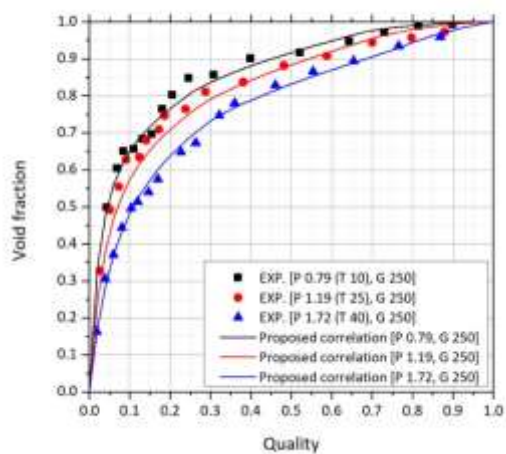
上記の Fig.3.3.4-6 及び Table.3.3.4-2 から本研究で提案するボイド率相関式を構成することができ、本研究の相関式と実験から測定されたボイド率を比較すると Fig.3.3.4-10 のようになる。



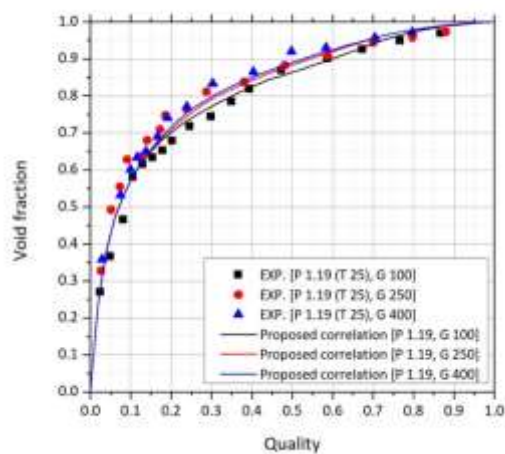
(a) R32 temperature change



(b) R32 mass flux change



(c) R454C pressure change



(d) R454 mass flux change

Fig.3.3.4-10 The comparison of the proposed correlation with the experimental void fraction

Fig.3.3.4-10 の結果からの違いを定量的に分析すると次の Table.3.3.4-4 のようになり，比較のために Steiner の相関式との比較も併せて示した．Steiner の相関式より相対的に高い正確度を持っていることが確認できる．また，冷媒の変化においても相対的に安定的な予測精度を有することを確認した．

Table.3.3.4-4 The 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

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

本研究において考察された過去のボイド率相関式 6 種類を対象として冷媒充填量評価シミュレーションにより分析を行った．この分析は，高精度な冷媒充填量を予測するために，現在既に関連されている冷媒充填量評価モデルを補完するために必須である．

対象システムは R410A 用に設計された 2.5kW の定格冷却容量を備えた室内エアコンとなる．対象システムの定格における冷媒充填量と COP は，0.85kg の充填量で約 COP 5.05 である． Fig.3.3.4-11 に示すように，圧縮機，室内外熱交換器，膨張弁，アキュムレータ，溝付配管及び四方弁で構成されている．また，圧縮機の回転数と膨張弁開度による蒸発器の出口過熱度及び冷房能力が制御され，室内機及び室外機の実機は定格回転数で一定に設定された．また，使用された冷媒は R32 であり，考察された 6 つのボイド率相関式を対象として冷媒充填量は 0.3kg から 0.8kg まで 0.01kg 間隔に評価された．

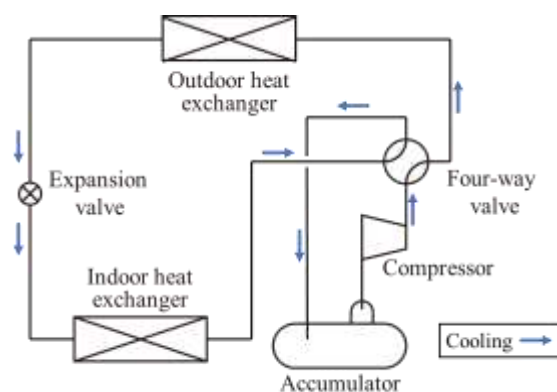


Fig.3.3.4-11 The target system of the refrigerant charge amount prediction simulation

Fig.3.3.4-12 に冷媒充填量評価シミュレーション結果を示した．相関式の種類によって最大 COP を表示する最適充填量が異なることが確認できる．また，冷媒充填量の変化による COP の傾向が変化することが確認できる．

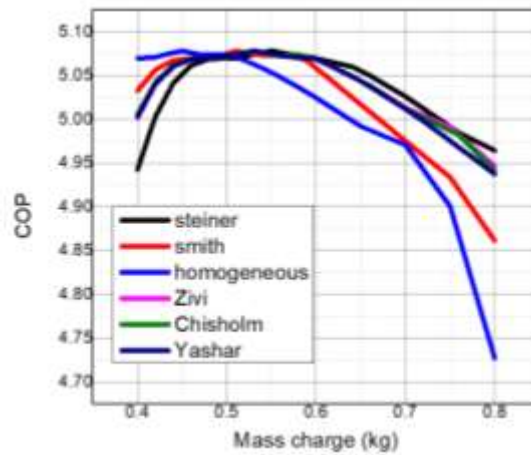


Fig.3.3.4-12 The result of the refrigerant charge amount prediction simulation

これは相関式が最も大きな差を見せる乾き度 0.35 以下の低乾き度領域でのボイド率予測が異なるためである。各ボイド率相関式による最適充填量とボイド率測定値との誤差を Table.3.3-5 に示す。

Table.3.3.4-5 The optimal mass charge amount prediction according to the various correlations

	Optimal mass charge amount (kg)	Void fraction prediction error (%)
Chisholm	0.53	7.8
Yashar	0.53	15.1
Smith	0.51	7.9
Steiner	0.55	7.0
Zivi	0.53	9.4
homogeneous	0.45	23.4

考察された 6 つのボイド率相関式のうち、全体の乾き度及び低乾き度領域で最も低い誤差を持つことが確認された Steiner の相関式からの結果が定格充填量に最も近い値を示していることが確認できる。しかし、すべての相関式が実際の定格充填量とはかなり大きな違いを示し、これはボイド率相関式および冷媒充填量評価モデルの補完が必要であることを意味する。

ここで注目するのは、解析対象システムの配管の種類が 溝付管であることと、考察された 6 つのボイド率相関式が平滑管を対象とすることである。溝付管における乾き度によるボイド率の変化挙動は平滑管とは異なる。溝付管の場合、内部の構造的な特徴から、Eq.3.3.4-9 に示した Slip ratio(S)が平滑管に比べて上昇し、それに伴い同一乾き度でのボイド率は平滑管の場合に比べて低くなる。したがって、最適 COP のために要求される充填量が上昇することになる。

$$S = \frac{u_g}{u_l} = \frac{\rho_l(1-\alpha)x}{\rho_g(1-x)\alpha} \quad (3.3.4-9)$$

しかし、溝付管に対するボイド率測定とその相関式は現在十分に報告されていない。特に内部の構造的な特徴が、ボイド率の測定における妨害要因になると分析されている。しかし、本研究において開発された静電容量法は、このような構造的な妨害要因にほとんど拘らず、これを活用した溝付管におけるボイド率測定とそれに関する相関式開発を 2022 年に実施する予定である。

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が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している。

2018年度までの成果としては、熱交換器のフィン形状の最適化計算方法を確立した。また、評価装置に関しては、計画よりも前倒しで実運転方法や評価装置の構造の検討を行った。

2019年度の成果としては、最適な冷媒流路を計算可能な計算方法を確立し、単相では、最適化計算が実現可能なことを確認した。二相流の高速な数値解析が可能である。また、評価装置は2018年度に設計完了、2019年12月に発注し、2020年3月に物品の納入が完了、2020年9月に完成した。2021年度は装置の妥当性検証と装置を使った実データの取得を実施した。

2021年度の成果を以下に記述する。

3.4.1 数理的性能評価手法開発

混合冷媒の熱伝達率の予測式には、十分な精度のものが見当たらないため、産業界から良い精度の予測式を作成するよう要望がある。混合冷媒の場合には、成分のパラメータ、特に沸騰流動の場合、局所的な濃度変化が熱伝達に効いてくるため、CFDに組み込む必要がある。そこで実験的に局所の物性を算出する式を組み込み一般化する取り組みを行っている。

2020年度の研究では、冷媒回路の数学的表現の一義性の問題と、進化的探索中に回路の物理性と実現可能性を確保するための関連関係の定式化に取り組んだ。2021年度の研究では、モデルの改良に取り組んだ。主な成果は以下のとおりである。

- ・計算前に非物理的で実行不可能な回路を除外するための制約処理アルゴリズムの定式化
- ・実験結果に対するモデルの検証
- ・さまざまな作動流体の熱交換器効率に対する冷媒回路の影響を調査するためのさまざまな低GWP冷媒のサンプルシミュレーション

詳細を以下に記述する。

ア) さまざまな冷媒の性能に対する冷媒回路の影響

モデルを使用してさまざまな回路の冷媒性能をシミュレートすると、さまざまな回路の効果がいかに重要であるかがわかる。Fig.3.4.1-1に回路の例を示す。モデルは、与えられた凝縮および過冷却条件、与えられた圧縮機効率および選択された冷却能力に組み合わせられて、サイクルCOPを計算できる。Fig.3.4.1-2は、蒸発器で8kWの出力容量を生成する5つの代表的な冷媒について得られた結果をまとめたものである。R32とR410Aが1.5回路で、R454Cが2回路で、R134aとR404Aが3回路で最高の性能を発揮することを示している。

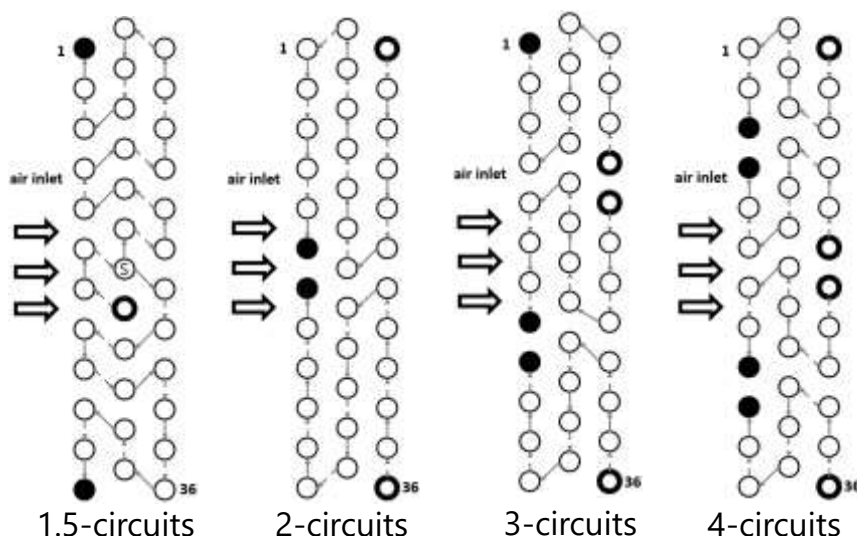


Fig.3.4.1-1 Reference circuits (Domanski et al., 2005)

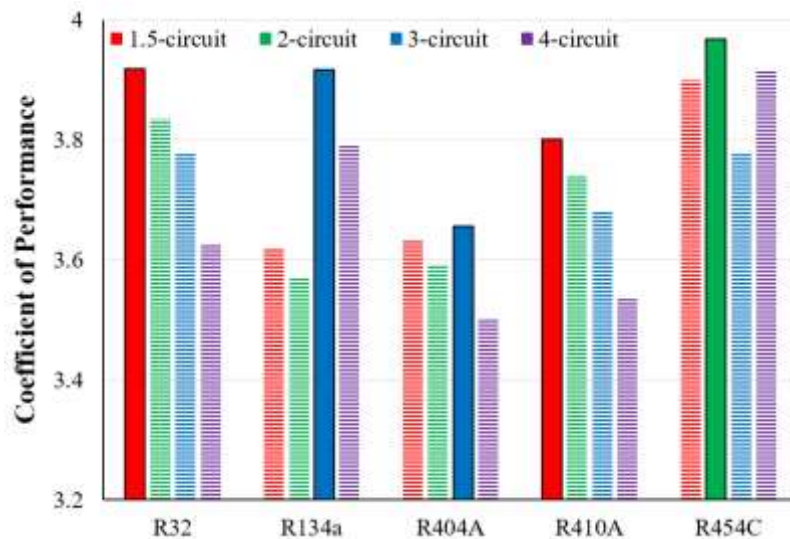


Fig.3.4.1-2 Refrigerant performance at $Q = 8 \text{ kW}$ for the circuitries in Figure 3.19

さらに、この結論は、蒸発器の分岐の位置の影響検討によって裏付けられた。この場合の回路を Fig.3.4.1-3 に示す。

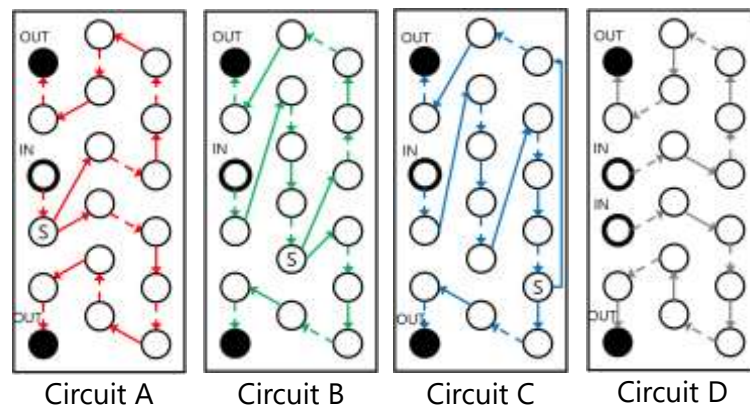


Fig.3.4.1-3 Different locations of the split in an evaporator

Fig.3.4.1-4 と Fig.3.4.1-5 は、分割位置に関連する熱伝達係数と圧力損失の間にトレードオフの関係があることを示している。分岐は、質量流量を制御することにより、熱伝達係数と圧力損失の効果のバランスを取る。システム性能に関連して、分岐位置を適切に配置すると、圧縮率が低くなる。

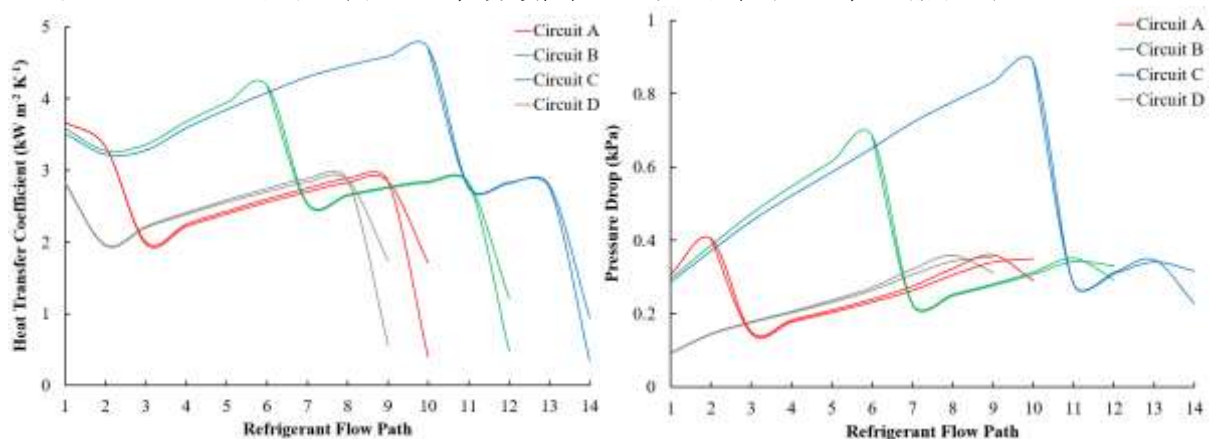


Fig.3.4.1-4 Effect of different locations of the split on the heat transfer coefficient and pressure drop

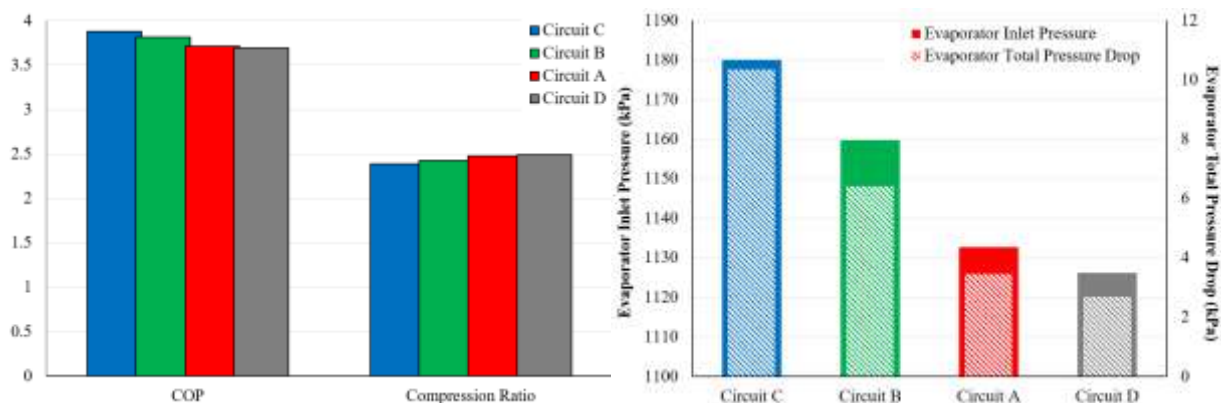


Fig.3.4.1-5 Effect of different locations of the split on COP, inlet pressure at the evaporator and pressure drop at the evaporator

イ) 遺伝的サーマルパスジェネレーター

この研究で新たに開発された熱交換器の最適化技術は、分割と合流の数と場所に制限はなく、可能な回路の検索空間全体に進化的検索を拡張することにより、従来の課題を克服した。さらに、これは、実行不可能で非物理的な回路を効果的に除外しながら行われる。冷媒回路の最適化における分割と合流の数と場所の管理は、圧力降下、空気と冷媒の間の局所的な温度差、および空気側と冷媒側の熱抵抗のバランスを制御する試みによって動機付けられる。

熱交換器の最適構成の進化的探索において上記の冷媒回路の数学的定式化を効果的に管理するために、新しい最適化アルゴリズムを開発した。開発したアルゴリズムは、実行不可能な回路を除外するように構築されたルールに従って、生成された物理的に意味のあるツリー構造に遺伝子演算子を適用する。新たに開発された進化的検索手法は、ここでは「遺伝的サーマルパスジェネレーター」と呼ばれ、分割と合流の無制限の数と場所を管理するクロスオーバーと突然変異を導入できる新しい遺伝的プログラミング手法である。この進化的アルゴリズムの染色体は、遺伝的アルゴリズムのように文字列ではなく、ツリー構造です。 Fig.3.4.1-6 に、9 回路の例を示す。

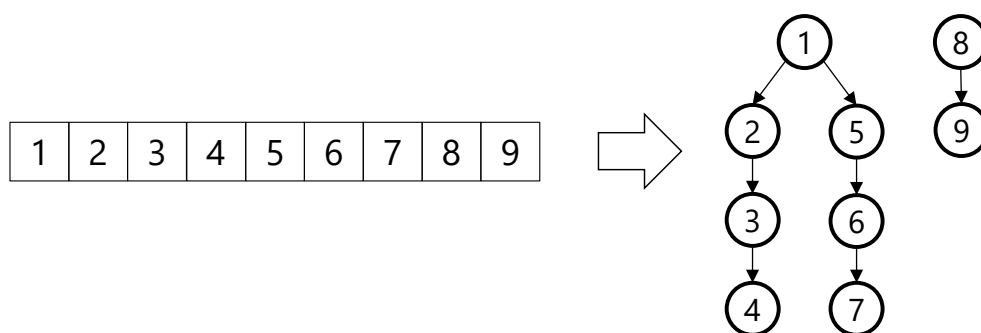


Fig.3.4.1-6 Chromosome structure of the newly developed “Genetic thermal path generator”

このプロセスは、I 初期化、II 選択、III 突然変異、IV クロスオーバー、V 物理的制約の適用の5つのフェーズを取る。

I 初期化：

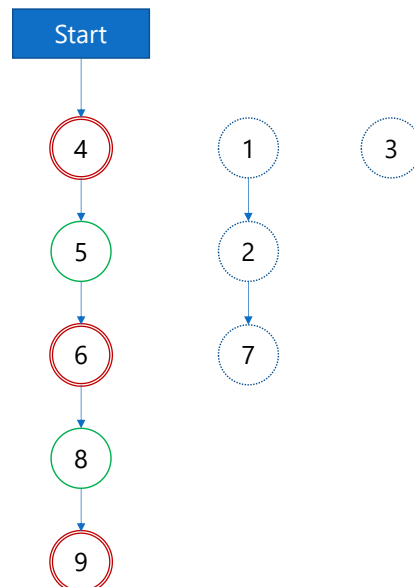


Fig.3.4.1-7 Initialization step 1 (example with 9 tubes)

グループの数が「i」であるため、[1, ..., i-1]番目のグループでランダムに選択されたノードから i 番目のグループの最初のノードにリンクが追加されるか、「開始」からのリンクが追加される。ここでは、実行不可能な回路の検出のセクションに示されている制約（長いUベンド制約を除く）が満たされるように、各ランダムリンクが選択される。

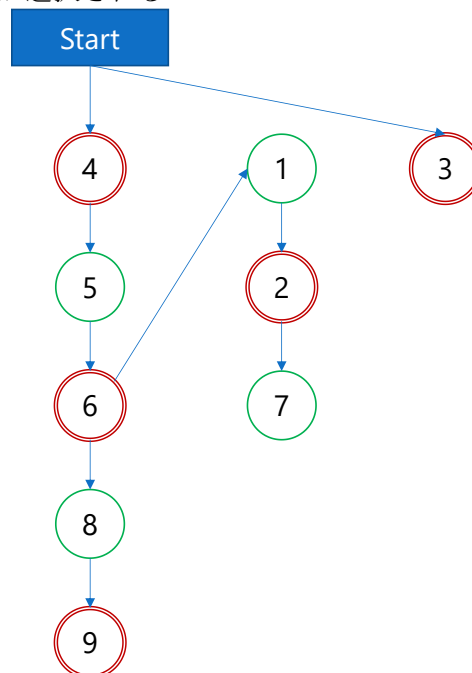


Fig.3.3.1.8 Initialization step 2 (example with 9 tubes)

II. 選択：

選択フェーズは、ルーレット選択のルールに基づいている。

III. 突然変異：

突然変異フェーズには2つのステップが含まれ、9ツリー構造の Fig.3.3.1.9 に示す。

IIIa. 結果のツリーがすべての制約を満たすように、サブツリーをランダムに置き換える。

IIIb. 結果のツリーがすべての制約を満たすようにノード ID をランダムに変更する。

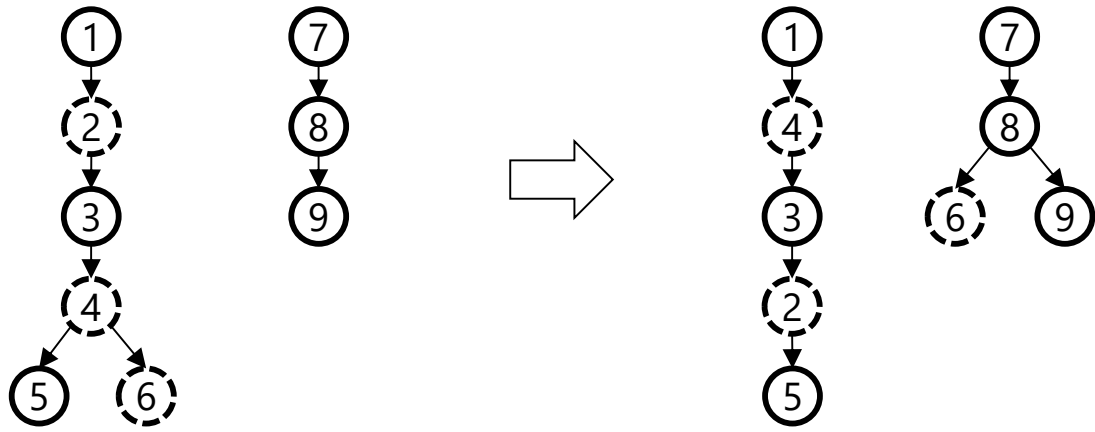


Fig.3.4.1-9 Mutation (example with 9 tubes)

IV クロスオーバー：

2つのツリー下位構造がランダムに選択される．ノード ID はランダムに選択される．IDI の親から Tree1 のノード_i および Tree2_i へのリンクを削除する． Tree2 のノード_i の親ノード ID を取得する． Tree1 で、取得した ID と同じ ID を持つノードからのリンクをノード_i に追加する． Tree1 のノード_i の親ノード ID を取得する． Tree2 で、取得した ID と同じ ID を持つノードからノード_i へのリンクを追加する．最後に、結果のツリーが制約を満たすようにリンクを変更する．

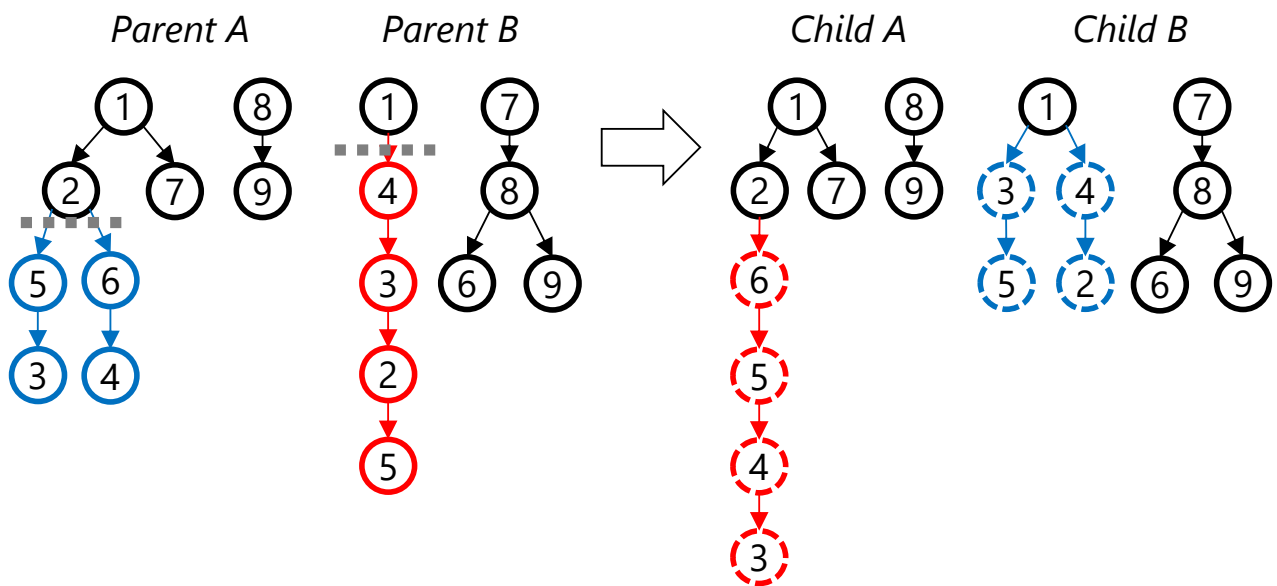


Fig.3.4.1-10 Crossover (example with 9 tubes)

V 物理的制約の適用：

得られたツリー構造は、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最終的に変更される．

ウ) 最適化設定

エアコンの蒸発器への新しく開発された進化的アルゴリズムの実装は、共沸物質や共沸物質などのさまざまな特性を持つさまざまな冷媒の可能性を評価するための適切な観点を提供することがある．このような評価手順を実行するために、Fig.3.4.1-11 に示す 3 列 12 列 (36 配管) の熱交換器の蒸発器回路を最適化するために、次の問題を設定する (Table 3.4.1-1)．

Table 3.4.1-1 Evaporator and condenser operating conditions

Evaporator operating conditions

Air inlet temperature	26 °C
Air inlet pressure	101.325 kPa
Air outlet temperature	18 °C
Refrigerant degree of superheat	5 K
Capacity	2,4,6,8,10 kW

Other operating conditions

Condenser temperature	45 °C
Condenser degree of subcooling	5 K
Compressor isentropic efficiency	0.65
Electric motor efficiency	0.85

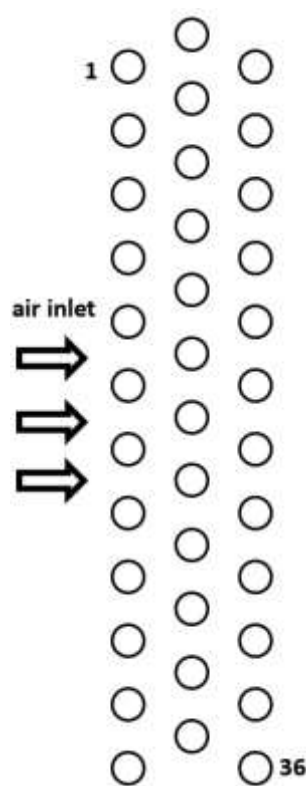


Fig.3.4.1-11 Evaporator configuration

Table 3.4.1-2 Setting of the optimization search

Genetic thermal path generator parameters

Population size	500
Number of generations	100
Mutation probability	0.05
Crossover probability	0.8

エ) 最適化の結果

ここでは，進化的探索について，Table 3.4.1-2 に示す設定に従って実行した結果を述べる．Domanski らの 1.5 回路蒸発器の設計（2005）（Fig.3.4.1-1）を比較対象として使用する．最適化の結果は，ベースライン回路に対する COP の改善に関して Fig.3.4.1-12 に示す．COP が著しく改善され，ゼオライト混

合物が最も高い COP を有することが示されている．共沸冷媒のポテンシャルは，それらの温度勾配を利用することにより，最適な回路で最大化できることが実証された．

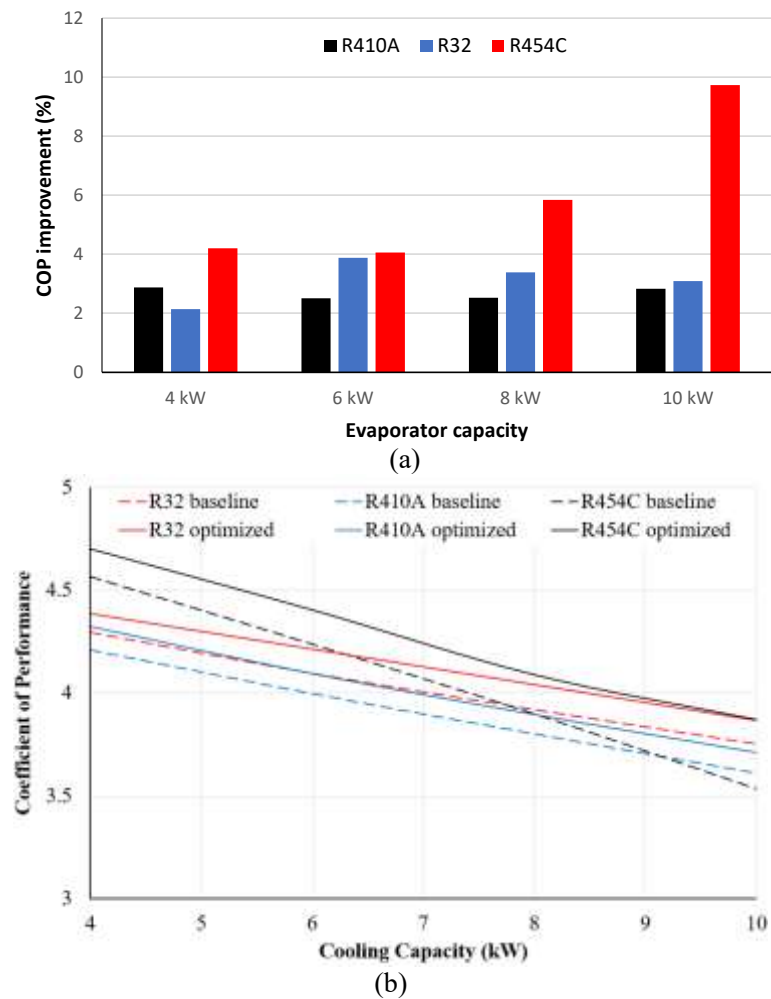


Fig.3.4.1-12 Optimization results (a) (COP improvement) (b) COP

Fig.3.4.1-13 と Fig.3.4.1-14 は，一般に，最適化された回路の COP の改善は，より低い圧縮比によってもたらされることを示している．最適化された回路の蒸発器入口圧力も参照回路と比較して高いか，圧力降下が低く，蒸発器出口圧力が増加することを意味する．これは，最適化された回路がより低い全圧降下を保証しないことを意味する．

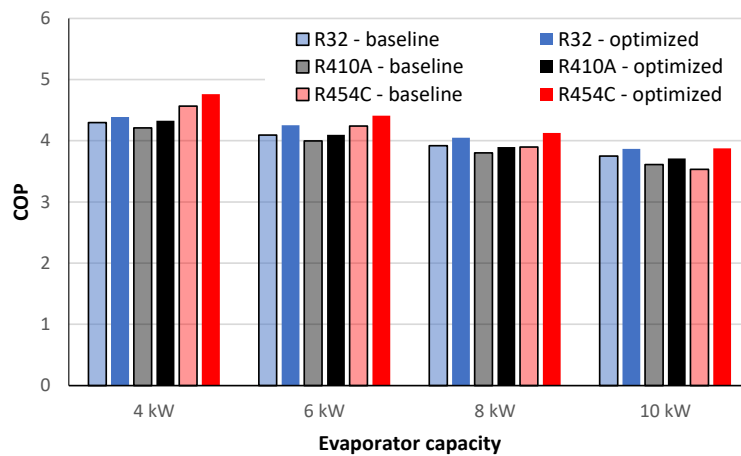


Fig.3.4.1-13 Optimization results (COP)

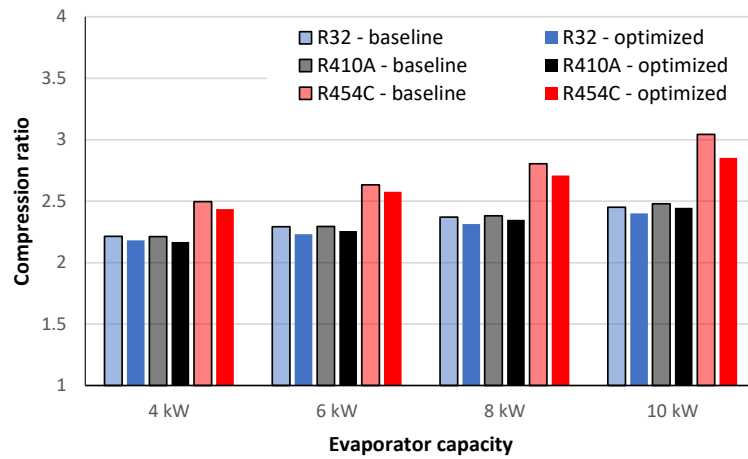


Fig.3.4.1-14 Optimization results (compression ratio)

Fig.3.4.1-15 は、8kW の冷却能力を供給する場合の R32 のベースラインと最適化された回路を示す。

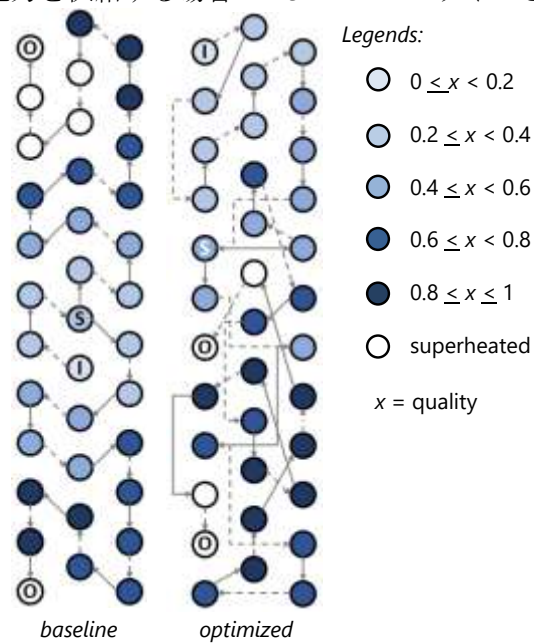


Fig.3.4.1-15 Comparison of baseline and optimized circuitry of R32 at 8 kW

Fig.3.4.1-16 は、局所的な空気と冷媒の温度、および熱伝達係数と圧力損失をそれぞれ示している。

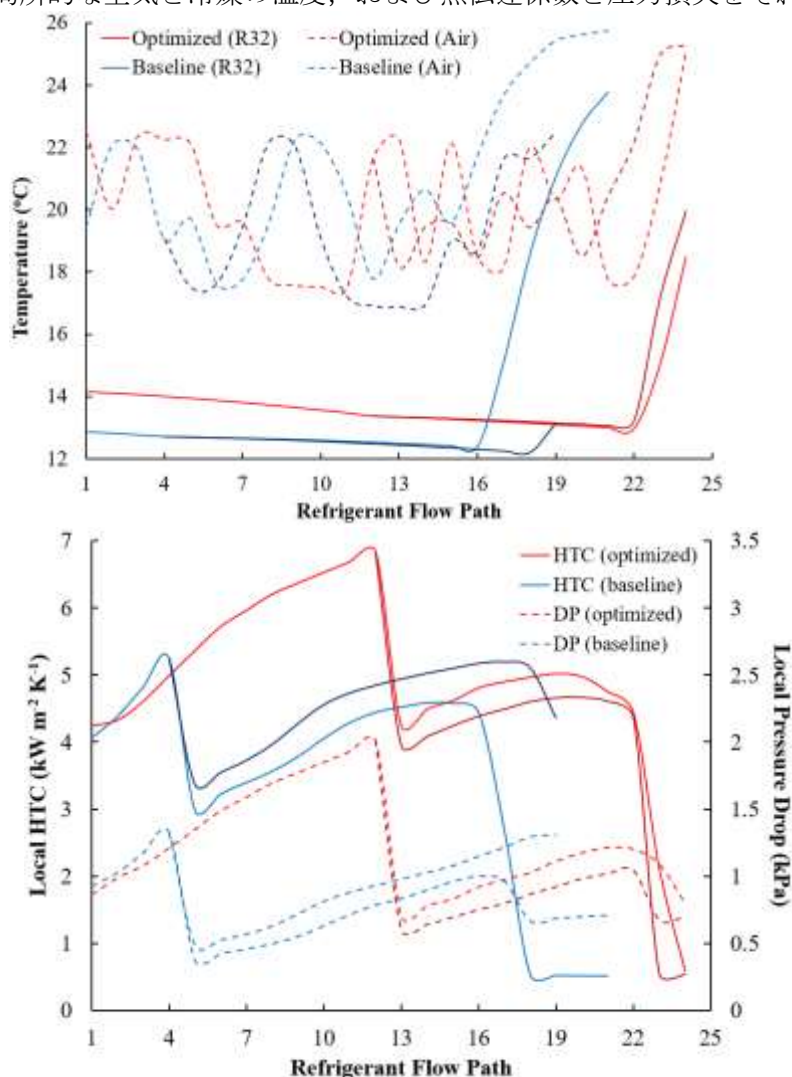


Fig.3.4.1-16 Comparison of baseline and optimized air and refrigerant temperatures, and transfer coefficient and pressure drop of R32 at 8 kW

ベースライン回路の分割は入口の近くにあるため、熱伝達係数の値が低くなる。これを補うために、冷媒と空気とのより高い温度差が必要になる。最適化により、入口温度が高くなり、冷媒側の抵抗が低くなり、冷媒の流れが過熱している配管の数が最小限に抑えられる。

最後に、Fig.3.4.1-17 は、最適化された回路の場合、圧力降下を制御するための容量が増加するにつれて、並列回路の数が增えるか、分割位置が入口に近づくことを示している。

Q	Refrigerant Flow Path																							
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
4 kW	35	12	3	2	22	6	7	23	9	11	5	14	13	32	36	31	25	24	4	1	10	8		
											26	29	30	17	20	28	18	33	21	19	27	16	34	15
6 kW	1	2	7	4	11	14	13	15	18	30	20	34	25	36	17	8	22	12	5	10	9			
							32	28	35	6	33	29	31	16	19	23	24	21	26	27	3			
8 kW	12	17	36	35	11	26	25	13	29	1	5	17	2	14	4	16	27	28	15	3				
					23	10	22	34	33	21	20	32	31	19	24	6	18	30	8	9				
10 kW	33	8	3	22	18	24	14	26	16	12	10	21	31	32	9	29	7	1						
	36	5	30	13	15	35	25	28	17	19	34	23	11	20	27	2	6	4						

Fig.3.4.1-17 Representation of the parallel branches and split location of optimized circuitries of R410A for different cooling capacities

Fig.3.4.1-18 は、さまざまな冷媒評価方法の結果比較を示す。これにより、システムの動作温度に基づく熱力学的分析が熱力学的特性のみに依存し、冷媒を臨界温度の順にランク付けすることを示している。同じ未変更のシステム（ドロップインプラクティスを表す）でのシミュレーションでは、熱力学的特性と輸送特性の両方が考慮されるが、システムは通常、特定の冷媒に合わせて適切に設計されているため、さまざまな冷媒の性能の可能性は示されない。最適化された蒸発器回路で実施されたシミュレーションに基づく提示された性能評価方法は、冷媒性能を公正に評価できる可能性がある。

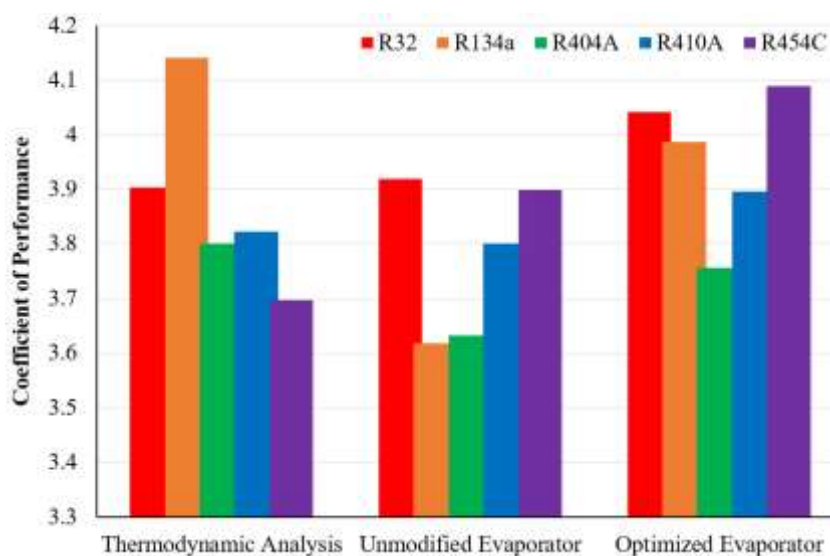


Fig.3.4.1-18 Results from different refrigerant assessment methods

3.4.2 性能評価装置開発

低 GWP 冷媒の候補に非共沸混合冷媒があり、正確な評価のためには、実運転状態における正確な性能試験評価が求められている。次世代冷媒の候補には、R290 等の可燃性冷媒も含まれていることから、防爆構造とすることとし、また、1 室は横風仕様とすることにより HC 冷媒を採用したショーケースまで評価可能である。性能評価装置を開発することにより、次世代冷媒を採用した機器の性能比較を可能とする数理解析技術を確立することとしている。性能評価装置は 2018 年度から開発に着手し、2020 年 9 月に完成した。装置は 2020 年 10 月に日本空調冷凍研究所 (JATL) によって精度検証され、「準認定」を取得した。

ア) 装置の概要

<仕様>

- ・ 防爆仕様 (可燃性冷媒の試験可能)
- ・ 室内機側 横風風速 $0.2\text{m/s} \pm 0.1\text{m/s}$ (ショーケースの JIS 試験可能)
- ・ 能力 5HP(14kW)相当まで計測可能
- ・ 外気温度 $-7^{\circ}\text{C} \sim 46^{\circ}\text{C}$ に対応
- ・ 空気エンタルピー法に基づく試験装置 (ルームエアコン、パッケージエアコンの JIS 試験可能)

また、Fig.3.4.-1 に建物外観図、Fig.3.4.2-2 に設置場所、Fig.3.4.2-3 室外機室外観、Fig.3.4.2-4 を室内機受風チャンバー外観それぞれ示す。



Fig.3.4.2-1 Building exterior



Fig.3.4.2-2 Equipment appearance



Fig.3.4.2-3 Outdoor unit room exterior



Fig.3.4.2-4 Appearance of indoor unit wind chamber

Table3.4.2-1 に、完成した性能評価装置の基本仕様を示す。

Table3.4.2-1 Performance evaluation device basic specifications

構造		プレハブパネル組立式
寸法	全体	W8000mm×D6800mm×H4125mm
	室内側	W3800mm×H6800mm×H3000mm(有効)
	室外側	W4200mm×H6800mm×H3500mm(有効)
体積	室内側	77.52 m ³
	室外側	99.96 m ³
試験可能温度	室内側	7℃~35℃
	室外側	-10℃~50℃
保温	室内側	42t 硬質ウレタンフォーム保温
	室外側	75t 硬質ウレタンフォーム保温
照明	室内側	防爆型 LED 灯(蛍光灯 40W×2 相当)~6
	室外側	防爆型 LED 灯(蛍光灯 40W×2 相当)~6

性能評価装置は 2021 年 5 月に、ルームエアコンとショーケースの試験が同時にできることを目的に NEDO の許可の下、本学の費用で室内機室 2 を追加した。Fig.3.4.2-5 に性能評価装置の全体の平面図と立面図を示す。赤枠で囲った範囲が NEDO 事業で構築した部分である。

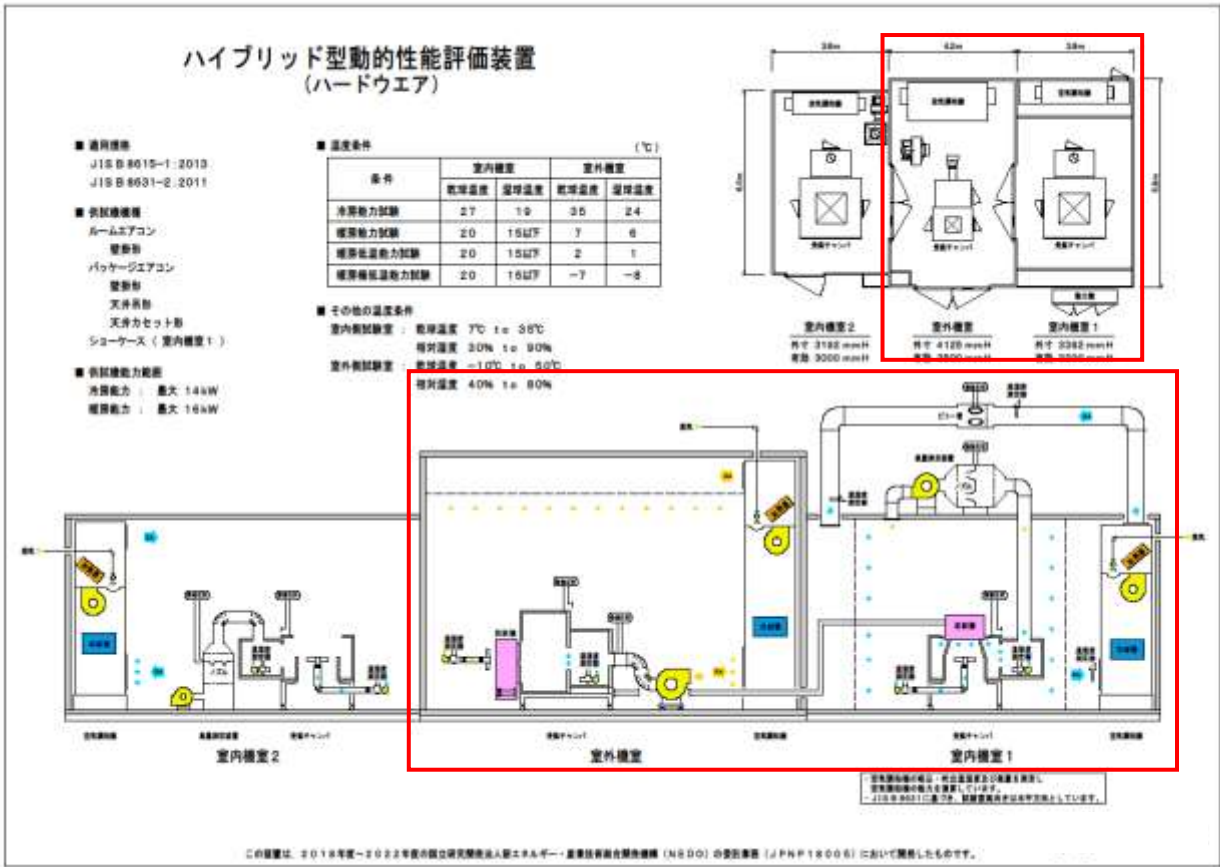


Fig.3.4.2-5 Overall plan view and elevation view of the performance evaluation equipment

さらに、2022 年 3 月には、空調能力が 2.2kW～8.4kW のルームエアコンに対してより高精度の性能評価が可能となるよう、断熱強化型ルームエアコン用受風室を追加設置した。Fig.3.4.2-6 に断熱強化型ルームエアコン用受風室の立面図を示す。

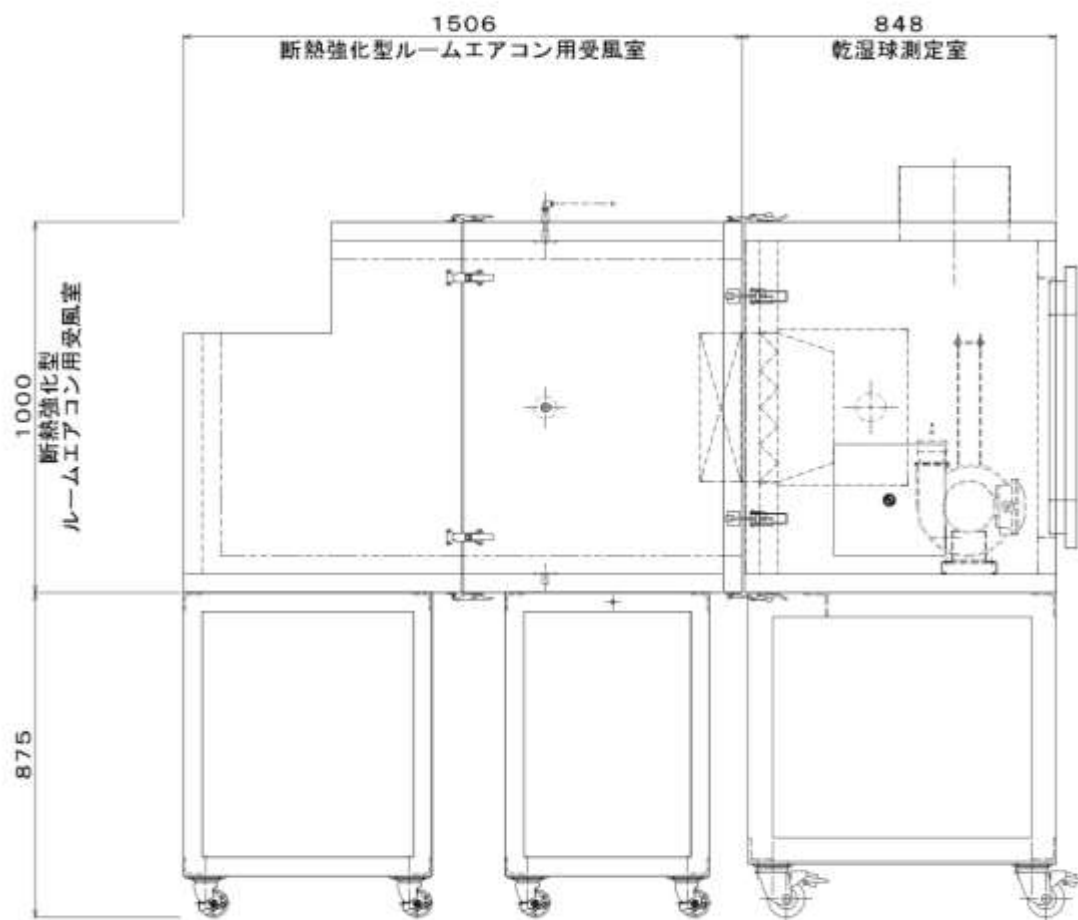


Fig.3.4.2-6 Elevation view of the heat-insulated wind receiving chamber for room air conditioner

イ) 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.3.4-8 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。

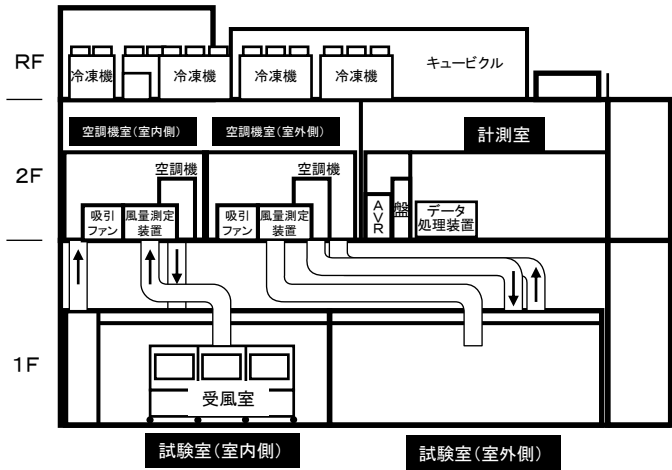


Fig.3.4.2-7 External photograph and elevation view of CEPCO's performance evaluation equipment

a) 圧縮機回転数固定試験の試験結果

Fig.3.4.2-8～Fig.3.4-10 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.3.4-9 は定格冷房標準試験（外気温度 35℃負荷率 100%），Fig.3.4.2-9 は中間冷房標準試験（外気温度 29℃負荷率 50%），Fig.3.4.2-10 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。

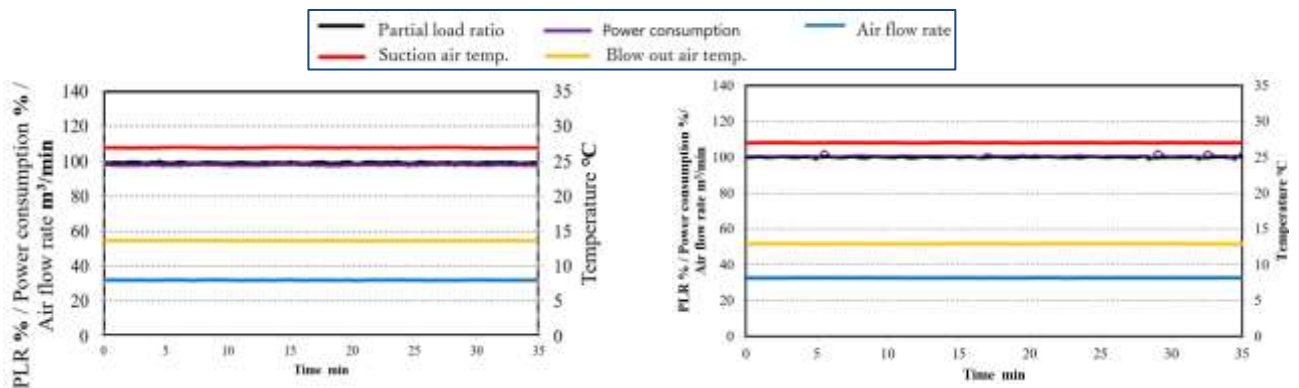


Fig.3.4.2-8 Rated cooling standard test

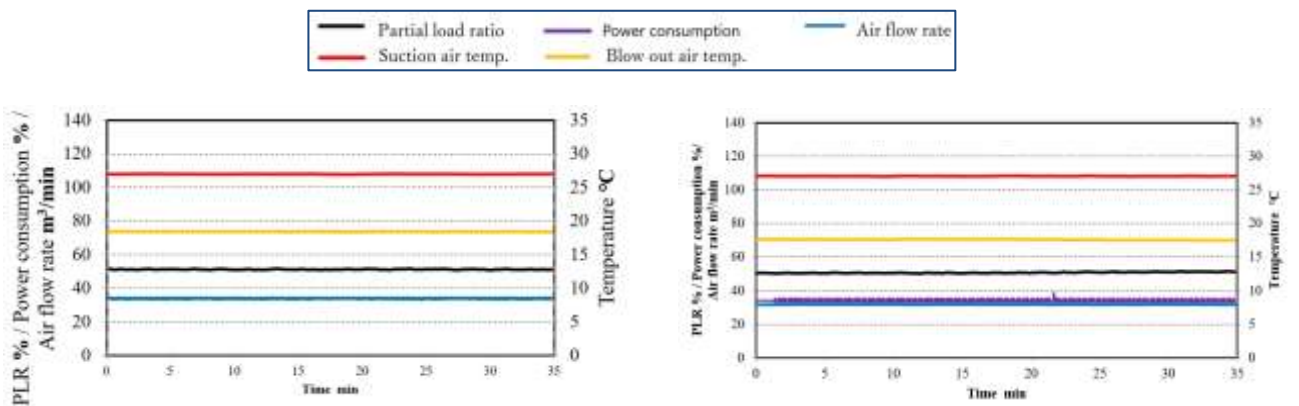


Fig.3.4.2-9 Intermediate cooling standard test

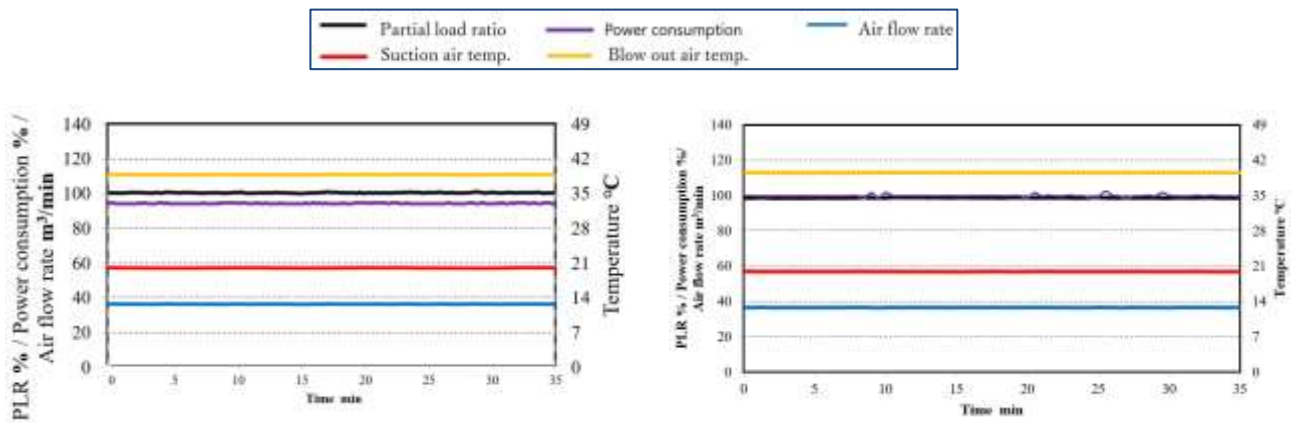


Fig.3.4.2-10 Rated heating standard test

Table3.4.2-2 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．

Table3.4.2-2 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.3.4.2-11～Fig.3.4.2-13 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.3.4.2-11 は冷房外気温度 29°C，Fig.3.4.2-12 は冷房外気温度 35°C，Fig.3.4-14 は暖房外気温度 7°C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．

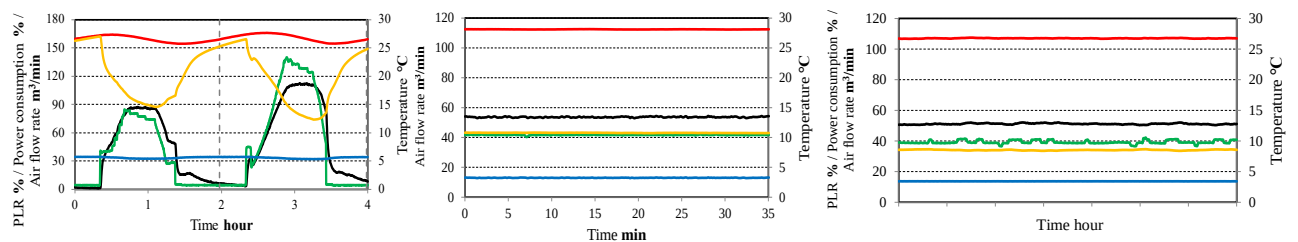


Fig.3.4.2-11 Partial load cooling performance test (29°C, 50%)

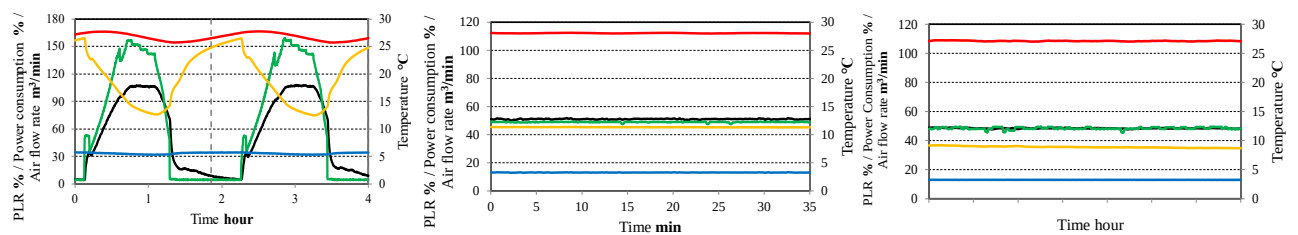


Fig.3.4.2-12 Partial load cooling performance test (35°C, 50%)

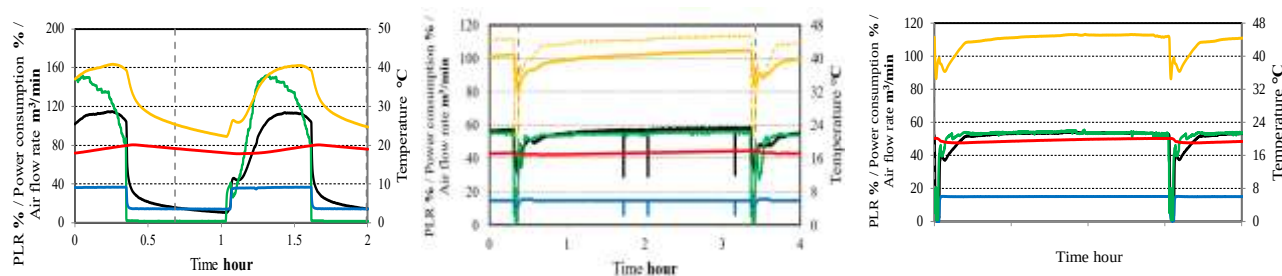


Fig.3.4.2-13 Partial load heating performance test (7°C, 50%)

Table3.4.2-3 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的能力が小さいため, 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.

Table3.4.2-3 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くことにしている.

3.4.3 性能評価装置を使った実運転データの取得

ア) ルームエミュレーターを使った部屋の大きさ変化試験

今回開発した性能評価装置では、建物の部屋の大きさを模擬的に変化できる。そこで、建物の空調空間である部屋の大きさが変化した場合の試験を実施した。試験には、最新の制御機能を有する A 社製 2021 年製造の R32 冷媒のパッケージエアコン 4 馬力機（天井カセットタイプ）を用いた。

Fig.3.4.3-1 に部屋の大きさを变化させた場合の空調機の動作を、Fig.3.4.3-2 に部屋の大きさを变化させた場合の COP を示す。なお、この試験は圧縮機回転数非固定、冷房、外気温度 35℃で部分負荷率を变化させた場合の試験である。

この試験の結果、空調機が連続運転（定常運転状態）となる場合は、部屋の大きさを変えても COP は変化しないが、空調機が非連続運転（非定常運転状態）となる場合は、部屋の大きさや負荷によって多様に COP が変化することがわかった。

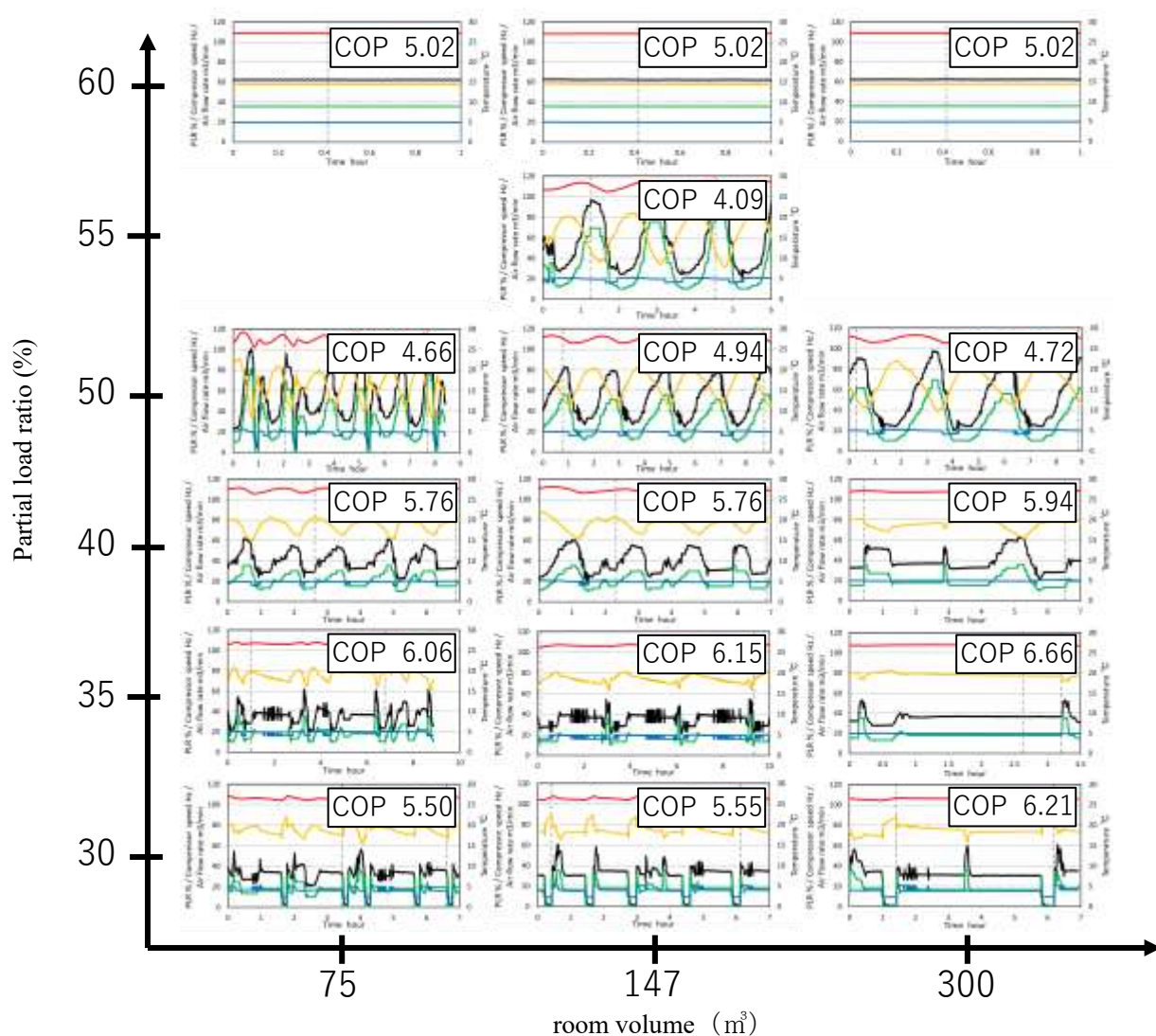


Fig.3.4.3-1 Result of room volume change test

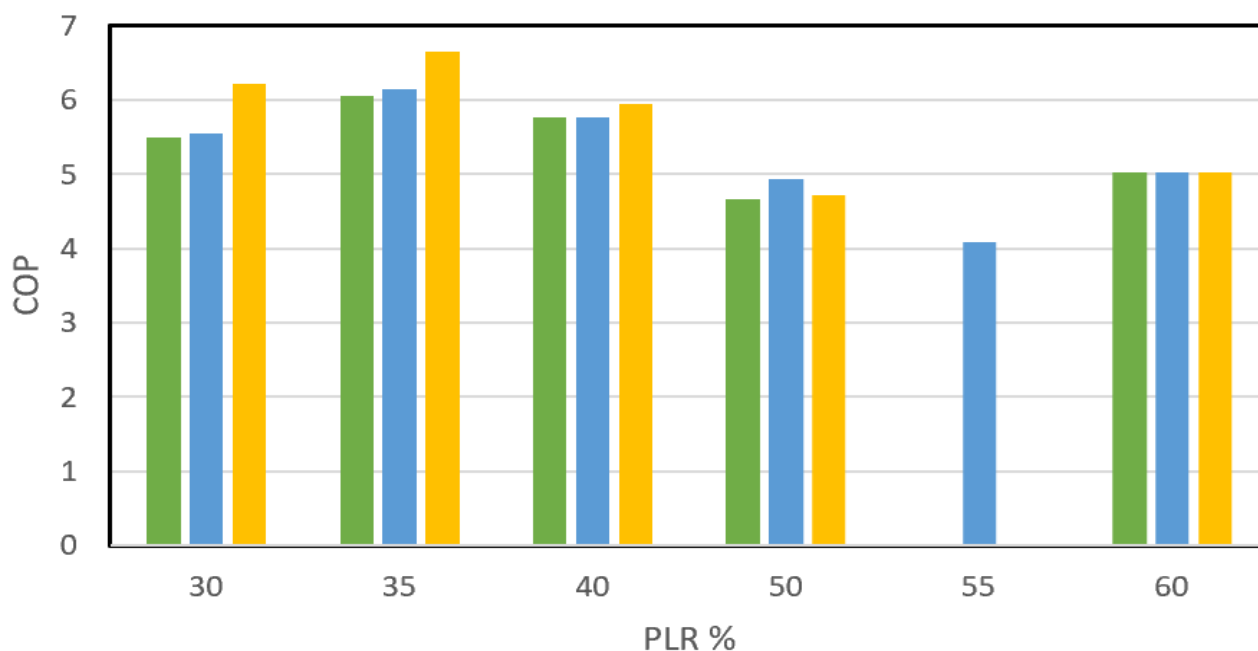


Fig.3.4.3-2 Result of of COP by room volume change test

イ) ルームエアコンへの低 GWP 冷媒ドロップイン試験

性能評価装置を使って、R22 冷媒のルームエアコンに低 GWP 冷媒である R290 と R454C をそれぞれドロップインして試験を実施した。試験には、ある家庭で 20 年程度使用されていた B 社の 2001 年製のルームエアコン 2.2kW 機を用いた。試験に際しては、室外機、室内機の熱交換器を洗浄した後、試験室に設置した。Fig.3.4.3-3 に試験の様子の写真を示す。



Indoor unit



Outdoor unit

Fig.3.4.3-3 Appearance of testing machine

a) 試験条件

Table3.4.3-1～Table 3.4.3-2 に圧縮機回転数を固定した試験条件，Table3.4.3-3～Table 3.4.3-4 に圧縮機回転数を固定しないで実施した試験条件を示す。なお，R290，R454C のドロップイン試験の圧縮機回転数を固定した試験に際しては，2021 年度は R22 冷媒での圧縮機回転数に合わせて実施した。

Table3.4.3-1 Test conditions with fixed compressor speed (cooling)

Test	Indoor temp. °C Dry / Wet	Outdoor temp. °C Dry / Wet	Partial load Ratio %
Standard cooling full capacity test	27 / 19	35 / 24	100
Standard cooling half capacity test		35 / 24	50
Low temperature cooling half capacity test		29 / 19	50
Low temperature cooling minimum capacity test		29 / 19	25

Table3.4.3-2 Test conditions with fixed compressor speed (heating)

Test	Indoor temp. °C Dry / Wet	Outdoor temp. °C Dry / Wet	Partial load Ratio %
Standard heating full capacity test	20 / 15	7 / 6	100
Standard heating half capacity test		7 / 6	50
Standard heating minimum capacity test		7 / 6	25
Standard heating extended capacity test		2 / 1	100

Table3.4.3-3 Test conditions with non-fixed compressor speed (cooling)

Test	Indoor temp. °C Dry / Wet	Outdoor temp. °C Dry / Wet	Partial load Ratio %
Partial load performance test	27 / 19	35 / 24	100
		35 / 24	50
		29 / 19	50
		29 / 19	25

Table3.4.3-4 Test conditions with non-fixed compressor speed (heating)

Test	Indoor temp. °C Dry / Wet	Outdoor temp. °C Dry / Wet	Partial load Ratio %
Partial load performance test	20 / 15	7 / 6	100
		7 / 6	50
		7 / 6	25
		2 / 1	100

b)試験結果

Fig.3.4.3-4 に圧縮機回転数を固定した試験結果を示す。また、Fig.3.4.3-5 に圧縮機回転数を固定した試験結果と圧縮機回転数を固定しないで実施した試験結果の比較を示す。

圧縮機周波数を R22 冷媒の定格に合わせた結果、R290 と R454C の能力は 15%ほど低下した。また、COP は、R290 が R22 よりも 5%程度高く、R454C は 13%程度低くなった。

圧縮機回転数を固定した試験と固定しない試験を比較すると、100%負荷の場合は、固定、非固定とも COP に大きな差異はないが、50%負荷では、非固定の方が固定よりも COP が下がる結果となった。なお、2022 年度は、能力を R22 冷媒に合わせた試験を実施することとしている。

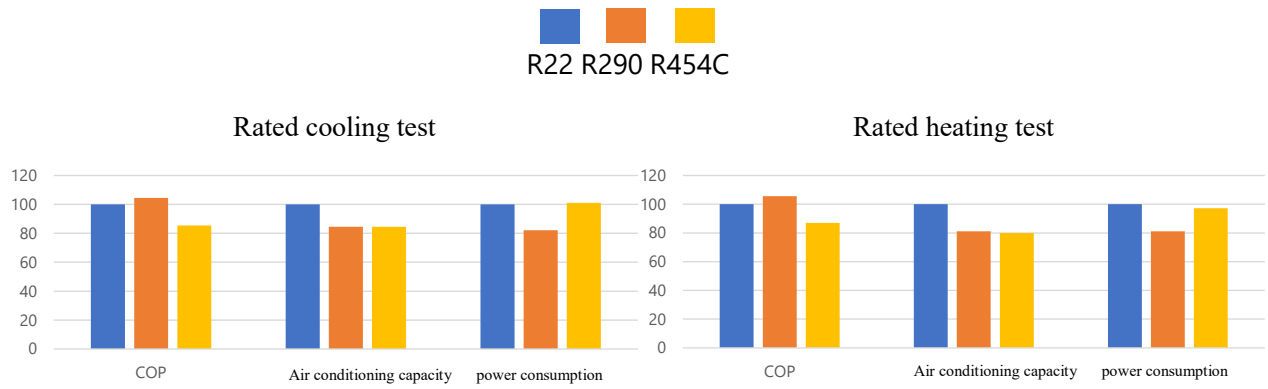


Fig.3.4.3-4 Test results with fixed compressor speed

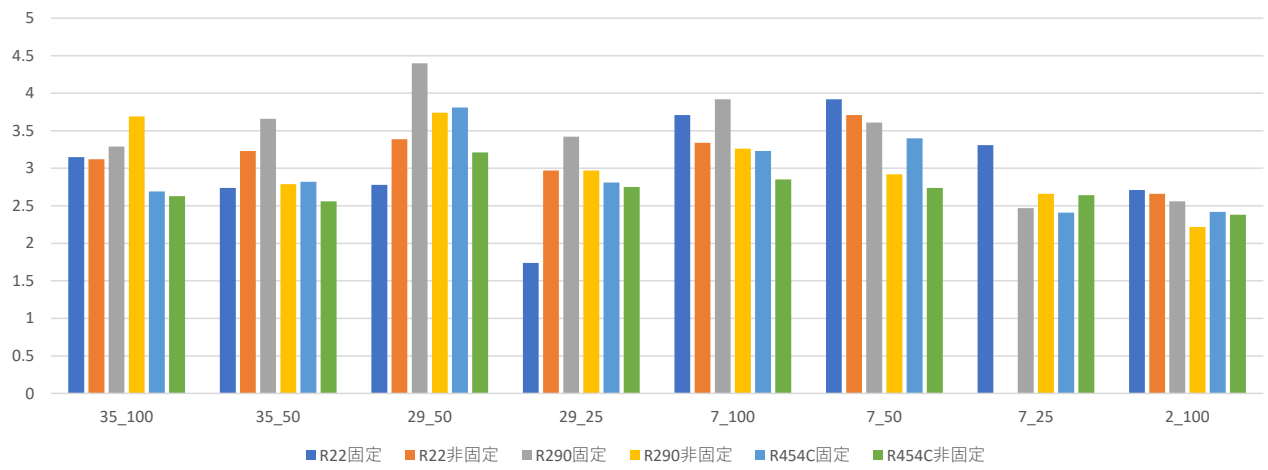


Fig.3.4.3-5 Comparison of tests with fixed and non-fixed compressor speeds

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とを目指しており、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こととしている。

開発目標については以下のとおり。

- ・熱交換器シミュレーター：2018 年度から 3 年間で開発
- ・サイクルシミュレーター：2019 年度から 3 年で開発
- ・LCCP シミュレーター：2020 年度から 3 年で開発

2018 年度までの成果としては、熱交換器シミュレーターの GUI を開発し、単相の熱交換器の高速数値解析を実現した。

2019 年度の成果としては、混合冷媒の物性変化等を分布定数で考慮したモデルを構築し、R410A 用に設計されたルームエアコンに R454C をドロップインした際の性能をシミュレーションで評価した。また、REFPROP のバージョンアップの影響(ver9 から ver10 へ)を検討すると共に R32, R466A, R454C 等の性能評価を進めた。

2020 年度の成果としては、熱交換器、サイクル、LCCP の計算を含めた EF+M II シミュレーターのプロトタイプ構築を行った。そして、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、精度向上と高速化を図った。

2021 年度の成果について以下に記述する。

3.5.1 熱交換器シミュレーター

熱交換器シミュレーターは、任意の回路を備えたフィン付き配管熱交換器用の数値シミュレーターの開発を行っている。熱交換器シミュレーターは、冷媒、フィンと配管の構造、および空気で構成されるコントロールボリュームの熱および物質移動の分析に 1 次元アプローチを使用した。Fig.3.5.1-1 にフィン付き配管熱交換器の典型的な例と分析で使用するコントロールボリュームを示す。

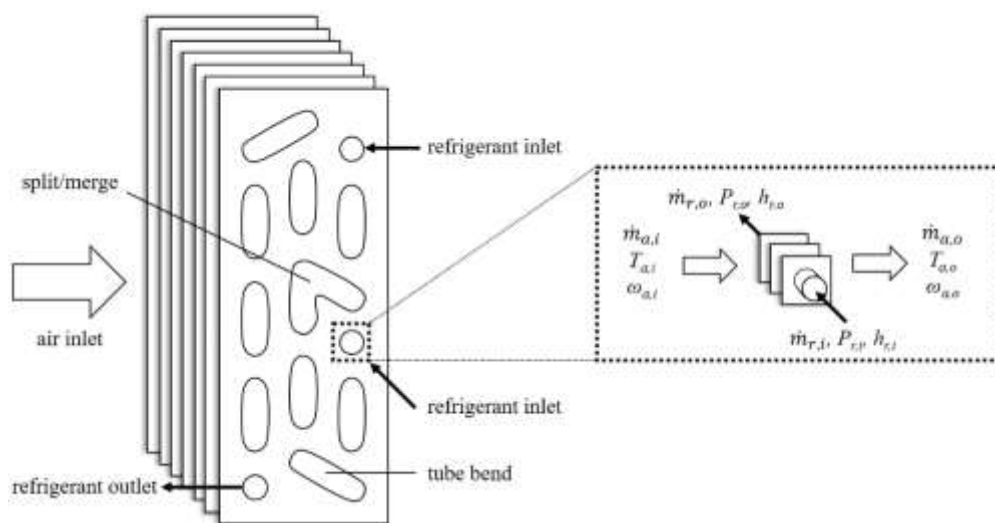


Fig.3.5.1-1 Finned-tube heat exchanger and its unitary segment for analysis

ア) 管-管隣接行列

グラフ理論の概念は、管の接続性の明確な数学的表現を得るために適用される。冷媒回路は有向グラフに類似しており、管が頂点であり、管間の関係がエッジである。同様に、冷媒回路は隣接行列で表すことができる。シミュレーターで導入された管-管隣接行列 (TTAM) は、管の番号付けに基づいてラベル付けされる。管には、空気の流れに対して上から下、次に左から右に番号が付けられる (Fig.3.5.1-2)。TTAM の要素の値は次のとおり。

- ei, j = 1 : 管 j は接続され、下流で管 i に接続される
- ei, j = -1 : 管 j は接続され、管 i の上流にある
- ei, j = 0 : 管 j は管 i に接続されていない

TTAM は、各管の+1 と-1 の数を観察することにより、入口管と出口管、および特定の冷媒回路の分割と合流を識別するためにも使用できる。マトリックスの行に-1 の要素がない場合は、接続された上流の管がないことを示す。したがって、-1 のない行に対応する管は入力管である。逆に、出力管には+1 を含まない行列になる。合流の場合、2 つ以上の上流側の流れが混在する。これは、行に 2 つ以上の-1 があるマトリックスに反映される。一方、少なくとも 2 つの+1 を持つ行列は、フローが複数の流れに分割されることを意味する。管番号とそれに相当する管-管隣接行列を備えた冷媒回路の例を Fig.3.5.1-2 に示す。

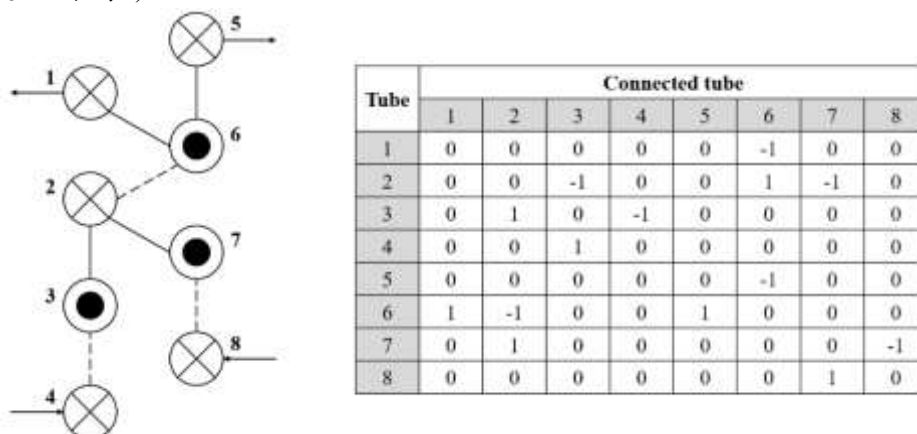


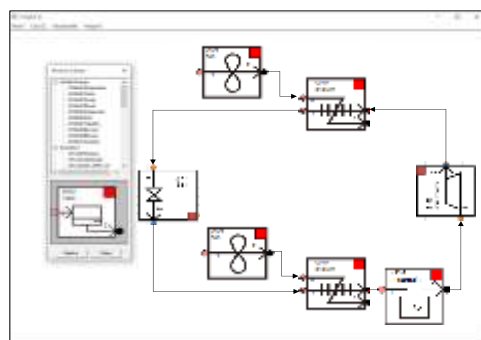
Fig.3.5.1-2 Illustration of a refrigerant circuitry and its corresponding tube-tube adjacency matrix

3.5.2 システムシミュレーター

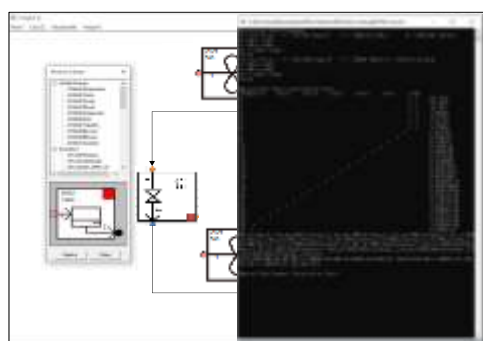
低 GWP 冷媒を導入した冷凍空調機器の性能を実用機レベルにおいてまで高精度に評価できる解析手法の確立を目的とし、シミュレーターの開発を行ってきた。2021 年度では、対象とするシミュレーターについて、そのグラフィックユーザーインターフェース(Graphic User Interface, GUI)等に関する研究進捗と得られた成果について報告する。

ア) 研究対象とするシミュレーター

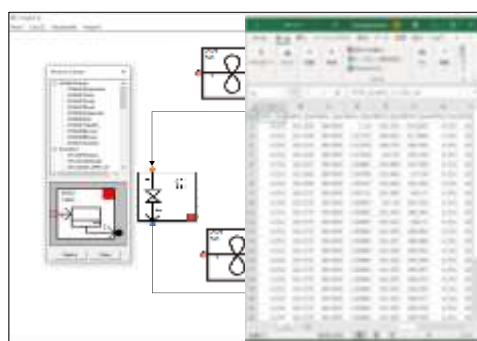
多様な次世代冷媒が開発される中で、各冷媒がシステムとしてどのような性能を発揮するかを実験的に検証していくことは大変混乱である。このため、シミュレーション技術を活用して分析を進めることが有効となる。Fig. 3.5.2-1 には、開発中のシミュレーターENERGY FLOW +M IIの GUI を表している。混合冷媒も含む多様な次世代低 GWP 冷媒を用いた機器の性能解析を可能とするシミュレーターとして、当然、工業界や学术界でシミュレーションを専門としない技術者、研究者の利用も考慮し、ユーザーが数値計算を意識することなく GUI を活用しながら容易に解析が可能な解析環境を構築している。Fig. 3.5.2-1(a)には、計算の対象とする圧縮式システムの一例を GUI 上に示している。Fig. 3.5.2-1 (b)には、GUI に構築した圧縮式システムの解析を実行したときの様子で、Fig.3.5.2-1-(c)は、エクセルでよく使われている CSV ファイルとして解析結果を出力している。



(a) Layout of vapor compression air conditioner



(b) Calculation on GUI



(c) Simulation results on

Fig. 3.5.2-1 Simulator of ENERGY FLOW +M II

イ) Energy flow +M II の設計

2020 年度では、これまで、筆者らの研究グループで開発を行ってきた ENERGY FLOW +M に対し、シミュレーターの使い勝手、GUI や計算手法に対する多くの改善を進め、ENERGY FLOW +M II としてアップデートを行ったことを報告した。主な改善点としては、GUI 自体の構造化を実現し、GUI の変更等が容易となった。また、計算コアの機能を完全に構造化し、独立性を担保したため、新しいデバイスのモジュールの作成が非常にシンプルになった。そして、モジュールの最新の 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、高速化を図った。本年度では、引き続き、シミュレーター開発におけるさらなる機能を拡張したので、以下にその詳細を述べる。

Fig.2 には、ENERGY FLOW +M II の新規機能として、任意の変数をニュートン法での収束変数に入れ替え、解析を行うことを示している。システムの要素である膨張弁を例として説明するとシステムの解析時にユーザー側は弁開度を入力値として入力し、冷媒の流量 G 、圧力 P 、エンタルピー h を計算し出力値として得ることは従来の計算手法である。これを逆に任意の出力変数をニュートン法での収束変数にすることで、出力値に合う弁開度を求めることである。モジュラー解析理論の基本理念である変数の数と収束エラー式の数さえ合えば解析が可能となる ENERGY FLOW +M II の大きな特徴となる。

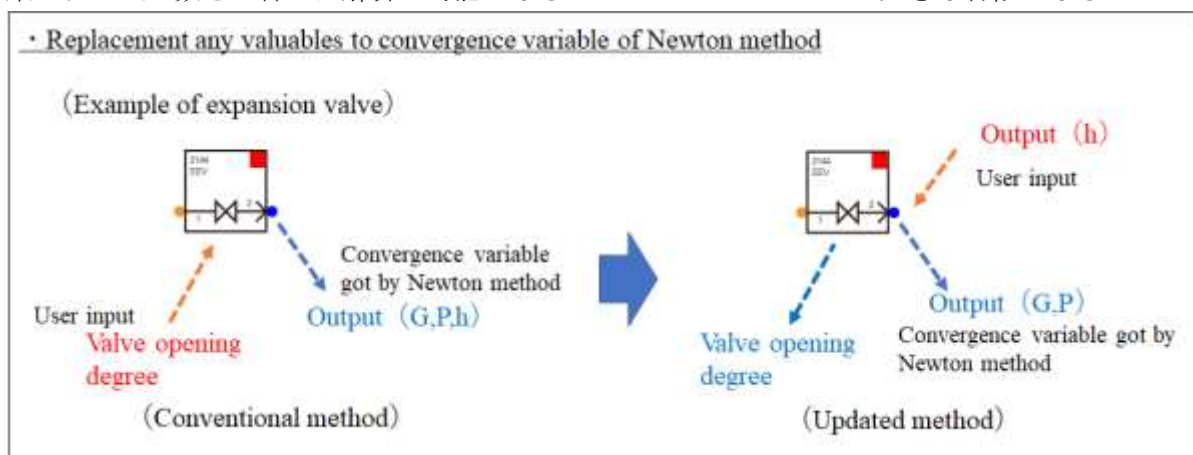


Fig. 3.5.2-2 Flexible decision for input and output variables on ENERGY FLOW +M II

Fig. 3.5.2-3 には、システム計算時に、収束計算の停止、再開機能の手法を示している。収束計算を Thread 化することで途中の一時停止並びに計算再開を連続的に行うことができる。一時停止中に収束

条件のパラメータの変更や解析におけるシステムのパラメータ値の変更も可能となることで、例えば、時間によるシステムの運転パターンの変更があった場合に、運転パターンの違いによる別々の解析を行うことなく、運転パターンが変更されても連続的に行われることである。

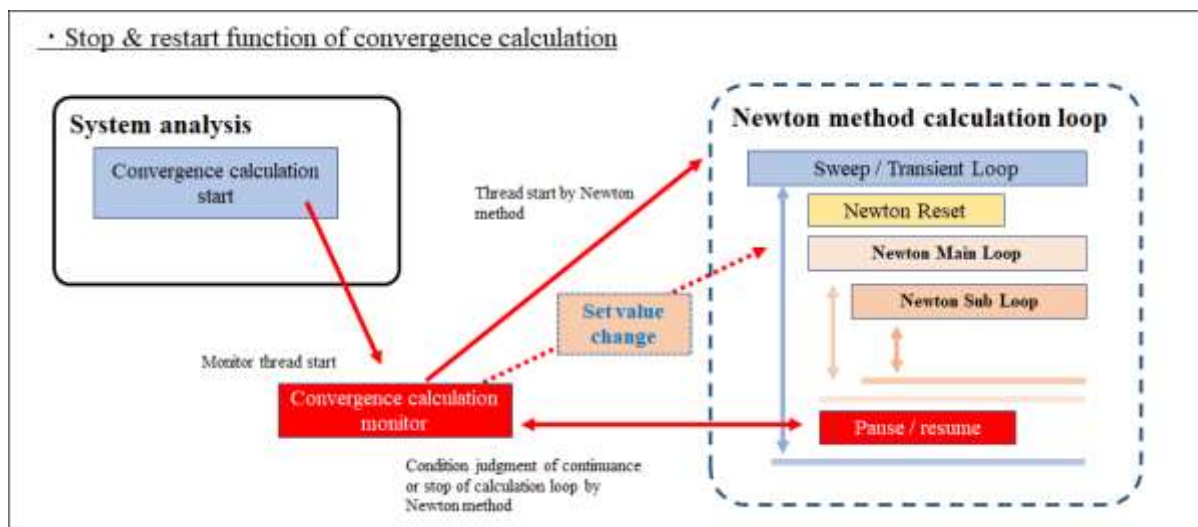


Fig. 3.5.2-3 Calculation method for change of operation pattern on Energy flow +M II Simulator

Fig. 3.5.2-4 には、モジュラー解析の概念を持つシステムの解析において、異なる冷媒を設定可能であることを示している。システムには、冷水・冷却水・多元冷媒の複数の作動媒体流路が存在する。モジュールのループごとに、冷媒を REFPROP の物性から設定し計算を可能としたことである。

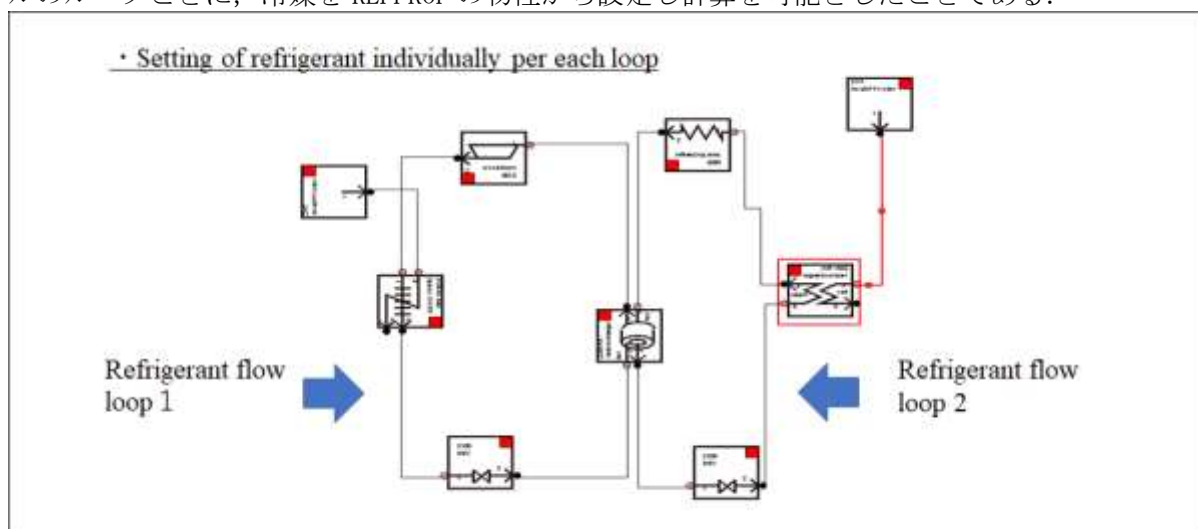


Fig. 3.5.2-4 Properties use of plural refrigerants on Energy flow +M II Simulator

上記 3 つの新機能を Energy flow +M II へ搭載するために、解析アルゴリズムを確定し、Fig. 3.5.2-4 の機能に関しては GUI への搭載は完了し、図 2 と図 3 の機能は GUI へ搭載進行中である。

ウ) 計算実施例（システムの停止・起動運転）

モジュラー解析をベースとしたシステム解析論に従い、混合冷媒をも含む多様な次世代低 GWP 冷媒として、R454C を対象とした単体圧縮システムの停止・起動運転の解析を試みた。本研究で対象とするルームエアコンの機器構成を Fig. 3.5.2-5 に示し、GUI 上に配置したものが Fig. 3.5.2-1 となる。機器の様子は Table. 3.5.2-1 に示す。一般的な単段蒸気圧縮式ヒートポンプを対象としており、定格冷房能力は 2.5 kW である。システムは、圧縮機、室内外熱交換器、膨張弁、アキュムレータ、配管から構成されている。各要素の詳細な寸法と数式モデルに関しては 2020 年度までの報告で採用された機器モデルのものと同様である。

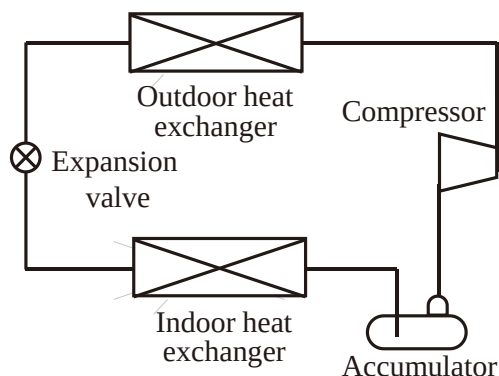


Table. 3.5.2-1 Specifications

Parameters		Unit	Value
Cooling capacity		kW	2.5
Compressor rotational speed		rps	40.7
Power	Indoor fan	W	20
	Outdoor fan	W	40

Fig. 3.5.2-5 Objective air-conditioner for simulation

冷房能力(Q_{cool} , kW)は室内機での交換熱量とし、室内機出入口の空気の比エンタルピー差と、空気の質量流量の積から算出する。消費電力は圧縮機の駆動動力(W_{comp} , kW)とする。冷房運転時の制御に関しては、圧縮機回転数と膨張弁開度により、冷房能力と蒸発器出口過熱度(5°C)を制御するものとし、室内・室外のファン回転数は定格回転数で一定とする。

対象とする冷媒と充填量

本研究では非共沸混合冷媒 R454C(R32/R1234yf=21.5/78.5 mass%)を解析対象とする。充填量は、圧縮機は定格回転数で運転し、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、COP が最大になる値である 0.6 kg に決定した。熱交換器に流入させる外気空気温度は 35°C、室内空気温度は 27°Cとする。その他の詳細な解析条件は Yamakawa ら[3]を参照されたい。R454C の物性値は NIST REFPROP ver10.0 を用い混合則より算出した。

解析運転条件

冷凍サイクルへの操作量として、圧縮機回転数は連続運転時の冷房能力が定格値の 50% (1.25 kW)になる値を与え、その回転数を連続運転状態から 10 秒かけて完全に停止する。完全停止から 160 秒後、再び回転数を 10 秒かけて元の値に戻し、サイクルが連続状態に復帰するまで非定常計算を行う。非定常計算 1 ステップの時間間隔は、2 秒に設定した。

エ) 解析結果

Fig. 3.5.2-6 に解析結果を示す。図には冷房能力、圧縮機消費電力、COP(冷房能力/圧縮機消費電力)、圧縮機吸入/吐出圧力、冷媒質量分布、R32 循環組成(圧縮機・膨張弁、組成一定の条件)、アキュムレータのガス側/液側の R32 組成が示されている。比較のために、充填時の R454C の組成比が運転中に変化しない解析結果も示す。冷房能力は圧縮機起動直後に一度ピークを持った後減少し、その後約 12 分かけて連続運転時に復帰する。ここで冷房能力が起動直後にピークを持つのは、ピークより前は蒸発器内部の全域で熱交換が行われるのに対し、ピーク後は蒸発器の上流部でのみ熱交換が行われる為である。圧縮機停止中における凝縮器内部の冷媒状態はほぼガス、蒸発器内部はほぼ液である。圧縮機起動直後は蒸発器に液が残留している為、吸込空気温度と冷媒温度の温度差が確保される。これにより圧縮機起動直後は冷房能力が上昇し続ける。その後、時間の経過に伴い凝縮器から未凝縮のガスを多く含んだ冷媒が蒸発器に流入する。これらの影響によりシステムの COP は起動直後の冷房能力に沿って変化していることがわかる。次に、R32 の循環組成と、アキュムレータ内の組成比に注目する。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、アキュムレータ内に液で溜まる冷媒の R32 組成比は封入組成より小さく、その反面ガス側が高くなり、サイクル内を循環する冷媒の R32 組成比も封入組成より 10%以上高くなる。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、それに起因して圧縮機吸入での R32 組成比も起動直後にピークを迎える。圧縮機内の圧力は、R32 の組成比の増加により、循環組成比固定の解析と比べ全体的に高くなっていることが分かる。起動直後は R32 の組成の影響を強く受けた冷房能力、消費電力の動きとなり、結果として COP が上昇することが明らかとなった。

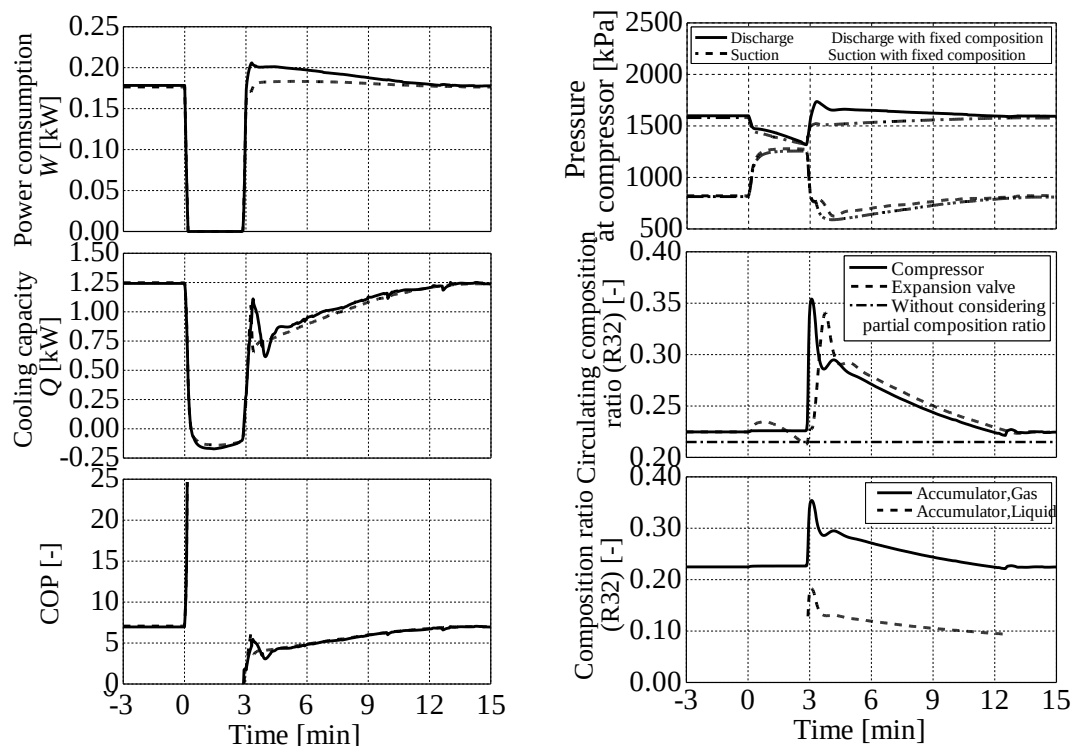


Fig. 3.5.2-6 Simulation results of system with R454C

オ) 結言

本シミュレーターの研究では、低 GWP 冷媒を導入した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の確立を目的とし、熱交換器とそれを含むシステム全体の解析を可能とするシミュレーターの開発に関して、2021 年度のシミュレーター開発の進捗と得られた成果を報告した。ENERGY FLOW +M II シミュレーターの更なる機能の拡張が行われ、複数の冷媒の同時選定計算が可能となり、ユーザー側の入出力変数の設定における自由度の向上と運転パターンの変化に対する連続解析の GUI へ搭載を進めている。また、構築した数理モデルとモジュラー解析手法を用いて混合冷媒 R454C を用いたシステムの起動・停止時の特性解析を行った。混合冷媒の各冷媒の組成変化が顕著に表れ、運転中のシステム内部の冷媒流動特性が性能に及ぼす影響を明らかにすることができた。

本成果により、非共沸混合冷媒を用いたシステムの起動・停止時の運転特性を詳細に予測するのに、本シミュレーターが大変有効であることが示唆された。

今後、進行中のシミュレーターの更なる機能の拡張を完了し、本シミュレーターの活用により様々な次世代低 GWP 冷媒を対象としたシステムの定常、非定常運転の評価に取り組んでいく。

3.5.3 年間性能, LCCP シミュレーター

2021 年度は、2020 年度に開発した年間性能, LCCP シミュレーターを使って LCCP の計算を行った。Fig.3.5.3-1 に年間性能シミュレーターと LCCP シミュレーターの関係を示す。また、今回計算に用いた条件を Table3.5.3-1 に、各国の CO2 排出係数を Table3.5.3-2 に示す。

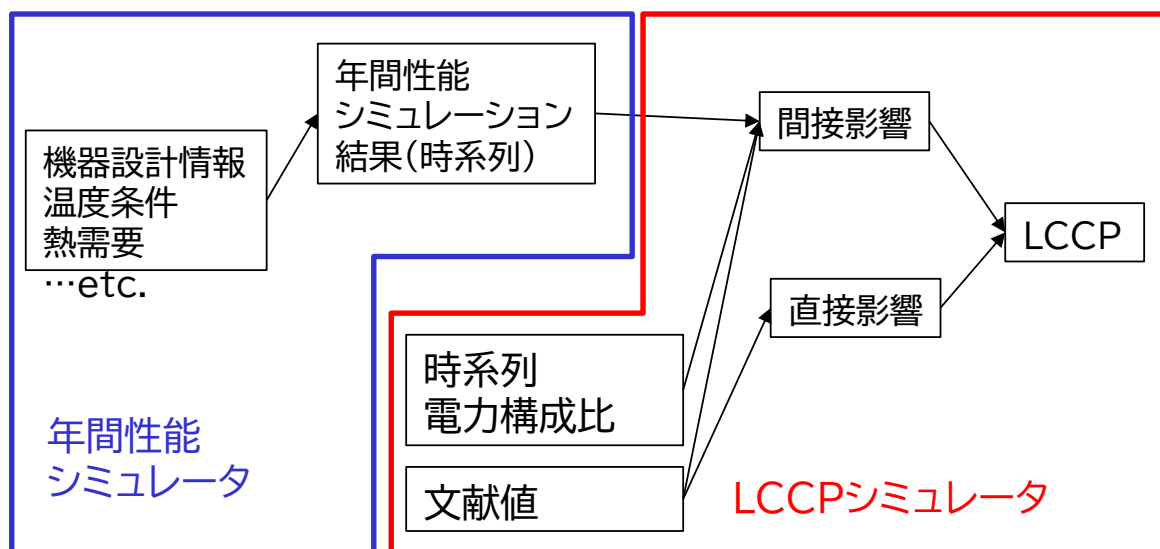


Fig.3.5.3-1 Relationship between annual performance simulator and LCCP simulator

Table3.5.3-1 LCCP calculation conditions

	ソース	地域
冷房負荷	JIS C9126:2013 付属書Bに準拠	
暖房負荷	JIS C9126:2013 付属書Bに準拠	
稼働時間帯	6時～24時	
LCCP計算式	IIR LCCPガイ ドラインに準拠	
LCCP 各パラメータ値	IIR LCCPガイ ドラインに準拠 (年間消費電力 量以外)	
年間消費電力量	早稲田で構築し たシミュレータよ り	
製品重量	50kg	
冷媒充填量	0.6kg	
定格冷房能力	2.2k W	
CO2排出係数	0.47 kgCO ₂ e/kWh	

(注) R466A の製造時の CO₂ 排出の情報が得られなかったので、R410A のデータを用いた
 参考：東京での R32 機シミュレーション結果：
 消費電力量 846kWh, 年間平均 COP 5.88
 冷暖房能力総和 4983kWh

Table3.5.3-2 CO₂ emission factors

Country	CO ₂ emission factor kgCO ₂ e/kWh
India	0.962
U.S.A	0.497
Singapore	0.418
France	0.069

上記の計算条件にて、各都市における各種冷媒を用いたエアコンの LCCP 評価結果の一例を Fig.3.5.3-2 に示す。なお、一般社団法人日本冷凍空調工業会（以下「日冷工」と略す）の LCCP ワーキングでは JIS C9126 で規定された冷暖房の年間総運転時間は、現実よりも過大であるとの指摘があり、調査を実施している。2022 年度は、LCCP シミュレーターの GUI を改良すると共に、日冷工の LCCP ワーキングとも連携して、情報収集を図っていくことで、年間性能、LCCP シミュレーターを改良していく。

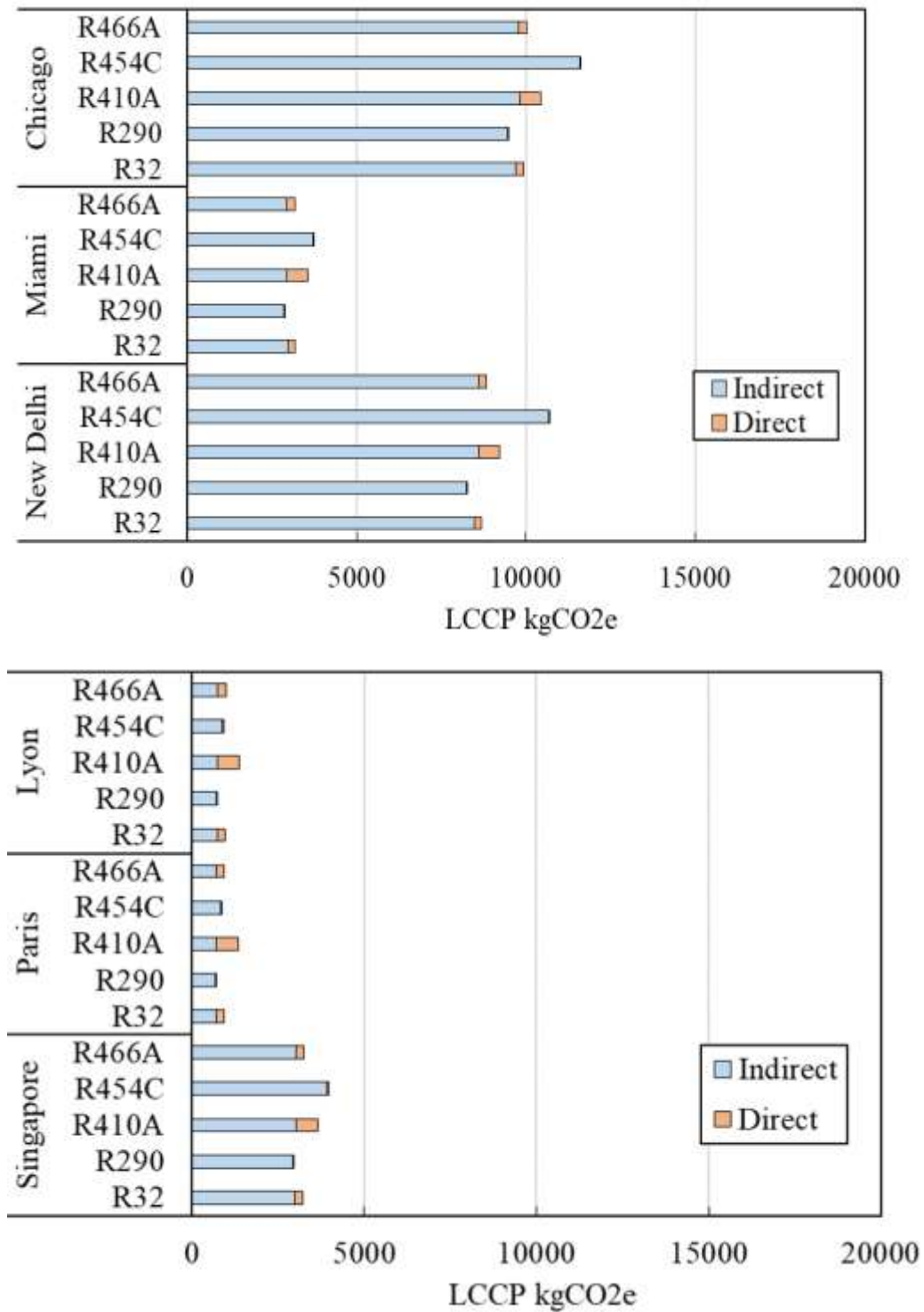


Fig.3.5.3-2 LCCP evaluation results of air conditioners using various refrigerants in each city

3.6 国際規格、国際標準化への貢献

シミュレーターと評価装置の国際標準化については、機器性能シミュレーターをインドネシアとタイでの標準化に向けた準備を進める。性能評価装置は、国際的な評価装置を目指して、2020年度に日本空調冷凍研究所の「準認定」を取得した。2021年度には、これをさらに発展させて、「サテライトラボ」認定を取得すべく準備を進めた。そして、2022年度には「サテライトラボ」認定を取得予定である。

また、2022年度には、期間性能評価方法への国内外への貢献を目的として、取得した性能データを基に、期間性能を定義している国内規格 JIS B 8616, JIS C 9612 への改正案の提案を行っていくと共に、国際規格 ISO 16358-1, ISO 16358-2, ISO 16358-3 への改正提案を目指す。

さらに、冷媒充填量の制約に関しては、冷媒充填量を規定している IEC60335-2-89 への改正案の提案を目指しているほか、低負荷性能の評価方法の改善や新たな評価方法の検討等については、日冷工との連携が必要不可欠であるため、今後も引き続き積極的に情報交換を進めていく。

3.7 研究進捗と今後の計画

2021年度の研究進捗と今後の計画は、Table3.7-1のとおり。なお、2021年度から1-3は「各種冷媒を用いた機器の数値解析、実運転データの取得とモデルの妥当性検証」に変更し電気通信大学が参画している。また、3-3は「年間性能, LCCP, システムシミュレーターの改良」に変更した。

大項目	小項目	明細	担当機関		2018年度	2019年度	2020年度	2021年度	2022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 進捗					
		圧縮機	早稲田	計画 進捗					
		膨張弁	早稲田+電通大	計画 進捗					
		システム	早稲田	計画 進捗					
	1-2 現象究明実験	混合冷媒評価	電通大	計画 進捗					
		冷媒充填	早稲田	計画 進捗					
	1-3 各種冷媒を用いた機器の数値解析, 実運転データの取得とモデルの妥当性検証	熱交換器	早稲田+電通大	計画 進捗					
		システム定常	早稲田	計画 進捗					
		システム非定常	早稲田	計画 進捗					
2. 性能評価技術研究開発	2-1 数理的な性能評価手法開発	熱交換器	早稲田+電通大	計画 進捗					
		システム	早稲田+電通大	計画 進捗					
	2-2 性能評価装置開発		早稲田	計画 進捗					
	2-3 評価手法の妥当性検証	熱交換器	早稲田	計画 進捗					
		エアコン	早稲田	計画 進捗					
		ショーケース	早稲田	計画 進捗					
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 進捗					
	3-2 システム		早稲田	計画 進捗					
	3-3 年間性能, LCCP, システムシミュレーターの改良		早稲田	計画 進捗					

Table3.7-1 Research progress plan and results

3.8 電気通信大学の進捗

再委託先である電気通信大学では

- 1-1 モデリング、性能解析のうち、熱交換器および膨張弁
- 1-2 現象究明実験の混合冷媒評価
- 2-1 数理的な性能評価手法解析

について、研究開発を実施している。

2021年度は、内径1mm程度の微細管から内径が7mmの溝付管で取得された、従来取得された相変化熱伝達、つまり沸騰熱伝達と凝縮熱伝達のデータベースを流動方向も含め構築した。また、摩擦圧力損失も同様にデータベースとして集めている。このデータベースの特徴として、沸騰熱伝達についてはドライアウト以降のポストドライアウトの伝熱も含まれていることである。現在は、微細管に関しては、ドライアウトだけでなく流路形状（円、矩形、三角）について、そしていずれの管も、混合冷媒で取得された伝熱のデータベースとして収集していて、2022年の夏には早稲田大学が開発しているシミュレーターに組み込む予定で計画をたてている。

熱交換器の研究開発において、理論的な部分をきちんと理解した上で、機構論的な伝熱および摩擦圧力損失の整理式を構築することが重要であることには間違いなく、今後も当然このような整理式の構築を実施していく予定である。しかし、NEDOプロジェクトである以上は、開発速度が重要で、他国が熱交換器開発に機械学習を取り入れ始めたことを考えれば、日本の国益を守るためには他国に追従を許さないことが何よりも重要で、このような時代背景から情報学を徹底的に取り組んで精度の高い伝熱および摩擦圧力損失の予測する機械学習モデルを、日本国として発信する必要性を感じている。そして、学术界にも多様性が出てきていることも考慮すると、時代に合った手法を取り込むことも重要で、決して日本が出遅れてはいけないという危機感を持っている。機械学習もMatlabを使った汎用性のものではなく、熱交換器に特化したアルゴリズムを独自に開発しているため、情報学の専門家と協力の下で、世界に類のない機械学習モデルができていて、決して機械学習を操作すれば可能である、予測が簡単にできるものではない、非常に学術的な分野であることも合わせて強調しておく。本来はブラックボックスである機械学習モデルも、本学の研究開発によって、なぜそのように予測したのか、そして予測したデータの信頼性についてもアウトプットすることができる。

このような機械学習用のデータベース構築と学習結果を掲載するが、どうしても足りないのは、混合冷媒のプール沸騰熱伝達の情報である。そして、流動沸騰よりも物質移動拡散抵抗が大きくなるため、予測が難しい。

そこで、本学では混合冷媒についても、独自に実験を行い、正確な伝熱情報を取り入れている。

3.8.1 混合冷媒評価

2020年度に混合冷媒評価装置の設計製作を行い、任意冷媒を、任意の混合比率で冷媒を自動で混合させる装置を完成させた。この装置の特徴は、プール沸騰が生じている伝熱面表面温度および伝熱面近傍の冷媒をプローブで採取しそのまま直接ガスクロマトグラフィーで解析することが可能で、伝熱面表面の物性を明らかにすることができることである。

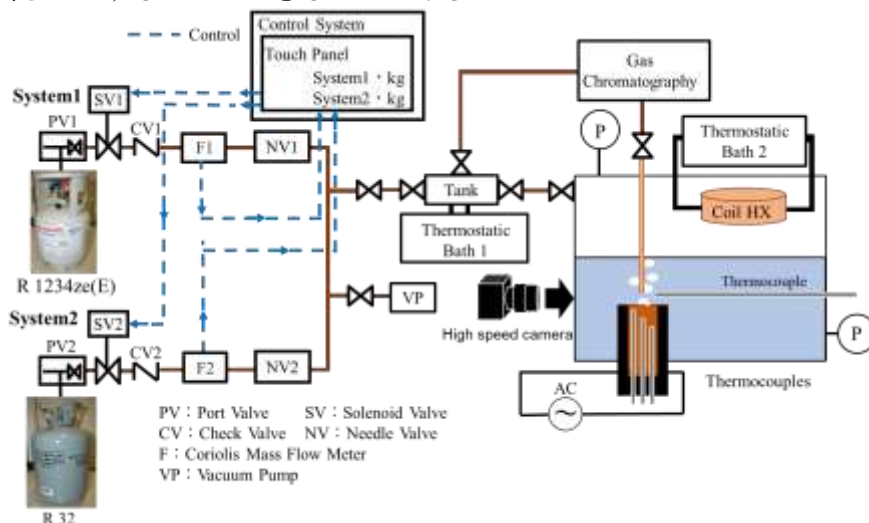


Fig.3.8-1 Overall schematic diagram of the mixed refrigerant heat transfer performance test system

Fig.3.8-2 は、本学で取得した R32 と R1234yf の混合比率を変化させた場合のプール核沸騰熱伝達率の変化の様子で、 Fig.3.8-3 は、地下らによって取得された強制対流熱伝達率の変化の結果である。

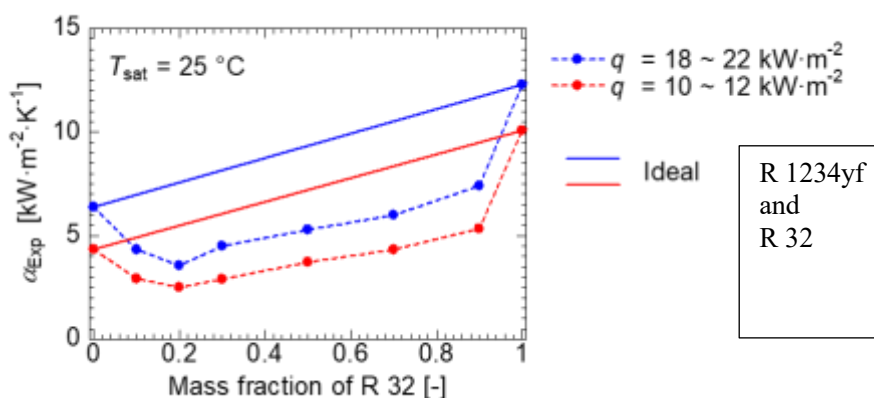


Fig.3.8-2 Results of pool nucleate boiling experiments obtained at this project

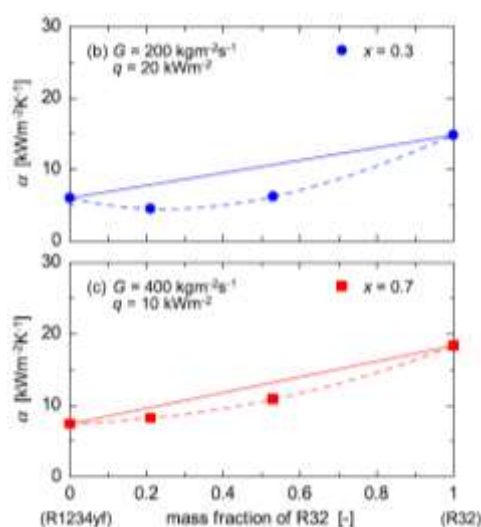


Fig.3.8-3 Forced convection heat transfer obtained by Jige et al.

ここで、なぜプール核沸騰熱伝達は通常の熱伝達よりも悪くなるのかを考察する。

Fig.3.8-4 は、左側のグラフが各熱流束に対する伝熱面表面の R32 のモル分率をガスクロマトグラフィーで解析した結果である。右図はモル分率毎に熱流束に対して熱伝達がどのように変化するかを示して

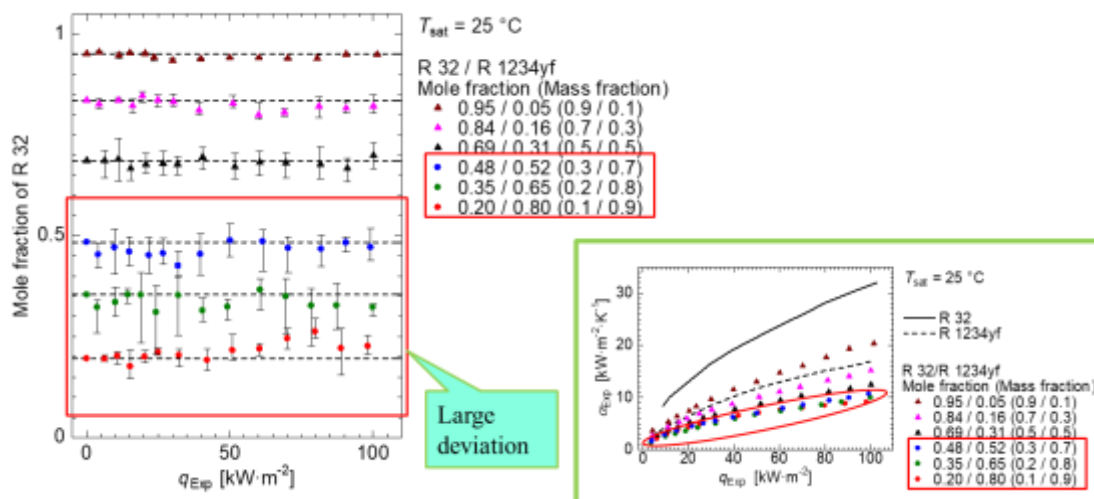


Fig.3.8-4 Molar fraction and heat transfer coefficient

3.8.2 データベース構築と機械学習について

先述の通り、現在、機械学習のデータベースを構築中で本学で独自に集めた、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 約 5,000 点、摩擦圧力損失 約 1,000 点で学習したモデルについて、現状の報告をする。なお、2022 年度の夏くらいには、混合冷媒や微細管のデータを大いに増やし、より精度を高める予定である。

Fig.3.8-5 は独自に集めた相変化熱伝達一覧で、約 5,000 点がプロットされている。

このうち Fig.3.8-6 は 200 点ほど抽出して、熱流束の影響や強制対流の影響、そしてドライアウトを再現できるかの確認を行ったものである。機械学習での各予測値は、当然、学習データに含めずに学習したモデルを使って予測したプロットである。機械学習ではドライアウト近傍で実験値がばらついているにも関わらず、比較的きれいな曲線としてドライアウトを表現していることがわかる。

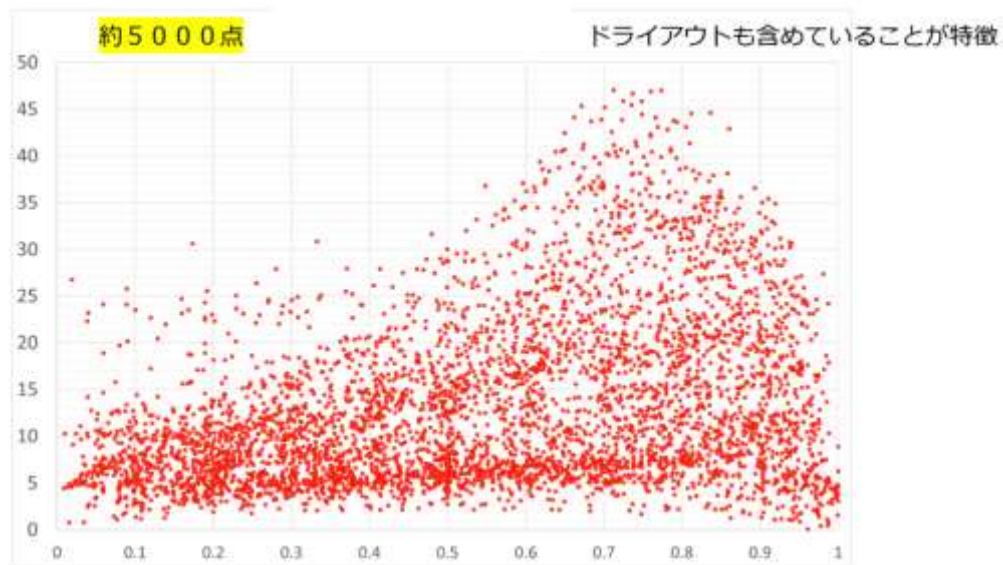


Fig.3.8-5 Phase change heat transfer database for pure refrigerant only

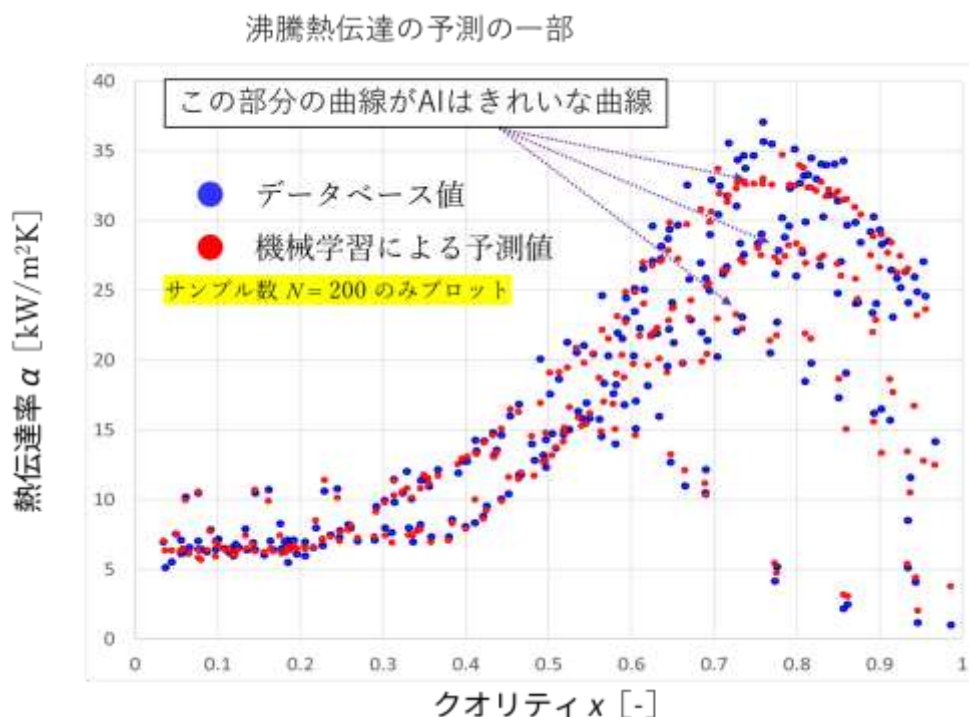


Fig.3.8-6 Some predictions (N=200) of boiling heat transfer coefficient

3.8.3 今後の予定について

混合冷媒のプール沸騰熱伝達は、非常に正しいデータを必要としているので現在、混合する冷媒の種類を変化させ、これまで通り、質量分率毎に正確なデータを取得していく予定である。

データベース構築については、上述の通り、混合冷媒を一切含んでいない純冷媒で構築し、機械学習をさせてモデル化を行った結果、相変化熱伝達、特にドライアウトをきれいに再現し、摩擦圧力損失についても、 $SD=20-30\%$ で予測が可能となった。このデータベースには、冷媒の情報は入力せずに物性値のみで予測できている点も特筆すべき点である。

今後は、伝熱管の形状や流動方向、水力直径によらず、相変化熱伝達と摩擦圧力損失を予測できる機械モデルを作成し、早稲田大学が開発しているシミュレーターに移植して、検証を重ねていき本プロジェクトを成功させたいと考えている。