

2.1.3 低GWP冷媒を採用した次世代冷凍空調技術の実用化評価に関する研究開発【学校法人早稲田大学】

<研究開発成果概要>

目 標	研究開発成果	達成度
テーマ： 低GWP冷媒を採用した次世代冷凍空調技術の実用化評価に関する研究開発		
次世代冷凍空調機器に対して適切な冷媒の選定に必要な不可欠な論理的、実験的性能評価ツールとしてのシミュレーション技術、評価装置を開発する。	評価に必要な解析と評価ツールを開発し、次世代冷媒の性能評価確立を目的に次の研究項目を実施した。	○
【1】性能 解析技術 研究開発		
デバイスやシステムの定常・非定常解析を実現するとともに、現象自体が不明確な現象については、詳細な特性を把握できる評価装置を開発する。熱交換器については、モデルの妥当性を確認する。	<ul style="list-style-type: none"> ・熱交換器、圧縮機、膨張弁からなるデバイスのモデリングとシステムの定常、非定常解析を可能とする。 ・混合冷媒の伝熱性能評価を可能とする実験装置を完成し、実験的に混合冷媒の組成が機器性能に与える現象の解明を可能にする。2022年度まで継続予定。 ・冷媒充填量評価を可能とする実験装置を完成し、機器内をどのように冷媒が分布、滞留しているのか評価を可能とする。2020年まで継続予定。 ・熱交換器モデルが上記精度で解析可能なことを実験で確認する。 	○
【2】性能 評価技術 研究開発		
次世代冷媒の性能の良し悪しを比較分析可能な評価方法をシミュレーション、実験の両面で確率する。	<ul style="list-style-type: none"> ・構造が複雑で多様な構造を取るため、最も性能評価が難しい熱交換器に対して最適性お保証した構造での性能評価手法を明確化する。 ・5%の精度で定常状態の評価を可能なハイブリッド実運転評価装置を開発する。 	○
【3】シミュレーター開発とその活用		
最重要な要素となる熱交換器とそれを含むシステム全体のシミュレーションを可能とするシミュレーターを開発する。	<ul style="list-style-type: none"> ・混合冷媒を含む多様な冷媒で、多様な構造となる熱交換器の性能を予測可能なシミュレーターの開発を完了する。 ・混合冷媒を採用したシステムのシミュレーターを開発する。 ・寝間の性能を評価できるシミュレーターの概形の開発を完了する。 	○

【 ◎：計画以上、○：計画通り(目標達成又は達成見込み)、△：ほぼ計画通り(一部未達)、×：目標未達 】

【1】性能解析技術研究開発

[1-1]モデリング, 性能解析

[1-1-1]伝熱性能予測

<概要>

冷凍空調機の熱交換器の最適設計の為には、管内の相変化熱伝達整理式が必要である。そこで、現在、各研究者から提案されている沸騰熱伝達率整理式についてまず精度を確認する。評価のデータサンプルは他研究者から集められた物として客観性を持たせて、平等に評価している。しかし現状では精度の問題があることが明らかになったため、物性の全く違う混合冷媒になった場合に、評価できる術がなくなるという問題に陥る。つまり熱交換器の最適設計が不可能となることから、本プロジェクトを達成するに当たり、極めて重要な問題である。ましてや世界基準となるようなものなので、社会的な役割として本格的な取り組みが必要となる。そこで、我々のグループにおいて解決する手段を検討したので、現状を報告する。

<データサンプルについて>

自然冷媒や HF0 冷媒, そしてフロンについてデータベースを構築した。表 1-1-1.1 にデータベースセット一覧を示す。管径は 0.5mm - 4mm 程度と今後冷凍空調分野の熱交換器としてあり得る範囲で集めた。また、水平流だけでなく、上昇流や下降流のデータも含まれる。全 1388 点である。

物性の一覧は表 1-1-1.2 に示す、以下の通りである。表にはデータセットの最大値と最小値を示しているが、自然冷媒が含まれるため、物性は各々でかなりの差がある。つまり、整理式が一般化されていなければ、上手く熱伝達率は表現できない。

<評価に使用した整理式>

評価に使用した整理式は、以下の 10 の熱伝達整理式について、一度に熱伝達率整理式の各特徴と信頼性を抽出できるように、Excel 上で物性値計算ソフトウェア Refprop10 を連携させた VBA プログラムの開発を行った。

以上、取り上げた 10 の整理式は、実験条件の入力のみで自動計算および比較が可能となっている。具体的な比較としては、各々の整理式の比較が可能でグラフとして可視化でき、また実験値との比較の場合については、標準偏差 SD と全体の実験値に対して予測精度が 20 % , 30 % 以内の割合をパーセンテージ表記として出力し、それぞれの整理式の特徴と比較が可能となっている。

表 1-1-1.1

	Saturation pressure P_{sat} MPa	Critical pressure P_{crit} MPa	Critical temperature T_{crit} K	Vapor density ρ_v kg/m ³	Liquid density ρ_L kg/m ³	Ratio of V-L density ρ_v/ρ_L -	Vapor viscosity μ_v μPa·s	Liquid viscosity μ_L μPa·s
Max	5.00	11.33	487.21	156.67	1492.63	189.38×10^{-3}	16.81	469.23
Min	0.10	3.38	304.13	3.46	638.57	3.97×10^{-3}	9.06	75.6
Ave.	0.90	5.34	392.14	33.67	1125.24	32.12×10^{-3}	11.75	204.45

	Vapor thermal conductivity λ_v mW/(m·K)	Liquid thermal conductivity λ_L mW/(m·K)	Specific heat at const. P C_{pL} J/(kg·K)	Specific heat at const. volume C_{vL} J/(kg·K)	Surface tension σ mN/m	Latent heat Δh_v kJ/kg	Thermal diffusivity α_L m ² /s	Prantl number Pr_L -
Max	27.32	559.20	4616.54	2800.29	26.30	1262.24	18.97×10^{-8}	6.71
Min	9.82	62.26	918.02	610.63	2.07	133.73	3.34×10^{-8}	1.40
Ave.	14.40	142.43	1841.10	1068.92	11.23	316.18	6.85×10^{-8}	3.10

表 1-1-1.2

Source	Fluid	Saturation pressure MPa (Temperature °C)	Inside diameter mm	Flow direction	Mass flux $\text{kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$	Heat flux $\text{kW} \cdot \text{m}^{-2}$	<i>N</i>
Lazarek and Black ⁷⁾	R 113	0.17 (64)	3.15	Upward	502	114, 178	3
	R 113	0.17 (64)	3.15	Downward	502	64 - 178	11
Wambsganss et al. ⁸⁾	R 113	0.13 - 0.16 (55 - 62)	2.92	Horizontal	50 - 300	8.8 - 90.8	72
Tran et al. ⁹⁾	R 12	0.83 (34)	2.46	Horizontal	66.3 - 300	7.5 - 59.4	59
Kew and Cornwell ¹⁰⁾	R 141b	0.10 (32)	2.87, 3.69	Horizontal	188, 212	9.7 - 90	67
Bao et al. ¹¹⁾	R 11	0.29 - 0.47 (57 - 76)	1.95	Horizontal	167 - 560	52 - 125	81
	R 123	0.35 - 0.51 (67 - 82)	1.95	Horizontal	167 - 452	39 - 125	80
Kuwahara et al. ¹²⁾	R 134a	0.88 (35)	0.84	Horizontal	525	15.6	15
Sumith et al. ¹³⁾	H ₂ O	0.10 (100)	1.45	Upward	23.4 - 152.7	36 - 391	65
Saitoh et al. ¹⁴⁾	R 134a	0.41 (10)	0.51, 1.12, 3.1	Horizontal	150, 300	12 - 29	75
Yamashita et al. ¹⁵⁾	CO ₂	5.00 (14)	1.02	Horizontal	300 - 1000	30 - 50	62
Miyata et al. ^{16, 17)}	R 410A	1.09 (10)	1.00	Upward	30 - 200	1 - 16	170
	R 410A	1.09 (10)	1.00	Downward	30 - 200	1 - 16	206
Li et al. ¹⁸⁾	R 32	1.28 (15)	2.00	Horizontal	200	6 - 24	44
	R 1234yf	0.51 (15)	2.00	Horizontal	100 - 400	6 - 24	91
Enoki et al. ⁵⁾	R 410A	1.09 (10)	1.00	Horizontal	30 - 400	2 - 24	287

(参考文献)

1. **Chen (1966)**, Correlation for boiling heat transfer to saturated fluids in convective flow, *Ind. Engng. Chem. Proc. Des. Dev.* 5, 322–329
2. **Lazarek and Black (1982)**, Evaporative heat transfer, pressure drop and critical heat flux in a small vertical tube with R-113. *Int. J. Heat Mass Transfer* 25, 945–960
3. **Jung et al. (1989)**, A study of flow boiling heat transfer with refrigerant mixtures. *Int. J. Heat Mass Transfer* 32, 1751–1764
4. **Liu and Winterton (1991)**, A general correlation for saturated and subcooled flow boiling in tubes and annuli, based on a nucleate pool boiling equation. *Int. J. Heat Mass Transfer* 34, 2759–2766
5. **森ら(1999)**, 冷媒の水平平滑蒸発管内熱伝達係数の予測式の修正, *Trans. JSRAE* 16, 177–187, in Japanese
6. **Sumith et al. (2003)**, Saturated flow boiling water in a vertical small diameter tube. *Experimental Thermal Fluid Science* 27, 789–801
7. **Kandlikar and Balasubramanian (2004)**, An extension of the flow boiling correlation to transition, laminar, and deep laminar flows in minichannels and microchannels. *Heat Transfer Engineering* 25, 86–93
8. **Zhang et al. (2004)**, Correlation for flow boiling heat transfer in mini-channels. *Int. J. Heat Mass Transfer* 47, 5749–5763
9. **Saitoh et al. (2007)**, Correlation for boiling heat transfer of R-134a in horizontal tubes including effect of tube diameter. *Int. J. Heat Mass Transfer* 50, 5215–5225
10. **榎木ら(2015)**, 微細流路内沸騰熱伝達の整理式の修正, *Trans. JSRAE* 32, 275–284, in Japanese

<各整理式の精度>

図 1-1-1.1 に榎木ら以外の 9 つの整理式の精度を、図 1-1-1.2 に榎木らの精度を、横軸に実験値、縦軸に各研究者の計算結果を示すことで、予測精度を示す。

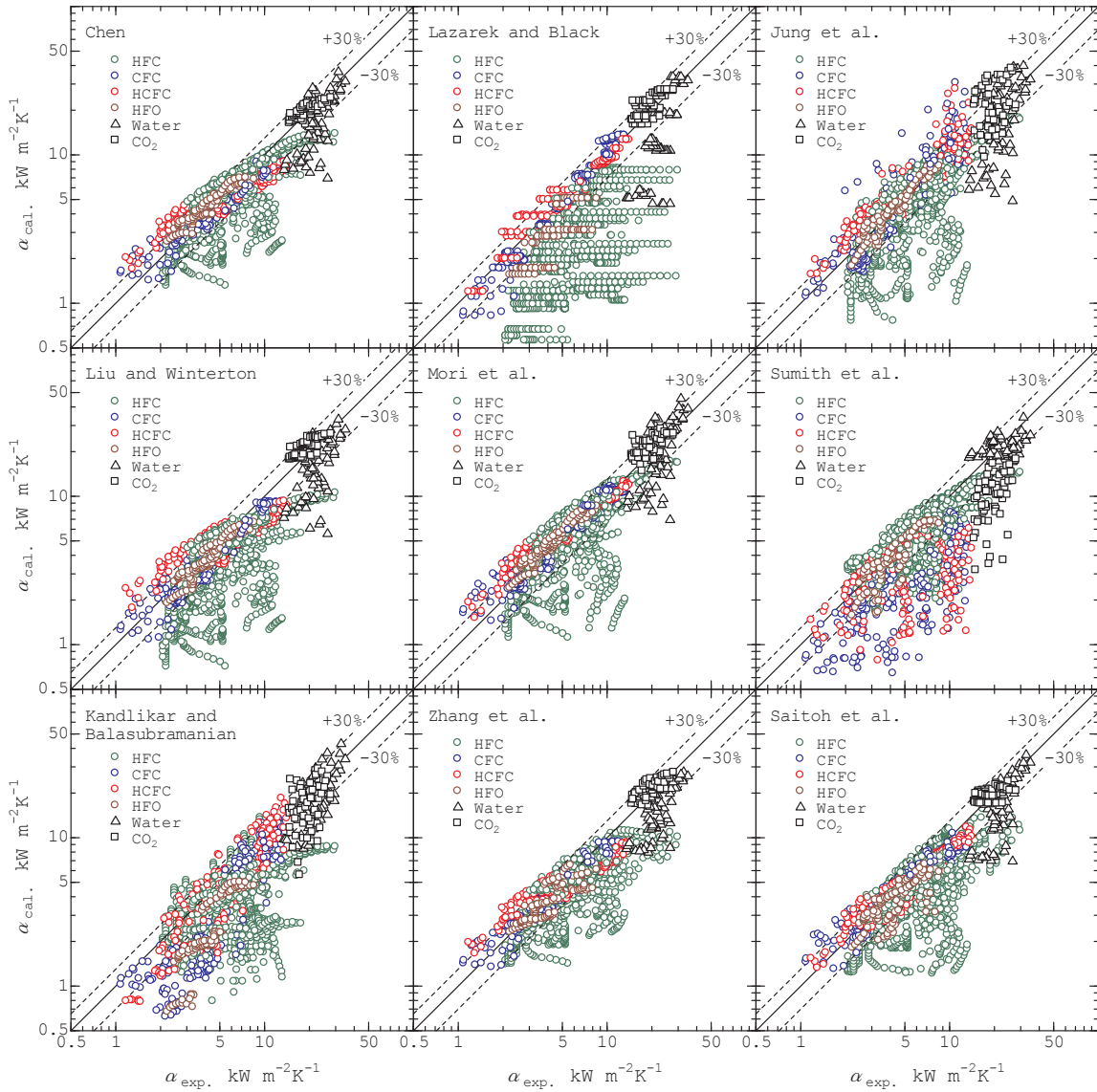


図 1-1-1.1 榎木ら以外の 9 研究者データについての沸騰熱伝達率予測精度

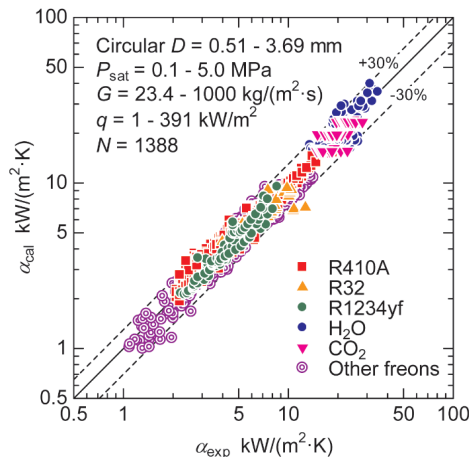


図 1-1-1.2 榎木らの沸騰熱伝達率予測精度

整理式の精度の特徴としては、精度 100 %を示す、斜め 45 度の線よりも下側、つまり計算値は実験結果を低く見積もる傾向がある。これは微細管の特徴である、薄い液膜による熱伝達率の上昇について表現できていないものと考えられる。

図 1-1-1.2 に再委託先研究代表の電気通信大学の榎木らの精度については、他の整理式と比較して、極めて良好である。これは、宮田らが提案した簿液膜の熱伝導蒸発項を線形和として足し込み、近年の冷媒や、水平流に特有の流動様相観察結果をもとにしているからと考えられる。

ただし、これらは流路が円形の場合にのみ適用可能な式で、近年の伝熱管にみられる一般的な流路形状の矩形流路には適用できない。さらに、今後の混合冷媒による複雑な沸騰現象も検討すれば、伝熱面の局所の物性変化は、蒸発熱伝達をとまなう微細流路伝熱管にとって、どんな伝熱管形状でどんな冷媒でも適用できる一般式というものがないことは熱交換器開発にとって大きな問題となる。

つまり、どんな冷凍空調機の熱交換器にでも使用可能な整理式というのは、現状では存在しないことが問題であることは明確である。

そこで、本プロジェクトにおいては、熱交換器の最適設計について明確な道しるべを示すことが最重要課題としてあるとの認識で、以下の検討を行っている。

まずは、再委託先の電気通信大学が過去に人工知能 AI を使った相変化熱伝達は予測できるのかということを検討している。その結果、可能であるとの判断にいたった。しかし、ブラックボックスであるという問題点があったため、現時点でだした新しい手法について、以下に報告する。

その次に、低 GWP 冷媒の相変化熱伝達は、共沸の場合とのメカニズムの差異を物性レベルから可視化レベルまで検討し、諸問題を潰していく。プロジェクト終了時点では、熱交換器の最適設計方法を報告できるように開発研究を遂行する。

[1-1-2] 人工知能 AI を用いた沸騰熱伝達率の予測について

<概要>

人工知能 (AI) の技術は多くの分野で広く利用されている。しかし、単相・二相流に関わらず、伝熱係数の予測に AI 技術を用いた研究は非常に少ない。そこで、研究が盛んに行われている流動ミニチャネル内の水平流沸騰熱伝達について、AI 手法の中で最も有望なディープニューラルネットワーク (深層学習とも呼ばれる) を用いて、その有用性を確認した。ミニチャネルは、従来の大口径管に比べて表面張力の影響が大きく、その後の伝熱機構が非常に複雑になる。このため、既存の研究に基づく予測結果の精度は高くない。また、既存の手法を用いた場合、予測された伝熱係数の不確かさを知ることができない。本研究では、深層学習とガウス過程回帰を組み合わせた新しい予測機構を提案し、伝熱係数だけでなく、予測された伝熱係数の不確かさも高精度に予測することができることを示した。

<背景技術>

本研究で利用する深層学習及びガウス過程回帰について述べる。

深層学習とは、人間の脳の学習機能を計算機上で模擬して、情報処理を行うために開発されたニューラルネットワークの中でも、層の数が多いネットワークを指す。深層学習は多数に結合されたニューロンを計算機上で模擬し、各ニューロンの結合状態を数式的なモデルで表現し、そのモデルを状況に応じて変化させることで、目的に合ったネットワークモデルを創り出す。

ガウス過程回帰(GPR)は完全な確率モデルであり、様々な分野で利用されている。GPRは教師付き学習にも利用できる。さらに、GPRは予測値の対応する不確かさを返すこともできる。例えば、真の関数が $y=5*x$ であり、標準偏差が 0.2 である正規分布から発生する誤差を含むデータがサンプリングされたと想定し、このサンプリングデータから GPR を用いて真の関数を予測することを考える。GPRは真の関数を予測すると同時に、その予測の程度も出力することができる。

図 1-1-2.1 は、'x' で表されるサンプリングされたデータ、'Mean' の線で表される GPR が予測した関数、及び、'Confidence' で表される予測の確信度を示している。サンプリングデータが多いところは予測の確信度が高く、サンプリングデータが少ないところは予測の確信度が低いことが分かる。

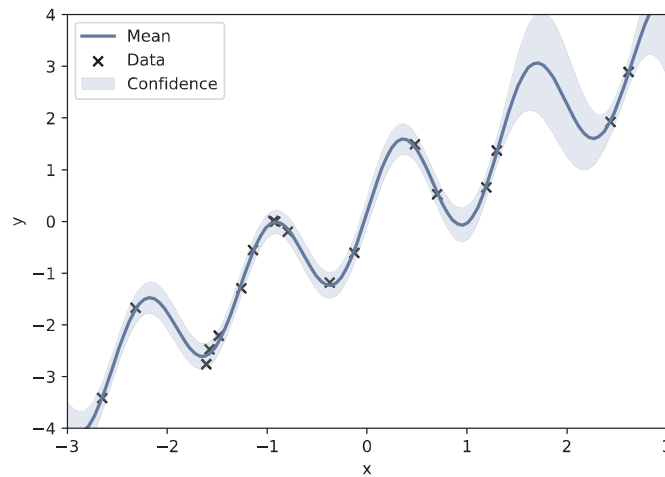


図 1-1-2.1 GPR の出力例

<提案手法>

深層学習は予測精度が高いものの、一般にその確信度を導出することはできない。一方、GPRは深層学習と比べると予測精度は低いですが、予測の確信度を導出することができる。提案手法では、この両者を組み合わせることで、精度の高い予測と、予測の確信度導出の両者と同時に実現する。

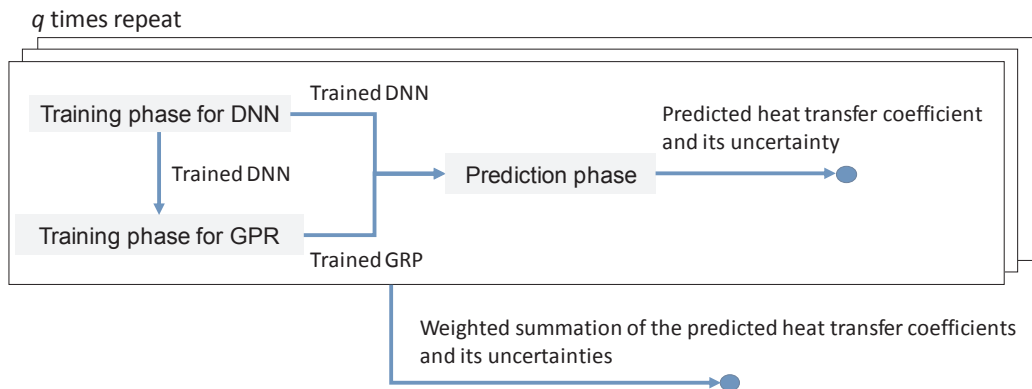


図 1-1-2.2 提案手法の全体像

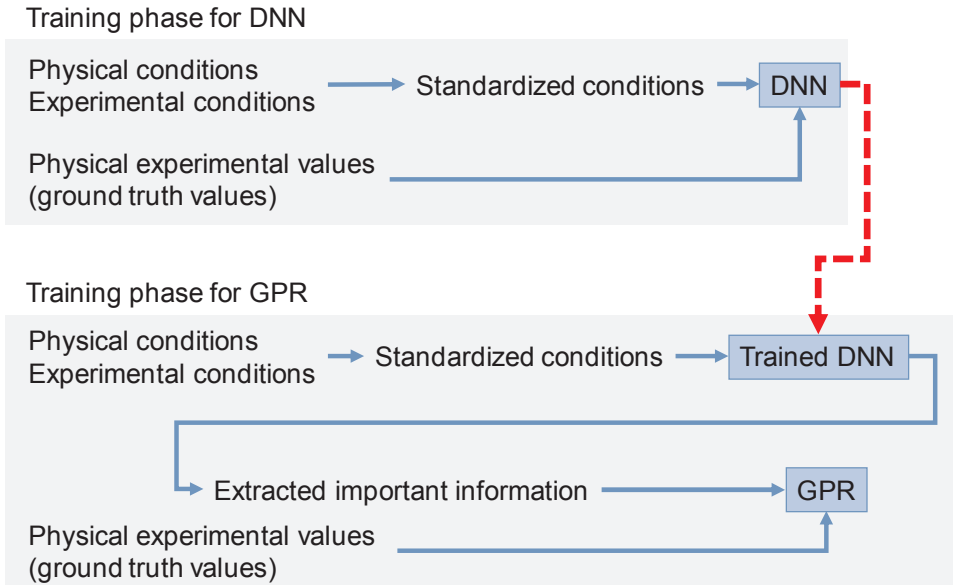


図 1-1-2.3 訓練フェーズの詳細

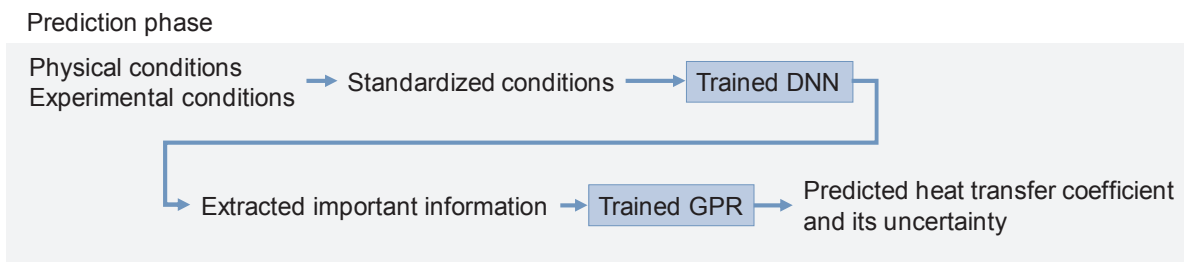


図 1-1-2.4 予測フェーズの詳細

図 1-1-2.2~1-1-2.4 に提案手法の概要を示す。提案手法では、深層学習を用いてデータの特徴量を抽出する。深層学習が実施することは特徴量の抽出までであり、伝熱係数の予測は行わない。抽出された特徴量を基に、GPR が伝熱係数の予測とその確信度の導出を行う。

さらに、アンサンブル学習を行うことで予測精度を高める。各予測値の確信度を基に重み付けを行い、最終的な予測結果を出力する。

<データサンプルについて>

今回は、新手法の適用性を検討するにあたり、流路方向を近年の熱交換器の主流である水平流に限定する代わりに、表 1-1-1.1 のデータに加え NH₃ や R 1234ze(E) そして R 600a などを用いて様々なヒートポンプサイクルに使用されている冷媒に対して検討した。それを表 1-1-2.1 に示す。

表 1-1-2.1

Source	Fluid	Quality	Saturation Pressure MPa	Inside Diameter mm	Mass Flux kg·m ⁻² ·s ⁻¹	Heat Flux kW·m ⁻²	N
Wambsgans et al. [14]	R113	0.01-0.71	0.12-0.16	2.92	50-300	8.8-90.8	72
Tran et al. [15]	R12	0.20-0.77	0.83	2.46	66.3-300	7.5-59.4	59
Kew and Cornwell [16]	R141b	0.00-0.90	0.10	2.87, 3.69	188, 212	9.7-90	67
Bao et al. [17]	R11	0.01-0.64	0.29-0.47	1.95	167-560	52-125	81
	R123	0.01-0.68	0.35-0.51	1.95	167-452	39-125	80
Kuwahara et al. [18]	R134a	0.01-0.66	0.88	0.84	525	15.6	15
Saitoh et al. [19]	R134a	0.22-0.91	0.41	0.51, 1.12, 3.1	150,300	12-29	75
Yamashita et al. [20]	CO ₂	0.01-0.85	5.00	1.02	300-1000	30-50	62
Li et al. [21]	R32	0.28-0.86	1.28	2.00	200	4-24	44
	R1234yf	0.22-0.92	0.51	2.00	100-400	6-24	91
Enoki et al. [4]	R410A	0.05-0.95	1.09	1.00	30-400	2-24	287
Yokoyama et al. [22]	NH ₃	0.03-0.78	0.43	1.00	100	20	132
Wu et al. [23]	R32	0.13-0.65	1.28	2.00	300	10	14
Longo et al. [24]	R1234ze(E)	0.11-0.74	0.31	4.00	200	20	15
Sempértegui-Tapia et al. [25]	R600a	0.06-0.26	0.55	1.10	400	35	5
	R1234ze(E)	0.04-0.29	0.60	1.10	500	25-35	12
Total							1111

評価の指標は、SD, R20, R30 であり、上述の評価方法と同様である。

ここで、 α_{cal} は予測値、 α_{exp} は実験値で得られた値である。データセットへの予測精度の評価比較に用いたものは、沸騰熱伝達のモデルで精度の榎木ら、Saitoh ら、Zhang ら、そして、深層学習単体 AI のみと今回提案した深層学習とガウス過程回帰モデルである。

結果を表 2.1.3-4 に示す。ここで各研究者によって取得された実験値に対する予測精度について、各種法について、一番良い精度となるものを赤で、二番目に良い精度となるものを青で示している。

ガウス過程回帰を用いた本手法は、既存手法と比べてほぼすべてのデータセットに対して高い予測精度を実現していることが分かる。なお、'DNN' は深層学習単体で予測した結果を表している。つまり、深層学習だけでなくガウス過程回帰を組み合わせた手法が良い結果を示すことがわかった。

次に、図と表が前後するが表 1-1-2.2 予測結果の確信度についての結果を図 1-1-2.5 に示す。表の 'Variance' は提案手法の出力内容であり、値が大きいほど確信度が低い。Variance が大きいほど、Mean Squared Error で表される、予測値と正解値との差が大きいことが分かる。

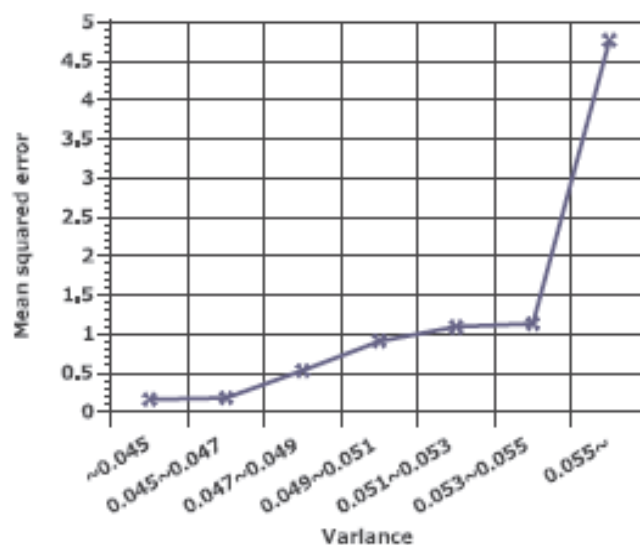


図 1-1-2.5 確信度と予測誤差の関係

表 1-1-2.2 予測精度の評価方法

Source	<i>N</i>	%	Zhang	Saitoh	Enoki	AI	Proporsal
Wambsganss		<i>SD</i>	21.1	27.1	17.7	8.6	8.4
2.92 mm	72	<i>R20</i>	55.6	55.6	68.1	95.8	98.6
R 113		<i>R30</i>	83.3	75.0	94.4	100.0	98.6
Tran		<i>SD</i>	17.0	17.1	6.2	6.0	5.9
2.46 mm	59	<i>R20</i>	71.2	66.1	100.0	100.0	100.0
R 12		<i>R30</i>	96.6	98.3	100.0	100.0	100.0
Kew		<i>SD</i>	32.7	22.8	15.6	8.0	6.7
2.87-3.69 mm	67	<i>R20</i>	35.8	62.7	82.1	100.0	98.5
R 141b		<i>R30</i>	56.7	82.1	98.5	100.0	100.0
Bao		<i>SD</i>	25.1	21.1	15.8	4.7	4.7
1.95 mm	81	<i>R20</i>	32.1	48.1	79.0	100.0	100.0
R 113		<i>R30</i>	72.8	91.4	100.0	100.0	100.0
Bao		<i>SD</i>	27.6	15.1	16.7	4.0	4.0
1.95 mm	80	<i>R20</i>	25.0	86.3	71.3	100.0	100.0
R 123		<i>R30</i>	67.5	96.3	100.0	100.0	100.0
Kuwahara		<i>SD</i>	24.3	27.2	23.4	9.6	9.2
0.84 mm	15	<i>R20</i>	53.3	33.3	26.7	100.0	93.3
R 134a		<i>R30</i>	73.3	80.0	93.3	100.0	100.0
Saitoh		<i>SD</i>	18.8	18.8	10.9	5.8	5.1
0.51-3.1mm	75	<i>R20</i>	73.3	76.0	93.3	100.0	93.5
R 134a		<i>R30</i>	85.3	89.3	100.0	100.0	100.0
Yamashita		<i>SD</i>	16.0	13.7	12.3	11.3	9.9
1.02 mm	62	<i>R20</i>	74.2	87.1	90.3	93.5	93.5
CO ₂		<i>R30</i>	95.2	96.8	96.8	100.0	100.0
Li		<i>SD</i>	22.8	35.5	14.6	12.8	11.3
2 mm	44	<i>R20</i>	59.1	40.9	90.9	96.9	93.2
R 32		<i>R30</i>	81.8	52.3	93.2	95.5	97.7
Li		<i>SD</i>	19.3	22.9	11.9	5.6	4.8
2 mm	91	<i>R20</i>	65.9	68.1	91.2	98.9	100.0
R 1234yf		<i>R30</i>	84.6	78.0	100.0	100.0	100.0
Enoki		<i>SD</i>	34.9	28.5	9.3	7.8	5.5
1 mm	287	<i>R20</i>	22.3	58.2	97.2	96.9	99.0
R 410A		<i>R30</i>	50.5	70.0	99.7	100.0	100.0
Yokoyama		<i>SD</i>	30.9	47.8	18.9	11.8	8.3
2 mm	132	<i>R20</i>	31.8	0.0	65.9	92.4	99.2
NH ₃		<i>R30</i>	48.5	8.3	87.9	99.2	100.0
Wu		<i>SD</i>	44.6	13.1	17.2	8.5	5.8
2 mm	14	<i>R20</i>	0.0	85.7	78.6	92.9	100.0
R 32		<i>R30</i>	0.0	100.0	85.7	100.0	100.0
Longo		<i>SD</i>	18.3	19.0	18.7	8.1	9.7
4 mm	15	<i>R20</i>	80.0	53.3	60.0	100.0	93.3
R 1234ze(E)		<i>R30</i>	86.7	100.0	100.0	100.0	100.0
Sempértegui		<i>SD</i>	16.8	15.2	12.9	11.9	8.8
1.1 mm	5	<i>R20</i>	80.0	80.0	80.0	89.4	100.0
R 600a		<i>R30</i>	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0
Sempértegui		<i>SD</i>	22.4	18.0	17.4	10.1	7.0
1.1 mm	12	<i>R20</i>	50.0	66.7	75.0	100.0	100.0
R 1234ze(E)		<i>R30</i>	91.7	100.0	100.0	100.0	100.0
		<i>SD</i>	27.8	27.8	14.0	8.3	7.0
Total	1111	<i>R20</i>	42.8	56.2	84.2	96.8	100.0
		<i>R30</i>	67.7	72.8	97.3	99.7	100.0

赤は最高値, 青は次点値

〈まとめと今後の予定〉

深層学習とガウス過程回帰を組合せた、伝熱係数予測モデルを構築した。既存手法よりも高い精度で予測できるとともに、その予測の確信度についても、高い精度で出力できることが評価実験により確認できた。

このことは、今後の解析に大きな意味をもつ。人工知能 AI 単体のみでは出力値はブラックボックスで、なぜそのように精度高くモデルを評価できるかは人間には分からない。しかし、今回の手法でガウス過程回帰によって、科学的な信頼性を定量的に評価できるという点が最大の特徴である。

図 1-1-2.6 には、各研究者のデータセットを訓練から外した場合の新手法の確信度を示して、右に行くほど不確かさが大きいことを示す。つまり、Yokoyama らの NH₃ や Yamashita らの CO₂ のデータについて、外して深層学習させた場合は、学習セットが不十分で信頼性にかけ始めることを意味する。例えば気液二相流の熱伝達で非常に重要となってくる、気液密度比を横軸に整理して図 1-1-

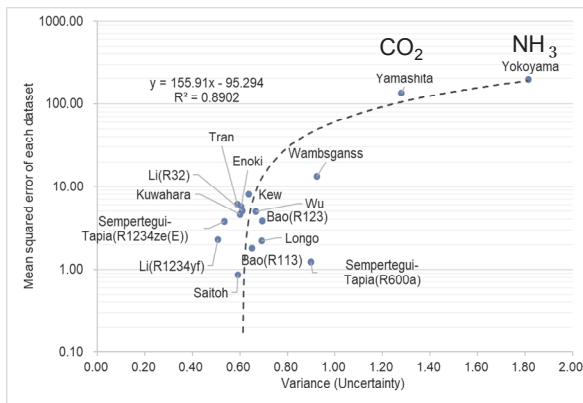


図 1-1-2.6 各研究者のデータセットを訓練から外した場合の新手法の確信度

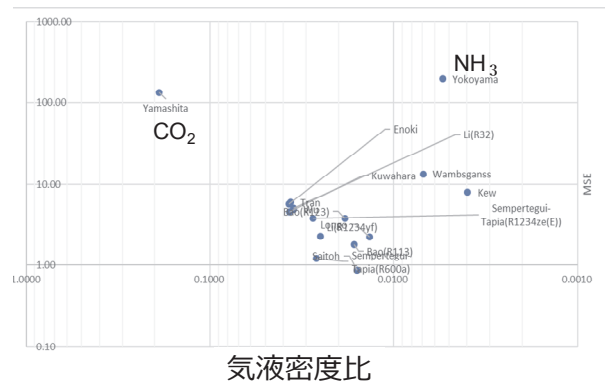


図 1-1-2.7 冷媒の物性値である気液密度比を横軸にした場合の新手法の確信度

2.7 に示すが、信頼性の欠ける要素となるのは物性で言うと、気液密度比が非常に大きな NH₃ や CO₂ であることがわかる。

これは、今後の研究者が大量のデータからどのようなデータを用いて整理式を構築していけば良いかの指標となる。つまり、一般化された整理式を構築するために必要となる、確かなデータを新手法では提案することが可能であるため、例えば今回であれば、気液密度比が非常に熱伝達に及ぼす影響が大きいことを示すデータとして使い、物理現象の把握と整理式の構築に役立てていくことが可能となる。最終的には人間と人工知能が協力しあって伝熱整理式や圧力損失の整理式を構築する時代が到来する日も近いかもしれない。

[1-1-5] 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。このような係数を用いていると次世代冷媒のように動作流体が次々と変更される場合にはそのたびに多くの実験をして対応せざるを得ない状況である。もちろんメーカーは、詳細なデータを取得することとなるが、取得されたデータを公開することはあり得ない。このため、汎用的な世界的標準シミュレーションコードの構築を目指すためには、システムシミュレーターにも具体的な圧縮過程や冷媒の漏れ、圧縮機内での熱移動現象、オイルによる冷媒の寝こみ現象等を詳細に解析できるコードを搭載することが必要不可欠である。

ただし、圧縮機的设计レベルまでの数値解析まで導入しようとするれば、システム解析は計算時間を考えても実行不可能となってしまう。そこで、圧縮機的设计者とともに十分なディスカッションを進め、次世代冷媒導入に際しても定性的な性能について比較分析できるレベルの数理モデルを決定した。対象とする圧縮機は、中間評価までは、まずはスクロール圧縮機とするが、ロータリー圧縮機等も順次モデル化を進める。

対象とするスクロール圧縮機は、図 1-1-5.1 に示すように単段であり、インボリュート曲線によって形成される固定スクロールと旋回スクロール、軸受、モーター、インバーター等からなる一般的なものである。冷媒は、閉鎖された吸い込み室、圧縮室、吐出室を通して圧縮がなされる。圧縮機では、

この過程で高圧サイドから低圧サイドへの冷媒の漏れがあるが、これはきちんと考慮することとする。当然オイルの効果も検討するものとする。

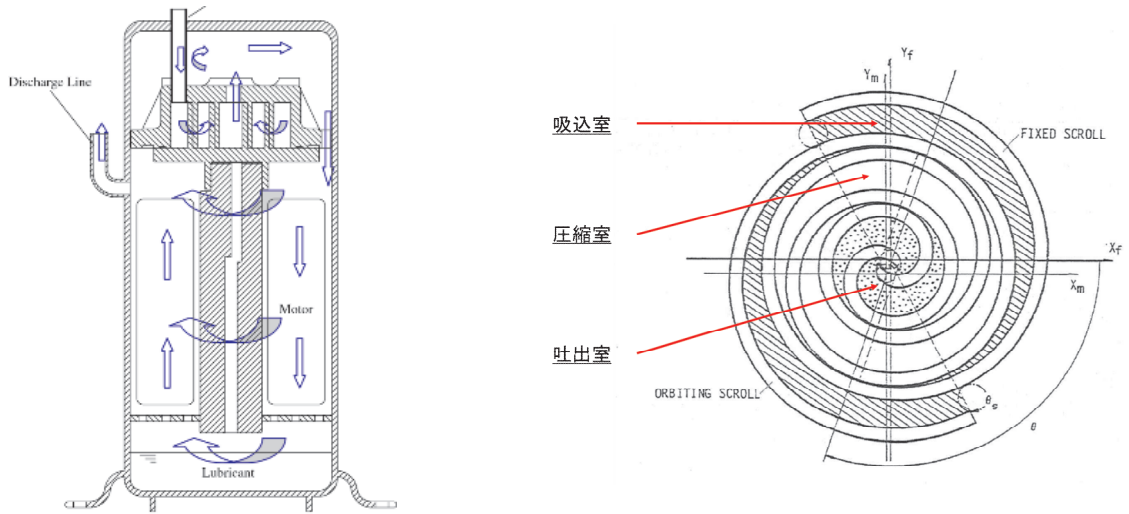


Fig. 1. Schematic of the high-side scroll compressor.

図 1-1-5.1 対象とする圧縮機

圧縮機のモデリングにおいては、圧縮機内の熱流体的特性と軸受けや摺動部の機械的特性、インバーターやモーターの電気的特性を考慮する必要がある。冷媒の性質に左右される部分は、圧縮機内部で圧縮される冷媒の熱流体特性であるため、この部分のモデリングが主たるものとなる。他の機械的特性、電気特性については、冷媒によって差が生じる部分ではないので、従来と同様に効率等を用いて簡易に表すものとする。図 1-1-5.2 に圧縮機の構成を示す。

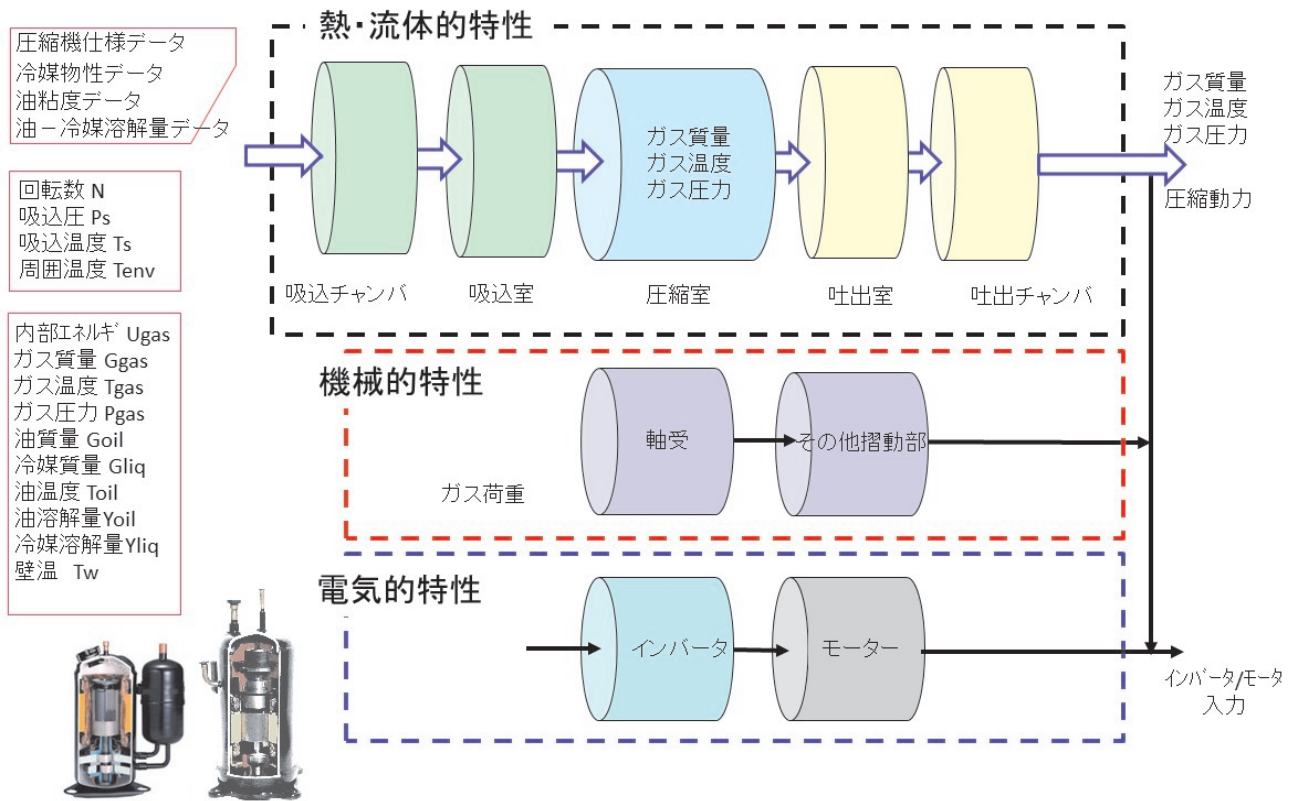


図 1-1-5.2 圧縮機の構成

旋回スクロールの解析結果を図 1-1-5.3 に示す。この結果は動画として表示するようにし、その動きをきちんと解析できていることを確認している。

固定スクロール外側 (x_{fo}, y_{fo}) ,内側 (x_{fi}, y_{fi})
 旋回スクロール外側 (x_{mo}, y_{mo}) ,内側 (x_{mi}, y_{mi})
 λ :伸開角, θ :旋回角, a :基礎円半径, ε :
 旋回半径, $t=\pi a - \varepsilon$:ラップの厚さ, β : t/a

$$\begin{aligned} x_{fo} &= a\{\cos(\lambda + \pi) + \lambda \sin(\lambda + \pi)\} \\ y_{fo} &= a\{\sin(\lambda + \pi) - \lambda \cos(\lambda + \pi)\} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} x_{fi} &= a\{\cos(\lambda + \pi) + (\lambda - \beta) \sin(\lambda + \pi)\} \\ y_{fi} &= a\{\sin(\lambda + \pi) - (\lambda - \beta) \cos(\lambda + \pi)\} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} x_{mo} &= a\{\cos \lambda + \lambda \sin \lambda\} + \varepsilon \cos(-\theta) \\ y_{mo} &= a\{\sin \lambda - \lambda \cos \lambda\} + \varepsilon \sin(-\theta) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} x_{mi} &= a\{\cos \lambda + (\lambda - \beta) \sin \lambda\} + \varepsilon \cos(-\theta) \\ y_{mi} &= a\{\sin \lambda - (\lambda - \beta) \cos \lambda\} + \varepsilon \sin(-\theta) \end{aligned}$$

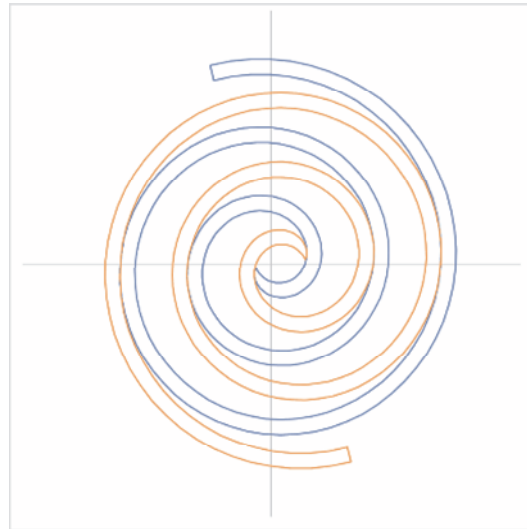


図 1-1-5.3 対象とする圧縮機の固定／旋回スクロール（インボリュート曲線）

回転方向の圧縮室の構造変化式と具体的な冷媒の関係式，オイルの関係式，冷媒の漏れの式として下記の関係式を解析することとした。これにより，オイルによる潤滑の影響や冷媒ガスのもれの検討が可能となる。なお報告書作成段階では，オイルと非定常の熱的遅れは，考慮できていないが，本年度中には，その影響も解析が可能となる予定である。

冷媒の連続方程式とエネルギー方程式は次のようになる。

$$\frac{dM_g}{dt} = \dot{M}_{g,in} - \dot{M}_{g,out} \quad \dots (1-1-5.1)$$

$$\frac{dM_g u_g}{dt} = \dot{M}_{g,in} h_{g,in} - \dot{M}_{g,out} h_{g,out} - P \frac{dV}{dt} + P(\dot{V}_{o,in} - \dot{V}_{o,out}) - K_a(T_g - T_o) - K_b(T_g - T_w) \quad \dots (1-1-5.2)$$

オイルについては，次のとおりである。

$$\frac{dM_o}{dt} = \dot{M}_{o,in} - \dot{M}_{g,o} \quad \dots (1-1-5.3)$$

$$\frac{dM_o u_o}{dt} = \dot{M}_{o,in} h_{o,in} - \dot{M}_{o,out} h_{o,out} - K_a(T_{o,in} - T_g) \quad \dots (1-1-5.4)$$

ガスの漏れ量は音速到達時の閉塞まで考慮し，次のように表すものとする。

$$\dot{M} = cA \sqrt{2 \frac{\kappa}{\kappa-1} P_{in} \rho_{in} \left\{ \left(\frac{P_{out}}{P_{in}} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{P_{out}}{P_{in}} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right\}} \quad \frac{P_{out}}{P_{in}} \geq \left(\frac{\kappa}{\kappa-1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \quad \dots (1-1-5.5)$$

$$\dot{M} = cA \sqrt{P_{in} \rho_{in} \left(\frac{2}{\kappa+1} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa-1}}} \quad \frac{P_{out}}{P_{in}} \leq \left(\frac{2}{\kappa+1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \quad \dots (1-1-5.6)$$

このモデルを用いてまずは定常的な数値解析を実施した結果を図 1-1-5.4 に示す。この結果には，スクロールが回転しながら，各種次世代冷媒も含めて冷媒の圧縮が進むにつれて体積，圧力，温度の変化が詳細に示されている。冷媒による過圧縮の状態までよく表れているのが分かる。

圧縮室間の冷媒漏れを再現した.

Volume

- Suction process

$$V_{pi} = \alpha a^2 h \left[\frac{1}{2} \theta_s (2\lambda_{so} - \theta_s + \alpha) - \left\{ \lambda_{so} \sin \theta_s + \frac{1}{4} \alpha \sin 2\theta_s - (1 - \cos \theta_s) \right\} \right]$$

- Compression process

$$V_{pi} = \alpha a^2 h \{ 2(\lambda_{pi} - \pi) + \alpha \}$$

- Discharge process

Pressure

$$P_{pi} V_{pi}^\gamma = \text{const.}$$

Temperature

$$T_{pi} V_{pi}^{\gamma-1} = \text{const.}$$

V_{pi} : 圧縮室体積, P_{pi} : 圧縮室圧力, T_{pi} : 圧縮室温度,
 λ_{pi} : 圧縮室伸開角, θ_s : 吸込開始角からの回転角
 a : 基礎円半径, ε : 旋回半径, α : ε/a , h : ラップの高さ,
 λ_{so} : ラップの巻き始め角, γ : 比熱比, S_0 : 補正項

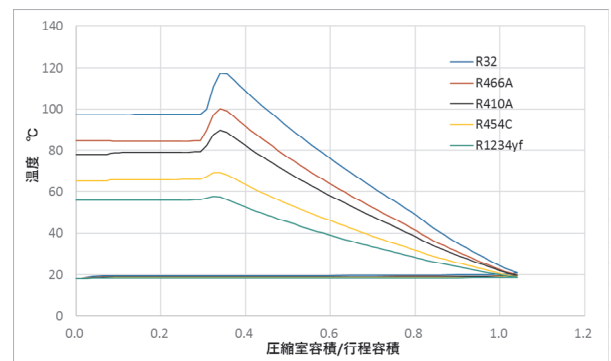
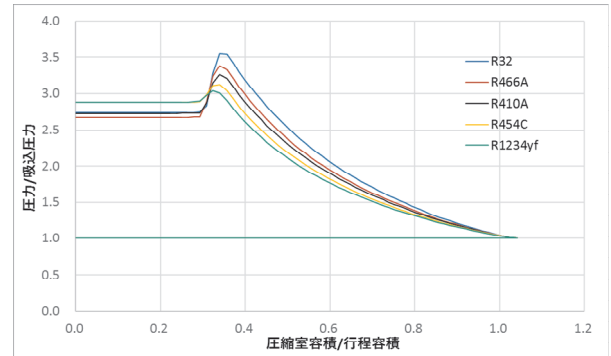


図 1-1-5.4 回転角と体積／圧力／温度の変化

また、上記のようにスクロールの回転による圧縮の状態が解析できるため、図 1-1-5.5 隣接する圧縮室間の冷媒の漏れをも解析できている。各種冷媒に対して体積効率が若干高めに解析されているようである。これは、まだ考慮すべきファクターが出そろっていないためである。もちろん圧縮機の実験も進めていくので妥当性検証も進められていく。

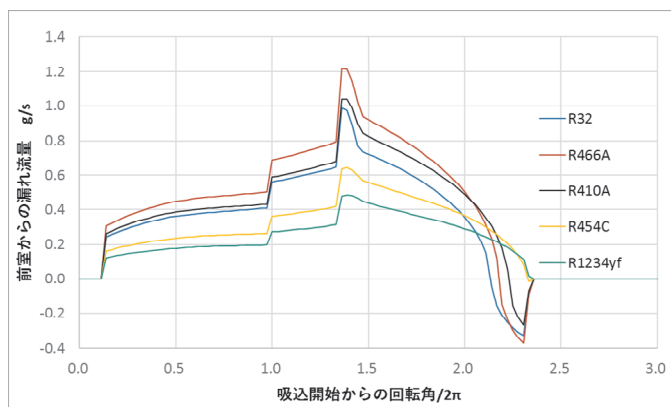


図 1-1-5.5 圧縮室間の冷媒の漏れ

	断熱効率	図示効率	体積効率
R410A	85.9	90.1	95.4
R32	80.7	87.0	92.8
R466A	84.6	88.6	95.5
R454C	89.2	92.2	96.7
R1234yf	84.6	88.6	95.5

[1-1-6] 膨張弁

<概要>

膨張弁は高圧の冷媒液を低圧雰囲気へ解放し、減圧沸騰にともなう断熱膨張による温度低下をもたらす。また冷凍・空調機を運転する条件の負荷に合わせた流量調整機能がある。膨張弁の流量は摩擦損失とともに流体の急激な膨張による加速損失が大きな要素を占め、弁開度・圧力差・冷媒温度について複雑な関数になる。膨張弁流量を予測するためには、膨張弁における冷媒気液二相流の熱流動の取り扱いが必要である。

ここでは、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シミュレーション手法の確立を目的とする。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、まずは、機器を構成する各種デバイスの数理解析モデル、数値解析手法を確立する。その基盤技術として二相流解析技術整備を進めている。

膨張弁の解析は十分な実験結果を得られた上で整備するため、今回はまず冷媒の微細流路内における流動様相を高精度に数理解析モデル化できかの検討をしたので報告する。

その後、膨張弁解析について、現状の結果を報告する。

<コードシステム>

気液二相流の数値解析技術は対象とする多様な流動現象に対応する必要があり、解析技術は評価する目的により二流体モデルと界面追跡法があり、また圧縮性を考慮する必要の有無から圧縮性解法と非圧縮性解法に分けられる。冷凍空調機器の性能評価において気液二相流の関わる重要な課題として次の項目をあげることができる。

(1) 伝熱管内の流動様式

熱交換器伝熱管の熱伝達率や圧力損失に関わる

(2) 膨張弁の流量

膨張弁開度による流量制御に関わる

(3) 分岐管による二相流分配

伝熱管群への流量及びクオリティ分配に関わる

本報告は上記(1)の伝熱管内流動様式の評価を取り扱う。

<VOF 法の基礎式と数値計算法>

流動様式は界面が重要な役割を持つため、界面追跡法を用いた。ここでは VOF (Volume of Fraction) 法を採用した。相変化のない非圧縮性二相流を対象とし、連続の式を満たす。

$$\nabla \mathbf{u} = 0 \quad (1-1-6.1)$$

ここで \mathbf{u} は気液混合速度 [m] である。水率 (水の占める体積比) H はこの速度で輸送される。

$$\frac{\partial H}{\partial t} + \nabla H \mathbf{u} = 0 \quad (1-1-6.2)$$

数値計算では界面形態輸送計算の精度を上げるため流れ方向の界面勾配を考慮する PLIC (Piecewise Linear Interface Calculation) 法を用いた。運動方程式は

$$\frac{\partial \rho \mathbf{u}}{\partial t} + \nabla \rho \mathbf{u} \mathbf{u} + \nabla P = \mathbf{F} \quad (1-1-6.3)$$

ここで $\rho = (1 - H)\rho_g + H\rho_l$ は密度 [kg/m³]、 P は圧力 [Pa] である。外力 \mathbf{F} [N/m³] は粘性、壁摩擦、表面張力、重力が寄与する力から構成される。数値計算法は有限体積法による離散化に基づき SIMPLE (Semi-implicit Pressure Linked Equations) 法を二相流に拡張した。VOXEL 格子を用いたが、格子サイズを変えることで複雑な流路形状にも対応できる。

<実験の概要>

近年、空調機用熱交換器の高性能化のために、冷媒の流路を細径化する傾向にあり、その最適設計のために再委託先研究代表の榎木らは、微細管内における沸騰熱伝達と圧力損失の特性を明らかにする実験を実施した。微細円管流路における圧力 1.09MPa、温度 10°C の冷媒 R 410A の垂直上昇流と下降流さらに水平流の流動様相の観察を行い、流動様相と流動様式に及ぼす流路形状と流動方向の影響を検討した。試験部は外径 6mm のガラス円柱の中の直径 1.03mm 長さ 126mm の流路であり、流動様式の観察には高速度カメラを用い、定常状態を確認した後、2000 - 40000 fps の撮影速度でガラス管流路軸方向中央部を撮影した。

微細円管であるが多様な流動様式を観察することができた。物性で決まる特徴長さ L [m] を次のように仮定する。

$$L = \frac{\Delta\rho v_l^2}{\sigma} \quad (1-1-6.4)$$

$\Delta\rho$ は気液密度差[kg/m³], v_l は液の動粘性係数[m²/s], σ は表面張力[N/m]である。この値は常温常圧の空気-水系では1.09MPaのR 410Aの蒸気-液系の約6倍である。この試験は水力的に空気-水系の内径6mm程度の配管の試験に対応する可能性がある。

<解析条件>

解析領域は直径1.03mmの円形断面を持ち試験体より短い20mm長の円管流路とし、出口境界条件は圧力境界とした。入口境界では冷媒蒸気の一様流入とし流路壁から冷媒液の流入により冷媒の気液二相流を形成する。格子サイズは50 μ mであり、全格子数は約15万である。タイムステップ幅は0.25 μ sである。計算した流動現象の時間は約0.1sである。解析結果のグラフィック表示にはレイトレーシング描画ソフトPOV-rayを用いた。

<流動様式の解析結果と実験との比較>

垂直上昇管および水平管における流動様式の高速度カメラ画像および数値計算結果のグラフィック表示の比較をそれぞれ図1-1-6.1と図1-1-6.2に示す。各流動様式の冷媒蒸気の体積速度 J_g [m/s]と液の体積速度 J_l [m/s]を図中に記入した。

<垂直上昇管の解析結果について>

スラグ気泡が自然に形成されるのは長い発達区間が必要であるが、解析領域が短いため本解析では気液合わせた体積流量を保ちつつ間欠的に蒸気流量を供給した。環状流の条件では液流が蒸気流に押し流されて液膜が形成されにくいので、壁面上の薄膜は吸着のため液膜が移動しにくい設定とした。実験で観察された液膜波は計算できなかった。チャーン流の流動様式の解析結果は実験とよく対応しているが、浮遊する液滴のサイズは格子サイズとほとんど同じであり、解析の分解能について今後の検討を要する。

<水平管の解析結果について>

水平管の上下分離流から界面波が成長してスラグ化する過程を解析することができた。スラグの形状や連続的なスラグの形成について実験と解析とは相違があり課題を残している。他の流動様式と同様に、チャーン流、環状流について実験と解析との対応を定量的に示すことは困難である。複雑な流動様式を数値化する統計理論あるいは複雑系による標準的な評価手法の整備が望ましい。

<数値シミュレーションにおける流動様相解析の今後の展望>

本解析の解析領域と時間(流路長さ20mm, 流動現象の時間0.1s)は流動様式の発達や定常状態への到達という観点から十分ではない。今後さらに大規模な解析を実施し、実験との詳細な比較検討が必要である。実用的な意味ではボイド率や圧力損失および熱伝達などの予測の信頼性の確立が必要である。今回は対象としなかった矩形管や下降流などの流動様式の解析も手法の汎用性を確認する上で重要である。

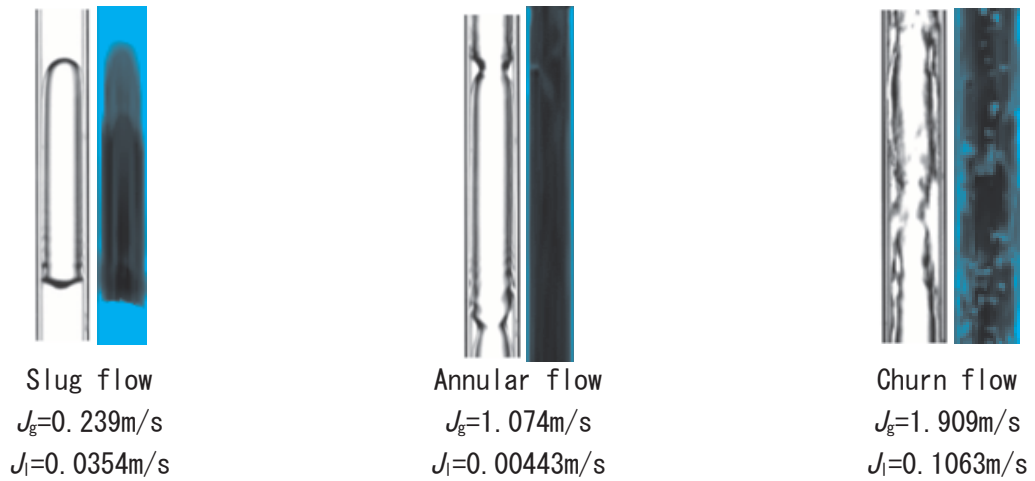


図 1-1-6.1 上昇流の解析結果と榎木らの流動様相観察結果の比較（右が解析結果）

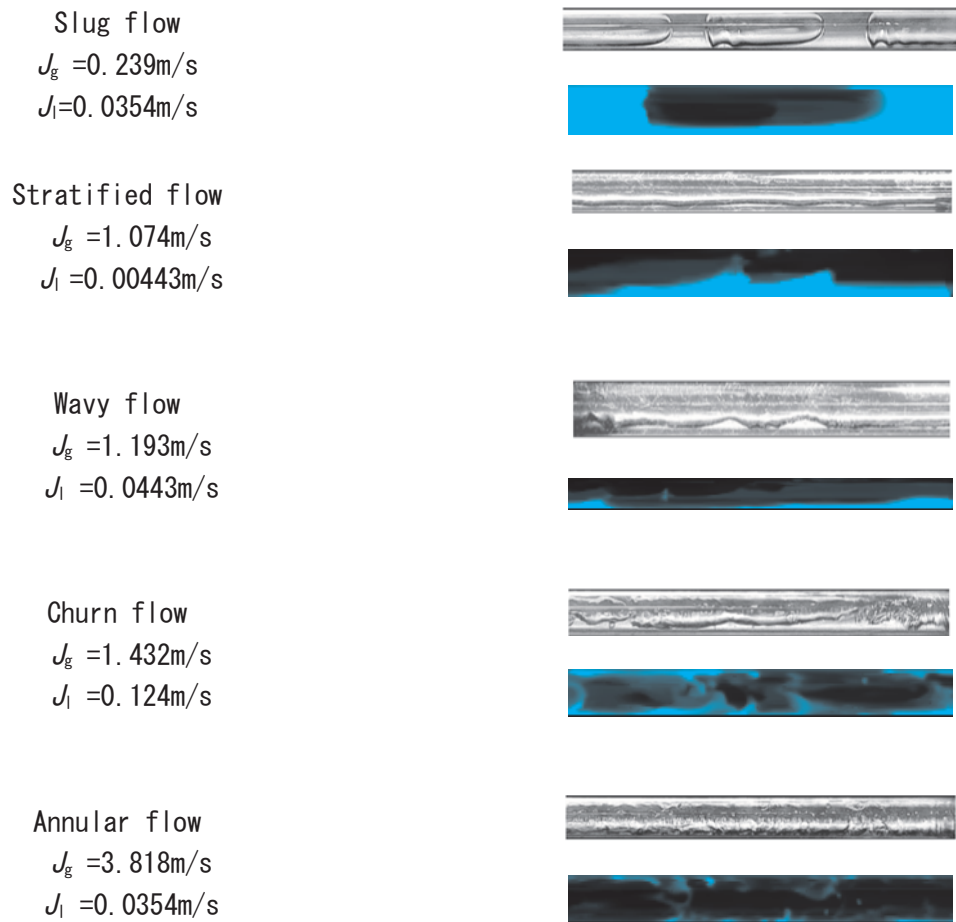


図 1-1-6.2 水平流の解析結果と榎木らの流動様相観察結果の比較（下が解析結果）

<システム数値解析結果>

1) ドロップインにおける低 GWP 冷媒の性能予測

本研究は、R410A 用のルームエアコンを対象とし、低 GWP 冷媒をドロップインした際の冷房性能の変化をシミュレーションし、冷房能力と消費電力の関係から低 GWP 冷媒の評価を行う。なお、シミュレーションには開発したシミュレーターを用いた。

2) 対象とするシステム

本研究で対象とするルームエアコンの機器構成を図 1-1-7.1 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 2.5kW である。圧縮機、室内外熱交換器、膨張弁、四方弁、アキュムレータ、配管から構成されている。冷房運転時の制御は、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。

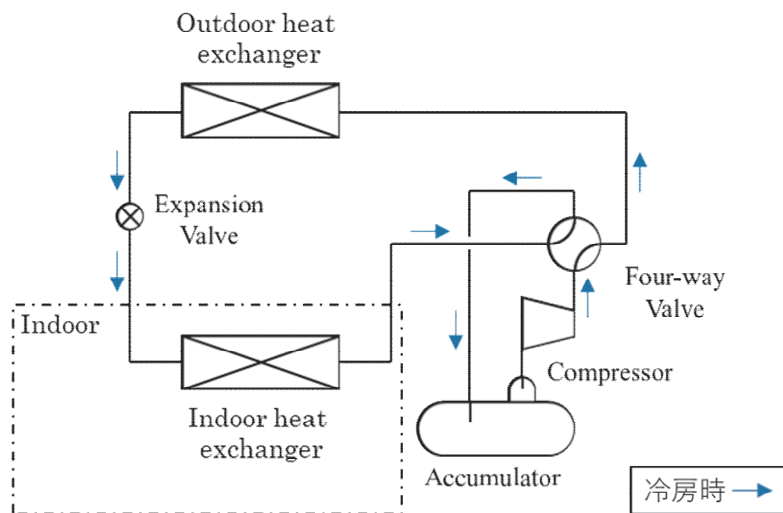


図 1-1-7.1 ルームエアコンのシステムフロー

3) 対象とする冷媒

本研究でドロップインによる性能評価を行う対象の冷媒とその物性を表 1-1-7.1 に示す。本研究では低 GWP 冷媒として実績のある R32 に加えて、低 GWP として近年注目を集めている R466A, R454C を選択し、これらの冷媒に対してドロップイン評価を行う。シミュレーションを行う際の冷媒の物性値は NIST REFPROP Ver. 10 をベースとしている。また、R466A の物性は混合則により算出した。

表 1-1-7.1 対象となる冷媒と物性

冷媒	R410A (基準冷媒)	R32	R466A	R454C
組成	R32/R125 =50/50wt%	R32=100wt% (単一成分)	R32/R125/GF3I =49/11.5/39.5wt%	R32/R1234yf =21.5/78.5wt%
GWP	2090	675	733	148
ODP	0	0	0.008	0
安全性分類	A1	A2L	A1	A2L
沸点	-51.1	-51.7	-53.5	-41.3
温度グライド	0.1	0	1.5	7.8

4) シミュレーションの方法

ルームエアコンの仕様を表 1-1-7.2 に、室内外の空気条件を表 1-1-7.3 に示す。

表 1-1-7.2 ルームエアコンの仕様

Cooling capacity	[kW]	2.5	
Compressor	Rotational speed	[rps]	46.1
	Adiabatic efficiency	[-]	0.75
	Volumetric efficiency	[-]	0.90
	Inverter efficiency	[-]	0.95

表 1-1-7.3 室内外の空気条件

Indoor unit fan mass flow rate	[kg/s]	0.214
Outdoor unit fan mass flow rate	[kg/s]	0.406
Indoor unit temperature	[°C]	27(dry) / 19(wet)
Outdoor unit temperature	[°C]	35(dry) / 24(wet)

ドロップインする冷媒の充填量を決定する際には、膨張弁による過熱度制御、圧縮機は定格回転数で定速運転、ファン回転数は定格回転数で一定の状態のもと、冷媒充填量を変化させてサイクル計算を行い、COP が最大となる値を冷媒充填量と決めた。

5) シミュレーションの結果

圧縮機回転数を変化させることで冷房能力を変化させた場合の各冷媒の性能比較を行った。シミュレーション条件を表 1-1-7.4 に示す。

表 1-1-7.4 シミュレーション条件

操作量	運転方法
膨張弁開度	蒸発器出口過熱度が 5K となるように操作
圧縮機回転数	一定
室外風量・室内風量	定格の 100% で固定

まず、図 1-1-7.2 の圧縮機回転数と能力と COP の関係に着目すると、R32、R466A は圧縮機定格回転数に比較的近い回転数で、定格冷房能力を発揮できることがわかる。これに対し、R454C は定格冷房能力 2.5kW を発揮するためには圧縮機回転数を 160rps 程度にする必要があり、これは定格回転数 46.1rps の約 4 倍に相当する。

次に、図 1-1-7.3 の冷房能力と COP と消費電力の関係に着目する。同じ冷房能力で比較すると、R32、R410A、R466A、R454C の順で COP が高いことがわかる。R454C は全ての冷房能力において COP が最も低く、また冷房能力が大きくなるほど R410A との COP の差が大きくなっている。また、EFPROPver.9 と ver.10 では COP で 6% 程度の差があることがわかった。

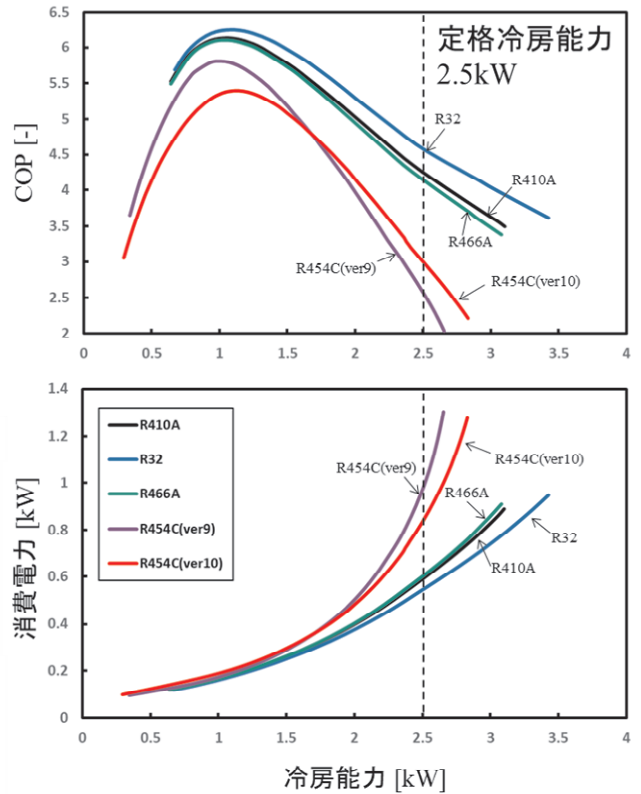
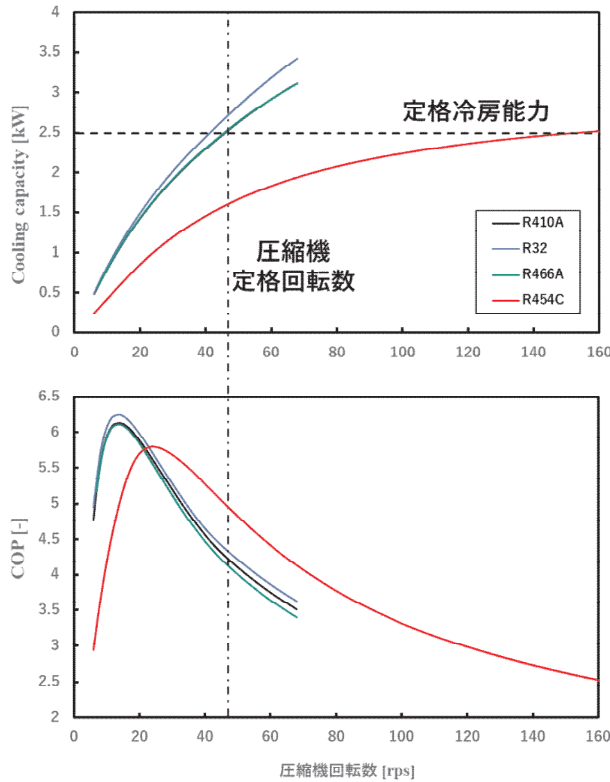


図 1-1-7.2 圧縮機回転数と能力・COP の関係性 図 1-1-7.3 冷房能力と COP, 消費電力の関係

6) 圧縮機回転数を定格回転数で運転させた場合の各冷媒の性能比較

各冷媒の COP, 冷房能力, 消費電力を解析した結果を図 1-1-7.4 に示す。ただし、図中のグラフの縦軸は、基準冷媒である R410A の結果を 100% として無次元化したものを示す。

圧縮機を定格回転数で運転した場合において R410A と比較すると、R32 をドロップインした場合には COP が 3% 増加し、冷房能力は 8% 増加した。R466A をドロップインした場合には COP が 2% 低下し、冷房能力は 0.5% 増加した。R454C をドロップインした場合には COP が 17% 増加し、冷房能力は 36% 低下した。

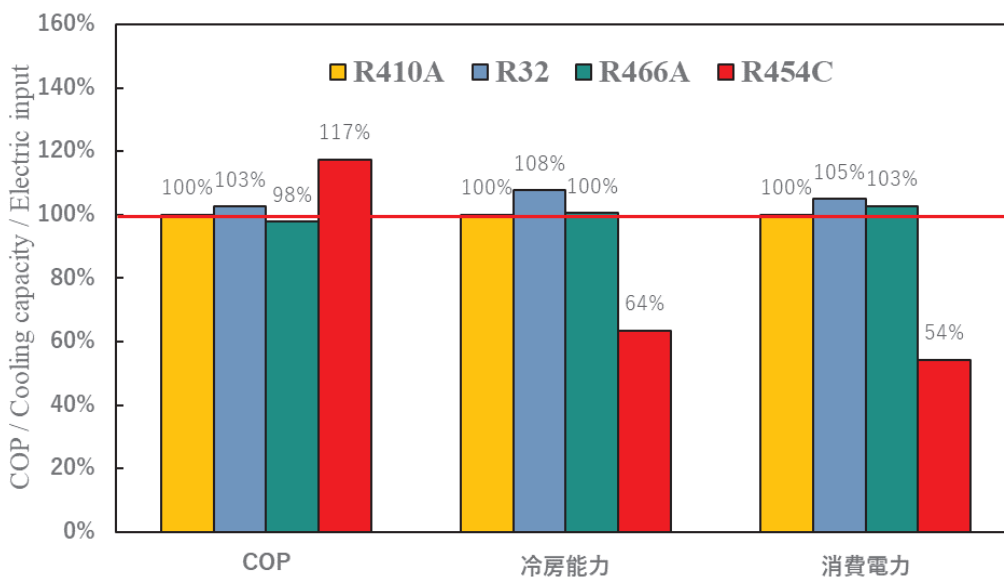


図 1-1-7.4 圧縮機定格回転数における性能の比較

次に、圧縮機を定格回転数で運転した場合、冷媒物性や運転条件が冷房能力にどのような影響を与えているか考察する。冷房能力は、蒸発器入口出口における比エンタルピー差と圧縮機吸い込み密度の二つの物性から決定され、これらの積が大きいほど冷房能力も大きいことがわかる。冷媒ごとの、冷房能力を支配する物性を図 1-1-7.5(a)に示す。グラフの縦軸は、基準冷媒である R410A の物性を 100%として無次元化したものを示す。

R454C は冷房能力が著しく低下している。低下要因の一つとして、圧縮機吸い込み密度が低いことが挙げられる。これにより、冷媒循環量が不足し、冷房能力が低下した。R454C の COP は基準冷媒より 17%高いが、これは冷房能力が低いため、相対的に冷房能力あたりの熱交換器の体格が大きくなり、十分に熱交換が行え、蒸発温度と凝縮温度が近づいたためであると考えられる。

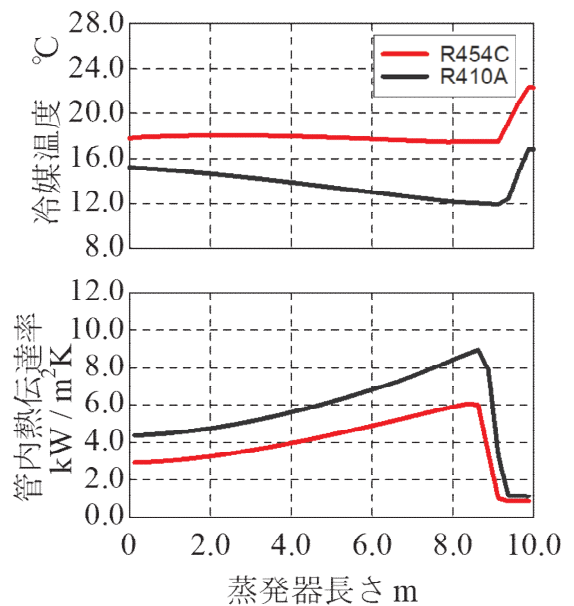
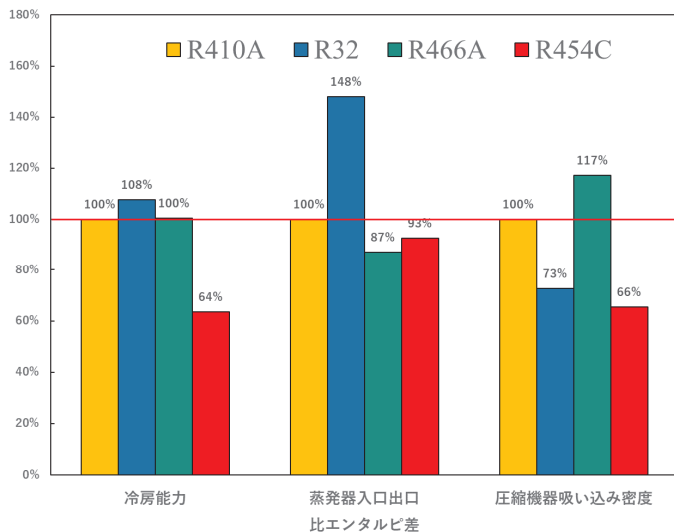
R32 は圧縮機吸い込み密度が低いにも関わらず、冷房能力は 8%高くなっている。これは、R32 の蒸発器入口出口における比エンタルピー差、すなわち蒸発潜熱が高くなっているためである。これにより、R32 は少ない循環量でも基準冷媒より大きい冷房能力を発揮できたと考えられる。R466A は圧縮機吸い込み密度が基準冷媒より高いが、潜熱は小さいため、冷房能力は基準冷媒とほぼ同等になった。

最後に、冷媒の温度グライドの冷房能力に与える影響について考察する。冷房能力は、蒸発器における熱コンダクタンスと温度差の積で与えられる。冷媒により冷媒側の熱伝達率は多少異なったとしても、伝熱性能は空気側が支配的であるため、熱コンダクタンスはほぼ同程度であることがわかる。

そこで、冷媒と空気の温度差に着目する。低 GWP 冷媒の候補の中で最も温度グライドの大きい R454C と、基準冷媒である R410A の蒸発器における温度分布を比較することで、温度グライドを持つことが能力にどのような影響を与えるかを考察する。両者の冷媒の蒸発器における温度分布・熱伝達率の分布を図 1-1-7.5(b)に示す。

R410A の温度分布に着目すると、二相域において蒸発温度が低下していることがわかる。これは圧力損失に伴い、蒸発温度が低下するためである。R410A は非共沸冷媒であるため温度グライドを持つが、極僅かである。これに対し、大きな温度グライドを持つ R454C は、圧力損失による蒸発温度低下と、温度グライドによる蒸発温度増加の両方が同時に発生している。これにより、R454C と R410A を比較すると、R454C の方が空気（熱交換器入口温度 27℃）との温度差が小さいことがわかり、これが冷房能力の低下を招いたといえる。このように、温度グライドを持つことが、R454C の冷房能力が低下した 2 つ目の要因であるといえる。

以上のようにシミュレーションによって各種次世代冷媒のシステム解析も実施が可能となってきている。



(a) 冷房能力，比エンタルピー差，圧縮機吸い込み密度

(b) 蒸発器温度分布，伝熱性能

図 1-1-7.5 冷房能力を支配する冷媒物性，伝熱特性

冷媒充填量評価(ボイド率評価装置)

〈全体装置〉

次世代冷媒は、可燃性を有することが圧倒的に多くなることが予想されている。このため、できる限り冷媒充填量を削減することが求められている。しかし、日本冷凍空調工業会の冷媒評価WGでも議論されてきたが、各社とも冷媒充填量を予測するための解析技術を構築しているが、大きく予測がずれていることが指摘されている。このため、現状の評価方法、解析方法では、冷媒充填量の予測は不可能であるとの認識に立ち、上記に述べたように数理モデルの再検討を始めるとともに、実験的にも流動状態を可視化しながら冷媒の充填量を評価できる装置を新たに開発した。

その特徴は、冷媒充填量を測定するために必要不可欠なボイド率の測定方法として静電容量式ボイド率系を用いて測定する手法を活用することにより、冷媒充填量の予測モデルの妥当性の検証を進めることにある。図1-2-1.1に構築した評価装置、図1-2-1.2には、評価装置のフローを示している。

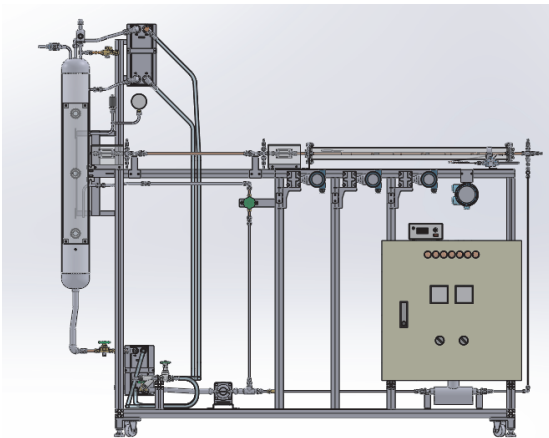


図 1-2-1.1 冷媒充填量評価装置

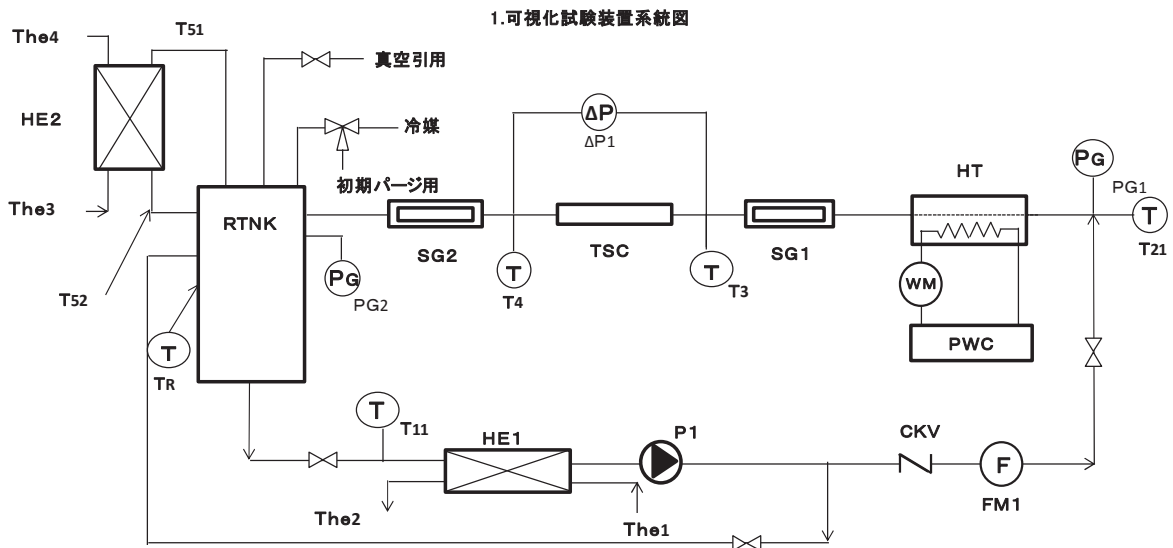


図 1-2-1.2 冷媒充填量評価装置フロー

(参考文献)

[1] Yuki Sakamoto, Tetsuya Sato, and Hiroaki Kobayashi. Development study of a capacitance void fraction sensor using asymmetrical electrode plates. Journal of Fluid Science and Technology, 11(2):JFST0008-JFST0008, 2016.

[2] Yuki Sakamoto, Hiroaki Kobayashi, Yoshihiro Naruo, Yuichiro, Takesaki, Yo Nakajima, Atsuhiko Furuichi, Hiroki Tsujimura, Koki Kabayama, and Tetsuya Sato. Investigation of the void fraction-quality correlations for two-phase hydrogen flow based on the capacitive void fraction measurement. International Journal of Hydrogen Energy, 44(33):18483-18495, 2019.

[3] Richard C., Cavestri, Ph.D., “Compatibility of Refrigerant and Lubricants with Engineering Plastics” 1993.

[1-3]モデルの妥当性検証

[1-3-1]熱交換器

熱交換器モデルとシステムの定常、非定常解析の妥当性の検証は、[2-2]で開発されるハイブリッド実運転性能評価装置を用いて極めて高精度に取得されたデータを用いて実施される。本年度は、そのデータ取得までが予定されているが、ハイブリッド実運転性能評価装置の開発は、加速しながら進めてきたため、当初計画の通り9月に完成予定である。

[1-3-2]膨張弁

<概要>

ヒートポンプに用いられている膨張弁は、そのシステムの制御において重要なデバイスである。膨張弁の数理モデル、つまり流量、圧力、弁開度の関係を表す関係式としては、これまでに様々なものが提案されてきた。しかし、システム制御の観点から考えると、これらは実際のシステムの複雑で多様な運転条件を十分に考慮できていないのが現状である。

例えば、システム起動・停止時や低負荷での断続運転時において、膨張弁前後の圧力の急激な変化や、膨張弁入口状態の二相域への急激な遷移など状況を十分に再現できておらず、システムの最適制御検討において大きな障害となっていた。

本研究では、システムの詳細な制御検討に利用するのに十分な精度をもち、かつ大規模なシステムの計算にも適用可能な簡便さを持った、膨張弁の数理モデルを構築することが目的である。

研究の構成としては、下図のように、実験、理論検討、CFD解析を行い、これらによって得られた知見を融合して新たな数理モデルを構築する。

実験	<ul style="list-style-type: none"> ・可視化可能な単純な構造の弁を対象に、膨張過程を可視化する。 ・実際の電子膨張弁で、実制御を十分に考慮した条件範囲でのデータの取得。 ・CFDおよび理論検討の妥当性検証。
理論検討	<ul style="list-style-type: none"> ・最終的に構築する数理モデルの式の形を決定する。 ・現象の物理的説明。
CFD	<ul style="list-style-type: none"> ・実験では可視化できない情報を顕在化させ、モデル構築への知見を得る。 ・実験ではできなかったより広範囲な条件でのデータを取得する。



実制御を十分に考慮した広範囲な条件に適用可能な簡便な膨張弁数理モデルの構築
システムシミュレーションへの実装と制御検討

<実験>

本報告においては、実際の膨張弁を対象に行った特性評価実験について説明する。図 1-3-2.1, 1-3-2.2 に本実験で用いた電子膨張弁の断面写真を示す。また、実験装置のフロー図と写真を図 1-3-2.3 に示す。

本実験装置はヒートポンプサイクルによって構成されており、膨張弁前後にはさまざまな条件で実験ができるような工夫が加えられている。具体的には、膨張弁入口過冷却度を任意に設定できるようにサブクーラーを設けてあり、また、膨張弁出口圧力を任意に設定できるように、膨張弁下流にもう一つ調節用膨張弁が設けられている。さらに膨張弁の出口に可視化部を設け、その内部の流動を観察できるようにした。用いた冷媒は R410A である。

また、表 1-3-2.1 に実験条件を、図 1-3-2.6 に実験条件である冷媒の入口出口状態を P-h 線図上に示す。今回の実験においては、膨張弁入口圧力、膨張弁出口圧力、膨張弁入口過冷却度をパラメータとし、流量、流量係数との関係を明らかにした。

ここで、流量係数は次式における C_d として定義される。この式はベルルーイの定理より導かれる流量と差圧の関係を表しており、従来のシステムシミュレーションなどでは、流量係数 C_d を定数として膨張弁の簡単なモデルとして用いられことが多かった。しかし、上述のように、実際のヒートポンプの複雑な運転においてはこの式が適用できないような条件があることが知られている。本報告ではこの式より得られる流量係数 C_d を様々な条件で明らかにする。

$$\dot{m} = C_d A \sqrt{2\rho_1(P_1 - P_2)} \quad (1-3-2.1)$$

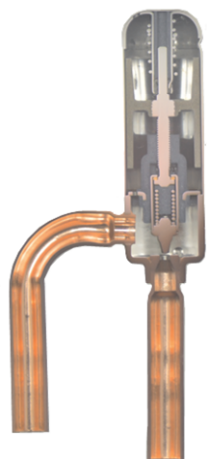


図 1-3-2.1 電子膨張弁の内部構造

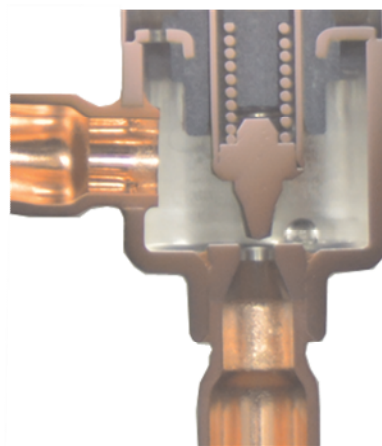


図 1-3-2.2 電子膨張弁の拡大写真

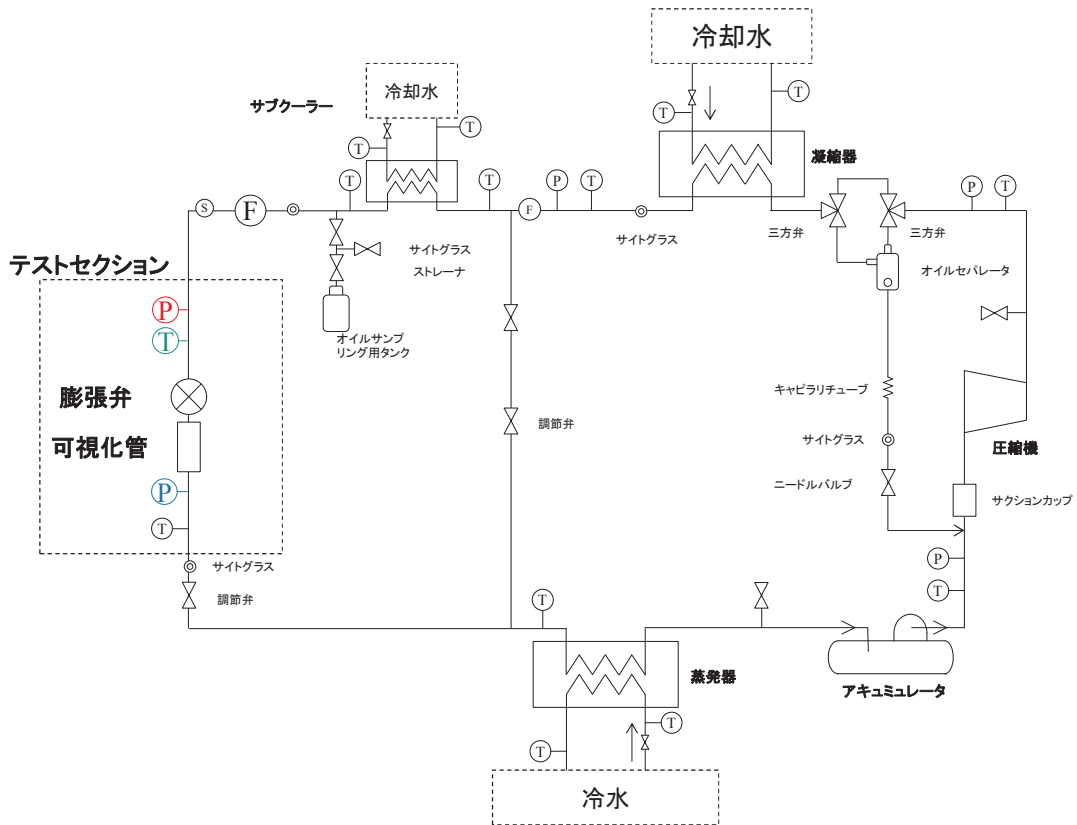


図 1-3-2.3 膨張弁の制御特性評価実験のための実験装置のフロー図



図-3-2.4 実験装置の写真



図 1-3-2.5 膨張弁及び可視化部

表 1-3-2.1 実験条件

	Reference	Range
Inlet pressure, MPa (Saturation temperature, deg. C)	3.0 (49)	2.0 - 3.3 (32 - 53)
Outlet pressure, MPa (Saturation temperature, deg. C)	1.5 (21)	1.1 - 2.7 (10 - 44)

Inlet subcool, K	10, 15	0 - 15
Valve opening, % (Minimum area, mm ²)	14 (0.58)	14 (0.58)

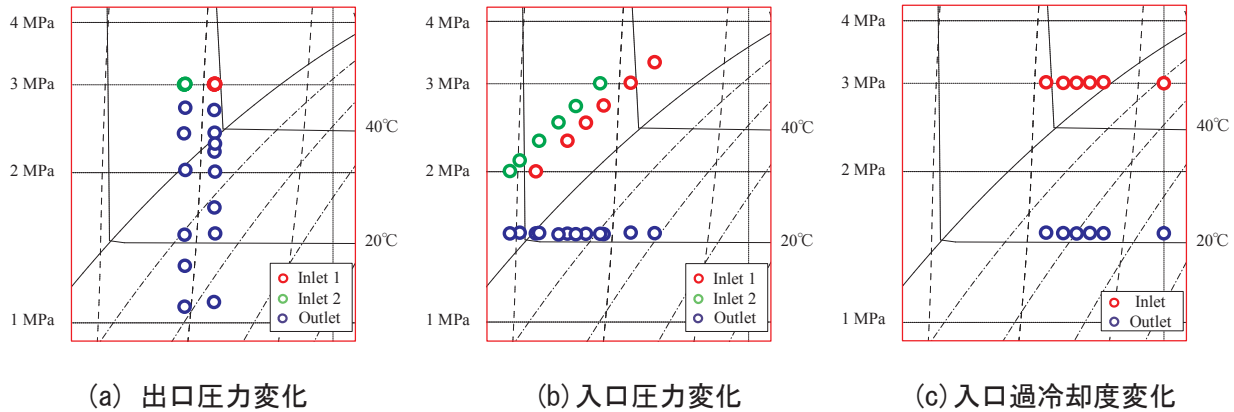


図 1-3-2.6 P-h 線図上での実験条件（膨張弁入口出口状態）

<結果>

まず、対象とした膨張弁の固有特性として、入口圧力 3Mpa、出口圧力 1.5Mpa としたときの弁開度に対する流量の関係を明らかにした。図 1-3-2.7 に固有特性を示す。これよりこの膨張弁は弁開度 10%以上において概ね線形的な固有特性を持つことが分かった。

図 1-3-2.8 に、出口圧力が流量及び流量係数 C_d に与える影響を示す。表 1-3-2.1、図 1-3-2.6(a) のように、入口圧力 ($P_{in}=3\text{Mpa}$) と弁開度 (14%) は固定している。また、入口過冷却度は 10K の場合と 15K の場合を併記している。結果より、出口圧力が低くなると流量は緩やかに増加していくことが分かる。また、出口圧力が低下していくと、流量係数 C_d は低下していくが、 $C_d=0.4$ 付近に漸近していくように見える。これは圧力差がある程度の大きさになると C_d を定数とみなせることを示唆している。

次に、図 1-3-2.9 に入口圧力が流量及び流量係数 C_d に与える影響を示す。入口圧力を変化させる場合には、実験条件の図 1-3-2.6(b)に示すように、入口の過冷却度が一定 (10K, 15K) となるようにした。閥下より、入口圧力が低くなると流量は減少していくことが分かる。また、流量係数 C_d は入口圧力が高いほど低くなる傾向があるが、ある程度入口圧力が高くなると $C_d=0.4$ 近傍に収束していくことが分かる。これは、上述の出口圧力を変化させた場合と同様の傾向であり、このことから本実験で対象とした電子膨張弁では、入口出口圧力差が大きい場合、 $C_d=0.4$ 程度で一定の流量係数となると言える。

図 1-3-2.10 に入口過冷却度が流量及び流量係数 C_d に与える影響を示す。実験条件の図 1-3-2.6(c) から分かる通り、入口過冷却度が変化した場合には、圧力が降下し飽和状態に達する点が異なると考えられる。しかし結果より、過冷却度が変化しても流量はあまり変化しないことが分かる。また、流量係数についても概ね一定であることが分かった。

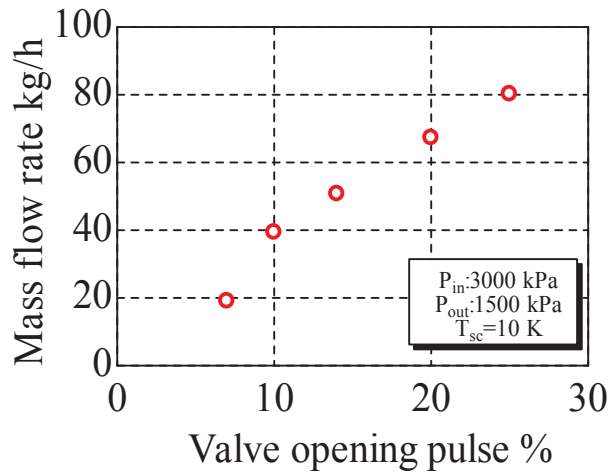


図 1-3-2.7 対象とした膨張弁の固有特性 ($P_{in}=3\text{Mpa}$, $P_{out}=1.5\text{Mpa}$)

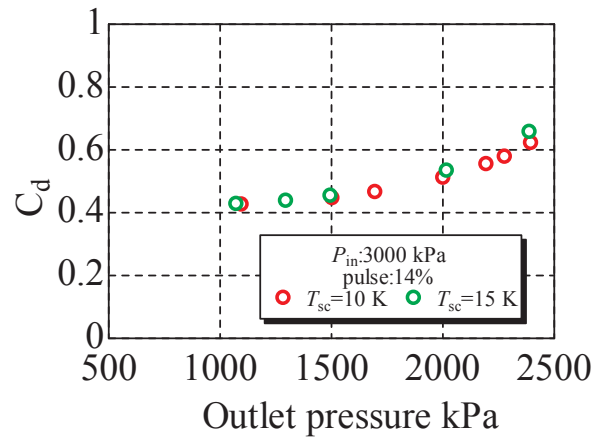
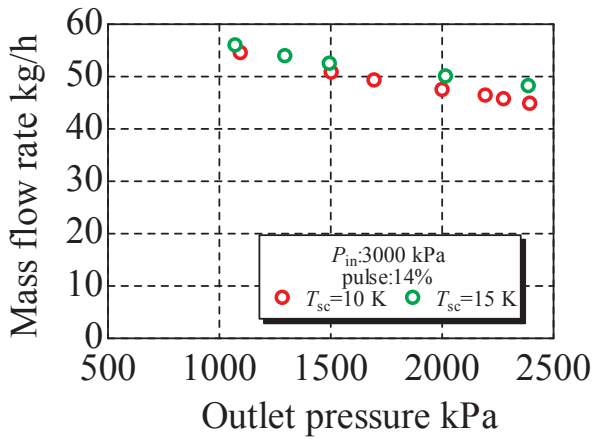


図 1-3-2.8 出口圧力が流量と流量係数に与える影響

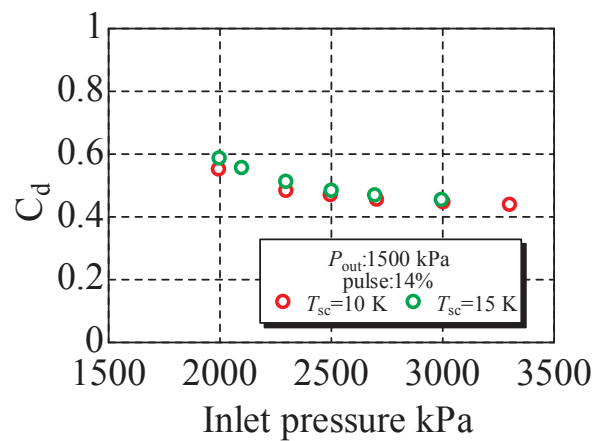
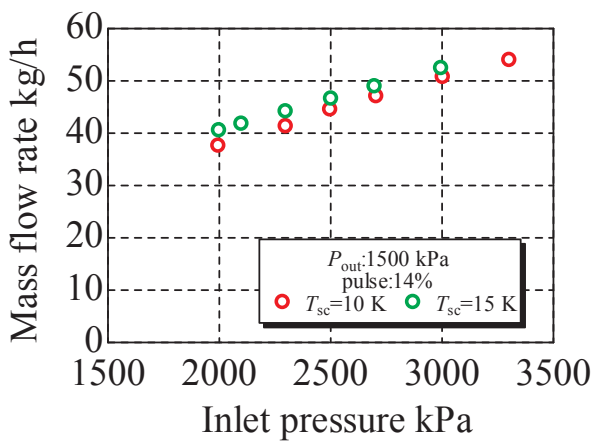


図 1-3-2.9 入口圧力が流量と流量係数に与える影響

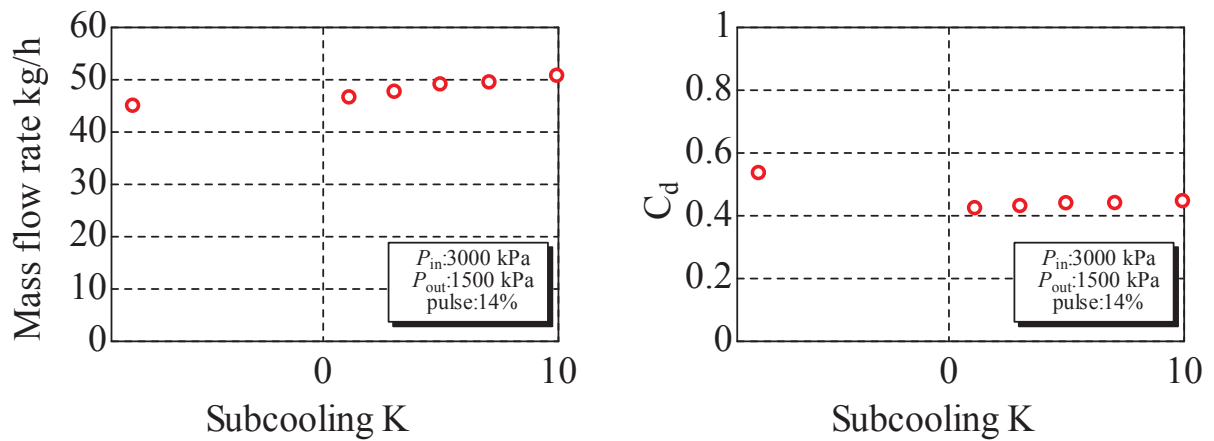


図 1-3-2.10 入口過冷却度が流量と流量係数に与える影響

[1-3-3] 圧縮機

圧縮機試験については、このプロジェクトでは、特に計画していなかったが、実験を行うことの必要性を感じた。そこで、以下で示すように膨張弁と同様の試験装置を用いて、試験を行う予定である。

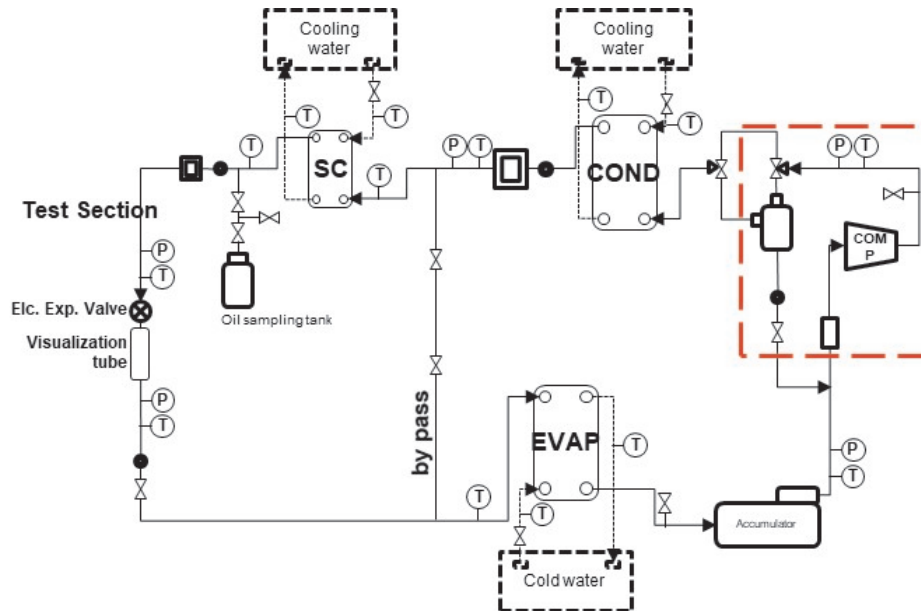


図 1-3-3.1 圧縮機試験装置 (膨張弁試験装置と同様のもの)

【2】性能評価技術開発

[2-1] 数理的性能評価手法開発

[2-1-1] 熱交換器性能評価基準

熱交換器の冷媒分配方法を一般化するには、非常に困難を伴う。例えば、図 2-1-1.1 に示すようにたった 4 本の熱交換器でも流路の方向と流動の有無を考えていくと冷媒の流路は、729 通りにもなってしまう。このため、この流路の取り方をマトリックスとして一般化するとともにそもそも物理的に不可能な流路を排除するための一般化手法を確立してきた。また、二相流でもその解析は可能となることが分かった。

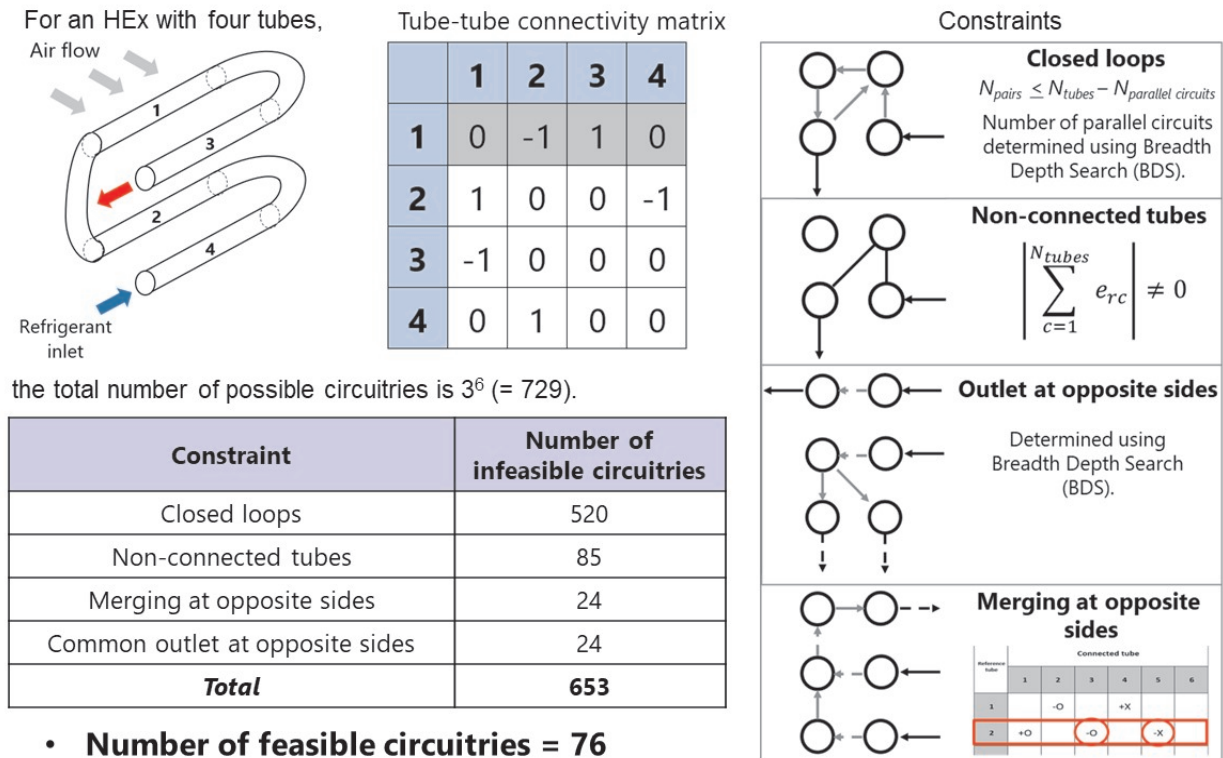
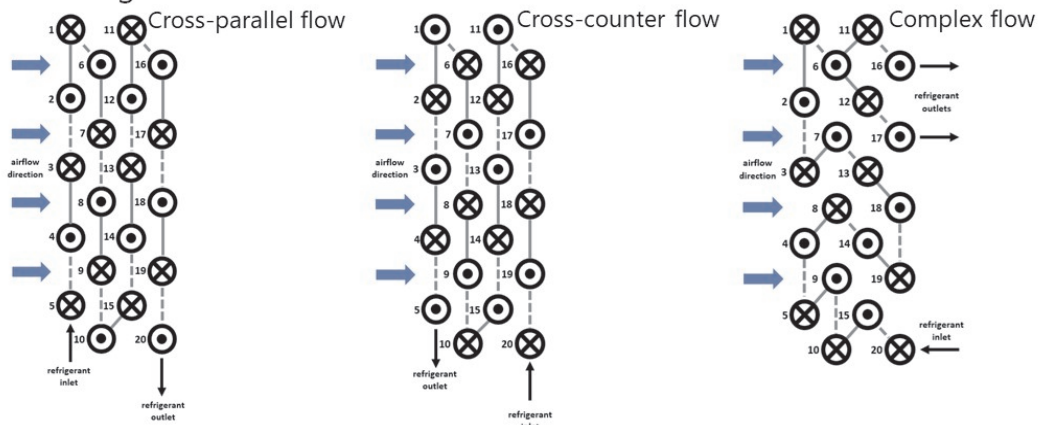


図 2-1-1.1 分配方法の一般化

図 2-1-1.2 は二相流で流動経路が相当複雑な場合も含めて様々な流動状態で熱交換器の計算が実施できている様子が示されている。これが冷媒流路の最適化計算には必要不可欠である。

• Heat Exchanger Circuitries



		Kandlikar	Gungor-Winterton	Liu-Winterton	Shah
\dot{Q}/DP (kW/kPa)	Parallel	0.8672	0.8753	0.8786	0.8269
	Counter	0.9105	0.9244	0.9267	0.8653
	Complex	1.0559	1.0827	1.0853	1.0092

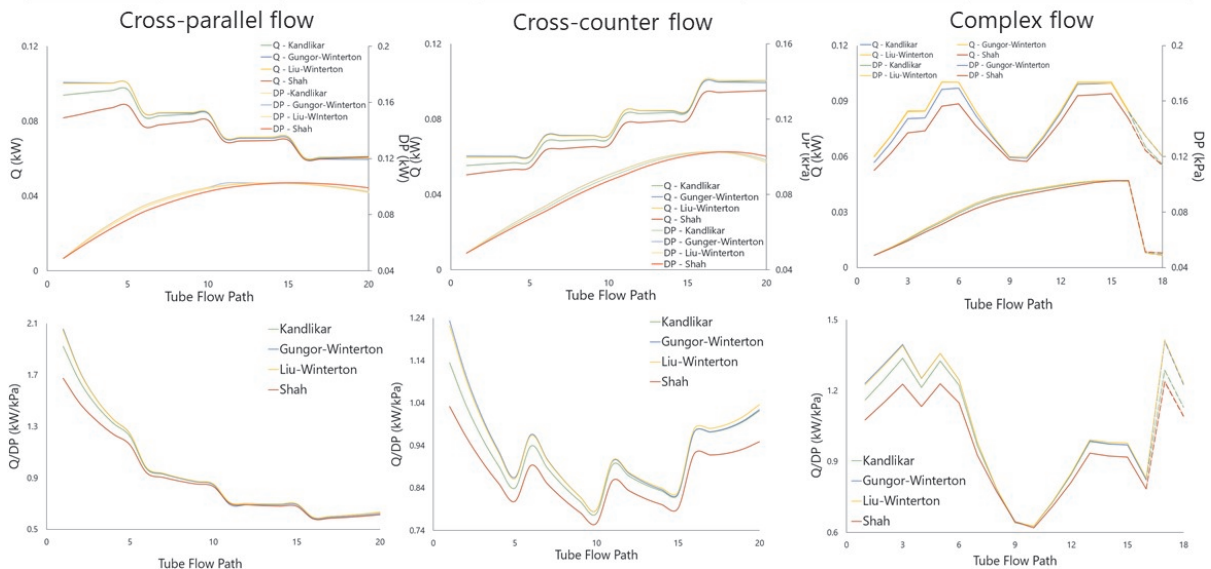


図 2-1-1.2 多様なフローパターンの数値解析

[2-2] 性能評価装置開発

[2-2-1] 新装置の概要, オリジナリティー等, 位置づけ

冷凍空調機器の評価手法に関しては、定格の COP をベースとした評価手法から、期間性能評価手法へと進化が遂げられてきた。これにより、単なる定格性能から年間性能へと性能評価が可能となり、より実際の運転に近い性能が評価されるようになったわけである。一方で、この期間性能評価手法も現実的には、圧縮機の回転数を固定して測定した数点の運転データから年間の性能を予測しているに過ぎない。これはすなわち、機器がインバーターで高効率に制御されるようになったにもかかわらず、その制御性能は、評価されていないことになる。このため、ここ数年、ヨーロッパを中心にユーザーサイドから性能評価の見直しが強く求められており、圧縮機の回転数を固定することなく、機器が自らの制御で自動運転される状況下での性能を測定することが求められている。このような評価は、従来とは根本的に異なるものであり、機器の本質的な性能が評価されることになる。

性能評価が大きく変わろうとする中でも当然冷媒の低 GWP 化は待たなしの状況であり、次世代低 GWP 冷媒が次々と提案されてきている。その多くは、HF0 系冷媒を中心としたものであり、HF0 系の純冷媒では、可燃性が大きくなったり、R32 冷媒をはじめとする従来の純冷媒の性能が得られなかったりするため、混合冷媒を用いることが主流となりつつある。混合冷媒の可燃性や熱力学的性質については、研究が進みかなりのところまで明らかになりつつありつつある。一方、混合冷媒を用いた場合に機器の実運転性能については、ドロップインによる比較検討が進められているが、多様な条件での運転がなされるインバーター機器が普及した中で本質的な性能は明確になっていないのが現状である。

例えば、混合冷媒が非共沸であれば、熱交換器では、温度グラインドが生じるため、熱交換器の最適形状が大きく異なることとなるがどのように設計すべきかについては、不明なままである。また、空調機器では、近年低負荷運転化が進んでいるが、その際に発生する断続運転では、低沸点媒体が優先的に蒸発し、結果として蒸発器の過度な低圧化をもたらす、大幅な性能低下をもたらすことやスロリークや冷媒の不適切な充填によって混合冷媒の組成が変化した場合に大きな性能低下が発生する等様々な課題についても指摘されている。

従来のような圧縮機を固定した数点の運転データからの簡易な期間性能予測法の中では明らかとはならなかった様々な課題が、ダイナミックテストを通じた多様な運転条件での性能評価によって多くの課題が表面化する可能性を十分に秘めており、いち早く評価手法の確立が求められる。このような新たな評価手法の確立には、NEDO プロジェクトを通じて公的機関である早稲田大学が実施することは極めて有効なこととなる。

[2-2-2]新たに製作するハイブリッド実運転性能評価装置概要

空調機器の性能は、次のように与えられた温湿度条件に空調負荷量を熱平衡させ機器の交換熱量を測定する平衡式室形熱量法や供試機に供給された空気の状態を測定することにより機器による交換熱量を測定する空気エンタルピー法が用いられている。このような試験装置は、基本的には、圧縮機の回転数を固定してJIS規格に基づいた非常に高精度機器の性能を図ることを目的としている。

機器はインバーターとなり、自身の制御機能によって空調負荷の変化に対しても圧縮機の回転数をうまく制御しながら運転されるにもかかわらず、JISでは、そのような制御性は考慮されることなく機器の年間性能が評価されてきた。これが、実運転性能とカタログ性能の乖離を発生させていることが徐々に浮き彫りになりつつある。

一方で、エアコンの実運転性能を測定しようとする試みもなされている。この場合には、全天候型環境試験室で計測がなされることが多い。これは、ちょうど建物を二重にして、建物の外部の環境をも制御することによって室内の空気の状態を再現するものである。これにより、外気条件までコントロールしながら、室内環境を作ることができるため、同一装置であれば、再現性のある機器の実運転性能を計測することができるため、究極の評価装置とも言える。

これに対して、早稲田大学が提案するハイブリッド実運転性能評価装置は、図2-2-2.1(1)のフロー図に示すように供試機へ供給する空気の条件を条件発生器で生成して供給することにより、機器の性能を測定する。この際、供試機からの吹き出し空気の状態を計測し、その情報からコンピューターで仮想的に室内条件を計算する。この空気を条件発生器で生成し、供試機に供給することを継続する。このようにすれば、低価格で機器の実運転非常定性能を測定することが可能となる。「ハイブリッド」とは、実運転性能とコンピューターによる空調負荷の仮想的計算を同時利用する意味で他の評価装置を区別するために付けたものである。図2-2-2.1(2)が基礎実験用に開発した小型のダクト型原型機の外観を示す。

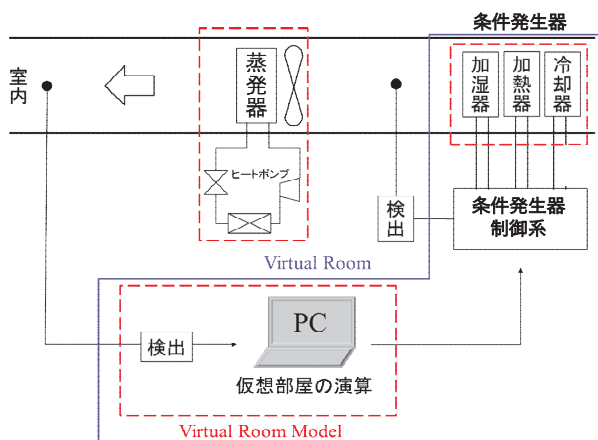


図2-2-2.1(1) 評価装置の概念図



図2-2-2.1(2) ダクト原型機の外観

[2-2-3] 評価装置設計の経緯

1) 2018 年度当初計画

2018 年度申請当初の実施計画では、2019 年度から検討を始めることとしていたが、早稲田大学において新たな建物（120 号館）の建設が計画されたことから、ここへの設置の可能性を検討するために、予定よりも先行して、2018 年度から装置の大きさやレイアウト、概算費用等の基本的な検討を進めた。

原型機とは異なり、ルームエアコンクラス（空調能力 1 馬力程度）の実機の測定を可能とするために、新たな建物である 120 号館の実験室の大きさに合わせた設計検討を行った。検討は、室外機室と室内機室を上下 2 段積みにしたケースと室外機室と室内機室を並列配置したケースの 2 種類を行った。検討したそれぞれのケースの装置概念図を図 2-2-3.1 と図 2-2-3.2 に示す。検討の結果、測定部分の空間があまりにも小さすぎると空気の温湿度状態の変動が激しくなり、条件発生器による条件生成が極めて困難となることが判明し、120 号館への設置は断念した。すなわち、ハイブリッド実運転性能評価装置においては、室内機をダクトレベルにまで小さくすると安定的な空気の供給ができないことが判明したことが大きな成果となった。

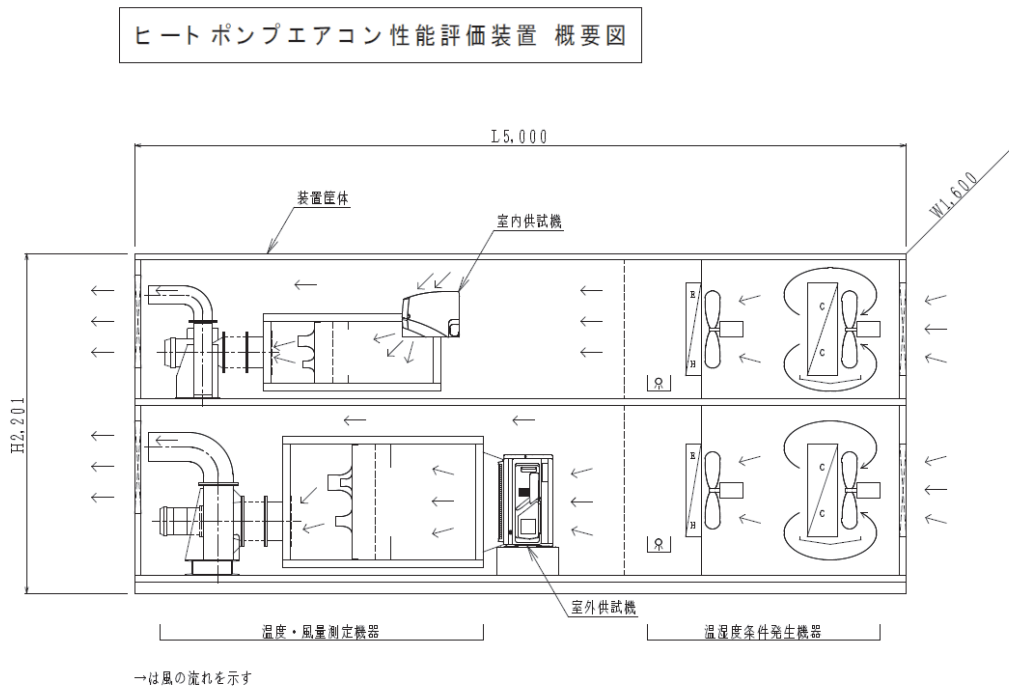


図 2-2-3.1 検討した評価装置の概要図（室外機室と室内機室を上下 2 段積みにしたケース）

<特長>

- ・実運転を模擬した試験ができる
- ・室内環境の影響を受けない再現性のあるデータが採れる
- ・温度変化だけでなく湿度変化も可能である
- ・防爆構造としており、可燃性冷媒の試験も可能である
- ・ショーケースの性能評価が可能のように横風を吹かせることができる

<仕様>

- ・防爆仕様（可燃性冷媒の試験可能）
- ・室内機側 横風風速 0.2m/s±0.1m/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℃～46℃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）

性能評価装置の試験室数と特徴について表 2-2-3.1 に示す。また、図 2-2-3.3 に建物外観図、図 2-2-3.4 に 140m² を有する設置場所を示す。

表 2-2-3.1 性能評価装置の試験室数と特徴

室外機用 試験室数	室内機用 試験室数	室外機の 能力測定	特徴
1	1	有	<ul style="list-style-type: none">・室内機と室外機が1対1の機器の試験が可能.・空調能力は5馬力(14kW)まで

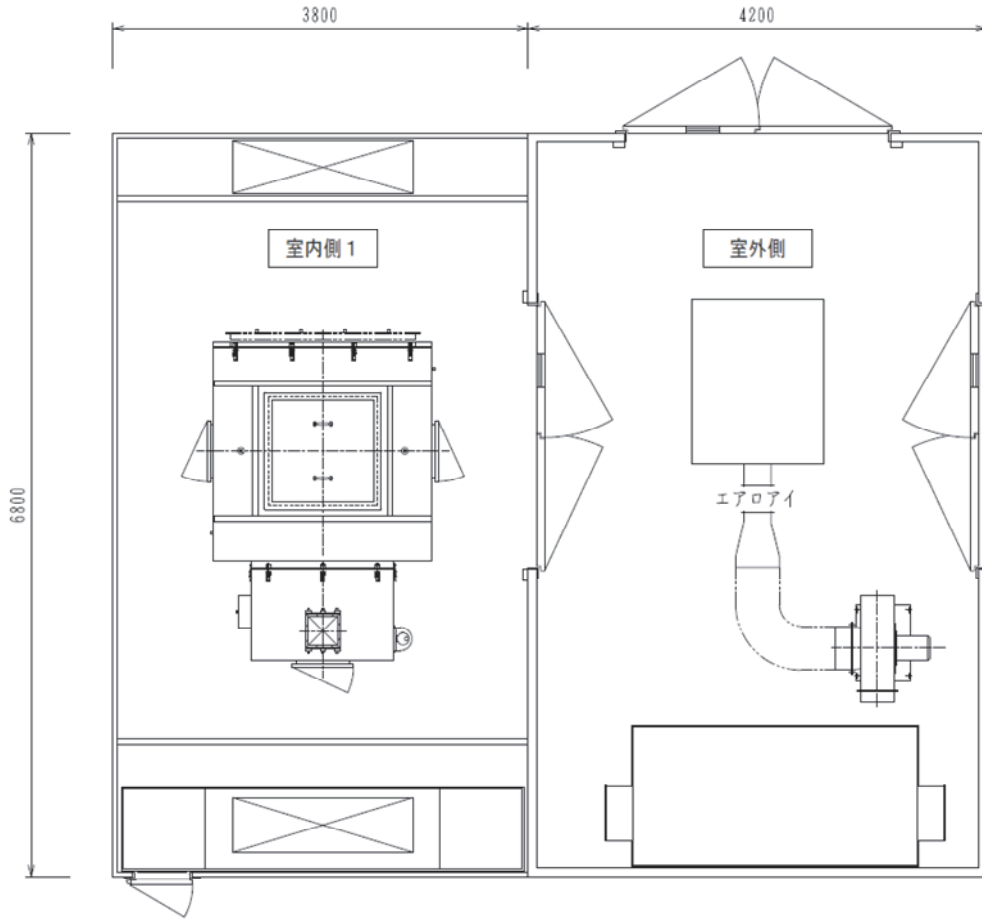


図 2-2-3.3 建物外観図

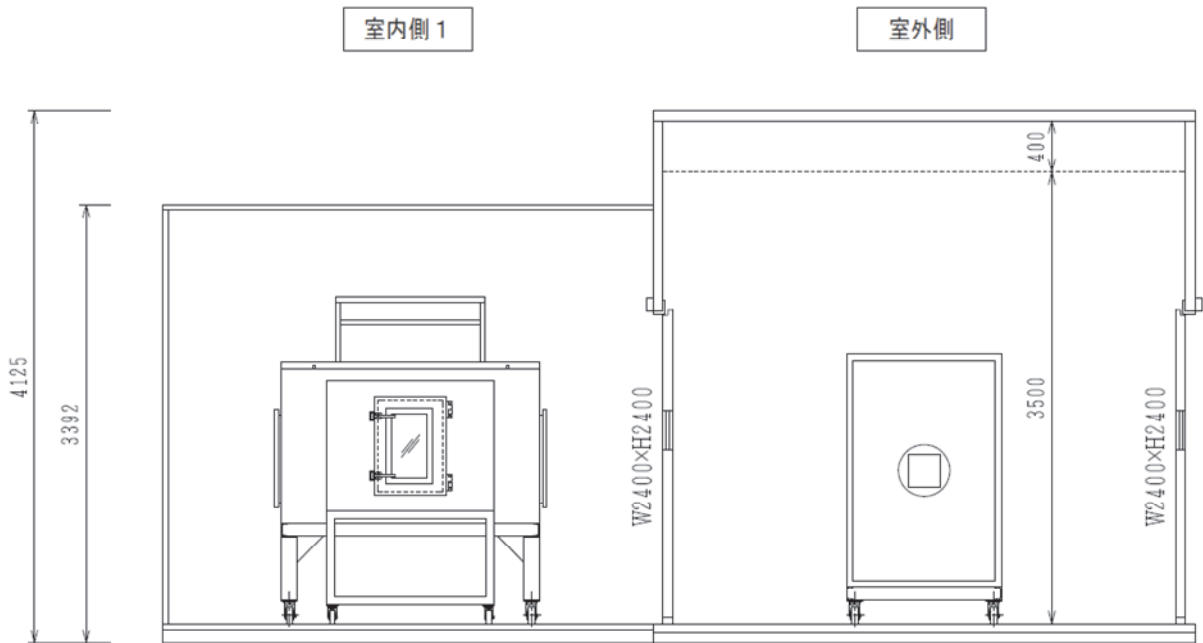


図 2-2-3.4 設置場所

開発するハイブリッド実運転性能評価装置について、図 2-2-3.5(1)に平面図、図 2-2-3.5(2)に側面図をそれぞれ示す。なお、将来、VRFにおける室内負荷バランスが崩れた場合の性能評価が可能となるよう、建物内には室内機側の試験室を1部屋増築できるスペースを確保している。



(1) 平面図



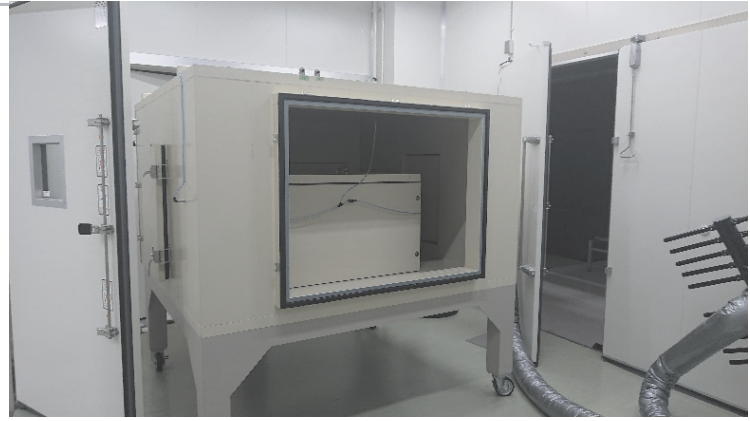
(2) 側面図

図 2-2-3.5 評価装置の図面

評価装置は 2020 年 9 月の完成予定を目指し、現在、建設工事中である。また、防爆構造とすることにより HC 冷媒を採用したショーケースも評価可能である。開発したハイブリッド実運転性能評価装置の外観を図 2-2-3.6 に示す。



(1) 室外機室外観



(2) 室内機受風室外観



(3) 動力盤外観



(4) 監視盤外観

図 2-2-3.6 開発した新評価装置外観

さらに、ISO などの国際規格に提案・反映できる基盤として、信頼性あるデータ取得が必須であることから装置完成後の 2020 年度には、評価装置自体の精度検証を第三者機関である日本空調冷凍研究所（以下、「日空研」と略す）に委託し、実施することとしている。これにより、装置は、日空研の試験設備と同等として運用する（サテライトラボ化）ことが実現する予定である。

<参考>

日空研は、1978 年に日本冷凍空調工業会の機器性能検定所として設立された。2011 年には、日本冷凍空調工業会から独立し、第三者機関として公平、公正な立場で機器の性能評価を続けており、対象機器は、家庭用空調機（ルームエアコン）から業務用空調機（パッケージエアコン）、ヒートポンプ給湯機にまで拡大している。

日空研では、最先端の試験設備を用いて世界最高レベルの精度で機器の性能を計測することが可能である。継続的な高精度計測を可能とするために、徹底した試験装置の保守点検や人材育成にも努めており、2004 年 10 月に前身の(社)日本冷凍空調工業会試験センターが、日本で唯一となる「ISO/IEC 17025」の認定を取得している。これにより、企業あるいは事業所の品質管理システムを認証する ISO/IEC 9001 シリーズの審査に加え、対象物の試験や試験結果も技術審査して取得できる、この認定により、日空研が提供するデータは、その認定範囲において国際的にその信頼性が保証され、日本国内のみならず世界各国間の相互認証を得ることができる。

【3-1】 シミュレーター開発とその活用

[3-1-1] 熱交換器シミュレーター

次世代冷媒になった場合に最も課題となるのが熱交換器である。非共沸混合冷媒となると熱交換器内で温度グライドが生じるため、熱交換器の構造の変更が必要となる。それにもかかわらず、それぞれの冷媒での性能比較が従来の純冷媒や共沸冷媒(疑似を含む)用に設計した熱交換器にドロップインして比較されているが、これでは、全く比較にならない。それにもかかわらずほとんどの場合の一次的な性能比較では、このようなドロップインで性能比較がなされてしまっていることは、大きな問題である。

そこで、次世代冷媒の性能がきちんと比較できる熱交換器シミュレーターを開発することとした。このシミュレーターの特徴は、ユーザーは図 3-1-1.1 に示すように GUI 上で熱交換器の接続条件を与えることによって容易に熱交換器全体のシミュレーションを実施することが可能となることである。また、AI を使って混合冷媒において温度グライドが生じた場合に特に重要となる熱交換器への冷媒の流動方法を最適化させることも可能となっている。

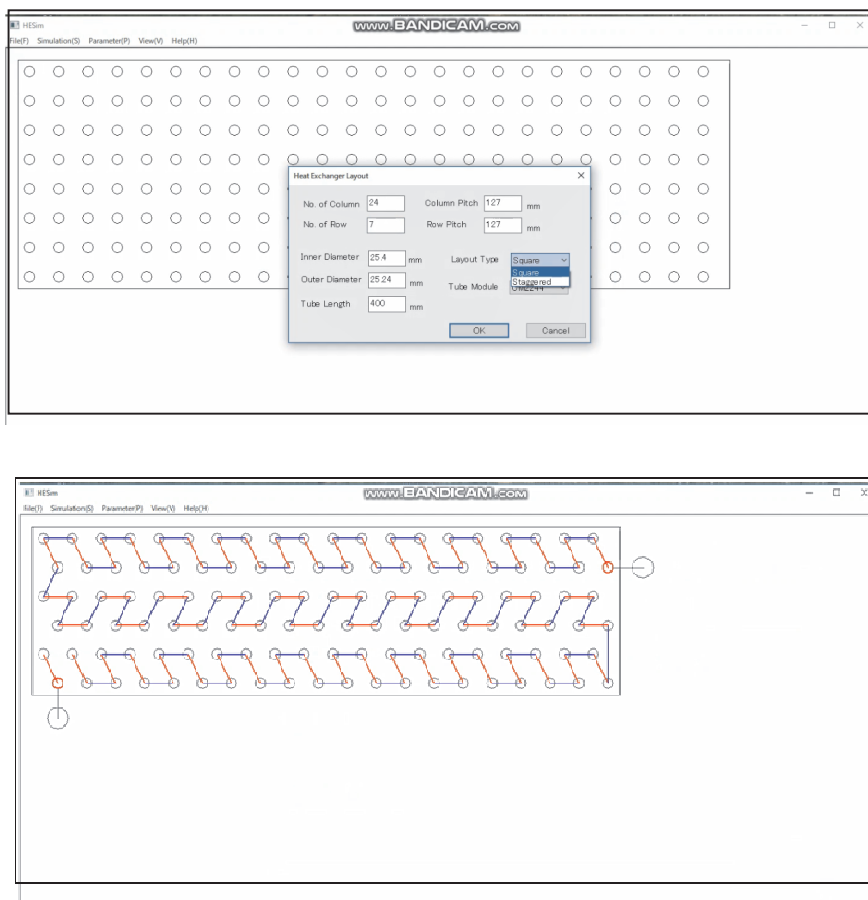


図 3-1-1.1 熱交換器シミュレーターGUI

[3-1-2] システムシミュレーター

今後多くの次世代冷媒が開発される中で、それがシステムとしてどのような性能を発揮するかを多様な冷媒について実験的にすべてを検証していくとは不可能である。このため、シミュレーション技術とともに分析を進めることが有効となる。これまで、早稲田大学のグループでは、Energy flow+M なる汎用エネルギーシステム解析シミュレーターを開発してきた。そして、日本冷凍空調工業会における標準コードと認定いただいて様々な冷媒の評価に活用されてきた。しかし、このコードの活用を進めていただいている日本冷凍空調工業会内に設置された冷媒評価ワーキングからシミュレーターの使い勝手が悪く GUI や計算手法に対して、多くの修正点が提示された。修正点の例としては次のとおりである。

- ・ 熱交換器部の GUI が複雑すぎ、伝熱管の接続方法を設定するだけでも莫大な時間を要してしまう。
- ・ VRF システムのようにシステムが複雑になると一気に計算が遅くなり、収束できなくなる事態も多

発する。

- ・ 制御計算の場合、定常計算であるにもかかわらず非定常計算を行わなければならない、多くの計算時間が必要となる。

また、このシミュレーターを使っている研究員や学生からも次の声が出ている。

- ・ エクセルをベースとしているため、これ以上モジュールを増やすのには限界がある。
- ・ コードがきちんと構造化されていないため、プログラム複雑に相互影響してしまっているため、モジュールを変更するたびにコード全体としての変数の再定義等が余儀なくされるため、研究員や学生には新しいモジュールの追加すらできない。
- ・ 次世代冷媒としての混合冷媒の解析時にローカルな混合冷媒の内部状態等をきちんと計算することができず、平均値を用いざるを得ない。

このようないち早く修正が迫られる致命的な課題を受けて、本事業で次の開発を進めているところである。なお、そもそもシステム解析論にも修正すべき課題があり、それについても同様にこのプロジェクトの中で進めている。これについては、システム解析論の確立ところで述べたとおりである。

- ・ 計算コア部では、システム解析部、モジュール解析部、収束計算部、冷媒物性部等が独立し、修正や追加が容易なコード
- ・ GUI 構造として、完全なるツリー構造とするとともに、熱交換器では新たな GUI を構築することによって、システムのフローの入力時間の大幅な短縮を図る。
- ・ 新しい収束計算法を取り入れ、高速化を図る。
- ・ 最新の REFPROP に基づいた冷媒物性情報を入力するとともに、冷媒をマップ化することにより、精度向上、高速化を図る。

これらについては、年内にはプロトタイプを完成し、当初の予定のとおり 2021 年に完成予定である。

<特許、論文、外部発表等の件数> (詳細内容は添付リストを参照)

区分 年度	特許出願			論文		その他外部発表 (プレス発表等)
	国内	外国	PCT※出願	査読付き	その他	
2018FY	0	0	0	0	0	0
2019FY	0	0	0	4	3	0
2020FY	0	0	0	3	2	0

(※Patent Cooperation Treaty :特許協力条約)