

2.2.2 中小型空調機器に適合する新規低 GWP 冷媒の物性評価及び基本サイクル性能評価【国立大学法人九州大学】

< 研究開発成果概要 >

目 標	研究開発成果	達成度
テーマ： 中小型空調機器に適合する新規低 GWP 冷媒の物性評価および基本サイクル性能評価		
中小型空調機器に適した低 GWP 混合冷媒の提案	HFO-1123+HFC-32 混合冷媒が、熱物性評価、伝熱性能評価、サイクル実験による ヒートポンプサイクル性能評価から、次世代冷媒として使用できることを実証した。 容積圧縮式ヒートポンプに適した、比較的高圧の HFO-1123+ HFC-32 混合冷媒のサイクル性能評価を、既設の水熱源ヒートポンプサイクル試験装置で行い、適正な 運転条件を世界で 初めて解明した。HFO-1123+HFC-32[42/58 mass%] の測定 結果から、R410A と同等の性能を示すことが判明した。	○
低 GWP 混合冷媒を用いた熱物性、伝熱特性およびサイクルに関する基礎技術の構築	低 GWP 冷媒 HFO-1123 の熱力学的性質（飽和蒸気圧、飽和密度、PvT 性質、臨界定数、比熱、音速）及び輸送的性質（熱伝導率、粘度）を製造元以外の情報として、世界で初めて解明した。 低 GWP 混合冷媒 HFO-1123+HFC-32 の熱力学的性質（PvTx 性質、気液平衡性質、臨界定数の組成依存性、比熱、音速）および輸送的性質（熱伝導率、粘度）を製造元以外の情報として、世界で初めて解明した。 低 GWP 混合冷媒 HFO-1123+HFC-32 の伝熱性能を、3種類の熱交換器（プレート式、扁平多孔管式、円管式）で評価し、伝熱計算に関する情報を世界で初めて解明した。 低 GWP 混合冷媒 HFO-1123+HFC-32 のサイクル特性に及ぼす蒸発器および凝縮器の熱交換特性の影響を明らかにした。	○
新冷媒の物性情報の成果を国際標準化ツールである NIST REFPROP で情報公開	低 GWP 冷媒 HFO-1123 および低 GWP 混合冷媒 HFO-1123+HFC-32 の熱力学性質を算出するための状態方程式を、世界で初めて作成し、NIST の REFPROP Ver. 10 を利用して、世界中で計算が可能になるようにした。これにより、これらの新冷媒の熱物性計算が世界中で利用できるようになり、国際標準値としての情報を我が国から発信、提供できた。	◎

[1]HFO-1123などを成分物質とする混合冷媒の熱物性評価		
(a) 臨界点近傍を含む熱力学的性質の測定 (b) 気液平衡性質の測定 (c) 比熱の測定 (d) 音速の測定 (e) 状態方程式の開発 (f) 輸送的性質の測定	(a) HFO-1123に関して、等容法によるPVT性質測定を行ない温度310K～430K、計8本の等容線に沿った77点のデータを得た。27点の飽和蒸気圧を再測定し、飽和蒸気圧相関式も作成した。HFO-1123の臨界定数を $T_c=331.73$ K、 $\rho_c=504$ kg·m <sup>-3</sup> 、 $P_c=4544$ kPaと決定した。 40mass%HFO-1123および60mass%HFO-1123混合冷媒で、等容法によるPVT <sub>x</sub> 性質測定を行なった。この2組成の臨界定数も測定し、臨界軌跡の相関式を作成した。 (b)循環式気液平衡測定装置を用い、2研究機関で独立した気液平衡測定を実施した。 (c) サーマルフロー式カロリメータを開発し、気相域定圧比熱を測定した。金属ペローズ型カロリメータを用いて、液相域定圧比熱を測定した。 (d) HFO-1123の気相域における音速を323～333 K、400 kPaまでの範囲で測定し、理想気体比熱を求めた。263～333 Kの温度範囲における理想気体比熱の温度相関式を作成した。さらに40mass%HFO-1123混合冷媒の気相域の音速を303～333 Kの範囲で測定した。 (e)本研究で得られた熱物性情報に基づいて、HFO-1123に関するヘルムホルツ型状態方程式を開発した。また、既公表のHFO-32状態方程式と、作成したHFO-1123状態方程式を、ヘルムホルツ自由エネルギーの混合則に基づいて組み合わせ、混合冷媒の状態方程式を開発した。 (f) 40mass%HFO-1123混合冷媒の熱伝導率は、1.2～4.3MPa、15～60℃の圧縮液および過熱蒸気で測定し、粘度に関しては、3.2～4.6MPa、-15～20℃の圧縮液の条件で測定した。ただし、純冷媒の熱伝導率と粘度の測定は、装置への試料充填ができず、測定できなかった。	△
[2]HFO-1123などを成分物質とする混合冷媒の伝熱特性評価		
(a) プレート式熱交換器内の伝熱特性評価 (b) 扁平多孔管内の伝熱特性評価 (c) 円管内の伝熱特性評価	40mass%HFO-1123/60mass%HFC-32混合冷媒を主たる対象冷媒として、 (a) プレート式熱交換器流路内の蒸発および凝縮における局所熱伝達率の測定を行い、流路両端の熱伝達率が小さいこと、流路出入口側の面の熱伝達率が高いことがわかった。またHFC-32純冷媒の伝熱特性と比較検討を行った結果、混合物の熱伝達率は、HFC-32純冷媒の熱伝達率と同程度であることが確認された。 (b) 管幅16 mm、管厚み1.9 mm、水力直径1.2 mmのアルミニウム製扁平多孔管を用いて、凝縮および蒸発熱伝達率および圧力損失の測定を行い、HFC-32との比較を行った。混合冷媒の凝縮および蒸発熱伝達率は、HFC-32に比べて幾分低い値を示した。また、圧力損失は凝縮および蒸発過程ともにHFC-32よりも低い値を示した。 (c)外径6mm、フィン数60、ねじれ角18°の銅製らせん溝付管内における混合冷媒の伝熱特性を測定した。凝縮熱伝達率はHFC-32に比して幾分低い、蒸発熱伝達率はほぼ同等であった。また、圧力損失は凝縮・蒸発課程でともに幾分低かった。	○
[3]低GWP冷媒候補物質のヒートポンプサイクル性能評価		
(a) 容積圧縮式ヒートポンプサイクル性能評価	GWP値が393および285の2種類のHFO-1123+HFC-32系混合冷媒について、水熱源ヒートポンプサイクル試験装置を用いて、暖房2条件および冷房1条件のサイクル性能の評価試験を行い、GWP=393の混合冷媒のサイクル性能はR410Aと同等、GWP=285の混合冷媒のサイクル性能はR410Aに比して若干低いことを明らかにするとともに、それらサイクル性能と冷媒の熱力学的特性および凝縮・蒸発熱交換特性との関係を検討した。	○

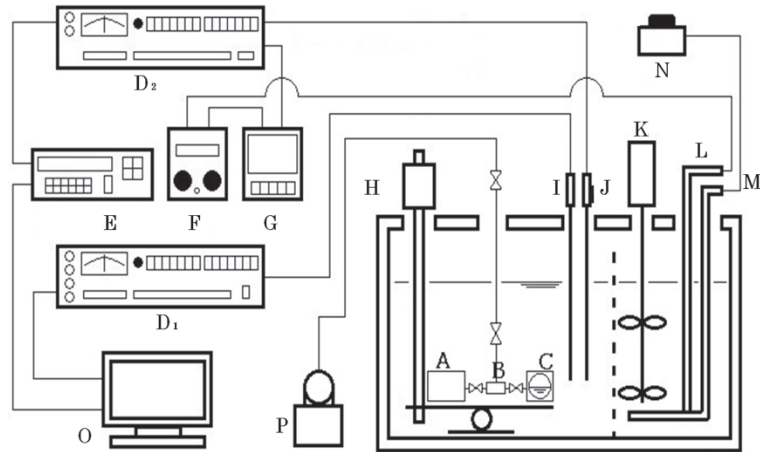
◎:計画以上、○:計画通り(目標達成)、△:ほぼ計画通り(一部未達)、×:目標未達

## 2.2.2.1 HF0-1123などを成分物質とする混合冷媒の熱物性評価

### 2.2.2.1.1 臨界点近傍を含む熱力学的性質の測定（国立大学法人九州大学）

#### (a) 臨界域における飽和液体および飽和蒸気密度の測定

本実験では、臨界域近傍の飽和液体密度および飽和蒸気密度を、メニスカス（気液界面）の消滅を肉眼で直接観察して決定する方法で行った。測定装置概要図を図 2.2.2.1.1-1 に示す。



- (A) 試料供給容器; (B) 膨張容器; (C) 窓付き圧力容器; (D<sub>1</sub>, D<sub>2</sub>) 交流測温ブリッジ;  
(E) デジタルマルチメータ; (F) 電圧変換器; (G) PID コントローラ; (H) 揺動装置;  
(I, J) 25Ω 標準白金抵抗測温体; (K) 攪拌機; (L) 300W ヒーター; (M) 1.5 kW ヒーター;  
(N) 電圧調整器; (O) コンピュータ; (P) 真空ポンプ.

図 2.2.2.1.1-1 メニスカスの消滅の観察による飽和密度測定および臨界定数測定装置

測定装置主要部は、純物質および混合物を初期充填するための SUS 314 製円筒形の試料供給容器、同じく SUS 314 製円筒形の圧力容器で、密度設定を変更するとき試料を膨張して密度を変化させることができるように付加された膨張容器、そして試料のメニスカスの消滅の挙動が、外部から観察できるようにパイレックスガラス製の覗き窓を設けた圧力容器から構成される。3つの圧力容器は配管と高圧弁で接続され、揺動装置に設置された状態で、シリコンオイルを熱伝熱媒体に用いた液体恒温槽内に設置される。3つの圧力容器の内容積は、配管部および高圧弁の接続部まで含めて、純水を用いて測定されており、その値はそれぞれ  $77.575 \pm 0.016 \text{ cm}^3$ 、 $8.949 \pm 0.003 \text{ cm}^3$ 、 $11.638 \pm 0.008 \text{ cm}^3$  である。液体恒温槽は、高温での温度制御に用いる 1.5 kW ヒーターと、放熱量の補充を目的とした 300 W ヒーターで加熱され、300W ヒーターには PID 制御機構が導入されている。温度測定は 25Ω 標準白金抵抗測温体を用いて行い、ITS-90 に準拠して算出した。温度測定誤差は、白金抵抗測温体の確度および測定温度安定時の温度のばらつきを考慮して、 $\pm 10 \text{ mK}$  以内と推定した。密度の値に関しては、3つの圧力容器のそれぞれの内容積の値と試料質量から、膨張容器の利用組み合わせの方法により、計算から求めた。設定密度の値は、膨張回数が増すほど、密度測定精度が低下するので、0.2% 以上の不確かさが生じないように、膨張回数で制限を加えた。本研究で使用した HF0-1123 試料は、旭硝子株式会社の物性計測用に調整された高純度試料であり、純度は 99.99 mol% である。また HF0-1123+HFC-32 混合系の測定に用いた HFC-32 試料も旭硝子株式会社製で、純度は 99.99 mol% である。

本実験においては HF0-1123 純冷媒、40.1 mass% HF0-1123+ 59.9 mass% HFC-32 混合冷媒および 59.9 mass% HF0-1123+ 40.1 mass% HFC-32 混合冷媒の臨界点近傍におけるメニスカスの消滅の様子を観察し、メニスカスの消滅位置と、臨界タンパク光による着色の様子から、飽和液体密度なのか、飽和蒸気密度なのかを識別して、HF0-1123 純冷媒では温度範囲 316.32 K~331.73K、密度範囲  $221.1 \text{ kg/m}^3 \sim 879.5 \text{ kg/m}^3$  で 21 点、40.1 mass% HF0-1123+ 59.9 mass% HFC-32 混合冷媒では温度範囲 325.81 K~342.27K、密度範囲  $205.9 \text{ kg/m}^3 \sim 815.7 \text{ kg/m}^3$  で 17 点、59.9 mass% HF0-1123+ 40.1

mass% HFC-32 混合冷媒では温度範囲 322.33 K~338.03K, 密度範囲 193.9 kg/m<sup>3</sup>~834.1 kg/m<sup>3</sup> で 19 点の実測値を得た. これらの結果を温度と密度の関係を表す  $T$ - $\rho$  線図上に示したものが図 2.2.2.1.1-2 および図 2.2.2.1.1-3 であり, 図中十字印では, 後述する臨界点を示している.

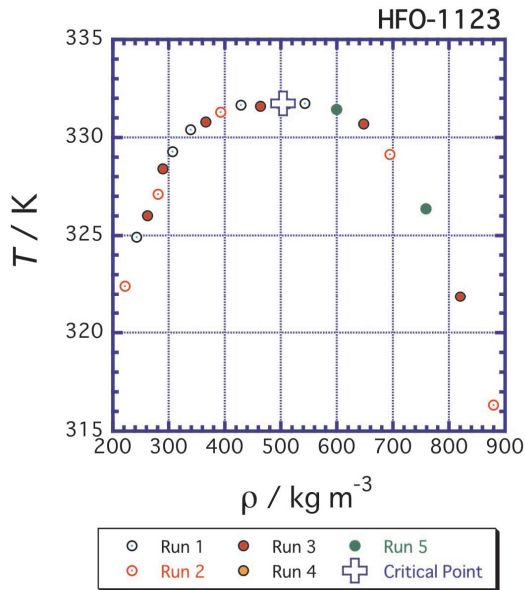


図 2.2.2.1.1-2 HFO-1123 の気液共存曲線測定結果

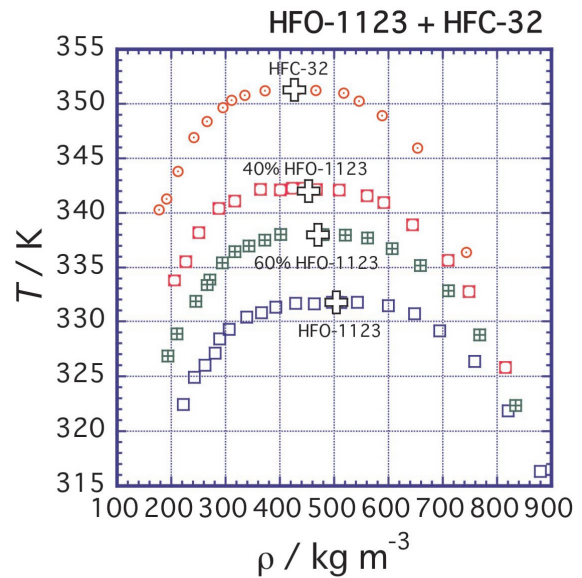


図 2.2.2.1.1-3 HFO-1123+HFC-32 混合冷媒の気液共存曲線測定結果

図 2.2.2.1.1-2 の HFO-1123 純冷媒に関しては, 5回の充填でデータの再現性を確認し, 全てのデータがスムーズな曲線状にプロットされていることが確認できた. 特に臨界点近傍のデータからは, メニスカスの消滅位置及び臨界タンパク光の着色の様子を観察し, 臨界温度, 臨界密度, 臨界比容積を実験から決定した. 臨界圧力に関しては, 後述する飽和蒸気圧測定結果から決定した. HFO-1123+HFC-32 混合系に関しても, HFO-1123 純冷媒と同じ方法で臨界定数を決定した. 2つの組成の臨界定数を, 両成分物質の臨界定数とともに, 表 2.2.2.1.1-1 にまとめた.

【HFO-1123 の臨界定数】

$$T_c = 331.73 \pm 0.01 \text{ K},$$

(2.2.2.1.1-1)

$$\rho_c = 504 \pm 3 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3},$$

(2.2.2.1.1-2)

$$V_c = 162.7 \pm 0.9 \text{ cm}^3 \cdot \text{mol}^{-1}.$$

(2.2.2.1.1-3)

$$P_c = 4544 \pm 3 \text{ kPa}.$$

(2.2.2.1.1-4)

HFO-1123 + HFC-32 混合冷媒の2組成の気液共存曲線は, 図 2.2.2.1.1-3 に示すように, 質量分率の割合にほぼ比例して  $T$  -  $\rho$  線図上に位置していることがわかる. また, 気液共存曲線の形状も, 純冷媒と大きな違いは見られない. 本混合系は, 組成依存性を表現する混合則が比較的シンプルになると予測され, 純物質に似た挙動を示し, 混合冷媒の温度すべり (temperature glide) も小さいと考えられる.

表 2.2.2.1.1-1 HFO-1123 + HFC-32 の臨界定数の組成依存性

W <sub>32</sub>	X <sub>32</sub>	T <sub>c</sub> / K	P <sub>c</sub> / kPa	ρ <sub>c</sub> / kg m <sup>-3</sup>	V <sub>c</sub> / cm <sup>3</sup> mol <sup>-1</sup>
0 (HFC-32)	0 (HFC-32)	351.26 ± 0.01	5785 ± 9	427 ± 5	121.8 ± 1.5
0.401	0.298	342.21 ± 0.03	5384 ± 3	453 ± 5	134.5 ± 1.5
0.599	0.486	338.01 ± 0.02	5152 ± 5	470 ± 3	141.8 ± 0.9
1 (HFO-1123)	1 (HFO-1123)	331.73 ± 0.01	4544 ± 3	504 ± 3	162.7 ± 0.9

表 2.2.2.1.1-1 で決定した 2 組成の臨界定数から， HFO-1123+HFC-32 混合冷媒の臨界定数の組成依存性を，以下の式 (2.2.2.1.1-5) から式(2.2.2.1.1-9)で相関した．これは，真の臨界点を，各成分物質の臨界定数の値と，組成比として採用する表面積分率の式(2.2.2.1.1-9)を用いた Cheuh and Prausnitz<sup>[1,2]</sup> タイプの関数型である．

$$T_{cm} = \theta_1 T_{c1} + \theta_2 T_{c2} + 2\theta_1\theta_2\Delta_T \quad (2.2.2.1.1-5)$$

$$V_{cm} = \theta_1 V_{c1} + \theta_2 V_{c2} + 2\theta_1\theta_2\Delta_V \quad (2.2.2.1.1-6)$$

$$P_{cm} = \theta_1 P_{c1} + \theta_2 P_{c2} + 2\theta_1\theta_2\Delta_P \quad (2.2.2.1.1-7)$$

$$\rho_{cm} = 1000 M_m / V_{cm} \quad (2.2.2.1.1-8)$$

$$\theta_i = x_i V_{ci}^{2/3} / \sum_j x_j V_{cj}^{2/3} \quad (2.2.2.1.1-9)$$

3つのパラメータは Δ<sub>T</sub> = -5.5 K, Δ<sub>V</sub> = -3.7 cm<sup>3</sup> mol<sup>-1</sup>, Δ<sub>P</sub> = 51 kPa であり，本相関式で計算した HFO-1123+HFC-32 系の臨界定数の組成依存性を実測結果とともに図 2.2.2.1.1-4 から図 2.2.2.1.1-7 に示した．

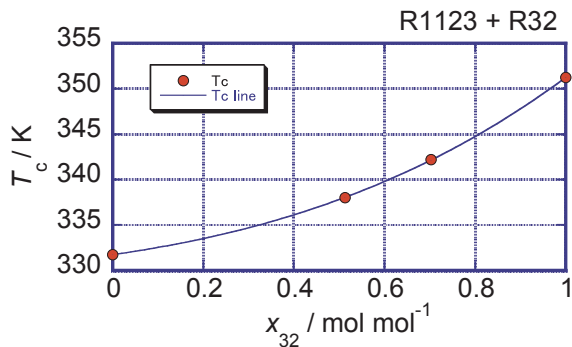


図 2.2.2.1.1-4 HFO-1123 + HFC-32 の臨界温度の組成依存性

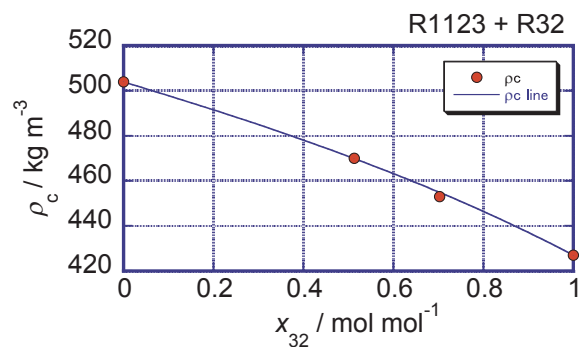


図 2.2.2.1.1-5 HFO-1123 + HFC-32 の臨界密度の組成依存性

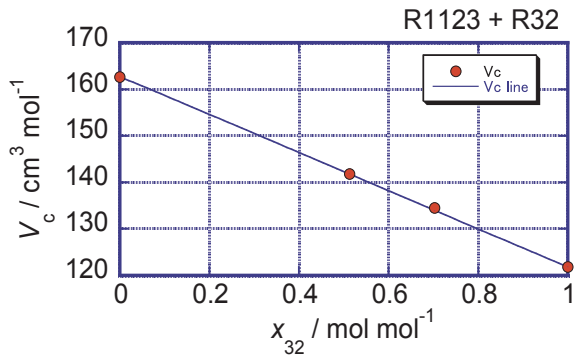


図 2.2.2.1.1-6 HF0-1123 + HFC-32 の臨界モル容積の組成依存性

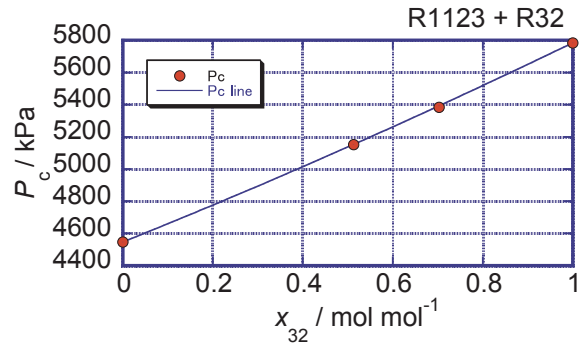
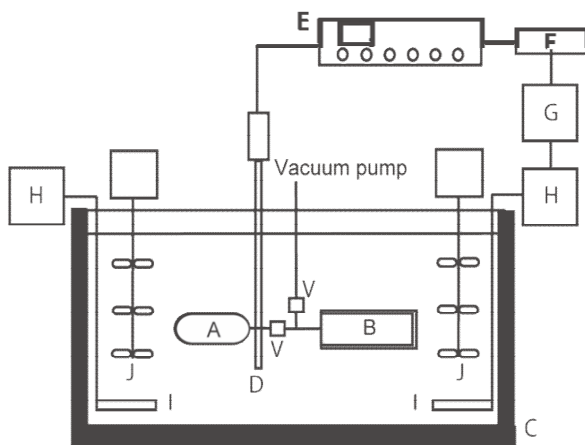


図 2.2.2.1.1-7 HF0-1123 + HFC-32 の臨界圧力の組成依存性

(b) 飽和蒸気圧および  $P\rho T$  (圧力-密度-温度) 性質の測定

HF0-1123 の飽和蒸気圧および  $P\rho T$ (圧力-密度-温度)性質と, HF0-1123+HFC-32 混合冷媒の  $P\rho Tx$  (圧力-密度-温度-組成)性質は, 等容法により測定した. 実験装置概要図を図 2.2.2.1.1-8 に示す.

配管系を含めた内容積の値を事前に正確に測定した試料圧力容器に, 質量を測定した試料物質を充填する. 充填質量の値と容器の内容積から流体の密度を算出し, その時の温度と, その温度に対応する圧力をそれぞれ精密に計測することで  $P\rho T$  性質が測定できる. 圧力は水晶発振式圧力センサで, 温度は  $25\ \Omega$  標準白金抵抗測温体で測定した. 密度に関しては, 容器内容積と試料質量から, 温度変化に対応する補正を考慮して算出した. 本研究における温度測定精度は, 白金抵抗測温体の確度が  $1\text{mK}$  以内, 温度安定を十分確保して測定した時の恒温槽内の熱媒体の温度分布のばらつきが  $3\text{mK}$  以内であることを考慮し,  $5\text{mK}$  ( $k=2$ ) 以内と見積もった. 圧力測定に関しては, 測定時の圧力のばらつきが  $\pm 0.3\text{kPa}$  以内に十分安定させたのち測定しており, 圧力センサの振動数を圧力に変換する相関式の信頼性も考慮して, 総合して  $\pm 1\text{kPa}$  以内と見積もった. 充填質量と内容積から算出する密度に関しては, 事前に行う内容積の決定精度がもっとも影響し, 少し大きめに推定して  $\pm 0.15\%$  以内とした. なお, 本研究で使用した HF0-1123 および HFC-32 試料は, 臨界域における飽和密度測定で使用した試料と同じである.



- (A) 試料圧力容器;
- (B) 圧力センサ;
- (C) 恒温槽;
- (D)  $25\ \Omega$  標準白金抵抗測温体;
- (E) 測温ブリッジ;
- (F) PIDコントローラ;
- (G) デジタルマルチメータ;
- (H) 電圧変換器;
- (I) ヒーター;
- (J) 攪拌機;
- (V) 高圧弁

図 2.2.2.1.1-8 等容法による  $P\rho T$ (圧力-密度-温度)性質測定装置

表 2.2.2.1.1-2 HF0-1123 の飽和蒸気圧実測値

$T/K$	$P_s/kPa$	$T/K$	$P_s/kPa$	$T/K$	$P_s/kPa$	$T/K$	$P_s/kPa$
277.666	1230.3	285.096	1516.1	303.000	2388.2	320.000	3525.7
277.671	1231.0	285.123	1517.0	305.000	2504.7	323.000	3764.5
279.967	1312.5	289.990	1727.2	308.000	2687.8	325.000	3931.3
279.981	1313.7	289.994	1727.4	310.000	2815.3	328.000	4194.2
284.116	1476.6	294.974	1963.1	313.000	3015.4	330.000	4377.7
284.124	1476.8	294.973	1963.0	315.000	3155.0	331.730	4543.4
284.146	1477.7	300.000	2222.1	318.000	3373.3		

HF0-1123 の飽和蒸気圧に関しては、温度 277.666 K から 331.730 K の範囲で、表 2.2.2.1.1-2 に示す 27 点の実測値が得られた。得られた実測値および本研究で決定した臨界温度の値を用いて、飽和蒸気圧相関式を以下のように温度の関数として作成した。

$$\ln P = \ln P_c + (T_c / T)(A\tau + B\tau^{1.5} + C\tau^{2.5} + D\tau^5)$$

(2.2.2.1.1-10)

ここで、式 (2.2.2.1.1-10) の係数は、 $A = -7.21873$ ,  $B = 1.5960$ ,  $C = -0.85742$ ,  $D = -115.06$  であり、臨界温度  $T_c$  は式 (2.2.2.1.1-1) の値である 331.73 K を用いた。臨界圧力  $P_c$  に関しては、式 (2.2.2.1.1-10) に本実測値をフィッティングし、式 (2.2.2.1.1-10) において使用する最適パラメータとしての臨界圧力は  $P_c = 4543.58$  kPa とし、臨界圧力の値としては、決定精度も考慮して  $P_c = 4544$  kPa と決定した。本相関式は、本研究で得られた飽和蒸気圧実測値を標準偏差 0.041 % で再現する。

HF0-1123 の  $P\rho T$  性質に関しては、温度範囲 310 K から 430 K、密度範囲 98 kg/m<sup>3</sup> から 888 kg/m<sup>3</sup>、圧力範囲 7 MPa 以下で 8 本の等容線に沿って合計 76 点の実測値を得ることができた。実測値の分布は  $P$ - $T$  線図場で図 2.2.2.1.1-9 にまとめた。HF0-1123+HFC-32 混合冷媒に関しても、HF0-1123 と同じ測定装置で実験を行い、40.0 mass% HF0-1123+ 60.0 mass% HFC-32 混合冷媒および 60.0 mass% HF0-1123+ 40.0 mass% HFC-32 混合冷媒の  $P\rho T$  性質を測定した。測定は、温度範囲 310 K から 430 K、密度範囲が約 100 kg/m<sup>3</sup> から約 900 kg/m<sup>3</sup>、圧力範囲 7 MPa 以下で、両組成とも 7 本ずつの等容線に沿って行い、それぞれ 1 相域に関して合計 63 点、57 点の実測値を得ることができた。実測値の分布は  $P$ - $T$  線図上で図 2.2.2.1.1-10 および図 2.2.2.1.1-11 にまとめた。実際にシステム設計や性能評価を行うためには、本実測値に基づいて状態式を作成し、プログラムパッケージ化する必要があるが、それに関しては状態方程式の開発の項で説明する。

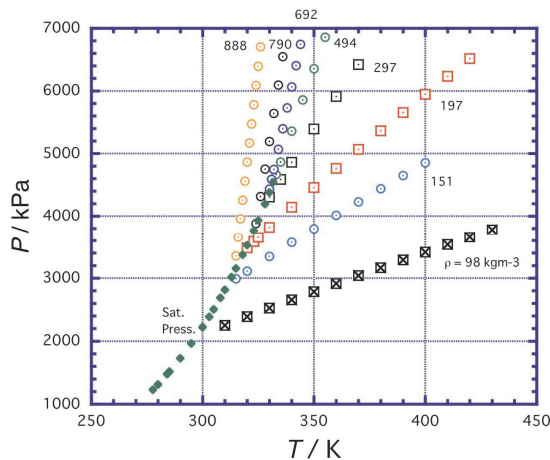


図 2.2.2.1.1-9 HF0-1123 の  $P\rho T$  性質実測値の分布

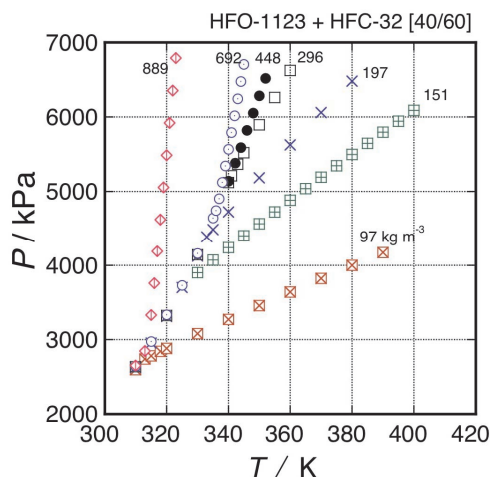


図 2.2.2.1.1-10 40.0mass% HFO-1123 + 60.0mass% HFC-32 の  $P\rho T$  性質実測値の分布

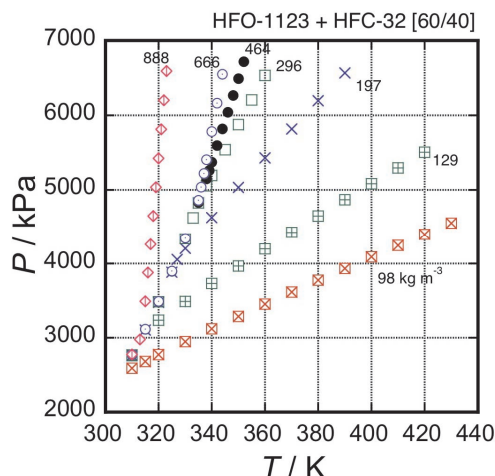


図 2.2.2.1.1-11 60.0mass% HFO-1123 + 40.0mass% HFC-32 の  $P\rho T$  性質実測値の分布

### (c) 気液平衡性質の測定

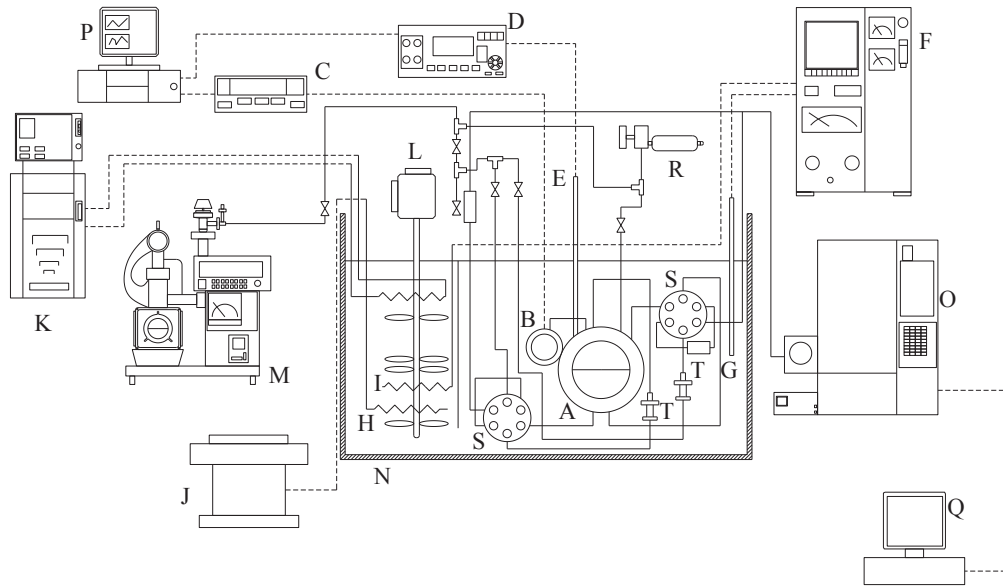
混合冷媒の状態方程式の作成において、気液平衡データは必要不可欠となる。今回は、九州大学と富山県立大学の2研究機関で気液平衡性質の測定を独立に行なった。九州大学の装置は低温域が得意であり、富山県立大学は高温高圧まで測定できるという特徴がそれぞれにある。

気液平衡測定装置の概略図を図 2.2.2.1.1-12 に示す。平衡セルの内容積は  $265 \text{ cm}^3$  で、充填された試料のメニスカスを観察するため光学窓が取り付けられている。循環法では、循環ポンプを用いて、飽和蒸気を平衡セル上部から抽出し、セル下方の液相側に戻すと同時に、飽和液を平衡セル下部から抽出して、セル頂上部の気相側に戻すことで、試料の循環攪拌を行っている。温度と圧力が定常状態になったところで、六方バルブを切り替えて、飽和蒸気および飽和液をサンプリングし、ガスクロマトグラフ (SHIMADZU 製, Model GC-2014) を用いて各組成を決定する。ガスクロマトグラフでは、予め HFO-1123 と HFC-32 を質量法により混合した組成を測定して、得られる面積比との比較による検量線を作成している。平衡セルはシリコンオイル (信越シリコン, KF-96-20CS) を熱媒とする恒温槽内に設置され、 $100 \Omega$  の標準白金抵抗測温体 (NETSUSHIN 製, Model NSR-LT40) と測温ブリッジ (ASL 製, Model F650) を用いて ITS-90 に準拠した温度測定を行っている。恒温槽にはメインヒーター、サブヒーターと冷却用の外部循環恒温槽 (Julabo 製 Model F32-HE) が備え付けられており、室温以下の測定も可能である。試料の圧力は、水晶発振式圧力センサ (Paroscientific 製 Model 42K-101) で測定している。本研究では、恒温槽蓋の外に設置されていた圧力センサを、新たに製作した圧力容器内に密閉し、恒温槽内に設置した。改良後の装置では、これまでに HFO-1234yf 純物質の蒸気圧を  $300 \text{ K} \sim 315 \text{ K}$  の間で測定しており、既存の状態方程式と  $2 \text{ kPa}$  以内で一致することを確認した。本測定における温度および圧力の測定不確かさは、それぞれ  $10 \text{ mK}$  および  $2 \text{ kPa}$  である。

本実験により得られた気液平衡データを図 2.2.2.1.1-13 に示す。図 2.2.2.1.1-13 において、実線および破線で示した気液平衡曲線は、REFPROP 9.1<sup>[3]</sup> に本研究グループの Akasaka<sup>[4,5]</sup> が作成した HFO-1123 の FLD ファイルをインストールして計算したものである。本実測値は、REFPROP 9.1 で採用されている KW0 混合モデルで、比較的よく推算できることがわかった。

冷凍空調分野での利用を考えて、零下の温度までの気液平衡測定を行おうとしたが、季節的な問題もあり約  $273 \text{ K}$  が今回は測定最低温度の限界であった。HFO-1123+HFC-32 の気液平衡性質の実測値は世界で初めて測定されたものであり、今後も、新冷媒、特に混合冷媒を用いる機器開発においては非常に有意義な情報を得ることができると言える。





A, equilibrium cell; B, pressure transducer; C, digital pressure indicator; D, thermometer bridge; E, standard platinum resistance thermometer; F, temperature controller; G, platinum resistance thermometer; H, main-electric heater; I, sub-electric heater; J, slide transformer; K, circulation bath; L, stirrer; M, turbo molecular pump; N, thermostatic bath; O, gas chromatograph; P, Q, personal computers; R, sample cylinder; S, hexagon valve; T, magnetic circulation pump

(A) 平衡セル; (B) 圧力センサ; (C) 圧力表示器; (D) 測温ブリッジ; (E) 100 Ω 標準白金抵抗測温体; (F) 温度制御装置; (G) 制御用温度計; (H) メインヒータ; (I) サブヒータ; (J) 電圧変換器; (K) 循環恒温槽; (L) 攪拌機; (M) 真空ポンプ; (N) 恒温槽; (O) ガスクロマトグラフ; (P, Q) コンピュータ; (R) 試料容器; (S) 6方弁; (T) 循環ポンプ

図 2. 2. 2. 1. 1-12 気液平衡測定装置概要図

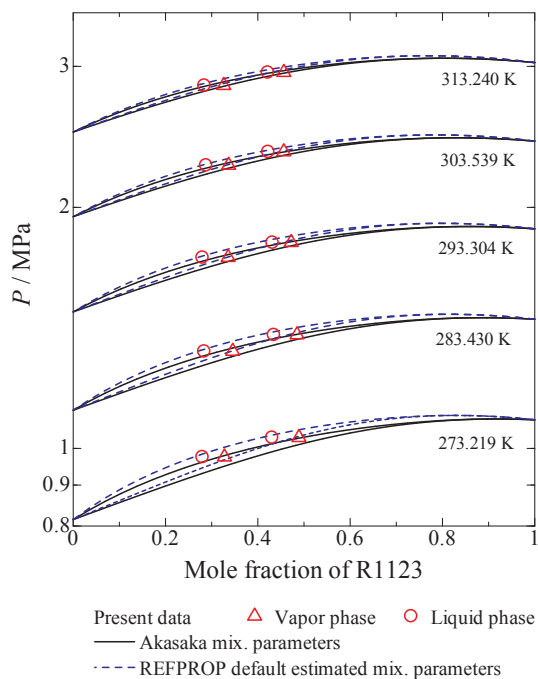


図 2. 2. 2. 1. 1-13 HFO-1123 + HFC-32 混合系の気液平衡性質の測定結果

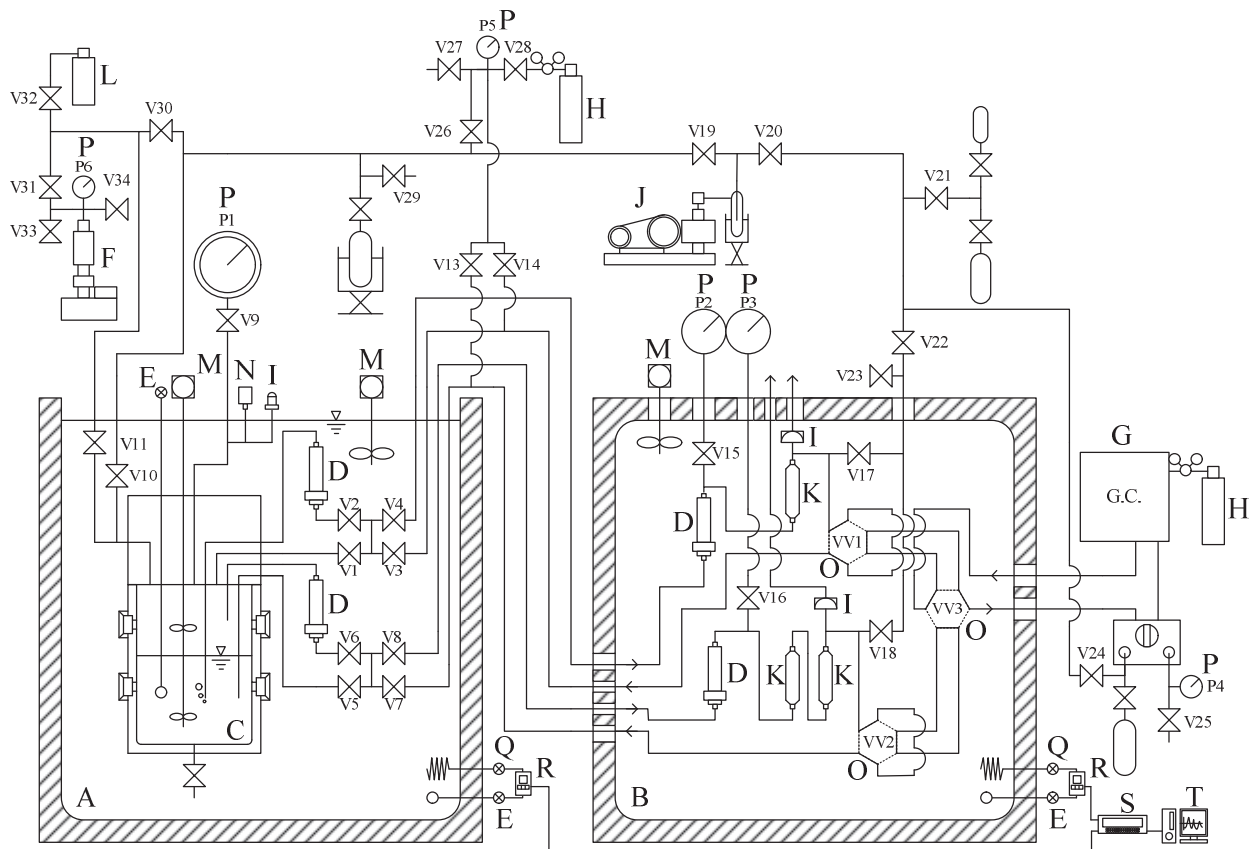
<参考文献>

- [1] Chueh, P. L. and Prausnitz, J. M., "Vapor-liquid Equilibria at High Pressures: Calculation of Partial Molar Volumes in Nonpolar Liquid Mixtures", *AIChE J.*, 13, 6, 1099-1107 (1967).
- [2] Chueh, P. L. and J. M. Prausnitz, "Vapor-liquid Equilibria at High Pressures: Calculation of Critical Temperatures, Volumes, and Pressures of Nonpolar Mixtures", *AIChE J.*, 13, 6, 1107-1113 (1967).
- [3] Lemmon, E. W., Huber, M. L., and McLinden, M. O., Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties - REFPROP Ver. 9.1. National Institute of Standards and Technology, Boulder, CO, USA, (2013).
- [4] Akasaka, R., Fukushima, M., and Lemmon, E. W., "A Helmholtz Energy Equation of State for Trifluoroethylene (R-1123)", 16th International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue, West Lafayette, IN, USA, July 11-14, (2016).
- [5] Akasaka, R., "A Thermodynamic Property Model for Difluoromethane (R-32) and Trifluoroethylene (R-1123) Mixtures", 11th Asian Thermophysical Properties Conference, Yokohama, Japan, October 2-6, (2016).

2.2.2.1.2 気液平衡性質の測定 (公立大学法人富山県立大学)

(a) 測定装置

本研究では株式会社AKICO社製の再循環型気液平衡性質測定装置<sup>[1,2]</sup>を用いて、2成分系 HF0-1123+HFC-32 混合冷媒の沸点および露点圧力の測定を行った。再循環型は、気液平衡性質の測定方法の一種で、試料採取時に圧力変動等による平衡破壊が少なく、実測値の信頼性が高いことが特徴である。図 2.2.2.1.2-1 に装置概略図<sup>[1]</sup>を示す。本研究の実施にあたり、校正（検量線作成）および精度向上のための改良（配管変更、機器調整、および装置内部の洗浄等）を実施した。検量線については後述する。



(A)液体恒温槽; (B)空気恒温槽; (C)光学セル; (D)循環ポンプ; (E)抵抗温度計; (F)試料圧入機; (G)ガスクロマトグラフ; (H)ヘリウムボンベ; (I)安全弁; (J)真空ポンプ; (K)膨張容器; (L)試料容器; (M)攪拌翼; (N)圧力計; (O)6方弁; (P)ブルドン管式圧力計; (Q)ヒーター; (R)PIDコントローラ; (S)デジタルマルチメータ; (T)PC.

図 2.2.2.1.2-1 本研究で用いた再循環型気液平衡性質測定装置

測定装置は(1)試料再循環部、(2)膨張部、(3)GC部、および(4)その他試料充填用圧入機および真空排気部を含んでいる。以下にそれぞれについて報告する。

- (1) 試料循環部は 380 cc の光学セル A と 2 系統の循環ループから構成されている。各ループは気液境界面（メニスカス）を人工的に再現するもので、1. 気→液、および 2. 液→気の循環を行っている。循環はピストンタイプの送液ポンプ D により行われている。データ不良の原因となる液滴および気泡の発生を防ぐための工夫が施されている。循環が平衡状態になったことを LabView の出力画面等で確認したのちに、各循環のサンプルを微量はさみとる。系全体を液体恒温槽内に設置し、熱媒体（水）の温度を白金抵抗温度計およびブリッジ回路 ASL F201 (Chino) で計測・制御している。また、光学セル内の圧力は、(株)共和電業のひずみ式圧力変換器 (PHS-100KA) および動ひずみ測定アンプ (DPM-711B) で測定している。
- (2) 膨張部では、ガスクロマトグラフで組成解析を正確に行えるよう、(1)ではさみとった微量のサンプルを 100 °C で完全にガス化するとともに、He (純度 99.999 vol%) と均一に混合させる。(1)と同じく 2 つのループより構成されている。
- (3) (2)の各ループよりサンプルを 6 方弁で瞬間的に挟み取り、(株)GL サイエンス社製のガスクロマトグラフ (TCD type, GC-3200) 内のキャピラリーカラム (CP, PoraPLOT Q) に送りこむ。カラムは長さ 25 m, 内径 0.53 mm, 膜厚 20 μm の仕様で、この中で試料の各成分は粘性率の違いにより徐々に分離されていく。出口部の到達時間が物質の種類を、検出値の強度が量を示すことにより、GC の出力する  $V-t$  線図から物質の面積分率 (area%) が得られる。この数値と、別途作成した検量線から、組成 (mol%) を得る。
- (4) 試料は、ピストンシリンダー式ガス圧入機によって (1) の光学セル内に各成分を個別に充填して作成する。シリンダーは 300 cc, 圧縮比 4 であり、圧縮を停止する圧力を決められる安全装置が備わっている。

本測定装置は 150 °C および 15 MPa までの温度・圧力範囲における測定が可能である。また、測定不確かさは、拡張不確かさにおける包含係数を  $k=2$  とした結果として、温度 0.03 K, 圧力 0.60%, および組成 0.51 mol% である。不確かさのバジェット表を表 2.2.2.1.2-1 に示す。

表 2.2.2.1.2-1 気液平衡性質測定の拡張不確かさ ( $k = 2$ )

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

(b) 成果

本研究で取得した検量データより、以下の検量式、式(2.2.2.1.2-1)を作成した。これに基づき、ガスクロマトグラフによる計測値 (area%) から、試料の組成 (mol 分率) を算出した。

$$A_{R1123}/A_{R32} = 1.2605 \cdot x_{R1123}/x_{R32} \quad (2.2.2.1.2-1)$$

表 2.2.2.1.2-2 検量データ

目標組成	測定番号	$A_{R1123}/A_{R32}$ (面積比)	$x_{R1123}/x_{R32}$ (mol 分率比)
0.2	1	0.1757476	0.2149435
0.4	1	0.4212915	0.4410926
	2	0.4236926	0.4410926
	3	0.4242661	0.4410926
0.6	1	0.7107800	0.5503063
	2	0.7099445	0.5503063
	3	0.7081838	0.5503063
0.8	1	0.9576168	0.7522965
	2	0.9560054	0.7522965
	3	0.9579926	0.7522965
AMOLEA300X	1	0.6556291	0.5295078

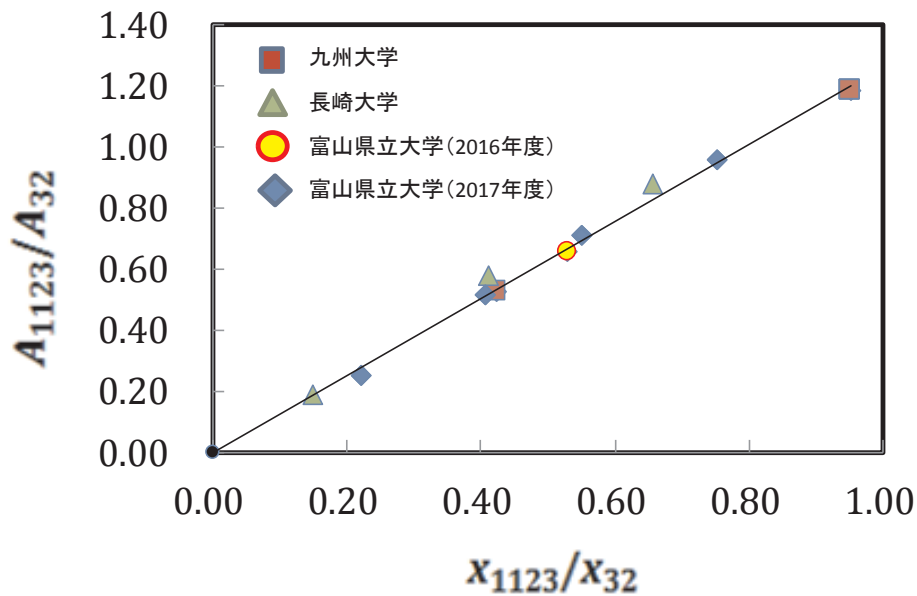


図 2.2.2.1.2-2 検量データの分布図

また、得られた気液平衡性質実測値を表 2.2.2.1.2-3、さらに Akasaka ら<sup>[3,4]</sup>によって提案された HF0-1123 のヘルムホルツ型状態方程式および HF0-1123+HFC-32 に対する多流体混合モデルを REFPROP Ver. 9, 1<sup>[5]</sup>に組み込んで計算した計算値との比較結果を図 2.2.2.1.2-3 に示す。本実測値より、①温度の上昇とともに気液の組成差が縮小すること、および②高温域で Akasaka 式の補外域における計算値と比較的良好に一致することが確認できた。

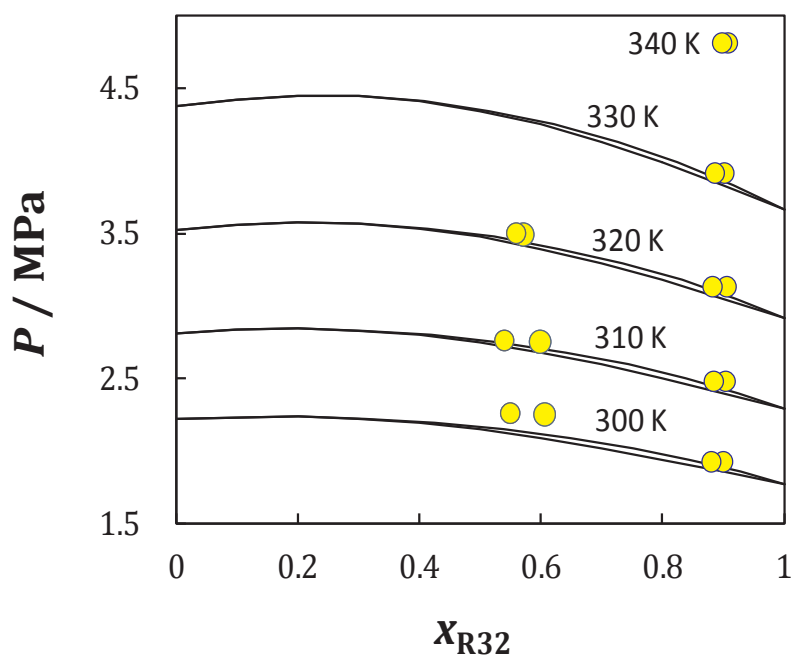


図 2.2.2.1.2-3 本実測値と Akasaka 式<sup>[3,4]</sup>との比較結果

表 2. 2. 2. 1. 2-3 本研究による気液平衡性質測定値

$T/K$	$P/MPa$	$x_{R32}$	$x_{R1123}$	Phase	備考
300.00	1.915	0.8826	0.1174	V	
300.00	1.915	0.9025	0.0975	L	
310.00	2.475	0.8866	0.1134	V	
310.00	2.475	0.9051	0.0949	L	
320.00	3.120	0.8850	0.1150	V	
320.00	3.120	0.9073	0.0927	L	
330.00	3.910	0.8881	0.1119	V	
330.00	3.910	0.9045	0.0955	L	
340.00	4.805	0.9000	0.1000	V	
340.00	4.805	0.9094	0.0906	L	
300.00	2.253	0.5518	0.4482	V	AMOLEA 300X
300.00	2.253	0.5515	0.4485	V	AMOLEA 300X
300.00	2.253	0.6071	0.3929	L	AMOLEA 300X
300.00	2.253	0.6070	0.3930	L	AMOLEA 300X
310.00	2.757	0.5411	0.4589	V	AMOLEA 300X
310.00	2.757	0.5410	0.4590	V	AMOLEA 300X
310.00	2.757	0.5980	0.4020	L	AMOLEA 300X
310.00	2.757	0.5979	0.4021	L	AMOLEA 300X
320.00	3.494	0.5613	0.4387	V	AMOLEA 300X
320.00	3.494	0.5614	0.4386	V	AMOLEA 300X
320.00	3.494	0.5715	0.4285	L	AMOLEA 300X
320.00	3.494	0.5713	0.4287	L	AMOLEA 300X

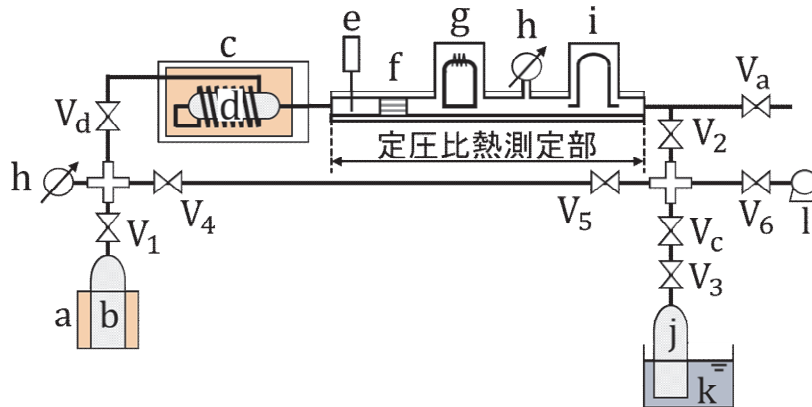
<参考文献>

- [1] Nagata, Y., Mizutani, K., and Miyamoto, H., The precise measurement of the (vapour-liquid) equilibrium properties for (CO<sub>2</sub> + isobutane) binary mixtures, J. Chem. Thermodyn. 43(3), pp. 244-247 (2011).
- [2] Miyamoto, H., Shoji, Y., Akasaka, R., and Lemmon, E. W., Int. J. Thermophys., 38(10), pp.157-166 (2017).
- [3] Akasaka, R., Fukushima, M., and Lemmon, E. W., A Helmholtz Energy Equation of State for Trifluoroethylene (R-1123), 16th International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue, West Lafayette, IN, USA, July11-14, (2016).
- [4] Akasaka, R., A Thermodynamic Property Model for Difluoromethane (R-32) and Trifluoroethylene (R-1123) Mixtures, 11th Asian Thermophysical Properties Conference, Yokohama, Japan, October 2-6, (2016).
- [5] Lemmon, E.W., Huber, M.L., and McLinden, M.O., 2013. Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties - REFPROP Ver. 9.1. National Institute of Standards and Technology, Boulder, CO, USA.

2. 2. 2. 1. 3 比熱の測定 (学校法人日本大学理工学部理工学研究所)

(a) 気相域の定圧比熱測定

本実験では、気相域の定圧比熱を測定するため、サーマルフロー型カロリメータを開発し、測定を行った。実験装置概要図を図 2. 2. 2. 1. 3-1 に示す。定圧比熱を測定するカロリメータは、熱式流量計とコリオリ式流量計の直列接続によって構成されている。試料はマントルヒーターで温度制御された試料充填容器から減圧弁により圧力を制御された状態でカロリメータ部に供給される。このとき、試料の温度と圧力のふらつきを抑えるために恒温槽で温度制御された試料安定化容器を用いている。カロリメータを流通した後の試料は、試料回収容器により液体窒素で凝縮して回収される。試料の流量調整は、試料回収容器前に設置された流量調節弁によりおこなわれる。なお、今回の研究においては、装置全体の断熱性を確保することができず、試料の温度制御が不十分であったため、室温のみでの測定となった。



- (a) マントルヒーター; (b) 試料充填容器; (c) 恒温槽; (d) 試料安定化容器; (e) 温度センサ;  
 (f) フィルター; (g) 熱式流量計; (h) 圧力センサ; (i) コリオリ式流量計; (j) 試料回収容器;  
 (k) 液体窒素; (l) 真空ポンプ; (Va) 大気開放弁; (V) ニードルバルブ; (Vc) 流量調節弁;  
 (Vd) 減圧弁.

図 2.2.2.1.3-1 サーマルフロー型カロリメータによる気相域の定圧比熱測定装置

熱式流量計は、試料の質量流量と定圧比熱に比例して出力電圧が生じるため、質量流量に対する熱式流量計の出力電圧から試料の定圧比熱を得ることができる。このときの質量流量は、試料の熱物性に依存せず直接的に得られるコリオリ式流量計を用いている。そのため、実際には熱式流量計とコリオリ式流量計の出力比から試料の定圧比熱を求めることになる。図 2.2.2.1.3-2 に校正の実験結果として、HFC-134a, HC-290, HFC-32 を試料としたときのコリオリ式流量計に対する熱式流量計の出力電圧の関係を示す。この時の出力比  $a$  に対する定圧比熱の関係を図 2.2.2.1.3-3 に示す。ここで、試料圧力による熱式流量計やコリオリ式流量計の内容積変化に伴う出力の変化があることが分かり、試料の圧力を変えた校正もおこなった。なお、図 2.2.2.1.3-3 に示したように傾きには圧力依存性がなく、図 2.2.2.1.3-3 の関係の切片となる  $b$  の値のみに圧力依存性を考慮した。これらの校正実験により、試料の定圧比熱は式(2.2.2.1.3-1)から得られる。

$$c_p = 0.1673a + b(p), \quad b(p) = 1.3408 \times 10^{-7} p^2 + 4.1209 \times 10^{-5} p + 1.8789 \times 10^{-2} \quad (2.2.2.1.3-1)$$

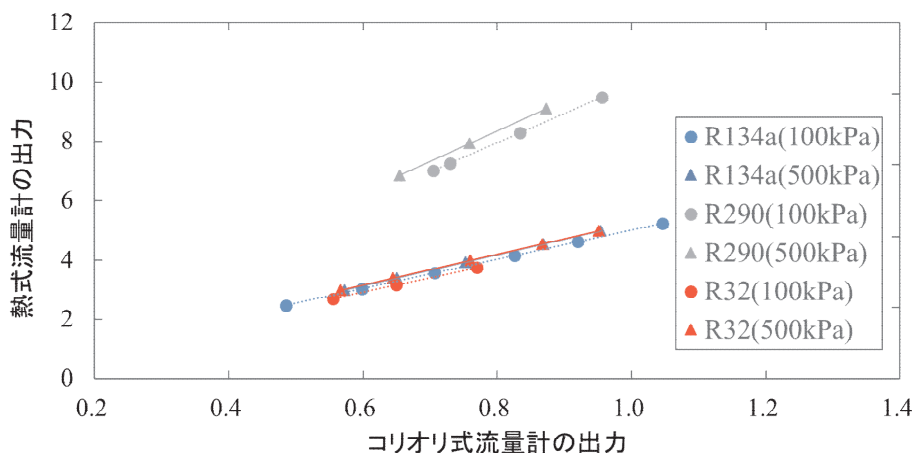


図 2.2.2.1.3-2 校正実験におけるコリオリ式流量計に対する熱式流量計の出力電圧の関係

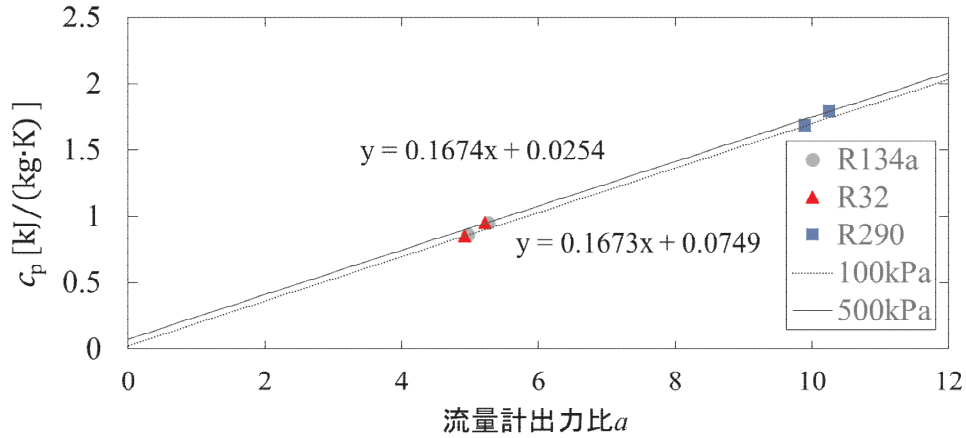


図 2.2.2.1.3-3 流量計出力比と定圧比熱の関係

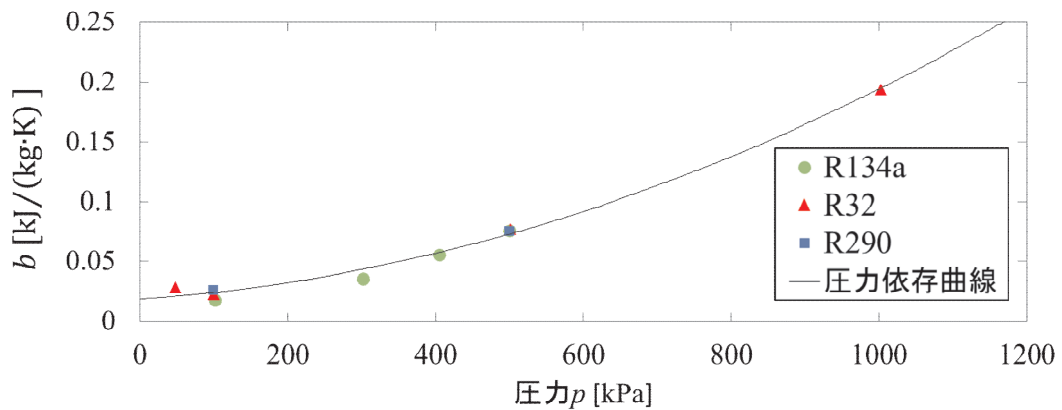


図 2.2.2.1.3-4 流量計出力比の圧力依存性の関係

式(2.2.2.1.3-1)を用いて、HFC-134a、HC-290、HFC-32 の定圧比熱を算出した値を表 2.2.2.1.3-1～表 2.2.2.1.3-3 に示す。概ね 1%の偏差で文献値と一致することが確認できた。

表 2.2.2.1.3-1 HFC-134a の気相域における定圧比熱の測定結果

$P$	$T$	$C_p$	$C_{p_{cal}}$	$\frac{100(C_p - C_{p_{cal}})}{C_{p_{cal}}}$
[kPa]	[K]	[J/(g·K)]		[ % ]
102	297	0.8559	0.8492	0.78
302	297	0.9009	0.8934	0.83
405	298	0.9250	0.9227	0.24
500	297	0.9531	0.9560	-0.30

表 2.2.2.1.3-2 HC-290 の気相域における定圧比熱の測定結果

$P$	$T$	$C_p$	$C_{p_{cal}}$	$\frac{100(C_p - C_{p_{cal}})}{C_{p_{cal}}}$
[kPa]	[K]	[J/(g·K)]		[ % ]
99	297	1.6796	1.6818	-0.13
206	297	1.6815	1.7063	-1.48
500	297	1.7881	1.7905	-0.14



表 2.2.2.1.3-3 HFC-32 の気相域における定圧比熱の測定結果

$P$	$T$	$C_p$	$C_{p_{cal}}$	$\frac{100(C_p - C_{p_{cal}})}{C_{p_{cal}}}$
[kPa]	[K]	[J/(g·K)]		[ % ]
48	299	0.8293	0.8367	-0.89
100	297	0.8473	0.8462	0.13
502	297	0.9459	0.9498	-0.41
1003	297	1.1347	1.1335	0.11

新冷媒として HFO-1123 と HFO-1123+HFC-32 混合冷媒の測定結果を表 2.2.2.1.3-4 と表 2.2.2.1.3-5 に示す。HFO-1123 は常温において圧力を変えて 3 点の測定結果を得た。HFO-1123+HFC-32 混合冷媒は常温において組成比 HFO-1123+HFC-32 (44.9/55.1mass%) において 1 点の測定結果を得た。HFO-1123 の定圧比熱は、HFC-32 と同程度であり、その混合物もほぼ同じ値になることが分かった。

表 2.2.2.1.3-4 HFO-1123 の気相域における定圧比熱の測定結果

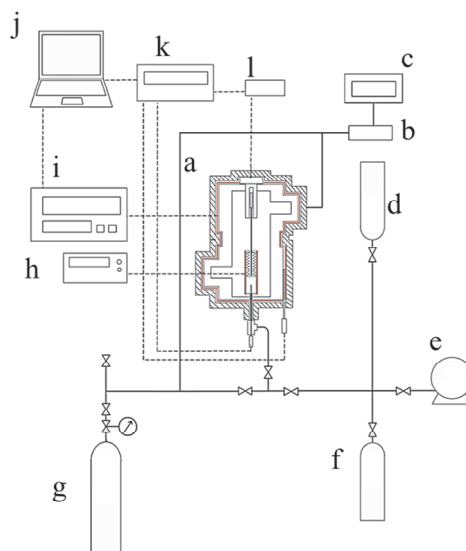
$P$	$T$	$C_p$
[kPa]	[K]	[J/(g·K)]
104	297	0.854
504	297	0.933
1010	297	1.085

表 2.2.2.1.3-5 HFO-1123+HFC-32 (44.9/55.1 mass%) の気相域における定圧比熱の測定結果

$P$	$T$	$C_p$
[kPa]	[K]	[J/(g·K)]
99	298	0.849

(b) 液相域の定圧比熱測定

本実験では、液相域の定圧比熱を測定するため、金属ベローズ型カロリメータを用いて測定を行った。実験装置概要図を図 2.2.2.1.3-5 に示す。



- (a) カロリメータ; (b) 圧力センサ; (c) 圧力表示器; (d) 試料充填容器; (e) 真空ポンプ;  
 (f) 試料回収容器; (g) 窒素ガスボンベ; (h) AC 電源; (i) PID 制御器; (j) PC;  
 (k) デジタルマルチメータ; (l) 変位センサ;

図 2.2.2.1.3-5 金属ベローズ型カロリメータによる液相域の定圧比熱測定装置

カロリメータ(a)は、金属ベローズを持つ試料容器と圧力容器からなり、試料容器は、鉛直方向に立てた円筒容器で、その内側に金属ベローズが挿入されている。試料容器は、圧力媒体の窒素ガスが充填された圧力容器内に設置されており、その圧力を調整することで、金属ベローズを介して試料の密度と圧力を調整することができる。

はじめに、真空ポンプ(e)でカロリメータ(a)の金属ベローズ内外の圧力差を零にするとともに不純物となる空気を取り出す。次に圧力媒体となる窒素ガスを窒素ボンベ(g)から充填し、試料を充填容器(d)から充填する。試料容器に溶接された体積が可変な金属ベローズ容器の伸縮に連動しているコア付きロッドの上下を変位センサ(l)で測定し、デジタルマルチメータ(k)で読み取る。気液二相域であった試料は、窒素ガスで圧力を調整し、金属ベローズを伸縮させることで気相側の試料を排出し、液相になるまでその操作をする。試料の圧力は、窒素ガスの圧力を圧力センサ(b)から出力された値を圧力表示器(c)で読み取り、伸縮による弾性力を差し引くことにより一定圧力の値を求めることができ、任意の値に設定する。同時に試料の温度を設定するため、外部ヒータをPID制御器(i)で制御した後、DC電源(h)に接続された内部ヒータで試料を加熱し、その試料の時間当たりの温度変化を温度センサとデジタルマルチメータ(k)を用いてグラフとしてパソコン(j)で出力し、その値をもとに定圧比熱を求める。今回用いる解析法は、窒素ガスで加圧するため、完全な断熱は出来ず、与えた熱流量に対しての損失熱流量を零とした断熱法による測定が困難であり、損失熱流量を考慮した熱緩和法の計算式で算出する。その熱収支式は、式(2.2.2.1.3-2)のように表される。

$$Q = C \frac{d\Delta T}{dt} + \alpha \Delta T \quad (2.2.2.1.3-2)$$

式(2.2.2.1.3-1)を $\Delta T$ について $t$ の関数で解くと式(2.2.2.1.3-3)で表せる。

$$\Delta T = \frac{Q}{\alpha} \left( 1 - \exp\left(-\frac{\alpha}{C}t\right) \right) = \Delta T_{\max} \left( 1 - \exp\left(-\frac{t}{\tau}\right) \right) \quad (2.2.2.1.3-3)$$

ここで、 $Q$ は供給熱流量、 $C$ は系の熱容量、 $\Delta T$ は系と周囲との温度差、 $t$ は時間、 $\alpha$ は熱通過係数であり、式(2.2.2.1.3-2)の右辺第一項目は系の顕熱、第二項目は損失熱流量である。式(2.2.2.1.3-3)から温度差の時間変化のデータより熱緩和時間 $\tau$ 、 $\Delta T_{\max}$ をフィッティングで決定すると $\alpha$ を消去し、式(2.2.2.1.3-4)が得られる。

$$C = \frac{Q}{\Delta T_{\max}} \tau \quad (2.2.2.1.3-4)$$

また、系の熱容量 $C$ は、試料の熱容量と容器の熱容量の和で表される。

$$C = mc_p + C_a \quad (2.2.2.1.3-5)$$

ここで、 $m$ は充填した試料の質量、 $c_p$ は試料の比熱、 $C_a$ は容器熱容量である。以上の式にそれぞれ値を代入し、最終的に式(2.2.2.1.3-5)から $c_p$ は定圧比熱が得られるというのが今回の定圧比熱測定の原理となる。しかしながら、式(2.2.2.1.3-4)で得られる値には、供給した熱流量が全て系に伝わっていることが前提であり、実際には、ヒータの効率を考慮する必要がある。測定データの損失熱流量を考慮したヒータの効率 $k$ と試料容器熱容量 $C_a$ を充填質量 $m$ と物質の25℃、3MPaでの定圧比熱の文献値を基に、比熱が良く知られている3物質の試料熱容量と熱容量の関係をプロットしたグラフから式(2.2.2.1.3-5)を補正した式(2.2.2.1.3-6)で定圧比熱を算出する。

$$c_p = \frac{k \left( \frac{Q}{\Delta T_{\max}} \tau \right) - C_a}{m} \quad (2.2.2.1.3-6)$$

図2.2.2.1.3-6に25℃、3MPaにおけるHFC-134a、HC-290、HFC-32による装置定数の結果とHFO-1123の測定結果を示す。また、それらの定圧比熱を算出した値を表2.2.2.1.3-1に示す。概ね1%の

偏差で文献値と一致することが確認できた。また、新冷媒の測定結果として得られた HFO-1123 の液相の定圧比熱は、1.75 kJ/kg・K であった。この値は、HFC-32 と比べて 7%程低い値であった。

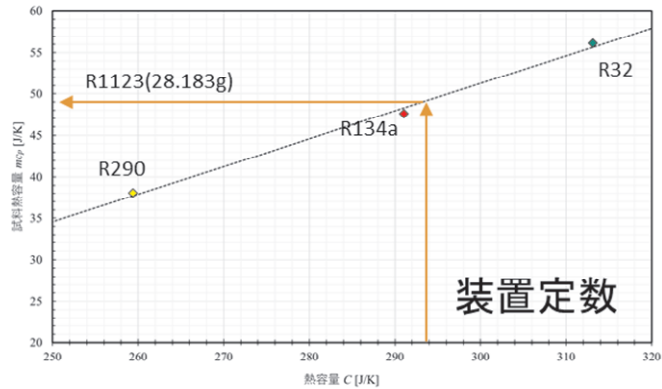


図 2.2.2.1.3-6 25 °C, 3 MPa における HFC-134a, HC-290, HFC-32 による装置定数の結果

表 2.2.2.1.3-6 液相域における定圧比熱の測定結果 (25°C, 3MPa)

試料	$c_p$ [kJ/kg・K]	$c_p$ (文献値)[kJ/kg・K]	相対偏差 [%]
HFC-134a	1.42	1.400	-1.5
HC-290	2.65	2.668	0.7
HFC-32	1.88	1.895	0.8
HFO-1123	1.75	—	—

#### 2.2.2.1.4 音速の測定 (国立研究開発法人産業技術総合研究所)

##### (a) 測定手法

円筒型音波・マイクロ波共振器を用いた音速測定装置により、HFO-1123 純物質および HFC-32 との二成分系混合物質について、気相域における音速の測定を行った。円筒型音波・マイクロ波共振器および音速測定装置全体の概略図を下図にそれぞれ示す。円筒型共振器は熱伝導度および電気伝導度が良い無酸素銅製であり、キャビティ長さ約 50 mm, キャビティ直径約 24mm である。サンプルガス圧力による共振器形状の変形を抑えるため、キャビティ内外圧が等しくなるように SUS316 製の压力容器内に格納されている。サンプルガスは压力容器上部から配管を通して压力容器内に導入され、共振器の側面位置に空いているサンプル導入口よりキャビティ内にサンプルガスが充填される。なお、音波・マイクロ波共振測定時には、キャビティを理想的な円筒形状に近付けるため、バルブ機構によりサンプル導入口を閉じることができる機構が設けてある。

音波共鳴は、キャビティ両端の円筒中心軸上に取り付けられた 2 つのコンデンサマイクロホン (B&K 社製 4192) を用いて計測する。受信用マイクロホンに取り付けるプリアンプ (GRAS 社製 26AC) および送信用マイクロホンに取り付けるトランスミッタアダプタ (GRAS 社製 RA0086) は、压力容器に取り付けたハーメチックフィードスルーを介して三重同軸ケーブルで接続し、それぞれ恒温槽外の室温雰囲気下に設置されている。音波共鳴は周波数応答アナライザ (NF 回路社製 FRA5086) により測定され、出力信号を駆動アンプ (GRAS 社製 14AA) を介して送信用マイクロホンに伝送し、受信用マイクロホンからの電気信号をパワーモジュール (GRAS 社製 12AR) を介して測定し、出力信号周波数をスイープすることで音波共鳴特性を得る。

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

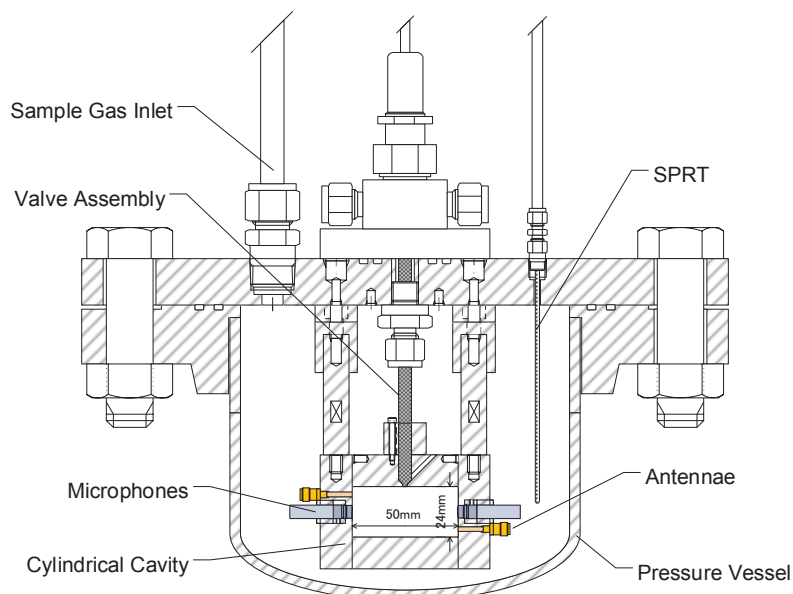
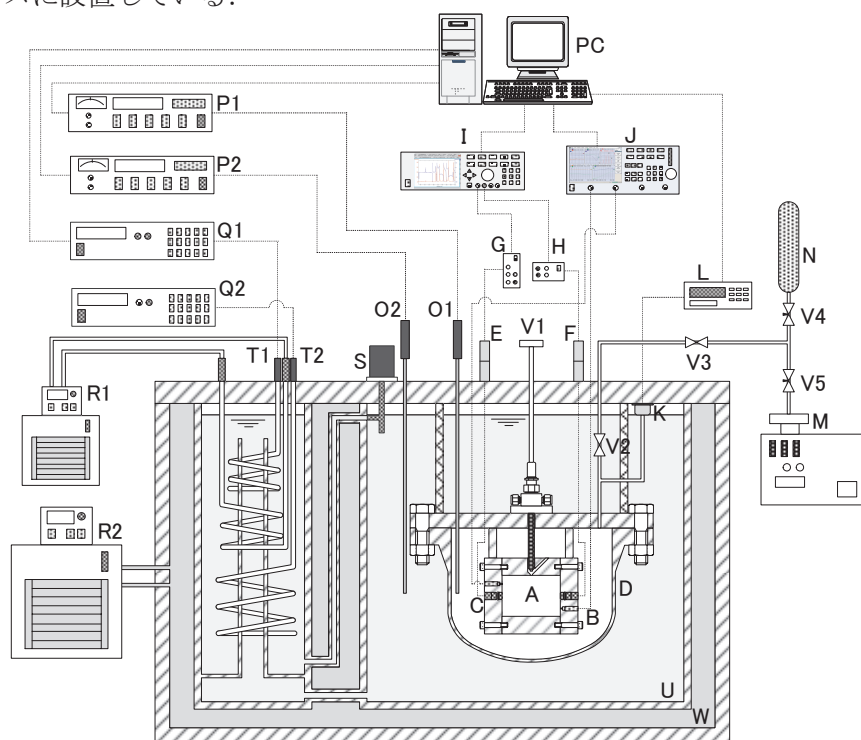


図 2. 2. 2. 1. 4-1 円筒型音波・マイクロ波共振器の断面図

円筒型共振器を格納した圧力容器は、液体恒温槽により温度変動 $\pm 3$  mK 以内で精密温調し、サンプルガス温度は ITS-90 に準拠した標準白金抵抗温度計（ネツシン社製 NSR-160）および精密測温ブリッジ（Guildline 社製 6675A）を用いて測定する。恒温槽の熱媒体としては、グリコール系液体（松村石油社製バーレルブライン E）を用いた。サンプルガス圧力は水晶発振式圧力計（Paroscientific 社製 2400A）により直接測定しており、サンプルの温度勾配を小さくするために、圧力計は恒温槽内のヘッドスペースに設置している。



A: cylindrical acoustic-microwave cavity, B: antennae, C: microphones, D: pressure vessel, E: transmitter adapter, F: preamplifier, G: actuator amplifier, H: microphone power supply, I: frequency response analyzer, J: vector network analyzer, K: quartz pressure transducer, L: digital pressure computer, M: vacuum pump, N: sample bomb, O1-2: thermometers (SPRTs), P1-2: thermometer bridges, Q1-2: programmable power supply, R1-2: circular type thermostats, S: circulator pump, T1-2: heat exchanger coils, U: internal thermostat, V1-5: valves, W: external prethermostat

図 2. 2. 2. 1. 4-2 音速測定装置の概略図

本研究では、HF0-1123 純物質の測定時は(1, 0)～(6, 0), ならびに HF0-1123+HFC-32 混合物質の測定時は(2, 0)～(6, 0)の longitudinal mode の音波共鳴周波数を測定し, それぞれの平均値から音速を求めた. 円筒型キャビティにおける音波共鳴周波数  $f_{l,0}$  の測定から, 以下の式より音速  $w$  を求めることができる.

$$f_{l,0} = \frac{wl}{2L} + \Delta f_{AC} \quad (2.2.2.1.4-1)$$

ここで,  $L$  および  $l$  はキャビティ長さおよび音響モード次数をそれぞれ示す. また,  $\Delta f_{AC}$  は非理想的な音波共鳴状態に起因する周波数補正項を示しており, 本研究では以下の式により算出している.

$$\frac{\Delta f_{AC}}{f_{l,0}} = -\frac{\delta_v}{2r} \left(1 - 2\frac{l_v}{\delta_v}\right) - \frac{(\gamma-1)(1+2r/L)\delta_t}{2r} \left(1 - 2\frac{l_t}{\delta_t}\right) \quad (2.2.2.1.4-2)$$

ここで,  $r$  および  $\gamma$  はキャビティ半径およびサンプルガスの比熱比をそれぞれ表す. また,  $\delta_v$  は速度境界層厚さ,  $\delta_t$  は温度境界層厚さ,  $l_v$  は速度適応長さ,  $l_t$  は温度適応長さとしてそれぞれ呼ばれ, 下記の式で表される.

$$\delta_v = \sqrt{\frac{\eta}{\pi f \rho}} \quad (2.2.2.1.4-3)$$

$$\delta_t = \sqrt{\frac{\lambda}{\pi f \rho c_p}} \quad (2.2.2.1.4-4)$$

$$l_v = \frac{\eta}{p} \sqrt{\frac{\pi RT}{2M}} \quad (2.2.2.1.4-5)$$

$$l_t = \frac{\lambda}{p} \sqrt{\frac{\pi MT}{2R} \left(\frac{c_v}{R} + \frac{1}{2}\right)^{-1}} \quad (2.2.2.1.4-6)$$

ここで,  $\eta$  はサンプルガスの粘度,  $\lambda$  は熱伝導率,  $c_p$  は定圧比熱,  $c_v$  は定容比熱,  $p$  は圧力,  $\rho$  は密度,  $T$  は温度,  $M$  はモル質量, および  $R$  は気体定数をそれぞれ示している. 音波共鳴周波数  $f_{l,0}$  および半値幅  $g_{l,0}$  は, スイープ周波数  $f$ , 音圧測定値  $A$ , および位相差測定値  $\phi$  のデータセットを, 以下の共鳴曲線関数に非線形フィッティングすることで求める.

$$A \cos \phi + iA \sin \phi = \frac{i(a_1 + ia_2)f}{f^2 - (f_{l,0} + ig_{l,0}\sqrt{f_{l,0}/f})^2} + (b_1 + ib_2) + (c_1 + ic_2)(f - f_{l,0}) + (d_1 + id_2)(f - f_{l,0})^2 \quad (2.2.2.1.4-7)$$

ここで,  $a_1, a_2, b_1, b_2, c_1, c_2, d_1$ , および  $d_2$  はすべてフィッティングパラメータとなる.

上述したように, 音速を求める過程で円筒型キャビティ長さ  $L$  および半径  $r$  の値が必要となるが, 本研究では共振器内が真空時のマイクロ波共振周波数を測定することで, 光速度に基づいて各測定温度におけるキャビティ寸法を測定した. 円筒型キャビティ内が真空状態におけるマイクロ波共振周波数を  $f_{pqs}$  とすると, 光速度  $c$  との関係は下記により表される.

$$f_{pqs} = \frac{c}{2\pi} \sqrt{\left(\frac{\phi_{0q}}{r}\right)^2 + \left(\frac{\pi s}{L}\right)^2} - \Delta f_{EM} \quad (2.2.2.1.4-8)$$

ここで,  $s$  および  $\phi_{0q}$  は共振モード次数およびマイクロ波共振の固有値をそれぞれ示す. また,  $\Delta f_{EM}$  は非理想的なマイクロ波共振状態に起因する周波数補正項を示しており, 本研究では以下の式により算出している.

$$\Delta f_{EM} = -\sqrt{\frac{f_{pqs}}{\pi\mu_0\sigma}} \left(\frac{1}{2r} + \frac{1}{2L}\right) - \frac{f_{pqs}\chi p}{1 + \chi p} \quad (s=0) \quad (2.2.2.1.4-9)$$

$$\Delta f_{EM} = -\sqrt{\frac{f_{pqs}}{\pi\mu_0\sigma}} \left(\frac{1}{2r} + \frac{1}{L}\right) - \frac{f_{pqs}\chi p}{1 + \chi p} \quad (s \neq 0) \quad (2.2.2.1.4-10)$$

ここで、 $\mu_0$  は真空の透磁率、 $\sigma$  は共振器材料の電気伝導率、および $\chi$ は共振器材料のコンプライアンスをそれぞれ示している。マイクロ波共振周波数  $f_{pqs}$  および半値幅  $g_{pqs}$  は、スイープ周波数  $f$ 、電力測定値  $A$ 、および位相差測定値  $\phi$  のデータセットを、以下の共振曲線関数に非線形フィッティングすることによって求める。

$$A \cos \phi + iA \sin \phi = \frac{i(a_1 + ia_2)f}{(f_{pqs} + ig_{pqs})^2 - f^2} + (b_1 + ib_2) + (c_1 + ic_2)(f_{pqs} - f) + (d_1 + id_2)(f_{pqs} - f)^2 \quad (2.2.2.1.4-11)$$

ここで、 $a_1$ ,  $a_2$ ,  $b_1$ ,  $b_2$ ,  $c_1$ ,  $c_2$ ,  $d_1$ , および  $d_2$  はすべてフィッティングパラメータとなる。このように、マイクロ波共振測定により各測定温度のキャビティ寸法を求めることができるため、従来のように参照ガスを用いたキャリブレーションを行う必要がなく、音速の絶対測定が可能となっているのが本装置の大きな特徴となっている。

#### (b) 測定結果

HF0-1123 純物質の気相域における音速測定データおよびグラフを下記図表にそれぞれ示す。本研究において、温度 323K~333 K、圧力 50 kPa~400 kPa の範囲で、計 12 点の音速データを得た。なお、測定データをプロットしたグラフには、過去に本測定装置で得られた 263 K~313 K の温度範囲における HF0-1123 の音速測定データも示してある。各状態量の測定不確かさ ( $k = 2$ ) は、音速が 0.1 %、温度が 6 mK、ならびに圧力が 0.1 kPa 程度である。

表 2.2.2.1.4-1 HF0-1123 純物質の音速測定結果

temperature [K]	pressure [kPa]	speed of sound [m/s]
323.142	50.578	191.817
323.142	106.379	191.140
323.141	173.057	190.330
323.141	251.172	189.364
323.141	320.213	188.503
323.141	395.092	187.560
333.143	50.556	194.652
333.143	106.488	194.017
333.143	161.586	193.371
333.144	221.227	192.708
333.143	291.191	191.915
333.143	365.477	191.075

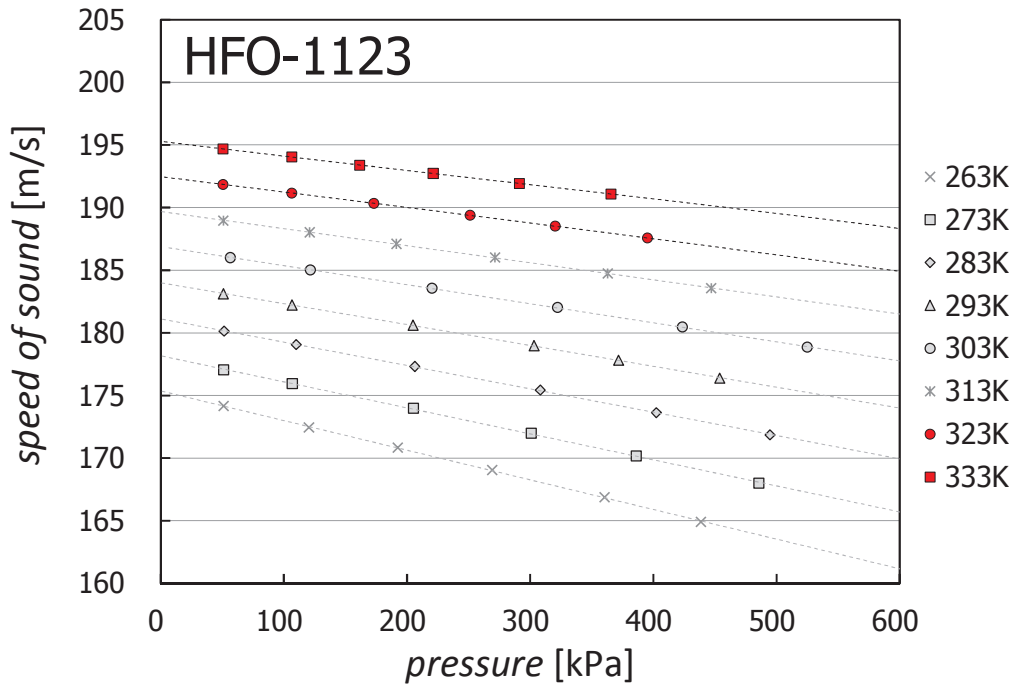


図 2. 2. 2. 1. 4-3 HFO-1123 純物質の音速測定結果

得られた HFO-1123 純物質の気相域における音速データに基づき、音速を圧力について 3 次まで級数展開した下記の音響ビリアル状態方程式を用いて、理想気体状態の定圧比熱  $c_p^\circ$  を導出した。

$$w^2 = \frac{\gamma^\circ RT}{M} \left[ 1 + B_a \frac{P}{RT} + C_a \frac{P^2}{RT} \right] \quad (2. 2. 2. 1. 4-12)$$

ここで、 $\gamma^\circ$ 、 $B_a$ 、および  $C_a$  は、それぞれ理想気体比熱比、第 2 音響ビリアル係数、および第 3 音響ビリアル係数を示している。等温線上における音速データを上式にフィッティングし、圧力を 0 に外挿することにより  $\gamma^\circ$  を求めることができ、以下の関係式から  $c_p^\circ$  を決定することができる。

$$\frac{c_p^\circ}{R} = \frac{\gamma^\circ}{\gamma^\circ - 1} \quad (2. 2. 2. 1. 4-13)$$

上記のようにして導出した各温度における HFO-1123 の  $c_p^\circ$  の値を下表に示す。なお、 $c_p^\circ$  導出の不確かさ ( $k=2$ ) は 1 %程度である。

表 2. 2. 2. 1. 4-2 HFO-1123 の  $c_p^\circ$  値

temperature [K]	$c_p^\circ$ [J mol <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> ]
323.141	71.919
333.143	73.172

また、過去に本測定装置を用いて得られた 263 K~313 K の温度範囲における HFO-1123 の  $c_p^\circ$  値を合わせたデータに基づき、以下に示す Einstein の式にフィッティングすることで  $c_p^\circ$  温度相関式を作成した。

$$\frac{c_p^\circ}{R} = d_1 + \sum_{i=2}^3 d_i \frac{(u_i/T)^2 \exp(u_i/T)}{[\exp(u_i/T) - 1]^2} \quad (2. 2. 2. 1. 4-14)$$

作成した  $c_p^\circ$  温度相関式の係数を下表にまとめる。

表 2.2.2.1.4-3 HFO-1123 の  $c_p^\circ$  温度相関式係数

coefficients	values
$d_1$	$3.431 \times 10^0$
$d_2$	$5.545 \times 10^0$
$d_3$	$7.500 \times 10^0$
$u_2$	$5.305 \times 10^2$
$u_3$	$1.863 \times 10^3$

得られた HFO-1123 の  $c_p^\circ$  値と, Joback and Reid<sup>[1]</sup>, Rihani and Doraiswamy<sup>[2]</sup>, および Yoneda<sup>[3]</sup> による原子団寄与法に基づいた  $c_p^\circ$  推算値との比較の図を下記に示す. 音速測定温度範囲において, 本研究で得られた  $c_p^\circ$  値と各原子団寄与法による  $c_p^\circ$  推算値との最大偏差は, HFO-1123 については Joback が -11.0%, Rihani が -17.2%, ならびに Yoneda が -2.4% であった.

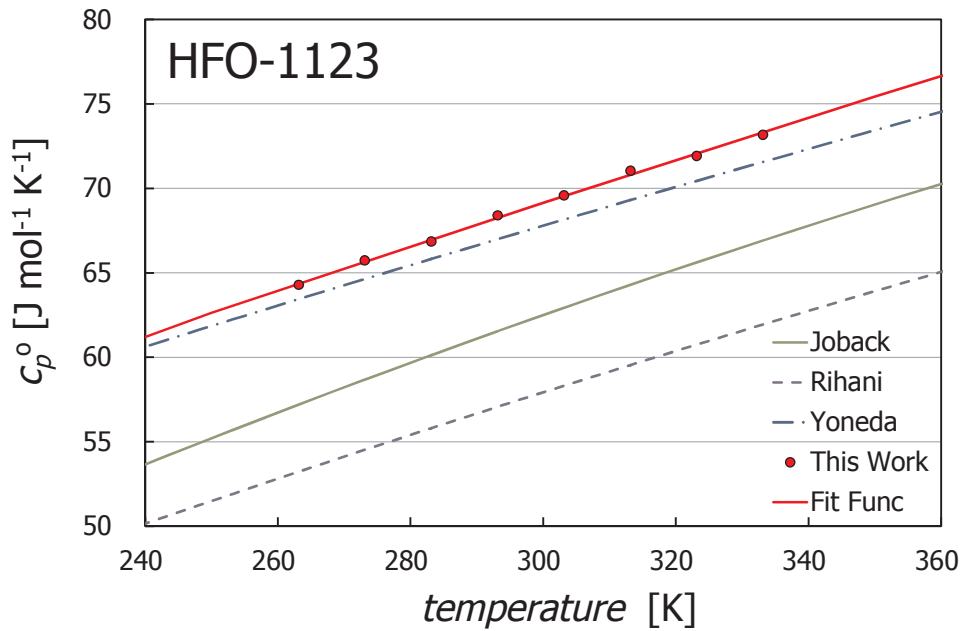


図 2.2.2.1.4-4 HFO-1123 の  $c_p^\circ$  値と原子団寄与法による推算値との比較

次に, HFO-1123+HFC-32 (40/60 mass%) 混合物の気相域における音速測定データおよびグラフを下記の図表にそれぞれ示す. 本研究において, 温度 303 K~333 K, 圧力 200 kPa~1600 kPa の範囲で, 計 18 点の音速データを得た. 各状態量の測定不確かさ ( $k = 2$ ) は, 音速が 0.1%, 温度が 6 mK, 圧力が 0.1 kPa, 組成比が 0.02 mass% 程度である.

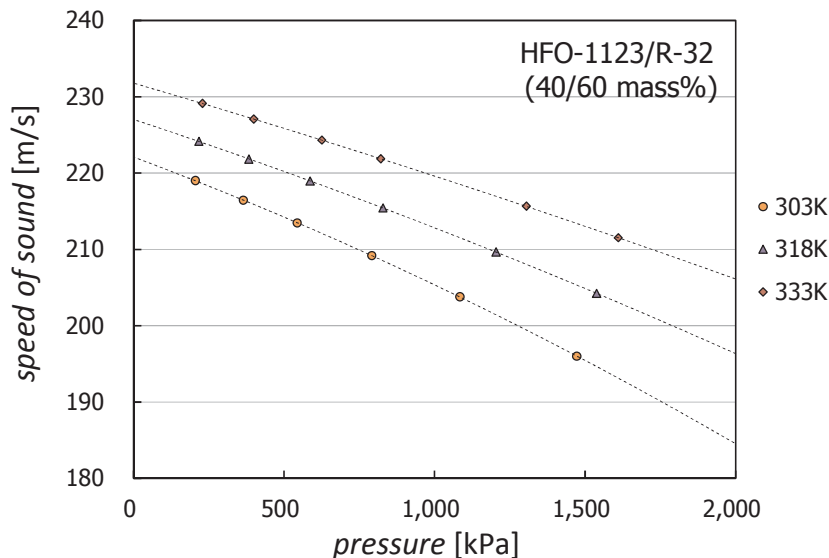


図 2.2.2.1.4-5 HFO-1123+HFC-32 (40/60 mass%) 混合物の音速測定結果



表 2.2.2.1.4-4 HF0-1123+HFC-32 (40/60 mass%) 混合物の音速測定値

temperature [K]	pressure [kPa]	speed of sound [m/s]
303.127	205.417	219.013
303.135	365.002	216.438
303.133	543.443	213.469
303.135	791.145	209.180
303.135	1084.138	203.791
303.134	1472.435	196.005
318.136	217.169	224.154
318.139	383.121	221.841
318.138	586.470	218.962
318.139	828.384	215.426
318.135	1204.158	209.661
318.139	1537.854	204.232
333.136	228.817	229.121
333.136	399.136	227.075
333.135	625.386	224.308
333.136	821.075	221.868
333.136	1304.696	215.658
333.136	1610.271	211.514

<参考文献>

- [1] Joback K. G., and Reid R. C., "Estimation of pure-component properties from group-contributions," *Chem. Eng. Commun.* **57**, 233, 1987
- [2] Rihani D. N., and Doraiswamy L. K., "Estimation of heat capacity of organic compounds from group contributions," *Ind. Eng. Chem. Fundamen.* **4**, 17, 1965.
- [3] Yoneda Y., "An estimation of the thermodynamic properties of organic compounds in the ideal gas state. I. Acyclic compounds and cyclic compounds with a ring of cyclopentane, cyclohexane, benzene, or naphthalene," *Bull. Chem. Soc. Japan*, **52**, 1297, 1979.

2.2.2.1.5 状態方程式の開発 (学校法人中村産業学園九州産業大学)

(a) HF0-1123 純物質の状態方程式

本プロジェクトの開始に先立って平成 27 年度に作成された HF0-1123 純物質の状態方程式<sup>[1]</sup>の概略を示す。作成にあたっては、飽和蒸気圧、飽和液密度、飽和蒸気密度、液相密度、気相密度および気相音速の実測値を用いた。この状態方程式は次式で表される。

$$\frac{a(T, \rho)}{RT} = \alpha(\tau, \delta) = \alpha^0(\tau, \delta) + \alpha^r(\tau, \delta) \quad (2.2.2.1.5-1)$$

ここで、 $a$  はヘルムホルツ自由エネルギーであり、 $\alpha$  は無次元ヘルムホルツ自由エネルギーである。また、 $R$  は一般気体定数であり、その値は 8.3144621 J/(mol K) <sup>[2]</sup>である。独立変数の  $\tau$  および  $\delta$  は無次元温度および無次元密度であり、次式で計算される。

$$\tau = T_{\text{red}} / T \quad (2.2.2.1.5-2)$$

$$\delta = \rho / \rho_{\text{red}} \quad (2.2.2.1.5-3)$$

ここで、 $T_{\text{red}}$  および  $\rho_{\text{red}}$  は温度および密度に対する無次元化パラメータであり、 $T_{\text{red}}$  には Higashi and Akasaka が測定した臨界温度 331.73K を用いる。また、 $\rho_{\text{red}}$  は状態方程式の最適化において 492 kg/m<sup>3</sup> と決定した。

式(2.2.2.1.5-1)の $\alpha^0$ および $\alpha^r$ はそれぞれ $\alpha$ の理想気体部分および残留部分である。 $\alpha^0$ は理想気体の定圧比熱の式から次式より計算する。

$$\alpha^0(\tau, \delta) = \frac{h_0^0 \tau}{RT_c} - \frac{s_0^0}{R} - 1 + \ln \frac{\delta \tau_0}{\delta_0 \tau} - \frac{\tau}{R} \int_{\tau_0}^{\tau} \frac{c_p^0}{\tau^2} d\tau + \frac{1}{R} \int_{\tau_0}^{\tau} \frac{c_p^0}{\tau} d\tau \quad (2.2.2.1.5-4)$$

理想気体の定圧比熱式として、本研究では Kano により決定された理想気体定圧比熱 $c_p^0$ の値を用いて作成した次式を用いた。

$$\frac{c_p^0}{R} = v_0 + \sum_{i=1}^2 v_i \left( \frac{u_i}{T} \right)^2 \frac{\exp(u_i/T)}{[\exp(u_i/T) - 1]^2} \quad (2.2.2.1.5-5)$$

ここで、 $v_0 = 3.0$ ,  $v_1 = 5.39533$ ,  $v_2 = 7.79874$ ,  $u_1 = 453 \text{ K}$ ,  $u_2 = 1712 \text{ K}$  である。

一方、残留部分 $\alpha^r$ は、入力値として与えた実測値を測定不確かさの範囲内で再現できるように非線形最小自乗法で最適化を行い、以下のように決定した。

$$\alpha^r(\tau, \delta) = \sum_{i=1}^5 N_i \tau^{t_i} \delta^{d_i} + \sum_{i=6}^{10} N_i \tau^{t_i} \delta^{d_i} \exp(-\delta^{\varepsilon_i}) + \sum_{i=11}^{15} N_i \tau^{t_i} \delta^{d_i} \exp[-\eta_i (\delta - \varepsilon_i)^2 - \beta_i (\tau - \gamma_i)^2] \quad (2.2.2.1.5-6)$$

式(2.2.2.1.5-6)の係数および指数を表1に示す。

式(2.2.2.1.5-1)のようなヘルムホルツ型状態方程式は、微分演算のみで全ての熱力学的状態量を導くことができる。例えば、圧力 $p$ 、比エンタルピー $h$ および定積比熱 $c_v$ は式(2.2.2.1.5-1)から以下のように計算される。

$$\begin{aligned} p &= \rho RT \left[ 1 + \delta \left( \frac{\partial \alpha^r}{\partial \delta} \right)_{\tau} \right] \\ \frac{h}{RT} &= \tau \left[ \left( \frac{\partial \alpha^0}{\partial \tau} \right)_{\delta} + \left( \frac{\partial \alpha^r}{\partial \tau} \right)_{\delta} \right] + \delta \left( \frac{\partial \alpha^r}{\partial \delta} \right)_{\tau} + 1 \\ \frac{c_v}{R} &= -\tau^2 \left[ \left( \frac{\partial^2 \alpha^0}{\partial \tau^2} \right)_{\delta} + \left( \frac{\partial^2 \alpha^r}{\partial \tau^2} \right)_{\delta} \right] \end{aligned} \quad (2.2.2.1.5-7)$$

なお、飽和状態は Maxwell の条件を用いて反復計算により求める。

表 2.2.2.1.5-1 HF0-1123 に対する式(2.2.2.1.5-6)の係数および指数

$i$	$N_i$	$t_i$	$d_i$	$e_i$	$i$	$N_i$	$t_i$	$d_i$	$\eta_i$	$\beta_i$	$\gamma_i$	$\varepsilon_i$
1	0.044649519	1.	4	-	11	1.6070681	1.05	1	0.721	2.023	1.09	0.557
2	2.0208994	0.28	1	-	12	-0.73580167	1.13	1	1.261	1.705	1.2	0.353
3	-2.6417598	0.782	1	-	13	-0.26768005	1.78	3	1.656	1.81	0.9	0.291
4	-0.41197275	1.03	2	-	14	-0.28256773	0.96	2	0.804	3.1	1.123	0.736
5	0.11153993	0.68	3	-	15	-0.14045846	1.85	2	1.744	0.685	0.837	1.131
6	-1.3190495	1.64	1	2								
7	-0.46464623	1.46	3	2								
8	-0.040932167	2.23	2	1								
9	0.26296637	1.2	2	2								
10	-0.018089075	1.73	7	1								

作成に用いられた実測値の存在範囲から、HF0-1123 純物質の状態方程式の適用範囲は、温度において 250 K から 480 K まで、圧力において 10 MPa までとした。この範囲内における実測値の再現性は、

飽和蒸気圧に対して 0.1 %以内, 液相密度に対して 0.2 %以内, 気相密度に対して 1 %以内, 気相音速に対して 0.05 %以内である. ただし, 状態方程式を作成した当時は飽和蒸気圧の実測値が 300 K 以上の温度範囲にしか存在しないため, 300 K 以下の飽和蒸気圧の再現性は未確認である. 実測値との詳細な比較結果は文献<sup>[1]</sup>に示されている.

(b) 補外域の再現性

(a)で述べた HF0-1123 純物質の状態方程式に対し, 補外域 (300 K 以下) まで含めた飽和蒸気圧の再現性を確認するため, 本プロジェクトにおいて 330 K から 270 K までの飽和蒸気圧測定を行い, 状態方程式からの計算値と比較した. 結果を図 2.2.2.1.5-1 に示す.

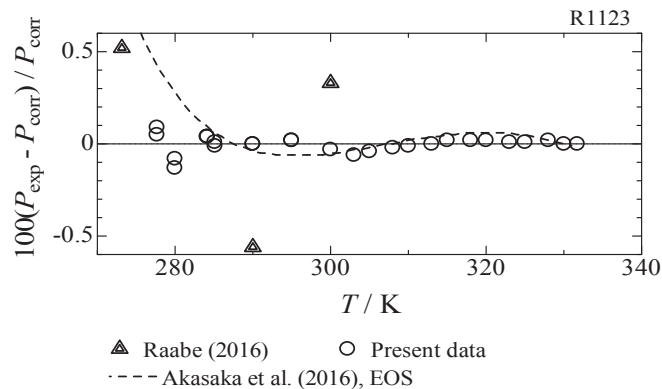


図 2.2.2.1.5-1 本プロジェクトで測定した飽和蒸気圧と状態方程式からの計算値との比較

図 2.2.2.1.5-1 より, 300 K 以上の温度域においては, 飽和蒸気圧の実測値と状態方程式からの計算値は 0.1 %以内の偏差で良好に一致している. 一方, 300 K 以下の温度域においては, 温度の低下とともに偏差が増加する傾向にあるものの, 280 K における偏差は約 0.3 %であり実用的な再現性が保たれている. したがって, HF0-1123 純物質の状態方程式は飽和蒸気圧の計算において 280 K まで適用可能であると判断した. 後述する HF0-1123 + HFC-32 系混合冷媒の状態方程式においても, この HF0-1123 純物質の状態方程式を用いる.

(c) HF0-1123 + HFC-32 系混合冷媒の状態方程式

(a)で述べた HF0-1123 状態方程式と既存の HFC-32 状態方程式<sup>[3]</sup>とを Kunz and Wagner による混合モデル (KW モデル) に基づいたヘルムホルツ自由エネルギーの混合則によって組み合わせ, HF0-1123 + HFC-32 系混合冷媒の状態方程式を作成した. 図 2.2.2.1.5-2 は KW モデルの概念を模式的に表したものである.

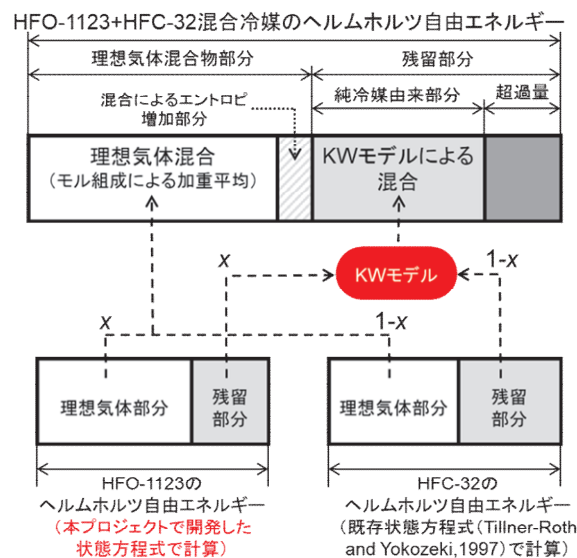


図 2.2.2.1.5-2 KW モデルに基づくヘルムホルツ自由エネルギーの混合則

KW モデルに於いては、混合系の温度および密度に対する無次元化パラメータ  $T_{\text{red}}$  および  $\rho_{\text{red}}$  を次式により決定する。

$$T_{\text{red}}(x) = x^2 T_{c,1} + (1-x)^2 T_{c,2} + 2\beta_T \gamma_T \left[ \frac{x(1-x)}{(\beta_T^2 - 1)x + 1} \right] T_{c,12} \quad (2.2.2.1.5-8)$$

$$\frac{1}{\rho_{\text{red}}(x)} = x^2 v_{c,1} + (1-x)^2 v_{c,2} + 2\beta_v \gamma_v \left[ \frac{x(1-x)}{(\beta_v^2 - 1)x + 1} \right] v_{c,12} \quad (2.2.2.1.5-9)$$

ここで、

$$T_{c,12} = \sqrt{T_{c,1} T_{c,2}} \quad (2.2.2.1.5-10)$$

および

$$v_{c,12} = \frac{1}{8} (v_{c,1}^{1/3} + v_{c,2}^{1/3})^3 \quad (2.2.2.1.5-11)$$

である。  $\beta_T$ ,  $\gamma_T$ ,  $\beta_v$  および  $\gamma_v$  は混合パラメータであり、混合系の実測値に合わせて決定される。本プロジェクトに先立って  $PVTx$  性質の実測値から決定された KW モデル (KWT モデル) <sup>[4]</sup> および超過量を考慮しない KW モデル (KW0 モデル, REFPROP<sup>[5]</sup> による推算) を、本プロジェクトにおいて測定された HFO-1123 + HFC-32 系の気液平衡データと比較した。その結果、気液平衡性質は KW0 モデルの方がより再現性が高いと判断し、各パラメータの値を以下のように決定した。

$$\beta_T = 1, \quad \gamma_T = 0.9691, \quad \beta_v = 1, \quad \gamma_v = 1.0078 \quad (2.2.2.1.5-12)$$

図 2.2.2.1.5-3 に本プロジェクトにおいて測定された気液平衡データと KWT モデルおよび KW0 モデルの計算結果を示す。

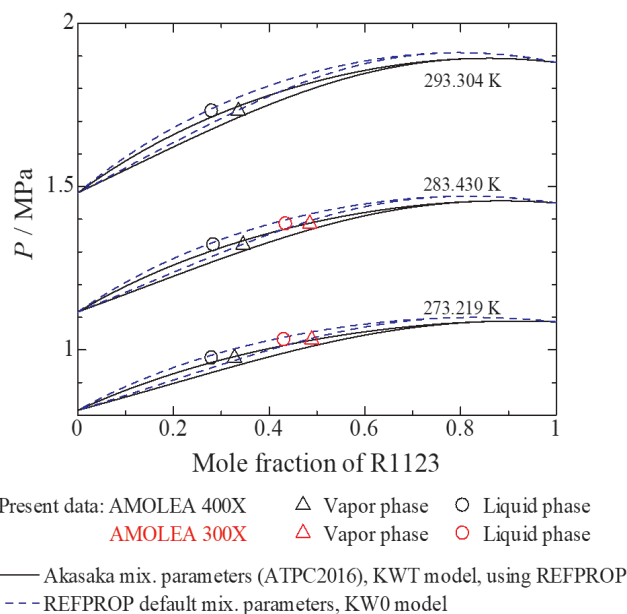


図 2.2.2.1.5-3 本プロジェクトにおいて測定された気液平衡データと KWT モデルおよび KW0 モデルの計算値との比較

<参考文献>

- [1] R. Akasaka, M. Fukushima, E. W. Lemmon, A Helmholtz Energy Equation of State for Trifluoroethylene (R-1123), 16th International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue, West Lafayette, IN, USA, July 11-14, (2016).
- [2] P. J. Mohr, B. N. Taylor, D. B. Newell, CODATA recommended values of the fundamental physical constants, Rev. Mod. Phys., 80(2), 633-730, (2006).
- [3] R. Tillner-Roth, A. Yokozeki, An international standard equation of state for difluoromethane (R-32) for temperatures from the triple point at 136.34 K to 435 K and pressures up to 70 MPa, J. Phys. Chem. Ref. Data, 26(6),1273-1328, (1997).
- [4] R. Akasaka, A Thermodynamic Property Model for Difluoromethane (R-32) and Trifluoroethylene (R-1123) Mixtures, 11th Asian Thermophysical Properties Conference, Yokohama, Japan, October 2-6, (2016).
- [5] E. W. Lemmon, M. L. Huber, M. O. McLinden, Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties - REFPROP Ver. 9.1. National Institute of Standards and Technology, Boulder, CO, USA, (2013).

2. 2. 2. 1. 6 輸送的性質の測定 (国立大学法人佐賀大学)

(a) 熱伝導率の測定

本実験では、2成分系混合冷媒 HF0-1123+HFC-32 の熱伝導率を、非定常細線法により測定した。実験装置の全体概要を図 2. 2. 2. 1. 6-1 に、試験冷媒を充填する測定容器の外観を図 2. 2. 2. 1. 6-2 に示す。なお、以下の文章や図中では必要に応じて HF0-1123 を R1123, HFC-32 を R32 と記す。

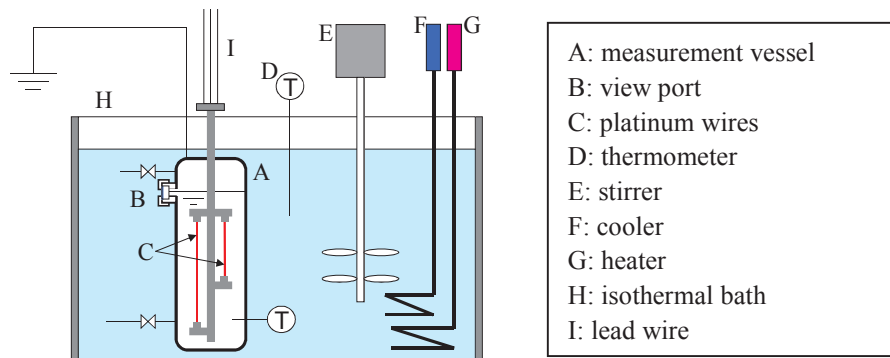


図 2. 2. 2. 1. 6-1 熱伝導率測定装置の全体概要

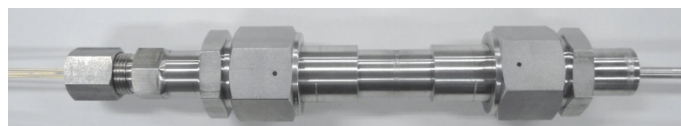


図 2. 2. 2. 1. 6-2 測定容器の外観

熱伝導率の測定は、流体の熱伝導率測定によく用いられる非定常細線法を用いる。恒温槽 H の中に、測定容器 A が設置されており、容器内部の冷媒とともに一定温度に保たれている。また、容器内部に、長短 2 本の白金細線（直径 15 $\mu$ m）が直列に接続されており、容器外部に設置されている標準抵抗および可変抵抗と組み合わせて、図 2. 2. 2. 1. 6-3 に示すブリッジ回路を構成している。ブリッジ回路に電流を流し、加熱による白金の温度変化に伴う電気抵抗の変化により、ブリッジに非平衡電位差が生じ、その応答から求まる白金細線の温度変化から試験冷媒の熱伝導率を算出する。長短の白金細線を組み合わせることで、細線接続部の抵抗の影響が除去され、精度良く熱伝導率が測定できる。なお、白金細線の温度は、直径が小さく温度伝導率が大きいため、それに接する試験冷媒の温度とみなすことができる。

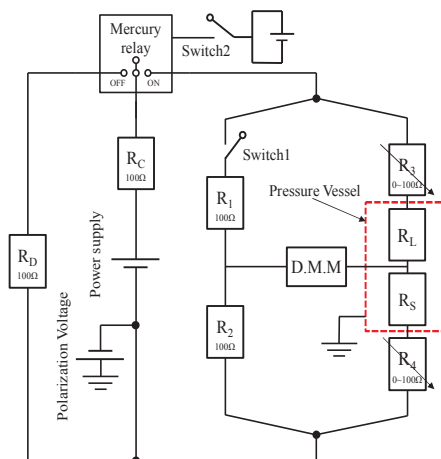


図 2. 2. 2. 1. 6-3 ブリッジ回路

測定前に直流安定化電源の電流を安定させるためにあらかじめ抵抗  $R_D$  に電流を流しておき、測定開始時にブリッジ回路への切り替えを水銀リレーにより行う。抵抗  $R_3$  および  $R_4$  は、測定の温度条件によって変化する白金細線の抵抗に応じて調整する可変抵抗器である。これらにより、測定前のブリッジ回路の各合成抵抗は一定に保たれ、したがって回路に設置したデジタルマルチメータで測定される電位差は  $0\text{ V}$  に保たれる。回路に電流を流すと白金細線が通電により発熱し、温度が上昇し、白金細線の抵抗が増加し、ブリッジ回路の平衡がくずれ非平衡電位差が生じる。この非平衡電位差をデジタルマルチメータで測定し、一次元円柱座標系熱伝導方程式より、熱伝導率を下記の式 (2. 2. 2. 1. 6-1) により算出する。

$$\lambda = \frac{q}{4\pi} \frac{d\Delta T}{d \ln t} \quad (2. 2. 2. 1. 6-1)$$

ここに、 $q$  [W/m] は細線単位長さ当たりの発熱量、 $\Delta T$  は細線の温度上昇、 $t$  は加熱時間 [s] である。なお、本装置の熱伝導率測定不確かさは 3% 以内である。

実験は、圧縮液および過熱蒸気条件の下で行った。圧縮液条件においては、温度は  $15\text{ }^\circ\text{C}$  から  $25\text{ }^\circ\text{C}$ 、圧力は  $3.85\text{ MPa}$  から  $4.3\text{ MPa}$  の条件で測定を行い、過熱蒸気条件では  $23\text{ }^\circ\text{C}$  から  $60\text{ }^\circ\text{C}$ 、 $1.27\text{ MPa}$  から  $1.95\text{ MPa}$  の条件で測定した。データの点数は圧縮液および過熱蒸気それぞれで、5 点および 3 点である。

図 2. 2. 2. 1. 6-4 に圧縮液の熱伝導率測定結果を示す。図中には、本実験により得られたデータとともに、HF0-1123 および HFC-32 の純物質、HF0-1123+HFC-32 の混合物の計算値もプロットしている。HF0-1123 および HF0-1123+HFC-32 の計算値は、Akasaka ら<sup>[1,2]</sup> によって提案された HF0-1123 のヘルムホルツ型状態方程式および HF0-1123+HFC-32 に対する多流体混合モデルを REFPROP Ver. 9.1<sup>[3]</sup> に組み込んで計算される熱力学性質を用いて、拡張対応状態原理に基づいて計算された予測値である。

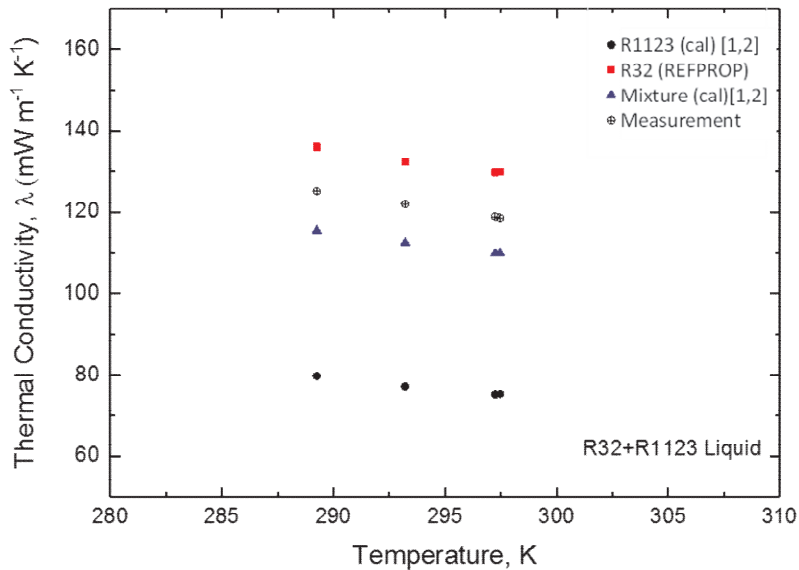


図 2.2.2.1.6-4 熱伝導率測定結果 (圧縮液)

図より、測定値は混合物の計算値より高い値を示し、HFC-32 に比較的近い値を示していることが確認できる。REFPROP Ver. 9.1 における輸送性質の計算値は、HFC-134a をベースにした拡張対応状態原理 (ECS モデル) 用いた理論計算<sup>[4]</sup>で得られる値であり、実験値によるパラメータ調整が行われていない場合は 20%程度の差異が通常生じると考えられている。このため、実験値がある物質については、実験値を用いて求めたパラメータを用いて REFPROP 内部で補正を行っている。今回の結果より、REFPROP を用いて HF0-1123+HFC-32 混合冷媒の熱伝導率を計算するためには、補正パラメータの決定が必要であることがわかる。計算値の補正には、より広い実験条件での HF0-1123+HFC-32 混合冷媒の熱伝導率の測定、また HF0-1123 純物質の測定値を含めたデータの蓄積が必要であり、今後の課題である。

図 2.2.2.1.6-5 に過熱蒸気の熱伝導率測定結果を示す。図 2.2.2.1.6-4 と同様に、HF0-1123 および HFC-32 の純物質、HF0-1123+HFC-32 の混合物の計算値もプロットしている。過熱蒸気においても、測定値は HFC-32 に近い値を示していることが確認できる。圧縮液の場合と同様、最終的な評価のためにはさらなるデータの蓄積が必要である。

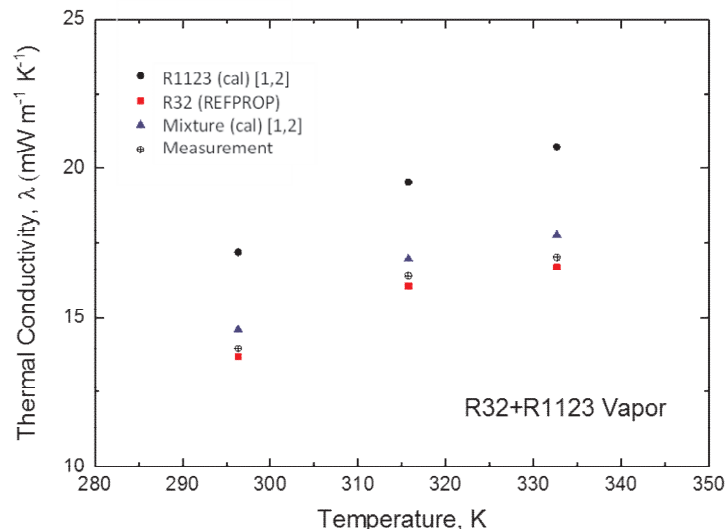


図 2.2.2.1.6-5 熱伝導率測定結果 (過熱蒸気)

(b) 粘度の測定

粘度は、佐賀大学で開発したタンデム型の細管法を用いて測定する。細管法は、細管内を層流状態で流れる媒体の圧力損失の測定値から粘度を求める方法であり、ハーゲン・ポアズユの理論式をベースとする最も確立した測定法である。なお、単一細管を用いる一般的な方法では管端部、特に流

入口における損失を考慮する補正係数を与える必要があるが、タンデム型ではそれらの損失を消去した測定が可能となる。測定原理は文献<sup>5)</sup>に示している通りであり、粘度 $\eta$ は長さがそれぞれ  $L_1$  および  $L_2$  の長短2つの細管それぞれの出入り口での差圧 ( $\Delta P_1$  および  $\Delta P_2$ ) から次式のように得られる。

$$\eta = \frac{\pi a^4 (\Delta P_1 - \Delta P_2)}{8(L_1 - L_2)q} \quad (2.2.2.1.6-2)$$

ここに、 $a$  は細管の半径、 $q$  は冷媒の体積流量を示している。図 2.2.2.1.6-6 に粘度測定装置の概要を示す。

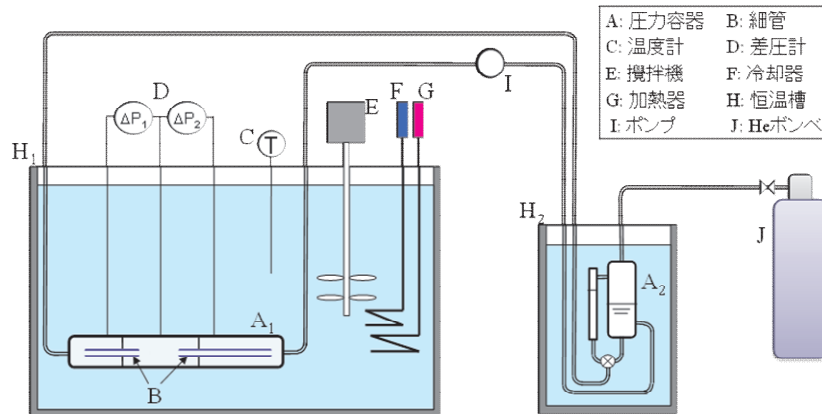


図 2.2.2.1.6-6 粘度測定装置概要

冷媒は圧力容器  $A_1$  (粘度測定部) および  $A_2$  (冷媒の液化および圧力制御部) に封入されており、ポンプ I により長短2本の細管を直列に流れる。 $A_1$  および  $A_2$  はそれぞれ恒温槽  $H_1$  および  $H_2$  の中に設置され、それぞれ一定温度に保たれている。 $A_2$  にはヘリウムポンベを接続しており、ヘリウムの加圧によりシステムの圧力を制御している。 $A_1$  に封入した細管の内径は 0.1mm で、長さはおおよそ 100mm および 50mm である。それぞれの細管における圧力損失は差圧計により測定し、前述した方法で粘度を求める。なお、本測定装置の不確かさは 3.2%以内である。

図 2.2.2.1.6-7 に圧力容器  $A_1$  の外観を、図 2.2.2.1.6-8 に粘度測定ガラス細管の写真を示す。圧力容器出入口に温度および圧力タップを設置しており、容器中央に差圧導管を設置している。

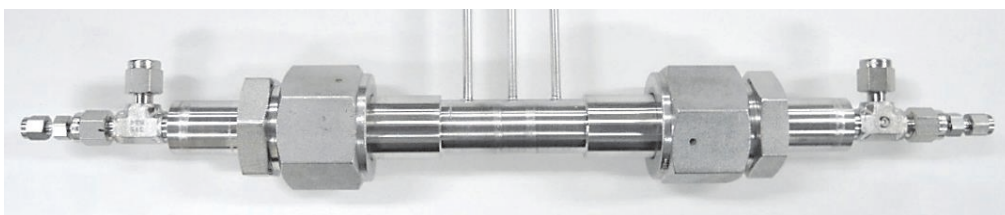


図 2.2.2.1.6-7 圧力容器外観



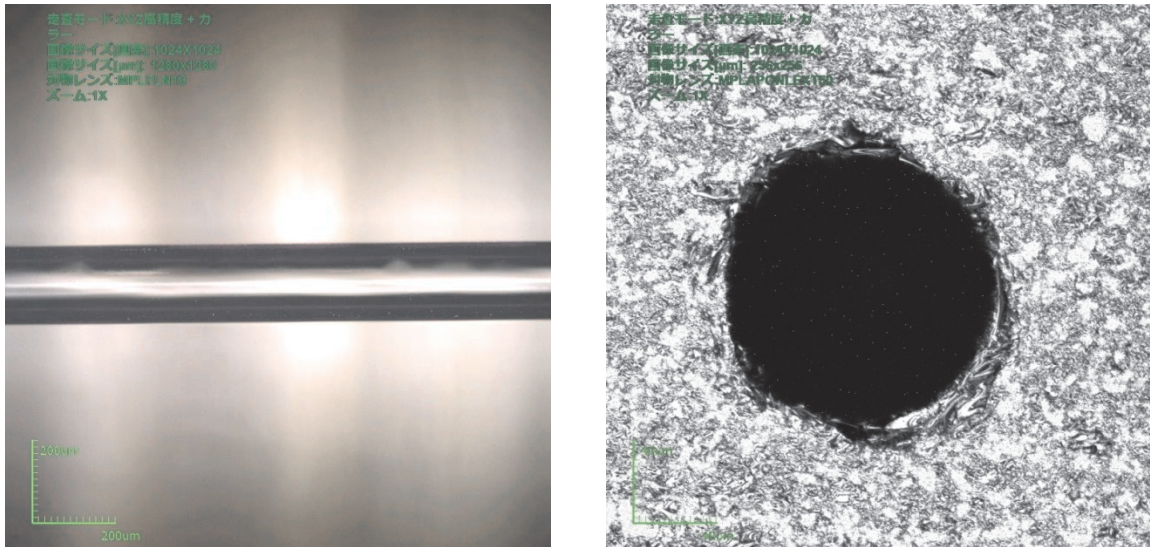


図 2.2.2.1.6-8 ガラス細管写真

実験は、温度  $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$  から  $7\text{ }^{\circ}\text{C}$ 、圧力  $3.2\text{ MPa}$  から  $4.6\text{ MPa}$  の圧縮液条件の下で行った。データの点数は 11 点である。図 2.2.2.1.6-9 に測定結果を示す。

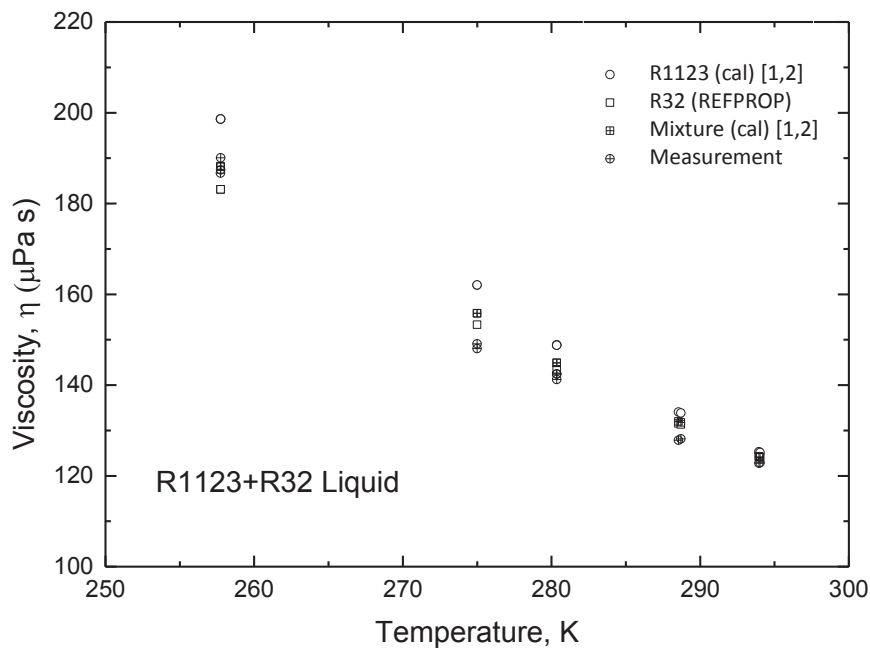


図 2.2.2.1.6-9 粘度測定結果

熱伝導率と同様に、図中には、本実験により得られたデータとともに、HFO-1123 および HFC-32 の純物質、HFO-1123+HFC-32 の混合物の計算値もプロットしている。HFO-1123 および HFO-1123+HFC-32 の計算値は、熱伝導率と同様に拡張対応状態原理に基づいた手法を用いて算出している。図より、粘度の測定値は計算値とほぼ一致していることが確認できる。しかしながら、本実験データは条件が限定的であり、幅広い温度、圧力および濃度条件での測定データを蓄積するとともに、HFO-1123 純冷媒のデータも取得し、これらのデータを検討した後に再評価を実施する必要がある。

<参考文献>

[1] R. Akasaka, M. Fukushima, E. W. Lemmon, A Helmholtz Energy Equation of State for Trifluoroethylene (R-1123), 16th International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue, West Lafayette, IN, USA (2016).

- [2] R. Akasaka, A Thermodynamic Property Model for Difluoromethane (R-32) and Trifluoroethylene (R-1123) Mixtures, 11th Asian Thermophysical Properties Conference, Yokohama, Japan (2016).
- [3] Lemmon, E.W., Huber, M.L., McLinden, M.O., 2013. Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties - REFPROP Ver. 9.1. National Institute of Standards and Technology, Boulder, CO, USA.
- [4] Huber M. L., Laesecke A, Perkins R. A., Model for the Viscosity and Thermal Conductivity of Refrigerants, Including a New Correlation for the Viscosity of R134a, Ind. Eng. Chem. Res., 42(13): 3163 - 3178 (2003).
- [5] K. Kariya, Soichiro Mori and Akio Miyara, Viscosity Measurement of Low GWP Refrigerants with a Tandem Capillary Tubes Method, The 24th IIR International Congress of Refrigeration, ICR2015, Yokohama, Japan (2015)

2. 2. 2. 2 HF0-1123などを成分物質とする混合冷媒の伝熱特性評価

2. 2. 2. 2. 1 プレート式熱交換器内の伝熱特性評価（国立大学法人佐賀大学）

(a) 実験装置およびデータ整理方法

本実験では、プレート式熱交換器内を流れる2成分系混合冷媒 HF0-1123+HFC-32 の局所熱伝達率を測定した。実験装置概略を図 2. 2. 2. 2. 1-1 に示す。なお、以下の文章や図中では必要に応じて HF0-1123 を R1123, HFC-32 を R32 と記す。

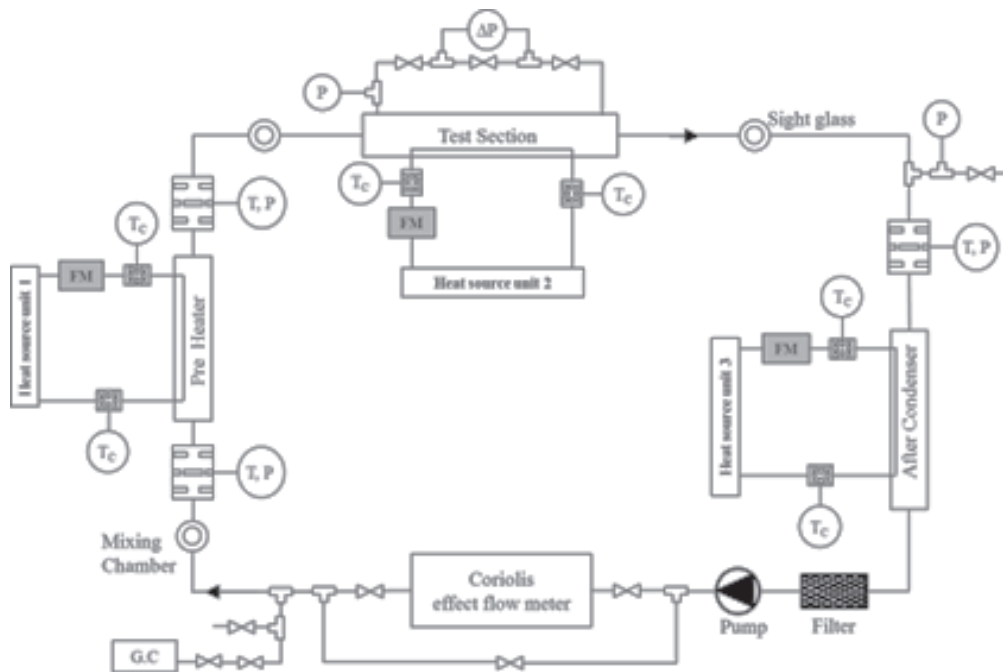


図 2. 2. 2. 2. 1-1 実験装置概略

実験装置は、ポンプによる強制循環ループであり、主にマグネットポンプ、プレヒータ、テストセクションおよびアフターコンデンサから構成される。ポンプから吐出された冷媒はコリオリ式流量計により質量流量を計測した後、プレヒータにより所定のエンタルピーまで加熱され、テストセクションに流入する。テストセクションで蒸発または凝縮熱伝達率を測定した後、アフターコンデンサで冷却され、ポンプへと戻る。プレヒータ入口およびテストセクション出入口には冷媒圧力および温度測定のための混合器を設置している。プレヒータ、アフターコンデンサおよびテストセクションにおける冷媒の加熱および冷却には、それぞれに設置された恒温循環水槽により所定温度に制御された水を用いており、冷媒の流量はマグネットポンプの回転数および試験ループに設置したニードル弁によって制御される。また、プレヒータ入口およびテストセクション出入口にはサイトグラスを設置しており、冷媒の流動状態の観察が可能である。

図 2. 2. 2. 2. 1-2 にテストプレートの概略を外観写真とともに示す。

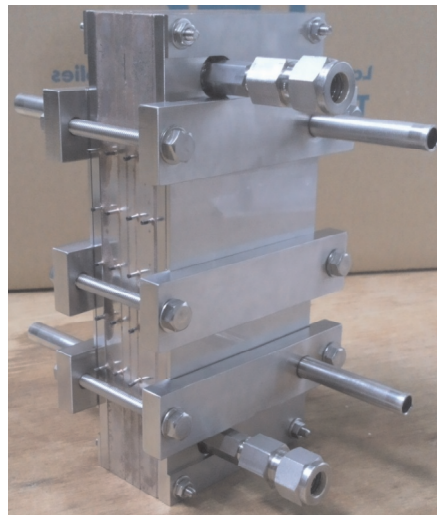
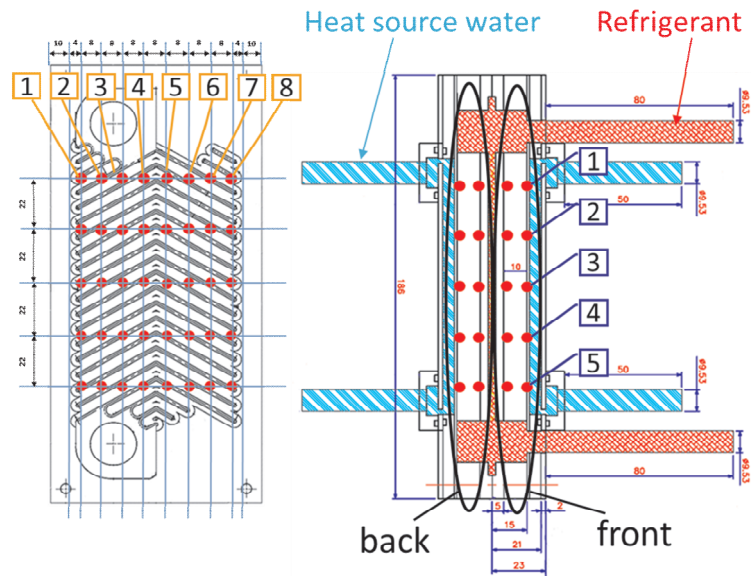


図 2.2.2.2.1-2 テストプレート概略

テストプレートは、186mm、幅 84mm、厚さ 5mm のステンレス板にヘリンボーン型の溝加工が施されている構造であり、冷媒流路は、テストプレートを溝が逆向きになるように重ねた後、ロウ付けすることで作製し、プレート式熱交換器の流路形状（単流路）を再現した。テストプレートの両外面には、厚さ 10mm のステンレス板がロウ付けされている。この板の表と裏の両面に水平方向に直径 1.6mm のステンレスパイプがロウ付けされており、ここに T 型シース熱電対が差し込まれ、冷媒側、水側両方の伝熱面温度を測定している。伝熱面温度の流れ方向の測定位置は、冷媒流路の上側入口部分を基準として、入口から 23.2、45.6、68、90.4、112.8mm である。水側伝熱面温度測定は、冷媒側と同型の熱電対を用い、冷媒側と同一の位置を測定している。熱伝達率は、これらの熱電対を幅方向に移動させ、定常を確認した後、測定を行った。測定点は図 2.2.2.2.1-2 左に示している赤丸部分である。この板のさらに外側には、深さ 5mm のくぼみが付いた厚さ 6mm の板が重ね合されており、ヘッダーに取り付けられたステンレス管から流入した熱源水がその内部を流れている。図中冷媒流路を赤色で、熱源水流路を水色で示している。なお、冷媒出入口は鉛直方向に同一の位置に設置されており、冷媒流入口を有するテストプレートを正面 (front)、ないプレートを背面 (back) とする。表 2.2.2.2.1-1 にテストプレートの仕様を示す。

表 2.2.2.2.1-1 テストプレート仕様

	Corrugation type	Chevron
	Fluid flow plate length H (mm)	117.5
	Plate width W (mm)	64
	Area of the plate (m <sup>2</sup> )	0.0075
	Chevron angle β (deg)	60
	Corrugation pitch P (mm)	5.6
	Corrugation depth (mm)	1.5
	Hydraulic equivalent diameter (mm)	2.6
	Inlet and outlet pipe	same side

テストプレートは流路幅 64 mm, 流路高さ 117.5 mm で, 深さ 1.5 mm, ピッチ 5.6 mm, シェブロン角 60 度のヘリンボーン型の溝が表面に加工されている。流路の実体積および伝熱面積から算出される水力相当直径は 2.6 mm である。冷媒の出入口は図中向かって左側に設置している。

蒸発試験における熱交換器局所熱伝達率  $h_x$  は, 以下の式により算出される。凝縮試験では右辺分母の符号が逆となる。

$$h_x = \frac{q_x}{T_{wall,x} - T_{sat}} \quad (2.2.2.2.1-1)$$

上式中のテストセクション内の局所熱流束  $q_x$  は, 一次元定常熱伝導の仮定のもと, 同一断面における水側測定温度, 冷媒側測定温度およびそれらの距離から下式により算出した。

$$q_x = \frac{T_{w,ref} - T_{w,water}}{l_1} \lambda \quad (2.2.2.2.1-2)$$

ここに,  $\lambda$  はステンレス板の熱伝導率である。

(b) 実験条件および実験結果

実験条件を表 2 に示す。試験冷媒は 60wt%/40wt% の R32/R1123 混合冷媒である。冷媒流れ方向は, 凝縮試験は下降流, 蒸発試験は上降流の条件でそれぞれ行った。その他の条件は表に示している通りである。

表 2.2.2.2.1-2 実験条件

	Flow direction	$P_{in}$ [MPa]	$x_{in}$	$G$ [kgm <sup>-2</sup> s <sup>-1</sup> ]	$q_{ave}$ [kWm <sup>-2</sup> ]
Condensation	downward	1.73	0.97	9.4	13.6
Evaporation	upward	1.41	-0.13	12.4	18.5

(c) 凝縮実験

図 2.2.2.2.1-3 に凝縮試験の結果を示す。

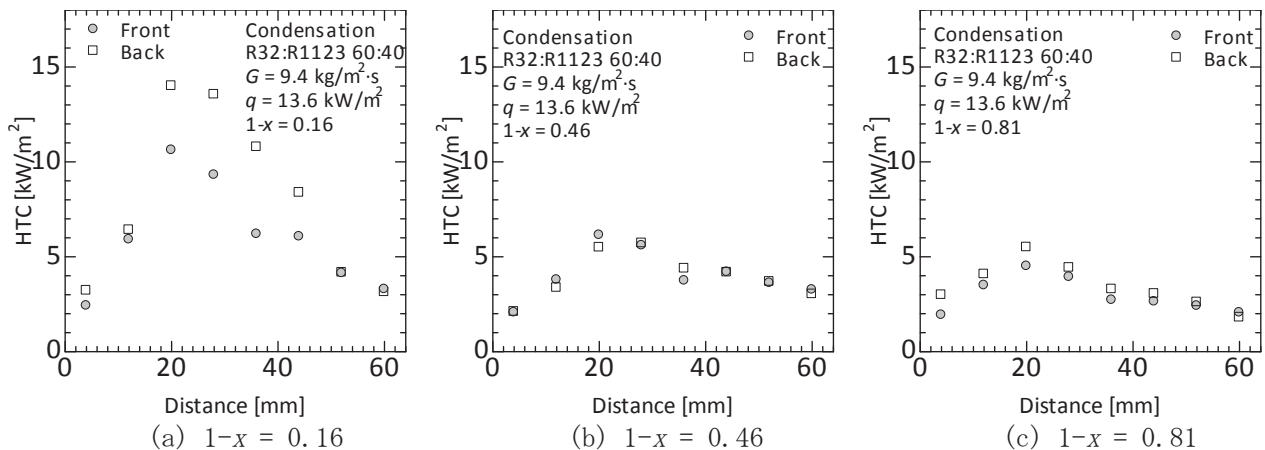


図 2.2.2.2.1-3 凝縮試験結果

図 2.2.2.2.1-3(a)から図 2.2.2.2.1-3(c)はそれぞれ湿り度 0.16, 0.46 および 0.81 の熱伝達率を、流路入口側 (図 2.2.2.2.1-2 の左側) を原点とした流路断面方向の位置に対してプロットしている。上記の湿り度は、冷媒入口 (流路上) から 1, 3 および 5 断面における値である。いずれの湿り度においても、20mm 程度の位置、すなわち冷媒入口の真下における熱伝達率が最大を示していることが確認でき、冷媒入口からの蒸気流入の影響があるものと推定できる。また、両端の熱伝達率は他の位置より小さい。これは、以前実施したプレート流路の冷媒流動観察結果<sup>[1]</sup>から、冷媒液が流路端面に多く流れているためであると考えられる。また、Front (冷媒出入口設置面) および back (非設置面) における熱伝達率には大きな差異はない。さらに、図 2.2.2.2.1-(a)から図 2.2.2.2.1-(c)を比較すると、熱伝達率は冷媒湿り度の上昇につれて低下しており、一般的な凝縮特性と一致する。本試験により得られたデータに加え、流量、熱流束および入口湿り度の影響を検討し、さらなる熱伝達特性の検討を進める必要がある。

(d) 蒸発実験

図 2.2.2.2.1-4 に蒸発試験の結果を示す。

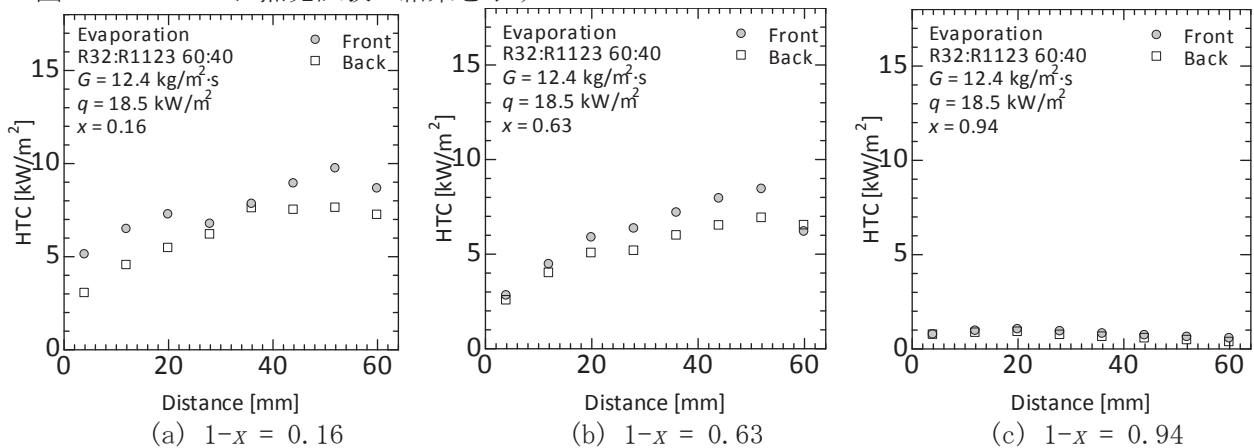


図 2.2.2.2.1-4 蒸発試験結果

図 2.2.2.2.1-4 (a)から図 2.2.2.2.1-4 (c)はそれぞれクオリティ 0.16, 0.63 および 0.94 の熱伝達率を、凝縮試験と同様に断面方向位置に対してプロットしている。上記のクオリティは、冷媒入口 (流路下) から 1, 3 および 5 断面における値である。図より、冷媒入口から離れるにつれて熱伝達率が上昇していることが確認できる。一般的な蒸発熱伝達特性は、冷媒入口付近に冷媒液供給量が多いと考えられるため、冷媒入口近くの熱伝達率は他の位置より高くなることが予想されるが、本実験結果は反対の傾向を示している。現時点におけるデータ量では原因の追及は困難であるため、今後の他の熱流束、流量条件におけるデータの取得、蓄積により、原因の追及が必要である。さらに、図

2.2.2.2.1-4 (a)から図 2.2.2.2.1-4 (c)を比較すると、図 2.2.2.2.1-4 (a)および図 2.2.2.2.1-4 (b) の熱伝達率は同程度であるのに対し、図 2.2.2.2.1-4 (c)の熱伝達率は著しく低下している。これはドライアウトが生じているためであると考えられる。プレート流路における蒸発伝熱特性の解明には、異なる流量、熱流束および入口クオリティでのデータの蓄積とともに、流路内の冷媒の気液分配特性のデータ取得および検討が必要である。これらのデータ取得および検討は今後の研究課題とする。

<参考文献>

- [1] 仮屋圭史, 宮良明男, プレート式熱交換器内気液二相流の流動観察, 日本冷凍空調学会 第 17 回西日本地区技術交流会, pp 5-6, 福岡 (2016)

2.2.2.2.2 扁平多孔管内の伝熱特性評価 (国立大学法人東京海洋大学)

(a) 実験装置およびデータ整理方法

本研究では、水平扁平多孔管内での HFC-32 および HF0-1123+HFC-32 (40/60mass%) の凝縮・蒸発熱伝達率および圧力損失を測定した。図 2.2.2.2.2-1 に実験ループの概略を示す。実験ループは主に、水予冷器、電気予熱器、テストセクション、凝縮器、過冷器およびレシーバから構成される。冷媒の温度および圧力は、電気予熱器前とテストセクション前に設けた冷媒混合器において、K 型シーツ熱電対および圧力変換器を用いて測定した。冷媒流量はコリオリ式質量流量計を用いて測定した。冷媒の質量流量および圧力は、それぞれバイパスバルブの開度および凝縮器での熱交換量により調整した。また、冷媒と周囲との熱交換の影響を低減するために、電気予熱器およびテストセクションを温調箱で覆い、温調箱内の温度を冷媒の蒸発温度とほぼ同じ温度になるように調節した。質量流量計の下流にはサンプリングポートが設けられており、少量の液冷媒をサンプリングし、完全膨張後にガスクロマトグラフにて混合冷媒の組成を分析した。

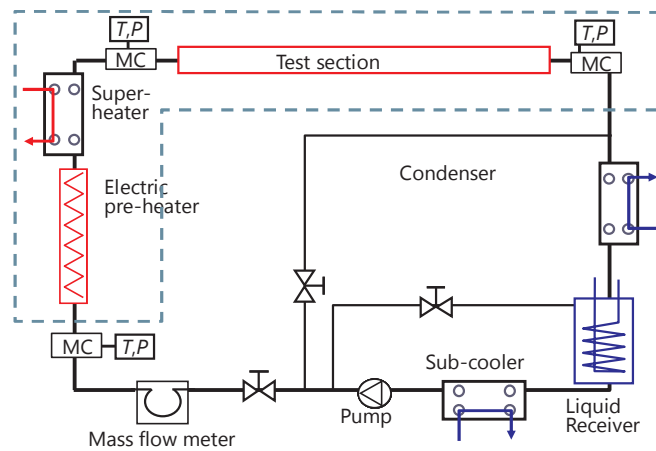


図 2.2.2.2.2-1 実験装置図

本研究では、凝縮伝熱実験および蒸発伝熱実験でそれぞれ 2 つのテストセクションを切り替えて実験を行った。図 2.2.2.2.2-2 に凝縮伝熱実験用のテストセクションの概略を示す。テストセクションは上下対称であり、試験伝熱管は上下から真鍮製の冷却ジャケットに挟まれ冷却される。伝熱管と冷却ジャケットの間には、有効冷却区間は約 108 mm である。長さ約 54 mm の熱流束センサを上下に計 4 枚挿入し、試験伝熱管上下面を通過する熱流束を測定した。

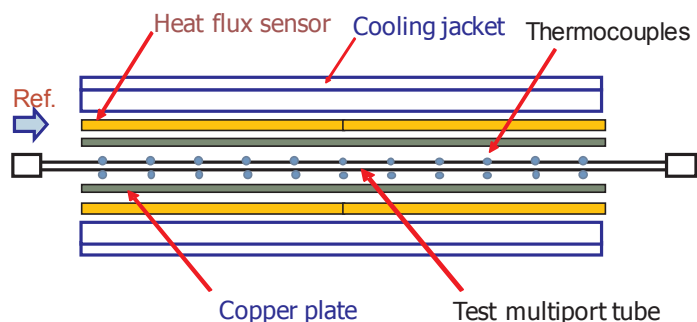


図 2.2.2.2.2-2 テストセクション（凝縮実験用）

図 2.2.2.2.2-3 に蒸発伝熱実験に使用したテストセクションの概略を示す。テストセクションは上下対称であり、試験伝熱管、熱伝導シート、均熱板および面状ヒーターから構成される。試験伝熱管は上下に設置した面状ヒーターによって所定の熱流束条件下で加熱した。試験伝熱管の有効加熱区間は 300 mm である。凝縮伝熱実験および蒸発伝熱実験ともに、試験伝熱管の外壁面温度は、管外表面に上下壁面に取り付けられた K 型熱電対により測定した。冷媒温度はテストセクション出入口に設置した冷媒混合室にて K 型シース熱電対により測定した。テストセクション入口での冷媒圧力およびテストセクション出入口での差圧は、テストセクション出入口に設けた圧力測定ポートにて、絶対圧変換器および差圧変換器を用いてそれぞれ測定した。

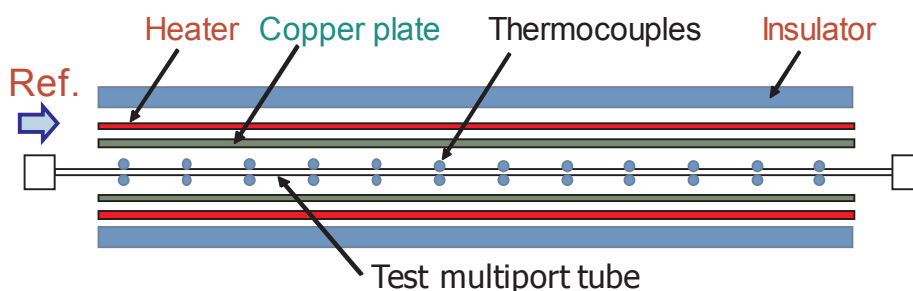


図 2.2.2.2.2-3 テストセクション（蒸発実験用）

図 2.2.2.2.2-4 に試験伝熱管に用いた扁平多孔管の流路断面図を、表 2.2.2.2.2-1 にその詳細を示す。試験伝熱管は平均水力直径 1.2 mm の 10 穴の矩形流路から構成される。



図 2.2.2.2.2-4 試験扁平多孔管の断面図

表 2.2.2.2.2-1 試験扁平多孔管の寸法諸元

流路数 [-]	10
管厚さ [mm]	1.8
管幅 [mm]	16.1
水力直径 [mm]	1.2

テストセクション入口のクオリティは、電気予熱器前に設けた冷媒混合器で測定した冷媒のバルク温度および圧力から求めた比エンタルピを基準に、電気予熱器での加熱量から算出した。試験伝熱管内の冷媒の比エンタルピおよび圧力は、熱収支および運動量収支から算出した。局所の凝縮熱伝達率および蒸発熱伝達率は次式で求めた。

$$\alpha = \frac{q}{|T_r - T_w|} \quad (2.2.2.2-1)$$

ここで、 $q$  は管内実伝熱面積基準の熱流束、 $T_w$  は管内壁面温度、 $T_r$  は冷媒温度である。管内壁面温度  $T_w$  は測定した管外壁面温度から一次元熱伝導を仮定して求めた。断熱気液二相流の摩擦圧力損失  $\Delta P_F$  は、次式で求めた。

$$\Delta P_F = \Delta P_{mes} - \Delta P_E \quad (2.2.2.2-2)$$

ここで、 $\Delta P_{mes}$  は伝熱管出入口で測定した差圧、 $\Delta P_E$  は伝熱管の出入口での流路形状変化にともなう圧力損失である。

試験冷媒には、HF0-1123+HFC-32 (40/60mass%)に加え、比較のために HFC-32 を用いた。凝縮伝熱実験は、テストセクション入口で冷媒平均温度 40 °C となる試験冷媒圧力で、質量速度 50-400  $\text{kgm}^{-2}\text{s}^{-1}$ 、クオリティ 0.1-0.9 の範囲で行った。また、蒸発伝熱実験は、テストセクション入口で冷媒平均温度 15 °C となる試験冷媒圧力で、質量速度 50-400  $\text{kgm}^{-2}\text{s}^{-1}$ 、熱流束 5-20  $\text{kWm}^{-2}$  で行った。なお、圧力損失は、非加熱条件下で加速損失の影響のないデータを測定した。

HFC-32 の熱力学的性質は、REFPROP Ver. 9.1<sup>[1]</sup>から求めた。HF0-1123+HFC-32 の熱力学的性質は、Akasaka ら<sup>[2, 3]</sup>によって提案された HF0-1123 のヘルムホルツ型状態方程式および HF0-1123+HFC-32 に対する多流体混合モデルを REFPROP Ver. 9.1<sup>[1]</sup>を組み合わせで計算した。

## (b) 実験結果

### b.1 凝縮実験

図 2.2.2.2-5(a)および図 2.2.2.2-5(b)に、HFC-32 と HF0-1123+HFC-32 の冷媒平均温度 40 °C における凝縮熱伝達率を、質量速度をパラメータとして湿り度に対して示す。

図 2.2.2.2-5(a)に示す HFC-32 の結果に着目すると、従来径の平滑円管内の凝縮伝達特性と同様、熱伝達率は凝縮開始点で最大値を取り、凝縮の進行にともない低下することがわかる。一方、湿り度 0.3 から 0.7 の広い湿り度範囲で熱伝達率がほぼ一定となる領域がみられる。同様の傾向が Jige et al.<sup>[4]</sup>による微細矩形流路を有する水平扁平多孔管内凝縮実験でも報告されており、表面張力の影響が支配的となる微細矩形流路特有の凝縮熱伝特性であると考えられる。すなわち、微細矩形流路の場合、表面張力の影響により凝縮液膜が管断面隅部に引き付けられ、管断面辺部に熱抵抗の小さい薄液膜が形成される。この流路辺部の薄液膜部が表面張力の作用により比較的高い湿り度まで維持されるため、熱伝達率の低下が抑制されたものと考えられる。

次に、図 2.2.2.2-5(b)に示す HF0-1123+HFC-32 の結果に着目すると、全体の熱伝達特性は HFC-32 と同様であるが、HF0-1123+HFC-32 の熱伝達率は HFC-32 に比べて 30%程度低い値を示すことがわかる。これは HF0-1123+HFC-32 の液熱伝導率および凝縮潜熱が HFC-32 に比べて低いことに加え、非共沸性による伝熱性能の低下によるものと考えられる。

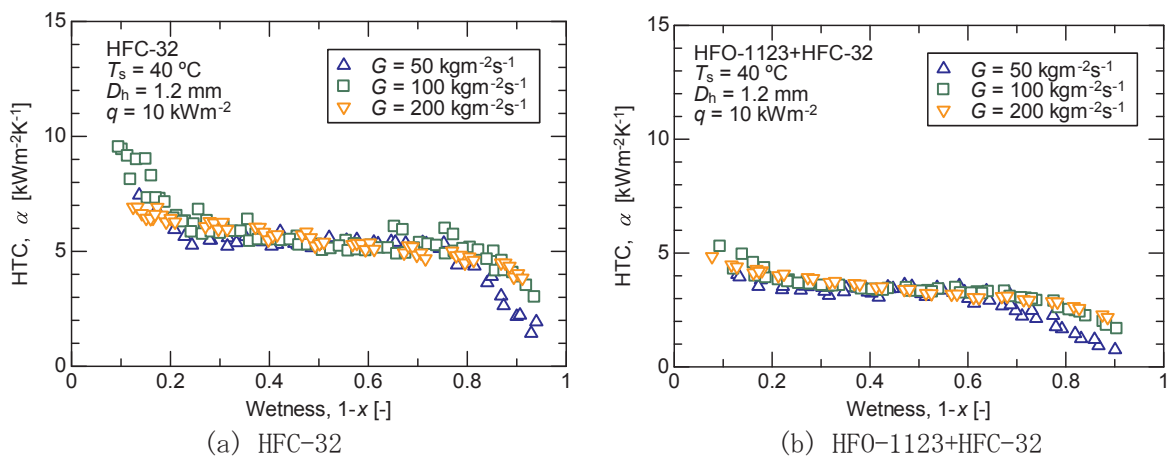


図 2.2.2.2-5 HFC-32 と HF0-1123+HFC-32 の凝縮熱伝達特性

図 2.2.2.2-6(a)および図 2.2.2.2-6(b)に、HFC-32 と HF0-1123+HFC-32 の冷媒平均温度 40 °C



における摩擦圧力損失を、質量速度をパラメータとして湿り度に対して示す。本実験は断熱条件下での測定であり、運動量変化にともなう圧力変化の影響は含まれない。図中には、扁平多孔管内の摩擦圧力損失の予測式である Jige et al. の式<sup>[4]</sup>を破線で示す。図より、摩擦圧力損失は管内蒸気速度の大きい高質量速度かつ低湿り度条件で大きいことがわかる。また、HFC-32 と比べて、HFO-1123+HFC-32 の摩擦圧力損失は同一の質量速度・湿り度条件下で 20~30%程度小さい。これは、HFO-1123+HFC-32 の蒸気密度が大きいために管内蒸気速度が小さく、蒸気せん断力が小さいためと考えられる。一方、実験値と予測式とを比較すると、質量速度 100 kgm<sup>-2</sup>s<sup>-1</sup> の高湿り度域を除き、予測式は摩擦圧力損失をわずかに過大に予測するものの、HFC-32 および HFO-1123+HFC-32 の摩擦圧力損失を±30%程度で予測できることがわかる。

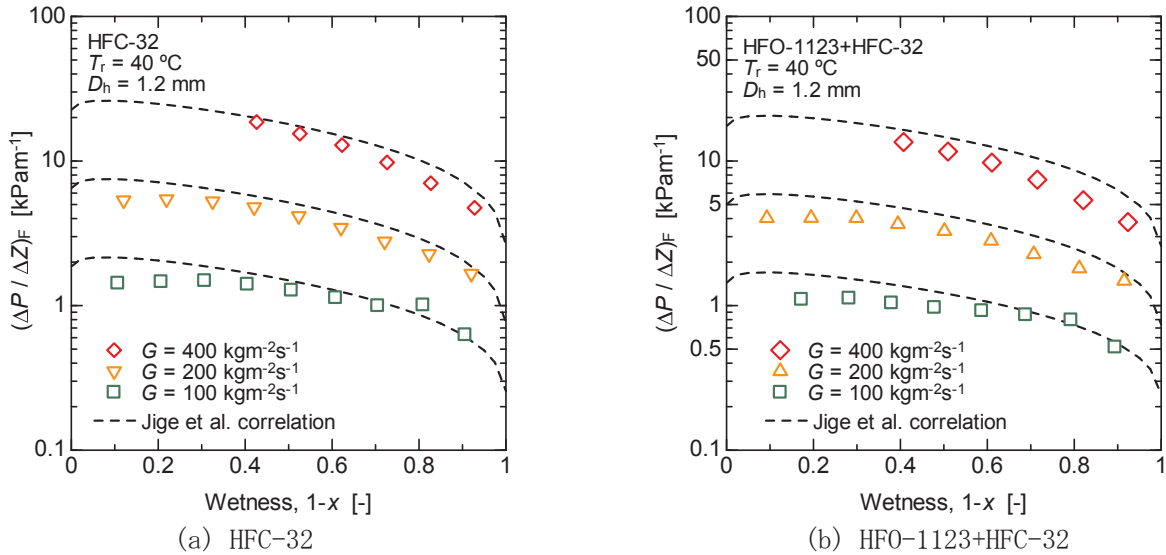


図 2.2.2.2-6 HFC-32 と HFO-1123+HFC-32 の摩擦圧力損失の比較

## b.2 蒸発実験

図 2.2.2.2-7(a) および図 2.2.2.2-7(b) に、HFO-1123+HFC-32 の冷媒平均温度 15 °C における蒸発熱伝達率をクオリティに対して示す。図 2.2.2.2-7(a) には熱流束 5 kWm<sup>-2</sup> における質量速度の影響を、図 2.2.2.2-7(b) には質量速度 200 kgm<sup>-2</sup>s<sup>-1</sup> における熱流束の影響をそれぞれ示す。図 2.2.2.2-7(a) に着目すると、質量速度およびクオリティの増加にともない熱伝達率は増大しており、強制対流蒸発による伝熱促進効果がみられる。従来径円管と比べると、低質量速度の低・中クオリティ域でも良好な熱伝達率を示している。この領域はスラグ流域であり、蒸気プラグ部で表面張力により流路隅部へ液膜が引き付けられ、流路辺部に熱抵抗の小さい薄液膜が形成されることで良好な熱伝達率を示したと考えられる。また、質量速度が大きいほどドライアウトは高クオリティで発生しており、質量速度 200 kgm<sup>-2</sup>s<sup>-1</sup> ではクオリティ 0.8 でドライアウトが生じている。

次に、図 2.2.2.2-7(b) に着目すると、全般的に熱伝達率に及ぼす熱流束の影響は小さいものの、低クオリティ域では熱流束の増大にともなう核沸騰の促進により熱伝達率がわずかに増大している。一方、高クオリティ域では熱流束の増大にともない熱伝達率はわずかに低下しており、これは辺部の薄液膜の乾きによるものと考えられる。また、ドライアウト発生クオリティは熱流束の増大にともない低下している。

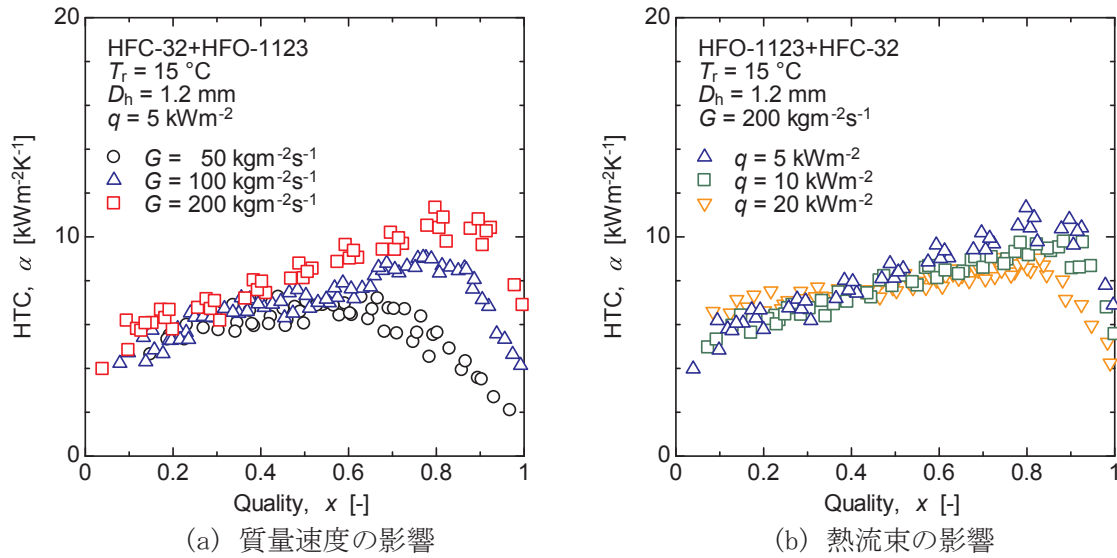
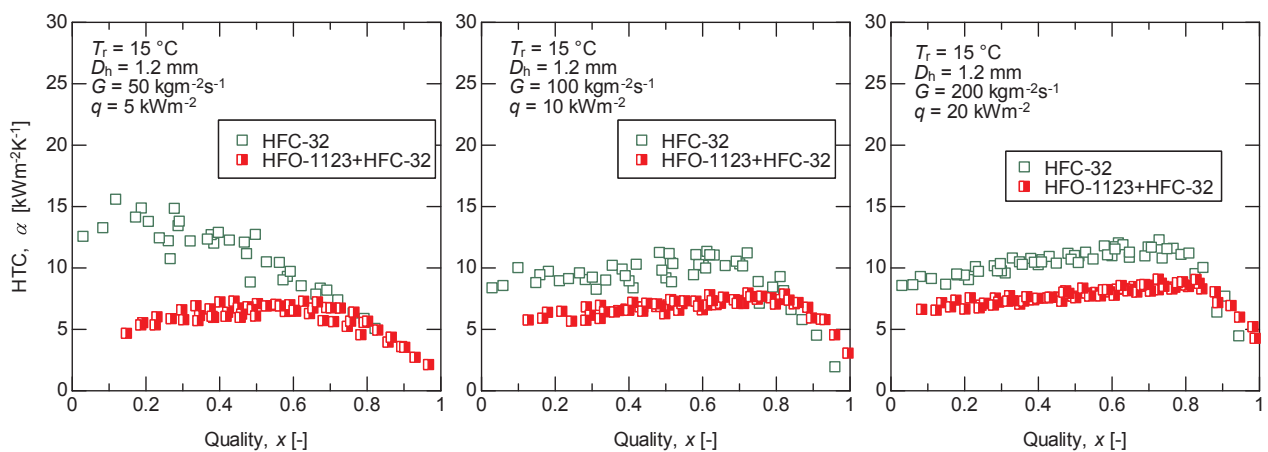


図 2.2.2.2-7 HFC-32 と HFO-1123+HFC-32 の蒸発熱伝達特性

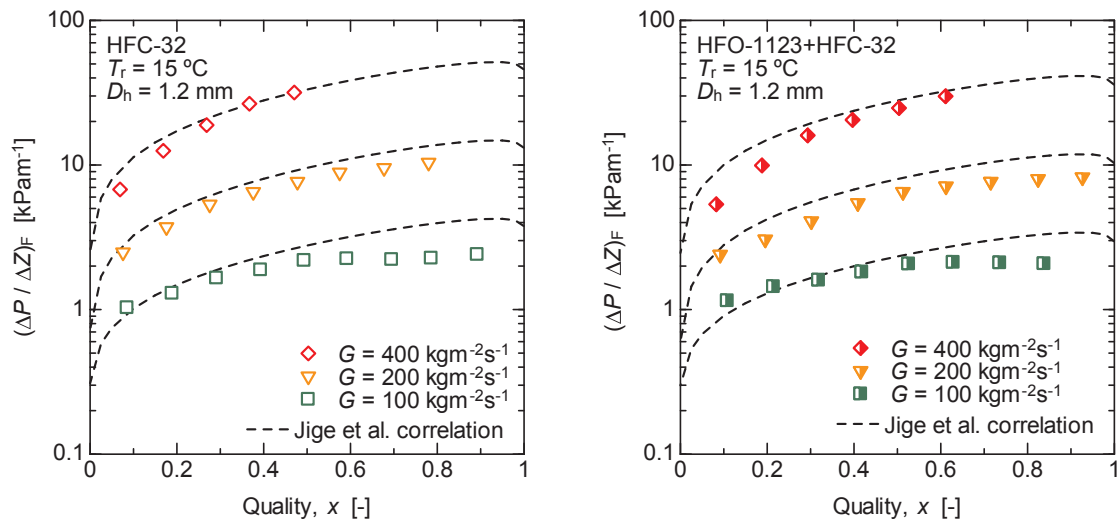
図 2.2.2.2-8(a)から図 2.2.2.2-8(c)に、HFO-1123+HFC-32 と HFC-32 の蒸発熱伝達率の比較を示す。図より、いずれの条件において、ドライアウト発生前の良好な熱伝達率を示すクオリティ域では、HFO-1123+HFC-32 の熱伝達率は HFC-32 に比べて低く、特に低質量速度の低クオリティ条件で低い値を示している。一方、HFC-32 の方がドライアウト発生クオリティは低く、ドライアウト発生後は熱伝達率の差は小さい。

図 2.2.2.2-9 (a)および図 2.2.2.2-9(b)に、HFC-32 と HFO-1123+HFC-32 の冷媒平均温度 15 °C における摩擦圧力損失を、質量速度をパラメータとして、クオリティに対して示す。本実験は断熱条件下での測定であり、加速損失の影響は含まれない。図中には、扁平多孔管内の摩擦圧力損失の予測式である Jige et al. の式<sup>[4]</sup>を破線で示す。図より、摩擦圧力損失は管内蒸気速度の大きい高質量速度・低湿度条件で大きいことがわかる。また、HFC-32 と比べて、HFO-1123+HFC-32 の摩擦圧力損失は同一の質量速度・湿度条件下で 20~30%程度小さい。これは、HFO-1123+HFC-32 の蒸気密度が大きいため管内蒸気速度が小さく、蒸気せん断力が小さいためと考えられる。一方、予測式と比較すると、HFC-32 および HFO-1123+HFC-32 の摩擦圧力損失を±30%程度で予測できることがわかる。



(a)  $G=50 \text{ kgm}^{-2}\text{s}^{-1}$ ,  $q=5 \text{ kWm}^{-2}$  (b)  $G=100 \text{ kgm}^{-2}\text{s}^{-1}$ ,  $q=10 \text{ kWm}^{-2}$  (c)  $G=200 \text{ kgm}^{-2}\text{s}^{-1}$ ,  $q=20 \text{ kWm}^{-2}$

図 2.2.2.2-8 HFC-32 と HFO-1123+HFC-32 の蒸発熱伝達率の比較



(a) HFC-32

(b) HFO-1123+HFC-32

図 2.2.2.2-9 HFC-32 と HFO-1123+HFC-32 の摩擦圧力損失の比較

<参考文献>

- [1] Lemmon, E.W., Huber, M.L., McLinden, M.O., 2013. Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties - REFPROP Ver. 9.1. National Institute of Standards and Technology, Boulder, CO, USA.
- [2] Akasaka, R., Fukushima, M., Lemmon, E.W., 2016. A Helmholtz Energy Equation of State for Trifluoroethylene (R-1123), 16th International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue, West Lafayette, IN, USA, July 11-14.
- [3] Akasaka, R., A Thermodynamic Property Model for Difluoromethane (R-32) and Trifluoroethylene (R-1123) Mixtures, 11th Asian Thermophysical Properties Conference, Yokohama, Japan, October 2-6, (2016).
- [4] Jige, D., Inoue, N., Koyama, S., 2016, Condensation of Refrigerants in a Multiport Tube with Rectangular Minichannels, *Int. J. Refrigeration*, Vol. 67, 202-213.

2.2.2.2.3 円管内の伝熱特性評価 (国立大学法人長崎大学)

(a) 測定

a.1 実験装置

図 2.2.2.2.3-1 に実験装置の系統図を示す。実験装置は、冷媒ループ (実線)、冷却水ループ (一点鎖線) および加熱水ループ (破線) で構成される。冷媒ループは、圧縮機(1)、油分離器(2)、予冷器(3)、凝縮テストセクション(4)、過冷器(5)、液溜(7)、膨張弁(10)、電気加熱式予熱器(11)、蒸発テストセクション(12)および過熱器(13)で構成される蒸気圧縮式ヒートポンプサイクルである。また、冷媒ループには、油分離器出口と圧縮機入口を接続するバイパスが設けられている。液溜の下流側にはサンプリングポートが設けられており、データ収録の直後に少量の冷媒液を採取してベッセル内に完全膨張させ、ガスクロマトグラフで分析する。本実験では、その分析結果を混合冷媒の循環組成とする。

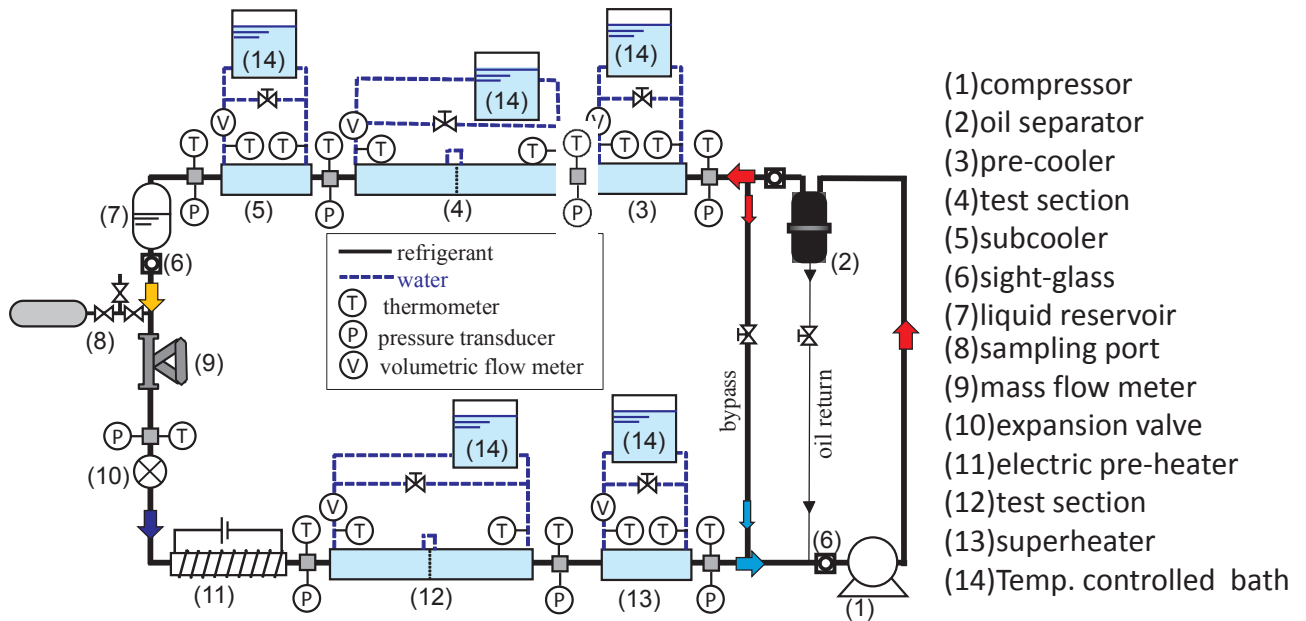


図 2.2.2.2.3-1 試験装置系統図

凝縮用および蒸発用のテストセクションでは、水平に設置された銅製ら旋溝付管が有効伝熱長さ 414 mm となる 2 つのウォータジャケットで覆われており、それぞれが二重管式対向流型熱交換器（サブセクション）を形成している。図 2.2.2.2.3-2 に蒸発テストセクションの 2 つのサブセクションを示す。冷媒の混合平均温度および圧力は、テストセクション出入口の冷媒混合室でそれぞれ K 型熱電対および絶対圧力計で測定される。各サブセクション外側の断熱された区間の中央部には、ら旋溝付管の側部に直径 0.6 mm の圧力孔が設けられており、冷媒入口側混合室と各圧力孔間の差圧が測定される。ら旋溝付管の管外壁面温度は、各サブセクション中央部における管壁上下左右 4 点に埋め込んだ T 型熱電対で測定される。冷却水あるいは加熱水（熱源水）の混合平均温度は、サブセクション出入口に設置された水混合室において白金測温抵抗体で測定される。また、熱源水の流量は歯車式体積流量計で測定される。

#### a.2 試験ら旋溝付管および条件

図 2.2.2.2.3-3 に本実験で使用した試験ら旋溝付管の断面形状および試験ら旋溝付管の寸法諸元を示す。表 2.2.2.2.3-1 に試験ら旋溝付管以外の試験条件を示す。ら旋溝付管の等価内径  $d_{eq}$  は、ら旋溝付管と等しい流路面積の平滑管（等価平滑管）の内径であり、式(2.2.2.2.3-1)で定義される。

$$d_{eq} = \sqrt{4A/(\pi \cos \beta)} \quad (2.2.2.2.3-1)$$

ここに、 $A$  はら旋溝付管の流路断面積、 $\beta$  はねじれ角である。また、面積拡大率  $\eta_A$  は、ら旋溝付管の実伝熱面積と等価平滑管の伝熱面積の比を示す。

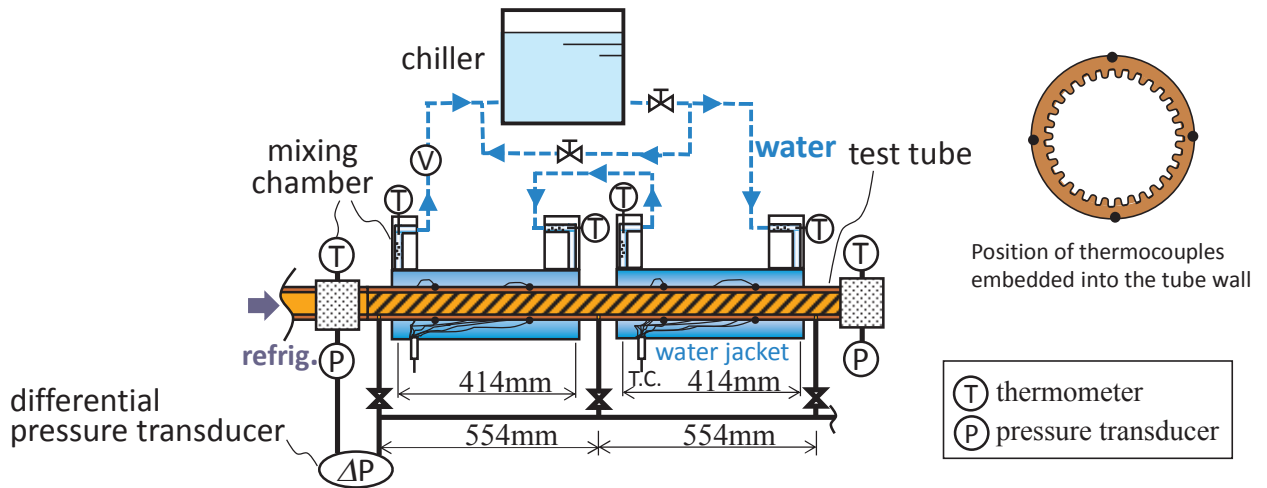


図 2.2.2.2.3-2 テストセクションの構造

外径 $d_o$ [mm]	6.03
等価内径 $d_{eq}$ [mm]	5.21
フィン高さ $h_{fin}$ [mm]	0.269
ねじれ角 [°]	18
山頂角 [°]	15
フィン数 $N_{fin}$ [-]	60
面積拡大率 $\eta_A$ [-]	2.62

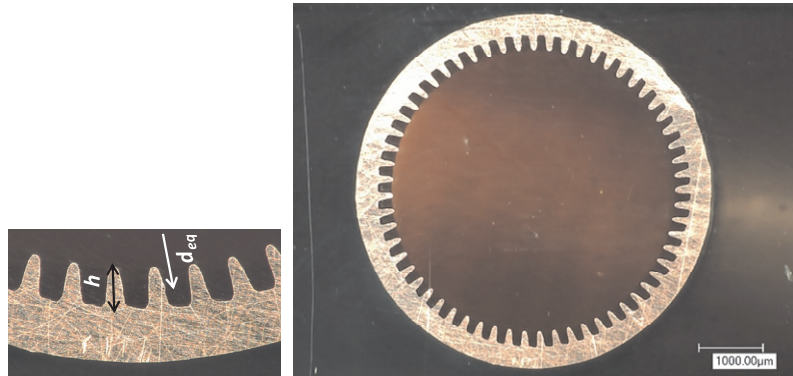


図 2.2.2.2.3-3 試験用旋溝付管寸法および断面写真

表 2.2.2.2.3-1 試験条件

	凝縮	蒸発	*サンプル冷媒検査結果 純度:99.998%以上 組成比率: HFO-1123 39.3 mass% + HFC-32 60.7 mass%
試験冷媒	HFC-32, HFO-1123+HFC-32(40/60 mass%) *		
平均飽和温度 (露点と沸点の算術平均値)	40 °C	10 °C	
質量流速	150 ~ 400 kg m <sup>-2</sup> s <sup>-1</sup>		
平均熱流束	5 ~ 10 kW m <sup>-2</sup>		
潤滑油	ポリオールエステル系油 VG68		

### a.3 データ整理方法

各サブセクション外側の断熱された区間における冷媒比エンタルピーは、凝縮の場合は予冷器入口、蒸発の場合は過熱器出口に設置した冷媒混合室における過熱蒸気の比エンタルピーを基点とし、予冷器あるいは過熱器およびサブセクションにおける比エンタルピーの変化を積算して求めた。圧力ポートの位置における冷媒飽和温度は、冷媒の循環組成、圧力および比エンタルピーから平衡状態を仮定して求めた。サブセクション中央部における冷媒バルク温度およびクオリティは、サブセクション出入口の圧力ポート位置における値の算術平均値とした。管内壁面の周平均温度は、T型熱電対で測定した管外上下左右4点の壁面温度の算術平均値から、管壁内の熱伝導を考慮して求めた。熱流束  $q$  [W m<sup>-2</sup>]および熱伝達率  $\alpha$  [W m<sup>-2</sup>K<sup>-1</sup>]は、管内実伝熱面積を基準としてそれぞれ式(2.2.2.2.3-2)および式(2.2.2.2.3-3)で定義される。

$$q = Q / (\pi d_{eq} \eta_A L) \quad (2.2.2.2.3-2)$$

$$\alpha = q / |T_{\text{ref}} - T_{\text{wi}}| \quad (2.2.2.2.3-3)$$

ここに、 $L$ は有効伝熱長さ414 mm、 $Q$ は水側熱バランスから算出したサブセクション内交換熱量:

$$Q = W_{\text{H}_2\text{O}} c_{p,\text{H}_2\text{O}} (T_{\text{H}_2\text{O},\text{in}} - T_{\text{H}_2\text{O},\text{out}}) - Q_{\text{loss}} \quad (2.2.2.2.3-4)$$

$W_{\text{H}_2\text{O}}$  および  $c_{p,\text{H}_2\text{O}}$  は熱源水の体積流量および比熱であり、 $Q_{\text{loss}}$  は周囲雰囲気との温度差によって断熱材を通過する熱損失で、測定の結果 10 W未満であった。この値は熱交換量のうち0.6~1.7%程度であり、熱損失の見積もり誤差による熱伝達率測定不確かさへの影響は十分に小さいことを確認している。式(2.2.2.2.3-3)中の $T_{\text{wi}}$ は管内壁面温度:

$$T_{\text{wi}} = T_{\text{wo}} - Q / (2\pi\lambda L) \cdot \ln(d_o / d_{eq}) \quad (2.2.2.2.3-5)$$

であり、測定している管外壁面温度 $T_{\text{wo}}$ から測定される。ここに、 $\lambda$ は管の熱伝導率である。この管外壁温度の測定不確かさは $\pm 0.05$  Kであった。式(2.2.2.2.3-3)中の $T_{\text{ref}}$ は冷媒飽和温度である。冷媒の物性はREFPROP Ver. 9.1<sup>[1]</sup>で計算した。HFO-1123単体の物性はAkasakaらによって提案されたヘルムホルツ型状態方程式<sup>[2]</sup>をREFPROP Ver. 9.1に組み込み計算を行った。HFO-1123+HFC-32系混合冷媒に対する多流体混合モデルは、REFPROPに内包され“KW0”と称されるKunz-Wagnerモデル<sup>[3]</sup>を使用した。さらに表面張力については、Kunz-Wagnerモデルを用いても算出する事は出来ないため示差毛管上昇法<sup>[4]</sup>によって測定し、以下の実験式を得た。

$$\sigma = 69.93 \left( 1 - \frac{T}{T_{\text{crit}}} \right)^{1.29} \quad [\text{mNm}^{-1}], \quad T_{\text{crit}} = 342.2 \quad [\text{K}] \quad (2.2.2.2.3-6)$$

予測式等の計算のためには上式を用いて表面張力を計算することとした。ここに、 $T_{\text{crit}}$ は本プロジェクトで測定されたHigashiらの混合系の臨界温度の結果で、342.2 Kである。

## (b) 測定結果および考察

### b.1 凝縮過程における熱伝達率および圧力損失

図2.2.2.2.3-4(a)および図2.2.2.2.3-4(b)はそれぞれ、飽和温度40℃および熱流束10 kWm<sup>-2</sup>におけるHFC-32単体の凝縮熱伝達率および圧力損失の測定結果である。横軸は湿り度、シンボル別に冷媒質量流速150から400 kgm<sup>-2</sup>s<sup>-1</sup>の結果を示す。sec1およびsec2はそれぞれ、サブセクション1および2で測定した結果であることを示す。また実線はそれぞれの質量流速における熱伝達率と圧力損失の予測結果で、Yonemoto-Koyamaの式<sup>[5]</sup>とBabaの式<sup>[6]</sup>によるものである。

凝縮が開始して湿り度の低い領域では凝縮液膜が非常に薄く、管内全面で良好な凝縮が行われるものの、凝縮が進行し凝縮液が厚くなるとともに熱伝達率が低下する。このように凝縮熱伝達率は湿り度とともに大きく変化するものの質量流速による影響は比較的小さい。一方圧力損失は、液膜が管状に発達する湿り度0.2までは増加するものの、その後、湿り度の増加と共に蒸気流の減速が生じるため、緩やかに減少してゆく。これらの傾向は先行研究の示す内容に沿うものであり、測定結果は予測結果と同様の傾向を示している。測定結果は、湿り度が低い領域では熱伝達率が非常に高いため、大きな測定誤差が生じる為に予測式から幾分乖離するものの、湿り度が高い領域では予測式と良い一致を示す。一方圧力損失は、全湿り度域で、また全質量流速条件で、予測結果と良い一致を示した。

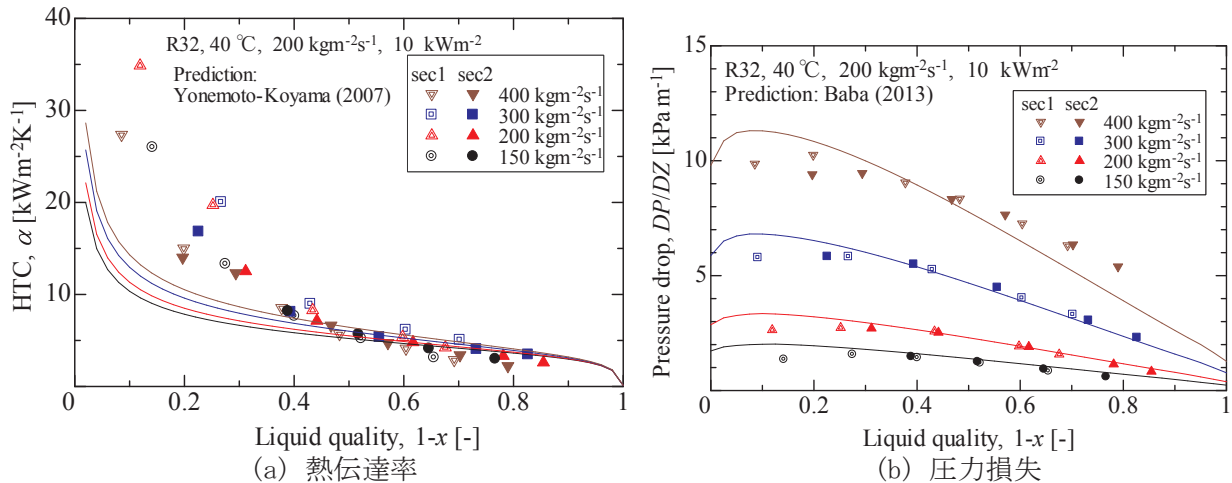


図 2.2.2.2.3-4 HFC-32 凝縮熱伝達特性 (シンボルは測定結果を、線は予測結果を示す)

図 2.2.2.2.3-5(a)および図 2.2.2.2.3-5(b)はそれぞれ、混合冷媒 HF0-1123+HFC-32(40/60 mass%)の凝縮熱伝達率および圧力損失の測定結果である。測定条件は、露点と沸点の平均が 40 °Cとなる飽和圧力、熱流束 10 kWm<sup>-2</sup>、質量流速は 200 から 400 kgm<sup>-2</sup>s<sup>-1</sup>である。実線で示しているのは、Yonemoto-Koyama の式に対し非共沸性を加味する為の Silver-Bell-Ghaly の式<sup>[7,8]</sup>で補正を加えた熱伝達率の予測結果と、Baba の式で計算した圧力損失の予測結果である。熱伝達率に見られる湿り度の依存性や圧力損失のカーブなどは、全体的に前述の HFC-32 の場合とよく一致している。非共沸性の強い冷媒では、液相蒸気相内に濃度分布が形成され、この濃度境界層が物質伝達を阻害するために著しく熱伝達率が低下し異なる傾向を示すことがあるが、HF0-1123+HFC-32(40/60 mass%)ではその様な強い物質伝達抵抗はみられなかった。その度合いは Silver-Bell-Ghaly の式で補正される割合と良い一致を示しており、測定結果は予測式と全湿り度の領域で高い合致度を示した。圧力損失についても、同様に予測結果と高い合致度を示した。

図 2.2.2.2.3-6 は、質量流速 200 kgm<sup>-2</sup>s<sup>-1</sup>において、HFC-32 単体と混合冷媒 HF0-1123+HFC-32(40/60 mass%)の凝縮熱伝達率および圧力損失を比較するグラフである。熱伝達率と圧力損失のいずれにおいても HF0-1123+HFC-32(40/60 mass%)は HFC-32 よりも幾分低い値を示す。これは、HF0-1123+HFC-32(40/60 mass%)の蒸気密度が高いために同一質量流速の条件下では蒸気速度が低下するためであると考えられる。非共沸性が強い場合には、これに加えて物質伝達抵抗によってさらに熱伝達率が低下する。

図 2.2.2.2.3-7 はその様な物質伝達抵抗の影響が表れた例である。左の表に示すような、管外径 6mm、フィン数 64 のら旋溝付管内を流れるの HFC-32+HF0-1234ze (E)系混合冷媒の凝縮熱伝達率測定結果を示しており、グラフには HF0-1234ze (E)単体と HFC-32 単体の凝縮熱伝達率と、これらを混合した場合の熱伝達率を示している。HF0-1234ze (E)単体の熱伝達率は HFC-32 単体よりも低い、混合冷媒はそれを下回る熱伝達率を示す。この混合系では 7 K 程の温度勾配となる比較的強い非共沸性を有する為、顕著な物質伝達抵抗がみられた。しかしながら、温度勾配が 1 K 程の HF0-1123+HFC-32(40/60 mass%)では、それほど著しい凝縮熱伝達劣化はみられない。

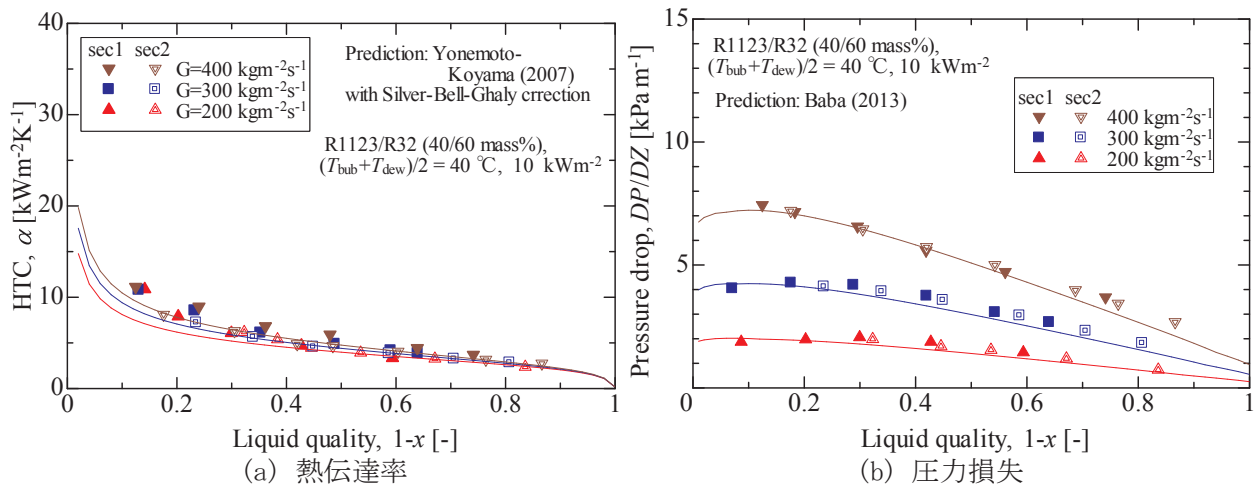


図 2.2.2.2.3-5 HFO-1123/HFC-32 (40/60 mass%) 凝縮熱伝達特性  
(シンボルは測定結果を, 線は予測結果を示す)

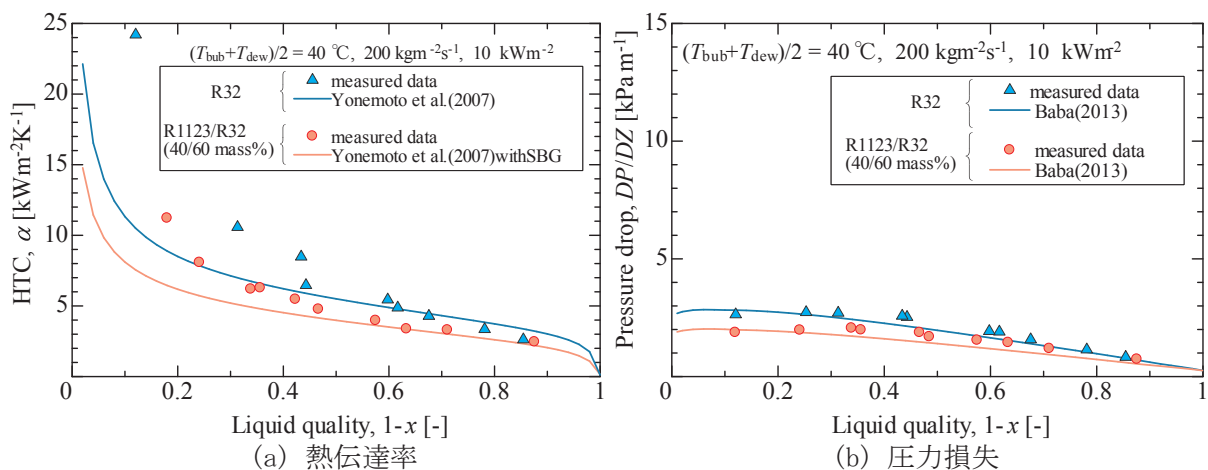


図 2.2.2.2.3-6 HFO-1123/HFC-32 (40/60 mass%) 凝縮熱伝達特性  
(シンボルは測定結果を, 線は予測結果を示す)

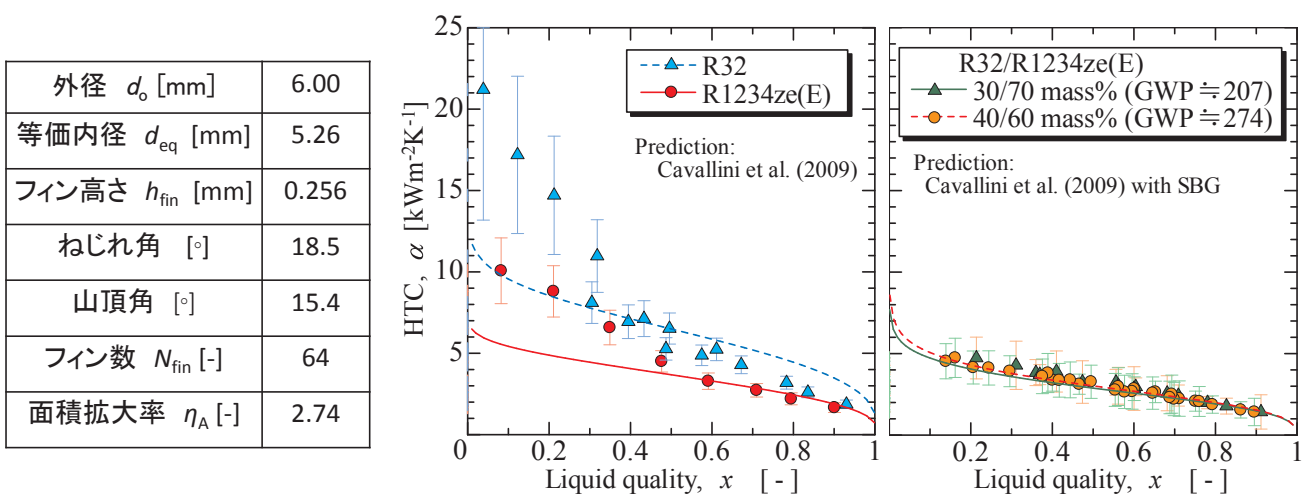


図 2.2.2.2.3-7 HFC-32/HFO-1234ze(E)系混合冷媒の凝縮熱伝達低下<sup>[16]</sup> (質量流速  $200 \text{ kgm}^{-2}\text{s}^{-1}$ , 熱流束  $10 \text{ kWm}^{-2}$ . シンボルは測定結果を, 線は Cavallini の式<sup>[9]</sup> による予測結果を示す)



b.2 蒸発過程における熱伝達率および圧力損失

図 2.2.2.2.3-8(a) および図 2.2.2.2.3-8(b) はそれぞれ、飽和温度 10 °C および熱流束 10 kWm<sup>-2</sup> における HFC-32 単体の蒸発熱伝達率および圧力損失の測定結果である。横軸は乾き度、シンボル別に冷媒質量流速 150 から 400 kgm<sup>-2</sup>s<sup>-1</sup> の結果を示す。また実線はそれぞれの質量流速における予測結果で、熱伝達率は Thome らの式<sup>[10]</sup>に加えてドライアウト領域を計算する Yoshida の式<sup>[11]</sup>と Mori らの式<sup>[12]</sup>を組み合わせた式によるもの、圧力損失は Baba の式によるものである。

熱伝達率は、乾き度約 0.8 まで乾き度の増加に伴って若干増加し、0.8 以上では急激に熱伝達が低下する。これは、乾き度増加に伴い蒸気速度が上昇することで強制対流の効果が増し、乾き度 0.8 以上では液膜が一部破断するドライアウトが生じるためである。これらの傾向はこれまでに文献で報告されている他の冷媒の傾向と一致しており、Thome らや Yoshida らの予測式とも良く一致している。乾き度の高いところで、測定結果の方が低い値を示しているが、これは、測定対象のらせん溝付管のねじり角が 18 度と比較的小さい為に、液膜を旋回させて十分な対流効果を得る事が出来なかった可能性がある。質量流速による影響は乾き度ほど大きくはなく、300 kgm<sup>-2</sup>s<sup>-1</sup> 以上ではむしろ僅かに低下へと転じているようにも見受けられる。一方圧力損失は、乾き度 0.9 程度まで単調に増加し、0.9 以上で緩やかに低下へと転ずる。これは、乾き度の増加と共に蒸気速度が増加し、0.9 程度で液冷媒の流れが環状流へと遷移することで、気液混合によって散逸する運動量が減少するためであると考えられ、その傾向は他の冷媒と一致しており、Baba の式とも良く一致している。質量流速の増加に伴い圧力損失が増加する程度も、Baba の式で良く表現されている。

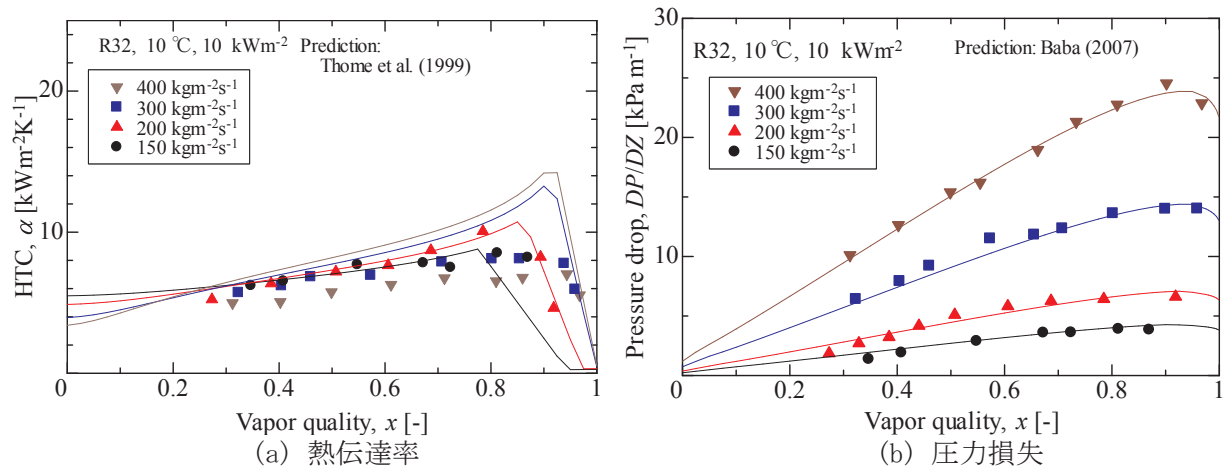


図 2.2.2.2.3-8 HFC-32 蒸発熱伝達特性 (シンボルは測定結果を、線は予測結果を示す)

図 2.2.2.2.3-9(a) および図 2.2.2.2.3-9(b) はそれぞれ、混合冷媒 HF0-1123+HFC-32 (40/60 mass%) の蒸発熱伝達率および圧力損失の測定結果である。測定条件は、露点と沸点の平均が 10 °C となる飽和圧力、熱流束 10 kWm<sup>-2</sup>、質量流速は 200 から 400 kgm<sup>-2</sup>s<sup>-1</sup> である。実線で示しているのは予測結果で、熱伝達率は Kondou らの式<sup>[13]</sup> および Yoshida の式と Mori らの式によるもの、圧力損失は Baba らの式によるものである。蒸発熱伝達率の乾き度に対する変化は前述の HFC-32 単体の場合と良く似通っている。質量流速 300 kg m<sup>-2</sup>s<sup>-1</sup> まで質量流速の増加に伴い熱伝達率が増加している点は、HFC-32 単体の場合と異なっているものの、非共沸性の強い冷媒に見られるような熱伝達率低下はみられなかった。圧力損失測定結果についても全体的な傾向は前述の HFC-32 と同様であり、Baba の式と良い一致を示した。

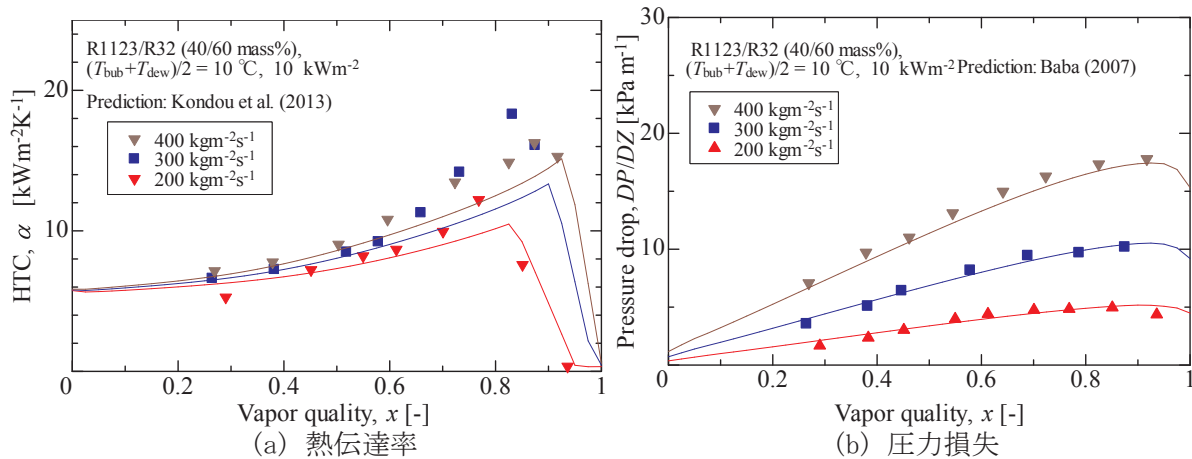


図 2.2.2.2.3-9 HF0-1123/HFC-32 (40/60 mass%) 凝縮熱伝達特性  
(シンボルは測定結果を、線は予測結果を示す)

図 2.2.2.2.3-10(a) および図 2.2.2.2.3-10(b) はそれぞれ、質量流速  $200 \text{ kgm}^{-2}\text{s}^{-1}$  において、HFC-32 単体と混合冷媒 HF0-1123+HFC-32 (40/60 mass%) の蒸発熱伝達率および圧力損失を比較するグラフである。HF0-1123+HFC-32 (40/60 mass%) の圧力損失は HFC-32 よりも幾分低い値を示す。これは HF0-1123+ HFC-32 (40/60 mass%) の蒸気密度が HFC-32 よりも高いために、同一質量流速の条件下では蒸気速度が低下するためであると考えられ、この点は凝縮過程の場合と一致している。しかし、 $200 \text{ kg m}^{-2}\text{s}^{-1}$  における蒸発熱伝達率には有意な差が見られなかった。この理由としては、図 2.2.2.2.3-4 に示したように HF0-1123+HFC-32 (40/60 mass%) の表面張力が HFC-32 単体の値より低く、沸騰熱伝達率が高いことが考えられる。沸騰伝熱の寄与率が高くなったことが物質伝達抵抗を相殺したために、HFC-32 単体のと同程度の熱伝達率となったと思われる。

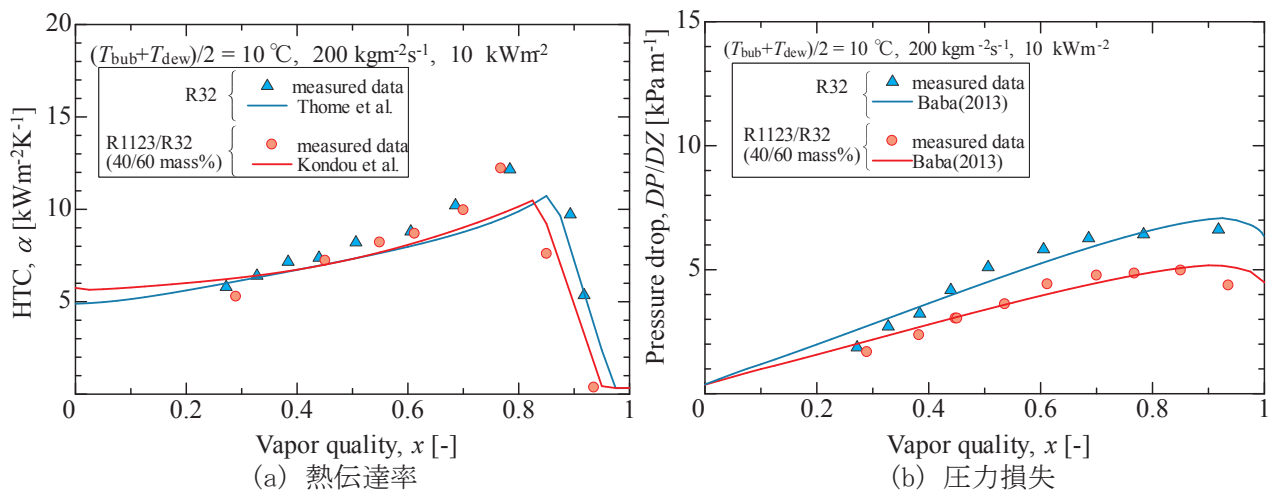


図 2.2.2.2.3-10 HF0-1123+HFC-32 (40/60 mass%) 凝縮熱伝達特性  
(シンボルは測定結果を、線は予測結果を示す)

図 2.2.2.2.3-11 は HFC-32/HF0-1234ze (E) 系混合冷媒の場合の結果である。左の表に示すフィン数 64 のら旋溝付管内における HFC-32+HF0-1234ze (E) 系混合冷媒の蒸発熱伝達率測定結果である。沸点が HFC-32 よりもかなり高い HF0-1234ze (E) を加えたこの混合系では、温度勾配が大きい為顕著な熱伝達劣化が生じ、その度合いは凝縮よりも蒸発過程でより顕著であった。これに加えて、HFC-32+HF0-1234ze (E) 系では HF0-1234ze (E) の方が沸点が高く表面張力も高いため、沸騰伝熱の寄与率が HFC-32 単体の場合よりも小さかったために著しく熱伝達が劣化した。今回試験を行った HF0-1123+HFC-32 系混合冷媒では、HFC-32 よりも沸点の低い HF0-1123 を含むために HFC-32 と同程度の蒸発熱伝達率を示すようである。

外径 $d_o$ [mm]	6.00
等価内径 $d_{eq}$ [mm]	5.26
フィン高さ $h_{fin}$ [mm]	0.256
ねじれ角 $[\circ]$	18.5
山頂角 $[\circ]$	15.4
フィン数 $N_{fin}$ [-]	64
面積拡大率 $\eta_A$ [-]	2.74

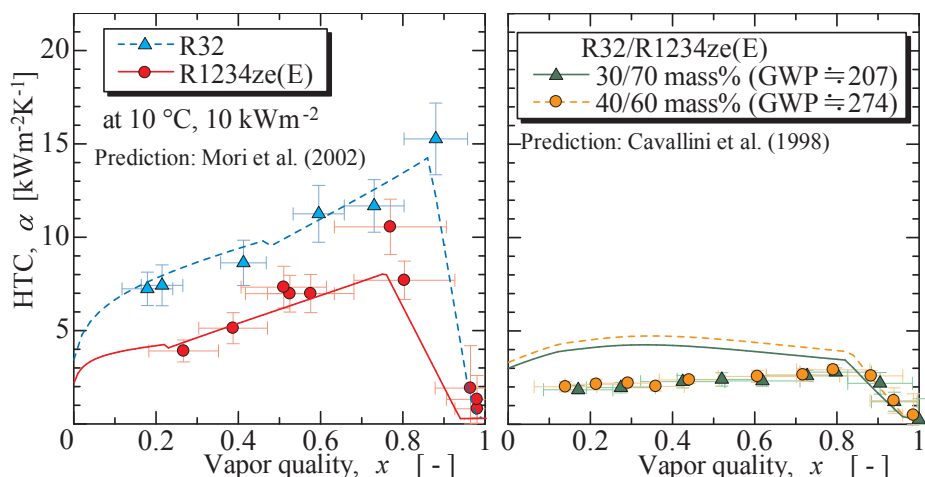


図 2.2.2.3-11 HFC-32/HFO-1234ze(E)系混合冷媒の蒸発熱伝達低下<sup>[16]</sup>  
(質量流速  $200 \text{ kgm}^{-2}\text{s}^{-1}$ , 熱流束  $10\text{kWm}^{-2}$  シンボルは測定結果を,  
線はMoriらの式<sup>[14]</sup>とCavalliniの式<sup>[15]</sup>による予測結果を示す)

<参考文献>

- [1] Lemmon, E.W., Huber, M.L., McLinden, M.O., 2013. Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties - REFPROP Ver. 9.1. National Institute of Standards and Technology, Boulder, CO, USA.
- [2] Akasaka, R., Fukushima, M., Lemmon, E.W., 2016. A Helmholtz Energy Equation of State for Trifluoroethylene (R-1123), 16th International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue, West Lafayette, IN, USA, July 11-14.
- [3] Kunz, O., Klimeck, R., Wagner, W., Jaeschke, M. The GERG-2004 Wide-Range Equation of State for Natural Gases and Other Mixtures. GERG Technical Monograph 15. Fortschr.-Ber. VDI, VDI-Verlag, Dseldorf, 2007.
- [4] Okada, M., Arima, T., Hattori, M., Watanabe, K., 1988. Measurements of the surface tension of three refrigerants, R 22, R 115, and R 502. J. Chem. Eng. Data 33, 399-401.
- [5] 米本龍一郎, 小山繁, 2007. 純冷媒のらせん溝付管内凝縮に関する実験的研究 - 摩擦圧力損失および熱伝達の相関式の提案 - 日本冷凍空調学会論文集, Vol. 24, no. 2, 139-148
- [6] 馬場大輔 2013. ら旋溝付管内での低 GWP 冷媒の凝縮および沸騰に関する実験的研究, 博士論文, 九州大学 総合理工学府, 231-234.
- [7] Silver, L. 1947. Gas cooling with aqueous condensation. Trans. Inst. Chem. Engrs. 25, 30-42, 1947
- [8] Bell, KJ, Ghaly, MA, 1973. An approximate generalized design method for multicomponent/partial condenser. AIChE Symp. Ser. 69, 72-79.
- [9] Cavallini, A., Del Col, D., Mancin, S., Rossetto, L., 2009. Condensation of pure and near-azeotropic refrigerants in microfin tubes: A new computational procedure. Int. J. Refrig. 32, 162-174.
- [10] Thome, J. R., Kattan, N., Favrat, D. 1999. Evaporation in microfin tubes: A generalized prediction model, *Convective flow and pool boiling*, p. 239-244, Taylor and Francis.
- [11] 吉田駿, 森英夫, 柿本益志, 大石克己, 2000. 冷媒の水平蒸発間におけるドライアウトクオリティ, 日本冷凍空調学会論文集 vol. 17, no. 4, 511-520.
- [12] 森英夫, 吉田駿, 柿本益志, 大石克己, 福田健一, 2000. 冷媒の水平蒸発間におけるポストドライアウト熱伝達, 日本冷凍空調学会論文集 vol. 17, no. 4, 521-528.
- [13] Kondou, C., BaBa, D., Mishima, F., Koyama, S., 2013. Flow boiling of non-azeotropic mixture R32/R1234ze(E) in horizontal microfin tubes. Int. J. Refrig. 36, 2366-2378.
- [14] 森英夫, 吉田駿, 小山繁, 宮良明男, 2002. 冷媒の水平らせん溝付蒸発管内熱伝達係数の予測式, 冷凍空調学会年次大会講演論文集, 547-550.
- [15] Cavallini, A., DelCol, D., Doretto, L., Longo, G.A., Rossetto, L., 1998. Refrigerant vaporization inside enhanced tubes: A heat transfer model, Proc. Heat Transfer in Condensation and Evaporation: Application to Industrial Environmental process, Eurothermo Seminar 62, p 222.
- [16] Kondou, C., Mishima, F., Liu, J.F., Koyama, S., "Condensation and Evaporation of R744/R32/R1234ze(E) Flow in Horizontal Microfin Tubes", 15th Int. Refrig. and A/C. Conf. at Purdue, no. 2337, 1-10, July 14-17, 2014.

### 2.2.2.3 低 GWP 冷媒候補物質のヒートポンプサイクル性能評価

#### 2.2.2.3.1 容積圧縮式ヒートポンプサイクル性能評価（国立大学法人九州大学）

##### (a) 目的

国際的枠組みの中で地球温暖化防止対策が推進されつつある昨今、我が国では、これまで家庭用空調機に広く使用されてきた冷媒 R410A は GWP（地球温暖化係数）が高いため、2018 年までに GWP が 750 以下の代替冷媒に転換することが求められている。そして、この代替冷媒として、GWP が R410A の三分の一程度で、冷媒としての性能が優れている HFC 系冷媒 R32 が使用され始めている。しかしながら、2030 年以降まで見通した場合、GWP のより低い冷媒への転換が求められることが予想される。このような状況下で、最近、GWP が 1 程度の HFO 系冷媒や HCFO 系冷媒がいくつか開発されている。しかしながら、それらの冷媒は、単位体積当たりの潜熱（体積能力）が小さい、化学的に不安定であるなど、容積式圧縮機を用いた空調機の冷媒として単体で使用するには課題がある。本研究開発プロジェクトでは、HFO 系冷媒のひとつである R1123 に注目し、この新規冷媒に R32 を混合させて冷媒としての特性を改善することを目指した二成分混合冷媒について、既設の水熱源容積圧縮式ヒートポンプサイクル試験装置を用いて暖房および冷房条件におけるヒートポンプサイクルの性能評価実験を行い、サイクル性能に及ぼす冷暖房負荷、各要素機器の不可逆損失の影響などを明らかにする。

##### (b) 実験装置および方法

###### b.1 実験装置

図 2.2.2.3.1-1 に実験装置の概略を示す。本実験装置は熱源水流体に水を用いた蒸気圧縮式ヒートポンプサイクルであり、冷媒ループと熱源ループからなる。冷媒ループでは、圧縮機により圧縮された高温高压の冷媒蒸気が凝縮器で熱源水と熱交換して過冷液状態となる。その後、過冷状態の冷媒液は膨張弁によって減圧され気液二相状態となり、蒸発器で熱源水と熱交換して過熱蒸気状態となり圧縮機へと戻る。圧縮機の出入口には冷媒温度測定用熱電対と冷媒圧力測定用ポートが設けられており、凝縮器の出入口、電子膨張弁入口および蒸発器の出口に冷媒温度と冷媒圧力測定用の混合室、蒸発器入口に冷媒圧力測定のポートが設けられている。ここに、冷媒温度測定には OD 1.0 mm の K 型シース

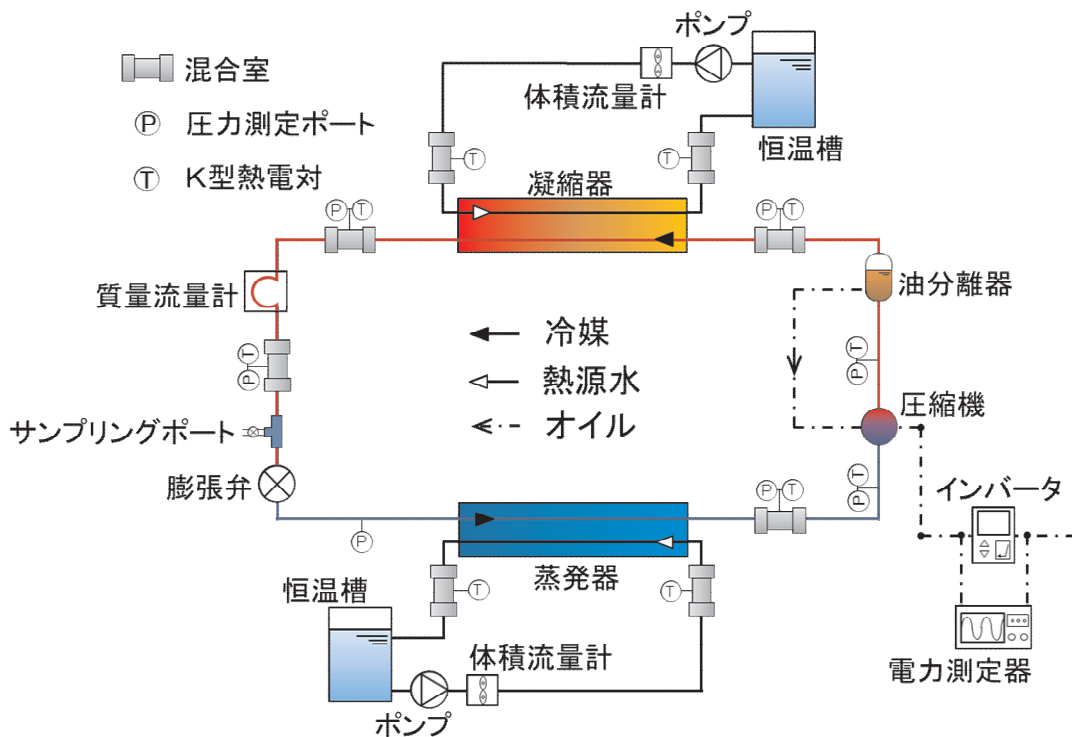


図 2.2.2.3.1-1 実験装置概略図

熱電対を使用し、高圧側（凝縮器側）および低圧側（蒸発器側）の冷媒圧力測定にはそれぞれ 5 MPa および 2 MPa の絶対圧力計を使用する。また、凝縮器と膨張弁の間には冷媒流量を測定するための質量流量計および混合冷媒の循環組成をガスクロマトグラフで測定するためのサンプリングポートが設置されている。凝縮器用および蒸発器用のいずれの熱源水ループにおいても、恒温槽からポンプにより吐出された熱源水は熱交換器（凝縮器または蒸発器）で冷媒と熱交換して恒温槽へと戻る。ここに、各恒温槽のポンプの下流側には熱源水流量測定用の体積流量計が設置されており、熱交換器の熱源水出入口には熱源水温度測定用の混合室が設けられている（熱源水温度測定には、冷媒と同様に OD 1.0 mm の K 型シース熱電対を使用）。なお、インバータおよび圧縮機への投入電力を測定するためにデジタルパワーメータを用いる。

表 2.2.2.3.1-1 に熱交換器の仕様を示す。凝縮器、蒸発器ともに対向流型二重管式であり、冷媒は内管内を流れ、熱源水は内管と外管の間の環状部を冷媒とは逆向きに流れる。ここに、内管には螺旋溝付管を使用し、外管には平滑管を使用している。

表 2.2.2.3.1-2 に圧縮機の仕様を示す。圧縮機は R410A 用のスクロール式であり、冷凍機油はポリオールエステル油である。

表 2.2.2.3.1-1 熱交換器仕様

		外径[mm]	内径[mm]	厚さ[mm]	長さ[mm]	タイプ
凝縮器 および 蒸発器	外管	15.88	13.88	2.00	7200	平滑管
	内管	9.53	7.53	2.00	7200	溝付管

表 2.2.2.3.1-2 圧縮機仕様

圧縮機の形式	密閉型電動圧縮機
圧縮機構部の形式	スクロール
冷凍機油	ポリオールエステル 粘度グレード VG68
シリンダ容積[cm <sup>3</sup> ]	11

## b.2 実験条件

表 2.2.2.3.1-3 に実験条件を示す。実験条件は暖房条件 1、暖房条件 2 および冷房条件の 3 種類である。暖房条件 1 では、凝縮器熱交換量（暖房負荷）に依らず、凝縮器熱源水温度は入口 20 °C で、出口 30 °C とし、蒸発器熱源水温度は入口 15 °C で、出口 9 °C としている。暖房条件 2 では、凝縮器熱交換量（暖房負荷）に依らず、凝縮器熱源水温度は入口 20 °C で、出口 45 °C とし、蒸発器熱源水温度は入口 15 °C で、出口 9 °C としている。冷房条件では、蒸発器熱交換量（冷房負荷）に依らず、凝縮器熱源水温度は入口 30 °C で、出口 45 °C とし、蒸発器熱源水温度は入口 20 °C で、出口 10 °C としている。なお、いずれの実験条件においても蒸発器出口冷媒過熱度は 4 K で一定としている。

実験では、表 2.2.2.3.1-3 に示したそれぞれの実験条件を満たすように、圧縮機回転数、膨張弁開度および熱源水流量を調整し、定常状態を確認した後にデータを収集した。測定値は、2 秒間隔で 3

表 2.2.2.3.1-3 実験条件

	熱源水温度 [°C]		熱交換量[kW]	過熱度 [K]
	凝縮器	蒸発器		
暖房条件 1	20 → 30	15 → 9	1.6 to 2.6	
暖房条件 2	20 → 45	15 → 9	1.6 to 2.6	4 (±1)
冷房条件	30 → 45	20 → 10	1.4 to 1.4	

分間のサンプリングを行い、その平均値とした。なお、それぞれの実験条件での最適冷媒充填量（COP が最大となる冷媒充填量）を定めるために、充填量を少量ずつ増加させて実験を行った。

### b.3 試験冷媒

本実験で使用した試験冷媒の基本物性（GWP 値、標準沸点、温度すべりおよび体積冷凍能力）を表 2.2.2.3.1-4 に示す。試験冷媒は HFC 系冷媒 R32 と HFO 系冷媒 R1123 とを混合した非共沸二成分混合冷媒であり、GWP=393 の R32/R1123 (58/42 mass%) および GWP=285 の R32/R1123 (42/58 mass%) の 2 種類である。ここに、これらの試験冷媒の GWP 値は IPCC 第 5 次報告書<sup>[1]</sup>に基づく計算値である。また、本表を含めて、本研究では、非共沸二成分混合冷媒 R32/R1123 の熱力学的性質は、Akasaka らによって提案された R1123 のヘルムホルツ型状態方程式<sup>[2]</sup>および R32/R1123 に対する多流体混合モデル<sup>[3]</sup>を REFPROP Ver. 9.1<sup>[4]</sup>に組み込んで計算した。なお、これらの試験冷媒は、旭硝子株式会社殿よりご提供いただいた。

本実験で得られた非共沸二成分混合冷媒 R32/R1123 のサイクル性能に関する実験結果は、本研究者のグループがこれまでに実施してきた純冷媒 R32、疑似共沸二成分混合冷媒 R410A、非共沸二成分混合冷媒 R32/R1234ze (E) および R32/R1234yf のサイクル性能の試験結果<sup>[5, 6]</sup>と比較する。そこで、これらの比較する冷媒の基本物性を表 2.2.2.3.1-5 に示しておく。

表 2.2.2.3.1-4 本研究における試験冷媒の基本物性

	GWP*	NBP	Temp.glide**	Vol.capacity*
	[-]	[°C]	[K]	* [MJ/m <sup>3</sup> ]
R32/R1123: 58/42 mass%	393	-57.2	0.90	12.7
R32/R1123: 42/58 mass%	285	-58.4	0.49	13.1
*IPCC5 次レポートに基づく計算値		**バルク温度 20 °C における計算値		

表 2.2.2.3.1-5 従来の研究でサイクル性能を評価した冷媒の基本物性

	GWP*	NBP	Temp.glide**	Vol.capacity*
	[-]	[°C]	[K]	* [MJ/m <sup>3</sup> ]
R410A	1924	-51.4	0.12	11.1
R32	677	-51.7	-	11.5
R32/R1234ze(E): 42/58 mass%	285	-46.4	9.7	8.0
R32/R1234ze(E): 28/72 mass%	190	-43.5	11.7	7.0
R32/R1234yf: 42/58 mass%	285	-48.6	4.3	9.1
R32/R1234yf: 28/72 mass%	190	-46.9	6.6	8.1
*IPCC5 次レポートに基づく計算値		**バルク温度 20 °C における計算値		

### (c) データ整理

データ整理に際して、非共沸二成分混合冷媒 R32/R1123 の熱力学的性質は、前述したように、Akasaka らによって提案された R1123 のヘルムホルツ型状態方程式<sup>[2]</sup>および R32/R1123 に対する多流体混合モデル<sup>[3]</sup>を REFPROP Ver. 9.1<sup>[4]</sup>に組み込んで計算した。

### c.1 成績係数 COP の算出

本実験では冷媒側の熱収支に関する以下の式を用いて熱交換器内の熱交換量を算出した。

$$Q_{\text{COND}} = m_R (h_{R,\text{COND}, \text{in}} - h_{R,\text{COND}, \text{out}}) \quad (2.2.2.3.1-1)$$

$$Q_{\text{EVA}} = m_R (h_{R,\text{EVA}, \text{out}} - h_{R,\text{EVA}, \text{in}}) \quad (2.2.2.3.1-2)$$

ここに、 $Q_{\text{COND}}$  は凝縮器内交換熱量、 $Q_{\text{EVA}}$  は蒸発器内交換熱量、 $m_R$  は冷媒質量流量、 $h_R$  は冷媒比エンタルピーである。また、添字 COND および EVA はそれぞれ凝縮器および蒸発器を示し、添字 in および out はそれぞれ熱交換器の入口および出口を示す。

また、作動流体に投入した圧縮仕事  $W_{\text{cycle}}$  は、圧縮機出口冷媒比エンタルピー  $h_{\text{COMPR}, \text{out}}$  および圧縮機入口冷媒比エンタルピー  $h_{\text{COMPR}, \text{in}}$  を用いて、以下の式で表せる。

$$W_{\text{cycle}} = m_R (h_{\text{COMPR}, \text{out}} - h_{\text{COMPR}, \text{in}}) \quad (2.2.2.3.1-3)$$

サイクルにおける暖房条件における成績係数  $COP_{\text{h}, \text{cycle}}$  および冷房条件における成績係数  $COP_{\text{c}, \text{cycle}}$  は、それぞれ以下の式(2.2.2.3.1-4)および式(2.2.2.3.1-5)から求める。

$$COP_{\text{h}, \text{cycle}} = Q_{\text{COND}} / W_{\text{cycle}} \quad (2.2.2.3.1-4)$$

$$COP_{\text{c}, \text{cycle}} = Q_{\text{EVA}} / W_{\text{cycle}} \quad (2.2.2.3.1-5)$$

### c.2 不可逆損失の算出

サイクルでの単位質量当たりの全不可逆損失  $L_{\text{all}, \text{cycle}}$  は式(2.2.2.3.1-6)に示す通り、凝縮器、蒸発器、膨張弁および圧縮機の4つの主要素機器における不可逆損失に、接続配管部における不可逆損失および圧力損失による不可逆損失を加えたすべての和で表される。図2.2.2.3.1-2に主要素機器における不可逆損失の概略図を示す。凝縮器における不可逆損失  $L_{\text{COND}}$  は式(2.2.2.3.1-7)に示すように微小区間に分割し、微小な台形の連続として算出する。蒸発器における不可逆損失  $L_{\text{EVA}}$  は式(2.2.2.3.1-8)により、凝縮器における不可逆損失と同様に算出する。膨張弁および圧縮機における不可逆損失  $L_{\text{EXP}}$  および  $L_{\text{COMPR}}$  は、膨張および圧縮過程を  $T$ - $s$  線図上で線形とみなし、台形として算出

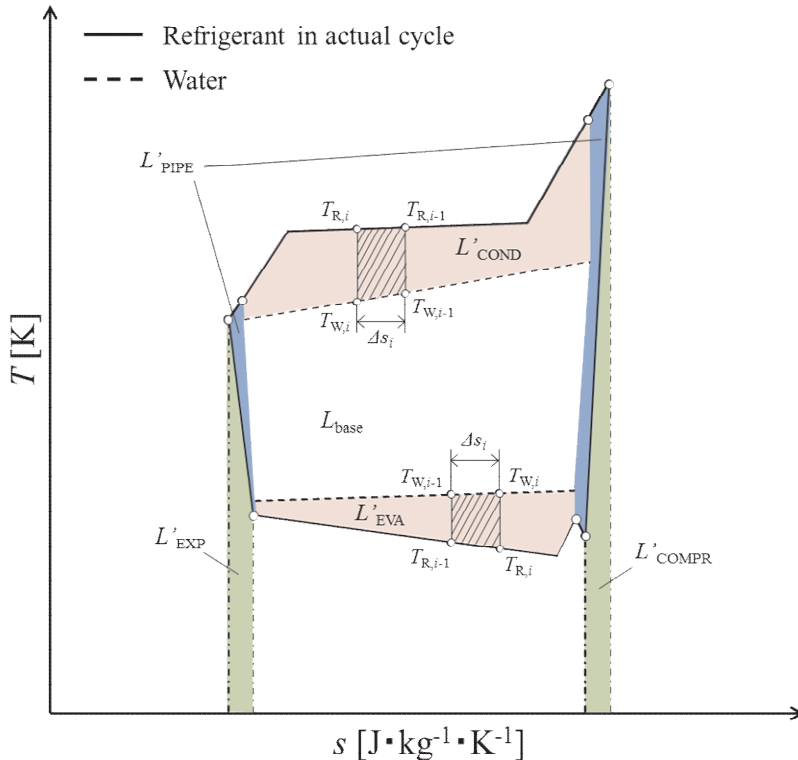


図 2.2.2.3.1-2 主要素機器における不可逆損失の概略

する (式(2.2.2.3.1-9)および式(2.2.2.3.1-10)). また, 図中央部の損失に囲まれた区間を  $L_{base}$  と定義し, 不可逆損失計算の妥当性を検証する際に用いた.

$$L_{all, cycle} = L_{COND} + L_{EVA} + L_{EXP} + L_{COMPR} + L_{PIPE} + L_{P.D.} \quad (2.2.2.3.1-6)$$

$$L_{COND} = m_R L'_{COND} = \sum_{i=1}^{100} [\{(T_{R,i-1} - T_{W,i-1}) + (T_{R,i} - T_{W,i})\} \times \Delta s_i / 2] \times m_R \quad (2.2.2.3.1-7)$$

$$L_{EVA} = m_R L'_{EVA} = \sum_{i=1}^{100} [\{(T_{W,i-1} - T_{R,i-1}) + (T_{W,i} - T_{R,i})\} \times \Delta s_i / 2] \times m_R \quad (2.2.2.3.1-8)$$

$$L_{EXP} = m_R L'_{EXP} = (T_{R,EVA, in} + T_{R,EVA, out}) \times (s_{R,EVA, out} - s_{R,EVA, in}) / 2 \times m_R \quad (2.2.2.3.1-9)$$

$$L_{COMPR} = m_R L'_{COMPR} = (T_{R,COMPR, in} + T_{R,COMPR, out}) \times (s_{R,COMPR, out} - s_{R,COMPR, in}) / 2 \times m_R \quad (2.2.2.3.1-10)$$

図 2.2.2.3.1-3 に圧力損失による不可逆損失の概略図を示す. 実線は実際のサイクル運転における  $T$ - $s$  線図を示し, 破線は圧力損失のない理想的なサイクル運転における  $T$ - $s$  線図を示す. 実線と破線に囲まれた色のついた箇所を圧力損失による不可逆損失  $L_{P.D.}$  として算出する. 算出は主要素機器における不可逆損失と同様に, 凝縮器, 蒸発器, 膨張弁, 圧縮機および接続配管部に分けて算出した. 凝縮器および蒸発器における圧力損失による不可逆損失  $L_{P.D.,COND}$  および  $L_{P.D.,EVA}$  は, 式(2.2.2.3.1-12)および(2.2.2.3.1-13)に示すように凝縮器および蒸発器での主要素機器における不可逆損失と同様に分割し, 微小な四角形の連続して計算を行う. 膨張過程における圧力損失の影響を受けて生じる不可逆損失  $L_{P.D.,EXP_1}$  および  $L_{P.D.,EXP_2}$  は式(2.2.2.3.1-14)および(2.2.2.3.1-15)に示すように, 台形とみなし算出する.

$$L_{P.D.} = L_{P.D.,COND} + L_{P.D.,EVA} + L_{P.D.,EXP_1} + L_{P.D.,EXP_2} + L_{P.D.,LOSS} \quad (2.2.2.3.1-11)$$

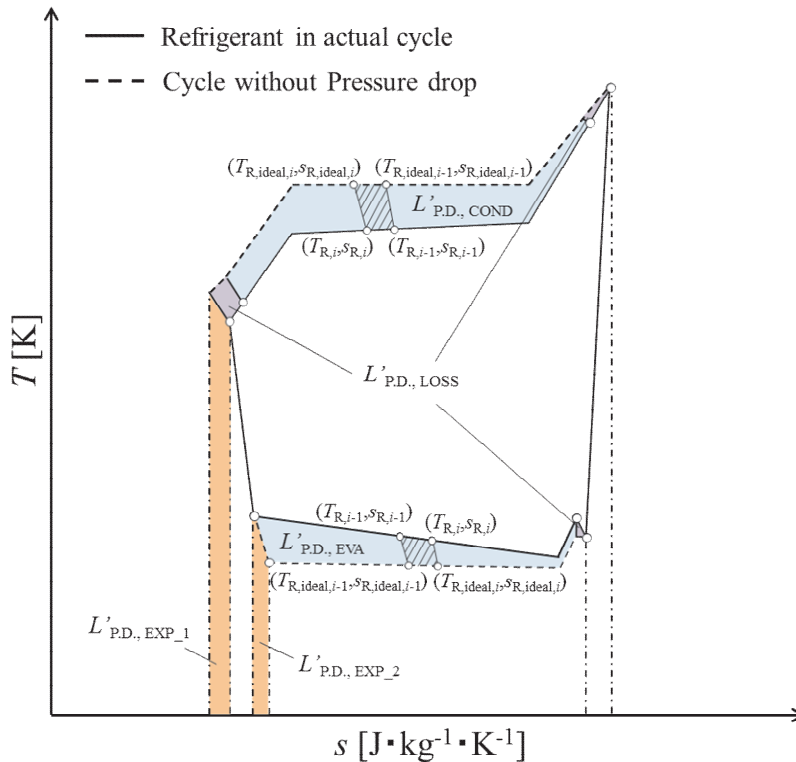


図 2.2.2.3.1-3 圧力損失による不可逆損失の概略



$$\begin{aligned}
L_{P.D.,COND} &= m_R L'_{P.D.,COND} \\
&= \sum_{i=1}^n \left[ \left\{ (s_{R,i-1} - s_{R,ideal,i}) \times (T_{R,ideal,i-1} - T_{R,i}) + (s_{R,ideal,i-1} - s_{R,i}) \times (T_{R,ideal,i} - T_{R,i-1}) \right\} / 2 \right] \times m_R
\end{aligned} \tag{2.2.2.3.1-12}$$

$$\begin{aligned}
L_{P.D.,EVA} &= m_R L'_{P.D.,EVA} \\
&= \sum_{i=1}^n \left[ \left\{ (s_{R,i-1} - s_{R,ideal,i}) \times (T_{R,ideal,i-1} - T_{R,i}) + (s_{R,ideal,i-1} - s_{R,i}) \times (T_{R,ideal,i} - T_{R,i-1}) \right\} / 2 \right] \times m_R
\end{aligned} \tag{2.2.2.3.1-13}$$

$$\begin{aligned}
L_{P.D.,EXP\_1} &= m_R L'_{P.D.,EXP\_1} \\
&= (T_{R,EXP,in} + T_{R,EXP,in,ideal}) \times (s_{R,EXP,in} - s_{R,EXP,in,ideal}) / 2 \times m_R
\end{aligned} \tag{2.2.2.3.1-14}$$

$$\begin{aligned}
L_{P.D.,EXP\_2} &= m_R L'_{P.D.,EXP\_2} \\
&= (T_{R,EXP,out} + T_{R,EXP,out,ideal}) \times (s_{R,EXP,out} - s_{R,EXP,out,ideal}) / 2 \times m_R
\end{aligned} \tag{2.2.2.3.1-15}$$

#### (d) 実験結果および考察

本研究では、非共沸二成分混合冷媒 R32/R1123 のサイクル性能評価実験を行った。以下に、それらの実験結果を、本研究者らのグループがこれまで実施してきた純冷媒 R32、疑似共沸二成分混合冷媒 R410A、非共沸二成分混合冷媒 R32/R1234ze(E) および R32/R1234yf のサイクル性能の実験結果<sup>[5, 6]</sup>と比較した。

##### d.1 冷媒運転特性

図 2.2.2.3.1-4(a), (b) および (c) にそれぞれ暖房条件 1, 暖房条件 2 および冷房条件における圧縮機回転数と熱負荷 (暖房負荷あるいは冷房負荷) の関係を示す。図において、緑丸印および橙上三角印は本実験で得られた混合冷媒 R32/R1123 (58/42 mass%) および混合冷媒 R32/R1123 (42/58 mass%) の結果であり、それ以外の黒丸印, 黒四角印, 青上三角印, 青下三角印, 赤上三角印および赤下三角印は、それぞれ本研究者のグループがこれまで行った混合冷媒 R410A, 純冷媒 R32, 混合冷媒 R32/R1234ze(E) (42/58 mass%), 混合冷媒 R32/R1234ze(E) (28/72 mass%), 混合冷媒 R32/R1234yf (42/58 mass%) および混合冷媒 R32/R1234yf (28/72 mass%) の実験結果である。ここに、以下の図 2.2.2.3.1-5 から図 2.2.2.3.1-7 において、冷媒を識別する記号は本図と同じである。図 2.2.2.3.1-4 より以下のことが分かる。

- (1) いずれの実験条件の場合においても、冷媒の種類に依らず、熱負荷が増加すると圧縮機回転数は増加する。
- (2) いずれの実験条件の場合においても、同一熱負荷において混合冷媒 R32/R1123 (42/58 mass%) および混合冷媒 R32/R1123 (58/42 mass%) の圧縮機回転数は、既存冷媒の R32 および R410A に比して僅かに低い。この結果は、混合冷媒 R32/R1123 (42/58 mass%) および R32/R1123 (58/42 mass%) の体積能力は既存冷媒 R32 および R410A の体積能力に比して僅かに高いことに対応している。すなわち、混合冷媒 R32/R1123 用の圧縮機サイズは既存冷媒 R32 あるいは R410A 用の圧縮機と同程度でよいことを示している。
- (3) 低圧冷媒である R1234yf あるいは R1234ze(E) を R32 に添加した混合冷媒の圧縮機回転数は既存冷媒 R32 および R410A の回転数に比して高いが、これは混合冷媒 R32/R1234yf および混合冷媒 R32/R1234ze(E) の体積能力が R32 および R410A の体積能力に比して低いことによる。

図 2.2.2.3.1-5(a), (b) および (c) にそれぞれ暖房条件 1, 暖房条件 2 および冷房条件における冷媒質量流量と熱負荷の関係を示す。図中の記号は図 2.2.2.3.1-4 と同じである。いずれの実験条件においても、またいずれの冷媒の場合も、熱負荷が増加するにつれて、冷媒質量流量は上昇する傾向にある。また、R32 の冷媒質量流量は他の冷媒に比べて際立って小さいことが特徴的である。これ

は、R32 が他の冷媒に比べ潜熱が大きいことを示している。ここで、R32 と混合冷媒 R32/R1123 の結果について比較する。圧縮機吸込蒸気密度を  $\rho_s$ 、蒸発器出口における冷媒比エンタルピーを  $h_{R,EVA,out}$ 、蒸発器入口における冷媒比エンタルピーを  $h_{R,EVA,in}$  とすれば、体積能力  $VC$  は次式で表される。

$$VC = \rho_s \times (h_{R,EVA,out} - h_{R,EVA,in}) \quad (2.2.2.3.1-16)$$

上式において、R32 の  $(h_{R,EVA,out} - h_{R,EVA,in})$  は混合冷媒 R32/R1123 の  $(h_{R,EVA,out} - h_{R,EVA,in})$  に比して大きく、R32 の  $\rho_s$  は混合冷媒 R32/R1123 の  $\rho_s$  に比して小さい。従って、R32 の  $VC$  は混合冷媒 R32/R1123 の  $VC$  に比して僅かに小さくなる。結果として、圧縮機回転数に関しては、 $VC$  が僅かに小さい R32 の方が混合冷媒 R32/R1123 に比して僅かに高くなる。一方、冷媒質量流量に関しては、 $(h_{R,EVA,out} - h_{R,EVA,in})$  が大きい R32 の方が混合冷媒 R32/R1123 に比して小さくなる。ここに、 $VC$  に関しては大きな差異がない R32 と混合冷媒 R32/R1123 の冷媒質量流量が大きく異なるのは、圧縮機吸込蒸気密度  $\rho_s$  の差異によるものである。

図 2.2.2.3.1-6(a) および図 2.2.2.3.1-6(b) にそれぞれ暖房条件 2 および冷房条件における圧縮機吐出温度と熱負荷の関係を示す。図中の記号は図 2.2.2.3.1-4 と同じである。純冷媒 R32 の圧縮機吐出温度が最も高く、R32 に HF0 系冷媒を混合することによって圧縮機吐出温度が低下することが分かる。このことは、図示していないが、暖房条件 1 も同様の傾向であった。

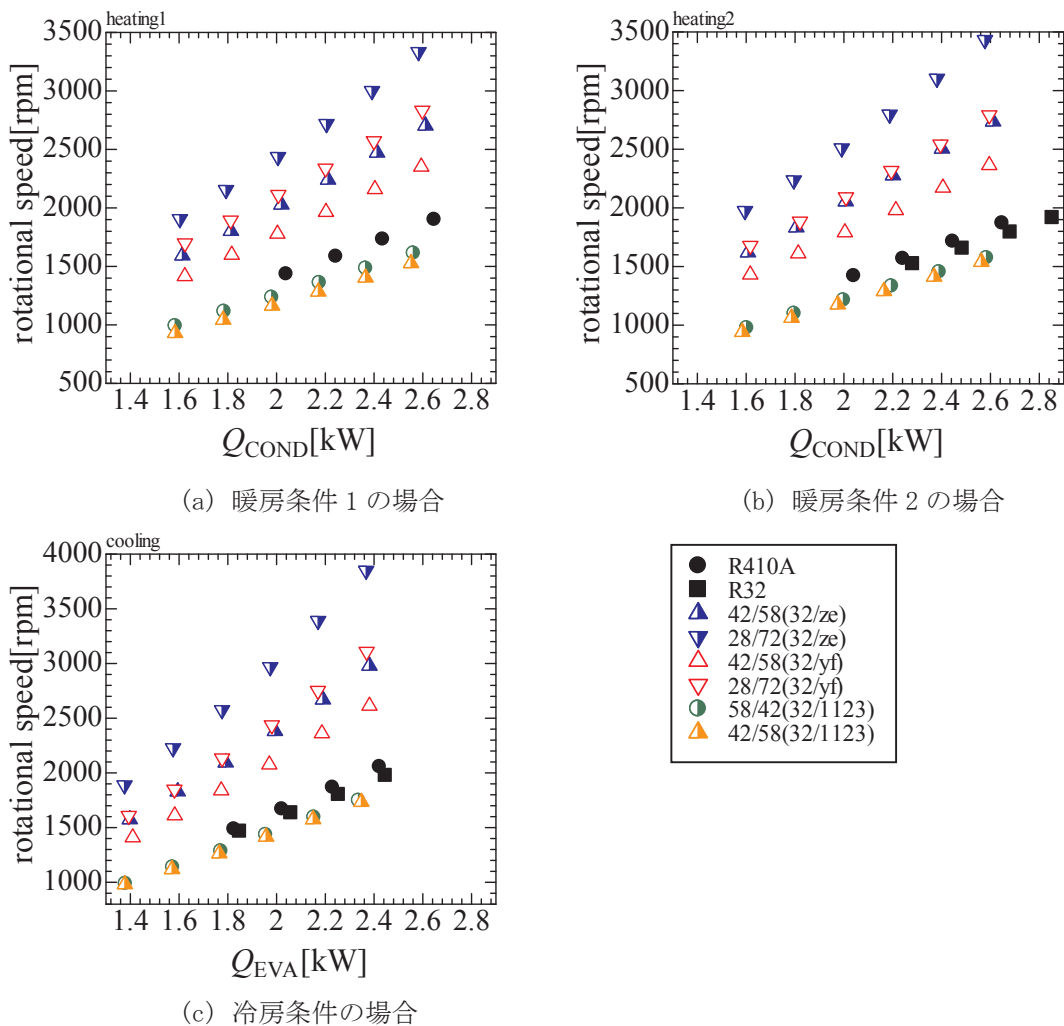
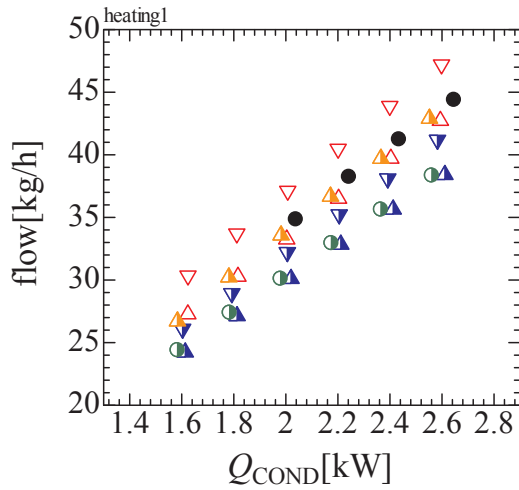
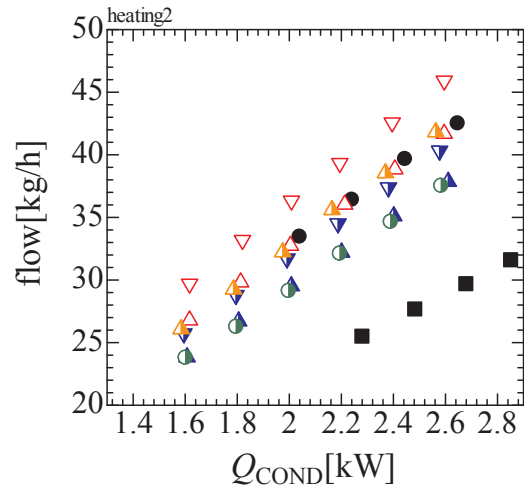


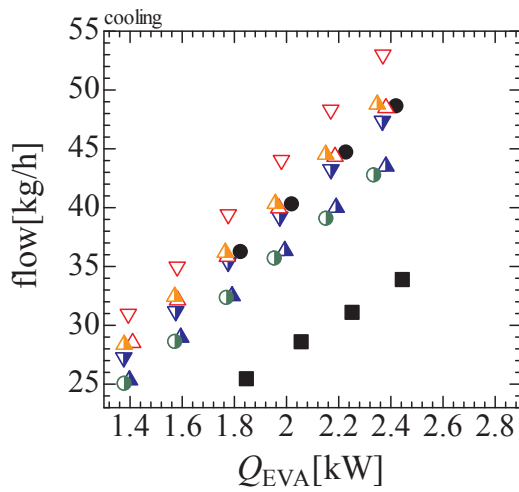
図 2.2.2.3.1-4 圧縮機回転数と熱負荷の関係



(a) 暖房条件 1 の場合



(b) 暖房条件 2 の場合



(c) 冷房条件の場合

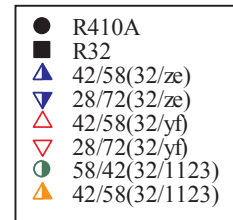
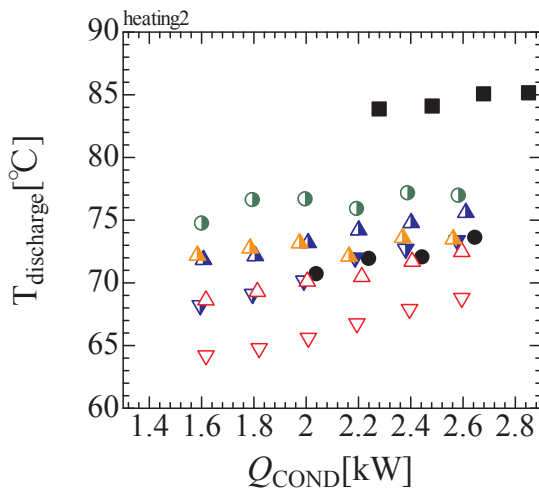
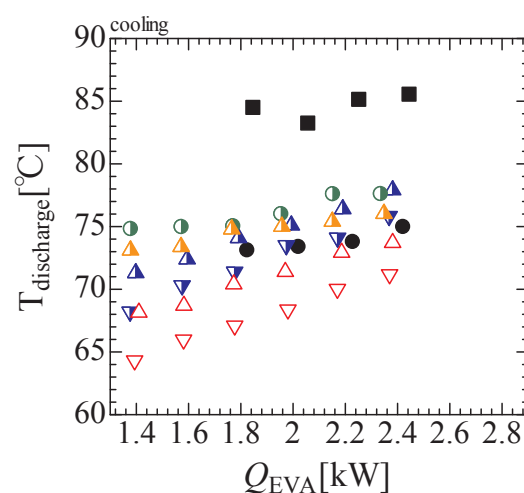


図 2. 2. 2. 3. 1-5 冷媒質量流量と熱負荷の関係



(a) 暖房条件 2 の場合



(b) 冷房条件の場合

図 2. 2. 2. 3. 1-6 圧縮機吐出温度と熱負荷の関係

## d.2 成績係数

図 2.2.2.3.1-7(a), (b) および (c) にそれぞれ暖房条件 1, 暖房条件 2 および冷房条件における成績係数  $COP_{h,cycle}$  と熱負荷の関係を示す。図中の記号は図 2.2.2.3.1-4 と同じである。

いずれの冷媒の場合も熱負荷が増加すると成績係数は低下するが、その低下の程度は冷媒によって異なるので、熱負荷の値によって成績係数の大小関係は異なる。図 2.2.2.3.1-7(a) に示す暖房条件 1 において、熱負荷が 2.2kW の場合で比較すると、R32/R1123(58/42) および R410A の成績係数が最も高く、R32/R1123(42/58), R32/R1234yf(42/58), R32/R1234ze(E)(42/58), R32/R1234yf(28/72), R32/R1234ze(E)(28/72) の順に成績係数は低下する（ここに、暖房条件 1 では R32 の実験は行っていないが、他の実験条件の場合と同様に R32 の成績係数が最も高くなるものと思われる）。図 2.2.2.3.1-7(b) に示す暖房条件 2 においては、熱負荷が 2.2kW の場合で比較すると、R32 が成績係数は最も高く、続いて R32/R1123(58/42) および R410A が同程度の成績係数で、その次に R32/R1123(42/58), R32/R1234yf(42/58), R32/R1234ze(E)(42/58) が同程度の成績係数であり、以下、R32/R1234yf(28/72), R32/R1234ze(E)(28/72) の順に成績係数は低下する。図 2.2.2.3.1-7(c) に示す冷房条件においては、熱負荷が 2.0kW の場合で比較すると、R32 の成績係数が最も高く、続いて R32/R1123(58/42) および R410A が同程度の成績係数であり、以下 R32/R1234yf(42/58), R32/R1234ze(E)(42/58), R32/R1123(42/58), R32/R1234yf(28/72), R32/R1234ze(E)(28/72) の順に成績係数は低下する。以上より、傾向としては、いずれの混合冷媒の場合も R32 の組成比が大きいほど

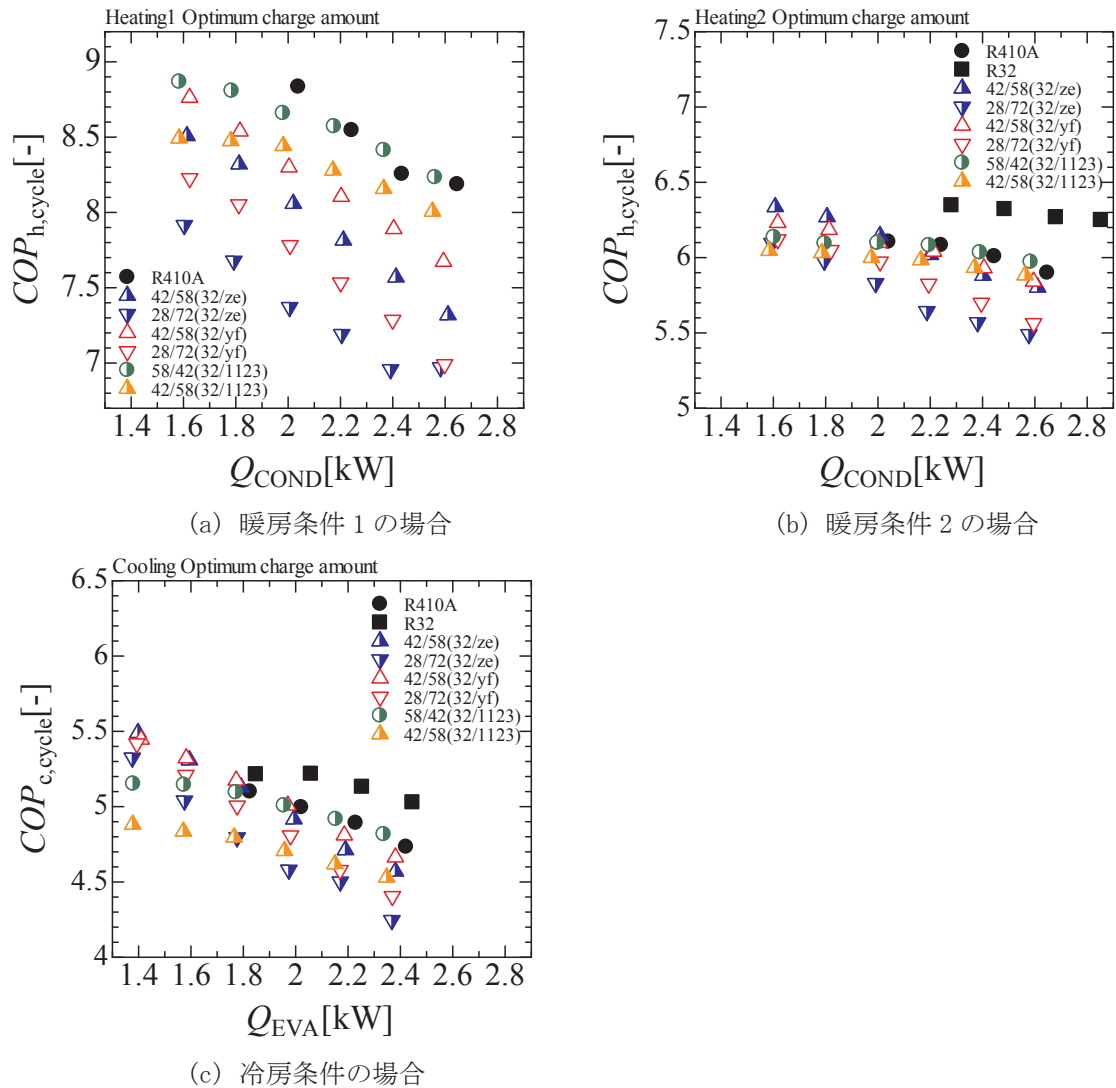


図 2.2.2.3.1-7  $COP_{cycle}$  と熱負荷の関係

性能は高く、R32の混合組成比が同程度の場合、低負荷側では、含まれるHF0系冷媒がR12334yf, R1234ze(E), R1123の順に混合冷媒の成績係数は低下し、高負荷側では、含まれるHF0系冷媒がR1123, R12334yf, R1234ze(E)の順に混合冷媒の成績係数は低下することが分かる。この大小関係が負荷によって異なる原因は、低負荷時に、R32/R1234yfおよびR32/R1234ze(E)に比してR32/R1123の圧縮機回転数が低くなり、結果としてR32/R1123の圧縮機効率がR32/R1234yfおよびR32/R1234ze(E)に比して低下することによる。

表 2.2.2.3.1-6 に R32/R1123(58/42) に対する R32/R1123(42/58) の成績係数  $COP_{h,cycle}$  および  $COP_{c,cycle}$  の低下率を示す。R32/R1123(58/42) に対する R32/R1123(42/58) の成績係数  $COP_{c,cycle}$  の低下率は、暖房条件 1 で約 3.4%、暖房条件 2 で約 1.6%、冷房条件で約 6.0%であった。また、それぞれの条件における  $COP_{h,cycle}$  の低下率と  $COP_{c,cycle}$  の低下率を比較すると、 $COP_{h,cycle}$  の低下率よりも  $COP_{c,cycle}$  の低下率のほうが大きい。すなわち、混合冷媒 R32/R1123 においては、R1123 の組成比が大きくなることによる成績係数の低下は、暖房条件よりも冷房条件のほうが大きくなる。

表 2.2.2.3.1-6 R32/R1123(58/42) に対する R32/R1123(42/58) の成績係数  $COP_{h,cycle}$  および  $COP_{c,cycle}$  の低下率

	$COP_{h,cycle}$ の低下率[%]*	$COP_{c,cycle}$ の低下率[%]*
暖房条件 1	約 3.4	-
暖房条件 2	約 1.6	-
冷房条件	-	約 6.0

\*熱負荷 2.2kW における値

### d.3 不可逆損失

図 2.2.2.3.1-8(a), (b) および (c) は、それぞれ暖房条件 1 (熱負荷 2.2kW)、暖房条件 2 (熱負荷 2.2kW) および冷房条件 (熱負荷 2.0 kW) における各要素機器における不可逆損失  $L$  を積み上げた棒グラフであり、内訳は下から凝縮器における不可逆損失  $L_{COND}$ 、蒸発器における不可逆損失  $L_{EVA}$ 、膨張弁における不可逆損失  $L_{EXP}$ 、圧縮機における不可逆損失  $L_{COMPR}$ 、接続配管部における不可逆損失  $L_{PIPE}$  および圧力損失による不可逆損失  $L_{PD}$  である。本図は積み上げ棒グラフで不可逆損失を示すことによって、特定の熱負荷における冷媒ごとの不可逆損失の内訳および大小関係が明瞭となるよう比較するものである。まず、全不可逆損失  $L_{all,cycle}$  について比較する。暖房条件 1 では R32/R1123(58/42) の  $L_{all,cycle}$  が最も小さく、次いで R410A, R32/R1123(42/58), R32/R1234yf(42/58), R32/R1234ze(E)(42/58), R32/R1234yf(28/72), R32/R1234ze(E)(28/72) の順に大きくなっている。暖房条件 2 では R32 の  $L_{all,cycle}$  が最も小さく、次いで R32/R1123(58/42), R410A, R32/R1123(42/58), R32/R1234yf(42/58), R32/R1234ze(E)(42/58), R32/R1234yf(28/72), R32/R1234ze(E)(28/72) の順に大きくなっている。冷房条件では R32 の  $L_{all,cycle}$  が最も小さく、次いで R32/R1123(58/42), R32/R1123(42/58), R32/R1234yf(42/58), R410A, R32/R1234yf(28/72), R32/R1234ze(E)(42/58), R32/R1234ze(E)(28/72) の順に大きくなっている。ここに、図 2.2.2.3.1-7 の  $COP_{cycle}$  の値は全不可逆損失が小さいほど大きいことから、サイクル成績係数と不可逆損失は相関関係にあり、各冷媒のサイクル成績係数の優位性は不可逆損失によって説明できる。以下、各要素機器の不可逆損失について比較する。

凝縮器における不可逆損失  $L_{COND}$  は、暖房条件 1 が最も小さく、冷房条件、暖房条件 2 の順に大きくなる。これは、凝縮器側の熱源水の出入口温度差の違いによるもので、熱源水の流量が大きく熱源水の出入口温度差が小さいほど、熱源水温度と冷媒温度はより近づくので不可逆損失も小さくなる。また、R32/R1123(58/42) および R32/R1123(42/58) の 2 種類の混合冷媒を比較すると、暖房条件 2 では両者にほとんど差はなく、暖房条件 1 および冷房条件において、R32/R1123(42/58) の不可逆損失が R32/R1123(58/42) に比して大きい。これは、凝縮器側の熱源水の流量の大きい条件ほど、熱源水側の熱伝達特性の影響が小さくなり、逆に冷媒側の熱伝達特性の影響がより顕著に表れることによる。図

2.2.2.3.1-9(a)および図 2.2.2.3.1-9(c)の暖房条件 1 および冷房条件における凝縮器内の温度分布によると、R32/R1123(58/42)よりも R32/R1123(42/58)の凝縮温度が高くなっており、冷媒温度と熱源水温度の温度差がより大きくなったため、R32/R1123(42/58)の不可逆損失のほうが大きくなったと考えられる。このことから、混合冷媒 R32/R1123 の凝縮熱伝達特性は R32 の組成比が小さくなるにつれて低下する傾向にあると予想される。

次に R32/R1123(58/42)および R32/R1123(42/58)の 2 種類の混合冷媒の蒸発器における不可逆損失  $L_{EVA}$  について比較する。いずれの条件においても R32/R1123(58/42)よりも R32/R1123(42/58)の不可逆損失のほうが小さい。これは、2 つの混合冷媒の温度すべりおよび蒸発伝熱特性による差異によるものと考えられる。図 2.2.2.3.1-10 の蒸発器内温度分布によれば、熱源水と冷媒との温度差は R32/R1123(42/58)の方が R32/R1123(58/42)に比して小さい。

膨張弁における不可逆損失  $L_{EXP}$  については、いずれの冷媒の場合も暖房条件 1 で最も小さく、暖房

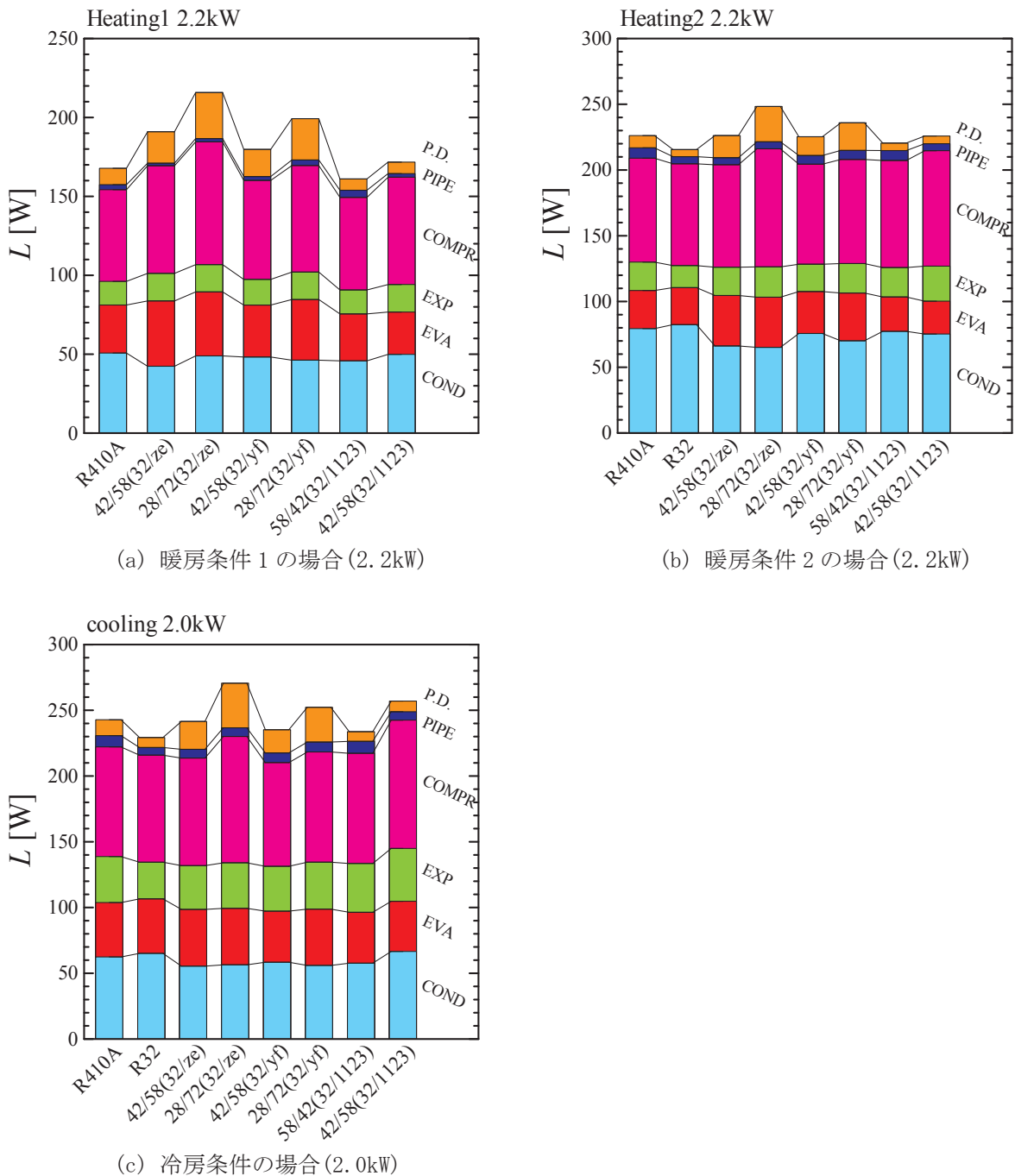
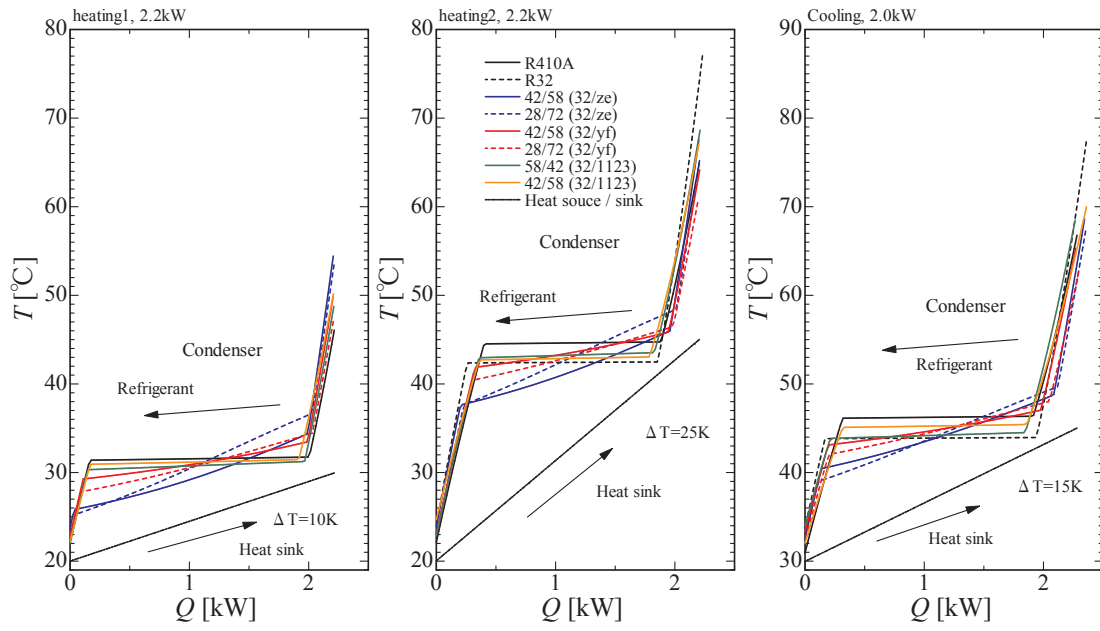
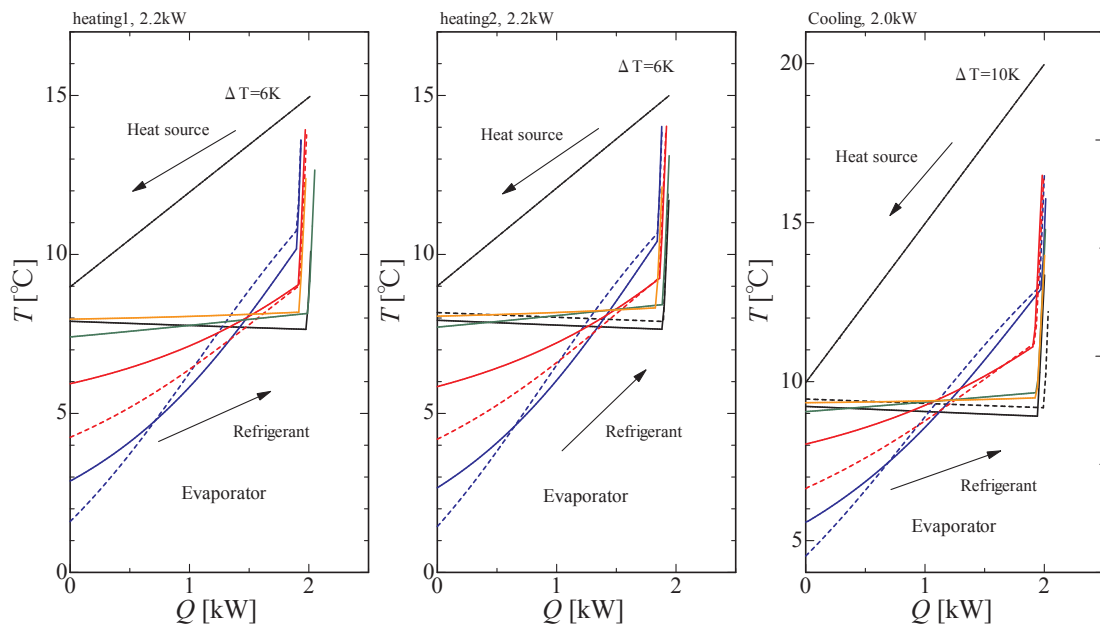


図 2.2.2.3.1-8 冷媒ごとの不可逆損失



(a) 暖房条件 1                      (b) 暖房条件 2                      (c) 冷房条件

図 2.2.2.3.1-9 凝縮器内温度分布



(a) 暖房条件 1                      (b) 暖房条件 2                      (c) 冷房条件

図 2.2.2.3.1-10 蒸発器内温度分布

条件 2, 冷房条件の順に大きくなる。これは、条件による凝縮器出口（膨張弁入口）における冷媒過冷度の違いと、凝縮圧力と蒸発圧力の圧力差によるものである。冷媒過冷度が大きいほど、また凝縮圧力と蒸発圧力の圧力差が小さいほど、膨張過程での温度変化およびエントロピー変化は小さくなるため、膨張弁での不可逆損失は小さくなる。混合冷媒 R32/R1123 においては、R1123 の組成比が増加すると、冷媒過冷度はほとんど変化しないが、凝縮圧力と蒸発圧力との差が増加するため、膨張弁における不可逆損失を増加させる傾向にある。

圧縮機における不可逆損失  $L_{COMPR}$  は冷媒物性だけでなく冷媒と圧縮機油の相性および断熱圧縮

効率などの影響を受けるので、詳細が議論できないが、全体的な傾向を概観する。全条件において冷媒による不可逆損失の大小関係に大きな差異はない。R32 と HF0 系冷媒の混合冷媒 R32/R1234yf, R32/R1234ze (E) および R32/R1123 において、いずれの混合冷媒の場合も HF0 系冷媒の組成比が増加するに伴って、圧縮機における不可逆損失は大きくなる傾向にある。

接続配管部における不可逆損失  $L_{PIPE}$  は、損失全体に占める割合は非常に小さく、暖房条件 1 では約 1%~3%、暖房条件 2 および冷房条件では約 2%~4%を占めるのみである。また冷媒の違いによる損失の差異も小さい。

最後に圧力損失による不可逆損失  $L_{PD}$  について比較する。混合冷媒 R32/R1123 および R32 の損失は、他の冷媒に比べて小さい。これは体積能力が高いためである。すなわち、体積能力が高い冷媒は、一般に、潜熱が高く冷媒質量流量が小さい、もしくは潜熱は小さく冷媒質量流量は大きくても冷媒密度が大きい。従って、体積能力が高い冷媒は蒸気速度が遅くなり圧力損失による損失は小さくなる。R1123 は、R1234ze (E) および R1234yf よりも蒸気密度が大きいため、圧力損失による不可逆損失低減の観点からは、混合冷媒の構成物質として優れていると言える。

#### <参考文献>

- [1] Myhre, G., D. Shindell, F.-M. Bréon, W. Collins, J. Fuglestedt, J. Huang, D. Koch, J.-F. Lamarque, D. Lee, B. Mendoza, T. Nakajima, A. Robock, G. Stephens, T. Takemura and H. Zhang, 2013: Anthropogenic and Natural Radiative Forcing. In: Climate Change 2013: The Physical Science Basis. Contribution of Working Group I to the Fifth Assessment Report of the Intergovernmental Panel on Climate Change [Stocker, T.F., D. Qin, G.-K. Plattner, M. Tignor, S.K. Allen, J. Boschung, A. Nauels, Y. Xia, V. Bex and P.M. Midgley (eds.)]. Cambridge University Press, Cambridge, United Kingdom and New York, NY, USA.
- [2] Akasaka, R., Fukushima, M., Lemmon, E.W., A Helmholtz Energy Equation of State for Trifluoroethylene (R-1123), 16th International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue, West Lafayette, IN, USA, July 11-14, (2016).
- [3] Akasaka, R., A Thermodynamic Property Model for Difluoromethane (R-32) and Trifluoroethylene (R-1123) Mixtures, 11th Asian Thermophysical Properties Conference, Yokohama, Japan, October 2-6, (2016).
- [4] Lemmon, E.W., Huber, M.L., McLinden, M.O., Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties - REFPROP Ver. 9.1. National Institute of Standards and Technology, Boulder, CO, USA, 2013.
- [5] Kojima, H., Fukuda, S., Kondou, C., Takata, N. and Koyama, S., Comparative assessment of heat pump cycle operated with R32/R1234ze(E) and R32/R1234yf mixtures, Proceedings of The 24th IIR International Congress of Refrigeration (ICR 2015), ID221, 1-8(2015).
- [6] Kojima, H., Arakaki, S., Fukuda, S., Takata, N., Kondou, C. and Koyama, S., Comparative study on heat pump cycles using R32/R1234yf and R744/R32/R1234yf mixtures, Proceeding of the 8th Asian Conference on Refrigeration and Air Conditioning (ACRA2016), ACRA2016-105, 1-4(2016).



2.2.3 低 GWP 冷媒を用いた空調機器の性能及び安全性評価【国立大学法人東京大学】

<研究開発成果概要>

目 標	研究開発成果	達成度
テーマ：低 GWP 冷媒を用いた空調機器の性能及び安全性評価		
低 GWP 冷媒を安全に使用するために評価すべき事柄について、共通基盤的な情報を提供し、低 GWP 冷媒の実用化を促進する。	モントリオール議定書キガリ改正の規制を見通して、GWP が極めて小さい炭化水素や HFO 冷媒のリスク評価を行うのに必要な燃焼特性や固有反応発生可能性について学術的な情報を提供した。産学官が協力して、新規低 GWP 冷媒のリスク評価を実施に協力した。	○
[1]可燃性冷媒が室内へ漏えいした時の濃度分布解析		
可燃性のある冷媒について、室内への漏えいシナリオにおける濃度分布シミュレーション解析を実施する。また、冷媒漏えい実験との比較によりその妥当性を検証する。	ルームエアコンからの冷媒漏えい実験を行い、濃度が拡散する過程を精緻に測定した。その結果に基づいて、CFD モデルの検証を行った。	○
[2]エアコンポンプダウン時のディーゼル爆発		
発生条件を明らかにし、潤滑油から冷媒へと燃焼が伝搬する仕組みとの解明に努め、潤滑油の燃焼特性に注目することにより、ディーゼル爆発の発生を抑制する方法を提案する。	新たにプロパンを冷媒として実験を行い、冷媒の燃焼性よりも潤滑油の燃焼性のほうがディーゼル爆発の起きやすさを左右することが分かった。	○
[3]HFO 系冷媒の自己分解反応の分析		
発生条件を明らかにし、反応ガス分析や反応状況を観察するなどにより、発生機構の解明に努める。	HFO1123 冷媒の不均化反応の発生条件と抑制方法について、熱理論に基づく仮説をたて、その実証実験を行った。有用な情報が得られつつある。	○
[4]低 GWP の可燃性冷媒の燃焼時におけるリスク評価		
燃焼性のある低 GWP 冷媒の燃焼についてリスク評価を進める。	日本冷凍空調学会に次世代冷媒リスク評価研究会を組織し、プロパンなどの強燃性冷媒のリスク評価を検討した。	○
[5]新冷媒の熱交換器性能		
扁平多孔管を用いた蒸発器を対象として、HFO 系冷媒の伝熱特性を明らかにし、チャンネル径やオイル濃度の影響との相関式を提案する。	プロパンの熱交換器性能を実験により求めるとともに、潤滑油が混入しているときの影響を明らかにした。潤滑油の濃度が 2%未満の場合、蒸発器性能に与える影響は少ないことを明らかにした。また、高温ヒートポンプや有機ランキンサイクルに用いられる可能性のある低 GWP 冷媒について、超臨界圧における加熱伝熱特性を明らかにした。	○
[6]中小型空調機器の実性能評価技術の開発		
実運転サイクル性能予測を可能とするシミュレータを開発し、高精度なサイクル性能評価技術の確立を目指す。	新冷媒のサイクル特性をシミュレーションにより明らかにすることを目的として、ドロップイン試験を模擬するシミュレーションソフトウェアを開発した。	○

◎：計画以上、○：計画通り(目標達成)、△：ほぼ計画通り(一部未達)、×：目標未達

### 2.2.3.1 可燃性冷媒が室内へ漏洩したときの濃度分布の解析

これまで微燃性を有する冷媒が室内に漏えいしたときの可燃体積の生成と消滅を数値流体力学シミュレーションにより計算し、リスク評価を行う際の情報として提供してきた。シミュレーションの妥当性を示すことによって、その結果の信頼性を高める必要があり、冷媒が室内に漏洩したときの濃度分布の測定を行った。壁掛け用室内機、床置き用室内機の2種類の空調機を対象とする冷媒漏えい実験を実施し、冷媒、炭化水素が室内に漏洩したときのシミュレーションと比較し、シミュレーションの妥当性を検証することを目的としている。

#### (1) 実験条件

冷媒漏えい実験に際し、ルームエアコン RAC 用の実験室を用意した。四畳半程度の狭い部屋で、ドアの下に 750×4mm の隙間があり、ドアの反対側上方に直径 100mm の換気口が用意されている。壁掛け室内機や床置き室内機はドアの反対側側面に設置される。

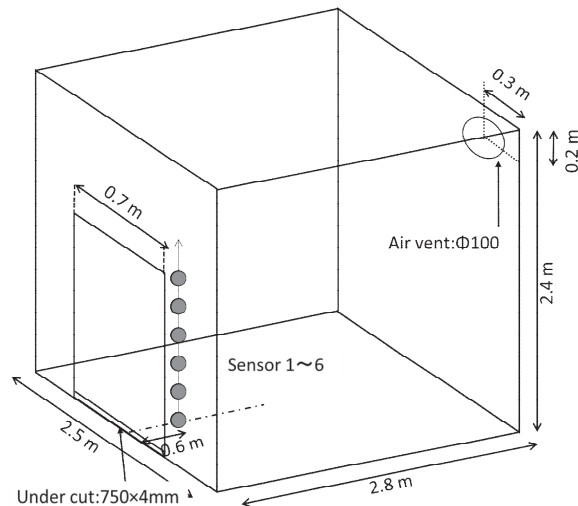


図 2.2.3.1-1 RAC 用実験室

実験条件は以下の表 2.2.3.1-1 の通りである。RAC は換気口側の壁の中心に取り付けた。壁掛け用エアコンでは高さ 1.8m の吹き出し口から真下に、床置き用エアコンでは下部吹き出し口から真下に漏えいさせる。冷媒濃度は酸素濃度計により酸素濃度の変化から計算して求めた。ドアの前に 6 台設置して、濃度の高さ方向の時間変化を測定した。濃度計取り付け位置は通常図 2.2.3.1-1 に示した位置であるが No. 15, 16 に関しては換気口のある壁に向かって左側の壁から 60cm の位置に取り付けた。

表 2.2.3.1-1 実験条件

No.	Leakage from	Refrigerant	Amount [g]	Flow rate [g/min]	Released period [min]	Air vent	Under cut	others
1	Wall-mounted	R32	1000	250	4	none	exist	
2		R32	1000	250	4	exist	exist	
3		R32	1000	250	4	exist	none	
4		R32	1000	250	4	none	none	
5		R32	1000	125	8	none	exist	
6		R32	1000	125	8	exist	exist	
7		R290	200	50	4	exist	exist	
8		R290	200	50	4	none	exist	
9		R290	500	125	4	none	exist	
10		R32	abt 2000	-	abt 3.3	none	none	fluid leakage
11	Floor type indoor unit	R32	1000	250	4	exist	exist	
12		R32	1000	250	4	none	exist	
13		R32	1000	250	4	none	exist	Upper outlet closed
14		R32	1000	250	8	none	exist	
15		R32	1000	250	4	none	exist	sensor shift
16		R32	1000	250	4	exist	none	sensor shift
17		R290	200	50	4	none	exist	
18		R290	500	125	4	none	none	

(2) 冷媒漏えい実験結果（壁掛け室内機からの漏えい）

以下に実験結果を挙げる。図 2.2.3.1-2～6 は壁掛け用エアコンでの結果である。図 2.2.3.1-7 は壁掛け用エアコンと床置き用エアコンの結果である。

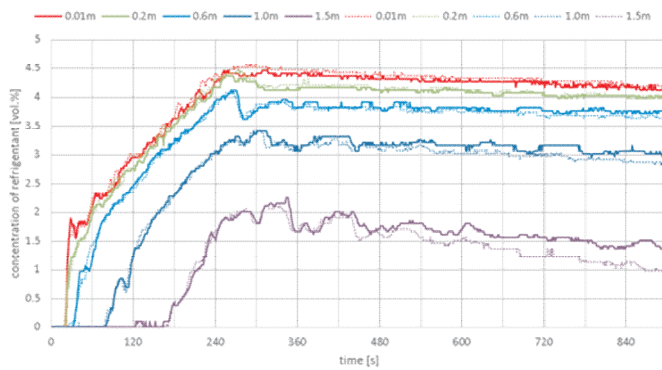


図 2.2.3.1-2 換気口の影響：  
(実線:No. 1, 点線:No. 2)

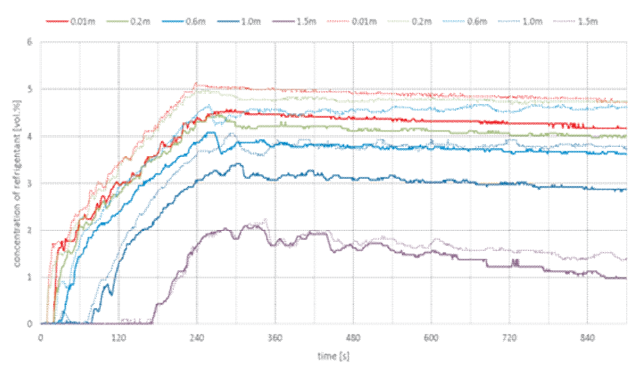


図 2.2.3.1-5 ドア下隙間による影響：  
(実線:No. 2, 点線:No. 3)

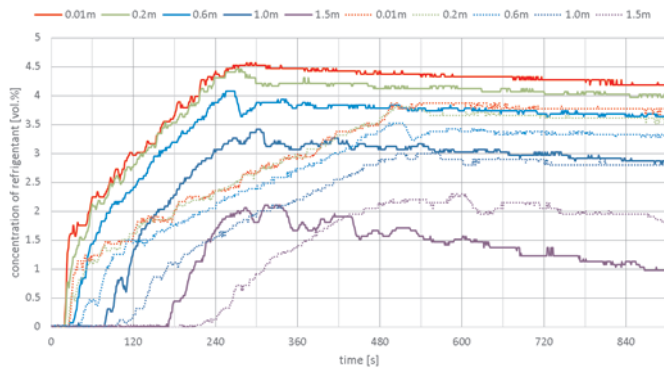


図 2.2.3.1-3 漏洩速度の影響：  
(実線:No. 2, 点線: No. 6)

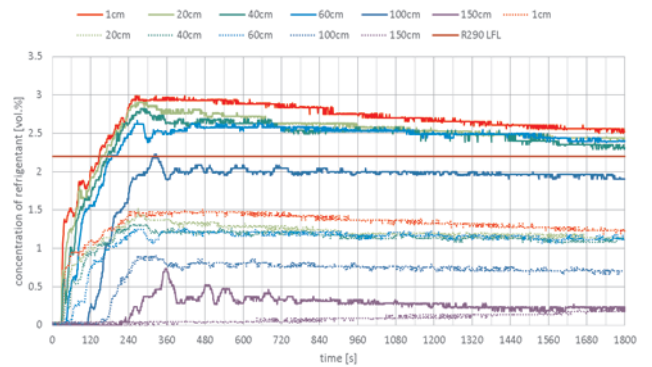


図 2.2.3.1-6 冷媒充填量による影響：  
(実線: No. 9, 点線:No. 8)

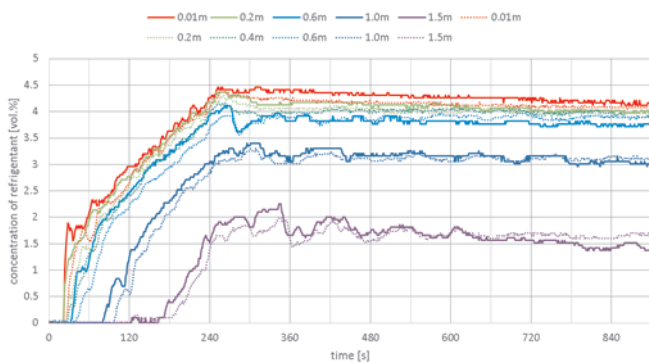


図 2.2.3.1-4 ドア下隙間による影響：  
(実線:No. 1, 点線:No. 4)

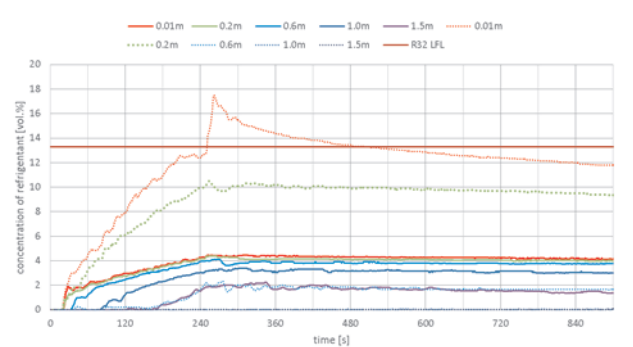


図 2.2.3.1-7 機器種類の影響：  
(実線: No. 1, 点線:No. 12)

図 2.2.3.1-2 より、換気口の存在により冷媒濃度の低下が見られ、高いところでその変化が大きくなることがわかる。図 2.2.3.1-3 より、漏えい速度が遅い No. 6 の場合早い No. 2 の場合と比べてすべての高さで最大の到達濃度が小さくなっていること、また換気口、ドア下隙間による時間経過に伴う濃度減少が小さくなっていることが分かる。図 2.2.3.1-4, 5 よりドア下隙間をふさぐことによる濃度の変化は見られたが、換気口の存在によりその濃度への寄与が変化していることが分かる。図 2.2.3.1-6 から、プロパンを 500g 漏えいさせた場合、高さ 40 cm 以下において可燃領域が長時間存在することが分かる一方で、200g 漏えいさせた場合において可燃領域は存在しないことが分かる。図 2.2.3.1-7 からは、特に 0.2m 以下において床置き使用時の濃度上昇がみられ、R32 使用時においても 0.01m 地点で可燃領域が生じることが分かる。

(3) 冷媒漏えい実験結果 (床置き室内機からの漏えい)

図 2.2.3.1-8~12 は床置き用エアコンでの結果である。図 2.2.3.1-13 は壁掛け用エアコンから液体状態の冷媒を漏えいさせた場合である。なお、この場合は流量の制御が不可能であったため条件の流量、時間はおおよそのものとなっている。

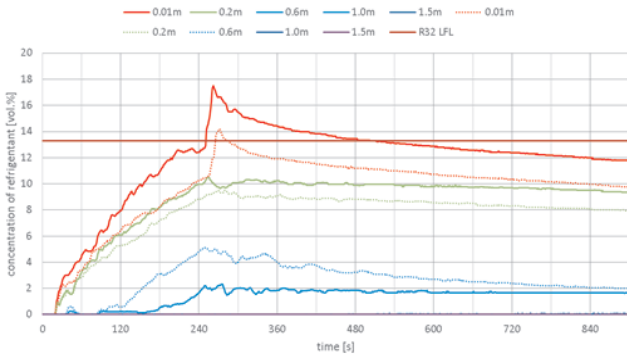


図 2.2.3.1-8 換気口の影響:  
(実線:No. 12, 点線:No. 11)

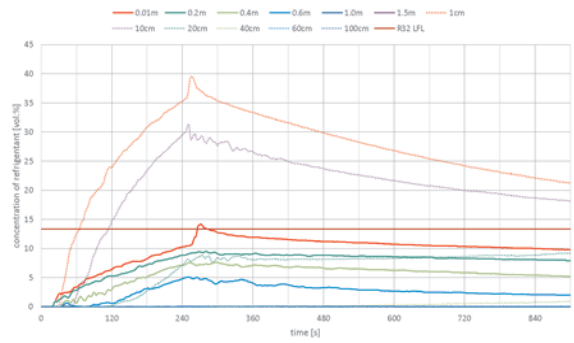


図 2.2.3.1-11 上部吹出口の影響:  
(実線:No. 11, 点線:No. 13)

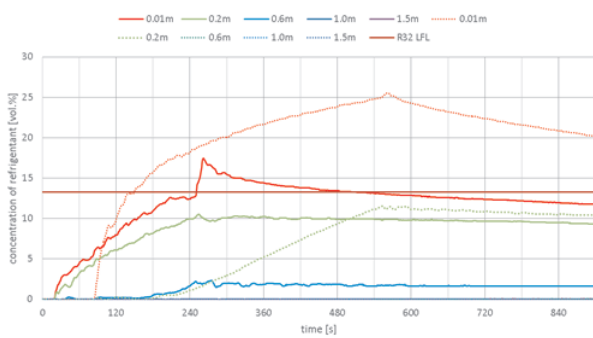


図 2.2.3.1-9 漏洩速度の影響:  
(実線:No. 12, 点線: No. 14)

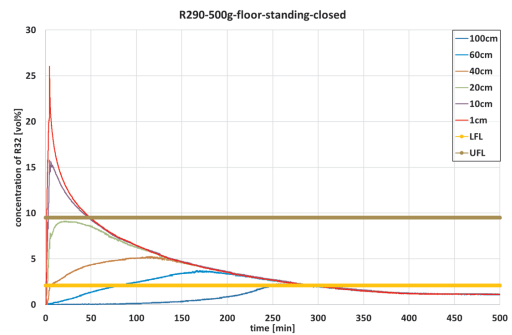


図 2.2.3.1-12 閉鎖空間での R290 漏えい (No. 18)

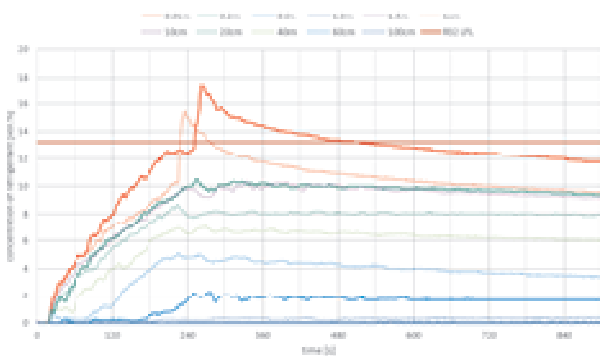


図 2.2.3.1-10 検知器取り付け位置の影響:  
(実線:No. 12, 点線:No. 13)

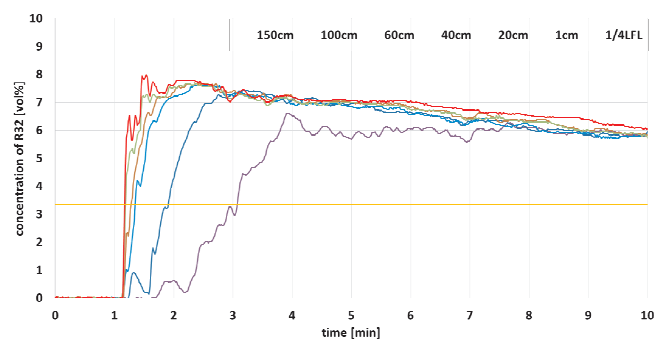


図 2.2.3.1-13 液体漏えい (No. 10)

図 2.2.3.1-8 から、換気口の存在により 0.01m 地点での可燃領域の存在時間が大幅に小さくなっていることが分かる。図 2.2.3.1-9 から、いずれの場合も漏えい中は継続的な濃度上昇が見られ、速度が遅い No. 14 の場合において 0.01m 地点の可燃領域の存在時間が大きくなっていることが分かる。図 2.2.3.1-10 からは、冷媒吹き出し口正面に濃度計がある No. 12 と正面からずらした位置にある No. 13 とで、0.2m 以下においては正面にある方が濃度が大きくなっており、0.6m においてははずらした位置に

ある場合の方が大きくなっていることが分かる。図 2.2.3.1-11 からは、低い高さにおいて上部吹き出し口を閉鎖したことによる濃度上昇の傾向が顕著にみられ、0.1m 以下において R32 の可燃領域が長時間存在し続けることが分かる。

図 2.2.3.1-12 では、0.6m 以下の高さにおいて数時間可燃領域が存在していることが分かる。また、実験開始後から十分時間が経過し、1.5m 以下の高さにおいて大きな濃度変化が見られなくなった 450 分後以降の各高さにおける 1 時間当たりの濃度変化率はすべての高さにおいて 10%以下であった。この時間帯においても濃度計が設置してある高さ以上の空間において拡散が終了していない可能性を考えると、部屋の気密性は本実験の結果に影響を及ぼさない程度にはあると考えられる。図 2.2.3.1-13 では、液体状態の冷媒を吹き出し口から漏れいさせるという実験を行った結果である。漏れい中はどの高さにおいても急激な濃度変化が見られ、LFL に達した高さは見られなかった。

#### (4)CFD におけるメッシュ依存性の確認

部屋形状などが異なる条件での漏洩の評価を可能にするため、実験と同一の条件について、CFD による解析を行った。

計算手法・モデルは下記の通りである。

- ソフトウェア: ANSYS Fluent 18.1
- モデル: Realizable k-ε モデル
- 時間ステップ: 0.01 秒
- 計算スキーム: SIMPLE 法
- 離散化: 圧力は PRESTO!, 他は 2 次風上差分

メッシュ依存性を検証するため、メッシュサイズを変更した場合の濃度分布および 1/4LFL を下限、UFL を上限とした可燃容積の検討を行った。表 2.2.3.1-2 にメッシュ数を、図 2.2.3.1-14 にそれぞれの条件における可燃容積の推移の計算結果を示す。

表 2.2.3.1-2 メッシュ数

名称	壁掛け				床置き			
	wm-1	wm-2	wm-3	wm-4	fs-1	fs-2	fs-3	fs-4
メッシュ数	58008	198931	310469	1118126	54015	177874	206198	215850

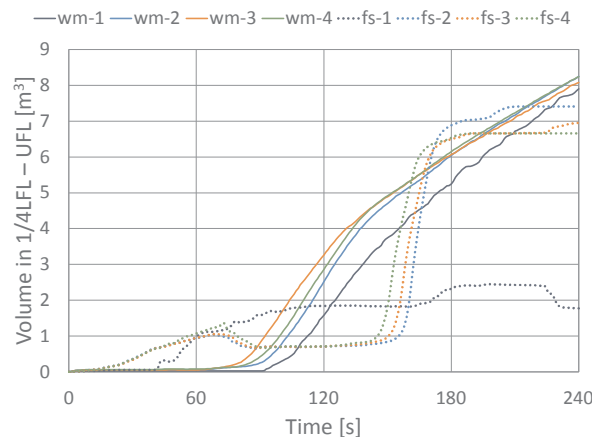


図 2.2.3.1-14 メッシュ依存性の検証: 可燃容積 (1/4LFL-UFL) の変化

図 2.2.3.1-14 の可燃容積を比較すると、wm-1 および fs-1 についてはメッシュ不足により他のメッシュとの差異が大きいが、残りについてはある程度近い値をとっているため、wm-3 および fs-3 のメッシュを用いて計算を行うこととした。

#### (5)CFD と実験の比較および吹き出し口濃度の影響

漏洩実験において吹き出し口付近に濃度センサーを設置したところ、20vol%~40vol%程度の値を示した。そこで、同じ冷媒漏洩量で、入口境界条件としての室内機吹き出し口濃度を 50vol%または 25vol%とし、相当する量の空気が室内機吸い込み口から吸入されるというモデルでの比較を行った。

床置きについては、下側の吹出口から漏洩し上側の吹出口から空気を吸入する場合（吹出濃度 100%, 50%, 25%）と、上下両方の吹出口から 50%ずつ漏洩する場合の 2 通りをシミュレーションした。図 2.2.3.1-15 にこれらの計算結果を示す。壁掛けでは吹き出し濃度による影響はあまり見られなかったが、床置きについては濃度に対して単調ではない変化を示した。これは、吹き出し濃度が下がることで風速が上がり、拡散による移動中の濃度減少が減る影響と、初期濃度自体が下がる影響によって生じていると予想される。

図 2.2.3.1-15 に壁掛けと床置きについて、グラフ概形が比較的近い条件（壁掛けは吹出し口濃度を 25%とし、床置きは吹出し口濃度を 50%とする）と、実験値との比較を示す。

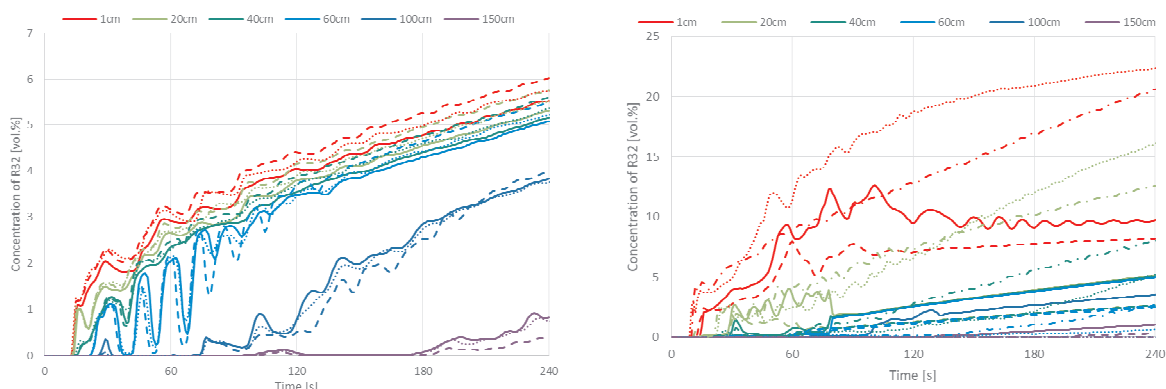


図 2.2.3.1-15 吹出濃度による冷媒濃度の変化

（左：壁掛け：実線：100vol%，破線：50vol%，点線：25vol%）

（右：床置き：実線：100vol.%, 破線：50vol%, 点線：25vol%, 一点鎖線：上下からの吹出）

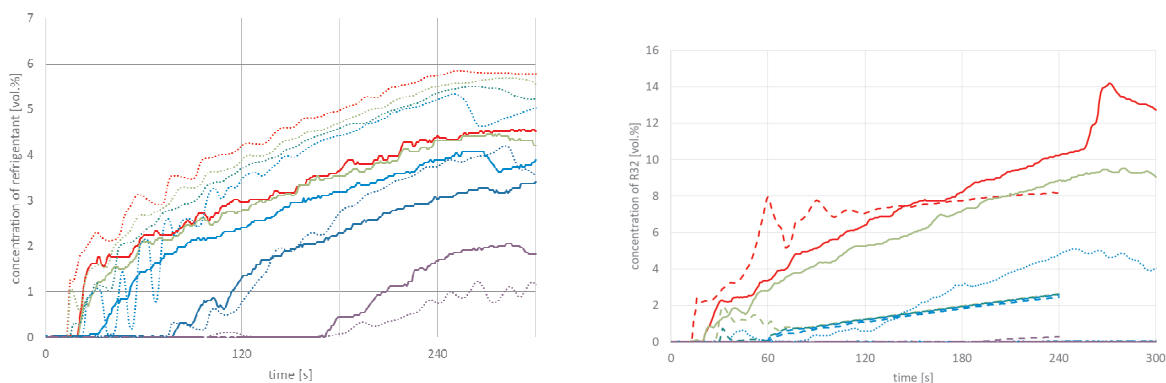


図 2.2.3.1-16 実験と CFD 結果の比較

（左：壁掛け：実線：実験値，点線：25vol%）

（右：床置き：実線：実験値，破線：50vol%）

#### (6) 換気口による影響

吹き出し口濃度を 25vol.%とし、換気口の有無による影響を比較したものを図 2.2.3.1-17 に示す。壁掛けの場合は、壁上部にある換気口を閉鎖した場合、1m 以上の高さの濃度はわずかに低下するが、低い場所の濃度にはほとんど差がない。一方、ドア下隙間を閉鎖した場合は、すべての測定高さで濃度の上昇がみられる。床置きにおいては、換気口については類似の傾向がみられるが、ドア下隙間については閉鎖した場合下方の濃度が高め、上方の濃度が低めとなった。

換気口による可燃容積への影響を図 2.2.3.1-18 に示す。可燃容積については、今回計算した 5～10 分間の範囲では、換気口のみを塞いだ場合が最も小さく、ドア下隙間のみを塞いだ場合が最も大きかった。上方向への拡散が抑えられたことによるものと推測される。壁掛けにおいては両方開放した場合の方が漏洩終了後の減少率が高いため、より長時間の計算を行った場合には両方開放することにより冷媒の室外への流出の効果による影響がより大きくなると予想される。

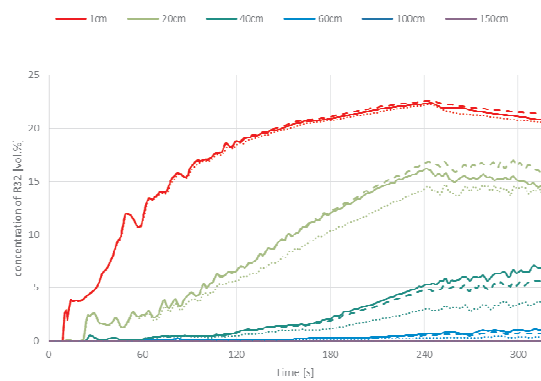
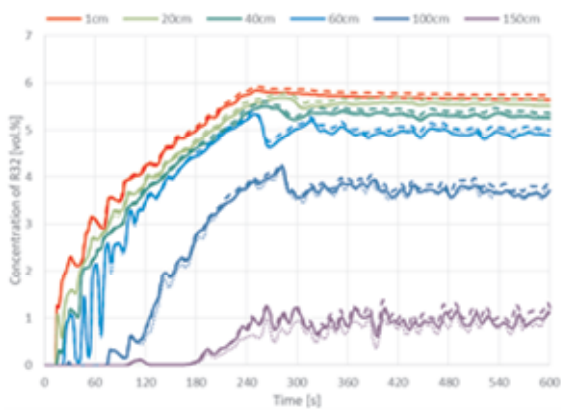
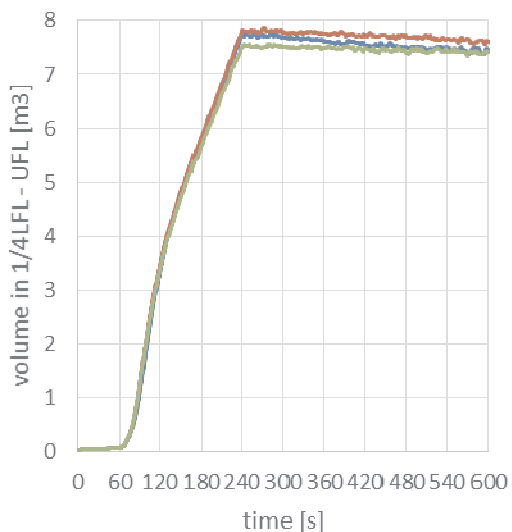


図 2.2.3.1-17 換気口による影響  
 (左:壁掛,右:床置, 実線: 開放, 点線: ドア下隙間閉鎖, 破線: 換気口閉鎖)



— 1/4LFL: open — 1/4LFL: Door  
 — 1/4LFL: Port

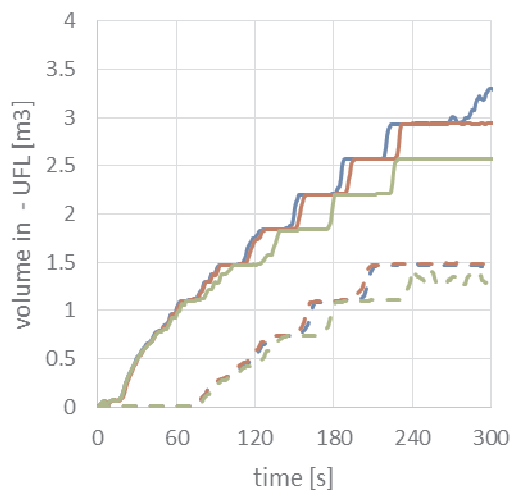


図 2.2.3.1-18 換気口による可燃容積への影響(実線:1/4LFL-UFL, 破線:LFL-UFL)



## 2.2.3.2 エアコンポンプダウン時のディーゼル爆発

### (1) ポンプダウンと圧縮機爆発事故

本研究は、家庭用ルームエアコンのポンプダウン時圧縮機爆発事故を扱う。ルームエアコンの移設・廃棄時には室内機と室外機を繋ぐ冷媒配管を取り外す必要があるが、そのまま行ってしまうと配管内の冷媒が大気解放されてしまう。そのためあらかじめ冷媒を回収しておく必要があり、それを行うのがポンプダウンという操作である。ポンプダウンではまず室内機出口側の三方弁を閉じ、冷房運転状態で圧縮機を強制運転する。経路内の冷媒が圧縮機で圧縮され、室外機内に液体として回収することができる。通常の運転では配管内には冷媒しか存在しないため圧縮機に引き込まれた冷媒は液化し圧力は一定以上とはならないが、もし操作中に作業ミス等で配管内に空気が混入した場合圧力・温度が上昇する<sup>1)</sup>。この時、圧縮機内に存在する潤滑油が自己着火（ディーゼル燃焼）し、圧縮機が破壊される可能性がある。2008年から2011年にかけて東京都内で6件の圧縮機爆発事故が報告されている<sup>2)</sup>。

これらの事故は不燃性の従来冷媒である R410A や R22 を用いたエアコンで発生したと考えられる。従ってポンプダウン時の事故に関しては、不燃性冷媒であっても事故が発生する危険性がある。従来冷媒に替えて微燃性冷媒を用いた場合事故時の状況や危害度が変化する可能性があるため、今後の低GWP（微燃性）冷媒の普及に向けて、ポンプダウン時の事故の現象を解明し、冷媒ごとに系統的に比較し安全性を調べる必要がある。

本研究では、ポンプダウン時の空気・冷媒・潤滑油混合気のディーゼル燃焼を再現した実験を行い、燃焼が発生する条件や燃焼時の様子を調べる。本報告では従来の不燃性冷媒、微燃性フロン系冷媒に加え、強燃性である R290（プロパン）を用いて実験を行い、それらを比較することで安全性を評価した。さらに燃焼性の異なる潤滑油を用いることで、混合気の燃焼に対する潤滑油の寄与を調べた。

### (2) 実験方法

図 2.2.3.2-1 に実験装置の概略図を示す。本装置は、ポンプダウン時における圧縮機への空気の混入及び、冷媒・空気・潤滑油混合気の断熱圧縮を再現する。本装置は主に、圧縮機、冷媒供給系、空気供給系、潤滑油供給系、温度制御系から構成されている。模型エンジンをモーターで駆動することで圧縮機として用いた。これは実際のエアコン用圧縮機を用いると燃焼時に爆発し破壊する可能性があるため、安全に実験を行うためである。

冷媒は冷媒ボンベから気体状態に取り出し、減圧弁で減圧しマスフローコントローラーで流量を制御した。空気も除湿した後同様に流量を制御し、冷媒と混合し、ヒーターで所定温度となるよう加熱した。潤滑油は圧縮機で 150MPa まで加圧し、オイル噴霧システムを用いて圧縮機（模型エンジン）吸気口直前で噴霧した。

これら冷媒・空気・潤滑油混合気を、模型エンジン（行程容積 25.42cc、圧縮比 16.0）のクランクシャフトをモーターで駆動することで圧縮した。図 2.2.3.2-2 に、エンジンの断面写真を示す。エンジン内圧力は、模型エンジンのスパークプラグ取り付け場所を改造し、圧力計を挿入して測定した。模型エンジンのクランクシャフトにエンコーダを接続し、回転速度とクランク角を測定した。

エンジンの排気ガスは、フーリエ変換赤外分光光度計（FT-IR）を用いて光学的に測定した。検出された物質の分析に際し、PNNL のデータベースを参考にした<sup>3)</sup>。

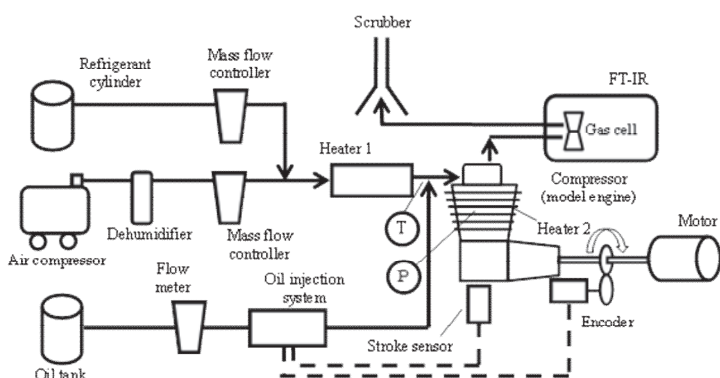


図 2.2.3.2-1 実験装置



図 2.2.3.2-2 エンジンのカットモデル

表 2.2.3.2-1 に、実験に用いた冷媒と潤滑油を示す。不燃性フロン系冷媒の R410A, R22, 微燃性フロン系冷媒である R1234yf, R32 と、炭化水素系冷媒である R290 を用いた。潤滑油は、ポリアルキレ

ングリコール (PAG) オイルと、ポリオールエステル (POE) オイルの 2 種類を用いた。

表 2.2.3.2-1 冷媒と潤滑油

Refrigerant	R290, R1234yf, R32 R410A, R22
Rubricating oil	PAG oil, POE oil

表 2.2.3.2-2 に実験条件を示す。エンジン回転数と行程容積から混合気流量を算出した。入口気体温度は燃焼を発生しやすするため 260℃ (R290 のみ 280℃も) まで加熱した。潤滑油流量は、後述する理論空燃比を基に算出した等量比を基準として設定した。

表 2.2.3.2-2 実験条件

Number of revolutions, rpm	1500
Mixture flow rate, L/min	18.75
Inlet gas temperature, °C	260, 280 (R290 only)
Oil flow ratio, -	0.0 (without oil), 0.4 (R290 only), 0.7, 1.0, 1.3, 1.6

表 2.2.3.2-3 に各潤滑油の特性と、理論空燃比及び基準流量を示す。各物性値は、潤滑油の製造元である出光興産 (PAG オイル), JX エネルギー (POE オイル) より提供して頂いた。自然発火点 (Ignition point) は空気中で加熱した際、着火源が無くても燃焼が開始する最低温度である。この温度では潤滑油は空気中で自然発火する。本実験では冷媒・空気・潤滑油の自己着火現象を扱うため、自然発火点は最も重要な特性の 1 つであると考えられる。しかしながら、この発火点は沸点や蒸気圧のような物質定数ではなく、可燃性物質を加熱する容器の大きさ、形、材質、加熱速度、試料の量など、その測定方法によって異なった値を取る<sup>4)</sup>。本実験では、さらに圧縮機内という特殊な環境にあるため、表 2.2.3.2-3 で用いられている値は参考値である。理論空燃比は CHO 比を基に算出した。基準流量は、混合気流量を基に理論空燃比となるように算出した。この基準流量との比 (等量比) を用いて潤滑油流量を設定した。

表 2.2.3.2-3 実験条件

	PAG oil	POE oil
CHO ratio, mass %	67.1:10.5:26.2	70.1:10.8:19.1
Ignition point, °C	350	408
Theoretical air fuel ratio, kg/kg	9.54	10.91
Standard flow rate, L/min	$2.295 \times 10^{-4}$	$3.519 \times 10^{-4}$

### (3) 潤滑油の燃焼についての実験結果

図 2.2.3.2-3 に、潤滑油量を変化させた際の、空気・潤滑油混合気の断熱圧縮によるエンジン内圧力変化を示す。横軸がエンジンクランク角であり、180° ~ 360° で圧縮行程、360° で上死点 (最大圧縮点)、360° ~ 540° で膨張行程となる。縦軸はエンジン内絶対圧である。使用潤滑油は PAG オイルであり、当量比は 0.0 (オイル無し), 0.7, 1.0, 1.3, 1.6 である。オイル無しと当量比 0.7 では、最大圧力も小さく一酸化炭素等の物質も排気ガスから確認されなかった。この時燃焼は起きていない。圧縮行程において、断熱圧縮により圧力が上昇し、上死点で最大圧力をとり、その後膨張行程で圧力は減少した。当量比 1.0 以上では、燃焼が発生した。オイル無しと比較し、エンジン内圧力は高くなった。燃焼時には、激しい振動が発生し、FT-IR による排気分析では一酸化炭素が確認された。オイル量の増加に伴い、エンジン内圧力はより高くなった。

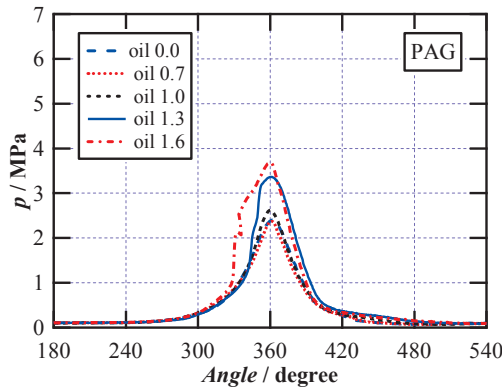


図 2. 2. 3. 2-3 PAG オイル量の違いによるエンジン内圧力変化の違い

#### (4) フロン系冷媒の燃焼に関する実験結果

図 2. 2. 3. 2-4 に、潤滑油量を変化させた際の、冷媒・空気・潤滑油混合気の断熱圧縮によるエンジン内圧力変化を示す。使用冷媒は R1234yf, 冷媒濃度は 20%, 使用潤滑油は PAG オイル, 潤滑油当量比は 0.0, 0.7, 1.0, 1.3, 1.6 である。当量比 1.0 以下では燃焼は確認されなかった。当量比 1.3 以上では燃焼が発生した。この時、冷媒が無い場合と比較して激しく圧力が上昇し、エンジンの振動もより大きなものとなった。

図 2. 2. 3. 2-5 に、FT-IR による代表的な排気ガス分析の結果を示す。横軸が波数、縦軸が吸光率である。実験条件は図 2. 2. 3. 2-4 と同様であり、潤滑油当量比は 1.6 である。この条件では激しい燃焼が発生したが、排気ガスから冷媒燃焼生成物であるフッ化水素 (HF) が  $2900\text{cm}^{-1}$  周辺に、フッ化カルボン (COF<sub>2</sub>) が  $1900\text{cm}^{-1}$  周辺にそれぞれ検出された。冷媒自体が燃焼したと考えられる。

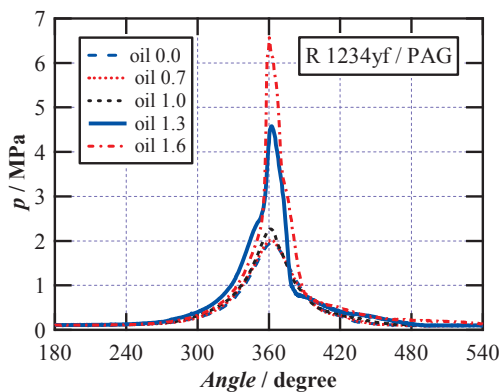


図 2. 2. 3. 2-4 潤滑油量の違いによる R1234yf 混合気のエンジン内圧力変化の違い

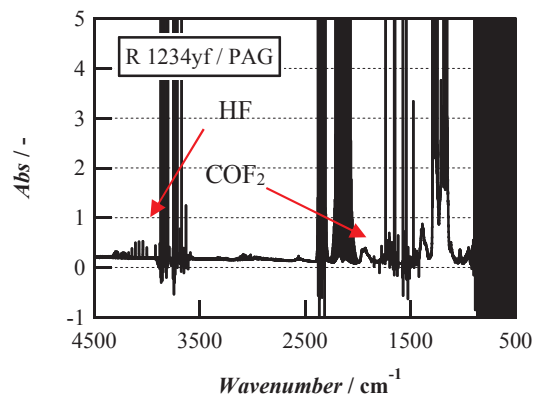


図 2. 2. 3. 2-5 排気ガスの吸収スペクトル (R1234yf 20%, PAG 潤滑油の当量比 1.6)

#### (5) 潤滑油による燃焼性の違い

図 2. 2. 3. 2-6 に異なる潤滑油を用いた場合の実験結果をまとめたものを示す。使用冷媒は R1234yf, 使用潤滑油は PAG オイルと POE オイル, 潤滑油当量比は 0.0, 0.7, 1.0, 1.3, 1.6 である。横軸が冷媒濃度、縦軸が最大圧力である。最大圧力  $p_{max}$  は、空気のみを圧縮した際の最大圧力を基準として正規化した。また冷媒・空気混合気の断熱圧縮を仮定し、最大圧力の理論値  $p_{th}$  を算出した。冷媒の比熱比は空気のそれより小さいため、この理論値のグラフは冷媒濃度に対し単調減少となっている。

潤滑油等量比 0.0 (潤滑油なし) では、いかなる冷媒濃度においても燃焼が発生しなかった。これは、混合気の燃焼には潤滑油が不可欠であり、潤滑油の自己着火が混合気の燃焼の起因であることを示す。PAG オイルを用いた実験結果において、冷媒濃度 25%以下の範囲で混合気の燃焼が発生した。混合気に冷媒が含まれている場合、冷媒濃度 0%の結果と比較し最大圧力は大きくなった。冷媒自体が燃焼し激しい圧力上昇をもたらしたことから考えられる。POE を用いた実験では冷媒濃度が 5%以下で燃焼が発生し、燃焼範囲は PAG を用いた結果の約 5 分の 1 となった。

これらの傾向は他のフロン系冷媒を用いた実験でも同様であり、特に POE を用いた実験では PAG を用いた実験と比較し、燃焼範囲が約半分から 5 分の 1 と小さくなった。表 2. 2. 3. 2-3 の値から、POE

オイルは PAG オイルより自己着火が発生しにくいことが言えるが、潤滑油の燃焼性により混合気の燃焼特性が大きく変化する得ることが示された。

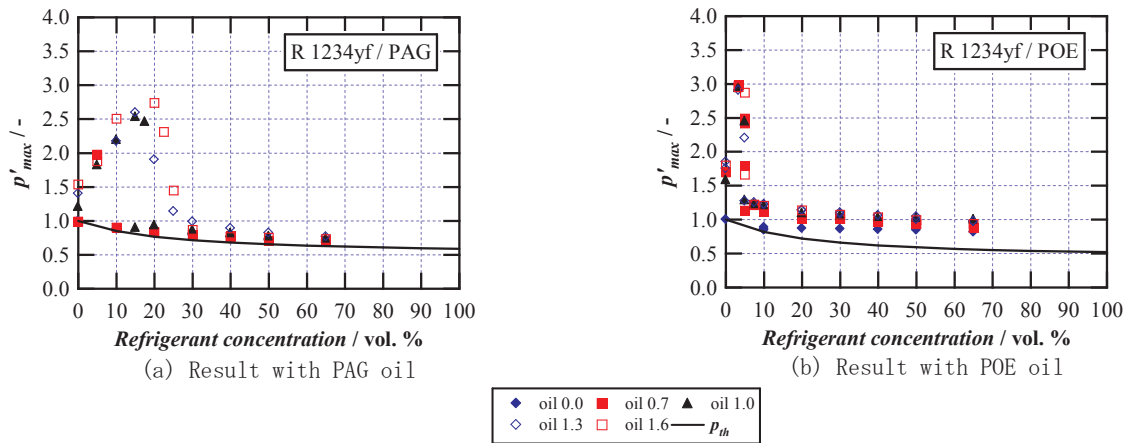


図 2.2.3.2-6 冷媒濃度と最大圧力比の関係 (a)PAG, (b)POE

#### (6) R290 の燃焼性

図 2.2.3.2-7 に、R290 を用いた際の断熱圧縮による代表的なエンジン内圧力変化を示す。図 2.2.3.2-7(a) において、冷媒濃度は 2%，入口混合気温度は 260℃である。混合気の燃焼は発生しておらず、最大圧力も 2MPa 程度と低い。冷媒濃度を変化させても、本実験条件では燃焼は発生しなかった。図 2.2.3.2-7(b) は、同実験条件で入口混合気温度を 280℃まで上昇させたものである。この条件では混合気の燃焼が発生し、最大圧力も 5MPa 程度と高くなった。この時、排気ガスからは一酸化炭素が検出された。

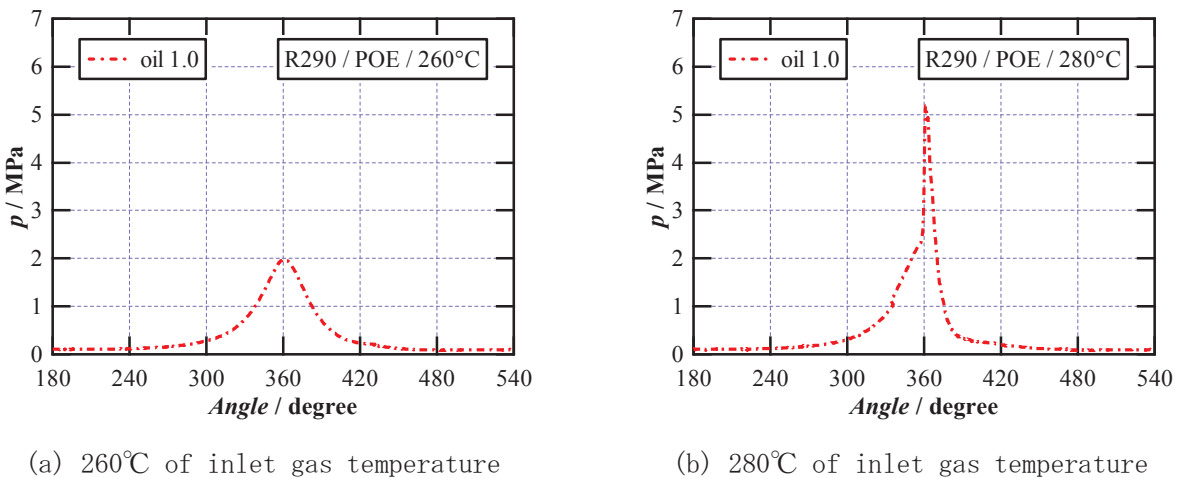
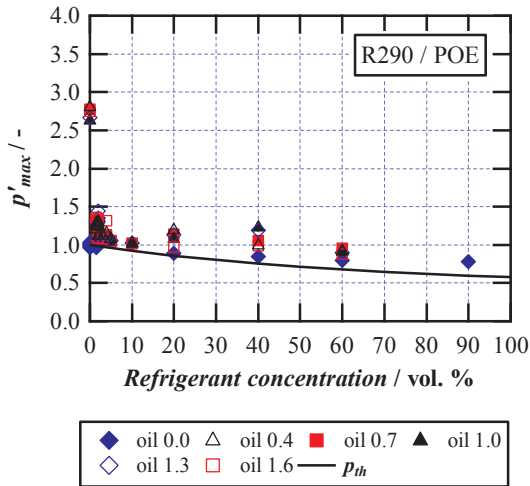
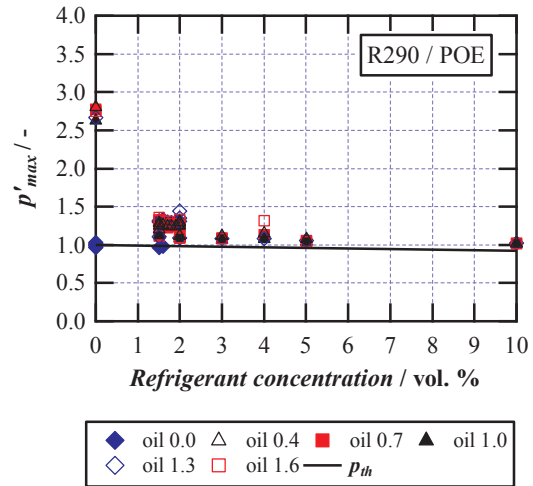


図 2.2.3.2-7 20%R290 のときのエンジン内圧力の変化

図 2.2.3.2-8, 図 2.2.3.2-9 に、R290 濃度を変化させた際のエンジン内最大圧力をまとめたものを示す。入口混合気温度は図 2.2.3.2-8 が 260℃, 図 2.2.3.2-9 が 280℃である。(a)は全体図, (b)は低冷媒濃度範囲 (0~10%) を拡大したものである。入口混合気温度が 260℃である図 2.2.3.2-8 の結果において、本実験条件では R290 が混合された場合混合気の燃焼は確認されなかった。特に、他のフロン系冷媒で燃焼が確認されている低冷媒濃度であり、R290 の燃焼濃度範囲に含まれる冷媒濃度 10%以下でも、本実験でのディーゼル燃焼は確認されなかった。入口混合気温度を 280℃まで上げた図 2.2.3.2-9 の結果においては、R290 濃度 2%で燃焼が確認され、最大圧力が大きくなった。この時排気ガスからは一酸化炭素が検出された。強燃性に分類されている R290 は他のフロン系冷媒と比較し非常に狭い燃焼範囲を持った。一般に用いられている燃焼性区分が、ポンプダウン時の燃焼性には一概に適応できない可能性があり、今後の安全性評価に際し燃焼過程の解明や、燃焼に寄与する冷媒・潤滑油の特性の更なる調査が必要である。

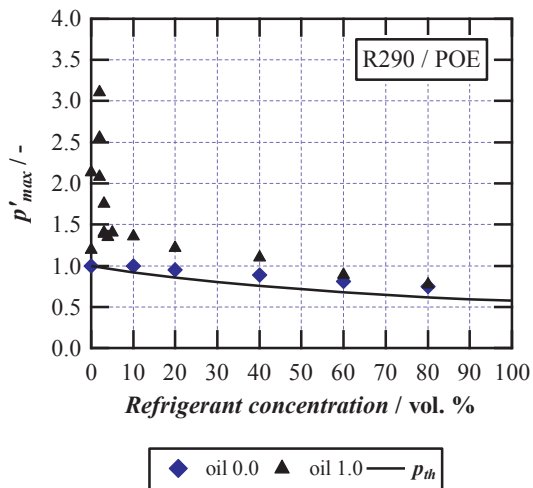


(a) Overall view

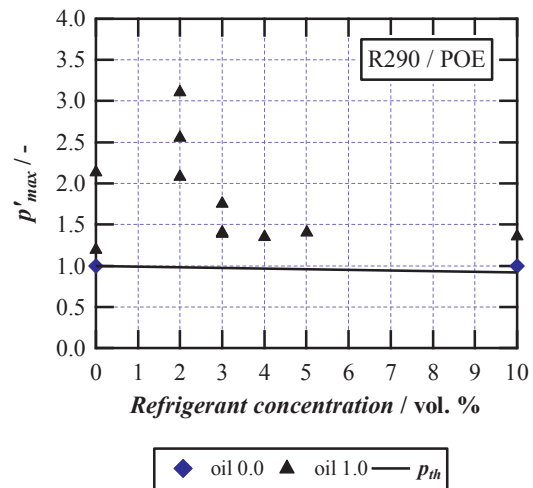


(b) Enlarged view

図 2. 2. 3. 2-8 導入混合気温度が 260°C のときの最大圧力比と R290 濃度の関係



(a) Overall view



(b) Enlarged view

図 2. 2. 3. 2-9 導入混合気温度が 280°C のときの最大圧力比と R290 濃度の関係

### (7) まとめ

本研究では、エアコンポンプダウン時の圧縮機への空気混入を再現し、冷媒・空気・潤滑油混合気のディーゼル燃焼を模擬した実験装置を作成し燃焼条件や燃焼時の様子を調べた。燃焼性の異なる潤滑油を用いることで、冷媒だけでなく潤滑油の特性も燃焼範囲に大きな影響を及ぼすことが明らかとなった。これは潤滑油の特性を調整することにより、事故確率を軽減できる可能性を示す。強燃性炭化水素冷媒である R290 を用いた実験では、他のフロン系冷媒と比較し非常に狭い燃焼範囲を示した。一般に用いられている燃焼性区分が、ポンプダウン時には一概に適応できない可能性があり、今後の更なる調査が必要であると考えられる。

### 参考文献

- 1) [http://www.meti.go.jp/policy/chemical\\_management/ozone/files/pamplet/furon/f-guideline.pdf](http://www.meti.go.jp/policy/chemical_management/ozone/files/pamplet/furon/f-guideline.pdf) (Oct. 2016)
- 2) <http://kanagawa-ds.org/wp-content/uploads/f86d1c8dbc80627d75dd17aae7d656a7.pdf> (Oct. 2016)
- 3) <https://secure2.pnl.gov/nsd/nsd.nsf/Welcome> (Oct. 2016)
- 4) Yumoto, T., Ignition Temperature and Flash Point. Definition and Measuring Methods, *Chemistry and Education*, 1987, **35** (3), pp. 204-205.

### 2.2.3.3 HF0 冷媒の自己分解反応の安全評価

HF0-1123 は高圧・高温の条件下でエネルギーが加えられることで不均化反応を起こすことが知られている。この反応は急激な温度圧力上昇を伴う発熱反応で、エアコン用冷媒としての実用化を考える際に無視できない性質である。図 2.2.3.3-1, 2.2.3.3-2 に示したステンレス製耐圧容器からなる実験装置を用いて、HF0-1123 の不均化反応伝播の発生条件、そして HF0-1123 に他の物質を混合することによる不均化反応の抑制について検討した。

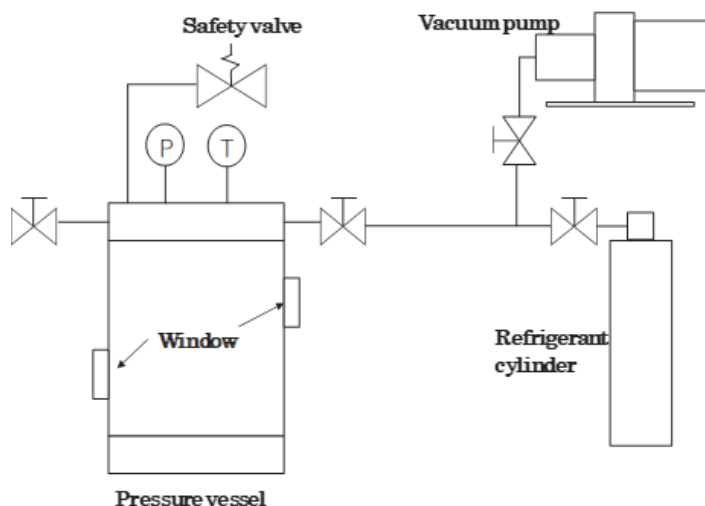


図 2.2.3.3-1 不均化反応試験装置



図 2.2.3.3-2 不均化反応試験装置写真

着火源として、金属細線の溶断および交流放電を検討した。どちらも必要なエネルギーを与えて不均化反応を起こさせることができることを確認したが、放電法では電極間隔や電極の接触状況により放電を起こさない場合があり、不確実性があった。そこで、金属細線溶断法を選択し、金属種としては触媒効果がある可能性のある白金を避け、モリブデンを選定した。種々の温度・圧力条件の HF0-1123 単体に対し、モリブデン線に電圧を印加し溶断することでエネルギーを与え、不均化反応の伝播の有無について確認した。モリブデン線の直径、長さおよび直流 100V を印加したときの溶断エネルギーの関係を図 2.2.3.3-3 に示す。表 2.2.3.3-1 に着火源条件を示す。溶断エネルギーは測定した電流値、電圧値から計算した。不均化反応の伝播の有無は冷媒へのエネルギー投入後の圧力変化から判断し、急激な圧力上昇が確認されたとき不均化反応が伝播したとした。図 2.2.3.3-4 に不均化反応が伝播したときの圧力と温度の変化例を示す。

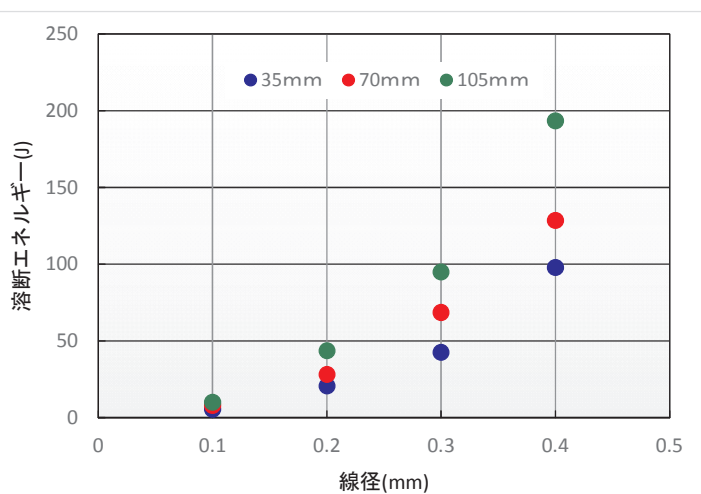


図 2.2.3.3-3 モリブデン線の溶断エネルギー

表 2.2.3.3-1 着火源条件

圧力容器容積	0.6L
モリブデン線直径	0.2 mm
モリブデン線長さ	50 mm
印加電圧	100V
溶断エネルギー	27J

種々の温度圧力条件における実験結果を図 2.2.3.3-5 に示す。各温度条件において、圧力が上昇す

るにつれ不均化反応の伝播が発生する傾向が確認された。×印が示す不均化反応の伝播が発生した条件と○印の伝播が発生しなかった条件との間に不均化伝播の有無を決める圧力条件境界があり、境界よりも高圧の領域では不均化反応の伝播が発生すると考えられる。

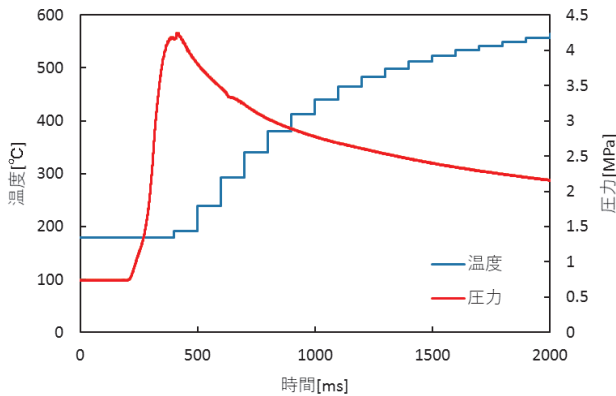


図 2. 2. 3. 3-4 不均化反応伝播時の温度圧力上昇

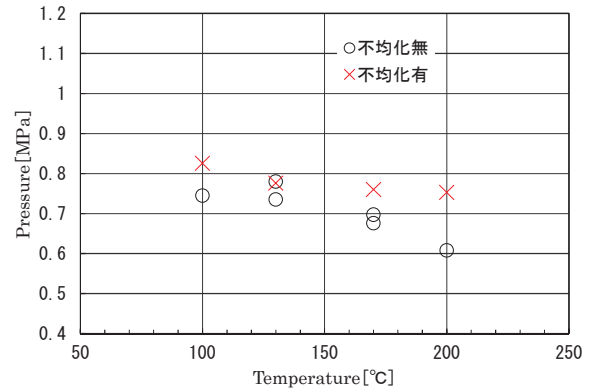


図 2. 2. 3. 3-5 HF01123 の不均化反応発生領域

HF0-1123 への他の物質の添加による反応抑制について検討するため、添加剤としてプロパンを HF0-1123 と混合し、上記 HF0-1123 単体に対して行ったものと同様の実験を行った。表 2. 2. 3. 3-2 にプロパンを添加した時の実験条件、結果、並びに同じ温度条件における HF0-1123 単体に対して行った実験結果を示す。

表 2. 2. 3. 3-2 不均化反応抑制条件および結果

プロパン混合率(mo1%)	温度(°C)	圧力(MPa)	不均化有無
5	170	1. 18	有
5	170	0. 950	無
0	170	0. 760	有
0	170	0. 697	無
0	170	0. 676	無

表 2. 2. 3. 3-2 におけるプロパン混合率 0%は、HF0-1123 単体での実験結果を表している。HF0-1123 単体の実験結果より 170°Cにおける HF0-1123 単体の不均化伝播発生の圧力条件境界は 0. 7MPa あたりと考えられるが、プロパン存在下ではこの値よりも高い圧力条件(0. 950MPa)において不均化反応の伝播が発生しないことが確認された。より高い圧力条件(1. 18MPa)ではプロパンが存在しても不均化反応の伝播が発生しているため、プロパンの混合により不均化反応伝播の圧力条件境界がより高圧方向へと移動し、反応伝播が発生しない圧力領域が大きくなっていることが確認された。

燃焼に関する熱理論を参考に不均化反応の発生条件についての理論的検討と、不均化反応の抑制効果の検討を行い、実験結果との比較により、その妥当性の検討を行っている。

#### 2. 2. 3. 4 可燃性冷媒の燃焼時のリスク評価

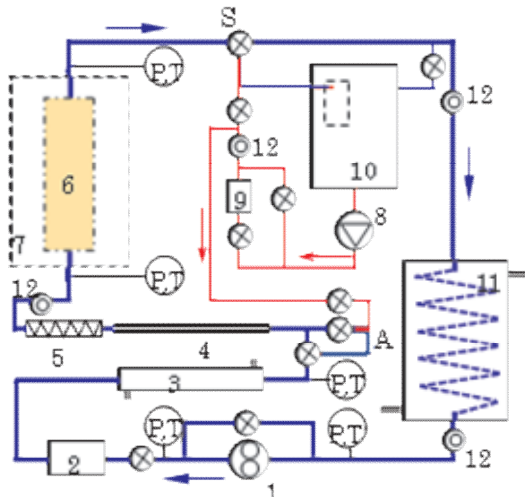
日本冷凍空調学会に次世代冷媒リスク評価研究会を設置し、本 NEDO プロジェクト実施者と日本冷凍空調工業会が協力して、可燃性冷媒が燃焼するときのリスク評価を行った。産業技術総合研究所および諏訪東京理科大学において実施されたプロパンの安全性評価のための研究内容を検討し、リスク評価をまとめた。

### 2.2.3.5 R290 の熱交換器性能

伝熱管流路の断面積を小さくすることは、単位質量流束当たりの伝熱面積が大きくなり伝熱の面で有利である。また冷媒の充填量の低減、省資源が期待されることから微小断面の多穴蒸発管が実用化され始めた。そして、細管路内の低 GWP の純冷媒による可視化実験による流動様式や熱伝達実験が報告されている。しかし、細管路内の沸騰伝熱に対する潤滑油の影響についての報告は少ない。本研究では微小矩形断面多穴蒸発管内の自然冷媒 R290 の沸騰伝熱に対する潤滑油の影響を調べ、また、冷媒 R32 についての同様な実験結果との比較を行った。

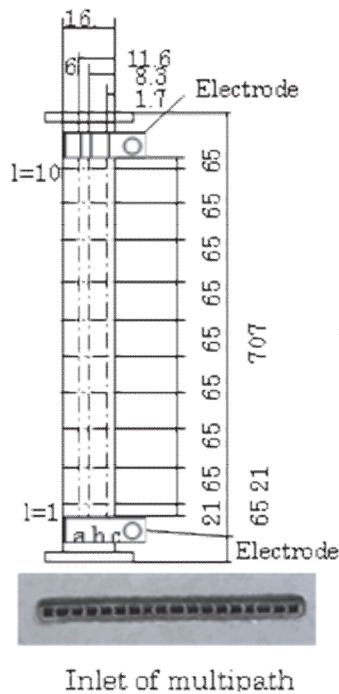
#### (1) 実験装置と実験条件

図 2.2.3.5-1 は実験装置の概略図で青線、赤線はそれぞれ冷媒、潤滑油の流路を示している。冷媒と潤滑油は図中の A 点で合流し 5 のミキサーで混合し 6 のテストセクションで蒸発する。図 2.2.3.5-2 は 6 のテストセクションであるアルミ製の多穴蒸発管の詳細を示した。加熱方法は DC 電源の通電によるジュール発熱である。図の a, b, c と 1 (=1~10) の交点は外径 0.1mm の T 型熱電対による管外壁温度の測定点である。図 2.2.3.5-3 は多穴蒸発管の入口に取り付けた整流器で、多穴管内への均等流量分配を目的に設置した。冷媒は自然冷媒 R290 (プロパン) で、潤滑油は相溶性の Polyol ester (POE) (VG68) である。



1. Gear pump, 2. Colioliis flow meter (refrigerant), 3. Subcooler 4. Preheater
5. Mixer, 6. Test section, 7. Constant temperature box, 8. Plunger pump (oil), 9. Flow meter (oil), 10. Oil separator
11. Condenser, 12. Sight glass

図 2.2.3.5-1 試験装置



Inlet of multipath

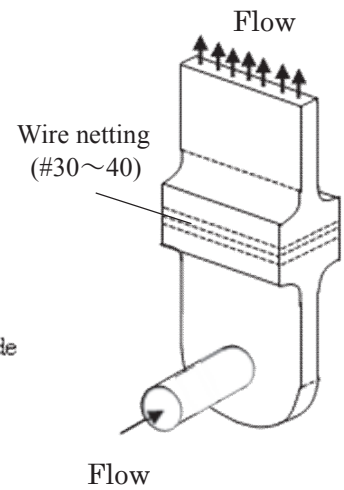


図 2.2.3.5-3 整流器

表 2.2.3.5-1 実験条件

Refrigerant	R 290 (propane)
Test section	Aluminum multi-port extruded tube(18paths), 0.9mm×0.9mm (L=627mm heated section)
Inlet temperature [°C]	15
Inlet quality [-]	0.01 ~ 0.25
Outlet quality [-]	0.88~1.11
Heat flux [kW/m <sup>2</sup> ]	3 ~ 8
Mass flux [kg/m <sup>2</sup> s]	25 ~ 70
Oil	POE (VG68)
Oil circulation rate (C <sub>0</sub> )[wt%]	0 ~ 5.3

表 2.2.3.5-2 潤滑油と冷媒 R290 の物性

Lubricant base oil	POE(VG68)
Kinematic viscosity (at 40°C)[mm <sup>2</sup> /s]	68.3
Kinematic viscosity (at 100°C)[mm <sup>2</sup> /s]	8.31
Density	0.96
Thermal conductivity(at 15°C)[W/mK]	0.135
Miscibility(within the experimental range)	miscible
Refrigerant (liquid)	R 290
Purity[%]	>99.5
Kinematic viscosity (at 15°C)[mm <sup>2</sup> /s]	0.212
Kinematic viscosity (at 40°C)[mm <sup>2</sup> /s]	0.177
Thermal conductivity(at 15°C)[W/mK]	0.098



表 2.2.3.5-1, -2 にそれぞれ実験条件と冷媒と潤滑油の主な物性値を示した。オイル循環率( $C_0$ )は 0～5.3wt%である。蒸発管入口の蒸発温度は 15℃で蒸発管の入口と出口の蒸気クオリティ差は 0.9～1.0 である。実験は流量, 圧力, 温度がそれぞれ安定し定常状態で行い, 諸量 (外壁温度, 冷媒温度, 冷媒圧力, 冷媒流量, 潤滑油流量) はそれぞれの計測器からの出力をデータロガーを介してパソコンで記録した。

## (2) 実験結果と考察

実験データを用いて局所熱伝達率( $h$ )は次式から求めた。

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

ただし,  $q$  は熱流束,  $T_r$  は冷媒の温度で純冷媒の飽和温度とし潤滑油混入による沸点上昇は小さいとみなし無視した,  $T_w$  は管内壁の温度 (蒸発管の外壁の温度とした) である。

$$T_{w,l} = \frac{1}{5}(2T_{a,l} + T_{b,l} + 2T_{c,l}) \quad (2)$$

オイル循環率 ( $C_0$ ) は次式から求めた。ただし,  $m_r$ ,  $m_o$  はそれぞれ冷媒質量流量, オイル質量流量である。蒸気クオリティ  $x$  は  $x = m_v/m_r$  で求めた。 $m_v$  は冷媒の蒸気質量流量である

$$C_0 = \frac{m_o}{m_r + m_o} \quad (3)$$

## (3) 冷媒 R290 の局所熱伝達率

潤滑油の混入の無い冷媒 R290 の局所熱伝達特性の実験結果を以下に示す。

### 入口クオリティの影響

図 2.2.3.5-4 は熱流束 ( $q$ ) が  $5\text{ kW/m}^2$ , 質量流束 ( $G$ ) が  $46\text{ kg/m}^2\text{s}$  のときの局所熱伝達率( $h$ )に対する蒸発管の入口の蒸気クオリティ ( $x_{in}$ ) の影響を示した。蒸発管入口の流動様式は  $x_{in}$  に関係する。 $x < 0.6$  の範囲では  $x_{in}$  が大きくなると  $h$  はやや高く読み取れるが,  $h$  に対する  $x_{in}$  の影響は弱いと言える。

### 質量流束 ( $G$ ) の影響

図 2.2.3.5-5 は熱流束( $q$ )を  $4\text{ kW/m}^2$  で一定にし,  $G=25\sim 40\text{ kg/m}^2\text{s}$  の範囲で  $h$  に対する  $G$  の影響を示した。 $G$  の狭い範囲であるが  $h$  への影響は弱いと言えよう。

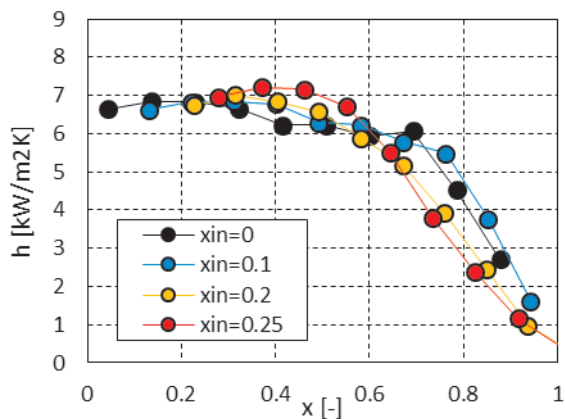


図 2.2.3.5-4 入口クオリティの影響

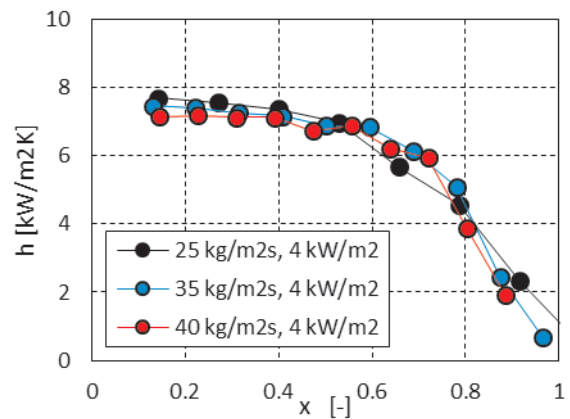


図 2.2.3.5-5 質量流束の影響

### 熱流束( $q$ )と質量流束( $G$ )の影響

図 2.2.3.5-6 は  $q$  と  $G$  を同時 ( $q$  に対して蒸発管の出口の  $x$  が 1 になるように  $G$  を決定) に変化した場合の結果で  $q$  と  $G$  は  $q=3\sim 8\text{ kW/m}^2$ ,  $G=25\sim 67\text{ kg/m}^2\text{s}$  の範囲である。図より  $q$  と  $G$  の増加は,  $x$  の広い範囲で  $h$  の低下を示している。前述した  $h$  に対する  $G$  の影響が弱いということから,  $h$  の低下は  $q$  の影響が大きいと考えられる。書き改めると  $q$  の増加は  $h$  を低下させる。これは従来管 (6mm 管径) の沸騰

熱伝達特性と異なる。田中ら<sup>[1]</sup>は微小矩形断面多穴流路の蒸発管を用いて可視化実験を行い、流路の辺部に乾き（ドライパッチ）の発生のあることを報告している。管路の断面が小さくなると表面張力の影響が大きくなることは知られている。矩形断面内で表面張力により液の偏り（断面の角部で液は多く、辺部に少ない）が生じ、辺部では液の乾き（ドライパッチ）が発生し易くなる<sup>[2]</sup>。辺部上の薄い液膜は  $q$  が大きい程乾きやすくなり、乾き部分の発生は  $h$  を低下する。従って、矩形流路の断面が小さく表面張力の影響が大きく影響するような状況では  $q$  の増加は  $h$  を低下することが言えよう。

従来管内の沸騰伝熱特性は、低クオリティ域で核沸騰が支配的、高クオリティ域で強制対流蒸発が支配的と言われている。核沸騰が支配的な領域では  $q$  の増加で  $h$  の増加する傾向があるが、本結果はそれと異なることから微小矩形断面をもつ蒸発管の沸騰伝熱は核沸騰の影響は小さいと考えられる。

#### (4) 冷媒 R290 の局所熱伝達率に対する潤滑油の影響

図 2.2.3.5-7(a)~(d)に  $q=3\sim 8\text{kW/m}^2$ 、 $G=25\sim 68\text{kg/m}^2\text{s}$  の範囲において、 $h$  に対する  $C_0=0\sim 5.1\text{wt}\%$  の潤滑油の影響の結果を示した。図中の凡例はオイル循環率 ( $C_0$ ) を示している。 $h$  に対する潤滑油の影響を  $C_0=0\text{wt}\%$  の  $h$  との比較で (a)~(d)を見ると、 $x$  の広い範囲において少量のオイルの混入で  $h$  は増加し始め、ある  $C_0$  以上で  $h$  は増加から減少に転じる傾向を示し、 $C_0=5\text{wt}\%$  で  $h$  は  $C_0=0\text{wt}\%$  のときの最大 50% 程に減少する(a)。 $q$  の増加（同時に  $G$  の増加）は  $h$  の減少に転じる  $C_0$  を高くする。さらに  $q$  の増加は  $C_0=5\text{wt}\%$  の  $h$  の低下を抑え(d)では  $C_0=0\text{wt}\%$  の  $h$  にほぼ同じである。

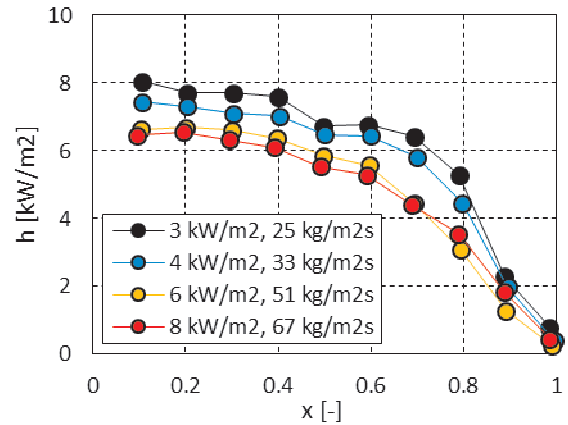
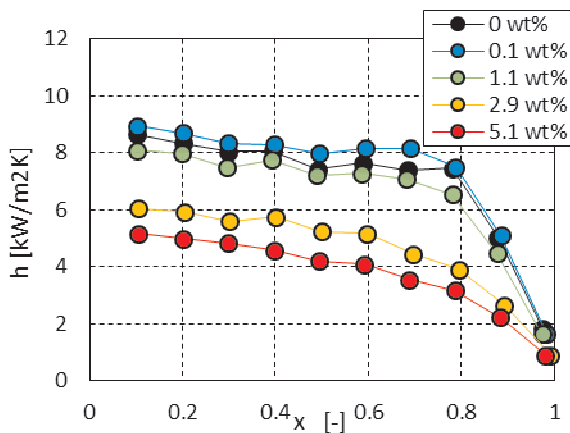
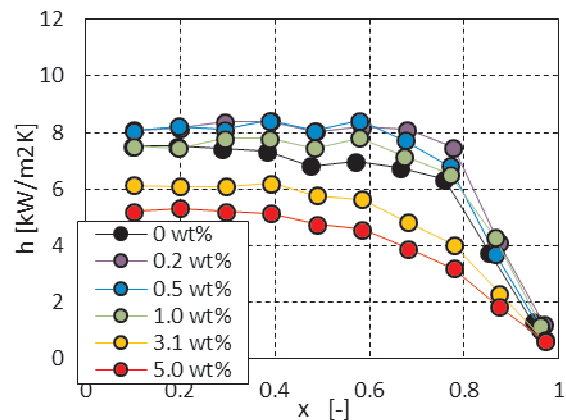


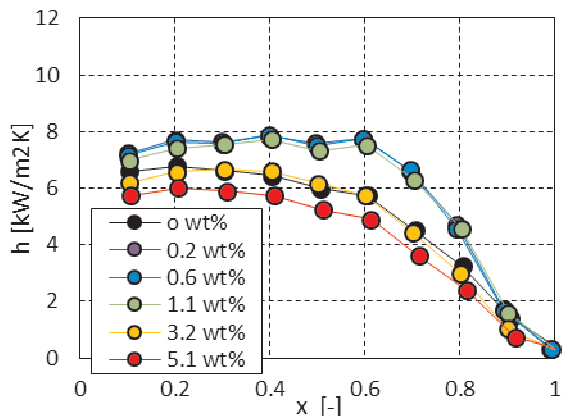
図 2.2.3.5-6 熱流束の影響



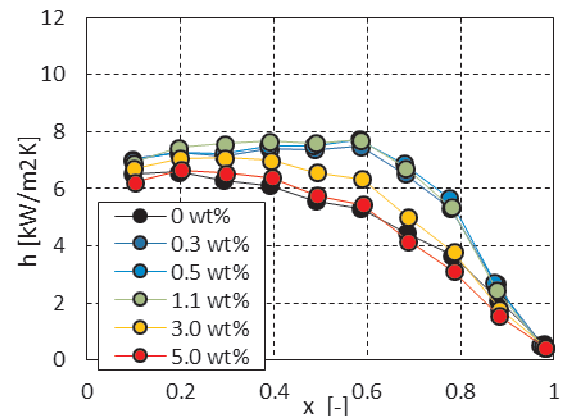
(a)  $q=3\text{kW/m}^2$ ,  $G=25\text{kg/m}^2\text{s}$



(b)  $q=4\text{kW/m}^2$ ,  $G=34\text{kg/m}^2\text{s}$



(c)  $q=6\text{kW/m}^2$ ,  $G=50\text{kg/m}^2\text{s}$



(d)  $q=8\text{kW/m}^2$ ,  $G=68\text{kg/m}^2\text{s}$

図 2.2.3.5-7 冷媒 R290 の局所熱伝達率に対する潤滑油の影響

オイル混入による  $h$  の増加は、オイル混入により混合物の粘性係数の増加が考えられ、それが薄膜化の抑制そして乾き（ドライパッチ）の発生を抑制したことによると考えられる。 $C_0$  の増加に伴う  $h$  の減少については、オイルの増加は液膜内の拡散抵抗の増加となり物質伝達の低下が考えられる。

(5) 冷媒 R290 と R32 の局所熱伝達率の比較

潤滑油無しの場合の比較

図 2.2.3.5-8 に冷媒 R32 の局所熱伝達率を示した。冷媒 R290 (図 2.2.3.5-6) と R32 (図 2.2.3.5-8) の同じ熱流束 ( $q$ ) に対して、R290 の質量流束 ( $G$ ) が小さいのは表 2.2.3.5-3 の物性値表に示したように R290 の蒸発熱が大きいことによる。冷媒 R290, R32 は共に  $q$  (同時に  $G$  の増加) の増加に対する  $h$  の減少傾向は同じである。同じ  $q$  で  $h$  を比較すると、R290 の  $h$  は R32 の約 0.6 倍で小さい。これは物性値の影響が考えられ、R290 の動粘度は R32 の約 1.7 倍と大きく R290 の熱伝導率は R32 の約 0.7 倍で小さいことが、R290 の  $h$  が低いことに関係していると考えられる。

表 2.2.3.5-3 R290 と R32 の物性

Refrigerant (liquid)	R290	R32
Heat of evaporation (at 15°C)[kJ/kg]	352.49	290.09
Kinematic viscosity (at 15°C)[mm <sup>2</sup> /s]	0.212	0.127
Thermal conductivity (at 15°C)[W/mK]	0.098	0.133

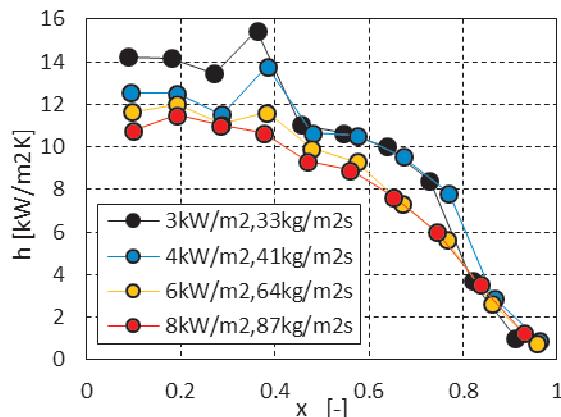
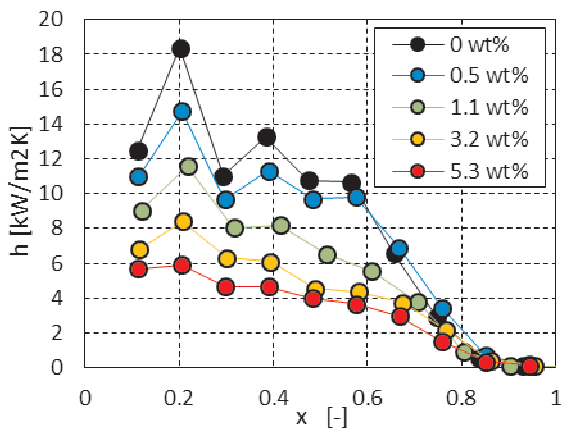


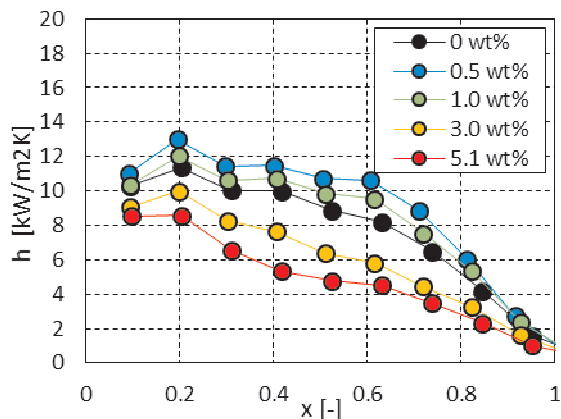
図 2.2.3.5-8 R290 と R32 の熱伝達率の比較

潤滑油混入の場合の比較

図 2.2.3.5-9 に冷媒 R32 の  $h$  に対するオイル循環率 ( $C_0$ ) の影響を示した。図 2.2.3.5-9 (a), (b) と同条件の R290 の  $h$  はそれぞれ図 2.2.3.5-7 (a), (d) に対応する。両者共、 $x$  の広い範囲で少量のオイルの混入により  $h$  は増加し、 $C_0$  のある値で  $h$  の増加はピークを取りその後 ( $C_0$  の増加) に  $h$  は減少となる。 $q=3\text{kW/m}^2$  条件のとき、オイル混入による  $h$  の低下割合は両者共同程度であるが、一方、 $q=8\text{kW/m}^2$  条件では、R32 の  $h$  は約  $C_0 > 1.0\text{wt}\%$  になると  $C_0=0\text{wt}\%$  の  $h$  より大きな低下を示すが、R290 では  $C_0 \leq 5.0\text{wt}\%$  において  $C_0=0\text{wt}\%$  の  $h$  に同じかそれ以上の値を示している。



(a)  $q=3\text{kW/m}^2, G=30\text{kg/m}^2\text{s}$



(b)  $q=8\text{kW/m}^2, G=76\text{kg/m}^2\text{s}$

図 2.2.3.5-9 潤滑油がある場合の R290 と R32 の熱伝達率の比較

(6) 圧力損失

図 2.2.3.5-10 (a), (b) に圧力損失の結果を示した。圧力損失は蒸発管の入口と出口の圧力差を示している。図 (a) を見ると、圧力損失は  $G$  の増加に対し直線的に増加している。R290 と R32 の圧力損失に差がほとんどないことから、実験範囲では物性値の影響は弱いと言える。図 (b) は  $C_0$  の影響を示し、圧力損失は  $C_0$  の増加に対し直線的に増加している。オイル混入に伴う冷媒-潤滑油の混合物の粘性係数の

増加と考えられる。図(b)の R290 と R32 の圧力損失の差は、多少の G の違いや小さい G では圧力差は小さく誤差の影響なども関係していると思われる。

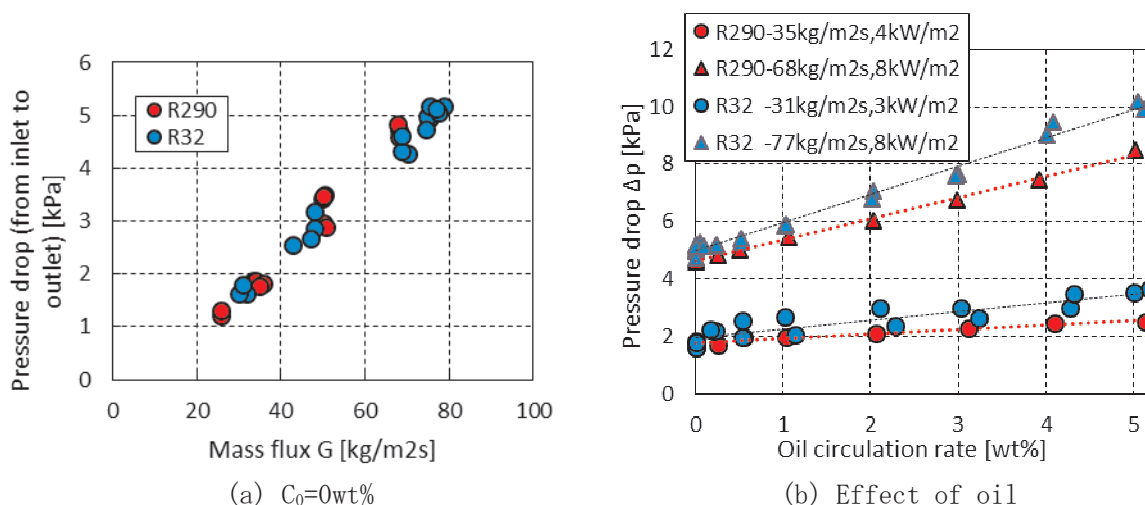


図 2.2.3.5-10 R290 と R32 の圧力損失の比較

(7)まとめ

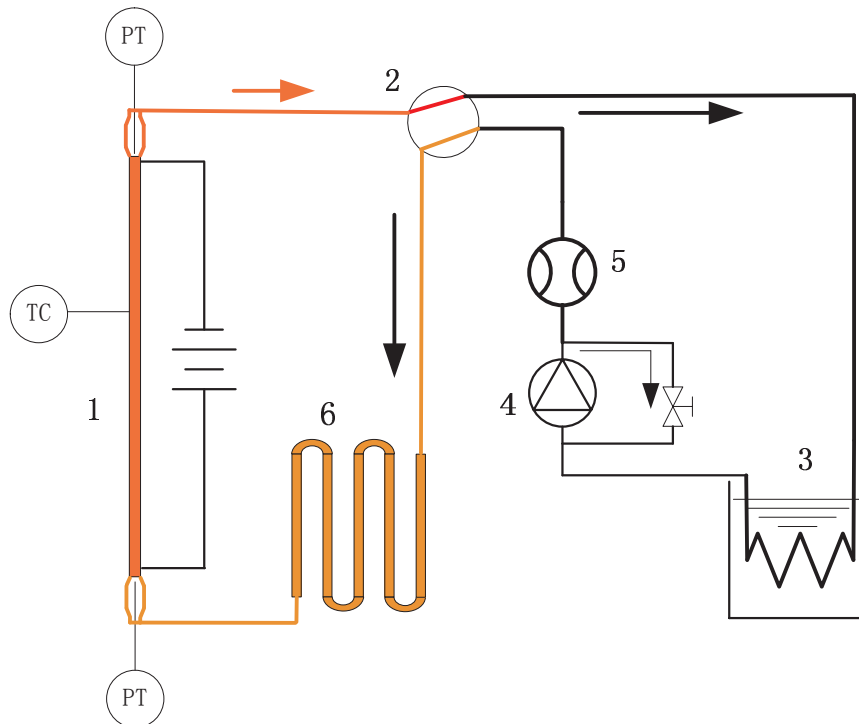
微小矩形断面多穴蒸発管を用いて、冷媒 R290 (propane) の流動沸騰熱伝達に対する相溶性の潤滑油 (POE (VG68)) の影響を調べ、また冷媒 R32 の結果と比較し以下のようなことが明らかになった。

- 1) 微小矩形断面を持つ蒸発管の伝熱は表面張力の影響が大きく液膜の流動に関係し、核沸騰の影響は弱く液膜からの蒸発が大きく影響している。
- 2) 液膜流に発生する乾き部分 (ドライパッチ) は熱流束 (q) の影響を大きく受け、q の増加は熱伝達率 (h) の低下となる。
- 3) オイルの混入は液膜の乾きの発生を抑制し h を高め、q が大きい場合ほどその効果は大きい。
- 4) 圧力損失は質量流束 (G) とオイル循環率 ( $C_0$ ) に比例して増加し、 $C_0=0\text{wt}\%$  の 1.6~1.8 倍である。
- 5) 冷媒 R32 と比較して q の増加に対して R290 と R32 の h は共に減少する傾向を示し、R290 の h は R32 の約 0.7 倍と小さい。
- 6) 少量のオイルの混入は蒸気クオリティ (x) の広い範囲で両者 (R290, R32) の h を増加し、 $C_0$  の増加は h のピーク後に減少する傾向は同じである。q が増加すると、 $C_0=0\text{wt}\%$  の h より大きな h をとる  $C_0$  の範囲は R32 より R290 が広い。
- 7) 圧力損失は R290, R32 の両者共に G の増加に対して直線的に増加し、その差はほとんどない。潤滑油の混入に対し、両者共に圧力損失は  $C_0$  と直線的な増加の関係があり、両者の差は小さい。

### 2.2.3.6 超臨界圧低 GWP 冷媒の伝熱性能

#### (1) 実験方法

実験設備の概略図を図2.2.3.6-1に示す。作動流体は、ギアポンプを使用してループ内を循環した。質量流量は、ポンプの回転速度およびバイパス比によって制御した。コリオリ式流量計（±0.1%）を用いて質量流量を測定した。予熱器を用いて作動流体の入口温度を制御した。白金抵抗温度センサ（±0.01℃）で試験部の入出口温度を測定し、壁面温度を測定するために43個のK形熱電対（±0.1℃）を壁面に貼付した。測定部の後、流体は最初に再生器で冷却されて、次いで冷却水でさらに冷却される。測定部は、内径4mm、肉厚1mmの316ステンレス鋼製チューブでできている。測定部の長さは1.04mである。試験セクションは、2つのクランプされた電極を介してDC電源によって通電加熱される。内壁の熱流束は、印加電圧を調整することによって変化させ、均一とみなした。



1 測定部 2 再生器 3 冷却水槽 4ギアポンプ 5 コリオリ式流量計 6 予熱器  
図2.2.3.6-1 装置概要

試験部から流体への熱流束 $q$ は、電源を加熱表面積で除して、式(1)に示すように計算した。

$$q = \frac{UI}{\pi d_i L} \quad (1)$$

ここで $U$ は試験部に課される電圧、 $I$ は電流、 $d_i$ は試験部の内径、 $L$ は試験部の長さである。電流と電圧の両方をデータロガーを用いて直接測定した。

チューブの外壁温度を試験中に測定した。チューブの内壁温度は、式(2)に示すように計算した。

$$T_{wi} = T_{wo} + \left[ \frac{q_v}{4k} (r_2^2 - r_1^2) - \frac{q_v}{2k} r_2^2 \ln \left( \frac{r_2}{r_1} \right) \right] \quad (2)$$

ここで、 $q_v$ は体積あたりの均一な発熱量、 $k$ は試験部の熱伝導率、 $r_2$ は試験部の外径、 $r_1$ は試験部の内径である。局所熱伝達係数は、式(3)に示すように計算した。

$$h_i = \frac{q}{T_{wi} - T_{bi}} \quad (3)$$

$T_{bi}$ は流体の局所バルク温度である。流体の局所バルク温度は、NISTの物性データベースREFPROPの熱物性値とのエネルギー収支から計算される。

実験条件は表2.2.3.6-1の通りである。

表 2. 2. 3. 6-1 実験条件

流体	R245fa	R1233zd (E)
圧力, MPa	4, 4.5, 5	3.93, 4.4
擬臨界温度, °C	159.14, 166.3, 172.9	171.3, 178.5
流量, kg/m <sup>2</sup> s	400, 600, 800	400, 600
熱負荷, kW/m <sup>2</sup>	20 to 100	20 to 80

超臨界流体の典型的な特徴は、擬臨界温度付近の熱物性の急激な変化である。図2. 2. 3. 6-2は、R245faおよびR1233zd (E) の物性の変化を示す。X軸は臨界温度比 $T/T_{crit}$ を表す。

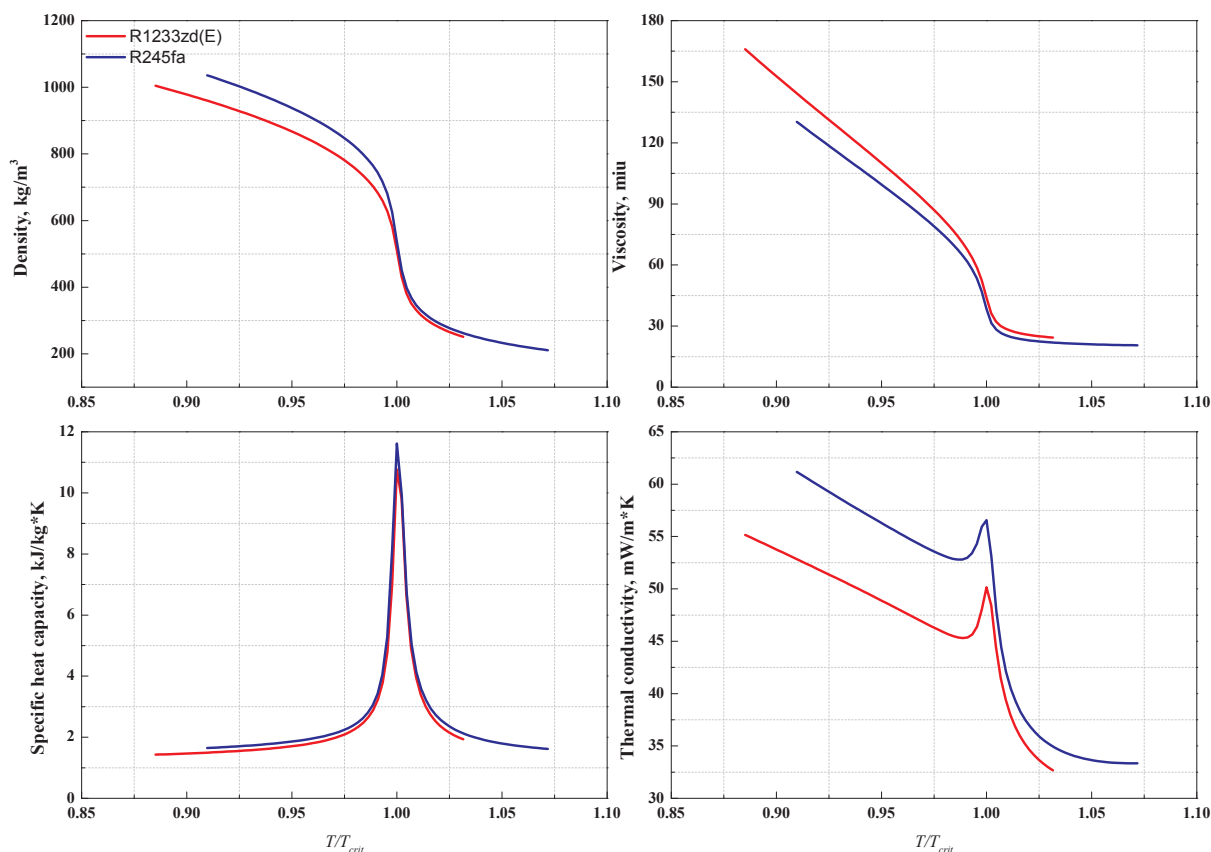
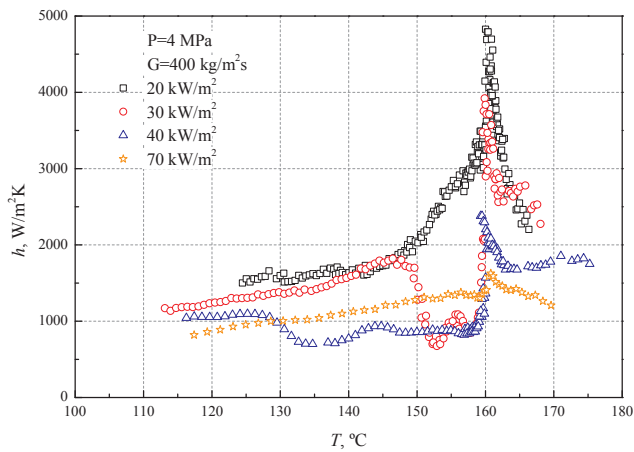


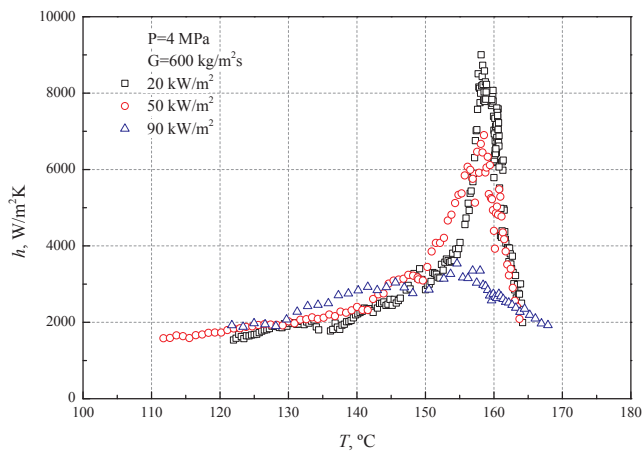
図2. 2. 3. 6-2 R245faとR1233ze(E)の擬臨界温度付近の熱物性

## (2) R245faの熱伝達結果

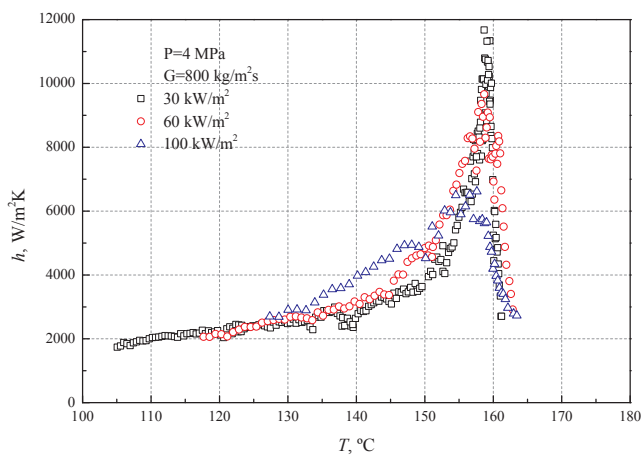
圧力 4MPa の R245fa の超臨界熱伝達の結果を図 2. 2. 3. 6-3 に示す。局所熱伝達係数を流体のバルク温度に対してプロットした。より明確にするために、代表値の結果のみをグラフにプロットした。4MPa における擬臨界温度は 159.14°Cである。一般に、熱伝達係数は擬似臨界温度付近でピーク値に達した。熱流束が増加するにつれて、そのようなピークは、管の断面における中心線に向かって擬似臨界温度がシフトするにつれて低下する。混合対流と思われる 400kg/m<sup>2</sup> の条件では、熱伝達の劣化が 30kW/m<sup>2</sup> および 40kW/m<sup>2</sup> で生じた。擬臨界温度付近での密度の急激な変化による浮力効果が、この現象の支配的要因と考えられている。強制対流の場合、図 2. 2. 3. 6-3 (b)、(c) に示すように、このような伝熱劣化は見られなかった。



(a) 400 kg/m<sup>2</sup>s



(b) 600 kg/m<sup>2</sup>s

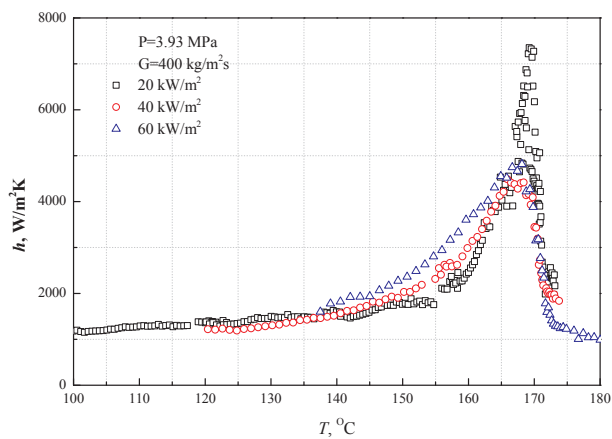


(c) 800 kg/m<sup>2</sup>s

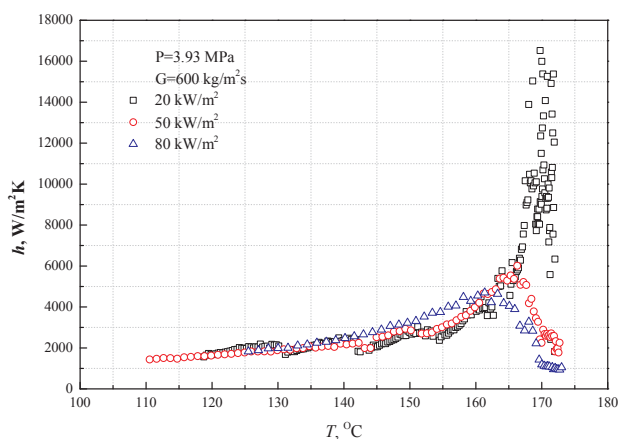
図 2.2.3.6-3 熱伝達係数と熱負荷との関係(R245fa, 4MPa)

(3) R1233zd(E) の熱伝達結果

R1233zd (E) の伝熱結果をR245faの結果と比較するために、同じ臨界圧力比  $P / P_{crit} = 1.1$  および 1.23 で行った。実験結果は図2.2.3.6-4および図2.2.3.6-5に示されている。R1233zd (E) の場合、熱伝達はそれぞれの圧力において擬臨界温度付近でピークをもっている。

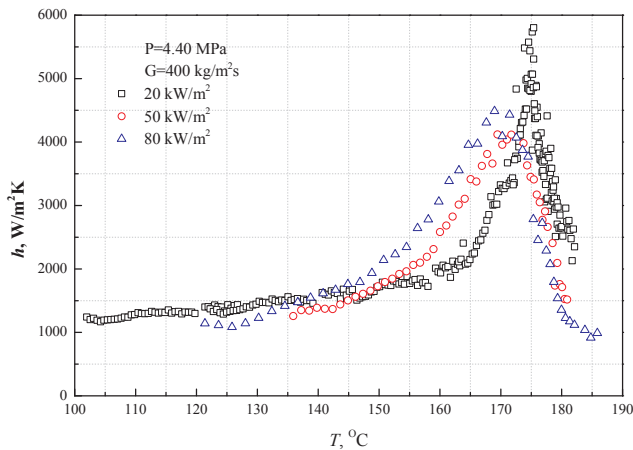


(a) 400 kg/m<sup>2</sup>s

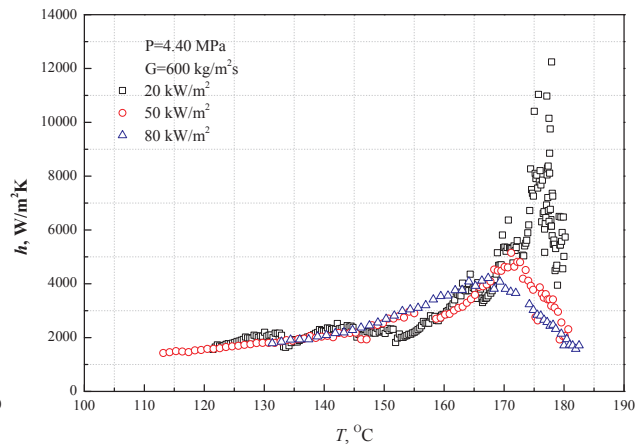


(b) 600 kg/m<sup>2</sup>s

図 2.2.3.6-4 熱伝達係数と熱負荷の関係(R1233zd(E), 3.93MPa)



(a) 400 kg/m<sup>2</sup>s

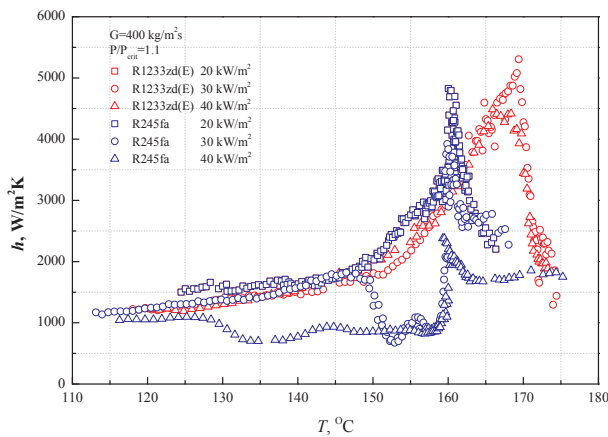


(b) 600 kg/m<sup>2</sup>s

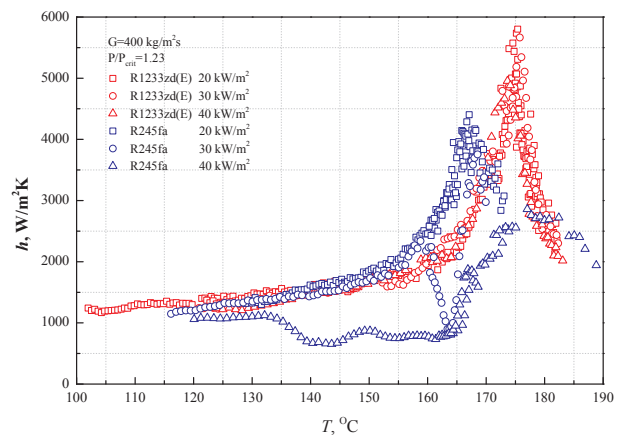
図 2.2.3.6-5 熱伝達係数と熱負荷との関係(R1233zd(E), 4.4MPa)

#### (4) R245faとR1233zd(E)との熱伝達性能の比較

R245faとR1233zd(E)との熱伝達性能を、同じ質量流束で異なる臨界圧力比について図2.2.3.6-6および図2.2.3.6-7に示す。一般に、両方の作動流体について同一の熱伝達係数がより低い温度で得られる一方で、R1233zd(E)に対するより高い熱伝達係数は擬臨界温度付近で達成され得る。さらに、実験におけるR1233zd(E)の混合対流の改善が得られた。400kg/m<sup>2</sup>sについて図2.2.3.6-6に示すように、R1233zd(E)の熱伝達は劣化がなかったが、R245faについては明らかに存在した。この現象の差異は今後の検討課題である。



(a) P/Pcrit=1.1, 400 kg/m<sup>2</sup>s



(b) P/Pcrit=1.23, 400 kg/m<sup>2</sup>s

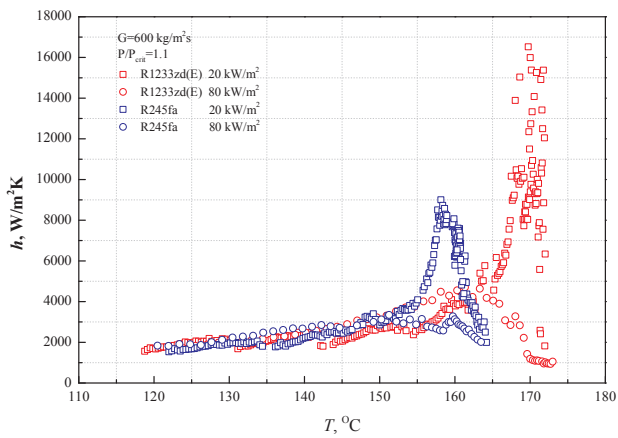
図 2.2.3.6-6 R245fa と R1233zd(E) の熱伝達性能の比較

#### (5) 結論

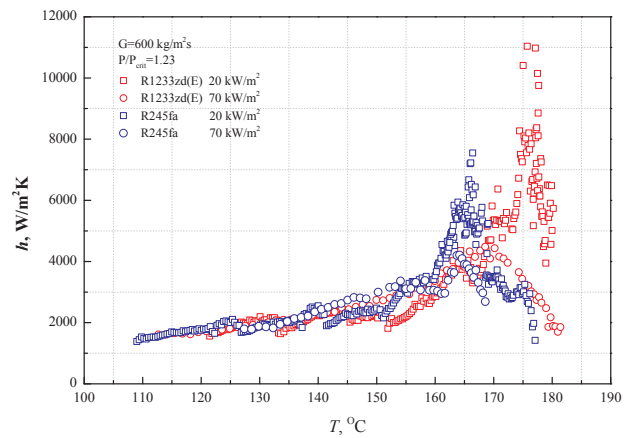
本研究では、R245faとR1233zd(E)の超臨界圧における熱伝達性能を内径4mmの垂直加熱管を用いて計測した。熱流束は20~100kW/m<sup>2</sup>、質量流束は400kg/m<sup>2</sup>s、600kg/m<sup>2</sup>s、800kg/m<sup>2</sup>sである。以下の結論を導くことができる。

- 1) 擬臨界点に隣接する温度において熱伝達率は、最大値をもつ。熱流束が増加すると、熱伝達性能が低下する。擬臨界点の位置は、この熱伝達機構において重要な役割を果たす。
- 2) 異なる臨界圧力比で比較を行うと、熱伝達係数の傾向は、それぞれの圧力における比熱の変化と一致する。
- 3) R245faでは伝熱劣化という現象がみられたが、R1233zd(E)では熱伝達劣化は生じなかった。





(a)  $P/P_{crit}=1.1$ ,  $600 \text{ kg/m}^2\text{s}$



(b)  $P/P_{crit}=1.23$ ,  $600 \text{ kg/m}^2\text{s}$

図 2.2.3.6-7 R245fa と R1233zd(E) の熱伝達性能の比較

### 2.2.3.7 中小型空調機器の実性能評価技術

現在主流の冷媒は HFC 系冷媒であり、近い将来、HFC 系冷媒から代替冷媒への転換が迫られる。そこで、現在使用されている様々な冷凍空調機器（ルームエアコン、パッケージエアコン、チラー、ビルマルチ空調、コンデンシングユニット）に対して、候補となる代替冷媒へ転換された場合にどのような性能となるか評価する必要がある。

代替冷媒へ転換する手法として、機器の冷媒だけを入れ替えるドロップインが挙げられる。これまで行われてきたドロップインに関する研究は、その多くは CFC12 や HCFC22 からの転換を目的としている。これは CFC12 と HCFC22 が冷凍空調用途として過去に広く普及したためと考えられる。そのため、現在主流である HFC 系冷媒に関する研究はまだ少なく、今後増加すると考えられる。そこで、今後転換が求められている HFC 冷媒（今回は R410A）からの転換を想定し、圧縮式ヒートポンプにおける低 GWP 冷媒のドロップイン時の性能評価に着目した。候補となる冷媒は、最終的に実用化される前に、リスク評価やコストダウンなどをしなければならないため、今すぐ実験を行い評価することが困難である。そのため、シミュレーションによる性能評価が有効である。

#### (1) 目的

本研究では、R410A 冷媒用に設計されたルームエアコンディショナに、さまざまな低 GWP 冷媒をドロップインした場合の性能を評価することを目的とする。ここで、性能とは冷房能力、消費電力、COP、温度、圧力損失などである。本研究では、低 GWP 冷媒である炭化水素系冷媒 R290、R1270 及びその混合冷媒を対象とする。

#### (2) 対象

本研究で対象とする圧縮式ヒートポンプを図 2.2.3.7-1 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、圧縮機、熱交換器、膨張弁、四方弁、アキュムレータ、接続配管から構成されている。

各構成要素の説明を述べる圧縮機は低圧の冷媒蒸気を高压高温の蒸気へ圧縮するものであり、本研究ではスクロールタイプのものを対象とする。熱交換器は冷媒と空気の熱交換を行う。様々なタイプの熱交換器が存在するが、本研究で対象とする熱交換器は、銅管とアルミフィンで構成される。熱交換器外部のファンにより空気が送られる。膨張弁は弁内の流路面積を稼働するニードルによって変化させ、冷媒流量と圧力を制御する。四方弁は圧縮式ヒートポンプの冷房運転と暖房運転を切り替える役割を担う。接続配管は各構成要素間の接続に使われる。アキュムレータは気液を分離する要素であり、圧縮機保護のために、上流側に設置される。

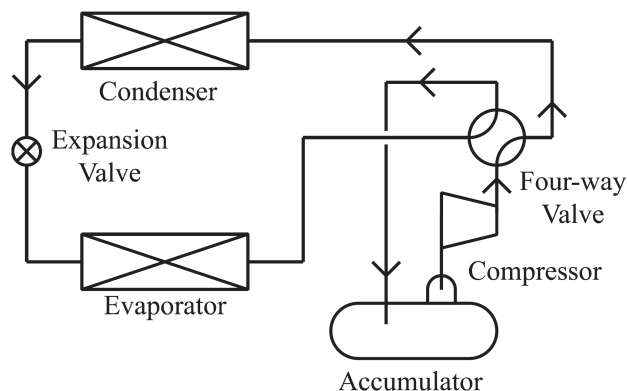


図 2.2.3.7-1 システム図

本研究で対象とする冷媒及びその冷媒の主な物性を表 2.2.3.7-1 に示す。基準となるヒートポンプで使用する冷媒を R410A とし、HFC 系冷媒では R32 を、HC 系冷媒では R290、R1270 及び R290 と R1270 を質量組成 1 対 1 で混合した冷媒をドロップイン冷媒とする。

本研究では、ルームエアコンを対象として理論サイクル性能評価及びシミュレーションによる評価を行う。シミュレーションによる評価では、R410A 用のルームエアコンに本研究の対象冷媒をドロップインした際の性能の変化について、冷房能力と消費電力の関係を評価する。シミュレーションによる評価の際、冷媒ごとにヒートポンプの定格条件を決め、R410A 機の定格冷房能力と同等の冷房能力を出す条件、及び、圧縮機を R410A 機の定格条件で回転させた条件で、各冷媒の比較評価を行う。

表 2.2.3.7-1 対象冷媒の物性値

Refrigerant category			HFC		HC		
Pure or mixture			Mixture	Pure	Pure	Pure	Mixture
Refrigerant name			R410A	R32	R290	R1270	R290 / R1270 (0.5 / 0.5 mass)
Standard boiling point, Dew point (101.3 kPa)	liquid	[°C]	- 51.37	- 51.66	- 42.12	- 47.63	- 45.63
	vapor	[°C]	- 51.37	- 51.66	- 42.12	- 47.63	- 45.27
	ΔT	[°C]	0	0	0	0	- 0.36
Vapor pressure (25 °C)		[kPa]	1652	1690	952.1	1154	1064
Liquid density (25 °C)		[kg / m <sup>3</sup> ]	1065	961.0	492.4	506.3	498.1
Vapor density (25 °C)		[kg / m <sup>3</sup> ]	65.97	47.34	20.62	24.38	22.78
GWP (100 year, CO <sub>2</sub> =1)		-	2100	716	~ 20	< 20	~ 20 <sup>a</sup>
ODP		-	0	0	0	0	0 <sup>a</sup>

a : Mixture's GWP and ODP were estimated by weight average.

(3) 冷媒ドロップイン時の性能評価

以下, R410A から炭化水素系冷媒へのドロップインの評価を行う. 以下に冷房能力をパラメータとした場合の結果を示す. シミュレーションとしては, 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. このときの条件を表 2.2.3.7-2 に シミュレーション条件を示す. 計算結果を図 2.2.3.7-2 から図 2.2.3.7-4 に示す. 結果より, 炭化水素系冷媒のドロップインは, 定格条件において R410A と比較して, COP は高くなるが, 冷房能力は低くなることわかる.

同一の冷房能力を取り出す条件で計算を行った. 冷房能力の変化に対する COP の変化を図 2.2.3.7-5 に示す. また, 冷房能力の変化に対する消費電力の変化を図 2.2.3.7-6 に示す. 同一冷房能力を取り出す場合, COP と冷房能力に冷媒間に大きな違いは見られない. しかし, 炭化水素系冷媒の場合は, 圧縮機回転数を増加させても冷房能力比 1 まで達しなかった. このため, 炭化水素系冷媒をドロップインした場合には, 冷房能力が低下し, 所定の冷房能力を確保できないことが懸念される.

表 2.2.3.7-2 シミュレーション条件

Expansion valve	Maintains the degree of superheat at the evaporator outlet (5 K).
Compressor	Change rotational speed between 20 % and 140 %
Indoor unit fan	Maintains the rated mass flow rate
Outdoor unit fan	Maintains the rated mass flow rate

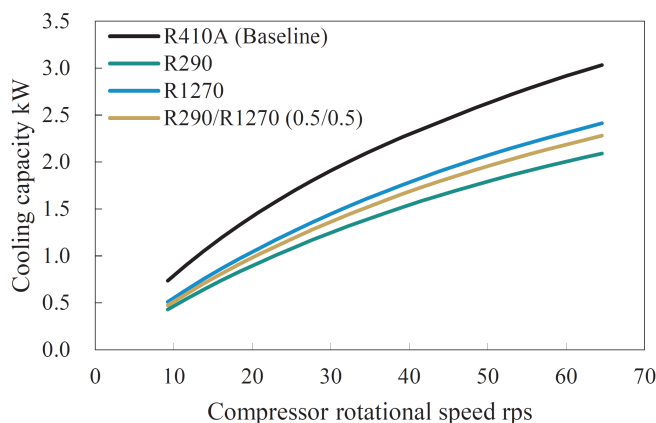


図 2.2.3.7-2 圧縮機回転数と冷房能力の関係

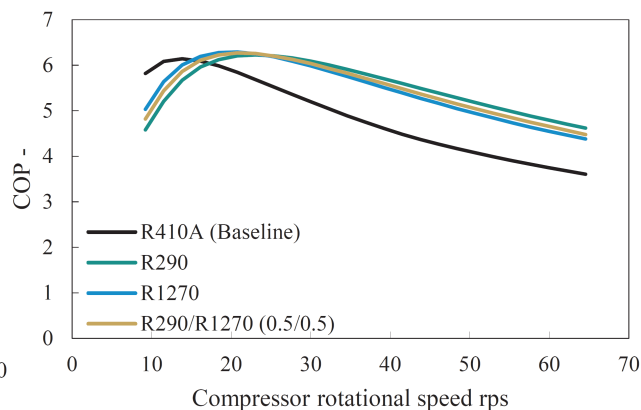


図 2.2.3.7-3 圧縮機回転数と COP の関係

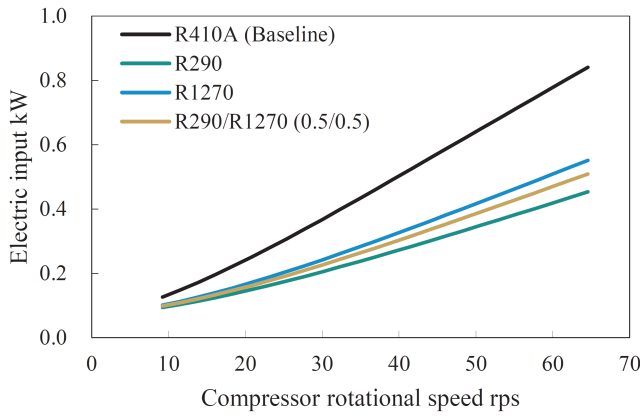


図 2. 2. 3. 7-4 圧縮機回転数と電気入力の関係

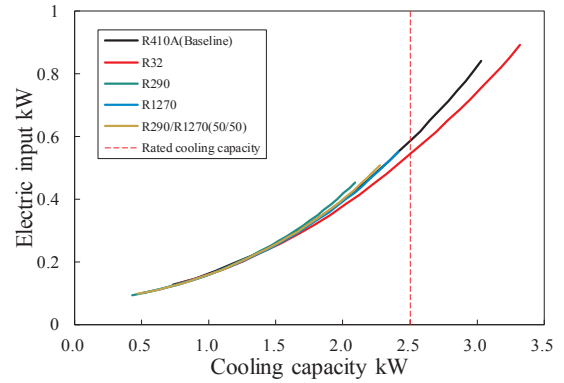


図 2. 2. 3. 7-5 冷凍能力と電気入力の関係

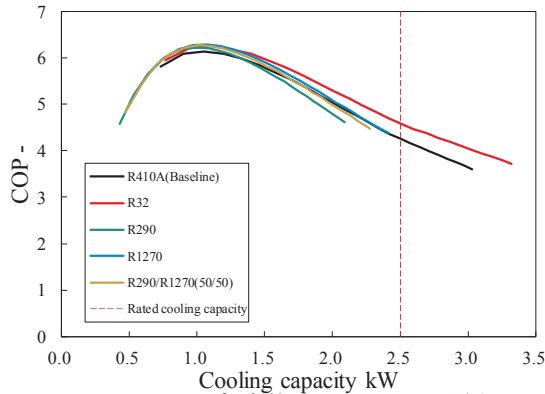


図 2. 2. 3. 7-6 冷凍能力と COP の関係

#### (4)まとめ

図 2. 2. 3. 7-7 に R410A を基準とした定格条件における各冷媒の冷房能力に対する消費電力を、図 2. 2. 3. 7-8 に COP 比を示す。炭化水素系冷媒は消費電力が小さいが、取り出せる冷房能力が低く、圧縮機の回転数を定格回転数より増加させ、代替フロン系冷媒と同等の能力を引き出すと消費電力も増加することが予想される。

R410A 用に設計されたルームエアコンに R32 及び炭化水素系冷媒プロパンとプロピレンそしてその混合冷媒をドロップインした場合について検討を行った。理論サイクル計算より、冷房運転では R410A と比較して、理論 COP はどの冷媒も高くなるが、体積能力は R32 では 1.1 倍と大きくなるのに対し、炭化水素系冷媒ではプロパンでは 0.6 倍、プロピレンでは 0.7 倍と小さくなり、ドロップインした際に冷房能力不足になることが示唆された。伝熱、圧力損失を考慮したサイクル計算より、炭化水素系冷媒のドロップインは、定格条件において R410A と比較して、COP は高くなるが、冷房能力は低くなること、冷房能力を同一とした運転では、最も COP が高くなる能力ではどの冷媒もほとんど差が無く、R410A 機の定格冷房能力と同等の冷房能力を出す運転条件では、炭化水素系冷媒をドロップインした際の COP はわずかに低下することが示唆された。

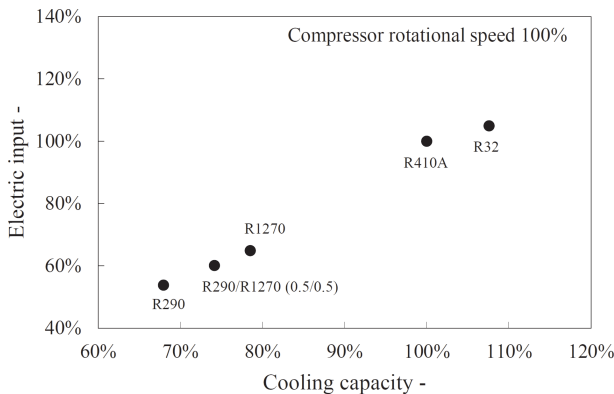


図 2. 2. 3. 7-7 R410A を基準とする電気入力比

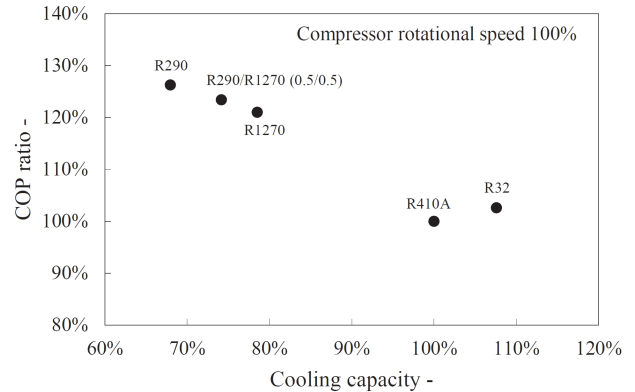


図 2. 2. 3. 7-8 R410A を基準とする COP 比

2.2.4 自然冷媒を用いた中小型家庭用室内空調機の実寸大フィジカルハザード評価【国立研究開発法人産業技術総合研究所】

< 研究開発成果概要 >

目 標	研究開発成果	達成度
テーマ：自然冷媒を用いた中小型家庭用室内空調機の実寸大フィジカルハザード評価		
中小型家庭用室内空調機に自然冷媒が使用された場合を想定して、実寸大のフィジカルハザード評価を行う	IEC60335-2-40 の最大許容充填量を守った場合の漏洩拡散挙動と燃焼爆発影響評価を行った。	○
[1]中小型家庭用室内空調機に関する事故シナリオの検討		
事故シナリオを検討すると同時に、各シナリオで考える充填量等の使用条件や漏洩孔径などの被害状況を整理し、②および③の実施項目の実験条件を決定する	一般社団法人日本冷凍空調工業会技術部担当者、当 NEDO 事業に参加し自然冷媒使用機器の開発研究を実施している機器メーカー担当者と意見交換を行い、事故シナリオの検討、状況の整理を行い、②および③の実施項目の実験条件を決定した。	○
[2]実寸大模擬空間を利用した自然冷媒の漏洩拡散濃度分布の計測と着火時のフィジカルハザード評価		
模擬空間は密閉空間とした場合と、扉下に開口部があることを想定して模擬空間に 800×4mm の開口部を設けた場合の2ケースについて濃度分布計測を行う。密閉空間のケースでは漏洩量3パターン×漏洩速度3パターンの計9パターン、扉下開口部のケースでは密閉空間のケースから計3パターンを選定して計測を実施する。予混合状態の最悪ケースについて漏洩条件を変えて2パターン着火後の燃焼・爆発影響評価を実施する。	漏洩量違いを3パターン行い、それぞれの漏洩量で開口の有無、漏洩線流速違い、漏洩方向違いを、4, 5, 4, パターン、計13パターンの拡散挙動実験を行った。燃焼爆発影響評価では、4パターンの実験の内、着火が起こった3パターンの影響評価を行った。その結果、許容充填量を守っている限り4分間全量放出の条件でも放出終了後には可燃濃度域がないことを確認した。	◎
[3]室外機からの漏洩冷媒着火時の火炎影響に関するフィジカルハザード評価		
漏洩規模を変えて漏洩拡散挙動計測を4ケース程度実施する。計測により得られる濃度分布から、着火源の存在により着火・火炎影響が起こり得る場合には、着火実験により着火後の燃焼・爆発影響評価を1から2ケース実施して逆火現象などの発現などについて安全性を検証する。	漏洩拡散挙動計測を4ケース、燃焼・爆発影響評価を2ケース実施した。その結果、作業者等による放出廃棄の際に着火事故が起きると危害度が高いことを示した。	◎

◎：計画以上、○：計画通り(目標達成)、△：ほぼ計画通り(一部未達)、×：目標未達

#### 2.2.4.1 中小型家庭用室内空調機に関する事故シナリオの検討

この事故シナリオの検討では、これまでに国内での評価が報告されていないか、報告の少ない事故シナリオについて、現時点で実施可能で検討の優先順位が高いと考えられるシナリオを検討し、評価を行うための適切な条件を決定した。

R290（プロパン）を冷媒として使用した空調機が火災等であぶられた際の影響評価については、経済産業省委託費 平成 24 年度 災害に強い産業の形成・基盤整備事業（小型冷凍機への可燃性冷媒使用に係る規制の在り方の検討事業）において、実際に用いられている形式の室外機に R290 を封入してバーナー火炎に暴露しその影響を観測した。また、空調機から漏洩している R290 に着火が起こり、拡散火炎を形成した場合の影響評価については、当事業で他機関が担当している。そこで本評価研究では、可燃性ガスである自然冷媒の R290 が、空調機内から漏洩し、ある程度空気と混合してから着火する事故シナリオについて、燃焼爆発の影響評価を行った。

漏洩箇所は、現時点で実際に用いられる室内機、室外機の形状を想定することが困難であるため、室内機設置位置付近、室外機設置位置付近に模擬的な放出口を設置することとした。漏洩口形状は、配管の亀裂等から直接漏洩が起こると想定したピンホール形状と、配管のラッキングや室内機内で漏洩が起こり比較的小さな線流速で室内に漏洩する漏斗状ノズル形状の 2 通りとした。室内機からの漏洩は急速漏洩の目安とされている 4 分間全量放出の条件とし、配管の破断のような大きな漏洩速度は用いなかった。室外機からの漏洩は、空調機の取り外し等の際に作業者が意図的に放出廃棄した場合を想定した。

R290 の漏洩条件は、30℃の蒸気圧 9.5MPa でのガス放出とした。液状での放出や空調機以外で 1MPa 以上に加圧しての放出を行うためには高圧ガス保安法により製造装置としての登録が必要であるため本評価研究では行わなかった。総漏洩量は、IEC60335-2-40 に採用されている片岡の式により、室内空間の広さに応じた最大許容充填量を算出して小型容器に予め充填して決定した。

室内機から漏洩する室内空間は約 4 畳半（2.7m×2.7m×高さ 2.4m）とした。1 つの壁面下部に扉下隙間を模擬した開口部（800mm×4mm）を設け、その有無による影響を確認した。また室外機から漏洩する空間は 2 畳強（3.6m×1.0m×高さ 2.8m）とし、充填量を算出するための室内空間は約 4 畳半と約 12.5 畳を想定した。ベランダの床面には排水溝を模擬した開口部（φ40mm）を設け、その有無による影響を確認した。

着火位置は、現時点で空調機、空調機内の形状や着火要因等の想定が困難であるため、模擬室内空間、模擬ベランダ空間で静電気放電により点火することとした。具体的な点火位置、点火時期は、燃焼爆発影響評価実験の前に行った漏洩拡散挙動計測実験の結果を検討することにより決定した。

これらの実験条件の決定に際しては、一般社団法人日本冷凍空調工業会技術部担当者、当 NEDO 事業に参加し自然冷媒使用機器の開発研究を実施している機器メーカー担当者との意見交換を行った。

#### 2.2.4.2 実寸大模擬空間を利用した自然冷媒の漏洩拡散濃度分布の計測と着火時のフィジカルハザード評価

##### 2.2.4.2.1 漏洩拡散挙動計測実験

室内空間に漏洩する自然冷媒 R290（プロパン）の漏洩拡散濃度分布の時間履歴を計測した。実験は、独立行政法人労働者健康安全機構労働安全衛生総合研究所清瀬地区配管等爆発実験施設に設置された屋内大空間である中規模爆発室で行った。中規模爆発室は外部の風や気温変化の影響を受けにくいうえ、天井高が 10m ありかつ漏洩実験中は隣室での遠隔操作が可能であるため万が一の着火事故でも被害が小さいと考えられる。

この中規模爆発室に内寸 2.7m×2.7m×高さ 2.4m の構造用合板製模擬室（外側断熱材、内側ビニルクロスシート張り）を設置した。



図 2.2.4.2.1-1. 労安研配管等爆発実験施設に設置された漏洩拡散挙動計測用模擬室

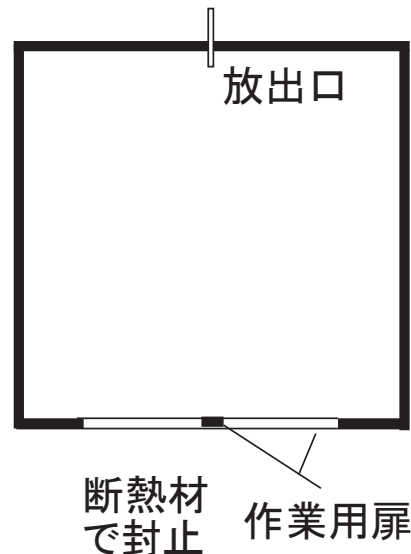


図 2.2.4.2.1-2. 漏洩拡散挙動計測用模擬室の概要

漏洩拡散挙動計測用模擬室は、前面に作業用の扉と万が一の着火事故の際に室内圧を開放するための大開口を設置し、大開口は大型の断熱材で封止した。また奥面最下部に扉下隙間を模擬した開口（800mm×4mm）を設け、実験条件により使用しない場合はアルミテープで塞いだ。

奥面の中央、壁面から 20cm の位置に放出口を設置した。設置高さは 0.60m、1.00m、2.20m の 3 通りである。この放出高さごとに異なる充填量を充填したガス容器は、40℃以下の湯浴で加熱した後、断熱材で囲われ 30℃程度に保温された温室の重量計上に設置、配管した。実験開始の際には圧力計で 9.5MPa を確認した後、空気圧作動のボールバルブを遠隔操作して開き、ピンホールを通して模擬室内に R290 を放出した。ピンホール径は、放出高さごとに異なる充填量の R290 が 4 分でほぼ全量放出されるように選んだ。

放出口は、放出位置にピンホールを設置しピンホールを放出口として直接放出する条件と、φ60mm の漏斗状放出口から放出する条件の 2 通りとした。漏斗状放出口を用いた場合も配管途中に充填量に応じた同じ径のピンホールを設置しており、時間当たりの放出量は同じであるが放出ガスの線流速が異なる条件になっている。図 2.2.4.2.1-3 に高さ 2.20m に設置した φ60mm 漏斗型放出口の様子、図 2.2.4.2.1-4 に壁面下部に設置した扉下隙間を模擬した開口部の様子を示す。濃度センサーはセンサー一部を保護する焼結金属製カバーが壁面から 10cm に位置するよう設置した。床面に設置する濃度センサーは焼結金属製カバーを床面に接触させて設置した。



図 2.2.4.2.1-3.  $\phi 60\text{mm}$  漏斗型放出口の様子

図 2.2.4.2.1-4. 模擬扉下隙間と濃度センサー

実験中は、模擬室内のプロパン濃度、模擬室内温度を計測した。図 2.2.4.2.1-5 に漏洩拡散挙動計測用模擬室のセンサー配置を示す。濃度センサーの応答速度のメーカー仕様は「60%応答にて 30 秒以内」であるが、濃度校正時の濃度時間履歴から求めた応答速度は、接触燃焼式センサーの 0-90% 応答が 15 秒程度、気体熱伝導式センサーの 0-90% 応答が 25 秒程度である。

模擬室内に顕著な温度変化や温度勾配は見られなかった。

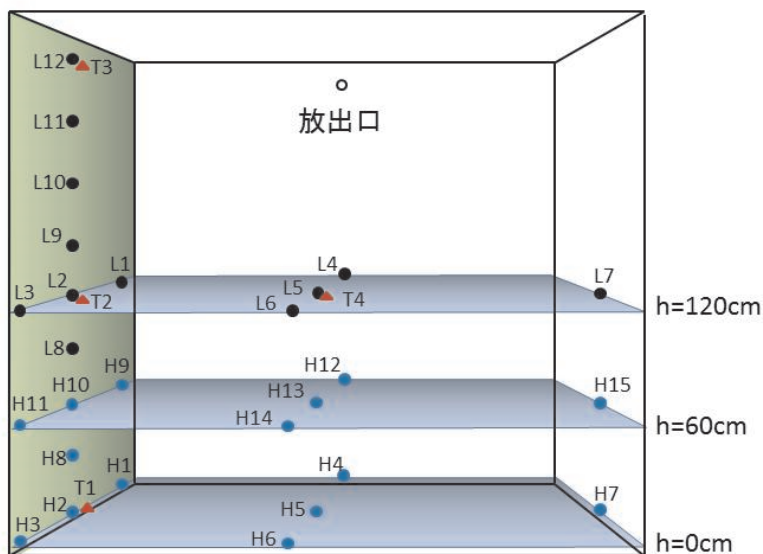


図 2.2.4.2.1-5. 漏洩拡散挙動計測用模擬室のセンサー配置

H1～H15：気体熱伝導式プロパン濃度センサー（0～100vol%、分解能 0.4%、誤差 $\pm 0.5\%$ ）

L1～L12：接触燃焼式プロパン濃度センサー（0～2.1vol%、分解能 0.01%、誤差 $\pm 0.02\%$ ）

T1～T4：K 型または T 型熱電対

なお、H1 と H6 は計測中に不良となったため、それぞれ L13 と L14 に置き換えて計測した。



R290 の充填量は、IEC60335-2-40 に採用されている片岡の式

$$m_{\max} = 2.5 \times (\text{LFL})^{(5/4)} \times h_0 \times (A)^{1/2} \quad (\text{式 1})$$

$m_{\max}$  : 最大許容充填量/kg

LFL : 燃焼下限界/kg m<sup>-3</sup>

$h_0$  : 機器設置高さ/m

A : 室内広さ/m<sup>2</sup>

を用いて計算し、液化ガス容器に予め充填した。

放出向き、扉下隙間の有無を合わせた、実験条件を表 1 に示す。

実験中の中規模爆発室の気温は 5~15℃程度、気圧は 990~1020hPa 程度であった。

表 2.2.4.2.1-1. 模擬室内プロパン漏洩拡散挙動計測実験の実験条件

実験番号	放出口 高さ/m	充填量/g	ピンホール 径/mm	放出口状態	放出口向き	扉下隙間 (800mm×4mm)
1-1	2.20	258	1.5	ピンホール直接	水平	なし
1-2	2.20	258	1.5	ピンホール直接	下向き	なし
1-3	2.20	258	1.5	φ 60mm 放出口	下向き	なし
1-4	2.20	258	1.5	φ 60mm 放出口	下向き	有
2-1	1.00	117	1.0	φ 60mm 放出口	水平	なし
2-2	1.00	117	1.0	ピンホール直接	下向き	なし
2-3	1.00	117	1.0	φ 60mm 放出口	下向き	なし
2-4	1.00	117	1.0	φ 60mm 放出口	下向き	有
2-5	1.00	117	1.0	φ 60mm 放出口	上向き	なし
3-1	0.60	70	0.8	φ 60mm 放出口	水平	なし
3-2	0.60	70	0.8	ピンホール直接	下向き	なし
3-3	0.60	70	0.8	φ 60mm 放出口	下向き	なし
3-4	0.60	70	0.8	φ 60mm 放出口	下向き	有

図 2.2.4.2.1-6～図 2.2.4.2.1-15 に、測定された R290 濃度の時間履歴の比較を示す。

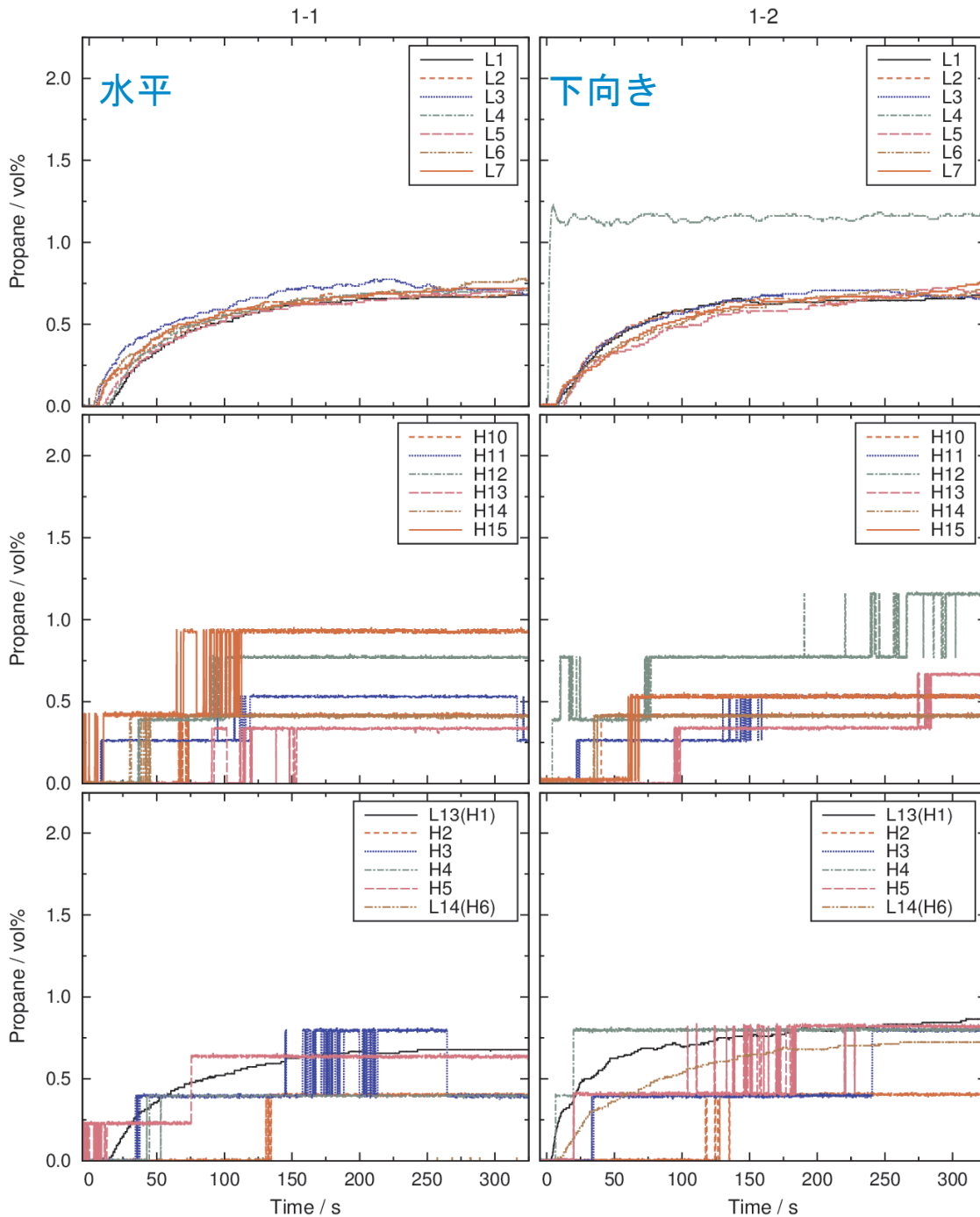


図 2.2.4.2.1-6. プロパン濃度時間履歴の比較 (放出向き違い 1)

(左、実験 1-1) 水平放出、(右、実験 1-2) 下向き放出  
 濃度センサー高さ：(上) 1.2m、(中) 0.6m、(下) 0m  
 放出高さ：2.20m、ピンホール直接放出

放出口下流の L4 以外には顕著な違いは見られなかった。L4 以外では放出中の濃度変化も到達濃度もほぼ同様であって、模擬室内の攪拌が進んでいると考えられる。

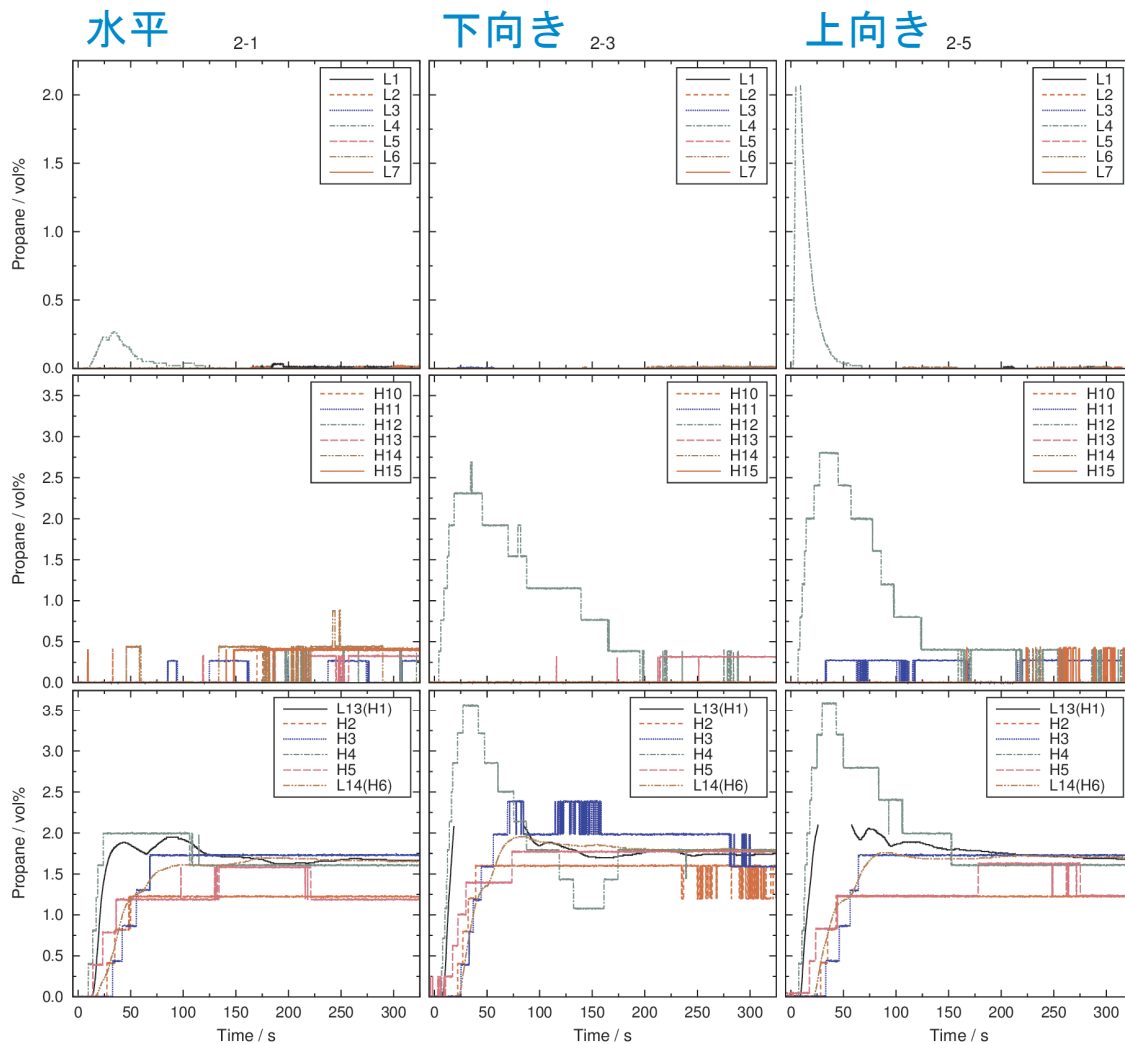


図 2.2.4.2.1-7. プロパン濃度時間履歴の比較（放出向き違い 2）

（左、実験 2-1）水平放出、（中、実験 2-3）下向き放出、（右、実験 2-5）上向き放出  
 濃度センサー高さ：（上）1.2m、（中）0.6m、（下）0m  
 放出高さ：1.00m、φ60mm 漏斗型放出口

放出口下流の L4、H12、H4 以外には顕著な違いは見られなかった。L4 以外では放出口より高い位置にある濃度センサーに応答はほとんどなく、放出口より少し低い位置にある高さ 0.60m のセンサーでも小さい。φ60mm 漏斗型放出口を用いた場合は、模擬室空間下方にプロパンが滞留する様子が見られた。

放出口の下方方向のセンサー L4、H12、H4 では、放出の前半にプロパン濃度が下限を超える場合があることが示された。濃度センサーの応答遅れにより、この放出開始後から 1 分程度の濃度時間変化の大きい期間でのピーク値を過小評価している可能性があるが、放出後半からのプロパン濃度が下限以下に安定した期間では、適切な評価が行えていると考えられる。

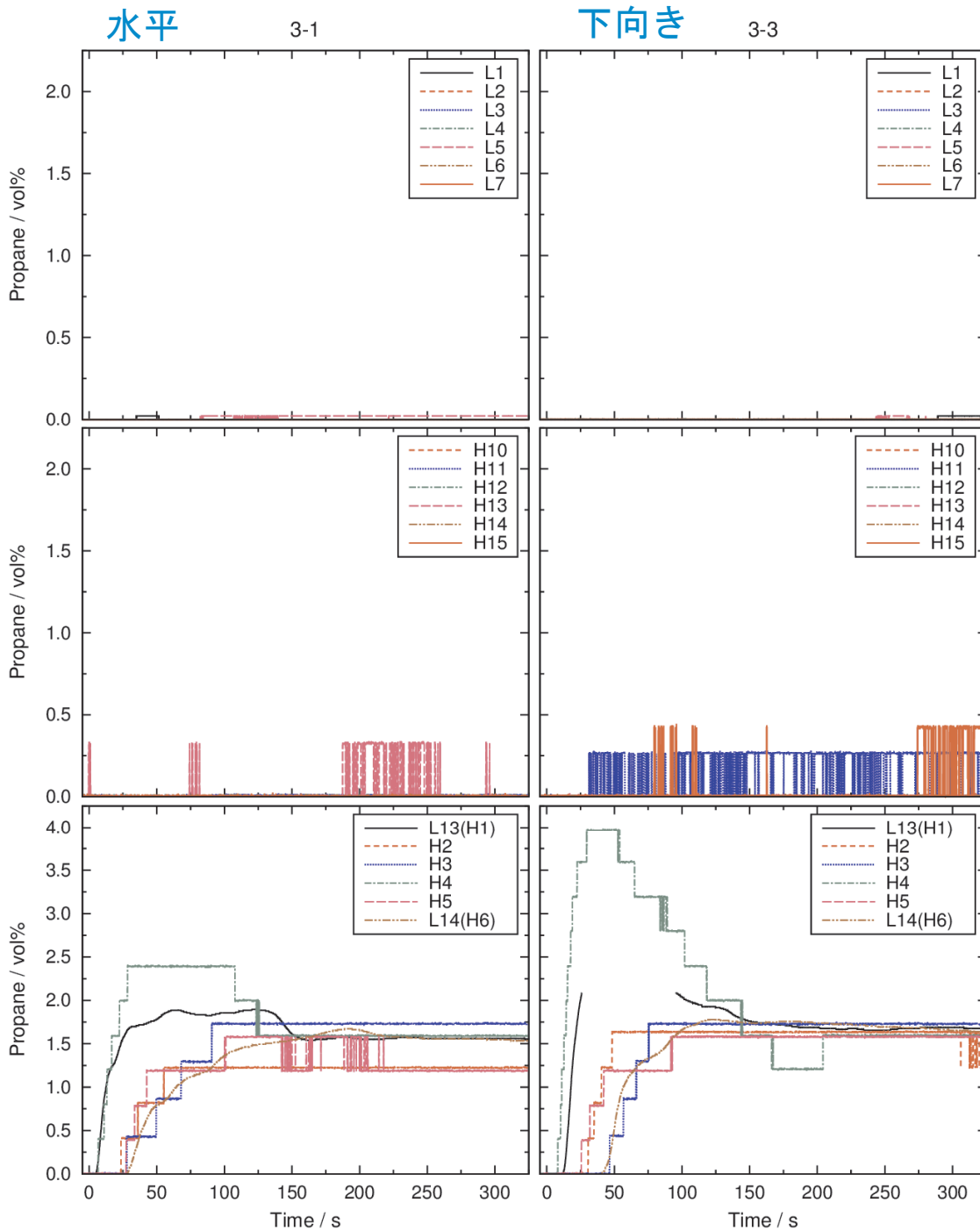


図 2.2.4.2.1-8. プロパン濃度時間履歴の比較 (放出向き違い 3)

(左、実験 3-1) 水平放出、(右、実験 3-3) 下向き放出

濃度センサー高さ：(上) 1.2m、(中) 0.6m、(下) 0m

放出高さ：0.60m、 $\phi$  60mm 漏斗型放出口

前ページの放出向き違い 2 と同様、放出口下流の H4 以外には顕著な違いは見られず、 $\phi$  60mm 漏斗型放出口により模擬室空間下方にプロパンが滞留する様子が見られた。

ピンホール 1-2

漏斗型放出口 1-3

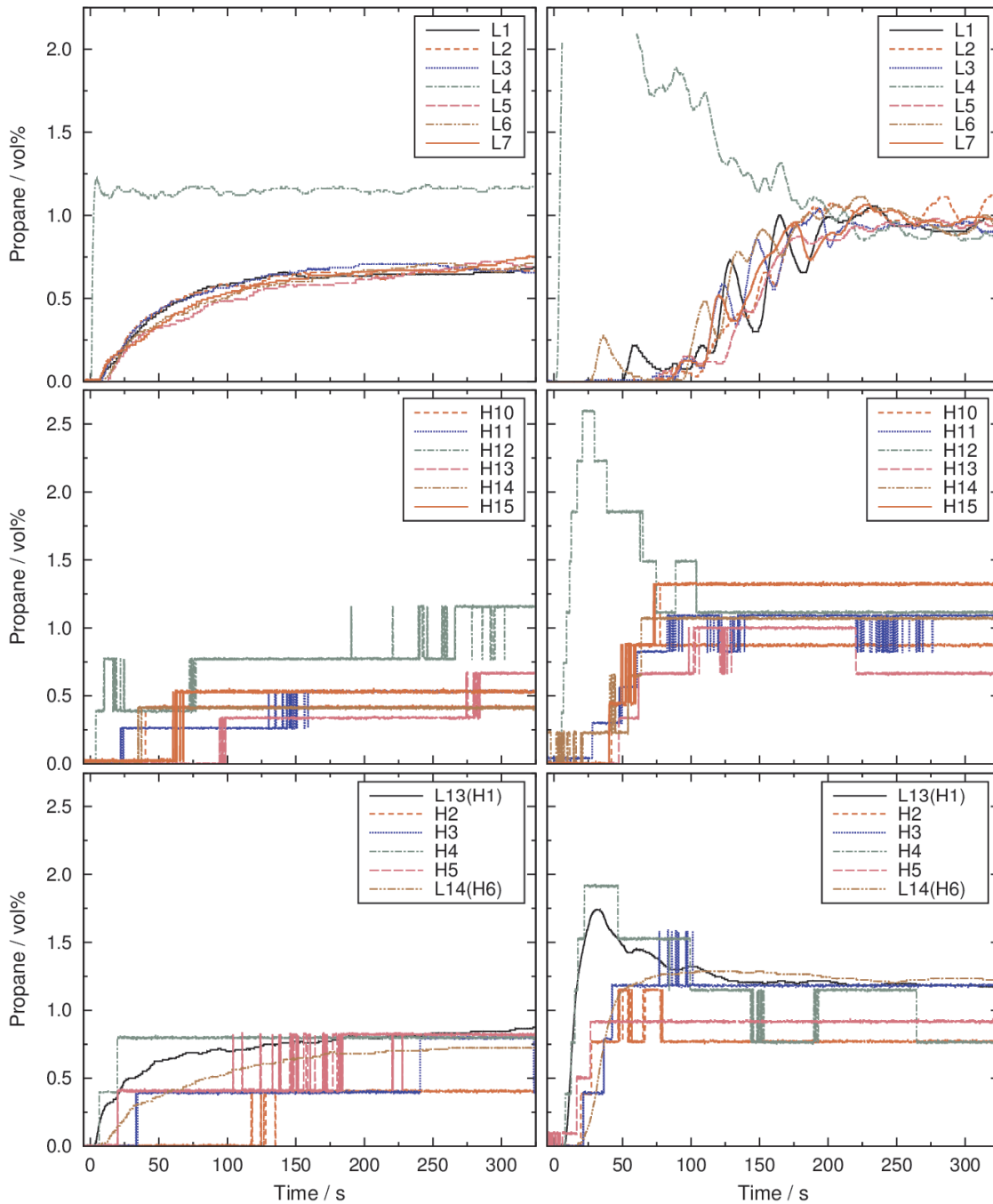


図 2.2.4.2.1-9. プロパン濃度時間履歴の比較 (放出口違い 1)

(左、実験 1-2) ピンホール直接放出、(右、実験 1-3)  $\phi$  60mm 漏斗型放出口

濃度センサー高さ：(上) 1.2m、(中) 0.6m、(下) 0m

放出高さ：2.20m、放出向き：下向き

プロパン濃度に与える影響は、放出口違いが最も大きい。漏斗型の放出口を用いて放出の線流速を下げた場合には、放出開始後 1 分以内の時間帯に放出口下流の比較的大きな領域でプロパン濃度が可燃域に入っている。

ピンホール 2-2

漏斗型放出口 2-3

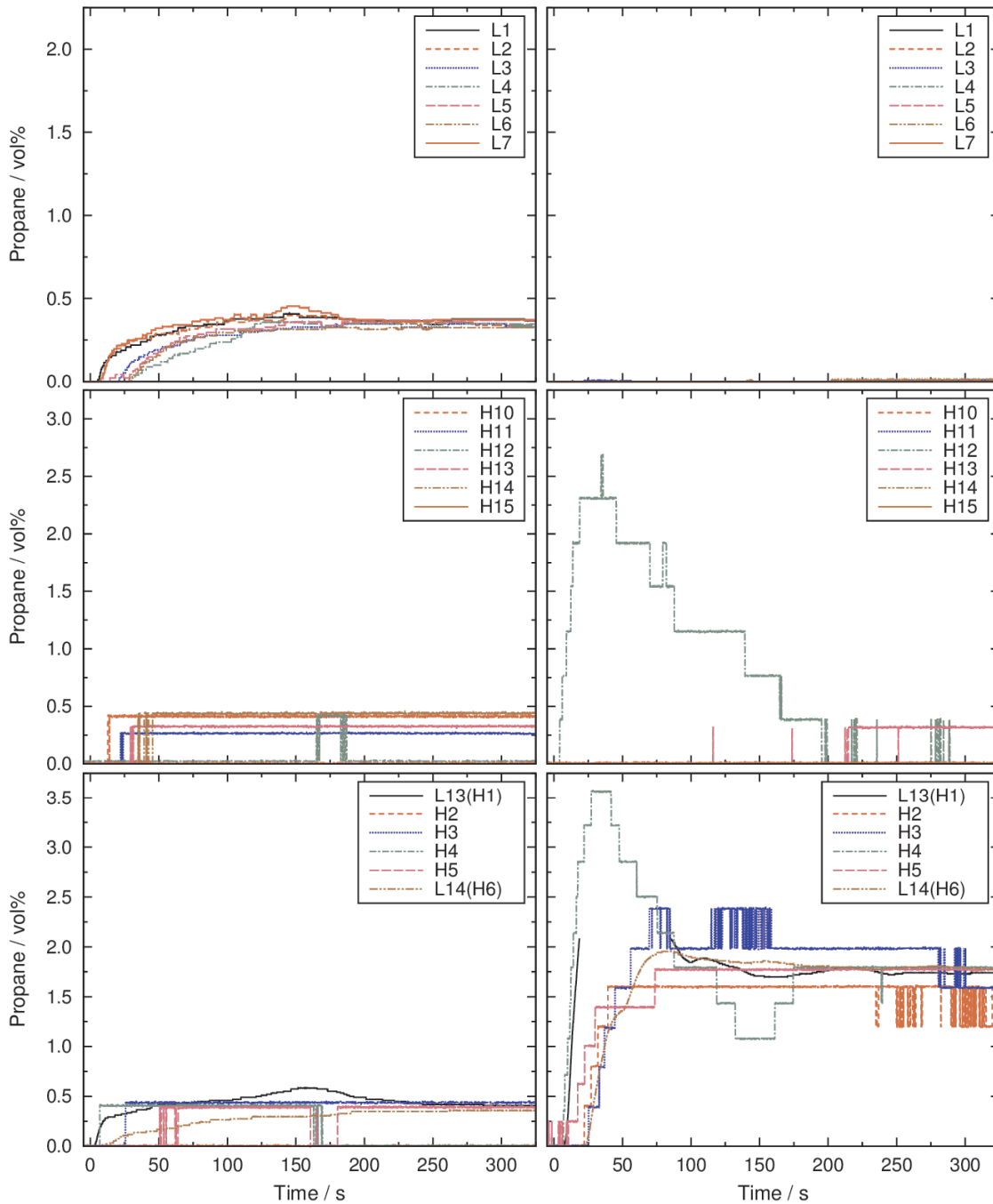


図 2.2.4.2.1-10. プロパン濃度時間履歴の比較 (放出口違い 2)

(左、実験 2-2) ピンホール直接放出、(右、実験 2-3) φ60mm 漏斗型放出口  
 濃度センサー高さ：(上) 1.2m、(中) 0.6m、(下) 0m  
 放出高さ：1.00m、放出向き：下向き

放出口位置が下がった場合には、放出口違いの効果がより大きく現れた。ピンホール漏洩では放出口より高い領域も含めて濃度がおおよそ均一であるのに対して、漏斗型では放出口より高い領域のセンサーにほとんど応答が見られない。

ピンホール 3-2

漏斗型放出口 3-3

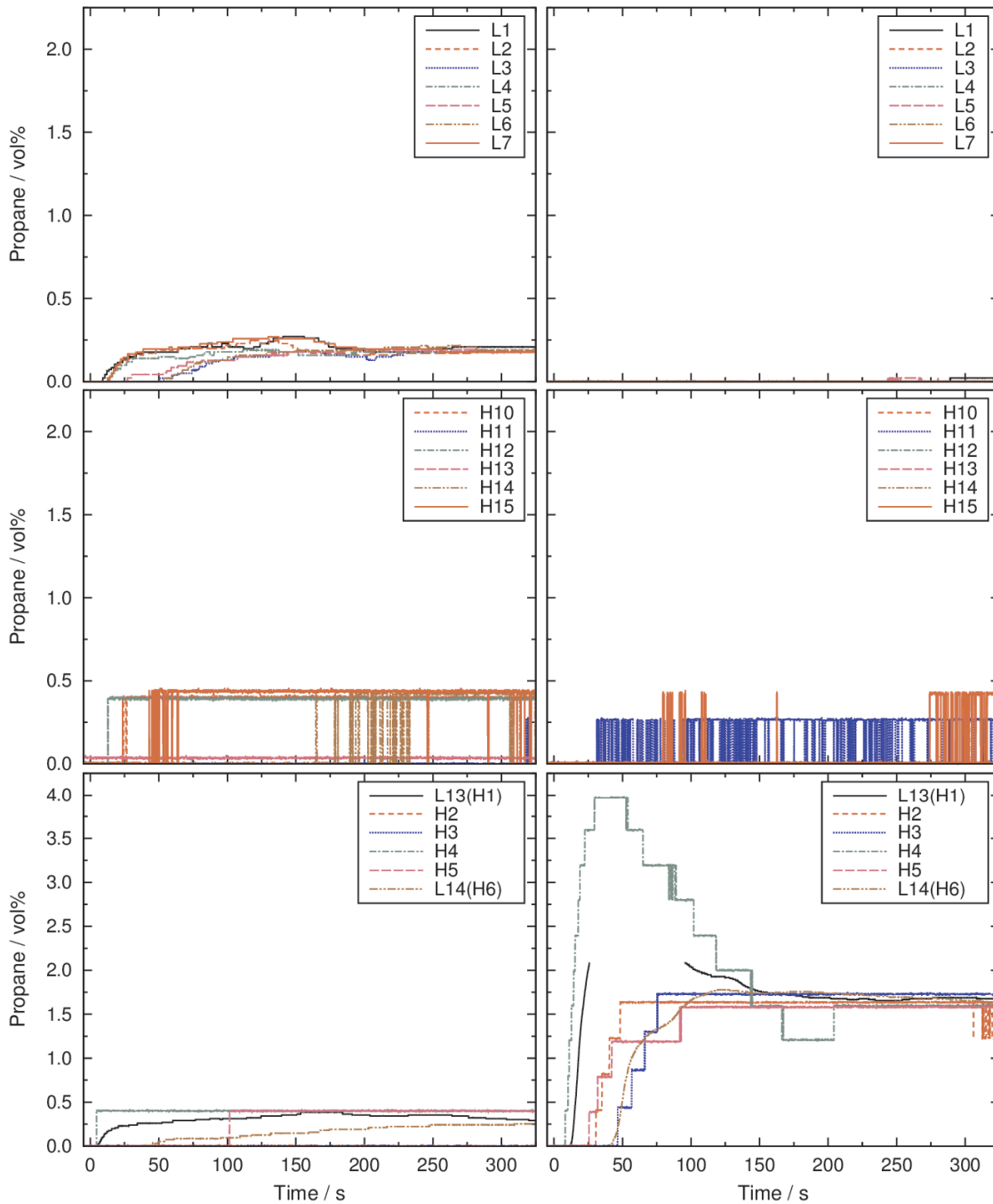


図 2.2.4.2.1-11. プロパン濃度時間履歴の比較 (放出口違い 3)

(左、実験 3-2) ピンホール直接放出、(右、実験 3-3)  $\phi$  60mm 漏斗型放出口

濃度センサー高さ：(上) 1.2m、(中) 0.6m、(下) 0m

放出高さ：0.60m、放出向き：下向き

前ページの放出口違い 2 と同様、放出口違いの効果が大きく現れた。放出の線流速が小さい場合には、空間内の攪拌が起こらず、空間下方にプロパンが対流する様子が確認された。

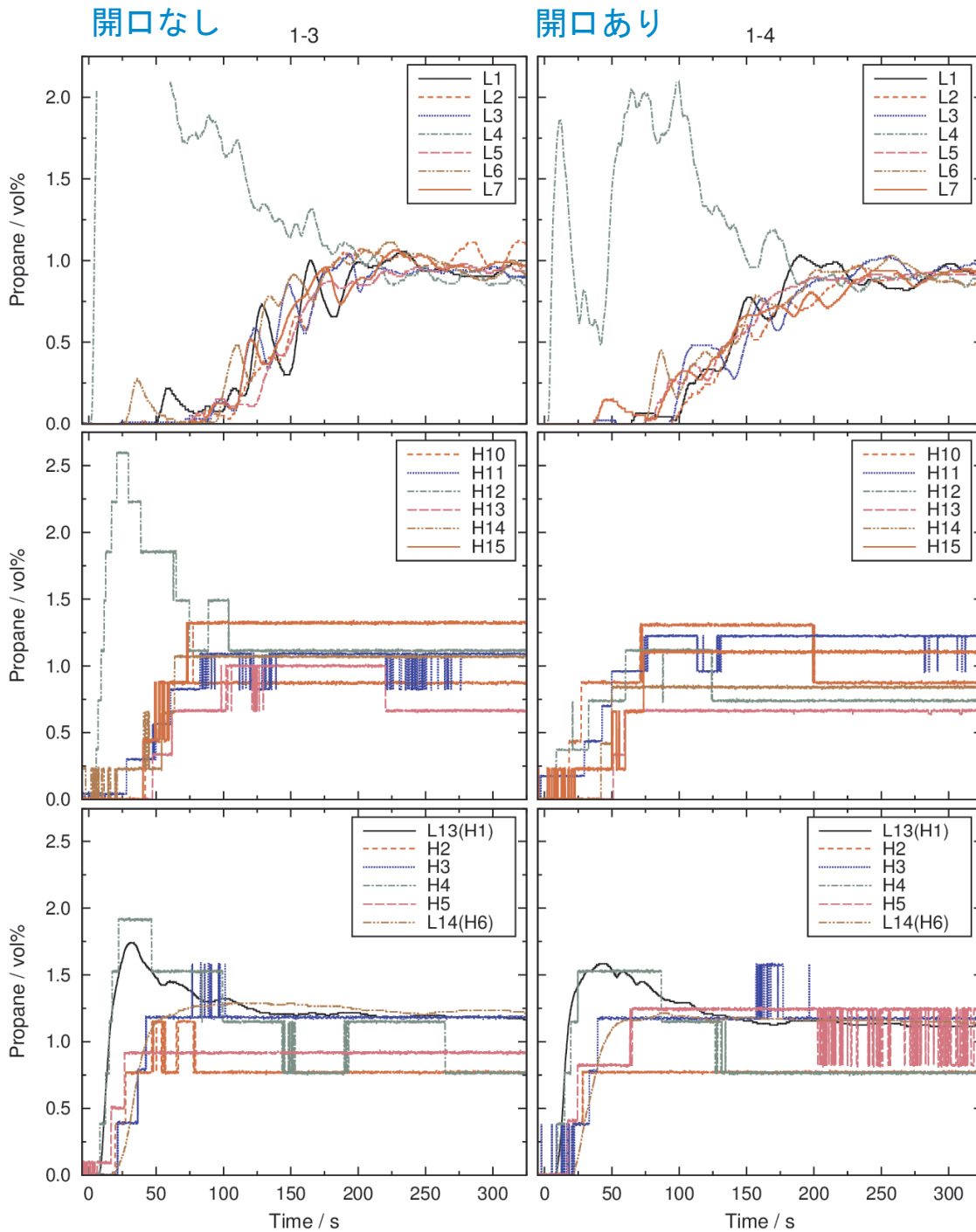


図 2.2.4.2.1-12. プロパン濃度時間履歴の比較 (開口部の有無 1)

(左、実験 1-3) 扉下開口なし、(右、実験 1-4) 扉下開口あり

濃度センサー高さ：(上) 1.2m、(中) 0.6m、(下) 0m

放出高さ：2.20m、放出向き：下向き

扉下隙間の有無によって、模擬室内全体のプロパン濃度への顕著な影響は見られなかった。しかし、放出口と開口部の中間位置では放出直後の可燃域が見られなくなる効果が見られた。(中段 H12)



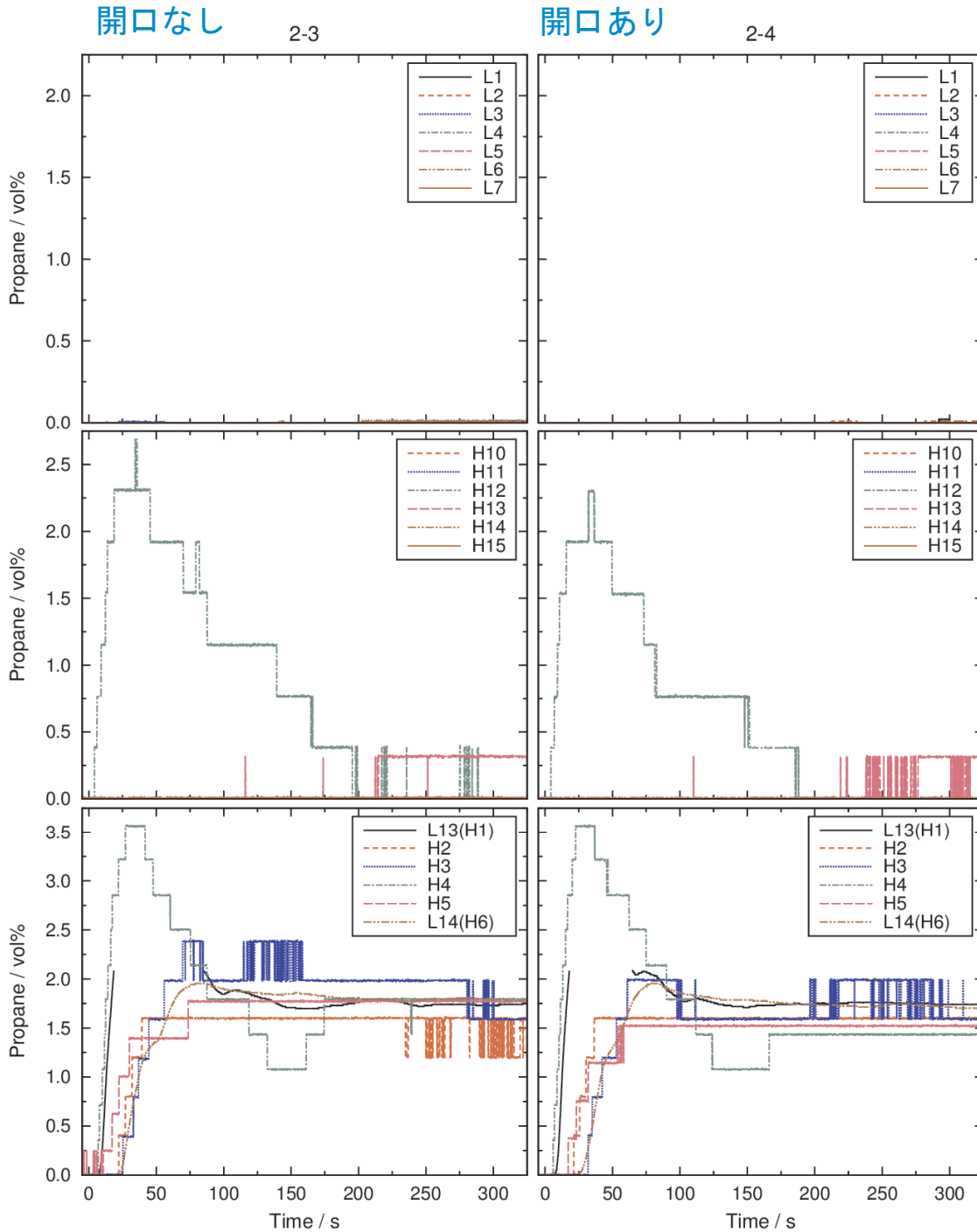


図 2.2.4.2.1-13. プロパン濃度時間履歴の比較 (開口部の有無 2)

(左、実験 2-3) 扉下開口なし、(右、実験 2-4) 扉下開口あり

濃度センサー高さ：(上) 1.2m、(中) 0.6m、(下) 0m

放出高さ：1.00m、放出向き：下向き

扉下隙間の有無によって、プロパン濃度への顕著な影響は見られなかった。扉下隙間付近 (H4) のプロパン濃度は放出中でも最大 3.5vol%程度であり、自然対流による換気を促進するほど、プロパン-空気混合気の比重が大きくないと考えられる。

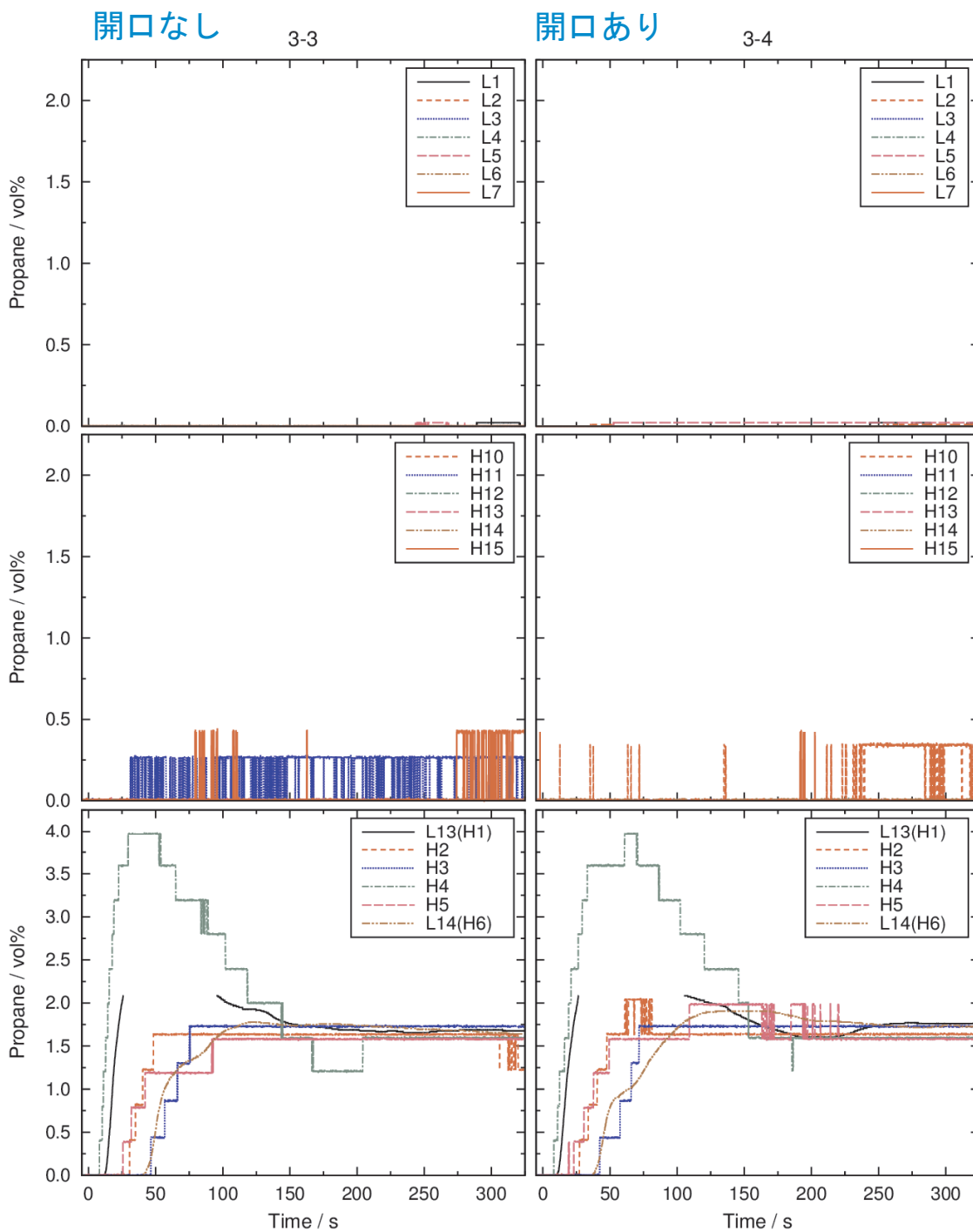


図 2.2.4.2.1-14. プロパン濃度時間履歴の比較 (開口部の有無 3)

(左、実験 3-3) 扉下開口なし、(右、実験 3-4) 扉下開口あり

濃度センサー高さ：(上) 1.2m、(中) 0.6m、(下) 0m

放出高さ：0.60m、放出向き：下向き

前ページの開口部の有無 2 と同様、扉下隙間の有無によって、プロパン濃度への顕著な影響は見られなかった。

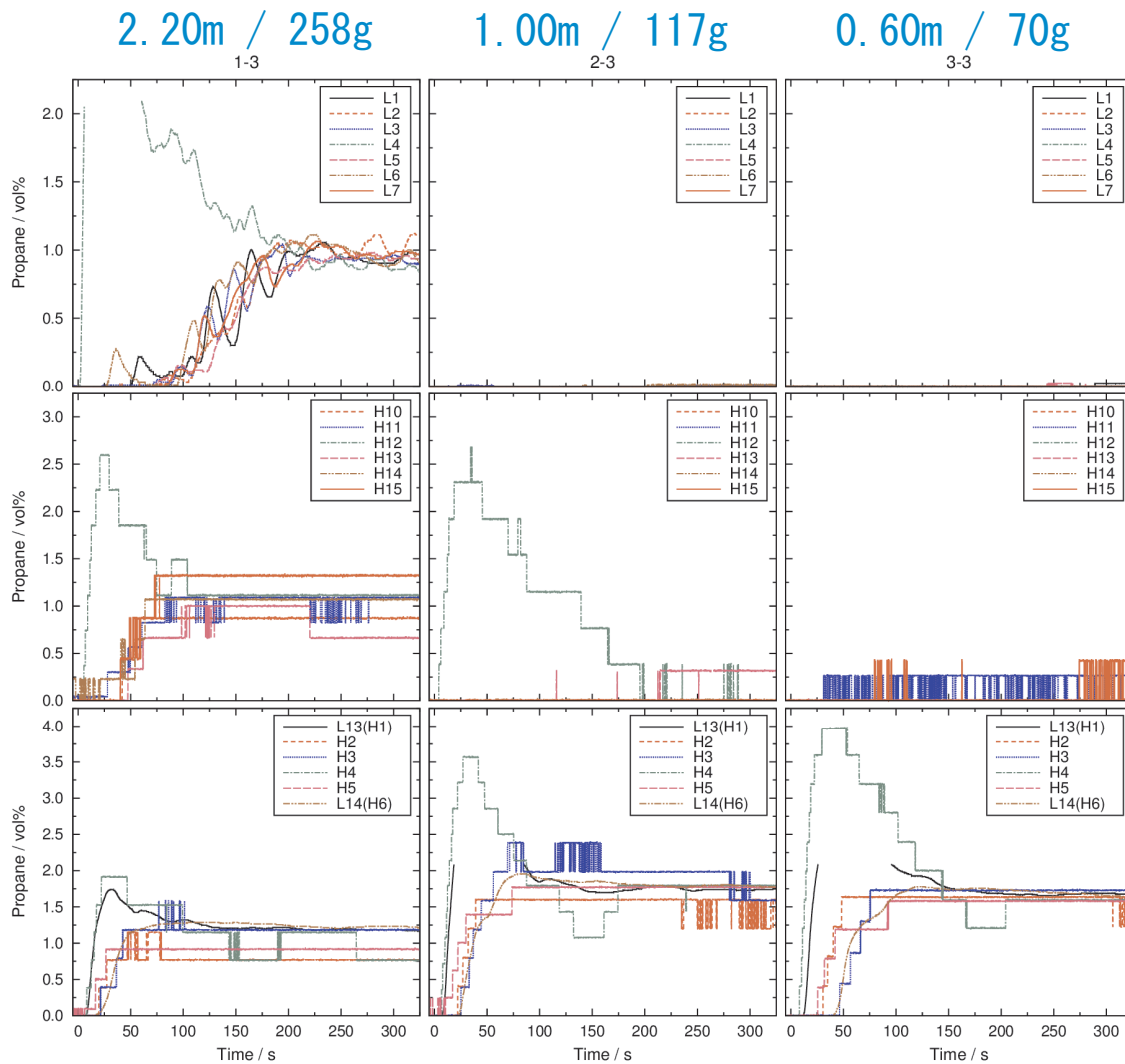


図 2.2.4.2.1-15. プロパン濃度時間履歴の比較 (放出高さ・充填量違い)

(左、実験 1-3) 放出高さ : 2.20m、充填量 : 258g  
 (中、実験 2-3) 放出高さ : 1.00m、充填量 : 117g  
 (右、実験 3-3) 放出高さ : 0.60m、充填量 : 70g  
 濃度センサー高さ : (上) 1.2m、(中) 0.6m、(下) 0m  
 φ60mm 漏斗型放出口、下向き放出

漏斗型放出口を用いて、噴出の線流速を下げて下向きに放出した場合には、模擬室空間内の放出口より高い領域では、プロパンはほぼ検出されなかった。IEC60335-2-40 に採用されている片岡の式を用いて最大許容充填量を決定する場合、機器設置高さが低くなると最大許容充填量は小さくなるが、この式に従って充填しても放出口高さが低くなると模擬室空間下方のプロパン濃度は高くなる傾向が見られた。

#### 2.2.4.2.2 燃焼爆発影響評価実験

室内空間へ自然冷媒 R290（プロパン）が漏洩し着火が起こった場合の、燃焼爆発影響を評価した。実験は日立セメント株式会社太平田鉱山の旧堆積場で行った。太平田鉱山旧堆積場は市街地から十分な距離があり、影響評価実験による爆音の市街地への影響が少なく、飛散物が生じた際にも影響がない。また、万が一の火災事故等の影響を考慮し、風速毎秒 3m 以上の場合には実験は行なわないこととした。

この旧堆積場に内寸 2.7m×2.7m×高さ 2.4m の鉄製模擬室（外側断熱材張り）を設置した。模擬室の前面には模擬室構造の一部として、市販品の引き違い掃き出し窓（幅 1.8m×高さ 1.8m）を設置した。また一方の側面には、観測用窓としてアクリル窓（450mm×450mm×厚さ 50mm）を 2 枚、中心高さ 0.60m に設置した。模擬室は図 2.2.4.2.2-1 の様に設置した後、雨対策のブルーシートと日光による壁面の温度上昇を防ぐための遮光シートにより養生した。



図 2.2.4.2.2-1. 断熱材を張った影響評価実験用模擬室（左）と模擬ベランダ（右）

放出配管の構造、放出方法・手順等は、拡散挙動計測と同様とした。

点火は電極間隔 2mm 程度の銅製放電電極に、発電機で発電した 100V・50Hz の交流電流をネオントランスでおよそ 15kV に昇圧して印加し発生する放電スパークを用い、プロパンの放出開始から実験ごとに設定した点火遅れ時間が経過した後に放電した。

計測は、模擬室内圧、模擬室外爆風圧、模擬室内外輻射熱の時間履歴に加えて、各種高速度カメラによる燃焼挙動撮影を行った。

室内圧計測には、共和電業製小型圧力変換器 PGM-5KH（フルスケール 500kPa）を側壁の奥壁から 0.45m および前面壁から 0.45m の位置、高さ 1.00m に各 1 点ずつ設置した。

室外爆風圧計測には、PCB Piezotronics 製精密コンデンサマイクロホン 377C10 にプリアンプ 426B03 を組合せ、模擬室前面方向模擬室中心から 5m、10m、15m の位置と側面背面方向の模擬室中心から 5m の位置に各 1 点、より感度の高い 377A13 と 426E01 の組合せを側面背面方向の模擬室中心から 10m の位置に各 1 点、計 7 点高さ 1.0m に設置した。

室内輻射熱計測には Captec 製輻射熱センサー TRF50（応答速度 0.05 秒）を側壁面中央の高さ 1.0m と 1.6m に計 2 点、室外輻射熱計測には同センサーを模擬室前面方向模擬室中心から 5m、10m の位置の高さ 1.0m に、計 2 点設置した。

燃焼挙動撮影には、Telops 製高速赤外線カメラ Fast-IR 2K と浜松ホトニクス製近赤外カメラ C14041-10U を模擬室前面方向模擬室中心から 20m の位置に、Phantom 製高速度カメラ V1612M（モノクロ）と Cavitator 製レーザー照明 CAVILUX Smart640nm400W を模擬室前面方向模擬室中心から 40m の位置に、フォトロン製 FASTCAM SA-Z（カラー）を模擬室前面から時計回り 45° 方向模擬室中心から 40m の位置に、ナック製高速度カメラ HX-3（モノクロ）を側面アクリル観測窓外の直近に設置

した。

影響評価実験の実験条件は、拡散挙動計測の結果から着火が起こる条件を選定した。行った 4 件の実験条件を表 2 に示す。実験 1-3 は 4 分全量放出の 4 分が経過した後は最もプロパン濃度が高いと考えられる床面付近で静電スパーク点火による着火の有無を調べるための条件であり、着火が起こらないことが確認された。

表 2.2.4.2.2-1. 模擬室内プロパン燃焼爆発影響評価実験の実験条件

実験番号	着火の有無	点火装置高さ/m	点火遅れ時間/s	放出口高さ/m	放出量/g	ピンホール径/mm	放出口状態	放出口向き
1-1	○	1.00	40	2.20	258	1.5	φ 60mm 放出口	下向き
1-2	○	1.00	40	2.20	258	1.5	φ 60mm 放出口	下向き
1-3	×	0.02	240	2.20	258	1.5	φ 60mm 放出口	下向き
1-4	○	0.60	40	2.20	258	1.5	φ 60mm 放出口	下向き

Cavitar 製レーザー照明 CAVILUX Smart640nm400W を前面窓から照射し、模擬室内奥壁に張った 3M 製超高輝度反射シートスコッチライトハイゲイン 7610 を用いて反射させ、Phantom 製高速度カメラ V1612M (モノクロ) で撮影することで、模擬室内の密度分布変化の様子を可視化するシャドウグラフ撮影の画像を図 2.2.4.2.2-2 に示す。

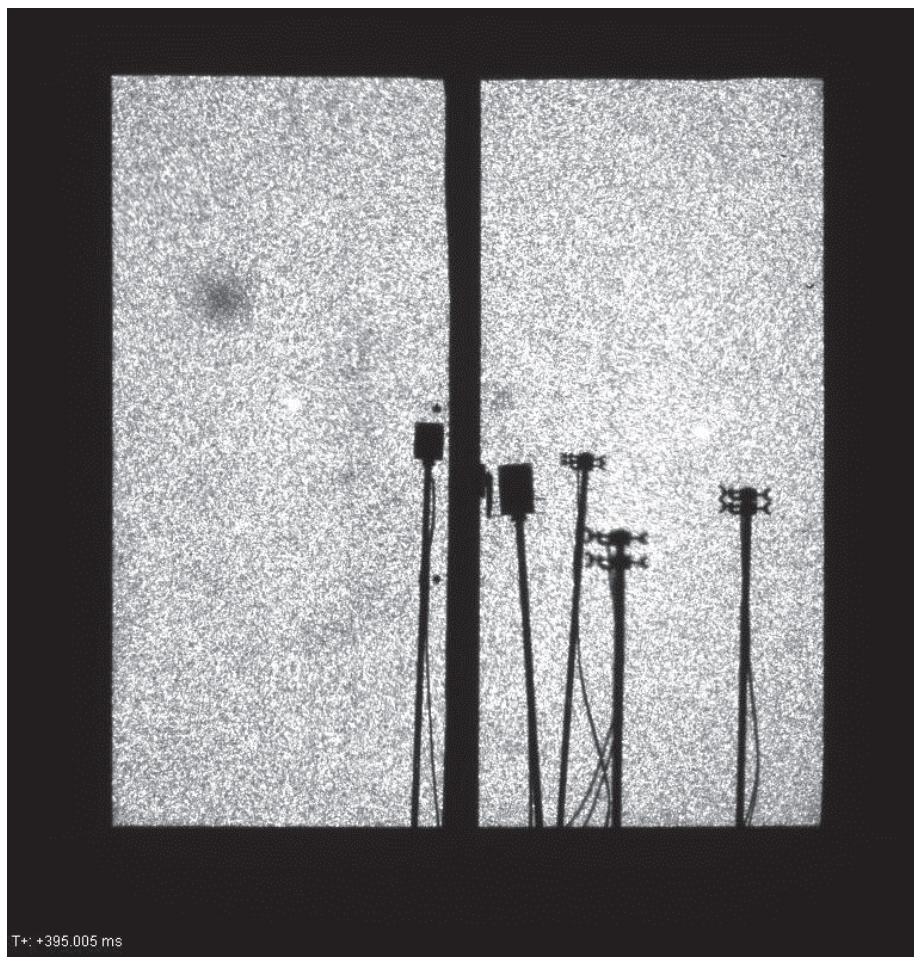


図 2.2.4.2.2-2. 模擬室正面窓から撮影したシャドウグラフ映像  
(野外実験 1-1、点火後およそ 0.4 秒)

シャドウグラフ撮影による動画では、点火前のプロパン放出の様子や、着火後の模擬室内気流の乱れは確認できたが、複雑な火炎形状では火炎部分の識別ができず火炎伝播の様子を詳細に捉えることはできなかった。

模擬室前面方向模擬室中心から 20m の位置に設置した、浜松ホトニクス製近赤外カメラ C14041-10U と Telops 製高速赤外線カメラ Fast-IR 2K との画像を図 2.2.4.2.2-3-1 に示す。

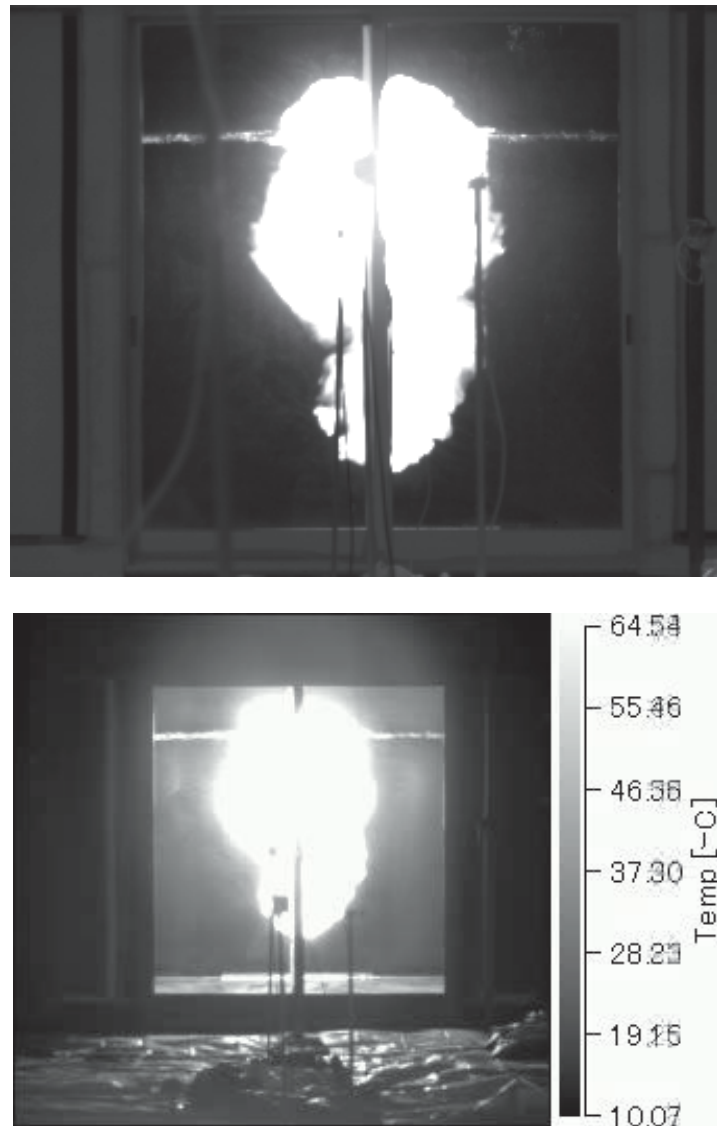


図 2.2.4.2.2-3-1. 模擬室正面窓から撮影した赤外高速カメラ映像  
野外実験 1-2、点火後 0.3 秒  
C14041-10U (上)、Fast-IR 2K (下)

可視域の発光が弱い希薄なプロパンの燃焼で、確実に火炎伝播挙動を観測するため、異なる 2 種類の赤外高速カメラを用いた。それぞれのカメラは、InGaAs センサーと InSb センサーの異なる種類の検出器を持ち、950～1700nm と 3000～5400nm の異なるスペクトル領域に感度を持っている。いずれの赤外カメラでも点火後に球形火炎が形成され、次第に球径を増しながら浮力によって上昇していく様子が観測できた。上方に伝播した火炎は、漏洩を模擬した放出口近く到達すると拡散火炎に移行する。Fast-IR 2K による映像の右に表示されている温度表示は、プロパン火炎の放射が黒体と大きく異なるため正しくない。

図 2.2.4.2.2-3-1 と同じ実験での C14041-10U の画像の連続写真を図 2.2.4.2.2-3-2 に示す。

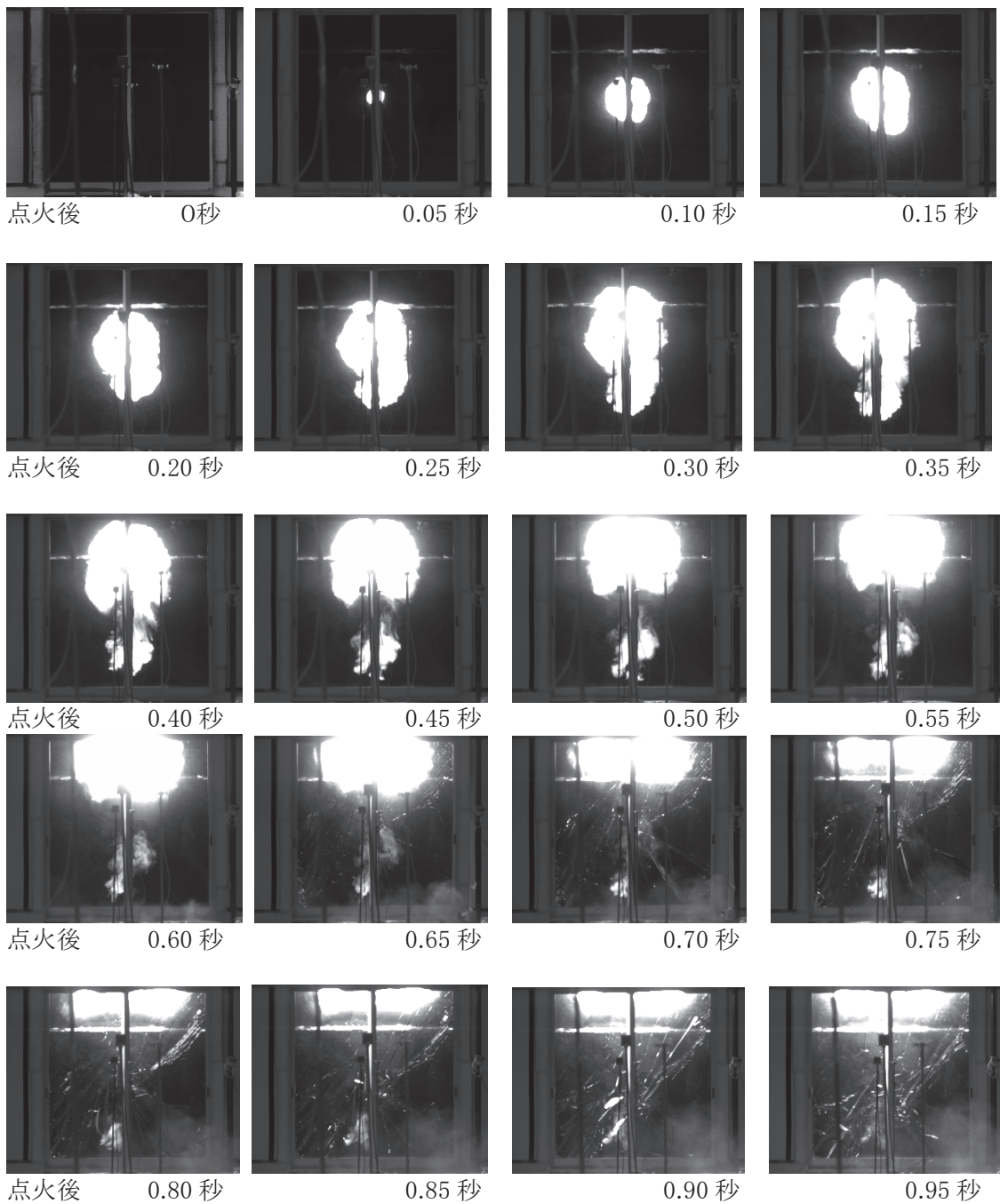


図 2.2.4.2.2-3-2. 模擬室正面窓から撮影した赤外高速カメラ映像の連続写真

野外実験 1-2、C14041-10U



側面アクリル観測窓外の直近に設置した、モノクロ高速カメラ HX-3 の画像を図 2.2.4.2.2-4 に示す。

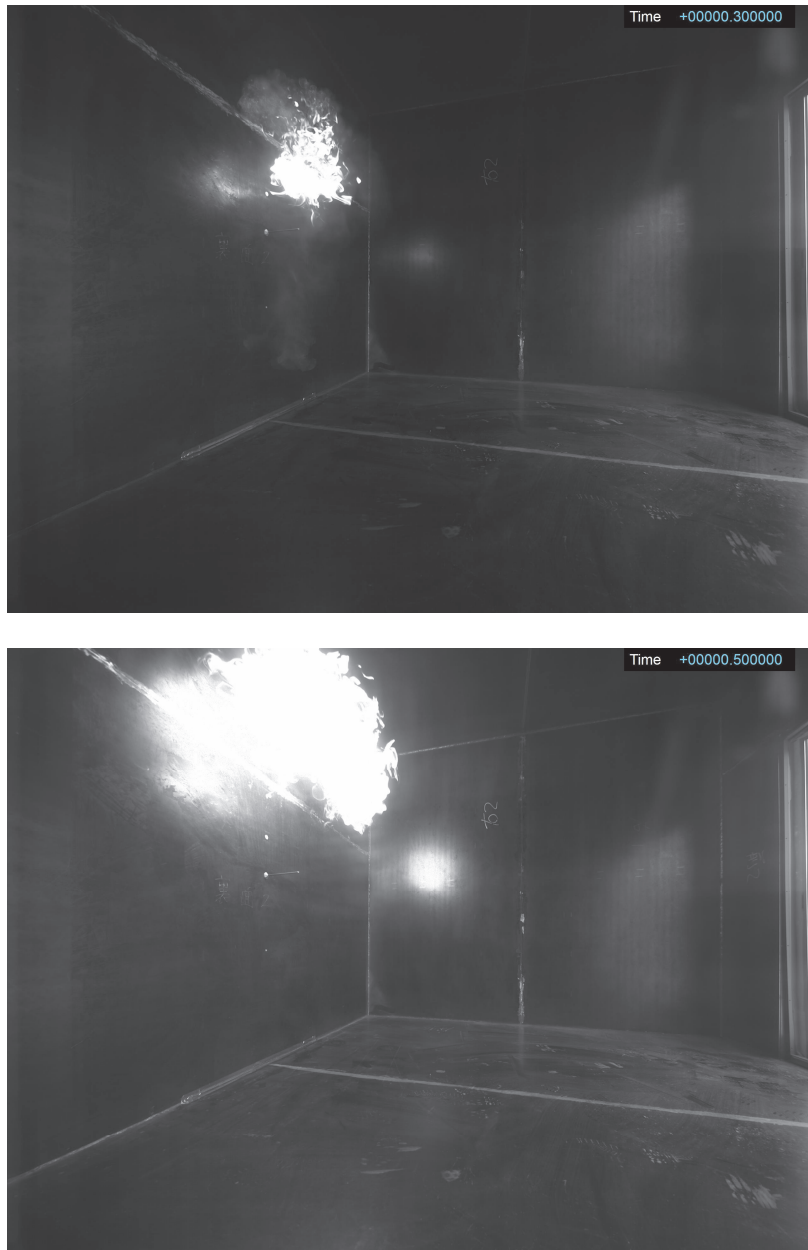


図 2.2.4.2.2-4. 模擬室側面観測窓から撮影したモノクロ高速カメラ映像  
野外実験 1-2、  
点火後 0.3 秒（上）、点火後 0.5 秒（下）

当該モノクロ高速カメラは、近赤外域にも感度を持っており、環境光を遮断することで可視域に発光のない水素の燃焼火炎も撮影できるため、室内を近傍から観測した。しかし、希薄なプロパンの燃焼(0.3 秒、上図)では赤外カメラほど明確に火炎伝播を観測することができなかった。高濃度のプロパンが燃焼していると考えられる時刻(0.5 秒、下図)では、より明瞭に火炎が観測できた。

模擬室前面から時計回り 45° 方向模擬室中心から 40m の位置に設置した、カラー高速カメラ FASTCAM SA-Z による映像を図 2.2.4.2.2-5 に示す。



図 2.2.4.2.2-5. 模擬室前方 45° から撮影したカラー高速カメラ映像  
野外実験 1-2、点火後 0.7 秒

可視域に感度を持つカラー高速カメラでは、屋外の太陽光のもとではプロパン火炎を観測することはできなかった。模擬室前面に設置した引き違い掃き出し窓の窓枠が外れて窓ガラスが割れる様子が観測できた。

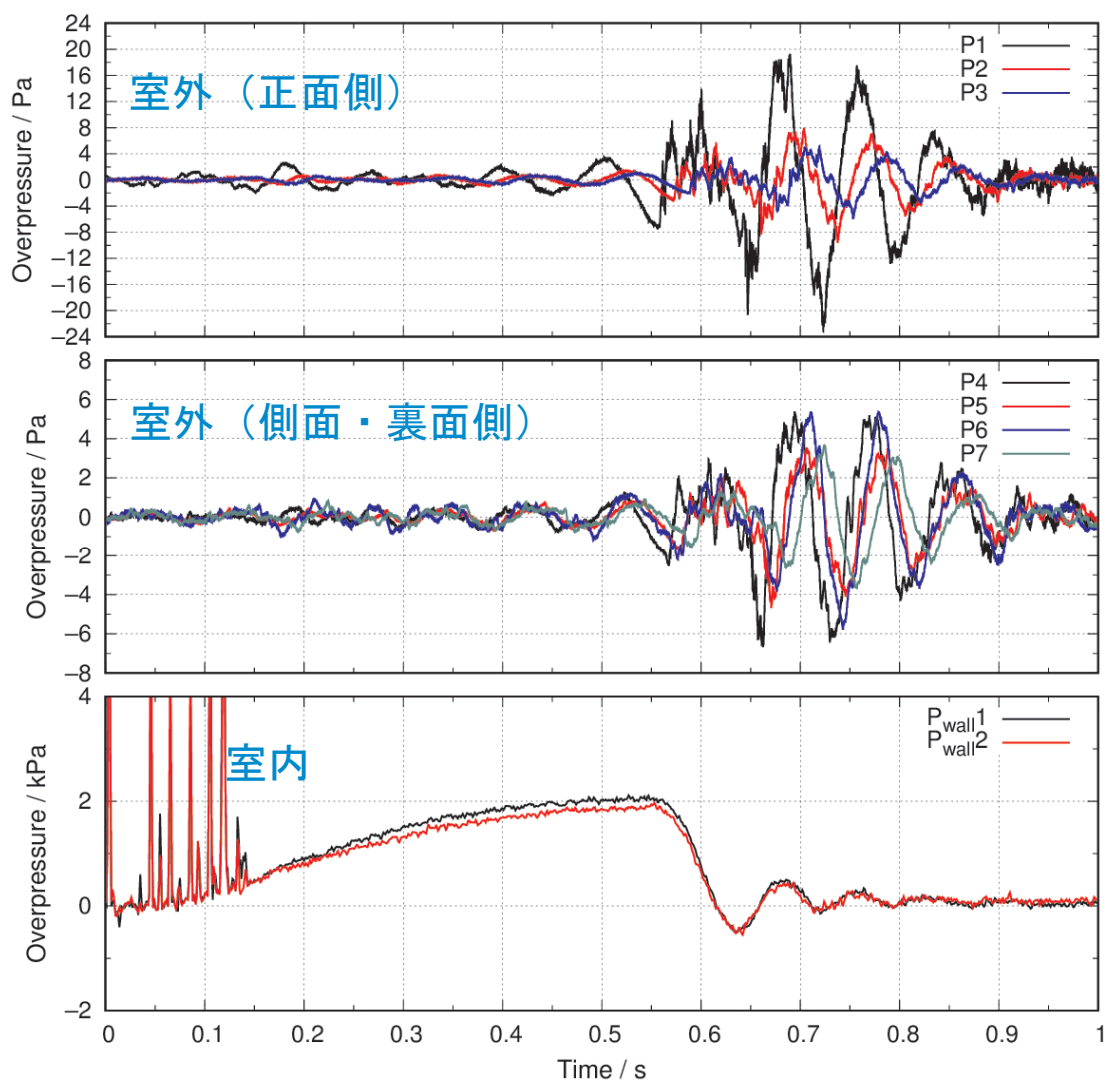


図 2.2.4.2.2-6. 模擬室内圧と模擬室外圧の時間履歴（実験 1-2）

P1、2、3：模擬室正面 5m、10m、15m、P4、5：側面 5m、10m、P6、7：背面 5m、10m  
P<sub>wall1</sub>、2：模擬室内側面奥 0.45m、手前 0.45m

模擬室内圧と模擬室外に伝播した爆風圧の時間履歴を図 2.2.4.2.2-6 に示す。時間0は放電スパークの放電開始時刻である。室内圧で放電開始直後に見られる振動は、放電スパークによるノイズと考えられる。室内圧は2つのセンサーの感度の個体差の範囲で良く一致している。最大圧力は2kPaであり、室内の人に危害のない程度であるが、本実験で着火が起こった3件の計測ではいずれも模擬室前面に設置した引き違い掃き出し窓のガラスもしくは窓枠が破損した。これは2kPa程度の内圧上昇でも大きな面積を持つ窓には大きな力がかかるためだと考えられる。室外に音速で伝わる爆風圧は正面模擬室中心から5mの値が最大であり20Pa未満と人体に危害のない程度である。

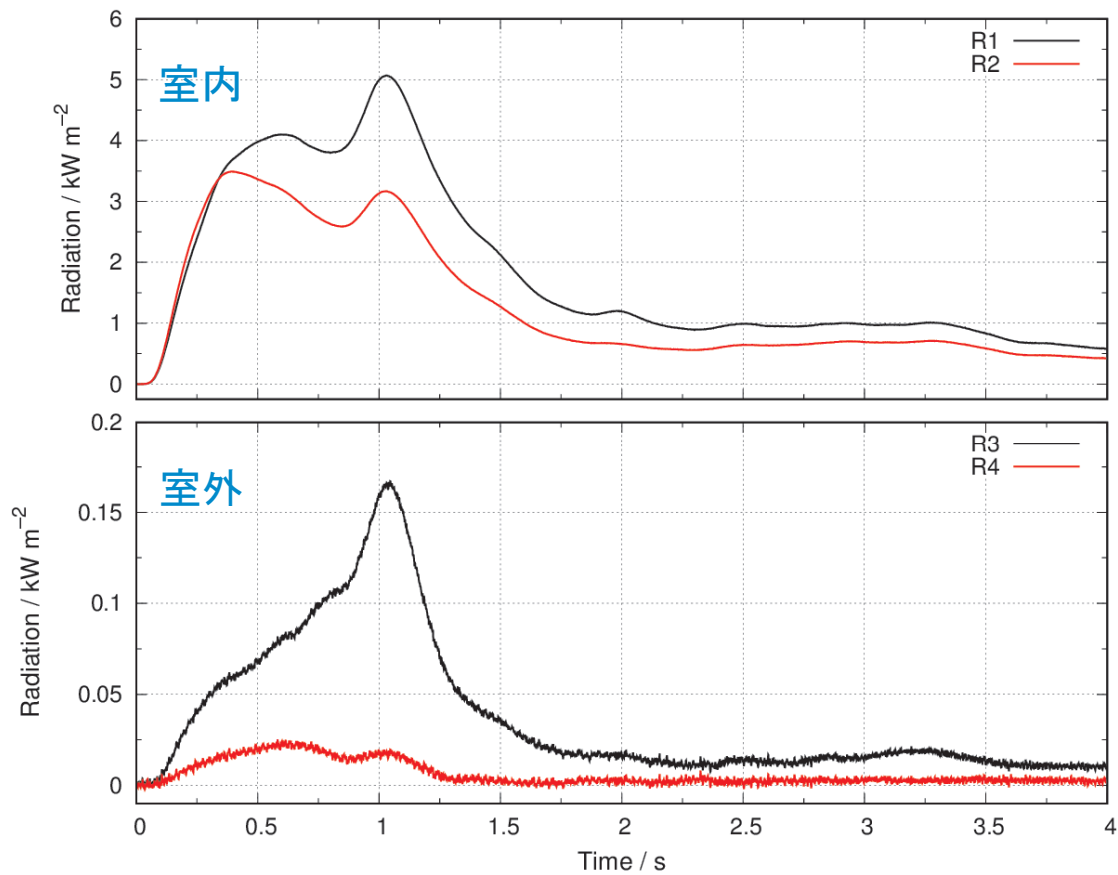


図 2.2.4.2.2-7. 模擬室内外の輻射熱の時間履歴 (実験 1-2)

R1、2：模擬室内側壁面中央、高さ 1.6m、1.0m  
 R3、4：模擬室外前面方向模擬室中心から 5m、10m、高さ 1.0m

室内外に設置した輻射熱センサーで計測した輻射熱の時間履歴を図 2.2.4.2.2-7 に示す。室内側壁面に設置したセンサーによる最大値でも  $5\text{kW}/\text{m}^2$  であり、人に危害がない程度であった。

## 2.2.4.3 室外機からの漏洩冷媒着火時の火炎影響に関するフィジカルハザード評価

### 2.2.4.3.1 漏洩拡散挙動計測実験

ベランダに設置した室外機から漏洩する自然冷媒 R290（プロパン）の漏洩拡散濃度分布の時間履歴を計測した。実験は、2）実寸大模擬空間を利用した自然冷媒の漏洩拡散濃度分布の計測と同様に、独立行政法人労働者健康安全機構労働安全衛生総合研究所清瀬地区配管等爆発実験施設に設置された屋内大空間である中規模爆発室で行い、計測手法も同様である。

この中規模爆発室に内寸 3.6m×1.0m×高さ 2.8m の構造用合板製模擬室（外側断熱材、内側ビニルクロスシート張り）を設置した。居室側は作業用の扉を除き壁面で、柵側も高さ 1.3m の壁面構造とし、天井、側壁も密閉性を高く製作している。また床面の放出口逆側の側壁から 20cm の位置に排水溝を模擬した開口（φ40mm）を設け、実験条件により使用しない場合はアルミテープで塞いだ。

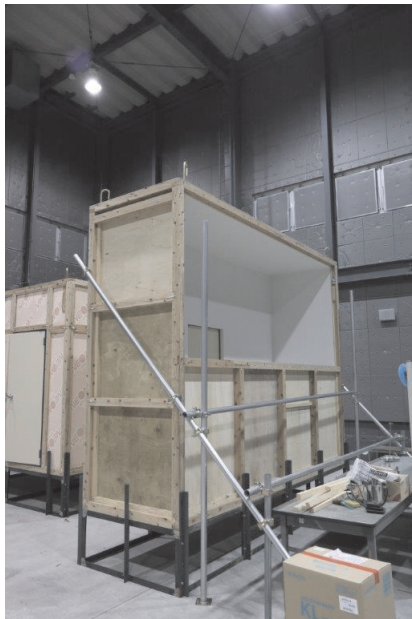


図 2.2.4.2.3-1. 労安研配管等爆発実験施設に設置された漏洩拡散挙動計測用模擬ベランダ

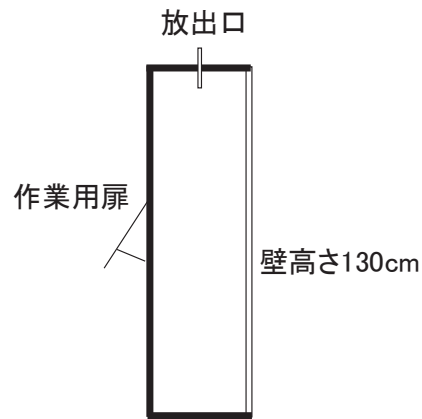


図 2.2.4.2.3-2. 模擬ベランダの概要

室外機からの漏洩は、1) 事故シナリオの検討で想定した通り、空調機の取り外し等の際に作業者が意図的に放出廃棄した場合を模擬して、ピンホール等による流量調整は行わず、1/4 インチ銅配管から直接放出した場合と、φ60mm の漏斗型放出口を用いた場合の 2 通りで行った。放出方法は模擬室での計測と同様で、放出位置は側壁中央内側 20cm、高さ 20cm、水平向きである。R290 の充填量は、IEC60335-2-40 に採用されている片岡の式を用いて、およそ 4.5 畳と 12.5 畳の条件である、258g と 509g を用いた。

図 2.2.4.2.3-3 に漏洩拡散挙動計測用模擬室のセンサー配置を示す。

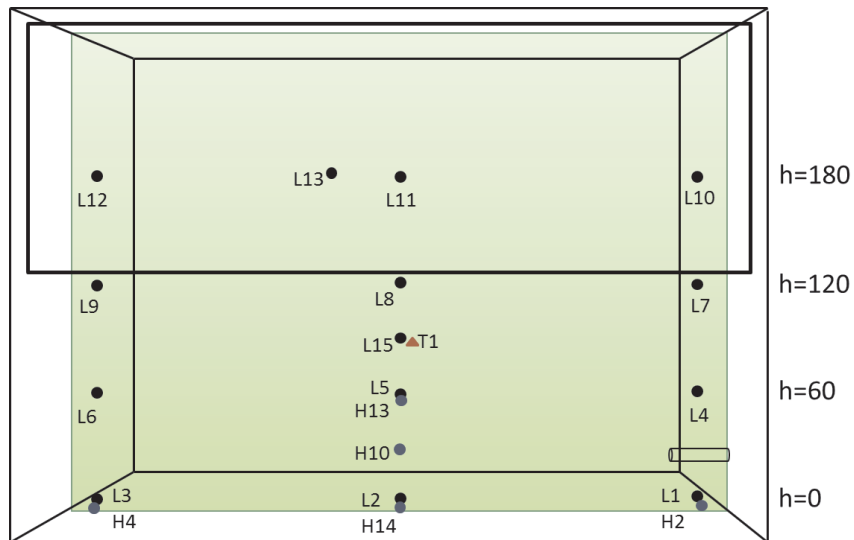


図 2.2.4.2.3-3. 漏洩拡散挙動計測用模擬ベランダのセンサー配置

H1～H14：気体熱伝導式プロパン濃度センサー（0～100vol%、分解能 0.4%、誤差±0.5%）  
 L1～L12：接触燃焼式プロパン濃度センサー（0～2.1vol%、分解能 0.01%、誤差±0.02%）  
 T1：K 型熱電対

放出向き、模擬排水溝の有無を合わせた、実験条件を表 3 に示す。  
 実験中の中規模爆発室の気温は 10℃程度、気圧は 1010hPa 程度であった。

表 2.2.4.2.3-1. 模擬ベランダ内プロパン漏洩拡散挙動計測実験の実験条件

実験番号	放出口高さ/m	放出量/g	ピンホール径/mm	放出口状態	放出口向き	模擬排水溝(φ40mm)
4-1	0.10	258	ピンホールなし	1/4 インチ銅パイプ	水平	なし
4-2	0.10	509	ピンホールなし	1/4 インチ銅パイプ	水平	なし
4-3	0.10	509	ピンホールなし	φ 60mm 放出口	水平	なし
4-4	0.10	509	ピンホールなし	φ 60mm 放出口	水平	有

1/4 インチ 4-2

φ 60mm 4-3

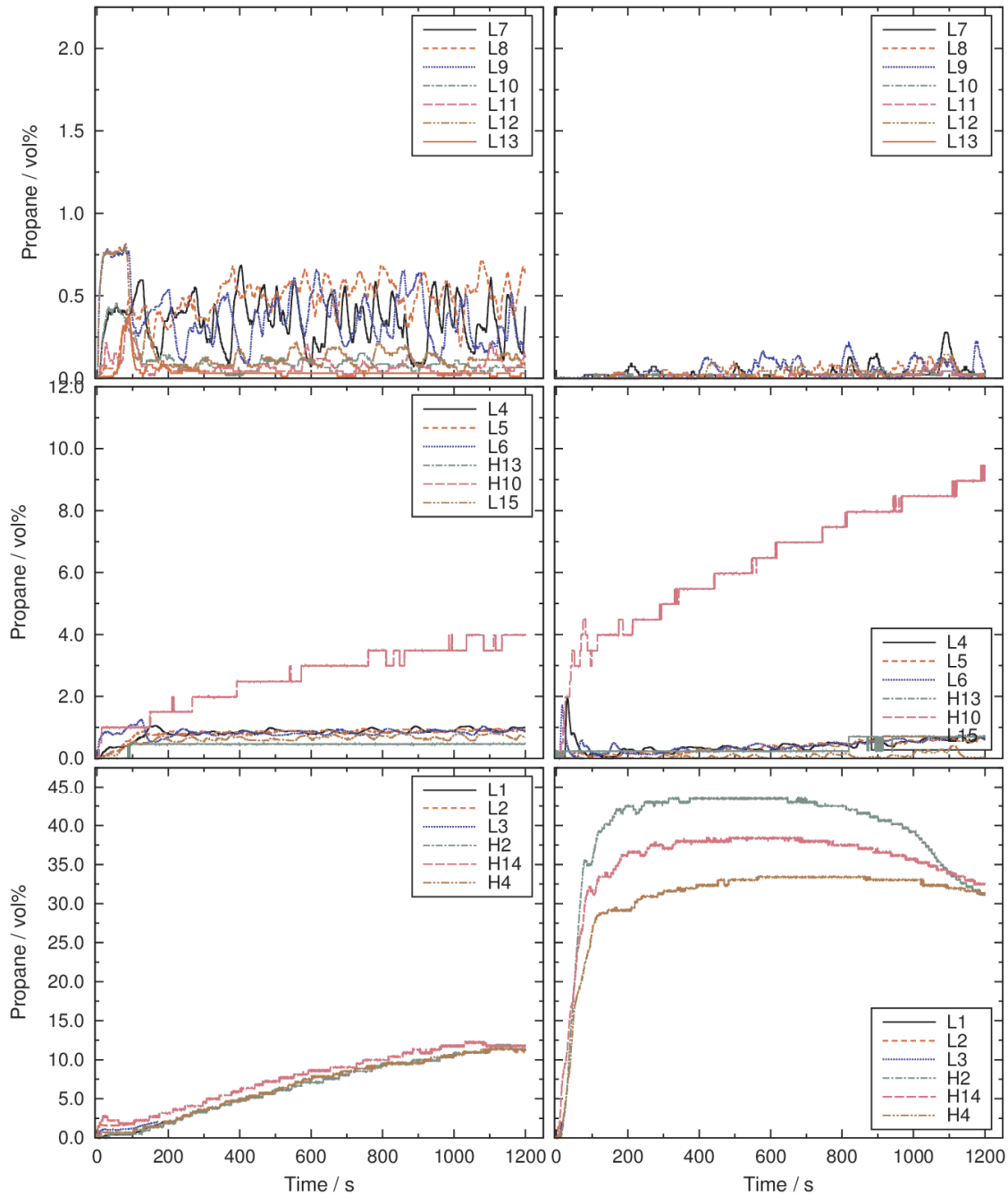


図 2.2.4.2.3-4. プロパン濃度時間履歴の比較 (放出口違い)

(左、実験 4-2) 1/4 インチチューブ、(右、実験 4-3) φ 60mm 漏斗型放出口  
 濃度センサー高さ : (上) 1.2~1.8m、(中) 0.3~0.9m、(下) 0m  
 放出高さ : 0.10m、放出向き : 水平

直接放出では、放出開始後 2 分程度で柵下の高さ 1.2m まで広く 0.5%程度の濃度になり、その後液化ガス容器内の温度低下による放出速度の減少により高さ 0.3m までの領域の濃度が徐々に上がっていると考えられる。一方、φ 60mm 放出口では放出後、床面でだけ濃度が上がり、その後拡散により高さ 0.3m での濃度が上がっていると考えられる。

開口なし

4-3

開口あり

4-4

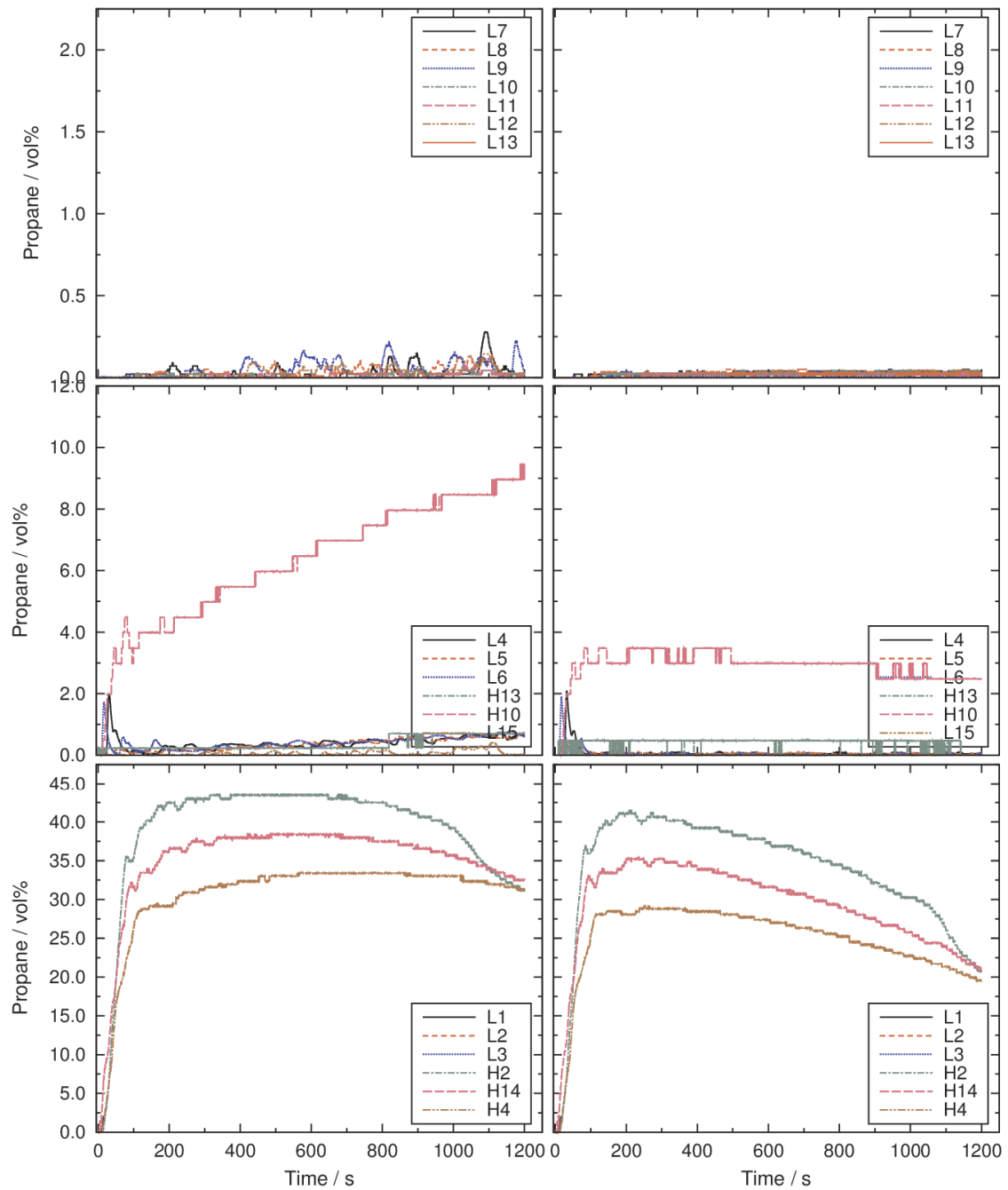


図 2.2.4.2.3-5. プロパン濃度時間履歴の比較 (床面開口部有無)

(左、実験 4-3) 床面模擬排水口なし、(右、実験 4-4) 床面  $\phi$  40mm 開口あり

濃度センサー高さ：(上) 1.2~1.8m、(中) 0.3~0.9m、(下) 0m

放出高さ：0.10m、放出向き：水平、放出口形状： $\phi$  60mm 漏斗型放出口

床面の模擬排水溝の有無により、放出中のプロパン濃度に大きな違いは見られなかった。開口がある場合は床面でのプロパン濃度が徐々に低下する他、高さ 0.3m 位置での濃度上昇も抑えられている。



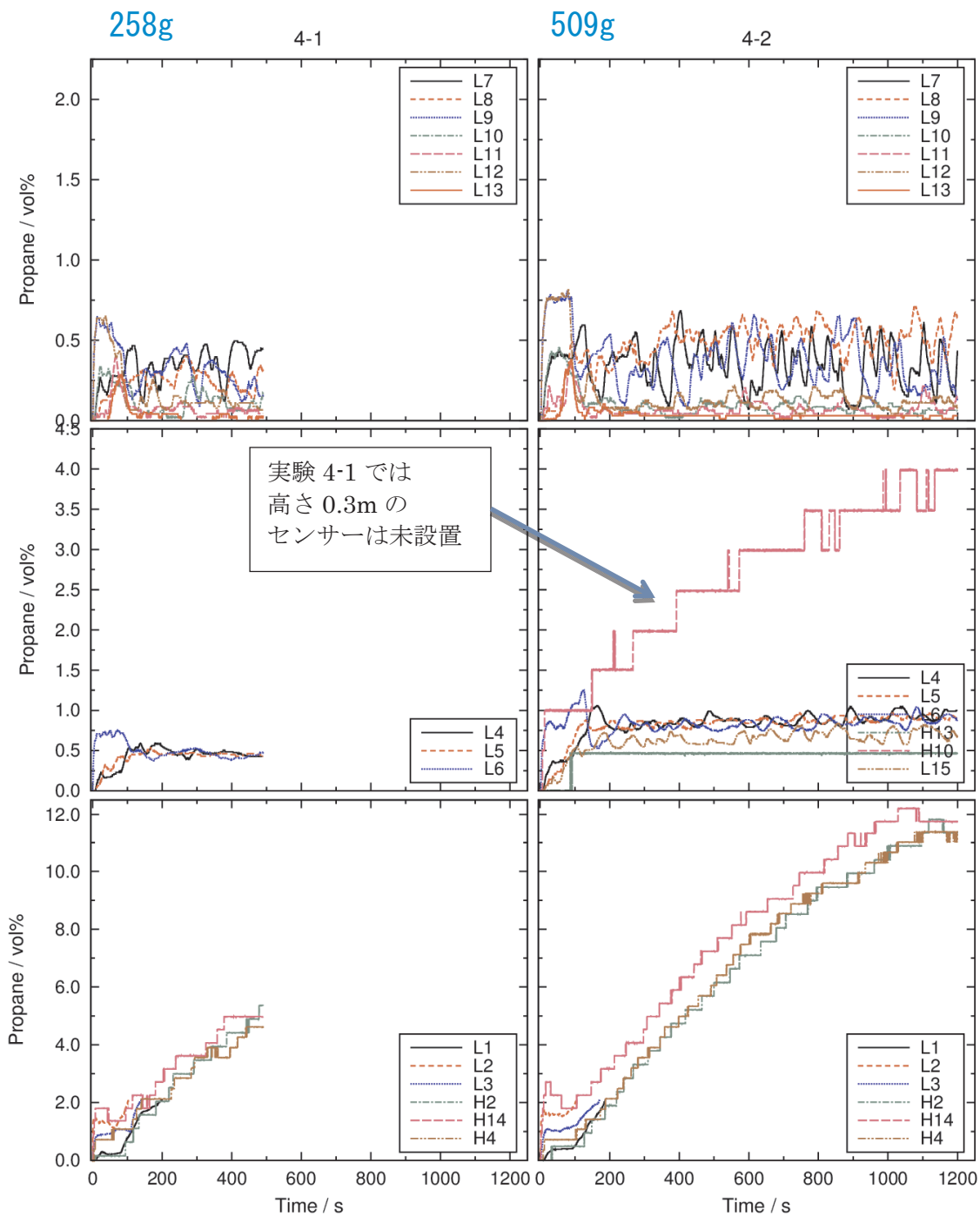


図 2. 2. 4. 2. 3-6. プロパン濃度時間履歴の比較 (充填量違い)

(左、実験 4-1) 258g、(右、実験 4-2) 509g  
 濃度センサー高さ：(上) 1.2~1.8m、(中) 0.3~0.9m、(下) 0m  
 放出高さ：0.10m、放出向き：水平、放出口形状：1/4 インチ銅パイプ

放出開始後の同じ経過時間では、充填量の違いによるプロパン濃度の明確な違いは見られなかった。

#### 2.2.4.3.2 燃焼爆発影響評価実験

ベランダに設置した室外機から自然冷媒 R290（プロパン）が漏洩し着火が起こった場合の、燃焼爆発影響を評価した。実験は、2) 実寸大模擬空間を利用した自然冷媒の漏洩拡散濃度分布の計測と同様に、日立セメント株式会社太平田鉱山の旧堆積場で行った。

この旧堆積場に内寸 3.6m×1.0m×高さ 2.8m の鉄製模擬ベランダを設置した。模擬ベランダの前面、柵側の柵壁の上の大きな開口部分には、ビニルシートを張り外気流によるプロパンの拡散を抑えた。漏洩拡散挙動計測実験の結果から開口部分内側の濃度は最大で 0.5%程度であり、ビニルシートを張ることにより爆発影響を過大評価する程度は小さい。模擬ベランダの部屋側にあたる背面は、全面ポリカーボネイト板とし、高速度カメラ等の撮影を可能とした。

漏洩を模擬したプロパンの放出、点火も、2) 実寸大模擬空間を利用した自然冷媒の漏洩拡散濃度分布の計測と同様に行った。計測は、模擬室外爆風圧、模擬室内外輻射熱の時間履歴に加えて、各種高速度カメラによる燃焼挙動撮影を行った。

室外爆風圧計測には模擬室と同様に、PCB Piezotronics 製精密コンデンサマイクロホン 377C10 にプリアンプ 426B03 を組合せ、模擬室前面方向模擬室中心から 5m、10m、15m の位置と側面背面方向の模擬室中心から 5m の位置に各 1 点、より感度の高い 377A13 と 426E01 の組合せを側面背面方向の模擬室中心から 10m の位置に各 1 点、計 7 点高さ 1.0m に設置した。

室内輻射熱計測には Captec 製輻射熱センサー TRF50 を側壁面中央と前面柵壁中央の高さ 0.6m に各 1 点の計 2 点、室外輻射熱計測には同センサーを模擬室前面方向模擬室中心から 5m、10m の位置の高さ 1.0m に各 1 点の計 2 点設置した。

燃焼挙動撮影には、Telops 製高速赤外線カメラ Fast-IR 2K とナック製高速度カメラ HX-3（モノクロ）を模擬ベランダ前面方向模擬ベランダ中心から 20m の位置に、浜松ホトニクス製近赤外カメラ C14041-10U と Phantom 製高速度カメラ V1612M（モノクロ）を模擬ベランダ背面方向模擬ベランダ中心から 40m の位置に、フォトロン製 FASTCAM SA-Z（カラー）を模擬室前面から時計回り 45° 方向模擬室中心から 40m の位置に、それぞれ設置した。

行った 4 件の実験条件を表 4 に示す。いずれも着火が起こる条件と考え点火したが可燃濃度域が狭く、2 件では着火にいたらなかった。

表 2.2.4.2.4-1. 模擬ベランダ内プロパン燃焼爆発影響評価実験の実験条件

実験番号	着火の有無	点火装置高さ/m	点火遅れ時間/s	放出口高さ/m	放出量/g	ピンホール径/mm	放出口状態	放出口向き
2-1	×	0.30	120	0.10	509	ピンホールなし	φ60mm 放出口	水平
2-2	○	0.30	780	0.10	509	ピンホールなし	φ60mm 放出口	水平
2-3	×	0.30	240	0.10	509	ピンホールなし	1/4 インチ銅パイプ	水平
2-4	○	0.10	240	0.10	509	ピンホールなし	1/4 インチ銅パイプ	水平

模擬ベランダ背面方向模擬ベランダ中心から 20m の位置に設置した浜松ホトニクス製近赤外カメラ C14041-10U の画像を図 2.2.4.2.4-1 に示す。

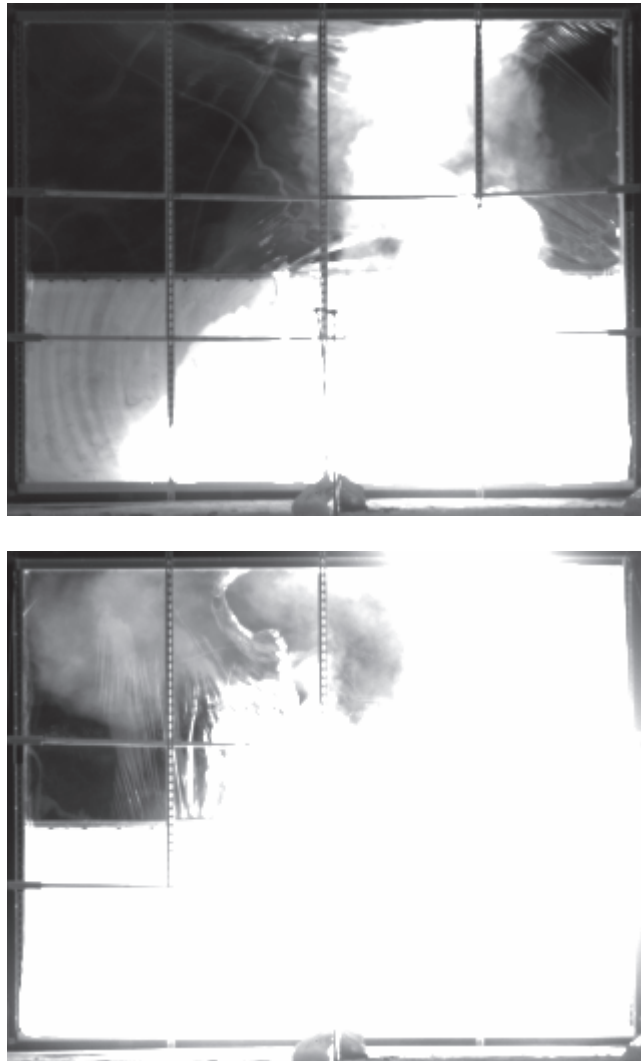


図 2.2.4.2.4-1. 模擬ベランダ背面から撮影した赤外高速カメラ映像  
野外実験 2-2、  
点火後 1.0 秒（上）、点火後 2.0 秒（下）

高濃度のプロパン火炎では赤外発光の強度が強く、火炎の詳細な構造を確認できる画像は記録できなかったが、高温領域の伝播範囲は確認することができた。

模擬ベランダ正面に模擬ベランダ中心から 20m の位置に設置した、モノクロ高速カメラ HX-3 の画像を図 2.2.4.2.4-2 に示す。



図 2.2.4.2.4-2. 模擬ベランダ正面から撮影したモノクロ高速カメラ映像  
野外実験 2-2、点火後 2.0 秒

当該モノクロ高速カメラは、近赤外域にも感度を持っており、環境光を遮断することで可視域に発光のない水素の燃焼火炎も撮影できるため、ベランダ正面から火炎を観測した。次に示すカラー高速カメラより明確に火炎を観測することができた。

模擬ベランダ前面から時計回り 45° 方向模擬ベランダ中心から 40m の位置に設置した、カラー高速カメラ FASTCAM SA-Z による映像を図 2.2.4.2.4-3 に示す。



図 2.2.4.2.4-3. 模擬ベランダ前方 45° から撮影したカラー高速カメラ映像  
野外実験 2-2、点火後 2.0 秒

可視域に感度を持つカラー高速カメラでは、屋外の太陽光のもとでは室内漏洩における希薄なプロパン火炎を観測することはできなかったが、室外機からの放出廃棄時着火を模擬した高濃度プロパン火炎は観測することができた。

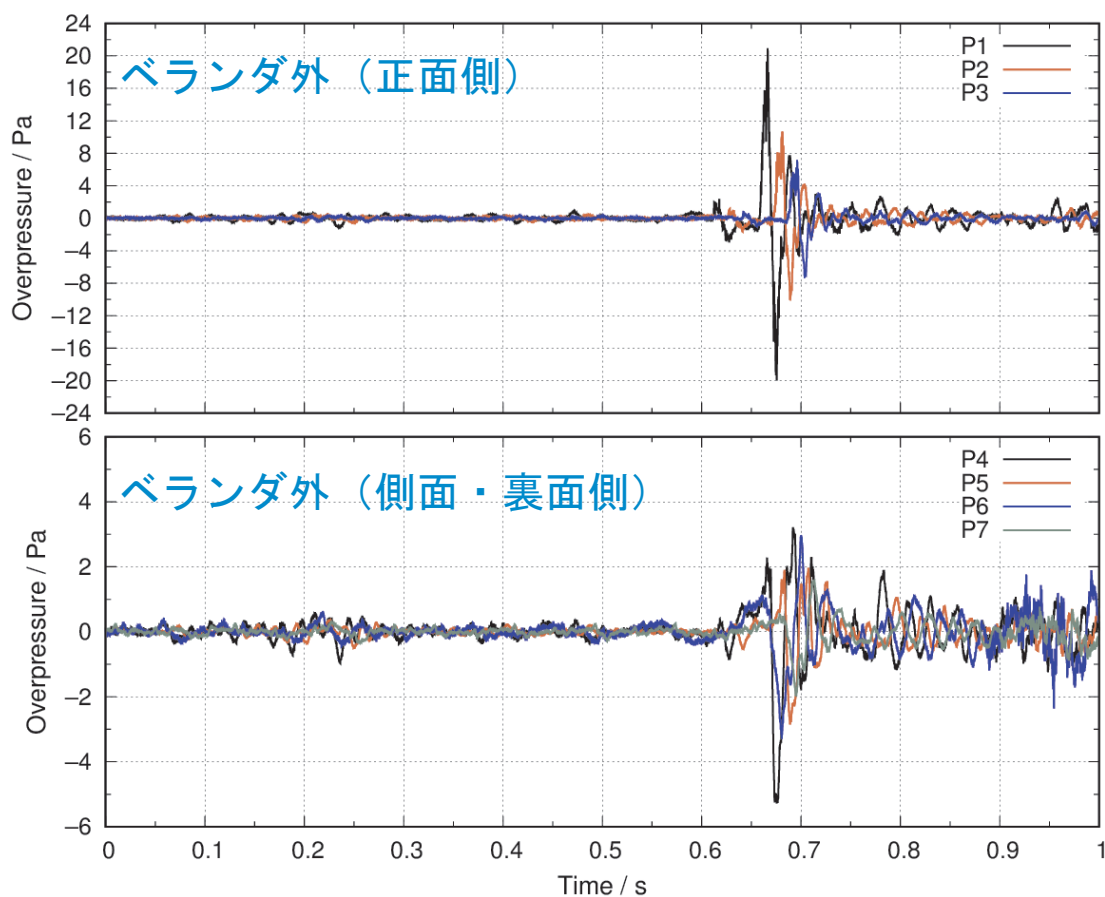


図 2.2.4.2.4-4. 模擬ベランダ外圧の時間履歴 (実験 2-4)

P1、2、3 : 模擬室正面 5m、10m、15m、P4、5 : 側面 5m、10m、P6、7 : 背面 5m、10m

模擬ベランダ外に伝播した爆風圧の時間履歴を図 2.2.4.2.4-4 に示す。時間0は放電スパークの放電開始時刻である。1/4 インチ配管で放出した実験 2-4 の方が、 $\phi 60\text{mm}$  漏斗型放出口を用いて放出した場合より、爆風圧が強い結果になった。これは、放出時の乱流拡散が大きく、空気との混合が促進されたためだと考えられる。正面模擬ベランダ中心から 5m の値が最大であり 20kPa 強と危害のない程度である。

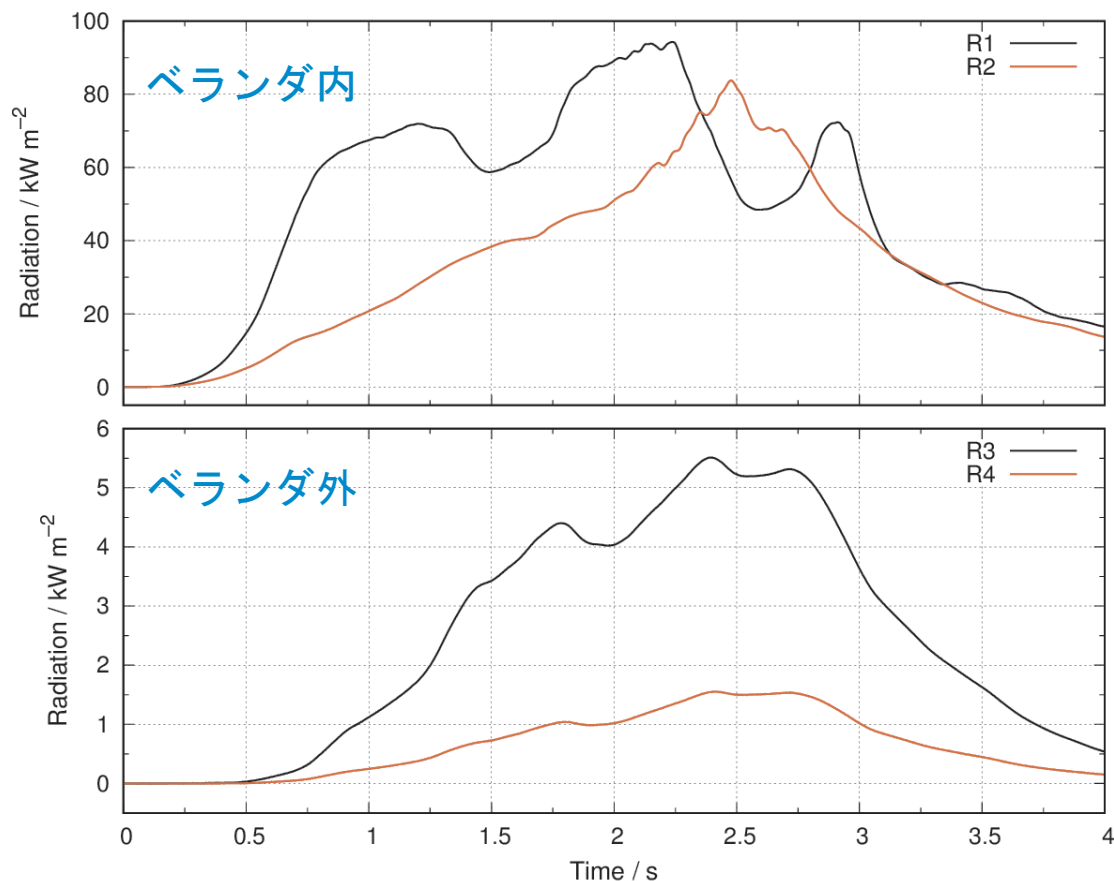


図 2.2.4.2.4-5. 模擬ベランダ内外の輻射熱の時間履歴（実験 2-2）

R1、2：模擬ベランダ内、側壁面中央、正面壁中央  
 R3、4：模擬ベランダ外前面向模擬ベランダ中心から 5m、10m、高さ 1.0m

模擬ベランダ内外に設置した輻射熱センサーで計測した輻射熱の時間履歴を図 2.2.4.2.4-5 に示す。ベランダ内側壁面に設置したセンサーによる輻射熱流速の最大値は  $90\text{kW/m}^2$  以上であった。また点火後 4 秒間の熱照射量（輻射熱流速の  $4/3$  乗に暴露時間を乗じた値）は、およそ  $760 (\text{kW/m}^2)^{4/3}\text{s}$  であり、これは II 度熱傷と III 度熱傷が起こる目安とされている 290 と 1000 の間の値である。

#### 2.2.4.4 実験結果のまとめ

およそ 4 畳半の模擬室を用いた漏洩拡散挙動計測実験の結果、IEC60335-2-40 に採用されている片岡の式を用いて最大許容充填量を決定するに限り、4 分間全量放出の条件でも、放出開始から 2 分程度以上経った時間帯には、プロパン濃度が可燃域にある領域は見られなかった。ただし、放出条件によっては模擬室空間下方でのプロパン濃度は 2%程度で安定しており、安全率はごく小さい。また開放空間での放出と同等程度には放出口のごく近傍には可燃域のプロパンが存在する。

放出向きの違いや扉下隙間開口部の有無は、模擬室内全体のプロパン濃度にはほとんど影響を与えなかった。

$\phi 0.8\sim 1.5\text{mm}$  のピンホールから直接模擬室内に放出した場合に模擬室全体がほぼ均一のプロパン濃度となることに対して、 $\phi 60\text{mm}$  の漏斗型放出口を用いた場合には、模擬室空間下方にプロパンが滞留する様子が確認された。漏斗状放出口を用いた場合も配管途中に充填量に応じた同じ径のピンホールを設置しており、時間当たりの放出量は同じになっている。時間当たりの放出量としての放出速度が同じでも、放出ガスの平均の線流速が低下することで、放出孔近傍の乱流拡散による室内空気との混合や、模擬室内全体の攪拌が抑えられていると考えられる。

今回の実験で行わなかった、冷媒が機器内で加圧された状態で放出される条件や液状の冷媒が放出される条件では、より時間当たり放出量が増えると考えられるが、ピンホール等から直接室内に漏洩する場合には攪拌がより促進され、可燃領域は形成されにくいと考えられる。それに対して、ラッキング内や室内機内で漏洩が起こった場合に、送風していない状態の室内機を通して室内に漏洩が起こる場合には、平均線流速の小さい漏洩により室内下方により高濃度の可燃域が形成される可能性がある。

およそ 4 畳半の模擬室を用いた燃焼爆発影響評価実験の結果、IEC60335-2-40 に採用されている片岡の式を用いて最大許容充填量を決定するかぎり、4 分間全量放出の条件で放出開始から 4 分経った時間帯には、床面でスパーク放電を行っても着火が起こらないことが確認された。φ60mm 漏斗型の放出口を用いた実験では、放出中の放出口下流位置でスパーク放電を行った場合に着火がおこった。この着火が起こった場合の爆風圧、室内圧、輻射熱は、いずれも人体に直接致命的な危害を与える程度ではなかった。被害が拡大する事故シナリオとしては、火炎が衣服等に延焼した場合や、密閉度が高い室内の窓ガラス等が破損した場合等が考えられる。

およそ 2 畳強の模擬ベランダを用いた漏洩拡散挙動計測実験の結果、冷媒の意図的な放出廃棄を想定した放出条件では、直接 1/4 チューブから放出した場合も φ60mm 漏斗型放出口を用いた場合もベランダ内には可燃領域が形成された。通常ベランダの広さは室内よりも小さいため、通風が悪い条件では室内空間の大きさで制限された充填量を急速漏洩させた場合に可燃領域が形成されやすいと考えられる。液化ガスが急速漏洩する際には気化熱によって液化ガスの温度が低下し蒸気圧が下がるため、放出中に時間当たり放出量が減少し流速も低下する。流速が低下すると攪拌がおこらず冷媒が滞留しやすくなるため、放出廃棄を行う場合には冷媒が滞留しないための十分な配慮が必要である。

およそ 2 畳強の模擬ベランダを用いた燃焼爆発影響評価実験の結果、放出口条件によって比較的爆風圧の強い結果と輻射熱の強い結果が示された。爆風圧の危害程度は小さかったが、輻射熱ではベランダ内で II 度の熱傷が起こる程度の熱照射量が観測された。



#### IV. 成果の実用化・事業化に向けた取組及び見通しについて

京都議定書目標達成計画の目標を達成するためには、民生・産業分野でエネルギー消費の比較的大きく、かつ今後 HFC の排出量が急速に増加する見込みの冷凍空調分野での対策が重要である。地球温暖化は、国全体、地球全体の喫緊の課題であること、また、これらの製品等を製造している企業にとっては対策コストが高く、投資が進まないことを考慮すると、国が主導的に技術開発を行うことが必要である。産業用、民生用機器の中で冷凍・空調機器のエネルギーは比較的大きい比重を占めている。これらの機器は食品の流通、我々の居住空間の改善に必要で、国民生活には今や無くてはならない存在である。しかしながら現在のところ、他の代用可能な機器は存在しない。現在使用の冷媒に代わる低 GWP 冷媒の機器開発は国の支援を得て各企業の持つ技術を結集して当たる必要がある。

また、技術戦略マップにおいても、H28 年度より開始された本プロジェクトが冷凍空調機器分野での対策の根幹となっていることが示されている。

本プロジェクト成果は、事業者・研究者の技術力向上については国内業界レベル、および国際競争力の向上に大きく貢献する事が期待される。また、新たな産業の構築や研究開発のシーズの開拓が考えられる。

対象技術毎の成果の実用化・事業化の見通しを下表に示す。

研究開発項目	対象技術等	成果の実用化・事業化見通し
① 要素技術開発	<ul style="list-style-type: none"> <li>・低 GWP 冷媒開発</li> <li>・低 GWP 冷媒を使用した高効率ルームエアコンを開発</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>・空調機器を適用した低 GWP 冷媒の事業化は、国際合意（キガリ合意）で要求される 2020 年代前半を予定する。</li> <li>・技術的課題の解決に取り組み、HFC 規制に関する各地域や国ごとの対応策動向を注視しつつ、低 GWP 冷媒を使用したルームエアコンのタイムリーな実用化を検討していく予定</li> <li>・HC 冷媒を適用した RAC は、分配器の開発、暖房時の冷媒量削減等の技術開発、リスクアセスメントの精緻化、法規・施工面等の課題をクリアした後の実用化を目指す。</li> <li>・CO2 冷媒空調システムは、暖房時の COP 向上、可変機構の開発を経て、ヒートポンプ給湯器と冷凍サイクルを共用した住設機器として 2020 年代前半に量産化を目標とする。</li> </ul>
② 性能・安全性評価	<ul style="list-style-type: none"> <li>・冷媒の物性、性能、安全性評価</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>・本研究開発で得られた熱力学的・輸送的性質や伝熱特性は、空調機器開発の基盤を提供するものであり、これらの基盤技術は、今後、民間企業が、HFO-1123 などを含む混合冷媒を用いるシステム開発を行う上で、極めて有益な情報を提供するものである。</li> <li>・安全性評価に関する成果は、強燃性の炭化水素のリスク評価、ならびに炭化水素を含む低 GWP 冷媒の実用化に大きく貢献する。</li> </ul>

以下に研究開発テーマ毎の成果の実用化・事業化に向けた取組及び見通しについて示す。

## 1. 成果の実用化・事業化に向けた取組及び見通しについて

本項目における「実用化・事業化」の考え方：

低 GWP 冷媒を使用した中小型空調機器の要素技術を開発し、その技術に基づく製品の販売や利用により、企業活動（売り上げ等）に貢献することを言う。

### 1.1 高効率かつ低温室効果の空調機器を実現する要素技術開発

#### 1.1.1 高効率かつ低温室効果の冷媒の開発【旭硝子株式会社】

##### (1) 事業化に対する当社の基本的な方針

AGC 旭硝子は、世の中に「安心・安全・快適」を、お客様・お取引先様に「新たな価値・機能」と「信頼」を、従業員に「働く喜び」を、株主・投資家の皆様に「企業価値」というプラスの価値を提供することを目的に新経営方針「AGC plus」のもと、持続可能な社会に貢献する企業を目指している。地球温暖化問題は、大きな課題であると共にビジネスを通じて社会に貢献する大きなチャンスと考えている。また、化学品カンパニーとしても、“Chemistry for a Blue Planet 私たちは化学の力を通じて安全、安心、快適で、環境に優しい世の中を創造します”を化学品ビジョンとして定め、環境をキーワードとして技術革新を進めている。

当社は国内およびアジア市場において長年にわたりフルオロカーボン類の販売していると共に、フルオロカーボン類の原材料であるメチレンクロライド、トリクロロエチレン、テトラクロロエチレンをはじめとする広範囲の塩素系誘導体を自社保有する化学メーカーとしての強みを持っている。これらを活かし、フッ素関連製品の関連技術を活用し、他社にない新たな高効率かつ低温室効果の新冷媒を開発、事業化が可能と考える。

##### (2) 企業化の時期

モントリオール議定書に基づく HFC 削減に対する国際合意（キガリ合意）において、先進国の基準年比の削減率は、2019 年-10%、2024 年-40%、2029 年-70%、2034 年-80%、最終削減 2036 年-85%と規定されている。一方、先行する欧州（F-Gas 規制）における基準年比の削減率は、2021 年-55%、2024 年-69%、2027 年-76%と規定されている。大幅な削減が要求される 2020 年代前半には、現行 HFC-32 冷媒よりも大幅な温室効果係数の低減が要求される。本低 GWP 冷媒の事業化時期としては、空調機器の低 GWP 化に貢献できるように、2020 年前半を考えている。

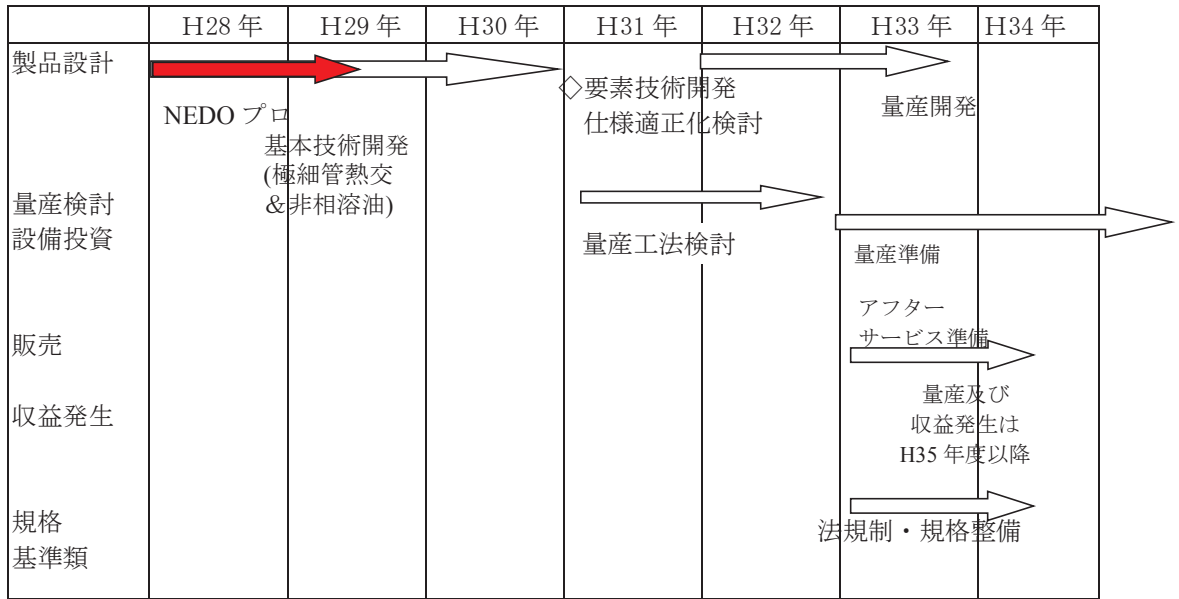
#### 1.1.2 低 GWP 冷媒を使用した高効率ルームエアコンの開発【パナソニック株式会社】

- ・今後、研究開発成果をもとに課題解決の取り組みを推進し、最終目標の低 GWP 冷媒を使用したルームエアコンの実用化を目指す。
- ・実用化に向けては、関連規格の改正働きかけなど、技術以外の課題解決にも取り組んでいく。
- ・昨年、モントリオール議定書に HFC の規制を組み込むことが合意され、今後、各地域や国ごとに対応策が検討されていくと考えられる。これらの対応策の動向を注視しつつ、低 GWP 冷媒を使用したルームエアコンのタイムリーな実用化を検討していく予定である。

#### 1.1.3 自然冷媒を適用したルームエアコンの研究【三菱電機株式会社】

今回の検討では、高効率/省冷媒熱交換器の蒸発器（暖房）性能確保のための冷媒分配性能確保を実施しておらず、小容量且つ高分配性能確保可能な分配器開発の必要がある。また、暖房時の冷媒量低減には、室内機側の省冷媒化の必要があり、室内機に適用出来る高効率/省冷媒熱交換器の開発が必要となる。安全性面では、まずリスクアセスメントの精緻化が必要で、現在いくつか不明なデータもある着火源の詳細データの測定や安全対策による効果の詳細定量化が必要である。また、法規面では生産～輸送～保管～据付～使用～サービス～廃棄にいたるまで、各種法規・規格整備やこれにともなう工具等のインフラ整備・施工/サービスに技術者の教育等様々な面での対策が必要である。冷媒量については IEC 式に準拠するような据付制限（法規制）の厳守

が必要であり、実用化にはこれらの課題をクリアする必要がある。実用化見通しは下記のスケジュールとしているが、法規・規格等の整備状況により日程は流動的である。



#### 1.1.4 高効率エジェクタを使用したCO2冷媒空調システムの開発【株式会社デンソー】

本研究開発において、高効率エジェクタおよび高効率コンプレッサの実現、およびそれらを使用することによって冷房条件においてはフロン冷媒同等のCOP+31%の実現目処が立った。実用化するにあたっては機器の開発設計の点では暖房条件のCOP+11%の実現の目処付け、および年間を通じた高効率の維持方法、例えば負荷変動に追従する可変機構の考案等を具体化していく必要がある。

一方で、冷媒を変更する事は、施工業者にとっても影響は少なくない。CO2は高压であることから安全面でフロン系冷媒に比べると取扱に注意を必要とするため、啓蒙活動等を通して冷媒に対する理解を得る活動も不可欠と考える。

また、冷媒をCO2とした場合、既に製品化されているヒートポンプ給湯機と冷凍サイクルを共用して更なる高効率化、例えば給湯用の湯を沸かす際に発生する冷風を冷房利用して効率を上げる、ことも可能であると考え。このようなコンセプトは効率面、すなわち、省エネ、CO2排出量削減と言う点では魅力的である。しかし、住設機器のコンセプトが変わるので、施工業者はもちろんハウスメーカーの理解を得る必要がある。

以上のような開発設計、及び顧客との議論を積み重ねて平成33年には量産化をしたいと考えている。(表1.1.4-1)

表 1.1.4-1 企業化スケジュール

	平成28年	平成29年	平成30年	平成31年	平成32年	平成33年
要素技術開発 (冷房)	→					
要素技術開発 (暖房)		→				
全体機器開発				→		
信頼評価					→	
量産設計						→

## 2. 成果の実用化に向けた取組及び見通しについて

本項目における「実用化」の考え方：

冷媒の性能、安全性評価に係る公共的な知的基盤が整備され、社会的利用に供されることを言う。

### 2.1 低温室効果冷媒の性能、安全性評価

#### 2.1.1 事故シナリオに立脚した低 GWP 冷媒の燃焼性評価とリスクアセスメント【学校法人東京理科大学】

本研究開発により、低温室効果冷媒として期待が高いもののその強燃性が実用化への障壁となっているプロパンについて、家庭用空調機器からの漏洩時に着火・爆発が起こりうるか否かを判定することが可能となった。従来広く知られている、プロパンの最小着火エネルギーや消炎距離等の着火特性データは、プロパン/酸化剤混合気が静止している静穏環境のもとで取得されたものであるが、流動しているプロパンに対してはエネルギーが希釈されるため、着火には静穏環境時よりもより大きなエネルギーが必要と推測されることから、本研究開発で得たプロパン噴流の着火特性に関する知見は、より実際の使用環境に即した着火性評価が可能になるものと期待される。

しかしながら実際にプロパン等の強燃性自然冷媒を家庭用空調機器に適用するためには超えるべき課題も多い。例えば同じ電気スパークでも静電気と短絡とではエネルギーが大きく異なる。着火エネルギーの大小が燃焼威力（火炎規模、圧力上昇等）に及ぼす影響を明らかにすることにより、着火後の危害度がより明確にできるものと期待される。また、その他の着火源として裸火、高温表面等による着火特性については、さらに実験データや考察を重ねる必要がある。また、より実際の運転圧力に即した実験的/数値的評価や、漏洩したプロパンの滞留防止や着火防止策の立案とその効果の検証等が課題として残されている。

これらの研究課題を明確にしたうえで、業務用空調機器に R32, R1234yf, R1234ze(E)等を適用する際に実施された規制緩和と同様に、本研究開発成果は家庭用空調機器取り扱いに関する高圧ガス保安法等各種規制の緩和につなげるための基礎資料として活用されることが期待される。

#### 2.1.2 中小型空調機器に適合する新規低 GWP 冷媒の物性評価及び基本サイクル性能評価【国立大学法人九州大学】

本研究開発では、以下の点において実用化に向けての見通しを得ることができ、実用化に向けての取り組みを行った。

- (1) 新規低 GWP 冷媒 HF0-1123 および HF0-1123+HFC-32 混合冷媒の熱物性を明らかにし、それらの冷媒を使用するために不可欠な熱力学的性質および輸送的性質の計算方法を確立した。さらに、これら新冷媒の熱物性を計算するために必要となる、熱物性データベースを NIST の REFPROP 上で計算できるようにし、新バージョンでの公開に結びつけた。これにより、世界中で共通の HF0-1123 純冷媒 および HF0-1123+HFC-32 混合冷媒 の熱物性が利用されることが予想され、本事業で得られた成果が、国際標準値として位置付けられることになった。
- (2) 熱力学的解析及びサイクル性能試験により、HF0-1123+HFC-32 混合冷媒がヒートポンプサイクルの性能を最も高める運転条件（温度条件）を明らかにしたが、これは民間企業等がそれら冷媒を用いた空調機器開発の基盤を提供するものである。また、サイクル性能試験により、GWP が 400 程度の HF0-1123+HFC-32[42/58 mass%]混合冷媒は、既存冷媒 R410A の代替冷媒として十分に使用できることを明らかにした。これらの成果は、低 GWP 冷媒の選択肢拡大の基盤技術を提供するものであり、さらに低い GWP 値を目指す可能性が導き出された。
- (3) 本研究開発で得られた熱力学的・輸送的性質や伝熱特性は、空調機器開発の基盤を提供するものであり、これらの基盤技術は、今後、民間企業が、HF0-1123 などを含む混合冷媒を用いるシステム開発を行う上で、極めて有益な情報を提供するものである。

## 新規低 GWP混合冷媒実用化へのマイルストーン

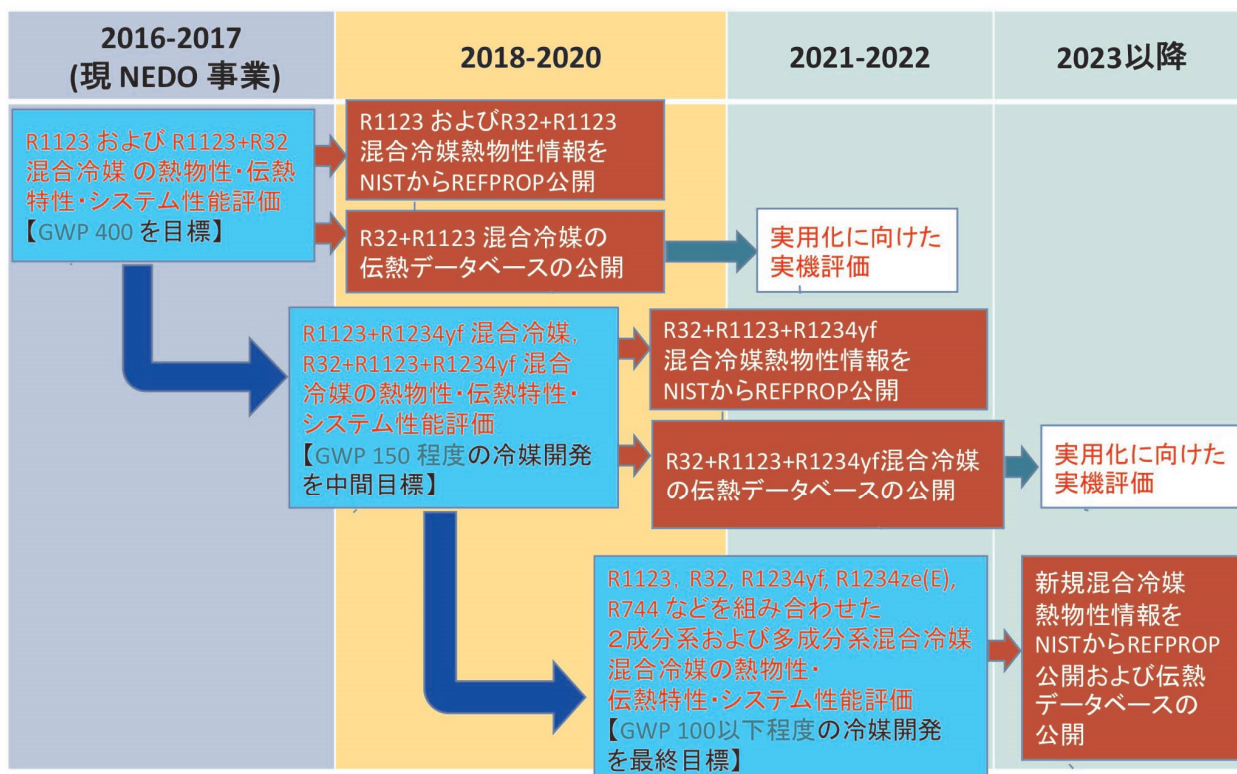


図 2.1.2-1 次世代低 GWP 混合冷媒の実用化までのマイルストーン

今後の見通しをマイルストーンとして、図 2.1.2-1 に示した。本事業では、GWP = 400 の HF0-1123+HFC-32 混合冷媒が、冷凍空調機器用冷媒として利用される想定における性能評価を、熱力学性質・輸送性質・伝熱性能・サイクル性能という多方面から評価した。そして、冷媒物性の基本情報を集約し、NIST の REFPROP を使って、世界中で利用できる環境を確立した。そして、この混合冷媒が低温領域を重要視する中小型冷凍空調機器用として将来的に有望であることを見出した。HF0-1123 は、標準沸点が比較的低温側の新冷媒として、数少ない、貴重な新規物質である。HF0-1123 系混合冷媒の性能評価を世界に先駆けてできたことは、冷凍空調分野の将来においても、大きなステップである。ただし今回目指した GWP=400 という目標は、キガリ改正の遵守を目指す我が国においては決して満足できる数字ではなく、まさに第 1 ステップに過ぎない。さらに HF0-1123 には、純冷媒としての取り扱いが難しく、現時点で解明されていないリスク上の課題がある。そのため、HF0-1123 を 1 つの成分冷媒とする混合冷媒に頼らざるを得ないと判断している。

本事業に引き続き、まずは GWP=150 の冷媒探索からはじめる予定である。そして、2020 年代には GWP が最低でも 100 以下に到達する新冷媒を探し出すことを目指す。そのためには、HF0-1123 を核とする混合系に着目し、まずは GWP の値を低くするために、純物質として性能が高く、既製品の冷媒としては GWP 値が低く、加えて機器性能が十分期待できる HFC-32 との 2 成分系混合冷媒が混合冷媒の核になることを疑わない。そのために行った本事業での HF0-1123 + HFC-32 の成果に基づいて、次の段階では、第 3 の成分冷媒を選定し、物性・伝熱・サイクル性能の一連の評価を行うことになる。本事業では、HF0-1123+HFC-32 混合系の長所も明らかになったが、短所も見つかっている。解明された欠点を抑制する物質こそが第 3 成分物質であり、この 3 成分系混合冷媒の性能評価に取り組む予定である。そして 3 成分系混合冷媒の性能評価には、その組み合わせの基になる 3 種類の 2 成分系冷媒の性能評価は必須であり、その場合には、本研究チームおよび国際的な研究連携が必ずや役に立つものと思われる。さらに、新たな 2 成分系、3 成分系の混合冷媒の探索はもはやゴールなきものであり、全く新しい組み合わせの開拓には、スクリーニングやシミュレーションなどの計算予測技術も向上させなければならない。この点においても、まずは計算で必要となる基盤情報である熱物性や伝熱特性の蓄積は必要不可欠であり、そして実機試験につながるサイクル性能の評価を行うことが、有意義になるはずである。

本プロジェクトにおいて、世界でもトップレベルの冷媒物性性能評価の専門家を集めて、短期間で、広範囲にわたる新冷媒の性能評価が行える研究チームが構築できた。このチームであれば、2成分系混合冷媒であれば半年、3成分系混合冷媒でも1年から1年半あれば、信頼できる物性評価が行え、データベースを取りまとめることができる。さらに、冷凍機やヒートポンプは、国内だけでなく世界中で利用される製品であるために、冷媒物性は国際標準値として利用されなければならない。現在、NISTのREFPROPは世界中の研究者や冷媒メーカーや機器メーカーが利用している国際標準ソフトになっている。REFPROPを使って計算ができない新冷媒では、性能評価が計算できないので、どの国の企業もその冷媒を使うことができないのである。本事業では、本プロジェクトの成果を、タイムリーにREFPROPのソフトウェアとして採用してもらうことができた。まさにNISTとの共同作業も行い、国際連携を構築しながら、本事業を進めてきた成果である。さらに現在、本プロジェクトのメンバーの大半は、ISOの冷媒評価委員会のメンバーとして登録され、国際的なミーティングにも出席して意見を述べている。また短期間で数多くの測定データを集約するために、国際的な冷媒物性評価連携組織を構築していくことも急務と考え、アメリカ、イタリア、ドイツ、フランスの研究者と情報交換を行いながら、産学官で協力して冷媒物性評価研究を進める組織のハブ的立場を、このグループで担っていくことが十分できると考えている。

### 2.1.3 低GWP冷媒を用いた空調機器の性能及び安全性評価【国立大学法人東京大学】

本研究開発の目的は、中小型冷凍空調機器用新冷媒として炭化水素などの使用するときの安全性評価に必要な基礎的なデータの取得である。海外における炭化水素冷媒の使用拡大の流れに対して、使用可能な用途の検討、安全な使用のためのガイドラインの検討などが早急に求められており、産学官の協力が必要である。本研究成果は、強燃性の炭化水素のリスク評価に大きく貢献するものであり、炭化水素を含む低GWP冷媒の実用化に向けて貢献するものである。

また、HF01123冷媒については、不均化反応を回避するための研究を進めており、不均化反応を抑制する冷媒選択について、有益な情報が得られている。

### 2.1.4 自然冷媒を用いた中小型家庭用室内空調機の実寸大フィジカルハザード評価【国立研究開発法人産業技術総合研究所】

IEC60335-2-40に採用されている片岡の式を用いて最大許容充填量を決定するかわり、4分間全量放出の条件で放出開始から4分経った時間帯には、床面でスパーク放電を行っても着火が起こらないことが確認されたが、放出の線流速を落とした条件では放出中に形成される可燃性予混合気の体積が大きくなっているため、実用化に向けて安全性を確保するためには、今回の研究で行わなかった実際に用いられる室内機内で漏洩した場合の拡散挙動と燃焼爆発影響の評価が必要だと考えられる。また作業員などが冷媒の放出廃棄を行った場合に着火事故が起きると大きな被害になる可能性があるため、廃棄手続きの検討が必要だと考えられる。

### 3 波及効果

本開発が成功し実用化されれば、国の環境行政に大きく寄与するものである。また我が国の国際的な環境に対する責務を果たすのに大きく貢献できる事になる。

また、世界に先駆けた次世代冷媒技術の開発は我が国産業の競争力強化にもつながる。

対象技術毎の波及効果について下表に示す。

研究開発項目	対象技術等	技術的波及効果	対象技術分野の国内市場規模※1	対象技術分野の冷媒排出量推計※2	社会的波及効果
① 要素技術開発	<ul style="list-style-type: none"> <li>・ 低 GWP 冷媒開発</li> <li>・ 低 GWP 冷媒を使用した高効率ルームエアコンを開発</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>・ 中小型空調機器維以外に広く(大型空調機器、冷凍・冷蔵機器等)応用</li> <li>・ 低GWP冷媒機器の多様化</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>・ 約 830 万台/年</li> <li>(海外: 約 8,000 万台)</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>・ 約 900 万 t-CO<sub>2</sub></li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>・ キガリ改正による HFC 削減に大きく貢献</li> <li>・ 世界に先駆けた低 GWP 技術開発による我が国産業の競争力強化</li> </ul>
② 性能・安全性評価	<ul style="list-style-type: none"> <li>・ 冷媒物性、性能、安全評価</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>・ 新冷媒の開発、実用化の指標</li> <li>・ 安全対策の立案、基準作り</li> <li>・ 可燃性冷媒を安全に使用するための機器の構造設計</li> </ul>	—	—	<ul style="list-style-type: none"> <li>・ 冷媒転換にかかる法規制・各種基準等の規制緩和</li> <li>・ 世界標準化のリーダーシップ</li> <li>・ 現行規制値の妥当性確認</li> </ul>

※1：2016年のルームエアコン見込台数（冷凍空調機器の中期需要予測報告書、日冷工 2017）より NEDO 環境部作成(2017)

※2：産業構造審議会化学・バイオ部会地球温暖化防止対策小委員会第1回冷媒対策WG資料(2010/6)「2020年の機種別・排出形態別排出量BAU推計」より

以下に研究開発テーマ毎の波及効果について示す。

### 3.1 高効率かつ低温室効果の空調機器を実現する要素技術開発

#### 3.1.1 高効率かつ低温室効果の冷媒の開発【旭硝子株式会社】

本事業にて開発を行う当該製品は、開発目標に設定している地球温暖化係数 150 以下、不燃性～微燃性、ならびに現行冷媒と同等の冷媒性能を有することにより、地球温暖化に対する環境負荷の大幅な低減効果を有している。

本事業により開発された新冷媒は、中小型空調機器用途のみならず、大型空調機器、冷凍・冷蔵機器等広範囲の冷凍空調機器への適用が可能と考えている。また、冷媒用途のみならず廃熱回収発電用作動媒体等の当該分野以外の用途への展開も期待される。

早期に製品化を見出し普及させることにより、代替フロン等温暖化ガスの排出削減を通じた低炭素化社会の実現に貢献できると考えている。

#### 3.1.2 低 GWP 冷媒を使用した高効率ルームエアコンの開発【パナソニック株式会社】

・地球温暖化防止に向けて非常に厳しい HFC の総量規制が実施される中、最終目標の低 GWP 冷媒を使用したルームエアコンを商品化し、さらに業務用空調機器にも展開を図ることで総量規制をクリアして我が国の CO<sub>2</sub> 排出量削減に貢献していくことができる。また、機器の形態、コストを現状から極力変更しないため、ユーザーにとっても設置性の悪化や購入コストアップを招かず、国内と共にグローバルへの展開も可能である。

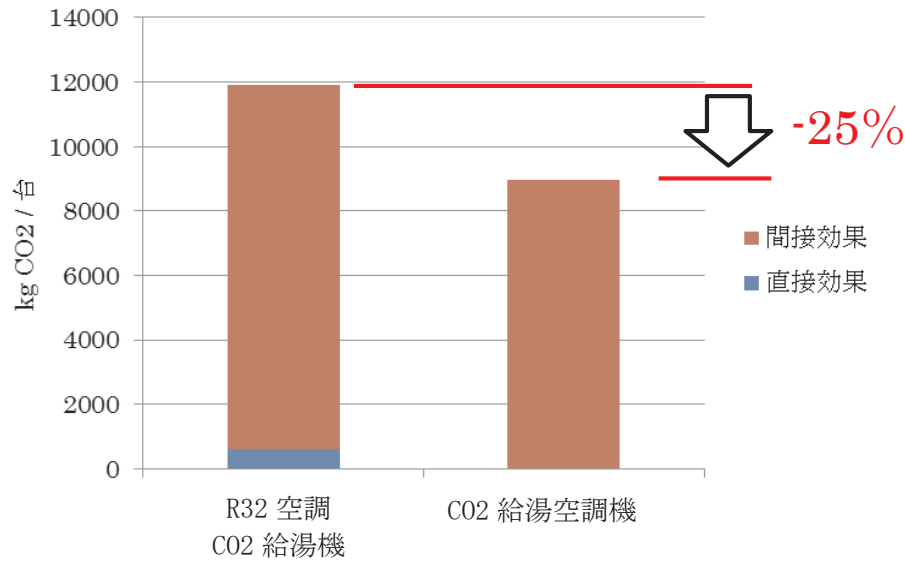
#### 3.1.3 自然冷媒を適用したルームエアコンの研究【三菱電機株式会社】

フロン系冷媒において R32 冷媒から更なる低 GWP 化をはかろうとすると、現在考えられうる冷媒では空調用途として使用する範囲においては性能が大きく低下してしまう。または、性能を改善する為の必要コストが甚大となり高コスト商品になる等、いずれにしてもユーザーから見た商品力として、R32 冷媒を上回るポテンシャルを持つ冷媒は見当たらない。一方、炭化水素系冷媒は性能、冷媒コスト、環境への負荷において、いずれも R32 冷媒を上回るポテンシャルである可能性があり、唯一の弱点である可燃性であるが故の安全性を確保する事が出来れば、R32 冷媒と同等並み以上のポテンシャルを発揮出来るものと考えられる。今回の評価において、低容積熱交換器や省冷媒型キーデバイス技術で、性能向上と冷媒量削減による安全性確保の両立に対する可能性が示された。今後の実用化までの検討内容も含め、R32 冷媒同等以上の商品力を保つ事が出来れば、空調業界全体に波及していくものと考えている。

#### 3.1.4 高効率エジェクタを使用した CO<sub>2</sub> 冷媒空調システムの開発【株式会社デンソー】

冷媒を低 GWP 化することで機器の運転時や廃棄時における漏えいで大気に放出される直接的な CO<sub>2</sub> 排出削減効果が期待できる。また、前述したように給湯機と冷凍サイクルを共通化して運転時の高効率化を図ることで間接的な効果も見込むことが出来る。図 3.1.4-1 は R32 の空調機と CO<sub>2</sub> ヒートポンプ給湯機を使用した場合とサイクルを共通化した CO<sub>2</sub> 空調給湯機の 1 台あたりの年間 CO<sub>2</sub> 排出量を比較したものである。空調と給湯の動作をうまく組み合わせることで、直接効果と間接効果を合わせて約 25%の CO<sub>2</sub> 削減が見込めると考えている。





<計算条件>

住宅断熱仕様 : UA 値=0.6

(冷房負荷 2860kWh/年、暖房負荷 6650kWh/年)

給湯負荷 : 14170kWh/年

R32 空調機 : APF= 6.5 冷媒量 1.3kg

CO2 給湯機 : APF= 3.8 冷媒量 0.68kg

CO2 空調給湯機 : 冷媒量 1.3kg

冷媒回収率 : 30%

発電所 CO2 排出係数 : 0.45

図 3.1.4-1 CO2 排出削減効果の試算

### 3.2 低温室効果冷媒の性能、安全性評価

#### 3.2.1 事故シナリオに立脚した低 GWP 冷媒の燃焼性評価とリスクアセスメント【学校法人東京理科大学】

本研究開発の成果は、家庭用空調機器冷媒をプロパンに転換する際の火災リスク評価に必要不可欠である、より幅広いエネルギー範囲における着火特性および燃焼威力評価、および安全対策の立案と評価にかかる研究開発・加速が大きく資するものと期待される。これにより、冷媒転換にかかる法規制・各種基準等の規制緩和がなされ、世界に先駆けて家庭用空調機器冷媒の低 GWP 化を達成し、我が国が世界標準化のリーダーシップを得ることが期待される。

#### 3.2.2 中小型空調機器に適合する新規低 GWP 冷媒の物性評価及び基本サイクル性能評価【国立大学法人九州大学】

HFO-1123 純冷媒や HFO-1123+HFC-32 系混合冷媒の熱力学的・輸送的性質の測定値や状態方程式、および種々熱交換器の伝熱特性の測定値は貴重な物性情報である。これらは国内外の熱物性データベースや物性推算ソフトウェアで使用される予定であり、公共的な知的基盤を構築するものである。また、ここで得られた成果により、HFO-1123 純冷媒や HFO-1123+HFC-32 系混合冷媒が現在使用されている GWP 値の高い既存冷媒の代替冷媒として使用できることが認知されれば、企業での低 GWP 冷媒を用いた空調機器の開発・実用化が促進されるものと考えられる。さらに、国産冷媒を用いて、国内企業が世界に先駆けてこれら低 GWP 冷媒を使用する空調機器を製品化すれば、国内企業の技術水準を高め、経済的効果への波及が期待できるとともに、地球環境保全に対

する国際的責任の一端を果たすことができると考えられる。今まで、国外で作り出された冷媒を利用するばかりであった冷凍空調機器が、我が国発信の国産冷媒でのオリジナリティの高い製品を生み出すことで、将来の冷凍空調産業・工業界の発展に多大な貢献ができることになる。

### 3.2.3 低 GWP 冷媒を用いた空調機器の性能及び安全性評価【国立大学法人東京大学】

本研究開発を通し、炭化水素系冷媒のリスク評価にかかわるデータを提供することができた。こうした成果は、新冷媒の開発・実用化の指標となり、安全性の基準作り、新規混合冷媒の選定、および可燃性冷媒を安全に使用するための機器の構造設計等に大いに役立つものと考えられる。

### 3.2.4 自然冷媒を用いた中小型家庭用室内空調機の実寸大フィジカルハザード評価【国立研究開発法人産業技術総合研究所】

室内漏洩において直接室内に漏洩する場合には、IEC60335-2-40 の最大許容充填量を守るかぎり漏洩口近傍以外に予混合気が形成されないことが確認されたため、今後は放出の線流速が落ちると考えられる室内機内での漏洩における拡散挙動や可燃性予混合気形成の防止方法検討に注力した安全化策の検討を行うことが出来る。

論文リスト

番号	発表者	所属	タイトル	発表誌名、ページ番号	査読	発表年月	テーマ No.※
1	今村友彦, 高橋洸介, 前島周平, 須川修身	諏訪東京理科大学	ピンホールから噴出したプロパン噴流の着火判定手法	第50回安全工学研究発表会講演予稿集	無	2017.11	①
2	今村友彦, 高橋洸介, 前島周平, 須川修身	諏訪東京理科大学	プロパン噴流の着火特性	平成29年度日本火災学会研究発表会概要集	無	2017.5	①
3	Imamura, T., Takahashi, H., Maejima, S. and Sugawa, O.	Tokyo University of Science, Suwa	Ignition behavior of Propane jet	Fire Safety Journal	査読あり・発表準備中	(予定)	①
4	迫田直也 Islam MD Amirul 高田保之 東之弘	九州大学 九州大学 九州大学 九州大学	R1123を成分物質にもつ2成分系混合冷媒の性質の測定	平成29年度日本冷凍空調学会年次大会講演論文集、E112	無	2017.09	②
5	東之弘 迫田直也 MD Amirul Islam 高田保之	九州大学 九州大学 九州大学 九州大学	新しい低GWP冷媒の飽和蒸気圧の測定	第38回日本熱物性シンポジウム講演論文集、A221	無	2017.11	②
6	迫田直也 江世恒 高田保之 東之弘	九州大学 九州大学 九州大学 九州大学	R1123を含む2成分系混合冷媒の気液平衡測定	第38回日本熱物性シンポジウム講演論文集、A223	無	2017.11	②
7	Yukihiro Higashi Naoya Sakoda MD Amirul Islam Yasuyuki Takata Shigeru Koyama Ryo Akasaka	Kyushu University Kyushu University Kyushu University Kyushu University Kyushu University Kyushu Sangyo University	Measurements of Saturation Pressures for R1123 and R1243zf	J. Chem. Eng. Data 査読中	査読中	(予定)	②
8	Yukihiro Higashi Naoya Sakoda Yasuyuki Takata Ryo Akasaka	Kyushu University Kyushu University Kyushu University Kyushu Sangyo University	Measurements of P・T properties, Saturated Densities and Critical Parameters for Trifluoroethylene (R1123) and 3,3,3-Trifluoroprop-1-ene (R1243zf)	J. Chem. Eng. Data 投稿準備中	投稿準備中	(予定)	②
9	Yukihiro Higashi Naoya Sakoda Yasuyuki Takata	Kyushu University Kyushu University Kyushu University	Measurements of P・Tx properties and Critical Locus for Difluoromethane (R32) + Trifluoroethylene (R1123) Mixture	J. Chem. Eng. Data 投稿準備中	投稿準備中	(予定)	②
10	Naoya Sakoda Jiang Shiheng Yukihiro Higashi Yasuyuki Takata	Kyushu University Kyushu University Kyushu University Kyushu University	Measurements of Vapor-liquid Equilibrium for Difluoromethane (R32) +Trifluoroethylene (R1123) Mixture	J. Chem. Eng. Data 投稿準備中	投稿準備中	(予定)	②
11	平山 順基 新垣 創 Kutub Uddin 高田 信夫 宮崎 隆彦 小山 繁	Kyushu University Kyushu University Kyushu University Kyushu University Kyushu University Kyushu University	低GWP混合冷媒を用いたヒートポンプの性能評価に関する実験的研究	日本冷凍空調学会第18回西日本地区技術交流会講演資料集、9-10	無	2017.9	②
12	江口瑤二 田中 勝之 小津豪志	日本大学	気相の定圧比熱測定用サーマルフロー型カロリメータの開発	平成29年度日本冷凍空調学会年次大会講演論文集、E122	無	2017.9	②
13	西俊 生部勝正 田中勝之	日本大学	金属ベローズ型カロリメータによる新冷媒の定圧比熱測定	第38回日本熱物性シンポジウム講演論文集、A222	無	2017.11	②
14	江口瑤二 田中勝之 小津豪志	日本大学	サーマルフロー型カロリメータによる新冷媒の常温で気相域における定圧比熱の測定	第38回日本熱物性シンポジウム講演論文集、A224	無	2017.11	②
15	Yuya Kano Yohei Kayukawa Yoshitaka Fujita	AIST AIST AIST	Speed of Sound and Dielectric Constant Measurements for Low-GWP Refrigerants in the Gas Phase	Proc. 21th European Conference on Thermophysical Properties, FPF-043, Graz, Austria, Sep. 2017.	有	2017.9	②
16	Chieko Kondou Taro Tsuyashima Yukihiro Higashi	Nagasaki University Nagasaki University Kyusyu University	Surface Tension Measurement for Low GWP refrigerants HFO-1123 and HCFO-1224yd(Z)	1st IIR International Conference on the Application of HFO Refrigerants	発表準備中	2018.9	②
17	Kondou Chieko Egawa Atsishi Koyama Shigeru	Nagasaki University Nagasaki University Kyusyu University	Evaporation heat transfer of HFC-32/HFO-1123 (60/40 mass%) flow in a horizontal microfin tube	1st IIR International Conference on the Application of HFO Refrigerants	発表準備中	2018.9	②
18	斎藤 静雄, 党 超鋺, 飛原 英治	東京大学	微小矩形断面多穴蒸発管内における冷媒R32の沸騰熱伝達に対する潤滑油の影響	第54回日本伝熱シンポジウム講演論文集	無	2017.5	③
19	何 嘉誠, 党 超鋺, 飛原 英治	東京大学	垂直上昇流での超臨界熱伝達特性に関する研究	第54回日本伝熱シンポジウム講演論文集	無	2017.5	③
20	斎藤 静雄, 党 超鋺, 飛原 英治	東京大学	微小矩形断面多穴蒸発管内における冷媒R290の沸騰熱伝達に対する潤滑油の影響	2017年度日本冷凍空調学会年次大会	無	2017.9	③
21	Higashi, T., Saitoh, S., Dang, C. and Hihara, E.	University of Tokyo	Diesel combustion of oil and refrigerant mixture during pump-down of air conditioners	International Journal of Refrigeration, 2017, 75, pp. 300-310	有	2017.3	③
22	東 朋寛, 玉井 翔, 斎藤 静雄, 党 超鋺, 飛原 英治	東京大学	エアコンポンプダウン時の圧縮機の爆発事故における潤滑油の影響	日本冷凍空調学会論文集, 2017, 34 (3), pp. 181-191.	有	2017.9	③

23	Higashi, T., Tamai, S., Saitoh, S., Dang, C. and Hihara, E.	University of Tokyo	DIESEL COMBUSTION OF OIL AND REFRIGERANT MIXTURE DURING PUMP DOWN OF AIR CONDITIONERS	JRAIA International Symposium 2016, 3-3, Kobe, Japan	無	2016.12	③
24	Higashi, T., Tamai, S., Saitoh, S., Dang, C. and Hihara, E.	University of Tokyo	Compressor Explosion Accident at Pump-Down of Air Conditioners	12th IEA Heat Pump Conference, Rotterdam, Netherlands	無	2017.5	③
25	Hihara, E.	University of Tokyo	Safety research and risk assessment of lowerflammable refrigerants in JAPAN	JRAIA International Symposium 2016, 3-3, Kobe, Japan	無	2016.12	③
26	Hihara, E.	University of Tokyo	Safety Research of A2L / A3 Refrigerants and Risk Assessment in Japan	JRAIA 's Side Event at OEWG39, Bangkok, Thailand	無	2017.7	③
27	Higashi, T., Dang, C. and Hihara, E.	University of Tokyo	Diesel explosion of R290 at pump-down of air conditioner	13th IIR Gustav Lorentzen Conference on Natural Refrigerants, Valencia, SPAIN	発表準備中	2018.6	③
28	Saito, S., Dang, C. and Hihara, E.	University of Tokyo	EFFECT OF LUBRICATING OIL ON FLOW BOILING HEAT TRANSFER OF PROPANE IN EXTRUDED MULTI-PORT TUBES	13th IIR Gustav Lorentzen Conference on Natural Refrigerants, Valencia, SPAIN	発表準備中	2018.6	③
29	Hihara, E.	University of Tokyo	Development of lower-GWP refrigerants and safety study of mildly flammable refrigerants	8th Asian Conference on Refrigeration and Air Conditioning, Taipei, Taiwan	無	2016.5	③
30	Hihara, E.	University of Tokyo	Safety research of mildly flammable refrigerants and risk assessment in Japan	5th IIR International Conference on Thermophysical Properties and Transfer Processes of Refrigerants, Seoul, Republic of Korea	無	2017.4	③

※テーマNo.:テーマ名【事業者】

①: 事故シナリオに立脚した低GWP冷媒の燃焼性評価とリスクアセスメント【東京理科大学】

②: 中小型空調機器に適合する新規低GWP冷媒の物性評価および基本サイクル性能評価【九州大学】

③: 低GWP冷媒を用いた空調機器の性能および安全性評価【東京大学】

# 添付資料

## 「高効率低 GWP 冷媒を使用した中小型空調機器技術の開発」基本計画

環境部

## 1. 研究開発の目的・目標・内容

## (1) 研究開発の目的

## ①政策的な重要性

特定フロン（CFC、HCFC）等のオゾン層破壊物質は、オゾン層保護の観点から、モントリオール議定書により生産の段階的な廃止が義務付けられている。この特定フロンの代替として開発され、オゾン層破壊の恐れがない代替フロン等4ガス（HFC、PFC、SF<sub>6</sub>、NF<sub>3</sub>）は、その優れた特性から、冷媒（冷凍・冷蔵庫、空調機器、自動車エアコン等）、発泡剤、洗浄剤、絶縁材等として利用されており、特定フロンからの転換が進むにつれ、これらの使用量・排出量が増加しつつある。一方で、代替フロン等4ガスは、大気中に長期間に亘って安定に存在し、かつ極めて高い温室効果を有する化合物であることから、京都議定書及びパリ協定において排出削減対象ガスに指定され、排出削減のための対策が進められているところである。機器使用中・廃棄時の冷媒の漏れを完全にゼロにすることは極めて困難であるため、排出量削減の根本的な対策としては、地球温暖化への影響が極めて少ない冷媒への転換が有効であると考えられている。特に、代替フロン（HFC）が使用されている冷凍空調機器は、一旦市場に出荷されれば十数年にわたり排出源として温暖化に悪影響を及ぼすため、一刻も早く冷媒転換技術を開発し、市場投入を図ることが不可欠である。

さらに、HFCについてはオゾン層を破壊しないため、従来はモントリオール議定書の規制対象外であったが、今後途上国を中心としてHCFCからHFCへの転換が急速に進むことを踏まえ、2016年10月ルワンダの首都キガリにおいて開催されたモントリオール議定書第28回締約国会合（MOP28）において、HFCの生産及び消費量の段階的削減義務等を定める旨のモントリオール議定書の改正（以下「キガリ改正」という。）が採択された。

以上を踏まえ、HFCに代わる低温室効果冷媒を適用した空調機器の市場投入のための技術開発を行う。中でも、単体での冷媒量は少ないものの市中台数がきわめて多く、温暖化への影響が大きい家庭用空調機器の低温室効果冷媒への転換を可能にする技術確立を見据え、中小型空調機器を対象として、将来の転換候補となる新たな低温室効果冷媒を

開発・検討するとともに、当該冷媒を用いつつ高効率を実現する中小型空調機器の基盤技術の開発を実施する。

## ②我が国の状況

我が国は京都議定書目標達成計画において、第1約束期間中（2008年～2012年）に代替フロン等の大幅な排出抑制に努めなければならず、温室効果がより小さい代替物質の開発・普及と設備等の導入を推進することを強く要請された。また、2016年11月に発効したパリ協定における我が国の温室効果ガス排出削減目標では、代替フロン等4ガス排出量を2013年に比べ、2030年までに約25%削減すること（HFCについては約32%削減）としており、今後、更なる長期的・継続的な排出削減対策の実施が求められる。

さらに、2015年4月に国内で「フロン排出抑制法」が施行された。この中で、冷凍空調関連では5区分の製品を指定製品として地球温暖化係数（GWP）の目標値と目標年度が決定され、フロン類の排出量削減対策を促進している。また、この法律においては、我が国におけるフロン対策に関する研究開発の推進が謳われている。

冷凍空調分野では、使用する温度帯及び機器規模（冷媒量、配管長）により必要な冷媒特性が異なる。これまでの「高効率ノンフロン型冷凍空調機器技術の開発」事業（2011～2015年度）では、大型である業務用空調機器分野等を対象として冷媒転換の技術開発を行った。一方、冷媒の市中ストック量が格段に多い家庭用空調機器については、小型化が重要であること、特に安全性が求められるものであることに加え、より低温室効果な転換物質が存在しないこと等の課題があり、高効率を実現しつつ低温室効果、小型、安全性等の要素を全て充足する冷媒及び空調機器は存在していない。

## ③世界の取り組み状況

欧州においては、HFC、PFC、SF<sub>6</sub>といったフッ素を含むガスの規制（F-gas規制）の強化案として、2030年までにF-gasの漏えいを現状の2/3のレベルにまで減らすこと、及び環境に優しい冷媒が開発された分野ではF-gasを使用する機器の販売を禁止することを目標に、欧州で販売されるHFCの年間総量（各冷媒の販売量にGWPを掛けて総和をとった等価CO<sub>2</sub>量）を2030年には現状の1/5にまで削減することが提案され、欧州委員会、理事会、議会の間で2013年に合意形成がなされた。さらに、2016年10月に開催されたモントリオール議定書第28回締約国会合（MOP28）では、今後のHFC排出量急増見込みを踏まえ、HFCの生産及び消費量の段階的削減義務等を定める旨のキガリ改正が採択された。

## ④本事業のねらい

世界的な低温室効果冷媒への転換意識の高まりにより、今後、モントリオール議定書改定案をはじめとする規制の改正や新しい提案によって、現在使用している冷媒が使用できなくなる可能性がある。フロン排出抑制法で定められた目標GWP値を達成する冷媒であっても、例えば、モントリオール議定書のキガリ改正で求められる規制に対応するには不十分と考えられる。したがって、今後の技術開発においては、より一層低温室効果な冷媒及び冷媒適用機器の開発が必須である。

冷凍空調機器の中でも、家庭用空調機器は市中冷媒ストック量がきわめて多く、また大気中への漏えい源としても影響が大きいため、本事業では、家庭用空調機器の規模を視野に入れた中小型機器の低温室効果冷媒への転換を可能にする要素技術開発を実施する。もって、2020年を目途とした各種要素技術を確立並びに2025年頃の冷媒及び空調機器の商品化に寄与する。これに加え、現在進行中の微燃性冷媒に係わる国際規格策定の議論を我が国がリードすることで、海外市場における競争基盤獲得に寄与する。また、市場導入に際し、価格は従来フロン品と同程度にすることが望ましい。

## (2) 研究開発の目標

### ①アウトプット目標

#### 【最終目標】

温室効果ガスの削減ポテンシャルの大きい分野である家庭用空調機器の開発を見据え、機器サイド、冷媒サイド双方から、低温室効果冷媒を適用した中小型空調機器の省エネ化・高効率化実現のために必要となる基盤要素技術開発につなげるための核となる要素技術を確立する。それぞれの研究開発項目の具体的な開発目標は、別紙1の研究開発計画の通りとする。

核となる要素技術を確立することにより、将来、研究開発対象冷媒物質を2種以上、システム実用化研究へとつなげることを目指す。

### ②アウトカム目標

本事業において、低温室効果冷媒を用いつつ、現状市販されているフロン冷媒適用機器と同等以上の性能を実現する基盤要素技術を確立し、年間消費電力量で現行機器より10%の省エネを達成する機器の市場投入を目指す(2026年を目途)。本事業による成果は、2030年頃までに普及することによって、パリ協定における日本のHFC排出削減目標(約10百万t-CO<sub>2</sub>、2030年までに2013年比で約32%の削減)に貢献するとともに、キガリ改正において改正された、モントリオール議定書におけるHFCの国際的生産・消費規制に対応可能な、世界に先駆けた性能と安全性を両立した環境対応機器として、先進



国を中心に日本企業のシェア拡大が見込まれる。また将来的には、途上国においても、国際的な規制に基づく買い替え需要が見込まれる 2040 年代までに普及を進め、ルームエアコン世界市場のシェアを一層拡大することを目標とする。

さらに、低温室効果冷媒及びこれを適用するシステムの性能・安全性評価を行い、低温室効果冷媒に係る新たな国際規格策定の議論を我が国がリードすることで、海外市場における競争基盤を獲得する。

### ③アウトカム目標達成に向けての取り組み

新規開発あるいは既存の低温室効果冷媒の機器適応のための物性改善検討等の結果を機器開発側へフィードバックすることで、より効率的な研究開発を行う。

また、低温室効果冷媒及びこれを適用するシステムの性能・安全性評価を通じ、国際規格(リスク評価手法、標準化)等の策定及び提案に資することで、機器及び冷媒の実用化に貢献する。

## (3) 研究開発の内容

上記目標を達成するために以下の研究開発項目について、別紙 1 の研究開発計画及び別紙 2 の研究開発スケジュールに基づき研究開発を実施する。

- ① 高効率かつ低温室効果の空調機器を実現する要素技術開発
- ② 低温室効果冷媒の性能、安全性評価

### 【委託事業】

研究開発項目①及び②に係る基礎研究フェーズ：

共通基盤的技術の開発（機器及び冷媒の共通基盤的な設計・評価手法の確立等）及び安全性評価や基準化手法の開発等、産業界全体にとって高い基盤性を有する研究であり、国民経済的には大きな便益がありながらも、民間企業の研究開発投資に見合うものが見込めない「公共財の研究開発」事業を対象とする。これらは、委託事業として実施する。

### 【助成事業（助成率：1/2）】

研究開発項目①に係る実用化研究フェーズ：

既に民間企業等が主要な技術やノウハウ等を所有している技術について、ユーザーサイドのニーズをくみ取ることにより開発終了後の事業化計画を明確にして、実用化研究

を行う。本開発終了後、数年以内に製品化を想定できるものを対象とする。これらは、助成事業（助成率：1/2）として実施する。

## 2. 研究開発の実施方式

### （1）研究開発の実施体制

本研究開発は、プロジェクトマネージャー（以下PMという）にNEDO環境部 主任研究員 阿部正道を任命して、プロジェクトの進行全体を企画・管理を実施させる。また、そのプロジェクトに求められる技術的成果及び政策的効果の最大化を推進させる。

NEDOは公募により研究開発実施者を選定する。

研究開発実施者は、企業や大学等の研究機関等（以下、「団体」という。）のうち、原則として日本国内に研究開発拠点を有するものを対象とし、単独又は複数で研究開発に参加するものとする。ただし、国外の団体の特別の研究開発能力や研究施設等の活用又は国際標準獲得の観点から必要な場合は、当該の研究開発等に限り国外の団体と連携して実施することができるものとする。

なお、各実施者の研究開発能力を最大限に活用し、効率的かつ効果的に研究開発を推進する観点から、NEDOは東京大学大学院新領域創成科学研究科 教授 飛原英治氏をプロジェクトリーダーとし、各実施者はプロジェクトリーダーの下で研究開発を実施する。

### （2）研究開発の運営管理

NEDOは、研究開発全体の管理、執行に責任を負い、研究開発の進捗のほか、外部環境の変化等を適時に把握し、必要な措置を講じるものとする。運営管理は、効率的かつ効果的な方法を取り入れることとし、次に掲げる事項を実施する。

#### 研究開発の進捗把握・管理

PMは、プロジェクトリーダーや研究開発実施者と緊密に連携し、研究開発の進捗状況を把握する。また、外部有識者で構成する技術検討委員会を組織し、定期的に技術的評価を受け、目標達成の見通しを常に把握することに努める。

具体的には、四半期に一回程度プロジェクトリーダー等を通じてプロジェクトの進捗について報告を受け、必要に応じて、NEDOに設置する委員会及び技術検討会等を開催し、外部有識者の意見を参考として、選択と集中により優秀な技術を短期間に育成するマネジメントを行う（例えば、成果が得られた時点で、実用化研究など次ステップへの転出を奨励する。反面、期間内に成果が見込めないと判断された事業は開発途中であっても中止するなど。）

### 3. 研究開発の実施期間

本研究開発の期間は、平成 28 年度から平成 29 年度までの 2 年間とする。

### 4. 評価に関する事項

NEDOは、技術評価実施規程に基づき、技術的及び政策的観点から研究開発の意義、目標達成度、成果の技術的意義並びに将来の産業への波及効果等について、プロジェクト評価を実施する。

評価の時期は、外部有識者による研究開発の事後評価を平成29年度とし、当該研究開発に係る技術動向、政策動向や当該研究開発の進捗状況等に応じて、適宜見直すものとする。

### 5. その他重要事項

#### (1) 研究開発成果の取り扱い

##### ① 共通基盤技術の形成に資する成果の普及

研究開発実施者は、研究成果を広範に普及するよう努めるものとする。NEDOは、研究開発実施者による研究成果の広範な普及を促進する。

##### ② 標準化施策等との連携

得られた研究開発の成果については、標準化等との連携を図るため、データベースへのデータの提供、標準案の提案等を積極的に行うと共に、内容を広く一般にも公開し国際的な基準（標準）形成に資することとする。

##### ③ 知的財産権の帰属、管理等取扱い

委託研究開発及び共同研究の成果に関わる知的財産権については、「国立研究開発法人新エネルギー・産業技術総合開発機構新エネルギー・産業技術業務方法書」第25条の規定等に基づき、原則として、すべて委託先に帰属させることとする。なお、基盤技術の研究開発段階から、事業化を見据えた知財戦略を構築し、適切な知財管理を実施する。

##### ④ 知財マネジメントに係る運用

本事業の委託事業のうち、必要と認められる研究開発テーマについては、「NEDOプロジェクトにおける知財マネジメント基本方針」適用対象とする。

## (2) プロジェクト基本計画の見直し

PMは、当該研究開発の進捗状況及びその評価結果、社会・経済的状況、国内外の研究開発動向、政策動向、研究開発費の確保状況等、プロジェクト内外の情勢変化を総合的に勘案し、必要に応じて目標達成に向けた改善策を検討し、達成目標、実施期間、実施体制等、プロジェクト基本計画を見直す等の対応を行う。

## (3) 根拠法

本プロジェクトは、国立研究開発法人新エネルギー・産業技術総合開発機構法第15条第1号二、第2号、第3号及び第9号に基づき実施する。

## 6. 基本計画の改訂履歴

- (1) 平成28年3月、制定。
- (2) 平成28年10月、研究開発の実施期間の変更による改定。
- (3) 平成29年1月、研究開発の実施期間の変更による改定。

## (別紙1) 研究開発計画

### 研究開発項目①「高効率かつ低温室効果の空調機器を実現する要素技術開発」

#### 1. 研究開発の必要性

我が国の代替フロン（HFC）を含む代替フロン等4ガスの排出量は、産業分野での官民一体での対策により、京都議定書基準年（1995年）の約60百万t-CO<sub>2</sub>から第一約束期間開始後の2008年には約30百万t-CO<sub>2</sub>まで減少しているものの、エアコンや冷蔵・冷凍ショーケース等の冷凍空調分野において、オゾン層を破壊する特定フロン（CFC, HCFC）からの冷媒転換が進行していることにより再び増加傾向にある。冷凍空調分野で利用されているHFCの排出量は2013年時点で代替フロン等4ガス排出量の約8割を占めており、この分野を中心とした対策強化が喫緊の課題である。

冷凍空調分野での最も根源的かつ効果の高い対策は、低温室効果冷媒への転換である。しかしながら、特に家庭用空調機器は、冷・暖房両方を行う必要があることやより高い安全性が求められること等から、特に冷媒代替の技術的ハードルが高く、現時点で低温室効果冷媒を用いつつ、省エネ性、コスト、安全性等を満たすシステムは存在していない。一方で、空調機器は一旦市場に投入されれば、その後十数年以上にわたり排出源として温暖化に悪影響を及ぼすことを考えれば、一刻も早く開発し市場に投入させることが不可欠である。

#### 2. 研究開発の具体的内容

##### (1) 高効率かつ低温室効果の冷媒の開発

HF0系冷媒の分子設計、合成試作を行うとともに、基本物性の評価試験（沸点、蒸気圧、GWP、物質安定性、安全性、熱力学特性等）及び実用化評価試験（長期信頼性輸送特性等）を行う。また、開発冷媒の性能評価を実施するとともに、冷媒と配管材料、冷凍機油等との材料適合性試験を実施する。併せて、冷媒の共通基盤的な設計・評価手法の技術開発等を行う。

必要に応じて研究開発項目②との間で情報交換を行い、研究内容へフィードバックする。

##### (2) 低温室効果冷媒を用いつつ高効率を達成する空調機器及び関連システム等の開発

機器開発において、自然冷媒やHF0系冷媒といった低温室効果冷媒を用いる機器の主要な要素部品（熱交換器、圧縮機等）の材料、形状、特性等に係る仕様検討、設計を実施するとともに、試作、性能評価を実施し、冷凍サイクル全体での性能も評価す

る。また、関連システム等の開発と併せて、実機レベルの検証・改善により高性能を実現する。併せて、主要な要素部品の共通基盤的な設計・評価手法の技術開発等を行う。

必要に応じて研究開発項目②との間で情報交換を行い、研究内容へフィードバックする。

### 3. 達成目標

#### 【最終目標】

冷媒開発においては、既に冷凍空調機器に適用されている主たる冷媒以下の GWP と、同等以上の性能を両立する HFO 系冷媒の実現につなげるための核となる要素技術を確立する。また、中小型空調機器を対象として、GWP が既に冷凍空調機器に適用されている冷媒以下である低温室効果冷媒（自然冷媒、HFO 系冷媒）を用いつつ現状市販フロン適用機器と同等以上の性能の実現につなげるための核となる要素技術の確立を目標とする。

### 研究開発項目②「低温室効果冷媒の性能、安全性評価」

#### 1. 研究開発の必要性

昨今の地球温暖化防止への具体的貢献が求められる情勢の下、より低温室効果な冷媒への転換が模索されている。しかし、温室効果が低い冷媒は程度の差はあれ可燃性を有しているため、可燃性を有する冷媒を受け入れていかなければ、冷凍空調機器の分野での低炭素社会構築は難しく、可燃性のある冷媒のリスク評価が研究開発において重要となる。

リスク評価によって得られた成果は業界等に反映させると共にプロジェクト内での共通基準とし、公益法人、業界団体、ワーキンググループ等を活用しながら、機器・冷媒開発と併行・協調しつつ開発を進展させることが必要である。

#### 2. 研究開発の具体的内容

##### (1) 冷媒の安全性（リスク）評価

研究開発項目①からの冷媒の提案を視野に入れつつ、低温室効果冷媒（自然冷媒、HFO 系冷媒）に関する安全性について、室内実験や数値計算により、共通基盤的な評価手法及び評価項目（着火・燃焼特性、着火時挙動評価、使用機器燃焼試験、使用機器廃棄方法指針、フィジカルハザード評価、毒性評価等）を検討し、評価を実施する。評価結果については、必要に応じて研究開発項目①との間で情報交換を行い、研究内容へフィードバックする。

また、機器への適用と普及を促進するため、国内外の規格(リスク評価手法、標準化)に対する提案を行う。さらに、現行安全基準(高圧ガス・危険物管理)に加え、燃焼性のある冷媒の漏洩等を原因とする危険性を排除できる実用的な安全基準や冷媒自体の安全性に基づく取扱い基準等について、その規制緩和等に資するための、外部有識者も含めた検討を行う。

## (2) 冷媒の性能評価

研究開発項目①からの冷媒の提案を視野に入れつつ、使用条件等に応じた低温室効果冷媒(自然冷媒、HF0系冷媒)の性能評価を行う。評価結果については、必要に応じて研究開発項目①との間で情報交換を行い、研究内容へフィードバックする。

## 3. 達成目標

### 【最終目標】

空調機器性能と省エネ性を両立しうる、現在の空調機器適用冷媒に代わる低温室効果冷媒候補(自然冷媒、HF0系冷媒)について、システム実用化研究に値する冷媒選定に資する、安全性に係るデータ及び評価結果を得る。また、有識者と連携し、機器への適用と普及に必要な規格(リスク評価手法、標準化)や標準の新たな提案に向けた、知見を得る。

以上

(別紙2) 研究開発スケジュール

	平成28年度	平成29年度
<b>研究開発項目①</b> <b>「高効率かつ低温室効果の空調機器を実現する要素技術開発」</b>	要素部品(圧縮機、膨張機、熱交換器等)に係る 基礎技術の開発 (助成)	
	HFO系冷媒開発 (助成)	
	HFO系冷媒の特性改善・安定化技術の開発 (助成)	
<b>研究開発項目②</b> <b>「低温室効果冷媒の性能、安全性評価」</b>	低温室効果冷媒(自然冷媒・HFO系冷媒)の性能評価 (委託)	
	低温室効果冷媒(自然冷媒・HFO系冷媒)の安全性評価 (委託)	
	低温室効果冷媒(自然冷媒・HFO系冷媒)の特性に応じた リスク評価法の確立 (委託)	
	事後評価	



## 脱フロン対策分野

フッ素を含有する化合物は、冷媒、産業洗浄剤、発泡剤、半導体・液晶製造、電力機器絶縁、消火剤など幅広い産業分野で利用されるが、モントリオール議定書(1987年)において、フルオロカーボン(フロン)の一部がオゾン層破壊物質として規制対象に指定された。その代替物質としてHFC、PFCの導入が進んだが、これらは温室効果ガスとして京都議定書(1997年)の規制対象となった。

2001年からの第2次科学技術基本計画において、環境分野は「重点推進の4分野」の一つと位置づけられた。中でも地球温暖化問題は、影響の大きさや深刻さから見て、人類の生存基盤に関わる最も重要な環境問題の一つである。その後、2004年に制定された「地球温暖化防止新技術プログラム」基本計画では、代替フロン等3ガス(HFC、PFC、SF<sub>6</sub>)の削減技術の開発推進およびその導入・普及の促進を通じて、京都議定書第1約束期間での排出目標の達成が盛り込まれている。本プログラムによって、温室効果の小さい代替物質の開発、およびノンフロン化技術の開発が実施された。その成果は、フロン類の生産・使用現場での漏洩防止技術や、使用済フロン類の回収・破壊技術等の従来の取組に加えて、現在、導入が進められている。

「脱フロン対策分野」は、これらの取組を取りまとめたものであり、京都議定書の第1約束期間の後も、更なる温室効果ガス排出削減の強化が図られることを念頭に置き、今後20年程度を見据えたマップとした。

## 脱フロン対策分野の技術戦略マップ

### I. 導入シナリオ

#### (1) 脱フロン対策分野の目標と将来実現する社会像

フッ素を含有する化合物は、その優れた特性から、冷媒、産業洗浄剤、発泡剤、半導体・液晶製造、電力機器絶縁、消火剤など、幅広い産業分野で利用されている。このうち、オゾン層の破壊や地球温暖化へ大きな影響をもつ一部のフロン類は、代替の物質や技術に置き換わりつつある。

オゾン層の破壊を起こすもの（CFC、HCFC等）は、先進国においては2020年までに実質全廃の見通しである。特にHCFCに関しては、第19回モントリオール議定書締約国会合（MOP19）において途上国の10年前倒し全廃（2040年→2030年）が決議された。これに伴い凍結基準年も2015年から2009～2010年に前倒しとなり、特にHCFCの冷媒用途の代替品への転換に向けた技術開発が急務となってきた。一方、地球温暖化対策については、当面の課題は京都議定書の第1約束期間での温室効果ガスの排出削減である。1994年の気候変動に関する国際連合枠組条約では、「気候系に対して危険な人為的干渉を及ぼすこととならない水準において大気中の温室効果ガスの濃度を安定化させること」を将来の最終的な目的と定めている。それには現在の温室効果ガスの排出を大幅に削減する必要がある。

京都議定書の排出規制対象温室効果ガスのうち、脱フロン対策分野は、HFC、PFC、SF<sub>6</sub>（代替フロン等3ガス）が対象である。我が国では、2002年の地球温暖化対策推進大綱改訂で、第1約束期間（2008～2012年）における排出量目標を基準年（1995年）排出量比プラス2%以下、その後、2005年の京都議定書目標達成計画にてプラス0.1%以内と定めた。2008年3月の目標達成計画追加対策では基準年排出量比マイナス1.6%に引き下げている。

また、京都議定書第1約束期間が終了した後の次の枠組について、2009年に開催された気候変動枠組条約第15回締結国会議（COP15）などで具体的な議論が本格的に開始されたところである。なお、第21回モントリオール議定書締約国会合（MOP21）でも議論に上った。今後、温室効果ガスに対する更なる追加削減が想定されることから、なお一層の取組が必要と見られる。

#### (2) 研究開発の取組

研究開発の取組は、フロン等の破壊・回収技術の開発と、フロンの代替物質の開発として物質の探求とその合成および精製技術の開発、さらに、フロン類を全く使用しないノンフロン化技術の開発に分類され、NEDOのプロジェクトとして体系的に実施されている。以下にその代表的な事例を示す。

「HFC-23破壊技術の開発」（1998～2001年度）では、冷媒やフッ素樹脂原料として使用されるHCFC-22の製造時に副生するHFC-23を破壊する技術開発を行った。また、「冷

媒フロンのケミカルリサイクル技術の開発」(2000年度)において、回収 HCFC-22 を高純度化してフッ素樹脂原料としてリサイクルする技術の開発を行った。HFC-23 の破壊に関しては、多くの CDM プロジェクトにより海外への技術移転が実施されており、世界規模での温室効果ガスの削減に効果をあげている。

代替物質の開発については、「新規冷媒等研究開発」(1994~2001年度)と「SF<sub>6</sub>等に代替するガスを利用した電子デバイス製造クリーニングシステムの研究開発」(1998~2002年度)において、それぞれ冷媒、洗浄剤、発泡剤と、半導体の CVD クリーニングガスを対象として環境負荷の小さい新規フロン代替物質の開発を行った。そこで有望と思われた物質については、「省エネルギーフロン代替物質合成技術開発」(2002~2006年度)で省エネルギー性確立の観点から工業的合成技術の開発を行った。

また、ノンフロン化技術では、「SF<sub>6</sub>フリー高機能発現マグネシウム合金組織制御技術開発」(2004~2006年度)、「ノンフロン型省エネ冷凍空調システム開発」(2005~2010年度)および「革新的ノンフロン系断熱材技術開発」(2007~2011年度)により、マグネシウムダイカスト用カバーガス、冷媒、断熱発泡剤等の分野における低 GWP フッ素系ガスを含むノンフロン化技術開発に取り組んでいる。

なお、いわゆる自然物質の安全性や省エネ性能の限界が判明してきている一方で、オゾン層を破壊せず、GWP の低いフッ素化合物の開発が進められており、ノンフロンというよりは低 GWP の観点からの対象物質の拡大が、各分野における早期の実用化のためには必要になっている。

### (3) 関連施策の取組

大気放出された CFC や消火剤のハロン等がオゾン層を破壊するのを防ぐため、国連環境計画 (UNEP) は 1987 年「モントリオール議定書」を採択し、CFC5 種、消火剤ハロン 4 種が規制されることとなり、1990 年の改正からは更にメチルクロロホルム、四塩化炭素も追加された。その後 1992 年には、先進国における CFC の 1995 年末全廃、及び代替化合物 HCFC の 2020 年原則全廃が採択された。

温暖化防止に関しては、1988 年、UNEP が世界気象機関 (WMO) と「気候変動に関する政府間パネル (IPCC)」を設立し、地球温暖化に関する自然科学的及び社会的取組を開始した。その後、1992 年には「気候変動枠組条約」が締結され、その具体的な温室効果ガスの排出抑制対策として、1997 年に「京都議定書」が採択され 2005 年に発効した。また、第 1 約束期間における温室効果ガスの 6%削減約束の達成に必要な措置を定めた「京都議定書目標達成計画」を 2005 年に閣議決定(その後 2008 年に改定)し、CO<sub>2</sub>、CH<sub>4</sub>、N<sub>2</sub>O とともに HFC、PFC、SF<sub>6</sub> (代替フロン等 3 ガス) も排出目標が設定された。

また、我が国では 2006 年施行の改正大気汚染防止法により、浮遊粒子状物質や光化学オキシダントに係る大気汚染の原因として VOC の排出規制が開始され、炭化水素系の化学物質に対しても規制が強化された。

一方、使用済みとなった機器からのフロン類の回収・破壊等については、「フロン回収・破壊法」、「家電リサイクル法」、「自動車リサイクル法」等の施行により対策が行われている。さらにフロン類の回収率向上を図るため、2006年度にはフロン回収・破壊法の改正が行われ、2007年に施行された。

このような取組とあわせて、「代替フロン等3ガスの排出削減設備の開発・実用化支援事業」が実施されている。

#### 〔導入補助・支援〕

- ・ 「地域地球温暖化防止支援事業」(2005～2009年度)および「代替フロン等排出削減施設等導入促進事業」(2010年度～)で、代替フロン等3ガスの排出抑制に資する企業等の先導的な取組に対して、事業終了後の研究成果普及による削減見込量等に応じた研究助成を実施している。

#### 〔サンプル提供・実用化促進〕

- ・ 「省エネルギーフロン代替物質合成技術開発」(2002～2006年度)で開発された新規ガスについて、実用化を目指した適用研究に対してサンプル提供を実施している。また、既に一部実用化・市販化されたものもある。

#### 〔規制・制度改革〕

- ・ 1997年の京都議定書の採択を受け、我が国の地球温暖化対策の第一歩として、国、地方公共団体、事業者、国民が一体となって地球温暖化対策に取り組むため、1998年に「地球温暖化対策の推進に関する法律」を制定した。2006年4月の同法一部改正では、2005年の京都議定書の発効及び我が国の温室効果ガスの排出の現状にかんがみ、地球温暖化対策の一層の推進を図るため、地球温暖化対策推進本部の所掌事務の追加、一定規模以上の温室効果ガスを排出する事業者に対して、排出量の報告等を義務づけた。2005年の京都議定書目標達成計画においては、京都議定書の6%削減約束を確実に達成するとともに、更なる長期的・継続的な排出削減を目指すこととされた。その後、2008年には温室効果ガスの種類別排出抑制効果と削減見通し等から、目標達成計画の内訳であるガス別目標値が見直されている。
- ・ また、2007年6月にフロン回収・破壊法が改正され、整備時のフロン類回収義務化、管理票制度等の導入等の規制が大幅に強化された。

#### 〔国際連携・協力〕

- ・ 「地球環境国際連携推進事業」(2003～2007年)により、地球温暖化問題の解決に貢献する技術の開発を国際レベルで効率的かつ経済的に進めるためにIPCC国際会議等を開催し、各国におけるエネルギー消費効率化に関する取組について情報交換、温暖化防止等に関する我が国の戦略的取組の検討及び各国方法収集調査等を実施した。
- ・ また、「地球環境国際研究推進事業」(2002～2011年)により、地球温暖化問題の解決に向け、諸外国と共同で革新的な温暖化防止技術の研究開発を実施。また、CTI(気候変動技術イニシアティブ)等の国際的な枠組を活用し、諸外国との研究協力を進める

ことにより、世界的な温暖化問題への取組を実施している。

〔他省庁との連携〕

- ・ 「京都議定書目標達成計画」の評価・見直しのため、産業構造審議会環境部会地球環境小委員会と中央環境審議会は、合同会合を開催している。

#### （４）海外での取組

特定フロンおよび代替フロン等 3 ガスに係る規制としては、モントリオール議定書、欧州 F ガス規制、REACH 規制、米国 CAA、欧州 EPER、米国知る権利法などがある。

欧州 EPER や米国の知る権利法は、PRTR 制度を司る根拠であるが、これは環境中への移動量を管理する措置である。

欧州では、F ガス規制により、発泡剤、エアゾール、消火剤など用途ごとに排出抑制や使用禁止措置などが決まっている。また、マグネシウムダイキャスト製法で年間 850kg 以下の SF<sub>6</sub> を使用しているものを除き、2008 年からはその使用が禁止される。加えて、カーエアコンについては、2011 年からの新型車への GWP150 以上の冷媒の使用禁止を定めており、新規物質開発への影響は世界的な広がりを見せている。特に温暖化係数が 10 以下の新規なフッ素化合物の開発が注目されているが、これは全く新たなカテゴリーに属する物質であり、大気寿命が 10 日前後と短いこれらの化合物の VOC としての挙動、大気中での分解挙動、総合的な環境影響・毒性問題への取組が重要な課題となってきた。また、REACH 規制の施行により、化学物質に対しても規制が強化されている。

米国は、オゾン層保護に関しては CAA に基づいた SNAP プログラムを推進している。しかしながら、京都議定書には批准しておらず、地球温暖化防止については、半導体、自動車、アルミニウム、マグネシウム、ガス製造や電力などの事業者または業界が、それぞれ自主的に EPA に削減計画を提出し、その目標達成に取り組んでいる。

#### （５）民間での取組

HFC 等製造、発泡・断熱材、エアゾール等、冷凍空調機器、洗浄剤・溶剤、半導体等製造、電気絶縁ガス使用機器、金属製品の合計 8 分野 22 団体において、自主行動計画が策定、実施されており、排出削減に大きな成果をあげている。

#### （６）改訂のポイント

- 技術戦略マップ 2009 からの変更なし。

## Ⅱ. 技術マップ

### （１）技術マップ

導入シナリオを踏まえ、「分野」、「用途」、「技術分類」、「詳細技術」、「技術開発が対象とする排出量の大きさ」毎に脱フロン技術を俯瞰した技術マップとしている。あわせて、各分野の詳細技術毎に排出量の大きさと推計の考え方を示した。

### （２）重要技術の考え方

主に技術開発が対象とする「排出量の大きさ」、「社会的ニーズに応える技術」、「市場インパクト」により重要技術を選定し、技術マップ中に明示した。

社会的ニーズに応える技術とは、温室効果ガスの削減を達成する上で、地球温暖化効果がCO<sub>2</sub>の数百倍～数万倍と大きいフロン類の排出を抑える技術であり、極めて重要である。

- ・ フロン類の使用現場での漏洩防止技術
- ・ 使用済フロン類の回収・破壊技術
- ・ 温室効果の小さい代替物質の合成技術
- ・ ノンフロン化技術
- ・ その他政策的な要請に基づき必要とされる技術

市場インパクトとは、新市場の創出や拡大につながる技術であり、技術開発による、温室効果の小さい代替物質合成、ノンフロン化技術、また、使用済フロンの回収・破壊技術が該当する。

選定された重要技術のうち、主なものについては以下のとおり。

#### ①冷凍冷蔵・空調用途

非オゾン層破壊、低温室効果等への対応を踏まえ、安全性に優れ、地球温暖化影響の低い（CO<sub>2</sub>排出量の少ない、効率の良い）冷凍空調システムの技術の開発が望まれている。

#### ②断熱材用発泡剤用途

今後、非オゾン層破壊、低温室効果、VOC規制、REACH規制等への対応を踏まえた、新たな物質や発泡プロセス技術の開発が望まれている。当該開発の際には、断熱材の現状の断熱性能を維持しつつ、製造時の省エネ、省資源等トータルの省エネルギー性を確保する必要がある。

### (3) 改訂のポイント

- 脱フロン対策分野の「重要技術」として、以下の6分野から22の詳細技術を選定した。
  - ・ 冷凍空調機器に係る事項
  - ・ 発泡・断熱材に係る事項
  - ・ 電気絶縁ガス使用機器に係る事項
  - ・ エアゾール等に係る事項
  - ・ 半導体等製造に係る事項
  - ・ 金属製品に係る事項
- 「技術開発が対象とする排出量の大きさ」のうち「冷凍空調機器に関する事項」は、2030年の当該技術が対象とする温室効果ガスの年間排出予測量を示す。「金属製品に係る事項」は、2007年のマグネシウム鋳造時の代替フロン等3ガス実排出量を示す。従って当該技術の実用化に伴う排出量削減効果は、技術開発が対象とする排出

量の一部にとどまる。

### **Ⅲ. 技術ロードマップ**

#### **(1) 技術ロードマップ**

技術マップで整理した技術について、より具体的な検討課題を記載した。

なお、技術ロードマップに従って技術開発が進展し実用化された場合のイメージとして、生活空間を切り出した図【参考資料1：脱フロン技術の製品化イメージ図】を添付している。

#### **(2) 改訂のポイント**

- 技術戦略マップ 2009 からの変更なし。

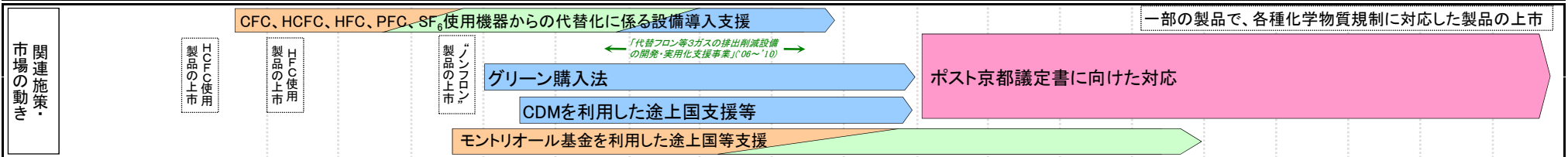
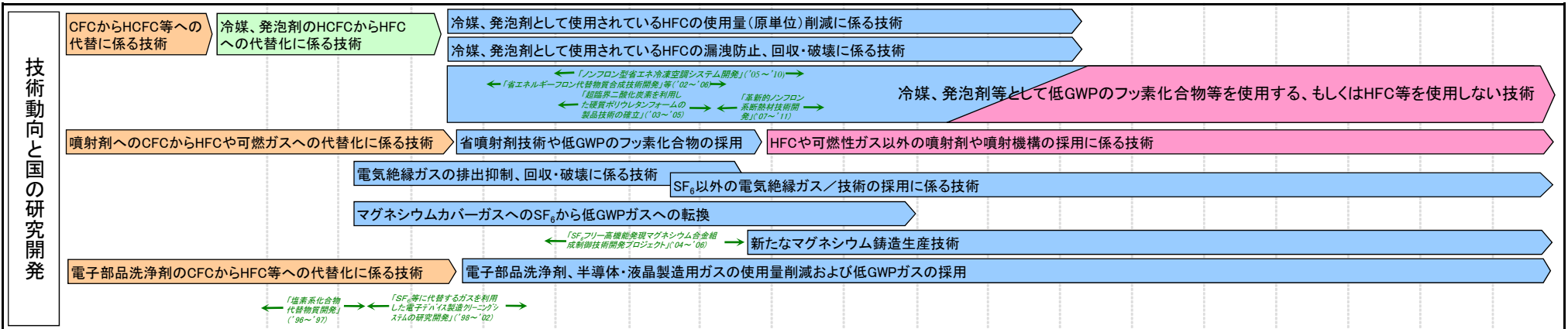
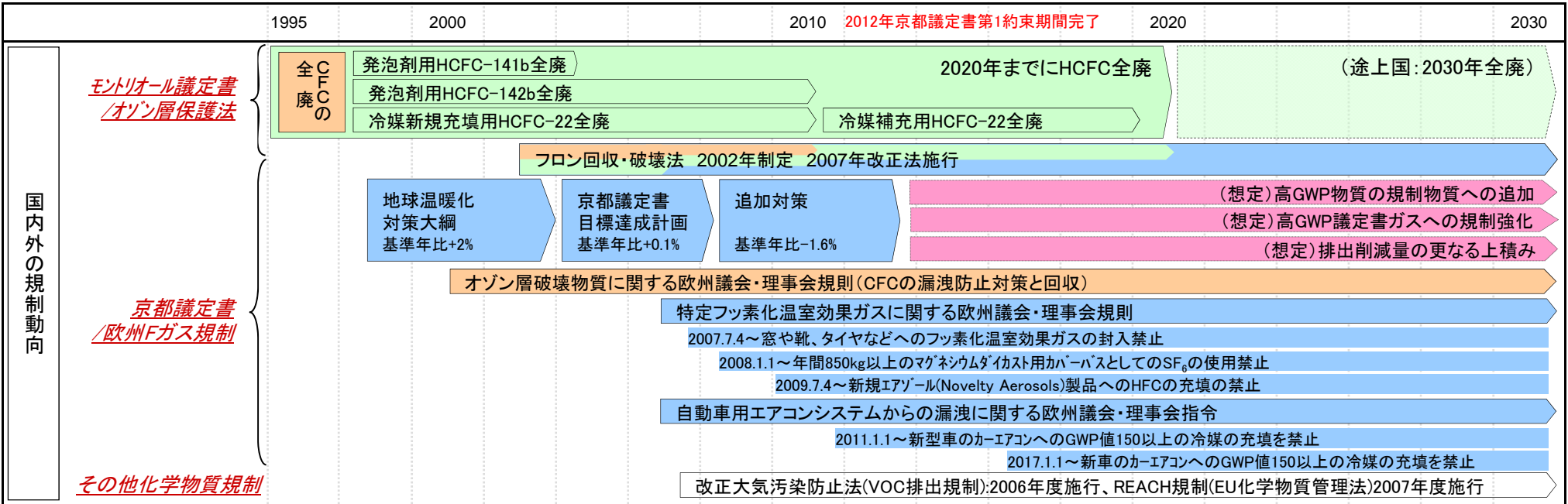
# 脱フロン対策分野の導入シナリオ

CFC対策(主にモントリオール議定書)

HFC、PFC、SF<sub>6</sub>対策(主に京都議定書)

HCFC対策(主にモントリオール議定書)

ポスト京都議定書対策



その他: フッ素の物質循環(3R、化学物質と関連あり)、標準化の推進



脱フロン対策分野の技術マップ(1/3)

(注)   は重要技術

分野	用途	技術分類	技術番号	詳細技術	技術開発が対象とする排出量の大きさ	推計の考え方	
冷凍空調機器に係る事項	冷凍冷蔵・空調機器	業務用冷凍空調機器及び家庭用空調機器に自然系冷媒を使用した製品の開発	101	二次冷却回路を用いたコンビニ向け冷凍・冷蔵・空調システム開発	4,891千GWPt/年	2030年の内蔵形ショーケースと業務用冷凍冷蔵庫、店舗用パッケージエアコンからのHFC-134a及びR-404A、R-410Aの年間排出予測量	
			102	住宅用マルチ空調機に係る技術開発	11,313千GWPt/年	2030年の家庭用エアコンからのR-410Aの年間排出予測量	
			103	二次冷却回路を用いたビル用マルチ空調機開発	7,930千GWPt/年	冷暖房同時運転ビル用マルチ空調機の開発	2030年のビル用パッケージエアコンからのR-410Aの年間排出予測量
			104	冷暖房同時運転ビル用マルチ空調機の開発			
			105	混合冷媒を用いた食品工場やスーパーマーケット向け冷凍・冷蔵・空調システム開発	2,588千GWPt/年	チリングユニットの開発	2030年の設備用パッケージエアコンからのR-410Aの年間排出予測量
			106	チリングユニットの開発			
			107	二次冷却回路を用いたプレハブ冷凍庫用冷凍システム開発	421千GWPt/年	2030年の冷凍冷蔵用チリングユニットからのR-407Cの年間排出予測量	
			108	二次冷却回路を用いた業務用空調・給湯システム開発	286千GWPt/年	2030年の空調用チリングユニットからのR-407Cの年間排出予測量	
			109	冷凍ショーケース向けシステム開発	19,087千GWPt/年	2030年の別置形ショーケースからのR-404Aの年間排出予測量	
		冷媒以外の技術を使用した製品の開発	110	デシカント(調湿剤)を用いた換気・調湿システム開発	—	新たな考え方に基づく技術であり、既存のシステムの代替ではなく、追加的に普及が見込まれる技術と考え、排出量推計の対象外とした	
			111	磁性体に磁界変化を与えることで温度変化を得る物質の開発及びシステム開発	—	技術が対象とする製品が未だ定まっておらず、基礎的な研究であることから、排出量推計の対象外とした	
		運輸機器に自然系冷媒や低GWP冷媒等の技術を使用した製品の開発	112	エンジン廃熱を活用するノンフロン型カーエアコンシステム開発	—	排出量削減に係る取り組みや技術を補完する技術(間接的技術)であり、排出量推計の対象外とした	
			113	低GWP冷媒を使用したカーエアコンの研究	—		
		業務用冷凍空調機器及び家庭用空調機器に低GWP冷媒を使用した製品の開発	114	低GWP冷媒を使用した省エネ空調機の研究	—	技術が対象とする製品が未だ定まっておらず、基礎的な研究であることから、排出量推計の対象外とした	
			115	低GWP冷媒を使用したルームエアコンの研究	—		
			116	HFE-143mを冷媒として活用した技術の開発	—		
			117	HFE-245mcを冷媒として活用した技術の開発	—		
			118	HFO-1234yfを冷媒として活用した技術の開発	—		

注) 当該技術の実用化に伴う削減効果は、技術開発の対象とする排出量の一部にとどまる。

脱フロン対策分野の技術マップ(2/3)

(注)   は重要技術

分野	用途	技術分類	技術番号	詳細技術	技術開発が対象とする排出量の大きさ	推計の考え方	
冷凍空調機器に係る事項(つづき)	冷凍冷蔵・空調機器(つづき)	新たな考えに基づく冷凍冷蔵・空調システムの検討	119	燃料電池で発電される電力と燃料電池の廃熱を吸収式冷凍機やヒートポンプで利用する技術の開発	—	排出量削減に係る取り組みや技術を補完する技術(間接的技術)であり、排出量推計の対象外とした	
			120	分散型電源や各種ビル設備用動力源などの廃熱を活用した新たな複合熱利用システムの検討	—		
		高GWP冷媒の回収を促す製品や社会システムの検討	121	回収した冷媒フロン類から蛍石レベルまで戻さずにフッ素樹脂を生産する技術の開発	—		技術番号122を促進する間接的な技術であり、排出量は以下に含まれる(但し、あくまで間接的な技術であることから、排出量推計の対象外とした)
			122	短時間で全量回収可能な冷媒回収装置の開発	19,346千GWpt/年		2030年の使用済み業務用冷凍空調機器に含まれるHFCの量
発泡・断熱材に係る事項	断熱材	硬質ウレタンフォーム工場発泡品によるフロン系発泡剤と同等の断熱性能を確保した製品の開発	201	次世代断熱発泡剤の開発	255千GWpt/年	2007年のHFC発泡剤(HFC-134a、HFC-245fa、HFC-365mfc)の使用量が継続されると考え、これに対して初年度10%、その後、20年かけて残り90%排出するとした場合の平均年間排出量	
			202	非フロン系発泡剤を使用した断熱材の熱伝導率経時低下の抑制に係る研究			
			203	非フロン系発泡剤使用に係る断熱性能向上技術開発			
	新規な断熱材の開発			204	ナノコンポジット断熱材とその連続製造プロセスの開発		—
				205	ナノセルラー発泡体、架橋反応・シリケート化発泡体、ナノゲルを用いた発泡体の開発		
				206	ナノゲルを用いた断熱材製造技術の開発		
				207	断熱性向上シートの開発		
電気絶縁ガス使用機器に係る事項	電気絶縁ガス	代替ガスの検討	301	N <sub>2</sub> 、CO <sub>2</sub> 等とSF <sub>6</sub> の混合に係る検討、及び新規代替ガスの探索	—	毎年削減が進む分野であり、基準とする排出量の設定が難しいことから、排出量推計の対象外とした。 なお、参考として、2007年の電気絶縁ガス使用機器からの排出量は、約900千GWpt/年となる	
エアゾール等に係る事項	エアゾール	新規な噴射剤の開発	401	新規な噴射剤の開発	453千GWpt/年	2007年のHFC噴射剤(HFC-134a、HFC-152a)の使用量が継続すると考えた場合の年間排出量。 埃除去用エアゾール製品と急冷用エアゾール製品は8:2の割合とした	
			402	ATMや券売機、自動改札機における埃・紙粉非蓄積技術			
			403	携帯可能で小型の圧縮空気発生技術の開発			
			404	埃・紙粉非蓄積技術の開発			
	新たな急冷装置・製品の開発			405	環境試験装置としての急冷技術の開発		113千GWpt/年
				406	被急冷体への吹きつけ型急冷方法の開発		

注) 当該技術の実用化に伴う削減効果は、技術開発の対象とする排出量の一部にとどまる。

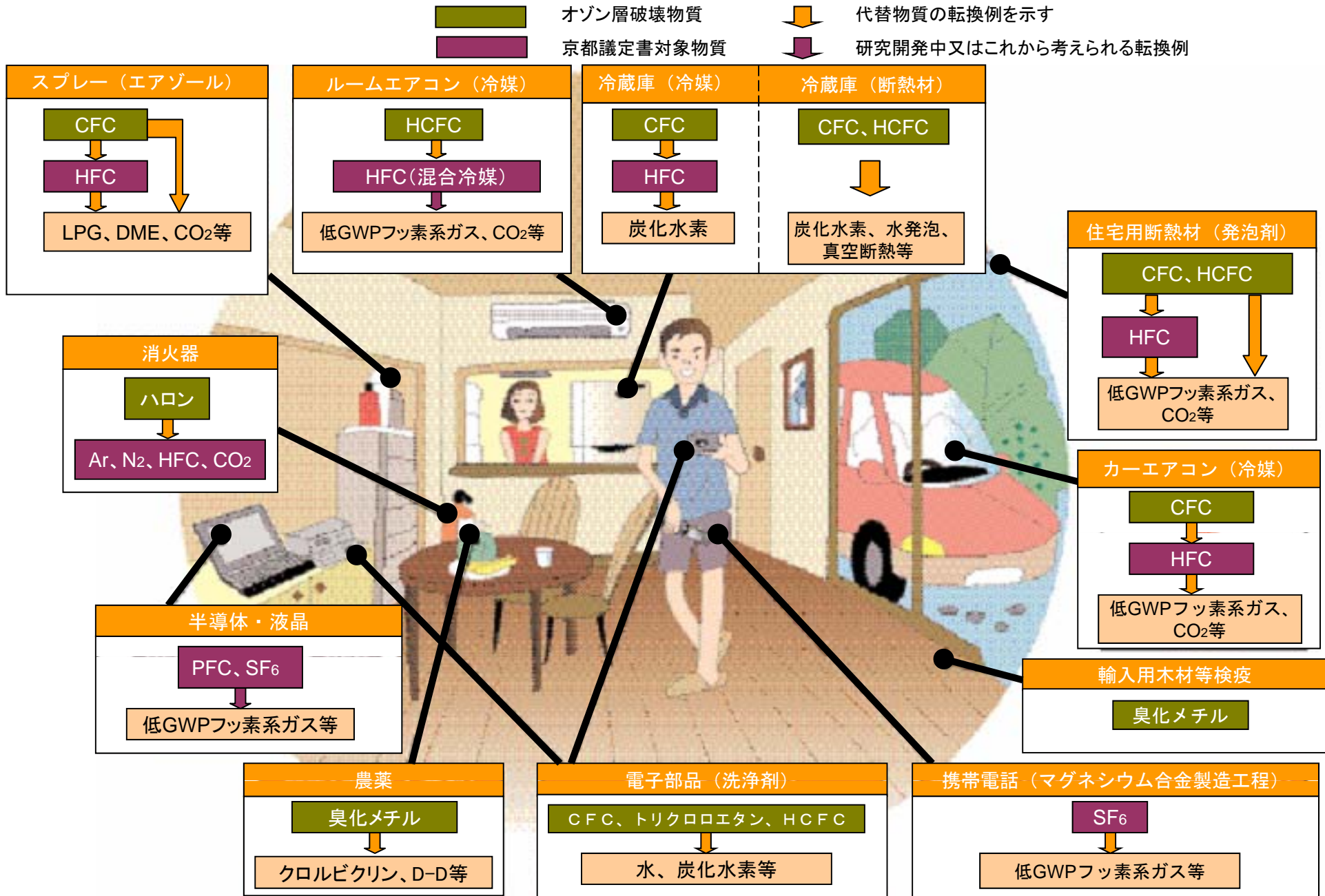
脱フロン対策分野の技術マップ(3/3)

(注)  は重要技術

分野	用途	技術分類	技術番号	詳細技術	技術開発が対象とする排出量の大きさ	推計の考え方
半導体等製造に係る事項	半導体・液晶製造	使用量の削減/除害装置の導入	501	使用量の削減/除害装置の導入	5,102千GWPt/年	2007年の半導体・液晶製造時の代替フロン等3ガスの実排出量
		代替ガスの導入	502	低GWPガスの導入検討		
金属製品に係る事項	マグネシウム	カバーガスとしてのSF <sub>6</sub> の使用量を削減する技術	601	溶解炉からの放出抑制に関する技術	—	これまで進められてきた取り組みであり、追加的な削減の余地は少ないものとした
				ボンベから溶解炉までの配管からの漏洩防止に関する技術		
				ガス流量精密計量装置の開発		
		代替カバーガスの検討	602	HFC-134a使用技術の採用と検証	903千GWPt/年	2007年のマグネシウム製造時の代替フロン等3ガスの実排出量
			603	FK使用技術の採用と検証		
代替カバーガスの検討	604	HFO-1234ze使用技術の採用と検証				
	605	SF <sub>6</sub> フリー高機能発現Mg合金組織制御技術開発				

注) 当該技術の実用化に伴う削減効果は、技術開発の対象とする排出量の一部にとどまる。

# 脱フロン技術の製品化イメージ図



**「『高効率低GWP冷媒を使用した中小型空調機器技術の開発』基本計画（案）」  
に対するパブリックコメント募集の結果について**

平成28年3月10日  
NEDO  
環境部

NEDO POSTにおいて標記基本計画（案）に対するパブリックコメントの募集を行いました結果をご報告いたします。  
貴重なご意見をいただき、ありがとうございました。

1. パブリックコメント募集期間  
平成28年2月12日～平成28年2月26日
2. パブリックコメント投稿数<有効のもの>  
計2件
3. パブリックコメントの内容とそれに対する考え方

ご意見の概要	ご意見に対する考え方	基本計画・技術開発課題への 反映
全体について		
<p>[意見1]（1件） 機器設計の立場から言えば、冷媒の見通しが立たないと機器の仕様が決められないため、冷媒の開発と絞り込みに重きを置くことを希望する。また、冷媒のGWPや燃焼性についての指針についても国内外が納得するように論理的かつ実証的に導くべきと思われる。</p>	<p>[考え方と対応] 本プロジェクトにおいて、冷媒・機器の要素技術開発及び冷媒の性能・安全性評価を通じて代替候補冷媒の絞り込みを行い、システム実用化研究へとつなげていきます。</p>	<p>[反映の有無と反映内容] 特になし。</p>
<p>1. 研究開発の目的 (3) 研究開発の内容</p>		

<p>[意見1] (1件)          計画に具体的記載のない以下に関する取り組みについてはどのように考えているか（プロジェクトの対象となるか）。</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>・冷媒の開発における、冷媒と圧縮機材料との適合試験及び冷凍機油の開発について。</li> <li>・高効率という観点での、伝熱改善、圧損低減、冷媒漏えい抑制、モータ効率改善等について。</li> </ul>	<p>[考え方と対応]          研究開発内容については、例示したもの以外を排除するものではありません。目標達成のための詳細な研究開発内容やその重要性・優先度については、冷媒の種類や提案者の既存技術等を勘案してご提案いただくものと考えております。</p>	<p>[反映の有無と反映内容]          特になし。</p>
<p>[意見2] (1件)          冷媒の開発についてはHFO系冷媒に絞る一方、空調機器、関連システム等の開発についてはHFO系冷媒以外に自然冷媒も含まれているのは何故か。</p>	<p>[考え方と対応]          本プロジェクトでは、代替候補冷媒としてHFO系冷媒及び自然冷媒を想定しており、空調機器、関連システム等の開発については当該冷媒を適用対象としております。一方、HFO系冷媒は新規冷媒の提案を想定していることから冷媒開発の対象としていますが、自然冷媒は既存冷媒であるとの考えから、冷媒開発の対象としておりません。</p>	<p>[反映の有無と反映内容]          特になし。</p>
<p>[意見3] (1件)          温暖化対策として圧倒的にGWPの低い炭化水素系冷媒への取り組みは欠かせないものとする。</p>	<p>[考え方と対応]          炭化水素系冷媒は自然冷媒の一つとして考慮しております。</p>	<p>[反映の有無と反映内容]          特になし。</p>

以上