次世代低ＧＷＰ冷媒の実用化に向けた高効率冷凍空調技術の開発

第５分冊

評価グループ：

低ＧＷＰ混合冷媒のシステム評価手法開発

＜2023～2025 年度進捗報告＞

2026 年 7 月

（国研）新エネルギー・産業技術総合開発機構（NEDO）

目次

1. 研究開発概要とアウトカム 1

1.1 プロジェクト全体の目的 1
1.2 研究成果 2
1.3 波及効果・今後の展開 3
1.4 受賞実績 3

2. 次世代冷媒を採用した冷凍サイクルの性能評価研究開発（早稲田大学） 4

2.1 冷凍サイクル実機シミュレーション技術研究開発 4
2.2 冷凍サイクルシミュレーターの最適化技術研究開発 10
2.3 冷凍サイクルシステム評価技術研究開発 14

3. 冷凍サイクルシミュレーター用 AI 最適化アルゴリズムの開発（電気通信大学） ... 27

3.1 制約条件の開発 27
3.2 制約条件を満たす AI 最適化アルゴリズムの開発 28

1. 研究開発概要とアウトカム

1.1 プロジェクト全体の目的

本プロジェクトの目的は、次世代冷媒を導入した機器性能を、理論解析と実験の両方から高精度に評価できる技術を開発することである。具体的には以下の 2 点を目的とする。

① 既存の冷媒はもちろん、新たに開発される多様な次世代冷媒に対しても適用可能な、汎用的な熱交換器シミュレーターおよび冷凍サイクルシミュレーターを開発すること

② 当該シミュレーターおよび 2022 年度までに開発した性能評価装置を基盤として, 国際的に通用する性能評価基準および評価手法の確立を目指すこと

これらの目標を達成するため、本研究開発では、以下の 4 つの研究項目に分けて研究を進めている。

（1）評 A-1-1：シミュレーション技術研究開発

既存冷媒および新たに開発される多様な次世代冷媒に対応可能な、汎用的な冷凍サイクルシミュレーターの開発を行う。

（2）評 A-1-2：最適化技術研究開発

各冷媒に応じて最適な熱交換器となるよう、冷媒の分配パスを検討する熱交換器シミュレーターの開発を行う。

（3）評 A-1-3：冷凍サイクルシステム評価技術研究開発

熱交換器シミュレーターおよび冷凍サイクルシミュレーターによる計算結果の妥当性を検証するため、「最適化検証装置」と名付けた実験装置を用いて実験的検証を行い、シミュレーション計算の精度確認を行う。

（4）評 A-2：冷凍サイクルシミュレーター用 AI 最適化アルゴリズムの開発（再委託）

熱交換器シミュレーターに搭載する、各冷媒に応じた最適な冷媒分配パスを探索するためのアルゴリズムの開発を行う。

本研究では、低 GWP 混合冷媒を含む多様な冷媒に対して、従来困難であった実機レベルでの性能を公平かつ高精度に評価可能なシステム評価基盤の構築を重要な研究目的としている。例えば、特定の冷媒（例: R32）用に設計された熱交換器を用いて他の冷媒（例 : R454C 等）をそのまま評価する、いわゆるドロップイン評価を行った場合、その冷媒が本来有する性能を正しく評価することは困難である。

そこで本研究では、各冷媒に応じた最適な熱交換器条件の下で性能評価を行うことを基本方針としている。ただし、熱交換器の物理寸法や構造設計を含めた完全な最適設計を対象とすると、設計パラメータの組み合わせが膨大となり、大学研究として包括的に取り扱うことは現実的ではない。

このため本研究では、「各冷媒に応じた最適な熱交換器」の定義を、熱交換器の大きさや段数などの基本構造は固定した上で、冷媒の通過する流路パスのみを最適化することとした。この考え方により、実用性および標準化可能性を考慮した形で冷媒性能評価の基盤を構築することを目指している。なお、この評価思想については、機器メーカー団体である日本冷凍空調工業会とも情報交換を行い、その妥当性について一定の理解を得ている。

本研究では、熱交換器シミュレーターを用いて冷媒パスの最適化計算を行い、その結果を用いて冷凍サイクルシミュレーションを実施することで、各冷媒の性能比較を行う。これらの取り組みは、熱交換器設計そのものの最適化手法の検証を目的とするものではなく、冷媒間の公平な性能比較を可能とする評価基盤の構築を目的としている。Figure 1.1-1 に本研究における研究開発の全体構成の概念図を示す。

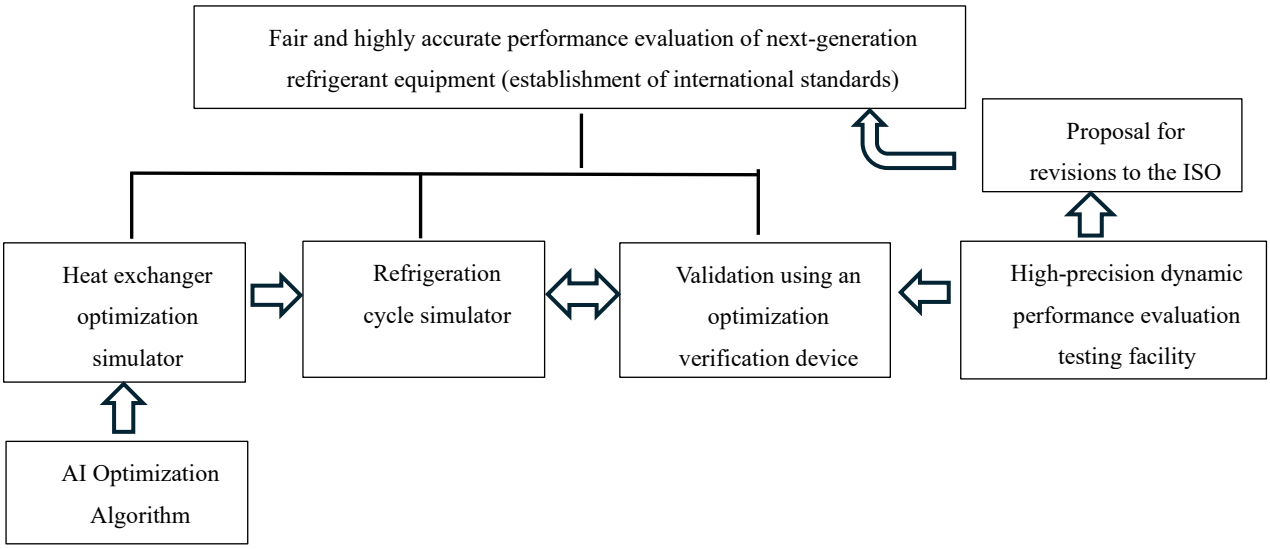


Figure 1.1-1 Overall structure of research and development in this study

1.2 研究成果

（1）評 A-1-1：シミュレーション技術研究開発

アキュムレーター等の詳細なデバイスモデルを含むことで、冷媒量およびサイクル挙動を高精度に再現した。また、純冷媒および非共沸混合冷媒の双方に対応した汎用解析基盤を実現した。これにより、従来冷媒を対象として、実機レベル性能を約 5%の誤差で予測可能なシミュレーターを構築した。

（2）評 A-1-2：最適化技術研究開発

遺伝的アルゴリズムにより、実機として実現可能な条件を考慮しつつ、分岐構造（流量分配・圧力損失制御）や回路配置（温度分布・相分布の最適化）の設計要素を最適化により、蒸発器・凝縮器を対象とした詳細熱交換器シミュレーターを開発した。その結果、運転条件に応じた最適回路構造（例：クロスパラレル／クロスカウンター）が自動導出可能となり、非共沸混合冷媒特有の温度グライド影響を考慮した設計が可能となった。

（3）評 A-1-3：冷凍サイクルシステム評価技術研究開発

従来冷媒への適用性を確認するために、R32 および R454C に対して最適化検証装置を用いた試験検証を実施した。そして、シミュレーション結果と実験結果が良好に一致し最適化手法の妥当性を確認した。また、蒸発器最適化により COP は最大 約 20%向上、凝縮器最適化により COP 最大 11%向上、蒸発器・凝縮器の同時最適化により COP は最大約 23%向上すること、さらに、最適化設計は運転条件ごとに最適解が異なることを実証した。結論として、熱交換器の最適化により R454C の性能を R32 に近い水準まで向上可能であること、および、非共沸混合冷媒では蒸発器だけでなく凝縮器側特性も重要であることを解明した。これにより、従来困難であった冷媒間の公平な性能比較評価を実現する統合的手法を確立した。

さらに、LCCP 評価への展開として、シミュレーション結果を冷房定格能力 4 kw の空調機の実機による性能評価結果と比較した上で LCCP 評価を実施した。その結果、熱交換器最適化により R454C の LCCP を R32 と同等レベルに低減可能であることを示し、低 GWP 冷媒の環境性能とエネルギー性能の両立可能性を示した。熱交換器最適化により、R454C の LCCP が R32 と同等レベルまで低減されることを確認した。

（4）評 A-2：冷凍サイクルシミュレーター用 AI 最適化アルゴリズムの開発

最大 2,000 通り以上の制約条件組合せに対応し、配管構造を DAG（有向非巡回グラフ）としてモデル化し、製造制約を考慮した実用的アルゴリズムを開発した。実装した機能は、制約組込み型最適化、自動修

復（repair）機構、評価キャッシュによる高速化、構造重複排除による探索効率向上、スワップ機能による局所探索強化等である。その結果、実機製造可能な設計のみを対象とした高速最適化を実現でき、従来手法に比べて探索効率を大幅に向上できた。これにより、従来は設計者の経験に依存していた熱交換器回路設計を、定量的かつ自動的に最適化することが可能となった。

上記の（1）～（4）の成果により、従来冷媒を対象として、各冷媒の性能を実機レベルに近い条件で公平に比較・評価するための解析および検証基盤を構築することができた。本成果は、今後の次世代冷媒を用いた機器開発および性能評価基準の高度化に資する基盤技術となるものである。特に、本研究で確立した「冷媒ごとに最適化した条件で性能を評価する」という考え方は、今後の国際的な性能評価基準の高度化において重要な指針となる。

1.3 波及効果・今後の展開

本研究開発により、

（1）次世代冷媒機器の設計指針の高度化

（2）国際的な性能評価基準の標準化への貢献

（3）低 GWP 冷媒の社会実装加速

が可能となる。本研究成果は、冷媒転換期における機器性能評価の信頼性向上に直接寄与する。

1.4 受賞実績

1 件：国際会議 The 35th International Symposium on Transport Phenomena（ISTP35）（韓国釜山：2025 年 9 月 21 日～24 日開催）において、発表題目「Evaporator Circuitry Optimization in a Three-dimensional Case」が Best Presentation Award を受賞。

2. 次世代冷媒を採用した冷凍サイクルの性能評価研究開発（早稲田大学）

2.1 冷凍サイクル実機シミュレーション技術研究開発

2.1.1 アキュムレーターモデル

アキュムレーターに流入した冷媒は、気液分離され、液冷媒は大半がアキュムレーター内に分離・貯留され、貯留された液冷媒の一部は、流出配管に設けられた油戻し穴から冷凍機油と一緒に流出配管に流入する（Figure 2.1-1）。

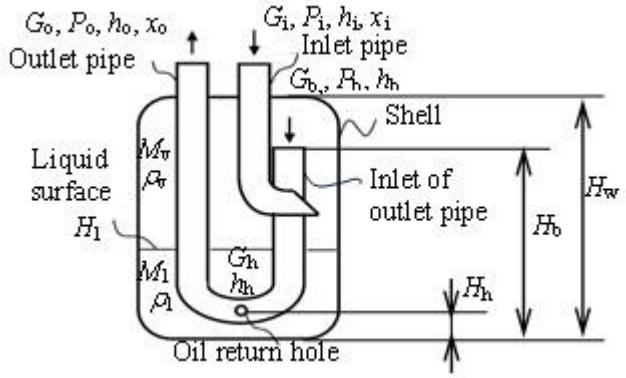


Figure 2.1-1 Schematic structure diagram of accumulator

構築したアキュムレーターの計算モデルを次に示す。

$$\Delta P_{\mathrm{im}} = k_{\mathrm{im}} \left(1 - \frac{S_{\mathrm{i}}}{A_{\mathrm{y}}}\right)^2 \frac{\rho_{\mathrm{i}}}{2} \left(\frac{G_{\mathrm{i}}}{\rho_{\mathrm{i}} S_{\mathrm{i}}}\right)^2 \tag{2.1-1}$$

$$\Delta P_{\mathrm{p}} = \rho_{\mathrm{l}} g \left(H_{\mathrm{l}} - H_{\mathrm{h}}\right) \tag{2.1-2}$$

$$G_{\mathrm{h}} = \rho_{\mathrm{l}} C_{\mathrm{h}} S_{\mathrm{h}} \sqrt{\frac{2\left(\Delta P_{\mathrm{bc}} + \Delta P_{\mathrm{bf}} + \Delta P_{\mathrm{d}} + \Delta P_{\mathrm{p}}\right)}{\rho_{\mathrm{l}}}} \qquad (\text{if } H_{\mathrm{l}} \leqq H_{\mathrm{h}} \rightarrow G_{\mathrm{h}} = 0) \tag{2.1-3}$$

$$\frac{dM_{\mathrm{l}}}{dt} = \phi G_{\mathrm{i}} \left(1 - x_{\mathrm{i}}\right) - G_{\mathrm{h}} - G_{\mathrm{i}} \frac{h_{\mathrm{i}} - h_{\mathrm{iv}}}{h_{\mathrm{iv}} - h_{\mathrm{il}}} - \frac{A_{\mathrm{sl}} K \Delta T}{h_{\mathrm{iv}} - h_{\mathrm{il}}} \qquad (\text{if } h_{\mathrm{i}} < h_{\mathrm{iv}} \rightarrow h_{\mathrm{i}} - h_{\mathrm{iv}} = 0) \tag{2.1-4}$$

$$H_{\mathrm{l}} = M_{\mathrm{l}} / \left(\rho_{\mathrm{l}} A_{\mathrm{y}}\right) \tag{2.1-5}$$

(if $H_{\mathrm{l}} > H_{\mathrm{b}} \rightarrow H_{\mathrm{l}} = H_{\mathrm{b}}$, The amount exceeding H_{b} flows into the outlet pipe)

$$M_{\mathrm{v}} / \rho_{\mathrm{v}} + M_{\mathrm{l}} / \rho_{\mathrm{l}} = V \tag{2.1-6}$$

$$\phi = \left(G_{\mathrm{il}} - G_{\mathrm{bl}}\right) / G_{\mathrm{il}} \tag{2.1-7}$$

$$G_{\mathrm{bv}} = G_{\mathrm{i}} x_{\mathrm{i}}, \quad G_{\mathrm{bl}} = \left(1 - \phi\right) G_{\mathrm{i}} \left(1 - x_{\mathrm{i}}\right), \quad G_{\mathrm{b}} = G_{\mathrm{bv}} + G_{\mathrm{bl}}, \quad G_{\mathrm{o}} = G_{\mathrm{b}} + G_{\mathrm{h}}, \quad M = M_{\mathrm{v}} + M_{\mathrm{l}} \tag{2.1-8}$$

$$x_{\mathrm{o}} = \left[G_{\mathrm{o}} - \left\{G_{\mathrm{h}} + \left(1 - \phi\right) G_{\mathrm{i}} \left(1 - x_{\mathrm{i}}\right)\right\}\right] / G_{\mathrm{o}} \qquad (\text{if } H_{\mathrm{l}} > H_{\mathrm{b}} \rightarrow x_{\mathrm{o}} = x_{\mathrm{i}}, \ x_{\mathrm{o}} = x_{\mathrm{i}} \text{ in static calculation}) \tag{2.1-9}$$

$$\Delta P = \left(\Delta P_{\mathrm{if}} + \Delta P_{\mathrm{im}}\right) + \left(\Delta P_{\mathrm{bc}} + \Delta P_{\mathrm{bf}} + \Delta P_{\mathrm{of}}\right) \tag{2.1-10}$$

$$h_{\mathrm{o}} = h_{\mathrm{ol}} + x_{\mathrm{o}} \left(h_{\mathrm{ov}} - h_{\mathrm{ol}}\right) \ (\text{in } H_{\mathrm{l}} > 0), \quad h_{\mathrm{o}} = h_{\mathrm{i}} \ \ (\text{in } H_{\mathrm{l}} = 0 \text{ or in static calculation}) \tag{2.1-11}$$

内径 φ130 mm・高さ 273.6 mm のアキュムレーターを使用し、質量流量とアキュムレーター入口乾き度を変化させ、油戻し穴の流量係数 C_h を同定した。C_h は同一流量では同じ値とした。0.011 kg･s^{-1} における測定結果とシミュレーションの比較を Figure 2.1-2 に示す。実験結果とシミュレーション結果は良好に一致した。各質量流束における流量係数 C_h の同定結果を Figure 2.1-3 に示す。

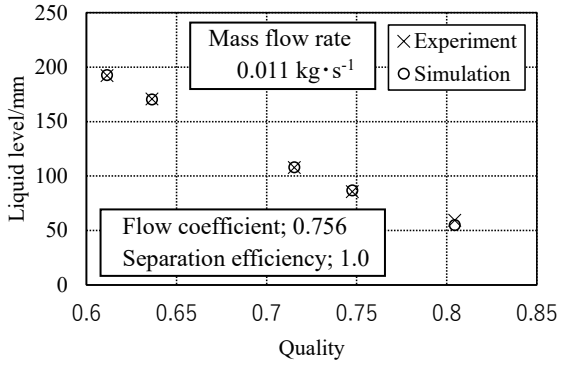


Figure 2.1-2
Comparison results of liquid level at mass flow rate around 0.011 kg･s^{-1}

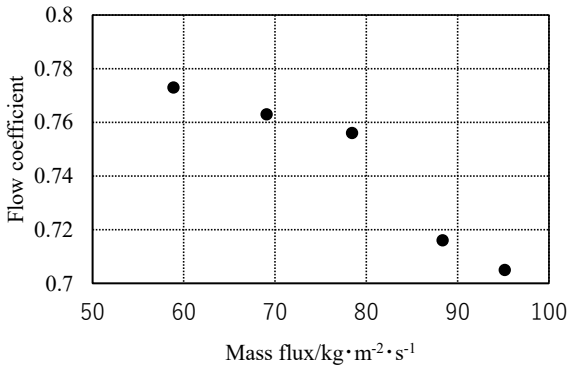
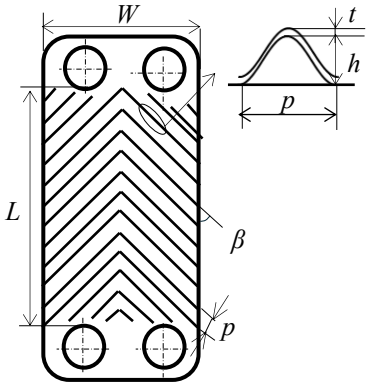


Figure 2.1-3
Relationship between mass flux and flow coefficient

(a) プレート式熱交換器モデル

プレート式熱交換器の熱伝達率・圧力損失の汎用的なモデルを構築した。汎用的な式は、波形角度βと面積拡大率ϕを含む式とする。プレート式熱交換器の概略図を Figure 2.1-4 に示す。



A	:	Area of heat transfer
D_{eq}	:	Equivalent diameter (= 2･D_{eq})
h	:	Corrugation height
L	:	Length of corrugated section
n	:	Number of plates
p	:	Corrugation pitch
t	:	Thickness of plate
W	:	Width of corrugated section
β	:	Corrugation angle
δ	:	Plate spacing
ϕ	:	Area enlargement factor

Figure 2.1-4 Schematic structure diagram of plate heat exchanger

単相熱伝達率の式は Martin[3)]の式を抽出した。

$$Nu = \phi \cdot 0.122 \cdot Pr^{1/3} \cdot \left(\mu/\mu_{\text{wall}}\right) \cdot \left[\xi \cdot \left(Re/\phi\right)^2 \cdot \sin\left(2 \cdot \beta\right)\right]^{0.374} \tag{2.1-12}$$

$$\frac{1}{\sqrt{\xi}} = \frac{\cos\beta}{\sqrt{0.18 \cdot \tan\beta + 0.36 \cdot \sin\beta + \xi_0/\cos\beta}} + \frac{1-\cos\beta}{\sqrt{3.8 \cdot \xi_{1,0}}} \tag{2.1-13}$$

$$\xi_0 = 64 \cdot \phi/Re \quad (Re < 2000), \quad \xi_0 = \left\{1.8 \cdot \log_{10}\left(Re/\phi\right) - 1.5\right\}^{-2} \quad (Re \geqq 2000) \tag{2.1-14}$$

$$\xi_{1,0} = \left(597 \cdot \phi/Re\right) + 3.85 \quad (Re < 2000), \quad \xi_{1,0} = 39 \Big/ \left\{\left(Re/\phi\right)^{0.289}\right\} \quad (Re \geqq 2000) \tag{2.1-15}$$

単相摩擦損失の式は Martin[3)]の式を採用した。ξ, ξ_0, $\xi_{1,0}$ は Martin の単相熱伝達率の式と同じ式で計算し、

圧力損失は Fanning の式で計算する。

$$f = \phi \cdot \xi / 4 \tag{2.1-16}$$

凝縮熱伝達率の式は岡崎ら[2)]の相関式を採用した。ξ, ξ_0, $\xi_{1,0}$ は Martin の式と同じ式で計算する。波形角度βの単位は(rad)である。Re_{LO} は、プレート隙間を液冷媒が単独で流れているとして液冷媒の物性を使用し、冷媒の全質量流束を用いて計算する。

$$Nu = \phi \cdot 1.172 \cdot Pr_L^{1/3} \cdot \left[\xi \cdot \left(Re_{LO} / \phi \right)^2 \cdot \sin\left(2 \cdot \beta \right) \right]^{0.28} \tag{2.1-17}$$

蒸発熱伝達率は波形角度βと面積拡大率ϕの双方を考慮した既存相関式がないため、実験結果に基づき新たに相関式を構築した。Re_{Lm} は二相部の入口と出口の平均乾き度 x_m を用いて算出し、ξ, ξ_0, $\xi_{1,0}$ は Martin の式と同じ式で計算する。

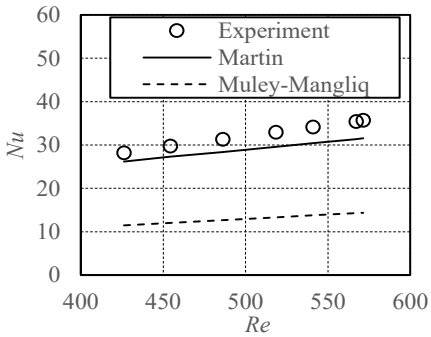
$$Nu = \phi \cdot 0.0290 \cdot Pr_L^{1/3} \cdot \left[\xi \cdot \left(Re_{Lm} / \phi \right)^2 \cdot \sin\left(2 \cdot \beta \right) \right]^{0.470} \tag{2.1-18}$$

二相部摩擦損失の式は浅野ら[1)]の式を抽出した。液単相の摩擦損失係数 f_L は Martin の式で計算する。

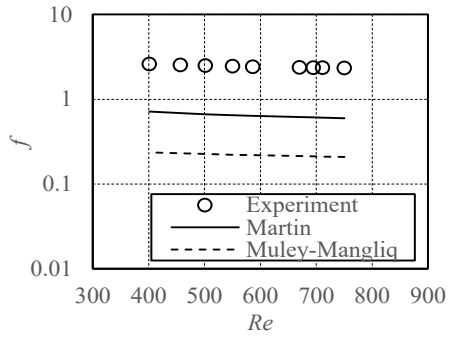
$$\Delta P = 4 \cdot f_L \cdot \Phi_L^{\,2} \cdot \left\{ \rho_L \cdot \left(G_L / \rho_L \right)^2 / 2 \right\} \left(L / D_{eq} \right) \tag{2.1-19}$$

$$\Phi_L^{\,2} = 1 + C / X_{tt} + 1 / X_{tt}^{\,2} \quad [C=3.14 \text{ (for upward flow)}, \; C=2.70 \text{ (for downward flow)}] \tag{2.1-20}$$

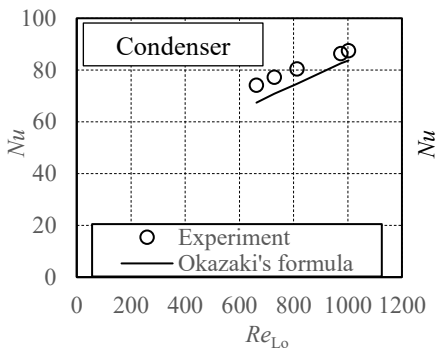
長さ 118.5mm、幅 62mm、波形角度 60°、枚数 10 枚のプレート式熱交換器を用いて実験を行った。一次側と二次側に水を流し、単相の Nu 数、摩擦損失係数 f を求めた（Figure 2.1-5 i）, ii))、図には比較のために Muley-Mangliq[4)]の式も記載)。一次側に R32 を流し、二相部 Nu 数（Figure 2.1-5 iii), iv)）、二相部摩擦損失（Figure 2.1-5 v)）を求めた。



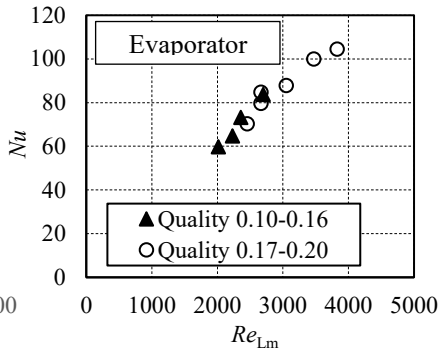
i) *Nu* and *Re* of single phase



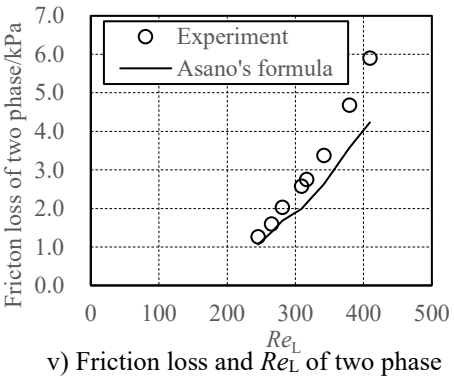
ii) *f* and *Re* of single phase



iii) *Nu* and Re_{Lo} of two phase



iv) *Nu* and Re_{Lm} of two phase



v) Friction loss and Re_L of two phase

Figure 2.1-5 Relationship of Nusselt number and friction loss against Reynolds number of single and two phase

(b) 冷凍サイクル冷媒量計算モデル

冷凍機油への溶解冷媒量は次式で表される。

$$M_{\mathrm{ref}} = \frac{R}{1-R} M_{\mathrm{oil}} = \frac{R}{1-R}\left(V_{\mathrm{oil}} \cdot \rho_{\mathrm{oil}}\right) \tag{2.1-21}$$

冷凍機油の溶解度曲線は各企業の社外秘であり外部には開示されないが、R22 冷媒では鉱油を使用するためデータが WEB で公開されている（Figure 2.1-6，http://marchan-na.com/aircon-maintenance）。シミュレーターでは、溶解度曲線のデータを基に、圧力・温度から溶解度を計算できるようにした。

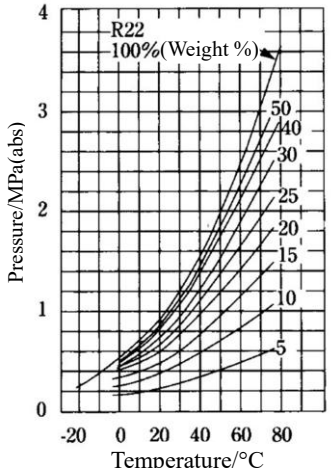


Figure 2.1-6 Sample of solubility curve of refrigerant in refrigeration oil

新しく作成した Void 率の計算式および R22 での計算例（Figure 2.1-7）を示す。

$$\alpha = \frac{U_{sg}}{C_0 \cdot U_M + U_{gm}} \tag{2.1-22}$$

$$C_0 = 1 + 0.12 \cdot (1 - x) \tag{2.1-23}$$

$$U_M = G \cdot \left(\frac{x}{\rho_{sg}} + \frac{1-x}{\rho_{sl}} \right) \tag{2.1-24}$$

$$U_{sg} = G \cdot \left(\frac{x}{\rho_{sg}} \right) \tag{2.1-25}$$

$$U_{gm} = K \cdot \frac{1.18 \cdot (1-x)}{\rho_{sl}^{0.5}} \left[g \cdot \sigma \cdot (\rho_{sl} - \rho_{sg}) \right]^{0.25} \tag{2.1-26}$$

$$K = 0.0178 \cdot \left\{ \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0.9} \cdot \left(\frac{\rho_{sg}}{\rho_{sl}} \right)^{0.5} \right\}^{-0.736} \cdot Re^{0.493} \quad \text{(in grooved tube) } (K\text{=1 in bare tube)} \tag{2.1-27}$$

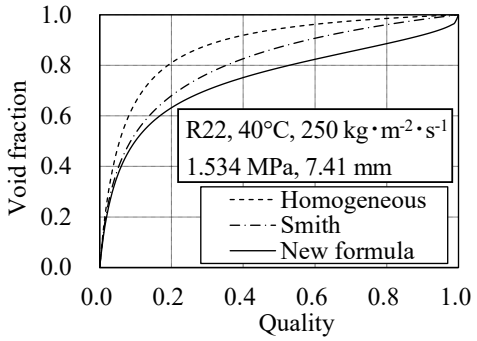


Figure 2.1-7 Relationship between quality and void fraction

R22・2.2kW ルームエアコンでのシミュレーターの計算例を示す。圧縮機は、高圧シェル型ロータリー圧縮機で、圧縮機内の冷凍機油量・有効内容積は実機の値を使用した。室内熱交換器は2列10段・積幅550mm、室外熱交換器は 1 列 20 段・積幅 750mm とした。凝縮器出口過冷却度を 5 K、圧縮機吸入冷媒加熱度を 5 K、蒸発器能力を 2.2 kW とした場合の計算結果を Table 2.1-1 に示す。計算に使用した冷凍サイクル model では、圧縮機内冷媒量をゼロとし Smith の式でスリップ比の係数 k を 3 にすると計算冷媒量が実機の冷媒量とほぼ等しくなることが確認されており、その場合の計算結果を Case 1 に示す。Case 2 は、Figure 2.1-7 の溶解度曲線を使用して冷凍機油内溶解冷媒量を計算し、さらに新 Void 率計算式を使用した場合の計算結果である。Case 1 の冷媒量は 0.6511 kg、Case 2 の冷媒量は 0.6517 kg となり、冷凍サイクル全体の冷媒量がほぼ一致した。

Table 2.1-1 Calculation results of refrigerant charge

			Case 1	Case 2
Refrigerant charge		(kg)	0.6511	0.6517
Distribution of refrigerant amount	Condenser	(kg)	0.5063	0.4322
	Evaporator	(kg)	0.0833	0.0609
	Compressor	(kg)	0.0	0.0970
	Discharge gas pipe	(kg)	0.0014	0.0014
	Two phase pipe	(kg)	0.0458	0.0459
	Suction gas pipe	(kg)	0.0143	0.0143

(c) 熱交換器シミュレーターの開発

各種低 GWP 冷媒の熱交換性能を解析できる熱交換器シミュレーターの開発を行った。開発したシミュレーターの主な特徴は以下のとおり。

・物理構造を反映した熱交換器シミュレーターを構築。
・熱交換器内部の接続系統を自由に編集可能にし、FIN 等の物理構造も交換可能とした。
・接続系統、属性値等を変化させ熱交換器単体での最適化を行うことが可能。

概要を Figure 2.1-8 に示す。

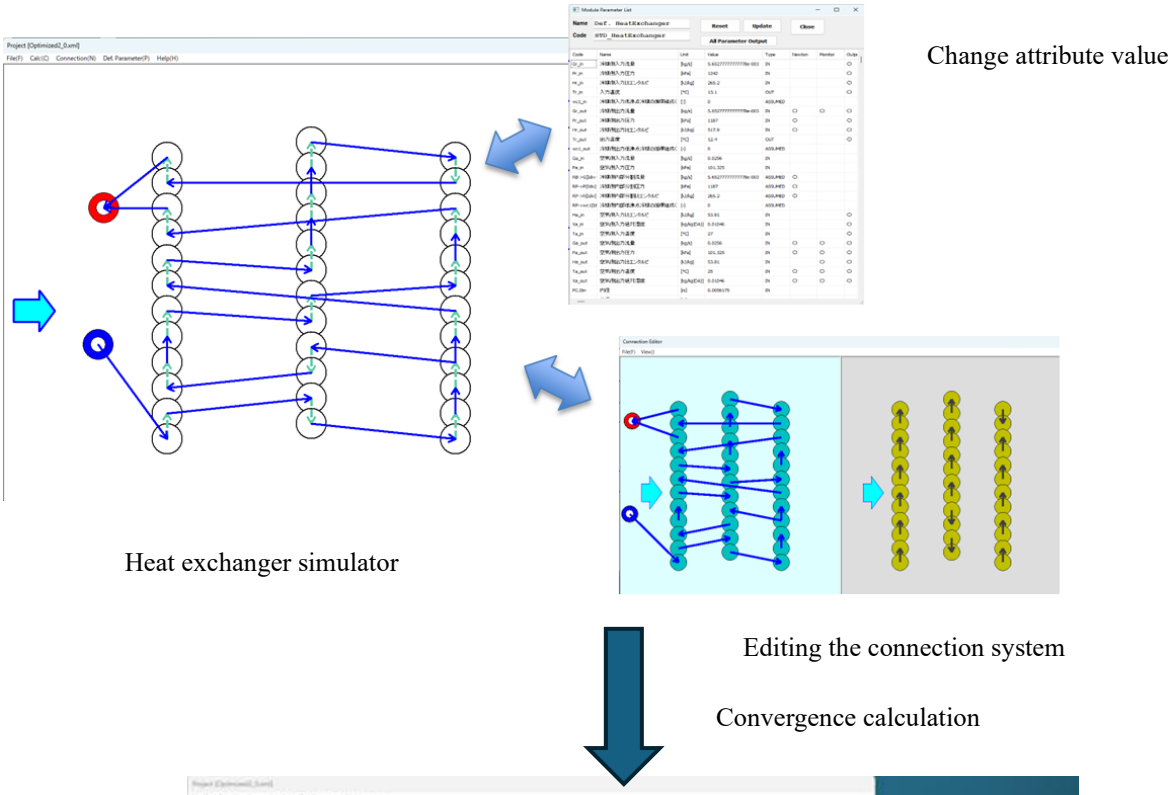


Figure 2.1-8 Overview diagram of the heat exchanger simulator

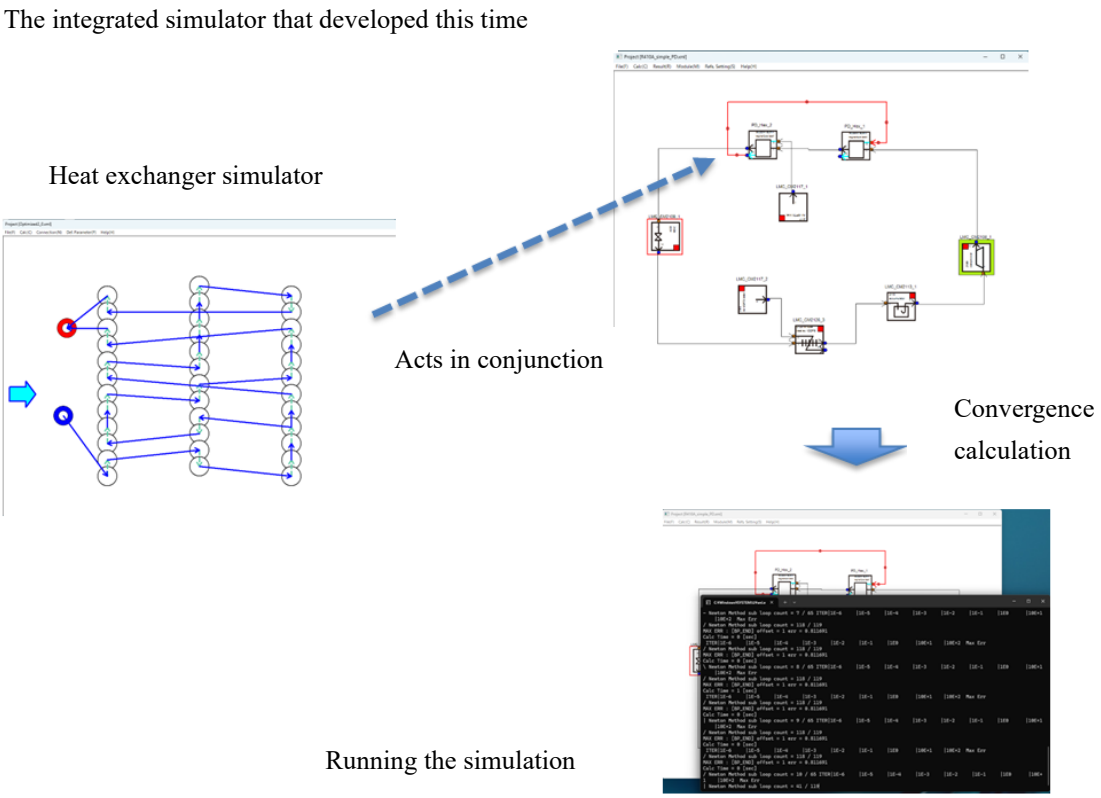


Figure 2.1-9 The integrated simulator we developed this time

2.2 冷凍サイクルシミュレーターの最適化技術研究開発

2.2.1 研究成果

本研究では、空調機用熱交換器の冷媒回路最適化に関する研究を実施し、以下の成果を得た。

(1) 蒸発器および凝縮器を対象とした熱交換器シミュレーターを構築し、純冷媒および非共沸混合冷媒に対する性能評価手法を確立した。

(2) 遺伝的アルゴリズムを用いた回路最適化手法を開発し、冷媒回路の分岐構造および流路配置が熱交換器性能に与える影響を明らかにした。

(3) R32 および R454C を対象とした検討により、本最適化手法が実際の熱交換器設計において有効であることを確認した。

2.2.2 熱交換器シミュレーター

本研究では、低 GWP 冷媒を対象とした高効率空調機の実現に向けて、熱交換器の冷媒回路設計を高精度に評価・最適化するためのシミュレーション手法の構築を目的としている。

評価対象となる冷媒回路（circuitry）を定義した後、蒸発器および凝縮器それぞれに対する独立したシミュレーターを用いて、所定の運転条件における冷凍サイクル性能を計算する（Figure 2.2-1）。本シミュレーターでは、熱交換器内の各チューブにおける局所的な熱収支および質量収支を反復計算することで、熱交換器全体の性能を求める。また、計算には冷媒側および空気側の熱伝達係数および圧力損失に関する相関式を組み合わせて用いている。

さらに、非共沸混合冷媒（zeotropic mixture）の特性を適切に再現するため、蒸発器および凝縮器の双方において混合冷媒に対応した輸送特性相関式を導入している。

蒸発器シミュレーターでは、非共沸混合冷媒の二相熱伝達を Shah[5]（2015）の相関式によりモデル化して

いる。この相関式では、温度グライドによって生じる物質移動抵抗の影響を考慮している。

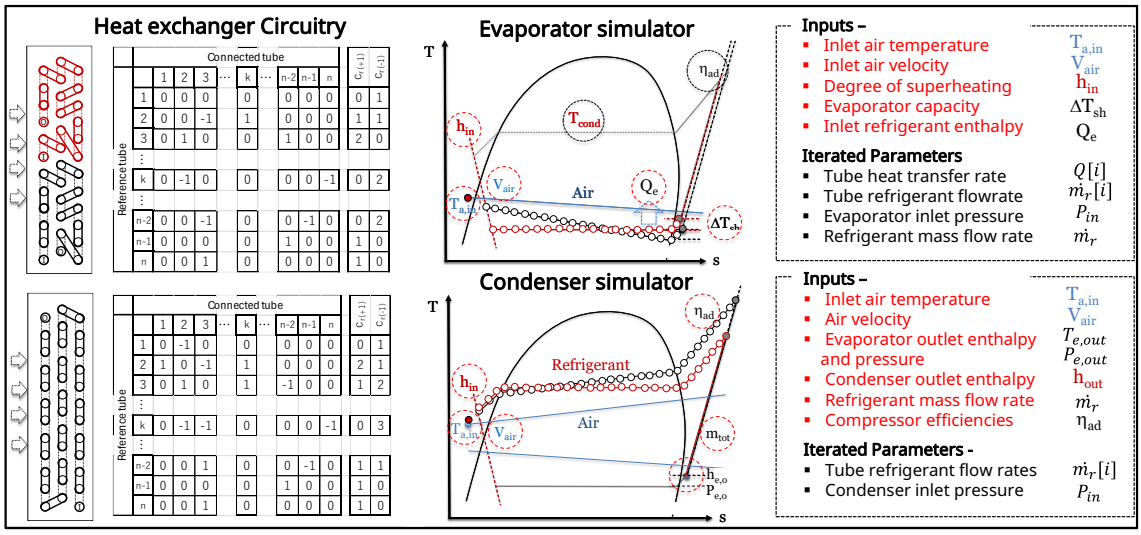


Figure 2.2-1 Conceptual description of the simulator framework for both evaporator and condenser

一方、凝縮器シミュレーターでは Dang[6](2019）のモデルを用い、温度グライドによる凝縮熱伝達の低下を等価熱抵抗として表現している。

これにより、本シミュレーターは純冷媒および非共沸混合冷媒の双方に対して、熱交換器内の熱・流動挙動を一貫して評価できる構成となっている。

冷媒回路最適化

本研究では、熱交換器回路の最適化を行うため、進化計算に基づく探索アルゴリズムを用いた。具体的には、計算されたサイクル COP を評価指標（fitness function）として用い、遺伝的アルゴリズムにより回路構成を探索する（Figure 2.2-2）

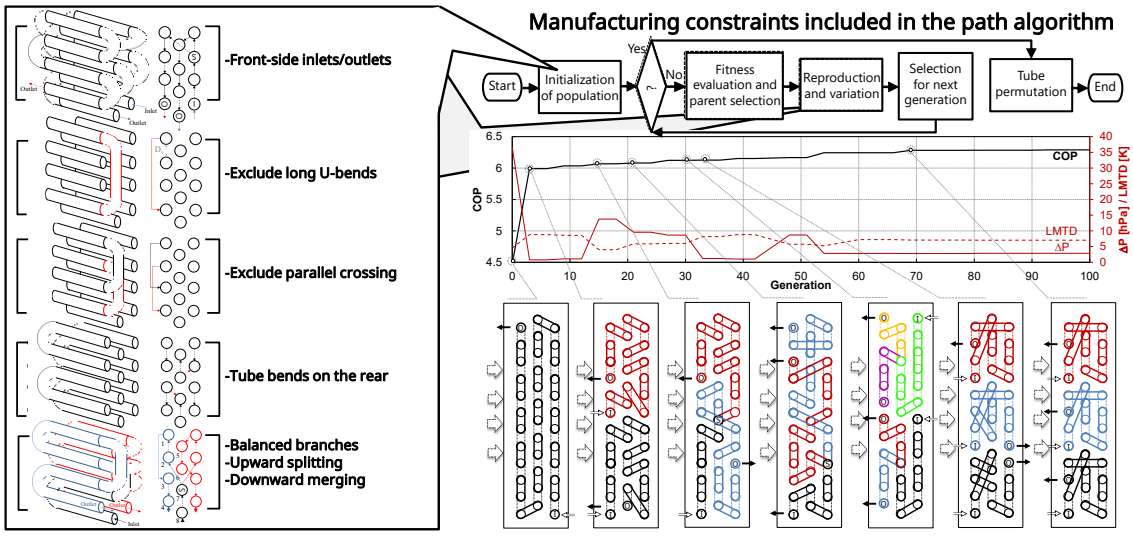


Figure 2.2-2 Conceptual description of the evolutionary progression of the path generation algorithm

本最適化手法では、実際の製造工程で実現可能な回路構成とするため、産業界との連携のもとで以下のような製造上の制約条件をアルゴリズムに組み込んでいる。

・冷媒入口および出口を熱交換器前面に配置する

・長い U ベンドを使用しない

・チューブ同士の並行交差を避ける
・熱交換器背面でのチューブ曲げ形状を事前に規定する
また、流量分布の偏りを抑制するため、分岐は上方向、合流は下方向とする構造を採用し、流量分配の均一化を図っている。
これらの制約条件をアルゴリズムに組み込むことで、熱性能が高く、かつ実際の製造工程において実装可能な回路構成を自動的に導出できる。
本研究の回路最適化では、主に 2 つの設計要素、分岐構造（Branching）と回路配置（Patterning）に着目している（Figure 2.2-3）。

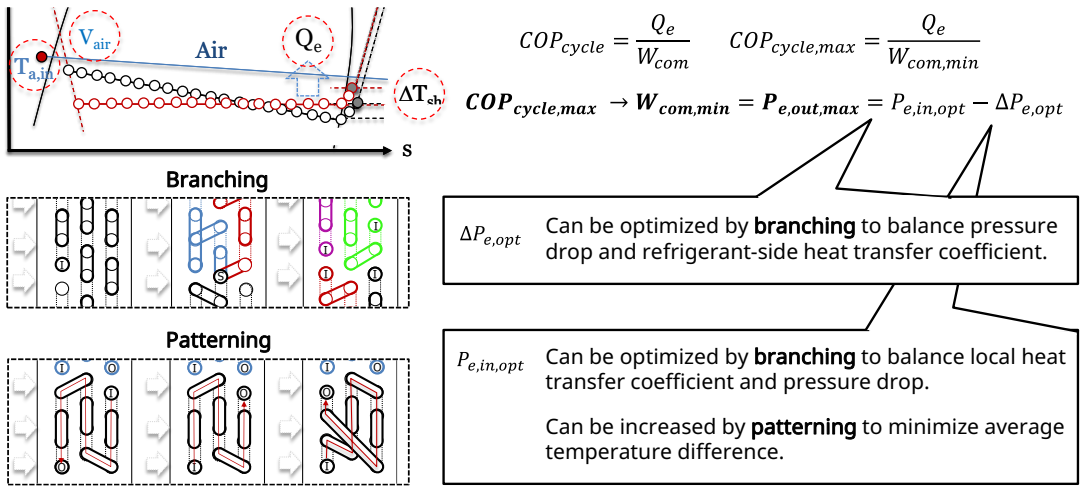


Figure 2.2-3 Fundamental topological features of optimized circuitry

分岐構造は並列流路の数および配置を調整することで、冷媒側圧力損失と局所熱伝達係数のバランスを最適化する役割を持つ。
一方、回路配置は冷媒流れと空気流れの空間配置を調整することで、熱交換器全体の温度分布を改善し、平均温度差を低減することを目的としている。
このように、分岐構造は主として水力特性および局所熱伝達特性に影響し、回路配置は熱交換器全体の温度分布および相分布に影響を与える設計要素である。
蒸発器最適化の検討
最適化手法の有効性を確認するため、基準冷媒として R32 を用いた蒸発器のケーススタディを実施した（Figure 2.2-4）
部分負荷運転（3 kW）の条件では圧力損失の影響が比較的小さいため、局所的な熱伝達係数を高める回路構成が高い性能を示す結果となった。この条件では、分岐構造を調整することで冷媒側熱伝達を向上させる設計が有効であることが確認された。
一方、定格負荷運転（4 kW）では圧力損失の影響が大きくなるため、局所熱伝達係数が多少低下しても圧力損失を低減する回路構成の方が高い性能を示すことが明らかとなった。

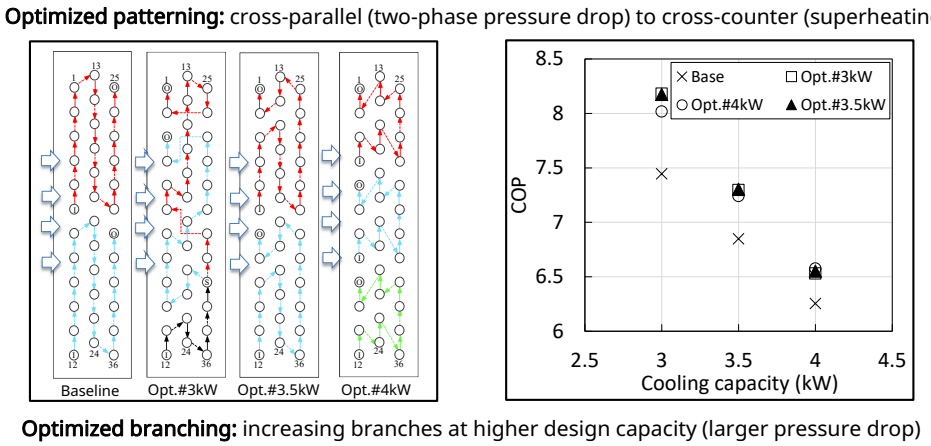


Figure 2.2-4 Baseline and optimized circuitries for R32 at different operating conditions

2.2.3 回路構造の特徴

最適化された蒸発器回路では、冷媒流れ方向に沿って回路配置が変化する特徴が確認された。具体的には、

・二相流領域では圧力損失を抑制するクロスパラレル配置

・過熱領域では熱交換効率を向上させるクロスカウンター

が採用される傾向が見られた。

また、設計容量が大きい場合には冷媒質量流量が増加するため、それに対応して分岐数が増加する結果となった。

これらの結果は、本最適化アルゴリズムが局所的な熱力学条件および流体力学条件に応じて回路構造を適切に調整できることを示している（Figure 2.2-5）。

なお、本研究で選定された回路構成については試作を行い、実験によりモデル計算結果との比較を実施することで、その妥当性を検証した。

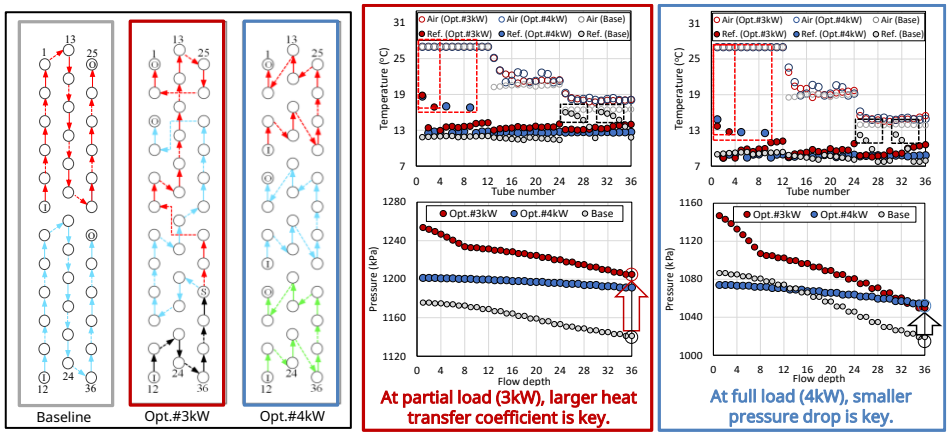


Figure 2.2-5 Analysis of the optimized circuitry features for R32 at 3- and 4-kW operation

2.2.4 システムレベルの検討

蒸発器回路の最適化結果をシステムレベルで評価した結果、運転条件に依存せず性能向上が確認された。特に、非共沸混合冷媒において顕著な改善が見られた。

蒸発器最適化結果を理想的な凝縮過程と組み合わせて蒸気圧縮サイクルとして評価したところ、R454C

の性能は R32 に近い水準まで向上することが確認された（Figure 2.2-6）。

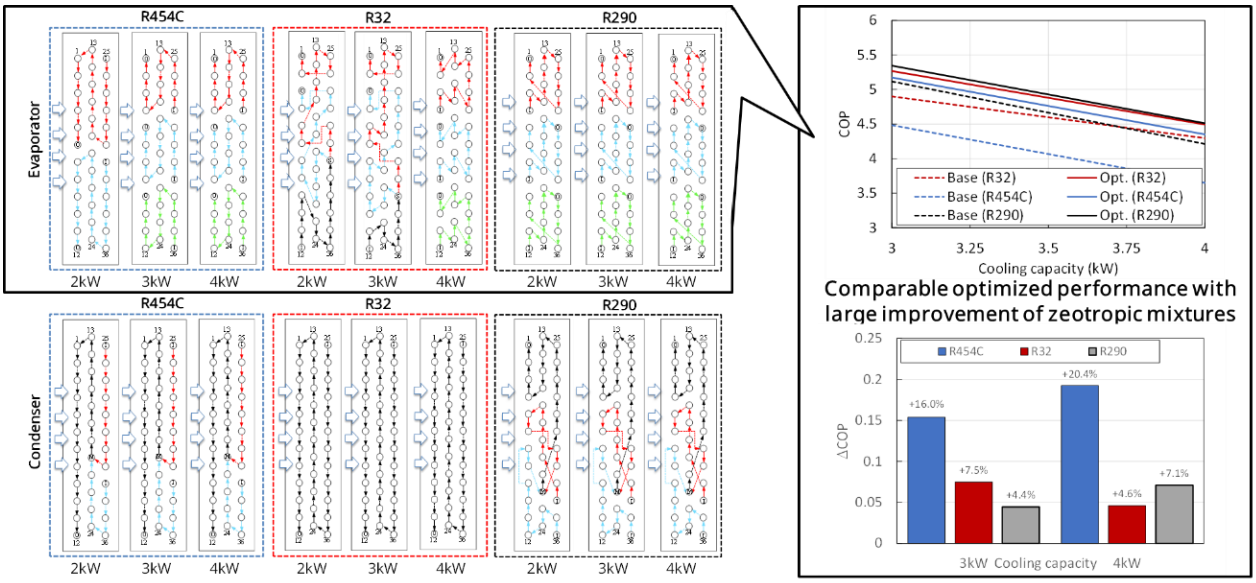


Figure 2.2-6 Evaporator and condenser circuitry optimization results for different refrigerants

一方、非共沸混合冷媒では依然として性能差が残る。この主な要因は凝縮器側の輸送特性に起因するものであり、蒸発器回路設計のみでは完全に解消できないことが示された（Figure 2.2-7）。

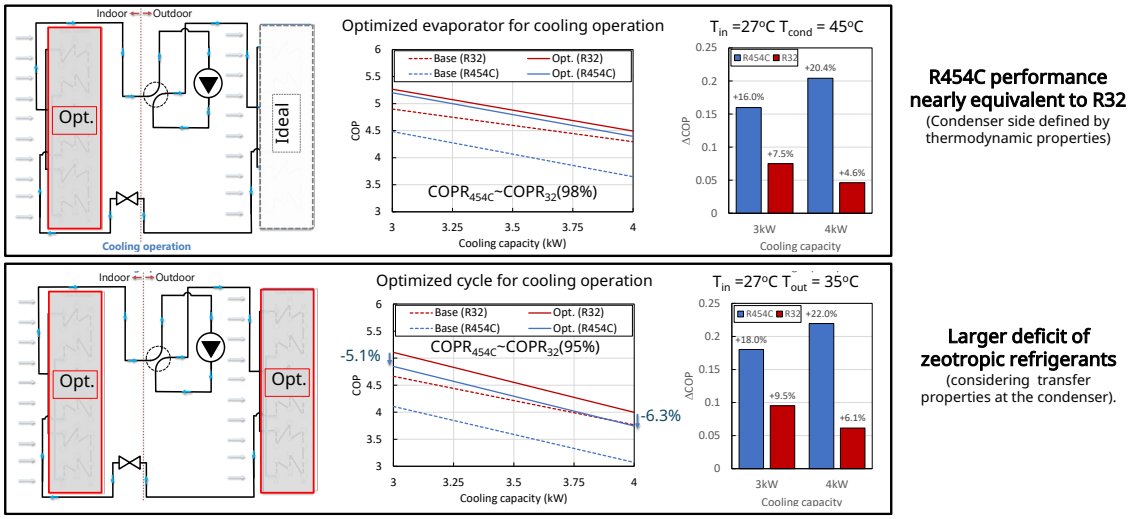


Figure 2.2-7 Optimized cycle performance comparison for different refrigerants

以上の結果から、高性能な熱交換器設計を実現するためには、冷媒回路設計と冷媒物性の双方を考慮した統合的な最適化が重要であることが明らかとなった。

2.3 冷凍サイクルシステム評価技術研究開発

2.3.1 最適化検証装置を使った妥当性検証

AI を用いた最適化設計手法によって最適化された熱交換器の妥当性確認に使用する最適化検証装置を製作し、実験を行った。最適化検証装置の概略図を Figure 2.3-1 に、熱交換器を Figure 2.3-2 に、装置の外観写真 Figure 2.3-3 と Figure 2.3-4 に、主な仕様を Table 2.3-1 に示す。

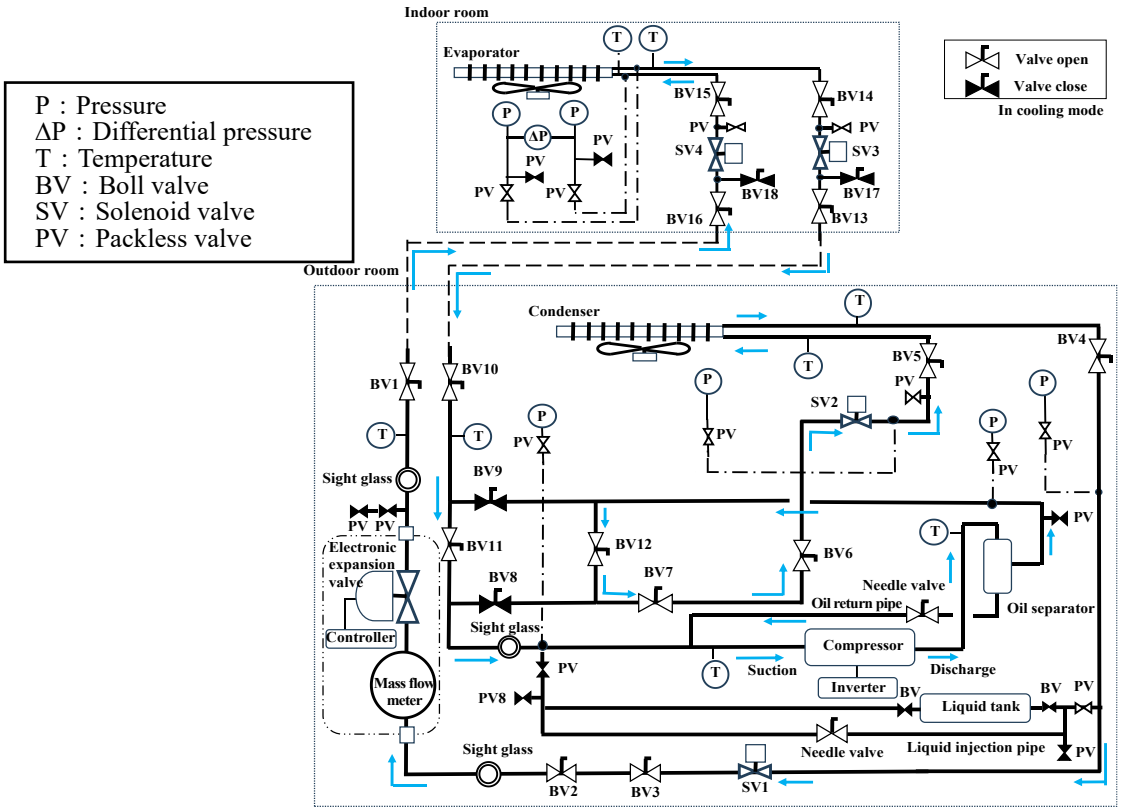


Figure 2.3-1 Schematic diagram of optimization verification device

Table 2.3-1 Main specifications of optimization verification device

Name	Specification
Compressor	Horizontal scroll type, stroke volume 15.9 cc, refrigerant oil: POE
Inverter	C1-022LF2 (Hitachi Industrial Equipment Systems)
Expansion valve:	PKV-14BS (Saginomiya Seisakusho) [Cv value: 0.05, Max. opening: 480 pulse]
Condenser fan	EMR1865-A (Oriental Motor) [Max. flow volume: 8.2 m^3/min×2 units]
Liquid tank	Swagelok, volume: 500 cc
Tube	φ12.7 mm (t 0.8 mm) (insulated with 13 mm thick Aeroflex insulation)
Mass flow meter	ALTImass II type U(Oval) [Measurement range:3.6-720 kg/h, accuracy:±0.1%RS]
Pressure	FP101(Yokogawa Electric)[Measurement range:0-5 MPa, accuracy:±0.25%FS]
Differential pressure	EJX110J(Yokogawa Electric) [Measurement range:2.5-500 kPa, accuracy:±0.075%FS]
Temperature	T-type thermocouple (calibrated with ice water at 0°C)

Table 2.3-2 Specification of heat exchanger (Unit: [mm])

Tube type	Outer diameter	Tube thickness	Height	Width	Row pitch	Stage pitch	Number of row	Number of stage	Fin pitch	Fin thickness	Length
Bare	φ6.35	0.5	232	48	16	19.05	3	12	1.2	0.115	500

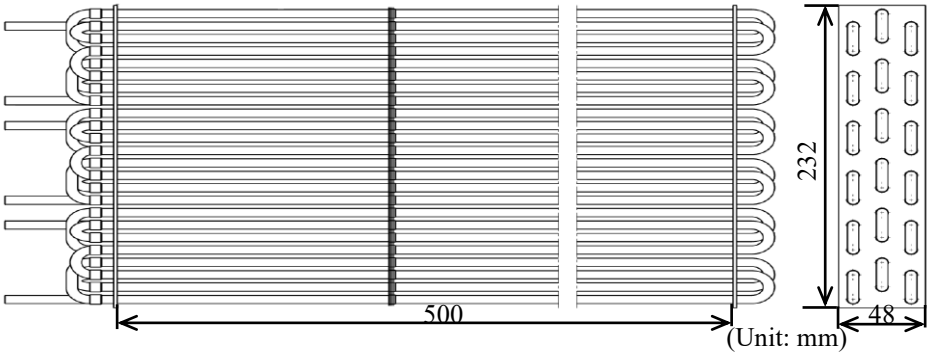


Figure 2.3-2 Overall view of the heat exchanger

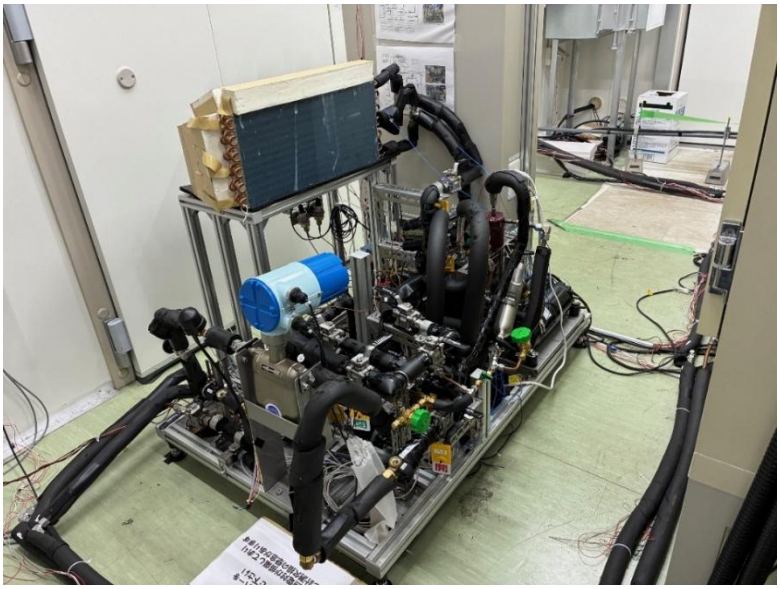


Figure 2.3-3 Photo of the optimization verification device

Figure 2.3-4 Installation status of optimization verification equipment in the outdoor unit room

また、熱交換器（蒸発器・並行流）の仕様を Table 2.3-2 に、パス図を Figure 2.3-5 に示す。Figure 2.3-5 は冷媒と空気が並行流の場合の流路を示しており、In は冷媒流入部、Out は冷媒流出部を指す。Optimized 4-C のように末尾に“-C”を付けた場合は、冷媒と空気を対向流とし、冷媒を Figure 2.3-5 とは逆に、冷媒を Out から流入させ、In から流出させる場合を指す。Table 2.3-3 に製作した熱交換器の種類一覧を示す。

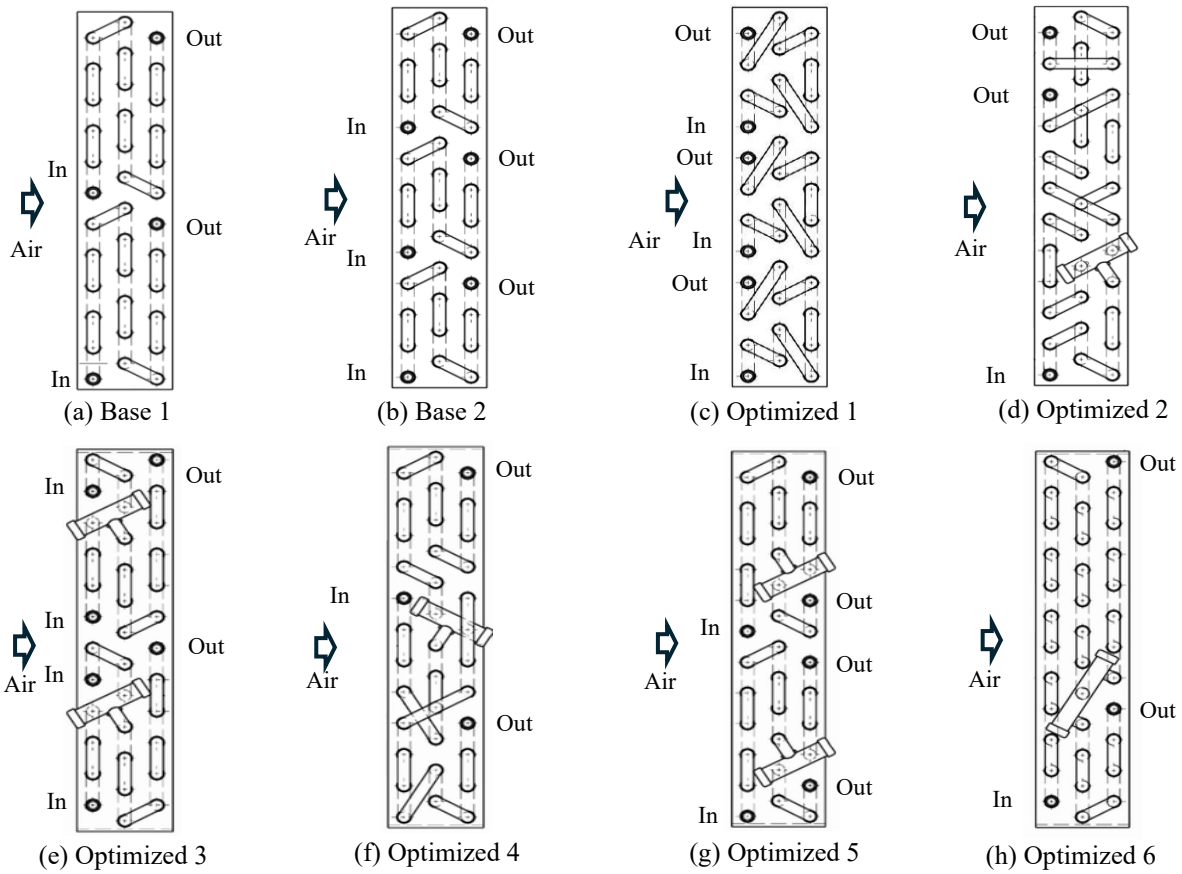


Figure 2.3-5 Path diagram of heat exchanger (evaporator, parallel flow)

Table 2.3-3 List of manufactured heat exchanger types

Symbol	Name	Number of passes	Type	Optimized Refrigerant	Capacity (kW)
a	Base 1	2	Evaporator	R32	—
b	Base 2	3	Evaporator	R454C	—
c	Optimized 1	3	Evaporator	R32	4
d	Optimized 2	1-2	Evaporator	R32	3
e	Optimized 3	4-2	Evaporator	R454C	3-4
f	Optimized 4	1-2	Condenser	R32	4
g	Optimized 5	2-4	Condenser	R454C	5
h	Optimized 6	1-2	Condenser	R454C	3.7

R32 を用い、設計・製作した熱交換器の評価を行った。

R32・蒸発器　Base 1(並行流)、Optimized 1(並行流-対向流)、Optimized 2(並行流-対向流)

R32・凝縮器　Base 1-C(対向流)、Optimized 4-C(対向流)

R32・最適(凝縮器)－最適(蒸発器)

[最適(凝縮器)－最適(蒸発器)] Optimized 4-C－Optimized 1

[Base(凝縮器)－Base(蒸発器)] Base 1-C－Base 1

蒸発器の評価結果を Figure 2.3-に示す。COP は、3.0kW で Base 1: 4.608、Optimized 1: 5.025（Base 1 比+9.1%）、Optimized 2: 5.226（Base 1 比+13.4%）、4.0 kW で Base 1: 3.213、Optimized 1: 3.869（Base 1 比+20.5%）、Optimized 2: 3.850（Base 1 比+19.9%）となり、3.0 kW では Optimized 2 の COP が最も高く、4.0 kW では Optimized 1 の COP が最も高かった。

凝縮器の評価結果を Figure 2.3-に示す。COP は、3.7kW で Base 1-C: 4.667、Optimized 4-C: 5.259（Base 1-C 比+12.7%）、4.0kW で Base 1-C : 3.699、Optimized 4-C : 3.779（Base 1-C 比+3.8%）となった。

最適(凝縮器)－最適(凝縮器)の評価結果を Figure 2.3-に示す。COP は 3.0kW で凝縮器 Base 1-C－蒸発器 Base 1（Base-Base）: 4.608、凝縮器 Base 1-C－蒸発器 Optimized 1（蒸発器だけ最適化）: 5.025（Base-Base 比+9.1%）、凝縮器 Optimized 4-C－蒸発器 Optimized 1（蒸発器と凝縮器の双方を最適化）: 5.338（Base-Base 比+15.8%）、4.0kW で凝縮器 Base 1-C－蒸発器 Base 1（Base－Base）: 3.213、凝縮器 Base 1-C－蒸発器 Optimized 1（蒸発器だけ最適化）: 3.869（Base-Base 比+20.5%）、凝縮器 Optimized 4-C－蒸発器 Optimized 1（蒸発器と凝縮器の双方を最適化）: 3.959（Base-Base 比+23.3%）となり、蒸発器と凝縮器の双方を最適化熱交換器に変えると、蒸発器だけ最適化熱交換器にした場合よりも COP が高くなり、3.0 kW の方が改善率は高かった。

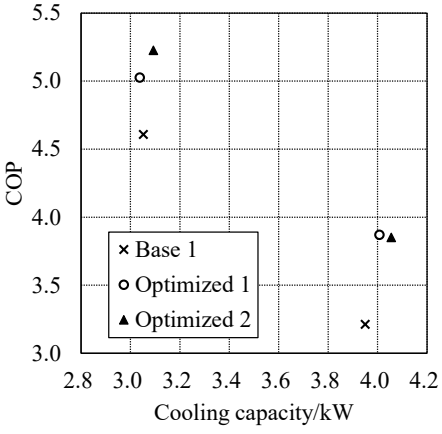


Figure 2.3-6
Relationship between cooling capacity and COP of R32

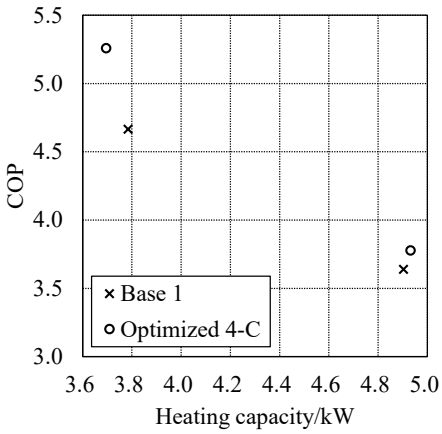


Figure 2.3-7
Relationship between heating capacity and COP of R32

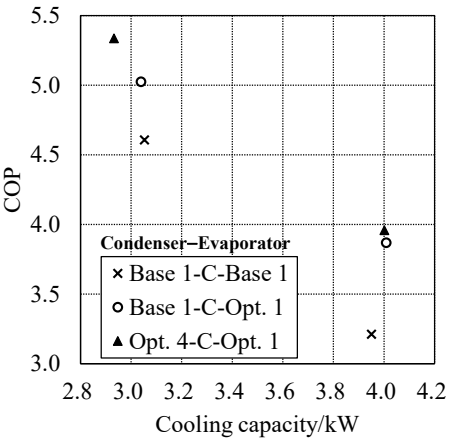


Figure 2.3-8
Relationship between cooling capacity and COP (R32, cooling, opt.-opt.)

R454C を用い、設計・製作した熱交換器の評価を行った。

R454C・蒸発器　Base 2(並行流)、Base 2-C(対向流)、Optimized 3-C(対向流)

R454C・凝縮器　Base 1-C(対向流)、Base 2-C(対向流)、Optimized 5-C(対向流)、Optimized 6-C(対向流)

蒸発器の評価結果を Figure 2.3-に示す。COP は、3.0kW で Base 2: 3.371、Optimized 3-C: 3.983（Base 2 比+18.2%）、Base 2-C: 4.215（Base 2 比+25.0%）、3.6kW で Optimized 3-C: 3.038、Base 2-C: 3.297 となり、3.0 kW、3.6 kW 共、Base 2-C の COP が最も高かった。

凝縮器の評価結果を Figure 2.3-に示す。COP は、3.7kW で Base 2-C: 4.891、Base 1-C: 5.168（Base 2-C 比+5.7%）、Optimized 5-C: 5.304（Base 2-C 比+8.4%）、Optimized 6-C: 5.391（Base 2-C 比+10.2%）、5.0kW で Base 2-C: 4.108、Base 1-C: 4.460（Basse 2-C 比+8.6%）、Optimized 5-C: 4.571（Base 2-C 比+11.3%）、Optimized 6-C: 4.562（Base 2-C 比+11.1%）となり、Optimized 5-C、Optimized 6-C の COP 改善率が高かった。

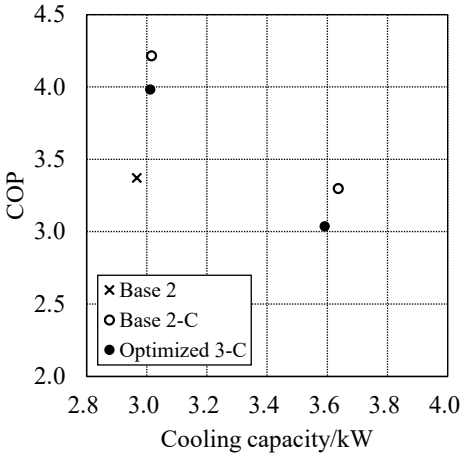


Figure 2.3-9
Relationship between cooling capacity and COP of R454C

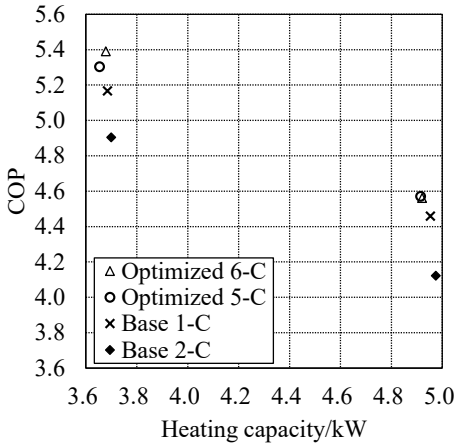


Figure 2.3-10
Relationship between heating capacity and COP of R454C

2.3.2 妥当性検証結果

最適化結果の妥当性を確認するため、R32 を対象として最適化された蒸発器回路の性能を複数の運転条件で評価した。

その結果、各回路はそれぞれの設計条件において最も高い性能を示すことが確認された。

3 kW 条件で最適化した回路は部分負荷運転において高い性能を示し、蒸発温度が高くなる一方で冷媒側圧力損失が増加する傾向が見られた。

一方、4 kW 条件で最適化した回路は定格運転時に最も高い性能を示し、圧力損失低減および回路配置による温度分布改善が主要な性能向上要因であることが確認された（Figure 2.3-6）。

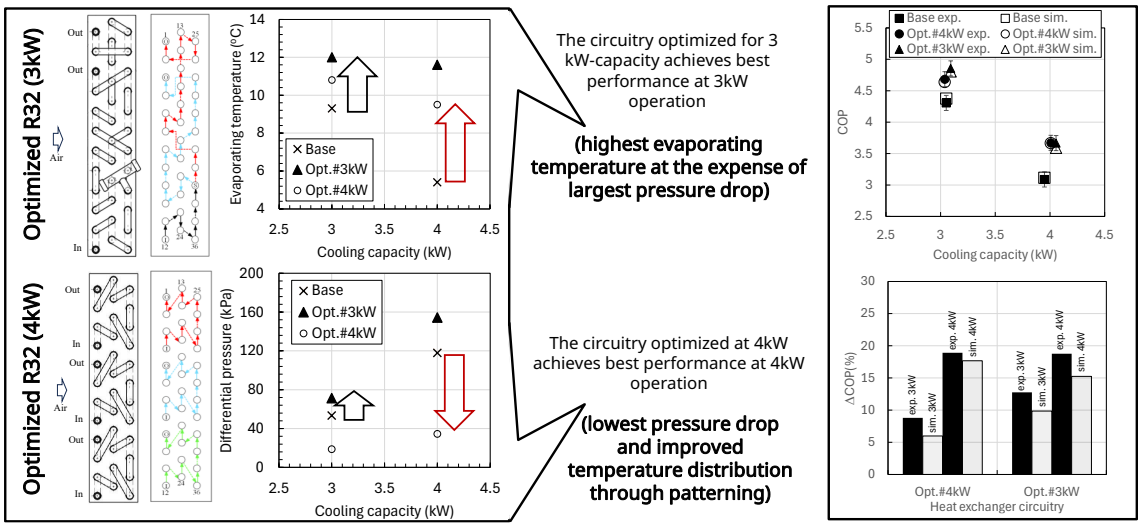
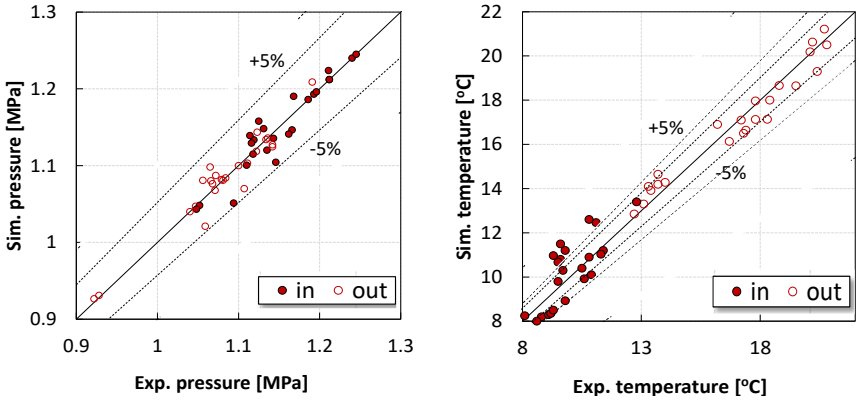


Figure 2.3-6 Optimized evaporator features validation for R32 refrigerant

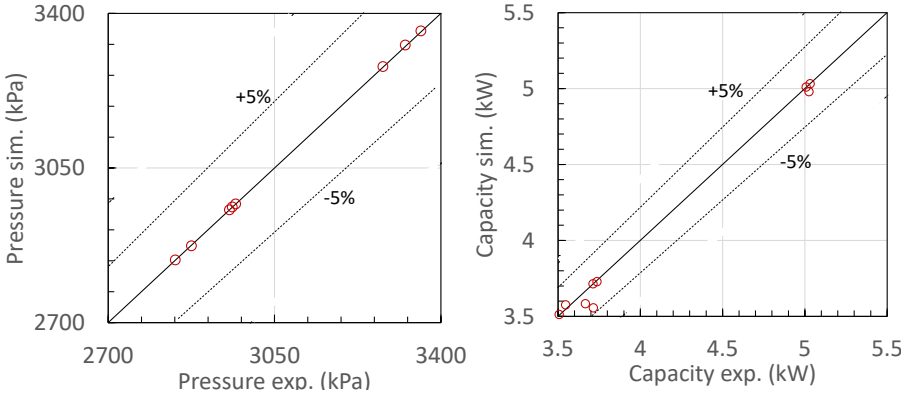
さらに、この検証は蒸発器だけでなく凝縮器および R454C 混合冷媒にも拡張して実施した。その結果、R454C に対しても本最適化手法が有効であることを確認した。

また、蒸発器および凝縮器のシミュレーターについて、実験データまたは参照データとの比較によりモデル検証を実施した（Figure 2.3-7、Figure 2.3-8）。その結果、R32 および R454C の両冷媒において、計算結果と実験結果は良好に一致し、熱伝達および圧力損失の予測精度が十分であることが確認された。

以上より、本研究で構築したシミュレーションおよび最適化手法は、高効率空調機の設計に向けた熱交換器回路設計の高度化に資する有効な技術基盤であることが確認された。

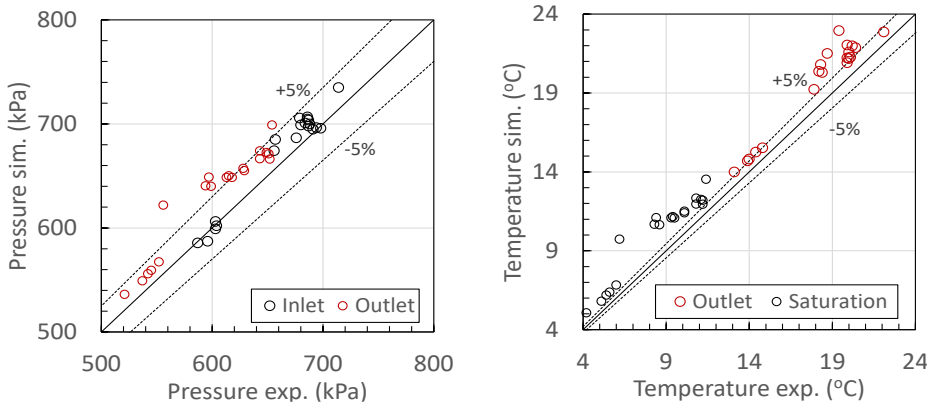


(a) R32 evaporator

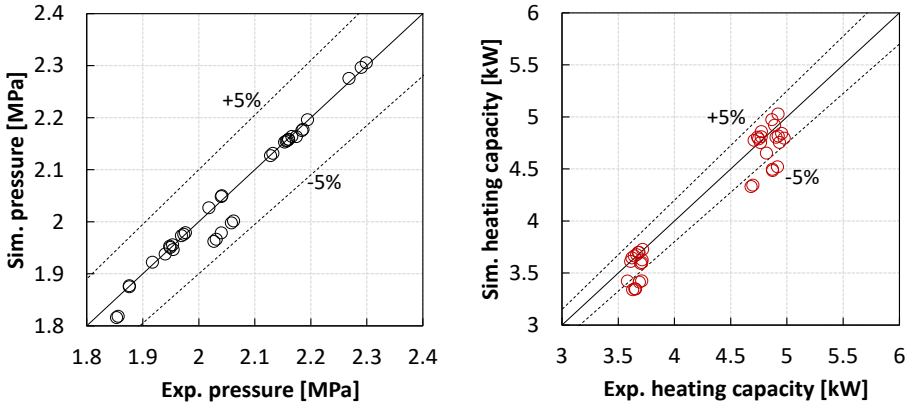


(b) R32 condenser

Figure 2.3-7 Evaporator and condenser model validation for R32 refrigerants



(a) R454C evaporator



(b) R454 condenser

Figure 2.3-8 Evaporator and condenser model validation for R454C refrigerants

2.3.3 熱交換器最適化による LCCP 評価

ヒートポンプシステムの地球温暖化への影響を把握するため、冷媒漏洩やエネルギー消費における影響を含めて統合的な評価手段である LCCP が 1990 年代に初めて提案された。近年 LCCP に関する研究の多くは、2016 年の Guideline For LCCP v1.2[7] に記載された LCCP 計算式に従って計算をされている。式(2.3-1)～(2.3-3)は LCCP の計算式を示す。

$$LCCP = Direct\ Emission + Indirect\ Emission \tag{2.3-1}$$

$$Direct\ Emission = C \cdot (L \cdot ALR + EOL) \cdot (GWP + Adp.GWP) \tag{2.3-2}$$

$$Indirect\ Emission = L \cdot AEC \cdot EM + \Sigma(m \cdot MM) + \Sigma(mr \cdot RM) + C \cdot (1 + ALR) \cdot RFM + C \cdot (1 - EOL) \cdot RFD \tag{2.3-3}$$

これらの式に示されるように、LCCP は冷媒漏洩による直接影響とエネルギー消費による間接影響の 2 つの部分で構成されている、直接影響の計算は、まず年間冷媒漏洩率（ALR）と使用年数（L）の積で使用期間の漏洩率を計算し、それに回収時の冷媒漏洩率（EOL）を足して全体の漏洩率を計算する。そして、冷媒充填量（C）と地球温暖化係数（GWP，Adp. GWP）の積を冷媒漏洩による直接影響として計算する。

間接影響の方は、主に製品製造、製品の電力消費量、材料回収、冷媒製造及び冷媒回収による温暖化影響の 5 つの部分で構成されている。ここで、電力消費量による CO_2 排出量は年間エネルギー消費量と使用年数と CO_2 排出係数の積で計算される。製品製造と回収による温暖化影響は、製品重量（m）と回収材料の重量（mr）をそれぞれ製品材料製造（MM）と回収材料の CO_2 排出係数（RM）の積として計算される。

先行研究として、東京大学で実施した R410A による LCCP 評価[8] や社団法人日本冷凍空調工業会の行った各種冷媒での試算[9]では、稼働条件に依存する電力消費量による温暖化影響が LCCP の主な要因であり、

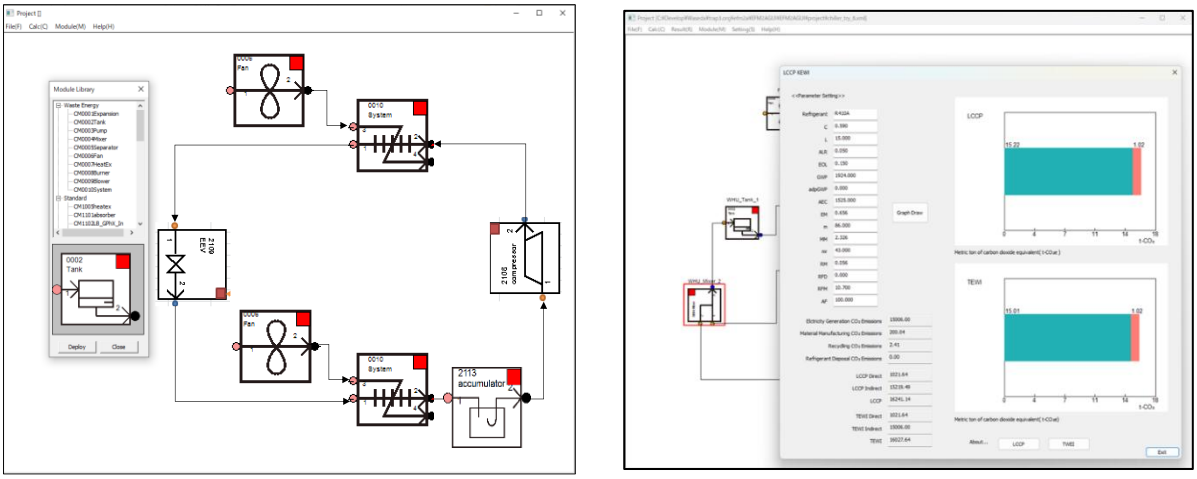
製品と冷媒の製造および回収による温暖化影響は非常に小さい結果となっている。

LCCP 計算における変数とその意味について Table 2.3-4 に示す。

Table 2.3-4 Variables and their meanings in LCCP calculations

Symbol	Description	Unit
C	Refrigerant charge	kg
GWP	Global warming potential of refrigerant	kg-CO2eq/kg
Adp. GWP	GWP of atmospheric degradation products of the refrigerant	kg-CO2eq/kg
L	Product lifetime	year
ALR	Annual leakage rate during operation	%/year
EOL	Refrigerant release rate at end-of-life	%
AEC	Annual electricity consumption	kWh/year
EM	CO2 emission factor of electricity	kg-CO2/kWh
MM	Impact of material manufacturing per unit mass	kg-CO2/kg
m	Mass of material	kg
RM	Impact of material recycling per unit mass	kg-CO2/kg
mr	Mass of recycled material	kg
RFM	Impact of refrigerant manufacturing	kg-CO2/kg refrigerant
RFD	Impact of gases released during refrigerant disposal or recycling	kg-CO2/kg refrigerant

ここで、電力消費量については、本研究で構築したシステムシミュレーター「ENERGY FLOW +MII [10]」で計算した結果を LCCP シミュレーターに受け渡す仕組みとなっており、システムシミュレーターの画面と LCCP シミュレーターによる計算結果の表示画面例を Figure 2.3-9 に示す。なお、対象とする空調機は一般社団法人日本冷凍空調工業会と協議して「冷房定格能力 4 kW のルームエアコン」とした。



（i）Display screen of system simulator　（ii）Display screen of calculation result by LCCP simulator

Figure 2.3-9 Example of display screen of “Simulator of ENERGY FLOW +M II”

(a) 年間消費電力量（AEC）の算出方法

① 外気温度の発生時間数の集計

ここでは JIS C9612(2013)[11] に記載された外気温データを使用する。ルームエアコンに関する JIS C9612（2013）に記載されている各外気温の稼働時間は冷房 1569 時間、暖房 2707 時間の計 4276 時間である。

② 各外気温度の空調負荷の算出

JIS の空調負荷モデルから各外気温度の空調負荷を求める。JIS の外気温度と負荷の関係は、冷房負荷は外気温度 35℃の時に 100%、23℃で負荷 0 となっている。暖房負荷は外気温度 0℃で負荷 100%、17℃で負荷 0 である。また、外気温度が 15℃から 21℃の間は、空調を使用しないことになっており、空調負荷は 0 となっている。

③ 各外気温度の消費電力量の算出

各外気温度の空調負荷とシミュレーション計算で求めた COP から各外気温度の消費電力を求め、これにその外気温度の発生時間を掛けて各外気温度の消費電力量を求める

④ 年間消費電力量の算出

各外気温度の消費電力量を積算して、年間消費電力量の算出する

⑤ 熱交換器シミュレーターによる最適化と COP 計算

R32 と R454C それぞれの熱交換器の最適化結果を Figure 2.3-10 に示す。

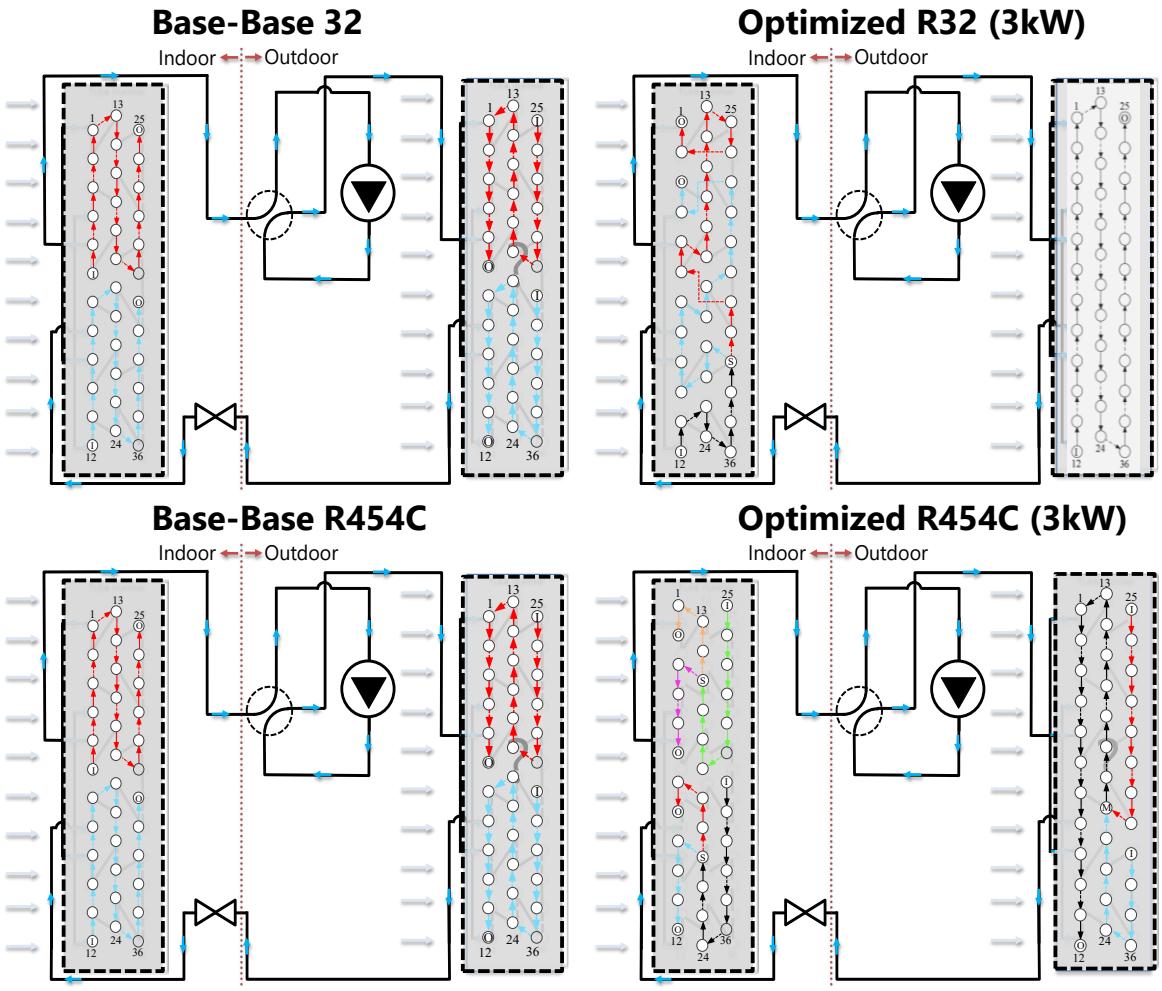


Figure 2.3-10 Optimization results for heat exchangers using R32 and R454C.

COP の計算結果を Table 2.3-5 に示す。ただし、熱交換器のみの最適化であるため、実機で生じる低負荷運転時の断続運転に伴う COP の低下は考慮していない。

各温度での COP から消費電力を求め、各温度の発生時間と掛けることで消費電力量を求める。消費電力量の計算結果を Table 2.3-6 に示す。

Table 2.3-5 COP calculation results from heat exchanger optimization

Mode	PLR (%)	Outdoor Temp. (℃)	Indoor Temp. (℃)	COP (-) R32 Base	R32 Opt.	R454C Base	R454C Opt.
Cooling	100	35	27	3.77	3.94	3.07	3.69
	75	32	27	5.10	5.60	4.51	5.28
	50	29	27	7.72	9.02	6.44	8.04
	25	26	27	15.84	15.81	11.76	12.94
Heating	75	2	20	3.19	3.48	2.58	3.41
	50	7	20	4.57	4.96	3.74	4.68
	25	12	20	8.16	9.12	6.83	8.03
	10	15	20	14.18	20.36	12.12	16.40

Table 2.3-6 Calculation results of air conditioning power consumption through heat exchanger optimization

Mood	air conditioning load（kWh）	R32 Base		R32 Optimized		R454C Base		R454C Optimized	
		COP (-)	AEC (kWh)	COP (-)	AEC (kWh)	COP (-)	AEC (kWh)	COP (-)	AEC (kWh)
Cooling	2498.33	7.72	323.77	8.53	293.02	6.43	388.44	7.65	326.48
Heating	5463.12	5.37	1016.87	5.59	977.58	4.42	1235.54	5.22	1046.76
Total	7961.45	5.94	1340.65	6.27	1270.60	4.90	1623.98	5.80	1373.25

一方、実運転性能が高精度に評価できる環境試験装置である「エミュレーター負荷試験装置」を用いて冷房定格能力 4 kW のルームエアコンの詳細な動的試験を行った。この試験結果から APF を求めた値は 3.97 であった。試験評価した冷房定格能力 4 kW のルームエアコンの外観を Figure 2.3-11 に示す。

熱交換器のシミュレーションでは R32 Base の APF＝5.94 であったため、実機と比較して各消費電力量は Table 2.3-6 の 5.94/3.97=1.50 倍とする。

Figure 2.3-11 Appearance of the 4kW room air conditioner that was tested and evaluated.

Table 2.3-7 The values assuming a 4 kW room air conditioner for the R32 and R454C(1/2)

Direct Emission	R32	R454C	
C	0.9	←	kg
GWP	675	148	kg CO2e
Adp. GWP	0	←	R454C
L	15	←	Year
ALR	5	←	%
EOL	15	←	%

Table 2.3-8 The values assuming a 4 kW room air conditioner for the R32 and R454C(2/2)

Indirect Emission	R32	R454C	
L	15	←	Year
AEC			kWh
EM	0.423	←	kg CO2e/kWh
MM	2.326	←	kg-CO2/kg
m	45.5	←	kg
RM	0.0562	←	kg-CO2/kg
mr	22.75	←	kg
RFM	7.2	←	kg-CO2/kg refrigerant
RFD	0	←	kg-CO2/kg refrigerant

LCCP 計算に必要な数値を Table 2.3-7 と Table 2.3-8 に示す。電力 1kWh あたりの CO2 排出係数 EM は、「電気事業者別排出係数（電気事業者の未調整排出量算定用）令和 6 年度実績令和 8 年 1 月 9 日環境省・経済産業省公表の「全国平均係数」[12] を使用した。また、日本冷凍空調工業会の調査結果 [13] によると、ルームエアコンの年間運転時間数は 2995 時間、製品寿命は 12 年であるため、これらの数値を LCCP シミュレーターに入力することで、以下の結果が得られる。

⑥ 計算結果

計算結果を Figure 2.3-12 に示す。熱交換器を最適化することで、R454C の LCCP は R32 とほぼ同等にできることが明らかになった。

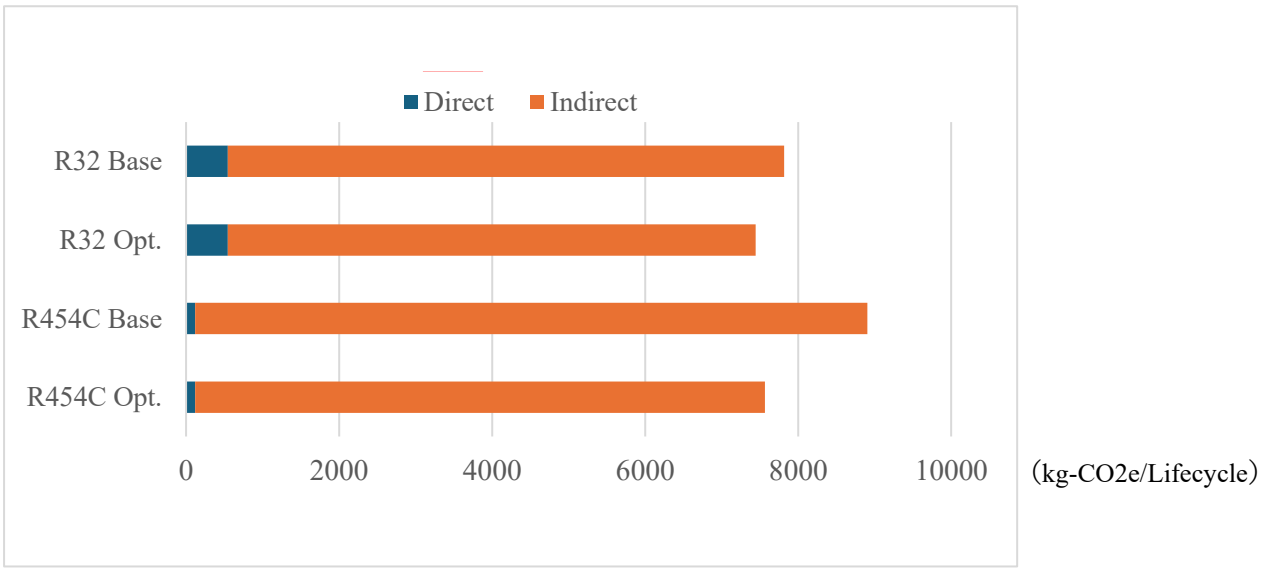


Figure 2.3-12 LCCP calculation results based on heat exchanger optimization
(Air-conditioner with a cooling capacity of 4kW for residential)

【参考文献】

Hitoshi Asano and Nobuyuki Takenaka, 2007, Transactions of the Japan Society of Refrigerating and Air Conditioning Engineers, 14(4), pp. 389–399..

Takashi Okazaki and Tatsunori Manno, 2006, Proceedings of the 2006 Annual Conference of the Japan Society of Refrigerating and Air Conditioning Engineers, B121..

Martin. H., 1996, Chemical Engineering and Processing, 35, pp. 301-310.

Muley. A., Mangliq. R.M., 1999, J. Heat Transfer, 121(1), pp. 110-117.

Shah M.M., 2015, Appl. Therm. Eng., 89, pp. 812-821.

Deng H., Rossato M., Fernandino M., Del Col D., 2019, Appl. Therm. Eng., 153, pp. 779-790.

Booklet-LCCP Guideline V1.2 JAN2016.pub (cold.org.gr) (in Japanese)

H.Horie et al. Trans. of the JSRAE Vol.28, No. 4, pp.393～404 (2011) . (in Japanese)

seminar201126_js305_3-2.pdf (jreco.or.jp) (in Japanese)

J. Jeong, G. Niccolo, Y. Miyaoka, K. Saito, Development of Assessment Techniques for Next-Generation Refrigerant with Low GWP Values: The 6th report: Efforts and outcomes on simulator development in FY2020, Proc. 2021 JSRAE Annual Conference, JSRAE, (2021), B145. (in Japanese)

Japanese Industrial Standards, JIS C 9612, (2013). (in Japanese)

https://policies.env.go.jp/earth/ghg-santeikohyo/calc.html

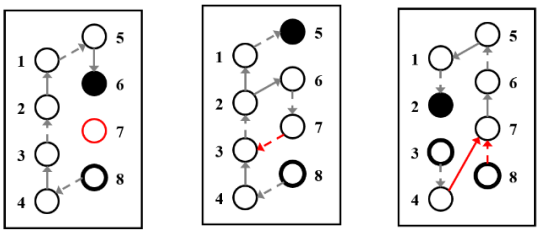
T,Shimizu et al. Study on the actual usage of residential air conditioners for LCCP Valuation : JAIRA International Symposium 2025

3. 冷凍サイクルシミュレーター用 AI 最適化アルゴリズムの開発（電気通信大学）

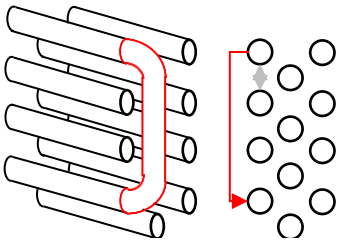
実機レベルでの熱交換器最適化を実現する上では、シミュレーターの開発において、熱交換器を実際に製造する工程における各種の制約条件（例えば、熱交換機の物理的な大きさや熱交換器製作工程において実現可能な冷媒配管の分岐パス）なども考慮する必要がある。これら制約条件を考慮した AI 最適化アルゴリズムの開発を行うことが目標である。

3.1 制約条件の開発

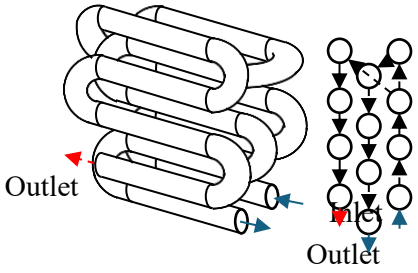
熱交換器を実際に製造する工程における各種の制約条件について網羅的に洗い出し、日冷工と情報交換により、10 の制約（1 つは必須、9 つはオプション）を整理した。Figure 3.1-1 に日冷工と定めた制約を示す。



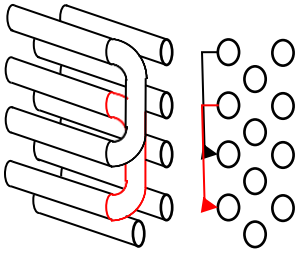
Restrictions on pipe connections
Left: Ensure no unconnected pipes are created.
Center: Prevent loops from forming in pipe connections.
Right: Prevent pipes from merging at either end.



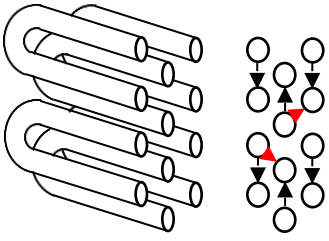
Length of connecting pipes
Up to L units



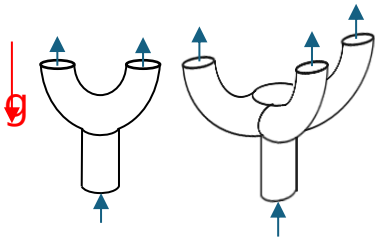
Direction of inflow and outflow
Inflow and outflow cannot be in the same direction.



Pipe crossing
Pipes cannot cross each other.

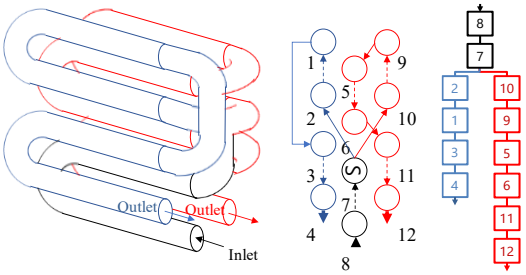


Locations where piping can be modified:
Modifications to the rear are not permitted.



Direction of pipe branching
Branching is only from bottom to top; merging is only from top to bottom.

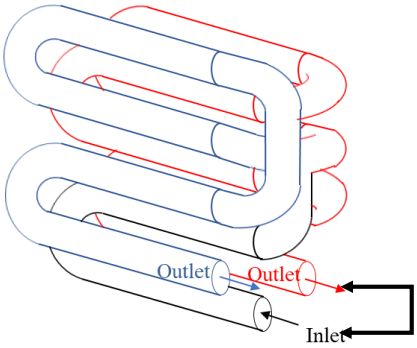
Number of pipe branches
Branches up to n_1
Joins up to n_2



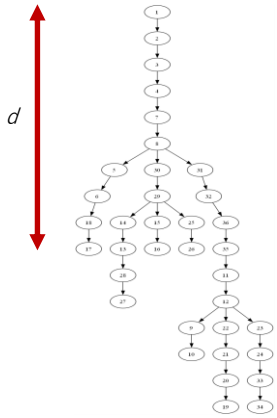
Imbalance in the number of branch pipes
Imbalance is limited to p times

Figure 3.1-1 Ten restrictions agreed upon with the Japan Refrigeration and Air Conditioning Association

さらに、適切な構造となるよう検討を重ね、2 つのオプション制約を追加した。追加した制約を Figure 3.1-2 に示す。



Distance between inflow and outflow
Up to a maximum of n



Number of pipes connected from inflow to outflow
Up to a maximum of d

Figure 3.1-2 10 additional constraints (optional)

なお、Figure 3.1-1 及び Figure 3.1-2 に示している変数L, n_1, n_2, p, n, dはそれぞれユーザが自由に値を設定できるよう AI プログラムを開発した。

3.2 制約条件を満たす AI 最適化アルゴリズムの開発

11 のオプション制約それぞれについて ON/OFF を可能にできるようにするため、合計 2^11=2024 通りの最適化シナリオが想定される。この熱交換器のベント管に対する物理的制約条件を AI 最適化アルゴリズムへ反映した。制約を入れることにより、実現不可能な最適化結果になる可能性が減少するとともに、最適化対象の探索範囲が大幅に縮小する。

さらに、制約の範囲内でできるだけ多様な配管を試行できるようプログラムを改良し、制約チェックや、制約範囲内での遺伝的アルゴリズム実行にかかる時間の高速化を実施している。

3.2.1 AI 最適化アルゴリズムの特徴

これまで開発してきた遺伝的プログラミングアルゴリズムに基づき、AI 最適化アルゴリズムの開発を行った。熱交換器の配管接続構造を単に制約を満たす形で生成するだけでなく、制約処理・探索効率・運用性までを考慮した統合的な最適化アルゴリズムを設計・実装した点に特徴がある。各種製造制約（分岐数上限、合流制限、交差禁止、長さ制約、方向制約など）を個別の判定ルールとして実装し、制約をモジュール化したルールベース構造を構築した。各制約は独立に ON/OFF 可能であり、複数制約の組合せに柔軟に対応できる設計となっている。これは単なる条件チェックではなく、制約知識を明示的にアルゴリズム

内部へ組み込んだ知識駆動型の設計である。

加えて、本システムでは制約違反を単に棄却するのではなく、自動修復（repair）機構を実装している。例えば、循環構造が検出された場合には該当リンクを除去し、再接続を試みる。また孤立ノードが発生した場合には、制約を満たす範囲で接続を再構築する。このように「生成→判定→修復」という流れを持たせることで、不適切解の多発による探索停止を防ぎ、実用的な探索を可能にしている点は重要な技術的工夫である。

3.2.2 AI 最適化アルゴリズムの高速化

適切な熱交換器設計ができるまで、AI 技術の一つである遺伝的プログラミングを用いても時間がかかることから、高速化を実施した。

(a) スワップ機構

AI 最適化アルゴリズムの高速化の一環として、新たにスワップ機能を追加実装した。本研究では、熱交換器内の配管接続構造を、有向非巡回グラフ（Directed Acyclic Graph, DAG）としてモデル化している。

ここでいう DAG とは、「流れの向き（入口から出口への方向）を持ち」、かつ「途中で循環（ループ）を形成しない」ネットワーク構造を意味する。熱交換器内部では冷媒が入口から出口へ一方向に流れる必要があり、流れが途中で元に戻るような閉ループ構造は物理的に成立しない。このため、本研究では配管の接続関係を、入口を始点、出口を終点とする一方向ネットワークとして定式化し、循環が存在しない構造のみを許容する設計としている。

スワップ機能は、この DAG 構造そのもの（すなわち「入口から出口へ到達可能であり、かつ循環を含まない」というトポロジー的条件）を維持したまま、各種製造制約を満たす範囲内で、配管同士の接続関係を部分的に入れ替える処理である。具体的には、全体の流れ方向や分岐・合流の階層関係は保持しつつ、ある接続点における接続先の組合せをランダムに変更することで、新たな配管構成を生成する。

このように、「構造の骨格は維持しつつ接続のみを変更する」操作とすることで、

・循環構造の発生

・入口から出口へ到達不能となる構造

・製造制約違反となる構造

といった不適切解の生成を抑制できる。その結果、探索空間を物理的に実現可能な範囲に限定しながら、多様な候補構造を効率的に生成することが可能となり、遺伝的アルゴリズムによる最適化計算の高速化を実現している。

(b) 構造生成段階における妥当性判定

探索空間の事前削減を目的として、構造生成段階において局所的な妥当性判定を組み込んだ。これは、候補構造を生成した後に全体判定を行うのではなく、接続を追加する段階で物理的に成立しない可能性が高い構成を事前に排除する方式である。これにより、不適切解の大量生成を抑制し、遺伝的操作（交叉・突然変異）の有効割合を高めている。

(c) キャッシュ機構

評価計算の効率化を図るため、同一構造に対する再評価を回避するキャッシュ機構を導入した。熱交換器シミュレーションは計算負荷が高く、同一トポロジーに対して繰り返し評価を行うことは非効率である。そこで、構造の同一性を識別する仕組みを設け、一度評価済みの個体については結果を再利用する設計とした。これにより、計算資源の浪費を防ぎ、探索全体のスループットを向上させている。

(d) 構造重複排除機構

集団内の多様性維持を目的とした構造重複排除機構を実装した。性能指標のみで上位個体を選抜すると、

類似構造が過度に増殖し探索が局所解に収束する恐れがある。本システムでは、構造的同一性を判定し、同一トポロジーの重複保持を抑制することで、探索の多様性を確保している。これは単なる最適値追求ではなく、設計空間全体の網羅性を意識した戦略である。

(e) ハイブリッド戦略

大域探索と局所探索を役割分担させるハイブリッド戦略を採用した。遺伝的プログラミングにより広範な設計候補を生成した後、有望解に対して限定的な局所操作を適用し、微調整を行う構造としている。これにより、探索初期段階では広い範囲を探索し、収束段階では効率的に性能改善を図ることが可能となっている。

(f) ルールベース処理

ルールベース処理を単なる制約チェックとしてではなく、探索安定化機構として位置付けている。生成された個体が制約違反を含む場合でも、可能な限り修復を試みることで探索の継続性を確保している。これにより、進化計算における不適合個体の大量発生による停滞を回避している。

以上のように、本研究では遺伝的プログラミングを単独で適用するのではなく、探索空間削減、計算再利用、多様性制御、局所改善、およびルールベースによる安定化を統合することで、実機製造を前提とした大規模設計問題に対応可能な高速化設計を実現している。これは単なるパラメータ調整による高速化ではなく、アルゴリズム設計レベルでの構造的改善である。

3.2.3 AI 最適化アルゴリズムの可視化

AI 最適化プログラム内部では XML ファイルで取り扱っているが、利用者が確認しやすいように可視化プログラムを作成した（Figure 3.2-1）。さらに、最適化途中の配管の可視化プログラム構築を行った。これにより、たとえば配管構造 1 と配管構造 2 から、新たに配管構造 1’と配管構造 2’を生成している様子が分かる。

今後、エラー処理等の充実化を図るほか、GUI ツールとして研究者以外でも使いやすいツール化についても実施していく。

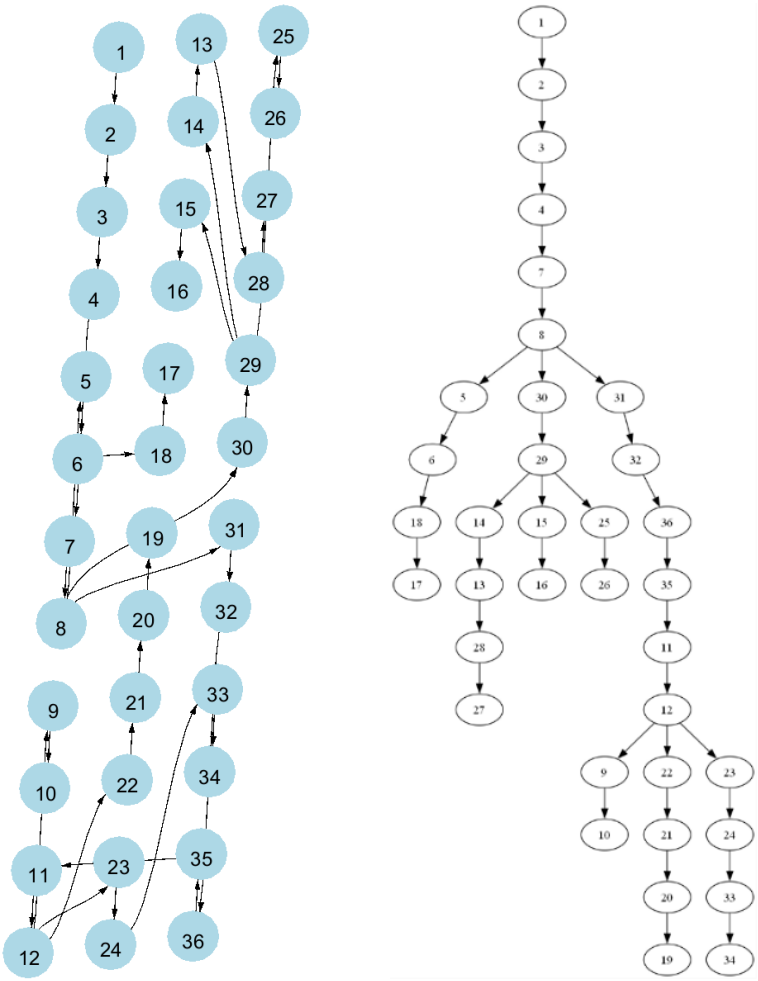


Figure 3.2-1 Examples of structural visualization

Left: Visualization maintaining physical spatial relationships

Right: Visualization of the flow from entrance to exit