

遺伝的冷媒流路生成アルゴリズムを用いた熱交換器の最適化に関する研究

ジャンネットィ ニコロ^{*†} ガルシア ジョン・カルロ^{**} ヴァレラ リチャード・ジェイソン^{**}
清 雄 一^{***} 榎 木 光 治^{****} 鄭 宗 秀^{****} 斎 藤 潔^{**}

* 早稲田大学高等研究所 (169-8050 東京都新宿区西早稲田 1-6-1)

** 早稲田大学基幹理工学部 機械科学・航空宇宙学科 (169-8555 東京都新宿区大久保 3-4-1)

*** 電気通信大学大学院 情報理工学研究科 情報学専攻 (182-8585 東京都調布市調布ヶ丘 1-5-1)

**** 電気通信大学大学院 情報理工学研究科 機械知能システム学専攻 (182-8585 東京都調布市調布ヶ丘 1-5-1)

***** 早稲田大学高理工学術院理工学術院総合研究所 (169-8555 東京都新宿区大久保 3-4-1)

要 約

本研究では、次世代冷媒の性能評価のために、熱交換器回路の進化的最適化に基づく評価手法を提案する。フィン付き管式熱交換器を対象としたシミュレーションでは、冷媒回路の双方向の数学的表現（管-管隣接行列）と、進化的探索の際に回路の一貫性と実現性を確保するための関連する制約条件の定式化を行った。熱交換器の解析において最適配置の効率的な進化的探索のために、「遺伝的熱経路生成法」という新しい最適化アルゴリズムを開発した。この技術は、物理的に実現可能である限り、分割・合流ノードの数や位置に制約のない複雑な回路への遺伝的演算子の実装を扱うことができ、それゆえ、従来の最適化研究の探索空間を拡大し最適化することが可能となる。空調用途の 36 個の配管数を持つ蒸発器の最適化回路に対し、代表的な R 32, R 410A, R 454C の 3 種類の冷媒を用いた場合の性能を評価した。所定の出力容量と空気出口温度において、R 454C のような非共沸混合冷媒では、より大きな COP 向上（最大 7.26%）が達成され、空気温度変化と温度グライドを適切にマッチングさせることで、必要な圧縮比をさらに低減できる可能性があることが分かった。これまでのドロップイン性能分析とは逆の成果、つまり温度差のある低 GWP 非共沸混合冷媒が R 410A よりも高い性能を、そして R 32 と同等程度の性能を達成できる見込みがついた。

キーワード: 遺伝的プログラミング、フィン付き管式熱交換器、低 GWP 冷媒、性能評価、熱力学的最適化

1. 緒 言

カーボンニュートラルと持続可能な開発への道筋において、エネルギー変換技術は、安価でクリーンなエネルギー、包括的で持続可能な産業化とイノベーション、そして気候変動への緊急対策を実現するための深い変革期を迎えてい¹⁾。その中で、暖房・換気・空調・冷凍 (HVACR) システムは、広範囲に運用されているため、直接的にも間接的にも環境に大きな影響を与えている。そのため、システムの効率を向上させ、環境にやさしい作動流体、つまり冷媒

の代替を探索することにより、これらの有害な影響を軽減することに焦点を当てた研究が行われている。冷媒は、地球温暖化係数 (GWP)、オゾン層破壊係数 (ODP)、安全性、熱力学的特性、性能、コストなど、さまざまな面からその特性が評価される。しかしすべての条件を満足できる冷媒は現状では存在せず、用途によって最適な物質の選定は異なる。このように、冷媒性能に関して要求が厳しくなるにつれ、様々な低負荷の混合冷媒が新たに開発され、冷媒の自由度が増し、従来型の代替となる可能性が出てきている。しかしながら、熱交換器を設計する

[†]Fax:+81 3-5286-3259 E-mail:niccolo@aoni.waseda.jp

となると、非共沸混合冷媒のような新しい代替冷媒は、純冷媒や共沸冷媒とは異なる、複雑さとそれに伴う特殊性がある。Jakobs and Kruse²⁾は、非共沸混合冷媒に対応するローレンツサイクルが実現されると仮定して、温度グライドを持つ非共沸混合の大幅なエネルギー削減の可能性を示した。Kruse³⁾は、冷媒と外部流体の平均温度差を小さくすることによって、蒸発器と凝縮器の温度プロファイルの最適なマッチングに近づくように冷媒混合組成を調整することによって、5~10%のエネルギー節約を実現した。しかし、このような熱力学的な利点を、具体的な設計手法によって実際にどのように適用していくかは、いまだに実証されていない。単に熱物性に基づく解析やドロップイン試験⁴⁾では、異なる冷媒の実際のポテンシャルを把握することが難しいことは広く認識されているところである。それゆえに、システムの設計と運用は、それぞれの作動流体に合わせて行わなければならない。これらを考慮すると、低GWP冷媒の効果的な導入は、特定の要素設計を行う際に、作動流体の輸送性能を考慮する高度な性能評価技術の開発と密接に関係しているといえる。

熱交換器は、外部の熱源および熱吸収源とシステムの接点となる。そして、熱交換器は一般的に蒸気圧縮式空調機において、必要不可欠で最も重要な構成要素となるため、システム全体の容量と効率に大きな影響を及ぼす。そして伝熱形態は相変化熱伝達となるため、その最適設計は非常に複雑な問題として一般に認識されている。通常、冷媒側の伝熱管内では、幅広い蒸気乾き度で相変化熱伝達を生じさせるため、流動様式などによって異なる伝熱特性を持つことになる。一方、伝熱管外では、空気が流動することで熱交換を行う。内部流体と外部流体の熱伝達特性が異なるため、内部と外部の熱抵抗の大きさが局所的に大きく変動し、それに伴って温度差も大きく変動する。これらの現象は、最適な設計を模索する上で考慮すべき重大な課題となり、特定の用途のケースや異なる冷媒の特性に対して空気側が伝熱の律速となりうるため、空気側の伝熱特性が熱交換器の性能特性に大きく効いてくる。

これまでにも、低い空気側熱伝達率を補うこ

とで、凝縮器と蒸発器の空気側輸送性能を最大化するためのさまざまな研究が行われてきた⁵⁻¹¹⁾。しかし、空気側の圧力損失と形状に関連する設計変数の数とは相反の関係であるため、空気側伝熱面の最適な構造設計の複雑さが現状の問題として上げられる⁸⁾。

ほかには、冷媒側伝熱管内の断面形状を変化させることで、熱抵抗をさらに低減できることが示されている¹²⁻¹³⁾。しかし、冷媒の相変化熱伝達率は、蒸気クオリティで大きく異なるため、凝縮器と蒸発器の性能を高めるには、気流側との温度差と熱抵抗においての適切なバランスを取る必要がある。別の先行研究¹⁴⁻¹⁵⁾で実証されたように、並列分岐の分割と合流の導入を含む冷媒回路の最適化は、蒸発器、凝縮器、および他の流動機構の空気-冷媒温度差、熱抵抗比、および冷媒側圧力損失の局所的配置に有効に作用する。しかし、凝縮器や蒸発器は通常、多数の配管からなり、冷媒流路の組み合わせが無数に考えられる状態で束状に配置されており、各回路の熱伝達性能は、それぞれの適用事例の冷媒特性や運転条件に強い相関を有することが問題を複雑化させている。このため、特に異なる冷媒の種類を対象とする場合、最適な配管回路の特性は各冷媒の熱物性・輸送特性に依存するため、実験的な試行錯誤によって得られる最適回路の探索には限界があるのは想像に難しくない。加えて、冷媒回路設計のため、一般的に使用される解析手法は、現在のところ存在しない¹⁶⁾。このため、多くの研究者らは、熱交換器の冷媒伝熱管の配列の最適化問題について進化的探索手法により、解決に向けて取り組んでいる。

Liangら¹⁷⁾は、回路の分岐が伝熱・流体特性に与える影響について研究しているが、彼らの数値・実験的研究はいずれも、分岐が2つある冷媒回路に限定されている。Domanski¹⁸⁻¹⁹⁾は、フィンチューブ蒸発器と凝縮器のシミュレーションのためのソフトウェアパッケージを開発した。そのモデルでは²⁰⁾、伝熱管ごとのアプローチ手法を用い、一般的な複雑回路の配置を扱えるようにした。このモデルは、Leeら²¹⁾によって、二次元の気流分布を考慮し、さらに発展させられた。Liangら²²⁾は、エクセルギー破壊解

析により、異なる冷媒回路の性能を評価した。

しかし、この熱交換器に対する解空間は大きく、課題は未解決のままであり、ほとんどの研究は、分岐や合流を伴わない伝熱管の構成として定義される単純な回路や、あらかじめ決められた回路数および分岐位置に研究を限定している^{13,23-24)}。したがって、冷媒の流れに沿って一定の輸送特性を考慮した、簡略化された解析的アプローチ^{16,25)}以外は、伝熱管の回路内の分岐・合流の数と位置を定義する方法を提供することはできない。

これらの未解決限界の主な理由は、伝熱管の回路の不適切な数学的表現²⁶⁾と、複雑な回路の探索に用いられる遺伝的演算子を適切に処理できない進化論的手法に関連している²⁷⁾。そこで本研究では、Garcia ら²⁶⁾で示された複雑な回路の数学的表現と物理的制約を取り入れ、遺伝的演算子を適用する際に回路の実現可能性と物理性を保証する制約を適用しながら、分割と併合の数と位置を効果的に処理し、自由度の高い探索空間で動作できる新しい進化的探索手法である「遺伝的熱経路生成法」を開発することを目的とした。具体的な提案としては、目標の冷却能力、圧縮機吸込部の過熱度、外部環境と室内空間の温度レベルが与えられた場合に、システム COP が最大となる蒸発器の最適化より空調サイクルにおける冷媒性能の評価とその効果を検証している。以上の目的を持って検証した結果を、以下に記す。

記 号

D	直径	m
H	高さ/横幅	m
L	管長さ	m
p	ピッチ	m
s	空間幅	m
t	肉厚	m
V	垂直空間	m
添字		
D	対角	
F	フィン	
space	空間	
t	配管	

2. シ ミ ュ レ ー タ ー

Fig. 1 に示すように、フィン付き管式熱交換器の複数の冷媒回路は、グラフ理論の概念に基づいた数学的表現「管 – 管隣接行列」²⁶⁾と、幅優先探索や深さ優先探索などの走査型アルゴリズムで処理される。このアプローチにより、任意の回路とそれに対応する数学的項目 (Fig. 2) との間に一対一の関係が保証され、進化的探索の際に回路の物理性と実現可能性を保証するための定式化が可能となる。

そのため、物理的な表現は空気流れに接する個々の枝管に注目し、空気側の伝達面を、エネルギー収支、質量収支、運動量収支のための制御体積として考えている。¹³ そこで以下の仮定のもと、質量、エネルギー、運動量輸送方程式による数値的収束を通じて近似している。I. フィン付き管式熱交換器は定常状態にある、II. 運動エネルギーと位置エネルギーの差は無視できる、III. チューブベンドでは熱伝達が起こらない、IV. 空気側の速度は一様である。

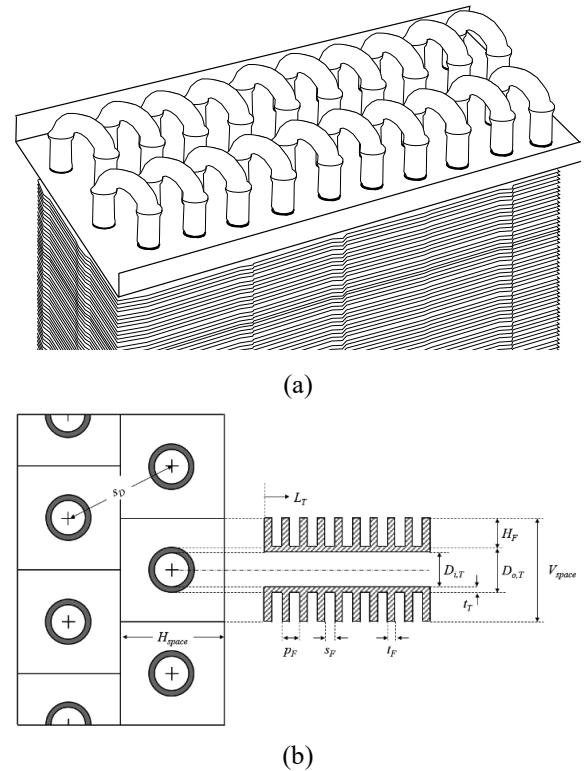


Fig.1 (a) 3D and (b) 2D schematic illustration of a finned-tube heat exchanger

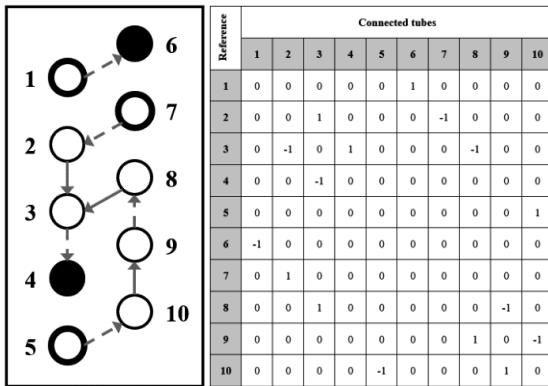


Fig.2 Tube-Tube Adjacency Matrix

熱伝達率は、単相流の場合は Dittus-Boelter 式²⁸⁾を用いて計算し、蒸発・凝縮領域の二相流の場合は Shah²⁹⁾と Cavallini ら³⁰⁾が提案した相關式をそれぞれ用いている。混合冷媒の二相流の場合には、Shah 式³¹⁾が採用される。空気側熱伝達率の決定には、Seshimo and Fujii³²⁾が、碁盤目管配列に対して導き出した相關式と、Kim ら³³⁾が千鳥管配列に対して提案した相關式を用いた。

数理的な詳細は、Garcia ら²⁶⁾を参照されたい。さらに、モデルの精度を向上させるために、接続 U ベンド内の圧力損失の定式化もここに含める。リターンベンドにおける圧力損失の計算において、重要な幾何学的パラメータは、リターンベンドの長さおよび半径の 2 つである。リターンベンドの半径は、接続された 2 本のチューブの中心間距離の半分で近似し、リターンベンド長さは、180°リターンベンドの円弧長さで近似する。リターンベンドの圧力損失の計算には、Popiel and Wojtkowiak³⁴⁾と Domanski and Hermes³⁵⁾が単相と二相の流れに対してそれぞれ提案した相關式を使用した。

モデルの妥当性

数理モデルは、空気流れ方向への 4 列と高さ方向の 5 段と構成される 20 本の伝熱管配列を持つ水-空気の汎用コイルの実験データ³⁶⁾と、单一の伝熱管配列の 28 本の伝熱管内に R 410A を循環させる蒸発器の実験データを参照して検証された。最初のケースでは、Garcia ら²⁶⁾が示すように、予測値と実験値との偏差は+3%以内である。

Fig. 3 (a)と (b)は、実験と解析において熱負荷と圧力がよく一致していることを示している。偏差はそれぞれ、±7%および±8%以内に収まっている。

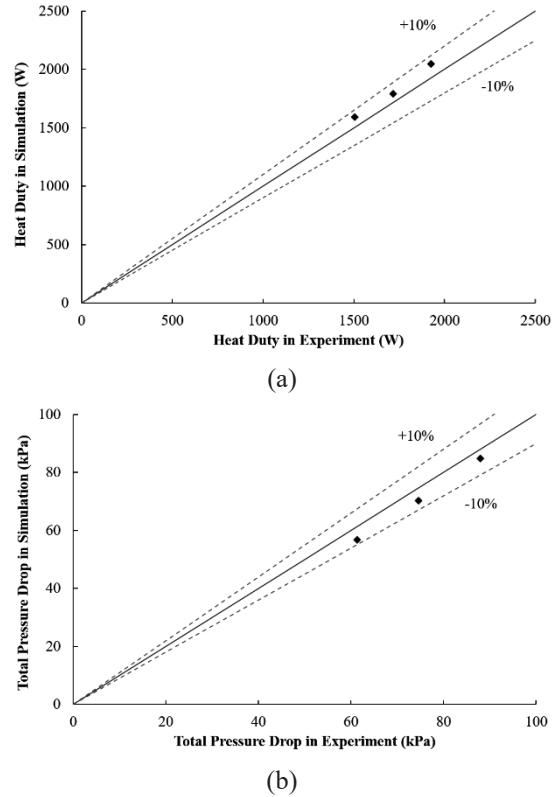


Fig.3 Comparison between experimental and calculated values of (a) heat duty and (b) total pressure drop of 28-tube evaporator

冷媒温度も複数箇所で測定された。Garcia ら²⁶⁾は、シミュレーションと実験の温度結果を比較した結果、ほぼ一致することを示した。つまり、計算で算出できる COP は実験値と大きく外れないことを同時に意味する。

3. 遺伝的熱経路生成

進化的アルゴリズムは、複雑な空間においても頑健かつ柔軟に解を導くことができるため、最適化問題において広く用いられている。進化的アルゴリズムでは、選択、交叉、突然変異など、ダーウィンの進化に着想を得たメカニズムが実装されている。基本的な進化的アルゴリズムでは、解の候補(染色体)の母集団を初期化し、以下のステップを繰り

返す。

- (1) 母集団内の各個体の適応度を評価する
- (2) 親となる個体から新しい個体を生成する
- (3) 個体の中から次世代に生き残る候補を選択する

この過程では、最大世代数など、ある条件が達成されるまで繰り返される。

最適な回路配置を探査するために進化的アルゴリズムを単純に用いると、回路の分割・合流の数や位置の物理的な制約を考慮できず、実現不可能な回路を生成してしまう。このような回路は適応度が0となり世代交代時に除去される。しかし物理的な制約を考慮しない場合、適応度が0となる回路が生成される割合があまりに大きいため、実現可能な回路がほとんど得られない。そのため世代交代が進んでも実現可能な個体を生成することができない。本研究で新たに開発した熱交換器最適化技術は、分割・合流の数や位置に現実的な制約を設け、実現可能な回路の探索空間に制限することで、膨大な探索空間を現実的な大きさにまで縮小させた。一方で、物理的に実現可能な回路についての制約は撤廃しており、これにより従来の研究成果を克服したものである。具体的には、冷媒回路最適化における分岐・合流の数や位置の管理は、圧力損失、空気側と冷媒側の温度差、空気側と冷媒側の熱抵抗のバランスを制御しようとするものである。これまでに試みられた最適化研究で示された回路を表す染色体の開発は、進化的アルゴリズムの遺伝的操作が作用する配列の構築に基づくものであり、この方法論を変更しない場合、管の再配置にしか対処できない。その理由は、配列型染色体に遺伝的操作を直接作用させると、実現不可能で物理的でない子孫が生まれるためである。そこで、以下の制約を設け、非実現・非物理的な回路を排除する。

なお以下では、「管」と「ノード」は実際には同じものを指す。現実の冷媒回路では管と呼ばれるが、木構造で表現される場合それをノードと呼ぶ。冷媒回路は、ノードとリンク(U ベンド)から構成される木で表現される。1つ1つの木が、進化的アルゴリズムにおける個体(染色体)である。

3.1 トポロジー制約

実現不可能で非物理的な回路配置を5つ整理した(Fig.4)。I. 管が接続されていない冷媒回路、

II. 内部ループを持つ冷媒回路、III. 合流の上流側の流れが反対の流れ方向を持つ冷媒回路、IV. 管間の接続が2行または2列の距離を超える冷媒回路、V. 熱交換器の出口流が異なる側にある冷媒回路、である。

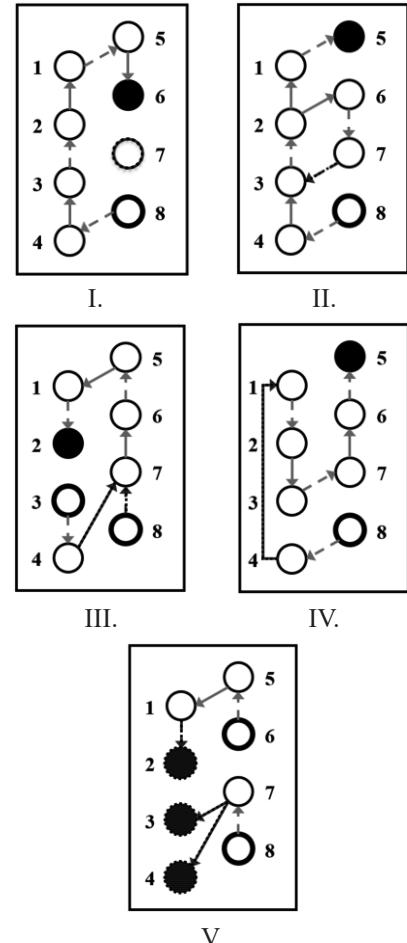


Fig.4 Feasibility and manufacturing constraints

これらの制約の定式化の詳細は、Garcia ら²⁶⁾を参照されたい。これらの制約のみに基づいて可能な遺伝子の組み合わせの空間を制限する一方で、合流数の上限などの不要な制約は設けない。これにより探索空間を必要十分なだけ大幅に縮小し、進化的アルゴリズムが最適解に向かって効率的に収束することが可能となる。

3.2 遺伝的操作

熱交換器の最適配置の進化的探索を効率的に管理するために、新しい最適化アルゴリズムである「遺伝的熱経路生成法」を提案する。交叉や

突然変異を導入し、分割や統合の数や位置を自由に管理できる新しい遺伝的プログラミング手法である。なお遺伝的アルゴリズムや遺伝的プログラミングは、進化的探索手法の一手法である。開発したアルゴリズムは、遺伝的操作を木構造に適用し、各ノードが一つの管に対応し、実現不可能な回路を除外するルールに従って生成される。各木(冷媒回路)はルートノード(入口管)から始まり、その葉ノード(出口管)で終わる(葉ノードとは末端に位置するノードのことである)。回路に分岐や合流がある場合、木は部分木に分岐することができる(Fig. 5)。

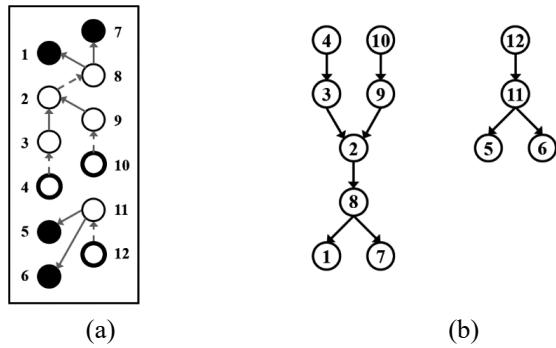


Fig.5 (a) schematic diagram of a refrigerant circuitry and (b) its corresponding tree structure

本プロセスは、大きく 5 つのフェーズに分かれる。I. 初期化, II. 選択, III. 交叉, IV. 突然変異, V. トポロジー制約の適用、である。

I. 初期化

母集団を初期化する際、指定された数まで様々な冷媒回路をランダムに生成する。ただし、作成された冷媒回路が実現可能であり、トポロジー制約に準拠していることを常に確認する必要がある。木構造の作成は、式(1)で与えられる枝の数 N_b を決定することから始まる。ここで、 x は $0 < x < 1$ の範囲のランダムな値であり、 d_{tree} は指定する最小の木の深さ(ルートノードから葉ノードに到達するために通過する必要のあるノードの数)である。最初の枝のノード数は d_{tree} 以上であり、残りの枝のノードの数はランダムに割り当てられる。

$$N_b = 2 + \text{int}[x(N_{tubes} - d_{tree} - 2)] \quad (1)$$

Fig. 5 に示す回路の例を考えると、熱交換器の並列配管の数 N_{tubes} は 12 である。また、木の深さの最小値 d_{tree} を 4 にし、 x の値をランダムに 0.3 とすれば、枝の数は $N_b = 2 + \text{int}[0.3 * (12 - 4 - 2)] = 2 + \text{int}[1.8] = 3$ となる。作成された枝の例を Fig. 6 に示す。この時点では、トポロジー制約が満たされていない場合がある。

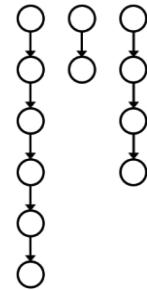


Fig.6 Branches generated in initialization of tree structure

次に、ある枝の最初のノードが入口管として割り当てられるか、あるいは、ある枝の最初のノードが他の枝のランダムなノードに接続されるように、枝間の接続が確立される。枝接続処理の実施回数は、 N_b に等しい。Fig. 7において、枝接続処理のステップは、以下の通りである。

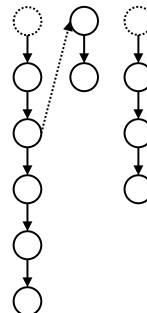


Fig.7 Branch connections during initialization of tree structures

- (1) 枝 1 の最初のノードを入口管として割り当てる,
- (2) 枝 1 の 4 番目の管に枝 2 の最初のノードを接続し,
- (3) 枝 3 の最初のノードを入口管として割り当てる。

この入口管と接続ノードの割り当てプロセスは、結果としての木構造がトポロジー制約の条件をすべて満たすまで繰り返される。たとえば、枝 2 は 2 管で構成されており、 d_{tree} が 4 であるため、必ずほかの枝の管に接続されることになる。

II. 選択

個体の評価では、数値シミュレータを用いて、個体の蒸発器冷媒回路を与えた場合のシステムの COP を計算し、その COP が適応度となるようにした。ここで適応度とは、生成された染色体がどれほど良いものかを測る指標のことである。染色体の適応度が高くなるように進化が進む。本論文では COP の最大化を目的としているため、COP を適応度とし、COP が大きくなるように進化させる。親の選択には、ルーレット選択を用いる。この種の選択法では、ある個体が親として選択される確率は、その個体の適応度に比例する。親個体の集合は、その後、交叉を受ける。

III. 交叉

この最適化手法では、一点交叉を用いる。各個体の交叉点 $node_{cross}$ は、ランダムに選ばれた管番号の対応するノードである。個体 A の交叉点を $node_{cross,A}$ 、個体 B の交叉点を $node_{cross,B}$ とする。また、 $node_{cross,A}$ 及び $node_{cross,B}$ の親ノードをそれぞれ $node_{up,A}$ 及び $node_{up,B}$ とする。 $node_{up,A}$ と $node_{up,B}$ は、それぞれ複数個存在する場合もある。一点交叉では、 $node_{cross,A}$ を $node_{up,B}$ に連結する。同様に、 $node_{cross,B}$ は $node_{up,A}$ に連結される (Fig. 8)。

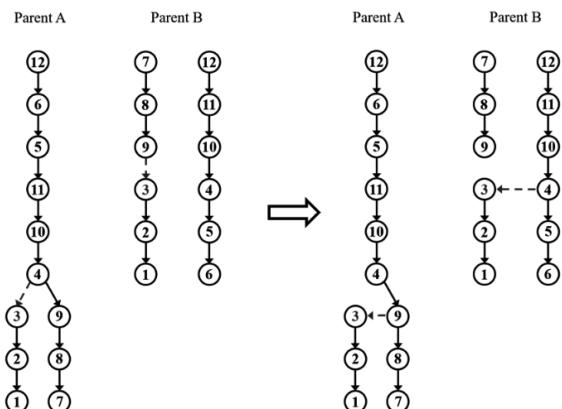


Fig.8 Single-point crossover

このようにして得られた子孫は、その実現可能性をチェックされる。トポロジー制約を満たさない場合、トポロジー制約を満たすように修正する (V 参照)。

IV. 突然変異

この段階では、2 種類の突然変異が実装されている。部分木突然変異 (部分木とは、木構造の一部のことである) では、木の中で部分木がランダムに選ばれ、木の中の他のノードに連結される。もう一つの形式はスワップ突然変異で、ランダムに選ばれた二つのノードが割り当てられた管番号を交換する。いずれの場合も、突然変異後の木がトポロジー制約を満たさない場合、トポロジー制約を満たすように修正する (V 参照)。

V. トポロジー制約の適用

交叉や突然変異によって生成された回路は実現不可能である場合があるため、得られた木構造は最終的に上記の制約に従って物理性と実現可能性を確保するために修正される。

合流する上流側の流れが管の反対側から来る場合、上流側の流れが 2 つ以上ある場合は実現不可能なリンクを切断し、上流側の流れが 2 つしかない場合は 1 つのリンクをランダムに切断する。同様に、すべての出力管は、奇数レベルか偶数レベルのいずれかに属するはずである。接続されていない管がある場合、それは熱交換器の同じ側を流れる出口管の条件を満たすことができ、かつ分岐の下流でない分岐の最後のノードに接続されることになる。突然変異や交叉によって実現不可能な内部ループを持つ回路が生成された場合は、他の実現可能な条件を満たす限り、リンクを削除する。これらの処理を Fig. 9 に示す。さらに、接続された管が長さの制約を満たさない場合、対応するノードを、トポロジー制約を満たす他の管と交換する。この処理を、全てのノードが長さの制約を満たすまで繰り返す。ただし、3000 回繰り返してもすべてのノードが条件を満たさない場合は、この個体について、突然変異や交叉はキャンセルされる。

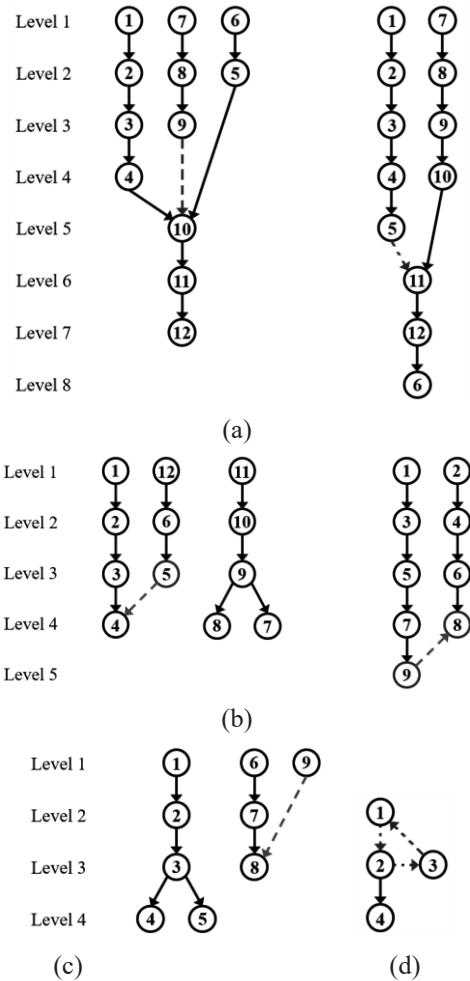


Fig.9 Modification for case (a) where upstream flows of merge are coming from opposite sides of tube, (b) flows of outlet tubes do not exit at same side, (c) non-connected tube, (d) internal loop

4. 最適化設定

今回開発した進化型アルゴリズムをエアコンの蒸発器に搭載することで、共沸混合冷媒や非共沸混合冷媒など、特性の異なる冷媒の潜在能力を評価して、以下に詳細を記述する。

実施した最適化では、凝縮器側の飽和圧力を45°Cの平衡圧力、サブクールを5Kに設定しながら、システムの成績係数(COP)を最大化するよう蒸発器冷媒回路を可変パラメータとして設定した(Table 1)。非共沸混合冷媒の場合、飽和圧力は沸点と露点の間の平均温度として決定される。さらに、最適化問題は、冷媒流量、冷媒入口圧力、空気流量を収束させ、得られる冷媒回路が所望の蒸発器冷房能力、冷媒過熱度

、空気出口温度(Table 1 参照)を達成することとなる。本ケーススタディでは、36本のチューブと12列のチューブ列を持つ蒸発器に対して最適化を行った。ここで、Table 1に示す通り、凝縮圧力が一定であれば、蒸発器出口(圧縮機入口)圧力が高いほど、圧縮比は小さくなります。これは、後述するFig.12からも判断が可能となっています。

Fig.10に示すDomanskiら¹³⁾のベースラインから途中で2回路へ分岐する構成を、比較のベースラインとし、目標の冷房能力を4~10kWの間で変化させた。

Table 1 Evaporator and condenser operating conditions

Parameter	Value (unit)
Air inlet temperature	26 (°C)
Air inlet pressure	101.325 (kPa)
Air outlet temperature	18 (°C)
Degree of superheat	5 (K)
Capacity	4,6,8,10 (kW)
Condensation temperature	45 (°C)
Degree of subcooling	5 (K)
Isentropic efficiency	0.85
Motor efficiency	0.85

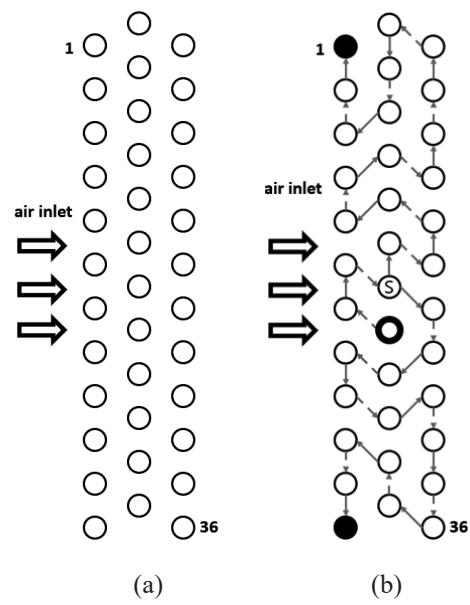


Fig.10 (a) Evaporator configuration (b) baseline circuitry from¹³⁾

Table 2 に示したアルゴリズム設定に従って、空調用途に使用される 3 つの代表的な冷媒 (R 410A, R 32, 温度グライドを持つ非共沸混合冷媒の R 454C) に対して進化的探索が行われる。その解析結果は、次章に示し、議論を行うこととする。

Table 2 Setting of the optimization search

Parameter	Value
Population size	500
Number of generations	100
Crossover probability	0.8
Mutation probability	0.005
Elitism probability	0.0005

5. 結果および考察

Fig. 11 に、最適化した蒸発器回路を用いたシステムの COP と、ベースラインから途中で 2 回路へ分岐路構成のシステムの COP を基準とした COP 改善率を示す。

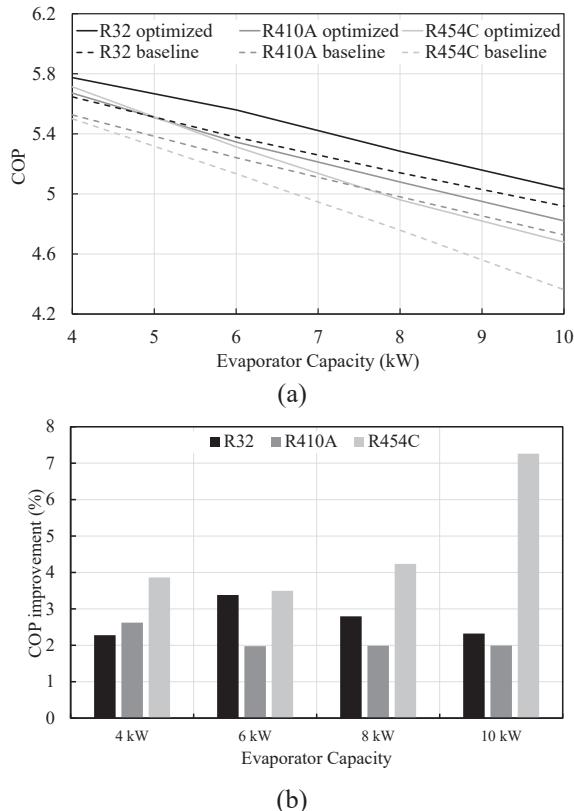


Fig.11 (a) COP (b) COP improvement

回路を最適化した R 32 システムの COP は 2.28 ~ 3.38 %, R 410A システムの回路は 1.98 ~ 2.62 %, R 454C は 3.50 ~ 7.26 % の向上が見られた。3 種類の冷媒と蒸発器冷却能力の中で、10 kW の蒸発器冷却能力の場合に R 454C が最も COP の改善効果が大きいことを示している。この要因として考えられることは、温度差のある低 GWP 混合冷媒は、開発した回路最適化により、圧力損失と空気-冷媒管の平均温度差を低減させ、高い COP が達成できたと考えられる。

また、前述の通り、Fig. 12(a), (b)より、一般に、最適化された回路の COP 改善は、蒸発器出口圧が高く、圧縮比が低くなることで達成される。

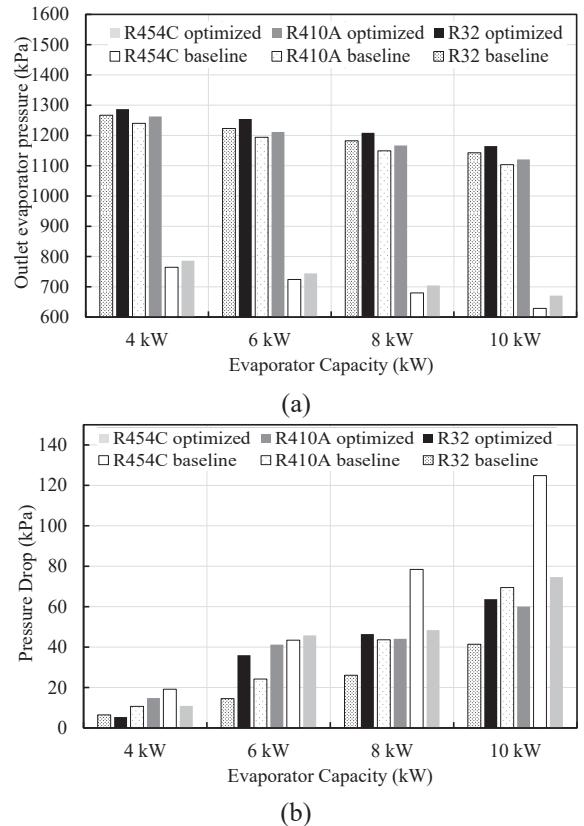


Fig.12 (a) refrigerant outlet pressure of evaporator;
(b) refrigerant pressure drop of evaporator

Table 1 で示したシミュレーションの設定では、蒸発器出口圧が高いほど、冷媒と空気の温度差が小さく（入口飽和温度が高く）、蒸発器内の圧力損失が低くても同等の冷凍能力が得られる、つまりより最適化された熱伝達特性が達成できる可能性があることが示唆されている。R

410A と R 32 の最適化回路は、ベースライン回路より高い入口の蒸発器圧力で動作するものがほとんどであった。ほとんどの最適化回路は全圧力損失が大きくなる傾向にあるが、これは先述の通り、より高い蒸発器入口圧力で動作することで、最適化された高い蒸発器圧力と低い圧縮比を得たものと考えられる。

R 454C の場合、容量 8 kW と 10 kW では、最適化した回路の入口圧力が低くなつたが、これは、冷媒流量が大きくなると、熱交換器の熱伝導率の改善よりも圧力グライドの影響の方が支配的になるためと推察される。冷媒流量が増加するにつれて、最適化された蒸発器回路は、圧力損失を最小にするために、より多くの並列回路を持たせることになった。しかしその結果、蒸発器出口の圧力が高くなり、それに伴い圧縮比が低下することに貢献することに成功している。その他にも、各冷媒の持つ物性のうち、R 454C の粘度が高く、蒸気密度が小さいことも今回の結果に影響を及ぼしているものと考えられる。

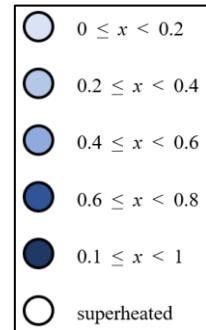
各冷媒で最適化した蒸発器の最適回路をそれぞれ Figs. 13-15 に示す。図中、冷媒の入口の管は太枠の円で、冷媒出口管は O で、分岐管は S で表し、実線は熱交換器の前面側の戻りベンドを、破線は背面側の戻りベンドを表している。さらに、凡例に示すように冷媒のクオリティは、内側の色で示されている。

今回実施したベースラインに対して最適化された回路の最大の特徴は、過熱蒸気になった冷媒の状態の管がより少ないことがある。つまり、冷媒側の熱伝達率が低い伝達面積を最小にするよう、最適化されていることを意味している。

図から回路数と分岐位置は、冷媒の種類と冷却能力によって変化していることがわかる。しかし、回路数と分岐位置は、熱伝達率にも影響を与える。ある冷媒で冷凍能力が大きくなると、分岐を短い位置で行うことで各分岐において循環する流量を減らせる。その結果、冷媒の圧力損失を抑えることが可能であるため、並列分岐の数が増大している。また、潜熱は目標の冷却能力を達成するために必要な冷媒流量に影響を与えて

いる。今回比較した 3 つの冷媒のうち、R 32 が最も潜熱が大きい。このため、必要な冷却能力を得るための冷媒流量は最も少くなる。逆に潜熱が最も低い R 454C は冷媒流量が大きい。一方で、熱交換する外部空気の分布は均一で流れると仮定した場合、冷媒側は空気側の熱抵抗にそれほど大きな影響を与えないため、ある冷却能力における冷媒ごとの空気の質量流量の変動はほとんどない。それにもかかわらず、冷媒回路は空気と冷媒の局所温度差の配置を支配し、圧力損失と非共沸混合冷媒の温度グライドによる冷媒の飽和温度の変化に対して、熱伝達損失を軽減するための冷媒回路の最適化をすることが可能であることが、この最適化研究より判明した。

上記の状況の代表例として、冷却能力 10 kW のベースライン回路と最適化回路における局所温度、熱伝達率、圧力損失のシミュレーション結果を、Fig. 16 に R 32 について、Fig. 17 に R 454C について、それぞれ示す。Fig. 16 ~ Fig. 17 の横軸は、冷媒回路の入口から出口までの各分岐の冷媒の流れを表し、入口と出口との間の配管の本数を表している。図中、2 つの回路における分岐位置を菱形のマーカーで表している。そして、Fig. 16(a) と Fig. 17(a) に示す空気側温度は、回路の各枝の入口と出口の間の冷媒経路を基準とし、それに対応する空気の状態を破線でプロットしている。これは、空気と冷媒の局所的な温度差がどの程度となるかを見るためである。この空気側の破線は、空気流の連続的な流れを表しているわけではない。



(a)

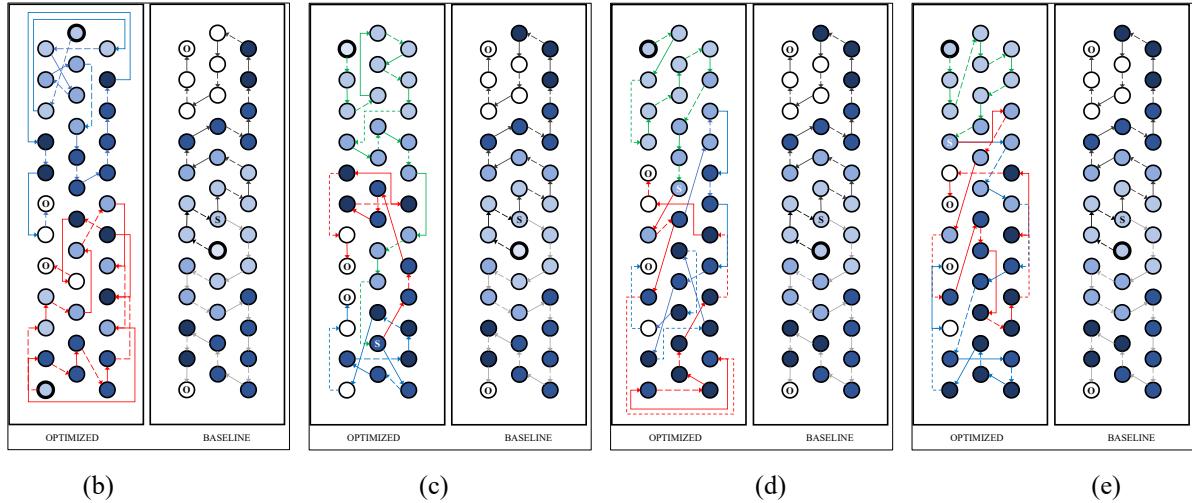


Fig.13 (a) legend of the refrigerant quality state, and comparison of baseline and optimized R 32 evaporators at capacities of (b) 4 kW, (c) 6 kW, (d) 8 kW, and (e) 10 kW

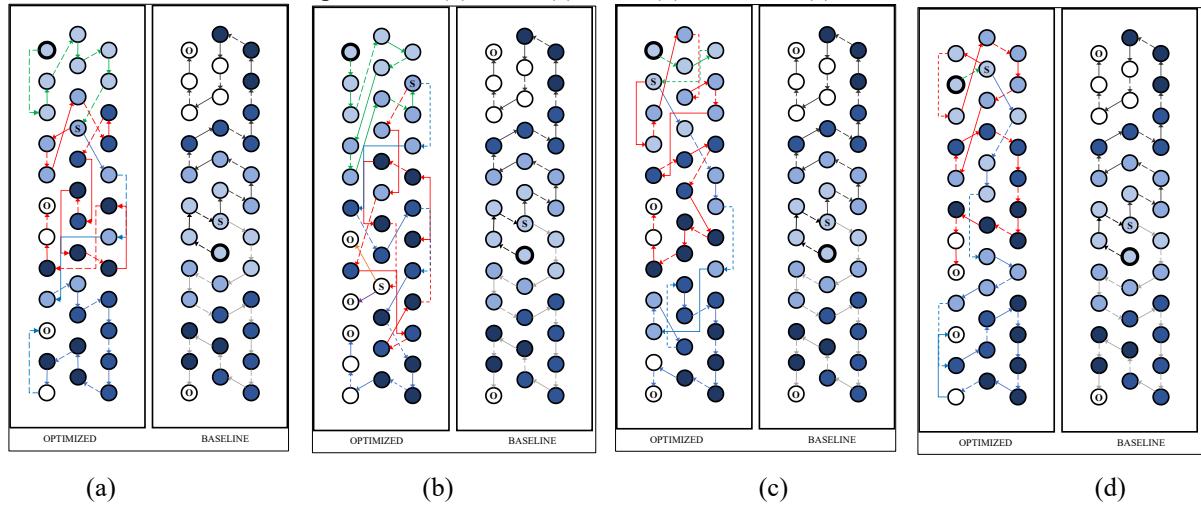


Fig.14 Comparison of baseline and optimized R 410A evaporators at capacities of (a) 4 kW, (b) 6 kW, (c) 8 kW, and (d) 10 kW

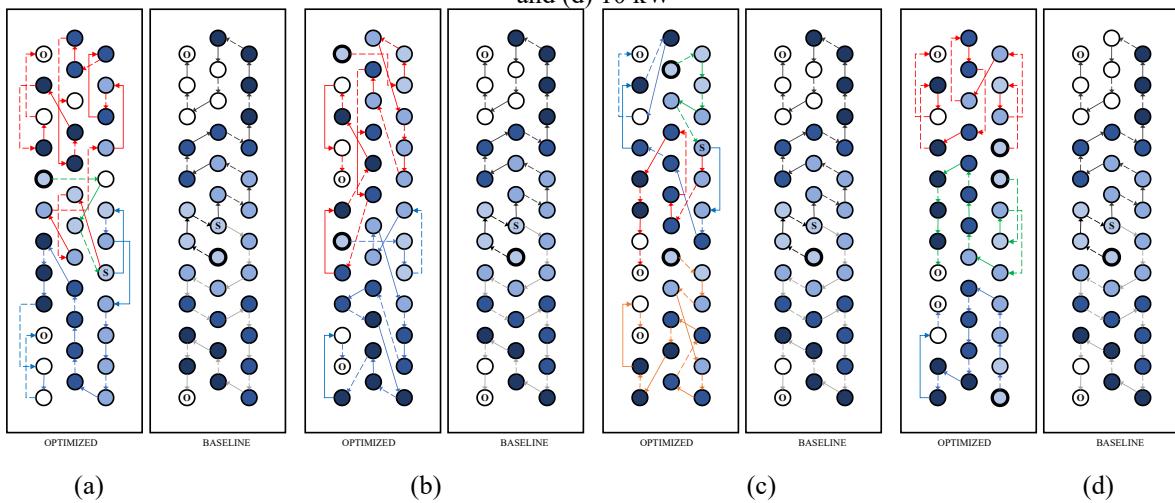


Fig.15 Comparison of baseline and optimized R 454C evaporators at capacities of (a) 4 kW, (b) 6 kW, (c) 8 kW, and (d) 10 kW

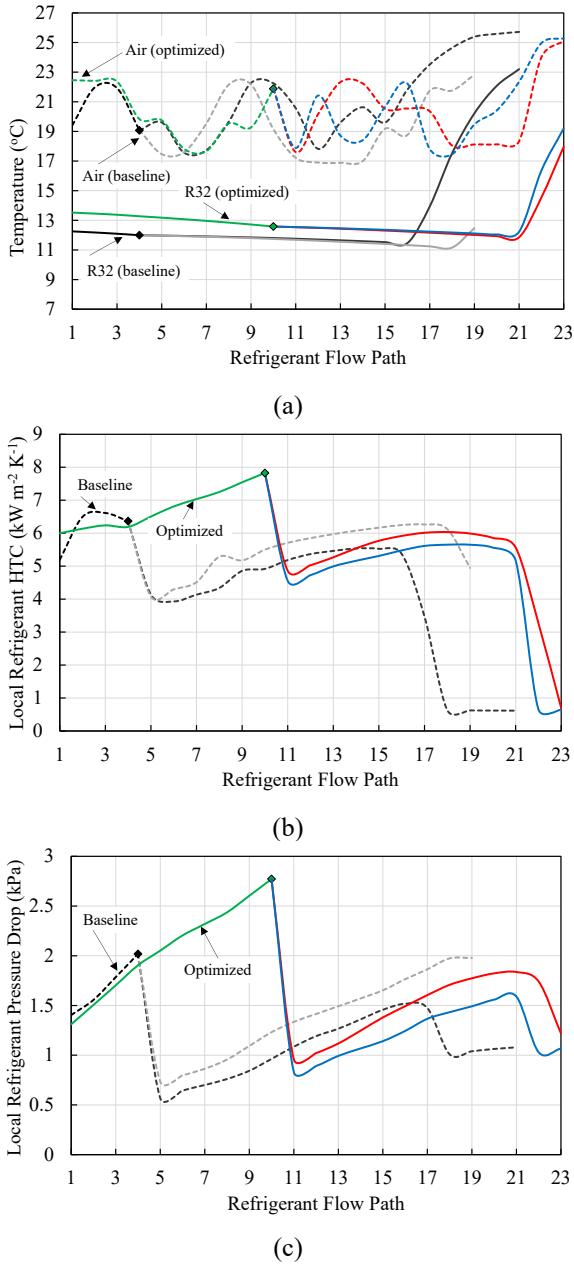


Fig.16 Comparison of local (a) temperatures, (b) refrigerant heat transfer coefficient, and (c) refrigerant pressure drop of baseline and optimized R 32 evaporators at 10 kW capacity

Fig. 16 (a)より、最適化回路は、熱交換器全体の冷媒と空気の温度差を小さく保ちながら、同じ冷却能力 10 kW を出力している。加えて、ベースライン回路では冷媒が過熱された状態で流れる管が 6 本で熱伝達率が低いのに対して、最適化回路では冷媒が過熱された状態で流れる管が 4 本のみである。

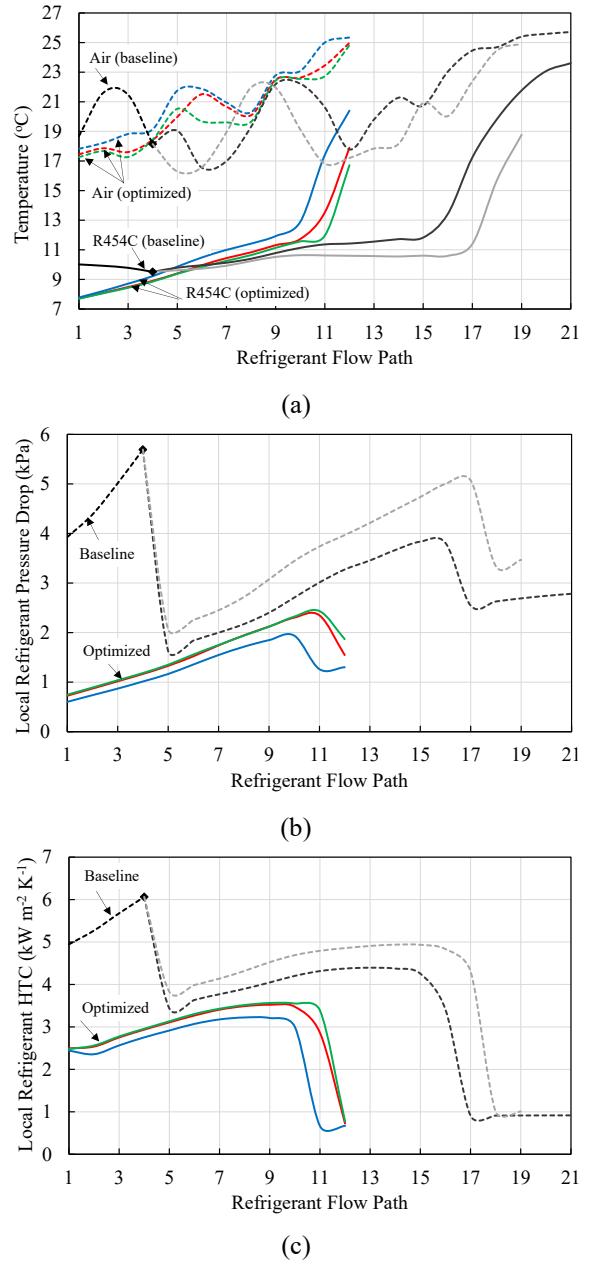


Fig.17 Comparison of local (a) temperatures, (b) refrigerant heat transfer coefficient, and (c) refrigerant pressure drop of baseline and optimized R 454C evaporators at 10 kW capacity

その結果、最適化回路はより高い蒸発器圧力で運転することが可能であることがわかる。つまり、ベースライン、最適化蒸発器とともに途中で 2 回路に冷媒が分岐される構成であるが、蒸発器での圧力損失が支配的でない場合、蒸発器入口圧力の上昇は、その冷媒分岐の伝熱管位置と、過熱領域の伝熱管位置の差異によって達成されているものと考えられる。これらの結果か

ら、最適化された熱交換器は冷媒と空気の実効平均温度差が小さくなることで全体の熱交換能力が向上し、分岐を入口から遠ざけると、圧力損失が高くなる傾向にあることがわかった。そして、圧力損失が増大しても、より高い入口圧力で運転することによって、システム性能に及ぼす影響は軽減されるため高効率化を達成したものと考えられる。

続いて、Fig. 17 に示す通り、非共沸冷媒 R 454C についても R 32 と同様の検討を行った。

最適化された R 454C 回路は、ベースライン回路よりも低い蒸発器入口圧力で動作し、最適化結果の一般的な傾向から逸脱している。この乖離は、回路数がベースラインより多いことに起因している。

Fig. 17 (b)に示すように、ベースライン回路は冷媒流量が多く、蒸気密度が低く、粘度が高いため、局所的な圧力損失が増大する傾向にある。この圧力損失の影響を低減するために、最適化回路では、3 回路構成の構成となっている。回路数の増加により局所流量が減少し、それに伴い熱伝達率も低下した。そこで、目標の冷凍能力を達成するために、蒸発器は冷媒と空気の温度差を大きくする必要があったため、最適化された回路は、低い蒸発器入口圧力で動作している。それにもかかわらず、圧力損失の最小化は、最適化された回路の利点をより大きくする結果となった。Fig. 17 (a)から、ベースラインのように冷媒側で高い圧力損失が発生すると、温度グライドを有効に利用できないことがわかる（黒線と灰色線）。ベースライン回路では、圧力損失が大きいため、分岐前まで R 454C の温度が低下し続けている。したがって、最適化された回路では、圧力損失の値を低く保つことでき、R 454C の温度グライドを利用することができ、それに応じて空気と冷媒の流れの間の向流配置の効果を最大化することが可能である者と考えられる (Fig. 17 (a))。

Fig. 18 は、冷凍能力が 4 kW の時に、異なる冷媒に対し、3 種類の性能評価方法によりシミュレーション結果を比較したものである。様々な性能評価方法の中で、先行研究では熱力学的解析やドロップインテストが最も多く採用されている。そこで、本研究では、これらの評価方法を

採用した場合と、上記の熱交換器の最適化の評価方法をそれぞれ冷媒毎に比較した。その結果を Fig. 18 として示している。

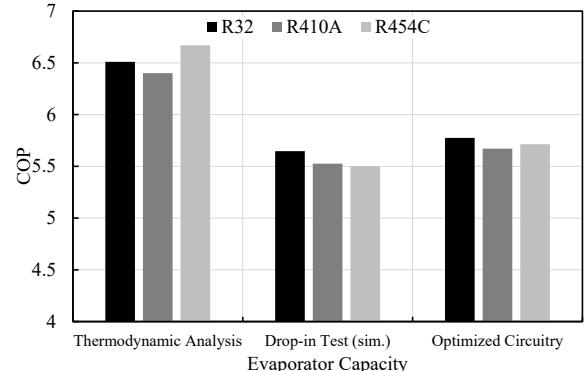


Fig.18 Results from different refrigerant assessment methods at 4 kW capacity

それぞれの評価解析で用いた条件は Table 1 に示した条件で行っている。熱力学的解析では、蒸発・凝縮温度、スーパーヒート・サブクール度、および圧縮機効率の想定値に基づいて計算を行っている。また、熱交換器での圧力損失はないものとした。Fig. 18 (a) から、冷媒の臨界温度に基づいてランク付けされていることがわかり、冷媒の臨界温度から遠く離れたシステムで運転することで高い COP を達成でき、対応する逆カルノーサイクルからの偏差を小さくできることが実証されている。

一方、ドロップイン試験条件で行ったシミュレーションでは、異なる傾向が観察された。この解析では、Fig. 10 に示したベースライン蒸発器回路を採用した同一システムにおいて冷媒を比較している。この方法では、R 32 が最も高い COP を示し、次いで R 410A, R 454C の順となった。この結果から、冷媒の粘度と蒸気密度が低いため、途中で分岐する回路の配置では R 32 と R 410A が有利であることがわかる。このように、冷媒の熱物性・輸送特性は、個々の構成要素のトポロジーによって異なるため、同じシステムで冷媒の性能を比較・評価することは不適切であることが本研究で示されたものと考える。

最後に、熱交換器の冷媒回路を冷媒ごとに最適化した解析では、R 454C が R 410A より高性

能で、R 32 と同等の高い COP が達成する可能性があると示唆された。冷媒回路を最適化することで R 454C の温度グライドを利用した冷媒経路を示すことができ、目標冷却能力、圧縮機吸入時の過熱度、外部環境と室内空間の温度が与えられた場合に、圧力損失を最小化する適切な回路数を決定することができた。これは、圧力損失と空気と冷媒の有限温度差による不可逆損失を最小にするための蒸発器の冷媒側トポロジーの最適化を実施して、与えられた温度と熱源の熱容量下で熱力学的サイクルの最適化を実施したことと解釈することができる。非共沸混合冷媒が他の冷媒と比較して効率向上が得られた理由としては、Table 1 の条件下で、局所圧力損失、局所冷媒温度および冷媒熱伝達率を考慮し、各冷媒の蒸発器出口圧力が最も高くなるように、伝熱管の順序、分割・合流の数および位置が調整され、このとき、室内外の熱源と吸熱源の温度レベルが同じであれば、ローレンツサイクル運転に近づけることができる最大の理由だと推察される。

次に、制約を設けない一般的な進化的アルゴリズムを単純に適用した場合、実現可能な解を得ることが難しいことを確認するために以下の実験を行った。

- ・進化的アルゴリズムを単純に適用して 100 万個の回路をランダムに生成し、そのうち何個が実現可能な回路であるかを確認する。

- ・提案手法により、実現可能な回路をランダムに 2 個生成する。次に、進化的アルゴリズムを単純に適用して突然変異および交叉を行い、得られた回路が実現可能であるかどうかの確認を行う。この一連の操作を 100 万回繰り返す。

1 つめの実験結果は 0 回、2 つめの実験結果は 10145 回（約 1.0 %）という結果であった。このように、進化的アルゴリズムを単純に適用した場合、実現可能な回路を生成することは非常に困難であり、また、たまたま実現可能な回路が得られたとしても、高い確率で進化に失敗することになる。

6. 結 言

本論文では、与えられた熱源の境界条件と冷

凍出力が与えられた条件下で、蒸発器内を流れる冷媒の伝熱管の回路を最適化設計する新たな手法を確立し提案した。加えて、冷凍空調サイクルの評価手法についても提案し、最終的に新手法を既存の評価手法と比較検証を行った。これらの新手法は、今後主流となる非共沸混合冷媒にも適用することを可能としている。

その結果、冷媒回路を最適化する新たなアルゴリズムにより、最適な熱交換器の設計を見いだし、局所の冷媒と空気側との熱交換量を計算し、できる限り加熱度の領域が少なくなる条件となるように伝熱配管手法を提案している。

サイクルシミュレーションについては、熱力学的解析やドロップインテストが最も多く採用されているため、これらの既存研究と新サイクルシミュレーション解析について比較検証を実施した。その中、開発した進化的アルゴリズムの冷媒回路設計への適用により、圧力損失の低減、局所熱伝達率の向上により、熱交換器の平均温度差を低減させることができた。その結果、蒸発器出口圧力が高くなり、与えられた最適化制約条件のもとで圧縮比を下げ、COP を最大化することができた。

本論文で得られた結論としての最大の特徴は、温度グライドのある低 GWP 混合冷媒は、開発した回路最適化手順によって、圧力損失と空気—冷媒間の平均温度差を提言することができ、最大の効果を発揮できる可能性を見いだしたことである。

これらの新手法を組合わせることで、伝熱管の最適設計とサイクルシミュレーションを高精度に予測することが可能となり、今後主流となる低 GWP 特性を持つ非共沸混合冷媒がローレンツサイクルに近づくことで、これまでのドロップイン性能分析とは逆の成果、つまり温度差のある低 GWP 非共沸混合冷媒が R 410A よりも高い性能を、そして R 32 と同等程度の性能を達成できる見込みがついた。

今後の課題としては、これらの新手法の信憑性について実験的研究を行うこととしている。

Acknowledgement

この成果は、国立研究開発法人新エネルギー・

産業技術総合開発機構（N E D O）の委託業務（JPNP18005）の結果で得られたものである。ここに、ご協力いただいた関係各位に心から謝意を表する。

References

- 1) <https://www.un.org/sustainabledevelopment/> (May, 2022).
- 2) Jakobs, R. and Kruse, H., The use of non-azeotropic refrigerant mixtures in heat pumps for energy saving, *International Journal of Refrigeration*, 1979, **2**, pp. 29–32.
- 3) Kruse, H., The advantages non-azeotropic refrigerant mixtures for heat pump application. *International Journal of Refrigeration*, 1981, **4**, pp. 119–125.
- 4) Uddin, K. and Saha, B., Thermodynamic analysis of low-GWP blends to replace R410A for residential building air conditioning applications, *Environmental Science and Pollution Research*, 2021, **28**, pp. 2934–2947.
- 5) Kim, N. H., Kwon, M. H., Go and M. G., An experimental investigation on the airside performance of fin-and-tube heat exchangers having nonsymmetrical slit fins, *International Journal of Air-Conditioning and Refrigeration*, 2015, **23**(2), no. 1550017.
- 6) Liu, A., Wang, G., Wang, D., Peng, X. and Yuan, H., Study on the Thermal and Hydraulic Performance of Fin-and-Tube Heat Exchanger Based on Topology Optimization, *Applied Thermal Engineering*, 2021, **197**, no. 117380.
- 7) Garcia, J. C. S., Tanaka, H., Giannetti, N., Sei, Y., Saito, K., Houfuku M. and Takafuji, R., Multiobjective Geometry Optimization of Microchannel Heat Exchanger Using Real-Coded Genetic Algorithm, *Applied Thermal Engineering*, 2022, **202**, no. 117821.
- 8) Huang, L., Aute V. and Radermacher, R., Airflow Distribution and Design Optimization of Variable Geometry Microchannel Heat Exchangers, *Science and Technology for the Built Environment*, 2015, **21**(5), pp. 693–702.
- 9) Glazar, V., Trp, A. and Lenic, K., Optimization of Air-Water Microchannel Heat Exchanger Using Response Surface Methodology, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2020, **157**, no. 119887.
- 10) Yang, Z., Ma, Y., Zhang, N. and Smith, R., Design Optimization of Shell and Tube Heat Exchangers Sizing with Heat Transfer Enhancement, *Computers and Chemical Engineering*, 2020, **137**, no. 106821.
- 11) Bacellar, D., Aute, V., Huang, Z. and Radermacher, R., Design Optimization and Validation of High-Performance Heat Exchangers Using Approximation Assisted Optimization and Additive Manufacturing, *Science and Technology for the Built Environment*, 2017, **23**(6), pp. 896–911.
- 12) Jige, D., Matsuno, T. and Inoue, N., Experimental study on condensation heat transfer and flow modes of R245fa on enhanced surface tubes, *International Journal of Air-Conditioning and Refrigeration*, 2015, **23**(2), no. 1550014.
- 13) Domanski, P. A., Yashar, D. and Kim, M., Performance of a Finned-Tube Evaporator Optimized for Different Refrigerants and Its Effects on System Efficiency, *International Journal of Refrigeration*, 2005, **28**(6), pp. 820–827.
- 14) Wang, C.C., Jang, J.Y., Lai, C.C. and Chang, Y.J., Effect of circuit arrangement on the performance of air-cooled condensers, *International Journal of Refrigeration*, 1999, **22**(4), pp. 275–282.
- 15) Wu, Z., Ding, G., Wang, K. and Fukaya, M., Application of a genetic algorithm to optimize the refrigerant circuit of fin-and-tube heat exchangers for maximum heat transfer or shortest tube, *International Journal of Thermal Sciences*, 2008, **47**(8), pp. 985–997.
- 16) Lee, W. J., Kim, H. J. and Jeong, J. H., Method for determining the optimum number of circuits for a fin-tube condenser in a heat pump, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2016, **98**, pp. 462–471.
- 17) Liang, S. Y., Wong, T. N. and Nathan, G., Numerical and Experimental Studies of Refrigerant Circuitry of Evaporator Coils, *International Journal of Refrigeration*, 2001, **24**(8), pp. 823–833.
- 18) Domanski, P. A., Finned-tube evaporator model with a visual interface, presented at the Int. Cong. of Refrig., Sydney, Australia, Sept. 19–24, 1999.
- 19) Domanski, P. A., EVAP-COND Simulation Models for Finned Tube Heat Exchangers, Gaithersburg, MD, USA: National Institute of Standards and Technology, Building and Fire Research Laboratory, 2003.
- 20) Domanski, P. A., Simulation of an evaporator with non-uniform one-dimensional air distribution, presented at the ASHRAE Winter Meet, New York, USA, Jan. 19–23, 1991.
- 21) Lee, J. H., Bae, S. W., Bang, K. H. and Kim, M. H., Experimental and numerical research on condenser performance for R-22 and R407-C refrigerants, *International Journal of Refrigeration*, 2002, **25**(3), pp. 372–382.
- 22) Liang, S.Y., Wong, T.N. and Nathan, G.K., Study on refrigerant circuitry of condenser coils with exergy destruction analysis, *Applied Thermal Engineering*, 2000, **20**(6), pp. 559–577.
- 23) Ploskas, N., Laughman, C., Raghunathan, A. U. and Sahinidis, N. V., Optimization of Circuitry Arrangements for Heat Exchangers Using Derivative-Free Optimization, *Chemical Engineering Research and Design*, 2018, **131**, pp. 16–28.
- 24) Li, Z., Shen, B. and Gluesenkamp, K. R., Multi-objective Optimization of Low-GWP Mixture

- Composition and Heat Exchanger Circuitry Configuration for Improved System Performance and Reduced Refrigerant Flammability, *International Journal of Refrigeration*, 2021, **126**, pp. 133-142.
- 25) Shah, M.M., A general correlation for heat transfer during film condensation inside pipes, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1979, **22**(4), pp. 547–556.
- 26) Garcia, J. C. S., Giannetti, N., Varela, D. A. B., Varela, R. J., Yamaguchi, S., Saito, K. And Berana, M. S., Design of a Numerical Simulator for Finned-Tube Heat Exchangers with Arbitrary Circuitry, *Heat Transfer Engineering*, DOI: 10.1080/01457632.2021.2001741
- 27) Giannetti, N., Garcia, J. C. S., Varela, R. J., Sei, Y., Enoki, K., Jeong, J. and Saito, K., Development of Assessment Techniques for Next-Generation Refrigerants with Low GWP Values - Fourth report: Efforts and outcomes on heat exchanger optimization in FY 2020, Proceedings of 2021 JSRAE Annual Conference, Tokyo (2021).
- 28) Dittus, F. and Boelter, L., Heat Transfer in Automobile Radiators of the Tubular Type, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 1985, **12**(1), pp. 3-22.
- 29) Shah, M. M., Chart Correlation for Saturated Boiling Heat Transfer: Equations and Further Study, *AHRAE Transactions*, 1982, **88**(1), pp. 185-196.
- 30) Cavallini, A., Censi, G., Del Col, D., Doretti, L., Longo, G., Rossetto, L. and Zilio, C., Condensation Inside and Outside Smooth and Enhanced Tubes - A Review of Recent Research, *International Journal of Refrigeration*, 2003, **26**(4), pp. 373-392.
- 31) Shah, M. M., A method for predicting heat transfer during boiling of mixtures in plain tubes, *Applied Thermal Engineering*, 2015, **89**, pp. 812-821.
- 32) Seshimo, Y. and Fujii, M., Compact Heat Exchangers (in Japanese), Tokyo, Japan: *Nikkan Kogyo Shimbun, Ltd.*, 1992.
- 33) Kim, N., Youn, B. and Webb, R., Air-side Heat Transfer and Friction Correlations for Plain Fin-and-Tube Heat Exchangers with Staggered Tube Arrangements, *Journal of Heat Transfer*, 1999, **121**(3), pp. 662-667.
- 34) Popiel, C. and Wojtkowiak, J., Friction Factor in U-Type Undulated Pipe Flow, *Journal of Fluids Engineering*, 2000, **122**(2), pp. 260-263.
- 35) Domanski, P. A. and Hermes, C., An Improved Two-Phase Pressure Drop Correlation for 180° Return Bends, in 3rd Asian Conference on Refrigeration and Air-Conditioning, Gyeongju, Korea, 2006.
- 36) Jiang, H., Development of a Simulation and Optimization Tool for Heat Exchanger Design, College Park, Maryland, USA: University of Maryland, 2003.

Heat Exchanger Optimization Using Genetic Refrigerant Flow Path Generation Algorithm

Niccolo GIANNETTI* John Carlo S. GARCIA ** Richard Jayson VARELA **
 Yuichi SEI*** Koji ENOKI**** Jongsoo JEONG***** Kiyoshi SAITO**

*Waseda Institute for Advanced Study, Waseda University, Shinjuku-ku, Tokyo 169-8050, Japan

**Department of Applied Mechanics and Aerospace Engineering, Waseda University, Shinjuku, Tokyo, 169-8555, Japan

***Department of Informatics, The University of Electro-Communications, Chofu-ku, Tokyo, 182-8585, Japan

****Department of Mechanical and Intelligent Systems Engineering, The University of Electro-Communications, Chofu-ku, Tokyo, 182-8585, Japan

*****Research Institute for Science and Engineering, Waseda University, Tokyo, 169-8555, Japan

Summary

This research presents an assessment technique based on the evolutionary optimization of heat exchanger circuitries for the performance evaluation of next-generation refrigerants. To this aim, a finned-tube heat exchanger simulator is structured around a bijective mathematical representation of the refrigerant circuitry (Tube-Tube Adjacency Matrix) and the formulation of the related constraints for ensuring coherence and feasibility of the circuitry during the evolutionary search. The “thermal path generator”, a novel evolutionary algorithm for refrigerant circuitry optimization, is developed. This novel technique was able to handle the implementation of genetic operators to complex circuitries with unrestrained number and location of splitting and merging nodes, hence, expanding the search space of previous optimization studies. The performance of three refrigerants representative of air conditioning applications, namely R32, R410A, and R454C is assessed for optimized circuitries of a 36-tube evaporator. Larger COP improvements (up to 7.26%) are achieved for zeotropic refrigerant mixtures, such as R454C, where the proper matching of the temperature glide with the temperature variation of the air yields the possibility of further reducing the required compression ratio at corresponding operative conditions. It is thus demonstrated that low-GWP zeotropic mixtures with temperature glide may achieve higher performance than R410A and comparable to R32, while previous drop-in performance analyses yielded the opposite conclusion.

Keywords: Genetic programming, Finned-tube heat exchanger, Low-GWP refrigerants, Performance evaluation, Thermodynamic optimization