

## 冷房専用エアコン用オールアルミ熱交換器に関する技術開発\*

榎田 晃\*\*, 外山 智章\*\*\*, 深田 紗代\*\*, 片平 史郎\*\*\*\*, 水田 貴彦\*\*

### Technological Development of All-Aluminum Heat Exchangers for Cooling-Only Air Conditioners\*

Hikaru Eda\*\*, Tomoaki Toyama\*\*\*, Sayo Fukada\*\*, Shiro Katahira\*\*\*\* and Yoshihiko Mizuta\*\*

#### 1. はじめに

空調機の冷媒に広く用いられているHFC類による地球温暖化防止のため、HFC類の段階的規制が国際的に進められており、空調機の省冷媒化が必須となっている。また、CO<sub>2</sub>排出量削減の観点から、空調機の省エネルギー化が課題となっている。空調機の省冷媒化および省エネルギー化において、熱交換器は重要な構成要素であり、空調機用熱交換器の小型・高性能化は強く求められている。熱交換器の小型・高性能化による空調機の省冷媒化および省エネルギー化を目的として、平行フロー型熱交換器（以下PF熱交換器、Fig. 1）が注目を集めている。アルミニウム製プレートフィンおよび銅製円管を拡管により接合した従来の空調機用

熱交換器に対し、PF熱交換器ではアルミニウム製コルゲートフィン（Fig. 2）および扁平多穴管（Fig. 3）を一体化し、熱交換器性能の向上、材料コストの削減および省冷媒化が可能であり、冷房専用エアコンでは室外機凝縮器のPF熱交換器への転換が積極的に進められている。

当社ではPF熱交換器の高性能化のため、伝熱促進技術の開発に取り組んでいる。これまでのコルゲートフィンおよび扁平多穴管の伝熱促進の取り組みに加え、最近ではPF熱交換器におけるパス設計の最適化による性能向上も試みている。本報では、当社におけるPF熱交換器の技術開発の取り組みについて紹介する。

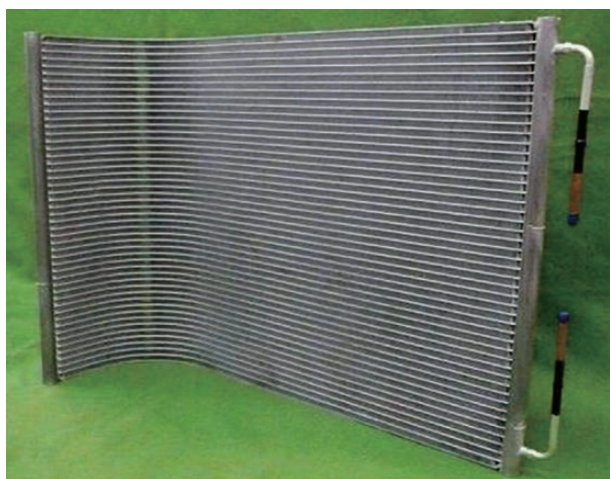


Fig. 1 Parallel flow heat exchanger.

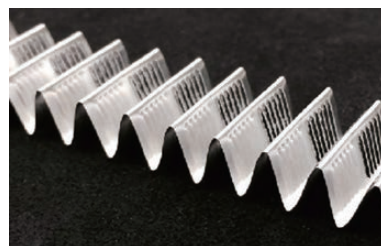


Fig. 2 Corrugated fin.



Fig. 3 Multiport flat tube.

\* 本稿は、日本冷凍空調学会2019年度年次大会概要集、A133およびA134に掲載された内容を改定。

This is the revision of the paper published in the Proc. 2019 JSRAE Annual Conference, (2019), A133 and A134

\*\* (株)UACJ R&Dセンター 第三開発部

Development Department III, Research & Development Division, UACJ Corporation

\*\*\* R&D Center (Thailand), UACJ (Thailand) Co., Ltd.

\*\*\*\* (株)UACJ ビジネスサポート本部 知的財産部

Intellectual Property Department, Business Support Division, UACJ Corporation

## 2. コルゲートフィンの高性能化

PF熱交換器における空気側熱伝達率は冷媒側熱伝達率に対し著しく小さく、コルゲートフィンの伝熱面積は扁平多穴管の3倍以上あるものの、空気側の熱抵抗は冷媒側の熱抵抗の10倍程度と考えられる。そのため、PF熱交換器の性能において空気側の熱伝達性能がボトルネックとなっておりコルゲートフィンの高性能化が重要となる。室外機凝縮器のPF熱交換器では、熱伝達率向上のためルーバを設けたコルゲートルーバフィンが主流である。ルーバを設けることでフィンに沿う温度境界層の成長が抑制され、熱伝達が促進されることが知られている<sup>1)</sup>。

ルーバフィンに関する研究はこれまでに数多く報告されており、熱伝達率の相関式が多数存在する。Davenport<sup>2)</sup>は種々の形状パラメータをもつルーバフィンの実験データから、熱伝達相関式を提案している。Achaichia - Cowell<sup>3)</sup>は、ルーバフィンの熱伝達特性をスタントン数 $St$ により表現している。Chang - Wang<sup>4)</sup>はプレートフィンやコルゲートフィンを含む様々な構造のルーバフィンの実験データから、幅広い範囲で適用可能な相関式を提案している。Park - Jacobi<sup>5)</sup>は126種ものルーバフィン形状の実験データに基づき、相関式の作成を試みている。しかしながらこれらの相関式は1980年代～2000年代に報告されたものであり、近年の技術進歩にともなう加工技術の向上などによりフィン形状の範囲が現状と異なる部分も多く、これらの相関式が定量的に十分な予測精度を有しているかは不明である。そこで、ルーバフィンの形状パラメータを系統的に変化させて熱交換器を製作し、伝熱性能を測定することで、従来の相関式の予測精度を評価するとともに、独自の相関式を作成してルーバフィン形状の最適化を検討した。

### 2.1 ルーバフィンの仕様

ルーバフィンの形状パラメータをFig. 4に、試作および伝熱性能を測定したルーバフィンの寸法諸元をTable 1にそれぞれ示す。考慮した形状パラメータはルーバピッチ、ルーバ角度、フィンピッチ、フィン高さ(ルーバ長さ)およびフィン奥行であり、15種のルーバフィン形状について製作、測定した。

### 2.2 実験方法および実験条件

温水試験により得られた熱交換器全体の熱交換量から、Gnielinskiの式<sup>6)</sup>により見積られる水側熱伝達の寄与分を差し引くことで空気側熱伝達率を算出し、下

式によりコルバーンの $j$ 因子を用いて整理した。

$$j = \frac{Nu}{RePr^{1/3}} = \frac{\alpha_{air}}{\rho_{air} \cdot V_{air} \cdot c_{p,air}} Pr^{2/3} \quad (1)$$

ここで、 $Nu$ はヌセルト数、 $Re$ はレイノルズ数、 $Pr$ はプラントル数、 $\alpha_{air}$ は空気側熱伝達率、 $\rho_{air}$ は空気密度、 $V_{air}$ は前面風速、 $c_{p,air}$ は空気比熱である。温水試験の試験条件をTable 2に示す。空気および温水の温度条件は入口温水温度を50℃、入口空気乾球温度を25℃、入口空気湿球温度を16℃とし、前面風速は1.0～4.0 m/sの範囲で測定した。

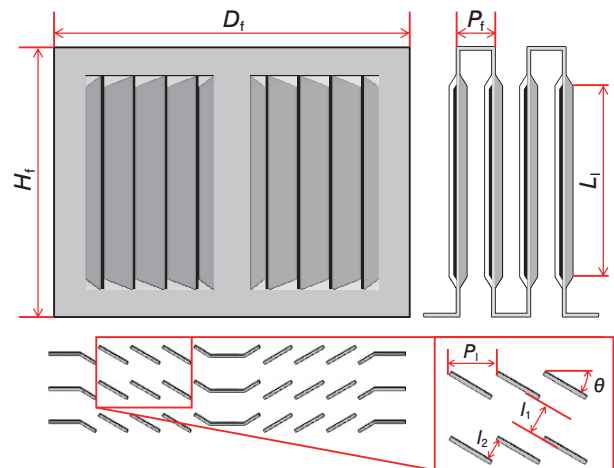


Fig. 4 Definition of various geometric parameters on louvered fin.

Table 1 Specifications of tested louvered fins.

	Louver pitch $P_1$ (mm)	Louver angle $\theta$ (deg.)	Fin pitch $P_f$ (mm)	Fin height $H_f$ (mm)	Louver length $L_1$ (mm)	Fin depth $D_f$ (mm)
1		27				
2	0.7	30	1.0, 1.3	7.6	6.0	13.9
3		33				
4		27				
5	0.9	30	1.0, 1.3	7.6	6.0	13.9
6		33				
7		27				
8	1.1	30	1.0, 1.3	7.6	6.0	13.9
9		33				
10				7.6	5.6	
11	0.9	30	1.0, 1.3	11.1	9.0	13.9
12				17.0	14.6	
13						8.2
14	0.95	28.5	1.0, 1.3	7.6	6.0	10.1
15						13.9

Table 2 Experimental condition.

Water side	Inlet temperature	℃	50
	Dry bulb temperature <th>℃</th> <td>25</td>	℃	25
Air side	Wet bulb temperature <th>℃</th> <td>16</td>	℃	16
	Frontal air velocity <th>m/s</th> <td>1.0, 2.0, 4.0</td>	m/s	1.0, 2.0, 4.0

### 2.3 従来の相関式との比較

実験により得られたコルバーンの $j$ 因子と従来の相関式との比較をFig. 5に示す。いずれの相関式においても実験値を過小に見積もる傾向にあることがわかる。Achaichia - Cowellの式の計算値と実験値との差異が-20%~+10%程度で、比較的良い相関を示しており、今回比較に用いた予測式の中で最も良い相関を示した。

### 2.4 ルーバフィン形状の最適化検討

これらの検討結果をもとに、当社では独自の相関式を作成しルーバフィン形状の最適化を試みた。作成した相関式で計算した予測値と実験値との比較をFig. 6に示す。実験値を±10%以内で予測できることがわかる。従来のルーバフィンに対する相関式により最適化したルーバフィンの性能向上率をFig. 7に示す。ルーバフィンの最適化により、 $j$ 因子で10~20%程度向上させることができる結果が得られた。

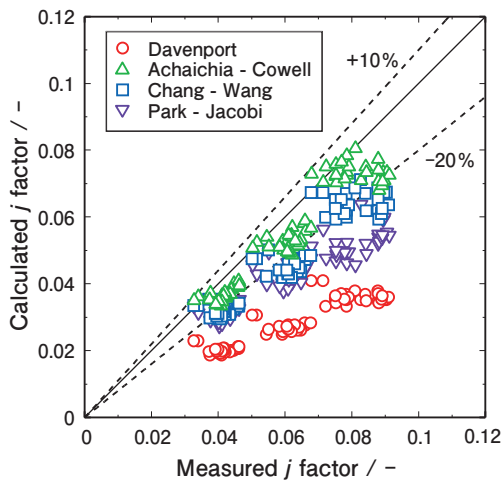


Fig. 5 Comparison of Colburn  $j$  factor between measured value and conventional correlations.

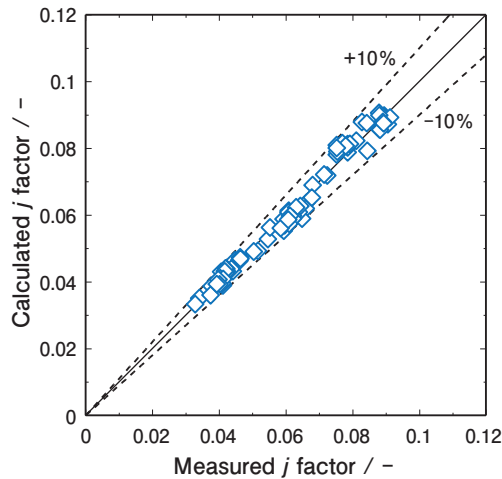


Fig. 6 Comparison of Colburn  $j$  factor between measured value and original correlation.

## 3. 扁平多穴管の高性能化

PF熱交換器における冷媒側熱伝達においては、冷媒の相変化をとまなう潜熱輸送により空気側に比べ高い熱伝達率が得られる。また扁平多穴管では微細な非円形流路を複数有することから、従来の円形伝熱管に対し更に高い熱伝達率を示す。しかしながら、近年のHFC類規制対応として、HFO類やHFCとHFOを混合した新規代替冷媒が提案されており、それらは従来の冷媒に比べ伝熱性能が劣るため、依然としてさらなる高性能化が求められる。

著者らはこれまでにPF熱交換器の性能に及ぼす扁平多穴管が持つ流路形状の影響について報告している。水田・柿山<sup>7)</sup>は、円形、矩形および三角形の微細流路を持つ扁平多穴管を使用した熱交換器の凝縮性能を評価し、三角形微細流路が最も高い性能を示したと報告している。熱交換器の性能評価結果の比較および評価した熱交換器に使用した扁平多穴管の流路断面をFig. 8に示す。隅部を有する微細流路における凝縮熱伝達において、隅部での表面張力の作用により流路辺部に伝熱に優れた薄液膜が形成されることで円形流路に対し

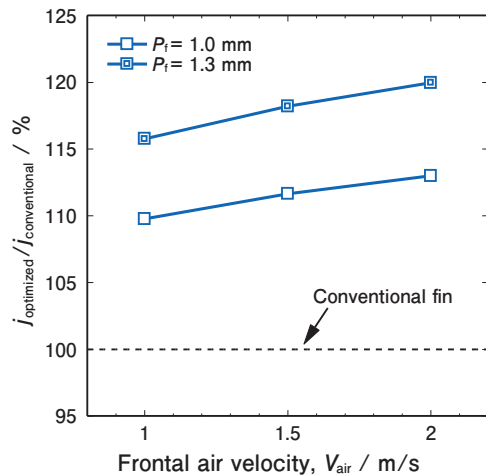


Fig. 7 Performance improvement rate by optimizing louvered fins.

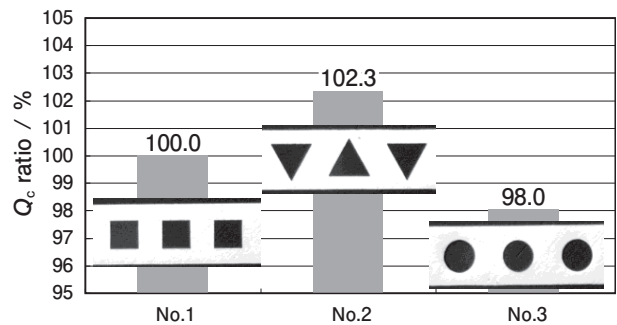


Fig. 8 Effect of channel shape on performance of the heat exchanger.

高い熱伝達率を示すことが一般に知られている。三角形微細流路においては、隅部の角度が小さいため、表面張力による薄液膜化の影響が矩形微細流路に比べて顕著に現れたためと考えられる。外山ら<sup>8)</sup>は、三角形微細流路を持つ扁平多穴管が製造上の難易度が高く量産に適さないとして、比較的製造上の難易度を落とした台形微細流路を提案・評価している。評価した台形微細流路の流路断面を Fig. 9 に示す。台形における上底と下底の比率が異なる2種の台形微細流路を評価し、三角形に近い台形微細流路は矩形流路に比べ高い性能を示したものの、矩形に近い台形微細流路では期待される性能向上は得られなかったと報告している。

これらの基本的な流路形状による高性能化に加え、扁平多穴管では流路内にリブとよばれる突起を設置し伝熱面積を増大させることで性能を向上させる方法が一般的に知られている。しかしながら、扁平多穴管の性能に及ぼす流路内のリブの影響に関しては数件<sup>9), 10)</sup>報告されているものの、熱交換器における評価結果についての報告は見当たらない。そこで、流路内にリブを設けた扁平多穴管を用いてPF熱交換器を製作し、リブの位置が凝縮器および蒸発器性能に及ぼす影響を調査した結果を示す。

### 3.1 熱交換器の仕様

評価した扁平多穴管の寸法諸元を Table 3 に、流路断面を Fig. 10 にそれぞれ示す。扁平多穴管の流路形状は、矩形 (Rec)、矩形流路の上面もしくは下面に2つのリブを設けた片面リブ (Rib1)、および矩形流路の上下面にそれぞれ2つのリブを設けた両面リブ (Rib2) の3種類を製作した。製作した熱交換器の概略図を Fig. 11 に示す。熱交換器は、一般的にカーエアコン用コンデンサ等に使用されているPF熱交換器である。空気と熱

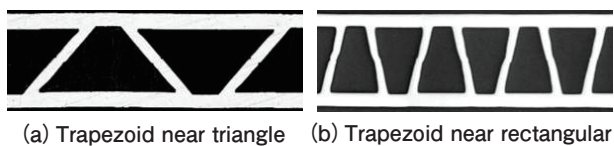


Fig. 9 Cross section view of multi port flat tubes with trapezoid channels.

Table 3 Specification of tested multi port flat tubes.

Channel shape	-	Rec	Rib1	Rib2
Channel width	mm	0.54	0.54	0.54
Channel height	mm	0.84	0.84	0.84
Cross sectional area	mm <sup>2</sup>	7.8	7.3	7.2
Wetted perimeter	mm	48.2	55.9	65.7
Hydraulic diameter	mm	0.64	0.52	0.43

交換するフィンには、コルゲートルーバフィンを用いた。扁平多穴管とフィンを交互に積層したコア部の両端には、複数本の多穴管内を流れる冷媒を統合、分配する為のヘッダを用いた。例えば、ヘッダ上端部より流入した冷媒は、1パス目で9本の多穴管内を流れ、ヘッダにて折り返した後の2パス目では7本、3パス目では5本、そして最後の4パス目では3本の多穴管を流れた後にヘッダ下端部より流出する構造である。供試した熱交換器には、前述の扁平多穴管 Rec, Rib1 および Rib2 を用いて、矩形、片面リブ (上面)、片面リブ (下面)、および両面リブの4種類をそれぞれろう付け接合により製作した。

### 3.2 実験条件および実験方法

実験条件を Table 4 に示す。実験装置は、恒温恒湿試験室内に設けられた吸い込み式の風洞装置に熱交換器を設置し、所定の条件に調整した空気および冷媒を供給して、凝縮および蒸発性能を測定するものである。冷媒はR32を使用し、凝縮試験時には多穴管本数の多い熱交換器上段部より、蒸発試験時には多穴管本数の

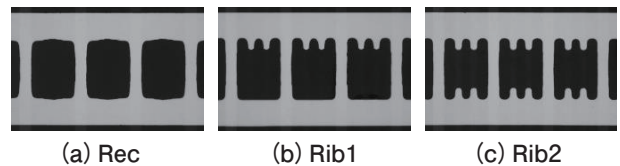


Fig. 10 Cross section view of multi port flat tubes.

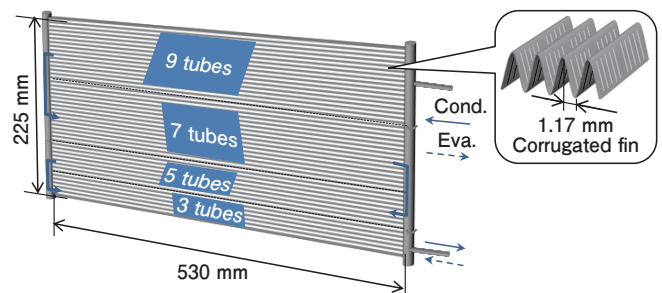


Fig. 11 Schematic diagram of heat exchanger.

Table 4 Experimental condition.

Type of experiment		Condensation	Evaporation	
Air side	Dry bulb temp.	℃	35	27
	Wet bulb temp.	℃	24	19
	Frontal air velocity	m/s	1.5, 2.0, 2.5	1.8, 2.0, 2.5
Refrigerant side	Saturation temp.	℃	45	15.5
	Inlet quality	-	-	0.2
	Superheat	K	20	3
	Subcool	K	5	-

少ない熱交換器下段部より冷媒を流した。また、蒸発試験時には、アルミニウムフィン表面の結露による通風抵抗の増大を抑制するため、結露しない冷媒飽和温度で測定した。熱交換器の冷媒側熱交換量 $Q$ および熱交換器内を流れる冷媒の出入口圧力損失 $\Delta P$ は、以下の式により算出した。

$$Q = m_{\text{ref}} \cdot |h_{\text{ref,in}} - h_{\text{ref,out}}| \quad (2)$$

$$\Delta P = P_{\text{ref,in}} - P_{\text{ref,out}} \quad (3)$$

ここで、 $m_{\text{ref}}$ は冷媒質量流量、 $h_{\text{ref,in}}$ は入口冷媒比エンタルピー、 $h_{\text{ref,out}}$ は出口冷媒比エンタルピー、 $P_{\text{ref,in}}$ は熱交換器入口冷媒圧力、 $P_{\text{ref,out}}$ は熱交換器出口冷媒圧力である。

### 3.3 結果および考察

#### 3.3.1 凝縮試験

各供試熱交換器における前面風速と凝縮熱交換量との関係を Fig. 12 に、冷媒質量流量と冷媒側圧力損失との関係を Fig. 13 に示す。前面風速2.0 m/sにおける冷

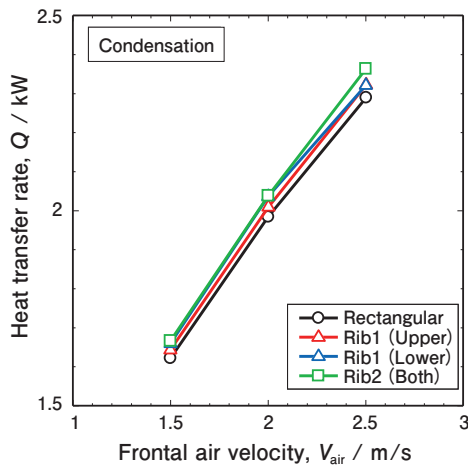


Fig. 12 Heat transfer rate with frontal air velocity during condensation.

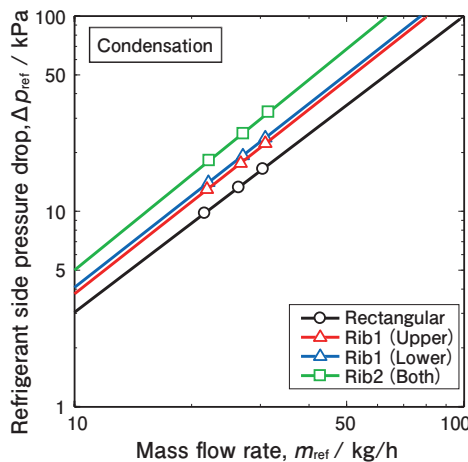


Fig. 13 Refrigerant side pressure drop with mass flow rate during condensation.

媒流路内にリブを設けた扁平多穴管を搭載した熱交換器の熱交換量は、矩形流路の場合より1.3 - 3.2%上回ることが確認された。これは、リブにより冷媒流路断面積が減少した結果、管内冷媒流速が増加し、熱伝達率が増加したためと考えられる。また、冷媒側圧力損失においても、両面リブを有する多穴管を搭載したものが最も高く、次いで片面リブ(上面)、片面リブ(下面)、矩形の順であり、流路断面積の減少が影響を及ぼしていることが考えられる。片面リブ(下面)の熱交換量が片面リブ(上面)よりも高い理由として、流路下面のリブは、上面のリブよりも薄い液膜が形成されやすいため管内熱伝達率が増加し、熱交換量に好影響を及ぼした可能性が考えられる。

#### 3.3.2 蒸発試験

各供試熱交換器における前面風速と蒸発熱交換量との関係を Fig. 14 に、冷媒質量流量と冷媒側圧力損失との関係を Fig. 15 に示す。前面風速2.0 m/sにおける冷

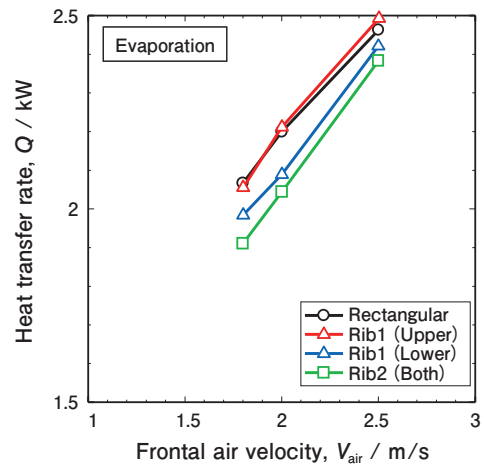


Fig. 14 Heat transfer rate with frontal air velocity during evaporation.

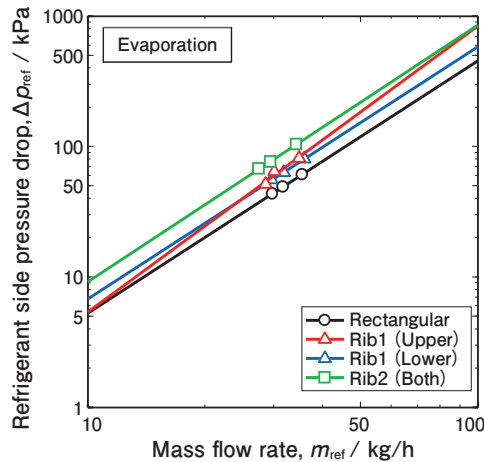


Fig. 15 Refrigerant side pressure drop with mass flow rate during evaporation.

媒流路内にリブを設けた扁平多穴管を搭載した熱交換器の熱交換量は、片面リブ（上面）と矩形流路がほぼ同等であり、次いで片面リブ（下面）、両面リブの順であった。凝縮試験における傾向とは異なる結果が確認され、これは、片面リブ（上面）の流路下面では、薄い液膜により高い熱伝達率を維持しつつ、上面では重力の影響により流下する冷媒がリブの先端を濡らし、熱伝達率の低下が抑制された可能性が考えられる。一方、片面リブ（下面）においては、リブの無い流路上面では、良好な液膜を保持しているが、流路下面のリブ先端でのドライアウト発生や、下面のリブ間に保持されている冷媒の液膜が平面に比べて厚くなることにより、熱伝達率が低下した可能性が考えられる。両面リブにおいては、上述のリブによる熱伝達率の低下が蒸発器性能に悪影響を及ぼした可能性が考えられる。冷媒側圧力損失においては、凝縮試験の結果と同様に、両面リブ、片面リブ（上面）、片面リブ（下面）、矩形の順であった。

#### 4. 冷媒パスの最適化

上述の通り、空気側および冷媒側の伝熱性能向上に取り組んできた。しかしながら、これらのほかにも熱交換器性能に影響を及ぼす要因が存在し、その影響は無視できない。熱交換器性能に影響を及ぼす要因の一つとして、冷媒流路のパス設計が挙げられる。Fig. 11に示したように、PF熱交換器は“パス”と呼ばれる扁平多穴管のまとまりに分割され、パスにおける扁平多穴管の本数は、冷媒の相変化にともなう熱伝達および圧力損失特性の変化にあわせて、適切に設定される。例えば、凝縮時には冷媒の流動方向に凝縮が進行し、気液二相冷媒の液相が増加し気相が減少する。このとき、冷媒の管内流速が減少し熱伝達率が低下するのを防ぐため、冷媒の流動にあわせてパスにおける扁平多穴管本数を減少させる設計が一般的になされている。

空気側や冷媒側の条件およびPF熱交換器の性能特性により最適なパスは複雑に変化する。しかしながら、これまでの当社におけるパス設計では、熱交換器を試作し実験的にパスの扁平多穴管本数を決定していたため、代表的な空気側および冷媒側の運転条件、代表的なPF熱交換器の仕様におけるパス設計の結果を、種々のPF熱交換器に適用しており、必ずしも最適なパス設計とはなっていない。そこで、数値計算によりパス設計のプロセスを効率化し、種々の条件において最適なパスが設計できる手法を検討した。ここでは、凝縮器性能における、出口冷媒過冷却度が変化した際の最適なパス設計について検討した結果を述べる。

#### 4.1 計算モデルおよび計算方法

PF熱交換器全域をパスごとで細かなセルに分割し、各セル内での熱および運動量の収支を繰り返し計算により求めている。セルの概略図および計算モデルをFig. 16およびFig. 17にそれぞれ示す。熱交換器入口条件（入力値）あるいは前セルの出口状態値から、各セルの空気および冷媒の入口状態は既知となるため、セルにおけるエネルギーおよび運動量の保存式を解くことでセルの出口状態値を算出する。以下にセル内のエネルギー保存式を示す。

空気側のエネルギー保存式

$$\alpha_{\text{air}} \cdot \text{LMTD} \cdot A_{\text{o,cell}} = V_{\text{air}} \cdot A_{\text{front,cell}} \cdot \rho_{\text{air}} \cdot c_p (T_{\text{air,out}} - T_{\text{air,in}}) \quad (4)$$

$$\text{LMTD} = \frac{T_{\text{air,out}} - T_{\text{air,in}}}{\ln \left( \frac{T_{\text{air,out}} - T_{\text{wall}}}{T_{\text{air,in}} - T_{\text{wall}}} \right)} \quad (5)$$

冷媒側のエネルギー保存式

$$\alpha_{\text{ref}} \cdot (T_{\text{ref}} - T_{\text{wall}}) \cdot A_{\text{i,cell}} = M_{\text{ref}} \cdot (h_{\text{ref,in}} - h_{\text{ref,out}}) \quad (6)$$

空気側と冷媒側の熱交換量の式

$$V_{\text{air}} \cdot A_{\text{front,cell}} \cdot \rho_{\text{air}} \cdot (h_{\text{air,out}} - h_{\text{air,in}}) = M_{\text{ref}} \cdot (h_{\text{ref,in}} - h_{\text{ref,out}}) \quad (7)$$

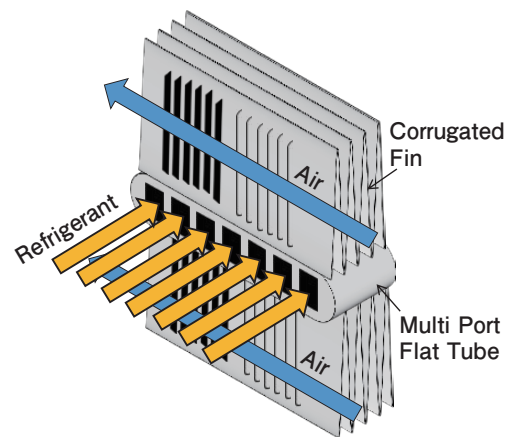


Fig. 16 Schematic view of calculation cell.

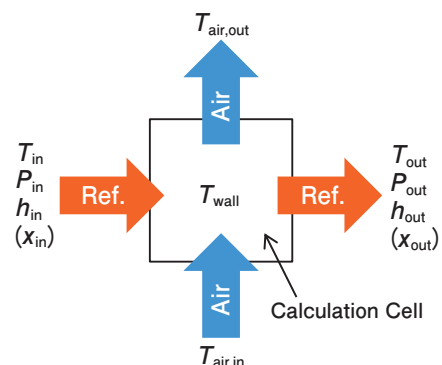


Fig. 17 Model of calculation cell.

ここで、LMTDは冷媒出入口温度と空気出入口温度との対数平均温度差である。また、式中の空気側熱伝達率 $\alpha_{air}$ および冷媒側熱伝達率 $\alpha_{ref}$ は別途計算して与えるため、未知の状態量は、出口空気温度 $T_{air,out}$ 、管壁温度 $T_{wall}$ 、出口冷媒比エンタルピ $h_{ref,out}$ の3つとなる。保存式の数も3つなので、収束計算により解が定まる。なお、空気側熱伝達率は前述の当社独自の予測式より算出し、冷媒側熱伝達率はJigeらの式<sup>11)</sup>を用いて算出した。以下にセル内の運動量保存式を示す。

冷媒の運動量保存式

$$P_{out,cell} = P_{in,cell} - \Delta P_f - \Delta P_m \quad (8)$$

ここで、 $\Delta P_f$ および $\Delta P_m$ はそれぞれ管内摩擦損失および運動量変化にともなう圧力変化である。管内摩擦損失はJigeら<sup>11)</sup>の式を用いて求めた。上記のセル内での計算を、熱交換器入口から出口まで順に計算する。

本検討においては、実際の熱交換器性能試験と同様に、所定の熱交換器出口における冷媒条件となるよう冷媒質量流量を繰り返し計算により求めた。

### 4.2 計算条件

本検討に用いたPF熱交換器の概略図をFig. 18に、寸法諸元をTable 5にそれぞれ示す。パス設計の異なる3種のPF熱交換器を設定した。標準的なパス設計をパスパターンAとし、パスパターンAに対して2パス目以降の扁平多穴管本数を減らし、低クオリティ域から過冷却域における冷媒側熱伝達率の低下を抑制するパス設計をパスパターンBおよびパスパターンCとして凝縮器性能を求めた。いずれの熱交換器においても、扁平多穴管およびコルゲートフィンとは同一形状とし、熱交換器コア部寸法諸元は、幅680 mm、高さ466 mm、奥行14 mm、扁平多穴管の総本数は52本、パス数は4パス(折り返し3回)で共通とした。凝縮器性能計算における空気側および冷媒側条件をTable 6およびTable 7にそれぞれ示す。入口空気温度は、乾球温度35℃および湿球温度24℃とし、前面風速を0.8, 1.0 および1.2 m/sとした。冷媒はR32とし、R32の物性値は、REFPROP Ver.9.1<sup>9)</sup>により算出した。入口冷媒条件は、飽和温度50℃となる圧力および入口過熱度25 Kとし、熱交換器入口の飽和温度に対する出口冷媒過冷却度が5.0, 8.5および12 Kとなるよう冷媒流量を求めた。

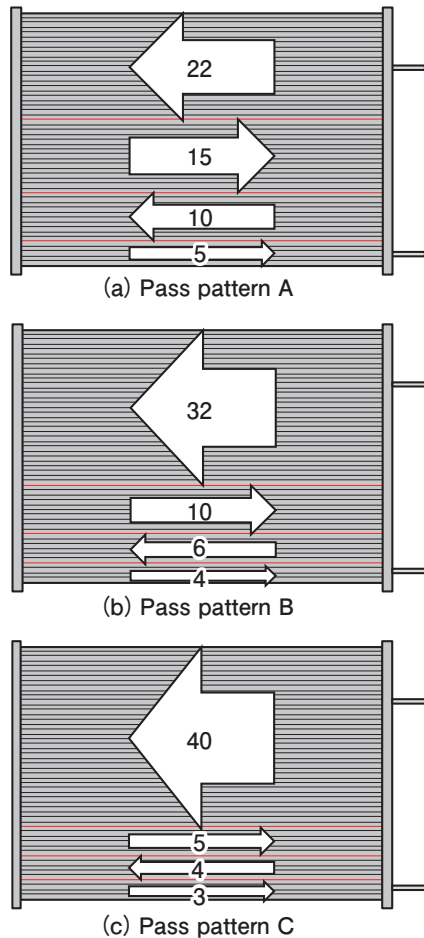


Fig. 18 Schematic of calculated parallel flow heat exchangers.

Table 5 Specification of calculated parallel flow heat exchangers.

		A	B	C
Pass pattern	-	22-15-10-5	32-10-6-4	40-5-4-3
Number of tube	-	52		
Number of pass	-	4		
Core width	mm	680		
Core height	mm	466		
Core depth	mm	14		

Table 6 Air side condition.

Dry bulb temperature	℃	35
Wet bulb temperature	℃	24
Frontal air velocity	m/s	0.8, 1.0, 1.2

Table 7 Refrigerant side condition.

Refrigerant	-	R32
Pressure	MPa	3.14
Saturation Temperature	℃	50
Inlet Superheat	K	25
Outlet Subcool	K	5.0, 8.5, 12

### 4.3 計算結果

パスパターンAにおける熱交換量の計算結果を出口冷媒過冷却度に対してFig. 19に示す。なお、前面風速 $v_{\text{air}}$ ごとに図中のプロットを変えている。図より、前面風速の増大にともなう熱交換量の増大がみられる。これは、前面風速の増大にともないコルゲートフィンの空気側熱伝達率が増大するためである。出口過冷却度の影響に着目すると、いずれの風速条件においても過冷却度の増大にともなう熱交換量の減少がみられる。パスパターンAの計算結果における前面風速1.2 m/sでの冷媒温度分布を過冷却度条件毎にFig. 20に示す。図に示すように、過冷却度の増大にともない、熱交換器出口付近における液単相の領域が拡大するためである。

前面風速1.2 m/sにおけるパスパターンA, BおよびCの熱交換量の計算結果を、出口過冷却度に対してFig. 21に示す。なお、パスパターンごとの熱交換量の差を強調するため、図の縦軸を拡大している。図より、過冷却度5.0 Kおよび8.5 Kにおいて、パスパターンAの熱交換量が最も大きい。一方、過冷却度12 Kでは、パスパターンBの熱交換量が最も大きく、過冷却度が大きい条件においてパスパターンBが凝縮器能力の減少を抑制できることがわかる。これは、過冷却度12 Kの条件では、液単相域が3パス目まで拡大するため、3パス目扁平多穴管本数が10本と比較的多いパスパターンAに対し、3パス目扁平多穴管本数が6本のパスパターンBでは液単相域の熱伝達率が大きく、過冷却度の増大にともなう熱交換量の減少を抑制したためと考えられる。また、いずれの過冷却度条件においてパスパターンCの熱交換量が最も小さいが、これは、1パス目多穴管本数が増大し、1パス目において冷媒流速が減少し冷

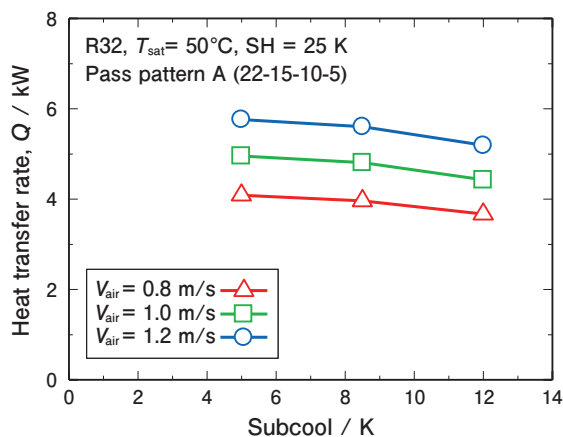


Fig. 19 Calculated results of heat transfer rate on pass pattern A.

媒熱伝達率が減少したことや、2パス目以降の圧力損失が過大となり、冷媒の飽和温度が低下したためと考えられる。

### 4.4 実験結果との比較

計算条件と同一の仕様をもつPF熱交換器の凝縮器性能を測定、比較することで本検討の妥当性について検証した。空気側および冷媒側の測定条件についても計算条件と同一である。前面風速1.2 m/sにおけるパスパターンA, BおよびCの熱交換量の測定結果をFig. 22に示す。Fig. 19の計算結果に比べて、熱交換量の値が大きいものの、熱交換量に及ぼすパスパターンの影響は概ね計算結果と一致しており、過冷却度12 KにおいてパスパターンBの熱交換量が最も大きくなる結果が得られた。このことから、出口冷媒過冷却度の変化にともなう最適なパスの変化が数値計算により予測できることが確認された。

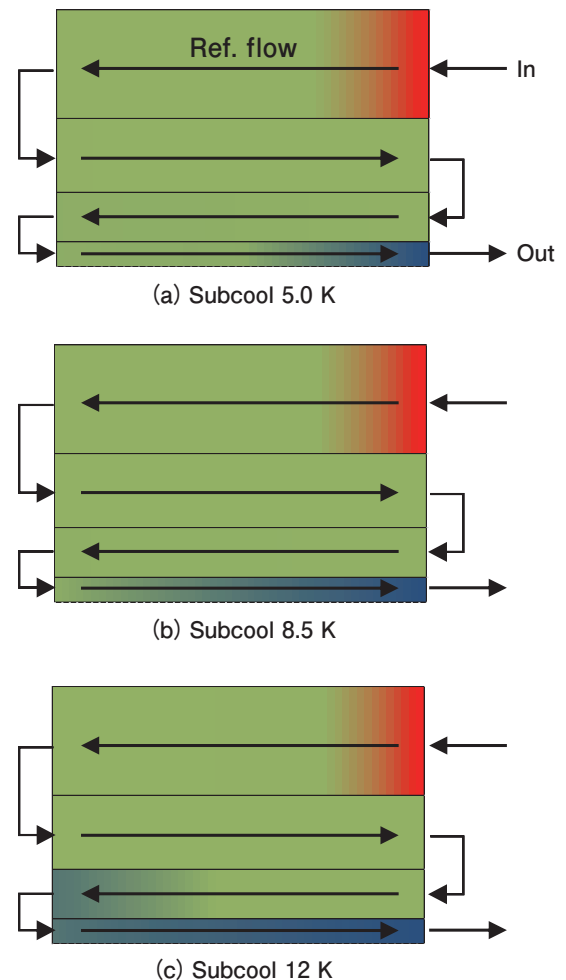


Fig. 20 Refrigerant temperature distribution of pass pattern A on frontal air velocity of 1.2 m/s.



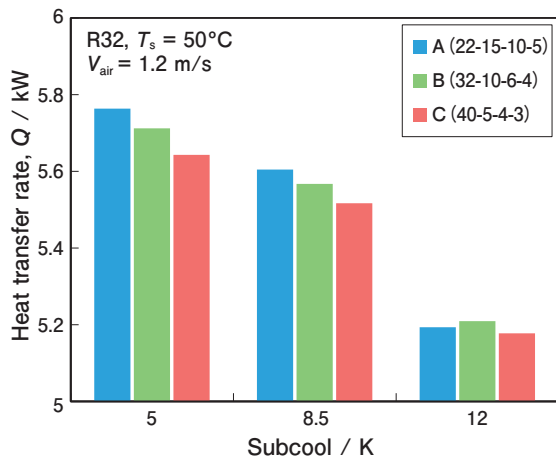


Fig. 21 Calculation result for effect of pass pattern on heat transfer rate.

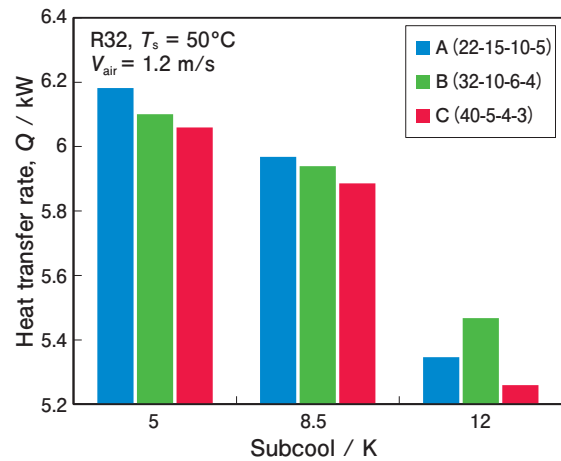


Fig. 22 Experimental result for effect of pass pattern on heat transfer rate.

## 5. おわりに

本報では、当社におけるPF熱交換器の技術開発の取り組みについて紹介した。PF熱交換器における課題として、伝熱性能の他に、耐食性やリサイクル性なども挙げられるが、環境問題の深刻化にともない、今後さらにこれらの要求が高まると推測される。UACJではお客様のご要望に対応するべく、これからも研究開発に取り組む。

## 参考文献

- 1) 瀬下裕, 藤井雅雄: コンパクト熱交換器, 日刊工業新聞社, (1992), 125-134.
- 2) C.J.Davenport: AIChE Symp. Ser. **79** (1983), 19-27.
- 3) A.Achaichia and T.A.Cowell: Exp. Therm. Fluid Sci **1** (1988), 147-157.
- 4) Y.J.Chang and C.C.Wang: Int J Heat Mass Transf **40** (1997), 533-544.
- 5) Y.G.Park and A.M.Jacobi: J Heat Transf **131** (2008), 021801-021801-12
- 6) V.Gnielinski: Int. Chem. Eng. **16** (1976), 359-368
- 7) 水田貴彦, 柿山史郎: 2012年度日本冷凍空調学会年次大会講演論文集 (2012), A145.
- 8) 外山智章, 水田貴彦, 渡邊貴道: 2013年度日本冷凍空調学会年次大会講演論文集 (2013), A211.
- 9) 勝田正文, 佐藤遼, 山下暁, 黒岩透: 日本冷凍空調学会論文集 **31** (2014), 257-264.
- 10) M.Mostaqur Rahman, K.Kariya and A.Miyara: Int. J. Refrig. **82** (2017), 119-129.
- 11) D.Jige, N.Inoue and S.Koyama: Int. J. Refrig. **67** (2016), 202-213.



榎田 晃 (Hikaru Eda)  
(株)UACJ R&Dセンター 第三開発部



外山 智章 (Tomoaki Toyama)  
R&D Center (Thailand), UACJ (Thailand) Co., Ltd.



深田 紗代 (Sayo Fukada)  
(株)UACJ R&Dセンター 第三開発部



片平 史郎 (Shiro Katahira)  
(株)UACJ ビジネスサポート本部 知的財産部



水田 貴彦 (Yoshihiko Mizuta)  
(株)UACJ R&Dセンター 第三開発部