

フィンレス熱交換器における空気側性能に関する研究

47186738 山村 修史
指導教員 飛原 英治 教授

In recent years, research to improve the air-side performance of heat exchangers is being promoted as a measure against various environmental problems. Conventional heat exchangers are generally composed of copper tubes and thin aluminum fins; however, the diameter of the current copper tube is close to the finer limit of fabrication, and moisture and frost condensed on the gaps of the fin under wet condition or frost/defrost condition may result in lower heat transfer efficiency. A finless heat exchanger using fin-flat porous pipe made of aluminum was trial-produced for the purpose of preventing dew condensation water and molten water at the time of defrost from staying. A heat exchanger with Vortex Generator (VG) is to be installed in the wind tunnel device and the air side heat transfer and pressure drop of the heat exchanger was measured for dry condition, wet condition, and frost/defrost condition. VG develops performance of heat transfer.

Key words: Air-side performance, Finless heat exchanger, Fin-flat-tube, Vortex Generator

1 緒言

空調機に使用される従来の熱交換器は一般に、銅管と薄いアルミニウム製のフィンで構成されている。伝熱性能向上や冷媒封入量削減・環境性能向上のためには銅管の細径化が有効であるが、現在の銅管直径は製作上限界の細さに近い。そのため、空調機の小型化と性能向上、製作コスト低減のために、アルミニウム製の扁平多孔管(以下扁平管)を用いた熱交換器が注目されている。

扁平管は 1mm 以下の断面を持つ複数の細管路により構成され、冷媒封入量は大幅に削減される。通常の扁平管を用いた熱交換器はコルゲートフィンで扁平管同士の間隙に設置している。しかし、湿潤条件や着霜/除霜条件下でコルゲートフィンに滞留する結露水や融解水の排水性が極めて悪く、空気側の伝熱面積の低下や圧力損失を招く。今後 EV が普及していくと、EV はガソリン車のように排熱を用いた暖房運転が出来ないため、着霜/除霜条件での熱交換器の働きが重要となる。さらに自動車車室体積は家庭室内に比べ小さく熱容量が小さいので、除霜のための暖房運転停止の影響が大きく、除霜条件での排水性はますます重要な課題となる。

上記の問題を踏まえフィンレス熱交換器が注目されている。これはコルゲートフィン廃し扁平管をより密に設置した熱交換器であり、高い排水性による性能向上が期待されている。本研究では扁平管の前後に垂直なフィンを接続した新型扁平管を考案し、熱交換器を製作して空気側伝熱性能を調べた。また、伝熱量向上を目的とした渦発生器 (Vortex Generator, VG) を熱交換器に装着し空気側性能を調べた。さらに、数値計算により VG や扁平管形状の最適設計を行った。

2 扁平管前後にフィンをつけた伝熱管で構成するフィンレス熱交換器の性能

2.1 熱交換器

まず、新旧扁平管を図 1 に示す。Type2 は Type1 より管路断面面積を減少し、前後にフィンを接続し、空気側伝熱面積を大きくしている。Type3 は熱交換器製作の際、Type2 のように空気流路が狭まるような変形をしないように、管も厚くし、流路は少し大きくした。それぞれの伝熱管を用いた熱交換器を図 2 に示すものであり、それら

の伝熱性能、圧力損失性能を比較する。

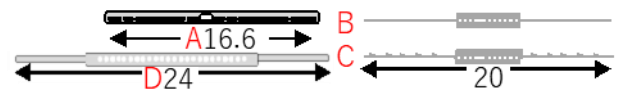


Fig.1 A:Type1, B:Type2P, C:Type2L, D:Type3 tube

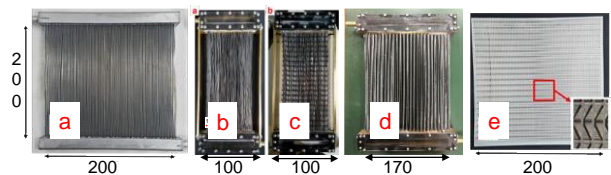


Fig.2 a:Type1, b:Type2P, c:Type2L, d:Type3 Heat exchanger, e:VG

2.2 実験装置

本実験で用いる風洞実験装置の概略図を図 3 に示す。本装置は空気供給源、風洞、ブライン恒温槽から構成されており、空調装置により調温調湿された空気が循環装置内の送風機によりテストセクションに設置された供試熱交換器へと送られる。供試熱交換器にはブラインが流れており、ブラインと空気で熱交換が行われる。空気出入口温度湿度及び流量、ブライン出入口温度及び流量を測定し、空気側性能を調べた。

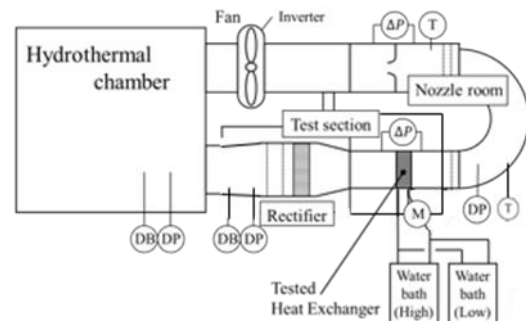


Fig.3 Experimental setup

2.3 実験条件

熱交換器は蒸発器での使用を想定し、実験は乾燥、湿潤、着霜、着霜/除霜の 4 条件で行い、空気側熱伝達係数および圧力降下を測定する。実験条件を表 1 に示す。

乾燥および湿潤条件では、空気及びブラインを循環させ安定したことを確認した後に 2 秒間隔で 10 分間測定し、平均を取った。また着霜実験ではブライン温度を 0°C 以下に設定し、水蒸気が氷結する条件で試験を行った。実験開始後 4 時間運転させ、着霜が進んでいく様子を測定した。着霜/除霜実験では、着霜時は圧力損失が 200Pa に上昇するまで着霜運転を行い、その後ブライン循環を停止し圧力損失が 15Pa に下がるまで除霜運転を行った。上記の着霜運転と除霜運転を 3 サイクル繰り返し、最後の 1 サイクルの結果を用いて解析と比較を行った。ブライン流量は、各扁平管の流路形状から質量流束が等しくなるように算定した。

Table1.Experimental conditions

Condition	Dry	Wet	Frost	Frost/Defrost
Brine temp.[°C]	40.0	10.0	5.5	6.8
Brine flow rate [kg/min]	*4.0 /0.48 /2.7	*4.0 /0.4 /2.67	*2.0 /0.2 /1.33	**2.33
Air inlet temp. dew point [°C]	27.0 /14.6	20.0 /10.0	2.5 /2.0	2.5 /1.5
Air velocity [m/s]	0.5, 1.0, 1.5, 2.0,2.5, 3.0		2.0	2.0

*Flow rate at Fintube and Type1/Type2/Type3

**Flow rate at Fintube and Type3

乾燥条件及び湿潤条件では、熱交換器前面に渦発生器を設置した実験も行った。得られた結果を比較し、新型扁平管および渦発生器の効果を調べた。

2.4 解析方法

解析には ϵ -NTU 法を用いた。まずブライン側の出入口温度差から伝熱量を求める。次に空気側温度効率と直交流の熱交換器における温度効率^{2) 3)}から移動単位数 NTU を算出する。NTU と熱容量の関係から総括熱移動係数を算出し、そこから熱バランスの式に則りブライン側の熱移動係数を引くことで空気側熱移動係数を算出している。湿潤、着霜条件では空気側温度効率の代わりにエンタルピー効率を基に解析を行う。

2.5 実験結果

まず乾燥条件の結果を図 4 に示す。Type 3 熱交換器はフィンチューブ熱交換器より高い値をとっており、圧力損失に関してはフィンチューブ熱交換器に比べ 50%程度低く Type2L と同程度である。Type 2L 熱交換器の圧力損失が Type 3 熱交換器程度に高いのは、ルーバーフィンの形状の影響と考えられる。また、VG を用いた際の熱伝達性能は、高風速域で最大 25%程度上昇することが分かった。それと同時に圧力損失も増加する結果となった。Type 3 熱交換器は VG をつけなくても、Type1 熱交換器に VG をつけたものと同等程度の熱伝達性能があり、圧力損失も小さいことから、フィン付き扁平管の形状を最適化すれば、

VG をつける必要がないことも示唆された。

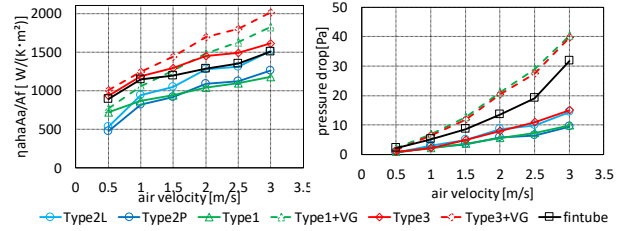


Fig.4 Experimental results in dry condition

次に湿潤条件の結果を図 5 に示す。Type 3 熱交換器は Type1,2 熱交換器に比べ 10%程度熱伝達性能が高くなり、圧力損失は Type2 熱交換器と同程度であったが、Type1 熱交換器以上に大きくなった。次に、Type 3 熱交換器をフィンチューブ熱交換器と比べると、熱伝達性能は 50%以上高く、圧力損失は 30%程度小さく、十分な性能向上となることが示された

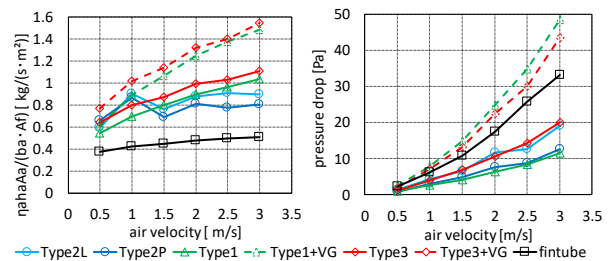


Fig.5 Experimental results in wet condition

次に着霜条件における結果を図 6 に示す。Type3 熱交換器に関しては圧力損失が Type2 熱交換器と同程度であるのにも関わらず、着霜開始時の空気側熱移動係数がフィンレス熱交換器 Type 2P に比べて低くなることを確認した。

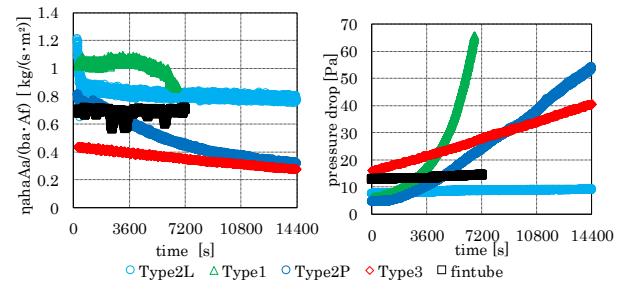


Fig.6 Experimental results in frost/defrost condition

次に着霜/除霜条件における結果を図 7 に示す。このグラフから、Type3 熱交換器はフィンチューブ熱交換器に比べ非常に着霜に 2 倍ほど長く時間がかかり、着霜しにくいことが確認できた。また除霜時間に関しては、Type3 の方がフィンチューブ熱交換器と同程度であることを確認した。以上からフィンレス熱交換器の着霜/除霜条件における有意性を確認できた。

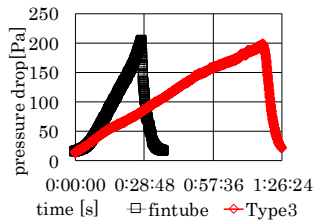


Fig.7 Experimental results in frost/defrost condition

2.6 考察

湿潤条件における水蒸気凝縮速度を図 7 に示す。フィンレス熱交換器の凝縮速度はフィンチューブ熱交換器のそれより大きい。これは扁平管部分は実質的にフィン効率が 1 であり表面温度が低く保たれている一方、今回用いたフィンチューブ熱交換器は着霜耐力を上げるためにフィン効率を下げた設計がされており、フィン温度が高くなっているためだと考えられる。Type 1 熱交換器に比べて Type 3 熱交換器の凝縮速度が大きいのは、Type 3 扁平管にフィンがついており、伝熱面積が大きくなっていることが原因と考えられる。また、Type3 熱交換器は VG の設置により、高風速域において凝縮量は 15%ほど増大することが分かった。

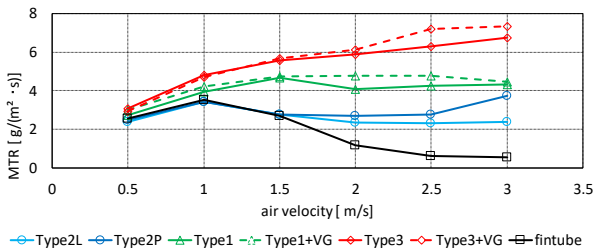


Fig.8 Condensation rate in wet condition

着霜/除霜実験に関しては湿潤条件と同様に熱伝達性能が高くなることを想定していたが、逆の結果となった。ブラインやフィルターの劣化に問題があったと考えている。

これらの結果から、新型扁平管を用いた熱交換器には湿潤条件だけでなく、乾燥条件でもフィンチューブ熱交換器の性能を上回るという利点があり、フィンレス熱交換器の有意性を確認することができた。

3 渦発生器の形状最適化

3.1 研究目的

渦発生器の形状としては、三角羽や長方形羽より二重三角羽が優れているとされており、今回は二重三角羽渦発生器(以下 VG)の最適形状を解析から検討することを目指す。

3.2 解析モデル

VG とは、何千もの小型 VG ユニットで構成されており、0.5 mm の隙間をあけてフィンレス熱交換器の前に取り付けられている。各ユニットは扁平管の間の隙間に直面している。図 9 にモデルを示す。進行方向に対して上下左右は対称境界条件とした。完全に発達した出口境界条件を適用できるように、計算領域は下流 40 mm に拡張されている。本解析の妥当性は先行研究で実験と比較して確認されて

いる[1]。VG の羽角度、縦横比を変更して解析を行った。

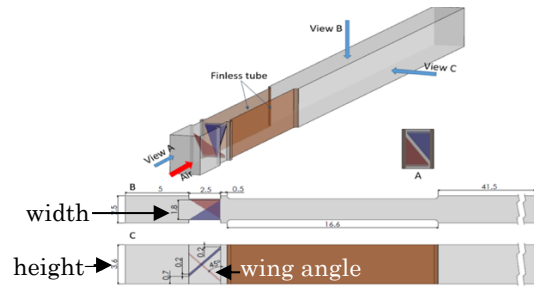


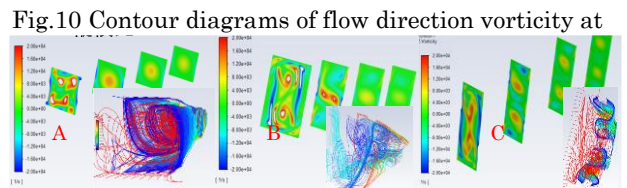
Fig.9 Computational region of the normal VG

3.3 解析方法

Ansys fluent により、層流モデルを用いて非定常解析を行った。層流対流熱伝達の支配方程式には、運動方程式、連続の式、およびエネルギー方程式が含まれる。支配方程式は有限体積法を用いて解いた。熱伝達率は対数平均温度差を用いて定義した。

3.4 解析結果

縦横比を変えた時の流れ方向渦度のコンター図、VG からの流線図を図 10 に示す。縦横比の流線図 A から、主渦を二次渦が囲み弱め合っていることが分かる。またコンター図 C から、縦横比 3 では主渦が合流せず強め合わないことが分かる。



cross sections of 0.5,5.5,10.5,15.5mm from VG and flow diagram from VG(Aspect ratio A:1,B:2,C:3)

縦横比 (VG の高さを幅で除した値) を変えた解析結果を図 10 に示す。縦横比 2 の時、熱伝達率が最も高くなる結果となった。圧力損失に関しては、縦横比が小さくなるほど、VG や渦の密度が高くなるため、圧力損失は大きくなることがわかった。

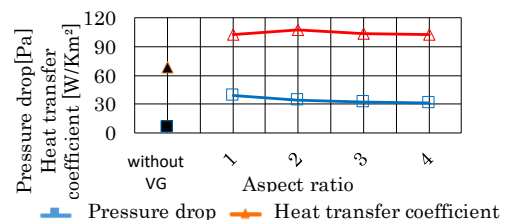


Fig.10 The results of CFD

3.4.1 羽角度を変えた解析結果

羽角度を変えた時の解析結果を図 11 に示す。羽角度は急なほど、VG 出口からの回り込みが強く、主渦が強くなり、流体が攪拌され熱伝達が向上していると考えられる。圧力損失に関しては、羽角度が急なほど流れは直線的に進めなくなるため、圧力損失は大きくなると思われる。

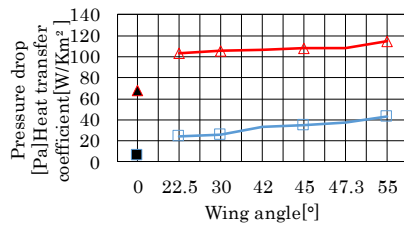


Fig.11 The results of CFD

これらの結果を踏まえて、総じて渦発生器は圧力損失性能を大幅に低下させてしまうが、それが許容できる場合、その形状において、羽角度にはないが、縦横比には熱伝達率の最高値が存在するため、設計する際は縦横比2を中心に最適値を検討する必要があることが分かった。

4 扁平管形状の最適化

4.1 研究目的

冷媒側と空気側でバランスのとれた能力で、かつ高性能な扁平管形状を開発する。

4.2 解析モデル

図12の左側の吸気口の温度と速度はそれぞれ273Kと2m/sに設定し、チャンネル側面は冷媒側伝熱抵抗が空気側に比べて遥かに小さいので、268Kの一定温度に設定した。進行方向に対して左右境界には対称境界条件を設定した。空気流路幅、扁平管幅、フィンの厚み、側面・フィン側厚みは固定し、正方形チャンネル辺長さ、チャンネル数を変更して解析を行った。



Fig.12 Computational region of the normal tube

4.3 解析方法

Ansys fluentにより層流モデルを用いて定常解析を行った。層流対流熱伝達の支配方程式には、連続の式、運動方程式、およびエネルギー方程式が含まれる。支配方程式は有限体積法を用いて解いた。

入り口速度、扁平管ピッチ、空気密度、空気比熱を固定し、空気側出入口温度差から扁平管1本あたりの空気側伝熱量を確認する。そして室外機内にL字に1つ設置される熱交換器サイズを想定した時の扁平管本数を逆算し、空気側総伝熱量を計算する。冷媒はワンパスで蒸発しきるとして、潜熱、質量流速は固定し、冷媒側伝熱量を全扁平管の合計チャンネル断面積から算出した。

4.4 解析結果

解析結果の例を図13に示す。横軸に扁平管内冷媒流路本数を取っており、各チャンネル辺長さにおいて流路本数を変化させた際の冷媒側と空気側の伝熱量を求めた。ここでは代表的な例として、チャンネル辺長さ0.2mmの結果を示す。冷媒側伝熱量と空気側伝熱量の直線の交点が両者過不足なくバランスする点であり、この結果では24本の時に空気側と冷媒側の伝熱量が釣り合っていること分かる。本

研究ではこの点を最適な冷媒流路本数とした。

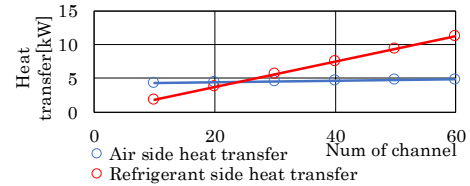


Fig.13 CFD results (Channel length 0.2mm)

図13を含め、各チャンネルサイズで得られた交点での性能を図14にまとめて示す。右のグラフのVGFとは熱伝達率と圧力損失を合わせて評価する指標である。

結果として、チャンネル辺長さ0.1mmの伝熱量が多くなったが、圧力損失はそれ以上に大きくなり、チャンネル数も103個と過多である。それに比べチャンネル辺長さ0.2mmの時は伝熱量も他より大きく、圧力損失やチャンネル数は妥当であり、本条件下では、この形状が適切であると考えられる。

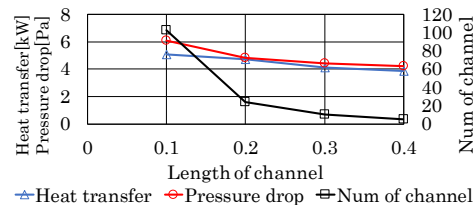


Fig.14 Comparison of balance points

5 結論

本研究では、新型扁平管を用いたフィンレス熱交換器の空気側伝熱特性を、風洞装置を用いて調べた。乾燥、湿潤、着霜/除霜条件において、フィンチューブ熱交換器と4種類の扁平管熱交換器を比較した。また渦発生器や扁平管形状の形状最適化を行った。本研究と通じて、以下の見地を得た。

- 前後にフィンのついた扁平管を用いることで、フィンレス熱交換器は湿潤条件だけでなく、乾燥条件でもフィンチューブ熱交換器の性能を上回ることができ、有意性がある。
- 扁平管のチャンネルサイズは一辺0.2mmの正方形チャンネル24個で、フィンの長さは8.25mmという、実験で用いたType2とType3の中間的な形状のものが優れた性能を発揮する。
- 渦発生器は圧力損失が過大になり、有意性がない。また今後の課題として、以下の点が挙げられる。
- Type3の着霜実験で十分な伝熱性能を確認する。

参考文献

- 1) J. Li, C. Dang and E. Hihara, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, In press, (2018)
- 2) W. Qu, I. Mudawar, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 46.15 (2003): 2755-2771.
- 3) P. Zhang and P.S. Hrnjak, *International Journal of Refrigeration*, 32(2009), pp. 911 - 921.