

細径管を用いた高性能フィンレス熱交換器の提案と基本特性の解明*

鹿園直毅^{*1}, 大川大輔^{*2}
小林道央^{*3}, 笠木伸英^{*1}

Proposal and Assessment of High Performance Finless Heat Exchanger Composed of Micro Tubes

Naoki SHIKAZONO^{*4}, Daisuke OKAWA,
Michio KOBAYASHI and Nobuhide KASAGI

^{*4}Department of Mechanical Engineering, The University of Tokyo,
Hongo 7-3-1, Bunkyo-ku, Tokyo 113-8656, Japan

A concept of finless heat exchanger, which is composed of micro tubes, is proposed and assessed for achieving higher performance and better compactness. In reality, however, the precise assembly of numerous micro tubes leads to high manufacturing cost, and even small deviation of assembled tubes may cause considerable deterioration in heat exchanger performance. To resolve these issues, the micro tubes are placed in contact each other in the streamwise direction, so that the manufacturability and quality of the micro finless heat exchanger could be drastically improved. In the present study, the basic characteristics of two kinds of new tube arrangements, *i.e.*, side-contacted and wavy extruded tubes, have been investigated through numerical simulation and experiment. As a result, it is found that the pressure loss for given volume and heat exchange rate is always smaller when the tubes are side-contacted in the streamwise direction. For these tube banks, empirical correlations of heat transfer coefficient and pressure drop are proposed. The correlation equations obtained agree well with the CFD data. The measured pressure drop is by 8% larger than the prediction because of imprecise tube arrangement, while predicted heat exchange rate shows satisfactory agreement with the experimental data.

Key Words: Heat Exchanger, Heat Transfer, Forced Convection, Micro Tube

1. 緒 言

気液熱交換器では、通常、熱伝達率の低い気相側の伝熱面積を拡大するためにフィンが用いられる。その高性能化のために、従来から様々なフィン形状が提案されてきた⁽¹⁾。一方、伝熱管の細径化、狭ピッチ化に伴って管内容積が減少し、フィン効率が增加するため、細径化も熱交換器のコンパクトに大きく貢献してきた。一般に、細径熱交換器では、伝熱管の表面積が増大するため、相対的に拡大伝熱面の必要性は減少する。そこで Paitoonsurikam ら⁽²⁾は、新たなアプローチとして、フィンを用いず、図 1 に示すような細径管群からなるマイクロ・ベアチューブ熱交換器を提案し、シミュレーション・アニーリング（焼き鈍し法）による最適化を行った。また、奥ら⁽³⁾は、管ピッチやレイノルズ数をパラメータに管群の熱流動の系統的な数値解析を行い、ニューラルネットを用いたデータベースを構築し

て最適化を行った。気流側熱伝達率と熱通過率がほぼ等しく、従来の熱交換器に対し大幅なコンパクト化が実現できること、また、適用対象や使用条件によらず気流方向に管が接近する場合が最適な管配列となること等が報告されている。

Paitoonsurikam ら⁽²⁾や奥ら⁽³⁾によって提案されたマイクロ・ベアチューブ熱交換器は、多数の円管から構成されるため、その性能の優位さにもかかわらず、製作の難度や管配置のばらつき等が実用化に向けての妨げとなっている。そこで有力な解決策として、管群を気流方向に連結、固定すれば、機械的強度や位置決め精度が向上するとともに、管とマニフォールドの接合箇所数が削減できる。さらに、押出し成形やプレス加工などによる管群の一体成形も可能となることから、製作コストの低減や、品質管理に極めて有効であると考えられる。

一方、産業上の応用範囲が広い気液熱交換器の設計には、主たる熱抵抗となる気相側の熱伝達率と通風抵抗の高い予測精度が求められる。従来広く用いられている管群流れに適用される Zukauskas⁽⁴⁾の式は、比較的高いレイノルズ数と典型的な管配列に対するものであ

*原稿受付 2005 年 8 月 29 日。

^{*1}正員、東京大学大学院工学系研究科（〒113-8656 東京都文京区本郷 7-3-1）。

^{*2}学生員、東京大学大学院工学系研究科

^{*3}東京大学大学院工学系研究科。

E-mail: shika@thl.t.u-tokyo.ac.jp

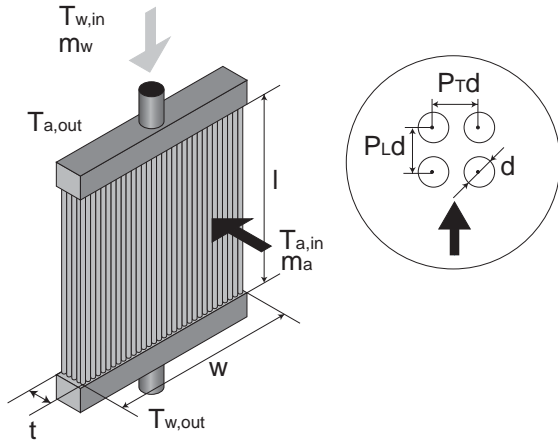


Fig. 1 Micro bare tube heat exchanger⁽³⁾

り、本研究で対象とする低レイノルズ数や管配置への適用は困難である。奥ら⁽³⁾は、ニューラルネットワークを用いて、低レイノルズ数域で広範囲の管配列パターンを対象に、管群熱交換器の熱伝達率と圧力係数を整理したが、管群が気流方向に連結された場合は含まれておらず、詳細な検討が必要である。

以上の背景から、本研究では、気流方向に円管を隙間なく接触させた連結円管群、および管間の空隙を円弧で接続した凹凸扁平管を用いた細径フィンレス熱交換器を提案し、数値解析による熱伝達率と通風抵抗の評価、性能予測式の構築、そして実験による検証を行う。

2. 主な記号

- A : 伝熱面積
- d : 管径
- C : 熱容量流量比 $= (Gc_p)_{min} / (Gc_p)_{max}$
- C_D : 抗力係数 $= (\Delta P \cdot P_T dl) / (dl \cdot \rho U_f^2 / 2)$
- c_p : 比熱
- D : 相当直径
- f : 摩擦係数 $= \Delta P / (\rho U_{ch}^2 / 2) \times D / (4x)$
- h : 熱伝達率
- H : 実効流路幅
- G : 質量流量
- K : 熱通過率
- l : 管長さ
- NTU : 伝熱単位数 $= (KA) / (Gc_p)_{min}$
- Nu : ヌッセルト数 $= (hD) / \lambda$
- P : 圧力

- P_L : 空気流れ方向無次元管ピッチ
- P_T : スパン方向無次元管ピッチ
- Pr : プラントル数
- Q : 交換熱量
- Re : レイノルズ数 $= (UD) / \nu$
- t : 熱交換器奥行き
- U : 速度
- x : 空気流れ方向距離
- x^* : 無次元空気流れ方向距離

ギリシャ文字

- ϵ : 熱交換有効率
- λ : 熱伝導率
- θ : 円弧接触角度
- ρ : 密度

添字

- 1 : 1列目
- ch : チャネル部
- cond : 熱伝導
- entry : 入口助走区間
- f : 熱交換器前面
- i : 管内
- in : 入口
- mean : 平均
- temp : 温度場
- vel : 速度場
- w : 水

3. 熱流動解析

3-1 解析対象

図 2 に示すような管群周りの非定常二次元層流場の解析を、2 次精度風上差分、SIMPLE 法を用いた汎用熱流体解析コード Fluent 6.0 により行った。解析条件は奥ら⁽³⁾と同様であり、円柱壁面は等温、一様流入、自由流出、スパン方向に周期境界条件、流体物性値は一定と仮定した。奥ら⁽³⁾によれば、スパン方向 3 列と 4 列の計算結果の差は小さいこと、円柱表面の格子点数が 120 点と 360 点の場合でストローハル数と効力係数の予測結果の差は小さいことが報告されている。本研究においても、スパン方向 3 列を解析領域とし、円柱表面格子点数は 120 点とした。管径 d と入口速度 U_f で定義したレイノルズ数 Re_f は、10~200 とした。これは空気を用い、代表的な管径として 0.5mm を仮定した場合において、入口風速 $U_f = 0.3 \sim 6.6\text{m/s}$ 程度に相当する。奥ら⁽³⁾によれば、最適な無次元スパン方向ピ

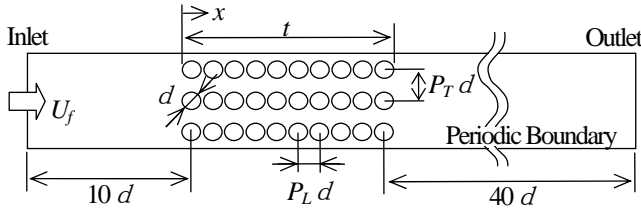


Fig. 2 Computational domain

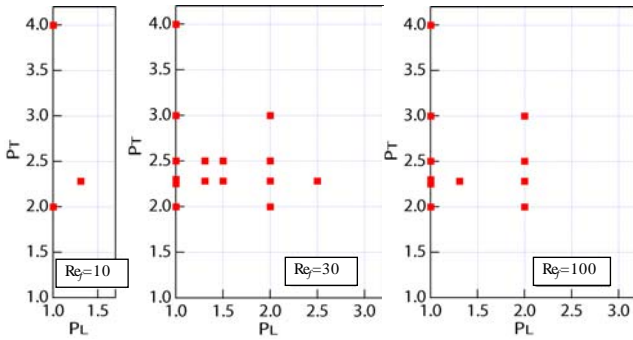


Fig. 3 Tube pitch conditions

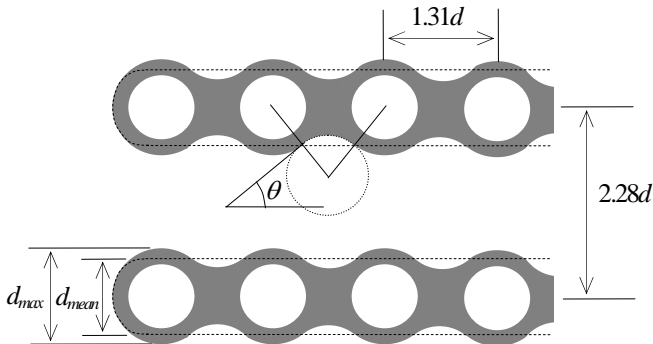


Fig. 4 Cross section of wavy extruded tube

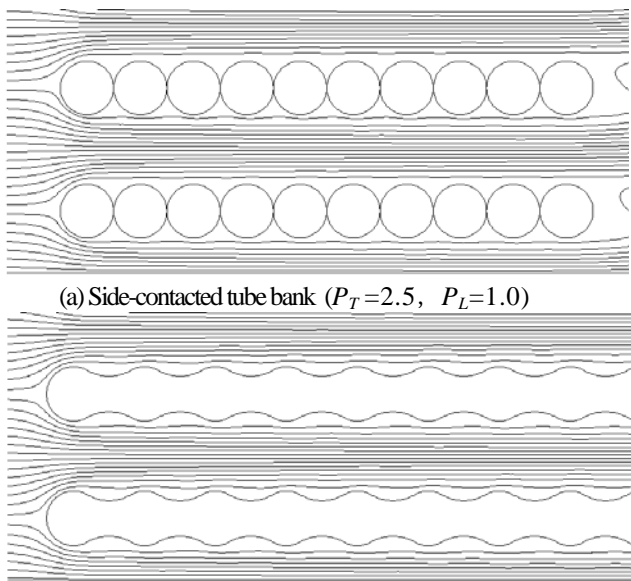


Fig. 5 Typical stream lines at $Re_f=100$

ッチ P_T , 無次元流れ方向ピッチ P_L は、適用対象や使用条件によらずおおよそ $P_T=2.3\sim 2.5$, $P_L \approx 1.3$ となる。本研究では、この管ピッチを基準に $P_T=2\sim 4$, $P_L=1\sim 2.5$ の範囲で、各レイノルズ数で図 3 に示すような管配列について解析を行った。また、凹凸扁平管については、ピッチ $P_T=2.28$, $P_L=1.31$ の円管群の間を、図 4 に示すように円管に接する円弧で接続した。接触角度 $\theta=0^\circ$ の場合に凹凸のない平坦な扁平管となる。

一般に、レイノルズ数、管群ピッチが大きくなると流れは管群の途中で非定常状態に遷移し、圧力損失、熱伝達がともに増加する。本研究で扱う管ピッチやレイノルズ数範囲では、管ピッチが $P_T=3$, $P_L=2$ 以下、あるいはレイノルズ数 Re_f が 100 以下の条件では、管群間の流れに非定常性はみられない。一例として、図 5 に $Re_f=100$ の場合の円管群、凹凸扁平管周りの流線を示す。管表面近くでは凹凸に沿った流れが見受けられるが、流路の広い範囲で層状の平行な定常流れとなる。

3・2 空気流れ方向無次元管ピッチ P_L の影響

円管群の無次元流れ方向ピッチ P_L の交換熱量および圧力損失への影響を評価した。図 6 に、同一の前面面積、奥行き(管群の前端と後端の距離)、管径、風量条件における圧力損失を、同一交換熱量となる連結円管群($P_L=1$)と比較して示す。なお、図中の各管配列の値に対して、同じ体積、交換熱量を与えるように、比較対象とする $P_L=1$ の場合の管本数とスパン方向管ピッチ P_T を調整した。このため、条件ごとに交換熱量は異なった値となるが、空気流れ方向に管が接触している場合と離れている場合の差を各ケースごとに直接比較できる。解析を行ったすべての場合に 1 以上の値をとることから、連結円管群($P_L=1$)の方が圧力損失は小さいことがわかる。これは、同一奥

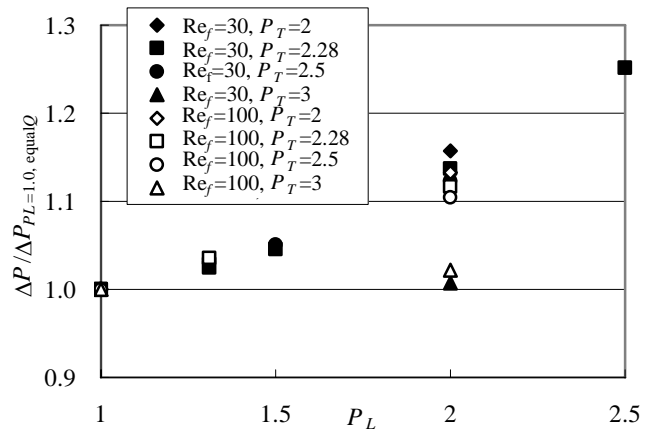


Fig. 6 Pressure loss for given volume and heat exchange rate (Comparison with $P_L=1$ side-contacted tubes)

行きで空気流れ方向ピッチ P_L を小さくすると伝熱面積が増す分スパン方向管ピッチ P_T を大きくとれるためである。管と管の間隙部は、流れが淀んでいて温度差も小さいため全交換熱量への貢献は小さく、管が離れていること自体の伝熱促進効果は小さいと言える。奥ら⁹⁾は、無次元管ピッチを 1.25～4.5 の広い範囲で変化させた上で最適化を図り、最適な流れ方向管ピッチが $P_L=1.3$ 程度となることを報告した。本研究において、奥らの最適解近傍に焦点を絞り評価したことで、連結円管群の場合に同一体積、交換熱量時の通風抵抗が最も小さくなることが示された。また、スパン方向管ピッチが $P_T=3$ のように元々広い場合には、スパン方向ピッチをさらに広げる効果は小さく、 $P_L=1$ の場合との差も小さい。なお、同一の体積、交換熱量の条件下で通風抵抗が最小ということは、同一体積、通風抵抗条件下の交換熱量が最大、あるいは、同一通風抵抗、交換熱量の場合の体積が最小と同値である。

さらに、空気側の性能に加えて管内側も含めた熱交換器の全体性能の観点からも、 $P_L=1$ の場合に管内の流路断面積と伝熱面積を大きくできることから、 $P_L=1$ の場合が一層有利となる。

3.3 扁平管における凹凸の影響

図 7 に、扁平管における凹凸の影響を示す。なお、先に記したように扁平管は $P_T=2.28$ 、 $P_L=1.31$ の円管群を図 4 に示すような円弧で接続し定義した。横軸は、管平均厚さ d_{mean} と最大厚さ d_{max} の比であり、円弧接触角 θ と一対一に対応する。管ピッチを変化させた場合と同様に、同一の体積、交換熱量を与える連結円管群(直径= d_{max} 、 $P_L=1$)との圧力損失を比較した。レイノルズ数が $Re_f=30, 100$ のいずれの場合も円弧接触角 $\theta=10\sim 15^\circ$ 程度で、同一体積、交換熱量時の通風抵抗が極小値をとる。一般に、管厚さが薄く、流路断面積が広いほど圧力損失は小さい。そこで、凹凸による効果と、流路断面積が変化した効果とを分離して評価するために、図 4 の破線で示したような、同一の管平均厚さ d_{mean} となる表面が平坦な扁平管の結果を図中の▲と△印で示す。凹凸の高さが小さい場合には、凹凸扁平管と平均厚さの等しい平滑扁平管の結果はほぼ等しい。これは、流れが凹凸に沿って流れる範囲では、凹凸によって実効的な流路幅が広がることを意味している。凹凸の振幅がさらに大きくなると、剥離が生じ凹凸に沿って流れることができなくなり、同じ平均管厚さの平滑扁平管よりも同一体積、交換熱量時の通風抵抗は増大する。熱交換器としては、軽量化や、管内側の流動抵抗を抑制することも重要であることから、空気が管表面に沿って流れる範囲で凹凸を設け、

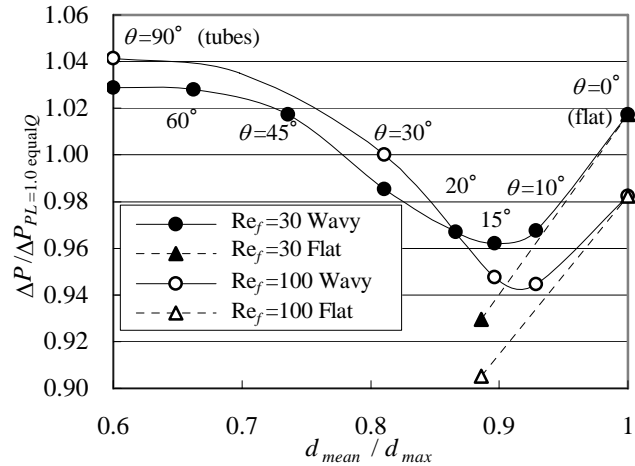


Fig. 7 Pressure loss for given volume and heat exchange rate (Wavy extruded tube)

管壁の肉厚を増やさずに管内と管外の実質的な流路断面積を大きくすることが望ましいと言える。また、図 9 の右端の値から、同一体積、交換熱量で最大厚さと管径の等しい表面が平坦な扁平管と $P_L=1$ の連結円管群との差は、 $\pm 2\%$ と僅かであることがわかる。

3.4 連結円管群 ($P_L=1$) の予測式

実際の熱交換器設計において、簡便な熱伝達率と圧力損失の予測式があれば大変有用である。本研究では、数値解析の結果をもとに、連結円管群($P_L=1$)の熱伝達率および圧力損失の予測式を作成した。予測式は、上流側 1 列目 ($0 < x < d$) と、2 列目以降のチャンネル部 ($d \leq x \leq t$) とに分けて作成した。第 1 列目のヌッセルト数および抗力係数は、数値計算結果の最小二乗法によるフィッティングを行い、以下のような近似式を得た。

$$Nu_1 \equiv \frac{h_1 d}{\lambda} = 0.85 \left(\frac{P_T}{P_T - 1} \right)^{0.6} Pr^{0.33} Re_f^{0.38} \quad (1)$$

$$C_{D1} \equiv \frac{\Delta P_1}{\rho U_f^2 / 2} P_T = 2.95 \left(\frac{P_T}{P_T - 1} \right)^{2.7} Re_f^{-0.32} \quad (2)$$

ここで、 U_f は熱交換器前面風速、 Re_f は U_f と直径 d で定義されるレイノルズ数である。

第 2 列目以降のチャンネル部には、次式で示される実効流路幅 H と相当直径 D を、それぞれ温度場と速度場に対して導入し、凹凸の影響を表現する。

$$D_{temp} = 2H_{temp} = 2(P_T - 0.855)d \quad (3)$$

$$D_{vel} = 2H_{vel} = 2(P_T - 0.930)d \quad (4)$$

また、境界層の発達の影響を表現するために、入口助走区間の影響を考慮した平行平板流れの熱伝達率の予測式⁽⁵⁾を用いる。

$$Nu_{entry} \equiv \frac{h_{entry} D_{temp}}{\lambda} = \frac{2}{\pi} \left[7.55 + \frac{0.024(x_{temp}^*)^{-1.14}}{1 + 0.0358(x_{temp}^*)^{-0.64} Pr^{0.17}} \right] \quad (5)$$

なお、式(5)右辺の係数 $2/\pi$ は、伝熱面積を円管表面積で定義しているために現れる係数である。また、摩擦係数には以下の式を当てはめた。

$$f_{entry} \equiv \frac{\Delta P_{entry}}{\rho U_{ch}^2 / 2} \frac{D_{vel}}{4x} = \frac{1}{Re_{ch}} \left[24 + \frac{0.1(x_{vel}^*)^{-1.05}}{1 + 0.01(x_{vel}^*)^{-0.8}} \right] \quad (6)$$

ここで、

$$x_{temp}^* = \frac{x}{D_{temp} Re_{ch} Pr} \quad (7)$$

$$x_{vel}^* = \frac{x}{D_{vel} Re_{ch}} \quad (8)$$

$$Re_{ch} = \frac{D_{vel} U_{ch}}{\nu} \quad (9)$$

$$U_{ch} = \frac{P_T d}{H_{vel}} U_f \quad (10)$$

である。

助走区間を考慮した式(5)および式(6)を用いることで、2列目以降のチャンネル部 ($d \leq x \leq t$) に対して、

$$Nu_{ch} \equiv \frac{h_{ch} D_{temp}}{\lambda} = \frac{t \cdot Nu_{entry}|_{x=t} - d \cdot Nu_{entry}|_{x=d}}{t-d} \quad (11)$$

$$f_{ch} \equiv \frac{\Delta P_{ch}}{\rho U_{ch}^2} \frac{D_{vel}}{4(t-d)} = \frac{t \cdot f_{entry}|_{x=t} - d \cdot f_{entry}|_{x=d}}{t-d} \quad (12)$$

を得る。

最終的に、全伝熱面積での平均熱伝達率と、全通風抵抗は、式(1), (2), (11), (12)を用いて、以下のように表される。

$$h_{mean} = \frac{\frac{Nu_1 \lambda}{d} d + \frac{Nu_{ch} \lambda}{D_{temp}} (t-d)}{t} \quad (13)$$

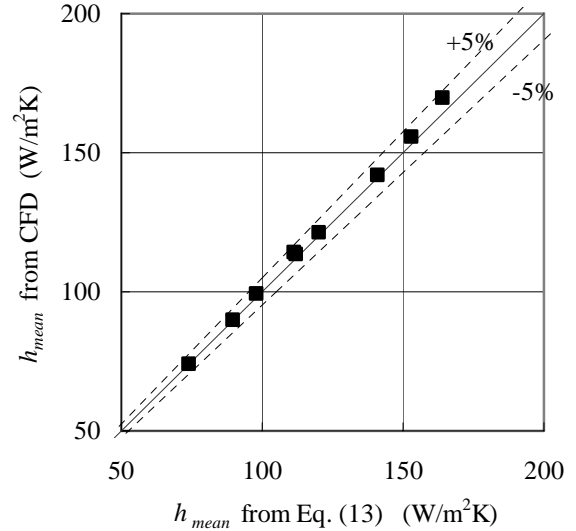


Fig. 8 Comparison of mean heat transfer coefficient from Eq. (13) and CFD data

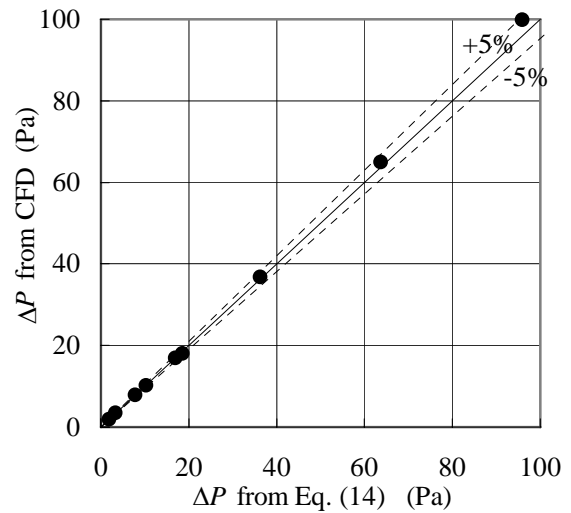


Fig. 9 Comparison of pressure drop from Eq. (14) and CFD data

$$\Delta P = \Delta P_1 + \Delta P_{ch} = C_{D1} \frac{\rho U_f^2}{2} \frac{1}{P_T} + f_{ch} \frac{\rho U_{ch}^2}{2} \frac{4(t-d)}{D_{vel}} \quad (14)$$

図 8 及び図 9 に、式(13)および式(14)で予測された平均熱伝達率および全通風抵抗の予測結果と、前節の数値計算結果との比較を示す。比較したパラメータ範囲は、 $Re_f=30\sim 200$, $P_T=2\sim 3$, $P_L=1$ である。熱伝達率、通風抵抗ともに、予測式は数値計算結果と $\pm 5\%$ 以内で一致する。

なお、前節で記したように平滑扁平管と $P_L=1$ の連結円管群との差は実質的に小さいので、平滑扁平管の熱伝達率と通風抵抗を予測する場合には、連結円管群の予測式において、式(3)及び式(4)の相当直径を $D_{temp} = D_{vel} = 2(P_T - 1.0)d$ とし、式(5)右辺の係数 $2/\pi$ を 1 と置き換えればよい。

3.5 熱伝達率の非一様性と固体壁熱伝導の影響

直交流熱交換器では、以下の式を用いて交換熱量が求まる。

$$Q = (Gc_p)_{\min} (T_{h,in} - T_{c,in}) \varepsilon \quad (15)$$

$$\varepsilon = 1 - \exp\left[\frac{1}{C} NTU^{0.22} \left\{ \exp[-C \cdot NTU^{0.78}] - 1 \right\}\right] \quad (16)$$

$$NTU = \frac{KA}{(Gc_p)_{\min}} \quad (17)$$

$$C = \frac{(Gc_p)_{\min}}{(Gc_p)_{\max}} \quad (18)$$

$$\frac{1}{KA} = \frac{1}{hA} + \frac{\ln(d/d_i)}{2\pi\lambda l} + \frac{1}{h_i A_i} \quad (19)$$

ここで、 ε は熱交換有効率、 NTU は伝熱単位数、 C は熱容量流量比、 K は熱通過率、 A および A_i はそれぞれ管外および管内伝熱面積、 h および h_i はそれぞれ管外および管内熱伝達率、 d および d_i はそれぞれ管外径および管内径である。

式(15)~(19)は、熱伝達率が一様で、かつ管壁の周方向や軸方向の熱伝導が無視できる場合に成立する。本研究で対象とする熱交換器は、空気側上流部で熱伝達率が大いことに加え、小型であることから固体壁内の軸方向および接触部を通じた周方向熱伝導が影響を及ぼす可能性がある。そこで、①熱交換器全体の平均

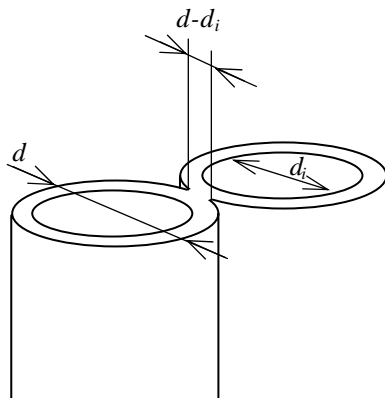


Fig. 10 Tube connection model

熱伝達率 h_{mean} の式(13)を式(19)に代入し交換熱量を求めた場合、②微小要素（管軸方向に 100 分割、空気流れ方向に 22 分割）に分割して、式(1)あるいは式(11)の局所熱通過率を式(19)に代入し交換熱量を求めた場合、③分割した微小要素内の固体壁を等温と仮定し、それぞれの流体への熱伝達を局所熱伝達率と局所対数平均温度差から求め、これと固体要素間の管軸方向および管接触部での熱伝導を連成させて全交換熱量を求めた場合、の 3 ケースについて先の予測式を用いて比較した。計算は、管径 0.3mm、奥行き 6.6mm、管長

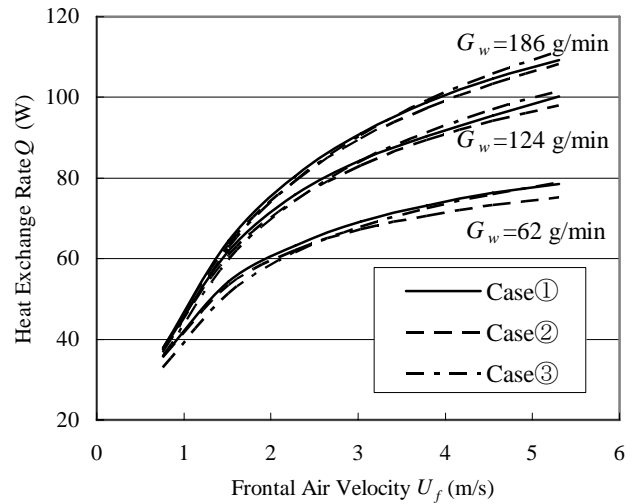


Fig. 11 Predicted heat exchange rate

Table 1 Specifications of the present micro finless heat exchanger

Tube Outer Diameter d mm	Tube Inner Diameter d_i mm	Tube length l mm	Streamwise Thickness t mm	Spanwise Width w mm
0.3	0.24	86	6.6 ($P_L=1.0$)	21.75 ($P_T=2.5$)

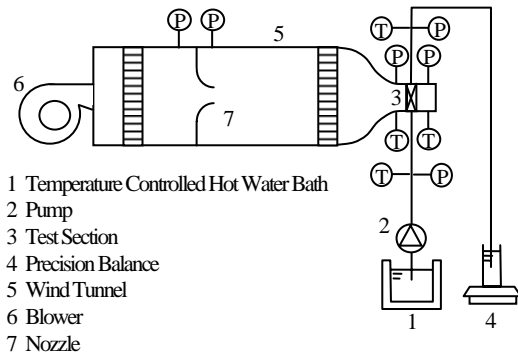


Fig. 12 Experimental Setup

80mm, 幅 21.75mm, $P_L=1$, $P_T=2.5$ の熱交換器に対し, 入口空気温度 27°C, 入口水温 52°C の条件で行った. なお, 空気流れ方向に連結する管への熱伝導 Q_{cond} は, 管と管が図 10 に示すように $(d-d_i)$ の幅で接続されているものと仮定し,

$$Q_{cond} = \lambda \frac{\Delta T_w}{\Delta x} (d - d_i) \quad (20)$$

と近似した.

図 11 に, 各条件で求めた交換熱量を示す. 空気, 水の流量が小さい場合に, 固体壁熱伝導による性能低下が見受けられるが, その差は 5% 以内である. 50W 程度以上の熱交換器では, 平均熱伝達率に基づく直交流計算で実用上十分な精度が得られると言える.

4. 実験による評価

表 1 に示す仕様の試作熱交換器を用いた実験を行った. 試作品は, 管径 0.3mm の細径銅管を, 空気流れ方向に接触するように ($P_L=1$), また幅方向に無次元ピッチ $P_T=2.5$ となるように, 両端のマニフォールド部と中央部に設けた櫛歯の 3 箇所固定した. 図 12 に実験装置を示す. 風量測定用風洞出口に熱交換器を接続し, 温水を供給した. 交換熱量は温水出入口温度差, および空気出入口温度差から求めた. 空気出口温度は, 熱交換器の約 15mm 下流の 28 箇所熱電対を用いて計測した. 圧力損失は熱交換器前後の差圧を微差圧計により測定した.

図 13 に測定された気流側圧力損失, および式(14)による予測値を示す. 実験結果は予測値よりも約 8% 大きい. 熱交換器下流 28 箇所風速をピトー管により測定したところ, 図 14 のように平均値に対して +20% ~ -55% の範囲で風速分布が存在した. なお, 図 14 は, 面内の平均速度で無次元化してある. 圧力損失の予測式(14)によれば, 表 1 の仕様 (管径 0.3mm, $P_T=2.5$) において, スパン方向ピッチの 10 μ m の誤差は, 4% の通風抵抗の差に相当する. 試作した熱交換器は, 管は互いに接触しているだけで, 上下のマニフォールド部と, 中央の櫛歯の部分でのみ固定されている. 図 14 の写真のように, 固定されている部分では管群は整列しているが, 他の場所では若干の変形が観察され, 風速分布の大きい位置とも定性的に対応している. 管位置の僅かなばらつきでも通風抵抗に影響することから, 管群の組立時の管ピッチのばらつきにより, 風速分布, 通風抵抗の増加が発生したものと推察される. また, 数値計算においては, 熱交換器後端から計算領域出口境界まで管径の 40 倍の距離をとっており, その過程で

静圧が回復する. 実験においては熱交換器出口側に熱交換器と断面積の等しいダクトを儲けているが, 風速分布が存在することから, 十分な静圧回復が行われていないことが考えられる.

図 15 に, 異なる温水流量条件にて測定された交換熱量, および式(13)の平均熱伝達率と式(15)の直交流 ϵ - NTU 法で得られた予測値の比較を示す. なお, 実験値

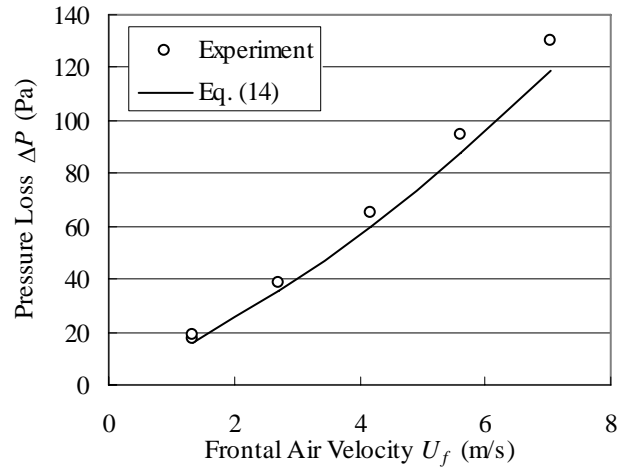


Fig. 13 Predicted and Measured Pressure Loss

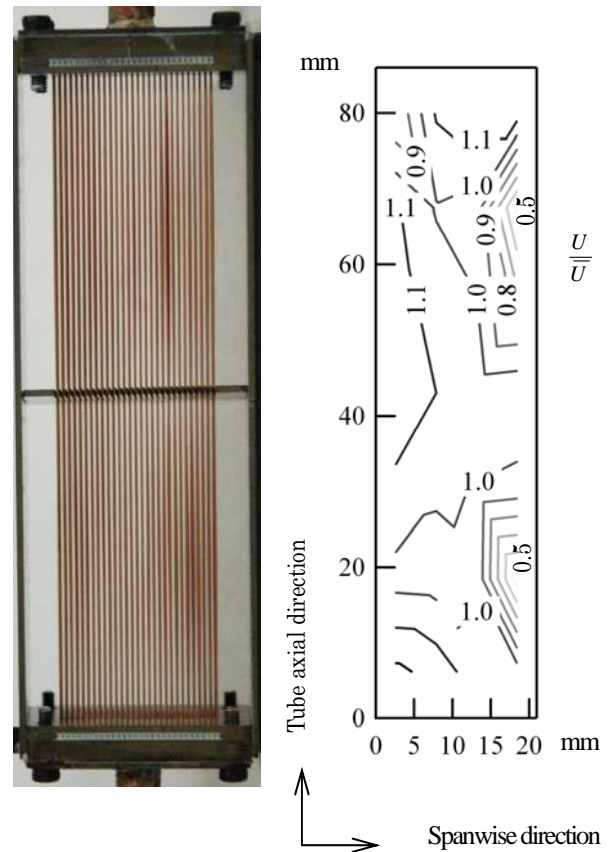


Fig. 14 Contour map of normalized velocity distribution

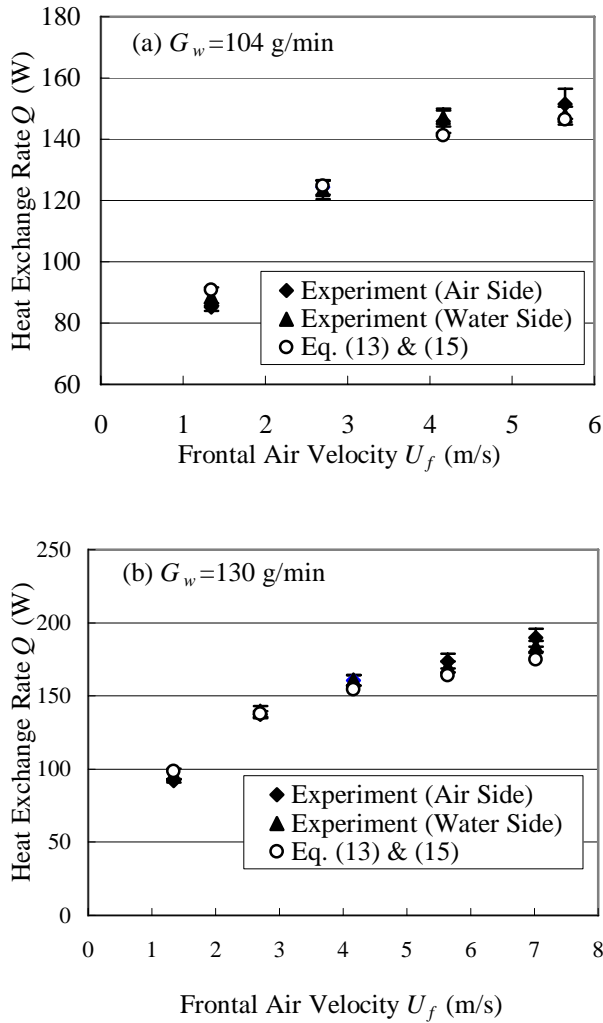


Fig.15 Measured and predicted heat exchange rate.

(a) $G_w=104$ g/min, (b) $G_w=130$ g/min

の空気側交換熱量は、図 14 の局所の空気流量と局所の空気出入口温度差から求めた。予測値は、温水側、空気側から得られた実験値（不確かさ 95%）とほぼ一致した。

5. 結 言

細径管が気流方向に連結された高性能フィンレス熱交換器を提案し、熱流動数値解析および実験を行い、優れた性能が得られることを示した。以下、明らかにした具体的事項を示す。

- (1) 管配列として、気流方向に円管群が連結された場合に、同一の体積、交換熱量条件下の通風抵抗が最も小さくなる。
- (2) 実効流路幅を用い、連結円管群熱交換器($P_L=1$)の熱伝達率および圧力損失の予測式を提案した。予測式は、数値解析結果を $\pm 5\%$ 以内で近似する。
- (3) 凹凸扁平管熱交換器において、同一の体積、交換熱量条件下の通風抵抗は、円弧接触角が $\theta=10\sim 15^\circ$ で最小となる。また、凹凸の振幅が小さい範囲では、平均厚さが等しい平滑な扁平管とほぼ同じ性能を示す。
- (4) 50W 程度以上の熱交換器に対しては、熱伝達率の非一様性、固体壁熱伝導の影響は 5%以内であり、平均熱伝達率に基づく直交流計算で実用上十分な精度が得られる。
- (5) 試作熱交換器実験では、管配列のばらつきにより熱交換器下流で気流の偏りが観察された。その結果、圧力損失の実験値は予測値よりも約 8%大きかったが、交換熱量の実験値と予測値は不確かさの範囲内で一致した。

本研究の遂行にあたり、東京大学大学院工学系研究科の鈴木雄二助教授には有益なご助言を得た。また、細径管群熱交換器の試作では、(有)和氣製作所にご尽力を賜った。ここに記して謝意を表す。

参考文献

- (1) Webb, R. L., *Principles of Enhanced Heat Transfer*, (1994) 87-165., John Wiley & Sons, Inc.
- (2) Paitoonsrikam, S. et al., Optimal Design of Micro Bare-Tube Heat Exchanger, *Proc. Symp. Energy Engineering, in the 21st Century*, Vol. 3 (2000), 972-979.
- (3) Oku, T. et al., Optimum Design of Micro Bare-Tube Heat Exchanger, *Nihon Kikai Gakkai Ronbunshu, B (Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series B)*, **69**-686 (2003), 2313-2320.
- (4) Zukauskas, A., Heat Transfer from Tubes in Crossflow, *Advances in Heat Transfer*, **8** (1972) 93-160, Academic Press.
- (5) Shah, R. K. and London, A. L., *Laminar Flow Forced Convection in Ducts*, *Advances in Heat Transfer*, (1978), Academic Press.