低レイノルズ数域のプレートフィンチューブ熱交換器の性能*
(第3報, 性能の統一的整理)藤井 雅雄^{*1}, 瀬下 裕^{*1}Heat Transfer and Friction Performance of Plate Fin and Tube Heat Exchangers at Low Reynolds Numbers
(3rd Report, Generalized Correlation of Performance)

Masao FUJII and Yu SESHIMO

Heat exchangers consisting of finned tubes are commonly employed in air conditioning systems, which are used at low Reynolds number because of the needs of low noise, saving energy, etc. The effect of the construction of the heat exchanger on the heat transfer and friction characteristics was reported in the former reports. In the present work, the row by row performance of single and multi-row tube and plate fin heat exchangers was evaluated. Their performance is dominated by three regions: a developing flow region for the first row, a transition region for the second row and a vortex region for the downstream row from the third row. For each region, dimensionless equations on the performance were obtained and a generalized correlation was obtained.

Key Words: Convective Heat Transfer, Plate Fin and Tube Heat Exchangers, Heat Transfer Performance, Friction Performance, Developing Flow, Vortex

1. ま え が き

プレートフィンチューブ熱交換器は、空気調和機などで最もよく用いられる空冷熱交換器であり、最近では省エネルギー化、コンパクト化、低騒音化などの要求からフィンの積層ピッチの狭小化、小列数化、低風速化がはかられている。

ところで、低レイノルズ数域で小列数のプレートフィンチューブ熱交換器の性能に関しては、系統的な研究が少なく、現象の明確化と統一的な整理が十分でない。そこで、前報⁽¹⁾⁽²⁾において、低レイノルズ数域での単列、複数列のプレートフィンチューブ熱交換器の伝熱・流動特性を諸構造パラメータを変えて実験的に求め無次元整理式を各列数ごとに提示するとともに、流れの可視化実験および Saboya ら⁽³⁾⁽⁴⁾の実験結果などをふまえて次のことを明らかにした。

すなわち、単列では、境界層が徐々に発達する助走区間での伝熱・流動特性が熱交換器の性能を支配することから、自由通過体積を基準とした無次元数を定義し、かつ助走区間を考慮してデータを整理することの

妥当性を示した。そして3列以上の複数列では、小さいレイノルズ数域を除けば、後流列における管周囲、または後方に管周囲から発生する渦による高熱伝達率を示す領域が存在し、それが熱交換器の性能に対して支配的となることから、最小自由通過体積を基準とした無次元数を定義しデータを整理することの妥当性を示した。

本報では、前報で得られた結果をもとに、各列ごとの伝熱・流動特性を分離し検討した結果およびそれに基づくプレートフィンチューブ熱交換器の性能の統一的整理について報告する。

記 号

A_0 : 全伝熱面積
 A_f : 前面面積
 N_r : 列数
 V_{af} : 前面風速
 V_a : 代表風速
 D_e : 代表寸法
 Nu : ヌセルト数
 Re : レイノルズ数
 f : 流動損失係数
 Pr : プラントル数

* 昭和62年4月3日 第64期通常総会講演会において講演、原稿受付 昭和61年6月19日。

*¹ 正員、三菱電機(株)中央研究所 (〒661 尼崎市塚口本町八丁目1-1)。

h : 伝熱面平均熱伝達率
 ΔP : 管外側流動損失
 ρ_a : 空気密度
 ρ_{ai} : 入口空気密度
 λ_a : 空気熱伝導率
 ν_a : 空気動粘性係数
 A_c : 平均自由通過断面積 (自由通過体積/ L_2)
 A_{min} : 最小自由通過断面積
 F_p : フィンピッチ
 F_t : フィン厚
 d_0 : 素管径
 d_c : フィンカラー径
 L_2 : フィン幅
 S_1 : 管の段ピッチ
 S_2 : 管の列ピッチ

2. 実験方法

2.1 供試熱交換器 実験装置の詳細と平均熱伝達率および流動損失の求め方については、第1報⁽¹⁾と同様であることから省略する。

実験に用いた熱交換器の構造パラメータを表1に示す。また、図1に供試熱交換器の形状および寸法の定義を示す。管は銅製、フィンはアルミニウム ($F_t=0.12$ mm) で製作されている。熱交換器のフィン上には、第1報⁽¹⁾に示したように、フィンカラー周囲に同心円状の成型 (以下、リングパターンという) が施されている。ただし、性能比較のために、平滑フィンの熱交換器 (No. 33~35) を用意し、かつ、Saboya らの結果⁽⁵⁾ (No. 36~38) も併記した。実験に用いた熱交換器はすべて $L_1=300$ mm, $L_3=400$ mm である。

2.2 無次元数 実験結果の整理に使用した無次元数および代表風速、代表寸法の定義を以下に示す。物性値は出入口空気温度の算術平均値で評価した。

$$Nu = h \cdot D_{ec} / \lambda_a \quad (1)$$

$$Re = V_{ac} \cdot D_{ec} / \nu_a \quad (2)$$

$$f = D_{ec} \cdot \Delta p / (2 \cdot L_2 \cdot \rho_a \cdot V_{ac}^2) \quad (3)$$

$$D_{ec} = 4 \cdot A_c \cdot L_2 / A_o \quad (4)$$

$$V_{ac} = A_f \cdot \rho_{ai} \cdot V_{af} / (A_c \cdot \rho_a) \quad (5)$$

$$Nu^* = h \cdot D_{e \min} / \lambda_a \quad (6)$$

$$Re^* = V_{a \max} \cdot D_{e \min} / \nu_a \quad (7)$$

$$f^* = D_{e \min} \cdot \Delta p / (2 \cdot L_2 \cdot \rho_a \cdot V_{a \max}^2) \quad (8)$$

$$D_{e \min} = 4 \cdot A_{min} \cdot L_2 / A_o \quad (9)$$

$$V_{a \max} = A_f \cdot \rho_{ai} \cdot V_{af} / (A_{min} \cdot \rho_a) \quad (10)$$

式(1)~(5)は、自由通過体積を基準とした場合、式(6)~(10)は、最小自由通過体積を基準とした場合に各々導出される。

3. 統一の整理

前報⁽¹⁾⁽²⁾および Saboya ら⁽⁴⁾の実験結果から、プレートフィンチューブ熱交換器の性能は、小さいレイノルズ数域を除けば図2に示すような三領域で支配されるモデルを想定することができる。すなわち、1列めは境界層が徐々に発達する助走区間での伝熱・流動特性が支配的な領域(I)、3列め以降は渦領域の伝熱・流動特性が支配的となり、フィンおよび管群内の流れの様相はほとんど飽和発達していると考えられる領域(III)である。そして、2列めは助走区間が支配的な領域(I)から渦領域が支配的な領域(III)への遷移的な領域(II)である。

3.1 助走区間領域(I) 第2報⁽²⁾の流れの可視

表1 供試熱交換器

No.	Nr	d_0	S_1	S_2	L_2	F_p	No.	Nr	d_0	S_1	S_2	L_2	F_p
1				320	←		17						2.3
2				220	←		18						2.1
3			254	←		1.5	19	794					1.8
4			200	←			20		204	17.7	354		1.5
5	952			180	←		21						1.2
6						2.2	22						2.1
7						1.8	23	635					1.8
8						1.5	24						1.6
9		794	204	17.7	←	1.2	25		254	220	660		1.5
10						1.6	26	952					2.2
11	635					1.2	27		204	17.7	531		1.5
12			254	220	440	1.5	28	794					
13						1.8	29		254	220	880		
14	2	952	204	17.7	354	1.5	30	4		204	17.7	708	1.5
15						1.2	31		794				
16						1.0	32	5	952	254	220	1100	2.2

Plain

33						1.5
34	2	952	254	220	440	4.0
35						6.0

* d_c

** $F_p - F_t$

Plain (Saboya et al.⁽⁵⁾)

36	1					18.5	**
37	2	8.53	21.5	18.5	37.0	1.65	
38	3					55.5	

(Unit: mm)

図1 供試熱交換器の形状 ($N_r=2$)

化実験から明らかなように、単列 ($N_r=1$) においては、本実験範囲内では、少なくとも管前方では流れは滑らかであり、その性能が助走区間を含む層流として取扱えることが予想される。また、複数列 ($N_r \geq 2$) においてもレイノルズ数が小さい領域では、管周囲からの渦の発生がみられず、流れは管に沿って滑らかである。つまり、ここでいう助走区間領域とは、渦領域が現象に対して支配的でなく、少なくとも助走区間を含む領域をいう。

図3, 4は自由通過体積基準で評価した無次元数を用いて、単列および複数列のプレートフィンチューブ熱交換器の性能を伝熱・流動損失特性にわけて整理したものである。ただし、複数列のプレートフィンチューブ熱交換器の性能は、 $Re < 155$ の場合で、これ以上のレイノルズ数では管周囲からの渦の発生により、図2に示した各領域が同時に現出し、助走区間を含む流れとして取扱えなくなる。

実験結果は、次の無次元整理式で整理できる。

$$Nu_1 = 2.1(Re \cdot Pr \cdot D_{ec}/L_2)^{0.38} \quad \dots\dots\dots (11)$$

$$f_1 \cdot L_2/D_{ec} = 0.43 + 35.1(Re \cdot D_{ec}/L_2)^{-1.07} \quad \dots\dots\dots (12)$$

図3, 4中には、平滑フィンを持つ複数列のプレートフィンチューブ熱交換器の性能の整理結果も示している。また、図3中にはSaboyaら⁽⁵⁾の実験結果の一部も示している。平滑フィンの実験値は $Re < 400$ の範囲のものである。平滑フィンでは、第2報⁽²⁾で示したように、 $Re \geq 400$ では、管周囲からの渦の発生によりその性能は助走区間を含む流れとして扱えなくなる。これは、 $Re=450$ が渦発生の限界レイノルズ数とした福井ら⁽⁶⁾の実験結果とおおむね一致する。

リングパターンを有するフィンでは、 $Re \geq 155$ で管周囲からの渦の発生により助走区間を含む流れとして

扱えなくなることを前述した。このことから、リングパターンは平滑フィンに比して渦領域の出現を早める作用があると考えられる。

空調用途におけるプレートフィンチューブ熱交換器の使用レイノルズ数域は、まえがきにも述べたように、低騒音化、省エネルギー化などの目的から、通常 $Re < 400$ である。したがって、空調用の平滑フィンを持つプレートフィンチューブ熱交換器の性能は、単列、複数列にかかわらず、式(11), (12)で予測できる。

3・2 遷移領域(II) 単列のプレートフィンチューブ熱交換器の伝熱特性は、複数列の1列めの伝熱特性とおおむね一致することが、Rich⁽⁷⁾, Saboyaら⁽³⁾⁽⁴⁾の結果から確認できることから、2列のプレートフィンチューブ熱交換器の1列めの性能は、式(11), (12)で示されると考えてよい。したがって、遷移領域の性能は、2列のプレートフィンチューブ熱交換器の実験結果から、式(11), (12)の同一条件における計算結果を差し引くことにより求められる。

遷移領域においては、1列めから継続して発達しつつある助走区間を含む流れの影響が支配的であると考

図3 助走区間領域(I)の伝熱特性の整理

図2 プレートフィンチューブ熱交換器における伝熱・流動の支配領域

図4 助走区間領域(I)の流動損失特性の整理

えられる。

したがって、第2報⁽²⁾の2列のプレートフィンチューブ熱交換器の結果で示したように、自由通過体積基準で評価した無次元数を用いて実験結果の整理できることが予想される。

図5, 6に遷移領域におけるプレートフィンチューブ熱交換器(平滑フィンを除く)の性能の整理結果を示す。ほとんどの実験結果が

$$Nu_2 = 1.13(Re \cdot Pr \cdot Dec/S_2)^{0.56} \dots\dots\dots (13)$$

$$f_2 \cdot S_2/Dec = 10.7(Re \cdot Dec/S_2)^{-0.54} \dots\dots\dots (14)$$

で整理できる。図6において式(14)からかなりずれて低くでている実験データは、供試熱交換器 No. 12, 24 に対するものである。両熱交換器とも管配列密度と代表寸法が比較的小さい場合に対応しているが、このずれの理由は明らかでない。

3・3 渦領域(III) 3列め以降の渦領域では、流れはほとんど飽和発達していると考えられ、かつ実験データも少ないことから、3, 4, 5列めともその性能は同一と考え、3, 4, 5列の各プレートフィンチューブ熱交換器の実験結果から、式(11)~(14)の同一条件にお

ける計算結果を差し引き等分して各列ごとの性能を求めた。

渦領域においては、第2報⁽²⁾において述べたように、最小自由通過体積を基準とした無次元数を用いて性能を整理するのが妥当である。整理した結果を図7, 8に示す。流動損失特性に関しては、そのばらつきが極めて大きい。これは、渦領域における流動損失が助走区間領域、遷移領域のそれに比して小さいことと、実験データのばらつきが伝熱特性に比して大きいことから前述したような操作で渦領域での性能を求めた場合に生じてきたもので、今後さらに精度のよい実験および解析を行っていく必要がある。

渦領域における性能は、3, 4, 5列めとも同じで

$$Nu^* = 0.048 Re^{*0.8} Pr^{0.4} \dots\dots\dots (15)$$

$$f^* = 0.152 Re^{*-0.25} \dots\dots\dots (16)$$

で整理できる。 Nu^* に対する Re^* の指数0.8は通常の乱流熱伝達のそれと一致しており、渦領域においては、管群の存在によって完全に発達した乱流状態となっていることが示唆される。式(16)における Re^* の指数-0.25は以上のことを考慮して定めた。なお、この

図5 遷移領域(II)の伝熱特性の整理

図7 渦領域(III)の伝熱特性の整理

図6 遷移領域(II)の流動損失特性の整理

図8 渦領域(III)の流動損失特性の整理

領域では、第2報⁽²⁾で示したように、平滑フィンとリングパターンを有するフィンで、その性能の差異はなくなると予想される。

式(15)、(16)を、助走区間領域、遷移領域と比較するために便宜的に自由通過体積基準で示すと、

$$Nu_3 = Nu_4 = Nu_5 = Nu^*(A_c/A_{mn}) \cdots \cdots (17)$$

$$f_3 = f_4 = f_5 = f^*(A_c/A_{mn})^3 \cdots \cdots (18)$$

となる。 Nu, f の各添字は各列に対応する。

3.4 プレートフィンチューブ熱交換器の性能

リングパターンを有するプレートフィンチューブ熱交換器においては、 $Re \geq 155$ において、図2に示した各領域が同時に出現し、各領域においてその性能を示す無次元整理式が前節までで得られた。

したがって、 $Re \geq 155$ のプレートフィンチューブ熱交換器の平均的な性能は、伝熱・流動損失特性に対して、

$$Nu_t = \sum_{i=1}^{N_r} Nu_{ti} / N_r \cdots \cdots (19)$$

$$f_t = \sum_{i=1}^{N_r} f_{ti} / N_r \cdots \cdots (20)$$

で与えられる。式(19)、(20)の計算結果と、2列以上のプレートフィンチューブ熱交換器の実験結果を比較したものを図9、10に示す。熱伝達率は式(19)によって $\pm 10\%$ の範囲で、流動損失係数は式(20)によって $\pm 20\%$ の範囲で各々整理できる。

単列のプレートフィンチューブ熱交換器および、 $Re < 155$ での複数列のプレートフィンチューブ熱交換器(平滑フィンでは $Re < 400$)においては、その性能は式(11)、(12)で与えられる。

4. ま と め

低レイノルズ数域のプレートフィンチューブ熱交換器の性能を、助走区間領域、遷移領域、渦領域の三領域に分離し検討した結果、以下のことが明らかとなった。

(1) 単列のプレートフィンチューブ熱交換器では、リングパターンを有するフィン、平滑フィンにかかわらず、低レイノルズ数域である $Re < 1000$ では、助走区間を含む領域として、その性能を把握することができ、伝熱・流動損失特性は、式(11)、(12)で各々与えられる。

(2) 複数列のプレートフィンチューブ熱交換器の伝熱・流動損失特性に関して、1列めの助走区間領域、2列めの遷移領域、3列め以降の渦領域の組合せモデルによって、その実験結果の合理的解釈が可能である。

(3) ただし、平滑フィンでは、 $Re < 400$ で、遷移領域、渦領域は出現せず、単に助走区間を含む流れとしてその性能が把握できる。この $Re < 400$ の範囲は、実用的な空調用途における使用レイノルズ数域を包含している。したがって、通常の平滑フィンを有する空調用プレートフィンチューブ熱交換器の性能はすべて式(11)、(12)で予測できる。

(4) リングパターンは、渦の発生を早める作用があるため、リングパターンを有する複数列のプレートフィンチューブ熱交換器の性能が単に助走区間を含む流れとして扱えるのは、 $Re < 155$ の範囲である。

(5) $Re \geq 155$ のプレートフィンチューブ熱交換器(平滑フィンを除く)の性能は、式(19)、(20)によ

図9 プレートフィンチューブ熱交換器の伝熱特性の実験値と計算値の比較

図10 プレートフィンチューブ熱交換器の流動損失特性の実験値と計算値の比較

て与えられる。なお、遷移領域、渦領域における各性能は、式(13)～(16)で各々与えられる。

本報で得られた結果は、プレートフィンチューブ熱交換器の使用に際して、その合理的設計を可能にする。同時に、近年、その性能改善に対して種々の伝熱促進法が提案されているが、ここで述べた各領域を考慮することによって、その適用の最適化のはかれることが期待できる。

終わりに、本研究に対し有益な助言をいただき、サンプル製作にも協力いただいた三菱電機(株)静岡製作所 笠原文彦参事、佐久間清主幹に感謝する。

文 献

- (1) 瀬下・藤井, 空気調和・冷凍連合講演会 20 周年記念大会講演, 113 (昭 61-4), 49.
- (2) 瀬下・藤井, 空気調和・冷凍連合講演会 20 周年記念大会講演, 114 (昭 61-4), 53.
- (3) Saboya, F. E. M. and Sparrow, E. M., *Trans., ASME, Ser. C*, **96** (1974), 265.
- (4) Saboya, F. E. M. and Sparrow, E. M., *Int. J. Heat Mass Transfer*, **19** (1976), 41.
- (5) Saboya, F. E. M. and Sparrow, E. M., *Trans., ASME, Ser. C*, (1976), 520.
- (6) 福井・坂本, 機誌, **70-583** (昭 42), 49.
- (7) Rich, D. G., *ASHRAE Trans.*, **81**, Part I (1975), 307.