ハイフィンチューブ基盤目配列の熱伝達率に対する暫定整理式*

橋 詰 健 —*1

A Provisional Heat Transfer Correlation for High-finned Tubes
in Inline Arrangement

Kenichi HASHIZUME*2

*2 Department of Intelligent Machine Engineering, Hiroshima Institute of Technology,
2-1-1 Miyake, Saeki-ku, Hiroshima-shi, Hiroshima, 731-5193 Japan

A heat transfer correlation was proposed for inline-arranged high-finned tubes. This correlation was based on the 'Bell-model', where two stream assumption is used, the primary stream and the bypass stream. In the proposed correlation, the actual heat transfer coefficient between fin and the primary stream was assumed to be predicted by the generally accepted correlation for staggered arrangements, and a correction factor was introduced, which corrects the bypass flow effect. Comparing existing experimental data, the correction factor was determined as a function of the ratio of fin spacing to fin height and of the Reynolds number. The proposed correlation showed good agreements with experimental data of plain and also serrated fins.

Key Words: Heat Transfer, Extended Heat Transfer Surface, Forced Convection, Heat Exchanger

1. 緒 言

伝熱管の外面にりぼん状の金属片(フィン)を巻き付けたハイフィンチューブを用いる熱交換器において、基盤目配列ははん用の汚れ除去装置を使用できることから排熱回収熱交換器などに採用されている⁽¹⁾が一般的にはあまり好まれない。その理由の一つには基盤目配列の熱伝達率の予測が困難⁽²⁾などがある。千鳥配列の熱伝達率については設計に広く使用されている標準的な整理式が存在する。ところが基盤目配列の熱伝達率についてはSchmidtの整理式⁽³⁾以降には、より高精度な整理式の作成は試みられていない。

基盤目配列に対する熱伝達率整理式の作成を困難にしているのは、この配列に特有のチューブ間を素通りするバイパス流の存在⁽⁴⁾⁽⁵⁾である。バイパス流はフィンと熱交換せずに管群から流出し、熱交換した流体(主流)と管群の出口で合流する。したがって、管群の入口出口の流体温度に基づく対数平均温度差によって評価される熱伝達率は実際の熱伝達率と直ちには結び

つかない。Bellら⁽⁴⁾⁽⁵⁾は基盤目配列の熱伝達率がフィンと主流との間の実際の熱伝達率、主流とバイパス流の流量比、および両流の交換量により定まるとしたモデル(Bellモデル)を提唱したが、熱伝達率整理式の作成には至っていない。そこで本報では千鳥配列に対する熱伝達率に補正項を導入した暫定的な基盤目配列の熱伝達率整理式を提案する。図1に本報で対象とするハイフィンチューブの形状を示す。

記 号

d_f : フィンの外径
 d_o : 素管の外径(フィンの根元直径)
 h : フィン高さ
 N : 流れ方向の管配列段数

Fig. 1 Configuration of high-finned tube

* 原稿受付 2005年3月22日。

*1 正員, 広島工業大学工学部(〒731-5193 広島市佐伯区三宅2-1-1)。

E-mail: hashizme@me.it-hiroshima.ac.jp

Nu : ヌッセルト数 $= \alpha_o d_o / \lambda$

p : フィンピッチ

P_t : 流れ方向の管配列ピッチ

P_s : 流れ直角方向の管配列ピッチ

Pr : プラントル数

Re : レイノルズ数 $= u_m d_o / \nu$

s : フィンすきま $= p - t$

t : フィン厚さ

u_m : 管群内の最小流路断面における流速

α_o : フィン側全表面積を基準とした熱伝達率

λ : 流体の熱伝導率

ν : 流体の動粘性係数

σ : 面積増倍係数 = フィン側全表面積/フィン
巻付け前の素管表面積

2. 暫定整理式作成の背景

本報で提案する暫定整理式は

$$Nu_{inline} = F \cdot Nu_{staggered} \dots \dots \dots (1)$$

の形である。ここで Nu_{inline} は基盤目配列のヌッセルト数, $Nu_{staggered}$ は千鳥配列のヌッセルト数, F は実験データとの比較から定める補正項である。この形の整理式作成には以下のような背景がある。

(1) 基盤目配列におけるフィン周りの実際の熱伝達率は千鳥配列の値に近い。

Bell ら⁽⁴⁾⁻⁽⁶⁾ は基盤目配列における実際の熱伝達率が千鳥配列の値に極めて近いことを見いだした。ま

た, Hashizume⁽⁷⁾ の単管加熱の実験でも両者はほぼ同じ値となった。

(2) 基盤目配列の熱伝達率の千鳥配列に対する低下の度合いはフィン密度とレイノルズ数に依存する。

Rabas ら⁽¹⁾ は基盤目配列の熱伝達率に隣接するチューブとのフィン間距離に依存しないこと, および, レイノルズ数が大きくなるにつれて基盤目配列の熱伝達率が千鳥配列の値に近づいてゆくことを見いだした。前者からは補正項 F がフィン密度を表す影響因子の関数となり, 後者からはこれがレイノルズ数の関数にもなると予測される。

(3) 千鳥配列の熱伝達率に対しては標準的な整理式が存在する。

フィン表面が平たんなプレーンフィンについては次の Handbook of Heat Exchanger Design の推奨式⁽⁸⁾が広く設計に使用されている。

$$Nu = C \left(\frac{p}{d_o} \right)^{0.18} \left(\frac{h}{d_o} \right)^{-0.14} \left(\frac{P_t}{P_s} \right)^{0.2} Re^m Pr^n \dots \dots \dots (2)$$

$$C = 0.19, m = 0.65, n = 0.33$$

$$: 1 \times 10^2 \leq Re \leq 2 \times 10^4$$

$$C = 0.05, m = 0.8, n = 0.36$$

$$: 2 \times 10^4 \leq Re \leq 2 \times 10^5$$

$$C = 0.008, m = 0.95, n = 0.36$$

$$: 2 \times 10^5 \leq Re \leq 1 \times 10^6$$

また, フィンの外周部に切込みを入れたセレーテッ

Table 1 Data sources⁽¹⁾

	No.	Author(s)	*	d_o [mm]	d_f [mm]	t [mm]	p [mm]	P_t [mm]	$\frac{P_t}{P_i}$	$\frac{p}{d_o}$	$\frac{s}{h}$	σ	N			
Plain	201	Huber and Todaro	I	33.40	62.36	3.378	8.458	76.20	1.00	0.253	0.351	6.25	7			
	202		S													
	501	Carnavos	I	9.525	19.05	0.203	0.845	30.17	1.27	0.0887	0.135	18.1				
	502							27.00	1.13							
	503							23.83	1.00							
	504							1.15	1.15							
	505		I	4.775	9.525		1.059	13.51	1.13	0.177	0.270	9.66				
	506		S					15.09	1.47							
	507		I	9.525	19.05		1.412	27.00	1.13	0.111	0.180	14.7				
	508		S					30.16	1.46							
	509		I					27.00	1.13	0.148	0.254	11.3				
	510		S					30.16	1.46							
Serrated	101	Weierman et al.	I	31.75	82.55	1.219	4.115	93.73	1.00	0.130	0.114	19.7	5			
	104		S	50.8	102.4		4.274	114.3	1.00				0.0841	0.118	16.7	7
	105								1.15							4
	301	Ackerman and Brunsvold	I	47.63	98.43	3.175	12.70	127.0	1.11	0.267	0.375	4.36	8			
	302		S						1.43							
	303													1.54		
	304	I	12.83	25.53	0.540	2.572	42.27	1.21	0.201	0.320	7.88	21				
	401						Cox and Jallouk	S				36.68	1.99	?		
	402											27.51	1.25	14		
	403															

* S: Staggered I: Inline

ドフィンに対しては Weierman の方法⁽⁹⁾⁽¹⁰⁾がある。

$$Nu = 0.23 \left[0.55 + 0.45 \exp \left(-0.35 \frac{h}{s} \right) \right] \left(\frac{d_f}{d_o} \right)^{0.5} \\ \times [0.7 + \{0.7 - 0.8 \exp(-0.15 N^2)\}] \\ \times \exp \left(-\frac{P_t}{P_i} \right) Re^{0.65} Pr^{1/3} \\ : 2 \times 10^3 \leq Re \leq 5 \times 10^5 \quad \dots\dots\dots (3)$$

3. 検討対象とする実験データ

基盤目配列の熱伝達について検討した Rabas ら⁽¹⁾が収集したデータのうち熱伝達率が管配列段数 N の影響を受けない大管群として見なせる $N \geq 5$ のデータを表1に示す。これらの中には現在入手困難な出典もあるので本報では Rabas らが図示している実験点を貫く線の値を実験データとする。

基盤目配列の熱伝達率を式(1)の形で整理するためには同一のチューブを用いた千鳥配列の実験データが標準的な整理式で精度よく再現できることが条件となるので、まず最初に千鳥配列のデータを検討する。図2は熱伝達率を $Nu/Pr^{1/3}$ の形で式(2)または式(3)と比較した結果である。図2(a)プレーンフィンについては No. 202 の実験データが計算値よりも平均 32% も高い値を示している。これはフィン厚さがプレーンフィンとして一般的に使用される 0.2~1.2 mm に比べてかなり厚いことによると思われるので、同一のチューブを使用している No. 201 は検討対象から除外する。図2(b)セレーテッドフィンについては No. 402 と No. 403 の実験データがやはり計算値よりも平均 32% 以上も高い。これは素管の外径がセレーテッドフィンチューブとして一般的に使用される $d_o > 25$ mm よりもかなり小さいためと思われるので、同一のチューブを使用している No. 401 も検討対象から除外する。他の実験データは式(2)または式(3)による計算値と $\pm 15\%$ 以内の精度で一致している。

Fig. 2 Comparison of data in staggered arrangements with Eq.(2) for plain fins and with Eq.(3) for serrated fins

4. 基盤目配列補正項の導出

4.1 プレーンフィン 式(1)の補正項 F を求めるために No. 501~509 について実験データと計算値との比 R_{plain} [=基盤目配列の実験データ/式(2)による計算値] を求めた結果を図3に示す。図3より、レイノルズ数が大きくなるにつれて比 R_{plain} が1に近づいてゆくことがわかる。これは Bell モデルにおいて主流とバイパス流の交換量がレイノルズ数とともに増加してゆくことを意味している。図3の結果を

$$R_{\text{plain}} = a Re^{0.275} \quad \dots\dots\dots (4)$$

としたとき、係数 a の値は図4のようになった。比較したパラメータ(図4の横軸)はいずれもフィン密度を

Fig. 3 Ratio of experimented heat transfer coefficients in inline arrangements to calculated values after Eq.(2)

Fig. 4 Factor a in Eq.(4)

Fig. 5 Comparison of data in inline arrangements with calculated values after Eqns.(1), (2) and (5)

Fig. 6 Ratio of experimented heat transfer coefficients in inline arrangements to calculated values after Eq.(3)

Fig. 7 Factor b in Eq.(6)

表すものであるが相関の度合いに有意差がみられないので、ここでは代表として s/h をとれば式(1)における補正項 F は

$$F_{\text{plain}} = 0.165 \left(\frac{s}{h} \right)^{0.70} Re^{0.275} \dots\dots\dots (5)$$

として定まる。この式の意味するところは、フィン密度が大きくなれば(s が小さくなれば)流体はフィン間を通りにくくなるのでバイパス流が増加して熱伝達率が千鳥配列よりも小さくなるということである。図5に実験データと計算値との比較を示す。ここで計算値は式(1)における $Nu_{\text{staggered}}$ に式(2)を用い、 F に式(5)を用いて算出したもので、両者は $\pm 20\%$ の範囲内で一致している。

4.2 セレーテッドフィン セレーテッドフィンについて実験データと計算値との比 R_{serrated} [=基盤目配列の実験データ/式(3)による計算値] を求めた結果が図6である。No. 301 ではレイノルズ数に対する依存性が逆になっているがこれは比 R_{serrated} が1に近い値であるので無視し

$$R_{\text{serrated}} = b Re^{0.12} \dots\dots\dots (6)$$

として係数 b を求めてみると図7のようになった。ここでもプレーンフィンの場合と同様にパラメータの代表として s/h をとれば式(1)における補正項 F は

$$F_{\text{serrated}} = 0.44 \left(\frac{s}{h} \right)^{0.60} Re^{0.12} \dots\dots\dots (7)$$

として定まる。図8に実験データと計算値との比較を示す。ここで計算値は式(1)における $Nu_{\text{staggered}}$ に

Fig. 8 Comparison of data in inline arrangements with calculated values after Eqns.(1), (3) and (7)

式(3)を用い、 F に式(7)を用いて算出したもので、両者は $\pm 10\%$ の範囲内で一致している(No. 104 については $\pm 1\%$ 以内の一致で、図8では実線と破線が重なっている)。

5. 結 言

基盤目配列されたハイフィンチューブの熱伝達率に対する暫定整理式を提案した。適用範囲は流れ方向の管配列段数が五段以上の大管群で、同一のチューブを千鳥配列にした場合に式(2)または式(3)により熱伝達率を予測できることが条件となる。基盤目配列の熱伝達は Bell モデルによって説明できよう。しかしながらこのモデルによる整理式の作成にはさらに相当の年月を要すると思われるので、それまでの間はここで提案した暫定整理式を活用していただきたい。また、基盤目配列の熱伝達率に関する実験データは Rabas ら⁽¹⁾ が収集したもの以外には見当たらないので、さらなるデータの蓄積も望まれる。

文 献

- (1) Rabas, T. J. and Huber, F. V., *Heat Trans. Eng.*, **10-4** (1989), 19-29.
- (2) 橋詰健一, 機械の研究, **56-8** (2004), 885-889.
- (3) Schmidt, Th. E., *Kältetechn.*, **15-12** (1963), 370-378.
- (4) Bell, K. J. and Kegler, W. H., *AIChE Symp. Ser.*, **74-174** (1978), 47-52.
- (5) Yang, X. and Bell, K. J., *AIChE Symp. Ser.*, **89-295** (1993), 285-292.
- (6) Weierman, C., Taborek, J. and Marner, W. J., *AIChE Symp. Ser.*, **74-174** (1978), 39-46.
- (7) Hashizume, K., *Heat Trans. Eng.*, **3-2** (1981), 15-20.
- (8) Hewitt, G. F., ed., *Handbook of Heat Exchanger Design*, (1992), Begell House, 2. 5. 3.
- (9) Weierman, C., *Oil Gas J.*, **6** (1976), 94-100.
- (10) Breber, G., *AIChE Symp. Ser.*, **87-283** (1991), 383-390.