

流動層フリーボード域における フィン付き円管群の熱伝達特性

加藤 泰生*・宮本 政英*

Heat Transfer to Horizontal Finned Tube Bundles in the Freeboard Region of Fluidized Bed

Yasuo KATOH and Masahide MIYAMOTO

Abstract

Experimental study was carried out on heat transfer of horizontal finned tube bundles in the freeboard region of fluidized bed, which was with an internal square cross section of 400x400 mm and a height of 1020mm. Each finned tube arranging in staggered 2 rows was with a spiral welded fin, which was a height of 19.4mm, a thick of 2mm and a pitch of 9mm, around a $\phi 34$ steel tube. It was found that average heat transfer coefficient of finned tube was smaller than that of bared one because those finned tubes prevent from being activity and being expansion of the particles in bed. And ratio of heat transfer on finned tubes to bared was converged into 0.6 when those tubes completely immersed in bed.

Furthermore it was clarified that it needs more fine particle, lower height of tubes and some proper height of static bed as proper conditions were needed.

1. 緒言

伝熱壁にフィンを用いるのは、熱交換にとって大きな熱抵抗になるガス側の伝熱係数を改善して伝熱の促進をはかることが目的である。さらにこれを流動層伝熱へ利用することで従来とは比較にならないくらい飛躍的な伝熱増進が期待できることからこのことに関する研究は極めて多い。最近の例で言うと、例えば永橋ら⁽¹⁾の研究では、標準的な深さの流動層におけるフィン付き管の熱伝達特性が系統的に調べられ、フィン間隔、フィン高さ、フィン厚さ等の影響が明らかにされている。また山田⁽²⁾は、スターリングエンジン用熱交換器の高温燃焼側の熱伝達向上に流動層を用いかつフィン管を使用してその基礎データを提供している。ただこれらを含めて今までの流動層研究ではほとんど流動化開始時から伝熱管が粒子層内に埋没された状態

のものが主で最初からフリーボード域に管配置されたものはまだないようである。フリーボード域に伝熱管を配置することの利点は低圧損化、伝熱制御の容易さなどが考えられている。⁽³⁾

そこで本報告ではフリーボード域にフィン付き円管群を設置してその伝熱性能の変化を調べるとともに同一状態の裸管との伝熱性能を比較検討する。また所用動力と熱交換との関係を正当に評価するために性能評価の手法を取り入れ検討したことをもあわせて報告する。

2. 実験

Fig. 1 に実験装置の概要、並びに座標系を示す。ディストリビュータから流れ方向の距離を X、静止層高を Lc とする。空気は送風機よりバルブを通り、オリフィスを経た後、ディストリビュータより実験部へ導入され充填粒子を流動化させる。テストセクションは有効高さが1020mmで、400×400mmの矩形断面流路を有

* 機械工学科

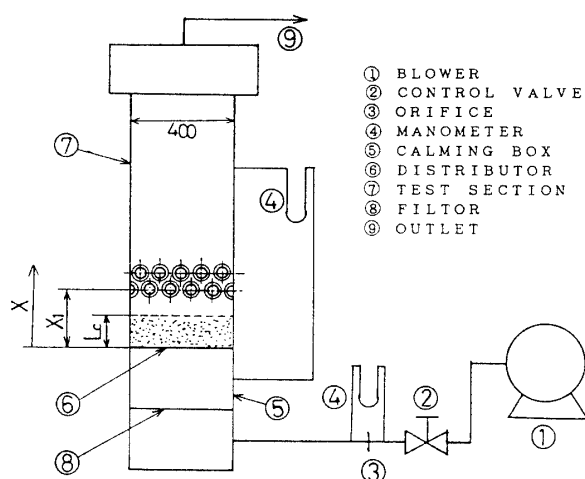


Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus

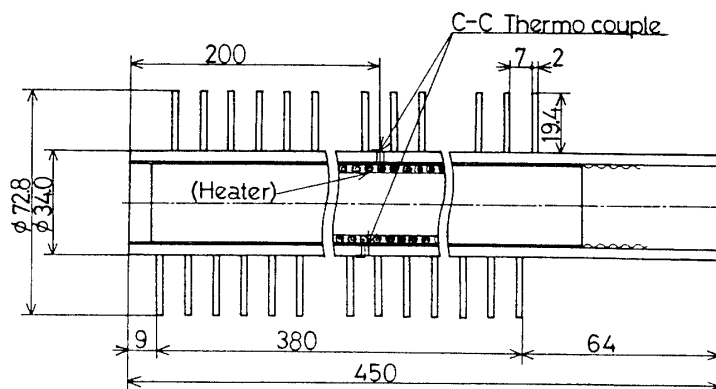


Fig. 2 Details of finned test tube

す。そしてアクリル製フレームの三面に厚さ10mmのアクリル板、他の一面には可視化のために厚さ5mmのガラス板がはめ込まれている。伝熱実験の際は、周囲を厚さ100mmの発泡スチロールで覆い断熱する。フィン付き伝熱管の概略図を Fig. 2 に示す。伝熱管は $\phi 34$ mmの鋼製の円管に高さ19.4mmで一定厚さ2mmの同質の帯状フィンをピッチ9mmで螺旋状に溶接したものである。一様に加熱するために、伝熱管内部は、シーヒーターをテフロン棒に等間隔で螺旋に巻き付けその隙間を充填剤（サーモセメント）で埋め、さらには、その外径が鋼製の円管の内径に合わせて加工された銅管で覆うことによつて作られ一様温度を実現している。伝熱管表面温度はテフロン被覆した $\phi 0.3$ mm C. C. 熱電対により測定された。熱電対は、各列の中央の管の、流路中央の1/2の位置のフィン管周上に前方淀み点を $\theta = 0^\circ$ として 45° 間隔で8本埋め込まれている。管内温度は銅管表面に壁面より管長の1/2の位置に同じく

90° 間隔で4本埋め込まれている。ダミー管にはモニター用に $\phi 0.1$ mm C. C. 熱電対4本を同じく 90° 間隔でフィン管の根元に取付けている。流動粒子は、平均粒径 $dp = 0.86$ mm, 0.45 mmの二種類の砂を用いている。伝熱管の配置は、垂直ピッチ68mm、水平ピッチ96mmの二列千鳥配列である。また伝熱管一列までの管高さ X_1 は $dp = 0.86$ mmの場合、150mm, 70mm, $dp = 0.45$ mmの場合150mmとした。本実験に使用したディストリビュータは、スリット型で、厚さ1mmのステンレス板を打ち抜き加工したもので、開口比は約4%である。

3. 実験結果及び考察

3.1 フィン効率

実験に使用したフィンのフィン効率は厚さ一定の環状フィンとして、文献 [4] より求めた。フィン効率においては次式のように、フィン表面の熱伝達率がパラ

メータではいっているため繰り返し計算によってフィン効率とフィン表面の熱伝達率とを同時に決定した。ちなみに、フィン表面の熱伝達率が最大になる場合(砂に完全に埋っている場合)のフィン効率はおよそ73%になる。

$$\eta = W \sqrt{\frac{2H_f}{\lambda Y_b}} \quad (1)$$

ただし、 H_f はフィン表面の熱伝達率、 λ はフィン材料の熱伝導率、 Y_b はフィン厚さ、 W はフィン高さである。

3.2 熱伝達率の定義

フィン付き伝熱面の管周平均熱伝達率は、次式で定義される。

$$H_{fi} = Q / \{(\eta A_f + A_o) (T_{wi} - T_{\infty})\} \quad (2)$$

ここで H_{fi} は i 列目伝熱管周平均熱伝達率、 Q は加熱管1本あたりの発熱量、 A_f はフィン表面積、 A_o は伝熱管基部面積、 η はフィン効率、 T_{wi} は i 列目伝熱管基部周平均温度、 T_{∞} は層温度である。

発熱量 Q は供給電力から加熱管両端の固定箇所からの熱伝導損失をさしひいた値を正味の発熱量として見積つた。熱伝導損失に関しては、予め実験によってその値を求める式を作成して用いた。

3.3 管周平均熱伝達率

式(2)の定義より求めた熱伝達率のうち単相の場合、本実験と同様の円環フィンの単相強制対流熱伝達率に関する以下の整理式⁽⁵⁾と比較しながら本装置の基本特性を調べた。

$$Nu_m = 0.134 Re'^{0.68} Pr^{1/3} (S/H)^{0.2} (S/t)^{0.113} \quad (3)$$

ただし、 Nu_m は管周平均ヌッセルト数、 Re' は最小流路断面積における速度を用いたレイノルズ数(代表長さは管直径)、 S はフィン間隔、 H (本論文では W)はフィン高さ、 t (本論文では Y_b)はフィン厚さである。

Fig. 3に示されるように、 $X_1=70\text{mm}$ 、 150mm 両者と式(3)との違いはたかだか10%前後であり従って大略一致しているとみなすことができる。このことから本実験装置の基本特性はほぼ満足されているといえる。Fig. 4(a)および(b)は管高さ $X_1=150\text{mm}$ 、Fig. 5(a)および(b)は管高さ $X_1=70\text{mm}$ のそれぞれについて、粒子径 $d_p=0.86\text{mm}$ の時の、管周平均熱伝達 H_f (フィン付き管)、 H_o (裸管)と流速の関係を示したものである。 $X_1=150\text{mm}$ において、同じ静止層高の場合、1列管、2列管ともに流速に対する変化が定性的には同じであるが、定量的にはフィン付き管の方が裸管に比べて小

さい(Fig. 6(a)(b)、参照)。さらに裸管の場合、ある流速(ここでは $L_c=125\text{mm}$ で 1.4m/s 、 $L_c=150\text{mm}$ で 1.0m/s)を超えた付近から1列管と2列管の管周平均熱伝達の大きさに僅かではあるが逆転がみられフィン付き管の場合ではまだそれが見られない。これらは、フィン付き管についていえば、充填粒子の活発な流動や膨張がフィンによって抑制されるため熱伝達は低くなり、また1列管と2列管の管周平均熱伝達の大きさに逆転が見られる流速は裸管のそれよりはるかに大きいところであろうと推察される。裸管の場合ではフィンによる抑制がないため、十分活発な流動や膨張が得られ、その分ある流速以上では充填粒子の管周り濃度が希薄になってしまい熱伝達の低下、逆転が生じているものと考えられる。 $X_1=70\text{mm}$ の場合はこの傾向がより顕著に現われておりその流速が小さいところから見られる。

さらにフィン付き管の場合だけではあるが粒子径の違いの影響をみるために、粒子径を0.4に替えて同様の実験をおこなった。その結果、熱伝達においては全般的に高めにシフトすることを除いては、定性的結果に大きな違いはみられなかった。これはフィンのピッチ間隔に比して粒子径がまだ大きいためであろうと思われる。

Fig. 6(a)、(b)は $X_1=150\text{mm}$ の1、2列管の場合でフィン付き管の管周平均熱伝達の大きさを裸管のそれに対する比の形で表わしたもので横軸はレイノルズ数で示す。Fig. 6(b)は $X_1=150\text{mm}$ の2列管の場合であり $Re=1.0 \times 10^3$ 以下では、砂が管に届かないため熱伝達は単相のそれに近いものとなっている。Fig. 7(a)(b)は $X_1=70\text{mm}$ の1、2列管の場合である。Fig. 7(a)

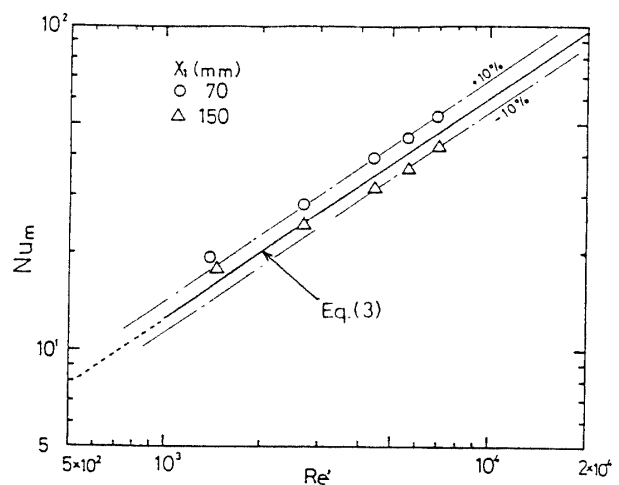
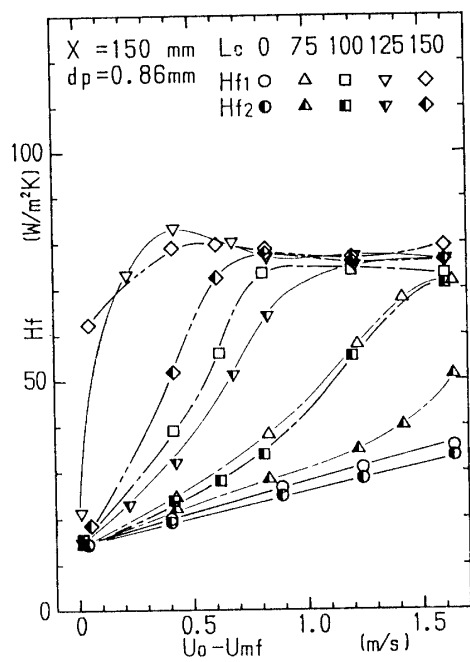
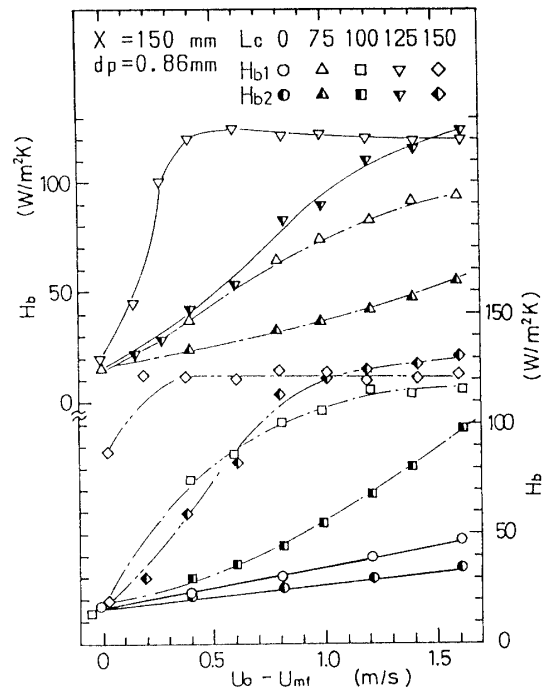


Fig. 3 Comparison of Nu_m for tube bundles at single phase condition

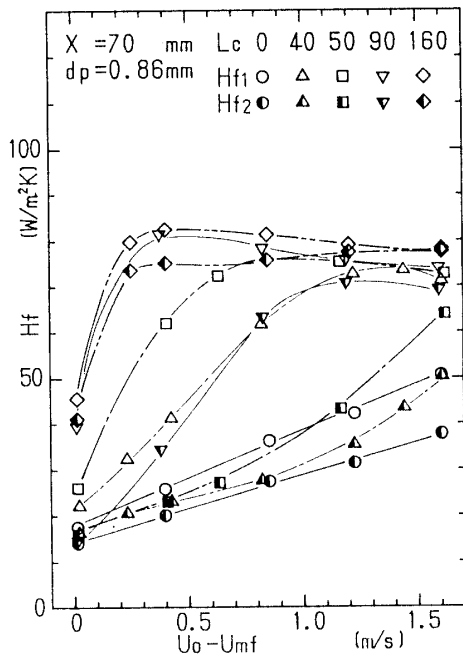


(a) finned tube

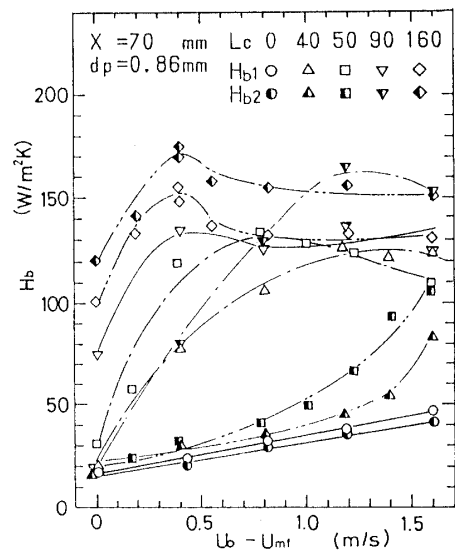


(b) bared tube

Fig. 4 Relationship between H_m and $U_o - U_{mf}$ at $X_1 = 150 \text{ mm}$



(a) finned tube



(b) bared tube

Fig. 5 Relationship between H_m and $U_o - U_{mf}$ at $X_1 = 70 \text{ mm}$

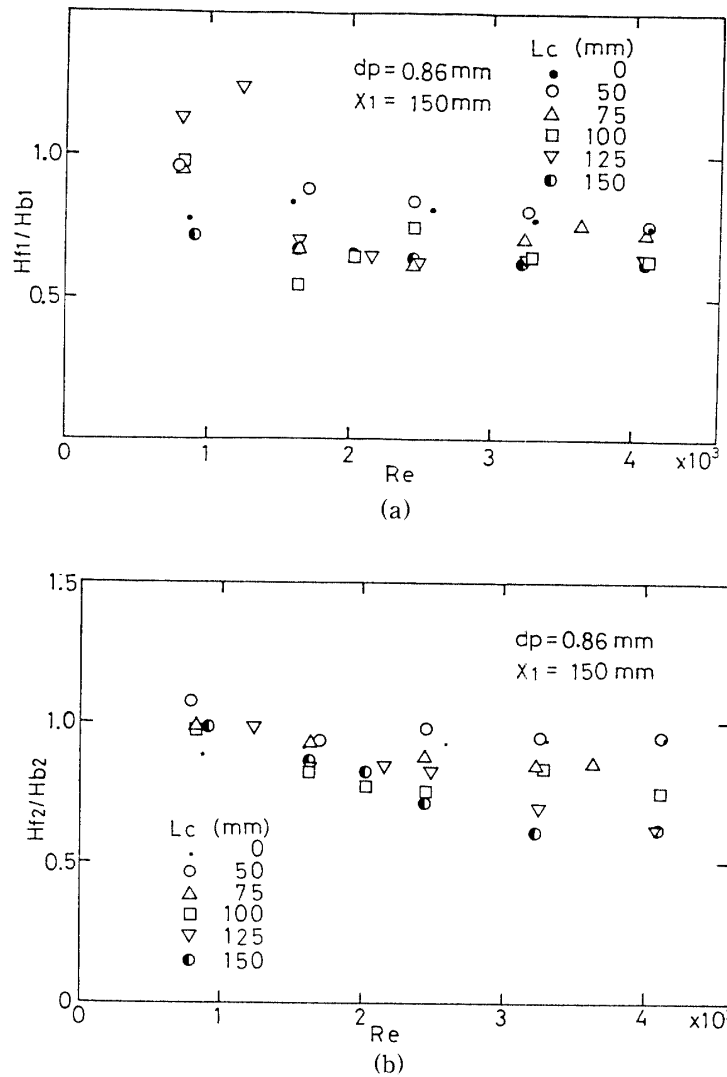


Fig. 6 Relationship between H_f/H_b and Re at $X_1=150\text{mm}$
(a) 1st row (b) 2nd row

より $Re=3.5 \times 10^3$ 以上では L_c 静止層高の違いによる影響はみられずほぼ0.6前後の値をとる。

3.4 性能評価

流動層を熱交換器に応用する場合、個々の仕様が異なるため同じ物差しで議論する必要がある。ここでは通常用いられている性能評価⁽⁵⁾を使ってデータを以下の定義で再整理する。

送風機の消費動力を評価する量として、単位流路断面面積あたりの仕事率 $Estd$ は、

$$Estd = U_o \cdot \Delta P_f \quad (4)$$

ここで、 U_o ；空塔速度、 ΔP_f ；圧力損失(ディストリビュータの損失を含む)である。

またこれに対して流路断面面積あたりの交換熱量から定義される標準熱伝達率 $Hstd$ は以下のようにおける。

$$Hstd = Q/A/\Delta T \quad (5)$$

一方、熱伝達率 Hx は

$$Hx = Q/(K \cdot A_k \cdot \Delta T) \quad (6)$$

ここで、 Q は伝熱量、 K は伝熱管本数、 A_k は一本あたりの伝熱面積である。従ってこの2式より管列の標準熱伝達率 $Hstd$ は

$$Hstd = Hx \cdot K \cdot A_k/A \quad (7)$$

2列管群以上の場合はこの式で求められるそれぞれの管列での値の総和を管列数で除することで得られる。

Fig. 8, 9 はその結果をまとめたものである。

これらの図から左上方での低動力でかつ高熱伝達係数の領域がもっとも最適条件と言える。また粒子径 $dp = 0.86 \text{ mm}$ と 0.4 mm の違いならびに管高さ $X_1 = 150 \text{ mm}$ と管高さ $X_1 = 70 \text{ mm}$ の違いのそれぞれにおけるこれらの結果を踏まえると、最適条件とは粒子径が小さいこ

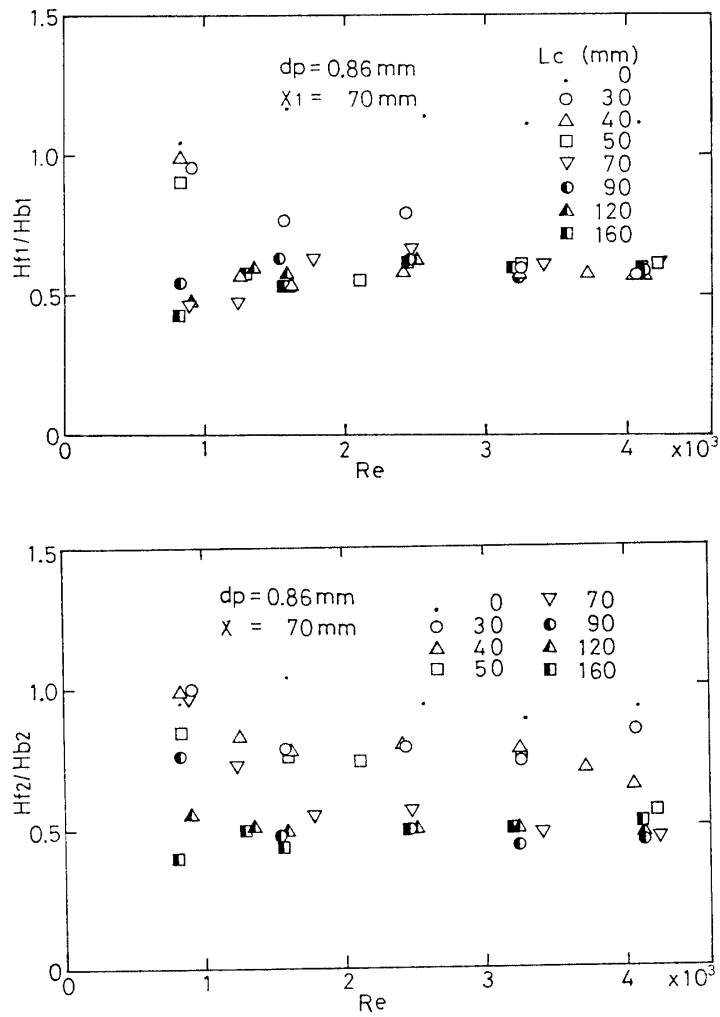


Fig. 7 Relationship between H_f/H_b and Re at $X_1=70\text{ mm}$ (a) 1st row (b) 2nd row

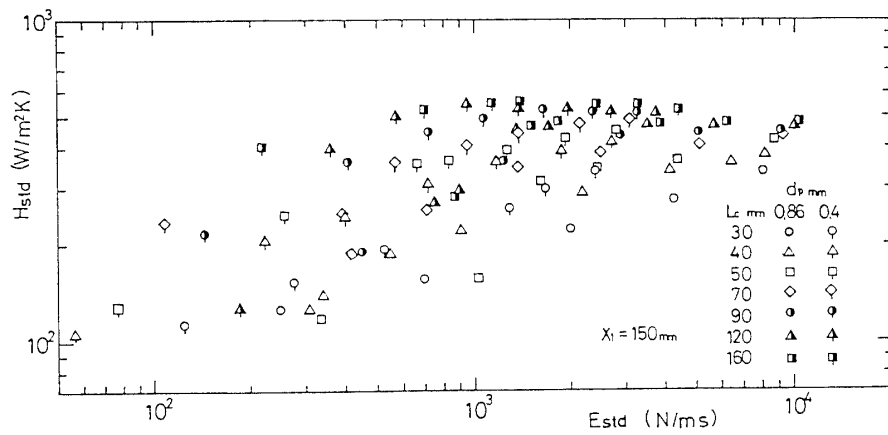


Fig. 8 Relationship between H_{std} and E_{std} at $X_1=150\text{ mm}$

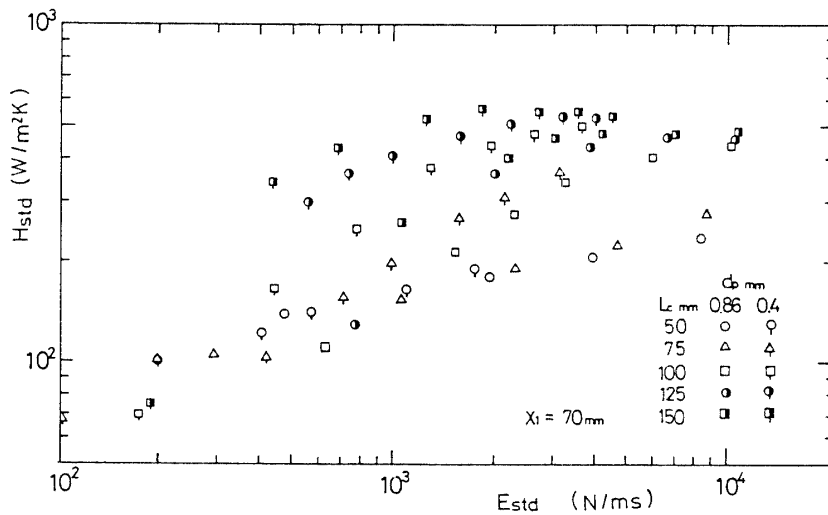


Fig. 9 Relationship between Hstd and Estd at $X_1 = 70\text{mm}$

と、管群をなるべく低くすること、静止層高はある程度の高さがあることなどが考えられる。

4. 結論

フリーボード域にフィン付き円管群を設置してその伝熱特性を実験的に調べ併せて性能の評価手法を取り入れそれらを検討した結果、以下のことが得られた。

1. フィン付き管の場合、充填粒子の活発な流動や膨張がフィンによって抑制されるため裸管の場合より熱伝達は低くなる。
2. フィンのピッチ間隔に比して粒子径がまだ大きい場合粒子径の熱伝達への影響は見られない。
3. フィン付き管の管周平均熱伝達の大きさと裸管のそれとの比は、砂が管に届かない場合は熱伝達は単相のそれに近い。粒子が管に十分到達するとその値はほぼ0.6になる。
4. 最適条件とは粒子径が小さいこと、管群をなるべく低くすること、静止層高はある程度の高さがあることなどがわかった。

【謝辞】 最後に、フィン管試験部の提供を頂きました宇部興産機械本部の関係各位に感謝の意を表します。また本研究に多大の御協力を頂きました当時機械工学科学生の高橋智、柚木俊也、池公司郎の3君に謝意を表します。

使用記号

- A : 流路断面積 [m²]
- A_k : 伝熱管1本当たりの [m²]

- 伝熱面積
- D : 伝熱管外径 [mm]
- d_p : 平均粒子径 [mm]
- Estd : プロワの消費動力, 式(4)で定義 [N/ms]
- g : 重力加速度 [m²/s]
- H_{bm} : 裸管管周平均熱伝達率 [w/m²K]
- H_{fm} : フィン付き管管周平均熱伝達率 [w/m²K]
- Hstd : 標準熱伝達率, 式(7)で定義 [w/m²K]
- I : 供給電流 [A]
- K : 伝熱管本数
- Lc : 静止層高 (Fig. 1) [mm]
- Nu : ヌセルト数 $Nu = HmD/\lambda$ [-]
- Nu_m : 管周平均ヌセルト数, 式(3)で定義 [-]
- P_h : 伝熱管水平ピッチ [mm]
- Pr : プラントル数 [-]
- P_v : 伝熱管垂直ピッチ [mm]
- Q : 伝熱面発熱量 = 0.890 · Q' [w]
- Q' : 供給電力 $Q' = I \cdot V$ [w]
- Re : レイノルズ数 $Re = U_0 D / \nu$ [-]
- S : フィン間隔 [mm]
- T : 熱電対温度 [°C]
- T_∞ : 層温度 [°C]
- ΔT : 温度差 $T_w - T_{∞}$ [°C]
- T_w : 伝熱管表面平均温度 [°C]
- Ud : 空塔速度と最小流動化速度との差 $Ud = U_0 - U_{mf}$ [m/s]
- U_{mf} : 最小流動化速度 [m/s]

U_0	: 空塔速度	[m/s]
V	: 供給電圧	[Volt]
W	: フィン高さ	[mm]
X	: ディストリビュータからの高さ	[mm]
X_1	: ディストリビュータから1列目の伝熱管までの高さ	[mm]
Y_b	: フィン厚さ	[mm]
η	: フィン効率, 式(1)で定義	[%]
θ	: 伝熱管上の熱電対の位置	[deg]
λ	: 熱伝導率	[W/mK]
ρ_s	: 粒子密度	[Kg/m ³]
ν	: 動粘度	[m ² /s]

参 考 文 献

- 1) 永橋優純, ほか2名; 日本機械学会論文集(B編)52巻476号(昭和61-4), pp1489-1498
- 2) 山田幸生; 第23回日本伝熱シンポジウム講演論文集(1986-5), pp707-709
- 3) 鞭 巖, ほか2名; "流動層の反応工学" 培風館(1984)
- 4) 機械学会編; 伝熱工学資料改訂第4版, (1986-10), pp202
- 5) 機械学会編; 伝熱工学資料改訂第4版, (1986-10), pp206
- 6) 熊田雅弥, ほか3名; 日本機械学会論文集(B編)53巻487号(昭和62-3), pp1024-1031

(平成元年4月15日受理)