液相流動床中に埋設された水平管群の熱伝達*
(第2報, 基盤目配列を含む基本的管配列の熱伝達)橋 詰 健 一^{*1}, 穂 地 亮 介^{*2}, 新 木 伸 平^{*3}
佃 英 昭^{*4}, 吉 田 了 太^{*5}Heat Transfer on Tube Bundles
Embedded Horizontally in a Liquid-Fluidized Bed
(2nd Report, On Tube Bundles of Fundamental Layouts
Including In-Line Layouts)Kenichi HASHIZUME^{*6}, Ryosuke ONJI, Shinpei NIIKI,
Hideaki TSUKUDA and Ryota YOSHIDA^{*6} Department of Intelligent Mechanical Engineering, Hiroshima Institute of Technology,
2-1-1 Miyake, Saeki-ku, Hiroshima-shi, Hiroshima, 731-5193 Japan

Heat transfer coefficients were measured on tube bundles of fundamental layouts including in-line layouts embedded horizontally in a liquid-fluidized bed. Tested tube layouts were single tubes, transversal single tube rows, longitudinal single tube rows and in-line arranged tube bundles. A total of 7 kinds of particles were used. Comparisons of the experimental data showed a good agreement with the heat transfer correlation developed for staggered layouts, when the average liquid velocity through each tube bundle was used as the reference velocity for the particle Reynolds number. Distribution of local heat transfer coefficient was also investigated around tubes.

Key Words: Multiphase Flow, Fluidized Bed, Heat Transfer, Tube Bundle, Liquid, Solid

1. 緒 言

液相流動床は液単相流に比べて高い熱伝達率を示し, しかも伝熱面に汚れが付きにくいことから多量の汚れ成分を含む液体を対象とした熱交換器への応用が着目され, 一部はすでに実用化段階に入っている⁽¹⁾. 熱交換器の設計に際しては熱伝達率の予測が必要不可欠であるため過去に多くの研究が行われ, 多くの熱伝達率整理式が提案された. しかしそれら整理式はほとんどが自身の実験データのみに基づくものであってその適用範囲は基本的には実験範囲内に限定される. 一方, Haid ら⁽²⁾ は既存 43 件の論文から 2 665 点の実験データを抽出してデータバンクを作成し, 既存 36 種類の整理式と比較して全実験データを再現できるものはないとしたうえで独自の整理式を提案, その後

Haid⁽³⁾ はこの整理式を修正した. ところが Haid らが作成したデータバンクでは伝熱面として流動管壁と床内埋設面が混在しているのにこれらと一緒に扱っているため, 彼らの整理式では高精度の実験データ再現は望めない. 著者らは液相流動床の熱伝達率には流動管内径または床内埋設伝熱管直径が独立パラメータとなり, この影響傾向が伝熱面によって逆転することを見いだし, 流動管壁および床内埋設伝熱管群のそれぞれに対して整理式を提案した. 前者⁽⁴⁾ については 3 種類の流動管と 10 種類の粒子を用いた実験データを再現でき, さらに均質混合する 2 種類の混合粒子の実験データをも再現することができた. また, 後者⁽⁵⁾ については床内に埋設された 5 種類の水平管群と 4 種類の粒子を用いた実験データを再現した. しかしながら後者で用いられた管群は千鳥配列のみであり, 熱伝達率整理式の適用範囲もこの管配列に限定される.

ところで単相流を扱う熱交換器では伝熱管の配列方法として一般に千鳥配列が採用され, 基盤目配列は好まれない. その理由は基盤目配列管群の熱伝達率が千鳥配列よりも劣るうえに, その予測が困難⁽⁶⁾⁻⁽⁸⁾ なことと思われる. そこで本報では第 1 報⁽⁵⁾ に引き続いて液相流動床中に水平に埋設された基盤目配列管群, および基本的管配列として単一管, 横一列管群, 縦一

* 原稿受付 2008 年 3 月 21 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).^{*2} 高砂熱学工業(株)大阪支店 (〒530-0013 大阪市北区茶屋町 19-19).^{*3} 高砂熱学工業(株)広島支店 (〒730-0011 広島市中区基町 13-7).^{*4} 福北興業(株) (〒811-2304 福岡県粕屋郡粕屋町大字仲原 2760-1).^{*5} グローリー(株) (〒670-8567 姫路市下手野 1-3-1).

E-mail: khshzm@cc.it-hiroshima.ac.jp

列管群についての実験を行い、これら管配列における熱伝達率を千鳥配列と比較する。管配列は合計 12 種類、管直径は 2 種類、供試粒子は合計 7 種類である。

記 号

- Ar : アルキメデス数 $= \rho_L(\rho_p - \rho_L)gd_p^3/\mu_L^2$
 B : 流路の奥行き (伝熱管の管軸方向の長さ)
 D : 管の直径
 d_p : 粒子の直径
 Ga : ガリレイ数 $= gd_p^3/\nu_L^2$
 g : 重力の加速度
 N_L : 流れ方向の管配列段数
 N_T : 流れ直角方向の管配列段数
 Nu_D : ヌッセルト数 $= aD/\lambda_L$
 Nu_p : 粒子ヌッセルト数 $= ad_p/\lambda_L$
 $Nu_{p,\theta}$: 局所ヌッセルト数 $= a_\theta d_p/\lambda_L$
 Pr_L : 液温度に対するプラントル数
 P_L : 流れ方向の管配列ピッチ
 P_T : 流れ直角方向の管配列ピッチ
 Re_D : レイノルズ数 $= u_a D/\nu_L$
 Re_p : 粒子レイノルズ数 $= u_a d_p/\nu_L$
 u_a : 管群内での平均液流速 $= u_L/(1-\phi)$
 u_L : 管群も粒子もないとしたときの見掛けの液流速
 W : 流路の幅
 α : 周方向の平均熱伝達率
 α_θ : 周方向の位置 θ における局所熱伝達率
 ϵ : ボイド率 (管群内での液の体積割合)
 θ : 周方向の位置 (前方よどみ点を 0° とする)
 λ_L : 液の熱伝導率
 μ_L : 液の粘性係数
 ν_L : 液の動粘性係数
 ρ_L : 液の密度
 ρ_p : 粒子の密度
 ϕ : 流路閉そく率

2. 実 験

図 1 に実験装置を示す。これは第 1 報で使用した実験装置においてテストセクションのみを変更したものである。タンク (1) にためられた常温常圧の水はポンプ (2) により流量計 (3)、流量調節弁 (4)、分散部 (5) を経て試験流路 (6) に送り込まれる。分散部には直径 5 mm のセラミック球が充てんされている。奥行き $B=100$ mm $\times$ 幅 W の矩形的試験流路にはテストセクション (7) が設置されて、その中央部には熱伝達率測定管 (8) が位置している。試

1: Water tank 2: Pump 3: Flowmeter 4: Control valve
5: Distribution section 6: Test channel 7: Test section
8: Measuring tube 9: Buffer section

Fig. 1 Experimental apparatus

(a) Single tube
(b) Transversal single tube row
(c) Longitudinal single tube row
(d) In-line arranged tube bundle

Fig. 2 Schematic diagram of test section

験流路を通過した水はバッファ部 (9) を経てタンクに戻る。

図 2 にテストセクションの概略を示す。図 2 (a) ~ (d) の各管配列の中央管は熱伝達率測定管で、他は同直径の非発熱アクリルパイプである。熱伝達率測定管は発熱部長さ 100 mm (試験流路の奥行き B と同一寸法)、直径 $D=12$ mm または 25 mm の等熱流束カートリッジヒータで、厚さ 1.2 mm のステンレス鋼製シース材の表面の周方向 8 箇所に T 形熱電対を埋め込んだものである。

表 1 にテストセクションの管配列とその管配列記号を、表 2 に供試粒子と粒子番号をまとめて示す。

Table 1 Configuration of test section

Arrangement	Test section	D [mm]	P_T [mm]	P_L [mm]	N_T	N_L	W [mm]
Single tube	S-D12	12	—	—	1	1	100
	S-D25	25	—	—	1	1	
Transversal	T-D12-20	12	20	—	5	1	
	T-D25-31	25	31	—	3	1	
	T-D25-35		35	—	3	1	
Longitudinal	L-D12-20	12	—	20	1	5	
	L-D25-31	25	—	31	1	3	
	L-D25-35		—	35	1	3	
Tube bundle	B-D12-20	12	20	20	5	5	
	B-D12-28		28	28	3	5	84
	B-D12-33		33	33	3	5	100
	B-D25-35	25	35	35	3	3	

Table 2 Tested particles

Particle number	Material	Density ρ_p [kg/m ³]	Diameter d_p [mm]
Pno.51	Glass	2530	2.19
Pno.52			2.69
Pno.53			4.95
Pno.54			5.98
Pno.61	Ceramics	3700	2.10
Pno.62			3.15
Pno.63			4.02

3. 平均熱伝達率の結果

実験による周方向の平均熱伝達率 α は次式により算出した。

$$\alpha = \frac{Q/\pi DB}{T_{w,m} - T_L} \dots\dots\dots (1)$$

ここで Q は熱伝達率測定管（カートリッジヒータ）への電気入力、 D は管直径、 B は熱伝達率測定管の発熱部長さ、 $T_{w,m}$ は 8 箇所の熱電対による測定温度に熱伝導方程式を用いて算出した熱伝達率測定管の平均表面温度、 T_L はテストセクションの上下で測定した水温の平均値である。流動床の実験ではこの平均水温を床温度とした。

3・1 液単相流の平均熱伝達率の結果 測定値の妥当性を検証するために試験流路に粒子を充てんしない液単相流実験を行った。液単相流の周方向平均熱伝達率に対しては Gnielinski の計算方法⁽⁹⁾⁽¹⁰⁾（付録 A に記載）が知られている。図 3 は実験結果とこの方法との比較を示したもので、横軸は管群内での平均液流速 u_a （付録 A を参照）を代表速度、管直径 D を代表長さ

とするレイノルズ数 Re_D 、縦軸は管直径 D を代表長さとするヌセルト数 Nu_D である。図 3(a), (b) は単一管の結果、(c) は横一列管群の結果、(d)～(g) は基盤目配列の結果で、いずれの管配列においても図中に実線で示す Gnielinski の方法と $\pm 20\%$ で一致している。なお、縦一列管群については広く用いられている計算方法が見当たらないので妥当性検証の実験は行っていない。

3・2 流動床の平均熱伝達率の結果 流動床の実験結果は第 1 報⁽⁵⁾ の計算方法（付録 B に記載）と比較した。図 4～7（各図の最下図を除く）において、横軸は管群内での平均液流速 u_a を代表速度、粒子直径 d_p を代表長さとする粒子レイノルズ数 Re_p 、縦軸は粒子直径 d_p を代表長さとする粒子ヌセルト数 Nu_p である。図 4～7 中（各図の最下図を除く）の実線は計算値である。計算の最小流速は流動開始流速 $u_{mf}^{(11)}$ （付録 C に記載）としたが、この値は目視観察による流動開始とほぼ一致していた。

3・2・1 単一管 図 4 に結果を示す。図 4(a), (b) は各管直径についての結果である。図 4(c) は横軸に実験値 $Nu_{p,exp}$ を、縦軸に計算値 $Nu_{p,cal}$ をとって両者を比較したもので、ほとんどすべての実験点が計算値と $\pm 25\%$ で再現されている。なお、第 1 報の計算方法は伝熱管直径 $D=25$ mm のデータに基づいて作成され、 $D=10$ mm のデータについても適用できることが確認されているが、今回の実験により $D=12$ mm についても適用できることが再確認された [図 4(a)]。

3・2・2 横一列管群 図 5 に結果を示す。図 5(a)～(c) は各管配列についての結果、(d) は実験値と計算値との比較であり、ほとんどすべての実験点

Fig. 3 Results of liquid single-phase flow

が計算値と±25%で再現されている。

3・2・3 縦一列管群 図6に結果を示す。図6(a)～(c)は各管配列についての結果、(d)は実験値と計算値との比較であり、ほとんどすべての実験点が計算値と±25%で再現されている。なお、液单相流の縦一列管群の熱伝達率に対しては広く用いられている計算方法が見当たらないので、ここでは参考として単一管に対する計算値(右上がりの実線、付録Aを参照)を示している。

Fig. 4 Results of single tubes

3・2・4 基盤目配列管群 図7に結果を示す。図7(a)～(d)は各管配列についての結果、(e)は実験値と計算値との比較であり、すべての実験点が計算値と±25%で再現されている。

4. 局所熱伝達率の結果

流動床の実験による局所熱伝達率 α_θ は次式により算出した。

$$\alpha_\theta = \frac{Q/\pi DB}{T_{w,\theta} - T_L} \dots\dots\dots (2)$$

ここで $T_{w,\theta}$ は周方向各位置(前方よどみ点を 0° とする)の熱電対による測定温度に熱伝導方程式を用いて算出した熱伝達率測定管の局所表面温度である。

図8(a)～(d)は基盤目配列の局所熱伝達率 α_θ を平均熱伝達率 α に対する比の形($Nu_{p,\theta}/Nu_p$)で示したもので、流動床の平均熱伝達率が液流速に対して最大となるボイド率 $\varepsilon \approx 0.7$ についての値である。

図8(e)は第1報における千鳥配列の結果(ボイド率 $\varepsilon \approx 0.7$)で、局所熱伝達率分布の傾向は粒子の種類

Fig. 5 Results of transversal single tube rows

にほとんど依存しないが、ここでは粒子 Pno. 61 の結果を示している。また、管配列ピッチの影響については $P_T/D \geq 1.4$ ではほぼ同じ傾向を示している。しかし、配管ピッチ $P_T/D = 1.2$ [図 8(e) 中の◎印] になると傾向は大きく変わってくるが、にもかかわらず平均熱伝達率は $P_T/D \geq 1.4$ と一致した、つまり同一の整理式が適用できた。

基盤目配列の結果 [図 8(a)~(c)] をみると、管の下方 (0°) で熱伝達率が最大となり、上方 (180°) で最小となる傾向は千鳥配列 [図 8(e)] と同じであるが、粒子の動きはまったく異なる。基盤目配列では同一線上にある上段管との空間で一对の渦が発生し、周囲を

Fig. 6 Results of longitudinal single tube rows

流動する粒子を巻き込む。この渦に伴って流動する粒子が管の下方 (0°) で熱伝達率を増加させる一方、上方 (180°) ではここに粒子が滞留してほとんど動かず熱伝達率を減少させる。管配列ピッチが $P_T/D = 1.40$ [図 8(d)] になると局所熱伝達率分布の傾向は大きく変わる。ここでは一对の渦には粒子の巻き込みがみられなくなり、ほとんど液のみの再循環流が観察される。このため局所熱伝達率は管の下方 (0°) でも減少する。しかしながら平均熱伝達率については、千鳥配列の場合と同じく、局所熱伝達率分布の傾向が大きく変化しても $P_T/D \geq 1.67$ と一致した。なお、局所熱伝達率と平均熱伝達率の関係については付録 D を参照さ

Fig. 7 Results of in-line arranged tube bundles

りたい。

5. 結 言

第1報⁽⁵⁾において千鳥配列管群の実験データに基づいて作成した熱伝達率の計算方法が他の管配列(単

Fig. 8 Local heat transfer coefficient around tubes

一管, 横一列管群, 縦一列管群, 基盤目配列管群)にも適用できることが明らかになった。つまり, 管配列方法と粒子直径との相互関係による終端流速やボイド率の変化を考慮すれば, 粒子の動きや局所熱伝達率分布が大きく変わっても管群内での平均液流速を用いればこれらすべての管群における平均熱伝達率は一致する, という結果になった。

単相流を扱う熱交換器では基盤目配列は熱伝達率が劣るうえにその予測が困難なことから好まれない。これに対して液相流動床では基盤目配列の平均熱伝達率

が千鳥配列と同一であり、同一の計算方法により予測できることがわかった。しかしながら基盤目配列では粒子の動きが千鳥配列とはまったく異っており、熱伝達率は同一であっても耐汚れ性の面で違いが生じる可能性がある。実際の熱交換器への応用に際しては伝熱管表面での耐汚れ性の研究が必要になろう。

【付録：熱伝達率等の計算方法】

付録 A 液単相の流れに垂直におかれた単一管および管群の熱伝達率に対する Gnielinski⁽⁹⁾⁽¹⁰⁾の方法

ヌッセルト数 Nu_l :

$$\begin{aligned} Nu_l &= \frac{al}{\lambda_L} \\ &= [0.3 + (Nu_{l,lam}^2 + Nu_{l,turb}^2)^{1/2}] \left(\frac{Pr_L}{Pr_w} \right)^{0.25} F \\ Nu_{l,lam} &= 0.664 Re_l^{1/2} Pr_L^{1/3} \\ Nu_{l,turb} &= \frac{0.037 Re_l^{0.8} Pr_L}{1 + 2.443 Re_l^{-0.1} (Pr_L^{2/3} - 1)} \end{aligned} \quad (3)$$

Pr_L と Pr_w は液および伝熱管表面温度に対するプラントル数。

$$\text{代表長さ } l : l = \frac{\pi D}{2} \quad (4)$$

$$\text{レイノルズ数 } Re_l : Re_l = \frac{u_a l}{\nu_L} \quad (5)$$

$$\text{平均液流速 } u_a : u_a = \frac{u_L}{1 - \phi} \quad (6)$$

流路閉そく率 ϕ :

$$\text{単一管 } \phi = \frac{\pi D}{4W} \quad (7)$$

$$\text{横一列および基盤目配列 } \phi = \frac{\pi D}{4P_T} \quad (8)$$

基盤目配列に対する管群補正係数 F :

$$\begin{aligned} F &= \frac{1 + (N_L - 1)f}{N_L} \\ f &= 1 + \frac{0.7}{(1 - \phi)^{1.5}} \frac{P_L/P_T - 0.3}{(P_L/P_T + 0.7)^2} \end{aligned} \quad (9)$$

付録 B 液相流動床中に水平に埋設された千鳥配列管群の熱伝達率に対する第1報⁽⁵⁾の方法

粒子ヌッセルト数 Nu_p :

$$\begin{aligned} Nu_p &= 1.05 Re_l^{0.44} Pr_L^{1/3} Ga^{1/6} \\ &\times [(1 - \varepsilon_m)^{0.56} \varepsilon_m^{0.44} n] \left(\frac{D}{l_c} \right)^{-1/4} \end{aligned} \quad (10)$$

終端流速レイノルズ数 Re_t :

$$\frac{Re_t}{Re_{t\infty}} = 1 - (d_p/D_e)^{0.625} \quad (11)$$

広い空間における単一粒子の終端流速レイノルズ数 $Re_{t\infty}$ は Hartman ら⁽¹²⁾による。

$$\text{水力等価直径 } D_e : D_e = \frac{2}{\frac{1}{B} + \frac{1}{W(1-\phi)}} \quad (12)$$

$$\text{流路閉そく率 } \phi : \phi = \frac{\pi D^2 N_{\text{Total}}}{4 W L_T} \quad (13)$$

L_T は最下段伝熱管下部から最上段伝熱管上部までの高さ、 N_{Total} は高さ L_T に存在する全伝熱管本数。

補正ボイド率 ε_m :

$$\begin{aligned} \varepsilon_m^m &= \varepsilon^{-m} + 1 \\ m &= 5[1 + 2(d_p/D_e)] \end{aligned} \quad (14)$$

$$\text{ボイド率 } \varepsilon : \frac{Re_p}{Re_t} = \varepsilon^n \quad (15)$$

Richardson-Zaki の指数 n :

$$\begin{aligned} \frac{n}{n_\infty} &= 1 - 0.75(d_p/D_e) \\ \frac{4.8 - n_\infty}{n_\infty - 2.4} &= 0.043 A r^{0.57} \end{aligned} \quad (16)$$

$$\text{特性長さ } l_c : l_c = \left(\frac{\nu_L^2}{g} \right)^{1/3} \quad (17)$$

以上より算出される流動床の熱伝達率が付録 A による液単相流の熱伝達率を下回るときには液単相流と見なす。

なお、流路閉そく率 ϕ については、式(13)において単一管と横一列管群では $L_T = D$ 、基盤目配列で $P_L/D = 1$ (密着) のときには $L_T = D \times N_L$ 、 $N_{\text{Total}} = N_T \times N_L$ であるから、大管群での $W \cong P_T \times N_T$ を用いれば、式(13)は式(7)または式(8)と一致する。

付録 C 流動開始流速に対する橋詰ら⁽¹¹⁾の方法

流動開始流速 u_{mf} :

$$\begin{aligned} Re_{mf} &= \frac{u_{mf} d_p}{\nu_L} = [C_1^2 + C_2 A r^{0.5} - C_1] \\ C_1 &= \frac{300}{7} (1 - \varepsilon_{mf}) \\ C_2 &= \frac{\varepsilon_{mf}^3}{1.75} \end{aligned} \quad (18)$$

静止床のボイド率 ε_{mf} :

$$\varepsilon_{mf} = 0.46 + 0.03 \log(d_p/D_e) \quad (19)$$

水力等価直径 D_e は式(12)による。

付録 D 局所熱伝達率と平均熱伝達率の関係

式(1)における平均表面温度 $T_{w,m}$ は局所表面温度 $T_{w,\theta}$ より

$$T_{w,m} = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} T_{w,\theta} d\theta \quad (20)$$

として算出される。これを平均熱伝達率 α の定義式(1)に代入し、局所熱伝達率 α_θ の定義式(2)を用いれば

$$\alpha = \frac{2\pi}{\int_0^{2\pi} \frac{1}{\alpha_\theta} d\theta} \quad (21)$$

となり、平均熱伝達率は局所熱伝達率の調和平均にな

る。図8では管の半周の値を示しているので、各管配列について縦軸の値 ($Nu_{p,\theta}/Nu_p$) を全周にわたって調和平均すればその値は1になる。

文 献

- (1) Hashizume, K., *Liquid-Fluidized Bed* (in Japanese), (2000), p. 131, IPC.
- (2) Haid, M., Martin, H. and Steinhagen, H. M., Heat Transfer to Liquid-Solid Fluidized Beds, *Chemical Engineering and Processing*, Vol. 33 (1994), pp. 211-225.
- (3) Haid, M., Correlations for the Prediction of Heat Transfer to Liquid-Solid Fluidized Beds, *Chemical Engineering and Processing*, Vol. 36 (1997), pp. 143-147.
- (4) Hashizume, K., Tokutome, A. and Matsue, T., Heat Transfer Characteristics of Liquid-Fluidized Beds Using Homogeneously-Mixable Particle Mixtures in Fluidizing Column, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series B*, Vol. 68, No. 671 (2002), pp. 2098-2105.
- (5) Hashizume, K. and Shirai, A., Heat Transfer on Tube Bundles Embedded Horizontally in a Liquid-Fluidized Bed, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series B*, Vol. 70, No. 696 (2004), pp. 2110-2116.
- (6) Yang, X. and Bell, K. J., Row Number Effect of Heat Transfer on Inline Bank with Finned Tubes, *AIChE Symposium Series*, Vol. 89, No. 295 (1993), pp. 285-292.
- (7) Hashizume, K., A Provisional Heat Transfer Correlation for High-Finned Tubes in Inline Arrangement, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series B*, Vol. 72, No. 714 (2006), pp. 556-559.
- (8) Hashizume, K., Heat Transfer in High-Finned Tube Heat Exchangers, Part-3, *Science of Machine*, Vol. 56, No. 8 (2004), pp. 885-889.
- (9) Gnielinski, V., Heat Transfer around Single Tubes, Wires and Cylinders in Cross Flow, *VDI-Heatatlas* (in German), 9. Auflage, (2002), p. Gf 1, Springer.
- (10) Gnielinski, V., Heat Transfer around Single Tube Rows and Tube Banks in Cross Flow, *VDI-Heatatlas* (in German), 9. Auflage, (2002), p. Gg 1, Springer.
- (11) Hashizume, K. and Matsue, T., Effect of Wall on Void Fraction of Liquid-Fluidized Beds, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series B*, Vol. 63, No. 612 (1997), pp. 2797-2802.
- (12) Hartman, M., Havlin, V., Trnka, O. and Carsky, M., Predicting the Free-Fall Velocities of Spheres, *Chemical Engineering Science*, Vol. 44, No. 8 (1989), pp. 1743-1745.