

粒子層을 이용한 熱交換器 開發에 관한 研究 (IV)
- 固定層 熱交換器의 傳熱特性에 대한 實驗的 研究
 Development of a Particle Bed Heat Exchanger (IV) - An Experimental
 Study on Heat Transfer Characteristics of Fixed Bed Heat Exchanger

梁 漢 柱* 徐 正 閔**
 H. J. Yang, J. Y. Seo

ABSTRACT

In this study, heat transfer characteristics of vertical annular fixed bed with air flowing through were experimentally investigated.

The experiments were conducted for cases where heat was transferred under steady state conditions from an immersed cylindrical heater to the surrounding fixed bed of steel balls.

Based on the experimental data, the optimum conditions for heat transfer augmentation have been determined and shown in empirical forms. For the same power loss, comparison of heat transfer effect between the fixed bed and single phase forced convection device indicates that both miniaturization of heat exchange device and heat transfer augmentation at low flow velocity are possible by application of the fixed bed to heat exchangers.

The present results could provide a useful design information for the heat exchangers where fixed beds are used.

記 號 說 明

A_w : Wall surface area of heater [m²]
 D_e : Effective diameter (= $D_o - D_i$) [m]
 D_i : Diameter of heater [m]
 D_o : Diameter of bed [m]
 D_p : Diameter of particle [m]
 E_l : Power loss based on pressure drop
 [W/m²]
 h_z : Local heat transfer coefficient [W/m²·K]

h_{ave} : Average heat transfer coefficient
 [W/m²·K]
 I : Electric current [ampere]
 K_g : Thermal conductivity of air [W/m·K]
 L : Length of heater [m]
 ΔP : Pressure drop in fixed beds [N/m²]
 q : Heat flux [W/m²]
 T_{bz} : Local bulk temperature in particle bed
 [K]
 T_{wz} : Local wall temperature of heater [K]
 U_m : Superficial velocity of air in fixed bed

* 東洋工業專門大學 機械工學科 副教授

** 仁荷大學校 機械工學科 教授

[m/s]

V : Voltage [volt]

Nu : Nusselt number [-]

Re : Reynolds number [-]

μ : Viscosity of air [kg/m·s]

ρ : Density of air [kg/m³]

1. 緒 論

固定層의 工業的 應用範圍는 化學反應爐, 乾燥裝置, 蓄熱槽, 熱交換器 등 매우 廣範圍하며 이들은 모두 熱에너지 傳達와 關聯된다. 이것은 固定層을 각종 熱에너지 傳達裝置에 이용함으로써 傳熱面積增大 및 亂流擴散效果 등으로 인하여 높은 傳熱效果를 얻을 수 있기 때문이며 특히 固定層을 熱交換器에 應用함에 있어서는 溫度差가 작은 熱交換器에 유용한 것으로 알려져 있다.¹⁾

固定層을 熱交換目的으로 이용하기 위해서는 固定層內에서의 熱傳達特性이 究明되어야 하는데 固定層內에서의 熱傳達特性은 粒子크기, 배드크기, 流速 등 많은 因子가 影響을 미치며 傳熱機構가 複雜하므로 理論的 解析이 困難하여 주로 實驗的 研究 結果에 依存하게 된다. 따라서 從來에 많은 研究者들이 이 分野의 研究結果를 發表한 바 있으나 實驗條件 및 目的에 따라 서로 다른 研究結果를 제시하고 있으며,²⁾ 固定層을 熱交換器에 應用할 目的으로 研究된 結果는 最近에 몇편 발표되었을 뿐이고³⁻⁵⁾ 熱交換器의 傳熱性能에 미치는 粒子크기, 배드크기 및 流速의 影響이 구체적으로 提示된 것이 없다.

또한 固定層을 空氣冷却 熱交換器에 應用함에 있어서는 層內를 通過하는 空氣의 壓力損失이 비교적 크다는 점이 문제가 된다. 熱交換器에 있어서 壓力損失은 入力에너지의 增加로 인한 運轉經費의 增大로 生産原價上昇의 原因이 되므로 固定層 熱交換器를 設計하는데는 壓力損失을 고려한 傳熱性能을 評價하기 위한 資料가 必要하며 이러한 設計資料를 얻기 위해서는 傳熱面과 固定層 사이의 總括熱傳達係數와 壓力損失에 대한 關係가 究明되어야 할

것이다.

따라서 本 研究에서는 각종 因子가 固定層內의 熱傳達特性에 미치는 影響을 實驗的으로 究明하여 最大熱傳達效果를 얻을 수 있는 條件 및 熱傳達特性에 대한 實驗式을 提示하고 동일한 實驗條件에서 熱傳達特性과 壓力損失의 關係를 直接 얻어냄으로써 固定層型 熱交換器의 傳熱性能을 效果의으로 評價하여 보다 實用的인 設計資料를 提示하고자 한다.

2. 實驗裝置 및 實驗方法

2.1 實驗裝置

Fig.1은 本 實驗에 사용된 實驗裝置의 概略圖이다.

이 裝置에서 送風機 入口쪽에는 空氣濾過器 (air filter) ①을 設置하였고 送風機 (blower) ②의 容量은 13m³/min × 300mmAq이다. ③은 送風流量調節用 밸브 (discharge valve) 이고 流量을 測定하기 위하여 오리피스 ⑥을 設置하였다. 오리피스는 $\phi 14$ mm로 製作하여 float type flow meter (Schutte & koerting Co., M66-50637 U. S. A.)로 補正하였다. ④와 ⑤는 각각 오리피스에 流入하는 空氣의 壓力 및 溫度測定位置이고 ⑦, ⑧은 液柱計이다. 空氣의 密度는 ④와 ⑤에서 測定된 空氣의 壓力과 溫度에 의해서 計算되고, 이 密度를 流量計算에 이용한다. ⑨는 固定層 (fixed bed) ⑩에 流入하는 空氣流動을 整流하기 위하여 設置한 空氣室 (air chamber)이다. ⑪는 固定層內에서 空氣의 壓力降下를 測定하기 위한 液柱計이며, ⑫, ⑬, ⑭는 固定層內에 插入된 加熱器에 供給되는 電力을 調整하기 위하여 사용한 電流計, 電壓調節器, 電壓計이다. 또한 測定된 溫度는 Data Logger (Fluke 2240C, U. S. A.) ⑮에 의해서 記錄된다.

Fig.2는 環狀固定層 熱交換器의 詳細圖이다.

배드 ①은 베크라이트로 製作하였으며 熱電對의 挿入口는 空氣流動方向에 따라 15[mm] 間隔으로 設置되어 있다. ②는 固定層內에서의 壓力損失을 測定하기 위한 液柱計 連結口 이고 ③은 層內에 流入하는 空氣의 溫度를 測

定하기 위한 熱電對 挿入口이다. ④는 充填粒子를 支持하기 위한 金屬網이고, ⑥, ⑦, ⑧은 각각 베드를 組立하기 위한 플랜지, 볼트, 너트이며 組立時에는 베드의 氣密을 維持하기 위하여 가스켓 ⑤를 사용하였다. ⑨는 固定層內에 挿入된 棒形加熱器(250W×120V, $\phi 10 \times 90$ L)이며 이 表面에는 表面溫度를 測定하기 위한 熱電對가 空氣流動方向에 따라 15[mm] 간격으로 溶着되어 있다. ⑩은 半徑方向으로

의 熱電對 挿入位置를 나타내며 그 設置間隔은 Table 1과 같다. 또한 本 實驗에서 사용된 熱電對는 C-C 熱電對($\phi 70 \mu\text{m}$)이며 베드는 直徑이 각각 50[mm], 60[mm], 70[mm], 80[mm]인 4種類를 사용하였다.

Table 1. Interval of thermocouple insert in annular fixed bed

bed dia[mm]	50	60	70	80
interval of thermocouple[mm]	4	5	6	7

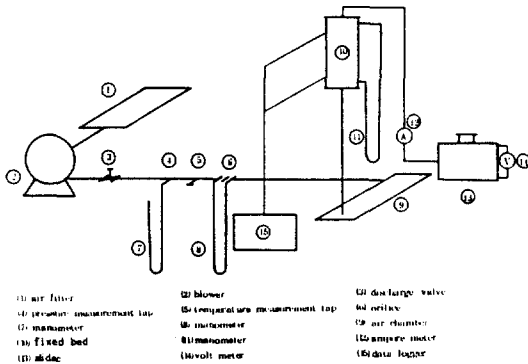


Fig.1 Schematic diagram of experimental apparatus

2.2 實驗方法 및 實驗範圍

(1) 實驗方法

Fig.1의 實驗裝置에서 熱傳達實驗用 베드(Fig.2)를 組立하고 베드의 중심에 棒形加熱器를 同心圓이 되도록 設置하여 環狀空間에 鋼球를 充填하였다. 加熱器의 表面에는 軸方向으로 15[mm]마다 熱電對가 溶着되어 있고 7層으로 된 베드의 各層 사이에 半徑方向으로 6個의 熱電對를 Table 1의 間隔으로 層內에 挿入하였다. 加熱器의 長이는 6層의 높이[90 mm]에 해당하며 베드內에 粒子를 加熱器 보다 1層 더 높게 充填한 것은 베드 出口에서의 大氣에 의한 冷却效果⁶⁾로 생기는 層內의 溫度降下를 없애기 위해서이다. 베드內에 挿入된 42個의 熱電對와 加熱器에 溶着된 6個 및 베드入口(Fig.2, ③)와 오리피스入口(Fig.1, ⑤)에 挿入된 2개의 熱電對 등 總 50個의 熱電對를 Data Logger(Fig.1, ⑮)에 連結한다. 베드의 組立과 熱電對의 連結이 完了되면 Fig. 2의 ②에 壓力 測定用 液柱計(Fig.1, ⑪)를 連結하고 送風機를 稼動한다. 流量調節 밸브로 一定한 流量이 되도록 調節한 後 加熱器를 通電加熱하였으며 一定 熱流速 條件을 維持하기 위하여 電壓調節器, 電壓計, 電流計를 사용하여 70V의 一定電壓으로 維持하였다. 加熱器를 通電加熱한 後 層內의 溫度分布를 Data Logger에 의해서 5분 간격으로 記錄하였으며 各 位置에서 時間이 經過함에 따른 溫度變化가 0.2[°C]以內 일때를 定常狀態 溫度分布

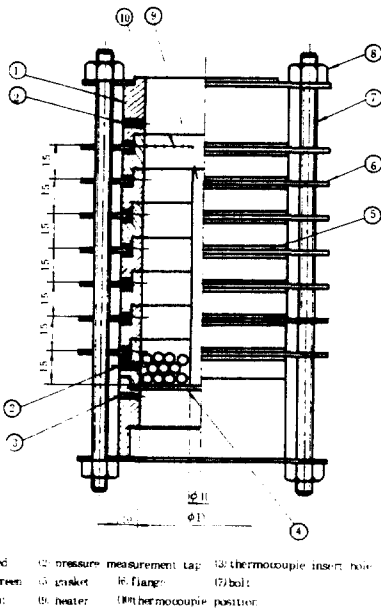


Fig.2 Detail of annular fixed bed for heat transfer experiment

Table 2. Scope of heat transfer experiment

dia of bed [mm] \ dia of particle [mm]	50 (40)	60 (50)	70 (60)	80 (70)	moss flow rate [kg/min]
1.5	○	○			
2.5	○	○	○		
3.96	○	○	○	○	
4.75	○	○	○	○	
5.95	○	○	○	○	
7.15	○	○	○	○	

에 到達한 것으로 看做하였다.

이와 같은 방법으로 流量, 粒子直徑, 베드直徑을 變化시키면서 定常狀態溫度 分布 및 壓力損失을 구하였다.

(2) 實驗範圍

實驗은 充填粒子(鋼球)의 크기를 6種類로 하고 베드의 크기를 4種類로 하여 각 固定層에 대해 6~8회의 流量變化를 시키면서 실시하였다. 本 實驗範圍를 要約하면 Table 2와 같으며 ○표를 한 粒子에 대해서 實驗하였다.

3. 實驗結果 및 考察

3.1 熱傳達係數

3.1.1 熱傳達係數의 計算

(1) 熱流束

加熱器 表面에서의 熱流束은 一定하므로 다음과 같이 計算할 수 있다.

$$q = \frac{I \cdot V}{A_w} = \frac{I \cdot V}{\pi D_i L} \dots\dots\dots (1)$$

(2) 局部熱傳達係數

局部熱傳達係數는 加熱器의 表面溫度 T_{wz} 와 固定層內의 混合平均溫度 T_{bz} 에 의해서 다음과 같이 計算된다.

$$h_z = \frac{q}{T_{wz} - T_{bz}} \dots\dots\dots (2)$$

(3) 平均熱傳達係數

平均熱傳達係數는 局部熱傳達係數의 軸方向(z)分布를 積分하여 다음과 같이 計算한다.

$$h_{ave} = \frac{1}{L} \int_0^L h_z dz \dots\dots\dots (3)$$

3.2 實驗結果의 整理 및 考察

3.2.1 流速의 影響

式 (3)에 의해 구한 平均熱傳達係數에 미치는 流速의 影響을 考察하기 위하여 다음과 같이 定義되는 平均 Nusselt數 \overline{Nu}_i 와 Reynolds數 Re_i 의 關係를 圖示하면 Fig. 3과 같다.

$$\overline{Nu}_i = \frac{h_{ave} \cdot D_i}{K_g} \dots\dots\dots (4)$$

$$Re_i = \frac{\rho \cdot U_m \cdot D_i}{\mu} \dots\dots\dots (5)$$

Fig. 3은 Bed 直徑 $D_0=50$ [mm]인 경우로서 Re_i 가 增加함에 따라 \overline{Nu}_i 가 增加하며 그 增加率은 모두 粒子크기에 대해 거의 同一한 傾向을 갖는다는 것을 알 수 있다. 이와 같은 傾向은 Bed 直徑 $D_0=60$ [mm], $D_0=70$ [mm], $D_0=80$ [mm]에서도 同一하게 나타나며, 결국 Re_i 의 增加, 즉 流速의 增加에 따른 熱傳達係

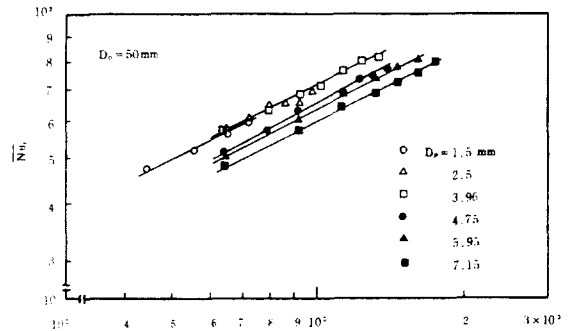


Fig. 3 Effect of flow velocity on average heat transfer coefficient, ($D_0=50$ mm)

數의 增加率은 모든 粒子크기와 Bed 크기에 있어서 거의 같다고 할 수 있다. 따라서 이들 關係로부터 \overline{Nu}_i 는 $Re_i^{0.493}$ 에 比例한다는 것을 알 수 있다.

3.2.2 粒子크기의 影響

粒子크기가 熱傳達係數에 미치는 影響을 調査하기 위하여 縱軸에 $\overline{Nu}_i \cdot Re_i^{-0.493}$ 을 취하고 橫軸에 D_p/D_i 를 취하여 이들 關係를 圖示한 것이 Fig.4이다.

이 結果에 의하면 $0.15 \leq D_p/D_i \leq 0.396$ 의 範圍에서는 D_p/D_i 가 變化하더라도 $\overline{Nu}_i \cdot Re_i^{-0.493}$ 값(ϕ_1)은 2.44로서 거의 同一한 값을 나타내고 D_p/D_i 가 0.396보다 커지면 $(D_p/D_i)^{-0.242}$ 에 比例하여 變化함을 알 수 있다. 결국 \overline{Nu}_i 에 미치는 粒子크기의 影響은 $0.15 \leq D_p/D_i \leq 0.396$ 의 範圍에서는 粒子크기의 影響이 거의 없으나 D_p/D_i 가 0.396보다 커지면 粒子直徑

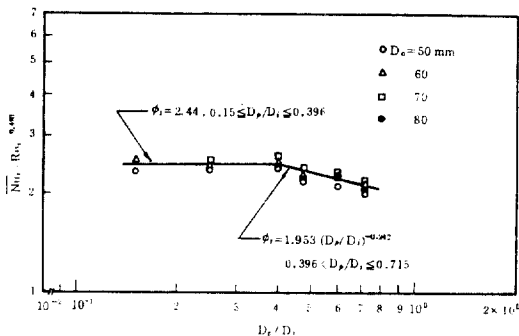


Fig. 4 Effect of particle size on heat transfer coefficient

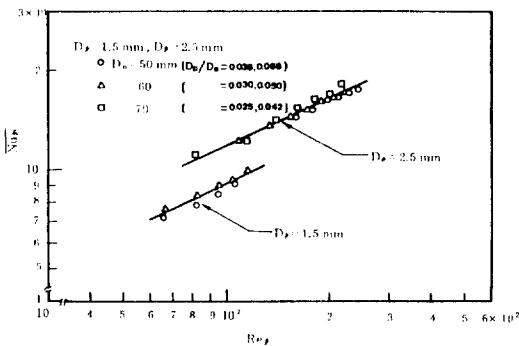


Fig. 5 Effect of bed size on heat transfer coefficient, ($D_p = 1.5\text{mm}$, $D_p = 2.5\text{mm}$)

이 增大함에 따라 \overline{Nu}_i 가 減少하는 것으로 要約된다. 따라서 本 實驗範圍內에서 粒子크기의 最適條件은 $0.15 \leq D_p/D_i \leq 0.396$ 이라고 할 수 있다.

3.2.3 Bed 크기의 影響

熱傳達係數에 미치는 Bed 크기의 影響을 考察하기 위하여 다음과 같이 定義되는 \overline{Nu}_p 와 Re_p 의 關係를 圖示하면 Fig.5~Fig.6과 같다.

$$\overline{Nu}_p = \frac{h_{ave} \cdot D_p}{K_g} \dots\dots\dots (6)$$

$$Re_p = \frac{\rho \cdot U_m \cdot D_p}{\mu} \dots\dots\dots (7)$$

Fig.5는 粒子直徑 $D_p = 1.5[\text{mm}]$, $D_p = 2.5[\text{mm}]$ 인 경우로서 各 粒子크기에 있어서 影響이 거의 없다는 것을 알 수 있다. 이와 같은 傾向은 粒子直徑 $D_p = 3.96[\text{mm}]$, $D_p = 4.75[\text{mm}]$, $D_p = 5.95[\text{mm}]$ ($D_p/D_e = 0.149, 0.119, 0.099, 0.085$)의 경우도 마찬가지였으나, Fig.6과 같이 $D_p = 7.15[\text{mm}]$ 의 경우는 Bed 直徑 $D_e = 50[\text{mm}]$ 인 경우가 다소 낮은 값을 나타내고 있다. 이것은 Bed 直徑에 비해 粒子直徑이 너무 커서 半徑方向으로의 流體混合에 의한 熱傳達效果가 低下하기 때문이라고 생각된다. 따라서 Bed 直徑이 熱傳達係數에 미치는 影響은 다음과 같이 要約할 수 있다.

$0.030 \leq D_p/D_e \leq 0.149$ ($D_e = D_0 - D_i$)의 範圍에서는 熱傳達係數가 Bed 크기에 影響을 받지 않지만 $D_p/D_e = 0.178$ 의 경우는 熱傳達係數가 低下하므로 本 實驗範圍에서 Bed 크기의 最適條件은 $0.030 \leq D_p/D_e \leq 0.149$ 이다.

3.2.4 平均熱傳達係數에 대한 無次元實驗式

Fig.5~Fig.6에 의하면 \overline{Nu}_p 는 Re_p 가 增加함에 따라 增大하고 그 增加率은 거의 同一하므로 모든 粒子크기 및 Bed 크기에 대하여 이들 關係를 구한 結果 \overline{Nu}_p 는 $Re_p^{-0.535}$ 에 比例한다는 것을 알 수 있었다. 따라서 縱軸에 $\overline{Nu}_p \cdot Re_p^{-0.535}$ 를 취하고 橫軸에 D_p/D_i 를 취하여 整理하면 Fig.7과 같다.

Fig.7에서 알 수 있는 바와 같이 $D_p/D_i = 0.396$ 을 起點으로 하여 그 變化傾向이 相異하며 이들 關係는 다음 式으로 表示된다.

$$Nu_p \cdot Re_p^{-0.535} = 1.927(D_p/D_i)^{0.487},$$

$$(0.15 \leq D_p/D_i \leq 0.396) \dots \dots \dots (8)$$

$$Nu_p \cdot Re_p^{-0.535} = 1.443(D_p/D_i)^{0.186},$$

$$(0.96 \leq D_p/D_i \leq 0.715) \dots \dots \dots (9)$$

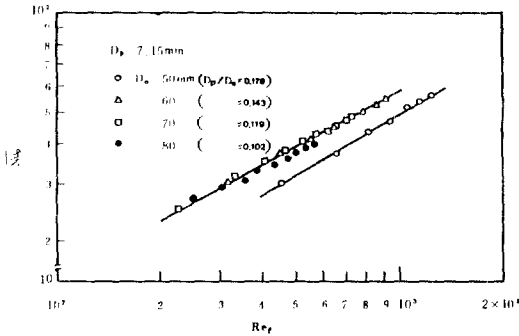


Fig. 6 Effect of bed size on heat transfer coefficient, ($D_p=7.15\text{mm}$)

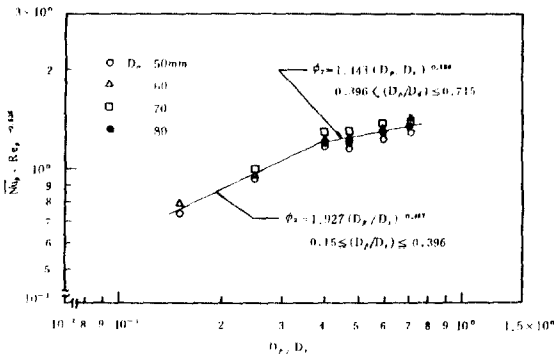


Fig. 7 Correlation of $Nu_p (Re_p)^{-0.535}$ and D_p/D_i

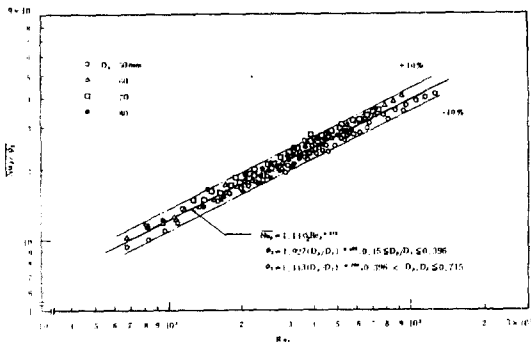


Fig. 8 Dimensionless correlation of average heat transfer coefficient

式(8) 및 式(9)의 右邊을 ϕ_2 로 놓고 縱軸에 Nu_p/ϕ_2 , 橫軸에 Re_p 를 취하여 整理한 結果는 Fig. 8과 같다.

여기서 모든 實驗值들은 다음과 같은 實驗式으로 定立되며 이 實驗式은 $\pm 10\%$ 의 範圍內에서 實驗值들을 만족한다.

$$Nu_p = 1.14 \cdot \phi_2 \cdot Re_p^{0.512}, \quad (70 \leq Re_p \leq 1,200)$$

$$\dots \dots \dots (10)$$

$$\phi_2 = 1.927(D_p/D_i)^{0.487},$$

$$(0.15 \leq D_p/D_i \leq 0.396)$$

$$\phi_2 = 1.443(D_p/D_i)^{0.186},$$

$$(0.396 < D_p/D_i \leq 0.715)$$

本 實驗式과 Kunii⁷⁾의 式 및 Achenbach⁶⁾의 式을 比較하면 Fig. 9와 같다.

이 그림에서 Kunii의 式은 軸方向으로 溫度勾配가 없는 環狀固定層에서 外筒內壁을 加熱面으로 할 때 內筒外壁에서의 熱傳達係數를 구한 경우이고 Achenbach의 式은 固定層內에 插入된 球形加熱面에서의 熱傳達係數를 구한 경우로서 固定粒子層內에 設置한 垂直加熱管에서의 熱傳達係數에 대한 本 實驗式的 結果는 Kunii의 式에 의한 結果보다는 다소 높고 Achenbach의 式에 의한 結果보다는 다소 낮은 값을 나타내지만 그 傾向은 Achenbach의 式에 接近한다.

3.2.5 壓力損失을 考慮한 熱傳達 性能의 評價

固定層을 實際로 熱交換器에 應用하기 위해서는 熱傳達係數 뿐만 아니라 壓力損失을 고려한 總括的인 熱傳達性能의 評價가 必要하다. 이것은 一般的으로 固定層內에서의 熱傳達係數가 單相強制對流의 경우보다 현저히 높은 반면에 固定層內에서의 壓力損失도 또한 增大하기 때문이다.

따라서 同一한 動力損失下에서의 熱傳達性能을 檢討하기 위하여 動力損失을 다음 式으로 구한다.

$$E_l = \Delta P \cdot U_m \dots \dots \dots (11)$$

式(11)에 의해 計算된 動力損失과 \overline{Nu}_i 의 關係는 각 베드크기에 대해서 圖示하면 Fig. 10 ~ Fig. 11과 같다.

Fig. 10은 베드直徑 $D_o=50[\text{mm}]$ 및 $D_o=$

60[mm]인 경우로서 同一한 動力損失條件下에서 粒子直徑이 작은 $D_p=1.5$ [mm], $D_p=2.5$ [mm]인 경우는 낮은 \overline{Nu}_i 값을 나타내고 있지만 $D_p=3.96\sim 7.15$ [mm]의 경우는 粒子크기에 관계없이 동일한 傾向을 보이고 있다. $D_p=1.5$ [mm], $D_p=2.5$ [mm]인 경우에 낮은 \overline{Nu}_i 값을 나타내는 것은 同一한 流速條件에서 粒子가 작을수록 熱傳達係數의 增加와 함께 壓力損失도 增加하게 되어 결국 壓力損失의 增加率이 熱傳達係數의 增加率보다 크기 때문이라고 생각된다. 또 $D_p=3.96\sim 7.15$ [mm]인 경우에는 粒子크기에 따른 熱傳達係數의 增加效果와 壓力損失의 增大效果가 서로 相殺되기 때문에 同一한 動力損失條件下에서는 거의 같은 \overline{Nu}_i 값을 나타내는 것으로 생각된다.

Fig. 11은 베드直徑 $D_0=70$ [mm] 및 $D_0=80$ [mm]인 경우로서 역시 $D_0=70$ [mm]에서 粒子直徑 $D_p=2.5$ [mm]인 경우는 다소 낮은 \overline{Nu}_i 값을 나타내고 있지만 $D_p=3.96\sim 7.15$ [mm]에 대해서는 두 베드 크기에 있어서 모두 동일한 變化傾向을 갖는다.

결국 同一한 動力損失條件下에서는 베드 크기에 관계없이 粒子直徑이 클때 즉 $D_p=3.96\sim 7.15$ [mm]일 때가 有利함을 알 수 있다.

前述한 바와 같이 壓力損失은 D_e/D_p 에 影響을 받으며 熱傳達係數는 D_p/D_i 에 影響을 받으므로 動力損失을 고려할 때의 粒子크기 및 베드 크기에 대한 最適條件은 $5.59 \leq D_e/D_p \leq 17.68$ 및 $0.396 \leq D_p/D_i \leq 0.715$ 로 提示된다.

Fig. 12는 上記 最適條件에 대한 結果를 綜

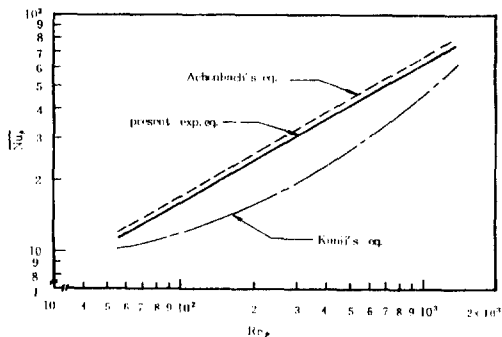


Fig. 9 Comparison of present experimental equation with previous equations

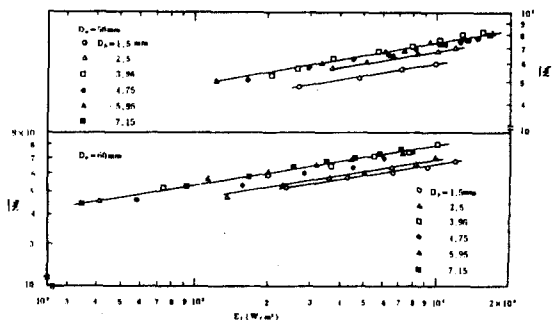


Fig. 10 Evaluation of heat transfer effect in fixed beds with various particle size ($D_0=50$ mm, $D_0=60$ mm)

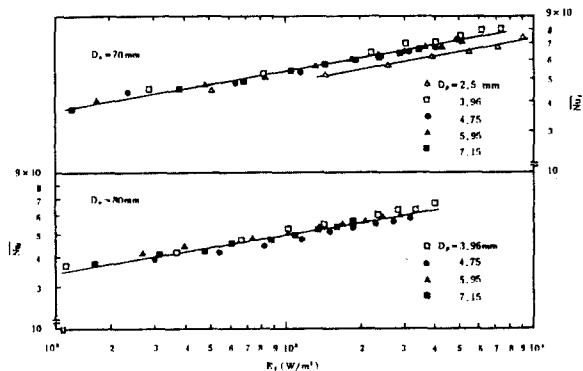


Fig. 11 Evaluation of heat transfer effect in fixed beds with various particle size ($D_0=70$ mm, $D_0=80$ mm)

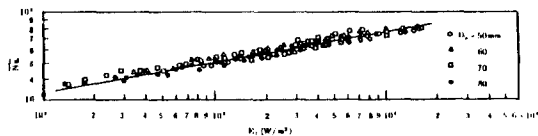


Fig. 12 Evaluation of heat transfer effect in fixed beds with various bed size

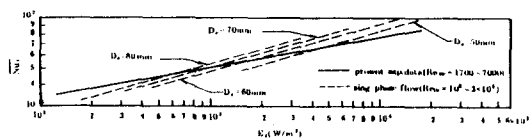


Fig. 13 Comparison of present experimental results fixed beds with previous results in single phase flow

습한 것이며 베드크기에 관계 없이 一定한 變化傾向을 나타내고 있다. 따라서 이 結果를 이용하여 單相強制對流의 경우와 熱傳達性能을 비교하기로 한다.

Fig. 13에서 本 實驗結果는 實線으로 또 單相強制對流의 경우는 點線으로 나타내었다. 單相強制對流에 대한 \overline{Nu}_i 값은 Kays⁸⁾의 環狀管에 대한 結果를 인용하여 本 實驗條件으로 換算하였고 環狀管에서의 壓力損失 ΔP 값은 다음 식을 적용하였다.

$$\Delta P = 2f\rho U_m^2 \frac{L}{D_e} \dots\dots\dots (12)$$

여기서 摩擦係數 f 는

$$f = 0.085 Re_{D_e} \dots\dots\dots (13)$$

그리고 Re_{D_e} 는 環狀管의 有效直徑 D_e 를 特性 길이로 하는 Reynolds 數이다. 그림에 表示한 바와 같이 本 實驗結果는 $Re_{D_e} = 1.700 \sim 7.000$ 의 範圍인데 비하여 單相強制對流의 경우는 $Re_{D_e} = 10^5 \sim 3 \times 10^5$ 의 範圍로서 本 實驗結果의 約 42~58배에 相當하는 Reynolds 數이다. 그런데도 本 實驗에서 얻은 \overline{Nu}_i 값은 모든 베드크기에 있어서 單相強制對流에 대한 \overline{Nu}_i 값과 거의 類似的한 값을 나타내고 있다. 결국 本 實驗結果에 相當하는 熱傳達效果를 單相強制對流에서 얻으려면 Reynolds 數를 約 42~58倍 增大시켜야 하며 이것은 裝置의 大型化 또는 流動의 高速化를 圖謀해야 한다는 것을 뜻한다.

따라서 固定層을 이용하면 傳熱裝置를 小型化 할 수 있고 또 낮은 流速에서도 높은 熱傳達效果를 기대할 수 있다.

4. 結 論

熱傳達促進方法으로서 有用한 것으로 알려진 固定層을 熱交換器에 應用할 目的으로 鋼球가 充填된 垂直型 環狀의 固定層에 대한 實驗에서 ①環狀固定層內에서 熱傳達係數, ②壓力損失과 熱傳達係數의 相關關係에 대해서 究명한 結果 다음과 같은 結論을 얻었다.

(1) 平均熱傳達係數

① 平均熱傳達係數는 流速이 增加함에 따라 增大하며 同一한 流速에서는 粒子크기가 $0.15 \leq D_p/D_i \leq 0.396$ 에서 最大値를 나타내고 $D_p/D_i > 0.396$ 에서는 점차 減少하는데 流速의 增加에 따른 增加率은 모든 粒子크기 및 베드크기에 있어서 거의 같은 값을 나타낸다.

② 平均熱傳達係數는 $0.030 \leq D_p/D_e \leq 0.149$ 의 範圍에서는 베드크기에 影響을 받지 않지만 $D_p/D_e = 0.178$ 인 경우는 減少하므로 最適 베드크기의 上限은 $0.149 \leq D_p/D_e \leq 0.178$ 의 範圍에 있다.

③ 平均熱傳達係數는 다음과 같은 無次元式으로 定立되며 $\pm 10\%$ 의 精度에서 實驗値를 만족한다.

$$Nu_p = 1.14 \cdot \phi_2 \cdot Re_p^{0.512}, \quad (70 \leq Re_p \leq 1,200)$$

$$\phi_2 = 1.917 (D_p/D_i)^{0.487}, \quad (0.15 \leq D_p/D_i \leq 0.396)$$

$$\phi_2 = 1.443 (D_p/D_i)^{0.186}, \quad (0.396 < D_p/D_i \leq 0.715)$$

(2) 壓力損失과 熱傳達係數의 關係

① 壓力損失을 고려한 熱傳達效果를 評價할 때 粒子크기 및 베드크기의 最適條件은 $5.59 \leq D_e/D_p \leq 17.68$ 및 $0.396 \leq D_p/D_i \leq 0.715$ 이다.

② 同一한 動力損失條件에서 固定層內에서의 熱傳達效果는 單相強制對流의 경우와 거의 동일한 傾向을 갖지만 Reynolds 數가 單相強制對流의 경우에 비하여 1/42~1/58에 相當하므로 固定層을 熱交換裝置에 應用할 경우 裝置를 小型化할 수 있고 낮은 流速에서도 높은 熱傳達效果를 얻을 수 있다.

後 記

이 論文은 1986年度 韓國學術振興財團 自由公募課題 學術研究助成費에 의해서 1989년까지 3個年間 研究된 것이며 韓國學術振興財團에 感謝드립니다.

參 考 文 獻

1. 泉亮太郎, 山下博史, 加賀 定, 阿部眞一,

- “流動層形熱交換器の研究(垂直圓筒形の壁面熱傳達特性)”, 日本機械學會論文集(B編), 49卷, 440號, pp.869~876, 1983.
2. 齊藤和夫, 齊藤俊彦, 坂本守義, “給湯器用充填層熱交換器の開発”, 日本機械學會論文集(B編), 51卷, 472號, pp.4063~4070, 1985.
3. 福迫尙一郎, 關信弘, 石黒正剛, 江口徳雄, “粒子層内におかれた加熱圓管よりの熱傳達特性”, 日本機械學會論文集(B編), 51卷, 463號, pp.989~994, 1985.
4. 相原利雄, 丹山重直, “低壓力損失形流動層熱交換器の熱傳達特性に関する研究(一列管群の場合)”, 日本機械學會論文集(B編), 52卷, 476號, pp.1718~1724, 1986.
5. 永橋憂鈍, 平山直道, 鈴木伸芳, “流動層形熱交換器に関する基礎研究”, 日本機械學會論文集(B編), 52卷, 476號, pp.1489~1498, 1986.
6. E. Achenbach, “Heat transfer and pressure drop of pebble beds up to high Reynolds number”, Int. Heat Transfer Conf., vol.6, pp.3~8, 1982.
7. S. Yagi. and D. Kunii, “Studies on heat transfer near wall surface in packed beds”, AIChEJ. vol.6, pp.97~104, 1960.
8. W. M. Kays and A. L. London, “Compact heat exchangers”, McGraw-Hill, New York, 1964.