

粒子層을 이용한 熱交換器 開發에 關한 研究 (I)
 — 流動層形 二重管式 熱交換器의 傳熱特性에 대한
 實驗的 研究 (對向流式)

Development of a Particle Bed Heat Exchanger (I)
 —An Experimental Study on Heat Transfer Characteristics
 of Fluidized Bed Heat Exchanger with Double Pipe (Counterflow)

林 宗 奎*, 柳 志 午**, 梁 漢 柱***, 徐 正 閔****
 J. G. Lim, J. O. Yoo, H. J. Yang, J. Y. Seo

ABSTRACT

In this study, the overall heat transfer coefficients are calculated on fluidized bed double pipe heat exchanger and single phase double pipe heat exchanger at the same condition.

The effect of the particle size, its material, fluidizing velocity and static bed height on overall heat transfer coefficient has been investigated. The main conclusions obtained from the experiment are as follows.

1. The overall heat transfer coefficient of the fluidized bed heat exchanger is higher than that of single phase forced convective heat exchanger (maximum 2.3 times)
2. The value of the overall heat transfer coefficient increase with an increase in static bed height and decrease with an increase in particle size.
3. For the same particle size, the particle of low density can obtain higher overall heat transfer coefficient than that of high density.

Nomenclature

A : Cross-sectional area of Bed [m ²]	m_h : Mass flux [kg/s]
A_s : Surface area of heat transfer pipe [m ²]	L : Length of heat transfer pipe [mm]
C_p : Specific heat [kJ/kg K]	L_o : Static bed height [mm]
E : Power loss based on pressure drop [W/m ²]	ΔP : Pressure drop in bed [N/m ²]
h : Heat transfer coefficient [W/m ² K]	Q_H : Heat flux [W/s]
	ΔT_b : Difference of bulk temperature [K]
	ΔT_m : Difference of Log-mean temperature [K]

* 仁荷大學院 機械工學科

** 仁荷大學院 機械工學科

*** 東洋工業專門大學

**** 仁荷大學校

- U : Superficial velocity of gas in bed
[m/s]
 U_o : Overall heat transfer coefficient
[W/m² K]
 U_{mf} : Minimum fluidized velocity [m/s]

1. 緒 論

1.1 研究 動向 및 目的

傳熱促進의 有效한 方法으로서 流動層이 應用되는 熱交換技術은 근래에 들어와서 에너지의 效率的인 活用이라는 立場에서 研究가 활발히 進行되고 있다. 流動層은 充塡된 粒子層內을 流體가 流動함으로서 層內粒子가 流動하게 되므로 層內의 溫度 分布가 均一化되기 때문에 流體와 傳熱面 사이의 熱傳達이 현저하게 增加한다.^{1,2)} 從來의 流動層은 化學反應裝置와 燃燒裝置³⁾ 및 乾燥裝置 등에 많이 사용되어 왔으며 대부분의 研究^{4,5)}도 이 分野에 偏重되고 있었으나 最近에는 溫度差가 작은 熱交換器에서 傳熱促進의 效果를 얻기 위하여 이것에 관련된 研究가 활발히 進行되고 있다.¹⁾ 固·氣 流動層內에 설치된 單一 圓管에서의 熱傳達에 관해서 平山⁶⁾, 福迫⁷⁾, Sexena^{8,9)} 등이 粒子의 物性과 直徑의 影響을 研究하였으며, Borodulya¹⁰⁾ 등은 流動層內에 설치된 管群에서의 熱傳達에 관한 研究를 하였다.

그러나 이들 既存의 研究는 傳熱面을 通電 加熱하여 一定熱流束下에서 實驗을 실시하여 各種 因子가 熱傳達係數에 미치는 影響을 檢討하였으며 또 高溫 燃燒爐에 적용하기 위한 高溫 流動層에 대한 研究가 대부분을 차지하고 있다.¹¹⁾ 또한 실제 熱交換器의 性能評價에 있어서 중요한 熱貫流係數에 관한 研究結果는 거의 발표된 것이 없다. 따라서 本 研究에서는 對向流式 垂直二重管形 熱交換器를 製作하여 環狀管內에 流動層을 形成하여 流動粒子의 直徑, 固定層 높이, 流速 및 粒子의 材質이 熱貫流係數에 미치는 影響을 考察하고 單相強制對流 熱交換器의 경우와 比較 檢討하고자 한다.

1.2 流動層內의 流動特性和 傳熱特性

流動層에서는 層內로 流入하는 流速이 增加함에 따라서 層內에서의 壓力降下가 流路斷面の 單位面積當 粒子가 받는 浮力과 同一하게 될때까지는 充塡된 粒子는 靜止狀態를 維持하며, 一定流速 이상이 되면 充塡粒子는 流動抵抗을 減少시키기 위하여 再配列하게 되며 流速이 더욱 增加하면 粒子가 流體와 같이 流動하게 된다. 이와 같이 粒子가 流動하기 시작하는 流速을 最小流動化速度라고 한다. 또 流速이 最小流動化速度 이상으로 增加하더라도 層內에서 壓力降下는 더 이상 增加하지 않고 一定狀態를 維持하게 된다. 또한 流動層에서는 粒子의 流動으로 packet과 bubble이 形成되며 이들에 의해 流體의 흐름이 심한 攪亂을 받게 되므로 流動層에서의 熱傳達機構는 매우 복잡하며 解釋하기가 간단하지 않다.

따라서 流動層內에 插入된 傳熱面에서의 熱傳達에 관한 많은 研究는 모델을 設定하여 解釋하는 것이 一般的이며 이를 大別하면 thin film model¹²⁾, particle contact model¹³⁾, packet model¹⁴⁾ 및 two layer model¹⁵⁾ 등을 들 수 있다. 流動層에서의 주된 熱傳達은 對流에 의한 熱傳達과 輻射에 의한 熱傳達로 구분할 수 있는데 對流熱傳達은 流動層과 傳熱面과의 熱傳達 그리고 固體粒子和 流動氣體와의 熱傳達로 구분할 수 있다. 또한 層과 傳熱面 사이의 熱傳達은 傳熱管에 대한 粒子의 對流熱傳達과 流動氣體의 對流熱傳達로 구분된다. 따라서 層과 傳熱面 사이의 熱傳達은 다음과 같이 表示된다.

$$h_c = h_{pc} + h_{gc} \dots\dots\dots (1)$$

여기서 粒子의 對流熱傳達成분은 層內에서 粒子의 流動으로 인한 熱傳達 및 packet과 傳熱管과의 熱傳達을 의미하며, 流動氣體의 對流熱傳達成분은 層內가스와 氣泡와의 熱傳達을 의미한다. 이들 熱傳達에 影響을 미치는 因子 들로는 粒子和 流動氣體의 物理化學의 特性, 層과 傳熱面の 크기, 流動化條件, 氣泡의 크기, 傳熱管의 配置, 流速, 層의 溫度 및 壓力 등을 들 수 있다.

2. 實驗裝置 및 方法

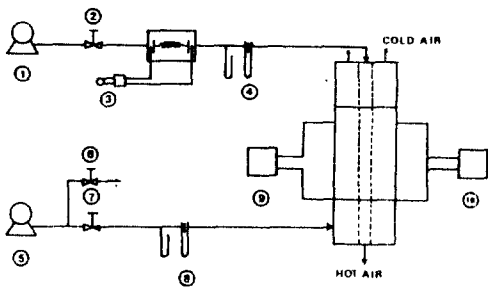
2.1 實驗裝置

Fig.1은 本 實驗에 사용한 實驗裝置의 概略圖이다.

高溫空氣는 下向으로, 低溫空氣는 上向으로 흐르는 對向流式 垂直二重管形 熱交換器를 나타낸 것이며, 內管을 下向으로 흐르는 高溫空氣는 送風機 ①($13\text{m}^3/\text{min} \times 300\text{mmAq}$)로 送風되며, 層內로 流入되는 空氣는 電氣加熱器 ③($1\text{kW} \times 10\text{EA}$)에서 加熱된다. 流量調節밸브 ②로 流量을 調節하며, 오리피스와 액주계 ④는 流量測定을 위해 設置하였다. 環狀管內를 흐르는 低溫空氣는 送風機 ⑤($3.6\text{m}^3/\text{min} \times 500\text{mmAq}$)로 送風하며, bypass 밸브 ⑥과 流量調節밸브 ⑦로 流量을 調節하였다.

Fig.2는 熱交換器의 詳細圖이다.

內管과 環狀管內의 溫度分布를 구하기 위하여 溫度測定은 熱電對지대 ⑤에 5mm 간격으로 裝着된 5개의 熱電對로 上部測定位置와 下部測定位置로 移動시켜서 測定하였으며 測定位置는 점으로 表示하였다. 또한 壓力測定을 위해서 同一한 位置에 壓力測定孔을 設置하였다. 粒子의 飛散을 防止하기 위하여 스테인레스 스크린(50mesh) ①을 設置하였으며, 低溫空氣의 流入部에는 直徑 4mm 인 銅管으로 製作한 honeycomb ③을 設置하였다.

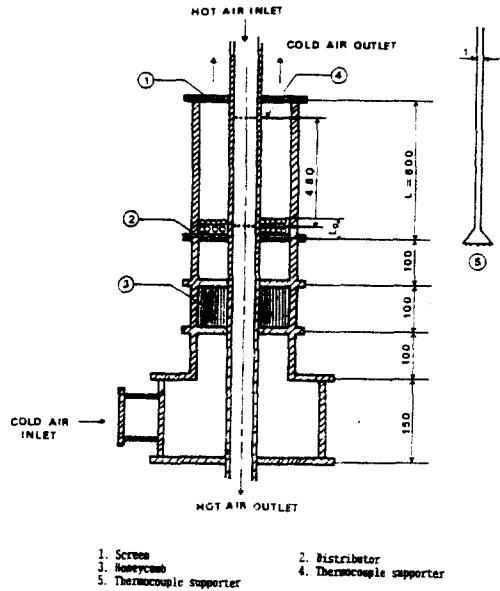


1. Blower
2. Discharge valve
3. Slidac and voltmeter
4. Orifice and manometer
5. Blower
6. Bypass valve
7. Discharge valve
8. Orifice and manometer
9. Micromanometer
10. Note logger

Fig.1 Schematic diagram of experimental apparatus

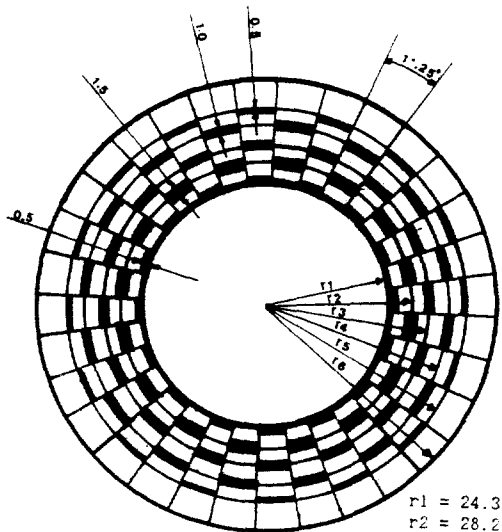
分散板 ②는 壓力損失이 적은 slit形²⁾으로 製作하였으며, 分散板의 開口度는 16.9% 이다.

Fig.3은 本 實驗에 사용한 分散板의 詳細圖이다.



1. Screen
2. Distributor
3. Honeycomb
4. Thermocouple supporter
5. Thermocouple supporter

Fig.2 Detail of double pipe heat exchanger



- r1 = 24.3
- r2 = 28.2
- r3 = 31.7
- r4 = 35.1
- r5 = 38.05
- r6 = 43.95

Fig.3 Detail of distributor

[mm]

2.2 實驗方法

高溫空氣의 流量은 모든 條件에서 1.3m³/min (流速: 17.25m/sec)으로 하였으며, 이때 高溫空氣의 溫度는 一定溫度(130℃)가 維持되도록 電氣加熱器의 電壓을 slidac ③으로 調節하였다. 環狀管에서의 溫度分布와 壓力損失은 각각 data logger ⑨와 micro manometer ⑩로 測定하였다.

各 流速에서 溫度의 測定은 data logger를 3分 間격으로 作動시켜 溫度變化가 거의 없는 定常狀態의 값을 취하였다.

低溫空氣의 流速範圍는 0.53~6.5m/s 이다.

Table 1은 粒子의 種類에 따른, 傳熱管 길이(L)와 固定層 높이(L₀)의 比를 나타낸다.

Table 1. Experimental Conditions of fluidized Partical

Particles	Alumina		Steel			
	0.6	0.95	1.0	1.5	2	2.5
Diameter of particle (mm)	0.6	0.95	1.0	1.5	2	2.5
L ₀ /L	0.07	0.083	0.045	0.043	0.045	0.04
	0.138	0.161	0.061	0.057	0.066	0.07
	0.207	0.248	0.083	0.076	0.086	0.097
	0.269	0.324	0.104	0.088	0.096	0.119
	0.348			0.104	0.111	0.140

3. 實驗結果 및 考察

二重管式 熱交換器에서 熱貫流係數는 다음 式으로 구하였다.

$$U_0 = Q_H / \Delta T_{m_i} A_s \dots\dots\dots (2)$$

여기서 供給되는 熱流束 Q_H는 다음 式과 같다.

$$Q_H = m_h C_{ph} \Delta T_{bh} \dots\dots\dots (3)$$

Fig. 4~5는 Alumina 粒子(dp=0.6, 0.95 mm)를 充填粒子로 하였을 때 熱貫流係數와 流速과의 關係를 나타낸 것이다. 一般의 으로

流動層에서의 熱傳達係數는 流動化初期에 급격히 上昇하므로 熱貫流係數 또한 流動化初期에 급격한 增加가 있을 것으로 생각되나, 本 實驗에서는 流速이 增加함에 따라 單相強制對流와 同一한 傾向으로 增加하고 있다. 이것은 實際로 流動層이 傳熱面 全體에 걸쳐서 形成되지 못하고 低溫 空氣의 流入部로부터 傳熱管의 約 1/2程度에 걸쳐 形成된다. 따라서 流動方式을 對向流式으로 함으로써 高溫空氣는 流動粒子의 密度가 아주 낮은 外管의 出口인 流動層의 上層部로부터 流入하게 되므로 高溫 空氣로부터 低溫空氣가 熱을 回收하는데 流動化의 效果를 기대할 수 없기 때문이라고 생각된다. 또한 同一한 流速에서는 對向流式 單相

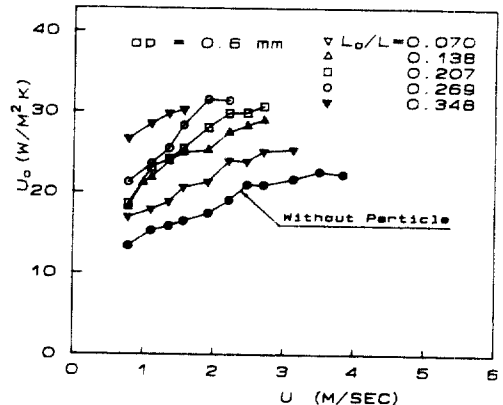


Fig. 4 Relation of overall heat transfer coefficient and flow velocity (dp=0.6 mm Alumina)

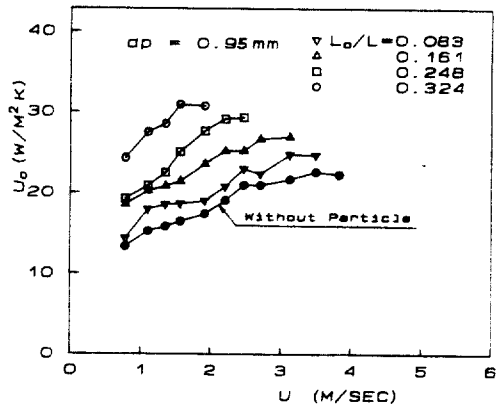


Fig. 5 Relation of overall heat transfer coefficient and flow velocity (dp=0.95 mm Alumina)

強制對流 熱交換器보다 流動層形 熱交換器가 固定層의 높이에 따라 最小($dp=0.95\text{ mm}$, $L_o/L=0.083$) 1.2배에서 最大($dp=0.6\text{ mm}$, $L_o/L=0.348$) 2.3배의 熱貫流係數의 增進效果가 있음을 알 수 있다.

Fig.6~9는 鋼球의 粒子直徑이 각각 1.0, 1.5, 2.0, 2.5mm인 경우로 固定層의 높이에 따른 流速과 熱貫流係數와의 關係를 나타낸 것이다.

粒子가 Alumina 인 경우와 마찬가지로 流速이 增加함에 따라 熱貫流係數는 單相強制對流의 경우와 거의 같은 增加率로 直線의으로 增

加하고 있으며, 固定層 높이가 높아질수록 熱貫流係數가 增大하는 傾向을 나타내고 있다. 이것은 固定層 높이가 높아질수록 流動化狀態가 良好하며 層內의 粒子密度가 커져서 流動氣體의 攪亂이 促進되고 傳熱面과 粒子의 接觸時間이 增加하기 때문이다.

또한 單相強制對流 熱交換器보다 流動層形 熱交換器에서 固定層 높이 및 流速이 增加함에 따라 流速범위에서 最小($dp=2.5\text{ mm}$, $L_o/L=0.040$) 1.1배에서 最大($dp=1.5\text{ mm}$, $L_o/L=0.104$) 1.9배의 熱貫流係數의 增大가 있었다.

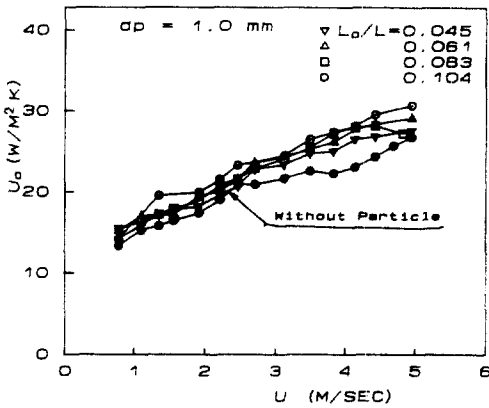


Fig.6 Relation of overall heat transfer coefficient and flow velocity ($dp=1.0\text{ mm}$ Steel)

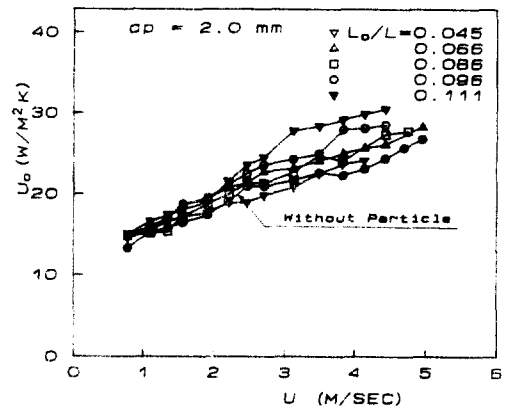


Fig.8 Relation of overall heat transfer coefficient and flow velocity ($dp=2.0\text{ mm}$ Steel)

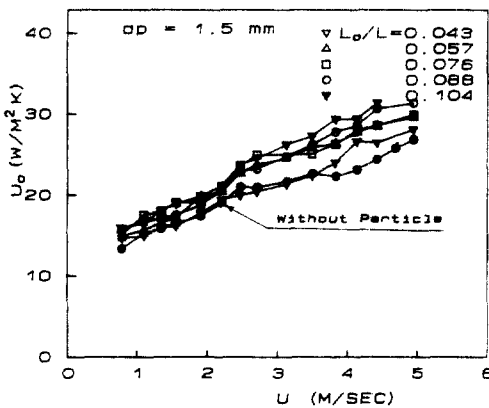


Fig.7 Relation of overall heat transfer coefficient and flow velocity ($dp=1.5\text{ mm}$ Steel)

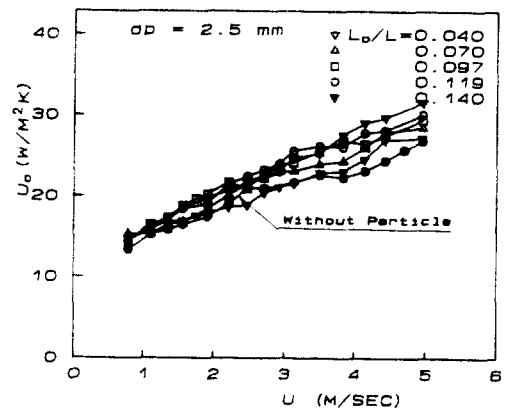


Fig.9 Relation of overall heat transfer coefficient and flow velocity ($dp=2.5\text{ mm}$ Steel)

Fig.10은 粒子의 材質이 熱貫流係數에 미치는 影響을 나타낸 그림이다. 이 그림은 直徑 0.95mm인 Alumina 粒子와 直徑 1.0mm인 鋼球 粒子를 同一한 높이로 充 填하여 流動시킨 結果를 比較한 것이다.

Alumina 粒子를 流動시킨 경우가 鋼球 粒子를 流動시킨 경우보다 높은 熱貫流係數를 나타내는데, 이것은 粒子의 比重이 작은 경우에는 同一流速에서 流動層의 膨脹높이가 增大하여 熱交換部의 넓은 領域을 流動化할 수 있기 때문에 생각된다.

Fig.11~12는 粒子의 크기變化가 熱貫流係數에 미치는 影響을 나타내는 그림이다. 充 填 粒子는 鋼球이며, 固定層의 높이를 一定하게 하여 粒子直徑을 變化시킨 結果 모든 流速에서 粒子徑이 작을수록 熱貫流係數가 높게 나타내고 있다.

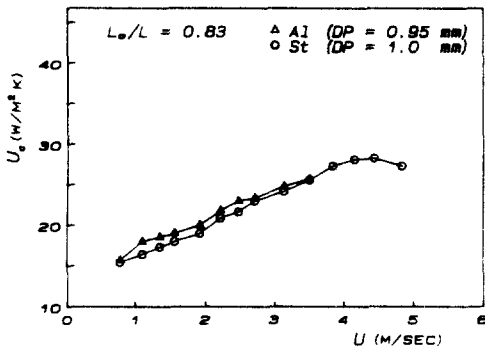


Fig.10 Effect of particle material on overall heat transfer coefficient ($L_o/L=0.083$)

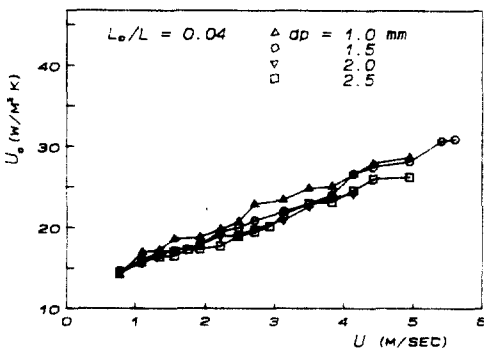


Fig.11 Effect of particle size on overall heat transfer coefficient ($L_o/L=0.04$, Steel Ball)

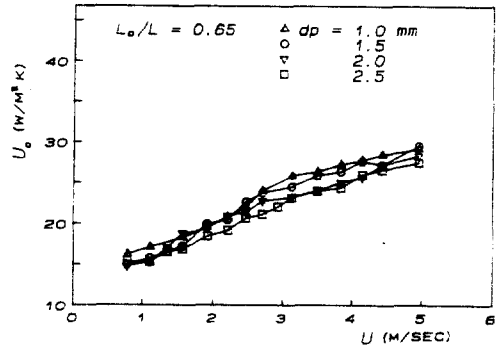


Fig.12 Effect of particle size on overall heat transfer coefficient ($L_o/L=0.65$, Steel Ball)

이것은 粒子가 流動化되기 이전의 狀態에서도 粒子와 傳熱面間의 接觸面積은 粒子直徑이 작을 수록 擴大되며 流動化된 이후의 狀態에서는 粒子直徑이 작을 수록 最小流動化速度는 낮아지며, 流動層의 膨脹높이는 增大한다. 따라서 流動化의 效果를 기대할 수 있는 熱交換面積이 擴大하며, 粒子와 傳熱面과의 接觸時間이 또한 增大하기 때문에 보다 높은 熱貫流係數를 얻을 수 있다고 생각한다.

流動層을 실제 熱交換器에 應用하기 위해서는 熱傳達係數 뿐만 아니라 壓力損失을 고려한 包括的인 熱傳達效果의 評價가 必要하다. 따라서 本 實驗에서는 動力損失이 同一한 경우에 熱傳達 效果를 檢討하기 위하여 動力損失을 다음 式으로 구하였다.

$$E = \Delta P \times U \text{ (W/m}^2\text{)} \dots\dots\dots (4)$$

위 式을 利用하여 充 填 粒子로서 Alumina 粒子를 使用하여 內管과 外管을 모두 流動化시킬 때와 外管만을 流動化시킨 並行流式 熱交換器에서의 熱貫流係數와 動力損失과의 關係를 나타내면 Fig.13~16과 같다.

Fig.13~14는 動力損失과 熱貫流係數와의 關係를 整理한 것이다.

Fig.13은 粒子直徑이 $dp=0.6$ mm인 Alumina 粒子를 流動시킨 경우로서 固定層 높이가 높을 수록 熱貫流係數는 增加하지만 動力損失이 同一한 경우에는 固定層 높이가 낮을 수록 熱貫流係數가 크다는 것을 알 수 있다.

이것은 固定層 높이를 높게 하면 熱傳達效果가 增大되지만 壓力損失의 增加率이 더 크다는 것을 알 수 있다. Fig.14~15는 각각 粒子直徑이 $dp=1.5, 2.0\text{mm}$ 의 鋼球를 流動粒子로 使用한 경우로 Alumina 粒子를 充填粒子로 使用한 경우와 마찬가지로 動力損失이 同一한 경우에 固定層 높이가 낮을 수록 熱貫流係數는 增加한다.

Fig.16은 粒子直徑과 固定層 높이가 同一한 경우에 材質에 따른 熱貫流係數와 動力損失과의 關係를 나타낸 것이다. 動力損失이 同一한 경우 Alumina 粒子를 使用한 경우가 鋼球粒子를 使用한 경우보다 높은 熱貫流係數를 얻을

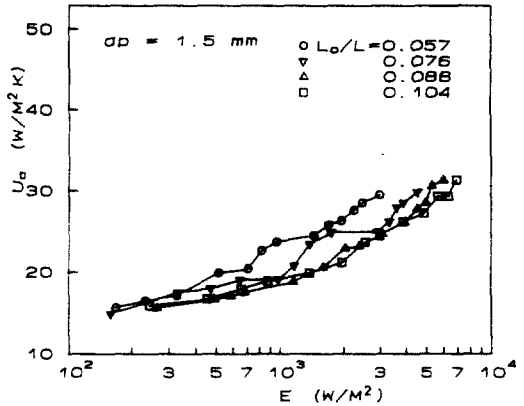


Fig.15 Evaluation of overall heat transfer coefficient in fluidized bed with various L_0/L ($dp=1.5\text{mm}$, Steel)

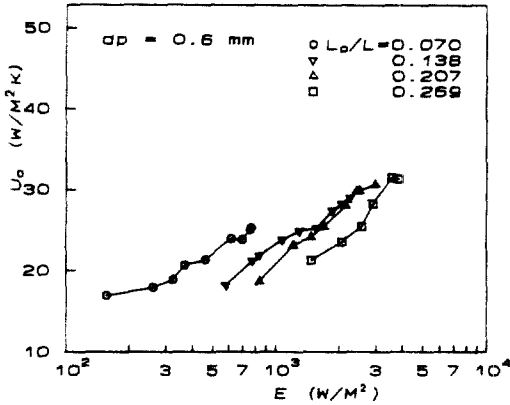


Fig.13 Evaluation of overall heat transfer coefficient in fluidized bed with various L_0/L ($dp=0.6\text{mm}$, Steel)

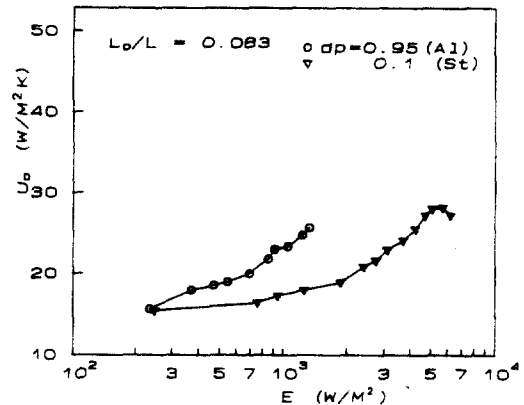


Fig.16 Effect of particle material on overall heat transfer coefficient ($L_0/L=0.083$)

수 있음을 알 수 있다. 이것은 粒子의 比重이 작은 Alumina가 작은 流速에서 활발한 流動이 일어나며 層의 膨脹높이가 增大하여 流動化效果를 기대할 수 있는 熱交換部의 넓이가 增大하고 또한 壓力損失도 작기 때문이다.

4. 結 論

對向流式 垂直二重管形 熱交換器의 內管에는 高溫空氣가 下向으로 흐르고 環狀管內에는 低溫空氣가 上向으로 흐를 때 環狀管內에 粒子를 넣어 粒子의 直徑, 固定層 높이, 流速 및 粒子의 材質이 熱貫流係數에 미치는 影響을 實驗을 통해서 考察한 結果 다음과 같은 結論을 얻었다.

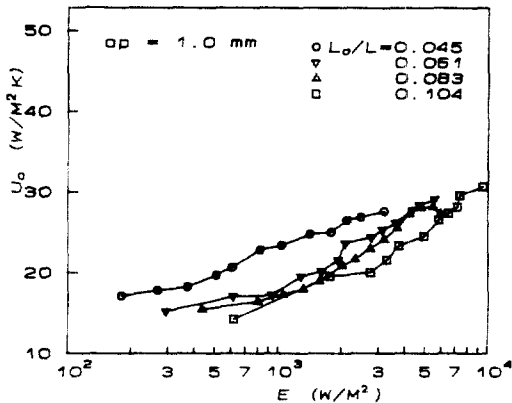


Fig.14 Evaluation of overall heat transfer coefficient in fluidized bed with various L_0/L ($dp=1.0\text{mm}$, Steel)

1. 流動層形 熱交換器에서는 熱貫流係數가 單相強制對流熱交換器에서 보다 1.1~2.3 倍 增加한다.

2. 流動層形 熱交換器에서 熱貫流係數는 流動粒子的 直徑이 작을 수록, 固定層 높이는 높을 수록 增加한다.

3. 流動層形 熱交換器에서는 比重이 작은 流動粒子가 적은 動力損失로 높은 熱貫流係數의 값을 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. 泉太郎外 3名, “流動層形熱交換器の研究” 日本機械學會論文集, 49卷 440號, pp. 869~876, 1983.
2. 相原利雄外 3名, “低壓力損失形流動層熱交換器의 熱傳達特性에 關する 研究” 日本機械學會論文集, 52卷 476號, pp.1718~1725.
3. P. Basu, “Bed to wall heat transfer a fluidized bed coal combuster”, AIChE Symposium series, Vol.176, No.74, pp.187-193, 1978.
4. J.S.M. Botterill, “Fluid-bed Heat transfer”, Academic press, London and New York, 1975.
5. D. Kunii and O. Levenspiel, “Fluidization Engineering”, John Wiley, N.Y., 1969.
6. 平山直道外 1名, “流動層中に置かれた 水平圓筒表面からの熱傳達”, 日本機械學會論文集, 49卷 446號, pp.2163~2171, 1983.
7. 福泊筒一郎外 3名, “粒子層内におかれた 加熱圓筒よりの熱傳達特性”, 日本機械學會論文集, 51卷 463號, pp.989~995, 1985.
8. N.S. Grewal and S.C. Saxena, “Heat Transfer between a horizontal tube and a gas-solid fluidized bed”, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol.23, pp.1505-1519, 1980.
9. S.C. Saxena et al “Heat Transfer between a Gas Fluidized Bed and Immersed Tubes”, Advances in Heat Transfer, Vol.14, pp. 149-247, 1978.
10. V.A. Borodulya, et al, “Heat transfer between Fluidized bed of large particles and horizontal tube bundles at high pressure”, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol.27, pp.1219-1225, 1984.
11. C. Van Heerden et al “Mechanism of Heat Transfer in Fluidized Beds”, Ind. and Eng. Chem., Vol.45, No.6, pp.1237-1242.
12. D.T. Wasan and M.S. Ahluwalia, “Consecutive film and Surface Renewal Mechanism for Heat Transfer or Mass Transfer from a Wall”, Chem. Eng. Science, Vol. 24, pp.1535-1542, 1969.
13. E.N. Ziegler, L.B. Koppel and W.T. Brazelton, “Effects of Solid Thermal Properties on Heat Transfer to Gas Fluidized Beds”, I&EC Fundamentals, Vol.3, No.4, pp.324-328, 1964.
14. L.T. Fan, S.T. Lin and N.Z. Azer, “Surface Renewal Model of Condensation Heat Transfer in Tubes with In-Line Static Mixers”, Int. J. Heat Transfer, Vol.21, pp.849-858, 1978.
15. J.D. Gabor, “Wall to Bed Heat Transfer in Fluidized Bed”, A.I. Ch. E. J., Vol. 18, pp.249-250, 1972.