

充填層內에서의 熱傳達特性에 관한 實驗的 研究

An Experimental Study on the Heat Transfer Characteristics in Packed Bed

申鉉準* · 梁漢柱** · 吳壽喆***
H. J. Shin · H. J. Yang · S. C. Ohu

Abstract

Heat transfer on packed bed is considered to be important for the effective designs of chemical reaction equipment, air conditioning system, and storage type heat exchanger, etc. Currently studies are being carried out quite actively in this field in order to increase the heat transfer efficiency.

The effect of heat transfer is closely related to materials, shapes, porosities and packing states of packed bed as well as mutual dimensional relations between particles and the container. Investigation shows that heat transfer results appear to be influenced by such parameters as fluid velocity through packed bed, mass flow, and thermal properties. It is noted that viscosity is also considered to be an important factor in this problem.

In this study, effective thermal conductivities on packed bed, effects of thermal conductivity (K_e) and friction factor (F_k) according to change of porosity (ϵ) and Reynolds number (Re_h), and pressure loss of the fluid, are experimentally investigated.

Results show that the effective thermal conductivity increases and the friction factor decreases, as against the increase of Reynolds number. But as the increase of porosity increase them both.

Nomenclature

A_p : Surface area of individual particle (m^2)	Re : Reynolds number
C_p : Specific heat of fluid at constant pressure (Kcal/kg·°C)	Re_h : Modified Reynolds number for heat transfer ($\sqrt{A_p} \cdot G / \mu (1 - \epsilon) \varphi$)
D : Diameter of the packed column (m)	U : Average linear velocity of fluid based on empty tube (m/hr)
D_p : Equivalent particle diameter (m)	V : Volume of the packed bed (m^3)
F_k : Friction factor	V_s : Volum of the total particle (m^3)
G : Mass flow rate of fluid through the packing based on the empty tube ($kg/m^2 \cdot hr$)	F_{rmf} : Froude number at minimum fluidization
g_c : Gravitational constant	U_{mf} : Superficial minimum fluidization velocity Greek Letter
K_e : Effective thermal conductivity of the packed space (Kcal/m·hr·°C)	ΔP : Pressure drop (kg/m^2)
L : Total length of the packed bed (m)	ϵ : Void fraction
N_{ud} : Nussult number	μ : Absolute viscosity ($kg/m \cdot hr$)
	ρ : Average fluid density (kg/m^3)
	φ : Particle shape factor

* 韓國機械研究所

** 東洋工業專門大學

*** 正會員 仁荷大學校 工科學大學

1. 緒 論

熱傳達 問題에 있어서 傳熱效果는 高溫側과 低溫側 사이에 존재하는 媒質의 物理的인 特性 및 組成분만 아니라, 그 사이를 流動하는 流体의 傳熱特性, 流動狀態에 따라 크게 좌우된다. 反應區域內에서 熱을 外部에 放熱하거나 反應區域內로 吸收하는 傳熱效果를 높이기 위하여 널리 응용되고 있는 것은 작은 粒子로 구성된 porous metal, sintered metal, packed bed (充填層) 등이 있다.

이와 같은 媒質의 傳熱效果에 대한 研究結果를 적용함으로써 熱交換器의 성능이 향상되면서 소형화가 이루어졌고 또 化學裝置工業에서는 化學反應速度를 촉진시켜 製品生産에 큰 효과를 얻을 수 있게 되었으며, 이들을 응용한 것에는 storage type heat exchanger, air conditioning system, chemical reactor 등이 있다.

실제로 이러한 媒質에 의한 熱傳達效果는 充填粒子의 材質, 幾何學的 形狀, 充填密度, 配列狀態, 粒子의 比熱, 流體의 流動速度, 流量 및 比熱 등에 따라 크게 변하므로 理論的인 解析이 매우 복잡하다. 특히 sintered metal, porous metal 등과 같이 강제로 固結된 경우에 비해 比固結充填層의 경우는 流動速度가 클수록 粒子의 重量과 流動速度에 따른 粒子의 流動化狀態 때문에 해석하기가 더욱 복잡해진다. 粒子의 流動化에 대하여 Wilhelm^[1]은 $F_{rmf} = U_{mf}^2 / D_p \cdot g_c$ 에서 $F_{rmf} < 0.13$ 의 경우는 流動化 狀態가 되고 $F_{rmf} > 1.0$ 인 경우는 非流動化 狀態가 된다는 것을 實驗的으로 考察하였다. 또한 流體가 任意의 크기인 球에 미치는 熱傳達에 대하여 Raithby는 Re 수가 낮은 亂流範圍 ($Re = 3.6 \times 10^{-3} \sim 5.2 \times 10^5$)에 대해서 比較的 精確한 다음 式을 얻었다.^[2]

$$Nud = 2.0 + 0.210 Re^{0.666} \quad (1-1)$$

本 研究에서는 非固結充填層內의 有效 熱傳達率을 實驗的으로 구하고 充填粒子의 直徑, 流體의 流動速度가 有效 熱傳達率에 미치는 영향 및 流體의 壓力損失에 대하여 考察하였다.

2. 理論解析

2.1. 有效熱傳導率 (Effective thermal conductivity)의 개념

充填層內에서의 熱傳達현상은 單一媒體(固体, 流体 등)에 의한 熱傳導 機構에 비해 매우 복잡하여 일반적으로 다음과 같은 방법의 熱傳達 機構를 생각한다.^[1]

- 1) 인접한 空隙部 사이의 流動流体를 통한 熱傳達과 輻射에 의한 熱移動
- 2) 粒子의 접촉面을 통한 熱移動
- 3) 접촉표면 근처의 停滯流体를 통한 熱移動
- 4) 인접한 粒子表面 사이의 熱輻射에 의한 熱移動
- 5) 固体粒子를 통한 傳導에 의한 熱移動

그런데 輻射에 의한 영향은 아주 작으므로 무시할 수 있으며 流動流体의 流動方向에서 주로 일어나는 對流과 流動方向에 대해 직각방향에서 일어나는 對流 및 熱傳導에 의한 영향이 충전층內에서의 熱傳達의 주류를 이루는 것으로 생각한다. 그러나 이들 현상을 별도로 나누어 생각하기 보다는 종합적인 單一特性으로 취급하는 것이 편리하다. 이 單一特性을 나타내는 係數를 有效 熱傳導率로 定義한다.

2.2 有效熱傳導率의 계산

有效 熱傳導率의 개념에 따라, 流体의 流動方向으로는 流体에 의한 對流現象만을 流動方向과 直角方向에 대해서는 熱傳導 및 對流에 의한 영향을 함께 고려하고 그 외의 영향을 무시하면 다음과 같은 式을 얻을 수 있다 (Fig.2-1 참조).

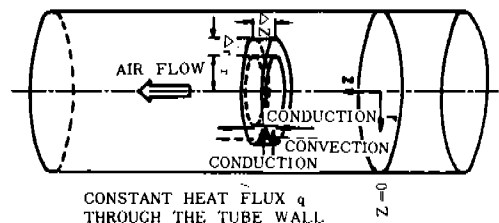


Fig. 2-1. Heat transfer in the packed bed

- 1) 流動流体에 의한 熱移動(對流)
 - a) $G2\pi r dr C_p T$ (control volume 으로의 流入熱量)
 - b) $G2\pi r dr C_p \left(T + \frac{\partial T}{\partial z} dz \right)$ (control volume 으로 부터의 流出熱量)

- 2) 直角方向의 熱移動(傳導 및 對流)
 - a) $Ke \cdot 2\pi r \cdot dz \frac{\partial T}{\partial r}$ (control volume 으로의 流入熱量)
 - b) $Ke \cdot 2\pi r \cdot dz \cdot \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{\partial}{\partial r} \left(Ke \cdot 2\pi r \cdot dz \cdot \frac{\partial T}{\partial r} \right) \cdot dr$ (control volume 으로 부터의 流出熱量)

윗 式에서 流動方向과 直角方向으로의 熱量의 差가 軸方向으로의 移動熱量과 같다고 보면,

$$K_e \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T}{\partial r} \right) = GC_p r \cdot \frac{\partial T}{\partial z}$$

윗 式을 K_e 에 대해서 정리하면

$$K_e = \frac{GC_p}{4} \cdot \frac{\partial T}{\partial z} \frac{\partial T}{\partial (r^2)} \quad (\text{Kcal/m} \cdot \text{hr} \cdot ^\circ\text{C})$$

.....(2-1)

여기서 K_e 는 有効熱傳導率, G 는 流体의 質量流

量($\text{kg/m}^2 \cdot \text{hr}$), C_p 는 流体의 定壓比熱($\text{Kcal/kg} \cdot ^\circ\text{C}$)을 나타낸다. 또 $\frac{\partial T}{\partial z}$ 는 流動方向의 溫度勾配로서 일정한 값이며, $\frac{\partial T}{\partial (r^2)}$ 는 流動方向과 直角方向에서의 溫度變化率이다.

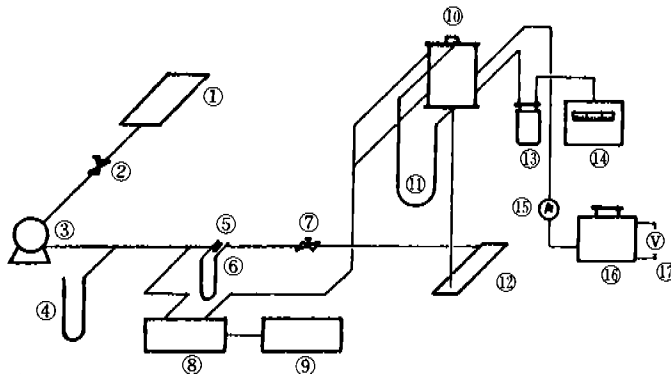
3. 實驗裝置 및 實驗方法

2-1 實驗範圍

有効熱傳導率(K_e)을 考察하기 위하여 本 實驗에서는 ball bearing 用的 4 가지 鋼球(直徑; $\phi 4.76, \phi 5.94, \phi 6.34, \phi 7.14$)를 사용하여 充填層을 만들고 充填層으로 外壁으로 부터 일정한 熱流束을 加하면서 充填層 사이에 空氣($16^\circ\text{C} \sim 18^\circ\text{C}$)를 通過시킨다. 이 때 各種流量(流量範圍: $1740 \sim 7000 \text{kg/m}^2 \cdot \text{hr}$)에 대한 充填層內의 溫度分布 및 壓力損失을 測定하여 有効熱傳導率과 friction factor를 구하고 Re 數 및 空隙率과의 相關關係를 구한다.

3-2 實驗裝置

本 實驗에서 사용한 實驗裝置의 構成은 Fig. 3-1과 같다. Fig. 3-1에서 air filter ①은 空



- | | | | | | |
|-----------------------|-----------------------|-------------|--------------|----------------|----------------|
| ① Air Filter | ② Suction valve | ③ Blower | ⑪ Manometer | ⑫ Air chamber | ⑬ Ice junction |
| ④ Manometer | ⑤ Orifice | ⑥ Manometer | ⑭ Recorder | ⑮ Ampere meter | ⑯ Slidac |
| ⑦ Discharge valve | ⑧ Multipoint Selector | | ⑰ Volt meter | | |
| ⑨ Digital thermometer | ⑩ Packed bed | | | | |

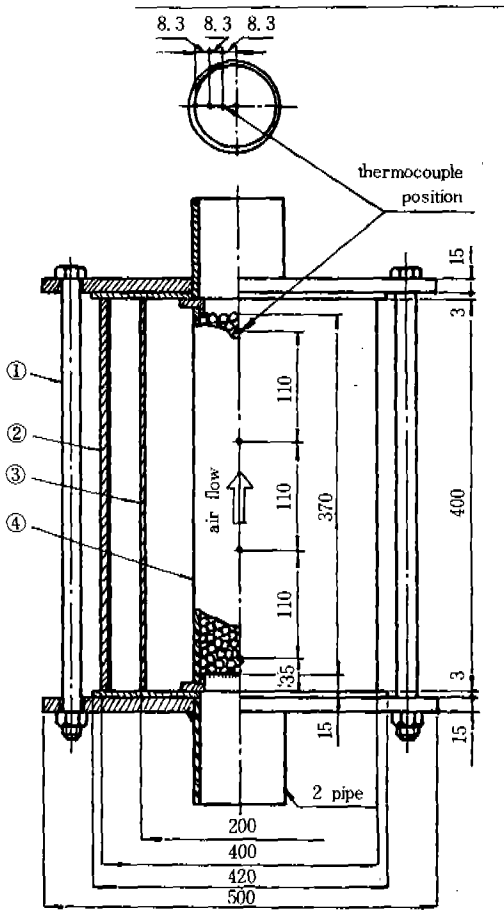
Fig. 3-1. Schematic diagram of Experimental A Apparatus.

氣의淨化用이며 suction valve ②와 discharge valve ⑦은 流量을 조절하기 위한 것이다. Blower ③을 通過한 空氣의 流量을 구하기 위하여 manometer ④, orifice ⑤ 및 manometer ⑥을 설치하였다. ⑩은 鋼球粒子가 充填되어 있는 packed bed 이며 Fig. 3-2는 그의 상세도이다. 여기에는 充填層內의 各 位置에 대한 溫度를 測定하기 위해 c-c thermocouple 이 삽입되어 있고 ⑪은 充填層內의 壓力損失을 測定하기 위한 manometer 이다. Multipoint selector ⑧, digital thermometer ⑨에 의해서 packed bed 內의 溫度分布가 測定되며 packed bed 內의 溫度를 定常狀態에서 測定하기 위하여 ice junction ⑬과 recorder ⑭를 사용하였다. 또한 充填層에 加해지는 熱量을 調節하기 위하여 slidac ⑯을 사용하고 ampere meter ⑮, volt meter ⑰을 사용하여 이를 확인하였다.

Fig. 3-2에서 ①은 固定用 bolt, ②는 内部에 Al 薄板이 붙여진 outer cylinder, ③은 band heater (2 kw×100V)이며, ④는 粒子를 充填시킨 靑銅管(φ2"×400ℓ×1t)이고 band heater ③에 의하여 일정한 熱流束이 内部로 移動된다. 또한 ②의 外部는 glass wool 을 사용하여 斷熱시켰다.

3.3 實驗方法

Aceton으로 깨끗히 세척한 鋼球를 充填層 전체에 걸쳐 일정한 空隙率을 갖도록 均일하게 充填시키면서 Fig. 3-2에 나타낸 위치에 thermocouple 을 설치한 후 blower ③을 가동시키고 Fig. 3-1의 manometer ⑥을 주시하면서 valve ②, ⑦을 사용하여 流量을 調節한다. 流量調節이 끝나면 ampere meter ⑮, slidac ⑯, volt meter ⑰을 사용해서 電壓을 調整하여 일정한 熱流束을 유지시키고 recorder ⑭를 가동시킨 후 定常狀態가 될 때 digital thermometer ⑨를 사용하여 充填層內의 溫度分布를 測定하고 manometer ④, ⑪에서 壓力을 測定한다. 이러한 방법으로 동일한 空隙率에 대하여 10가지 流量(流量範圍; 1740~7000 kg/m²·hr)에 대해 實驗하며 이것을 各 粒子의 充填層에 대해서 반복한다.



- ① Bolt
- ② outer cylinder
- ③ band heater
- ④ bronze tube

Fig. 3-2. Detail of packed bed

4. 實驗結果 및 考察

Table 4-1에는 粒子別 充填層에 대한 實驗值을 나타냈다.

이들 實驗值에서 有效熱傳導率은 式(2-1)로 계산하고 다음 式(4-1)에 의해 Reynolds 數를 계산한다.

$$Re_h = \frac{G\sqrt{A_p}}{\mu(1-\epsilon)\phi} \quad (\text{球의 경우 } \phi \approx 1) \quad (4-1)$$

또한 空隙率은 다음 式(4-2)에 의하여 계산한다.

本 實驗에서 사용한 各 粒子의 充填層에 대한 空隙率은 Table 4-2와 같다.

$$\epsilon = \frac{V - V_s}{V} \quad (4-2)$$

Table 4-1. Experimental data (단위; °C)

유량 (kg/ m ³ , hr)	층상 위치 공극율 (ε)	ε=0.428				ε=0.410				ε=0.405				ε=0.387			
		적각방향(mm)		유동방향(mm)		적각방향(mm)		유동방향(mm)		적각방향(mm)		유동방향(mm)		적각방향(mm)		유동방향(mm)	
		γ=24.9	γ=16.6	γ=8.3	γ=0	γ=24.9	γ=16.6	γ=8.3	γ=0	γ=24.9	γ=16.6	γ=8.3	γ=0	γ=24.9	γ=16.6	γ=8.3	γ=0
7,000	z=0	20.8	20.6	20.4	20.3	21.2	20.1	19.7	19.5	20.8	19.7	19.2	18.9	22.0	20.5	20.0	19.9
	z=110	25.9	25.1	24.6	24.2	24.6	24.0	23.6	23.4	24.8	23.4	22.9	22.7	25.9	24.7	24.0	23.8
	z=220	30.3	29.4	29.0	28.9	28.9	27.9	27.6	27.4	27.7	26.9	26.2	25.8	28.9	28.2	27.6	27.4
	z=330	35.8	34.6	33.4	33.3	34.8	33.2	32.2	32.1	31.3	30.0	29.3	29.0	34.6	33.3	31.8	31.7
6,600	z=0	20.5	20.3	20.2	20.0	21.3	20.2	19.8	19.6	21.4	20.1	19.7	19.4	22.6	21.0	20.4	20.3
	z=110	25.9	25.1	24.6	24.2	25.0	24.4	24.0	23.8	25.6	24.3	23.7	23.5	26.9	25.6	24.9	24.7
	z=220	30.6	29.6	29.1	28.9	29.9	28.8	28.5	28.4	28.8	28.1	27.3	26.9	30.3	29.4	28.9	28.8
	z=330	36.4	35.1	33.8	33.6	36.3	34.6	33.5	33.3	33.0	31.6	30.8	30.5	36.7	35.3	33.7	33.5
6,150	z=0	20.5	20.4	20.3	20.2	21.5	20.2	19.8	19.6	21.2	19.9	19.5	19.2	23.0	21.3	20.7	20.6
	z=110	26.4	25.6	25.1	24.7	25.7	25.0	24.6	24.3	25.3	24.0	23.4	23.3	27.7	26.4	25.6	25.4
	z=220	31.5	30.4	30.0	29.9	31.3	30.2	29.8	29.5	28.5	27.8	27.0	26.6	31.6	30.7	30.1	29.9
	z=330	37.9	36.6	35.2	35.0	38.6	36.7	35.7	35.4	33.0	31.6	30.7	30.3	38.3	36.9	35.3	35.1
5,700	z=0	20.5	20.4	20.3	20.2	21.3	20.1	19.7	19.6	21.7	20.4	19.8	19.5	23.0	21.3	20.6	20.5
	z=110	27.0	26.1	25.6	25.1	25.8	25.1	24.7	24.6	26.3	24.9	24.4	24.2	28.0	26.6	25.8	25.7
	z=220	32.8	31.7	31.1	30.8	31.8	30.6	30.3	30.2	30.3	29.4	28.6	28.2	32.6	31.6	30.9	30.8
	z=330	40.2	38.7	37.2	36.9	39.6	37.7	36.6	36.4	35.6	33.9	32.9	32.6	40.0	38.5	36.7	36.5
5,130	z=0	20.6	20.4	20.3	20.2	21.2	20.9	19.6	19.5	21.8	20.3	19.8	19.4	23.4	21.7	20.9	20.8
	z=110	27.3	26.4	25.8	25.4	26.1	25.4	24.9	24.8	26.7	25.3	24.8	24.6	28.3	27.4	26.6	26.5
	z=220	33.9	32.7	32.1	31.9	32.7	31.5	31.1	31.0	31.4	30.5	29.7	29.2	33.7	32.6	32.0	31.8
	z=330	42.3	40.8	39.1	38.9	41.5	39.4	38.2	38.0	37.6	35.7	34.7	34.2	41.8	40.3	38.4	38.1
4,550	z=0	20.4	20.3	20.2	20.1	21.6	20.1	19.8	19.6	21.7	20.2	19.7	19.3	23.3	21.4	20.7	20.5
	z=110	27.9	26.9	26.3	25.8	26.7	26.1	25.6	25.4	26.9	25.6	25.0	24.8	29.4	27.9	27.1	26.9
	z=220	35.6	34.3	33.6	33.4	34.1	32.8	32.3	32.1	32.2	31.2	30.3	29.9	35.6	34.4	33.7	33.3
	z=330	45.4	43.6	41.9	41.7	43.9	41.8	40.5	40.2	39.0	37.0	35.9	35.4	45.3	43.6	41.4	41.1
3,960	z=0	20.4	20.3	20.2	20.1	22.3	20.7	10.3	20.2	22.6	20.9	20.2	19.8	23.4	21.6	20.8	20.6
	z=110	28.7	27.6	27.0	26.5	26.3	27.6	27.1	26.6	28.5	27.1	26.4	26.2	29.8	28.4	27.6	27.5
	z=220	37.7	36.2	35.4	35.2	36.9	35.4	34.9	34.7	35.1	33.8	32.7	32.1	36.7	35.4	34.7	34.4
	z=330	48.8	47.1	45.1	44.9	48.2	45.9	44.6	44.2	43.8	41.4	39.9	39.3	47.5	45.6	43.3	42.9
3,300	z=0	21.0	20.8	20.7	20.6	22.7	21.1	30.7	20.5	23.0	21.4	20.7	20.2	23.2	21.3	20.6	20.3
	z=110	30.6	29.3	28.7	28.2	29.8	29.1	28.5	28.3	29.5	28.1	27.2	27.5	30.1	28.6	27.7	27.4
	z=220	40.9	39.3	38.4	38.1	40.3	38.7	38.1	37.9	37.3	35.9	34.7	34.1	37.5	36.1	35.2	34.0
	z=330	53.9	52.1	49.9	49.6	53.8	51.4	49.9	49.4	47.5	45.0	43.4	42.7	49.4	47.5	45.1	44.5
2,580	z=0	22.0	21.9	21.8	21.6	23.7	21.9	21.6	21.4	24.6	22.8	22.2	21.4	24.6	22.5	21.4	21.2
	z=110	33.9	32.6	31.9	31.2	33.3	32.4	31.9	31.7	32.8	31.1	30.6	30.3	35.3	33.4	32.4	32.3
	z=220	47.4	45.5	44.6	44.4	47.4	45.4	44.8	44.5	43.2	41.6	40.1	39.4	48.0	46.2	45.0	44.6
	z=330	63.7	61.8	59.3	59.2	65.1	62.6	60.9	60.2	56.1	53.2	51.5	50.7	65.5	63.4	60.5	59.7
1,740	z=0	24.3	24.1	24.0	23.9	26.1	23.9	23.4	23.1	27.7	25.7	25.1	24.1	25.9	23.6	22.3	22.1
	z=110	44.6	42.7	42.0	41.2	40.4	39.4	38.8	38.6	40.9	38.9	38.2	37.9	40.6	38.6	37.6	37.4
	z=220	66.2	64.1	63.2	62.9	61.2	58.9	58.1	57.9	57.6	55.3	53.9	53.0	59.2	57.3	55.9	55.4
	z=330	89.6	87.6	85.2	84.7	84.3	81.9	80.2	79.3	75.9	73.3	72.1	70.9	82.1	79.5	76.6	75.9

Table 4-2.

particle dia. (D_p) [mm]	porosity (ϵ)
7.14	0.428
6.34	0.410
5.94	0.405
4.76	0.387

式(4-1)에 의해서 구한 Re_{eh} 와 有效熱傳導率의 관계는 Fig. 4-1과 같다.

Fig. 4-1에 의하면 Reynolds 數가 增加함에 따라 有效熱傳導率이 增加하고 있는데 이것은 Reynolds 數가 增加함에 따라 空隙部를 通過하는 空氣의 亂流度가 증대하기 때문인 것으로 생각된다. 또한 有效熱傳導率을 空隙率과의 관계로 圖示하면 Fig. 4-2와 같다. 여기서 일정한 Reynolds 數에 대해서 有效熱傳導率은 空隙率이 增加함에 따라 增加하고 있음을 알 수 있다. 이 현상은 充填層直徑(D)에 비해 粒子徑(D_p)가 비교적 小편이므로 充填層의 壁面과 接하고 있는 各各의 空隙部가 커져서 粒子를 通한 傳導보다

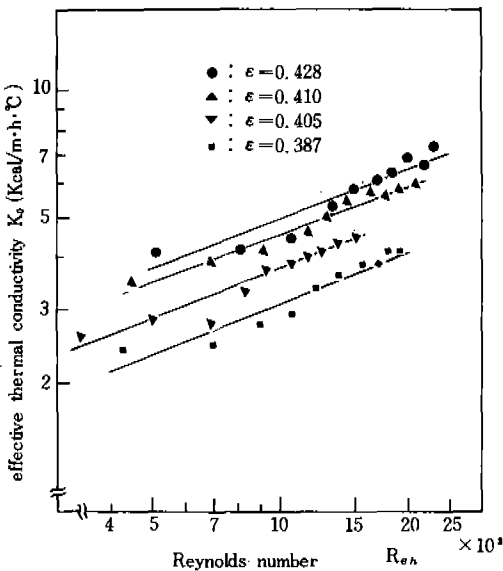


Fig. 4-1. Comparison of effective thermal conductivity, K_e , and Reynolds number, Re_{eh} , with various porosity. ($\epsilon=0.387$, $\epsilon=0.405$, $\epsilon=0.410$, $\epsilon=0.428$)

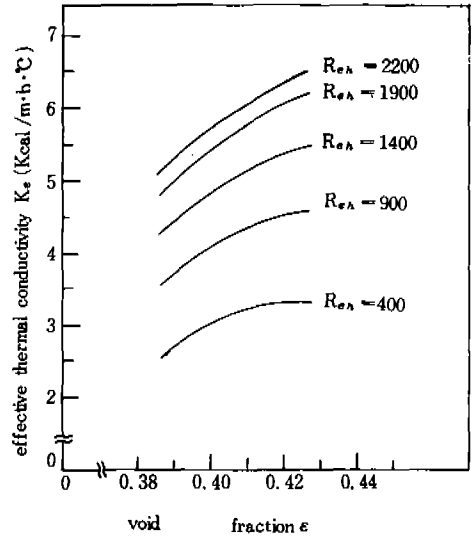


Fig. 4-2. Correlation of effective thermal conductivity, K_e , and void fraction, ϵ , for several Reynolds number, Re_{eh} .

도 壁面근방에 있는 공지의 對流효과가 熱傳達의 主류를 이루고 있기 때문이라고 생각된다. 또 Reynolds 數가 작을수록 空隙率의 增加에 따른 有效熱傳導率의 增加率이 완만해지는 경향이 있다. 따라서 일정한 充填層 直徑에 대해 粒子徑을 감소시킬 때 어떤 크기의 粒子徑에서는 流體에 의한 對流보다 粒子를 通한 熱傳導의 영향이 더 커질 것이며 이 경우에는 空隙率이 增加할수록 有效熱傳導率이 감소할 것으로 생각된다. 그러므로, 원통형의 外壁을 傳熱面으로 하는 充填層을 결정할 때는 充填粒子徑(D_p)과 充填層의 直徑(D)과의 比(D_p/D)가 중요한 因子가 된다. 즉 D_p/D 값이 클 때의 有效熱傳導率은 空隙率의 增加에 따라 增加하고 D_p/D 값이 작을 때는 空隙率의 增加에 따라 有效熱傳導率은 감소하므로 이 變化를 지배하는 D_p/D 값이 존재할 것이다.

한편 이상과 같은 實驗結果에서 有效熱傳導率(Ke)과 Reynolds數(Re_{eh})의 關係를 구하면 다음 式과 같다.

$$K_e = n_1 Re_{eh}^{m_1} \quad \left(\begin{array}{l} n_1 = 0.210 \sim 0.317 \\ m_1 = 0.389 \sim 0.405 \end{array} \right) \quad (4-3)$$

Friction factor는 充填層에서의 壓力損失에 대해 일반적으로 잘 알려진 Ergun 의 式(4-4)으로 나타내었다.

$$F_k = \frac{G_c \cdot \Delta p}{L} \cdot \frac{\sqrt{A_p}}{G \cdot U} \cdot \frac{\epsilon^3}{1 - \epsilon} \dots\dots(4-4)$$

式(4-4)에 의해 계산된 friction factor를 Reynolds 數에 대해 정리하면 Fig. 4-3과 같다.

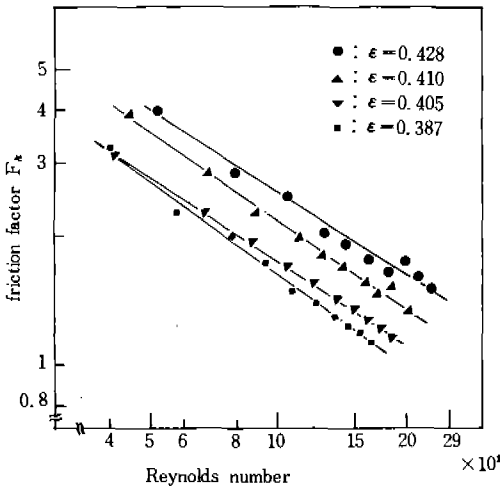


Fig. 4-3. Comparison of friction factor, F_k , and Reynolds number, Re_N , with various porosity. ($\epsilon = 0.377$, $\epsilon = 0.405$, $\epsilon = 0.410$, $\epsilon = 0.428$)

여기서 Reynolds 數가 增加하면 friction factor는 감소하고 또 Fig. 4-4에서는 일정한 Reynolds 數에 대하여 空隙率이 增加하면 friction factor는 增加한다.

그러나 Reynolds 數가 增加하면 空隙率의 增加에 따른 friction factor의 增加率이 급격히 완만해지는 경향을 나타내고 있다. 따라서 friction factor는 Reynolds 數 및 空隙率에 따라 變化함을 알 수 있다.

또한 本 實驗範圍內에서 friction factor와 Reynolds 數의 관계는 다음 式으로 표시된다.

$$F_k = n_1 Re_N^{n_2} \quad \left(\begin{array}{l} n_2 = 168.49 \sim 267.34 \\ n_2 = 0.387 \sim 0.428 \end{array} \right) \quad (4-5)$$

Fig. 4-5는 friction factor와 有效熱傳導率의

관계를 圖示한 것이다. 여기서 有效熱傳導率은 friction factor가 增加함에 따라 감소하고 있는

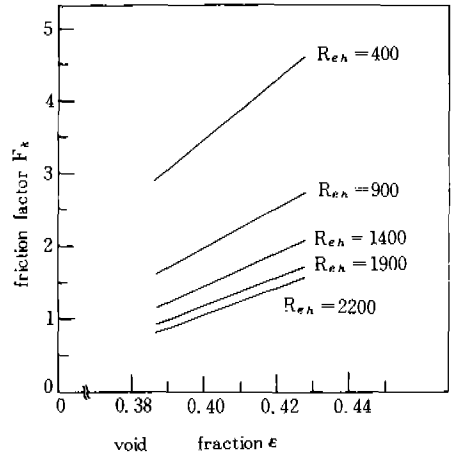


Fig. 4-4. Correlation of friction factor, F_k , and void fraction ϵ , for several Reynolds number, Re_N .

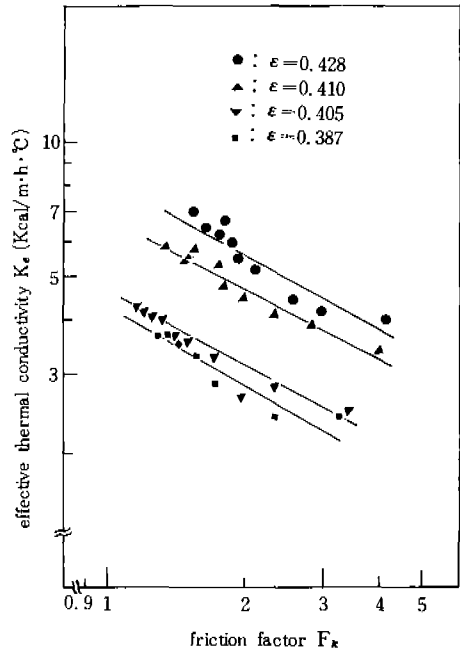


Fig. 4-5. Comparison of effective thermal conductivity, K_e , and friction factor, F_k , with various porosity. ($\epsilon = 0.387$, $\epsilon = 0.405$, $\epsilon = 0.410$, $\epsilon = 0.428$)

며 이 경향은 Reynolds 数가 增加함에 따라 有效熱傳導率이 增加하고 (Fig. 4-1 참조) friction factor 는 감소하는 (Fig. 4-3 참조) 사실과 잘 일치하고 있다.

여기서 有效熱傳導率과 friction factor 의 관계를 구하면 다음 式으로 표시된다.

$$K_e = n_3 F_k m^3 \left(\begin{matrix} n_3 = 4.341 \sim 8.561 \\ m^3 = 0.530 \sim 0.605 \end{matrix} \right) \quad (4-6)$$

5. 結 論

空氣를 冷却流体로 사용하여 充填粒子徑은 4 가지(φ 4.76, φ 5.94, φ 6.34, φ 7.14)로 하여 만든 充填層. 10種의 流量(流量範圍: 1740 ~ 7000 kg/m²·hr)에 대해 充填層內에서의 熱傳達特性을 考察한 결과 다음과 같은 結論을 얻었다.

1) 本 實驗範圍에서 充填層內의 有效熱傳導率은 Reynolds 数가 增加함에 따라 增加하고 그 增加率은 Reynolds 数가 增加할수록 감소하며 이들 관계는 다음 式으로 표시된다.

$$K_e = n_1 Re_k m^1 \left(\begin{matrix} n_1 = 0.210 \sim 0.317 \\ m_1 = 0.387 \sim 0.428 \end{matrix} \right)$$

2) 空隙率이 增加함에 따라 有效熱傳導率은 增加하는데 이 경향은 充填層直徑(D)과 充填粒子徑(D_p)의 比(D/D_p)가 비교적 클 때이며 만일 D/D_p값이 어떤 값 이하로 작아지면 空隙率이 增加해도 有效熱傳導率은 감소할 것으로 생각된다.

3) Reynolds 数의 增加에 따른 friction factor 의 減少率과 空隙率의 增加에 대한 friction factor 의 增加率은 Reynolds 数가 增加함에 따라 점차 작아지며 friction factor 와 Reynolds 数와의 관계는 다음 式으로 표시된다.

$$F_k = n_2 Re_k m^2 \left(\begin{matrix} n_2 = 168.49 \sim 267.34 \\ m_2 = 0.387 \sim 0.428 \end{matrix} \right)$$

4) 有效熱傳導率은 friction factor 가 增加함에 따라 감소하는 本 實驗範圍에서 이들 관계는 다음 式으로 나타낼 수 있다.

$$K_e = n_3 F_k m^3 \left(\begin{matrix} n_3 = 4.341 \sim 8.561 \\ m_3 = 0.530 \sim 0.605 \end{matrix} \right)$$

References

1. Wilhelm, R. H., and Kwauk, M., "Fluidization of Solid Particles," Chem. Engng. Progr., vol. 44, 1978, pp. 201-217.
2. E. R. G. Eckert, and Robert M. Drake, Jr., "Analysis of Heat and Mass Transfer." pp. 413-416.
3. J. H. Quinton, and J. Anderson Storrow, "Heat Transfer to Air Flowing Through Packed Tubes," Chemical Engineering Science (1956, 9).
4. Marvin B. Glaser, and George Thodos, "Heat and Momentum Transfer in the Flow of Gas Through Packed Beds," A. I. Ch. E. Journal (1958, 3).
5. Sabri Ergun, "Fluid Through Packed Columns," Chemical Engineering Progress (1952, 2).
6. S. M. Grewal, and S. C. Baxena, "Heat Transfer between a Horizontal Tube and a Gas-Solid Fluidized Bed." J. Heat and Mass Transfer, vol. 23 (1980).
7. N. Sek, and S. Fukusako, "Characteristics of Fluidization of a Solid Particle Bed," Transactions of the ASME, vol. 101, pp. 386-390, 1979, 8.
8. Sakae Yagi, and Daizo Kuni, "Studies on : Effective Thermal Conductivities in Packed Bed," A. I. Ch. E. Journal, vol. 3, pp. 373-381 (1957, 9).
9. R. Byron Bird, et al, "Transport Phenomena," pp. 291-297.