

流動層形 熱交換器에서 傳熱增進에 關한 實驗的 研究

유 지 오* · 서 정 윤**

* 인하대학교 대학원

**인하대학교 기계과

An experimental study on heat transfer augmentation in fluidized bed heat exchanger

Yoo, Ji-Oh* · Seo, Jeong-Yun**

* Inha Univ. Graduate School

**Inha Univ.

요 약

유동층을 열교환기에 응용하기 위한 시도로 알루미늄 입자를 유동입자로 하는 수직 이중관식 유동층형 열교환기에서 내관으로 평활관과 핀관(종형핀)을 사용하는 경우에 각각의 열전달효과를 비교, 검토하였다.

본 실험에서는 평균직경이 0.41~0.77mm 범위의 4종의 알루미늄 입자를 사용하였으며, 초기충진높이는 50mm($H_0/H=0.083$)에서 250mm($H_0/H=0.417$)의 범위로 하였다. 입자의 크기와 초기 충진높이 및 유동화속도가 열전달계수에 미치는 영향을 검토하고, 단상강 제대류형 열교환기와 열전달효과를 비교한 결과, 평활관을 사용하는 경우에는 7.8배, 핀관을 사용하는 경우에는 12.9배의 전열증진효과가 있었다.

또 유동층에서는 유동화속도가 증가함에 따라 열전달계수는 최대값을 보인후 다시 감소하는데, 이때의 Nu수 및 Re수와 Ar수의 무차원 관계식을 구하였다.

ABSTRACT

The purpose of this study was to investigate the enhancement of heat transfer coefficient in double pipe fluidized bed heat exchangers. The inner tube used a smooth tube and a finned tube equipped with longitudinal fins. The heat transfer coefficients between

the heated tube and fluidized bed of alumina beads were calculated as a function of fluidized velocity in various particle sizes($d_p=0.41, 0.54, 0.65, 0.77\text{mm}$) and static bed heights($H_0=50, 100, 150, 200, 250\text{mm}$).

The coefficient for finned tube is higher than for smooth tube. And the maximum increasing rate is 7.8 times in smooth tube and 12.9 times in finned tube.

Nomenclature

A	: 전열면의 면적	[m ²]
Ar	: 아르키메데스 수 $(\frac{d_p \rho_p (\rho_p - \rho_g) g}{\mu_g^2})$	[-]
Cp	: 비열	[J/kg K]
D, d	: 관의 직경	[mm]
H	: 유동층의 높이	[m]
h	: 열전달계수, 핀높이	[W/m ² K]
m	: 질량유량	[kg/s]
n	: 핀매수	[-]
Nu	: 누셀트수 $(\frac{hd_p}{k_g})$	[-]
k	: 열전도율	[W/m K]
Pr	: 프란틀 수 $(\frac{v}{\alpha})$	[-]
Q	: 열유속	[W/m ²]
R, r	: 반지름	[m]
Re	: 레이놀드수 $(\frac{\rho_g U d_p}{\mu_g})$	[-]
S _a	: 관의 단면적	[m ²]
T	: 온도	[K]
t	: 핀두께	[m]
U	: 겉보기 속도	[m/s]
ρ	: 밀도	[kg/m ³]

Subscript

b	: 평활관
H	: 고온유체쪽
f	: 유체, 핀

g	: 공기
i	: 관의 내면 또는 내관
mf	: 최소유동화상태
o	: 외관, 관의 외면
p	: 입자

I. 서 론

에너지 이용 효율의 증대를 위하여 각종 열기기의 효율 증대와 폐열의 회수나 저질 에너지의 이용을 위해 각종 열교환기의 고성능화가 대두되고 있으며, 특히 열전달계수가 낮은 공기를 전열 매체로하는 경우에는 총괄열관류계수가 저하하는 단점을 보완하기 위하여 유동층을 열교환기에 응용하여 공기를 매체로 하는 열교환기의 소형화 및 고성능화를 이룩하려는 노력이 이루어지고 있다.

유동층에서는 입자를 공기에 의해서 부유 유동시킴으로서 입자와 유체간의 접촉면적이 현저하게 증가하고 전열면에서 입자의 갱신효과(renewal effect)가 우수하며, 입자에 의한 경계층의 경막화효과로 인하여 열 및 물질전달 능력이 탁월하다.

따라서 유동층은 1930년부터 석탄의 가스화 공정에 응용되기 시작하면서, 오늘날까지 많은 관심을 끌고 있는 가운데, 여러 산업분야에서 유동층을 이용한 장치들이 실용화되고 있다. 실용화의 예를 간단히 살펴 보면 다음과 같다.

석유정제공업에서는 석유정제시 들어가는 촉매에 탄소가 부착하므로 촉매의 효과가 저하하는데, 이 때 유동층을 이용하여 촉매를 재생¹⁾하고 있으며, 염수의 담수화 공정, 핵폐기물의 소각과정

2), 산업폐기물의 처리과정³⁾, 건조장치⁴⁾ 등에 이용되고 있다. 또 최근에는 태양에너지를 집광하기 위한 집광장치⁵⁾, 저질 무연탄의 연소로나⁶⁾, 저질의 에너지 및 폐열의 유효이용이 강조되면서 유동층의 뛰어난 열전달 능력을 열교환기에 응용⁷⁾하여 공기를 매체로하는 고성능 열교환기를 실현하기 위한 많은 연구가 수행되고 있다.

유동층에서의 열전달은 입자의 물리적 특성이나 유동층의 형상, 유동화속도, 충전높이등 많은 인자에 영향을 받기 때문에 유동층을 열교환기에 응용하기 위해서는 전열면과 유동층간의 열전달 및 유동입자간의 전열 특성에 대한 명확한 고찰 및 입자를 유동시키기 위해서 부가적으로 투입되는 부가동력에 대한 연구⁸⁾가 필요하다.

또 전열면이 수직으로 설치된 유동층에서는 충전 높이와 유동화속도에 따라서 입자의 팽창 높이가 달라지므로 입자가 영향을 미치는 유효 전열면의 높이가 변하기 때문에 이에 대한 고려가 선행되어야 할 것으로 생각된다.

그러나 기존의 유동층에 대한 연구는 화학반응장치나 고온 연소로등에 응용하기 위한 고온 유동층에 대한 것이 대부분이며, 실험 방법에 있어서도 전열면을 전기적으로 가열하거나 Biot 수가 작은 구를 사용하여 비정상 상태의 열전달 계수를 구하는 경우가 많으며, 특정인자에 대한 연구에 국한하는 이론적인 연구가 대부분이기 때문에 기존의 연구 결과를 열교환기에 응용하는데에는 제한적인 면이 많다.

그래서 본 연구에서는 유동층 열교환기의 개발에 관한 기초적 연구의 일환으로 기존에 사용되고 있는 수직 이중관식 열교환기(3B×1½")의 환상부에 유동층을 형성하여, 평활관 및 핀관을 내관으로 사용하는 열교환기(1. 평활관을 내관으로 사용하는 단상강제대류 및 유동층형 열교환기, 2. 핀관을 내관으로 사용하는 단상강제대류 및 유동층형 열교환기)에서 유동화속도, 유동입자의 직경 및 초기 충전 높이가 전열특성에 미치는 영향을 고찰하고 열교환기의 전열성능을 상호 비교 검토하고자 한다.

따라서 유동층을 이용한 열교환기에서의 최적인전조건을 구하고 유동층을 열교환기에 응용하

기 위한 기초자료를 제시하여 열교환기의 공냉화 및 소형고성능화를 도모하고자 한다.

II. 실험장치 및 실험방법

본 실험에서는 기존에 사용되고 있는 이중관식 열교환기 중에서 입자의 유동을 원활하게 하기 위해서 환상공간의 면적을 가장 크게 확보할 수 있도록 공칭치수가 3B×1½"¹⁰⁾인 것을 택하였다.

열교환기에서의 열전달계수를 구하기 위하여 유동층에서의 압력손실 및 반경방향과 축방향의 온도와 전열면의 온도를 측정하였으며, 실험장치 및 온도의 측정방법은 다음과 같다.

실험장치의 개략도는 Fig. 1에 나타난 바와 같으며, 내관으로 유입되는 고온 공기는 송풍기(①, 1.3m³/min×300mmAq)로 송풍되며, 유량은 유량조절밸브②와 관로상에 설치한 오리피스(⑤, φ10mm) 전후의 압력차를 액주계로 읽어 일정한 유량이 되도록 조절하였다.

고온공기는 1kW의 열선(nichrome선) 10개를 장치한 전기가열장치④로 가열하도록 하였으며, 공기의 온도는 가열장치로 들어가는 전원을 전압조절기③로 조정하여 전기가열장치의 출구에서의 온도가 160±3°C가 되도록 하였다.

입자가 충전되어 있는 환상공간을 흐르는 저온공기는 송풍기⑧로 송풍하였으며 송풍시의 유량은 유량조절밸브(boll valve, ②)와 바이패스 밸브에 의해서 조절하였으며, 유속은 0.1~5m/s 범위에서 실험을 실시하였다. 유량은 오리피스에서의 압력차로 부터 계산하였으며, 오리피스는 프로우트 타입유량계로 보정하였다.

Fig. 2는 고온공기가 열교환기의 내관을 상향으로 흐르고 저온공기는 입자가 충전되어 있는 환상공간을 상향으로 흐르도록 설계한 병행류형 이중관식 열교환기의 상세도를 나타낸 것이다.

열교환기의 내관은 스테인레스 강관을 사용하였다. 평활관의 내경은 42mm, 외경은 48mm이며, 핀관은 같은 치수의 관에 종형핀([Fig. 3(c) 참조], 핀높이 h=10mm, 두께 t=1mm, 핀갯수 t=

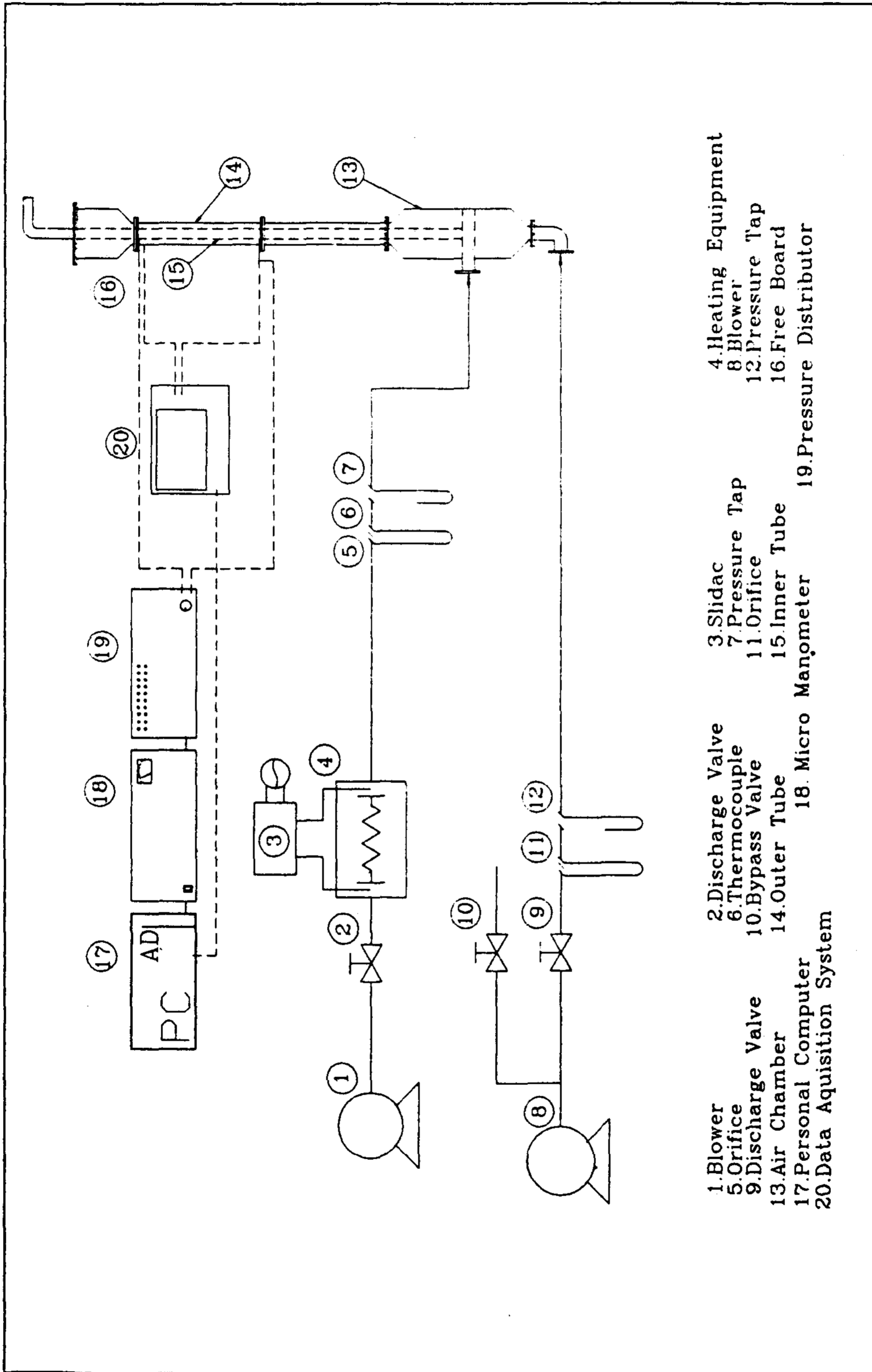
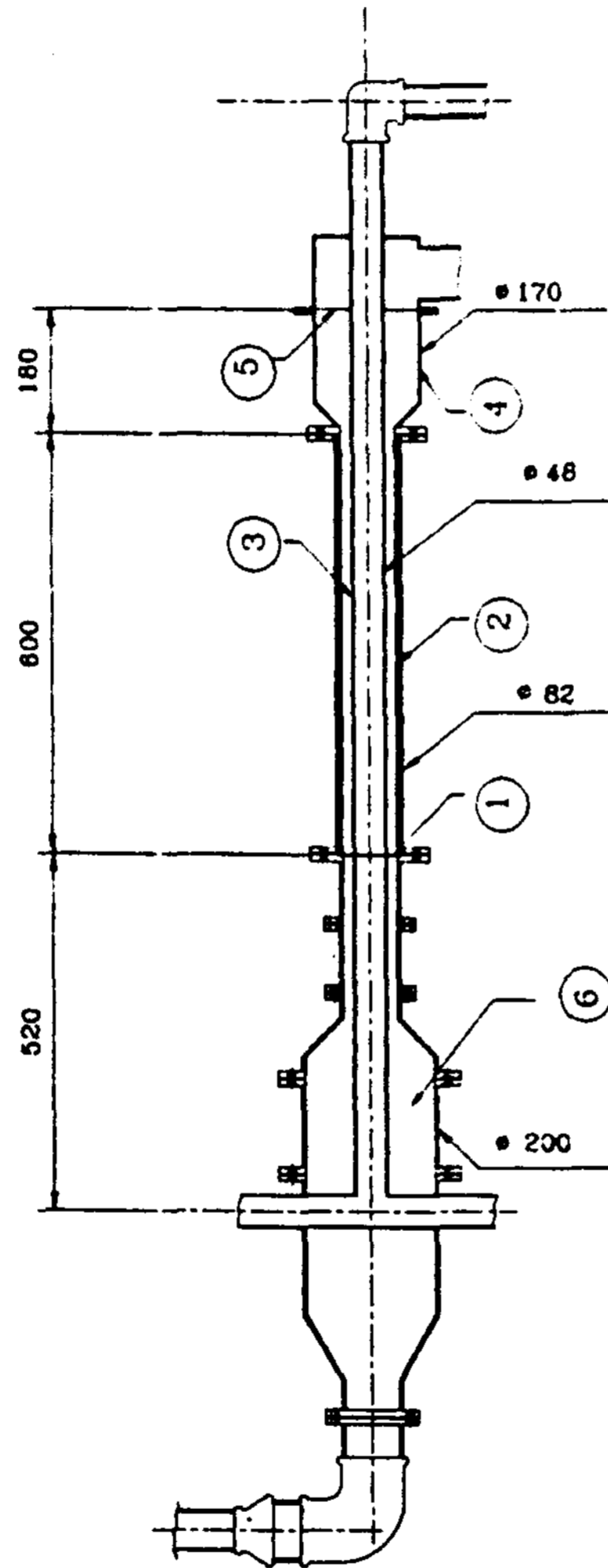


Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus



- 1. Distributor
- 2. Outer Tube
- 3. Inner tube
- 4. Free Board
- 5. Screen
- 6. Air chamber

Fig. 2 Detail of test section and finned tube

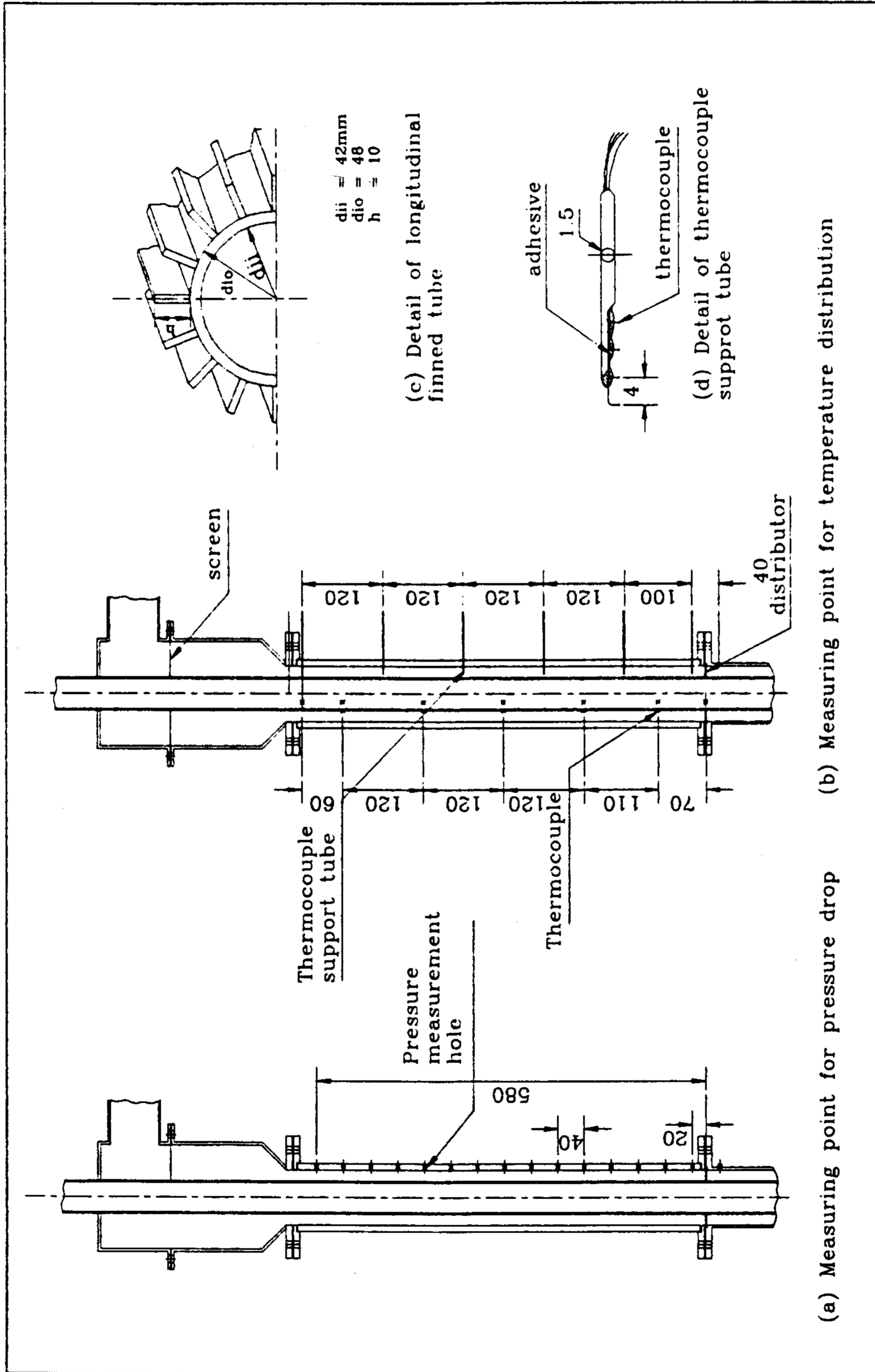


Fig. 3 Measuring point for pressure and temperature

16매)을 부착했다.

또 외관(②, 외경 104mm, 내경 80mm, 길이 600mm)은 베이클라이트로 가공하였으며, 유리 섬유로 단열처리하였다. 입자를 지지하기 위한 분산판①은 50메쉬의 스테인레스 스크린 망을 사용하였다. 유동층의 상부에는 입자의 비산과 누출을 막기 위해서 프리보드④와 스크린망⑤을 설치했다.

고온공기 및 유동화공기의 온도측정은 다음과 같이 행하였다.

내관을 흐르는 고온공기의 온도는 분산판이 있는 위치에서 부터 수직으로 120mm간격[Fig. 3(b) 참조]으로 6곳에 열전대(T-type, $\phi 100\mu\text{m}$)를 관의 중심으로부터 반경향으로 11.5mm 떨어진 지점(관내흐름에서 유체평균온도(bulk temperature) 위치)에 설치하여 유체평균온도를 측정하였다. 또 환상부로 유입되는 저온공기의 입구에는 4개의 열전대를 4mm간격으로 삽입하여 제작한 열전대 지지세관[Fig. 3(d) 참조]을 분산판으로부터 20mm하단에 설치하여 유입되는 공기의 온도분포를 측정하였다.

또 유동층내에는 열전대지지 세관을 분산판으로부터 20mm 떨어진 곳에서부터 100, 200mm 간격으로 6곳에 삽입하여 모두 24개소의 온도를 측정하여 층내의 온도분포를 구할 수 있도록 하였다. 또 전열관 표면 온도는 내관에 삽입한 열전대의 위치와 같은 높이에 열전대를 관표면에 용착하여 측정하였다.

온도의 측정은 유동입자를 소정의 높이로 충전한 후에 바이패스밸브와 유량조절밸브로 유량을 조정하여 소정의 유속으로 설정한 후에 각 온도 측정점에서의 온도를 Data Aquisition System(⑩, KAY 4 Plus, U. S. A.)으로 측정하여 PC(⑪, [Fig. 1 참조])로 전송하였다. PC에서는 3분 간격으로 온도를 측정하여 3분 동안의 온도변화가 $\pm 0.3^\circ\text{C}$ 이하 일때를 정상상태에 도달한 것으로 보고 이때의 온도를 실험Data로 취하였다.

1. 실험범위

본 실험의 범위는 다음과 같다.

(1) 유동입자 : 본 실험에서는 평균 입자직경이 0.41, 0.54, 0.65, 0.77mm인 구형 알루미나 입자(alumina bead)를 사용하였으며 입자의 평균직경은 표준망체를 사용해서 식(1)에 의해서 계산하였다. 입자의 밀도는 비중병에 의한 측정법으로 행하였으며 평균밀도는 2298kg/m^3 이다.

$$d_p = \frac{1}{\sum_k \left(\frac{x_k}{d_{pk}} \right)} \quad (1)$$

여기서, x_k : weight fraction

d_{pk} : 체에 의한 입자 직경이다.

(2) 초기 충전 높이 : 유동화되기 전의 상태인 초기 충전 높이는 각 입자에 대해서 50, 100, 150, 200, 250mm로 변화시켰으며 전열면의 길이로 무차원화한 값(H_0/H)은 0.083, 0.167, 0.250, 0.333, 0.417이다.

(3) 고온공기 : 열교환기의 내관을 흐르는 고온공기의 유속은 12.97m/s 이며, 온도는 가열기의 출구온도가 $160 \pm 3^\circ\text{C}$ 가 되도록 하여 전체 실험 조건에서 일정하게 유지하였다.

(4) 저온공기 : 열교환기의 환상부를 흐르는 저온공기의 유속은 $0.05 \sim 4.0\text{m/s}$ (평활관의 경우), $0.05 \sim 3.2\text{m/s}$ (핀관의 경우)이다. 상온의 공기를 흡입하였으며, 오리피스 출구의 온도는 대략 $30 \sim 40^\circ\text{C}$ 정도이다.

III. 열전달계수의 계산

유동층에서의 열전달계수는 본 실험에 사용한 bed를 120mm간격으로 5등분하여 각 구간에서의 국부 열전달계수를 구하여 평균을 취하는 방법으로 구하였다. 각 구간에서 고온유체(내관)에서 저온유체(외관)로 이동되는 열량(Q_H)는 다음과

같이 구했다.

$$Q_H = m_H D p_H \Delta T_H \quad (2)$$

(1) 평활관에서의 열전달계수

평활관의 외면에서의 열전달계수(h_b)는 다음 식으로 계산하였다.

$$h_b = \frac{Q_H}{A_o(T_w - T_b)} \quad (3)$$

윗식에 의해서 계산한 열전달계수를 핀관을 사용하는 경우와 비교를 위하여 내면의 면적을 기준으로한 열전달계수(h_{bi})로 환산하였으며, 환산식은 다음과 같다.

$$h_{bi} = h_b \frac{A_o}{A_i} = h_b \frac{D_o}{D_i} \quad (4)$$

(2) 핀관에서의 열전달계수

핀에서의 열전달계수를 구하기 위해서는 핀에서의 온도분포를 알아야만 한다. 따라서 본 실험에서는 핀 뿌리(base)의 온도를 측정하여 다음과 같은 가정하에서 유한차분법을 이용하여 온도분포를 구하였다.

- i) 핀에서의 열전달은 정상상태이다.
- ii) 핀에서의 온도분포는 일차원적이다.
- iii) 핀 뿌리의 온도는 일정하며 핀의 열전도율은 관의 열전도율과 같다.
- iv) 관표면과 핀 표면에서의 열전달계수는 같

다.

핀에서의 좌표계는 Fig. 4와 같다. 여기서 i 점에 대해 에너지 평형(energy balance)을 취하면

$$q_{i-1} = q_{i+1} + q_{ci} \quad (5)$$

가 된다.

여기서,

$$q_{i-1} = tk_f \left. \frac{\Delta T}{\Delta x} \right|_x$$

$$q_{i+1} = tk_f \left. \frac{\Delta T}{\Delta x} \right|_{x+\Delta x}$$

$$q_{ci} = 2\Delta x h_f (T_i - T_b)$$

이며, 식(5)를 $\theta_i = \frac{T_i - T_b}{T_w - T_b}$ 로 하여 정리하면

다음과 같은 차분식을 얻을 수 있다.

- i) $1 < i < M$ 의 경우

$$\theta_i = \frac{\theta_i + \theta_{i-1}}{C_i} \quad (6)$$

여기서, $C_i = 2 + 2\Delta x^2 \frac{h_f}{tk_f}$ 이다.

- ii) $i=1$ 인 경우 $\theta_1 = 1$
- $i=M$ 인 경우 $\theta_M = \frac{1}{C_M} \theta_{M-1}$

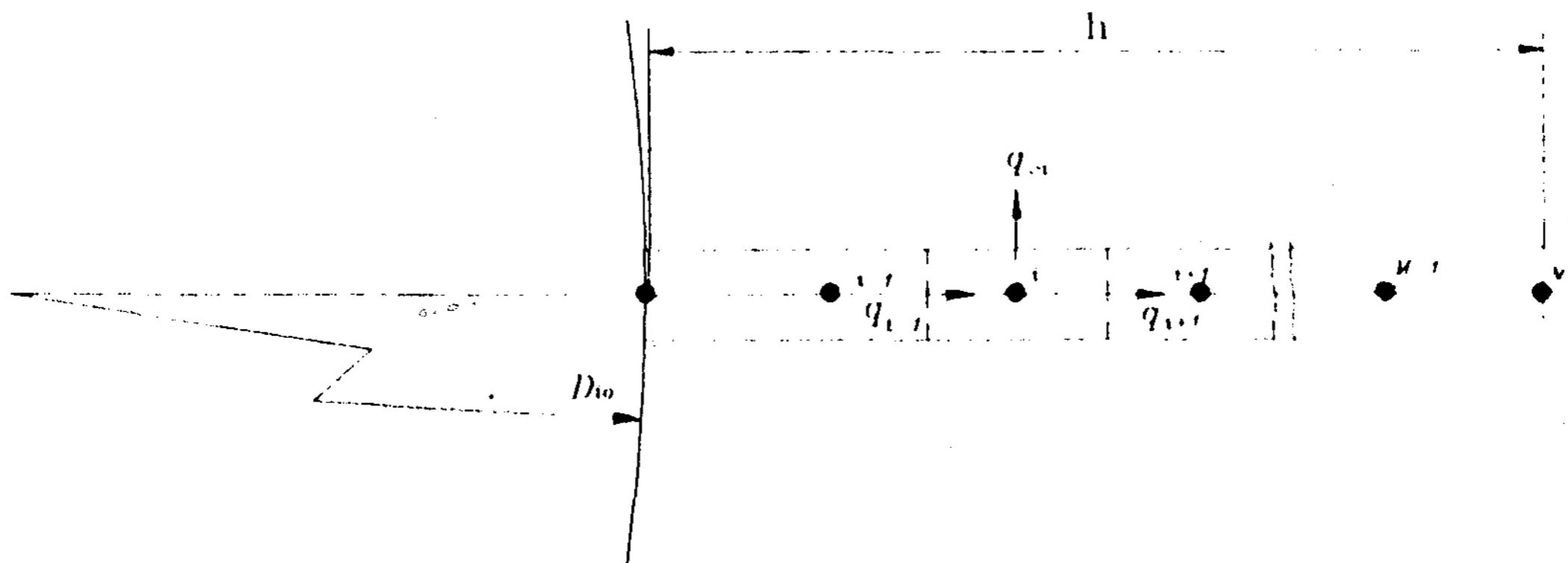


Fig. 4 Schematic of heat conduction model for finned tube

여기서, $C_M = \frac{1 + \frac{3}{4} \frac{2\Delta x^2 h_f}{tk_f} + \frac{\Delta x}{k_f} h_f}{1 - \frac{1}{4} \frac{2\Delta x^2 h_f}{tk_f}}$ 이다.

따라서 핀관에서의 열전달계수는 나관부에서의 열전달량 $[A_b \theta_1 (T_1 - T_b) h_f]$ 을 포함하여 정리하면 다음 식으로 표시된다.

$$h_f = \frac{Q_H}{(A_b \theta_1 + n \Delta x \theta_1 + 2n \sum_{i=2}^{M-1} \Delta x \theta_i + n \Delta x \theta_M + n t \theta_M) \times (T_1 - T_b)} \quad (8)$$

윗식에 의해서 열전달계수는 먼저 h_f 를 가정하여 식(6) 및 (7)에 의해서 온도분포를 구하고, 이를 식(8)에 대입하여 수정된 h_f 를 구하여, h_f 값이 수렴할 때까지 반복계산하여 구하였다. 이때 수렴조건에서 허용오차는 0.001로 하였다.

핀관에서 열전달계수는 내면기준 열전달계수로 표시하는 것이 일반적이며, 또 본 실험에서는 평활관의 전열효과를 비교하기 위하여 관표면을 기준으로 한 열전달계수(h_i)를 관내면의 면적을 기준으로 하는 관 내면기준 열전달계수(h_r)로 환산하였으며, 환산식은 다음과 같다.

$$h_r = h_i (\Omega A_r + A_b) / A_i \quad (9)$$

또 Ω 는 핀의 유효도를 나타내는 핀효율이며 다음과 같이 표시된다.

$$\Omega = \frac{\tanh mh}{mh} \quad (10)$$

여기서, $m = \sqrt{h_i P / k A_i}$ (P: 접수주변길이 2n)이다.

IV. 실험결과 및 고찰

본 절에서는 평활관 및 핀관을 내관으로하는 수직이중관식 열교환기에서 내관의 내면의 면적을 기준으로 하여 계산한 평균 열전달계수에 대한 입자직경 및 충전 높이의 영향을 검토하고 또

각각의 경우에 열전달효과를 단상강제대류형 열교환기와 비교하고자 한다.

1. 평활관을 사용하는 경우

평활관을 내관으로 사용할때 식(4)에 의해서 계산된 열전달계수와 유속의 관계를 나타내면 Fig. 5, 6과 같다.

Fig. 5는 입자를 충전하지 않은 경우(이하 단상강제대류: F. C.) 및 입자직경이 0.41mm인 입자를 유동시키는 경우에 입자의 충전높이를 변수로하여 열전달계수와 유속과의 관계를 나타낸 것이다.

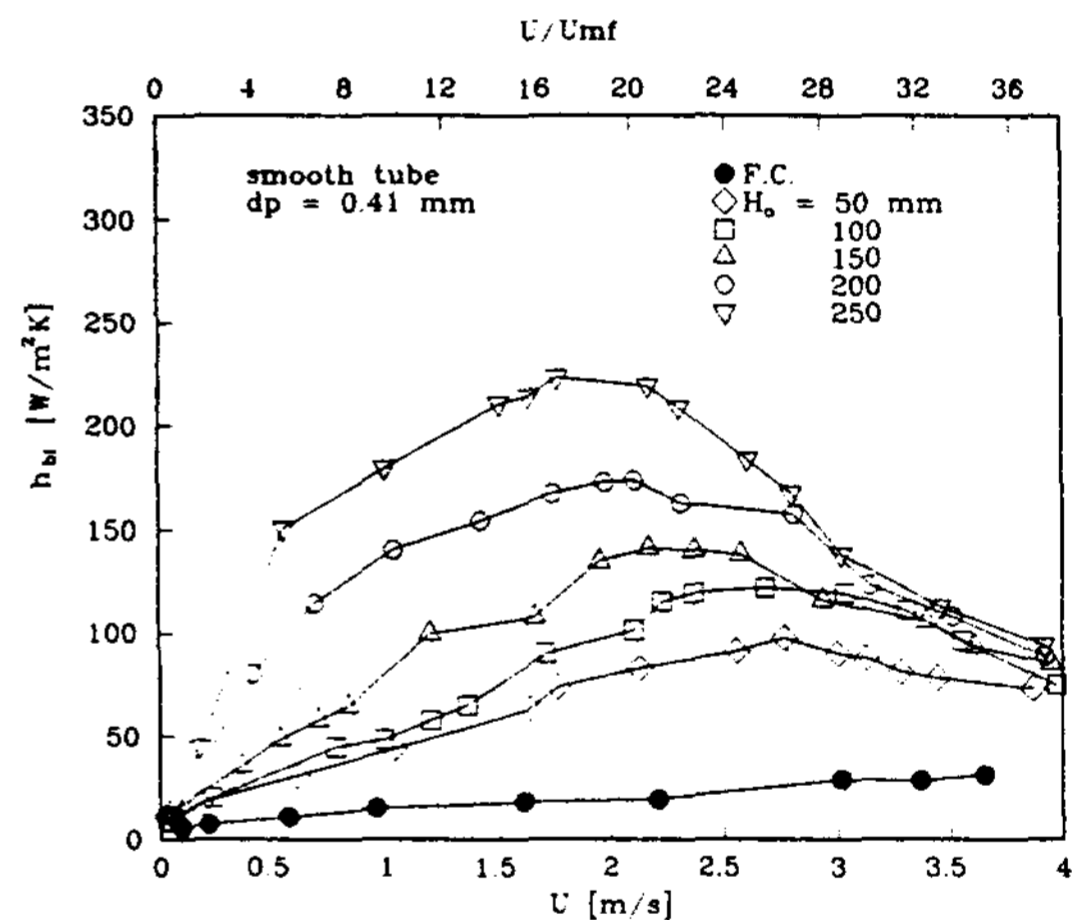


Fig. 5 Effect of fluidized velocity on heat transfer coefficient in smooth tube heat exchanger (dp=0.41mm)

유동층에서는 유속이 증가하면 열전달계수는 점차 증대하여 최대값에 도달한 후에 다시 감소하며, 유속이 더욱 증대하면 충전 높이에 관계 없이 거의 일정한 값까지 감소하는 경향을 보이고 있다.

유동화 초기에 열전달계수가 증가하는 것은 기포에 의한 유동의 교란 작용과 전열면에서 입자의 체류시간의 급격한 감소로 인하여 전열면에서 입자의 갱신효과가 증가하기 때문이다.

또 최고점에 도달한 후에 다시 감소하는 것은 과잉되는 공기의 증가로 인하여 기포의 발생수가

증가하고 또 기포의 크기가 커져서 기포가 전열면을 덮게 되는 부분이 증가하기 때문이다.

그리고 유속이 더욱 증가하면 수송층으로 천이하게 되므로 유동입자중 일부가 프리보드로 유입하여, 층내의 입자밀도가 감소함으로 열전달계수가 급격히 감소하는 것으로 생각된다.

유속이 동일한 경우에는 충전 높이가 높을 수록 열전달계수가 증가하는데, 이것은 충전 높이가 높을수록 유동입자의 밀도가 증가하여 입자와 전열면간의 접촉 빈도가 증가하여 입자에 의한 열전달이 증대하게 되고, 유로단면적이 감소하므로 베드 내에서 실제유속을 증가시키기 때문으로 생각된다.

또 충전 높이가 높아지면 열전달계수가 최대가 될때의 유속이 낮은 쪽으로 이동하는데, 이것은 유동층에서 베드의 팽창높이(H_c)가 H_{mf} 와 $(U-U_{mf})$ 의 곱에 비례하므로, 충전 높이가 높을 수록 베드의 팽창속도가 빨라지기 때문으로 설명될 수 있다.

Fig. 6은 입자지경이 0.77mm인 경우로 유속에 대한 열전달계수의 경향은 0.41mm인 경우와 거의 동일한 경향을 갖는다.

또한 단상강제대류형 열교환기와 유동층형 열교환기에서 열전달을 비교하면, 유동층이 우수하며, 각 입자 및 충전 높이에서 단상강제대류에

대한 열전달계수의 증진율은 입자지경이 작을 수록 또 충전높이가 높을 수록 증대한다. 단상강제대류에 대한 열전달 계수의 증진율은 본 실험 범위에서는 최저($dp=0.77mm$ 이고 $H_c=50mm$) 82%에서 최고($dp=0.45mm$ 이고 $H_c=250mm$) 683%의 전열증진 효과가 있었다.

Fig. 7, 8은 충전 높이가 동일($H_c=100mm$, $H_c=200mm$)할때 입자지경을 변수로하여 열전달계수와 유속의 관계를 나타낸 것이다.

유속이 동일한 경우에는 입자지경이 작을수록 열전달계수는 증대하며, 유속의 증가에 따른 열

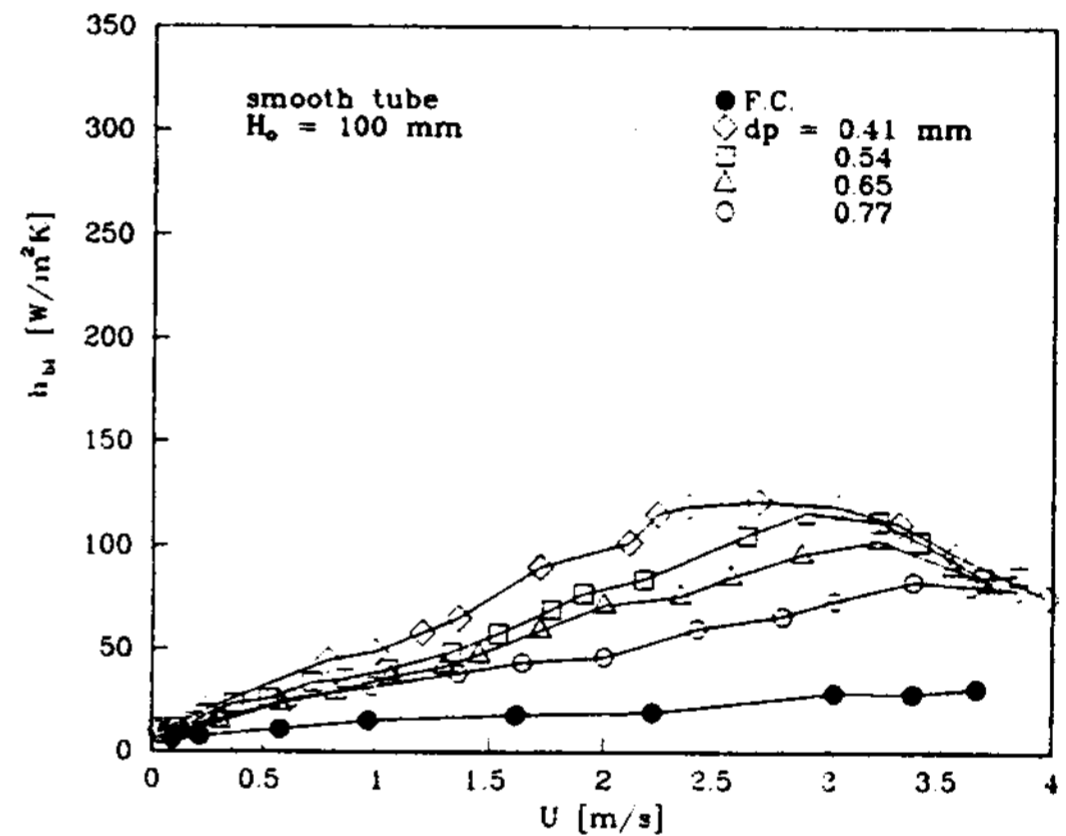


Fig. 7 Effect of particle size on heat transfer coefficient in smooth tube heat exchanger($H_o=100mm$)

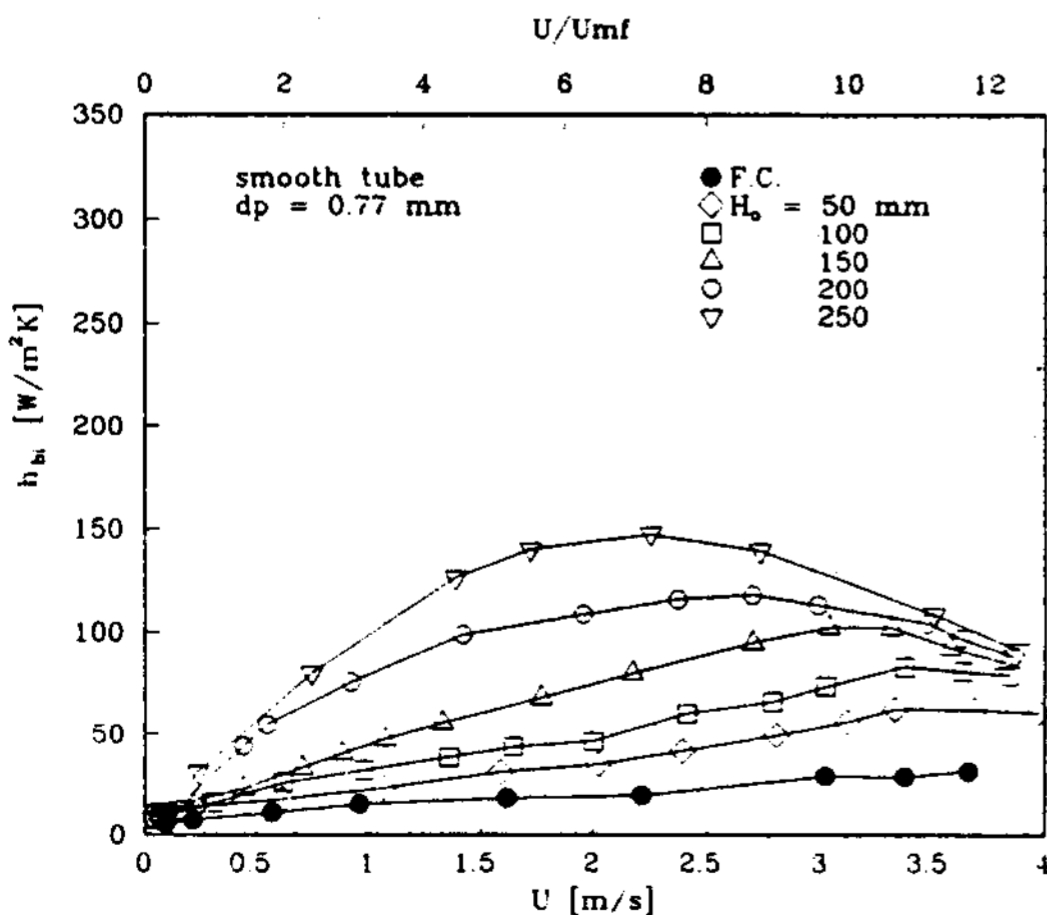


Fig. 6 Effect of fluidized velocity on heat transfer coefficient in smooth tube heat exchanger ($dp=0.77mm$)

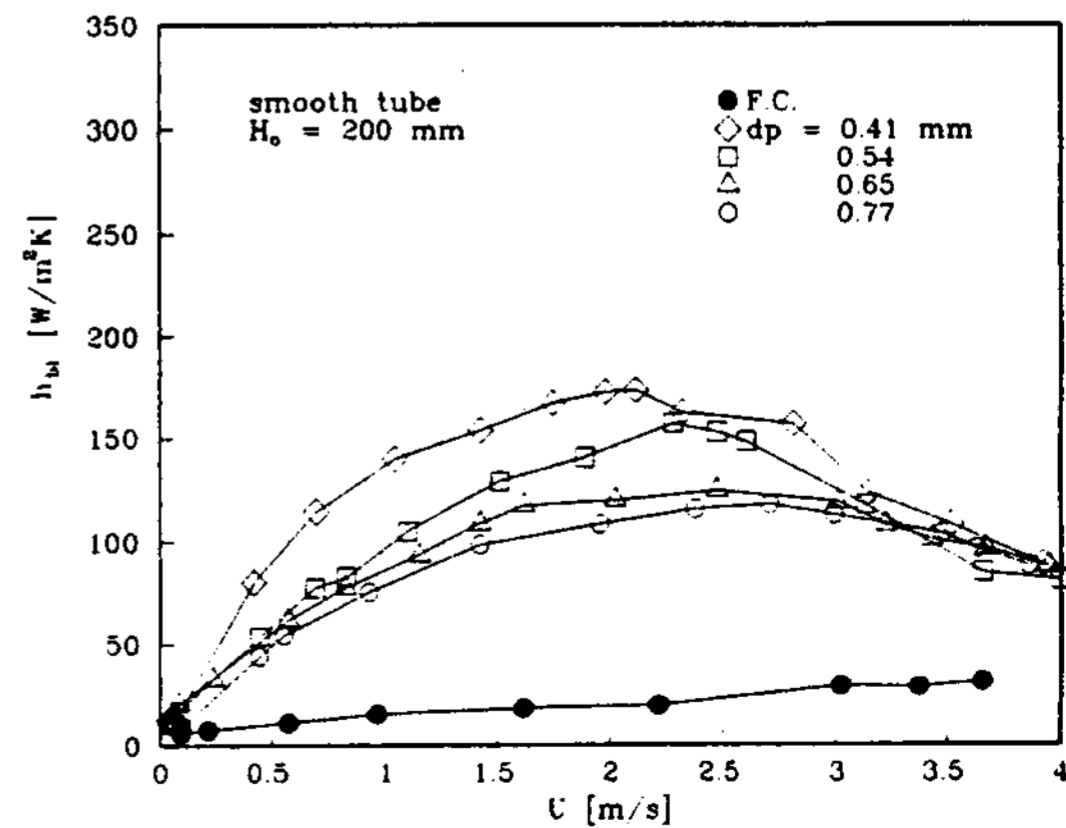


Fig. 8 Effect of particle size on heat transfer coefficient in smooth tube heat exchanger($H_o=200mm$)

전달계수의 증진을 또한 입자직경이 작을 수록 큰 것을 알 수 있다. 이것은 충전 높이가 같을 지라도 입자가 작으면 충전되는 입자의 수가 증대하여 전열면과 입자간의 접촉빈도가 증대하는 효과와 단위체적당의 입자의 표면적의 증대로 인한 유효전열면적의 확대효과 및 전열면상에서 열전달의 주된 저항인 가스막의 두께 감소^{11, 12)}로 인하여 열전달은 증대하는 것으로 설명될 수 있다.

또 입자직경이 작아질수록 열전달계수가 최대가 되는 유속이 감소하는데, 이것은 입자의 체류시간¹³⁾은 입자직경이 작을 수록 낮은 유속에서 급격하게 감소하며, 또 베드의 팽창 높이는 $U-U_{mf}$ 에 비례하므로 입자직경이 작을 수록 베드의 팽창 속도가 빠르기 때문으로 설명될 수 있다.

또 충전 높이가 동일한 경우에 입자직경을 0.77 mm에서 0.41mm로 감소시키면 각 충전 높이에서 열전달계수는 평균 108% ($H_o=50$ mm), 88% ($H_o=100$ mm, [Fig. 7 참조]), 70.5% ($H_o=150$ mm), 65% ($H_o=200$ mm, [Fig. 8 참조]), 64.4% ($H_o=250$ mm) 증가하는 것으로 나타났다.

따라서 충전 높이가 높을 수록 입자직경의 감소로 인한 열전달계수의 증진율은 감소하는 것을 알 수 있다.

2. 핀관을 사용하는 경우

전열관(내관)으로서 핀관을 사용하는 경우에 식(9)에 의해서 계산한 열전달계수와 유속과의 관계를 나타내면 Fig. 9, 10과 같다.

Fig. 9는 단상강제대류 및 평균입자직경이 0.41 mm인 입자를 유동시킨 유동층에서 충전 높이에 따른, 열전달계수와 유속과의 관계를 나타낸 것이다. 열전달계수는 평활관에서와 마찬가지로 유속이 증가하면 증대하며, 유속이 어느 정도 증가하면 열전달계수는 최대가 된다.

그러나 핀관을 사용하는 경우에는 열전달계수가 최대가 되는 유속이 평활관을 사용하는 경우보다 높은 유속으로 이동하게 되는데, 이것은 핀관을 사용하므로써 핀에 의한 베드의 팽창이

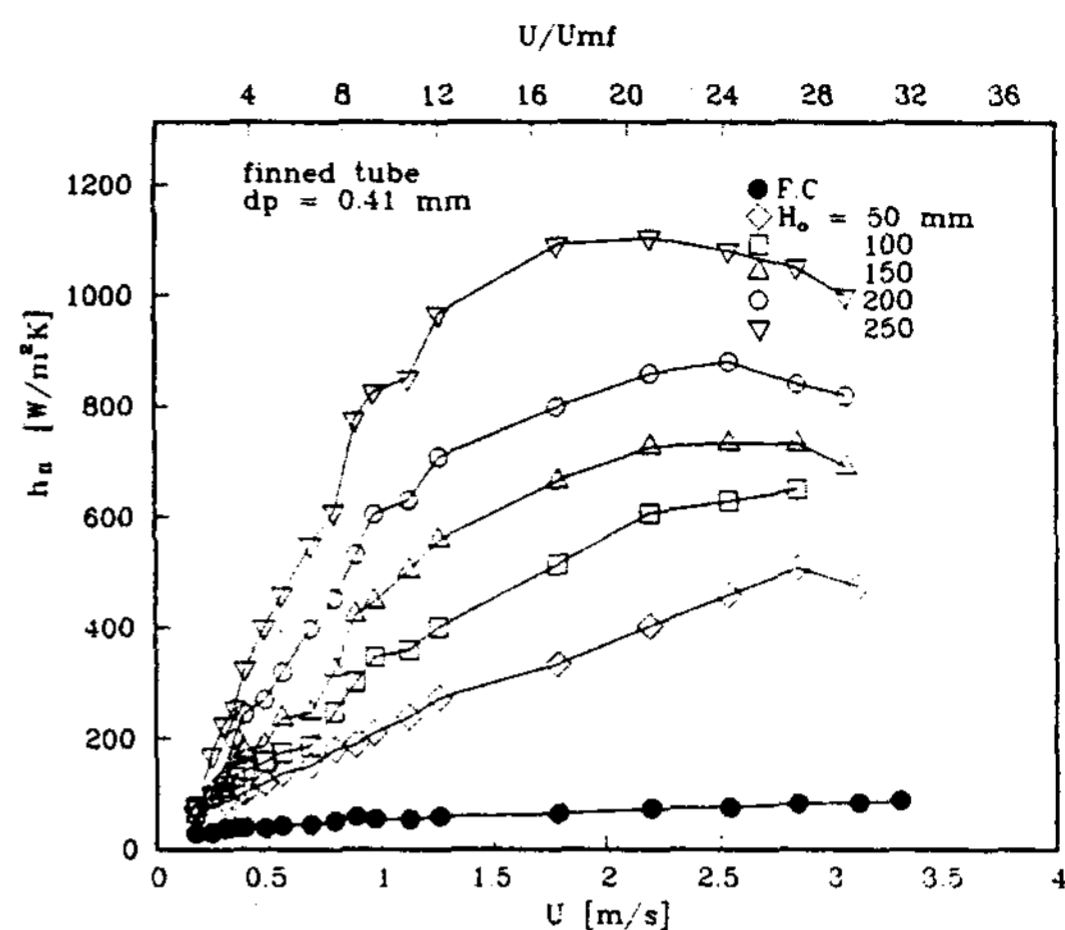


Fig. 9 Effect of fluidized velocity on heat transfer coefficient in finned tube heat exchanger ($dp=0.41$ mm)

지연되기 때문으로 생각된다.

또 단상강제대류의 경우와 비교하면 유동층의 경우가 열전달이 증대하며, 핀관을 사용하는 경우에도 충전 높이가 증가할수록 입자직경이 감소할 수록 단상강제대류에 의한 증진율이 증대하며, 본 실험범위에서는 최저 172% ($d_p=0.77$ mm, $H_o=50$ mm, [Fig. 9])에서 최고 1191% ($d_p=0.41$ mm, $H_o=250$ mm, [Fig. 10])의 전열증진효과가

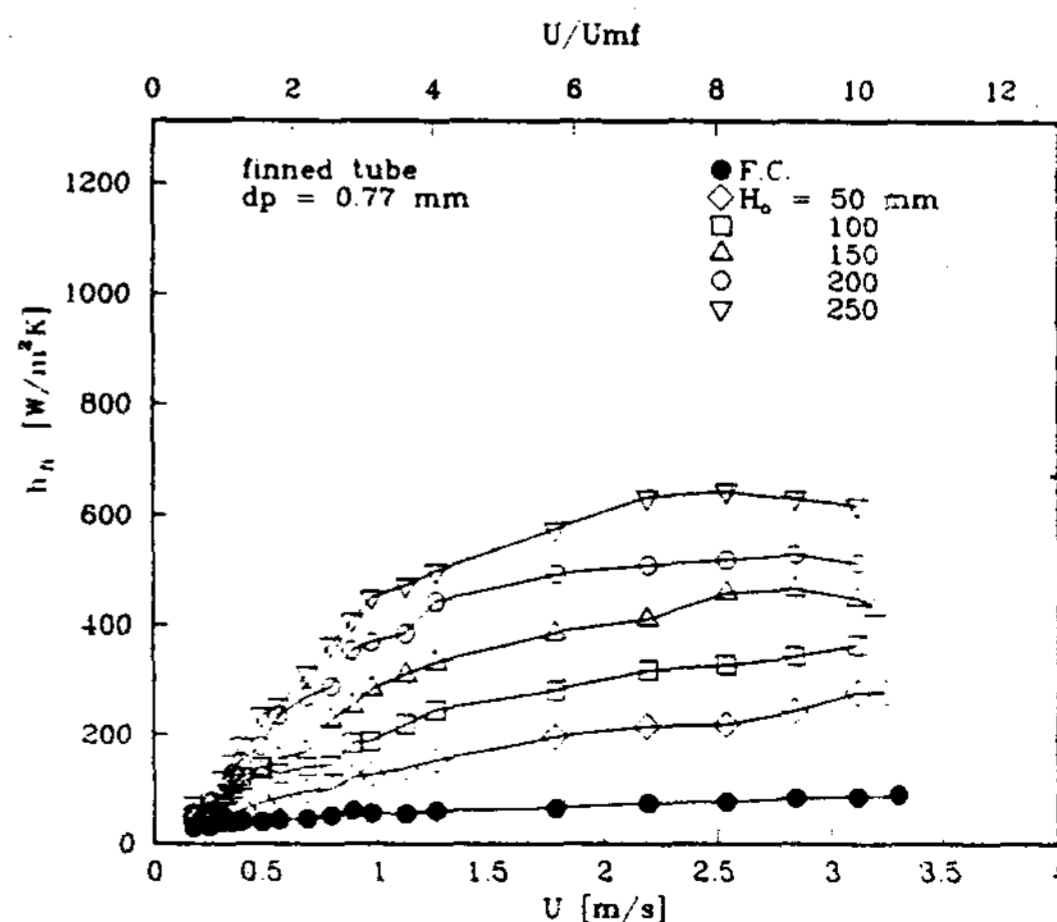


Fig. 10 Effect of fluidized velocity on heat transfer coefficient in finned tube heat exchanger ($dp=0.77$ mm)

있었다. 따라서 핀관을 사용하는 경우가 평활관을 사용하는 경우보다 유동층에 의한 열전달 증진 효과가 우수하다.

Fig. 10은 입자직경이 0.77mm인 경우로 0.41 mm일때와 거의 동일한 경향을 나타내며, $d_p=0.54, 0.65$ mm인 경우에도 같은 결과를 얻고 있다.

또 열전달계수가 최대가 되는 유속은 충전 높이가 증가할수록 감소하는 경향을 보이는데, 이것은 평활관에서와 같이 베드의 팽창 높이와 관련해서 설명될 수 있다.

Fig. 11, 12는 동일한 충전 높이에서 유속에 따른

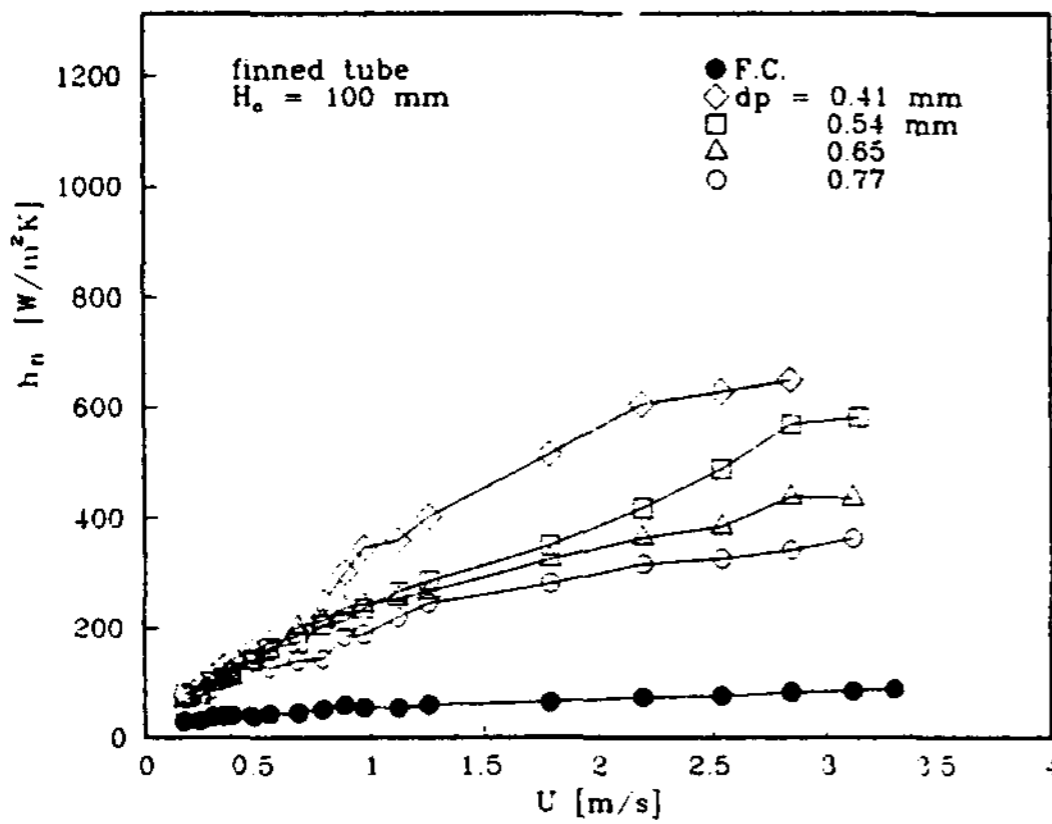


Fig. 11 Effect of particle size on heat transfer coefficient in finned tube heat exchanger ($H_o=100$ mm)

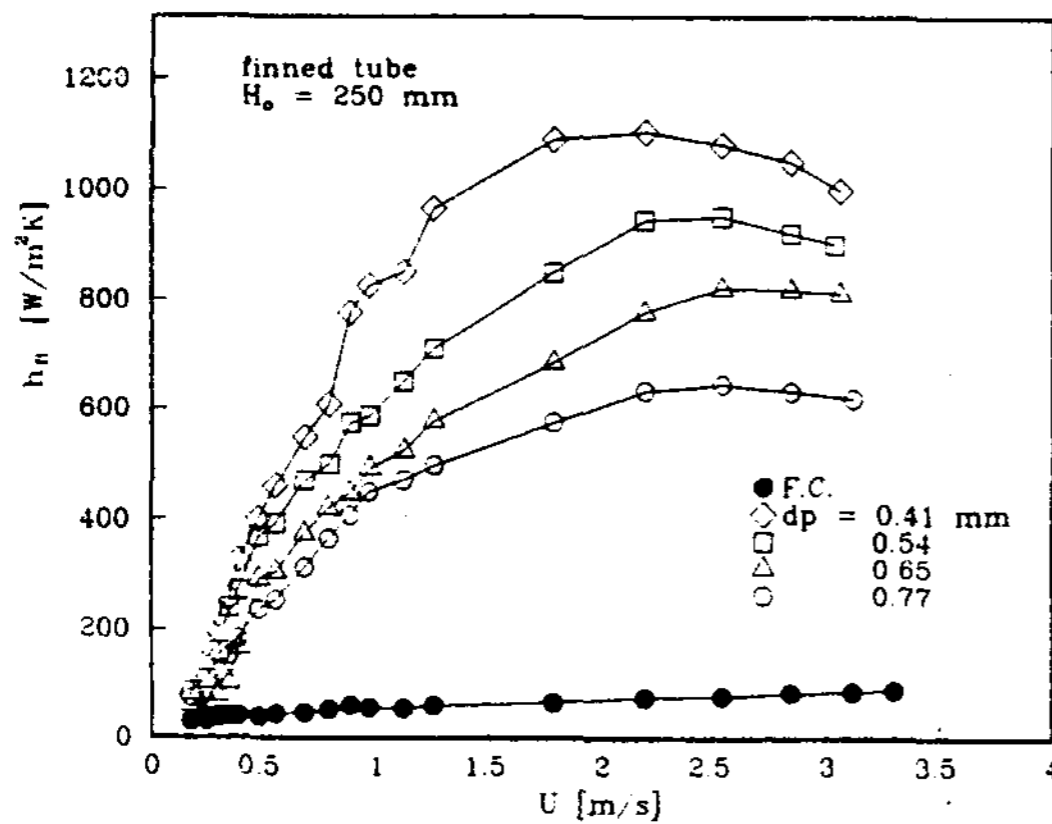


Fig. 12 Effect of particle size on heat transfer coefficient in finned tube heat exchanger ($H_o=250$ mm)

열전달계수를 입자직경을 변수로하여 나타낸 것이며, Fig. 11은 충전 높이가 100mm일때로 유속이 동일하면 평활관과 마찬가지로 입자직경이 작을수록 열전달계수가 증가하고 있다. 이것은 평활관에서와 같이 충전되는 입자수의 증가로 인한 전열면적의 확대효과와 가스막의 두께의 감소로 설명될 수 있다.

Fig. 12는 각각 충전 높이가 250mm인 경우로 충전 높이가 증가할수록 유동화초기에 열전달계수가 급격히 증가하고 있으며, 입자직경이 작을수록 열전달계수가 최대가 되는 유속은 점차 감소하고 있음을 알 수 있다. 이는 평활관의 경우와 마찬가지로 베드의 팽창높이와 체류시간의 감소 현상때문으로 설명될 수 있다. 즉 입자직경이 작을수록 베드의 팽창 높이가 빠르게 증대하며 체류시간이 낮은 유속에서 감소하므로 최대값을 나타내는 유속이 감소하는 것으로 생각할 수 있다.

또한 충전 높이가 증가할수록 열전달계수는 유동화초기에 더 급격하게 증대하며, 단상강제 대류에 대한 열전달계수의 증진을 또한 커진다.

유동층의 경우에는 동일한 충전 높이에서 입자의 크기를 0.77mm에서 0.41mm로 변화시키는 경우에 유속에 따른 열전달계수의 증진율은 평균 84% ($H_o=50$ mm), 79% ($H_o=100$ mm), 65% ($H_o=150$ mm, [Fig. 11 참조]), 62% ($H_o=200$ mm), 79% ($H_o=250$ mm, [Fig. 12 참조])의 증진이 있었다.

3. 평활관과 핀관의 열전달계수 비교

Fig. 13은 수직이중관식 단상강제대류 열교환기에서 각각 핀관과 평활관을 내관으로 사용하는 경우에 열전달계수와 유속의 관계를 나타낸 그림이다. 유속이 동일하면 핀관의 열전달효과가 좋으며, 유속의 증가에 따른 열전달계수의 증진을 또한 핀관이 크게 나타냈다. 이 경우에 핀관이 평활관보다 약 2.5배의 전열 증진효과가 있는데, 이것은 핀을 부착함으로써 전열면적의 확대효과에 의한 것으로 생각할 수 있다.

Fig. 14, 15는 충전 높이가 같을 때 각 입자에

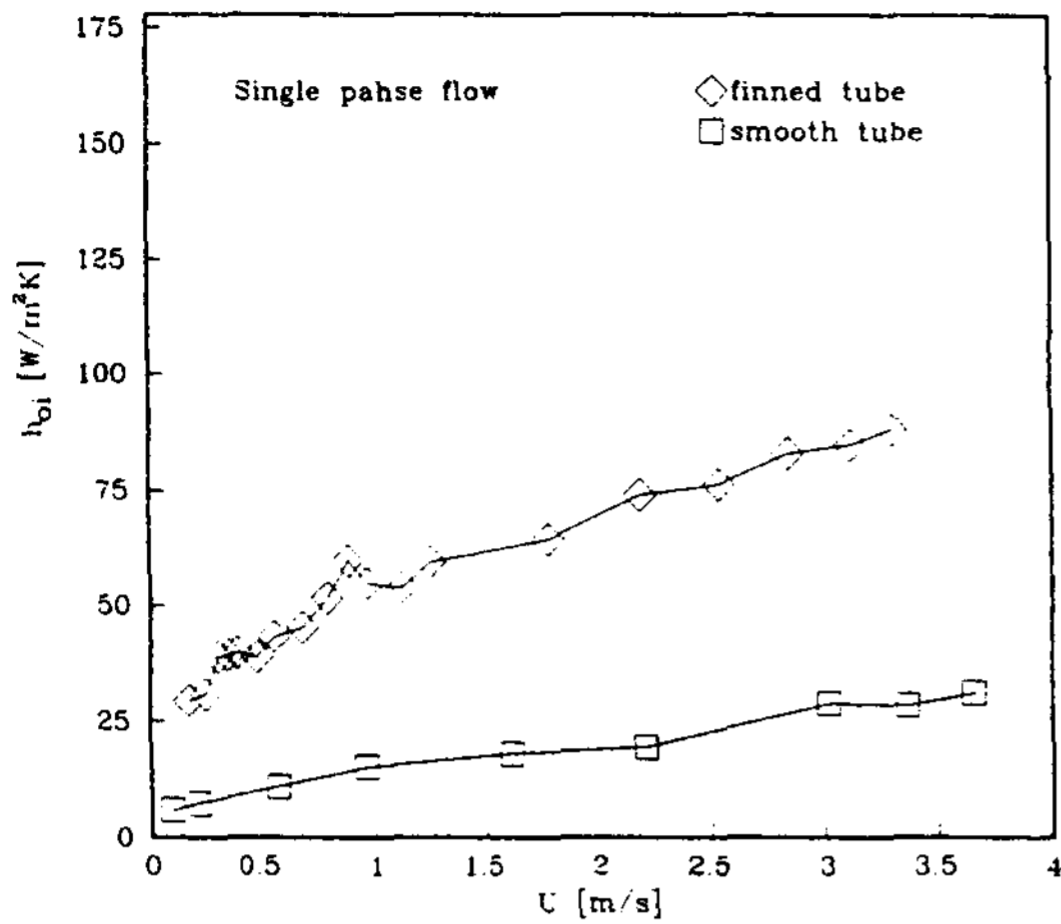


Fig. 13 Comparison of heat transfer coefficient between finned tube and smooth tube heat exchanger (Single phase flow)

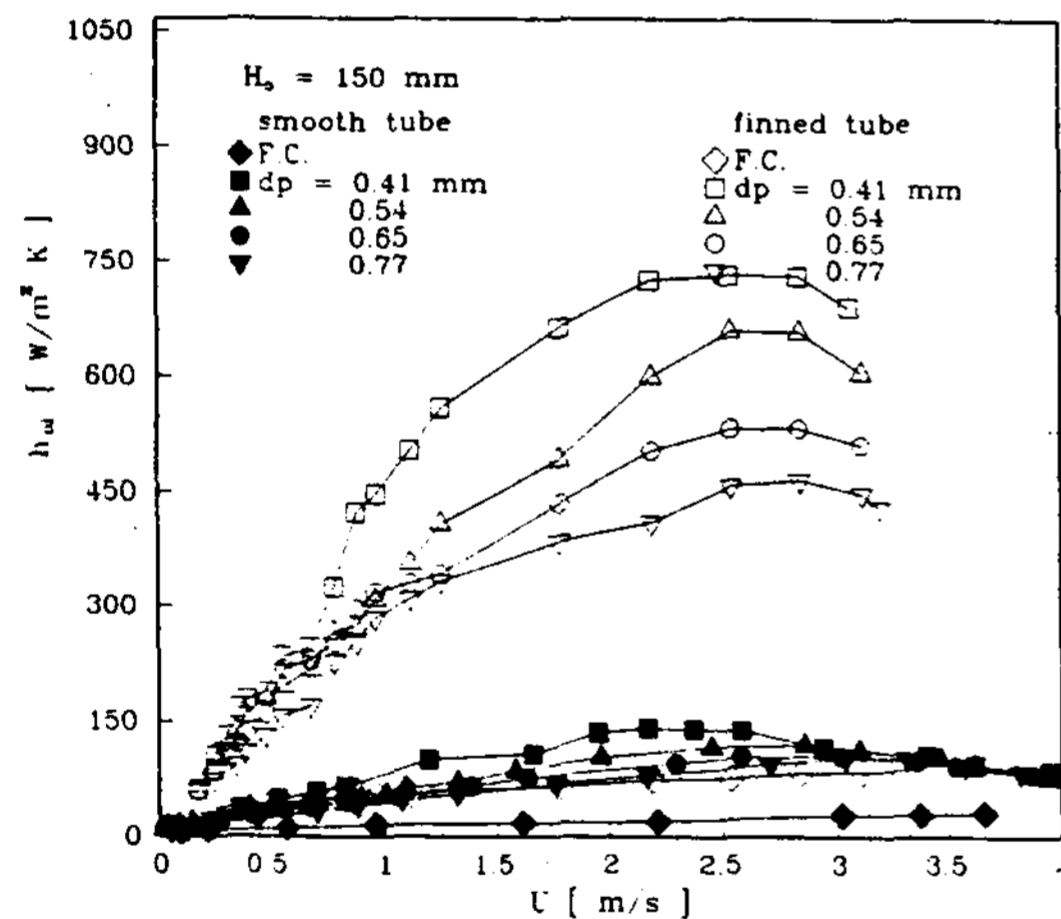


Fig. 14 Comparison of heat transfer coefficient between finned tube and smooth tube (Ho=150mm)

대한 유동층형 열교환기에서 각각 핀관과 평활관을 내관으로 사용할 때, 열전달계수를 비교한 것이다.

Fig. 14는 충전 높이가 150mm인 경우로 핀관을 사용할 때가 평활관을 사용하는 경우보다 열전달효과가 우수하며, 또 단상강제대류에서와 마찬가지로 핀관을 사용하는 경우가 유속증가에 따른 열전달계수의 증진율이 크게 나타났다.

또한 열전달계수가 최대가 되는 유속은 평활관보다 핀관의 경우가 다소 큰데, 이것은 핀에 의한 기포의 분쇄효과로 기포의 성장이 억제되어 배드의 팽창이 지연되기 때문에 전열면 전역이 유동화될 때의 유속이 핀관의 경우가 더 크기 때문이다.

Fig. 15는 각각 충전 높이가 250mm일 때로 충전 높이가 150mm인 경우와 거의 동일한 경향을 보이고 있으며, 충전높이가 50, 100, 200mm인 경우에도 같은 경향을 갖는다.

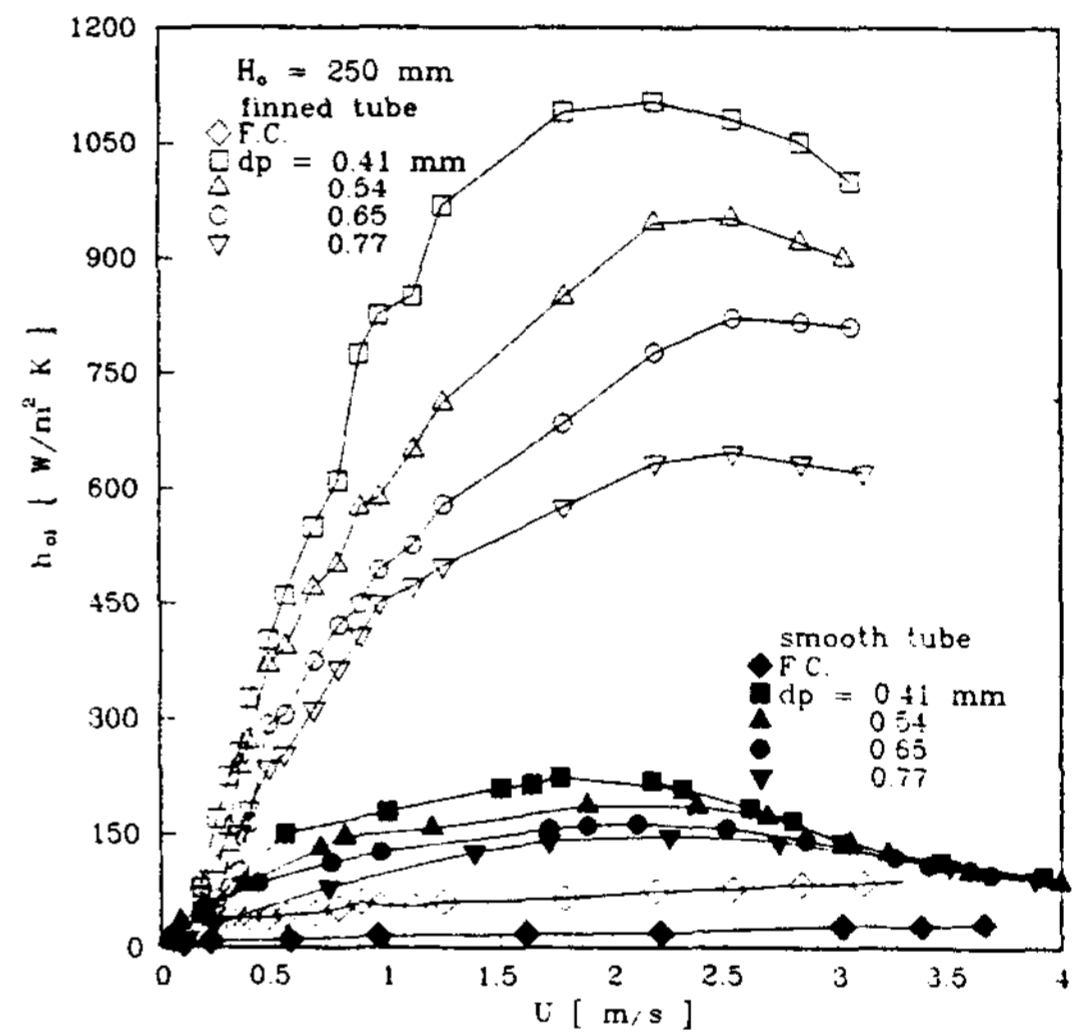


Fig. 15 Comparison of heat transfer coefficient between finned tube and smooth tube (Ho=250mm)

또 충전 높이가 동일한 경우에 입자직경을 0.77 mm에서 0.41mm로 감소시키면 평활관에서는 충전 높이에 따라 평균 108~64%, 핀관에서는 84~62%의 열전달 증진효과가 있다.

그리고 단상강제대류에서는 핀관을 사용하는 경우가 평활관을 사용하는 경우보다 약 2.5배의 전열증진효과가 있으나, 입자를 유동시키는 경우는 이 보다 높은 평균 3.27배의 전열증진효과가 있었다. 따라서 본 실험에서는 핀 부착으로 인한 평활관에 대한 전열면적의 확대비는 3.15배인 점을 고려하면, 유동층에서는 핀 부착에 의한 전열면적의 확대 효과보다 더 높은 전열증진효

과를 얻고 있는데, 이것은 핀 부착으로 인한 전 열면적의 증대효과와 기포의 성장이 핀에 의해 억제되고 세분화되는 효과 때문에 유동양상이 보다 균질화되는 점과 동시에 본 실험에서와 같이 종형 핀을 사용하므로서 핀 표면과 입자의 접촉 빈도를 증대시켜 유동 입자에 의한 열전달 효과가 보다 크게 나타나기 때문이다.

4. 최적 조건

유동층 열교환기에서는 열전달계수가 최대가 되는 최적조건이 존재함을 알 수 있다.

일반적으로 최적조건에서 Re_{opt} 및 Nu_{max} 은 Ar 및 $\frac{D_o}{D_b}$, T 및 베드의 형상등의 함수관계가 있는 것으로 알려져 있다.

따라서 본 실험에서는 최적 조건에서의 Re_{opt} 과 Nu_{max} 을 Ar 및 H_o/H 에 대해서 정리하여 다음과 같은 결과를 얻었다.

Fig. 16, 17은 평활관에서 Re_{opt} 과 Nu_{max} 을 Ar 와 H_o/H 의 함수로 나타낸 것이며, 무차원 관계식은 다음과 같다.

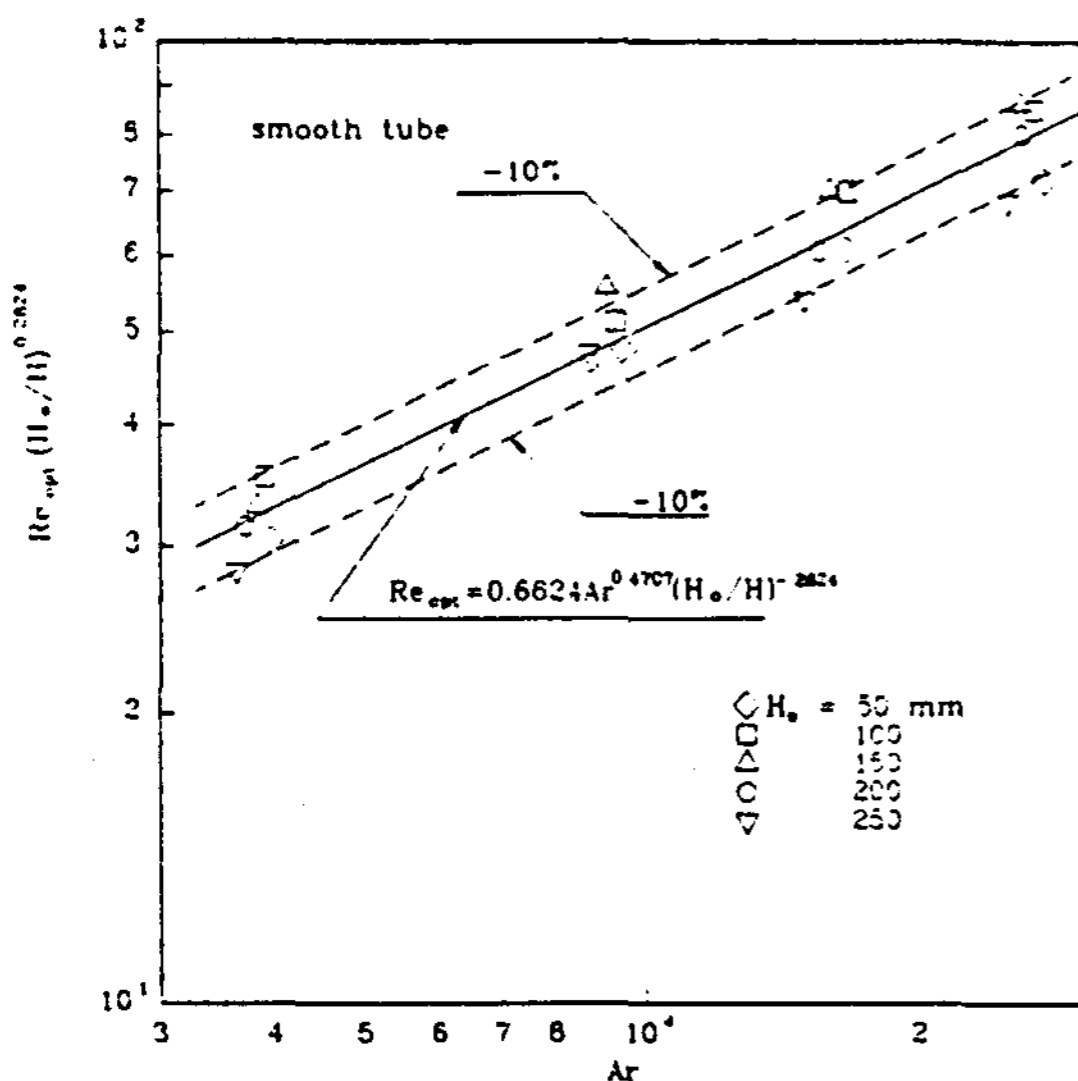


Fig. 16 Relation for optimum Reynolds number in smooth tube heat exchanger

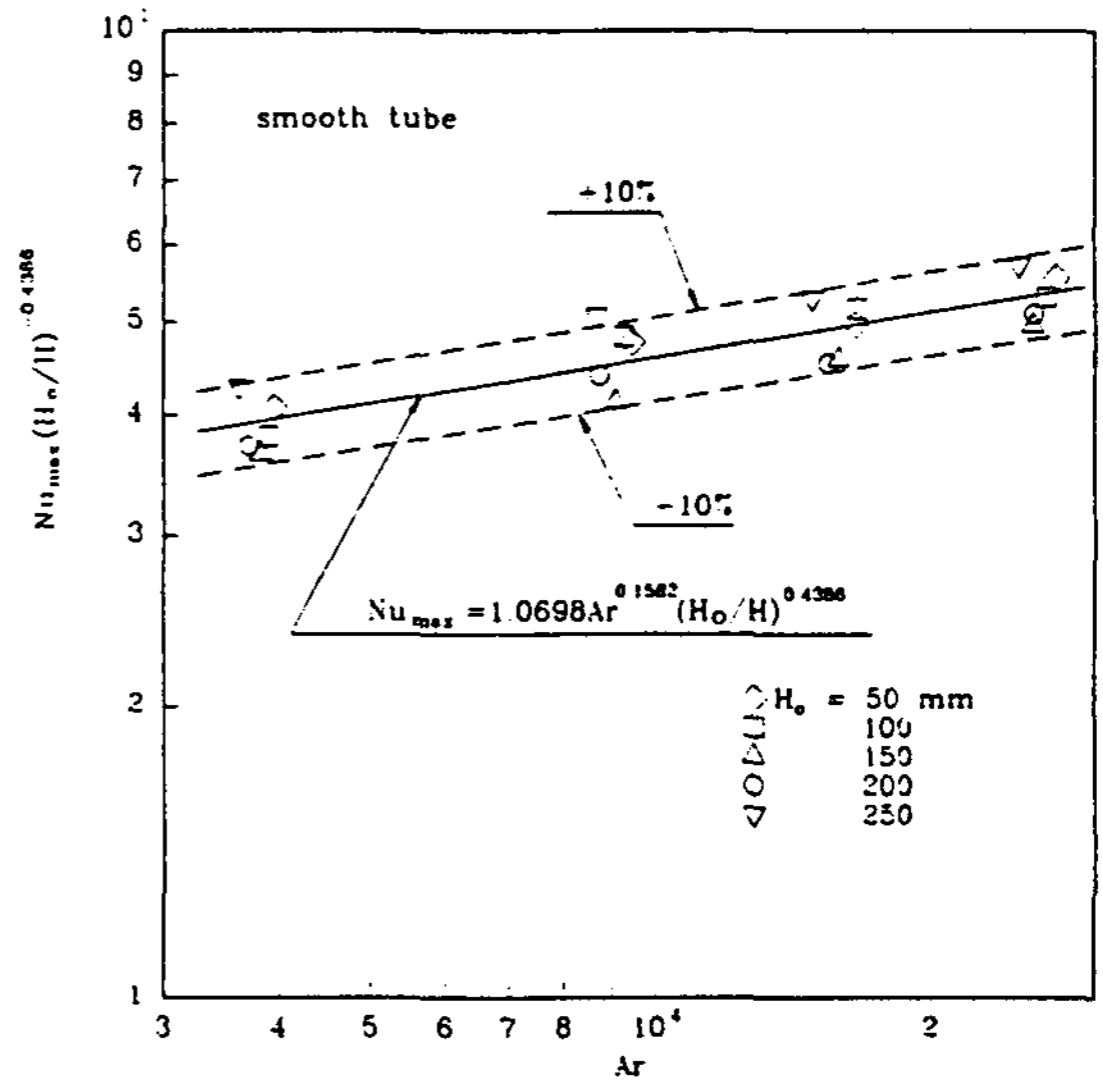


Fig. 17 Maximum Nusselt number in smooth tube heat exchanger

$$Re_{opt} = 0.6624 Ar^{0.4707} \left(\frac{H_o}{H}\right)^{-0.2624} \quad (11)$$

$$Nu_{max} = 1.0698 Ar^{0.1582} \left(\frac{H_o}{H}\right)^{-0.4386} \quad (12)$$

$$3500 < Ar < 27500$$

식(11)과 식(12)는 $\pm 10\%$ 범위에서 실험치를 만족하고 있다.

또, Fig. 18, 19는 핀관에서 Re_{opt} 과 Nu_{max} 을 Ar 와 H_o/H 의 관계를 나타낸 것이며, 무차원관계식은 다음식과 같다.

$$Re_{opt} = 1.8924 Ar^{0.3729} \left(\frac{H_o}{H}\right)^{-0.1604} \quad (13)$$

$$Nu_{max} = 9.3265 Ar^{0.1003} \left(\frac{H_o}{H}\right)^{-0.4823} \quad (14)$$

$$3500 < Ar < 27500$$

식(13), 식(14)는 $\pm 7\%$ 범위에서 실험치를 만족하고 있다.

따라서 평활관을 사용하는 경우나 핀관을 사용하는 경우 모두 충전 높이가 증가하면 Re_{opt} 는 감소하며, Nu_{max} 은 증가하는 것을 알 수 있다. 또

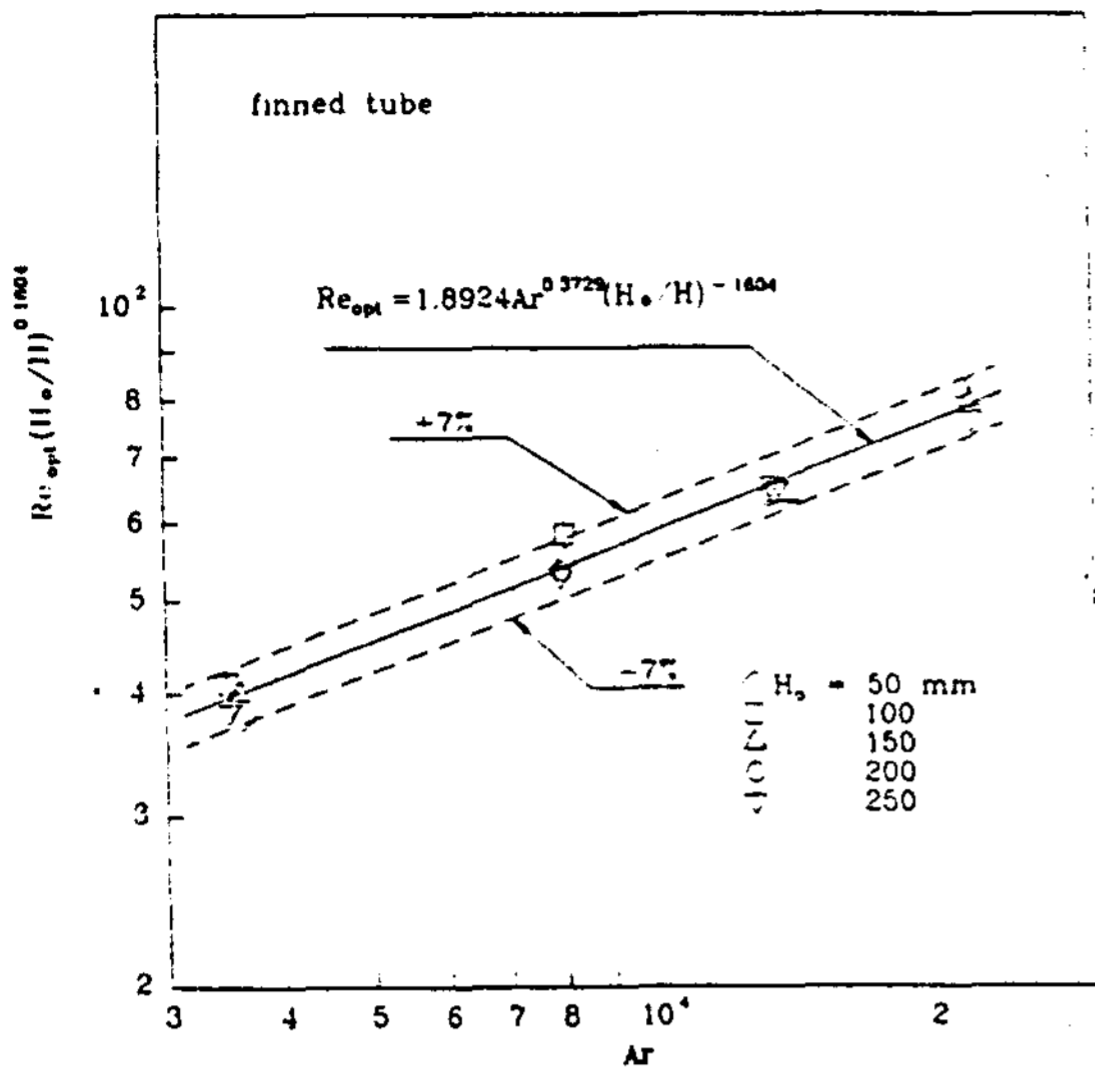


Fig. 18 Relation for optimum Reynolds number in finned tube heat exchanger

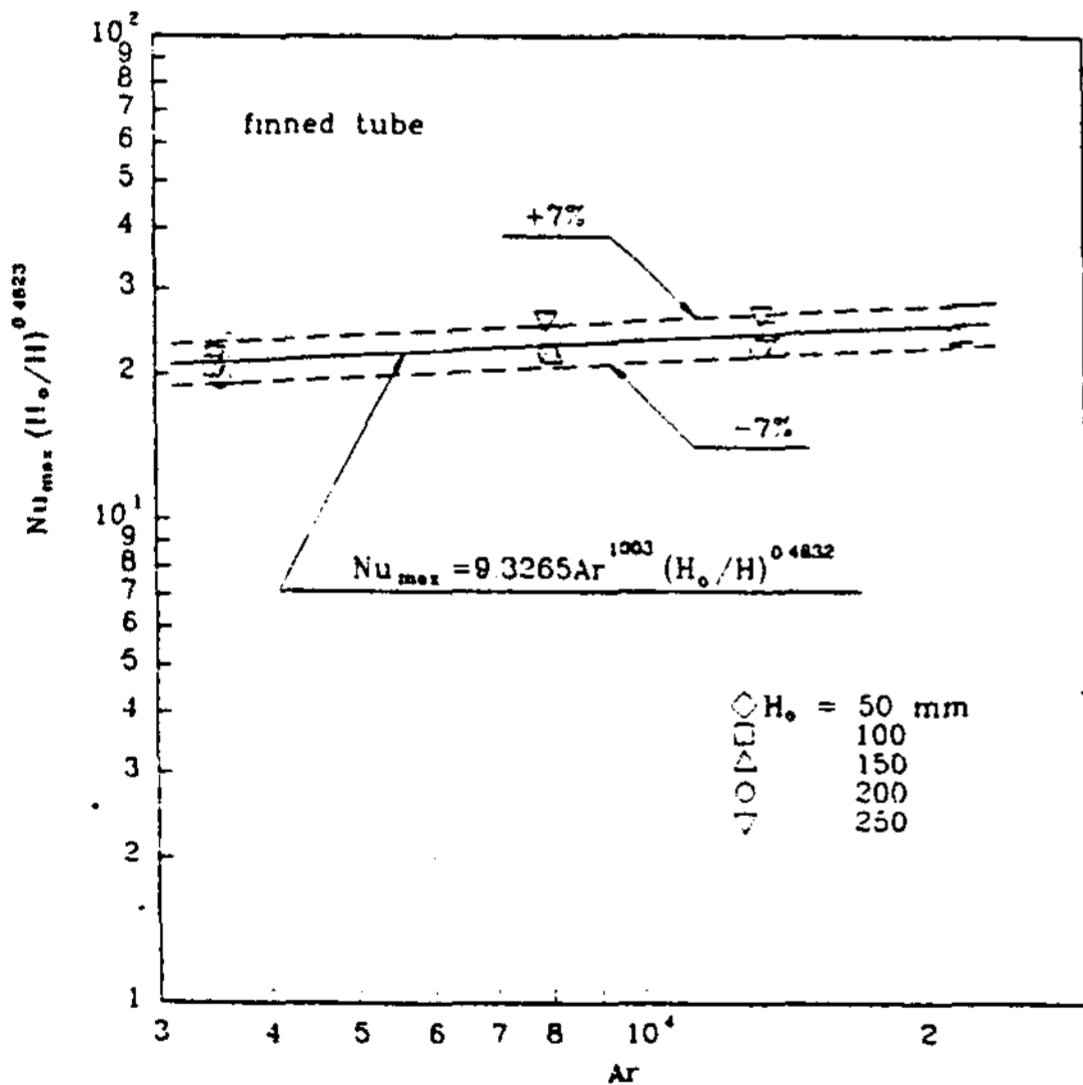


Fig. 19 Maximum Nusselt number in finned tube heat exchanger

이식에서 h_{max} 은 평활관의 경우는 $d_p^{-0.5256}$ 에 비례하며, 또 핀관의 경우는 $d_p^{-0.6996}$ 에 비례하는 것을 알 수 있다.

또한, 평활관을 사용하는 경우에 최대 Nu에 대해서 Mathur¹⁴⁾는 $Nu_{max} \propto Ar^{0.145}$ ($d_p = 275 \sim 803 \mu m$)의 관계를 얻고 있는데, 본 실험 결과는 입

자직경의 범위가 거의 비슷한 Mathur의 결과와 거의 일치하는 관계를 얻고 있다.

V. 결 론

유동층을 열교환기에 응용하기 위한 시도로 알루미늄 입자를 유동입자로 하는 수직이중관식 유동층형 열교환기의 내관으로 평활관 및 핀관을 사용하는 경우에 입자의 크기($d_p = 0.41, 0.54, 0.65, 0.77 mm$) 및 충전 높이($H_o = 50, 100, 150, 200, 250 mm$)가 유속에 따른 압력손실 및 열전달 특성에 미치는 영향을 실험적으로 고찰하고, 단상강제 대류형 열교환기와 비교 검토하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 유동층에서 열전달계수는 유속이 증가하면 증가하여 최대값을 나타낸 후에 다시 감소한다. 또 유속이 동일한 경우에는 충전 높이가 높을수록, 입자직경이 감소할수록 열전달계수가 증대한다.

2. 열전달계수를 최대로 하는 유속은 충전 높이가 높아질수록 감소하며 또 충전 높이가 동일한 경우에는 입자직경이 감소할수록 감소한다. 또 최적조건에서 Nu_{max} 및 Re_{opt} 는 평활관 및 핀관에서 다음과 같은 무차원식으로 표시할 수 있다.

평활관의 경우 :

$$Re_{opt} = 0.6624Ar^{0.4707} \left(\frac{H_o}{H}\right)^{-0.2624}$$

$$Nu_{max} = 1.0698Ar^{0.1582} \left(\frac{H_o}{H}\right)^{-0.4386}$$

$$3500 < Ar < 27500$$

핀관의 경우 :

$$Re_{opt} = 1.8924Ar^{0.3729} \left(\frac{H_o}{H}\right)^{-0.1604}$$

$$Nu_{max} = 9.3265Ar^{1.003} \left(\frac{H_o}{H}\right)^{-0.4823}$$

$$3500 < Ar < 27500$$

3. 유동층형 열교환기가 단상강제대류형 열교환기보다 열전달이 우수하며 열전달 증진율은 층진 높이가 높을 수록, 입자직경이 감소할수록 증대하며 평활관의 경우는 최대 7.8배, 핀관을 사용할 때는 최대 12.9배의 열전달 증진효과가 있었다.

4. 단상강제대류형 열교환기에서는 전열관을 핀관을 사용하므로써 평활관보다 2.15배의 열전달 증진효과가 있었으며, 유동층형 열교환기에서는 평균 3.27배의 전열증진효과가 있었다.

[후 기]

본 연구는 92년도 인하대학교 교내연구비지원에 의해서 연구되었습니다.

Reference

1. Daizo Kunii, Octave Levenspiel, 1962, Fluidization Engineering, John Wiley and Son.
2. J. C. Pertrie, W. A. Freeby and J. A. Bucknam, 1968, "In-bed heat exchangers", Chem, Eng. Progr, Vol. 64, No. 7, pp. 45-51.
3. M. I. Rundinicki, O. S. Mah, 1981, "Statics of fluidized bed waste heat recovery", Heat Exchangers Theory and Practics, J. Taborek, Hemisphere Publishing W.
4. 辛昊一, 1974, "乾燥裝置", 大光書林
5. 相原利雄, 丹山重直, 崔準燮, 石龜希男, 1985-5, "流動層を用いた高温カス加熱装置の研究", 第22回日本傳熱ツソホツウム講演論文集, 283-285.
6. D. C. Rhys Jones, 1986, "Fluidisation in The Coal Industry", Ind. Eng. Chem. Res., Vol. 25, pp. 1002-1010.
7. 齊藤和夫, 齊藤俊彦, 板本守義, 1985, "給邊用充てん層熱交換器開發", 日本機械學會論文集(B編), 51卷 472號, pp. 4063-4070.
8. 福迫尙一郎, 關信弘, 石黒正剛, 江口德雄, 1985, "粒子層内にあ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), 15卷 463號, 989-995.
9. 서정운 외 3명, 1992, "입자층을 이용한 열교환기에서 소요동력에 따른 전열특성에 관한 연구", 공기조화냉동학회 논문집, 4권 4호, pp. 351~359.
10. 金英喆, 1979, "熱交換器 핸드북", p. 204, 大光書林.
11. G. Van. Heerden, A. P. P. Nobel, D. W van Krevelen, 1953, "Mechanism of Heat Transfer in Fluidized Beds.", Industrial Engineering Chemical, Vol. 45, No. 6.
12. V. N. Vedamurthy, V.M.K. Sastri, 1977, "An Experimental Study of the Influence of Bed Parameters on Heat Transfer in a Fluidized Bed Combuster.", Int. J. Heat Mass Trans., Vol. 20, pp. 911-918.
13. A.P. Baskakov, B. V. Berg, 1973, "Heat Transfer to Objects Immersed in Fluidized Beds.", Power Technology, Vol. 8, pp. 272-282.
14. Ajay Mathur, Satish C. Saxena, and Antony Chao, 1986, "Heat Transfer from an Immersed Vertical Tube in a Gas-Fluidized Bed.", Ind. Eng. Chem. Process Des. Dev., Vol. 25, pp. 156-163.

A theoretical study is conducted for the design of solar air heaters using porous material. Radiative characteristics of glazing and porous absorbing media are found through spectral transmittances measured by the Visible spectrometer and the FT-IR. Using those characteristics the efficiencies of collectors are calculated one-dimensionally with the use of the Two-Flux radiation model. The efficiencies increase, as the air flow rates or albedos in the visible range increase, and as albedos in the IR range decrease. The optimum thickness of the porous medium of 15-mesh stainless steel wire screens is 0.001m, which represents the opacity of one.

An experimental study on heat transfer augmentation in fluidized bed heat exchanger

Yoo, Ji-Oh* Seo, Jeong-Yun**

Inha Univ. Graduate School
Inha Univ.

The purpose of this study was to investigate the enhancement of heat transfer coefficient in double pipe fluidized bed heat exchangers. The inner tube used a smooth tube and a finned tube equipped with longitudinal fins. The heat transfer coefficients between the heated tube and fluidized bed of alumina beads were calculated as a function of fluidized velocity in various particle sizes ($d_p=0.41, 0.54, 0.65, 0.77\text{mm}$) and static bed heights ($H_0=50, 100, 150, 200, 250\text{mm}$).

The coefficient for finned tube is higher than for smooth tube. And the maximum increasing rate is 7.8 times in smooth tube and 12.9 times in finned tube.

자연 에너지 이용과 환경건축을 위한 신기술

이 경 회*

* 연세대학교 건축공학과교수, 부회장

This paper is to refine the concept of utilizing natural energy, and to introduce new technologies of building energy control. For the global environment protection, it is essential to turn attention to latent capacity of natural renewable energy. Especially the concept of 'Environmental Architecture' is very important from this viewpoint. This paper reviews many of new technologies for environmental architecture developed recently : TIM, high effective solar radiation control strategy of glazing, new passive cooling and heating system etc. The design application of the technology has been introduced.