

[논문] 태양에너지  
*Solar Energy*  
Vol. 14, No. 2, 1994

## 垂直二重管式 流動層形 熱交換器의 傳熱性能에 관한 實驗的 研究

유지오\* · 서정윤\*\*

\* : 신흥전문대학 건축설비과

\*\* : 인하대학교 기계공학과

### An Experimental Study on the Heat Transfer Performance in a Fluidized Bed Double Pipe Heat Exchanger.

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

\* Dept. of Build, Equip., Shin Heung Junior College

\*\* Dept. of Mech. Eng., Inha Univ.

#### 요 약

알루미나 입자( $\rho_p = 2298 \text{ kg/m}^3$ )를 유동입자로 사용한 수직이중관식 유동층형 열교환기에서 입자직경( $d_p = 0.41, 0.54, 0.65, 0.77 \text{ mm}$ ) 및 초기층진높이( $H_o = 50, 100, 150, 200, 250 \text{ mm}$ )가 전열성능에 미치는 영향을 소요동력의 관점에서 고찰하였다. 내관으로 핀이 달린 관을 사용하는 경우와 평활관을 사용하는 경우의 전열성능을 단상강제대류 열교환기와 비교 검토하였다.

소요동력에 따른 전열성능을 비교한 결과, 입자직경이 작을 수록, 초기층진높이가 높을 수록 전열효과가 증가하며, 실험범위에서 핀이 달린 관을 사용하는 경우가 평활관을 사용하는 경우보다 초기층진 높이에 따라 2.96~3.45배의 전열촉진효과가 있음을 알았다.

또 단상강제대류형 열교환기에 비해 유동층형 열교환기가 열전달효과가 우수한 영역이 존재하며, 평활관을 사용하는 경우에는 최대 91.3%, 핀이 달린 관을 사용하는 경우에는 최대 127.1%의 전열촉진효과가 있었다.

## ABSTRACT

Experiments have been conducted to measure the heat transfer coefficient and pressure drop in fluidized bed double pipe heat exchangers with smooth tube and longitudinal finned tube. The effect of particle size (alumina beads;  $d_o=0.41, 0.54, 0.65, 0.77$  mm) and static bed height on the heat transfer coefficient has been evaluated in terms of pumping power. The heat transfer coefficient for the smooth tube and finned tube heat exchangers has been compared with single phase double pipe heat exchanger.

Results show that the heat transfer coefficients for the finned tube in 2.96~3.45 times higher than the smooth tube.

The heat transfer coefficients for the fluidized bed heat exchanger is higher than the single phase heat exchanger for the most of pumping power range tested. The maximum increase in the heat transfer coefficient for fluidized bed is 91.3% for the smooth tube and 127.1% for the finned tube.

## NOMENCLATURE

A	: 전열면적	[m <sup>2</sup> ]	$\rho$	: 밀도	[kg/m <sup>3</sup> ]
C <sub>p</sub>	: 정압비열	[J/kg K]	p	: 입자	
D, d	: 관직경	[mm]			
E	: 소요동력	[W/m <sup>2</sup> ]			
H	: 유동층 높이	[mm]			
h	: 열전달계수, 핀높이	[W/m <sup>2</sup> K, mm]			

### Subscripts

b	: 평활관	
H	: 고온측	
f	: 핀이 달린 관	
g	: 공기	
i	: 내관 또는 내측	
o	: 외관 또는 외측	
m	: 질량유량	[kg/s]
S <sub>a</sub>	: 관의 단면적	[m <sup>2</sup> ]
T	: 온도	[K]
U	: 겉보기속도	[m/s]

## I. 서 론

에너지의 효율적 이용을 위하여 각종 열기기의 효율 증대와 아울러 폐열의 회수나 저급 에너지의 이용을 위한 고성능 열교환기의 중요성이 대두되고 있다. 특히 열전달계수가 낮은 공기를 전열 매체로하는 경우, 총괄열관류계수가 저하하는 단점을 보완하기 위하여 유동층을 열교환기에 응용함으로써 열교환기의 소형화 및 고성능화를 이룩하려는 노력이 계속되고 있다.<sup>1,2)</sup>

유동층은 충전된 입자사이를 최소유동화속도 이상으로 공기를 유동시켜 입자를 부유·유동시키는 것을 말하며, 이때 입자에 의한 유동의 심한 교란작용으로 온도경계층이 박막화되고

입자에 의해 전열면적이 확대되는 효과 및 갱신효과에 의해 열전달이 촉진되는 효과를 얻을 수 있으며, 열전달계수는 단상강제대류의 경우에 비해서 매우 높다는 것이 알려져 있다.

유동층에서의 열전달은 많은 인자에 의해서 영향을 받기 때문에 유동층을 열교환기에 응용하기 위해서는 전열면과 유동층간의 열전달 및 유동입자나 입자군간의 전열특성에 대한 명확한 고찰이 필요하며, 특히 입자를 유동시키기 위해서 투입되는 부가동력에 대한 고려가 필수적이라 할 수 있다.

그러나 기존의 유동층에 대한 연구는 화학반응장치<sup>3)</sup>나 고온 연소로<sup>4)</sup>등에 응용하기 위한 고온 유동층에 대한 것이 대부분이며, 실험방법에 있어서도 전열면을 전기적으로 가열하거나 특정인자에 대한 연구에 국한된 이론적인 연구가 많은 실정이다. 따라서 기존의 연구결과를 열교환기에 응용하기에는 어려운 점이 많다.

그래서 유동층을 열교환기에 응용하기 위해서는 전열면을 수직으로 설치하는 경우 및 핀을 부착하는 경우에 대한 연구나 입자를 유동시키기 위하여 부가적으로 투입되는 소요동력에 따른 전열성능<sup>5,6)</sup>을 단상강제대류 열교환기와 비교·검토하는 것이 필요하다. 또 전열면을 수직으로 설치<sup>7)</sup>하는 경우에는 초기충진높이와 유동화속도에 따라서 입자의 팽창 높이가 달라져 입자가 영향을 미치는 유효전열면의 높이가 변하므로 이에 대한 연구<sup>8)</sup>가 선행되어야 할 것으로 생각된다.

따라서 본 연구에서는 유동층 열교환기의 개발에 관한 기초적 연구의 일환으로 기존의 수직 이중관식 열교환기의 환상부에 유동층을 형성하여, 환상부의 내측 및 외측에 유체가 흐를 때 평활관 및 핀이 달린 관을 내관으로 사용하는 각종 열교환기(1. 평활관을 내관으로 사용하는 단상강제대류 및 유동층형 열교환기, 2.

핀이 달린 관을 내관으로 사용하는 단상강제대류 및 유동층형 열교환기)에서 입자직경 및 초기충진높이가 전열특성에 미치는 영향을 소요동력의 관점에서 비교·검토하였다.

## II. 실험장치 및 방법

본 실험에서는 기존의 이중관식 열교환기중에서 입자의 유동면적을 가장 크게 확보할 수 있는 공칭치수가  $3B \times 1\frac{1}{2}''$ <sup>9)</sup>인 것을 택하였으며, 입자는 이중관의 환상부에 충전하여 유동층을 형성하였다.

실험장치의 개략도는 Fig. 1에 나타낸 바와 같다. 고온공기는 전기가열기(10 kW)로 일정 온도( $160 \pm 2^\circ\text{C}$ )로 가열되어 내관으로 흐르도록 하였으며, 이때 유량은 오리피스( $\phi 10 \text{ mm}$ )와 마이크로 마노미터(MDC FC001, England)를 사용하여 측정하였다. 오리피스에 대한 보정은 표준유량계(float type, 30~300 l/min, Flow Cell)에 의해서 행하였다.

저온공기는 입자가 충전된 이중관의 환상부를 흐르도록 하였으며, 이때 유량은 유량조절 밸브와 유량계(float type, 300~2000 l/min)에 의해서 소정의 유량으로 조정할 수 있도록 하였으며, 환상부에서의 유속은 0.1~5 m/s의 범위에서 실험하였다.

Fig. 2는 본 실험에 사용한 열교환기의 상세도로 열교환기의 제원과 압력 및 온도측정위치들을 나타내고 있다.

열교환기의 외관(외경;  $d_{\text{oo}}=104 \text{ mm}$ , 내경;  $d_{\text{oi}}=80 \text{ mm}$ , 높이;  $H=600 \text{ mm}$ )은 베이 크라이트를 가공하여 제작하였으며, 유리섬유로 단열처리하였다. 또 입자를 지지하기 위한 분산판은 스테인레스 스크린망(#50)을 사용하였다.

또 내관으로는 평활관(외경;  $d_{\text{io}}=48 \text{ mm}$ ,

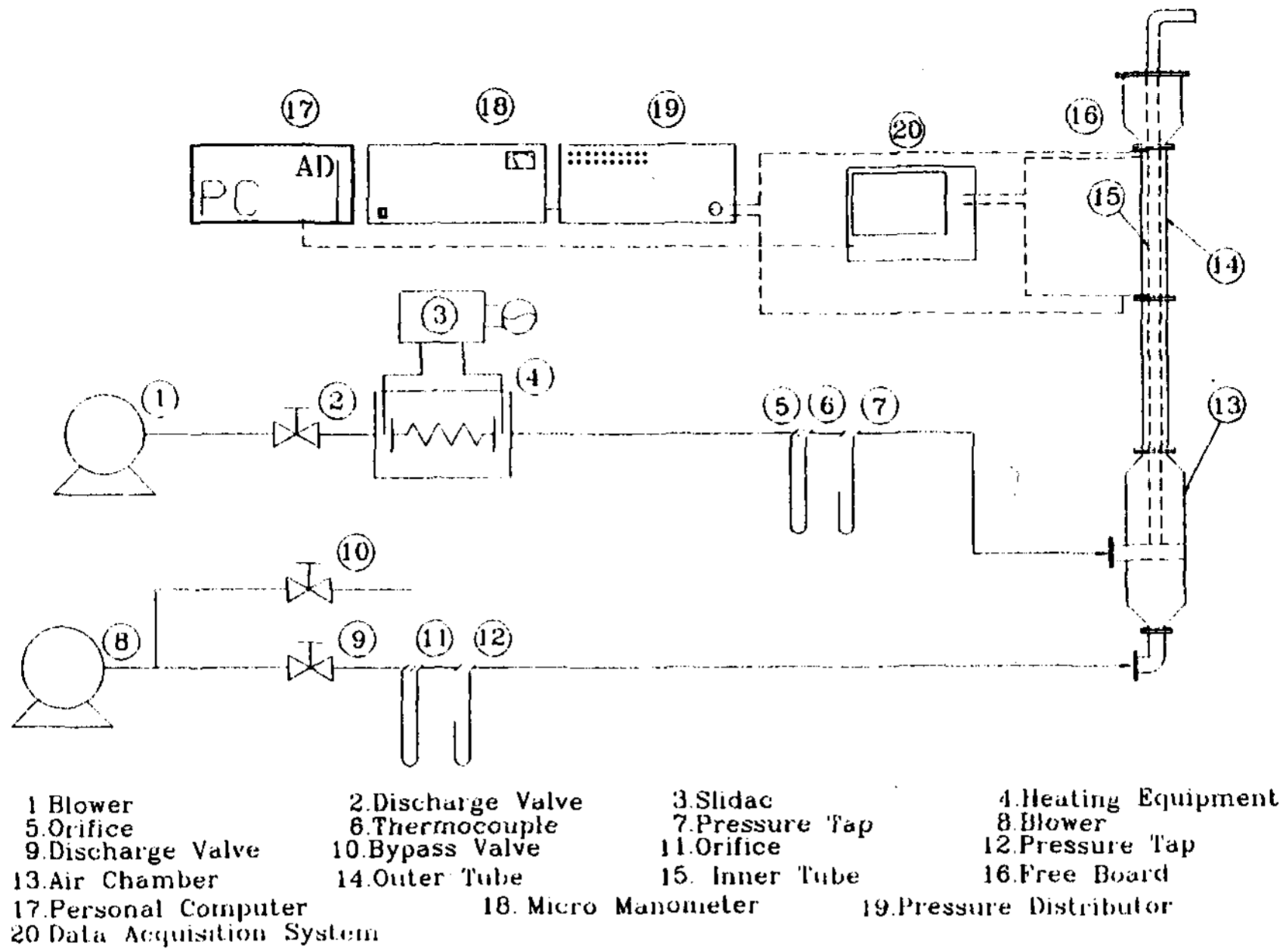


Fig. 1. Schematic diagram of experimental apparatus

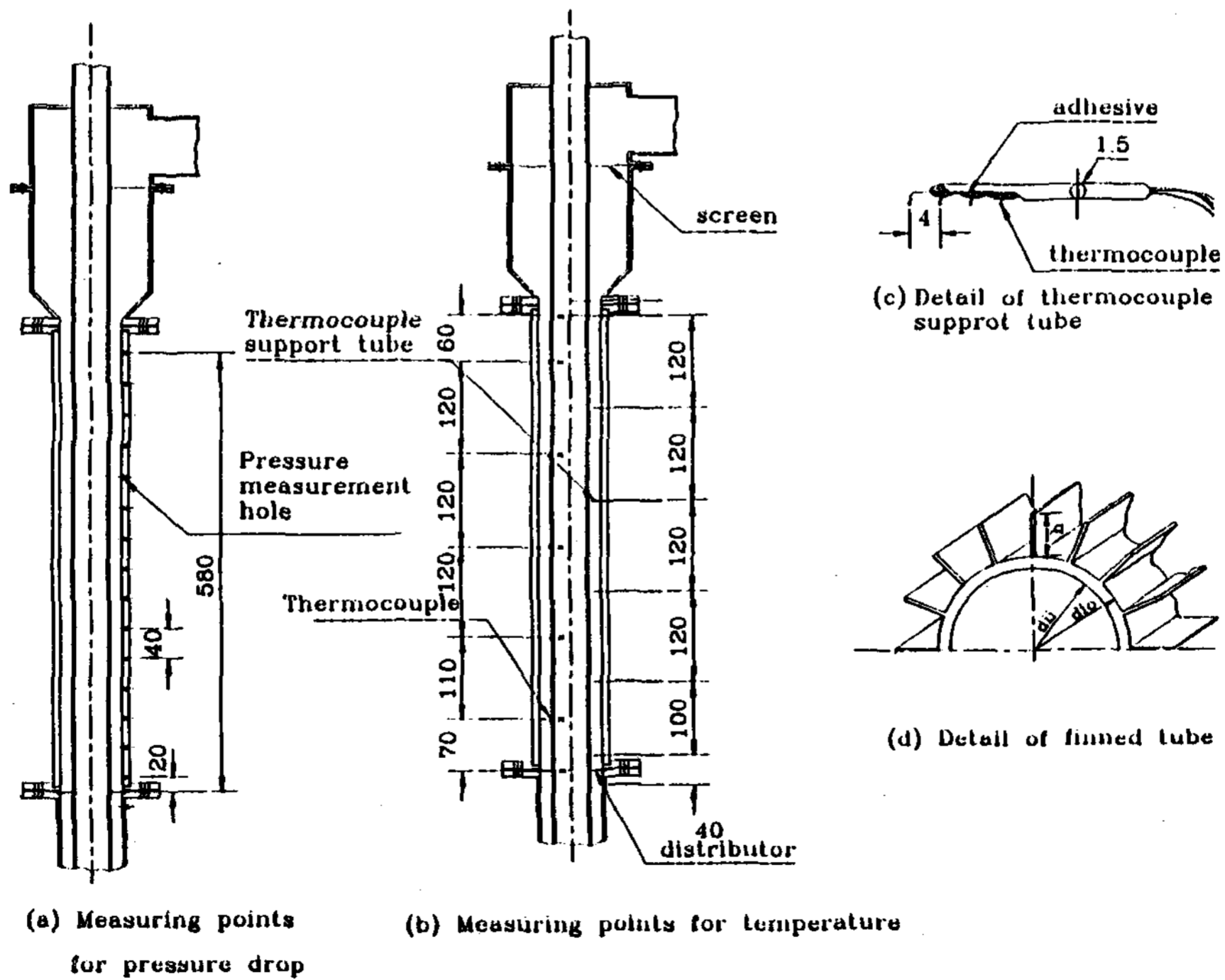


Fig. 2. Measuring points for pressure and temperature

내경 ;  $d_{ii}=42\text{ mm}$ )과 핀관을 사용하였으며, 핀관은 평활관과 같은 칫수의 관에 종형핀(핀높이 ;  $h=10\text{ mm}$ , 두께 ;  $t=1\text{ mm}$ , 핀맷수 ;  $n=16$ 매)을 부착하여 제작하였다. [Fig. 2(d)참조]

유동층에서의 압력강하는 그림에서 처럼 외관의 벽면을 따라 40 mm 간격으로 정압측정공을 뚫어 분산관 직전과의 압력차를 마이크로 마노미터로 측정하여 산정하고, 이로 부터 입자의 유동높이를 예측하였다.

내관을 흐르는 고온공기의 온도는 분산관으로 부터 수직방향을 따라 120 mm 간격으로 6 곳에 열전대(T-Type,  $\phi 100\ \mu\text{m}$ )를 관의 중심으로 부터 반경방향으로 11.5 mm 떨어진 지점 [관내흐름에서 유체평균온도(bulk temperature)위치]에 설치하여 측정하였으며, 외관의 온도는 4개의 열전대를 4 mm 간격으로 삽입한 열전대 지지세관 [Fig. 2(c)참조]을 Fig. 2에 표시한 수직위치에 삽입하여 측정하므로 횡방향 및 종방향의 온도분포를 구할 수 있도록 하였다.

온도 및 압력의 측정은 유동입자( $d_p=0.41, 0.54, 0.65, 0.77\text{ mm}$ )를 초기충진높이( $H_0=50, 100, 150, 200, 250\text{ mm}$ )로 충전한 후에 바이패스밸브와 유량조절밸브로 유동화공기의 유량을 조정하여 소정의 유속으로 설정한 후, 각 측정점에서의 온도를 Data Acquisition System (KAY, 4 Plus, U.S.A.)으로 측정하여 PC로 전송하고 3분간격으로 온도변화를 추적하여 온도변화가  $0.3^\circ\text{C}$  이하일 때 정상상태에 도달한 것으로 보고 이때의 온도 및 압력을 실험 데이터로 취하였다.

### III. 실험결과 및 고찰

#### 3-1. 열전달계수 및 소요동력의 계산

유동층에서의 평균열전달계수는 본 실험에

사용한 유동층을 120 mm 간격으로 5등분한 각 구간의 국부열전달계수를 평균하여 구하였으며, 평활관과 핀이 달린 관에 대한 열전달계수는 다음과 같이 구하였다.

#### (1) 평활관에서의 열전달계수

평활관의 외면에서 열전달계수( $h_b$ )는 다음식으로 계산하였다.

$$h_b = \frac{Q_H}{A_o(T_w - T_b)} \dots\dots\dots(1)$$

여기서,  $Q_H = m_H C_{pH} \Delta T_H$ 이다.

윗식에 의해서 계산된 열전달계수를 핀이 달린 관을 사용하는 경우와 비교하기 위하여 내면의 면적을 기준으로한 열전달계수( $h_{bi}$ )로 환산하였으며, 환산식은 다음과 같다.

$$h_{bi} = h_b \frac{A_o}{A_i} = h_b \cdot \frac{D_{io}}{D_{ii}} \dots\dots\dots(2)$$

#### (2) 핀이 달린 관에서의 열전달계수

핀이 달린 관을 사용하는 경우에는 핀에서의 열전달계수를 구하기 위해서는 핀에서의 온도분포를 알아야만 한다. 본 연구에서는 핀 뿌리에서의 온도는 측정하고 핀 표면에서의 온도는 유한 차분법에 의해서 계산하였다.<sup>10)</sup>

핀이 달린 관에서의 열전달계수는 내면기준 열전달계수로 표시하는 것이 일반적이며, 또 본 실험에서는 평활관과 비교하기 위하여 관외면의 면적을 기준으로한 열전달계수( $h_f$ )를 관내면 기준 열전달계수( $h_{fi}$ )로 환산하였으며, 환산식은 다음과 같다.

$$h_{fi} = h_f (\Omega A_f + A_b) / A_i \dots\dots\dots(3)$$

윗식에서  $\Omega$ 는 핀의 유효도를 나타내는 핀효율이며 다음과 같이 표시된다.

$$\Omega = \frac{\tanh mh}{mh} \dots\dots\dots(4)$$

여기서,  $m = \sqrt{h_f P / K A_f}$  ( $P$ : 접수주변길이 ;

wetted perimeter,  $2n$ )이다.

(3) 소요동력

입자를 유동시키기 위해서 소요되는 동력은 단위유로면적에 대한 일율<sup>5)</sup>이므로 다음식으로 구할 수 있다.

$$E = \Delta p \cdot U \dots\dots\dots(5)$$

유동층에서의 압력손실( $\Delta p$ )은 유로단면적당 충전되는 입자의 중량에서 입자가 받는 부력을 뺀 차가 되며, 따라서 다음식으로 구하였다.

$$\Delta P = \frac{W_p}{S_a \rho_p} (\rho_p - \rho_g) = 9.8 \Delta H \dots\dots\dots(6)$$

여기서,  $\Delta H$ 는 액주계의 액주차(mmAq)이고,  $W_p$ 는 충전된 입자의 중량이다.

3-2. 실험결과와 고찰

열전달 촉진을 목적으로 입자를 유동시키는 유동층에서는 단위면적당 충전되는 입자중량에 상당하는 압력손실이 발생하므로 소요동력이 증대하는 것은 당연하다. 따라서 본 실험에서는 입자의 유동화를 위해 부가적으로 필요한 소요동력의 증대와 이에 따른 전열촉진효과를 비교하기 위해서 유동층에서의 소요동력을 압력손실과 유속을 측정하여 식 (5)에 의해서 구하였다. 또 단상강제대류의 경우와 열교환기의 성능을 직접 비교하기 위해서는 실험적으로 소요동력범위를 맞추는 것이 원칙이겠으나, 그러나 단상강제대류에서의 압력손실은 유속이 동일한 경우에 유동층에 비해서 매우 작기 때문에 소요동력의 범위가 유동층의 소요동력범위에 미치지 못한다. 따라서 단상강제대류에 대해서는 McAdams<sup>11)</sup>의 식을 이용하여 열전달 계수 및 압력손실을 계산하여 소요동력범위를 일치시켰다.

$$h = j_h C p_g / Pr^{2/3} \left( \frac{\mu_f}{\mu} \right)^{0.14} \dots\dots\dots(7)$$

$$\Delta p = 8 j_f \rho U^2 (H/d_{ep}) \left( \frac{\mu_f}{\mu} \right)^y \dots\dots\dots(8)$$

여기서, 평활관 및 핀관에서의  $j_h$  및  $j_f$ 는 참고문헌(11)에 의해서 구하였으며,  $Re_{ep} > 2100$ 일 때  $y=0.14$ ,  $Re_{ep} < 2100$ 일 때  $y=0.25$ 이다.

또한, 본 실험 범위에서  $Re_{ep} = \left( = \frac{U d_{ep}}{\mu_g} \right)$  및  $Re_{eq} \left( = \frac{U d_{eq}}{\mu_g} \right)$ 의 범위는 다음과 같다.

$$6000 < Re_{ep} < 25000, 10000 < Re_{eq} < 40000$$

여기서,  $d_{eq}$ : 환상관의 상당직경( $4 \times$  환상관의 단면적/heat wetted perimeter)  
 $d_{eq}$ : 환상관의 상당직경( $4 \times$  환상관의 단면적/friction wetted perimeter)이다.

(1) 평활관을 내관으로 사용한 열교환기

Fig. 3~ Fig. 6은 평활관을 내관으로 사용한 열교환기에 평균입자직경( $d_p$ )이 각각 0.41, 0.54, 0.65, 0.77 mm인 입자를 충전하는 경우에 충전 높이 변화에 따른 소요동력과 열전달 계수의 관계를 나타내고 있다.

Fig. 3은 평균입자직경이 0.41 mm인 경우로 열전달계수는 소요동력이 증가함에 따라 점차 증가하여 최대값에 도달한 후 다시 감소하는 경향을 나타내고 있다. 이것은 유동층에서의 소요동력이  $E = \Delta p \times U$ 로 표시되는데 압력손실( $\Delta p$ )은 유동화 이후에는 일정하므로 소요동력은  $U$ 에 비례하게 된다. 따라서 소요동력이 작은(유속이 작은) 유동화 초기상태에서는 작은 크기의 기포가 발생하여 층을 심하게 교란시키게 되고 또 입자층의 팽창이 초기에 이루어지기 때문에 유동화초기에는 열전달계수가 증가하나, 소요동력(유속증가)이 증가하면 기포가 합체·성장하여 커지게 되므로 상대적으로 기포가 가열면을 덮고 있는 시간이 증가하

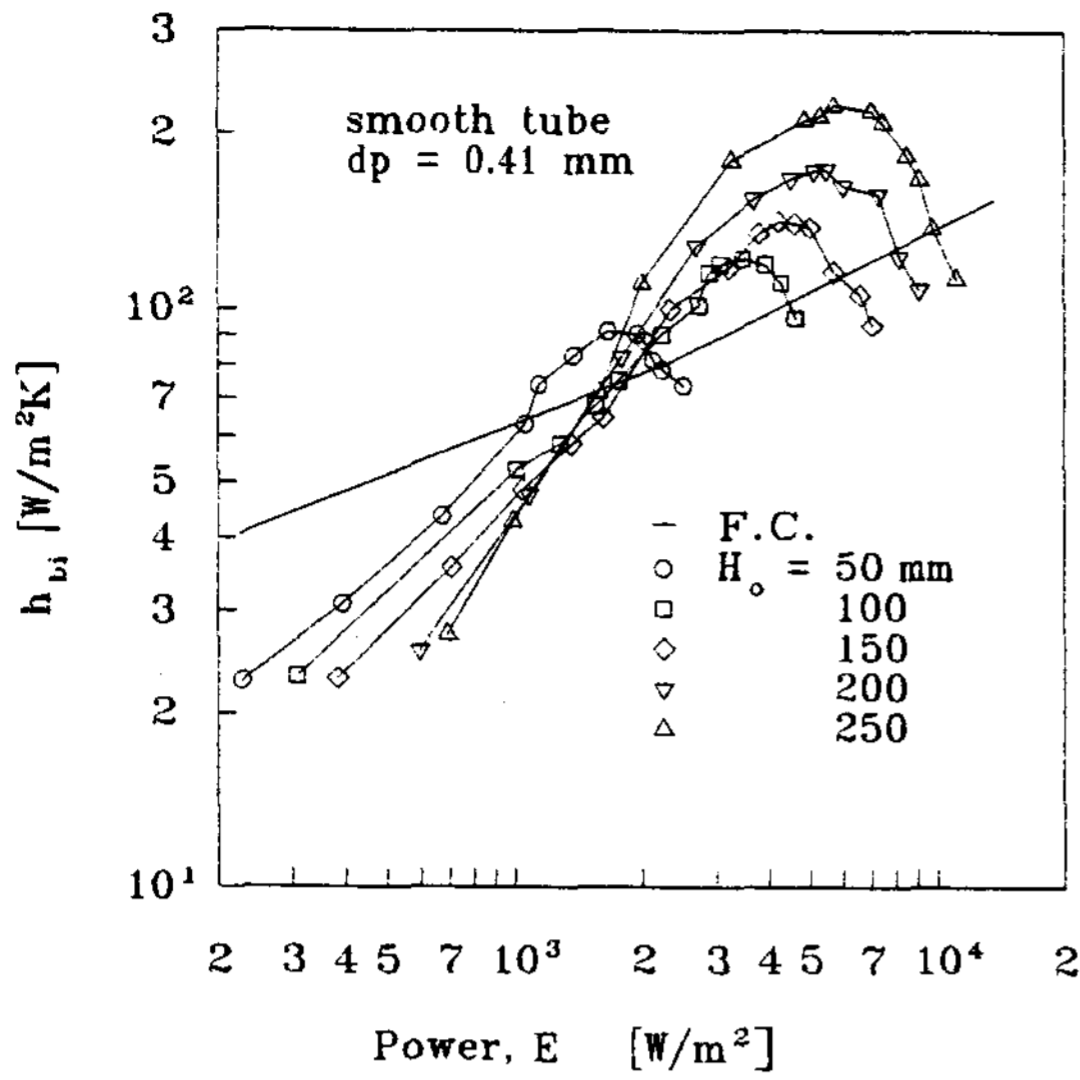


Fig. 3. The heat transfer coefficients of smooth tube with various  $H_o$  ( $d_p=0.41$  mm)

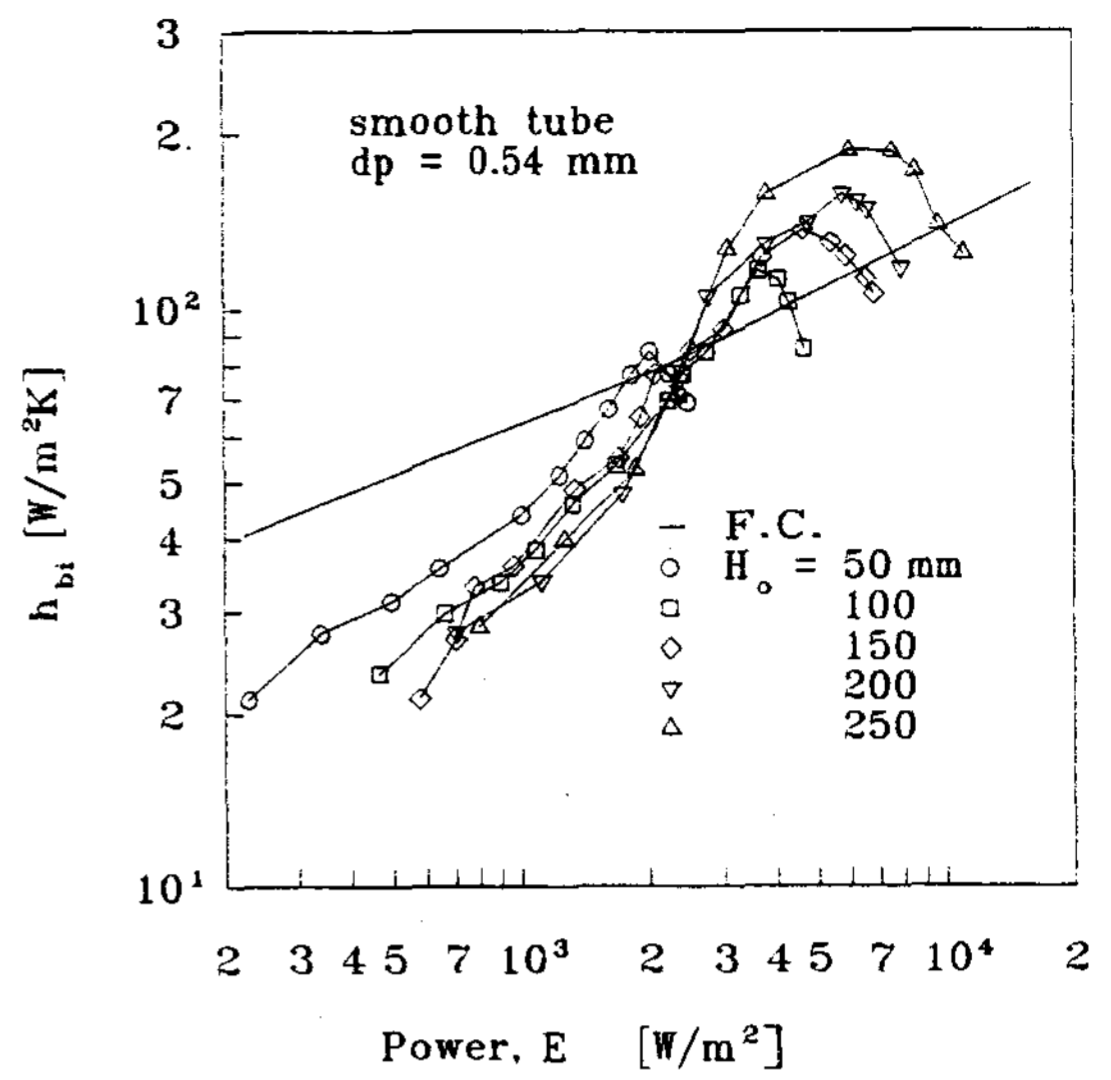


Fig. 4. The heat transfer coefficients of smooth tube with various  $H_o$  ( $d_p=0.54$  mm)

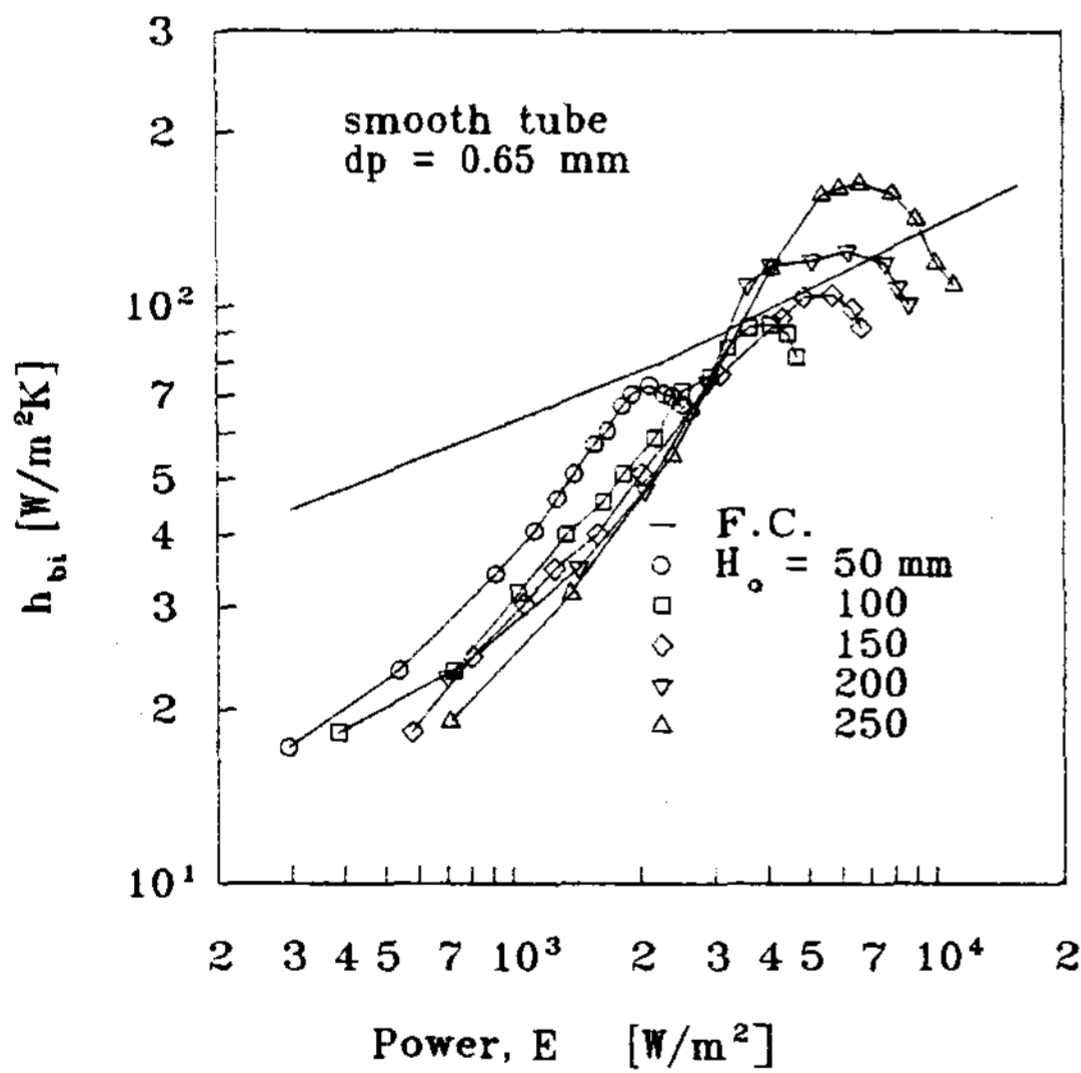


Fig. 5. The heat transfer coefficients of smooth tube with various  $H_o$  ( $d_p=0.65$  mm)

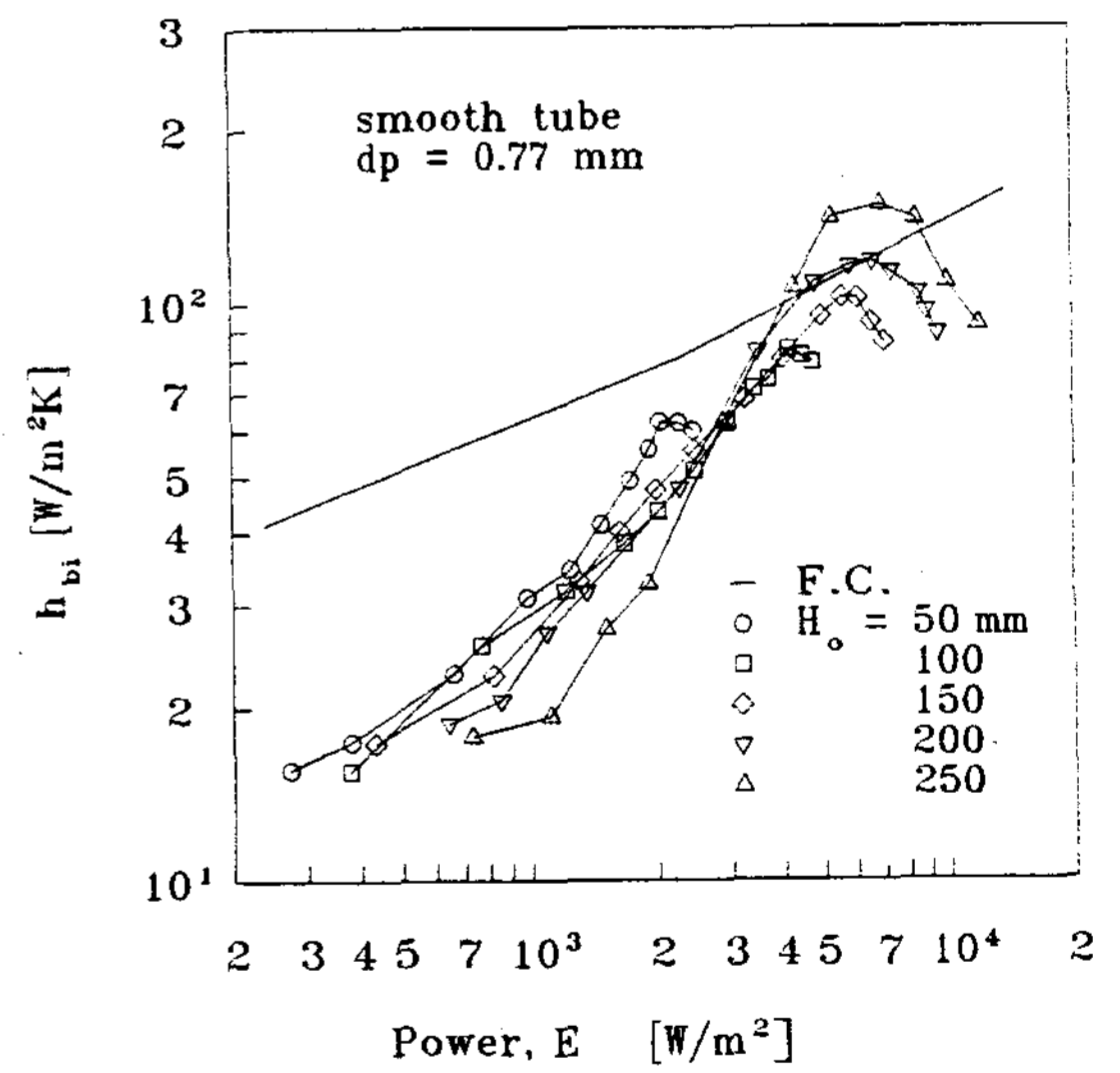


Fig. 6. The heat transfer coefficients of smooth tube with various  $H_o$  ( $d_p=0.77$  mm)

고 또 유속의 증가로 입자중 일부가 유동층의 상부에 설치한 프리보드로 유입되기 때문에 층 내의 입자 밀도가 감소하여 열전달효과가 감소하기 때문으로 생각된다.

또한 소요동력이  $1000 \sim 2000 \text{ W/m}^2$  보다 작은 범위에서는 초기층진높이가 작을수록 열전달 효과가 좋으며, 소요동력이 커지면 층진높이가 높을수록 열전달이 증대하고 있다.

이는 충전높이가 낮은 경우는 압력손실이 작기 때문에 작은 소요동력하에서도 유동층이 충분히 발달하게 되지만 충전높이가 높아지면 압력손실이 커져 유동층이 발달하기 위해서는 보다 큰 소요동력이 필요하게 된다는 사실로 설명가능하다. 따라서 충전높이가 낮은 경우에는 소요동력이 작은 범위에서도 유속이 증대하여 입자가 충분히 팽창하여 양호한 유동상태를 얻을 수 있는 반면에 충전높이가 높은 경우에는 유동층이 미쳐 발달하지 못한 상태이므로 이 범위에서는 충전높이가 낮은 경우가 열전달효과가 우수하게 나타나게 된다. 그러나 소요동력이 어느 정도 증대하면(유속증대) 충전높이가 높은 경우에도 유동층이 충분히 발달하게 되며, 층내의 입자의 밀도가 더크므로 충전높이가 낮은 경우보다 열전달 효과가 증대하게 된다. 예를 들면 Fig. 3에서 소요동력이  $2000 \text{ W/m}^2$  이하에서는  $H_0=50 \text{ mm}$  인 경우가  $H_0=150 \text{ mm}$  보다도 열전달효과가 더 우수한데, 이것은 충전 높이가  $150 \text{ mm}$  로 높아지면 동일유속하에서 압력손실은 3배로 증대하여 소요동력 또한 3배로 증대하게 되는데 반해서 열전달효과는 이에 미치지 못하기 때문이다.

입자직경이 각각  $0.54, 0.65, 0.77 \text{ mm}$  인 경우에도 Fig. 4~6에 나타낸 바와 같이  $d_p=0.41 \text{ mm}$  일때와 거의 같은 경향을 보이는 것으로 나타났다.

Fig 3에서 실선은 McAdams 식에 의해서 구한 단상강제대류 열교환기에서의 열전달계수(F.C.로 표시)와 소요동력의 관계를 나타낸 것이다. 소요동력의 관점에서 볼 때 유동층이 완전히 발달하지 않은 영역에서는 단상강제 대류 열교환기의 전열성능이 유동층형 열교환기보다 우수하나 유속이 증대하여 유동층이 발달하게 되면 유동층형 열교환기가 보다 우수하게 나타나고 있다.

또 동일 유속에서 입자직경이 커질수록 유동층에서의 열전달효과가 감소하기 때문에 입자

직경이 커지면 열전달계수가 전체적으로 감소하여 단상강제대류형 열교환기의 전열성능보다 증대하는 소요동력 영역이 감소하고 있다. (Fig. 4~6 참조)

열전달계수가 가장 큰 최적조건에서의 열전달계수를 비교하면 입자직경이  $0.41 \text{ mm}$  인 경우에는 실험범위의 각 충전높이에 따라서 약  $27.7\% (H_0=50 \text{ mm}) \sim 91.3\% (H_0=250 \text{ mm})$  의 전열증진 효과를 보이고 있으며, 입자직경이  $0.65 \text{ mm}$  이상으로 커지면 초기충진 높이가  $200 \text{ mm}$  이상인 경우에만 단상강제대류 보다 열전달이 증가하고 있다.

Fig. 7은 초기충진높이가 각각  $50, 150, 250 \text{ mm}$  인 경우에 입자직경이 소요동력에 따른 열전달계수변화에 미치는 영향을 나타낸 것으로 입자직경이 작을수록 열전달 증가 효과가 큰 것을 알 수 있다. 이것은 본 실험에 사용한 입자가 초기충진높이가 동일한 경우에는 입자 직경에 관계없이 거의 동일한 압력손실을 나타내기 때문에, 입자직경의 감소에 따른 소요동력의 변화는 거의 없으나 입자직경이 작은 경우가 열전달촉진효과가 크기 때문에 같은 소요동력에 대하여 입자직경이 작을수록 열전달효과가 증대함을 알 수 있다.

#### (2) 편관을 내관으로 사용한 열교환기

Fig. 8~Fig. 11은 편이 달린 관을 내관으로 설치한 열교환기에서 초기충진높이( $H_0$ )변화가 소요동력에 따른 열전달계수에 미치는 영향을 나타낸 것이다.

Fig. 8은 평균입자직경이  $0.41 \text{ mm}$  인 경우로 평활관을 사용한 경우와 마찬가지로 소요동력이  $2000 \text{ W/m}^2$  이하의 영역에서는 초기충진 높이가 낮은 경우가 높을때 보다 열전달효과가 우수하며, 소요동력이  $2000 \text{ W/m}^2$  의 영역에서는 초기충진높이가 높은 경우가 열전달효과가 우수하게 나타나고 있다. 따라서 편이 달린 관을 내관으로 사용하는 경우에도 유동층이 완전히 발달된 영역에서는 초기충진높이를 높임으



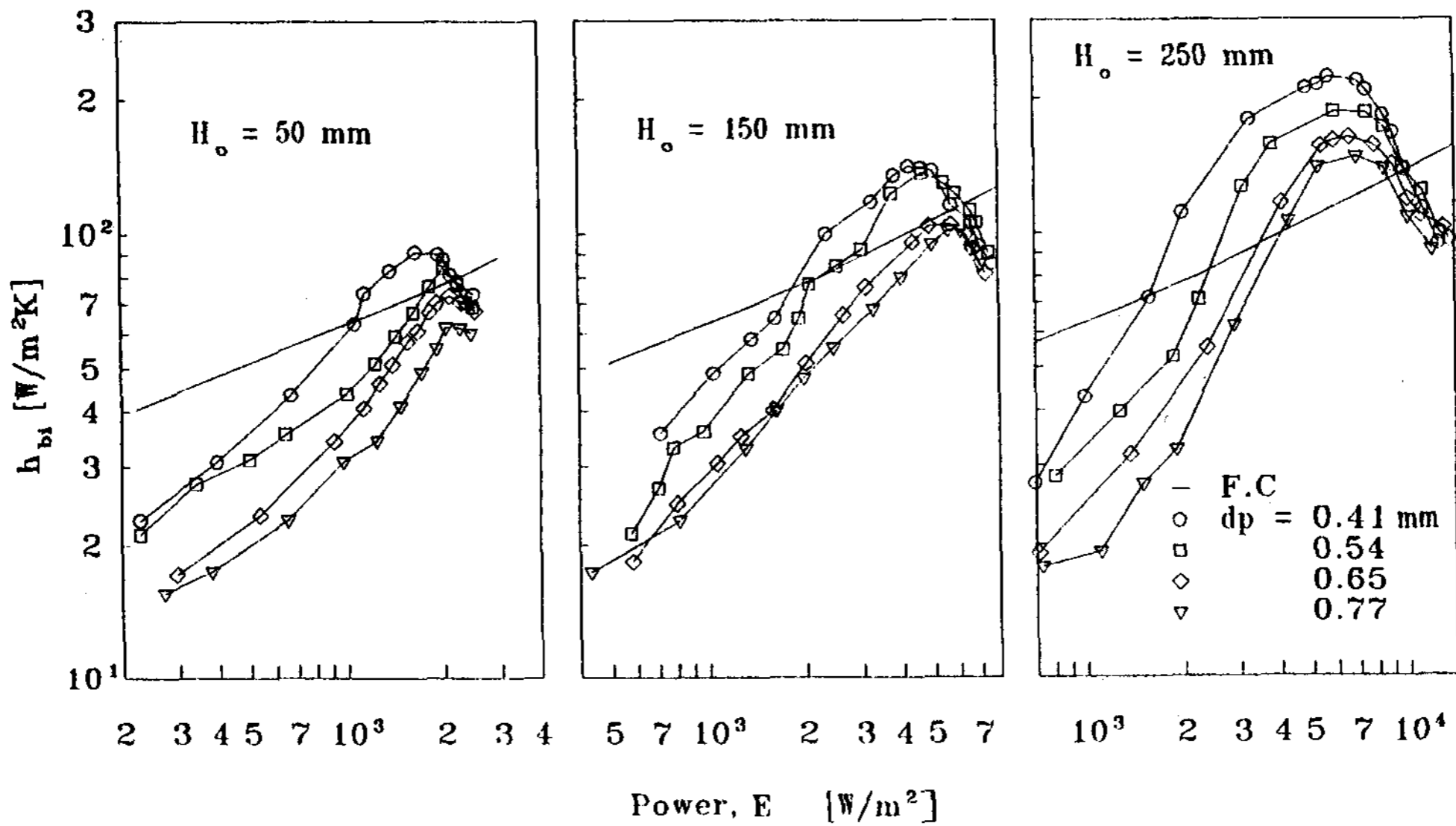


Fig. 7. Effect of particle diameter on heat transfer coefficient at smooth tube heat exchanger.

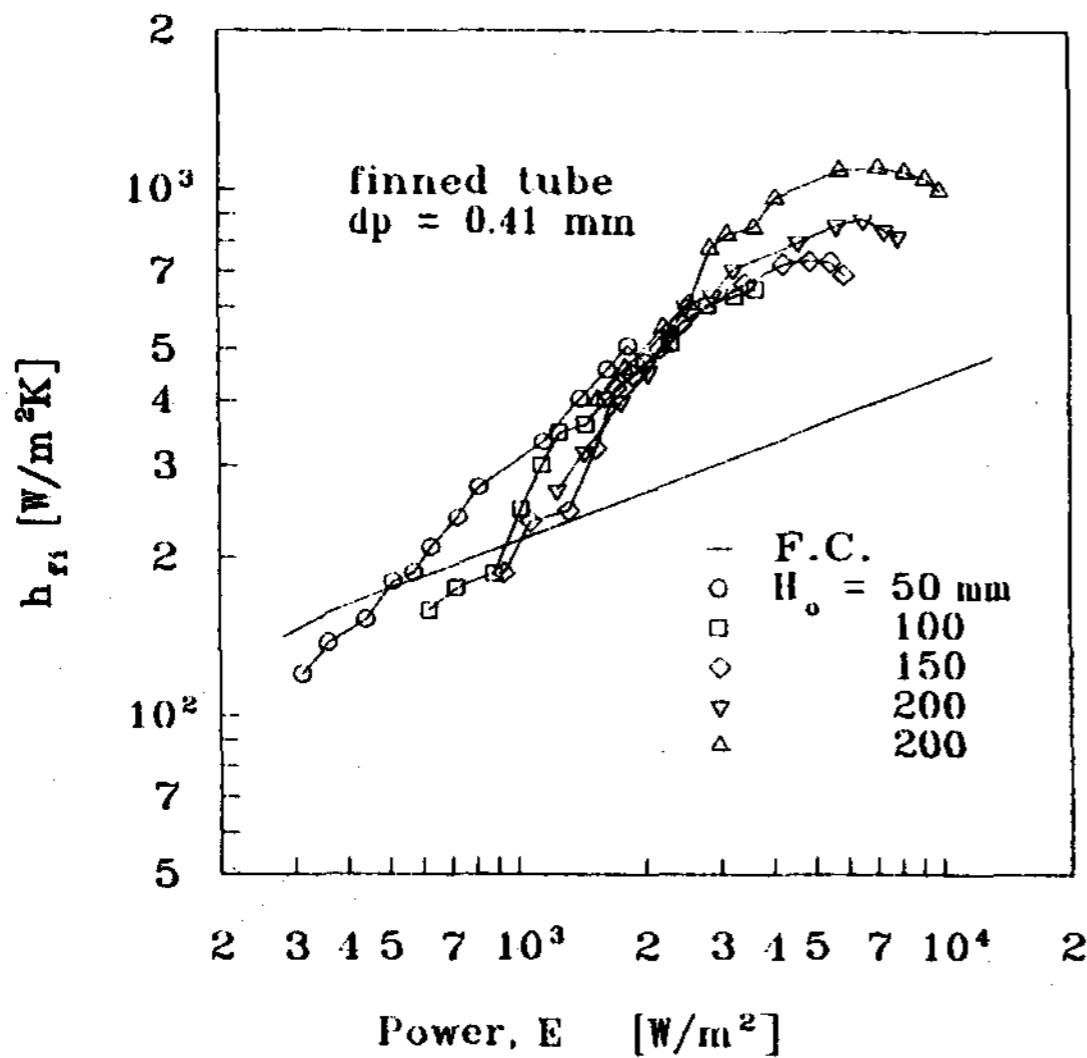


Fig. 8. The heat transfer coefficients of finned tube with various  $H_o$  ( $d_p=0.41$  mm)

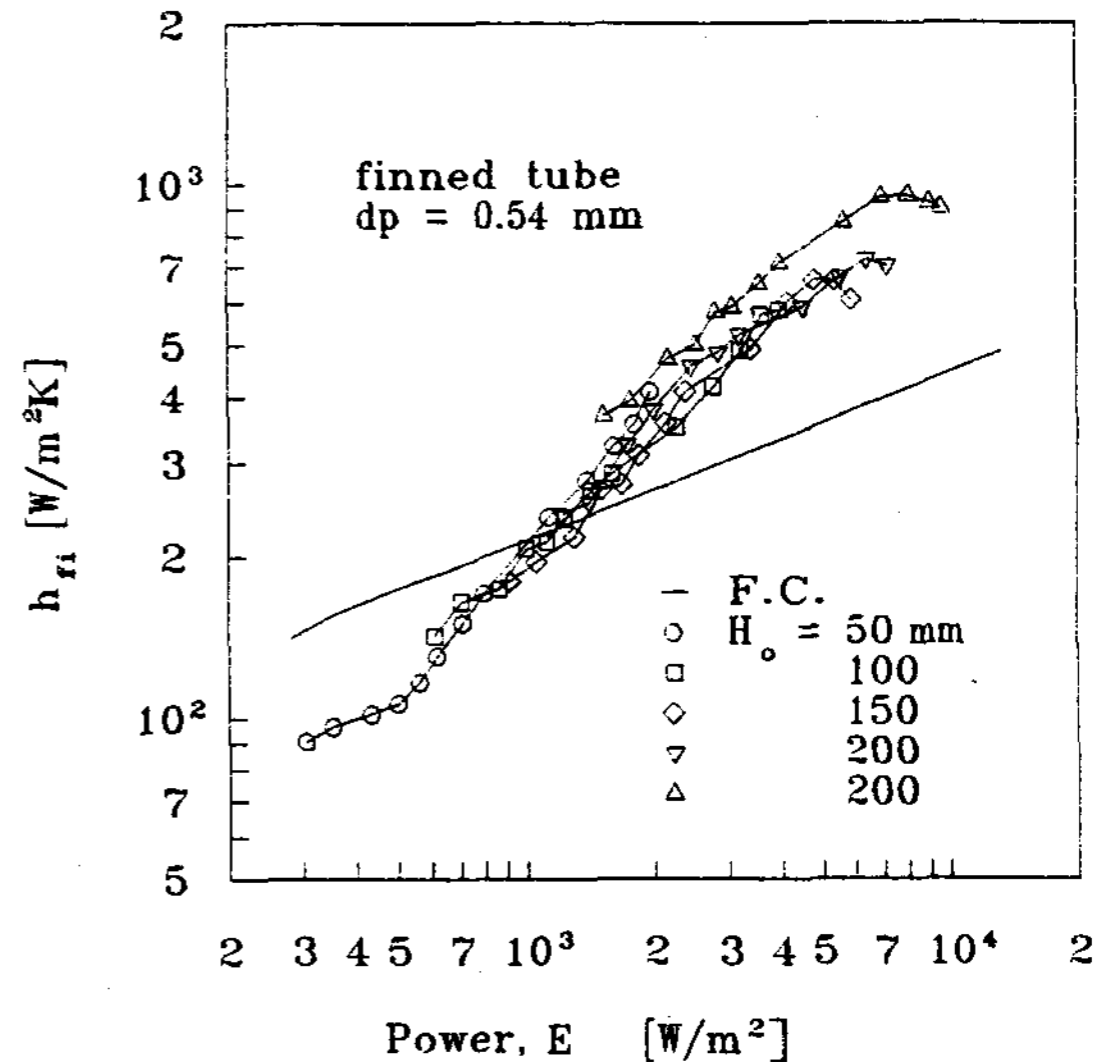


Fig. 9. The heat transfer coefficients of finned tube with various  $H_o$  ( $d_p=0.54$  mm)

로서 생기는 소요동력의 증대보다는 열전달촉진효과가 더 크다는 것을 알 수 있다.

Fig. 9~Fig. 11은 입자직경이 각각 0.54,

0.65, 0.77 mm인 경우에 대한 실험결과로 입자직경이 0.41 mm인 경우와 거의 같은 경향을 보이고 있으며 입자직경이 커짐에 따라 전

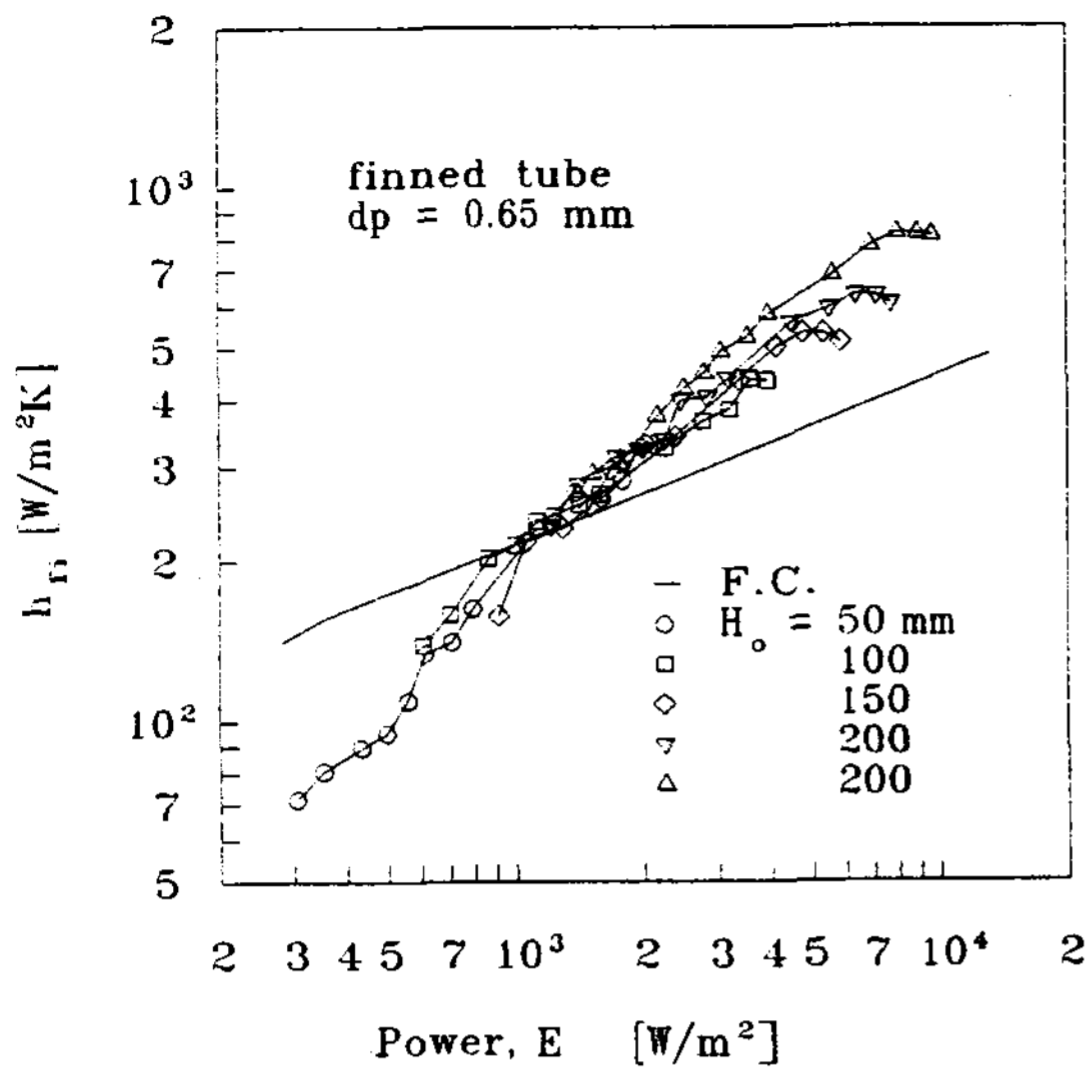


Fig. 10. The heat transfer coefficients of finned tube with various  $H_o$  ( $d_p=0.65$  mm)

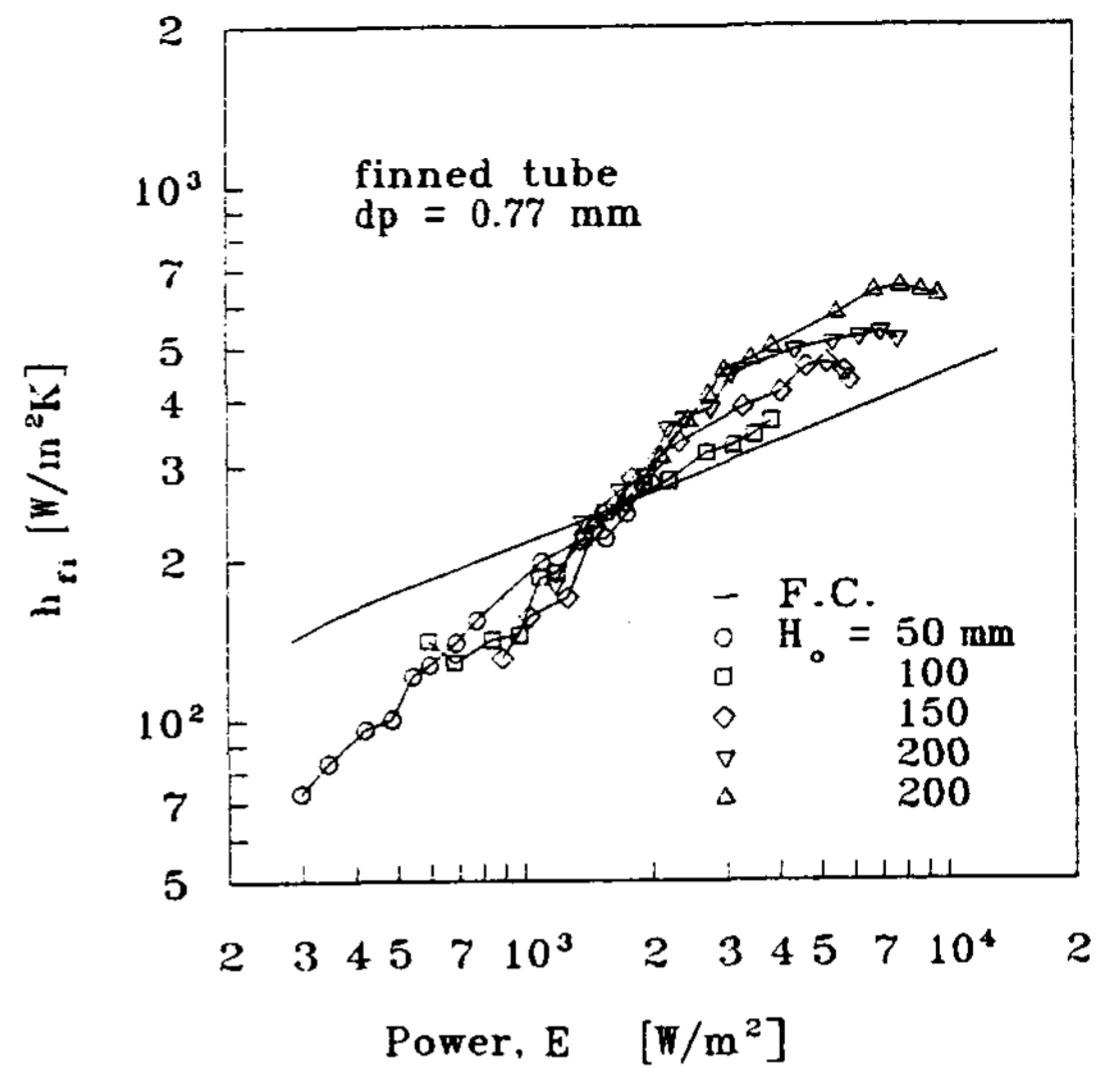


Fig. 11. The heat transfer coefficients of finned tube with various  $H_o$  ( $d_p=0.77$  mm)

체적으로 열전달계수가 감소하고 있다. 즉 단상강제대류에 대한 열전달계수의 증가율은 입자직경이 작을수록 또 충전높이가 높을수록 증가하며, 입자직경이 0.41 mm 이고 초기충진높이가 250 mm 일 때 최대 열전달촉진효과를 보이고 있으며, 단상강제대류에 대한 열전달계수의 증가율은 127.1%로 평활관을 사용하는 경우보다 크게 나타나고 있다.

또 단상강제대류와 비교하면 유동층의 경우가 열전달계수의 증가율은 크며, 유동화 초기에는 유동층의 경우가 단상강제대류보다 열전달계수가 작는데, 이것은 유동화 초기에는 유동층이 전열면 전체에 걸쳐서 발달하지 못한 상태로 유동층에 의한 열전달효과는 미약한 반면에 압력손실을 이미 충전되는 입자의 무게에 상당하는 값에 도달한 상태이기 때문에 소요동력의 증가가 열전달촉진효과보다 크게 나타나기 때문인 것으로 생각된다. 그러나 소요동력이 증가하면(유속이 증가), 유동층의 팽창 높이가 증가하여 입자에 의한 열전달영역이 확대

되어 열전달효과가 커지게 되므로 유동층의 경우가 열전달이 촉진된다.

Fig. 12는 핀이 달린 관을 사용하는 열교환기에서 충전높이가 각각 50, 150, 250 mm로 동일한 경우에 입자직경 변화가 소요동력에 따른 열전달계수에 미치는 영향을 나타낸 것으로 평활관을 사용하는 경우와 같은 경향을 보이고 있다.

Fig. 13은 열전달촉진효과가 가장 좋은 경우인 평균입자직경이 0.41 mm 일 때 핀이 달린 관과 평활관을 비교하여 나타낸 것이다.

이 때 핀이 달린 관을 사용하는 경우가 평활관을 사용하는 경우보다 전열성능이 우수하게 나타났으며, 각 충전 높이에 따라 2.96~3.45 배의 열전달촉진효과가 있었다.

이와 같이 핀이 달린 관을 사용하는 경우에 열전달이 증가하는 것은 핀이 달린 관을 사용하므로 인하여 부가적으로 생기는 압력손실은 유동층의 압력손실에 비해 무시할 수 있을 정도로 작기 때문에 핀이 달린 관의 사용으로 인

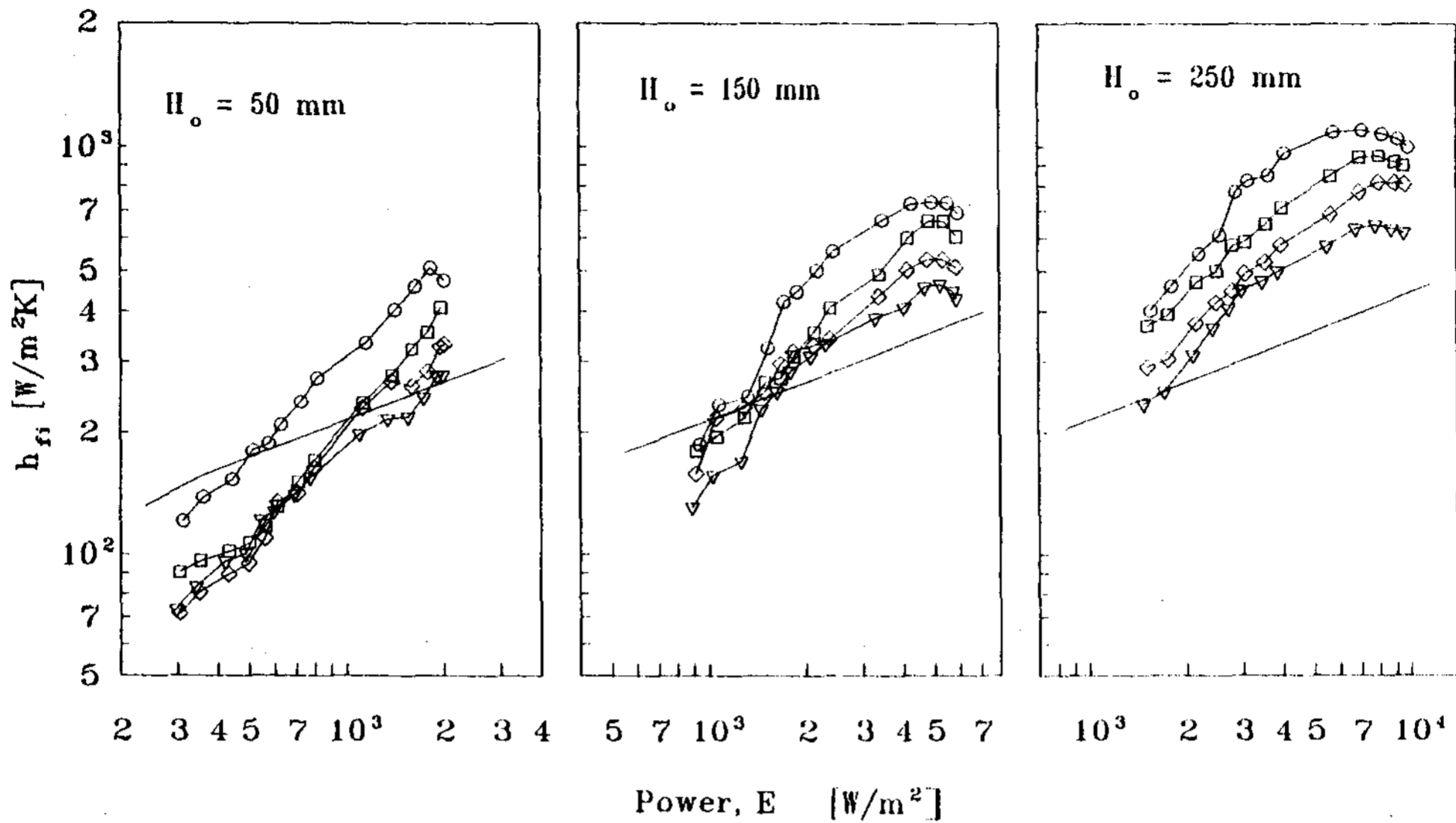


Fig. 12. Effect of particle diameter on heat transfer coefficient at finned tube heat exchanger.

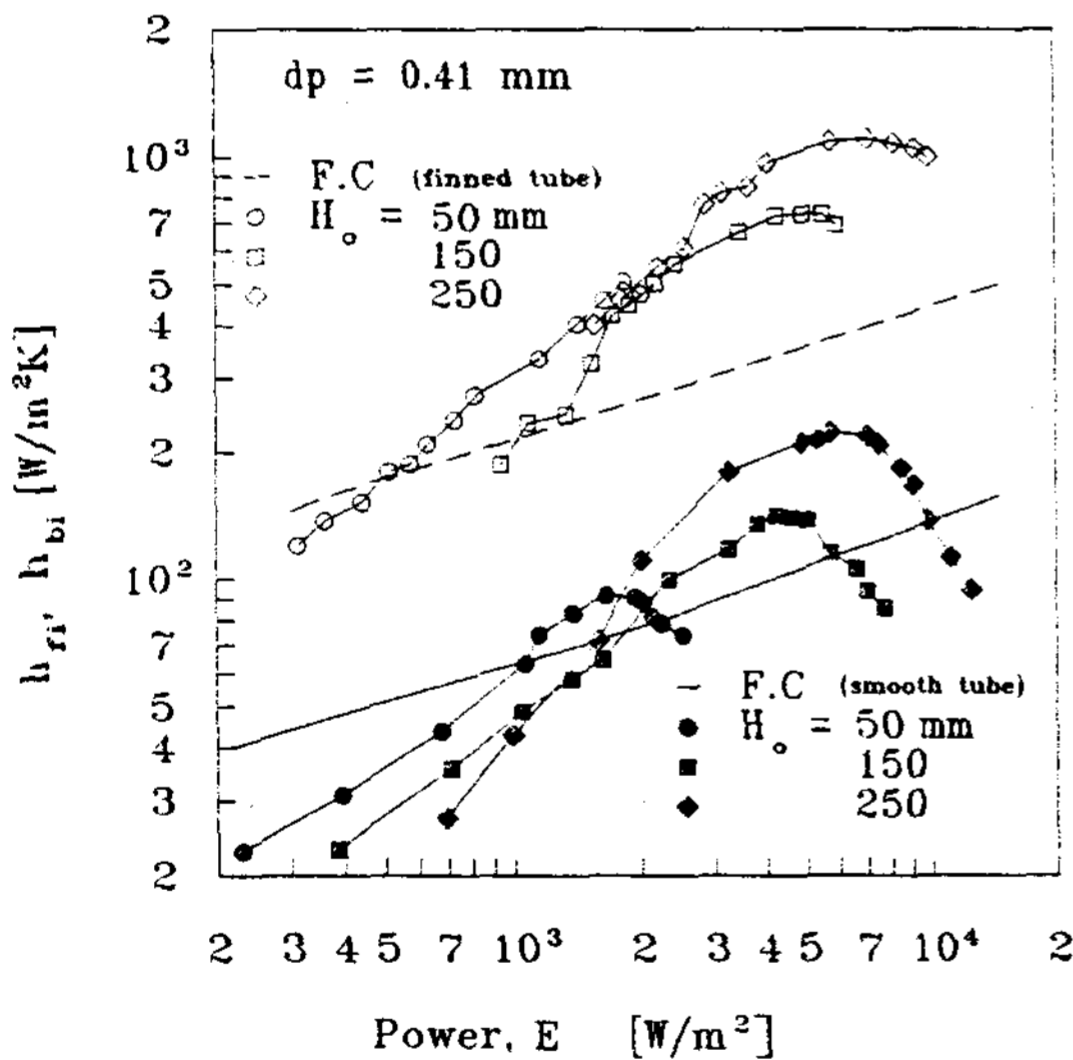


Fig. 13. Comparison of heat transfer coefficient. ( $d_p=0.41$  mm)

한 추가적인 동력의 투입은 없는 반면에 핀의 부착으로 인한 전열면적의 확대효과와 핀에 의한 기포의 세분화 작용으로 기포의 과대성장이 억제되어 보다 양호한 유동상태를 얻을 수 있

기 때문에 설명할 수 있다.

이상의 결과로 부터 열전달 촉진을 목적으로 유동층형 열교환기를 사용하는 경우에 단상강제대류형 열교환기보다 우수한 열전달효과를 얻기 위해서는 입자직경 및 충전 높이에 따라 열전달이 증대하는 영역이 변하므로 유동화속도를 최적조건의 유속으로 한정하거나 평활관의 경우에는 초기 충전 높이를 전열면 길이의 1/3이상으로 하는 것이 바람직한 것으로 생각된다.

#### IV. 결 론

본 연구는 알루미나 입자( $\rho_p=2280$  kg/m<sup>3</sup>)를 유동입자로 하는 수직이중관식 유동층형 열교환기에서 내관으로 핀이 달린 관 및 평활관을 사용하는 경우, 입자직경( $d_p=0.41, 0.54, 0.65, 0.77$  mm) 및 초기충진높이( $H_o=50, 100, 150, 200$  mm)가 열전달계수에 미치는 영향을 소요동력의 관점에서 고찰하고 전열성능

을 단상강제대류 열교환기와 비교 검토한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

1) 유동층형 열교환기의 열전달계수는 소요 동력이 증가함에 따라 증가하여 최대값을 보인 후에 감소하는 경향을 갖는다.

2) 유동층형 열교환기에서 유동층이 완전히 발달된 영역에서는 초기충진 높이가 높을수록 열전달계수가 증가하며, 충진 높이가 동일한 경우에는 입자직경이 작을수록 열전달효과가 증가한다.

3) 소요동력의 증가에 따른 열전달계수의 증가는 유동층형 열교환기의 경우가 단상강제대류형보다 크며, 유동층이 발달된 상태에서는 동일한 소요동력에 대하여 유동층형 열교환기의 전열성능이 단상강제대류형보다 우수하며, 핀이 달린 관의 경우는 최대 127.1%, 평활관인 경우에는 최대 91.3%의 전열촉진효과가 있었다.

4) 핀이 달린 관을 사용하는 경우가 평활관보다 열전달효과가 우수하며, 전체 실험 범위에서 평활관을 사용한 경우에 비해서 2.96~3.45배의 전열촉진효과가 있었다.

## References

1. 熊田雅彌, 小川賢, 馬淵幾夫, 渡邊吉典, “流動層形熱交換器に関する基礎的研究(第2報 一列矩形管群からの熱傳達)”, 第22回傳熱シンポジウム講演論文集, pp.509-511, 1985.
2. 泉 豪太郎, 山下博士, 加賀 定, 河部眞一, “流動層形熱交換器の研究 第1報, 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 400號, pp.869-876, 1983.
3. Daizo Kunii, Octave Levenspiel, “Fluidized Reactor Models.”, Ind. Eng. Chem. Res., Vol.29, pp.1226-1234, 1990.
4. D.C. Rhys Jones, “Fluidisation in the Coal Industry.”, Ind. Eng. Chem. Res., Vol 25, pp. 1002-1010, 1986.
5. 相原利雄, 圓册重直, 本郷三夫, “低壓力損失流動層形熱交換器の熱傳達に関する研究”, 日本機械學會論文集(B編), 52卷, 476號, pp.1718-1725, 1986.
6. 永橋優純, 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.
7. O. Hashimoto, S. Mori, S. Hiraoka, I. Yamada, T. Kojima, K. Tsuji, “Heat Transfer to the Surface of Vertical Tubes in the Freeboard of Turbulent Fluidized Bed.”, International Chemical Engineering, Vol. 30, No.2, pp.254-258, 1990.
8. Daizo Kunii, Octave Levenspiel, Fluidization Engineering., John Wiley and Son, 1962.
9. 金英喆, “熱交換器 핸드북”, p.204, 大光書林, 1979.
10. 柳志午, 徐正閔, “流動層形 熱交換器에서 傳熱增進에 관한 研究”, 태양에너지학회, Vol.13, No.2~3, 1993.
11. McAdams, W.H., Heat transmission, 3rd ed., International Student edition, p.156, N. Y, McGraw-Hill Book Co., Inc., 1954.

areas.

In this work a new correlation has been made to predict the solar radiation for any areas over Korea by calculating the regression models taking into account latitude, percentage of possible sunshine, and cloud cover.

From the results, the single linear equation proposed by using percentage of possible sunshine method shows reliable results for estimating the global radiation with average annual deviation of  $-4$  to  $+2\%$  from measured values.

## **Measurements of Transmittances and Calculations of Fundamental Radiative Properties**

**Yong-Ha Hwang\*, Seung-ho Park\*\*, Young-Soo Lee\*\*\***

*\*Department of Thermal Engineering, National Chung-Ju University*

*\*\*Department of Mechanical Engineering, Hong-Ik University*

*\*\*\*Korea Institute of Energy Research*

Radiative characteristics of glass windows and porous absorbing media which can be used for a solar air heater are determined through the measurements of spectral transmittances. Those in the visible range are measured by the UV-IR spectrometer. Refractive index of glass are obtained by the comparison of the measured transmittances and the correlations derived from the electromagnetic theory and are compared to the theoretical ones calculated from the classical dispersion theory. Absorption and back-scattering coefficients of 15-mesh stainless wire screens are calculated by the comparison of the measured transmittances and the correlations derived from the two-flux model.

## **An Experimental Study on the Heat Transfer Performance in a Fluidized Bed Double Pipe Heat Exchanger**

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

*\* Dept. of Build, Equip., Shin Heung Junior College*

*\*\* Dept. of Mech. Eng., Inha Univ.*

Experiments have been conducted to measure the heat transfer coefficient and pressure drop in fluidized bed double pipe heat exchangers with smooth tube and longitudinal finned tube. The effect of particle size (alumina beads;  $d_o = 0.41, 0.54, 0.65, 0.77$  mm) and static bed height on the heat transfer coefficient has been evaluated in terms of pumping power. The heat transfer coefficient for the smooth tube and finned tube heat exchangers has been compared with single phase double pipe heat exchanger.

Results show that the heat transfer coefficients for the finned tube is 2.96~3.45 times higher than the smooth tube.

The heat transfer coefficients for the fluidized bed heat exchanger is higher than the single phase heat exchanger for the most of pumping power range tested. The maximum increase in the heat transfer coefficient for fluidized bed is 91.3% for the smooth tube and 127.1% for the finned tube.

## “Fluidization and Heat Transfer Characteristics in the Fluidized Bed (II)”

Park, Jong-Suen\* · Baek, Ko-Kil\*\* · Kim, Yeun-Young\*\*\* · Jeon, Sung-Taek\*\*\*

\*Korea Atomic Energy Research Institute

\*\*Taejon University of Technology

\*\*\*Incheon Junior College

The fluidization characteristics of the furan foundry sand fluidized bed and the heat transfer characteristics on a single spiral coil tube in the bed have been investigated.

In the paper, the heat transfer coefficients for a single spiral coil tube are measured in the furan foundry sand bed as a function of the ratio of heated coil tube pitch to diameter ( $p/D_o$ ) and the ratio of heated coil tube pitch to particle size ( $p/d_p$ ).

The experimental results are as follows.

- 1) Mean heat transfer coefficients increases according to the increasing ratio of heated coil tube pitch to diameter ( $p/D_o$ ).
- 2) The increasing rates of mean Nusselt numbers are more greater in the case of  $p/D_o$ .