

파형관을 갖는 수직형 순환유동층 열교환기의 열전달

안 수 환[†], 배 성 택, 김 명 호, 이 병 창, 이 윤 표^{*}

경상대학교 기계항공공학부 해양산업연구소, *한국과학기술연구원

Heat Transfer in the Vertical Type Fluidized Bed Heat Exchanger with Corrugated Tubes

Soo Whan Ahn[†], Sung Taek Bae, Myung Ho Kim, Byung-Chang Lee, Yoon Pyo Lee^{*}

School of Mechanical & Aerospace Engineering, Gyeongsang National University,
Institute of Marine Industry, Tongyong 650-160, Korea

*Thermal/Flow Control Research Center, KIST, Seoul 136-791, Korea

(Received January 15, 2004; revision received October 15, 2004)

ABSTRACT: An experimental study was performed to investigate the characteristics of heat transfer in a vertical type fluidized bed shell-and-tube type heat exchanger with corrugated tube. Seven different solid particles having the same volume were circulated in the heat exchanger. The effects of various parameters such as water flow rates, particle geometries, materials, and corrugated tube geometries were investigated. The present work showed that the higher thermal capacities of materials and the geometries closer to the spherical one have higher heat transfer performances. In addition, heat transfer coefficients in the corrugated tubes were a little higher than those in the smooth tubes.

Key words: Vertical type fluidized bed heat exchanger(수직형 순환유동층 열교환기), Solid particle(고체입자), Counterflow(대향류), Heat transfer coefficients(열전달계수)

기 호 설 명

A : 횡단면 [m^2]
 d : 튜브 직경 [m]
 D : 열교환기 출구 직경 [m]
 h : 열전달계수 [$W/m^2\text{ }^\circ C$]
 $LMTD$: 대수평균온도차 [$^\circ C$]
 Nu : 누셀트수
 U : 열교환기 출구 유속 [m/s]
 V : 튜브내 유속, 유속 [m/s]

그리스 문자

ν : 동점성계수 [m^2/s]

하첨자

c : 튜브측, 차가운
 $c1$: 튜브측 입구
 $c2$: 튜브측 출구
 f : 평균
 h : 셸측, 뜨거운
 $h1$: 셸측 입구
 $h2$: 셸측 출구
 i : 내경

[†] Corresponding author

Tel.: +82-55-640-3125; fax: +82-55-640-3128

E-mail address: swahn@gaechuk.gsnu.ac.kr

- o : 외경
- U : 열교환기 출구
- w : 유체(물), 벽면

1. 서 론

고체입자는 열용량이 크므로 열교환기 내에서 순환 유동시키면 열전달성능이 향상되어 열교환기의 소형화가 가능하다. 그리고 내식성이 강하므로 부식성의 배기가스에서도 사용 가능하며, 응축수에 의한 분진 등이 전열면에 축적되는 것을 제어하는 청소기능을 가진다. 그러므로 열교환기의 전열면에 고체입자가 유동하면 전열효율이 크게 향상된다.

특히 화학적으로 안정되어 오염될 가능성이 적고 반복 사용이 가능하여 환경오염을 크게 줄일 수 있는 등 많은 장점을 가지고 있다. 이와 같이 많은 장점을 지니고 있는 고체입자를 이용한 순환유동층 열교환기 시스템과 관련된 연구는 국외에서도 활발하게 연구개발이 진행되어 상용화되고 있다. 그러나, 국내에서의 연구는 초보적인 단계이다.⁽¹⁾ 이러한 순환유동층 열교환기는 미국에서 Hatch and Wetch⁽²⁾에 의해 처음으로 조수기의 브라인 가열기로 개발되었다. 순환유동층 열교환기 제작에 필요한 연구에서 Basu and Nag⁽³⁾는 피상속도, 고체입자 유량, 고체입자의 크기 등을 변화시켜 조사한 결과, 벽면으로부터의 열전달은 부유물의 비중에 비례하나, 고체입자 유량이 일정한 상태에서 유동속도를 증가시키면 열전달률은 감소함을 보였다. 그리고 Grace⁽⁴⁾는 순환유동층 밀도가 열전달에 큰 영향을 미친다고 예측하였다. 이러한 예측은 Stromberg⁽⁵⁾의 실험자료에 기초를 두었다. 국내에서는 Lee and Park⁽⁶⁾은 열교환기 내부의 유동을 프러그 흐름으로 가

정하여 고체입자 이동층과 관벽 사이의 열전달에 대한 연구를 실험과 이론적으로 수행하였다. 그리고 Lee et al.⁽¹⁾이 공기를 작동유체로 한 순환유동층 열교환기에서 열교환기 직경, 배플판 구멍 직경, 그리고 혼합실 높이를 변수로 하여 열전달계수와 압력강하에 대해 조사하였다. Kim and Lee⁽⁷⁾은 2mm와 3mm 직경의 유리입자를 대상으로 한 가시화 실험을 통해 유체입자의 거동특성과, 열전달 실험, 그리고 장시간에 걸친 오염실험을 행하였다. 이 실험으로 농축폐수시스템에 적용할 수 있는 순환유동층 열교환기 제작에 필요한 기초자료를 제공하였다. 내관을 다양한 파형튜브를 설치한 이중관에서 파형관 형상에 따른 열전달계수의 효과는 Ahn and Son⁽⁸⁾이 조사하였고, 파형관을 가진 수직 순환유동층 열교환기의 유동특성에 관한 연구는 Ahn et al.⁽⁹⁾이 행하였다. 그러나 파형튜브가 설치된 수직형 순환유동층 열교환기의 열전달에 관한 연구는 아직 보고되지 않고 있다.

본 연구에서는 2종의 파형관을 가진 순환유동층 원통다관형 열교환기에서 유리입자, 철, 구리, 알루미늄, 모래의 입자들이 열전달계수에 미치는 효과를 조사하였다.

2. 실험장치 및 방법

Fig.1은 가시화 실험과 열전달 실험을 동시에 할 수 있는 본 연구의 실험장치 개략도이다. 시험부의 높이는 705 mm이고 통(shell)의 직경은 80.4 mm, 다관의 직경은 14.2 mm로 하였고 다관의 수는 3개이다. 시험부의 통 내부에는 뜨거운 수돗물이 튜브 내의 차가운 물과 대향류로 흐르게 하였다. 내부 다관에서의 유체와 고체입자는 Fig.2의 좌측 그림처럼 구멍이 있는 배플 판을 튜브보

Table 1 Details of particles in fluidized bed

Classification	Material	Geometry	Dimension
Case (A)	glass	bead	3 mm Φ
Case (B)	Al	cylinder	2 mm Φ , 4.5 mmL
Case (C)	Al	cylinder	3 mm Φ , 2 mmL
Case (D)	steel	cylinder	2 mm Φ , 4.5 mmL
Case (E)	steel	cylinder	2.5 mm Φ , 2.88 mmL
Case (F)	Cu	cylinder	2.5 mm Φ , 2.88 mmL
Case (G)	sand	grain	2.0 mm ~ 4.0 mm Φ

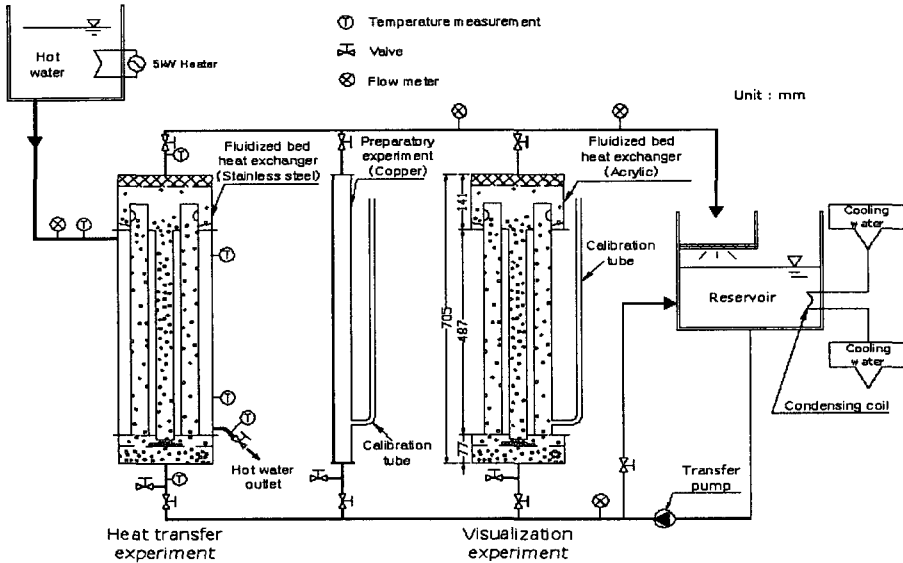


Fig. 1 Schematic diagram of experimental setup.

다 2 cm 밑에 설치함으로써 순환되도록 하였다. 주위의 온도는 22°C에서 24°C 사이였다. 유체순환은 자석식 펌프를 사용하여 고체입자나 오염된 환경에서 작동에 문제가 없도록 하였다. 열전달 실험장치는 스테인레스 강(SUS 304)으로 제작하였다. 배플판으로 인하여 가운데 튜브는 주변 튜브 내부보다 압력손실이 크므로 주변 튜브에서는 계속적인 유체의 상승과 함께 입자의 상승이 일어나고 가운데 튜브에서는 입자의 하강과 함께 유체의 하강이 이루어진다. 작동중에는 하강한 입자가 배플판 아래로 내려오지 않고 평판 위에서 다시 상승 튜브로 보내어진다. 그러나 펌프가 정지하여 유체의 순환이 정지되면 입자의 일부는 판 위의 구멍을 통하여 아래로 내려오고 일부는 판 위에 얹혀져 다음 작동을 기다리게 된다. 작동유체는 오염도가 낮은 수돗물을 사용하였다. 순환 유량은 정지밸브와 바이패스 장치에 의해 조절하였다. 유량계는 적층식을 사용하였고 시험부 입구에 1개와 가시화 시험부와 열전달 시험부측 출구에 각각 1개씩 설치하였다. 실험은 먼저 물만이 흐른 경우에 대해 유속이 0.4 m/s에서 2.0 m/s 까지 열전달실험을 수행하였다.

온도측정은 자료 획득장치와 수은 온도계로 보정한 PT105Ω로 행하였고 고체입자의 체적농도는 1.4 v%로 일정하게 유지하였다. 입자가 벽면 충돌에 의한 열전달효과를 관찰하기 위해 Fig. 1

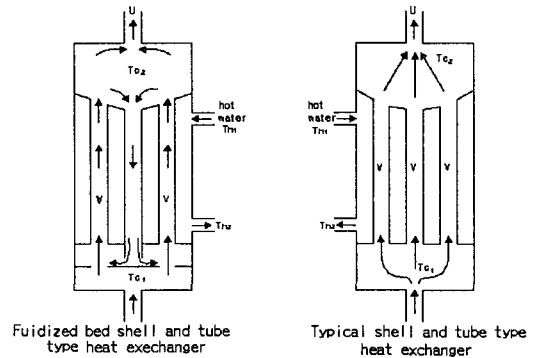


Fig. 2 Comparison of fluidized bed type and typical type shell and tube heat exchanger.

과 같이 3개의 수직관을 이용한 실험을 수행하였다. 유체는 Fig. 2와 같이 순환하며 시험부의 셀측에는 75°C 이상의 뜨거운 수돗물이 차가운 튜브측의 흐름과 대향류로 흘러 튜브측을 가열하였다. 셀측의 뜨거운 물은 5 kW 히터가 설치된 탱크로부터 공급되었다. 튜브측 열전달계수(h_c)는 Fig. 1의 실험장치에서 가운데 있는 동(copper)체의 예비실험부에서 측정한 자료를 이용하였다. 예비시험부는 woven heater를 튜브 전체에 감고 그 주위에는 유리섬유로 단열처리하였다. 관벽의 온도(T_w)와 유체평균온도(T_f)와의 차이가 튜

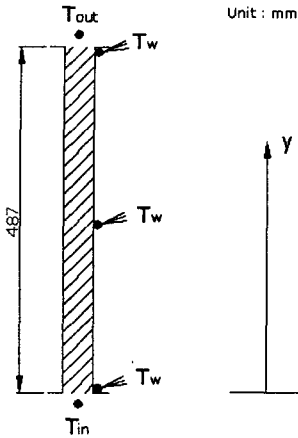


Fig. 3 Heat transfer test tube.

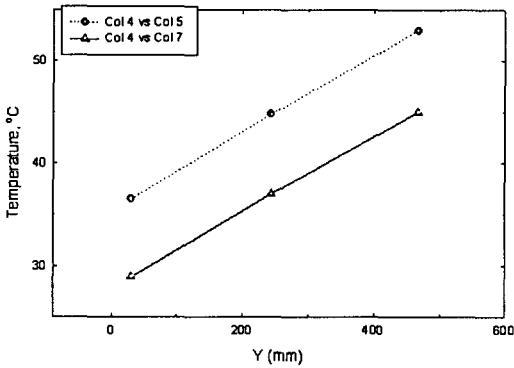


Fig. 4 Variation of wall temperature (T_w) and bulk temperature (T_f).

Table 2 Test matrix for heat transfer measurements

	Inner tube (unit: mm)							
	D_s	D_{vi}	D_{vo}	P	N	e^*	P^*	θ^*
S_0	15.8	14.2	15.8					
T_1	15.8	13.88	15.48	7	1	0.045	0.45	0.91
T_2	15.8	13.97	15.57	10	1	0.045	0.64	0.89

D_s : Original smooth tube diameter

D_{vi} : Volume-based grooved tube inner diameter

D_{vo} : Volume-based grooved tube outer diameter

P : Flute or corrugation pitch

N : Number of flute or corrugation starts

S_0 : Smooth tube

$T_{1,2}$: Spirally corrugated tube

브 전체 길이에 걸쳐 일정한지를 확인하기 위해 Fig. 3과 같이 열전대(k형)를 관벽 내부에 심어 벽면온도를 측정하였다. 열전대는 축방향으로 각각 3군데에 설치하였다. 그리고 튜브 입출구에 별도로 열전대를 설치하여 길이에 따른 유체평균온도 (T_f)를 측정하였다. Fig. 4처럼 벽면온도와 유체평균온도와와의 차이는 Fig. 4와 같이 위치에 따라 거의 일정하여, 튜브 전체 길이에 걸쳐서 오차범위는 0.5°C 이내에 들어 대류열전달계수는 식(1)과 (2)와 같이 구할 수 있었다. 열전대(k형)는 열에폭시로 고정하였다.

예비실험부에서 측정된 온도와 유량으로부터 튜브측 열전달계수 (h_c)는 다음 식으로 구해진다.

$$Q = \dot{M}_w C_{pw} (T_{out} - T_{in}) \quad (1)$$

$$h_c = \frac{Q}{\pi DL (T_w - T_f)} \quad (2)$$

여기서 \dot{M}_w 는 유량(kg/s), C_{pw} 는 액체의 비열, T_{out} 은 시험부 출구 액체온도($^\circ\text{C}$), (T_{in})은 입구 액체온도, T_w 는 벽면평균온도, T_f 는 평균유체온도이다. 시험부에 공급된 열전달률 Q 는 공식(1)으로부터 계산하였다. 파형관의 효과를 조사하기 위해 Table 2⁽⁸⁾와 같은 구조의 파형관 시험부를 사용하였다.

3. 결과 및 고찰

Fig. 5의 순환유동층 열교환기에서 상승하는 유체속도 (V)는 Fig. 1과 같이 보정된 튜브(calibration tube)의 압력으로부터 측정하였다. 즉, 원통다관형 열교환기와 동일한 조건(수두, 직경, 그리

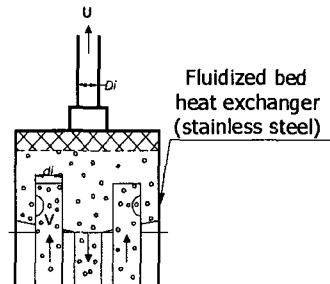


Fig. 5 Details of test section.

고 형상)의 단일튜브에서 구한 유속에 대한 정압 값을 기초로 하여 원통다관형 열교환기튜브의 유속을 구했다. 열교환기에서 튜브측과 셸측의 열전달률은 각각 다음과 같다.

$$Q_c = \dot{m}_c c_p (T_{c1} - T_{c2}) \quad (3)$$

$$Q_h = \dot{m}_h c_p (T_{h1} - T_{h2}) \quad (4)$$

그리고 시험부의 대수평균온도차는 식(5)과 같다.

$$LMTD = \frac{(T_{h1} - T_{c2}) - (T_{h2} - T_{c1})}{\ln[(T_{h1} - T_{c2}) / (T_{h2} - T_{c1})]} \quad (5)$$

매끈한 튜브를 가진 열교환기에서 다관형 순환유동층 시스템이 열교환기 입출구 온도차에 미치는 영향을 조사하기 위해 Fig. 2와 같은 장치를 각각 이용하였다.

좌측 그림처럼 배플을 설치한 경우의 순환유동층 원통 다관형 열교환기와 우측 그림처럼 배플이 없는 경우의 전형적인 원통 다관형 열교환기에 대해 입·출구 온도차를 비교하기 위해 대수평균온도차를 각각 측정하여 Fig. 6과 같이 나타내었다. 순환유동층 원통다관형 열교환기의 경우가 전형적인 원통다관형 열교환기에서보다 대수평균온도차가 유량이 6×10^{-5} l/s에서 16% 정도 작게 나타났다. 이는 순환유동층의 경우 시험부 내에서 유체가 재순환하여 튜브측 입구의 온도가 상승하기 때문이라 사료된다. 그리고 모든 경우 유량이 많을수록 대수평균온도차가 증가하는데, 이는 셸측 유속이 일정할 경우 튜브측 유량이 많을

수록 열전달률(Q)이 증가하기 때문이라 사료된다. 순환유동층의 경우 유체를 가열하는 시간을 증가시키는 효과가 있어 열교환기 크기를 줄이는데 유익하다고 판단된다. Fig. 7은 매끈한 튜브를 가진 열교환기에서 튜브 내 유속(V)변화에 대한 튜브측 열전달계수(h_c)를 나타낸 것이다. 셸측 뜨거운 물의 유속은 0.0158 m/s로 일정하게 유지하였다. 대체로 열전달계수의 크기는 구리와 모래가 가장 크고, 스테인레스, 알루미늄, 그리고 가장 작은 것은 유리입자였다. 이는 열전달계수를 증가시키는 데는 고체의 열용량과 형상이 중요함을 보여주는 것이다. 즉, 밀도가 클수록, 표면이 거칠수록 증가하였다. 알루미늄과 스테인레스 강의 경우 2 mmφ(4.5 mmL)보다 2.5 mmφ(2.88 mmL)나 3 mmφ(2 mmL)에서 열전달계수가 컸다. 이는 알루미늄과 스테인레스 입자의 경우 모두 실린더 구조이고, 2 mmφ보다 2.5 mmφ과 3 mmφ가 길이와 직경의 비가 1에 가까워 투영압력면적의 증가로 유체저항이 상승하여 입자가 벽면에 충돌하는 회수가 증가되었기 때문이라 사료된다. 튜브내 고체입자가 관벽에 충돌하는 유속범위는 0.27~1.3 m/s로 한정되므로⁽¹⁰⁾ 튜브측의 열전달률과 셸측의 열전달률이 동일한 조건을 유지하는 것이 불가능하였다. 튜브측과 셸측 간에 완전한 열역학적 평형이 이루어지지 않으므로 정확한 총합 열전달계수를 구할 수 없어, 셸측의 열전달계수를 열전달 시험부(Fig. 1의 좌측)로부터 직접 구하는 것이 불가능하였다. 비교를 위해 고체입자가 포함되지 않는 경우에 대한 값을 실선으로 나타내었다. 튜브측 대류열전달계수는 고체입자가

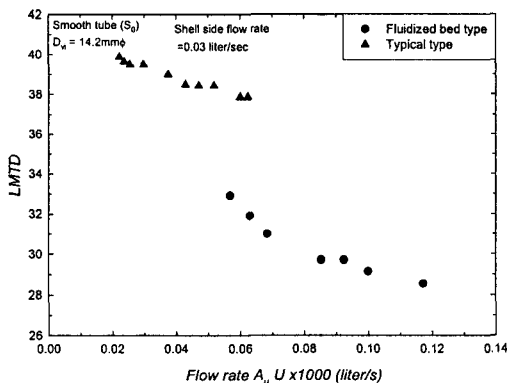


Fig. 6 LMTD versus flow rate.

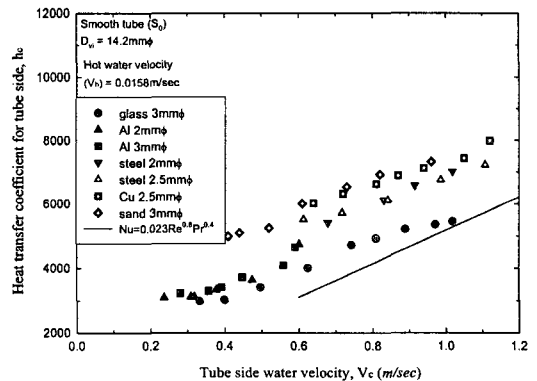


Fig. 7 Heat transfer coefficients for tube side for heat exchanger with smooth tubes.

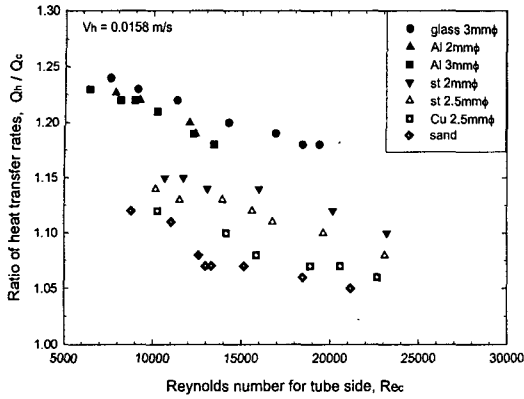


Fig. 8 Ratio of heat transfer rates, Q_h/Q_c for heat exchanger with smooth tubes.

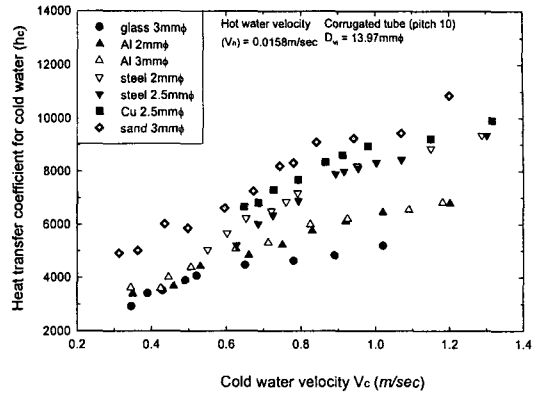


Fig. 10 Heat transfer coefficients for corrugated tube of T_2 .

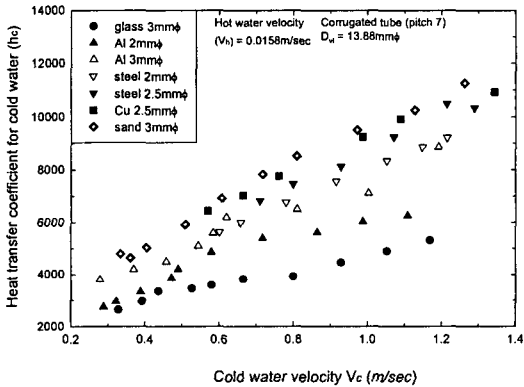


Fig. 9 Heat transfer coefficients for corrugated tube of T_1 .

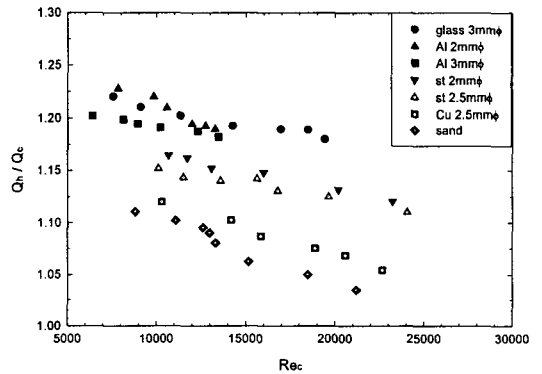


Fig. 11 Q_h/Q_c for corrugated tube of T_1 ($V_h = 0.00158$ m/s).

순환유체 속에 포함된 경우가 포함되지 않은 경우(실선)보다 대체로 컸다. 특히 유속이 낮을수록 상대적 비율의 차이가 심하였다. 이는 유속이 낮을수록 고체입자가 튜브 벽면에 충돌하는 수가 많기 때문이라 사료된다. Fig. 8은 매끈한 튜브의 열교환기에서 식(3)과 (4)로부터 구한 셀측과 튜브측의 열전달률의 비를 나타낸다. 본 실험의 조건은 셀측과 튜브측의 열전달률들이 측정 가능한 범위에서 두 값이 가장 근접한 상태이다. 이때의 온도조건은 셀측 입구온도가 75℃, 튜브측 입구온도는 21℃였다. Fig. 8은 Fig. 7과는 반대의 경향을 보인다. 이는 셀측의 열전달률(Q_h)는 일정한 유속과 입구온도이기 때문에 거의 일정하지만, 튜브측 열전달률(Q_c)은 고체의 입자형상과 열용량에 따라 증가하기 때문이라 사료된다. 그

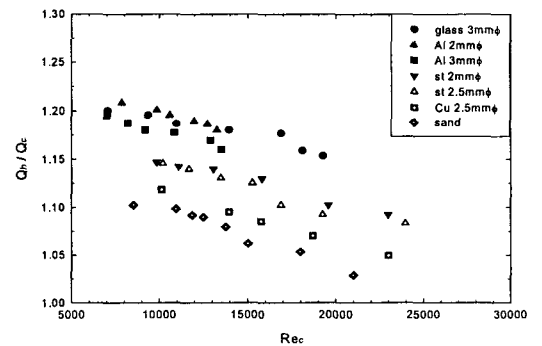


Fig. 12 Q_h/Q_c for corrugated tube of T_2 ($V_h = 0.00158$ m/s).

리고 레이놀즈수가 증가할수록 열전달률의 비율은 감소하였다. 이는 원통다관형 열교환기에서 대

류열전달계수들은 튜브측의 경우 유속에 비례하고, 셀측의 경우 열유속에 비례하기 때문이라 사료된다. Fig. 9와 Fig. 10은 다관을 파형관으로 한 열교환기의 열전달계수이다. Fig. 7에 비해 유리입자인 경우에는 큰 변화 없으나 그 이외의 입자의 경우에는 대체로 크게 나타났다. 이는 입자가 파형관 벽면에 충돌 후 유속에 의해 회전하는데 매끈한 구의 형상을 한 유리입자보다 돌기가 있는 고체입자들이 난류혼합의 형성을 더 크게 만들기 때문이라 사료된다. Fig. 11과 Fig. 12는 파형관을 다관으로 설치한 경우의 튜브측과 셀측의 열전달비이다. Fig. 11과 Fig. 12의 특징은 Fig. 8과 같이 설명될 수 있다.

4. 결 론

(1) 입자의 비중이 크고 조도가 거칠수록, 그리고 유리입자를 제외한 경우, 구에 가까울수록(길이와 직경의 비가 1에 가까울수록) 열전달계수가 증가 하였다. 매끈한 튜브를 가진 열교환기의 경우 튜브내 유속이 1 m/s일 때 고체입자순환이 없는 경우보다 50% 정도까지 컸다.

(2) 순환유동층일 경우 대수평균온도차가 유량이 6×10^{-5} l/s에서 16% 정도 적어 열교환기 크기를 줄이는 데 유익하였다.

(3) 열교환기에서 파형관 (T_1)인 경우 튜브측 유속이 1 m/s에서 매끈한 경우보다 입자에 따른 열전달계수의 변화폭이 210% 정도 컸다.

후 기

이 논문은 2003~2004년도 과학재단지원 목적 기초연구(R05-2002-000-00013-0)와 첨단기계산업 기술혁신양성(NURI) 사업에 의하여 지원되었음.

참고문헌

1. Lee, K. B., Jun, Y. D. and Park, S. I., 2002, Measurement of heat transfer rates and pressure drops in a solid particle circulating fluidized heat exchanger, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 12, No. 9, pp. 817-824.
2. Hatch, L. P. and Weth, G. G., 1970, Scale control in high temperature distillation utilizing fluidized bed heat exchanger, R&D Progress Report, No. 571.
3. Basu, P. and Nag, P. K., 1987, An investigation into heat transfer in circulating fluidized beds, Int. J. of Heat and Mass Transfer, Vol. 30, No. 11, pp. 2399-2409.
4. Grace, J. R., 1986, Heat transfer in circulating fluidized beds, in circulating fluidized bed technology (edited by Basu, P.), Pergamon Press, Canada, pp. 63-81.
5. Stromberg, L., 1982, Experiences of coal combustion in a fast fluidized bed, Proc. 7th International Fluidized Bed Combustion Conference, Vol. 2, pp. 1152-1163.
6. Lee, K. B. and Park, S. I., 1994, Heat transfer to a downward moving solid particle bed through a circular tube, Trans. KSME, Vol. 18, No. 6, pp. 1551-1558.
7. Kim, N. H. and Lee, Y. P., 1995, A study on the pressure loss, heat transfer enhancement and fouling control in liquid fluidized bed heat exchanger, Proc. of Fouling Mitigation of Industrial Heat Exchange Equipment, An International Conference, San Luis Obispo, California, pp. 421-433.
8. Ahn, S. W. and Son, K. P., 2002, Experimental studies on heat transfer in the annuli with corrugated tubes, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 14, No. 8, pp. 683-689.
9. Ahn, S. W., Lee, B. C. and Bae, S. T., 2003, Fluid flow in the fluidized bed shell and tube type heat exchanger with corrugated tubes, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 15, No. 5, pp. 406-412.
10. Ahn, S. W., Lee, B. C., Kim, W. C. and Lee, Y. P., 2002, Characteristics of fluid flow and heat transfer in a fluidized bed heat exchanger, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 14, No. 4, pp. 315-323.