

배플판이 없는 순환유동층 열교환기의 전열특성 및 압력강하

전 용 두[†], 이 금 배, 김 엄 기, 이 영 립
 공주대학교 기계공학부

Heat Transfer Characteristics and Pressure Drop of a Fluidized Bed Heat Exchanger without Baffle Plate

Yong-Du Jun[†], Kum-bae Lee, Amkee Kim, Young-Lim Lee

Division of Mechanical Engineering, Kongju National University, Chungnam 314-701, Korea

(Received May 27, 2002; revision received September 23, 2002)

ABSTRACT: A new fluidized bed heat exchanger for exhaust gas heat recovery is developed. Compared to the existing ones, the present heat exchanger system is featured by the particle fluidization method which does not depend on conventionally used baffle plate with holes and by the multiple downcomer tubes to extract heat energy from hot particle during the time particles moves down to be fed again to the hot gas line. Particles are introduced to the main hot gas stream alongside the pipe circumference. The heat exchanger performance and pressure drop are evaluated through experiments for the present gas-to-water heat exchanger system.

Key words: Fluidized bed(유동층), Heat exchanger(열교환기), Heat transfer coefficient(열전달 계수), Particles(고체입자), Pressure loss(압력손실)

기 호 설 명

β : 수축 지름비, d/D
 C_d : 유출계수
 U : 평균열전달계수 [$W/m^2 \cdot K$]
 ΔT_m : 대수평균온도차 [K]

하첨자

w : 물층
 g : 배가스층

1. 서 론

산업체에서 사용하는 요로와 보일러는 에너지 다소비형으로서 여기에서 배출되는 배가스로부터 버려지는 열량은 연료량의 30~60%에 이른다. 또한 소각로 등에서 발생하는 배열의 경우 배가스의 분진 및 부식성으로 인하여 현재까지는 폐열 회수보다는 배가스의 처리(cleaning)에 주력하고 있는 실정이다. 이와 같이 에너지 다소비형 요로, 보일러 및 소각로 등에서 배출되는 배가스에 포함된 에너지를 효과적으로 회수할 수 있는 요소 기술의 개발 및 보급은 국가적인 에너지 정책의 차원에서 매우 중요하다. 이들 배가스의 경우 미활용 열에너지가 많으나, 대개 연료 혹은 공정에서 추가되는 분진으로 인해 통상적인 열교환기를 사용할 경우 전열면의 오염에 따른 전열효율의 감소와 부식 등의 문제가 따르고 있으며 실제 운

[†] Corresponding author

Tel.: +82-41-850-8618; fax: +82-41-854-1449

E-mail address: yjun@kongju.ac.kr

영면에 있어서는 주기적인 청소를 필요로 하는 어려움이 있다. 따라서 전열면의 오염문제 없이 배가스에 함유된 열에너지를 효과적으로 회수할 수 있는 기술의 개발이 오래 전부터 추구되어 왔다.

일반적으로 세라믹과 같은 고체입자를 배가스와 함께 순환시키는 형식의 순환유동층 열교환기는 내부식성과 높은 전열효율 그리고 청소기능을 갖는 것으로 알려져 있어 외국의 경우 여러 가지 형태의 열교환기들이 개발되어 있으며, 국내에서도 독자적인 열교환기의 실용화를 위한 연구가 진행되고 있다.⁽¹⁻⁵⁾ Park⁽¹⁾은 수직전열관 내에서 입자순환에 따른 압력강하 및 열전달성능을 측정하고 1차원 모델에 입각한 압력손실 예측모델을 적용하여 비교하였으며, Park et al.⁽²⁾은 비교적 고온의 폐열회수를 위한 기체-입자 직접 접촉방식의 열교환기에 대한 수치모사를 수행함에 있어 기체복사효과를 고려한 이론적 연구를 수행하였다. Jung et al.⁽³⁾는 수평다관형 순환유동층에 대하여 시험하고 열전달계수 증가율이 최대 93%까지 증가함을 보고하였다. Lee et al.⁽⁴⁾은 배플을 이용한 수직형 순환유동층에 있어 열교환기 관직경, 배플판 구멍직경, 혼합실 높이와 같은 설계변수에 따른 성능변화 특성에 대하여 실험적으로 고찰하였으며, Jun and Lee⁽⁵⁾는 동일 열교환기에 대한 3차원 유동 및 열해석을 수행하였다. 특히 이들은 유한한 길이의 전열관 내부의 입자거동 특성에 대하여 고찰하였다.

지금까지 배가스 열회수를 위한 순환유동층 열교환기들은 배플판을 통한 입자유동화 형식이었으나 전열효율 개선, 오염저감과 동시에 압력손실을 최소화할 수 있는 다양한 형태의 열교환기가 검토되어야 할 것으로 판단된다. 본 연구의 목적은 입자 유동화를 위한 배플판이 없는 순환유동층 열교환기에 대하여 전열성능 및 압력손실 특성 실험을 통하여 실용화 가능성을 확인하고자 하는 것이다.

2. 유동층 열교환기 실험장치

Fig. 1은 순환유동층 열교환기 실험장치의 구성도이다. 본 실험장치는 크게 연소로 부분과 열교환기 부분으로 구성된다. 연소로 부분은 폐열회수 열교환기의 입구에 고온의 배가스를 공급하는 역할을 하며, 성능분석을 위하여 일정한 온도

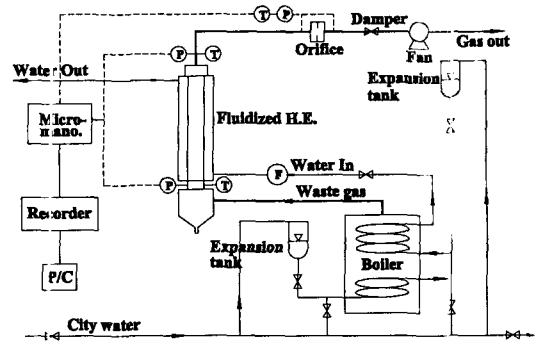


Fig. 1 Schematic diagram of fluidized bed heat exchanger test apparatus.

의 배가스 공급이 필요하다. 이를 만족시키기 위하여 용량 30,000 kcal/hr(35 kW)인 경유보일러를 개조하여 사용하였다. 즉, 보일러 내의 열전달 증진장치를 제거하고 난방수를 순환시키지 않음으로써 되도록 높은 온도의 배가스를 얻을 수 있도록 하였다. 열교환기는 절단기 개념으로서 연소로(보일러)에서 생성된 고온의 연소가스는 연소를 통하여 순환유동층 열교환기의 하부로 유입된 후 중앙의 상승관 및 그 주변에 설치된 4개의 입자차강관을 통하여 열교환을 수행하고 상부에 설치된 배출구로 배출된다. 이때 배가스의 유량은 하류에 설치된 오리피스를 사용하여 측정되고, 유량의 조절은 오리피스의 하류에 설치된 밸브에 의하여 조절되며, 배가스의 순환은 댐퍼의 하류에 설치된 송풍기에 의하여 이루어진다.

순환수는 보일러의 온수계통을 이용한다. 팽창탱크를 통하여 도시 수도관에 연결된 보일러의 온수라인은 보일러의 상부의 와선형 관로를 통과하는 동안 60℃ 이상으로 1차 가열된 후 보일러를 빠져나와 디지털 유량계(OVAL사)를 거쳐 열교환기의 냉각수로 공급되며, 열교환기에서 2차 열교환을 통하여 추가로 가열된 후 배출된다. 순환수의 온도는 열교환기 입구 및 출구에서 K-type 열전대를 이용하여 측정되며, 배가스의 온도는 열교환기 입·출구를 비롯한 5개 부위(T1부터 T5까지)에서 측정한다(Fig. 2 및 Table 1 참조).

순환입자는 열교환기의 상부에 마련된 입자 주입구를 통하여 주입되고 중앙의 주열교환기(내경 54 mm) 주위에 와선형으로 설치된 설치된 4개의 관(내경 11 mm)을 통하여 하강하며, 열교환기의 하부에 마련된 호퍼로부터 수직전열관의 원주면

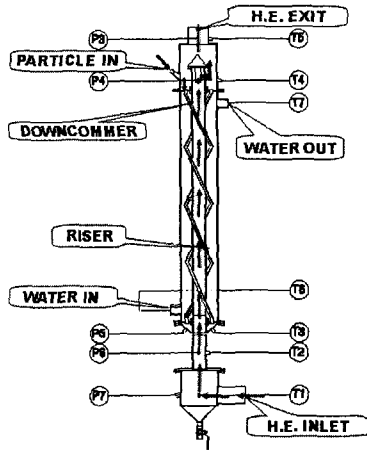


Fig. 2 Tested heat exchanger.

을 따라 수직관으로 유입된다. 수직관에서는 상승하는 배가스유동과 합류하여 전열면을 따라 상승한 후 열교환기 상부에서 관성력의 차이에 따라 배가스와 분리되어 배가스는 배출되고, 입자는 중력에 의하여 와선형 입자하강관을 따라 재순환을 거듭하게 된다.

3. 실험조건

3.1 오리피스 유량교정

배가스의 유량은 열교환기의 하류에서 D·D/2 탭 오리피스를 사용하여 측정하였다. 사용된 오리피스는 외경 70mm이며, 수축 지름비($\beta = d/D$)는 0.57이다. 유량은

$$Q = C_d A_t \left[\frac{2(p_1 - p_2)/\rho}{1 - \beta^4} \right]^{1/2} \quad (1)$$

로 계산되며, 이때 무차원 유출계수 C_d 는 D·D/2 탭 오리피스에 대하여 다음과 같다.⁽⁶⁾

$$C_d = f(\beta) + 91.71\beta^{2.5} Re_D^{-0.75} + \frac{0.09\beta^4}{1 - \beta^4} F_1 - 0.0337\beta^3 F_2 \quad (2)$$

이때,

$$f(\beta) = 0.5959 + 0.0312\beta^{2.1} - 0.184\beta^8 \quad (3)$$

Table 1 Temperature and pressure measurement locations

Pressure tap		T/C	
P1	Orifice upstream	T1	H.E. inlet
P2	Orifice downstream	T2	Riser inlet
P3	H.E. exit	T3	Downcomer exit
P4	Riser exit	T4	Riser exit
P5	Downcomer exit	T5	H.E. exit
P6	Riser inlet	T6	Water inlet
P7	H.E. inlet	T7	Water exit

이고, $F_1 = 0.4333$, $F_2 = 0.47$ 이다. 실제로 $\beta = 0.57$ 인 경우 레이놀즈수 ($Re_D = UD/\nu$)가 3×10^4 에서 10^6 까지는 유출계수는 0.615에서 0.605까지 서서히 감소하고, 이보다 큰 레이놀즈수에 대해서는 거의 일정한 값을 나타낸다. 온도변화에 따른 기체의 밀도변화는 Sutherland law로서 보정한다. Fig. 3은 오리피스를 통과하는 배가스 온도변화에 따른 유량-압력차 관계를 나타낸 것으로서, 측정부위의 온도가 150°C에서 300°C로 변하는 동안 동일한 오리피스 압력차에 대한 체적유량의 변화가 약 15~20%에 달하므로 유량측정 부위에서의 온도확인에 있어 주의가 필요하다.

3.2 공기유량의 결정

버너에서의 공칭 연료소모량(3.9 L/h)이 정해져 있는 상태에서 가능한 한 높은 배가스 온도를

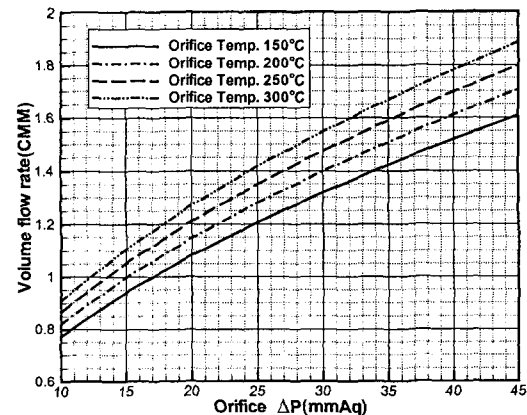


Fig. 3 Flow rate (Q) versus orifice pressure drop (Δp) at different gas temperature.

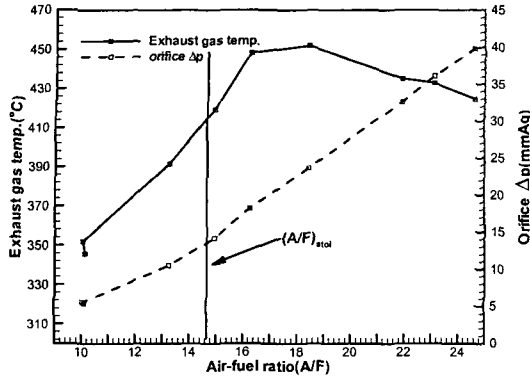


Fig. 4 Air-to-fuel ratio vs. exhaust gas temperature.

얻기 위해서는 공기유량 변화에 따른 배가스 온도변화 특성을 파악할 필요가 있다. 이를 위하여 공기유량의 변화에 따른 열교환기 입구온도의 변화를 실험을 통하여 얻은 결과는 Fig. 4에 도시하였다. 연료로 사용된 등유(Kerosene)의 경우, 밀도는 791 kg/m^3 , 발열량 $46,035 \text{ kJ/kg}$ (저위 발열량 기준), 이론공연비(stoichiometric air-to-fuel ratio) 14.79로 알려져 있다. 그림에서 보는 바와 같이 보일러로부터 생성된 배가스의 열교환기 입구온도는 이론공연비보다 약 20% 초과한 상태인 $A/F=18.4$ 에서 최대값을 보였고, 이때 얻어진 배가스 온도는 452°C , 오리피스 압력차는 23.6 mmAq (231 Pa)로 나타났다. 이상의 실험자료로부터 450°C 근처의 고온 배기가스를 얻기 위해서는 유량의 범위는 압력차 $18\sim 24 \text{ mmAq}$ ($176\sim 235 \text{ Pa}$) 정도가 바람직함을 알 수 있었다. 공기유량이 이보다 감소하면 연료의 불완전연소로 인한 배기온도 저하와 함께 검댕이(soot)가 발생하며, 공기유량이 증가하면 회박연소상태가 되어 서서히 온도가 감소함을 알 수 있었다. 또한 실험결과 열교환기 출구로부터 오리피스까지의 온도변화는 약 $85\sim 100^\circ\text{C}$ 정도인 것으로 나타났다.

3.3 수직전열관 내 유속 예측

전열관 내부의 유속은 입자순환을 위하여 중요하나 실험장치의 구조상 측정기기를 삽입하여 직접 유속을 측정하는 것은 곤란하므로 수치모사적 소프트웨어⁽⁷⁾를 사용하였으며, Fig. 5는 수치계산에 사용된 3차원 열교환기 모형과 계산결과로서 입구유량 $1.31 \text{ m}^3/\text{min}$ (입구속도 5.65 m/s)일 때 전

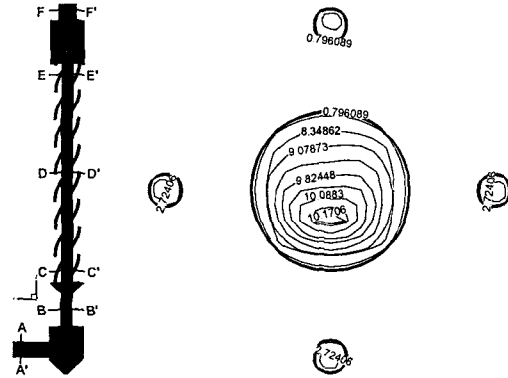


Fig. 5 Computational domain and velocity contour at mid-section D-D' ($Q=1.31 \text{ m}^3/\text{min}$; velocity in m/s).

열면 중앙단면에서의 속도분포를 나타내고 있다. 본 실험장치의 경우 중앙에 수직상승관이 있고 그 주위에 4개의 가느다란 와선형의 관이 배치되어 있으므로 주어진 배가스 유량에 대하여 수직전열관 및 와선형관에서의 유속분포를 수치모사한 결과 서로 다른 두 가지 입구조건(입구속도 5.2 m/s 와 5.65 m/s)에 대하여 주유동관에 대한 와선형관 내의 평균 유속비는 약 0.27 정도로 나타났다. 이와 같은 결과로부터 열교환기의 하류 오리피스에서 측정된 유량으로부터 수직상승관 내부의 기류속도는 다음의 식을 이용하여 산정할 수 있다.

$$V_p = \frac{Q}{A_p + 1.08A_{tube}} \quad (4)$$

이때, 관단면적은 $A_p = \frac{\pi}{4} \left(\frac{54.0}{10} \right)^2 = 22.90 \text{ cm}^2$ 이고, 각각의 하강관 단면적은 $A_{tube} = \frac{\pi}{4} \left(\frac{11.0}{10} \right)^2 = 0.95 \text{ cm}^2$ 이므로, 와선형 튜브를 통한 유량은 전체 유량의 4.3% 정도에 해당하는 것으로 추산되었다. 열교환기 성능시험을 위하여 오리피스 압력차를 20 mmAq (195.8 Pa)로 유지한 경우 체적 유량 $Q=1.08 \text{ m}^3/\text{min}$ 이고, 수직관을 통과하는 기류속도는 7.75 m/s 로 추정되었다.

3.4 입자특성 및 순환

전열증대와 오염저감을 위하여 순환시킬 입자

는 입자의 재질(밀도, 형태, 열전도도)과 크기(직경)를 적절히 선택하여야 하며, 본 실험에서는 상용 glass beads(JB-700; 직경 425~850 μm ; 비중 2.62)를 사용하였다. 입자의 순환특성은 이미 가시화 시험장치를 통하여 확인한 바 있으며, 입자의 순환이 원활히 나타남을 확인한 바 있다.

3.5 수순환 시스템

열교환기 냉각측 입구로 들어가는 온도는 결로 현상을 방지하기 위하여 60 $^{\circ}\text{C}$ 이상을 유지하도록 하였고, 이를 위해서는 순환수의 유량은 7.9 L/min ($1.32 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$)로 설정하였다.

이상의 실험조건을 설정한 후, 순환유동층 열교환기의 전열성능 실험을 수행하였으며, 시험은 (1) 입자가 없는 상태, (2) 입자주입 1단계(300 mL 투입), (3) 입자투입 2단계 (600 mL 투입)의 순서로 진행하였다. 온도 및 압력의 계측에는 DA-100(Yokogawa, 30 ch.) 레코더를 사용하였다.

4. 실험결과 및 고찰

4.1 전열성능

Fig. 6은 배가스 유량 $Q_g=1.08 \text{ m}^3/\text{min}$ (오리피스 $\Delta p=196 \text{ Pa}$ 에 해당), 물 유량 $Q_w=7.9 \text{ L}/\text{min}$ 으로 유지한 상태에서의 시험결과이다. 점화로부터 일정시간이 지나 온도가 정상상태에 도달한 후 전열관 상부의 입자 주입구를 통하여 입자를 300 mL 주입하였고, 다시 평형상태에 도달한 뒤

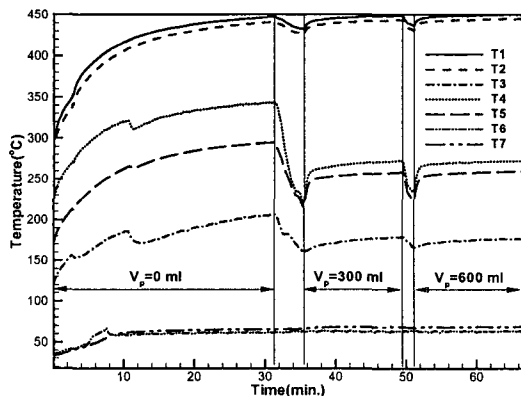


Fig. 6 Temperature vs. time ($Q_g=1.08 \text{ m}^3/\text{min}$, $Q_w=7.9 \text{ L}/\text{min}$).

추가적으로 입자(300 mL)를 주입하였다. 그림에서 T1부터 T5까지는 배가스의 온도를 나타내며, T6 및 T7은 각각 냉각수측 입구와 출구온도이다.

시험결과에 따르면 열교환기 입구온도(T1)와 수직전열관 입구온도(T2)는 입자 주입 여부에 관계없이 일정시간이 경과한 후 정상온도에 도달하며, 정상상태에 도달했을 때 T1은 445 $^{\circ}\text{C}$ 에서 450 $^{\circ}\text{C}$ 를 유지하는 것으로 나타났다. T2는 T1에 비하여 지속적으로 약 5 $^{\circ}\text{C}$ 정도 낮으며, 이는 열교환기 하부조 외벽으로의 열손실 때문인 것으로 보인다. 입자의 주입에 따라 처음 300 mL 주입시에는 온도변화가 크게 나타났으나, 이후 300 mL를 추가로 주입한 경우 온도변화 및 유량(오리피스 Δp)에 있어서는 큰 차이를 보이지 않았다. 이는 수직관을 통과하는 상승기류가 운반할 수 있는 입자질량의 한계가 있음을 의미하며, 수송할 수 있는 입자질량의 한계는 유동화 방식, 유동조건(유속 및 유동의 안정성) 및 입자특성에 따라 결정될 수 있을 것으로 사료된다. 전체적으로, 입자를 주입함으로써 입구측 온도(T1, T2)는 큰 변화가 없으나 입자하강관 하부온도(T3), 수직전열관 상부온도(T4), 그리고 열교환기 출구온도(T5)에 있어서는 현저한 변화가 관찰되었다.

정량적인 분석을 위하여 입자주입 전·후 시험조건 및 온도 측정결과를 Table 2에 요약하였다. 표에 의하면 수직전열관을 통한 온도변화는 입자주입 전에 $[\Delta T_{2-4}]_{v_p=0} = 97.9^{\circ}\text{C}$ 에서 입자주입 후에는 $[\Delta T_{2-4}]_{v_p=600} = 171.6^{\circ}\text{C}$ 로서 약 75% 정도의 증가를 나타내었다. 열교환기 전체로는 입자주입 전 $[\Delta T_{1-5}]_{v_p=0} = 152.4^{\circ}\text{C}$, 그리고 입자주입 후에는 $[\Delta T_{1-5}]_{v_p=600} = 190.7^{\circ}\text{C}$ 로서 약 25%의 증가

Table 2 Measured temperature and pressure difference

Item (unit)	Particle vol.(mL)		Ratio (2)/(1)
	0(1)	600(2)	
T1 ($^{\circ}\text{C}$)	446.4	448.8	0.995
T2 ($^{\circ}\text{C}$)	440.1	443.2	1.007
T3 ($^{\circ}\text{C}$)	204.8	178.2	0.870
T4 ($^{\circ}\text{C}$)	342.2	271.6	0.794
T5 ($^{\circ}\text{C}$)	294.0	258.1	0.878
T6 ($^{\circ}\text{C}$)	61.9	63.3	1.023
T7 ($^{\circ}\text{C}$)	65.9	68.4	1.038
$\Delta p_{\text{orifice}}$ (mmAq)	20.1	19.2	0.955

Table 3 Effect of particle loading on the heat transfer performance

Description	ΔT_m (°C)	A (m ²)	U (W/m ² · K)
No particle	299.6	0.39	19.96
$V_p=600$ mL	276.1	0.39	26.92

를 나타내었다.
총열전달량은

$$q = \rho_g Q_g c_{p_g} \Delta T_g \quad (\text{가스측}) \quad (5)$$

$$q = \rho_w Q_w c_{p_w} \Delta T_w \quad (\text{냉각수측}) \quad (6)$$

으로 계산되며, 계산결과 가스측 총전열량은 24%의 증가를 가져온 것으로 나타났다.

전열면의 전열성능 변화특성을 나타내기 위하여 이중관 열교환기에서 적용되는 다음의 식을 이용하여 열교환기 전체에서의 총괄 열전달계수⁽⁸⁾ U를 산정하였다. 즉,

$$q = UA\Delta T_m \quad (7)$$

이고, 이때 관내 온도를 대표하는 온도차로는 대수 평균 온도차로서

$$\Delta T_m = \frac{(T_{g,e} - T_{w,e}) - (T_{g,i} - T_{w,i})}{\ln[(T_{g,e} - T_{w,e}) / (T_{g,i} - T_{w,i})]} \quad (8)$$

을 사용한다. 열교환기 전체에 대한 ΔT_m 계산을 위하여 $T_{g,e} = T_5$, $T_{g,i} = T_1$, $T_{w,e} = T_7$, $T_{w,i} = T_6$ 을 사용한다. 본 실험에 대한 분석결과(Table 3) 공기가 잃은 열량을 기준으로 산정한 평균 열전달계수(U)는 입자의 순환으로 인하여 약 35% 증가되었음을 확인하였다.

4.2 압력손실

설계된 열교환기에 대하여 운전 중 압력손실은

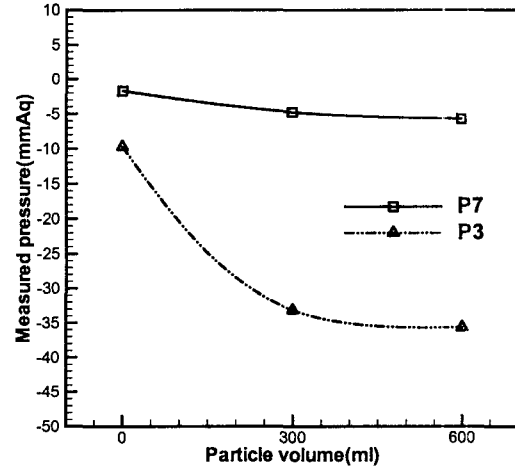


Fig. 7 Measured pressure at inlet (P7) and outlet (P3) of the heat exchanger.

열교환기 입구(P7) 및 열교환기 출구(P3)에서 측정하였으며, 입자주입 조건에 따른 압력감소 특성은 Fig. 7에 나타내었다. 그림에 따르면 입자주입 전 열교환기를 통한 압력감소는 약 8.0 mmAq(78 Pa)이며, 입자 300 mL 주입시에는 28.4 mmAq(278 Pa)로 증가하였고, 600 mL 주입시에는 30.0 mmAq(294 Pa)로 더 이상의 큰 변화는 나타나지 않았다. 입자주입량 300 mL 이후에는 추가적인 압력 손실이 매우 적게 나타났는데 이는 앞에서 언급한 바와 같이 유효한 입자의 순환량이 더 이상 증가하지 않았기 때문인 것으로 보인다.

입자가 없는 경우 압력손실을 관로의 부차적 손실을 나타내는 손실계수($K = h_f / (V^2/2)$)⁽⁹⁾로 나타내면 편리할 것이다. 본 실험의 결과와 배플판을 사용한 경우($D_p/D_h=1.33$)의 값을 Table 4에 비교하였다. 실험결과 입자를 원주면을 따라 주입한 본 실험의 경우의 손실계수값이 배플판을 사용한 경우의 13% 정도로 작아져 입자유동화에 수반되는 압력손실을 크게 감소시킬 수 있음을 확인할 수 있었다. 이는 배플판을 통한 제트생성 과정에서 나타나는 유동의 박리요인이 최대한 제거되었기 때문인 것으로 보인다.

Table 4 Minor loss coefficients (K) for two different fluidizing methods

Test condition	Q (m ³ /min)	D _{in} (mm)	V _{in} (m/s)	h _f (mm)	K × 10 ³
W/O baffle plate	1.08	70	4.68	8.0	0.7305
With baffle plate $D_p/D_h=1.33$	0.46	70	1.99	11.3	5.707

5. 결 론

에너지 다소비형 요로, 보일러 및 소각로 등에서 배출되는 배가스에 포함된 에너지를 효과적으로 회수하여 에너지를 절약하기 위한 방안으로 배가스 분진에 의한 오염을 저감하고, 높은 전열효과를 기대할 수 있는 순환유동층 열교환기를 고안하였다. 주요한 특징은 다음과 같다.

(1) 고안된 순환유동층 열교환기는 대부분의 기존의 순환유동층 열교환기에서 입자유동화에 사용하는 배플판(다공판)을 사용하지 않는 것을 특징으로 한다.

(2) 순환유동층 열교환기의 경우 입자순환에 따른 추가적 압력손실 요인이 있으므로 시스템의 압력손실을 최소화시키는 것이 바람직하며, 실험결과 배플판이 없는 경우 압력손실을 현저하게 감소시킬 수 있음을 확인하였다.

(3) 고안된 열교환기에 대한 성능시험 결과 입자순환을 통하여 수직전열관에서의 온도변화는 75%, 하강관을 포함한 열교환기 총전열량은 24%가 증가하였으며, 대수평균 온도차(LMTD)에 기초한 총괄 열전달계수(U)는 최대 35% 정도 증가함을 확인하였다.

순환유동층 열교환기는 배가스와 같은 저급열원으로부터의 에너지 회수에 매우 효과적으로 적용할 수 있으므로 관련된 요소기술의 확보가 시급하며, 최적설계를 위한 입자순환 특성, 이상유동에서의 열전달 특성, 입자크기 및 크기분포의 영향, 배가스에 의한 오염생성 및 저감, 그리고 부식 및 마모 특성 등에 관한 지속적인 연구가 필요하다.

후 기

본 연구는 한국과학재단 목적기초연구(과제번호 : 2000-1-30400-022-2) 지원으로 수행되었습니다.

참고문헌

1. Park, S. I., 1991, Heat Transfer in Counter-current Gas-Solid Flow Inside the Vertical Pipe, KSME Journal, Vol. 5, No. 2, pp. 125-129.
2. Park, J. H., Paek, S. W. and Kwon, S. J., 1998, Analysis of a Gas Particle Direct-Contact Heat Exchanger with Two-Phase Radiation Effect, KSME Journal, Vol. 22, No. 4, pp. 542-550.
3. Jung, K. H., Lee, K. B. and Jun, Y. D., 1999, Analysis of heat transfer coefficients and pressure drops in a multi-tube fluidized heat exchanger using solid particles, Proceedings of the SAREK'99 Winter Annual Conference, pp. 82-86.
4. Lee, K. B., Jun, Y. D. and Park, S. I., 1998, 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.
5. Jun, Y. D. and Lee, K. B., 2000, Flow and heat transfer analysis of particulate two-phase flow through a vertical pipe of finite length, Proceedings of the 4th JSME-KSME Thermal Engineering Conference, Vol. 3, pp. 563-568.
6. KS A 0612, 1997, Measurement of fluid flow by means of orifice plates, nozzles and venturi tubes inserted in circular cross-section conduits running full.
7. Computational Dynamics Limited, 1998, STAR-CD User's Manual, Version 3.0.
8. Holman, J. P., 1976, Heat Transfer, 4th ed., pp. 395-398.
9. Fox, R. W. and McDonald, A. T., 1994, Introduction to Fluid Mechanics, 4th ed., John Wiley & Sons, Inc., pp. 335-336.