

연도가스 열회수용 다관형 순환유동층 열교환기 성능실험

전 용 두[†], 이 금 배
공주대학교 기계공학부

Performance Test of a Multi-riser Fluidized Bed Heat Exchanger for Flue Gas Heat Recovery

Yong-Du Jun[†], Kum-Bae Lee

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

(Received November 15, 2004; revision received January 19, 2004)

ABSTRACT: A lab-scale fluidized bed heat exchanger for waste gas heat recovery is devised and tested. Compared to our previous works on fluidized bed type system with a single riser, the present heat exchanger system is featured by its multiple (four) risers to handle increased amount of exhaust gas. Particles are introduced to the main hot gas stream alongside the pipe circumference near riser inlets. 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), Particle(입자), Flue gas(연도가스)

기 호 설 명

A : 전열면적 [m^2], 공기량(식(5))
 C_d : 송출계수
 F : 연료량(식(5))
 Q : 체적유량 [$m^3/s, m^3/hr$]
 ΔT_m : 대수평균온도차 [K]
 U : 총괄 열전달계수 [$W/m^2 \cdot K$]

그리스 문자

β : 수축 지름비, d/D

하첨자

w, g : 물측, 배가스측
 i, e : 입구측, 출구측

1. 서 론

우리나라의 산업폐열 추정량은 2000년을 기준으로 약 9백만 에너지톤(TOE)이고, 이중 폐가스 비율은 약 80%에 해당하며, 이중 약 50%만이 회수되고 있는 실정이다.⁽¹⁾ 특히 소각로 등의 연도가스에는 다량의 부식성 오염물질(분진)이 많으며 이러한 오염물질이 열교환기의 전열면을 오염시켜 열교환기의 성능을 크게 저하시킨다. 따라서 산업체에서 사용하는 연도가스 열회수용 열교환기의 경우 열교환기의 전열성능을 높게 유지하면서 전열면에서의 오염문제를 해결하는 것이 매우 중요하다. 그러나 현재는 연도가스의 분진 및 부식

[†] Corresponding author

Tel.: +82-41-850-8008; fax: +82-41-854-1449

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

성으로 인하여 폐열회수보다는 가스의 처리(cleaning)에 주력하고 있다. 이렇게 버려지고 있는 연도가스에 포함된 에너지를 효과적으로 회수할 수 있는 기술의 개발은 국가적 에너지 정책의 일환으로 매우 중요하다.

일반적으로 산업폐가스의 경우 연료 혹은 공정에서 추가되는 분진으로 인해 일반적인 열교환기를 사용할 경우 전열면의 오염으로 인한 전열효율의 감소와 부식 등의 문제가 있으며 실제 운영에 있어서 주기적인 청소를 필요로 하는 번거로움이 있다. 따라서 전열면의 오염문제 없이 연도가스에 함유된 열에너지를 효과적으로 회수할 수 있는 기술의 개발이 활발히 진행되어 왔다. 일반적으로 세라믹과 같은 고체입자를 가스와 함께 순환시키는 형식의 순환유동층 열교환기는 내부식성과 높은 전열효율, 그리고 청소기능을 갖는 것으로 알려져 있어 국내외에서 여러 가지 형태의 열교환기가 실용화되었거나 연구 중에 있다.⁽²⁻¹⁰⁾ 폐열회수 열교환기를 통하여 연도가스 온도를 100℃ 낮출 경우 총발열량 기준 약 5~7% 정도의 열효율 향상을 기대할 수 있으며, 본 연구대상인 다관형 순환유동층 열교환기의 경우 압력손실이 적어 추가적인 동력부담이 거의 없으며 별도의 청소를 필요로 하지 않으므로 현재 분진에 의한 오염(fouling)문제로 열회수를 포기하고 있는 배가스 폐열회수에 효과적으로 적용할 수 있다는 특징이 있다.

Park⁽²⁾은 수직전열관 내에서 입자순환에 따른 압력강하 및 열전달성을 측정하고 1차원 모델에 입각한 압력손실 예측모델을 적용하여 비교하였으며, Park et al.⁽³⁾은 비교적 고온의 폐열회수를 위한 기체-입자 직접 접촉방식의 열교환기에 대한 수치모사를 수행함에 있어 기체복사효과를 고려한 이론적 연구를 수행하였다. Jung et al.⁽⁴⁾은 수평다관형 순환유동층에 대하여 시험하고 열전달계수 증가율이 최대 93%까지 증가함을 보고하였다. Lee et al.⁽⁵⁾은 배플을 이용한 수직형 순환유동층에 있어 열교환기 관직경, 배플판 구멍직경, 혼합실 높이와 같은 설계변수에 따른 성능 변화 특성에 대하여 실험적으로 고찰하였다. Jun et al.⁽⁶⁾은 순환유동층 열교환기를 구성함에 있어 배플판이 없는 형식을 제안하였으며, 단일상승관의 경우에 대한 오염 및 성능실험을 수행하였다.

본 연구의 목적은 본 연구진에 의하여 고안되

고 실험을 통하여 우수성이 입증된 배플판이 없는 형식의 입자순환식 열교환장치를 다관형으로 구성하고 열교환기의 전열성능 및 압력손실 등 운전특성시험을 수행하여 실용화 가능성을 검토하고자 하는 것이다.

2. 실험장치 및 실험방법

Fig. 1은 다관형 순환유동층 열교환기의 실험장치 개략도이다. 본 실험장치는 연소로, 절탄기(Economizer), 그리고 순환유동층식 열교환기(Fluidized Bed Heat Exchanger)로 나누어져 있다. 연소로는 경유버너를 사용하며 연료소모량은 200 mL/min이고 필요에 따라 용량의 조절이 가능하다. 연소로는 고온의 연도가스를 공급하는 역할을 하며, 절탄기는 열교환기에 필요한 일정한 온도의 연도가스(300℃ 이하) 및 온수(60℃ 이상)를 공급하는 역할을 한다. 열교환기는 다관형 순환유동층 열교환기로서 4개의 상승관과 16개의 하강관이 있으며, 이 부분에서 열교환이 일어난다. 이때 가스의 유량은 하류에 설치된 오리피스를 사용하여 측정되고, 유량의 조절은 오리피스의 하류에 설치된 댐퍼에 의해 조절되며, 가스의 순환은 댐퍼의 하류에 설치된 송풍기에 의하여 이루어진다.

순환수는 도시수도관과 연결된 Water Tank에서 펌프를 이용하여 순환시킨다. 펌프로부터 공급되는 순환수는 디지털유량계를 지나 절탄기에 공급되고, 절탄기를 통과한 물은 60℃ 정도로 가열된 후 디지털유량계를 지나 열교환기 입구에 공급된다. 순환수는 열교환기를 지나는 동안 추가로 가열된 후 배출된다. 순환수 및 연도가스의 온도는 K-Type의 열전대 및 자료획득장치

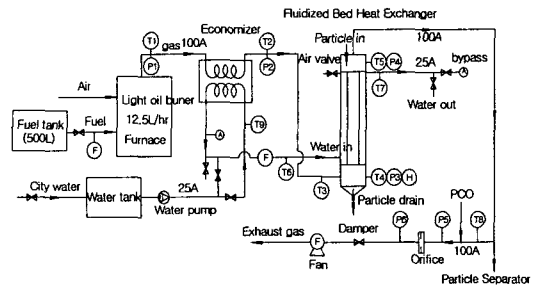


Fig. 1 Experimental apparatus of heat exchanger system.

Table 1 Temperature measurement locations

Channel	Measurement location
T1	Combustor outlet (g)
T2	Economizer exit (g)
T3	Heat exchanger inlet (g)
T4	Lower part of H.E. (g)
T5	Upper part of H.E. (g)
T6	H.E. Inlet (w)
T7	H.E. Outlet (w)
T8	Orifice (g)
T9	City-water temp.

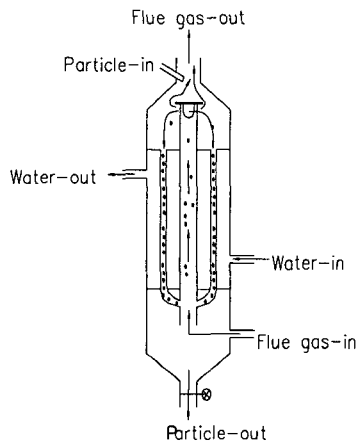


Fig. 2 Schematic of fluidized bed heat exchanger without baffle plate.

(Yokogawa DA-100)를 이용하여 측정하고, 측정된 자료는 PC에 기록된다. 순환수 및 연도가스의 온도는 열교환기의 입·출구를 비롯한 9개 부위(T1부터 T9까지)에서 측정된다(Table 1 참조).

순환입자는 열교환기 상부에 마련된 입자 주입구를 통하여 주입되고 입자 분배기로 입자가 상부에 고이지 않게 하였고, 4개의 상승관 주변에 각각 4개의 와선형으로 설치된 입자하강관을 통하여 하강하며, 열교환기의 하부에 마련된 호퍼로부터 수직전열관의 원주면을 따라 상승관으로 유입된다. 상승관에서 입자는 상승하는 가스유동과 합류하여 전열관을 따라 상승한 후 열교환기 상부에서 관성력의 차이에 의해 배출가스와 분리되어 입자는 중력에 의하여 와선형 입자하강관을 따라 재순환된다. Fig. 2는 베플판이 없는 순환유동층 열교환기의 개략적인 형태를 나타내고 있다.

3. 실험조건

3.1 유량측정

연도가스의 유량은 열교환기의 하류에서 $D \cdot D/2$ 탭 오리피스를 사용하여 측정하였다. 사용된 오리피스는 외경 106 mm이며, 수축 지름비($\beta = d/D$)는 0.50이다. 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 송출계수 C_d 는 $D \cdot D/2$ 탭 오리피스에 대하여 다음과 같다.⁽¹¹⁾

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

이때,

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

이고, $F_1 = 0.4333$, $F_2 = 0.47$ 이다.

온도변화에 따른 기체의 점성계수 변화는 아래에 나타난 Sutherland law식으로 보정한다.

$$\frac{\bar{\mu}}{\mu_r} = \frac{\bar{T}_r + \bar{C}}{\bar{T} + \bar{C}} \left(\frac{\bar{T}}{\bar{T}_r} \right)^{3/2} \quad (4)$$

여기서,

$$\bar{T}_r = \text{기준온도}$$

$$\bar{\mu}_r = \text{기준온도에서의 점성계수}$$

$$\bar{C} = 110.3^\circ\text{K}$$

오리피스를 사용하여 측정된 유량값을 검증하기 위하여 연도가스 분석방법을 통한 유량계산을 수행하였다. 연도가스 분석은 열교환기 하류에서 PCO(Portable Combustion Optimizer)를 사용하여 측정된 O_2 함량(%)을 기준으로 산출하였으며, 산출과정은 다음의 관계식을 사용하였다.

$$\dot{m}_g = \dot{m}_f \left(1 + \frac{A}{F}\right) \quad (5)$$

여기서 A/F 는 공기/연료비로써 측정된 O_2 함량으로부터 연료(경유)에 따른 이론연소 계산결과를 이용하여 얻어진다.⁽¹²⁾ 버너로 공급된 연료유량(\dot{m}_f)을 연료유량계를 통하여 측정한다.

3.2 입자특성 및 순환

전열증대와 오염저감을 위하여 순환시킬 입자는 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 사용하였고, 입자크기에 대한 분석결과 500~600 μm 가 대부분인 것으로 나타났다. 입자의 순환특성은 이미 가시화 시험장치를 통하여 확인한 바 있으며, 입자의 순환이 원활히 나타남을 확인한 바 있다.

3.3 성능시험 및 분석

성능시험은 연도가스 유량이 202 Nm^3/hr 및 206.7 Nm^3/hr 의 경우에 수행하였으며, 각각의 유량에 대하여 입자의 주입에 따른 성능변화를 관찰하였다. 성능분석에 있어 총열전달량은

$$q = \rho_g Q_g c_{p,g} \Delta T_g \quad (\text{가스측}) \quad (6)$$

$$q = \rho_w Q_w c_{p,w} \Delta T_w \quad (\text{순환수측}) \quad (7)$$

로 각각 계산되고, 열교환기 전체에서의 총괄 열전달계수 U 는

$$q = UA \Delta T_m \quad (8)$$

로서, 이때 관내 온도를 대표하는 온도차로는 대수평균온도차

$$\Delta T_m = \frac{(T_{g,e} - T_{w,e}) - (T_{g,i} - T_{w,i})}{\ln[(T_{g,e} - T_{w,e}) / (T_{g,i} - T_{w,i})]} \quad (9)$$

가 사용된다.

4. 실험결과 및 고찰

4.1 연도가스 측정에 의한 유량검증

Table 2는 오리피스 및 연도가스 분석장치(PCO)를 사용하여 유량을 측정된 결과로서 오리피스의 경우 온도보정을 수행한 결과이다. 분석결과 각각의 측정조건하에서 유량값의 오차는 최대 3% 정도로 나타났다.

4.2 전열 성능시험

Fig. 3(a)는 연도가스 유량이 $Q_g = 202 \text{ Nm}^3/\text{hr}$ 이고 순환수 유량이 13.5 L/min인 경우의 실험결과로서 입자의 주입량은 최대 2.5 kg까지 단계적으로 증가시키면서 실험하였다. 실험결과 가스만 통과할 경우에 비하여 입자 주입시의 성능변화를 살펴보면 가스 온도차는 6.4%, 순환수의 온도차는 23%가 증가하였으며, 총괄 열전달계수는 6.3%의 증가를 가져온 것으로 나타났다(Table 3).

Fig. 3(b)는 배가스의 유량이 $Q_g = 206.7 \text{ Nm}^3/\text{hr}$ 이고 순환수의 유량은 13.2 L/min으로 유지한 상태에서의 실험결과를 나타낸 것이고, 입자의 주입은 0 kg에서 3 kg까지 증가시키면서 얻은 실험결과이다. 배가스 온도차는 4.4%가 증가하였고, 순환수 온도차는 15.1%의 증가를 보였으며, 총괄 열전달계수(U)는 9.1% 증가한 것으로 나타났다(Table 4).

Table 2 Comparison of flow rates from orifice and gas analyser (PCO)

Gas temp. (°C)	Δp_{orif} (mmAq)	O_2 frac. from PCO (%)	Q_{orif} (m^3/hr)	Q_{PCO} (m^3/hr)	Diff. (%)
119	101.3	7.1	235.0	231.7	1.4
135	145	9.0	286.5	277.8	3.0
138.3	145	9.1	287.7	282.4	1.9
142.3	145	9.1	289.1	285.1	1.4

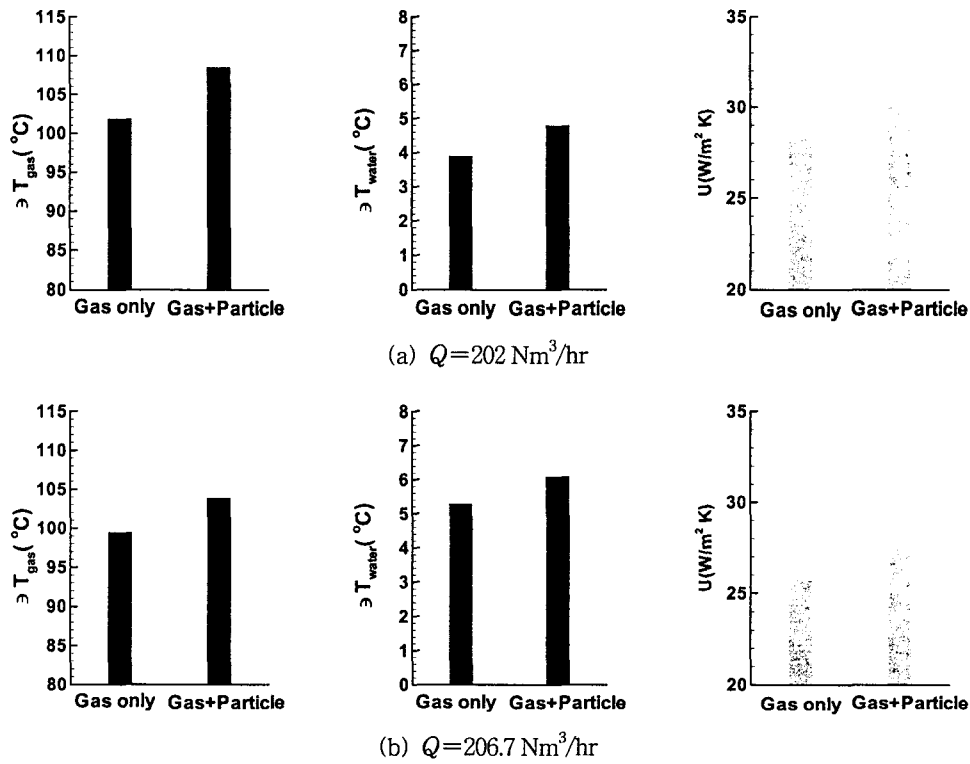


Fig. 3 Heat transfer performance of tested fluidized bed heat exchanger system.

Table 3 Effect of particle ingestion on the heat exchanger performance ($Q=202 \text{ Nm}^3/\text{hr}$)

Description	Unit	Gas only	Particulate	Diff.(%)
ΔT_{gas}	°C	101.9	108.5	+6.4
ΔT_{water}	°C	3.9	4.8	+23
ΔP_{riser}	mmAq	6	10	+67
LMTD	°C	125.4	125.9	+0.5
A	m^2	1.9796		-
U	$\text{W}/\text{m}^2\text{K}$	28.27	30.06	+6.3

Table 4 Effect of particle ingestion on the heat exchanger performance ($Q=206.7 \text{ Nm}^3/\text{hr}$)

Description	Unit	Gas only	Particulate	Diff.(%)
ΔT_{gas}	°C	99.5	103.9	+4.4
ΔT_{water}	°C	5.3	6.1	+15.1
ΔP_{riser}	mmAq	4.8	14	+192
LMTD	°C	137.6	131.9	-4.1
A	m^2	1.9796		-
U	$\text{W}/\text{m}^2\text{K}$	25.76	28.10	+9.1

4.3 압력손실

Fig. 4는 연도가스의 유량이 고정된 경우($Q_g=202 \text{ Nm}^3/\text{hr}$ 와 $206.7 \text{ Nm}^3/\text{hr}$) 입자순환여부에 따른 압력손실을 나타낸다. 입자순환에 따른 압력손실의 크기는 유량이 증가에 따라 증가하는 것으로 나타나 연도가스 유량증가에 따른 입자의 유효순환량이 증가함을 알 수 있다.

Fig. 5는 입자주입량에 따른 수직관의 압력손실 변화를 나타낸 것이다. 처음에는 입자없이 연도가스만 열교환기를 통과시키고 이후 입자를 단계적으로 주입시킨 결과 입자량이 증가함에 따라 압력차는 급격한 증가추세를 보이다가 어느 정도 입자량(약 300g)에 도달하면 압력차는 두드러지게 나타나지 않았는데 이는 입자 주입구의 제한된 면적으로 인하여 상승관에 유입되는 입자유량

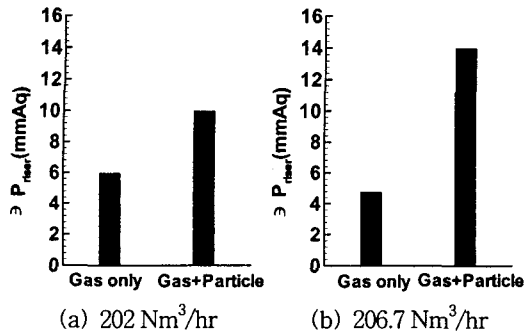


Fig. 4 Change in pressure drop through riser due to particle ingestion.

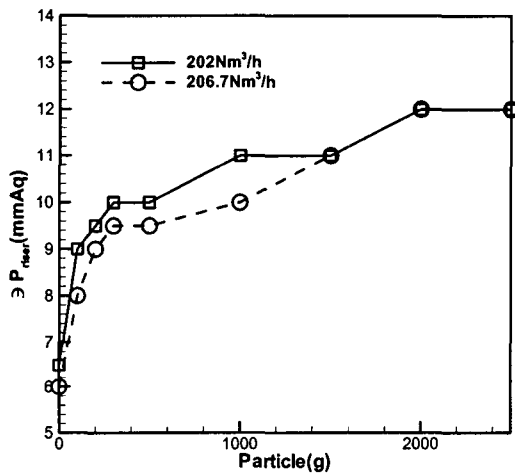


Fig. 5 Pressure drop vs. particle mass.

이 제한되기 때문인 것으로 판단된다.

5. 결 론

연도가스 열회수용 순환유동층 열교환기 및 이에 대한 성능실험장치가 본 연구를 통하여 설계·제작되고 및 이에 대한 성능실험이 수행되었다. 성능실험장치는 원하는 온도의 연도가스와 냉각수를 공급하기 위한 연소로와 온수가열기를 포함하는 순환유동층 열교환기 실험장치로 구성되며, 가스유량은 약 200 Nm³/hr이고, 전열용량은 7,000 kcal/hr이다. 순환유동층 열교환기는 다량의 연도가스로부터 폐열을 회수하기 위하여 다관식으로 구성되며 분배판을 사용하지 않는 형식으로 설계되었다. 본 연구를 통하여 수행된 성능실험결과를 요약하면 다음과 같다.

(1) 경유를 연료로 사용하여 원하는 가스온도(300℃ 미만) 및 냉각수 온도범위(60℃ 이상)에서 열교환기의 기초성능시험을 수행하였다. 본 실험의 경우 전열성능은 입자를 주입한 경우 유량변화에 따라 총괄 열전달계수(U)가 최대 9.1% 정도 증가하였으며, 입자주입에 따른 압력손실은 최대 14 mmAq 증가하였다.

(2) 입자주입량에 따른 상승관 압력손실특성으로부터 입자의 실제 순환량은 어느 일정한 수준 이상은 증가하지 않으며, 이 순환량은 입자순환을 제어하는 기구에 의하여 결정된다. 주입량 중 일부는 상승관 상부의 입자분리부 혹은 상승관 하부의 입자혼합부에 체류하는 것으로 판단된다.

(3) 순환입자의 배출을 억제하기 위하여 스크린을 사용하였으며, 배출된 입자가 배관계통으로 유입되는 것을 방지하기 위하여 별도의 입자분리기(관성형)를 하류에 설치하였다.

(4) 분진을 포함하는 연도가스 유량측정의 정확도를 확인하기 위하여 오리피스와 가스분석(O₂)방법을 비교 검토하였다. 본 실험결과 오리피스 측정법과 가스분석법의 차이는 3% 이내로 나타났으며 이로써 오리피스 측정법과 연도가스 분석법은 상호 보완적인 검증방법이 될 수 있음을 확인하였다.

후 기

본 연구는 과기부 지원 21세기 프론티어 연구개발 사업 중 이산화탄소 저감 및 처리 기술개발 사업단의 지원에 의하여 수행되었으며 이에 감사드립니다.

참고문헌

1. Park, I. H., Park, J. T. and Yoo, S. Y., 2002, An investigation study on fact of waste heat of domestic industry, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 14, No. 10, pp. 811-816.
2. 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.
3. 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.
4. 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.
 5. 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.
 6. Jun, Y. D., Lee, K. B., Kim, A. and Lee, Y. L., 2002, Heat transfer characteristics and Pressure drop of a fluidized bed heat exchanger without baffle plate, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 14, No. 12, pp. 898-995.
 7. Rautenbach, R. and Katz, T., 1996, Survey of long time behavior and cost of industrial fluidized bed heat exchangers, Desalination, Vol. 108, pp. 335-344.
 8. Klaren, D. G., 1981, Fluid bed heat exchangers, Resources and Conservation, Vol. 17, pp. 303-314.
 9. Wang, Q., Luo, Z., Fang, M., Ni, M. and Cen, K., 2003, Development of a new external heat exchanger for a circulating fluidized bed boiler, Chemical Engineering and Processing, Vol. 42, No. 4, pp. 327-335.
 10. Rodriguez, O. M. H., Pecora, A. A. B. and Bizzo, W. A., 2002, Heat recovery from hot solid particles in a shallow fluidized bed, Applied Thermal Engineering, Vol. 22, pp. 145-160.
 11. 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.
 12. Kim, J. J., Combustion calculation program for different fuels, Boiler Research Lab. of KIER (EXCEL Worksheet).