

# 연도가스 열회수용 순환유동층 열교환기의 오염저감특성

이 금 배, 전 용 두<sup>†</sup>

공주대학교 기계공학부

## Fouling Reduction Characteristics of a Fluidized Bed Heat Exchanger for Flue Gas Heat Recovery

Kum-Bae Lee, Yong-Du Jun<sup>†</sup>

Department of Mechanical Engineering, Kongju National University, Kongju 314-701, Korea

(Received March 24, 2004; revision received July 9, 2004)

**ABSTRACT:** Fouling and cleaning tests are performed for a uniquely designed 7,000 kcal/hr fluidized bed heat exchanger for exhaust gas heat recovery. Fuel rich condition is maintained in the combustor for a limited time period to generate soot that is to be deposited on the heat transfer surfaces (fouling) and 600  $\mu\text{m}$  glass beads are circulated inside the heat exchanger system for cleaning and enhancing the heat transfer performance. According to the present experimental study, performance degradation mode could be monitored and the effect of particle circulation on the heat transfer improvement could be identified. Through the present study, it is demonstrated that circulating particles contribute not only to the fouling reduction in gas side, but also to the heat transfer enhancement of the unit, while other possible aging factors including water side corrosion seemed to contribute to the accumulated performance deterioration.

**Key words:** Fluidized bed(유동층), Heat exchanger(열교환기), Overall heat transfer coefficient(총열전달계수), Particle(고체입자), Fouling factor(오염계수)

### 기 호 설 명

$A$  : 면적 [ $\text{m}^2$ ]

$C_d$  : 오리피스 의 송출계수

$C_p$  : 정압비열 [ $\text{J}/\text{kg}\cdot\text{K}$ ]

$D$  : 오리피스 상류 관 직경 [ $\text{m}$ ]

$d$  : 오리피스 목 직경 [ $\text{m}$ ]

$K$  : 손실계수

$m$  : 질량유량 [ $\text{kg}/\text{s}$ ]

$p$  : 압력 [ $\text{Pa}$ ]

$Q$  : 체적유량 [ $\text{m}^3/\text{s}$ ,  $\text{m}^3/\text{min}$ ,  $\text{m}^3/\text{hr}$ ]

$q$  : 열전달량 [ $\text{W}$ ]

$R_f$  : 오염계수

$\Delta T_m$  : 대수평균온도차 [ $\text{K}$ ]

$U$  : 총열전달계수 [ $\text{W}/\text{m}^2\cdot\text{K}$ ]

### 그리스 문자

$\beta$  : 수축지름비(=  $d/D$ )

$\rho$  : 밀도 [ $\text{kg}/\text{m}^3$ ]

<sup>†</sup> Corresponding author

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

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

## 하첨자

$e$	: 출구
$g$	: 가스측
$i$	: 입구
$p$	: 입자측
$w$	: 물측

## 1. 서 론

폐열(waste heat)이란 플랜트나 건물의 경계를 빠져나와 주위(환경)로 전해지는 공기, 연도가스 및 다른 유체의 배출류에 포함된 에너지로서 정의된다.<sup>(1)</sup> 폐열의 회수는 구입에너지를 감소시킴으로써 에너지 소비 및 비용을 감소시킬 뿐만 아니라 대부분의 화석연료를 이용하는 설비의 경우에는 연료의 효과적 이용 및 사용량의 감소에 따른 이산화탄소 발생을 억제할 수 있는 가장 직접적인 방법 중의 하나로 간주되고 있다.

폐열은 배출온도에 따라 크게 고온( $600^{\circ}\text{C} \leq T \leq 1,650^{\circ}\text{C}$ ), 중온( $200^{\circ}\text{C} \leq T \leq 600^{\circ}\text{C}$ ), 저온( $27^{\circ}\text{C} \leq T \leq 200^{\circ}\text{C}$ )으로 구분되며, 고온열원은 대부분 공업로와 소각장으로부터, 중온열원은 각종 보일러, 열처리로, 오븐 등으로부터 얻어지는 연도가스이며, 그리고 저온열원의 경우는 응축수, 프로세스 냉각수 등으로서 배출수이다.<sup>(1)</sup> 우리나라의 경우 전국의 폐열 추정량은 약 9백만 에너지톤(TOE)이고, 이중 폐가스 비율은 약 80%에 해당하고, 이중 약 50%만이 회수되고 있는 실정이다.<sup>(2)</sup>

소각로 등의 연도가스에는 다량의 부식성 오염물질(분진)이 많으며 이러한 오염물질이 열교환기의 전열면을 오염시켜 전열효율의 감소와 부식 등의 문제가 있으며, 실제 운영에 있어서는 주기적인 청소를 하거나 열회수를 포기하는 상황이다. 따라서 전열면의 오염문제 없이 연도가스에 함유된 열에너지를 효과적으로 회수할 수 있는 기술의 개발에 대한 수요가 꾸준히 제기되어 왔다.

일반적으로 세라믹과 같은 고체입자를 연도가스와 함께 순환시키는 형식의 순환유동층 열교환기는 내부식성과 높은 전열효율, 그리고 청소기능을 갖는 것으로 알려져 있어 국내외에서 경우 여러 가지 형태의 열교환기의 실용화를 위한 연구가 진행되고 있다.<sup>(3-9)</sup> 국외의 경우 Rodriguez et al.<sup>(3)</sup>

는 shallow 유동층식 열교환기를 사용한 열회수 성능에 영향을 미치는 인자들로서 입자의 크기, 입자순환량 및 가스유량의 효과에 대하여 실험적인 연구를 수행하였으며, Wang et al.<sup>(4)</sup>는 순환유동층 보일러(Circulating Fluidized Bed Boilers)에 적용될 수 있는 외부 열교환기(External Heat Exchanger)를 개발하여 성공적으로 12 MWe 보일러에 적용한 사례를 보고하였다. 한편, 국내에서 Park<sup>(5)</sup>은 수직전열관 내에서 입자순환에 따른 압력강하 및 열전달성능을 측정하고 1차원 모델에 입각한 압력손실 예측모델을 적용하여 비교하였으며, Park et al.<sup>(6)</sup>은 비교적 고온의 폐열회수를 위한 기체-입자 직접 접촉방식의 열교환기에 대한 수치모사를 수행함에 있어 기체복사효과를 고려한 이론적 연구를 수행하였다. Jung et al.<sup>(7)</sup>는 수평다관형 순환유동층에 대하여 시험하고 열전달계수 증가율이 최대 93%까지 증가함을 보고하였다. Lee et al.<sup>(8)</sup>은 배플을 이용한 수직형 순환유동층에 있어 열교환기 관직경, 배플판 구멍 직경, 혼합실 높이와 같은 설계변수에 따른 성능 변화특성에 대하여 실험적으로 고찰하였다.

Jun et al.<sup>(9)</sup>는 기존 유동층 열교환기의 압을 최소화하기 위하여 배플판이 없는 입자순환방식을 제안하였다.

본 연구는 실용화를 전제로 개발중인 다관형 순환유동층 열교환기의 오염저감특성 및 장기운전에 따른 성능특성을 실험을 통하여 확인하고자 수행되었다.

## 2. 실험장치 및 작동원리

Fig.1은 본 연구에 사용된 다관형 순환유동층 열교환기 실험장치의 개략도이다. 본 실험장치는 크게 고온의 연소가스를 공급하기 위한 연소로 부분과 1차 열교환기부(이하 'Economizer'라 한다) 및 2차 열교환기부(이하 '열교환기'라 한다)로 구성된다. 경유를 사용하는 연소로의 연료소모량은 12 liter/hr(9.6 kg/hr, 비중 0.8 @15°C)로 정하였으며, 총발열량은 약 99,000 kcal/hr이다. Economizer는 폐열회수 열교환기의 성능시험을 위한 온도조건을 제공하기 위하여 설치되며, 셀-튜브 형식으로 제작되고, 연소로로부터 전달되는 연소가스의 온도를 열교환기 성능분석에 필요한 일정한 온도(300°C 이하)로 공급하는 역할을 한다.

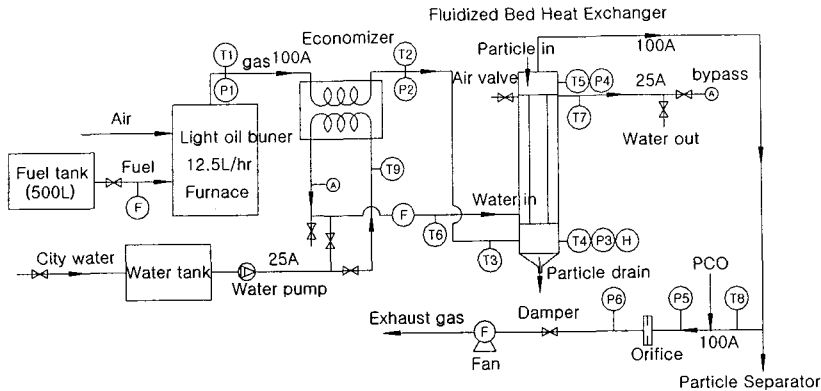


Fig. 1 Test apparatus for 7,000 kcal/hr fluidized bed heat exchanger.

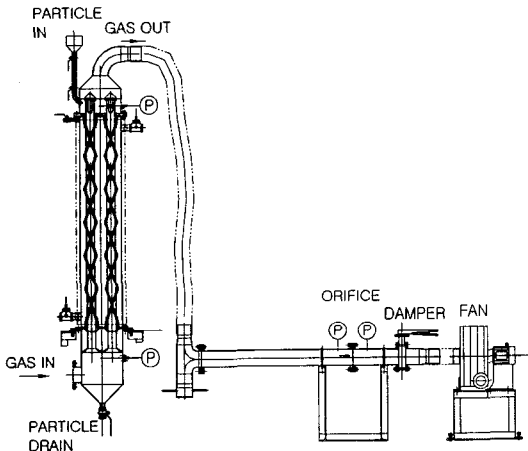


Fig. 2 Schematic of the tested heat exchanger unit.

냉각수는 도시수도관과 연결된 용량 1 ton 규모의 물탱크로부터 공급되며 펌프를 통하여 Economizer를 통과하면서 1차 가열되고 약 60℃ 정도의 온도로 순환유동층 열교환기에 공급되도록 열교환기 입구측에 설치된 디지털유량계 및 밸브를 이용하여 유량조절이 가능하도록 설계되었다. 열교환기는 다관형 순환유동층 열교환기로서 4개의 상승관과 16개의 하강관이 있으며, 이 부분에서 300℃ 이하의 중온 연도가스로부터 열회수가 이루어진다. 이때 연도가스의 유량은 하류에 설치된 오리피스스를 사용하여 측정되고, 유량의 조절은 오리피스스의 하류에 설치된 댐퍼에 의해 조절되며, 연도가스의 순환은 댐퍼의 하류에 설치된 송풍기에 의하여 이루어진다(Fig. 2 참조).

순환입자는 열교환기 상부에 마련된 입자 주입

구를 통하여 주입되고, 4개의 상승관마다 4개의 와선형으로 설치된 입자하강관을 통하여 하강하며, 열교환기의 하부에 마련된 호퍼로부터 수직 전열관의 원주면을 따라 상승관으로 유입된다. 상승관에서는 상승하는 연도가스유동과 합류하여 전열면을 따라 상승한 후 열교환기 상부에서 관성력의 차이에 따라 연도가스와 분리되어 연도가스는 배출되고, 입자는 중력에 의하여 와선형 입자하강관을 따라 재순환된다.

### 3. 시험조건 및 방법

#### 3.1 운전조건 및 계측

연도가스의 유량은 순환유동층 열교환기의 하류에 설치된 댐퍼(damper)를 통하여 조절되며, 예비실험 결과 입자순환이 비교적 원활한 것으로 나타난 오리피스스 유량계의 압력차 150 mmH<sub>2</sub>O를 기준으로 유량의 범위는 0.066~0.071 kg/s 하에서 운전하며, 냉각수 유량은 물온도에 따른 성능변화를 관찰하기 위하여 각각 0.23 kg/s 및 0.28 kg/s(이상 공칭값)의 물유량을 공급한 상태에서 시험을 수행한다.

정상운전상태에서의 열교환기 성능시험은 입자의 주입 전과 후의 상태를 검토하기 위하여 각각의 조건에서 정상상태에 도달한 후 성능분석을 수행한다. 정상상태의 도달 여부는 물자켓(water jacket)을 완전히 채우는 데 필요한 시간(약 10분)으로 판단하며 냉각수 유량에 따라 모든 조절장치를 고정시킨 상태에서 최소 30분 이상 경과 후의 자료를 성능분석에 사용한다. 순환수 및 연도

Table 1 Temperature measurement locations

Designation	Measurement Loc.
$T_1$	Combustor outlet
$T_2$	Economizer outlet
$T_3$	H.E. inlet
$T_4$	Riser inlet
$T_5$	H.E. outlet
$T_6$	Water jacket inlet
$T_7$	Water jacket outlet
$T_8$	Orifice upstream
$T_9$	Incoming water

가스의 온도는 K-Type의 열전대를 사용하여 측정하며 자료획득장치(Yokogawa DA-100)를 이용하여 측정하고, 측정된 자료는 PC에 기록된다. 순환수 및 연도가스의 온도는 열교환기의 입·출구를 비롯한 9개 부위( $T_1$ 부터  $T_9$ 까지)에서 측정한다(Fig.1 및 Table 1 참조) 압력은 2개의 U-tube 마노미터(Dwyer)와 2대의 마이크로마노미터(FCO-12; 200 및 2,000 mmAq)를 사용하여 오리피스 유량 및 전열관 압력손실을 측정한다.

### 3.2 순환입자의 주입

전열성능 향상과 열교환기 내부의 오염방지를 위한 순환입자는 열교환기의 상부에 마련된 입자 주입구를 통하여 주입되고 4개의 주전열관(STBH 50A; 내경 54 mm) 주위에 각각 와선형으로 설치된 4개의 입자하강관(구리 내경 10 mm)을 통하여 하강하고, 열교환기의 하부에 마련된 호퍼로부터 수직전열관의 원주면을 따라 수직관으로 유입된다. 수직관에서는 상승하는 연도가스유동과 합류하여 전열면을 따라 상승한 후 열교환기 상부에서 관성력의 차이에 의해 연도가스와 분리되어 연도가스는 배출되고, 입자는 다시 하강관을 통하여 내려오게 되면서 재순환을 거듭하게 된다. 주입된 입자는 입자의 형상, 크기 및 재질 등 입자 자체의 특성과 상승관의 기류조건(속도, 온도, 압력 및 유동안정성 등), 상승관 하부 주입구 틈새면적 등의 열교환기 운전조건에 따라 순환량이 결정된다.

### 3.3 오염 및 오염청소시험

연도가스에 의한 오염상태를 시험적으로 모사



(a) Fouled (b) Cleaned

Fig. 3 Upper region of riser.

하기 위하여 본 연구에서는 연소실의 연소조건을 농후조건으로 하여 미연분(soot)을 생성시켜 이로 인한 전열면 오염을 실현하였다. 이 방법은 연소분진을 이용한 오염법으로서 검댕이에 의한 soft deposit을 전열면의 표면에 형성시킬 수 있다. 오염의 정도는 전열관 상하부 사이의 압력차의 증가량을 관찰하여 간접적으로 판단하였으며, 본 시험의 경우 농후조건에서 약 20분 정도의 운전을 수행하였다.

전열관이 오염된 상태에서 오염 전 운전조건을 유지한 상태에서 열교환기의 성능시험을 수행하여 오염에 따른 성능변화를 확인하였으며, 그 이후에는 다시 입자를 주입함으로써 오염청소시험을 수행하였다. 본 시험에서는 공칭 직경 500~600  $\mu$ m의 유리구슬(glass beads)을 사용하였으며, 100 g 단위로 최대 2.5 kg까지 주입하였다. Fig. 3은 상승관 상부의 오염상태 및 오염청소시험 후의 상태를 보여주고 있다.

## 4. 열교환기 성능분석

총열전달량은

$$q = \rho_g Q_g c_{p,g} \Delta T_g \quad (\text{가스측}) \quad (1)$$

$$q = \rho_w Q_w c_{p,w} \Delta T_w \quad (\text{냉각수측}) \quad (2)$$

로 산출된다. 연도가스의 유량  $Q_g$ 는 열교환기의 하류에서  $D \cdot D/2$ 탭 오리피스를 사용하여 측정하였으며, 사용된 오리피스는 외경 103 mm이며, 수축 지름비( $\beta = d/D$ )는 0.50이다. 유량은

$$Q_g = C_d A_t \left[ \frac{2\Delta p / \rho}{1 - \beta^4} \right]^{1/2} \quad (3)$$

로 계산된다. 이때  $\Delta p$ 는 오리피스 상·하류에서의 압력차이며, 온도변화에 따른 기체의 점도변화는 Sutherland law 식으로 보정한다.

열교환기 전체에서의 총열전달계수  $U$ 는

$$q = UA\Delta T_m \quad (4)$$

이고, 이때 관내 온도를 대표하는 온도차로는 대수 평균 온도차로서

$$\Delta T_m = \frac{(T_{g,e} - T_{w,e}) - (T_{g,i} - T_{w,i})}{\ln [(T_{g,e} - T_{w,e}) / (T_{g,i} - T_{w,i})]} \quad (5)$$

을 사용한다. 열교환기 전체에 대하여는  $\Delta T_m$ 의 계산을 위하여  $T_{g,e} = T_5$ ,  $T_{g,i} = T_1$ ,  $T_{w,e} = T_8$  및  $T_{w,i} = T_6$ 로 적용한다.

전열면의 오염에 의한 전열 저항은 오염계수 (fouling factor)  $R_f$ 로써 정량화할 수 있다. 오염계수는 실험을 통하여 얻어지는 청결한 상태와 오염된 상태의 열교환기에 대한 총열전달계수로부터 아래와 같이 산출된다.

$$R_f = \frac{1}{U_f} - \frac{1}{U_c} \quad (6)$$

이때,  $U_f$ 와  $U_c$ 는 각각 오염된 상태 및 청결한 상태에서의 총열전달계수이다.<sup>(10)</sup>

입자 순환의 정도는 상승관을 통한 압력 손실의 변화( $\Delta p_{riser}$ )를 나타내는 부유밀도(suspension density)  $\rho_m$ 로 표시한다. 부유밀도의 정의는

$$\rho_m = \frac{\Delta p_{riser}}{gL} \quad (7)$$

이고, 이때  $L$ 은 상승관의 길이,  $g$ 는 중력가속도이다. 본 실험장치에서 상승관의 길이는 1.0m이다.

## 5. 실험결과 및 고찰

열교환기의 전열특성 실험은 연도가스의 유량을 일정하게 유지한 상태에서 오염 전, 오염 후, 그리고 오염 청소 후의 상태로 진행하였다.

Table 2 Heat exchanger performance before fouling

Designation	Case I	Case II	Ratio=II/I
Hot fluid	Gas only	Particulate	
Cold fluid	Water		
$m_w$ (kg/s)	0.232	0.232	1.0
$m_g$ (kg/s)	0.068	0.068	1.0
$m_p$ (g)	-	83	
$T_3$ (°C)	261	267	
$T_6$ (°C)	87.4	88.7	
$\Delta T_{3-5}$ (°C)	90.9	96.2	1.06
$\Delta T_{7-6}$ (°C)	3.7	4.5	1.22
$\Delta T_m$ (°C)	120.2	121.4	1.01
$q_g$ (kcal/hr)	6,318	6,697	1.06
$U$ (W/m <sup>2</sup> ·K)	26.6	27.9	1.05
TTD (°C)	79.0	77.9	0.99
$\rho_m$ (kg/m <sup>3</sup> )	4.7	7.8	1.66
Test serial no.	57	59	

### 5.1 오염 전 성능

Table 2는 오염 전 상태에서의 열교환기 성능 실험 결과를 요약한 것으로서 연도가스 유량은 0.068 kg/s이며, 냉각수 순환량은 0.232 kg/s이고, 입자의 주입 여부에 따른 성능변화를 나타낸다.

실험 결과 기초성능으로 고려할 수 있는 입자가 없는 경우(Case I) 열교환기 입구 가스온도는 261°C, 물입구온도는 87.4°C가 얻어졌다. 이 경우 식(5)에 의하여 계산되는 열교환기의 총열전달계수는 26.6 W/m<sup>2</sup>·K이고 입구온도차는 173.6°C, 종말온도차(terminal temperature difference, TTD)는 79°C이다. 입자를 주입한 후(Case II)에는 총열전달계수는 27.9 W/m<sup>2</sup>·K로 나타나 약 5%의 증가를 나타냈다. 상승관을 통과하는 입자순환량과 상관관계가 있는 부유밀도의 증가량은 측정에 의한 순환입자량이 83 g일 때 3.1 kg/m<sup>3</sup>으로 나타났다(Table 2).

### 5.2 오염 후 성능

오염 후 성능시험은 오염된 상태에서 입자 주입 없이 성능시험을 수행(Case III)한 뒤 입자 주

Table 3 Heat exchanger performance after fouling

Designation	Case III	Case IV	Case V
Hot fluid	Gas only (fouled)	Particulate (cleaning)	Gas only (cleaned)
Cold fluid	Water		
$m_w$ (kg/s)	0.282	0.283	0.245
$m_g$ (kg/s)	0.066	0.067	0.067
$m_p$ (g)	-	49	-
$T_3$ (°C)	284.6	288.8	292.
$T_6$ (°C)	73.7	75.3	80.9
$\Delta T_{3-5}$ (°C)	91.9	111.2	96.9
$\Delta T_{7-6}$ (°C)	4.53	6.04	5.48
$\Delta T_m$ (°C)	173.7	159.2	154.4
$q_g$ (kcal/hr)	6,280	7,636	6,687
$U$ (W/m <sup>2</sup> ·K)	18.3	24.2	21.9
TTD (°C)	129.8	107.7	108.9
$\rho_m$ (kg/m <sup>3</sup> )	5.1	7.3	4.7
Test serial no.	94	96	101

입(Case IV)을 통한 오염청소효과를 확인하였으며, 청소 후 입자가 없는 상태(Case V)의 성능을 분석하여 정리하였다. Table 3은 오염 후 및 오염 청소시험 운전결과를 요약한 것이다. 오염 후 운전특성의 두드러진 변화는 1차 열교환기인 Economizer의 전열면 오염으로 인하여 순환유동층 열교환기 입구의 가스온도가 상승하고, 냉각수 온도는 상대적으로 감소하는 것으로 나타나 냉각수의 유량을 증가시켜 시험을 수행하였다.

오염된 상태(Case III)에서는 열교환기 입구 가스온도는 284.6°C, 물입구온도는 73.7°C가 얻어졌으며, 이 경우 총열전달계수는 18.3 W/m<sup>2</sup>·K으로

현저하게 감소(Case I 대비 약 31% 감소)하였다. 이때 입구온도차는 226.3°C, 종말온도차(TTD)는 107.7°C로 나타나 열교환기의 운전조건이 오염 전 상태로부터 달라진 것으로 나타났으며, 이는 오염 과정에서 Economizer가 오염됨으로써 열교환기 운전조건(연도가스 및 냉각수 온도)이 달라졌기 때문인 것으로 보인다. 입자를 주입하여 청소하는 동안의 경우(Case IV)에는 총열전달계수는 24.2 W/m<sup>2</sup>·K로 증가하였으며, 입자를 제거하여 청소된 상태(Case V)에서는 21.8 W/m<sup>2</sup>·K를 나타내었다. 입자순환의 효과를 청소중(Case IV)과 청소된 상태(Case V)에 대하여 비교하였을 때 입자순환에 의해 약 11%(총열전달계수)의 증가를 나타내며, 오염청소시 순환입자량은 49 g(부유밀도 7.3 kg/m<sup>3</sup>)임을 고려할 때 입자순환이 전열성능에 미치는 효과는 운전조건에 따라 달라질 수 있음을 확인하였다.

### 5.3 압력손실의 변화

열교환기의 압력손실은 상승관의 하부와 상부 압력차(Fig. 2 참조)로서 Table 4에 제시된 시험의 경우에 대하여 유동조건과 함께 압력손실을 나타내었다. 시험결과에 의하면 본 시험에 적용된 가스유량의 범위에서 열교환기를 통한 압력손실은 입자가 없는 경우 약 46~50 Pa이며, 입자순환시에는 72~76 Pa로 나타났다.

Table 4에는 측정된 상승관 압력차( $\Delta p_{riser}$ )과 관내 평균 온도조건을 고려한 상승관 기류속도 및 손실계수( $K$ )값을 제시하였다. 본 열교환기의 경우 입자순환에 의한 추가적인 압력손실은 가스만에 의한 손실의 2배 이내에 있음을 알 수 있다.

Table 4 Pressure drop through riser

Description	Case I	Case II	Case III	Case IV	Case V
$m_p$ (g)	-	83	-	49	-
$\Delta p_{riser}$ (Pa)	46	76	50	72	46
$V_g$ (m/s)	10.0	10.1	10.6	10.5	10.6
$K \times 10^3$ (-)	0.921	1.50	0.89	1.30	0.82
$T_g$ (°C)	204	208	246	239	239
Remarks	Gas only	Particulate	Gas only	Particulate	Gas only
	Clean		Fouled	Cleaning	Cleaned

## 5.4 운전조건에 따른 열교환기 성능특성

온수용 열교환기의 성능은 많은 운전변수의 영향을 받으므로 일반적으로 “설계점”이라고 하는 특정조건에서 운전되도록 설계되며, 설계성능은 냉각수 입출구 온도 등 제반 조건이 명시된 상태에서 종말온도차(TTD)에 대한 주어진 유량의 가열 능력으로 표현된다.<sup>(11)</sup> 본 실험의 경우 시스템의 구성특성상 유량의 조절범위가 가변적이고, 오염 실험에 따른 시스템의 특성변화로 인하여 비교적 넓은 범위의 TTD에 대한 시험결과를 얻을 수 있었다. Fig. 4는 본 실험장치로부터 얻어진 열교환기의 성능을 TTD의 함수로 나타낸 것으로서 각각의 기호는 오염 전 상태(□ 및 ■), 오염상태(○), 오염정소중 상태(●) 및 청소 후 상태(△)를 나타낸다. Fig. 4로부터 본 열교환기 시스템의 성능특성에 대하여 다음과 같은 일반적 경향을 파악할 수 있었다.

즉, (i) 모든 경우에 대하여 TTD가 증가할수록 총열전달계수는 감소하는 경향을 나타내었다. (ii) 입자주입상태(■ 및 ●)에서는 전반적으로 전열성능이 향상되고 TTD 증가에 따른 총열전달계수의 감소경향이 완만한 것으로 나타났다. (iii) 오염시험으로 인하여 TTD가 크게 증가하였으며, 이에 따른 총열전달계수의 감소가 두드러지게 나타났다. (iv) 입자순환을 통한 청소 후(△)에는 TTD가 감소하고 이에 따라 총열전달계수의 회복이 이루어졌다.

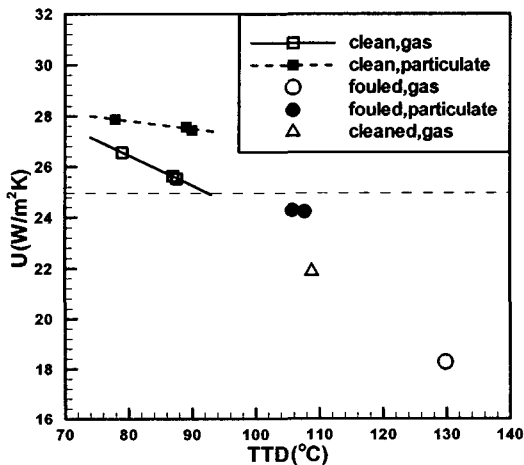


Fig. 4 Overall heat transfer coefficient vs. terminal temperature difference (TTD).

## 5.5 오염계수에 대한 고찰

열교환기 표면의 오염에 의한 성능저하를 나타내는 척도인 오염계수( $R_f$ )는 일반적으로 식(6)에 의하여 산정되나 Fig. 4에서 보는 바와 같이 그 값의 산정에 세심한 주의가 필요하다. 즉, 총열전달계수의 변화는 단지 오염에 의한 영향뿐 아니라 TTD로 표현되는 운전조건에 따라서 변화하기 때문이다. 따라서, 오염계수의 올바른 산정은 일정한 운전상태(예를 들면, TTD)를 유지할 수 있는 경우에만 가능하며 본 연구에서 사용된 실험장치로는 오염계수의 산정이 부적절한 것으로 판단되었다.

## 6. 결 론

배플판이 없는 다관형 순환유동층 열교환기에 대한 오염 및 오염정소시험을 통하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 농후연소 시험조건을 통하여 오염상태를 모사함으로써 오염상태의 열교환기 및 시스템 성능변화의 기초자료를 확보하였다. 약 30분 정도의 오염운전으로 30% 이상의 전열성능 감소를 확인하였다.

(2) 열교환기에 입자주입을 통하여 전열면의 청소상태를 확인하였고, 입자주입에 따른 성능개선 자료를 확보하였다. 미소한 양의 입자주입(부유밀도  $8 \text{ kg/m}^3$  이내)으로도 전열성능은 오염 전의 경우에는 5%, 오염상태 대비 약 30% 이상의 전열성능 향상을 실험을 통하여 확인할 수 있었다. 단, 입자순환량은 유동조건, 특히 유동안정성에 매우 민감하며 이에 대한 추가적인 연구가 필요하다.

(3) 입자주입에 따른 추가적 압력손실은 본 실험의 경우 30 Pa 이내로 나타났다. 따라서 본 시스템은 추가적 동력소요 없이 기존의 설비와 쉽게 연동시킬 수 있다는 장점이 있다.

(4) 장기운전에 따른 시스템 성능분석을 위한 도구로서 TTD 분석을 시도하였다. 이 방법은 향후 동일조건(설계점)에서의 열교환기 성능변화 추이를 비교·평가할 수 있는 도구로 활용할 수 있을 것으로 사료된다.

## 후 기

본 연구는 과기부 지원 21세기 프론티어 연구

개발 사업 중 이산화탄소 저감 및 처리 기술개발 사업단의 지원에 의하여 수행되었으며 이에 감사드립니다.

### 참고문헌

1. Mull, T.E., 2001, Practical Guide to Energy Management for Facilities Engineers and Plant Managers, ASME Press, pp.473-496.
2. 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.
3. 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.
4. 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, pp.327-335.
5. 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.
6. 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.
7. 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.
8. 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.
9. Jun, Y.D., Lee, K.B., Kim, A.K. 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.989-995.
10. SAREK, 2001, SAREK Handbook, Vol. 1.
11. Heat Exchange Institute, Inc., 1992, Standards for Closed Feedwater Heaters.