

# 다중열원 열회수형 유동층 열교환기의 전열성능에 대한 실험적 연구

## An Experimental Study on Heat Transfer Performance of Fluidized Bed Heat Exchanger for Heat Recovery from Multi-Heat Sources

박상일(Sang-II Park)<sup>†</sup>, 고창복(Chang-Bok Ko), 이영수(Young-Soo Lee)

한국에너지기술연구원 에너지효율연구본부

Energy Efficiency Research Division, Korea Institute of Energy Research, Daejeon, 34101, Korea

(Received October 24, 2016; revision received November 14, 2016; Accepted: December 5, 2016)

**Abstract** The heat transfer performance of a multi-heat-source fluidized bed heat exchanger was analyzed. The fluidized bed heat exchanger examined in this study can simultaneously recover the waste heat from gas, water vapor, and hot water. The effects of waste water flow rate, gas flow rate, and cooling water flow rate were examined to find their experimental correlations with the heat transfer coefficient. A computer program using the correlations was developed in this study to predict the thermal performance of the fluidized bed heat exchanger. The calculated heat transfer rates of gas, water vapor, waste water, and cooling water were compared with the measured values. It was found that the error of the calculated values was less than 12%.

**Key words** Multi-heat-source(다중열원), Fluidized bed(유동층), Heat exchanger(열교환기), Heat transfer coefficient(열전달계수), Waste heat recovery(폐열회수)

<sup>†</sup> Corresponding author, E-mail: sipark@kier.re.kr

### 기호설명

$A$  : 전열면적 [ $m^2$ ]  
 $C_p$  : 비열 [ $J/kgK$ ]  
 $D_i$  : 전열관 외경 [ $m$ ]  
 $h$  : 열전달계수 [ $W/m^2K$ ]  
 $k$  : 열전도도 [ $W/m K$ ]  
 $L$  : 전열관 길이 [ $m$ ]  
LMTD : 대수평균온도차 [ $K$ ]  
 $m$  : 유량 [ $kg/sec$ ]  
Pr : Prandtl 수  
 $Q$  : 전열량 [ $W$ ]  
Re : Reynolds 수  
 $T$  : 온도 [ $K$ ]  
 $U$  : 총괄 전열계수 [ $W/m^2K$ ]

### 그리스 문자

$\delta$  : 두께 [ $m$ ]

### 하첨자

$a$  : 공기  
 $bed$  : 유동층

$i$  : 입구 또는 내경  
 $o$  : 출구 또는 외경  
 $t$  : 전열관  
 $w$  : 물  
 $ww$  : 폐온수

## 1. 서론

산업체에서는 다양한 폐열이 발생되고 있으며, 이러한 폐열은 주로 폐가스, 폐증기 및 폐온수의 형태로 막대한 량의 에너지가 낭비되고 있다. 이러한 폐열을 회수하여, 공정수 가열 또는 건물의 냉난방에 사용할 수 있다.<sup>(1-2)</sup> 고온 습가스의 현열과 응축잠열을 온수형태로 회수하기 위하여 유동층에서 고온 습가스와 물이 직접접촉하는 방식의 직접접촉 열교환기에 대한 연구가 보고되었다.<sup>(3-4)</sup> 그러나, 산업체에서 발생하는 다양한 형태의 폐열은 발생시간 및 폐열 발생량이 일정하지 못한 특성이 있다. 이러한 다양한 폐열을 회수하기 위하여, 각각의 폐열 형태에 대하여 많은 폐열회수 열교환기를 설치하는 것은 열회수장치의 장치비가 과대

하여지고, 각 열회수장치의 가동시간이 짧아져서 비효율적이다. 이러한 경우, 다양한 형태의 폐열을 하나의 열교환기를 사용하여 동시에 회수할 수 있는 다중열원 열회수형 유동층 열교환기를 사용하면, 장치비가 저감되며, 가동시간이 길어지는 효과가 있어 매우 효율적으로 열회수장치의 경제성을 증대시킬 수 있다.

본 연구에서는 기존의 물유동층 열교환기를 일부 수정하여, 폐가스, 폐증기 및 폐온수의 3가지의 폐열의 동시 열회수 성능에 대한 실험을 수행하였다. 기존의 물유동층 열교환기는 주로 연소배가스의 현열과 응축잠열을 회수하였다. 따라서, 기존 물유동층 열교환기는 배가스와 이에 포함된 수증기의 폐열을 동시에 회수하여, 급수를 가열하였다.<sup>(5)</sup>

이에 따라, 본 연구에서는 물유동층 열교환기의 유동층 부에 고온의 폐온수를 공급하여, 유동층 부에서 폐온수가 흐르면서, 유동층의 전열관 배열내의 급수를 가열한 후, 냉각되어 유동층으로부터 배출된다. 그리고 고온의 배가스 이외에 폐증기가 발생하는 경우, 물유동층의 분배관 하부에 폐증기를 공급하면, 물유동층 부에서 폐증기의 응축잠열을 동시에 회수할 수 있다.

이러한 3가지의 다중열원 열회수를 위하여, 본 연구에서는 먼저 물유동층 열교환기의 유동층 부에 폐온수를 공급하여 유동층의 전열관 배열 내부부를 흐르는 냉수를 가열하는 경우의 전열성능 실험을 수행하였다. 이 경우, 물유동층 열교환기의 유동화를 위하여 공기를 폐회로를 구성하여 순환시켰다. 이에 따라, 공기로부터의 열회수는 없으나, 유동층 내의 전열관 배열 사이에서의 물의 유동화로 인하여 전열효율이 크게 증대될 수 있다.

그리고 고온 배공기와 이에 포함된 수증기를 유동층 열교환기로 공급하고, 동시에 고온의 폐온수를 유동층 부로 공급하여, 전열관 내의 냉수를 가열하는 경우에 대하여 기초전열 성능실험을 수행하였다.

또한 증발열량이 0.3 ton/hr인 가스보일러의 고온 습가스의 응축열을 회수하고, 동시에 폐온수의 폐열을 회수할 수 있는 파이롯트 규모의 다중열원 열회수 유동층 열교환기의 성능실험을 수행하였다.<sup>(6)</sup> 이러한 실험을 통하여, 폐온수 열교환기의 전열성능에 대한 실험식을 도출하였다. 그리고 기존의 물유동층 열교환기의 설계식에 폐온수 및 공기유량에 대한 전열관 외부의 열전달계수의 실험식을 추가하였다. 이를 사용하면, 폐가스, 폐증기 및 폐온수의 3가지 폐열을 동시에 회수할 수 있는 다중열원 열회수 유동층 열교환기의 전열성능을 예측할 수 있다.

## 2. 실험장치 및 방법

### 2.1 실험장치

산업체의 보일러 등의 연소설비에서 배출되는 고온

배가스에는 다량의 수증기가 함유되어 있으며, 연소설비의 배가스의 특성에 따라, 배가스의 온도와 습도가 광범위하게 변화한다. 또한 스팀 사용공정에서는 재사용이 어려운 저압 또는 오염된 스팀이 발생된다.

본 연구에서는 이러한 고온 배가스와 폐증기 대신에 온도와 습도를 임의로 변경할 수 있는 고온 습공기 발생장치를 이용한 다중열원 유동층 열교환기에 공급할 수 있도록 구성하였다.

그리고 고온의 폐온수를 전기히터로 가열하여 물유동층 하부로 공급하도록 하였다. 이러한 실험장치의 구성도를 Fig. 1에 나타내었다. 고온 습공기 발생장치는 물유동층 내의 공기분배관을 통하여 고압송풍기를 사용하여 외부공기를 공급하고, 물유동층 내에 설치한 전기히터를 사용하여 물유동층과 이를 통과하는 공기의 온도를 실험조건에 습도에 해당하는 포화공기온도로 유지한다. 물유동층의 상부에 데미스터를 설치하여 물방울이 배출되지 않도록 하였다. 그리고 습공기 발생장치의 상부에 있는 공기가열 전기히터를 사용하여 유동층 열교환기의 실험조건의 온도로 승온하여 유동층 열교환기로 고온 습공기를 공급한다.

유동층 열교환기는 공기 유로에 분배관을 설치하고, 이 위에 물유동층을 형성하고, 유동층 내에 열교환기의 전열관 배열을 설치하였다.

폐온수탱크에 전기히터를 사용하여, 폐온수를 가열하여 유동층 열교환기의 물유동층으로 공급하고, 유동층 부에서 냉각된 폐온수는 다시 폐온수탱크로 공급하여 계속 순환시킨다.

냉수탱크에 보충수를 공급하고, 냉수를 유동층 열교환기의 전열관으로 공급하여 폐열을 회수하고, 다시 냉수탱크로 일부를 공급하여 냉수탱크의 온도를 조절하고, 나머지 냉수는 밖으로 배출시킨다.

그리고 유동층 상부에 데미스터를 설치하여 액적을 제거한 상태로 대기로 배출하였으며, 공기 배출구에 공기의 온도 및 습도의 측정장치를 추가로 설치하였다. 본 연구의 기초실험장치의 열교환기의 유로면적은 130 mm×130 mm, 스테인레스 전열관의 외경은 0.019 m이며, 전열관 배열은 3각배열이다.

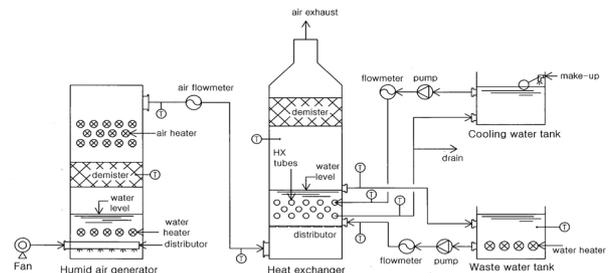


Fig. 1 Experimental apparatus of multi-heat recovery fluidized bed heat exchanger.

본 연구에서는 습공기의 유량을 볼텍스 유량계를 사용하여 측정하였으며, 물 유량은 마그네틱 전자유량계를 사용하여 측정하였다. 그리고 공기와 물의 각 부의 온도는 K-type 열전대를 사용하였으며, 각 실험 조건에서의 실험결과는 데이터로거와 개인용 컴퓨터를 사용하여 측정 및 저장하였다.

## 2.2 실험방법

다중열원 열회수 유동층 열교환기의 성능실험을 위하여, 먼저 송풍기를 가동하여 습공기 발생장치와 열교환기로 공기를 공급한다. 습공기발생장치의 2개의 전기히터를 사용하여, 물 층의 온도와 공기가열히터 후단의 공기온도를 설정온도로 유지한다. 전열관 배열 사이에 폐온수를 공급하여, 물 유동층을 형성한다. 물 탱크의 냉수를 물펌프로 열교환기 전열관 내부로 공급하고, 물탱크의 전기히터를 제어하여 열교환기 입구에서의 급수온도를 설정온도로 유지한다. 그리고 각 부의 온도와 유량 값이 일정하게 유지되는 정상상태에서의 각 부의 온도 및 유량의 측정값을 개인용 컴퓨터에 저장한다.

이러한 다중열원 열회수 유동층 열교환기의 전열성능실험에서 고찰한 실험 변수들은 공기유량, 공기입구 온도, 공기입구습도, 폐온수유량 및 냉수유량 등이다. 이 중에서 공기입구습도는 고온 습공기 발생장치에서 물가열 히터로 물층의 온도를 제어하여 조절한다. 물 층을 통과하는 공기는 포화상태가 되므로 포화상태의 공기의 온도를 제어하여 고온 습공기의 습도를 제어할 수 있다.

## 3. 실험결과 및 고찰

### 3.1 전열성능 계산 식

이러한 다중열원 열회수 유동층 열교환기의 전열성능 측정 결과로부터 유동층 열교환기에서의 냉수 전열량( $Q_w$ )을 식(1)을 사용하여 계산하였다.

$$Q_w = \dot{m}_w C_{p_w} (T_{wi} - T_{wo}) \quad (1)$$

유동층 열교환기에서의 총괄 전열계수를 계산하기 위한 대수평균온도차(LMTD)를 식(2)를 사용하여 계산하였다.

$$LMTD = \frac{(T_{bed} - T_{wo}) - (T_{bed} - T_{wi})}{\ln \left[ \frac{(T_{bed} - T_{wo})}{(T_{bed} - T_{wi})} \right]} \quad (2)$$

유동층 열교환기 형태를 대향류로 단순화하여 가정

하였으며, 이에 따라, 총괄 전열계수(U)를 식(3)을 사용하여 결정하였다.

$$U = \frac{Q_w}{A \cdot LMTD} \quad (3)$$

전열관 내부의 유동을 난류로 가정하였으며, 관 입구 효과를 고려하여 관내 열전달계수는 식(4)를 사용하여 계산하였다.<sup>(7)</sup>

$$h_i = \frac{k_w}{D_t} 0.036 Re^{0.8} Pr^{0.33} \left( \frac{D_t}{L} \right)^{0.055} \quad (4)$$

그리고 유동층 열교환기의 전열관 배열에서의 관외 전열계수( $h_o$ )는 식(5)를 사용하여 계산하였다.

$$\frac{1}{h_o} = \frac{1}{U} - \frac{\delta_t}{k_t} - \frac{A_o}{h_i A_i} \quad (5)$$

### 3.2 전열성능 실험결과

본 연구의 유동층 열교환기의 기초전열 성능실험에서는 폐온수를 유동층에 공급하는 경우의 폐온수와 전열관 내부로 흐르는 냉각수 사이의 전열성능을 측정하였다. 본 실험에서, 습공기 발생장치의 물의 온도와 공기 온도를 제어하여, 폐온수 유동층 열교환기에서의 습공기의 입출구 엔탈피를 동일하게 유지하여, 유동화 공기의 흐름이 폐온수와 급수의 열전달에 관여하지 않고, 다만 유동층 열교환기의 전열관 배열 사이의 폐온수의 유동층을 형성하여 유지하도록 하였다. 그리고 폐온수 유량, 유동화 공기 유량, 폐온수 가열량, 냉수 유량 및 냉수 입구온도 등의 영향을 고찰하였다.

폐온수 유량은 0.1~0.4 m<sup>3</sup>/hr 범위에서 변경하며 실험을 수행하였다. 이 경우, 냉수유량은 0.2 또는 0.65 m<sup>3</sup>/hr를 유지하였다.

냉수 입구온도는 약 25℃ 그리고 습공기 유량은 75 kg/hr를 유지하였다. 가열량은 70~90% 정도이다. Fig. 2에 폐온수 유량에 따른 관외전열계수의 변화의 측정 결과를 나타내었다. 이러한 여러 가지의 조건의 변화에도 관외 전열계수는 폐온수 유량에 따라 비교적 일정한 증가 경향을 나타내고 있다. 폐온수 유량이 적은 경우, 관외 전열계수는 증가현상이 크고, 폐온수 유량이 증가하면서 관외 전열계수의 증가 현상은 약간 줄어드는 것으로 나타났다.

냉수 유량을 0.2~0.65 m<sup>3</sup>/hr의 범위에서 변경시키고, 폐온수 유량을 약 0.2 m<sup>3</sup>/hr로 유지하여, 총괄 전열계수를 측정하였으며, 관외 전열계수를 총괄 전열계수와 관내 전열계수로부터 산출하였다. Fig. 3에서 보면, 관내

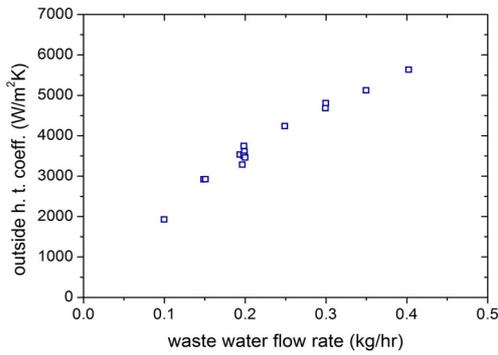


Fig. 2 Variation of outside heat transfer coefficient with waste water flow rate.

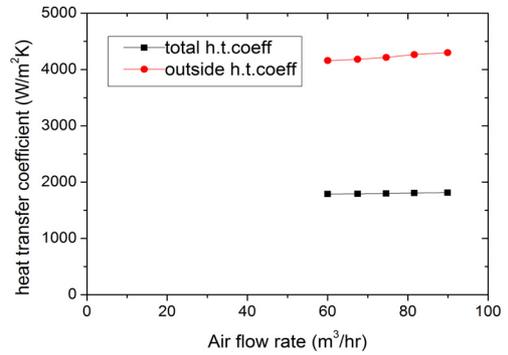


Fig. 4 Variations of heat transfer coefficients with air flow rate.

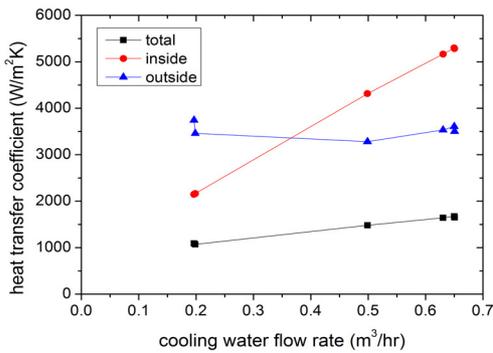


Fig. 3 Variations of heat transfer coefficients with cooling water flow rate.

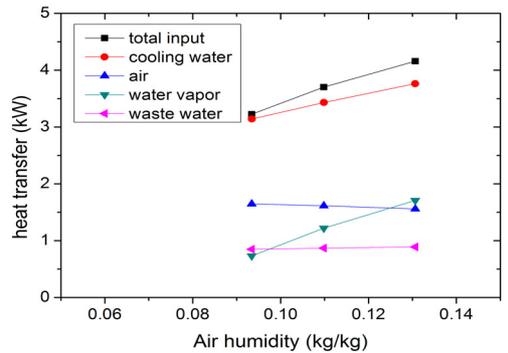


Fig. 5 Variations of heat transfer rates with air humidity.

전열계수는 문헌의 실험식과 같이 전열관내의 유속에 따라 증가한다. 총괄 전열계수 측정값은 냉수 유량에 따라 비교적 일정하게 증가하는 것으로 나타났다.

그리고 이로부터 산출한 관외 전열계수는 냉수 유량에 관계없이 비교적 일정하게 유지되는 것으로 나타났다. 냉수 유량이 작은 경우, 관내 전열계수가 낮게 나타나며, 이 경우 총괄 전열계수의 약간의 차이로 인하여 관외 전열계수의 차이가 비교적 크게 나타났다.

공기 유량의 변경 실험에서 냉수유량은 0.65 m<sup>3</sup>/hr를 유지하였으며, 냉수 입구온도는 약 25℃ 그리고 폐온수가 열량은 80% 정도이다. 폐온수 유량은 0.25 m<sup>3</sup>/hr 정도를 유지하였다.

습공기 유량은 약 60~90 kg/hr의 범위에서 변화시켰으며, 실험 결과를 Fig. 4에 나타내었다. 공기 유량의 증가에 따라, 관외 전열계수는 약간 씩 거의 선형적으로 증가하는 현상을 나타내고 있다. 이것은 폐온수 유동층 열교환기에서 습공기의 유량이 증가됨으로서 폐온수의 유동화가 더욱 활발하여 관외 전열계수가 증가하기 때문으로 판단된다.

다중열원 유동층 열교환기의 기초전열 성능실험에서 습공기의 입구 습도를 변화하며 3가지 열원의 전열

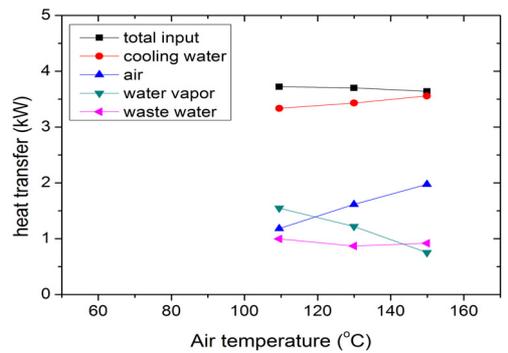


Fig. 6 Variations of heat transfer rates with air temperature.

량을 측정하여, Fig. 5에 나타내었다. 이 경우, 폐온수와 공기 현열량은 비교적 일정하게 유지되었다. 그러나, 수증기의 잠열량은 크게 증가하는 것으로 나타났다. 이것은 습공기 내의 수증기의 응축량이 습도에 비례하여 증가하기 때문이다.

다중열원 유동층 열교환기의 성능실험에서 습공기의 입구 온도를 변화하며 3가지 열원의 전열량을 측정하여, Fig. 6에 나타내었다. 공기온도가 상승하면서, 현열량이 증가하나, 이로 인하여 유동층 온도가 상승하여 수증기의 잠열회수량은 감소하는 것으로 나타났다.

이러한 다중열원 유동층 열교환기의 기초전열 성능 실험을 통하여, 배가스, 스팀 및 폐온수의 3가지 다중 열원으로부터 다중열원 유동층 열교환기를 사용하여 다중열원의 폐열을 효과적으로 동시에 회수할 수 있다는 것을 확인하였다.

다중열원 폐열회수 시스템의 파이롯트 규모의 성능 실험을 위하여, 0.3 ton/hr 증발용량의 가스보일러에서 고온 배가스와 폐스팀 그리고 폐온수의 3가지 다중열원의 폐열을 동시에 회수하는 것을 검증하였다.

이 경우, 다중열원 열교환기의 유로면적은 330 mm × 330 mm이며, 주로 배가스 유량의 영향을 고찰하였다.

본 실험에서의 유동층 열교환기에서의 배가스 유량에 따른 배가스, 폐온수 및 냉수의 입출구 온도의 변화를 Fig. 7에 나타내었다. 본 실험에서 다중열원 열회수 유동층 열교환기에서 배가스의 현열과 폐스팀을 포함한 응축잠열 그리고 폐온수의 현열을 동시에 회수하는 것을 확인하였다.

Fig. 8에 배가스 유량에 따른 각 열량의 변화를 나타내었다.

Fig. 8에서 보면, 다중열원 열회수 유동층 열교환기에서 3가지의 폐열을 동시에 회수하여, 냉수를 가열하

는 것으로 확인할 수 있다. 이러한 3가지의 다중 폐열은 고온 배가스의 현열, 배가스 내의 수증기의 응축잠열 그리고 폐온수열이며, 이러한 3가지의 폐열을 합한 열량을 전체 폐열로 나타내었다.

Fig. 8에서 전체 폐열량과 냉수열량은 배가스 유량에 따른 변화 경향과 전열량이 서로 비슷하게 나타났다. 먼저 폐온수 열량은 배가스 유량에 상관없이 비교적 일정하게 나타났다. 이것은 본 실험에서 유동층으로 공급되는 폐온수의 전기 가열량을 일정하게 유지하였기 때문이다. 배가스 유량이 증가함에 따라, 배가스의 현열량은 크게 증가하는 것으로 나타났다. 이것은 유동층 열교환기의 입구에서의 배가스 온도가 배가스 유량에 따라 크게 증가하기 때문이다.

그리고 배가스 유량의 증가에 따라, 수증기의 응축잠열량이 함께 증가하는 것으로 나타났다.

이것은 배가스 유량의 증가에 따라, 수증기의 함량이 증가하여 나타나는 현상이다. 이에 따라, 배가스 유량이 증가함에 따라 전체 폐열과 냉수 열량이 증가하는 것으로 나타났다.

### 3.3 전열계수 실험식 도출 및 비교

본 연구에서는 3가지의 폐열을 동시에 회수하는 경우의 유동층 열교환기의 성능실험을 수행하였다. 이 경우, 폐온수 유량, 공기유량 및 습도의 관의 열전달계수에 대한 영향을 고찰하였다. 폐온수 유량의 영향이 크게 나타났으며, 습도의 영향은 비교적 적은 것으로 판단되었다.

Fig. 2로부터 폐온수 유량에 대한 실험식을 도출하였으며, Fig. 4로부터 공기유량에 대한 실험식을 각각 도출하였다. 그리고 이러한 2개의 실험식으로부터 공기유량과 폐온수 유량을 함께 고려한 관의 열전달계수에 대한 식(6)을 도출하였다.

$$h_o = (779.85 + 3,600 \times m_a) \times (0.1228 + 89.69 \times m_{ww} - 279.6 \times m_{ww}^2) \quad (6)$$

이러한 폐온수 유량과 공기 유량에 대한 관의 열전달계수의 실험식을 사용하여, 기존의 물 유동층 열교환기에 대한 설계 프로그램을 수정하면, 폐온수, 배가스 및 폐증기의 3가지 폐열을 동시에 회수하는 경우의 유동층 열교환기의 전열성능을 계산할 수 있다.

이러한 다중열원 열회수 유동층 열교환기의 설계 프로그램을 본 연구의 성능실험 결과를 사용하여 검증하였다. 본 연구에서 개발한 설계 프로그램을 사용하여, 본 연구의 11개 성능실험 조건에서의 배가스, 수증기, 폐온수 및 냉수의 전열량의 실험값과 계산 값을 Fig. 9에 비교하여 나타내었다.

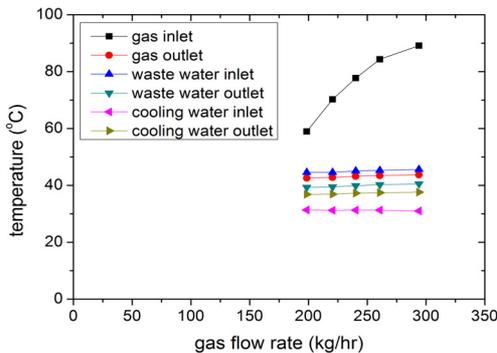


Fig. 7 Temperature variations of gas, waste water and cooling water with gas flow rate.

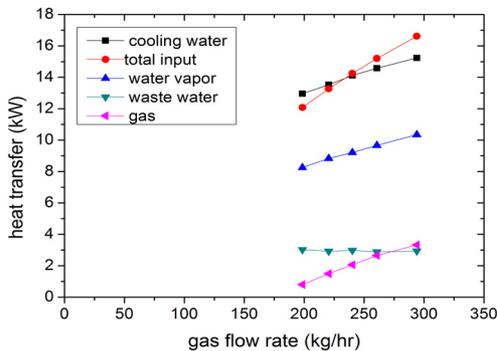


Fig. 8 Heat transfer variations of gas, water vapor and waste water with gas flow rate.

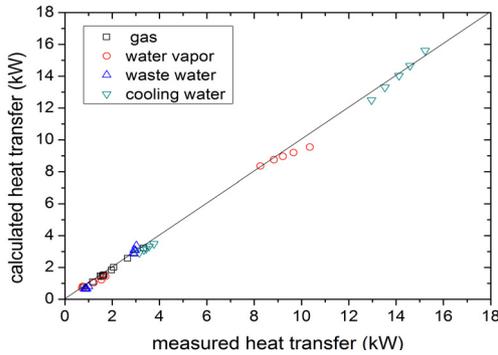


Fig. 9 Comparison of measured and calculated heat transfer rates.

Fig. 9에서 배가스, 수증기 및 폐온수의 3가지 폐열을 회수하여 냉수를 가열하므로, 전체 회수열량은 냉수열로 볼 수 있다. 이에 따라, 본 연구의 설계 프로그램을 사용하여 다중열원 열교환기의 전체 회수열량과 배가스, 수증기와 폐온수에 대한 각각의 회수열량을 비교적 정확하게 예측할 수 있다고 판단된다.

본 연구의 식(6)의 관외 열전달계수에 대한 실험식과 다중열원 유동층 열교환기의 설계 프로그램을 사용한 파이롯트 실험에서의 전열량의 계산값 오차는 최대 11.7%이며, 평균오차는 3.2%인 것으로 나타났다.

#### 4. 결 론

본 연구의 다중열원 유동층 열교환기의 전열성능 실험을 통하여, 배가스, 수증기 및 폐온수의 3가지 폐열을 동시에 회수하여 온수를 얻을 수 있었다. 폐온수 유량 및 배가스 유량에 대한 실험결과를 분석하여, 관외 전열계수에 대한 실험식을 도출하였다.

이러한 관외 열전달계수에 대한 실험식을 사용한 다중열원 유동층 열교환기에 대한 설계 프로그램을 작성하여, 본 연구의 실험조건에서의 전열량을 계산하여

실험값과 비교한 결과, 계산 값의 오차는 대략 12%이 내인 것으로 나타났다.

#### 후 기

본 연구는 2014년도 산업통상자원부의 재원으로 한국에너지기술평가원(KETEP)의 지원을 받아 수행한 연구 과제입니다(No. 20142020102680).

#### References

1. Park, Y. J., 1988, Optimization of Boiler Heat Recovery System Using Direct Contact Method, MS thesis, KAIST.
2. Kim, J. S., 1997, Development of Technology on the Clean Heat Recovery from Low Temperature Waste Gas, KIER report 93-P-23-02.
3. Ghazi, H. S., 1991, Direct-Contact Heat Transfer for Air Bubbling Through Water, ASME Journal of Energy Resources Technology, Vol. 113, No. 2, pp. 71-74.
4. Smith, R. C., Rohsenow, W. M., and Kazimi, M. S., 1982, Volumetric Heat Transfer Coefficients for Direct-Contact Evaporation, ASME Journal of Heat Transfer, Vol. 104, No. 2, pp. 264-270.
5. Kim, D. K., Park, S. I., Kim, H. D., and Lee, S. K., 2001, A study on the heat recovery from boiler exhaust gas with multi-stage water-fluidized-bed heat exchanger, Trans. Korean Soc. Mech. Eng. B, Vol. 25, No. 12, pp. 1776-1783.
6. Park, S. I., Ko, C. B., and Lee, Y. S., 2016, Hybrid heating and cooling system using low temperature multi-heat sources, Annual progress report, KIER.
7. Holman, J. P., 1972, Heat transfer, International Student Edition.