

# 열매체유 유동층 열교환기의 전열성능에 대한 실험적 연구

## An Experimental Study on Heat Transfer Performance of Heating Medium Oil Fluidized Bed Heat Exchanger

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

한국에너지기술연구원 에너지효율연구본부

Energy Efficiency Research Division, Korea Institute of Energy Research, Daejeon, 305-343, Korea

(Received December 5, 2014; revision received January 15, 2015; Accepted: January 20, 2015)

**Abstract** The heat transfer performance of heating medium oil fluidized bed heat exchanger was measured. The operation variables were air flow rate, air inlet temperature, moisture content, water flow rate and water inlet temperature. The outside heat transfer coefficient was determined from the heat exchanger experiment and its experimental correlation was determined as a function of air velocity and viscosity of heating medium oil. Effect of viscosity was well agreed with the previous studies. Errors of the correlation equation was less than about 10% for outside heat transfer coefficient developed in this study when compared with the measured value. Hot water with the temperature greater than 77°C could be produced by using the heating medium oil fluidized bed heat exchanger.

**Key words** Heating medium oil(열매체유), Fluidized bed(유동층), Heat exchanger(열교환기), Heat transfer coefficient (열전달계수)

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

### 기호설명

$A$	: 전열면적, [m <sup>2</sup> ]
$C_p$	: 비열, [J/kgK]
$D_i$	: 전열관 외경, [m]
$h$	: 열전달계수, [W/m <sup>2</sup> K]
$k$	: 열전도도, [W/m K]
$L$	: 전열관 길이, [m]
$LMTD$	: 대수평균온도차, [°C]
$m$	: 유량, [kg/sec]
$Pr$	: Prandtl 수, $kC_p/\mu$
$Q$	: 전열량, [W]
$Re$	: Reynolds 수, $\frac{VD_t}{\nu}$
$T$	: 온도, [°C]
$U$	: 총괄 전열계수, [W/m <sup>2</sup> K]
$V$	: 유속, [m/sec]

### 그리스 문자

$\delta$	: 두께, [m]
$\mu$	: 점도, [kg/m s]

### 하첨자

$a$	: 공기
$bed$	: 유동층
$i$	: 입구 또는 내경
$o$	: 출구 또는 외경
$t$	: 전열관
$w$	: 물

## 1. 서론

보일러 등의 연소장치로부터 고온의 부식성 배가스가 대기로 배출되어 막대한 양의 에너지가 낭비되고 있다. 이 경우 폐열회수 열교환기에서의 저온부식 문제를 해결하여야 한다. 이를 위하여 현재 물유동층 열교환기를 사용하여 온수를 생산하고 있으나, 온수의 생산온도가 약 50°C 정도의 포화 배가스 온도 이하로 제한된다.<sup>(1)</sup> 이러한 유동층 열교환기에서 유동화 물질로 물 대신에 열매체유를 사용하는 경우, 보다 높은 온도인 약 70°C~80°C의 온수를 생산할 수 있다.

이러한 유동층에 대한 연구가 많이 수행되었으나, 주

로 기체-액체 또는 기체-액체-고체입자의 버블탑(bubble column)에서의 열 및 물질 전달에 대한 연구가 주로 수행되었다.<sup>(2)</sup>

본 연구는 고온 배공기의 폐열회수를 위하여 유동층 내에 전열관 배열을 설치하여, 기존의 연구와 유동 및 열전달 특성이 다른 점이 있다. 이에 따라 열매체유 유동층 열교환기에서의 여러 가지의 운전 조건에서의 전열성능 실험을 통하여, 전열량 및 열전달계수를 측정하였다. 그리고 유동층 내의 열교환기의 전열면에서의 배공기 내의 수증기의 응축 현상이 없는 범위에서 실험을 수행하였다. 이에 따라, 본 실험을 통하여 열전달계수를 결정하였으며, 물질전달 현상은 없는 것으로 가정하였다.

## 2. 실험장치 및 방법

### 2.1 실험장치

보일러 등의 연소설비에서 배출되는 고온 배가스로부터의 열회수를 위하여 열매체유 유동층 열교환기를 사용할 수 있으며, 대개의 연소설비의 연소 배가스는 온도와 습도가 광범위하게 변화한다.

본 연구에서는 이러한 연소 배가스 대신에 온도와 습도를 임의로 변경할 수 있는 고온 습공기 발생장치를 이용한 열매체유 유동층 열교환기 실험장치를 제작하였으며, 이러한 실험장치의 구성도를 Fig. 1에 나타내었다.

고온 습공기 발생장치는 물층 내의 공기분배판을 통하여 고압송풍기를 사용하여 외부공기를 공급하고, 물층 내에 설치한 전기히터를 사용하여 물층과 이를 통과하는 공기의 온도를 실험조건에 해당하는 포화공기온도로 유지한다. 물층의 상부에 데미스터를 설치하여 물방울이 배출되지 않도록 하였다. 그리고 습공기 발생장치의 상부에 있는 공기가열 전기히터를 사용하여 유동층 열교환기의 실험조건에 온도로 승온하여 유동층 열교환기로 고온 습공기를 공급한다.

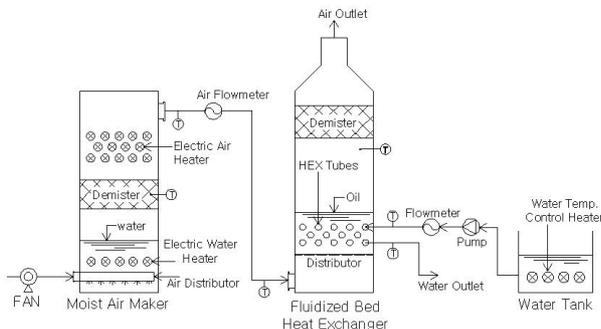


Fig. 1 Experimental apparatus of heating medium oil fluidized bed heat exchanger.

유동층 열교환기는 공기 유로에 분배판을 설치하고, 이 위에 열매체유의 유동층을 형성하고, 유동층 내에 열교환기의 전열관 배열을 설치하였다. 그리고 상부에 데미스터를 설치하여 액적을 제거한 상태로 대기로 배출하였으며, 공기 배출구에 공기의 온도 및 습도의 측정장치를 추가로 설치하였다. 본 연구의 열교환기의 스테인레스 전열관의 외경은 0.019 m이며, 전열관 배열은 3각배열이며, 4열이다. 그리고 유동층의 공기유로는 0.13 m × 0.13 m이다.

열교환기의 전열관 내부로 물을 공급하기 위하여 물탱크를 설치하였으며, 물층 내에 전기히터를 설치하여 열교환기의 입구에서의 물의 온도를 제어하였다. 본 연구에서는 습공기의 유량을 볼텍스(Vortex)유량계를 사용하여 측정하였으며, 물 유량은 전자유량계를 사용하여 측정하였다. 그리고 공기와 물의 각 부의 온도는 열전대를 사용하였으며, 각 실험 조건에서의 실험결과는 데이터로거와 개인용 컴퓨터를 사용하여 측정 및 저장하였다. 본 연구에서는 유동층 열교환기의 유동화 물질로 열매체유(상품명 : Molytherm-4000)를 사용하였으며, 이는 주로 열매체 보일러의 열매체유로 사용되며, 고온에서 증발이 적으며, 유동화 및 전열 특성이 우수하다.<sup>(3)</sup>

### 2.2 실험방법

열매체유 유동층 열교환기의 성능실험을 위하여, 먼저 송풍기를 가동하여 습공기 발생장치와 유동층 열교환기로 공기를 공급한다. 습공기발생장치의 2개의 전기히터를 사용하여, 물 층의 온도와 공기가열히터 후단의 공기온도를 설정온도로 유지한다. 전열관 배열 사이에 열매체유를 공급하여, 열매체유 유동층을 형성한다. 물탱크의 물을 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 열매체유 유동층 열교환기의 전열성능실험에서 고찰한 실험 변수들은 공기유량, 공기입구온도, 공기입구습도, 급수유량 및 급수입구온도 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.

본 연구의 실험에서, 공기유량의 실험 범위는 50 kg/hr~75 kg/hr, 공기입구온도의 실험 범위는 130℃~170℃, 공기입구에서의 절대습도의 실험 범위는 0.029 kg/kg ~ 0.098 kg/kg, 급수유량의 실험 범위는 0.1 ton/hr~0.3 ton/hr,

그리고 급수 입구온도의 실험 범위는 35°C~75°C이었다. 이러한 열매체유 유동층 열교환기의 전열성능 실험에서 열매체유 유동층 열교환기의 전열면에서 배공기 내의 수증기의 응축 현상이 나타나지 않는 범위에서 배공기의 입구습도와 급수의 입구온도를 조절하였다.

### 3. 실험결과 및 고찰

#### 3.1 전열성능 계산 식

이러한 열매체유 유동층 열교환기의 전열성능 측정 결과로부터 유동층 열교환기에서의 전열량(Qa)을 식(1)을 사용하여 계산하였다.

$$Q_a = \dot{m}_a C_{p_a} (T_{ai} - T_{ao}) \quad (1)$$

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

$$LMTD = \frac{(T_{ai} - T_{wo}) - (T_{ao} - T_{wi})}{\ln[(T_{ai} - T_{wo}) / (T_{ao} - T_{wi})]} \quad (2)$$

그리고 유동층 열교환기 형태를 대향류로 단순화하여 가정하였으며, 이에 따라, 총괄 전열계수(U)를 식(3)를 사용하여 결정하였다.

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

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

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

이에 따라, 열매체유 유동층 열교환기의 전열관 배열에서의 관외 전열계수(ho)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 열매체유 유동층 열교환기의 전열성능 실험에서 공기유량, 공기입구온도, 공기입구습도, 급수유량 및 급수입구온도의 전열량, 총괄 전열계수 및 관외 전열계수에 대한 영향을 고찰하였다.

여기서 본 실험에서 기준조건으로 공기유량은 62.8 kg/hr, 공기입구온도는 150°C, 공기입구습도는 0.075 kg/kg, 급수유량은 0.2 ton/hr, 그리고 급수입구온도는 65°C를 유지하였다.

먼저 공기유량이 50 kg/hr~75 kg/hr의 범위에서 변하는 경우의 전열량, 총괄 전열계수 및 관외 전열계수의 측정값을 Fig. 2에 나타내었다. 이 경우 공기유량의 증가에 따라, 전열량과 이에 따른 전열계수가 증가하는 것으로 나타났다. 이것은 공기유속이 증가하면서 유동층의 난류강도가 증가하기 때문이다.

공기입구온도가 130°C~170°C의 범위인 경우의 전열량, 총괄 전열계수 및 관외 전열계수의 측정값을 Fig. 3에 나타내었다. 이 경우의 공기유량은 62.7 kg/hr로 유지하였다. 공기입구온도가 높은 경우, 전열량이 증가하나, 전열계수는 비교적 일정하게 유지된다. 이것은 공기입구온도가 높은 경우, 급수와의 온도 차이가 증가하여 전열량은 증가하나, 유동층에서의 유동현상은 비교적 일정하게 유지되기 때문이다.

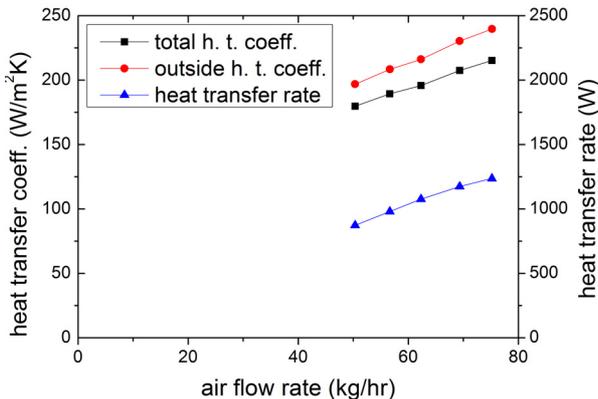


Fig. 2 Effect of air flow rate on heat exchanger performance.

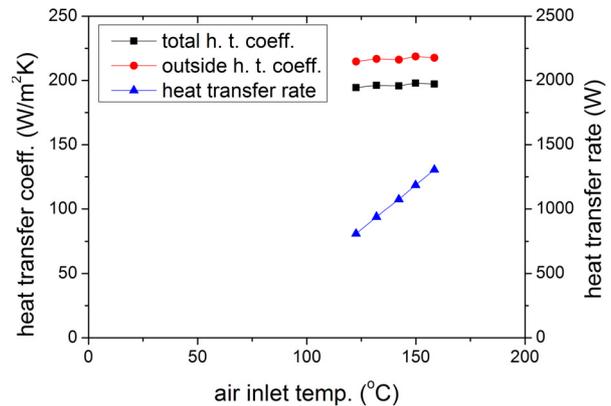


Fig. 3 Effect of air inlet temperature.

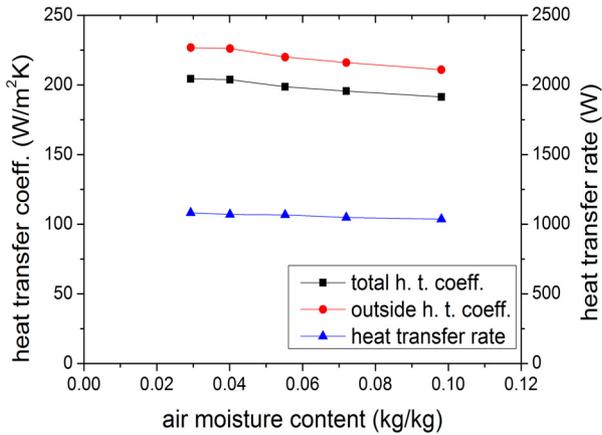


Fig. 4 Effect of air inlet moisture content.

공기입구습도가 0.029 kg/kg~0.098 kg/kg인 경우의, 열교환기의 전열량, 총괄 전열계수 및 관외 전열계수의 변화를 Fig. 4에 나타내었다. 이 경우, 전열량과 전열계수는 비교적 일정하게 유지되며, 이것은 유동층 열교환기에서 배공기 내의 수증기의 응축현상이 없기 때문이다.

급수유량이 0.1 ton/hr~0.3 ton/hr의 범위에서 변화하는 경우의 열교환기의 성능의 변화를 Fig. 5에 나타내었다. 이 경우, 급수유량에 따라, 전열량이 약간씩 증가하며, 이에 따라 총괄 전열계수가 증가하는 것으로 나타났다. 전열관 내의 유속이 급수유량과 함께 증가하며, 이에 따라 관내 전열계수가 증가되어, 관외 전열계수의 증가 현상이 감소된다.

급수입구온도를 35°C~75°C의 범위에서 변화시키며, 열교환기의 전열성능을 측정된 결과를 Fig. 6에 나타내었다. 급수온도가 증가하는 경우, 배공기와외 온도 차이가 감소하므로 전열량이 감소하는 것으로 나타났다. 그리고 총괄 전열계수와 관외 전열계수가 함께 증가한다.

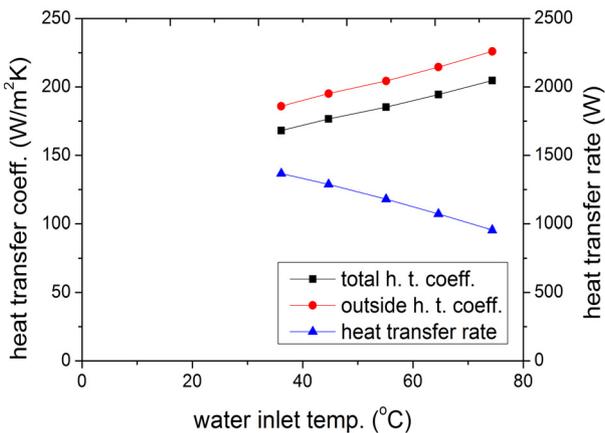


Fig. 6 Effect of water inlet temperature.

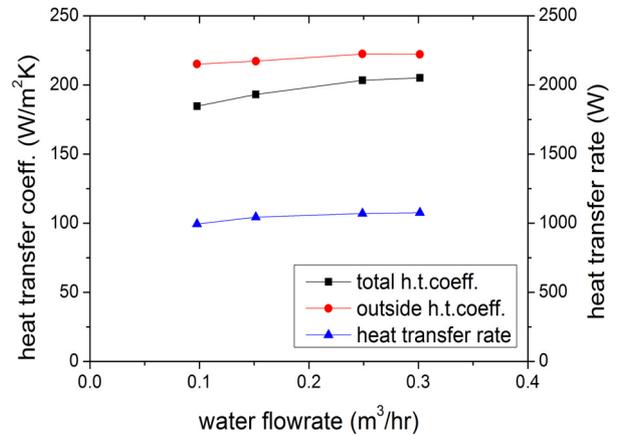


Fig. 5 Effect of water flow rate.

이것은 LMTD의 감소와 별도로, 급수온도의 증가에 따라, 유동층 열교환기에서의 유동매체인 열매체유의 온도가 증가하여 유동매체의 점도가 낮아져 유동화가 더욱 활발해지기 때문이다.

### 3.3 전열계수 실험식 도출 및 비교

기존에 3상 유동층에서의 열 및 물질전달에 대한 많은 연구가 수행되었다. 열전달에 영향을 주는 변수는 가스 및 액체의 유속, 고체입자 특성, 액체의 물성치 등이다. 이중에 본 연구의 열매체유 유동층에서는 공기유속 및 유동매체의 점도가 주요 변수이다. 공기유속의 경우, 공기유속에 따라 난류강도가 증가하며, 열전달계수가 함께 증가하는 것으로 보고되었다.<sup>(5)</sup> 유동층 액체의 점성의 증가에 따라, 경계층의 두께가 증가하며, 또한 버블의 크기가 증가하여, 전열계수가 감소한다. 문헌의 1,250개의 자료를 종합하여, 열전달계수에 대한 실험식에서 점도의 감소지수는 0.224인 것으로 보고되었다.<sup>(6)</sup> 그 외의 열매체유의 열전도도, 비열 및 밀도의 경우, 변화 범위가 작아서 열전달계수에 대한 영향이 매우 적은 것으로 판단되었다.<sup>(3)</sup>

본 연구에서 열매체유 유동층의 온도는 급수입구온도에 영향을 많이 받으며, Fig. 7에서와 같이 급수입구온도에 따라, 열매체유 유동층의 온도와 점도가 크게 변화하는 것으로 나타났다.<sup>(3)</sup> 본 연구의 열매체유 유동층 열교환기를 사용하여 77°C 이상의 고온수를 생산할 수 있었다. Fig. 8에 열매체유의 온도에 따른 점도의 변화를 나타내었다. 급수입구온도는 약 36°C~74°C 범위에서 변화하며, 열매체유 유동층의 온도는 65°C~89°C 범위에서 변화한다.

이 경우 열매체유의 점도는 0.0115 kg/m s~0.00652 kg/m s 범위에서 크게 변화한다.

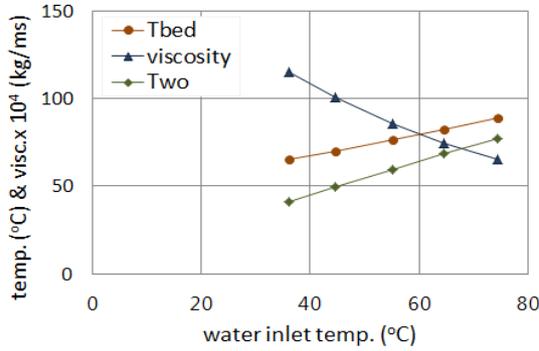


Fig. 7 Variation of water outlet and bed temperatures and viscosity with water inlet temperature.

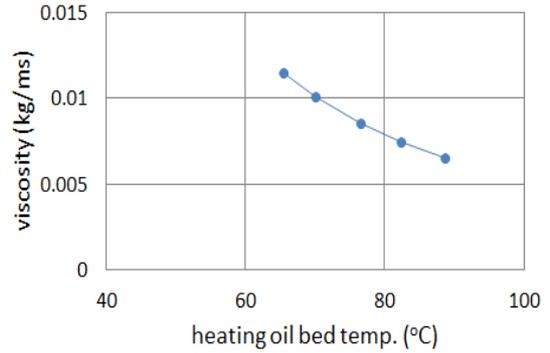


Fig. 8 Variation of heating medium oil viscosity with temperature.

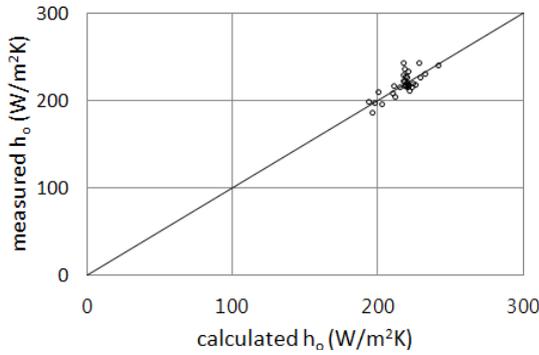


Fig. 9 Comparison between calculated and measured outside heat transfer coefficient.

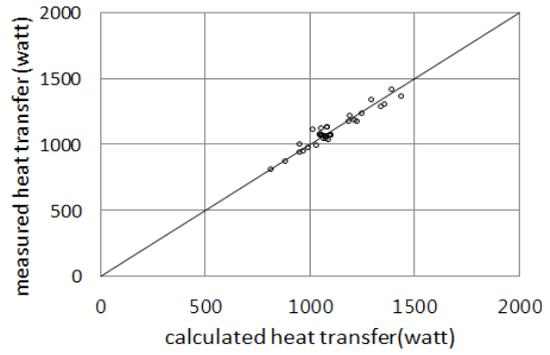


Fig. 10 Comparison between calculated and measured heat transfer rate.

본 연구에서는 열매체유 유동층 열교환기에서 관외 전열계수는 주로 공기유속과 열매체유의 점도에 의해 영향을 받는 것으로 가정하였다. 이러한 가정을 사용하여, 34개의 실험 조건에서의 관외 전열계수의 측정값으로부터 식(6)의 실험식으로 도출하였다.

$$h_o = 72.0 V_a^{0.378} \mu_{bed}^{-0.228} \quad (6)$$

식(6)의 실험식을 사용하여 계산한 관외 전열계수와 전열성능 실험을 통하여 측정된 관외 전열계수를 비교하여 Fig. 9에 나타내었다. Fig. 9에서 보면, 관외 전열계수의 최대오차는 11.7%이며, 평균오차는 3.03%이다. 열매체유 유동층 열교환기에서의 관외 전열계수는 약 190 W/m<sup>2</sup>K~240 W/m<sup>2</sup>K의 범위인 것으로 나타났다.

열매체유 유동층 열교환기의 관외 전열계수는 유동층에 열매체유가 없는 경우의 일반적인 형식의 열교환기에서의 관외 전열계수보다 대체적으로 높게 나타났다.

식(6)의 관외 전열계수를 사용하여 전열량을 계산하였으며, 계산 값을 전열성능 실험을 통하여 측정된 전

열량과 Fig. 10에 비교하여 나타내었다. Fig. 10에서 전열량의 계산 값과 측정값의 최대 오차는 10.5%이며, 평균 오차는 2.73%인 것으로 나타났다.

본 연구의 실험결과 분석에서 공기유량과 물유량의 측정에 사용한 볼텍스 유량계의 정밀도는 물의 경우 0.7%, 공기의 경우 1%이다. 공기 및 물의 온도측정은 열전대를 사용하였으며, 정밀도는 0.05°C이다. 이에 따른 관외 전열계수의 불확실도는 2.9%로 분석되었다.

#### 4. 결 론

본 연구의 열매체유 유동층 열교환기의 전열성능 실험을 통하여, 약 77°C의 온수를 얻을 수 있었다. 실험결과를 분석하여, 관외 전열계수에 대한 실험식을 도출하였다.

이러한 관외 전열계수는 주로 공기유속과 열매체유의 점도의 영향을 받는다. 관외 전열계수에 대한 점도의 영향은 기존의 연구와 거의 동일한 것으로 나타났다. 실험식을 사용하여 계산한 관외 전열계수와 전열량의 오차는 약 10% 이내인 것으로 나타났다.

## 후 기

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

## References

1. 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.
2. Kim, S. D. and Kang, Y., 1997, Heat and mass transfer in three-phase fluidized-bed reactors-an overview, Chemical. Engineering. Science, Vol. 52, No. 21-22, pp. 3639-3660.
3. Molytherm heat transfer oil product catalog, MolyTech co., LTD.
4. Holman, J. P., 1972, Heat transfer, International Student Edition.
5. Baker, C. G. J., Armstrong, E. R., and Bergougnou, M. A., 1978, Heat transfer in three-phase fluidized beds, Powder Technol., Vol. 21, pp. 195-204.
6. Kim, S. D. and Laurent, A., 1991, The state of knowledge on heat transfer in three-phase fluidized beds, International Chemical Engineering, Vol. 31, No. 2, pp. 284-302.