

# 대구경 타원관을 적용한 건조기용 핀-관 열교환기의 성능특성

## Performance Characteristics of Fin-Tube Heat Exchanger having Large Diameter Oval Tube for Dryer

배경진(Kyung-Jin Bae), 차동안(Dong-An Cha), 권오경(Oh-Kyung Kwon)<sup>†</sup>

한국생산기술연구원 열유체시스템연구실용화그룹

Thermal and Fluid System R&BD Group, Korea Institute of Industrial Technology, Cheonan 331-825, Korea

(Received August 8, 2014; revision received October 10, 2014; Accepted: October 20, 2014)

**Abstract** The objective of this paper is to provide design data of fin-tube heat exchanger which have a large diameter oval tube for dryer application. In this study, the heat transfer and pressure drop performance characteristics of the fin-tube heat exchanger were compared with Dittus-Boelter and a new correlation equation using Wilson plot method. The simulation results based on section by section method were compared with experimental results. These results showed that a new correlation equation using Wilson plot method provided better prediction, about 3 to 12%, than the Dittus-Boelter equation, from the experiment comparison. Also, the pressure drop of simulation results showed much more deviation with the experimental results..

**Key words** Fin-tube heat exchanger(핀-관 열교환기), Heat transfer coefficient(열전달계수), Oval tube(타원관), Prssure drop(압력강하)

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

### 기호설명

$A$  : 면적 [ $m^2$ ]  
 $C$  : 열용량 [ $W/k$ ]  
 $D$  : 직경 [ $m$ ]  
 $D_h$  : 열교환기 수력직경 [ $m$ ]  
 $F_p$  : 핀간격 [ $m$ ]  
 $h$  : 열전달계수 [ $W/m^2 \cdot K$ ]  
 $k$  : 열전도도 [ $W/m \cdot k$ ]  
 $L$  : 길이 [ $m$ ]  
 $N$  : 열수 [EA]  
 $Nu$  : Nusselt number  
 $P$  : 압력 [Pa]  
 $P_t$  : 단간격 [ $m$ ]  
 $P_l$  : 열간격 [ $m$ ]  
 $Pr$  : Prandtl number  
 $Re$  : Reynolds number  
 $T$  : 온도 [ $^{\circ}C$ ]  
 $U$  : 총괄열전달계수 [ $W/m^2 \cdot k$ ]  
 $v$  : 속도 [ $m/s$ ]

### 그리스 문자

$\eta_o$  : 표면효율  
 $\pi$  : 원주율  
 $\rho$  : 밀도

### 하첨자

$i$  : 내측  
 $o$  : 외측

## 1. 서 론

모든 산업의 건조공정은 제품을 최종 가공 및 후처리하는 과정으로 제품의 특성에 따라 다양한 건조기술이 접합된 건조기를 사용하고 있다. 건조공정은 주로 열풍 및 전자파 등을 이용하여 피건조물에 함유된 수분을 제거하는 공정으로 연간 총 에너지 사용량의 약 30~50%를 건조공정의 에너지로 소비하고 있다.<sup>(1)</sup> 하지만 기존의 건조공정은 장비가 노후화되고 효율이 매우 낮아 실제로 건조공정에 사용되는 에너지의 사용량은 더

많다.

따라서 건조공정을 고효율화하는 것은 에너지 소비량을 줄일 수 있으므로 매우 중요하다. 특히 건조 공정에 가장 많이 사용되는 건조용 열교환기는 건조 공정 중 발생하는 이물질로 인해 공기의 유로가 막히는 것을 방지하고 이를 쉽게 제거하기 위해 일반 공조기와는 달리 핀 간격이 넓고 관의 직경이 매우 크기 때문에 열교환기 효율이 매우 낮다. 하지만 건조용 열교환기의 성능을 향상시키기 위한 연구는 거의 없기 때문에 고효율 건조용 열교환기를 개발하기 위한 체계적인 연구가 필요하다.

기존의 타원관을 적용한 핀-관 열교환기에 대한 연구를 살펴보면 Choi et al.<sup>(2)</sup>은 원형관과 세장비가 0.6인 타원관의 열수와 핀의 간격에 따른 공기측 열전달계수와 마찰인자에 대한 실험적 연구를 진행하였다. 그 결과 원형관 열교환기는 열수가 증가할수록 열전달계수가 감소하고 타원관 열교환기는 1열에 비해 2열에서 높은 열전달량을 보이며, 타원관 열교환기의 압력손실이 원형관 열교환기보다 작다고 보고하였다. Yoo and Yoon<sup>(3)</sup>은 타원관의 세장비, 관 간격 그리고 관외측에 와류발생기 위치 등에 대한 열전달 및 압력강하에 대한 수치해석 연구를 진행하였으며, 그 결과 세장비 및 관의 단간격이 작아질수록 열전달과 압력강하에 미치는 영향이 크다고 보여주었다.

하지만 기존의 연구는 공조용 핀-관 열교환기에 대한 연구가 대부분으로 관의 직경 및 간격 등이 작아 건조기용 대구경 핀-관 열교환기에 적용하여 열전달 및 압력강하에 대한 성능특성을 파악하는 것은 대단히 어려운 실정이다.

따라서 본 연구에서는 건조기용 대구경 타원관 핀-관 열교환기의 열전달 및 압력강하 특성에 대한 연구 및 기초 설계 데이터를 확보하기 위해 운전조건을 상사하여 Lab. scale 열교환기 실험<sup>(4)</sup>을 하였다. 이를 통해 구해진 상관식을 이용하여 해석하고 실험과 비교 및 검증하였다. 이는 고효율 건조기 열교환기를 개발하는데 있어 기초적인 데이터를 제공할 것이다.

## 2. 모델링 및 실험방법

### 2.1 모델링

본 연구에서는 대구경 타원형 핀-관 열교환기의 해석 및 실험을 비교하기 위해 열교환기의 크기와 관의 배열을 114(W)×648(H)×1409(L) mm, 2열 24행으로 총 4 pass로 설계하였다. 관 내부에는 Seriola 오일이 흐르며 공기는 오일과 직교류 형태로 열교환한다. 본 연구에서 사용한 열교환기는 Fig. 1과 같으며, 열교환기의 자세한 사양은 Table 1에 나타내었다.

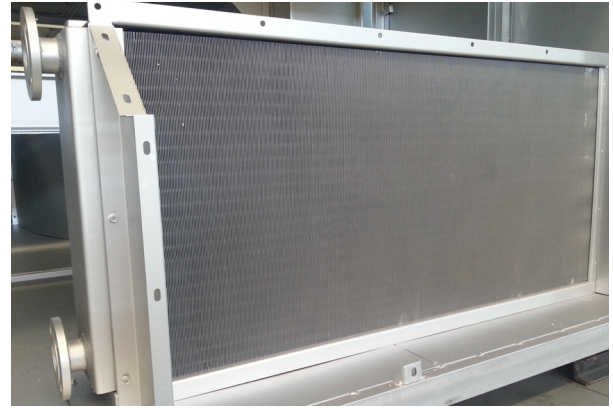


Fig. 1 Photo of heat exchanger.

Table 1 Specification of heat exchanger

Parameters	Value
W×H×L(mm)	114×648×1409
Tube arrange(EA)	2×24
Pass	4
Outer tube diameter(a×b)(mm)	36×14
Tube thickness(mm)	2.15
Transverse tube pitch(mm)	27
Longitudinal tube pitch(mm)	57
Fin pitch(mm)	3
Fin thickness(mm)	0.33
Fin type	Plain
Tube and Fin material	SPCC

대구경 타원관 핀-관 열교환기는 Section by section 방법으로 각각의 구간을 Seriola 오일과 공기의 유동 방향으로 나누어 각 구간별로 Seriola 오일과 공기의 입·출구조건을 해석하였으며, 이는 Fig. 2에 자세하게 나타내었다. 이때 각각의 구간은 ε-NTU Method를 이용하여 계산하였으며 이때 유용도 ε은 식(1)과 같다.

$$\varepsilon = 1 - \exp\left\{\frac{NTU^{0.22}}{C} [\exp(-C \cdot NTU^{0.78}) - 1]\right\} \quad (1)$$

본 연구에서 적용한 공랭식 핀-관 열교환기의 총괄 열전달계수는 식(2)와 같다.

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln(D_o/D_i)}{2\pi k L} + \frac{1}{\eta_o h_o A_o} \quad (2)$$

관내측 Nu는 Dittus-Boelter<sup>(5)</sup>와 본 연구에서 Wilson plot 방법<sup>(6)</sup>을 이용하여 새롭게 구한 상관식<sup>(4)</sup>을 사용

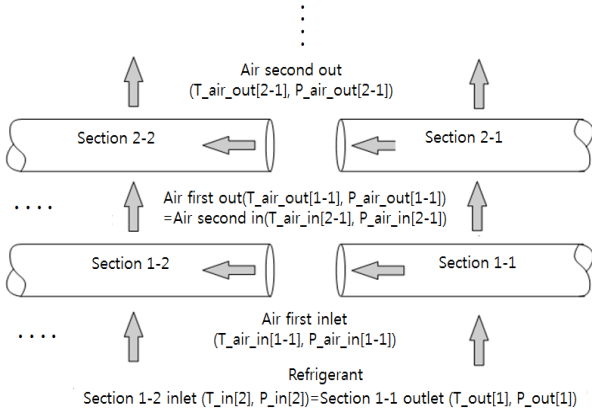


Fig. 2 Section-by-section modeling concept of the fin-tube heat exchanger.

하였으며, 이는 각각 식(3), 식(4)에 나타내었다.

$$Nu_i = 0.023Re^{0.8}Pr^{0.3} \quad (3)$$

$$Nu_i = 0.0146Re^{0.809}Pr^{0.3} \quad (4)$$

여기서 새롭게 구한 식(4)는 실제 건조부 열교환기 조건에서 실험을 진행하기에는 큰 어려움이 있어 Pr와 Re를 각각 16.31, 2376로 220℃의 Seriola 오일을 47.6℃의 EG(Ethylene glycol)로 상사하였으며, Lab. scale 건조부 열교환기를 제작하고 이에 따라 실험장치를 구성하여 실험을 진행하였다. 실험은 대구경 타원형 핀-관 열교환기의 관 내측 열전달계수를 측정하기 위해 Wilson plot method을 이용하였으며, 관 외측 조건을 일정하게 유지하면서 관 내측 조건을 다양하게 변화시켜 관내측 열전달계수를 측정하였다.

또한 관내측 f-factor<sup>(7)</sup>는 원형관의 난류유동 일 때의 상관식을 적용하였으며, 식(5)와 같다.

$$f = \frac{1}{[0.79 \ln(Re_{Dh}) - 1.64]^2} \quad (5)$$

공기측 Nu 및 f-factor는 Xie et al.<sup>(8)</sup>이 제시한 상관식을 사용하였으며, 식(6), 식(7)과 같다.

$$Nu = 1.565Re^{0.3414} \left( N \frac{F_p}{D_o} \right)^{-0.165} \left( \frac{P_t}{P_l} \right)^{0.0558} \quad (6)$$

$$f = 20.713Re^{-0.3489} \left( N \frac{F_p}{D_o} \right)^{-0.1676} \left( \frac{P_t}{P_l} \right)^{0.6265} \quad (7)$$

관내측과 공기측에 적용한 압력강하량은 식(8)과 같다.

$$\Delta P = f \cdot \frac{\rho \cdot v^2 \cdot L}{2 \cdot D_h} \quad (8)$$

## 2.2 실험방법 및 운전조건

본 연구에서는 실험과 해석 결과를 비교 및 검증하기 위해 Fig. 3과 같이 공랭식 열교환기의 성능을 측정할 수 있는 풍동 실험장치를 설계하였으며, Fig. 4와 같이 제작하였다. 풍동 실험장치는 외기 혼합형 방식으로 일부의 내부 순환공기와 외부공기를 교환하고 나머지 내부 순환공기와 외부공기를 혼합 후 이를 보조열교환기를 통해 재 가열함으로써 공기측의 입구조건을 제어하도록 설계 및 제작하였다. 대구경 타원관 핀-관 열교환기 실험장치는 열교환기의 공기측 입·출구에 온·습도계 및 차압계 그리고 공기측 입구의 노즐차압을 이용하여 공기측 열량 및 압력 강하량을 측정하였다. 열교환기의 오일측은 항온조와 연결되어있으며, 열교환기의 오일측 입·출구 배관에 RTD와 차압계, 유량계를 설치하여 오일측 열량 및 압력 강하량을 측정하였다. 이때 RTD의 오차는  $\pm 0.02^\circ\text{C}$ 이며, 차압계 및 유량계 오차는 각각  $\pm 0.1\%$ ,  $0.3\%$ 이다.

건조기용 대구경 타원관 핀-관 열교환기의 해석과 실험을 비교 검증하기 위해 본 연구에서는 실제로 건

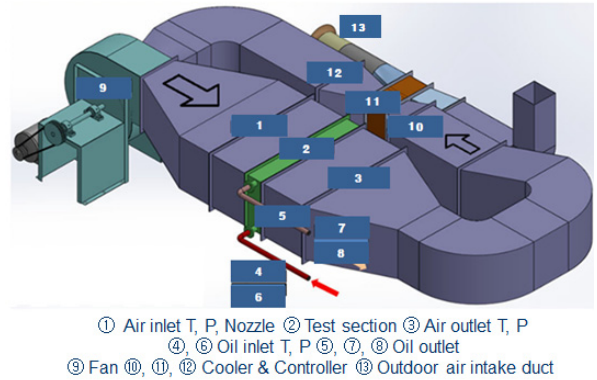


Fig. 3 Schematic of experimental set-up.



Fig. 4 Photo of experimental set-up.

Table 2 Operating conditions

Conditions	Value
Air temperature(°C)	100*
Air flow rate(m <sup>3</sup> /min)	50, 90, 130, 170*, 210, 250
Oil temperature(°C)	120*
Oil flow rate(m <sup>3</sup> /h)	19.5, 21.5, 23.5, 25.5, 27.5, 29.5

\* Basic Condition.

조기용 열교환기에 사용되는 Seriola 오일을 작동유체로 선정하였으며, 열교환기 입구의 오일 온도는 120°C, 공기 온도는 100°C로 실제 운전조건을 기준으로 실험 및 해석조건을 결정하였다. 해석과 실험의 검증을 위해 공기의 풍량은 50 m<sup>3</sup>/min에서 250 m<sup>3</sup>/min까지 변화시켰으며, 오일의 유량은 19.5 m<sup>3</sup>/h에서 29.5 m<sup>3</sup>/h까지 변화시켜가면서 성능특성을 비교 및 분석하였다. 대구경 타원관 핀-관 열교환기의 자세한 운전조건은 Table 2에 나타내었다.

### 3. 결과 및 고찰

Fig. 5는 오일의 Re에 따른 Dittus-Boelter 상관식과 본 연구에서 제시한 새로운 상관식의 Nu를 비교하여 보여주고 있다. Re에 따라 Dittus-Boelter 상관식의 Nu가 Wilson plot 방법에 의해 새롭게 제시한 상관식의 Nu에 비해 평균 약 30% 정도 높은 것으로 확인되었다. 또한 Re가 증가함에 따라 두 상관식의 Nu의 차는 증가하는 것으로 나타났다. 이는 기존의 Dittus-Boelter 상관식은 Re가 10,000 이상의 폭넓은 난류영역에서 사용되며, 본

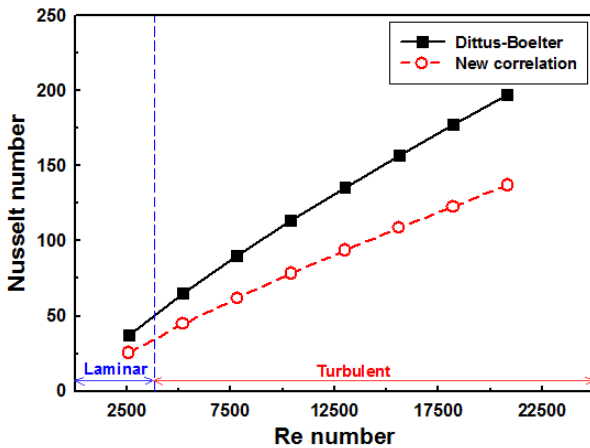


Fig. 5 Comparison of Nusselt number with Reynolds number.

연구에서 Wilson plot 방법에 의해 새롭게 제시한 상관식은 실제 고온의 건조기에서 사용되는 대구경에서 Re가 약 2,300부터 15,000까지에서 실험을 진행하여 얻은 결과이기 때문이라 판단되어진다.

Fig. 6은 공기측 유량에 따른 대구경 타원관 핀-관 열교환기의 실험을 통한 열전달량과 관내측 열전달계수에 따른 해석의 열전달량을 비교하여 보여주고 있다. 실험과 두 해석 결과 모두 공기측 유량이 증가함에 따라 열전달량은 증가하는 경향을 보였다. 공기측 유량이 50 m<sup>3</sup>/min일 때 실험과 관내측 열전달계수를 Dittus-Boelter 상관식을 적용한 해석과의 열전달량 차이는 약 23%로 나타났으며, 공기측 유량이 250 m<sup>3</sup>/min에서는 열전달량의 차이가 약 28% 정도로 공기측 유량이 증가함에 따라 실험과 Dittus-Boelter 상관식을 적용한 해석의 열전달량 차이가 커지는 것으로 나타났다. 따라서 이를 보완하기 위해 상사를 통해 Lab. scale 열교환기 실험을 진행하였으며, 그 결과를 통해 구해진 관내측 열전달계수 상관식을 적용한 해석결과는 공기측 유량이 50 m<sup>3</sup>/min일 때 실험결과와 비교하여 약 10%의 오차를 보였으며, 공기측 유량이 250 m<sup>3</sup>/min일 때는 해석과 실험결과가 약 3% 정도로 매우 비슷한 결과를 보였다. 따라서 대구경 타원관 핀-관 열교환기의 해석은 기존의 관내 난류영역 해석에 적합한 Dittus-Boelter 상관식을 적용한 해석에 비해 본 연구에서 새롭게 제시한 관내측 상관식을 적용한 해석이 실험결과와 매우 비슷함을 확인할 수 있었다.

열교환기의 성능은 열전달 성능뿐만 아니라 팬이나 모터의 소비전력에 영향을 미치는 압력강하량도 매우 중요하다. Fig. 7은 공기측 유량에 따른 대구경 타원관 핀-관 열교환기의 실험과 해석의 공기측 압력강하량을 비교하여 보여주고 있다. 공기측 압력강하량은 공기의

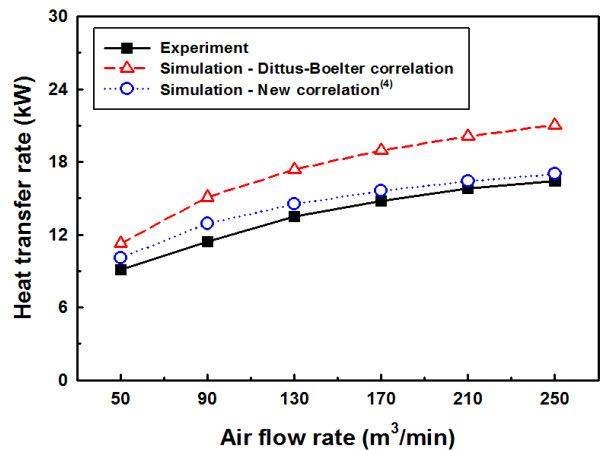


Fig. 6 Variation of heat transfer rate with air flow rate.

유량이 적은 90 m<sup>3</sup>/min 이하에서는 해석이 실험결과에 비해 약 25% 정도로 큰 차이를 보였으며, 공기측 유량이 130 m<sup>3</sup>/min 이상에서는 해석과 실험결과가 약 50% 정도로 해석과 실험의 공기측 압력강하량의 차이가 감소하는 것으로 나타났다.

오일측 유량에 따른 대구경 타원관 핀-관 열교환기의 실험과 관내측 열전달계수에 따른 해석의 열전달량을 Fig. 8에서 보여주고 있다. 오일의 유량이 19.5 m<sup>3</sup>/h에서 29.5 m<sup>3</sup>/h로 증가함에 따라 실험의 열전달량은 약 27%, 관내측 열전달계수에 Dittus-Boelter 상관식과 새로운 상관식을 적용한 해석의 열전달량은 각각 약 15%, 17% 증가하는 것으로 나타났다. 오일의 유량이 증가함에 따라 관내측 열전달계수에 Dittus-Boelter 상관식을 적용한 해석의 결과가 실험결과에 비해 열전달량이 최대 약 38%, 최소 약 25% 높은 것으로 나타났다. 따라서 본

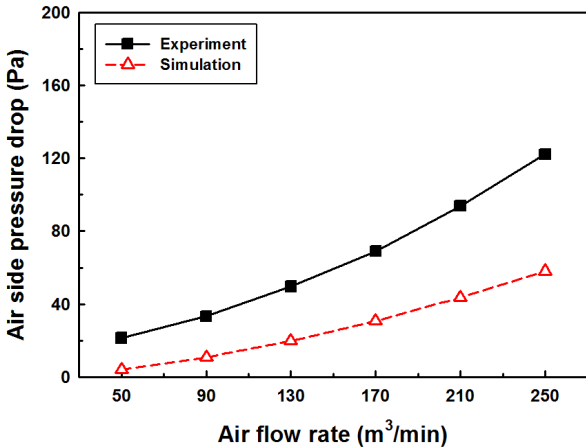


Fig. 7 Variation of air side pressure drop with air flow rate.

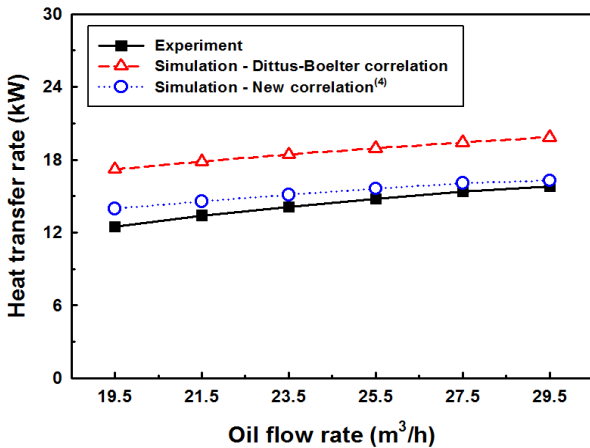


Fig. 8 Variation of heat transfer rate with oil flow rate.

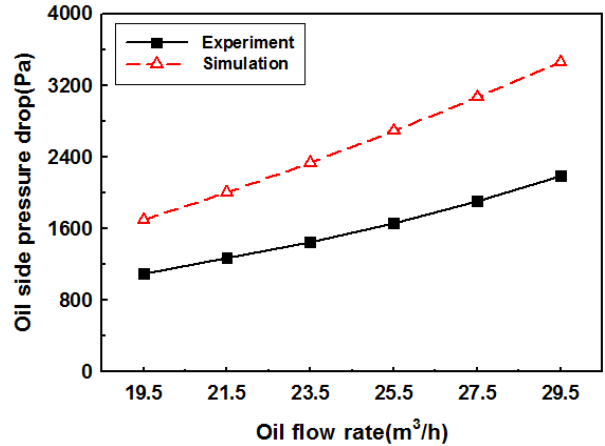


Fig. 9 Variation of oil side pressure drop with oil flow rate.

연구를 통해서 구해진 새로운 상관식을 관내측 열전달 계수에 적용하여 해석한 결과 최대 약 12%에서 최소 약 3%로 실험결과와 비슷한 결과를 보였다. 오일의 유량에 따라 대구경 타원관 핀-관 열교환기의 열전달량은 관내측 열전달계수에 본 연구에서 구한 상관식을 적용한 해석이 Dittus-Boelter 상관식을 적용한 해석에 비해 실험결과와 유사한 열전달량을 갖으며, 또한 비슷한 경향을 보였다.

Fig. 9는 오일측 유량에 따른 대구경 타원관 핀-관 열교환기의 실험과 해석의 압력강하량을 비교하여 보여주고 있다. 오일의 유량에 따라 압력강하량은 해석 결과가 실험결과에 비해 약 2배 정도 높은 것으로 나타났지만 증가하는 경향은 비슷한 것으로 나타났다. 오일의 유량이 19.5 m<sup>3</sup>/h에서 29.5 m<sup>3</sup>/h로 증가함에 따라 압력강하량은 실험과 해석결과 모두 약 2배 정도 증가하는 것으로 나타났다.

#### 4. 결론

본 연구에서는 건조기에 사용되는 대구경 타원관을 적용한 핀-관 열교환기에 대해 실제 운전조건에서의 성능특성을 파악하고 기초 설계 데이터를 제공하기 위해 기존의 열전달 상관식을 이용한 해석과 Lab. scale 실험을 통해 구해진 새로운 열전달 상관식을 이용한 해석을 실험과 비교 및 검증하였으며, 이는 다음과 같다.

- (1) 공기측 유량이 50 m<sup>3</sup>/min에서 250 m<sup>3</sup>/min로 증가함에 따라 실험과 비교하여 Dittus-Boelter 상관식을 적용한 해석의 열전달량은 약 23%에서 28% 정도의 차이를 보였으며, 새로운 관내측 열전달 상관식을 적용한 해석의 열전달량은 약 10%에서 3% 정도의 오차를 보였다.
- (2) 공기측 압력강하량은 공기의 유량이 적은 90 m<sup>3</sup>/min

이하에서는 해석이 실험결과에 비해 약 25% 정도로 큰 차이를 보였으며, 공기측 유량이 130 m<sup>3</sup>/min 이상에서는 해석과 실험결과가 약 50% 정도 차이를 보이는 것으로 나타났다.

- (3) 오일의 유량이 증가함에 따라 관내측 열전달계수에 새로운 상관식을 관내측 열전달계수에 적용하여 해석한 결과 최대 약 12%에서 최소 약 3%로 실험결과와 비슷한 결과를 보였다.
- (4) 오일의 유량에 따라 압력강하량은 원형관의 난류유동 상관식을 적용하였을 때 해석결과가 실험결과에 비해 약 2배 정도 높은 것으로 나타났다.

## 후 기

본 연구는 2013년도 산업통상자원부의 재원으로 한국에너지 기술평가원(KETEP)의 지원을 받아 수행한 연구 과제입니다(No. 20132010101960).

## References

1. Kim, O. S., Lee, D. H., and Chun, W. P., 2008, Eco-friendly drying technology using superheated steam, Korean Chemical Engineering Research, Vol. 46, No. 2, pp. 258-273.
2. Choi, B. N., Fung, Y., Sim, H. M., and Kim, N. H., 2013, Air-side performance of fin-and-tube heat exchangers having sine wave fins and oval tubes, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 25, No. 5, pp. 279-288.
3. Yoo, J. H. and Yoon, J. K., 2013, Numerical analysis for heat transfer characteristics of elliptic fin-tube heat exchanger with various shapes, Transaction of Korean Society of the Mechanical Engineers B, Vol. 37, No. 4, pp. 367-375.
4. Bae, K. J., Cha, D. A., and Kwon, O. K., 2014, Performance characteristic of large diameter oval finned-tube heat exchanger for dryer, Journal of the Korean Society for Power System Engineering, Vol. 18, No. 5, pp. 22-27.
5. Dittus, F. W. and Boelter, L. M. K., 1930, Heat transfer in automobile radiations of the tubular type, University of California Publications in Engineering, Vol. 2, No. 13, pp. 443-461.
6. Wilson, E. E., 1915, A basis for rational design of heat transfer apparatus, Transaction of the American Society of Mechanical Engineers, Vol. 37, pp. 47-70.
7. Nellis, G. F. and Klein, S. A., 2009, Heat transfer, Cambridge University Press, Vol. 2, No. 5, pp. 654-657.
8. Xie, G., Wang, Q., and Sunden, B., 2009, Parametric study and multiple correlations on air-side heat transfer and friction characteristics of fin-and-tube heat exchangers with large number of large-diameter tube rows, Applied Thermal Engineering, Vol. 29, No. 1, pp. 1-16.