

배기가스 배열을 활용한 R245fa 냉매용 고온 히트펌프 건조기의 해석 및 검증

Analysis and Verification of High Temperature Heat Pump Dryer using Waste Heat Recovery Type for R245fa Refrigerant

배경진* · 차동안* · 권오경**

Kyung-Jin Bae*, Dong-An Cha* and Oh-Kyung Kwon**

(Received 25 February 2016, Revision received 1 April 2016, Accepted 4 April 2016)

Abstract: In this study, the performance characteristics of a high temperature heat pump dryer that is able to raise the air temperature up to 80°C by using waste heat as heat source were investigated numerically. The main components of the heat pump dryer were modeling as a compressor, condenser, evaporator and expansion device, and R245fa was selected as refrigerant. Experiments were also conducted to validate the numerical data. As a result, when the evaporator air inlet temperature increased from 50°C to 65°C, the numerical results of the hot air temperature at outlet and heat pump COP were about 8~11% and 5~8% higher than that of experimental ones, respectively.

Key Words : Dryer, Heat Pump, R245fa, Waste Heat Recovery

— 기 호 설 명 —

A : 면적 [m²]
C : 열용량비
h : 열전달계수 [W/m²·°C]
k : 열전도도 [W/m·°C]
m : 질량유량 [kg/s]
NTU : 전달단위수
P : 압력 [kPa]
q : 소비동력 [W]

U : 열관류율 [W/m²·°C]
 Δh : 엔탈피 차 [kJ/kg]

그리스 문자

δ : 두께 [mm]
 ϵ : 유용도
 η : 효율 [%]
 ν : 비체적 [m³/kg]

* 권오경(교신저자) : 한국생산기술연구원 열유체시스템 그룹

E-mail : kwonok@kitech.re.kr, Tel : 041-589-8528

*배경진, 차동안 : 한국생산기술연구원 열유체시스템 그룹

** Oh-Kyung Kwon(corresponding author) : Thermal & Fluid System Group, Korea Institute of Industrial Technology.

E-mail : kwonok@kitech.re.kr, Tel : 041-589-8528

*Kyung-Jin Bae, Dong-An Cha : Korea Institute of Industrial Technology.

하첨자

a	: 공기
act	: 실제조건
c	: 응축기
e	: 증발기
i	: 내측
isen	: 등엔트로피
map	: 맵조건
o	: 외측
w	: 관벽

1. 서 론

식품, 인쇄, 의약품, 전자, 세라믹, 반도체 및 정밀화학 등의 산업공정에서 제품이 완성되기까지는 원료를 합성, 교반 및 가공 등의 전처리 과정과 건조 및 포장 등의 후처리 과정이 필요하다. 이러한 산업공정은 에너지 소비가 크며, 그 중 건조공정은 보편적으로 기름보일러 및 전기 히터를 이용한 열풍 건조방식을 사용함으로 산업공정 총 에너지 사용량의 30~50%를 건조공정에 에너지를 소비한다. 또한 건조 후에 발생하는 60℃ 정도의 폐열은 대기 중에 배출 시 다양한 환경문제가 발생한다. 대표적인 환경문제로서 대기 중에 온실가스물질이 증가시켜 온난화 문제를 야기하고, 산성비로 인한 산림고사 및 호수 물고기폐사 등의 2차 환경문제를 유발한다. 이를 해결하기 위해 별도의 냉각 시스템을 추가하지만 이는 에너지 사용량을 증가시킨다. 따라서 최근 이러한 폐열을 회수하여 건조기술의 고성능화, 복합화 및 친환경 분야에 대한 기술개발이 요구되고 있으며, 이에 따라 폐열을 이용한 히트펌프 건조기에 대한 연구가 국내·외적으로 활발하게 진행되고 있다.^{1,2)}

Chamoun. et. al³⁾은 산업용 열회수 고온 히트펌프 시스템에 대한 실험과 해석을 통해 85℃의 물을 95℃의 고온수로 생산하였으며, Cao et al.⁴⁾은 45℃의 폐열원을 이용하여 95℃의 고온수를 생산하기 위해 6가지 히트펌프 시스템을 제안하였으

며, 그 중 2단 압축 2단 팽창 시스템에서 팽창장치 중간에 플래쉬 탱크와 인터쿨러가 있는 시스템의 성능이 가장 좋은 것으로 제시하였다. Wu et al.⁵⁾은 실 염색공정 중에 건조공정에서 발생하는 폐열을 활용하여 95℃의 고온수를 생산하였다.

하지만 기존의 연구에서 80℃ 이상의 고온의 온수를 만들기 위해서는 1단의 히트펌프 사이클만으로는 한계가 있으며, 시스템이 매우 복잡한 단점을 가지고 있다. 본 연구에서는 산업공정 중에 발생하는 배기가스를 히트펌프의 열원으로 이용하여 고온 열풍 히트펌프 건조기에 대한 연구를 진행하였다. 냉매는 고온생산에 적합한 R245fa를 선정하여 고온 열풍 히트펌프 시스템에 대한 해석을 진행하였으며 이를 검증하기 위해 시스템을 설계 및 제작하고 검증하였다. 이는 배열을 활용한 R245fa 냉매용 고온 열풍 히트펌프 건조기를 개발하는데 기초적인 설계 자료로 활용하고자 한다.

2. 모델링 및 실험장치

2.1 모델링

압축기는 BITZER(2DES-3Y)사의 R245fa용 밀폐형 왕복동식 압축기를 사용하였으며, 압축기 제조 회사에서 제공하는 압축기 성능자료를 활용하여 모델링하였다. 압축기의 질량유량과 소비동력은 식 (1), (2)와 같이 증발압력과 응축압력에 대해 최소자승법을 이용하여 Map based 모델링을 사용하였다. 또한 과열도에 대한 압축기의 데이터를 보정하기 위해 과열도 식 (3), (4)와 같이 과열도 보정식을 사용하였다.

$$q_{map} = -0.017P_e^2 + 4.019P_e - 0.001P_c^2 + 0.745P_c + 0.008P_eP_c + 329.3 \quad (1)$$

$$m_{map} = -0.00008P_e^2 + 0.947P_e + 0.00002P_c^2 - 0.0495P_c - 0.0001P_eP_c + 0.3346 \quad (2)$$

$$m_{act} = \left(0.75 \frac{v_{map}}{v_{act}} + 0.25 \right) m_{map} \quad (3)$$

$$q_{act} = \left(\frac{m_{act}}{m_{map}} \right) \left(\frac{\Delta h_{isen,act}}{\Delta h_{isen,map}} \right) q_{map} \quad (4)$$

팽창장치는 증발기 입구와 응축기 출구의 상태를 등엔탈피 과정으로 가정하여 모델링하였다.

응축기와 증발기는 핀-관 열교환기로 설계하였으며, 응축기와 증발기의 크기(W×H×L)는 각각 128×400×400 mm, 75×400×400 mm이다. 열교환기의 자세한 사양은 Table 1에 나타내었다.

응축기와 증발기는 Fig. 1과 같이 관 하나하나를 해석단위로 하는 관순법으로 해석하였으며, ε-NTU를 이용하여 각각의 검사체적에서 열교환기를 해석하였다.

이때 유용도는 열교환기 형태가 직교류 비혼합 유체임에 따라 다음과 같은 식을 사용하였다.

$$\varepsilon = 1 - \exp\left(\frac{NTU^{0.22}}{C}\right) \quad (5)$$

$$(\exp(-C \cdot NTU^{0.78}) - 1)$$

열교환기에서 열저항은 크게 대류와 전도로 나눌 수 있으며 본 연구에서는 식 (6)과 같은 열저항식을 사용하였다.

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{\delta_w}{k_w A_w} + \frac{1}{\eta_h h_a A_o} \quad (6)$$

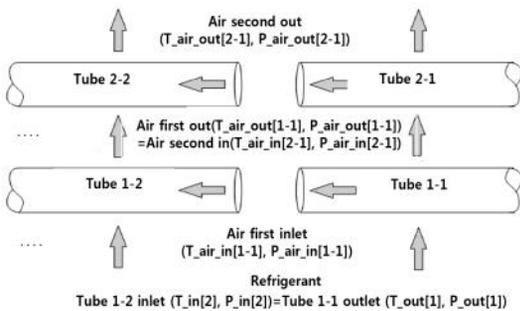


Fig. 1 Tube-by-tube method

Table 1 Specification of heat exchanger

Item	Unit	Value
Size (W×H×L)	Condenser	mm 128×400×400
	Evaporator	mm 75×400×400
Tube outer diameter	mm	9.52
Tube thickness	mm	0.36
Transverse tube pitch	mm	21.65
Longitudinal tube pitch	mm	25
Fin pitch	mm	2.3
Fin thickness	mm	0.12
Tube material	-	Copper
Fin material	-	Aluminum

Table 2 Heat transfer coefficients

Zone	Correlation
Super heating	V. Gnielinski ⁽⁶⁾
Sub cooling	Dittus and Boelter ⁽⁷⁾
Condensation	Cavallini et al ⁽⁸⁾
Boiling	Shah ⁽⁹⁾

냉매측 열전달 상관식은 각각 과열, 과냉, 응축과 증발 구역으로 나누어 해석하였으며, 이때 사용된 상관식은 Table 2에 나타내었다. 그리고 공기측 j-factor는 Wang et al.⁽¹⁰⁾이 제안한 상관식을 사용하여 해석하였다.

2.2 실험장치 및 조건

Fig. 2는 고온 열풍을 생산하기 위해 본 연구에서 사용된 히트펌프 건조기 실험장치의 개략도를 나타낸 것이다. 실험장치는 크게 압축기, 응축기, 증발기, 팽창장치로 구성되어 있으며 냉매는 R245fa를 사용하였다. 제작된 실험장치는 Fig. 3과 같으며, 배열은 증발기와 응축기를 순차적으로 흐르도록 직렬로 설계하였다. 실제 실험장치에서는 배열을 이용하기 어려움으로 배열을 공기로 모사하여 실험하였으며 배열조건으로 공기를 모사하기 위해 증발기에 유입되는 공기의 온도와 풍량을 각각 가열히터(3 kW×2)의 투입전원과 BLDC Fan을 인버터로 제어하여 조절하였다. 고온열풍

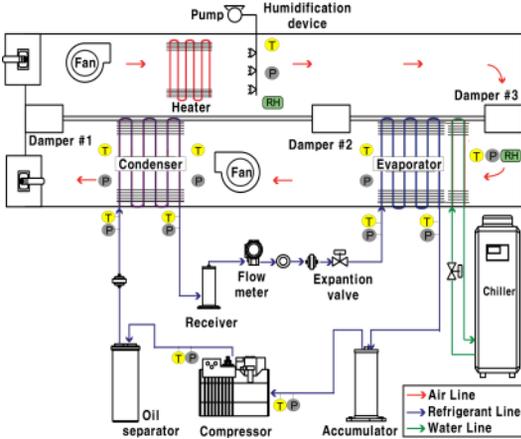


Fig. 2 Schematic diagram of heat pump dryer

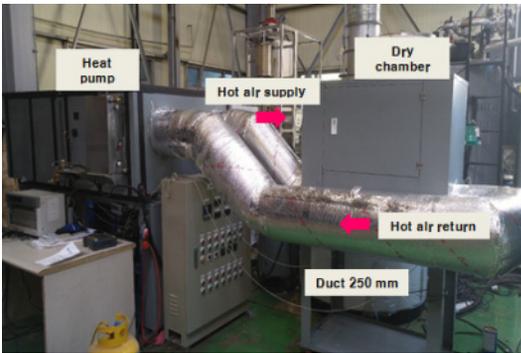


Fig. 3 Photo of heat pump dryer

히트펌프의 운전조건에 따라 성능을 측정하고 분석하기 위해 공기와 냉매측 컴포넌트 각각의 입·출구에 온도센서(RTD $\pm 0.01^\circ\text{C}$), 압력센서(-1~50bar, $\pm 0.1\%$), 습도계(0~100%RH, $\pm 0.05\%$), 유량계(0~12 kg/min, $\pm 0.05\%$), 풍속계(측정값의 $\pm 3\%$), 전력 분석계(0~50A, $\pm 0.5\%$) 등을 설치하였다.

본 연구에서 설계한 히트펌프 건조기의 열풍온도 및 가열능력은 증발기의 열원온도에 따라 시스템 성능이 민감하게 반응한다. 따라서 증발기의 공기측 입구온도와 속도를 변화시켜가면서 해석 및 실험하였다. 증발기의 공기측 입구온도를 50°C 기준으로 온도는 5°C 씩 변화시켰으며, 증발기의 공기측 속도는 0.5 m/s 를 기준으로 0.5 m/s 씩 변화시켜가면서 해석을 진행하였다. 자세한 조건은 Table 3에 나타내었다.

Table 3 Simulation conditions

Parameters	Unit	Value
Temperature	$^\circ\text{C}$	50, 55, 60, 65
Relative humidity	%	40(Fixed)
Air velocity	m/s	0.5, 1, 1.5

3. 결과 및 고찰

Fig. 4는 증발기의 공기측 입구온도에 따라 실험과 해석에서의 응축기 출구 열풍온도와 히트펌프 성능계수를 비교하여 보여주고 있다. 실험과 해석결과 모두 증발기의 공기측 입구온도가 증가함에 따라 열풍온도와 히트펌프 성능계수는 증가하는 경향을 보이고 있다. 이는 Fig. 5와 같이 증발기의 공기측 입구온도가 증가함에 따라 가열능력과 압축기 소비동력이 모두 증가하지만 압축기 소비동력의 증가에 비해 가열능력의 증가가 더 크기 때문이다. 증발기의 공기측 입구온도가 50°C 에서 65°C 로 증가함에 따라 응축기 출구 열풍온도는 해석결과가 실험결과에 비해 약 8~11% 높게 나온 것으로 나타났으며, 성능계수는 약 5~8% 높게 나온 것으로 확인되었다. 해석과 실험결과 증발기의 공기측 입구온도가 50°C 에서 응축기 출구 열풍온도는 각각 약 92.2°C , 82.5°C 로 나타났으며, 히트펌프 성능계수는 각각 약 3.43, 3.2로 나타났다.

Fig. 5는 증발기의 공기측 입구온도에 따라 실험과 해석에서의 가열능력과 압축기 소비동력을 비교하여 보여주고 있다. 해석과 실험결과에서 공기측 입구 온도가 50°C 에서 65°C 로 증가함에 따라 가열능력은 평균 약 12% 증가하였으며, 압축기 소비동력은 평균 약 7% 증가하였다.

Fig. 6은 증발기의 공기측 입구속도에 따라 실험과 해석에서의 응축기 출구 열풍온도 및 히트펌프 성능계수를 비교하여 보여주고 있다. 증발기의 공기측 입구속도가 증가함에 따라 실험과 해석결과 모두 열풍온도는 감소하지만 히트펌프 성능계수는 증가하는 것으로 나타났다. 증발기의 공기측 입구속도가 0.5 m/s 에서 1.5 m/s 로 증가함에 따라 응축기 출구 열풍온도는 해석과 실험결과에서 각각 26%, 23% 감소하는 것으로 나타났으며,

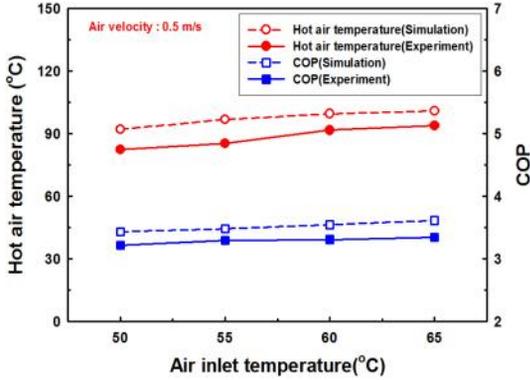


Fig. 4 Variation of hot air temperature and COP with air inlet temperature.

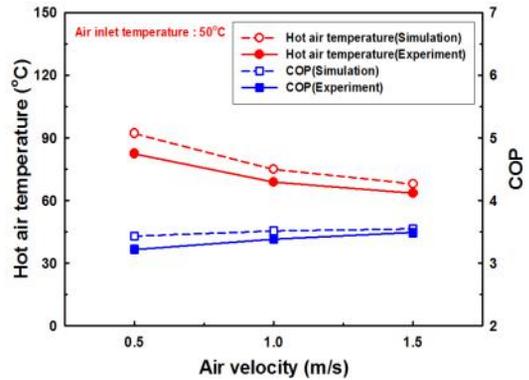


Fig. 6 Variation of hot air temperature and COP with air velocity.

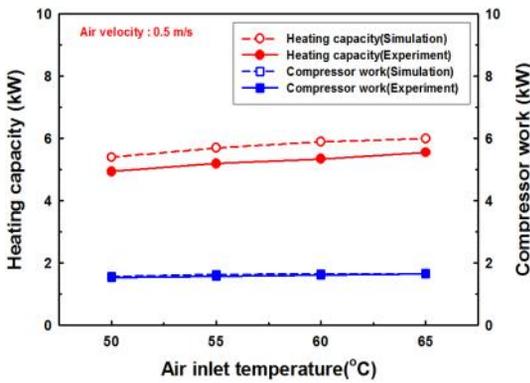


Fig. 5 Variation of heating capacity and compressor work with air inlet temperature.

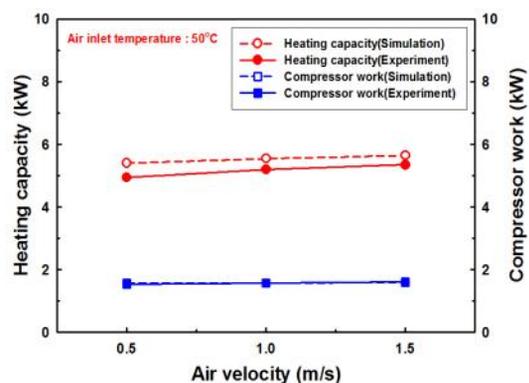


Fig. 7 Variation of heating capacity and compressor work with air velocity.

성능계수는 각각 약 3%, 8% 증가하였다. 또한 증발기의 공기측 입구속도가 0.5 m/s에서 1.5 m/s로 증가함에 따라 해석과 실험결과 응축기 출구 열풍온도와 성능계수 차이는 각각 11%, 7%에서 7%, 2%로 해석과 실험결과의 차이가 감소하는 것으로 나타났다.

Fig. 7은 증발기 공기측 입구속도에 따른 실험과 해석결과에서 가열능력과 압축기 소비동력을 비교하여 보여주고 있다. 실험과 해석결과 공기속도가 0.5 m/s에서 1.5 m/s로 증가함에 따라 가열능력은 각각 8.2%, 4.6% 증가하였으며 압축기 소비동력은 각각 약 5.2%, 1.2% 증가하였다. 따라서 증발열원의 조건에 따라 압축기 소비동력에 비해 가열능력이 더 민감한 것을 확인할 수 있었다.

Fig. 4~7에서 해석결과와 실험결과의 차이는 해석에 사용된 냉매측 열전달 상관식과 공기측 상관식의 정확도와 실험장치의 단열손실, 계측오차에 의한 것으로 판단된다.

4. 결론

본 연구에서는 산업공정에서 발생하는 배열을 열원으로 하는 히트펌프 건조기 시스템을 제안하였으며, R245fa 냉매를 적용한 고온 열풍 히트펌프 건조기에 대한 해석과 검증을 진행한 결과는 다음과 같다.

(1) 압축기 성능데이터를 통해 압축기를 모델링하였으며, 응축과 증발압력에 따라 압축기의 성능

을 예측할 수 있는 소비동력과 질량유량에 대한 상관식을 제안하였다.

(2) 증발기의 공기측 입구온도가 50℃에서 65℃로 증가함에 따라 응축기 출구 열풍온도는 해석 결과가 실험결과에 비해 약 8~11% 높게 나온 것으로 나타났으며, 성능계수는 약 5~8% 높게 나온 것으로 확인되었다.

(3) 증발기의 공기측 입구속도가 0.5 m/s에서 1.5 m/s로 증가함에 따라 응축기 출구 열풍온도는 해석과 실험결과에서 각각 26%, 23% 감소하는 것으로 나타났다.

(4) R245fa 냉매를 적용한 고온 열풍 히트펌프 건조기의 해석프로그램을 실험을 통해 검증함으로써 고온 열풍 히트펌프 건조기를 설계함에 있어서 기초적인 설계 자료로 활용될 것으로 기대한다.

후 기

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

References

1. S. Prasertsan, P. Saen-Saby, G. Prateepchaikul and P. Ngamsritrakul, 1996, "Effects of Product Drying Rate and Ambient Condition on the Operating Modes of Heat Pump Dryer", Proc. of 10th International Drying Symposium, Vol. A, pp. 529-534.
2. K. J. Bae, D. A. Cha and O. K. Kwon, 2014, "Performance Characteristic of Large Diameter Oval Finned-Tube Heat Exchanger for Dryer", Journal of the Korea Society for Power System Engineering, Vol. 18, No. 5, pp. 22-27.

3. M. Chamoun, R. Rulliere, P. Haberschill and J. L. Peureux, 2014, "Experimental and Numerical Investigations of a New High Temperature Heat Pump for Industrial Heat Recovery using Water as Refrigerant", International Journal of Refrigeration, Vol. 44, pp. 177-188.
4. X. Q. Cao, W. W. Yang, F. Zhou and Y. L. He, 2014, "Performance Analysis of Different High-temperature Heat Pump Systems for Low-grade Waste Heat Recovery", Applied Thermal Engineering, Vol. 71, pp. 291-300.
5. X. Wu, Z. Xing, Z. He, X. Wang and W. Chen, 2016, "Performance evaluation of a capacity-regulated high temperature heat pump for waste heat recovery in dyeing industry", Applied Thermal Engineering, Vol. 93, pp. 1193-1201.
6. V. Gnielinski, 1976, "New Equation for Heat and Mass Transfer in Turbulent Pipe and Channel Flow", International Chemical Engineering, Vol. 16, No. 2, pp. 359-368.
7. F. W. Dittus and L. M. K. Boelter, 1930, "Heat Transfer in Automobile Radiations of the Tubular Type", University of California Publications in Engineering, Vol. 2, pp. 443-461.
8. A. Cavallini, L. Doretti, N. Klammsteiner, G. A. Longo and L. Rossetto, 1995, "Condensation of New Refrigerants inside Smooth and Enhanced Tubes", 19th International Congress of Refrigeration, pp. 105-114.
9. M. M. Shah, 1976, "A New Correlation for Heat Transfer during Boiling Flow through Pipes", ASHRAE Trans., Vol. 82, pp. 66-86.
10. C. C. Wang, W. S. Lee and W. J. Sheu, 2001, "A Comparative Study of Compact Enhanced Fin-and-tube Heat Exchanger", International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 44, pp. 3565-3573.