

순환 공기 유량의 변화를 고려한 열펌프 건조기의 성능 해석

이 공 훈[†], 김 육 중, 이 상 열^{*}
한국기계연구원 에너지플랜트연구본부, ^{*}(주)리우스

Analysis on the Drying Performance with the Flow Rate of Circulation Air in a Heat Pump Dryer

Kong Hoon Lee[†], Ook Joong Kim, Sang-Ryoul Lee^{*}

Energy Plant Research Division, Korea Institute of Machinery and Materials, Daejeon 305-343, Korea
^{*}LEEWOOS Co., Ltd, 307 BIZ Center, SK Technopark, Seongnam-Si, Gyeonggi-Do 462-721, Korea

(Received September 9, 2008; revision received November 11, 2008)

ABSTRACT: The simulation of a heat pump dryer has been carried out to figure out the effect of air flow rate on the drying performance represented by MER, SMER, and so on. The simulation includes the analyses of one-stage heat pump cycle and simple drying process using the drying efficiency. The heat pump cycle with Refrigerant 134a has been considered. In the dryer, some of drying air from the drying chamber flows through the heat pump system, the rest of air bypasses the heat pump system. The two air flows joins before the drying chamber inlet. The performance parameters considered in the present study are MER, SMER, the temperature and humidity of drying air. Those parameters are compared for different total air flow rate or bypass air flow rate.

Key words: Heat pump dryer(열펌프 건조기), MER(moisture extraction rate, 제습률), SMER (specific moisture extraction rate, 비제습률), Air flow rate(공기 유량)

기호 설명

h	: 엔탈피 [kJ/kg]
m	: 건조공기 질량유량 [kg/h]
m_{DH}	: 증발기 수분제거율 [kg/h]
MER	: 수분 증발률 [kg/h]
Q_{cond}	: 응축기 방열량 [kW]
Q_{air}	: 건조공기 체적유량 [m^3/min]
$Q_{air,hp}$: 열펌프 통과 공기 체적유량 [m^3/min]
RH	: 건조공기 상대습도 [%]
SMER	: 비제습률 [kg/kWh]
T	: 온도 [°C]

그리스 문자

η_d	: 건조효율 [%]
ω	: 절대습도 [kgHzO/kg]

하침자

comp	: 압축기
cond	: 응축기
d	: 건조실
DB	: 건구
fan	: 송풍기
in	: 입구
out	: 출구
sat	: 포화상태

[†] Corresponding author

Tel.: +82-42-868-7291; fax: +82-42-868-7335
E-mail address: konghoon@kimm.re.kr

total : 건조 공기 전체

WB : 습구

1. 서 론

건조는 대부분의 산업 분야에서 요구되는 필수적인 공정으로 건조 공정에서는 일반적으로 열에너지를 이용하여 피건조물을 가열하기 때문에 많은 에너지를 소비한다.⁽¹⁾ 따라서 에너지 소비를 줄이고 에너지 효율을 높이기 위한 하나의 수단으로 열펌프 건조기가 사용되어 왔다.⁽²⁾

열펌프 건조기는 기존의 열풍식 건조기에 비하여 에너지 이용 효율이 배 이상으로 약 80%까지 효율을 높일 수 있어서 상당한 에너지 절약효과를 가지고 있는 것으로 알려져 있다.⁽³⁻⁴⁾ 이와 같이 열펌프 건조기의 에너지 이용 효율이 높은 것은 열펌프 사이클의 특성상 사용한 열을 회수할 수 있기 때문이다. 일반적으로 열펌프 건조기에서는 건조기 출구에서 나오는 일정 온도 이상의 다습한 공기는 외부로 배출되지 않고, Fig. 1과 같이 증발기와 응축기로 순환되면서 습기를 제거하고 공기 중의 열에너지를 회수하여 다시 사용한다. 건조 특성 및 에너지 사용의 정도는 MER (moisture extraction rate, 제습률)과 SMER (specific moisture extraction rate, 비제습률)에 의하여 산정된다. SMER은 건조비용과 관련이 되는 인자로서 일반적인 열풍식 건조기에서는 0.5 ~ 1 kg/kWh 인데 비하여 전형적인 열펌프 건조기의 SMER은 3 kg/kWh 정도이고 특수한 경우에는 8~10 kg/kWh의 SMER을 가지는 열펌프 건조기도 보고된 바 있다.⁽⁵⁾

열펌프 건조기는 기존 열풍건조기의 열효율을 높일 수 있다는 점에서는 이론의 여지가 없으나 초기 투자비용의 증가를 피할 수 없다. 초기 투자비용 감소를 위하여 건조공기를 모두 열펌프에 통과시켜 제습 및 가열을 하는 대신 건조공기의 일부는 열펌프를 거쳐 제습, 가열을 하고 나머지의 공기는 그대로 순환시키면 비교적 작은 용량의 열펌프를 큰 규모의 열풍건조기에 적용할 수 있다. 그러나 건조 공기의 유량은 열풍을 이용하는 건조 장치에서 중요한 인자의 하나로 건조실 내의 공기 유동 속도 및 건조 성능과 관련된다. 같은 온도의 공기인 경우에는 공기 속도가 빠르면 피건조물의 수분 증발을 촉진할 것이나 피건

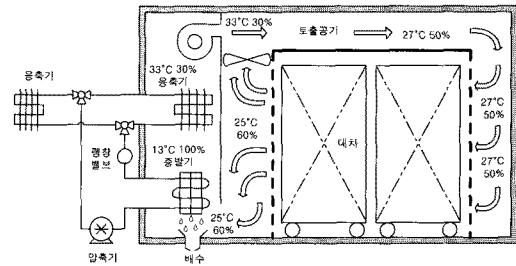


Fig. 1 Schematic of a batch-type heat pump dryer.

조물의 품질에도 영향을 미치게 되고, 너무 느리면 건조 속도가 느려지게 되므로 적절한 공기 유량의 설정이 필요하다.

본 연구에서는 열펌프 건조기 기본설계를 위하여 열펌프 사이클 해석, 건조 과정 해석을 수행하였다. 예로서 냉매 R134a를 사용한 열펌프 사이클을 구성하고, 성능 분석을 위하여 건조공기 및 열펌프를 통과하는 공기의 유량 변화에 대하여 건조공정의 MER, SMER, 건조실 입출구의 공기 온도, 습도 등을 비교 분석하였다. 또한 건조공기의 순환을 위하여 사용되는 송풍기 동력이 건조 성능에 미치는 영향을 분석하였다.

2. 해석 방법

열펌프 건조기에 사용되는 열펌프 사이클은 단단 사이클을 가정하였으며, 건조 공정은 기본 설계를 위하여 상세한 해석 대신 건조 효율을 도입하여 전체 시스템의 성능을 파악하는데 중점을 두었다. 건조 공정상 상자식 건조기의 경우에는 비정상 상태의 건조공정이 이루어지지만 편의상 정상상태의 건조 공정을 가정하였다.

2.1 열펌프 사이클

열펌프 건조기에 사용되는 열펌프 사이클은 실제 적용하는 측면에서는 일반적인 냉난방용 열펌프와 크게 다른 점이 있으나 해석을 하는데 있어서는 동일한 과정으로 이루어진다. 열펌프 사이클 기본적인 해석 방법은 많이 알려져 있고, 이전 연구에서도 다른 바 있으므로 상세한 내용은 생략한다.⁽⁶⁾ 해석은 이론적인 열펌프 사이클에서 시작하여 고압부 및 저압부에서의 압력손실, 용

축기의 과냉도 및 증발기의 과열도를 고려하였고, 압축과정에는 단열효율을 파라미터로 사용하였다. 냉매는 R134a를 사용하였고, 해석에 필요한 열역학적 물성치들은 NIST Refprop 7.1을 이용하여 구하였다.⁽⁶⁾

2.2 건조과정 해석

건조과정과 관련된 물리적 현상은 열전달과 물질전달, 건조기의 형태, 공기 유동, 피건조물의 종류 및 형상 변화 등에 따라서 전달 특성이 달라진다. 본 연구에서는 해석의 편의상 항률 건조(constant rate drying) 만을 고려하여 정상상태로 가정하였다. 항률건조 과정에서 건조공기는 습공기 선도에서 일정 습구온도선을 따르는 것으로 알려져 있다. 건조효율은 건조실 입, 출구에서의 건구온도 또는 절대습도를 이용하여 다음과 같이 정의된다.⁽⁷⁾

$$\eta_d = \frac{T_{d, in} - T_{d, out}}{T_{d, in} - T_{d, sat}} = \frac{\omega_{d, out} - \omega_{d, in}}{\omega_{d, sat} - \omega_{d, in}} \quad (1)$$

식(1)의 건조효율은 건조 과정의 건조 성능을 나타내는 지표로서 이 효율을 도입하면 건조과정을 간단하게 모델링할 수 있다. 건조 효율만을 사용하므로 건조기 형태에 대한 제약이 없고, 건조효율을 파라미터로 사용하면 감률건조 기간의 건조과정을 해석하는데도 이용할 수 있다.

2.3 건조공기의 상태변화

건조공기는 건조실에서 건조에 이용된 후 증발기에서 제습 및 에너지 회수가 이루어지고 응축기에서 가열되어 다시 건조 공정에 이용된다. 필요에 따라 열펌프 사이클의 안정화를 위하여 외기가 도입되기도 하지만 본 연구에서는 건조공기가 밀폐된 유로를 순환하는 것으로 가정하였다. 건조공기의 물성치들은 ASHRAE handbook의 습공기 관련식들을 이용하여 구하였다.⁽⁸⁾

응축기를 지나는 공기에 대해서는 혼열에 의한 열전달만 관련되므로 절대습도의 변화 없이 공기가 가열된다. 이 과정에서는 응축기에 들어가는 공기의 건, 습구 온도와 응축기의 열량이 주어지면 응축기 출구의 공기 상태를 비교적 쉽게 예측

할 수 있다.

건조실에서는 앞 절에서 설명한 바와 같이 습구온도가 일정한 상태로 유지되므로 건조 효율을 이용하여, 응축기 출구 조건을 건조실 입구조건으로 사용하면 출구 공기를 예측할 수 있다.

증발기에서는 건조실 출구 조건을 입구조건으로 사용하고, 열펌프 사이클 해석에서 구한 증발기 열량과 증발기 출구에서 공기가 포화된다는 점을 이용하여 공기 상태를 예측할 수 있다.

건조실 입구에서의 공기 상태는 건공기와 수증기에 대한 질량 보존식과 에너지보존식을 이용하여 구할 수 있다. 질량보존식으로부터 건조실 입구에서의 절대습도는 다음과 같이 구한다.

$$\dot{m}_{d, in} = \frac{(\dot{m}\omega)_{cond, out} + \dot{m}_{bypass}\omega_{d, out}}{m_{total}} \quad (2)$$

에너지보존식으로부터 건조실 입구의 엔탈피를 다음과 같이 구할 수 있다.

$$h_{d, in} = \frac{(\dot{m}h)_{cond, out} + \dot{m}_{bypass}h_{d, out}}{m_{total}} \quad (3)$$

건조실 입구에서의 건구온도는 엔탈피 관계식⁽⁸⁾으로부터 구할 수 있다.

$$h_{d, in} = 1.006 T_{d, in} + \omega_{d, in} (2501 + 1.805 T_{d, in}) \quad (4)$$

습구온도를 비롯한 다른 값들은 절대습도와 건구온도를 가지고 습공기 관계식들로부터 구할 수 있다.⁽⁸⁾

2.4 성능 변수 및 해석 조건

열펌프 건조기의 건조 성능을 예측하기 위하여 사용된 변수들 중에 MER, SMER은으로 다음과 같이 정의된다.

$$MER = \dot{m}_{total} (\omega_{d, out} - \omega_{d, in}) \quad (5)$$

$$SMER = \frac{\dot{m}_{total} (\omega_{d, out} - \omega_{d, in})}{h_{comp, out} - h_{comp, in} + \Delta h_{fan}} \quad (6)$$

식(6)에서 Δh_{fan} 은 충풍기 동력에 의한 건조공

Table 1 Parameters used in the analysis

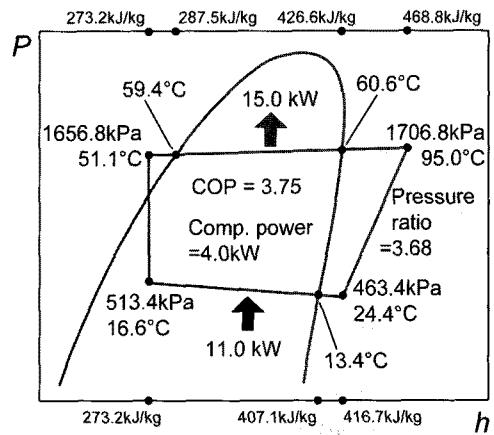
Parameter	Unit	Value
Q_{cond}	kW	15
\dot{Q}_{air}	m^3/min	30~150(100)
$\dot{Q}_{\text{air, hp}}$	m^3/min	20~40(30)
η_d	%	90

기 엔탈피 변화를 나타낸다. 송풍기 동력은 공기 유량이 $30\sim150 \text{ m}^3/\text{min}$ 으로 변할 때, 이 유량 범위에서 사용 가능한 응축기용 송풍기 및 바이패스 공기용 송풍기 사양을 고려하여 0.4~2.0 kW로 설정하였다(Fig. 3(a) 참조).

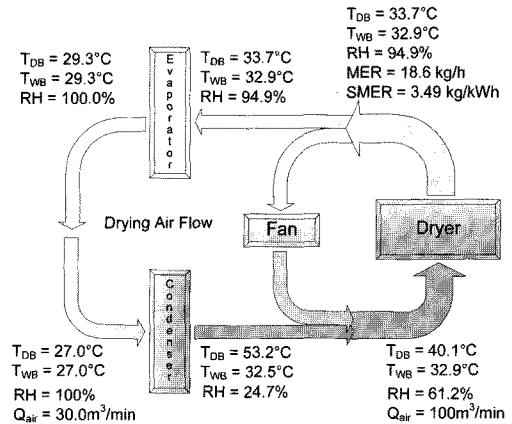
해석에 사용된 파라미터들은 해석 조건으로 사용된 변수들로 응축기 열량 Q_{cond} , 건조공기 체적 유량 \dot{Q}_{air} , 열펌프 통과 공기유량 $\dot{Q}_{\text{air, hp}}$, 건조 효율 η_d 이며 Table 1에 정리하였다. 식(1)과 같이 정의된 건조 효율을 90%로 일정하게 가정한 것은 건조 초기의 항률건조기간의 건조효율의 대표값으로 사용한 것이다. 일반적으로 초기 함수를 이 높은 피건조물의 건조에서는 항률건조기간에 식(1)로 정의된 건조효율은 80% 이상으로 나타나고, 감률 건조 후기로 갈수록 건조 효율이 감소한다. 본 연구에서 사용한 90%의 건조효율은 고효율 건조기를 설계하기 위한 대표값으로 사용한 것으로 항률건조기간의 상태를 중심으로 건조기 해석을 위하여 가정한 것이다.

3. 해석결과

열펌프 건조기의 기본설계는 열펌프 사이클 해석을 수행하고, 그 결과로부터 얻어진 응축기의 열량을 이용하여 가열된 공기가 건조실과 증발기를 지나서 흐를 때 공기의 상태를 파악하여 적절한 설계조건을 구하고 필요한 열펌프 용량과 건조실 크기를 결정한다. Table 1에 표시한 기준 조건에 대한 열펌프 사이클과 건조공기의 상태를 Fig. 2에 나타내었다. 입력조건으로는 열펌프 사이클에 대하여 응축기 방열량 15 kW, 평균응축온도 60°C , 평균증발온도 15°C , 파열도 11°C , 파냉도 8.3°C , 저압측 및 고압측 압력강하 50 kPa , 압축기 단열효율 55%이고, 건조공기에 대해서는 응축기 입구 건습구 온도 20°C , 열펌프를 통과하는 공기 유량 $30 \text{ m}^3/\text{min}$, 건조공기의 총 유량 100



(a) Heat pump cycle

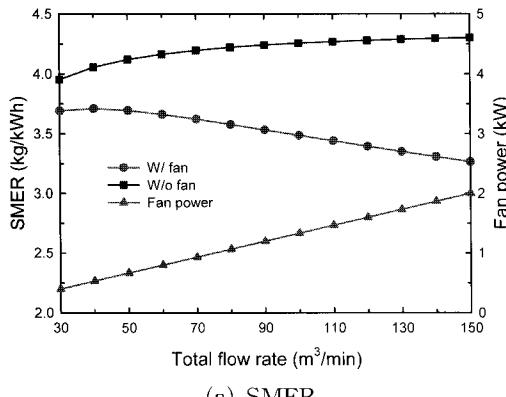


(b) Drying air flow

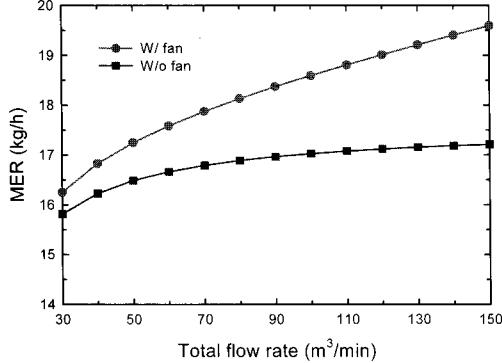
Fig. 2 Heat pump cycle and flow of drying air.

m^3/min , 건조효율 90%이다.

Fig. 2의 결과는 건조실에서 배출된 습공기가 모두 열펌프를 통과하며 제습 및 가열되는 상황을 모사한 것으로 건조 공기의 바이패스는 고려하지 않은 것으로 본 연구의 기본이 되는 조건 및 결과를 나타낸다. 해석 결과는 열펌프의 COP가 3.75, 증발기 흡열량이 11.0 kW임을 보여 준다. 건조공기는 응축기에서 가열되어 53.2°C 의 온도로 가열된 후에 순환 공기와 합류하여 40.1°C 의 온도로 건조실로 들어가며 건조 후에 33.7°C 로 증발기로 들어가서 제습 및 냉각이 된다. 건조공기의 상대습도는 응축기에서의 온도상승으로 24.7%로 낮아지고, 순환공기와 합류한 후에 건조실에 61.2%로 들어가서 건조실에서 수분 증



(a) SMER



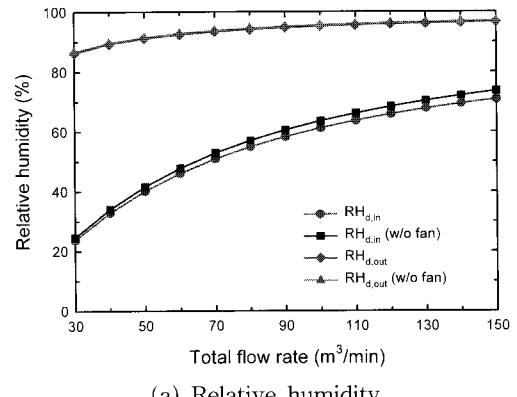
(b) MER

Fig. 3 SMER and MER with total air flow rate.

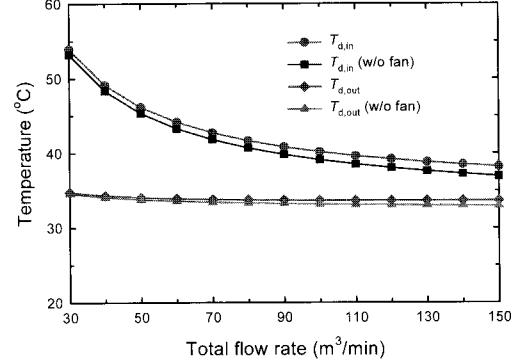
발로 94.9%로 증가하며 증발기에서 제습 작용으로 포화된다. 공기 유량은 건조 공기의 온도변화에 따라 밀도가 변화하여 일부 변화가 있으나 질량유량은 항상 일정하게 유지된다.

본 연구에서는 건조실에서 배출되는 습공기의 유량과 열펌프를 거치는 유량이 건조 성능에 미치는 영향을 파악하기 위하여 열펌프 사이클은 Fig. 2에 나타낸 사이클로 고정하여 건조공기의 상태를 해석하고 분석하였다.

SMER은 투입된 에너지에 대하여 건조에 직접적으로 사용된 에너지의 비율을 나타내는데 건조 과정의 에너지 효율을 의미하는 것으로 건조공기의 총 유량이 증가할 때, 해석 조건에 따라 증가하거나 감소하는 것을 Fig. 3(a)에서 확인할 수 있다. 그 조건은 송풍기에서 사용하는 동력을 고려하는가의 여부인데 송풍기 동력을 고려하지 않을 때에는 SMER이 유량의 증가에 따라 다소 증



(a) Relative humidity



(b) Dry bulb temperature

Fig. 4 Relative humidity and temperature of drying air with total air flow rate.

가하는 것을 알 수 있고, 송풍기 동력을 고려한 SMER의 크기는 3.25~3.75의 범위에 있으며 이는 일반적인 열펌프 건조기의 SMER를 고려할 때 타당한 결과라 할 수 있다. Fig. 3(a)와 나타낸 바와 같이 유량의 증가에 따라 건조실 내의 유동 속도를 적절한 크기로 맞추도록 송풍기 동력을 변화시키면 그 송풍기 동력의 영향으로 SMER이 유량이 작을 때 약간 증가하지만 이후 계속 감소하는 것을 알 수 있다. 이는 또한 송풍기 소요 동력이 압축기 동력과 비교할 때 작은 값이 아니기 때문이며 고효율 송풍기 사용 또는 유로설계의 최적화 등으로 송풍기 소요 동력을 감소시킬 필요가 있음을 의미한다.

MER은 건조기에서 순환되는 건조공기의 유량의 증가에 따라 Fig. 3(b)와 같이 증가하는데 유량이 커질수록 증가속도가 둔화되는 것을 볼 수 있다. 본 연구에서 열펌프를 거치는 유량은 30

m^3/min 으로 고정되어 있어서 최소 유량인 $30 \text{ m}^3/\text{min}$ 에서는 건조기에서 배출된 모든 공기가 열펌프를 통과한다. 그러나 유량이 증가함에 따라 제습 및 가열이 되지 않고 열펌프를 바이패스하여 건조실로 유입되는 공기량이 증가하기 때문에 상대습도가 크게 증가한다. 건조실 입출구의 절대습도도 Fig. 4(a)의 상대습도와 비슷한 변화를 보이며, 결국 단위 유량당 수분 증발량의 감소로 이어진다. 그러나 공기 유량의 크기 때문에 수분 증발량이 전체적으로는 증가하나 증가 속도가 둔화되는 것으로 판단된다.

단순하지만 송풍기 동력을 해석에 추가하여 건조 공기의 엔탈피 증가를 고려하면 해석하면 Fig. 4에 나타낸 바와 같이 건조실 입구 온도의 증가와 습도의 감소로 나타나며, 결국 건조실 입구 공기의 절대 습도 감소로 나타난다. 절대습도의 감소는 건조 과정의 수분 증발을 보다 촉진하는 요인으로 작용하여 Fig. 3(b)에서 볼 수 있듯이 MER의 증가로 나타난다. 다만 MER의 증가에도 불구하고 송풍기 동력의 증가는 SMER의 감소를 초래한다. SMER의 감소는 건조과정에 대한 에너지효율의 감소를 의미하기 때문에 건조기 설계에서 이를 고려할 필요가 있음을 확인할 수 있다.

공기의 총 유량이 작을 때에는 대부분의 습공기가 열펌프에서 제습되고, 가열되기 때문에 상대습도가 20~40%로 낮게 유지되고, 따라서 건조 후의 상대습도도 유량이 작을 때는 90% 이하로도 유지되는 것을 알 수 있다. 그러나 공기의 총 유량이 증가하면서 건조실에 유입되는 공기 중에 제습되지 않은 바이패스 공기의 양이 증가하면서 상대습도도 증가한다. 유량이 $150 \text{ m}^3/\text{min}$ 에 이르

러서는 건조실 입구 공기의 상대습도는 70%까지 상승한다.

열펌프의 용량 및 열펌프를 거치는 공기의 유량이 고정된 상태에서 건조실 규모(건조 공기 유량)만 증가시키는 것은 건조에 이용할 수 있는 건조 공기의 온도를 감소시키는 결과를 가져온다. Fig. 4(b)에서 보듯이 공기의 총 유량이 $100 \text{ m}^3/\text{min}$ 이하일 경우에는 건조실 입구 공기의 온도가 40°C 이상이나 그 이상으로 유량이 증가하면 건조실 입구 공기의 온도가 더 감소한다. 응축기에서 가열된 공기의 온도는 53.2°C 로 유량이 $30 \text{ m}^3/\text{min}$ 일 때(바이패스 유량이 없을 때)의 건조실 입구 공기의 온도와 같고, 송풍기가 사용되면 1.0°C 정도의 온도상승이 일어난다. 응축기를 거친 공기는 고습도, 저온의 바이패스된 공기와 만나면서 습도의 상승과 함께 온도가 낮아진다. 따라서 바이패스 유량의 증가는 당연하다고 할 수 있지만 건조실 입구 공기의 온도 감소와 습도 상승을 가져온다.

송풍기 동력에 의한 공기의 엔탈피 증가는 대부분 바이패스 공기에 대한 엔탈피 증가로 처리하였고, 바이패스 유량의 증가에 따라 송풍기 동력이 증가하는 모델을 사용하였기 때문에 이와 같이 건조실 입구의 공기 상태에 큰 변화가 나타나지는 않는다. 그러나 이 정도의 변화로도 Fig. 3(b)에서와 같이 MER이 유량에 따라 3~12% 증가하는 것을 볼 수 있다.

Fig. 5~7은 건조공기의 총 유량을 $100 \text{ m}^3/\text{min}$ 으로 고정하고 열펌프를 통과하는 유량을 변화시켰을 때의 해석 결과들을 나타낸다. 총 유량이 일정하므로 열펌프 통과 유량이 증가하면 바이패스

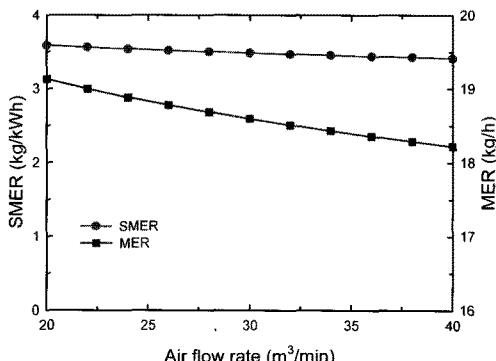


Fig. 5 SMER and MER with the flow rate of air passing the heat pump.

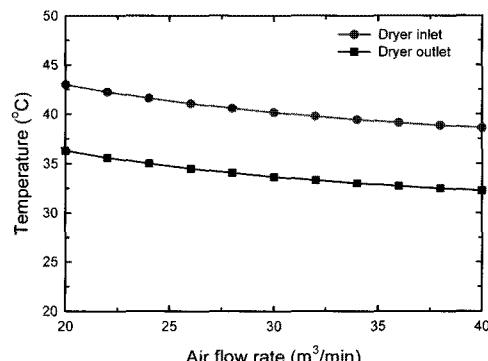


Fig. 6 Air temperature with the flow rate of air passing the heat pump.

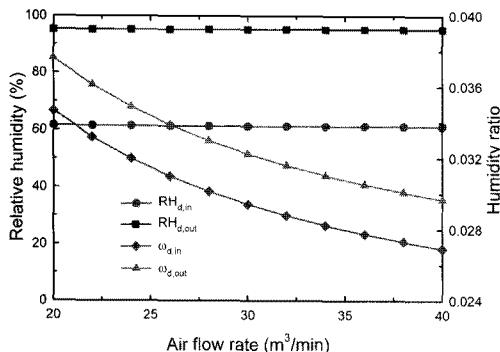


Fig. 7 Relative humidity and humidity ratio with the flow rate of air passing the heat pump.

유량은 감소한다. 유량변화에 관계없이 송풍기 동력은 1.33 kW로 일정한 것으로 가정하였다. 이 경우에는 유량의 증가에 따라 MER이 감소하는 것으로 나타났고, 건조기 소요 동력이 일정하므로 SMER도 따라서 감소한다. 이와 같이 열펌프 통과 유량의 증가에 따라 MER이 감소하는 것은 유량의 변화에 관계없이 열펌프의 용량이 일정한데 원인이다. 열펌프 통과 유량이 증가 하여도 열펌프의 증발기에 제습에 의한 회수 열량이 일정하고, 응축기에서 가열에 사용되는 열량도 일정하기 때문에 열펌프 통과 유량 증가에 따라 공기의 온도는 Fig. 6과 같이 감소한다.

이 경우에 건조실 입구와 출구 공기의 상대 습도가 Fig. 7에서 보인 바와 같이 거의 일정하게 나타난다. 실제 계산된 상대습도를 보면 일정한 것은 아니고 유량의 증가에 따라 1% 이내로 감소한다. 절대 습도는 상대습도의 변화가 없더라도 공기의 온도가 감소하므로 Fig. 7에서 보이듯이 확실하게 감소하는 경향을 보여 준다. 건조실 입, 출구 사이의 절대습도의 차이도 크지는 않으나 감소하는 경향을 보이며, 이는 MER과 SMER의 감소로 나타난다. 이는 열펌프를 통과하는 공기의 유량을 적절하게 선정할 필요가 있음을 나타내는데, 이는 응축기, 증발기의 설계와 밀접하게 관련된다.

현실적으로 열펌프의 용량은 사용하는 상용 압축기 용량에 따라 결정되기 때문에 본 연구에서는 열펌프 사이클을 고정시킨 상태에서 건조 공기의 유량 변화에 따른 건조 과정을 파악하여 열펌프 시스템에 적합한 건조 공기 조건을 구하는

것으로 한정을 하였다. 열펌프의 열교환기를 통과하는 공기의 유량에 따라 열펌프 사이클의 변화가 예상되지만 이를 해석에 반영하기 위해서는 응축기와 증발기의 설계 및 해석이 수반되어야 하고, 열교환기의 설계는 건조 공기의 유로 단면적 등 형상 치수가 필요하기 때문에 열펌프 건조기의 용량에 대한 기초 해석을 하는 본 연구의 범위에서는 제외한 것이다.

열펌프 건조기의 설계를 위해서는 건조과정에 대한 해석을 통하여 건조에 필요한 건조 공기의 온도와 증기에서의 제습 능력, 응축기에서의 가열 용량 및 온도를 파악하고, 적절한 유량을 선정할 필요가 있다. 건조 공기의 유량에 따라 건조실 내의 공기 속도가 변화하므로 설계조건으로 건조실 내의 공기 속도 및 송풍기 용량을 제한조건으로 사용하면 대략적으로 건조실의 크기를 결정할 수 있다. 반대로 제한된 건조실 크기에 대하여 적절한 공기 유량을 선정하는데, 본 연구의 해석 방법 또는 결과를 이용할 수도 있을 것이다.

4. 결 론

열펌프 건조기 기본 설계를 위해서 R134a를 냉매로 사용하는 열펌프 시스템 및 건조 과정에 대한 해석을 수행하였다. 건조 모델은 건조효율을 이용하는 단순한 모델을 사용하였다. 본 연구에서는 건조 공기의 총 유량 및 열펌프 통과 유량, 그리고 송풍기 동력의 변화에 따른 건조 성능의 변화를 해석적으로 관찰하였다.

건조공기의 총 유량의 증가에 따라 수분 증발율(MER)은 증가하였으나 비제습률(SMER)은 해석 조건에 따라 증가 또는 감소하는 경향을 보였다. 공기 순환을 위한 송풍기 소요 동력의 크기가 전체 소요 동력의 상당부분을 차지한다면 열펌프를 이용한 효율 상승이 송풍기에 의하여 감쇄될 수 있음을 확인하였다.

열펌프를 바이패스하는 유량의 증가는 건조실 입구 공기의 습도 증가, 온도 감소로 이어지고 이는 단위 공기 유량당 수분 증발량을 감소시킨다. 다만 전체적으로는 건조 공기 유량이 증가하기 때문에 수분 증발량이 증가한다.

전체 공기 유량이 일정할 때, 열펌프 통과 유량의 증가는 건조 성능을 감소시킨다. 따라서 건조에 필요한 건조 공기의 온도와 증기에서의

제습 능력, 응축기에서의 가열 용량 및 온도를 고려하여 적절한 유량을 선정할 필요가 있다.

건조기 전체적으로는 건조기 크기와 열펌프 용량을 감안하여 건조공기의 총 유량, 열펌프 통과 유량 또는 바이패스 유량을 결정하여 가장 효율적인 건조 공정이 이루어지게 해야 할 것이다.

후 기

본 연구는 에너지관리공단의 지원으로 수행 중인 에너지 절약기술 개발사업의 일부이며 관계자 여러분께 감사드립니다.

참고문헌

- Mujumdar, A. S., 1995, Handbook of Industrial Drying, Marcel Dekker. Inc., New York.
- Bannister, P., Carrington, G. and Chen, G., 2002, Heat Pump Dehumidifier Drying Technology-Status, Potential and Prospects, Proc. of 7th IEA Heat Pump Conference, Vol. 1, pp. 219-230.
- Wijesinghe, B., 1997, Low Temperature Dry-ing of Food Materials Using Energy-Efficient Heat Pump Dryers, CADDET Newsletter, No. 7, pp. 4-5.
- Bannister, P., Chen, G., Grey, A., Carrington, C. G. and Sun, Z. F., 1997, Economic Reduction of Greenhouse Gas Emission Through Enhanced Dehumidifier Timber Drying, Proc. of 19th Int. Congress of Refrigeration, pp. 241-249.
- Kudra, T. and Mujumdar, A. S., 2002, Advanced Drying Technologies, Marcel Dekker. Inc., New York.
- Lee, K. H. and Kim, O. J., 2007, Drying Performance Simulation for the Basic Design of a Heat Pump Dryer, Transaction of KSME B, Vol. 31, No. 10, pp. 860-867.
- Prasertsan, S., Saen-Saby, P., Ngamsritrakul, P. and Prateepchaikul, G., 1996, Heat Pump Dryer Part 1 : Simulation of the Models, Int. J. Energy Research, Vol. 20, pp. 1067-1069.
- Parsons, R. A., ed., 1997, ASHRAE Handbook : 1997 Fundamentals, SI ed., ASHRAE, Atlanta.