

[논문] 태양에너지

Solar Energy

Vol.18. No.2, 1998

열펌프 건조기의 성능에 관한 수치해석

김일겸*, 박상록*, 고재윤*, 김영중**, 김준근**, 임장순***

* 인하대학교 대학원 ** 두원공대 열냉동과 *** 인하대학교 기계공학과

A numerical study on the performance of a heat pump assisted dryer

I. G. Kim*, S. R. Park*, J. Y. Koh*,
Y. J. Kim**, J. G. Kim**, C.S.Yim***

Korea institute of Energy Research

요약

본 연구에서는 냉매 HFC134a를 사용한 배치형 열펌프건조기(Batch type heat pump dryer)에 대하여 수치적 해석을 수행하였다. 즉 냉매의 과열도와 과냉도를 일정하게 유지하고 공기의 질량유량, 공기의 바이패스비(bypass ratio), 압축기의 회전속도, 건조기의 입구건구온도에 따른 건조기의 성능을 분석하였다. SMER에 대하여 수치해와 실험치를 비교한 결과 최대 10%이내에서 잘 일치 하였다. 또한 공기의 질량유량에 대하여 적정공기의 바이패스비가 존재하며, 건조기 입구온도가 35°C이고, 압축기 회전속도가 1360rpm일 때, 공기질량유량이 0.5kg/s에서는 공기의 바이패스비가 30%, 0.7kg/s에서는 공기의 바이패스비가 40%, 0.9kg/s와 1.1kg/s에서는 공기의 바이패스비가 50%에서 최대의 SMER이 나타다. 그리고 압축기 회전속도가 증가함에 따라 SMER은 감소지만 COP는 증가하고 건조기의 입구건구온도가 증가함에 따라 SMER과 COP는 감소하는 것으로 나타났다.

Abstract

This study carried out a numerical analysis on a heat pump assisted dryer using HFC134a. Under the constant degree of superheat and that of subcooling, we analyzed the performance of heat pump assisted dryer with varying an air mass velocity, bypass air ratio, compressor speed and an inlet bulb temperature of dryer. Simulation results were compared with experimental results, so they were maximally agreed in the range of 10%. There was the proper bypass air ratio with varying an air mass velocity. As for the effect of SMER having the inlet temperature 35°C and compressor speed 1360rpm, bypass air ratio was 30 % at the front velocity 0.5kg/s, 40% at the front velocity 0.7kg/s and 50% at the front velocity 0.9kg/s and 1.1kg/s. As the compressor speed was increased, SMER decreased and COP increased. As the inlet bulb temperature was increased, SMER and COP decreased.

Nomenclature

A	: 열전달면적	[m ²]	NTU	: 열교환 단위 수	
Bo	: Boiling 수		Nc	: 증발유속	[kg/m ² s]
Cp	: 비열	[kJ/kg]	Np	: 압축기회전수	[rpm]
Cpam	: 습공기의 비열	[kJ/kg]	Ns	: 압축기의 실린더 수	
D	: 직경	[m]	P	: 압력	[kPa]
Dh	: 수력직경	[m]	Pc	: 임계압력	[kPa]
Dw	: 확산계수	[m ² /s]	Pr	: Prandtl 수	
Fr	: Froude 수		Pw	: 압축기 동력	[kW]
g	: 중력가속도	[kg/s ²]	q	: 열유속	[kW/m ²]
G	: 질량유속	[kg/m ² s]	Q	: 열량	[kW]
h	: 비엔탈피또는 열전달계수	[kJ/kg]or[kW/m ² °C]	Re	: Reynolds 수	
ifg	: 냉매의 증발잠열	[kJ/kg]	SMER	: 비수분추출비	
kY	: 물질전달계수	[kg/m ² °C]	T	: 온도	[°C]
K	: 열전도계수	[kW/m°C]	UA	: 열관류계수	[kW/°C]
lp	: 압축기행정길이	[m]	W	: 절대습도	[kg/kg dry air]
m	: 질량유량	[kg/s]	x	: 건도	
M	: 분자량		Xtt	: Lockhart-Martinelli parameter	
			ε	: 열교환 유효도	

η_i	: 단열효율	
η_m	: 기계효율	
η_v	: 체적효율	
λ_s	: 수증기의 증발잠열	[kJ/kg]
ρ	: 밀도	[kg/m ³]
μ	: 점도	[kg/ms]

Subscripts

a	: 공기
C	: 응축기
E	: 증발기
l	: 액상
r	: 냉매
s	: 포화
TP	: 2상
v	: 기상

1. 서론

대체냉매를 사용한 배치형 열펌프의 건조기는 대류 및 전도에 의한 열전달이 중요한 기구로서 건조물 표면에 있는 수분은 공기와 접촉하면서 열을 수수하여 증발이 이루어지므로 물질이동에 따른 잠열량과 공기로부터 전달되는 현열량이 평형을 이룬다. 물질이동속도는 건조물과 접촉하고 있는 경계면에서의 절대습도와 건조용 공기의 절대습도 차이에 의해서 결정되므로 건조용 공기는 가급적 온도가 높고, 반면 절대습도는 낮을 것을 요구한다. 따라서 종래의 열풍건조에서는 배기중의 활용 가능한 다량의 현열이 포함되어 있음에도 잠열로 인하여 손실되는 문제가 있기 때문에 열펌프와 대류형 건조기를 연계시켜 배

열을 재활용할 수 있게 되었다. 종래의 열풍 건조 방법으로는 SMER(Specific Moisture Extraction Rate)이 0.2~0.6kg/kWh인데 비하여 열펌프 건조기에서는 1.0~4.0kg/kWh로서 효율적인 건조방식임이 입증된바 있다.(1)

열펌프 건조기의 연구방법으로는 실험적인 연구(2-6)와 수치해석적인 연구(7-11)가 있으며, 그 동안 열펌프 건조기의 연구에 사용된 냉매로는 CFC계 냉매로서 오존층 파괴로 인하여 사용규제를 받고 있기에 대체냉매 개발을 위한 연구가 진행되고 있다. 본 연구에서는 대체냉매인 HFC134a를 사용하여 배치형 건조기(batch dryer)를 대상으로 수치해석적인 연구를 통해서 선행연구의 실험치(18)와 비교·검토를 함으로서 수치해의 타당성을 검증한 후, 건조기의 성능에 영향을 미치는 공기의 바이패스비, 공기량, 건조온도, 압축기의 회전속도 등을 변화시켰을 때 건조기의 성능에 관하여 고찰하였다.

2. 이론해석

본 연구에서 사용한 열펌프 건조기의 개략도를 Fig. 1에 나타내었다. 공기유동에서 건조기를 나가는 일부의 습한 고온공기는 증발기를 통과하여 냉각과 감습이 이루어지고 나머지는 우회한다. 이들 두공기는 혼합하여 응축기를 통과하고 응축기에서 가열된 공기는 피 건조물을 건조하기 위하여 건조기로 유동한다. 한편, Fig. 2는 습공기 선도상에서의 공기 사이클을 나타낸 것이다. 열펌프의 작동유체, 즉 냉매의 흐름은 공기로부터 잠열과 현열을 얻어 증발기에서 증발이 이루어지며 응축기에서는 순환공기에 열을 방출할 수 있도록 압축

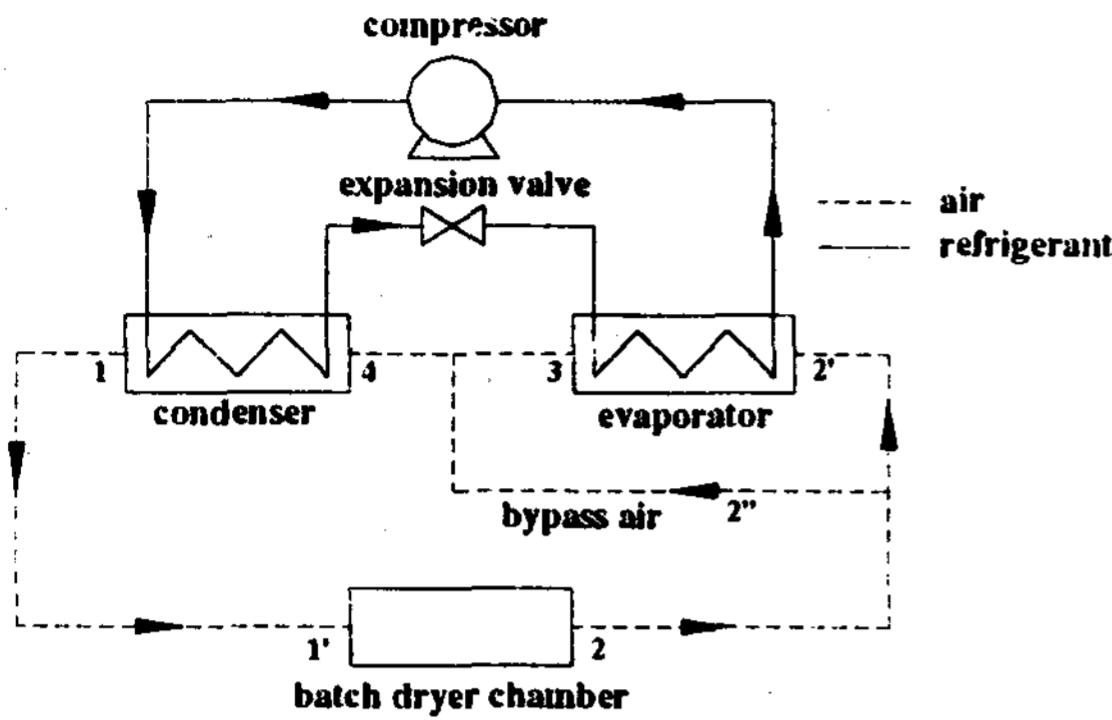


Fig. 1 Schematic diagram of a heat pump assisted dryer

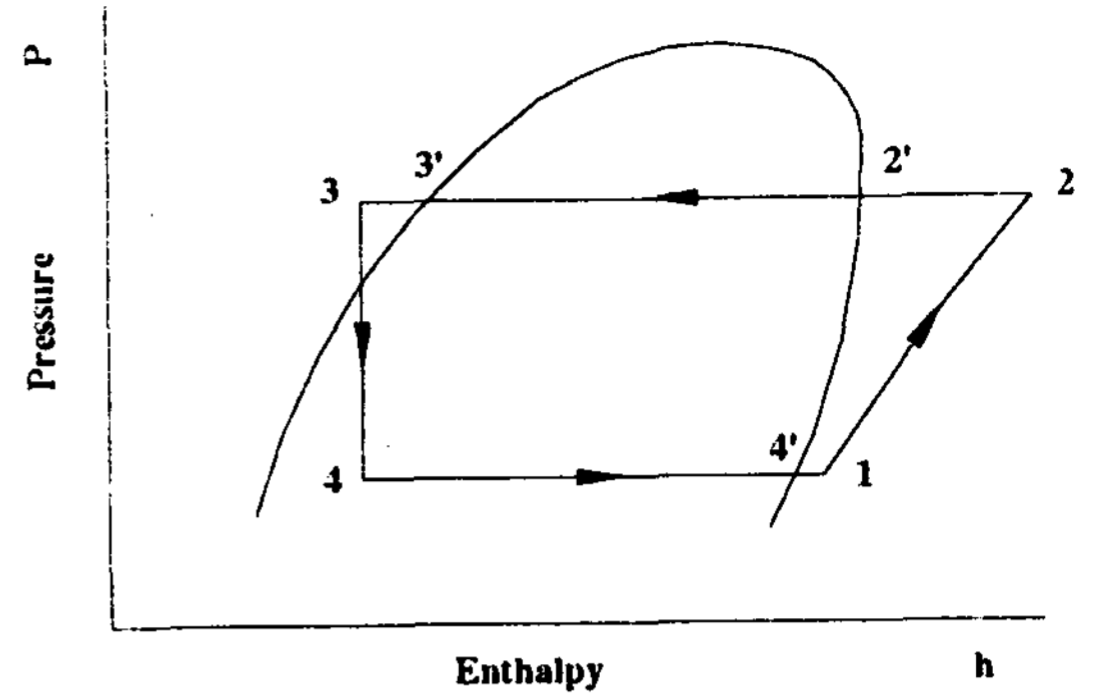


Fig.3 Refrigerant cycle (1 = evaporator outlet or compressor inlet, 2 = compressor outlet or condenser inlet, 3 = condenser outlet or expansion valve inlet, 4 = expansion valve outlet or evaporator inlet)

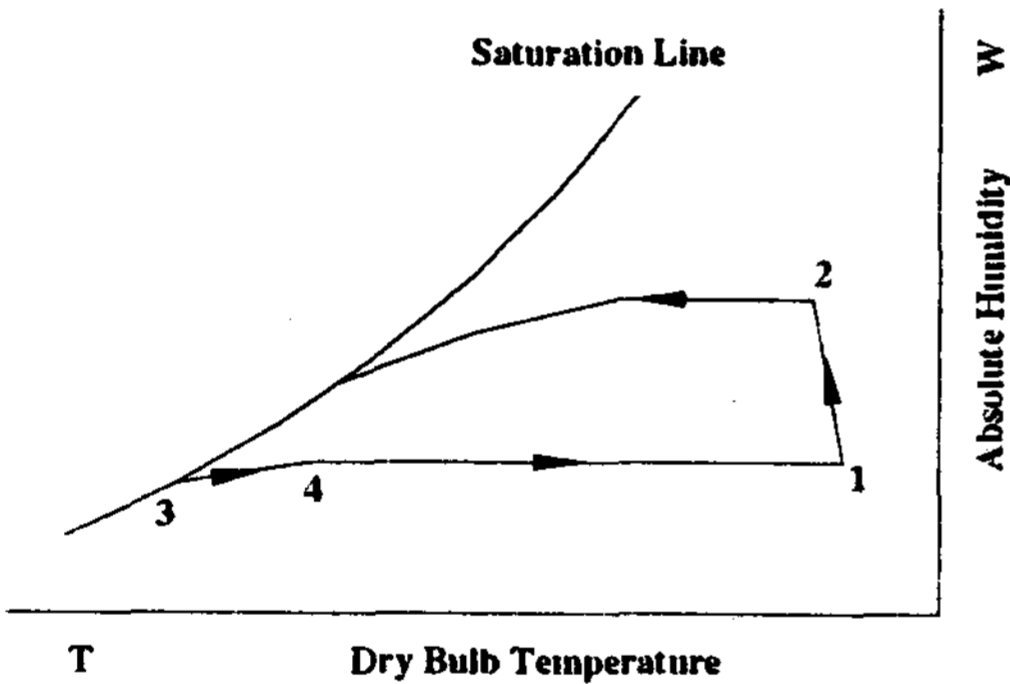


Fig. 2 Air cycle on a psychrometric chart (1=condenser outlet, 2=dryer outlet, 3=evaporator outlet, 4=condenser inlet)

기에서 압축시킨다. Fig. 3은 이 열펌프 사이클을 나타낸 것이다. 채용된 열펌프 건조기의 각 부분에서 질량보존법칙과 에너지보존법칙을 적용하여 수치해석을 행하였으며, 이때 건조기에 대한 수치해석을 하는데 몇가지 가정을 하였다. 즉, ① 냉매 및 공기의 압력손실을 무시한다. ② 건조기의 건조는 단열포화

상태하에서 이루어진다. ③ 공기의 순환을 위하여 공급되는 송풍기 일은 무시하며, 또한 열손실도 없다.

2-1. 증발기에서의 열전달 및 물질전달

열펌프 건조기에서 증발기의 역할은 순환 공기를 냉각·감습시킨다. 즉, 증발기 표면에 접하는 순환공기가 노점온도 이하로 냉각되면 공기중에 기체상태로 존재하는 수증기가 응축되어 제거된다. 이때 증발기에 유입된 냉매는 건도가 낮은 습증기 상태이거나 포화상태이며, 정온·정압하에서 증발되어 증발기를 송출할때는 과열된 상태가 된다. 그러므로 유입된 냉매는 2상으로 유입되어 증발기를 지나면서 증발이 이루어지고 과열된다.

증발기에서의 열전달량 Q_E (19)는

$$Q_E = f_E m_{a2'} c_{pa} \epsilon_E (T_{a2'} - T_{rE}) + m_r c_{prv} (T_{r1} - T_{r4'}) \quad (1)$$

이다. 여기서,

$$f_E = 1 - f_{SH} \quad (2)$$

$$f_{SH} = \frac{m_r c_{prv}}{(UA)_{SH}} \ln \left(\frac{T_{a2'} - T_{r4'}}{T_{a2'} - T_{r1}} \right) \quad (3)$$

이다.

열교환유효도 ϵ_E 는

$$\epsilon_E = 1 - e^{-NTU_E} \quad (4)$$

이고 NTU는 다음과 같다.

$$NTU_E = \frac{(UA)_E}{m_{a2'} c_{pa}} \quad (5)$$

열관류율 UA(20)는 다음식과 같이 얻어진다.

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{A_r h_r} + R_w + \frac{1}{A_a h_a} \quad (6)$$

여기서, $R_w = \ln(r_o/r_i) / 2\pi LK$ 이다.

냉매측 열전달을 h_r 을 계산하기 위하여 기상(gas phase)인 경우에는 Dittus-Bolter's Equation(12)을 사용하였으며, 2상(two phase) 경우에는 Gunger & Winterton's correlation(13)을 사용하였다.

기상의 열전달을 h_{rv} 는

$$h_{rv} = 0.023 Re_v^{0.8} Pr_v^{0.4} \frac{K_v}{D_h} \quad (7)$$

이다.

여기서, $Re_v = G D_h / \mu_v$,

$Pr_v = C_{pv} \mu_v / K_v$ 이다.

2상의 열전달을 h_{rTP} 는

$$h_{rTP} = E h_1 + S h_{pool} \quad (8)$$

이며 여기서, h_1 은 액상의 열전달율, h_{pool} 은 핵비등의 열전달율을 나타내고 E와 S는 강제대류와 핵비등의 강도를 나타내는 계수로서 다음과 같다.

$$h_1 = 0.023 Re_1^{0.8} Pr_1^{0.4} \frac{K_l}{D_h} \quad (9)$$

$$Re_1 = \frac{G(1-x)D_h}{\mu_1} \quad (10)$$

$$h_{pool} = 55 (P/P_c)^{0.12} (-\log_{10}(P/P_c))^{-0.55} M^{-0.5} q^{0.67} \quad (11)$$

$$E = 1 + 2.4 \times 10^4 Bo^{1.16} + 1.37 \left(\frac{1}{X_{tt}} \right)^{0.86} \quad (12)$$

$$S = \frac{1}{1 + 1.15 \times 10^{-6} E^2 Re_1^{1.17}} \quad (13)$$

계수 E와 S의 관계수식에 포함된 X_{tt} 는 Lockhart-Martinelli parameter이고, Bo는 Boiling수, Fr은 Froude수 이다.

$$X_{tt} = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0.9} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0.5} \left(\frac{\mu_l}{\mu_v} \right)^{0.1} \quad (14)$$

$$Bo = \frac{q}{Gi_{fg}} \quad (15)$$

$$Fr = \frac{G^2}{\rho^2 g D_h} \quad (16)$$

만일, Fr이 0.05이하이면 E 대신에 E2를, S 대신에 S2를 사용하며 아래와 같다.

$$E_2 = Fr^{(0.1-2Fr)} \quad (17)$$

$$S_2 = \sqrt{Fr} \quad (18)$$

공기측 열전달을 h_a 를 계산하기 위하여 흰과 튜브형 열교환기에 대하여 新津靖와 内藤和夫新(15)이 제안한 수식을 사용하였으며, 건조상태의 전열면에 대해서는 다음과 같다.

$$h_{adry} = 0.129 Re^{0.64} \frac{K_a}{D_h} \quad (19)$$

습한상태의 전열면에 대해서는 응축수의 잠열을 고려할 경우에는

$$h''_{awet} = 0.0372 Re^{0.8} \frac{D_w \rho_a}{D_h} \quad (20)$$

이다. 한편 습한 면(응축수의 잠열을 고려)와 건조한 면의 비 $\phi_{w/D}$ 는

$$\phi_{w/D} = 0.2884 Re^{0.16} \frac{D_w \rho_a}{K_a} \quad (21)$$

이며, 전열면에 대한 응축수의 잠열을 고려한 열전달율은

$$h''_{awet} = \phi_{w/D} h_{adry} \quad (22)$$

이다. 이때 구동력으로 나타나는 Δi_a 는 다음과 같이 구해진다. 즉

$$\begin{aligned} \Delta i_a = & 1005 (T_a - 273.15) \\ & + [1805 (T_a - 273.15) - 2501.6 \times 10^3] W \\ & - \{1005 (T_o - 273.15) \\ & + [1805 (T_o - 273.15) - 2501.6 \times 10^3] W_s\} \end{aligned} \quad (23)$$

이다. 여기서, W는 공기의 절대습도, W_s 는 증발기 표면온도에 상당하는 절대포화습도, T_o 는 증발기 표면의 온도이다.

온도차에 대한 엔탈피차의 비 $\xi_{k/i}$ 는

$$\xi_{k/i} = \frac{\Delta i_a}{T_a - T_o} \quad (24)$$

이며, 윗식을 h''_{awet} 에 대입시키면은 온도차에 대한 h_{awet} 가 되므로 다음 식을 얻는다.

$$h_{awet} = \xi_{k/i} h''_{awet} \quad (25)$$

T_o 와 h_{awet} 는 반복계산을 통하여 구할 수 있다.

2-2. 응축기에서의 열전달

압축기에서 송출된 과열증기는 응축기로부터 냉각응축되어 포화상태 및 과냉각상태로 된다. 냉매측 열전달계수를 계산하기 위하여 사용된 상관관계수식은 단상(액상과 기상)영역에서 Dittus-Bolter's Equation(12)이며, 2상 영역에서 Cavallini & Zecchin's correlation(14)의 관계식이다. 응축기에서는 증발기의 과정에서와 다르게 공기는 습한영역이 없고 건조한 영역만 존재한다. 따라서 공기측과 관련된 수식은 증발기의 건조영역에 관한 수식을 사용하였다.

응축기에서의 열전달량 Q_c (19)는 다음과 같다.

$$Q_c = f_c m_{a1} c_{pa} \epsilon_c (T_{rc} - T_{a1}) + m_r [c_{prv} (T_{r2} - T_{r2'}) + c_{prl} (T_{r3'} - T_{r3})] \quad (26)$$

한편, f_c 는 다음과 같다.

$$f_c = 1 - f_{DSH} - f_{SC} \quad (27)$$

여기서,

$$f_{DSH} = \frac{m_r c_{prv}}{(UA)_{DSH}} \ln \left(\frac{T_{r2} - T_{a4}}{T_{r2'} - T_{a4}} \right) \quad (28)$$

$$f_{SC} = \frac{m_r c_{prl}}{(UA)_{SC}} \ln \left(\frac{T_{r3'} - T_{a4}}{T_{r3} - T_{a4}} \right) \quad (29)$$

이다.

열교환유효도 ϵ_c 는

$$\epsilon_c = 1 - e^{-NTU_c} \quad (30)$$

이고, NTU는 다음식과 같으며, 열관류율 UA는 식(6)과 같다.

$$NTU_c = \frac{(UA)_c}{m_{a4} c_{pa}} \quad (31)$$

단상(기상과 액상)의 냉매측 열전달율은

$$h_{rl} = 0.023 Re_l^{0.8} Pr_l^{0.3} \frac{K_l}{D_h} \quad (32)$$

$$h_{rv} = 0.023 Re_v^{0.8} Pr_v^{0.3} \frac{K_v}{D_h} \quad (33)$$

이고, 여기서 $Re_l = G D_h / \mu_l$,

$$Re_v = G D_h / \mu_v, Pr_l = C_{pl} \mu_l / K_l,$$

$Pr_v = C_{pv} \mu_v / K_v$ 이다.

2상인 경우의 냉매측 열전달율은

$$h_{rTP} = 0.05 Re_{eq}^{0.8} Pr_l^{0.33} \frac{K_l}{D_h} \quad (34)$$

이고, 관련된 변수의 수식은 아래와 같다.

$$Re_{eq} = Re_v \left(\frac{\mu_v}{\mu_l} \right) \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0.5} + Re_l \quad (35)$$

$$Re_l = \frac{G(1-x)D_h}{\mu_l} \quad (36)$$

$$Re_v = \frac{Gx D_h}{\mu_v} \quad (37)$$

$$Pr_l = \frac{C_{pl} \mu_l}{K_l} \quad (38)$$

2-3. 압축기에서의 소비동력과 냉매순환량

압축기에서 송출되는 냉매의 질량유량 m_r 은

$$m_r = V_p \eta_v \rho_{r1} \quad (39)$$

이며, 여기서

$$V_p = \frac{N_p}{240} \pi d_p^2 l_p N_s \quad (40)$$

이다.

압축기의 출구에 대한 엔탈피는

$$h_{r2} = h_{r1} + \frac{h_{rs} - h_{r1}}{\eta_i} \quad (41)$$

이고, 압축기에 공급된 일은 다음과 같다.

$$P_w = \frac{m_r (h_{r2} - h_{r1})}{\eta_m} \quad (42)$$

2-4. 팽창밸브에서의 팽창과정

팽창밸브에서의 팽창과정은 등엔탈피 과정으로 가정한다. 즉,

$$h_{r4} = h_{r3} \quad (43)$$

이다.

2-5. 건조실에서의 열 및 물질전달

건조실에서는 열 및 물질전달이 동시에 일어나며, 건조용 공기가 포화가 될때까지, 혹은 증발표면의 온도가 공기의 건구온도와 동일한 온도에 도달할 때까지 지속적으로 일어난다.

건조유속(flux of evaporation) N_c 는

$$N_c = k_Y(W_s - W) \quad (44)$$

이고, 여기서 k_Y 는 물질전달계수이고, W_s 는 건조물의 표면온도에 해당하는 포화 절대습도이고, W 는 건조실에 공급되는 공기의 절대습도이다.

열유속 q 는

$$q = N_c \lambda_s \quad (45)$$

또는

$$q = h(T_G - T_s) \quad (46)$$

으로 나타낼 수 있다. 여기서, λ_s 는 증발 잠열, h 는 열전달계수, T_G 는 건조실에 공급되는 공기의 온도, T_s 는 건조물의 표면온도이다.

따라서, 건조유속 N_c 는 다음과 같다.

$$N_c = \frac{q}{\lambda_s} = \frac{h(T_G - T_s)}{\lambda_s} = k_Y(W_s - W) \quad (47)$$

Perry & Chilton의 관계식(16)으로 부터 열전달계수는

$$h = 0.01035 \frac{G^{0.8}}{D_h^{0.2}} \quad (48)$$

이다.

증발표면의 온도와 습도는 건조용 공기의 온도와 습도에 관계되므로(17)

$$\frac{T_G - T_s}{W_s - W} = \frac{\lambda_s}{C_{pam}} \quad (49)$$

이다.

2-6. 해석방법

열펌프를 구성하는 압축기, 응축기, 증발기 및 팽창밸브와 건조기에 대한 질량보존법칙과 에너지보존법칙을 적용하여 Fig. 4에 나타난 계산흐름도에 따라 Newton-Raphson법(21)을 이용하여 수치해석을 수행하였다.

계산흐름도에서 표시한 C_E 와 C_C 는

$$C_E = m_r (h_{r1} - h_{r4}) \quad (50)$$

$$C_C = m_r (h_{r2} - h_{r3}) \quad (51)$$

이다.

주요 형상에 대한 수치는 Table 1에 나타내었으며 응축기의 출구에 대한 과냉도는 5°C, 증발기의 출구에 대한 과열도는 15°C로 하였다. 냉매측 물성치의 계산은 일본냉동협회 물성표(1990년)(22), 공기측 물성치의 계산은 ASHRAE Handbook(1989년)(23)에 근거하여 프로그램화하였다.

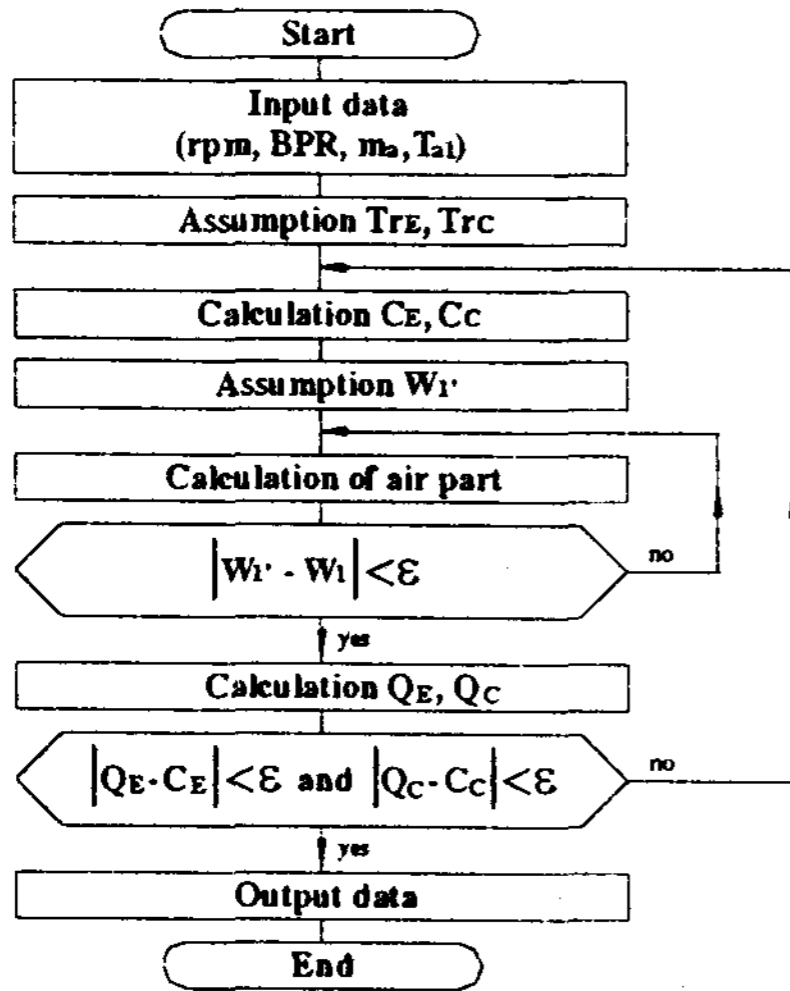


Fig. 4 Flowchart of heat pump assisted dryer simulation program

Compressor or	Diameter	47.625 mm
	Stroke	47.626 mm
	No. of cylinder	2
	Volumetric efficiency	0.77
	Mechanical efficiency	0.85
	Isentropic efficiency	0.67
Evaporator	Hydraulic diameter of refrigerant side	3.17 mm
	Hydraulic diameter of air side	8.7 mm
	Heat transfer area of refrigerant side	22.60 m ²
	Heat transfer area of air side	1.364 m ²
Condenser	Hydraulic diameter of refrigerant side	3.17 mm
	Hydraulic diameter of air side	8.7 mm
	Heat transfer area of refrigerant side	35.48 m ²
	Heat transfer area of air side	2.143 m ²
Dryer	Hydraulic diameter	0.935 m
	Heat and mass transfer area	16.72 m ²

Table1 Geometries used in numerical and experimental study

3. 결과 및 고찰

Fig. 5는 수치해의 검증을 위하여 실험치 (18)와 비교한 것으로서 건조기의 입구건구온도가 35°C이며, 압축기의 회전속도가 각각 1360rpm, 1550rpm, 1780rpm일때 증발기 전면 풍속에 따른 SMER을 비교한 것이다. 수치해와 실험치는 최대 10%이내에서 잘 일치하였고, 여기서 SMER은 건조물에서 제거된 수분의 양과 압축기에서 소비된 동력의 비이다.

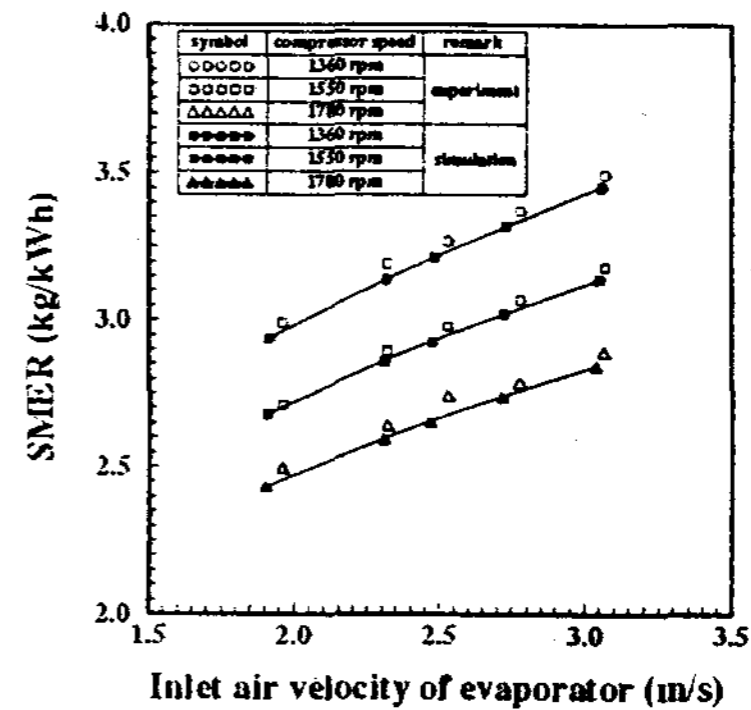


Fig. 5 Effect of inlet air velocity of evaporator on SMER between experimental and simulation results.

Fig. 6은 공기의 질량유량에 따른 적정공기의 바이패스비를 알아보기 위한 것이다. 건조기의 입구건구온도가 35°C이며, 압축기의 회전속도가 1360rpm이고, 공기의 질량유량이 각각 0.1kg/s, 0.3kg/s, 0.5kg/s, 0.7kg/s, 0.9kg/s, 1.1kg/s일때 공기의 바이패스비에 따른 SMER을 나타낸 것이다. 질량유량이 0.1kg/s와 0.3kg/s에서는 공기의 바이패스비가 증가함에 따라 SMER은 감소하여 적정 SMER이 존재하지 않는 것으로 나타났고, 질량유량이 0.5kg/s~1.1kg/s에서는 공기의 바이패스비 증가에 따라 SMER은 증가하다 감소하는 경향

을 나타내고 있다. 따라서 최대 SMER은 공기의 질량유량이 0.5kg/s에서는 공기의 바이패스비가 30%, 0.7kg/s에서는 공기의 바이패스비가 40%, 0.9kg/s와 1.1kg/s에서는 50%로 나타났다. 그리고, 모든 공기의 질량유량에서 공기의 바이패스비가 60%이상에서는 SMER이 급격히 감소하는 경향을 나타내고, 공기의 질량유량이 증가함에 따라 SMER은 증가하고, 그 증가폭은 감소하는 경향을 나타낸다.

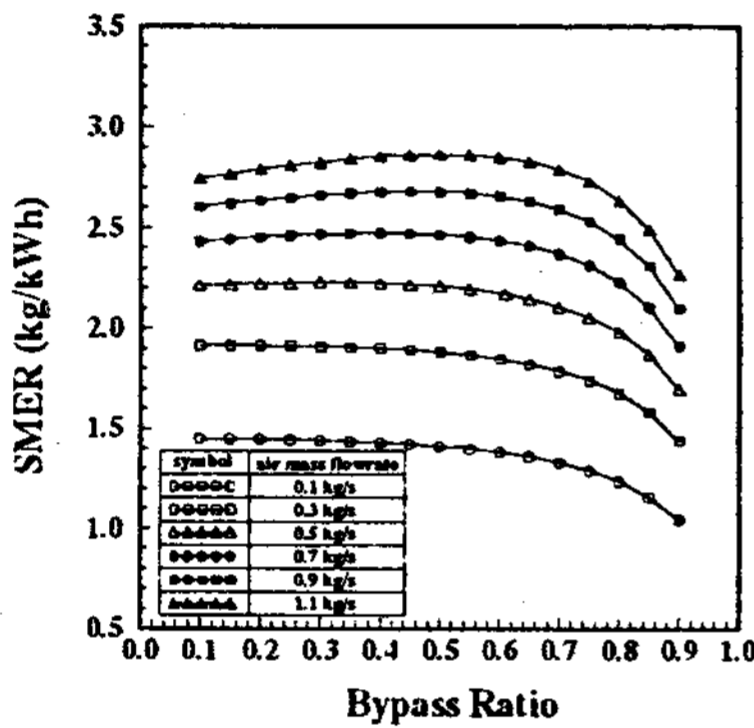


Fig. 6 Effect of bypass air ratio on SMER
(compressor speed = 1360rpm, inlet air temperature of dryer = 35°C)

Fig. 7은 Fig. 6과 같은 조건하에서 공기의 바이패스비에 따른 COP를 나타낸 것이다. 공기의 바이패스비가 증가함에 따라 COP는 감소하였고, 공기의 질량유량이 증가함에 따라 COP는 증가하였다. 또한 공기의 질량유량이 증가할수록 COP의 증가폭은 감소하였으며, 공기의 질량유량이 증가할수록 공기의 바이패스비 증가에 따른 COP의 감소폭은 증가하는 경향을 나타낸다.

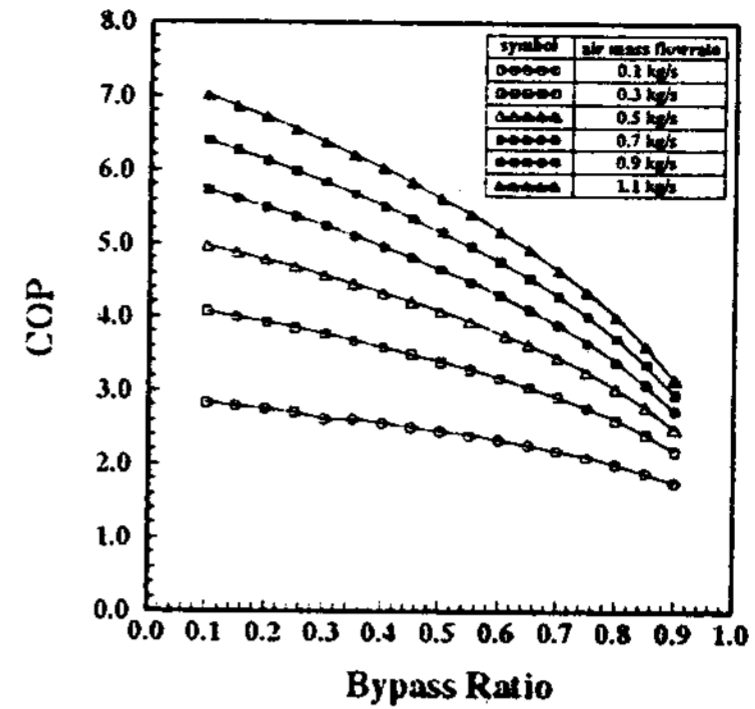


Fig. 7 Effect of bypass air ratio on COP
(compressor speed = 1360rpm, inlet air temperature of dryer = 35°C)

Fig. 8~Fig. 10은 압축기의 회전속도가 건조 성능에 미치는 영향을 나타낸 것으로 수치해석의 조건은 공기의 질량유량이 0.5kg/s, 공기의 바이패스비가 30%, 건조기의 입구건구온도가 35°C이다. 공기의 바이패스비를 30%로 한 것은 Fig. 6에서 나타낸 것처럼 공기의 질량유량이 0.5kg/s일때 적정 SMER이 30%이기 때문이다. Fig. 8은 압축기의 회전속도에 따른 SMER을 나타낸 것으로 압축기의 회전속도가 증가함에 따라 SMER은 감소하고, 그 경향은 아래로 볼록한 이차함수의 형태로 나타났다. Fig. 9는 압축기의 회전속도에 따른 건조물에서 추출된 수분의 양을 나타낸 것이다. 압축기의 회전속도가 증가할수록 건조물에서 추출된 수분의 양은 증가하고, 경향은 위로 볼록한 이차함수의 형태로 나타났다. Fig. 10은 압축기의 회전속도에 따른 COP를 나타낸 것으로 Fig. 8에서 나타난 SMER의 경향과 유사하다.

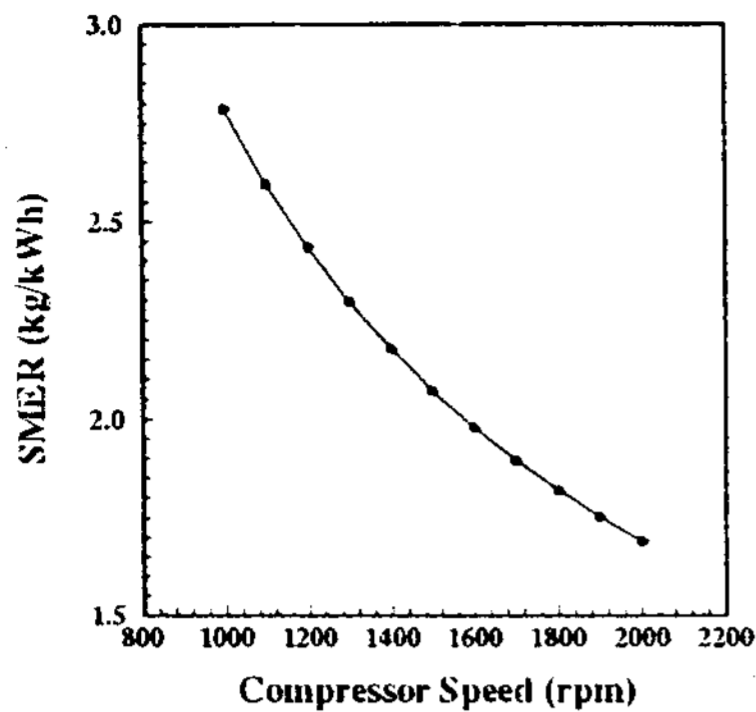


Fig. 8 Effect of compressor speed on SMER (air mass flowrate = 0.5kg/s, bypass air ratio = 30%, inlet air temperature of dryer = 35°C)

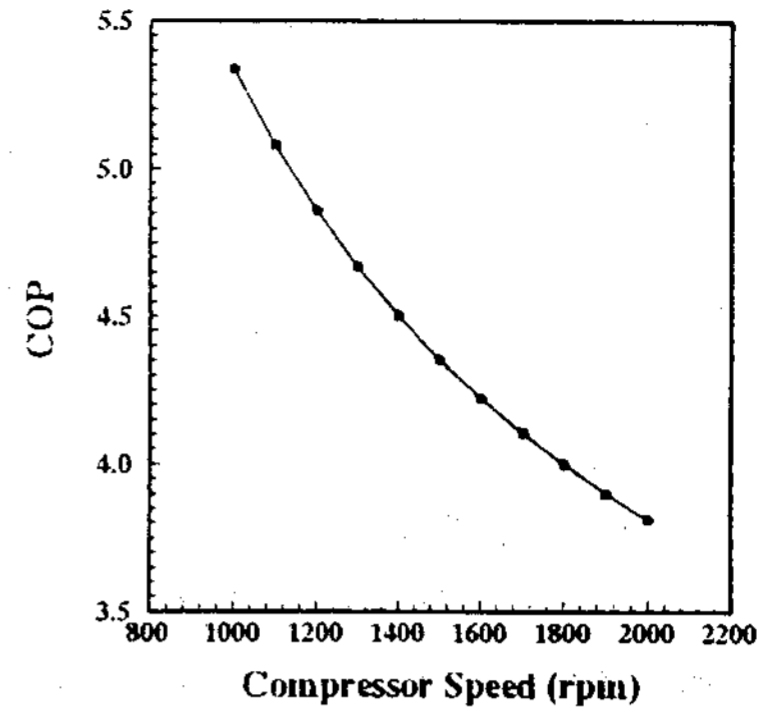


Fig. 10 Effect of compressor speed on COP (air mass flowrate = 0.5kg/s, bypass air ratio = 30%, inlet air temperature of dryer = 35°C)

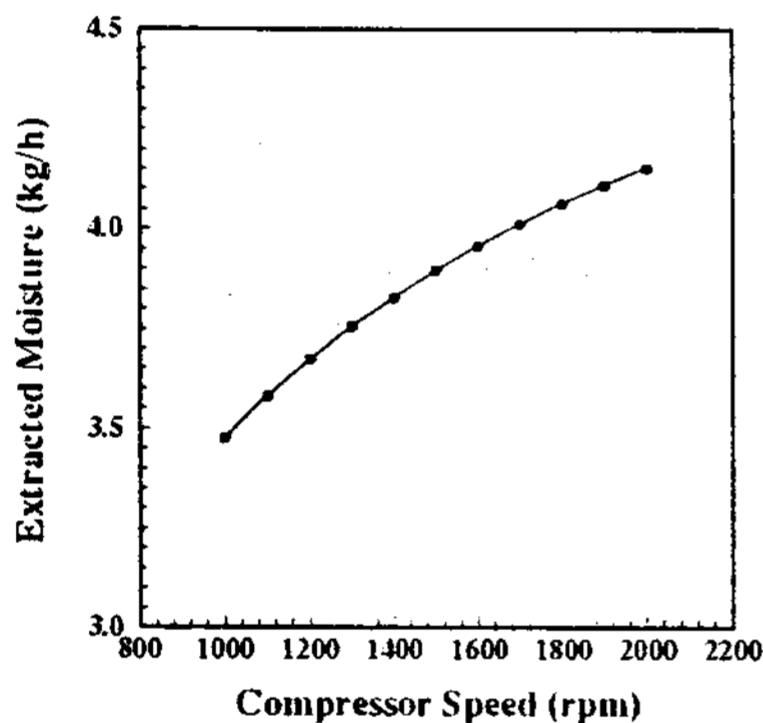


Fig. 9 Effect of compressor speed on extracted moisture (air mass flowrate = 0.5kg/s, bypass air ratio = 30%, inlet air temperature of dryer = 35°C)

Fig. 11과 Fig. 12는 건조기의 입구건구온도가 건조성능에 미치는 영향을 나타낸 것이다. 이때 수치해석의 조건은 공기의 질량유량이 0.5kg/s, 공기의 바이패스비가 30%, 압축기의 회전속도는 1360rpm이다. Fig. 11은 건조기의 입구건구온도에 따른 SMER을 나타낸 것으로 건조기의 입구건구온도가 증가함에 따라 SMER은 감소하며, 그 경향은 위로 볼록한 이차함수의 형태로 나타났다. 그리고 입구건구온도가 증가함에 따라 SMER은 급격히 감소하였다. Fig. 12는 건조기의 입구건구온도에 따른 COP를 나타낸 것으로 건조기의 입구건구온도가 증가함에 따라 COP는 감소하며, 그 경향은 거의 직선적으로 감소하였다.

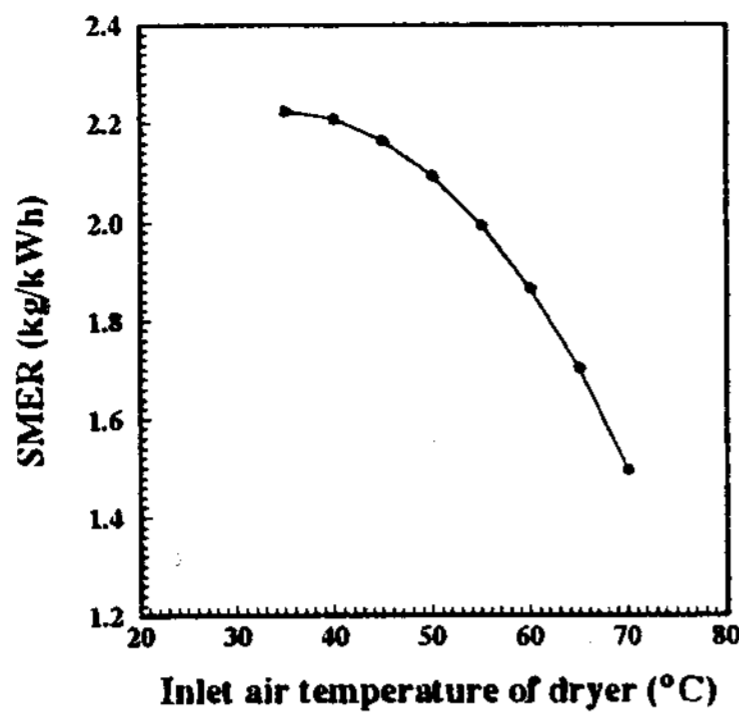


Fig.11 Effect of inlet air temperature of dryer on SMER (air mass flowrate = 0.5kg/s, bypass air ratio = 30%, compressor speed = 1360rpm)

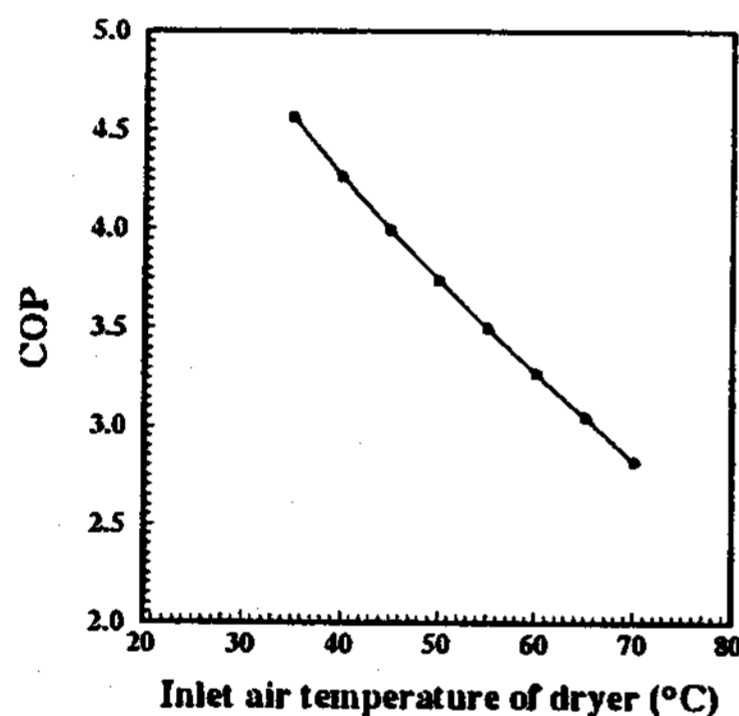


Fig.12 Effect of inlet air temperature of dryer on COP (air mass flowrate = 0.5kg/s, bypass air ratio = 30%, compressor speed = 1360rpm)

4. 결론

대체냉매인 HFC134a를 사용하여 수치해석적인 방법으로 배치형 건조기(batch dryer)에 대하여 연구를 수행하였으며, 선행연구의 실험치와 비교·검토를 통하여 수치해의 타당성을 검증하였다. 건조기의 성능에 영향을 미치는 공기의 바이패스비, 공기의 질량유량, 건조 온도, 압축기의 회전속도 등을 변화시켰을 때

건조기의 성능에 관하여 고찰한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) SMER은 수치해와 실험치가 최대 10%이내에서 잘 일치하여 수치해석 방법의 타당성이 검증되었다.
- 2) 공기의 질량유량에 대하여 적정공기의 바이패스비가 존재하며, 건조기 입구온도가 35°C이고, 압축기 회전속도가 1360rpm일 때, 공기질량유량이 0.5kg/s에서는 공기의 바이패스비가 30%, 0.7kg/s에서는 공기의 바이패스비가 40%, 0.9kg/s와 1.1kg/s에서는 공기의 바이패스비가 50%에서 최대의 SMER이 나타났다.
- 3) 압축기 회전속도가 증가함에 따라 SMER은 감소하고 COP는 증가한다.
- 4) 건조기의 입구건구온도가 증가함에 따라 SMER과 COP는 감소한다.

후 기

본 연구는 그 일부가 1996년도 인하대학교 연구비 지원에 의하여 이루어졌으며 이에 감사드립니다.

5. 참고 문헌

1. D.L. Hodgett, "Efficient drying using heat pumps", The Chemical Engineer, July/August, pp. 510-512, 1976.
2. K.W. Tai, R. Zylla, S. Devotta, P.J. Diggory, F.A. Watson and F.A. Holland, "The potential for heat pumps in drying

- and dehumidification systems II : An experimental assessment of the heat pump characteristics of a heat pump dehumidification system using R114", *International Journal of Energy Research*, Vol. 6, pp. 323~331, 1982.
3. B.R. Toal, R. Morgan and J.T. McMullan, "Experimental studies of low temperature drying by dehumidification. Part 2 - Experimental", *International Journal of Energy Research*, Vol. 12, pp. 315~344, 1988.
 4. V.R. Pendyala, S. Devotta, and V.S. Patwardhan, "Heat pump assisted dryer Part 2: Experimental study", *International Journal of Energy Research*, Vol. 14, pp. 493-507, 1990.
 5. A.M.K. Poduval and S.S. Murthy, "Performance of a dehumidifying compression heat pump with auxiliary heat input", *Heat Recovery Systems & CHP* Vol. 12, No. 3, pp. 211~223, 1992.
 6. S. Clements, X. Jia, and P. Jolly, "Experimental verification of a heat pump assisted continuous dryer simulation model", *International Journal of Energy Research*, Vol. 17, pp. 19~28, 1993.
 7. D.L. Hodgett and P. Lincoln, "A mathematical model of a dehumidifying evaporator for high temperature heat pumps", ECRC/M1147, Electricity Council Research Center, p. 46, 1978.
 8. C.G. Carrington and P.G. Baines, "Second law limits in convective heat pump driers", *International Journal of Energy Research*, Vol. 12, pp. 481~494, 1988.
 9. V.R. Pendyala, S. Devotta, and V.S. Patwardhan, "Heat pump assisted dryer Part 1: Mathematical model", *International Journal of Energy Research*, Vol. 14, pp. 479~492, 1990.
 10. P. Jolly, X. Jia, and S. Clements, "Heat pump assisted continuous drying Part 1: Simulation model", *International Journal of Energy Research*, Vol. 14, pp. 757~770, 1990.
 11. X. Jia, P. Jolly, and S. Clements, "Heat pump assisted continuous drying Part 2: Simulation results", *International Journal of Energy Research*, Vol. 14, pp. 771~782, 1990.
 12. F.W. Dittus and L.M.K. Boelter, *Univ. Calif. (Berkeley) Pub. Eng.*, Vol. 2, pp. 443, 1930.
 13. K.E. Gungor and R.H.S. Winterton, "A general correlation for flow boiling in tubes and annuli", *Int. J. Heat Transfer*, Vol. 29, No. 3, pp. 351-358, 1986.
 14. A. Cavallini and R. Zecchin, "A dimensionless correlation for heat transfer in forced convection condensation", *Proc. 5th Int. Heat Transfer Conf.*, 79, pp. 309-313, 1974.
 15. 新津靖, 内藤和夫, "フィン付き熱交換機の性能とその設計に関する研究 - 第6報 フィン表面上における熱および物質傳達重特性の實驗的解析", *空氣調和衛生工學*, 第4권, 第6호, pp. 11-21, 1967.
 16. R.H. Perry and C.H. Chilton, "Chemical Engineers Handbook", McGrawhill Book

- Company, 5th ed., pp. 20.21, 1973b.
17. R.H. Perry and C.H. Chilton, "Chemical Engineers Handbook", McGrawhill Book Company, 5th ed., pp. 12.3, 1973c.
 18. 김영중, "HFC134a를 사용한 열펌프 건조기의 성능에 관한 실험적 연구", 박사학위 논문, 1996.
 19. J. Berghmans, "Heat pump fundamentals", Martinus Nijhoff publishers, 1980.
 20. Sadik Kakac,, "Boilers, evaporators, and condensers", John Wiley & Sons, Inc. 1991.
 21. W.F. Stocker, "Design of thermal systems", second edition, McGraw-Hill, 1980.
 22. 日本冷凍協會・日本フロンガス協會,, "代替フロン類の熱物性 - HFC-134a および HCFC-123", 日本冷凍協會, 1990.
 23. ASHRAE Handbook, "Fundamentals", ASHRAE, 1989.

A numerical study on the performance of a heat pump assisted dryer

I. G. Kim*, S. R. Park*, J. Y. Koh*,
Y. J. Kim**, J. G. Kim**, C.S.Yim***

Korea institute of Energy Research

Abstract

This study carried out a numerical analysis on a heat pump assisted dryer using HFC134a. Under the constant degree of superheat and that of subcooling, we analyzed the performance of heat pump assisted dryer with varying an air mass velocity, bypass air ratio, compressor speed and an inlet bulb temperature of dryer. Simulation results were compared with experimental results, so they were maximally agreed in the range of 10%. There was the proper bypass air ratio with varying an air mass velocity. As for the effect of SMER having the inlet temperature 35°C and compressor speed 1360rpm, bypass air ratio was 30 % at the front velocity 0.5kg/s, 40% at the front velocity 0.7kg/s and 50% at the front velocity 0.9kg/s and 1.1kg/s. As the compressor speed was increased, SMER decreased and COP increased. As the inlet bulb temperature was increased, SMER and COP decreased.