

고온 생산용 열펌프 사이클 설계

김종률[†] · 김석영 · 김용민 · 이공훈* · 김욱중* · 이성철** · 정치영** · 김종열***

[†](주)에프티이앤이 기술연구소, *한국기계연구원, **한양대학교 화학공학과, ***동명대학교 냉동공조공학과
(2010년 6월 9일 접수, 2010년 10월 21일 수정, 2010년 10월 28일 채택)

Study on Design Technology of Heat Pump Cycle for High Temperature Performance

Jongryul Kim[†], Seok-Young Kim, Yong-Min Kim, Kong-Hoon Lee*, Ook-Joong Kim*,
Sung-Chul Yi**, Chi-Young Jung**, and Jong-Ryeol Kim***

[†]R&D Center, Finetex EnE, Inc., *Korea Institute of Machinery and Materials,
Hanyang University, *Tongmyong University

(Received 9 June 2010, Revised 21 October 2010, Accepted 28 October 2010)

요 약

기존의 열풍건조기의 효율은 약 30%~50%인 반면, 최적 설계된 열풍-열펌프 건조기 효율은 약 60%~80% 수준이므로 에너지 효율향상과 에너지 절약을 이룰 수 있다. 외국의 여러 사례에서는 기존 대비 약 60%~80%의 에너지를 절약할 수 있으며, 밀폐형 순환방법을 사용하여 건조공기에 포함될 수 있는 환경오염물질의 외부로의 유출을 최소화 할 수 있어 기존의 건조기에 비해서 환경문제에 적극적으로 대응할 수 있을 것을 판단된다. 본 논문에서는 이와 같은 특성을 가진 건조기에 적용하기 위한 고온 생산이 가능한 열펌프를 얻기 위하여 시스템의 사이클을 설계하고 시스템을 구축하여 목표 성능을 만족하는지 여부를 확인하였다. 본 연구에서는 열펌프 복합건조기 적용을 위한 고온용 열펌프 시스템을 설계하고 제작한 후, 성능평가를 수행하여 다음의 결론을 얻었다.

- (1) 고온생산을 위한 시스템 설계는 2사이클이 가장 우수한 것으로 나타났다.
- (2) 2사이클 시스템은 저단이 R134a를, 고단이 R124를 냉매로 사용할 경우 가장 적합한 것으로 나타났다.
- (3) 사이클 운전을 통하여 상용압력으로 간주되는 범위에서 R134a시스템은 75°C, R124시스템은 95°C 생산이 가능한 것으로 나타났다.
- (4) 수냉식 2사이클 시스템의 성능 시험을 수행한 결과 목표성능을 상회하는 결과를 얻어 고온 생산이 가능한 열펌프 시스템의 설계 및 제작이 가능한 것으로 나타났다.

주요어 : 히트펌프 건조기, 에너지 효율, 고온용 히트펌프, 사이클 설계, 히트펌프 사이클 설계, 성적계수

Abstract— About 55% of total energy is consumed in the industrial division. The industrial heat pump application will show magnificent energy saving effect as well as higher cost efficiency because of larger energy consuming volume of each facility and longer operation hour and higher stability against seasonal temperature change. Over 90% of dryer for industrial usage has hot wind heat source and hot wind dryer is the representative type covering 68.7% while its 30~50% lower heat efficiency causes lots of energy loss by exhaust air. Re-usage of exhaust air can improve energy efficiency of dryer because 68% heat energy or 78% of hot air lose in exhaust air. Therefore, high temperature heat pump dryer can be the best alternative. Comparing to the existing dryer with 30%~50% energy efficiency, newly developing high temperature heat pump dryer will enhance energy efficiency up to 60%~80% efficiency. In this paper, heat pump system for high temperature was designed, constructed and tested. The results have shown that system COP_h is estimated as 3.3.

Key words : Heat Pump Dryer, Energy Efficiency, High Temperature Heat Pump, Heat Pump Cycle Design, Coefficient of Performance

[†]To whom corresponding should be addressed.
FT Bldg., 475-31, Bangbae2-dong, Seocho-gu, Seoul 137-819, Korea
Tel : 02-3489-3330; E-mail : jrkim@ftene.com

1. 서 론

우리나라 에너지 소비량의 55% 이상을 사용하는 산업부문의 열펌프 보급은 몇 개 업체에 적용한 수준이다. 반면 유럽, 미국, 일본 등 선진국에서는 정부의 적극적인 지원하에 96년말에 33,000여대가 보급되어 상당한 성과를 거두고 있어 우리나라에서도 고온·고효율 열펌프 개발 보급이 시급한 실정이다. 산업체 열펌프 보급은 설비별 에너지사용량이 크고 연간 가동시간이 길고 계절별 외기온도에 대한 영향이 적으므로 에너지절약효과가 크고 대량으로 에너지를 절감할 수 있을 뿐만 아니라 투자경제성이 매우 양호하여 기술 개발 시 파급효과가 매우 클 것으로 판단된다.

산업체에서 이용 가능한 열원으로는 배출공기, 폐수, 냉각수, 배증기, 폐가스 등 다양하고 잠재하고 있는 보유열량이 많아 열펌프에 좋은 열원으로 활용될 수 있다. 산업체 열펌프 적용가능 분야를 보면 저온공정을 보유하고 있는 식품, 섬유, 목재, 제지, 화공 및 전자업종 등에 건조기, 온수생산 공급, 공조기 등 공급대상이 다양하다. 산업용 건조기 중에 열풍을 열원으로 사용하는 건조기는 Table 1에 나타난 것과 같이 90% 이상이고, 통기 건조기는 열풍건조기의 대표적인 형태로서 그 비율이 68.7%로 아주 높으나 대부분의 건조기의 효율이 30~50%로 막대한 열에너지가 배기열로 손실되는 수준이다 [1].

Fig. 1은 일반적인 열풍건조기의 열에너지 흐름을 나타내는 것으로 투입 열량의 66% 또는 생성된 열풍의 78% 정도가 배기열로 손실되므로 [2] 배기열로 손실되는 열에너지를 회수하여 열풍 생성에 다시 활용을 한다면 막대한 에너지 절감 및 건조 장치의 고효율화가 가능한 열펌프 복합건조기는 열펌프의 장점을

충분히 활용하여 배기열의 대부분을 회수하고 이를 열풍에 공급하므로 에너지 효율의 향상과 에너지 절감을 기대할 수 있다. 대부분의 식품, 농산물의 경우에는 저온 또는 중온(50℃) 이하에서 건조가 이루어지고 그 외의 건조 대상들은 대부분 60℃ 이상의 고온에서 건조가 이루어지므로 에너지 절약의 산업적 파급효과를 고려할 때 고온용 열펌프 복합건조기의 개발 필요성이 크다고 할 수 있다.

또한 건조공정은 국내 산업부문 에너지 소비량의 7% (6,356 천TOE) 이상을 점하는 다량의 에너지를 소비하고 있으며, 실제 건조설비 사용업체의 연료사용 비중 중에서 건조기의 연료사용 비중이 30%를 초과하고 있어 이에 대한 최적화된 기술개발이 국내 에너지 절약의 중요 변수이므로 열펌프 복합건조기의 건조공정은 고온의 열풍을 건조부로 불어넣어 피건조물에 함유된 습기를 제거하고, 피건조물을 통과한 고온의 습공기를 열펌프의 증발기에서 습공기가 가진 에너지를 회수하고, 이 과정에서 응축, 제습되어 건조된 공기를 재순환하여 이용하므로 배열회수 및 제습공기의 재 활용에 따른 에너지 절약 효과는 매우 크다.

에너지수요는 1990년부터 2001년까지 꾸준히 연평균 약 7.9%로 높게 증가하였다. 에너지 수요측면에서 살펴보면 생활의 쾌적 지향성향으로 가정 및 상업용 냉난방·급탕 열수요가 2010년에는 '95년 대비 79% 이상 증가될 전망이다 [1,3]. 이러한 열수요의 대부분은 50℃ 미만의 중·저온으로 비교적 낮은 수준이므로 낮게는 수백도에서 높게는 천도 이상의 고온을 얻을 수 있는 화석연료를 연소시켜 에너지원으로 공급하는 것은 에너지 사용과 환경적 측면에서 합리적이지 못하다.

기존의 열풍건조기의 효율은 약 30%~50% 수준으로 운전되고 있는 반면, 최적 설계된 열풍-열펌프 건조기 효율은 약 60%~80% 수준까지 상승하므로 에너지 효율향상과 에너지 절약을 이룰 수 있다. 따라서 개발하고자 하는 열펌프 복합 건조기가 열펌프에서 생성 가능한 열풍 온도(80℃ 이하) 이상의 온도에 대하여는 보조열원을 사용하여 더 높은 온도의 열풍을 사용하므로 열펌프 복합 건조기는 기존 건조기에 비해 최대 약 5배 정도까지 큰 SMER(Specific Moisture Extraction Ratio)을 가지고, 건조기가 열펌프 사이클에 결합되어 -20℃~120℃에 이르는 넓은 범위의 건조조건에서, 건조 품질의 안정/향상이 요구되는 식품, 세라믹 및 바이오물질의 건조에 적용될 수 있으며, 건

Table 1. Classification of dryer.

Type	통기	회전	기류	유동층	분무	열전도	기타	합 계
%	68.7	11.9	6.1	3.0	2.9	6.4	1.0	100

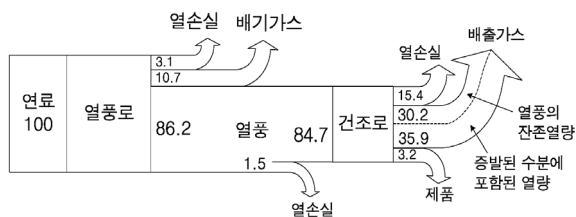


Fig. 1. Heat balance of drying process.

조부로부터 배출되는 열풍에 잔존하는 배열은 열펌프의 증발기에서 제습과정을 통하여 응축수의 형태로 회수되어 건조에 사용되는 에너지 소비량을 크게 줄일 수 있는데, 외국의 여러 사례에 따르면, 기존의 단순 열풍건조기에 비해서 약 60%~80%의 에너지를 절약할 수 있으며, 밀폐형 순환방법을 사용하므로 건조공기에 포함될 수 있는 환경오염물질의 외부로의 유출을 최소화 할 수 있어 기존의 건조기에 비해서 환경문제에 적극적으로 대응할 수 있을 것을 판단된다.

본 연구에서는 식품, 섬유, 목재, 화공 업종이 보유하고 있는 에너지 소비량이 큰 건조기에 적합한 열펌프를 개발 보급하므로, 건조기의 효율향상으로 대량의 에너지 절감을 이룩할 수 있을 것이다. 본 논문에서는 이와 같이 고온 생산이 가능한 열펌프를 얻기 위하여 시스템의 사이클을 설계하고 시스템을 구축하여 목표 성능을 만족하는지 여부를 확인하였다.

2. 열펌프 사이클 설계

2-1. 요소기술 분석

2-1-1. 냉매

문헌에 따르면 R-12, R-114 등이 고온생산에 적합한 것으로 보고되었으나 환경문제 등으로 사용 가능 냉매에 대한 제고 필요하다.

냉동기 및 열펌프용 냉매는 일반적으로 HCFC계열의 R-22, R-123, R-124와 HFC계열의 R-134a, R-152a, R-236fa, R-227ea 및 천연냉매 R-717(암모니아), 탄화수소 등이며 이들 냉매 물성을 분석, 열원온도를 파악하여 증발온도를 결정하고, 필요 생산온도를 결정하여 응축온도를 결정한 후 사이클 구성에 적합성 여부를 파악하였으며, 최종적으로 압축기 및 기타 단품과의 적용성과 운전압력, 증발잠열 등을 고려하여 R-124, R-134a를 후보 냉매로 결정하고 적용가능성 검토를 진행하였다.

2-1-2. 고온용 압축기

고온용 압축기 제조가 가능한 회사는 잘 알려진 바와 같이 Bitzer, Copeland, Mc Quay 등으로 R-22, R-134a를 사용하며 최고 생산온도는 71℃인 것으로 나타났으며 사용 냉매에 따라 왕복동, 스크류 및 터보타입의 압축기 적용이 가능하나 고온생산용 시스템에는 왕복동식이 적합한 것으로 나타났다.

해외 제조사들에 대한 지속적인 실태조사와 끊임

없는 기술검토를 요청한 결과 독일의 Bitzer사로부터 90℃생산 조건에 대하여 R-124를 냉매로 사용하는 왕복동식 압축기 적용이 가능하다는 기술검토 결과를 얻어낼 수 있었다.

2-1-3. 팽창 밸브

시스템의 안정적 운전을 위해서는 부하변동에 신속히 대응할 수 있는 팽창장치의 선정이 필수적이다. 열펌프 및 냉동기에서는 냉매제어를 위하여 전자식 및 온도감응식을 일반적으로 사용하며 전자식 팽창밸브(EEV: Electronic Expansion Valve)는 온도감응식 팽창밸브(TEV: Termal Expansion Valve) 및 기타 팽창장치와 비교시 부하변동에 빠르게 대응하며 증발 온도 및 응축온도 변화에 따른 시스템 용량변화에 대한 대응능력도 뛰어나다. 고온생산을 위한 사이클 구성에서 고온측 냉매로 검토된 R-124용 전자식 팽창밸브는 기존 상용품이 존재하지 않는 상황으로 이를 해결하기 위하여 세계적으로 인지도가 높은 전자식 팽창밸브 전문업체인 특정 제조사에 지속적인 요청을 통하여 팽창밸브 컨트롤러 펌웨어의 업그레이드를 얻어낼 수 있었다.

2-2. 사이클 분석

문헌에 고온용 열펌프 개발을 위한 시스템은 단단(single stage), 2단(two stage), 2원(cascade), 2-사이클(two-cycle) 등으로 구성할 수 있으며 각 사이클의 운전조건을 Table 2와 같이 설정하고 각 사이클별 성능을 비교하기 위하여 냉매사이클을 작성하고 해와

Table 2. Design conditions.

항 목	증발온도	응축온도	과열도	과냉도	생산열량
조건	15℃	85℃	5℃	3℃	15 kW

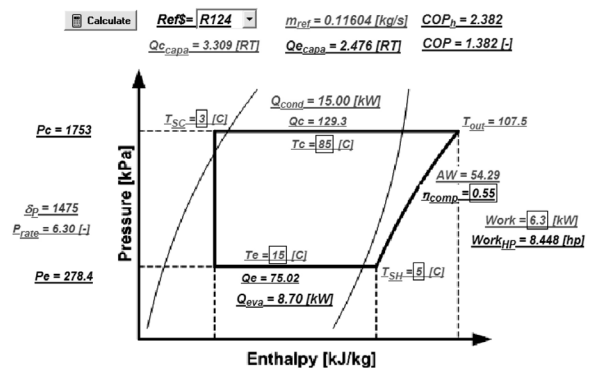


Fig. 2. Single stage cycle.

물성을 지원하기 위하여 F-chart사의 EES(Engineering Equation Solver) Ver. 7.345를 사용하였다.

2-2-1. 단단(single stage)

단단 사이클의 경우 Fig. 2에 나타난 것과 같이 COPh는 2.4로 계산되었으며 토출온도는 높게 나타났고 압축비 또한 높게 나타났다.

2-2-2. 2단(two stage)

2단 압축사이클은 중간냉각이 완전한 경우와 불완전한 경우의 2가지로 나누며 본 시스템 설계에서는 중

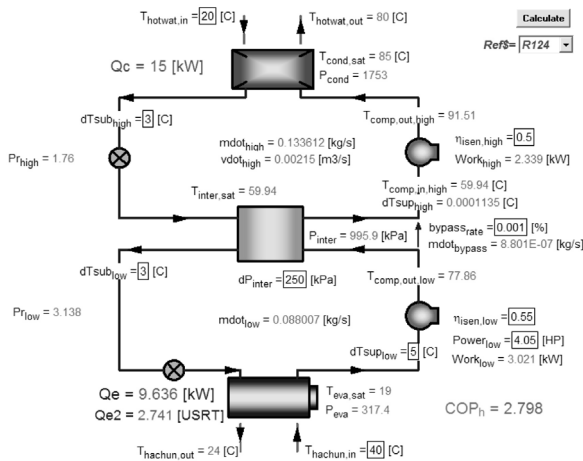


Fig. 3. Two stage cycle.

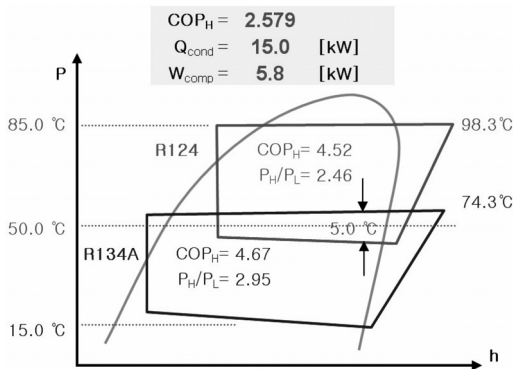


Fig. 4. Cascade cycle.

간냉각이 완전한 2단압축 1단팽창 시스템으로 가정하여 검토하였다. 그 결과 Fig. 3의 결과와 같이 COPh는 2.8로 계산되었고 최적중간압력은 996 kPa로 나타났다.

2-2-3. 2원(cascade)

2원 사이클은 저온부를 R-134a로 고온부를 R-124로 설계하였으며 이때의 COPh는 Fig. 4에 나타난 것과 같이 2.6으로 계산되었다.

2-2-4. 2사이클(two cycle)

2-사이클은 문자 그대로 2개의 사이클을 독립적으로 구성하며 이들이 전체 시스템이 되도록 하는 것으로 저온부를 R-134a로 고온부를 R-124로 나누어 설계한다. Fig. 5에 나타난 것과 같이 COPh는 3.5로 계산되었으며 상기에서 검토된 사이클 중 가장 우수한 결과는 나타내어 열펌프 복합건조기용 사이클로는 최적의 것으로 나타났다.

2-2-5. 사이클 분석 결과 정리

각 사이클별 성능을 계산한 결과 2-사이클이 가장 우수하였으며 각 사이클의 특징을 Table 3에 정리하였다.

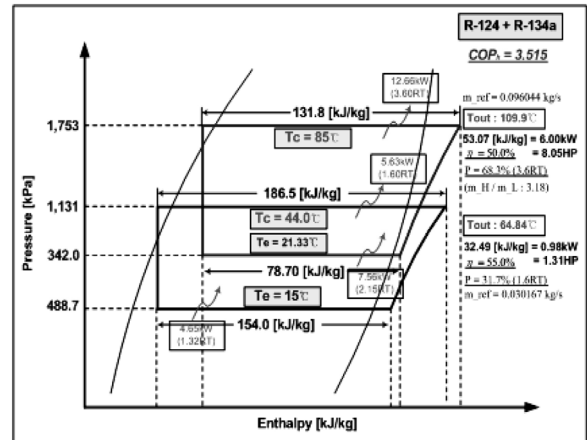


Fig. 5. Two cycle.

Table 3. Summary of heat pump cycle analysis.

단단사이클	2단사이클	2원사이클	2-사이클
<ul style="list-style-type: none"> · 시스템 : 가장 간단 · 고온 : 가장 어려움 · 제어 : 가장 용이 · 초기투자비 : 저렴 · COP : 낮음(2.4) 	<ul style="list-style-type: none"> · 시스템 : 매우 복잡 · 고온 : 약간 어려움 · 제어 : 매우 복잡 · 초기투자비 : 고가 · COP : 약간 높음(2.8) 	<ul style="list-style-type: none"> · 시스템 : 약간 복잡 · 고온 : 비교적 용이 · 제어 : 약간 복잡 · 초기투자비 : 보통 · COP : 낮음(2.6) 	<ul style="list-style-type: none"> · 시스템 : 비교적 간단 · 고온 : 가장 용이 · 제어 : 비교적 간단 · 초기투자비 : 보통 · COP : 가장 높음(3.5)

3. 고온용 열펌프 제작

고온수 생산을 위한 각 사이클별 성능을 분석한 결과 2-사이클 시스템의 성능이 목표성능을 상회하는 COPh 3.5로 예측되어 생산 목표 온도를 90°C로 상향 조정하였으며 90°C 생산을 위한 시스템 운전조건은 Table 4와 같이 설정하였다. 고온 생산용 2-사이클 시스템은 앞의 사이클 분석에서의 진행과 동일하게 저온측이 R-134a 냉매의 스크롤 압축기, 고온측이 R-124 냉매의 왕복동식 압축기로 구성되었으며 수냉식 시스템으로 구성하여 실험의 용이성을 부여하였다.

고온 생산 시스템의 사이클은 고압과 저압의 차가 크게 형성되어 기존의 열펌프 사이클에 비하여 플래시가스 발생량이 많아 증발기에서의 건도는 높아지므로 과냉을 통한 플래시가스 발생량을 줄이고 액압축을 방지하여 압축기를 보호할 수 있는 열교환형 어큐물레이터(AHX:Accumulator Heat eXchanger)를 적용하였고 고온부의 R-124 시스템에는 온도식 팽창밸브(TEV), 전자식 팽창밸브(EEV) 및 수동 팽창밸브(Needle Valve)를 병렬로 설치하여 각각의 동작특성 비교가 가능하도록 하였다.

4. 고온용 열펌프 성능시험

고온용 열펌프 시스템을 개발하기 위하여 냉매 및 사이클에 대하여 분석한 결과 환경문제와 압축기 및 기타 단품과의 적용성과 운전압력, 증발잠열 등을 종합적으로 고려한 결과인 R-124, R-134a를 냉매로 결정하였다. 1차년의 연구결과에서 단단과 다단 등의 사이클을 분석한 결과 2사이클 시스템이 최대의 효율을 나타낼 수 있으며 이에 대한 설계운전조건은 Table 4에 나타낸 것과 같다. 저온부는 R-134a를 사용하여 스크롤 형식의 압축기를 사용하는 것이 가장 높은 효율을 나타낼 수 있었다. 고온부의 설계는 시스템의 생

Table 4. 2-cycle heat pump system operation conditions.

항목		System 1 (R-134a)	System 2 (R-124)
증발기	증발온도	15°C	25°C
	입출구온도	40→30°C	30→20°C
응축기	응축온도	60°C	95°C
	입출구온도	20→55°C	55→90°C
과열도		5°C	
과냉도		3°C	

산요구온도가 60~80°C이므로 응축온도는 최소 65~85°C 이상이 되어 상용 냉매로는 작동압력이 일반 냉동 시스템의 한계운전범위인 20 kg/cm²을 초과하는 범위이므로 적용하기가 용이하지 않으며, 압축비가 매우 커지므로 시스템 효율저하를 방지할 수 있는 검토를 통하여 R-124를 사용하는 왕복동식 압축기를 사용하여 시스템을 구성하였다.

또한 고온부는 응축온도가 높아 압축기에 사용되는 오일의 탄화 및 변성을 방지하기 위하여 CIC(Cooling Injection Control) 시스템을 장착하여 흡입가스를 냉각시켜 토출가스온도를 낮출 수 있도록 시스템을 구성하였다. 고온 생산용 2-사이클 시스템의 성능을 평가하기 위한 시험 장치는 실험의 용이성을 위하여 Fig. 6과 같이 수냉식으로 구성하여 성능시험을 수행하였다.

고온 생산용 2-사이클 시스템은 앞의 사이클분석에서와 동일하게 저온측이 R-134a 냉매의 스크롤 압축기, 고온측이 R-124 냉매의 왕복동식 압축기로 구성되었으며 수냉식 시스템으로 구성하여 실험의 용이성을 부여하였다.

설계조건에서의 기본 성능 평가에서 시스템의 성능은 저온부(R134a)의 경우 COP 4.5, 고온부(R124)의 경우 COP 2.5로 통합 COP는 3.3수준을 나타내었다. Fig. 7은 실험결과를 압축기 제조사의 맵 데이터와 비교한 것으로 저온부보다는 고온부의 결과에서 많은 차가 발생한 것으로 나타났다. 이것은 고온부가 압력손실 등에 더 많은 영향을 받은 것으로 판단된다. Fig. 8은 고온용 열펌프 시스템의 성능 평가 결과이며 COPh의 평균이 3.3으로 목표인 3.0을 초과한 것으로 나타났다. 건조기 적용시는 공랭식으로 운전되

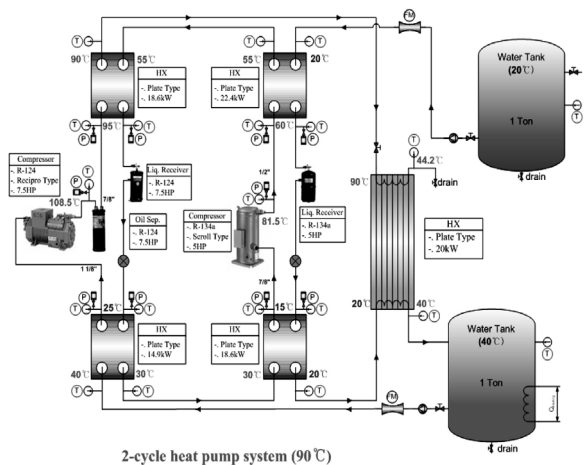


Fig. 6. Schematic of 2-cycle heat pump system.

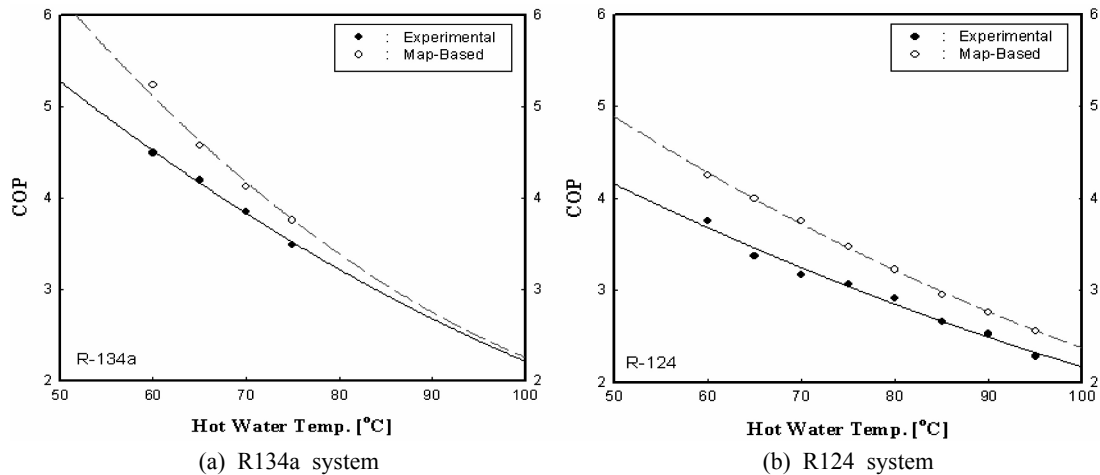


Fig. 7. Comparisons between Results of map and experiment under various conditions.

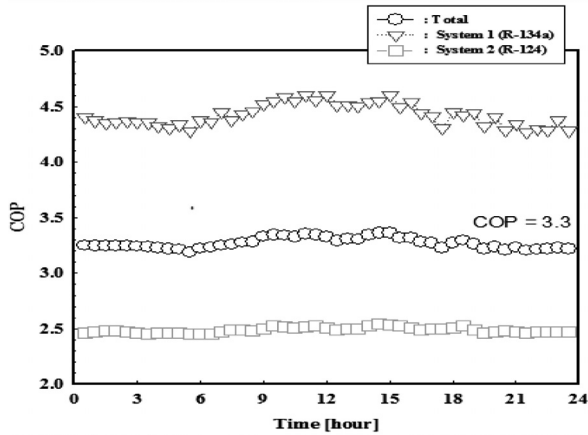


Fig. 8. Results of heat pump system for high Temperature.

므로 약간의 성능저하가 발생할지라도 목표로 설정한 COPh 3.0 달성이 가능할 것으로 판단된다.

5. 결 론

본 연구에서는 열펌프 복합건조기 적용을 위한 고온용 열펌프 시스템을 설계하고 제작한 후 성능평가를 수행하여 다음의 결론을 얻었다.

- (1) 고온생산을 위한 시스템 설계는 2사이클이 가장 우수한 것으로 나타났다.
- (2) 2사이클 시스템은 저단이 R134a를, 고단이 R124를 냉매로 사용할 경우 가장 적합한 것으로 나

타났다.

- (3) 상용압력으로 간주되는 범위에서 R134a시스템은 75°C, R124시스템은 95°C 생산이 가능한 것으로 나타났다.
- (4) 수냉식 2사이클 시스템의 성능 시험을 수행한 결과 목표성능을 상회하는 결과를 얻었다.
- (5) 이상의 결과를 토대로 통기상자식 건조기에 적용이 가능한 고온생산용 열펌프 사이클 설계를 토대로 시스템 설계 및 제작이 완료되었다.
- (6) 최종 목표인 열펌프 복합건조기 제작이 가능하게 되었으므로 시스템 제작을 통한 성능확인 진행이 가능하게 되었다.

후 기

본 연구는 2009년도 지식경제부의 재원으로 한국에너지 기술평가원(KETEP)의 지원을 받아 수행한 연구 과제입니다(No. 20092020100120).

참고문헌

1. 고효율 건조시스템 개발을 위한 기획 연구, 에너지관리공단, 1997.
2. 건조장치 이론과 실제, 신기술, 2003.
3. 유제인 외, 통기상자식 고온열펌프 복합건조기 개발 1단계 최종보고서, 지식경제부, 2009.