

냉매 과냉각을 이용한 열펌프 시스템의 성능 특성

노건상*, 손창효**[†]

*동명대학교 냉동공조공학과, **부경대학교 기계공학부

The Performance Characteristics of Heat Pump Using the Refrigerant Subcooling

Geon-Sang Roh*, CHAN GHYO SON**[†]

**Department of Refrigeration and Air-conditioning Engineering, Tong Myong University, 535 YongDang-Dong Nam-Gu Busan-Si 608-711, Korea*

***School of Mechanical Engineering, Pukyong National University, San 100 Yongdang-dong Nam-gu Busan-Si 608-739, Korea*

ABSTRACT

In this paper, the performance characteristics of heat pump system using a new refrigerant subcooling system designed for the study, are introduced. The new heat pump system have the ice storage tank at the outlet of condenser. The experimental apparatus is a well-instrumented water/water heat pump which consisted of working fluid loop, coolant loop, and ice storage tank. The experiment parameters of subcooling ranged as the evaporating temperature from -5°C to 8°C , the condensing temperature from 30°C to 35°C . The test of the ice storage was carried out at evaporating temperature of -10°C and the ice storage mode is Ice-On-Coil type. The working fluid was R-22 and the storage materials were city-water. The test results obtained were as follows; The refrigerant mass flow rate and compressor shaft power were unchanged by the degrees of subcooling, that is, they were independent of degrees of subcooling. The cooling capacity of the new heat pump system increase as the evaporating temperature and subcooling degrees increase and is higher by 25~30%, compared to the normal heat pump system. The COP of the new heat pump system increases as the degrees of subcooling and evaporating temperature increase and is higher by 28% than that of the normal heat pump system.

KEY WORDS : heat pump(열펌프), refrigerant subcooling(냉매 과냉각), subcooling system(과냉각 시스템)

1. 서 론

최근 10여 년 전부터 급속도로 증가하고 있는 열펌프 기기의 보급으로 인해 에너지 소비량이 현저히 증가하였다. 이로 인해, 에너지 공급의 대부분을 수입에 의존하고 있는 우리나라의 에너지

[†]Corresponding author : sonch@pknu.ac.kr

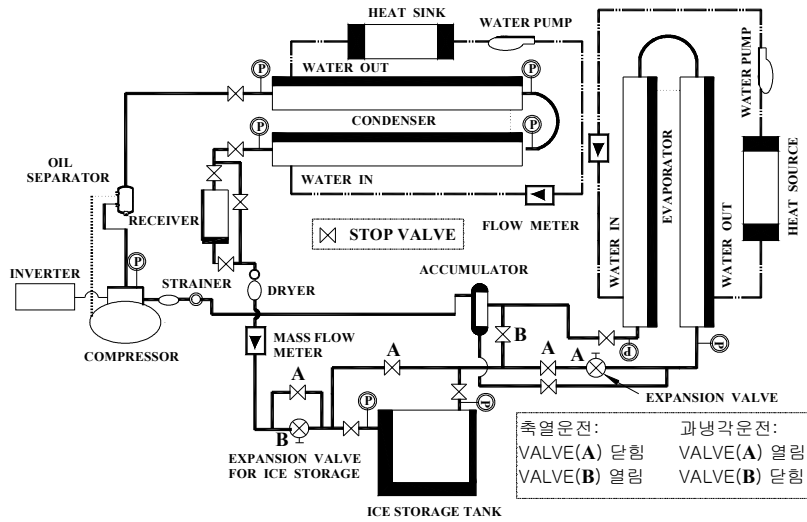


Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus

수급 상황은 더욱 악화되었다. 따라서, 에너지 소비를 줄이고 그 사용을 효율적으로 하기 위한 여러 가지 연구들이 학교, 연구소 및 기업 등에서 활발히 진행되어져 왔다. 이러한 연구들 중에 대표적인 것이 고성능 열펌프 기기 개발, 흡수식 및 빙축열 열펌프 장치 개발 관련 연구 등이다. 특히, 빙축열 열펌프 장치는 여름철 주·야간 전력 불균형 문제를 획기적으로 해결할 수 있는 특징을 가지고 있다. 그래서, 정부는 에너지의 효율적인 이용 차원에서 빙축열 열펌프 장치를 적극적으로 권장하고 있다.

빙축열 열펌프 장치는 주·야간 전력의 평준화, 열원 기기의 용량 축소, 운전비의 절감 등 많은 장점을 가지고 있지만, 초기 투자비가 크며, 기기의 에너지 효율이 떨어지는 등 여러 가지 문제를 가지고 있다¹⁾. 최근 들어, 이러한 문제들을 해결하기 위해서, 냉매 과냉각 시스템을 이용한 빙축열 열펌프 장치(이하 과냉각 시스템)에 관한 연구가 활발히 진행되고 있다.

과냉각 시스템은 기존의 빙축열 열펌프 장치에 소규모의 축냉조를 설치하고, 여기에 저렴한 심야 전력을 이용하여 야간에 물을 축냉한 후, 이 축열

을 주간 냉방 운전시 냉매 과냉각용으로 사용함으로써 열펌프의 성능을 향상시키고 동시에 운전비를 절감할 수 있는 시스템이다²⁾. 그러나 지금까지 과냉각 시스템에 관한 연구는 매우 부족하며 체계적이지 못하다. 이로 인해, 대부분의 과냉각 시스템 설계가 경험에 의해서 이루어지고 있는 실정이다. 따라서, 본 연구에서는 R-22를 작동 유체로 사용하여 과냉각 시스템의 성능 및 사이클 특성을 나타내고, 과냉각 시스템과 종래 빙축열 열펌프 장치(이하 비과냉각 시스템)와의 성능을 비교·분석함으로써 과냉각 시스템의 설계를 위한 기초 설계 자료를 제공하고자 한다.

2. 실험장치 및 방법

2.1 실험장치

본 연구에 사용된 실험장치의 개략도를 Fig. 1에 나타내었다. 압축기, 응축기, 빙축열조, 팽창밸브(축냉용 팽창밸브, 과냉각 운전용 팽창밸브), 증발기 그리고 액분리기로 구성되어 있으며, 물을 열원으로 하는 가장 기본적인 증기 압축식 열펌프 장치이다. 그림에서 실선은 압축기로 구동되는 냉

매 순환 경로를 나타내며, 점선은 냉동기유의 회수 경로를 나타낸다. 그리고 이점 쇄선은 열원수 펌프에 의해 구동되는 열원수의 순환 경로를 나타내고 있다. 냉매 순환 경로는 야간의 축냉 운전시와 주간 과냉각 운전시가 다르다. 야간 축냉운전시 냉매는 압축기, 응축기, 수액기, 팽창 밸브, 축열조 그리고 액분리기를 통과하여 다시 압축기로 순환한다. 그리고 주간 과냉각 운전시는 압축기, 응축기, 수액기, 축열조, 팽창 밸브, 증발기 그리고 액분리기를 통과하여 다시 압축기로 순환한다. 응축기와 증발기로 유입되는 열원수는 항온조에서 일정한 온도와 유량으로 조절되며, 압축기는 R-22용 2 마력 반 밀폐형이다. 시험부(증발기)는 이중관 열교환기이다. 즉, 내관에 냉매가 흐르고, 내관과 외관의 환상 구간으로는 열원수가 냉매와 반대 방향으로 흐른다. 그리고 열교환기 및 장치 내 배관의 모든 부분은 단열재를 사용하여 충분히 단열하였다. 빙축열조는 야간의 축열 운전 동안 냉열을 저장하였다가 주간 과냉각 운전시 냉매액을 과냉각시키는 과냉각부로 사용된다. 그리고 빙축열조는 외형치수 570 mm(W)×570 mm(L)×1070 mm(H)의 크기로 두께 20 mm의 안전 강화 투명 아크릴로 제작하였고 외부로의 열손실을 막기 위해 35 mm 단열 벽을 설치하였다. 축열조 내에 설치된 열교환기는 외경 12.70 mm, 전장 2205 mm로 hair-pin 형상이다. 열교환기의 피치는 제빙이 진행되는 동안 얼음의 브리지 현상을 방지하기 위해 80 mm로 하였으며, 각 단간의 거리도 80 mm로 하였다. 축열 매체로서는 상수를 사용하였다. 그리고 축열조 내의 수위 변화를 측정하기 위해, 축열조 5개소에 수위계를 설치하였다. 빙축열용 및 과냉각용 팽창 밸브는 수동식 팽창 밸브를 사용하였으며, 그 외에도 여과기, 가·액 분리기, 냉매 건조기를 설치하였다.

냉매 온도는 압축기, 응축기, 시험부, 축열조 내 열교환기 등에서 T-type 열전대를 사용하여 측정하였으며, 장치 내를 순환하는 냉매 유량은 수액기 출구에 설치된 질량 유량계를 측정하였다. 압력은 장치의 각 부분에 압력 게이지와 차압계를 설치하

여 측정하였다. 또한, 응축기 및 시험부를 순환하는 열원수의 온도는 각각의 입·출구에서 측정하였으며 유량은 유량계를 설치하여 측정하였다. 축열조 내 수온 측정을 위하여, 수조 내 8개소에 T-type 열전대를 설치하였다. 축열 운전 동안, 조 내 수위 변화는 5개소에 설치된 수면계를 사용하여 측정하였다. 압축기 소요동력은 파워 메터를 사용하여 측정하였다.

2.2 실험방법 및 조건

본 실험에서는 1 RT 급 증기 압축식 열펌프를 제작하여 R-22를 작동 유체로 하여 냉매 과냉각도에 따른 시스템의 성능 평가, 축열 및 과냉각 운전시의 사이클 특성 등을 증발 온도 및 과냉각도를 변화시키면서 실험하였다. 또한 비과냉각 시스템과 성능을 비교·분석하였다.

냉매를 충전하기 전에 실험 장치의 기밀 시험을 위하여 장치의 모든 밸브를 열고 질소를 사용하여 장치의 압력을 2 [MPa]까지 충전하였다. 그리고 48시간 경과 후 장치의 기밀을 확인하였다. 기밀 확인 후 장치 내에 존재할 수 있는 불응축 가스를 제거하기 위하여 진공 펌프를 사용하여 장치 내부를 진공으로 유지한 다음, R-22 냉매 증기를 실험 장치 내에 충전 시켜 재차 진공 펌프로 냉매 증기와 함께 잔류 공기를 흡입·배출시켰다. 불응축 가스가 완전히 배출되었다고 생각되었을 때, 장치를 진공으로 하여 저압부인 시험부(증발기) 측으로 냉매액을 충전하였다. 어느 정도 냉매가 들어간 다음에 장치를 가동시켜 시스템 내부의 압력을 낮추면서 압축기 흡입 측으로 냉매 증기를 충전하였다. 실험 장치를 가동한 후 냉매의 포화 압력과 포화 온도를 관찰하면서 평형 상태로 유지되는 정상 상태에서 실험하였다. 사이클 특성을 파악하기 위한 냉매 온도 측정은 시스템의 각부에 설치된 ψ 1.0 mm의 T-type 열전대를 사용하여 측정하였으며 측정된 온도는 열전대에서 전기신호로 보내져 데이터로그와 컴퓨터를 이용하여 얻었다. 실험 장치 내를 순환하는 냉매 유량은 질량 유량계(Oval사)를 사용하였다. 전자식 질량 유량계의 측정 범위는

Table 1 Experimental conditions for ice storage mode

Ice storage type	ICE-ON-COIL type
Heat storage material	Water
Heat exchanger type	Hair-pin type
Running time [minute]	600
IPF [%]	70~80
Refrigerants	R-22
Mass flow rate [kg/h]	27~32
Evaporating temperature [°C]	-9~-11
Condensing temperature [°C]	35~36

0~300 [kg/h]로 기기 자체 편차는 $\pm 0.2\%$ 이다. 시스템의 냉동 능력을 해석하기 위하여 응축기 및 증발기 열원수 배관에 T-type 열전대 및 면적식 유량계를 설치하였다. 면적식 유량계의 측정범위는 0~960 [kg/h]이며, 기기 자체의 편차는 $\pm 2\%$ 이다.

2.2.1 축냉실험

축냉 운전 동안의 응축 온도, 시간에 따른 IPF(Ice Packing Factor : 제빙량) 및 조 내 수온 변화 등을 실험하였다. 그리고 축냉 운전을 시작하기 전에 축열조 자체의 냉열 손실량을 측정하기 위한 실험을 행하였다. 축열조 내에 일정한 양의 얼음을 축열한 후 상온(30°C)에서 48시간 정도 방치하여 조 내 수온 및 수위 변화를 측정하고, 그것을 이용하여 손실량을 계산하였다. 손실 열량은 시간당 약 90 [kcal/h]로 전체 축열량의 7% 이내이므로 무시하였다. 축냉 운전은 심야의 값싼 전력 요금을 적용 받을 수 있는 밤 10시부터 다음날 아침 8시까지 10시간 동안 실시하였다. 축열조 내에 상수를 140 [l] 정도 충전한 후, 시스템을 축냉 모드, 즉, 냉매가 압축기, 응축기, 수액기, 팽창 밸브, 축열조 그리고 액분리기에서 다시 압축기로 순환되도록 밸브를 조작하고 시스템을 안정화시킨 뒤, 축열용 팽창 밸브를 조절하여 증발온도를 -10°C (냉매가 증발기 내에서 완전히 증발할 수 있는 온

Table 2 Experimental conditions for refrigerant subcooling system and the normal system

Refrigerants	R-22
heat exchanger type	Double-tube type
Running time [minute]	450
Subcooling degrees [°C]	0, 15, 20, 25, 30
Mass flow rate [kg/h]	42~76
Evaporating temperature [°C]	-5~8
Condensing temperature [°C]	30~35

도)로 일정하게 유지하면서 축냉 운전을 하였다. 이때 증발기로 냉매가 흐르지 않도록 과냉각용 팽창밸브는 폐쇄하였다. 축냉 운전 동안 시간에 따른 응축 온도 및 축열조 내 수온 변화는 응축기와 축열조 내에 설치된 T-type 열전대를 통하여 매 2분 간격으로 측정하였으며 시간에 따른 IPF의 변화는 축열조 내 5개소에 설치된 수위계를 매 30분마다 측정하여 그 평균값으로 계산하였다. 그리고 Table 1은 실험 조건을 나타낸 것이다.

2.2.2 냉매 과냉각 실험

과냉각도에 따른 시스템의 성능평가 즉, 과냉각도에 따른 장치 내의 냉매 순환량, 압축기의 축동력, 냉각 열량, COP 등을 평가하였으며, 과냉각 시스템과 비과냉각 시스템의 성능을 비교하였다. 축냉 운전이 완료된 후 아침 9시부터 과냉각 운전을 시작하여 축열조 내의 얼음이 완전히 소모된 시간까지 7시간 30분 동안 실시하였다. 열펌프 시스템을 과냉각 모드 즉, 냉매가 압축기, 응축기, 수액기, 축열조(과냉각부), 시험부(증발기) 그리고 액분리기로 순환되도록 밸브를 조작하고 과냉각도 및 증발 온도를 일정하게 조절하면서 실험을 행하였다. 과냉각도를 일정하게 유지하기 위해 축열조(과냉각부)를 통과하는 냉매량과 축열조를 바이 패스(by-pass)하는 냉매량을 밸브의 개도를 통하여 조절하였다. 여기에서 과냉각도는 응축기 출구 냉매 온도와 축열조 출구(축열조)를 통과한 냉매와 축열조를 바이 패스한 냉매가 혼합된 상태에서 측정

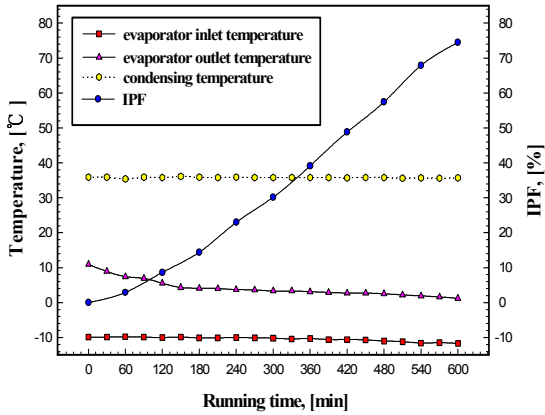


Fig. 2 Variation of the temperature and IPF of the ice storage system with running time

된 온도)의 온도차를 의미한다. 그리고 Table 2는 실험 조건을 나타내고 있다.

3. 결과 및 토론

3.1 축냉 운전

축냉 운전은 응축 온도 35°C, 증발 온도 -10°C로 하여 심야 10시간 동안 실시하였으며 축냉 방식은 관외착빙 방식이다. Fig. 2는 축냉 사이클 특성을, Fig. 3은 운전 시간 동안의 축열조 내 수온의 변화를 나타낸 것이다. Fig. 2에서 증발 온도는 축열조 내의 열교환기에서 증발이 완전히 끝나는 온도인 -10°C로 예비 실험을 통하여 결정하였다. 그림에서 축냉 운전이 진행되는 동안 응축 온도는 거의 변함이 없으나 증발 온도의 경우는 축냉 운전이 진행될수록 하강하는 것을 알 수 있다. 이것은 열교환기 주위에 착빙이 진행됨에 따라 이 얼음 자체가 열저항이 되기 때문이라 사료된다³⁾. IPF는 제빙 운전 시간동안 거의 선형적으로 증가하는 것을 알 수 있다. 즉, 운전 조건에 관계없이 얼음의 형성 속도가 일정하다. 이것은 열전달 능력이 얼음 두께에 큰 영향을 받지 않기 때문이라 사료된다⁴⁾.

Fig. 3은 축냉 운전 시간동안의 축열조 내 수온의 변화를 나타낸 것으로 조 내 물은 인위적인 유

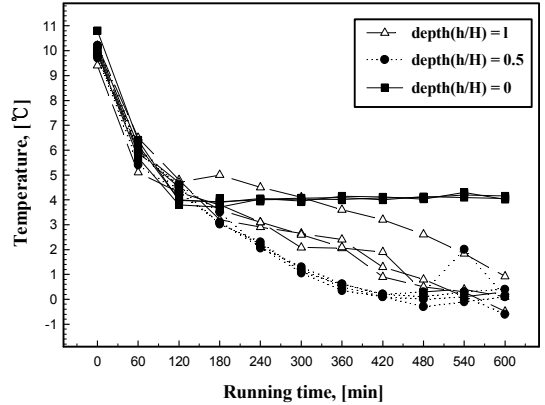


Fig. 3 Temperature variation of water in the ice storage tank with running time during ice storage

동이 없는 정지한 상태이다. 온도 측정은 조 내 상(h/H=1)·중(h/H=0.5)·하(h/H=0)부에 각각4개소 총 12 개소에 열전대를 설치하여 측정하였다. 그림에서 나타낸 바와 같이 조 내 수온은 수평적으로 큰 차이를 보이지 않지만 수직적으로는 큰 온도 성층화를 이루고 있다. 또한 운전초기에 축열조의 온도가 낮아지는 과정에서는 완전 혼합 형태와 같이 진행된다. 하지만 축열조 내의 물의 온도가 4°C 이하가 되게 되면, 열교환기 주위에 얼음이 형성되더라도 축열조의 하부는 4°C를 유지한다는 것을 알 수 있다. 이것은 온도에 따른 물의 밀도차로 인하여 4°C의 밀도가 가장 큰물이 축열조 하부에 남아 있기 때문이라 생각된다⁵⁾. Table 3에 축냉 운전시의 축냉 능력을 나타내었다.

3.2 냉매 과냉각 운전

Table 3 Capacity of ice storage system

IPF [%]	74.5	
Total cooling capacity [kcal]	잠열	8344
	현열	2165
	계	10500
Compressor shaft power [kWh]	8.1	
COP [1]	1.50	

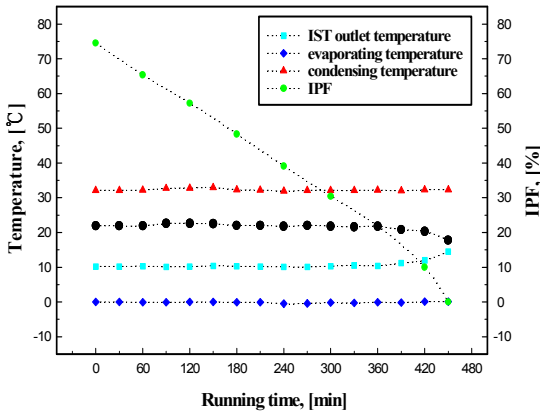


Fig. 4 Variation of the temperature and IPF of a refrigerants subcooling system with running time

과냉각 운전은 축열 운전이 완료되고 2시간 후부터 IPF가 0이 될 때까지 총 7시간 30분 동안 응축온도 32℃, 과냉각도 약 20℃, 증발온도 0℃로 실시하였다. Fig. 4는 축냉 운전시의 사이클 특성을 나타내고 있다. 가로축은 운전시간이며 세로축 좌측은 온도를 우측은 IPF를 나타내고 있다. 시간이 경과함에 따라 응축온도 및 증발온도는 거의 변함이 없으나 축열조 출구의 냉매온도는 운전 후 반부에서 점차 상승하는데 이는 조 내의 축냉된 얼음이 점차 소비되어 가기 때문이다. 여기에서 과냉각도는 응축온도와 축열조 출구의 냉매 온도차로 나타낼 수 있다. IPF는 운전이 진행되는 동안 거의 선형적으로 감소한다는 것을 알 수 있다.

Fig. 5는 과냉각 운전동안의 축열조 내 물의 온도를 깊이에 따라 나타낸 것이다. 가로축은 운전시간을 세로축은 온도를 나타내고 있다. 운전초기에는 축열조의 중간부(h/H=0.5) 및 상부(h/H=1)의 수온이 하부(h/H=0)의 수온보다 낮지만 과냉각 운전이 진행되면서 하부의 수온은 거의 일정한 반면 중간부 및 상부의 수온은 급격히 높아짐을 알 수 있다. 또한 축열조 내 물의 수평적 온도차는 거의 없으나 수직적 온도차가 크게 발생함을 알 수 있다. 이것은 응축기 출구 냉매와의 열교환에 의해 온도가 상승된 물이 온도차에 의한 밀도차로 인해 축열조의 상부로 이동하기 때문이다⁶⁾. 따라서 더

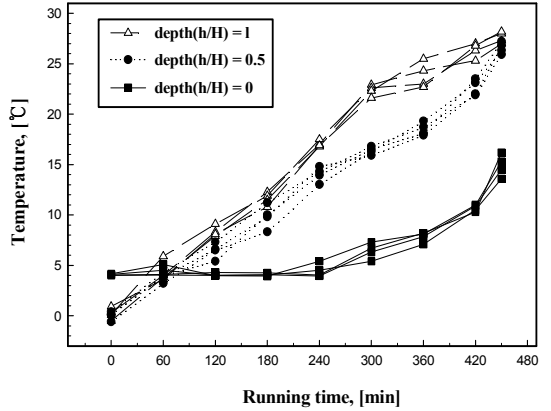


Fig. 5 Temperature variation of water in the ice storage tank with running time during refrigerants subcooling

욱 확실한 열교환을 위해서는 조 내 물을 교반시킬 수 있는 장치가 필요하다. Table 4에 과냉각 운전시의 사이클 성능을 나타내었다.

3.3 냉매 순환량

응축기 출구의 포화 냉매액을 과냉각시킨 열펌프 시스템과 일반 열펌프 시스템의 장치 내를 순환하는 냉매 순환량을 비교하였다. Fig 6에 응축온도가 30℃일 때 증발온도에 따른 과냉각을 시키지 않았을 경우와 과냉각도를 15, 20, 25℃ 설정하였을 때의 장치 내를 순환하는 냉매 순환량을 나타내었다. 여기에서 가로축은 증발온도를 세로축은 냉매 순환량을 나타내고 있다. 그림에 나타낸 바와 같이 있듯이 전체적으로 증발온도가 증가할수록 두 시스템 모두 냉매 순환량이 증가한다. 그러나 과냉각을 시키지 않았을 경우와 과냉각을 시켰을 경우의 냉매 순환량 차는 ±5% 이내에 서 거

Table 4 Capacity of refrigerant subcooling system

Subcooling degree [°C]	20
Total cooling capacity [kcal]	22000
Compressor shaft power [kW·h]	8.7
COP [1]	2.94

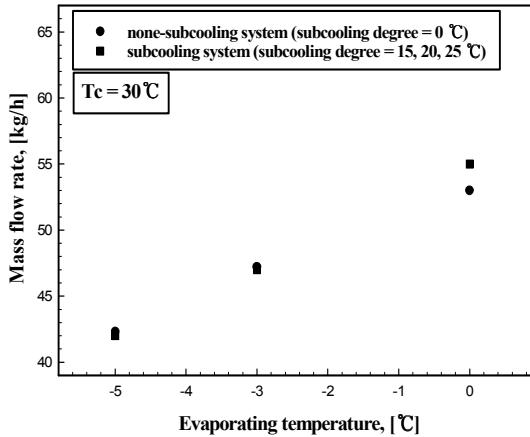


Fig. 6 Comparison between mass flow rate of the subcooling system and the non-subcooling system for various evaporating temperature

의 일치하고 있다. 이 결과는 Selson 등⁷⁾이 보고한 실험 결과와 일치하는 것으로 응축기 출구(팽창밸브 전)의 냉매액을 과냉각 시켰을 경우와 과냉각을 시키지 않았을 경우의 냉매 순환량은 거의 차이를 보이지 않는다. 즉, 응축기 출구의 냉매액을 과냉각 시켰을 경우, 시스템 내를 순환하는 냉매 순환량은 과냉각도의 영향보다 증발온도의 영향을 크게 받는다는 것을 알 수 있다.

3.4 압축기 축동력

Fig. 7은 응축 온도 30°C일 때 과냉각 시스템과 비과냉각 시스템의 소요 동력을 증발 온도에 따라 비교한 것이다. 냉매 과냉각도는 응축온도가 30°C일 때, 15, 20, 25°C이다. 여기에서 과냉각도 0°C는 일반 열펌프 시스템을 나타낸다. 압축기 소요 동력은 전체적으로 증발 온도가 증가할수록 증가하며 과냉각도에 의한 영향은 거의 받지 않는다. 이것은 압축기의 소요 동력에 가장 큰 영향을 미치는 요소가 냉매 순환량이다. Fig. 6에 나타난 것처럼 냉매 순환량은 과냉각도에 의한 영향을 거의 받지 않고 증발 온도에 의한 영향을 많이 받기 때문에 증발 온도가 증가할수록 냉매 순환량이 증가하여 소요 동력이 커지는 것으로 사료된다⁷⁾.

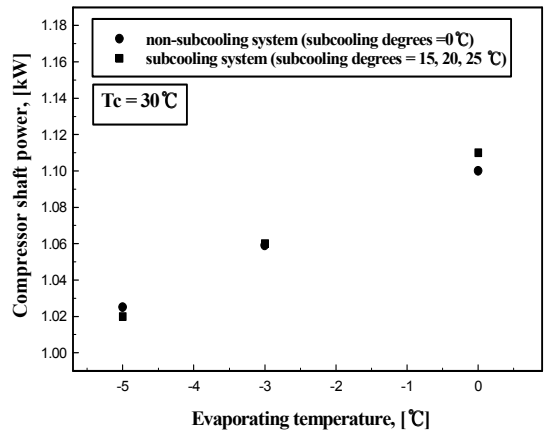


Fig. 7 Comparison between compressor shaft power of the refrigerant subcooling system and the non-subcooling system of various evaporating temperature

3.5 냉각능력

Fig. 8은 응축 온도 35°C일 때, 과냉각 시스템과 비과냉각 시스템 그리고 냉매 과냉각도에 따른 냉각 능력을 비교한 것이다. 과냉각도는 응축 온도 35°C일 때, 20, 25, 30°C를 주었다. 가로축은 증발 온도를 나타내고, 세로축은 냉각 열량을 나타내고 있다. 냉각 능력은 증발기에 순환되는 열원수의 유

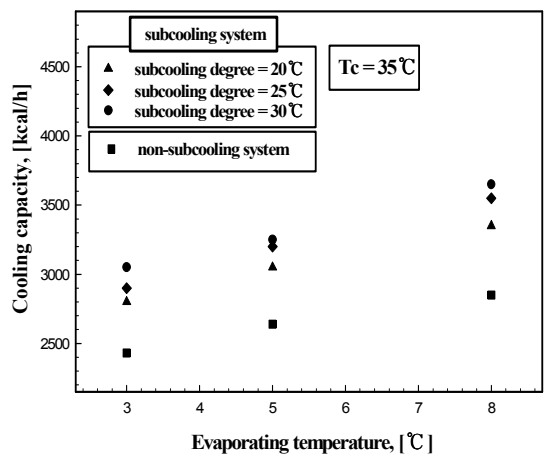


Fig. 8 Comparison between cooling capacity of the refrigerant subcooling system and the non-subcooling system for various evaporating temperature

량과 입·출구 온도차로부터 구하였다. 그림에서 냉각 능력은 증발 온도가 증가할수록 증가하며 또한 비과냉각 시스템보다 냉매 과냉각 시스템이 약 28% 정도 크다. 또한 과냉각도가 증가할수록 냉각 능력도 증가하는데 응축 온도 35℃, 증발 온도 8℃일 경우는 과냉각도가 20℃일 때 보다 30℃일 경우 약 8% 정도 더 증가하는 것을 알 수 있다. 이는 Snelson 등⁷⁾의 연구 결과와 거의 일치하는 것이다. 이들은 R-12를 사용하여 과냉각도를 각각 6℃와 18℃를 주었을 경우를 비교한 결과, 과냉각도 18℃인 경우가 냉각 능력이 10% 정도 크다고 보고하였다. 이와 같은 결과들은 응축기 출구의 냉매액을 과냉각 시킬 경우, 냉매가 응축기에서 응축되어 증발기로 흐르는 과정동안 팽창 밸브 통과 시에 냉매 가스가 되는 냉매 양이 감소하기 때문이라 생각된다.

3.6 성적계수

Fig. 9는 냉매액 과냉각 시스템과 비과냉각 시스템의 과냉각도에 따른 COP(성적계수)를 나타낸 것이다. COP는 냉각 능력을 압축기의 소요 동력으로 나누어 계산하였다. 응축 온도는 35℃이며 가로축은 과냉각도를 세로축은 COP를 나타내고 있다. 그림에서 알 수 있듯이 과냉각도 및 증발 온도가 증가할수록 COP가 증가한다. 또한, 냉매액 과냉각 시스템(과냉각도=20~30℃)이 비과냉각 시스템(과냉각도=0℃)보다 최고 28% 정도 증가하였다. 이는 Ogoshi²⁾의 실험 결과와 거의 일치하는 것으로, 증발 온도가 일정할 때, 냉매액 과냉각 시스템과 비과냉각 시스템의 냉매 유량과 압축기 소요 동력은 냉매 과냉각도의 영향을 받지 않는다. 그러나 과냉각도가 증가할수록 냉각 열량은 증가하기 때문에 냉각 열량이 증가한 만큼 COP도 증가하였다고 사료된다.

4. 결 론

R-22를 작동 유체로 하는 빙축열 이용 냉매액 과냉각 열펌프 시스템의 성능 및 사이클 특성을

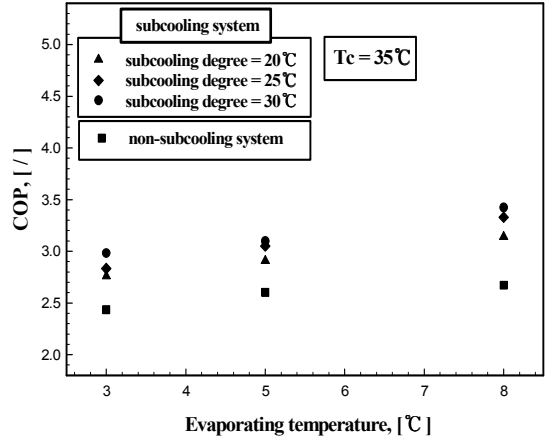


Fig. 9 Comparison between COP of the refrigerant subcooling system and the non-subcooling system for various evaporating temperature

파악하고, 비과냉각 열펌프 시스템과 성능 및 운전 비를 비교한 결과로부터 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 축냉 및 과냉각 운전시의 사이클 특성에서, 축냉 운전시 IPF는 거의 선형적으로 증가함을 알 수 있었다.
- 2) 축냉 운전시와 과냉각 운전시의 축열조 내 물의 깊이에 따른 온도 변화를 측정된 결과 전체적으로 수평적 온도차는 거의 없는 반면, 수직적 온도차가 크게 발생함을 알 수 있었고, 효과적인 축냉 및 효율적인 냉열 이용을 위해서는 수조 내 물의 교반이 필요함을 확인 할 수 있었다.
- 3) 냉매 유량은 전체적으로 증발온도가 증가할수록 냉매 유량이 증가하지만 과냉각도의 영향은 거의 없었다. 압축기 소요 동력은 전체적으로 증발 온도가 증가할수록 증가하며 과냉각도에 의한 영향은 거의 받지 않는다.
- 4) 냉각 능력은 증발 온도가 증가할수록 증가하며 비과냉각 시스템보다 냉매 과냉각 시스템이 약 28% 정도 크다. 또한 과냉각도가 증가할수록 냉각 능력도 증가하는데 응축 온도 35℃, 증발 온도 8℃일 경우는 과냉각도가 20℃일 때 보다 30℃일 경우 약 8% 정도 더 증가하는 것을

알 수 있다.

- 5) 증발온도 및 과냉각도에 따른 COP는 증발온도와 과냉각도가 증가할수록 증가하였으며 최고 28%까지 높게 나타났으며 냉각 열량이 증가한 만큼 열원 기기의 용량을 감소시킬 수 있을 것이다.

참 고 문 헌

- 1) 유호선, 강채동, 윤호식, 홍희기, 김영일, 배철호, “공조용 축열시스템 개발 (II)”, 과학기술처, 1989, pp. 162.
- 2) Ogoshi, H., “冷媒過冷却を 用いた 氷蓄熱 システム”, 冷凍, Vol. 63, No. 734, 1989, pp. 35-40.
- 3) 이윤표, “열저항의 측면에서 본 빙축열조의 구성”, 냉동공조기술, Vol. 10, No. 3, 1993,

pp. 64-73.

- 4) 유호선, 강채동, 윤호식, 홍희기, 김영일, 배철호, “공조용 축열시스템 개발 (II)”, 과학기술처, 1989, pp. 79.
- 5) 김정수, “한전의 축냉식 냉방설비 보급지원 제도”, 한국전력공사 전력연구원, 1999, pp. 47-54.
- 6) Mei, V. C., Gulati, N. K., Chen, F. C., Miller, W. A., “Test of condensate subcooling coils for air conditioners”, ASHRAE Transactions, 1990, pp. 68-71.
- 7) Snelson, W. K., Linton, J. W., Triebe, A. R., “System drop-in tests of refrigerant blend R-125/R-143a/R-134a(44%/52%/4%) compared to R-502”, ASHRAE Transactions, 1993, pp. 17-24.