

## 스크류 압축식 냉동기의 성능향상에 관한 실험적 연구

### Experimental study on the performance improvement of a screw-compressor-type chiller

이 대 영\*, 정 성 훈\*, 강 병 하\*, 홍 회 기\*\*  
D. - Y. Lee, S. - H. Jung, B. H. Kang, H. Hong

**Key words** : Plate heat exchanger(판형열교환기), R22/R142b mixed refrigerant(R22/R142b 혼합냉매), Screw compressor(스크류 압축기), Economizer(이코너마이저)

#### Abstract

An experimental study on the performance enhancement of a screw-compressor-type chiller with 100kW of nominal cooling capacity has been carried out. Performance test facility was developed to investigate the effects of a partial modification from the existing chiller on the performance. By replacing the existing shell-and-tube heat exchangers with plate heat exchangers, the cooling capacity is increased by 15~18% and the COP is also increased by 19~21% depending on the operation temperature range. Charging mixed refrigerant R22/R142b(80 : 20) instead of R22 into the chiller with plate heat exchangers improves the cooling capacity by 4% and the COP very largely by 30%. Each contribution of the plate evaporator, plate condenser, and mixed refrigerant to the performance enhancement is examined by analyzing the refrigeration cycle and the heat transfer processes. It is also shown that the chiller performance can be improved by adapting 2-stage-compression cycle using an economizer.

#### 기호 설명

$A$  : 열전달면적( $m^2$ )  
COP : 성적계수  
 $f$  : 총열전달량에 대한 비율  
 $\Delta h$  : 증발기 입출구 냉매 엔탈피 차( $kJ/kgK$ )  
 $\dot{m}$  : 냉매질량유량( $kg/s$ )

$T$  : 온도( $^{\circ}C$ )  
 $\Delta T_{lm}$  : 대수평균온도차( $^{\circ}C$ )  
 $Q$  : 열전달량( $kW$ )  
 $U$  : 총괄 열전달계수( $kW/m^2^{\circ}C$ )  
 $W$  : 압축기 입력( $kW$ )

하첨자

\* 한국과학기술연구원 열유동제어 연구센터  
\*\* 경희대학교 공과대학 기계공학과

$eva$  : 증발기  
 $cond$  : 응축기

in : 2차유체 열교환기 입구  
 out : 2차유체 열교환기 출구  
 phc : 상변화 영역  
 sub : 과냉영역  
 sup : 과열영역

## 1. 서 론

우리나라의 에너지 소비량은 산업규모의 팽창과 더불어 지속적으로 증가하고 있으며, 최근에 들어서는 생활수준의 향상으로 인하여 쾌적한 주거 및 사무환경에 대한 욕구가 증대됨에 따라, 냉방과 난방 등 공조설비에 의한 에너지 사용량이 급증하고 있다. 국내의 에너지 소비 현황을 분석하면, 1996년 현재 연간 국가 총에너지 소비 중 10%가 사무용이나 상업용 등 비주거용 건물에 사용되고 있는 것을 알 수 있으며, 전력에너지만을 기준으로 할 경우에는 이 비율이 24%에 이르는 것을 알 수 있다.<sup>(1)</sup> 비주거용 건물의 에너지 소비 중 냉방에 이용되는 에너지가 28%에 달하는 것으로 추정되며, 이 중 대부분이 전력에너지 형태이고 하절기에 소비가 집중되어 있어, 전력수급의 불균형을 초래하고 있다. 1996년 현재 에너지 자원의 해외수입 의존도가 97% 이상으로 에너지 절약의 필요성이 어느 때보다도 절실히 요구되고 있는 이 때, 비주거용 건물의 냉방시스템을 개선함으로써, 국가적인 에너지 절약 및 전력수급의 안전성을 확보할 수 있음을 알 수 있다.

대부분의 비주거용 건물에서는 중앙 집중식의 냉방시스템을 적용하고 있어, 에너지의 사용이 국부적인 장소에서 집중적으로 발생하는 특성이 있으므로, 냉방시스템의 개선을 통한 에너지 절약 기술의 보급에 매우 유리하다. 이러한 대규모 냉방시스템의 에너지 효율 개선에 대한 연구는 일부 대형 냉동기 제작회사에서 수행하고 있기는 하지만, 장치 자체의 규모가 크고, 이에 덧붙여 성능시험을 위해 필요한 부대 장치의 규모 또한 커지기 때문에 막대한 비용과 노력이 소요되어 기술개발에 어려움을 겪고 있다. 이에 따라 이 분야에 대한 국내 연구는 그 파급효과에 비추어 볼 때, 상당히 미흡한 실정에 있으며, 가정용 소형 냉방기나 자동차용 냉방기의 성능향상에 대한

연구가 활발히 진행되고 있는 것에 비교하면<sup>(2-4)</sup>, 더욱이 활발한 연구개발이 필요한 분야라 할 수 있다.

냉동기는 저온열원에서 열을 흡수하여 고온열원으로 열을 방출하는 장치로, 열원과의 열전달을 위해서는 열원과 냉매 사이에 온도차가 필요하나, 이 열전달 과정에 개입된 유한한 온도차는 시스템의 비가역성을 증가시켜 에너지 효율을 감소시킨다. 따라서 응축기와 증발기의 열전달 성능을 향상시킴으로써, 열원과 냉매 사이의 온도차를 줄이고, 결과적으로 냉동기의 에너지 효율을 향상시킬 수 있다. 열원과 냉매사이의 온도차를 감소시키는 또 다른 방법으로는 비공비 혼합냉매를 적용하여, 등압상태에서 상변화가 일어날 때, 냉매의 포화온도가 변화하는 특성을 이용하는 방법도 있으며<sup>(5)</sup>, 혼합냉매에 대한 연구는 R12 나 R22 등 기존 냉매의 사용이 규제됨에 따라 대체냉매 개발의 일환으로 활발히 진행되고 있다.<sup>(6-8)</sup>

한편 대형 냉동기의 성능을 향상시키기 위한 방법으로는 이러한 열전달 향상 방법 이외에, 압축기 효율 향상이 큰 주제가 되어 왔다.<sup>(9,10)</sup> 중기 압축식 대형 냉동기에는 소형 냉동기에 널리 사용되는 왕복동식 압축기 이외에, 스크류 압축기, 원심 압축기 등이 적용되고 있으며, 장치의 규모가 커짐에 따라, 여러 가지 효율 향상 방안이 경제성을 가지게 되며, 이에 따라 그 적용성이 연구되고 있다.

본 연구에서는 중대형 냉방시스템에 널리 적용되고 있는 스크류 압축기를 채용한 냉동기를 대상으로 하여 성능향상을 위한 부분개조와 그 영향을 분석하였다. 공칭 냉방용량 100kW의 상용냉동기를 기준으로 하여, 부분개조에 따른 성능향상을 시험할 수 있는 성능시험 장치를 개발하였다. 기존의 원통-관 열교환기를 고성능 판형열교환기로 교체하여, 열교환기의 성능향상에 따른 냉동기의 성능향상을 시험하여, 그 효과를 분석한다. 또한 단일냉매 대신 혼합냉매를 적용한 경우에 대하여 성능시험을 수행하여, 냉방출력, 성적계수 등에 미치는 영향을 규명하며, 그 적용성을 검토한다. 스크류 압축기의 압축효율을 향상시키기 위하여, 이코노마이저를 채용한 2단 압축 사이클을 구성하며, 이코노마이저 채용에 따른 냉동기의 성능향상을 시험한다.

2. 냉동기 성능 실험 장치

2.1 기존 스크류 냉동기의 개조

원통-관열교환기와 단단 스크류 압축기를 채용한 공칭 냉방용량 100kW의 기존 상용냉동기를 기준으로 하여, 부분개조에 의한 성능향상을 시험하였다. 스크류 압축기는 일정한 크기의 하우징 내에 서로 맞물려 있는 두 나선형 로터(screw rotor)가 회전함에 따라 두 로터 사이의 밀폐체적이 감소되어 냉매가 압축되는 용적식 압축기의 일종이다.<sup>(11)</sup> 이 압

축기는 구조가 간단하고, 진동과 소음이 적어 냉방 용량 100kW 이상의 중대형 냉동기에 폭넓게 적용되고 있으며, 압축기 구조상 한 대의 압축기로 다단 압축의 효과를 낼 수 있다.

Fig.1은 기존 스크류 냉동기에 판형열교환기(판형 응축기와 판형 증발기)와 이코노마이저를 추가 설치하여 개조한 냉동기의 개략도를 나타낸다. 판형열교환기는 원통-관열교환기에 비하여 크기가 작고 열전달 성능이 우수하므로, 냉매와 2차유체 사이의 온도차를 줄여 냉동기의 운전성능을 향상시킬 수 있

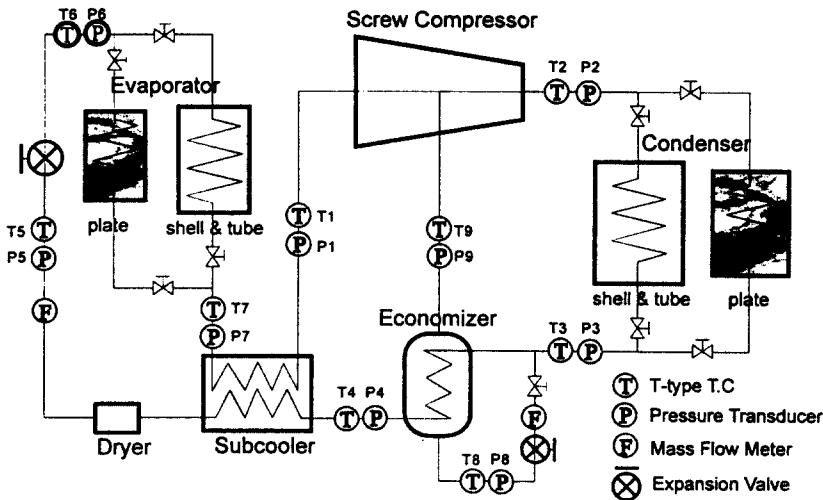


Fig.1 Schematic diagram of the chiller

Table 1 Specification of heat exchangers installed in the chiller

Component	Type	External size (mm)	Heat transfer area*(m <sup>2</sup> )	Remark
Evaporator	Shell & tube	φ 283×1,710	7.3	shell side - secondary fluid tube side - refrigerent
	Plate	524×241×323	15.6	number of plates - 130
Condenser	Shell & tube	φ 319×1,210	4.58	shell side - refrigerent tube side - secondary fluid
	Plate	524×241×275	12.4	number of plates - 110
Economizer	Coaxial double tube	345×314×300	1.25	inner tube - high pressure annulus - low pressure
Subcooler	Shell & tube	φ 200×650	0.62	shell side - high pressure tube side - low pressure

\* area based on the fin base surface

을 것으로 기대된다. 기존의 원통-관형 응축기와 증발기 각각에 판형열교환기를 병렬로 설치하여, 기존 냉동기의 성능시험과 동일한 조건에서 판형열교환기를 적용한 경우의 운전성능을 측정할 수 있도록 하였다.

판형열교환기는 상용 판형열교환기 중 공칭냉방용량 100kW 냉동기에 적합한 모델을 선정하여(제조회사: SWEP, 모델명: 응축기-B45, 증발기-V50)<sup>(12)</sup> 사용하였으며, 그 사양을 원통-관열교환기의 사양과 비교하여 Table 1에 나타내었다. 응축기의 열전달량이 증발기에서보다 큼에도 불구하고 판형 응축기의 열전달면적이 판형 증발기의 열전달면적보다 작은 것은 응축기 내부의 파울링(fouling)생성을 억제하기 위함이다. 판형열교환기는 열전달판을 적층한 구조이므로, 열전달면적을 증가시키기 위해서는 적층판의 수를 증가시키면 되지만, 판의 개수가 늘어날수록 판 사이 유체의 유속이 감소하게 된다. 응축기측 2차유체(냉각수)의 냉각에는 일반적으로 개방형 냉각탑이 사용되므로 공기와의 접촉에 의하여 냉각수가 오염될 가능성이 많아 응축기에는 파울링이 생성되기 쉽다. 파울링의 진행속도는 유속이 감소함에 따라 급격히 증가하는 것으로 알려져 있으므로,<sup>(13)</sup> 응축기에서의 파울링을 억제하기 위해서는 응축기 내부 2차 유체의 유속을 어느 한도 이상으로 유지하여야 하며, 이에 따라 적층판의 개수가 제한되게 된다. 본 연구에서는 냉동기 설계기준 운전조건에서 응축기 2차유체의 유속이 30cm/s 이상이 되도록 판의 수를 결정하였다.

이코노마이저는 압축기 출구의 냉매온도를 감소시키기 위하여, 응축기의 액냉매 일부를 팽창시킨 저온의 냉매가스를 스크류 압축기 내부로 분사하는 장치로서, 2단 압축기와 중간냉각기를 채택한 효과를 내어 압축일을 감소시키며, 동시에 응축기 유출 냉매의 과냉도를 증가시켜 냉방출력을 증가시킨다. 이코노마이저 설치에 의한 성능향상은 중간압력이 고압과 저압의 기하평균일 때 최대가 되므로,<sup>(14)</sup> 냉매로써 R22를 사용할 때, 증발온도 0℃(증발압력 498kPa), 응축온도 40℃(응축압력 1,534kPa)를 기준으로 하여, 스크류 압축기의 냉매 분사 압력을 최적 중간압력인 874kPa로 결정하였다. 스크류 압축기는 앞서 언급한 바와 같이 용적식 압축기로서, 압축기 내부의

압력변화는 내부 용적의 변화와 관련되므로, 이상적 단열압축과정을 가정하여 압축기 흡입 압력 498kPa 일 때의 비체적에 대하여, 압축기 내부 압력 874kPa 일 때의 비체적의 비, 즉 용적비가 1.65가 되도록 냉매 분사홀의 위치를 결정하였으며, 냉동기 제작회사에서 냉매 유입 구멍을 스크류 압축기의 로터 하우징에 가공하였다. 분사홀의 크기는 직경 12mm이며, 분사각도는 로터 하우징에 수직한 방향이다.

한편 기존 냉동기에는 증발기 출구 냉매와 응축기 출구 액냉매를 열교환시켜 응축기 유출 액냉매의 과냉도를 증가시킴으로써, 냉방출력을 향상시킬 수 있는 과냉각기가 설치되어 있다. 이 과냉각기는 원통-관형으로 액냉매가 원통측으로 흐르게 되어 있어, 수액기의 역할을 동시에 할 수 있다. 팽창장치로는 전자식 팽창밸브를 채용하여, 적용 냉매의 종류에 관계없이 압축기 입구 과열도와 중간압력 분사냉매의 과열도를 정밀하게 제어할 수 있도록 하였다.

## 2.2 2차유체 온도 조절 장치

냉동기의 냉방출력 및 운전효율은 온도조건에 크게 의존하므로, 냉동기의 성능을 정확히 측정하기 위해서는 냉동기의 증발기와 응축기로 유입, 유출되는 2차유체의 온도를 정확히 제어하는 것이 필수적이다. 본 연구에서 적용한 냉동기는 공칭 냉방출력 100kW로 수 kW급의 가정용 소형 냉방기에 비하여 상당히 크기 때문에, 소형 냉방기 성능시험 시 적용되는 전기 가열기와 소형 칠러를 이용하여 2차유체의 온도를 제어할 수는 없다.<sup>(3,4,8)</sup>

본 연구에서는 보일러를 이용하여 냉동기의 냉방 부하를 담당하도록 하였으며, 응축기의 냉각은 밀폐형 냉각탑을 이용하였다. 일반적인 난방용 보일러는 연소기로의 연료공급을 개폐함으로써 보일러의 열출력을 제어하는 방식을 사용하는데, 이러한 방식으로는 열출력의 변동이 심하여 증발기 유입 2차유체의 온도를 정밀하게 제어할 수 없다. 따라서 본 연구에서는 보일러의 열출력을 연속적으로 정밀 제어할 수 있도록 기존의 보일러 연료공급 회로를 개조하였다. 보일러의 열출력은 연료 공급량에 비례하며, 연료 공급량은 연소기 연료분사 노즐 전후단의 압력차에 의하여 결정되므로, 연소기 노즐전단의 압력을 제어함으로써 보일러의 열출력을 제어할 수 있다. 본 연

구에서는 연료 펌프에 의해 공급되는 연료를 유량제어 자동밸브를 통하여 펌프 입구쪽으로 바이패스시키는 방식으로 연소기 노즐 전단의 압력을 제어하였다. 연료 펌프의 최대 토출 압력은 20기압이며, 연소기 노즐에서 연료가 무화되어 안정적인 연소를 유지할 수 있는 최소 압력이 6기압이므로, 이 사이에서 압력을 연속제어할 수 있도록 하였으며, 이 때 보일러의 열출력은 최대출력에 대하여 55%까지 연속적인 제어가 가능하다.

응축기의 냉각에 밀폐형 냉각탑을 적용한 것은, 2차유체가 대기와 접촉함에 따른 오염을 예방하며 열교환기 내 스케일 생성에 의한 열전달 성능 저하를 방지하기 위함이다. 추후 여러 가지 냉매를 적용, 성능시험을 실시하여 냉매간 성능을 비교하기 위해서는 열교환기의 경년변화를 최소로 할 필요가 있다. 응축기 유입 2차유체의 온도를 정밀제어하기 위하여, 냉각탑 송풍기를 주파수 인버터를 이용하여 회전수 제어하고, 비산수 펌프는 개폐 제어하였다.

2차유체로는 물과 에틸렌글리콜의 혼합유체를 이용하였으며, 에틸렌글리콜의 부피비를 25%로 하였다.

2.3 측정 장치

Fig.1에 나타난 바와 같이 냉동기 각 구성요소의 입출구에는 T형 열전대와 압력변환기를 부착하였으며, 이코노마이저 분기관 입구와 팽창밸브 직전에 질량유량계를 부착하였다. Fig.1에서 센서 옆에 표시된 번호는 측정위치를 상징한다. 열교환기에서의 온도차가 5℃미만으로 비교적 작으므로, 열전대의 정확도가 실험결과에 큰 영향을 미친다. 열전대는

측정위치에 삽입하기 전에 모두 항온조에 넣고, 정밀도 0.01℃의 정밀 온도계의 지시값과 비교하여 보정하였다.

2차유체로의 열전달량을 계산하기 위하여 응축기와 증발기측 2차유체 입출구 온도와 유량을 측정하였으며, 냉동기의 소요동력은 전력계를 이용하여 측정하였다. 온도와 압력, 유량, 소비전력 등 모든 계측자료는 데이터 취득 시스템(data acquisition system)을 통하여 10초 간격으로 컴퓨터에 자동 저장되도록 하였으며, Fig. 2에 나타난 것과 같은 냉동기 선도를 실시간으로 표시하도록 하여, 성능시험 중 냉동기의 운전상황을 쉽게 확인할 수 있도록 하였다. Table 2에 계측장치의 사양을 정리하였다.

2.4 성능시험 방법

냉동기의 성능이 냉방기준과 외기조건에 따라 변

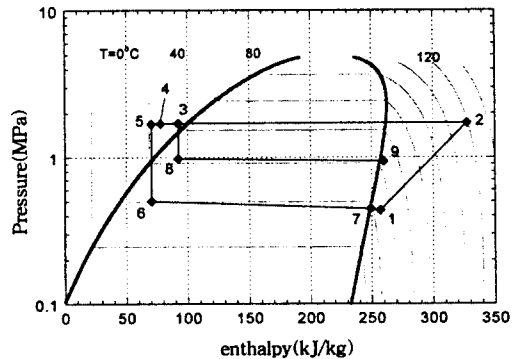


Fig.2 Monitoring window displaying the chiller operation condition

Table 2 Specification of sensors

Measurement	Sensor type	Range	Accuracy	Remark
Flow rate	Mass flow meter	0.02 ~ 2kg/s	±0.01%FS	Chiller main circuit
	Vortex shedding	0.003 ~ 0.3kg/s	±0.01%FS	Chiller economizer circuit
Pressure	Pressure transducer	30 ~ 1,300lpm	±1%Rdg.	Sencondary flow circuit
		0 ~ 200psi	±0.05%FS	Low pressure point
		0 ~ 300psi	±0.05%FS	Middle pressure point
		0 ~ 500psi	±0.05%FS	High pressure point
Temperature	T-type thermocouple	-50 ~ 180℃	±0.05℃	
Watt meter	Portable clamp meter	0 ~ 60kW	±0.5%FS	Compressor input power

화하는 것을 고려하여, 증발기 2차유체 출구 온도가 4℃, 8℃ 인 경우 각각에 대하여 응축기 2차유체 출구 온도가 30℃, 40℃인 4가지 운전조건에 대하여 냉동기의 성능시험을 실시하였다. 2차유체의 유량은 본 연구에 적용한 기존 상용냉동기의 운전 기준인 증발기측 400 l/min, 응축기측 450 l/min으로 일정하게 유지하여, 열교환기 교체시 또는 혼합냉매 적용시 동일한 유량조건에 대한 성능비교가 되도록 하였다. 2차유체 온도는 설정온도의  $\pm 0.3^\circ\text{C}$  이내로 제어하였으며, 유량은  $\pm 1\%$  이내에서 조절하였다.

성능시험의 주요 측정값은 냉동기의 냉방출력과 성적계수이다. 증발기와 응축기의 2차유체 입출구 온도 및 순환유량을 측정하여 증발기 냉각열량과 응축기 방열량을 구하였으며, 압축기 입력전력 측정값과의 비교로부터 냉동기 성적계수를 계산하였다. 또한 냉동기 각 지점의 냉매 온도 및 압력을 측정함으로써 냉동 사이클 해석과 열교환기에서의 열전달과정 해석을 수행하였으며 냉동기의 운전상태를 분석하였다. 정상운전상태에서의 시스템 성능을 측정하기 위해 시스템을 충분히 예비운전하여 시간에 대한 측정 온도의 변화가  $0.1^\circ\text{C}$  이내로 유지될 때까지 기다린 다음, 이후 10분 동안 10초간격으로 계측하고 이를 평균하여 측정값으로 취하였다.

본 성능시험에 앞서 예비 성능시험을 실시하여, 냉매 충전량과 압축기 입구 과열도의 영향을 시험하였으며, 최적의 냉매 충전량과 과열도를 결정하여 본 성능시험에 적용하였다. 냉매 충전량은 냉매의 종류와 냉동기 내용적과 관계가 있으므로, 단일냉매와 혼합냉매, 원통-관열교환기와 판형열교환기를 적용한 경우 각각이 서로 차이가 있었으며, 각 경우의 냉매 최적 충전량이 25~30kg 사이에 존재하는 것이 측정되었다. 한편 증발기 입구 냉매 온도에 대한 압축기 입구 냉매 온도의 차이를 0~15℃ 사이에서 1℃ 간격으로 바꿔가며 예비 성능시험을 실시하여, 이 값이 0~10℃ 사이일 때에는 단일냉매와 혼합냉매 모두의 경우에서 냉동기의 냉방출력 및 성적계수의 차이가 미미(2% 이내)하며, 10℃ 이상이 되면 성능이 급격히 감소하는 것을 측정하였다. 본 성능시험에서는 이 온도차를  $5\pm 1^\circ\text{C}$ 로 조절하였다.

### 3. 실험결과 및 토의

#### 3.1 성능시험 내용

기존의 원통-관열교환기와 R22 단일 냉매를 적용한 냉동기에서 응축온도와 증발온도 변화에 따른 성능시험을 실시하여 비교기준이 되는 기초데이터를 구한 후, 증발기와 응축기를 판형열교환기로 교체한 냉동기의 성능시험을 실시하여, 열교환기 교체에 의한 성능향상을 분석하였다. 또한 단일냉매 대신 R22/R142b 혼합냉매를 충전하여 성능시험을 실시하여 혼합냉매 적용에 의한 냉동기 성능향상을 검토하였다. 혼합냉매를 적용한 성능시험은 응축기와 증발기에서 상변화 온도구배 효과를 충분히 이용할 수 있도록 대향류 방식의 판형열교환기에 대해서 수행하였다. 이때 혼합냉매는 R22와 R142b를 질량기준 80/20으로 혼합하여 증발기에서 압력강하가 없을 경우 상변화 온도구배(Gliding Temperature Difference)가 5℃가 되도록 하여, 2차유체의 입/출구 온도차와 유사하도록 하였다.

마지막으로 이코노마이저를 적용하여 2단 압축사이클을 구성한 냉동시스템의 성능시험을 실시하여, 이코노마이저 설치에 의한 영향을 실험하였다.

#### 3.2 성능시험 결과의 정확성 검토

시험결과의 정확성을 검증하기 위하여 증발기 2차유체로부터 측정된 열전달량( $Q_{eva}$ )을 횡축으로 하여, 응축기 열량에서 압축기 입력전력을 뺀 값( $Q_{con}-W$ )과 증발기 냉매측 엔탈피 변화로부터 계산한 열전달량을 Fig.3에 나타내었다. 계측시스템이 정확하고, 열손실이 없는 이상적인 경우 증발기 냉각열량과 압축기 입력전력의 합이 응축기 방열량과 동일하여야 하며, 또한 증발기측 2차유체로부터 측정된 열전달량은 냉매 엔탈피 변화와 냉매유량으로부터 계산한 열량과 일치하여야 하므로 모든 측정결과가  $x=y$  일직선상에 위치하여야 한다. 그러나 실측결과는 Fig.3에 나타난 바와 같이 일직선대 안에 분포된 형태를 나타내며, 증발기 냉각열량의 최대 측정오차가 바이어스오차(bias error)5%, 랜덤오차(random error)  $\pm 5\%$  정도의 측정 정확도를 유지하였다.

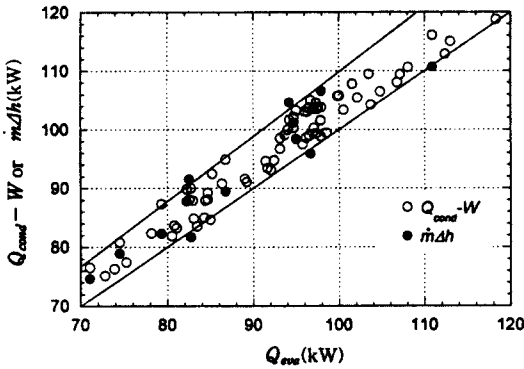
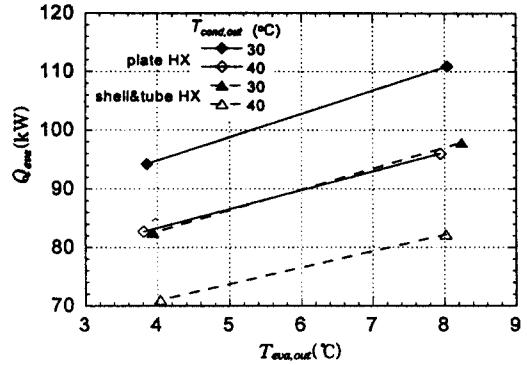


Fig.3 Energy balance of the chiller performance test results

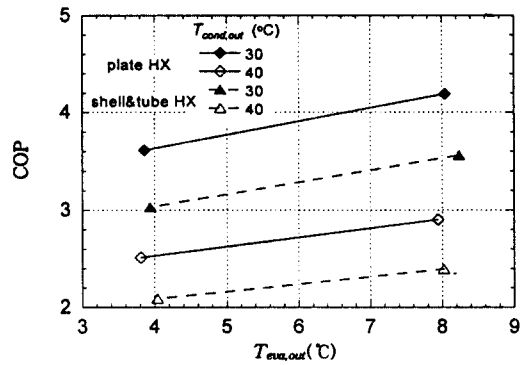
바이어스오차는 주로 2차유체의 유량측정 오차에 기인한 것으로, 본 연구에서 채용한 유량계(vortex shedding type)의 경우 정확한 유량측정을 위해서는 유량계 직경(본 연구의 경우 75mm)의 30배에 해당하는 직관부가 유량계 설치를 위해 필요하지만, 설치공간이 협소하여 이를 만족시키지 못하였기 때문으로 추정된다. 한편 랜덤오차는 주로 온도 측정 오차에 기인하는 것으로 응축기, 증발기 등 열교환기 입출구의 온도차가 2~5℃로 매우 작기 때문에 열전대의 측정오차가 ±0.05℃만 되어도 열량계산에서는 ±2~5%의 오차를 가져오기 때문이다. 따라서 이러한 온도차 측정의 부정확성에서 기인하는 측정오차는 온도차가 커질수록 작아지며, 실제로 냉방출력이 증가할수록 상대오차가 감소하는 것을 알 수 있다.

3.3 판형열교환기와 혼합냉매의 적용

증발기와 응축기에서의 열교환 온도차를 감소시켜 운전효율을 증가시키고 열교환기를 소형화하기 위하여, Table 1에 나타난 사양의 판형열교환기를 이용하여 원통-관열교환기를 적용한 냉동기의 성능 시험과 동일한 성능시험을 수행하였으며, 그 결과를 원통-관열교환기의 결과와 비교하여 Fig.4에 나타내었다. 원통-관열교환기를 적용한 경우에 비하여 동일한 2차유체 조건에서 열교환기의 성능이 향상됨에 따라, 냉매의 응축온도와 응축압력이 낮아지고, 증발온도와 증발압력은 높아져서 냉방출력은 15~18% 증가하였고, 성적계수도 19~21%정도 향상됨



(a) cooling capacity



(b) COP

Fig.4 Performance comparison of the R22 cycle between the cases with plate heat exchangers and with shell-and-tube heat exchangers

을 알 수 있다.

혼합냉매와 판형열교환기를 적용한 냉동기의 성능을 단일냉매와 판형열교환기를 적용한 경우와 비교하여 Fig.5에 나타내었다. 온도범위에 따라 차이가 있기는 하지만 냉방출력이 단일냉매의 경우보다 평균적으로 10%정도 감소한 것을 알 수 있는데, 이는 R22/R142b(80 : 20) 혼합냉매의 체적용량(VCR)이 R22 보다 10% 가량 작기 때문이다.<sup>(14)</sup> 그러나 혼합냉매를 이용하였을 경우 단일냉매에 비해 압축기 압력이 크게 감소하여 Fig.5(b)에 나타낸 바와 같이 성적계수는 단일냉매에 비해 8% 정도 증가하였다. 이 결과를 단일냉매/원통-관열교환기를 적용한 시스템의 성능시험 결과와 비교하면, 냉방출력은 대략 4%정도 증가하고, 성적계수는 30% 정도 크게

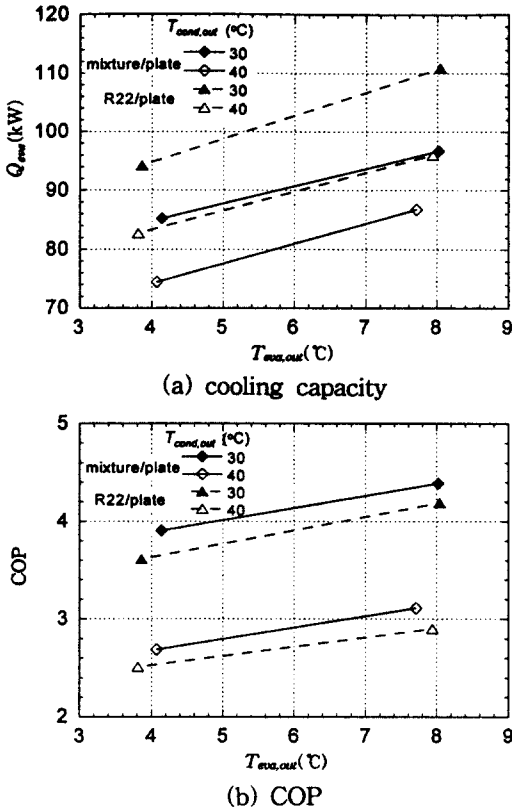


Fig.5 Performance comparison between the cases with R22/R142b(80 : 20) and with R22 as refrigerant

향상됨을 알 수 있다.

한편 열교환기의 2차유체측 압력손실을 살펴보기 위하여, 2차유체의 유량변화에 대한 압력손실 변화를 원통-관열교환기의 경우와 비교하여 Fig.6에 나타내었다. 판형열교환기를 적용할 경우 원통-관열교환기의 경우보다 2차유체측 압력손실이 2배가량 증가함을 볼 수 있다. 특히 판형 응축기에서 성능시험 기준조건, 즉 2차유체 유량이 450 l/min일 때, 압력손실이 100kPa 정도가 되어 통상적인 열교환기 압력손실 범위인 50kPa을 크게 상회하였다. 이는 판형 응축기에서 2차유체의 판사이 유속이 증발기측에 비해 32%가 크기 때문에, 이 차이만으로도 75% 정도의 압력손실이 증가되며, 더군다나 판형 응축기의 2차유체측 입/출구 관경이 45mm로 제작되어(판형 증발기 입/출구 관경 : 70mm) 압력손실의 상당

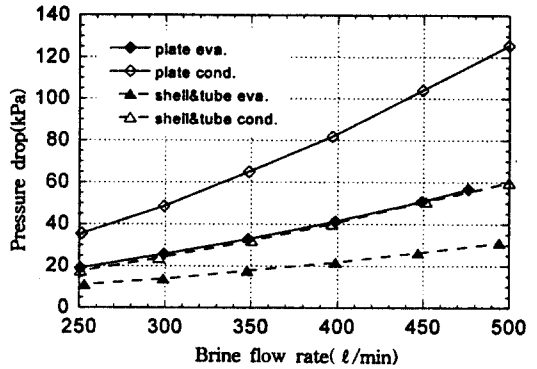


Fig.6 Pressure loss at the secondary fluid side of plate heat exchangers and shell-and-tube heat exchangers

부분이 입/출구에서 발생하였기 때문이다. 따라서 입/출구 관경을 증가시킴으로써, 압력손실을 25%가량 감소시킬 수 있을 것으로 기대된다.

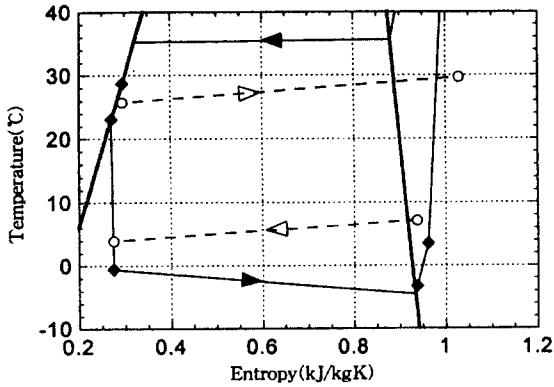
한편 열교환기에서의 압력손실은 동일한 용량에 대해서 2차유체 순환동력이 증가하는 것을 나타내므로 판형열교환기를 적용한 경우 순환동력이 원통-관열교환기를 적용한 경우의 2배로 증가한다. 그러나 판형열교환기의 압력강하에 의한 순환동력 증가량이 1kW미만으로 2차유체 순환동력증가를 고려하더라도 판형열교환기를 적용한 경우의 냉동시스템의 운전효율은 원통-관열교환기를 적용한 경우보다 크게 향상됨을 알 수 있다.

### 3.4 성능향상 요인 분석

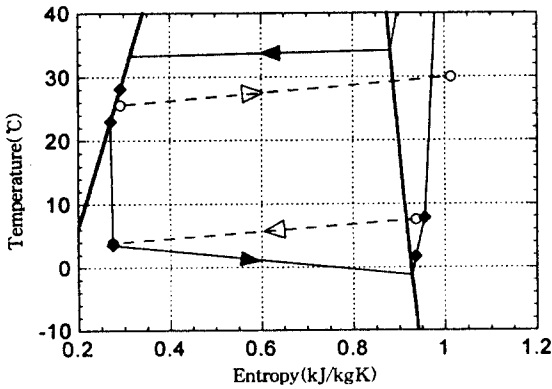
Fig.7에는 냉동기 각 구성요소의 입출구 온도 및 압력 측정으로부터 구한 냉동사이클을 2차유체의 온도변화와 함께 T-s 선도로 나타내었다. 2차유체의 증발기 및 응축기 출구온도가 각각 4°C와 30°C인 경우를 예시한 이 그림에서 심볼은 측정점을 나타내며, 직선과 점선은 각각 냉매상태와 2차유체 온도의 변화를 나타낸다.

단일냉매와 원통-관열교환기를 적용한 경우의 T-s 선도인 Fig.7(a)를 단일냉매와 판형열교환기를 적용한 경우인 Fig.7(b)와 비교하면, 판형열교환기 적용에 의하여 냉매와 2차유체 사이의 온도차가 감소하여, 결과적으로 응축온도가 감소하고, 증발온도는 상승한 것을 알 수 있으며, 특히 증발온도의 상승

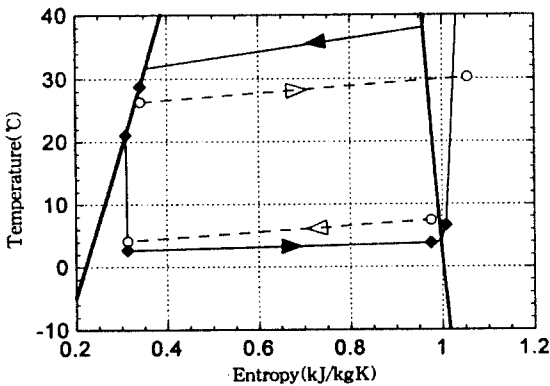




(a) R22 with shell-and-tube heat exchangers



(b) R22 with plate heat exchangers



(c) R22/R142b(80 : 20) with plate heat exchangers

Fig.7 T-s plot of the refrigeration cycle and the temperature variation of the secondary fluids

이 두드러진 것을 알 수 있다. 한편 판형 증발기 내 온도분포가 마치 향류형(parallel flow) 열교환기의 경우와 유사하며, 2차유체 출구에서 2차유체와 냉매의 온도가 매우 근접(0.3°C 차이)한 것을 알 수 있다. 이에 따라 2차유체 출구로 갈수록 온도차가 너무 작아져 열교환기의 단위면적당 열전달량이 크게 감소할 것을 짐작할 수 있는데, 이는 증발기가 과도하게 크음을 의미한다.

혼합냉매와 판형열교환기를 적용한 Fig.7(c)를 보면, 증발과정에서 냉매온도가 5°C정도 상승하도록 혼합비를 조성하였지만, 혼합냉매 특성에 의한 온도상승효과와 증발기내 압력손실로 인한 포화온도감소의 영향이 상쇄되어 증발과정 중 실제 냉매온도 상승은 대략 1.5°C이었으며, 응축과정에서는 응축기 입구 포화온도에 대해서 6.4°C 감소하였다. 증발기에서의 열전달과정을 살펴보면, 혼합냉매의 증발과정 중 온도상승 효과로 인하여 냉매와 2차유체 사이의 온도차가 거의 일정하며, 단일냉매의 경우(Fig.7(b))처럼 2차유체와 냉매의 온도가 근접함이 없이 증발기의 열전달면적을 충분히 활용함을 알 수 있다.

열전달성능 향상에 의한 응축온도의 감소와 증발온도의 상승은 응축압력의 감소와 증발압력의 상승을 의미하므로, 압축기의 압축일을 감소시켜 냉동기의 성적계수를 향상시키게 된다. 단일냉매(R22)의 경우 판형열교환기 적용에 의한 증발온도의 상승과 응축온도 감소는 Fig.7에 나타난 2차유체온도 조건에서 각각 4.4°C와 1.7°C로 측정되었다. 증발온도 0°C, 응축온도 35°C를 기준할 때, 포화온도 5°C 변동에 의한 R22의 포화압력 변화는 증발측이 86kPa, 응축측이 180kPa이다. 한편 본 연구에 적용된 스크류 압축기에서 저압측의 100kPa 상승에 대한 압축일의 감소는 15%이며, 고압측의 100kPa 감소에 의한 압축일의 감소는 9%로 측정되었다. 따라서 증발온도 상승에 의하여 11%, 응축온도 감소에 의하여 5%의 압축일이 감소되어 총 16%의 압축일이 감소되며, 결과적으로 19%의 성적계수 향상이 얻어진 것으로 분석되었다.

한편 혼합냉매를 적용한 경우, R22로부터 R22/R142b(80 : 20)로의 냉매 교체에 의한 성적계수의 증가분은, 증발온도(혼합냉매의 경우 증발기 입구 냉매온도와 출구 냉매온도의 평균값) 0°C, 응축 온도

(혼합냉매의 경우 용축기 입구 냉매온도와 출구 냉매 온도의 평균값) 35℃인 표준냉동사이클의 성적계수 비교(단일냉매 : COP=6.53, 혼합냉매 : COP=6.64)로부터 1.7%인 것으로 밝혀졌으며, 압축기의 단일효율은 3.2% 증가한 것으로 측정되었다. 단일냉매와 판형열교환기를 적용한 경우에 비하여 증발온도는 1.6℃, 용축온도는 0.9℃ 상승한 것으로 측정되었으며, 이 온도 상승에 의한 혼합냉매의 포화압력 상승은 각각 21kPa, 20kPa이고, 압축일의 변화는 각각 5.3% 감소, 2.6% 증가로 나타났다. 결국 포화온도의 변화와 압축기의 단일효율변화에 의한 영향으로 압축일이 총 5.9% 감소하여 6.3%의 성적계수 증가 효과가 발생하였으며, 냉매자체의 특성으로 인한 성적계수 1.7% 향상과 함께 총 8%의 성적계수 향상을 가져오는 것으로 분석되었다.

혼합냉매의 경우 동일한 열교환기를 적용했을 때, 단일냉매의 경우보다 용축온도가 상승한 것은 상변화과정 중 물질전달 저항에 의한 열전달계수 감소의 효과로 설명할 수 있다. 한편 열전달계수의 감소에도 불구하고 혼합냉매의 경우 증발온도가 오히려 상승한 것은, 앞서 설명한 바와 같이, 단일냉매의 경우 2차유체 출구에서 온도차가 너무 작아짐에 따라 판형 증발기의 열전달면적을 충분히 활용하지 못한 반면, 혼합냉매의 경우에는 증발과정 중 온도상승 효과로 증발기 내에서 2차유체와 냉매 사이의 온도차가 거의 일정해져서 증발기의 전체 열전달면적을 충분히 활용할 수 있었기 때문이며, 혼합냉매 이용의 중요한 장점을 보여주는 결과라 할 수 있다.

용축기 및 증발기에서 열전달특성을 비교하기 위하여, 열교환기의 열전달성능(UA)을 다음식<sup>(15)</sup>으로 구하였다.

$$\Delta T_{lm} = f_{sub} \Delta T_{lm,sub} + (1 - f_{sub} - f_{sup}) \Delta T_{lm,phc} + f_{sup} \Delta T_{lm,sup} \quad (1)$$

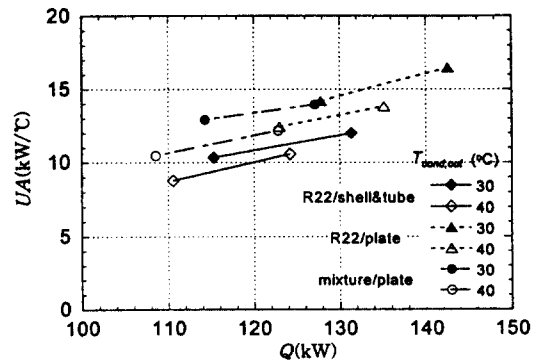
$$Q = UA \Delta T_{lm} \quad (2)$$

위식에서  $f_{sub}$ 과  $f_{sup}$ 는 각각 총열전달량에 대한 과냉각구간과 과열증기구간 열전달량의 비율 나타내며,  $\Delta T_{lm,sub}$ ,  $\Delta T_{lm,phc}$ ,  $\Delta T_{lm,sup}$ 는 각각 과냉각구간, 상변화구간, 과열구간의 대수평균온도차를 나타낸다. 식(1)로 정의되는 평균온도차는 용축기나 증발기의

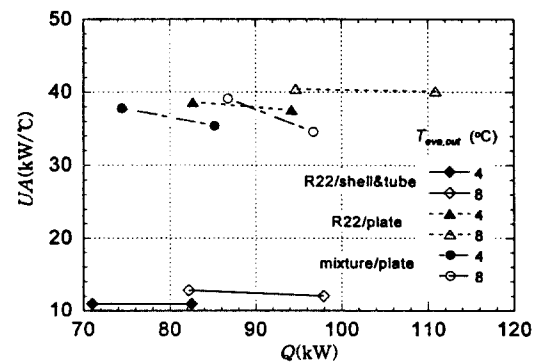
열전달과정 중 냉매의 상태가 크게 변화함에 따라 열전달특성이 상이한 영역이 존재하는 것을 고려한 것이다.

Fig.8에는 단일냉매와 원통-관열교환기, 단일냉매와 판형열교환기 및 혼합냉매와 판형열교환기를 적용한 경우의 열교환기 성능을 나타내었다. 단일냉매의 경우 판형 증발기가 원통-관형 증발기보다 UA가 3.5배 정도 큰 것을 알 수 있으며, 용축기의 경우에는 1.3배 정도 UA가 향상되었다. 한편 혼합냉매는 단일냉매보다 증발기의 경우 5%, 용축기의 경우 14% 정도 열전달계수가 감소하였다.

단일냉매/판형열교환기의 결과만을 비교할 때 용축기의 열전달 성능이 증발기에 비하여 36% 정도 밖에 되지 않는 것을 알 수 있으며, 열전달면적의 차이를 고려하고 상변화영역만을 대상으로 하더라도 용축 열전달계수가 증발 열전달계수보다 45%가량



(a) condenser



(b) evaporator

Fig.8 Comparison of heat transfer performances

작은 것을 알 수 있다. 이러한 결과는 미세핀-관열 교환기에서 R22의 증발 및 응축 열전달을 비교실험한 Schlager등<sup>(16)</sup>의 연구결과와 일치하며, 응축기가 증발기에 비하여 과소 설계되어 있는 만큼, 응축기의 열전달면적을 증가시켜, 냉동기의 성능을 더욱 향상시킬 수 있음을 알 수 있다.

### 3.5 이코노마이저 적용에 의한 성능향상

이코노마이저는 Fig.2에 나타낸 바와 같이 응축기 출구로부터 유출된 액냉매(Fig.2의 3지점)의 일부를 압축기 중간 압력까지 팽창시켜 저온의 포화냉매(Fig.2의 8지점)를 얻은 후, 응축기 유출 냉매와 열교환시켜 응축기 유출액냉매를 더욱 과냉(Fig.2의 4지점)시키는 역할을 한다. 중간압력까지 팽창된 냉매는 응축기 유출액냉매와 열교환된 뒤(Fig.2의 9지점)

압축기 중간으로 분사되므로, 이코노마이저에서 완전히 증발되어 액냉매가 압축기로 유입되지 않도록 냉매유량을 제어하여야 한다. 본 연구에서는 자동팽창밸브를 이용하여 중간팽창냉매의 이코노마이저 출구 온도와 입구 온도 차이가 0℃가 되도록 제어하면서 성능시험하였으며, 그 결과를 Fig.9에 나타내었다. 이코노마이저의 적용으로 응축기와 증발기의 온도에 따라 차이가 있기는 하지만, 냉방출력이 7~10%정도 증가하고 성적계수도 5~10%정도 증가하였다.

이코노마이저를 이용한 2단 압축사이클에서 냉방출력 증가는, 팽창밸브로 유입되는 냉매의 과냉도를 증가시켜 증발기 입구 냉매의 건도가 감소하여, 증발기 입출구에서 엔탈피 차이가 증가하였기 때문이며, 중간압력까지 팽창된 냉매는 이코노마이저에서 열교환을 통해 증발하여 포화증기 또는 약간 과열된 상태로 스크류 압축기의 중간으로 분사되면서 압축기 내부 냉매를 냉각시켜, 비체적을 감소시키고 결과적으로 냉매의 단위질량당 압축일이 감소하였기 때문이다.

본 연구에서 수행한 성능시험에서는 압축기의 이코노마이저 냉매분사율의 위치가 용적비 1.65의 위치로 고정되어, 중간압력이 압축기 흡입압력에 의하여 결정되기 때문에, 중간압력 변화의 영향을 실험할 수는 없었으며, 추후 이에 대한 연구가 기대된다.

## 4. 결 론

본 연구에서는 기존의 스크류 압축기를 채용한 공칭 냉방용량 100kW의 냉동기를 개조하여, 원통-관열교환기 대신 대향류 방식의 판형열교환기를 장착한 시스템과, 이 개조된 시스템에 혼합냉매를 적용한 경우에 대하여 성능시험을 실시하여, 각각에 의한 냉동기 성능향상을 실험하였다. 또한 기존의 1단 압축시스템을 이코노마이저를 설치하여 2단 압축의 효과를 내도록 구성하고, 이에 대한 성능향상을 실험하였다.

판형열교환기를 채택하여 열교환기의 부피가 기존의 원통-관열교환기에 비해 1/3로 감소하였으며, 냉매와 2차유체와의 온도차를 감소시켜 냉방출력이 운전온도조건에 따라 15~18%, 성적계수가 19~21%

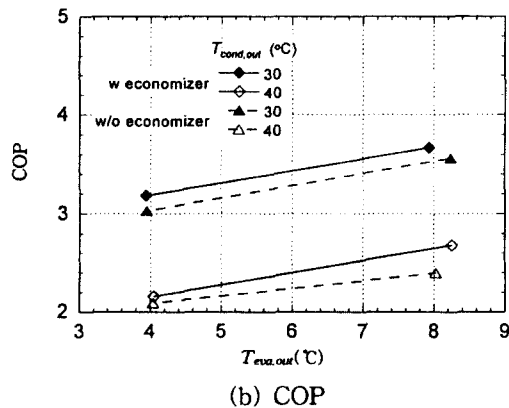
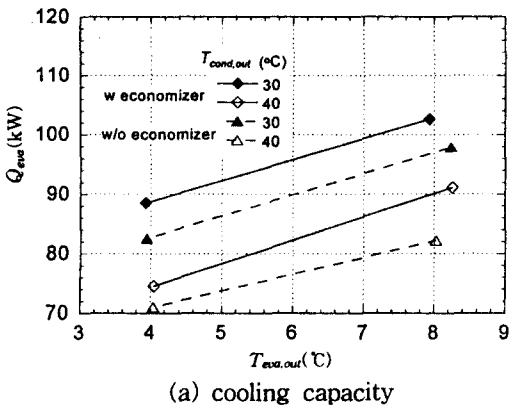


Fig.9 Performance comparison between the cases with and without economizer

증가하였다. 판형열교환기를 채용한 냉동기에 R22/R142b 혼합냉매를 적용할 경우, 기존의 냉동기보다 냉방출력이 4%, 성적계수가 30%정도 크게 향상되었다.

한편 증발기와 응축기의 열전달성능(UA)를 분석하여, 본 연구에 적용한 판형 증발기가 기존의 원통-관형 증발기에 비하여 열전달성능이 3.5배 증가하고 응축기의 경우는 1.3배 증가함을 보였으며, 열전달성능이 냉동기의 성능향상에 미치는 영향을 분석하였다. 기존의 원통-관열교환기의 경우 증발기와 응축기가 비슷한 성능을 나타내는 것으로 측정되었으나, 판형열교환기의 경우 응축 열전달계수가 증발 열전달계수의 절반 정도밖에 되지 않아, 응축기 성능이 증발기 성능에 비하여 매우 열등한 것으로 파악되었으며, 응축기와 증발기의 성능 불균형이 큰 것을 알 수 있었다. 따라서 증발기와 응축기간의 열전달면적을 재조정하거나, 응축기의 열전달면적을 증가시킴으로써 냉동기의 성능을 더욱 향상시킬 수 있을 것으로 기대된다.

이코노마이저를 장착하여 2단 압축사이클을 구성하였을 경우 증발기 입구에서 냉매의 건도를 증가시켜 냉방출력이 증가하였으며, 압축일 증가는 발생하지 않아 냉동기의 성적계수도 증가하였다.

## 참 고 문 헌

- 에너지 경제연구원, 1996, 에너지 총조사 보고서, 통산산업부.
- 오민정, 이재현, 오명도, 1995, "냉장고 내부의 냉기 유동특성에 관한 3차원 해석(I)", 공기조화·냉동공학논문집, 제7권, 제3호, pp. 382~395.
- 최종민, 김용찬, 김종엽, 배영돈, 1997, "인버터 열펌프의 주파수 및 모세관 길이 변화에 따른 시스템 성능특성의 실험적 연구", 공기조화·냉동공학논문집, 제9권, 제1호, pp. 64~72.
- 강정길, 김기효, 박태영, 김종수, 1995, "자동차 공조용 증발기의 고성능화에 관한 연구", 공기조화·냉동공학논문집, 제7권, 제1호, pp. 73~80.
- McLinden, M. O., Randermacher, R., 1987, "Methods for comparing the performance of pure and mixed refrigerants in the vapor compression cycle", Int. J. Refrigeration, Vol. 10, pp. 318~325.
- Didion, D. A. and Bivens, D. B., 1990, "Role of refrigerant mixtures as alternatives to CFCs", Int. J. Refrigeration, Vol. 13, pp. 163~175.
- Bivens, D.B., 1994, "HCFC-22 alternatives for the air conditioners and heat pumps", ASHRAE Trans., Vol. 100, Part 2, pp. 566~572.
- 김민수, 장세동, 노승탁, 1992, "R22/R142b 혼합냉매를 사용한 열펌프의 성능", 공기조화·냉동공학논문집, 제4권, 제1호, pp. 33~47.
- Ducruet, C., Hivet, B., Boone, J., and Torreilles, M., 1996, "Test on a twin-screw compressor : Comparison between two cooling modes", International Compressor Engineering Conference Proceedings, Vol. I, pp. 175~180.
- Sishtla, V., 1996, "Performance of centrifugal compressors with variable vaned diffuser", International Compressor Engineering Conference Proceedings, Vol. II, pp. 767~773.
- ASHRAE, 1992, ASHRAE Handbook : Heating, ventilating and air conditioning. System and Equipment, ASHRAE Inc., Chap. 35.
- 고득용, 김옥중, 박성제, 이성진, 1996, "고효율 증발기 및 응축기 개발", KIMM 보고서, 93-P-22-1, 통산산업부.
- Bansal, B and Müller-Stenhagen, H., 1993, "Crystallization fouling in plate heat exchangers", ASME J. Heat Transfer, Vol. 115, pp. 584~591.
- 김학준, 정동수, 김종보, 하경용, 1995, "고효율 수퍼히트펌프에 관한 전산 해석", 공기조화·냉동공학논문집, 제7권, 제2호, pp. 234~248.
- Jung, D. S. and Radermacher, R., 1991, "Performance simulation of a two-evaporator refrigerator-freezer charged with pure and

- mixed refrigerants", Int. J. Refrigeration, Vol. 14, pp. 254~263.
16. Schlager, L. M. and Pate, M. B., 1989, "Evaporation and condensation heat transfer and pressure drop in horizontal, 12.7mm micro-fin tubes with refrigerant 22", National Heat Transfer Conference, HTD Vol. 108, pp. 205~213.