

열교환기 내장형 어큐물레이터가 냉동시스템의 성능에 미치는 영향에 관한 연구

강 훈, 최 광 민, 박 차 식, 김 용 찬^{†*}

고려대학교 기계공학과 대학원, *고려대학교 기계공학과

Effects of Accumulator Heat Exchanger on the Performance of a Refrigeration System

Hoon Kang, Kwangmin Choi, Chasik Park, Yongchan Kim^{†*}

Graduate School of Mechanical Engineering, Korea University, Seoul 136-701, Korea

^{*}Department of Mechanical Engineering, Korea University, Seoul 136-701, Korea

(Received November 1, 2005; revision received April 3, 2006)

ABSTRACT: An AHX (Accumulator Heat eXchanger) consists of a commercial accumulator and an inner heat exchanger located inside of the accumulator. The AHX is used in multi air-conditioners to assure that liquid-phase refrigerant enters into the expansion device. This purpose is achieved by heat transfer between the refrigerant leaving the evaporator and the refrigerant leaving the condenser. In this study, the effects of AHX on the performance of a refrigeration system using R-22 were measured and the test results were analyzed. The operating characteristics of the refrigeration system with the AHX are considerably different from those without the AHX. Therefore, it is required to determine optimum refrigerant charge and optimum operating conditions when the AHX is used in the refrigeration system having a constant flow-area expansion device such as capillary tube.

Key words: Accumulator heat exchanger(AHX, 열교환기 내장형 어큐물레이터), Accumulator (어큐물레이터), Inner heat exchanger(내부 열교환기), Multi air-conditioners(멀티 에어컨)

기 호 설 명

COP : 시스템 성능계수
 c_p : 비열 [kJ/kg·°C]
C.R : 압축비
 h : 엔탈피 [kJ/kg]
 m : 질량유량 [kg/h]

P : 냉매압력 [kPa]
 Q : 열전달률 [W]
S.C : 과냉각도 [°C]
S.H : 과열도 [°C]
 W : 압축기 소비전력 [W]

상첨자

[†] Corresponding author
Tel.: +82-2-3290-3366; fax: +82-2-921-5439
E-mail address: yongckim@korea.ac.kr

' : AHX 미장착 운전조건
" : AHX 장착 운전조건

하첨자

<i>c</i>	: 응축
<i>comp</i>	: 압축기
<i>disc</i>	: 압축기 토출
<i>e</i>	: 증발
<i>i</i>	: 입구
<i>o</i>	: 출구
<i>r</i>	: 냉매축
<i>suct</i>	: 압축기 흡입
<i>w</i>	: 물축

1. 서 론

최근에는 멀티에어컨 보급의 증가 및 건물의 고층화로 인해 연장배관의 길이가 증가되고 있는 실정이다. 이러한 연장배관 길이의 증가로 액관에서의 압력강하가 증가하여, 팽창밸브 입구에서 플래시(flash) 가스의 발생 가능성이 커지고 있기 때문에 충분한 과냉각도의 확보를 위한 노력이 요구되고 있다. 과냉각도의 확보를 위해서 이중관식 액-가스 열교환기 및 열교환기 내장형 어큐레이터(Accumulator Heat eXchanger, AHX) 등 다양한 방법이 적용되고 있다. 이러한 부품의 적용은 냉동사이클의 과냉각도 및 과열도 조절을 통해 시스템의 안정성을 확보하고, 이에 따른 성능향상을 가져올 수 있는 중요한 기술이므로 시스템에 알맞은 최적설계 및 운전이 요구된다.

AHX는 기존에 채용되고 있는 어큐레이터 내부에 열교환기를 설치함으로써 과냉각도 확보를 위한 별도의 설치공간이 필요 없게 된다. 이러한 이점으로 인해, AHX의 멀티에어컨 적용이 증가하고 있는 추세이다. 하지만, 지금까지 AHX에 대한 성능평가가 체계적으로 이루어지지 않았다. 따라서 AHX를 통해 이루어지는 열전달량 및 압력강하 등에 대한 데이터가 부족할 뿐만 아니라, AHX가 냉동시스템에 미치는 영향에 대한 연구가 부족한 실정이다. 또한, 현재 사용되고 있는 사이클 시뮬레이션 프로그램에서는 AHX에 대한 모델링 자료 및 데이터가 부족하여 가정된 성능으로 계산을 수행하고 있으므로 계산결과의 정확성이 낮은 상태이다.

AHX에 의한 과냉각도의 증가는 증발기 입·출구에서의 엔탈피차의 증가를 가져오며 장배관

에서의 압력강하로 인한 플래시 가스의 발생을 방지할 수 있는 효과가 있다. 반면, 과열도의 증가는 압축기에서의 액압축 가능성을 줄이는 효과가 있지만, 압축기 흡입 냉매가스의 밀도감소로 인한 체적효율의 저하로 시스템 성능감소의 원인이 되기도 한다. 따라서, 냉동사이클의 성능향상뿐만 아니라, 시스템의 신뢰성을 확보하기 위해서는 AHX의 정확한 성능평가 및 최적운전조건의 확보가 절실히 요구된다.

Wood and Meyer,⁽¹⁾ Meyer and Wood⁽²⁾는 열교환기 내장형 어큐레이터 내부에서의 열전달 메커니즘에 대한 연구를 통해 열전달 특성에 대한 수치적 모델을 개발하였다. Mei and Chen⁽³⁾은 가정용 창문형 에어컨에 AHX를 장착하여 시스템 성능변화를 실험적으로 수행하였다. Navarro-Esbri et al.⁽⁴⁾은 R22, R134a 및 R407C에 대하여 내부 열교환기의 압력강하 특성 및 냉매유량별 냉동시스템에 미치는 영향을 실험적으로 검토하였다. Aspera et al.⁽⁵⁾은 열역학적인 관점에서 내부 열교환기의 효과에 대하여 검토하였다. 하지만, 지금까지의 연구결과들은 단일 에어컨시스템에 대한 연구에 국한되어 왔기 때문에 멀티에어컨으로의 적용에는 한계가 있다.

본 연구에서는 AHX가 냉동사이클 성능에 미치는 영향을 멀티에어컨에서 냉매유량조절용으로 널리 사용되는 전자팽창밸브의 개도변화에 따라 실험적으로 고찰하고, AHX의 설치 유무에 따른 사이클 변화 및 시스템 효율을 비교하고자 한다. 또한, 냉동사이클에서 있어서 AHX 최적운전조건의 도출을 위한 기본 자료를 제공하고자 한다.

2. 실험장치의 구성

2.1 AHX의 구조 및 제원

Fig.1은 AHX의 형상과 냉매사이클의 변화를 나타낸다. AHX는 압축기에서의 액압축을 방지하기 위한 어큐레이터와 응축기 출구 냉매액의 과냉각도를 증가시키기 위한 내부 열교환기로 구성되어 있다. 응축기에서 응축된 액냉매는 AHX 내부의 열교환기를 통해 증발기 출구의 저온냉매가스와 열교환하여, 초기 과냉각도인 ③에서 ④로 과냉각도가 증가하게 된다. 또한, 증발기 출구의 저온냉매가스는 어큐레이터내에서 고온의 액냉

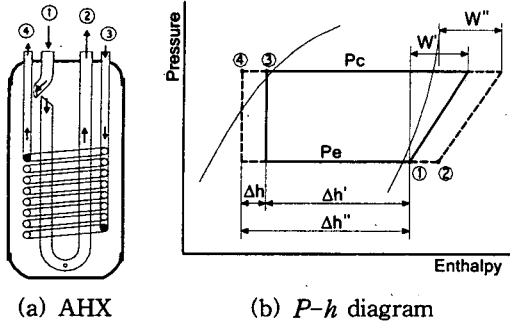


Fig. 1 (a) Configuration of AHX and (b) $P-h$ diagram showing the effect of AHX.

매와 열교환하여, 초기 과열도인 ①에서 ②로 과열도가 증가하게 된다.

Table 1은 본 실험에 사용된 AHX의 제원을 나타낸다. 어큐뮬레이터는 4mm 두께의 강관으로 제작되었으며, 가스관 및 액관은 모두 0.8mm 두께의 동으로 제작하였다. 본 연구에서 설계된 AHX의 적용 가능한 냉방능력범위는 5.5에서 15.6kW 수준이다.

2.2 실험장치 및 구조

Fig. 2는 실험장치의 개략도를 나타낸다. 본 실

Table 1 Specification of AHX

Item	Specification
Applicable capacity range	5.5~15.6 kW
Inner volume	5,000 cc
Pipe dia. (gas line)	19.0 mm
Pipe dia. (liquid line)	12.7 mm
Pipe thickness	0.8 mm

험장치는 AHX가 냉동사이클에 미치는 영향을 고찰할 목적으로, 실제 냉동사이클 운전조건을 재현하여 성능을 평가할 수 있도록 제작하였다. 본 실험장치는 증기압축식 냉동시스템부, 냉각수 및 온수 공급을 위한 항온수조부, 그리고 계측·제어부로 구성된다.

냉동시스템의 작동냉매는 R-22를 사용하며, 압축기는 완전밀폐형 스크롤 압축기로서, 정격운전 회전수는 3,500 rpm이며, 매 회전당 토출체적은 49.486 cc/rev이다. 압축기 단품성능은 ARI 시험조건(중발온도 7.2°C, 응축온도 54.4°C)에서의 냉방능력이 10.81 kW, 소비전력은 3.25 kW, 그리고 이때의 냉방 COP는 3.33이다.

냉매유량은 스텝모터와 니들밸브로 구성된 전자팽창밸브(Electric Expansion Valve, EEV)을 이용하여 조절하였다. 전자팽창밸브는 4상 24극

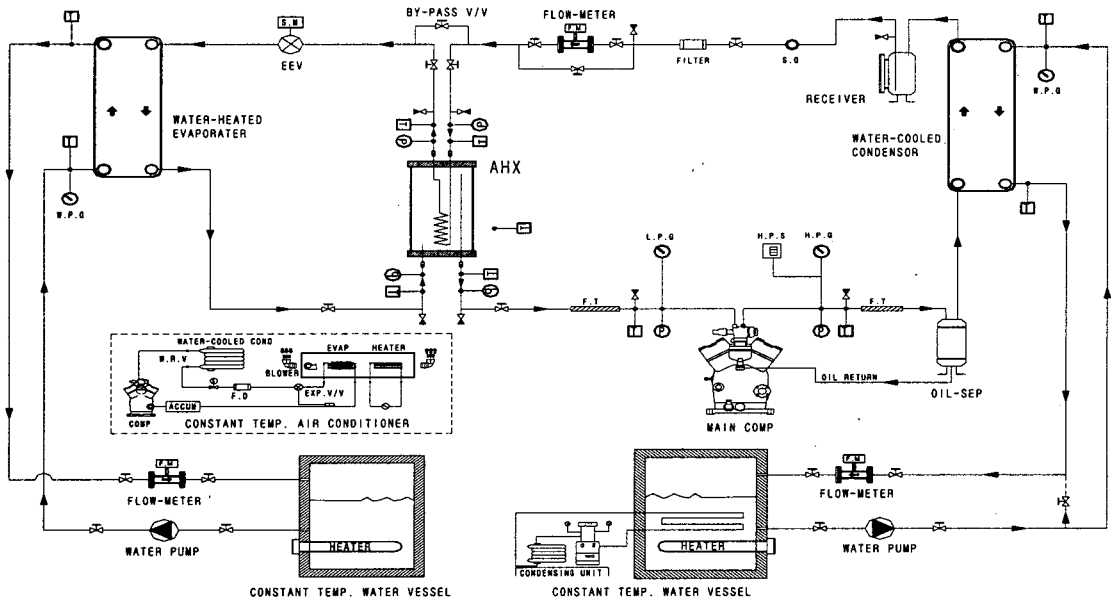


Fig. 2 Schematic of experimental setup.

Table 2 Results of repeatability tests

Items	Unit	Test no. 1	Test no. 2	Remark
Cooling capacity	W	7,125.1	7,196.8	101.0%
Power input	W	2,640.4	2,632.2	99.7%
COP	-	2.699	2.734	101.3%

스텝모터 구동방식으로 1-2상 여자방식에 의해 500스텝까지 개도가 조절된다. 전자팽창밸브의 오리피스 직경은 1.8 mm, 최대변위는 2.65 mm, 한 스텝당 0.0053 mm의 변위를 가진다. 전자팽창밸브 용 구동 드라이버는 수동버턴 조작에 의해 팽창변 개도를 임의로 조절할 수 있도록 설계하였다.

AHX는 주위온도에 따라 열전도에 의한 열전달 성능에 차이가 발생하고, 압축기도 주위온도에 따라 성능에 차이를 보이기 때문에, AHX 및 압축기 주위온도를 조절하기 위한 공조장치를 별도로 제작·설치하였다. 본 공조장치는 냉각기, 가열기 및 송풍기로 구성되어 있으며, 가열기로의 전력량을 조절하여 주위온도를 35℃로 일정하게 제어하였다.

2.3 계측장치의 측정 신뢰성

냉매측 및 물측 온도는 3선식 Pt 100Ω의 측온저항체를 배관 내에 삽입하여 측정하였으며, 정밀도는 ±0.15℃이다. 시험부의 주위온도 및 표면온도는 T-타입의 열전대를 사용하여 측정하였으며, 정밀도는 ±0.5℃이다. 냉매압력은 디지털식 냉매압력계를 사용하였으며, 압력계의 정밀도는 전체 측정범위에서 ±0.13%이다. 유량은 코리올리식 질량유량계를 사용하여 측정하였으며, 정밀도는 측정값의 ±0.1%이다. 압축기의 소비전력은 전력계로 측정하였다. 본 실험에 사용된 전력계의 최대 측정범위는 4,000 W이며, 정밀도는 측정값의 ±0.2%이다. 계측된 실험데이터는 모두 하이브리드 레코더로 전송되며, 레코더의 정밀도는 측정값의 ±0.05%이며, 스캔타임은 2초이다.

본 실험장치의 측정 신뢰성을 평가하기 위하여 재현성 실험을 실시하였다. Table 2는 본 실험장치의 재현성 실험결과를 나타낸다. 1차 냉방성능 실험을 종료한 후, 동일조건 시험을 24시간 후에 다시 실험하여, 그 결과를 비교하였다. 냉방능력의 측정편차는 1.0%이며, 압축기 소비전력은 0.3%, COP는 1.3%의 편차를 나타내었다. 재현성 실험

결과, 냉방능력을 포함한 주요 측정변수들은 최대 ±1.3%의 오차범위 내에서 일치함을 알 수 있었다.

2.4 실험방법

내부 열교환기 입·출구에 설치된 바이패스 밸브의 개폐에 의해, AHX 장착 및 미장착 운전조건에서의 냉방성능을 비교하였다. 증발기 입구에서의 수온을 20℃, 응축기 입구에서의 수온을 32℃로 일정하게 유지한 조건에서 전자팽창밸브의 개도를 조절하면서 실험을 수행하였다.

냉방능력은 냉매측 및 물측에서 모두 측정하였으나, 증발기 출구가 이상영역인 경우에는 증발기 출구에서의 엔탈피값을 계속할 수 없으므로, 냉방능력은 물측에서의 측정값으로 취하였다. Fig. 3은 냉매측 및 물측에서의 냉방능력 측정값을 비교한 결과를 나타낸다. 측정편차는 +6%, -4% 내에서 일치함을 알 수 있었다.

냉매측에서의 냉방능력은 식(1)로, 물측에서의 냉방능력은 식(2)로 계산하였으며, COP는 식(3)과 같이 물측으로 측정된 냉방능력을 압축기 소비전력으로 나누어 계산하였다.

$$Q_r = m_r \times (h_{o,r} - h_{i,r}) \quad (1)$$

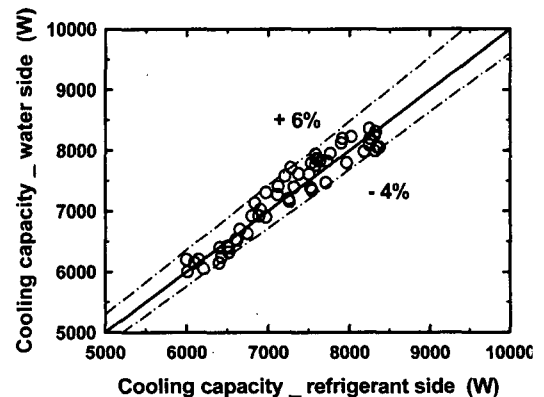


Fig. 3 Energy balance at the evaporator.

$$Q_w = m_w \times c_{p,w} \times (T_{i,w} - T_{o,w}) \quad (2)$$

$$COP = \frac{Q_w}{W} \quad (3)$$

3. 결과 및 고찰

3.1 냉동사이클의 운전특성

AHX 장착 및 미장착 운전조건에서의 냉동사이클의 과냉각도 및 과열도의 변화를 관찰하였다. Fig. 4는 전자팽창밸브 개도에 따른 과냉각도의 변화를 나타내었다. AHX 장착운전에서는 내부열교환기에서 응축기 출구의 고온 액냉매와 증발기 출구의 저온 냉매가스와의 열교환이 이루어짐으로써 과냉각도가 증가함을 알 수 있다. AHX 장착운전 시, 전자팽창밸브의 개도가 50.4%에서 AHX 출구에서의 과냉각도는 5.0°C 수준으로 나타났다. AHX 입구에서의 과냉각도가 1.5°C이므로, 과냉각도차가 3.5°C 증가함을 알 수 있다.

또한, AHX 미장착 운전조건에서는 냉매유량의 증가로 인한 응축부하의 상승으로 과냉각도가 감소하는 반면에, AHX 장착운전에서는 냉매유량의 증가와 함께 과냉각도가 증가함을 알 수 있다. 이것은 전자팽창밸브의 개도증가로 인한 냉매유량의 증가에 따라 AHX 입구 과열도가 감소하기 때문에, 동일 입구 과냉각도 조건에서는 액냉매와 냉매가스와의 온도차가 증가하여, AHX에서의 열전달률이 증가하기 때문이다.

Fig. 5는 전자팽창밸브 개도에 따른 과열도의 변화를 나타낸다. AHX 장착운전의 경우에는 증발

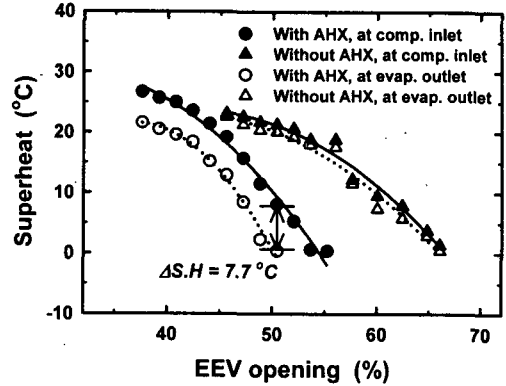


Fig. 5 Variation of superheat according to EEV opening.

기 출구가 포화증기상태일지라도 AHX 내부에서 고온 액냉매와의 열교환에 의해 압축기 입구는 과열증기상태로 유지됨을 알 수 있다. 전자팽창밸브의 개도가 50.4%일 때, 증발기 출구는 포화증기상태이며, AHX에서의 열교환에 의해 압축기 입구 과열도가 8°C 수준으로 안정적으로 유지됨이 확인되었다. 하지만, AHX를 장착하지 않은 경우에는 증발기 출구에서 냉매의 과열도가 확보되지 않을 수 있으며, 저온조건에서 액압축과 같은 문제가 발생하여 압축기 신뢰성에 치명적인 영향을 미칠 수 있다.

Fig. 6은 전자팽창밸브 개도에 따른 냉매유량의 변화를 나타낸다. 전자팽창밸브의 개도가 50.4%인 경우, AHX 장착으로 인하여 냉매유량이 17% 상승함을 알 수 있었다. 이것은 과냉각도가 증가함에 따라 냉매밀도의 증가에 의한 단위체적당의 질

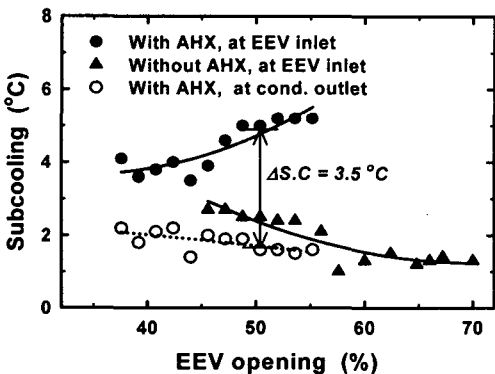


Fig. 4 Variation of subcooling according to EEV opening.

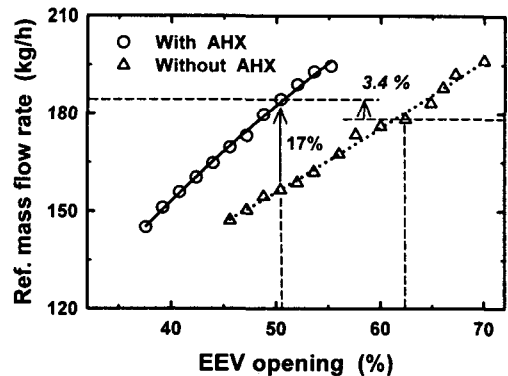


Fig. 6 Variation of refrigerant mass flow rate according to EEV opening.

량증가 및 전자팽창밸브 오리피스 내부에서 증발이 발생하기 전까지의 단상영역 증가로 인해 냉매유량이 증가하게 된다. 또한, 유량상승으로 인한 응축압력의 증가는 전자팽창밸브 입구압력을 증가시켜 냉매유량을 더욱 증가시키는 요인으로 작용한다.

압축기 입구냉매의 과열도를 8℃로 일정하게 유지한 조건에서 냉매유량을 비교하면, AHX 장착 운전으로 인하여 냉매유량이 3.4% 증가함을 알 수 있었다. AHX 장착조건에서는 전자팽창밸브 입구 과냉각도의 증가로 증발기 입구건도가 감소하게 되고, 이는 증발기 입·출구에서의 엔탈피차를 증가시킨다. 증발기 입·출구에서의 엔탈피차가 증가된 조건에서 압축기 입구 과열도가 AHX 미장착 운전과 동일한 조건으로 되기 위해서는 냉매유량의 증가가 필요하기 때문이다.

Fig. 7은 전자팽창밸브 개도에 따른 압축기 토출 및 흡입압력의 변화를 나타낸다. 전자팽창밸브의 개도가 50.4%일 때, AHX 장착으로 인하여 압축기 토출 및 흡입압력이 모두 상승함을 확인할 수 있다. 이것은 AHX 장착조건에서는 냉매유량의 증가로 증발부하가 증가하여 압축기 흡입압력이 상승하며, 이것은 증발부하의 증가와 함께 압축일을 증가시키므로 응축부하를 상승시켜 압축기 토출압력도 함께 상승하기 때문이다.

전자팽창밸브의 개도가 50.4%인 조건에서의 압축비(compression ratio, C.R)는 AHX 장착시 3.42, 미장착시 3.70 수준으로 AHX 장착시에 압축비가 낮게 유지됨을 알 수 있다. 이것은 AHX 장착시

에 냉매유량의 증가로 응축압력이 미장착시 대비 4% 증가하지만, 증발압력은 13% 증가하여 압축비가 7.4% 감소하기 때문이다.

AHX 미장착 운전조건에서 전자팽창밸브 개도를 점차 증가시켜 나가면, 냉매유량의 증가로 인해 증발부하 및 압축일이 증가하여 압축기 흡입 및 토출압력이 점차 상승하게 된다. 따라서, 압축기 입구과열도가 8℃로 동일한 조건에서는 AHX 장착 및 미장착 운전에 대한 편차가 증발압력 2.4%, 응축압력 0.4% 및 압축비 2% 수준으로 감소함을 알 수 있다.

3.2 냉동사이클의 성능변화

Fig. 8은 전자팽창밸브 개도에 따른 압축기 소비전력의 변화를 나타낸다. 전자팽창밸브 개도가 50.4%로 일정한 조건에서, AHX를 장착한 경우 압축기 소비전력이 4.3% 증가함을 알 수 있다. 이것은 AHX 장착조건에서 압축비가 7.4% 수준으로 감소하는데 비해, 냉매유량은 17% 증가하기 때문에 냉매유량 증가로 인한 압축일의 증가폭이 크기 때문이다. 압축기 입구과열도가 8℃로 일정한 조건에서는 AHX 장착조건에서 소비전력이 1.1% 증가함을 알 수 있다. 이것은 압축비의 경우는 AHX 장착조건에서 미장착조건보다 2% 감소하지만, 냉매유량은 3.4% 증가하여 냉매유량의 증가로 인한 압축일의 증가폭이 크기 때문이다.

Fig. 9은 전자팽창밸브 개도별로 AHX 장착 및 미장착 운전조건에서의 냉방능력 변화를 나타낸

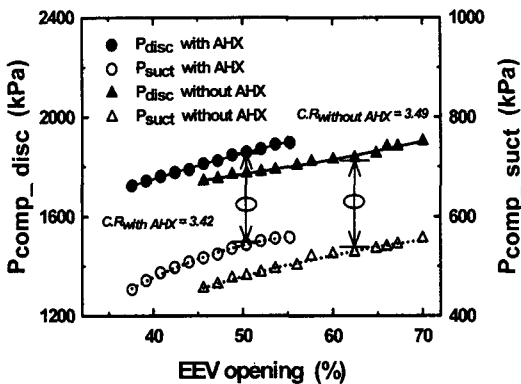


Fig. 7 Variation of compressor discharge and suction pressure according to EEV opening.

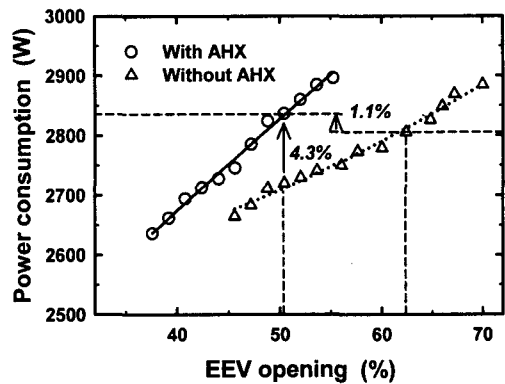


Fig. 8 Variation of compressor power consumption according to EEV opening.

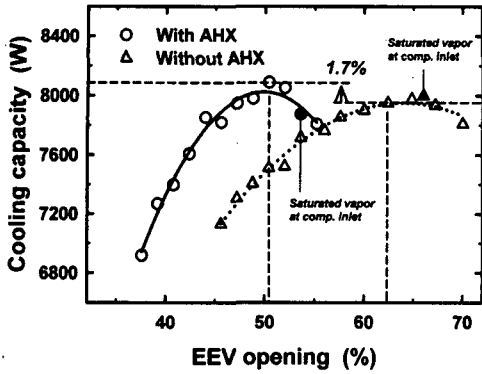


Fig. 9 Variation of cooling capacity.

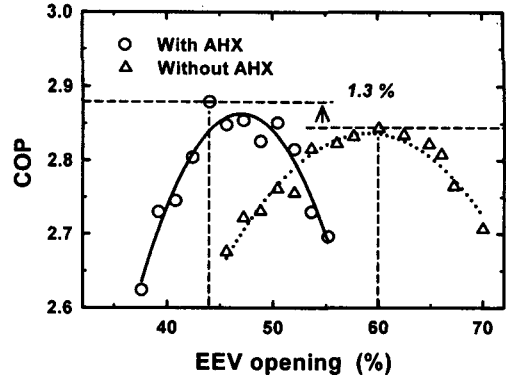


Fig. 10 Variation of COP.

다. AHX 장착 및 미장착시 모두 개도증가에 따라 냉방능력이 증가하다가 다시 감소하는 경향을 나타내었다. 전자팽창밸브 개도가 증가함에 따라 증발기에서의 과열영역이 점점 감소하게 되고, 증발기 출구조건이 포화증기상태인 경우에 최대냉방능력이 나타남이 확인되었다. 하지만, 증발기 출구가 포화증기점 이상인 개도에서는 냉매유량 증가로 인한 증발압력의 상승으로 증발온도가 함께 상승하기 때문에 공기측 열전달계수의 감소로 냉방능력은 감소하였다. 즉, 냉방능력은 증발기에서 과열영역이 차지하는 비율과 증발온도와와의 상관관계에 의해 결정되어지는데, 냉매유량의 증가로 인한 증발온도의 상승분이 크기 때문에 냉방능력이 감소하는 것이다.

AHX를 장착하지 않은 경우, 전자팽창밸브 개도가 66.0%인 조건에서 냉방능력이 최대로 된다. 이때, 압축기 입구냉매의 상태는 포화증기점에 가깝기 때문에, 저온조건에서의 운전시 액압축의 우려가 발생되므로 적정 과열도를 8°C로 가정하면, 최대 냉방능력은 전자팽창밸브 개도가 62.4%일 때 나타난다. AHX 장착조건인 경우에는 전자팽창밸브 입구에서 액냉매의 밀도가 증가하여 냉매유량이 증가하기 때문에, AHX 장착조건보다 개도가 적은 50.4%인 조건에서 냉방능력이 최대가 된다. 시스템 운전신뢰성을 고려한다면, 최대 냉방능력은 AHX 장착인 경우가 미장착인 경우 대비 1.7% 높음을 알 수 있다.

Fig. 10은 전자팽창밸브 개도별 AHX 장착 및 미장착 조건에서의 COP 변화를 나타낸다. AHX 장착 및 미장착 조건 모두 냉매유량의 증가에 따라 냉방능력은 증가하다가 감소하는 반면에, 압축

일은 계속해서 증가하기 때문에 AHX 장착 및 미장착 모두 개도증가에 따라 COP가 증가하다가 다시 감소하는 경향을 나타낸다. AHX 미장착 조건에서는 전자팽창밸브의 개도가 60.0%인 경우에 최대 COP를 나타내지만, AHX 장착조건에서는 개도가 44.0%인 경우에 최대 COP가 나타남을 알 수 있으며, AHX 장착운전시 COP가 AHX 미장착 운전조건보다 1.3% 증가한다.

Fig. 11에 전자팽창밸브 개도 및 과열도 일정조건에서 AHX 장착에 의한 주요 성능을 AHX 미장착조건과 비교하여 나타낸다. 일정한 전자팽창밸브 개도 운전조건인 경우에 성능변화가 크게 나타남을 알 수 있다. 따라서, 모세관과 같이 개도조절이 불가능한 팽창변을 채용하는 냉동시스템에 AHX를 장착할 경우에는 최적 냉매량 선정과 같은 시스템 운전조건의 최적화에 주의가 필요할 것으로 판단된다.

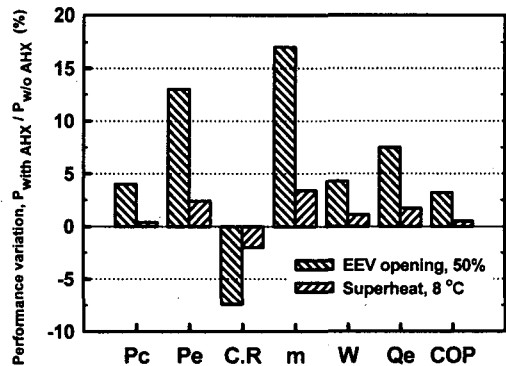


Fig. 11 Influence of accumulator heat exchanger on the refrigeration cycle.

4. 결 론

AHX를 냉동사이클에 적용하여 시스템의 성능을 고찰하였으며, 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) AHX 장착운전에서는 냉매유량의 증가로 내부열교환기에서의 열전달률이 상승하여 과냉각도가 증가하는 반면에, AHX 미장착운전에서는 응축부하의 상승으로 과냉각도가 감소하였다.

(2) 전자팽창밸브 개도가 50.4%에서의 냉매유량 및 소비전력을 AHX 장착시와 미장착시의 경우를 비교하면, AHX 장착시에 냉매유량이 17% 상승하였고, 소비전력은 4.3% 증가하였다. 이것은 AHX 장착으로 인한 과냉각도의 증가로 팽창변입구의 냉매밀도가 증가하여, 팽창변을 통한 냉매순환량이 증가했기 때문이다.

(3) AHX 장착 및 미장착운전 모두 증발기 출구가 포화증기상태일 때 최대냉방능력이 나타나며, AHX 장착시에는 AHX 내부에서의 열교환에 의해 압축기 입구측에서의 과열도가 8°C 수준으로 증가하였다. 하지만, AHX 미장착시에는 과열도 증가분이 거의 없기 때문에 저온조건에서 액압축과 같은 문제가 발생할 수 있다. 따라서, 증발기 내부에서 과열증기영역의 확보로 압축기 입구 과열도를 유지해야 하기 때문에, AHX 장착조건보다 냉방성능이 1.7% 정도 감소함을 알 수 있었다.

(4) 팽창변 개도가 일정한 운전조건에서는 AHX의 장착 유·무에 따라 냉방성능의 편차가 크기 때문에, 팽창변 개도조절이 불가능한 시스템에서는 운전조건의 최적화에 주의가 필요하다.

후 기

본 논문은 과학기술부 지원으로 수행하는 21세

기 프론티어 사업(이산화탄소 저감 및 처리기술 개발)의 일환으로 수행되었습니다. 이에 감사드립니다.

참고문헌

1. Wood, C. W. and Meyer, J. P., 1999, Experimental verification of a universal accumulator heat exchanger design procedure used to achieve liquid overfeeding effects in small air conditioning systems, Proceedings of ASME, Vol. 39, pp. 99-103.
2. Meyer, J. P. and Wood, C. W., 2001, The design and experimental verification of heat exchanger accumulators used in small commercially available air conditioning systems, Int. J. Energy Research, Vol. 25, pp. 911-925.
3. Mei, V. C. and Chen, F. C., 1996, Experimental study of a liquid overfeeding window air conditioner, ASHRAE Transactions: Research, pp. 63-67.
4. Navarro-Esbri, J., Cabello, R. and Torrella, E., 2005, Experimental evaluation of the internal heat exchanger influence on a vapour compression plant energy efficiency working with R22, R134a and R407C, Energy, Vol. 30, pp. 621-636.
5. Aprea, C., Ascani, M. and Rossi, F., 1999, A criterion for predicting the possible advantage of adopting a suction/liquid heat exchanger in refrigerating system, Applied Thermal Engineering, Vol. 19, pp. 329-336.