냉동시스템의 운전조건에 따른 열교환기 내장형 어큐뮬레이터의 성능 특성

강 훈, 박 차 식*, 전 종 욱*, 김 용 찬†
고려대학교 기계공학과, *고려대학교 기계공학과 대학원

Performance Characteristics of Accumulator Heat Exchangers with Operating Conditions of a Refrigeration System

Hoon Kang, Chasik Park*, Jongug Jeon*, Yongchan Kim†
Department of Mechanical Engineering, Korea University, Seoul 136-701, Korea
**Graduate School of Mechanical Engineering, Korea University, Seoul 136-701, Korea*

(Received August 30, 2006; revision received October 31, 2006)

ABSTRACT: The applications of multi air-conditioners into multiplex and high-rise buildings have been increased by replacing central air-conditioning systems. The pipe length and altitude difference between the indoor and outdoor units can be increased based on installation conditions, which may increase the possibility of flash gas generation at the expansion device inlet. The flash gas generation causes rapid reduction of refrigerant flow rate passing through the expansion device, yielding lower system efficiency. Accumulator heat exchangers have been widely used in multi air-conditioners in order to minimize flash gas generation and obtain system reliability. However, the studies on the heat transfer characteristics and pressure drops of accumulator heat exchangers are very limited in open literature. In this study, the heat transfer rates and pressure drops of accumulator heat exchangers were measured with refrigerant flow rate and operating conditions by using R-22. The heat transfer rate increased with the increase of refrigerant flow rate, while subcooling decreased. The heat transfer rate enhanced with the reduction of inlet superheat and subcooling due to the increased temperature difference between the accumulator and inner heat exchanger.

Key words: Accumulator heat exchanger(AHX, 열교환기 내장형 어큐뮬레이터), Accumulator (어큐뮬레이터), Inner heat exchanger(IHX, 내부열교환기), Multi air-conditioners (멀티에어컨)

기 호 설 명

h : 엔탈피 [kJ/kg]
$\dot{m}$: 질량유량 [kg/h]
P : 압력 [kPa]
q : 열전달률 [W]
SC : 과냉각도 [℃]
SH : 과열도 [℃]
x : 건도

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

하첨자

ac : 어큐뮬레이터
AHX : 열교환기 내장형 어큐뮬레이터
i : 입구
IHX : 내부열교환기
o : 출구
r : 냉매

1. 서 론

최근 중대형 건물을 중심으로 중앙공조방식을 대신하여 멀티에어컨의 보급이 증가하고 있는 추세이다. 멀티에어컨을 중대형 건물에 설치하는 경우, 연장배관 및 배관의 고저차가 증가하게 된다. 따라서, 멀티에어컨의 설치에 따른 실내유니트와 실외유니트 사이의 연장배관 길이 및 고저차 증가는 팽창변 입구에서의 플래쉬가스 발생에 의한 시스템의 성능 및 신뢰성 저하의 가능성을 증가시킨다. 이러한 문제발생을 예방하기 위해서는 응축유니트에서 충분한 과냉각도를 형성시켜 팽창밸브로 액상의 냉매를 이송시켜야 한다.

과냉각도의 증가를 위하여 이중관식 열교환기 및 열교환기 내장형 어큐뮬레이터가 주로 사용되고 있으나, 설치공간상의 이점으로 인해 열교환기 내장형 어큐뮬레이터가 멀티에어컨에 널리 보급되어 사용되고 있는 실정이다. 열교환기 내장형 어큐뮬레이터는 기존 냉동시스템에 부분적으로 사용되었으나, 최근에 들어 멀티에어컨의 보급으로 그 사용이 증가되고 있는 추세이다. 하지만, 열교환기 내장형 어큐뮬레이터의 열전달 및 압력강하 특성에 대한 충분한 연구는 이루어지지 않고 있는 실정이다.

Meyer and Wood[1]은 열교환기 내장형 어큐뮬레이터가 냉동시스템에 미치는 영향에 관한 실험적 연구를 수행하였다. 열교환기 내장형 어큐뮬레이터의 적용을 통해 증발기에서의 과열증기 영역을 제거함으로써 시스템효율이 7.5%, 냉매유량이 4.4%, 그리고 냉방능력이 6.5% 상승되었으며, 압축비의 감소로 인해 압축기효율 및 신뢰성의 향상도 기대된다고 보고하였다. Mei et al.[2]은 가정용 창문형 에어컨에 열교환기 내장형 어큐뮬레이터를 설치하여, 실외온도 변화에 따른 시스템 성능변화를 열교환기 내장형 어큐뮬레이터를 장착하지 않았을 경우와 비교하였다. 또한, 열교환기 내장형 어큐뮬레이터를 적용한 시스템에서의 냉매충전량의 변화도 검토하였다.

Navarro-Esbri et al.[3]은 압축기 흡입관에 설치된 내부열교환기가 냉동시스템에 미치는 영향을 R-22, R-134a, 그리고 R407C 냉매에 대하여 실험적 방법을 통하여 분석하였다. Domanski and Didion[4]은 냉동시스템 운전조건과 냉매물성치가 LSHX(Liquid-Suction Heat eXchanger)에 미치는 영향을 수치적인 해석을 통해 검토하였으며, Klein et al.[5]은 다양한 냉매에 대하여 그 영향을 분석하였다. Aprea et al.[6]과 Gabrielli and Vamling[7]은 LSHX의 성능을 열역학적인 관점과 최적 전열면적의 도출이라는 다양한 관점에서 검토하였다.

하지만, 지금까지의 연구결과들은 냉동시스템에 미치는 영향에 대한 연구에 국한되었으며, 다양한 운전조건에 대한 열교환기 내장형 어큐뮬레이터의 단품성능에 관한 연구는 미흡한 실정이다. 따라서, 본 연구에서는 냉동시스템의 운전조건, 즉 열교환기 내장형 어큐뮬레이터의 입구조건의 변화에 따른 단품성능 실험을 통해 열교환기 내장형 어큐뮬레이터에서의 열전달률, 과냉각도, 과열도 및 압력강하 특성변화를 검토함으로써 열교환기 내장형 어큐뮬레이터의 설계 및 열교환기 내장형 어큐뮬레이터를 적용한 시스템의 최적 운전조건을 도출을 위한 기초자료를 제공하고자 한다.

2. 실험장치의 구성

2.1 열교환기 내장형 어큐뮬레이터

Fig. 1은 열교환기 내장형 어큐뮬레이터의 형상을 나타낸다. 열교환기 내장형 어큐뮬레이터는 어큐뮬레이터 내부에 코일형태의 내부열교환기가 장착되어 있는 구조로 이루어져 있다. Table 1은 본 실험에 사용된 열교환기 내장형 어큐뮬레이터의 제원을 나타낸다. Fig. 2는 열교환기 내장형 어큐뮬레이터 적용시의 냉동시스템 구성도를 나타낸다. 응축기 출구에서의 고온 액냉매는 내부열교환기로 유입되며, 증발기 출구에서의 저온 냉매는 어큐뮬레이터 내부로 유입된다. 열교환기 내장형 어큐뮬레이터 내부에서의 저온 냉매와 고온 냉매와의 열교환에 의해 팽창변 입구에서의 과냉

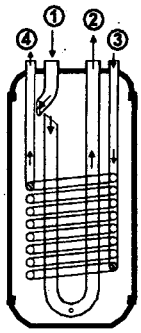

Fig. 1 Configuration of the accumulator heat exchanger.

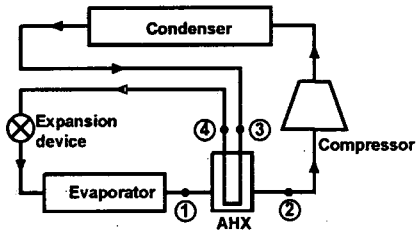

Fig. 2 Configuration of a refrigeration system with an accumulator heat exchanger.

Table 1 Specifications of the accumulator heat exchanger

Parameter		Specification
Accumulator	Inner volume	4,980 cc
	Inner height	386.0 mm
	Inner diameter	128.2 mm
	Tube diameter	19.05 mm
Inner heat exchanger	Coil diameter	12.7 mm
	Coil length	1,388 mm
	Bending diameter	31.0 mm

각도와 압축기 입구에서의 과열도가 모두 증가하게 된다.

2.2 실험장치 및 방법

본 실험장치는 크게 증기압축식 냉동시스템, 항온수조부 및 계측 · 제어 유니트로 구성되어 있다. Fig. 3에 나타낸 바와 같이, 냉동시스템은 냉매 압축기, 수냉식 응축기, 수액기, 과냉각도 조절기, 전자팽창밸브, 증발기 및 열교환기 내장형 어큐뮬레이터로 구성되어 있다. 냉매 압축기로는 밀폐

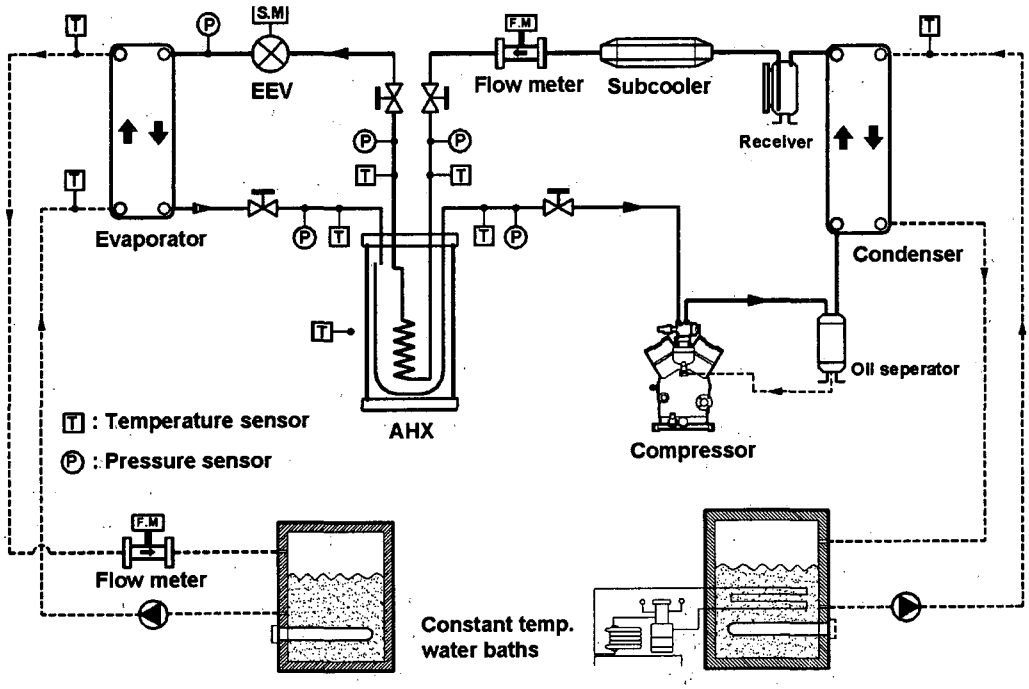

Fig. 3 Schematic of the experimental setup.

형 스크롤 압축기를 사용하였다. 본 압축기의 적용 냉매는 R-22이며, ARI 조건에서 정격 냉방능력 및 소비전력은 각각 10.81 kW 및 3.25 kW이다. 본 시스템에서는 오리피스 내경 1.8 mm, 스트로크 2.65 mm의 전자팽창밸브를 사용하였으며, 최대 500스텝의 분해능을 가진다.

냉매온도는 정밀도 ±0.2℃의 백금측온 저항체(PT 100Ω)를 배관 내에 삽입하여 측정하였다. 열교환기 내장형 어큐뮬레이터의 표면 및 주위 온도는 정밀도 ±0.5℃의 열전대(T-type)를 사용하여 측정하였다. 냉매압력의 계측은 정밀도 ±0.13%의 디지털 압력계를 사용하였으며, 냉매 차압의 측정은 정밀도 ±0.08%의 디지털 차압계를 사용하였다. 냉매유량의 측정은 정밀도 ±0.2%의 질량유량계(Coriolis type)를 사용하였다.

Table 2는 실험변수와 그 제어범위를 나타낸다. 내부열교환기 입구압력은 응축기로 공급되는 냉각수의 유량을 조절하여 제어하였다. 내부열교환기 입구온도는 과냉각도 조절기에 설치된 가열기의 입력 전력량을 조절함으로써 제어하였다. 또한, 어큐뮬레이터 입구압력은 압축기의 회전수를 가변시킴으로써 제어하였고, 어큐뮬레이터 입구온도는 증발기로 공급되는 온수량의 조절에 의해 제어하였다. 냉매유량은 전자팽창밸브의 개도 조절을 통해 제어하였다. 열교환기 내장형 어큐뮬레이터의 주위온도는 항온유니트를 설치하여 설정값으로 제어하였다.

열교환기 내장형 어큐뮬레이터에서의 열전달률은 식(1)에 의해 내부열교환기 입구와 출구에서의 엔탈피차와 냉매유량의 곱으로 계산하였다. 또한, 식(2)에 의해 어큐뮬레이터 측에서의 열전달률도 계산하였다. 이때, 각 실험조건마다 열교환기 내장형 어큐뮬레이터 주위온도를 어큐뮬레이터 내부온도에 가깝게 제어했기 때문에 열전도에 의한 영향은 거의 없었다. 따라서, 식(1)과 식(2)에 의한 열전달률의 측정편차는 ±3.1% 이내에서 일치하였다. ASHRAE Guideline 2[8]에 의한 열전달률의 측정 불확실도는 3.7% 수준이다.

Table 2 Experimental parameters and ranges

Parameter		Range
Mass flow rate		60~190 kg/h
Accumulator	Inlet superheat	0~12℃
	Inlet quality	0.9~1.0
	Inlet pressure	300~600 kPa
Inner heat exchanger	Inlet subcooling	1~10℃
	Inlet pressure	1,600~2,400 kPa

$$q_{AHX,\ IHX\ side} = m_r \times (h_{IHX,\ i} - h_{IHX,\ o}) \quad (1)$$

$$q_{AHX,\ ac\ side} = m_r \times (h_{ac,\ o} - h_{ac,\ i}) \quad (2)$$

3. 결과 및 고찰

3.1 열전달률, 과냉각도 및 과열도의 변화

Fig. 4는 냉매유량 변화에 따른 열교환기 내장형 어큐뮬레이터에서의 열전달률 변화를 나타낸다. 내부열교환기 입구에서의 압력과 과냉각도는 각각 1,900 kPa 및 3.0℃로, 어큐뮬레이터 입구 과열도는 4.0℃로 일정하게 유지시킨 조건에서 어큐뮬레이터 입구압력을 400, 500 및 600 kPa로 변화시키면서 실험을 수행하였다. 냉매유량의 증가와 함께 열교환기 내장형 어큐뮬레이터에서의 열전달률도 함께 증가하는 경향을 나타내었으며, 본 실험에 사용된 열교환기 내장형 어큐뮬레터의 열전달률은 냉매유량의 0.65승에 비례하여 증가하는 경향을 나타내었다. 또한, 냉매유량이 일정한 조건에서는 어큐뮬레이터 입구압력의 증가와 함께 열전달률은 감소하는 경향을 나타내었다. 이는 어큐뮬레이터 입구 과열도를 일정하게 유지시킨 조건에서 어큐뮬레이터 입구압력을 증가시키게 되면, 어큐뮬레이터 입구온도가 상승하게 되므로 내부열교환기와의 온도차가 감소하여 열유속이 감

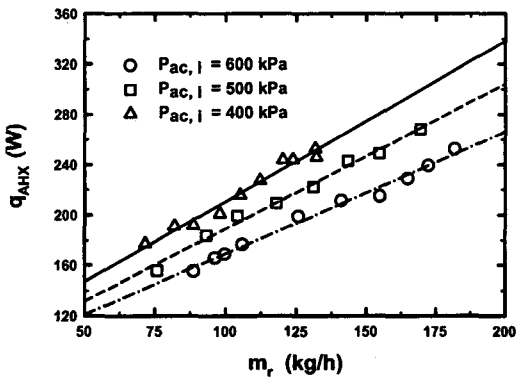

Fig. 4 Variation of the heat transfer rate with refrigerant flow rate.

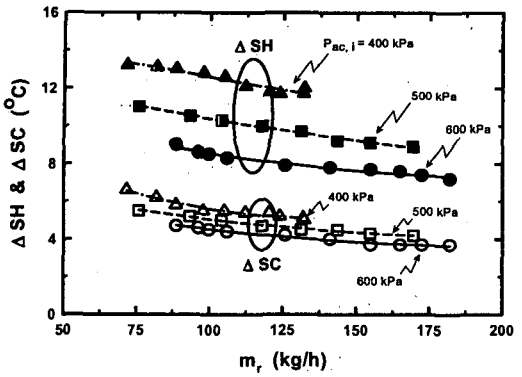

Fig. 5 Variation of the subcooling and superheat differences with refrigerant flow rate.

소하기 때문이다.

Fig. 5는 냉매유량의 변화에 따른 과열도 및 과냉각도의 변화를 나타낸다. 과열도차(ΔSH)는 어큐뮬레이터 입구 과열도와 출구 과열도와의 차를 나타내며, 과냉각도차(ΔSC)는 내부열교환기 입구 과냉각도와 출구 과냉각도와의 차를 나타낸다. 냉매유량의 증가와 함께 열교환기 내장형 어큐뮬레이터에서의 열전달률이 증가함에도 불구하고, 과냉각도차와 과열도차는 냉매유량의 증가와 함께 감소함을 알 수 있다. 본 실험에 사용된 열교환기 내장형 어큐뮬레이터의 과열도차 및 과냉각도차는 냉매유량의 0.35승으로 감소하는 경향을 나타내었다.

Fig. 6는 어큐뮬레이터 입구 과열도와 건도 변화에 따른 열전달률의 변화를 나타낸다. 내부열교환기 입구에서의 압력과 과냉각도는 각각 1,900 kPa과 3.0℃로 일정하게 유지시켰다. 어큐뮬레이터 입구 과열도가 감소함에 따라 열교환기 내장형 어큐뮬레이터에서의 열전달률은 상승함을 알 수 있었다. 이것은 어큐뮬레이터 입구압력이 일정한 조건에서 어큐뮬레이터 입구 과열도의 감소는 어큐뮬레이터 입구온도를 감소시킴으로써 내부열교환기와의 온도차를 증가시키기 때문이다. 어큐뮬레이터 입구 냉매가 과열영역에서 이상(two-phase)상태로 변화되면서, 열교환기 내장형 어큐뮬레이터에서의 열전달률이 급격히 상승함을 알 수 있었다. 어큐뮬레이터 입구건도가 감소함에 따라 열전달률은 계속해서 증가하는 경향을 나타내다가, 일정 건도 이하에서는 더 이상의 열전달률

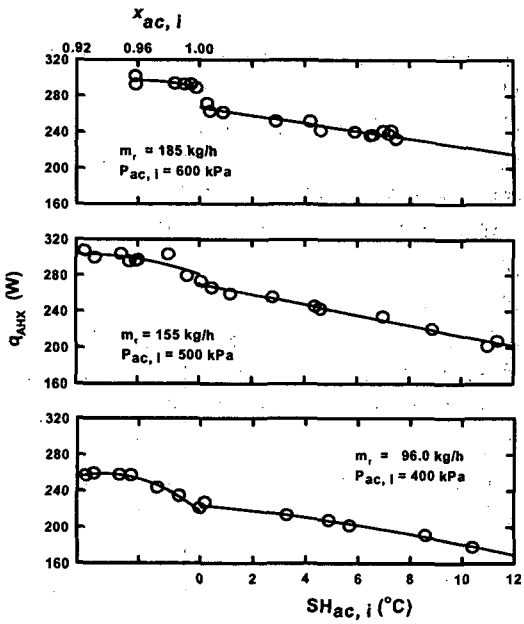

Fig. 6 Variation of the heat transfer rate with inlet superheat and quality.

의 증가는 나타나지 않았다.

Kang[9]의 실험결과에서, 어큐뮬레이터 입구가 이상(two-phase)상태일 경우에 어큐뮬레이터 입구에서의 액냉매는 분무류 형태로 어큐뮬레이터 내부로 유입됨을 알 수 있었다. 이때, 유입된 액적형태의 냉매는 어큐뮬레이터 내의 강한 선회유동으로 인해 벽면에 부딪쳐 증발되거나 일부 냉매는 바닥으로 흘려내리게 된다. 즉, 액적형태의 냉매가 내부열교환기 외표면에 접촉할 가능성은 매우 낮으며, 내부열교환기는 가스상태의 냉매와만 열교환을 하게 된다. 이러한 이유로 일정 건도 이하에서는 어큐뮬레이터 입구건도의 감소에도 내부열교환기에서의 열전달률은 거의 변화가 없다. 하지만, 어큐뮬레이터 입구건도를 계속 감소시키게 되면, 어큐뮬레이터 내부에는 액상의 냉매가 고이기 시작하며, 시간의 경과와 함께 내부열교환기는 액상의 냉매에 잠겨 내부열교환기 표면에서는 비등이 발생하면서 열전달률은 급격히 증가한다고 보고되고 있다. 하지만, 이러한 운전조건은 실제 냉동시스템에서는 발생하기 힘들거나 비정상 운전조건이기 때문에 본 실험에서는 제외하였다.

Fig. 7은 어큐뮬레이터 입구 과열도와 건도 변

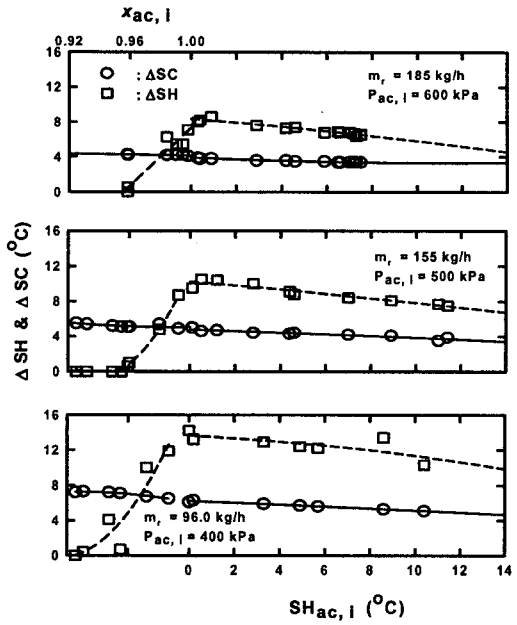

Fig. 7 Variations of the superheat and subcooling differences with inlet superheat and quality.

화에 따른 과냉각도차 및 과열도차의 변화를 나타낸다. 내부열교환기 입구에서의 압력과 과냉각도는 각각 1,900 kPa과 3.0℃로 일정하게 유지시켰다. 어큐뮬레이터 입구 과열도가 감소함에 따라 어큐뮬레이터 입·출구에서의 과열도차는 증가함을 알 수 있다. 이는 어큐뮬레이터 입구 압력이 일정한 조건에서 어큐뮬레이터 입구 과열도가 감소하게 되면, 내부열교환기와의 온도차가 증가함으로써 열교환기 내장형 어큐뮬레이터에서의 열전달률이 증가하게 되어, 어큐뮬레이터 입구와 출구에서의 온도차가 증가하기 때문이다.

어큐뮬레이터 입구가 과열영역에서 이상영역으로 변함에 따라 과열도차는 감소하는 경향을 나타내며, 일정 건도 이하에서는 과열도차는 존재하지 않게 된다. 이는 어큐뮬레이터 입구에 액상의 냉매가 유입됨에 따라 어큐뮬레이터 내부에서 잠열변화가 발생하기 시작하며 현열 변화량은 그만큼 줄어들기 때문이다. 즉, 어큐뮬레이터 입구 건도가 점점 감소함에 따라 액상냉매의 유입량이 증가하게 되고, 일정 건도 이하에서는 잠열변화만이 존재하게 된다.

내부열교환기에서의 과냉각도차는 어큐뮬레이터 입구 과열도의 감소에 따라 미소하게 증가하는 경향을 나타냄을 알 수 있었다. 이것은 어큐뮬레이터에서의 과열도차 변화와 마찬가지로, 내부열교환기와의 온도차 증가에 따른 열전달률의 증가에 의한 것이다. 어큐뮬레이터 입구가 이상영역으로 변화하면서, 과냉각도차의 변화는 열교환기 내장형 어큐뮬레이터에서의 열전달률의 증가로 어큐뮬레이터 입구가 과열영역일 때보다 높은 증가폭을 보이다가, 다시 일정하게 유지됨을 알 수 있다.

Fig. 8은 내부열교환기 입구에서의 과냉각도 변화에 따른 열교환기 내장형 어큐뮬레이터에서의 열전달률 변화를 나타낸다. 냉매유량을 155 kg/h로, 내부열교환기와 어큐뮬레이터의 입구 압력을 각각 1,900 kPa 및 500 kPa로 일정하게 유지시켰다. 열전달률은 내부열교환기의 입구 과냉각도의

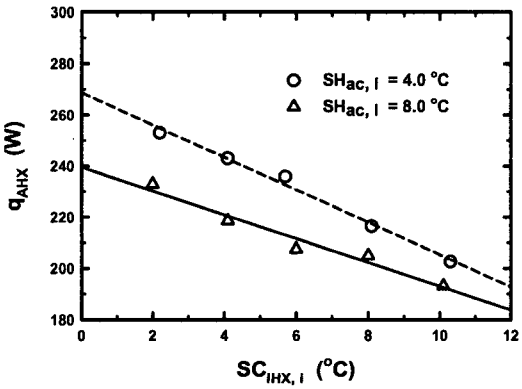

Fig. 8 Variation of the heat transfer rate with inlet subcooling.

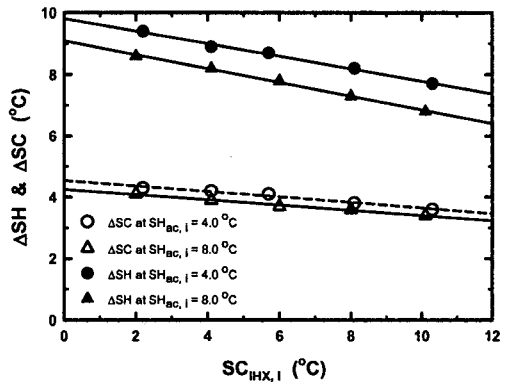

Fig. 9 Variations of the superheat and subcooling differences with inlet subcooling.

증가와 함께 감소함을 알 수 있다. 내부열교환기 입구 압력이 일정한 조건에서 입구 과냉각도가 증가하게 되면, 내부열교환기 입구온도는 감소하게 됨으로써 어큐뮬레이터 입구온도와의 온도차가 감소하기 때문이다. 따라서, 과냉각도가 높은 운전조건보다는 과냉각도가 낮은 조건, 특히 응축기 출구가 완전히 액화되지 않은 운전조건에서 열교환기 내장형 어큐뮬레이터에서의 열전달률 성능은 더 높음을 알 수 있다.

Fig. 9는 내부열교환기 입구 과냉각도의 변화에 따른 과열도차와 과냉각도차의 변화를 나타낸다. 내부열교환기 입구 과냉각도가 증가함에 따라 과열도차와 과냉각도차는 모두 감소함을 알 수 있다. 내부열교환기 입구 과냉각도의 증가에 따라 내부열교환기 입구온도는 감소하게 되므로 내부열교환기와 어큐뮬레이터에서의 온도차는 감소하게 된다. 이러한 온도차의 감소는 열교환기 내장형 어큐뮬레이터의 열전달률을 감소시킴으로써 과냉각도차 및 과열도차 모두 감소하게 되는 것이다.

3.2 압력강하 성능변화

시스템 운전조건 변화에 따른 어큐뮬레이터에서의 압력강하 특성변화를 Fig. 10에 나타내었다. 내부열교환기 입구에서의 압력과 과냉각도는 1,900 kPa 및 3.0℃로, 어큐뮬레이터 입구 과열도는 4.0 ℃로 유지시키면서 어큐뮬레이터 입구 압력이 400, 500 및 600 kPa인 조건에서 냉매유량에 따른 압력강하 특성을 실험하였다. 냉매유량의 증가와 함께 마찰계수 증가로 어큐뮬레이터에서의 압력강

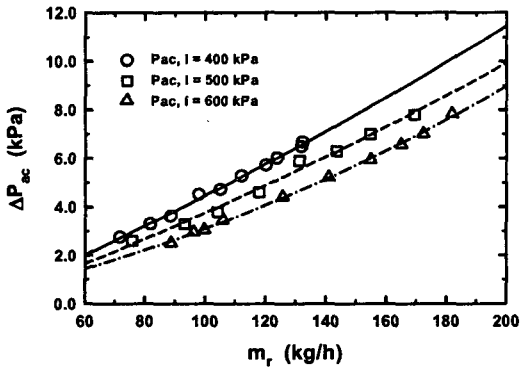

Fig. 10 Variation of the pressure drop in the accumulator.

하가 상승함을 알 수 있다. 동일한 냉매유량조건에서 어큐뮬레이터에서의 압력강하는 어큐뮬레이터 입구 압력의 증가와 함께 감소함을 알 수 있다. 이것은 어큐뮬레이터 입구 압력이 증가함에 따라 냉매의 밀도가 증가하여 어큐뮬레이터 내부에서의 냉매 유동속도가 감소했기 때문이다.

내부열교환기에서의 압력강하도 냉매유량의 증가와 함께 증가하는 경향을 나타내지만, 내부열교환기 입구에서의 압력 및 과냉각도 변화에 의한 압력강하의 변화량에는 거의 차이가 없었다. 또한, 본 실험장치의 최대 냉매유량 범위인 210 kg/h에서 내부열교환기에서의 압력강하는 1.3 kPa로 그 절대량 자체가 매우 미소하기 때문에 공학적인 측면에서 내부열교환기에서의 압력강하는 무시할 수 있을 것으로 판단된다.

4. 결 론

냉동시스템의 운전조건에 따른 열교환기 내장형 어큐뮬레이터에서의 열전달률, 과열도, 과냉각도 및 압력강하 성능변화를 고찰하였으며, 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 냉매유량의 증가와 함께 열교환기 내장형 어큐뮬레이터에서의 열전달률도 함께 증가하는 경향을 나타내었으나, 과냉각도차와 과열도차는 냉매유량의 증가와 함께 감소함을 알 수 있다.

(2) 어큐뮬레이터 입구 과열도가 감소함에 따라 열교환기 내장형 어큐뮬레이터에서의 열전달률, 과냉각도차 및 과열도차는 모두 상승함을 알 수 있었다. 또한, 어큐뮬레이터 입구 냉매가 과열영역에서 이상(two-phase) 상태로 변화되면서, 열교환기 내장형 어큐뮬레이터에서의 열전달률이 급격히 상승하다가, 일정 건도 이하에서는 더 이상의 열전달률 증가가 나타나지 않았다.

(3) 내부열교환기 입구 과냉각도의 증가와 함께 열교환기 내장형 어큐뮬레이터에서의 열전달률, 과냉각도차 및 과열도차 모두 감소함을 알 수 있다. 냉동시스템 운전시, 과냉각도가 큰 운전조건보다는 과냉각도가 낮은 조건, 특히 응축기 출구가 완전히 액화되지 않은 조건에서 열교환기 내장형 어큐뮬레이터의 성능은 더 높음을 알 수 있었다.

(4) 열교환기 내장형 어큐뮬레이터에서의 압력강하는 냉매유량의 증가 및 입구 압력의 감소와

함께 상승하는 경향을 나타내지만, 내부열교환기에서의 압력강하는 그 절대량 자체가 매우 미소하기 때문에 공학적인 측면에서 내부열교환기에서의 압력강하는 무시할 수 있을 것으로 판단된다.

후 기

본 연구는 과학기술부의 21세기 프론티어 연구개발 사업인 이산화탄소 저감 및 처리기술 개발사업단의 지원에 의하여 수행되었으며, 이에 감사드립니다.

참고문헌

1. 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.
2. Mei, V.C., Chen, F.C. and Chen, T.D., 1996, Experimental study of a liquid overfeeding window air conditioner, ASHRAE Transactions, Vol. 102, pp. 63-67.
3. 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.
4. Domanski, P.A., Didion, D.A. and Doyle, J.P., 1994, Evaluation of suction-line/liquid-line heat exchange in the refrigeration cycle, Int. J. Refrigeration, Vol. 17, pp. 487-493.
5. Klein, S.A., Reindl, D.T. and Brownell, K., 2000, Refrigeration system performance using liquid-suction heat exchangers, Int. J. Refrigeration, Vol. 23, pp. 588-596.
6. 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.
7. Gabrielli, C. and Vamling, L., 1998, Changes in optimal distribution of heat exchanger area between the evaporator and suction gas heat exchanger when replacing R22 with R407C, Int. J. Refrigeration, Vol. 28, pp. 440-451.
8. ASHRAE, 1986, ASHRAE Guideline 2: Engineering analysis of experimental data, ASHRAE, Atlanta (GA).
9. Kang, H., 2006, The performance characteristics of a refrigeration system with an accumulator heat exchanger, DS thesis, Korea University, Seoul, Korea.