

# 마이크로채널과 핀 튜브 열교환기를 적용한 가정용 에어컨디셔너의 성능 평가

윤 린<sup>†</sup>

한밭대학교 기계공학과

## Evaluation of Performance of a Residential Air-Conditioning System Using Microchannel and Fin-and-Tube Heat Exchanger

Rin Yun<sup>†</sup>

Department of Mechanical Engineering, Hanbat National University, Daejeon 305-719, Korea

(Received August 23, 2006; revision received November 21, 2006)

**ABSTRACT:** In this study the seasonal performance of a residential air conditioning system having either a fin-and-tube condenser or a microchannel condenser is experimentally investigated. A commercially available 7kW capacity residential air conditioning system having a fin-and-tube condenser served as the base system. The test results show that the system with a microchannel heat exchanger has a reduced refrigerant charge amount of 10%, the coefficient of performance is increased by 6% to 10%, and the *SEER* is increased by 7% as compared with those of the base system. Moreover, the condensing pressure of the system is decreased by 100 kPa and the pressure drop across the condenser is decreased by 84%. The microchannel heat exchanger enhances the *SEER* of the residential air conditioning system by providing better heat transfers at reduced pressure drops.

**Key words:** Microchannel heat exchanger(마이크로채널 열교환기), Compact heat exchanger(밀집형 열교환기), Fin-and-tube heat exchanger(핀 튜브 열교환기), *SEER*(계절성능), Cycle test(사이클 시험)

### 기 호 설 명

$A$  : 면적 [ $m^2$ ]  
 $C_D$  : 성능저하계수  
 $COP$  : 성적계수  
 $C_p$  : 등압비열 [ $kJ/kgK$ ]  
 $DB$  : 건구온도 [ $^{\circ}C$ ]  
 $h$  : 엔탈피 [ $kJ/kg$ ]  
 $\Delta h_{lv}$  : 증발잠열 [ $kJ/kg$ ]

$\dot{m}$  : 질량유량 [ $kg/s$ ]  
 $PLF$  : 부분부하계수  
 $\dot{Q}$  : 냉난방능력 [ $kW$ ]  
 $SEER$  : 계절성능 [ $Btu/kWh$ ]  
 $T$  : 온도 [ $^{\circ}C$ ]  
 $U$  : 총괄 열전달계수 [ $W/m^2K$ ]  
 $\dot{W}$  : 소요동력 [ $kW$ ]  
 $WB$  : 습구온도 [ $^{\circ}C$ ]

<sup>†</sup> Corresponding author

Tel.: +82-42-821-1732; fax: +82-42-821-1587

E-mail address: yunrin@hanbat.ac.kr

### 하첨자

$a$  : 공기

- amb : 대기
- c : 냉각
- cyc : 사이클
- eva : 증발기
- id : 실내측
- in : 입구
- lat : 잠열
- od : 실외측
- out : 출구
- r : 냉매
- sens : 현열
- ss : 정상상태
- w : 물

### 1. 서 론

에어컨디셔너의 성능향상과 친환경적인 에어컨디셔너의 개발을 위해 에어컨디셔너의 각 요소에 대한 광범위한 연구가 진행되고 있고, 열교환기 측면에서는 소형화와 함께 단위체적당 열전달 능력을 향상시키는 기술의 개발이 활발하다. 마이크로채널 열교환기는 이와 같은 점에 있어서 큰 가능성을 가지는데,<sup>(1-4)</sup> 마이크로채널 열교환기의 높은 공기측 열전달계수로 인해 기존의 열교환기와 동일한 냉방 및 난방용량을 가지면서 그 크기는 크게 줄일 수 있다. 이와 같은 마이크로채널 열교환기의 높은 열전달 성능은 작은 수력직경, 납작채널과 핀의 구조로 인한 공기흐름 특성, 그리고 핀과 튜브의 접촉저항의 감소로 설명할 수 있다. 열교환기의 부피감소로 냉매 충전량 또한 감소할 뿐 아니라, 마이크로채널 열교환기는 재료의 재활용 측면에서도 장점을 가지는데 기존의 열교환기는 핀과 튜브의 재질이 서로 다르지만, 마이크로채널 열교환기는 핀과 튜브가 동일한 알루미늄으로 되어 있기 때문이다.

마이크로채널 열교환기에 대한 기술은 비교적 최근에 개발되었기 때문에 이에 대한 연구는 극히 제한적이다. Kim and Groll<sup>(5)</sup>은 핀 튜브 응축기와 마이크로채널 응축기를 각각 적용한 히트펌프의 성능을 비교하였다. 그들은 열교환기 이외의 다른 시스템요소는 변화시키지 않고 기존의 핀 튜브 열교환기를 마이크로채널 열교환기로 바꾸어 시험하였다. 마이크로채널 응축기는 핀 튜브 응축기와 비교할 때 전면면적은 23%, 그리고 냉

매가 흐르는 유로의 내부 체적은 32% 작은 값을 가진다. 그들의 실험결과에 따르면 지면과 수직으로 설치된 핀 피치 20 fpi의 마이크로채널 열교환기의 경우, 핀 튜브 열교환기를 적용한 경우에 비해 냉방능력은 2.7% 작게 나타났고 압축기 소비동력 또한 3.2% 작은 값을 나타냈다. 한편 동일한 마이크로채널 응축기를 적용하고 지면과 수직상태에서 15° 기울어지게 응축기를 설치한 경우, 냉방능력은 4.3% 증가하였고, 압축기 소비동력은 1% 낮아지는 효과를 보였다. 마이크로채널 응축기 시스템의 COP(성능계수)는 기존 시스템에 비해 각각 1.0% 그리고 4.8%의 향상을 가져왔다. Kim and Bullard<sup>(6)</sup>는 마이크로채널 열교환기를 응축기로 하는 창문형 에어컨디셔너의 성능을 평가하였다. 그들은 기존 시스템에 부착된 핀 튜브 열교환기를 대신하여 부피가 이보다 50% 작은 마이크로채널 응축기로 교체하여 시험하였으며, 냉매의 충전량도 기존 시스템 대비 35% 작게 충전하였다. 기존 시스템과의 성능평가 비교시, 마이크로채널 응축기를 장착한 시스템의 운전은 기존 시스템과 동일한 과열도와 과냉도를 유지하였다. 실험결과를 살펴보면 마이크로채널 응축기 시스템은 기존 시스템과 비교하여 거의 동일한 COP를 나타냈으나, 압축기 소요동력은 기존 시스템에 비해 2% 작게 나타났다. Cho et al.<sup>(7)</sup>은 마이크로채널 응축기를 갖는 패키지형 에어컨디셔너의 성능을 평가하였다. 그들은 핀 튜브 열교환기 대비 82%의 전면면적을 갖는 마이크로채널 열교환기를 사용하였고, 기존 시스템과 비교할 때 마이크로채널 응축기 시스템은 동일한 냉방용량을 나타냈으며, 냉매충전량에 있어서도 마이크로채널 열교환기의 핀 피치가 3.0 mm에서 2.5 mm, 그리고 2.0 mm로 감소할 때 각각 기존 시스템 대비 35%, 그리고 45% 감소함을 보였다. Jeong et al.<sup>(8)</sup>은 동일한 전면면적을 가지나, 튜브와 핀 피치를 조절하여 서로 전열면적이 다른 세 가지 형태의 마이크로채널 응축기에 대해 그 성능을 평가하였다. 마이크로채널 응축기의 전면면적은 기존 핀 튜브 열교환기의 78%에 해당한다. 기존 핀 튜브 열교환기 대비 마이크로채널 열교환기의 전열면적이 73.9%, 84.2%, 그리고 88.5%로 증가함에 따라 마이크로채널 응축기 시스템의 냉방능력과 COP는 기존 핀 튜브 시스템에 접근하였다. Bae and Han<sup>(9)</sup>은 가정용 에어컨디셔너

로의 마이크로채널 응축기의 적용 가능성을 연구하였다. 그들의 연구에 따르면 마이크로채널 열교환기는 동일한 응축기열량을 내는 핀 튜브 열교환기에 비해서 40% 가량 부피를 감소시킬 수 있고, 충전량은 22%까지 줄일 수 있었다. 또한, 그들은 마이크로채널 열교환기의 패스 수가 시스템 성능에 미치는 영향을 고찰하였는데, 마이크로채널의 패스수가 4개에서 6개로 바뀔 때 냉방 용량은 4%가 증가하였고, 압축기의 소비동력은 0.9% 감소하였다.

지금까지 살펴본 바와 같이 기존 연구는 시스템의 성능향상, 즉 COP와 SEER(계절성능, Seasonal Energy Efficiency Ratio)의 향상보다는 동일한 COP 수준에서 응축기의 크기를 감소시키는데 중점을 두었다. 여기서 SEER는 연중 총 사용시간을 기준으로 계산한 냉방기의 성능을 나타낸다. 그러나 실제 시스템의 운전에 있어서는 높은 COP와 SEER를 확보하는 것은 매우 중요한 문제이므로, 본 연구에서는 기존의 핀튜브 열교환기와 동일한 전면면적을 유지하면서 마이크로채널 열교환기를 적용한 시스템의 성능향상 정도를 평가하였다. 또한, 정상상태 및 사이클 운전의 특징에 대해서도 함께 고찰하였다.

## 2. 실험장치 및 방법

### 2.1 실험장치

Fig.1은 본 실험을 수행한 향온함습실과 시험 에어컨디셔너의 각 요소를 나타낸다. 모든 실험은 실외측 향온함습실과 실내측 공기 순환형 루프에서 수행하였다. 시험 에어컨디셔너의 실외기 유닛

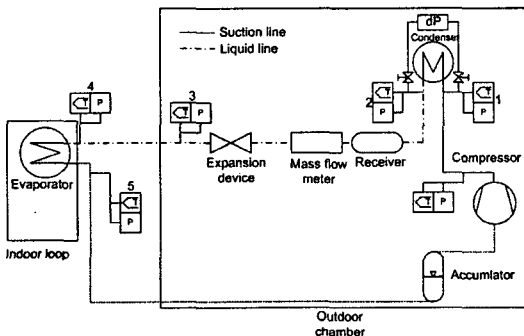


Fig. 1 Schematic of test set-up.

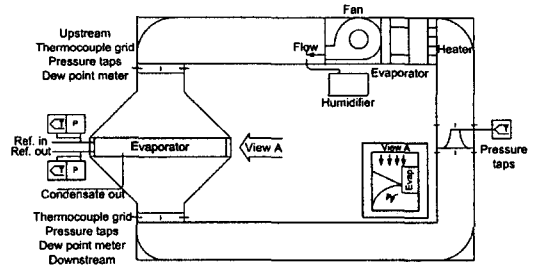


Fig. 2 Details of indoor loop.

은 향온함습실에 설치하였고, 실내기는 공기 순환 루프에 설치하였다. 공기 순환 루프는 Fig.2에 자세히 나타냈다. 실내기의 공기유량은 내경 0.127 m의 노즐을 이용하여 측정하였다. 본 시험에 사용한 가정용 에어컨디셔너는 공시 능력 6.25 kW를 나타내고, 냉매로는 R22를 사용하며, 로터리 압축기, 응축기, 증발기, 그리고 팽창장치로서 오리피스로 구성되었다. Table 1은 핀 튜브 및 마이크로채널 열교환기의 구체적인 사양을 나타낸다. 각 열교환기는 동일한 튜브 열수와 전면면적, 그리고 튜브길이를 가진다. 튜브 수는 각각 마이크로채널 열교환기는 71개 그리고 핀 튜브 열교환기는 18개를 가진다. 핀 튜브 열교환기는 단일 유동패스로 구성되었으며, 마이크로채널 열교환기는 두 개의 패스로 구성되었으며, 각각의 패스는 48개, 그리고 23개의 튜브로 구성되었다.

### 2.2 실험장치 및 실험순서

Fig.2는 본 실험의 주요 측정부를 나타낸다. 냉매의 압력은 최대 측정압력이 각각 3.5 MPa, 1.8 MPa인 압력계를 사용하여 측정하였고, 정확도는 최대 측정압력의  $\pm 0.11\%$ 이다. 5개의 관내 삽입형 T형 열전대를 압력계와 동일한 위치에 설치하였고

Table 1 Specification of test heat exchangers

	Fin-and-tube heat exchanger	Microchannel heat exchanger
Fin shape	Plate fin	Louvered fin
Number of row	1	1
Fin pitch	18 fpi	17 fpi
Tubes per row	28	71
Face area	0.56 m <sup>2</sup>	0.56 m <sup>2</sup>
Finned length	850.9 mm	850.9 mm

이들의 정확도는  $\pm 0.2^\circ\text{C}$ 다. 냉매가 응축기를 흐르면서 나타내는 압력강하를 측정하기 위해 차압계를 설치하였고, 차압계의 측정범위는 0에서 1.0 MPa까지며 정확도는 전체 측정범위의  $\pm 0.2\%$ 다. 열전대는 또한 핀 튜브 열교환기의 U밴드 표면에, 그리고 마이크로채널 열교환기에 있어서는 헤더에 최대한 가까운 튜브 표면에 설치되어 응축기 내에서 발생하는 냉매의 상변화 상태를 관찰하였다. Fig. 2에 나타난 바와 같이 실내기 입구와 출구의 평균 공기온도를 측정하기 위해, 9개의 열전대를 공기 유동 덕트 내에 철재 그리드를 이용하여 균일하게 설치하였다. 증발기 입구와 출구의 비습도는 두 개의 거울형 이슬점 측정 온도 센서를 이용하여 측정하였고, 센서의 정확도는  $\pm 0.2^\circ\text{C}$ 다. 압축기와 실외팬의 소요동력은 두 개의 전력측정기를 사용하여 측정하였고, 정확도는 전체 측정범위의  $\pm 0.5\%$ 다. 실내 팬의 소요동력은 본 실험 전에 따로 측정하였다. 모든 계측기로부터 나오는 신호는 PC에 저장되고, 측정간격은 5초로 설정하였다.

기준 실험(Baseline)은 원래제품을 시스템의 변형 없이 사용하여 수행하였다. 기준 실험을 마친 후에는 시스템의 다른 요소는 그대로 두고 핀 튜브 열교환기만 마이크로채널 열교환기로 교체하여(MCHX system) 시험을 수행하였다. 각 실험은 Table 2에 나타난 바와 같이 ARI 시험조건<sup>(10)</sup>인 시험 A, B, C, 그리고 D조건에서 수행하였다. 시험 D를 제외하고는 다른 시험은 정상상태 시험조건이다. 시험 D는 압축기를 6분 동안 작동시키고 24분 동안은 정지시키는 사이클 성능 시험이다. 기준 실험 및 마이크로채널 응축기 시스템의 성능실험은 모두 실내기의 공기유량을  $0.25\text{ m}^3/\text{s}$

Table 2 Test conditions

Cooling test condition	Indoor unit		Outdoor unit	
	Air entering		Air entering	
	DB(°C)	WB(°C)	DB(°C)	WB(°C)
Test A in steady state	26.7	19.4	35	23.9
Test B in steady state	26.7	19.4	27.8	18.3
Test C in steady state	26.7	13.9	27.8	18.3
Test D in cycle (dry coil)	26.7	13.9	27.8	18.3

로 고정한 후 수행하였다.

### 2.3 실험결과 처리방법

공기측 냉방용량은 식(1)을 이용하여 계산하였다. 덕트 내의 공기와 외기의 열 손실을 고려하기 위해 열손실 실험을 통해  $UA_{duct}$ 값으로  $0.027\text{ kW}/^\circ\text{C}$ 을 얻었고,  $\dot{m}_w$ 는 Fig. 2와 같이 증발기의 응축수 배관을 통해 직접 측정하였다. 냉매측과 공기측의 에너지평형은 식(2)를 통해 확인하였고, 냉매측의 냉방용량은 식(3)을 이용하여 계산하였다. 이때 증발기 입구의 냉매 엔탈피는 응축기 출구의 냉매 엔탈피와 동일하다고 가정한다. 본 실험에서 에너지 평형은 6% 이내에서 만족하였다. COP는 식(4)를 통해 계산하였고, 본 실험에서 COP의 불확실도는  $\pm 4\%$ 로 나타났다. SEER를 계산하기 위한 고정속도 압축기와 실외기 팬에 적용되는 계산법<sup>(10)</sup>은 식(5), (6), 그리고 (7)과 같다. 시험 C와 D의 결과는 성능저하계수  $C_D$ 를 계산하는 데 사용하였다.

$$\begin{aligned} \dot{Q}_a &= \dot{Q}_{lat} + \dot{Q}_{sens} + \dot{Q}_{loss} \\ &= \dot{m}_w \Delta h_{lv} + \dot{m}_a c_p (T_{in} - T_{out}) \\ &\quad + UA_{duct} (T_a - T_{amb}) \end{aligned} \quad (1)$$

$$\text{Energy balance} = \frac{\dot{Q}_a - \dot{Q}_r}{\dot{Q}_a} \times 100 \quad (2)$$

$$\dot{Q}_r = \dot{m}_r (h_{eva,out} - h_{eva,in}) \quad (3)$$

$$COP_c = \frac{\dot{Q}_{c,a}}{W_{fan,id} + W_{fan,od} + W_{compressor}} \quad (4)$$

$$C_D = \frac{1 - EER_{cyc,dry} / EER_{ss,dry}}{1 - CLF} \quad (5)$$

$$PLF(0.5) = 1 - 0.5 \times C_D \quad (6)$$

$$SEER = PLF(0.5) \times EER \quad (7)$$

## 3. 실험결과 및 고찰

### 3.1 최적 충전량 결정

두 시스템의 성능비교는 각각 최적 냉매충전량에서 수행하였다. 최적 냉매충전량은 시험조건 A에서 냉매충전량을 증가시켜 가며 COP와 과냉

도, 그리고 과열도를 비교하여 결정하였다. Fig. 3은 냉매충전량에 따른 각 시스템의 COP의 변화를 나타내고, Fig. 4는 본 시스템의 과열도와 과냉도를 나타낸다. 예상한 바와 같이 냉매충전량이 증가할수록 과냉도는 증가하였고, 과열도는 감소하였다. 기준 시스템 실험에 있어서 최대 COP는 냉매충전량이 1.5 kg에서 결정되었다. 그러나 이때의 냉매과열도는 1.0°C로 매우 작은 값을 나타낸다. 따라서 비록 냉매충전량이 1.35 kg일 때 나타나는 COP가 1.5 kg일 때의 COP보다는 작지만, 냉매충전량 1.35 kg일 때의 냉매과열도가 5°C에서 설정되었기 때문에 시스템의 안정성을 고려하여 최적 충전량은 1.35 kg으로 결정하였다. 냉매충전량이 1.35 kg일 때의 COP는 냉매충전량이 1.5 kg일 때의 COP와 비교하여 1% 정도 작다. 마이크로채널 응축기 시스템의 경우에는 최적 충전량을 1.21 kg으로 선정하였는데, 이때 최대 COP와 과열도로서 6.8°C를 나타냈다. 마이크로채널 응축기 시스템의 최적 충전량은 기준 시스템보다 10% 정도 감소하였는데, 이는 마이크로채널 열교환기의 내부 부피가 보다 작기 때문이다. 마이크로채널 열교환기의 내부 부피는 기존 핀 튜브 열교환기에 비해서 49% 정도 작다.

### 3.2 시스템의 운전특성

Fig. 5는 시스템 운전시 마이크로채널 응축기의 표면온도를 나타낸다. 열전대는 각 그룹별로 I, II, III, 그리고 IV로 구분하였다. 열전대 그룹 I은 냉매의 상태가 과열증기상태임을 보이고 있다. 냉매가 마이크로채널 열교환기의 첫번째 패스인 48개의 튜브를 흐를 때 응축이 발생하게 되는데, 그룹 II와 III의 열전대 온도는 이 응축구간에서 일정한 값을 나타내고 있다. 열교환기 출구 부분에서 열전대 그룹 IV의 온도변화를 통해 과냉상태임을 확인할 수 있다.

Fig. 6은 핀 튜브 응축기와 마이크로채널 응축

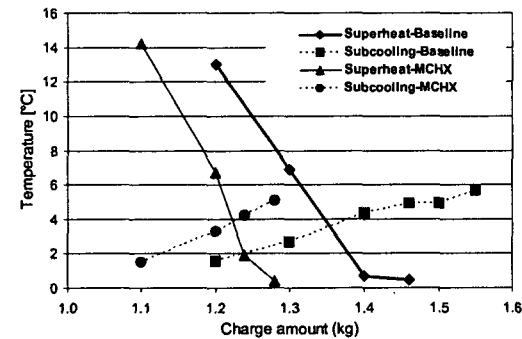
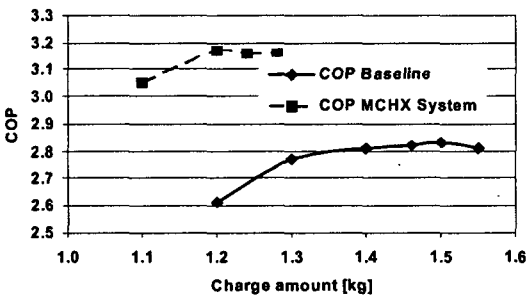


Fig. 4 Degree of superheat and subcooling vs. refrigerant charge amount.

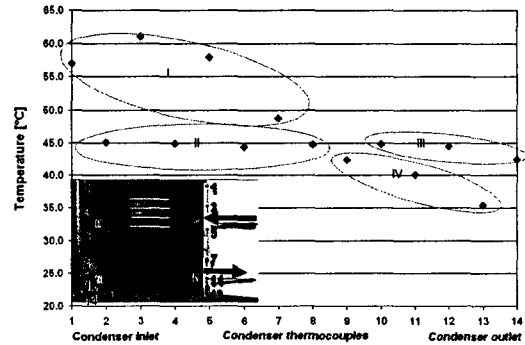


Fig. 5 Average surface temperatures of micro-channel condenser.

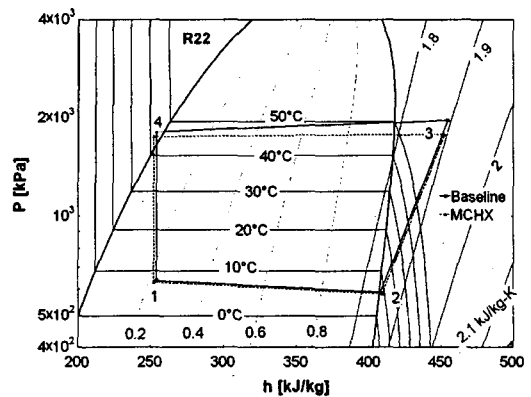


Fig. 6 Cycles in P-h diagram.

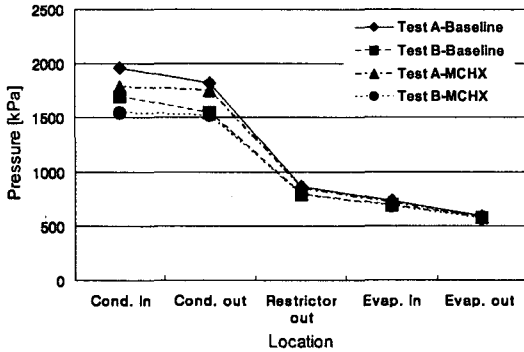


Fig. 7 Comparison of cycle pressures.

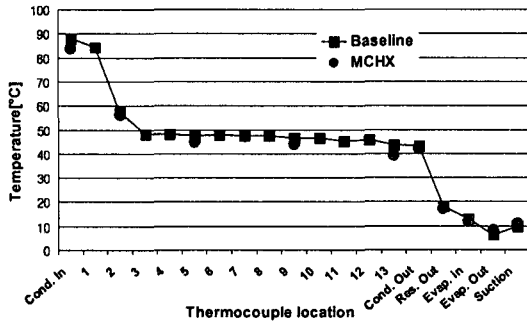


Fig. 8 Comparison of cycle pressures.

기를 적용한 각각의 시스템 운전특성을 나타낸다. 두 시스템 간의 가장 큰 차이는 마이크로채널 응축기 시스템의 응축압력이 기준 시스템에 비해 낮다는 것이다. 또한 마이크로채널 응축기 시스템의 경우 압축기 입구와 출구 사이의 엔탈피 변화가 기준 시스템에 비해 작게 나타났다.

시스템 내 세부적인 압력과 온도의 변화는 Fig. 7과 Fig. 8에 각각 나타났다. 시험조건 A에서 마이크로채널 응축기 시스템의 응축압력은 기준 시스템에 비해 6.3% 낮다. 이와 같은 응축압력의 감소는 마이크로채널 열교환기의 열전달 능력의 향상으로 설명할 수 있다. 한편, 평균 증발압력의 경우 두 시스템 모두 시험조건 A에서 1.4% 내로 동일하였다. 결과적으로 마이크로채널 응축기 시스템의 경우 응축기와 증발기에서 나타내는 압력비는 기준 시스템에 비해서 4.5% 감소하였고, 이는 압축기의 소비동력의 감소로 나타났다.

Table 3은 기준 시스템과 마이크로채널 응축기 시스템의 압축기 소비동력을 비교하여 나타낸다. 시험조건 A와 B에서 마이크로채널 응축기 시

Table 3 Compressor power consumption

Test conditions	Fin-and-tube condenser	Microchannel condenser	Change (%)
Test A	2036	1898	-6.8
Test B	1806	1683	-6.8
Test C	1776	1630	-8.2

Table 4 Refrigerant-side pressure drop across the condenser

Test conditions	Fin-and-tube condenser (kPa)	Microchannel condenser (kPa)	Change (%)
Test A	130.1	20.5	-84
Test B	148.7	23.6	-84
Test C/D	142.3	24.5	-83

템의 압축기 소비동력은 6.8% 감소하였고, 시험조건 C에 있어서는 8.2% 감소하였다. 또한, Fig. 8에 나타냈듯이 압축기 출구온도는 마이크로채널 응축기 시스템이 기준 시스템에 비해 4.8% 낮다. Table 4는 기준시스템과 마이크로채널 응축기 시스템의 응축기 내 압력강하를 나타낸다. 모든 시험조건에 있어서 마이크로채널 응축기의 압력강하가 핀 튜브 응축기에 비해 84% 낮게 나타났다. 마이크로채널 응축기의 낮은 압력강하는 두 가지로 설명할 수 있는데, 첫째로는 마이크로채널 열교환기가 가진 48/23개의 평행 튜브들의 유동단면적이 기준 핀 튜브 열교환기에 비해 크고, 둘째로는 마이크로채널 열교환기의 냉매 유동길이 핀 튜브 열교환기에 비해 짧기 때문이다.

### 3.3 성능계수와 계절성능

Fig. 9는 각 시스템의 냉방용량과 COP를 나타낸다. 마이크로채널 응축기 시스템의 COP는 기준 시스템에 비해 높는데, 시험조건 A, B, 그리고 C조건에서 기준 시스템에 비해 각각 9.5%, 6.1%, 그리고 8.7% 높게 나타났다. 각 시스템의 COP 변화에 비해 냉방용량의 변화는 매우 작게 나타났다. 시험조건 B에서 각 시스템의 냉방용량은 동일한 값을 보인다. 결국 마이크로채널 응축기 시스템의 COP 증가는 냉방용량의 증가라기보다는 압축기 소요동력의 감소로 설명할 수 있다.

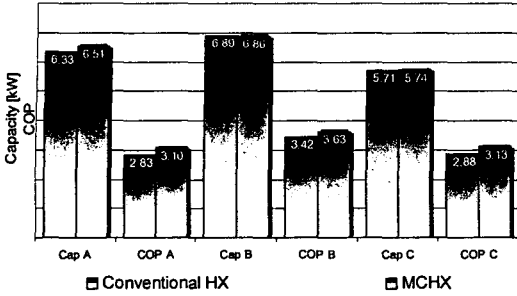


Fig. 9 Comparison of steady state performance.

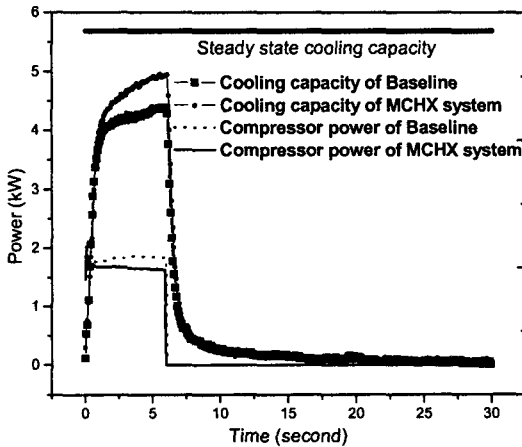


Fig. 10 Comparison of cyclic performance.

Fig. 10은 시험조건 D의 사이클 시험에 있어서 압축기 소비동력과 냉방용량의 변화를 나타낸다. 본 실험에 있어 시스템은 6분 동안 작동하고 24분 동안 정지하였다. 마이크로채널 응축기 시스템의 냉방용량은 기준 시스템에 비해 빠르게 정상상태의 냉방용량에 접근하고 있음을 볼 수 있다. 한편, 마이크로채널 응축기 시스템의 압축기 소비동력은 기준 시스템보다 작게 나타났다. 이와 같은 결과로부터 응축기의 열전달 능력의 향상은 사이클 시험에 있어서도 냉방능력의 향상과 압축기 소비동력의 감소에 기여함을 보여준다. 본 실험결과를 바탕으로 성능저하계수  $C_D$ 를 식(5)를 이용하여 계산하면, 기준 시스템과 마이크로채널 응축기 시스템은 각각 0.23과 0.2의 값을 가진다. 최종적으로 식(7)을 이용하여  $SEER$ 을 구하면, 기준 시스템과 마이크로채널 응축기 시스템의  $SEER$ 은 각각 10.4와 11.2 Btu/kW-h로서, 마이크로채널 응축기 시스템의  $SEER$ 이 기준 시스템에 비해

7.7% 높게 나타났다.

#### 4. 결 론

마이크로채널 응축기를 적용한 가정용 에어컨 디셔너의 계절성능을 실험적으로 연구하였고, 핀 튜브 열교환기를 가진 기존 에어컨디셔너의 성능과 비교하였다. 시험 마이크로채널 응축기는 핀 튜브 열교환기와 동일한 전면면적을 가지고 있으나 내부 유동체적은 핀 튜브 열교환기보다 49% 작다. 이와 같은 작은 내부 유동체적으로 인해, 마이크로채널 응축기의 최적 냉매충전량은 기준 시스템에 비해 10% 작게 나타났다. 냉매가 마이크로채널 응축기를 통과하면서 나타내는 압력강하는 기존 핀 튜브 열교환기에서 보이는 압력강하에 비해서 84% 작은 값을 가지는데, 이는 마이크로채널 응축기가 핀 튜브 응축기에 비해 냉매의 유동단면적이 크고 유동길이가 짧기 때문이다. 마이크로채널 응축기 시스템의  $COP$ 은 기준 시스템과 비교하여 6~10% 증가하였는데, 이는 냉방능력의 증가보다는 압축기 소요동력의 감소로부터 얻어진 결과다. 이와 같은 압축기 소요동력의 감소는 응축압력과 증발압력 사이의 압력비의 감소로 설명될 수 있으며, 이는 궁극적으로 향상된 응축기의 열전달 능력 때문이다. 사이클 운전에서 있어서는 마이크로채널 응축기 시스템의 냉방용량이 기준 시스템에 비해 크고 압축기 소비동력은 작게 나타났다. 마이크로채널 응축기 시스템이 가지는 사이클 운전에서의 장점 또한 응축기의 열전달 능력의 증가에 기인한다. 정상상태 운전과 사이클 운전을 고려할 때 핀 튜브 열교환기와 동일한 전면면적을 가지는 마이크로채널 응축기 시스템의 계절성능은 기준 시스템에 비해 7.7% 높게 나타났다.

#### 후 기

본 연구는 University of Maryland의 CEEE와 한국학술진흥재단(No. M01-2005-214-10005-0)의 공동지원으로 연구되었으며 이에 감사드립니다.

#### 참고문헌

1. Pettersen, J., Hafner, A. and Skaugen, G.,

- 1998, Development of compact heat exchangers for CO<sub>2</sub> air-conditioning systems, *International Journal of Refrigeration*, Vol.21, pp.180-193.
2. Beaver, A. C., Yun, M. J., Bullard, C. W. and Hrnjak, P. S., 1999, An experimental investigation of transcritical carbon dioxide systems for residential air conditioning, ACRC CR-18.
  3. Kirkwood, A. C., 1996, Modeling, design, and testing of a microchannel split-system air conditioner, MS Thesis, University Illinois, Urbana, IL, USA.
  4. Hrnjak, P. S., 2000, Microchannel heat exchangers as evaporators, USNC/IIR Short Course on Analysis and Design of Microchannel Heat Exchangers, Purdue University.
  5. Kim, J. H. and Groll, E. A., 2003, Performance comparison of a unitary split system using microchannel and fin-tube outdoor coils, *ASHRAE Transactions*, Vol.109, Pt. 2, pp. 219-229.
  6. Kim, M. H. and Bullard, C. W., 2002, Performance evaluation of a window room air conditioner with microchannel condensers, *Journal of Energy Resources Technology*, Vol. 124, pp. 47-55.
  7. Cho, J. P., Choi, Y. H., Kim, N. H. and Kim, J. H., 1999, Performance evaluation of PF-condenser adopted to package air-conditioner, *Proceedings of the SAREK 1999 Winter Annual Conference*, pp. 46-51.
  8. Jeong, J. H., Chang, K. S., Kim, H., Kil, S. H. and Kim, H. K., 2004, Performance assessment of aluminum parallel flow condenser applied to residential air-conditioner, *Proceedings of the SAREK 2004 Winter Annual Conference*, pp. 636-641.
  9. Bae, T. S. and Han, C. S., 1996, A feasibility study on room air conditioner with parallel flow condenser, *Proceedings of the SAREK 1996 Summer Annual Conference*, pp. 402-407.
  10. ARI, 1989, ARI Standard 210/240-89, Unitary air-conditioning and air-source heat pump equipment, Arlington, Va., Air-Conditioning and Refrigeration Institute.