한국에너지공학회지(2000), 제9권 제3호
Energy Engg. J(2000), Vol. 9, No. 3, pp. 192~201

대체냉매를 사용하는 공조기용 열교환기의 특성에 관한 연구

김남신 · 이은호 · 유재석* · 김기현* · 최윤호* · 김권진** · 김만희** · 황석렬***
아주대학교 대학원 기계공학과, *아주대학교 기계 및 산업공학부
**삼성전자, ***경문대학 기계과

A Study on the Characteristics of Heat Exchanger in Air-Conditioning System using Alternative Refrigerants

N.S. Kim, E.H. Lee, J. Yoo*, K.H. Kim*, Y.H. Choi*, K.J. Kim, M.H. Kim** and S.Y. Hwang*****

Department of Mechanical Engineering, Graduate school, Ajou University
**Division of Mechanical and Industrial Engineering, Ajou University*
***Samsung electronics*
****Kyungmun College*

요 약

증발기와 응축기로 폐회로 냉동 시스템을 구성하여 기존 사용 냉매인 R22와 대체냉매로써 부각되고 있는 R407C, R410A를 사용하여 여러 가지 관 직경과 휜 형상을 가지는 열교환기에 대한 열전달량, 질량유량, 열교환기를 지나가는 냉매의 온도분포 그리고 공기측 압력강하를 측정하였다. 모든 열교환기에서 냉매의 질량유량이 증가함에 따라 열전달량은 증가하였다. R22와 R407C의 경우에 증발기측에서는 거의 같은 열전달량을 나타냈고 응축기측에서는 R407C가 전체적으로 열전달량이 높게 나타났다. 그리고 열교환기의 열전달량은 유로의 형상보다는 냉매의 질량유량과 전열면적에 더 많은 영향을 받는다. 공기측 압력강하는 열수가 많은 열교환기의 경우가 작게 나타났으며 슬릿휜을 가지는 열교환기의 압력강하가 가장 크고 웨이비휜을 가지는 열교환기가 가장 작게 나타났다.

Abstract — The characteristics of heat exchanger in air-conditioning system using R22, R410A and R407C were studied for various fin shapes, number of rows and diameter of tubes. For heat exchanger with various shapes of fin and diameters of tube, heat transfer rate, temperature distribution on tube, and pressure drop of air side were evaluated. For all heat exchanger, heat transfer rate increased as mass flow rate of refrigerants increases. In the case of evaporator, heat transfer rate of R22 and R407C is almost same. However, in the case of condenser, heat transfer rate of R407C is greater than that of R22. Heat transfer rate of heat exchangers mainly depends on the total heat transfer area and mass flow rate of refrigerants. The pressure drop of air side is inversely proportional to the number of row. The pressure drop for the plate fin is smaller compared with for the slit fin, but greater compared with for wavy fin.

1. 서 론

에어컨의 열교환기로는 주로 휜-관 열교환기가주로 사용되고 있으며 대체냉매용 고효율 열교환기를 개발하기 위해서는 대체냉매에 대한 전열특성과 열교환기에 대한 공기측의 유동 및 열전달 특성 파악과 더불어 실제 냉동 시스템에 대체냉매를 적용하는데 따른 열교환기 내에서의 냉매측 압력 강하, 냉매 특성에 의한 온도 기울기 그리고 전열특성과 냉매에 따라 서로 다른 증기압, 압축비 등 여러 가지 문제점들을 파악하여 시스템의 성능을 개선하여야 한다.

열교환기의 공기측 열전달계수와 압력강하에 대한 기존 연구 동향을 살펴보면 Kayansayan[1][2]은 평판 휜-관 열교환기에 대해서 열교환기의 성능에 공기측과 접촉하

는 휜의 표면 형상을 고려한 관 직경과 관 배열, 휜 두께 및 간격 등을 변화시킨 10개의 서로 다른 종류의 열교환기에 대해서 Re수 100~30,000의 범위에서 열전달 특성에 관한 실험을 수행하였다. 그리고 열교환기의 모든 기하학적인 특성을 하나의 무차원 변수 'finning factor'로 표현하였으며, 이 finning factor가 열전달 계수에 많은 영향을 미친다는 것을 밝혔다. 윤백 등[3]은 직교류형 휜-관 열교환기에 있어서 공기측 열전달계수의 측정 방법과 실험 데이터의 분석 방법을 제시하였고 실제 실험 데이터를 가지고 몇 가지 형상변수에 대한 성능 변화의 경향을 발표하였다. Wang 등[4]은 냉매측 열전달계수와 압력강하 특성을 직경 9.52 mm의 관에 대해 냉매 R22와 R407C를 사용하여 2개의 다른 증기압에서 실험을 수행하였다. 여기서 열전달계수는 R407C가 R22 보다 상당히 작았으며 R407C의 압력강하는 낮은 질량유속에서 R22와 비슷하고 높은 질량유속에서는 R22 보다 45% 작다는 것을 밝혔다. 蛭子 毅 등[5]은 R410A를 이용한 공조용 열교환기의 성능평가에서 증발시 R410A를 사용한 열교환기 능력은 R22 보다 뛰어나고 특히 압력손실이 큰 경우에 R410A의 정량적 우위성이 증대한다고 발표하였다. 최태열과 김민수[6]는 R22와 R407C에 대하여 증발기에서의 열전달계수를 수평관 속에서 실험적으로 측정하였다. 김만회 등[7]은 열교환기 구조에 따른 R407C 공조기의 성능 연구에서 휜 간격, 응축기의 열별, 그리고 다른 종류의 유로를 갖는 증발기에 대해서 R407C 공조기의 성능을 평가하였다. 실험 결과 직교 대향류 증발기에서의 성능이 직교 병행류 증발기에 비해 4.1% 향상되었으며 휜 간격 1.7 mm의 응축기는 휜 간격이 1.3 mm와 1.5 mm인 응축기에 비해 압축기 소비입력이 상당히 증가되었으며, 에너지 효율이 감소함을 보였다.

그러나 기존의 대부분의 실험이 증발기 또는 응축기 단품 실험을 위하여 각각의 독립 증발기 또는 응축기를 사용하고 있어서 열전달을 향상시키기 위하여 개발되고 있는 다양한 형상의 열교환기에 대해서 냉동사이클을 구성하고 각 냉매에 따른 증발기와 응축기에서의 열전달 성능을 동시에 실험한 자료는 많지 않다. 따라서 본 연구에서는 증발기와 응축기로 폐회로 냉동 시스템을 구성하여, 기존 사용 냉매인 R22와 대체냉매로써 부각되고 있는 R407C, R410A를 사용하여 여러 가지 관 직경과 휜 형상을 가지는 열교환기에 대한 실험을 통하여 열전달량과 질량유량 그리고 열교환기를 지나가는 냉매의 온도분포를 측정하여 대체냉매에 따른 증발기와 응축기의 특성을 연구하였다.

2. 실험 장치

실험장치는 Fig. 1에 개략적으로 나타낸 바와 같이 폐회로형 풍동 2개와 냉동시스템으로 구성된 칼로리미터를 사용하였으며, 각 풍동 내에 증발기와 응축기를 설치하고 이를 압축기와 팽창장치로 연결하여 냉매가 순환하도록 구성하였다.

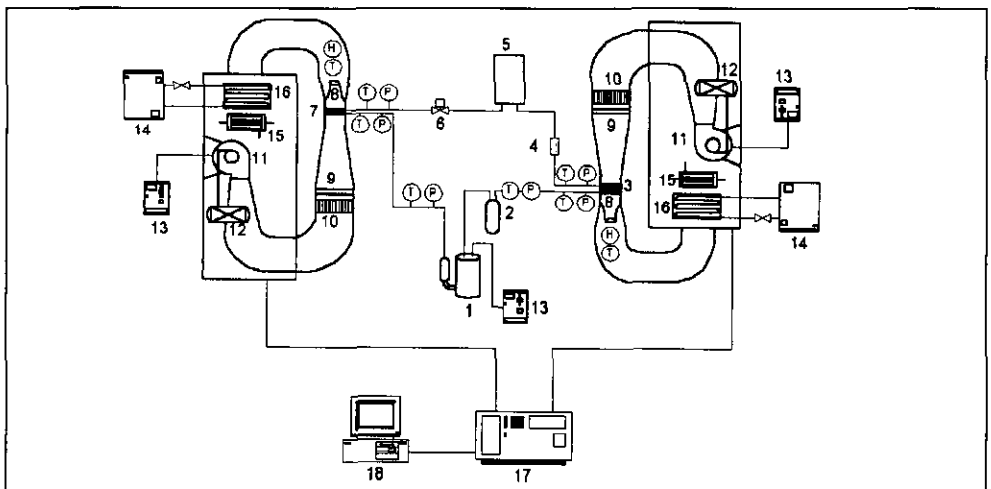


Fig. 1. Schematic diagram of experimental apparatus.

2-1. 칼로리미터

2-1-1. 냉동시스템

냉동시스템은 압축기, 응축기, 증발기 그리고 팽창장치로 구성된다. 압축기는 R407C를 사용한 실험에서는 Matsushita(2KV196N) 제품을 사용하였고 R410A를 냉매로 사용하였을 때는 위의 압축기의 용량이 큰 관계로 삼성전자(44V072QV1E3) 제품을 사용하였다. 윤활유는 두 냉매에 대해서 에스테르 오일(VG 68)을 사용하였다. 압축기 출구에는 오일분리기를 부착하여 오일이 냉매와 함께 관 내부를 순환하면서 열전달에 미치는 영향을 최소화하도록 하였다. 열교환기와 압축기 그리고 팽창밸브는 폐회로로 연결되어 있으며 응축기 출구에는 여과기를 설치하여 관 내부에 흐르는 불순물을 제거하였고 여과기의 출구에는 응축기에서 나온 냉매의 상태가 액상임을 확인할 수 있도록 관측창(sight glass)을 설치하였다. 관측창의 하류에는 냉매의 질량유량을 측정하기 위해서 질량유량계(D012S-SS-200, Oval Corp.)를 부착하였다. 질량유량계의 유량범위는 0~300 kg/h이며 제작사에서 제공한 보정곡선을 이용하여 유량을 환산하였다. 팽창장치는 유량조절이 용이한 니들밸브(M series metering valve, NUPRO)를 사용하였다. 증발기 관로가 두 개의 유로로 구성되어 있는 경우에는 각 유로 입구에 니들밸브(Integral bonnet needle valve, Whitey)를 설치하여 각 유로의 증발기 입구와 출구 조건을 동일하게 조정하였다.

냉매측 온도와 압력은 응축기 입구와 출구, 증발기 입구와 출구, 압축기 입구와 출구에서 측정하였다. 열교환기 내에서 냉매측 온도분포는 U밴드 외벽에 T-type 열전대를 부착한 후 단열시켜서 측정하였다. 증발기의 입구와 출구에는 압력 측정범위 0~15 kgf/cm^{2}인 Konics사의 PT-3111AZZ을 설치하였으며 응축기 입구와 출구에는 압력 측정범위 0~30 kgf/cm^{2}인 Druck사의 PDCR922를 설치하여 압력을 측정하였다. 각 압력센서는 정밀도 0.01%의 DPI601을 사용하여 보정한 후 사용하였다.

2-1-2. 풍동

풍동에 설치된 송풍기는 풍동 전체에서 발생하는 압력강하를 고려하여 실험에서 사용하는 최대유량보다 1.5배의 유량을 공급할 수 있는 송풍기를 선택하였으며, 유량을 안정되게 공급하고 공기 유속을 조절하기 위하여 인버터로 제어하였다. 풍동내의 열교환기가 설치된 시험부의 전면에서는 유동이 안정되고 일정한 속도분포를 가져야 하므로 안내 깃(guide vane), straightener, 그리고 2개의 screen을 설치하였으며, 후면에는 공기유량을 측정하기 위한 노즐을 설치하였다. 각 풍동에는 냉동기, 전열기, 가습장치, 온도센서, 그리고 습도센서를 설치하여 시험부 입구의 온도와 습도를 제어하였고 공기의 온도와 습도는 유동이 안정되고 단면방향으로 온도, 습도 편차가 없는 위치에서 측정하기 위해 열교환기 앞쪽에는 straightener와 screen을 지난 후에 열교환기 뒤쪽에서는 유속 측정용 노즐 뒤에 설치하여 상대습도와 건구온도를 측정하였다. 공기 유속은 속도 구배가 크지 않은 곳에서 일반적으로 많이 사용하는 5공 피토관을 사용하여 측정하였다. 5공 피토관은 yaw angle과 pitch angle을 각각 −40°~+40°까지 5° 간격으로 5 m/s와 10 m/s에서 보정하였으며, 이 보정곡선을 이용하여 속도를 환산하였다.

Table 1. Specification of heat exchanger.

Model	$N_R \times N_S$	D (mm)	p_f (mm)	Fin type	W×H×L (mm)
증발기 I	2×10	9.52	1.3	slit	400×250×43
증발기 II	1×10	9.52	1.3	slit	400×250×22
증발기 III	1×12	7.0	1.3	slit	400×250×14
응축기 I	3×10	9.52	1.3	slit	400×250×65
응축기 II	2×10	9.52	1.3	wave	400×250×43
응축기 III	2×10	9.52	1.3	slit	400×250×43
응축기 IV	2×12	7.0	1.3	plate	400×250×25

2-2. 시험 열교환기

본 연구에 사용한 열교환기는 동관과 알루미늄 휜으로 구성되어 있고 관은 엇갈림 배열로 이루어져 있다. 열교환기의 자세한 사양은 Table 1에 나타냈다.

직경 9.52 mm 동관으로 구성된 열교환기는 관과 관 사이의 단 간격이 25.0 mm, 열 간격이 21.65 mm이고 직경 7.0 mm 동관으로 구성된 열교환기는 관과 관사이의 단 간격이 21.0 mm, 열 간격이 12.7 mm이다. 휜 두께는 모두 0.11 mm이다. 1열 증발기는 2열 응축기와 연결하였고, 2열 증발기는 3열 응축기와 연결하여 동시에 실험하였다.

3. 실험 방법

실험은 R22, R407C 그리고 R410A 냉매를 사용하여 공기측은 한국공업규격(KS B-6369)에 따라 고온냉방 조건(증발기측 건구/습구온도 : 27/19.5°C, 응축기측 건구/습구온도 : 35/24°C)에 대해서만 실험을 수행하였다.

고온냉방조건에 따라 칼로리미터를 작동시켜 공기측 입구조건을 유지하면서 압축기의 회전수와 팽창밸브 개도를 제어하여 질량유량을 조절하고 과냉도를 맞추기 위해 냉매 봉입량을 조절하면서 냉매측 실험조건을 증발기 입구의 온도는 9°C, 출구에서는 과열도를 8°C 그리고 응축기 입구에서는 과열도를 25~35°C, 출구에서는 과냉도를 3°C로 조절하여 정상상태가 유지되면 측정을 시작하였다. 이 때 R22의 경우에는 증발기의 작동압력이 대략 6 kgf/cm^2 정도였으며 응축기의 작동압력은 19 kgf/

Table 2. Frontal air velocity.

	Velocity (m/s)			
Evaporator	0.75	1.0	1.5	2.0
Condenser	1.0	1.5	2.0	2.5

cm^2 정도로 나타났다. R407C의 경우에는 R22의 경우와 비슷하게 증발기의 작동압력이 대략 6 kgf/cm^2 정도였으며 응축기의 작동압력은 21 kgf/cm^2 정도로 나타났다. 하지만 R410A의 경우에는 다른 냉매와는 다르게 증발기의 작동압력은 10 kgf/cm^2 정도로 나타났고 응축기의 작동압력은 30 kgf/cm^2까지 나타났다.

실험조건에서 설정된 공기 유속은 Table 2와 같다. 열교환기 뒤쪽에 설치된 유속 측정용 노즐에서 이송 장치에 부착된 5공 피토관으로 응축기측은 28점, 증발기측은 29점을 측정하여 평균값을 사용하였다.

이송 장치는 자체 제작한 프로그램과 traversing system을 통해 센서의 이송 및 측정 그리고 기록을 자동으로 수행하도록 하여 위치결정에서 발생하는 오차를 최소화하였다. 계측기에서 계측한 실험값들은 A/D 변환기를 통하여 PC에 전송한 후 최대값과 최소값을 제외한 나머지 측정값들을 평균하였다. 증발기에서 공기와 열교환이 이루어지면서 나오는 응축수는 증발기 뒷부분에 수조를 설치하여 그 양을 측정하였으며 응축수의 온도는 증발기에서 응축수가 고이는 부분에 열전대를 설치하여 측정하였다.

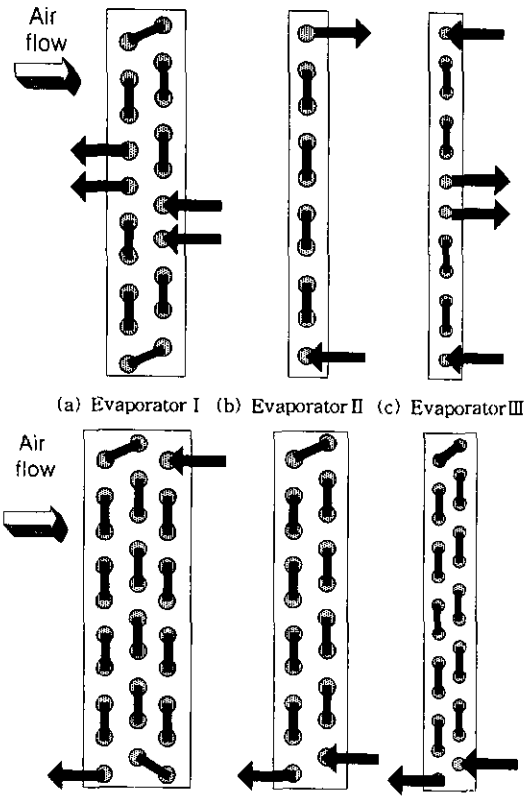


Fig. 2. Configurations of heat exchanger circuit.

열교환기의 유로구조는 Fig. 2에 나타내었다. 응축기와 증발기 모두 유동방향에 대하여 수직으로 설치하고 직교대향류로 실험을 수행하였다. 증발기 I과 증발기 III은 2개의 유로로 구성하였다. 증발기 III은 단일 유로로 하였을 경우 과도한 압력강하가 발생하여 과열도 조절이 어려웠다. 이는 증발기 III의 관지름이 9.52 mm 보다 작은 7 mm이기 때문에 단면적 감소로 인해 유동저항이 커졌기 때문인 것으로 판단된다.

4. 결과 및 검토

본 실험의 모든 경우에 대하여 냉매측과 공기측의 열전달량은 모두 5% 미만의 오차를 보였으며, 측정한 모든 온도, 압력, 유량 그리고 습도는 ASHRAE standard에서 제시한 오차 범위를 만족하였기 때문에 실험결과는 신뢰할 수 있다고 판단된다.

4-1. 증발기에서의 열전달량

각 증발기에 대하여 냉매의 질량유량에 따른 열전달량은 Fig. 3에서 Fig. 5에 나타냈으며 관 외부의 공기 유속에 따른 냉매의 질량유량은 Table 3에 나타냈다. 그림에서 알 수 있듯이 각 증발기의 열전달량은 냉매의 유량에 비례하여 증가하는 것으로 나타났다. 모든 증발기에 대하여 R22와 R407C는 거의 비슷한 경향을 나타냈지만 Fig. 3에 나타낸 증발기 I에서 알 수 있듯이 R410A

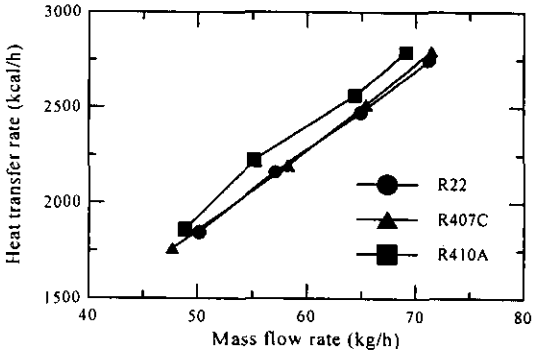


Fig. 3. Comparison of heat transfer rate for evaporator I.

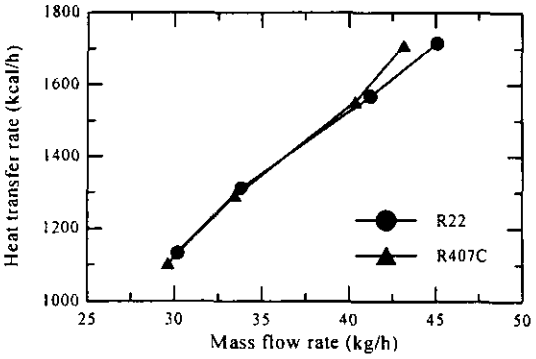


Fig. 4. Comparison of heat transfer rate for evaporator II.

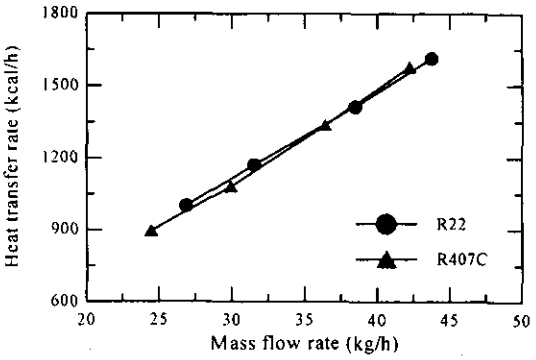


Fig. 5. Comparison of heat transfer rate for evaporator III.

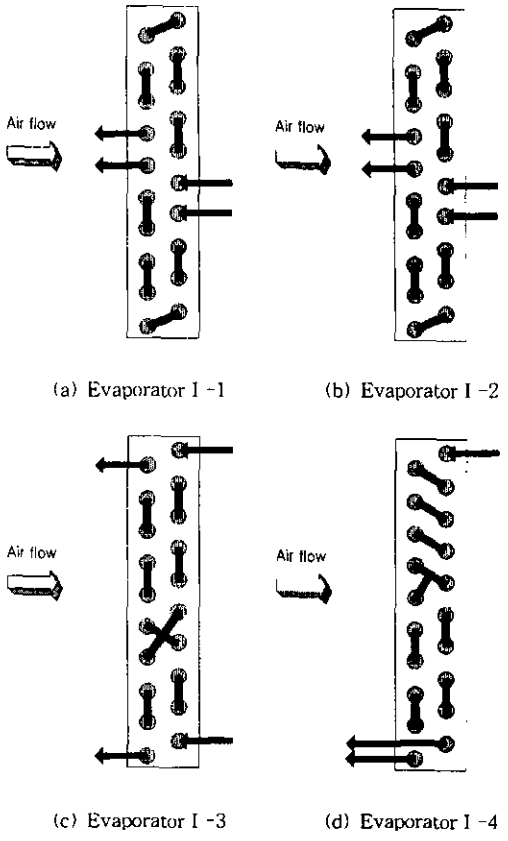


Fig. 6. Configurations of evaporator circuit.

는 다른 냉매에 비하여 열전달량이 높게 나타났다.

증발기의 유로구조에 따른 영향을 보면 증발기 I의 경우에는 2열이기 때문에 냉매의 질량유량이 많이 흘렀으며 증발기 II와 III은 1열이기 때문에 상대적으로 적은 양의 냉매가 순환하였다. 열전달량은 증발기 I의 경우가 냉매가 많이 순환하기 때문에 크게 나타났다. 열이 하나인 증발기 II와 III의 열전달량을 비교해보면 증발기 II의 열전달량이 증발기 III에 비하여 크게 나타났는데 이러한 현상은 증발기 II의 경우에 증발기 III에 비하여 관 지름이 상대적으로 크고 공기의 유동방향 길이가 길기 때문에 더 넓은 전열면적을 가지기 때문인 것으로 사료된다.

증발기 I에 대하여 Fig. 6에 나타낸 바와 같이 유로형상을 변화시키면서 공기의 유속은 1.15 m/s, 과냉도 3~4°C, 과열도 8°C로 실험조건을 고정하여 R407C에 대하여 실험을 수행하였다. 열전달량을 측정한 결과 증발기 I-1의 경우에는 2176.0 kcal/h, 증발기 I-2의 경우에는 2145.5 kcal/h, 증발기 I-3의 경우에는 2116.4 kcal/h 그리

Table 3. Mass flow rates of R22, R407C, and R410A for evaporators.

Evaporator I				Evaporator II			Evaporator III		
Air velocity (m/s)	Mass flow rate (kg/h)			Air velocity (m/s)	Mass flow rate (kg/h)		Air velocity (m/s)	Mass flow rate (kg/h)	
	R22	R407C	R410A		R22	R407C		R22	R407C
0.87	50.13	47.68	48.82	0.76	30.2	29.63	1.00	26.84	24.43
1.15	57.05	58.25	55.15	0.95	33.8	33.46	1.50	31.54	29.92
1.74	64.94	65.40	64.40	1.49	41.26	40.37	2.02	38.46	36.36
2.44	71.24	71.43	69.10	1.96	45.07	43.15	2.46	43.74	42.21

고 증발기 I-4의 경우에는 2144.1 kcal/h로 나타났다. 측정결과에서 알 수 있듯이 냉매의 질량유량이나 전열면적 그리고 공기의 유속이 동일할 경우 유로형상에 따른 열전달량의 차이는 최대 2.7% 정도로 나타났으며 이러한 차이는 측정오차 범위 내에 속하기 때문에 유로형상의 영향은 그리 크지 않음을 알 수 있었다. 따라서 열교환기의 열전달 특성은 열교환기의 유로형상보다는 냉매의 질량유량과 전열면적에 많은 영향을 받는다는 것을 알 수 있었다.

4-2. 증발기에서의 냉매측 온도 분포

Fig. 7은 증발기 I에서의 R22, R407C 그리고 R410A에 대한 냉매측 온도분포를 나타낸 것이다. R22는 9℃로 유입되어 포화 상태를 유지하다가 출구에 가까워짐에 따라 포화상태에서 과열증기가 된다. R410A는 공비냉매이므로 R22와 비슷한 온도분포를 나타내지만 R22에 비하여 비교적 빨리 과열증기로 상태가 변하는 것으로 나타났다. R407C는 비공비 냉매이므로 포화상태에서도 온도 기울기를 갖는 것을 볼 수 있다. Fig. 7의 (a)와 (b)를 비교하여 보면, 상단 유로를 지나는 냉매의 온도가 하단 유로를 지나는 냉매의 온도보다 다소 높게 나타나는 것을 볼 수 있다. 본 열교환기는 용량이 작은 관계로 증발시 압력손실이 매우 작은 것으로 나타나 압력손실에 의해 포화온도가 낮아지는 현상은 없었으며 Fig. 2(a)의 유로 그림에서 상단 유로는 뒤쪽 열에 더 많은

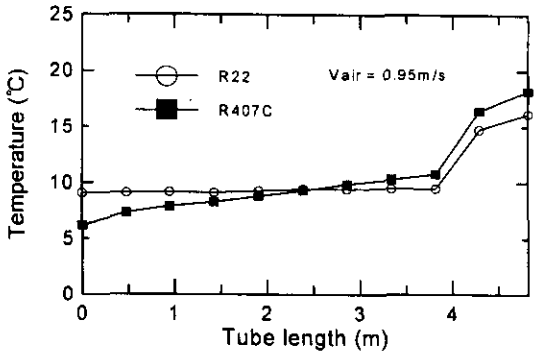
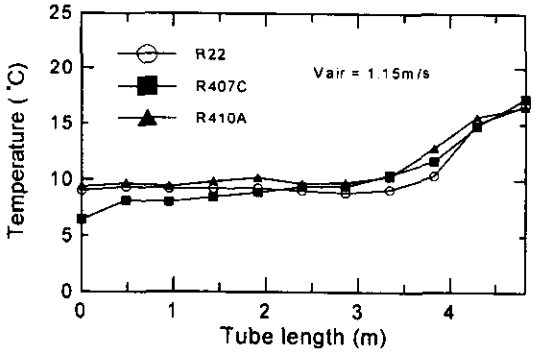
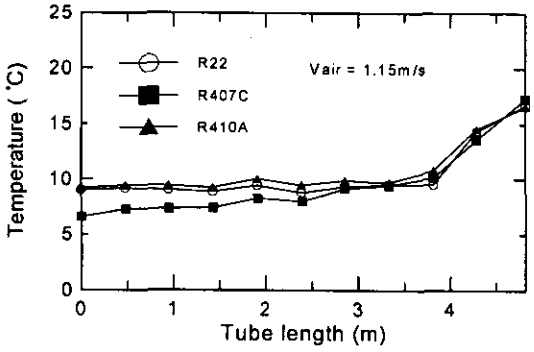


Fig. 8. Comparison of temperature distributions for evaporator II.

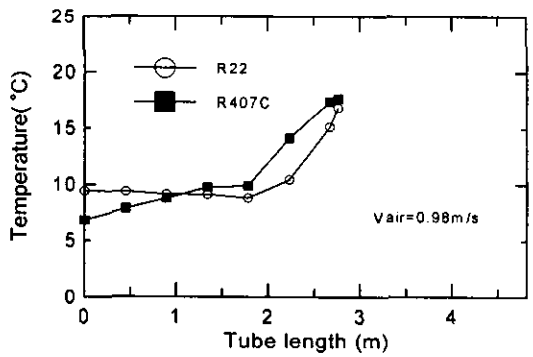


(a) Upper pass

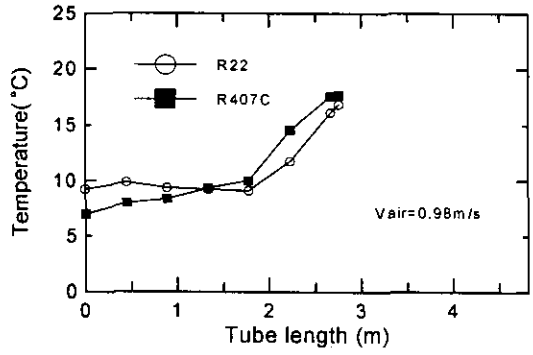


(b) Lower pass

Fig. 7. Comparison of temperature distributions for evaporator I.



(a) Upper pass



(b) Lower pass

Fig. 9. Comparison of temperature distributions for evaporator III.

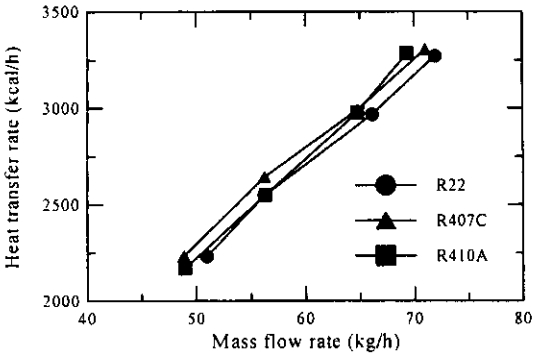


Fig. 10. Comparison of heat transfer rate for condenser I.

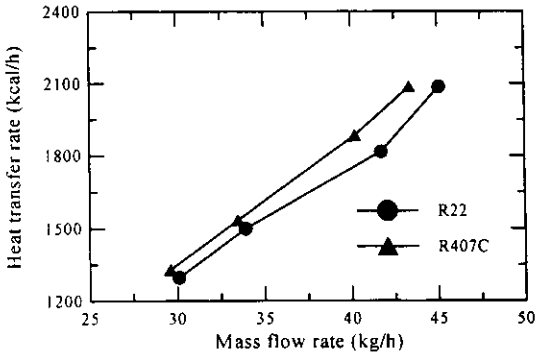


Fig. 11. Comparison of heat transfer rate for condenser II.

관로가 위치해 있고 앞쪽 열에는 과열증기 상태의 냉매가 흐르기 때문에 뒤쪽 열에는 앞쪽 열의 과열증기 구간을 통과한 상대적으로 높은 온도의 공기가 지나가게 되어 뒤쪽 열의 냉매는 더 빨리 증발하게 된다. 특히 R407C의 경우는 포화상태에서도 온도 기울기를 갖기 때문에 가장 영향을 많이 받는 것으로 나타났다.

Fig. 8과 Fig. 9에는 증발기 II와 증발기 III의 냉매측 온도 분포를 R22와 R407C에 대해서 나타냈다. R22의 온도 분포로부터 증발기 III은 증발기 II 보다 관직경이 7 mm로 작기 때문에 압력손실이 커서 증발시 포화온도가 낮아짐을 알 수 있다. 그러나 R407C의 경우 증발기 III에서 포화상태의 온도 기울기가 증발기 II 보다 더 큰 것을 알 수 있다. 기존의 연구에서 Wang 등[4]은 R407C의 압력강하는 낮은 질량유속에서 R22와 비슷하다고 밝혔으며, 따라서 압력손실에 의해 R407C의 온도 기울기는 더 낮아져야 한다. 그러나 Fig. 2(c)의 유로 구조에서 증발기 III은 두 유로의 출구가 가운데에서 만나도록 구성되어 있으며 관사이의 단 간격이 증발기 II 보다 16% 작고 R407C는 포화상태에서 온도 기울기를 갖기 때문에 가운데로부터 위쪽 방향과 아래쪽 방향으로 휜을 통한 열전달이 냉매의 증발을 촉진시켰다고 판단된다. 이로 인해 순환하는 냉매의 질량유량은 작어지게 되지만 열전달량은 R22와 R407C 냉매에서 거의 동일하게 나타났다.

4-3. 냉매에 따른 응축기에서의 열전달량

Fig. 10에는 응축기 I에 대하여 R22, R407C 그리고 R410A의 질량유량에 따른 열전달량을 나타내었다. R22와 R407C는 질량유량의 변화에 따른 열전달량의 변화가 거의 같은 특성을 나타냈지만 R410A의 경우에는 열전달량이 질량유량이 작은 경우에는 열전달량이 작게 나타났지만 질량유량이 증가함에 따라 열전달량이 다른 냉매에 비하여 더 크게 나타났다. 각 응축기에 대하여 공기유속에 따른 냉매의 질량유량은 Table 4에 나타냈다.

응축기 II, 응축기 III 그리고 응축기 IV에 대하여 각 냉매의 질량유량에 따른 열전달량은 Fig. 11~Fig. 13에 나타냈다. 그림에서 응축기의 종류에 관계없이 R407C의 열전달량이 R22에 비해 상대적으로 크게 나타났으며 특히 응축기 III에서 그 차이가 가장 크게 나타났다. 응축기의 종류에 따른 열전달량은 거의 비슷하게 나타난 것으로 보아 응축기의 열전달량은 응축기의 형상보다는 질량유량에 더 많은 영향을 받는다는 것을 알 수 있었다.

Table 4. Mass flow rates of R22, R407C, and R410A for condensers.

Condenser I				Condenser II			Condenser III			Condenser IV		
Air velocity (m/s)	Mass flow rate (kg/h)			Air velocity (m/s)	Mass flow rate (kg/h)		Air velocity (m/s)	Mass flow rate (kg/h)		Air velocity (m/s)	Mass flow rate (kg/h)	
	R22	R407C	R410A		R22	R407C		R22	R407C		R22	R407C
1.23	50.95	48.84	48.95	0.99	30.09	29.6	1.00	31.18	30.71	1.00	26.78	24.52
1.77	56.21	56.21	56.31	1.53	33.91	33.46	1.48	34.02	34.57	1.50	32.06	29.90
2.31	66.12	64.78	64.78	2.04	41.72	40.2	1.97	42.27	40.48	2.02	38.25	36.62
2.96	71.95	71.03	69.34	2.52	45.07	43.35	2.51	46.32	43.86	2.46	43.87	42.00

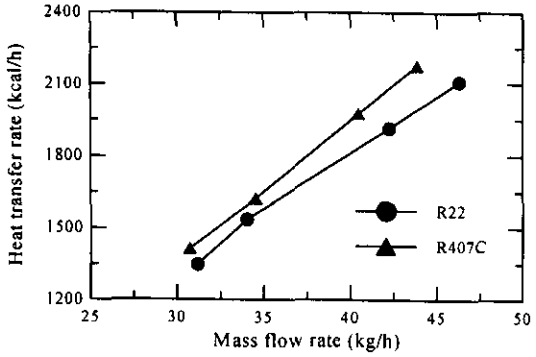


Fig. 12. Comparison of heat transfer rate for condenser III.

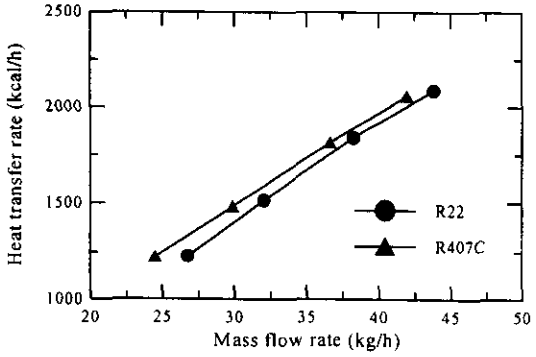


Fig. 13. Comparison of heat transfer rate for condenser IV.

4-4. 응축기에서의 냉매측 온도분포

Fig. 13은 R22, R407C 그리고 R410A를 사용한 응축기 I의 냉매측 온도분포를 나타낸 것이다. R410A는 대체로 R22와 같은 경향을 보이지만, 비공비 냉매인 R407C의 경우에는 포화상태에서도 온도 기울기를 가지

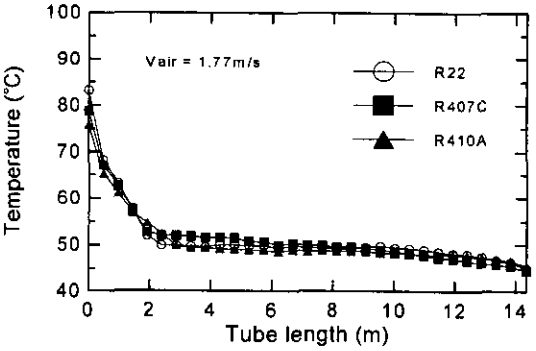


Fig. 14. Comparison of temperature distribution for condenser I.

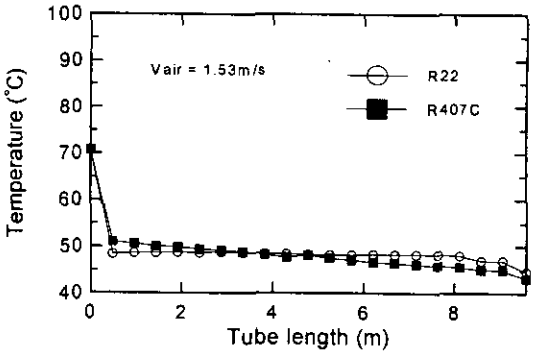


Fig. 15. Comparison of temperature distribution for condenser II.

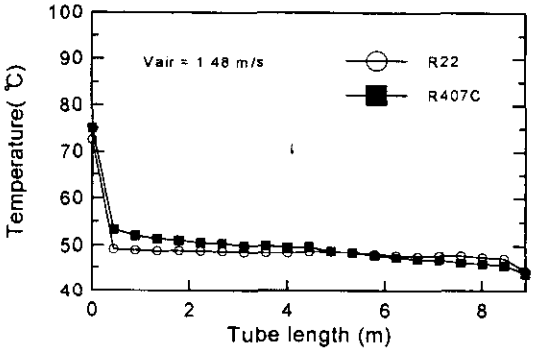


Fig. 16. Comparison of temperature distribution for condenser III.

며 상변화 함을 알 수 있다. Fig. 14에서 과냉되는 지점에서의 온도 구배는 R407C와 R410A가 R22 보다 더 작게 나타났다. R407C는 과열증기에서 포화상태로 응축되는 구간이 가장 짧았으며 R410A가 가장 길었다.

응축기 II와 응축기 III에 대한 냉매측 온도분포는 Fig. 15와 Fig. 16에 나타내었다. R22는 첫 번째 관을 통과하면서 급격히 온도가 떨어졌으며 2번째 관을 지나면서 포화상태에 이르렀다. 응축기 IV에서 냉매측 온도분포는 Fig. 17에 나타내었다. 관지름이 다른 응축기에 비하여 작은 응축기 IV의 경우 압력 강하량이 크기 때문에 응축기 입구 온도는 다른 경우보다 10°C 정도 높게 나타났다. 그리고 출구 부근에서 냉매는 과냉이 되다가 다시 온도가 올라가는 현상을 보였다. 증발기 III에서와 같이 관 사이의 간격이 좁으면 입구 쪽의 고온 냉매가 흐르는 관으로부터 출구 쪽의 저온 냉매가 흐르는 관으로 휜을 통한 열전달에 크게 영향을 미치고 있음을 알 수 있다. 이러한 현상은 입구와 출구가 같은 높이에 있지 않도록 유로를 재구성한 결과 발생하지 않았다.

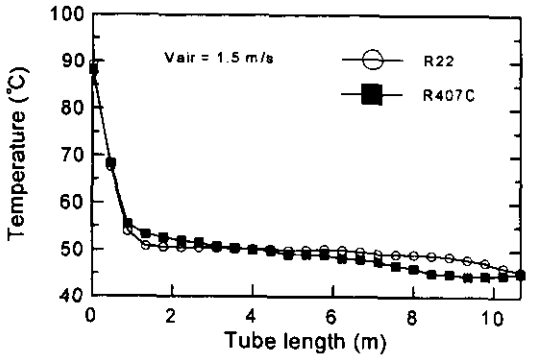


Fig. 17. Comparison of temperature distribution for condenser IV.

4-5. 공기측 압력강하

휜-관 열교환기의 수력직경은 공기가 유동하는 최소 자유유동면적, A_{min}을 기준으로 다음과 같이 정의된다.

$$d_h=\frac{4A_{min}L}{A_a} \quad (1)$$

이 식에서 L은 공기의 유동방향으로 열교환기의 길이이며 A_a는 휜 면적을 포함한 전체 공기측 전열면적을 나타낸다. 레이놀즈수는 최소자유유동면적을 통과하는 공기의 최대 질량유속, G_{max} 및 수력직경을 기준으로 다음과 같이 정의된다.

$$Re=\frac{G_{max}d_h}{\mu_a} \quad (2)$$

여기서 μ_a는 공기의 점성계수이다. 실험으로부터 측정한 열교환기 입출구의 압력강하로부터 다음과 같이 마찰계수(friction factor)를 계산한다.

$$f=\frac{\rho_a d_h \Delta P}{2G_{max}^2 L} \quad (3)$$

여기서 ρ_a는 공기의 밀도를 나타낸다.

본 연구에서 사용한 여러 가지 열교환기에 대하여 레이놀즈수에 따른 마찰계수는 Fig. 18에 나타냈다. 동일한 휜 형상과 관지름을 가지는 증발기와 응축기에 대해서 열수에 따른 마찰계수의 차이를 보면 증발기 I은 증발기 II 보다 9~14% 정도 작게 나타났으며 응축기 I은 응축기 III 보다 2~4% 정도 작은 마찰계수를 나타냈다. 휜 형상별로는 슬릿휜을 가지는 열교환기의 마찰계수가 크게 나타났으며 웨이비휜을 가지는 열교환기의 마찰계수는 상대적으로 작게 나타났다. 응축기에서 관지름이 7.0 mm이고 플래이트휜을 가지는 열교환기의 마찰계수는 같은 열수의 관지름이 9.52 mm이고 슬릿휜을 가지는 열

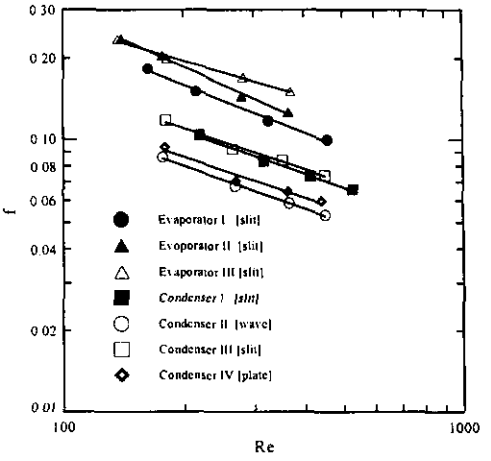


Fig. 18. Friction factor for various heat exchangers.

교환기보다는 작고 지름이 9.52 mm이고 웨이비휜을 가지는 열교환기보다는 크게 나타났다. 증발기에서는 지름이 7.0 mm인 열교환기의 경우에 레이놀즈수 200까지는 증발기 II와 마찰계수가 비슷하게 나타났으나 레이놀즈수가 증가할수록 마찰계수가 더 크게 나타났다. 증발기와 응축기를 비교하여 보면 증발기측의 마찰계수가 응축기측에 비하여 크게 나타났는데 이러한 현상은 열교환시 증발기 표면에 생기는 응축수가 휜 사이의 공기유동을 방해하기 때문인 것으로 사료된다.

5. 결 론

본 연구에서는 R22, R407C 그리고 R410A를 사용한 공조기용 열교환기의 특성 실험을 수행하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 증발기의 경우에 냉매의 질량유량이 증가함에 따라 열전달량은 증가하였으며 R22와 R407C는 거의 동일한 열전달량을 나타냈지만 R410A는 다른 냉매에 비하여 비교적 열전달량이 높게 나타났다.

(2) 증발기의 열전달량은 증발기의 유로형상보다는 냉매의 질량유량과 전열면적에 더 많은 영향을 받는다.

(3) 응축기의 경우에 증발기의 경우와 마찬가지로 냉매의 질량유량이 증가함에 따라 열전달량은 증가하였고 R22와 R407C의 질량유량에 따른 열전달량은 비슷한 경향을 보였지만 R410A의 경우에는 그 기울기가 더 크게 나타났다.

(4) 응축기의 열전달량은 열과 단의 개수가 동일한 경우에는 거의 동일하게 나타난 것으로 보아 응축기의 형상보다는 질량유량에 더 많은 영향을 받는다.

(5) 냉매측 온도분포에 있어서 R410A는 공비 냉매이

므로 R22와 비슷한 경향을 보이지만, R22에 비하여 빨리 과열증기로 상태가 변하였고, R407C는 비공비 냉매이므로 포화상태에서 온도 기울기를 갖는다. 과냉되는 지점에서의 온도 구배는 R407C와 R410A가 R22 보다 더 작게 나타났고, R407C는 과열증기에서 포화상태로 응축되는 구간이 가장 짧았으며 R410A가 가장 길었다.

(6) 공기측 압력강하는 동일한 휜 형상과 관지름을 가지는 증발기와 응축기에 대해서 열수에 따른 마찰계수는 열수가 많은 열교환기의 경우가 작게 나타났다. 휜 형상별로는 슬릿휜을 가지는 열교환기의 마찰계수가 크게 나타났으며 웨이비휜을 가지는 열교환기의 마찰계수는 상대적으로 작게 나타났다.

참고문헌

1. Kayansayan, N.: Experimental Thermal and Fluid Science, 96, 263-272 (1993).
2. Kayansayan, N.: Rev. Int. Fluid, 17(1), 49-57 (1994).
3. 윤 백, 김영생, 박현연: 공기조화 · 냉동공학 논문집, 25(2), 151-160 (1996).
4. Wang, C.C., Kuo, C.S., Chang, Y.J. and Lu, D.C.: ASHRAE Trans., 830-838 (1996).
5. 蛭子 毅, 吉田, 鳥越邦和: 第30回空氣調和冷凍連合講演會(東京) 講演論文集, 145, 148 (1996).
6. 최태열, 김민수: 대한기계학회지, 737-742 (1996).
7. 김만회, 신정섭, 김권진, 박윤서: 대한기계학회지, 732-736 (1996).
8. Huber, M., Gallagher, J., McLinden, M. and Morrison, G.: "NIST Thermodynamic Properties of Refrigerants and Refrigerant Mixtures Database (REFPROP) Version 5.0" National Institute of Standards and Technology, Gaithersburg, MD, USA (1996).