

동일한 유입온도조건에서 R134a와 R22 적용 응축기의 특성비교

강신형 · 변주석*[†] · 김창덕**

전양대학교 기계공학과, *연세 CT 연구단, **한국산업단지공단 중부지역본부
(2006년 6월 5일 접수, 2006년 8월 30일 채택)

Comparison of Condenser Characteristics using R134a and R22 under the Same Inlet Temperature Condition

Shin-hyung Kang, Ju-Suk Byun*[†] and Chang-Duk Kim**

Department of Mechanical Engineering, Konyang University, Nonsan 320-711, Korea

*Yonsei Center for Clean Technology, Yonsei University, Seoul 120-749, Korea

**Industry Academia Coop. Team, Korea Industrial Complex Corp., Gumi 730-030, Korea

(Received 5 June 2006, Accepted 30 August 2006)

요 약

본 연구에서는 상용 냉동·공조기에서 사용하고 있는 환·관 열교환기에서 R22와 이의 대체냉매로 채용하고 있는 R134a의 압력강하와 열전달 특성에 대해 실험적으로 연구하였다. 실험은 입구온도 60°C, 질량유량 150, 200, 250 kg/m²s의 범위에 대해 수행하였다. 이때 공기의 유입조건은 진구온도 35°C, 상대습도 40%, 공기유속은 0.68~1.6 m/s이다. 실험 결과 응축기 출구의 과냉도를 5°C로 유지한 경우 R134a의 필요공기유속은 R22보다 5.9% 작게 나타났으며, R134a의 압력강하는 R22보다 18.1~20.4%의 범위 내에서 크게 나타났다.

주요어 : 응축기, 환·관 열교환기, 압력강하, 열전달 특성, R22와 R134a

Abstract — R134a is considered as an alternative refrigerant to R22, for air conditioners. An experimental investigation was made to study the characteristics of the heat transfer and pressure drop for R134a flowing in a fin-and-tube heat exchanger used for commercial air-conditioning units. Experiments were carried out under the conditions of inlet refrigerant temperature of 60°C and refrigerant mass fluxes of 150, 200, and 250 kg/m²s. The inlet air has dry bulb temperature of 35°C, relative humidity of 40% and air velocity varying from 0.68 to 1.6 m/s. Experiments show that air velocity decreased by 5.9% is needed for R134a than that of R22 while pressure drop for R134a was 18.1~20.4% higher than that of R22 for the degree of sub-cooling 5°C. The results are useful in designing more compact and effective condensers for various refrigeration and air conditioning systems using refrigerant R134a.

Key words : Condenser, Fin and tube heat exchanger, Pressure drop, Characteristics of heat transfer, R22 and R134a

1. 서 론

염화불화탄소(CFC) 및 염화불화탄화수소(HCFC) 계열

의 냉매가 오존층 파괴와 지구온난화의 원인물질로 밝혀짐에 따라 현재 대부분의 냉동·공조기기는 R22의 대체냉매로 불화탄화수소(HFC) 계열의 순수냉매 R134a, 혼합냉매 R407C와 R410A를 적용하고 있다.

[†]To whom correspondence should be addressed.

Yonsei Center for Clean Technology, Yonsei University, Seoul 120-749, Korea

Tel: 02-2123-2816

E-mail: sn1972@yonsei.ac.kr

R134a는 오존층을 파괴하는 염소대신 수소가 결합되어 오존층파괴지수 ODP(Ozone Depletion Potential)가 0이다. 따라서 자동차용 공조기는 대부분 R134a를 채용하고 있고 국내에서도 개발이 완료되어 1994년부터 본

Table 1. Properties and characteristics of refrigerants in this study^[1].

Name		R22	R134a
Molecular mass (kg/kmol)		86.47	102.03
Critical temperature (°C)		96.15	101.06
Critical pressure (kPa)		4990	4059
Critical density (kg/m ³)		523.8	511.9
GWP (Global Warming Potential)(CO ₂ =1)		1700	1300
ODP (Ozone Depletion Potential) (R11=1)		0.055	0
Density at 50°C (kg/m ³)	Saturated liquid	1082	1102
	Saturated vapor	85.95	66.27
Dynamic viscosity at 50°C (μPa · s)	Saturated liquid	123.1	143.1
	Saturated vapor	14.18	13.12
P _{sat} at 50°C (kPa)		1943	1318

격적으로 적용되고 있으며, 산업분야에서는 중·대형 냉동·공조기인 터보냉동기를 중심으로 HCFC계 냉매에서 HFC 냉매인 R134a로 전환하고 있다^{[1][2]}.

R22를 작동유체로 사용한 냉동·공조기에 R134a를 적용할 경우 두 냉매의 열역학적 특성이 다르기 때문에 기기의 성능 및 효율향상을 위해서는 핵심 구성부품(압축기 및 열교환기)의 설계변경이 필수적이다. 냉매 R134a와 R22의 주요 열역학적인 물성치^[3]를 Table 1에 정리하였다.

기존의 R134a와 R22의 응축실험 연구를 살펴보면 Liu^[4]는 관외경 9.5 mm의 미세핀관(micro-fin tube)을 사용하여 포화온도 40.6°C와 질량유속 140~1260 kg/m²s 범위에서 R134a의 응축열전달계수와 압력강하는 R22보다 각각 8~18%와 50% 크다고 제시하였으며, Torikoshi and Ebisu^[5]는 직경 8.7 mm의 수평 평활관(smooth tube)에서 R134a의 응축열전달계수는 R22보다 10% 크다고 보고하였다. 그러나 Eckels and Tesene^[6]는 냉매의 질량유속 100~300 kg/m²s 범위에서 관외경 9.53 mm의 미세핀관과 평활관을 적용한 응축 실험결과, R134a와 R410A의 평균 응축열전달계수는 실험데이터의 불확실도 14~18% 이내에서 R22와 상호 비슷하다고 제시하였다.

본 연구는 공조기용 핀-관 열교환기를 응축기로 사용

하여 동일한 냉매의 유입온도 60°C(과열도 10°C), 응축온도 50°C와 출구의 과냉도 5°C 유지여부 조건에서 Kim *et al.*^[7]과 Kim and Lee^[8]가 냉매 R407C, R410A와 R22를 적용한 특성비교 실험결과에 이어서 R134a를 적용한 응축기의 열전달 특성실험을 수행하고자 한다.

2. 실험

2-1. 시험 열교환기 및 실험장치

본 연구에서 사용된 시험 열교환기는 Table 2와 같이 슬릿핀-관 열교환기로 제작하였으며, 관내는 미세핀(micro-fin)이 가공되어 있는 관외경 9.52 mm의 동관을 사용하였다. 실험장치는 크게 풍동부와 냉매부로 구별되며, 풍동은 흡입식으로 인버터(inverter)에 의해 공기유속이 조절되고 시험부(test section)를 지난 공기는 항온항습실과 연결된다. 항온항습실내에는 항온항습기가 설치되어 시험 열교환기로 유입되는 공기의 건구온도와 상대습도를 조절하였다.

냉매의 순환은 압축기의 사용으로 인한 냉동기유의 영향을 배제하기 위하여 인버터에 의해 회전수를 제어하는 자기구동 기어펌프를 사용하였다. 시험 열교환기 입구의 과열도는 보조 열교환기에 의해 조절되며, 실험 주

Table 2. Specification of the test heat exchanger.

Heat exchanger	Height×Width×Depth (mm)	400×400×80	Number of tube rows	3
	Number of tubes for row	16	Tube rows alignment	Staggered
Tube	Outside diameter (mm)	9.52	Number of fins	18.0
	Fin root diameter (mm)	8.52	Helix angle (°)	53
	Equivalent diameter (mm)	8.54	Fin angle (°)	0.2
	Minimum wall thickness (mm)	0.3	Fin height (mm)	1.05
		60	Tube material	Copper
Fin	Horizontal tube spacing (mm)	25	Fin type	SlitAluminium
	Vertical tube spacing (mm)	21.65	Material	
	Fin density (fins/m)	493		

Table 3. Experimental conditions.

Air-side	Dry bulb temperature of air at the condenser inlet	35°C
	Standard relative humidity at the condenser inlet	40%
	Face velocity at the condenser inlet	0.68~1.6 m/s
Refrigerant-side	Refrigerant	R134a, R22
	Refrigerant massflux	150, 200, 250 kg/m ² s
	Condensation temperature	50°C
	degree of superheat	10°C

요부에는 열전대, 압력계와 냉매 가시창을 설치하였다.

시험 열교환기의 냉매온도는 49개 곡관부(U-bend)의 관외벽에 설치한 열전대로부터 측정하였으며, 그 외의 본 실험장치의 세부적인 구성(계략도)과 설명은 Kim *et al.*^[7]의 논문에 기술되어 있다.

2-2. 실험조건 및 방법

본 연구의 실험조건은 Table 3과 같이 각 냉매의 질량유속을 일정하게 유지하면서 공기유속의 변화로부터 응축기 출구의 과냉도 5°C 유지여부에 따라 수행하였다. 실험데이터는 온도변화 ±0.3°C와 압력변화 ±3% 이내의 실험조건으로 유지되는 정상상태에서 3초 간격으로 5~10분 동안 데이터 취득장치에서 취득한 후 저장하였다.

습공기의 물성치는 ASHRAE handbook^[9]을 근거로 습 공기 선도를 도식화하여 계산하였으며, R134a와 R22의 열역학적 물성치는 REFPROP 6.01^[13]을 사용하였다.

2-3. 실험데이터 처리

일반적으로 슬릿핀-관 열교환기를 응축기로 사용할 경우 냉매측 열전달량 Q_c 는 다음과 같이 계산할 수 있다.

$$Q_c = m_r(h_{sup} - h_g) \tag{1}$$

$$Q_{cp} = m_r h_{fg} \tag{2}$$

$$Q_f = m_r(h_r - h_{sub}) \tag{3}$$

$$Q_r = Q_c + Q_{cp} + Q_f \tag{4}$$

공기측 열전달량 Q_a 는 응축기의 입·출구 공기온도 차이 ΔT_a 와 공기의 질량유량 m_a 를 적용하여 계산한다.

$$Q_a = m_a C_{p,a} \Delta T_a \tag{5}$$

$$\Delta T_a = T_{a,o} - T_{a,i} \tag{6}$$

$$m_a = \rho_a A_f V_{a,i} \tag{7}$$

응축기 출구에서 냉매가 2상유동으로 나올 경우 공기측 열전달량과 냉매측 열전달량이 같다고 가정하면 건도(quality) x_o 는 다음과 같다.

$$Q_a = Q_r \tag{8}$$

$$x_o = 1 - \frac{Q_a}{m_r(h_g - h_f)} + \frac{h_{sup} - h_g}{h_g - h_f} \tag{9}$$

응축기 출구에서 냉매가 2상유동으로 나올 경우 냉매측 열전달량 Q_c 는 다음과 같이 구할 수 있다.

$$Q_c = Q_v + Q_{cp} = m_r [(h_{sup} - h_g) + (1 - x_o)(h_g - h_f)] \tag{10}$$

실험결과, 응축기의 공기측과 냉매측 열전달량은 표준편차 ±5% 내에 일치하였으며, 평균 열전달량 Q_c 는 두 열전달량의 산술평균으로 계산하였다.

본 연구에서의 수행된 실험에 대한 불확실도(uncertainty)는 Kline and McClintock^[10]이 제시한 방법으로 분석하여 Table 4에 정리하였다.

3. 결과 및 고찰

본 절에서는 냉매 R134a와 R22의 질량유속 150~250 kg/m²s 범위에서 공기유속 0.68~1.6 m/s로 변화시킬 경우 응축기 출구의 과냉도 5°C 유지여부에 따라 각 상(단상 및 2상유동)의 상대길이, 출구의 공기온도, 공기측과 냉매측 압력강하, 열전달량의 실험결과를 보여준다.

3-1. 과냉도를 5°C로 유지하지 않은 경우

3-1-1. 냉매온도 분포

Fig. 1의 (a)~(c)는 과열도 10°C, 응축온도 50°C, R134a

Table 4. Summary of estimated uncertainties.

Parameter	Uncertainty	Parameter	Uncertainty
Temperature	±0.75%	Mass flow rate of refrigerant	±0.2%
Humidity	±0.3%	Mass flow rate of air	±4.09%
Pressure drop of air	±1%	Heat transfer rate of refrigerant	±1.29%
Pressure	±0.25%	Heat transfer rate of air	±4.21%

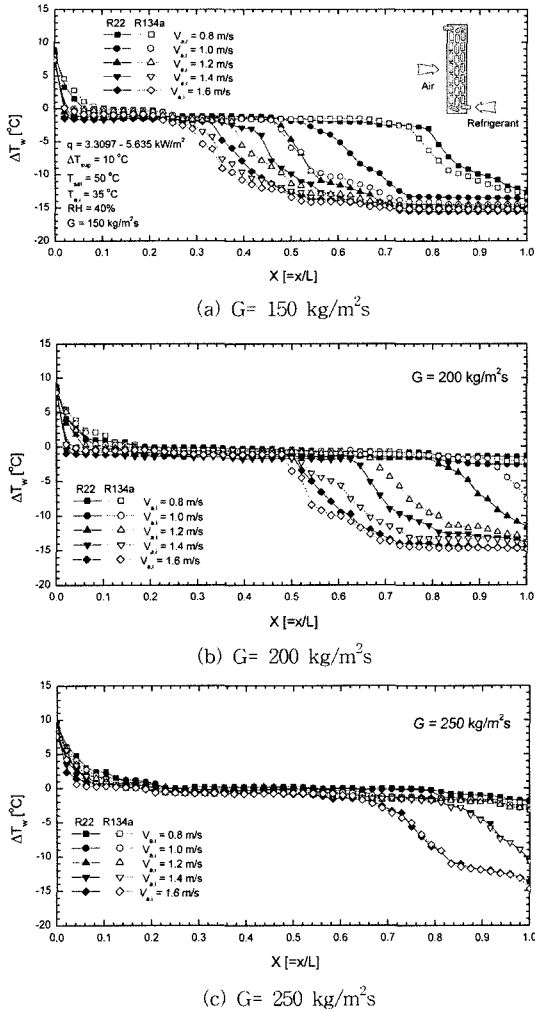


Fig. 1. Distribution of relative length subjected to change of air velocity.

와 R22의 질량유속 150~250 kg/m²s 범위에서 공기유속을 0.8~1.6 m/s로 변화시킬 경우 U-bend의 관외벽에서 측정된 온도와 응축온도차이를 나타낸 실험결과이다. 횡축의 x, L은 각각 응축기의 입구에서부터 각 상의 유동 길이와 전체 냉매유로길이이며, 두 값으로 무차원화 시킨 값이 상대길이 X이다. 실험에서 얻은 온도차이는 49개 U-bend의 관외벽 온도를 기준으로 취득되는데 이 온도는 관내의 냉매온도와 ±0.5°C 이내에 일치하므로 냉매의 유로 진행에 따른 온도변화로부터 각상(2상 및 단상유동)의 유동길이와 온도분포를 알 수 있다.

냉매의 질량유속 150 kg/m²s(a)에서 과열증기 상태로 유입된 R134a와 R22는 응축과정(2상유동)을 거친 후 과냉각액(단상유동) 상태로 응축기 출구를 빠져나갔으며,

공기유속이 클수록 공기측 열전달계수가 증가하여 2상 유동의 상대길이는 감소하였다.

냉매의 질량유속 200 kg/m²s의 경우 R22는 공기유속 0.8~1 m/s의 범위에서 2상유동 상태로 응축기의 출구를 빠져 나오는 반면, R134a는 0.8 m/s에서만 이루어졌다. 이는 응축온도 50°C에서 R134a의 응축잠열열량이 R22보다 1.6% 작아서 상변화 완료에 요구되는 유로길이가 감소하기 때문이다. 전체적인 실험결과를 볼 때 2상유동 영역에서 R134a와 R22의 응축온도 강하폭은 관내의 압력강하에 의해 약 0.5~2°C로 나타났다.

3-1-2. 출구의 공기온도

Fig. 2는 냉매 R134a와 R22의 질량유속과 시험 열교환기로 유입되는 공기유속의 변화에 따른 응축기 출구의 공기온도 분포를 보여주고 있다. 출구의 공기온도는 냉매의 질량유속이 증가할수록 모든 공기유속 범위에서 높게 나타났으며, 냉매의 질량유속이 크고 공기유속이 작을수록 출구의 공기온도 변화폭은 감소하였다. 이는 Fig. 1과 같이 냉매의 질량유속 200~250 kg/m²s와 공기유속 0.8~1.2 m/s의 범위에서 냉매는 2상유동 상태로 출구까지 진행되는 반면 냉매의 질량유속 150 kg/m²s와 공기유속 1.2~1.6 m/s의 경우 냉매는 급격히 과냉각액 상태가 되어 냉매의 평균온도가 낮아져 출구의 공기온도가 감소하기 때문이다.

R134a와 R22의 응축과정(2상유동)이 출구까지 진행될 경우 출구의 공기온도는 응축온도 50°C에 근접하였으며, 과냉각액(단상유동)의 길이가 증가할수록 냉매온도는 입구의 공기온도 35°C에 근접하여 온도차는 감소하였다. 냉매의 질량유속이 작은 실험조건에서 공기유속을 증가시키면 냉매는 응축기(원-관 열교환기)의 1열에서 응축이 완료된 후 다음 열로 이동하는데 1열에서 온도가 높아진 공기는 다시 2~3열로 유입되어 냉매와 공기의 온

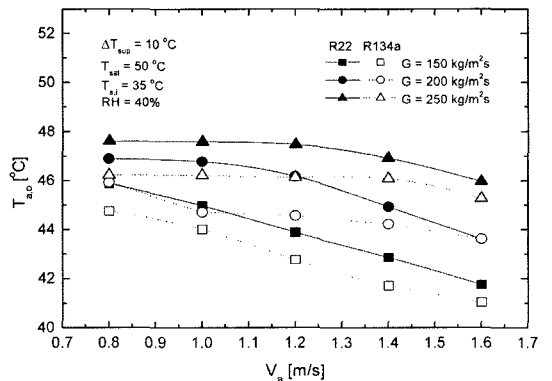


Fig. 2. Variation of outlet air temperature according to the change of air velocity at various refrigerant mass flux.

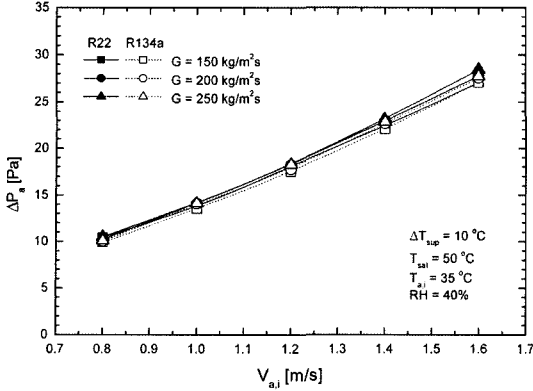


Fig. 3. Air-side pressure drop as a function of air velocity.

도차는 감소하게 된다.

공기유속 0.8~1.6 m/s 범위와 냉매의 질량유속 150, 200, 250 kg/m²s 조건에서 R134a를 적용할 경우 출구의 공기온도는 R22보다 각각 평균 2.37, 2.4, 2.44% 낮게 나타났다.

3-1-3. 공기측 압력강하

Fig. 3은 R134a와 R22의 질량유속 150~250 kg/m²s 범위에서 공기유속을 0.8~1.6 m/s로 변화시킬 경우 공기측 압력강하의 측정결과로써 공기유속이 클수록 공기측 압력강하는 증가하였다.

일반적으로 응축기의 경우 환은 건표면이 되므로 공기의 유동저항은 공기유속에 좌우되는 것을 알 수 있으나 동일한 공기유속조건에서 냉매의 질량유속이 클수록 공기측 압력강하는 미소하게 증가하였다. 이는 응축기 출구의 과냉도를 5°C로 유지하지 않은 경우 냉매의 질량유속이 클수록 2상유동길이가 증가하여 공기와의 열전달이 향상되기 때문이다. 즉, 출구의 공기온도가 높아지게 되면 공기의 비체적을 증가시켜 공기의 유동저항이 상승하므로 공기측 압력강하는 크게 나타나는 것이다.

3-1-4. 냉매측 압력강하

Fig. 4는 R134a와 R22의 질량유속 150~250 kg/m²s와 공기유속 0.8~1.6 m/s 범위에서 냉매측 압력강하의 실험 결과이다. 실험에서 사용된 압력센서는 전체 압력범위에서 ±0.25%의 불확실도를 가지며, 압력센서 본체와 연결부는 주위온도에 영향이 없고 냉매온도와 동일할 수 있도록 단열처리 하였다.

냉매 R134a의 압력강하는 R22보다 높게 나타났으며, 두 냉매의 압력강하 차이는 공기유속보다 냉매의 질량유속에 지배적인 것을 알 수 있다. 그림에서 냉매의 질량유속이 클수록 냉매측 압력강하는 증가하는 반면, 공기유속이 클수록 감소하는 경향이 나타났다. 이는 Fig. 1과

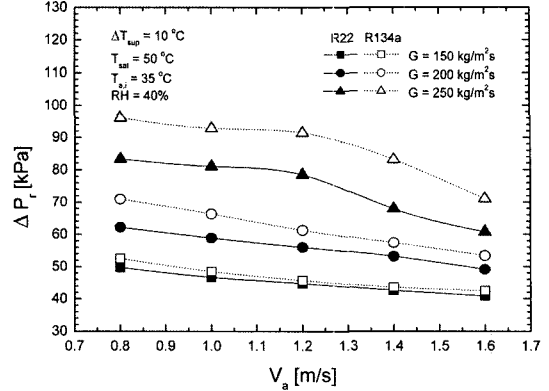


Fig. 4. Refrigerant side pressure drop as a function of air velocity at various refrigerant mass flux.

같이 동일한 냉매의 질량유속에서 공기유속이 증가할수록 냉매는 빠르게 응축을 마치고 과냉각액 상태가 되기 때문이다. 즉, 응축기 관내 전체의 압력강하의 대부분을 차지하는 2상 유동길이의 감소는 냉매측 압력강하의 감소를 의미할 수 있다.

실험결과, 냉매의 질량유속 150, 200, 250 kg/m²s에서 R134a의 압력강하는 R22보다 각각 평균 3.5, 9.7, 14.5% 크게 나타났다. 이는 응축온도 50°C에서 R134a의 증기압력이 R22보다 32.2% 낮고 응축과정(2상유동)이 진행되는 동안 냉매의 비체적이 작아짐에 따른 평균속도가 감소하기 때문이다.

3-1-5. 응축기의 열전달량

Fig. 5는 R134a와 R22의 질량유속 150~250 kg/m²s와

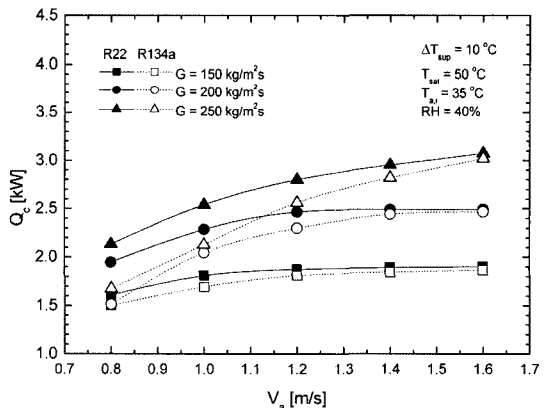


Fig. 5. Heat transfer rate as a function of air velocity at various refrigerant mass flux.

공기유속 0.8~1.6 m/s 범위에서 응축기의 열전달량의 실험결과이다. 냉매의 질량유속 150, 200, 250 kg/m²s에서 R134a의 열전달량은 R22보다 각각 평균 4, 8.5, 10.6% 작게 나타났으며, 냉매의 질량유속이 크고 공기유속이 작을수록 두 냉매의 열전달량의 차이는 크게 나타났다. 즉, 공기유속 0.8~1.2 m/s 범위에서 R22는 R134a보다 높은 열전달량을 보이는 반면, 공기유속 1.2~1.6 m/s에서는 큰 차이가 나타나지 않았다. 이는 공기유속이 증가할수록 과냉각역 영역이 차지하는 비율은 증가하나 이 영역에서 냉매는 공기와의 현열 열전달이 이루어지므로 열전달량의 변화가 작기 때문이다.

3-2. 과냉도를 5°C로 유지한 경우

Fig. 6은 응축온도 50°C, 냉매의 질량유속 150~250 kg/m²s 범위에서 응축기 출구의 과냉도를 5°C로 유지한 경우 냉매의 질량유속 변화에 따른 냉매온도 분포(각 상의 상대길이)를 도시한 것이다. R134a와 R22는 응축과정에서 냉매측 압력강하에 의해 평균 1.5°C의 응축온도 강하가 일어났으며, 60°C의 과열증기로 유입된 냉매는 응축기의 입구유로부터 평균 10% 지점까지 과열증기 영역이 진행되고 90% 지점에서 응축과정이 완료된 후 과냉도 5°C의 과냉각액 상태로 출구를 빠져나갔다.

실험결과, R22와 R134a의 과열증기, 2상유동과 과냉각액의 상대길이(100% 기준)는 각각 평균 5.6, 90.3, 4.1%로 나타났다.

Fig. 7은 응축기 출구에서 냉매의 과냉도를 5°C로 유지시킬 경우 R134a와 R22의 질량유속 변화에 따른 필요 공기유속을 비교한 것이다. 실험결과, 냉매의 질량유속 150~250 kg/m²s 범위에서 R22의 필요 공기유속이 R134a보다 평균 5.9% 크게 나타났다. 이는 응축온도 50°C에서 두 냉매의 응축열전달계수 차이와 R22의 잠

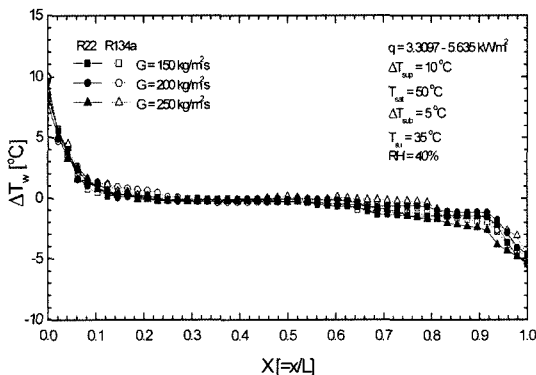


Fig. 6. Distribution of relative length subjected to changer of refrigerant mass flux of condenser ($\Delta T_{sub}=5^{\circ}C$).

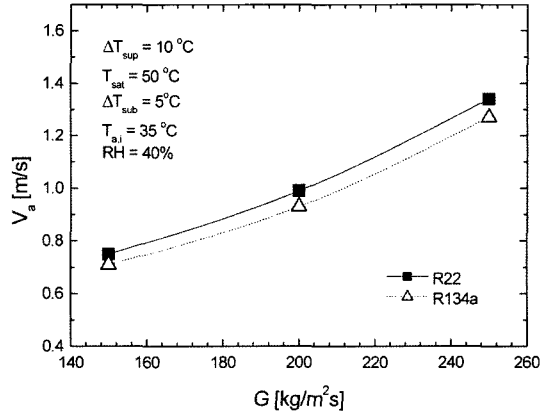


Fig. 7. Variation of air velocity as a function of refrigerant mass flux ($\Delta T_{sub}=5^{\circ}C$).

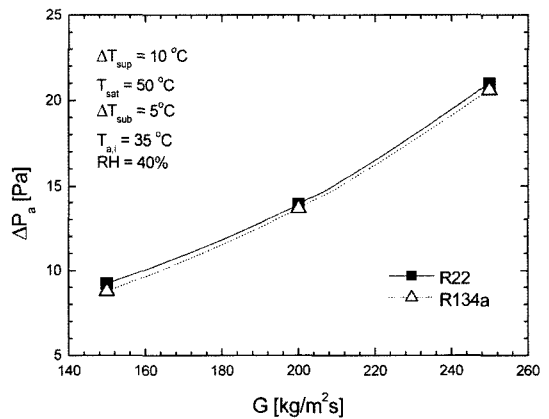


Fig. 8. Variation of air pressure drop as a function of refrigerant mass flux ($\Delta T_{sub}=5^{\circ}C$).

열열량이 R134a보다 1.6% 큰 것이 가장 큰 원인으로 생각한다. R134a와 R22의 응축열전달계수 차이는 서론에서 언급하였듯이 연구자들^{14,16}에 따라 다른 특성을 보였고 냉매별 응축열전달계수의 영향은 본 연구의 성능실험 결과로부터 정확히 구별할 수 없었다.

Fig. 8은 응축기의 출구 과냉도를 5°C로 유지시켰을 경우 R134a와 R22의 질량유속 변화에 따른 공기측 압력강하의 실험결과이다. Fig. 7에서 알 수 있듯이 냉매의 질량유속 150~250 kg/m²s 범위에서 R134a를 적용할 경우 응축기 출구의 과냉도를 5°C 조건으로 유지하기 위한 필요 공기유속이 R22보다 평균 5.9% 감소한 것에 기인하여 공기측 압력강하는 2.5% 작게 나타났다.

Fig. 9는 R134a과 R22의 질량유속 150~250 kg/m²s 범위에서 응축기 출구의 과냉도를 5°C로 유지시킬 경우 냉매측 압력강하의 실험결과이다. 그림에서 두 냉매의 압

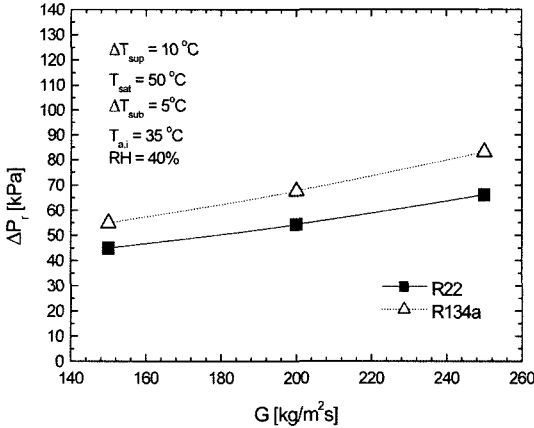


Fig. 9. Variation of refrigerant pressure drop as a function of refrigerant mass flux ($\Delta T_{sub}=5^{\circ}\text{C}$).

력강하는 냉매의 질량유속이 클수록 단조 증가하였으며, 냉매의 질량유속 150, 200, 250 kg/m²s에서 R134a의 압력강하는 R22보다 각각 평균 18.1, 19.8, 20.4% 크게 나타났다. 이는 앞서 언급하였듯이 응축온도 50°C에서 R134a의 포화압력이 R22보다 32.2% 낮고 응축과정에서의 열역학적 물성치(밀도, 동점성계수)의 차이가 압력강하에 큰 영향을 주기 때문이다. 이러한 결과는 Cavallini *et al.*^[11]이 냉매의 평균 압력강하는 증기진도와 냉매의 질량유속이 크고 포화압력이 낮을수록 증가한다는 결과와 일치한다.

또한, 냉매의 질량유속이 클수록 R134a와 R22의 압력강하는 증가하면서 두 냉매의 압력강하 차이는 크게 나타났다. 이는 Table 1에서 볼 수 있듯이 응축온도 50°C에서 R134a의 포화증기의 동점성계수는 R22보다 0.75% 작으나 포화액 상태에서는 16.2% 커서 마찰압력강하(마

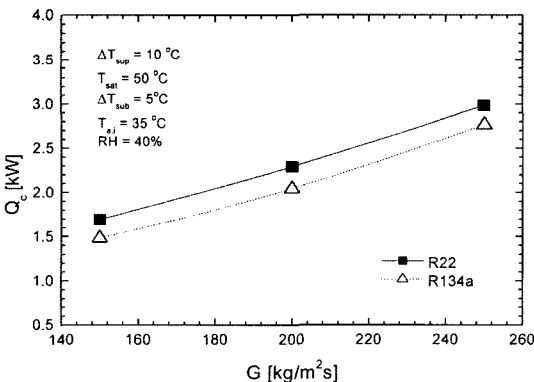


Fig. 10. Heat transfer rate as a function of air velocity at various refrigerant mass flux (5°C).

찰계수)에 영향을 주기 때문이다.

Fig. 10은 R134a와 R22의 질량유속 150~250 kg/m²s 범위에서 응축기 출구의 과냉도를 5°C로 유지시킬 경우 열전달량의 실험결과이다. 냉매의 질량유속이 증가할수록 열전달량이 증가하였으며, R134a를 적용할 경우 열전달량은 R22보다 평균 8% 작게 나타났다. 또한 Fig. 7~9와 같이 R134a의 공기유속과 공기측 압력강하는 R22보다 각각 평균 5.9, 2.5% 낮은 반면 R134a의 압력강하는 R22보다 평균 19.4% 크게 나타나서 두 냉매를 적용한 응축기의 성능특성 비교는 공기측과 냉매측의 평가 선정기준에 따라 다르게 나타날 수 있다. 결국, R22 대비 R134a를 적용한 응축기의 성능개선방법은 응축압력이 낮고 증기의 비체적이 크다는 R134a의 열역학적 특성을 고려한 압축기의 용량변경과 함께 냉매측 압력강하와 응축열전달계수를 고려한 전열면적, 동관내경 및 회로배열(circuit arrangement) 변경 등이 요구된다.

4. 결 론

본 연구는 냉매 R134a와 R22를 적용하여 응축기(슬릿핀관 열교환기)의 동일한 유입온도 60°C(과열도 10°C), 응축온도 50°C와 출구의 과냉도 5°C 유지여부 조건에서 열전달 및 압력강하의 특성을 실험한 결과, 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 응축기 출구의 과냉도를 5°C로 유지하지 않고 공기유속을 변화시킬 경우 R134a의 압력강하는 냉매의 열역학적 특성에 기인한 2상유동길이를 변화시켜 냉매의 질량유속 150, 200, 250 kg/m²s에서 R22보다 각각 평균 3.5, 9.7, 14.5% 크게 나타났다.

(2) 응축기 출구의 과냉도를 5°C로 유지하지 않은 경우 공기유속 0.8~1.6 m/s, R134a와 R22의 질량유속 150~250 kg/m²s 범위에서 공기측 압력강하는 공기유속이 증가할수록 단조 증가하였으며, 냉매의 질량유속이 클수록 미소 증가하였다. 그러나 냉매의 질량유속에 따른 압력강하의 변동폭은 평균 $\pm 2\%$ 정도이므로 동일한 형상과 공기유속을 갖는 응축기에서 R134a와 R22의 질량유속 변화에 따른 공기측 압력강하는 무시할 수 있다.

(3) 응축기 출구의 과냉도를 5°C로 유지한 경우 냉매의 질량유속 150~250 kg/m²s 범위에서 R134a의 열전달량은 R22보다 평균 8%, 필요 공기유속과 공기측 압력강하는 각각 평균 5.9, 2.5% 작게 나타났다. 또한 R134a의 압력강하는 R22보다 평균 19.4% 크게 나타나서 R22 대비 R134a를 적용한 응축기의 성능개선방법은 응축압력이 낮고 증기의 비체적이 크다는 R134a의 열역학적 특성을 고려한 압축기의 용량변경과 함께 냉매측 압력강하와 응축열전달계수를 고려한 전열면적, 동관내경 및

회로배열 변경 등이 요구된다.

참고문헌

1. Shin, J.K.; Kim, K.H.; Nam, L.W. "The performance test of centrifugal compressor for HFC-R134a", Proceedings of the SAREK '00 Summer Annual Conference, 2000, 429-434.
2. Lee, H.; Yoon, P.H.; Kim, C.D.; Lee, Y.D.; Jeong, J. "Performance test of a R134a centrifugal water chiller", Korean J. Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, 2001, 13(5), 333-340.
3. McLinden, M.O.; Klein, S.A.; Lemmon, E.W.; Peskin, A.P. "Thermodynamic and transport properties of refrigerants and refrigerant mixtures database (REFPROP)", Ver. 6.01, NIST, 1998.
4. Liu, X. "Condensing and evaporating heat transfer and pressure drop characteristics of HFC-134a and HCFC-22", Int. J. Heat Transfer, 1997, 119, 158-163.
5. Torikoshi, K.; Ebisu T. "Evaporation and condensation heat transfer characteristics of R-134a, R-32, and a mixture of R-32/R-134a inside a tube", ASHRAE Transactions, 1993, 99, 90-96.
6. Eckels, S.J.; Tesene B.A. "A comparison of R-22, R-134a, R410A, and R407C condensation performance in smooth and enhanced tubes", part 1, heat transfer. ASHRAE Transactions, 2002, 105, 428-441.
7. Kim, C.D.; Jeon, C.D.; Lee, J. "Evaluation of air-side heat transfer and friction characteristics on design conditions of condenser", Korean J. Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, 2003, 15(3), 220-229.
8. Kim, C.D.; Lee, J. "Comparison of condenser characteristics using R410A and R22 on the same inlet temperature condition", Korean J. Air-Conditioning and Refrigerating Engineering, 2003, 15(12), 1049-1059.
9. ASHRAE. Fundamental Handbook (SI), 1993.
10. Kline, S.J.; McClintock, F.A. "Describing uncertainties in single sample experiments", Mechanical Engineering, 1953, 75, 3-8.
11. Cavallini, A.; Censi, D.; Del Col, L.; Doretti, L.; Longo, G.A.; Rossetto, L. "Experimental investigation on condensation heat transfer and pressure drop of new HFC refrigerants", Int. J. Refrigeration, 2001, 24, 73-87.