한국동력기계공학회지 제12권 제4호 pp.26~31 2008년 8월

4.3 mm 세관내 R-22와 R-407C의 증발 열전달과 압력강하
Evaporation Heat Transfer and Pressure Drop of Mixture Refrigerant R-22 and R-407C in a Diameter of 4.3 mm

노건상 · 손창효
G. S. Roh and C. H. Son

(접수일 : 2008년 3월 5일, 수정일 : 2008년 5월 29일, 채택확정 : 2008년 8월 4일)

Key Words : Evaporator(증발기), Heat Transfer Coefficient(열전달계수), Mixture Refrigerant(혼합냉매), Pressure Drop(압력강하), Small Diameter Tube(세관)

Abstract : The evaporation heat transfer coefficient and pressure drop of R-22 and R-407C in a small diameter copper tube were investigated experimentally. The main components of the refrigerant loop are a receiver, a compressor, a mass flow meter, a condenser and a double pipe type evaporator (test section). The test section consists of a smooth copper tube of 4.3 mm inner diameter. The refrigerant mass fluxes were varied from 100 to 300 [kg/m^{2}s] and the saturation temperature of evaporator were 5 [℃]. The evaporation heat transfer coefficients of R-22 and R-407C increase with the increase in mass flux and vapor quality. The evaporation heat transfer coefficient of R-22 is about 7.3~47.1% higher than that of R-407C. The evaporation pressure drop of R-22 and R-407C increase with the increase of mass flux. The pressure drop of R-22 is about 8~20% higher than that of R-407C.

1. 서 론

c_p : 정압비열 [kJ/kgK]
d : 관직경 [m]
G : 질량유속 [kg/m^{2}s]
h : 열전달 계수 [kW/mK]
i : 엔탈피 [kJ/kgK]
i_{fg} : 증발잠열 [kJ/kg]
L : 길이 [m]
m : 질량유량 [kg/s]
n : 소시험부 개수
P : 압력 [Pa]
Q : 전열량 [kW]
T : 온도 [℃]
ΔP : 압력차 [Pa]
Δz : 소시험구간 길이 [m]

노건상(책임저자) : 동명대학교 냉동공조공학과
E-mail : rohgs@nate.com, H.P. : 011-850-0968
손창효 : 부경대학교 기계공학부 누리사업단

아래첨자

avg : 평균값
ew : 냉각수
e : 증발기
i : 관내경
in : 입구
loc : 국소값
o : 관외경
out : 출구
er : 냉매
s : 포화
wi : 관내벽면

1. 서 론

프레온계 냉매가 오존층 파괴 및 온실효과의 원인 물질로 밝혀짐에 따라 현재 대부분의 냉동공조 장치에 사용되고 있는 HCFC계 냉매 R-22를 대체하기 위해서 혼합냉매에 대한 연구[1~3]가 진행되고 있다. 특히, 혼합냉매인 R-407C는 상변화시 열원유

체 온도와 냉매온도를 일정하게 유지할 수 있으므로 유효에너지 손실을 절감할 수 있다. 또, 사용조건에 적합한 혼합냉매를 선정하면 계속해서 변동되는 냉동공조장치의 열부하에 대한 순환냉매의 조성비 즉, 밀도변화에 의해 용량이 조절되므로 압축기 속도를 변화시키는 방법에 비해 에너지를 보다 유효하게 이용할 수 있다[4]. 이와 같이 혼합냉매는 유효에너지의 손실을 절감시키고, 아울러 냉동공조장치의 사용목적에 적합한 냉매의 선정폭을 넓힐 수 있는 장점도 있다.

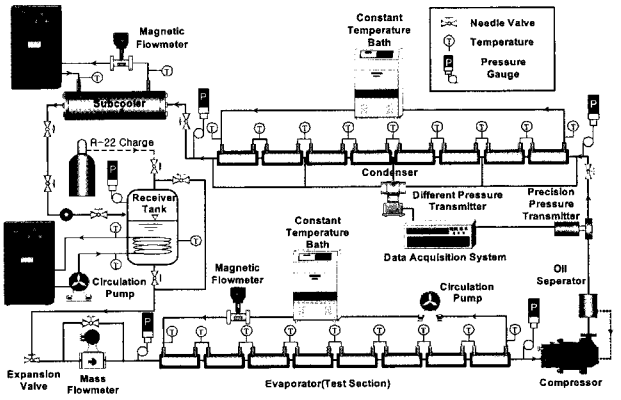

Fig. 1 Schematics diagram of experimental apparatus

따라서, 본 논문에서는 내경 4.3 mm의 세관 증발관내 R-22의 대체냉매인 혼합냉매 R-407C를 작동유체로 사용하여 증발 열전달과 압력강하 특성에 대한 새로운 자료와 R-22 대체냉매용 열교환기 설계에 대한 기초자료를 제공하고자 한다.

2. 실험장치 및 방법

실험장치는 Fig. 1에서와 같이 물을 열원으로 하는 가장 기본적인 증기 압축식 열펌프 사이클을 구성하고 있으며, 크게 냉매가 순환되는 경로와 열원수 (2차유체)가 순환되는 경로로 구성되어 있다. 냉매는 압축기, 응축기, 보조응축기, 질량유량계, 팽창밸브, 증발기, 압축기의 순으로 순환된다. 2차유체는 열원수 공급 장치, 온도 조절기, 물 펌프, 수유량계, 시험구간인 증발기의 순으로 순환된다. Fig. 2는 시험부인 증발기로서, 내관의 내경은 4.3 mm, 외경은 5.7 mm인 동관으로 제작되었다. 그리고 외관은 내경 20 mm, 외경 25 mm인 동관을 사용하였다. 또, 시험부 입구측에서 600 mm 등간격 소구간으로 8구간으로 구분하였으며, 시험부의 전체길이는 4800 mm이다.

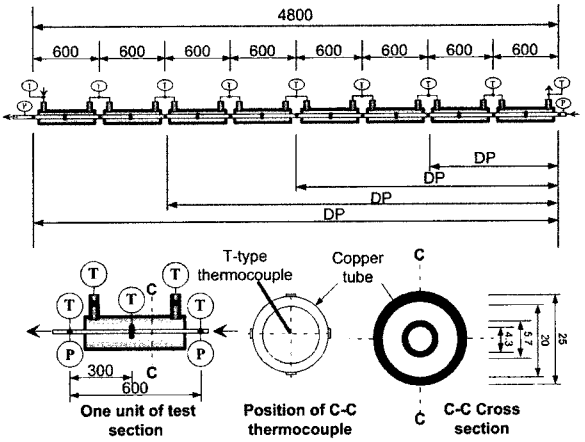

Fig. 2 Schematics diagram of double pipe type evaporator(test section)

증발기에서의 열량과 열전달 특성을 알기 위하여 냉각수의 온도 및 유량, 냉매의 온도 및 유량, 증발기 내관벽면온도 등을 측정하였는데, Fig. 2에 나타낸 바와 같이 평활관에서 냉매온도는 9지점, 냉각수 온도는 소시험부의 입출구에서 측정하였다. 또한, 내관의 벽면 온도는 각각의 소구간 중간에서 8 지점으로 내관의 벽면온도는 1개 지점당 원주방향 90° 간격으로 상부, 측부, 하부의 3 지점에서 측정하였다. 냉매온도는 소시험부의 입출구에 관의 상부에서 관경 3/4위치까지 열전대를 삽입하였다. 또한 압축기의 입출구에 설치된 절대압력계로 시스템의 저압 및 고압을 측정하였고, 증발기내 냉매의 압력강하는 시험부 입구에서 1200 mm 등간격으로 전체 5 지점에서 차압계를 이용하여 측정하였다. 냉매와 냉각수의 유량은 전자식 질량유량계(Oval 사)를 이용하여 측정하였다. 증발기 입구 건도는 보조응축기(Subcooler)에서 과냉각도와 팽창밸브의 개도로 조절하였다. Table 1은 실험조건을 정리한 것이다.

Table 1 Experimental conditions

Refrigerant	R-22	R-407C
Test section	Horizontal copper tube	
$d_i(d_o)$, [mm]	4.3(5.7)	
G_{er}, [kg/m^{2}s]	100, 200, 300	
q_e, [kW/m^2]	10	
T_s, [℃]	5	

3. 데이터 정리

본 연구에서 사용한 R-22와 그 대체 냉매인

R-407C의 열물성값 계산은 NIST에서 개발한 냉매 물성 계산 프로그램인 'REFROP (version 6.01)[6]'를 이용하였고, 이러한 열물성값을 이용하여 증발 열전달 특성을 파악하기 위한 실험 데이터의 분석에는 다음과 같은 계산식을 사용하였다. 우선, 증발기에서의 열교환량은 다음의 식 (1), (2)와 같이 계산하였다.

$$Q_{ew} = m_{ew} \cdot c_{p,ew} \cdot (T_{e,out} - T_{e,in}) \quad (1)$$

$$Q_{er} = m_{er} \cdot (i_{e,in} - i_{e,out}) \quad (2)$$

여기서, Q_{ew}와 Q_{er}는 각각 열원수에 의한 열교환량과 냉매의 엔탈피차에 의한 열교환량이고, m_{ew}와 m_{er}은 각각 증발기측 열원수의 유량과 냉매의 순환량이다. 그리고 $T_{e,in}$과 $T_{e,out}$는 각각 증발기측 열원수의 입구와 출구 온도를 나타내며, $c_{p,es}$는 증발기측 열원수의 비열을 나타낸다. 또 $i_{e,in}$과 $i_{e,out}$는 각각 증발기 입구와 출구에서의 포화 냉매액 및 포화 냉매 증기의 엔탈피를 나타낸다.

국소 열전달 계수는 다음 식으로부터 계산할 수 있다.

$$h_{e,loc} = \frac{q_e}{T_{e,wi} - T_{er}} \quad (3)$$

증발기 소구간에서의 열유속 q_e는 다음과 같은 식 (4)로부터 계산하였다.

$$q_e = \frac{Q_{ew}}{\pi \cdot d_i \cdot \Delta z} \quad (4)$$

증발기의 평균 열전달 계수 $h_{e,avg}$는 다음의 식 (5)로부터 계산된다.

$$h_{e,avg} = \sum \frac{h_{e,loc}}{n} \quad (5)$$

여기서, $h_{e,loc}$은 식 (3)로부터 계산되는 소구간의 국소 열전달 계수 이고, n은 소구간의 수이다.

각 소시험구간에서의 출구 건도 x_{out}는 식 (6)으로 계산하였다.

$$x_{e,out} = x_{e,in} + \frac{\pi \cdot d_i}{G_{er} i_{fg}} \int_{z_{in}}^{z_{out}} q_{e,r}\, dz \quad (6)$$

여기서, G_{er}은 냉매 질량유속, i_{fg}는 냉매 증발잠열, z_{in}과 z_{out}는 소구간의 입구와 출구이다.

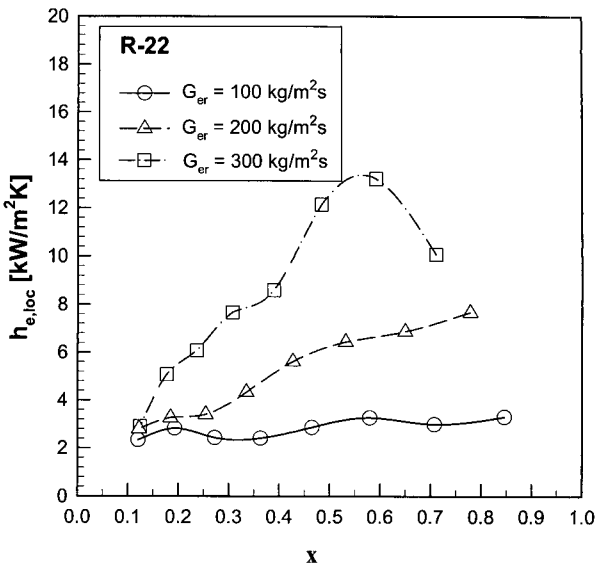

Fig. 3 Local evaporation heat transfer coefficients of R-22 vs mass flux

4. 증발 열전달과 압력강하 특성

4.1 증발 열전달

4.1.1 국소 열전달

Fig. 3은 내경 6.4 mm의 이중관식 열교환기내 R-22의 증발 열전달계수를 냉매 질량유속 변화에 따라 나타낸 것이다. 우선, 건도변화에 따른 R-22의 증발 열전달 계수를 살펴보면, 질량유속이 100 kg/m^{2}s인 경우에는 건도의 증가에 따른 열전달 계수의 변화가 거의 없고 일정하다. 이는 Fig. 4에서 알 수 있듯이 건도 증가에 따른 R-22의 유동양식이 기상의 속도가 빠른 환상류로 천이되지 못하고, 기상의 속도가 느린 파형 환상류로 완료되었기 때문인 것으로 판단된다. 질량유속이 200 kg/m^{2}s인 경우에도 마찬가지로 건도 증가에 따른 증발 열전달 계수가 점차적으로 상승하는 것을 알 수 있다. 이는 파형류 또는 파형 환상류로 발달해가는 과정이기 때문인 것으로 생각된다. 질량유속이 300 kg/m^{2}s인 경우에는 건도 증가에 따라 R-22의 증발 열전달계수가 다소 증가하는 것을 알 수 있다. 이는 건도가 증가할수록 파형류에서 완전한 환상류로 천이가 발생했기 때문인 것으로 판단된다. 또한, 이로 인해 질량유속이 300 kg/m^{2}s인 경우에는 환상류에서 열전달 계수가 최대값을 가지고 그 이후에는 관내 상부액막의 파손으로 인해 상부 벽면온도가 급격히 상승하고 그 결과 열전달 계수는 감소하게 된다.

이러한 결과는 다른 연구자들[7~9]의 연구결과와 일치한다. 즉, 냉매 질량유속이 126 kg/m^{2}s 이하인

경우의 유동양식은 파형 성층류이고, 이 보다 질량유속이 높을 경우에는 환상류가 발생한다고 했다. 일정한 건도에서 냉매 질량유속의 영향을 살펴보면, Fig. 3에서 냉매의 질량유속이 증가할수록 R-22의 국소 증발 열전달계수는 증가하는 경향을 보였다. 특히, 저건도영역보다 고건도영역에서 질량유속에 대한 영향이 더욱더 확실히 나타나는 것을 알 수 있다. 그 이유는 고질량유속에서 증발이 진행됨에 따라 R-22의 냉매는 환상류로 천이하게 되고, 이로 인해 기상과 액상의 유동속도가 증가하여 관내벽을 둘러싸고 있는 액막의 두께가 감소하게 됨으로써 액막을 통한 열저항이 감소하기 때문이다. 반면에 저건도영역에서 R-22 냉매의 유동양식은 성층류로서 기상과 액상의 속도가 느리고 이로 인해 액막의 두께가 두껍기 때문에 액막의 열저항이 증가하기 때문이다.

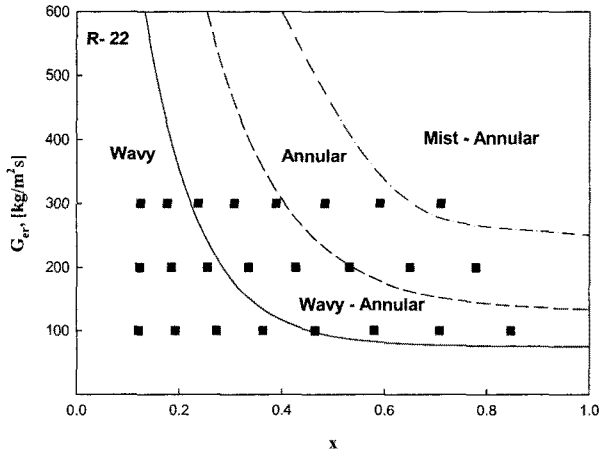

Fig. 4 Experimental flow patterns of R-22 with Dobson's flow pattern map

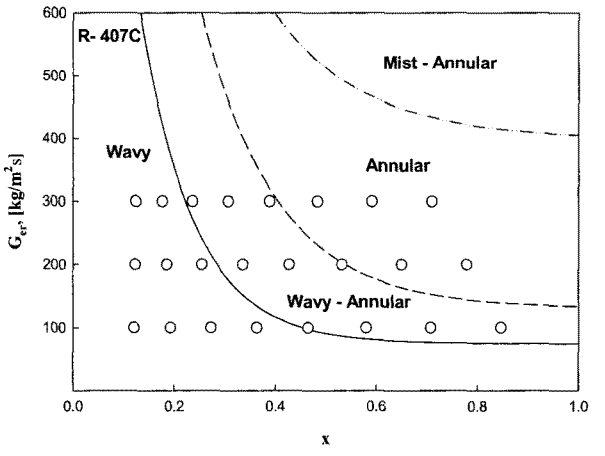

Fig. 5 Experimental flow patterns of R-407C with Dobson's flow pattern map

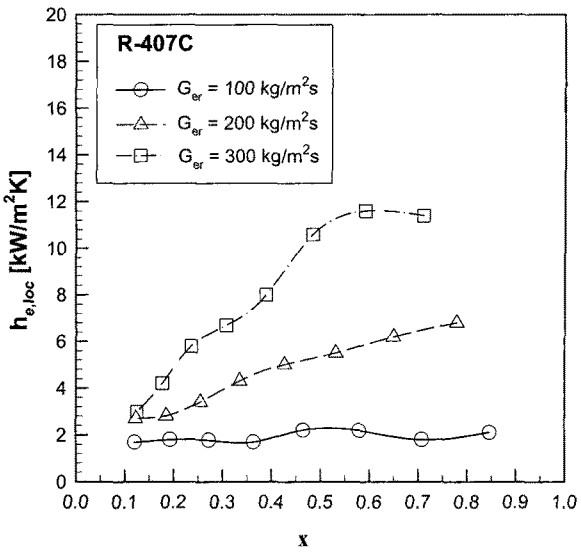

Fig. 6 Local evaporation heat transfer coefficients of R-407C vs mass flux

Fig. 6은 내경 4.3 mm관내 R-407C의 질량유속 변화에 따른 증발 열전달계수를 나타낸 것이다. 우선, 건도변화에 따른 R-407C의 증발 열전달 계수를 살펴보면, 질량유속이 100과 200 kg/m^{2}s인 경우에는 R-22와 마찬가지로 건도 증가에 따른 열전달 계수의 변화가 거의 없고 일정하다. 이는 Fig. 5에 나타낸 것처럼, R-22의 경우와 동일한 이유이기 때문인 것으로 판단된다. 질량유속이 300 kg/m^{2}s인 경우에는 건도 증가에 따라 R-407C의 증발 열전달계수가 다소 증가하는 것을 알 수 있다. 일정한 건도에서 냉매 질량유속의 영향을 살펴보면, Fig. 6에서 냉매의 질량유속이 증가할수록 R-407C의 국소 증발 열전달계수는 증가하는 경향을 보였다. 이는 R-22와 동일한 이유로 나타나는 결과로 판단된다.

4.1.2 평균 열전달

Fig. 7은 식(5)로 계산한 R-22와 R-407C의 평균 열전달계수를 질량유속 변화에 따라 나타낸 것이다. Fig. 7에서 알 수 있듯이, 질량유속이 증가할수록 R-22와 R-407C의 평균 열전달 계수는 증가하는 것으로 나타났다. R-22와 R-407C의 평균 열전달 계수의 비교 결과, 질량유속이 100 kg/m^{2}s인 경우에는 R-22의 평균 열전달계수가 R-407C보다 47.1% 정도 높았고, 질량유속이 200 kg/m^{2}s인 경우에는 10.0% 정도 높았으며, 질량유속이 300 kg/m^{2}s의 경우에는 7.3% 정도 높게 나타났다.

이러한 결과는 Aprea 등[10]의 연구결과와 일치한다. 즉, 이들은 R-22와 R-407C의 증발 열전달계수

를 비교한 결과, R-22의 열전달 계수가 R-407C보다 높다고 하였다. 그 이유로 그들은 혼합냉매 열물성치 급격한 변화, 기액 경계면에서의 상호 물질교환 방해, 핵(nucleation)내 혼합성분 비율 등의 여러 가지 이유로 혼합냉매의 열전달 계수는 순수냉매의 열전달 계수보다 일반적으로 낮다고 하였다.

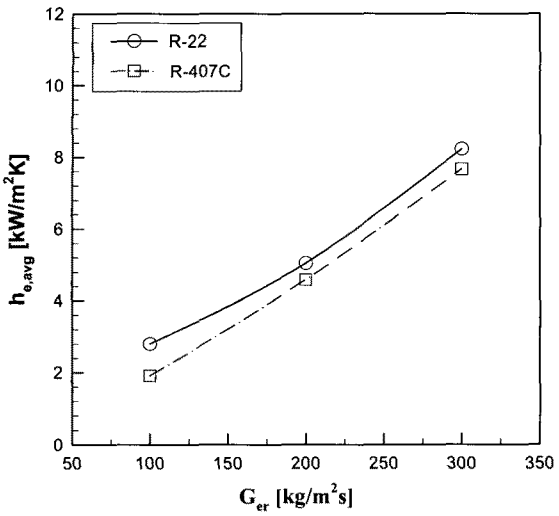

Fig. 7 Average evaporation heat transfer coefficients of R-22 and R-407C vs mass flux

이와 같이 질량유속이 100~300 kg/m^{2}s에 대해 R-407C의 평균 열전달계수가 R-22에 비해 낮은 이유는 비록 Table 2에서와 같이 R-407C의 액상과 기상의 열전도도가 R-22보다 높지만, 저비점 성분 냉매(휘발성이 강한 냉매)는 기액계면쪽으로 확산하고 고비점 성분 냉매(휘발성이 낮은 냉매)는 관벽면쪽으로 확산하여 서로 물질 전달을 방해하기 때문에 오히려 R-407C의 증발 열전달 계수가 낮은 것으로 판단된다.

4.2 증발 압력강하

Fig. 8은 내경 4.3 mm 관내 R-22와 R-407C의 증발 압력강하(△P)를 증발기 길이(L)에 따라 나타낸 것이다. Fig. 8에서 알 수 있듯이, 증발기 길이가 길어질수록 압력강하는 증가하는 것으로 나타났다. 이는 증발기 길이가 길어질수록 증기 건도가 증가하는 것을 의미하는 것으로 이로 인해 기상의 속도가 증가하기 때문이다. 또, 냉매 질량유속이 증가할수록 R-22와 R-407C의 압력강하는 증가하는 것으로 나타났다. 특히, 증발기 출구측에서는 질량유속이 증가할수록 압력강하는 크게 증가하는 것으로 나타났다. 이것은 앞에서 언급한 유동양식과 깊은 관계가 있는데, 증발기 입구에서는 기상의 속도가 느린 파형 성층류인 반면에 증발기 출구에서는 기상의 속도가 빠른 환상류가 나타나기 때문인 것으로 판단된다. 모든 질량유속 범위 내에서 R-22의 압력강하가 R-407C 보다 8~20% 정도 큰 것으로 나타났다. 그 이유는 Table 2에서 알 수 있듯이, R-22의 액상과 기상의 점성계수가 R-407C에 비해 크기 때문이다.

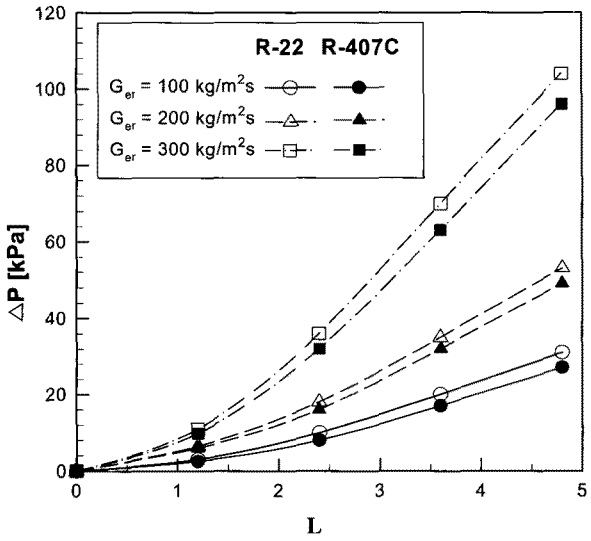

Fig. 8 Pressure drop of R-22 and R-407C vs evaporator length

이러한 결과는 Kuo와 Wang[11]의 연구결과와 유사하다. 즉, 관내 R-22와 R-407C의 증발 압력강하를 비교한 결과, R-22의 압력강하가 R-407C 보다 높게 나타난다고 하였다.

5. 결 론

본 연구에서는 R-22와 대체냉매 R-407C를 작동유체로 사용하는 내경 4.3 mm의 세관 증발관내 열전달과 압력강하를 규명하고 대체 가능성을 확인하고자 하였다. 내경 4.3 mm의 동관으로 제작된 증발기를 사용하여 실험한 결과 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

건도변화에 따른 R-22와 R-407C의 증발 열전달 계수를 살펴보면, 질량유속이 100~200 kg/m^{2}s인 경우에는 건도의 증가에 따른 열전달 계수의 변화가 거의 일정하거나 약간 상승하였다. 질량유속이 300 kg/m^{2}s인 경우에는 건도 증가에 따라 R-22의

증발 열전달계수가 다소 증가하였다. 일정한 건도에서 냉매 질량유속의 영향을 살펴보면, 냉매의 질량유속이 증가할수록 R-22의 국소 증발 열전달계수는 증가하는 경향을 보였다. 특히, 저건도영역보다 고건도영역에서 질량유속에 대한 영향이 더욱더 확실히 나타나는 것을 알 수 있다.

Table 2 Thermophysical properties of refrigerants investigated

Refrigerant			R-407C	R-22
Thermal conductivity, [W/mK]	Liquid	5℃	0.09825	0.09261
	Vapor	5℃	0.01167	0.00977
Viscosity, [μPa · s]	Liquid	5℃	196.5	206.7
	Vapor	5℃	11.66	11.73

R-22와 R-407C의 평균 열전달 계수의 비교 결과, 질량유속이 100 kg/m^{2}s인 경우에는 R-22의 평균 열전달계수가 R-407C보다 47.1% 정도 높았고, 질량유속이 200 kg/m^{2}s인 경우에는 10.04% 정도 높았으며, 질량유속이 300 kg/m^{2}s의 경우에는 7.3% 정도 높게 나타났다. 모든 질량유속 범위 내에서 R-22와 R-407C의 압력강하를 비교한 결과, R-22의 압력강하가 R-407C 보다 8~20% 정도 큰 것으로 나타났다.

참고 문헌

1. 황수민, 김경기, 정동수, 김종보, 1999, "열전달 촉진관에서 R22 대체냉매의 외부 응축열전달계수," 대한기계학회논문집, 제23권, 제 4호, pp. 459~469.
2. 윤석호, 김민수, 1999, "액정을 이용한 R-22와 R-407C의 원주방향 증발열전달계수의 측정," 대학기계학회논문집, 제23권, 제4호, pp. 502~510.
3. 김만회, 신정섭, 임병환, 1998, "외경 9.52 mm 평활관 및 미세핀관내 R22와 R410A의 증발열전달 특성," 대한기계학회논문집(B), 제22권, 제10호, pp. 1454~1464.
4. E. A. Vineyard and J. K. Sand, 1998, " Evaluation of nonazeotropic refrigerant mixtures for capacity modulation" , DOE/ORNL Heat Pump Conference Proceeding, pp. 47~54.
5. S. J. Kline and F. A. McClintock, 1953, "Describing Uncertainties in Single Sample Experiments", Mechanical Engineering, Vol. 75, No. 1, pp. 3~12.
6. M. O. McLinden, S. A. Klein, E. W. Lemmon, and A. P. Peskin, 1998, "NIST Thermodynamic Properties and Refrigerant Mixtures Database(REFPROP)" , Version 6.01, National Institute of Standards and Technology, Gaithersburg, MD, U.S.A.
7. Y. Taitel and A. E. Dukler, 1976, "A model for predicting flow regime transitions in horizontal and near horizontal gas-liquid flow" , AIChE J, Vol. 22, pp. 47~55.
8. K. Hashizume, 1983, "Flow pattern and void fraction of refrigerant two-phase flow in a horizontal pipe" , Bullettin of JSME, Vol. 26, No. 219, pp. 597~602.
9. M. Shah, 1982, "Chart correlation for saturated boiling heat transfer : Equations and Further Study" , ASHRAE Transaction, Vol. 88, No. 1, pp. 85~96.
10. C. Aprea, F. de Rossi and A. Greco, 2000, "Experimental evaluation of R22 and R407C evaporative heat transfer coefficients in a vapour compression plant" , International Journal of Refrigeration, Vol. 23, pp. 366~377.
11. C. S. Kuo and C. C. Wang, 1996, "Horizontal flow boiling of R22 and R407C in a 9.52 mm micro-fin tube", Applied Thermal Engineering, Vol 16, Issues 8-9, pp. 719~731.