

탄화수소계 냉매의 증발 열전달 및 압력강하 특성

이 광 배, 이 호 생, 김 재 돌*, 윤 정 인**

부경대학교 대학원, *동명대학 냉동공조과, **부경대학교 기계공학부

Characteristics on Evaporating Heat Transfer and Pressure Drop of HCs Refrigerants

Kwang-Bae Lee, Ho-Saeng Lee, Jae-Dol Kim*, Jung-In Yoon**

Refrigeration and Air-Conditioning Engineering, School of Mechanical Engineering, Pukyong National University, Busan 608-739, Korea

*Refrigeration and Air-Conditioning Engineering, Tongmyong College, Busan 608-740, Korea

**School of Mechanical Engineering, Pukyong National University, Busan 608-739, Korea

(Received March 9, 2005; revision received May 23, 2005)

ABSTRACT: Experimental results for heat transfer characteristic and pressure gradients of HCs refrigerants R-290, R-600a, R-1270 and HCFC refrigerant R-22 during evaporating inside horizontal double pipe heat exchangers are presented. The test sections which has one tube diameter of 12.70 mm with 0.86 mm wall thickness, another tube diameter of 9.52 mm with 0.76 mm wall thickness are used for this investigation. The local evaporating heat transfer coefficients of hydrocarbon refrigerants were higher than that of R-22. The average evaporating heat transfer coefficient increased with the increase of the mass flux. It showed the higher values in hydrocarbon refrigerants than R-22. Hydrocarbon refrigerants have higher pressure drop than R-22 in 12.7 mm and 9.52 mm. This results form the investigation can be used in the design of heat transfer exchangers using hydrocarbons as the refrigerant for the air-conditioning systems.

Key words: Heat transfer coefficient(열전달계수), Hydrocarbon(탄화수소), Pressure drop(압력강하), Natural refrigerant(자연냉매), Evaporator(증발기)

기 호 설 명

d : 관의 직경 [m]

h : 열전달계수 [$\text{kW/m}^2\text{K}$]

i : 엔탈피 [kJ/kg]

\dot{m} : 질량유량 [kg/s]

\dot{Q} : 열교환량 [kW]

\dot{q} : 열유속 [kW/m^2]

x : 건도

Δz : 소구간 길이 [m]

그리스 문자

μ : 점성계수

ρ : 밀도

Φ : 이상류 파라메타

† Corresponding author

Tel.: +82-51-620-1506; fax: +82-51-620-1500

E-mail address: purger77@mail1.pknu.ac.kr

X : Martinelli 파라메타

하첨자

avg : 평균
 e : 증발기
 er : 증발기의 냉매
 ew : 증발기의 냉수
 exp : 실험 데이터
 in : 입구
 loc : 국소
 out : 출구
 r : 냉매
 w : 물
 wi : 냉매 관벽 안

1. 서 론

냉동 공조 산업에서 각종 환경문제를 일으키고 있는 CFC 및 HCFC 계열의 냉매들을 대체할 수 있는 새로운 냉매의 개발과 에너지 소비를 줄일 수 있는 고성능 열펌프 기기의 개발이 최근 냉동 공조 산업에서 크게 요구되고 있다.^(1,2) CFC 및 HCFC 계열의 냉매들을 대체할 수 있는 새로운 냉매로 HFC계 냉매나 비공비 혼합냉매가 권장되고 있으나 HFC계 냉매의 경우 오존층 파괴지수(ODP)가 0이기는 하지만 지구 온난화지수(GWP)가 높아 환경적 측면에서 이의 사용은 바람직하지 않다. 비공비 혼합냉매의 경우는 고장·수리·보수시에 발생하는 누출로 성분비의 변화가 발생되며, 재충전시에서도 초기 성분비를 재현하기 힘든 등 여러 가지 어려움이 있다.⁽³⁾

새로이 개발되는 냉매는 지구 환경을 파괴하지 않으면서 독성이 없고, 가연성이 없으며, 기존의 냉매와 열역학적 성질이 비슷해야 한다. 이러한 관점에서 자연냉매의 물성치 및 이들 자연냉매를 사용하는 시스템에 관한 연구가 많이 진행되고 있다. 이들 자연냉매 중 탄화수소계 냉매는 ODP 및 GWP가 거의 0에 가깝고 사용이 간편하며, 일반적인 광물질 윤활유와 잘 혼합되지만 가연성 때문에 유럽을 제외한 일본이나 미국 등 다른 선진국들에서는 탄화수소계 냉매의 사용이 거의 무시되어 왔다. 그러나 실제로 가연성 문제는 가정용

냉장고와 같이 충전량이 적은 소형의 장치에서는 폭발 가능성이 매우 희박하고, 대형 냉동·공조 장치에 있어서도 암모니아 경우와 같이 적절한 환기와 누설 등에 대한 운전주의와 더불어 간단한 안전장치로 해결될 수 있는 것으로 보고되고 있다.⁽⁴⁾ 그러나 이러한 탄화수소계 냉매를 실제 냉동·공조 장치에 적용하기 위한 기초자료의 보고는 아직까지 대단히 부족한 실정이다.

선행연구들로서 Kwon⁽⁵⁾은 R-22의 대체냉매로서 R-290, R-410a를 사용하여 열전달 특성에 대하여 실험하여, 그 결과를 R-22와 비교하였다. 그는 R-290, R-410a를 사용하였을 때, 증발 열전달 계수에 있어서 R-22보다 증가한다고 보고하였다.

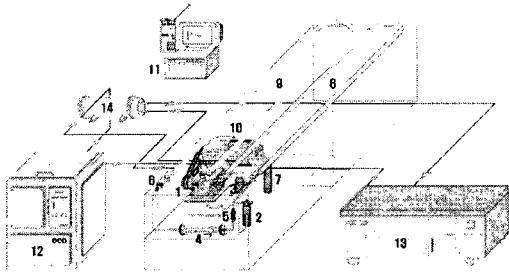
Gursaran and Mathur⁽⁶⁾은 R-12와 탄화수소계 냉매 R-290, R-600a, R-290/R-600a를 작동유체로 하여 증발압력강하를 실험하여 탄화수소계 냉매가 R-12보다 압력강하가 높음을 보고하고 있으며, Spatz et al.⁽⁷⁾은 R-22와 R-410A, R-404A, R-290을 작동유체로 하여 증발 열전달 및 압력강하에 대해 실험을 하였다. 그러나 실질적인 장치설계를 위한 자연냉매의 증발 열전달 및 압력강하에 관한 연구는 여전히 부족한 실정이다.

이에 본 연구에서는 HCFC계 냉매인 R-22를 기본 작동유체로 한 냉동 공조장치를 외경 12.70 mm와 9.52 mm로 제작하여 탄화수소계 냉매인, R-1270, R-600a, R-290으로 작동유체를 변화시켜 평활관에서의 증발전열 특성 및 압력강하를 실험적으로 비교 분석하여 탄화수소계 냉매를 대체냉매로 사용하는 증발기의 설계를 위한 기초자료를 제공하고자 하였다.

2. 실험장치 및 방법

2.1 실험장치

Fig. 1은 본 연구에서 사용한 실험장치로써 압축기, 응축기, 팽창장치, 증발기 및 주변장치로 구성된 기본적인 냉동·공조 시스템이며, 크게 냉매가 순환되는 경로와 증발기 및 응축기의 열원수가 순환되는 루프로 구성되어 있다. 그리고 시험구간으로 사용한 열교환기인 증발기는 내관으로 냉매가 흐르고, 내관과 외관 사이의 환상구간으로 열원수가 냉매의 흐름과 반대 방향으로 흐르는 이중관형 열교환기 구조로 되어 있다.



- 1. Compressor
- 2. Receiver
- 3. Accumulator
- 4. Mass flowmeter
- 5. Strainer
- 6. E. V
- 7. Oil separator
- 8. Condenser
- 9. Evaporator
- 10. VS motor
- 11. Data logger
- 12. Constant bath
- 13. Constant bath
- 14. Heat exchanger

Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus.

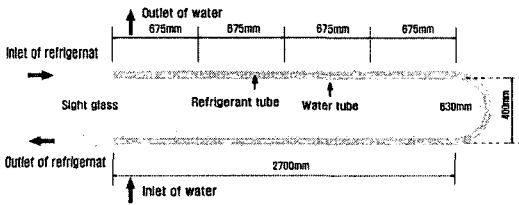


Fig. 2 Test section of the evaporator.

Fig. 2는 시험부인 열교환기로서, 내관의 내경은 10.92 mm, 8 mm 동관으로 제작하였다. 그리고 외관은 두 관경 모두 외경 22.22 mm인 동관을 사용하였다. 열교환기는 입구 측에서 675 mm 등간격 소구간으로 8구간으로 구분하였으며, U-bend를 지나는 냉매관의 경우 우회하지 않고 동일하게 밴딩하여 이중관 형태를 취하도록 하였다. 그리고 열교환기의 각 소구간에 차압계를 설치하여 냉매관내의 압력강화를 측정할 수 있게 하였다.

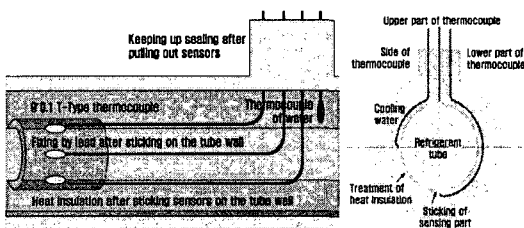


Fig. 3 Setting of thermocouple.

Fig. 3에 나타난 바와 같이 평활관에서 냉매, 열원수 및 내관의 외벽면온도 측정은 각각 소구간별로 8지점, 내과 외벽면온도 1개 지점당 원주방향 90° 간격으로 상부, 양 측부, 하부의 4지점에서 측정하였다.

2.2 실험방법

본 연구에서는 작동유체로 규제대상 냉매인 R-22와 이를 대체할 것으로 판단되어지는 자연냉매 중 탄화수소계 냉매인 순도 99.5%의 프로판(R-290)과 이소부탄(R-600a), 프로필렌(R-1270)을 사용하였다. 결과 분석을 위해 측정된 데이터는 각 소구간에서의 압력과 열교환기 입·출구에서의 압력을 측정하였고, 그외에도 열교환기에서의 냉매 온도, 열원수 온도, 냉매와 열원수의 유량을 측정하였다. 압력차의 측정에는 차압계(DPI-420)를 사용하였고 압력계는 증발기의 입구와 출구에 동일 간격으로(1.35 m) 설치하여 관내에서의 압력강화를 알 수 있도록 하였다. 온도측정은 정밀 수는 온도계로 보정하여 ±0.1℃의 오차범위를 가지는 T형 열전대(thermocouple)를 사용하였고, 실험장치에서 데이터의 측정점으로 냉매유량계(OVAL 질량유량계, ±1%)는 응축기에서 응축된 액량을 측정하기 위하여 응축기 출구 측에 설치하였고, 응축기 및 증발기에서의 열원수 유량계(ORIFICE FLOW-METER, ±1%)는 각각 응축기와 증발기 입구 측에 설치하였다.

실험조건, 즉 작동온도, 질량유속, 열유속 등은 냉매유량, 열원수의 온도 및 유량 등을 조절시켜 시스템이 정상상태가 된 이후에 측정을 하였다. 냉매별 drop-in 기준은 증발온도 5℃로 하고, 증발기 출구는 과열이 5℃가 되도록 각 냉매의 질량유속, 열원수의 온도와 유량을 조절하였다.

그리고 실험 데이터 측정이 완료되면 다시 냉매유량과 냉각수유량을 조절하여 반복실험을 하였다. 또한 온도, 압력 및 유량 등을 측정하기 위한 검출신호는 데이터 변환기를 통하여 컴퓨터에 입력시켜 처리하였다. 이 모든 과정은 내관 12.7 mm, 9.52 mm 두 관경 모두 동일하게 적용하여 실험하였다.

본 연구에서 사용한 R-22와 그 대체냉매인 R-290, R-600a, R-1270의 열물성값 계산은 NIST (National Institute of Standards and Technology) 에서 개발한 냉매물성계산 프로그램인 'REFPROP

Table 1 Experimental conditions

Refrigerant	R22	R290	R1270	R600a
P_{sat} [kPa]	292~753	352~700	381~845	148~244
Evaporating temperature [K]	258~286	264~285	260~286	272~286
Mass flux [kg/m ² ·s]	150~250			63~150
Tube diameter (ID) [mm]	10.92, 8			
Quality	0.11~1			
Chilled water				
Temp. of eva. inlet [K]	287			
Mass flow rate [kg/h]	240			

(version 6.0)'을 이용하였다.

Table 1에 본 연구의 실험조건을 나타내었다.

2.3 데이터 분석

열교환기인 증발기의 열교환량은 식(1), (2)로 계산하였다.

$$\dot{Q}_w = \dot{m}_{ew} \cdot c_{p,ew} \int_{T_{e,in}}^{T_{e,out}} dt \quad (1)$$

$$\dot{Q}_r = \dot{m}_{er} \cdot (i_{e,in} - i_{e,out}) \quad (2)$$

여기서, \dot{Q}_w 와 \dot{Q}_r 는 각각 열원수에 의한 열교환량[kW]과 냉매의 엔탈피차에 의한 열교환량[kW]이고, \dot{m}_{ew} 와 \dot{m}_{er} 은 각각 증발기측 열원수의 유량[kg/s]과 냉매의 순환량[kg/s]이다. 그리고 $T_{e,in}$ 과 $T_{e,out}$ 는 각각 증발기측 열원수의 입구와 출구 온도[K]를 나타내며, $c_{p,ew}$ 는 증발기측 열원수의 비열[kJ/kg·K]을 나타낸다. 또 $i_{e,in}$ 과 $i_{e,out}$ 는 각각 증발기 입구와 출구에서의 포화 냉매액 및 포화 냉매증기의 엔탈피[kJ/kg]를 나타낸다. 증발기에서 열교환기 소구간에서의 열유속 \dot{q} [kW/m²]는 다음과 같은 식(3)으로부터 계산하였다.

$$\dot{q}_e = \frac{\dot{Q}_{e,exp}}{\pi \cdot d_i \cdot \Delta z} \quad (3)$$

여기서, $\dot{Q}_{e,exp}$ 는 식(1)에서 계산된 열량[kW]이고, d_i 는 평균 관내경[m]이며, Δz 는 소구간의 길이[m]를 나타낸다.

각 소구간에서의 국소 열전달계수는 식(4)로부

터 계산할 수 있다.

$$h_{e,loc} = \frac{\dot{q}_e}{T_{e,wi} - T_{er}} \quad (4)$$

여기서, $h_{e,loc}$ 은 증발에서의 소구간 국소 열전달계수[kW/m²·K]를 나타낸다. T_{er} 와 $T_{e,wi}$ 은 증발기에서의 냉매와 관내벽 온도[K]이다. 관벽 내표면온도는 정상상태에서의 1차원 전도방정식으로 계산하였다.

또한, 증발기의 평균 열전달계수 $h_{e,avg}$ [kW/m²·K]는 식(5)로부터 계산하였다.

$$h_{e,avg} = \frac{1}{x_{out} - x_{in}} \int_{x_{in}}^{x_{out}} h_{e,loc} dx = \sum \frac{h_{e,loc}}{n} \quad (5)$$

3. 실험결과 및 고찰

3.1 증발전열

실험장치의 신뢰성을 확인하기 위하여 증발기에서 냉매와 열원수 사이의 열평형을 검토하였다. Fig. 4은 평활관으로 제작된 증발기에서의 열평형을 나타낸 결과이다. 가로축은 열원수 유량과 입·출구 온도차로 계산한 열용량 \dot{Q}_w 이고, 세로축은 증발기 입·출구에서 냉매의 유량과 엔탈피차로 계산한 열용량 \dot{Q}_r 이다. 그림에서 기호 ○, □, △, ◇는 외경 12.70 mm에서 각각 R-22, R-290, R-1270, R-600a를 나타내고, ⊙, ⊚, ⊔, ⊖는 외경 9.52 mm에서의 각각 R-22, R-290, R-1270, R-600a를 나타낸다. 오차범위는 탄화수소계 냉매의 경우에 거의 모든 구간, 외경 12.70 mm, 9.52 mm

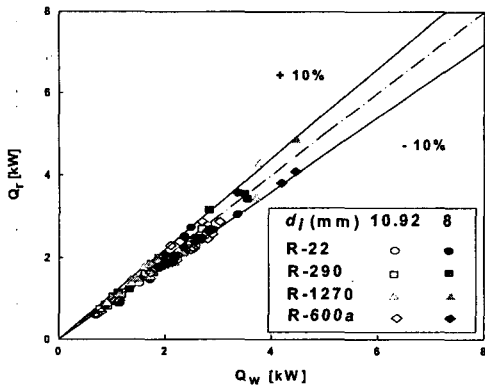


Fig. 4 Heat balance in the evaporator.

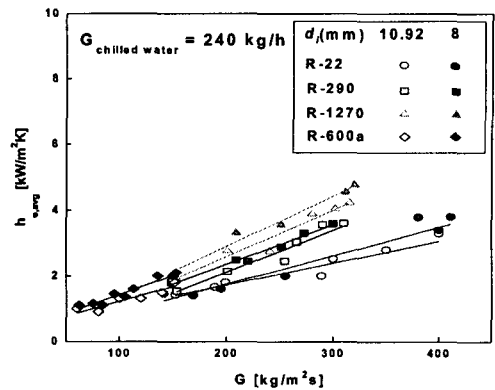


Fig. 6 Average evaporating heat transfer coefficient.

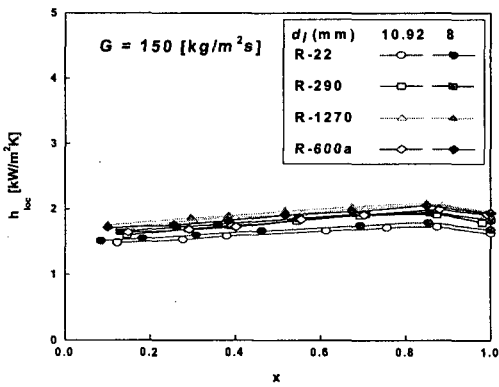


Fig. 5 Local evaporating heat transfer coefficients vs. quality.

에서 대체적으로 냉매의 종류와 환경에 관계없이 $\pm 10\%$ 내외에서 거의 일치하였다.

Fig. 5는 각 냉매별 건도변화에 대한 국소 증발 열전달계수의 변화를 나타낸 것이다. 동일 질량 유속에서 냉매의 건도가 증가함에 따라 국소 열전달계수는 증가하였으며, 건도가 약 0.82 이후부터는 감소하는 경향을 나타내었다. 이는 증발이 진행됨에 따라 열전달률이 증가하다가 건도가 약 0.82 영역 이후로는 증발이 거의 완료됨에 따라 냉매액이 냉매증기로 변함으로써 관내에 증기가 가득참으로써 열전달이 감소하는 것으로 판단된다. 건도에 따른 R-22와 탄화수소계 냉매의 국소 열전달률의 정성적 추이는 동일하게 나타나지만 정량적인 차이는 외경 12.70 mm에서는 탄화수소계 냉매가 R-22보다 평균 13.35% 정도 높게 나타났으며, 외경 9.52 mm에서는 탄화수소계 냉매가 R-22보다 평균 13.73% 정도 높게 나타났다.

Fig. 6는 질량유속에 따른 평균 증발 열전달계수를 나타낸 것으로 그림에서와 같이 질량유속이 증가함에 따라 각 냉매별 평균 증발 열전달계수는 증가하는 일반적인 경향을 나타내었다. 냉매별에 있어서는 탄화수소계 냉매가 프레온계 냉매 R-22보다 높게 나타났다. 탄화수소계 냉매들에 있어서는 고질량유속으로 갈수록 R-1270, R-600a, R-290순으로 높게 나타났다. 환경별로 볼 때 난류가 발달하기 쉬운 조건인 9.52 mm에서 12.7 mm보다 증발 열전달계수가 크게 나타났다.

이와 같은 결과는 저질량 유속에서는 프레온계 냉매와 탄화수소계 냉매의 차이가 미소하였지만 질량유속이 증가함에 따라 탄화수소계 냉매의 평균 증발 열전달계수가 점점 더 높게 나타났다.

R-22와 비교해서 각 냉매별 평균 증발 열전달계수는 외경 12.70 mm에서 R-290의 경우 평균 약 18.98%, R-600a는 평균 약 18.27%, R-1270는 약 32.38% 정도 높게 나타났고, 9.52 mm에서 R-290의 경우에 평균 약 19.96%, R-600a는 평균 약 18.57%, R-1270는 약 34.23% 정도 높게 나타났다.

3.2 압력강하 실험결과

3.2.1 증발 압력강하

Fig. 7은 질량유속 150 kg/m²s일 때, 건도의 변화에 따른 단위길이당의 평균 압력강하를 R-22와 R-290, R-1270, R-600a를 비교한 것이다. 건도 0.6~0.7에서 압력강하가 가장 큰 이유는 시험부인 증발기의 곡관부가 위치한 곳이기 때문이라

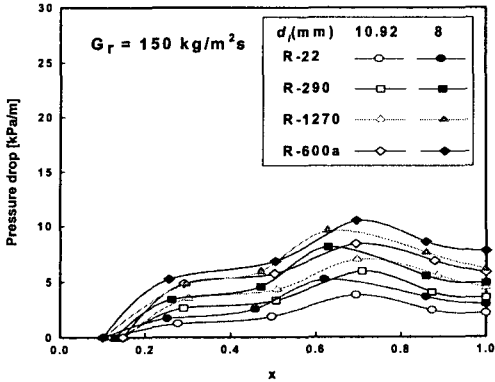


Fig. 7 Pressure drop vs. quality.

생각된다. 건도 0.8 이후에서 압력강하가 감소하는데 이것은 환상류영역으로 액막이 얇아져서 기액계면에서 마찰손실이 감소하기 때문이라고 생각된다. R-22와 비교해서 건도에 따른 압력강하는 R-22에 비해 탄화수소계 냉매가 평균 약 46.52% 높게 나타났다. 이것은 탄화수소계 냉매가 R-22보다 증기밀도가 작기 때문이다. 증기밀도가 작아질수록 압력강하는 크게 되는데, 이러한 결과는 Wijaya and Spatz⁽⁸⁾와 Torikoshi et al.⁽⁹⁾의 연구결과와 유사하다.

Fig. 8은 질량유속이 50~250 kg/m²s일 때, 단위길이당 압력강하를 나타낸 것이다. 탄화수소계 냉매의 압력강하가 R-22보다 높게 나타난 이유는 밀도가 매우 낮고, 열전도율이 크고 질량유속이 증가하면 유량의 속도가 커지면서 마찰에 의한 압력강하가 크기 때문이라 생각된다. R-22와 비교해서 탄화수소계 냉매의 평균 압력강하는 외경 12.70 mm에서 평균 약 47.18%, 9.52 mm에서

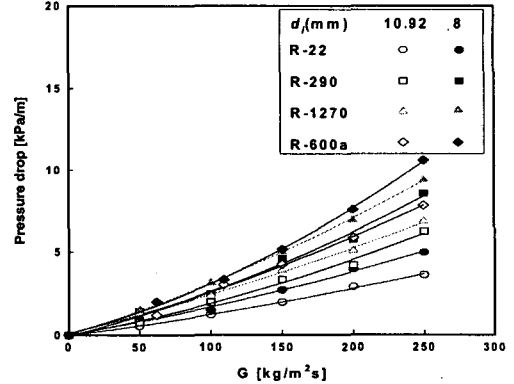


Fig. 8 Average pressure drop vs. mass flux.

평균 약 45.42% 정도 높게 나타났다.

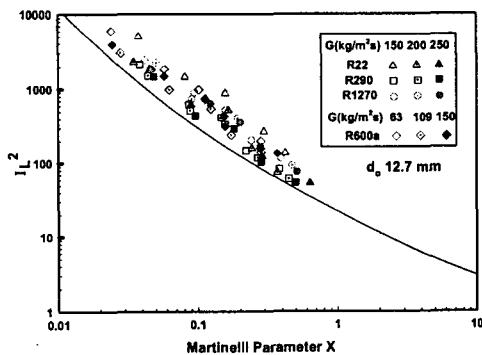
3.2.2 종래 상관식과 비교

$(dP/dz)_L$ 을 액상성분이 관내를 충전하여 흐른다고 가정한 경우의 압력구배, $(dP/dz)_v$ 를 기상성분만이 관내를 충전하여 흐른다고 가정한 경우의 마찰 압력구배라고 할 때, 증발시의 기상 및 액상의 흐름이 난류라고 가정하면 Lockhart-Martinelli가 제안한 파라메타 X_H 와 이상류 마찰 변수 Φ_L 는 식(6)과 같다.

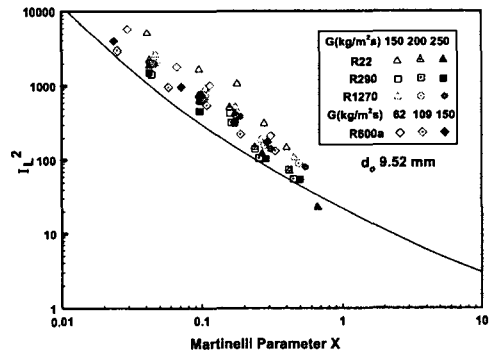
$$X_H = \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0.9} \cdot \left(\frac{\mu_L}{\mu_v}\right)^{0.1} \cdot \left(\frac{\rho_v}{\rho_L}\right)^{0.5} \quad (6)$$

$$\Phi_L = \left\{ \left(\frac{dP}{dz}\right)_f / \left(\frac{dP}{dz}\right)_L \right\}^{0.5} \quad (7)$$

$$\left(\frac{dP}{dz}\right)_L = -\frac{2f_f(1-x)^2 G_r^2}{\rho_L d_{in}} \quad (8)$$



(a) Tube diameter 12.70 mm



(b) Tube diameter 9.52 mm

Fig. 9 Frictional multiplier vs. Martinelli parameter for the experimental data Martinelli.

$$f_f = \frac{0.046}{\{G_r(1-x)d_{in}/\mu_L\}^{0.2}} \quad (9)$$

식(7)에서 $(dP/dz)_f$ 는 소공간에 있어서의 $(\Delta P/\Delta L)_f$ 와 동일한 것으로 가정하고, $(dP/dz)_L$ 는 평활관내 액상성분에 의한 마찰압력구배에 대한 Colburn식을 이용하면 다음 식과 같이 정리된다. 식(9)에서 f_f 는 단일 이상유동의 마찰계수이다.

Fig. 9는 내관 직경 12.7 mm, 9.52 mm에서의 R-22, R-290, R-1270, R-600a의 압력강하에 대한 실험결과와 식(6), (7)로 계산한 Lockhart-파라메타를 비교한 것이다. 그림에서와 같이 X_{tt} 가 감소할수록 건도가 증가하여 증발이 진행되고 있음을 나타내고 있다.

4. 결 론

(1) 국소 증발열전달계수는 실험에서 내관 외경 12.70 mm, 9.52 mm에서 모두 탄화수소계 냉매 모두가 기존의 R-22보다 높게 나타났으며, 탄화수소계 냉매 가운데에서는 R-1270의 평균 증발 열전달 계수가 R-22보다 내관 외경 12.70 mm에서 32.38%, 9.52 mm에서 34.23%로 가장 높게 나타났다.

(2) 탄화수소계 냉매는 R-22보다 우수한 증발 전열 성능을 나타내었고, 국소 증발 열전달계수는 R-22보다 12.70 mm에서 13.35%, 9.52 mm에서 13.73% 높게 나타났다.

(3) 평균 증발 압력강하는 실험에서 내관 외경 12.70 mm에서 47.18%, 9.52 mm에서 45.42%로 탄화수소계 냉매가 R-22보다 압력강하가 높게 나타났으며, 탄화수소계 냉매 중에서는 R-600a의 압력강하가 가장 높게 나타났다.

(4) 동 질량유속에서 건도별 단위길이당 압력강하는 R-600a, R-1270, R-290, R-22 순으로 높게 나타났으며, 저질량유속에서보다 고질량유속에서 각 냉매별로 압력강하의 차가 더 크게 나타났다.

후 기

본 논문은 한국과학재단 지정 부경대학교 친환경첨단에너지기계연구센터의 지원(과제번호: R12-2003-001-01002-0)에 의하여 연구되었으며, 이에 감사드립니다.

참고문헌

1. Molina, M. J. and Rowland, F. S., 1974, Stratospheric sink for chlorofluoromethanes: Chlorine atom catalyzed destruction of ozone, *Nature*, Vol. 249, pp. 810-814.
2. Kurylo, M. J., 1990, The chemistry of stratospheric ozone: Its response to natural and anthropogenic influences, *Int. J. Ref.*, Vol. 13, pp. 62-72.
3. Ebner, T. and Halozan, H., 1994, Testing the available alternative—An examination of R-134a, R-152a and R-290, *IEA HPC Newsletter*, Vol. 12, No. 1.
4. James, R. W. and Missenden, J. F., 1992, The use of propane in domestic refrigerators, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 15, No. 2, pp. 95-100.
5. Kwon, O. B., 1997, Performance characteristics of water sources heat pump using HCFC22 alternative refrigerants, Thesis for the Degree of Doctor of Philosophy, Pukyung University.
6. Gursaran, D. and Mathur, P. E., 2000, Hydrodynamic characteristics of propane (R-290), isobutane (R-600a) and 50/50 mixture of propane and isobutane, *ASHRAE Transactions* Vol. 106, Part 2, pp. 571-582.
7. Spatz, M. W., Samuel, F. and Yana Motta, 2004, An evaluation of options for replacing HCFC-22 in medium temperature refrigeration systems, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 27, No. 5, pp. 475-483.
8. Wijaya, H. and Spatz, M. W., 1995, Two-phase flow heat transfer and pressure drop characteristics of R-22 and R-32/125, *ASHRAE Transaction*, Vol. 101, Part 2, pp. 1020-1026.
9. Torikoshi, K. and Ebisu, T., 1993, Heat transfer characteristics and pressure drop characteristics of R-134a, R-32 and a mixture of R-32/R-134a inside a horizontal tube, *ASHRAE Transaction Research*, Vol. 99, No. 2, pp. 90-96.