

프로필렌 냉매의 증발열전달 특성에 관한 실험적 연구

윤정인† · 이호생* · 김재돌** · 정석권***

(원고접수일 : 2004년 3월 22일, 심사완료일 : 2004년 6월 7일)

Experimental Study on Heat Transfer Characteristics of Evaporation using Propylene Refrigerant

Jung-In Yoon† · Ho-Saeng Lee* · Jae-Dol Kim** · Seok-Kwon Jeong***

Abstract : In this paper, evaporating heat transfer characteristics in the refrigeration and air-conditioning facilities were studied using the environmentally friendly refrigerants R-1270 (Propylene), R-290 (Propane), R-600a (Iso-butane) and HCFC refrigerant R-22. The test tube was surrounded by an annulus with water flowing counter to the refrigerant. The tube is copper, with an outside diameter of 12.7mm and the wall thickness of 1.315mm. The test results showed that the local evaporating heat transfer coefficients of hydrocarbon refrigerants were superior to that of R-22 and the maximum increasing rate of heat transfer coefficient was found in R-1270. The average evaporating heat transfer coefficient increased with the increase of the mass velocity and it showed the higher values in hydrocarbon refrigerants than R-22. Comparing the heat transfer coefficient of experimental results with that of other correlations, the presented results had a good agreement with the Kandlikar's correlation. This results from the investigation can be used in the design of heat transfer exchangers using hydrocarbons as the refrigerant for the air-conditioning systems.

Key words : Propylene(프로필렌), Evaporation(증발), Heat transfer coefficient (열전달계수), Natural refrigerant(자연 냉매)

1. 서 론

냉동공조 산업규모의 확대와 함께 냉매에 의한 환경문제가 대두되고 있다^[1, 2]. CFC계 냉매의 전폐와 HCFC계 냉매의 단계적 규제로 대체냉매

로서 비공비 혼합냉매나 HFC계 냉매가 권장되고 있으나 HFC계 냉매 또한 문제점이 보고되고 있다^[3]. HFC계 냉매가 가지는 단점을 보완하기 위하여 다수의 HFC계 물질을 혼합한 냉매의 사용으로 시스템의 성능향상 및 용량조절 등의 효과를

† 책임저자(부경대학교 기계공학부), E-mail : yoonji@pknu.ac.kr, T : 051-620-1506

* 부경대학교 대학원 냉동공조공학과

** 동명대학 냉동공조과

*** 부경대학교 기계공학부

피하고 있으나, 혼합냉매가 본질적으로 다루기 힘들고 보수 시에 성분비의 변동이 생겨 초기 성분비 재현이 어렵다. 이에 새로운 대체냉매는 오존 파괴지수(ODP, Ozone Depletion Potential) 뿐만 아니라 온난화지수(GWP, Global Warming Potential), 안전성, 신뢰성, 경제성, 기존설비 등을 고려하여 암모니아(NH₃), 탄화수소계(HC's), 이산화탄소(CO₂), 질소(N₂), 헬륨(He), 물(H₂O), 공기 등의 자연 냉매에 관한 연구가 활발히 진행되고 있다. 특히, (H)CFC 냉매 대체용으로는 프로판, 부탄 등의 탄화수소계 냉매가 적극 검토되고 있다.

탄화수소계 냉매는 비점이 R-22나 R-407C와 거의 동일하여 대체냉매로 사용 가능하고 성능계수(COP)도 R-22와 거의 동일하여 열사이클적 장점도 가지고 있으나 가연성 문제로 유럽을 제외한 일본 및 미국 등 다른 선진국들에 의해 탄화수소계 냉매의 사용이 거의 무시되어 왔다. 그러나 최근 지구 온난화 문제가 심각하게 거론됨으로써 (H)CFC 냉매를 대체하기 위하여 온난화 지수가 낮은 프로판, 부탄 등의 탄화수소계 냉매의 사용이 적극적으로 검토되고 있다. 가정용 냉장고의 경우 James의 보고서에 의하면 탄화수소계 냉매의 충전량이 일반적인 CFC계 냉매의 절반 정도이므로 가연성에 의한 폭발의 위험은 거의 없는 것으로 밝혀졌다⁽⁴⁾. 그러나 이러한 탄화수소계 냉매를 실제 냉동 공조 장치에 적용하기 위한 기초 자료는 대단히 부족한 실정이며, 증발 열전달 특성에 대한 연구도 그 중 하나이다. Kandlikar⁽⁵⁾는 수직·수평관에서의 유체 비등에 대한 일반적인 상관식을 도입하였고, Kwon⁽⁶⁾은 R-22의 대체 냉매로서 R-290, R-410a를 사용하여 열전달 특성에 대하여 실험하고, 그 결과를 R-22와 비교하였다. 그는 R-290, R-410a를 사용하였을 때, 증발 열전달 계수에 있어서 R-22보다 증가한다고 보고하였다. 하지만, 자연 냉매의 증발 열전달에 관한 연구는 여전히 부족한 실정이다.

이에 본 연구에서는 HCFC계 냉매인 R-22를 기본 작동유체로 한 냉동공조장치를 제작하여 탄화수소계 냉매인 R-1270(propylene)을 비롯하여 R-290(propane)과 R-600a(iso-butane)로

작동유체를 변화시켜 평활관에서의 증발열전달 특성을 실험적으로 비교·분석하여 탄화수소계 냉매를 대체냉매로 사용하는 증발기의 설계를 위한 기초 자료를 제공하고자 하였다.

2. 실험장치 및 방법

2.1 실험장치

Fig. 1은 본 연구에서 사용한 실험 장치 및 실제 사진으로서 압축기, 응축기, 팽창장치, 증발기 및 주변장치로 구성된 기본적인 냉동·공조 시스템이며, 크게 냉매가 순환되는 경로와 증발기 및 응축기의 열원수가 순환되는 경로로 구성되어 있다. 냉매는 압축기, 유분리기, 응축기, 수액기, 질량유량계, 팽창밸브, 증발기, 액분리기, 압축기의 순으로 순환된다. 또 응축기에서의 열원수는 냉각수 공급 장치, 물펌프, 수유량계, 시험 구간인 응축기와 열교환기의 순으로 순환된다. 그리고 증발기에서는 열원수 공급 장치, 물 펌프, 수유량계, 시험 구간인 증발기, 열교환기의 순으로 순환할 수 있는 루프로 구성하였다. 본 실험에서 시험구간으로 사용한 열교환기인 증발기의 내관에는 냉매가 흐르고, 내관과 외관사이의 환상구간으로 2차 유체(열원수)가 흐르는 2중관형 열교환기이다. 그리고, 2차 유체는 냉매와의 전열을 좋게 하기 위하여 냉매 흐름과 반대 방향으로 흐르는 대향류 형으로 하였다. 열교환기 및 장치 내 배관의 모든 부분은 고무발포보온재와 보온재 테이프를 사용하여 충분히 단열함으로써 외부와의 열교환이 없도록 하였다.

시험부인 열교환기는 내관의 내경이 10.07mm인 동관으로 제작되었다. 그리고 외관은 내경 19.94mm, 외경 22.22mm인 동관을 사용하였다. 또, 열교환기는 총 6m로서, 입구측에서 675mm 등간격 소구간으로 8구간으로 구분하였으며, U-bend를 지나는 냉매관의 경우 우회하지 않고 동일하게 밴딩하여 2중관 형태를 취하도록 하였다.

증발기에서의 열량과 열전달 특성을 알기 위하여 열원수의 온도 및 유량, 냉매의 온도 및 유량,

증발기 내관 벽면온도 등을 측정하였는데, 온도의 측정에는 정밀한 온도계로 보정된 0.1mm T형 열전대를 사용하였다.

Fig. 2에 나타낸 바와 같이 평활관에서 냉매, 열원수 및 내관의 내벽면 온도 측정은 각각 소구간별로 8지점, 내벽면온도 1개 지점당 원주 방향 90°간격으로 상부, 측부, 하부의 3지점에서 측정하였다. 또한 열교환기 입출구에 설치된 압력계로는 냉매의 관내 압력강하를 측정할 수 있게 하였다.

Table 1은 본 연구의 실험조건을 나타낸다.

Table 1 Experimental conditions

| Refrigerant | |
|---|-----------------------------|
| Working fluid | R-22, R-1270, R-290, R-600a |
| Condensing Temperature [K] | 313.15 |
| Evaporating Temperature [K] | 268 ~ 278 |
| Mass Flux [$\text{kg}/\text{m}^2 \cdot \text{s}$] | 100 ~ 250 |
| Chilled water | |
| Temperature of Eva. Inlet [K] | 288.15 |
| Mass flow rate [kg/h] | 330 ~ 570 |

2.2 실험결과 처리 방법

본 연구에서 사용한 R-22와 그 대체 냉매인 R-1270, R-290, R-600a의 열물성값 계산은 NIST(National Institute of Standards and Technology)에서 개발한 냉매 물성 계산 프로그램인 'REFPROP(version 6.0)'을 이용하였다. 이러한 열물성값을 이용하여 증발 열전달 특성을 파악하기 위한 실험 데이터의 분석에는 다음과 같은 계산식을 사용하였으며, 열교환기인 증발기의 열교환량은 식 (1), (2)로 계산하였다.

$$Q_{ew} = m_{ew} \cdot c_{p,ew} \int_{T_{e,in}}^{T_{e,out}} dt \tag{1}$$

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

여기서, Q_{ew} 는 물이 냉매로 전달하는 열량 [kW]를 나타내고, Q_{er} 은 냉매가 물로부터 얻는 열량을 나타낸다. m_{ew} 와 m_{er} 은 각각 증발기측 열

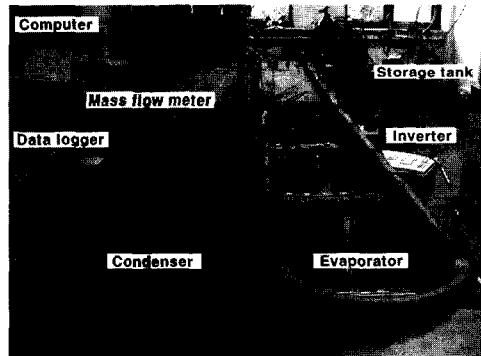
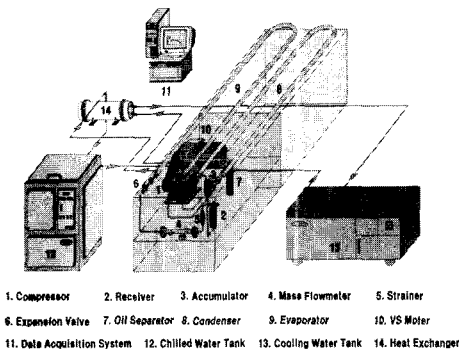


Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus

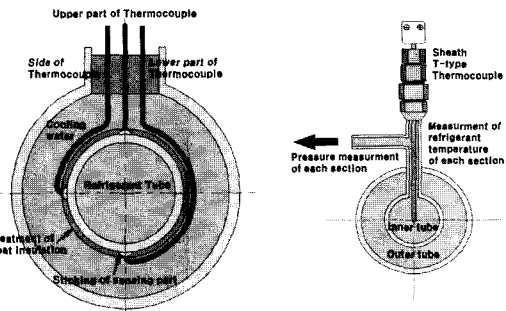
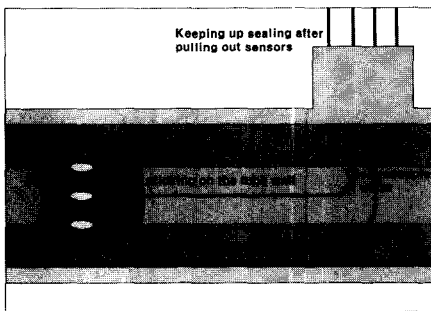


Fig. 2 Setting of temperature sensor

원수의 유량 [kg/h]과 냉매의 순환량 [kg/h]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 냉매 증기의 엔탈피 [kJ/kg]를 나타낸다.

증발 과정에서 관의 원주 방향으로의 열전달 계수는 시스템의 성능에 많은 영향을 미치므로, 원주 방향으로의 열전달 계수를 계산할 필요가 있는데, 이러한 국소 증발 열전달 계수는 식 (3)으로부터 계산할 수 있다.

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

여기에서, $h_{e,loc}$ 은 증발기에서의 소구간 국소 열전달 계수 [kW/m²·K]를 나타내며, q_e 는 식 (4)에서 구해지는 증발기 소구간에서의 열유속 [kW/m²]을 나타낸다. T_{er} 은 증발기에서의 냉매 온도 [K]를 나타내고, $T_{e,wi}$ 는 내관 내벽면 온도로서 식 (5)로부터 계산된다.

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

$$T_{e,wi} = T_w - \frac{Q_{e,sub} \cdot \ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right)}{2\pi \cdot k_w \cdot \Delta z} \quad (5)$$

여기에서, Q_{ew} 는 식 (1)에서 구해진 열량 [kW]이고, d_i 는 내관의 내경 [m], Δz 는 소구간의 길이 [m]을 나타낸다. T_w 는 다음의 식 (6)과 같이 관의 상, 하, 측부의 내관 외벽면 온도를 평균한 내관 평균 외벽면 온도 [K]이고, $Q_{e,sub}$ 는 실험적으로 구해지는 증발기 소구간에서의 교환 열량 [kW]을 나타내고, d_o 는 내관의 외경 [m]이다. 또 k_w 는 동관의 열전도율 [kW/m·K]이다.

$$T_w = \frac{T_{w,top} + T_{w,side} + T_{w,bottom}}{3} \quad (6)$$

여기에서, $T_{w,top}$, $T_{w,side}$, $T_{w,bottom}$ 는 각각 내관의 상부, 측부, 하부의 내관 외벽면 측정 온도 [K]를 나타낸다.

또한, 증발기의 평균 열전달계수 $h_{e,avg}$ [kW/m²·K]는 식 (7)로부터 계산하였다.

$$h_{e,avg} = \frac{1}{x_{out} - x_{in}} \int_{x_{in}}^{x_{out}} h_{e,loc} dx = \sum \frac{h_{e,loc}}{n} \quad (7)$$

여기서, x_{in} 과 x_{out} 는 증발기 소구간의 입구와 출구에서의 건도이며, $h_{e,loc}$ 은 식 (3)으로부터 계산되는 소구간의 국소 증발 열전달 계수 [kW/m²·K]이다. 또, n 은 소구간의 수이다. 또한, 냉매의 건도 x 는 다음의 식 (8)과 같이 계산할 수 있으므로, 이에 따라 증발기 소구간의 출구 건도 $x_{e,out}$ 는 식 (9)과 같이 계산한다.

$$x = \frac{\Delta i_{sub}}{i_{fg}} \quad (8)$$

$$x_{e,out} = x_{in} + \frac{\pi \cdot d_i}{m_{er} \cdot i_{fg}} \cdot \int_{z_{in}}^{z_{out}} q_e dz \quad (9)$$

여기서, Δi_{sub} 는 소구간 입출구에서의 냉매 엔탈피차 [kJ/kg]이며, i_{fg} 는 냉매의 잠열 [kJ/kg]이다. 그리고 z_{in} 과 z_{out} 은 소구간의 입구와 출구를 나타내며, q_e 는 식 (4)로부터 구해지는 증발기에서의 열유속 [kW/m²]이고, $\pi \cdot d_i \int_{z_{in}}^{z_{out}} q_e dz$ 는 열교환기 입구에서부터 소구간의 열량을 누계한 값이다.

3. 실험결과 및 고찰

3.1 증발 전열 특성

실험장치의 신뢰성을 확인하기 위하여 증발기에서 냉매와 열원수 사이의 열평형을 검토하였다. Fig. 3은 평활관으로 제작된 증발기에서의 열평형을 나타낸 결과이다. 가로축은 식 (1)에 의해서 열원수 유량과 입·출구 온도차로 계산한 열용량 Q_{ew} 이고, 세로축은 식 (2)에 의해서 증발기 입·

출구에서의 냉매의 유량과 엔탈피차로 계산한 열용량 Q_{er} 이다. 그림에서 기호 □, ○, ◇, △는 각각 R-22, R-600a, R-290, R-1270을 나타낸다. 오차범위는 탄화수소계 냉매의 경우에 낮은 열량 범위에서는 좋은 일치를 보였지만, 열량이 커질수록 열평형 오차도 커지는 것을 알 수 있었다. 그리고 유량변화에 따라 약간씩의 차이는 있었지만, 대체적으로 냉매의 종류에 관계없이 ±20% 내에서 거의 일치하였다. Fig. 4는 각 냉매별 동일 환경에서 건도 x 에 따른 국소 증발 열전달계수의 변화를 나타낸 것이다. 동일 질량유속에서 냉매의 건도가 증가함에 따라 증가하였으며, 건도가 0.85 이후부터는 급격히 감소하는 경향을 나타내었다. 이는 증발이 진행됨에 따라 열전달율이 증가하다가 건도 0.85 이후부터는 액냉매의 증발이 완료되고, 기상냉매의 증대에 따라 열전달이 급격히 감소하는 것으로 판단된다. 건도에 따른 R-22와 탄화수소계 냉매의 국소열전달률의 정성적 추이는 동일하게 나타나지만 정량적인 차이는 탄화수소계 냉매가 평균 30%정도 높게 나타났다.

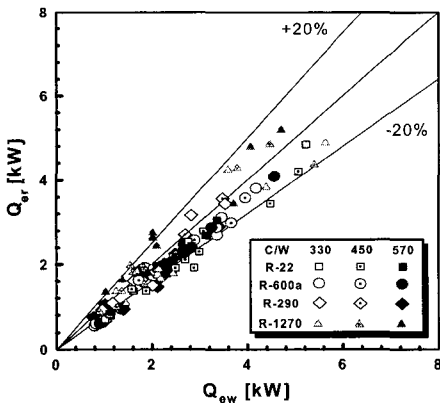


Fig. 3 Heat balance in the evaporator

Fig. 5는 냉매 질량유속 G_{er} 에 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 고질량 유속으로 감에 따라

R-1270, R-600a, R-290순으로 높게 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 R-290의 경우에 평균 약 67.7%, R-600a는 평균 약 55.4%, R-1270은 약 72.3% 정도 높게 나타났다.

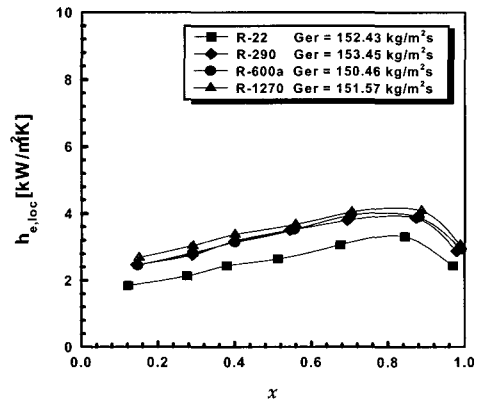


Fig. 4 Local evaporating heat transfer coefficients vs. quality

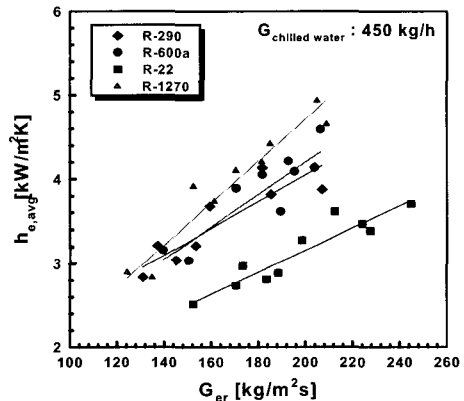


Fig. 5 Average evaporating heat transfer coefficient

3.2 타 상관식과의 비교

증발기나 응축기 등의 열교환기를 설계하는 데 있어서 열교환기의 크기와 형상 등을 결정하기 위

한 하나의 방안으로 무차원 열전달 상관식을 이용하여 열전달계수를 예측하는 것은 매우 중요하다. 여기서, 대표적인 증발열전달계수 상관식에는 Shah의 상관식^[7], Gungor-Winterton의 상관식^[8], Kandlikar의 상관식등이 있다.

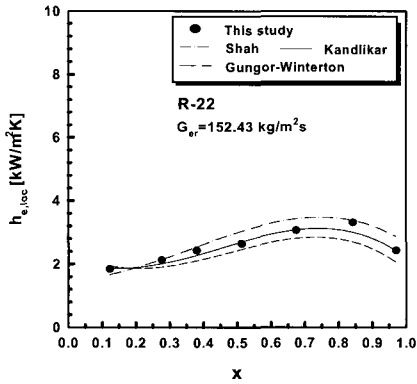


Fig. 6 Comparison of heat transfer coefficient

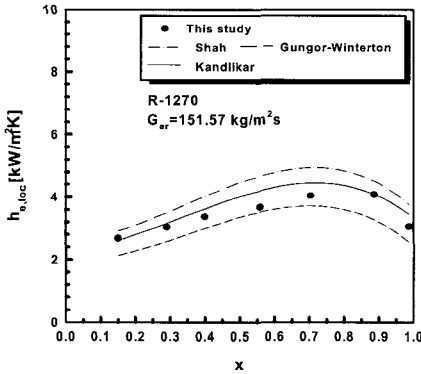


Fig. 7 Comparison of heat transfer coefficient with another correlations(R-22) with another correlations(R-1270)

Fig. 6은 HCFC계 냉매 R-22의 건도 변화에 따른 증발열전달계수를 비교한 것으로, 본 실험범위에서는 거의 모든 건도 영역에서 Kandlikar 상관식과 좋은 일치를 나타내었고, Shah 상관식은 저건도 영역(0.14~0.3)과 고건도 영역(0.87~0.99)에서 좋은 일치를 보였다. Fig. 7은 탄화수소계 냉매 R-1270의 건도 변화에 따른 증발열전달계수를 비교한 것으로, 저건도 영역과 고건도 영역에서 Kandlikar 상관식과 좋은 일치를

보였다. Fig. 8은 탄화수소계 냉매 R-290의 건도 변화에 따른 증발열전달계수를 비교한 것으로, 세 가지 상관식과 좋은 일치를 보이지는 않았으나, 그 중 Kandlikar 상관식에 가깝게 나타났다. Fig. 9는 탄화수소계 냉매 R-600a의 건도 변화에 따른 증발열전달계수를 비교한 것으로 다른 냉매의 경우와 마찬가지로 Kandlikar 상관식과 가장 좋은 일치를 보였다.

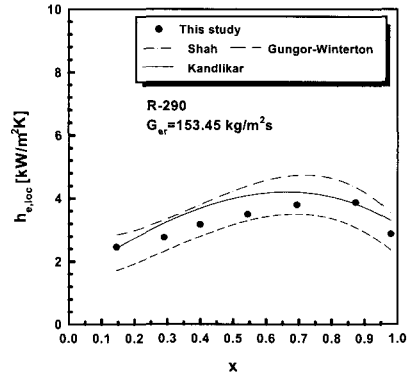


Fig. 8 Comparison of heat transfer coefficient

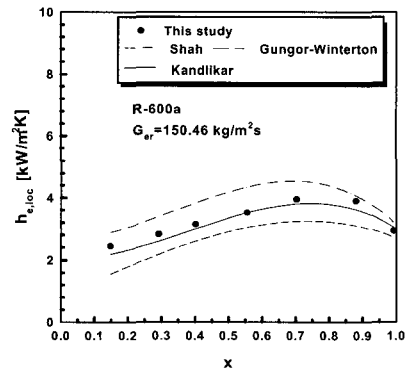


Fig. 9 Comparison of heat transfer coefficient with another correlations(R-290) with another correlations(R-600a)

4. 결 론

지구 환경 보호의 측면에서 R-22의 대체 냉매로 기대되는 탄화수소계 자연냉매인 R-1270과 R-600a, R-290에 대한 증발열전달특성에 관한 실험적 연구를 수행한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 증발기에서의 국소 증발열전달계수의 변화는 건도가 증가함에 따라 증가하다가 건도 0.85 정도 되는 영역에서 급격히 감소하는 경향을 보였다. 국소 증발열전달계수는 실험에서 탄화수소계 냉매 모두가 기존의 R-22 보다 높게 나타났다. 탄화수소계 냉매 중에서는 R-1270의 평균 증발 열전달계수가 가장 높게 나타났다.
2. 본 증발열전달 특성 실험의 결과를 타 상관식과 비교한 결과 Kandlikar 상관식과 가장 좋은 일치율을 보였다.
3. 탄화수소계 냉매는 R-22와 비슷하거나 오히려 우수한 증발열 성능을 나타내었고, 환경적으로도 안전한 냉매이므로 가연성 등에 대한 문제점들을 배제하면 열역학적으로 볼 때 R-22를 대체할 수 있는 자연 냉매라 사료된다.

감사의 글

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

참고문헌

- [1] Molina, M.J. and Rowland, F.S., "Stratospheric Sink for Chlorofluoromethanes: Chlorine Atom Catalyzed Destruction of Ozone", Nature, Vol. 249, pp. 810 ~ 814, 1974.
- [2] Kurylo, M. J., "The Chemistry of Stratospheric Ozone: Its Response to Natural and Anthropogenic Influences", Int. J. Ref., Vol. 13, pp. 62~72, 1990
- [3] Ebner, T. and Halozan, H., "Testing the Available Alternative-An Examination of R-134a, R-152a and R-290", IEA HPC Newsletter, Vol. 12, No. 1, Sittard, The Netherlands, 1994

- [4] James, R.W. and Missenden, J.F., "The Use of Propane in Domestic Refrigerators", International Journal of Refrigeration", Vol. 15, No. 2, pp. 95 ~ 100, 1992
- [5] Kandlikar, S. G., "A General Correlation for Saturated Two-Phase Flow Boiling Heat Transfer inside Horizontal and Vertical Tubes", ASME Winter Annual Meeting, pp. 14~18, 1987
- [6] Kwon, O.B., "Performance Characteristics of Water Sources Heat Pump Using HCFC22 Alternative Refrigerants", Thesis for the Degree of Doctor of Philosophy, Pukyung University, 1997
- [7] Shah, M. M., "Chart Correlation for Saturated Boiling Heat Transfer Equations and Further Study", ASHREA Transection, Vol. 88, pp. 185~196, 1982
- [8] Gungor, K. E. and Winterton, R. H. S., "A General Correlation for Flow Boiling in Tubes and Annuli", International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 29, pp. 351~358, 1986

저 자 소 개



윤정인 (尹政仁)

1962년생, 1988년 부산수산대학교 냉동공학과 졸업, 1990년 부산수산대학교 대학원 냉동공학과 조업(공학석사), 1995년 동경농공대 대학원 졸업(공학박사), 현재 부경대학교 기계공학부 냉동공조에너지전공 부교수.



이호생 (李虎生)

1975년생, 2000년도 부경대학교 냉동공조공학과 졸업. 2002년도 부경대학교 대학원 냉동공조공학과 졸업(공학석사), 현재 동 대학원 냉동공조공학과 박사과정.



김재돌 (金在堦)

1967년생, 1991년 부산수산대학교 냉동공학과 졸업, 1993년 부산수산대학교 대학원 냉동공조학과 졸업(공학석사), 1996년 동대학원 졸업(공학박사), 현재 동명대학건축기계설비시스템과 조교수.



정석권 (鄭碩權)

1961년생, 1983년 부산수산대학 기관학과 졸업, 1995년 일본 요코하마국립대학 대학원 전자정보공학과 졸업(공학박사), 현재 부경대학교 기계공학부(냉동공조에너지시스템전공) 부교수