

이산화탄소/프로판 혼합냉매의 수평평활관 및 마이크로 핀관에서의 증발열전달에 관한 실험적 연구

조진민* · 김용진* · 김민수†

(2007년 11월 13일 접수, 2008년 1월 16일 심사완료)

Experimental Studies on the Evaporative Heat Transfer Characteristics of CO₂/Propane Refrigerant Mixtures in Horizontal Smooth and Micro-fin Tubes

Jin Min Cho, Yong Jin Kim and Min Soo Kim

Key Words: Evaporation(증발), CO₂/Propane(이산화탄소/프로판), Heat Transfer Coefficient(열전달 계수), Smooth Tube(평활관), Micro-fin Tube(마이크로 핀관), Pressure Drop(압력강하)

Abstract

Evaporation heat transfer characteristics of CO₂/propane mixtures in horizontal smooth and micro-fin tubes have been investigated by experiment. The experiments were carried out for several test conditions of mass fluxes, heat fluxes, compositions of CO₂/propane refrigerant mixtures and tube geometries. Direct heating method was used for supplying heat to the refrigerant where the test tube was uniformly heated by electric current which was applied to the tube wall. Heat transfer coefficient data during evaporation process of CO₂/propane mixtures were measured for 5 m long smooth and micro-fin tubes with outer diameters of 5 mm, respectively. The tests were conducted at mass fluxes of 318 to 997 kg/m²s, heat fluxes of 6 to 20 kW/m² and for several mixture compositions (100/0, 75/25, 50/50, 25/75, 100/0 by wt% of CO₂/propane). The differences of heat transfer characteristics between smooth and micro-fin tubes for various compositions of CO₂/propane refrigerant mixtures and the effect of mass flux, and heat flux on enhancement factor (EF) and penalty factor (PF) were presented.

1. 서 론

기호설명

- D_i : 관의 내경 (m)
- G : 질량유속 (kg/m²s)
- h : 열전달계수 (W/m²K)
- l : 시험부의 길이 (m)
- k : 열전도율 (W/mK)
- T_{sat} : 포화 온도 (°C)
- x : 건도

우수한 화학적, 열역학적 성질 때문에 냉동 공조 산업계에서 널리 사용되어 왔던 CFC 계열의 냉매는 최근 지구 온난화, 오존층 파괴와 같은 심각한 환경문제를 야기시켜 그 대체냉매의 필요성이 대두되었다. 대체 냉매로서 R-22와 같은 HCFC 계열의 냉매 및 HFC 계열의 냉매들이 사용되어 오다가 이들 역시 지구온난화에 영향을 준다는 것이 확인되면서 여러 가지 규제가 생기게 되었다.

최근 각광을 받고 있는 냉매가 바로 자연냉매, 특히 탄화수소계 냉매와 이산화탄소이다. 이러한 냉매들은 새롭게 설계되는 에어컨이나 냉동시스

† 책임저자, 회원, 서울대학교 기계항공공학부
 E-mail : minskim@snu.ac.kr
 TEL : (02)880-8362 FAX : (02)880-0179
 * 서울대학교 기계항공공학부

템에서 환경친화적인 대체냉매로서 관심을 받고 있다. 최근 유럽에서는 탄화수소(HC)계열 냉매를 이용한 고효율 장치 개발에 주력하고 있고 특히 열펌프 장비의 많은 부분이 HC 계열 냉매로 신속하게 전환되고 있는 실정이다.⁽¹⁾ 또한, 이산화탄소는 대표적인 천연냉매로서 높은 열용량과 낮은 점성 등의 우수한 열역학적 성질과 환경 친화성을 보이고 있으며, 냉동 및 에어컨 시장에서 대체냉매로서 많은 고려가 되고 있다. 이산화탄소는 지구온난화지수(GWP)와 오존층파괴지수(ODP)가 매우 낮아 기존의 CFC나 HCFC 그리고 HFC 계열의 냉매에 비해 환경문제를 거의 발생시키지 않고 무독성, 무취, 비가연성이며, 대기에서 이산화탄소를 취득할 수 있으므로 가격이 저렴하다. 또한 단위 체적당 냉동용량이 크고, 점성이 작아서 관내 압력강하량이 상대적으로 적어 냉동공조 기기의 성능 측면에 있어 매우 유리하다. 특히 단위 체적당 냉동용량이 크므로 시스템의 크기를 줄일 수 있어 이산화탄소를 사용하는 냉동시스템에서의 밀집형 열교환기에 대한 연구도 진행되었다.⁽²⁾ 그런데 이러한 장점들을 가지고 있음에도 불구하고 이산화탄소는 임계온도가 낮아서 낮은 성능계수를 나타내고 작동압력이 높다는 문제가 있다. 한편, HC계열의 냉매들은 가연성의 안전문제를 갖고 있는 것이 단점이다. 따라서 두 천연냉매(이산화탄소/프로판)의 혼합냉매를 이산화탄소와 프로판의 상호 단점을 보완하는 냉매가 될 수 있으며, 본 연구에서는 이들의 혼합냉매를 연구대상 냉매로 선정하였다.

응축기와 증발기는 냉동기의 성능과 크기에 큰 영향을 미치는 열교환기(heat exchanger)로서 관과 핀의 형상 변경이나 소형화 등을 통하여 효율을 증대시키고자 하는 노력들이 많은 연구자들에 의해 이루어져 왔다. 마이크로 핀관(micro-fin tube)은 현재 냉동기 및 에어컨 시스템의 열교환기에 많이 사용되고 있는 열전달 촉진관의 하나로 외경 4~15 mm 정도의 동으로 제작된 관의 내부에 50~70 개의 나선형 홈이 위치하고 있다. 이는 약 6~30°의 각도로 형성되어 있으며, 각각의 핀은 0.1~0.25 mm 정도의 높이와 25~90°정도의 핀 각도(apex angle)를 이루는 기하학적 형상을 가지고 있다. 마이크로 핀관의 성능은 같은 조건의 실험에서 유사한 관경을 가지는 평활관의 열전달계수에 대한 마이크로핀관의 열전달 계수의 비로 정

의되는 향상계수(EF : Enhancement factor)와 압력강하의 비로 정의되는 손실계수(PF : Penalty factor)로 나타낼 수 있다. 향상계수는 평활관에 비한 열전달성능의 향상 비율을 나타내고, 손실계수는 평활관에 대한 압력강하의 증가로서 압축일의 증대를 나타낸다. 일반적으로 알려진 마이크로핀관의 전열 촉진 기구는 i) 마이크로핀에 의한 유효전열면적의 증가, ii) 표면장력에 의한 냉매 액상 성분의 핀과 핀 사이의 간극으로의 배수효과, iii) 마이크로핀에 의해 발생하는 난류효과 등 세 가지이다.⁽³⁾

많은 연구자들에 의해 최근 각광을 받고 있는 천연냉매를 이용한 냉동기 성능에 관한 연구가 활발히 진행되고 있다. 특히, 열역학적 성질이 우수하고 단위 체적당 냉동용량이 큰 이산화탄소에 대한 응축기 및 증발기에의 적용을 위한 열전달 성능 실험이 이루어졌고, 천연냉매들의 여러 가지 단점들을 보완하기 위한 방법 중 하나인 혼합냉매에 대한 연구도 활발히 진행되고 있다. 또한 열교환기 고효율화의 일환으로 마이크로 핀관을 이용한 성능실험도 진행되고 있는 상황이다.

Petterson⁽²⁾은 다른 냉매에 비해 높은 열전달 성능을 보인 이산화탄소용 마이크로 채널 열교환기를 개발하였다. 또한 마이크로 핀관이 개발된 이후 현재까지 Kuo 와 Wang⁽⁴⁾은 R-22를 이용하여 9.52 mm 평활관 및 마이크로 핀관에서의 증발열전달에 관한 실험을 수행하여 각각 다른 조건의 증발온도, 질량유속(mass flux) 및 열유속(heat flux)에 대해 평균 열전달 계수가 평활관에 비해 마이크로 핀관에서 2.2배 정도 높은 결과를 나타내었다. Kim 등⁽⁵⁾은 냉매 R-410A를 이용하여 각각의 외경이 9.52 mm 와 7 mm 평활관 및 마이크로핀관에서의 증발열전달 특성에 관한 실험적 연구가 이루어졌다. 각각의 시험부에 대해서 80~150% 와 10~60%정도 더 높은 열전달 성능을 보였고 특히 외경 7 mm 마이크로핀관에서 150~160%정도의 비교적 높은 압력강하를 보였다. 대체냉매로서 HC계열 냉매와 그 혼합물에 대한 연구로 Shin⁽⁶⁾은 R22의 대체냉매로서 R32, R134a 등의 순수 냉매와 R32/134a, R290/600a 등의 혼합냉매에 대한 연구로 열전달의 경향을 조사하고 대체냉매로서의 가능성을 확인하였다. 또한 Wen⁽⁷⁾ 등은 R290, R600 그리고 R290/600 혼합냉매들의 가연성 냉매에 대해 열전달과 압력강하에

관한 실험적 고찰을 한 결과 비교 냉매 R134a 보다 좋은 열전달 특성과 압력강하의 경향을 살피고 새로운 상관식을 제시하였고, Jung 등⁽⁸⁾은 여러 가지 탄화수소계열 냉매(가연성 냉매)인 R290, R600a, R600에 대해 다양한 축진관에서의 핵비등 열전달에 관해 연구하여 그 특성을 살펴보았다.

그런데 기존 HCFC, HFC 계열 냉매에 대한 연구는 활발히 진행이 되었으나 거의 비슷한 계열의 냉매들을 혼합한 것으로서 기존의 널리 쓰이고 있었던 R134a와 같은 냉매에 천연냉매를 혼합한다든지 같은 탄화수소 계열의 냉매들을 혼합해서 그 냉매들이 갖고 있는 열전달 특성을 고찰한 것들이었다. 하지만 각각의 냉매들이 갖고 있는 장점을 부각시키고 서로의 단점을 보완하여 새로운 성능을 낼 가능성을 갖고 있는 이산화탄소와 최근에 천연냉매로서 각광을 받고 있는 HC계열(특히 R290)의 혼합냉매에 대한 실험적 연구는 미흡한 실정이다. 특히 일반적으로 기존의 냉매에 비해 효율이 낮다고 알려져 있는 이산화탄소 및 프로판에 대해서 열전달 성능 촉진 기술 중 하나인 전열 축진관으로 마이크로핀관 내 열전달 특성에 관한 연구는 거의 없는 실정이다. 따라서 본 연구에서는 이산화탄소(R744)와 프로판(R290)의 혼합냉매에 대해 증발기의 최소 외경인 5 mm 수평평활관 및 마이크로 핀관을 이용한 열전달 성능 실험을 통해 증발 열전달 특성을 고찰해보고 냉매로서의 가능성을 제시해 보고자 한다.

2. 실험 장치 및 방법

2.1 실험장치

Fig. 1에 본 연구의 실험장치의 개략도를 나타내었다. 실험장치는 냉매 펌프, 질량 유량계(mass flow meter), 예열기(preheater), 열전달 시험부(test section), 열교환기(heat exchanger)등의 냉매 루프와 냉동기(chiller)등의 2차 유체 루프로 구성되어 있다. 먼저, 냉매 펌프는 펌프 오일이 필요 없고 과냉상태의 냉매를 순환시키는데 적절한 마그네틱 기어 펌프를 사용했다. 질량 유량계는 펌프로부터 나오는 과냉상태인 냉매를 액상에서의 유량을 측정하기 위해 예열기 전에 장착하였다. 유량계를 통과한 냉매는 시험부 입구에서 원하는 과냉도 및 건도 조절용으로 쓰이는 예열기를 거쳐 시험부로 들어가며, 시험부에서 직접 가열에 의

한 열을 공급받아 증발 과정을 거친 후, 수액기로 들어가게 된다. 예열기는 시험부와 동일한 외경(5 mm), 그리고 유동양식을 고려하여 평활관 시험부에는 평활관을, 마이크로 핀관 시험부에는 마이크로 핀관으로 각각 제작하여 절연테이프로 절연한 후 니크롬선을 감아 유리섬유로 단열을 하여 간접 가열방식으로 냉매에 열량을 공급하도록 설계하였다. 또한 가변 전원 공급기를 이용하여 예열기에 전원을 공급함으로써 시험부 입구에서의 원하는 냉매의 건도 조절을 할 수 있도록 하였다. Fig. 2에 본 연구의 시험부에 대한 개략도를 나타낸 것이다. 시험부는 이산화탄소가 흐르는 시험관, 압력을 측정하기 위한 압력탭, 관의 외벽면 온도를 측정을 위한 T형 열전대 등으로 구성되어 있다. 시험부로 5 mm의 외경으로 5 m의 긴 관을 설치하였는데 이는 열전달 특성에 대한 열적 입구 길이 효과(thermal entry length effect)를 무시할 수 있도록 하고 저유량 조건에서도 높은 출구 건도를 확보하기 위해서이다.

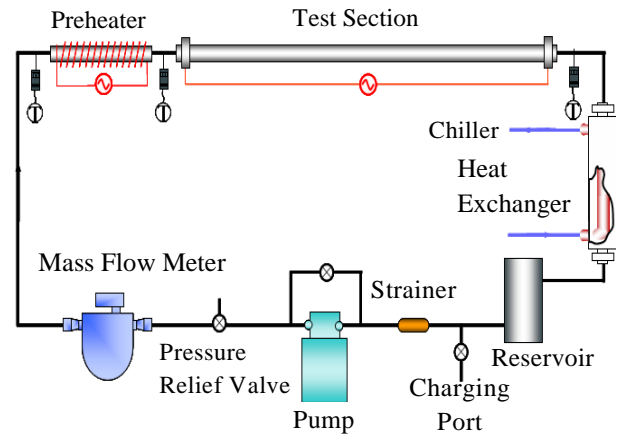


Fig. 1 Schematic diagram of the experimental setup

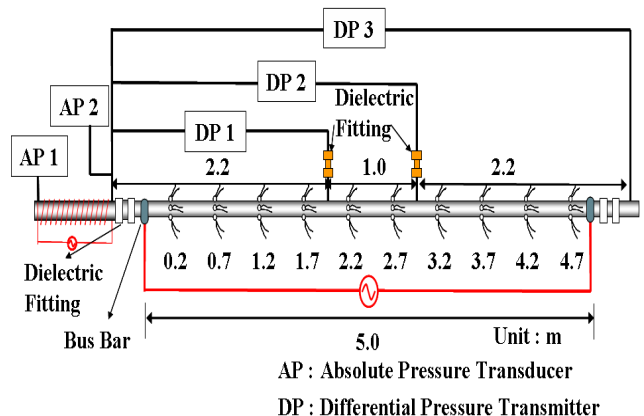


Fig. 2 Schematic diagram of the test section

Table 1 Geometrical parameters of test tubes

Test tube parameter	Smooth	Micro-fin
Outer diameter (mm)	5	5
Thickness (mm)	0.5	0.3
Fin-height (mm)	-	0.15
Helix angle β (°)	-	18
Number of fins	-	40
Expanded area ratio (micro-fin/smooth)	-	1.11

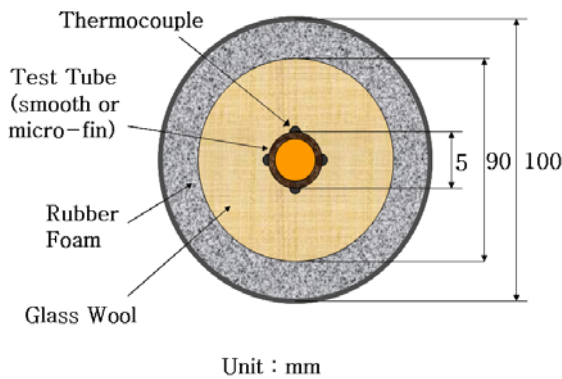


Fig. 3 Schematic diagram of cross section of test tube

관에 전기를 흘려 관에서 발생하는 열로 냉매를 직접 가열할 수 있도록 전극을 설치하였으며 시험부의 양 끝단에는 고압용 전열피팅(dielectric fitting)을 사용가열구간 이외의 시스템과는 전기적으로 절연되도록 하였다. 직접 가열 방식을 택한 것은 실험 조건의 변화를 용이하게 할 수 있으며 특히 균일한 열유속조건을 유지하기 위해서이다. 관의 외벽면 온도를 측정하기 위해서 T형 열전대(copper-constantan)를 50 cm 간격으로 10곳에 부착하였고 각 위치에서 원주방향으로 상, 하, 좌, 우 4곳에서 외벽면의 온도를 측정하였다. 열전대는 온도 측정 오차를 최소화하기 위해서 빙점 온도 보정기(ice point reference)에서 기준온도를 보정한 후 다채널 기록계로 들어가게 하였다. 그리고 압력은 예열기 앞에서 절대압력을 측정한 후 시험부 입구에서 2.2 m 부근, 3.2 m 부근, 그리고 시험부 출구에 압력탭을 설치하여 압력탭에서 차압을 측정하여 증발열전달 과정 중 압력을 측정하였다. 또한 시험부의 외부로의 열손실 및 열유입을 최소화하기 위해서 유리섬유로 단열시켰다.

Table 2 Test conditions

Parameter	Value
Mass flow rate (kg/m ² s)	318, 424, 530, 749, 997
Heat flux (kW/m ²)	6, 12, 16, 20
Inlet temperature (°C)	-5

Fig. 3은 본 연구에 사용된 시험부의 단면도를 개략적으로 나타낸 것이다. 그리고 Table 1에 본 연구에 사용된 평활관과 마이크로 핀관의 기하학적 형상 변수들을 나열하였다. 그리고 마이크로 핀관의 면적계산은 명목내경(nominal diameter)을 고려하여 계산한 것이다.

2.2 실험 조건 및 방법

본 연구에서 사용한 냉매는 전술한 바와 같이 이산화탄소와 프로판 냉매의 혼합물인 변온증발 혼합냉매이다. 변온증발 혼합냉매의 성분비는 구성요소인 순수냉매의 질량비 기준 100/0, 75/25, 50/50, 25/75 그리고 0/100 다섯 가지를 사용하였다. 증발열전달 특성에 가장 큰 영향을 미치는 인자는 냉매의 질량유속, 외부에서 가해지는 열유속이다. 냉매의 질량유속을 다섯가지 경우, 열유속을 세가지로 변화시키면서 실험을 수행하였다. 또한 냉매의 열전달계수를 비교하기 위해서 같은 실험조건을 맞출 필요가 있는데 혼합냉매의 경우 각 냉매의 포화압력, 증발잠열 등의 열역학적 물성치가 다르므로 일반적으로 순수 냉매에 대하여 실험을 할 경우 실험조건에 포함시키는 포화온도 조건은 맞추기가 어려우므로 시험부 입구 온도를 일정하게 맞추면서 실험을 수행하였다. 실험조건을 요약하여 Table 2에 나타내었다.

실험은 다음과 같은 방법으로 수행하였다. 진공펌프를 이용하여 실험장치의 내부를 진공상태로 만든 후 냉매를 충전시킨다. 이 때 냉매의 양이 너무 적으면 냉매 펌프 입구에 기체가 들어가게 되고 그렇게 되면 실험시 정상상태가 유지될 수 없기 때문에 예비실험을 통하여 적절한 양을 결정하였다. 실험장치로 냉매를 충전할 때 상온에서는 충전량의 한계가 있기 때문에 냉동기를 운전하여 시스템의 온도 및 압력을 낮춘 후 충전하였고 혼합냉매의 경우 저압냉매를 먼

저 충전해야 한다. 순수 냉매의 충전량을 기준으로 질량비 기준으로 비율에 맞게 각각의 냉매를 충전하였다. 그리고 냉동기에 설치되어 있는 온도 조절기를 이용하여 2차유체의 온도를 조절한다. 시험부에 흐르는 냉매유량은 냉매펌프를 가동시켜 냉매를 흐르게 하여 냉매펌프의 회전수로 조절하게 된다. 예열기에 공급되는 전원을 조절하여 입구 건도를 맞추고 가변전압조절기를 이용하여 시험부로 들어가는 열유속조건을 맞춘다. 실험조건을 맞춘 후 온도, 질량유량, 압력의 편차가 각각 0.1°C , $3 \text{ kg/m}^2\text{s}$, and 2 kPa 이하일 때를 정상상태로 판단하고, 15분동안 300개의 데이터를 받은 후 이들을 평균하여 열전달계수를 계산하였다. 열전달계수는 다음과 같은 식으로 구할 수 있다.

$$h = \frac{q''}{T_{wi} - T_{sat}} \quad (1)$$

$$T_{wi} = \frac{qr_o^2}{4k} \left(1 - \frac{r_i^2}{r_o^2}\right) + \frac{qr_o^2}{2k} \ln\left(\frac{r_i}{r_o}\right) + T_{wo} \quad (2)$$

열전달 계수를 구하기 위해서는 열유속, 냉매의 포화온도, 시험부의 내벽면온도를 알아야 한다. 여기서 q'' 는 열유속, T_{wi} 는 측정된 외벽면 온도 T_{wo} 를 1차원 열전도방정식을 고려하여 계산된 내벽면 온도, T_{sat} 는 압력을 측정 후 각각의 온도 측정지점에서의 압력을 추산하여 REFPROP⁽⁹⁾을 이용하여 구한 포화온도이다. 반경방향 평균 열전달계수는 윗면, 아랫면, 우측면, 좌측면 4곳에서 측정된 국소 열전달 계수로부터 평균한 식으로 계산한다.

$$h = \frac{h_{top} + h_{bottom} + h_{right} + h_{left}}{4} \quad (3)$$

그리고 시험부에 가해진 열유속은 식 (4)와 같이 시험부에 공급된 열량 Q 를 시험부의 내부 가열면적으로 나누어서 계산한다.

$$q'' = \frac{Q}{\pi D_i l} \quad (4)$$

3. 실험 결과 및 고찰

3.1 장치 신뢰도 검증

실험장치의 정확도를 검증하기 위해서 기존 연구에서 많이 검증되어 그 특성이 잘 알려져 있는 냉매 R-22를 이용하여 단상 열전달 실험을 수행하였다. 정확도를 검증하기 위한 하나의 방법으로 시험부 에너지 평형을 검증해 보는 것이 있는데, 이는 과냉상태의 냉매를 주어진 열유속과 질량유속 조건하에 시험부로 흘러 보내고 시험부 입구와 출구에서의 온도를 측정하여 분석함으로써 시험부로 공급된 에너지와 유체에 의해 얻은 에너지를 비교해 보는 것이다. R-22를 이용하여 얻은 27개의 조건에서 수행된 결과를 통해 공급된 열과 냉매에 의해 얻은 열을 비교한 결과 평균 약 5.1%의 차이를 보였다. 또한 측정된 열전달 계수를 기존의 열전달 상관식 중 하나인 Gnielinski⁽¹⁰⁾식과 비교해본 결과 절대평균오차가 9.7% 정도로 신뢰할만한 수준의 실험장치 정확도를 보여주고 있었다. 또한 Table 3에 실험 수행중 얻어진 결과에 대한 오차 분석한 값들을 나타내었다.

3.2 이산화탄소/프로판 혼합냉매의 열전달 특성

일반적으로 기존의 HCFC나 HFC 계열의 냉매인 경우에는 증발과정 초기에 낮은 건도 조건에서의 핵비등의 영향이 높은 열전달 계수를 얻는데 지배적인 메카니즘으로 알려져 있다. 그리고 건도 0.2나 0.3 부근부터 핵비등의 영향이 점차적으로 작아져 열전달계수가 감소하게 되고 고건도지역으로 갈수록 액상과 기상 사이 계면에서 발생하는 대류비등 메카니즘 때문에 다시 열전달이 증가하는 것으로 보인다. 그러나 수평관에서 순수 이산화탄소 증발과정에서는 냉매의 증발이 진

Table 3 Uncertainty of the measured and reduced parameter

Parameter	Uncertainty (%)
Measurement of heat flux (kW/m^2)	1.1
Wall temperature ($^{\circ}\text{C}$)	4.3
Evaporation temperature ($^{\circ}\text{C}$)	4.5
Heat transfer coefficient ($\text{kW/m}^2\text{K}$)	6.0

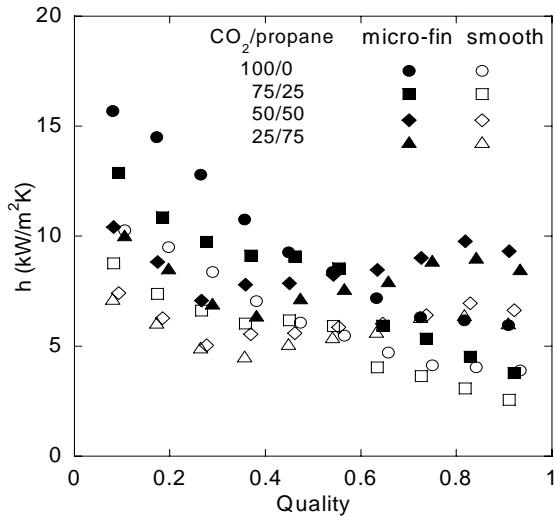


Fig. 4 Variation of heat transfer coefficients versus mass quality for different compositions at a mass flux of 318 kg/m²s, a heat flux of 12 kW/m² and inlet temperature of -5°C

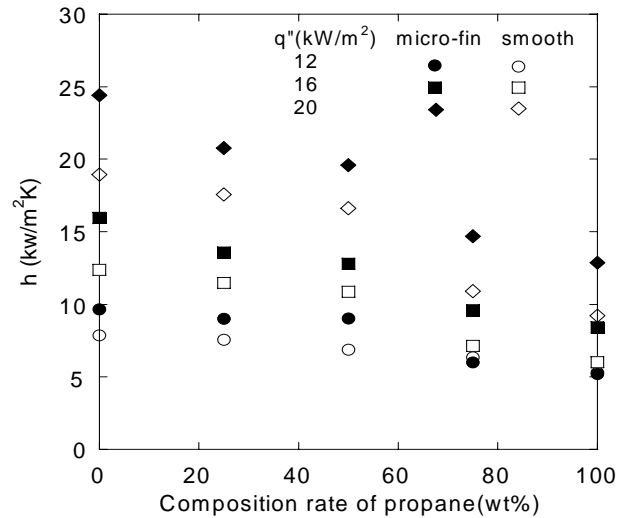


Fig. 6 Variation of heat transfer coefficients different compositions of CO₂/propane mixtures at a mass flux of 424 kg/m²s for the same mass quality of 0.5

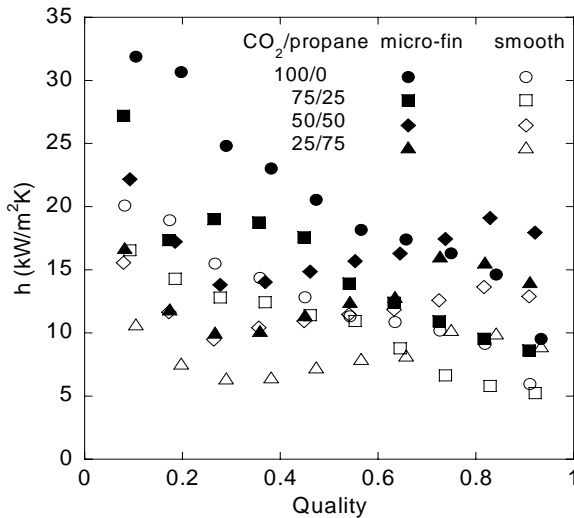


Fig. 5 Variation of heat transfer coefficients versus mass quality for different compositions at a mass flux of 997 kg/m²s, a heat flux of 20 kW/m² and inlet temperature of -5°C

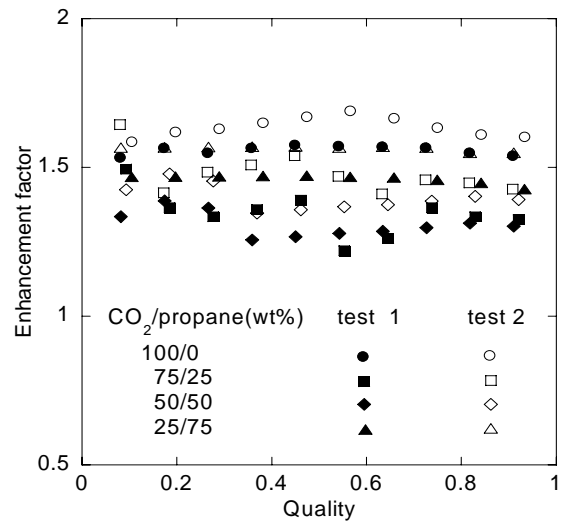


Fig. 7 The effect of mass flux, heat flux on enhancement factor (test 1: G=318 kg/m²s, q''=12 kW/m², test 2: G=424 kg/m²s, q'' = 16 kW/m²)

행될수록 액막이 점점 얇아지고 결과적으로 고건도지역에서는 액막이 사라져 버리는 것으로 보인다. 따라서 이산화탄소의 경우 임계점 부근에서 낮은 점성과 표면장력으로 인해 벽면 윗부분에서 드라이아웃 발생으로 인해 벽면 윗부분의 온도가 급격하게 증가하는 것으로 판단된다. 반면에 프

로관의 혼합 성분비가 질량비 기준 50% 이상이 되면 증발 열전달 특성은 기존의 R22나 R134 등과 같은 냉매와 비슷한 경향을 보이게 된다.

먼저 Fig. 4에 혼합냉매의 열전달 계수들을 열유속 12 kW/m², 질량유속 318 kg/m²s 인 경우에 성분비에 따라서 나타내었고 Fig. 5에 열유속 조건과 질량유속 조건을 약간 높게 하여 성분비에 따른 열전달 특성을 나타내 보았다. 예상한 바와

같이 질량유속과 열유속이 증가할수록 높은 열전달 계수를 얻을 수 있었고 마이크로 핀관에서의 열전달 계수가 더 높게 나온 것을 알 수 있었다. 순수 이산화탄소의 경우 전술한 바와 같이 증발 초기에서부터 열전달계수가 감소하다가 고건도 지역으로 갈수록 더욱더 감소 경향이 뚜렷한 것을 볼 수 있다. 왜냐하면, 시험부 출구 쪽으로 갈수록 기상 밀도가 높아지고 낮은 표면장력과 점성 때문에 인해 가늘게 형성이 되었던 액막 마저 국부적으로 깨지게 되고 외벽면 온도가 상승하게 되어 열전달 계수가 급격히 감소하는 결과를 초래하기 때문이다. 그런데 다른 혼합 조성비를 갖는 혼합냉매와 순수 프로판의 경우에는 증발 초기에는 낮은 건도 지역에서는 열전달 계수가 감소하는 경향을 보이다가 고건도 지역으로 갈수록 기존냉매에서 나타나는 현상과 같이 대류비등의 영향을 받아 열전달 계수가 점점 증가하는 추세를 보이고 있다. 하지만 이들 냉매 역시 시험부 출구의 고건도 영역에 다다르면 부분적인 드라이아웃 현상으로 인해 다시 열전달 계수가 떨어지는 결과를 보여준다. Mathur⁽¹¹⁾ 등은 일반적으로 혼합냉매에 대한 증발열전달 실험을 할 경우 열전달 계수는 혼합 조성비에 따라서 고압 냉매와 저압 냉매 사이에 존재한다고 예측하였다. Fig. 6에 같은 건도 0.5 부근에서 조성비에 따른 열전달 계수를 비교하여 나타내어 보았는데 질량비 기준으로 이산화탄소와 프로판 비율이 75/25 일 때 다른 조성비의 냉매들보다 높은 열전달 계수를 갖는 것을 알 수 있었다. 이러한 결과는 각각의 냉매들이 서로의 단점들을 조금이나마 보상을

해주기 때문이라고 판단되는데, 프로판이 혼합됨으로 인해 이산화탄소가 가지는 열역학적 성질로 인한 액막 파괴 현상을 지연시킬 수 있고 원래 순수 프로판에서 얻어졌던 낮은 열전달 성능을 이산화탄소의 높은 열전달 특성으로 보상을 해주어 이산화탄소의 성분비가 높은 혼합냉매에서 훨씬 높은 열전달 계수를 획득할 수 있었다고 판단된다. 이산화탄소와 프로판 혼합냉매 역시 마이크로 핀관을 적용하여 열전달 촉진 측면을 관찰하기 위하여 향상계수를 계산해 보았다. Fig. 7에서 보여주는 바와 같이, 각 성분비에 따라서 향상계수가 약간씩 차이를 보였지만 평균 1.2에서 1.7의 값을 보였다.

3.3 기존의 열전달 상관식과의 비교

본 실험을 통해 얻은 이산화탄소/프로판의 혼합냉매에 대한 증발열전달 계수 결과를 기존의 여러 가지 순수 냉매에 많이 적용되는 Kandlikar,⁽¹²⁾ Gungor와 Winterton,⁽¹³⁾ Liu와 Winterton⁽¹⁴⁾ 그리고 Jung⁽⁸⁾의 식들과 여러 가지 혼합냉매를 대상으로 개발한 Shin⁽⁶⁾의 상관식으로 비교해 보았다. 성분비에 따라 각각의 상관식들과 나타나는 오차가 다르게 나타났다. 이산화탄소의 성분비가 높은 이산화탄소와 프로판의 성분비가 75/25인 혼합냉매에서 표면장력 등의 물성치를 고려해서 개발한 Kandlikar 식이 평균오차 약 12.4%로 비교적 잘 예측되었고 프로판의 함량이 높아질수록 대류비등 항목에 보정계수를 곱하고 비교적 핵비등의 영향을 증발초기에만 영향을 미치는 것으로 판단해서 개발된 Liu와 Winterton 식과 약 15.1% 정도의 평균오차를 보이면서 비교적 잘 맞는 것으로 나타났다. 그리고 혼합냉매들을 대상으로 개발된 Shin의 식과는 성분비별로 평균오차가 이산화탄소/프로판(75/25)의 경우 약 25%, 25/75일 때 31.8%로 나타났다.

순수 물질에 대한 증발열전달 여러 가지 상관식, 여러 가지 혼합냉매를 고려한 상관식들과 비교해 본 결과 비교적 낮은 오차를 보이긴 하지만 여전히 기존 순수물질에 비해서 오차가 큰 것을 알 수 있다. 이산화탄소가 프로판과 혼합되면서 질량비에 따라 포화압력, 표면장력, 점성 등과 같은 물성치들이 변하게 되고 기존의 냉매와는 다른 열역학적 성질을 가지는 이산화탄소와의 혼합냉매이기 때문에 기존의 상관식으로는 이산화탄

Table 4 The errors between predicted and experimental heat transfer coefficients

compositon	CO ₂ /propane (75/25)				
correlations	Gungor and Winterton	Jung et al.	Kandlikar	Liu and Winterton	Shin
Average Deviation (%)	21.2	29.5	12.4	15.1	25
composition	CO ₂ /propane (25/75)				
correlations	Gungor and Winterton	Jung et al.	Kandlikar	Liu and Winterton	Shin
Average Deviation (%)	36.5	25.8	15.4	19.1	38.1

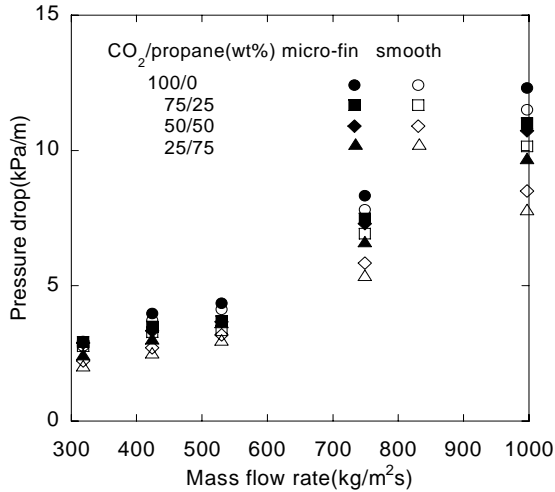


Fig. 8 Pressure drop as a variation of mass flow rate

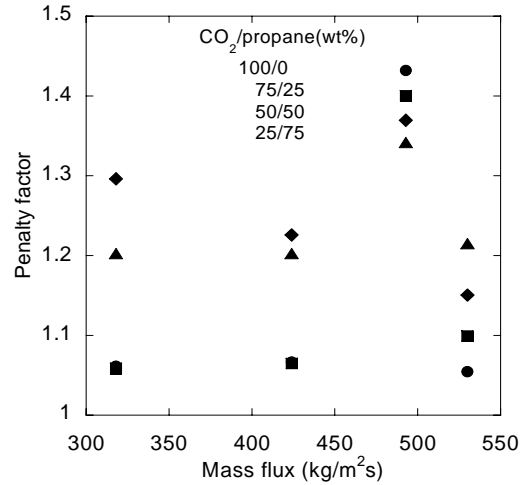


Fig. 10 The effect of mass flux, heat flux Penalty Factor

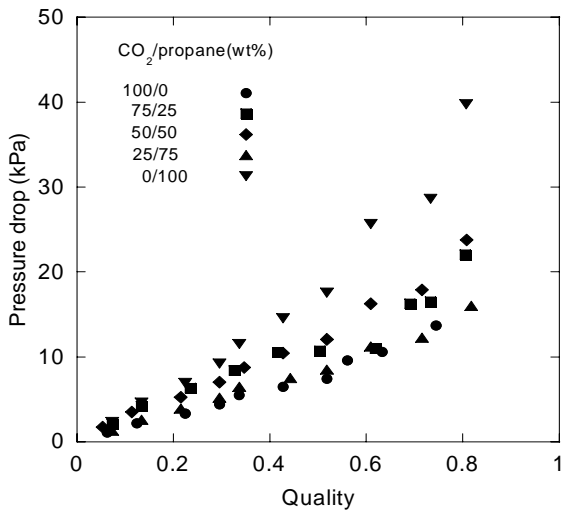


Fig. 9 Pressure drop as a variation of quality at a heat flux of 12 kW/m^2

소와 프로판 혼합냉매의 열전달 특성을 예측하기에는 어려운 것으로 판단되며, 더욱이 마이크로 핀관에 대한 상관식 예측은 더욱 어려운 것으로 나타났다. 특히 이산화탄소/프로판 혼합냉매와 같은 변온증발 혼합냉매의 등압증발과정에서는 액상과 기상의 성분비가 증발 이전의 총성분비와는 다른 값을 가지면서 계속 변화하기 때문에 물성치가 선형적으로 변화하지 않으며, 액상과 기상의 경계면에 농도구배에 따른 물질 유속이 존재하게 되는데, 많은 연구자들이 물성치의 비선형 효과와 더불어 이러한 농도차에 의한 물질유속을 계면에서의 열전달을 방해하는 물질전달저항으로 판단하고 있으며, 혼합냉매의 열전달계수가 각각 순수물질에 대한 열전달계수를 선형보간한 값보

다 작게 나타나게 하는 큰 원인 중의 하나로 생각하고 있다.⁽⁶⁾ 이에 따라 이산화탄소의 특이한 열역학적 성질을 포함하고 혼합냉매의 각각 성분이 가지는 물질전달저항을 고려하며 마이크로 핀관의 형상으로 인한 변화하는 메카니즘을 포함시키는 새로운 상관식 개발이 필요하다.

3.4 압력강하 특성

다양한 성분비와 질량 유속에 따른 압력강하의 경향을 Fig. 8에 나타내었다. 본 실험에서 사용된 질량유속 조건에서는 유동현상을 난류로 판단된다. 특히 마이크로핀관의 경우 핀의 영향으로 난류효과 증대되므로 마이크로핀관에서의 유속 조건은 난류가 지배적이다. 순수 냉매인 이산화탄소, 프로판의 경우와 마찬가지로 질량유속이 커질수록 압력강하도 증가하는 경향을 보였고 이산화탄소의 성분비가 클수록 큰 압력강하를 나타냈다. 따라서 질량유속이 난류임을 고려할 때 압력강하는 평활관에서 순수 이산화탄소의 경우 평균 $G^{1.37}$, 혼합냉매에 대해서는 평균 $G^{1.35}$, 그리고 순수 프로판의 경우 $G^{1.34}$ 정도로 비례하면서 증가하는 경향을 보였고 마이크로 핀관에 대해서 그 증가 폭이 조금 더 크게 나왔다. 압력강하의 경우에도 혼합냉매의 경우 구성요소인 순수냉매의 압력강하 값들 사이에 값들이 존재함을 알 수 있었다. Fig. 9에 열유속 12 kW/m^2 에 대한 건도에 따른 압력강하의 변화를 평활관과 마이크로핀관에 대해 평균적인 값을 산출하여 나타내어 보았다. 각각의 관 모두 고건도 지역으로 갈수록 압

력강하가 증가하는 것을 볼 수 있었고, 특히 프로판의 성분비가 높아질수록 높은 압력강하의 양상을 보였다. 질량유속 변화에 따른 압력강하의 손실계수를 Fig. 10에 나타내었는데 1.1~1.2 정도의 손실계수를 얻었다. 따라서 마이크로 핀관을 사용했을 때 열전달 촉진 측면에서 손실계수보다 향상계수가 높게 나왔기 때문에 열전달 향상 측면이 더 큰 것으로 판단된다. 이산화탄소/프로판 혼합냉매를 이용한 실험을 통해 얻어진 압력강하 결과를 기존의 몇가지 압력강하 상관식들과 비교해 보았다. 먼저 일반적인 압력 강하 관계식으로 널리 사용되는 Chisholm이 제안한 C-coefficient 방법을 통해 검증해 보았다.⁽¹⁵⁾ C-coefficient method로 실험 데이터를 이산화탄소/프로판의 혼합 성분비에 따라서 예측한 결과가 조금씩 다르게 나왔다. 프로판의 함량이 높아질수록 오차가 약간 줄어드는 것을 볼 수 있는데 성분비 75/25일 경우 최대 60%까지의 높은 오차를 보인 반면 25/75일 때에는 약 26.4% 정도로 비교적 작은 오차를 나타냈지만 평균적으로 실험 결과를 예측하기에는 그 오차가 많이 커서 위의 상관식을 통해서 예측하기에는 어려움이 있었다.

4. 결론

(1) 순수 이산화탄소의 경우 증발초기에 핵비등의 영향으로 열전달계수가 높게 나왔으나 증발이 진행될수록 이산화탄소의 낮은 표면장력 및 점성으로 인해 기존 냉매에서 나타나는 대류비등의 영향이 작아서 고건도 지역으로 갈수록 점점 감소하는 경향을 보였다.

(2) 혼합냉매의 경우 프로판의 성분비가 높아질수록 기존의 냉매들에서 관찰할 수 있었던 대류비등 영향이 나타나서 중건도 지역에서 미미하게 상승하는 양상을 볼 수 있었다. 이산화탄소와 프로판의 혼합비율이 75/25일 때가 25/75일 때에 비해 같은 건도 조건 및 실험 조건에서 평균적으로 150% 정도 높은 열전달 계수를 나타냈고 성분비들 중 열전달 계수가 가장 높은 것을 볼 수 있었다.

(3) 또한 마이크로 핀관에 대한 열전달 촉진면에 있어서도 이산화탄소의 성분비가 높을수록 더 큰 향상 계수를 얻을 수 있었고 압력강하가 지니는 손실계수에 비해 큰 값을 얻을 수 있어서 이

산화탄소/프로판 혼합냉매에 대해서 열전달 향상 측면에서 마이크로 핀관을 사용할 경우 열전달 성능 촉진에 기여한다고 판단한다.

(4) 기존의 상관식들과 실험으로 얻은 결과를 비교해 본 결과 현재까지 본 실험에서 대상으로 한 냉매와 관에 대해서 예측이 어려운 것으로 나타났다. 따라서 새로운 상관식 개발이 필요하고 특히 이산화탄소/프로판 혼합냉매의 경우 대표적인 변온증발 혼합냉매로서 각각의 냉매들의 성분비에 따른 정확한 물성치와 물질전달저항 등 혼합냉매가 가지는 일반적인 특성을 고찰하여 상관식을 도출해야 한다.

(5) 실험에서 고려된 냉매들은 비교적 좋은 열전달 성능을 나타내고 있어 향후 자연냉매를 이용한 열교환기 설계가 가능할 것으로 판단되고, 특히 이산화탄소/프로판의 혼합냉매의 성분비 75/25에서 가장 좋은 열전달 성능을 보였지만 프로판이 가지는 가연성 측면을 고려하여 성분비를 선정하는 작업이 필요하다고 판단한다.

후 기

본 연구는 교육인적자원부 BK 21 프로그램 및 마이크로 열시스템 연구센터의 지원으로 수행되었다. 또한 과학기술부(NRL) 및 산업자원부의 지원에도 감사하는 바이다.

참고문헌

- (1) The International Energy Agency Heat Pump Center, 2002, Informative Fact Sheet: "Hydrocarbons as Refrigerants in Residential Heat Pumps and Air-conditioners," Paris, France.
- (2) Pettersen, J., Hafner, A., Skaugen, G. and Rekstad, H., 1998, "Development of Compact Heat Exchangers for CO₂ Air-Conditioning System," *International Journal of Refrigeration*, Vol. 21, No 3, pp. 180~193.
- (3) Kim, Y. J., Jang, J., Hrnjak, P. S. and Kim, M. S., 2003, "An Experimental Study on Condensation Heat Transfer of CO₂ at Low Temperature in Smooth and Micro-fin Tubes," *Proceeding of the SAREK Winter Annual Conference*, pp. 50~55.
- (4) Kuo, C. S. and Wang, C. C., 1996, "In-tube

- Evaporation of HCFC-22 in a 9.52 mm Micro-fin /smooth Tube," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 39, pp. 2559~2569.
- (5) Kim, Y. C., Seo, K. J. and Chung, J. T., 2002, "Evaporation Heat Transfer Characteristics of R-410A in 7 and 9.52 mm Smooth/Micro-fin Tubes," *International Journal of Refrigeration*, Vol. 25, pp. 716~773.
- (6) Shin, J. Y., 2002, "Convective Boiling Heat Transfer of the Pure Refrigerant and the Refrigerant Mixtures," Ph. D. Thesis, School of Mechanical and Aerospace Engineering, Seoul National University, Korea.
- (7) Wen, M. Y. and Ho, C. Y., 2005, "Evaporation Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics of R-290 (Propane), R-600 (Butane), and Mixture of R-290/R-600 in the Three-lines Serpentine Small-tube bank," *Applied Thermal Engineering*, Vol. 25, No. 17-18, pp. 2921~2936.
- (8) Jung, D. S., McLinden M., Radermacher, R. and Didion, D., A, 1989, "Study of Flow Boiling Heat Transfer with Refrigerant Mixtures," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 32, No. 9, pp. 1751~1764.
- (9) Lemmon, E. W., McLinden, M. O. and Huber, M. L. 2002, Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties (REFPROP), NIST Standard Reference Database 23, Version 7.0, National Institute of Standards and Technology, Maryland, USA.
- (10) Gnielinski, V., 1976, "New Equations for Heat and Mass Transfer in Turbulent Pipe and Channel Flow," *Int. Chem. Eng.*, Vol. 16 pp. 359~368.
- (11) Mathur, G. D., 1998, "Heat Transfer Coefficient for Propane (R-290), Isobutane (R-600), and 50/50 Mixture of Propane and Isobutane," *ASHRAE Transaction: Symposia*, pp. 1159~1172.
- (12) Kandlikar, S. G. A, 1990, "General Correlation for Saturated Two-phase Flow Boiling Heat Transfer Inside Horizontal and Vertical Tubes," *Journal of Heat Transfer*, Vol. 112, pp. 219~228.
- (13) Gungor, K. E and Winterton, R. H. S., 1987, "Simplified General Correlation for Flow Saturated Boiling and Comparisons of Correlations with Data," *Chem. Eng. Res. Des*, Vol. 65, pp. 148~156.
- (14) Liu A, Winterton RHS., 1991, "A General Correlation for Saturated and Subcooled Flow Boiling in Tubes and Annuli, Based on a Nucleate Pool Boiling Equation," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 34, No. 11, pp. 2759~2766.
- (15) Chisholm, D., 1983, "Two-phase Flow in Pipe lines and Heat Exchangers," Longman, New york, USA.