

## 외경 5 mm 수직 평활관 및 마이크로핀관 내의 이산화탄소/프로판 혼합냉매의 증발열전달 특성에 관한 실험적 연구

조진민, 김민수<sup>†</sup>  
 서울대학교 기계항공공학부

### An Experimental Study on the Evaporative Heat Transfer Characteristics of CO<sub>2</sub>/Propane Mixtures Flowing Upward in Vertical Smooth and Micro-fin Tubes with an Outer Diameter of 5 mm

Jin Min Cho, Min Soo Kim<sup>†</sup>

School of Mechanical and Aerospace Engineering, Seoul National University, Seoul 151-744, Korea

(Received November 19, 2008; revision received March 24, 2009)

**ABSTRACT:** Refrigerant mixtures provide an opportunity to adjust their properties to fit design criteria and a possibility to create new blends that can improve heat transfer characteristics. Therefore, mixture of CO<sub>2</sub> and propane is chosen which may be a promising refrigerant and has good environmental compatibility. This paper presents measured heat transfer coefficient data during evaporation process of CO<sub>2</sub>/propane mixtures flowing upward in vertical smooth and micro-fin tubes. Smooth and micro-fin tubes with outer diameters of 5 mm and length of 1.44 m were selected as test tubes. The tests were conducted at mass fluxes of 212 to 656 kg/m<sup>2</sup>s, inlet temperatures of -10 to 30 °C, heat fluxes of 15 to 60 kW/m<sup>2</sup> and for several compositions (75/25, 50/50, 25/75 wt%). Among CO<sub>2</sub>/propane refrigerant mixtures, the heat transfer characteristics are much better than that of any compositions when the composition is 75/25 (wt%).

**Key words:** Evaporation(증발), CO<sub>2</sub>/propane(이산화탄소/프로판), Vertical Smooth Tube(수직평활관), Vertical Micro-fin Tube(수직 마이크로핀관), Heat Transfer Coefficient(열전달계수), Pressure Drop(압력강하)

#### 기 호 설 명

$D_i$	: 관의 내경 [m]	$l$	: 시험부의 길이 [m]
$G$	: 질량유속 [kg/m <sup>2</sup> s]	$k$	: 열전도율 [W/mK]
$Gr$	: Grashof number	$q''$	: 열유속 [kW/m <sup>2</sup> ]
$h$	: 열전달계수 [W/m <sup>2</sup> K]	$r_i$	: 관의 내경 [m]
		$r_o$	: 관의 외경 [m]
		Re	: Reynolds number
		$T_{sat}$	: 포화 온도 [°C]
		$T_{wi}$	: 관의 내벽면온도 [°C]
		$T_{wo}$	: 관의 외벽면온도 [°C]

<sup>†</sup> Corresponding author

Tel.: +82-2-880-8362; fax: +82-2-883-0179

E-mail address: minskim@snu.ac.kr

## 1. 서 론

현재까지 냉동 공조 산업계에서 널리 사용되어 왔던 기존의 R-22와 같은 냉매들이 지구 온난화, 오존층 파괴와 같은 환경 문제를 야기시켜 이에 대한 규제가 강화되고 있다. 따라서 친환경 냉매에 대한 관심이 집중되고 있는 가운데 이산화탄소와 프로판은 대표적인 친환경 냉매로서 우수한 열역학적 성질과 환경 친화성을 보이고 있어 각광을 받고 있다. 이산화탄소는 대표적인 환경친화적 냉매로서 단위 체적당 냉동용량이 크고, 뛰어난 열역학적 성질로 냉동공조 기기의 성능 측면에 있어 매우 유리하다. 또한 프로판과 같은 탄화수소(HC) 계열의 냉매들도 최근 환경친화형 냉매로서 유럽 지역에서는 고효율 장치 개발 등에 대체냉매로서 주목하고 있다. 그러나 이들은 각각 높은 작동압력, 가연성이라는 단점 등으로 인해 보급화에 걸림돌이 되고 있다. 따라서 이들 냉매 상호간의 단점을 보완하고 환경친화적인 대체냉매로서의 적용을 위해 이산화탄소/프로판 혼합냉매를 고려하게 되었다.

많은 연구자들에 의해 환경친화적인 냉매들을 이용한 냉동기 성능에 관한 연구가 활발히 진행되고 있다. 먼저 이산화탄소를 이용한 대표적인 연구들을 살펴보면, Yoon et al.<sup>(1)</sup>은 이산화탄소를 이용하여 수평관에서의 증발열전달 특성과 압력강하 특성에 대해 연구하였고, Cho et al.<sup>(2)</sup>은 이산화탄소를 이용한 열전달 촉진 측면에서 수평평관과 마이크로핀관을 이용하여 증발열전달 특성을 규명하였다. 그리고 Kim et al.<sup>(3)</sup>은 수직관을 이용하여 이산화탄소의 냉매로서의 증발열전달 특성에 관해서 열전달 계수와 압력강하에 대해 각각 살펴보았다. 또한, 대체냉매로서 HC계열 냉매와 그 혼합물에 대한 연구로 Shin<sup>(4)</sup>은 R22의 대체냉매로서 R32, R134a 등의 순수 냉매와 R32/134a, R290/600a 등의 혼합냉매의 열전달 특성에 관한 연구로 열전달의 경향을 조사하고 대체냉매로서의 가능성을 확인하였다. 또한 Wen et al.<sup>(5)</sup>은 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 살펴보고 새로운 상관식을 제시하였고, Cho et al.<sup>(6)</sup>은 친환경적인 대체냉매의 일환으로 R32/290 혼합냉

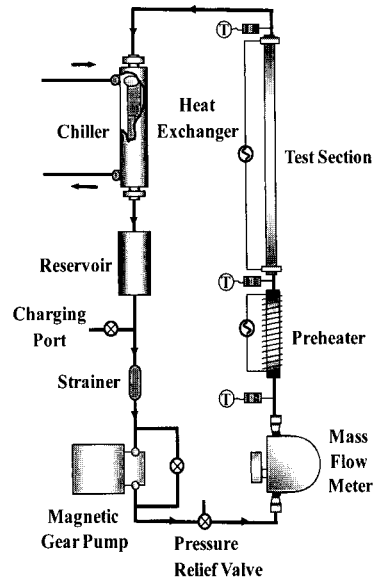


Fig. 1 Schematic diagram of the experimental set-up.

매에 대한 연구로 수평관내 증발 열전달의 경향을 조사하고 대체냉매로서의 가능성을 제시하였다. 또한 Kim<sup>(7)</sup>은 냉매들의 단점 보완을 위해 이산화탄소와 R290의 혼합냉매를 제시하고 이에 대해 냉방성능 실험을 통하여 냉매로서의 가능성을 검증하였다.

그러나 앞서 혼합 냉매에 대한 연구가 활발히 진행이 되었으나 거의 HC계열의 냉매들의 혼합물에 대한 수평관에서 열전달 특성 고찰이 대부분을 이루고 있고, 이산화탄소와 R290 혼합냉매를 대상으로 한 증발열전달 특성에 관한 연구는 아직 미미하게 이루어지고 있는 실정이다.

따라서 본 연구에서는 냉매들의 상호 단점을 보완해주고 새로운 냉매로서의 가능성을 갖고 있는 친환경적인 냉매 이산화탄소와 프로판의 혼합냉매를 이용하여 각각의 외경이 5 mm인 수직 평관 및 마이크로 핀관 내의 상향유동 증발열전달 특성을 분석해 보고자 한다.

## 2. 실험장치 및 방법

### 2.1 실험장치

Fig. 1은 본 연구에 사용된 실험장치의 개략도를

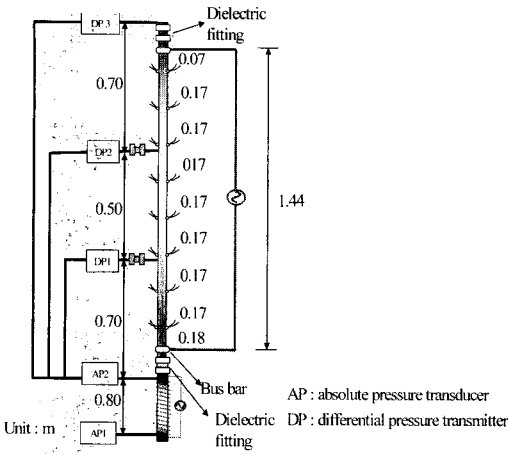


Fig. 2 Schematic diagram of the test section.

나타낸 것이다. 펌프에서 방출되는 냉매는 질량 유량계(mass flow meter), 예열기(preheater), 시험부(test section), 수액기(liquid receiver) 그리고 열교환기를 거쳐서 펌프로 들어오는 순환루프 내를 흐른다. 또한, 본 실험에 사용된 펌프는 오일이 필요 없으며 과냉상태인 액상의 냉매를 순환시키기 위하여 마그네틱 기어펌프를 사용하였으며, 질량유량계는 액상에서의 유량을 측정하기 위하여 예열기 전에 설치하였다.

유량계를 통과한 냉매는 시험부 입구에서 원하는 과냉도 및 건도 조절용으로 사용되는 예열기를 통과하도록 하였다. 예열기는 외경 5mm의 동관을 사용하였으며, 동관 주위를 절연 테이프로 감싼 후 니크롬선으로 감아 유리섬유로 단열을 하였다. 그리고 가변 전원 공급기에 연결하여 열량을 조절함으로써 시험부 입구의 건도를 조절하였다. 예열부를 통과한 냉매는 다시 직접 가열에 의해 열을 공급받아 증발과정을 거친 후 수액기로 들어가게 하였다.

## 2.2 시험부

Fig. 2는 본 연구의 시험부에 대한 개략도를 나타낸다. 시험부는 각각 외경 5mm, 길이 1.44m의 동관으로 제작한 평활관과 마이크로핀관이며, 압력 측정을 위한 압력탭, 관벽 온도 측정을 위한 T형 열전대와 시험부 양단의 절연을 위한 절연 피팅(dielectric fitting) 등으로 구성되어 있다. 1.44m의 시험부는 열적입구효과(thermal entry

Table 1 Geometrical parameters

Test tube parameter	Smooth	Micro-fin
Outer diameter(mm)	5	5
Thickness(mm)	0.5	0.3
Fin-height(mm)	-	0.12
Helix angle $\beta(^{\circ})$	-	25
Number of fins	-	60
Expanded area ratio (Micro-fin/Smooth)	-	1.136

length effect)를 무시할 수 있도록 설계되었으며, 시험부를 흐르는 냉매의 포화압력을 측정하기 위하여 시험부의 입구에는 절대 압력계를 설치하였고, 시험부의 중간 그리고 출구에는 차압계를 설치하였다. 관의 외벽면 온도의 측정을 위해서 시험부에 17 cm 간격으로 T형 열전대를 상, 하, 좌, 우 4개씩 8곳에 부착하였다. 측정 온도의 오차를 최소화하기 위하여 온도 보정기(ice point reference)도 사용하였다. 또한 시험부로의 외부 열손실과 열유입을 최소화하기 위하여 유리섬유로 단열시켰다. 또한, 본 실험에서 사용된 평활관과 마이크로핀관의 기하학적 형상을 Table 1에 나열하였다.

본 실험에서는 증발 열전달 특성에 가장 큰 영향을 미치는 인자들인 냉매의 질량 유속을 다섯 가지 경우로, 외부에서 냉매로 가해지는 열유속을 네 가지 경우로 실험을 수행하였다. 그리고 혼합냉매의 경우 포화온도 조건을 맞추기가 어려우므로 입구 온도를 일정하게 맞추면서 실험을 수행하였다. 이를 Table 2에 나타내었다.

## 2.3 실험방법 및 자료 처리

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 먼저 충전해

Table 2 Test conditions for smooth and micro-fin tubes

Parameter	Value
Mass flux(kg/m <sup>2</sup> s)	212, 318, 424, 513, 656
Heat flux(kW/m <sup>2</sup> )	15, 30, 45, 60
Inlet temperature(°C)	-10, 0, 5, 10, 20, 30
mixture composition (CO <sub>2</sub> /propane wt%)	75/25, 50/50, 25/75

야 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 kg/m<sup>2</sup>s, 2kPa 이하일 때를 정상상태로 판단하고, 15분 동안 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 측정된 후 각각의 온도 측정지점에서의 압력을 추산하여 REFPROP<sup>(9)</sup>을 이용하여 구한 포화온도이다.

### 3. 실험결과 및 고찰

#### 3.1 장치 신뢰도 검증

실험장치의 정확도를 검증하기 위해서 기존 연

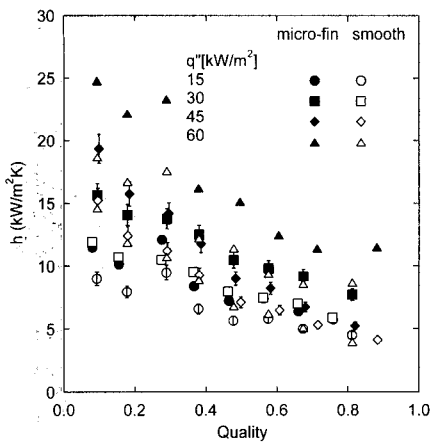
Table 3 Uncertainty of the measured and reduced parameters

Parameter	Uncertainty
Measurement of heat flux	1.3%
Wall temperature(°C)	±0.1 °C
Evaporation temperature(°C)	±0.3 °C
Heat transfer coefficient	6.0%
Measurement of pressure	±2 kPa
Pressure drop(kPa/m)	6.6%

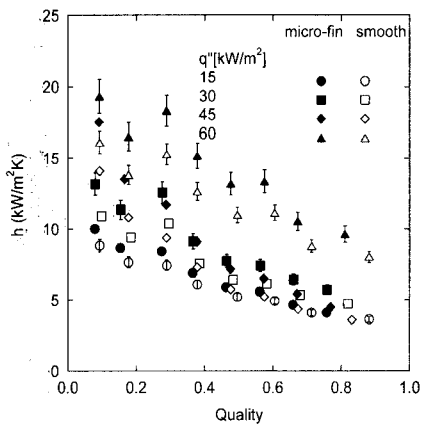
구에서 많이 검증되어 그 특성이 잘 알려져 있는 냉매 R-22를 이용하여 단상 열전달 실험을 수행하였다. 정확도를 검증하기 위한 하나의 방법으로 시험부 에너지 평형을 검증해 보는 것이 있는데, 이는 과냉상태의 냉매를 주어진 열유속과 질량유속 조건하에 시험부로 흘러 보내고 시험부 입구와 출구에서의 온도를 측정하여 분석함으로써 시험부로 공급된 에너지와 유체에 의해 얻은 에너지를 비교해 보는 것이다. R-22를 이용하여 얻은 30개의 조건에서 수행된 결과를 통해 공급된 열과 냉매에 의해 얻은 열을 비교한 결과 평균 약 5.1%의 차이를 보였다. 또한 측정된 열전달 계수를 기존의 열전달 상관식 중 하나인 Gnielinski<sup>(9)</sup> 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 증발열전달 특성

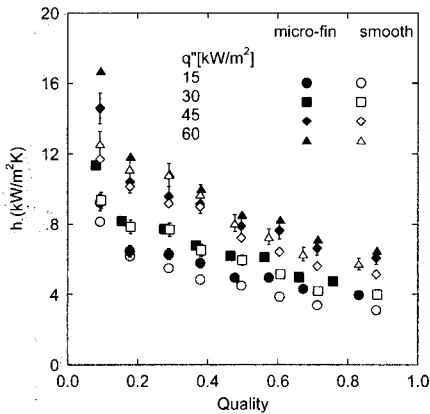
이산화탄소/프로판 혼합냉매의 수평관에서의 일반적인 증발열전달 특성은 프로판의 성분비가 높아질수록 기존의 냉매들에서 관찰할 수 있었던 대류비등의 영향이 나타나서 증건도 지역에서 미미하게 상승하는 양상을 볼 수 있었다.<sup>(10)</sup> 또한 이산화탄소의 성분비가 높을수록 더 높은 열전달 계수를 얻을 수 있었다.<sup>(10)</sup> 그러나 수직관의 경우 성분비에 따라서 이산화탄소의 성분비가 높은 75/25일 때 높은 열전달 계수를 얻을 수 있었던 것은 비슷했지만 증건도 지역에서 나타났던 미미한 증가양상은 찾아볼 수 없었다. 이산화탄소의 경우 낮은 표면 장력과 점성으로 인해 기존 냉매와는 달리 핵비등 메커니즘이 지배적이긴 하지만 프로



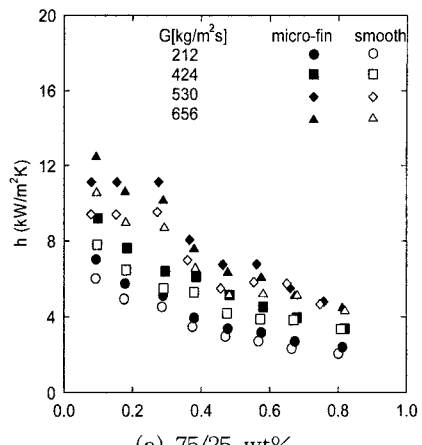
(a) 75/25 wt%



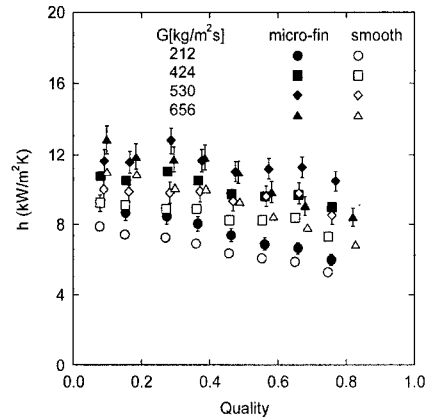
(b) 50/50 wt%



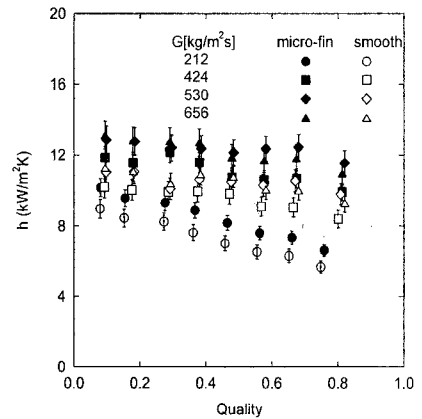
(c) 25/75 wt%



(a) 75/25 wt%



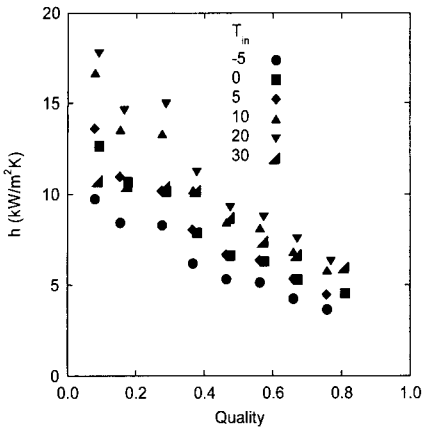
(b) 50/50 wt%



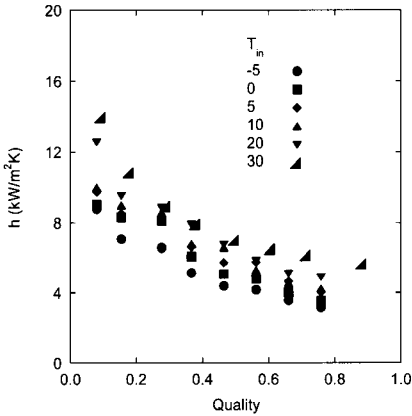
(c) 25/75 wt%

Fig. 3 Variation of heat transfer coefficients for different heat flux at a mass flux of  $318 \text{ kg/m}^2\text{s}$  and evaporating temperature of  $0 \text{ }^\circ\text{C}$ .

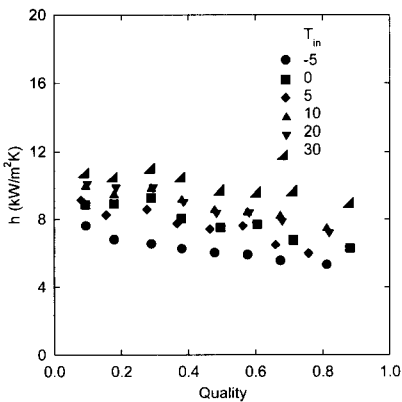
Fig. 4 Variation of heat transfer coefficients for different mass flux at a heat flux of  $30 \text{ kW/m}^2$  and evaporating temperature of  $-5 \text{ }^\circ\text{C}$ .



(a) 75/25 wt%



(b) 50/50 wt%



(c) 25/75 wt%

Fig. 5 Variation of heat transfer coefficients for different evaporating temperature at a heat flux of  $30 \text{ kW/m}^2$  and mass flux of  $424 \text{ kg/m}^2$  in micro-fin tube.

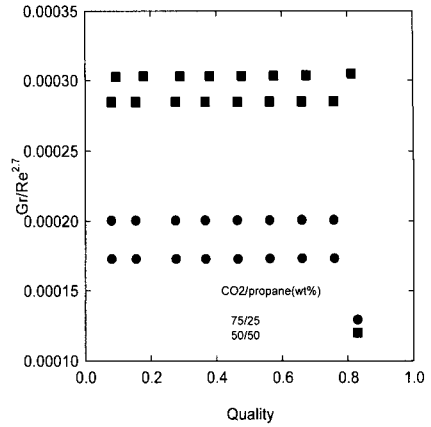


Fig. 6  $Gr/Re^{2.7}$  versus mass quality for different compositions.

판을 혼합한 경우 미미한 대류비등 양상을 보이던 것이 수직관에서는 중력의 영향으로 인하여 관상부에 기상밀도가 높아지면서 국소 드라이아웃 발생 현상으로 고건도지역으로 갈수록 열전달 계수가 점점 작아지는 현상을 보여주고 있다.

먼저 Fig. 3에 혼합냉매의 열전달 계수들을 질량유속  $318 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , 입구온도  $0^\circ\text{C}$  조건에서 이산화탄소/프로판의 성분비와 열유속을 변화시키면서 나타내었고 Fig. 4에 특정 열유속, 입구온도 그리고 성분비에 대해 질량유속에 따른 열전달 계수의 변화를 그래프로 나타내었다. 예상한 바와 같이 질량유속과 열유속이 증가할수록 높은 열전달 계수를 얻을 수 있었고 마이크로 핀관에서 열전달 계수가 더 높게 나온 것을 알 수 있다.

수평관에서의 경우 전술한 바와 같이 혼합냉매에서 프로판의 영향으로 중건도 지역에서 나타났던 대류비등의 영향이 수직관에서는 이산화탄소의 상대적으로 낮은 표면장력과 점성으로 인해 증발과정동안 대부분의 유동형태를 차지하는 환상류(annular flow)가 고건도 지역에서의 액막과 피 현상과 중력의 영향으로 인한 기상밀도가 높아짐에 따라 벽면 과열도가 증가하게 됨에 따라 열전달 계수가 점점 감소하는 경향을 보여주고 있다. 그리고 열유속이 증가함에 따라 열전달 계수가 증가하는 것은 증발 초기에 작용하는 핵비등의 영향으로 저건도 영역에서 큰 열전달 계수로 열전달이 시작되기 때문이다.

혼합냉매의 경우 각각의 냉매 포화압력, 증발 잠열 등의 열역학적 물성치가 다르므로 일반적인

실험조건 중 하나인 포화온도 조건을 맞추기가 어렵다. 따라서 입구온도를 기준으로 하여 그 변화에 따른 냉매의 열전달계수를 비교하여 Fig. 5에 나타내었다. 입구온도에 따른 열전달 계수의 변화 경향이 다양하게 나타났는데, 일반적으로 알려진 낮은 임계온도를 가지는 이산화탄소의 영향으로 입구온도가 증가할수록 열전달계수도 높아지는 경향을 보이다가 이산화탄소의 임계점(31.4 °C) 부근에 근접한 30 °C 조건에서는 전체적인 열전달 계수의 값들이 급격히 감소하는 경향을 보이고 있다. 이는 일반적으로 냉매의 포화온도가 임계온도와 가까워질수록 액상의 점도가 현저히 떨어짐에 따라 관 상층부의액막이 쉽게 깨질 수 있기 때문이다. 그런데 프로판의 비율이 높아질수록 프로판의 상대적으로 높은 임계점(96.7°C) 때문에 여전히 증가하는 것을 볼 수 있다. 수평관에서와는 달리 수직관에서는 시험부의 높이차로 인해서 일반적으로 가지는 열전달 특성에서 수직관의 경우 중력의 영향이 또 하나의 열전달 특성 메카니즘으로 작용할 수 있다는 판단 아래 좀 더 살펴보기 위해서 Jasckson et al.<sup>(11)</sup>이 제시한 Grashof 수와 Reynold 수의 관계로 본 실험 조건으로 실험한 결과들의 비를 살펴본 결과  $Gr_m/Re^{2.7}$ 이  $10^{-5}$ 보다 큰 값을 나타내고 있어서 중력의 영향을 어느 정도 받는 사실을 알게 되었다. 따라서 본 실험에서 실험결과들을 토대로 계산해 본 결과  $10^{-5}$ 보다 큰 값을 가지고 있기에 부력과 중력의 영향이 어느 정도 열전달 계수 특성에 영향을 미쳤다고 판단된다. 즉, 부력과 중력의 열전달에 미치는 정확한 메카니즘은 중력이 영향을 미치게 되면 열전달 과정이 진행되면서 액상의 냉매(건도 = 0)에서 고건도(상층부)로 갈수록 기상으로 채워짐과 동시에 일부 남아있던 하액상도 중력으로 인해서 하층부로 쏠려 결국 상층부의 벽면과열도 증가로 열전달 계수가 감소하는 것으로 판단된다. 대부분의 실험결과 증건도 지역 어느 한 지점에서 튀는 경향이 있는 것을 볼 수 있는데 이것은 유동패턴에서 증발이 일어나면서 초기 증발과정에서 핵비등의 영향과 국부적인 드라이아웃으로 열전달계수의 감소 경향이 나타나다가 일시적으로 기포류들이 상층류가 되면서 액막들이 벽면에 접촉하게 되어 상대적으로 벽면온도를 낮추어 주는 바람에 나타나는 현상이라고 판단된다.

### 3.3 압력강하

다양한 성분비와 질량유속에 따른 압력강하의 경향을 Fig. 7에 나타내었다. 본 실험에서 사용된 질량유속 조건에서는 유동이 난류로 판단된다. 순수 냉매에서도 관찰할 수 있는 경우와 마찬가지로 질량유속이 증가할수록 압력강하도 증가하는 경향을 보였고, 특히 이산화탄소의 성분비가 높을수록 큰 압력강하를 얻을 수 있었다. 그리고, 수직관에서의 이산화탄소/프로판 혼합냉매의 압력강하는 질량유속에 대해 마이크로 핀관의 경우 각각의 성분비(50/50, 25/75 wt%) 조건에서  $182.25G^{0.59}$ ,  $175.94G^{0.59}$ 로 나타났고, 평활관의 경우  $143.13G^{0.59}$ ,  $140.61G^{0.59}$ 로 수평관<sup>(7)</sup>에서 보다 상대적으로 높은

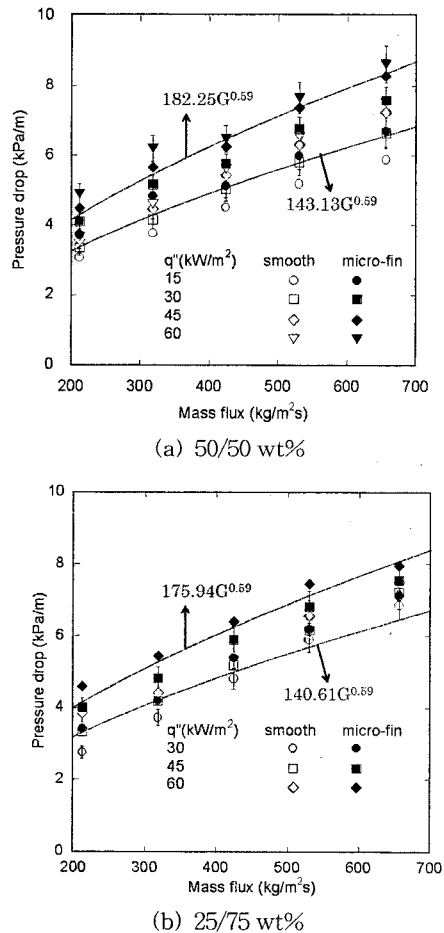


Fig. 7 Pressure drop of CO<sub>2</sub>/propane mixtures as a variation of mass flux.

값을 나타내고 있었다. 이는 수직관에서의 압력강하에서는 시험부의 높이가 상대적으로 높은 압력강하에 영향을 주는, 즉 중력 요소가 포함이 되기 때문이다. 여기에서 제시되고 있는 압력강하에 대한 질량유속의 함수 꼴로 되어 있는 식은 압력강하에 대한 상관식을 제시하는 것이 아니고 일반적으로 압력강하가 질량유속에 영향을 가장 많이 받는다고 알려져 있기 때문에 질량에 대해서 압력강하의 경향을 식으로 표현한 것이고 지수를 동일하게 한 이유는 지수를 동일하게 하고 앞의 계수가 변화하면 압력강하의 개략적인 경향을 알 수 있을 것으로 판단했다. 그리고 상관식 도출을 위해서는 질량유속 외에 마찰계수 등과 같은 다른 항목들에 대해서 추가적인 해석이 필요할 것으로 보인다.

#### 4. 결 론

본 연구는 이산화탄소/프로판 혼합냉매를 이용하여 여러 가지 성분비에 대해 5 mm 외경의 평활관과 마이크로 핀관 내에서 증발 열전달 특성을 다양한 질량유속, 열유속 및 입구온도 조건에서 살펴보았다.

(1) 수직상향 유동방향 이산화탄소/프로판 혼합냉매의 증발열전달 특성은 수평관에서와 달리 원래 이산화탄소가 가지는 열물성으로 인한 고건도 지역으로 갈수록 열전달 계수의 감소가 중력의 영향도 함께 고려되고 있어 프로판을 혼합하여도 열전달 계수가 점차적으로 감소하는 경향을 보였다.

(2) 이산화탄소와 프로판의 혼합냉매의 성분비에 따른 열전달 특성은 프로판에 비해 높은 열전달 계수를 보이고 있다고 알려진 이산화탄소의 비율이 높은 75/25에서 가장 높은 열전달 계수를 얻을 수 있었다. 또한 기존의 수평관에서의 실험 자료들을 토대로 평균 열전달 성능 비교해본 결과 120% 정도 향상되었다.

(3) 압력강하의 경우 이산화탄소의 비율이 높을수록 큰 값을 나타냈고 수평관에서 보다는 크게 나타났다. 그러나 기존 다른 냉매 R22 등과 비교해 볼 때 상대적으로 작은 값을 가지기 때문에 압력강하가 열전달에 미치는 영향이 다른 냉매에 비해서 상대적으로 작다.

(4) 실험을 통하여 얻어진 결과를 토대로 하면 75/25 성분비를 가지는 이산화탄소/프로판을 마이

크로핀관에 적용했을 경우 가장 좋은 성능을 나타내고 있어, 이 혼합냉매를 이용한 열교환기 설계가 가능할 것으로 판단된다.

#### 후 기

본 연구는 교육인적자원부 BK 21 프로그램 및 마이크로 열시스템 연구센터의 지원으로 수행되었다. 또한 국가지정연구소(NRL)사업 지원에도 감사드립니다.

#### 참고문헌

1. Yoon, S. H., Cho, E. S., Hwang, Y. W., Kim, M. S., Min, K. D., and Kim, Y. C., 2004, Characteristics of evaporative heat transfer and pressure drop of carbon dioxide and correlation development, *Int. J. Refrig.*, Vol. 27, No. 2, pp. 111-119.
2. Cho, J. M. and Kim, M. S., 2007, Experimental studies on the evaporative heat transfer and pressure drop of CO<sub>2</sub> in smooth and micro-fin tubes of the diameter of 5 and 9.52 mm, *Int. J. Refrig.*, Vol. 30, No. 6, pp. 968-994.
3. Kim, Y. J., Cho, J. M., and Kim, M. S., 2008, Experimental study on the evaporative heat transfer and pressure drop of CO<sub>2</sub> flowing upward in a vertical smooth and micro-fin tubes of the diameter of 5 mm, *Int. J. Refrig.*, Vol. 31, No. 5, pp. 771-779.
4. 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.
5. 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.
6. Cho, J. M., Kim, J. H., Yoon, S. H., and Kim,



- M. S., 2005, Experimental studies on the evaporative heat transfer of R32/290 mixtures in a horizontal smooth tube, Proceeding of the SAREK winter annual conference, pp. 268-273.
7. Kim, J. H., Cho, J. M., and Kim, M. S., 2008, Cooling performance of several CO<sub>2</sub>/propane mixtures and glide matching with secondary heat transfer fluid, *Int. J. Refrig.*, Vol. 31, No. 5, pp. 800-806.
  8. 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.
  9. Gnielinski, V., 1976, New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow, *Int. Chem. Eng.*, Vol. 16 pp. 359-368.
  10. Cho, J. M., Kim, Y. C., and Kim, M. S., 2008, Experimental studies on the evaporative heat transfer characteristics of CO<sub>2</sub>/propane refrigerant mixtures in horizontal smooth and micro-fin tubes, *Trans. of the Korean Soc. Mech. Eng.(B)*, Vol. 32, No. 4, pp. 290-299.
  11. Jackson, J. D. and Hall, W. B., 1979, Influence of buoyancy on heat transfer to fluids flowing in vertical tubes under turbulent conditions, *Turbulent forced convection in channels and bundles*, Hemisphere, pp. 613-640.