

# 평판 표면에서 HFC32/HFC152a 혼합냉매의 풀 비등 열전달계수

## Pool Boiling Heat Transfer Coefficient of HFC32/HFC152a on a Plain Surface

강동규(Dong-Gyu Kang)<sup>1</sup>, 이요한(Yohan Lee)<sup>1</sup>, 정동수(Dongsoo Jung)<sup>2\*</sup>

<sup>1</sup>인하대학교 대학원, <sup>2</sup>인하대학교 기계공학부

<sup>1</sup>Graduate School, Inha University, Incheon 402-751, Republic of Korea

<sup>2</sup>Department of Mechanical Engineering, Inha University, Incheon 402-751, Republic of Korea

(Received January 17, 2013; revision received July 3, 2013)

**Abstract** Nucleate pool boiling heat transfer coefficients (HTCs) are measured with HFC32/HFC152a mixture at several compositions. All data are taken at the liquid pool temperature of 7°C, on a horizontal plain square surface of 9.53×9.53 mm, with heat fluxes of 10 kW/m<sup>2</sup> to 100 kW/m<sup>2</sup> with an interval of 10 kW/m<sup>2</sup>, in the increasing order of heat flux. Test results show that the HTCs of these mixtures are up to 45% lower than those of the ideal HTCs calculated by a linear mixing rule with pure fluids' HTCs, due to the mass transfer resistance associated with non-azeotropic refrigerant mixtures. Pool boiling data show the deduction in HTCs with an increase in GTD of the mixture. The present mixture data agree well with five well known correlations, within 20% deviation.

**Key words** Nucleate boiling heat transfer coefficient(핵비등 열전달계수), Alternative refrigerant(대체냉매), Binary mixtures(이원 혼합냉매), Evaporator(증발기), Heat transfer deterioration(열전달 저하)

\* Corresponding author, E-mail: dsjung@inha.ac.kr

### 기호설명

$A$  : 열전달 면적 [m<sup>2</sup>]  
 $A_o$  : 식(8)의 실험상수  
 $B_o$  : 식(14)의 비율계수  
 $C$  : 상수 혹은 지수  
 $D$  : 직경 [m]  
 $GTD$  : 온도구배 [K 혹은 °C]  
 $GWP$  : 지구 온난화 지수  
 $g$  : 중력가속도 [m/s<sup>2</sup>]  
 $h$  : 열전달계수 [W/m<sup>2</sup>·K]  
 $h/g$  : 증발잠열 [kJ/kg]  
 $I$  : 전류량 [A]  
 $k$  : 열전도도 [W/m·K]  
 $K$  : 식(7)의 감소인자  
 $L$  : 길이 [m]  
 $P$  : 압력 [kPa]  
 $P_o$  : 대기압 [kPa]  
 $Q$  : 열유속 [W/m<sup>2</sup>]  
 $q$  : 열량 [W]  
 $T$  : 온도 [K 혹은 °C]

$\Delta T$  : 온도차 [K 혹은 °C]  
 $U$  : 불확실성  
 $V$  : 전압 강하 [V]  
 $X$  : 액체 상태 질량분율  
 $Y$  : 기체 상태 질량분율

### 그리스 문자

$\beta$  : 접촉각 [°]  
 $\beta_f$  : 질량전달계수 [m/s]  
 $\mu$  : 점성계수 [Pa·s]  
 $\nu$  : 동점성계수 [m<sup>2</sup>/s]  
 $\rho$  : 밀도 [kg/m<sup>3</sup>]  
 $\sigma$  : 표면장력 [N/m]  
 $\phi$  : 상대증발비

### 하첨자

$b$  : 벌크  
 $bl$  : 기포  
 $bp$  : 비등범위  
 $eff$  : 실질적인

- epf* : 등가 순수냉매 값
- exp* : 실험
- f* : 포화액체상태
- g* : 포화기체상태
- i* : 계면
- id* : 이상
- pre* : 예측
- r* : 환원 값
- sat* : 포화상태
- th* : 열전대
- w* : 열전달 표면
- 1, 2 : 증기압이 높은, 낮은 매체

### 1. 서 론

증기 압축식 사이클에 의해 작동되는 냉동/공조기들은 열원(Heat source)과 열방출구(Heat sink)로서 공기나 물 등의 '2차 열전달 매체'(Heat transfer fluid)를 필요로 한다. 카르노 사이클에서 작동되는 순수냉매의 경우 반드시 열교환기의 한쪽 끝에 핀치 포인트가 생기게 되고 따라서 핀치 포인트가 생기지 않는 다른 쪽에는 냉매와 열전달 매체간의 온도차가 필요 이상으로 커지게 되므로 결국 열 교환 시에 많은 양의 엔트로피가 형성된다. 그러나 비공비 혼합매체의 경우에는 냉매의 온도구배와 열전달 매체의 온도구배를 이용하여 두 개가 평행이 되게 할 수 있다(온도구배 매칭). 따라서 비공비 혼합냉매를 사용하면 냉매와 2차 열전달 매체간의 온도차가 줄어들므로 열역학적인 비가역성이 줄어들게 되고 결국 열역학적 효율 증대가 이루어진다. 그러나 이렇게 유체들의 온도가 평행이 되도록 하려면 반드시 '대항류 열교환기'를 사용해야만 하고 동시에 온도구배 매칭을 해야 한다. 비공비 혼합냉매의 경우 열교환 효율의 증대뿐만 아니고 압축기에서 필요로 하는 동력 역시 카르노 사이클에 비해 줄어들게 되며 따라서 냉동/공조기의 성능계수(COP)가 크게 향상되는 것으로 보고되어 있다.<sup>(1)</sup>

2012년에 Lee et al.<sup>(1)</sup>은 수열원 공조기 및 히트펌프에서 HFC32/HFC152a 혼합냉매를 실험하고 이 냉매의 성능계수가 기존의 HCFC22에 비해 16% 정도까지 증가한다는 것을 실증하였다. 그러나 이 혼합냉매에 대한 체계적인 비등 열전달에 관한 연구는 이루어지지 않았다. 혼합냉매의 풀 비등 열전달은 증발기 설계를 위한 흐름 비등 열전달 상관식 개발에 중요하기 때문에 풀 비등 열전달계수를 체계적으로 측정하는 것은 매우 중요하다.

1996년에 Thome<sup>(2)</sup>은 새로운 냉매들의 풀 비등 열전달 현상에 대한 분석을 하면서 증발기 설계를 할 때 원하는 수준의 정확도를 얻기 위해서는 기존의 상관식

들에 대한 보완이 필요하다고 주장했다. 또, 2001년에 Gorenflo<sup>(3)</sup>는 혼합냉매의 풀 비등 열전달에 대한 분석을 하면서 최근에 빈번하게 사용되는 혼합냉매의 비등 상관식을 개선하는 것이 필요하다고 지적했다. 한편 Collier와 Thome<sup>(6)</sup> 그리고 Balakrishnan<sup>(6)</sup>은 여러 혼합물의 비등 현상을 이론과 함께 잘 정리하였다. 그러므로 관심 있는 독자들은 순수 및 혼합냉매의 풀 비등 열전달 현상에 대한 정보를 얻기 위해 이들의 논문을 참조하기 바란다.

2003년에 Jung et al.<sup>(6)</sup>은 HFC32/HFC134a, HFC125/HFC134a 등의 혼합냉매를 사용하여 평판에서 풀 비등 열전달계수를 측정하고 4종류의 상관식과 비교한 뒤 10%의 오차를 갖는 상관식을 도출하였다.

NARMs는 등압상태에서 증발이 일어날 때 순수냉매와는 달리 증발 온도가 올라가며 반대로 응축 시에는 응축 온도가 감소한다. 이와 같은 현상은 '온도구배 현상'이라고 부르며 증발이 시작되는 점과 끝나는 점간의 온도 차이를 '온도구배'(Gliding temperature difference, GTD, Fig. 1에서  $\Delta T_{bp}$ )라고 하는데 이 온도구배는 선택된 혼합냉매와 조성에 따라 다르다.

Fig. 1은 비공비 혼합냉매에서 기포가 발생할 때 기포 주변의 현상을 보여 준다. 벌크 상태 액체 조성은  $X_b$ 인 비공비 혼합냉매의 경우 표면적으로는  $T_b$ 에서 기포가 발생하지만 실제로 기포 주변의 액체 영역에서는 증기압이 높은 물질이 곧바로 증발하므로 액체의 조성은  $X_i$ (A점)로 또 이에 상응하는 기체의 조성은  $Y_i$ (B점)로 바뀌며 증발 온도는  $T_i$ 로 올라간다. 이런 특이한 현상으로 인해

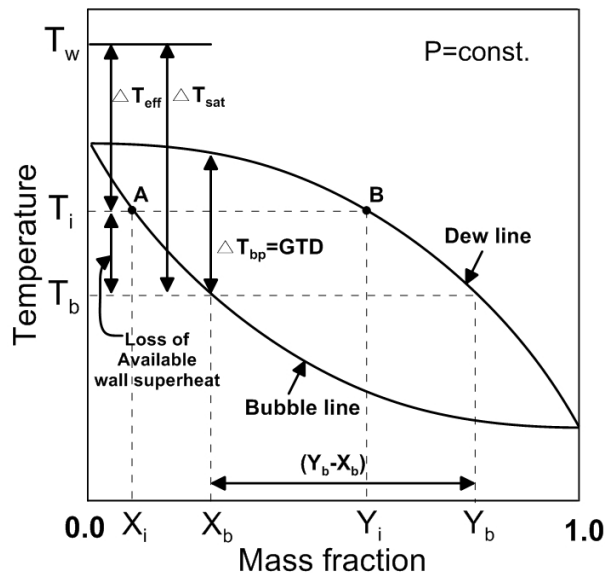


Fig. 1 Temperature and composition profiles for the nucleation of a nonazeotropic binary mixture.

Fig. 1에서 나타낸 바와 같이 실제로 기포의 형성에 이용 가능한 벽면과열도는  $(T_w - T_b)$ 에서  $(T_w - T_i)$ 로 감소하게 된다. 이러한 현상은 벽면과열도손실(Loss of available wall superheat)이라 하며 열전달을 일으키는 벽면 과열도의 감소로 인해 비공비 혼합냉매의 열전달계수는 감소하게 된다. 한편 기포 주변의 액체영역에서는 조성의 구배가 생기며 혼합냉매를 구성하는 성분 중에서 증기압이 높은 성분은 이 같은 조성구배를 극복하고 기포를 형성해야 한다. 이와 같은 조성구배는 비등 열전달을 방해하는 인자로 작용하게 되며 이를 물질전달저항(Mass transfer resistance)이라고 한다.<sup>(4, 7-9)</sup>

본 연구에서는 평판 형상의 열전달 표면을 사용하여 수열원 히트펌프에서 크게 효율을 증대시킬 수 있는 비공비 혼합냉매인 HFC32/HFC152a를 여러 조성으로 혼합하여 풀 비등 열전달계수를 측정하고 물질전달저항에 의한 열전달계수를 살펴봄에 또 결과를 비교하여 기존 냉매에 맞게 설계된 증발기에 적용 가능한 산업계가 필요로 하는 증발기 설계의 기초 자료로 제시하고자 한다.

## 2. 실험장치 및 방법

### 2.1 실험장치 및 실험과정

Fig. 2는 다양한 증기압의 작동유체에서 저열유속에서부터 임계 열유속까지의 비등 열전달계수를 측정할 수 있는 실험장치의 개략도이다. 실험 장치는 크게 비등 용기와 응축용 열교환기로 구성되어 있다. 실험 장치는 고압에서도 견딜 수 있도록 스테인리스 스틸 재질의 관들과 플랜지 그리고 철 재질의 볼트와 너트로 제작되었다.

비등 용기는 직경 114 mm, 길이 220 mm의 파이프의 양쪽에 플랜지를 용접하여 밀폐시켰다. 기화한 작동유체는 Fig. 2의 왼쪽 플랜지 상단을 통해 열교환기로 들어가 독립된 정밀 항온조에 의해 응축되어 비등 용기로 순환되게 하였고 보조 파이프를 통해서 열전달 시험부가 삽입되어 설치되었다.

실험 중 유체의 온도를 정확하게 측정하기 위해 T-type 열전대 2개를 유체가 있는 공간에 설치하였다. 또 실험에 사용한 유체의 상태를 확인하기 위해 고정밀 압력 변환계를 용기 상단에 설치하였다. 실험을 하면서 용기 내의 작동 유체는 열전달 시험부에서 최소 50 mm 정도 위까지 차게 하였다.

본 연구에서 사용된 열전달 히터는 매우 작기 때문에 외부로의 미세한 열손실도 비등 열전달계수에 큰 영향을 미칠 수 있으므로 비등 용기와 외부 응축기 등에 20 mm 두께의 단열재를 붙여 철저히 단열하였다.

### 2.2 열전달 시험부 제작

본 연구에서는 임계점 부근의 높은 열유속에서도 비등 열전달계수를 측정할 수 있도록 작은 크기의 고 열유속 평면 열전달 시험부를 제작하였다. Fig. 3은 본 연구에서 제작한 열전달 시험부(9.53 mm×9.53 mm)를 보여 준다. 열전달 시험부는 비등이 일어나는 표면과 그 표면에 열을 공급하는 히터로 구성되어 있다. 열전달 히터는 내부에 20옴의 니크롬선이 삽입되어 있어 약 3,800 kW/m<sup>2</sup>의 열유속까지 낼 수 있다(CGI사, CCR-375-1 모델). 히터를 직접 액체 냉매에 접촉시킬 수 없기 때문에 본 실험에서는 히터와 같은 크기의 구리판(9.53 mm×9.53 mm×4 mm)을 제작하였다. 이렇게 열전달 시험부를 만들기 위해 구리판과 히터를 선정한 뒤 히터

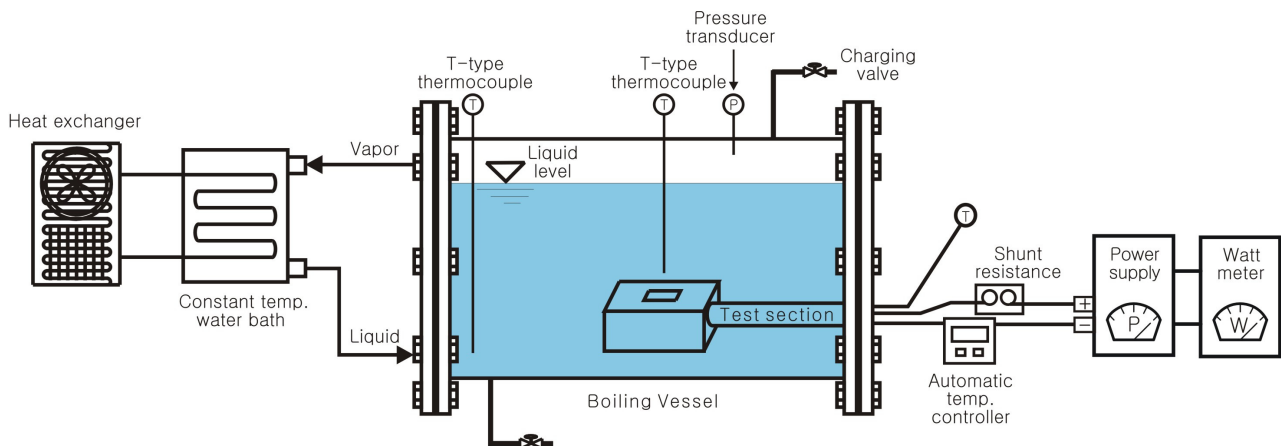


Fig. 2 Schematic diagram of the experimental apparatus.

표면에 은 납을 대고 가열하여 히터와 구리판을 직접 접합하였다.

열전달계수를 정확히 측정하기 위해서는 열전달 표면에서의 온도를 정확하게 측정해야 한다. 용접이나 전기 도금 방법 등으로 열전달 표면에 직접 열전대를 부착시키는 경우에는 표면 조건의 변화로 인해 실제 매끈한 표면에서의 비등 열전달계수를 측정하기 어렵다. 따라서 Fig. 3에서 볼 수 있듯이, 본 연구에서는 열전달 표면에 변화를 주지 않고 표면 온도를 정확하게 측정하기 위해서 히터 위에 접합된 구리판에 드릴을 이용하여 직경 1.0 mm, 깊이 5.0 mm의 구멍 네 개를 동일한 간격으로 뚫고 그 안에 T-type 열전대를 넣었다. 이렇게 4개의 열전대를 각각 구멍 안에 넣고 구멍을 은 납으로 채워 넣어 빈 공간이 생기지 않게 하였다.

열전달 히터에서 발생하는 열이 구리판 쪽으로만 가도록 하기 위해서 열전도도가 매우 낮은 MC 나일론으로 단열 블록(40 mm×40 mm×20 mm)을 제작하였다. MC 나일론 블록의 위쪽에는 가로 18 mm, 세로 15 mm, 깊이 6 mm의 사각형 부위를 만들어 열전달 시험부를 넣을 수 있게 하였고, 블록의 옆면에 직경 13 mm, 깊이 15 mm의 구멍을 내서 스테인리스 스틸 관을 꽂을 수 있게 하였다. 그 뒤에 열전달 히터/구리판 어셈블리를 MC 나일론 블록 안의 사각형 부위에 넣고 어셈블리 양 끝단에 전선을 단 뒤 은 납을 이용하여 이것을 직류 전원 공급기와 연결하였다. 이렇게 연결된 전선과 4개의 열전대는 MC 나일론 블록의 옆면에 연결된 스테인리스 스틸관을 통해 MC 나일론 블록 밖으로 빼내어 비등 용기 내의 실험 유체와 닿지 않도록 하였다. 또한, 전선과 열전대 등을 밖으로 빼내는 작업을 마친 뒤 MC 나일론 블록의 사각형 부위와 스테인리스 스틸 관

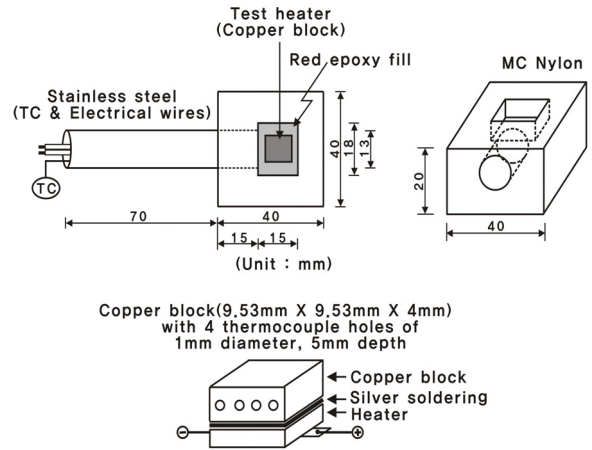


Fig. 3 Test heater specifications.

주변을 냉매와 반응을 일으키지 않는 에폭시를 이용하여 막음으로써 작동 유체가 스며들지 못하게 하였다.

실험에서 요구되는 고열유속을 균일하게 내기 위해 열전달 시험부 내에 삽입된 히터에 직류 전원 공급기 (Agilent 6030A, 200 V, 17 A)를 연결하였고 이 공급기를 통해 열유속을 조절하였다. 열전달 시험부에 들어가는 열량은 셉트 저항(Yokogawa 221509, 50 mV, 20 A)을 장착하여 전류와 전압 강하를 측정하여 계산하였다.

$$q = IV \tag{1}$$

식(1)에서  $q$ ,  $I$ ,  $V$ 는 각각 직류 전원 공급기에서 열전달 히터에 공급한 열(W), 셉트 저항을 통해 측정된 전류(A), 열전달 히터의 전압 강하(V)를 나타낸다.

Table 1 Refrigerants tested in this study

Refrigerants	Symbol	Mass fraction	Mole fraction	GTD(°C)	GWP
HCFC22					1700
HFC32					550
HFC152a					140
HFC32/HFC152a mixture	A	0.20/0.80	0.24/0.76	5.63	222
	B	0.45/0.55	0.51/0.49	7.63	325
	C	0.70/0.30	0.75/0.25	6.00	427
	D	0.87/0.13	0.89/0.11	3.18	497

Table 2 Some properties of pure refrigerants at 7°C

Refrigerant	$P_{sat}$ (kPa)	$P_r$	$T_r$	$k_f$ (W/m·K)	$k_g$ (W/m·K)	$\mu_f \times 10^{-6}$ (Pa·s)	$\mu_g \times 10^{-6}$ (Pa·s)	$\sigma$ (N/m)
HCFC22	621.51	0.1246	0.7586	0.0916	0.00989	200.13	11.665	0.01066
HFC32	1011.5	0.1749	0.7976	0.1398	0.01245	139.21	11.849	0.00977
HFC152a	337.1	0.0746	0.7250	0.1058	0.01269	201.34	9.4045	0.01221

### 2.3 실험방법

비등 실험에서 무엇보다 중요한 것은 비등 용기의 밀폐성 확보와 증발온도 유지이다. 본 실험에서는 질소와 냉매로 비등 용기를 20기압까지 충전한 뒤에 할로겐 디텍터로 가스의 누출을 확인하였다. 문제가 없음이 확인되면 약 두 시간 동안 진공 펌프를 구동한 뒤 실험할 유체를 충전하였다. 충전이 다 된 뒤 정밀 온도 제어 항온조를 사용하여 풀 온도를 7°C로 유지한 채 열유속 10 kW/m<sup>2</sup>에서부터 실험을 수행하였다. 주어진 열유속에서 정상 상태가 유지되면 비등 열전달계수를 측정하고 다시 열유속을 10 kW/m<sup>2</sup>씩 증가시키면서 높은 열유속까지 데이터를 측정하였다.

실험이 끝난 뒤에는 작동 유체를 빈 용기에 회수한 후 열전달 시험부를 비등 용기에서 분리하고 비등 용기를 분해해서 아세톤 등의 세정제를 이용해 깨끗이 닦아낸 후 유체를 바꾸어 다시 위의 과정을 반복하여 실험을 수행하였다. 또한 비등 열전달계수가 표면 불결 효과의 영향을 크게 받으므로 본 연구에서는 유체를 교체할 때마다 열전달 시험관의 표면을 동일한 2000번 사포로 균일하게 닦고 아세톤으로 세척하여 표면 조건을 항상 균일하게 유지하면서 실험을 수행하였다.

### 2.4 혼합냉매

본 연구에서는 HFC32/HFC152a 이원 혼합냉매를 작동유체로 하여 실험을 수행하였다. HFC32/HFC152a는 비공비 혼합냉매로서 HFC32의 질량 조성이 45%일 때 최대 온도구배(GTD)가 7.6°C이었다. Table 1은 데이터를 취한 조성에서의 온도구배를 나타내고 있으며, Table 2는 실험에 쓰인 순수냉매들의 몇 가지 물성치를 보여주고 있다. 본 연구에서 사용된 온도구배를 비롯한 모든 열역학적 물성치는 REFPROP 9.0<sup>(10)</sup>에서 계산된 값이며, 모든 조성은 다른 언급이 없으면 질량분을 값이다.

### 2.5 실험 데이터 처리

본 실험에서 열전달계수는 에너지 방정식을 사용하여 구하였다. 열전대가 설치된 열전달 표면에서의 국부 열전달계수는 식(2)에 의해서 결정된다.

$$h = \frac{q/A}{(T_w - T_{sat})} \quad (2)$$

여기서  $h$ ,  $A$ ,  $T_w$ ,  $T_{sat}$ 는 각각 열전달계수(W/m<sup>2</sup>K), 열전달 면적(m<sup>2</sup>), 열전달 표면 온도 그리고 실험 유체의 포화 온도이다. 실제 열전달 표면은 열전대 삽입 구멍으로부터 2 mm 떨어져 있으므로 식(2)의 온도  $T_w$

는 측정된 온도  $T_{th}$ 를 식(3)에 있는 1차원 열전도 방정식으로 보정하여 결정하였다.

$$T_w = T_{th} - \frac{q}{A} \left[ \frac{L}{k} \right] \quad (3)$$

여기서  $T_{th}$ ,  $L$ ,  $k$ 는 각각 열전대로 측정된 온도(°C), 열전달 시험부에서 열전대 홈까지의 두께(m), 열전달 시험부의 열전도도(W/m · K)이다.

본 실험에서 발생한 실험 데이터의 불확실성을 결정하기 위해 Kline and McClintock<sup>(11)</sup>이 제안한 오차 전파(Propagation of error) 방법을 적용하였다. 식(4)는 본 실험에서 이용한 측정 오차를 구하는 식이다.

$$U_h = \sqrt{\left(\frac{\partial h}{\partial V} U_V\right)^2 + \left(\frac{\partial h}{\partial I} U_I\right)^2 + \left(\frac{\partial h}{\partial A} U_A\right)^2 + \left(\frac{\partial h}{\partial T} U_T\right)^2} \quad (4)$$

여기서  $U_V$ ,  $U_I$ ,  $U_A$ ,  $U_T$ 는 각각 열전달계수에 영향을 미치는 전압, 전류, 열전달 면적, 온도의 불확실성을 나타낸다. 모든 데이터에 대해 2% 이하인 것으로 나타났다. 또한 한 유체에 대해 반복 실험을 한 결과 실험 데이터의 재현율은 5% 이내로 나타났다.

## 3. 실험 결과 및 고찰

### 3.1 타 연구자의 데이터와 비교

Fig. 4는 데이터의 신뢰성을 확인하기 위해 본 실험에서 측정된 HCFC22, HFC32, HFC152a의 비등 열전달계수를 식(5)의 Jung et al.<sup>(12)</sup>의 순수냉매 비등 상관식과 비교한 결과를 보여 준다. Jung et al.<sup>(12)</sup>의 상관식은 평균 오차 10% 이내에서 13개 순수냉매들의 비등 열전달계수를 가장 정확히 예측할 수 있다.

$$h = 41.4 \times \frac{k_f}{D_{bl}} \times \left[ \frac{(q/A)D_{bl}}{k_f T_{sat}} \right]^{C_1} \quad (5)$$

$$\times (-\log P_r)^{-1.52} \times \left( 1 - \frac{\rho_g}{\rho_f} \right)^{0.53}$$

$$C_1 = 0.835 \times (1 - P_r)^{1.33} \quad (6)$$

$$D_{bl} = 0.0146 \times \beta \times \left[ \frac{2\sigma}{g(\rho_f - \rho_g)} \right]^{0.5} \quad (7)$$

Fig. 4에서 볼 수 있듯이 세 냉매의 열전달계수는 평균 5% 이내에서 Jung et al.<sup>(12)</sup>의 상관식과 일치하였다. 한편 본 실험의 데이터는 Gorenflo<sup>(3)</sup>의 상관식과 Park et al.<sup>(13)</sup>의 실험값과 비교해서도 각각 평균 7.7% 이내

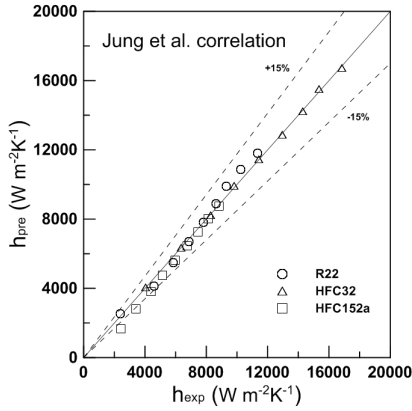


Fig. 4 Comparison of Jung et al. correlation against experimental data.

에서 일치하였다. 이 같은 비교를 통해 실험 데이터의 신뢰성을 확인할 수 있었다.

### 3.2 혼합냉매의 풀 비등 열전달계수

Fig. 5는 평판 표면에서 20, 50, 100 kW/m<sup>2</sup>의 세 가지 열유속에 대한 HFC32/HFC152a 혼합냉매의 열전달계수와 기체/액체에서의 질량분율의 차이(Y-X), 온도구배(GTD)를 보여 준다. 여기서 이상 열전달계수  $h_{id}$ 는 측정된 순수냉매의 열전달계수들을 측정하고자 하는 혼합냉매의 질량분율로 가중치를 주어 선형적으로 계산한 값이다. Fig. 5에서는 복잡함을 피하기 위해 열유속 100 kW/m<sup>2</sup>에 대해서만  $h_{id}$ 를 표시하였다. 그리고 등가 순수냉매 열전달계수  $h_{epf}$ 는 순수냉매의 풀 비등 상관식에 혼합냉매의 물성치를 대입하여 계산한 값이다. 이렇게 계산된 열전달계수는 Collier and Thome<sup>(6)</sup>이 설명했듯이 비선형 변화 효과를 포함하고 있다.  $h_{epf}$ 의 계산을 위해서는 Jung et al.<sup>(12)</sup>의 상관식을 사용하였다.

Fig. 5에서 볼 수 있듯이 HFC32/HFC152a 혼합냉매는 HFC32의 조성이 45%일 때 온도구배가 가장 크며 이때의 열전달계수 값이 이상적인 값으로부터 가장 많이 감소하였다. 즉 온도구배 혹은 (Y-X)가 증가함에 따라 열전달계수가  $h_{id}$ 에 비해 최대 45% 감소했다.

HFC32/HFC152a는 비공비 혼합냉매이기 때문에 혼합냉매를 구성하는 순수냉매들의 비등점 차이로 인한 물질전달저항과 벽면 과열도의 손실에 의해 열전달계수가 모든 질량분율에서  $h_{id}$ 의 값보다 감소된 것으로 나타났다. 이러한 현상은 선행 연구자들의 다른 혼합냉매에 대한 연구에서 밝힌 바 있다.<sup>(4, 5, 14, 15)</sup>

### 3.3 혼합냉매 상관식 비교

Fig. 5에서 알 수 있듯이 실험을 통해 얻은 혼합냉매

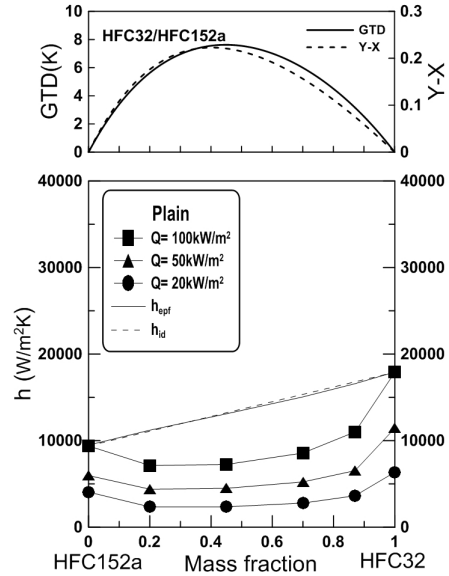


Fig. 5 Nucleate boiling HTCs, GTDs, (Y-X) on plain surface of HFC32/HFC152a mixture.

의 풀 비등 열전달계수는 순수냉매의 값에 조성의 가중치를 주어 구한 이상적인 열전달계수(Fig. 5의 실선)보다 작은 값을 갖는다. 이 같은 열전달계수 감소 현상을 규명하기 위해 지난 몇 십 년간 많은 연구가 수행되었고 그 결과로 개발된 대부분의 혼합냉매 풀 비등 상관식은 대개 열전달계수의 감소인자로 벽면과열도의 증가와 상변화 과정 중에서의 조성비 변화 등에 초점을 두고 있다(Fig. 1 참조). 대부분의 상관식은 다음과 같은 일반적인 형태로 표현된다.

$$\frac{h}{h_{id}} = \frac{1}{(1+K)} \quad (8)$$

여기서 K는 열전달계수 감소인자로서 0에서 1사이의 값을 가지는데 여러 연구자들은 일정한 온도, 압력 하에서의 조성 차이나 온도구배의 함수 등을 이용하여 다음과 같이 혼합냉매의 풀 비등 열전달계수 상관식을 제시하였다.

(a) Stephan and Körner<sup>(14)</sup>

$$K = A_o (Y_1 - X_1)(0.88 + 0.12P/P_o) \quad (9)$$

(b) Thome<sup>(7)</sup>

$$K = \frac{h_{id}}{(q/A)} \Delta T_{bp} \quad (10)$$

(c) Schlünder<sup>(16)</sup>

$$K = \frac{h_{id}}{(q/A)} (T_2 - T_1)(Y_1 - X_1) \times (1 - e^{-\phi}) \quad (11)$$

(d) Thome and Shakir<sup>(8)</sup>

$$K = \frac{h_{id}}{(q/A)} \Delta T_{bp} (1 - e^{-\phi}) \quad (12)$$

(e) Jung et al.<sup>(6)</sup>

$$K = \frac{h_{id}}{(q/A)} \Delta T_{bp} (y_b - x_b)^{-0.367} \quad (13)$$

$$\times \left[ 0.01 \times \frac{(q/A) D_{bl}}{k_f T_{sat}} \right]^{C_2} \left( \frac{\nu_f}{\alpha_f} \right)^{0.64}$$

$$C_2 = 0.44 P_r^{-0.0475} \quad (14)$$

Stephan and Körner<sup>(14)</sup>가 제시한 상관식은 1~10기압 범위에서 적용되며 그들은 실험상수  $A_0$ 와 조성차이  $(Y_1 - X_1)$  그리고 압력비  $P/P_0$ 에 따라 감소 인자가 결정됨을 보였다. 또한 Happel and Stephan<sup>(15)</sup>도 일정압력과 열유속에서 조성차이에 의한 함수로 혼합매체의 상관식을 유도했으며 조성차이가 열전달계수의 감소인자로서 가장 지배적인 역할을 함을 보였다. 한편 1983년에 발표된 Thome<sup>(7)</sup>의 상관식은 각각의 혼합매체마다 다양한 실험상수를 갖는 Stephan and Körner<sup>(14)</sup>의 상관식을 보완하여 감소계수를 온도구배  $\Delta T_{bp}$ 의 함수로 표현한 것이다. 혼합냉매 상관식 개발에 많이 이용되는 Schlünder<sup>(16)</sup>의 연구 결과는 막이론(film theory)을 통해 기포 주위의 질량전달과정을 설명한 것으로 그는 열유속의 효과를 포함한 상관식을 제시하였다. 식(1)에서의  $(T_2 - T_1)$ 는 동일한 압력 하에서 혼합냉매를 구성하는 순수냉매의 포화온도차이고  $\phi$ 는 상대증발비(relative vaporization rate)로서 식(15)와 같이 표현된다.

$$\phi = \frac{Bo(q/A)}{\rho_f \beta_f h_{fg}} \quad (15)$$

여기서  $Bo$ 는 증발잠열을 일으키는 데 사용되는 열유속의 비율을 나타내는 비율계수인데 그는 그 값을 1로 고정했고  $\beta_f$ 는 질량전달계수로서 0.0002 m/s라고 가정했다.

Thome and Shakir<sup>(8)</sup>는 Schlünder<sup>(16)</sup>의 상관식과 기존의 연구를 토대로 자신들의 수정식(12)을 발표하였다. 기존의 상관식에서는  $h_{id}$  값을 구하기 위해 식(16)을 사용하였으나 Thome and Shakir<sup>(8)</sup>는 혼합매체를 ‘동등한 순수매체’(Equivalent pure fluid, EPF)로 가정하여  $h_{id}$ 를

구하였다. EPF로 가정하여  $h_{id}$ 를 구하는 경우에는 순수냉매의 상관식에 들어가는 모든 물성치 값에 혼합매체의 물성치를 대입하는 것을 뜻하며 이렇게 계산된  $h_{id}$ 는 대부분의 혼합냉매 열전달계수를 계산할 때 사용되는 식(16)에 의해 계산되는  $h_{id}$ 와 상당히 다르게 된다. 따라서 엔지니어들은 특별히 이 점에 유의하여야 한다.

Jung et al.<sup>(6)</sup>은 Thome and Shakir<sup>(8)</sup>와 같이 혼합매체를 EPF로 가정하였으며 본 연구에서는 이들의  $h_{id}$ 를 구하기 위해 신냉매들의 물성치를 고려한 Jung et al.<sup>(12)</sup>의 순수냉매 상관식을 사용하였다.

$$\frac{1}{h_{id}} = \frac{X_1}{h_1} + \frac{X_2}{h_2} \quad (16)$$

Table 3은 실험에 사용된 혼합냉매의 실험값과 위에서 언급한 상관식에 적용한 값을 비교한 결과를 보여준다.

Fig. 6~Fig. 10은 본 실험에서 취한 데이터를 Stephan and Körner<sup>(14)</sup>, Thome<sup>(7)</sup>, Schlünder<sup>(16)</sup>, Thome and Shakir<sup>(8)</sup> 그리고 Jung et al.<sup>(6)</sup>의 상관식과 비교한 결과를 보여주며 각각의 혼합냉매 조성에 대한 기호는 Table 1을 참조하기 바란다. 혼합매체를 구성하는 순수매체들의 열전달계수 값을 이용하여  $h_{id}$  값을 구한 Stephan and Körner<sup>(14)</sup>, Thome<sup>(7)</sup>, Schlünder<sup>(16)</sup>와 EPF로 가정하여  $h_{id}$  값을 구한 Thome and Shakir<sup>(8)</sup>의 상관식 모두 15.5% 이내의 절대평균오차를 보였고, Jung et al.<sup>(6)</sup>의 상관식은 22%의 절대평균오차를 보였다. Fig. 9를 보면 Thome and Shakir<sup>(8)</sup>의 상관식은 열전도도에 의한 영향을 제대로 고려하지 않기 때문에 다른 냉매에 비해 약 2배 정도 높은 열전도도를 갖는 HFC32의 경우 상당한 오차가 발생한 것으로 추정된다. 이로 인해 HFC32의 질량분율이 증가할수록 열전달계수가 과소평가되는 경향이 나타나는 것을 볼 수 있다. 또, 본 연구에서 순수냉매 열전달계수와 혼합냉매의 등가 순수냉매 열전달계수를 계산하기 위해 사용한 Jung et al.<sup>(6)</sup>의 상관식은 Cooper<sup>(17)</sup>의 접근방식에 기반을 두고 있다. 그리고 환산압력을 필요로 하기 때문에 혼합냉매의 각 조성에서의 임계압력을 알아야만 한다. 본 연구에서는 혼합냉매의 임계압력을 REFPROP 9.0<sup>(10)</sup>으로 계산했다. 그러나

Table 3 Comparison of the present data with various correlations

	Stephan and Körner <sup>(14)</sup>	Thome <sup>(7)</sup>	Schlünder <sup>(16)</sup>	Thome and Shakir <sup>(8)</sup>	Jung et al. <sup>(6)</sup>
Avg. dev. (%)	-8.3	-15.5	-12.5	-15.2	22.4
Mean dev. (%)	13.3	15.5	14.2	15.4	22.4

$$\text{Avg. dev.} = \frac{1}{n} \sum_1^n \left[ \frac{(h_{pre} - h_{exp}) \times 100}{h_{exp}} \right], \text{ Mean dev.} = \frac{1}{n} \sum_1^n \text{ABS} \left[ \frac{(h_{pre} - h_{exp}) \times 100}{h_{exp}} \right]$$

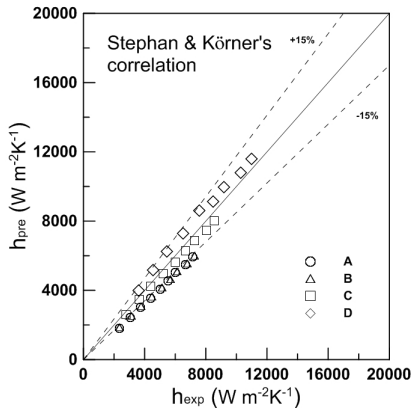


Fig. 6 Comparison of Stephan and Körner's correlation against experimental data.

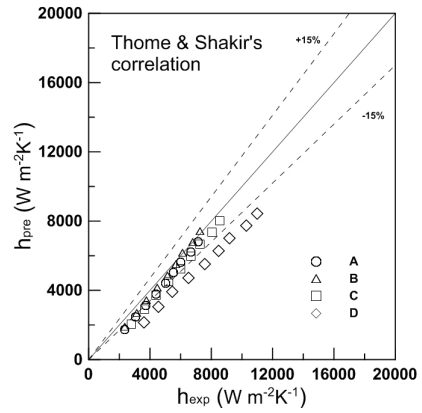


Fig. 9 Comparison of Thome and Shakir's correlation against experimental data.

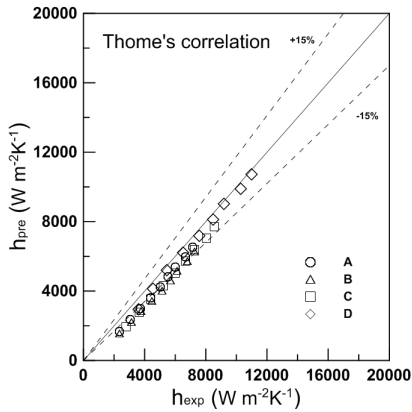


Fig. 7 Comparison of Thome's correlation against experimental data.

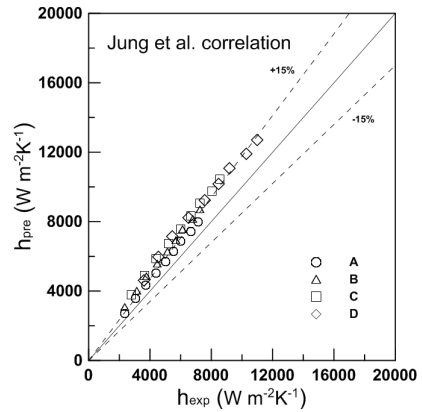


Fig. 10 Comparison of Jung et al. correlation against experimental data.

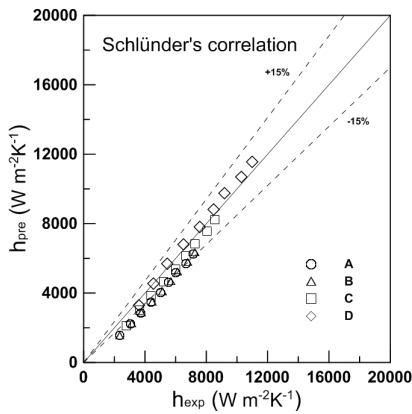


Fig. 8 Comparison of Schlünder's correlation against experimental data.

이미 알려진 바와 같이 이렇게 계산된 혼합냉매의 임계압력값은 10~15%의 오차를 포함하고 있다.<sup>(18)</sup> 그렇기 때문에, Jung et al.<sup>(6)</sup>의 상관식은 HFC32/ HFC152a에

대하여 다른 상관식들에 비하여 7%정도 더 큰 절대오차를 보인 것으로 사료된다.

#### 4. 결론

본 연구에서는 사각 평판 표면에서 비공비 혼합냉매인 HFC32/HFC152a의 여러 조성에서 풀 비등 열전달계수를 측정하였고 데이터를 기존의 혼합냉매 열전달 상관식과 비교, 분석하였다. 모든 실험은 풀 온도 7°C에서 열유속을 10 kW/m<sup>2</sup>부터 100 kW/m<sup>2</sup>까지 10 kW/m<sup>2</sup>씩 올라가며 측정하였다. 실험을 통해 얻은 데이터와 상관식들과의 비교를 통해 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 비공비 혼합냉매인 HFC32/HFC152a의 평판 표면에서의 열전달계수는 이상 열전달계수와 비교해 질량분율 0.2/0.8, 0.45/0.55, 0.7/0.3, 0.87/0.13에서 각각 최대 36, 45, 45, 38%까지 감소하였다.
- (2) 실험한 모든 혼합냉매는 온도구배가 커질수록



열전달계수가 비례해서 감소함을 보이면서 풀비등 열전달계수에 대한 비공비 혼합냉매의 물질전달저항 효과를 나타냈다.

- (3) Stephan and Körner<sup>(14)</sup>, Thome<sup>(7)</sup>, Schlünder<sup>(16)</sup> 그리고 Thome and Shakir<sup>(8)</sup>의 상관식들은 혼합냉매의 열전달계수를 절대평균오차 15.5%, Jung et al.<sup>(6)</sup>의 상관식은 절대평균오차 22.2% 이내로 본 연구와 차이를 보였다.

## 후 기

본 연구는 2011년도 정부(국토해양부)의 재원으로 한국해양과학기술연구원의 ‘해양 심층부의 에너지 이용 기술 개발’(연구 책임자 김현주) 연구사업 지원을 받아 수행되었으며 관계자들에게 감사사를 드린다.

## 참고문헌

1. Lee, H.-S., Kim, H.-J., Kang, D., and Jung, D., 2012, Thermodynamic performance of R32/R152a mixture for water source heat pumps, *ENERGY*, Vol. 40, pp. 100-106.
2. Thome, J. R., 1996, Boiling of new refrigerants : a state-of-the-art-review, *Int. J. Refrigeration*, Vol. 19, pp. 435-457.
3. Gorenflo, D., 2001, State of the art in pool boiling heat transfer of new refrigerants, *Int. J. Refrigeration*, Vol. 24, pp. 6-14.
4. Collier, J. H. and Thome, J. R., 1996, *Convective Boiling and Condensation*, 3rd ed., Oxford University Press, pp. 535-584.
5. Balakrishnan, A. R., 1998, Pool boiling of saturated pure liquids and binary mixtures : effects of surface characteristics, *Proc. of the 11th Int. Heat Transfer Conf.*, Kyongju, pp. 71-87.
6. Jung, D., Song, K., An, K., and Kim, J., 2003, Nucleate boiling heat transfer coefficients of mixtures containing HFC32, HFC125, and HFC134a, *Int. J. Refrigeration*, Vol. 26, No. 7, pp. 764-771.
7. Thome, J. R., 1983, Prediction of binary mixture boiling heat transfer coefficients using only equilibrium data, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 26, No. 7, pp. 965-974.
8. Thome, J. R. and Shakir, S., 1987, A new correlation for nucleate pool boiling of aqueous mixtures, *AIChE Symposium Series*, Vol. 83, No. 257, pp. 46-51.
9. Inoue, T., Kawae, N., and Monde, M., 1998, Characteristics of heat transfer coefficient during nucleate pool boiling of binary mixtures, *Heat and Mass Transfer*, Vol. 33, pp. 337-344.
10. McLinden, M. O., Lemmon, E. W., and Huber, M. L., 2010, NIST reference fluid thermodynamic and transport properties, REFPROP Version 9.0.
11. Kline, S. J. and McClintock, F. A., 1953, Describing Uncertainties in Single-sample Experiments, *Mechanical Engineer*, Vol. 75, pp. 3-8.
12. Jung, D., Lee, H., Bae, D., and Oho, S., 2004, Nucleate boiling heat transfer coefficients of flammable refrigerants, *Int. J. Refrigeration*, Vol. 27, pp. 409-414.
13. Park, K.-J., Jung, D., and Shim, S. E., 2009, Nucleate boiling heat transfer coefficients of halogenated refrigerants up to critical heat fluxes, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C : J. Mechanical Engineering Science*, Vol. 223, No. 6, pp. 1415-1424.
14. Stephan, K. and Körner, M., 1969, Calculation of heat transfer in evaporating binary liquid mixtures, *Chemie-Ingenieur Technik*, Vol. 41, No. 7, pp. 409-417.
15. Happel, O. and Stephan, K., 1974, Heat transfer from nucleate to beginning of film boiling in binary mixtures, *Proc. of the 5th Int. Heat Transfer Conf.*, Vol. 4, pp. 340-344.
16. Schlünder, E. U., 1986, Heat transfer in nucleate boiling of mixtures, In *Proc. 8th Int. Heat Transfer Conf.*, San Francisco, Vol. 4, pp. 2073-2079.
17. Cooper, M. G., 1984, Heat flow rates in saturated nucleate pool boiling a wide-ranging examination using reduced properties, *Advances in Heat Transfer*, Academic Press, Vol. 16, pp. 157-239.
18. Reid, R. C., Prausnitz, J. M., and Sherwood, T. K., 1977, *The Properties of Gases and Liquids*, 3rd ed., McGraw-Hill, pp. 145-149.