

수평 평활관내에서 비공비혼합냉매의  
강제대류 증발열전달

Forced Convective Evaporating Heat Transfer of Non-azeotropic  
Refrigerant Mixtures in a Horizontal Smoothed Tube

박기원\*, 오 후 규\*\*  
K.W.Park, H.K.Oh

**Key Words** : Evaporating heat transfer coefficient(증발열전달계수), Non-azeotropic refrigerant mixture(비공비혼합냉매), Froced convective boiling(강제대류비등)

Abstract

Experiments were performed to investigate the heat transfer characteristics of nonazeotropic mixture R-22+R-114 in a heat pump system. The ranges of parameter, such as heat flux, mass flow rate, and quality were 8,141~32,564W/m<sup>2</sup>, 24~58kg/h, and 0~1, respectively. The overall compositions of the mixtures were 50 and 100 per-cent of R-22 by weight for R-22+R-114 mixture.

The results indicated that there were distinct different heat transfer phenomena between the pure substance and the mixture. In case of pure refrigerant the heat transfer rates for cooling were strongly dependent upon quality of the refrigerant. Overall evaporating heat transfer coefficients for the mixture were somewhat lower than pure R-22 values in the forced convective boiling region. For a given flow rate, the heat transfer coefficient at the circumferential tube wall(top, side, and bottom of the test tube) for R-22/R-114(50/50wt %)mixture, however, was higher than for pure R-22 at side and bottom of the tube. Furthermore, a prediction for the evaporating heat transfer coefficient of the mixtures was developed based on the method of Yoshida et.al.'s. The resulting correlation yielded a good agreement with the data for the refrigerant mixtures.

———— 기호설명 ————		<i>l</i> : 관길이	[ m ]
		<i>L</i> : 잠열	[ KJ/kg ]
<i>B<sub>o</sub></i> : Boiling number	[ = $q/(w \cdot L)$ ]	<i>n</i> : 소구간의 수	
<i>c</i> : 비열	[ kJ/(kg · K) ]	<i>Pr</i> : Prandtl number	[ = $c_p \cdot \mu/\lambda$ ]
<i>c<sub>p</sub></i> : 정압비열	[ kJ/(kg · K) ]	<i>q</i> : 열유속	[ W/m <sup>2</sup> ]
<i>d</i> : 직경	[ m ]	<i>Q</i> : 열량	[ W ]
<i>G</i> : 질량속도	[ kg/m <sup>2</sup> · s ]	<i>T</i> : 온도	[ K ]
		<i>w</i> : 질량유량	[ kg/h ]
		<i>x</i> : 건조도	

\* 여수수산대학교 냉동공학과, 정회원  
\*\* 부산수산대학교 냉동공학과, 정회원

$z$  : 관 길이(소구간) [m]

### 그리스 문자

$\alpha$  : 열전달계수 [W/(m<sup>2</sup>·K)]

$\rho$  : 밀도 [kg/m<sup>3</sup>]

$\mu$  : 점도 [kg·m/s]

$\lambda$  : 열전도율 [W/(m·K)]

$X_{tt}$  : Lockhalt-Martinelli 변수

### 하 첨 자

*cal* : 계산값

*co* : 열원수(냉수)

*exp* : 실험값

*in* : 입구

*is* : 내면

*L* : 액상

*m* : 평균값

0 : 초기

*out* : 출구

*os* : 외면

*r* : 냉매

*sat* : 포화

*v* : 기상

*wall*: 관벽

## 1. 서 론

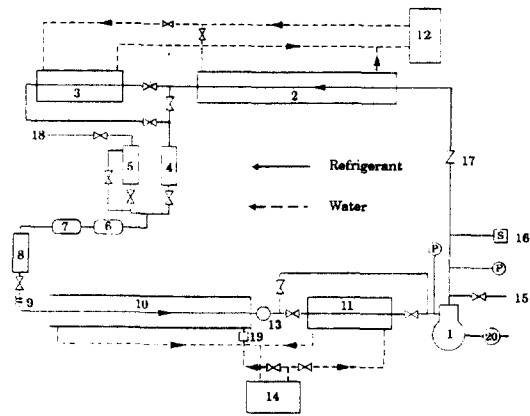
현대문명은 막대한 양의 에너지를 사용함으로써 가능하였을 뿐만 아니라 이를 유지하고 향상시키기 위해서는 더욱 많은 에너지가 소요될 것이다. 그러나 오늘날 사용하고 있는 대부분의 에너지는 거의가 재생이 불가능한 유한 에너지 자원이므로 이들 에너지를 보다 유용하게 이용하여 장기간 사용할 수 있는 방안을 강구하여야 할 것이다. 특히 전기 에너지를 많이 사용하고 있는 냉동·공조장치에서는 최소한의 동력을 소모하여 최대의 열에너지를 얻을 수 있는 방안을 강구하여야 할 뿐만 아니라 CFC(chlorofluorocarbon)계 냉매에 의한 오존층 파괴를 해결할 수 있는 방안 모색의 일환으로서 혼

합 냉매의 사용이 권장되고 있다.<sup>1)</sup> 특히 비공비혼합냉매는 열교환 도중에 열원의 온도에 따라 냉매의 온도가 변하는 로렌츠사이클의 특성을 나타내기 때문에, 단일성분냉매에 비하여 열교환시에 유효에너지의 손실을 절감하여 시스템의 성능을 향상시킬 수 있다는 것을 알 수 있다. 이 외에도 혼합냉매를 사용하는 다른 이유로서는 응축압력이나 압축비의 감소, 열용량의 증가 등을 들 수 있다. 그러나 비공비혼합냉매를 장치에 실용화하기 위해서는 해결되어야 할 점이 매우 많은 데, 그 중에서도 열교환기내에서 일어나는 증발·응축특성의 규명도 가장 중요한 문제 중 하나이다. 이를 규명하기 위해 Singal 등<sup>2)</sup>, Ross 등<sup>3)</sup>, Jung 등<sup>4)</sup>, 藤井 등<sup>5)</sup>이 수평관에서의 증발열전달에 관하여 연구하였다. 그러나 열교환기의 건조도나 관길이의 변화 등에 따른 자료는 부족하며, 또한 압축기를 사용하여 구성한 실제 장치에서의 열전달 특성에 관한 연구는 그 중요성에 비추어 볼 때 연구가 거의 없는 실정이다.

따라서 본 연구는 비공비혼합냉매를 사용하는 열펌프의 증발열전달특성을 규명하기 위한 연구로서, 여러가지 비공비혼합냉매 중에서 비점의 차가 비교적 크고 그 물성치가 어느 정도 잘 알려져 있는 R-22+R-114계를 작동유체로 사용하고 수평평활관을 열교환기로 사용한 기본적인 열펌프 장치를 구성하였다. 이러한 장치를 이용한 실험을 통해 냉매가 증발할 때의 열전달특성을 냉매의 조성비와 열유속, 건조도 등에 따라서 검토하였다. 이를 기존의 열전달계수식<sup>6)</sup>과 비교하여 비공비혼합냉매가 실제 장치에서 사용될 때의 열전달특성에 관한 기초자료를 확보하고자 하였다.

## 2. 실험장치 및 실험방법

본 실험에 사용한 장치의 개략도는 Fig.1과 같으며, 냉매는 압축기(1), 응축기(2), 수액기(4), 냉매여과기(6), 냉매전조기(7), 체적식 유량계(8), 팽창장치(9), 증발기(10)의 순으로 유동되고, 열원수는 열원수 공급원(14)에서 일정온도로 유지되어 증발기에 일정유량으로 공급되게 하였는데, 열원수로는 물을 사용하였다. 또 압축기로는 R-22용 1.5HP 밀폐형을 사용하였고, 팽창장치로는 모세관

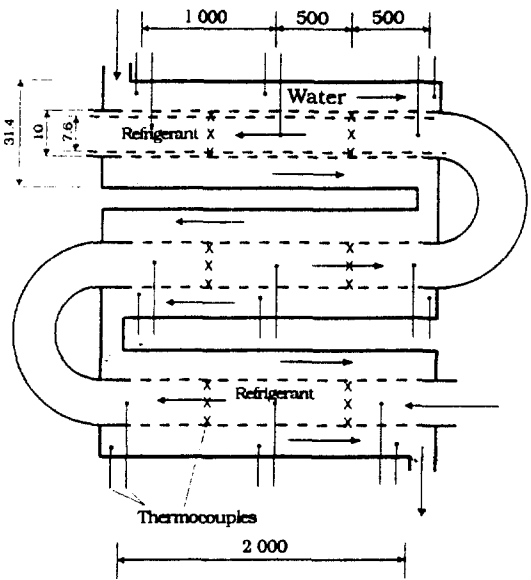


- |                                |  |
|--------------------------------|--|
| (1) Compressor                 | (12) Heat source water circulation tank for condenser  |
| (2) Condenser                  | (13) Sight glass                                       |
| (3) Auxiliary condenser        | (14) Heat source water circulation tank for evaporator |
| (4) Main receiver              | (15) Refrigerant collection tube                       |
| (5) Auxiliary receiver         | (16) High pressure switch                              |
| (6) Strainer                   | (17) Check valve                                       |
| (7) Dryer                      | (18) R-22 injection tube                               |
| (8) Refrigerant flow meter     | (19) Water flow meter                                  |
| (9) Capillary tube             | (20) Watt meter  |
| (10) Evaporator (Test section) | Ⓢ Pressure gauge                                       |
| (11) Auxiliary evaporator      | ⊗ Stop valve   |

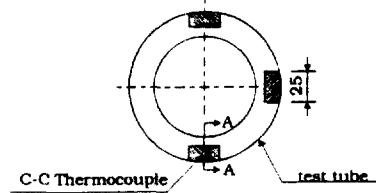
Fig.1 Schematic diagram of experimental apparatus.

과 스톱밸브를 사용하여 임의로 냉매량을 조절할 수 있도록 하였다.

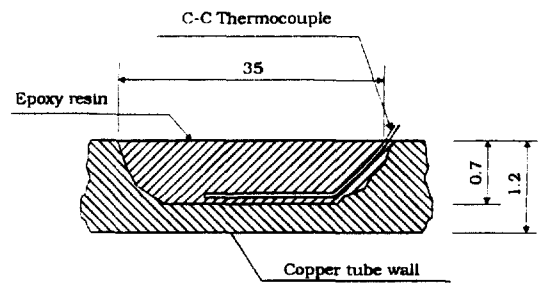
Fig.2는 시험구간으로 사용한 증발기의 상세도를 나타낸 것이다. 그림의 (a)에서와 같이 증발기는 2중관 향류형 열교환기로서, 냉매는 내관내를 흐르고, 열원수는 내관과 외관사이의 환상부를 냉매와 역방향으로 흐르도록 하였다. 증발기의 내관은 내경 7.6mm, 외경 10mm인 동제의 평활관이고, 외관은 내경 31.4mm인 PVC관을 사용하고, 그 외부에는 단열재로서 충분히 단열하여 열원수가 외기의 영향을 받지 않도록 하였다. 또한 길이 2m인 직관 3개를 연결하여 전 길이를 약 6.2m로 하였으며, 밴드부를 합쳐 각각 전체 8개의 소구간으로 구성하였다. 여기서 냉매의 온도 측정을 위해 각 소구간의 입·출구에 해당하는 부분의 내벽면 정상부에서 동-콘스탄탄 열전대를 삽입하였다. 그리고 각 소구간 입·출구에 해당하는 부분의 내관과 외관 사이의 중심부에 동-콘스탄탄 열전대를 설치하여 열원수의 혼합평균온도를 측정하였다. 또 내관 벽면 온도를 측정하기 위해 밴드부를 제외한 각 소



(a) Lay out of test section.



(b) Cross section of the test section.



(c) View of A-A section.

Fig.2 Details of test section.

구간의 중앙 위치에서 그림의 (b)와 같이 관벽의 상·하·측면에 그림의 (c)와 같이 동-콘스탄탄 열전대를 각각 심었다. 유량은 냉매와 열원수 모두 체적식 유량계로 측정하였다.

실험은 R-22의 단일냉매 및 증발능력의 증가를

보이는 R-22/R-114(50/50wt%)계 비공비혼합 냉매<sup>9)</sup>에 대해 각각 실시하였다. 충전시에는 장치 내의 전 냉매량이 거의 일정하게 유지되도록 하였고, 포화압력이 낮은 R-114를 충전하고 난 후, 장치내에서 R-22가 일정비율이 될 수 있도록 하였다. 이 때 장치내의 조성비를 기액평형 데이터<sup>10)</sup>에서 점검하였으며, 시험구간내의 온도와 압력이 30 분 이상 평형을 유지할 때 실험을 시작하였다.

### 3. 데이터 해석

비공비혼합냉매를 장치의 작동유체로서 사용하고자 할 때에는 단일냉매의 성질은 물론이고, 단일 냉매를 다른 단일냉매와 혼합했을 때 나타나는 혼합물로서의 성질을 파악하여야 한다. 따라서 단일 냉매인 R-22와 R-114의 물성치는 ASHRAE에서 추천한 물성치표<sup>9)</sup>를 이용하였다. 또 비공비혼합냉매의 액과 증기의 밀도, 액의 정압비열, 액의 점성계수는 물분을 평균<sup>10)</sup>으로, 액의 잠열은 질량 분율 평균<sup>10)</sup>으로 각각 구하였고, 증기의 점도는 Wilke의 식<sup>11)</sup>으로, 액의 열전도율은 Filippov의 식<sup>11)</sup>으로 각각 구하였다.

냉매의 관주방향 국소열전달계수  $\alpha$  및 관주방향 평균열전달계수  $\alpha_m$  관 길이 방향 평균열전달 계수  $\alpha_m$  은 식(1)~(3)으로부터 각각 산출하였다.

$$\alpha = \frac{q}{T_{wall, is} - T_{sat}} \quad (1)$$

$$\alpha_m = \frac{q_m}{T_{wall, is, m} - T_{sat, m}} \quad (2)$$

$$\alpha_m = \frac{\int_{z_m}^{z_{ou}} \alpha_m' dz}{n} \quad (3)$$

여기서,  $n$ 은 소구간의 수를 나타내고,  $T_{wall, is}$ 는 측정된 외벽면 온도의 산술평균치  $T_{wall, os}$ 와 열교환량으로부터 구한 내관 내벽면의 대표온도로서, 식(4)와 같다. 또,  $q$ 는 열유속으로서 식(5)로부터 계산된 것이다.

$$T_{wall, is} = \frac{T_{wall, os} - Q \cdot \ln \frac{dos}{dis}}{2\pi \cdot \Delta z \cdot \lambda_{wall}} \quad (4)$$

$$q = \frac{Q}{\pi \cdot dis \cdot z} \quad (5)$$

여기서,  $dis$ 는 관 내경,  $dos$ 는 관 외경,  $\lambda_{wall}$ 는 내관의 열전도율이며,  $z$ 는 시험구간 중의 소구간 길이이다. 또 열교환량  $Q$ 는 식 (6)으로부터 구하였다.

$$Q = w_{co} \cdot c_{co} \cdot (T_{in} - T_{ou}) \quad (6)$$

여기서,  $w_{co}$ 와  $c_{co}$ 는 각각 열원수의 질량유량과 비열,  $T$ 는 온도를 나타낸다. 또 첨자  $in$ 과  $out$ 은 각각 소구간의 입구와 출구를 나타낸다.

또 증발구간의 건조도  $x$ 는 식(7)을 사용하여 계산하였다.

$$x = \frac{\pi \cdot dis}{w_r \cdot L} \int_{z_m}^{z_{ou}} q dz + x_0 \quad (7)$$

여기서,  $dis$ 는 관 내경,  $L$ 은 증발잠열이며,  $w_r$ 은 냉매의 질량유량,  $z_m$ 과  $z_{ou}$ 는 각각 소구간 입구와 출구를 나타낸다. 또  $q$ 는 냉매가 증발할 때의 열유속이며,  $x_0$ 는 앞 구간에서의 건조도로서 첫번째 구간에서는 그 값이 0이다.

## 4. 결과 및 고찰

### 4.1 장치의 열평형

증발기로 사용한 시험구간의 열수지를 확인하기 위하여 여러 연구자들이 추천하고 있는 식(8)의 Dittus-Boelter 식으로 계산한 열전달계수와 실험에 의한 열전달계수를 비교하였다.

$$Nu = 0.023 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^{0.4} \quad (8)$$

여기서,  $Nu$ ,  $Re$ ,  $Pr$ 은 각각 Nusselt number,

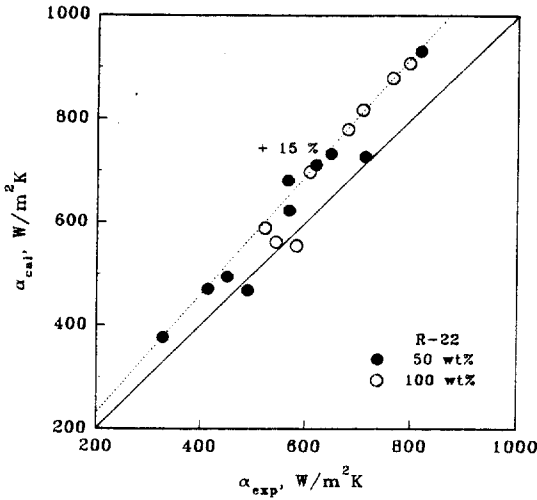


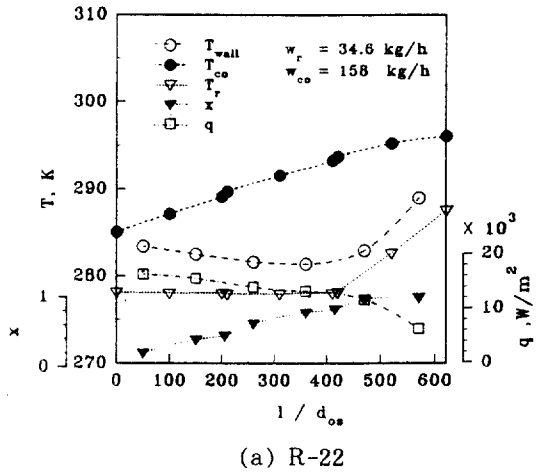
Fig.3 Comparison of calculated evaporating heat transfer coefficient with experimental data of pure R-22 and R-22/R-114 (50/50wt%) mixture.

Reynolds number, Prandtl number로서, 무차원 수이다.

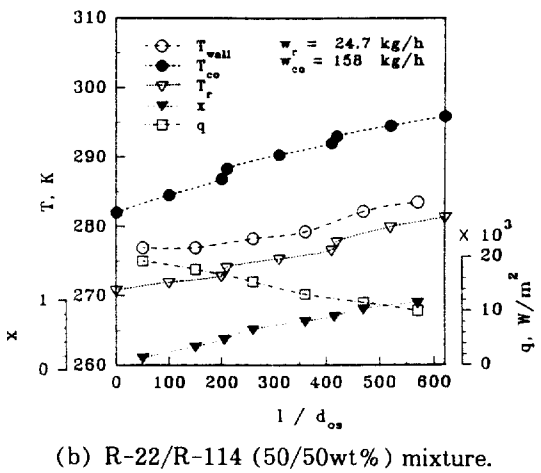
이들의 결과를 Fig.3에 나타내었다. 그림에서 알 수 있는 바와 같이 실험에 의한 열전달계수와 Dittus-Boelter식으로 계산한 열전달계수는 +15% 이내에서 잘 일치하였다.

4.2 증발기에서의 온도 분포

Fig.4는 단일냉매와 비공비혼합냉매가 증발할 때의 열전달 특성을 검토하기 위해 측정된 데이터 중 하나이다. 이 중에서 단일냉매의 온도는 관내에서의 압력강화로 인하여 포화증기로 될 때까지 약간 저하하는 경향을 보이다가 과열증기가 되면서부터 온도가 급격히 상승하였다. 관벽온도도 냉매온도와 같이 온도강화를 보이다가 무차원 관 길이 450부근에서 급격하게 상승하였다. 관벽온도가 급격하게 상승하기 시작하는 점에서부터 액막이 드라이 아웃되어 과열증기로 되는 구간이라 생각된다. 그러나 비공비혼합냉매의 온도와 관벽온도는 액 및 증기의 조성변화로 인해 증발기 출구로 갈수록 서서히 상승한다. 또한 냉매온도와 열원수온도의 차도 단일냉매인 경우에는 시험구간의 무차원



(a) R-22



(b) R-22/R-114 (50/50wt%) mixture.

Fig.4 Typical experimental data along the test section.

관 길이에 따라 점차 커지다가 과열증기로 되면서부터 다소 감소하는 경향을 보이지만, 비공비혼합냉매인 경우에는 시험구간의 입구에서 출구까지 거의 같은 차를 나타내고 있다. 열유속은 단일냉매에서는 무차원 관 길이에 따라 서서히 감소되다가 과열증기가 되면서부터는 급격한 감소를 보이고 있는데, 비공비혼합냉매는 증발기 입구에서 출구까지 지속적으로 감소하고 있다.

4.3 국소열전달계수

Fig.5는 시험구간의 무차원 관 길이와 관벽의 위치에 따른 국소열전달계수를 나타낸 것이다. 그림

에서 단일냉매는 관 상부의 열전달계수가 측부나 하부에 비해 비교적 크게 나타나고 있으나, 비공비혼합냉매에서는 관 측부와 하부의 열전달계수가 상부보다 다소 크게 나타났다. 또한 단일냉매는 시험구간의 무차원 관 길이가 길어질수록 열전달계수가 조금씩 증가하다가 무차원 관 길이 450 부근의 드라이아웃점에서 급격하게 열전달계수가 강하하는 현상을 보여주고 있다. 그러나 비공비혼합냉매는 단일냉매보다 비교적 일정한 열전달계수의 변화를 보여주고 있다.

Fig.6은 관벽의 위치와 열유속에 따른 국소열전달계수를 살펴 본 것이다. 그림에서 단일냉매는 열유속이 증가함에 따라 관 상부의 열전달계수가 점점 작아져 23,260W/m<sup>2</sup> 이상에서는 거의 동일하게 나타나는 현상을 볼 수 있다. 그러나 비공비혼합냉매는 전 열유속 범위에서 단일냉매인 경우보다 관의 상·하·측부의 국소열전달계수에 큰 차이가 없으나, 관 측부와 하부에서의 열전달계수가 다소 크게 나타나는 것을 알 수 있다. 따라서 비공비혼합냉매는 단일냉매에 비해 열유속이 변화하더라도 관내 어느 부분에서나 열전달계수에 큰 차이가 없음을 알 수 있다.

Fig.5, 6에서 단일냉매는 대부분의 영역에서 관 상부의 열전달계수가 측부나 하부보다 약 1.9~5.4% 정도 높게 나타나지만, 비공비혼합냉매는 오히려 관 측부와 하부에서의 열전달계수가 상부보다 약 4.2% 정도 높게 나타나고 있다. 이것은 단일냉매인 경우는 환상류의 형성으로 액막이 얇아지는 관 상부의 열전달계수가 가장 높게 나타나고 있지만, 비공비혼합냉매인 경우는 두 냉매의 물성치 차이로 인하여 완전한 환상류의 형성이 이루어지지 못하기 때문이라 판단된다. 또한 비공비혼합냉매인 경우 환상류가 형성된다 하더라도 증발하는 냉매의 국소 질량유속이 단일냉매에 비해 상대적으로 적기 때문에 관 상부의 액막 형성이 미진하기 때문이라 판단된다. 이러한 결과는 다른 연구자들의 결과<sup>3,12)</sup>와도 유사한 현상이지만, 비공비혼합냉매인 경우 타 연구자들의 결과에서는 하부의 열전달계수가 가장 높게 나타났지만, 본 연구에서는 측부와 하부의 열전달계수가 거의 유사하게 나타났다. 이는 타 연구자들은 순수한 냉매만의 결과이고, 본 연구에서는 압축기의 사용으로 인하여 오일 등의 점도때문에 관 하부에서의 열전달계수가 다소 낮아졌으리라 판단된다.

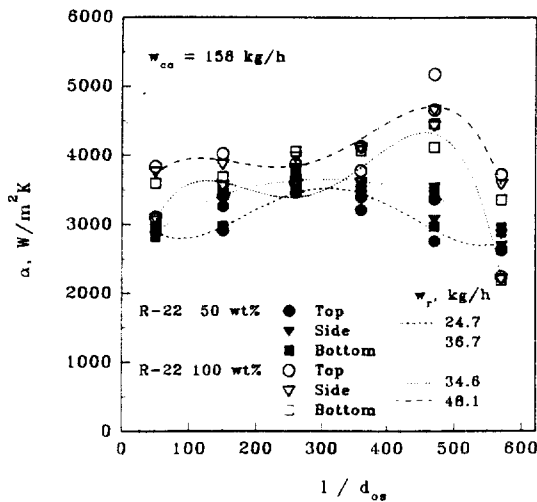


Fig.5 Comparison of local evaporation heat transfer coefficient with dimensionless tube length for tube wall location of pure R-22 and R-22/R-114(50/50wt%) mixture.

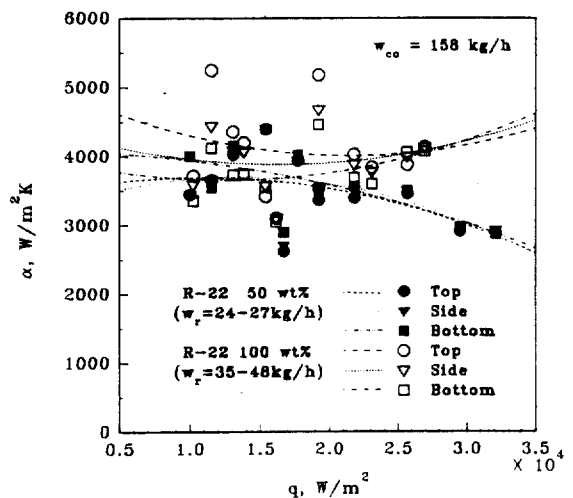


Fig.6 Comparison of local evaporation heat transfer coefficient with, heatflux for tube wall location of pure R-22 and R-22/R-114(50/50wt%) mixture.

4.4 평균열전달계수

Fig.7은 실험에 의한 평균열전달계수를  $\alpha_{exp}$  로 하고 이를 이상류 상단 Reynolds 수를 적용한 식(9)로 나눈 값과 단일냉매의 수평평활관내 비등열전달에 관한 Yoshida등<sup>6)</sup>의 식(10)에 의해 계산한 값을  $\alpha_{cal}/\alpha_L$ 로 하여 비교한 것이다.

$$\alpha_L = 0.023 \cdot \left(\frac{\lambda_L}{d_{is}}\right) \cdot \left\{ Gr_r \cdot (1-x) \cdot \frac{d_{is}}{\mu_L} \right\}^{0.8} \cdot Pr_L^{0.4} \quad (9)$$

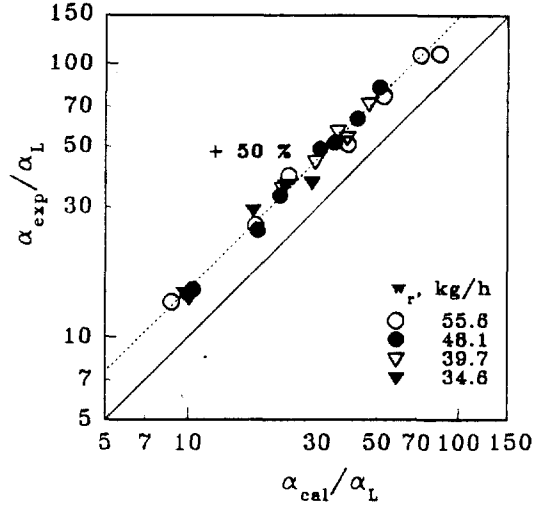
$$\frac{\alpha_{cal}}{\alpha_L} = 3.7 \cdot \left\{ Bo \times 10^4 + 0.23(Bo \times 10^4)^{0.69} \cdot \left(\frac{1}{X_{tt}}\right)^2 \right\}^{0.44} \quad (10)$$

여기서  $\lambda_L$ 과  $\mu_L$ ,  $Pr_L$ 은 각각 액상에서의 열전도율과 점성계수, Prandtl 수를 나타내고,  $d_{is}$ 는 관 내경,  $Gr$ 는 냉매의 질량속도,  $x$ 는 냉매의 건조도를 나타낸다. 그리고  $X_{tt}$ 는 Lockhart-Martinelli의 파라미터,  $Bo$ 는 보일링 수,  $\alpha_L$ 은 액상의 열전달계수를 나타내는 데, 각각 다음의 식으로 정의되는 값이다.

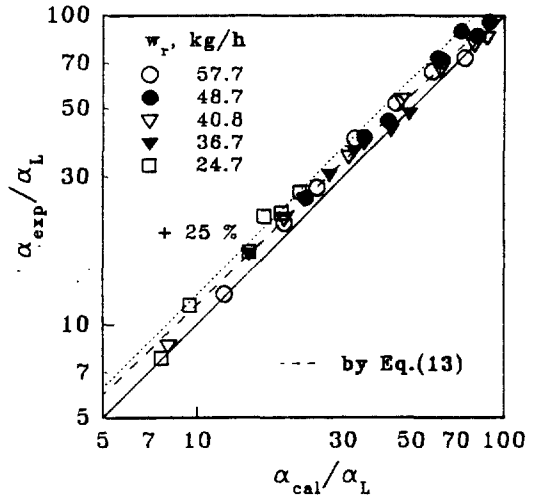
$$X_{tt} = \left(\frac{\mu_L}{\mu_v}\right)^{0.1} \cdot \left(\frac{\rho_v}{\rho_L}\right)^{0.5} \cdot \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0.9} \quad (11)$$

$$Bo = \frac{q}{Gr \cdot L} \quad (12)$$

Fig.7에서 횡축은 본 실험에 의한  $\alpha_{exp}$ 와 식(9)에서 계산된  $\alpha_L$ 과의 비이고, 종축은 본 실험과 동일조건하에서 식(10)으로 계산한  $\alpha_{cal}/\alpha_L$ 이다. 그림의 (a)는 단일냉매의 결과이고, (b)는 비공비혼합냉매의 결과이다. R-22에서 실험에 의한 결과는 식(10)의  $\alpha_{cal}/\alpha_L$ 보다 50% 정도의 증가를 나타내고 있는 데, 비공비혼합냉매에서는 25% 이내의 증가를 나타내었다. 이러한 결과를 Fig.7(b)에서와 같이 실험값과 계산값사이의 평균오차를 최소화할 수 있도록 Yoshida의 식을 변형하여 R-22/R-



(a) R-22



(b) R-22/R-114(50/50wt%) mixture.

Fig.7 Comparison of  $\alpha_{exp}/\alpha_L$  with  $\alpha_{cal}/\alpha_L$  for various refrigerant flow rate.

114(50/50wt%)계의 평균열전달계수에 관한 상관식을 구해보면 다음과 같고, 그 결과는  $\pm 15\%$ 이내의 오차범위내에서 일치함을 알 수 있었다.

$$\frac{\alpha_{cal}}{\alpha_L} = 4.011 \cdot \left\{ Bo \times 10^4 + 0.23(Bo \times 10^4)^{0.69} \cdot \left(\frac{1}{X_{tt}}\right)^2 \right\}^{0.44} \quad (13)$$

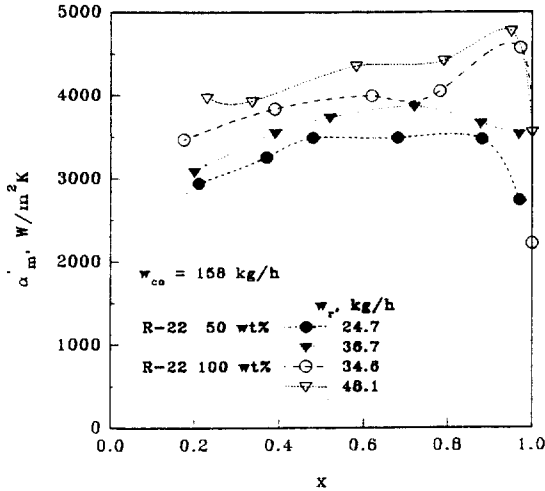


Fig.8 Comparison of mean evaporation heat transfer coefficient with quality for various refrigerant flow rate of pure R-22 and R-22/R-114(50/50wt%) mixture.

Fig.8은 단일냉매와 비공비혼합냉매에 있어서 냉매유량과 건조도에 따른 관주방향 평균열전달계수의 변화를 나타낸 것이다. 단일냉매나 비공비혼합냉매 모두 냉매유량의 증가에 따라 열전달계수가 증가하는 것을 알 수 있으며, 단일냉매의 경우 열전달계수는 건조도가 증가함에 따라 서서히 증가하다가 건조도 0.95부근에서는 드라이아웃이 발생되고 있음을 알 수 있다. 그러나 비공비혼합냉매의 경우는 고유량에서는 건조도 0.7 정도에서, 저유량에서는 건조도 0.9 정도에서 열전달계수의 강하를 나타내고 있으나, 단일냉매에서와 같이 급격한 강하현상은 나타나지 않고 있다. 비공비혼합냉매에서 나타나는 이러한 현상은 吉田 등<sup>13)</sup>의 보고와 유사한 현상이다.

## 5. 결 론

수평관내 평활 전열관을 사용한 열펌프의 작동유체로서 단일냉매 R-22와 비공비혼합냉매 R-22/R-114(50/50wt%)계를 사용하였을 때의 증발열전달에 관한 실험을 행하여 아래와 같은 결론을 얻었다.

- 1) 단일냉매인 경우에는 냉매온도와 열원수온도의 차가 시험구간의 무차원 관 길이에 따라 점차 커지다가 과열증기로 되면서부터 다소 감소하는 경향을 보이지만, 비공비혼합냉매인 경우에는 시험구간의 입구에서 출구까지 거의 같은 차를 나타내고 있다. 따라서 비공비혼합냉매를 사용함으로써 유효에너지 손실을 줄일 수 있을 것이다.
- 2) 단일냉매는 관 상부에서, 비공비혼합냉매는 관 측부와 하부에서 열전달계수가 높게 나타났다. 따라서 비공비혼합냉매의 경우 평활관을 사용할 때 전열면적을 증가시키기 위해서는 관경보다 관 길이의 증가에 주안을 두어야 할 것으로 생각된다.
- 3) 단일냉매나 비공비혼합냉매 모두 증발기 입구에서는 관주방향 평균열전달계수가 낮았고, 강제대류가 지배적일수록 평균열전달계수가 증가하였다. 그러나 전체적으로는 질량유량에 관계없이 비공비혼합냉매가 단일냉매보다 평균열전달계수가 25% 정도 낮게 나타나고 있다.
- 4) 비공비혼합냉매의 평균열전달계수에 관한 상관식을 구하여 비교해 본 결과  $\pm 15\%$  이내의 오차 범위내에서 실험치와 계산치가 일치하였다.

## 후 기

본 연구의 일부는 KOSEF 92-29-00-15와 AFERC의 지원에 의하여 이루어졌으며, 이에 관계자 여러분께 감사의 뜻을 표합니다.

## 참 고 문 헌

1. 박기원·설원실·오후규·오종택, 1989, "냉매가스가 지구환경에 미치는 영향과 대책", 냉동·공조공학, 제8권, 제3호, pp.137~145.
2. Singal L.C., Sharma, C.P. and Varma, H.K., 1984, "Heat Transfer Correlations for the Forced Convection Boiling of R12-R13 Mixtures", Int. J. Ref., Vol. 7, No. 5, pp.278~283.



3. Ross, H., Radermacher, R. and Marzo, M., 1987, "Horizontal flow boiling of pure and mixed refrigerants", *Int. J. Heat and Mass Trans.*, Vol. 30, No. 5, pp.979~992.
4. Jung, D.S. and Radermacher, R., 1989, "Prediction of pressure drop during horizontal annular flow boiling of pure and mixed refrigerants", *Int. J. Heat and Mass Trans.*, Vol. 32, No. 12, pp. 2435~2446.
5. 藤井哲·小山繁·宮良明男·高松洋, 1987, "R22 + R114系混合冷媒の水平蒸發管内における凝縮及び蒸發", 日本冷凍協會ヒートポンプ調査研究報告書, pp.107~118.
6. S., Nishikawa, K., Matsunaga, T. and Nakata, H., 1983, Yoshida "Heat Transfer to Refrigerant in Horizontal Tubes of Evaporator", *Refrigeration*, Vol. 58, No.666, pp.3~10.(in Japanese)
7. 박기원·구학근·오후규, 1993, "비공비혼합냉매 R-22+R-114를 이용한 열펌프의 성능에 관한 연구", 대한기계학회논문집, 제17권, 제9호, pp. 2131~2137.
8. 원성필, 1990, "혼합냉매의 열물성과 열펌프의 성능해석", 서울대학교 공과대학 기계공학과 박사학위논문.
9. ASHRAE, 1985, *ASHRAE Handbook 1985 Fundamentals SI Edition*, Chapter 17.
10. 望月貞成·八木良尚·但野力雄, 1982. "非共沸二成分作動流體の垂直円管内凝縮熱傳達", 冷凍, 第57卷, 第659號, pp.55~64.
11. Reid, R.C., Prausnitz, J.M. and Poling, B.E., 1988, *The Properties of Gases and Liquids*, 4th ed., McGraw-Hill., pp.407~410, 562.
12. Jung, D.S., Mclinden, M., Radermacher, R. and Didion, D.C., 1989, "Horizontal flow boiling heat transfer experiments with a mixture of R22/R114", *Int. J. Heat and Mass Trans.*, Vol. 32, No. 1, pp. 131~145.
13. 吉田駿·松永崇·森英夫·大石克巳, 1990, "水平蒸發管内における非共沸混合冷媒の傳熱特性", 日本機械學會論文集 B編, 第56卷, 第524號, pp. 198~203.