

## 수열원 펌프에서의 R-22 대체냉매의 응축열전달특성에 관한 연구

권옥배\* · 김기수\*\* · 오후규\*\*\*

### Condensing Heat Transfer Characteristics of R-22 Alternative Refrigerants on Water Sources Heat Pump

O. B. Kwon · G. S. Kim · H. K. Oh

**Key words** : water sources(수열원), condensation heat transfer coefficients (응축 열전달 계수), heat flux(열유속), quality(건도)

#### Abstract

This paper presents an experimental study on condensing heat transfer characteristics of R-22 alternative refrigerants, R-290 and R-410a, on water sources heat pump. The apparatus mainly consisted of vapor pump, condenser used to the test section, evaporator, manual expansion valve and measuring device. Test section constructed a smoothed tube of 10.07 mm ID and 12.7 mm OD with a total length 6,300 mm was horizontal double pipe counterflow condenser. The refrigerants R-22, R-290 and R-410a were cooled by a coolant circulated in a surrounding annulus. Experimental range of mass velocities was changed from about 100 to 300 kg/(m<sup>2</sup> · s) and inlet quality 1.0. The credibility of experimental apparatus was 6 percent between heating capacity and cooling capacity added to compressor shaft power.

The condensing heat transfer coefficients were increased with increasing mass velocity. However, in case of R-290, they were more increasing than those of R-410a and R-22. Comparing the heat transfer coefficient between the experimental data and others' data, the Cavallini-Zecchin's data was revealed to more similar prediction of author's experimental results on the average heat transfer coefficients.

\* 한국가스공사 (원고접수 97년 9월)

\*\* 부경대학교 대학원

\*\*\* 부경대학교

기호설명

<i>A</i>	area	m <sup>2</sup>
<i>c<sub>p</sub></i>	specific heat	kJ/(kg · K)
<i>d</i>	diameter	m
<i>G</i>	mass velocity	kg/m <sup>2</sup> s
<i>h</i>	heat transfer coefficient	kW/(m <sup>2</sup> · K)
<i>i</i>	enthalpy	kJ/kg
<i>i<sub>fg</sub></i>	latent heat	kJ/kg
<i>k</i>	thermal conductivity	kW/(m · K)
<i>m</i>	mass flow rate	kg/h
<i>P</i>	pressure	kPa
<i>Q</i>	heat transfer rate	kW
<i>q</i>	heat flux	kW/m <sup>2</sup>
<i>T, t</i>	temperature	℃, K
<i>v</i>	specific volume	m <sup>3</sup> /kg
<i>W</i>	compressor work	kW
<i>X<sub>tt</sub></i>	Martinelli parameter	$((1-x)x)^{0.9}(\rho_v/\rho_l)^{0.5}(\mu_l/\mu_v)^{0.1}$
<i>x</i>	quality	
<i>z</i>	tube length	m

Greek

$\mu$	dynamic viscosity	Pa · s
$\rho$	fluid density	kg/m <sup>3</sup>
$\Psi$	parameter in Shah's correlation	

Subscripts

<i>avg</i>	average
<i>c</i>	condenser
<i>cal</i>	calculated
<i>cr</i>	refrigerant of condenser
<i>crit</i>	critical
<i>cs</i>	source water of condenser
<i>eq</i>	equivalent
<i>exp</i>	experimental
<i>L</i>	local
<i>l</i>	liquid
<i>r</i>	refrigerant
<i>sat</i>	saturation
<i>TP</i>	two phase

<i>v</i>	vapour
<i>w</i>	wall
<i>wi</i>	inside tube wall

1. 서 론

인공화합물인 프레온계 물질에 의한 오존층 파괴 및 지구온난화에 의한 지구환경을 보호하기 위해 CFC계 및 HCFC계 물질의 생산 및 소비 규제가 시행되고 있다. 특히, 냉동 공조산업에서 가장 널리 사용되고 있는 HCFC-22(이하 R-22)의 대체냉매 개발과 관한 연구는 매우 중요한 사항이다. R-22 대체냉매를 사용하는 열펌프는 기존의 R-22를 사용하는 열펌프와 비교해서 신뢰성 및 효율성에 있어서 R-22용 열펌프의 성능과 비교해서 비슷하거나 뛰어난 성능을 나타내어야 한다. 이와 같은 관점에서 환경에 무해하면서 R-22 대체냉매 후보를 사용하는 열펌프 장치의 특성을 파악하여 가장 적합한 대체냉매를 선정할 필요가 있다.

Menzer 등<sup>1)</sup>은 R-22 대체냉매 후보로 R-134a, R-410a(HFC32/125 : 50/50wt%), R-407c(HFC32/125/134a : 23/25/52wt%)에 대한 실험에서 공비혼합냉매인 R-410a를 가장 적합한 대체냉매로 제안하였고, R-134a와 R-410a를 사용하고자 하는 경우에는 시스템의 재설계가 필요한 것으로 보고하였다. Wijaya 등<sup>2)</sup>, Spatz 등<sup>3),4)</sup>은 R-410a를 사용하는 열펌프 장치의 에너지 효율이 R-22를 사용하는 경우보다 상대적으로 높은 것으로 보고하였다. Pannock 등<sup>5)</sup>은 여러 가지 R-22 대체냉매를 사용하는 열펌프에 대한 시뮬레이션을 통해 R-410a 및 HFC32/152a를 사용하는 열펌프의 성능이 R-22를 사용하는 경우보다 우수한 것으로 보고하였고, Shiflett 등<sup>6)</sup>은 룸에어콘에 대한 드롭인(drop-in) 테스트에서 HFC32/134a(32/68wt%)가 가장 우수한 것으로 보고하였다.

본 연구는 증기압축식 열펌프장치를 구성하여 규제냉매 R-22, R-22 대체냉매중의 하나인 R-410a 및 최근에 자연친화적인 냉매로서 많은 연구의 대상이 되고 있는 자연냉매 HC290(이하 R-290)를 작동유체로 사용하는 열펌프 장치에서

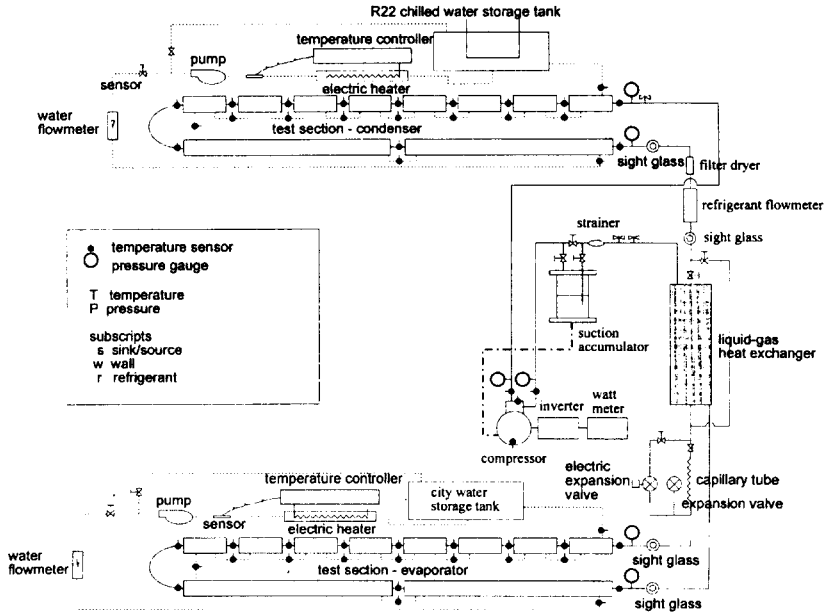


Fig. 2.1 Schematic diagram of experimental apparatus.

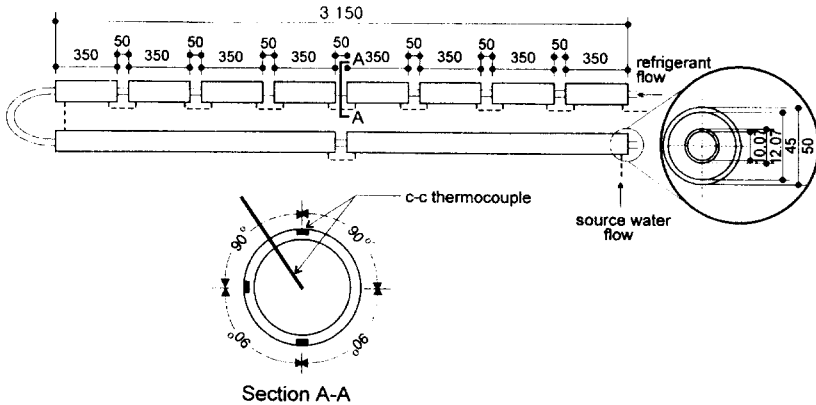


Fig. 2.2 Details of test section.

의 응축열전달특성을 실험적으로 규명하고자 하였다.

## 2. 실험장치 및 방법

Fig. 2.1은 본 실험에서 사용된 실험장치의 개략도로서 압축기, 시험구간인 응축기, 팽창장치, 증발기 및 주변기기로 구성되었다. 압축기는 R-22용 밀폐형 왕복동식 압축기(2 HP)로서, 인버터를

압축기의 회전수를 조절하였다. 압축기의 분당 회전수와 토크를 측정하기 위하여 디지털 타코미터를 설치하였으며, 압축기 흡입관에 냉매를 가열하기 위한 전열기를 설치하였다.

Fig. 2.2는 본 실험에서 사용된 응축기의 상세도이다. 응축기는 내관 외경 12.7 mm, 외관 내경 45 mm인 이중관형 열교환기로서, 냉매는 내관을 흐르고 냉각수는 내관과 외관사이의 환상공간으로 냉매흐름과 대향류로 흐른다. 응축기는 350 mm

등간격으로 8개 소구간으로 분할되어 있고, U밴드 이후의 구간은 과냉각구간이다. 냉매증기를 응축시키기 위한 냉각수는 별도로 설치된 냉각수 회로에서 일정유량 일정온도로 응축기로 흡입되게 하였다. 팽창장치로서는 온도식 팽창밸브, 수동식 팽창밸브, 그리고 모세관을 설치하여 팽창장치의 종류에 따른 시스템의 특성도 규명할 수 있도록 하였다.

### 3. 실험결과 및 고찰

#### 3.1 데이터 분석

본 실험에서 작동유체로 사용된 각 냉매에 대한 열물성치는 REFPROP<sup>7)</sup>를 이용하여 계산하였으며, 응축기에서의 응축열량  $Q_c$  및 열유속  $q$ 는 각각 다음의 식 (3.1), (3.2)로 계산하였다.

$$Q_c = G_{cr} \cdot i_{fg} = G_{cr} C_{pc} \cdot \Delta T \quad (3.1)$$

$$q = \frac{Q}{\pi d_i \Delta z} \quad (3.2)$$

여기서,  $d_i$ ,  $\Delta z$ 는 내관 내경, 응축기 소구간의 길이이다.

국소 응축열전달계수는 식 (3.2), 평균 응축열달 계수는 식 (3.3)으로 계산하였다.

$$h_{c,L} = \frac{Q_{c,sub}}{A_{sub}(T_{cr} - T_{c,wi})} \quad (3.3)$$

$$h_{c,avg} = \frac{1}{x_{in} - x_{out}} \int_{x_{out}}^{x_{in}} h_{c,L} dx \quad (3.4)$$

여기서  $A_{sub}$ 는 소구간의 전열면적,  $T_{cr}$ 는 냉매 온도,  $T_{c,wi}$ 는 응축기의 관벽온도를 나타낸다.

응축기의 관벽온도는 정상상태의 일차원 열전도 방정식을 이용하여 계산하였다.

$$T_{c,wi} = T_w + \frac{Q_c \ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right)}{2\pi \Delta z k_w} \quad (3-5)$$

여기서  $T_w$ 는 실험에서 측정된 내관 외벽면의 상부 측부 하부온도를 산술평균한 온도이고,  $k_w$ 는 동관의 열전도도이다.

건도는 식 (3.6), 응축기 출구에서의 증기 건도

는 시스템의 에너지 평형으로부터 식 (3.7)로 계산하였다.

$$x = \frac{\Delta i_{sub}}{i_{fg}} \quad (3-6)$$

$$x_{out} = x_{in} - \frac{Q_{c,sub}}{m_{cr} i_{fg}} \quad (3-7)$$

#### 3.2 열평형과 온도분포

Fig. 3.1은 본 실험장치의 타당성을 검증하기 위해 응축열량  $Q_c$ 와 증발열량 및 압축일량의 합 ( $Q_e+W$ )를 비교한 것으로, 오차  $\pm 6\%$ 의 열평형을 확인할 수 있었다.

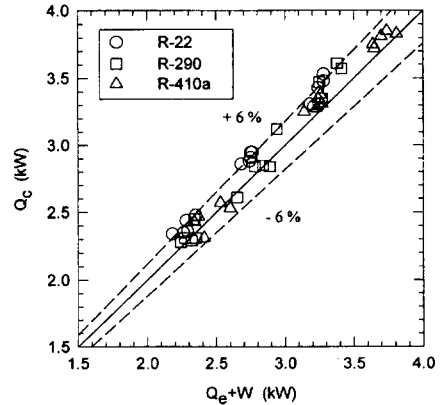


Fig. 3.1 Comparison between heating capacity and cooling capacity plus compressor shaft power.

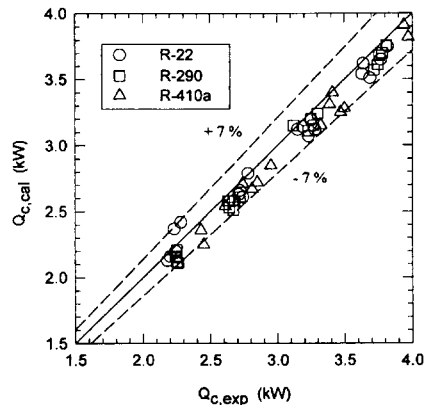


Fig. 3.2 Comparison between experimental and calculated heating capacity.

Fig. 3.2는 응축기 입 출구에서의 냉각수에 의한 응축열량  $Q_{cw}$  와 냉매에 의한 응축열량  $Q_{cr}$  를 비교한 것이다. 그림에서 알 수 있는 바와 같이 냉매 종류에 관계없이  $\pm 7\%$ 의 열평형을 확인하였다.

$$Q_{cw} = G_{cw} \cdot c_p \cdot \Delta t_{cw} \quad (3.8)$$

$$Q_{cr} = G_{cr} \cdot i_{fg} \quad (3.9)$$

Fig. 3.3은 시험구간인 응축기에서 측정된 R-22, R-290, R-410a 온도분포를 나타낸 것이다. 그림에서 기호  $\circ$ ,  $\square$ ,  $\triangle$ 는 냉매온도, 내벽면 평균 온도, 냉각수온도이다. 냉매는 그림의 왼쪽에서 오른쪽으로, 냉각수는 그림의 오른쪽에서 왼쪽으로 흐르고 있다.

냉매온도의 변화는 압축기에서 토출된 과열증기상태에서 소구간 4에서 상변화 온도에 도달한 후, 일정온도로 응축이 진행되고 있다. 냉매는 소구간 10번에서 완전 응축되어 소구간 10번 이후에

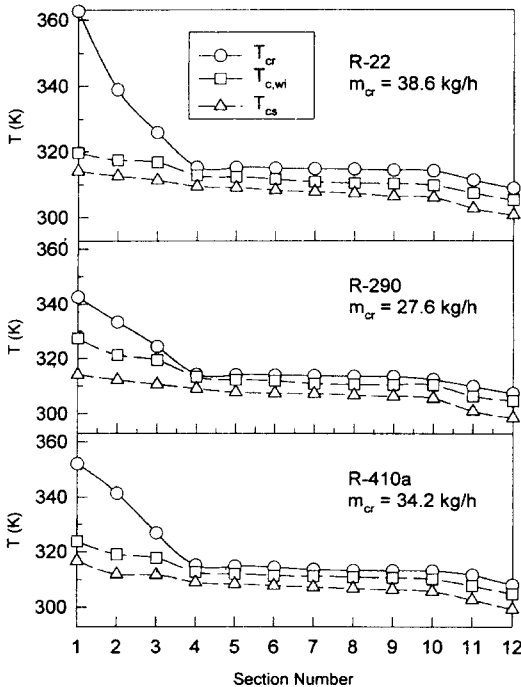


Fig. 3.3 Variation of the refrigerant, inside tube wall and source water temperature profiles for R-22, R-290, R-410a at the test section.

는 과냉각액상태로 흐르고 있는 것을 알 수 있다. 내벽면 온도는 냉매온도의 변화에 따라 선형적으로 감소하는 경향을 나타내고 있으며, 냉각수온도는 냉매증기와의 열교환에 의해 선형적으로 증가하는 경향을 나타내고 있다.

### 3.3 열유속과 건도 특성

Fig. 3.4는 R-22, R-290, R-410a의 열유속 및 건도 변화를 나타낸 것이다. 응축이 시작되는 것으로 생각되는 소구간 4까지의 열유속 변화는 냉각수의 영향에 의해 높게 나타나고 있으나 응축이 시작되는 소구간 4에서부터 응축이 완료될 때까지의 열유속은 일정하게 감소하고 있음을 알 수 있었다. 그리고 응축이 끝난 과냉각영역 이후의 열유속은 빠르게 감소하고 있음을 알 수 있었다. 건도 변화는 응축이 시작되는 소구간 4에서부터 냉매 종류에 관계없이 선형적으로 감소하고 있음을 알 수 있었다.

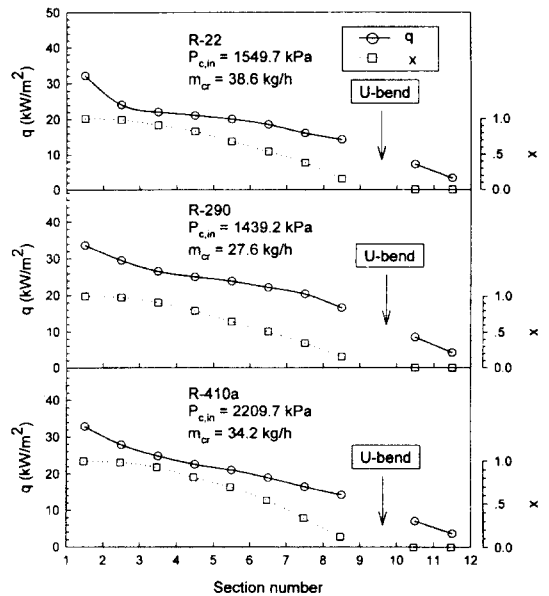


Fig. 3.4 Variation of the heat flux and quality profiles for R-22, R-290, R-410a at the condenser.

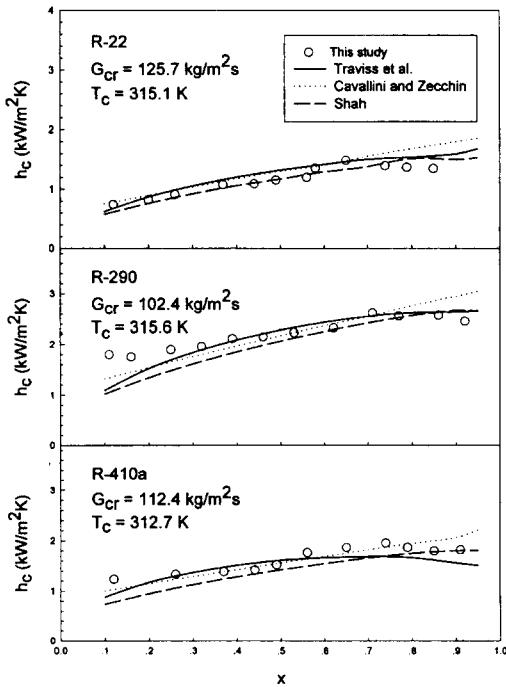


Fig. 3.5 Comparison between local and condensation heat transfer coefficients and quality for R-22, R-290, R410a.

### 3.4 응축열전달

Fig. 3.5는 실험에서 측정된 국소 응축열전달계수와 Table 1에 정리된 타 연구자<sup>(8),(9),(10)</sup>의 응축열전달 예측식에 의한 국소 응축열전달계수를 비교한 것이다. 그림에서와 같이 응축이 시작되어 종료되는 구간에서의 국소 응축열전달계수는 건도가 감소함에 따라 감소하는 경향을 나타내고 있다. 이는 응축이 진행됨에 따라 응축되는 냉매액의 두께가 두꺼워짐에 따라 액막에서의 열저항이 증가하기 때문에 국소 응축열전달계수가 감소하고 있는 것으로 생각할 수 있다.

본 실험에서 사용된 각 냉매에 대한 국소 응축열전달계수의 비교에 있어서 질량유속이 높을수록 실험결과가 예측식에 의한 계산결과보다 높게 나타나는 경향을 나타내었다.<sup>11)</sup> 본 실험에서 사용된 각 냉매의 국소 응축열전달계수에 대한 비교에서 R-290의 열전달계수가 가장 높게 나타났다. R-

410a의 국소 응축열전달계수는 R-22의 경우보다 저건도영역에서는 뚜렷하게 높게 나타나고 있지만, 고건도영역에서는 조금 증가하는 경향을 나타내었다. 본 연구에서 사용된 타 연구자들의 예측식중에서 Table에 나타난 Cavallini-Zecchin<sup>9)</sup>의 예측식이 비교적 정도가 높은 것으로 나타났다<sup>11)</sup>. 따라서, Cavallini-Zecchin 예측식을 기초식으로 하고, 본 실험에서 얻어진 국소 응축열전달계수에 대한 실험 결과를 적용하여 다음과 같은 국소 응축열전달계수 예측식을 구할 수 있었다.

$$h_{TP} = 0.049 Re_e^{0.87} Pr_i^{0.42} \frac{k_l}{d_i} \quad (3.10)$$

Fig. 3.6은 본 실험으로부터 계산한 열전달계수와 식(3.10)으로 구한 열전달계수를 비교한 것으로  $\pm 30\%$ 의 오차를 나타내었다.

Fig. 3.7은 각 냉매의 질량유속에 대한 평균 응축열전달계수를 비교한 것이다. 질량유속이 증가할수록 평균 응축열전달계수는 증가하고 있으며, R-22 대체냉매로 거론되는 프레온계 냉매 R-410a 및 자연냉매 R-290의 열전달계수가 R-22보다 증가하고 있음을 알 수 있었다. 저질량유속에서 R-290 및 R-410a의 평균 응축열전달계수는 R-22보다 28%, 11% 증가하고 있으며, 고질

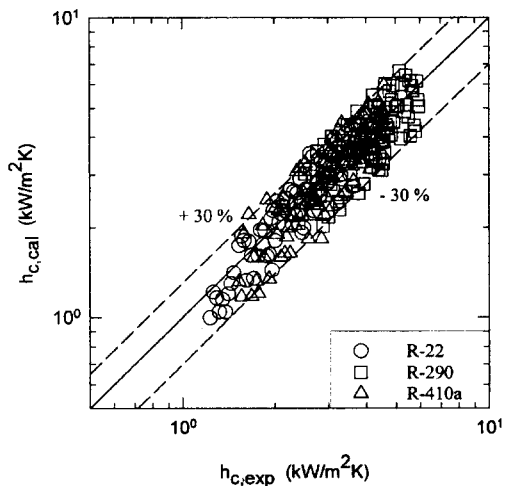
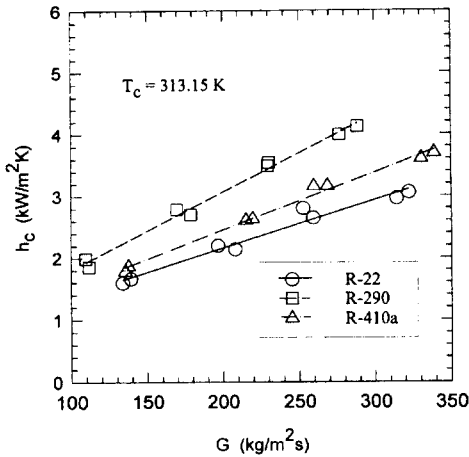


Fig. 3.6 Comparison between experimental and calculated local condensation heat transfer coefficients by the equation.

**Table Previous studies on condensing heat transfer coefficients**

Author	Fluids	Correlation
Traviss et al <sup>10)</sup>	R-12 R-22	$h_{TP} = Pr_l Re_l^{0.5} \frac{F_1(X_{tt})}{F_2(Re_l, Pr_l)} \frac{k_l}{d_i}$ $Re_l = \frac{G(1-x)d_i}{\mu_l}$ $F_1 = 0.15 \left[ \frac{1}{X_{tt}} + \frac{2.85}{X_{tt}^{0.475}} \right]$ $X_{tt} = \left( \frac{1-x}{x} \right)^{0.5} \left( \frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0.5} \left( \frac{\mu_l}{\mu_v} \right)^{0.1}$ For $Re_l < 50$ $F_2 = 0.707 Pr_l Re_l^{0.5}$ For $50 < Re_l \leq 1125$ $F_2 = 5 Pr_l + 5 \ln[1 + Pr_l(0.09636 Re_l^{0.565} - 1.0)]$ For $Re_l > 1125$ $F_2 = 5 Pr_l + 5 \ln(1 + 5 Pr_l) + 2.5 \ln(0.00313 Re_l^{0.812})$
Cavallini - zecchin <sup>11)</sup>	R-12 R-22 R-113	$h_{TP} = 0.05 Re_{eq}^{0.8} Pr_l^{0.33} \frac{k_l}{d_i}$ $Re_{eq} = Re_v \left( \frac{\mu_v}{\mu_l} \right) \left( \frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0.5} + Re_l$ $Re_v = \frac{G x d_i}{\mu_v}$
Shah <sup>10)</sup>	Water R-11 R-12 R-22 R-113 etc.	$h_{tp} = h_l \left( 1 + \frac{3.8}{z^{0.75}} \right)$ $Z = \left( \frac{1-x}{x} \right)^{0.8} \left( \frac{P}{P_{crit}} \right)^{0.4}$ $h_l = \left[ \frac{G(1-x)d_i}{\mu_l} \right] Pr_l^{0.4} \frac{K_l}{d_i}$



**Fig. 3.7 Comparison between average condensation heat transfer coefficients and mass velocity.**

량유속에는 41%, 17% 정도 증가하는 것으로 루어 보아 R-22에 대한 R-290 및 R-410a의 대체가능성을 확인할 수 있었다.

#### 4. 결 론

열펌프장치에서 규제냉매 R-22 및 R-22의 대체냉매로서 R-290 및 R-410a를 작동유체로 한 응축열전달특성에 대한 실험에서 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

(1) R-290, R-410a의 평균 응축열전달계수는 R-22의 경우에 비해 저유량에서 각각 28%, 11% 증가, 고유량영역에서 41%, 17% 증가하는 것으로 나타났다. 따라서, 동일 질량유속에서 R-290, R-410a를 사용하고자 하는 열펌프용 응축기의 크기가 R-22용 응축기의 크기보다 작아지는 효과를 얻을 수 있을 것으로 생각되었다.

(2) Traviss, Cavallini - Zecchin, Shah 등 종래의 예측식들과는 응축열전달 예측식을 비교 분석하였다. 대부분의 응축열전달계수에 대한 예측범위는 불안정한 환상류영역, 슬러그류영역, 플러그류영역으로 예상되는 저건도 및 고건도 영역을 제

외하고는  $\pm 36\%$  이내에서 일치하였다.

(3) 본 연구에서 얻어진 실험결과 및 비교적 정도가 높은 Cavallini - Zecchin의 예측식을 기초로  $\pm 13\%$  이내로 예측할 수 있는 수평평화관내 국소 응축열전달계수에 대한 예측식을 제안하였다.

(4) 열전달특성 및 열펌프 사이클 특성면에서 R-22 및 R-410a는 환경적으로 안전하기 때문에 R-22의 대체냉매로서 매우 유력하고, 단기적인 시스템 드롭인 테스트에 있어서 만족할 만한 대체냉매라는 것을 확인할 수 있었다.

### 후 기

본 연구의 한국과학재단의 지원에 의한 포항공과대학 AFERC의 지원으로 이루어졌으며, 이에 관계자 여러분께 감사드립니다.

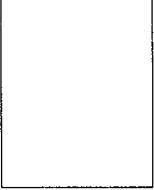
### 참고문헌

1. Menzer, M., and D. Godwin, 1993, "Results of compressor calorimeter tests in ARI's R-22 alternative refrigerants evaluation program.", ASHRAE/NIST Refrigerants Conference, Gaithersburg, MD, August 19-20.
2. Wijaya, H., and J. Pelava, 1993, "Compressor performance evaluation of CFCs and alternative refrigerants.", ASME Winter Annual Meeting, New Orleans, LA. New York : American Society of Mechanical Engineers.
3. Spatz, M., P. Logsdon, H. Wijaya and J. Zheng, 1992, "Performance of HCFC-22 alternative refrigerants in air-conditioning equipment.", International CFC and Halon Alternatives Conference, Washington, D.C.
4. Spatz, M., and J. Zheng, 1993, "HCFC-22 alternative refrigerants : Performance in

- unitary equipment.", ASHRAE Transactions, 99(2), pp. 779-785.
5. Pannock, J., and D. Didion., 1991, "The performance of chlorine free binary zeotropic refrigerant mixtures in a heat pump.", National Institute for Standards and Technology Report, NISTIR 4748(NTIS #PB92-149814/AS). Gaithersburg, MD : National Institute for Standards and Technology.
6. Shiflett, M. B., A. Yokozeki, and D. B. Bivens, 1992, "Refrigerants as HCFC-22 alternatives.", Proceedings of the 1992 International Refrigeration Conference - Energy Efficiency and New Refrigerants, Purdue University, July, pp. 35-44.
7. M. Huber, J. Gallagher, M. McLinden, and G. Morrison, 1995, "NIST Thermodynamic Properties of Refrigerants and Refrigerant Mixtures version 5.00.", NIST Standard Reference Database Gaithersburg, MD 20899 : National Institute of Standards and Technology.
8. Traviss, D. P., Rohsenow, W. M., and Baron, A. B., 1972, "Forced convection condensation inside tubes : a heat transfer equation for condenser design." ASHRAE Transactions, 79, pp. 157-165.
9. Cavallini, A., and Zecchin, R., 1974, "A dimensionless correlation for heat transfer in forced convection condensation.", Proc. Fifth Int. Heat Transfer Conference, pp. 309-313.
10. Shah, M. M., 1979, "A general correlation for heat transfer during film condensation inside pipes.", Int J. Heat Mass Transfer, 22, pp. 547-556.
11. O. B. Kwon, 1997, "Performance Characteristics of Water Sources Heat Pump Using HCFC22 Alternative Refrigerants", pp.80-85.



## 저 자 소 개



### 권옥배(權沃培)

1961년생. 한국가스공사 연구개발원 이용 기기연구실. 냉동공학을 전공하였으며, 흡수식, GHP, 냉난방 시스템 기술 및 고성능 열교환기술 등에 관심을 가지고 있다.



### 김기수(金基洙)

1971년 11월 13일생. 1997년 부경대학원 냉동공학과 재학 중. 부경대학교 대연캠퍼스 냉동공조공학과 냉동공학연구실



### 오후규(吳厚圭)

1947년생. 열공학, 냉동공학을 전공하였으며, 냉동설비설계기술과 고성능 열교환기 개발에 관심을 가지고 있다.