

3성분 혼합냉매 R-407c의 수평 마이크로핀관내 응축압력강하에 관한 연구

노 건 상* · 정 재 천** · 오 후 규***

Study on the pressure drop of ternary refrigerant R-407c during condensation inside horizontal micro-fin tubes

G.S.Roh* · J.C.Jung** · H.K.Oh***

Key words : condensation(응축), pressure drop(압력 강하), ternary refrigerant(3성분 혼합냉매), micro-fin tube(마이크로핀관)

Abstract

Experimental results for forced convection condensation of Refrigerant-22 and ternary Refrigerant-407c(HFC-32/125/134a 23/25/52 wt%) considered as a substitute R-22 inside horizontal micro-fin tubes are presented. The test section was horizontal double-tubed counterflow condenser with a length 4 000 mm micro-fin tube, having 9.53 mm OD., 0.2 mm fin height and 60 fins. The refrigerants R-22 and R-407c were cooled by a coolant circulated in a surrounding annulus. The range of parameters of mass velocity was varied from 102.1 to 301.0 kg/(m² · s) with inlet quality 1.0. Both refrigerant, R-22 and its alternative refrigerant R-407c were tested within the same range of parameters.

At the given experimental conditions for R-22 and R-407c, the pressure drops for R-407c were considerably higher than those for R-22 at micro-fin tubes. Over the mass velocity range tested, the PF(penalty factor) was lower than the increasing ratio of heat transfer area by fins. Based on the data, correlation was proposed for predicting the frictional pressure drops for R-22 and R-407c for a duration of condensation inside a horizontal micro-fin tube.

* 동명전문대학 가스냉동과 (원고접수일 : 97년 4월)

** 부경대학교 대학원 냉동공조공학과

*** 부경대학교 냉동공조공학과

Symbols			ID	Inlet, Inner
			IN	Inside
c_p	Specific heat	[kJ/(kg · K)]	L	Liquid
d	Diameter	[m]	M	Momentum, Micro-fin tube
f	Friction factor	[/]	m	Average
FH	Fin height	[m]	OD	Outer diameter
G	Mass velocity	[kg/(m ² · s)]	OUT	Outlet, Outer
i_{fg}	Latent heat	[kJ/kg]	REF	Refrigerant
L	Total condensing length	[m]	SL	Left side
n	Number of paths	[/]	SR	Right side
NF	Number of fins	[/]	T	Top, Total
P	Pressure	[MPa]	V	Vapor
Q	Heat capacity	[kW]	W	Tube wall
q	Heat flux	[kW/m ²]		
T	Temperature	[K]		
W	Mass flow rate	[kg/h]		
W_b	Fin pitch	[m]		
W_h	Crest pitch	[m]		
x	Quality	[/]		

1. 서 론

지구환경의 보존과 더불어 에너지 유효 이용의 측면에서 수요가 급증하고 있는 냉동 공조장치의 작동유체로서 새로운 대체냉매의 개발과 이들 대체냉매를 사용하는 냉동 공조장치의 특성에 관한 연구가 활발히 진행되고 있다. 이러한 관점에서 대체 혼합냉매를 사용하면 로렌츠사이클(Lorentz cycle) 특성을 이용한 유효에너지 손실의 절감 및 사용목적에 적합한 냉매의 선정범위가 확대되는 장점^[1]이 있다. 그러나, 단일냉매의 열전달계수보다 낮은 혼합냉매의 열전달계수를 향상시키고 동시에 장치를 소형 경량화할 수 있다는 점에서 여러 가지 형상의 전열촉진관이 많이 개발되고 있다. 이와 같은 전열촉진관중에서 핀에 의한 전열면적의 증가와 액막의 난류촉진효과 등을 얻을 수 있는 관내 외면 핀을 가공한 마이크로핀관이 많이 사용되고 있다. 외면 핀부착관에 대해서는 이론해석에 기초한 최적핀의 설계가 가능하게 되었지만, 내면 핀부착관에 대해서는 관내유동의 복잡성 및 전열기구에 대한 규명이 미흡하여 최적핀 설계가 어려운 실정이다. 이러한 점을 타개하기 위한 내면 핀부착관에서의 유동특성 및 전열기구를 규명하기 위한 연구에서는 열전달계수와 압력강하 특성을 평활관의 경우와 비교하고 있는 실정이다. 그러나, 현재까지 이루어진 대부분의 연구는 대부분 사용규제가 되고 있는 CFC계 및 HCFC계 냉

Greeks

ϕ_v	Lockhart-Martinelli parameter	[/]
X	Lockhart-Martinelli parameter	[/]
β	Spiral angle of micro-fin tube	[°]
γ	Tip angle of micro-fin tube	[°]
ζ	Void fraction	[/]
μ	Viscosity	[kg/(m · s)]
ρ	Density	[kg/m ³]

Subscript

B	Bottom
CAL	Calculated
CON	Condensation
CW	Coolant
EXP	Experimental
F	Frictional
g	Gravitational

매를 작동유체로 한 것^{2)~7)}이 대부분으로, 새로운 대체냉매를 대상으로 한 연구는 매우 부족한 실정이다.

따라서, 냉동 공조장치의 열교환기에서 대체냉매를 사용하고자 하는 외경 7 ~ 10 mm인 마이크로핀관의 핀형상 등을 최적화시키거나 마이크로핀관으로 열교환기를 제작하기 위해서는 대체냉매의 상변화 전열특성을 규명하고, 예측방법을 확립하여야 할 필요가 있다. 이와 같이 마이크로핀관내 이상류의 마찰압력강하 특성을 규명하는 것은 열전달계수를 예측하는 경우에 하나의 중요 지표가 될 수 있으며, 또한 대체냉매용 열교환기를

설계하는 데 있어서 중요한 설계데이터로서 활용될 수 있다.

이상과 같은 관점에서 본 연구는 전보⁸⁾에 이어 냉동 공조장치에서 사용이 증가할 것으로 예상되는 외경 9.53 mm의 마이크로핀관으로 제작한 응축기에서의 규제냉매 R-22 및 대체냉매후보의 하나인 3성분 혼합냉매 R-407c의 압력강하특성에 대한 실험결과를 정리한 것이다.

2. 실험장치 및 실험방법

Fig. 2.1은 본 연구에 사용된 실험장치¹⁶⁾로서, 냉

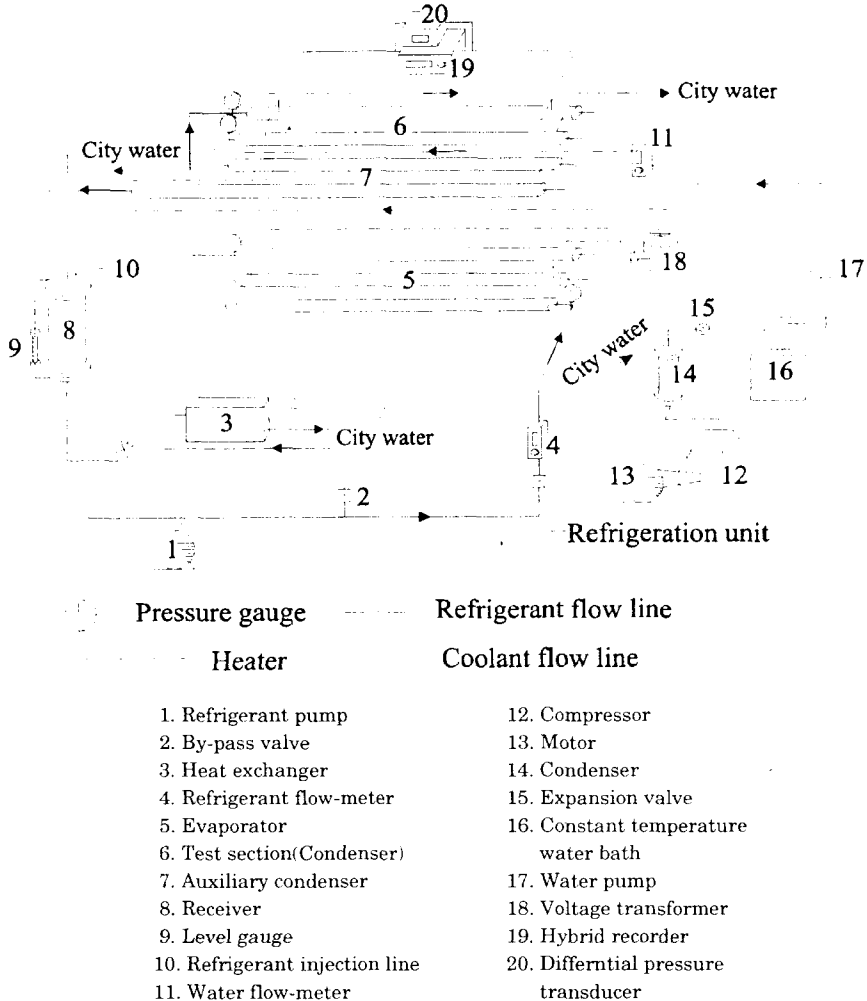


Fig. 2.1 Schematic diagram of experimental apparatus.

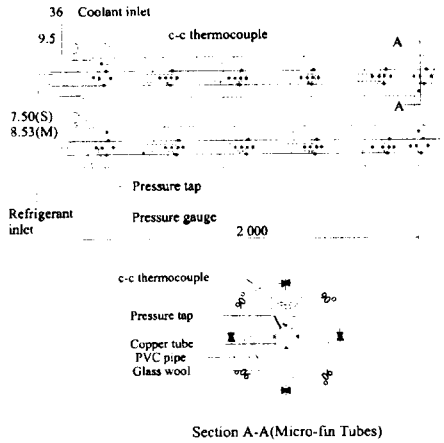


Fig. 2.2 Details of test section.

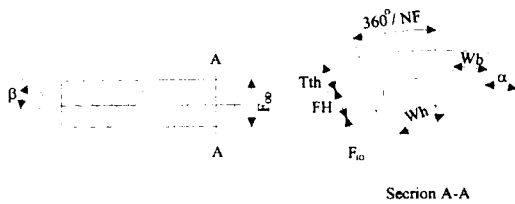


Fig. 2.3 Details of micro-fin tube.

매순환회로와 냉각수순환회로로 구분되는 강제순환식 폐루프이다. 시험구간인 응축기는 마이크로핀관으로 제작하였다.

Fig. 2.2는 본 연구에서 사용된 마이크로핀관 응축기를 나타낸 것으로, 직관 2 000 mm인 마이크로핀관 2개를 U-bend로 연결하였다. 각 직관은 5 구간으로 분할하여 각 소구간에서의 응축전열특성을 측정할 수 있도록 하였다. 응축전열특성을 분석하기 위한 냉매온도 및 냉각수온도를 각 직관의 입구에서 400 mm 등간격으로 함께 12개소에서 측정하였고, 냉매온도 측정위치와 동일지점에서 상부 좌측부 우측부 하부 4개소에서 관벽온도를 측정하였다. 압력강하는 각 직구간의 입 출구에 압력공(pressure tap)을 설치하여 압력계와 차압계로 측정하였다.

Table 2.1 Range of experimental conditions

Parameters	Refrigerant	
	R-22	R-407c
Mass velocity[kg/(m ² · s)]	102.1 ~ 301.0	102.1 ~ 301.0
Saturated pressure[MPa]	1.02 ~ 1.32	1.15 ~ 1.36
Quality[/]	1.0 ~ 0.0	1.0 ~ 0.0

Fig. 2.3은 본 연구에서 사용된 마이크로핀관의 사양을 나타낸 것이고, Table 2.1은 실험조건을 정리한 것이다. 본 연구에서 사용된 단일냉매 R-22 및 혼합냉매 R-407c에 대한 물성치는 REFPROP⁹⁾를 이용하여 계산하였다.

3. 실험 결과 및 고찰

3. 1 실험데이터의 정리 및 열평형

실험에서 측정된 냉매유량, 냉각수량, 온도 및 압력으로부터 응축소구간 z에서의 건도 x는 식 (3.1)로 계산하였다.

$$x = x_{IN} - \frac{\pi \cdot d_{IN}}{W_{REF} \cdot i_{fg}} \int_{z_2}^{z_1} q_{CON} dz \quad (3.1)$$

x_{IN} 은 소구간의 입구건도, d_{IN} 은 Fig. 2.3에서의 등가직경, i_{fg} 는 응축잠열, W_{REF} 는 냉매의 질량유량, z_1, z_2 는 각각 응축소구간의 입 출구이다. 열유속 q_{CON} 는 식 (3.2), 전열량 Q_{CON} 는 식 (3.3)으로 계산하였다.

$$q_{CON} = \frac{Q_{CON}}{\pi \cdot d_{IN} \cdot dz} \quad (3.2)$$

$$Q_{CON} = W_{REF} \cdot (i_{IN} - i_{OUT}) = W_{CW} \cdot c_{pc} \cdot (T_{CW,OUT} - T_{CW,IN}) \quad (3.3)$$

i_{IN}, i_{OUT} 각각 응축소구간 입 출구에서 냉매 엔탈피, W_{CW} 는 냉각수량, c_{pc} 는 냉각수 비열, $T_{CW,IN}, T_{CW,OUT}$ 는 소구간에서의 냉각수 입 출구온도를 나타낸다.

응축전열특성을 분석하기 위한 건도, 열유속 등의 계산에 필요한 응축열량은 냉매의 엔탈피차로 계산하여 구하는 방법과 냉각수의 온도차로 계산하여 구하는 방법으로 구분할 수 있다. 냉매의 엔

탈피차로 구한 응축열량을 사용하는 것이 이상적일 수 있으나, 냉매온도를 측정하는 데 있어서 오차가 커질 수 있기 때문에 본 연구에서는 냉각수의 온도차로 구한 응축열량을 이용하였다.

Fig. 3.1은 이상과 같은 관점에서 식 (3.4)의 냉매 엔탈피차로 구한 응축열량 Q_{REF} 과 식 (3.5)의 냉각수 온도차로 구한 응축열량 Q_{CW} 의 오차를 확인한 열평형에 대한 결과를 나타낸 것으로, $\pm 5\%$ 의 오차를 보이고 있음을 알 수 있다.

$$Q_{CW} = W_{CW} \cdot c_{pc} \cdot (T_{CW,OUT} - T_{CW,IN}) \quad (3.1)$$

$$Q_{REF} = W_{REF} \cdot (i_{IN} - i_{OUT}) \quad (3.2)$$

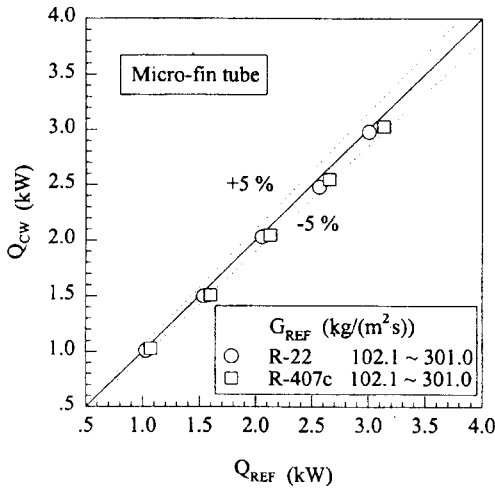


Fig. 3.1 Comparison of heat loss of refrigerant by coolant and heat gain of coolant from refrigerant for a horizontal micro-fin tube.

3. 2 압력강하에 대한 실험결과

Fig 3.2는 마이크로핀관내 냉매 R-22, Fig. 3.3은 마이크로핀관내 R-407c의 압력강하에 대한 실험결과의 대표예를 나타낸 것이다. 시험구간인 응축기는 향류형이므로 냉매는 그림의 좌에서 우로, 냉각수는 우에서 좌로 흐르고 있으며, 황축에는 무차원 관길이, 종축에는 냉매온도(\circ), 냉각수온도(\square), 관벽온도(\triangle), 전도(\diamond), 열유속(∇) 및 압력강하(\bullet)를 나타내었다.

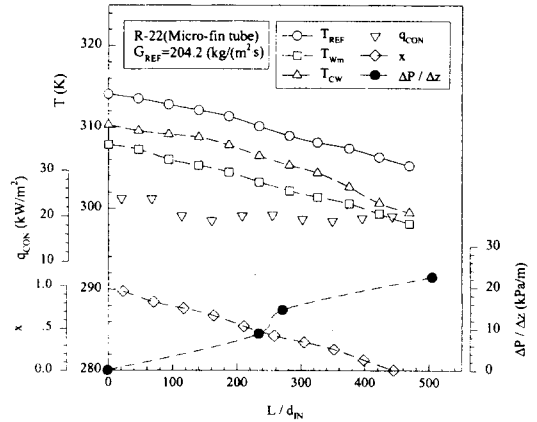


Fig. 3.2 Distribution T_{REF} , T_{CW} , T_{Wm} , q_{CON} , x and total pressure drop as a function of dimensionless tube length of R-22 for a horizontal micro-fin tube.

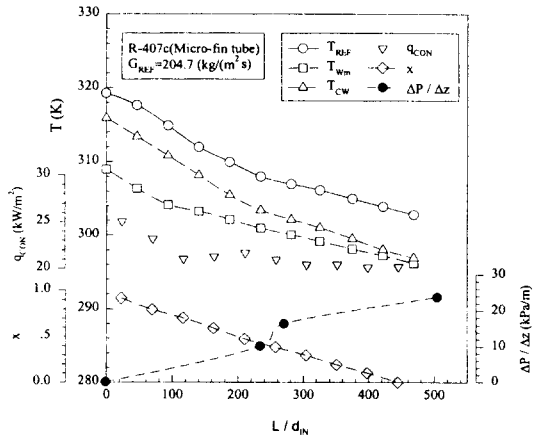


Fig. 3.3 Distribution T_{REF} , T_{CW} , T_{Wm} , q_{CON} , x and total pressure drop as a function of dimensionless tube length of R-407c for a horizontal micro-fin tube.

응축기로 유입된 냉매과열증기는 냉각수와 열교환에 의해 응축되기 시작하여 무차원 관길이 50 이후의 포화영역에서 거의 일정온도로 응축이 진행되고 있음을 알 수 있다. 대체혼합냉매 R-407c의 경우에는 평활관의 경우⁽¹⁰⁾와 같이 포화영역에서 온도강하(temperature gliding) 현상이 일어난다고 있음을 알 수 있었다. 열유속은 평활관의 경우와 같이 응축기의 전반부보다 후반부에서 증

가하는 것을 알 수 있었다. 관벽온도는 냉매의 종류에 상관없이 포화영역에 있어서는 냉매의 흐름 방향에 대해 냉각수의 온도에 따라 저하하는 경향이 있지만, 완전 응축영역에 가까워질수록 냉각수 온도에 근접하는 경향을 보이고 있다. 마이크로핀관내 압력강하의 특성은 평활관의 경우와 마찬가지로 냉매질량속도가 증가할수록 압력강하가 증가하고 있으며, 대체혼합냉매 R-407c의 압력강하가 규제냉매 R-22에 비해 조금 증가하고 있음을 알 수 있다. 또한, 마이크로핀관에서의 압력강하가 평활관의 압력강하보다 약 10 ~ 15 % 증가하고 있는 것을 알 수 있다. 이와 같이 마이크로핀관에서의 압력강하가 평활관의 경우보다 증가하는 것은 핀에 의해 증가된 전열면적만큼 응축된 냉매액이 많이 접촉되면서, 냉매액에 의한 마찰압력강하가 증가되기 때문이라 생각된다.

Fig. 3.4는 마이크로핀관내에서 냉매질량속도 102.1 ~ 301.0 kg/(m² · s)에서의 압력강하를 나타낸 것이다. 국소압력강하의 특징에서 알 수 있듯이 질량속도가 증가할수록 압력강하가 증가하고 있으며, 대체혼합냉매 R-407c의 압력강하가 규제냉매 R-22의 압력강하보다 증가하는 경향을 나타내고 있다. 대부분의 압력강하는 응축되는 냉매액에 의한 마찰압력강하에 의해 좌우⁽¹⁶⁾되므로, 단일 냉매 R-22의 경우에는 응축되는 냉매액이 중력영향에 의해 관의 하부에 모이면서 관원주방향으로

액막두께가 불균일하게 나타나지만, 혼합냉매 R-407c의 경우에는 관원주방향으로 형성되는 혼합 증기 경계층의 영향⁽¹⁰⁾ 및 R-407c의 열물성치 영향으로 대체혼합냉매 R-407c의 압력강하가 규제냉매 R-22의 압력강하보다 증가하고 있는 것으로 예측할 수 있었다.

3.3 마찰압력강하에 대한 종래의 정리식과 실험결과의 비교

냉동 공조시스템에서 응축기의 사용조건인 내경 10 mm 내외, 수평관, 건도 0.2 - 1.0의 범위에서 적용할 수 있는 압력강하 예측식^{(13)~(16)}이 많이 제안되고 있다. 본 연구에서는 Lockhart-Martinelli가 제안한 파라미터 X_{tt} , Φ_V 로 강제대류 응축열전달에서의 마찰압력강하를 계산하였다.

$$X_{tt} = \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0.9} \left(\frac{\rho_V}{\rho_L}\right)^{0.5} \left(\frac{\mu_L}{\mu_V}\right)^{0.1} \quad (3.3)$$

$$\Phi_V = \left(\left(\frac{dP}{dz}\right)_F \left(\frac{dP}{dz}\right)_V\right)^{0.5} \quad (3.4)$$

식 (3.4)에서 $(dP/dz)_F$ 는 소구간에 있어서의 $(\Delta P_F/\Delta z)$ 와 동일한 것으로 가정하였고, $(dP/dz)_V$ 는 평활관내 기상성분에 의한 마찰압력구배에 대한 Colburn식을 이용하여 식 (3.5)와 같이 정리하였다.

$$\left(\frac{dP}{dz}\right)_V = \frac{2 \cdot f_F \cdot x^2 \cdot G_{REF}^2}{rV \cdot d_{IN}} \quad (3.5)$$

$$f_F = \frac{0.045}{(G_{REF} \times d_{IN} / m_V)^{0.2}}$$

; friction factor for adiabatic two-phase flow

Fig 3.5는 냉매 R-22 및 R-407c의 마이크로핀관내 마찰압력강하에 대한 실험결과와 Lockhart-Martinelli변수를 이용한 마찰압력강하에 대한 예측식^{(13)~(16)}에 의한 계산결과 및 평활관에서 얻어진 실험식⁽¹⁶⁾에 의한 계산결과를 비교한 것이다.

그림에서 X_{tt} 가 증가할수록 건도가 감소하여 응축이 진행되고 있음을 나타내고 있다. 마이크로핀관내 냉매 R-22 및 R-407c에 대한 압력강하 실험결과는 대부분의 압력강하가 일어나는 $0.0 \leq X_{tt} \leq 0.7$ 의 범위에서 Soliman의 예측식에 의한 계산결과와 유사한 경향을 나타내고 있음을 알 수 있

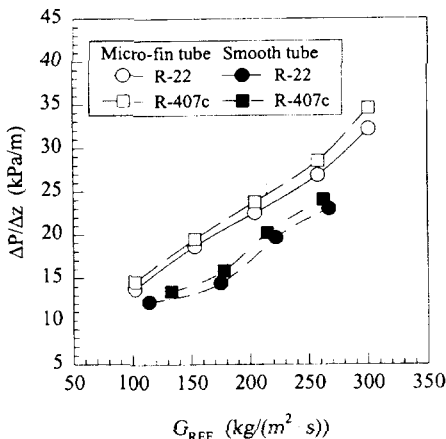


Fig. 3.4 Variation of R-22, R-407c condensation pressure drop in a horizontal micro-fin tube.

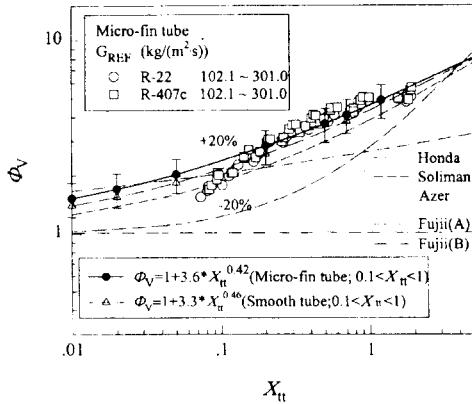


Fig. 3.5 Comparison of experimental results with present correlation $\Phi_V = 1 + 3.6 X_{tt}^{0.42}$ inside a horizontal micro-fin tube.

다. 또한, X_{tt} 가 동일한 경우, 질량속도가 증가할수록 Φ_V 의 실험치가 증가하고 있는 것을 알 수 있으며, R-22에 비해 R-407c의 압력강하가 조금 증가하고 있는 경향을 보이고 있음을 알 수 있다.

마이크로핀관에서의 압력강하에 대한 실험결과와 평활관에 대한 마찰압력강하 예측식을 기초로 수평 마이크로핀관 응축기내 마찰압력강하 실험식 (3.6)을 정리하였다.

$$\Phi_V = 1 + 3.6 \cdot X_{tt}^{0.42} \quad (0 \leq X_{tt} \leq 1) \quad (3.6)$$

그림에서 알 수 있는 바와 같이 식 (3.6)으로 계산한 계산결과와 실험에서 얻어진 국소마찰압력강하에 대한 실험결과는 대체적으로 $\pm 20\%$ 이내에서 잘 일치하고 있음을 알 수 있다. 특히, $0.1 \leq X_{tt} \leq 1.0$ 의 범위에서 가장 잘 일치하였다.

3.4 압력손실도(PF : Penalty Factor)

Fig 3.6은 Schlager 등⁽²⁾이 제안한 압력손실도 PF(penalty factor)에 대한 식 (3.7)을 수정한 수정식 (3.8)로 정의한 압력손실도 PF_{Φ_V} 를 이용하여 평활관에 대한 마이크로핀관에서의 압력손실도를 평가한 결과이다.

$$PF = \frac{\text{전열촉진관의 압력강하}}{\text{평활관의 압력강하}} \quad (3.7)$$

$$PF = \frac{\text{전열촉진관의 국소 } \Phi_V}{\text{평활관의 국소 } \Phi_V} \quad (3.8)$$

본 연구의 $0.1 \leq X_{tt} \leq 1$ 범위에서 압력손실도 $PF_{\Phi_V} \approx 1.3$ 이내로 증가하는 것을 알 수 있다. 이러한 수치는 마이크로핀관의 전열면적 증가비 ($A_M/A_S \approx 1.53$)범위 이내에서 압력손실도가 증가하는 것으로, 다양한 형상의 전열촉진관을 대상으로 전열면적 증가비와 압력손실도의 관계를 규명하기 위한 많은 응축전열특성에 대한 실험이 요구되는 것으로 생각되었다.

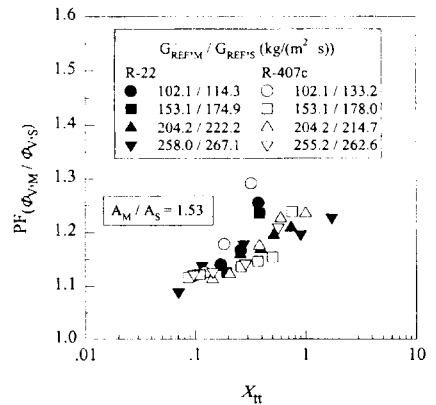


Fig. 3.6 Condensation pressure drop penalty factor for a micro-fin tube as a function of Lockhart-Martinelli parameter X_{tt} .

4. 결 론

규제냉매 R-22와 대체혼합냉매 R-407c를 작동유체로 외경 9.53 mm, 핀높이 0.20 mm, 핀갯수 60개인 마이크로핀관으로 제작한 응축기에서의 압력강하특성에 대한 실험에서 다음과 같은 결론을 정리할 수 있었다.

(1) 마이크로핀관내 냉매 R-22, R-407c의 실험결과는 평활관의 경우와 같이 냉매질량속도가 증가할수록 압력강하가 증가하고 있음을 확인하였다. 또한, 단일냉매 R-22의 경우보다 혼합냉매 R-407c의 압력강하가 증가하는 것을 확인하였다.

(2) 마이크로핀관내 냉매 R-22, R-407c의 마찰

압력강하를 $\pm 20\%$ 이내의 오차에서 예측할 수 있는 실험식 (3.6)을 제안하였다.

(3) 평활관에 대한 마이크로핀관의 압력손실도는 냉매의 종류 유량에 관계없이 $PF_{\phi V} \approx 1.0 \sim 1.3$ 으로서, 전열면적 증가비 $A_M/A_S \approx 1.53$ 의 범위내에서 증가하고 있음을 확인하였다. 따라서, 다양한 전열촉진관을 이용한 응축열전달실험에서 압력손실도가 전열면적 증가비범위에서 억제되고 있는가에 대한 연구가 요구된다.

(4) 규제냉매 R-22에 대한 대체혼합냉매 R-407c의 대체가능성에 대한 수평 평활관 및 마이크로핀관으로 제작한 응축기에서의 압력강하특성실험에서 규제냉매 R-22를 대체혼합냉매 R-407c로 충분히 대체할 수 있을 것으로 판단하였다.

후 기

본 연구의 일부는 포항공과대학 AFERC의 지원을 받아 수행하였으며, 이에 관계한 여러분께 깊은 감사를 드립니다.

참고문헌

- (1) Vineyard, E. A., and Sand, J. K., 1988, "Evaluation of Nonazeotropic Refrigerant Mixtures for Capacity Modulation", DOE/ORNL Heat Pump Conf. Proc., pp. 47 ~ 54.
- (2) Schlager, L. M., Pate, M. B. and Bergles, A. E., 1988, "Evaporation and Condensation of Refrigerant-Oil Mixtures in a Smooth Tube and a Micro-fin Tube". ASHRAE Trans., Vol. 94, Part. 1, pp. 149 ~ 166.
- (3) Koyama, S., Miyara, A., Takamatsu, H. and Fujii, T., 1990, "Condensation Heat Transfer of Binary Refrigerant Mixtures of R22 and R114 inside a Horizontal Tube with Internal Sprial Grooves", Intl. J. Ref., Vol. 13, No. 7, pp. 256 ~ 263.
- (4) 内田麻理, 伊藤正昭, 工藤光夫, 1994, "水平管内面形状改善による非共沸混合冷媒の傳熱性能向上 (I) (凝縮熱傳達率の實驗的檢討)", 日本機械學會熱工學講演會講演論文集, pp. 227 ~ 229.
- (5) Sur, B. and Azer, N. Z., 1991, "Effect of Oil on Heat Trasnfer and Pressure Drop duting Condensation of Refrigerant-113 inside Smooth and Internally Finned Tubes", ASHRAE Trans., Vol. 97, Part. 1, pp. 365 ~ 373.
- (6) Sami, S. M., Schnotale, J. and Smale, J. G., 1992, " Prediction of the Heat Transfer Characteristics of R-22/R-152a/R-114 and R-22/R-152a/R-124", ASHRAE Trans., Vol. 98, Part. 2, p. 51 ~ 58.
- (7) 策至子毅, 戶田一美, 奥山和之, 鳥越邦和, 1995, 非共沸混合冷媒HFC-32/125/134a の傳熱促進に關する研究", 第29回 空氣調和 冷凍聯合講演會講演論文集, pp. 69 ~ 72.
- (8) 노건상, 오후규, 권옥배, 1996, " 냉매 R-22, R-407c의 수평평활관내 압력강하에 관한 연구", 한국박용기관학회지, Vol. 20, No. 4, pp. 392 ~ 402.
- (9) M. Huber, J. Gallagher, M. McLinden, and G. Morrison, 1996, " NIST Thermodynamic Properties of Refrigerants and Refrigerant Mixtures Database(REFPROP) ver -5.0-", NIST Standard Reference Database 23.
- (10) 노건상, 문정욱, 오후규, 1997, "냉매 R-407c의 수평평활 응축관내 열전달특성에 관한 연구", 한국박용기관학회, Vol. 21, No. 2, pp. 144 ~ 156.
- (11) Hozumi, H., Ito, Y., Shinohara, Y., 1984, "Recent Development of Heat Transfer Tubes for Refrigeration and Air Conditioning(in Japanese)", Refrigeration, Vol. 59, No. 683, pp. 50 ~ 62.
- (12) Tichy, J. A., Duque-Rivera, J., Macken, N. A., Duval, W. M. B., 1986, "An Experimental Investigation of Pressure Drop in Forced-Convection Condensation and Evaporation of Oil-Refrigerant Mixtures", ASHRAE Trans., Vol. 92, Part. 2A, pp. 461 ~ 472.
- (13) Kaushik, N., and Azer, N. Z., 1990, "A General Pressure Drop Correlation for Condensation inside Internally Finned Tubes", ASHRAE Trans., Vol. 96, Part. 2, pp. 242 ~ 248.
- (14) Sur, B., and Azer, N. Z., 1991, "An Analytical Pressure Drop Prediction Model for Condensation inside Longitudinally Finned Tubes", ASHRAE Trans., Vol. 97, Part. 2, pp. 54 ~ 61.

- (15) Soliman, M., Schuster, J. R., and Berenson, P. J., 1968, "A General Heat Transfer Correlation for Annular Flow Condensation", *J. Heat Transfer*, Vol. 90, pp. 267 ~ 276.
- (16) Azer, N. Z., Abis, L. V., and Soliman, H. M., 1972, "Local Heat Transfer Coefficients during Annular Flow Condensation", *ASHRAE Trans.*, Vol. 78, Part. 2, pp. 135 ~ 143.
- (17) 藤井哲, 本田博司, 長田孝志, 藤井不夫, 野律滋, 1976, "冷媒R-11の水平管内凝縮(第1報, 流動様式および壓力降下)", *日本機械學會論文集(B編)*, 第42卷, 第363號, pp. 3541 ~ 3548.
- (18) Nozu, S., Honda, H., Aoyama, T., and Shibukuwa, K., 1988, "Condensation of Non-Azeotropic Refrigerant Blends of R114 and R113 in a Horizontal Annulus with an Enhanced Inner Tube(in Japanese)", *Trans. of the JAR*, Vol. 6, No. 1, pp. 57 ~ 66.