응축기의 설계조건에서 R22, R407C, R410A의 압력강하 예측 및 실험

김 창 덕†, 박 일 환*, 이 진 호**
(주)센추리 기술연구소, *한국기술교육대학교 기계공학과, **연세대학교 기계공학과

Prediction and Experiment of Pressure Drop of R22, R407C and R410A on Design Conditions of Condenser

Chang-Duk Kim†, Il-Hwan Park*, Jinho Lee**
Department of Research & Development, Century Corporation, Chungnam 336-842, Korea
**Department of Mechanical Engineering, Korea University of Technology & Education, Chungnam 330-708, Korea*
***Department of Mechanical Engineering, Yonsei University, Seoul 120-749, Korea*

(Received October 10, 2003; revision received November 19, 2003)

ABSTRACT: An experimental study on the refrigerant-side pressure drop of slit fin-tube heat exchanger has been carried out. A comparison was made between the predictions of previously proposed empirical correlations and experimental data for the pressure drop on design conditions of condenser in micro-fin tube for R22 and its alternatives, R407C (R32/125/134a, 23/25/52 wt.%) and R410A (R32/125, 50/50 wt.%). Experiments were carried out under the conditions of inlet refrigerant temperature of 60℃ and mass fluxes varying from 150 to 250 kg/m^{2}s for R22, R407C and R410A. The inlet air conditions are dry bulb temperature of 35℃, relative humidity of 40% and air velocity varying from 0.68 to 1.43 m/s. Experiments show that pressure drop for R410A and R407C were 17.8~20.2% and 5~6.8% lower than those of R22 respectively for the degree of subcooling of 5℃. For the mass fluxes of 200~250 kg/m^{2}s, the deviation between the experimental and predicted values for the pressure drop was less than ±20% for R22, R407C and R410A.

Key words: R22, R407C, R410A, Condenser(응축기), Design condition(설계조건), Fin-tube heat exchanger(휜-관 열교환기), Pressure drop(압력강하)

기 호 설 명

A : 면적 [m^2]
d : 직경 [m]
f : 분율, Fanning 마찰계수
G : 질량유속 [kg/m^{2}s]
g : 중력가속도 [m/s^2]
h : 비엔탈피 [kJ/kg], 높이 [m]
L : 관의 길이 [m]
m : 질량유량 [kg/s]
P : 압력 [kPa]
P_t : 단간격 [m]
Q : 열전달량 [W]
q : 열유속 [W/m^2]
Re : Reynolds 수

† Corresponding author
Tel.: +82-41-530-3711; fax: +82-41-533-3845
E-mail address: cdkim@ecentury.co.kr

RH : 상대습도 [%]
S_p : 미세휜과 휜 사이의 종횡거리 [m]
u : 속도 [m/s]
v : 비체적 [m^3/kg]
x : 건도
X_{tt} : 마티넬리변수(Lockhart-Martinelli parameter)

그리스 문자

β : 나선각도 [°]
Δ : 차이
μ : 동점성계수 [Pa·s]
ρ : 밀도 [kg/m^3]
ϕ : 마찰배수

하첨자

a : 가속, 공기
b : 곡관
cal : 이론
exp : 실험
f : 액상, 마찰
fg : 잠열
g : 기상, 중력
h : 수력직경
i : 입구, 휜뿌리
l : 과냉각액 영역
m : 평균
o : 출구
r : 냉매
sat : 포화
sub : 과냉각액, 과냉도
sup : 과열증기
tp : 2상유동 영역
v : 과열증기 영역
w : 관외벽

1. 서 론

일반적으로 냉동공조제품을 설계할 경우 응축기의 냉매측 압력강하를 미리 예측하는 것은 제품의 성능향상을 위한 매우 중요한 인자이다. 응축기에 이용되는 열교환기는 주로 동관과 알루미늄휜으로 구성되어 있는 휜-관 열교환기(fin-tube heat exchanger)가 사용되고 있다. 냉매가 흐르는 동관으로는 평활관(smooth tube)이 사용되어 왔으나 수년 전부터 열전달 촉진을 위하여 미세휜관(micro-fin tube)이 널리 사용되고 있다. 1977년 Fujii et al.[1]은 관내에 일정한 홈을 주어 냉매의 유동을 난류화시키면 열전달 효율이 증가하는 현상에 착안하여 미세휜관을 처음으로 소개하였다. 그 후 Itoh et al.,[2] Muzzio et al.[3]은 관내측에 여러 가지 형태의 휜모양을 적용하여 열전달과 압력강하의 영향을 규명하고 두 인자의 최적화에 노력을 기울였으며, Ebisu and Torikoshi[4]와 Miyara et al.[5]은 현재 R22의 대체냉매로 주목받고 있는 R407C와 R410A를 사용한 미세휜관 내의 응축과 증발시 열전달 및 압력강하 특성에 대한 연구를 수행하였다. 미세휜관을 응축기에 사용할 경우 관내 증기와 관외 표면온도차가 평활관보다 작아 냉매의 국소 포화온도와 압력 사이의 의존성이 증가하므로 냉매측 압력강하는 압축기의 소비전력을 증가시키고 열전달 성능에 큰 영향을 미치게 된다. 또한, 응축기의 설계조건에서 냉매측 압력강하는 2상유동(응축과정)과 단상유동(과열증기, 과냉각액)이 공존하게 되어 각 유동영역에 따라 직관부와 곡관부로 구분하여 예측하여야 하므로 대부분 응축기의 냉매측 압력강하의 특성산출은 실험적인 방법에 의존하고 있다. 특히, 응축기의 설계조건에서 냉매측 압력강하의 대부분을 차지하는 2상유동의 압력강하를 정확히 예측할 수 있다면 효율적인 제품설계가 가능하다. 따라서 다양한 휜형상과 관외경(7, 9.5, 10 mm)을 갖는 미세휜관 내의 2상유동(응축과정)의 압력강하를 예측한 Haraguchi et al.,[6] Kedzierski and Goncalves,[7] Cavallini et al.,[8] Newell and Shah[9] 그리고 Choi et al.[10,11] 등의 상관관계식을 적용하는 것이 요구된다.

본 연구는 응축기의 설계조건에서 냉매 R22, R407C, R410A를 적용할 경우 유동영역(2상유동, 단상유동)에 따른 직관부(수평관)와 곡관부(U-bend)의 냉매측 압력강하를 예측하고 각 냉매의 압력강하 측정 실험결과와 상호 비교하여 예측의 신뢰성과 적용 타당성을 검증하고자 한다.

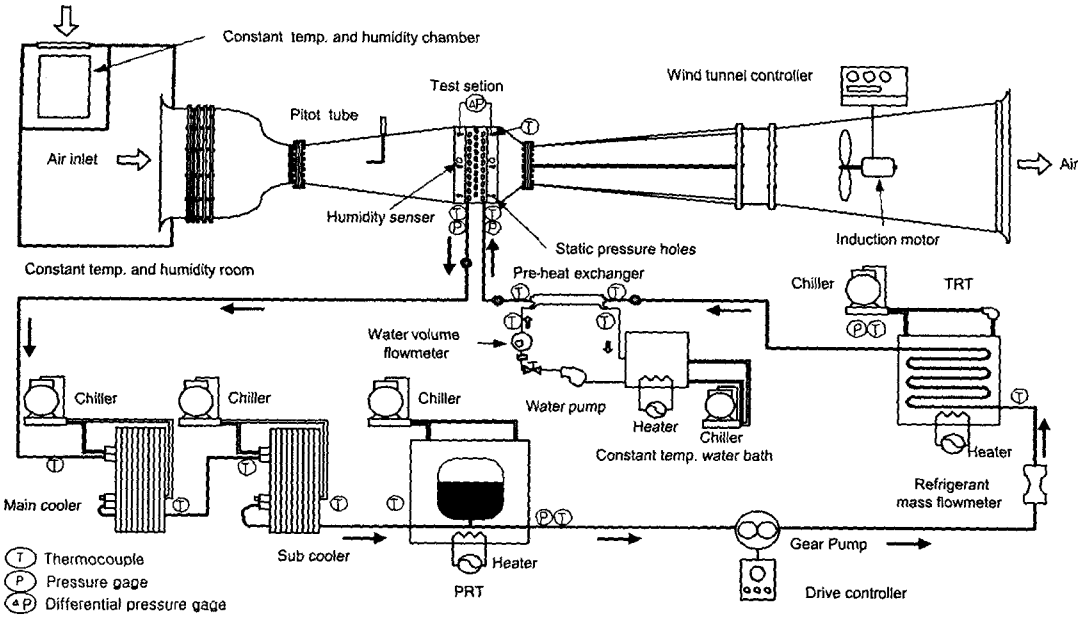

Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus for condensation test system.

2. 실험장치 및 방법

2.1 실험장치

본 연구에서 사용한 실험장치의 전체적인 개략도는 Fig. 1에서 보여주고 있다. 실험장치는 크게 풍동부와 냉매부로 구별되며, 풍동은 흡입식으로 인버터에 의해 공기유속이 조절된다. 항온항습실 내에는 항온항습기가 설치되어 시험 열교환기의 전면 공기의 건구온도와 상대습도를 조절하였으며, 열교환기의 전후방에는 18개의 T-type 열전대를 설치하여 공기온도를 측정하였다. 냉매의 순환은 압축기 사용으로 인한 냉동기유의 영향을 배제하기 위하여 인버터에 의해 회전수를 제어하는 자기구동 기어펌프를 사용하였다. 자기구동 기어펌프로 유입되는 냉매는 과냉각액 상태로 유지되어야 하므로 시험 열교환기를 지난 후 주냉각기 및 보조냉각기와 연결된 판형 열교환기에서 냉매대 냉매로 열교환하여 냉매가 충분히 과냉각액을 유지하도록 하였다. 또한, 압력조절탱크(PRT)와 온도조절탱크(TRT)를 설치하여 냉매의 온도와 압력을 일정하게 유지하도록 하였으며, 응축기의 유입온도와 과열도는 보조열교환기(2중관식 열교환기)를 이용하여 일정하게 유지하였다. 실험 주요부에는 열전대, 압력계, 냉매가시창을 설치하였으

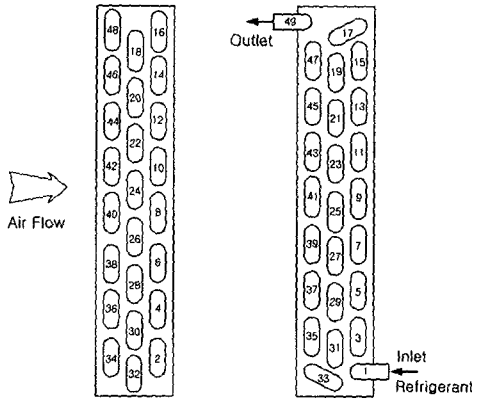

Fig. 2 The number of temperature measuring point of condenser tubes.

며, 시험 열교환기의 관내측 냉매온도 분포를 근사적으로 측정하기 위하여 Fig. 2와 같이 열교환기 각각의 U-bend 관외벽에 49개의 열전대를 설치하고 외부로부터 열출입을 최소로 하기 위하여 우레탄 발포로 단열하였다.

2.2 실험방법 및 조건

냉매 R22, R407C, R410A의 압력강하와 U-bend의 관외벽 온도에 대한 측정실험은 응축기의 동

Table 1 Properties and characteristics of refrigerants in this study

Name		R22	R407C	R410A
Composition (Wt.%)	R22	100	-	-
	R134a	-	52	-
	R125	-	25	50
	R32	-	23	50
Molecular mass (kg/kmol)		86.47	86.20	72.58
Critical temperature (℃)		96.15	86.74	72.13
Critical pressure (kPa)		4990	4634	4770
Critical density (kg/m^3)		513	527.3	488.9
Density (kg/m^3)	Saturated liquid	1082	1014	911.6
	Saturated vapor	85.96	91.09	140.0
Dynamic viscosity at 50℃ ($\mu Pa \cdot s$)	Saturated liquid	123.1	108.3	82.78
	Saturated vapor	14.18	14.39	16.40
Temperature glide[a]		-	7.2	0.1
GWP (Global Warming Potential) (CO_2=1)		1500	1526	1725
ODP (Ozone Depletion Potential) (R11=1)		0.055	0	0
P_{sat} at 50℃ (kPa)		1943	2210/1985	3061/3053

[a] Temperature glide=dew temperature−bubble temperature at P=0.1 MPa

Table 2 Experimental conditions

Air-side	Dry bulb temperature of air at the condenser inlet	35℃
	Standard relative humidity at the condenser inlet	40%
	Face velocity at the condenser inlet	0.68~1.43 m/s
Refrigerant-side	Refrigerants	R22, R407C, R410A
	Refrigerant mass flux	150, 200, 250 kg/m^2s
	Condensation temperature	50℃
	Degree of superheat	10℃
	Degree of subcooling	5℃

일한 냉매의 유입온도와 질량유속 조건에서 응축기 출구의 과냉도를 5℃로 고정시켰을 때 수행하였다. R407C의 출구 냉매온도 기준은 상변화에 따른 이론적인 온도구배(temperature glide) 7℃와 과냉도 5℃를 고려하여 평균 응축온도가 50℃로 유지할 수 있도록 하였으며, 유사공비 혼합냉매인 R410A는 온도구배가 0.1℃로 매우 작아 순수냉매처럼 정의하였다. 실험 데이터는 온도변화 ±0.3℃, 압력변화 ±3% 이내의 실험조건으로 유지되는 정상상태에서 3초 간격으로 5~10분 동안 데이터 취득장치에서 취득, 저장하였다. 습공기의 물성치는 ASHRAE handbook[12]을 근거로 습공기 선도를 도식화하여 계산하였으며, R22, R407C, R410A의 물성치는 REFPROP 6.01[13]을 사용하였다. 냉매의 열역학적인 물성치를 포함한 주요 특성치와 실험조건은 각각 Table 1과 Table 2에서 정리하였다.

2.3 시험 열교환기

본 연구에서 사용된 시험 열교환기는 대향류 형태인 400×400×80 mm(가로×세로×폭)의 슬릿 휜-관 열교환기로 제작하였으며, 관내는 미세휜(micro-fin)이 가공되어 있는 외경 9.52 mm의 동관을 사용하였다. 동관 내부의 세부형상 및 기존 주요 연구[6,10,11]의 실험조건을 포함한 세부제원은

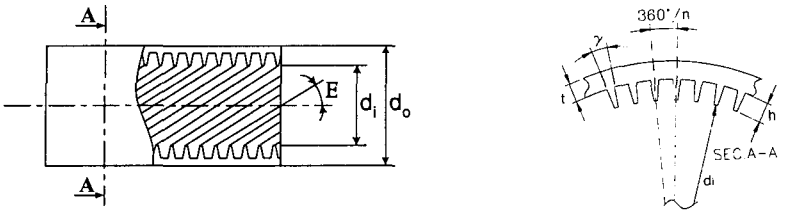

Fig. 3 Characteristic geometrical parameters of inside micro-fin tube.

Table 3 Test conditions and geometric parameters of the micro-fin tube

Parameter			This study	Haraguchi et al.[6]	Choi[10,11]
Outside diameter	d_o	mm	9.52	10.0	9.5
Fin root diameter	d_i	mm	8.52	8.48	8.91
Equivalent diameter	d_e	mm	8.54	8.36	8.78
Minimum wall thickness	t	mm	0.3	0.3	0.3
Number of fins	n	-	60	60	60
Helix angle	β	°	18.0	18.0	18.0
Fin angle	γ	°	53	39.8	50
Fin height	h	mm	0.2	0.16	0.2
Expansion rate of tube		-	1.05	1	1
Refrigerants		-	R22, R407C, R410A	R22, R123, R134a	R22, R32, R125, R134a, R407C, R410A
Range of G[a]		kg/m^{2}s	150~250	99~295	80~470
Operating pressure		kPa	1943~3061	346~1870	900~2300

[a] Based on fin root diameter.

각각 Fig. 3과 Table 3에 나타내었다.

3. 냉매측 압력강하 예측

응축기의 설계조건에서 냉매는 과열증기와 과냉각액의 단상유동과 응축과정인 2상유동으로 구분할 수 있다. 따라서 냉매측 압력강하를 산출하기 위해서는 각 유동영역에서의 가속(ΔP_a), 마찰(ΔP_f), 중력(ΔP_g), 곡관(ΔP_b)의 압력강하를 구하는 것이 필수적이다.

$$\Delta P_r = \Delta P_a + \Delta P_f + \Delta P_g + \Delta P_b \quad (1)$$

3.1 유동영역비율

일반적으로 슬릿휜-관 열교환기를 응축기로 사용할 경우 냉매는 2상유동과 단상유동으로 구분하여 열전달량을 계산할 수 있다.

$$Q_v = m_r(h_{sup} - h_g) \quad (2)$$

$$Q_{tp} = m_r h_{fg} \quad (3)$$

$$Q_l = m_r(h_f - h_{sub}) \quad (4)$$

$$Q_r = Q_v + Q_{tp} + Q_l \quad (5)$$

응축기의 설계조건에서 각상의 유동영역비율은 일정한 과열도와 과냉도(5℃)를 갖는 단상유동의 열전달량이 2상유동보다 상대적으로 작기 때문에 Fisher and Rice,[14] Jung and Radermacher[15]의 방법으로 계산하였다.

$$f_v = \frac{Q_v}{Q_r} \quad (6)$$

$$f_{tp} = \frac{Q_{tp}}{Q_r} \quad (7)$$

$$f_l = 1 - f_{tp} - f_v \quad (8)$$

여기서, f_v, f_{tp}, f_l는 각각 과열증기, 2상유동, 과

냉각액의 영역비율을 의미한다.

3.2 단상유동

일반적으로 단상유동의 압력강하 가운데 가속 압력강하는 무시된다. 응축기 입구에서 과열증기의 마찰계수는 Carnavos[16]가 미세휜관내 R11의 과열증기($x=1$) 유동에서 제안한 아래의 식을 사용하였다.

$$\Delta P_v = \frac{2 f_v \rho_v u_v^2 L_v}{d_m} \tag{9}$$

$$f_v = 0.046 \mathrm{Re}_v^{-0.2} \frac{d_m}{d_h} \left(\frac{A_c}{A_m} \right)^{0.5} \left(\frac{1}{\cos \beta} \right)^{0.75} \tag{10}$$

$$u_v = \frac{Gx}{\rho_v} \tag{11}$$

$$\mathrm{Re}_v = \frac{Gx d_m}{\mu_v} \tag{12}$$

$$L_v = L \times f_v \tag{13}$$

여기서, A_c, A_m, d_m, d_h, x, β, L는 각각 실질적인 자유유동면적, 공칭 자유유동면적, 평균 내경, 수력직경, 건도, 나선각도, 관의 길이이다.

과냉각액의 마찰계수는 Kuo and Wang[17]이 제안한 상관관계식을 사용하였다.

$$\Delta P_l = \frac{2 f_l G^2 v_l L_l}{d_i} \tag{14}$$

$$f_l = 0.08719 \, \mathrm{Re}_l^{-0.215} \tag{15}$$

$$\mathrm{Re}_l = \frac{G d_i}{\mu_l} \tag{16}$$

$$L_l = L \times f_l \tag{17}$$

단상유동영역의 곡관부 압력강하는 Ito[18]가 단간격과 관직경에 따라 각도 45°, 90°, 180°로 변화시키면서 제시한 상관관계식 가운데 본 연구의 대상인 각도 180°의 결과를 사용하였다.

$$\Delta P_b = K \frac{u_r^2 \rho}{2} = K \frac{G^2 v}{2} \tag{18}$$

$$K = 0.4388 \left[1 + 116 \left(\frac{P_t}{d_i} \right)^{-4.52} \right] \left(\frac{P_t}{d_i} \right)^{0.84} \mathrm{Re}^{-0.17} \quad 2 \times 10^4 < \mathrm{Re} < 4 \times 10^5 \tag{19}$$

위의 식에서 u_r, G, P_t, d_i, v는 각각 냉매속도, 냉매의 질량유속, 단간격, 관내경, 단상유동(과열증기와 과냉각액)의 비체적을 의미한다.

중력에 의한 압력강하는 단상유동(과열증기와 과냉각액) 냉매밀도 ρ, 열의 높이변화 Δh 및 중력가속도 g을 사용하여 계산하였다.

$$\Delta P_g = \rho g \Delta h \tag{20}$$

3.3 2상유동

응축과정에서 냉매측 압력강하의 예측은 Table 3과 같이 본 시험 열교환기의 동관 제원(관내외경, 휜의 높이, 정상각도, 나선각도, 개수 등)과 시험조건(냉매의 종류, 질량유속)이 유사한 Haraguchi et al.[6]과 Choi[10,11]의 상관관계식을 사용하였다. Haraguchi et al.[6]은 응축과정에서 미세휜관의 작동유체로 R123, R134a, R22를 적용하여 측정한 압력강하 데이터를 바탕으로 아래와 같이 예측 상관관계식을 제시하였다.

$$\Delta P_{tp} = \frac{2 f_{tp} G^2 v_v L_{tp}}{d_e} \phi_v^2 \tag{21}$$

$$\phi_v = 1.1 + 1.3 \left[\frac{G X_{tt}}{\{ g d_e \rho_v (\rho_l - \rho_v) \}^{0.5}} \right]^{0.35} \tag{22}$$

$$X_{tt} = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0.9} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0.5} \left(\frac{\mu_l}{\mu_v} \right)^{0.1} \tag{23}$$

$$f_{tp} = 0.046 \, \mathrm{Re}_{v,e}^{0.2} \tag{24}$$

$$\mathrm{Re}_{v,e} = \frac{Gx d_e}{\mu_v}, \quad d_e = \sqrt{\frac{4A}{\pi}} \tag{25}$$

$$L_{tp} = L \times f_{tp} \tag{26}$$

위의 식에서 G, ϕ_v, g, X_{tt}, d_e, A는 각각 질량유속, 미세휜관의 마찰배수(friction multiplier), 중력가속도, 마티넬리변수(Lockhart-Martinelli parameter), 상당직경(equivalent diameter), 실질적인 관의 유동면적을 의미한다.

Table 4 List of correlations used in this study

Items		Applying zone	Correlations		Remark
Refrigerant-side pressure drop	Straight tube	Two phase	Haraguchi et al.,[6] Choi[10,11]		Micro-fin tube
		Single phase	Vapor	Carnavos[16]	
			Liquid	Kuo and Wang[17]	
	Bend tube	Two phase	Geary[20]		Smooth tube
		Single phase	Ito[18]		
Penalty factor		Two phase	Schlager et al.[21]		
Air property			ASHRAE handbook[12]		
Refrigerant property			REFPROP 6.01[13]		

응축과정에서 Haraguchi et al.[6]의 마찰압력강하와 더불어 사용한 가속압력강하(ΔP_a)는 기체와 액체가 하나의 성분으로 혼합되어 동일한 속도성분을 갖는다는 가정으로 만들어진 균질유동모델(homogeneous flow model)로 제안한 Collier and Thome[19]의 식을 사용하였다.

$$\Delta P_a = G^2 v_{fg} \Delta x \tag{27}$$

최근 Choi[10,11]은 냉매 R22, R32, R125, R134a, R407C, R410A를 적용한 응축 및 증발과정에서 냉매의 평균 온도로부터 물성치를 계산하여 건도의 변화에 따른 압력강하 예측 상관관계식을 제시하였다. 이 식은 냉동기유의 혼합 여부, 평활관, 미세휜관에 적용 가능하며, 마찰 및 가속에 의한 압력강하를 모두 포함하고 있다.

$$\Delta P_{tp} = \Delta P_f + \Delta P_a = \left[\frac{f_{tp}(v_o + v_i)L_{tp}}{d_h} + (v_o - v_i)\right]G^2 \tag{28}$$

$$f_{tp} = 0.00506\,\mathrm{Re}^{-0.0951} K_f^{0.1554} \tag{29}$$

$$K_f = \frac{(x_i - x_o)h_{fg}}{L_{tp} g} \tag{30}$$

$$\mathrm{Re} = \frac{G d_h}{\mu_l} \tag{31}$$

$$d_h = \frac{4A_c \cos\beta}{nS_p} \tag{32}$$

$$A_c = \frac{\pi d_o^2}{4} - nA_t \tag{33}$$

여기서 A_c, A_t, S_p, d_h, d_o, n는 각각 실질적인 관내 단면적, 미세휜과 관두께만을 포함한 단면적, 단위 미세휜과 휜 사이의 종횡거리, 수력직경과 관외경, 미세휜의 개수를 의미한다.

곡관부(U-bend)의 압력강하는 Geary[20]의 식을 사용하여 계산한 후 Schlager et al.[21]이 제시한 미세휜관의 압력강하 향상인자(penalty factor)를 고려하였다.

$$\Delta P_b = \frac{f_b u_v^2 \rho_v L_b}{2 d_i} = \frac{f_b G_v^2 v_v x^2 L_b}{2 d_i} \tag{34}$$

$$G_v = \frac{u_v \rho_v}{x} \qquad 0.2 < x < 0.8 \tag{35}$$

$$f_b = 5.58 \times 10^{-6} \frac{\mathrm{Re}_v^{0.5}}{e^{(0.215 P_t/d_i)} x^{1.25}} \tag{36}$$

$$\mathrm{Re}_v = \frac{u_v d_i \rho_v}{\mu_v} = \frac{G d_i}{\mu_v} \tag{37}$$

위의 식에서 g, L_b, G_v, v_v는 각각 중력가속도, 곡관부 길이, 냉매(증기상태)의 질량유속과 비체적을 의미한다. 응축기의 설계조건에서 냉매측 압력강하의 예측을 위해 적용된 상관관계식은 Table 4에서 정리하였다.

4. 결과 및 고찰

4.1 유동영역비율의 산출

Fig. 4는 응축온도 50℃, 냉매의 질량유속 150~250 kg/m^{2}s 범위에서 응축기 출구의 과냉도 조건

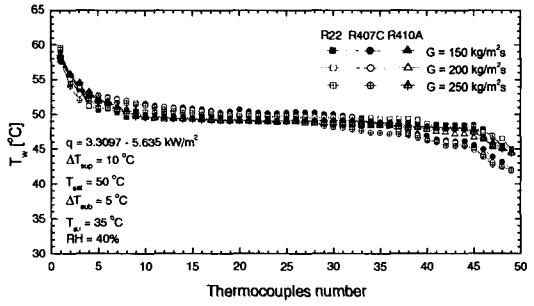

Fig. 4 The variation of tube wall temperature for various mass flux.

을 5℃로 유지시켰을 때 U-bend의 관외벽 온도를 측정한 실험결과이다. 실험에서 얻은 U-bend의 관외벽 온도는 냉매온도와 ±0.5℃ 내에 일치하므로 냉매의 유로진행에 따른 온도변화로부터 각상(단상 및 2상유동)의 유동영역을 근사적으로 알 수 있다. 응축기의 설계조건에서 각상의 유동영역비율은 냉매측 압력강하를 정확히 예측하기 위해서 필수적으로 알아야 한다. 따라서 실험에서 측정한 유동영역비율과 각상의 열전달량으로부터 산출한 이론적인 유동영역비율을 상호 비교하여 예측방법의 편리성에 접근할 필요가 있다. Fig. 4에서 60℃의 과열증기(단상유동)로 유입된 냉매는 평균 5번(2.18 m) U-bend에서 응축이 시작되어 46번(20.1 m) U-bend까지 응축과정(2상유동)이 진행된 후 과냉도 5℃의 과냉각액(단상유동)으로 출구를 빠져나갔다. 순수냉매인 R22와 유사공비 혼합냉매인 R410A는 응축과정에서 관내의 압력강하 때문에 약 0.5℃의 응축온도 강하가 일어났고 비공비 혼합냉매인 R407C는 응축과정에서 생기는 온도구배 현상과 관내의 압력강하로 인하여 약 7℃의 응축온도 강하가 나타났다. 실험에서 전체적인 응축기의 온도분포를 볼 때 냉매 R22, R407C, R410A의 유동영역 변화경향은 2상유동, 과열증기와 과냉각액에서 각각 85.7, 8.2, 6.1%이고 각상의 열전달량으로부터 산출한 이론적인 유동영역비율은 각각 83~90.3, 5.6~11.3, 4.1~6.2%로 나타났다. 따라서 일정한 과열도와 과냉도를 갖는 응축기의 설계조건에서 실험(계측기준)과 이론(열전달량 기준)으로부터 산출한 각 냉매별 유동영역비율의 차이는 미소하므로 압력강하의 예측기준인 유동영역비율은 냉매온도와 압력으로부터 열전달량을 계산한 후 산출 가능할 것으로 사료된다.

4.2 2상유동의 압력강하 예측

Fig. 5는 각상의 열전달량으로부터 산출한 이론적인 유동영역비율을 이용하여 2상유동영역에서 예측한 압력강하를 보여준다. 예측에 사용된 상관관계식은 Haraguchi et al.[6]과 Choi[10,11]의 식이며, 예측결과는 냉매의 종류(R22, R407C, R410A)와 질량유속(150~250 kg/m²s)의 변화에 따라 단위길이당 압력강하로 제시하였다. 일반적으로 응축기 설계조건에서 2상유동(응축과정)영역의 압력강하는 전체 압력강하의 95% 이상을 차지하고 냉매의 증기 건도(quality)가 클수록 증가하게 된다. 냉매의 질량유속 변화에 따른 압력강하의 예측기준인 냉매의 건도는 미세휜관에 전형적으로 사용되는 0.6으로 고정하였다. Fig. 5에서 냉매의 질량유속이 클수록 모든 냉매(R22, R407C, R410A)의 압력강하는 증가하였으며, 냉매의 질량유속이 클수록 각 냉매의 압력강하 차이는 크게 나타났다. 이는 냉매의 질량유속이 클수록 증기속도가 증가하고 각 냉매의 비체적과 동점성계수 등의 열역학적인 물성치의 차이가 레이놀즈수에 큰 영향을 주어 마찰압력변화의 증대에 기여하기 때문이다. 즉, Table 1에서 볼 수 있듯이 응축온도 50℃의 포화증기상태에서 R407C와 R410A의 동점성계수는 R22보다 각각 1.5%와 15.7% 크나 포화액상태에서는 각각 12%와 32.3% 작다. Haraguchi et al.[6] 식은 포화증기를 Choi[10,11]의 식은 포화증기와 포화액의 평균 동점성계수를 기준으로 레이놀즈수(Reynolds number)와 마찰계수를 산출하고

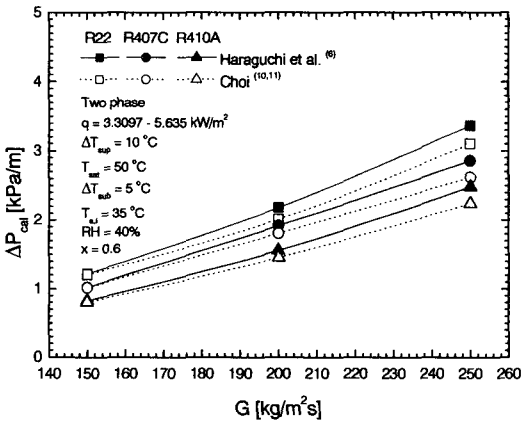

Fig. 5 Comparisons of the predicted refrigerant pressure drops during condensation.

두 상관식 모두 관내의 직경 산출기준이 상이하므로 냉매의 질량유속의 증가에 따라 냉매별 편차는 크게 나타나는 것이다. 예측결과, Haraguchi et al.[6] 식을 기준으로 냉매의 질량유속 150~250 kg/m^{2}s 범위에서 R407C와 R410A의 압력강하는 R22보다 각각 17.8~19%와 35.5~47% 작게 나타났다. 비공비혼합냉매 R407C(R32/125/134a, 23/25/52 wt.%)의 경우 응축온도 50℃에서 조성냉매 R32, R125, 그리고 R134a의 물성치를 살펴보면 R32의 증기밀도 ρ_v는 98.55 kg/m^{3}으로 R134a(66.27 kg/m^3)보다 48.7% 정도 크고 R125는 196.2 kg/m^{3}으로 296% 정도 크다. 반면에 R32의 액상밀도 ρ_l는 839.3 kg/m^{3}으로 R134a(1102 kg/m^3)보다 23.8% 정도 작고, R125(1001 kg/m^3)는 R134a와 거의 비슷하다. 일정한 냉매의 질량유속($G=\rho u$) 조건에서 응축이 진행됨에 따라 액상의 냉매에 포함되어 있는 R134a의 성분조성비 분포 때문에 평균 액상밀도가 커져 액상속도는 작아진다. 따라서 R407C의 증기와 액상의 평균속도가 R22보다 저하되어 R407C의 마찰압력 강하는 R22보다 작게 된다. 또한, 유사공비혼합냉매 R410A(R32/125, 50/50 wt.%)의 경우 응축온도 50℃에서의 증기압력이 R22보다 57% 정도 높아서 응축과정에서의 평균 비체적이 R22보다 작게 된다. 이에 따라 냉매유동의 평균속도가 감소하여 R410A의 압력강하는 R22보다 낮게 된다. 응축기의 실험조건에서 Haraguchi et al.[6]과 Choi[10,11]의 상관관계식은 Table 3과 같이 관내경, 휜각도, 휜높이, 냉매의 종류와 질량유속 범위 등의 차이로 인하여 평균 6.4%의 예측편차를 보였다.

4.3 단상유동의 압력강하 예측

Fig. 6은 응축기의 설계조건에서 과열증기와 과냉각액의 단상유동 압력강하를 각각 Carnavos[16]와 Kuo and Wang[17]의 식으로 예측한 결과를 냉매의 종류(R22, R407C, R410A)와 질량유속(150~250 kg/m^{2}s)의 변화에 따라 단위길이당 압력강하로 도시하였다. 과열증기와 과냉각액 영역에서의 압력강하는 2상유동(응축과정) 영역에서 Haraguchi et al.[6]의 식으로 예측한 압력강하의 각각 55%와 6.8~12% 정도 차지하는 것을 볼 수 있다. 즉, 과열증기 영역(전체 유로의 5.6%)의 압력강하가 과냉각액 영역(전체 유로의 4.1%)보다 평

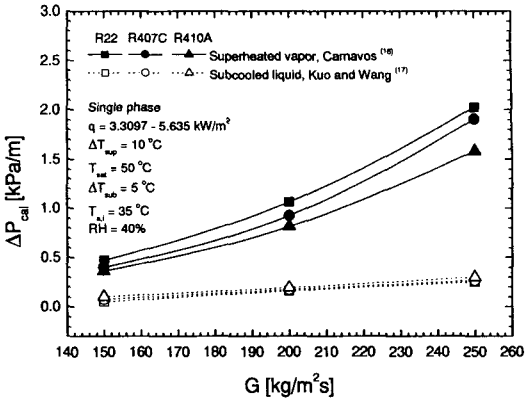

Fig. 6 Comparisons of the predicted refrigerant pressure drops during single phase flow.

균 5~8배 정도 크다는 것을 의미한다. 이는 이론적인 과열증기와 과냉각액 영역이 전체 유로에서 각각 5.6%와 4.1%를 차지하고 각 냉매의 비체적이 2상유동보다 상대적으로 작기 때문이다. 따라서 Fig. 5~6의 결과로 볼 때 응축기의 설계조건에서 냉매측 압력강하는 과냉각액, 과열증기, 2상유동(응축과정)으로 갈수록 증가하는 것을 알 수 있다. 특히, 유사공비혼합냉매 R410A는 압력강하 측면에서 R22와 R407C보다 유리하므로 R22와 동일한 압력강하로 R410A를 적용할 경우 응축기의 성능 개선방법은 동관내경 축소, 미세휜의 형상변화(높이, 정상각도, 나선각도, 개수), 그리고 응축기의 출구 과냉도 증가(냉매의 유로길이 증가)를 통한 증발기 성능향상 기여 등으로 정리할 수 있다.

4.4 응축기의 압력강하 실험

Fig. 7은 응축기의 설계조건에서 냉매의 질량유속(150~250 kg/m^{2}s)과 냉매의 종류(R22, R407C, R410A)에 따라 실험에서 측정한 압력강하의 결과이다. 실험에서 사용된 압력센서는 전체 압력범위에서 ±0.25%의 정밀도를 가지며, 압력센서 본체와 연결부는 주위온도에 영향이 없고 냉매온도와 동일할 수 있도록 단열처리하였다. 또한, 응축기의 양산설계에 있어 냉매의 종류에 따른 압력강하 비교는 응축온도가 주된 평가기준이므로 관내의 압력강하와 혼합냉매의 온도구배를 고려한 평균 응축온도를 기준으로 실험을 수행하였

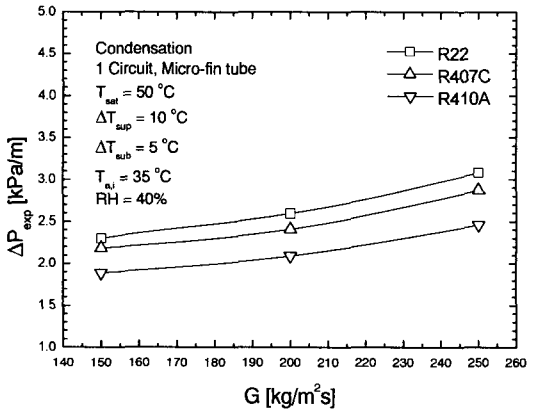

Fig. 7 Refrigerant pressure drop with the change of mass flux.

다. 실험에서 측정된 압력강하는 2상유동(응축과정)과 단상유동(과열증기, 과냉각액) 영역에서의 가속(ΔP_a), 마찰(ΔP_f), 중력(ΔP_g), 곡관부(ΔP_b)의 압력강하를 모두 포함한 것이다. 실험결과, 냉매의 압력강하는 냉매의 질량유속이 증가할수록 단조증가하는 것을 볼 수 있다. 냉매의 질량유속 150, 200, 250 kg/m^{2}s에서 R407C와 R410A의 압력강하는 R22보다 각각 평균 5, 5.2, 6.8%, 그리고 17.8, 19.4, 20.2% 낮게 나타났다. 이는 예측결과에서 언급하였듯이 응축온도 50℃에서 R407C와 R410A의 포화압력이 R22보다 각각 8%와 57.3% 커서 응축과정에서의 열역학적 물성치(밀도, 동점성계수)가 압력강하에 영향을 주기 때문이다. 이러한 결과는 Cavallini et al.[22]이 냉매의 평균 압력강하는 증기건도와 질량유속이 크고 포화압력이 낮을수록 증가한다는 주장과 일치한다. 특히, 비공비혼합냉매 R407C의 압력강하는 R22보다 낮은 결과를 보였는데 이는 Wang et al.[23]이 R407C와 R22의 유동패턴 차이가 원인이라는 결과로 설명할 수 있다. 그들은 6.5 mm의 평활관(smooth tube)을 이용하여 R407C와 R22의 질량유속 100, 400 kg/m^{2}s에서 유동패턴을 관찰한 결과, x=0.1의 경우 R22의 유동패턴은 파형류(Wavy flow)인 반면 R407C는 간헐류(Intermittent flow)이며, x=0.2의 경우 R407C는 파형류이나 R22는 환상류(Annular flow)로 나타났다. 이러한 R407C의 유동패턴의 발달지연이 R22보다 낮은 압력강하의 원인이라고 설명하였다. 따라서 응축기의 설계조건에서의 실험결과, 유사공비혼합냉매 R410A는 압력강하 측면에서 R22와 R407C보다 우수한 것으로 나타났다.

4.5 압력강하 예측 및 실험결과 비교

Fig. 8은 응축기의 설계조건에서 예측한 R22, R407C, R410A의 압력강하와 실험에서 측정한 압력강하를 상호 비교한 것이다. 실험에서 측정된 압력강하는 직관부(수평관)와 곡관부(U-bend, ΔP_b)의 가속(ΔP_a), 마찰(ΔP_f), 중력(ΔP_g)의 압력강하를 모두 포함한 값이 되고 기존 상관관계식으로 예측한 압력강하는 직관부와 곡관부에서 2상유동(응축과정)과 단상유동(과열증기, 과냉각액)의 가속, 마찰, 중력의 압력강하를 각각 계산한 후 총합으로 제시한 것이다. Fig. 8에서 예측의 압력강하는 실험결과보다 상대적으로 작은 값을 보였으나 냉매의 질량유속이 증가할수록 예측의 정확성은 향상되었다. 즉, 냉매의 질량유속 150 kg/m^{2}s에서 예측결과는 실험결과 보다 평균 50% 정도 작은 값을 보였으나 250 kg/m^{2}s에서는 표준편차 ±10% 이내에 일치하여 냉매의 질량유속 범위에 따라 상이한 결과를 보였다. 이는 확관 과정으로 인한 미세휜관의 형상변화와 곡관부

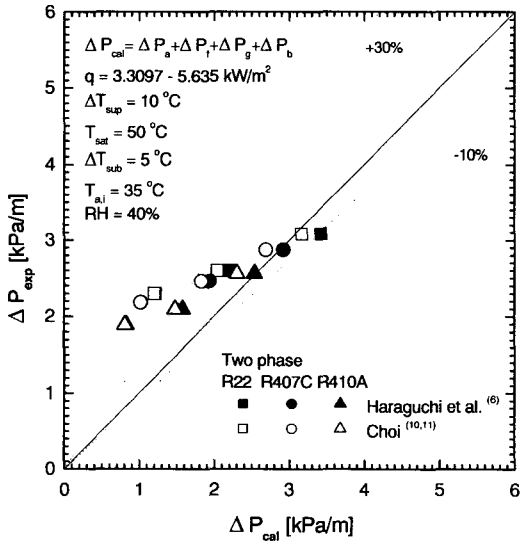

Fig. 8 Comparisons of the experimental total pressure drop with other pressure drop correlations for R22, R407C and R410A of condenser.

(U-bend)의 연결(용접)부분 영향, 낮은 냉매의 질량유속에서 중력의 영향과 예측 상관관계식의 개발을 위해 사용된 실험조건과 실험모델이 본 연구와 정확히 일치하지 않기 때문이다. 실제 응축기에 사용되는 휜-관 열교환기는 알루미늄휜과 동관을 밀착하는 확관과정에서 본래의 미세휜관의 형상에 일정한 변화가 가해지게 된다. 즉, 확관 전 9.52 mm의 관외경이 확관 후에는 10.02 mm로 증가하면서 미세휜의 높이와 형상이 변형되고 내부면적의 증가와 관벽두께가 얇아져서 Haraguchi et al.[6]과 Choi[10,11]의 실험모델과의 형상차이가 증가하게 된다. 또한, U-bend의 연결부는 헤어핀(hairpin)부와 달리 알루미늄휜과 동관의 접촉을 위해 직관부(수평관)를 1차 확관한 후 끝단을 2차 확관하여 용접 연결하게 된다. 이 부분에서 관내경 변화로 인한 영향과 낮은 질량유속에서 중력에 의한 영향이 압력강하의 예측결과와 실험결과의 차이를 증대시킨다고 생각한다. 냉매의 질량유속이 250 kg/m^{2}s(증기의 레이놀즈수가 2×10^5에 근접할수록)에서 예측결과와 실험결과의 표준편차가 ±10% 이내에 일치한다는 것은 Wang et al.[24]이 응축과정에서 다양한 압력강하의 예측 상관관계식을 비교한 결과, 증기의 레이놀즈수가 2×10^4보다 작을 경우 예측값은 실험값보다 작고 증기의 레이놀즈수가 2×10^5보다 클 경우에는 예측값이 실험보다 크다는 결론과 일치한다.

5. 결 론

본 연구는 응축기의 설계조건에서 냉매 R22, R407C, R410A의 압력강하를 예측하고 실험한 결과, 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 응축기의 설계조건에서 냉매 R22, R407C, R410A의 압력강하 예측기준인 유동영역비율은 냉매온도와 포화압력으로부터 열전달량을 계산한 후 산출 가능하다.

(2) 냉매의 질량유속 150, 200, 250 kg/m^{2}s에서 R407C와 R410A의 압력강하는 R22보다 각각 평균 5, 5.2, 6.8%, 그리고 17.8, 19.4, 20.2% 낮게 나타났다. 따라서 R410A는 압력강하 측면에서 R22와 R407C보다 유리하므로 R22와 동일한 압력강하로 R410A를 적용할 경우 응축기의 성능개선방법은 동관내경 축소, 미세휜의 형상변화(높이, 정상각도, 나선각도, 개수), 그리고 응축기 출구의 과냉도 증가(냉매의 유로길이 증가)를 통한 증발기 성능향상 기여 등이다.

(3) 냉매 R22, R407C, R410A의 질량유속 150 kg/m^{2}s에서 압력강하의 예측결과는 실험결과보다 평균 50% 정도 작은 값을 보였으나 250 kg/m^{2}s에서는 표준편차 ±10% 이내에 일치하였다. 따라서 실제 응축기의 설계조건에서 예측의 신뢰성과 적용 타당성의 확보를 위해서는 동관의 확관과정으로 인한 미세휜관의 형상변화, U-bend 연결부(용접부)의 영향, 낮은 냉매의 질량유속에서 중력의 영향과 예측 상관관계식의 적용형상 및 실험조건을 고려하여야 한다.

참고문헌

1. Fujii, K., Itoh, N., Innnami, T., Kimura, H., Nakayama, N. and Yanugidi, T., 1977, Heat transfer pipe, US patent 4044797, assigned Hitachi Ltd.
2. Itoh, M., Shikazono, N. and Uchida, M., 1997, Enhancement of condensation in a horizontal micro-fin tube for zeotropic refrigerant mixtures, Oji Intern Seminar, pp. 233-238.
3. Muzzio, A., Niro, A. and Arosio, S, 1998, Heat transfer and pressure drop during evaporation and condensation of R22 inside 9.52-mm O.D. microfin tubes of different geometries, Enhanced Heat Transfer, Vol. 5, pp. 39-52.
4. Ebisu, T. and Torikoshi, K., 1998, Experimental study on evaporation and condensation heat transfer enhancement for R-407C using herringbone heat transfer tube, ASHRAE Transaction, Symposia, Vol. 16, pp. 1044-1051.
5. Miyara, A., Nonaka, K. and Taniguchi, M., 2000, Condensation heat transfer and flow pattern inside a herringbone-type micro-fin tube, International Journal of Refrigeration, Vol. 23, pp. 141-152.
6. Haraguchi, H., Koyama, S., Esaki, J. and Fujii, T., 1993, Condensation heat transfer of refrigerants HFC134a, HCFC123 and HCFC22

in horizontal smmoth tube and a horizontal microfin tube, Proc., 30th National Symposia of Japan, Yokohama, pp. 343-345.
7. Kedzierski, M. A. and Goncaves, J. M., 1997, Horizontal convective condensation of alternative refrigerant within a micro-fin tube, NISTIR 6095, Gaithersburg (MD USA), NIST.
8. Cavallini, A., Del Col D., Doretti, L., Longo, G. A. and Rossetto, L., 1997, Pressure drop during condensation and vaporization of refrigerants inside enhanced tube, Heat and Technology, Vol. 15, pp. 3-10.
9. Newell, T. A. and Shah, R. K., 1999, Refrigerant heat transfer, pressure drop, and void fraction effects in microfin tubes, Proceeding 2nd International Symposia on Two-Phase Flow and Experimentation, Vol. 3, Edizioni ETS, Italy, pp. 1623-1639.
10. Choi, J. Y., 1999, Study on the prediction of pressure drop for condensation and evaporation of alternative refrigerants in microfin tube, Yonsei University, Seoul, Korea.
11. Choi, J. Y., Kedzierski, M. A. and Domanski, P. A., 2001, Generalized pressure drop correlation for evaporation and condensation in smooth and microfin tube, International Proceeding of IIF-IIR Commision B1, Paderborn, Germany, B4, pp. 9-16.
12. ASHRAE, 1993, Fundamental Handbook (SI).
13. McLinden, M. O., Klein, S. A., Lemmon, E. W. and Peskin, A. P., 1998, Thermodynamic and transport properties of refrigerants and refrigerant mixtures database (REFPROP), Ver. 6.01, NIST.
14. Fisher, S. K. and Rice, C. K., 1980, The Oak Ridge heat pump models: I, A steady-state computer design model for air-to-air heat pumps, ORNL/CON-80/R1, Oak Ridge National Lab.
15. Jung, D. S. and Radermacher, R., 1991, Performance simulation of single-evaporator domestic refrigerants charged with pure and mixed refrigerants, International Journal of Refrigerant, Vol. 14, pp. 223-232.
16. Carnavos, T. C., 1980, Heat transfer performance of internally finned tube, Heat Transfer Engineering, Vol. 4, p. 32.
17. Kuo, C. C. and Wang, C. C., 1996, In-tube evaporation of HCFC-22 in a 9.52 mm micro/smooth tube, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 39, pp. 2259-2269.
18. Ito, H,. 1960, Pressure loses in smooth pipe bends, Basic Engineering, Transaction of ASME, Vol. 3, p. 135.
19. Collier, J. G. and Thome, J. R., 1994, Convective Boiling and Condensation, 3rd ed., Oxford University Press, pp. 34-83.
20. Geary, F. D., 1975, Return bend pressure drop in refrigeration system, ASHRAE Transactions, No. 2342, pp. 252-265.
21. Schlager, L. M., Pate, M. B. and Bergles, A. E., 1989, Heat transfer and pressure drop during evaporation and condensation of R-22 in horizontal micro-fin tubes, International Journal of Refrigeration, Vol. 12, pp. 6-14.
22. Cavallini, A., Censi, D., Del Col, L., Doretti, L., Longo, G. A. and Rossetto, L., 2001, Experimental investigation on condensation heat transfer and pressure drop of new HFC refrigerants, International Journal of Refrigeration, Vol. 24, pp. 73-87.
23. Wang, C. C., Kuo, C. S., Chang, Y. J. and Lu, D. C., 1996, Two-phase heat transfer and friction characteristics of R-22 and R-407C, ASHRAE Transactions, Vol. 102, pp. 830-838.
24. Wang, H. S., Rose, J. W. and Honda, H., 2003, Condensation of refrigerants in horizontal microfin tube: comparison of correlations for frictional pressure drop, International Journal of Refrigeration, Vol. 26, pp. 461-472.