

환상유동 영역에서의 수평관내 응축 열전달계수 예측

Prediction of condensation heat transfer coefficients inside horizontal tube in annular flow regime

곽 경 민*, 배 철 호**, 정 모**, 이 상 천**
 K. M. Kwak, C. H. Bai, M. Chung, S. C. Lee

Key words : Condensing heat transfer coefficients(응축 열전달계수), Annular flow(환상유동), Pure and mixture refrigerants(단일 및 혼합 냉매), Horizontal tube(수평관)

Abstract

Prediction method for heat transfer coefficients in a horizontal smooth tube with forced convection condensation is proposed. In this paper, the analogy between momentum and heat transfer was applied to an annular flow regime and the logarithmic velocity distribution is applied to describe the velocity profile within the liquid film. Prediction results are compared with those of experimental ones. The test refrigerants are R113, R22, R134a, R407C(R32/R125/R134a, 23/25/52 wt%), R410A(R32/R125, 50/50 wt%) and R134a+R123 (R134a/R123, 85.5/14.5 wt%) which are used under operating conditions in a condenser of air-conditioner. The proposed prediction method shows good agreement with experimental data within $\pm 30\%$ for pure refrigerants. For the mixture refrigerants including the ternary mixture refrigerant R407C, condensation heat transfer from this study are higher than those from experiments. By correcting the constant in two-phase frictional multiplier, the predicted heat transfer coefficients become similar to the experimental results.

기 호 설 명

A : 관 단면적(m^2)
 C : 2상 유동 마찰 손실 계수의 상수
 c_p : 비열(kJ/kgK)
 D : 관 직경(m)
 f : 관 마찰 계수

F_v : 속도 분포 함수
 G : 질량 유속(kg/m^2s)
 g : 중력 가속도(m/s^2)
 h : 국소 열전달계수(W/m^2K)
 j_g^* : 무차원 기체 겉보기 속도
 k : 열전도율(W/mK)
 Nu : 누셀트수(Nusselt number)
 P : 관둘레(m)
 Pr : 프란틀수(Prandtl number)
 q : 열유속(W/m^2)

* 영남대학교 대학원 기계공학과

** 정회원, 영남대학교 기계공학부

- Re : 레이놀즈수(Reynolds number)
- R_v : 기공율(Void fraction)
- T : 온도(K)
- u_f : 액막 속도(liquid velocity)
- u_r : 마찰 속도(friction velocity)
- x : 건도(quality)
- X_{tt} : Martinelli 파라미터
- y : 벽면에서 수직 방향으로의 좌표
- ΔZ : 세부 구간 길이(m)

그리스문자

- α : 열 확산율(m^2/s)
- δ : 액막 두께(m)
- ϵ_H : 열 와전도율(eddy thermal conductivity)
- ϵ_M : 와 확산율(eddy diffusivity)
- μ : 점성 계수($Pa \cdot s$)
- ν : 동점성 계수(m^2/s)
- ρ : 밀도(kg/m^3)
- τ : 전단력(N/m^2)
- ϕ_f : 2상 유동 마찰 손실 계수

상첨자

- + : 무차원

하첨자

- ci : 냉각수 입구
- co : 냉각수 출구
- f : 액상
- i : 관내
- s : 포화상태
- v : 기상
- w : 동관 벽면

1. 서 론

공기조화기 시스템의 응축기에서 응축을 수반하는 대류 열전달이 일어나는 경우 기상과 액상이 서로 혼합되어 흐르는 2상 유동(two phase flow)이 야기

된다. 이때 2상 사이의 밀도차, 속도차, 표면장력 등의 유동 조건과 유로의 기하학적 조건에 따라 유동 양식(flow regime)이 변하게 되는데, 수평관 내에서 응축이 진행되는 동안 유동 양식은 증기 속도의 감소와 액체 유량의 증가로 인하여 전단력에 의해 지배 받는 영역에서 중력에 의해 지배 받는 영역으로 천이하게 되며 전열 특성은 유동 양식에 따라 크게 달라지게 된다. 특히 응축 유동에서 질량 유속이 크고 증기의 속도가 아주 빠른 경우 관 중심에서는 증기가, 관 벽으로는 응축된 액막의 액체가 서로 분리되어 흐르는 환상 유동(annular flow)영역이 존재하게 되며 실제 공조용 응축기의 작동 영역은 환상 유동 영역이 지배적이다. Nusselt⁽¹⁾의해 관내 막 응축(film condensation) 유동에서의 열전달계수를 예측하기 위한 기초 해석이 연구된 이후 응축 열전달계수에 대한 많은 연구가 진행되었다. Kosky와 Staub⁽²⁾는 운동량과 열전달의 상사성으로 “1/7power law”을 이용한 속도 분포를 구하여 환상 유동 영역에서의 응축 열전달계수를 예측하였고 Akers⁽³⁾ 등은 수평관 내에서 R-12에 대한 응축 유동의 경험식을 개발하였으며, Cavallini와 Zecchin⁽⁴⁾, Shah⁽⁵⁾, Traviss⁽⁶⁾ 등은 다양한 단일 냉매의 응축에 대한 실험으로부터 반 경험적 이론식을 개발하였다. 응축 유동의 해석적인 연구는 Rohsenow⁽⁷⁾ 등이 벽면의 법칙을 이용한 turbulent film 응축 모델을 발전시킨 이후 Jischa와 Rieke⁽⁸⁾에 의해 turbulent 모델을 강화한 벽면 근처에서의 extended Kays and Crawford 모델이 제시되었다. 최근에는 Ishii와 Mishima⁽⁹⁾에 의해 환상류에서 액막으로부터 액체가 작은 액적들의 형태로 떨어져 나와 기체 유동에 유입되는 액적유입 모델의 상관식이 제시되었다. 그러나 응축 열전달계수를 예측하기 위하여 많은 실험과 연구가 행하여졌음에도 불구하고 제시된 예측 모델들이 작동 조건과 매질이 다른 유동에 대하여 일반적으로 적용할 수 있는 만족할 만한 결과는 없는 실정이다. 현재 공조용 냉동기의 대체 냉매 후보들은 대부분 혼합 냉매인데, 이들 혼합 냉매의 응축 열전달은 물질 전달을 수반하는 복잡한 양상을 나타내며 단일 냉매에 대하여 개발된 응축 열전달계수 예측식을 적용하기는 어렵다. 본 연구에서는 단일 및 혼합 냉매의 수평 평행관 환상 유동 영역에서의 응축 열전달계수를 예

측하기 위한 이론적 방법을 제시한다. 본 연구에서 고려된 작동 유체는 규제 대상 냉매인 CFC 및 HCFC 계열의 R113와 R22, R12의 대체 냉매인 R134a, R134a와 R123올(R134a/R123, 87.5/14.5 wt%) 혼합한 비공비 혼합 냉매, 그리고 R22의 대체 냉매 후보인 삼중 혼합 냉매 R407C(R32/R125/R134a, 23/25/52 wt%)와 이중 혼합 냉매 R410A(R32/R125, 50/50 wt%)이며, 본 연구에서 제시한 이론적 결과와 실험 결과를 비교하여 타당성을 검증하였다.

2. 응축 열전달계수 예측

2.1 운동량과 열전달의 상사 관계식

수평관 내 환상 유동이 Fig.1과 같이 존재하는 환상 유동 영역에서 공조용 응축기의 액막유동은 일반적으로 난류 상태이며, 물성치는 일정하다고 가정하였다. 열 플럭스(heat flux)는 관 밖으로 나갈 때 양(+)의 부호로 나타낸다. 난류에서 액막 내의 전단 응력과 열 플럭스는 다음과 같다.

$$\tau_w = \rho_f (\nu_f + \epsilon_M) \left. \frac{du_f}{dy} \right|_0 \quad (1)$$

$$q_w = \rho_f c_M (\alpha_f + \epsilon_H) \left. \frac{dT_f}{dy} \right|_0 \quad (2)$$

식 (1), (2)에서 y 는 벽면으로부터 떨어진 반경 방향의 거리를 나타내며 ϵ_M 은 확산율(eddy diffusivity), ϵ_H 는 와전도율(eddy thermal conductivity)이다. ϵ_M 과 ϵ_H 의 값을 구하기 위한 여러 가지 모델이 제시되고 있으며, 본 연구에서는 Reynolds⁽¹⁰⁾에 의하여 가정된 $\epsilon_M \approx \epsilon_H$ 의 결과를 이용하였다.

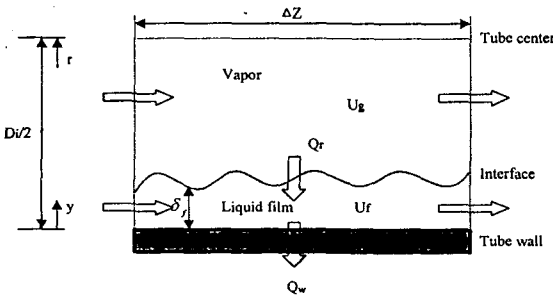


Fig.1 Annular configuration

즉

$$\epsilon_M \approx \epsilon_H = \frac{\tau}{\rho_f} \left(\frac{1}{du_f/dy} \right) - \nu_f \quad (3)$$

이다.

한편, 응축액과 관 벽 사이의 국소 열전달계수 h 는 대류 관계식으로부터 식 (4)와 같이 정의된다.

$$q = h(T_s - T_w) \quad (4)$$

식 (4)에서 T_s 는 응축액의 포화 온도, T_w 는 관벽면 온도를 나타내며, 열 플럭스는 일정한 값을 가진 것으로 가정하여 식 (2)와 식 (4)로부터 다음의 결과식을 얻는다.

$$\frac{1}{h} = \int_{T_w}^{T_s} \frac{dT}{q} = \int_0^\delta \frac{dy}{\rho_f c_M (\alpha_f + \epsilon_H)} \quad (5)$$

식 (5)에서 δ 는 액막 두께를 나타낸다. 식 (5)를 벽면의 법칙(law of wall)에 따른 무차원 변수로 치환하면 다음의 결과식으로 나타낸다.

$$\frac{1}{h} = \int_0^{\delta^+} \frac{1}{u_r \rho_f c_M} \left[\frac{\nu_f dy^+}{\alpha_f + \nu_f \left(\frac{1}{du_f^+/dy^+} \right) - \nu_f} \right] \quad (6)$$

여기서,

$$\delta^+ = \frac{u_r \delta}{\nu_f}, \quad u_f^+ = \frac{u_f}{u_r}, \quad y^+ = \frac{u_r y}{\nu_f} \quad (7)$$

이며, u_r 는 마찰 속도(friction velocity)로서 다음과 같이 정의된다.

$$u_r = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho_f}} \quad (8)$$

따라서 식 (6)을 정리하면 국소 응축 열전달계수는

$$h = \frac{\rho_f}{F_v} c_M \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho_f}} \quad (9)$$

이다. 이 식에서 F_v 는 속도 분포 함수(velocity profile function)로 다음과 같이 표현된다.

$$F_v = \int_0^{\delta^+} \frac{\nu_f dy^+}{\alpha_f + \nu_f \left(\frac{1}{du_f^+/dy^+} \right) - \nu_f} \quad (10)$$

2.2 속도 분포 함수의 계산

속도 분포 함수는 액막 내에서의 속도 분포를 이용하여 구할 수 있으며, 본 연구에서는 대수 속도 분포 법칙(logarithmic velocity distribution law)을 이용하였다.^(11,12)

$$\text{점성저층} : u_f^+ = y^+, 0 < y^+ < 5 \quad (11)$$

$$\text{천 이 층} : u_f^+ = 5.0 \ln y^+ - 3.05, 5 \leq y^+ \leq 30 \quad (12)$$

$$\text{난 류 층} : u_f^+ = 2.5 \ln y^+ + 5.5, y^+ > 30 \quad (13)$$

식(11), (12), (13)의 속도 분포를 식 (10)에 대입하여 적분을 하면 다음의 속도 분포 함수를 구할 수 있다.

$$F_v = Pr_f \delta^+, 0 < \delta^+ < 5 \quad (14)$$

$$F_v = 5 Pr_f + 5 \ln [Pr_f (0.2\delta^+ - 1)], 5 \leq \delta^+ \leq 30 \quad (15)$$

$$F_v = 5 Pr_f + 5 \ln (1 + 5 Pr_f) + 2.5 \ln \left[\frac{1 + Pr_f (0.4\delta^+ - 1)}{1 + 11 Pr_f} \right], \delta^+ > 30 \quad (16)$$

Pr_f 는 응축 액체의 무차원 Prandtl 수를 의미하며, δ^+ 는 무차원 액막 두께이다. 기존 연구에 의하면 응축 유동에서의 액막 두께는 열전달을 억제하는 효과에 결정적인 변수로 알려져 있으므로 정확한 액막 두께는 열전달 예측에 대한 중요한 인자이다. 그러나 액막두께를 정확히 측정하는 것은 사실상 거의 불가능하며, 일반적으로 액막의 두께는 주어진 유동 조건에 대하여 여러 해석적인 방법으로 제안하고 있다. Chitti와 Anand⁽¹³⁾는 단일 냉매 R22와 R32/R125 혼합 냉매에서의 벽면 온도와 응축 열량 등을 이용하여 1차원 전도에 의한 에너지 평형식으로부터 응축 액막의 두께를 구하였으며, 액막의 두께를 열전달계수에 영향을 나타내는 결정적인 변수로 표현하였다. 신지영⁽¹⁴⁾등은 건도와 물성치로부터 기공율을 계산하여 액막의 두께와 면적을 나타내었다.

응축 유동의 주어진 작동 조건(압력, 질량 유속, 건도)이 선정되면 단일 및 혼합 냉매의 액막에서의 Reynolds수와 응축 유량은 결정된다. 따라서 액막 내의 속도 분포와 액막 두께와의 관계를 대수 속도 분포 법칙을 이용하여 나타낼 수 있으며, 무차원 액막 두께는 반복 계산에 의해 액체 Reynolds 수와 일치되는 값을 구한다. Traviss⁽⁶⁾등은 이러한 상관식을 근사화하여 액막 두께와 액체 Reynolds 수와의 관계를 다음의 식으로 나타내었다.

$$\delta^+ = 0.7071 Re_f^{0.5}, Re_f < 50 \quad (17)$$

$$\delta^+ = 0.4818 Re_f^{0.585}, 50 < Re_f < 1125 \quad (18)$$

$$\delta^+ = 0.0950 Re_f^{0.812}, Re_f > 1125 \quad (19)$$

2.3 벽면 전단 응력의 결정

식 (8)에 나타난 τ_w 는 벽면 전단 응력으로서 Bae-Rohsenow⁽¹⁵⁾의 모델을 통하여 구할 수 있다. 즉, 환상 유동에서 운동량 변화에 대한 압력 강하 항을 무시하면 응축 액막의 힘 평형식에서 벽면 전단 응력과 압력 강하와의 관계는 다음과 같다.

$$\tau_w = \frac{A}{P} \left(\frac{dP}{dz} \right)_w \quad (20)$$

여기서, A는 관 단면적, P는 관 둘레이고 2상 유동 압력 강하는 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$\left(\frac{dP}{dz} \right)_w = \left(\frac{dP}{dz} \right)_f \phi_f^2 \quad (21)$$

식 (21)에서 $(dP/dz)_f$ 는 관 내의 액상 유량에 대한 압력 강하를 나타낸 것으로 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$\left(\frac{dP}{dz} \right)_f = \frac{2f_f G_f^2}{\rho_f D_i} \quad (22)$$

여기서 f_f 는 관 마찰계수, G_f 는 액상의 질량 유속, D_i 는 관 내부 직경을 의미한다. 식 (21), (22)를 식 (20)에 대입하면

$$\tau_w = \left(\frac{f_f G_f^2}{2\rho_f} \right) \phi_f^2 \quad (23)$$

이 된다. f_f 는 난류 유동에 대하여 나타낸 Blasius⁽¹⁶⁾의 식 (24)를 이용하였다.

$$f_f = 0.079 Re_f^{-0.25} \quad (24)$$

Φ_f 는 2상 유동 마찰 손실 계수(two-phase frictional multiplier)로써 액체의 단상 압력 강하치에 대한 보정 계수로 다음과 같이 나타나며, 질량 유속, 압력 및 기타 물성치를 포함한 유동 조건에 따라 달라지게 된다.

$$\Phi_f^2 = 1 + \frac{C}{X_{tt}} + \frac{1}{X_{tt}^2} \quad (25)$$

식 (25)에서 X_{tt} 는 Lockhart-Martinelli 변수이며, C는 상수이다. 혼합 냉매에서는 물질 전달 저항으로 인해 단일 냉매에 비해 응축 열전달이 억제되며, 압력 강하를 결정하는 액막의 유량이 단일 냉매에 비해 상대적으로 적으므로 혼합 냉매의 압력 강하는 유사한 물성치를 가지는 단일 냉매보다 일반적으로 작은 것으로 알려져 있다. 그러므로 혼합 냉매의 보정 계수 Φ_f 는 단일 냉매에 비해 작은 값을 가지고, 따라서 상수 C값도 작아진다.

3. 이론적 해석과 실험 결과의 비교

평행관의 응축 열전달 실험을 수행한 실험 장치의 자세한 내용은 참고 문헌^(17,18)에 언급되어 있으며,

Table 1과 Table 2에 실험 범위 및 이론적 해석에 영향을 나타내는 물성치 인자를 함께 나타내었다.

이론 해석의 열전달계수 식 (9)를 물성 인자에 대한 함수로 정리하여 나타내면 다음과 같다.

$$h = f(k_f, u_f, \mu_g, C_{pf}, \rho_f, \rho_g) \quad (26)$$

수평관에서 응축이 진행되는 동안 질량 유속 및 건도의 변화에 따라 유동 양식(flow regime)이 변하게 된다. R113에 대한 실험에서 유동 양식의 결정은 응축관 내부에 설치한 오리피스에 순간 압력 강하치를 측정하여 이들의 통계적 해석을 근거로 판별하였다.⁽¹⁸⁾ 시험부 입구에서 응축이 진행되는 동안에 나타난 유동 양식은 환상(annular), 파상-환상(wavy-annular), 파상(wavy), 슬러그(slug) 및 플러그(plug)유동 등이 순차적으로 나타남을 보이며 대부분의 영역이 환상 유동 또는 유사한 영역임을 알 수 있다. 일반적으로 유동 양식을 예측하기 위하여 물리적 변수들을 조합하여 작성한 유동 양식 선도(flow regime map)를 이용하는데, 본 연구에서는 Tandon⁽¹⁹⁾ 등이 제안한 단일 및 혼합물의 응축 유동 양식 선도를 이용하여 유동 양식을 결정하였다. Fig.2에 단일 및 혼합 냉매의 결과를 나타내었다. 여기서 Re_b 는 기공율로서 건도와 기액 밀도비의 함수로 표현되고, j_g^* 은 무차원 기체 겹보기 속도로서 질량 유속 및 조합된 물성치의 함수로 나타낸다. 기공율과 무차원 기체 겹보기 속도는 각각 Smith⁽²⁰⁾

Table 1 Summary of experimental conditions and properties of pure refrigerants

Property	R-113	R-22	R-134a
Mass flux(kg/m's)	70-250	214-270	160-230
Pressure(MPa)	0.13-0.23	1.9-2.1	1.8-2.0
Liquid thermal conductivity(mW/mK)	63.96-59.64	74.09-71.68	62.34-60.11
Liquid density(kg/m ³)	1492-1442	1084-1061	1037-1011
Vapor density(kg/m ³)	9.49-16.32	85.42-95.97	94.53-107.50
Liquid viscosity(micropoise*)	4569-3703	1319-1271	1328-1245
Vapor viscosity(micropoise)	112.7-120.3	149.7-154.1	150.0-155.2
Liquid specific heat(kJ/kgK)	0.92-0.95	1.46-1.51	1.70-1.76
Liquid prandtl number	6.57-5.88	2.59-2.67	3.62-3.65

* 1 micropoise = 10⁻⁷Pa · s

Table 2 Summary of experimental conditions and properties of refrigerant mixtures

Property	R-407C	R-410A	R-134a+R-123 (85.5%+14.5%,wt)
Mass flux(kg/m ² s)	160-230	481	199.2
Pressure(MPa)	1.8-2.0	2.8-3.2	1.381
Liquid thermal conductivity(mW/mK)	75.29-72.33	73.19-68.29	66.78
Liquid density(kg/m ³)	1078-1056	966-930	1111
Vapor density(kg/m ³)	77.97-87.78	112.5-131.9	68.1
Liquid viscosity(micropoise*)	1331-1254	920-847	1643
Vapor viscosity(micropoise)	144.8-149.1	158.9-168.3	142.5
Liquid specific heat(kJ/kgK)	1.59-1.63	1.84-1.96	1.49
Liquid prandtl number	2.82-2.83	2.31-2.43	3.67

* 1 micropoise=10⁻⁷Pa · s

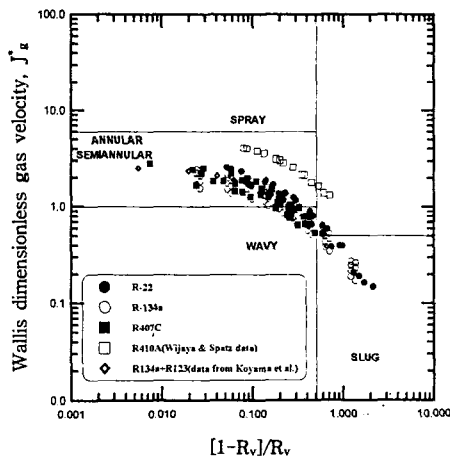


Fig.2 Observed flow regime plotted on the map of Tandon et al.

와 Wallis⁽²¹⁾에 의해 제안된 환상 유동 영역에서 적용되는 다음의 관계식을 사용하였다.

$$R_v = \left[1 + (\rho_v / \rho_f) \left(\frac{1-x}{x} \right) \right] 0.4 + 0.6 \sqrt{\frac{(\rho_f / \rho_v) + 0.4 \left(\frac{1-x}{x} \right)}{1 + 0.4 \left(\frac{1-x}{x} \right)}} \quad (27)$$

$$j_g^* = xG / [gD\rho_v(\rho_f - \rho_v)]^{1/2} \quad (28)$$

선도 상에 나타난 작동 조건에서 응축이 진행됨에 따라 환상, 파상, 슬러그 유동으로 나타나며 건도가 약 0.5 이상에서 완전한 환상 유동 영역을 나타내고 있다. Tandon⁽¹⁹⁾ 등이 제안한 응축 유동 양식 선도에서 판별된 환상 유동 영역에서의 단일 냉매에 대한 응축실험 결과와 이론적 해석의 결과를 서로 비교한 것이 Fig.3에 나타나 있다. 여기서 가로축은 환상 유동 영역에서의 실험에 의한 응축 열전달계수 값을 나타내고 세로축은 이론적 해석에서의 응축 열전달계수 예측값을 나타내며, 주어진 조건에서 건도와 질량 유속이 증가하면서 응축 열전달계수는 증가한다.

응축 열전달계수를 예측하기 위하여 벽면 전단 응력이 필요하며 2상 유동에서의 압력 강하는 식 (21)과 같이 단상 유동에서의 압력 강하식에 2상 유동 마찰 손실 계수인 보정계수를 곱하여 나타낸다. 보정 계수 ϕ_f 는 질량 유속, 압력 및 기타 물성치에 따라 달라지며 식 (25)의 상수 C는 유동의 특성을 나타낸다. Lockhart와 Martinelli⁽²²⁾는 기상과 액상의 유동 상태에 따라 상수 C값을 제시하면서 기액 모두 난류 유동인 경우에 대하여 C=20으로 나타내었다. Lockhart와 Martinelli⁽²²⁾ 상관식은 상변화가 수반되지 않는 반 경험적 모델임에도 불구하고 많은 연구자들에 의해 압력 강하의 기본 상관식으로 널리 이용되고 있다. 본 연구에서는 단일 냉매 R113,

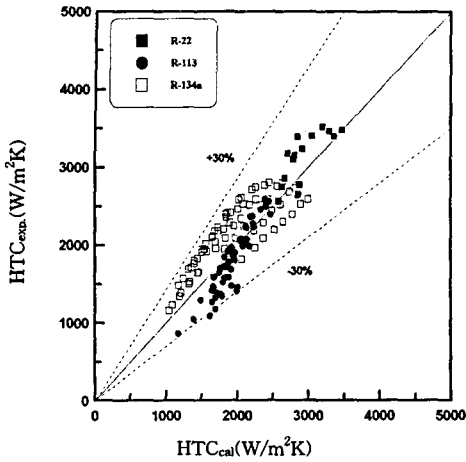


Fig.3 Comparison of HTC_{exp} with HTC_{cal} .

R22, R134a의 경우 보정 계수 상수로서 20을 사용하였다. 보정 계수 20의 상수값에 대한 검증은 R113과 R22의 압력 강하 실험으로부터 확인하였다.

냉매 R113인 경우 본 연구에 적용된 이론으로부터 구한 응축 열전달계수와 실험값이 오차 $\pm 20\%$ 이내에서 잘 일치하고 있으며, 기존의 다른 이론식 또는 경험식보다 비교적 정확히 예측하고 있음을 보여주고 있다. 질량 유속이 낮은 경우 실험에서 구한 열전달계수가 이론 해석의 결과보다 약간 작지만 질량 유속이 증가함에 따라 그 차이는 감소하고 있다. 현재 가정용 룸 에어컨의 작동 유체로 사용되고 있는 냉매 R22의 경우에는, 실제 작동조건과 유사한 실험 조건에서 이론적 예측값이 실험값보다 약간 크긴 하지만 비교적 잘 일치하고 있다. 응축 열전달계수에 가장 큰 영향을 미치는 것은 액막의 두께와 액막의 열전도율이다. R22의 경우 다른 단일 냉매보다 열전도율이 크기 때문에 응축 열전달계수는 가장 큰 값을 나타내고 있고, 실험에서도 다른 냉매보다 크게 나타나는 것을 확인할 수 있다.

오종택⁽²³⁾ 등의 R134a 실험 결과에 의하면 응축이 진행됨에 따라 열전달계수 변화는 상당히 크다고 알려져 있으며, Cavallini와 Zecchin⁽⁴⁾ 식이 약간 크긴 하지만 실험값을 잘 예측하고 있다. 본 연구에서는 R134a의 실험 결과와 비교적 잘 일치하는 Cavallini와 Zecchin⁽⁴⁾ 식을 이용하여 이론적인 예측값과 비교하였다. 주어진 작동 범위에서 질량 유속이 낮

은 경우 본 연구의 예측값이 약간 높은 값을 나타내고 있으나 질량 유속 및 건도가 증가할수록 전체적으로 Cavallini와 Zecchin⁽⁴⁾ 식과 유사하게 나타나고 있다. 이상의 단일 냉매의 결과들로부터 이론값과 실험값의 열전달계수는 비교적 잘 일치하고 있으며 속도 분포 함수와 벽면 전단 응력에 대한 해석의 타당성이 검증되었다.

비공비 혼합 냉매인 경우 각 냉매의 노점이 다르기 때문에 계면에서 성분비 차이에 의한 물질 전달 저항이 존재하며 각각의 순수 냉매의 선형적 조합에 의한 특성과는 차이를 보이고 열전달을 저하시키는 요인이 된다.⁽²⁴⁾ 일반적으로 혼합 냉매에 대한 응축 열전달계수 예측은 순수 냉매의 열전달 상관식에 물질 전달 저항의 영향을 보정하는 방법을 시도하고 있다.⁽²⁵⁾ 본 연구에서 제시한 해석에서는 작동 매질이 단일 냉매 또는 혼합 냉매와는 상관없이 유동 조건이 결정되면 속도 분포 함수가 결정된다. 그러나 벽면의 전단 응력을 결정하는 압력 강하는 단일 냉매와 물질 전달 저항이 존재하는 혼합 냉매에서 다른 양상을 나타나게 된다. 혼합 냉매 R407C의 경우 물질 전달 저항으로 인하여 유사한 물성치의 R22에 비해 응축 열전달이 작아지고 압력 강하를 결정하는 액막의 유량이 상대적으로 적으므로 R407C의 압력 강하는 단일 냉매 R22보다 작게 된다. R407C의 압력 강하 감소로 보정 계수 ϕ 는 R22에 비해 작고, 따라서 보정 계수 상수도 작아진다. 그러므로 압력 강하를 예측하는 보정 계수는 단일 냉매와는 다른 값을 가지게 되고, 식 (25)에서 단일 냉매에 사용된 $C=20$ 의 수정이 필요하다.

Fig.4에 R407C의 보정 계수 상수값을 적절히 변화시키면서 상수값에 대한 이론적 열전달계수의 영향을 나타내었다. 상수값의 크기는 물질 전달 저항의 정도를 의미한다. 선정된 상수값의 변화는 열전달계수의 예측값에 큰 영향을 나타내며, 상수값이 작아질수록 열전달계수의 예측값도 감소하고 있다. 단일 냉매에 사용된 식 (25)의 보정 계수 상수를 20으로 하였을 때 비공비 삼중 혼합 냉매 R407C의 이론적 예측값과 실험값의 차이는 $\pm 30\%$ 정도이며, 물질 전달 저항이 고려되지 않은 이론적 예측값이 실험값보다 전체적으로 높게 나타나고 있다. 반면에 보정 계수 상수를 10으로 하였을 때 오히려 이론적 예측

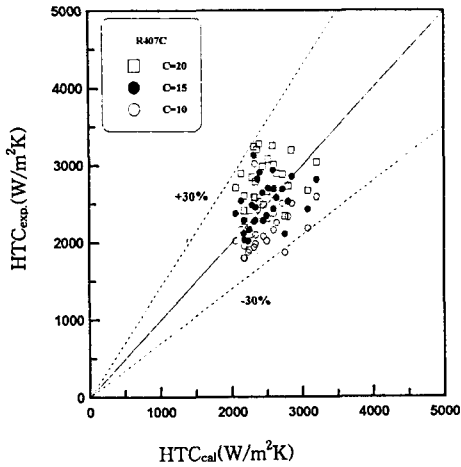


Fig.4 The effect of heat transfer coefficients for effect on C (R407C)

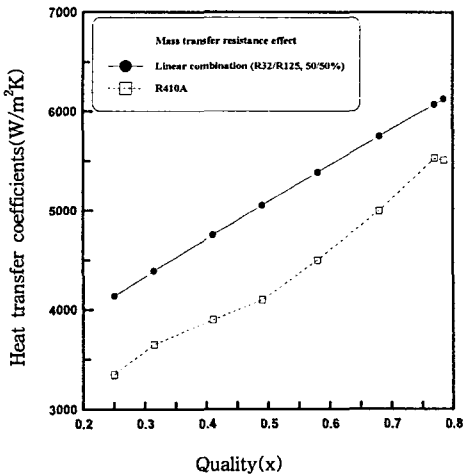


Fig.5 The effect of mass transfer resistance for R410A

값이 실험값보다 낮으며 이는 물질 전달 저항의 영향을 크게 예측한 결과이다. 따라서 R407C의 물질 전달 저항의 영향은 이들 두 값 사이에 존재하는데 상수값을 15로 하였을 때 이론적 예측값과 실험값의 오차는 줄어들면서 비교적 잘 일치하고 있다. 그러므로 보정 계수 상수 15는 R407C의 유동 특성을 잘 나타내는 값으로 물질 전달 저항이 고려된 열전달계수를 비교적 잘 예측할 수 있다. 물질 전달 저항에 대한 보정 계수는 압력 강하 실험으로도 확인

하였다.⁽¹⁷⁾ R407C에 대한 선행 연구의 압력 강하 실험으로부터 보정 계수 상수 값이 14.8이었다.

Fig.5는 Wijaya와 Spatz⁽²⁶⁾의 R410A의 실험 데이터와 R410A를 이루고 있는 각각의 순수 단일 냉매로부터 얻어진 Cavallini와 Zecchin⁽⁴⁾식을 각각의 질량 비율로 곱하여 더한 선행 조합과 비교한 그림이다. R410A는 R32와 R125의 질량 비율을 각각 50%씩 혼합한 공비 혼합 냉매이다. R410A의 실험 결과는 Cavallini와 Zecchin⁽⁴⁾식을 이용한 선행적 조합의 결과보다 낮게 나타나고 있다. 이러한 이유는 R410A 역시 공비 혼합 냉매이지만 물질 전달 저항이 존재하여 열전달을 저하시키는 요인으로 판단되며, 물질 전달 저항의 정도는 보정 계수 상수값의 크기로 예측할 수 있다. Fig.6에 보정 계수 상수값을 적절히 변화시키면서 상수값에 대한 이론적 열전달계수의 영향을 실험 데이터와 비교하였다. R407C 결과와 마찬가지로 상수값의 변화는 열전달계수의 예측값에 큰 영향을 나타내며, 상수값이 작아질수록 열전달계수의 예측값도 감소하고 있다. 단일 냉매에 사용된 보정 계수 상수를 20으로 하였을 때 공비 혼합 냉매 R410A의 이론적 예측값과 실험값의 차이는 ±30% 정도이며, 이론적 예측값이 실험값보다 전체적으로 높게 나타나고 있다. 보정 계수 상수가 10으로 하였을 때 이론적 예측값과 실험값의 오차는 줄어들면서 비교적 잘 일치하고 있다. 따라서 보정 계수 상수 10은 R410A의 물질 전달 저항에 의한 유동 특성을 나타내는 값으로 열전달계수를 비교적 잘 예측하였다.

Fig.7은 Koyama⁽²⁷⁾등에 의해 R134a와 R123(85.5/14.5, wt%)을 혼합한 비공비 혼합 냉매의 실험 데이터와 보정 계수 상수값의 변화에 대한 이론적 열전달계수의 영향을 비교하였다. R407C 및 R410A의 경우처럼 상수값의 변화는 열전달계수의 예측값에 큰 영향을 나타내며, R134a와 R123의 혼합 냉매는 단일 냉매에 사용된 상수값 20을 적용하면 이론적 예측값이 실험값보다 전체적으로 높게 나타나고 있다. 상수값을 15로 하였을 때 이론적 예측값과 실험값의 오차는 줄어들면서 비교적 잘 일치하고 있다. 그러므로 보정 계수 상수 15는 R134a와 R123를 혼합한 비공비 냉매의 유동 특성을 잘 나타내는 값으로 물질 전달 저항의 영향에 의한 열전달계수를 잘

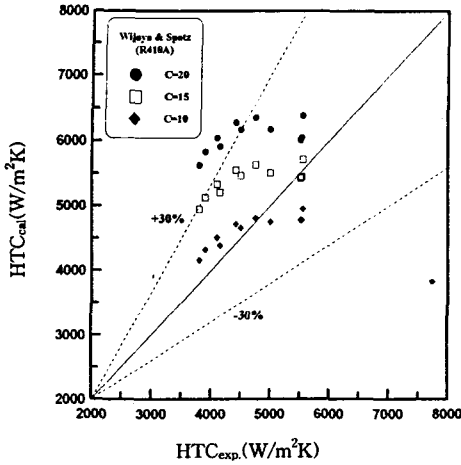


Fig.6 The effect of heat transfer coefficients for effect on C (R410A)

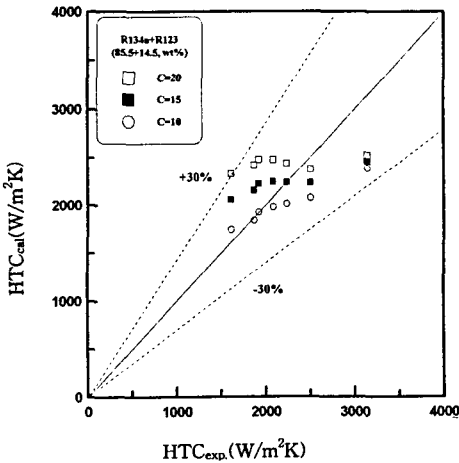


Fig.7 The effect of heat transfer coefficients for effect on C (R134a+R123)

예측하고 있다.

이상에서 살펴본 바와 같이 속도 분포 함수와 벽면 전단 응력을 적용한 해석적인 방법으로 응축 열전달계수를 예측하였으며, 다양한 단일 냉매 및 혼합 냉매의 실험데이터와 비교하여 해석적인 방법의 타당성을 검증하였다. 속도 분포 함수는 환상 유동 영역에서의 벽면의 법칙을 이용한 Rohsenow⁽⁷⁾ 등의 모델을 기초로 적용하였으며, 벽면 전단 응력은 열전달이 압력 강하에 미치는 영향을 고려하여 보정

계수 상수값의 크기를 조정함으로써 나타내었다. 상수값은 2상 유동에서의 유동 특성을 나타내는 값이며 압력 강하의 크기를 나타낸다. 혼합 냉매의 경우 물질 전달 저항으로 인하여 응축 열전달 및 압력 강하가 단일 냉매에 비해 감소하기 때문에 상수값은 단일 냉매보다 낮은 값을 나타내게 된다. 본 연구는 2상 유동에서 열전달이 압력 강하에 미치는 영향을 고려하여 압력 강하의 상수값을 적절히 조정함으로써 응축 열전달계수를 비교적 쉽게 예측할 수 있는 모델을 제안하였으며, 제안된 모델은 실험 결과와도 잘 일치하고 있다.

4. 결 론

수평관 내 평활관의 응축 과정 중 환상 유동 영역에서 단일 및 혼합물의 응축 열전달계수를 예측하기 위한 해석적인 방법을 제시하였으며, 실험 결과와의 비교를 통해 다음의 결론을 얻었다.

1) 환상 유동 영역에서 대수 속도 분포 법칙을 적용한 속도 분포 함수와 압력 강하와의 관계로 나타나는 벽면 전단 응력을 적용하여 응축 열전달계수를 예측할 수 있는 해석적인 방법을 제시하였다.

2) 열전달이 압력 강하에 미치는 영향을 고려하여 단일 냉매와 혼합 냉매에 대한 2상 유동 보정 계수 상수값을 적절히 조정함으로써 본 연구에서 제안한 모델이 실험 결과와 오차 ±30% 이내에서 비교적 잘 일치하였다.

3) 본 연구에서 제안하는 모델에서 단일 냉매의 경우 보정 계수 상수값은 20이며, 혼합 냉매의 경우 물질 전달 저항에 의한 응축 열전달의 감소를 고려하여 상수값은 10~15의 범위이다.

후 기

본 연구는 1996년도 영남대학교 교비 연구비에 의하여 이루어졌습니다.

참 고 문 헌

1. Nusselt, W., 1916, "DieOberflächenkondensation des Wasserdampfes", Z. Ver. Deut.

- Ing. 60, pp. 541~569.
2. Kosky, P.G. and Staub, F.W., 1971, "Local condensing heat transfer coefficients in the annular flow regime", J. AIChE, Vol. 17, pp. 1037~1043.
 3. Akers, W.W., Deans, H.A. and Corsser, O.K., 1959, "Condensing heat transfer within horizontal tubes", Chemical Engineering Progress Symposium Series 55 : pp. 171~176.
 4. Cavallini, A. and Zecchin, R., 1974, "A dimensionless correlation for the transfer in forced convection condensation", Proceedings of the Fifth Int. Heat Transfer Conference, Tokyo, Japan, Vol. III, pp. 309~313.
 5. Shah, M.M., 1979, "A general correlation for heat transfer during film condensation inside pipes", Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 22, pp. 547~556.
 6. Traviss, D.P., Rohsenow, W.M. and Baron, A.B., 1972, "Forced convection condensation inside tubes : A Heat transfer equation for condenser design", ASHRAE Trans, Vol. 79, Part I, Vol. 79, pp. 157~165.
 7. Rohsenow, W.M., Webber, J.H. and Ling, A.T., 1956, "Effect of vapor velocity on laminar and turbulent film condensation", Trans. ASME Ser. C., J. Heat Transfer, Vol. 78, pp. 1637~1643.
 8. Jischa, M. and Rieke, H.B., 1979, "About the prediction of turbulent Prandtl and Schmidt numbers. Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 22, pp. 1547~1555.
 9. Ishii, M. and Mishima, K., 1989, "Droplet entrainment correlations in annular two-phase flow", 7th Int. Heat Transfer Conference, Munich, Vol. 5, pp. 307~312.
 10. Reynolds, W.C., 1960, "Heat transfer to fully developed laminar film in a circular tube with arbitrary circumferential heat flux", J. Heat Transfer, Vol. 82, pp. 108~112.
 11. Purtell, L.P. et al., 1981, Phys. & Fluids, Vol. 24-5, pp. 802.
 12. Klebanoff, P.S. and Diehl, Z.W., 1951, NACA TN-2475.
 13. Chitti, M.S. and Anand, N.K., 1996, "Condensation heat transfer inside smooth horizontal tubes for R-22 and R-32/125 mixture", HVAC & Research, pp. 79~101.
 14. 신지영, 김민수, 노승탁, 1996, "혼합냉매의 환상 유동 증발열전달 해석," 대한기계학회 논문집 (B), 제20권, 제2호, pp. 720~729.
 15. Bae, S.H. and Roshnow, W.M., 1971, "Refrigerant forced convection condensation inside horizontal tubes", ASHRAE Trans, Part II, Vol. 77, pp. 104~116.
 16. Blausius, H., 1913, Forschungsheft, pp. 131.
 17. 광경민, 김창범, 배철호, 정모, 김영생, 윤백, 1997, "R407C를 사용한 확관후의 평활관에서의 응축 및 증발 열전달 실험", 공기조화 냉동공학회 학회학술발표논문집, pp. 51~56.
 18. 신현승, 이상찬, 1993, "내부편이 부착된 수평관내 응축 열전달 특성에 관한 연구", 공학박사 학위논문, 영남대학교 대학원 기계공학과.
 19. Tandon, T.N., Varma, H.K. and Gupta, C. P., 1985, "Prediction of flow pattern during condensing of binary mixtures in a horizontal tube", J. Heat Transfer, Vol. 107, pp. 424~430.
 20. Smith, S.L., 1969~1970, "Void fraction in two-phase flow : A correlation based upon an equal velocity head model", Proc. Instn. of Mech. Engrs., London, Vol. 184, Pt. 1, No. 36, pp. 647~657.
 21. Wallis, G.B., 1969, "One dimensional two-phase flow", McGraw-Hill, New York.
 22. Lockhart, R.W., Martinelli, R.C., 1949, "Prediction correlation of data for isothermal two-phase two-component flow in pipes", Chem. Eng. Prog. Vol. 45, pp. 39~48.

23. 오종택, 박기원, 오후규, 張力生, 飛原英治, 1997, "HFC 순수냉매 및 혼합냉매의 응축 열전달", 공기조화 냉동공학회 하계학술발표논문집, pp. 57~62.
24. Jung, D.S., McLinden. M., Radermacher, R. and Didion, D., 1989, "A study of flow boiling heat transfer with refrigerants mixtures", INT J. Heat Mass Transfer, Vol. 32, No. 9.
25. 正飛原, 張力生, 1996, "3成分混合冷媒の水平管内凝縮熱傳達, Condensation heat transfer of a ternary refrigerant mixture inside a horizontal tube", 日本機械學會講演論文集, pp. 71~73.
26. Wijaya, H., Spatz, M.W., 1995, "Two-phase flow heat transfer and pressure drop characteristics of R-22 and R-32/125", Vol. 101, Pt. 1.
27. Koyama, S., Isihbashi, A. and Yu, J., 1997, "Prediction model for condensation of binary refrigerant mixtures inside a horizontal smooth tube", 日本機械學會論文集, 63卷, 613号 pp. 131~138.