

냉매 R-22, R-407C의 수평평활관내 응축압력강하에 관한 연구

노건상* · 오후규** · 권옥배*

Pressure drop of R-22 and R-407C during condensation in horizontal smooth tubes

G. S. Roh · H. K. Oh · O. B. Kwon

Key words : Condensation(응축), Pressure drop(압력강하), Alternative refrigerants(대체냉매)

Abstract

Experimental results for forced convection condensation of R-22 and R-407C inside 7.5 mm ID and 4 000mm length of horizontal smooth tubes are presented. The experimental data covered total flow rate from 114.3 to 267.1kg/(m² · s) and quality from 0 to 1. The vapor temperature and pressure drop along the tube were measured. The pressure drop for R-407C increased with flow rate similar to that of R-22. The experimental data compared with the available predictions for pressure drop. Based on the data a prediction method was presented for the calculation of pressure drop of R-22 alternative refrigerants.

Symbols

c_p : Specific heat	[kJ/(kg · K)]	i_{fg} : Latent heat	[kJ/kg]
d : Diameter	[m]	NF : Number of fins	[/]
f : Friction factor	[/]	Nu : Nusselt number	[/]
FH : Fin height	[m]	P : Pressure	[MPa]
G : Mass velocity	[kg/(m ² · s)]	Pr : Prandtl number	[/]
h : Heat transfer coefficient	[kW/(m ² · K)]	Q : Heat capacity	[kW]
i : Enthalpy	[kJ/kg]	q : Heat flux	[kW/m ²]
		Re : Reynolds number	[/]
		T : Temperature	[K]
		W : Mass flow rate	[kg/h]

* 정회원, 부경대학교 대학원

** 정회원, 부경대학교

- x : Quality [/]
- z : Local length of test tube [m]

Greeks

- Φ_V : Lockhart - Martinelli parameter [/]
- X_{tt} : Lockhart - Martinelli parameter [/]
- β : Spiral angle of micro - fin tube [°]
- ζ : Void fraction [/]
- χ : Thermal conductivity [kW/(m · K)]
- μ : Viscosity [Pa · s]
- ν : Kinematic viscosity [m²/s]
- ρ : Density [kg/m³]

Subscript

- CAL : Calculated
- CON : Condensation
- CW : Coolant
- DB : Dittus - Boelter
- EXP : Experimental
- F : Frictional
- g : Gravitational
- ID : Inner diameter
- IN : Inlet
- L : Liquid
- M : Momentum
- m : Average
- OD : Outer diameter
- OUT : Outlet
- REF : Refrigerant
- V : Vapor

1. 서 론

열펌프나 냉동·공조장치에 적용되고 있는 R-22 냉매도 2030년경에는 CFC계 냉매와 같이 규제될 예정이므로 선진 각국에서는 새로운 대체냉매의 개발 및 전열특성을 규명하기 위한 연구가 활발히 진행되고 있다.^{1,2)} 이와 더불어 대체냉매의 개발이외에 열펌프 장치의 효율을 향상시키기 위한 방안의 하나로 열교환기의 성능향상을 도모하고 있다.

특히 에너지 유효 이용의 측면에 있어서 전열면 을 거칠게 가공하거나, 소용돌이판(swirl device) 등의 전열촉진의 효과를 얻기 위한 연구가 많이 이루어졌지만, 최근에는 평활관에 비해 압력강하의 증대는 억제되면서 열전달률의 증가를 얻을 수 있는 마이크로핀관(micro-fin tube)에 대한 연구가 많이 이루어지고 있다. Fig. 1.1은 이상과 같은 마이크로핀관의 핀형식에 따라 구분한 것이고, 핀의 개수 $50 < NF < 70$, 핀높이 $0.12 < FH < 0.25\text{mm}$, 나선각도 $10 < \beta < 35^\circ$ 인 경우를 마이크로핀관, 핀 개수가 30개 이하이면서 핀높이 0.4mm 이상인 경우를 인너핀관(inner-fin tube)이라 구분할 수 있다.

Fig. 1.2는 기존의 CFC계 냉매를 대체하기 위한 메탄계 냉매에 대해서 정리한 것으로, H는 HC(= $C_n H_{2n+2}$), Cl은 CC(= $C_n Cl_{2n+2}$), F는 FC(= $C_n F_{2n+2}$), 가연성의 유무(○ : 가연성, × : 불연성) 및 독성의 유무(N : 독성없음, M : 약간 있음, H : 독성이 강함)를 나타내고 있다. 그림에서 알 수 있는 바와 같이 규제대상 프레온은 최하단에 위치하고 있으며, 그 종류는 일부분에 지나지 않는다. 그러나, 새로운 대체 냉매는 환경적으로 안전하고, 무독성, 불연성 등이 요구되며, 아울러, 냉매의 물리적, 화학적, 전기적, 열역학적 성질에 대해서도 규명되어야 하기 때문에 새로운 대체냉매의 개발

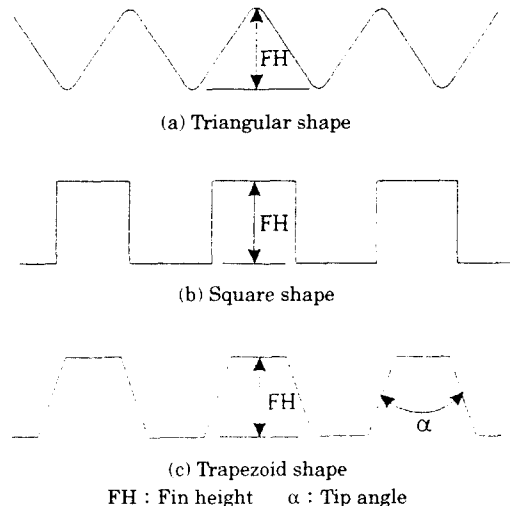
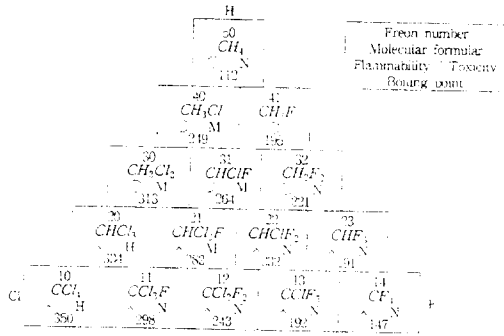


Fig. 1.1 Typical Fin Shapes on the Inner Surface of Micro - fin Tubes.



(a) Methan type
Fig. 1.2 Refrigerant Type

은 그 범위가 상당히 한정되게 된다.

대체냉매용 열교환기를 설계하는 경우에 있어서 압력강하에 대한 데이터의 부족으로 인해 최적의 열교환기를 설계 제작하는 데에 어려움을 겪고 있는 실정이다. 관내 이상류의 마찰압력강하 특성을 규명하는 것은 열교환기를 설계하는 경우에 있어서 압력강하의 예측뿐만 아니라, 열전달률을 예측하는 경우에도 하나의 중요 지표가 될 수 있다. 최근에는 일반적인 냉동 공조 시스템의 열교환기 사용조건인 내경 10mm내외, 수평관, 건도 0.2~1의 범위에서 적용할 수 있는 압력강하 예측식^{3~5)}이 많이 제안되고 있으나, 각각의 예측식에는 상호 많은 차이가 나고 있다.

특히, 문제가 되고 있는 것은 냉매 R-22 대체냉매 후보 냉매들에 대한 실험데이터^{6~8)}가 상당히 부족한 실정이다. 그리고 시스템의 소형 경량화 및 에너지 유효이용을 위해 사용이 급증하고 있는 전열 촉진관에서의 전열촉진효과를 정확하게 평가하거나, 혹은 2성분 이상의 냉매를 혼합한 혼합냉매의 전열성능을 예측하기 위해서는 보다 정확하면서 간단한 평활관에 대한 실험이 기초가 되어야 한다.

따라서, 본 연구에서는 평활관으로 응축기를 제작하여 단일냉매 R-22와 R-22의 대체냉매 후보의 하나인 R-407C(R-32 23wt%+R-125 25wt%+R-134a 52wt%)를 대상으로 수평평활관에서의 응축전열특성에 대한 실험을 수행하여 R-22 대체냉매용 응축기 설계를 위한 기초자료를 제공하고자 한다.

2. 실험장치 및 방법

본 연구에서 사용된 실험장치의 개략도는 Fig. 2.1과 같다. 실험장치는 강제순환식 폐루프(closed loop)로서, 냉매가 순환되는 회로와 냉각수가 순환되는 회로로 구분할 수 있다. 냉매는 냉매펌프, 냉매유량계, 바이패스 밸브, 증발기를 통과하면서 일정 유량 건도로 조절되어 응축기로 흡입 응축되어 수액기로 흡입된다. 냉매증기를 응축시키기 위한 냉각수는 냉동기 유니트에 의해 일정온도로 유지되어, 냉각수 유량계를 거쳐 응축기로 흡입되도록 하였다.

Fig. 2.2는 실험에 사용된 응축기를 나타낸 것이다. 시험관은, 내관으로 냉매가 흐르고 외관과 외관사이의 환상공간으로 냉각수가 흐르는 2중관 향류형 열교환기이다. 시험구간인 응축기는 길이 2000mm인 동관 직관 2개를 180° 벤딩·연결하여 전체 길이가 약 4000mm, 각 직관은 5구간의 소구간으로 분할하여 각 소구간에서의 응축전열특성을 측정할 수 있도록 하였다. 등간격으로 냉매온도, 냉각수온도, 관벽온도를 측정하였으며, 관벽온도는 동일단면상의 관상부에서 원주방향 90° 방향으로 상·중·하 3개소에서 측정하였다. 압력강하를 측정하기 위하여 각 직관의 입·출구에 압력계를 설치하였고, 각 직관의 입·출구 지점에서 차압을 측정하였다.

Table 1은 본 실험에 사용된 냉매의 열역학적 물성치를 정리한 것이다.

3. 데이터 해석 및 열평형

실험에서 얻어진 냉매유량, 냉각수량, 온도 및 압력으로부터 건도 x 를 식(3.1)으로 계산하였다.

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

여기서, x_{IN} 은 소구간의 입구건도, d_{ID} 는 내관의 내경, W_{REF} 는 냉매의 질량유량, i_{fg} 는 응축잠열, z_1, z_2 는 각각 응축소구간의 입구와 출구이다. q_{CON} 은 냉매가 응축할 때의 열유속으로 식(3.2)에 의하여 계산된다.

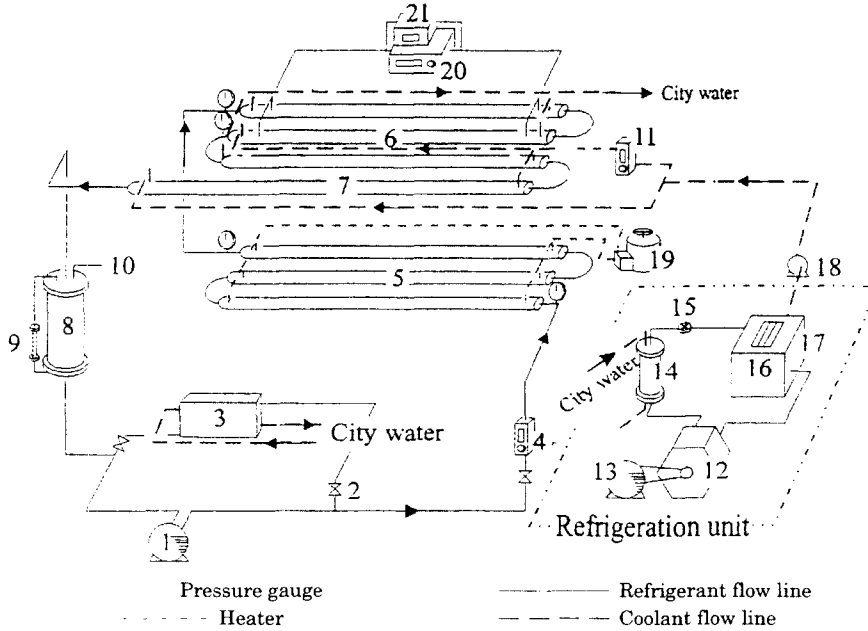


Fig. 2.1 Schematic Diagram of Experimental Apparatus.

- | | | |
|-----------------------------|--------------------------------|--------------------------------------|
| 1. Refrigerant pump | 8. Receiver | 15. Expansion valve |
| 2. By - pass valve | 9. Level gauge | 16. Evaporator |
| 3. Heat exchanger | 10. Refrigerant injection line | 17. Water receiver |
| 4. Refrigerant flow - meter | 11. Water flow - meter | 18. Water pump |
| 5. Evaporator | 12. Compressor | 19. Voltage transformer |
| 6. Test section(Condenser) | 13. Driven motor | 20. Hybrid recorder |
| 7. Auxiliary condenser | 14. Condenser | 21. Differential pressure transducer |

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

여기서, 전열량 Q_{CON} 는 식 (3.3)으로 계산하였다.

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

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

Fig. 3.1은 본 연구에서 응축기의 열평형을 검토하기 위해 응축기 입·출구에서의 냉각수 온도차에 의해 식 (3.4)로 구한 냉각수 열량 Q_{CW} , 냉매의 엔탈피차에 의해 식 (3.5)로 구한 냉매의 열량 Q_{REF} 를 비교한 것이다. 본 실험조건에 있어서의

열평형은 $\pm 5\%$ 이내의 오차를 보이고 있음을 알 수 있다.

$$Q_{CW} = W_{CW} \cdot c_{pc} \cdot (T_{CW,IN} - T_{CW,OUT}) \quad (3.4)$$

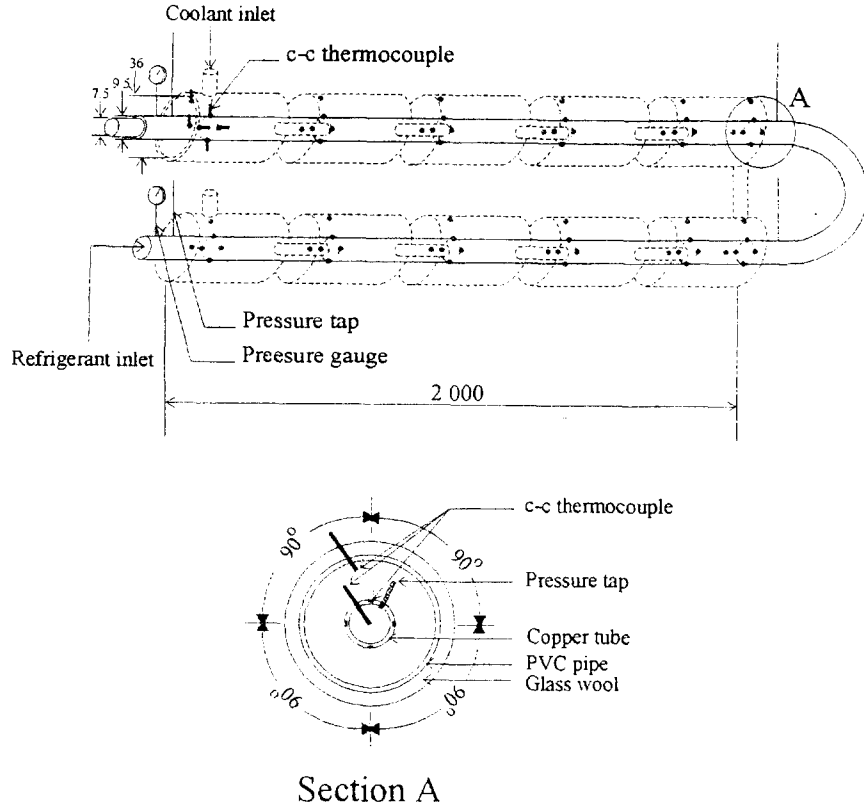
$$Q_{REF} = W_{RFL} \cdot (i_{IN} - i_{OUT}) \quad (3.5)$$

Fig. 3.2는 관내로 흐르는 냉매액 단상류의 열전달율을 계산하여 단상 난류에 대한 열전달률의 식과 비교한 것으로, 본 실험에서는 Dittus - Boelter의 식을 적용하여 비교하였다.

$$Nu = 0.023 \cdot Re^{0.5} \cdot Pr^{0.4} \quad (3.6)$$

여기서, $Nu = (h \cdot d_{ID})/x$, $Re = (4 \cdot G_{REF})/(\mu \cdot \pi \cdot d_{ID})$, $Pr = (c_p \cdot \rho \cdot v)/x$ 이다.

그림에서 알 수 있는 바와 같이 냉매액 열전달률은 오차 $\pm 10\%$ 이내에서 잘 일치하고 있음을 알 수 있다.



Section A
Fig. 2.2 Detail of Test Section used as Condenser.

Table 1 Comparison of the physical properties of R - 22 and R - 407C

Physical Property	R - 22	R 407C
Vapor pressure(295.0K), kPa	959.1	1512.0
Boiling point(101.325 kPa), K	232.49	229.45
Specific volume (Sat. liq., 295.0K), (10 ⁻³) m ³ /kg	0.832	0.911
Specific heat(Sat. liq., 295.0 K), kJ/(kgK)	1.223	1.553
Viscosity(Sat. liq., 295.0 K), μPoise	1765	1295
Thermal conductivity(Sat. liq., 295.0 K), W/mK	0.0899	0.0937

4. 압력강하

4. 1 실험데이타의 정리 및 실험결과

수평관내 기액이상류에 있어서 소구간 Δz에서의 정압변화 ΔP_T는 식 (4.1)과 같으나, 중력에 의한 영향 ΔP_g를 무시⁹⁾할 수 있으므로 식 (4.2)와 같이 정리할 수 있다.

$$\Delta P_T = \Delta P_M + \Delta P_F + \Delta P_g \quad (4.1)$$

$$\Delta P_T = \Delta P_M + \Delta P_F \quad (4.2)$$

ΔP_M : momentum pressure drop

ΔP_F : frictional pressure drop

ΔP_g : gravitational pressure drop

운동량 변화에 의한 압력강하 ΔP_M은 기상과 액상의 속도성분이 일정하다는 가정하에서 운동량

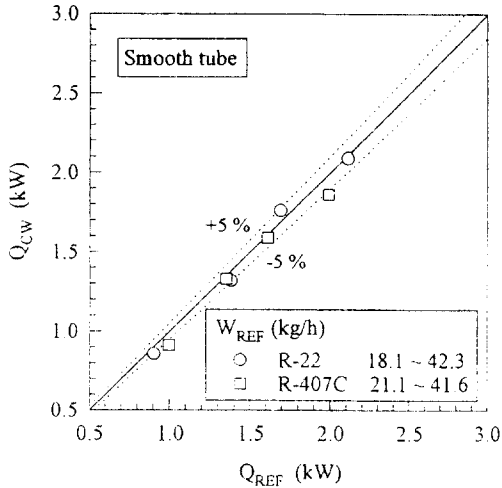


Fig. 3.1 Comparison of Heat Loss of Refrigerant by Coolant and Heat Gain of Coolant from Refrigerant.

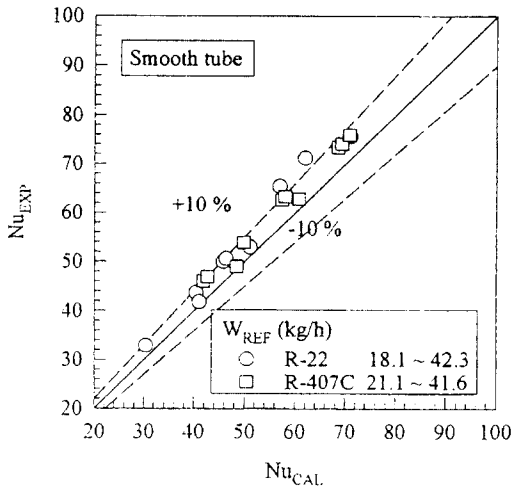


Fig. 3.2 Comparison of Calculated Single-phase Liquid Heat Transfer Coefficient with Experimental Data of R-22, R-407C inside a Smooth Horizontal Tubes.

의 식¹⁰⁾을 이용하여 식 (4.3)과 같이 계산할 수 있다.

$$\Delta P_M = G_{REF}^2 \left[\frac{x^2}{\xi \cdot \rho_V} + \frac{(1-x)^2}{(1-\xi) \cdot \rho_L} \right] \quad (4.3)$$

여기서, G_{REF} 는 냉매질량속도, x 는 건도, ξ 는 보

Table 4.1 The Constants for the Void Fraction Correlation

$$\Delta P_M = G_{REF}^2 \left[\frac{x^2}{\xi \cdot \rho_V} + \frac{(1-x)^2}{(1-\xi) \cdot \rho_L} \right]$$

Model	A	a	b	c
Homogeneous	1.0	1.0	1.0	0.0
Lockhart - Martinelli	0.28	0.64	0.36	0.07
Fauske	1.0	1.0	1.0	0.0
Zivi	1.0	1.0	2/3	0
Turner - Wallis	1.0	0.72	0.40	0.99

이드를이다. 건도 x 와 보이드율 ζ 에 대한 관계식으로는 지금까지 많은 연구¹¹⁻¹³⁾가 이루어졌는데, 이를 Table 4.1에 간단히 정리하였다.

Fig. 4.1 ~ Fig. 4.2는 포화온도 320K에서의 냉매 R-22, R-407C에 대한 Table 4.1에서 정리한 각 연구자들의 보이드율을 비교한 것이다. 본 연구에서는 보이드율 계산에 있어서 식 (4.4)의 Smith 식¹⁴⁾을 이용¹⁵⁾하였다.

$$\xi = \left[1 + \frac{\rho_V}{\rho_L} \left(\frac{1-x}{x} \right) \left(0.4 + 0.6 \sqrt{\frac{\frac{\rho_L}{\rho_V} + 0.4 \frac{1-x}{x}}{1 + 0.4 \frac{1-x}{x}}} \right) \right]^{-1} \quad (4.4)$$

이상의 식에서 마찰압력강하는 실험에서 측정된 ΔP_T 와 식 (4.3)으로 계산한 ΔP_M 을 대입하면 결정된다.

Fig. 4.3~Fig. 4.6은 평활관내에서 R-22, R-407C의 압력강하에 대한 측정결과에 대한 대표예를 나타낸 것이다. 냉매의 질량유속을 각각 114.3~267.1kg/m²·s의 범위에서 변화시킨 경우로서, 그림중의 \square 는 실험에서 측정된 정압변화 ΔP_T , \circ 는 식 (4.3)으로 계산한 운동량변화에 의한 압력변화 ΔP_M , \bullet 는 건도의 변화를 나타낸 것이다. 횡축의 L/d_{IN} 은 응축기의 무차원 관길이를 나타내고 있다. 그리고 그림에서 실험에서 측정된 정압이 응축기의 무차원 길이 250 부근에서 급강하 현상이 일어나는 것은 시험구간에 설치한 U-bend의 영향이라고 생각된다.

그림에서 알 수 있는 바와 같이 마찰압력강하

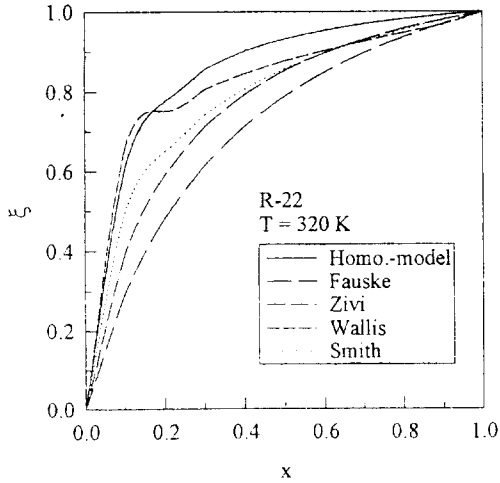


Fig. 4.1 Comparison between Void Fractions for R - 22 at 320 K by Table 4.1.

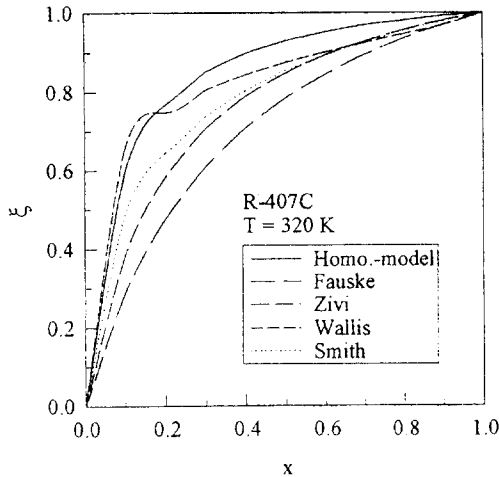


Fig. 4.2 Comparison between Void Fractions for R - 407C at 320K by Table 4.1.

ΔP_F 는 정압변화 ΔP_T 와 운동량변화에 의한 압력강하 ΔP_M 의 차 ($\Delta P_T - \Delta P_M$)이다. 전체적인 특성은 타 연구자들과 비교하여 그다지 큰 차이를 보이지 않고 있다. 즉, 응축이 진행될수록 ΔP_T 의 측정치는 감소하고 있는 데에 비해 ΔP_M 은 증가하고 있지만, ΔP_T 의 감소 정도에 비해 ΔP_M 의 증대 정도는 매우 적은 경향을 보이고 있다. 따라서, 압력강하 ΔP_T 에 미치는 ΔP_M 의 영향은 거의 무시할 수 있으며, 마찰 압력강하 ΔP_F 에 의해 좌우되고 있음을 알 수 있다.

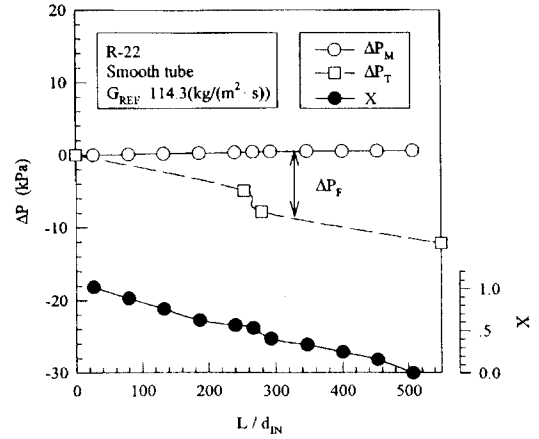


Fig. 4.3 Distribution of Total, Momentum, Frictional Pressure Drop, and Quality, as a Function of Dimensionless Tube Length for Smooth Horizontal Tubes (R - 22, $G_{REF} = 114.3(\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s}))$).

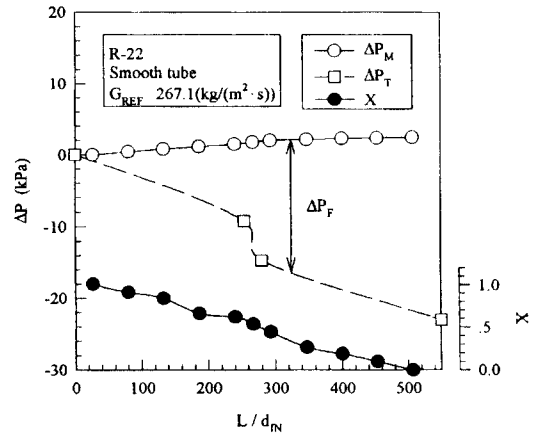


Fig. 4.4 Distribution of Total, Momentum, Frictional Pressure Drop, and Quality, as a Function of Dimensionless Tube Length for Smooth Horizontal Tubes (R - 22, $G_{REF} = 267.1(\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s}))$).

또한, 각 냉매에 있어서 냉매질량유량이 증가할수록 증기속도의 증가로 인해 마찰압력변화가 증대하여 압력강하가 증가하고 있음을 알 수 있었다.

4.2 마찰압력강하에 관한 종래의 정리식과 실험결과의 비교

수평 응축관내 압력강하의 대부분을 지배하는 마찰압력강하를 예측하기 위한 예측식이 많이 제

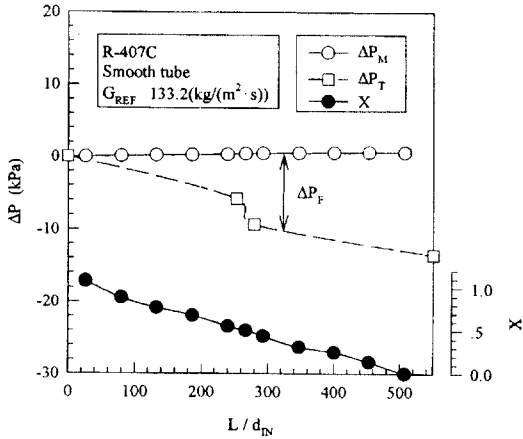


Fig. 4.5 Distribution of Total, Momentum, Frictional Pressure Drop, and Quality, as a Function of Dimensionless Tube Length for Smooth Horizontal Tubes(R-407C, $G_{REF} = 133.2$ (kg/(m² · s))).

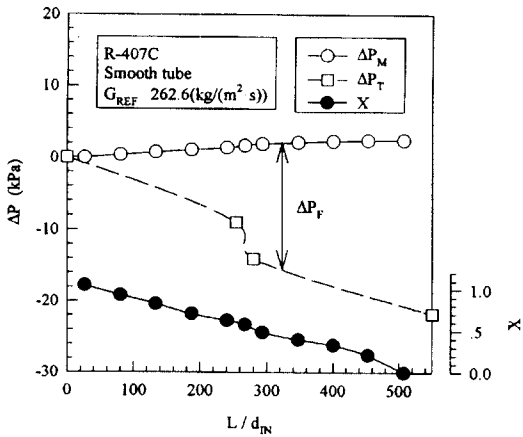


Fig. 4.6 Distribution of Total, Momentum, Frictional Pressure Drop, and Quality, as a Function of Dimensionless Tube Length for Smooth Horizontal Tubes(R-407C, $G_{REF} = 262.6$ (kg/(m² · s))).

안되고 있다. 식 (4.2)에서 마찰압력강하를 예측하기 위한 모델은 액상 및 기상이 같은 속도로 이동하는 것으로 가정하는 균질류 모델(homogeneous model)과 액상 및 증기류로 구분한 분리류 모델(separate model)로 크게 2가지로 구분할 수 있다. 대표적인 균질류 모델을 이용한 예측식으로는 Bo - Pierre의 반경험식, 분리류 모델에는 Martinelli - Nelson¹⁶⁾ 및 Lockhart - Martinelli¹⁷⁾의

경험식을 들 수 있다.

본 연구는 대기압하의 각종 공기-액의 단열이상류의 실험결과에 기초하여 Lockhart - Martinelli가 제안한 파라미터 X_{tt} , Φ_v 를 이용하여 강제대류응축시의 마찰압력강하를 계산하였다.

$$X = \left(\frac{(dP/dz)_L}{(dP/dz)_V} \right)^{0.5} \quad (4.5)$$

여기서, $(dP/dz)_L$ 는 액상성분만이 관내를 충만하여 흐른다고 가정한 경우의 마찰에 의한 압력구배, $(dP/dz)_V$ 는 기상성분만이 관내를 충만하여 흐른다고 가정한 경우의 마찰에 의한 압력구배이다. 응축시의 기상 및 액상의 흐름이 난류라고 가정하면 식 (4.6)~식 (4.7)과 같이 정리된다.

$$X_{tt} = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0.9} \cdot \left(\frac{\rho_V}{\rho_L} \right)^{0.5} \cdot \left(\frac{\mu_L}{\mu_V} \right)^{0.1} \quad (4.6)$$

$$\Phi_v = \left(\frac{(dP/dz)_F}{(dP/dz)_V} \right)^{0.5} \quad (4.7)$$

식 (4.7)에서 $(dP/dz)_F$ 는 소구간에 있어서의 $(\Delta P_F/\Delta z)$ 와 동일한 것으로 가정하고, $(dP/dz)_V$ 는 기상성분의 냉매만이 관내를 흐른다고 가정하는 경우의 평활관내의 마찰압력구배에 대한 Colburn 식을 이용하면 식 (4.8)과 같이 정리된다.

$$\left(\frac{dP}{dz} \right)_V = - \frac{2 \cdot f_F \cdot x^2 \cdot G_{REF}^2}{\rho_V \cdot d_{ID}} \quad (4.8)$$

$$f_F = \frac{0.045}{(G_{REF} x d_{ID} / \mu_V)^{0.2}}$$

f_F ; friction factor for adiabatic two-phase flow

Lockhart - Martinelli가 제안한 식 (4.5)~식 (4.8)를 이용한 여러 연구자^{18)~21)}들이 제안한 압력강하 예측식을 Table 4.2에 정리하였다.

Fig. 4.7~Fig. 4.8은 각각 평활관내에서 R-22, R-407C의 압력강하에 대한 실험치와 Table 4.2의 예측식을 비교한 것이다. 그림중의 \circ , \square , \triangle , ∇ 는 냉매 R-22, R-407C에 있어서 냉매질량유속에 대한 실험결과를 나타낸 것이다. 그림중의 긴 파선, 파선, 점선, 1점쇄선, 2점쇄선은 각각 Honda, Soliman, Azer, Fujii의 예측식을 이용한 계산값이

Table 4.2 Studies on Frictional Pressure Drop of Condensation using Smooth Tubes.

Author	Materials	Correlation
Soliman		$\Phi_V = 1 + 2.85 X_{tt}^{11.25}$ ($0 \leq X_{tt} \leq 1$) ζ : Zivi's eq.
Azer	R - 12	$\Phi_V = 1 + 1.09 X_{tt}^{10.99}$ ζ : Zivi's eq.
Fujii	R - 11	$\Phi_V = 1 + a X_{tt}^{0.2}$ $G_{REF} / \sqrt{\rho_L \rho_V} \leq 1.5 m/s$ $a = 1.24 (G_{REF} / \sqrt{\rho_L \rho_V})^{0.7}$ $G_{REF} / \sqrt{\rho_L \rho_V} > 1.5 m/s$ $a = 1.65$ ζ : Fauske's eq.
Honda	R - 11 R - 113	$\Phi_V = 1 + 1.8 X_{tt}^{0.5}$

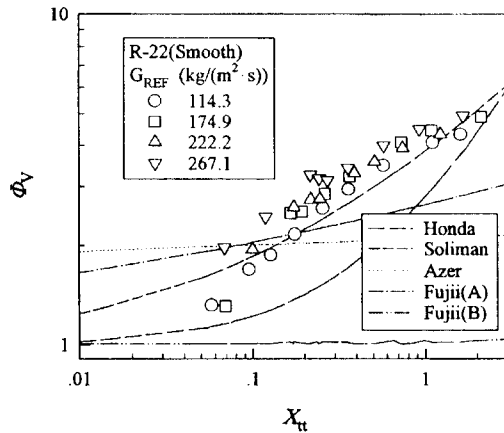


Fig. 4.7 Comparison between Experimental Results and Existing Correlation Equation of R - 22 inside a Smooth Horizontal Tubes.

고, Fujii의 경우에는 실험조건에 따른 계산값을 구분하였다.

그림에서 X_{tt} 가 증가할수록 건도가 감소하여 응축이 진행되고 있음을 나타내고 있다. 또한 X_{tt} 가 동일한 경우, 질량유량이 증가할수록 Φ_V 의 실험치가 크다는 것을 알 수 있다. 전체적으로 R - 22의 실험결과와 R - 407C의 실험결과가 비슷한 경향을 보이고 있음을 알 수 있다. 응축에 있어서 대부분의 압력강하가 건도 $1 \geq x \geq 0.2$ 의 범위에서 일어나므로, 이에 대응하는 $0 \leq X_{tt} \leq 0.7$ 의 범위에서의 실험결과는 Soliman의 예측식과 근접한 경향을

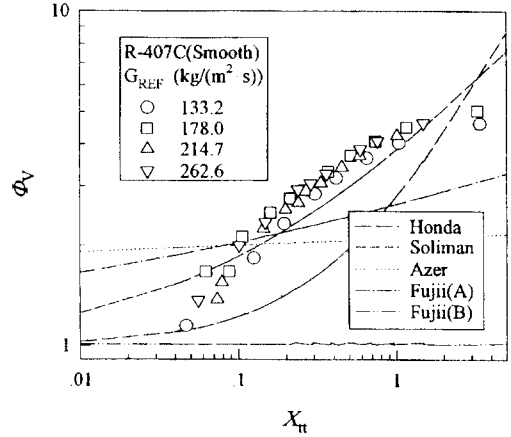


Fig. 4.8 Comparison between Experimental Results and Existing Correlation Equation of R - 407C inside a Smooth Horizontal Tubes.

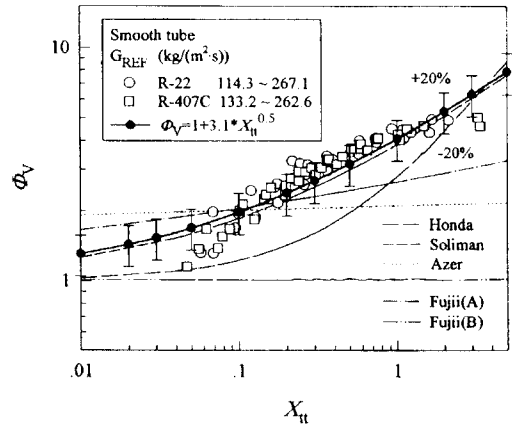


Fig. 4.9 Comparison of Experimental Results with Present Correlation $\Phi_V = 1 + 3.1 X_{tt}^{0.5}$ inside a Smooth Horizontal Tubes.

나타내고 있음을 알 수 있다.

Fig. 4.9는 평활관내 냉매 R - 22, R - 407C의 압력강하에 대한 실험결과를 예측하기 위한 정리식을 나타낸 것으로 식 (4.9)와 같이 정리할 수 있었다.

$$\Phi_V = 1 + 3.1 \cdot X_{tt}^{0.5} \quad (4.9)$$

본 실험의 결과데이터의 약 80%이상이 예측식 (4.9)의 오차 $\pm 20\%$ 이내에서 예측 가능하다는 것을 알 수 있었다.

5. 결 론

내관의 내경 7.5mm, 외경 9.5mm, 길이 4000 mm인 동관으로 구성된 수평평활 응축기에서 냉매 R-22 및 R-22 대체냉매 후보의 하나인 R-407C(R-32 23wt%+R-125 25wt%+R-134a 52wt%)에 대한 압력강하특성에 대한 실험을 통해 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

(1) R-22의 대체냉매인 R-407C의 압력강하는 R-22에 비교하여 큰 차이를 보이지 않았으며, 냉매질량유량이 증가할수록 압력강하도 증가하고 있음을 알 수 있었다.

(2) Lockhart - Martinelli의 파라미터를 이용하여 본 실험결과와 $\pm 20\%$ 의 범위로 예측할 수 있는 규제냉매 R-22 및 대체냉매 R-407C에 대한 압력강하 예측식 (4.9)를 제안하였다.

후 기

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

참고문헌

- 1) Nozu, S., Ozaki, K., Inaba, H and Honda, H., 1992, "Condensation of a Nonazeotropic Refrigerant Mixture R114/R113 in Horizontal Annuli with a Enhanced Inner Tube", J. Heat Transfer, Vol. 114, pp. 201~210
- 2) Chamra, L. M. and Webb, R. L., 1995, "Condensation and Evaporation in Micro - fin Tubes at Equal Saturation Temperatures", J. Enhanced Heat Transfer, Vol. 2, No. 3, pp. 219~229
- 3) 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
- 4) 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
- 5) 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
- 6) 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
- 7) 伊藤正昭, 内田麻理, 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 (II)(蒸發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. 230~232
- 8) 蝶子毅, 奥山和之, 鳥越邦和, 1995, "非共沸混合冷媒HFC32/125の水平管内熱傳達特性", 日本機械學會熱工學講演會論文集, pp. 91~93
- 9) Sami, S. M. and Schnotale, J., 1991, "Forced Convection Condensation of Nonazeotropic Refrigerant Mixtures inside Enhanced Surface Tubing", Applied Scientific Research
- 10) 植田辰洋, 1981, 氣液二相流 - 流れと熱傳達 -, 養賢堂
- 11) Fauske, H. K., 1961, "Critical Two - Phase Steam Water Flows", Proc. Heat Transfer & Fluid Mech
- 12) Zivi, S. M., 1964, "Estimation of Steady - State Steam Void Fraction by Means of the Principles of Minimum Entropy Production", J. of Heat Transfer, Vol. 86, pp. 247~252
- 13) Turner, J. M., and Wallis, G. B., 1965, "The Seperate - Cylinders Model of Two - Phase Flow", Report No. NYO - 3114 - 6, Thayer's School of Engineering
- 14) Smith, S. L., 1970, "Void fraction in two - phase flow : A correlation based upin an equal velocity heated model", Heat and Fluid Flow, Vol. 1, No. 1, pp. 22
- 15) Butterworth, D., 1975, "A Comparison of some Void - fraction Relationships for Co - current Gas - Liquid Flow", Intl. J. Multiphase Flow, Vol. 1, pp. 845~850
- 16) Martinelli, R. C., and Nelson, D. B., 1948, "Prediction of Pressure Drop during Forced -

- Circulation Boiling of Water", *J. Heat Transfer*, Vol. 70, pp. 695~702
- 17) Lockhart, R. W., and Martinelli, R. C., 1949, "Proposed Correlation of Data for Isothermal Two - Phase, Two - Component Flow in Pipes", *Chem. Eng. Prog.*, Vol. 45, No. 1, pp. 39~48
- 18) 本田博司, 野律滋, 松岡洋一, 青山享, 中田春男, 1988, "傳熱促進管を内管とする水平二重管環状部における冷媒R - 11とR - 113の凝縮に関する研究", *日本冷凍協會論文集*, 第5卷, 第2號, pp. 113~123
- 19) 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
- 20) 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
- 21) 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