

응축기의 설계조건에서 R22와 R134a의 압력강하 예측 및 실험

강신형 · 변주석*[†] · 김창덕**

전양대학교 기계공학과, *연세 CT 연구단, **한국산업단지공단 중부지역본부
(2006년 9월 20일 접수, 2006년 10월 23일 채택)

Prediction and Experiment of Pressure Drop of R22 and R134a on Design Conditions of Condenser

Kang, Shin-hyung, Ju-Suk Byun*[†] and Chang-Duk Kim**

Department of Mechanical Engineering, Konyang University, Nonsan 320-711, Korea

*Yonsei Center for Clean Technology, Yonsei University, Seoul 120-749, Korea

**Industry Academia Coop. Team, Korea Industrial Complex Corp., Gumi 730-030, Korea

(Received 20 September 2006, Accepted 23 October 2006)

요 약

본 실험적 연구는 슬릿핀-관열교환기의 냉매측 압력강하에 대하여 수행하였다. 응축기의 설계조건에서 미세관내 냉매 R22와 R134a의 압력강하에 대한 실험데이터와 앞서 제안한 상관관계식과 상호 비교하였다. 실험은 냉매 R22와 R134a의 응축기 입구온도 60°C, 질량유속 150~250 kg/m²s 범위에서 수행하였다. 공기의 유입조건은 건구온도 35°C, 상대습도 40%이며, 공기유속의 범위는 0.68~1.43 m/s이다. 실험결과 응축기의 과냉도 5°C조건에서 R134a의 압력강하는 R22보다 22~25.6% 높게 나타났으며, 냉매의 질량유속 200~250 kg/m²s의 범위에서 실험으로부터 측정된 R22와 R134a의 압력강하는 예측결과와 ±20%내에 일치하였다.

주요어 : 응축기, 설계조건, 핀-관 열교환기, 압력강하

Abstract — An experimental study on the refrigerant-side pressure drop of slit fin and 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 R134a. Experiments were carried out under the conditions of inlet refrigerant temperature of 60°C and mass fluxes varying from 150 to 250 kg/m²s for R22 and R134a. The inlet air conditions are dry bulb temperature of 35°C, relative humidity of 40% and air velocity varying from 0.68 to 1.43 m/s. Experiments show that pressure drop for R134a was 22~25.6% higher than R22 for the degree of subcooling 5°C. For the mass fluxes of 200~250 kg/m²s, the deviation between the experimental and predicted values for the pressure drop was less than ±20% for R22 and R134a.

Key words : Condenser, Design condition, Fin and tube heat exchanger, Pressure drop, R22, R134a

[†]To whom correspondence should be addressed.

Yonsei Center for Clean Technology, Yonsei University,
Seoul 120-749, Korea

Tel: 02-2123-2816

E-mail: sn1972@yonsei.ac.kr

1. 서 론

일반적으로 냉동공조제품을 설계할 경우 응축기의 냉매측 압력강하를 미리 예측하는 것은 제품의 성능향상을 위한 매우 중요한 인자이다. 응축기에 이용되는 열교환기는 주로 동관과 알루미늄핀으로 구성되어 있는 환관 열교환기가 사용되고 있다. 냉매가 흐르는 동관으로는 평활관(smooth tube)이 사용되어 왔으나 수년 전부터 열전달 촉진을 위하여 미세환관(micro-fin tube)이 널리 사용되고 있다. Fujii *et al.*^[1]은 관내에 일정한 흐름을 주어 냉매의 유동을 난류화시키면 열전달 효율이 증가하는 현상에 착안하여 미세환관을 처음으로 소개하였다. 미세환관을 응축기에 사용할 경우 관내 증기와 관외 표면온도차가 평활관보다 작아 냉매의 국소 포화온도와 압력사이의 의존성이 증가하므로 냉매측 압력강하는 압축기의 소비전력을 증가시키고 열전달 성능에 큰 영향을 미치게 된다. 응축기의 설계조건에서 미세환관내의 냉매측 압력강하의 대부분을 차지하는 2상유동의 압력강하를 정확히 예측할 수 있다면 효율적인 제품설계가 가능하다. 따라서 다양한 환형상과 관외경을 갖는 미세환관내의 2상유동(응축과정)의 압력강하를 예측하기 위해서는 여러 상관관계식 적용이 요구된다^[2-7].

Haraguchi *et al.*^[2]은 응축과정에서 미세환관의 작동유체로 R123, R134a와 R22를 적용하여 측정된 압력강하 데이터를 바탕으로 상관관계식을 제시하였으며, Kedzierski and Goncalves^[3]는 미세환관내 R32, R125, R134a와 R410A를 적용한 응축실험으로부터 냉매유동에 대한 미세핀의 효과를 마찰계수(friction factor)로 제시하고 수력직경(hydraulic diameter)을 사용하여 Pierre^[4]의 식을 수정 보완하였다. Cavallini *et al.*^[5]은 미세핀의 다양한 실험데이터와 Friedel^[6]의 식을 바탕으로 상관관계식을 제시하였으며, Newell and Shah^[7]은 Souza and Pimenta^[8]에 의해 제안된 평활관의 압력강하 상관관계식에 압력강하 손실계수(penalty factor)를 배수하여 미세환관의 냉매측 압력강하의 산출방법을 제안하였다. 최근, Choi^[9,10]는 냉매 R22, R32, R125, R134a, R407C와 R410A를 적용한 응축 및 증발과정에서 냉매의 평균온도로부터 물성치를 계산하여 건도(quality)의 변화에 따른 압력강하의 예측 상관관계식을 제시하였다. 이 식은 냉동기유의 혼합 여부, 평활관, 미세 환관에 적용 가능하며, 마찰 및

가속에 의한 압력강하를 모두 포함하고 있다.

본 연구는 Kim *et al.*^[11]이 응축기의 설계조건에서 냉매 R22, R407C와 R410A의 압력강하 예측과 실험결과에 이어서 냉매 R134a를 적용할 경우 직관부(수평관)와 곡관부(U-bend)에서 유동영역(2상유동, 단상유동)에 따른 냉매측 압력강하를 예측하고 각 냉매의 압력강하 측정 실험결과와 상호 비교하여 예측의 신뢰성과 적용 타당성을 검증하고자 한다.

2. 실험

2-1. 시험 열교환기 및 실험장치

본 연구에서 사용된 시험 열교환기는 Table 1과 같이 대향류 형태인 슬릿핀 환관 열교환기로 제작하였으며, 관내에는 미세핀이 가공되어 있는 관외경 9.52 mm의 동관을 사용하였다. 동관 내부의 세부형상 및 기존 주요 연구^[2,3,6,7]의 실험조건을 포함한 세부제원은 각각 Fig. 1과 Table 2에 나타내었다.

실험장치는 크게 풍동부와 냉매부로 구별되며, 풍동은 흡입식으로 인버터에 의해 공기유속이 조절되고 시험부를 지난 공기는 항온항습실과 연결된다. 항온항습실내에는 항온항습기가 설치되어 시험 열교환기로 유입되는 전면공기의 건구온도와 상대습도를 조절하였다. 냉매의 순환은 압축기의 사용으로 인한 냉동기유의 영향을 배제하기 위하여 인버터에 의해 회전수를 제어하는 자기구동 기어펌프를 사용하였다. 시험 열교환기 입구의 과열도는 보조 열교환기에 의해 조절되며, 실험 주요부에는 열전대, 압력계, 냉매 가시창을 설치하였다.

시험 열교환기의 관내측 냉매온도 분포를 근사적으로

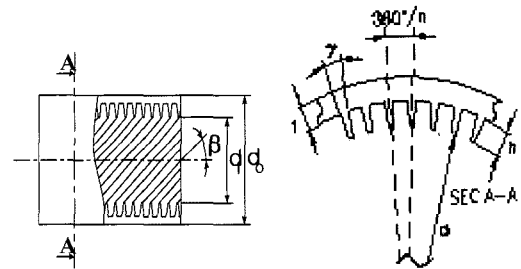


Fig. 1. Characteristic geometrical parameters of inside micro-fin tube.

Table 1. Specification of the test heat exchanger.

Heat exchanger	Height×Width×Depth (mm)	400×400×80	Number of tube rows	3
	Number of tubes for row	16	Tube rows alignment	Staggered
Fin	Horizontal tube spacing (mm)	25	Fin density (fins/m)	493
	Vertical tube spacing (mm)	21.65	Fin type Material	Slit Al

Table 2. Experimental conditions and geometric parameters of the micro-fin tube.

Parameter		This study	Kedzierski and Goncalves ^[3]	Haraguchi et al. ^[2]	Choi ^[6,7]	
Outside diameter	d_o	mm	9.52	9.5	10.0	9.52
Fin root diameter	d_i	mm	8.80	8.91	8.48	8.92
Equivalent diameter	d_e	mm	8.74	8.78	8.36	8.78
Minimum wall thickness	t	mm	0.36	0.3	0.3	0.3
Number of fins	n	-	60	60	60	60
Helix angle	β	o	18.0	18.0	18.0	18.0
Fin angle	γ	o	53	47.4	39.8	50
Fin height	h	mm	0.2	0.2	0.16	0.2
Expansion rate of tube	-	-	1.05	1	1	1
Refrigerants	-	R22, R134a	R32, R125, R134a, R410A	R22, R123, R134a	R22, R32, R125, R134a, R407C, R410A	
Range of Ga	kg/m ² s	150~250	78~457	99~295	80~470	
Operating pressure	kPa	1318~1943	921~2320	346~1870	900~2300	

*Based on fin root diameter

측정하기 위하여 곡관부(U-bend)의 관외벽에 49개의 열전대를 설치하고 외부로부터 열출입을 최소로 하기 위하여 우레탄 발포로 단열하였다. 그 외의 본 실험장치의 세부적인 구성(개략도)과 설명은 Kim et al.^[12]의 논문에 기술되어 있다.

2-2. 실험조건 및 방법

냉매 R22와 R134a의 압력강하와 U-bend의 관외벽 온도에 대한 측정실험은 응축기의 동일한 냉매의 유입 온도와 질량유속 조건에서 응축기 출구의 과냉도를 5°C로 고정시켰을 때 수행하였다. 실험데이터는 온도변화 ±0.3°C, 압력변화 ±3% 이내의 실험조건으로 유지되는 정상상태에서 3초 간격으로 5~10분 동안 데이터 취득장치에서 취득, 저장하였다. 습공기의 물성치는 ASHRAE handbook^[13]을 근거로 습공기 선도를 도식화하여 계산하였으며, R22, R134a의 물성치는 REFPROP 6.01^[14]을 사용하였고 실험조건은 Table 3에 정리하였다.

3. 냉매측 압력강하 예측

3-1. 냉매측 압력강하

응축기의 설계조건에서 냉매는 과열증기와 과냉각액의 단상유동과 응축과정인 2상유동으로 구분할 수 있다. 따라서 냉매측 압력강하를 산출하기 위해서는 직관부(수평관)와 곡관부(U-bend)에서 각 유동별로 가속(ΔP_a), 마찰(ΔP_f), 중력(ΔP_g)의 압력강하를 구하는 것이 필수적이다.

$$\Delta P_f = \Delta P_a + \Delta P_f + \Delta P_g \tag{1}$$

3-2. 냉매측 압력강하 상관관계식

직관부에서 냉매측 압력강하의 상관관계식은 본 연구의 동관제원(관내·외경, 핀의 높이, 정상각도, 나선각도, 개수 등)과 시험조건(냉매의 종류, 질량유속)이 유사한 Haraguchi et al.^[2] Kedzierski and Goncalves^[3]와 Choi^[9,10]의 식을 사용하였으며, 가속의 압력강하는 균질 유동모델(homogeneous flow model)로 제안한 Collier and Thome^[15]의 식을 사용하였다. 미세 환관내의 과열증

Table 3. Experimental conditions.

Air-side	Dry bulb temperature of air at the condenser inlet	35°C
	Standard relative humidity at the condenser inlet	40%
	Face velocity at the condenser inlet	0.68~1.43 m/s
Refrigerant-side	Refrigerants	R22, R134a
	Refrigerant massflux	150, 200, 250 kg/m ² s
	Condensation temperature	50°C
	degree of superheat	10°C
	degree of subcooling	5°C

기와 과냉각액의 마찰계수는 각각 Carnavos^[16]와 Kuo and Wang^[17]의 상관관계식을 사용하였다.

곡관부(U-bend)에서 평할관내의 2상유동과 단상유동의 압력강하는 각각 Gery^[18]와 Ito^[19]의 식으로 계산한 후 Schlager *et al.*^[20]이 제시한 미세회관의 압력강하 손실계수를 고려하였다. 중력에 의한 압력강하는 냉매의 밀도(ρ)와 건도(x), 열의 높이변화(Δh)와 중력가속도(g)를 고려하여 계산하였다.

$$\Delta P_g = (1-x)\rho_l g \Delta h + x\rho_g g \Delta h \quad (2)$$

3-3. 유동영역비율

일반적으로 슬릿핀관 열교환기를 응축기로 사용할 경우 냉매는 2상유동과 단상유동으로 구분하여 열전달량을 계산할 수 있다.

$$Q_r = Q_v + Q_{ip} + Q_l \quad (3)$$

여기서 $Q_v = m_r(h_{sup} - h_g)$, $Q_{ip} = m_r h_{fg}$, $Q_l = m_r(h_r - h_{sub})$

응축기의 설계조건에서 각상의 유동영역비율은 일정한 과열도(10°C)와 과냉도(5°C)를 갖는 단상유동의 열전달량이 2상유동보다 상대적으로 작기 때문에 열전달량을 기준으로 계산한 Fisher and Rice^[21], Jung and Radermacher^[22]의 방법을 사용하였다.

$$f_r = 1 - f_{ip} - f_l \quad (4)$$

여기서 $f_v = \frac{Q_v}{Q_r}$, $f_{ip} = \frac{Q_{ip}}{Q_r}$,

4. 결과 및 고찰

4-1. 유동영역비율의 검증

Fig. 2는 응축온도 50°C, 냉매의 질량유속 150~250 kg/m²s 범위에서 응축기 출구의 과냉도 조건을 5°C로 유지시켰을 때 응축온도와 U-bend의 관외벽에서 측정된 온도차이를 나타낸 실험결과이다. 횡축의 x, L은 각각 응축기 입구에서부터 2상유동길이와 전체 냉매유로길이이며, 두 값으로 무차원화 시킨 값이 상대길이(relative length) X이다. 실험에서 얻은 온도차이는 49개 U-bend의 관외벽 온도를 기준으로 취득되는데 이 온도는 관내의 냉매온도와 ±0.5°C내에 일치하므로 냉매의 유로 진행에 따른 온도변화로부터 각상(2상 및 단상유동)의 유동영역과 온도분포를 알 수 있다. 응축기의 설계조건에서 각상의 유동영역비율은 냉매측 압력강하를 정확히 예측하기 위해서 필수적으로 알아야 한다. 실험에서 측정된 유동영역비율과 식 (7)-(9)와 같이 각상의 열전달량으로부터 산출한 이론적인 유동영역비율을 상호 비교하

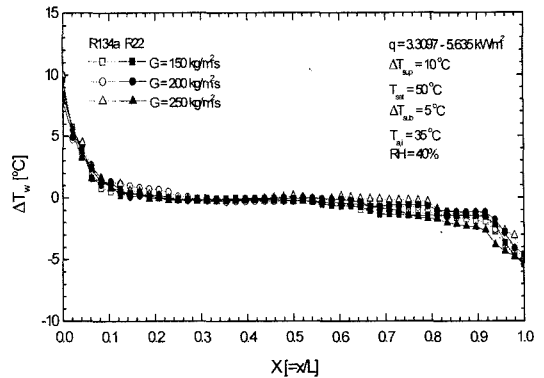


Fig. 2. Temperature distribution subjected to change of refrigerant mass flux of condenser.

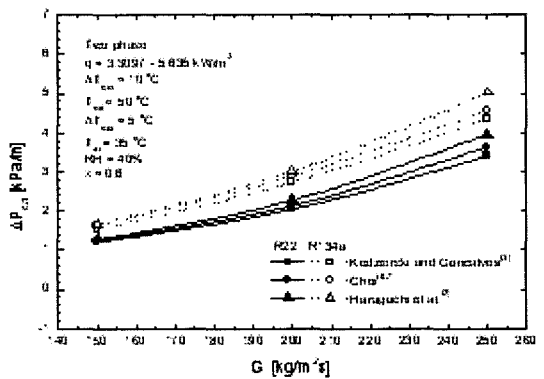


Fig. 3. Comparisons of the predicted refrigerant pressure drops during condensation.

여 예측방법의 편리성에 접근할 필요가 있다. 응축기의 설계조건에서 실험(계측기준)으로부터 산출한 2상유동, 과열증기와 과냉각액의 유동영역비율(100% 기준)은 각각 90.3, 5.6, 4.1%이고 이론(열전달량 기준)은 각각 85.7, 8.2, 6.1%로 미소한 차이를 보였다. 따라서 응축기의 설계조건에서 냉매 R22와 R134a의 압력강하의 예측기준인 유동영역비율은 냉매온도와 압력으로부터 열전달량을 계산한 후 산출 가능할 것으로 사료된다.

4-2. 2상유동의 압력강하 예측

Fig. 3은 각상의 열전달량으로부터 산출한 이론적인 유동영역비율을 이용하여 2상유동영역에서 예측한 압력강하를 보여준다. 예측에 사용된 상관관계식은 Haraguchi *et al.*^[2], Kedzierski and Goncalves^[3], Choi^[9]의 식이며, 예측결과는 냉매의 종류(R22, R134a)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 전도가 클수록 증가하게 된다. 냉매의 질량유속 변화에 따른 압력강하의 예측기준인 냉매전도는 미세원관에 전형적으로 사용되는 0.6으로 고정하였다. 그림에서 냉매의 질량유속이 클수록 R22와 R134a의 압력강하는 증가하였으며, 냉매의 질량유속이 클수록 각 냉매측 압력강하의 차이는 크게 나타났다. 이는 냉매의 질량유속이 클수록 증기속도가 증가하고 각 냉매의 밀도(비체적)와 동점성계수 등의 열역학적인 물성치의 차이가 레이놀즈수에 큰 영향을 주어 마찰압력변화의 증대에 기여하기 때문이다. 즉, Table 3과 같이 응축 온도 50°C의 포화증기 상태에서 R134a의 동점성계수와 밀도는 R22보다 각각 7.5, 22.9% 작으나 포화액 상태에서는 각각 16.2, 1.85% 크다. Haraguchi *et al.*^[2]식은 포화증기를 Kedzierski and Goncalves^[3]와 Choi^[9,10]의 식은 포화액의 동점성계수를 기준으로 레이놀즈수(Reynold-number)와 마찰계수(friction factor)를 산출하고 각 연구자들이 적용한 미세관의 형상(관내경, 원각도, 원높이), 냉매의 종류와 질량유속 범위 등이 상이하다. 예측결과, 각 냉매를 기준으로 Haraguchi *et al.*^[2] 값은 Kedzierski and Goncalves^[3]와 Choi^[9,10]의 식보다 각각 평균 12.8, 6.8% 크게 예측하였으며, 모든 상관관계식의 평균값에 근접한 Choi^[9,10]의 식을 기준으로 산출한 R134의 2상유동의 압력강하는 R22보다 평균 30% 크게 나타났다.

4-3. 단상유동의 압력강하 예측

Fig. 4는 응축기의 설계조건에서 미세원관내 과열증기와 과냉각액의 단상유동 압력강하를 각각 Carnavos^[16]와 Kuo and Wang^[17]의 식으로 예측한 결과를 냉매(R22, R134a)의 질량유속(150~250 kg/m²s)의 변화에 따라 단위길이당 압력강하로 도시하였다. 예측결과, 과열증기 영역에서 Carnavos^[16]의 식으로 계산한 R134a의 압력강하

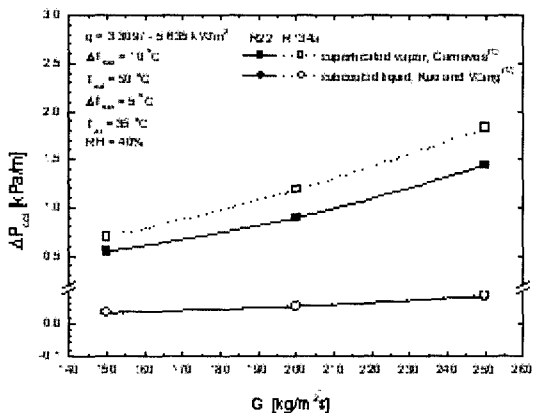


Fig. 4. Comparisons of the predicted refrigerant pressure drops during single phase flow.

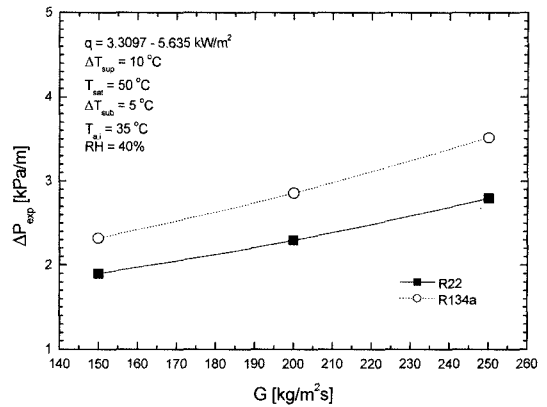


Fig. 5. Refrigerant pressure drop according to the change of mass flux.

는 R22보다 평균 28.7% 높았으며, 과냉각액 영역에서 Kuo and Wang^[17]의 식으로 예측한 R134a의 압력강하는 R22보다 평균 1.2% 증가하는 미소한 차이를 보였다. 또한, 과열증기영역에서 R22와 R134a의 압력강하는 2상유동(응축과정)영역에서 평균값에 근접한 Choi^[9,10]의 압력강하 결과 값에 각각 42%와 41%정도 차이하였으며, 과냉각액영역의 압력강하는 각각 2.5%와 1.9%를 차지하였다. 즉, 응축기의 설계조건에서 과열증기영역의 R22와 R134a의 압력강하는 과냉각액영역보다 각각 평균 17배와 22배정도 크고 2상유동영역의 압력강하는 과열증기영역보다 평균 2.5배 크다는 것을 의미한다. 이는 이론적인 과열증기와 과냉각액영역이 전체 유로에서 각각 5.6%와 4.1%를 차지하고 R22와 R134a의 비체적이 2상유동보다 상대적으로 작기 때문이다. 따라서 Fig. 3~4의 결과로 볼 때 응축기의 설계조건에서 R22와 R134a의 냉매측 압력강하는 과냉각액, 과열증기, 2상유동(응축과정)으로 갈수록 증가하였으며, 2상유동과 과열증기의 상관관계식에서 예측한 R134a의 압력강하는 R22보다 평균 29.4%(2상유동과 과열증기) 크게 나타났다.

4-4. 응축기의 압력강하 실험

Fig. 5는 응축기의 설계조건에서 냉매의 질량유속(150~250 kg/m²s)과 냉매의 종류(R22와 R134a)에 따라 측정된 압력강하의 실험결과이다. 실험에서 사용된 압력센서는 전체 압력범위에서 ±0.25%의 정밀도를 가지며, 압력센서 본체와 연결부는 주위온도에 영향이 없고 냉매온도와 동일할 수 있도록 단열처리 하였다. 실험에서 측정된 압력강하는 미세원관의 직관부(수평관)와 곡관부(U-bend)에서 가속, 마찰, 중력의 압력강하를 모두 포함한 결과이다. 그림에서 R22와 R134a의 압력강하는 냉매의 질량유속이 증가할수록 단조 증가하는 것을 볼 수 있다.

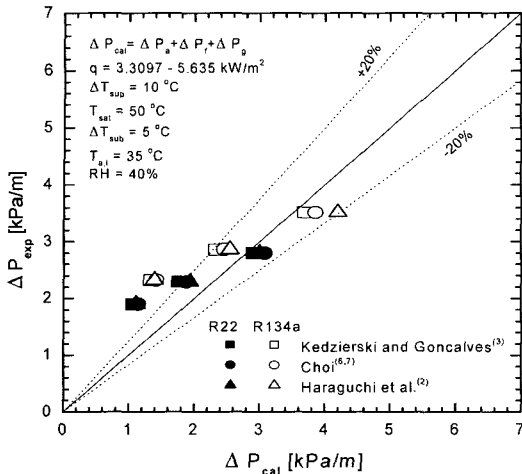


Fig. 6. Comparison of total pressure drop.

냉매의 질량유속 150, 200, 250 kg/m²s에서 R134a의 압력강하는 R22보다 각각 평균 22, 24.6, 25.6% 크게 나타났다. 이는 예측결과에서도 언급하였듯이 응축온도 50°C에서 R134a의 포화압력이 R22보다 32% 낮고 응축과정에서의 열역학적인 물성치(밀도, 동점성계수) 차이가 압력강하에 큰 영향을 주기 때문이다. 이러한 결과는 Cavallini *et al.*^[23]이 냉매의 평균 압력강하는 증기건도와 질량유속이 크고 포화압력이 낮을수록 증가한다는 내용과 일치한다.

4-5. 압력강하 예측과 실험결과의 비교

Fig. 6은 응축기의 설계조건에서 예측한 R22와 R134a의 압력강하와 실험에서 측정된 압력강하를 상호 비교한 것이다. 실험에서 측정된 압력강하는 직관부(수평관)와 곡관부(U-bend)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. 그림에서 예측의 R22와 R134a의 압력강하 결과는 낮은 질량유속에서 실험결과보다 상대적으로 작은 값을 보였으나 냉매의 질량유속이 증가할수록 예측의 정확성은 향상되었다. 즉, 질량유속 200~250 kg/m²s의 범위에서 예측결과와 실험결과의 평균편차는 ±20%내에 일치하였으나, 냉매의 질량유속 150 kg/m²s에서의 예측결과는 실험결과 보다 평균 40% 정도 작은 값을 보였다. 그러나 250 kg/m²s에서는 대부분 평균편차 ±3.3~8.9%내에 일치하여 냉매의 질량유속 범위에 따라 상이한 결과를 보였다. 이는 이론(열전달량)과 실험(유동영역길이 측정)의 유동영역길이 측정편차와 Kim *et al.*^[11]이 동관의

확관과정으로 인한 미세회관의 형상변화, U-bend 연결부의 영향, 낮은 냉매의 질량유속에서 중력의 영향과 예측 상관관계식의 적용형상 및 실험조건의 차이가 냉매측 압력강하의 예측과 실험결과의 차이를 증대시킨다는 결과로 설명할 수 있다.

5. 결 론

본 연구는 일정한 과열도와 과냉도를 갖는 응축기의 설계조건에서 냉매 R22와 R134a의 압력강하를 예측하고 실험하여 비교한 결과, 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 냉매 R22와 R134a의 압력강하의 예측기준인 2상 유동(응축과정)과 단상유동(과열증기, 과냉각액)의 유동 영역비율은 냉매온도와 평균포화압력의 측정으로부터 각각의 열전달량을 계산한 후 산출 가능하다.

(2) 냉매의 질량유속 150, 200, 250 kg/m²s에서 측정된 R134a의 압력강하는 R22보다 각각 평균 22, 24.6, 25.6% 크게 나타났다. 이는 응축온도 50°C에서 R134a의 포화압력이 R22보다 32% 낮고 응축과정에서의 열역학적인 물성치(밀도, 동점성계수)의 차이가 압력강하에 큰 영향을 주기 때문이다.

(3) 실험으로부터 측정된 R22와 R134a의 압력강하는 냉매의 질량유속 200~250 kg/m²s의 범위에서 예측결과와 ±20%내에 일치하였으나, 냉매의 질량유속 150 kg/m²s에서는 실험결과보다 평균 40%정도 작게 나타났다. 따라서 응축기의 설계조건에서 냉매측 압력강하 예측 상관관계식의 신뢰성과 적용 타당성의 확보를 위해서는 동관의 확관과정으로 인한 미세회관의 형상변화, U-bend 연결부의 영향, 낮은 냉매의 질량유속에서 중력의 영향과 예측 상관관계식의 적용 형상 및 실험조건을 고려하여야 한다.

기호설명

- f : 분율, Fanning 마찰계수
- G : 질량유속[kg/m²s]
- h : 비엔탈피[kJ/kg], 높이[m]
- P : 압력[kPa]
- Q : 열전달량[kW]
- x : 건도(quality), 2상유동 길이[m]
- ρ : 밀도[kg/m³]

하첨자

- a : 가속, 공기
- e : 상당직경
- f : 액상, 마찰

g : 기상, 중력
 h : 수력직경
 m : 평균
 sat : 포화

참고문헌

1. Fujii, K.; Itoh, N.; Innnami, T.; Kimura, H.; Nakayama N.; Yanugidi, T. "Heat transfer pipe", US patent 4044797, assigned Hitachi Ltd, 1977.
2. Haraguchi, H.; Koyama, S.; Esaki, J.; Fujii, T. "Condensation heat transfer of refrigerants HFC134a, HCFC123 and HCFC22 in horizontal smooth tube and a horizontal microfin tube", Proc., 30th National Symposia of Japan, Yokohama, 1993, 343-345.
3. Kedzierski, M.A.; Goncaves, J.M. "Horizontal convective condensation of alternative refrigerant within a micro-fin tube", [NISTIR 6095], Gaithersburg (MD USA), NIST, 1997.
4. Pierre, B. "Flow resistance with boiling refrigerants", ASHRAE J. September, Part 1, 1964, 58-65.
5. Cavallini, A.; Del Col D.; Doretti, L.; Longo, G.A.; Rossetto, L. "Pressure drop during condensation and vaporization of refrigerants inside enhanced tube", Heat and Technology, 1997, 15, 3-10.
6. Friedel, L. "Improved friction pressure drop correlation for horizontal and vertical two-phase pipe flow", European two phase flow group meeting, Ispra, Italy, Paper E2, 1979.
7. Newell, T.A.; Shah, R.K. "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, 1999, 1623-1639.
8. Souza, A.L.; Pimenta, M.M. "Prediction of Pressure drop during horizontal two-phase flow of pure and mixed refrigerants", ASME Conference, Cavitation and multiphase flow, HTD-210, 1995, 161-171.
9. Choi, J.Y. "Study on the prediction of pressure drop for condensation and evaporation of alternative refrigerants in micro-fin tube", Yonsei University, Seoul, Korea, 1999.
10. Choi, J.Y.; Kedzierski, M.A.; Domanski, P.A. "Generalized pressure drop correlation for evaporation and condensation in smooth and microfin tube", International Proceeding of IIF-IIR Commision B1, Paderborn, Germany, 2001, B4, 9-16.
11. Kim, C.D.; Park, I.H.; Lee, J. "Prediction and experiment of pressure drop of R22, R407C and R410A on design conditions of condenser", Korean J. Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, 2004, 16(1), 42-53.
12. Kim, C.D.; Jeon, C.D.; Lee, J. "Evaluation of air-side heat transfer and friction characteristics on design conditions of condenser", Korean J. Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, 2003, 15(3), 220-229.
13. ASHRAE, Fundamental Handbook (SI), 1993.
14. McLinden, M.O.; Klein, S.A.; Lemmon, E.W.; Peskin, A.P. "Thermodynamic and transport properties of refrigerants and refrigerant mixtures database (REFPROP)", Ver. 6.01, NIST, 1998.
15. Collier, J.G.; Thome, J.R. "Convective Boiling and Condensation", 3rd edition, Oxford University Press, 1994, 34-83.
16. Carnavos, T.C. "Heat transfer performance of internally finned tube", Heat Transfer Engineering, 1980, 4, 32.
17. Kuo, C.C.; Wang, C.C. "In-tube evaporation of HCFC-22 in a 9.52 mm micro/smooth tube", Int. J. Heat and Mass Transfer, 1996, 39, 2259-2269.
18. Geary, F.D. "Return bend pressure drop in refrigeration system" ASHRAE Transactions, No. 1975, 2342, 252-265.
19. Ito, H. "Pressure loses in smooth pipe bends", Transaction of ASME, 1960, 3, 135.
20. Schlager, L.M.; Pate, M.B.; Bergles, A.E. "Heat transfer and pressure drop during evaporation and condensation of R-22 in horizontal micro-fin tubes", Int. J. Refrigeration, 1989, 12, 6-14.
21. Fisher, S.K.; Rice, C.K. "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, 1980.
22. Jung, D.S.; Radermacher, R. "Performance simulation of single-evaporator domestic refrigerants charged with pure and mixed refrigerants", Int. J. Refrigerant, 1991, 14, 223-232.
23. Cavallini, A.; Censi, D.; Del Col, L.; Doretti, L.; Longo, G.A.; Rossetto, L. "Experimental investigation on condensation heat transfer and pressure drop of new HFC refrigerants", Int. J. Refrigeration, 2001, 24, 73-87.