

순수냉매의 흐름응축 열전달계수

김 신 중, 송 길 홍, 정 동 수^{*†}

인하대학교 대학원, *인하대학교 기계공학과

Flow Condensation Heat Transfer Coefficients of Pure Refrigerants

Sin-Jong Kim, Kil-Hong Song, Dongsoo Jung^{*†}

Graduate School of Mechanical Engineering, Inha University, Incheon 402-751, Korea

*Department of Mechanical Engineering, Inha University, Incheon 402-751, Korea

(Received June 4, 2001; revision received January 30, 2001)

ABSTRACT: Flow Condensation heat transfer coefficients (HTCs) of R12, R22, R32, R123, R125, R134a, R142b were measured experimentally on a horizontal plain tube. The experimental apparatus was composed of three main parts; a refrigerant loop, a water loop and a water-glycol loop. The test section in a refrigerant loop was made of a copper tube of 8.8 mm inner diameter and 1000 mm length respectively. The refrigerant was cooled by passing cold water through an annulus surrounding the test section. All tests were performed at a fixed refrigerant saturation temperature of 40°C with mass fluxes of 100, 200, 300 kg/m²s. The experimental result showed that flow condensation HTCs increase as the quality, mass flux, and latent heat of condensation increase. At the same mass flux, the HTCs of R32 and R142b were higher than those of R22 by 35~45% and 7~14% respectively while HTCs of R134a and R123 were similar to those of R22. On the other hand, HTCs of R125 and R12 were lower than those of R22 by 28~30% and 15~25% respectively. Finally, a new correlation for flow condensation HTCs was developed by modifying Dobson and Chato's correlation with the latent heat of condensation considered. The correlaton showed an average deviation of 13.1% for all pure fluids data indicating an excellent agreement.

Key words: Heat transfer coefficients(열전달계수), Flow condensation(흐름응축), Condensing correlation(응축상관식), Alternative refrigerants(대체냉매)

기 호 설 명

A : 열전달면적 [m²]
 C_p : 정압비열 [kJ/kg · K]
 G : 질량유속 [kg/m² · s]
 h : 열전달계수 [W/m² · K]

h_{fg} : 응축잠열 [kJ/kg]

Q : 열량 [W]

x : 건도

하첨자

cor : 상관식 적용 결과값

in : 입구측

out : 출구측

r : 냉매측

† Corresponding author

Tel.: +82-32-860-7320; fax: +82-32-863-2270

E-mail address: dsjung@inha.ac.kr

w : 물층

wall : 벽면

1. 서 론

냉동/공조기의 압축기에서 토출된 고온 고압의 냉매증기는 응축기에서 냉각수나 공기에 의해 응축된다. 냉동/공조기에서 응축기가 제대로 열을 방출하지 못하면 압축기 토출압력이 증대되어 압축기 동력이 많이 소요되므로 에너지 효율이 감소한다. 그런데 열전달 증대를 위해 면적을 늘려 응축기를 크게 설계하면 시스템에 많은 양의 냉매를 충전해야 하므로 시스템 관리 및 유지 측면에서 바람직하지 못하다. 따라서 냉동/공조기의 에너지 효율을 근본적으로 높이는 방안 중 하나로 여겨지는 것은 효율이 높은 응축기를 설계하는 것이며 이를 위해서는 응축관에서 발생하는 흐름응축 열전달계수를 측정하고 이에 대한 흐름응축 상관식을 개발하는 것이 매우 중요하다.

지구환경 및 에너지 문제의 심각성이 대두되면서 한국도 1992년에 몬트리올 의정서에 가입했고 그 결과 의정서 규제 일정에 따라 CFC 및 HCFC의 생산 및 소비 등을 제한받고 있다. 따라서 이제 국내 냉동/공조 산업계는 대체냉매를 적용하면서 동시에 에너지 효율도 높여야 하므로 이 분야에 대한 연구가 매우 필요하다. 지난 몇 십 년간 여러 연구자가 흐름응축 열전달에 관한 연구들을 수행하였으나 대상냉매가 주로 CFC 및 HCFC 계열의 냉매였으며 또 대체냉매를 대상으로 한 경우에도 특정 대체냉매로만 그 대상이 한정되어 현재는 여러 냉매에 보편적으로 적용할 수 있는 정확한 흐름응축 열전달계수 상관식이 없는 상태이다.

지난 몇 십 년간의 연구를 통해 이제는 흐름응축 열전달에 대한 이해가 많이 진척되었고 이를 근거로 몇몇 상관식이 제시되었다.⁽¹⁾ Akers and Rosson⁽²⁾은 레이놀즈수를 도입하여 냉매 및 유기에 적용할 수 있는 상관식을 제시하였고 Soliman et al.⁽³⁾은 마찰력, 운동량, 중력이 벽면에서 전단력에 미치는 영향을 환상류의 모델링을 통하여 수식화하였으며 물, R113, 에탄올, 메탄올 등의 실험데이터를 이용하여 Carpenter-Colburn 상관식을 개선한 상관식을 제시하였다. Traviss et al.⁽⁴⁾은 von Karman의 속도분포를 가정한 환상류

동모델에 운동량과 열전달의 상사성을 적용하고 차원해석과 무차원변수를 도입하여 상관식을 유도하였으며 R12와 R22의 실험결과와 비교하였다. 한편 Cavallini and Zecchin⁽⁵⁾은 환상유동의 간단한 유체역학적 모델링과 운동량과 열전달의 상사성으로부터 준경험식을 제시하였고 이 상관식이 강제 대류열전달에 적절히 적용됨을 보였으며 또한 통계적 방법으로 자신들이 제시한 무차원 변수가 적절함을 보였다. Shah⁽⁶⁾는 흐름증발 열전달과 흐름응축 열전달의 유사점에 주목하고 흐름증발 열전달계수 예측식에서 핵비등 항을 제외시킨 채 대류항만을 이용하여 R11, R12, R22 등의 냉매 데이터를 근거로 경험식을 제안하였다. 한편 Tandon et al.^(7,8)은 R12와 R22 실험을 바탕으로 흐름응축시 기체상의 레이놀즈수 30000을 기준으로 해서 유동이 파형류와 환상류 영역으로 나누어짐을 보였고 각 영역에서 Akers and Rosson⁽²⁾이 제시한 상관식에서 계수를 변화시켜 새로운 상관식을 제시하였다. Chen et al.⁽⁹⁾은 이론적 해석을 바탕으로 수직관의 환상유동에 대한 일반식을 제시하였는데 이 식의 기본형태는 Soliman et al.⁽³⁾의 식과 유사하다. 또한 이들은 이 식을 수평관에 적용할 수 있도록 수정된 상관식을 제시하기도 하였다. Dobson and Chato,⁽¹⁰⁾ Dobson et al.⁽¹¹⁾은 R12와 R134a의 실험을 통해 낮은 질량유속과 건도에서의 유동이 파형류이며 건도와 질량유속에 따라 파형-환상류, 환상류, 분무류가 존재함을 보이고 파형류일 경우 Lockhart-Martinelli 변수를 도입하여 상관식을 결정하였으며 환상류에서는 흐름증발 열전달계수 예측식의 대류항과 유사한 경험식을 제시하였다.

지금까지 여러 연구자가 제시한 흐름응축 열전달계수 상관식들은 동일조건에서 여러 냉매의 열전달계수를 예측할 때 상당한 차이를 보이고 있다. 그 이유는 대부분의 상관식이 각 연구자의 관점에 따른 이론적 모델과 몇몇 특정냉매의 실험 데이터를 근거로 제안되었고 그 결과 실험결과에서 드러난 특정한 지배인자들만이 고려되었기 때문이다. 따라서 동일한 실험장치에서 다양한 냉매를 사용하여 발견 가능한 모든 인자를 고려할 수 있는 상관식 개발이 필요하며, 특히 대체냉매에 광범위하게 적용할 수 있는 포괄적 흐름응축 열전달계수 상관식 개발이 필요하다.

그러므로 본 연구에서는 매끄러운 수평 응축관

에서 저압냉매인 R123, 중압냉매인 R142b, R12, R134a, 고압냉매인 R22, R125, R32 등 기존냉매 및 대체냉매의 흐름응축 열전달계수를 측정하고 이 데이터를 기초로 해서 기존냉매뿐만 아니라 대체냉매에 두루 적용될 수 있는 흐름응축 열전달계수를 예측할 수 있는 상관식을 만들어 제시하고자 한다.

2. 실험

2.1 실험장치

Fig. 1은 흐름응축 열전달 실험장치의 개략도이다. 실험장치는 크게 냉매 순환부, 물 순환부, 물-에틸렌글리콜 순환부, 데이터 측정 및 취득부 등 네 부분으로 구성하였다.

2.1.1 냉매 순환부

냉매 순환부는 냉매펌프, 냉매필터, 질량유량계, 예열기, 주시험부, 냉매를 과냉시켜 주는 보조응축기, 수액기 등으로 구성되어 있다. 냉매 순환과정은 다음과 같다. 보조응축기에서 응축된 냉매는 수액기에 모이고 냉매를 순환시키는 마그네트형 냉매펌프에 의해 예열기로 공급된다. 냉매는 예열기에서 가변전원 공급장치에 의해 주시험부 입구에서 필요로 하는 건도를 갖도록 조절된 후 주시험부 전에 놓여 있는 4m의 단열 구간을 통과하면서 안정화되어 시험부에 유입된다. 주시험부에 들어간 냉매는 2차 유체(냉각수)와의 열교환을 통해 응축되며 주시험부에서 나와 보조응축기에서 과냉된 뒤 수액기를 거쳐 냉매펌프로

들어가는 순환과정을 반복하게 된다.

2.1.2 주시험부

주시험부는 기본적으로 이중관 열교환기로서 내관의 외경은 9.52 mm 동관, 외관의 외경은 19.05 mm 동관으로 구성하였으며 내관에는 냉매가 흐르고 내관과 외관 사이의 환상공간에는 물을 흐르게 하여 대향류로 서로 열을 교환하게 하였다. Fig. 2에서 볼 수 있듯이 실제 열교환이 일어나는 주시험부의 길이는 1.0 m이며 냉매의 입구 쪽에서 각각 0.4 m와 0.7 m 되는 곳에 열 예폭시를 사용하여 내관의 외부 표면에 위, 아래, 왼쪽, 오른쪽으로 90° 간격으로 네 개의 T-type 열전대(36 gage)를 접착시켜 내관의 벽면온도를 직접 측정하였다. 열전대 접착시 관벽에 조그만 홈을 파서 열전대를 삽입한 뒤 은납으로 용접하여 홈을 덮었으며 특별히 2차 유체의 흐름에 영향을 받지 않도록 주의하였다. 주시험부 제작에 대한 자세한 내용은 Han et al.⁽¹²⁾의 연구를 참조하기 바란다.

2.1.3 물 순환부 및 물-에틸렌글리콜 순환부

물 순환부는 관내에서 2상 상태로 흐르는 냉매를 응축시키는 역할을 하며 주시험부에 들어가는 물의 온도를 일정하게 하기 위해 8 kW급 항온조를 사용하였다. 2차 유체 냉각방법을 사용하여 흐름응축 열전달계수를 측정할 때 가장 유의해야 할 점 중 하나는 가능한 한 관의 축방향 온도를 균일하게 하면서 동일한 열유속을 얻는 것이다. 이 같은 목적을 달성하기 위해 2차 작동유체인 물의 유량을 약 80 g/s로 크게 만들었고 그 결과 주시험부 입출구에서 물의 온도차는 약 0.62~0.68℃

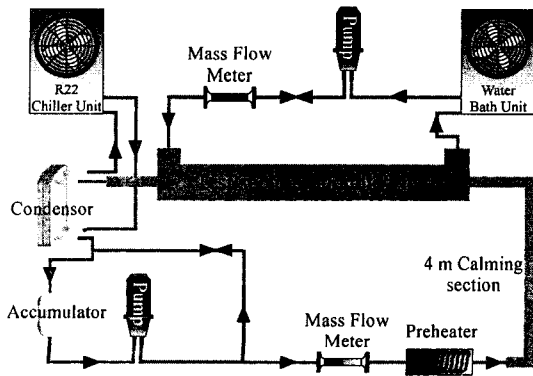


Fig. 1 Schematic diagram of test apparatus.

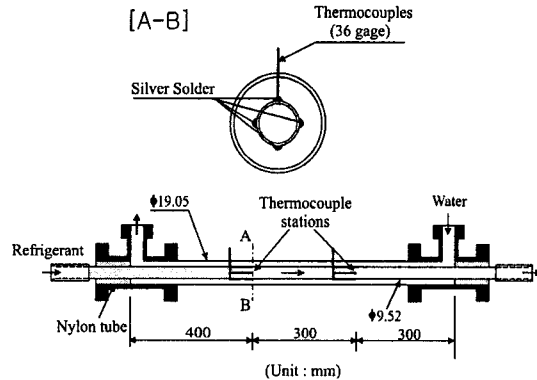


Fig. 2 Schematic diagram of test section.

로 작게 되었다. 이런 작은 온도차를 정밀하게 측정하기 위하여 온도차 측정시 정도가 0.01℃인 초정밀 RTD 온도계를 이용하였다. 한편 주시험부 입구의 물 온도는 실제 공조기용 열교환기의 응축기에 유입되는 공기 온도와 유사하도록 30~36℃를 유지하였다. 한편 물-에틸렌글리콜 순환부는 보조응축기와 맞물려 사용되는데 여기에서는 순환유체가 7.5톤급 R22 칠러를 통해 정밀하게 온도가 제어되고 보조응축기로 쓰인 판형 열교환기로 순환하게 하였다.

2.1.4 데이터 측정 및 취득

냉매 및 냉각수의 온도를 측정하기 위해 정밀도 ±0.01℃인 RTD(ASL사 F250) 정밀 온도계를 사용하였고 압력은 정도가 0.1% 이내인 정밀 압력계(Omega Eng., PX800 series)를 초정밀 압력보정계로 보정하여 측정하였으며, 주시험부 양단의 차압을 측정하기 위해서 역시 정도가 0.1% 이내인 정밀 차압계(Omega Eng., PX821-030DV)를 사용하였다. 예열기에 공급되는 열량을 조절하기 위해서 가변전원 공급장치를 사용했으며 이때에 공급되는 열량을 측정하기 위해서 정밀 와트미터를 사용하였다. 냉매 및 물의 질량유량을 측정하기 위하여 코리올리스(Coriolis) 힘의 원리를 이용한 정밀 질량유량계를 사용하였다. 이런 장치들로부터 출력되는 온도, 압력, 유량, 전력 등의 모든 신호는 정밀 데이터 기록장치(Hewlett Packard, HP3852A)에서 수집하였다.

2.2 실험방법 및 조건

실험을 수행하기 위해 우선 진공펌프를 사용하여 실험장치를 진공으로 만들고 그뒤 냉매를 적정량 주입하고 R22 칠러와 항온조의 물펌프를 가동한다. 그후 냉매펌프를 가동시켜 냉매유량, 예열기의 열량, 환상공간을 흐르는 냉각수의 온도와

유량, 응축수의 유량 등을 조절하여 원하는 조건에서 정상상태에 이르게 하고 그런 상태를 유지하면서 온도, 압력, 유량 등을 약 20분 동안 데이터 기록장치에 수집하였다. 본 연구에서 사용한 냉매와 실험조건은 Table 1에 요약하여 나타내었는데 이 표에 있는 응축온도, 열유속, 질량유속 등은 현재 공조기에서 사용되고 있는 대표값들이다.

2.3 실험자료 처리 및 불확실성

냉매 측 흐름응축 열전달계수를 구하기 위해서는 데이터 측정부에서 관벽면의 온도와 냉매의 온도, 그리고 냉매가 잃은 열량 등을 알아야 한다. 데이터 측정부에서 벽면의 온도는 Fig. 2에 있는 것처럼 두 부분에서 열전대를 사용하여 직접 측정했고 냉매의 온도는 주시험부의 냉매측 입출구의 온도를 직접 측정한 뒤 선형보간식을 이용하여 구했다. 압력강하로 인한 냉매의 온도강하가 최대 0.3~0.4℃ 정도이므로 선형보간에 의한 오차는 크지 않고 이것은 이미 Han et al.⁽¹²⁾의 연구에서도 논한 바 있다. 주시험부는 철저히 단열되었으므로 냉매가 잃은 열량은 물이 얻은 열량과 같으며(식(1) 참조) 이 경우 열전달계수는 8개의 열전대가 잃은 온도를 산술평균하고 열전대가 부착된 두 부분에서의 냉매온도를 산술평균하여 식(2)에 의해 구할 수 있다.

$$Q_w = Q_r = \dot{m}_w C_{p,w} (T_{w,out} - T_{w,in}) \quad (1)$$

$$h = \frac{Q_r}{(T_r - T_{wall})A} \quad (2)$$

이렇게 해서 얻은 열전달계수는 국부 열전달계수가 아니라 유사 국부 열전달계수라 할 수 있는데 그 이유는 실험관 내에서의 온도 변화를 작게 하여 거의 국부 열전달계수에 가깝게 하였기 때문이다.

끝으로 열전달계수의 측정에 따른 실험오차는 Kline and McClintock⁽¹³⁾이 제안한 방법을 사용하여 예측하였으며 평관의 경우 약 3.6% 정도로 나타났다.

3. 결과 및 고찰

본 논문에서는 외경이 9.55 mm인 평관으로 흐

Table 1 Flow condensation test conditions

Refrigerants	Low P.	R123
	Medium P.	R142b, R12, R134a
	High P.	R22, R125, R32
Condensing temp.	40 ± 0.2℃	
Average heat flux	7.3 ~ 7.5 kW/m ²	
Mass flow rate	100, 200, 300 kg/m ² s	

Table 2 Tested refrigerant's properties at a saturation temperature of 40°C

	P (kPa)	v (m ³ /kg)	ρ_l (kg/m ³)	cp_l (kJ/kg · K)	cp_v (kJ/kg · K)	k_l (mW/m · K)	μ_l (μ Pa · s)	h_{fg} (kJ/kg)
R12	959	0.018	2354	1.030	0.762	62.7	171.6	129.78
R22	1534	0.015	1128	1.338	1.009	79.8	136.3	166.16
R32	2477	0.014	839	2.163	2.001	122.5	98.0	239.38
R123	154	0.104	1424	1.041	0.742	72.3	358.1	165.43
R125	2010	0.007	1089	1.630	1.233	53.2	108.6	94.68
R134a	1017	0.020	1146	1.500	1.120	75	178.2	163.23
R142b	525	0.043	1069	1.355	0.913	74.9	202.1	189.98

름응축 실험장치를 구성하여 응축온도는 40 ± 0.2 °C로, 질량유속은 100, 200, 300 kg/m²s로, 열유속은 약 7.3~7.5 kW/m²로 고정한 채 저압냉매인 R123, 중압냉매인 R142b, R12, R134a, 고압냉매인 R22, R125, R32의 흐름응축 열전달계수 및 압력강하를 체계적으로 측정하였다. Table 2는 본 실험에서 사용한 냉매들의 대표적 물성치들을 응축온도 40°C에서 미국 표준연구소의 REFPROP 6.0⁽¹⁴⁾ 프로그램을 이용하여 계산해서 요약한 것이다.

3.1 질량유속과 건도에 따른 열전달계수의 변화

Figs. 3~5는 질량유속과 건도의 변화에 따른 순수냉매의 흐름응축 열전달계수를 나타낸 것이고 Fig. 6은 모든 냉매에 대하여 열전달계수를

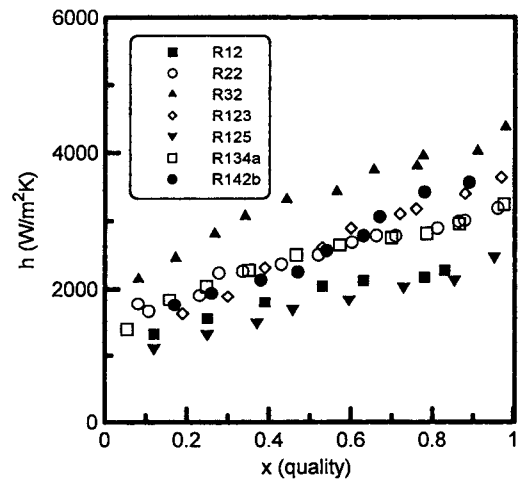


Fig. 4 Variation of HTC's of pure refrigerants as a function of quality at 200 kg/m²s.

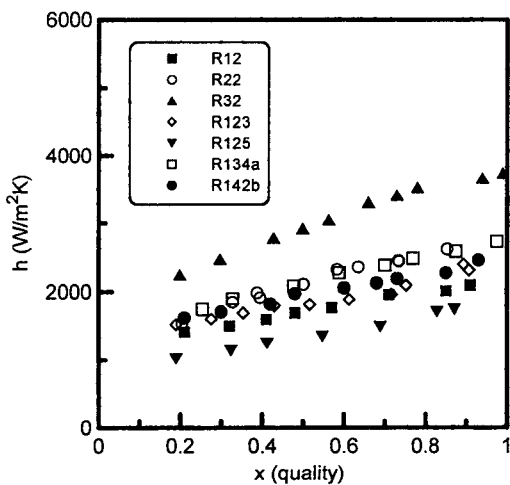


Fig. 3 Variation of HTC's of pure refrigerants as a function of quality at 100 kg/m²s.

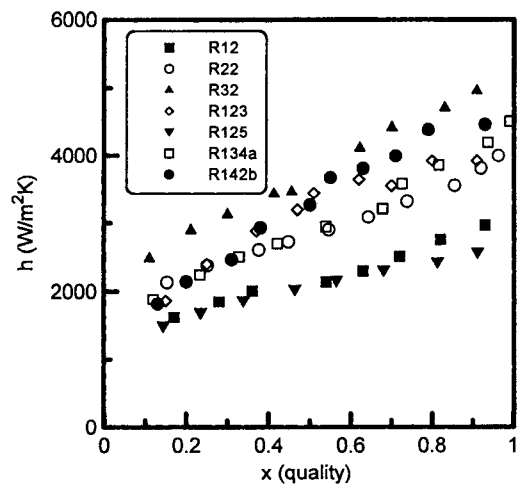


Fig. 5 Variation of HTC's of pure refrigerants as a function of quality at 300 kg/m²s.

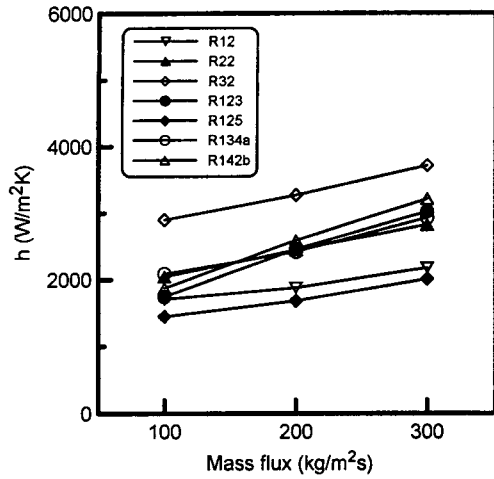


Fig. 6 Comparison of average HTC of pure refrigerants as a function of mass flux.

건도에 따라 적분하여 얻은 평균 흐름응축 열전달계수를 질량유속의 함수로 나타낸 것이다. 이 그림들에서 볼 수 있듯이 전체적으로 흐름응축 열전달계수는 질량유속과 건도에 비례한다. 이에 대한 주요 이유는 질량유속과 건도가 증가할수록 응축관 주위의 액막 두께가 얇아져서 열전도 저항이 감소하기 때문이다. Traviss et al.⁽⁴⁾은 흐름응축 현상을 분석하면서 운동량전달과 열전달의 상사성으로 인해 운동량이 증가할수록 기액경계면의 전단력도 증가하여 결국 열전달이 증가함을 보인 바 있는데 질량유속과 건도의 증가는 곧 운동량의 증가로 이어져 열전달계수는 높게 나타나게 된다. 또한 응축이 진행됨에 따라 건도가 감소하면 유체가 기상에서 액상으로 바뀌면서 체적이 현저히 감소하게 되고 이로 인해 유체속도가 감소하게 되므로 운동량 감소로 인해 열전달계수는 낮게 나타나게 된다.

한편 저건도 영역에서는 질량유속의 증가에 따른 열전달계수 증가폭이 고건도 영역에서의 증가폭보다 상대적으로 작게 나타났다. 그 이유는 Dobson et al.⁽¹⁵⁾이 설명한 것처럼 저건도에서는 파형류가 형성되기 때문으로 사료된다. 파형류 영역에서는 중력이 전단력이나 관성력보다 흐름에 지배적 인자가 되므로 액상은 관의 하부에 고인 채 흐르게 되어 액막이 매우 두껍게 형성된다. 하부에서 두껍게 형성된 이 액막은 열저항으로 작용하여 결국 열전달을 방해한다. 따라서 저건도에서는 질량유속 증대에 따라 열전달계수가

증가하는 것을 두꺼워진 액막의 열저항이 상쇄시키기 때문에 열전달계수 증가폭이 고건도 영역에서보다 상대적으로 작은 것으로 나타났다.

3.2 타 연구자들의 상관식과 비교

Fig. 7은 흐름응축 열전달에서 많이 인용되는 상관식들이 예측한 흐름응축 열전달계수와 본 실험에서 얻은 데이터를 비교하여 평균오차(Mean error)와 표준편차(Standard deviation)를 나타낸 것이다. 여기서 평균오차는 아래와 같이 정의하였다.

$$Error = \frac{h_{cor} - h_{exp}}{h_{exp}} \times 100 \quad (3)$$

$$Mean\ error = \frac{\sum Error}{data\ 개수} \quad (4)$$

Traviss et al.,⁽⁴⁾ Cavallini and Zecchin,⁽⁵⁾ Shah,⁽⁶⁾ Dobson and Chato⁽¹⁰⁾의 상관식들은 각각 표준편차가 21.4%, 20.9%, 18.2%, 22.1%이며 또 평균오차가 5% 이내로서 본 연구에서 얻은 실험 데이터를 정성적 및 정량적으로 비교적 잘 예측하고 있다. 그러나 Akers and Rosson,⁽²⁾ Tandon et al.⁽¹⁶⁾의 상관식은 표준편차가 각각 11.7%, 12.6%로 정성적으로는 실험치를 잘 예측하고 있지만 평균오차가 약 20%에 달해 정량적으로는 실험값을 낮게 예측하고 있다.

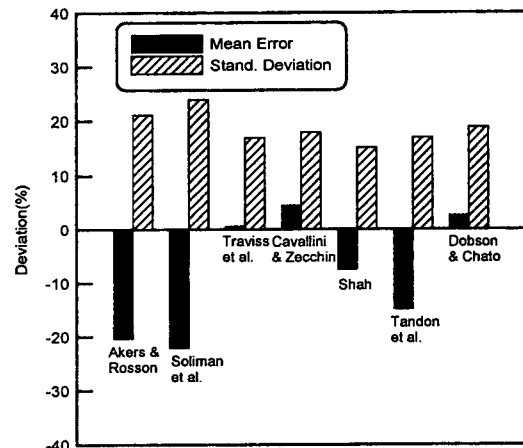


Fig. 7 Standard deviation and mean error between measured HTCs and predicted ones by many correlations.

이런 결과를 통해 기존의 상관식들이 동일한 냉매 및 실험조건하에서도 서로간에 상당한 차이를 보임을 알 수 있다. 그 이유는 기존의 상관식들이 몇몇 특정 냉매의 특성만을 반영하는 제한된 인자들로 구성되어 있으며, 특히 기존의 CFC 및 HCFC를 근거로 개발되었기 때문으로 사료된다. 따라서 이런 식들을 사용하여 R32 등과 같은 새로운 대체냉매의 흐름응축 열전달계수를 예측하는 일은 합리적이 못되는 것으로 판단된다. 이런 까닭에 본 실험에서 실험한 다양한 냉매들의 흐름응축 열전달계수를 정확히 예측할 수 있는 상관식을 개발하는 것이 필요하다.

3.3 흐름응축 열전달계수 예측 상관식 개발

앞 절에서 제시한 여러 상관식 중 Dobson and Chato⁽¹⁰⁾의 식은 가장 최근에 제안된 경험식으로서 본 연구의 실험 데이터를 가장 잘 예측하고 있다. Dobson and Chato⁽¹⁰⁾는 R12와 R134a의 실험 데이터를 이용하여 상관식을 개발하였으며 특히 열전달과 운동량 전달의 유사성에 기초하여 2상 Nu 수와 피상적 액체 레이놀즈수로부터 구한 단상 Nu_l 수의 비가 마티넬리의 2상 승수(Two-phase multiplier) X_{tt} 의 함수라고 가정하여 결정하였다. 그들은 단상 Nu_l 수를 예측하기 위해 Dittus-Boelter 상관식을 사용하였고 전체 데이터를 무차원수 X_{tt} 에 대하여 선형적으로 회귀분석

하여 다음과 같이 흐름응축 열전달상관식을 제안하였는데 이것은 흐름증발 열전달계수 예측식의 대류항과 유사하다.

$$Nu = 0.023 Re_l^{0.8} Pr_l^{0.4} \left[1 + \frac{2.22}{X_{tt}^{0.89}} \right] \quad (5)$$

Fig. 8은 본 연구의 실험결과를 가장 잘 예측하고 있는 Dobson and Chato⁽¹⁰⁾의 상관식을 비교한 것으로 이것을 통해 이 식이 평균절대편차 22.1%, 평균편차 2.7%를 보임을 알 수 있다. 이 식은 저유량, 저건도에서는 실험 데이터를 과소 평가하며 고유량, 고건도로 갈수록 다소 과대평가하고 있다. 이 모든 결과를 토대로 본 연구에서는 Dobson and Chato⁽¹⁰⁾의 식(5)를 기본 형태로 해서 여러 무차원수를 적용하여 저압, 중압, 고압냉매 모두에 적용될 수 있도록 모든 냉매의 실험 데이터를 선형적으로 회귀분석하여 다음과 같이 흐름응축 열전달계수 상관식을 결정하였다.

$$Nu = 22.42h \left(1 + \frac{2}{X_{tt}} \right)^{0.81} B_o^{0.33} \left(\frac{k_l}{D} \right) \quad (6)$$

$$h_l = 0.023 Re_l^{0.8} Pr_l^{0.4} \quad (7)$$

$$X_{tt} = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0.9} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0.5} \left(\frac{\mu_l}{\mu_v} \right)^{0.1} \quad (8)$$

$$Ja = \frac{Cp(T_s - T_{sat})}{h_{fg}} \quad (9)$$

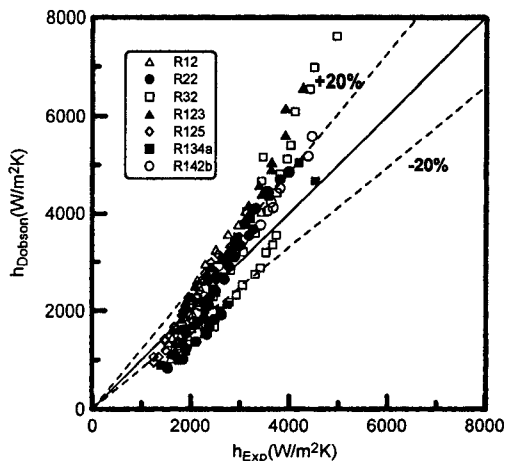


Fig. 8 Comparison of Dobson's correlation against measured data.

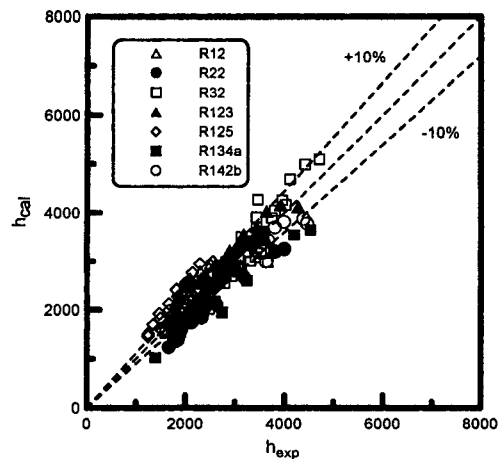


Fig. 9 Comparison of the newly developed correlation against measured data.

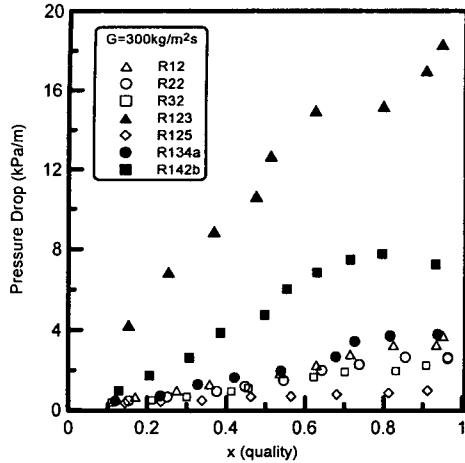


Fig. 10 Comparison of pressure drop of pure refrigerants.

본 연구에서 개발한 상관식(6)을 이용하여 기존냉매와 대체냉매, 저압부터 고압에 이르는 일곱 개 냉매의 흐름응축 열전달계수를 예측한 결과 Fig. 9에서 보는 바와 같이 상관식(6)은 표준편차 10.6%, 평균오차 -3.5%를 기록하면서 정성적 및 정량적으로 실험치를 잘 예측하였다.

3.4 냉매들의 압력강하

Fig. 10은 냉매들의 압력강하를 건도의 함수로 나타낸 것이다. 일반적으로 냉매의 압력강하는 열전달계수와 마찬가지로 건도의 증가에 따라 증가하는 것으로 나타났다. 또한 냉매의 압력강하는 증기압과 반비례하는 것으로 나타났다. 즉 증기압이 가장 낮은 R123의 압력강하가 가장 높았으며 R142b, R12, R134a, R22, R32, R125의 순서로 작게 나타났다. 여기서 R32의 증기압이 R125보다 조금 더 높지만 R32의 압력강하가 R125보다 더 크게 나타난 이유는 R32의 체적이 R125보다 약 18% 정도 크기 때문에 동일한 질량유속을 통과시키기 위해 관내 유동이 가속되기 때문으로 생각된다. 한편 압력강하는 또한 질량유속에 비례하여 증가하는 것으로 나타났다.

4. 결 론

본 연구에서는 응축온도 40°C에서 기존냉매 및 대체냉매 즉 R12, R22, R32, R123, R125, R134a,

R142b 등 증기압이 상이한 일곱 냉매의 흐름응축 열전달계수를 측정하기 위한 장치를 제작하여 동일한 열유속 7.5 kW/m² 하에서 질량유속을 100, 200, 300 kg/m²s로 체계적으로 변화시켜 가면서 흐름응축 열전달계수를 측정하였다. 실험을 통해 얻은 데이터를 분석하고 새로운 상관식을 개발한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 주어진 응축온도에서 건도와 질량유속의 증가에 따라 모든 냉매의 흐름응축 열전달계수는 증가했다.

(2) 모든 냉매에 대해 응축잠열이 클수록 흐름응축 열전달계수는 높게 나타났다.

(3) Dobson과 Chato의 상관식을 수정하고 응축잠열을 고려하여 새로운 열전달계수 상관식을 개발하였고 이 식을 실험값과 비교한 결과 표준편차는 10.6%, 평균오차는 -3.5%로 나타나 이 식이 실험치를 정성적 및 정량적으로 잘 예측함을 알 수 있었다.

(4) 흐름응축시 압력강하는 증기압이 가장 낮은 R123이 가장 컸고 증기압의 증가에 따라 감소하는 것으로 나타났다.

후 기

본 연구는 한국과학재단 목적기초연구(과제번호 2000-2-30400-005-3) 지원으로 수행되었음.

참고문헌

1. Collier, J. G. and Thome, J. R., 1994, Convective boiling and condensation, 3rd ed., Clarendon Press.
2. Akers, W. W. and Rosson, H. F., 1960, Condensation inside a horizontal tube, Chem. Eng. Prog. Symp. Ser., Vol. 56, pp. 145-149.
3. Soliman, H. M., Schuster, J. R. and Berenson, P. J., 1968, A General heat transfer correlation for annular flow condensation, J. Heat Transfer, Vol. 90, pp. 167-176.
4. Traviss, K. P., Rohsenow, W. M. and Baron, A. B., 1973, Forced convection condensation in tubes: A heat transfer correlation for condenser design, ASHRAE Trans., Vol. 79, Part 1, pp. 157-165.

5. Cavallini, A. and Zecchin, R., 1974, A dimensionless correlation for heat transfer in forced convection condensation, Proceedings of the Fifth International Heat Transfer Conference, Vol. 3, pp. 309-313.
6. Shah, M. M., 1979, A General correlation for heat transfer during film condensation inside pipes, International Journal of Heat Mass Transfer, Vol. 22, pp. 547-556.
7. Tandon, T. N., Varma, H. K. and Gupta, C. P., 1985, An experimental investigation of forced convection condensation during annular flow inside a horizontal tube, ASHRAE Trans (1985), pp. 343-354.
8. Tandon, T. N., Varma, H. K. and Gupta, C. P., 1995, Heat transfer during convection condensation inside horizontal tube, Int. J. of Refrigeration, Vol. 18, No. 3, pp. 210-214.
9. Chen, S. L., Gerner, F. M. and Tien, C. L., 1987, General film condensation correlations, experimental heat transfer, Vol. 1, pp. 93-107.
10. Dobson, M. K. and Chato, J. C., 1998, Condensation in smooth horizontal tubes, ASME J. Heat Transfer, Vol. 120, pp. 193-213.
11. Dobson, M. K., Chato, J. C., Hinde, D. K. and Wang, S. P., 1994, Experimental evaluation of internal condensation of refrigerants R12 and R134a, ASHRAE Trans., Vol. 100, Part 1, pp. 744-755.
12. Jae-Ung Han, Sin-Jong Kim, Dongsoo Jung and Young-il Kim, Flow boiling heat transfer characteristics of R22 alternative refrigerants in a horizontal smooth tube, Korea Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, submitted for review.
13. Kline, S. J. and McClintock, F. A., 1953, Describing uncertainties in single sample experiments, Mechanical Engineering 75, pp. 3-8.
14. NIST, REFPROP 6.01
15. Dobson, M. K., Chato, J. C., Hinde, D. K. and Wang, S. P., 1994, Experimental evaluation of internal condensation of refrigerants R12 and R134a, ASHRAE Trans., Vol. 100, Part 1, pp. 744-755.
16. Tandon, T. N., Varma, H. K. and Gupta, C. P., 1982, A new flow regimes map for condensation inside horizontal tubes, Journal of Heat Transfer, Vol. 104, pp. 763-768.