

R407C 및 R410A의 수평원관내 응축열전달

Condensation heat transfer of R407C and R410A in a horizontal smooth tube

서 정 현*, 김 민 수**
J. H. Suh, M. S. Kim

Key words: Heat transfer coefficient(열전달 계수), Condensation(응축), R407C, R410A, Wall subcooling(벽면과냉도), Correlation(상관식)

ABSTRACT

Experiments were carried out to investigate the condensation heat transfer characteristics for R22 and its alternatives, R407C (R32/125/134a, 23/25/52 wt%) and R410A (R32/125, 50/50 wt%). A concentric tube heat exchanger was made to conduct condensation heat transfer tests. Mass flux and saturation temperature of refrigerants at the test section inlet were varied to get the corresponding heat transfer coefficients. Serial and parallel input of secondary fluid (water) were applied to the test subsections. Compared with existing correlations of condensation heat transfer, experimental heat transfer coefficients obtained in this study were generally higher than the predicted values, and mean absolute deviations from several correlations were shown. Wall subcooling was introduced to get a new correlation for condensation heat transfer coefficients by modifying Shah's equation. The RMS deviation of the measured heat transfer coefficients from the new correlation in this study for R22 is 9.9% and that for R407C and R410A are 10.2% and 14.6%, respectively.

기 호 설 명

A : 면적 [m^2]
 C_p : 정압비열 [kJ/kgK]
 D : 관직경 [m]
 G : 질량유속 [kg/m^2s]
 h : 국소 열전달 계수 [W/m^2K]
 h_{fg} : 증발엔탈피 [kJ/kg]
 k : 열전도율 [W/mK]
 P : 압력 [kPa]

Pr : Prandtl 수, $\mu C_p/k$
 q : 열전달율 [W]
 Re_i : 액상에 대한 Reynolds 수, $GD(1-x)/\mu$
 T : 온도 [$^{\circ}C$]
 ΔT : 내관 내벽면과 냉매의 온도차 [$^{\circ}C$]
 x : 건도(quality)

하첨자

cal : 계산값
 $crit$: 임계점
 exp : 실험값
 i : 관내측

* 서울대학교 대학원
 ** 정회원, 서울대학교 기계항공공학부

- l* : 액체
ref : 냉매
sat : 포화상태
wall : 벽

1. 서론

20세기 후반 들어 환경 문제에 대한 큰 관심으로 인해 CFC (chlorofluorocarbon) 계열의 냉매를 대체하는 물질의 개발이 활발히 진행되었으며, 이를 기존 시스템에 적용하기 위한 연구개발뿐만 아니라 시스템의 재설계, 최적화 등 기존 설비의 점진적인 대체에도 노력을 경주하고 있다. 따라서 기존에 사용되는 냉매를 대체함과 동시에 더욱 효율적인 시스템을 개발하기 위한 종합적인 연구개발, 즉 새로운 냉매의 선정, 열역학적 물성치 연구, 냉동 사이클 특성 연구는 물론이고, 에어컨 및 열펌프의 기본 구성장치 내에서 성능에 직접적인 영향을 미치는 대체냉매의 열전달 특성을 파악하는 것이 필요하다.⁽¹⁾

기존의 연구들이 응축열전달에 관한 연구들을 수행하였으나 주로 CFC 및 HCFC 냉매를 대상으로 수행하였으며,^(2,9) 새로운 대체냉매로 부각된 HFC 냉매 및 이들의 혼합냉매에 대한 연구가 부족한 실정이다.^(10, 11) 또한 실험결과도 제시되고

있으나, 연구의 결과로 제시한 상관식들은 다른 연구자들의 실험결과와 비교하여 상당한 차이를 보이고 있다. 이는 대부분의 상관식들이 기초이론을 바탕으로 각자의 연구결과를 실험식의 형태로 추가하여 구성되었으며, 제한된 인자들로 이루어져 있는 것에 기인한다고 볼 수 있다. 이렇듯 제한된 인자들로 구성된 각 상관식들은 같은 냉매, 같은 질량 유속과 응축온도 조건에 대하여 서로간에 상당한 차이를 보이고 있다. 따라서 현재 R22의 대체냉매로 유력한 R407C 및 R410A 혼합냉매의 응축열전달 계수를 예측하기 위한 식으로 가장 타당한 상관식을 찾고, 앞으로 지속적으로 논의될 대체냉매들의 응축열전달 특성을 예측할 수 있는 보다 광범위하고 포괄적인 열전달 상관식을 제안하는 것이 필요하다.

본 연구에서는 이러한 에어컨 및 열펌프의 구성장치들 중에서 응축기를 그 대상으로 하여 현재 R22의 가장 유력한 대체냉매로 여겨지는 R407C (R32/125/134a, 23/25/52wt%)와 R410A (R32/125, 50/50wt%)의 응축열전달 계수를 실험적으로 측정하고자 한다. 또한 열전달 특성을 R22와 비교하고자 하며, 실험에서 구한 응축열전달 계수들을 기존의 여러 응축열전달 계수를 예측하는 상관식들과 비교하고, 실험자료를 토대로 HFC 혼합냉매의 응축열전달 계수를 예측할 수 있는 새로운 상관식을 제시하고자 한다.

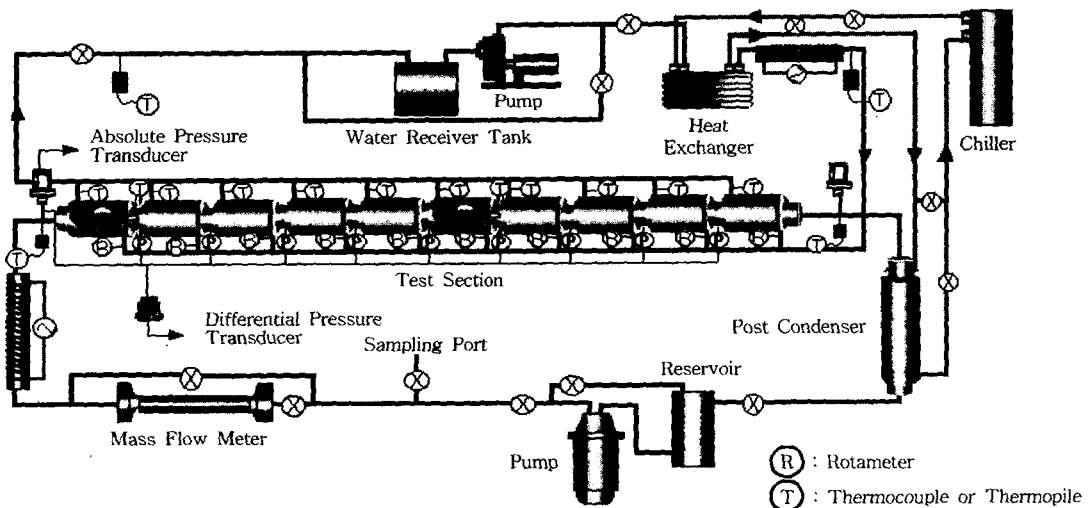


Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus for condensation heat transfer test.

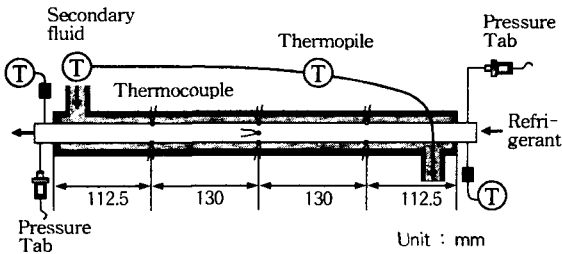


Fig. 2 Schematic diagram of the subsection in the condensation heat transfer test.

2. 응축열전달 실험

2.1 실험 장치

실험장치의 개략적인 형태를 Fig. 1에 나타내었다. 실험장치는 크게 냉매순환 사이클, 2차유체 사이클, 그리고 냉동기와 연결된 브라인 사이클로 이루어져 있다. 냉매 순환 사이클은 응축이 일어나는 시험부와 냉매를 과냉시켜 주는 보조 응축기, 순환을 위한 펌프, 응축된 냉매를 다시 증발시키기 위한 주가열기(main heater), 냉매를 과열상태로 만들어 주는 보조가열기(auxiliary heater), 그리고 질량유량을 측정하는 질량유량계로 이루어져 있다. 주가열기와 보조가열기는 각기 다른 전압조절기와 연결되어 이를 통하여 공급열량이 조절된다. 냉매는 과냉상태로 펌프 및 질량유량계를 지나 주가열기를 거치면서 증발이 일어나고, 보조가열기로 과열도가 조절된 후 시험부로 들어가게 된다. 시험부에서 나온 냉매는 보조 응축기에서 과냉된 후 수액기를 통하여 다시 순환하게 된다.

2차유체 사이클은 2차유체로 사용된 물을 순환시키기 위한 펌프와 온도 조절용 가열기, 유량을 측정하기 위한 로타미터로 이루어졌으며, 시험부에서 냉매로부터 열을 제거한다. 온도조절용 가열기는 전압조절기로 발열량이 조절되는 가열기와 2차유체를 설정온도로 맞춰 주기 위해 컴퓨터를 통해 제어되는 조절용 가열기로 구성되었다. 브라인 사이클은 가열기가 달려있는 냉동기로 이루어져 있어 온도 조절이 가능하며 2차유체와 열교환하여 2차유체로부터 열을 제거하는 역할을

Table 1 Test conditions in this study

	R22	R407C	R410A
Test section average pressure (kPa)	1354~1729	1349~1770	2143~2726
Test section inlet saturation temp. (°C)	35 ~ 45		
Mass flux(kg/m ² s)	260 ~ 670		
Superheat (°C)	5 ~ 10		
Mass flow rate secondary fluid (g/s)	37.4 ~ 68.6		
Inlet temperature secondary fluid (°C)	10.9~37.0	8.3 ~ 30.8	11.0~35.0

한다.

Fig. 2는 열전달 시험부의 개략적인 형태를 나타내고 있다. 열전달 시험부는 모두 열 개의 소시험부로 이루어져 있다. 소시험부는 내경이 6.9 mm, 외경 9.52 mm인 내관과 내경 17 mm, 외경 19 mm인 외관이 이중관 형태로 이루어진 열교환기이며, 내관 외벽면에 온도를 측정하기 위하여 T형 열전대를 13 cm간격으로 부착하였다. 시험부의 중간지점에는 관의 상부, 하부, 측부에, 그외의 관의 상류쪽과 하류쪽에서는 관의 상부와 하부의 두곳에 총 7군데에 열전대 부착을 위한 홈을 파고 납땜으로 부착하였다. 홈은 길이가 75 mm, 폭은 1.5 mm이며 깊이는 1.0 mm이다. 소시험부 사이마다 압력탭 및 온도탭을 설치하였다. 소시험부에서의 열교환량을 측정하기 위하여 4배 증폭되는 열전파일(thermopile)을 사용하였다.

2.2 실험조건

응축열전달 특성에 가장 큰 영향을 미치는 인자는 냉매의 질량유속과 응축온도 및 응축압력이다. 응축온도는 압력에 의해 결정되며 실험의 조건이 되는 시험부의 응축온도는 시험부 입구 압력에 해당하는 포화온도를 기준으로 하였다. 그리고 2차유체의 온도 및 유량에 따른 벽면온도의 변화가 있게 되는데, 이러한 벽면 과냉도에 따른 열전달 계수 차이 여부를 고찰하기 위해 2차유체가 대향류의 형태로 소시험부를 차례로 통과하는 직류식(serial)과 같은 온도, 같은 유량으로 각 소

시험부에 동시에 유입되는 평행류식(parallel)으로 나누어 실험을 수행하였다. 또한 열교환기의 환경이 점차 줄어드는 추세를 고려하여 높은 질량 유속과 큰 열유속을 대상으로 하였으며, 본 연구의 실험조건을 Table 1에 나타내었다.

2.3 실험방법 및 자료 정리

브라인 냉동기를 가동한 후 일정온도(10℃)를 유지하도록 냉동기 온도 조절기를 설정하였다. 냉매 순환 사이클에서 실험조건에 해당하는 유량이 되도록 인버터를 조절하여 순환펌프를 작동시켰다. 설정 유량과 설정 응축온도에 근거하여 응축잠열을 계산하여 그 값에 해당하는 열량만큼 주가열기를 이용하여 가열하고, 시험부로 유입되는 냉매과열도가 5~10℃의 과열상태가 되도록 보조가열기를 조절하였다.

2차유체의 유량과 온도를 조절하여 응축온도를 설정온도에 맞추었는데, 냉매의 응축온도는 2차유체의 유량보다는 2차유체 시험부 유입온도의 영향을 더욱 많이 받는다. 따라서 응축온도는 2차유체의 온도를 조절하여 응축온도를 실험조건에 맞추게 되며, 2차유체의 유량은 2차유체의 소시험부 입출구 온도차가 1~3℃가 되도록 조절하였다. 이러한 과정에서 초기에 맞춘 유량이 설정 온도를 벗어나게 되는데, 다시 인버터를 통해 유량을 조절한 후 위의 과정을 반복하면서 원하는 실험조건에 이르도록 하였다.

시험부 입구에서 설치된 압력, 온도탭에서 측정된 값들로 냉매의 시험부 유입상태를 냉매물성계산 프로그램인 REFPROP⁽¹²⁾을 이용하여 조사하였다. 측정된 벽면온도, 냉매온도, 냉매 유량 등이 컴퓨터 화면에 매 9초마다 새로이 지시되도록 하였으며, 20회 측정된 값들의 평균 및 표준편차가 함께 표시되도록 하였다. 다만 2차유체의 유량은 로타미터로 읽은 값을 컴퓨터에 직접 입력하였다.

정상상태를 판단할 수 있는 주요한 자료로는 냉매의 유량과 시험부 유입온도가 있는데, 온도는 20회 측정된 온도의 평균에 대하여 측정온도의 표준편차가 0.2℃이내일 때 정상상태로 간주하였으며, 유량은 평균값에 대하여 표준편차의 합 또는 차가 설정 유량의 1%이내일 때 정상상태로 생각하였다. 이때 자료는 20회에 걸쳐 18초

간격으로 측정하였다.

소시험부의 냉매 응축온도는 양쪽 연결부에서 측정된 값의 산술평균을, 외벽면 온도는 벽면의 상, 하, 좌, 우에서 측정된 온도를 산술평균하여 구하였으며 1차원 전도식에 의하여 내벽면 온도로 환산하였다. 측정된 압력을 환산한 온도와의 약 0.2~0.5℃ 차이가 나며, 본 연구에서는 환산한 온도보다는 직접 측정된 온도가 냉매의 온도를 잘 나타낸다고 판단하여, 이 온도를 열전달 계수 계산에 이용하였다. 열교환량은 질량유속, 비열, 출입온도차의 곱으로써 구하였고 최종적으로 열전달 계수는 식(1)에 의하여 구할 수 있다.

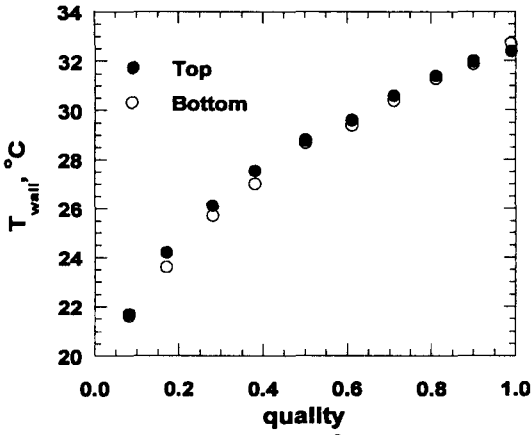
$$h = \frac{q}{A(T_{ref} - T_{wall, i})} \quad (1)$$

시험부 유입시 과열상태인 냉매의 엔탈피에서 각 소구간 열교환량을 빼준 값으로 소시험부 각각의 엔탈피를 계산하고, 이값을 근거로 냉매 물성프로그램 REFPROP⁽¹²⁾을 이용하여 전도를 계산하였다.

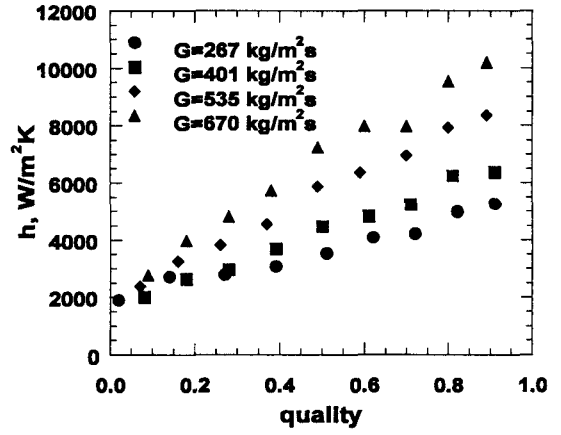
2.4 실험결과

본 연구의 온도측정의 불확실성은 0.4℃, 압력 측정의 불확실성은 0.5%, 유량측정의 불확실성은 1.0%, 열량측정의 불확실성은 5.0%로 계산되며 열전달 계수 측정의 불확실성은 12.2%로 추정된다.

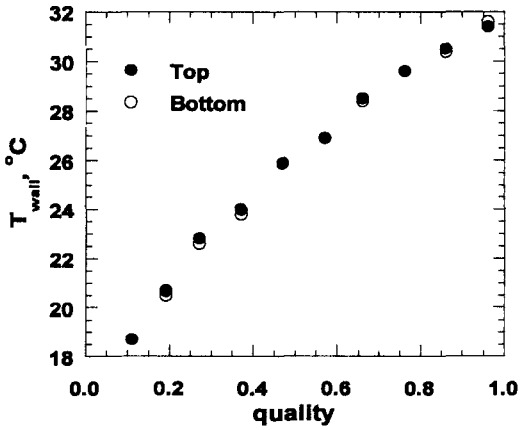
먼저 소시험부 내관 벽면온도분포를 살펴보면 순수냉매의 경우, 관의 윗부분이 아래쪽보다 더 높을 것으로 예상된다. 이는 중력의 영향으로 아래쪽의 액막의 두께가 위쪽보다 두껍기 때문이다. Fig. 3에서 R22, R407C, 그리고 R410A의 일정응축온도(35℃) 및 질량유속(535 kg/m²s) 조건에서 같은 지점의 상부와 하부의 벽면 온도를 비교하였다. R22와 R410A는 매우 유사한 경향을 보였는데 상부와 하부의 온도가 다르게 나타나는 것은 중력에 의하여 하부의 액막이 상부보다 두꺼워져 열전도 저항이 달라지기 때문이다. 하지만 변온증발 혼합물인 R407C의 경우, 액상과 기상의 경계면에서 고온증발 냉매가 저온증발 냉매에 비하여 보다 잘 응축되며, 따라서 기상에서 고온증발 냉매의 성분비가 작아지게 된다.⁽¹³⁾ 이



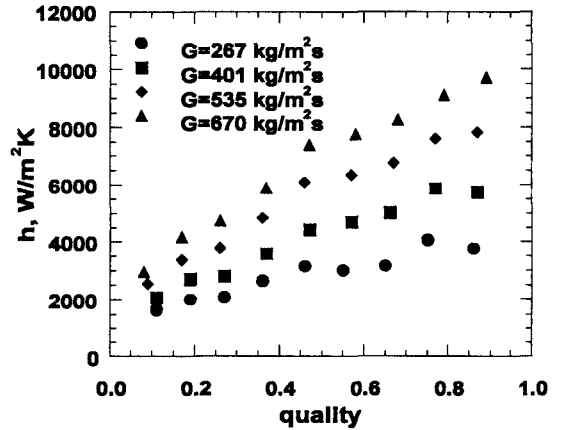
(a) R22; $G=535 \text{ kg/m}^2\text{s}$; $T_{\text{sat}}=35^\circ\text{C}$



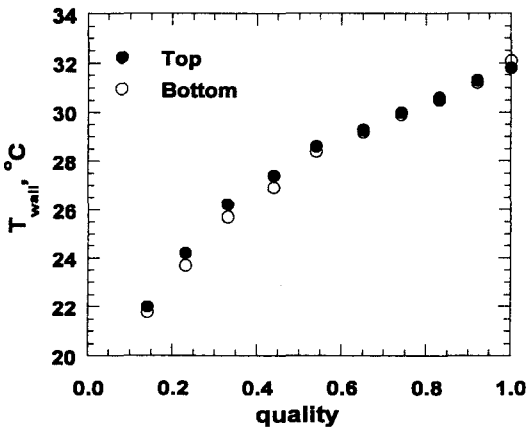
(a) R22



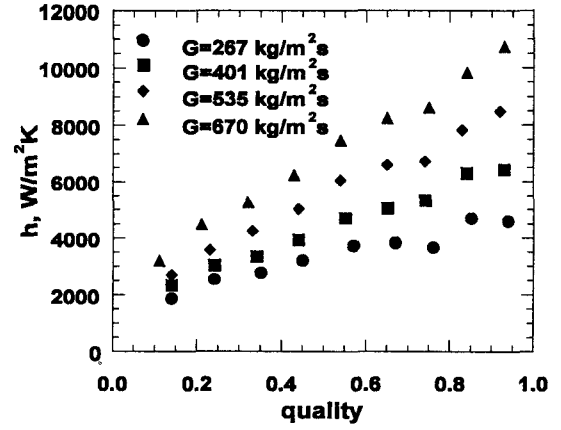
(b) R407C; $G=535 \text{ kg/m}^2\text{s}$; $T_{\text{sat}}=35^\circ\text{C}$



(b) R407C



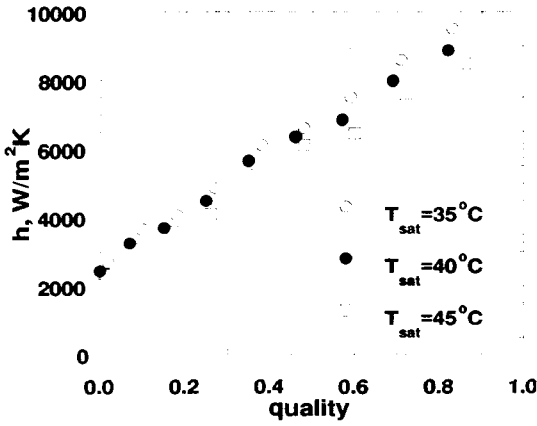
(c) R410A; $G=535 \text{ kg/m}^2\text{s}$; $T_{\text{sat}}=35^\circ\text{C}$



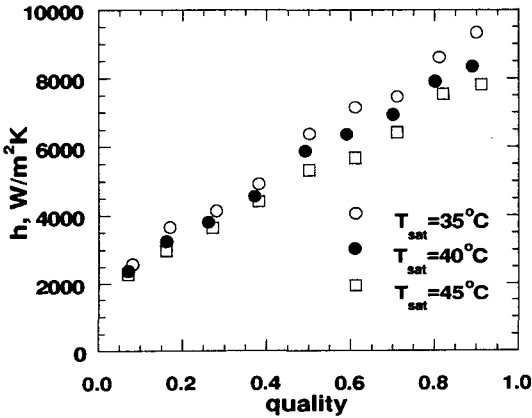
(c) R410A

Fig. 3 Variation of inner wall temperatures at top and bottom of the tube during the parallel input of secondary fluid.

Fig. 4 Variations of heat transfer coefficient with respect to mass flux at the saturation temperature of 40°C .



(a) $G=535 \text{ kg/m}^2\text{s}$, serial input

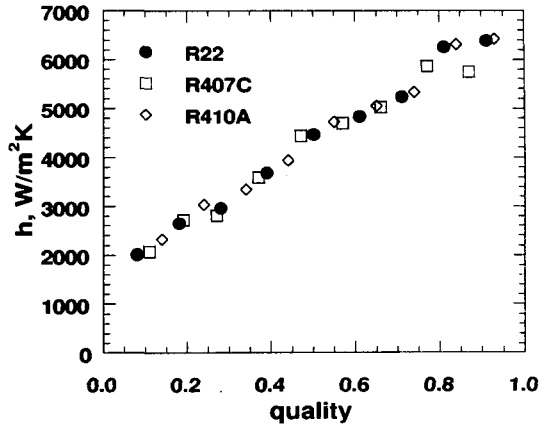


(b) $G=535 \text{ kg/m}^2\text{s}$, parallel input

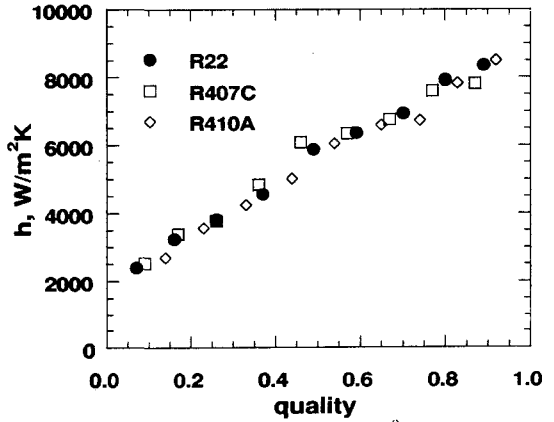
Fig. 5 Effect of saturation temperature and input conditions of secondary fluid on heat transfer coefficient for R22.

로 인하여 계면에서 기상으로 고온증발 냉매의 물질전달이 존재하게 되는데, 이 물질전달이 냉매가 응축되는 방향과 반대이기 때문에 전달저항으로 작용하며 이 전달 저항은 하부에 비해 전도 저항이 적어 응축이 보다 잘 일어나는 상부에 크게 작용한다. 결국 하부에 전도저항이 상부에 전달저항이 발생하여 상부, 하부의 온도차가 줄어들게 된다.

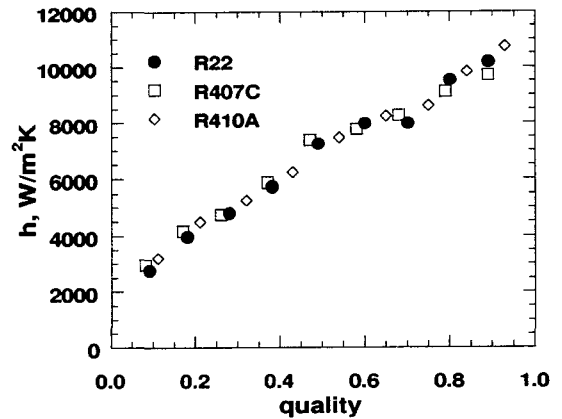
냉매의 질량유속은 유동형태에 영향을 미쳐 질량유속이 클수록 액막이 얇아진다. 따라서 액막의 전도저항이 감소하고, Traviss 등⁽³⁾이 지적한 대로 열전달과 운동량 전달의 상사성으로 인한



(a) $G=401 \text{ kg/m}^2\text{s}$



(b) $G=535 \text{ kg/m}^2\text{s}$



(c) $G=670 \text{ kg/m}^2\text{s}$

Fig. 6 Variations of heat transfer coefficients for R22, R407C, and R410A for the saturation temperature of 40°C at the test section inlet.

기상-액상 경계면의 전단력의 증가는 열전달증가를 의미하므로, 결과적으로 열전달 계수는 증가한다. 하지만 Dobson 등⁽¹⁰⁾은 파형류에 대해서는 질량유속 증가에 따른 전단력의 증가가 초래한 열전달 향상을 두꺼워진 액막의 열저항이 상쇄하기 때문에 질량유속에 따른 열전달 계수의 변화가 적다고 지적하였다. Fig. 4에서는 R22, R407C 및 R410A의 질량유속에 따른 열전달 계수의 변화를 나타내었다. 본 연구 실험조건이 대부분 환상류와 분무류에 해당되어 세 경우 모두 질량유속이 증가할수록 열전달 계수가 증가하였다.

Fig. 5에서 나타난 바와 같이 응축온도가 증가함에 따라 R22, R407C 그리고 R410A 모두 응축 열전달 계수가 감소하는 경향을 보였다. 이것은 두가지 요인으로 설명할 수 있다. 첫째, 포화온도가 증가함에 따라 기상 밀도에 대한 액상 밀도비가 감소하게 되는데, 이는 결국 액상속도에 대한 기상의 속도비(slip ratio)가 감소하는 효과를 나타낸다.⁽¹³⁾ 즉 액상의 속도가 거의 일정하게 유지된다면, 기상의 속도는 감소하는 것을 의미하며, 이에 따라 기상이 액상으로부터 제거할 수 있는 열량은 줄어들 것으로 판단된다. 벽면 온도 및 포화온도가 거의 일정하다고 가정하면, 이는 열전달 계수의 감소로 나타난다. 둘째, 포화온도가 증가함에 따라 열전도율이 감소하여 액막에서의 전도저항이 증가하기 때문이다.

순수냉매인 R22, 등온비등 혼합냉매인 R410A, 그리고 변온비등 혼합냉매인 R407C를 동일한 시험부 포화 온도(40℃)에 대하여 질량유속과 건도에 따른 응축열전달 계수를 Fig. 6에 나타내었다. R410A는 R22와 비슷한 열전달 계수를 보였으며 R407C는 시험부 입구에서는 R22나 R410A에 비하여 열전달 계수가 약간 낮게 나타났으나, 시험부 출구에 가까울수록 상대적으로 약간 높은 열전달 계수를 보였다. 이는 변온비등 혼합냉매인 R407C가 압력강하에 의한 포화온도의 감소와 더불어 응축초기에는 증발온도가 높은 물질의 응축이 발생하고 점진적으로 증발온도가 낮은 물질의 응축이 지배적으로 변함에 따라 냉매의 온도가 감소하기 때문이다. 앞에서 서술한 대로 온도의 감소는 액상에 대한 기상의 속도의 증가와 열전도율의 감소를 초래하여 열전달 계수가 커지게 된다.

3. R22 및 HFC계열 냉매의 수평원관내 응축열전달 상관식

3.1 HFC 혼합냉매에 대한 응축열전달 계수와 기존 상관식의 비교

R22의 응축실험 결과를 비교적 잘 예측하는 것으로 여겨지는 Traviss 등⁽³⁾, Cavallini와 Zecchin⁽¹⁴⁾, 그리고 Shah⁽⁴⁾의 식을 이용하여, 혼합냉매인 R407C와 R410A의 실험결과를 예측해 보았다. Fig. 7에 나타난 바와 같이 본 연구의 실험결과를 가장 잘 예측하고 있는 Shah⁽⁴⁾의 상관식은 순수 및 혼합냉매에 대한 응축 열전달 계수를 약 13%의 편차로 예측하고 있다.

대부분의 상관식들이 R22에 대하여 2차유체 유입방식에 상관없이 실험값을 작게 예측하였으나, Table 2에 나타난 바와 같이 Traviss 등⁽³⁾, Cavallini와 Zecchin⁽¹⁴⁾ 및 Shah⁽⁴⁾의 상관식이 직류식(serial)에 대하여 각각 12.4%, 11.0% 및 15.4%의 평균 절대 편차로 비교적 정확하게 실험값을 예측하였다. 평행류식에 대해서는 세 상관식이 실험값을 모두 작게 예측하였으며, 평균 절대 편차는 각각 18.3%, 13.5% 및 24.7%로 계산되었다. 혼합냉매의 경우에는 경험식으로 알려진 Shah⁽⁴⁾의 식이 R407C와 R410A 모두에 대하여 실험값을 편차 7~13%의 범위에서 비교적 잘 예측하였다.

기존의 상관식들이 같은 조건에서의 예측한 값

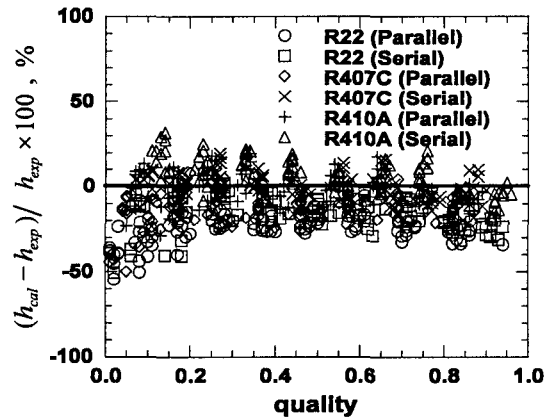


Fig. 7 Mean deviation between predicted by Shah's correlation and experimental heat transfer coefficients.

Table 2 Mean absolute deviation experimental condensation heat transfer coefficients and predicted values by several correlation (S : serial, P : parallel)

	R22		R407C		R410A	
	S	P	S	P	S	P
Akers(1960)	36.4	38.8	29.7	30.0	31.2	32.3
Soliman(1968)	27.7	34.3	12.5	20.8	15.4	15.8
Traviss(1973)	12.4	18.3	12.6	11.1	18.7	13.2
Cavallini(1974)	11.0	13.5	14.2	10.1	18.7	15.2
Shah(1979)	15.4	24.7	6.7	12.6	9.9	8.4
Chen(1987)	30.8	39.9	15.1	27.7	14.2	21.0
Dobson(1994)	28.8	41.4	18.3	31.7	15.4	26.8
Tandon(1995)	40.5	45.7	33.4	38.5	35.4	40.7

들이 서로 크게 차이가 나며, 이는 상관식이 적용된 유동모델과 깊은 연관이 있는 것을 의미한다. 또한 기존의 상관식들은 본 실험에서 수행된 직류식(serial) 및 평행류식(parallel)으로 구분된 2차유체 유입 방식에 따른 열전달 계수의 차이를 충분히 설명하지 못하므로, 벽면 과냉도를 고려한 수정된 상관식의 개발이 필요하다.

3.2 응축열전달 상관식

앞 절에서 제시한 상관식들 중 Shah⁽⁴⁾의 식은 Dittus-Boelter의 식을 수정한 험식으로서 형태가 간단하고, 유동형태에 관계없이 적용할 수 있는 것으로 알려져 있다.

$$\frac{h}{h_l} = (1-x)^{0.8} + \frac{3.8x^{0.76}(1-x)^{0.04}}{(P/P_{crit})^{0.38}} \quad (2)$$

따라서 본 연구에서는 Shah⁽⁴⁾의 식을 기본 형태로 벽면 과냉도를 고려할 수 있는 상관식의 형태를 다음과 같이 결정하고, R22, R407C, 그리고 R410A의 실험자료를 이용하여, 이를 가장 잘 예측할 수 있는 식을 다음과 같이 표시하였다.

$$\frac{h}{h_l} = [(1-x)^{0.8} + 3.56x^{0.76}(1-x)^{0.04}] \times 0.283 \left(\frac{h_{fg}}{C_p \Delta T} \right)^{0.617 - 0.058x} \quad (3)$$

Table 3 RMS deviation between experimental condensation heat transfer coefficients and predicted values by correlation

Refrigerant	# of data points	RMS dev.(%)	Mean dev.(%)
R22	161	9.9	-3.3
R407C	159	10.2	-2.7
R410A	148	14.6	10.6
Total	468	12.3	-

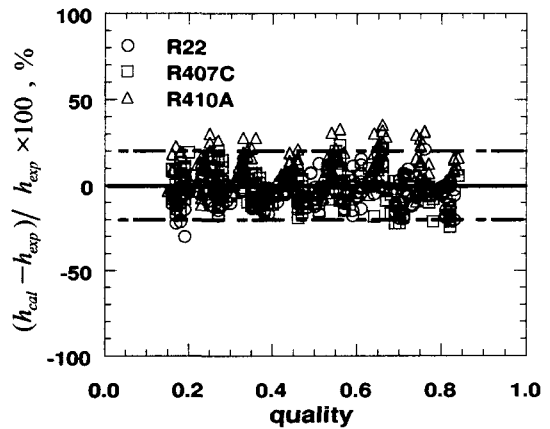


Fig. 8 Mean deviation between experimental condensation heat transfer coefficient and predicted values by the proposed correlation in this study.

$$h_l = 0.023 \text{Re}_l^{0.8} \text{Pr}_l^{0.4} k_l / D_i \quad (4)$$

h_{fg} 는 증발 잠열을 의미하며, Re_l 은 냉매 전체를 액상으로 가정하였을 때의 레이놀즈수이다. 본 연구에서 제시한 상관식으로, 본 연구의 대상냉매인 R22, R407C 그리고 R410A에 대하여 실험자료를 예측한 결과를 Table 3에 나타내었고 건도에 대하여 실험값에 대한 예측값의 편차를 Fig. 8에 나타내었다. R22에 대하여는 3.3%, R407C에 대하여는 2.7%만큼 실험값을 작게 예측하였으나 R410A의 경우에는 평균 10.6% 크게 예측하였다. 본 연구의 실험자료와 상관식 간의 RMS 편차는 12.3%로 계산되었다.

4. 결론

R22, R407C, 그리고 R410A에 대하여 2차유체

의 유입방법, 질량유속, 그리고 포화온도를 변화시켜 가며 열전달 계수를 측정하여 비교하였다. 냉매의 질량유속이 증가할수록 운동량 증가로 인하여 열전달 계수가 증가하였고, 포화온도의 증가는 전도 저항의 증가와 기상 밀도에 대한 액상 밀도의 감소에 따른 액상에 대한 기상의 속도비의 감소로 인하여 열전달 계수를 줄이는 역할을 하였다. R22에 대하여 R407C와 R410A의 열전달 계수를 비교하였는데, R410A는 R22와 유사한 값이 나타났으며, R407C는 시험부 입구에서는 낮게 나타났으나 출구에 가까워질수록 높게 나타났다.

본 연구에서는 직류식(serial)과 평행류식(parallel)의 방법으로 유체의 유입조건을 달리 하여 열전달 계수를 구한 결과 벽면 과냉도에 따라 열전달 계수가 변하였다. 이를 토대로 Shah식을 수정하여 벽면 과냉도를 고려한 새로운 상관식을 제시하여 실험값을 예측하였는데, 그 결과 R22의 실험값에 대한 예측값의 제곱 평균 편차(RMS)는 9.9%였으며, R407C와 R410A에 대하여는 각 10.2%, 14.6%의 편차를 보였다.

후 기

본 연구는 한국과학기술단(과제번호 96-0200-12-3)과 서울대학교 정밀기계설계공동연구소의 지원에 의해 이루어졌으며, 본 논문의 편집에 도움을 준 최태열 군과 조은석 군에게 감사한다.

참 고 문 헌

- Didion, D. A. and Bivens, D., 1990, Role of refrigerant mixtures as alternatives to CFCs, *Int. J. Refrig.*, Vol. 13, pp. 163-175.
- Akers, W. W. and Rosson, H. F., 1960, Condensation inside a horizontal tube, *Chem. Eng. Prog. Symp. Ser.*, Vol. 56, pp. 145-149.
- Traviss, D. P., Rohsenow, W. M., and Baron, A. B., 1973, Forced-convection condensation inside tubes; A heat transfer equation for condenser design, *ASHRAE Trans.*, Vol. 79, Part 1, pp. 157-165.
- 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.
- Chen, S. L., Gerner, F. M., and Tien, C. L., 1987, General film condensation correlation, *Experimental Heat Transfer*, Vol. 1, pp. 93-107.
- Soliman, H. M., Schuster, J. R., Berenson, P. J., 1968, A general heat transfer correlation for annular flow condensation, *J. Heat Transfer*, Vol. 90, pp. 267-276.
- Tandon, T. N., Varma, H. K., and Gupta, C. P., 1995, Heat transfer during convection condensation inside horizontal tube, *Int. J. Refrigeration*, Vol. 18, No. 3, pp. 210-214.
- 곽경민, 서정복, 배철호, 1995, R22 환상 유동 영역에서의 수평관 내 응축 열전달 계수의 예측, *대한기계학회 춘계학술대회 논문집(2)*, pp. 181-184.
- 곽경민, 배철호, 정모, 이상천, 서정복, 1995, 마이크로핀이 부착된 열전달 촉진관의 응축 열전달 특성에 관한 연구, *공기조화·냉동공학회 동계학술발표 논문집*, pp. 158-162.
- 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.
- 서정현, 김민수, 1998, R407C 및 R410A의 수평관내 응축열전달, *공기조화·냉동공학회 하계학술대회 논문집 (I)*, pp. 133-138.
- Gallagher, J., McLinden, M., Morrison, G., and Huber, M., 1996, NIST Thermodynamic Properties and Refrigerant Mixtures Database (REFPROP), Version 5.0, National Institute of Standards and Technology, Gaithersburg, MD, USA.
- Collier, J. G. and Thome, J. R., 1994, *Convective boiling and condensation*, 3rd Ed., Clarendon Press.
- Cavallini, A. and Zecchin, R., 1974, A dimensionless correlation for heat transfer in forced convection condensation, *Proceedings of the Fifth Int. Heat Transfer Conference*, Vol 3, pp. 309-313.