

<논 문>

CFC-11과 그 대체냉매의 응축 열전달 계수

주재길* · 조성준* · 정동수** · 김종보**

(1996년 12월 21일 접수)

Condensation Heat Transfer Coefficients of CFC-11 and Its Alternative Refrigerants

Jae-Kil Joo, Seong-Joon Cho, Dong-soo Jung and Chong-Bo Kim

Key Words : Low Fin Tube, Condensation Heat Transfer, Alternative Refrigerants, CFC-11, HCFC-123, HCFC-141b

Abstract

In this study, condensation heat transfer coefficients (HTCs) of CFC-11, HCFC-123 and HCFC-141b are measured, which are used/or considered as working fluids in centrifugal chillers. The main objectives of this study are to measure and compare the HTCs of various refrigerants on plain and low fin tubes and also to find out the optimum fin density of the low fin tubes. To accomplish these goals, HTCs of three refrigerants are measured for the plain tube as well as 4 types of low fin tubes. All measurements are carried out at the vapor temperature of 39°C with the wall temperature difference of 3°C~8°C. For all the refrigerants tested, a low fin tube of 28 fins per inch yielded the best performance among all the tubes tested. For the plain tube, the HTCs of CFC-11 and HCFC-141b were very similar and those of HCFC-123 were 10% lower than those of CFC-11. Thus, it can be concluded that HCFC-123 and HCFC-141b are acceptable as alternative refrigerants for CFC-11 from the view point of condensation heat transfer.

기 호 설 명			
A	: 전열면적 (m^2)	\dot{Q}	: 열전달량 (W)
Cp	: 정압비열 ($kJ/kg \cdot K$)	r	: 관표면까지의 반경 (m)
D	: 실험관의 공칭지름 (m)	T	: 온도 (K)
dT	: 벽면과냉도 (K)	하첨자	
fpi	: 핀밀도 (fins per inch)	cwi	: 냉각수 입구
g	: 중력가속도 (m/sec^2)	cwo	: 냉각수 출구
h	: 열전달 계수 ($W/m^2 \cdot K$)	cw	: 냉각수
h_{fg}	: 증발잠열 (kJ/kg)	l	: 액체
k	: 열전도율 ($W/m \cdot K$)	$low\ fin$: 핀관
L	: 실험관의 길이 (m)	o	: 관표면까지
\dot{m}	: 냉각수 유량 (kg/s)	$plain$: 평관
		$tube$: 실험관

*인하대학교 기계공학과 대학원

**회원, 인하대학교 기계공학과

t : 열전대
 v : 증기
 w : 표면

1. 서 론

인류의 무절제한 화학물질 남용으로 인해, 지구는 현재 여러 가지 환경오염에 시달리고 있다. 이 중에서도 오존층 붕괴 문제는 전 세계적인 문제로 인식되어 온 인류가 힘을 합해 이를 해결하려고 노력 중에 있다. 화학적으로 안정되고 독성이 없어 지난 반세기 동안 금세기 최고의 화학제품으로 널리 알려진 CFC들은 냉동공조분야를 비롯한 여러 산업분야에서 널리 사용되어 왔다. 그러나 완벽할 줄로만 알았던 CFC들을 무절제하게 사용한 결과, 태양에서 방사되는 자외선을 차단시켜 주는 성층권 내의 오존층이 파괴됨으로써 인류의 건강이 크게 위협받고 있으며 더 나아가 지구 생태계와 먹이 사슬 역시 심각하게 파괴되고 있다.⁽¹⁾

완전히 할로겐화된 CFC들에 의한 오존층파괴를 막기 위해 1987년에는 국제협약인 몬트리얼 의정서가 체결되었고, 이로 인해 선진국에서는 1996년부터 CFC-11을 포함한 모든 CFC화합물의 생산 및 사용이 금지되었다.⁽²⁾ 이같은 국제적 환경보호 추세에 부응하기 위해 CFC를 사용해 오던 분야에서는 지난 몇 년에 걸쳐 성능면에서 기존의 CFC 냉매들과 비슷하면서도 환경친화적인 대체냉매들이 개발되었다. 비록 이런 대체냉매들이 오존층 붕괴 현상을 완화시킬 수는 있지만, 일반적으로 대체냉매를 사용하는 냉동기는 기존의 냉동기에 비해 성능계수가 낮아 더 많은 양의 전력을 필요로 하고 따라서 더 많은 양의 화석연료가 소비되어 지구온난화를 가속화시키는 것으로 밝혀졌다.⁽³⁾

현재 한국은 몬트리얼 의정서에서 개발도상국으로 분류되어 앞으로 10년간 CFC를 더 사용할 수 있다. 그러나 국민경제가 수출에 크게 의존하고 있는 한국의 특수한 상황을 고려해 볼 때, 몬트리얼 의정서를 준수하는 선진국들이 요구하는 환경친화적 제품을 개발하는 것이 필수적이다. 지금은 오존층을 보호하기 위해 대체냉매를 사용하는 것이 필수요건이 되었으며, 많은 국가들이 이에서 한 걸음 더 나아가 지구온난화를 경감시키기 위해 많은 노력을 경주하고 있다. 에너지 변환기기의 경우에 열

효율을 증대시키는 것이야말로 지구 온난화를 줄일 수 있는 최선의 방법 중 하나이며, 이를 위해 냉동공조기에서는 성능계수를 증대시켜야 한다. 냉동기의 성능계수를 증대시킬 수 있는 근본적인 방안 중 하나는 고효율 열교환기를 개발하는 것이며, 본 연구에서는 기존의 냉매와 대체냉매에서 열전달의 성능이 어떻게 변하는가를 실험을 통해 살펴보려하며 또한 특히 응축기의 효율을 높일 수 있는 핀관의 열전달 특성을 고찰하려한다.

지난 20년간 많은 연구자들이 응축 열전달에 대한 이론 및 실험적 연구를 수행해왔다. Beatty와 Katz⁽⁴⁾의 이론식을 기초로 해서 Adamek과 Webb,⁽⁵⁾ Webb et al.⁽⁶⁾ 그리고 Honda et al.⁽⁷⁾ 등이 포괄적인 이론 모델을 정립했다. 실험을 통한 연구는 물과 같이 표면장력이 큰 유체에 관한 실험과 CFC와 같이 표면장력이 작은 유체의 실험으로 크게 분류된다. 수증기처럼 표면장력이 큰 유체에서는 핀 사이에 응축액이 고이는 현상이 심하기 때문에 낮은 핀관 사용이 제한되긴 하지만, Yau et al.⁽⁸⁾, Marto et al.⁽⁹⁾ Wanniarachchi et al.⁽¹⁰⁾은 수증기를 작동유체로 하는 실험을 통하여 핀의 형상, 밀도, 크기 등에 대한 최적화 연구를 수행하였다. 한편 Sukhatme et al.⁽¹¹⁾ 및 김내현 등⁽¹²⁾은 CFC-11을, Honda et al.⁽⁷⁾ 및 Marto et al.⁽⁹⁾은 CFC-113을 작동유체로 하여 응축 열전달 실험을 수행하였다.

지금까지 수행된 응축 열전달에 관한 연구들을 종합해 보면, 대부분 작동유체로 수증기, n -펜탄, n -부탄, CFC-11, CFC-113 등의 유체를 독립적으로 사용하거나 몇 가지 냉매와 수증기 등의 유체를 함께 사용하여 열전달 성능을 평가하였을 뿐 규제 냉매와 이의 대체물을 작동유체로 하여 열전달 계수를 종합적으로 평가한 경우는 거의 없다. 이에 본 연구에서는 환경보호라는 시대적 요구에 부응하기 위해 대형 칠러의 작동유체로 사용되고 있는 CFC-11과 그 대체냉매인 HCFC-123 및 HCFC-141b를 작동유체로 사용하여 각각의 응축 열전달 특성을 살펴보려 한다. 대부분의 대형 칠러의 응축기에는 튜브의 표면을 가공하여 열전달 계수를 증대시킨 낮은 핀관(Low fin tubes)이 사용되고 있다. 따라서 평관뿐만 아니라 낮은 핀관에 대한 대체냉매의 응축 열전달 계수를 측정하여 비교해 보는 것이 매우 필요하다. 이를 위해 본 연구에서는 평관과 서로 다른 핀밀도를 갖는 네 종류의 낮은 핀

관을 제작하여 벽면과냉도 및 핀밀도 등에 따른 열 전달 계수의 변화를 종합적으로 살펴보려한다. 또한 이러한 결과를 분석함으로써 가장 높은 응축 열 전달 계수를 보이는 낮은 핀관의 핀밀도를 찾아내려 한다.

2. 실험

2.1 실험장치

본 연구에서는 CFC-11, HCFC-123 그리고 HCFC-141b의 응축 열전달 계수를 측정하고, 핀밀도에 따른 열전달 계수의 변화 등을 관찰하며 이전의 실험 데이터와 비교하기 위해 Fig. 1과 같이 실험장치를 제작하였다. Fig. 1에서 볼 수 있듯이, 실험장치는 크게 보일러, 주시험부, 보조응축기, 냉각수 공급용 칠러, 보조 응축기용 칠러, 실험관, 냉매 순환회로, 냉각수 순환회로 등으로 구성되어 있다.

먼저 냉매의 순환을 살펴보면, 실험장치의 하단부에 위치한 보일러에서 액체 냉매가 가열되어 증기가 발생하고 이 증기는 연결관을 통해 주시험부로 유입되어 응축관 내부를 흐르는 냉각수와 대향류를 이루며 이동하면서 열교환을 하여 액체로 응축된다. 이 응축액은 나머지 잉여 증기와 함께 대용량 보조 응축기인 판형 열교환기로 유입된 후 완전히 액체가 되어 다시 보일러로 들어가게 된다.

보일러는 내경 190mm, 높이 360mm의 스테인레

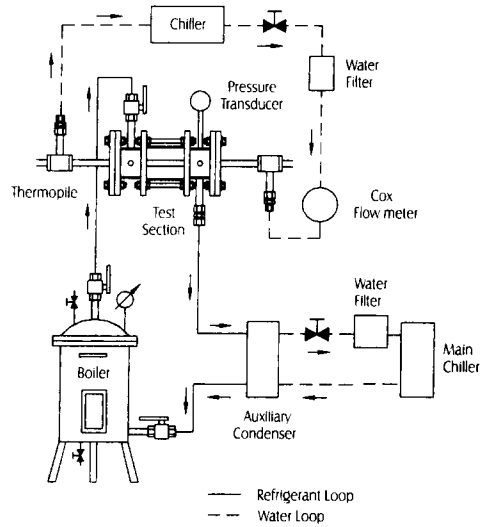


Fig. 1 Schematic diagram of the experimental apparatus

스 스틸 관으로 제작되었으며, 그 하부에는 3.5 kW 용량의 삼입히터(immersion heater) 3개를 설치하여 최대 10.5kW의 열량을 공급할 수 있도록 했다. 또한 보일러 상부는 냉매의 충전 및 유지보수를 위하여 플랜지로 연결했고 증기의 압력 및 온도를 측정할 수 있도록 압력계와 온도계를 설치하였다. 그리고 보일러 안의 냉매 액면을 볼 수 있도록 보일러 측면의 중심부에 강화유리로 만든 직사각형 관측창을 설치하였으며, 시스템의 안전상 액

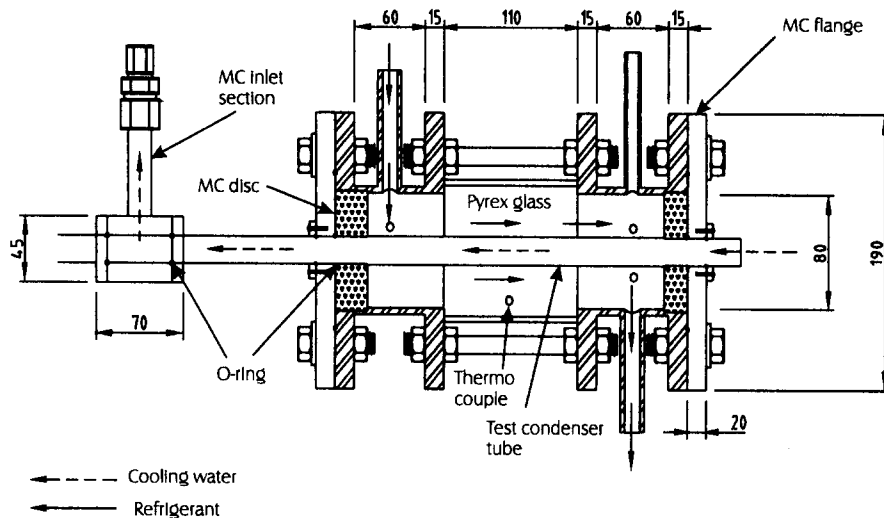


Fig. 2 Details of the main test section

면이 히터 상단 밑으로 떨어지면 전기를 자동차단시켜주는 안전장치를 설치하였다. 보일러 최하단에는 실험이 끝난 냉매를 배출할 수 있도록 유출 밸브를 설치하였고, 냉매순환회로와 연결되는 상단 및 하단에는 큰 구경의 볼 밸브를 설치하여 응축관 교체 및 냉매의 부분 purging시 보일러와 다른 부분을 분리시킬 수 있게 하였다.

Fig. 2에서 볼 수 있듯이, 응축현상을 관찰할 수 있도록 주시험부의 중간부분은 길이 110mm, 내경 80mm인 강화유리관으로 만들었다. 냉각수가 열을 흡수하며 실험관의 내면을 흐를 때 온도 상승 폭이 그리 크지 않으므로, 외부로의 미세한 열손실도 열전달 계수에 큰 영향을 미칠 수 있으며, 따라서 실험관의 입출구 부분을 철저히 단열시켜야 한다. 이를 위해 본 연구에서는 모든 입출구 파이프를 두께 20mm의 폴리우레탄 단열재로 충분히 단열시켰다.

실험이 진행되지 않을 때에는 외부로부터 불응축 가스가 시험부 내부로 유입되는 것을 막고, 실험시에는 냉매가 유출되는 것을 막기 위해서 냉매에 용해되지 않는 가스켓, O-ring 그리고 플랜지 등을 선정하는 것이 중요하다. 이를 위해 실험관과 직접 접촉하는 플랜지, 지지 디스크, T자 연결부분 등은 모두 열전도율이 낮은 고분자 물질(MC 나일론, Monomer Cast Nylon)로 만들었고, 응축관과 디스크, 응축관과 플랜지의 접합면 그리고 두 플랜지 사이에는 바이톤 O-ring을 사용했다. 한편 주

시험부의 강화 유리관과 스테인레스-스틸 파이프의 결합에는 내식성이 좋은 테프론 가스켓을 사용하였다.

본 실험장치는 지금까지 타 연구자들이 사용한 실험장치와 비교하여 몇 가지 특징들을 갖고 있는데, 그 중 하나가 증기의 흐름이다. 대부분의 연구에서는 보일러에서 나온 증기가 주시험부 상단의 중간부분으로 유입되어 응축관에 수직으로 관 위에서 아래로 흐르면서 열교환을 한다. 그러나 본 연구에서는 실제의 대형 칠러에서 사용되는 "shell and tube" 형식의 응축기에서 발생하는 현상을 재현하기 위해, Fig. 2에서 볼 수 있듯이, 증기의 흐름과 냉각수의 흐름이 대항류를 이루도록 설계하였다. 물론 실험부에서 냉매가 출입하는 부분은 엄밀히 말해 냉매와 냉각수가 직교류 형태를 이루지만 실험관의 대부분에서는 대항류이며 또한 열전대들이 실험관의 중앙부에 놓여 있으므로 본 실험의 데이터는 대항류 상태에서 취해진 것으로 간주될 수 있다. 한편 실험관의 축방향 위치에 따른 증기의 온도 변화를 고려하기 위해 유동장의 입구에서 출구로 흐르는 길목을 따라 T-type 열전대 4개를 설치했고, 시험부 내부의 증기온도, T_v 는 이들이 읽은 온도의 평균값으로 정했다.

실험을 위해 사용된 4개의 낮은 핀관은 핀관 제조업체의 사양을 참고하여 직접 선반으로 가공하였으며, 이들의 제원은 Fig. 3과 Fig. 4에 주어져 있

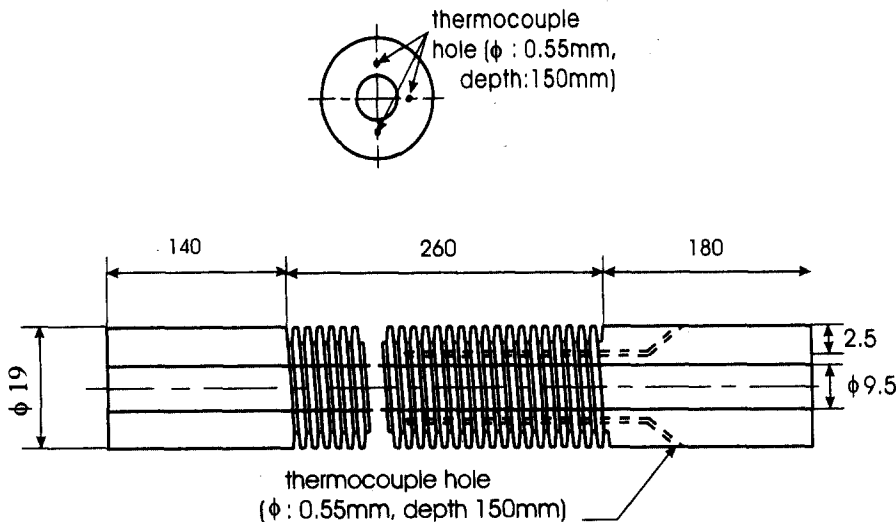


Fig. 3 Details of the low fin tube

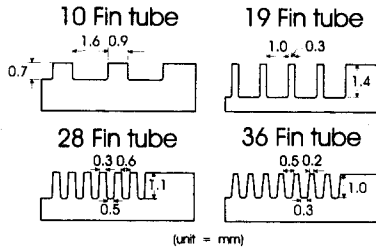


Fig. 4 Specifications of the low fin tubes

다. 본 연구의 또 다른 특징 중 하나는 실험결과와 정확성을 위해, Fig. 3에서 볼 수 있듯이, 방전가공으로 실험관의 상부, 하부, 측면부 등 세 곳에 90° 간격으로 길이 150mm, 직경 0.55mm의 구멍을 만들어, 이 구멍에 직경 0.5mm의 열전대(ungrounded stainless steel sheathed TC)를 삽입시켜 관표면에서 약 2mm정도 떨어진 부분에서 직접 온도를 측정했다는 점이다. 후에 자세히 언급되었지만, 응축관 표면의 온도(T_w)는 이 열전대들이 읽은 온도(T_v)를 보정하여 사용했다.

실험관에서 단지 액막 응축만이 발생하도록 하기 위해 실험에 앞서 먼저 따뜻한 물과 중성세제를 혼합하여 천과 브러시로 실험관을 청소했고, 그 뒤 알코올 및 소듐 하이드록사이드를 물에 녹인 용액으로 다시 한번 실험관을 청소했으며, 최종적으로 사용할 냉매로 헥사어넨 후 실험부에 설치하였다.

실험관과 판형 열교환기 내부를 흐르는 냉각수는 계측기 보호 및 이물질의 침전 방지를 위해 필터를 통과하도록 하였고, 냉각수의 유량은 정밀도 0.5%의 터빈미터로 측정하였다. 실험관 내부를 흐르는 냉각수의 입출구 온도는 냉각수 유량과 함께 낮은 핀관의 열전달량을 결정하는 중요한 인자로서, 대부분의 실험에서 1~2°C 정도이므로 매우 정밀하게 측정하여야 한다. 이를 위해 이번 실험에서는 10개의 T-type 열전대를 직렬로 연결하여 thermopile을 만들었고, 0.01K의 정도로 온도차를 읽을 수 있는 RTD 센서를 이용하여 이 thermopile의 정밀도가 0.03K 미만임을 확인했다. 또한 실험에 사용된 열전대들도 실험에 앞서 모두 보정되었다. 한편 응축 열전달이 발생하는 주시험부내의 압력을 측정하기 위해 일반압력계와 정밀도가 0.25%인 압력변환기를 함께 설치하였다. 중요 측정 장치중 하나인 유량계와 압력변환기는 정확성을 유지하기 위해 정밀 질량유량계와 정밀 압력계를 이용하여 수시로 보정했다.

2.2 실험방법

(1) 실험관의 설치작업이 모두 끝나면 냉매 순환 회로내의 기밀이 유지되는가를 확인하기 위해 증기압이 높은 HCFC-22를 약 400kPa의 압력으로 충전하고 하루 동안 압력이 떨어지는지 확인한다. 그 뒤 냉매 누출 검사기를 이용하여 재검사한다.

(2) 기밀시험이 끝나면 냉매를 충전하기 위해 판형 열교환기와 실험관에 5°C의 냉각수를 순환시키면서 약 40분간 진공펌프를 가동시켜 시스템을 진공 상태로 만든다. 그 뒤 냉매 충전포트의 밸브를 열어 냉매를 충전한다.

(3) 냉매충전이 끝난 뒤에는 냉매를 가열하기 위해 전압조정기를 이용하여 필요한 전력을 보일러의 히터에 공급한다.

(4) 냉매의 충전에 앞서 시스템을 진공상태로 만들었지만 냉매 자체에 포함되어 있을지도 모를 불응축 가스를 제거하기 위해 시스템을 운전하면서 주시험부에 달려있는 purging port를 여러 차례 개방하여 냉매증기를 장치 밖으로 배출시킨다. 이렇게 여러 차례 purging을 한 후 시험부의 증기온도와 측정된 압력으로부터 환산된 포화온도를 비교하고, 이 온도차가 0.3K 이내가 될 때까지 불응축 가스의 배출작업을 반복한다. 대부분의 경우에 이 온도차는 0.1K 정도였다.

(5) 컴퓨터 상에서 모든 정보를 보면서, 판형 열교환기와 핀관으로 공급되는 냉각수의 온도와 유량을 조절해가며 시스템이 정상 상태에 다다르도록 한다.

2.3 열전달 계수 결정

실험장치에서 열손실이 없다는 가정하에서 냉각수가 얻은 열량은 냉매증기가 기상에서 액상으로 상변화를 하면서 잃어버린 잠열과 같다는 기본적인 에너지 식을 사용하여 실험냉매들의 핀관에서의 열전달 계수를 구하였다.⁽¹²⁾ 이때 응축 열전달 계수는 식 (1)에 의해 계산된다.

$$h = \frac{m_{cw} C_{p_{cw}} (T_{cwo} - T_{cwi})}{A (T_v - T_w)} \quad (1)$$

식 (1)에서 전열면적 A 는 평관이나 핀관 모두 공칭지름(nominal diameter)인 19mm를 기준으로 계산했다(Fig. 3참조). 한편 식 (1)에서 T_w 는 실험관의 표면온도이나, 열전대를 용접 등에 의해 실험관의 표면에 부착하여 표면온도를 측정하게 되면

그 부분의 표면 조건이 실험관의 다른 부분과 달라져 열전달 계수가 큰 영향을 받게된다. 따라서 본 실험에서는 이미 위에서 설명한대로 핀관의 외측면과 가까운 관벽의 내부에서의 온도인 T_i 를 측정하고 다음과 같이 관 반경 방향의 1차원 열전도 식을 이용하여 벽면온도 T_w 를 결정하였다(Fig. 3참조).

$$T_w = T_i + \frac{\dot{Q}}{2\pi L} \left[\frac{\ln(r_o/r_i)}{k_{tube}} \right] \quad (2)$$

본 실험에서 사용한 실험관은 모두 열전도율이 높은 구리를 재질로 하므로, 식 (2)의 우변에 있는 보정상수는 실제로 매우 작으며 대부분의 경우에 0.1K이하이다. 냉매 증기와 표면의 온도차가 3~8 K이라는 점을 감안해 보면 이 정도의 보정치는 그리 큰 것이 아니다. 핀관의 경우에는 평판과 달리 표면에 흠이 나 있으므로 식 (2)를 직접 적용할 수는 없으나, 위에서 설명한대로 보정치 자체가 미소하여 열전달 계수에 큰 영향을 주지 못하므로 핀관의 경우에도 동일하게 식 (2)를 사용하여 T_w 를 결정했다. 위의 식 (1)과 (2)를 사용하여 실험관의 상부, 하부, 그리고 측면부의 열전달 계수를 결정했고, 앞으로 결과에서 제시될 국부 열전달 계수는 이 셋의 산술 평균치로 정하였다.

식 (1)을 통해 알 수 있듯이, 응축관의 열전달 계수를 구하는데 있어서 중요한 변수들은 응축관 내부부를 통과하는 냉각수의 비열, 유량 및 온도 상승, 벽면과냉도 등인데, 이들이 응축관의 열전달 계수에 미치는 영향, 즉 오차는 Kline과 McClintock⁽¹³⁾이 제시한 방법에 의해 구할 수 있다. 냉각수 유량 측정의 오차는 0.5%이고, 냉각수 입출구 온도차의 오차는 최대 3.5% 이내이다. 또한 포화온도와 벽면온도는 정밀도 0.3K인 T type thermocouple로 측정하였고 벽면과냉도의 측정온도 범위는 3K~8K이므로, 벽면과냉도의 측정 오차는 3K의 낮은 벽면과냉도에서 10%이고, 8K의 높은 과냉도에서는 약 3.8%이다. 물성치와 시편가공에 의한 오차는 매우 작아 무시할 만하였다. 따라서 본 연구에서 측정된 열전달 계수의 오차는 3K의 낮은 벽면과냉도에서는 약 10.6%, 8K의 높은 벽면과냉도에서는 약 5.2%로 평가되었다.

3. 실험 결과 및 논의

본 연구에서는 증기의 포화온도를 39°C로 유지한

채 모든 실험을 수행하였으며, 이 때의 포화압력은 CFC-11에서는 179kPa, HCFC-123에서는 149.6kPa, 그리고 HCFC-141b에서는 127.7kPa로 모두 대기압보다 높았다. 보일러의 히터에 공급되는 전압은 모두 200V였고 벽면과냉도는 3K에서 8K까지 변화시켰다.

3.1 평판에서의 실험

Fig. 5는 CFC-11을 사용하여 평판에서 얻은 응축 열전달 계수를 보여준다. 평판에서 측정된 열전달 계수는 수평관에서 응축액이 층류로 흐른다는 가정하에서 Nusselt 해석⁽¹⁴⁾을 통해 얻게된 다음의 이론식에 의해 계산된 값보다 약 1.3~5.1%정도 높았다.

$$h = 0.729 \left[\frac{g\rho_l(\rho_l - \rho_v)k_l^3 h_{fg}}{\mu_l d T D} \right]^{1/4} \quad (3)$$

한편 HCFC-123의 열전달 계수는 식 (3)에 의해 계산된 값보다 8.0~12.8%정도 높게 측정됐다. 이 같은 오차는 Marto et al.⁽⁹⁾ Sukatme et al.⁽¹¹⁾ 김내현 등,⁽¹²⁾ Cheng and Takuma,⁽¹⁵⁾ Briggs et al.⁽¹⁶⁾ 등의 평판 실험 자료에서도 공통적으로 발견되는 것으로, 증기의 유속이 응축액막 계면에서 물결 모양의 유동을 일으켜 응축액의 흐름이 난류가 됨으로 인해 측정치가 층류에 기반을 둔 이론치보다 커지는 것으로 이해된다.

지금까지 응축 열전달 계수를 측정된 연구에서는 주로 CFC-11이 작동유체로 사용되었으며 HCFC-

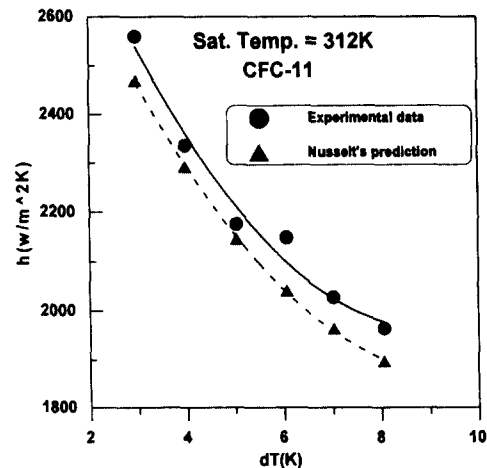


Fig. 5 Condensation heat transfer coefficients of CFC-11 on the plane tube

123과 HCFC-141b를 작동유체로 사용한 연구는 없었다. 따라서 본 논문에서는 CFC-11을 작동유체로 사용하여 측정된 데이터를 타 연구자의 데이터와 비교하여 실험 장치 및 데이터의 신뢰성을 간접적으로 확인 할 수밖에 없었고, 본 실험에서 얻은 평관의 데이터를 Sukhatme et al.⁽¹¹⁾의 평관 데이터와 비교한 결과 서로 매우 근접함을 확인할 수 있었다.

한편 본 실험에서는 상부, 하부, 측면부에서 열전달 계수를 측정했는데, 실험관의 종류에 상관없이 대부분의 경우 상부측이 가장 높은 열전달 계수를 나타냈고, 그 다음으로 측면부와 하부의 순이었다. 상부에서는 응축된 응축액이 중력에 의해서 하부로 내려올 때 응축액에 난류를 유발시키며 또한 강제대류를 만들기 때문에 상부에서의 열전달 계수가 큰 것으로 추정된다. 이러한 현상은 Wanniarachchi et al.⁽¹⁰⁾ 및 Sukhatme et al.⁽¹¹⁾의 연구 등에서도 지적되었으며, 응축액이 고이는 핀관 하부에서는 액막이 증기가 전열면과 직접 닿는 것을 방해하여 다른부분보다 열전달 계수가 낮게 나타난 것이다.

3.2 핀관에서의 실험

Fig. 7~10은 응축 열전달 계수가 벽면과냉도, 핀밀도 및 핀형상에 따라 변하는 것을 종합적으로 보여주고 있다. 우선 냉매에 따른 열전달 계수를 살펴보면, CFC-11의 열전달 계수가 가장 높았으

며 그 뒤로는 HCFC-141b와 HCFC-123의 순이었다. 한편 핀관의 열전달 계수는 평관에 비해 무려 5~6배까지 높았고, 네 종류의 핀관 중 가장 높은 열전달 계수를 보인 것은 28fpi의 핀밀도를 갖는 관이었다. 핀관의 경우도 평관과 마찬가지로 CFC-11을 사용하여 측정된 데이터를 Sukhatme et al.⁽¹¹⁾이 취한 핀관의 데이터와 비교했으며, 그 경향이 매우 비슷함을 확인 할 수 있었다. 그러나 실험에 사용된 핀관의 밀도 및 형상이 다르기 때문에 정량적인 분석을 할 수는 없었다.

냉매에 따라 열전달 계수가 다른 이유를 살펴보

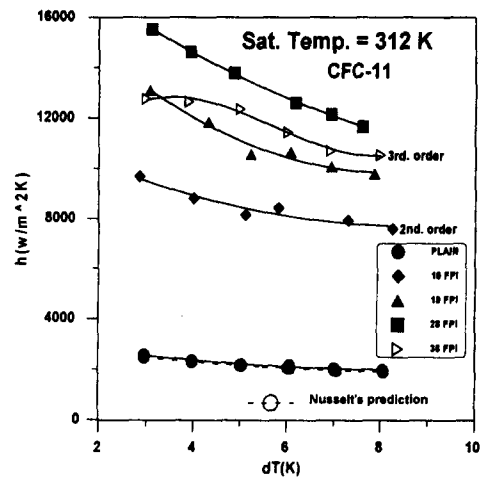


Fig. 7 Condensation heat transfer coefficients of various tubes for CFC-11

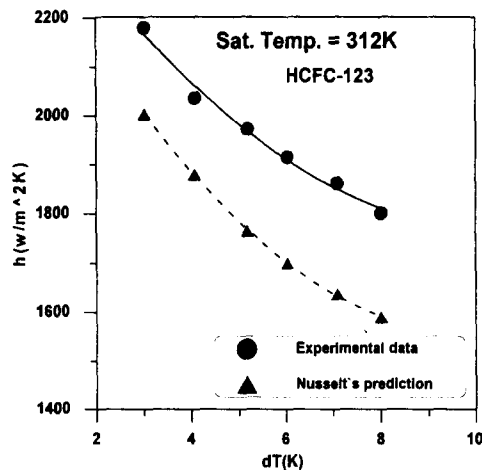


Fig. 6 Condensation heat transfer coefficients of HCFC-123 on the plane tube

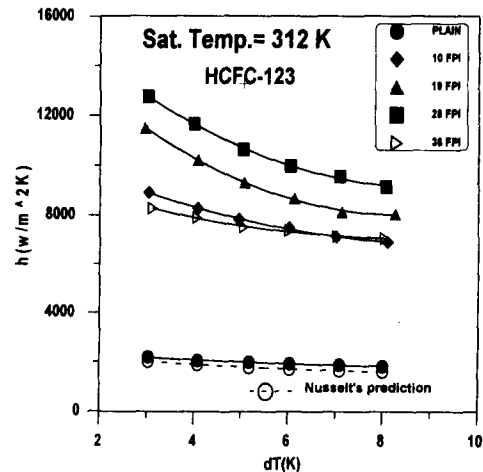


Fig. 8 Condensation heat transfer coefficients of various tubes for HCFC-123

기 위해 우선 냉매들의 물성치를 조사해 볼 필요가 있다. 다음의 Table 1은 39°C에서의 각 냉매의 물성치를 보여준다.⁽¹⁷⁾ Nusselt의 해석에 따른 식 (3)을 살펴보면, 벽면과냉도와 실험관의 지름이 일정한 경우에 열전달 계수는 $[\rho_1(\rho_1-\rho_v)h_{fg}]^{0.25}$ 와 $(k_1^{0.75}/\mu_1^{0.25})$ 에 비례한다. 그런데 표 1에서 볼수 있듯이, 본 연구에서 사용된 냉매의 점성계수는 거의 동일하므로 실제로 세 냉매의 경우에 열전달 계수는 $[\rho_1(\rho_1-\rho_v)h_{fg}]^{0.25}$ 와 $k_1^{0.75}$ 에 비례한다고 볼수 있다. 이 두 가지 인자 중 $[\rho_1(\rho_1-\rho_v)h_{fg}]^{0.25}$ 는 Table 1에 나열되어 있듯이 세 냉매가 거의 비슷하여 최대 차이가 3.5%정도뿐이 되지 않는다. 따라서 이 세 냉매의 열전달 계수에 가장 큰 영향을 미치는 인자는 응축액의 열전도율이라고 결론지을 수 있으며, 실제로 $k_1^{0.75}$ 의 값을 비교해 보면 HCFC-123은 CFC-11에 비해 12.5% 정도 작고, HCFC-141b는 CFC-11과 거의 같으며, 이것은 평관에서 취한 각 냉매의 열전달 계수 차이와 거의 일치하는 것이다. 또한 핀관의 실험 결과들을 요약한 그림 10도 응축 열전달 계수가 핀밀도에 상관없이 위의 물성치 해석을 통한 결과와 거의 비슷한 추세를 나타냄을 보여준다. 즉 열전도율이 가장 작은 HCFC-123은 핀밀도에 관계없이 세 냉매 중 가장 낮은 열전달 계수를 나타내고 있다. 따라서 응축 열전달 계수에 일차적으로 가장 큰 영향을 미치는 인자는 응축액의 열전도율이라고 결론 지을 수 있다.

한편 CFC-11과 HCFC-141b를 비교해 보면 핀밀도가 낮은 영역에서는 HCFC-141b의 열전달 계수가 CFC-11보다 크고, 핀밀도가 높은 영역에서는 그 반대가 된다. Nusselt 해석에 의한 이론식으로 CFC-11과 HCFC-141b의 평관에서의 열전달 계수를 예측해 보면 사실 CFC-11의 열전달 계수가 HCFC-141b에 비해 약 3.8% 정도 큰 것으로 예측된다. 이같은 차이가 생긴 이유는 아마도 Nusselt의 해석에서 표면장력에 의한 영향을 고려하지 않았기 때문으로 추측된다. 저밀도의 핀관을 사용하는 경우에는 표면장력이 응축액의 두께를 얇게 해주어 열전달을 촉진시키므로 표면장력이 가장 큰 HCFC-141b가 CFC-11 보다 높은 열전달 계수를 나타낸다. 반면에 고밀도의 핀관을 사용하는 경우에는 표면장력이 응축액을 핀 사이에 억류시키므로 열전달 저항을 증대시켜 표면장력이 큰 HCFC-141b가 CFC-11보다 낮은 열전달 계수를 나타낸

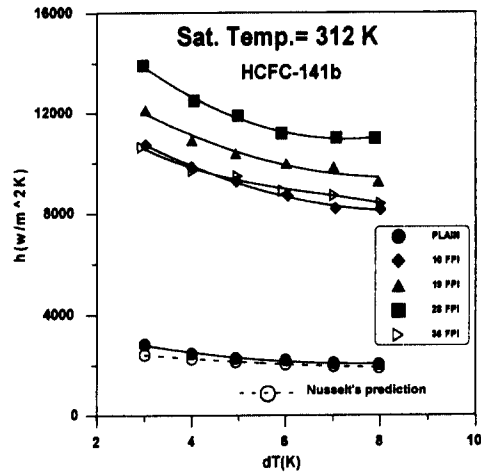


Fig. 9 Condensation heat transfer coefficients of various tubes for HCFC-141b

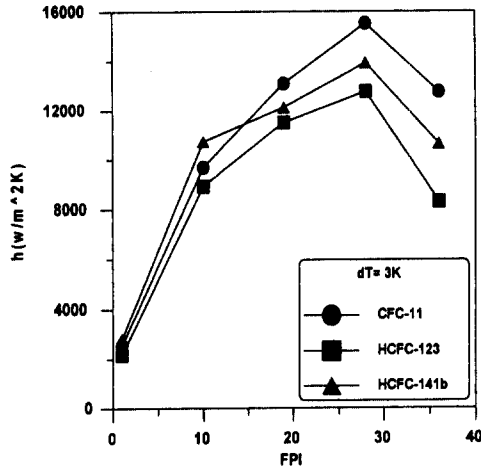


Fig. 10 Condensation heat transfer coefficients of various tubes as a function of fin density for different refrigerants

다. 이같은 현상은 Yau et. al⁽⁸⁾의 연구에서도 이미 증명된 바 있으며, 작동유체의 표면장력이 증력과 함께 응축액 유동에 영향을 주어 이와 같은 특이한 결과를 가져오는 것으로 평가된다.

실험 데이터 분석시 특이점을 보인 핀관은 최고의 유효전열면적을 가진 36fpi 핀관으로서, CFC-11에서는 열전달 계수가 벽면과냉도에 대해 확인한 3차식으로 근사되었으며 HCFC-123 및 HCFC-141b에서도 미약한 3차식의 형태를 보이고 있다 (Fig. 7참조). 다시 말해 이 핀관의 열전달 계수는 벽면과냉도가 높거나 낮은 곳에서 평평한 추세를

Table 1 Refrigerant properties at 39°C

	ρ_l (kg/m ³)	ρ_v (kg/m ³)	$(\rho_l - \rho_v)$	h_{fg} (kJ/kg)	$[\rho_l(\rho_l - \rho_v) h_{fg}]^{0.25}$	μ_l (Pa. sec)	k_l (W/mK)	$k_l^{0.75}$	σ (N/m)
CFC-11	1442	9.48	1432.5	175.2	137.9	0.000360	0.0865	0.1595	0.0160
HCFC-123	1427	9.32	1417.7	165.4	135.2	0.000362	0.0726	0.1398	0.0137
HCFC-141b	1202	6.06	1195.9	218.9	133.2	0.000366	0.0862	0.1590	0.0164

보이고 있다. 이러한 경향은 Sukhatme et al.⁽¹¹⁾의 실험결과에서도 나타나는데, 이들이 고밀도의 56 fpi 핀관에서 얻은 열전달 계수들 역시 벽면과 냉도에 관계 없이 일정하였다. 그러나 저밀도의 다른 핀관에서는 본 실험의 데이터와 마찬가지로 벽면과 냉도가 낮으면 열전달 계수가 증가하고 과냉도가 높으면 열전달 계수가 감소했다. 이같은 현상은 벽면과 냉도가 작은 상태에서는 열전달량이 작아 응축액이 적게 발생하고 반대로 벽면과 냉도가 큰 상태에서는 열전달량이 많아 응축액이 많이 발생하여 관을 완전히 덮는다는 것을 시사하며, 실제로 유리관을 통해서도 열전달량이 큰 경우에는 응축액이 관을 덮는 것을 관찰할 수 있었다. 그 결과 벽면과 냉도가 작은 상태에서는 응축액의 두께가 얇아 열전달 계수가 크고 벽면과 냉도가 큰 상태에서는 응축액의 두께가 증가하여 증기와 관벽면의 접촉을 방해하게 되므로 열전달 계수가 감소하는 것으로 추정된다.

Fig. 7~10을 살펴보면, 핀밀도가 28fpi에 이르기까지는 핀밀도의 증가와 더불어 열전달 계수가 증가하지만, 핀밀도가 28fpi를 넘어서면 다시 감소하는데, 이같은 현상은 최적의 핀밀도를 넘어서는 경우에는 표면 장력에 의해 응축액이 핀과 핀 사이에서 원활하게 제거되지 못하기 때문에 발생하는 것으로 보인다. 이 사실은 핀 가공에 의한 유효전열면적의 증대뿐만이 아니라 표면장력이나 열전도율과 같은 냉매의 물성치 같은 인자들이 총체적으로 응축 열전달에 영향을 미침을 보여주며, 따라서 응축 열전달 향상을 위해 낮은 핀관을 선택할 때 최적의 핀밀도를 갖는 튜브를 선택하는 것이 매우 중요함을 보여 준다. 또한 이런 이유 때문에 그리고 효율적인 가공을 위해 실제로 여러 핀관 제조업체들이 26~28fpi의 핀밀도를 갖는 낮은 핀관을 추천하고 있다.

Fig. 11은 본 연구에서 측정된 핀관의 데이터를

기준이 되는 평관의 데이터로 나누어 계산한 열전달 향상률 및 유효전열면적을 핀밀도를 독립변수로 하여 3차 곡선으로 근사시킨 결과를 보여준다. 핀관의 유효전열면적은 평관에 비해 1.46~3.3배까지 증가하였고, 열전달 계수는 평관에 비해 CFC-11에서 3.7~6.3배, HCFC-123에서 3.8~5.4배, HCFC-141b에서 3.7~5.4배까지 증가하였다. 이같은 사실은 핀 가공으로 인해 유효전열면적이 증가됨으로 예상되는 열전달 계수의 향상보다 더 많은 향상이 이루어졌음을 보여주는 것이다. 이런 경향은 Yau et al.⁽⁸⁾의 실험결과와도 일치하는 것으로, 최적의 핀밀도 이하에서는 유효전열면적의 증가로 인해 열전달이 촉진될 뿐만 아니라, Webb et al.⁽⁶⁾이 밝힌 대로 표면장력이 응축액을 배출하는 역할을 하여 더욱 더 열전달을 촉진시키기 때문으로 추정된다. 한편 핀밀도에 따른 열전달 향상률을 살펴보면 모든 냉매에서 10fpi 핀관이 최저의 향상률을 보였고, 28fpi 핀관이 최고의 향상률을 보였다.

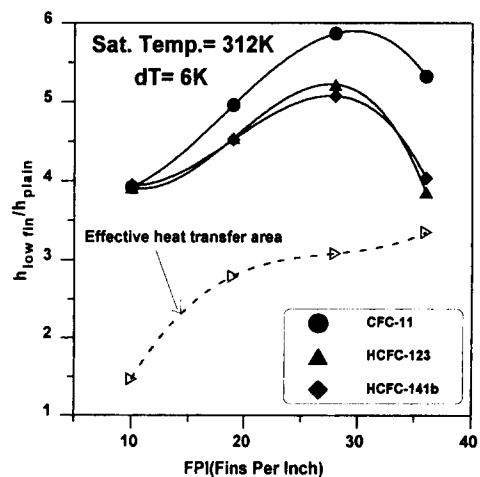


Fig. 11 Condensation heat transfer enhancement factors and effective heat transfer area of various finned tubes

냉매에 따른 열전달 계수의 향상률을 살펴보면, 핀밀도와 상관없이 CFC-11이 가장 큰 향상률을 보였다. HCFC-123과 HCFC-141b를 비교하면 낮은 핀밀도에서는 향상률이 비슷했으나, 최고의 열전달 계수를 보인 28fpi 핀판에서는 HCFC-123의 향상률이 HCFC-141b보다 조금 더 높았다. 그러나 Fig. 10이 보여 주듯이 28fpi 핀판에서 열전달 계수 자체는 HCFC-141b가 HCFC-123보다 조금 높았다. 따라서 응축 열전달이라는 측면만 고려할 때는 HCFC-141b와 HCFC-123이 모두 CFC-11의 대체물로 무난히 사용될 수 있다는 것을 알 수 있으며, 최적의 핀밀도에서는 HCFC-141b가 HCFC-123보다 조금 더 효과적이라는 것을 알 수 있다. 따라서 응축 열전달이라는 측면에서 대체냉매를 고려한다면 CFC-11의 대체물로 HCFC-141b가 좀 더 적합하다고 할 수 있다. 그러나 HCFC-123은 HCFC-141b에 비하여 오존층붕괴지수와 지구온난화지수가 낮고 대기중 수명이 짧기 때문에 환경적 측면에서는 HCFC-123이 적합한 것으로 평가된다. 따라서 대체냉매를 사용하는 고효율 응축기 개발 시에는 이러한 점들을 비교해야 할 것이다.

4. 결 론

(1) 지금까지 원심식 철러의 작동유체로 사용되어 온 CFC-11은 평균 및 낮은 핀 판 모두에서 가장 높은 열전달 계수를 보였으며, HCFC-141b의 열전달 계수는 CFC-11과 비슷했고, HCFC-123의 열전달 계수는 CFC-11에 비해 약 10% 정도 낮았다. 이 세 냉매의 경우 열전달 계수에 가장 큰 영향을 미친 인자는 표면을 타고 흐르는 액막의 열전도율인 것으로 밝혀졌다.

(2) 핀 가공을 통한 유효전열면적의 증가로 인해 응축 열전달 계수가 증가하는 경향은 냉매와 상관없이 전반적으로 비슷했다. 핀가공으로 인한 열전달 계수의 향상률은 CFC-11에서 6.4배로 가장 높았고, 그 다음으로 HCFC-123, HCFC-141b순이었다.

(3) 핀밀도가 28fpi가 될 때까지는 열전달 계수가 핀밀도에 비례하여 증가했으나, 그 이후에는 급격히 감소했다. 최적 핀밀도를 넘어서는 경우엔 응축액이 핀 사이에 고여 액막이 두꺼워지고 결과적으로 열전달 계수의 감소 현상이 발생했다.

위의 결과들을 종합해 볼 때 응축 열전달 측면에

서는 CFC-11의 대체물인 HCFC-141b와 HCFC-123이 모두 적합한 냉매로 판단된다. 그러나 이들의 열전달 능력이 CFC-11에 비해 비슷하거나 조금 떨어지므로 앞으로 대체냉매의 열전달 능력 향상을 위해 더 많은 연구가 수행되어야 할 것이다.

후 기

본 연구는 과학재단의 황해권 수송 시스템 지역 연구 센터(RRC)의 연구비 지원에 의해 이루어졌으며, 이에 감사를 드린다. 또한 냉매를 제공해주신 울산화학, 두폰 코리아 그리고 실험설비 제작에 큰 도움을 준 (주) 제이오에 감사를 드린다.

참고문헌

- (1) Molina, M. J. and Rowland, F. S., 1974, "Stratospheric Sink for Chlorofluoromethanes; Chlorine Atom Catalyzed Destruction of Ozone," *Nature*, Vol. 249, pp. 810~812.
- (2) Montreal Protocol on Substances That Deplete the Ozone Layer, 1987, Final Act, United Nations Environmental Programme.
- (3) Radermacher, R. and Jung, D., 1992, "Theoretical Analysis of Replacement Refrigerants for R22 for Residential Uses," *US Environmental Protection Agency Report*, EPA/400/1-91/041
- (4) Beatty, K. O. and Katz, D. L., 1948, "Condensation of Vapors on Outside of Finned Tubes," *Chemical Engineering Progress*, Vol. 44, No. 1, pp. 55~70.
- (5) Adamek, T. and Webb, R. L., 1990, "Prediction of Film Condensation on Horizontal Integral Fin Tubes," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 33, pp. 1721~1735.
- (6) Webb, R. L., Rudy, T. M. and Kedzierski, M. A., 1985, "Prediction of the Condensation on Horizontal Integral-fin Tubes," *J. of Heat Transfer*, Vol. 107, pp. 369~376.
- (7) Honda, H., Uchima, B., Nozu, S., Torigoe, E. and Imai, S., 1992, "Film Condensation of R-113 on Staggered Bundles of Horizontal Finned Tubes," *J. of Heat Transfer*, Vol. 114, pp. 442~449.

- (8) Yau, K. K., Cooper, J. R. and Rose, J. W., 1985, "Effect of Fin Spacing on the Performance of Horizontal Integral Fin Condenser Tubes," *J. of Heat Transfer*, Vol. 107, pp. 377~383.
- (9) Marto, P. J., Zebrowski, D., Wanniarachchi, A. S. and Rose, J. W., 1990 "An Experimental Study of R-113 Film Condensation on Horizontal Integral-fin Tubes," *J. of Heat Transfer*, Vol. 112, pp. 758~767.
- (10) Wanniarachchi, A. S., Marto, P. J., and Rose, J. W., 1985, "Film Condensation of Steam on Horizontal Finned Tubes: Effect of Fin Spacing," *J. of Heat Transfer*, Vol. 108, pp. 960~966.
- (11) Sukhatme, S. P., Jagadish, B. S. and Prabhakaran, P., 1990, "Film Condensation of R-11 Vapor on Single Horizontal Enhanced Condenser Tubes," *J. of Heat Transfer*, Vol. 112, pp. 229~234.
- (12) 김내현, 정인권, 김경훈, 1995, "낮은 핀관의 응축 열전달 성능에 관한 실험적 연구," 공기조화 냉동공학 논문집, 제7권, 제 2호, pp. 298~309.
- (13) Kline, S. J. and McClintock, F. A., 1953, "Describing Uncertainties in Single-Sample Experiments," *Mechanical Engineer*, Vol. 75, Jan. 1953, pp. 3~9.
- (14) Carey, V. P., 1992, "Liquid-Vapor Phase Change Phenomena," *Hemisphere Publishing Corp.*, pp. 337~395.
- (15) Cheng, K. C. and Takuma, M., 1989, "Film Condensation of R113 on Horizontal Smooth and Finned Tubes with Vapor Flow Parallel to Tube Axis," *National Heat Transfer Conference*, pp. 87~95.
- (16) Briggs, A., Wen, X. L. and Rose, J. W., 1992, "Accurate Heat Transfer Measurements for Condensation on Horizontal Integral-Fin Tubes," *J. of Heat Transfer*, Vol. 114, pp. 719~726.
- (17) ASHRAE Handbook Fundamentals, 1993, American Society of Heating, Refrigerating and Air -Conditioning Engineers, Chapter 17.