

터보 냉동기용 핀튜브에 관한 연구(I)

- 응축 열전달에 관하여 -

조동현* · 한규일 · 김시영

(* 부산수산대학교 대학원 · 부산수산대학교)

기호설명

A	: 열전달 표면적(m ²)
C _p	: 비열(kJ/kg·K)
D	: 튜브 직경(m)
f	: 마찰계수
fpm	: 핀 밀도(fins per meter)
g	: 중력 상수(9.81m/s ²)
h	: 열전달계수(W/m ² ·K)
L	: 응축 표면 길이(m)
M	: 냉각수 유량(l/hr)
m	: 질량유동율(kg/s)
P _r	: 프란틀 수
Q	: 응축열량(kw)
Re	: 레이놀즈
T	: (°C)
η _f	: 핀 효율
ρ	: 밀도(kg/m ³)
μ	: 응축액의 점성계수(J/kg)

첨 자

boiler	: 증발기
c	: 응축
cool	: 냉각수
e	: 등가
ef	: 유효 면적
f	: 핀
H	: 수평

in	: 입구
o	: 외표면
out	: 출구
p	: 평튜브
r	: 밀면
V	: 유속
v	: 수직

I. 서 론

전열관에서의 응축 현상은 튜브 표면에서 막 응축(filmwise condensation) 혹은 방울 응축(dropwise condensation) 형태로 응축이 된다^{1,2)}. 응축 튜브 내에서 유동하는 유체는 응축 과정에서 방출되는 열을 흡수한다. 이 유체는 대부분 냉각수이거나 혹은 열을 흡수할 수 있는 유체이다. 증기가 원통과 튜브군 사이로 통과할 때 튜브바깥 표면에서 응축이 일어나며, 증기가 유동하는 방향에 따라서 하향식 또는 향류식으로 분류된다. 하향식 응축기에서는 증기가 용기의 위에서 유입되어 튜브군을 지나면서 응축된 액이 용기의 밑부분으로 유출된다. 그러나 향류식은 운동 방향 흐름 방지판을 설치한 방식이다. 실제의 응축은 튜브의 바깥 표면에서 일어난다. 이때 튜브 표면의 기하학적인 형상은 응축기 혹은 증발기의 열전달 성능에 커다란 영향을 미친다^{3,4)}. 최초의 응축기는 평튜브를 사용하였으나 제조 기술이 발달함에 따라서 전조 나선핀 튜브(integral-fin tube)를 만들기 시작했다. 이러한 튜브는 1940년 이후에 만들기 시작하였으며, 냉동기 및 열교환기에 사용되었다⁵⁾. 직경은 12mm에서 26mm까지의 다양한

크기로 생산되었으며, 단위 미터당 핀의 갯수는 430 - 1575개 범위에서 가공되었다. 그리고 여러가지 다른 재질로도 사용되었다. 단상 유동시 평튜브보다 전조 나선핀 튜브의 장점은 튜브 외경의 면적이 증가되는 것이다. 터보 냉동기의 응축에서도 짧은 수직 핀은 응축 계수를 증가시킨다. 이러한 응축계수는 표면적의 증가만으로 기대했던 양보다 더 증가시킬수 있다⁶⁾. 그러나 전조 나선핀은 또한 응축 액체의 역류 때문에 유동에 단점이 있게 된다. 전조 나선핀 튜브에서 핀 사이의 공간은 응축된 액의 일부를 역류시키는 모세관력을 발생시키는 원인이 된다. 국소 응축계수는 응축액막 두께에 비례하기 때문에 응축액 역류 지역에서의 표면은 응축에 비효율적이다. Rudy와 Webb⁷⁾은 유동 지역은 응축액의 표면 장력과 밀도비 그리고 핀 밀도를 증가시킴으로써 증가된다고 발표하였다. 그러므로 평 튜브에 전조 나선핀을 가공하는 효과는 표면적을 증가시키고 표면 장력을 크게하는 효과가 있지만 응축액이 역류되어 열전달 향상을 저해하는 요소도 있으므로, 전조 나선핀 튜브를 용이하게 적용하기 위해서는 다음 두가지 사항에 초점을 맞출 수 있다. 튜브의 비 역류 지역에서의 응축계수 개선과, 응축액 역류에 의하여 효율을 저하시키는 총표면적의 비율을 감소시키는 것에 있다. 또한 튜브 내면에서도 골의 형상에 따라서 열전달 성능에 많은 영향이 있음이 Watkinson⁸⁾ 등에 의해 발표되었다.

이와같이 전조 나선핀 튜브에 대한 국내외적인 연구 동향은 두가지로 분류할 수 있다. 첫째는 튜브 외표면에 전조 나선핀이 있고 튜브 내부는 평튜브인 경우이고 둘째는 튜브 바깥 표면은 평튜브이고, 튜브내부에 나선 홈이 있는 경우이다.

그러나 국내외적으로 튜브 내부와 외부에 동시에 전조 나선핀이 있는 경우에 대해서는 아직까지 연구 보고가 되지 않고 있는 실정이다. 따라서 본 연구에서는 튜브의 내부와 외부에 전조 나선핀이 있는 튜브에 대하여 연구하고, 평 튜브와 튜브의 외부표면에만 핀이 있는 튜브, 그리고 내부 표면에만 핀이 있는 튜브를 비교 분석하고자 한다. 그리고 본 연구에서는 참고문헌에서 나타난 제현상을 토대로 하여 응축열전달을 촉진시킬수 있는 변수를 선택해서 전조 나선핀 튜브를 제작 했다. 이러한 조건들을 만족시키기 위해서는 표면장력과 응축액막, 응축액 역류에 관한 사항들을 기초로 한 이론적 규명과 실험적 연구와의 비교 분석이 필수적이고, 열전달 성능이 최대가 될수 있는 핀의 높이와 핀의 간격과 핀의 형상의 최적 조건이 요구된다. 그리고 핀

내에서의 유동은 열전달 표면적을 증가시키기 위해 나선 홈 깊이를 깊게 하면, 유동 압력손실이 증가하게 되므로 펌프 동력이 증가하게 되어 동력 손실을 초래할 수 있다. 그러므로 튜브 내면의 나선홈은 열전달을 최대로 할수 있는 난류 유동의 형성과 동시에 유동 압력 손실을 최소로 할수 있는 핀 형상을 규명하는 것이 요구된다. 그리고 응축계수에 관해서는 핀 표면 증가에 의한 효과와 표면 유동을 지배하는 효과의 양면 모두를 규명할수 있다. 전조 나선핀 튜브의 경우 응축계수를 예측할 수 있는 모델을 개발하고, 이 모델의 유용성을 위해 얻어진 실험데이터로부터 예상 모델을 구하고 비교 검토한다.

II. 이론 해석

1916년에 Wilhem Nusselt⁹⁾는 막응축에 대하여 처음 발표했다. Nusselt의 모델은 수직면에서 순수증기의 응축에 대한 열전달 성능을 예측했다. 이러한 해석에서 Nusselt는 수직 벽면과 증기 온도는 일정하게 유지하고, 응축액막에 의 온도 강하는 선형적으로 강하하고, 응축액 유동은 층류이고, 증기의 전단력은 무시하였다. 또한 응축액막에서 열전달은 전도에 의해서만 일어나고, 유체의 물성치는 일정하다는 가정하에서 해석하였다. 식 (1)은 수직 평판에 대한 Nusselt의 해석 결과를 나타낸다.

$$h_v = 0.943 \left(\frac{F}{L} \right)^{0.25} \quad (1)$$

여기에서,

$$F = \frac{\kappa^3 \rho^2 g h_{fg}}{\mu \Delta T_{sw}}$$

Nusselt의 이론식을 수직 평판에 적용한것을 살펴 보면, Nusselt는 수직 평판에 대한 이론식을 식(1)에서 중력항을 $g \cdot \sin(\theta)$ 로 대치하고 0°로부터 180°까지의 값을 적분함으로써 수직 평판에 대한 응축이론식을 만들었다. 식(2)는 수직 평판에 대한 열전달계수값을 나타낸다. 이식은 표면장력때문에 발생하는 응축액 역류는 없는 것으로 가정한 결과값이다.

$$h_H = 0.275 \left(\frac{F}{D_o} \right)^{0.25} \quad (2)$$

이 이후에 Sparrow와 Greg¹⁰⁾ 그리고 Chen¹¹⁾에 의한 연

구에 의하면 식(2)는 $Pr > 1$ 그리고 $Cp \cdot \Delta T/L < 1$ 인 경우에 적합하다고 발표했다.

1940년대에 접어들어 Beatty 와 Katz¹²⁾는 응축에 이용되는 전조 나선핀 튜브에 대한 이론 해석과 실험을 처음 실시했다. 그들의 해석은 중력이 이러한 튜브의 핀과 기초 표면 양쪽에서 응축액 배출을 지배한다는 가정하에서 이루어졌다. 이러한 가정을 기초로 하고, 수직 표면과 매끈한 수평관에 대하여 Nusselt의 중력 배출 모델을 핀 표면과 핀사이의 기초 표면에 각각 적용했다.

이들의 이론식에 의하면, 총 열플럭스는 튜브의 기초 표면(A_r)와 열플럭스와 수직핀(A_f)의 열플럭스의 합이다.

유효한 총표면적에 근거를 둔 총응축계수는 식(3)과 같다.

$$h_o = \frac{A_r}{A_{ef}} h_H + \frac{\eta A_f}{A_{ef}} h_R \quad (3')$$

여기에서,

$$A_{ef} = A_r + \eta A_f \text{이다.}$$

식(1)과 (2)를 식(3)에 대입하면 Beatty - Katz 모델을 얻는다.

$$h_o = 0.725 F^{0.25} \left[\frac{A_r}{A_{ef}} \frac{1}{D_r^{0.25}} + 1.3 \frac{\eta A_f}{A_{ef}} \frac{1}{L^{0.25}} \right] \quad (4)$$

식(4)에서 L 값은 전조 나선핀 튜브에서 짧은 수직핀에 대한 등가수직높이 값이다. 식(2~5)는 직경 D_o 에 대한 평

균 응축액막 배출(drainage)길이를 나타낸다.

$$L = \pi \frac{D_o^2 - D_r^2}{4D_o} \quad (5)$$

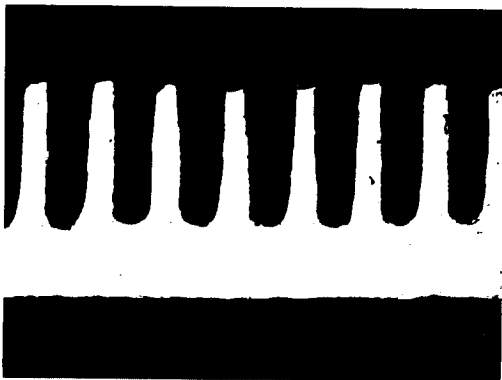
Beatty와 Katz의 수평 핀튜브에 대한 실험결과는 그들의 모델 식(4), 식(5)에 리가지의 핀형상에 대하여 표면장력 값이 낮은 6가지 유체에서 실험한 결과와 비교적 잘 일치했다. 실험치는 이론치보다 5%정도 더 낮았다. 그들의 결과식은 식(6)으로 주어진다.

$$h_{BK} = 0.689 F^{0.25} \left[\frac{A_r}{A_o} \frac{1}{D_r^{0.25}} + 1.3 \frac{\eta A_f}{A_o} \frac{1}{L^{0.25}} \right] \quad (6)$$

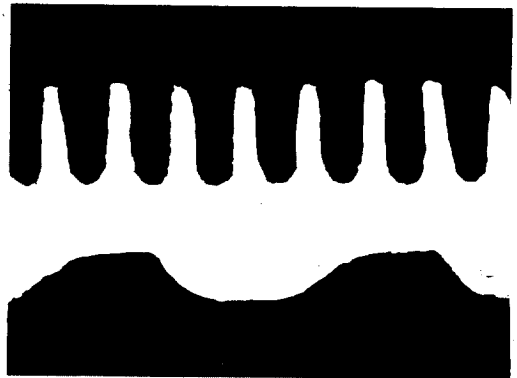
Ⅲ. 실험장치

1. 실험 재료

<그림 1>은 본 연구의 실험에 사용한 전조나선핀 튜브의 형상을 20배 확대시킨 핀 튜브 및 핀과 나선 홈이 동시에 있는 튜브의 사진을 나타낸다. 그리고 <그림 2>는 실제 실험에 사용한 핀 튜브이다. 튜브 외표면 및 튜브 내표면에 핀과 홈 형상에 따른 열전달율을 측정하기 위해, 튜브 외면에는 748, 1024, 1299, 1654 fpm을 핀 형상을 선택하고, 튜브 내표면에는 나선홈이 없는 평 튜브와 10골과 30골이 있는 형상을 선택했다. 첫번째 조건으로는 튜브 외표면에는 핀이 있고 튜브 내표면에는 홈이 없는 형상을 선택하여 열전달율을 규명한다. 그리고 두번째 조건으로 튜브 외표면과 내표면에 동시에 핀과 홈이 있을때의 열전달율을



(a) Finned tube

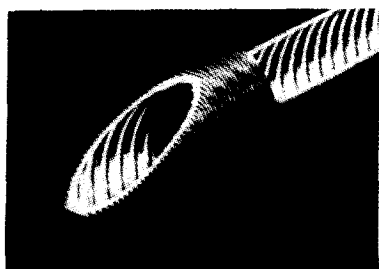


(b) Finned and Grooved Tube

<그림 1> Type of Finned and Grooved Tubes.

<표 1> Geometric Specifications of Integral - Fin Tubes.

튜브번호	Tube1	Tube2	Tube3	Tube4	Tube5	Tube6	Tube7	Tube8	Tube9
핀수/(m)	748	748	1024	1024	1299	1299	1299	1654	
홈 수		10		10		10	30	30	
외 경	18.9	18.9	18.9	18.9	18.8	18.8	18.8	18.8	
핀 높이	1.3	1.3	1.3	1.3	1.2	1.2	1.2	1.2	Smooth
핀 두께	0.35	0.35	0.28	0.28	0.28	0.28	0.28	0.23	Tube
외표면적		0.3388	0.4224	0.4224	0.4690	0.4690	0.4690	0.5746	
내 경		14.2		14.2		14.2	14.8	14.8	
홈 깊이		0.35		0.35		0.35	0.35	0.35	
홈 두께		2.284		2.284		2.284	0.793	0.793	
내표면적		0.1054		0.1054		0.1054	0.1371	0.1371	



<그림 2> Photograph of Finned and Grooved Tubes.

규명한다. 세번째 조건으로 튜브의 표면은 동일 핀 형상에서 튜브 내부골의 형상을 변경했을 때의 열전달율의 변화를 규명한다.

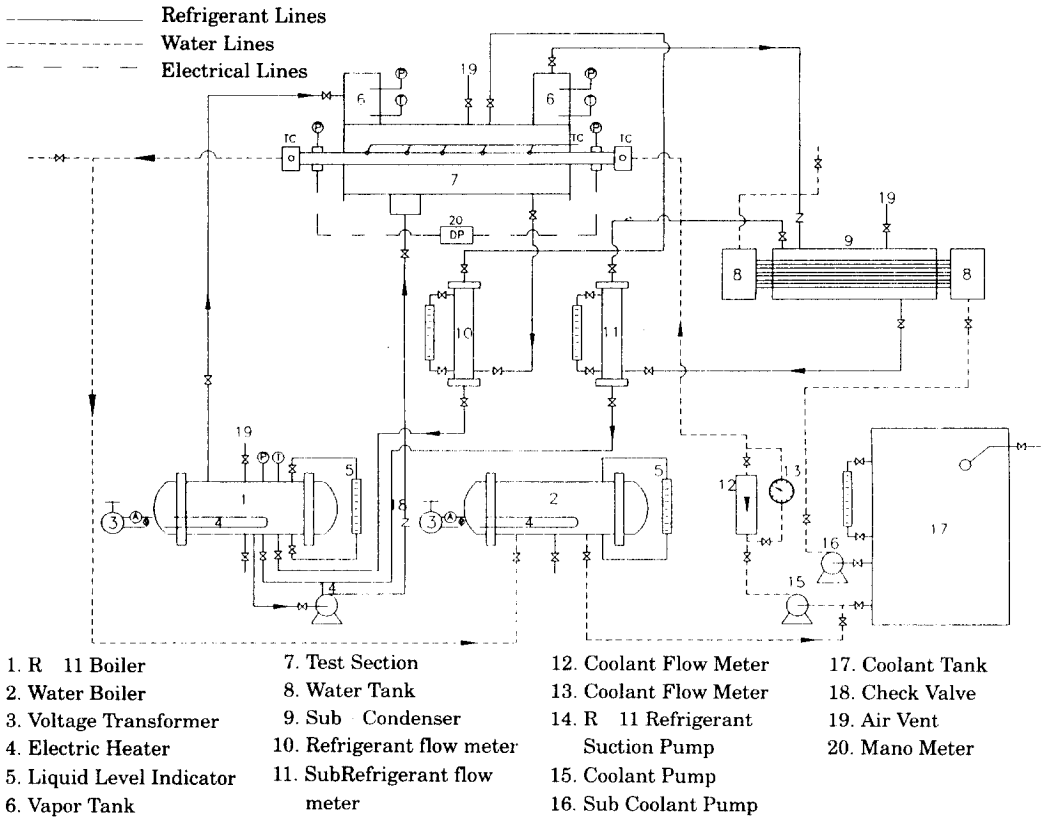
그래서 <표 1> 에서와 같이 (1) 748fpm, (2) 748fpm - 10골, (3) 1024fpm, (4) 1024fpm - 10골, (5) 1299fpm, (6) 1299fpm - 10골, (7) 1299fpm - 30골, (8) 1654fpm - 30골의 여덟가지 형상의 튜브를 선택하여 열전달율을 규명한다.

이 결과로부터 열전달율이 최고가 되는 최적조건의 튜브 내표면의 골 형상과의 표면의 핀 형상을 규명 했다. 그리고 여덟가지 조건으로 선택하여 실험한 결과 값과 평 튜브의 열전달율 값과 비교하여, 얼마만큼의 열전달율이 상승하는가를 규명한다. 그리고 튜브 내면의 골의 영향에 의하여 평 튜브보다 압력 손실이 상승하는 가를 규명한다.

2. 냉매 및 냉각수 순환 회로

<그림 3>은 본 연구에서 사용한 순환 실험장치 개략도를 나타낸다. 응축 실험장치는 <그림 3>에서와 같이 가변 변압기(Slidax)를 통해 일정한 전기에너지를 증발기

(Evaporator 혹은 Boiler)에 있는 전기 가열 장치에 공급하게 되어 있다. 이렇게 일정하게 공급되는 전기 에너지는 증발기 내에 있는 냉매 R-11을 증발시킨다. 증발된 R-11 증기는 주 증기 밸브를 통과하여 증기 유속 완충장치(vapor tank)에 유입된다. 이 증기 탱크에서 증기의 유속을 일정하게 유지시키고 또한 종류 유동조건으로 유지한다. 이와 같은 실험 조건을 유지하므로써 시험구간(test section)에서 응축 열전달실험에 적합한 조건을 갖춘다. 증기 저장조에서 형성되어 있는 순수 포화 증기를 시험 구간의 관로 속에 통과시키고 동튜브 내부에 냉각수를 통과시켜, 동튜브 외부 시험구간의 R-11 증기와 동튜브 내부에 흐르는 냉각수가 열교환이 일어나도록 되어 있다. 그리고 시험 구간의 가운데에 $\phi 125\text{mm}$ 의 투시공을 설치하여 동튜브 외부의 응축 현상을 관측할 수 있도록 했다. 시험 구간 내에서 R-11 증기의 대부분이 응축되고 난 후, 응축되지 않은 나머지 증기들은 보조 응축기에서 완전히 응축하게 되며, 시험 구간에서 응축된 액체(R-11)는 응축액 유량 측정 장치를 통과하는 동안 응축액량을 측정하고 난 후, 저장 탱크에 응축액을 저장하고, 순환용 냉매 펌프로써 증발기에 강제 순환시킨다. 그리고 보조 응축기에서 응축된 R-11냉매는 보조 응축기용 R-11냉매 측정 장치를 통과하면서 응축액량을 측정하고 증발기로 순환된다. 이와같은 원리에 의해 R-11냉매는 가열 장치인 1개의 증발기와 냉각 장치에 의해 시험 구간과 보조 응축기 사이를 순환하게 된다. 그리고 냉각 장치를 위한 냉각수 순환 장치는 시험 구간에 순환되는 시험 구간용 냉각수 순환 장치와 보조 응축기 관 내부에 순환되는 냉각수 순환장치를 설치함으로써 두 종류의 냉각수 순환 장치가 설치되어 있다. 그리고 시험 구간내를 순환하고 냉각수는 0.75kw의 냉각수 펌프를 가동시켜 강제 순



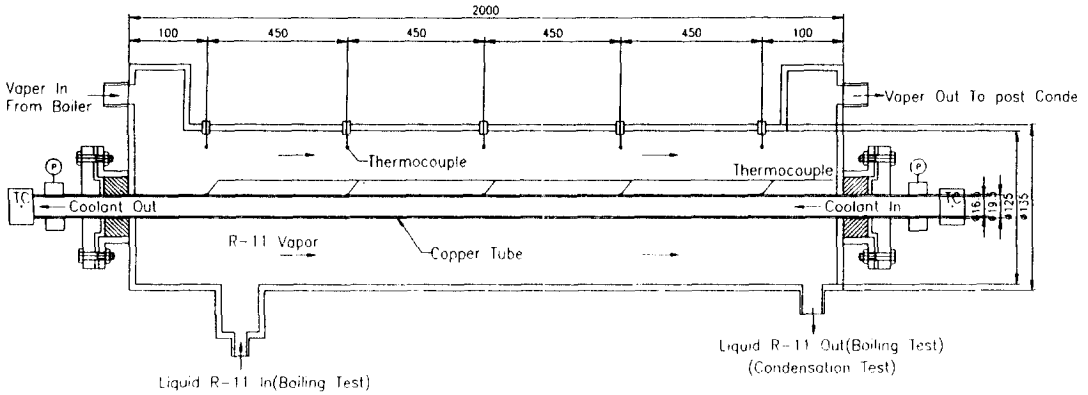
<그림 3> Schematic Diagram of Experimental Apparatus

환시킨다. 물탱크로부터 펌프에 의해 강제 순환하는 냉각수는 시험 구간 입구에서 압력 및 온도를 측정하게 된다. 시험 구간으로 유입되는 냉각수는 시험 구간 내에서 R-11증기와 열교환을 하게 되고, 시험 구간으로부터 유출된 냉각수는 온도와 압력을 측정하고 외부로 배출하게 된다. 시험 구간 내의 온도와 R-11 증기 온도 분포를 측정하기 위해 시험 구간 내부에 450mm 간격으로 동튜브 표면에 열전대를 심었다. 냉각수의 유량은 강제 순환 냉각수 펌프에서 강제 순환시키고, 유량 제어 밸브를 설치하여 일정한 유량이 시험 구간내에 흐르게 하고, 시험 구간 입구에 체적 유량계와 계수형 유량계를 설치하여 100~900l/hr 범위까지는 체적식 유량계를 이용하여 측정하고, 900~5000l/hr의 범위는 계수형 유량계로 측정했다. 그리고 냉각수의 과부하를 방지하기 위하여 by-pass line을 설치했다. 실험용 유체(test fluid)는 물성치가 잘 알려져 있으며, 독성이

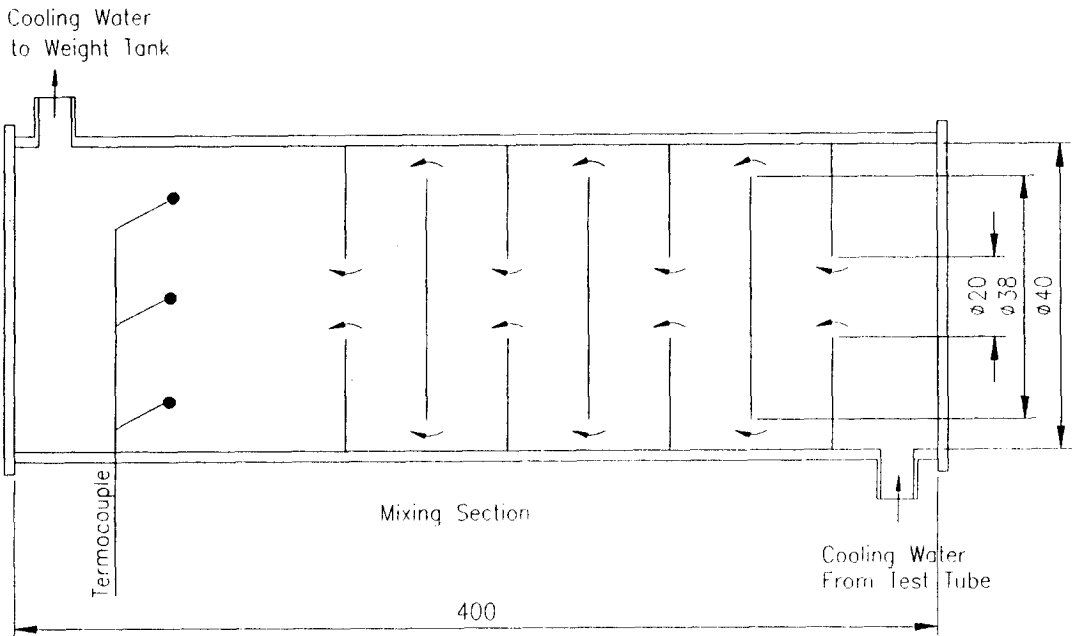
없고, 끓는점이 낮고 실험 장치와 산화반응을 았을 것 등이 요구된다. 이 조건에 잘 부합되고 우리 주위에서 가장 쉽게 얻을 수 있는 물과 냉동 장치의 실험에 많이 사용되는 유체로 R-11이 실험용 유체로 선정되었다.

3. 시험 구간(test section)

시험 구간은 <그림 4>에 표시된 바와 같이 시험 구간 총길이가 2000mm이고 직경은 $\phi 125\text{mm}$ 이다. 터보 냉동기에 사용되고 있는 핀 튜브는 1000~3000mm의 길이에서 사용되고 있다. 그러므로 본 연구에서는 이것의 중간 크기인 2000mm를 선정했다. 그리고 실제 터보 냉동기의 핀 튜브에서 열교환이 일어나고 있는 조건으로 최대한 유지했다. 보일러에서 발생된 R-11냉매 증기가 증기 저장소를 거쳐 $\phi 125\text{mm}$ 의 시험구간 내부로 흐르게 되어 있다. 이때 $\phi 19\text{mm}$ 의 동튜브 내부에 냉각수가 향류로 유동한다.



<그림 4> Sectional View of Test Section



<그림 5> Disk and Doughnut Mixing Section

이때 저온층인 냉각수와 고온층인 R-11 냉매 증기는 동 튜브 표면사이에서 향류하면서 열교환을 하게된다. 증기 유로는 통로 내부의 유동 현상을 직접관측하기 위해, 통로의 1000mm되는 곳에서 양 옆면에 $\phi 125\text{mm}$ 의 구멍을 뚫어 두께 10mm경화 유리를 부착했다. 시험 구간의 통로 내부에는 증기의 온도를 측정하기 위해 450mm 간격으로 5 곳에 동-콘스탄탄 열전대를 설치했다. 그리고 동튜브의 표면 온도를 측정하기 위해 <그림 4>에서와 같이

450mm 간격으로 5곳에 동-콘스탄탄 열전대를 심었다. 냉각수 온도는 <그림 5>에서와 같이 평균 체적 온도를 측정하기 위하여 $\phi 75\text{mm}$ 크기의 디스크와 도우넛형 온도 측정 장치를 제작하여 세점의 온도를 측정하여 평균값을 취했다. 시험구간의 상단 1800mm 지점에 공기 배출 밸브를 설치하여 시험구간내의 비응축 가스인 공기를 배출하도록 했다. 그리고 냉각수가 열교환 후 응축된 R-11 냉매 액체는 시험 구간의 하부에 설치된 $\phi 20\text{mm}$ 의 관을 통해

응축액 유량측정계로 유입된다. 그리고 응축이 되지 않은 냉매증기는 시험 구간 상부에 설치된 $\phi 25\text{mm}$ 의 배출관을 통해 보조 응축기로 유입되어, 보조 응축기에서 완전 응축시킨 후 보조 응축기 유량계에서 응축액 유량을 측정하고, 보일러로 액체 냉매가 순환하게 된다.

4. 실험방법

4.1 기밀 시험과 비응축가스 제거

시험 구간내에서 응축과 비등 현상을 고찰하는 과정에서는 비응축 가스가 아주 작은 양이 존재할지라도 열전달 계수는 크게 감소한다. 따라서 비응축 가스를 제거하는 것은 응축 및 비등 현상을 연구하는 과정에서 중요한 문제이다. 비응축 가스가 제거된 순수한 물질인 R-11 냉매 증기만이 완전한 폐순환 경로를 이루게 하기 위해 다음과 같은 과정이 필요하다. 실험 장치 내에 설치된 모든 제어 밸브를 완전히 개방하여 실험 장치 전체가 완전 순환 회로가 되게 한 다음, 응축액 저장 탱크(receiving tank)에 설치된 공기 흡입용 밸브를 통해 공기가 공기 압축기에 의해 실험 장치 내로 유입된다. 실험 장치 내의 압력이 3kg/cm^2 (게이지압력)까지 상승하도록 공기를 유입하고 난후 흡입구 밸브를 잠그고 24시간 동안 유지한다. 24시간이 경과한후, 실험 장치내에 압력 강하가 일어나면 실험 장치에 기밀이 되지 않고 누설되는 곳이 있음을 나타낸다. 압력이 강하지 않을 때까지 위의 과정을 반복한다. 이와같이 하여 장치내의 완전 기밀이 유지 되었음을 확인한다. 기밀 검사가 완료되면 R-11 냉매 순환용 펌프를 이용하여 R-11 냉매가 냉매 용기로 부터 증발기 내부에 유입된다. 이때 냉매는 증발기 내부에 설치한 액체 냉매량 지시계의 70% 선까지 주입된다. 그리고 주입된 냉매량은 증발기 내부의 하부에 설치되어 있는 전기 히터가 완전히 잠기지 않을 경우 전기 히터가 R-11 냉매속에 완전히 잠기지 않은 경우 전기 히터의 가열과 냉매 증기 발생에 지장을 초래할 수 있다. 이와 같이 기밀 검사를 하고, R-11액체 냉매를 증발기에 주입한 후, 가변 변압기(slidax)를 통해 증발기 하부에 설치되어 있는 전기 히터에 전기 에너지를 공급하여 서서히 R-11 냉매 액체를 가열하여 냉매 증기를 발생시킨다. 발생된 냉매 증기를 시험 구간 내에 순환시키기 전에 증발기에서 발생된 증기 압력을 이용해 시험 구간과 보조 응축기 상부에 설치한 공기 배출 밸브를 열어 실험 장치 내에 존재하고 있는 공기를 완전히 배출시킨다. 비응축 가스인 공기를 완전히 배출시킨 후에 공기 배출 밸브를 닫고, 시험 구간 내

에 증발기에서 발생한 R-11 냉매 증기를 서서히 순환시킨다. 이와같이 함으로써 실험 장치의 기밀을 유지하고, 열전달 계수값을 크게 감소시키는 비응축 가스인 공기를 제거시켰다¹³⁻¹⁴⁾.

4.2 정상상태

본 연구에서 정상 상태란 시험 구간과 그 앞 뒤, 주변에서 공급되는 전기 장치에 의한 입력 에너지와 압력 및 온도 상태, 그리고 급수 유량, 급수 온도, 응축량, 증기의 유동 속도 등이 시간의 흐름에 따라 변동이 없고 일정하게 유동됨을 의미한다. 이와 같이 정상 상태를 유지하기 위해 증발기의 전기 저항을 이용한 가열 장치에 전원을 공급하고 냉각수계를 통하여 냉각수를 유입시키면서, 에너지를 제거하여 시스템에 에너지 수준을 일정하게 유지한다. 공급된 전력량의 크기는 전압 조정기로, 냉각수의 양을 유량 제어 밸브로 조절한다. 냉각수의 온도는 급수 탱크에 냉각수의 온도를 일정하게 유지시키고, 강제 순환 펌프에 의해 일정한 냉각수량이 공급되도록 하고, 일정량으로 공급된 냉각수를 시험 구간 앞에 설치한 유량 제어 밸브를 통해 유량을 제어하게 함으로써 냉각수계로 이동하는 에너지와 보일러에 공급되는 전기 에너지와 균형을 취하게 함으로써 정상 상태를 유지시켰다. 증기의 유량은 입력 에너지를 가변 전압으로 전압을 조정하여 일정하게 유지시켜 단위 시간당 일정량의 증기가 발생하도록 한 다음, 냉각수를 시험 구간으로 통과시키면서 예비 실험 데이터를 측정한다. 시험구간에서 증기가 응축하면서 잃은 에너지와 동일 구간에서 냉각수가 얻은 에너지 사이에 에너지 평형이 되도록 예비 실험을 하고, 보조 응축 장치에서도 동일한 예비 실험을 한다. 이와 같은 실험 절차에 의해 적합한 총 입력 전기 에너지와 냉각수가 얻은 총 출력 에너지의 평형 관계점을 찾아낸다.

또한 증발기에서 발생한 증기의 질량과 시험 구간에서 응축에 의해 발생한 응축액의 질량과의 평형 즉, 질량이 보존되는가를 측정한다. 이와 같이 하여 모든 예비 실험의 측정자료 데이터를 이용하여 미세한 조정을 함으로써, 순환 실험 장치가 완전히 정상 상태에 도달한 후 측정 실험을 수행한다. 따라서 본 연구의 실험에서는 가장 민감하게 변화하는 증기의 온도 변화율과 시험 구간 내부의 압력을 측정함으로써 이 값들에 대하여 변화율이 없어질 때부터 정상 상태로 보고 측정 실험을 한다.

이때 증기의 온도, 냉각수의 유량, 냉각수의 온도, 증기

의 유량, 시험 구간의 압력, 시험 튜브의 표면 온도, 증발기에 공급된 전압 및 전류등이 측정된다.

4.3 에너지의 평형 및 질량의 보존

시험 구간에서 측정값의 정확도를 확인하기 위하여 질량과 에너지의 보존이 측정된 값들 상호간에 유지되는가를 알아볼 필요가 있다. 시험구간에서 에너지의 보존을 알아보기 위하여 시험 구간 내에서 포화 증기가 응축할 때 잃은 에너지의 양(\dot{Q}_c)은 측정된 응축량(\dot{m}_c)과 잠열(h_{fg})의 곱으로 나타내고 이때 냉각수가 얻은 에너지(\dot{Q}_{cool})의 양을 측정하여 비교하면 시험 구간 내에서의 에너지 보존 정도를 알 수 있게 된다. 실험 장치 전 구간에서 에너지 보존 상태를 알기 위해 증발기에서 단위 시간당 입력에너지(\dot{Q}_{boiler})와 시험 구간과 보조 응축기에서 냉각수가 단위 시간당 얻은 에너지의 합과의 비율을 계산함으로써, 전 장치에서 에너지의 보존 상태를 알 수 있다. 그리고 질량의 보존은 증발기에서 발생한 총질량과 보조 응축기와 시험 구간에서 응축된 두 액체의 질량을 합한 총 응축액의 질량의 비율을 계산함으로써, 전체적인 질량 보존 상태를 확인하고 본 측정 실험의 신뢰도를 검토할 수 있다.

IV. 결과 및 고찰

1. 튜브 표면에서의 응축액 유동

본 연구과제에서 R-11냉매의 증기와 튜브 표면에서의 응축액의 역류형태는 시험구간의 1000mm 지점에 $\phi 125\text{mm}$ 의 투시공을 통해 3개의 접안렌즈를 부착한 실험실 전용 카메라(FANTAX)로 정상 상태에서 튜브 표면에 응축액의 역류 형태와 비동종발 형태를 촬영하고, 그리고 육안으로 관측하였다. 응축실험에서는 여덟가지 조건의 튜브와 평튜브 모두가 막응축 하에서 실험이 이루어 졌다.

<그림 6>은 시험구간내에서 응축현상을 나타낸다. 사진으로 부터 핀의 밀도가 증가하므로써 응축액의 역류 표면적이 증가된다는 것을 알 수 있다. 그런데 동일 핀밀도의 조건 하에서는 튜브 내부의 골의 형상이나 응축액량이 많이 유동되더라도 응축액 역류 표면적은 거의 변동이 없었다. 즉 응축액 역류 표면적은 핀 밀도에 따라서 많은 영향이 있음을 알 수 있다. 핀 표면적을 증가시키면 열전달 표면적이 증가하여 응축열전달 성능을 향상시키는 효과도 있지만 실험에서 고찰된 바와 같이 핀 표면에 응축액 역류에 의해 응축 열전달 성능에 해로운 효과도 있으므로 최적의 핀



<그림 6> Photograph for the Flow Patterns at Condensation.

밀도를 규명하는 것이 요구됨을 알 수 있다.

2. 정상 상태 해석

실험 데이터의 정상 상태 분석하기 위하여서는 보일러에 입력되는 전기에너지와 증기 발생량의 에너지 균형을 고찰한다. 그리고 시험구간 에서의 응축 실험시는 R-11 냉매증기가 튜브의 표면에서 응축하면서 잃은 잠열량과 튜브내 표면에서 냉각수가 유동하면서 얻은 열량과의 에너지 균형을 분석한다. 또한 보일러에서 발생한 R-11냉매증기의 에너지와 냉각수가 시험 구간에서 얻은 에너지와의 평형을 고찰함으로써, 실험장치 전 구간에서의 에너지 평형을 고찰할 수 있다.

온도 분포의 해석은 시험구간내의 증기 온도 분포와 튜브 온도 분포, 그리고 냉각수 온도분포, 증발기의 증기온도 분포를 측정된 데이터로부터 해석함으로써 정확도를 검토할 수 있다. 즉 다음 관계식이 등식이 됨으로써 에너지 균형이 성립하고 실험데이터가 정확도를 유지하고 있음을 알 수 있다.

전기 입력 에너지식은 식(7)과 같다.

$$\dot{Q}_{boiler} = IV \quad (7)$$

시험 구간에서 응축 실험시 잃은 에너지는 식(8)과 같다.

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_c h_{fg} \quad (8)$$

그리고 응축 실험시 냉각수가 얻은 에너지는 식(9)와 같다.

$$\dot{Q}_{cool} = C_p \dot{M}_{cool} (T_{out} - T_{in}) \quad (9)$$

실험장치의 에너지 균형이 이루어 지려면 식(10)이 성립 되어야 한다.

$$\dot{Q}_{boiler} = \dot{Q}_c = \dot{Q}_{cool} \quad (10)$$

온도분포의 정확도를 분석하기 위해서는 응축 실험으로 부터 얻은 Q_c 값으로부터 응축 열전달 계수값을 구한다.

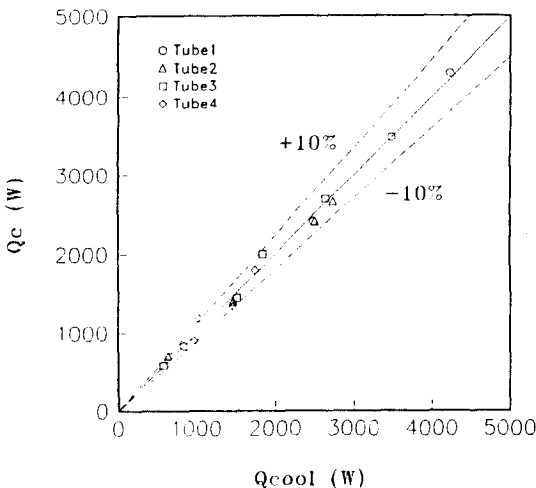
$$h_c = \frac{(\dot{Q}_c + \dot{Q}_{cool})/2}{A_o(T_s - T_w)_{avg}} \quad (11)$$

이 h_c 값의 이론 해석 값과 비교 함으로써 온도 분포의 정확성과 실험 데이터의 정확성 및 이론적 규명이 아울러 이루어 진다. 냉각수량과 응축액량의 정확성 측정은 실험 방법에서 언급되었으므로 여기서는 생략한다.

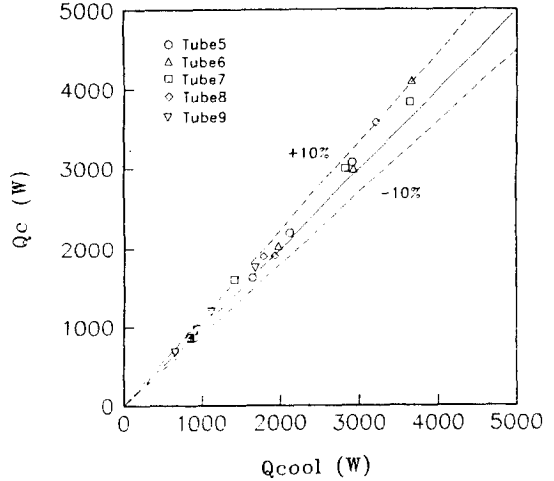
<그림 7>과 <그림 8>은 응축 실험시 시험 구간에서 R-11냉매 증기가 잃은 에너지와 냉각수가 얻은 에너지와의 균형을 살펴보기위해 나타낸 실험 데이터를 나타낸다. 아홉가지의 튜브 전부가 $\pm 10\%$ 범위내에서 에너지 균형이 이루어지고 있음을 알 수 있다.

3. 핀 밀도와 나선 홈 형상의 변화에 의한 열전달율의 변화

<그림 9>는 외 표면에만 핀이 있는 튜브의 응축 실험 결과를 나타낸다. 이 실험 데이터를 분석하는 의미는 핀 밀도를 변화시켰을 때의 응축 열전달율 변화를 고찰하는데



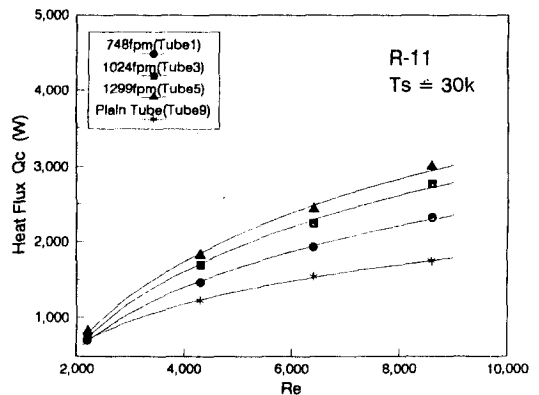
<그림 7> Heat Balance of Test Section for Condensation.



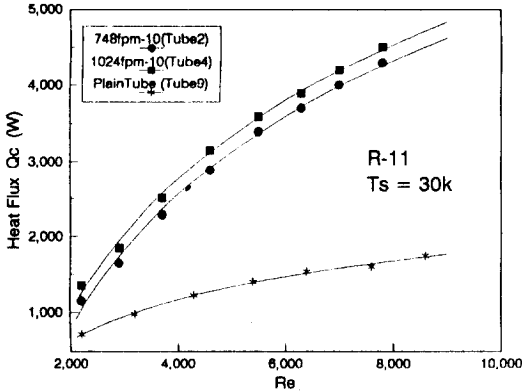
<그림 8> Heat Balance of Test Section for Condensation.

목적이 있다. 레이놀즈수를 2000~9000 까지 변화시켜 가면서 실험한 결과, 핀 밀도가 증가함에 따라 응축 열전달율이 증가함을 보이고 있다. 그리고 1299fpm 튜브는 평튜브에 비해 2배 이상의 응축 열전달율이 향상됨을 나타내고 있다.

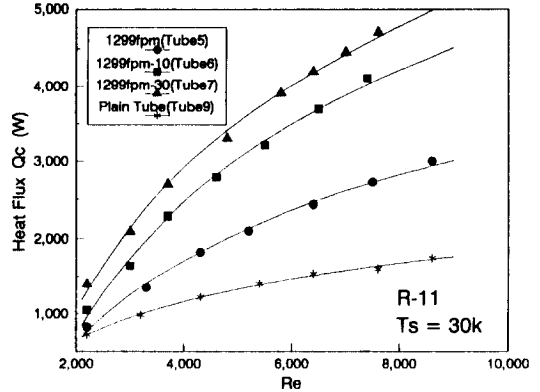
<그림 10>은 <그림 9>와 똑같은 핀 형상에 관 내면을 10개 홈을 가공했을 경우의 실험 결과를 나타낸다. 이 실험 데이터를 분석하는 의미는 관 내면에 홈이 있을 경우의 열전달율 변화를 고찰하는데 있다. <그림 9>에서와 똑같은 실험조건에서 실험한 결과 레이놀즈수가 2000의 범위에서는 홈이 없는 경우와 열전달율이 거의 비슷하지만, 레이놀즈수가 증가함에 따라 열전달율이 상승함을 보



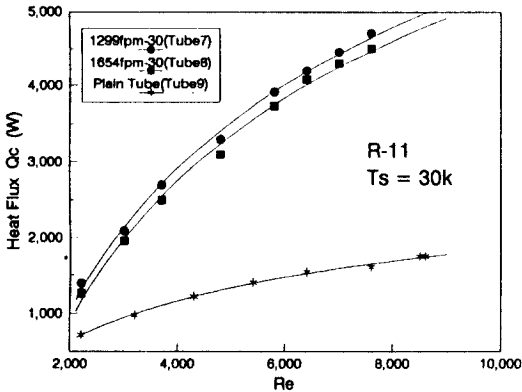
<그림 9> Effects of Fine on Heat Transfer for Condensation.



<그림 10> Effects of Fins and Grooves on Heat Transfer for Condensation.



<그림 12> Effects of fins and Grooves on Heat Transfer for Condensation.



<그림 11> Effects of Fins and Grooves on Heat transfer for Condensation.

이고 있다. 이러한 결과는 냉각수 유속이 적은 경우에는 표면적 증가에 의한 열전달을 향상만 고려되나, 유속이 증가될수록 난류가 생성되어 열전달율이 향상된 것으로 고려된다.

<그림 11>은 나선 홈 수와 핀 수의 변화에 의한 열전달을 변화를 분석하기 위한 실험 데이터이다. 나선 홈 수를 10개의 홈에서 30개의 홈으로 변화시키고 핀 밀도를 1299fpm과 1654fpm으로 변화시켜 실험한 결과, <그림 10>의 조건보다는 열전달율이 향상됨을 보이고 있다. 그러나 1299fpm까지는 핀 밀도를 증가시키에 따라 열전달율이 향상되나 1654fpm에서는 근소하나마 열전달율이 감소하고 있다. 이 실험 결과로부터 핀 밀도를 증가시켜 열전달 표면적을 증가시켜도 어느 한계 이상의 핀 밀도에서는 오히려 열전달율이 감소함을 알 수 있다. 실험 결과의

가시적인 고찰로부터 핀 밀도가 증가하면 응축액 역류 표면적이 증가함을 알 수 있다. 응축액 역류는 열전달을 항상 저해하는 요소가 되므로 핀 밀도의 증가에 의한 열전달을 향상보다 응축액 역류 표면적 증가에 의한 열전달을 향상을 저해하는 요소가 증가하는 것으로 고려된다. 그러므로 튜브 외표면의 핀 밀도는 1299~1654fpm 범위에서 제작되어야 한다.

<그림 12>는 튜브 외표면에는 1299fpm의 핀 밀도에서 나선 홈이 10골과 30골의 변화에 의한 열전달을 변화를 분석한 실험 데이터이다. 나선 홈이 30골인 경우가 10골보다 더 많은 열전달을 향상을 보이고 있다. 골 수가 증가함에 따라 열전달 표면적이 증가할 뿐만 아니라 난류 유동 형성이 더욱 용이한 것으로 고려된다.

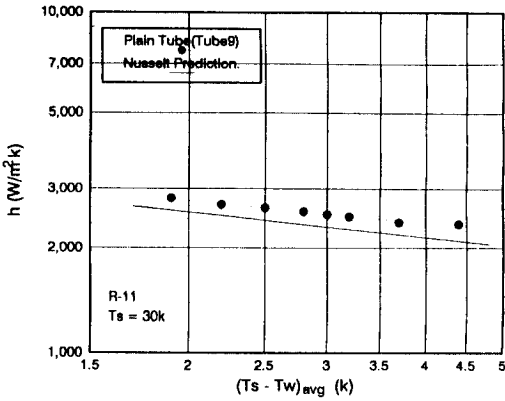
4. 이론 해석과 실험 결과의 비교

4.1 평튜브

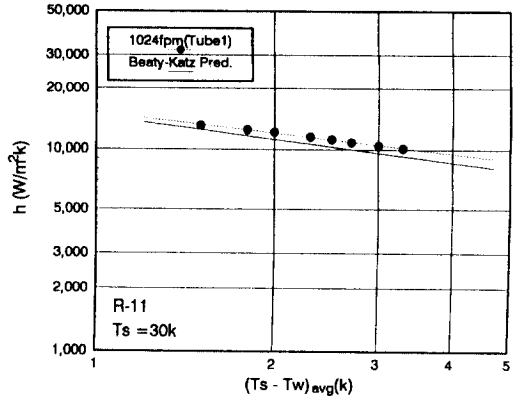
핀 튜브와 응축 열전달 성능을 비교하기 위하여 평 튜브에 대하여 예비 실험을 했다. 그리고 수평 튜브에 대한 Nusselt의 층류 막응축 이론식(2)와 실험값을 비교 검토했다. <그림 13>에서와 같이 실험값은 Nusselt의 이론값보다 12% 높게 나타났다. 비교적 이론값과 실험데이터는 잘 일치했다. 그리고 일반적으로 이러한 차이는 튜브 표면에서 응축액막이 물결 파형을 형성함으로써 야기된다.

4.2 핀튜브

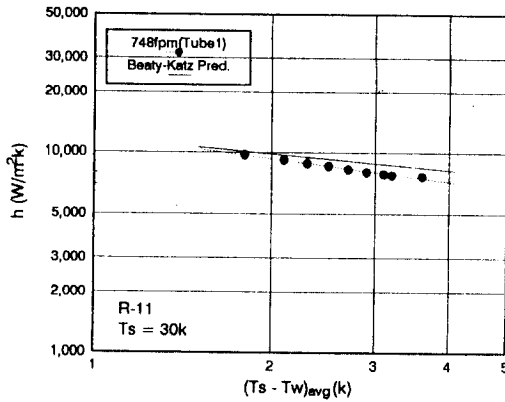
<그림 14~16>은 784, 1024, 1299 fpm 튜브의 각 이론값과 실험값을 나타낸다. Beatty-Katz의 이론값과 비교하면 748fpm은 5%, 1024fpm은 10% 낮게 나타났으며, 그



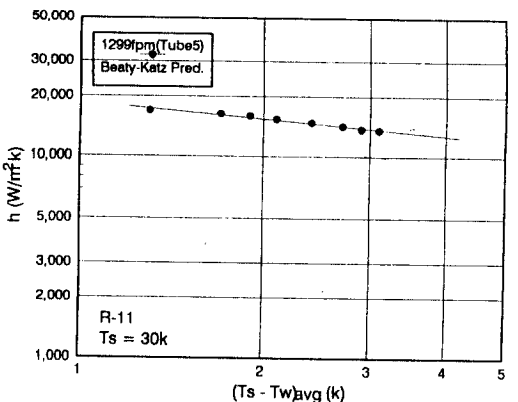
<그림 13> Predicted and Measured Average Condensing Coefficients versus Vapor - to - Wall temperature.



<그림 15> Predicted and Measured Average Condensing Coefficients versus Vapor - to - Wall Temperature Difference.



<그림 14> Predicted and Measured Average Condensing Coefficients versus Vapor - to - Wall Temperature Difference.



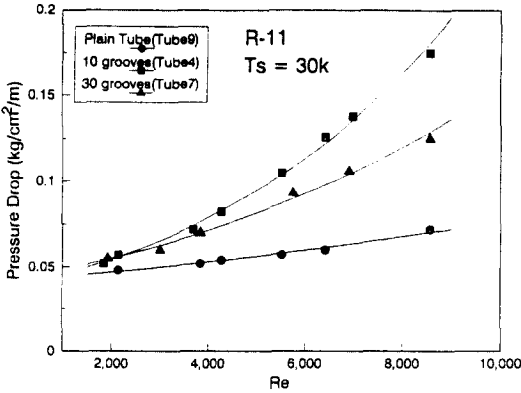
<그림 16> Predicted and Measured Average Condensing Coefficients versus - to - Wall Temperature Difference.

리고 1299fpm 은 40% 높게 나타났다. 핀 밀도가 fpm < 1024의 범위에서는 Beatty - Katz의 이론식이 잘 일치했다. 이 결과로부터 핀 밀도가 적은 범위(fpm < 1024)에서는 응축액에 작용하는 중력이 중력 방향으로 응축액을 배출하는 영향이 더 큼을 알 수 있다. 그리고 핀 밀도가 fpm > 1024인 경우에는 응축액 배출은 중력에 의한 경우보다 표면장력의 영향과 핀 표면에서의 발생하는 응축액 역류에 의해 지배되므로 오차가 발생하는 것으로 고려된다.

5. 튜브 표면의 나선홈에 의한 압력강하의 영향

튜브 내 표면에 나선홈을 가공할 경우 열전달 표면적 증가와 난류 유동에 의해 열전달률이 향상 되는 것은 사실이나, 난류 유동에 의한 압력 손실을 초래함으로써 이를 보상하기 위해서는 펌프 동력이 증가하게 된다. 그러므로 나선홈 형상에 의한 열전달률 증가로 에너지 절감량과 압력 손실을 보상하기 위해 증가시킨 펌프 동력의 에너지 손실량을 비교 분석하는 것이 필수적이다.

<그림 17>은 응축 열전달 실험에서 압력 강하 손실을



<그림 17> Pressure Drop at Inner of Tube.

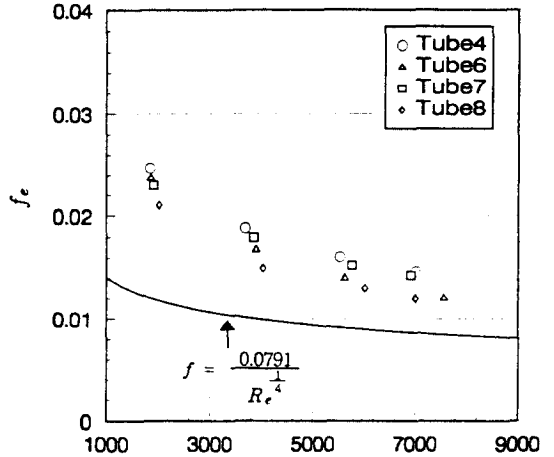
측정한 실험 데이터를 나타낸다. 나선홈이 없는 평튜브와 나선홈이 10골과 30골이 있는 튜브의 압력 손실량을 나타낸다. 그림으로부터 레이놀즈수가 증가함에 따라 나선홈이 없는 경우보다 있는 경우가 현격히 압력손실이 증가함을 보이고 있다. 그리고 나선홈이 30골이 있는 경우의 압력 손실량이 10골이 있는 경우보다 적게 나타났다. 반면에 열전달률은 더 높았다. 즉 나선홈이 30골인 경우가 10골보다 열전달률은 증가되고, 압력강하 손실량은 더 적으므로 최적조건임을 보이고 있다. 이러한 사실은 나선홈이 30골인 경우 전열 표면적 증가와 압력 손실을 적게 하면서 난류유동을 형성 시키기에는 10골 보다 더 최적 조건임을 보인다.

<그림 18>은 나선홈의 영향에 의한 마찰계수 값을 나타내었다. 등가 직경을 기준으로 한 마찰계수 값은 식 (12)와 실험데이터로부터 계산된다.

$$f = \frac{2DAP}{\rho LV^2} \quad (12)$$

내경을 기준으로 할 경우, 튜브 내부 표면에 나선홈이 있는 경우와 없는 경우의 마찰계수의 비는 나선홈이 10골인 경우는 $f_i/f_{i,p} \approx 1.71 \sim 2.05$ 그리고 30골인 경우는 $f_i/f_{i,p} \approx 1.64 \sim 1.96$ 이다. 레이놀즈수가 높을수록 마찰계수는 크게 감소함을 보이고 있다. 등가직경을 기준으로한 마찰계수 값은 Blasius식으로 부터 얻은 값보다 좀더 높게 나타났다.

$$f_e = \frac{0.0791}{Re_e} \quad (13)$$



<그림 18> Friction Factors for Inner Fin Tubes at Condensations.

Blasius식으로 보다 마찰계수값이 높게 나타난것은 핀 튜브의 유동양식의 해석이 충분히 등가직경의 개념으로 해석되지 않은 것으로 고려된다.

6. 결 론

외표면의 핀 밀도가 4가지 조건인 튜브와 내표면의 나선 홈수가 2가지 조건인 튜브를 조합하여 총 8가지의 튜브 형상을 선택하여 응축 열전달 성능이 분석했으며 그리고 튜브 내면의 나선 홈에 의한 압력 손실량을 규명한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 튜브 표면에서의 유동 형태는 응축 열전달 실험에서는 8가지 튜브 모두가 막응축이 형성되었다.
2. 평 튜브에서 실험값은 Nusselt의 이론식과 비교적 잘 일치했으며, 핀 튜브는 핀 밀도가 $fpm < 1024$ 의 범위에서는 Beatty의 중력 이론 모델이 실험값과 잘 일치했으나 $fpm > 1024$ 의 범위에서는 40% 이상의 오차를 보였다. 이러한 오차는 핀 밀도가 $fpm > 1024$ 인 경우에는 응축액 배출이 중력에 의한것 보다 표면 장력에 의해 지배되며 핀 표면에 응축액 역류가 존재하므로 오차가 발생하는 것으로 고려된다.
3. 핀의 밀도가 증가함에 따라 응축액의 역류 표면적이

증가 되었다. 그러나 동일 핀 밀도의 조건하에서는 튜브 내부의 나선 홈의 유무 혹은 형상 변화, 그리고 응축액 양이 많이 유동되더라도 응축액 표면적은 거의 변동이 없었다.

4. 응축 열전달에서는 핀 밀도를 1299fpm 까지는 증가 시킴에 따라 열전달이 향상되나 1654fpm 에서는 오히려 열전달율이 감소했다. 이와 같은 현상은 핀 밀도의 증가에 의한 열전달을 향상보다 응축액 역류 표면적 증가에 의한 열전달을 저해하는 요소가 증가하는 것으로 고려된다. 그러므로 응축 열전달인 경우 핀 밀도는 1299fpm ~ 1654fpm 의 범위가 열전달을 촉진시키는데 최적 조건이다.

5. 레이놀즈수가 증가함에 따라 튜브 내면에 나선 홈이 없는 경우보다 있는 경우가 현저히 압력강하 손실이 증가했다. 나선 홈이 30골의 경우보다 10골의 경우가 압력강하 손실량이 증가했다. 나선 홈이 10골인 경우는 마찰계수 값이 평튜브보다 1.7~2.1 배이고 30골의 경우는 1.6~1.9배 높게 나타났다.

참고문헌

1. Sebald, J. F., "A History of Steam Surface Condensers for the Electric Utility Industry", Heat Transfer Engineering, Vol. 1, No. 3, 1980, pp. 80~87.
2. MARTO, P. J., "Recent Progress in Enhancing Film Condensation Heat transfer Tubes", Heat Transfer Engineering, Vol.7 nos. 3-4 1986, pp. 53~63.
3. Nakayama, w., "Enhancement of Heat Transfer Proc. 7th Int. Heat Transfer Conf., Munich, Vol. 1, pp. 223~240, 1982.
4. Fujii, T., Wang, W.-C., Koyama, S., and Shimizu, Y., "Heat Transfer Enhancement for Gravity Controlled Condensation on Horizontal Tube by a Coiled Wire, Proc. Int. Symp. Heat Transfer, Beijing, 1985.
5. Katz, D. L., Hope, R. C., Patsko, S.C., "Liquid Retention on Finned Tubes", Dept of Eng. Research, University of Michigan, Ann Arbor, Consolidated Copper Company, Written Aug. 1946, reproduce April, 1947.
6. Webb, R. L., Rudy, T. M., Kedzierst, M. A., "Prediction of the Condensation Coefficient on Horizontal Integral - Fin Tube", Journal of Heat Transfer, May 1985, Vol. 107, pp 369~376.
7. T.M. Rudy, R.L.Webb, "An Analtical Model to Predic Condensate Retantion on Horizontal Integral - Fin Tubes", Journal of Heat Transfer, Vol. 107, 1985, pp. 361~368.
8. A.P. Wat Kinson, P. L. M. letti, and P.Tarassoff, "Tarbulent Heat Transter and Pressure Pro? in Internally Finned Tubes", A. I. ch. E. Symposium Jeries Vol. 69(131), pp. 94 - 103 1973.
9. Nusselt, W., "Die Oberflachenkondensation des Wasserdampfes", Zeitschr. V.D.I., Vol. 60, 1916, pp. 541~569.
10. Sparrow, E. M., Greg, J. L., " Condensation on Rotating Disk", J. Heat Transfer Trans. ASMZ, C81 : 249 (1959) ; C82 : 71(1960) ; C : 101.
11. Chen, M. M., J.Heat Transfer, Trans. ASME, C83 : 55 1961.
12. HENNETH O.BEATTY, JR. and DONALD L. KATZ, 1947, " Condensation of Vapors on Outside of Finned tubes", CHEMICAL Engineering Progress, Vol. 44, No. 1, pp. 55 - 70.
13. Minkowycz, W. J., and Sparrow, E. M., "Condensation Heat Transfer in the Presence of Noncondensables, Interifacial Resistance, Superheating, Variable Properties, and Diffusion, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 9, 1125 - 1144, 1966.
14. 김 의광, "자연대류 층류 막응축에서의 공기의 영향", MS, 부산대학원, 1988.

A Study on Finned Tube Used in Turbo Refrigerator(I)

- for Condensation Heat Transfer -

Dong - Hyun CHO* · Kyu - Il HAN · Si - Young KIM

(* Graduate School, National Fisheries University of Pusan, National Fisheries University of Pusan)

Through the early 1900's, the evolution of the surface condenser was closely tied to the development of steam engine and the turbine. As the chemical and petroleum industries evolved in the 1900's, the use of surface condensers in many different processes. Today, industry uses condensers in many shapes and sizes. The actual condensation process occurs on the outside surface of tubes. The nature of this surface geometry affects the condenser's heat transfer performance. The first condensers were built with plain tubes. As tube manufacturing techniques advanced, manufacturers started making tubes with integral fins. In the 1940's, fin densities were limited to about 600 to 700 fins per meter(fpm) because of manufacturing procedures. Today, new manufacturing techniques allow production of tubes with fin densities ranging from 750 to 1600 fpm. The integral - fin tubes investigated in this paper are nominally 19 mm diameter. Eight tubes have been used with trapezoidally shaped integral - fins having fin density from 748 to 1654fpm and 10, 30 grooves. For comparison, tests are made using a plain tube having the same inside diameter and an outside diameter equal to that at the root of the fins for the finned tubes.

Betty and Katz's theoretical model is used to predict the R - 11 condensation coefficient on horizontal integral - fin tubes having 748, 1024 and 1299fpm.

Experiments are carried out using R - 11 as working fluid. The refrigerant condensates at a saturation state of 30° C on the outside tube surface cooled by coolant. The amount of noncondensable gases present in the test loop is reduced to a negligible value by repeated purging. For a given heat input to the boiler and given cooling water flow rate, all test data are taken at steady state.

The observed heat transfer enhancement for the finned and grooved tubes significantly exceeded that to be expected on grounds of increased area. For the eight fin tubes and one plain tube tested, the best performance has been obtained with a tube having a fin density of 1299fpm, and a fin height of 1.2mm and 30 grooves.