

터보 냉동기용 핀 튜브에 관한 연구(II)

-비등 열전달에 관하여-

한규일 · 김시영 · 조동현

(부산수산대학교)

기호설명

A : 열전달 표면적(m^2)
 C_{pl} : R-11 냉매비열($J/kg \cdot K$)
 C_{pw} : 냉각수 비열($J/kg \cdot K$)
 D : 직경(m)
 e : 핀 높이(m)
 f_r : 주파수 (1/s)
 f : 마찰계수
 fpm : 핀 밀도(*fins per meter*)
 g : 중력 상수($9.81m/s^2$)
 G_r : Grashof수
 h : 열전달계수($W/m^2 K$)
 h_{fg} : 증발 잠열(J/kg)
 m : 길이(m)
 m_b : 비등 증기의 질량 유동률(kg/s)
 M_{hot} : 온수량(l/hr)
 N : 기포수
 N_u : Nusselt 수
 P_f : 핀 피치(mm)
 P_r : Prandtl 수
 ΔP : 압력강하량(Kg/cm^2)
 Q : 열전달률(W)
 q : 열플럭스(W/m^2)
 Re : 레이놀즈수
 t : 핀두께(m)
 T : 온도($^{\circ}C$)
 V : 속도(m/sec)

β : 팽창계수
 κ : 열전도 계수(W/mk)
 ν : 동점성 계수(m^2/s)
 ρ : 밀도(kg/m^3)
 σ : 표면장력(N/s)
 η_f : 핀 효율
 π : 상수(3.14159)

첨 자

B : 기포
 b : 밀면
 $boil$: 비등
 e : 등가
 f : 핀
 hot : 온수
 in : 입구
 l : 액체
 out : 출구
 s : 포화증기
 t : 윗면

I. 서 론

터보 냉동기용 전열관의 표면에 여러 형태의 기하학적 형상을 가진 핀을 가공하여 전열 표면적을 넓히거나, 관 내부의 나선 형상의 흡을 형성하여 유체 유동을 난류로 생성시키므로써 전열 효율을 증대시키고 있다¹⁾. 단상 유동에서 매끈한 튜브보다 전조 나선핀 튜브의 중요한 장점은 튜브 외경의 표면적이 증가되는 것이다. 비등에 관

해서도, 짧은 수직 핀은 비등 계수가 증가 되며, 비등 계수의 증가는 단지 표면적이 증가 때문에 기대했던것보다 전열효과를 더욱 증가시킬 수 있다. K. K. Yau²⁾ 그리고 吉川和男³⁾ 등은 튜브 외표면서 핀 간격에 대한 변수로 실험적 연구를 실시하였으며, A. P. Watkinson⁴⁾과 伊藤正昭⁵⁾ 등은 튜브 내표면에서의 핀 높이와 핀 간격 그리고 핀 각도의 변수로 비등 실험을 실시하였다. K. K. Yau 는 핀의 높이가 1.6mm, 폭이 0.5mm로 일정하게하고 핀의 피치가 1.0~20.5mm까지 변수로한 13개의 사각핀 튜브 (내경 9.8mm, 유효길이 102mm를 선택하여 증기 유속이 0.5~1.1m/sec의 조건에서 실험을 실시하였다. 그리고 伊藤正昭는 여러가지의 튜브로 실험을 실시한 결과 K. K. Yau와 유사한 실험데이터를 산출했다. 즉 비등 실험에서 핀의 피치가 0.48~1.59mm까지의 범위에서 실험한 결과, 비등 실험에서 어느 한계까지는 핀 밀도가 증가함에 따라 열전달계수가 증가하나, 어느 한계를 지나서는 감소함을 보이고 있다.

이 결과의 고찰로부터 튜브의 외부 표면에서 핀의 높이와 간격이 총 열전달계수에 강한 영향력을 가진다는 것이 명백하다. 즉 핀 밀도가 증가하게 되면 열전달 유효 표면적이 증가하게 되어 열전달율이 상승하게 되나, 어느 한계를 넘어서면 역효과를 초래하게 된다.

伊藤正昭는 튜브 내표면에 동류와 알루미늄 튜브에서 비등열전달 실험을 실시한 결과 튜브 내표면에서 핀의 길이와 피치가 열전달계수에 상당한 영향력을 끼치고 있음을 알수 있다. 내면에 나선홈이 있는 튜브에서 비등 열전달을 실시한 결과 피치는 0.5~1mm 부근에서 비등 열전달율이 최고값을 나타내고 있으며 나선의 길이는 2mm이하에서 압력 손실이 매끈한 관과 비슷한 값을 얻었다. 나선의 총길이가 깊어질수록 열전달 유효 면적은 증가하나, 압력 손실이 크게 되므로 홈의 길이는 압력손실과 유효 면적의 최적값에서 규명해야 한다. 그리고 핀의 피치가 작은 경우에 열전달 유효 면적은 증가하나 열전달계수는 감소하는 경향을 보이고 있다. 즉 열전달계수가 최대가 되는 피치가 존재하고 있음을 보이고 있다. A. P. Watkinson 등은 동 튜브를 이용하여 튜브 내표면에서 냉각수를 난류 조건하에서 실험한 결과와 그리고 공기, 점성이 높은 기름을 이용하여 5가지인 튜브 크기와 17가지의 핀 형상에 대한 실험 결과로부터 유효 열전달 면적을 크게 하기 위해서 홈 깊이를 깊게하면, 압력 손실이 증가하게 되어 펌프동력이 많아지게 되므로, 열전달

율 상승과 펌프동력을 고려한 최적의 홈 깊이를 규명하는 것이 필요하다고 보고하고 있다.

본 연구에 이어서는 실험장치를 이용하여 동 튜브의 외부는 비등 열전달율이 높고 내부는 압력 손실을 적게 하고, 비등 열전달계수 값이 최적 조건인 동 튜브를 판명하기 위해서 동 튜브의 내부와 외부에 전조 나선핀이 있는 튜브에 대하여 연구하고, 평 튜브와 튜브의 외부표면에 핀이 있는 튜브를 비교, 분석하고자 한다. 그리고 튜브 내면에서의 유동은 열전달 표면적을 증가시키기위해 나선홈 깊이를 깊게 하면, 유동 압력 손실이 증가하게 되므로 펌프 동력이 증가하게 되어 동력 손실을 초래하게 될수 있다. 그러므로 튜브 내면의 나선홈은 열전달을 최대로 할수 있는 난류 유동의 형성과 그리고 유동 압력 손실을 최소로 할수 있는 핀 형상을 규명하는 것이 요구된다. 그리고 전조 나선핀 튜브에 대하여 비등 계수를 예측할수 있는 모델을 개발한다. 이 모델의 유용성을 위해 채취한 실험 데이터로부터 예상 모델을 서술하고 비교 검토한다.

II. 이론해석

핀 튜브에서 비등시 전달되는 열 플럭스는 핵비등에 의한 기포영역으로 부터 전달되는 열 플럭스와 대류에 의한 튜브 표면으로 부터 전달되는 열 플럭스로 이루어진다. 기포 영역에서의 열플럭스와 열전달 계수값은 다음식과 같다⁶⁾.

$$q_B = h_B(T_w - T_s)A_B/A \quad (1)$$

$$h_B = (\kappa_1 \rho_1 C_{p1})^{1/2} f^{0.2} \pi^{1/2} \quad (2)$$

평 튜브에서 기포면적은 기포발생 직경 d_b 의 2배 크기이다. 그러므로 N개의 기포에 대한 면적비는 평 튜브에 대해서는 식(3)과 같다.

$$\frac{A_B}{A} = \frac{N}{A} \frac{\pi}{4} (2D_B)^2 \quad (3)$$

여기에서

$$D_B = 0.851B \left[\frac{2\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)} \right]^{1/2} \quad (4)$$

그리고 핀 튜브에 대한 면적비는 식(4)와 같다.

$$\frac{A_B}{A} = 2 \frac{N}{A} D_B L_i \quad (5)$$

여기서 $L_i = 2[t_b - t_f]^2/4 + e^2)^{0.5} + P_f - t_b$

$A_B/A < 1 - A_f/A$ 일때 액체 교환 주파수 f 는 기포주파수와 같다.

$$f = f_B \quad (6)$$

핀 튜브에서 자연대류에 의한 열전달은 Kubler등⁹⁾에 의해 제안된 관계식으로 부터 계산된다.

$$Nu = -0.55 + 0.48(Gr_{mod} Pr)^{0.27} = h_f(P_f - t_b)/\kappa \quad (7)$$

$$Gr_{mod} = \frac{\beta g(T_w - T_s)(P_f - t_b)^3}{\nu^2} \frac{P_f - t_b}{D_f} \quad (8)$$

그러므로 자연대류에 의한 튜브 표면에서의 열전달률은 식(6)에 의해 계산된다.

$$\dot{q}_c = h_L(T_w - T_s)(1 - A_B/A) \quad (9)$$

그러므로 핵 비등에 의한 기포영역에서 부터 열플럭스와 자연대류에 의한 표면에서 전달된 총열플럭스와 열전달계수 값은 식(10)과(11)와 같다¹⁰⁾.

$$\dot{q} = \dot{q}_B + \dot{q}_c \quad (10)$$

$$h_{boil} = \dot{q}/(T_w - T_s) \quad (11)$$

III. 실험장치 및 방법

실험 장치는 전기 히타에 의해 일정한 전기 에너지를 증발기 내에 있는 물을 가열하게 되어 있다. 가열된 온수를 시험구간의 동튜브 내부에 통과시키고, 동튜브 외부의 R-11 냉매와 동튜브 내부에 흐르는 온수와 열교환이 일어나도록 되어 있다. 시험 구간에서 비등된 냉매(R-11)는 비등 증기 유량 측정장치를 통과하는 동안 비등량을 측정하고 난후, 증발기에 순환된다. 시험구간 내를 순환하는 온수는 0.75kw 의 온수 펌프를 가동시켜 강제 순환시킨다. 온수 보일러로 부터 펌프에 의해 강제 순환하는 온수는 시험 구간 입구에서 압력 및 온도를 측정하게 된다. 시험 구간으로 유입되는 온수는 시험 구간내에서 R-11액체 냉매와 열교환을 하게되고, 시험 구간으로부터 유출된 온수는 온도와 압력을 측정하고 난 후 온수 보

일러로 순환하게 된다. 온수의 유량은 강제 순환 온수 펌프에서 강제 순환시키고, 유량제어 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/hr 범위까지는 계수형 유량계를 이용하여 유입되는 온수 유량을 측정했다. 그리고 과부하를 방지하기 위하여 by-pass line을 설치했다. 시험 구간은 Fig. 1 에 표시된 바와 같이 시험 구간 총 길이를 2000mm이고 직경은 $\phi 125$ mm이다. 그리고 실험조건은 실제 터보 냉동기의 핀 튜브에서 열교환이 일어나고 있는 조건으로 최대한 유지했다. 냉매 보일러에서 R-11 냉매 액체가 냉매 저장조를 거쳐 $\phi 125$ mm의 시험 구간 내부로 R-11 냉매 액체가 냉매 주입 펌프에 의해 유입된다. 이때 $\phi 19$ mm의 동튜브 내부에 온수가 향류로 유동한다. 이때 고온층인 온수와 저온층인 R-11 냉매 액체는 동튜브 표면사이에서 향류하면서 열교환을 하게된다. 시험구간 내부의 유동 현상을 직접 관측하기 위해 통로의 1000mm 되는 곳에서 양 옆면에 $\phi 125$ mm의 구멍을 뚫어 두께 10mm경화 유리를 부착했다. 시험구간의 통로 내부에 증기의 온도를 측정하기 위해 450mm간격으로 5곳에 동-콘스탄탄 열전대를 설치했다. 그리고 동튜브의 표면 온도를 측정하기 위해 450mm간격으로 5곳에 동-콘스탄탄 열전대를 심었다. 온수 출구 온도는 평균 체적 온도를 측정하기 위하여 $\phi 75$ mm 디스크와 도우넛형 온도 측정 장치를 제작하여 3점의 온도를 측정하여 평균값을 취했다. 시험구간의 상단 1800mm지점에 공기 밸브를 부착하여 시험구간 내의 비등측 개스인 공기를 배출하도록 했다¹¹⁾. 그리고 R-11 냉매 액체가 온수와 열교환 후 비등된 R-11 냉매 증기는 시험구간의 상부에 설치된 $\phi 25$ mm의 관을 통해 비등 증기량 측정기로 유입된다. 비등 증기량을 측정하고, boiler로 액체 냉매가 순환하게 된다.

정상상태를 유지하기 위해 증발기의 전기 저항을 이용한 가열 장치에 전원을 공급하고 급수계를 통하여 온수를 유입시키면서, 에너지를 제거하여 시스템에 에너지 수준을 일정하게 유지한다. 공급된 전력량의 크기는 온수 보일러내에 설치되어 있는 온도 센서에 의해 컴퓨터에서 1/10℃ 자동 조절된다. 이와 같이 하여 모든 예비실험의 측정자료 data 를 이용하여 미세한 조정을 함으로서 순환 실험 장치가 완전히 정상 상태에 도달한 후 측정

실험을 수행한다. 시험구간을 통과한 단위 시간당의 비등 증기량(m_b)에 의한 비등열량(Q_b)은 다음식에 의해 결정된다.

$$\dot{Q}_{boil} = \dot{m}_{boil} h_{fg} \quad (12)$$

시험구간 내부로 흐르는 온수가 잃은 에너지량(Q_{hot})은 각각의 열교환기를 통과하는 단위 시간당의 냉각수 유량에 따라서 다음식으로 각각 계산된다.

$$\dot{Q}_{hot} = C_w M_{hot}(T_{in} - T_{out}) \quad (13)$$

그리고 비등 열전달값은 식 (14) 에 의해 계산된다.

$$h_{boil} = \frac{(Q_b + Q_{hot})/2}{A(T_s - T_w)_{avg}} \quad (14)$$

IV. 결과 및 고찰

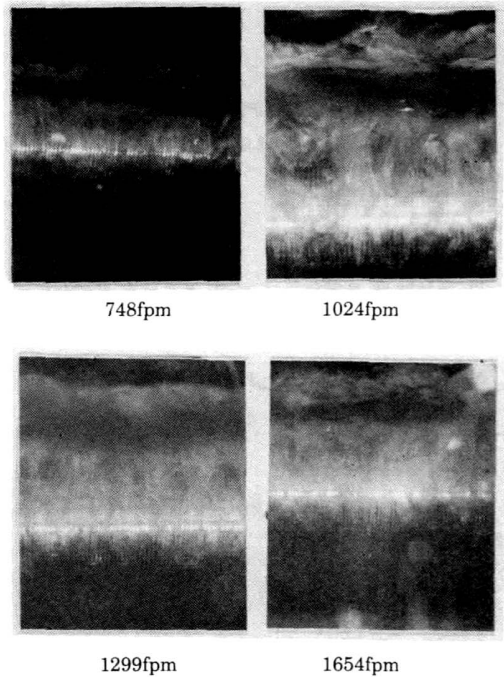
1. 튜브 표면에서의 비등 기포의 유동 형태

본 연구에서 R-11냉매 액체와 튜브 표면에서의 비등 기포의 발생 형태는 시험구간의 1000mm 지점에 125mm의 투시공을 통해 3개의 집안 렌즈를 부착한 카메라로 정상 상태에서 촬영하고, 그리고 육안으로 관측하였다.

<그림1>은 네 가지 핀 형상에 대한 비등 현상을 나타낸다. 비등 실험에서는 실험 전구간에서 기포 비등이 형성 되었다. 튜브 내부의 온수 온도를 증가시키므로써 기포발생이 급격히 증가하며, 핀 밀도가 1299fpm까지는 핀 밀도를 증가시키면 기포 발생이 증가하나 1654fpm의 핀 밀도에서는 기포의 발생수 오히려 감소함을 관측했다. 이는 핀 밀도가 1299fpm까지는 핀 밀도의 증가에 의해 기포 발생 표면적이 증가하므로써 기포 발생량이 증가하나 이 이상 핀 밀도를 증가시키면 핀 간격이 협소하여 기포 발생이 억제되는 것으로 고려된다.

2. 정상 상태의 해석

실험 데이터의 정상 상태를 분석하기 위하여서는 보일러에 입력되는 전기 에너지와 증기 발생량의 에너지 균형을 고찰한다. R-11액체 냉매가 튜브 외 표면에서 증발하면서 얻는 에너지와 튜브 내 표면에서 온수가 유동하면서 잃은 에너지와의 균형을 고찰함으로써, 시험구간



<그림 1> Photograph for the Major Flow Patterns at Boiling.

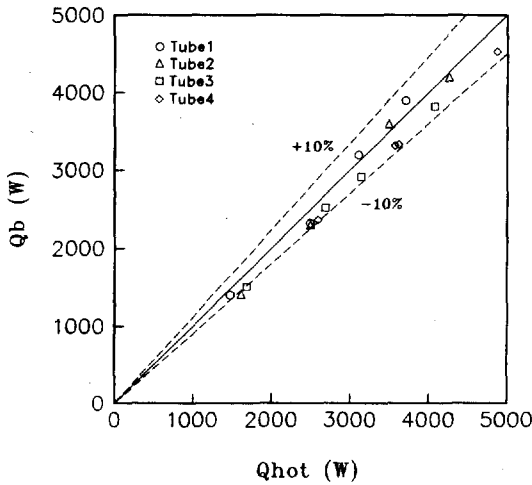
의 에너지 균형을 분석할 수 있다. 에너지 균형은 시험구간의 증기 온도 분포와 튜브 표면 온도 분포, 그리고 냉각수 온도 분포, 보일러의 온수 온도 분포를 측정된 데이터로부터 해석 시험 구간에서의 냉매가 얻은 에너지는 온수가 잃은 에너지의 에너지평형은 식(15)와 같다.

$$Q_{boil} = Q_{hot} \quad (15)$$

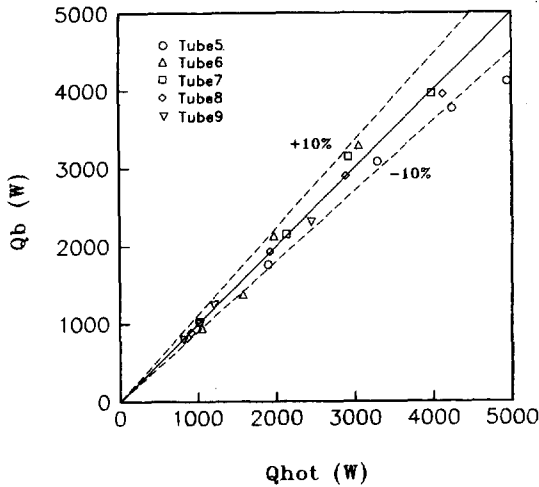
<그림2>와 <그림3>은 식(19)로부터 계산된 비등 실험 데이터를 나타내고 있으며 $\pm 10\%$ 범위에서 에너지 균형이 이루어지고 있음을 알 수 있다. 보일러에 입력한 에너지는 실험 데이터의 분석 결과 $\pm 10\%$ 의 범위 내에서 에너지 균형이 성립 되었다. 그래서 실험 전 구간에서 에너지 균형의 측면에서 고찰 할 때 $\pm 10\%$ 의 범위 내에서 실험이 이루어졌음을 알 수 있다.

3. 이론해석과 실험결과의 비교

핀 튜브와 비등 열전달 성능을 비교하기 위하여 평 튜브에 대하여 먼저 예비 실험을 했다. 실험 결과는 Hahne10)의 이론값 보다 조금 높게 났으며 <그림4> ,

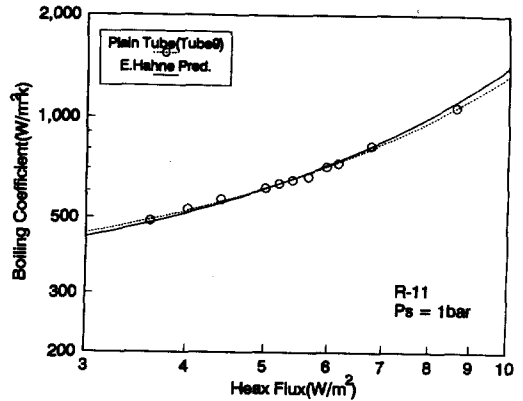


<그림 2> Heat Balance of Test Section for Boiling.

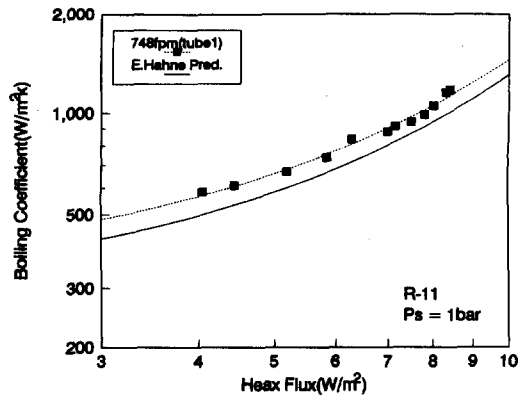


<그림 3> Heat Balance of Test Section for Boiling.

열플럭스가 $5000W/m^2$ 보다 작은 경우에는 Hahne의 이론값의 10%의 오차 범위에 유지했으며 $5000W/m^2$ 보다 높은 열플럭스에서는 15%의 오차범위에 있었다. 그리고 748fpm 튜브와 1024fpm 튜브에서도 15%의 오차 범위에 유지했으며 대체적으로 이론값 보다 높게 나타났다.



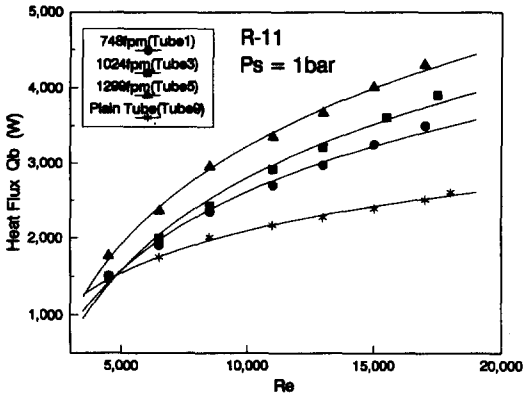
<그림 4> Boiling Coefficient vs. Heat Flux with Comparison of Hahne's Result.



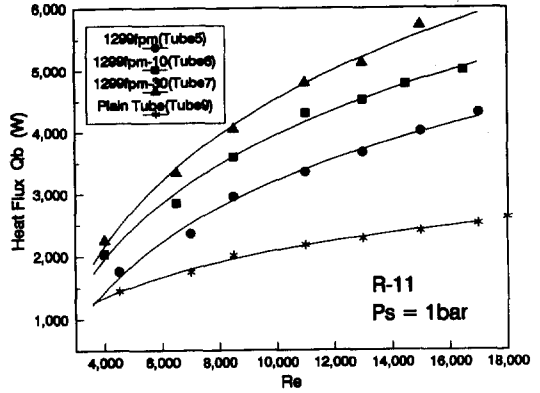
<그림 5> Boiling Coefficient vs. Heat Flux with Comparison of Hahne's Result.

4. 핀 밀도와 나선홈 형상의 변화에 의한 열전달율 촉진

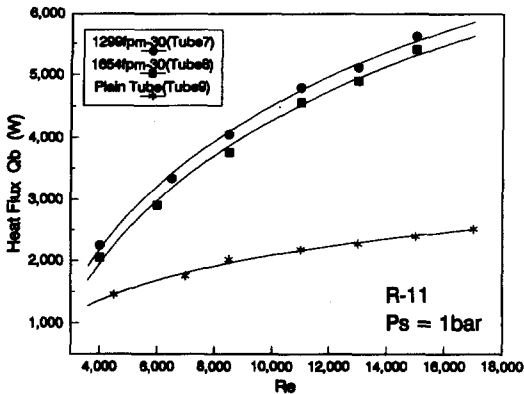
본 연구의 주요한 연구 목적은 비등 열전달율을 최대한 향상시킬 수 있는 핀 밀도와 나선 홈 형상을 규명하는 데 있다. 그리고 정확한 실험 데이터를 핀 튜브를 생산하는 기업 및 냉동 회사에 제공하는데 있다. 그러므로 이론적 규명을 위해서는 R-11 냉매 액체 온도와 튜브 표면의 온도차 변수로 열전달계수를 규명하는 것이 필수적이다. 그래서 본 연구에서는 온수 유량과 온수 유속을 내포하고 있는 레이놀즈수를 변수로 하고 레이놀즈수 변화에 의한 열전달율을 집중적으로 고찰하기로 한다.



<그림 6> Effects of Fins on Heat Transfer for Boiling.



<그림 8> Effects of Fins on Heat Transfer for Boiling.



<그림 7> Effects of Fins on Heat Transfer for Boiling.

<그림6>은 핀 밀도를 변화시켰을 때의 비등 열전달을 변화를 고찰하는 데 목적이 있다. 레이놀즈수를 4000~20000 까지 변화시켜가면서 실험한 결과, 핀 밀도가 증가함에 따라 비등 열전달율이 증가함을 보이고 있다. 그리고 1299fpm 튜브는 평 튜브에 비해 2배 이상의 비등 열전달율이 향상됨을 나타내고 있다.

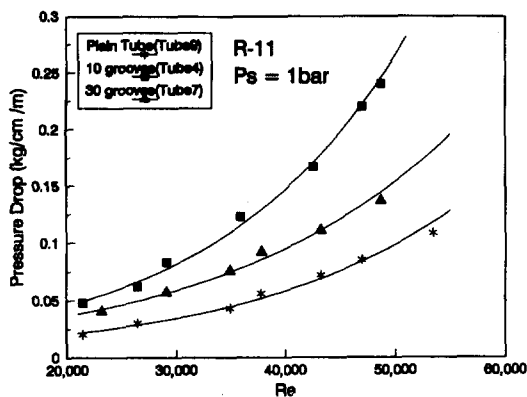
<그림7>은 튜브 내부의 나선 홈은 30fpm으로 일정하게 유지하고 튜브 외표면에 핀 밀도를 1299fpm, 1654fpm으로 변화시켜 실험한 결과 1299fpm-30grooves의 튜브가 근소하나마 1654fpm-30fpm 튜브보다도 비등 열전달율이 높게 나타났다. 이 실험 결과로부터 핀 밀도가 1299fpm까지는 비등 열전달 계수값

이 증가하며, 1299~1654fpm 범위의 핀 밀도에서 최고의 비등 열전달값을 나타내었다. 그리고 1654fpm 이상 핀 밀도를 증가시키면 비등 열전달값이 감소됨을 알 수 있다.

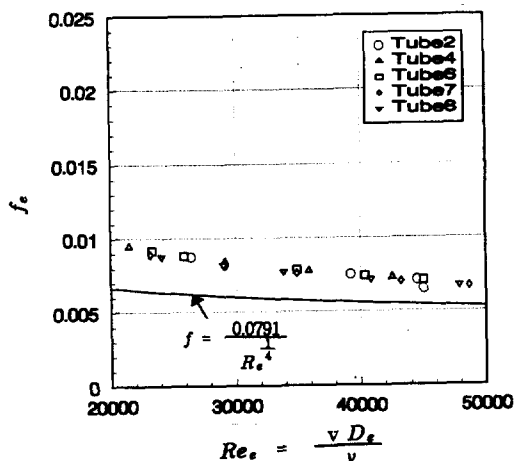
<그림8>은 튜브 외표면은 최고 비등 열전달값을 나타낸 1299fpm으로 일정하게 하고 튜브 내부의 나선 홈의 영향을 고찰하기 위하여 나선 홈이 없는 경우와 10골, 30골이 있는 경우에 대한 실험 결과를 나타낸다. 나선 홈이 30골인 경우가 10골보다 더 많은 열전달을 향상을 보이고 있다. 골 수가 증가함에 따라 열전달 표면적이 증가할 뿐만 아니라 난류 유동 형성이 더욱 용이한 것으로 고려된다.

5. 나선홈에 의한 압력 강하의 영향

튜브 내 표면에 나선홈을 가공할 경우 열전달 표면적 증가와 난류 유동에 의해 열전달율이 향상 되는 것은 사실이나, 난류 유동에 의한 압력 손실을 초래함으로써 이를 보상하기 위해서는 펌프 동력이 증가하게 된다. 그러므로 나선홈 형상에 의한 열전달을 증가로 에너지 절감량과 압력 손실을 보상하기 위해 증가시킨 펌프 동력의 에너지 손실량을 비교 분석하는 것이 필수적이다. <그림9>는 비등 열전달 실험에서 압력강하 손실을 측정 한 실험 데이터를 나타낸다. 나선홈이 없는 1024fpm 튜브와 나선 홈이 10골 있는 1024fpm 튜브의 압력 손실량을 나타낸다. 그림으로부터 레이놀즈수가 증가함에 따라 나선홈이 없는 경우보다 있는 경우가 현격히 압력 손실이 증가



<그림 9> Pressure Drop at Inner of Tube.



<그림 10> Friction Factors for Inner Fin Tubes at Boiling.

함을 보이고 있다. 그리고 나선홈이 10골이 있는 경우와 30골이 있는 경우의 압력 강하량을 나타내고 있다. 이 실험 데이터에서는 나선홈이 30골이 있는 경우의 압력 손실량이 10골이 있는 경우보다 적게 나타났다. 반면에 열전달율은 더 높았다. 즉 나선홈이 30골인 경우가 10골보다 열전달율은 증가되고, 압력강하 손실량은 더 적으므로 최적조건임을 보이고 있다. 이러한 사실은 나선홈이 30골인 경우 전열 표면적 증가와 압력 손실을 적게 하면서 난류 유동을 형성 시키기에는 10골 보다 더 최적 조건임이 고려된다.

<그림10>은 나선홈의 영향에 의한 마찰계수 값을

나타내었다. 동가 직경을 기준으로 한 마찰계수 값은 식 (16)과 실험데이터로부터 계산된다.

$$f = \frac{2D\Delta P}{\rho LV^2} \quad (16)$$

내경을 기준으로 할 경우, 튜브 내부 표면에 나선홈이 있는 경우와 없는 경우의 마찰계수의 비는 나선홈이 10골인 경우는 $f_i/f_{i,p} \approx 1.7 \sim 2.1$, 그리고 30골인 경우는 $f_i/f_{i,p} = 1.6 \sim 1.9$ 이다. 레이놀즈수가 높을수록 마찰계수는 크게 감소함을 보이고 있다. 동가 직경을 기준으로한 마찰계수 값은 Blasius식으로 부터 얻은 값보다 좀더 높게 나타났다.

$$f_e = \frac{0.0791}{Re_e^{0.25}} \quad (17)$$

Blasius식 보다 마찰계수 값이 높게 나타난것은 핀 튜브의 유동 양식의 해석이 충분히 동가직경의 개념으로 해석되지 않은 것으로 고려된다. 나선홈에 대한 마찰계수 값은 동가 직경과 핀 피치비 (P/D_e)에 관계되는 것으로 고려된다. 그러므로 본 연구에서 실험결과, 레이놀즈수 ($20000 \leq Re_e \leq 50,000$)의 범위에서는 다음식이 산출 된다.

$$f_e = \frac{0.614}{Re_e^{0.38}(P/D_e)^{0.2}} \quad (18)$$

V. 결 론

튜브의 표면의 핀 밀도가 4종류인 조건과 내 표면에 3종류인 조건을 조합하여 총 8가지의 튜브 형상을 선택하여 열전달 성능이 최가 되는 최적 조건의 튜브 외면의 핀 형상과 튜브 내면의 나선홈 형상을 규명했다. 또한 튜브 내면의 나선홈에 의한 압력 손실량을 규명하여 일정 동력 하에서의 열전달 성능비를 규명하고, 평 튜브와 비교 검토 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 튜브 표면에서의 유동형태는 기포 비등이 형성되었다. 핀 밀도가 1299fpm까지는 핀밀도가 증가함에 따라 기포 발생량이 증가하나 이 이상 증가시키면 점차로 기포 발생량이 감소되었다.

2. 레이놀즈수가 증가함에 따라 튜브 내면에 나선홈이 없는 경우보다 있는 경우가 현저히 압력강하 손실량이 증

가했다. 나선홀이 30홀의 경우보다 10홀의 경우가 압력 강하 손실량이 증가했다.

3. 나선홀이 10홀인 경우는 마찰계수 값이 평 튜브보다 1.7~2.1배이고 30홀의 경우는 1.6~1.9배 높게 나타났다.

4. 튜브 외 표면은 핀 밀도가 1299fpm 이 최적 조건이고 튜브 내 표면은 나선홀이 30홀인 경우가 보다 더 최적 조건이다. 이와같은 조건을 갖춘 1299fpm - 30홀 튜브의 열전달율이 평 튜브에 비해 2.5~3배 정도 높게 나타났다.

참고문헌

1. Nakayama, W., 1982, "Enhancement of Heat Transfer" Proc. 7th Int. Heat Transfer Conf., Munich, Vol. 1, pp. 223 - 240.
2. 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. Heat Transfer, Vol. 107, pp. 377 - 383.
3. 吉川和男, 1976, , 昭和 51年 8月 "冷凍機用フィンチューブ"의 傳熱特性について", UDC : 662.987 : 669.35 : 621.643, pp. 39 - 48.
4. Watkinson, A. P., Miletti, D. L., Tarassoff, P., "Turbulent Heat Transfer and Pressure Drop in Internally Finned Tubes", AIChE SYMPOSIUM SERIES, No. 131, Vol. 69, pp. 94 - 103.
5. Watkinson, A. P., Miletti, D. L., and Kubanek, G. R., "Heat Transfer and Pressure Drop of Forge - Fin Tubes in Turbulent Air Flow", Paper Presented at the Semi - Annual ASHRAE Meeting, Atlantic City, N. J., 26 - 30 January.
6. Watkinson, A. P., Miletti, D. L., Kubanek, G. R., 1975, "Heat Transfer and Pressure Drop of Internally Finned tubes in Laminar Oil Flow", Contributed by the Heat Transfer Division of the American Society of Mechanical Engineers for Presentation at the AIChE - ASME Heat Transfer Conference, San Francisco, California 11 - 13, pp. 1 - 9.
7. 伊勝正昭, 木材秀行, "内面らせんそ"付き管の 沸騰熱傳達と 壓力 損失", 日本 機械學會(B편), 45卷 38號 昭和54 - 1, pp. 118 - 126.
8. Mikic, B.B., and Rohsenow, W. M., 1969, "A New Correlation of Pool - Boiling Data Including the Effect of Heating Surface Characteristics", J. Heat Transfer 91, pp. 245 - 250.
9. Kubler, M., Bierer, M. and Hane, E., 1987, "Heat Transfer from Finned and Smooth Tube Heat Exchanger Coils in Hot Water Stores", ISES Solar World Congress, Hamburg.
10. Hahne, E., Qiu - Rong, and Windisch, R., 1991, "Pool Boiling Heat Transfer on Finned Tubes - an Experimental and Theoretical Study", Int. J. Heat Mass Transfer. Vol. 34, No. 8. pp. 2071 - 2079.
11. Minkowycz, W. J., and Sparrow, E. M., 1966, "Condensation Heat Transfer in the Presence of Noncondensables", Interfacial Resistance, Superheating, Variable Properties, and Diffusion, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 9, pp. 1144 - 1255.

A Study on Finned Tube Used in Turbo Refrigerator(Ⅱ) - on boiling heat transfer -

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

(National Fisheries University of Pusan)

This work studies for heat transfer and pressure drop performance of integral inner and outer fin tubes, designed to enhance the heat transfer performance of smooth tubes for in reciprocating and turbo refrigerator or high performance compact heat exchangers.

Eight different inner spiral fin copper tubes with integral fin at outside surfaces were employed to improve boiling heat transfer coefficient. For comparison, tests were made using a plain tube having the inside diameter and an outside diameter equal to that at the root of the fins for the finned tubes.

Pool boiling heat transfer is investigated experimentally and theoretically on single tube arrangement. The refrigerant evaporates at a saturation state of 1 bar on the outside tube surface heated by hot water. The refrigerant R11 (CFCl_3) was used at a pressure of $P_s = 1 \text{ bar}$ as a convenient test fluid with a boiling temperature of $T_s = 23.6^\circ\text{C}$

The observed heat transfer enhancement of boiling for finned tubes significantly exceeded that to be expected on grounds of increased area. The maximum Vapor - side enhancement (i.e., vapor - side heat transfer coefficient of finned tube/vapor - side coefficient for plain tube) was found to be around 4 at 1299fpm - 30grooves tube.