

전조 나선핀 튜브의 외부핀 형상 변화에 의한 열전달 향상에 관한 연구

한 규 일 · 조 동 현*
부산수산대학교, 부산수산대학원*
(1994년 1월 15일 접수)

A Study on the Heat Transfer Improvement of Integral - Fin Tubes by External Fin Effect

Kyuil HAN and Dong - Hyun CHO*

National Fisheries University of Pusan.

*Graduate School, National Fisheries University of Pusan.

(Received January 15, 1994)

This work studies for boiling and condensation heat transfer performance of trapezoidal-ly shaped integral-fin tubes having fin densities from 748fpm to 1654fpm. For comparison, tests are made using a plain tube having the same inside and outside diameter as that of the root of fins of finned tubes. Hahne's theoretical model and Webb's theoretical model are used to predict the R-11 boiling heat transfer coefficient and condensing heat transfer coefficient respectively for plain tube and all integral-fin tubes.

Experiments are carried out using R-11 as working fluid. This work is limited to film-wise condensation and pool boiling on the outside surface of plain tube and 4 low integral-fin tubes. In case of condensation, the refrigerant condenses at saturation state of 32°C on the outside tube surface cooled by coolant and in case of boiling, the refrigerant evaporates at saturation state of 1bar on the outside tube surface. The amount of non-condensable gases in the test loop is reduced to a negligible value by repeated purging.

The actual boiling and condensing processes occur on the outside tube surfaces. Hence, the nature of this surface geometry affects the heat transfer performances of condenser and evaporator in refrigerating system. The condensation heat transfer coefficient of integral-fin tube is enhanced by both extended tube surface area and surface tension.

The ratio of the condensation heat transfer coefficients of finned to plain tubes is greater than that of surface area of finned to plain tubes, while ratio of the boiling heat transfer coefficient of finned to plain tubes shows reverse result. As a result, low integral-fin tube can be used in condenser more effectively than used in evaporator.

기호 설명

A : 공칭 열전달 면적(m^2)
 A_p : 핀 단면적에 대한 핀의 유효 면적(m^2)
 c_b : 튜브 전 표면에 대한 응축액이 억류된 표면적비
 C_p : 비열(kJ/kgK)
 D : 튜브 직경(m)
 e : 핀 높이(m)
 f : 주파수($1/s$)
 fpm : 핀수/ m
 g : 중력 가속도(m/s)
 G_r : Grashof수
 h : 열전달계수(W/m^2K)
 h_c : 냉매 유동지역에서의 응축 열전달 계수(W/m^2K)
 h_f : 핀 표면의 응축 열전달 계수(W/m^2K)
 h_h : 수평 튜브에 대한 응축 열전달 계수(W/m^2K)
 h_{fg} : 증발 잠열(J/kg)
 M : 온수 유량(Kg/s)
 \dot{m} : 비등 증기량(kg/s)
 N_u : Nusselt수
 P_f : 핀 피치(m)
 P_r : Prandtl수
 Q : 열전달율(W)
 \dot{q} : 열플럭스(W/m^2)
 R_e : 레이놀즈 수
 S_m : 오목 표면 길이(m)
 T : 절대온도(K)
 t_b : 핀 밑면에서의 핀 두께(m)
 t_t : 핀 팁에서의 핀 두께(m)
 β : 체적 팽창계수(K^{-1})
 η_f : 핀 효율
 ΔT : 온도차(K)
 κ : 열전도 계수(W/mK)
 ν : 동점성 계수(m^2/s)
 ρ : 밀도(kg/m^3)
 o : 표면 장력(N/m)

하첨자

avg : 평균
 B : 기포
 b : 비등
 $conv$: 대류구
 c : 응축
 $cool$: 냉각수
 f : 핀 튜브
 fc : 자연대류
 ft : 핀팁
 H : 수평
 hot : 온수
 in : 입구
 o : 튜브 외표면
 out : 출구
 r : 튜브 밑면
 io : 입구와 출구의 차
 l : 액체 냉매
 mod : 수정값
 o : 튜브 외 표면
 p : 평 튜브
 s : 포화 상태
 v : 증기
 w : 벽
 ws : 튜브 벽면과 포화 상태의 차

서 론

수평 전열관은 냉동 공조 장치의 증발기나 응축기, 그리고 화학 플랜트, 보일러, 원자로 등 공업 분야에서 널리 사용되고 있다. 각종 수평 전열관에서 열교환시 발생하는 응축이나 비등 현상은 넓은 범위의 공업 분야에서 경험하는 현상이다. 그리고 비등이나 응축을 동반하는 氣液二相流에 관한 연구는 냉동 공조 장치를 비롯하여 화학 플랜트, 보일러, 원자로 등 공업분야에서 취급하는 각종 열교환기의 최적 설계와 합리적인 운전을 위해서도 반드시 필요하다. 따라서 전열관의 응축이나 비등 현상 중 열교환기의 전열효율에 큰 영향을

미치는 유동 형태, 압력 손실, 전열 특성을 규명하는 것이 매우 중요하다¹⁾. 이러한 열교환기의 전열 효율을 향상시키기 위하여 튜브 표면에 여러 형태의 기하학적 형상을 가진 핀을 가공하고 있다²⁾. 이러한 핀 튜브는 1940년 이후에 만들기 시작하였으며, 직경은 12mm에서 26mm까지의 다양한 규격으로 단위 미터당 핀의 갯수는 430~1700개 범위에서 가공되고 있다. 이와같은 핀 튜브에 대하여 1947년에 Beatty와 Katz³⁾는 최초로 사각 단면 형상의 핀 튜브를 이용하여 응축 실험을 하였다. 이 실험 데이터를 기초로 하여, 전조 나선핀 튜브에 대한 응축 계수를 예측할 수 있는 이론 모델을 만들었다. 최근 작동 유체가 증기일 경우에 대하여 Yau⁴⁾, Marto⁵⁾ 등은 핀 밀도, 핀 형상, 핀 높이를 최적화 시키는 연구를 하였다. 그리고 吉川和男⁶⁾, Sukhatme⁷⁾ 등은 R-11을 작동유체로 이용하여 실험적인 연구를 하였다. 이러한 실험 결과에 의하면 핀 밀도는 비등 및 응축 열전달 성능에 많은 영향이 있으나, 핀 높이, 핀 각도, 핀 두께 등은 그다지 영향이 없음을 나타낸다.

본 연구에서는 응축 및 비등 열전달 성능에 크게 영향을 미치는 핀 밀도의 영향을 조사하기 위하여 여러 종류의 핀밀도를 갖는 핀튜브를 제작하고 이들 튜브에 대해 실험적으로 열전달계수 값을 구하여, 열전달 성능이 최대가 될수 있는 핀 밀도를 규명하고자 한다. 또한 실험 데이터의 타당성을 검토하기 위하여 이론값과 비교 검토하고자 한다.

실험장치 및 방법

1. 실험장치

Fig.1은 비등 및 응축 열전달 성능 측정용 실험장치의 개략도이다. 실험장치는 R-11 냉매탱크(1), 온수보일러(2), 시험구간(7), 응축기(8), 냉매 유량측정계(10,11), 온수 유량측정계(12,13), 냉각수 탱크(17), 그리고 R-11 냉매 순환 회로와 온수 순환 회로, 냉각수 순환 회로로 구성

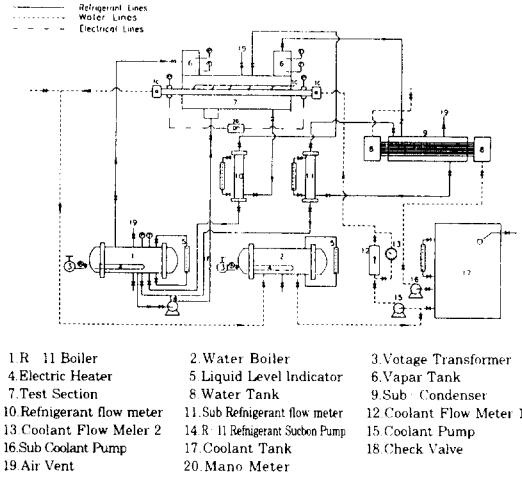


Fig. 1. Schematic Diagram of Experimental Apparatus.

했다. 시험구간의 상단 1800mm 지점에 공기 배출 밸브를 설치하여 비응축 가스인 공기를 배출하도록 했다⁸⁾. 실험장치의 전 구간에 외부와 단열을 위해 두께 25mm의 그라스우울 보온재를 2겹으로 보온하여 외부로의 열손실은 무시할 수 있도록 했다.

1) 비등 시험구간

비등 시험구간은 직경125mm, 길이 2000mm의 원통을 수평으로 설치했으며, 이 내부에 외경 19mm, 내경16mm의 핀 튜브를 동축 방향으로 설치했다(Fig. 2). 핀 튜브 내부에는 온수가 흐르며, R-11 액체 냉매는 시험 전열관의 외표면에서 온수와 열교환에 의해 비등증기가 발생된다. R-11액체 냉매는 강제 순환펌프에 의해 시험구간에 유입된다. 시험구간내의 냉매는 역류를 방지하기 위해 냉매 순환 펌프와 시험구간사이에 역류 방지용 체크 밸브를 설치했으며, 시험구간의 하부의 유입구에 급류를 방지하기 위하여 길이 200mm, 직경 100mm 용량의 급류 완충장치를 설치했다. 비등 열전달 실험시 시험 구간내의 액체 냉매량의 조절은 A/D 변환기를 통해 컴퓨터에서 자동제어 되도록 했다. 액면의 위치가 시험 원통 직경의 70%가 되면 액면 검출기가 이를 감지하여 냉매 펌프에

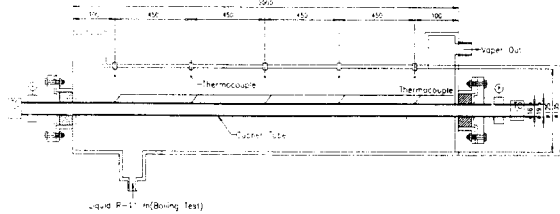


Fig. 2. Sectional View of Test Section.

신호를 보내어 냉매 펌프가 작동하고 71%선 까지 액면이 상승하면 냉매 펌프가 정지하도록 제어 시스템을 구성하여 컴퓨터에서 자동제어 하도록 했다. 이와같이 하여 시험 구간내에 R-11 액체 냉매의 양은 액면계의 70~71%로 일정하게 유지시켰으며, 항상 시험 튜브가 액체 냉매의 10mm 하부에 잠겨있도록 했다. 시험 구간에서 발생된 비등 증기는 응축기에서 응축시키고, 응축된 액체 냉매는 응축액 유량 측정계에서 응축액 유량을 측정하고 난 후 R-11 냉매 탱크로 순환된다.

2) 응축 시험구간

비등 시험구간과 동일한 시험구간에서 핀 튜브 내부에는 냉각수가 흐르며, R-11증기 냉매는 시험 전열관의 외표면에서 냉각수와 열교환에 의해 응축이 된다. 그리고 냉각 장치를 위한 냉각수 순환 장치는 시험 구간에 순환되는 시험 구간용 냉각수 순환 장치와 보조 응축기의 튜브 내부에 순환되는 냉각수 순환장치로 구성되어 있다. 냉각수는 0.75kw의 냉각수 펌프를 가동시켜 시험 구간 및 제 라인을 강제 순환시킨다. 물탱크로 부터 펌프에 의해 강제 순환하는 냉각수는 시험 구간 입구에서 압력 및 온도를 측정한다. 시험 구간으로 유입되는 냉각수는 시험 구간 내에서 R-11증기와 열교환을 하고, 시험 구간으로부터 유출된 냉각수는 온도와 압력을 측정하고 외부로 배출된다.

3) 온도 및 압력의 측정

직경0.3mm 동-콘스탄탄 열전대를 이용하여 시험구간 내부의 액체 냉매 온도와 증기 온도, 그리고 핀 튜브의 표면 온도, 온수의 입출구 온도를 측정했다. 시험 구간의 냉매 온도는 450mm 간격으로 5곳에 동-콘스탄탄 열전대를 설치하여 측정하

고, 시험튜브 표면온도는 튜브 길이 방향에서 450mm 간격으로 5점, 각 단면에서 튜브 윗 부분을 0°로 기준으로 하여 시계 방향으로 0°, 90°, 180° 위치에 3점씩 측정하여 평균값을 취했다. 시험 튜브에 심은 열전대는 Fig.3에서와 같이 튜브 표면에 폭 2mm, 깊이 0.75mm, 길이 30mm 크기의 홈을 내어 열전대의 접점을 홈에 완전히 정착시킨후 은납으로 채우고 24시간이 경과한 후에 외부와 교란을 방지하기 위하여 에폭시 수지로 덮었다. 온수의 입출구 온도는 평균 체적 온도를 측정하기 위하여 Fig.4와 같이 직경 40mm, 길이 400mm 크기의 디스크와 도우넛형 열교환 장치에서 3점의 온도를 측정하여 평균값을 취했다. 위의 모든 열전대선은 냉점을 통해 보정하였고, A/D변환기를 통해 컴퓨터에 연결하여 1/10℃까지 정확한 값을 계측할 수 있도록 했다. 비등 증기의 입출구 압력과 온수의 입출구 압력을 측정하기 위하여 1/100kg/cm²까지 측정할 수 있는 브로돈식 압력계와 수은주 마노미터를 설치했다.

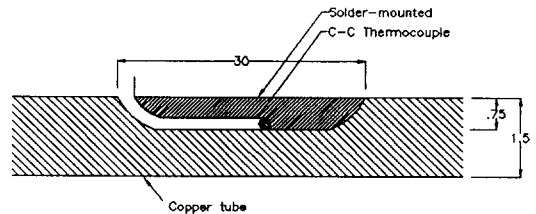


Fig. 3. Details of Thermocouple Junction Point on Finned Tubes.

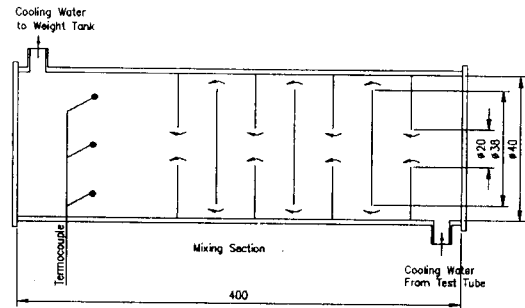


Fig. 4. Disk-and-Doughnut Mixing Section.

4) 시험튜브 규격 및 핀 형상

실험에 사용한 튜브 규격은 표1과 같이 핀 밀도를 748, 1024, 1299, 1654fpm으로 선택하여 제

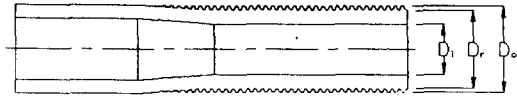


Fig. 5. Cross Section of Finned and Grooved Tube.

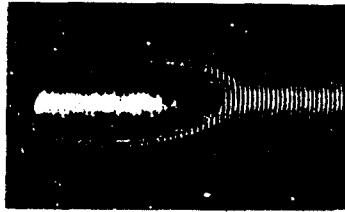


Fig. 6. Photograph of Finned Tube.

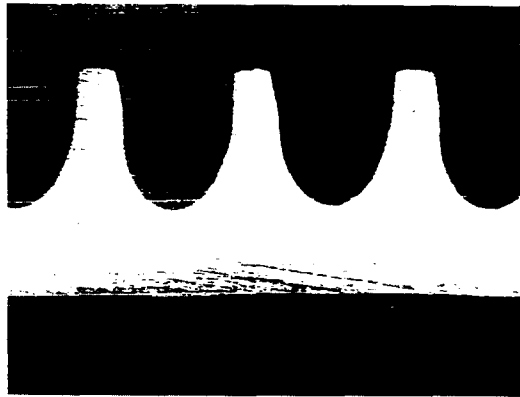


Fig. 7. Photograph of Fin Type(748fpm).

작했다. 핀 튜브에 대한 규격 표시는 Fig.5와 같다 그리고 Fig.6은 본 연구의 실험에 이용한 핀 튜브의 사진을 나타내며, Fig.7은 이와 같은 핀 튜브를 25배 확대한 핀 형상을 나타낸다.

2. 실험방법

1) 비등실험의 경우

온수의 유량과 온도, 냉매 온도, 비등 증기량, 압력을 시간의 흐름에 따라 변동이 없도록 일정하게 유지시켜 정상 상태에서 실험데이터를 측정했다. 그리고 실험이 수행되기 전에 시험 튜브를 정상상태로 만들기 위하여 3시간 이상 최대 열전달율($\dot{q} = 15kW/m^2$)로 유지시키면서 온수와 냉매를 순환시켰다. 모든 실험은 열플럭스를 높은 값에서 낮은 값으로 단계적으로 감소시키면서 실험 데이터를 측정했다. 시험구간 내의 냉매 온도는 $T_s = 23.6^\circ C$, 압력은 $P_s = 1bar$ 상태를 유지했다. 이와 같은 조건하에서 측정된 데이터로 부터 식(1)을 이용하여 평균 비등 열전달 계수값을 산출했다.

$$h_b = \frac{\dot{Q}_{avg}}{A_o \Delta T_{ws}} = \frac{(\dot{Q}_{hot} + \dot{Q}_b)/2}{A_o (T_w - T_s)_{avg}} \quad (1)$$

여기에서 $A_o = nD_o L$ 이다.

평균열전달율(\dot{Q}_{avg})은 온수가 잃은 열량($\dot{Q}_{hot} = \dot{M}_{hot} C_{p,hot} \Delta T_{io}$)과 냉매가 얻은 열량($\dot{Q}_b = \dot{m}_b h_{fg}$)의 평균값을 나타낸다. A_o 는 시험 튜브의 공칭 열전달 면적을 나타내며, $(T_w - T_s)_{avg}$ 값은 시험튜브 벽면의 평균온도와 액체 냉매의 평균 온도의 차를 나타낸다. 전 구간의 실험에서 온수가 잃은 열량과 R-11 액체 냉매가 얻은 열량의 에너지

Table 1. Geometric Specifications of Integral - Fin tubes

Tube No.	Tube Specification		Fin Density fpm	Fin Specification			Area ratio (A_f/A_p) _o mm
	D_o mm	D_i mm		P_f mm	t mm	ϕ deg	
1	18.9	15.5	748	1.34	1.3	10	2.63
2	18.9	15.5	1024	0.98	1.3	10	3.33
3	18.8	15.5	1299	0.77	1.3	5	3.80
4	18.8	15.5	1654	0.46	1.2	3	4.60
5	19.0	16.5					

지 평형은 8%의 오차 범위에서 일치했다. 실험 데이터를 분석하기 위한 열플럭스는 $\dot{q}_h = \dot{Q}_{avg}/A_o$ 로 정의했다.

2) 응축실험의 경우

응축실험 방법은 가변 전압기(Slidax)를 통해 일정한 전기에너지를 R-11냉매보일러에 있는 전기 가열 장치에 공급한다. 이렇게 일정하게 공급되는 전기 에너지는 증발기 내에 있는 냉매 R-11을 증발시킨다. 증발된 R-11증기는 주 증기 밸브를 통과하여 증기 유속 완충장치(vapor tank)에 유입된다. 이 증기 유속 완충장치에서 증기의 유속을 일정하게 유지시키고 또한 증류 유동조건으로 유지한다.

증기 유속 완충장치에서 형성되어 있는 순수 포화 증기를 시험 구간의 관로 속에 통과시키고 동 튜브 내부에 냉각수를 통과시켜, 동 튜브 외부의 R-11 증기와 동 튜브 내부에 흐르는 냉각수가 열교환이 일어나도록 되어 있다. 시험 구간 내에서 R-11증기의 대부분이 응축되고 난 후, 응축되지 않은 나머지 증기들은 보조 응축기에서 완전히 응축하게 되며, 시험 구간에서 응축된 액체 냉매는 응축액 유량 측정 장치에서 응축액량을 측정하고 난 후 증발기로 순환된다. 보조 응축기에서 응축된 R-11냉매는 보조 응축기용 R-11냉매 측정 장치를 통과하면서 응축액량을 측정하고 증발기로 순환된다. 시험구간에서 증기가 응축되면서 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 구간에서의 응축에 의한 응축액의 질량과의 평형 즉, 질량이 보존되는가를 측정한다. 이와 같이 모든 예비 실험의 측정자료를 이용하여 미세한 조정을 함으로써, 순환 실험 장치가 완전히 정상 상태에 도달한 후 측정 실험을 수행했다. 그리고 모든 실험 중 냉매가 응축시 잃은 열량과 냉각수가 얻은 열량의 에너지 균형은 8% 범위

에서 유지되었다.

시험 구간을 통과한 단위 시간당의 응축량(\dot{m}_c)에 의한 응축열(Q_c)은 다음식에 의해 구한다.

$$\dot{Q}_c = \dot{m} h_{fg}'' \quad (2)$$

여기서 $h_{fg}'' = h_{fg} + 0.68 C_p (T_s - T_w)_{avg}$ 이다⁹⁾.

시험 구간과 보조 응축기의 내부로 흐르는 냉각수가 얻은 에너지량(Q_{cool})은 각각의 열교환기를 통과하는 단위 시간당의 냉각수 유량에 따라서 다음식으로 각각 계산될 수 있다.

$$\dot{Q}_{cool} = \dot{M}_{cool} C_{p,cool} (T_{in} - T_{out})_{avg} \quad (3)$$

이와 같은 조건하에서 측정된 데이터로 부터 식(4)를 이용하여 평균 응축 열전달 값을 산출했다.

$$h_c = \frac{Q_{avg}}{A_o \Delta T} = \frac{(Q_c + Q_{cool})/2}{A_o (T_s - T_w)_{avg}} \quad (4)$$

3) 튜브 내부의 열전달 계수값

튜브 내부가 평 튜브인 경우의 Nusselt수는 Sieder-Tate식에 의해 계산된다.

$$N_u = 0.026 Re^{0.8} Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.14} \quad (5)$$

식(5)의 해석으로 부터 튜브 내부의 열전달 계수값을 구하고, 이 결과값과 실험값을 비교함으로써 운수 및 냉각수의 실험데이터의 정확성을 검토

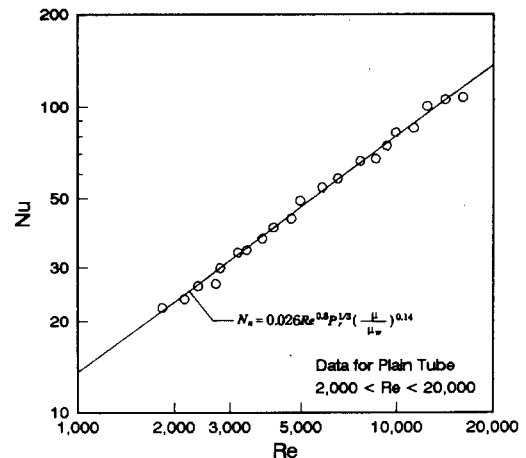


Fig. 8. Water-side Correlation.

했다.

Fig.8은 식(5)를 이용하여 계산한 값과 실험으로 부터 구한 실험값을 비교한 그래프를 나타낸다. 그래프로 부터 실험데이터는 이론식과 비교적 잘 일치했다. 튜브 내부의 열전달 해석은 모든 튜브에 대하여 식(5)의 이론값과 비교했다.

결과 및 고찰

1. 비 등

1) 이론해석과 실험결과의 비교

핀 튜브의 비등 열전달 성능을 비교하기 위하여 평 튜브에 대하여 먼저 예비 실험을 했다. 그리고 실험값의 정확성을 검토하기 위하여 아래의 이론식을 이용했다.

비등시 전달되는 열플럭스는 핵비등에 의한 기포영역으로 부터 전달되는 열플럭스와 튜브 표면으로 부터 대류에 의해 전달되는 열플럭스로 이루어진다.

기포영역에서의 열플럭스(q_b)와 비등열전달계수(h_b)는 Mikic과 Rohsenow⁷⁾의 식으로써 계산된다. 즉

$$\dot{q}_b = h_b(T_w - T_s)A_B/A \quad (6)$$

여기서

$$h_b = (\kappa_1 \rho_1 C_{p1})^{1/2} f^{1/2} \pi^{-1/2} \quad (7)$$

이다.

그리고 자연대류에 의한 열전달계수 값은 Kubler¹⁰⁾에 의해 제안된 관계식으로 부터 다음과 같이 계산된다.

$$Nu = -0.55 + 0.48(Gr_{mod}Pr)^{0.27} = h_c(P_f - t_b)/\kappa \quad (8)$$

여기서

$$Gr_{mod} = \frac{\gamma g(T_w - T_s)(P_f - t_b)^3 P_f - t_b}{\nu^2 D_f} \quad (9)$$

이다.

자연대류에 의한 튜브 표면에서의 열전달율은 식(10)에 의해 계산된다.

$$q_{conv} = h_c(T_w - T_s)(1 - A_B/A) \quad (10)$$

그러므로 비등에서 총열플럭스는 핵 비등에 의한 기포영역에서의 열플럭스와 자연대류에 의한 열플럭스의 합이므로 식(11)과 같이 나타낼 수 있으며, 총열플럭스의 값으로 부터 식(12)와 같이 비등 열전달 계수값을 계산할 수 있다¹²⁾.

$$\dot{q} = \dot{q}_b + \dot{q}_{conv} \quad (11)$$

$$h_b = \dot{q}/(T_w - T_s) \quad (12)$$

Fig.9는 평튜브에 대한 \dot{q}_b 와 h_b 의 이론값과 실험값을 비교한 것이다. 그리고 열플럭스(\dot{q}_b)는 3000~9000(W/m²)범위와 온수의 레이놀즈수는 2000~20000에서 실험이 이루어 졌다. 실험값은 Hahne¹²⁾의 이론값보다 5~15% 높게 나타났으며, 열플럭스가 증가함에 따라 다소 오차가 증가함을 알 수 있다. 이와같은 이론값과 실험값의 오차는 비등 증기량 및 튜브벽면 온도 측정등에서 발생한 실험적 오차로 간주된다. 실험값은 실험 전구간에서 이론값과 비교적 잘 일치함을 알 수 있다.

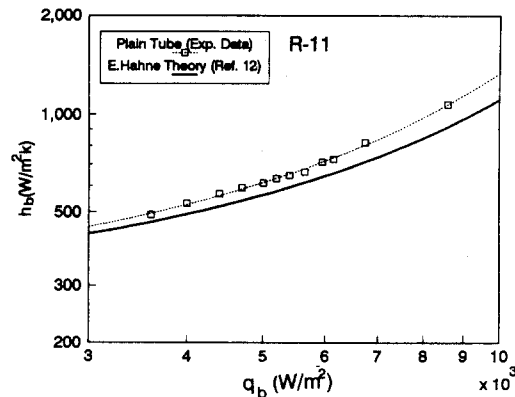


Fig. 9. Boiling Heat Transfer Coefficient vs. Heat Flux(Plain Tube) with Comparison of Hahne's Result.

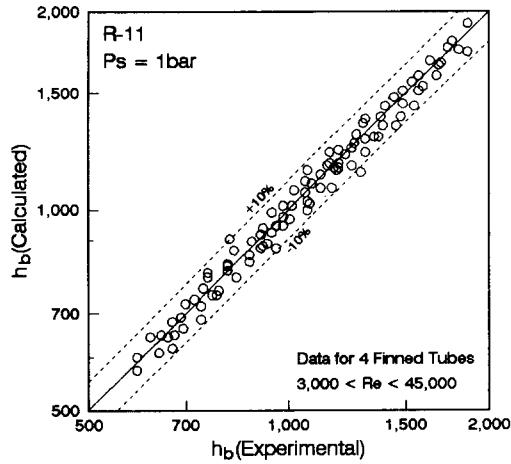


Fig. 10. Comparison between Experimental and Calculated Boiling Heat Transfer Coefficient for All Finned Tubes.

Fig.10은 모든 핀튜브에 대한 h_b 의 이론값과 실험값을 비교한 것이다. 실험은 $3000 \sim 30000 (W/m^2)$ 의 열플럭스 (\dot{q}_b) 범위와 $3000 \sim 45000$ 의 온수 레이놀즈수 범위에서 실시되었다. 실험값은 이론값의 $\pm 10\%$ 의 오차범위에 존재했다. 그러므로 핀튜브에 대한 실험값은 정확함을 알 수 있다.

2) 핀 밀도에 의한 비등 열전달율

에서 응축액 역류를 고려한 핀튜브의 응찰하기 위하여 냉매 온도와 압력, 온수 온도와 유량 그리고 온수의 입구 온도를 일정한 상태로 유지하여, 핀 밀도를 748, 1024, 1299fpm, 1654fpm으로 변화시켜 온수의 유속 변화에 대한 비등 열플럭스의 관계를 나타낸 그래프이다. 그리고 Fig. 12는 Fig.11과 동일한 실험조건에서 얻은 데이터를 액체냉매의 포화온도와 튜브 벽면의 평균 온도에 대한 비등 열전달 계수값을 나타낸다. 이 실험결과로부터 실험 핀튜브중 1299fpm 튜브가 비등 열전달율이 가장 높게 나타났다. 그리고 핀 밀도의 변화에 대한 비등 열전달 계수값을 나타낸 Fig.13으로 부터 핀 밀도가 1299fpm 까지는 비등 열전달율이 증가하며, 1299~1654fpm 범위

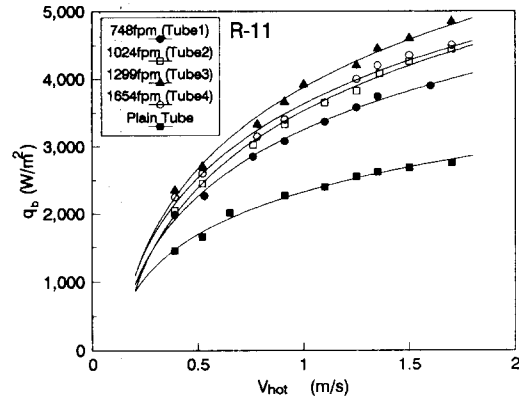


Fig. 11. Effects of Fins on Heat Flux for Boiling.

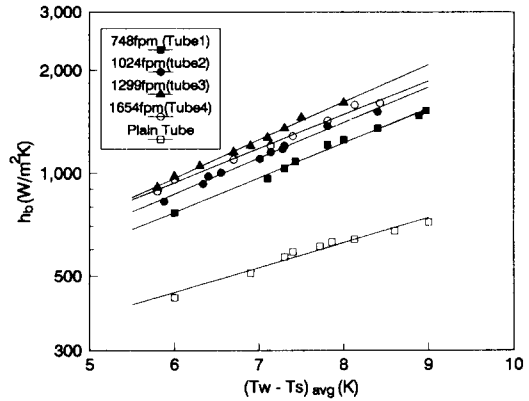


Fig. 12. Measured Average Boiling Heat Transfer Coefficient vs. Liquid-to-Wall Temperature Difference for All Tubes.

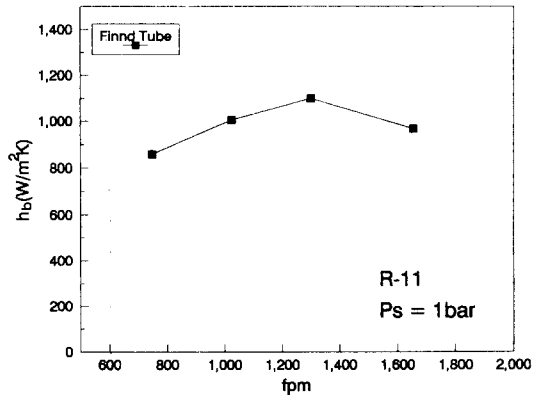


Fig. 13. Effects of Fin Density and Grooves on the Boiling Heat Transfer Coefficient for Boiling.

의 핀 밀도에서 최고의 비등 열전달율을 나타내었다. 그리고 1654fpm 이상 핀 밀도를 증가시키면 비등 열전달율이 감소됨을 알 수 있다. 이 결과로부터 핀 밀도가 증가할수록 비등 열전달율은 증가하나 어느 한계 이상 증가시키면 핀 표면에서의 기포발생이 억제되어 점차로 비등 열전달율이 감소되는 것으로 고려된다.

3) 평튜브와 핀튜브의 비등 열전달 성능 비교

Fig.14는 운수 유속이 1.7m/s일때 평 튜브에 대한 핀튜브의 열전달 성능비(h_f/h_p)를 나타낸다. 이는 표1에서 나타낸 각 튜브 번호에 대하여 평튜브에 대한 핀튜브의 표면적비(A_f/A_p)를 변화시켰을때 열전달율의 변화를 고찰하는데 목적이 있다. 그래프에서 제시한 튜브 번호는 표1에 나타낸 튜브 번호와 같다. 열전달 표면적비는 748fpm 튜브의 경우 평튜브에 비해 2.6배, 1024fpm 튜브는 3.2배, 1299fpm 튜브는 3.7배, 그리고 1654fpm 튜브는 4.6배 증가하지만, 비등 열전달 계수값은 평튜브에 비해 2.1~3.0배 증가했다. 그러므로 본 연구의 실험에 이용한 나선형 전조 나선핀 튜브는 비등 열전달에서 다소 열전달 성능이 낮은 것으로 고려된다. 그리고 일반적으로 전열 표면적이 증가하면 열전달율이 상승하는 것으로 알려져 있으나 본 연구의 실

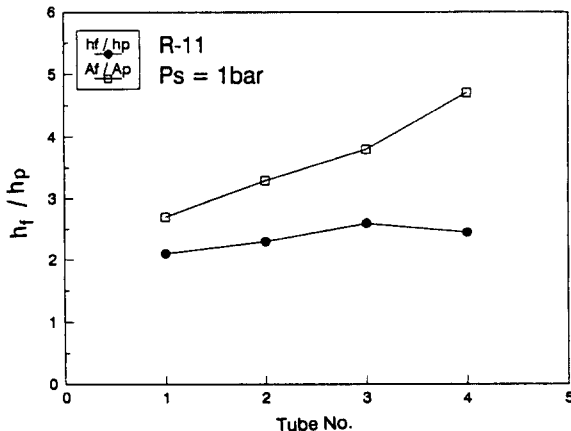


Fig. 14. Boiling Heat Transfer Coefficient. Tube Outer Surface Area of Finned Tube Based on Those of Plain Tube.

험결과에 의하면 전조 나선핀 튜브의 풀비등에서는 Fig. 14에 나타난 바와 같이 평튜브 전열표면적의 3.7배까지는 전열표면적이 증가함에 따라 비등 열전달율이 증가하나, 이 이상 증가시키면 오히려 열전달율이 감소함을 알 수 있다. 그러므로 평튜브에 대한 핀튜브의 전열표면적비는 약 3.7배의 범위에서 최적화하는 것이 바람직하다.

2. 음 축

1) 이론 해석과 실험결과의 비교

수평 튜브에 대한 Nusselt¹³⁾의 층류 막응축 이론식은 식(13)과 같다.

$$h_H = 0.725 \left(\frac{k^3 \rho^2 g h_{fg}}{\nu \Delta T_{sw} D_o} \right)^{0.25} \quad (13)$$

그리고 핀 튜브에 대한 이론값은 응축액 역류를 고려한 Webb¹⁰⁾의 이론식(14)을 이용하여 계산했다.

$$h \eta_1 = (1 - c_b) \left(h_n \frac{A_f}{A} + h_f \eta_f \frac{A_f}{A} \right) + c_b h_b \quad (14)$$

여기에서 c_b 는 튜브 밑면에 응축액 역류 표면적비를 나타내며, 식(15)에 의해 계산된다.

$$c_b = \frac{1}{\pi} \cos^{-1} \left[1 - \frac{2\sigma(P - t_b)}{\rho g D_o (\rho_f e - A_p)} \right] \quad (15)$$

그리고 h_h 값은 수평 원형관에 대한 응축 열전달 계수를 나타내며, h_b 값은 응축액 역류지역에서의 응축 열전달 계수값을 나타낸다. 각 값은 아래식에 의해 계산된다.

$$h_h = 1.514 \left(\frac{\mu^2}{k^3 \rho^2 g} \right)^{-1/3} \quad (16)$$

여기에서 $Re = \frac{4\dot{m}}{\mu(P_f - t_b)}$ 이다.

$q_{b2}/q_{b1} = \phi$ 으로 간주하면, 응축액 역류지역에서의 열전달율 값은 식(17)과 같이된다.

$$q_{b2} = \phi k A \frac{T_s - T_w}{e} = h_b A (T_s - T_w) \quad (17)$$

그리고 h_f 값은 식(18)에 의해 계산된다.

$$\frac{h_f S_m}{k} = 2.149 \left[\frac{\sigma h_{fg} S_m}{vk \Delta T_{1s}} \frac{(\zeta + 1)}{(\zeta + 2)^3} \right]^{1/4} \quad (18)$$

Fig.15는 냉매 증기온도와 튜브 벽면온도의 차에 대하여 식(13)으로부터 구한 이론 응축열전달 계수값과 실험데이터로부터 구한 응축 열전달 계수값을 비교한 그래프이다. 실험값은 Nusselt¹³⁾

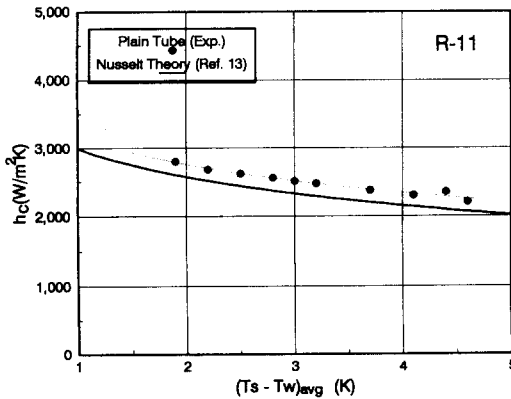


Fig. 15. Comparison between Experimental and Calculated Condensing Heat Transfer Coefficient for Plain Tube.

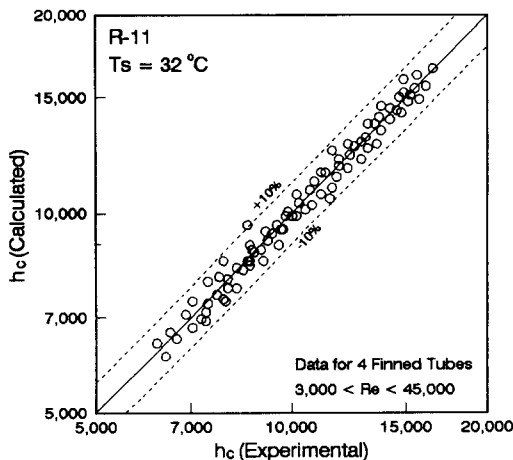


Fig. 16. Comparison between Experimental and Calculated Condensing Heat Transfer Coefficient for All Finned Tubes.

의 이론값보다 12% 높게 나타났다. 일반적으로 이러한 차이는 튜브 표면에서 응축액막이 물결 과형을 형성함으로써 야기된다. 평튜브의 응축 열전달 계수값은 평튜브에 대한 핀튜브의 응축열전달 성능비를 구하기 위해 계산했다. Fig.16은 튜브 내부의 레이놀즈수가 3,000~45,000의 범위에서 응축액 역류를 고려한 핀튜브의 응축 이론식(13)과 4가지의 핀튜브에서 구한 실험데이터와 비교한 결과값을 나타낸다. 이 결과로부터 본 연구의 실험값과 이론값의 오차는 10%의 오차범위 안에 존재했다. 그러므로 평튜브와 4가지의 핀튜브의 실험데이터는 정확함을 알 수 있다.

2) 핀밀도의 변화에 의한 응축 열전달율

Fig.17은 핀튜브 1~4와 평튜브에서 냉각수 유속의 변화에 대한 응축 열플럭스를 나타내며, Fig.18은 평균 온도차에 대한 평균 응축열전달 계수값을 나타낸다. Fig.18에서 보는 바와 같이 응축 열전달 계수값은 평균 온도차의 값이 증가함에 따라 점차 감소하는 것을 알 수 있다. 이것은 제 참고 문헌의 결과와 잘 일치하고 있다. 그리고 Fig.17과 Fig.18로부터 모든 핀밀도 범위에서 응축 열플럭스 및 응축 열전달 계수값은 1299fpm 튜브가 가장 높게 나타나는 것을 알 수 있다. 시험구간의 투시공으로부터 관측한 결과, 핀 튜브의 하부에 응축액 역류가 존재하며, 핀 밀도가 증가함에 따라 응축액

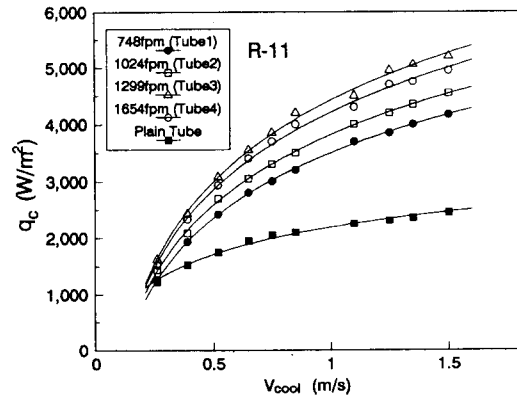


Fig. 17. Effects of Fins on Heat Flux for Condensation.

역류 표면적이 증가했다. 이와같이 핀 밀도의 변화에 대한 응축 열전달 계수값을 나타낸 Fig.19로부터, 핀 밀도가 증가하면 핀 표면적의 증가에 의해 응축열전달이 향상되나 어느 한계이상 도달하면 응축액 역류에 의해 응축열전달 성능을 저해하는 요소가 크게 되어 응축열전달 값이 점차 감소됨을 알 수 있다. 즉 응축 열전달 계수값의 향상은 핀 밀도가 변수임을 알 수 있다.

3) 평튜브와 핀튜브의 응축 열전달 성능 비교

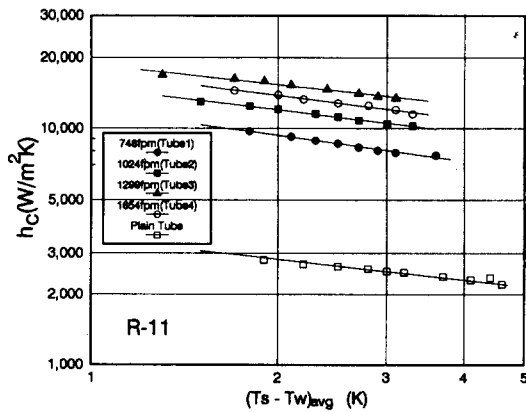


Fig. 18. Measured Average Condensing Heat Transfer Coefficient vs. Vapor-to-Wall Temperature Difference for Tested Tubes.

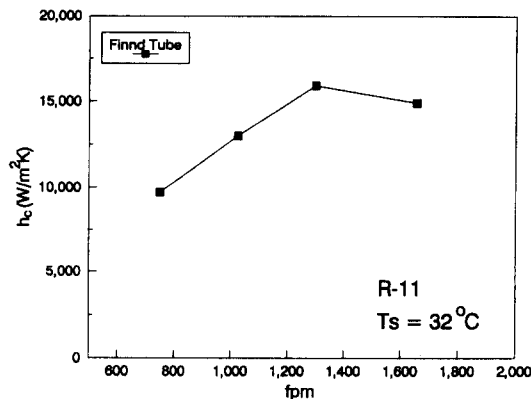


Fig. 19. Effects of Fins on Condensing Heat Transfer Coefficient.

Fig.20은 평튜브와 핀튜브의 응축 열전달 성능비를 나타낸다. 평튜브에 대한 핀튜브의 열전달 표면적비(A_f/A_p)는 2.6~4.6배의 범위에 있으나, 응축 열전달 성능비는 3.1~5.2범위에 있다. 즉 응축 열전달 성능비는 열전달 표면적비 보다도 높게 나타났다.

그러므로 응축열전달 계수값의 향상은 핀 표면적의 증가에 의해 향상될 뿐만아니라 표면장력의 효과에 의해 응축액막 두께를 얇게함으로써 응축 열전달율이 향상됨을 알 수 있다. 비등실험 결과와 응축실험 결과로부터 전조 나선핀 튜브는 증발기용 열교환기보다는 응축기용 열교환기에 더 적합함을 알 수 있다.

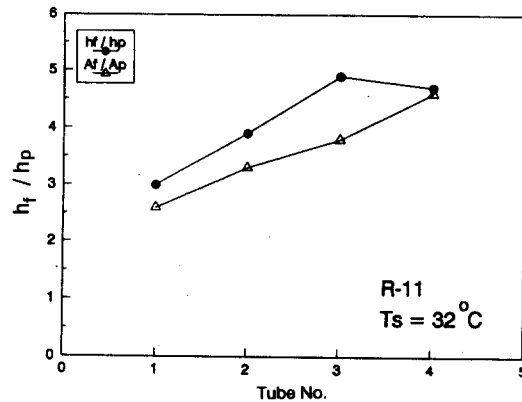


Fig. 20. Condensing Heat Transfer Coefficient, Tube Outer Surface Area of Tested Tubes Based on Those of Plain Tube.

결 론

수평 원형 전열관에서 비등 및 응축 열전달을 촉진시키기 위하여 튜브 외표면에 4가지의 핀 밀도를 가지는 시험 튜브를 사용하여 풀 비등 및 막상 응축 영역에서 실험을 실시한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 비등에서 열플럭스에 대한 열전달 계수의 실험치는 Hahne의 이론값의 15% 오차 범위에 위치하였으며, 대체적으로 이론값 보다 높은 범위에

있었다.

2. 비등 열전달계수의 값은 핀 밀도는 1299fpm 까지 증가하며, 1299~1654fpm 범위의 핀 밀도에서 최고의 비등 열전달계수 값을 나타내었다.

3. 응축액 역류를 고려한 Webb의 이론은 모든 핀 튜브에 대하여 잘 일치했으므로 Webb의 응축액 역류를 고려한 이론모델은 핀 튜브에 대한 이론모델로 적합함을 알 수 있다.

4. 최고의 응축 열전달을 나타낸 1299fpm 튜브는 748fpm 보다 응축 열전달계수 값이 1.2~1.3배 더 높게 나타났으며, 1024fpm 보다는 1.1~1.2배, 1654fpm 보다는 1.1배 더 높게 나타났다. 그리고 평튜브 보다는 5.3배 더 높게 나타났다.

5. 평튜브에 대한 핀튜브의 응축 열전달 성능비는 3.2~5.2배 높게 나타났으며, 비등 열전달 성능비는 2.1~3.6배 높게 나타났다. 그런데 평튜브에 대한 핀튜브의 열전달 표면적비는 2.6~4.7배 이므로 응축과 비등을 표면적비에 대한 열전달 성능비로 비교하였을때 응축열전달 성능이 비등 열전달 성능보다 더 높음을 알수있다. 그러므로 전조 나선 핀 튜브는 응축기용에 사용하는 것이 증발기용에 사용하는 것보다 더 효과적임을 알수있다.

참고문헌

- 1) 설원실(1990) : 냉매 R-502의 수평관내 비등 열전달에 관한 연구. MS, 부산수산대학원.
- 2) MARTO, P.J.(1986) : Recent Progress in Enhancing Film Condensation Heat Transfer Tubes. Heat Transfer Engineering 7(3), 53-63.
- 3) Beatty, O.K. and Katz, D.L. (1947) : Condensation of Vapors on Outside of Finned tubes. Chemical Engineering Progress 44(1) 55-70.
- 4) Yau, K.K. and Cooper, J.R. (1985) : Effect of Fin Spacing on the Performance

- of Horizontal Integral-Fin Condenser Tubes. J. Heat Transfer 107, 377-383.
- 5) Marto, P.J.(1984) : Heat Transfer and Two-Phase Flow during Shell-Side Condensation. Heat Transfer Eng. 5(1) 31-61.
- 6) 吉川和男(1976) : 冷凍機用フィソチューブの傳熱特性について. UDC621, 39-48.
- 7) Sukhatme, S.P.(1990) : Film Condensation of R-11 Vapor on Single Horizontal Enhanced Condenser Tubes. Journal of Heat Transfer 112, 229-234.
- 8) Mincowycz, 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 9, 1125-1144.
- 9) Holman, J.P.(1976) : Heat Transfer-Fourth Edition. McGraw-Hill Book Company, Chapter 10, 437-454.
- 10) 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, 245-250.
- 11) Kubler, M. and Hahne, E.(1987) : Heat Transfer from Finned and Smooth Tube Heat Exchanger Coils in Hot Water Stores. ISES Solar World Congress, Hamburg.
- 12) Hahne, E. and Windisch, R.(1991) : Pool Boiling Heat Transfer on Finned Tubes-an Experimental and Theoretical Study. Int. J. Heat Mass Transfer 34(8) 2071-2079.
- 13) Nusselt, W. (1916) : Die Oberflächenkondensation des Wasserdampfes. Zeitschr. V.D.I. 60, 541-569.