

# 낮은 핀관 (low-fin tube)의 응축 열전달 성능에 관한 실험적 연구

## An Experimental Study on Condensation Heat Transfer of Low-Finned Tubes

김 내 현 \*, 정 인 권 \*\*, 김 경 훈 \*\*\*  
N. H. Kim, I. K. Jung, K. H. Kim

**Key words** : Low-fin tube (낮은핀관), Integral-fin tube(나선전조관) Condensation heat transfer(응축열전달), R-11

### Abstract

Low-fin tubes are widely used to enhance condensation heat transfer. In this study, condensation heat transfer experiment was conducted on the low-fin tube using R-11. Three different fin densities-787 fpm (fins per meter), 1102 fpm, 1378 fpm-were tested. The results show that low-fin tube enhances the condensation heat transfer considerably. The enhancement increases as the fin density increases. It was also found that the fin shape and height have a significant effect on the condensation heat transfer coefficient. Slender or high fins showed a higher condensing heat transfer coefficient compared with fat, low fins. For the tube with 1378 fpm, however, excessive fin height decreased the condensing heat transfer coefficient. The reason may be attributed to the increasing condensate retention angle as the fin density increases. The experimental data are compared with existing prediction models. Results show that Webb's surface tension model predicted the data best (within  $\pm 20\%$ ), which confirms that surface tension plays the major role in low-fin tube condensation.

### 기 호 설 명

A : 핀관의 공칭 열전달면적( $m^2$ )  
 $A_f$  : 핀표면 면적( $m^2$ )  
 $A_p$  : 핀의 투영면적( $m^2$ )  
 $A_r$  : 핀사이 원관의 면적( $m^2$ )  
b : 핀팁에서의 핀간격(m)

$C_b$  : 응축액 역류분율  
 $c_{pw}$  : 물의 비열(kJ/kg K)  
D : 관 직경(m)  
 $D_o$  : 핀팁까지의 직경(m)  
 $D_r$  : 핀뿌리까지의 직경(m)  
e : 핀의 높이(m)  
 $E(x_i)$  :  $x_i$  변수의 오차  
 $f_r$  : 핀표면의 응축액 형상관련 계수  
 $f_s$  : 핀사이의 응축액 형상관련 계수

\* 정회원, 인천대학교 기계공학과  
\*\* 대우자동차  
\*\*\* 금오공대 기계공학과

- g : 중력가속도( $m/s^2$ )
- h : 열전달계수( $W/m^2 K$ )
- $h_b$  : 응축액 역류부분의 응축열전달계수( $W/m^2 K$ )
- $h_f$  : 핀표면의 응축열전달계수( $W/m^2 K$ )
- $h_h$  : 핀사이 원관의 응축열전달계수( $W/m^2 K$ )
- k : 열전도계수( $W/m K$ )
- $K_f$  : 핀사이 원관에서 응축에 관련된 변수
- $K_s$  : 핀표면에서 응축에 관련된 변수
- $K_t$  : 핀팁에서 응축에 관련된 변수
- L : 관의 길이(m)
- $m_w$  : 냉각수 유량( $kg/s$ )
- P : 핀단면의 접수길이(m)
- pf : 핀피치(m)
- s : 핀뿌리에서의 핀간격(m)
- $S_m$  : 핀팁에서 핀뿌리까지의 길이(m)
- t : 핀팁두께(m)
- $T_{in}$  : 냉각수 입구온도(K)
- $T_{out}$  : 냉각수 출구온도(K)
- $T_{sat}$  : 포화온도(K)
- $T_w$  : 관벽온도(K)

그리스문자

- $\beta$  : 사다리꼴핀의 형상각(rad)
- $\epsilon_s$  : 응축촉진비
- $\phi$  : 응축액 역류각(rad)
- $\eta$  : 핀관의 핀효율
- $\eta_f$  : 핀의 핀효율
- $\lambda$  : 증발잠열(J/kg)
- $\mu$  : 점성계수( $N/m^2 s$ )
- $\theta_m$  : 핀팁에서 핀뿌리까지의 각도(rad)
- $\rho$  : 밀도( $kg/m^3$ )
- $\sigma$  : 표면장력(N/m)
- $\zeta$  : 핀의 형상계수

1. 서 론

냉동 공조 설비, 발전 설비, 화학 플랜트 등에 사용되는 응축기는 주로 셸-튜브형 열교환기로 관 외측에서 증기가 응축하고 관 내측으로는 냉각수가 흐른다. 이러한 응축기에는 주로 수평 핀관이

사용되어 왔으나 최근들어 응축 열전달 성능을 크게 향상시킬 수 있는 낮은 핀관(integral-fin tube, 또는 low-fin tube)이 많이 사용되고 있다. 낮은 핀관은 평관을 전조가공하여 관외측에 높이 0.5mm에서 2.0mm의 핀을 핀밀도 500fpm(fin per meter)에서 2000fpm 정도로 만든 관으로 국내에서도 제작, 사용하고 있다.

낮은 핀관은 평관에 비하여 열전달 성능이 우수하다. 그 이유는 평관에서는 중력의 힘이 응축액을 배출시키는 반면 낮은 핀관에서는 중력외에도 표면장력이 핀 주위의 응축액에 작용하기 때문으로 알려져 있다<sup>(1)</sup>. 이 표면장력은 핀 주위에서는 응축을 촉진시키는 반면 핀과 핀 사이의 응축액을 역류하여 핀관의 성능을 감소시키는 역할도 한다. 응축액 역류량은 핀밀도가 증가할수록 커지게 되므로 핀밀도가 크다고 해서 응축열전달이 증가하는 것이 아니고 어떤 핀밀도 이상에서는 응축 열전달이 감소하게 된다. 즉 최적 핀밀도가 존재하게 되는데 이 값은 응축 매체에 따라 달라지고 표면장력이 큰 수증기의 경우는 표면 장력이 작은 CFC에 비하여 최적 핀밀도가 작은 값을 가지게 된다.

낮은 핀관에 대한 실험적 연구는 크게 두가지, CFC와 같은 표면 장력이 작은 유체와 수증기와 같은 표면장력이 큰 유체로 대별된다. 표면장력이 큰 유체의 경우 핀 사이의 응축액 역류량이 커서 낮은 핀관의 사용이 제한되어 왔으나 최근들어 Yau 등<sup>(2)</sup>, Wanniarachchi 등<sup>(3)</sup>, Marto 등<sup>(4)</sup>은 수증기에 대한 실험을 통하여 핀관이 응축 성능을 증가시킬 수 있음을 보고하였다. 표면 장력이 작은 CFC와 같은 유체에는 낮은 핀관의 사용이 보편화되어 있고 많은 실험이 수행되었는데 특히 Carnavos<sup>(5)</sup>, Webb 등<sup>(6)</sup>, Sukhatme 등<sup>(7)</sup>은 R-11을 사용하여 실험을 수행하였다. 낮은 핀관의 열전달 성능에는 핀밀도 외에도 핀의 높이, 핀팁 두께 등 핀의 형상이 영향을 미치게 되는데 이들 핀 형상의 영향은 아직 명확히 구명되지 않고 있다. Sukhatme 등<sup>(7)</sup>은 사다리꼴 단면을 가진 핀이 부착된 관에 대한 일련의 실험을 통하여 핀밀도 1417fpm, 핀 높이 1.22mm, 핀측면 경사각 10도인 핀관이 가장 높은 열전달 성능을 나타내었다고 보고하였다.

낮은 핀관의 응축 열전달에 대한 이론적 모델로는 Beatty와 Katz<sup>(8)</sup> 이후 최근까지 많은 모델이

개발되었다. Beatty와 Katz<sup>(6)</sup>는 낮은 핀관에서의 응축이 중력에 의해 일어난다고 가정하고 Nusselt의 응축열전달식을 핀표면과 핀사이의 원관에 각각 적용한 간단한 모델을 개발하였다. 이들의 모델은 현재 낮은 핀관을 사용하는 응축기의 설계에 널리 사용되고 있다. 최근들어 Webb 등<sup>(6)</sup>은 표면장력을 고려한 응축모델을 제안하였다. 표면 장력은 응축열전달을 증가시키는 외에도 응축액을 억류시켜 열전달을 감소시키기 때문에 이 두양이 서로 상쇄하게 되면 표면 장력의 영향은 나타나지 않게 되는데 핀밀도가 낮은 경우는 이에 해당된다 하겠다. 표면 장력의 영향을 고려한 모델은 이외에도 Honda와 Nozu<sup>(9)</sup>, Adamek과 Webb<sup>(10)</sup>, Rose<sup>(11)</sup>가 발표하였는데 그들은 대체로 핀관을 1) 표면 장력이 작용하는 핀 표면, 2) 중력이 중요한 핀사이 원관 영역, 3) 응축액이 억류되는 핀관 하부의 세 영역으로 나누어 해석을 수행하였다. 이 모델들의 예측치는 서로 상당한 차이를 나타내는데 이는 이 모델들에 내재한 가정들이 다소 상이하기 때문이다. 예를들면 Webb 등<sup>(6)</sup>은 핀 표면에서 중력의 영향을 무시한 반면 Honda와 Nozu<sup>(9)</sup>는 중력의 영향도 고려하였다.

본 연구에서는 국내에서 개발되어 사용 중인 낮은 핀관에 대하여 R-11을 사용하여 응축 열전달 실험을 수행하였다. 세 종류의 핀관을 실험하였는데 핀밀도는 각각 787fpm, 1102fpm, 1378fpm 이고 핀 높이는 세핀관 모두 대략 1.3mm 이다. 핀관에 대한 제원은 Table 1에 나타나 있다. 이들 핀관의 핀 형상은 기존 연구자들<sup>(6,7)</sup>이 시험한 핀관의 핀 형상과는 핀의 높이, 핀의 세장비등 핀 형상이 서로 상이한데 본 연구에서는 이들 핀 형상이

응축 열전달에 미치는 영향을 고찰하였다. 또한 실험결과를 기존 이론적 응축 모델들의 예측치와 비교하였다.

## 2. 실험 장치 및 실험 방법

Fig.1에 실험 장치의 개략도를 나타내었다. 실험 장치는 크게 보일러, 시험부, 열교환기와 냉매 순환 회로, 냉각수 순환회로로 구성된다. 보일러는 직경 200mm, 길이 600mm의 동관으로 제작되었고 그 하부에 5kW 용량의 히터를 4개 설치하여 최대 20kW의 열량을 공급할 수 있도록 하였다. 보일러 출구와 입구에는 밸브를 설치하여 시험 전열관 교체시나 비상시에 보일러를 차단시킬 수 있도록 하였다. 또한 보일러 출구에는 압력계를 설치하여 보일러 압력을 측정하였다. 보일러 측면에는 냉매의 수위를 관측할 수 있도록 sight glass를 설치하였다. 시험부는 두께 5mm의 스테인레스 철판을 사용하여 가로 10cm, 세로 10cm, 높이 30cm로 제작하였다. 시험부의 중앙에는 시험 전열관을 설치할 수 있도록 20mm의 구멍을 가공하였고 응축 현상을 관측할 수 있도록 직경 50mm의 관측창도 설치하였다. 또한 시험부 압력을 측정하기 위하여 수은 액주계를 설치하였고 진공 펌프와도 연결하였다. 시험부의 상부에는 시험부로 유입되는 증기가 균일한 유속을 가지도록 디퓨저각 5도의 사각 디퓨저를 설치하였다. 보일러에서는 최대 20kW의 증기가 생성되는데 일부는 시험부에서 응축되고(100W에서 1000W 정도) 나머지는 시험부 후방에 위치한 200,000kcal/hr(약 200kW) 용량의 관형 열교환기에서 응축된다. 응축된 증기는 필터를 통과한 후 보일러로 자연 순환에 의하여 재순환된다. 냉각수는 시험부와 관형 열교환기에 공급되는데 수돗물을 사용하였고 밸브로 유량을 조절하였다. 시험부를 통과한 냉각수량은 일정 시간동안 냉각수를 물통에 받아 그 체적을 측정하여 결정하였다.

Fig.2에는 시험부의 상세도를 나타내었다. 응축 열전달 실험을 성공적으로 수행하기 위해서는 실험 장치를 기밀을 유지하는 것과 응축이 시험전열관에 서만 일어나도록 하는 것이 중요하다. 응축이 시험 전열관에서만 일어나게 하기 위하여 시험 전열관과 연결되는 부분을 테프론 관으로 제작하였다. 테프

Table 1. Geometric configuration of low-fin tubes

	787fpm	1102fpm	1378fpm
tube O.D.(mm)	19.9	20.0	19.7
fin height(mm)	1.3	1.28	1.27
fin tip(mm)	0.20	0.20	0.20
thickness			
fin base(mm)	0.90	0.60	0.25
thickness			

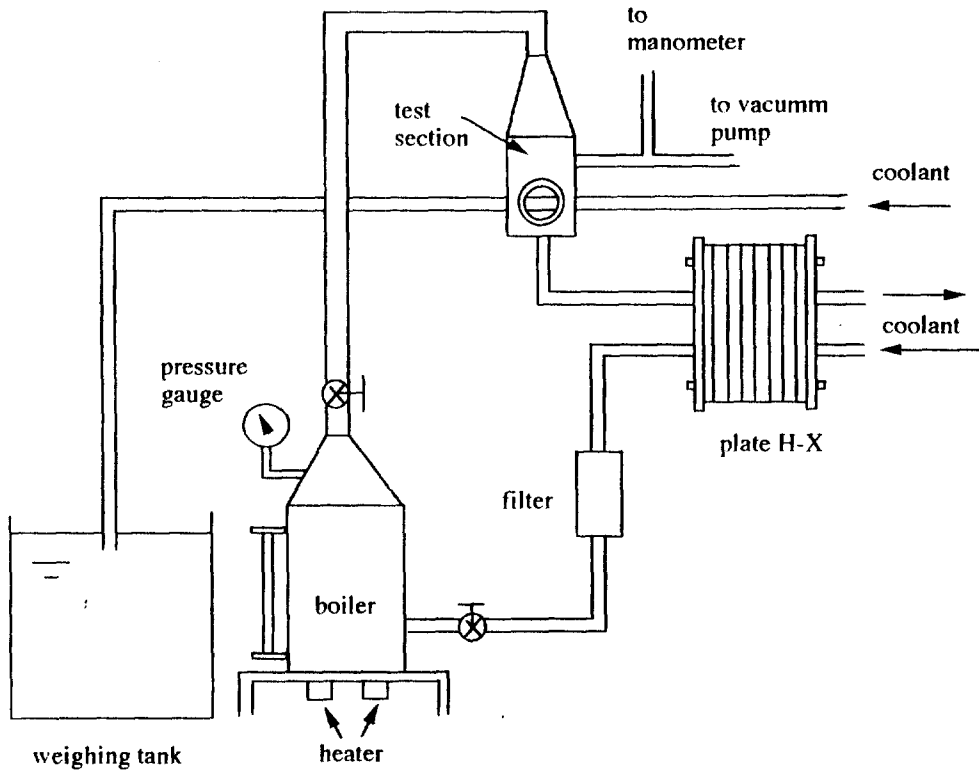


Fig.1 Schematic drawing of the apparatus

TP THERMOPILE

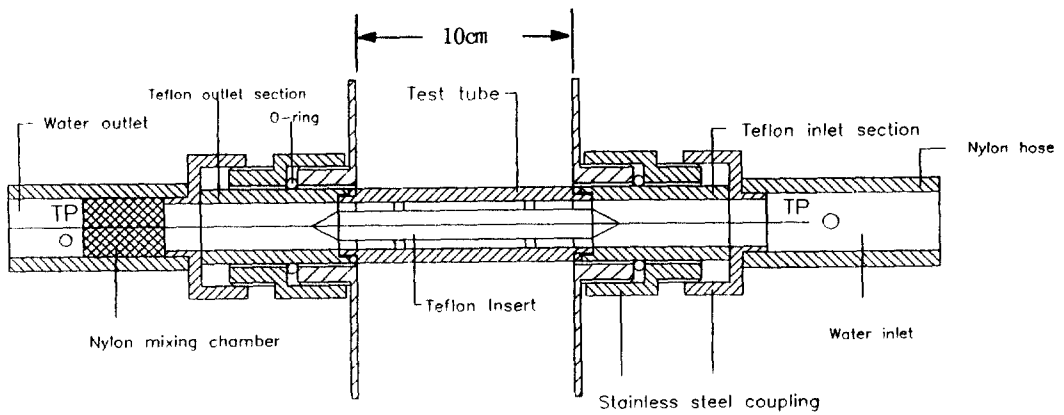


Fig.2 Schematic details of the test section

론관과 시험 전열관 사이에 O-ring을 끼워넣고 테프론 관의 양단에서 스테인레스 커플링으로 나사 조임을 하여 기밀을 유지하였다. 또한 테프론관의 외부에도 O-ring을 삽입하고 스테인레스 커플링으로 나사 조임을 하여 시험부의 기밀을 유지하였다. 전체 실험 장치에 대한 기밀 실험을 50mm Hg의 진공도에서 수행한 결과 시간당 1mm Hg이내로 기밀을 유지할 수 있었다. 더우기 본 실험은 대기압 이상에서 수행되었기 때문에 실험 중 대기가 유입되는 양은 극히 미량으로 추산된다. 응축 증기 내의 잔류공기량은 측정된 증기 온도와 증기압력을 비교함으로써 예측이 가능한데 본 실험 중 측정된 증기온도와 증기압력에 따른 포화 온도는 0.3K 이내에서 일치하였다. 따라서 불응축 가스의 영향은 무시할 만하다고 판단된다.

시험부를 흐르는 냉각수의 입출구 온도는 냉각수 유량과 함께 시험 전열관으로의 열전달량을 결정하는 중요한 인자이고 시험 조건에 따라 입출구 온도차가 1K미만인 경우도 있으므로 정밀하게 측정하여야 한다. 본 연구에서는 5개의 열전대를 직렬로 연결한 thermopile을 사용하였다. 이 경우 측정 온도는 0.06K 이내의 정밀도를 갖게된다. 본 연구에 사용된 열전대는 직경 0.3mm의 테프론 코팅된 Cu-Co형이다. 시험 전열관의 출구측에는 나일론 브러쉬로 제작된 mixing section을 설치하여 냉각수의 혼합 출구 온도를 측정하였다. 응축 열전달 계수를 정밀하게 측정하려면 시험전열관의 내측 열저항은 작게 하여야 한다. 열저항을 줄이려면 유속을 증가시켜야 하는데 내부의 유속을 증가시키기 위하여 직경 10mm의 테프론봉을 열전관 내측에 설치하였다. 시험 전열관의 내측 직경은 13mm이다. 시험부

내의 증기 응축 온도는 열전대를 시험 전열관의 상부와 하부에 각각 하나씩 설치하여 측정하였고 증기 압력은 수은 액주계로 측정하였다.

시험 전열관의 벽면 온도는 열전대를 전열관의 입구와 출구측에 상하좌우 각각 4개씩 설치하여 측정하였다. Fig.3에 시험 전열관과 열전대 설치 위치가 나타나 있다. 시험 전열관은 외경 20.0mm 두께 3.6mm의 평관을 전조 가공하여 제작하였다. 상용 낮은 편관의 벽두께는 대략 0.6mm로 본 연구에 사용된 전열관 보다 훨씬 얇은데 본 연구에서는 벽면에 열전대를 설치할 구멍을 가공하기 위하여 두꺼운 동관을 사용하였다. 열전대를 설치할 구멍은 직경 1.0mm의 드릴을 사용하여 전열관 외부 표면으로부터 2.5mm 위치에 깊이 30mm로 가공하였다. 시험 전열관의 대략적 제원은 Fig.3에 나타난 바와 같고 정확한 값은 Table 1에 나타나 있다.

실험 절차는 다음과 같다. 실험 장치를 진공으로 만든 후 보일러에 R-11을 채워 넣는다. 그 후 보일러 히터를 최대 출력으로 가동하여 단 시간내에 (약 5초 정도 걸림) 장치내의 압력을 대기압 이상으로 만든후 불응축 가스를 완전히 배출하기 위하여 진공 펌프를 사용하여 서너차례(수 분 정도) 장치 내의 증기를 외부로 배출한다. 동시에 판형 열교환기와 시험부로 냉각수를 흘려 시스템을 정상 상태에 도달하게 한다. 시스템이 충분히 정상 상태에 도달했다고 판단되면 유량과 입출구 냉각수 온도, 전열관 벽면온도, 시험부내의 증기 온도와 압력을 측정한다. 실험은 포화 온도를 일정하게 유지하며 (약 37°C) 냉각수량 및 보일러 출력을 바꿔가며 수행되었다. 냉각수량과 보일러 출력을 변화시키면 시험 전열관에 공급되는 열유속 또는 벽면

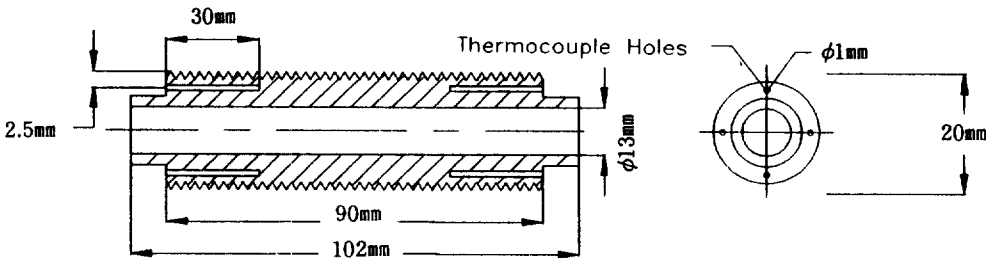


Fig.3 Schematic details of the instrumented tube

과냉도가 바뀐다.

응축 열전달 계수는 식 (1)로 부터 계산하였다.

$$h = \frac{m_w c_{pw}(T_{OUT} - T_{IN})}{\pi DL(T_{sat} - T_w)} \quad (1)$$

여기서  $m_w$ 은 냉각수 유량,  $c_{pw}$ 은 냉각수의 비열,  $T_{OUT}$ 은 냉각수 출구 온도,  $T_{IN}$ 은 냉각수 입구 온도,  $D$ 는 시험 전열관의 외경,  $L$ 은 시험 전열관의 길이,  $T_{sat}$ 은 응축 증기 포화 온도,  $T_w$ 는 전열관 벽면 온도이다. 벽면온도  $T_w$ 는 관 벽면에 가공된 구멍에(Fig.3 참조) 8개의 열전대를 장착하여 그들로부터 측정된 온도의 평균값을 사용하였다. 낮은 핀관의 열전달 계수는 관의 최외곽 직경(핀팁까지의 직경)을 기준으로 계산되었다. 냉동기에 쓰이는 관은 최외곽 직경을 기준으로 하는 것이 관례이므로 본 연구에서도 그 관례를 따랐다.

실험은 1개의 평관과 3개의 낮은 핀관에 대하여 수행하였다. 평관은 외경이 19.0mm인 동관이고 낮은 핀관은 핀밀도가 787fpm, 1102fpm, 1378fpm 이고 핀 높이는 세 핀관 모두 대략 1.3mm인 동관이다. 관들의 제원은 Table 1에 나타나있다. Fig.4에는 확대된 핀 단면 사진이 보여진다. 핀의 단면은 사다리꼴 형상을 하고 있고 핀과 핀사이의 구간은 오목한 형상임을 보여준다. 핀의 제원은 Table 1에 나타나있다.

### 3. 실험 결과 및 논의

실험은 포화 온도 37℃에서 수행되었다. 이 때의 포화 압력은 0.159MPa로 대기압 보다 높은 압력이다. 실험 중 시험부내 증기의 유속은 보일러에 공급된 전력으로 부터 환산한 결과 0.2~0.8m/s 정도 이었다. 따라서 실험에 미치는 증기 유속의 영향은 무시할만 하다고 판단된다. 실험은 증기 내의 불응축 가스를 거의 완전히 제거한 상태에서 수행되었고 관측창을 통하여 막응축을 확인한 후 자료를 획득하였다. 동일한 실험 조건에서 반복된 실험은 3% 이내로 서로 일치하였다.

실험의 불확실도에 대한 해석(Uncertainty Analysis)을 수행하였다. 식 (1)에 보이는 바와 같이 열전달계수에 영향을 미치는 인자는 유량( $m_w$ ), 온도( $T$ ), 물성치( $c_{pw}$ ) 그리고 전열관의 제원( $D, L$ )인데 이들이 열전달계수의 오차에 미치는 영향은 식 (2)로 평가된다<sup>(12)</sup>.

$$E(h) = \frac{\sqrt{E(m_w)^2 + (E(c_{pw}))^2 + E(T_{OUT} - T_{IN})^2 + \sqrt{E(D)^2 + E(L)^2 + E(T_{sat} - T_w)^2}}}{h}$$

여기서  $E(h)$ 는 열전달 계수의 오차이고  $E(m_w)$ 는 유량측정의 오차.  $E(c_{pw})$ 는 비열의 오차,  $E(T_{OUT} - T_{IN})$ 은 시험부 입출구 온도차 측정의 오차,  $E(D)$ 는 전열관 직경의 오차,  $E(L)$ 은 전열관 길이

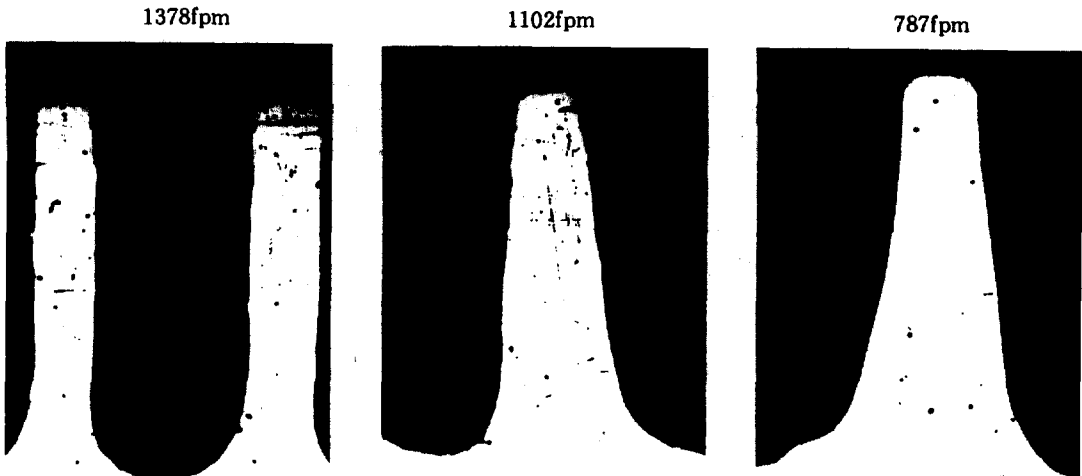


Fig.4 Enlarged cross-sectional photos of the fin

의 오차,  $E(T_{sat} - T_w)$ 은 포화온도와 벽면온도차 측정의 오차이다. 유량은 시험부 내를 통과한 냉각수를 충분한 시간 동안 물통에 받아 그 무게를 재어 결정하였다. 따라서 유량 측정의 오차는 무시할 만하다고 생각된다. 시험부 입출구 온도는 정밀도 0.06K인 thermopile로 측정하였는데 시험부 입출구 온도차는 최소 1K이다. 따라서  $E(T_{out} - T_{in})$ 은 6%이내가 된다. 포화온도와 벽면 온도는 정밀도 0.3K인 Cu - Co 열전대로 측정하였는데 포화증기와 벽면의 온도차(벽면 과냉도)는 실험범위에서 2K에서 10K 정도 되었다. 따라서 2K의 낮은 벽면 과냉도에서는 약 15%, 10K의 높은 과냉도에서는 약 3% 정도로 평가된다. 물성치와 시험공의 불확실도는 1%이내로 무시할 만하였다. 따라서 열전달 계수의 불확실도는 식 (2)로 부터 2K의 낮은 벽면 과냉도에서는 약 16%, 10K의 높은 과냉도에서는 약 7% 정도로 평가된다.

3.1 평관의 실험 자료

Fig.5는 평관의 실험 결과이다. 벽면과냉도에 따른 열전달 계수의 변화를 보여준다. Fig.5는 실험 결과가 Nusselt의 식 보다 10~15% 정도 높게 나타남을 보여준다. 이는 평관 실험 자료의 일반적인 경향으로 증기의 유속이 응축 액막 계면에서 물결 모양의 유동을 일으키고 이 유동이 열전달율을 증가시키기 때문이다.

3.2 낮은 핀관 실험자료

Fig.6에 낮은 핀관의 열전달 계수가 벽면과냉도에 따라 나타나 있다. 평관의 실험 자료도 보여진다. 핀관의 열전달 계수는 평관에 비하여 월등히 높음을 보여준다. 또한 실험 범위 내에서 핀 밀도가 증가할수록 열전달계수는 증가한다. Sukhatme 등<sup>(7)</sup>은 사다리꼴 단면의 핀관에 대한 실험을 통하여 1417fpm에서 열전달 계수가 가장 높다고 보고 하였다. Fig.6은 1378fpm 핀관이 다른 두 핀관과 경향이 다를 수 있음을 보여준다. 787fpm 핀관과 1102fpm 핀관은 벽면과냉도가 증가함에 따라 열전달 계수가 감소하나 1378fpm 핀관은 벽면 과냉도에 관계없이 열전달 계수가 거의 일정함을 보여준다. 일반적으로 낮은 핀관은 벽면과냉도가 증가함에 따라 열

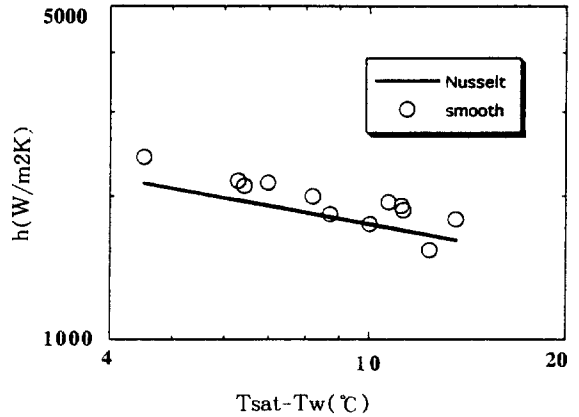


Fig.5 Condensing heat transfer coefficient of the smooth tube

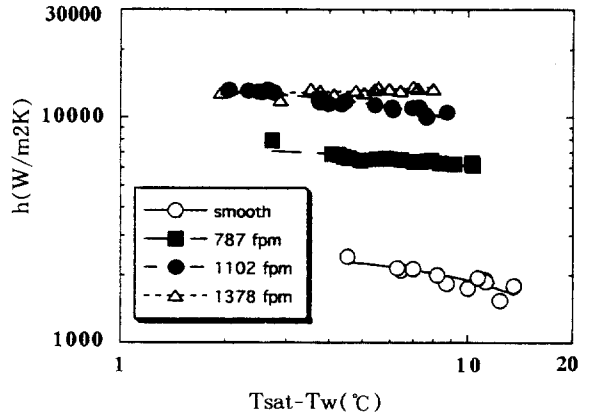


Fig.6 Condensing heat transfer coefficient of the low-fin tubes

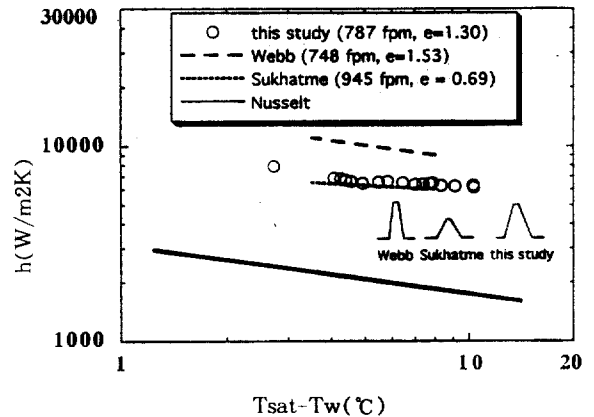


Fig.7 Comparison of 787fpm result with previous investigations

전달 계수가 감소하는 경향을 보이는데 1378fpm 핀관은 다소 상이한 경향을 보이므로 수차에 걸쳐 실험을 반복하였으나 그 결과는 동일하였다. 이러한 경향은 Sukhatme등<sup>(7)</sup>의 실험 결과에서도 보여 지는데 그들의 2205fpm 핀관의 응축열전달 계수는 벽면과냉도에 관계없이 일정하였다.

Fig.7은 787fpm 핀관의 실험자료를 다른 연구자들의 실험 자료와 비교한 그림이다. Webb등<sup>(6)</sup>의 핀관은 핀밀도 748fpm, 핀높이 1.53mm, 핀팁 두께 0.20mm, 핀하부 두께 0.42mm인 사다리꼴 단면의 핀을 가진 핀관이고 Sukhatme등<sup>(7)</sup>의 핀관은 핀밀도 945fpm, 핀높이 0.69mm, 핀팁 두께 0.13mm, 핀하부 두께 0.93mm의 사다리꼴 단면의 핀을 가진 핀관이다. 본 연구에 사용된 핀관의 제원은 Table 1에 나타나 있듯이 핀밀도 787fpm, 핀높이 1.30mm, 핀팁 두께 0.20mm, 핀하부 두께 0.90mm인 사다리꼴 단면의 핀을 가진 핀관이다. Fig.7은 Webb의 핀관이 다른 핀관에 비하여 열전달 계수가 높음을 보여준다. Fig.7에 보여지듯이 Webb의 핀관은 다른 핀관에 비하여 세장비가 크고 핀과 핀 사이의 평균부의 폭이 넓다. 세장비가 크면 핀표면 액막의 곡률의 변화가 크게되고 따라서 표면 장력에 의한 힘이 커지게 되므로 액막의 두께가 얇아져 열전달 계수가 증가하게 된다. 또한 핀과 핀사이의 폭이 넓으면 핀하부에 모인 응축액을 배출하는데 유리하게 된다.

Fig.8은 1102fpm 핀관의 실험자료를 다른 연구

자들의 실험 자료와 비교한 그림이다. Webb등<sup>(6)</sup>의 핀관은 핀밀도 1024fpm, 핀높이 1.53mm, 핀팁 두께 0.20mm, 핀하부 두께 0.52mm인 사다리꼴 단면의 핀을 가진 핀관이고 Sukhatme등<sup>(7)</sup>의 핀관은 Fig.7에 보여진 관이다.

본 연구의 핀관은 핀밀도 1102fpm, 핀높이 1.28mm, 핀팁 두께 0.20mm, 핀하부 두께 0.60mm인 사다리꼴 단면의 핀을 가진 핀관이다.

Fig.8은 Webb의 핀관이 다른 핀관에 비하여 열전달 계수가 높음을 보여준다. Webb의 핀관은 다른 핀관에 비하여 세장비가 길고 높이가 다소 크다. 높이가 크면 핀표면적이 증가하므로 열전달 계수가 증가한다.

Fig.9는 1378fpm 핀관의 실험자료를 다른 연구자들의 실험 자료와 비교한 그림이다. Webb등<sup>(6)</sup>의 핀관은 핀밀도 1378fpm, 핀높이 0.89mm, 핀팁 두께 0.20mm, 핀하부 두께 0.29mm인 사다리꼴 단면의 핀을 가진 핀관이 Sukhatme등<sup>(7)</sup>의 핀관은 핀밀도 1417fpm, 핀높이 1.22mm, 핀팁 두께 0.09mm, 핀하부 두께 0.41mm인 사다리꼴 단면의 핀을 가진 핀관이다. 본 연구의 핀관은 핀밀도 1378fpm, 핀높이 1.27mm, 핀팁 두께 0.20mm, 핀하부 두께 0.25mm인 사다리꼴 단면의 핀을 가진 핀관이다. Fig.9는 Webb의 핀관이 다른 핀관에 비하여 열전달 계수가 높음을 보여준다. Webb의 핀관은 다른 핀관에 비하여 세장비가 길고 높이가 낮다. 핀밀도가 큰 경우는 핀 높이가 너무 크게 되면

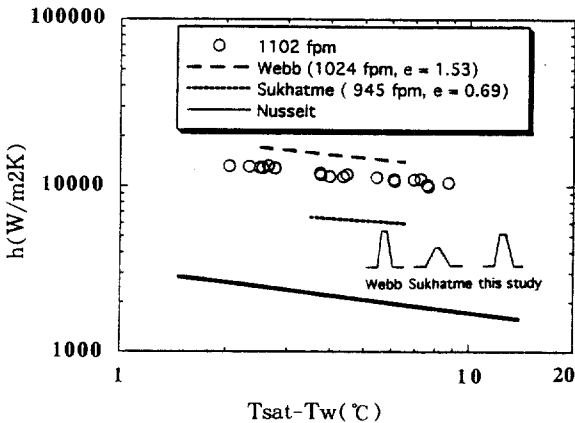


Fig.8 Comparison of 1102fpm results with previous investigations

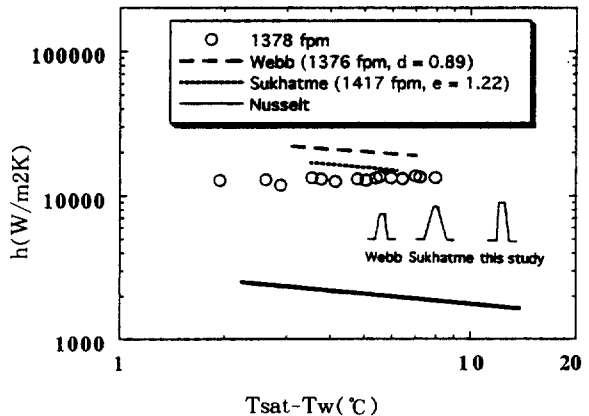


Fig.9 Comparison of 1378fpm results with previous investigations



응축액 역류각으로 열전달 계수가 감소하게 된다. 응축액 역류량은 응축액 역류각으로 나타낼 수 있는데 응축액 역류각이란 핀관의 반원주 180도 중 응축액이 역류된 각도를 말한다. Rudy와 Webb<sup>(11)</sup>은 사다리꼴 핀관의 응축액 역류각을 계산하는 식을 발표하였다. 그들의 모델에 따르면 응축액 역류각은 응축액의 물성치와 핀 피치, 핀의 단면 형상 등 핀관의 형상에 영향을 받는다. Rudy와 Webb의 모델을 사용하여 응축액 역류각을 계산한 결과 Webb의 핀관의 응축액 역류각은 60도이고 본 연구의 핀관은 70도 이었다. 따라서 핀 밀도가 높은 경우는 핀의 높이가 너무 크지 않은 것이 좋다고 판단된다. Fig.9는 핀의 높이가 커지면 응축액 역류각이 커지게 되고 이 현상이 열전달 곡선 기울기의 변화와 관계가 있지 않나 생각되는데 현재로서는 명확한 이유를 설명할 수는 없다.

본 실험의 열전달 계수와 Webb등<sup>(6)</sup>의 열전달 계수를 비교하여 보면 전반적으로 Webb등의 열전달 계수가 높음을 알 수 있다. 이는 핀의 형상이 다르기 때문으로 Webb 등의 핀은 세장비가 큰 날씬한 형상인 반면 국내에서 제작된 핀은 다소 뚱뚱한 형상을 하고 있다. 핀의 형상이 날씬하면 곡률 변화가 크게 되고 따라서 표면장력에 의한 응축액막의 두께를 감소시켜 열전달을 증가시킨다. 핀의 형상은 전조 가공기술과 관련이 있는데 이에 대한 국내 기술의 개발이 요구된다 하겠다.

#### 4. 예측 모델과의 비교

핀관의 응축 열전달을 예측하는 모델은 Beatty와 Katz<sup>(6)</sup>가 낮은 핀관의 응축 열전달에 대한 최초의 모델을 발표한 이후 최근까지 많은 이론적 모델이 개발되었다. 그들 중 표면 장력을 고려한 모델로는 Webb등<sup>(6)</sup>, Honda와 Nozu<sup>(9)</sup>, Andmek과 Webb<sup>(10)</sup>, Rose<sup>(11)</sup>의 모델이 있다. 표면 장력의 강도는 액막의 곡률의 변화에 따라 결정되는데 핀 주위의 액막의 형상은 매우 복잡하고 따라서 예측 모델들도 상당히 복잡한 관계식으로 나타난다. Adamek과 Webb<sup>(10)</sup>은 핀 표면을 표면 장력이 중요한 영역과 중력이 영향이 큰 영역, 표면 장력과 중력이 모두 중요한 영역등으로 나누어 각각의 영역에서 응축량을 구한 후 이들을 더하여 평균 열전

달 계수를 구하는 방법을 사용하였다. Honda와 Nozu<sup>(10)</sup>는 핀 주위에서의 액막의 변화를 고려한 운동량 및 에너지 방정식을 구한후 이들을 수치해석적으로 풀어 열전달 계수를 구하였다. 이들의 모델이 핀 주위에서 일어나는 국소 물리적 현상을 고려하여 상당히 복잡한 반면 Rose<sup>(11)</sup>는 매우 간단한 형태의 준경험식을 개발하였다. 그의 모델은 차원 해석을 바탕으로 개발된 식을 실험자료로 보정한 형태를 취하고 있다. 본 연구에서는 실험 결과를 중력만을 고려한 Beatty와 Katz<sup>(6)</sup> 모델, 표면장력을 고려한 Webb등<sup>(6)</sup>의 모델, 그리고 준 경험식 형태의 Rose<sup>(11)</sup>의 모델과 비교하여 보았다.

##### 4.1 Beatty-Katz 모델

낮은 핀관의 응축 열전달 계수는 핀 표면의 응축 열전달 계수  $h_f$ 와 핀사이 원관의 응축 열전달계수  $h_b$ 를 사용하여 아래와 같이 나타낼 수 있다.

$$h\eta = h_b \frac{A_f}{A} + h_f \eta_f \frac{A_f}{A} \quad (3)$$

여기서  $A_f$ 은 핀 사이 원관의 면적,  $A_f$ 은 핀 표면의 면적,  $A$ 는 핀관의 공칭 열전달 면적이고  $\eta$ 는 핀관의 핀효율,  $\eta_f$ 는 핀의 핀효율이다. Beatty와 Katz는 모든 열전달 표면에서 중력에 의하여 응축이 일어난다고 가정하고 응축액의 역류를 무시하여 핀표면과 원관 영역에 각각 하기의 식을 적용하였다.

$$h_b = 0.725 \left[ \frac{k^3 \rho^2 g \lambda}{\mu (T_{sat} - T_w) D_f} \right]^{1/4} \quad (4)$$

$$h_f = 0.943 \left[ \frac{k^3 \rho^2 g \lambda}{\mu (T_{sat} - T_w) L_c} \right]^{1/4} \quad (5)$$

여기서  $k$ 는 응축액의 열전도계수,  $\rho$ 는 밀도,  $\lambda$ 는 증발 잠열,  $\mu$ 는 점성계수를 나타낸다.  $L_c$ 는 특성 길이로 식 (6)으로 정의된다.

$$L_c = \pi(D_0^2 - D_f^2)/4D_0 \quad (6)$$

여기서  $D_0$ 는 핀팁까지의 직경,  $D_f$ 은 핀뿌리까지의 직경이다.

Fig.10에 실험결과를 Beatty와 Katz의 모델과

비교한 결과를 나타내었다. Fig.10은 Beatty와 Katz의 모델이 일부 1378fpm 자료를 제외한 대부분의 실험자료를  $\pm 20\%$  내에서 예측함을 보여준다.

1378fpm의 경우 낮은 벽면과냉도에서 다소 높게 예측한다. 핀 밀도가 높은 경우는 표면 장력이 핀과 핀 사이의 응축액을 억류하므로 응축열전달이 감소하게되는데 Beatty와 Katz의 모델은 응축이 중력만으로 일어난다고 가정하고 따라서 응축액 억류를 고려하지 않기 때문에 높은 핀밀도에서는 실험 자료를 과대예측하게된다

4.2 Webb 등의 모델

Webb등은 핀 표면에서의 응축이 중력이 아니라 표면 장력에 의하여 일어난다고 가정하고 응축액 억류 분율  $C_b$ 가 식(7)로 나타날 수 있음을 보고하였다.

$$C_b = \frac{1}{\pi} \cos^{-1} \left[ 1 - \frac{2\sigma(P - t_b)}{\rho g D_o (p_e - A_p)} \right] \quad (7)$$

여기서  $\sigma$ 는 표면장력, P는 핀 단면의 접수길이,  $p_e$ 는 핀 피치, e는 핀 높이,  $A_p$ 는 핀 투영면적이다. 그들은 핀관을 응축이 활발히 일어나는 관의 상부와 응축액이 억류되어 있는 관의 하부로 구분하고 전체 열전달 계수는 식(8)로부터 구하였다.

$$h\eta = (1 - C_b)(h_s \frac{A_f}{A} + h_{if} \frac{A_f}{A}) + C_b h_b \quad (8)$$

여기서 h는 핀관 전체의 열전달 계수,  $h_s$ 는 핀 표면의 열전달 계수,  $h_b$ 는 응축액이 억류된 부분의 열전달 계수이다. 핀 표면의 열전달 계수  $h_s$ 는 Adamek<sup>(13)</sup>의 표면 장력 응축 이론으로부터 구하였는데 그 식은 아래와 같다.

$$\frac{h_s S_m}{k} = 2.149 \left[ \frac{\sigma \theta_m S_m \zeta + 1}{\nu k \Delta T (\zeta + 2)^3} \right]^{1/4} \quad (9)$$

여기서  $\zeta$ 는 핀 형상지수이고  $\theta_m$ 과  $S_m$ 은 핀팁에서 뿌리까지의 각도와 길이이다. 핀 사이의 열전달 계수  $h_b$ 는 평관에 대한 Nusselt 방정식으로부터 구하였다. 또한 억류 영역의 열전달 계수  $h_b$ 는 미소하기 때문에 무시하였다.

Webb 등의 모델과 본 실험자료와 비교한 결과가 Fig.11에 보여진다. Fig.11은 Webb 등의 모델이 실험자료를  $\pm 20\%$ 내에서 예측함을 보여준다.

4.3 Rose의 모델

최근에 Rose는 차원 해석을 통하여 낮은 핀관의 응축 열전달 계수를 예측할 수 있는 상관식을 개발하였다. 그는 핀 주위에 응축 영역을 핀팁 영역, 핀 옆면 영역, 핀 사이의 평관 영역으로 나누고 각

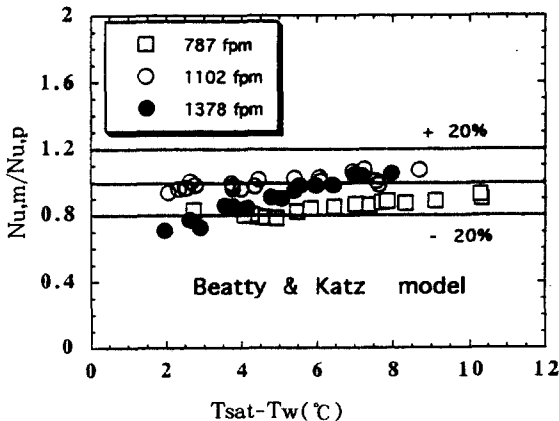


Fig.10 Condensing heat transfer coefficients predicted by Beate-Katz<sup>(8)</sup> model

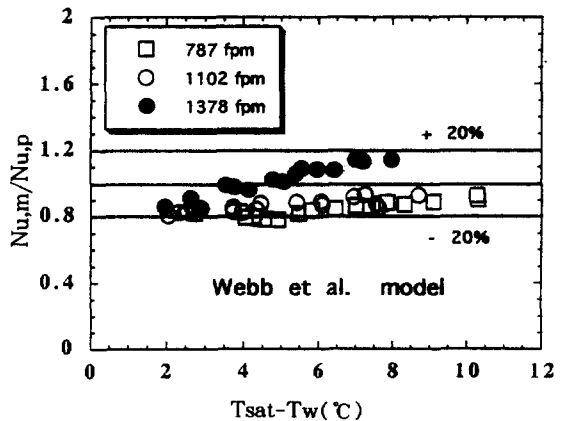


Fig.11 Condensing heat transfer coefficients predicted by Webb et al.<sup>(6)</sup> model

각의 영역에 적용할 수 있는 관계식을 차원 해석을 통하여 개발하였다. 그의 관계식은 두개의 미지수를 포함하는데 이 상수들은 기존 실험 자료들을 이용하여 구해졌다. 그의 관계식은 아래와 같다.

$$\epsilon_n = \frac{D_o t}{D_r (t+b)} K_t + \frac{\phi(1-f_r)}{\pi \cos\beta} \left( \frac{D_o^2 - D_r^2}{2D_r(b+t)} \right) K_r + \frac{\phi}{\pi} (1-f_r) B_r \frac{s}{b+t} K_s \quad (10)$$

여기서  $\epsilon_n$ 는 응축 촉진비를 의미하는데 응축 촉진비란 같은 벽면 과냉도에서 낮은 핀관의 열전달 계수를 평관의 열전달 계수로 나눈 값이다. 또한  $K_t$ ,  $K_r$ ,  $K_s$ 는 각각 핀팁, 핀 옆면, 핀 사이의 평관 영역에서 응축에 관련된 변수이고  $D_o$ 는 핀팁까지의 외경,  $D_r$ 는 핀 뿌리까지의 외경,  $t$ 는 핀팁두께,  $b$ 는 핀팁에서의 핀 간격,  $s$ 는 핀뿌리에서의 핀간격,  $\cos\beta$ 는 사다리꼴 핀의 형상각으로 핀의 형상에 따라 결정되는 변수이다.  $\phi$ 는 응축액 역류각이고  $f_r$ 와  $f_s$ 는 응축액의 형상과 관련된 변수이다. 미지상수  $B_r$ 은 실험 자료를 회귀 분석하여 2.96으로 결정되었다.

Fig.12에는 Rose의 모델과 본 실험자료를 비교한 결과가 나타나 있는데 Rose의 모델은 실험자료를 전반적으로 과대예측함을 보여준다. 전술한 바와 같이 Rose의 모델은 기존 실험자료를 바탕으로 개발된 모델인데 R-11의 경우 본 실험의 결과보다

대체로 높은 열전달 계수를 보여준 Webb등<sup>(6)</sup>과 Carnavos<sup>(5)</sup>의 실험자료를 사용하여 보정되었기 때문에 본 실험 결과를 과대예측한다고 생각된다. 상기 결과들로부터 Webb등<sup>(6)</sup>의 모델이 본 실험자료를 가장 잘 예측한다는 것을 확인할 수 있다.

### 5. 결 론

본 연구에서는 R-11을 사용하여 국내에서 제작된 세종류 핀밀도(787fpm, 1102fpm, 1378fpm)의 낮은 핀관에 대한 응축 열전달 실험을 수행하였다. 주요 결과는 아래와 같다.

- 1) 낮은 핀관은 응축 열전달을 현저히 촉진시킨다. 촉진도는 실험범위 내에서 핀밀도가 커질수록 증가하였다.
- 2) 동일한 핀밀도라도 핀의 형상이나 높이에 따라 열전달 계수가 현저히 달라진다. 핀의 세장비가 클수록, 또한 핀의 높이가 높을수록 열전달 계수가 증가한다. 하지만 핀밀도가 큰 경우에는 (1378fpm) 과대한 핀 높이는 열전달 계수를 감소시킨다. 이는 핀 높이가 커질수록 응축액 역류량이 증가하기 때문으로 판단된다.
- 3) 기존 응축 모델 중 Webb의 표면장력 모델이 본 실험자료를 가장 잘( $\pm 20\%$  이내) 예측하였다. 이로부터 핀관의 응축에는 표면장력이 중요한 역할을 한다는 것을 확인할 수 있다.

### 후 기

본 연구는 1993년도 한국 전력 공사의 학술 연구비 지원에 의하여 수행되었습니다. 낮은핀관은 성형금속(주)에서 공급되었습니다. 관계자 여러분께 감사의 말씀을 전합니다.

### 참고문헌

1. Rudy, T.M. and Webb, R.L., 1985, "An Analytic Model to Predict Condensate Retention on Horizontal Integral Fin Tubes," *J. of Heat Transfer*, Vol. 107, pp.361-368.
2. Yau, K.K., Cooper, J.R. and Rose, J.W., 1985, "Effect of Fin Spacing on the Per-

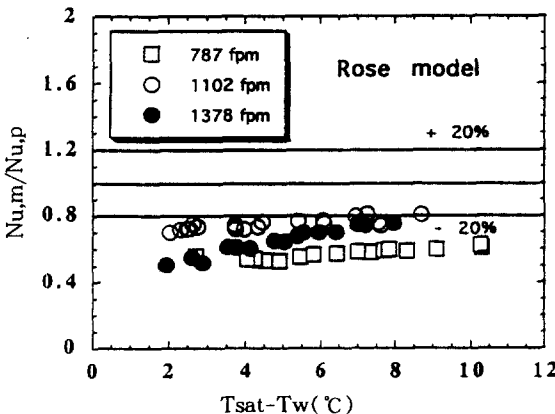


Fig.12 Condensing heat transfer coefficients predicted by Rose<sup>(11)</sup> model

- formance of Horizontal Integral Condenser Tubes," *J. of Heat Transfer*, Vol. 107, pp. 377-383.
3. 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.
  4. Marto, P.J., Mitrou, E., Wannirachchi, A.S., and Rose, J.W., 1986, "Film Condensation of Steam on Horizontal Finned Tubes : Effect of Fin Shapem," *Proc. 8th Int. Heat Trans. Conf., C.L. Tien et al., eds., HPC*, Vol. 4, pp.1695-1700.
  5. Carnavos, T.C., 1980, "An Experimental Study : Condensing R-11 on Augmented Tubes," *ASME Paper No., 80-HT-54, 19th NHTC, Orlando, FL*.
  6. Webb, R.L., Rudy, T.M. and Kedzieski, M. A., 1985, "Prediction of the Condensation Coefficient on Horizontal Integral Fin Tubes," *J. of Heat Trans.*, Vol. 107, pp.369-376.
  7. Sukhatme, S.P., Jagadish, B.S., Prabhakaran, P., 1990, "Film Condensation of R-11 Vapour on Single Horizontal Enhanced Condenser Tubes." *J. Heat Transfer*, Vol. 112, pp.229-234.
  8. Beatty, K.O. and Katz, D.L., 1948, "Condensation of Vapors on Outside of Finned Tubes," *Chem. Eng. Progress*, Vol. 44, pp.55-70.
  9. Honda, H. and Nozu, S., 1987, "A Prediction Method for Heat Transfer During Film Condensation on Horizontal Low Integral-Fin Tubes," *J. Heat Transfer*, Vol. 114, pp. 218-225.
  10. Adamek, T. and Webb, R.L., 1990, "Prediction of Film Condensation on Horizontal Integral Fin Tubes," *Int. J. Heat Mass Trans.*, Vol. 33, pp.1721-1735.
  11. Rose, J.W., 1994, "An Approximate Equation for the Vapour Side Heat Transfer Coefficient for Condensation on Low-Finned Tubes," *Int. J. Heat Mass Trans.*, Vol. 37, pp.865-875.
  12. Kline, S.J. and McClintock, F.A., 1953, "The Description of Uncertainties in Single Sample Experiments," *Mechanical Enginnering*, Vol. 75, pp.3-9
  13. Adamek, T.A., 1981, "Bestimmung der Kondensationsgrossen auf feingewellten Oberflächen zur Auslegung aptimaler Wandprofile," *Warme-und-Stoffubertragung*, Vol. 15, pp.255-270.