

## 외표면 형상이 원관의 응축열전달에 미치는 영향

Experiments on the Condensation Heat Transfer Enhancement of Horizontal Circular Tube with Threaded Outside Surface

이진호\*, 남임우\*\*  
Jin Ho Lee, Leem Woo Nam

### ABSTRACT

An experiment was carried out to study the condensation heat transfer enhancement of horizontal circular cylinders with varying outside surface configurations. The refrigerant used is Freon-22 and the test condensing temperature is 34.1C.

Pin-finned tube shows about 2.5-3.5 times higher overall heat transfer coefficient compared to that of smooth surface tube, thus has larger economic benefit for condenser design. The condensation heat transfer coefficient was shown to increase as the fin-pitch of the pin-finned tube decreases for film Reynolds number larger than 100.

### 기호 설명

$A$	: 매끈한 관의 표면적	$Re_w$	: 냉각수의 reynolds number ( $\rho V D / \mu$ )
$C_p$	: 냉각수의 비열	$S$	: 시험관의 FIN 두께
$d$	: 시험관 내부 Groove 지름	$t$	: 시험관의 벽 두께
$D_i$	: 시험관 안지름	$T_c$	: 냉각수 온도
$h$	: 열전달계수	$Tr$	: 냉매 온도
$H$	: 시험관의 FIN 높이	$T_s$	: 증기의 포화온도
$k$	: 열전도율	$Tw$	: 통과벽 온도
$m$	: 냉각수의 질량유량	$\Delta T_{sat}$	: 벽과열 (Wall superheat, $T_{sat} - T_w$ )
$P_o$	: 시험관의 FIN 피치	$U_o$	: 열관류율
$P_i$	: 시험관의 내부 Groove 피치	$Z$	: 시험관의 FIN 수
$Pr$	: Prandtl number	$\mu_f$	: 응축막의 점도
$q$	: 단위면적당 열유속 ( $Q/A$ )	$\Gamma$	: 수평 응축기 동관길이당 응축 유량
$Q$	: 열전달율		< 하첨자 >
$Re_f$	: 응축막의 Reynolds number ( $4\Gamma/\mu$ )	$i$	: 입구 또는 내면
		$o$	: 출구 또는 바깥면

\* 정회원, 연세대학교 기계공학과

\*\* 경원기계(주) 연구원

$f$  : 막(film)  
 $DB$  : Diffus 와 Boelter에 의해서 구해진 값  
 $w$  : 냉각수

### 1. 서 론

증기와 접촉하고 있는 고체표면의 온도가 증기의 포화온도보다 낮으면 고체표면에서는 증기의 응축이 일어난다. 이때 응축액은 차가운 표면에 접촉하고 있으므로 약간 과냉각되며 그와 동시에 다른 증기는 표면의 노출된 부분이나 과냉각된 응축액 표면에서 계속 응축이 된다. 응축현상은 크게 두가지, 즉 방울응축(dropwise condensation)과 막응축(film condensation)으로 나누어진다. 방울응축은 막응축에 비해 최소 10배이상의 높은 전열효과를 나타내므로 응축열전달이 방울응축에 의해 이루어지도록 여러가지 방법으로 표면처리를 하나<sup>(1)</sup> 대부분의 경우 시간의 경과함에 따라 산화, 오염(fouling), 마모 등으로 인해 그 효과가 저하되며 궁극적으로 막응축이 일어나게 된다. 따라서 일반적인 응축기의 설계에는 막응축을 기준으로 계산하는 것이 보통이다.

응축 열전달이 막응축으로 이루어 질 때 증기와 냉각표면 사이의 액막은 열저항을 증가시켜 열전달율을 저하시킨다. 일반적으로 응축은 거의 포화온도에서 일어나므로 응축이 진행됨에 따라 액막의 두께는 증가하므로 일정량의 열을 전달시키기 위해서는 냉각표면의 온도는 더욱 낮아져야 한다. 따라서, 가능한 한 액막의 두께를 얇게하여 열저항을 줄임으로써 응축 열전달율을 증대시킬 수 있다. 최근 막응축 열전달을 증대시키는 방법중의 하나로써 전열표면에 직접 미세 형상을 성형(knurling)하는 방법이 많이 연구되고 있다.<sup>(2,3)</sup> 이 방법은 종래 전열표면에 흰을 부착하여 전열면적을 증가시키는 방법을 사용할 때 수반되는 재료의 증가로 인한 생산원가의 상승없이 표면형상의 가공만으로 표면확장효과를 얻는 동시에 전열성능을 향상시키는 방법이다. 이에 관련된 수평원관에서의 연구를 살펴보면 Glick-smann 등<sup>(4)</sup>은 수평원관 주위에 테프론이나 응

축액이 젖지 않는 물질을 감아 실험한 결과 열전달을 원관에 비해 20%정도 높일 수 있음을 밝혔다. Nical 등<sup>(5)</sup>은 원관표면에 거칠기를 주어 실험한 결과 응축액의 유량이 매우 적거나 아주 많으면 표면의 거친 부분이 층류 영역에 들게되어 열전달에 거의 영향을 미치지 않으나 적절한 유량범위내에서는 약 2배가량 높은 열전달효과를 얻을 수 있었다. 이는 막응축에 있어 원관표면에 거칠기를 주면 표면확장의 효과는 별로 없지만 이 거칠기로 인해 응축액막에 난류가 형성되어 열전달율을 높일 수 있기 때문이다. 원관의 표면에 Gregorig 표면<sup>(6)</sup>을 형성하면 핀(pin)의 마루부분에서 응축이 일어나고 응축액은 표면장력에 의해 골로 모여서 자중에 의하여 아래로 떨어지므로 매끈한 원관보다 냉각표면이 증기에 직접 노출되는 부분이 많아 약 10~100% 정도 열전달효과를 높일 수 있음이 밝혀졌다. Nakayama 등<sup>(7)</sup>은 응축액을 원관으로부터 보다 쉽게 낙하시킬 수 있도록 원관표면에 매우 작은 핀형상의 거칠기를 형성하여 액막의 두께를 얇게 함으로써 매끈한 원관보다 최소 3.5배이상의 높은 열전달율을 얻을 수 있었다. Arai 등<sup>(8)</sup>은 냉동기에 이 형상의 원관을 사용함으로써 약 30%정도 열교환기의 체적을 줄일 수 있었다.

최근 국내에서도 실제 터어보 냉동기 및 일반 냉동기의 응축기에 표면에 핀형상의 거칠기가 성형된 원관(pin-finned tube)이 많이 사용되고 있다. 이 형상의 원관은 Nakayama 등에 의해 매우 높은 열전달율을 나타내는 것으로 밝혀졌으나 실제 국내에서 제작되는 핀형상원관의 형상은 그들이 실험한 것과는 조금 다르며 또한 그 형상의 변화, 즉 원의 모양, 높이 및 피치변화에 따른 열전달율의 변화에 대한 실험은 아직 이루어지지 않은 상태이다.

본 논문에서는 전술한 핀형상원관 및 낮은 핀형상원관(low-finned tube)에 대해 외표면형상변화가 수평원관의 응축열전달에 미치는 영향을 각관식(shell and tube type)응축기내에서 실험적으로 조사하였다.

## 2. 실 험

### 2.1 실험장치

본 연구에 사용된 실험장치의 개략도는 Fig. 1 과 같으며 시험응축기의 상세도는 Fig. 2 와 같다. 응축기는 각관형(shell and tube type) 으로서 7pass로 되어 시험동관 7개가 내장 되어 있으며 동관 표면에 9개의 C-C열전대를 심어 동관 외표면 온도를 감지하도록 하였다. 쉘은 냉매입구 및 출구, 열전대 단자, 냉각수입구 및 출구측의 수실(water jacket) 로 구성되어 있고 냉매입구에는 냉매가 고루 분포되도록 배플판(baffle plate)이 부착되어 있다.

Fig.1에서 냉매증기는 보조증발기에서 강제 증발에 의해 발생되며(즉, 냉수에서의 증발잠열 흡열에 의해), 이 증발기는 만액식(flo-

ded type)으로 Thermoexcel-C형 동관 7개 가 내장되어 있고 쉘 양쪽에는 관판(tube plate)이 있으며 냉수입구 및 출구측의 수실이 부착되어 있다. 또한 적당한 양의 냉매 수준이 유지되도록 냉매수준조정기(liquid level regulator)가 쉘 중간 위치에 부착되어 있으며 그 원리는 전기 신호의 전환에 따라 배관내에 부착된 전자변(solenoid valve)의 개폐로써 이루어지도록 되어 있다. 증발기로부터 발생된 냉매증기는 축적기(accumulator)에서 과열되어 가변속 전동기(variable speed motor)로 구성되는 개방형 왕복동식 압축기로 흡입된다. 흡입된 증기는 왕복동 피스톤에 의해 압축되어 유분리기(oil separator)로 들어가, 윤활유는 다시 압축기로 보내지고 냉매증기는 시험기인 응축기에서 응축된 후 여과기(filter-dryer)를 거쳐 전자변 및 수동팽창변(manual trottle

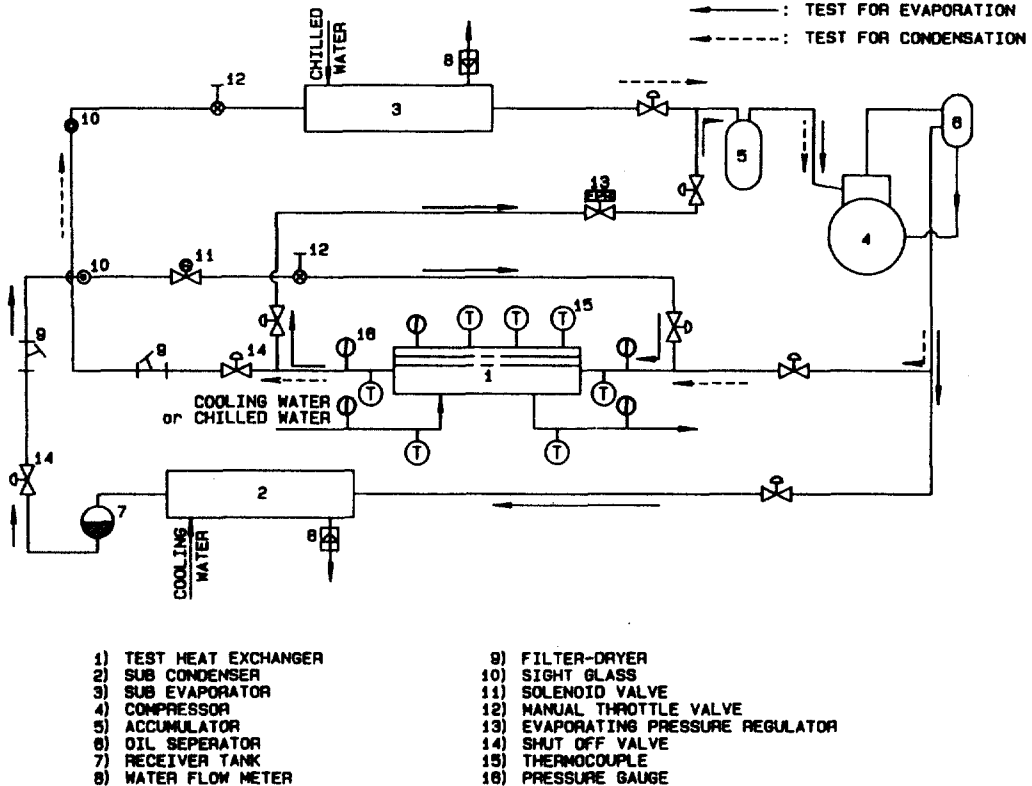


Fig.1 Schematics of experimental set-up

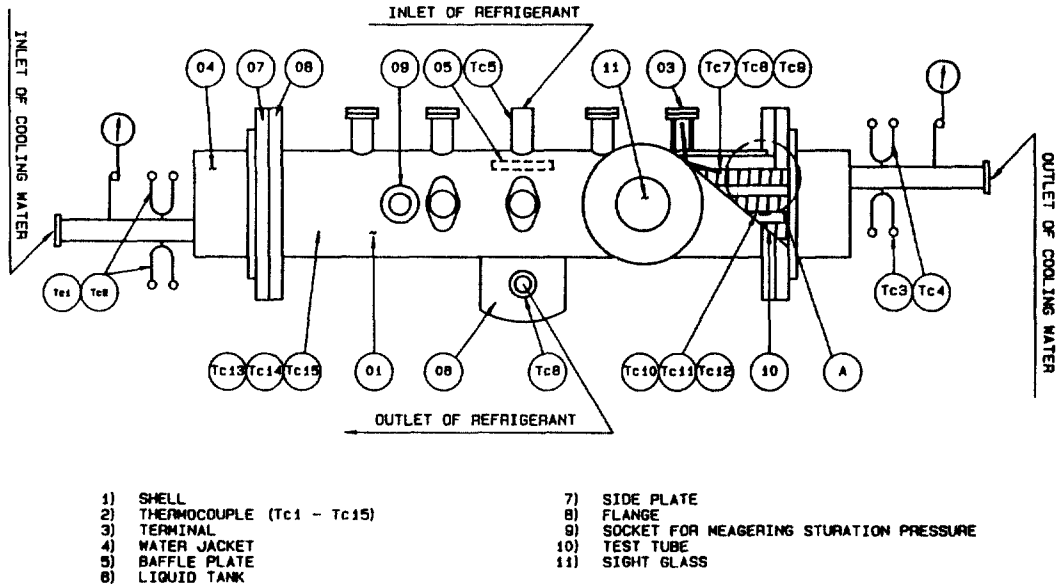


Fig.2 Schematic diagram of test condenser

valve)을 거치게 된다. 수동팽창변은 응축된 냉매액을 감압시켜 냉매를 팽창하게끔 하며 이렇게 팽창된 냉매는 보조증발기로 유입되어 다시 강제순환을 되풀이하는 구조로 되어있다. 증발기로 보내지는 냉수는 냉수조에서 불용 Y형 여과기(stramer)를 거쳐 펌프에 의해 공급된다. 또한 온도조절은 냉수조내에 투입된 가열기(heater)를 4단 제어식 온도조절기를 사용하여 냉수조내에 부착된 감온구의 신호에 따라 일정한 온도로 유지되도록 가열기의 전원을 개폐시켜 이루어진다. 응축기로 공급되는 냉각수는  $\pm 0.1^{\circ}\text{C}$ 범위내의 일정한 온도와  $\pm 0.01\text{ m}^3/\text{h}$  범위내의 일정유량으로 제어되어 응축기로 공급된다. 이때 냉각수의 온도조절은 보일러에서 발생하는 증기에 의해 가열된 온수와 냉각기에서 냉각된 브라인(brine) 으로 열교환된 냉수를 여러 제어면에 의한 PID (proportional integrated differential) 제어로써, 열교환기에서 혼합하여 냉각수조로 보내 이루어지도록 되어있다.

## 2.2 시험 응축관

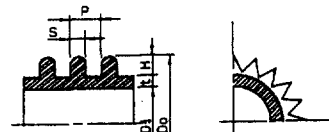
실험에 사용한 응축관은 재질이 DCuT<sub>1</sub> -

½H인 인탈산 동관으로 내경이 15.9 mm 이고 두께가 1.2 mm인 매끈한 원관으로 관 내부는 홈(groove)이 주어졌다. 그리고 매끈한 관표면에 전조가공에 의해 흰 형상을 성형시켜 다른 시험관을 제작하였다. 실험에 사용된 시험관의 형상은 Table 1 및 Fig. 3에 나타내었다.

TABLE 1. Configuration of Test Tube

UNIT : mm

NO	Do	Di	t	S	Po	H	Z
1	19.2	15.9	0.7	0.203	0.711	0.95	75
2	19.2	15.9	0.7	0.203	0.584	0.95	75
3	18.3	15.9	0.7	0.381	1.181	0.75	0
4	18.3	15.9	1.2	0.0	0.0	0.0	0



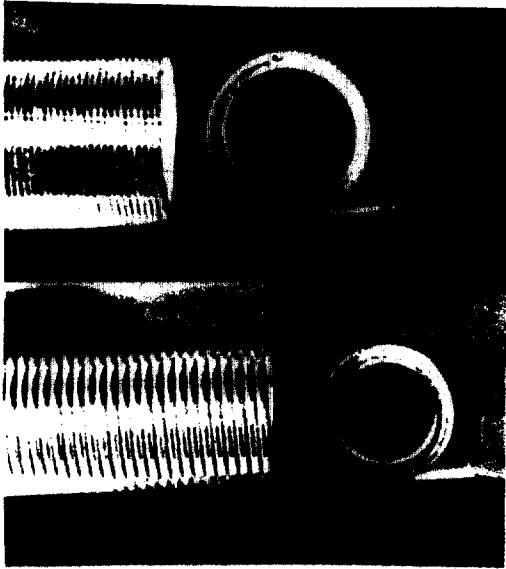


Fig.3 Configuration of pin-finned tube(upper) and low-finned tube(lower)

여기서  $Z$ 는 시험관의 횡수를 나타낸다. 관내에 주어진 홈의 정도는 severity factor,  $\theta$ 로 나타내어진다. 즉,

$$\theta = \frac{d^2 \times 10^4}{P \cdot D_i} \dots \dots \dots (1)$$

여기서  $d$ 는 홈의 길이,  $P$ 는 홈의 피치, 그리고  $D_i$ 는 시험관 내경을 나타내며 각 시험관에 대한 severity factor는 Table 2에 나타나 있다.

TABLE 2. Configuration of Severity Factor

UNIT : mm

NO.	Pi	d	Di	O
TEST No. - 1	2.5	0.015	15.9	0.0566
TEST No. - 2	2.5	0.010	15.9	0.0251
TEST No. - 3	0.8	0.035	15.9	0.963
TEST No. - 4	0.0	0.0	15.9	0.0

2.3 실험방법

시험원관을 트리크로에틸렌으로 깨끗이 세척하여 기름 및 불순물을 제거하고 열전대를 심은 다음 실험 응축기에 설치하고 고정 볼트

로 부착시킨 후 준비된 냉매입구 및 출구를 연결시킨다. 또한 실험 응축기에 있는 각부의 열전대 단자를 보상선으로써 30 pen 온도기록계와 접속시키고 응축기에 마련된 압력측정용 소켓을 1/4 inch 동관으로 온도기록계와 접속시킨다. 이와같은 방법으로 조립을 완료한 후 이상 유무가 없으면  $N_2$  가스를 배출시키고 진공 펌프로써 진공압 755 mm Hg 까지 기내를 진공시킨다. 진공상태인 기내를 매니포울드 게이지를 이용하여 냉매를 약 3~4 kg 정도 봉입시킨다. 그런 다음 냉각수 입구온도를 PID 제어로 일정한 온도를 유지하도록 하고 냉각수 유량은 1.92 m<sup>3</sup>/h를 기점으로 PI 제어로 일정한 유량이 흐르도록 한다. 동시에 기내에 부착된 냉수 펌프를 돌려 보조증발기로 냉수를 흐르게 한 후 실험 장치를 가동시켜 증기를 발생케 한다. 증기 발생량 즉, 증기 공급량은 냉수 탱크에 투입된 4개의 가열기를 4단 제어함으로써 온도 변화에 따라 조정하게 된다. 이렇게 하여 실험 압력조건인 13.63 kg/cm<sup>2</sup>에 도달되면 일정한 온도를 유지케 하여 그때의 상태를 온도기록계에서 확인을 한 후 정상상태가 이루어지면 측정을 한다.

측정시 동관의 벽온도( $T_w$ )는 응축기내 첫 번째관 입구쪽 표면에 3개, 4번째관 입구쪽 표면에 3개, 7번째관 출구쪽 표면에 각각 3개씩의 열전대를 심어 온도기록계를 통해 측정하며 냉매입구 및 출구온도( $T_{ri}$ ,  $T_{ro}$ ), 냉각수 입구 및 출구온도( $T_{ci}$ ,  $T_{co}$ )도 온도기록계에서 측정한다(단, 유량 측정범위는 0.6 m<sup>3</sup>/h ~ 1.92 m<sup>3</sup>/h 이며, 냉각수 입구온도는 조건에 따라 변화시킨다) 이와같은 방법으로 각 시험관을 교환시켜 실험을 한다.

3. 실험결과 및 고찰

실험은 주로 열관류율,  $U_o$ 와 열전달율,  $Q$  그리고 시험관 바깥의 응축 열전달계수,  $h_o$ 와 시험관내의 열전달계수,  $h_i$ 를 얻기위해 이루어졌다. 시험관 표면 9개의 부위에서 측정된 표면온도의 평균값을 사용하여 각각의 열전달계수는 다음과 같이 정의된다.

$$Q = h_o A_o (T_s - T_w)_m = h_i A_i (T_w - T_c)_m \dots (2)$$

여기서  $A_i$  와  $A_o$  는 각각 매끈한 관의 안쪽과 바깥쪽의 표면적이다. 매끈한 관의 표면적은 다른 3개의 관의 실제 표면적 대신에 사용된다. 그 이유는 낮은 환이 성형된 관의 실제 표면적을 측정하는 것은 불가능하며 전조 가공전에 이 매끈한 관을 기준으로 하여 제작되기 때문이다.  $T_s$  및  $T_c$  는 증기의 포화온도와 냉각수의 온도를 나타내며 하첨자  $m$  은 평균을 나타낸다. 식(2)에서 전열량  $Q$  는 냉각수 입구와 출구온도차를 측정함으로써 다음과 같이 얻어진다.

$$Q = \dot{m} c_p \Delta T_c = \dot{m} c_p (T_{co} - T_{ci}) \dots (3)$$

식(2)를 단위면적당의 열유속으로 나타내면

$$q = \frac{Q}{A} = h_o (T_s - T_w)_m = h_o \Delta T_{sat} \dots (4)$$

매끈한 원관의 바깥쪽 표면적을 기준으로 오염효과(fouling effect)를 무시하면 열관류율  $U_o$  는 다음과 같이 주어진다.

$$U_o = \frac{1}{A_o/A_i \cdot \frac{1}{h_i} + A_o l_n r_o / r_i / 2\pi k L + \frac{1}{h_o}} \dots (5)$$

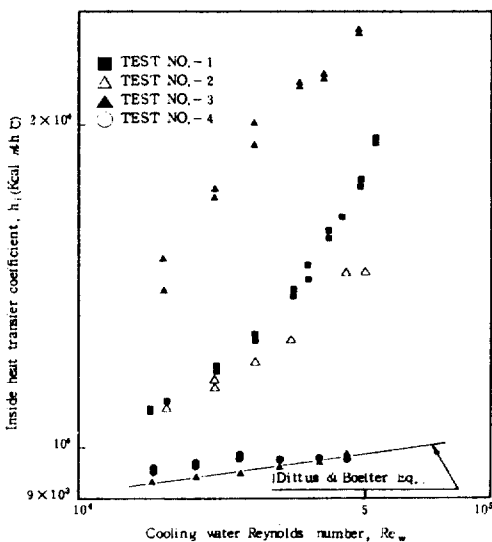


Fig.4 Inside heat transfer coefficient VS cooling water Reynolds number

Fig.4는 시험관의 형상에 따른 내부 열전달계수  $h_i$ 와 냉각수 Reynold 수,  $Re_w$ 와의 관계를 나타낸 것이다. 본 실험의 결과와 타연구자의 실험결과와의 비교는 비슷한 조건에서 행하여진 실험이 없기 때문에 비교할 수가 없었으며 단지 매끈한 관(Test No-4)의 내부 열전달계수를 Dittus와 Boelter<sup>(9)</sup>에 의한 값,  $h_{iDB}$ 와 비교하였다. 여기서

$$h_{iDB} = \frac{1}{D_i} \cdot 0.023 (Re_w)^{0.8} Pr^{0.4} \dots (6)$$

로써 그림에서 실험치  $h_i$ 가 낮은  $Re_w$ 에서  $h_{iDB}$ 와 약간의 차이를 보이고 있다. 표면의 성형된 시험관의  $h_i$  값은  $h_{iDB}$  값에 비해 훨씬 높게 나타나고 있다. 이는 관내부에 흠이 주어졌기 때문으로 severity factor (Table 2)가 높을수록 높게 나타남을 알 수 있다.

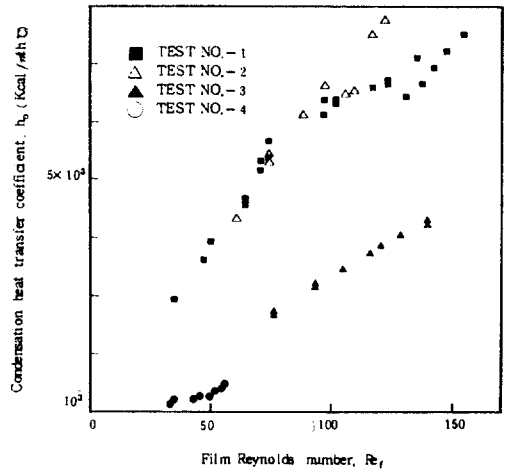


Fig.5 Condensation heat transfer coefficient VS. condensing film Reynolds number

Fig.5는 응축액 기준 Reynold 수,  $Re_f$ 와 응축 열전달계수,  $h_o$ 와의 관계를 나타낸 것이다.  $Re_f$ 가 50일때 기준동관(Test No-4)에 비해 원형상관(Test No-1)의  $h_o$  값이 3.2배 정도 높게 나타내며  $Re_f$  수 140에서 낮은 원형상관(Test No-3)의  $h_o$ 에 비해 1.6배 정도 높게 나타나고 있다. 이와같은 전열효과의 향상은 외표면을 전조가공함으로써 얻어지는

표면적 확장 및 응축액의 부착력 감소 때문이다. 한편 Ref 수 100 이상에서 같은 핀형상관이라도 Test No-2가 Test No-1에 비해 약간 높게 나타나고 있다. 즉 흰의 피치가 작을수록  $h_o$ 의 값이 높게 나타남을 알 수 있다.

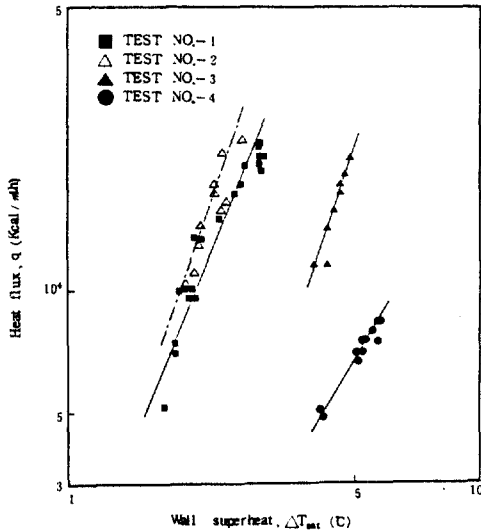


Fig.6 Heat flux VS. wall superheat

Fig.6은 시험관 표면의 열유속,  $q$ 와 벽면 과열(wall superheat),  $\Delta T_{sat}$ 와의 관계를 나타내고 있다. 그림에서 같은 열량을 전달하는데 핀형상관(Test No-1)이 매끈한 관에 비해 평균 1/3.5 정도로 과열을 줄일 수 있으며 낮은 흰형상관에 비해 평균 1/2 만의 과열이 요구됨을 알 수 있다. 한편, 낮은 과열에서 흰 피치가 적은 Test No-2가 Test No-1에 비해 열전달률이 조금 더 높게 나타나고 있다.

Fig.7은 열관류율  $U_o$ 를  $Re_w$ 에 대하여 나타낸 것이다.  $Re_w$ 값  $5.0 \times 10^4$ 을 기준으로 할 때 핀형상관(Test No-1)의  $U_o$ 가 매끈한 관에 비해 3.7배 정도 높게 나타나며 낮은 흰관에 비해 1.3배 정도 높게 나타나고 있다. 따라서 같은 열부하와 전력소비로 핀형상관을 사용하면 매끈한 원관을 사용한 응축기에 비해 외표면적을 72%가량 감소할 수 있으며 낮은 흰형상관에 비해 22%정도 줄일 수 있다.

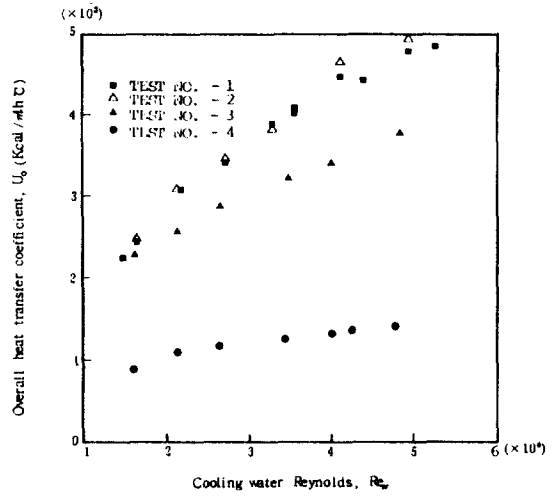


Fig.7 Overall heat transfer coefficient VS. cooling water Reynolds number

#### 4. 결 론

각관식 응축기내에서 Freon-22를 시험유체로 사용하여 응축온도 34.1°C에서 시험관의 표면형상 변화에 따른 응축 열전달효과를 실험한 결과 핀형상관이 맨관에 비해 3.7배 정도, 낮은 흰형상관에 대해 1.3배 정도의 높은 성능을 나타내었다. 따라서 핀형상관을 사용함으로써 그만큼 응축기의 성능을 향상시킬 수 있음이 밝혀졌다. 그러나 이의 실용화에 앞서 좀더 검토할 부분이 있다면 이는 전열면의 오염(fouling), 산화 및 마모 등을 들 수 있다. Nakayama 등은 핀형상관이 소결금속으로 된 시험관에 비해 오염이나 산화에 대해 훨씬 저항력이 크다고 하였다. 그러나 이의 실용에 앞서 이와같은 부분에 대한 구체적인 데이터가 필요하다.

#### 참 고 문 헌

1. Bromley, L.A. ponter, J.W., and Read, S.M., "Promotion of Drop-by-Drop Condensation of Steam from Seawater on a Vertical Copper Tube," AICHE J., 14:245 1968.

2. Marto, P.J., Nunn, R.H., Power Condenser Heat Transfer Technology, pp.287-372. Hemisphere, Washington, 1981.
3. Bergles, A.E., Techniques to Augment Heat Transfer, Handbook of Heat Transfer Applications, ed. Rohsenow, W.M., Hartnett, J.P., and Ganic, E.N., Chap. 3, McGraw-Hill, New York, 1985.
4. Glicksman, L.R., Mikic, B.B., and Snow, D.F., 'Augumentation of film condensation on the Outside of Horizontal Tube,' American Instute of Chemical Engineers Journal, vol.19, pp.636-637, 1973.
5. Nical, A.A., and Medwell, J.O., "The Effect of surface Roughness on condensing Steam," Canadian Journal of Chemical Engineering, vol.18, pp.170-173, 1966.
6. Gregorig, R., "Mautkondensation an Feingewellten Oberflaechem bei Beruecksichtigung der oberflaechem spannungen," Zeitschrift fuer Angewandte Mathematik und physik, vol.5, pp.36-40, 1954.
7. Nakayama, W. et al., "High - flux Heat Transfer Surface 'Thermoexcel' ", Hitachi review, vol.24, No.8, pp.329-333, 1975.
8. Arai, N., Fukushima, T., Aarai, A., Nakajima, T., Fujie, K., and Nakayama, Y., "Heat Transfer Tubes Enhancing Boling and Condensation in Heat Exchangers of a Refrigerating Machine," ASHRAE Trans. vol.83, pt2, 1977, pp.58-69.
9. Dittus, F.W., and L.M.K. Boeiter, University of California, Berkeley, Publications on Engineering, vol.2, 1930, pp.443.