

〈論 文〉

# 원판증발기를 가진 회전형 히트파이프에서 액막두께가 전열에 미치는 영향

권순석\* · 장영석\*\* · 유병욱\*\*\*

(1993년 10월 11일 접수)

## The Effect of Film Thicknesses on Heat Transfer in A Rotating Heat Pipe with the Disc Evaporator

Sun-Sok Kwon, Yeong-Suc Jang and Byung-Wook Yoo

**Key Words :** Rotating Heat Pipe(회전형 히트파이프), Evaporator(증발부), Condenser(응축부) Thermal Input(입열량), Working Fluid(작동유체)

### Abstract

Heat transfer characteristics in a rotating heat pipe with the evaporator of the rotating disc and the condenser of the screwed groove is investigated by numerical method for various dimensionless film thicknesses,  $Re$ ,  $C_p \Delta T / h_{fg}$ , rotational speed and working fluids. The temperature difference between evaporator wall and vapor increases a little, but the temperature difference between condenser wall and vapor decreases rapidly as  $Re$  increases. As the dimensionless film thickness decreases, the temperature difference of evaporator and condenser decreases. As the rotational speed increases, the temperature difference between evaporator wall and vapor increases but the temperature difference between condenser wall and vapor decreases. The Nusselt number can be shown as a function of dimensionless film thickness and  $Re$ , that is  $Nu = 0.963 \cdot (\delta^{-1}(\omega/\nu)^{-1/2} \cdot Re^{0.5025})$ .

### 기 호 설 명

|                           |  |
|---------------------------|--|
| $a$ : 식 (33)의 상수          | $m$ : 질량, kg                           |
| $A$ : 면적, $m^2$           | $\dot{m}$ : 단위길이당 질량유량, $kg/s \cdot m$ |
| $B$ : 식 (34)의 상수          | $Nu$ : 누셀트수                            |
| $c$ : 비열, $J/kg \cdot K$  | $P$ : 압력, $N/m^2$                      |
| $D$ : 식 (33)의 지수          | $q$ : 열유속, $W/m^2$                     |
| $h$ : 증발잠열, $J/kg$        | $Q$ : 입열량, W                           |
| $k$ : 열전도율, $W/m \cdot K$ | $R$ : 반지름, m                           |
| $L$ : 특성길이, m             | $Re$ : 레이놀즈수                           |
|                           | $Rt$ : 열저항, $K/W$                      |
|                           | $t$ : 시간, sec                          |
|                           | $T$ : 온도, K                            |
|                           | $u, v$ : 평균유속, $m/s$                   |
|                           | $x, y, z$ : 직각좌표, m                    |

\*정회원, 동아대학교 기계공학과  
\*\*경남전문대학 기계공학과  
\*\*\*동아대학교 대학원 기계공학과

## 하첨자

- $a$  : 단열부  
 $c$  : 응축부  
 $d$  : 응축 액막길이  
 $e$  : 증발부  
 $fg$  : 잠열  
 $l$  : 액체  
 $min$  : 최소치  
 $s$  : 표면  
 $v$  : 증기  
 $w$  : 벽면

## 상첨자

- $e$  : 요소  
 $-$  : 평균치

## 그리스문자

- $\alpha$  : 열전달계수,  $W/m^2 \cdot K$   
 $\delta$  : 응축 액막두께, m  
 $\mu$  : 점성계수,  $kg/s \cdot m$   
 $\nu$  : 동점성계수,  $m^2/s$   
 $\rho$  : 밀도,  $kg/m^3$   
 $\omega$  : 회전수, rpm

## 1. 서 론

회전형 히트파이프는 증발부에서 발생한 증기가 응축부에서 잠열을 전달하면서 응축되어 다시 증발부로 순환되는 작동원리로 다른 어떤 전열장치보다 전열성이 우수하여 회전 열교환기, 회전원판 냉각장치 등에 응용된다.<sup>(1)</sup> 특히 회전원판에 축을 붙인 복합적인 히트파이프의 전열은 응축된 작동유체의 유동 및 증발부에서의 증발이 다소 복잡하여 전열현상을 이해하는데 어려움이 있다.

일반적으로 증발부는 풀비등(pool boiling)으로 고려하고 응축부는 방울응축(dropwise condensation)으로 고려하지만 회전수가 증가하면 응축부와 증발부는 막비등(film boiling), 막응축(film condensation)으로 발전되면서 액막두께는 회전수에 따라 변화된다. 또한 작동유체의 물성은 온도의 함수이므로 입열량에 따라 변화하며 변화값에 따라 액막두께에 직접적 영향을 준다.

이와 같이 회전형 히트파이프의 전열특성은 회전수, 입열량, 작동액의 물성특성 그리고 작동액의

액막두께에 따라 상호관련된 함수처럼 나타난다고 본다. 열전달을 위한 적절한 인자를 무차원화하여 전열특성을 수치해석적으로 고찰하는 것은 회전형 히트파이프의 전열특성을 예견하는데 도움을 줄 것이다.

히트파이프의 첫 원리는 1944년 Gaugler<sup>(2)</sup>에 의해 발표되었으며 Sun<sup>(3)</sup>은 위의 전도항을 고려하여 유효 열전도율로서 히트파이프의 성능을 예측한 연구를 하였고 부준홍 등<sup>(4)</sup>은 환형 스크린웍을 갖는 저온용 히트파이프의 이론을 체계화하고 성능해석과 기본 설계과정을 전산화하였다. 서정일 등<sup>(5)</sup>은 위의 성능개선을 위해 결합재의 첨가가 히트파이프 증발부의 열전달에 미치는 영향을 ADI해석해법으로 예측하였으며 김태현 등<sup>(6)</sup>은 긴 단열부를 갖는 히트파이프에 있어서 단열부에 유동저항이 매우 작은 점힌판재의 그루브벽을 넣은 구조에 대한 이론적, 실험적 연구를 하였다. 회전형 히트파이프의 연구는 1969년 Ballback<sup>(7)</sup>에 의하여 이론 및 실험적 방법으로 작동한계에 대해서 연구한 것이 있다. 회전형 히트파이프에 관련한 기초 열전달현상의 연구로는 Sparrow 등<sup>(8)</sup>이 회전하는 원판과 원주형 원판에 응축액이 응축될 때 열전달계수와 막응축액 두께 등을 해석적으로 비교하였고 Gray<sup>(9)</sup>는 히트파이프의 용도별 새로운 형태의 회전형 히트파이프를 제안하여 비회전형 히트파이프의 열성능 특성을 몇개의 회전형 히트파이프에 응용하였다. Semena와 Khmelev<sup>(10)</sup>은 회전하는 원통이 수평인 경우와 경사진 경우 원통내면의 응축 액막두께를 해석과 실험적방법으로 연구하였다.

증발부를 회전원판으로 하고 응축부의 내부는 나선형 홈으로 하여 회전시에는 작동유체의 유동이 더욱 원활하게 한다면 회전형 히트파이프로써 매우 독특한 특징을 가질 것으로 판단되며 증발부의 지름이 응축부보다 대단히 크고 증발부의 원판의 사이간격이 대단히 작아 외부입열에 의한 증발로 작동유체가 순환되는 전열특성의 연구는 회전형 히트파이프 제작에 도움을 줄 것이다.

본 연구는 증발부를 회전원판으로 하고 응축부내부를 나선형 홈으로 한 회전형 히트파이프에서 주로 액막두께가 전열특성에 미치는 영향을 수치해석적으로 연구한 것이다. 수치해석은 축대칭·비정상 열전도식을 유한요소법으로 해석하고 수치계산에서 무차원 액막두께,  $Re$ ,  $C_p \Delta T / h_{fg}$ , 작동유체, 회전수가 파라미터로 사용되었다. 본 연구의 결과는 터

빈회전자, 회전 열교환기, 회전원판 냉각장치 등의 전열성능을 개선시키는데 기여할 것이다.

## 2. 이론

### 2.1 기본방정식과 경계조건

본 연구에 사용된 히트파이프를 Fig. 1에 나타낸다. 히트파이프는 증발부, 단열부, 응축부로 나누어지고 상세도 A는 응축부의 나선형 홈을 나타낸다. 해석모델은 Fig. 2에 나타내며 증발부와 응축부 작동유체의 유동방향의 열저항을 무시하고, 작동유체의 증발이 회전채면에서 일어난다고 가정하여 전영역에 대하여 식을 쓰면 아래와 같다.

$$(\rho c) \frac{dT}{dt} = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( k_{ir} \frac{\partial T_i}{\partial r} \right) + \frac{\partial}{\partial Z} \left( k_i \frac{\partial T_i}{\partial Z} \right) \quad (1)$$

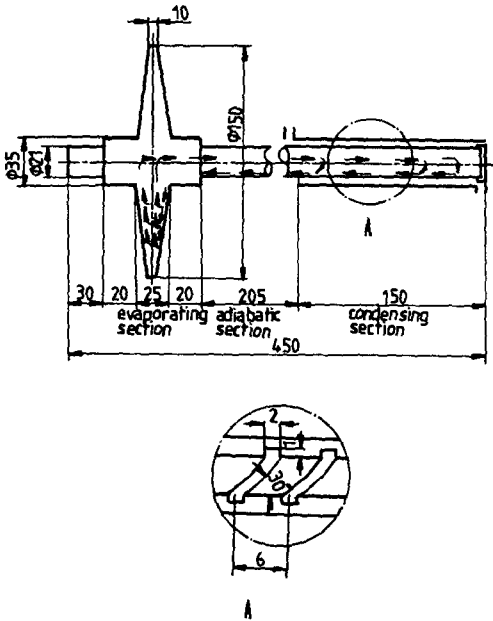


Fig. 1 Schematic diagram of geometry investigated

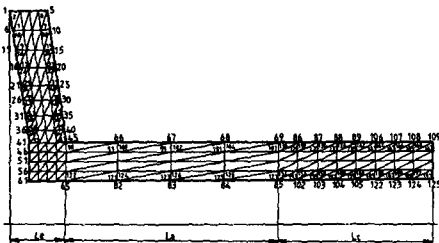


Fig. 2 Analytical model of heat pipe

$i=1, 3$  첨자 1은 증발부, 2는 응축부, 3은 액막을 나타낸다. 증기영역에서는

$$(\rho c) = (\rho c)_1 + (\rho c)_s \quad (2)$$

증발부, 단열부, 응축부에서 경계조건은 다음과 같다.

$$(1) 0 < Z < L_e$$

$$q = \text{Const.}, -k_1 \frac{\partial T}{\partial r} \Big|_{r=R_e} = \alpha_v (T_e - T_v)$$

$$(2) L_e < Z < L_e + L_a$$

$$\frac{\partial T}{\partial r} \Big|_{r=R_e} = 0$$

$$(3) L_e + L_a < Z < L_e + L_a + L_c$$

$$-k_1 \frac{\partial T}{\partial r} \Big|_{r=R_c} = \alpha_c (T_v - T_c), \quad \frac{\partial T}{\partial Z} \Big|_{Z=Z_c} = 0 \quad (3)$$

증기온도는 증발부와 응축부의 벽면온도에 의존하여 다음식이 된다.

$$(mc)_v \frac{dT_v}{dt} = 2\pi R_e L_e k_e \frac{\partial T}{\partial r} \Big|_{r=R_e} + 2\pi R_c L_c k_c \frac{\partial T}{\partial r} \Big|_{r=R_w} \quad (4)$$

응축부에서 냉각수온도는 응축부의 외벽평균온도로부터 나타낸다.

$$(mc)_w \frac{dT_{cw}}{dt} = 2\pi R_c L_c \alpha_c (T_c - T_{cw}) - \rho_f v_f c_f (T_{cw} - T_{in}) \quad (5)$$

여기서,  $(mc)_{cw} = (mc)_s + \rho_f c_f \pi (R_{cw}^2 - R_c^2) L_c$ 이다. 어떤 증분시간에 액막두께의 변화가 없다고 가정하면 벽면과 증기가 접한 곳에서 대류 및 전도 열전달이 동시에 일어난다고 보면 열전달계수는 액막두께에 의존한다고 생각된다. 즉 열평형상태식

$$A_n \frac{(T_v - T_w)}{\delta} = A \alpha (T_v - T_w) \text{에서}$$

$$\alpha = \frac{k}{\delta} \quad (6)$$

### 2.2 액막두께 해석

Fig. 3은 응축부의 나선형 형상일부의 홈을 보여 주며 히트파이프의 안지름에 비하여 액막두께가 아주 작으므로 해석모델을 단순화하기 위하여 평판으로 고려한다. 회전각속도  $\omega$ 로 회전할 때 응축부의 응축액의 두께는 응축부의 온도에 의존하고, 막응축이라고 가정한다면 다음식으로 쓸 수 있다.

$$\Sigma F_x = 0 = \mu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} - \frac{\partial p}{\partial x} + \rho \omega^2 (R - y) \sin \theta \quad (7)$$

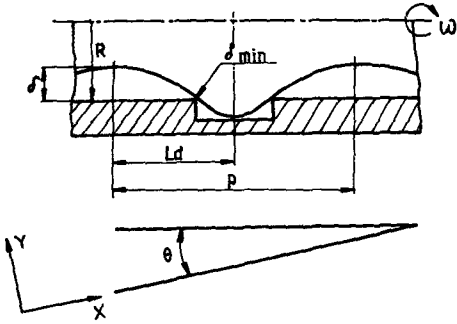


Fig. 3 Grooved shape in condenser

$$\Sigma F_y = 0 = \frac{\partial P}{\partial y} + \rho\omega^2(R-y)\cos\theta \quad (8)$$

경계식은 다음처럼 나타낸다.

$$\begin{aligned} x=0, u=0 \\ y=\delta, \mu \frac{\partial u}{\partial y} = 0 \\ y=\delta, P=P_v \end{aligned} \quad (9)$$

식(8)은 다음과 같다.

$$P = P_v + (\rho\omega^2 R(\delta - y) + \frac{\rho\omega^2}{2}(y^2 - \delta^2))\cos\theta \quad (10)$$

응축 벽면에 대해서 고려하기 위하여 식(9), (10)을 식(7)에 대입하여  $\frac{\partial P_v}{\partial x} = 0$ 이라 두면 다음처럼 쓸 수 있다.

$$U = \frac{1}{2\mu}\rho\omega^2 R(y^2 - 2\delta y)(\cos\theta \frac{\partial \delta}{\partial x} - \sin\theta) \quad (11)$$

응축액막은 식(11)과 식(9)의 경계식으로부터 구한다.

$$\dot{m}(x) = \int_0^\delta \rho U dy \quad (12)$$

$$x=0 \text{에서 } \frac{\partial \delta}{\partial x} = 0, \quad x=L_a \text{에서 } \delta = \delta_{\min}$$

$$L_e + L_a < x < L_e + L_a + L_c \text{에 } q = \text{const.} \quad (13)$$

결국 국지적 응축액막은 응축부가 수평이므로 다음 식으로 된다.

$$\delta(x) = \left[ \left( \frac{6\mu q}{\rho^2 \omega^2 R h_{fs}} L_a^2 + \delta_{\min}^4 \right) \left( 1 - \frac{X^2}{L_a^2} \right) \right]^{1/4} \quad (14)$$

여기서, 응축부 평균액막은 다음처럼 된다.

$$\bar{\delta} = \frac{1}{L_c} \int_{L_e+L_a}^{L_e+L_a+L_c} \delta(x) dx \quad (15)$$

식(14)는 Fig. 3의 응축부의 경우 흠의 경계를 포함한 응축액막의 두께로 나타낸다.

여기서,  $\delta_{\min}$ 의 값을 구하기 위해 압력과 속도항은 다음처럼 쓴다.

$$P = \rho\omega^2 R\delta, \quad u = \sqrt{\frac{q^2 L_a^2}{h_{fs}^2 \rho^2 \delta^2}} \quad (16)$$

따라서 전압력은 식(17)처럼 된다.

$$H = \delta + \frac{q^2 L_a^2}{2h_{fs}^2 \rho^2 \delta^2 \omega^2 R} \quad (17)$$

$\frac{\partial H}{\partial \delta} = 0$ 이라 두면 다음식과 같이 된다.

$$\delta_{\min} = 3\sqrt{\frac{q^2 L_a^2}{\omega^2 h_{fs}^2 \rho^2 R}} \quad (18)$$

증발부의 액막두께는 식(11)에서  $\partial\delta/\partial x \ll \tan\theta$ 로 가정하고 증발부 벽면에서의 유동속도는 다음식으로 나타낼 수 있다.

$$U = -\frac{1}{2\mu}\rho\omega^2 R(y^2 - 2\delta y)\sin\theta \quad (19)$$

증발부의 증발질량은 식(20)으로 나타낼 수 있다.

$$\dot{m} = \rho^2 \omega^2 R \delta^3 \sin\theta / 3\mu \quad (20)$$

결국 식(19)와 식(20)으로서 증발 액막두께를 구할 수 있다.

무차원수를 다음과 같이 나타낸다.

$$Nu = \alpha L_c k_1 \quad (21)$$

$$Re = \rho\omega L_c^2 / \mu \quad (22)$$

$$\text{무차원 액막두께} = \delta(\omega/\nu)^{1/2} \quad (23)$$

$$\text{파라미터} = C_p \Delta T / h_{fs} \quad (24)$$

### 3. 수치해석

식(1)을 축대칭 유한요소해석 식으로 나타내면

$$\left[ C \right] \frac{\partial \{T\}}{\partial t} + \left[ K \right] \{T\} + \{F\} = 0 \quad (25)$$

$$\left[ C^{(e)} \right] = 2\pi \rho c \int_A r^2 [T]^T [n] dA \quad (26)$$

$$\left[ K^{(e)} \right] = 2\pi \int_V r^2 [B]^T [D] [B] dV + 2\pi \int_{S_2} r \alpha [N]^T [N] dS \quad (27)$$

$$\left[ f^{(e)} \right] = 2\pi \int_{S_1} r q [N]^T dS + 2\pi \int_{S_2} r \alpha T [N]^T dS \quad (28)$$

임의의 시간변화에 따른 온도의 변화는 초기온도에

의해서 다음처럼 주어진다.

$$([K] + \frac{2}{\Delta t}[C])[T]^{n+1} = (\frac{2}{\Delta t}[C] - [K])[T]^n \quad (29)$$

각 절점의 온도가 시간증분에 따라 변화하면 증기 온도는 식(4)를 다음처럼 쓴다.

$$T_v^{n+1} = \frac{\left[ T_v^n + \frac{A_e}{2\pi R_e L c k_e} T_e^{n+1} + \frac{A_c}{2\pi R_c L c k_c} T_c^{n+1} \right]}{\left[ 1 + \frac{A_e}{2\pi R_e L c k_e} + \frac{A_c}{2\pi R_c L c k_c} \right]} \quad (30)$$

식(5)의 냉각수의 온도는 다음처럼 쓴다.

$$T_w^{n+1} = T_w^n + \frac{\Delta t}{(mc)} [2\pi r L c_a (T_w^n - T_w^s) - \rho_f V_f c_f (T_w - T_{in})]$$

여기서,  $(mc)_w = (mc)_s + \rho_f c_f \pi (R_{o2}^2 - R_{i2}^2) L c$  (31)

수치해석은 Fig. 2에 나타난 것과 같이 요소 192, 절점 125, 밴드폭 27으로 했다. 요소 153~160, 185, 191은 응축부의 액막두께로 한다. 그리고 증발부의 증기영역에 접한 요소는 증발액막으로 하고 액막은 식(14)에서 계산한 후 액막두께가 되도록 좌표변화하도록 했다.

작동유체의 열전도율, 잠열, 밀도 등은 온도의 함수로서 보간법에 의하여 구한다. 수렴조건은 각 단계의 증기온도차가 증기의 평균온도에 대하여 0.005% 이내이면 수렴된 것으로 했다.

### 4. 결과 및 고찰

Fig. 4는 작동유체가 물인 경우에 여러가지 무차원 액막두께에 있어서  $Re$ 변화에 대한 증발부 벽면과 증기의 온도차를 나타낸 것이다.  $Re$ 가 증가하면 온도차는 완만한 증가를 나타내고 무차원 액막두께가 증가하면 증발부의 입열에 의한 온도상승이 지연되기 때문에 증발부 벽면과 증기의 온도차가 크다고 생각되어진다.

Fig. 5는 작동유체가 물인 경우에 여러가지 무차원 액막두께에 있어서  $Re$ 변화에 대한 증기와 응축부 벽면의 온도차를 나타낸 것이다.  $Re$ 가 증가할수록 온도차는 감소하는 경향이며 무차원 액막두께

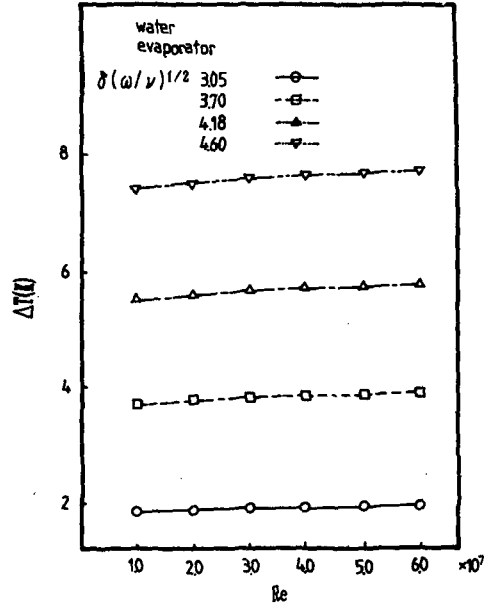


Fig. 4 Temperature difference between evaporator wall and vapor versus  $Re$  for various dimensionless film thicknesses

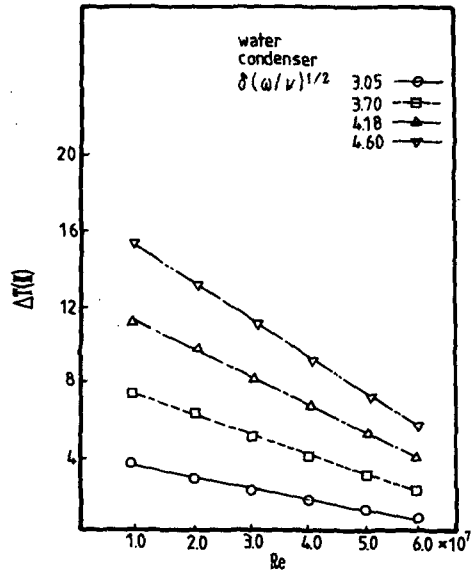


Fig. 5 Temperature difference between vapor and condenser wall versus  $Re$  for various dimensionless film thicknesses

가 감소할수록 온도차는 역시 감소한다. 이는  $Re$ 가 증가할수록 작동유체의 순환이 빨라져 증기와 응축부 벽면의 온도차가 감소하기 때문이라고 판단된다.

Fig. 6은 작동유체가 물인 경우 수치해석값과 실험값을 회전수변화에 있어서 입열량변화에 대한 증발부 벽면과 증기의 온도차를 나타낸 것이다. 실험값은 권순석 등<sup>(11)</sup>의 실험장치와 실험방법으로 수치해석한 형상과 같은 히트파이프로 실험한 결과이다. 수치해석값과 실험값은 입열량이 증가할수록 온도차는 증가하며 회전수가 증가할수록 역시 증가되어진다. 수치해석값과 실험값은 차이가 있으나 온도차의 변화경향은 유사하게 나타난다. 온도차가 나는 것은 증발부 내부는 응축부로부터 귀환된 작동유체가 항상 균일한 액막두께로 최적의 상태로 유지되어 외부입열에 의하여 증발되어야 하지만 본 연구에 사용된 히트파이프는 완전한 단열과 진공이 되지 않았기 때문에 증발부 벽면과 증기의 온도차는 실험값이 수치해석값보다 약간 증가한다고 생각되어진다.

Fig. 7은 작동유체가 물인 경우 수치해석값과 실험값을 회전수변화에 있어 입열량변화에 대해서 증발부에서 증발된 작동유체의 증발잠열이 응축부에서 회수될 때 증기와 응축부벽면의 온도차를 나타

낸 것이다. 실험값은 Fig. 6과 마찬가지로 조건으로 실험한 결과이다. 수치해석값과 실험값 모두 입열량이 증가할수록 온도차는 증가하는 경향이며 회전수가 증가할수록 감소되어진다. 이는 회전수가 증가할수록 작동유체의 순환이 빨라져 응축 액막두께가 얇아지므로 증기와 응축부 벽면의 온도차가 감소한다고 판단된다.

Fig. 8은 입열량  $1.116 \times 10^5 \text{ W/m}^2$ 인 경우 여러가

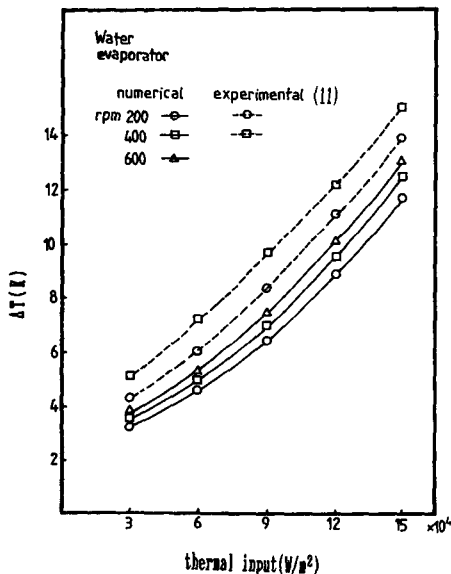


Fig. 6 Comparison of numerical and experimental results for the evaporator

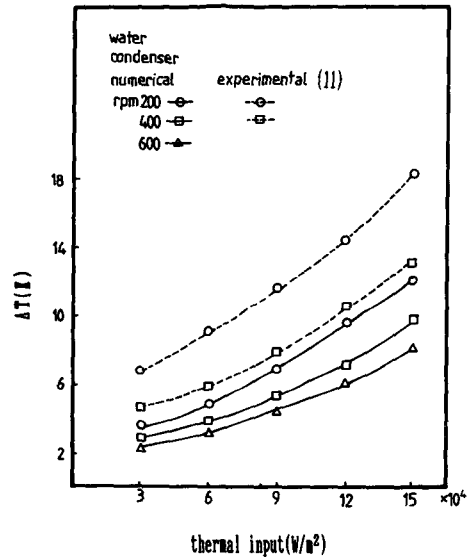


Fig. 7 Comparison of numerical and experimental results for the condenser

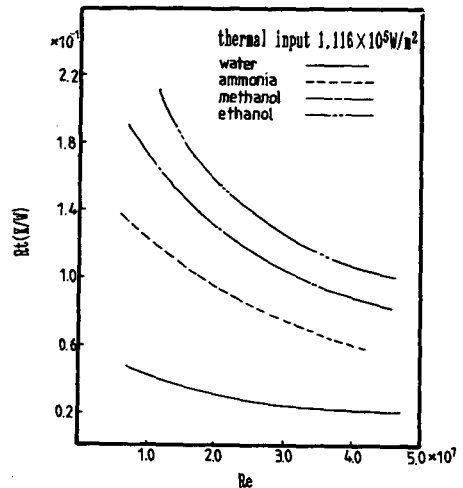


Fig. 8 Resistance versus  $Re$  for various working fluids at  $1.116 \times 10^5 \text{ W/m}^2$

지의 작동유체에 있어서  $Re$ 변화에 대한 응축 열저항을 나타낸 것이다. 응축 열저항은 증기와 응축부 벽면의 온도차를 입열량으로 나눈 것으로 다음식과 같다.

$$Rt = \Delta T / Q \tag{32}$$

작동유체 모두  $Re$ 가 증가할수록 열저항이 감소하는 경향이고 이는  $Re$ 가 증가할수록 작동유체가 원활이 순환하기 때문이며 작동유체중에서 물의 열저항이 가장 낮으며 에탄올이 가장 높게 나타난다.

Fig. 9는 작동유체가 물인 경우 여러가지 무차원 액막두께에 있어서  $Re$ 변화에 대한  $C_p \Delta T / h_{fg}$ 를 나타낸 것이다.  $Re$ 가 증가할수록  $C_p \Delta T / h_{fg}$ 는 감소하는 경향이며  $C_p \Delta T / h_{fg}$ 가 증가할수록 무차원 액막두께가 증가되어진다. 이는  $Re$ 가 증가하면 식 (14)에 의하여 액막두께가 감소하고 이로 인하여 열저항 및 온도차가 감소하므로  $C_p \Delta T / h_{fg}$ 가 감소하는 것으로 생각되어진다.

Fig. 10은 작동유체가 물인 경우 여러가지 무차원 액막두께와  $Re$ 에 있어서  $C_p \Delta T / h_{fg}$  변화에 대한  $Nu$ 를 나타낸 것이다. 무차원 액막두께가 감소할수록  $C_p \Delta T / h_{fg}$  증가에 대한  $Nu$ 는 급격히 감소하는 경향이며  $Re$ 가 증가할수록  $Nu$ 는 증가를 나타낸다.

이는 액막두께가 증가하면 온도차의 증가에 따라 열저항은 증가하므로  $Nu$ 는 감소하는 것으로 나타나며 또한  $C_p \Delta T / h_{fg}$ 가 증가할 때 증발잠열이 일정하다고 가정하면 온도차의 증가로  $Nu$ 는 감소한다고 생각되어진다.

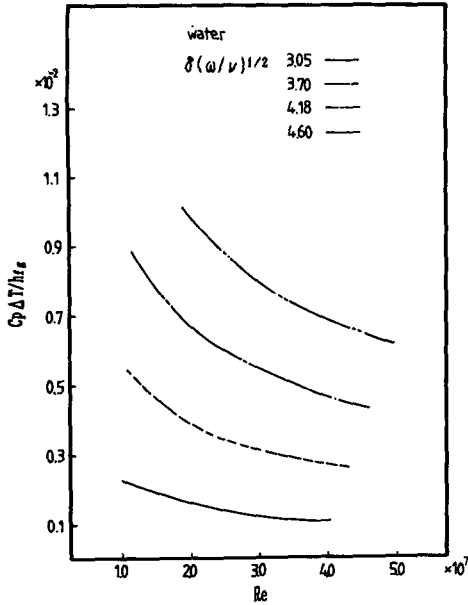


Fig. 9  $C_p \Delta T / h_{fg}$  versus  $Re$  for various dimensionless film thicknesses

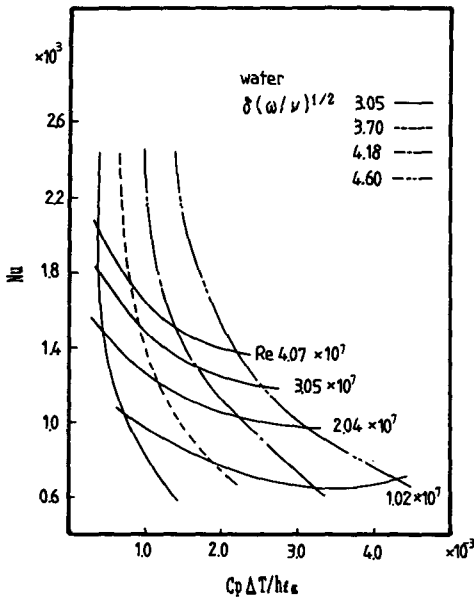


Fig. 10  $Nu$  versus  $C_p \Delta T / h_{fg}$  for  $Re$  and dimensionless film thicknesses

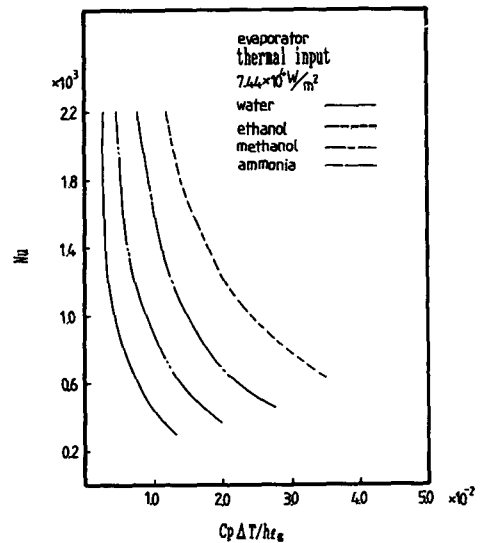


Fig. 11  $Nu$  versus  $C_p \Delta T / h_{fg}$  for various working fluids on the evaporator at  $7.44 \times 10^4 \text{ W/m}^2$

Fig. 11은 증발부에서 입열량이  $7.44 \times 10^4 \text{ W/m}^2$  인 경우 여러가지 작동유체에 있어서  $C_p \Delta T / h_{fg}$  변화에 대한  $Nu$ 를 나타낸 것이다.  $C_p \Delta T / h_{fg}$  증가에 대한  $Nu$ 는 물이 가장 급격히 감소하는 것으로 나타나며 암모니아, 메탄올, 에탄올 순이었다. 이는 열전도율에서 물이 가장 높고 에탄올이 가장 낮으며 열전도율이 열저항에 직접적인 영향을 미치기 때문이라고 판단된다.

Fig. 12는 응축부에서 입열량이  $7.44 \times 10^4 \text{ W/m}^2$  인 경우 여러가지 작동유체에 있어서  $C_p \Delta T / h_{fg}$  변화에 대한  $Nu$ 를 나타낸 것이다. Fig. 11과 마찬가지로  $C_p \Delta T / h_{fg}$  증가에 대한  $Nu$ 는 물이 가장 급격히 감소하는 경향이며 암모니아, 메탄올, 에탄올 순이었다.

Fig. 13은 작동유체가 물인 경우 액막두께에 있어서  $Re$ 변화에 대한  $Nu$ 를 수치해석값과 참고문헌(12)을 비교하여 나타낸 것이다. 수치해석값과 참고문헌 모두  $Re$ 가 증가할수록  $Nu$ 는 증가하는 것으로 나타난다. 이는  $Re$ 가 증가할수록 작동유체의 순환이 빨라져 증기와 응축부 벽면의 온도차가 감소하기 때문이라고 생각되어진다. 무차원 액막두께가 감소할수록  $Nu$ 는 증가하며  $Re$ 가 증가할 때  $Nu$ 가 증가하는 경향은 수치해석값과 참고문헌이 유사하다.

Fig. 14는 작동유체가 물인 경우 응축부에서 회

전수와 무차원 액막두께 변화에 있어서  $Re$ 변화에 대한  $Nu$ 를 나타낸 것이다.  $Nu$ 는 회전수가 증가할수록 증가를 나타내며 무차원 액막두께가 작을수록

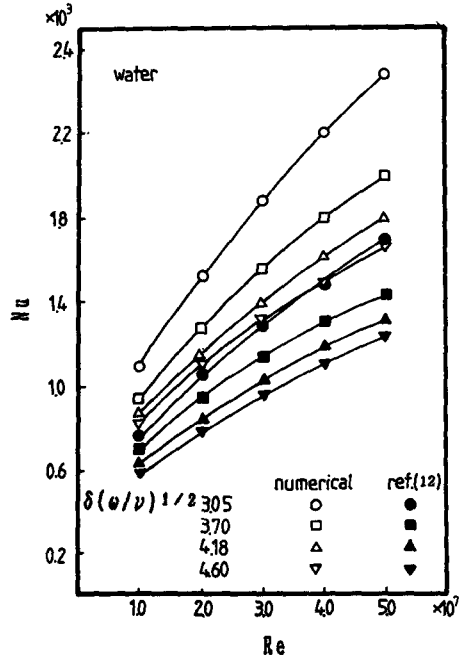


Fig. 13 Comparison of numerical and reference results

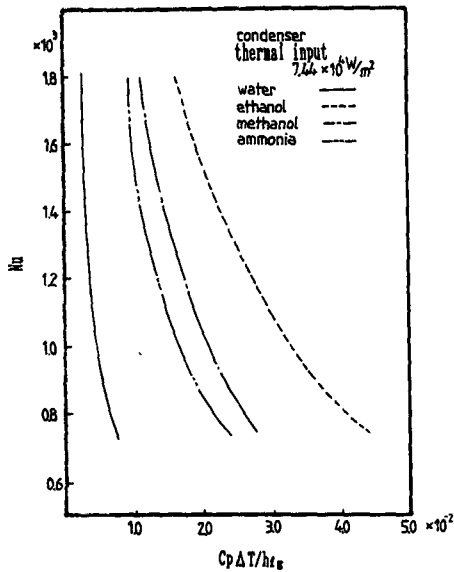


Fig. 12 Nu versus  $C_p \Delta T / h_{fg}$  for various working fluids on the condenser at  $7.44 \times 10^4 \text{ W/m}^2$

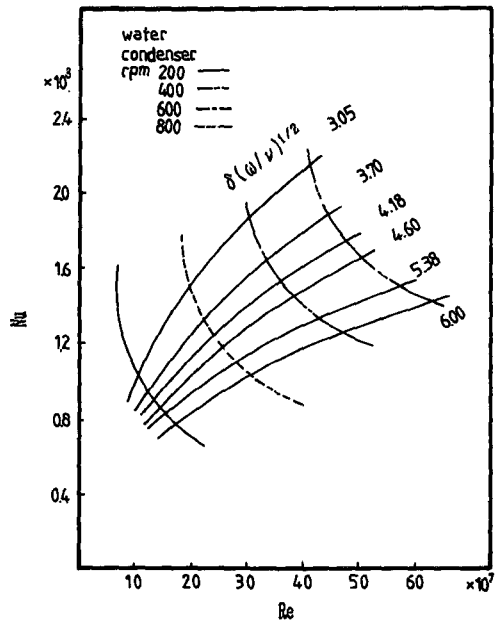


Fig. 14 Nu versus Re for various rotational speed and dimensionless film thicknesses on the condenser



Re가 증가함에 따라 Nu는 증가하는 경향이다. 이는 무차원 액막두께와 Re가 Nu변화에 큰 영향을 끼치는 인자임을 알 수 있다.

Fig. 15는 작동유체가 물인 경우 증발부에서 회전수와 무차원 액막두께 변화에 있어서 Re증가에 대한 Nu를 나타낸 것이다. Nu는 Fig. 14와 같이

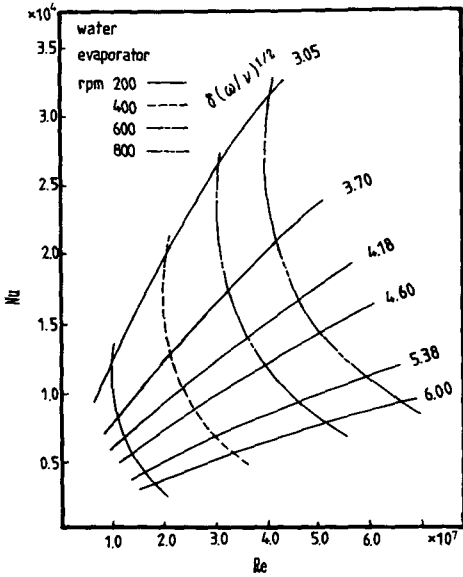


Fig. 15 Nu versus Re for various rotational speed and dimensionless film thicknesses on the evaporator

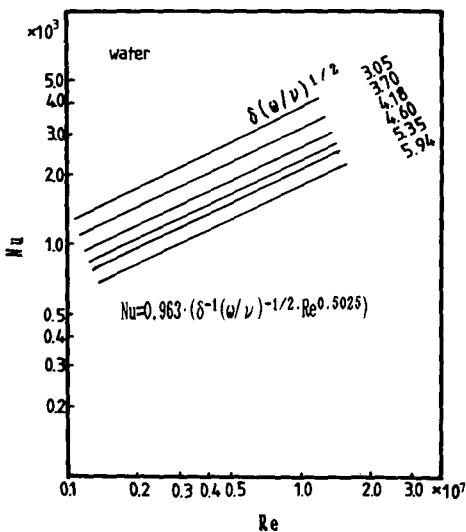


Fig. 16 Nu versus Re for various dimensionless film thicknesses

Re와 회전수가 증가할수록 증가하며 무차원 액막두께가 감소할수록 Nu는 급격히 증가를 나타낸다. 전 구간에서 Nu는 Fig. 14의 응축부와 비교하면 유사한 경향을 나타내고 있으나 그 값은 대단히 높다. 증발부는 축에 대해서  $\theta$ 의 각도를 가진 원판이므로 벽면에 따라 유동하는 액막의 속도를  $\theta$ 의 함수로 본다면 수평인 경우보다 대단히 큰 값을 가진다고 볼 수 있다. 따라서 질량유량이 일정할 때 증발 액막두께는 응축 액막두께보다 매우 작은 값으로 나타난다.

Fig. 16은 작동유체가 물인 경우 여러가지 무차원 액막두께에 있어서 Re수에 대한 Nu를 로그-로그 좌표에 나타낸 것이다. 무차원 액막두께가 감소할수록 Nu는 증가하고 있으며 Nu는 Re에 비례하여 증가함을 알 수 있다.

따라서 다음 식을 쓸 수 있다.

$$Nu = a \cdot Re^D \tag{33}$$

여기서,  $D$ 는 로그좌표의 기울기이며  $a$ 는 Nu축의 절편값이다.  $D$ 의 값은 무차원 액막두께에 따라 구하여 평균을 취하면 0.5025의 값으로 나타난다.  $D$ 의 값을 식(33)에 대입하여  $a$ 의 값을 무차원 액막두께에 따라 구하면 다음식으로 나타낸다.

$$a = B \cdot (\delta(\omega/\nu)^{1/2})^{-1.066} \tag{34}$$

결국 식(33), (34)에서 다음식을 구할 수 있다.

$$Nu = 0.963(\delta^{-1}(\omega/\nu)^{-1/2}) Re^{0.5025} \tag{35}$$

결국 Nu는 무차원 액막두께, Re의 함수이며 식(35)으로 나타낼 수 있다.

### 5. 결 론

증발부를 회전원판으로 하고 응축부 내부를 나선형 홈으로 한 회전형 히트파이프에서 무차원 액막두께, Re,  $C_p \Delta T / h_{fg}$ , 작동유체, 회전수를 파라미터로 하여 전열특성에 미치는 영향을 수치해석한 결과는 다음과 같다.

(1) Re가 증가하면 증발부 벽면과 증기의 온도차는 완만히 증가하였으나 응축부 벽면과 증기의 온도차는 급격히 감소하였다. 무차원 액막두께가 감소하면 증발부나 응축부에서의 온도차는 감소하였다.

(2) 입열량이 증가하면 증발부나 응축부에서의

온도차는 증가하였고 회전수가 증가하면 증발부에서의 온도차는 증가하였으나 응축부에서의 온도차는 감소하였다.

(3)  $Re$ 가 증가하면  $C_p \Delta T / h_{fg}$ 는 감소하였고  $C_p \Delta T / h_{fg}$ 가 증가하면 무차원 액막두께는 증가하였다.

(4)  $Nu$ 는 무차원 액막두께,  $Re$ 의 함수로 표시할 수 있고 다음식으로 나타낼 수 있었다.

$$Nu = 0.963 \cdot (\delta^{-1} (\omega / \nu)^{-1/2} \cdot Re^{0.5025})$$

### 참고문헌

- (1) Vaon, C. DE., 1984, "Requirements for Testing Evacuated Tubular Collectors with Heat Pipe," *Sol. Word. Congr.*, pp. 1061~1070.
- (2) Gaugler, R. S., 1944, *Heat Transfer Device*, US Patent, 2350348.
- (3) Sun, K. H. and Tien, C. L., 1975, "Thermal Performance Characteristics of Heat Pipe," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 18, pp. 300~363.
- (4) 부준홍, 진승환, 1993, "환형 스크린웍을 갖는 저온용 히트파이프의 성능해석과 설계를 위한 컴퓨터코드의 개발," 대한기계학회논문집, 제17권 제3호, pp. 698~709.
- (5) 서정일, 장영석, 1986, "비금속 환상웍을 가진 히트파이프의 성능개선에 대한 연구," 대한기계학회논문집, 제10권 제5호, pp. 713~723.
- (6) 김태현, 김기현, 1985, "접힌 판재로 만든 그루우브를 갖는 열파이프에 관한 연구," 대한기계학회논문집, 제9권 제1호, pp. 47~55.
- (7) Ballback, L. J., 1969, *The Operation of a Rotating Wickless Heat Pipe*, M. S. Thesis Monterey, California U. S. Naval Postgraduate School.
- (8) Sparrow, E. M. and Gregg, J. L., 1959, "A Theory of Rotating Condensation," *Journal of Heat Transfer*, pp. 113~120.
- (9) Gray, V. H., 1969, "The Rotating Heat Pipe-A Wickless, Hollow Shaft for Transferring High Heat Fluxes," *ASME*, 69-HT-19, pp. 1~5.
- (10) Semena, M. G. and Khmelev, Y. A., 1983, "Hydrodynamic Regimes of a Liquid in a Smooth Walled Rotating Heat Pipe (I)," *Inzhenero Fizicheskii Zhurnal*, Vol. 44, No. 1, pp. 8~14.
- (11) 권순석, 장영석, 유병욱, 1993, "흠이 파진 원판 증발기를 가진 회전형 히트파이프에 대한 실험적 연구," 공기조화·냉동공학논문집, 제5권 제2호, pp. 122~129.
- (12) Marto, P. J., 1973, "Laminar Film Condensation on the Inside of Slender, Rotating Truncated Cones," *Transactions of the ASME*, pp. 270~272.