

## 증발부 양단에 테이퍼 응축기를 가진 회전형 히트파이프의 전열 특성

### The Heat Transfer Characteristics of a Rotating Heat Pipe with Tapered Condensers in the Both Sides of Evaporator

이 기 우\*, 이 영 수\*, 장 기 창\*, 장 영 석\*\*  
G. W. Lee, Y. S. Lee, G. C. Jang, Y. S. Jang

**Key words :** Dimensionless condensate film(무차원응축액막), Thermal resistance(열저항), Tapered condenser(테이퍼응축기), Rotating heat pipe(회전형히트파이프)

#### Abstract

The purpose of this paper is to study heat transfer characteristics of rotating heat pipe with tapered condensers by numerical analysis and experimental method.

An experimental investigation has been carried out on thermal resistance between condenser wall and vapor region of the rotating heat pipe with various taper 0, 1/11.4, 1/38. Heat transfer characteristics by analytical study were applied to describe various Nu numbers on the base of dimensionless condensate film, Re and Pr numbers in both condensers. Comparison between calculated results and experimental data showed qualitatively good agreement and the numerical analysis of this study can be utilized to predict the performance of a rotating heat pipe. The thermal resistance can be decreased by increasing the revolution per minute. Regardless of the various dimensionless condensate film, Nu number was largely influenced by saturation temperatures of working fluid.

#### 기 호 설 명

$A$  : 면 적( $m^2$ )  
 $C$  : 비 열( $J/kgK$ )  
 $h$  : 대류열전달계수( $W/m^2K$ )  
 $L$  : 길 이( $m$ )  
 $k$  : 열전도율( $W/mk$ )

$m$  : 질량유량( $kg/s$ )  
 $P$  : 압 력( $Pa$ )  
 $q$  : 열플럭스( $W/m^2$ )  
 $Q$  : 입열량( $W$ )  
 $r$  : 반지름( $m$ )  
 $t$  : 시 간( $s$ )  
 $u$  : x방향속도( $m/s$ )  
 $v$  : y방향속도( $m/s$ )  
[ $C$ ] : 행열식 eq.(13)  
{ $F$ } : 행열식 eq.(13)

\* 에너지 기술연구소  
\*\* 경남전문대학 기계설계학과

[K]: 행열식 eq.(13)

그리스 문자

$\delta$  : 액막두께  
 $\phi$  : 각 도  
 $\mu$  : 점성계수  
 $\varphi$  : 각 도  
 $\omega$  : 회전수

## 1. 서 론

고부하를 받는 모터, 펌프, 터빈회전차등의 냉각 문제는 열용력 및 성능을 고려한 열설계에 중요하다. 특히 모터의 경우 제한된 밀폐 공간에서 발생하는 열의 제거는 필수적이다.

이러한 문제의 해결은 축내부에 증공을 만들어 그 속에 작동유체를 넣고 회전표면에서 발생하는 열을 축상으로 회수할 수 있는 히트 파이프의 원리를 응용하는 것이 바람직하다. 모터의 경우 고속으로 회전하는 회전축은 축내부에 응축액을 순환시킬 수 있는 적절한 구조적 변환을 하고 작동범위에 따른 작동유체를 선정한다면 고부하의 발생열을 회수할 수 있는 열교환기로 충분한 가치가 있다고 사료된다.

회전형 히트 파이프를 모터축에 적용할 때 전열 특성을 나타내는 인자로서 운전조건, 액막두께, 히트 파이프의 구조적 특성 그리고 작동유체의 종류<sup>(1),(2)</sup>라고 볼 수 있으며 이 부분에 대한 기초적 연구는 필수적이라고 사료된다.

회전형 히트파이프의 첫연구로서는 1969년 Ballback<sup>(3)</sup>의해서 히트파이프의 작동한계는 음속한계, 비등한계, 유입한계등이 존재한다는 것을 밝혀 이들의 관계식을 만들었으며, Tantrakul<sup>(4)</sup>은 각종 작동한계에 대한 연구결과 응축한계가 열전달특성에 가장 중요한 인자임을 밝혔다. 응축액막에 대한 연구로서는 Sparrow<sup>(5)</sup>등이 회전하는 원판과 원추형 원판에 응축액이 응축될때 열전달계수와 막응축액두께등을 해석적으로 비교 연구하였으며, 작동유체의 거동에 관한 연구로는 Karweit<sup>(6)</sup>은 원추형 파이프를 사용하여 작동유체, 회전수, 원통

형길이, 지름등의 변화에 대한 유체의 거동을 실험적으로 연구하였고, Semena<sup>(7)</sup>와 Khemelev<sup>(8)</sup>는 회전하는 원통이 수평인 경우와 경사진경우, 원통내면의 응축액두께를 해석적, 실험적으로 연구한 것이 있다. 응축부의 응축 형태의 연구는 Sparrow<sup>(9)</sup>가 응축액의 유동형태가 층류, 막응축일때, Leppet<sup>(10)</sup>는 무한평판에서 막응축일때 각각 평균 Nu수를 해석적으로 구하였다. 회전히트파이프의 구조적연구는 Marto<sup>(11)</sup>가 원통형의 회전히트파이프내에 축방향 4각편을 부착하여 전열효과를 개선한 것이 있다.

지금까지 대부분 연구범위는 회전형 히트파이프내의 유동특성에 대한 해석적연구가 주류를 이루며 회전형 히트파이프의 전열특성은 단순모델의 해석이나 실험을 주로하고 있어 모터등 회전기계의 냉각을 위한 기초자료에는 미흡하다.

본 연구에서는 회전형 히트파이프를 모터와 같은 회전형 산업기계에 적용하기 위하여 히트 파이프의 구조를 증발부 양단에 2개의 테이퍼각을 가진 응축기를 결합하여 운전에 따른 액막의 유동변화 및 전열특성을 고찰하고자 한다.

연구방법은 실험적, 해석적으로 하며 실험적 방법은 회전형 히트파이프의 테이퍼, 가열량 및 회전수 변화에 따른 열응답성을 고찰하며, 수치해석은 실험방법에서 고찰하지 못한 넓은 범위에서 전열특성을 무차원 액막두께, 레이놀즈수, 프란틀수에 따라 연구한다. 그 결과 고부하의 모터의 냉각을 위한 열설계의 기초자료에 이용하고자 한다.

## 2. 실 험

### 2.1 실험장치

#### 2.1.1 회전형 히트 파이프의 제작

본 실험에서 사용된 회전형 히트 파이프의 종류는 3가지로 그 제원은 Table 1과 같다.

#### 2.1.2 슬립링

Fig.1은 슬립링의 조립된 상태를 나타낸다. 회전형 히트 파이프의 온도를 측정하기 위하여 슬립링을 제작하여 회전형 히트 파이프에 부착된 열전대를 연결하여 온도를 측정할 수 있도록 하였다. 증발부의 온도측정은 열전대(4측정점)를 30mm간격

으로 하여 먼저 5mm의 드릴로서 깊이 1mm의 홈 가공을 하고 산소 용접기로서 납을 사용하여 고정하고, 응축부 1(3축정점), 응축부2(3축정점)는 각각 35mm, 55mm간격으로 열전대를 증발부와 같은 방법으로 고정하였다. 응축부와 증발부에 고정된 열전대는 슬립링을 통하여 온도측정기(PREMA MC 8047-386)에 연결되었다.

2.2 실험방법

Fig.2는 본 연구에 사용된 실험장치의 개략도이다. 회전형 히트 파이프의 양단면은 단이진 링형의 베이클라이트로 단열하였고 이를 베어링으로 지지하였고 가변모타(SERVO MOTOR, SGM-08A314)와 모터제어기(SGD-08APS)로서 회전수를 제어하도록 하였다. 온도 측정을 위하여 제작된 회전형 히트 파이프 외벽에 K Type 열전대(지름 0.3mm)를 관벽에 1mm정도 깊이의 홈을 파서 감지부를 넣어 그위에 고정시켰다.

2.3 결과 및 고찰

2.3.1 벽면온도

Fig.3은 회전히트파이프의 증발부, 응축부의 벽면의 온도분포를 회전수 500rpm일때 축방향에 대한 열유속변화에 따라 나타낸 것이다. 열유속이 증가하면 외벽온도의 증가폭이 증가함을 보여 준다.

Fig.4는 회전수 50,500,750rpm으로 변화하고 열유속이 6,635W/m<sup>2</sup> 일때 외벽온도 분포를 나타낸 것이다. 회전수가 증가하면 외벽온도는 감소하는 것으로 나타내고 있다.

Fig.5는 응축부1에 대한 응축부2의 냉각수량비

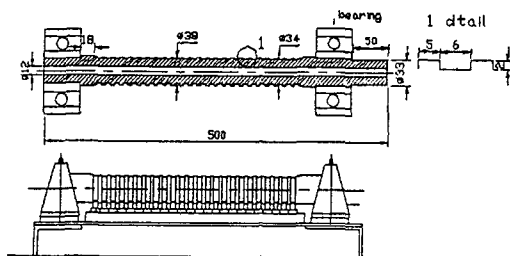
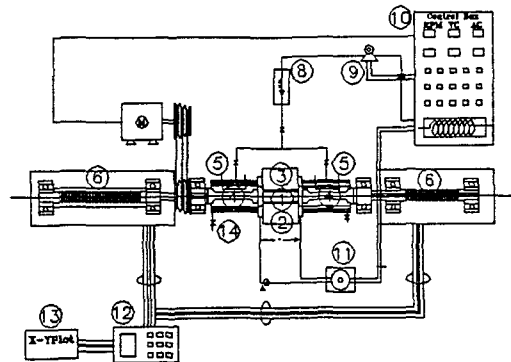


Fig.1 Slip ring

Table 1 Dimension of Rotating Heat pipe

	Evaporator (m)		Condenser1 (m)		Condenser2 (m)		Taper
	D <sub>e</sub>	L <sub>e</sub>	D <sub>c1</sub>	L <sub>c1</sub>	D <sub>c2</sub>	L <sub>c2</sub>	
A	0.035	0.12	0.0287	0.14	0.0287	0.08	0
B	0.035	0.12	0.0287	0.14	0.0287	0.08	1/11.4
C	0.035	0.12	0.0075	0.14	0.0287	0.08	1/38

<Measuring point numbers>



- ① Evaporator
- ② Heater
- ③ Adiabatic
- ④ Condenser
- ⑤ Water Jacket
- ⑥ Slipping(20 Chaneeles)
- ⑦ Motor(Variable RPM)
- ⑧ Flow Meter
- ⑨ Pump
- ⑩ Control Box
- ⑪ Trans Former
- ⑫ Measuring machine
- ⑬ X-Y Plot
- ⑭ Drain Cock

Fig.2 Schematic diagram of experimental set up

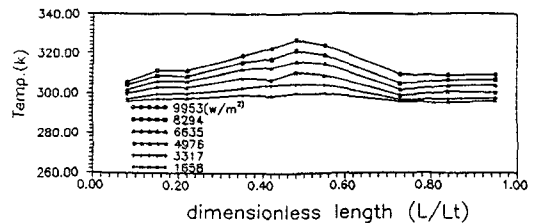


Fig.3 Wall temperature for various heat flux at 500 rpm

를 점차 증가할 때 벽면의 온도 분포를 나타낸다. 냉각수량비가 증가하면 전벽면의 온도가 감소하는 경향이 있으며, 측정결과에 의하면 외벽면온도와 증기온도의 차이는 냉각수량의 변화에도 불구하고 그 차이는 1°C이내에 있음을 알 수 있었다.

Fig.6은 작동유체를 에탄올, 테이퍼 1/38, 입열량 3,315.7(W/m<sup>2</sup>)에서 가열부, 응축부의벽 그리고 증기의 온도를 나타낸 것이다. 실험은 시간의 변화에 따라 회전수를 증가하는 것으로 0에서 1,200초까지는 0rpm이며 그 후 300초씩 증가 하면서 200, 500, 750, 그리고 1,000rpm으로 증가하도록 하였다.

회전수가 증가하면 증기온도와 외벽면 온도의 차의 감소폭이 증가됨을 보여준다 이것은 테이퍼각과 작동유체가 회전수의 증가에 따라 증기와 가열부, 증기부와 응축부의 온도차가 점차 적어지며 이때 열저항은 적어지고 효율은 증가되어 짐을 예측할 수 있다. 이러한 실험이 반복될 때 과도적 온도 변화는 작동유체, 테이퍼, 입열량에 따라 유사한 온도의 응답을 보였다.

Fig.7은 회전수가 0에서 1,000rpm까지 단계적으로 변화될 때 가열부의 외벽면의 과도적 온도 변화를 나타낸 것이다. 회전수의 변화폭은 Fig.6과 동일 조건이다. 작동유는 증류수이며 경사각 테이퍼는 1/11.4 인경우, 회전수를 증가하면 테이퍼각의 작용으로 작동유체의 순환이 원활하여 외벽면의 온도는 감소하는 경향을 보여 준다. 입열량이 3,315.7(W/m<sup>2</sup>)인 경우의 증기온도에는 회전수에 따른 영향은 아주 적은 것으로 나타내고 있다. 여기서 처음 0부터 1,200초사이 회전을 하지않는 경우의 외벽온도가 높은 것은 작동 유체의 순환이 이루

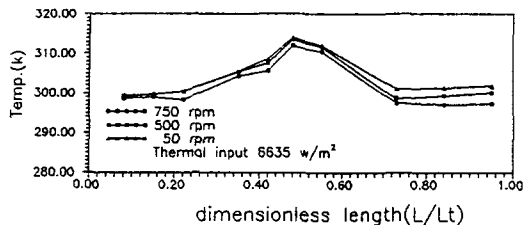


Fig.4 Wall temperature for various rpm at 6,635W/m<sup>2</sup>

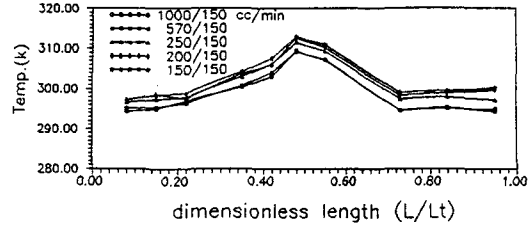


Fig.5 Wall temperature for various cooling water

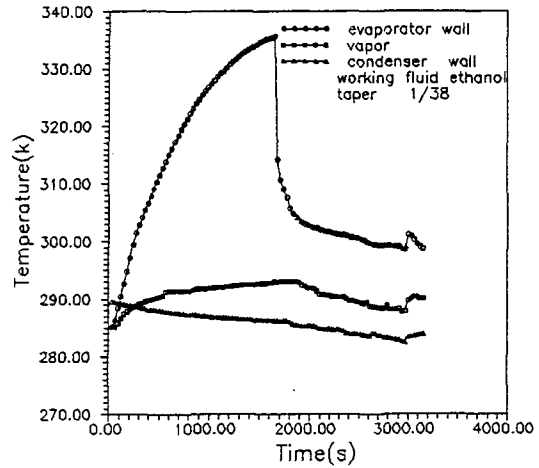


Fig.6 Wall temperature response on heat pipe

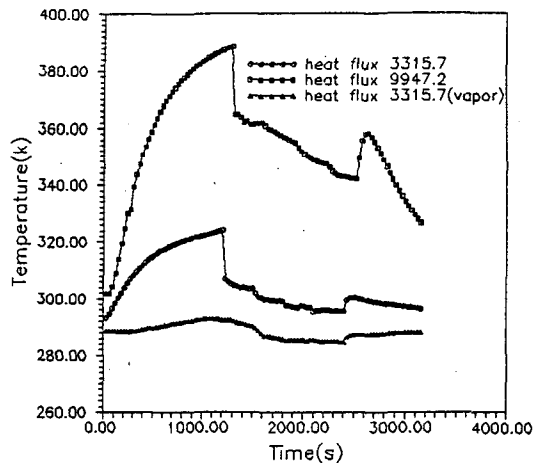


Fig.7 Wall temperature response for various heat flux

어지지 않은 이유이고 그 이후는 회전형 히트파이프가 회전에 의해 작동유체의 순환이 이루어지기 때문이다. 따라서 정지상태에서 회전상태로 될 때 갑자기 온도가 낮아지는 이유는 작동유체가 액막을 형성하면서 작동액체와 증발부 내벽사이 전열면적이 증가하고 원주방향, 축방향으로 작동유체의 순환과정에서 전열이 촉진된 결과라고 할 수 있다.

2.3.2 테이퍼각에 대한 영향

Fig.8은 회전수 변화에 따른 응축저항을 테이퍼각의 변화에 따라 나타낸 것이다. 테이퍼각이 증가하면 열저항은 감소하고 높은 회전수에서는 그 증가폭이 감소함을 보여 준다. 회전을 하는 경우는 하지않는 경우보다 2배이상의 열성능이 개선 됨을 보여준다.

열저항은 열유속을 기준으로하여 고려된 항으로 가열부와 응축부의 온도차에 대한 열유속의 비로서 정의되고 있다. 테이퍼각이 없고 회전 히트파이프가 고속으로 회전하는 경우 작동유체에 작용하는 원심력이 증가하여 액막은 응축부에 환형 상태로 놓이게되어 열저항은 증가하는 것으로 생각된다. 테이퍼각이 있을경우 회전수의 2승에 비례하여 응축액이 축방향으로 수송되는 능력이 향상되는 결과로서, 열저항변화를 600rpm을 기준으로 할 때 테이퍼가 없는 경우와 있는 경우는 1.5배의 차이를

가짐을 알 수 있다.

2.3.3 작동유체에 대한 영향

Fig.9는 작동유체의 종류에 따른 회전수에 대한 열저항의 변화를 테이퍼 1/38, 열유속 3,315W/m<sup>2</sup>을 고정하여 나타낸 것이다. 일반적으로 증류수를 작동유체로 사용하는 표준대기압을 기준으로 하면 빙점은 0°C, 비등점은 100°C이므로 이범위를 벗어 나는 경우 고려되어야 할 사항이다.

2.3.4 열유속에 대한 영향

Fig.10은 테이퍼가 1/38일때 열유속변화에 따른 열저항을 회전수 변화에 따라 나타낸 것이다. 열유속이 증가하면 열저항은 다소 증가하며 회전수가 증가하는 경우는 다소 완만한 상태이나 감소함을 보여준다. 이것은 증기부에 작동하는 액막과 포화 온도에 따른 작동유체의 물성변화에 따른 영향이라 생각된다. 열유속이 증가하면 증발부와 응축부 외벽의 온도차는 증가하여 증기온도는 증가하고 이것에 따라 열전도율이 증가하고 밀도는 오히려 감소하므로 액막은 급속하게 증가하는 결과가 된다. 그러나 회전수와 테이퍼각의 증가는 응축액막을 축방향으로 물리적인 힘에 의해서 빠르게 이동시키므로 응축액막은 감소되어 열저항은 적게 나타나게 된다.

Fig.11은 Fig.10과 동일한 조건으로 회전수 변

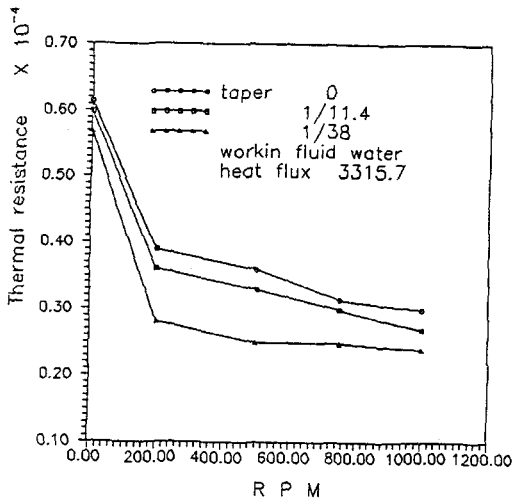


Fig.8 Effect of thermal resistance for various working fluid

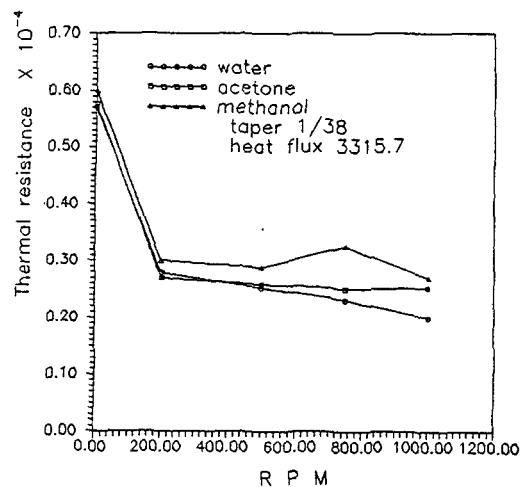


Fig.9 Effect of thermal resistance for various working fluid

화에 따른 열저항을 열유속 변화에 따라 나타낸 것이다. 회전수가 증가하면 열저항은 감소하며 열유속이 증가할수록 열저항은 증가하는 것으로 나타난다. 회전수 변화가 0rpm일때는 액막의 유동이 원활하지 않아 열저항이 급격한 증가로 나타나지만 일단 회전을 시작하면 액막은 유동을 시작하며 열저항도 감소하게 된다. 회전수 액막은 축방향으로

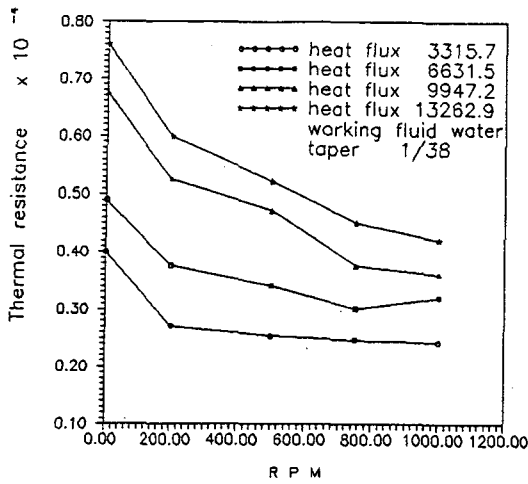


Fig.10 Effect of thermal resistance for various heat flux

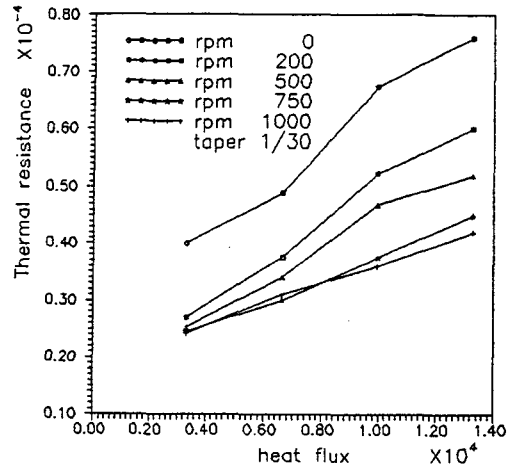


Fig.11 Effect of thermal resistance for various rpm

움직이는 속도가 증가하여 액막이 얇아지므로 열저항은 더욱 감소 되는것으로 보여진다. 열유속이 증가할때는 많은량의 작동유체가 응축되므로 열유속이 증가할 수록 열저항은 증가하는 것으로 나타난다.

Fig.12는 회전수 250rpm, 테이퍼 1/38, 작동유체가 증류수인 경우 열유속의 변화에 대한 온도차이를 증기와 가열부, 증기와 응축부, 가열부와 응축부로 구분해서 나타낸것이다. 3가지 경우가 Log-Log좌표에서 직선처럼 나타남을 보여준다. 여기서  $T_v$ 는 증기의 온도이며,  $T_e$ 는 증발부외벽의 온도이며 그리고  $T_{c1}$ ,  $T_{c2}$ 는 각각 응축부1, 응축부2의 온도를 나타낸다.

Fig.13은 회전수가 250, 500 그리고 750rpm으로 변화할 때 증발부와 응축부의 벽면의 온도차에 대한 열유속변화를 나타낸다. 열유속이 일정할때, 회전수가 증가하면 온도차이는 감소하는 결과를 보여주며 이것은 회전수의 증가는 열저항의 감소함을 보여 준다.

### 3. 이론해석

Fig.14와 같은 직각좌표계에서 수평면과 각  $\theta$ 만큼 기울어진 회전형 히트파이프의 원추 반각이  $\phi$ ,

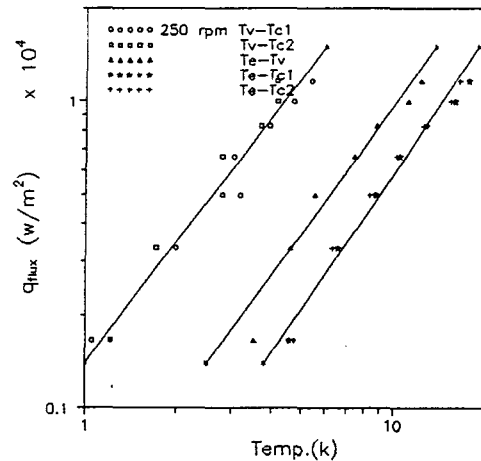


Fig.12 Heat flux versus temperature difference of vapor, evaporator and condenser wall at 250rpm

회전각속도가  $\omega$ 일때 응축부에서의 전열현상은 Nusselt의 막응축 해석을 도입하였고 다음과 같은 가정을 하여 해석하였다.

- 1) 막응축현상이다.
- 2) 응축부내에서 모든 응축액의 유동은 1차원 층류유동이다.
- 3) 응축부내에서 Momentum balance를 유지한다.
- 4) 응축액막을 통한 전열은 1차원 열전도이다.

### 3.1 응축부에서의 질량유동

응축액이 x방향으로만 유동한다면 x축방향의 운동량 방정식은 다음과 같다.

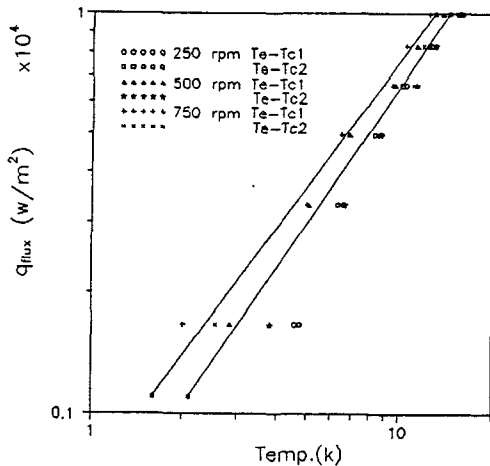


Fig.13 Heat flux versus difference of wall and vapor temperature for various

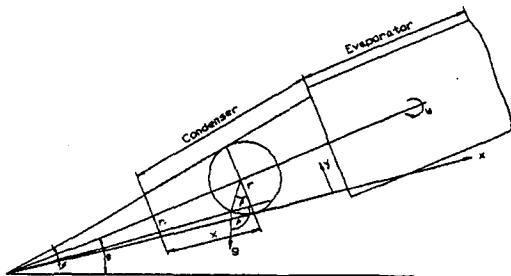


Fig.14 Geometry of cone condenser

$$\rho(u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y}) = F_x - \frac{\partial p}{\partial x} + \mu_f(u \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2}) \quad (1)$$

식(1)을 적분하면

$$u(y) = \frac{\rho}{\mu_f}(g \sin \theta \cos \phi - r w^2 \sin \phi) \frac{y^2}{2} + c_1 y + c_2 \quad (2)$$

이다.

$$u(0) = 0, \quad \left. \frac{\partial u}{\partial y} \right|_{y=\delta} = 0 \text{ 이므로 이들 경계조건을}$$

식(2)에 대입하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} u(y) &= \frac{\rho}{\mu_f}(g \sin \theta \cos \phi - r w^2 \sin \phi) \frac{y^2}{2} \\ &\quad - \frac{\rho}{\mu_f}(g \sin \theta \cos \phi - r w^2 \sin \phi) \delta y \\ &= \frac{\rho}{\mu_f}(r w^2 \sin \phi - g \sin \theta \cos \phi) \\ &\quad \left( \delta y - \frac{y^2}{2} \right) \end{aligned} \quad (3)$$

따라서 x지점에서의 질량유동량은 다음과 같다.

$$M(x) = \int_0^{\delta(x)} \rho u dy \quad (4)$$

$$\begin{aligned} dQ(x) &= dM(x) \cdot h_{fg} = k_l \cdot \frac{T_{sat} - T_w(x)}{\delta(x)} \\ &= \frac{\rho^2 \delta^3 d\delta}{\mu_f} (r w^2 \sin \phi - g \sin \theta \cos \phi) h_{fg} \end{aligned} \quad (5)$$

x 방향의 액막두께는 다음식으로 된다.

$$\delta(x) = \left[ \frac{4 k_l \mu_l \Delta T}{\rho^2 (r w^2 \sin \phi - g \sin \theta \cos \phi)} \right]^{\frac{1}{4}} \quad (6)$$

여기서  $\Delta T$ 는 증기온도와 응축내벽에 접한 온도차를 나타낸다.

증기부의 액막과 증기사이의 국소 열전달계수는 다음식으로 표현된다.

$$h(x) = \frac{k_l}{\delta(x)} \quad (7)$$

성질에 따른 액막의 변화와 전열특성은 다음식으로 정리된다.

$$\begin{aligned} N_u &= \frac{h L_c}{k_l} \\ P_r &= \frac{c_p \mu}{k_l} \\ R_e &= \frac{\rho \omega L_c^2}{\mu} \end{aligned} \quad (8)$$

$L_c$ 는 응축부의 응축길이를 나타낸다.

### 3.2 기본방정식

식(1)은 응축액의 유동에 대한 관계식으로서 식(6)과 같은 응축액막 두께를 계산할 수 있다. 식(6)의 액막두께는 원심력에 의해서 파이프의 내벽에 고정되고 열전달이 액막표면에서 일어난다고 가정하면 다음처럼 파이프벽 및 액막의 증발부, 응축부에 대한 에너지식을 쓰면 다음과 같다.

$$(\rho c) \frac{dT}{dt} = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (k_i r \frac{\partial T}{\partial r}) + \frac{\partial}{\partial z} (k_i \frac{\partial T}{\partial z}) \quad (9)$$

여기서  $i$ 는 첨자 1은 증발부, 2는 응축부, 3은 액막으로 나타낼 수 있다.

증기영역을 가정한 영역에서는 증기온도는

$$\begin{aligned} (mc)_v \frac{dT}{dt} &= 2\pi R_w L_e k_w \frac{\partial T}{\partial r} \Big|_{r=R_i} \\ &+ 2\pi R_w L_{c1} k_w \frac{\partial T}{\partial r} \Big|_{r=R_w} \\ &+ 2\pi R_w L_{c2} k_w \frac{\partial T}{\partial r} \Big|_{r=R_w} \end{aligned} \quad (10)$$

응축부에서의 냉각수온도는 다음과 같다.

$$\begin{aligned} (mc)_{c_j} \frac{dT_{c_j}}{dt} &= 2\pi R_o L_o h_c (T_c - T_{c_j}) \\ &- \rho_f V_f C_f (T_{c_j} - T_i) \end{aligned} \quad (11)$$

### 3.3 경계 조건

Fig.15는 증발부 및 응축부에서의 벽면에 대한 경계식을 나타낸다.

경계조건에서의 증발부, 단열부 및 응축부에서의

경계조건은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} z=L_e, \quad r=r_w, \quad q=cons., \\ z=L_e, \quad r=r_i, \quad k_1 \frac{\partial T}{\partial r} = h_v (T_{wv} - T_v) \\ z=L_{c1}, \quad r=r_o, \quad k \frac{\partial T}{\partial r} = h_{c1} (T_{wc} - T_{c1}) \\ z=L_o, \quad r=r_o, \quad k \frac{\partial T}{\partial r} = h_{c2} (T_{cw} - T_{c2}) \end{aligned}$$

단열부

$$\frac{\partial T}{\partial r} = 0, \quad \frac{\partial T}{\partial z} = 0 \quad (12)$$

### 3.4 수치해석식

식(9)을 축대칭 유한요소해석식으로 나타내면

$$[c] \frac{\partial(T)}{\partial t} + [K] \{T\} + \{F\} = 0$$

$$[C^{(e)}] = 2\pi \rho c \int_A r^2 [N]^T [N] dA$$

$$[K^{(e)}] = \int_v [B]^T [D] [B] dV$$

$$+ \int_{s_2} h [N]^T [N] dS$$

$$\{F^{(e)}\} = \int_{s_1} q [N]^T dS - \int_{s_2} h T [N]^T dS \quad (13)$$

이다.

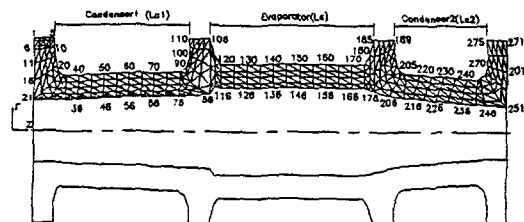


Fig.15 Boundary condition and grids of heat pipe



### 3.5 프로그램 유동도

Fig.16은 식(13)와 경계식 식(12)을 계산하기 위한 수치해석 흐름도이다. 유동도에 의하면 주프로그램은 히트파이프제원과 운전조건을 읽어들이고 초기온도를 기준으로 반복 수행하면서 전영역의 온도를 계산하도록 되어 있다.

초기의 증분시간온도는 1초이나 수렴조건이 0.05이하에서는 증분시간이 0.5초이면 0.01인 경우에 1초가 되도록하여 시간증분의 변화로서 수렴시간을 앞당겼다. 특히 벽면의 요소중 증기와 인접한 일열의 요소는 액막두께로 취급하여 반복과정마다 액막두께는 수정되며 액막두께가 증기와 벽면사이 에 열전달의 인자가 되도록 되어 있다. 또 액막과 증기부와 접한 경계에서는 액막위 온도와 증기의 온도가 동일한 것으로 취급되었다.

### 3.6 결과 및 고찰

#### 3.6.1 해석결과 비교검토

Fig.17은 수치해석과 실험결과의 온도 분포의

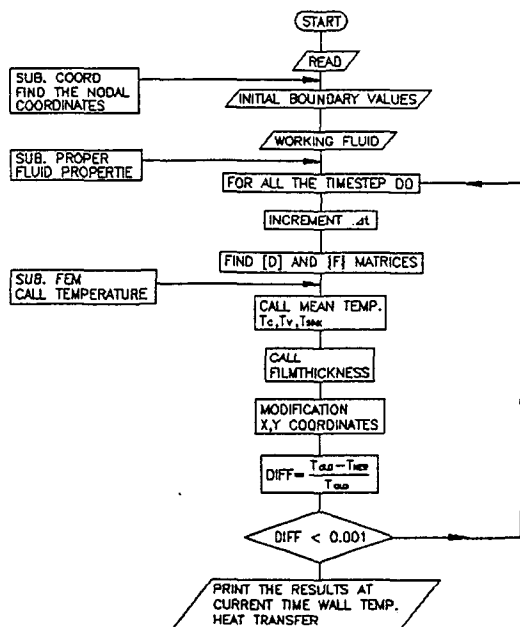


Fig.16 Flow chart

비교를 나타낸 것이다. 회전수 500rpm, 입열량 6,631.5W/m<sup>2</sup>인 경우 증기의 온도는 증발부에서는 거의 동일한 값으로 보여주고 양단의 응축부에서는 0.3°C정도 실험값이 낮게 나타남을 보여 준다. 외벽면온도는 응축부2에서는 0.5°C, 응축부 1에서는 0.8°C 정도의 낮은 값을 보여 준다. 그러나 증발부 전영역에서는 시험값이 약 2°C 정도 높게 나타난다. 이것은 증발저항, 실험오차등의 우연오차가 포함되어 있다고 생각된다.

Fig.18은 회전수를 500rpm일때 열유속변화에 대한 응축부의 외벽과 증기의 온도차이를 비교한 것이다. 열유속에 대한 온도변화는 실험값과 수치해석해의 값이 근사한 경향으로 나타남을 보여 준다. 열유속이 낮은 경우에도 실험값의 온도 분포는 전실험구간에서 1.5°C이내에 있음을 알 수 있다. 실험에 대한 해석의 비교는 근사적으로 일치되어지며 수치해석에 의해서 회전형 히트파이프의 성능 예측이 가능하다고 판단 된다.

#### 3.6.2 Pr수에 대한 영향

Fig.19는 작동유체가 증류수이고 테이퍼각도가 1°인 경우 증기부의 포화온도의 범위가 310K에서 360K일때, 회전수에 대한 Pr수와 Nu수의 변화를 나타낸 것이다.

온도함수로서 정의되는 작동유체의 물리적 성질은 온도가 감소하면 비열 C<sub>p</sub>와 열전도율 k는 감소하지만 점성 μ는 증가한다. 그러나 k값의 감소에 대해 점성 μ의 증가폭이 더욱크므로 전체 Pr값은 포화온도 감소에 따라 크게 나타난다. 회전수가 증가하면 작동액의 순환이 빨라지고 응축부의 열저항도 적어 지므로 Nu값이 증가하고, 증기부의 온도

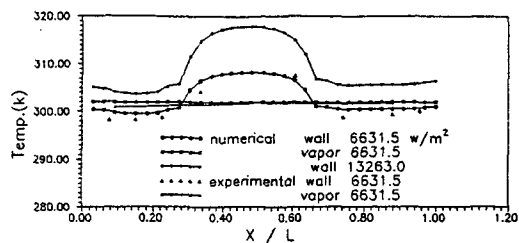


Fig.17 Comparison of numerical analysis and experimental results for wall temperature

는 낮아지므로 Pr값이 증가하게 된다. 이것은 같은 회전수에서 Pr의 증가는 Nu값이 증가한다는 뜻과도 통한다. 따라서 Pr수가 증가하면 Nu값은 증가하고 회전수가 크면 클수록 그 증가 폭은 큰 것으로 보여준다.

3.6.3 Re수에 대한 영향

Fig.20은 테이퍼각도 1°, 작동유체가 증류수인

경우 Re수의 변화에 따른 Nu수변화를 증기부의 포화온도 변화에 따라 나타낸 것이다. 포화온도가 낮을 수록 Nu수값은 증가하며 Re수가 증가할수록 역시 Nu수값은 증가 하는 것을 나타낸다. Re수가 증가하는 것은 테이퍼각도와 함께 회전수 증가에 따른 작동유체의 수송능력 향상에 따른 결과로서 응축영역의 액막두께가 Re수 증가에 비례하여 감

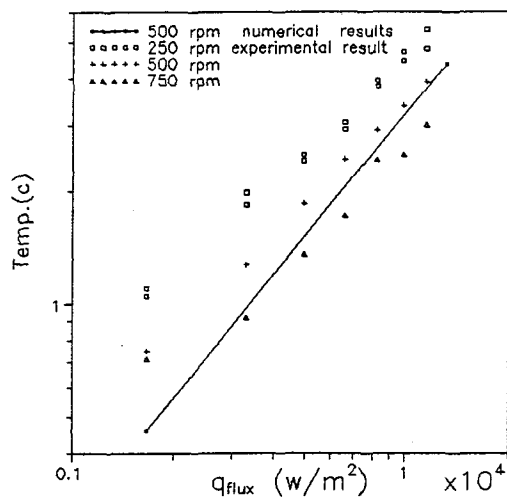


Fig.18 Comparison numerical and experimental results for heat flux

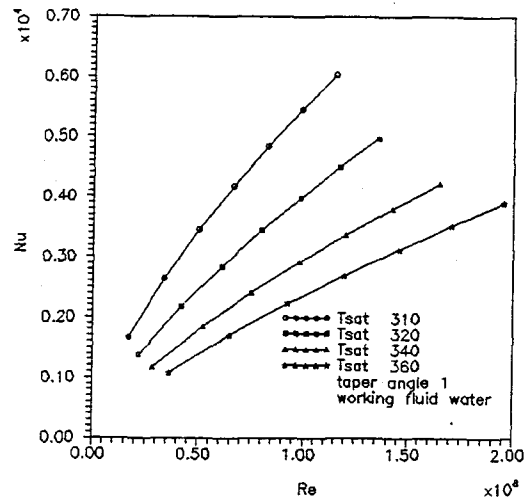


Fig.20 Nu versus Re number for various working fluid

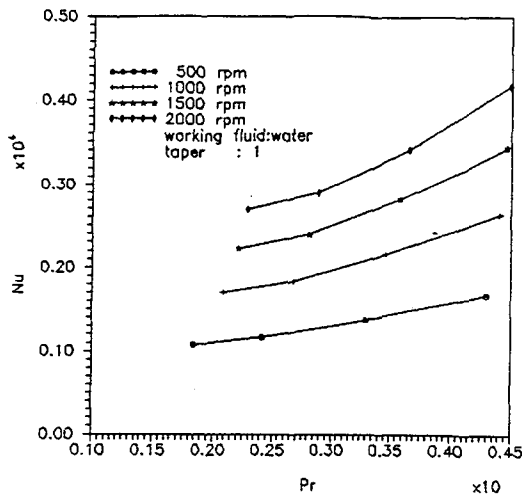


Fig.19 Nu versus Pr number for various saturation temperature

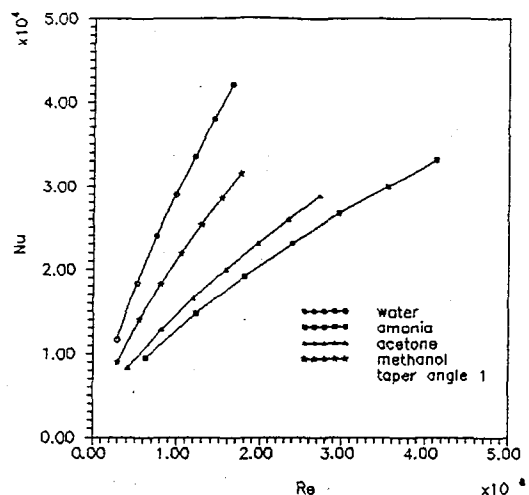


Fig.21 Nu versus Re number for various saturation temperature of working fluid

소하여 질때 열저항은 감소하여 Nu수는 증가하는 것으로 보여진다.

Fig.21은 테이퍼각도가 1°일때 Re수에 대한 Nu수값을 작동유체 종류에 따라 나타낸 것이다. Re수가 증가하면 Nu수값은 급격한 증가폭을 보이며 암모니아 경우에는 Re수증가에 따라 증류수 보다 다소 완만한 경사를 보여준다. 입열량에 따른

포화온도를 고정할때 Nu수는 동일한 Re수에서 증류수, 메타놀, 아세톤 그리고 암모니아 순으로 나타낸다.

3.6.4 테이퍼각변화에 대한 영향

Fig.22는 작동유체가 증류수이고 회전수를 500에서 2,000rpm까지 변화할때 테이퍼각변화에 따른 값을 나타낸다.

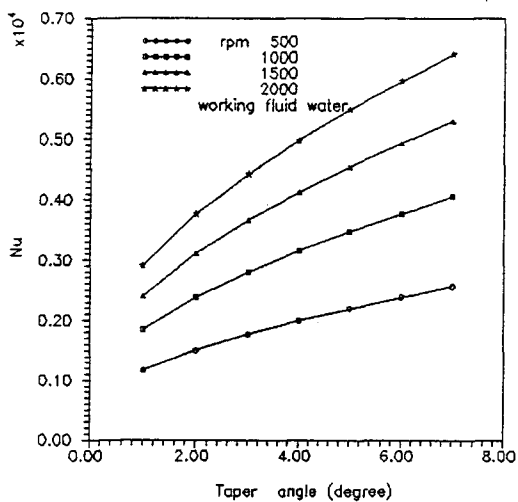


Fig.22 Nu versus taper angle for various rpm

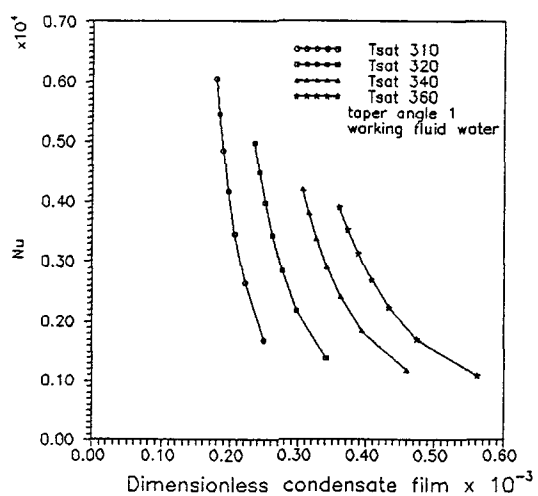


Fig.24 Nu versus Dimensionless film thickness for various saturation temperature

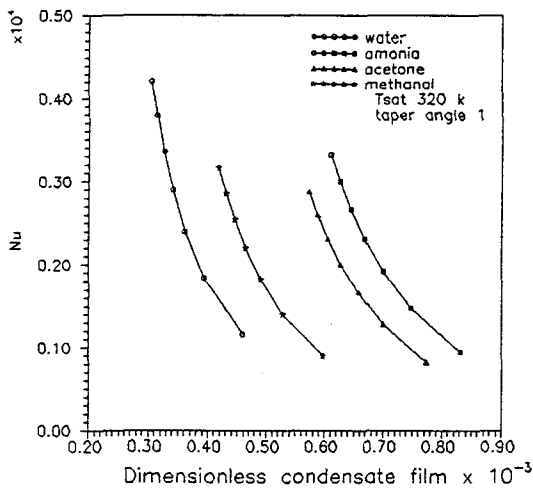


Fig.23 Nu versus Dimensionless Film thickness for working fluid

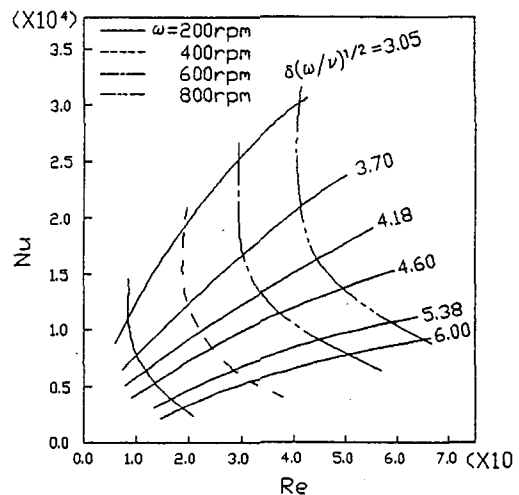


Fig.25 Nu Re and Dimensionless film thickness variation according to rpm

테이퍼각이 증가하면 Nu수값은 아주 적은폭으로 증가하지만 회전수가 증가에 따라서는 매우 큰 폭으로 증가하는 것으로 나타낸다. 이것은 원추각이 증가하면 액막두께는 감소하며 감소정도는 아주 적다.

### 3.6.5 무차원 액막두께 영향

Fig.23은 무차원 응축액막 두께  $\{\delta(\frac{\omega}{\nu})^{\frac{1}{2}}\}$ 에 대한 전열특성을 작동유체 종류에 따라 나타낸 것이다. 작동유체의 포화온도가 320K인 경우 테이퍼각도 1°를 기준으로 할 때 무차원 액막두께는 증기 영역의 같은 포화온도에서 증류수인 경우가 가장 적은 값으로 나타나고 있으며 메탄올, 아세톤, 암모니아 순으로 나타남을 보여 준다.

Fig.24는 작동유체를 증류수로 하고 테이퍼각을 1°로 한 경우 증기부내의 포화온도에 따른 무차원 액막 두께가 전열에 미치는 영향을 나타낸 것이다.

동일한 포화온도에서 무차원액막 두께가 증가하면 Nu값은 감소하며, 증기의 포화온도가 낮을수록 무차원 액막두께의 증가에 따라 Nu의 급격한 감소를 보여 준다.

Fig.25는 작동유체가 증류수인 경우 응축부에서 회전수와 무차원 액막두께에 있어서 Re수 증가에 대한 Nu수값을 나타낸 것이다. Nu수의 값은 Re수와 회전수가 증가 할수록 증가하며 무차원 액막 두께가 감소할수록 급속한 증가를 나타낸다. 이것은 무차원 액막두께와 Re수는 Nu수값의 변화에 큰영향을 미치는 인자임을 알 수 있다. 연구의 전 범위에서 유사한 경향이 나타나며 Fig.25는 Re수와 액막두께비에 따른 전열특성을 이해하는데 도움이 된다고 사료된다.

## 4. 결 론

증발부 양단에 2개의 응축기를 가진 회전형 히트파이프응축부의 전열특성을 실험적, 수치해석 방법으로 연구한 결과 다음의 결론을 얻었다.

1) Re수값이 증가하고 테이퍼각이 증가 할때 Nu수값은 증가하며 동일한 Re수에서 전열효과는 증류수, 메탄올, 아세톤, 암모니아 순서이다.

2) 무차원 액막두께는 입열량이 적으면 증가폭이 크며, Nu수값은 무차원 액막두께가 감소할수록

급격한 증가를 보였다.

3) 테이퍼각의 증가에 따라 열저항은 감소하지만 회전에 대해서는 매우 큰 폭의 영향을 보였다.

4) 응축부 액막두께는 입열량이 증가하면 증가하지만 회전수가 증가하고, 테이퍼각이 증가하면 감소한다.

5) 작동액의 포화온도는 무차원액막두께, Re, Pr수의 변화폭에 관계 없이 Nu수에 가장 큰 영향을 보였다.

## 후 기

본 연구는 1994년도 과기처 출연연구비에 의하여 수행되었으며, 관계자 여러분께 깊은 감사를 드립니다.

## 참 고 문 헌

1. B. R. Babin, G. P. Peterson, 1990, "Steady-state modeling and testing of a micro heat pipe" *J. of Heat Transfer*, Vol. 112, pp. 595~603.
2. A. Faghri, S. Thomas, 1989, "Performance characteristics of concentric annular heat pipe" *Transactions of the ASME*, Vol. 111, pp. 844~850.
3. L. J. Ballback, 1969, "The Operation of a Rotating, Wickless Heat Pipe". M. S. Thesis, California.
4. Tantrakul, 1977, "Condensation Heat Transfer Inside Rotating Heat Pipe", M. S. & M. E. Thesis, N. P. S. California.
5. E. M Sparrow, J. L. Gregg, 1959, "A Theory of Rotating Condensation", *Journal of Heat Transfer*, pp. 113~120.
6. M. J. Karweit, S. Corrsin, 1975, "Observation of Cellular Patterns in a Partly filled, Horizontal Rotating cylinder", *physics Fluid*, Vol. 18, No. 1, pp. 111~112.
7. M. G. Semena, Y. A. Khmelev, 1982. "Hydro-dynamics Reimes of a Liquid in a

- Smooth-Wall Rotating Heat Pipe I”, Inzhenero Fizicheskii Zhurnal, Vol. 43, No. 5, pp. 766~744.
8. Y. A. Khmelev, 1983, “Hydrodynamics Reimes of a Liquid in a Smooth-Wall Rotating Heat Pipe II”, Inzhenero Fizicheskii Zhurnal, Vol. 44, No. 1, pp. 8~13.
  9. E. M. Sparrow, and J. P. hartnett, 1981, “Condensation on Rotating Cone” Journal of Heat Transfer, Vol 83, No. 1, pp. 101~102.
  10. G. Leppet and B. Nimmo, 1988, “Laminar Film Condensation on Surface Normal to Bodies or inerial Force”, Journal of Heat Transfer, Vol. 90, No. 1, pp. 178~179.
  11. P. J. Marto, 1978, “Performance Characteristics of Rotating, Wickless Heat Pipes “Proceeding of 2nd International Heat Pipe Conference, Bologna, pp. 303~314.