

V형 그루브웁을 갖는 소형 히트파이프의 작동특성

강환국, 김철주*, 홍성은**
대홍기업 기술연구소, 성균관대학교 기계공학부*, 유한대학**

Operational Characteristics for a Miniature Heat Pipe with a V-shaped Groove Wick

Kang Hwan Kook, Kim Chul Ju*, Hong Seong Eun**
Daehong Enterprise Co. R&D Center, SKKU Dept. of Mech. Eng.*, Yuhan College**

요약

소형 히트파이프에서 웁을 구리망사 또는 그루브를 적용할 수 있고 그루브 형상은 U, V 등 다양하다. 망사웁은 모세압이 큰 잇점이 있거나 제작 단가가 높다. 그루브웁은 대량생산이 용이하나 정밀 가공 기술이 요구된다. 현재까지 국내에서는 노트북 PC의 CPU 냉각에 사용한 소형 히트파이프의 전량을 해외에서 구매하고 있다. 본 연구에서는 직경 7 mm U형 그루브 관을 인발하여 관 직경을 축소한 결과 내경 3.6 mm의 외경 4mm의 V형 그루브관을 얻을 수 있었다. 이 관을 이용하여 소형 히트파이프를 제작하고 열전달 성능 시험을 수행하였다. 열전달 한계는 40~60℃ 범위 작동온도 경사각 0°에서 3 W를 얻을 수 있었다. U형 그루브 히트파이프에 비하여 모세압 저하로 인하여 낮은 값을 나타내었다. 열저항을 약 0.7~1.3 ℃/W로 U형 그루브와 유사하였다.

기호설명

A : cross sectional area, m^2	F : friction coefficient, $(N/m^2)/(W \cdot m)$
f : drag coefficient	g : gravitational acceleration, m/s^2
h_{fg} : latent heat, J/kg	K : wick permeability, m^2
k_e : effective conductivity, W/mK	k_p : pipe conductivity, W/mK
L : length, m	P_{cm} : maximum capillary pressure, N/m^2
P_{pm} : maximum effective pumping pressure, N/m^2	Q : heat transfer rate, W
$Q_{c, \max}$: capillary limit on heat transport rate, W	$(QL)_{c, \max}$: maximum heat transport factor, $W \cdot m$
Re : Reynolds number	r : radius, m

r_h : groove hydraulic radius, m

t : groove thickness, m

w : groove thickness, m

T : temperature, K(or °C)

U_{HP} : heat transfer coefficient of heat pipe,

W/m²K

그리스 문자

α : groove angle, deg

μ : viscosity, kg/m·s

σ : surface tension, N/m

δ : groove depth, m

ρ : density, kg/m³

ϕ : tilt angle from horizontal position, deg

하첨자

a : adiabatic

e : evaporator

o : outer

p,e : evaporator of heat pipe

t : total

w : wick

w,e : wick of evaporator

c : condenser

l : liquid

f : groove fin

p : pipe

p,c : condenser of heat pipe

v : vapour

w,c : wick of condenser

1. 서론

오늘날의 전자, 정보통신 기기들은 전자칩의 소형화, 고집적화에 따라 반도체 소자들의 발열량과 발열밀도가 크게 증가하고 있다.⁽¹⁾ Peterson, 문 석환, 이 영수 등 많은 연구자들은 소형 히트파이프를 이용하여 반도체 소자를 냉각하는 새로운 기술에 대하여 연구하였다.^{(2)~(6)}

오늘날 노트북컴퓨터 CPU는 약 10 W의 열을 발생시키며 소형 히트파이프를 이용하여 노트북 케이스, 키보드의 알루미늄 판 또는 알루미늄 히트싱크로 이송하여 소산시키고 있다. 이러한 소형 히트파이프의 구조는 외경 3~4 mm, 길이가 150~300 mm 의 크기로써 물 또는 알코올을 작동유체로 사용하고 있다. 용기내벽의 윗은 U형 그루브 또는 200~250 mesh의 구리 금속망을 많이 사용하고 있다. 금속망 윗은 사각단면 그루브 윗에 비하여 모세관계를 높일수 있는 잇점이 있다. 그러나 전자는 후자에 비하여 윗 제작 단가가 높으며 또한 윗이 용기내벽에 밀착되지 않을 경우 열전달 한계를 급격히 감소시킬 문제점이 있다. 반면에 후자의 경우는 그루브 용기의 생산 단가가 낮고 전자에 비하여 대량 생산이 가능하다. 그리고 내경 3~4 mm의 관 내벽에 폭 0.1~0.15 mm 의 그루브를 균일하게 제작하는데 고정밀 가공기술이 요구된다.

본 연구에서는 외경 7 mm의 공조기 응축기용 U형 단면 그루브 관을 인발하여 관 직경을 단계적으로 축소시킴으로서 내경 3.36 mm의 관을 제작하였다. 그리고 이관을 이용하여 소형 히트파이프를 제작하고 그 작동 성능을 연구하였다. 이 히트파이프로 열전달 성능을 U형 그루브로 제작한 일본 F사 제품의 작동성능을 수행하고 전자의 결과와 비교하였다.

2. 히트파이프의 제원과 작동성능 실험

아래 Photo. 1은 성균관대 기계기술연구소에서 제작한 히트파이프(b)와 일본 F사 제품(a)의 용기 단면으로 국소 단면적으로 확대한 사진으로 후자(Photo. 1-a)는 사다리꼴 형상으로 그루브와 핀이 유사한 크기가 이루는데 비하여 전자(Photo.1-b)는 성형과정에서 그루브가 좁혀져서 삼각단면을 나타내었다.

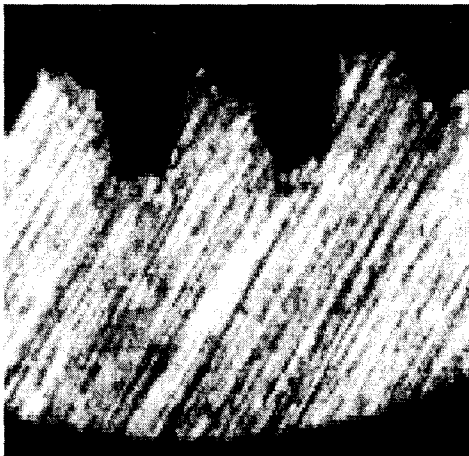
Table 1은 시험에 사용한 두 히트파이프의 제원을 비교한 것이다.

Fig. 1는 실험장치 구성의 개요를 나타낸 것이다. 증발부 외면에 전기저항선을 균일하게 감고 외부를 단열하였다. 먼저 증발부 외벽에 단열재(Kaowool)를 감고 그 외면에 또 하나의 전기저항선을 설치하여 증발부 벽과 단열재 외벽사이에 온도차가 1~2 °C 범위에 있도록 제어하여 외벽의 열손실을 제거하였다. 응축부에는 실제 설치조건과 유사하게 핀을 설치하고 자연대류 또는 냉각팬에 의한 강제대류가 이루어지도록 하였다. 히트파이프의 온도를 계측하기 위하여 히트파이프 외벽에 열전대(T-type, 0.12mm)를 접착제로 부착하였다. 실험방법은 먼저 일정한 경사를 유지한 상태에서 직류전원공급장치로 일정한 열부하를 공급하고 히트파이프가 정상적으로 작동할 때 각부의 온도를 데이터 획득 장치(DR230, Yokogawa Co.)로 기록하였다. 열부하는 히트파이프가 열전달 한계에 도달할 때까지 단계적으로 증가시켰다. 각 열부하 크기에 따라 단열부 증기온도가 일정 온도(40°C 또는 60°C)를 유지하도록 응축부의 냉각조건을 변화시켰다. 이러한 실험은 수평면에 대한 응축부의 경사각을 -20~20° 범위에서 5° 간격으로 변화시키며 실시하였고 열부하의 변화는 1~10 W 이었다.

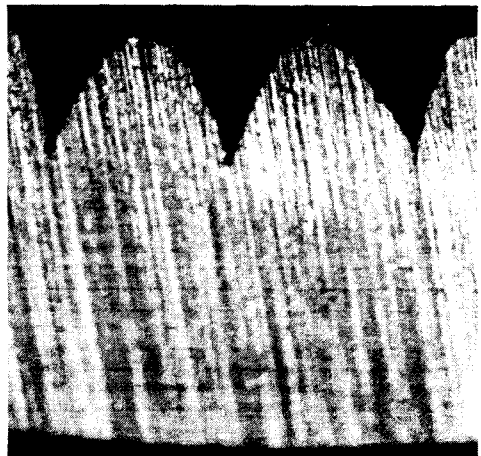
3. 히트파이프 모세한계와 열저항

3.1 열전달한계

일반적으로 히트파이프는 내부 작동유체의 유동 및 상변화 특성에 따라 최대 이송 열전달을 다

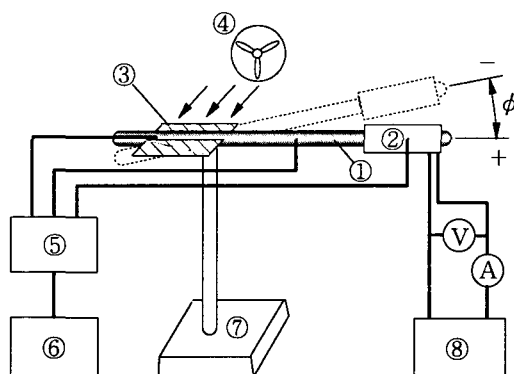


(a) rectangular(×100)



(b) triangular(×120)

Photo. 1 Microscopic structures of grooved pipes.



- | | |
|-------------------------|------------------------|
| ① heat pipe | ⑥ computer |
| ② heating coil | ⑦ stand |
| ③ cooling fin | ⑧ digital power supply |
| ④ cooling fan | A : ampere meter |
| ⑤ data acquisition unit | V : volt meter |

Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus.

Table 1 Specifications of 2 heat pipes

Shapes of grooves	Rectangular	Triangular
Internal surface of tube		
Groove thickness [mm]	0.12	0.11
Groove fin thickness [mm]	0.14	0.17 (fin base)
Groove depth [mm]	0.16	0.15
Container dimension		
Outer diameter [mm]	3.0	4.0
Inner diameter [mm]	2.24	3.36
Length of evaporator [mm]	50	110
Length of adiabatic [mm]	130	20
Length of condenser [mm]	110	110
Container material	Copper	
Working fluid	Water	
Mass of charged liquid [g]	Unknown	0.3

리고 이것을 열전달 한계라 한다. 요인에 따라 모세, 비등, 음속, 비산한계로 구분되며 그루브 윗을 갖는 소형 열파이프에서는 금속망 윗의 경우에 비하여 모세한계가 낮으며 따라서 전자의 경우 모세한계가 40~100°C의 작동 구간에서는 지배적 인자가 되는 경우가 많다. 본 연구에서는 Photo. 1의 a, b 두 경우의 윗 구조에 대하여 모세한계를 계산하였다. 아래에 그 과정을 간략히 기술하였으며 자세한 내용은 참고문헌을 참고할 수 있다.^(7,8) Fig. 2과 같은 그루브 단면에서 모세관에 의한 최대 펌핑압력(P_{pm})은 다음과 같다.

$$P_{pm} = P_{cm} - \rho_l g L_t \sin \phi \quad (1)$$

여기서 모세압력 P_{cm} 은

$$P_{cm} = \frac{2\sigma}{r_c}, \quad r_c = \frac{W_g}{\cos \alpha} \quad (2-a,b)$$

이며, $\alpha=0$ 은 U형 그루브, $\alpha=\alpha_{max}$ 은 V형 그루브에서의 각도이다. 위 식으로부터 동일한 W 값에 대하여 α 가 증가 할수록 P_{cm} 이 감소한다.

최대 열수송 인자 $(QL)_{c,max}$ 는

$$(QL)_{c,max} = \frac{P_{pm}}{F_l + F_v} \quad (3)$$

로 표시되며, 여기서 F_l , F_v 는 각각 액체 및 증기 통로에서의 유동 마찰 저항값으로 식은

$$F_l = \frac{\mu_l}{KA_w \rho_l h_{fg}}, \quad F_v = \frac{(f_v Re_v) \mu_v}{2r_{h,v}^2 A_v \rho_v h_{fg}} \quad (4-a,b)$$

이다. 여기서 K 는 투과율(permeability)이며 윗의 형상에 따라 서로 다른 값을 갖는다, 자세한 자료는 참고문헌 7,8에 기술되어 있다. 그리고 모세한계에 의한 최대 열수송율은 다음과 같다.

$$Q_{c,max} = \frac{(QL)_{c,max}}{0.5L_c + L_a + 0.5L_e} \quad (5)$$

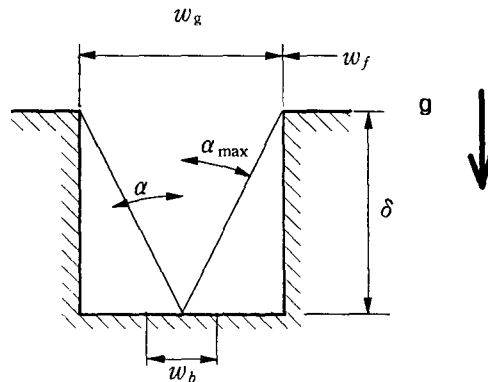


Fig. 2 Shape parameters of the grooves.

3.2 히트파이프의 열저항

히트파이프가 열전달한계 이하의 열부하에서 작동하며 정상상태에서의 히트파이프의 열전달 성능은 다음과 같이 열전달계수, U_{HP} 로 표시할 수 있다.⁽⁸⁾ 아래 식들에서 자세한 내용은 참고 문헌에 기술되어있다.

$$Q = AU_{HP}(T_{p,e} - T_{p,c}) \quad (6)$$

여기서 열전달 계수는 증발부 벽으로부터 응축부벽에 이르는 열전달 경로를 따라 각 요소의 열저항 값으로부터, 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$U_{HP} = \frac{1}{R_{p,e} + R_{w,e} + R_v + R_{w,c} + R_{p,c}} \quad (7)$$

이 식에서 $R_{p,e}$, $R_{w,e}$, R_v , $R_{w,c}$, $R_{p,c}$ 는 각각 증발부 벽면, 증발부 워, 증발부에서 응축부로 의 증기유동, 응축부 워 및 응축부 벽에서의 열저항을 나타내며 이들은 각각 다음과 같이 표시된다.

$$R_{p,e} = \frac{r_{otp}}{2L_e k_p}, \quad R_{w,e} = \frac{r_{otp}^2}{2L_e r_i k_{e,e}}, \quad R_v = \frac{\pi r_o^2 F_v (\frac{1}{6} L_e + L_a + \frac{1}{6} L_c) T_v}{h_{fg} \rho v},$$

$$R_{w,e} = \frac{r_{otw}^2}{2L_c r_i k_{e,c}}, \quad R_{p,c} = \frac{r_{otp}}{2L_c k_p} \quad (8-a,b,c,d)$$

이 식에서 $k_{e,e}$ 와 $k_{e,c}$ 는 각각 증발부와 의 응축부에서의 상당열전도율로 아래와 같다.

$$\text{U형 그루브}^{(7)} \text{에서, } k_{e,e} = \frac{(w_f k_l k_p \delta) + w_g k_l (0.185 w_f k_p + \delta k_l)}{(w_g + w_f)(0.185 w_f k_p + \delta k_l)}, \quad k_{e,c} = \frac{w_g k_l + w_f k_w}{w_g + w_f}$$

$$\text{V형 그루브}^{(8)} \text{에서, } k_{e,e} = k_{e,c} = 0.85 \delta k_l [k_l / k_p \sin \alpha]^{0.63} \quad (9-a,b,c,d)$$

4. 결과 및 고찰

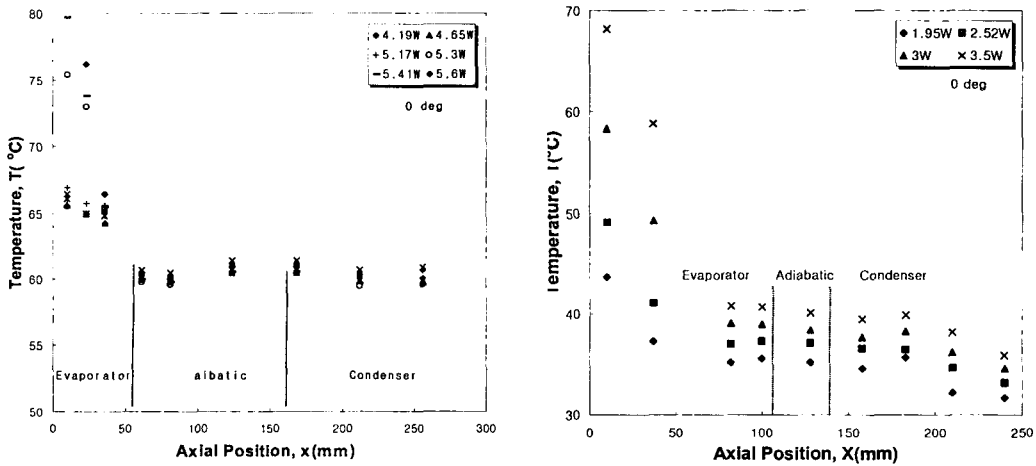
4.1 길이방향 온도 분포

히트파이프의 작동상태는 용기 길이방향 온도 분포로부터 증발부 국소 건조 과열, 열저항, 열전달한계등에 대한 자료를 얻을 수 있다. Fig. 3의 a, b는 각각 U형 단면 및 V형 단면 그루브 히트파이프에서 경사각 0° 일때 벽의 길이방향 온도 분포를 측정된 결과이다. 전자의 경우에는 열이송율 Q가 5.0 W 이상일때 증발부 끝단에서 과열건조 현상이 발생하였다. 후자에서는 3 W 이상에서 이러한 증발부 과열이 발생되었다. 이러한 경향은 히트파이프 증발부를 수평상태에서 위로 5° 경사각을 이룰 때까지 유사하게 나타났다.

4.2 열전달 한계

Fig. 4 에서는 열전달 한계를 경사각에 따라 나타낸 것으로써 실험결과와 식 4를 이용한 해석적 결과를 비교한 것이다. 히트파이프를 수평으로부터 증발부를 응축부보다 높게 설치한 경우($\alpha >$

0°) 에서는 $0 < \alpha < 20^\circ$ 구간에서 U형 그루브의 경우가 V형 그루브의 경우에 비하여 매우 크게 나타났다. 이러한 이유는 식 1, 2-a, b에서 보는 것과 같이 그루브의 각 α 가 증가함에 따라서 모세압 P_{cm} 을 감소 시키기 때문이다. 더욱이 식 3-a, b에서 보는 것과 같이 액체 통로 저항이 α 가 증가함에 따라 증가하는 데도 그 영향이 있다. $\alpha < -10^\circ$ 의 범위에서는 그 반대적 경향을 나타내었다. 측정자료와 해석적 예측은 전체 비교구간에서 접근된 결과를 나타내었다.



(a) Rectangular groove heat pipe

(b) Triangular groove heat pipe

Fig. 3 Wall temperature distributions in axial direction for 2 heat pipes.

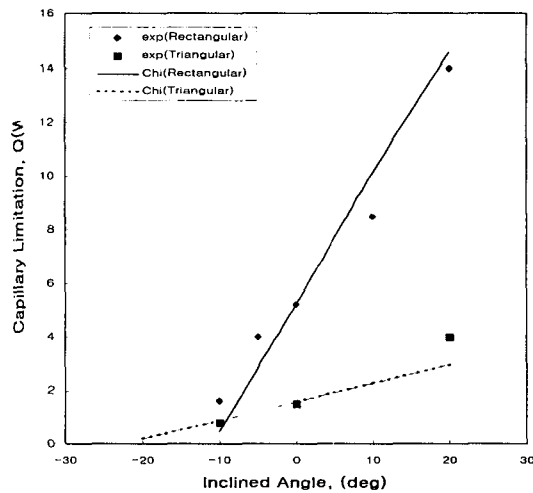


Fig. 4 Comparison of maximum heat transport rates between experimental data and Chi's correlation.

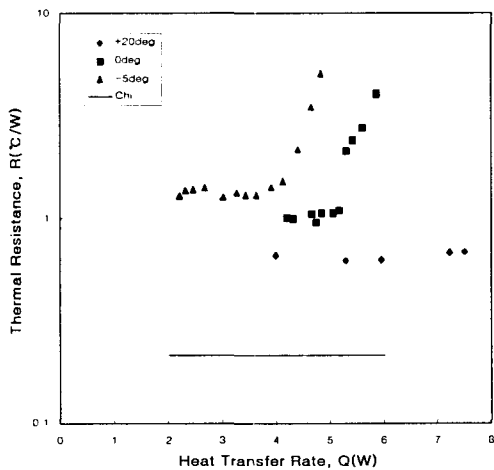
4.3 열저항

Fig. 5(a)와 5(b)은 각각 U, V그루브 히트파이프의 열저항을 나타낸 것이다. 증발부에서 건조과열이 나타나고 있는 영역에서는 열저항 $R=0.8\sim 1.3\text{ }^{\circ}\text{C}/\text{W}$ 로써 U그루브의 경우에 비하여 다소 작게 나타났다. 식7과 식8을 이용한 예측치는 열저항 $R=0.3\text{ }^{\circ}\text{C}/\text{W}$ 로 실험치에 비해 낮은 예측을 하고 있다. 이러한 차이는 특히 U형 그루브의 경우는 응축부 상당 열전도도 $k_{e,c}$ 의 해석결과가 실험 결과에 비하여 매우 낮게 나타나는데 기인하고 있다. 따라서 보다 접근된 예측을 위해서는 응축부에서 응축 열전달에 대한 새로운 해석이 필요할 것으로 생각한다.

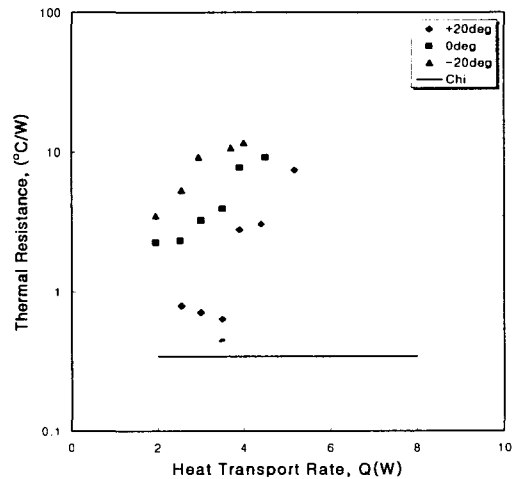
5. 결론

U형 단면 그루브를 갖고 지름 7 mm의 관을 인발하여 제작한 소형 히트파이프의 열전달 성능을 수행한 결과 다음과 같은 결론을 내릴 수 있었다.

- i) U형 단면의 내부 그루브 관을 축관 인발 방법으로 성형한 결과 그루브 형상이 U형 단면에서 V형 단면으로 변형되었다.
- ii) V형 단면 형상의 그루브는 U형상 그루브에 비하여 그루브 모세압이 감소가 초래되었고 이 결과 모세압 한계가 U형 단면의 경우에 비해 낮은 값을 나타내었다.
- iii) 경사각이 $-5 < \alpha < 20^{\circ}$ 범위에서 열전달 한계 실험 데이터는 모세한계를 적용한 해석적 예측치와 근사적으로 접근되었다.
- iv) V형 단면 히트파이프의 열저항은 $R=0.8\sim 1.3\text{ }^{\circ}\text{C}/\text{W}$ 이었고 U형 그루브의 경우와 큰 차이가 없었다.



(a)Rectangular groove heat pipe



(b)Triangular groove heat pipe

Fig. 5 Thermal resistance versus heat transport rate for 2 heat pipes.

References

1. Blodgett, A. J. Jr., 1986, Microelectronic Packging, Scientific American, pp. 249.
2. Wu, D, Peterson, G. P., Chang, W. S., 1991, "Investigation of the Transient Characteristics of a Micro Heat Pipe", AIAA J, Thermophysics Heat Transfer, 5(2), April, pp. 129~134.
3. Peterson, G. P., Ma, H. B., 1996, "Experimental Investigation of the Maximum Heat Transport in Triangular Groove", ASME J. of Heat Transfer.
4. 김광수, 김원태, 강수일, 송규섭, 1996, "전자부품 냉각용 Heat Pipe 냉각특성", 대한기계학회 추계 학술대회 논문집 B, pp. 769~774.
5. Lee, Y. S, Lee, Y. P, Lee, Y, 1992, "An Experimental Study on Micro Two-Phase Closed Thermosyphon With Inserts", Proceedings of 8th Int. Heat Pipe Conf. Beijing, China Sept. pp. 14~18.
6. 문석환, 김범, 김철주, 홍성은, 1998, "삼각단면 micro heat pipe 제작과 성능실험에 관한 연구", 대한기계학회 98춘계학술대회 논문집, pp. 108~113.
7. Chi, 1976, Heat Pipe Theory and Practice, Mcgraw-Hill.
8. Amir Faghri, 1995, Heat Pipe Science and Technology, Taylor & Francis.

