

나선 그루브형 열사이폰의 작동유체의 변화에 대한 응축열전달 성능에 관한 연구

한 규 일*, 조 동 현†, 박 종 운**, 이 상 진***

A Study on the Performance of Condensation Heat Transfer for Various Working Fluid of Two-Phase Closed Thermosyphons with Various Helical Grooves

K. I. Han, D. H. Cho, J. U. Park, S. J. Lee

Key words: Thermosyphon(열사이폰), Condensation(응축), Helical grooves(나선 그루브), Heat transfer(열전달), Working fluid (작동유체)

ABSTRACT

This study concerns the performance of condensing heat transfer in two-phase closed thermosyphons with various helical grooves. Distilled water, methanol, ethanol have been used as the working fluid. In the present work, a copper tube of the length of 1200mm and 14.28mm of inside diameter is used as the container of the thermosyphon. Each of the evaporator and the condenser section has a length of 550mm, while the remaining part of the thermosyphon tube is adiabatic section. A experimental study was carried out for analyzing the performances of having 50, 60, 70, 80, 90 helical grooves. A plain thermosyphon having the same inner and outer diameter as the grooved thermosyphons is also tested for the comparison. The type of working fluid and the numbers of grooves of the thermosyphons with various helical grooves have been used as the experimental parameters. The experimental results have been assessed and compared with existing theories. The results show that the type of working fluids are very important factors for the operation of thermosyphons. And the maximum enhancement (i.e. the ratio of the heat transfer coefficients the helical thermosyphons to plain thermosyphons) is 1.5~2 for condensation.

기 호 설 명

A : 열전달 표면적 [m^2]
 C_p : 정압비열, [J/kgK]
 D : 직경 [m]
 h : 열전달계수 [W/m^2K]

h_{fg} : 잠열 [J/kg]
 k : 열전도계수 [W/mK]
 L : 길이 [m]
 m : 질량유동을 [kg/s]
 Q : 열전달율 [W]
 T : 온도 [K]

† 정회원, 대진대학교 기계설계공학과

E-mail : chodh@daejin.ac.kr

TEL : (031)539-1973 FAX : (031)539-1970

* 정회원, 부경대학교 기계공학부

** 정회원, 부경대학교 수산교육과

*** 대진대학교 대학원

그리스 문자

ρ : 밀도 [kg/m^3]
 μ : 점성계수 [Ns/m^2]

ϕ : 작동유체 봉입율

하첨자

avg : 평균
c : 응축부
cool : 냉각수
in : 입구
l : 액체
o : 출구
s : 포화
w : 벽면

1. 서 론

오늘날 컴퓨터, 전자통신장비 및 자동차 분야 등에서 전자기기의 고성능화 및 고밀도 장착화에 따른 단위체적당의 발열량이 증대하고 있으나, 소형화, 콤팩트화 등의 요구에 따라 장착 공간의 크기가 극히 제한되고 있기 때문에 이러한 온도 상승을 억제할 수 있는 방열 및 냉각기기의 설치 공간도 한정되어 있다. 그러므로 최근 고성능화 되고 있는 반도체나 고밀도 집적 회로 및 노트북 컴퓨터 등에서 발생하는 열에너지는 종래의 전도에 의한 냉각방법으로는 처리가 불가능하기 때문에 새로운 냉각기술의 개발이 절실히 요망된다.^(1,2)

일반적으로 열사이폰의 응축부의 열전달 해석에는 Nusselt³⁾의 막응축 이론을 적용하고 있으며 기하학적 형상, 설치방향 등에 따라 실험적 데이터와 일치시키기 위하여 적당한 상수계수를 도입하고 있다. 작동조건에 따라 층류 또는 난류유동 모델이 적용되며, 그 외에 기-액 계면에서의 파동을 고려한 해석적 해석결과들이 보고되었다. 이 분야의 기-액 대향유동에 의한 역류응축에 대한 연구, 비응축성 가스의 영향에 관한 연구로서 Chen 등⁴⁾, Shiraish와 Kikuchi⁵⁾, Hijikata 등⁶⁾의 연구 결과들이 있다. 한편 Reed와 Tine⁷⁾은 열사이폰의 각 위치에서 제한체적을 설정하고 기-액 계면의 전단력을 고려한 보존방정식을 해석하여 정상상태 및 천이상태의 열전달을 예측하는 반이론적 모델을 제시하였다. 이와 같은 다양한 응용 예와 에너지 이동의 고효율성을 가진 열사이폰은 국내에서는 아직 실용화가 많이 이루어지지 않고 있다. 그리고 그루브를 가진 열사이폰의 특

성에 대한 연구보고가 미흡한 실정이다. 그러므로 본 연구에서는 나선 그루브형 열사이폰에서 나선 그루브수의 변화와 증발부의 가열수의 온도 변화, 작동유체의 종류에 대한 응축열전달 성능을 규명하고자 한다.

2. 실험장치 및 방법

Fig. 1은 본 연구에 사용된 실험장치의 개략도를 나타낸다. 실험장치는 시험구간, 냉각수 순환회로, 가열수 순환회로, 고진공시스템, 온도측정 및 기록장치로 구성된다. Fig. 2는 열사이폰의 시험구간을 나타낸 것이다. 시험구간의 총길이는 1200mm이다. 시험구간은 증발부, 단열부, 응축부로 구성되며, 증발부와 응축부의 길이는 각각 550mm이며, 단열부는 100mm이다. 열사이폰은 내경이 14.28mm이고, 외경은 15.88mm이다. 열사이폰의 재질은 구리이며 외표면은 평관형과 나선 그루브형 모두 아무런 가공이 없는 매끈한 파이프를 사용하였으며, 내표면은 평관형은 가공이 없는 매끈한 상태이고, 나선 그루브형은 그루브가 있는 형상을 사용하였다.

가열수용 항온조에서 일정한 온도로 가열된 가열수는 펌프를 통하여 길이 550mm, 내경 38mm, 외경 42mm인 가열수 챔버의 환상공간 내부로 흘러 열사이폰의 증발부를 가열한다. 냉각수 또한 냉각수용 항온조에서 일정한 온도로 유지되어 펌프를 통하여 길이 550mm, 내경 38mm, 외경 42mm인 냉각수 챔버의 환상공간 내부로 흘러 열사이폰의 응축부를 냉각시킨다. 진공시스템은 진공펌프, 진공밸브, 작동유체 주입장치로 구성된다. 열사이폰의 제작은 고진공을 요구하므로 본 연구에서 사용된 진공펌프는 1차적으로 로터리 펌프에 의하여 1×10^{-2} torr까지 진공시킨후 2차적으로 확산펌프를 사용하여 1×10^{-4} torr까지 고진공을 생성할 수 있는 로터리펌프와 확산펌프로 구성된 시스템을 사용하였다. 온도측정장치는 열사이폰의 파이프 표면온도 측정하는 열전대와 증발부, 응축부 및 단열부의 내부 증기온도 측정센서, 가열수 챔버와 냉각수 챔버 입구 및 출구의 온도 측정센서로 구성된다. 열사이폰의 파이프 표면온도를 측정하기 위하여 파이프 표면에 폭 2mm, 깊이 0.3mm, 길이 20mm 크기의 홈을 밀링 가공하여 파이프를 에탄올로 깨끗이 세

Fig. 5은 Nusselt³⁾의 막응축 이론식(4)과 실험 응축열전달계수의 오차범위를 나타낸다. 실험에 사용한 작동유체는 증류수, 메탄올 및 에탄올이며, 작동유체 봉입율은 10, 20, 25, 30, 40%에서 실험데이터를 산출하였다. 이와 같은 실험범위에서 이론값과 실험값의 오차는 $\pm 20\%$ 범위에서 잘 일치하였다.

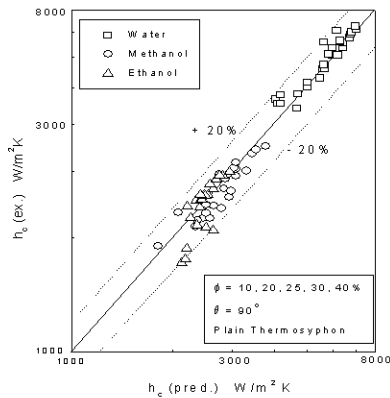


Fig. 5 Comparison of the experimental data with correlations

3.2 나선 그루브형 열사이폰

Fig. 6은 나선 그루브형 수직 열사이폰의 그루브 수의 변화에 대한 응축열전달계수의 변화를 나타낸다. 나선 그루브 수는 50, 60, 70, 80, 90 그루브의 다섯 가지 조건에서 실험데이터를 산출하였다. 작동유체는 증류수, 메탄올 및 에탄올을 실험에 사용하였으며, 작동유체의 체적은 열사이폰의 총체적의 30%를 충전하였다. 그리고 열사이폰의 증발부에 유동하는 가열수의 온도는 60 °C, 70 °C, 80 °C의 세가지 조건에서 실험데이터를 산출하였다. 가열수의 온도변화는 증발부에 공급하는 열플럭스의 변화이므로 열플럭스의 변화에 대한 응축열전달계수의 변화를 고찰할 수 있다. 열사이폰의 응축열전달계수는 작동유체가 에탄올일 경우는 그루브수가 70 ~ 80 그루브인 경우가 최고 높게 나타났으며, 메탄올일 경우는 60 ~ 70 그루브인 경우가 최고 높게 나타났으며, 그리고 증류수일 경우는 50 ~ 60 그루브인 경우가 최고 높게 나타났다. 이와 같은 결과는 응축 열전달 표면적의 증가에 의해 응축 열전달 성능이 증가

하는 효과에 비해 그루브수가 증가하면 그루브와 그루브 사이의 간격이 협소하게 됨으로 인하여 응축액이 중력에 의해 수직방향 하부로 유동할 때 표면장력의 효과에 의해 유동저항이 크게 증가하여 응축 열전달 성능을 저하시키게 된다. 그러므로 나선 그루브형 열사이폰은 응축 열전달 표면적의 증가에 의해 응축 열전달 성능이 증가하는 효과와 표면장력의 효과에 의해 응축 열전달 성능이 저하되는 효과를 고려함으로써 응축 열전달 성능이 최대로 나타내는 최적조건을 그루브수를 결정할 수 있음을 알 수 있다.

그리고 나선 그루브형 열사이폰의 최대 응축열전달계수를 나타내는 그루브 수의 범위는 표면장력이 큰 작동유체일수록 감소하였다.

이와 같은 결과로부터 최대 응축열전달 성능을 나타내는 나선 그루브 수는 작동유체의 종류에 따라 다르게 나타났다. 그러므로 응축부에서 응축액이 증발부로 귀환할 때, 응축액의 유동저항에 관련된 변수인 표면장력과 점성력의 크기가 응축열전달 성능에 크게 영향을 미치는 변수임을 알 수 있으며, 그루브의 수의 변화도 응축열전달 계수에 크게 영향을 미치는 변수임을 알 수 있다.

작동유체가 증류수, 메탄올, 에탄올의 세 가지의 실험조건에서 평관형 열사이폰의 응축열플럭스의 변화에 대한 응축열전달계수의 변화는 크게 나타나지 않았다. 그러나 나선 그루브형 열사이폰의 응축열플럭스의 변화에 대한 응축열전달계수의 변화는 다소 크게 나타났다. 이와 같은 실험결과로부터 평관형 열사이폰의 응축열전달계수는 응축열플럭스의 변수는 무시하고 해석하여도 무관하나, 나선 그루브형 열사이폰의 응축열전달계수는 응축열플럭스의 변수가 다소 크게 영향을 미치는 변수임으로 무시할 수 없다.

작동유체가 증류수인 경우 그루브 수가 60개이고, 증발부에 순환하는 가열수의 온도가 80 °C이며, 작동유체의 봉입율은 총체적의 30%인 조건에서 응축열전달계수는 11000 W/m²K로 나타났으며, 메탄올인 경우는 그루브수가 60개인 경우에 응축열전달계수는 4800 W/m²K로 나타났으며, 에탄올인 경우의 응축열전달계수는 3200W/m²K로 나타났다.

그리고 이 값은 평관형 열사이폰 응축열전달계수보다 1.5 ~ 2배 정도 높게 나타났다.

3. 실험결과 및 고찰

3.1 평관형 열사이폰

열사이폰의 증발부에 순환하는 가열수가 잃은 에너지와 응축부에서 냉각수가 얻은 에너지의 평형은 ±5% 범위에서 일치하였다. 예비실험을 통하여 순환 실험장치가 완전히 정상상태에 도달한 후 실험데이터를 산출하였다.

열사이폰의 응축부에서 단위 시간당 응축질량에 의한 응축열전달율은 식(1)에 의해 구해진다.

$$Q_c = \dot{m} h_{fg}'' \quad (1)$$

냉각수가 얻은 에너지량 (Q_{cool})은 시험구간을 통과한 단위 시간당의 냉각수 질량에 따라서 식(2)에 의해 구했다.

$$Q_{cool} = \dot{m}_{cool} C_{p,cool} (T_{out} - T_{in})_{avg} \quad (2)$$

그리고 식(3)을 이용하여 실험 응축열전달계수를 구했다.

$$h_c = \frac{Q_{avg}}{A_i \Delta T_{ws}} = \frac{(Q_{cool} + Q_c)/2}{A_i (T_{wc} - T_{sc})_{avg}} \quad (3)$$

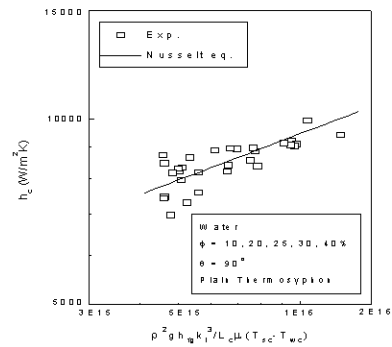
여기서 $A_c = \pi D_i L_c$ 이다.

열사이폰 내부에 작동유체의 양이 적을 경우 응축부에서는 막응축이 형성되지만, 작동유체의 양이 증가함에 따라 기액이 혼합된 2상 유동이 발생하게 된다. 그러나 막응축이 형성되는 것으로 고려하고, 막응축이 층류이며, 응축액막의 두께가 튜브의 내부 직경에 비해 아주 얇을 때 열사이폰에 Nusselt⁽³²⁾의 막응축 이론식(4)을 적용할 수 있다.

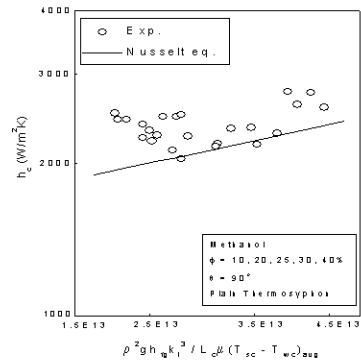
$$h_c = 0.943 \left[\frac{\rho_l^2 g h_{fg} k_l^2}{L_c \mu_l (T_{sc} - T_{wc})_{avg}} \right]^{1/4} \quad (4)$$

Fig. 4는 Nusselt⁽³²⁾의 막응축 이론식(4)과 실험 응축열전달계수를 비교한 결과를 나타낸다. 여기서, L_c 는 응축부의 길이이며, T_{sc} 와 T_{wc} 는 각각 응축부의 포화증기 온도분포와 벽면의 평균 온도분포를 나타낸다. 열전도계수와 증발 잠열값이 큰 증류수가 작동유체인 경우의 응축열전달계수는 응축열전달계수 값이 낮은 범위에서는 다소 오차를 발생하고 있으나, 대부분의 실험데이터는 이론값과 비교적 잘 일치하였다. 이와 같은 현상은 열전달율이 적은 경우는 응축액막이 완전히 형성되지 않으므로 식(4)를 적용할 경우 오차가

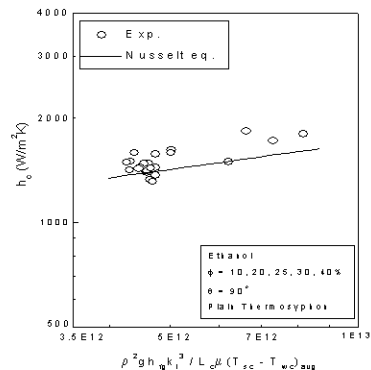
다소 발생함을 알 수 있다. 그리고 열전달계수가 증가함에 따라 이론값과 실험값이 비교적 잘 일치하고 있다. 이와 같은 현상은 증기온도와 내부 벽면온도차가 적기 때문이라고 분석된다. 그리고 작동유체가 메탄올과 에탄올일 경우 이론값보다 실험 응축열전달계수가 다소 높게 나타났으나, 실험 전 구간에서 이론값과 실험값은 비교적 잘 일치하였다.



(a) Water



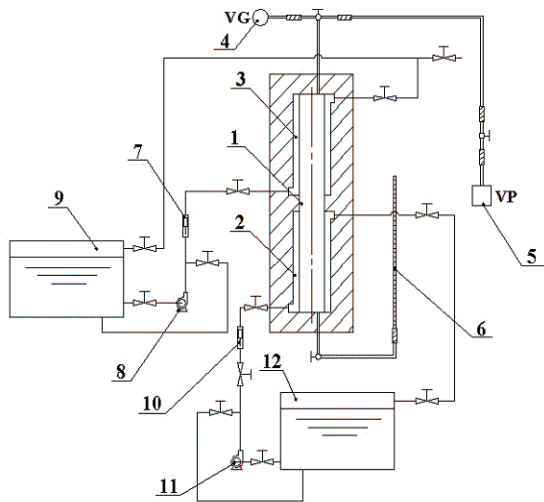
(b) Methanol



(c) Ethanol

Fig. 4 Comparison of the experimental data with correlations

척하여 열전대선 접점의 흠에 완전히 접촉시킨 후 은납으로 채우고 24시간이 경과한 다음 외부의 열교란을 방지하기 위하여 에폭시 수지로 덮었다. 그리고 증발부와 응축부의 길이 방향으로 120mm 간격으로 각각 4점, 단열부 중앙에 1점을 열전대를 사용하여 부착하였다. 증발부, 응축부 및 단열부의 내부 시험관 온도를 측정하기 위해서는 특수 제작한 온도센서를 상부와 하부의 시험관을 통하여 9점을 설치하여 내부의 온도를 측정하였다. 증발부와 응축부의 입구 및 출구의 온도를 측정하기 위하여 각각의 입, 출구에 온도센서를 4점을 심었다. 본 연구에 사용된 열전대와 온도센서들은 냉점을 통하여 보정하였다. 이렇게 시험구간에 22점의 열전대와 온도센서들에 의하여 온도가 측정되면 데이터 로그를 통하여 컴퓨터로 전송되어 0.1 °C까지 정확한 값으로 기록되어 파일로 저장된다.



1. Test thermosyphon 2. Heating water chamber 3. Cooling water chamber 4. Vacuum gauge 5. Vacuum pump 6. Measuring device for liquid level 7. Coolant flow meter 8. Coolant Pump 9. Coolant constant temperature bath 10. Heating water flow meter 11. Heating water pump 12. Heating water constant temperature bath

Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus.

실험에 사용한 재료는 평관형과 다섯 가지의 나선 그루브형의 동튜브를 사용하였고, 나선 그루브형 열사이폰에 사용된 형상에 대한 규격은 Table 1과 같다.

Fig.3은 나선 그루브형 열사이폰에 사용한 튜브

의 내부를 나타낸다.

이와 같이 나선 그루브형 열사이폰의 작동류체의 종류에 따른 응축열전달 성능을 연구하기 위해 증류수, 메탄올, 에탄올에 대하여 각각, 그루브수를 50, 60, 70, 80, 90개의 다섯 가지 조건에서 실험을 수행하였다.

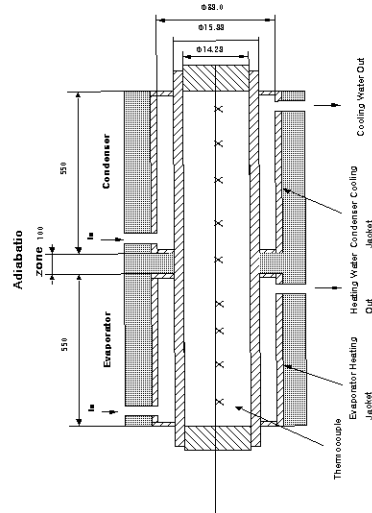


Fig. 2 Cross-Sectional view of the experimental two-phase closed thermosyphon.

Table 1 Geometric specification of helical grooved thermosyphons

D _o (mm)	D _i (mm)	L (m)	Groove (No.)	h (mm)	w (mm)	b (mm)	A _i (m ² /m)	A _i / A _p
15.9	14.3	1.2	50	0.3	0.3	0.59	0.069	1.53
			60	0.3	0.3	0.44	0.073	1.63
			70	0.3	0.3	0.34	0.078	1.73
			80	0.3	0.3	0.26	0.082	1.83
			90	0.3	0.3	0.19	0.087	1.93

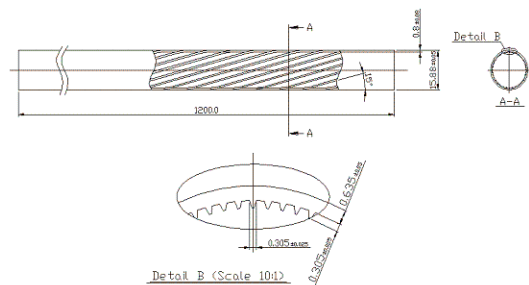
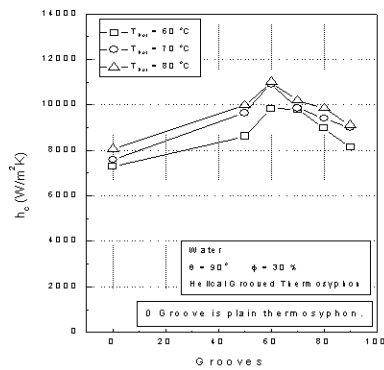
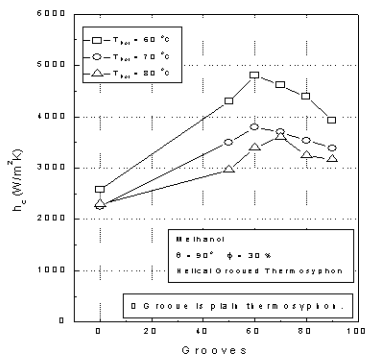


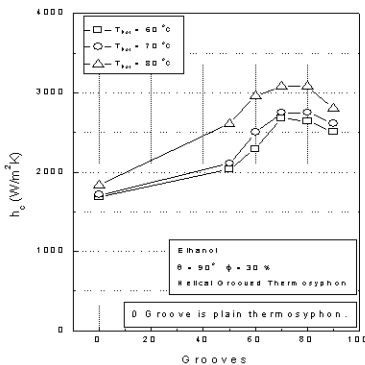
Fig. 3 Cross-sectional view of helical grooved thermosyphon



(a) Water



(b) Methanol



(c) Ethanol

Fig. 6 Effect of grooves on the condensing heat transfer coefficient for the grooved thermosyphons

4. 결론

작동유체는 증류수, 메탄올 및 에탄올을 사용하고, 평관형 및 헬리컬 그루브형 열사이폰에서 작동유체의 종류 변화 그리고 그루브 수의 변화에 대한 실험적인 연구를 수행한 결과를 요약하

면 다음과 같다.

(1) 실험 응축열전달계수 Nusselt의 이론식과 비교적 잘 일치하였다.

(2) Merit수가 큰 증류수인 경우의 응축열전달계수가 메탄올이나 에탄올의 응축열전달계수보다 크게 높게 나타났다.

(3) 작동유체가 증류수인 경우 그루브 수가 60개이고, 증발부에 순환하는 가열수의 온도가 80 °C 이며, 작동유체의 봉입율은 총체적의 30%인 조건에서 응축열전달계수는 11000 W/m²K로 나타났으며, 메탄올인 경우는 그루브수가 60개인 경우에 응축열전달계수는 4800 W/m²K로 나타났으며, 에탄올인 경우의 응축열전달계수는 3200W/m²K로 나타났다. 그리고 이 값은 평관형 열사이폰 응축열전달계수보다 1.5~2배 정도 높게 나타났다.

참고문헌

- (1) 이영수, 이기우, 1995, "히트파이프 열교환기", 대한기계학회지, Vol. 35, No. 9, pp. 805-815.
- (2) Park, R. J., 1992, "T-wo-Phase Closed Thermosyphon with Two-Fluid Mixtures", Department of Mechanical Engineering University of Ottawa, Ottawa, Ontario, Canada, M. S. Thesis.
- (3) Nusselt, W., 1916, "Die Oberflächen-kondensation des Wasserdampfes," Z. Ver. Deut. Ing., 60, pp. 541.
- (4) Chen, M. M., 1987, "Heat Transfer Performance of Two-Phase Closed Thermosyphons with Different Lengths", 6th IHPC, Grenoble, pp. 647-651.
- (5) Shiraish, M., Kikuchi, K. 1981, "Investigation of Heat Transfer Characteristics of a Two-Phase Closed Thermosyphon", 4th IHPC, London, 95.
- (6) Hijikata, K., Hasegawa, H. and Nagasaki, T., 1989, "A Study on a Heat Pipe using a Binary Mixture", Trans. JSME, Vol. 55, No. 513, pp. 1469-1476.
- (7) Reed, J. G. and Tien, C. L., 1987, "Modeling of the Two-phase Closed Thermosyphon", Trans. of ASME, Vol. 109, pp. 722-730.