

# 내부 그루브를 가진 열사이폰의 작동유체 봉입량 변화에 따른 열전달 성능에 관한 연구

## A Study on Heat Transfer Performance with the Changes of Working Fluid Filling Ratio for Thermosyphon with Internal Groove

예 석 수 · 한 규 일

S. S. Ye and K. I. Han

**Key Words** : Thermosyphon(열사이폰), Internal Groove(내부 홈), Filling Ratio(봉입율), Heat Flux(열유속), Operating Temperature(작동온도)

**Abstract** : This study concerns the performance of the heat transfer of the thermosyphon having 80 internal groove in which boiling and condensation occur. Distilled water has been used as a working fluid. The liquid filling as the ratio of working fluid volume to total volume of thermosyphon has been used as the experimental parameters. The heat flux and heat transfer coefficient at the condenser are estimated from the experimental results. The experimental results have been assessed and compared with the existing theories. As a result of the experimental investigation, the maximum heat flow rate in the thermosyphon is proved to be dependent upon the liquid fill quantity. relatively high rates of heat transfer have been achieved operating in the thermosyphon with the internal groove. Also, a thermosyphon with the internal groove can be used to achieve some inexpensive and compact heat exchangers in low temperature. In addition, overall heat transfer coefficients and the characteristics as an operating temperature are obtained for the practical applications.

### Nomenclatures

$A_c$  : 응축부의 열전달 표면적 ( $m^2$ )  
 $C_{pw}$  : 냉각수 비열 ( $kJ/kgK$ )  
 $D_i$  : 열사이폰의 내경 ( $m$ )  
 $h_c$  : 응축열전달계수 ( $W/m^2K$ )  
 $h_{Nu}$  : Nusselt의 응축 열전달계수 ( $W/m^2K$ )  
 $L_c$  : 응축부의 길이 ( $m$ )  
 $\dot{m}_c$  : 냉각수의 질량 유동율 ( $kg/s$ )  
 $P_s$  : 열사이폰 내부 포화증기 압력 ( $Pa$ )

$P_{atm}$  : 대기압 ( $Pa$ )  
 $Q_{cool}$  : 냉각수가 흡수한 열량 ( $W$ )  
 $q$  : 열플럭스 ( $W/m^2$ )  
 $T_{we}$  : 증발부 표면온도 ( $K$ )  
 $T_{wc}$  : 응축부 표면온도 ( $K$ )  
 $T_{sc}$  : 응축부증기온도 ( $K$ )  
 $T_{in}$  : 냉각수 입구 온도 ( $K$ )  
 $T_{out}$  : 냉각수 출구 온도 ( $K$ )  
 $U$  : 총합열전달계수 ( $W/m^2K$ )  
 $\phi$  : 작동유체의 봉입율  
 $\theta$  : 열사이폰의 경사각

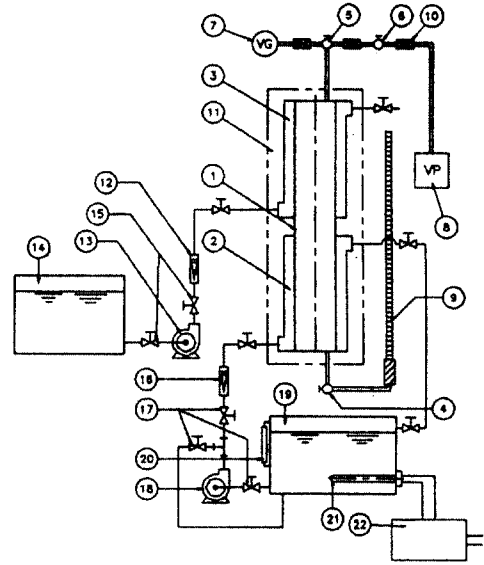
접수일 : 2000년 6월 22일  
한규일 : 부경대학교 제어기계공학과  
예석수 : 부경대학교 대학원

## 1. 서론

열사이폰은 매우 작은 온도차에 의해서도 작동유체의 비등과 응축에 의해 많은 양의 열플럭스를 전달할 수 있는 장치이다. 열을 열사이폰의 하부에 가열하면 열사이폰 내부의 액체는 증발하게 되며, 증발된 증기는 상부로 상승하며, 이때 상승한 증기는 열사이폰 외부의 냉각유체에 열을 전달하고 응축이 된다. 응축된 액체는 중력에 의해 열사이폰 내표면을 따라 하부로 유동하는 과정에 의해서 가열유체에서 냉각유체로 열전달이 이루어진다. 열사이폰은 중력에 의해 작동하기 때문에 열사이폰의 열전달 성능은 중력의 방향에 크게 의존한다. 그리고 열사이폰은 대량의 열수송 능력, 온도 분포의 균일, 경량, 간단한 구조, 빠른 열응답 특성등의 우수한 특성때문에 고출력 전자 장비의 냉각, 산업용 열교환기, 급속 가열기, 냉동 및 공기조화장치, 가정용 냉난방 장치, 지상 및 우주에서의 열제어 계통등에 많이 활용되고 있다. 열사이폰은 1942년 Gaugler에 의해 처음 제안된 이래 그 이후 Imura<sup>1)</sup>, Larkin<sup>2)</sup>, Lee와 Mital<sup>3)</sup>등의 연구에 의하면, 열사이폰의 열전달 성능은 작동유체의 종류, 작동유체의 양, 경사각, 튜브 내부 직경, 튜브 길이, 증발부와 응축부 사이의 단열부 길이, 열플럭스, 작동유체의 압력등의 변수에 많은 영향이 있다고 하였다. 그리고 Tu<sup>4)</sup>, Hahne<sup>5)</sup>, Negishi<sup>6)</sup>, Yiwei<sup>7)</sup>등의 연구에 의하면 수직 열사이폰보다 경사 열사이폰이 보다 더 높은 열전달계수를 나타낸다고 보고되고 있다. 그리고 이들의 연구에 의하면 작동유체의 종류와 응축부와 증발부의 길이비, 열사이폰의 직경등의 실험조건이 다를 경우 최대 열전달계수를 나타내는 경사각의 범위는 다르게 나타났다. 그러나 내부 그루브를 가진 열사이폰에 관한 연구는 보고되지 않고 있는 실정이다. 내부 그루브를 가진 열사이폰은 평판으로 제작한 열사이폰보다 응축부에서 응축액 유동에 많은 변화가 있을것으로 고려된다. 그러므로 본 연구에서는 그루브를 가진 열사이폰에 대하여 작동유체의 체적 변화 및 응축부의 온도변화에 대한 열전달계수를 실험적으로 구하고 이론식과 비교검토하고자 한다.

## 2. 실험장치 및 방법

Fig. 1은 실험장치의 개략도를 나타내었다. 실험장치는 시험구간, 온수보일러, 온수공급펌프, 온수유량계, 온수 유량 제어밸브 등의 온수 순환시스템



- |                                      |                                 |
|--------------------------------------|---------------------------------|
| 1. Test tube                         | 12. Coolant flow meter          |
| 2. Heating water chamber             | 13. Coolant pump                |
| 3. Cooling water chamber             | 14. Coolant tank                |
| 4. Vacuum valve                      | 15. Coolant control valve       |
| 5. Vacuum valve                      | 16. Heating water flow meter    |
| 6. Vacuum valve                      | 17. Heating water control valve |
| 7. Vacuum Gauge                      | 18. Heating water pump          |
| 8. Vacuum Pump                       | 19. Heating water boiler        |
| 9. Measuring device for liquid level | 20. Liquid level gauge          |
| 10. Vacuum rubber hose               | 21. Electric heater             |
| 11. Insulation                       | 22. Thermo-controller           |

Fig. 1 Schematic diagram of the experimental apparatus

과 냉각수 탱크, 냉각수 펌프, 냉각수 유량계, 냉각수 유량 제어밸브의 냉각수 순환시스템, 그리고 진공펌프, 진공밸브, 진공게이지, 진공호스 등의 진공시스템으로 구성했다. 시험구간의 길이는 1500 mm이다. 시험구간은 증발부, 단열부, 응축부로 구성되며, 증발부와 응축부 길이는 각각 600 mm이며, 단열부는 100 mm이다. 튜브의 내경은 12.7 mm이고, 외경은 15.8 mm이다. 열사이폰의 재질은 구리이며, 열사이폰의 내표면에는 그루브(80골)가 전조가공되어 있다. Fig. 2는 그루브를 가진 열사이폰의 단면을 20배 확대한 사진을 나타낸다. 홈수는 80개이며, 홈 깊이는 0.3 mm이고 홈 형상은 사다리꼴이다. 사다리꼴의 각은 42°이다. 시험구간의 냉각유체와 가열유체의 입·출구온도와 튜브 표면온도는 상온에서 오차가 적은 Pt. 100Ω 저항 온도센서를 튜브 외표면에 심어 측정했다. 열사이폰의 증발부와 응축부의 튜브 표면 온도를 측정하기 위해 각각 길이 방향으로 120 mm 간격으로 4점, 단면에서 튜브 정면을 기준으로 하여 0°, 90°, 180°위치에서

측정하여 평균값을 취하도록 한다. 그리고 열사이폰의 중심선상에 일정한 간격으로 각각 5점씩 열전대를 설치하여 증발부와 응축부 내부의 포화액과 포화 증기온도를 측정했다. 열사이폰의 상부에 부착된 진공밸브를 열어 진공펌프에 의해 열사이폰의 내부를 진공시켰다. 진공펌프의 작동시간은 12시간 가량하여  $5 \times 10^{-4}$  Torr까지 진공시켰다. 이와 같은 실험조건을 유지시킨후 열사이폰의 작동유체의 량 및 증발부의 온수온도 변화에 대한 실험을 했다. 이와 같은 실험조건에서 열사이폰의 경사각 변화에 대한 열전달 성능을 실험적으로 구하기 위해 시험구간 하부에 힌지를 설치하여 시험구간이 임의의 경사각에서 실험할 수 있도록 했다.

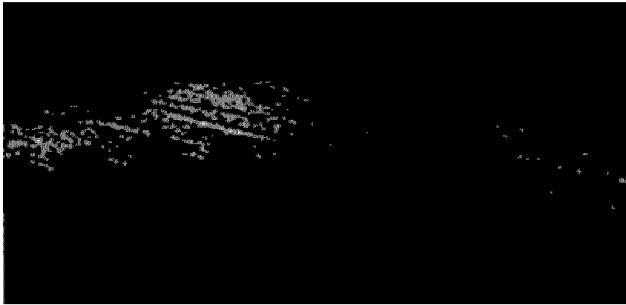


Fig. 2 Cross section of thermosyphon with grooves

### 3. 결과 및 고찰

#### 3.1 열사이폰의 응축열전달계수

써모사이폰의 응축부의 내표면적 ( $A_c$ )은 식(1)에 의해 구했다.

$$A_c = \pi D_c L_c \quad (1)$$

여기서  $D_c$ 는 열사이폰의 내부 직경이며,  $L_c$ 는 응축부의 길이이다. 열사이폰의 응축부에서 냉각수가 흡수한 열량 ( $Q_{cool}$ )은 식(2)에 의해 계산했다.

$$Q_{cool} = \dot{m}_c C_{pw} (T_{in} - T_{out}) \quad (2)$$

여기서  $\dot{m}_c$ 는 냉각수 질량유량이며,  $T_{in}$ 과  $T_{out}$ 는 각각 냉각수의 입·출구의 온도를 나타낸다. 열플럭스 ( $q$ )는  $q = Q_{cool}/A_c$ 로 정의되며, 실험

응축 열전달계수 ( $h_c$ )는 식(3)에 의해 산출했다.

$$h_c = \frac{q}{(T_s - T_w)_{avg}} \quad (3)$$

여기서  $T_s$ 는 응축부의 증기온도를 나타내며,  $T_w$ 는 응축부의 벽면온도를 나타낸다. 열사이폰 내부에 작동유체의 양이 적을 경우 응축부에서는 막응축이 형성되지만, 적동유체의 양이 증가함에 따라 기액이 혼합된 이상유동이 발생하게 된다. 그러나 막응축이 형성되는 것으로 고려하고, 막응축이 층류이며, 응축액막의 두께가 튜브의 내부 직경에 비해 아주 얇을 때 열사이폰에 Nusselt<sup>8)</sup>의 막응축식(4)를 적용할 수 있다.

$$h_{Nu} = 0.943 \left[ \frac{\rho_l^2 g h_{fg} k_l^3}{L_c \mu_l (T_s - T_w)} \right]^{1/4} \quad (4)$$

Fig. 3은 이론식(4)와 실험값을 비교한 결과를 나타낸다. Fig. 3에서  $\phi$ 는 열사이폰의 총체적에 대한 작동유체의 체적비를 나타낸다. 작동유체의 체적변화에 대한 응축열전달 계수는 많은 변화를 나타내었다.

작동유체의 양은 20, 30, 45%인 경우 Nusselt의 이론값보다 실험값이 높게 나타났다. Fig. 3에서 보듯이 내부 그루브가 있는 열사이폰의 응축열전달계수는 평판으로 제작한 열사이폰의 응축열전달계수보다 최고 2.5배정도 높게 나타났다. 그리고

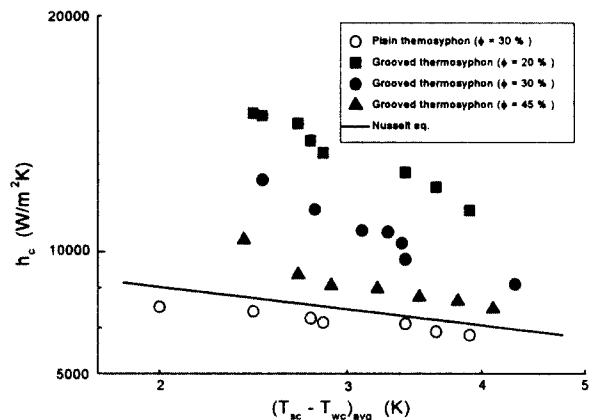


Fig. 3 Comparison of the experimental data with Nusselt's correlation

응축부의 포화증기온도와 벽면온도차가 클수록 Nusselt의 이론값보다 실험값이 크게 나타났다. 열전도 계수와 증발 잠열값이 큰 물이 작동유체인 경우의 열전달계수 값은 열전달계수값이 낮은 범위에서는 큰 오차를 발생하고 있으며, 또한 실험데이터가 이론값보다 높게 나타났다. 이와 같은 현상은 내부 그루브를 준 열사이폰은 그루브의 효과에 의해 응축열전달계수가 증가하는 것으로 고려된다. 그리고 작동유체의 양이 증가할수록 어느 한계 이상 증가하면 작동유체가 액체상태로 응축부로 유동하게 되어 응축열전달율을 감소시키는 것으로 고려된다.

### 3.2 열사이폰의 열전달 성능

Fig. 4는 응축부의 포화증기 압력 변화에 대한 열플럭스를 나타낸다. 작동유체의 체적은 20, 30, 45%인 경우에 실험한 결과이다. 작동유체의 체적이 30%인 경우 가장 높은 열전달 성능을 나타내었다. 그리고 작동유체의 체적이 30%보다 많은 경우는 작동유체의 체적이 증가할수록 열전달 성능은 감소하였다. 이와 같은 실험결과에서 작동유체의 양은 열전달 성능에 크게 영향을 미치는 변수임을 알 수 있다. 그리고 작동유체의 체적이 20%인 경우는 증발부의 체적이 감소로 인하여 다소 증기 증발량의 감소로 인하여 열전달 성능이 감소되는 것으로 고려되며, 이와 반대로 작동유체의 양이 증발부 체적의 어느 한계 이상 증가하게 되면 작동유체가 액체상태로 응축부로 유동하게 되어 열전달 성능을 감소시키는 것으로 고려된다.

Fig. 5는 응축부의 포화증기압력의 변화에 대한 총합열전달계수를 나타낸다. 그리고 응축부의 증기온도는 60 ~ 80 °C 범위에서 실험한 결과를 나타

내었다. 실험에 사용한 작동유체는 증류수이다.

작동유체의 양은 열사이폰의 총적의 20%, 30% 45%의 세가지 조건에서 실험한 결과이다. 열사이폰의 총합열전달계수는 식(5)와 같이 Nguyen-Chi<sup>(9)</sup>에 의해 제시되었다.

$$Q = UA_c (T_{we} - T_{wc}) \quad (5)$$

여기서,  $U$ 는 총합열전달계수이며,  $A_c$ 는 응축부의 내부 표면적이다. 그리고  $T_{we}$ 와  $T_{wc}$ 는 증발부와 응축부의 내부 표면온도이다. 작동온도(operating temperature)는 증발부와 응축부의 평균 온도차로서 정의된다.

Fig. 5에서 총합열전달계수는 응축부의 포화증기압력이 증가할수록 증가하였다. 그리고 응축부의 증기압력의 변화의 경우에도 작동유체의 체적이 30%인 경우가 최고의 총합열전달계수를 나타내었다. 또한 작동유체의 체적 변화에 대한 총합열전달계수는 앞에서 언급한바와 같은 현상을 나타내었다. 이와 같은 현상은 응축부의 포화증기온도와 벽면온도의 변화에 대한 총합열전달계수는 포화증기온도가 증가할수록 증가하는 것으로 사료된다.

Fig. 6은 응축부의 포화증기온도와 표면온도차에 대한 열플럭스의 변화를 나타낸다. 작동유체의 양이 열사이폰의 총체적에 30%의 경우가 45%인 경우보다 열전달율이 1.3~1.5정도 높게 나타났다. Fig. 7은 작동온도의 변화에 대한 총합열전달계수의 변화를 나타낸다. 작동온도의 변화에 대한 총합열전달계수의 변화값은 실제 산업현장에서 열사이폰을 이용한 열교환기 설계자료로 활용된다.

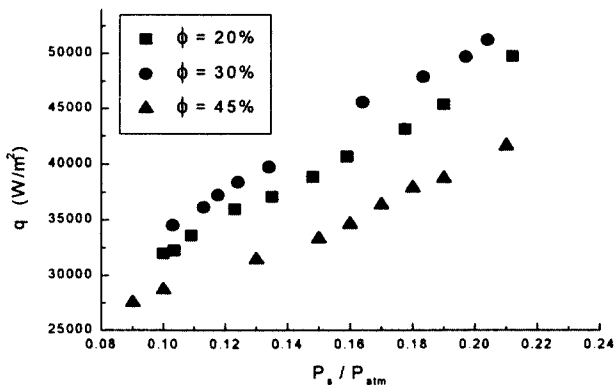


Fig. 4 Heat flux vs. saturated vapor pressure of the condenser zone

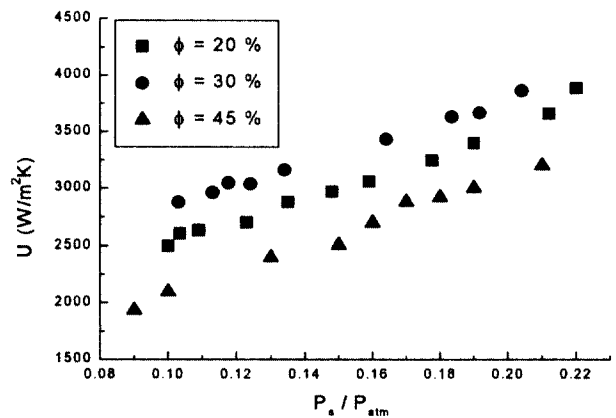


Fig. 5 Plot of overall heat transfer coefficient against saturated vapor pressure of the condenser zone.

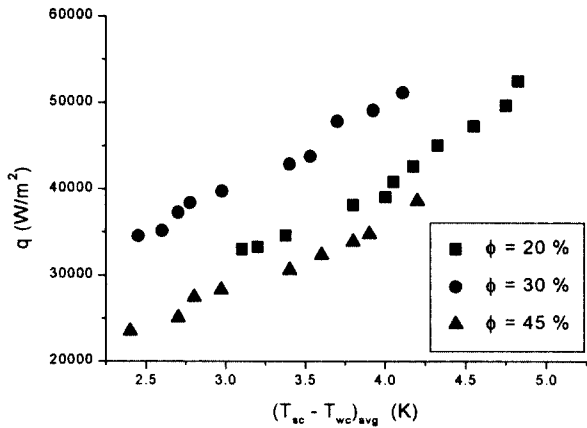


Fig. 6 Heat flux vs. vapor-to-wall temperature of the condenser zone.

내부 그루브를 가진 열사이폰의 총합열전달계수가 평튜브로 제작한 열사이폰보다 현저하게 높게 나오므로 고성능 열교환기를 제작할 수 있다.

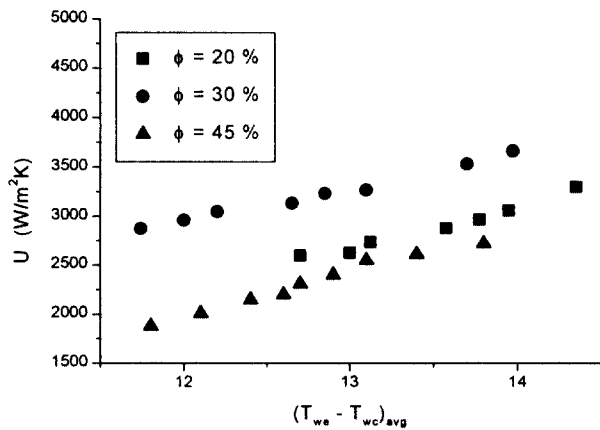


Fig. 7 Plot of overall heat transfer coefficient against operating temperature

### 3.3 작동유체의 체적변화에 대한 열전달 성능

Fig. 8은 열사이폰의 총체적에 대한 작동유체의 체적변화에 대한 열전달율을 나타낸다. 대기압은 101.325 kPa이며, 열사이폰 내부의 수증기의 포화 증기압은 세가지 조건에서 실험데이터를 측정했다. 실험결과로부터 작동유체의 양이 열사이폰의 총체적의 25~30%의 범위에서 최고의 열전달율을 나타내었다. 작동유체의 양이 45%인 경우 30%인 경우 보다 열전달율이 현저하게 감소하였다. 작동유체의 양이 열사이폰의 총체적의 어느 한계 이상 증가하게 되면 작동유체가 포화액체상태로 응축부로 상승하게 되어 열전달 성능을 감소시키는 것으로 고려된다.

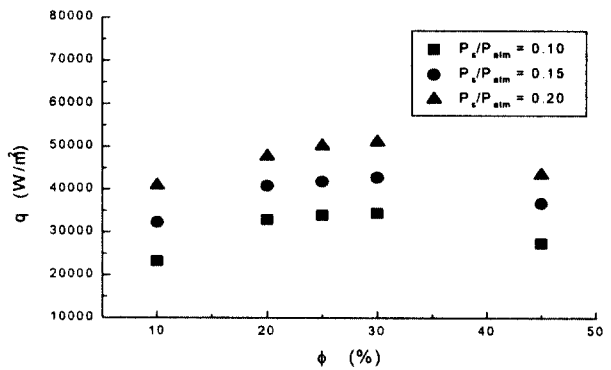


Fig. 8 Heat flux against filling ratio

## 4. 결론

작동유체는 증류수를 사용하고, 내부 그루브를 가진 열사이폰을 제작하여 작동유체의 양 변화와 응축부의 증기온도 변화에 대한 실험적인 연구를 수행한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 작동유체의 봉입량을 10, 20, 25, 30, 45%의 5가지 조건에서 실험한 결과 봉입률 30%에서 열전달 성능이 가장 높게 나타났다.
- 2) 내부 그루브를 가진 열사이폰의 응축열전달계수는 Nusselt의 이론 응축열전달계수 보다 최고 2.5배 정도 높게 나타났다.
- 3) 열전달성능은 포화증기온도가 증가할수록 증가하였으며, 그루브 효과에 의해 보다 더 열전달율이 증가하였다.
- 4) 열사이폰의 열전달 성능은 응축부의 포화증기압력이 증가할수록 증가하였다.

## 참고문헌

1. H. Imura, H. Kusuda, J. I. Ogata, Teruaki Miyaz, and Noriaki Sakamoto, "Heat Transfer in Two-Phase Closed-Type Thermosyphons", Trans. of Japan Soc. of Mech. Engrs., 45-493, Series B, 712~722, 1977
2. B. S. Larkin, Trans. Canada. Soc. Mech. Engng., 14-B6, pp. 1~8, 1971
3. Y. Lee and U. Mital, Int. J. Heat and Mass Transf., 15-9, pp. 1695~1707, 1987
4. C. Tu et al., "The Two Phase Closed Thermosyphon : an Experimental Study with Flow Pattern and Optimum Fill Charge", China-U.S. Seminar on Two-flows and Heat

- Transfer, Sian, 395~405, 1984
5. E. Hahne and U. Gross, "The Influence of the Inclination Angle on the Performance of a Closed Two-Phase Thermosyphon", 4th IHPC, London, 125~135, 1981
  6. K. Negishi and T. Sawada, "Heat Transfer Performance of an Inclined Two-Phase Closed Thermosyphon", Int. J. Heat Mass Transfer, 26, No. 8, 1207~1213, 1983
  7. M. Yiwei, L. Jifu and F. Yi, "The Characteristics of Condensation Heat Transfer in Thermosyphons", 6th IHPC, Grenoble, 597~602, 1987
  8. W. Nusselt, "Die Oberflächenkondensation des Wasserdampfes," Z. Ver. Deut. Ing., 60, 541, 1916
  9. H. Nguyen-Chi and M. Groll, "Entrainment of flooding Limit in a Closed Two-Phase Thermosyphon", 4th IHPC, Tsukuba, 1~6, 1981