

나선코일의 열전달 특성에 관한 연구

박종운[†] · 조동현

([†] 부경대학교 · 대진대학교)

A Study on Heat Transfer Characteristics of Helical Coiled Tube

Jong-Un PARK[†] · Dong-Hyun CHO

Pukyong National University · Daejin University

(Received September 30, 2004 / Accepted November 16, 2004)

Abstract

The two-phase closed thermosyphon is a heat transfer device capable of transfer large quantities of heat from a source to a sink by taking advantage of the high heat transfer rates associated with the evaporation and condensation of a working fluid within the device. A study was carried out with the performance of the heat transfer of the thermosyphon having 50, 60, 70, 80, 90 internal micro grooves in which boiling and condensation occur. A plain thermosyphon having the same inner and outer diameter as the grooved thermosyphon is also tested for comparison. Water, methanol and ethanol have been used as the working fluids. The liquid filling as the ratio of working fluid volume to total volume of thermosyphon, the inclination angle, micro grooves and operating temperature have been used as the experimental parameters. The heat flux and the boiling and the condensation heat transfer coefficient and overall heat transfer coefficient at the condenser and evaporator zone are estimated from the experimental results. The experimental results have been assessed and compared with existing correlations. Imura's and Kusuda's correlation for boiling showed in good agreement with experimental results within $\pm 20\%$ in plain thermosyphon. The maximum heat transfer rate was obtained when the liquid fill ratio was about 25%. The high heat transfer coefficient was found between 25o and 30o of inclination angle for water and between 20o and 25o for methanol and ethanol. The relatively high rates of heat transfer have been achieved in the thermosyphon with internal micro grooves. The micro grooved thermosyphon having 60 grooves shows the best heat transfer coefficient in both condensation and boiling. The maximum enhancement (i.e. the ratio of the heat transfer coefficients of the micro grooved thermosyphon to plain thermosyphon) is 2.5 for condensation and 2.3 for boiling

Key Words: thermosyphon, heat transfer coefficient, internal micro grooves

Nomenclature

A : Area of heat transfer [m^2]

C_p : Specific heat [$J/kg K$]

g : Gravitational acceleration [m/s^2]

k : Thermal conductivity [$W/m K$]

h : Heat transfer coefficient [$W/m^2 K$]

h_{fg} : Latent heat of vaporization [J/kg]

L_b : Bubble length scale [m]

m : Mass flow rate [kg/sec]

[†] Corresponding author : 051-620-6162, pjn9017@pknu.ac.kr

* 이 논문은 2002학년도 부경대학교 발전기금재단의 지원에 의하여 연구되었음.

- P : Pressure [Pa]
 P_{atm} : Atmospheric pressure [Pa]
 q : Heat flux [W/m²]
 r : Radius of thermosyphon [m]
 r^* : Radius of the equilibrium vapor nucleus [m]
 T : Temperature [K]

Greek symbols

- δ : Thermal boundary layer thickness [m]
 μ : Kinematic viscosity [Ns/m²]
 ν : Dynamic viscosity [m²/s]
 σ : Surface tension [N/m]
 ρ : Density of fluid [kg/m³]

Subscripts

- a : Adiabatic section
 avg : average
 b : boiling
 e : Evaporator section
 f : Fluid
 g : Gravitational acceleration
 l : Liquid phase
 in : entrance
 L : Length
 out : Exit
 R : Reference
 sat : Saturation
 sup : Superheated
 v : Vapor
 w : Wall

I. 서 론

열사이폰은 매우 작은 온도차에 의해서도 작동 유체의 비등과 증발에 의해 많은 양의 열유속을 전달할 수 있는 장치이다. 그리고 열사이폰은 작동유체의 귀환이 중력에 의존하는 워(wick)이 없는 열파이프이며 내부에 작은 양의 작동유체를 함유하고 있는 단순한 구조의 튜브이다. 열사이폰의 하부에서 열을 가열하게 되면 열사이폰 내부의 액체는 증발하게 되며, 증발된 증기는 상부로 상승하며, 이때 상승한 증기는 튜브 외부의 냉각 유체에 열을 전달하고 응축된다. 응축된 액체는 중력에 의해 써모사이폰의 내표면을 따라 하부로 유동하게 된다.

Imura 등¹⁾에 의하면 열사이폰의 임계 열유속은

열파이프보다 1.2배 ~ 1.5배 더 높다고 하였다. Savchenkov와 Gorbis²⁾는 열전달 성능과 관련된 변수들에 대해 폭넓은 실험을 수행하고 열사이폰 증발부의 열전달 메카니즘을 기포비등과 액막비등으로 구분하여 무차원군들로 이루어진 열전달 상관식을 제시하였다. 그리고 대부분의 작동조건에서는 열사이폰 증발부 열전달 메카니즘은 핵비등이라고 하였다. Imura³⁾는 열사이폰의 열전달에 미치는 여러 관련인자의 영향을 검토하고 증발부 및 응축부의 영향을 고려한 열전달계수식을 제안하였다.

Andros와 Florschuetz⁴⁾는 열사이폰 내의 유동현상을 가시화하고 증발부에서의 유동형태를 열유속 등 작동상태에 따라 균일 액막 유동과 액막의 리브릿 유동 및 액막에서의 핵비등의 유동영역으로 구분하였다. 그리고 Hirsh burg와 Florschuetz⁵⁾는 액막유동에 대해 층류 유동모델을 적용하여 해석적으로 연구하고자 하였다. 또한 O-Uchi 등⁶⁾은 액막유동과 액막에서의 핵비등 현상을 가시화하고 열전달계수를 증대하기 위한 표면구조에 대하여 연구하였다. 이외에 열사이폰의 열전달계수 및 열저항을 예측하기 위한 연구로 풀내의 핵비등 또는 액막에서의 증발 또는 비등을 고려한 해석적 연구가 진행되었으며 이 분야는 Kaminaga와 Okamoto⁷⁾, Seki⁸⁾, Shiraishi⁹⁾, Ueda 등¹⁰⁾에 의하여 연구가 이루어졌다. 문 등¹¹⁾은 에탄올과 구리관을 사용한 써모사이폰으로부터 써모사이폰 내의 비등 형태를 단순화하여 풀 내에 증기 기포가 발생하지 않는 영역인 자연대류, 가이저가 일어나는 펄스비등, 가열 벽면 위의 활성점이 고르게 분포하고 벽면온도가 진동하지 않는 구간인 확립 핵비등 영역으로 구분하고 증기압력과 열유속의 함수로 이들 비등영역을 표시하는 상관식을 제시하였다.

이와 같은 다양한 응용 예와 에너지 이동의 효율성을 가진 열사이폰은 국내에서는 아직 실용화가 이루어지지 않고 있다. 그리고 다양한 작동

유체의 종류에 대한 연구보고가 미흡한 실정이다. 그리고 특히 비등 및 응축의 잠열을 이용한 열교환기 분야에서는 고성능화를 위해 마이크로 그루브형 튜브가 사용되고 있다. 그러나 열사이폰 열교환기에 마이크로 그루브를 적용한 사례는 극히 드물다. 그리고 열사이폰의 경사각 변화에 대한 열전달 성능의 변화에 연구가 다소 많이 되고 있으나 다양한 작동유체의 종류에 대한 연구가 요구되고 있다. 그러므로 본 연구에서는 열사이폰 열교환기의 기하학적 형태, 유체의 물성, 봉입율, 열유속 및 내부압력 등 열사이폰 열교환기의 작동에 관련된 변수들에 관하여 연구하고자 한다.

II. 이론 해석

2.1 열사이폰의 작동 원리

열사이폰이 안정된 상태에서 작동할 때의 열이송 경로와 열사이폰 내부 작동유체의 상변화 및 유동상태는 Fig. 2.1에 도시되어 있다.

증발부에 열부하가 가해지면 용기 하단으로부터 액상의 작동유체가 비등을 일으켜 기화되고, 증기가 응축부로 이송된다. 응축부의 냉각된 벽면 위에서 작용하는 중력 등의 체적력에 의해 관벽을 따라 증발부로 되돌아오게 된다. 이 과정이 연속적으로 진행됨에 따라 용기의 하단으로부터 상단으로 열전달이 이루어지게 된다. 이러한 열전달 과정에서는 작동유체를 구동하는데 외부로부터 일의 공급은 없으며, 이 부분이 열사이폰이 기존의 대류 열전달 장치와 다른 점이다. 열사이폰의 열전달 과정이 기-액 상변화에 의존하기 때문에 양단 사이의 온도차이가 적으며, 따라서 열사이폰의 열전도는 동일한 형상의 고체 물질에 비하여 수천 배의 열전도를 갖는다.

2.2 핵비등의 생성 메커니즘

열사이폰의 펄스비등은 풀 내부 핵비등에 관련

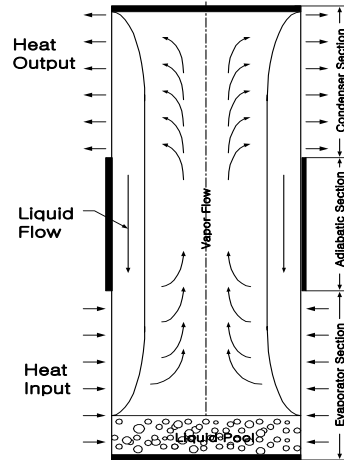


Fig. 2.1 A Schematic Diagram of a Closed, Gravity Assisted, Two-phase Thermosyphon

되어 있으며, 따라서 펄스비등 과정을 이해하기 위해서는 가열벽면 위에서 발생하는 증기핵의 생성 및 성장 거동 메커니즘에 대한 이해가 필요하다. 일반적으로 풀을 이루는 액체 내부에 가열벽면이 잠겨있고, 가열벽면이 포화온도 이상으로 가열되면 벽면에 분포된 작은 공동(cavity)으로부터 증기핵이 형성되고 이 증기핵은 액체로부터 증기를 얻어 성장한다. 이러한 과정의 기화를 이질 핵비등이라 한다. 반경 r 의 기포가 꺼지지 않고 평형상태를 유지하기 위한 조건으로부터 압력 평형식은 식(2.1)과 같이 표현된다.

$$P_v + P_a - P_f = 2 \frac{\sigma}{r} \quad (2.1)$$

Fig. 2.2는 이질핵비등에서 증기핵의 생성 메커니즘을 나타내고 있다. 공동 내에는 증기 또는 공기 등의 기체가 존재하고, 그 계면은 처음(지점 1)상태에 있다. 가열벽면이 액체 풀의 포화증기온도 이상으로 과열되면 성장하여 상부로 이동하여 공동의 입구에 도달하고, 점차 공동내의 증기압력이 증가함에 따라 계면은 불룩한 형상(지점 4)을 갖게된다.

이때 기포의 포화온도 보다는 높아야 한다. 한

편 볼록한 계면의 곡률 반경은 핵이 성장하여 평평한 면의 접촉각 θ 가 형성될 때까지 감소한다. 이후 지속적인 기포의 성장으로 곡률 반경이 접

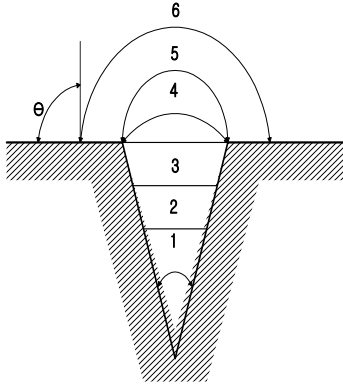


Fig. 2.2 Nucleation from Cavity on a Heated Wall

차로 증가하고, 기포는 부력에 의해 표면으로부터 이탈한다. 따라서 공동의 크기와 벽면과 기포 주위 온도장의 과열도는 밀접한 관계를 가진다.

기포가 성장 후 이탈하게 되면 그 빈 공간으로 주위에 있는 상대적으로 차가운 액체가 미끄러져 들어온다. 이후 가열면으로부터 기존의 열경계층에 비해 차가운 액체가 들어온다. 가열면으로부터 기존의 열경계층에 비해 차가운 액체로의 전도 열전달이 이루어져 기포핵은 다시 가열된다. Fig. 2.3은 액체 풀 내에 잠겨있는 가열표면에서 기포핵이 성장하여 이탈하는 핵비등 메카니즘에 대하여 기포핵과 그 주위 액체층 내의 온도분포를 나타내고 있다. 열경계층 내의 온도분포가 선형적이라고 가정할 때 단상 자연대류에서 계수가 h 이면 δ 는 근사적으로 식(2.2)와 같이 표현할 수 있다.

$$h = \frac{k_f}{\delta} \quad (2.2)$$

Hsu¹²⁾는 핵성장의 기준을 기포 주위의 액체온도가 기포핵이 평형상태로 존재하는 포화온도를 초과하는 것으로 보인다. 따라서 액체온도 분포선과 평형상태식의 교차점에서 기포핵이 성장할 수

있는 조건이 되는 것이다. 그림으로부터 가열면에서 기포온도 T_g 에 해당되는 액체온도 등온선까지

$$T_y = T_w - q \frac{y}{k_f} \quad (2.3)$$

거리가 $y = nr_c$ 일 때 기포핵이 성장할 수 있다. 이때 $T_f = T_g$ 이고 따라서

$$\frac{dT_f}{dy} = \frac{dT_g}{dr} \quad (2.3)$$

가 성립해야 한다. 기포가 이탈 할 때의 기포의 상단위치 y 는 공동크기 r_c 에 대해 Hsu¹²⁾는 $2r_c$ 로, Han와 Griffith¹³⁾는 $1.5r_c$ 를 제안하고 있다.

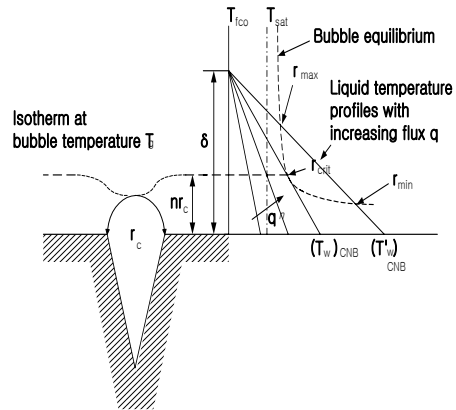


Fig. 2.3 Onset of Nucleation in Pool Boiling

Hsu¹²⁾는 위의 결과들로부터 증기핵의 생성에 필요한 벽의 과열조건에 대하여 식(2.4)를 얻었다.

$$\Delta T_{sup} = 12.8 \sigma_l \frac{T_{sat}}{fg \rho_l k_f \beta} = 3.06 \sigma_l \frac{T_{sat}}{\rho_l k_f \beta} \quad (2.4)$$

여기서 δ 는 열경계층 두께로 $2r_c$ 를 적용한 것이다. 일반적으로 이 크기는 대기압에서 $2.5 \times 10^{-3} cm$ 로 알려져 있다. 대기압 조건에서 과열도 ΔT_{sup} 는 증류수 $1.9^\circ C$ 에탄올 $0.51^\circ C$ 를 가진다.

한편 과열도에 대해 Han와 Griffith¹⁴⁾는 기포온

도의 등온선에 굴곡이 발생하지 않는다는 가정하에 핵 생성을 위한 가열면의 과열도를 얻을 수 있는 식(2.5)를 제시했다.

$$(T_w - T_{sat}) = \left[\frac{8\sigma q T_{sat} V_g}{h_{fg} k_l} \right]^{1/2} \quad (2.5)$$

2.3 핵비등 열전달계수 및 열전달 상관식

일반적으로 써모사이폰내 비등 열전달은 작동유체 충전율이 10% 이상인 경우 핵비등이 지배적인 인자이며, 증발부의 2상 유동형태는 기포류(bubbly flow), 슬러그류(slug flow), 처연류(churn flow)등으로 열유속, 압력의 크기에 따라 유동형태가 구분된다. 풀비등에 관계된 열전달계수에 대한 예측은 그 동안 많이 연구되어 왔으며 1952년에 Rohsenow¹⁵⁾가 제시한 식은 일반적으로 자주 사용되는 식이다. 이 식은 풀에서의 핵비등 현상을 단상의 강제대류 난류유동의 열전달 형태로 무차원화 표현하였다. 즉, 핵비등 열전달 상관식을 강제대류 난류유동의 경우처럼 $Nu = f(Re, Pr)$ 의 형태로 설정하고 증기의 걸보기 속도 U_b 와 특성길이 L_b 를 식(2.6)과 같이 정의하였다.

$$U_b = \frac{q}{h_{fg} \rho_l}, \quad L_b = \left[\frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)} \right]^{1/2} \quad (2.6)$$

그리고,

$$Nu = \frac{hL_b}{k_l}, \quad Pr_l = \frac{Cp_l \mu_l}{k_l}, \quad Re = \frac{\rho_v U_b L_b}{\mu_l}$$

로부터 식(2.7)와 같은 상관식을 전개하였다.

$$\frac{Cp_l \Delta T_{sat}}{h_{fg}} = C_{sf} \left[\frac{q}{h_{fg} \mu_l} \left[\frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)} \right]^{1/2} \right]^m \left[\frac{Cp_l \mu_l}{k_l} \right]^{1+m} \quad (2.7)$$

여기서, 실험을 통해 경험적으로 넓은 압력범위의 여러 액체에서 $n=0.33$, $m=0.7$ 을 제시하고 있으며 C_{sf} 는 가열표면-액체조합에 따른 실험상수로 가열표면의 조도와 주어진 액체가 표면을 잘 적시는가를 나타낸다.

이 상관식으로부터 증발부 벽면의 열전달계수를 나타내면 식(2.8)과 같이 된다.

$$h_R = q^{0.67} / \left\{ \frac{h_{fg} C_{sf}}{Cp_l} \left[\frac{1}{h_{fg} \mu_l} \left[\frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)} \right]^{1/2} \right]^{0.33} \left[\frac{Cp_l \mu_l}{k_l} \right]^{1.7} \right\} \quad (2.8)$$

여기서 C_{sf} 는 액체-고체 표면에 따라 다르며, 에탄올-구리인 경우는 0.0027을, 증류수-구리에서는 0.013이 사용된다.

Kutatekaedze¹⁶⁾는 수평 크롬판 위 가열벽면의 풀에서 핵비등 열전달에 대한 실험결과를 이용하여 넓은 포화증기 온도범위에 대해 적용 가능한 식(2.9)의 상관식을 제시하였다.

$$h_k = 0.0007 Pr_l^{0.35} \left(\frac{k_l}{L_b} \right) \left(\frac{q L_b}{\rho_v h_{fg} V_l} \right)^{0.7} \left(\frac{PL_b}{\sigma} \right)^{0.7} \quad (2.9)$$

완전 발달된 핵비등 영역에서의 써모사이폰의 열전달계수를 Imura³⁾는 다음과 같이 제시했다.

한편 써모사이폰의 증발부에서 환상액막이 지배적인 경우 액막을 통한 대류비등을 적용해야하며 Xu 등¹⁷⁾은 식(2.10)과 같은 식을 제안하고 있다.

$$h_l = 0.32 \frac{\rho_l^{0.65} k_l^{0.3} Cp_l^{0.7} g^{0.2} q^{0.4}}{\rho_v^{0.25} h_{fg}^{0.4} \mu_l^{0.1}} (P_{sat} / P_{atm})^{0.3} \quad (2.10)$$

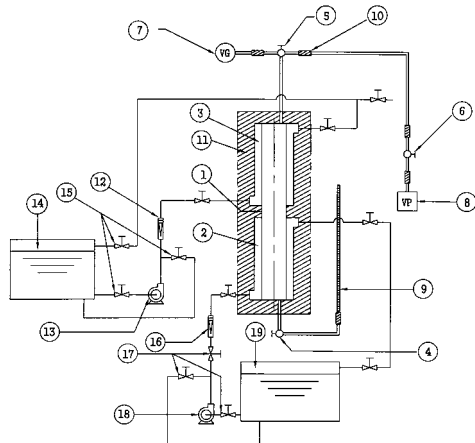
III. 실험장치 및 방법

3.1 실험장치 및 방법

Fig. 3.1은 본 연구에 사용된 실험장치의 개략도를 나타낸다. 실험장치는 시험구간, 냉각수 순환회로, 가열수 순환회로, 고진공시스템, 온도 측정 및 기록장치로 구성된다. Fig. 3.2는 열사이폰의 시험구간을 나타낸 것이다. 시험구간의 총길이는 1200mm이다. 시험구간은 증발부, 단열부, 응축부로 구성되며, 증발부와 응축부의 길이는 각각 550mm이며, 단열부는 100mm이다. 써모사이폰은

내경이 14.28mm이고, 외경은 15.88mm이다. 써모사이폰의 재질은 구리이며 외표면은 평관형과 마이크로 그루브형 모두 아무런 가공이 없는 매끈한 파이프를 사용하였으며 내표면은 평관형은 가공이 없는 매끈한 상태이고 마이크로 그루브형은 그루브가 있는 형상을 사용하였다. 가열수용 항온조에서 일정한 온도로 가열된 가열수는 펌프를 통하여 길이 550mm, 내경 38mm, 외경 42mm인 가열수 챔버의 환상공간 내부로 흘러 써모사이폰의 증발부를 가열한다. 냉각수 또한 냉각수용 항온조에서 일정한 온도로 유지되어 펌프를 통하여 길이 550mm, 내경 38mm, 외경 42mm인 냉각수 챔버의 환상공간 내부로 흘러 써모사이폰의 응축부를 냉각시킨다. 시험구간의 외부는 주위로부터

각 50mm 두께의 단열보온재를 사용하며, 시험구간의 단열부도 단열재를 사용하였다. 그리고 시험장치의 중심부에 흰지를 설치하여 자유로이 회전할 수 있는 실험대를 제작하여 시험구간을 실험대에 고정시켜 임의의 경사각을 실험할 수 있도록 하였다.



1. Test Tube
2. Heating Water Chamber
3. Cooling Water Chamber
4. Vacuum Valve
5. Vacuum Valve
6. Vacuum Rubber Hose
7. Vacuum Gauge
8. Vacuum Pump
9. Measuring Device for Liquid Level
10. Vacuum Rubber Hose
11. Insulation
12. Coolant Flow Meter
13. Coolant Pump
14. Coolant Constant Temperature Bath
15. Coolant Control Valve
16. Heating Water Flow Meter
17. Heating Water Control Valve
18. Heating Water Pump
19. Heating Water Constant Temperature Bath

Fig. 3.1 A Schematic Diagram of Experimental Apparatus

열손실을 방지하기 위하여 가열부와 응축부에 각

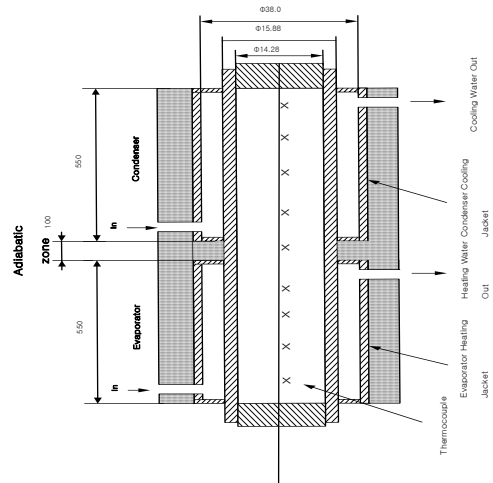


Fig. 3.2 Cross-Sectional View of the Experimental Two-Phase Closed Thermosyphon

가열수 순환회로는 폐회로로 구성되었고, 용량 100 l, 작동온도 범위가 0°C~100°C 인 항온조를 사용하였다.

이러한 항온조에서 일정한 온도로 가열된 가열수는 펌프를 통하여 열사이폰의 증발부인 가열수 챔버로 공급된다. 환상공간인 가열수 챔버로 흐르는 가열수의 유량은 직경이 20mm이며 0.15~1.5 m³/h까지 유량공급이 가능한 유리 테이퍼관 부유식 유량계를 사용하고 유량제어밸브로 조정하여 가열수가 일정한 유량으로 흐르게 하였다. 폐회로 구성된 냉각수 순환회로는 용량이 130 l 이고 작동온도범위가 0°C~100°C 인 항온조를 사용하였다. 이러한 일정한 온도의 냉각수는 펌프를 통하여 써모사이폰의 응축부인 냉각수 챔버로 공급된다.

냉각수 유량의 측정은 부유식 유량계(25mm이며 0.3~3.5 m³/h)를 사용하고 유량제어밸브에 의하여 일정한 유량으로 흐르게 하였다. 저장탱크는 실험에 필요한 공급수를 1차로 저장탱크에 저장하여 불순물을 침전시킨 깨끗한 공급수는 가열 항온조 및 냉각 항온조로 필터를 거쳐서 시험구간으로 보내어지며 시험구간의 가열수는 증발부로 흐르며 냉각수는 응축부로 공급되어진다.

써모사이폰의 증발부와 응축부를 통과한 가열수와 냉각수는 각각 가열수용 항온조와 냉각수용 항온조로 귀환하여 다시 일정한 온도로 유지되어 순환한다.

이러한 가열수, 냉각수 순환회로의 파이프라인은 외부로부터 열손실을 방지하기 위하여 두께 10mm의 단열 보온재로 단열하였다.

온도측정 및 기록장치는 온도측정장치, 데이터로거(data logger), 컴퓨터로 구성된다. 열사이폰의 파이프 표면온도를 측정하기 위하여 파이프 표면에 폭 2mm, 깊이 0.3mm, 길이 20mm 크기의 홈을 밀링 가공하여 파이프를 에탄올로 깨끗이 세척하여 열전대선 접점의 홈에 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 온도센서 4점을 심었다. 본 연구에 사용된 열전대와 온도센서들은 냉점을 통하여 보정하였다. 튜브 내부의 증기온도를 측정하기 위하여 K타입의 Nicr-Ni 열전대를 사용하여 온도측정을 센서를 통해서 측정하였고, 파이프 표면온도를 측정하는 열전대는 T타입 Cu-CuNi 열전대를 사용하였으며, 가열수 챔버와 냉각수 챔버 입구 및 출구의

온도를 측정하기 위하여 Pt 100 백금 온도센서를 이용하였다. 이렇게 시험구간에 설치한 22점의 열전대와 온도센서들에 의하여 온도가 측정되면 데이터 로그를 통하여 컴퓨터로 전송되어 0.01℃까지 정확한 값으로 기록되어 파일로 저장된다.

3.2 실험재료

실험에 사용한 재료는 평관형과 다섯 가지의 마이크로 그루브형의 동관을 사용하였고, 마이크로 그루브형 열사이폰에 사용된 형상에 대한 상세한 규격은 Table 1과 같다. 이와 같이 마이크로 그루브형 열사이폰의 마이크로 그루브수의 변화에 따른 열전달 성능을 연구하기 위해, 마이크로 그루브수를 50, 60, 70, 80, 90개의 다섯 가지 조건을 선택하였다.

Table 1 Geometric Specification of Grooved Thermosyphon

No.	Do (mm)	Di (mm)	Groove (No.)	Groove (depth)	Groove (angle)
1	15.88	14.28	50	0.29	42.1
2	15.88	14.28	60	0.29	42.1
3	15.88	14.28	70	0.29	42.1
4	15.88	14.28	80	0.29	42.1
5	15.88	14.28	90	0.29	42.1

IV. 결과 및 고찰

4.1 시험튜브 벽면온도 분포

Fig. 4.1~Fig. 4.3은 평관형의 튜브를 사용한 열사이폰의 증발부, 단열부 및 응축부의 벽면온도 분포를 나타낸다. 실험에 사용된 작동유체는 증류수, 메탄올 및 에탄올이다. 모든 변수는 일정하게 하고, 증발부에 순환하는 가열수의 온도 변화에 대한 열사이폰의 벽면온도 분포의 변화를 나타낸다. 증발부에 순환하는 가열수의 온도는 60℃~90℃ 범위에서 실험데이터를 산출하였다. 작동유체

의 봉입률은 30%로 선정하였다. 증발부에서는 온도분포가 비교적 일정하게 나타났으나, 응축부에서는 온도분포가 조금 산포되어 있음을 알 수 있다.

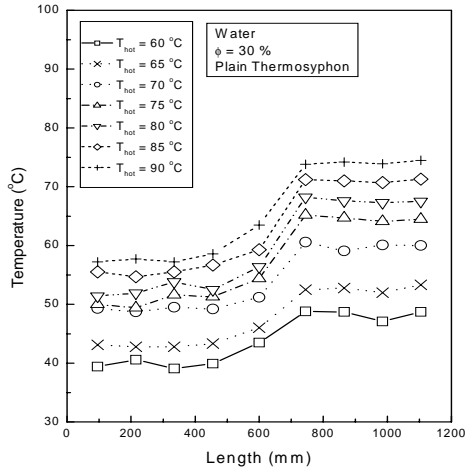


Fig. 4.1 Temperature Distribution along the Length of Plain Thermosyphon

벽면을 따라 하부 방향으로 유동할 때 파동과 리브릿을 형성하는 불규칙한 유동에 의해 기인된다. 그러나 전 범위의 영역에서 써모사이폰의 증발부, 단열부 및 응축부의 벽면온도 분포는 비교적 균일한 분포를 나타내었다. 가열수의 온도가 증가함에 따라 열사이폰의 증발부, 단열부 및 응축부의 벽면온도 분포는 증가하였다.

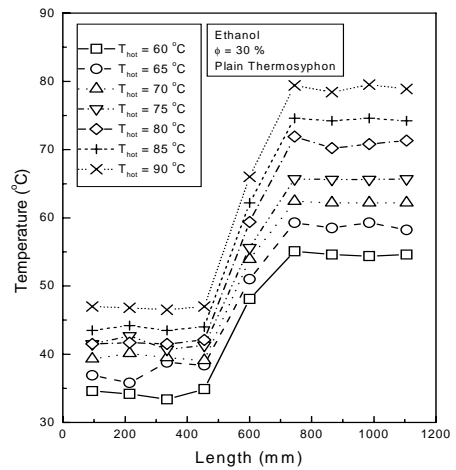


Fig. 4.3 Temperature Distribution along the Length of Plain Thermosyphon

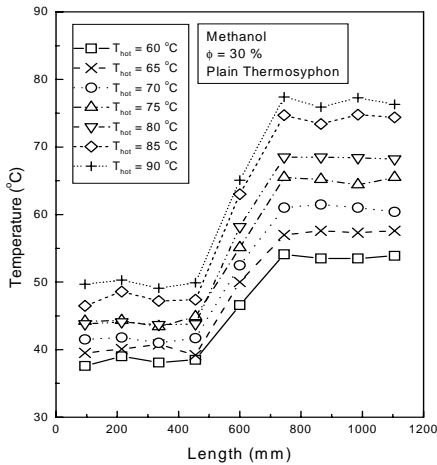


Fig. 4.2 Temperature Distribution along the Length of Plain Thermosyphon

본 실험에서 작동유체의 종류에 따라서 응축부에서는 증류수, 메탄올, 에탄올 순으로 벽면온도 분포가 높게 나타나고 있으며 증발부에서는 에탄올, 메탄올, 증류수 순으로 나타내고 있다. Fig. 4.4-Fig. 4.6은 모든 변수는 일정하게 하고, 작동유체의 종류에 대한 써모사이폰의 벽면온도 분포를 나타낸다. 증발부에 순환하는 가열수의 온도는 60°C, 70°C, 80°C의 세 가지 온도조건에서 실험데이터를 산출하였으며 봉입률 30%의 경우이다. 작동유체가 잠열이 큰 유체일수록 열사이폰의 응축부 벽면온도 분포는 높게 나타났으며, 증발부 벽면온도 분포는 낮게 나타났다. 즉, 작동유체가 잠열이 큰 증류수인 경우가 상대적으로 잠열 값이

이와 같은 현상은 응축부에서 응축액이 튜브

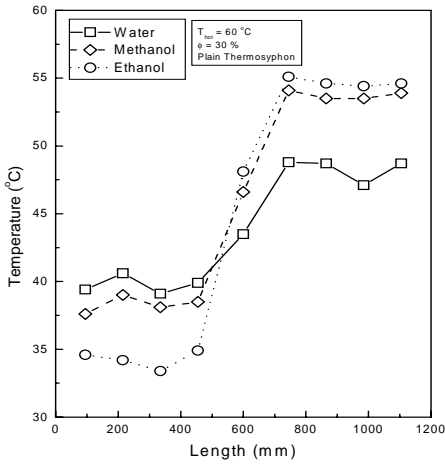


Fig. 4.4 Temperature Distribution along the Length of Plain Thermosyphon

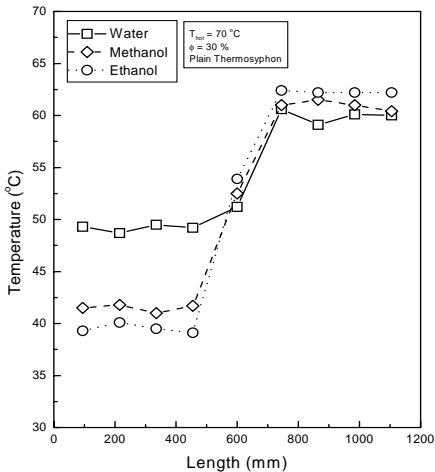


Fig. 4.5 Temperature Distribution along the Length of Plain Thermosyphon

적은 메탄올 및 에탄올보다 써모사이폰의 응축부 벽면온도 분포는 높게 나타났으며, 증발부 벽면온도 분포는 낮게 나타났다. 이와 같은 현상은 열사이폰 내부의 증발부에서 발생한 포화증기 중

보다 더 많은 양이 응축부로 상승하여 응축부의 챔버에 순환하는 냉각수로 열전달이 되는 것으로 판단된다. 포화증기의 잠열이 클수록 보다 더 많은 양의 열량을 냉각수에 전달시킬 수 있으므로 써모사이폰의 응축부 벽면온도 분포는 높게 나타나는 것으로 판단된다.

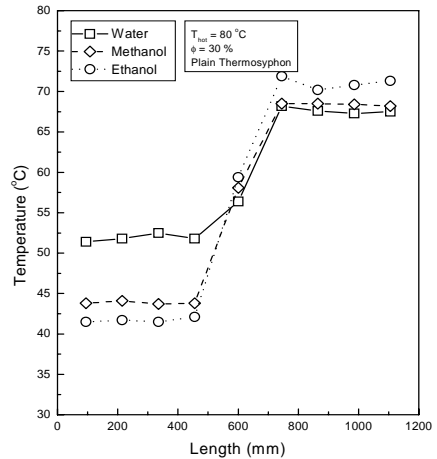


Fig. 4.6 Temperature Distribution along the Length of Plain Thermosyphon

포화증기가 열을 냉각수에 전달하고, 응축액이 되면 중력에 의해 응축액이 증발부로 귀환하게 된다. 열사이폰의 증발부에 귀환되는 응축액 양이 증가할수록 증발부의 작동유체의 온도는 감소하게 된다. 그러므로 잠열이 큰 작동유체일수록 증발부의 표면온도는 감소하게 된다. 응축부에서 열전달율이 많을수록 응축액 양은 증가하게 된다. 그리고 열사이폰의 벽면온도 분포는 잠열이 큰 증류수인 경우보다 표면장력 값이 적은 메탄올 및 에탄올이 비교적 균일한 분포를 나타내었다.

4.2 비등 열전달계수 (평관형)

증발부의 포화액이 단위 시간당 비등질량 (m_b)에 의한 비등열량 (Q_b)은 식(4.1)에 의해 구했다.

$$Q_b = m_b h_{fg} \quad (4.1)$$

여기서 h_{fg} “
 $= h_{fg} + 0.68 C_{p, cool} (T_{in} - T_{out})_{avg}$ ” 이다.

가열수가 잃은 에너지량 (Q_{hot})은 증발부를 통과한 단위 시간당의 가열수 질량에 따라서 식(4.2)에 의해 구했다.

$$Q_{hot} = m_{hot} C_{p, hot} (T_{in} - T_{out})_{avg} \quad (4.2)$$

이와 같은 정상 상태 조건하에서 측정된 데이터로부터 식(4.3)을 이용하여 실험 비등 열전달계수를 구했다.

$$h_e = \frac{Q_{avg}}{A_o \Delta T_{wf}} = \frac{(Q_{cool} + Q_{hot})/2}{A_o (T_{we} - T_{fe})_{avg}} \quad (4.3)$$

Fig. 4.7과 Fig. 4.8은 Imura³⁾ 및 Kusuda¹⁸⁾의 비등 이론식과 실험결과를 비교한 그림이다. 증발부에서의 순수 비등 이론식은 비등과정의 복잡성 때문에 존재하지 않는다. 그러므로 비등 열전달계수 값은 경험식에 의해 구한다.

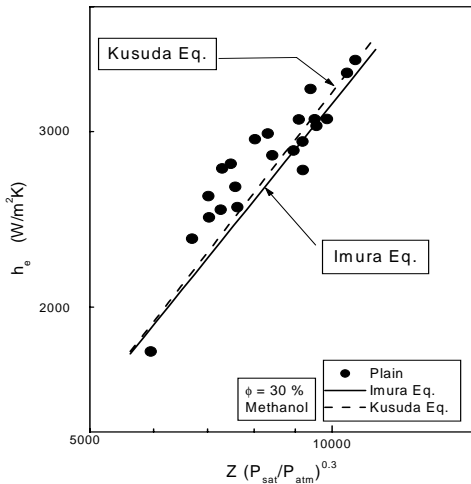


Fig. 4.7 Comparison of the Experimental Data with Correlations

2상 밀폐 열사이폰 내부에서의 비등은 포화증기 압력이 변하는 것 외에는 대기압하에서 발생하는 비등현상과 같다. 일반적으로 2상밀폐 열사이폰 내에서의 비등은 진공에 의해 대기압보다 낮은 압력에서 발생하지만, 개방 열사이폰은 대기압하에서 비등이 발생한다. 개방 열사이폰에 대하여 Imura³⁾는 차원해석을 토대로 하여 식(4.4)와 같이 비등 대류 열전달계수를 구할 수 있는 경험식을 세웠다.

$$h_e = 0.32 Z \left(\frac{P_{sat}}{P_{atm}} \right)^{0.3} \quad (4.4)$$

여기서

$$Z = \frac{\rho_l^{0.65} k_l^{0.3} c_{pl}^{0.7} g^{0.2} q_e^{0.4}}{\rho_v^{0.25} h_{fg}^{0.4} \mu_l^{0.1}} \text{ 이다.}$$

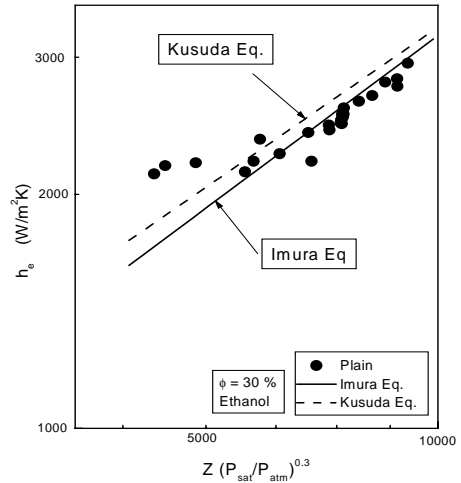


Fig. 4.8 Comparison of the Experimental Data with Correlations

Fig. 4.7과 Fig. 4.8에서 나타낸 바와 같이 Imura²⁰⁾ 및 Kusuda¹⁸⁾의 경험식과 본 연구의 실험값은 비교적 잘 일치하였다. 그리고 열유속이 적은 범위에서는 경험식 보다 실험값이 비교적 높게 나타났으나, 열유속이 큰 범위에서는 반대 현

상을 나타내었다.

4.3 비등 열전달계수 (마이크로 그루브형)

Fig. 4.9 ~ Fig. 4.13은 평관형 열사이폰과 마이크로 그루브형 열사이폰의 비등 열전달계수를 비교하였다. 실험에서 작동유체는 증류수, 메탄올 및 에탄올을 사용하였다. 평관형 열사이폰의 실험값은 Imura³⁾의 비등 경험식과 비교하였다.

작동유체의 봉입율은 열사이폰 총체적의 30%를 봉입하였다. 열사이폰의 마이크로 그루브수는 60그루브이다. 그리고 열사이폰의 증발부에 순환하는 가열수의 온도를 변수로 하여 실험데이터를 산출하였다. 열유속이 증가함에 따라 비등 열전달계수는 증가하였다. 평관형 열사이폰의 비등 열전달계수는 작동유체가 증류수인 경우 실험값이 Imura³⁾의 비등 경험식보다 대부분 낮게 나타났다. 그리고 작동유체가 메탄올과 에탄올인 경우 실험값은 Imura³⁾의 비등 경험식과 비교적 잘 일치하고 있다. 그리고 작동유체가 증류수, 메탄올 및

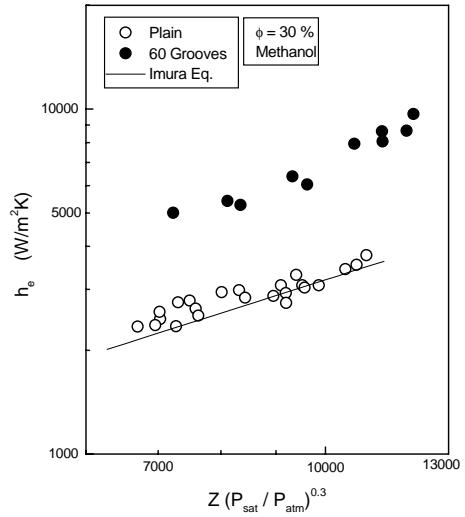


Fig. 4.10 Comparison of the experimental data with Imura's correlation

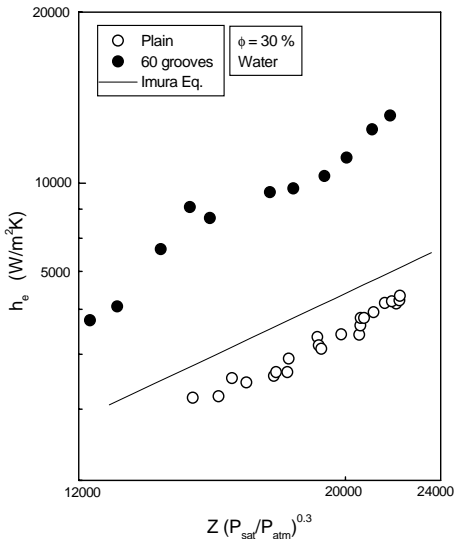


Fig. 4.9 Comparison of the experimental data with Imura's correlation

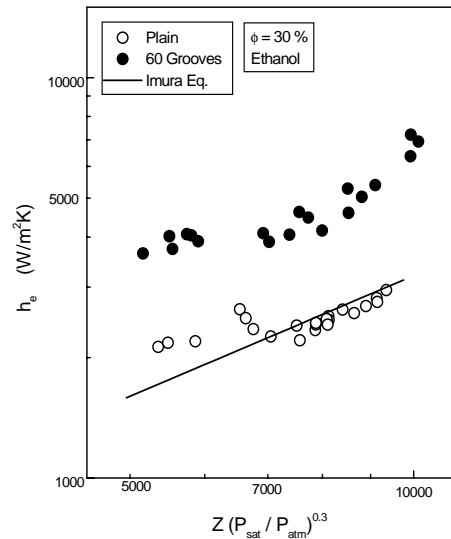


Fig. 4.11 Comparison of the experimental data with Imura's correlation

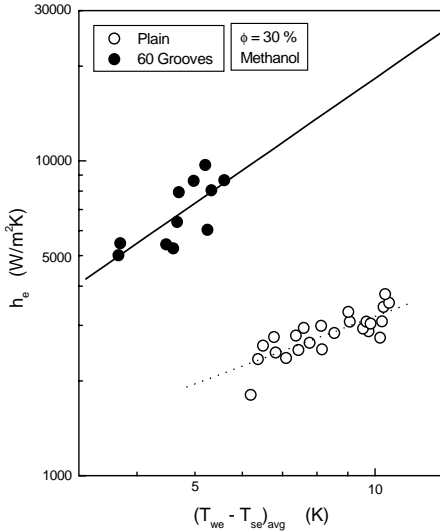


Fig. 4.12 Measured Average Boiling Heat Transfer Coefficient vs. Wall-to-Liquid Temperature Difference

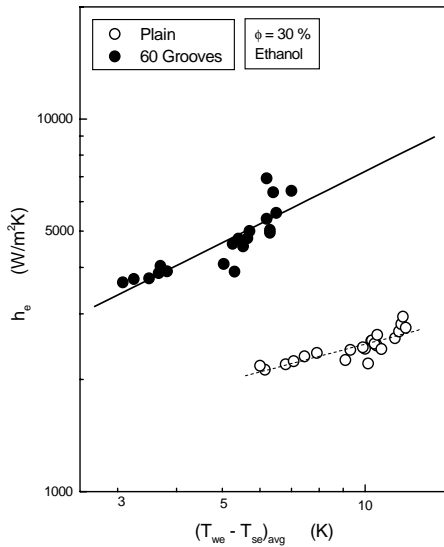


Fig. 4.13 Measured Average Boiling Heat Transfer Coefficient vs. Wall-to-Liquid Temperature Difference

에탄올의 세 가지 종류의 실험에서 전 범위에 실험값과 이론값의 오차는 $\pm 20\%$ 범위에서 잘 일치하고 있다. 열전도계수와 증발 잠열값이 큰 증류수가 작동유체인 경우의 비등 열전달계수 값은 작동유체가 메탄올과 에탄올인 경우보다 비등 열전달계수가 높게 나타났으며 이는 응축 열전달의 결과와 같다.

그러므로 열전달 성능에서 고려할 경우 열사이폰의 작동유체로서는 증류수가 아주 좋은 작동유체로 판단된다. 그리고 증류수, 메탄올과 에탄올을 작동유체로 사용하고, 이와 같은 실험조건에서 평관형 열사이폰과 마이크로 그루브형 열사이폰을 실험한 결과 평관형 열사이폰보다 마이크로 그루브형 열사이폰의 비등 열전달계수가 실험 전 범위에서 높게 나타났으며, 작동유체가 증류수인 경우 2배~2.5배, 메탄올인 경우 1.5배~2배, 에탄올인 경우 1.3배~1.5배 정도 증가하였다. 이와 같이 마이크로 그루브형 열사이폰에서 열전도계수와 증발 잠열값이 큰 작동유체일수록 비등 열전달계수 값의 증가폭이 크게 나타났다.

V. 결 론

실험적인 연구를 수행한 결과를 요약하면 다음과 같은 결론을 얻을 수 있다.

1. 실험 비등열전달계수는 이론 비등열전달계수와 $\pm 20\%$ 에서 잘 일치하였다.
2. 열전도계수와 증발 잠열값이 큰 증류수가 메탄올 및 에탄올보다 비등열전달계수가 높게 나타났다
3. 마이크로 그루브수를 50, 60, 70, 80, 90그루브의 다섯 가지 조건에서 실험 한 결과, 열사이폰의 비등열전달 성능은 그루브수가 60그루브인 경우가 최대 값을 나타냈다.
4. 마이크로 60그루브형이 평관형보다 비등 열전달계수가 높게 나타났으며 작동유체가 증류수인 경우 2배~2.5배, 메탄올인 경우 1.5배~2배,

에탄올인 경우 1.3배~1.5배 높게 나타났다.

5. 마이크로 그루브형 써모사이폰에서 작동유체는 증류수를 사용하고, 봉입율이 10%, 20%, 25%, 30%, 40%인 경우를 실험하였을 때 봉입율 25% 일 때 최대 응축 열전달 성능을 나타냈다.

참고 문헌

1. Imura, H., Kusuda, H., Ogata, J. I., Miyaz, T. and Sakamoto, N., "Heat Transfer in Two-Phase Closed-Type Thermosyphons", Trans. of Japan Soc. of Mech. Engrs., pp.485~493, 1977.
2. Savchenkov, G. A. and Gorbis, Z. R., "Boiling Heat Transfer in Low Temperature Evaporating Thermosyphons", Proc. of the 5th All-Union Conf. on Heat and Mass Transfer, Vol. 3, pp.87~91, 1976.
3. Imura, H., Kusuda, H., Ogata, J., Miyazaki, T. and Sakamoto, N., "Heat Transfer in Two-Phase Closed-Type Thermosyphon", Heat Transfer Japanese Research, 8, No. 2, pp.41~53, 1979.
4. Andros, F. E., "Heat Transfer Characteristics of the Two-Phase Closed Thermosyphon (Wickless Heat Pipe) Including Direct Flow Observation", Ph. D. Thesis, Arizona State University, 1980.
5. Hirshburg, R. I. and Florschuetz, L. W., "Laminar Wavy-Film Flow: Part 1- Hydrodynamic Analysis, Part 2-Condensation and Evaporation", Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 104, pp.452~464, 1982.
6. O-uchi, M., Tanaka, Y., Izumi, M., Yamakawa, N. and Takeyama, T., "The Boiling Heat Transfer of a Liquid Film Formed in the Evaporator of a Thermosyphon", Trans, JSME, 54권, 507호, pp.3227~3231, 1988.
7. Kaminaga, F. and Okamoto, Y., "Heat Pipe(1st Report, Boiling Heat Transfer Correlation in Heating Section)", Trans. JSME(B), Vol. 58, No. 552, pp.2543~2549, 1992.
8. Seki, N., Fukusako, S. and Koguchi, K., "An Experimental Investigation of Boiling Heat Transfer of Fluorocarbon R-11 Refrigerant for Concentric-Tube Thermosyphon", Trans. ASME J. Heat Transfer, Vol. 103, pp.472~477, 1981.
9. Shiraiishi, M., Kikuchi, K. and Yamanishi, T., "Investigation of Heat Transfer Characteristics of a Two-Phase Closed Thermosyphon", Advances in Heat pipe Technology, Pergamon Press, pp.95~104, 1981.
10. Ueda, T., Miyashita, T. and Chu, P. H., "Heat Transport Characteristics of a Closed Two-Phase Thermosyphon", Trans. JSME(B), Vol. 54, No. 506, pp.2848~2855, 1987.
11. 문석환, 강환국, 김철주, 박이동, 황영규, "밀폐형 2상 열사이폰의 Pool 내부 Pulse Boiling에 관한 연구", 대한 기계학회 95년도 열 및 유체공학부분 학술대회 논문집, pp.95~99, 1995.
12. Hsu, Y. Y., "On the Size of Range of Active Nucleation Cavities on a Heating Surface", Trans. ASME, J. Heat Transfer, Vol. 84, pp.207~216, 1962.
13. Han, C. Y. and Griffith, P., "The Mechanism of Heat Transfer in Nucleate Pool Boiling", Parts I and II, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 8, pp.887~914, 1965.
14. Savic, P., "Discussion on Bubble Growth

- Rates in Boiling", Trans. ASME J. Heat Transfer, Vol. 80, pp.726~728, 1958.
15. Rohsenow, W. M., "Boiling Heat Transfer in Developments in Heat Transfer" , M. I. T. Press, Cambridge, Mass., 1964.
 16. Kutateladze, S. S. and Gogonin, I. I., "Growth Rate and Detachment Diameter of a Vapor Bubble in Free Convection Boiling of a Saturated Liquids", High Temperature, Vol. 17, pp.667~671, 1979.
 17. Xu, G. Q., Yu, J. H. and Chen, T. K., "An Investigation on Heat Transfer Performance of Gravity Heat Pipes with Various Inclined Angles", Multi-Phase Flow, pp.1434~1442, 1987.
 18. Kusuda, H., Imura, H., "Boiling Heat Transfer in an Open Thermosyphon, Bul. JSME, 16, No. 101, pp.1734~1740, 1973.