열원 냉각용 루프 써모사이폰의 작동 특성

최 두 성† · 송 태 호*

(2004 년 1 월 2 일 접수, 2004 년 10 월 28 일 심사완료)

Performance Characteristics of a Loop Thermosyphon for Heat Source Cooling

Du Sung Choi and Tae Ho Song

Key Words : Closed Type Two-Phase Natural Circulation Loop(밀폐형 자연순환회로), CPU Cooling (CPU 냉각), Filling Ratio(충진률), Flow Instability(유동 불안정), LTS(루프 써모사이폰), Thermal Resistance(열저항), Oscillating Capillary Tube Heat Pipe(진동세관형 히트파이프)

Abstract

Loop thermosyphon(LTS) has many good characteristics such as low thermal resistance, no power consumption, noiseless operation and small size. To investigate the overall performance of LTS, we have performed various experiments varying three parameters: input power of the heater, working fluid(water, ethanol, FC3283) and filling ratio of the working fluid. At a combination of these parameters, temperature measurements are made at many locations of the LTS. The temperature difference between the evaporator and the condenser is used to obtain the thermal resistance. In addition, flow visualization using a high speed camera is carried out. The thermal resistance is not constant. It is lower at higher input power, which is one of the distinct merits of LTS. Flow instabilities are frequently observed when changing the working fluid, the input power and the filling ratio. The results show that the LTS can be readily put into practical use. Future practical application in electronic cooling is recommended.

기호설명

A	:	유로단면적	[m^2]
f	:	마찰계수	
g	:	중력가속도	[m/s^2]
h	:	대류열전달계수	[W/m^2K]
h_{fg}	:	증발잠열	[J/kg]
h_{NcB}	:	핵비등열전달계수	[W/m^2K]
K'	:	비열비, 정압비열과 정적비열의 비	
k	:	열전도계수	[W/mK]
$\dot{m}$	:	질량유동률	[kg/s]
P	:	압력	[N/m^2]
ΔP_e	:	기포가 성장하는 유효증기압차	[N/m^2]
Q	:	열전달률	[W]
R	:	기체상수	[J/kg K]
R_{th}	:	열저항	[℃/W]
T	:	온도	[℃]
ΔT_e	:	기포가 성장하는 유효과열온도	[℃]
u	:	속도	[m/s]
$\dot{V}$	:	체적유동률	[m^3/s]
W	:	히터가열량	[W]

그리스 문자

ρ	:	밀도	[kg/m^3]

하첨자

C	:	응축부
E	:	증발부
f	:	액체상
fg	:	포화증기와 액체 사이의 양
g	:	증기상
s	:	음속한계
sat	:	포화

† 책임저자, 회원, 한국과학기술원 대학원 기계공학과
E-mail : duchoi@hec.co.kr
TEL : (02)2166-8452 FAX : (02)2642-8593
* 회원, 한국과학기술원 기계공학과

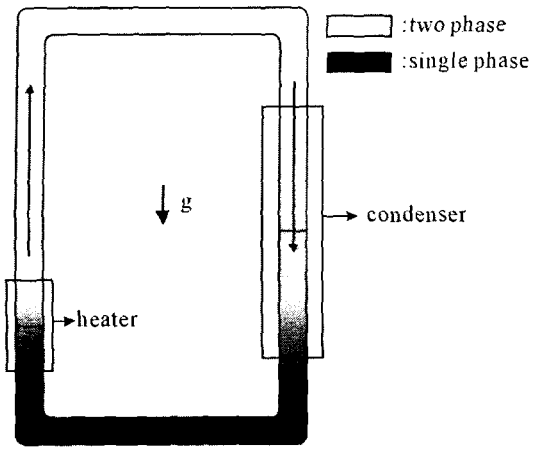


Fig. 1 Closed type two-phase natural circulation loop

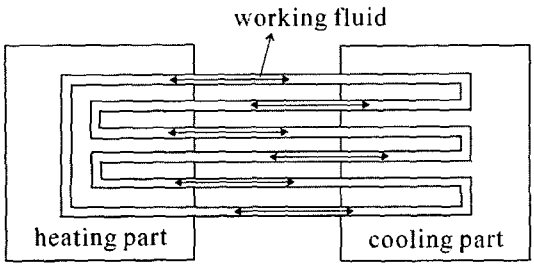


Fig. 2 Oscillating capillary tube heat pipe

1. 서 론

1.1 연구 배경과 목적

컴퓨터 CPU 집적기술의 빠른 성장과 함께 기가헤르츠(GHz) 단위의 고성능이지만 고발열의 CPU가 등장하였다. 이에 따라 좀더 작고 동력을 소모하지 않는 CPU 냉각장치의 개발이 시급하게 되었다. 특히 이런 조건을 극단적으로 요구하는 노트북 컴퓨터의 냉각장치로 현재 다양한 형식의 히트파이프가 상용화되고 연구되고 있으며, 대용량 서버나 워크스테이션 컴퓨터를 위한 강제 또는 자연순환형 수냉식 순환루프 써모사이폰이 연구개발중이다. 히트파이프 방식은 크기가 작고 냉각에 동력을 소모하지 않지만 전열한계가 낮은 반면, 강제순환형 수냉 방식은 전열한계가 높은 대신 동력을 크게 소모하고 대형이다.

이들의 장점만을 취할 수 있는 냉각장치를 궁리한 끝에 새로운 메카니즘으로 순환루프를 구성할 수 있는 루프 써모사이폰(loop thermosyphon: LTS)을 제시하였다. 그리고 그 실용화 가능성을 입증하기 위해 장치를 실제 제작하여 열저항을 측정하여 전열성능을 분석하고 고속카메라로 유동을 가시화하여 순환은 잘되는지, 유동 불안정은 발생하지 않는지 등을 검사하였다.

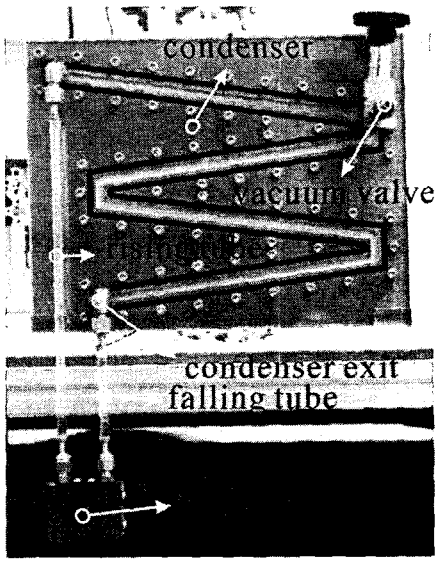


Fig. 3 Composition of a LTS

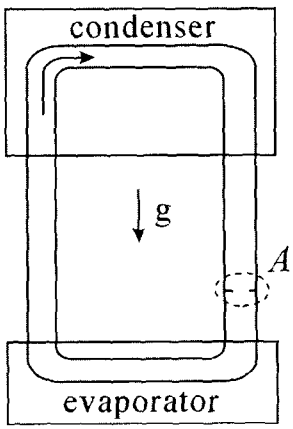


Fig. 4 The direction of natural circulation for a simple LTS

1.2 장치의 기본 원리와 구상의 단초

1.2.1 LTS 의 원리

본 연구에서 제시하는 LTS는 밀폐형 2상유동 자연순환 회로(closed type two-phase natural circulation loop)[1]와 진동세관형 히트파이프(oscillating capillary tube heat pipe)[2,3]를 개선한 것이라 할 수 있다.

2상유동 자연순환 회로는 루프내 작동유체가 자연순환이 잘되도록 Fig. 1과 같이 증발부가 상승관 중간에 위치하는 구조적 특징을 가지고 있다. 그러나 이러한 구조로는 노트북 CPU 같이 수평하게 놓인 평판 열원 냉각은 곤란하다. 반면 Fig. 2와 같은 구조

의 진동세관형 히트파이프는 증발부와 응축부가 수평으로 놓여서 작동하며 심지(wick)가 없기 때문에 소형의 자유로운 형상으로 제작이 가능하다. 그러나 루프내 작동유체가 순환하기보다는 축방향으로 진동하며 열전달을 하는 것으로 알려져 있다.

한편 본 연구에서 새로이 제시하는 LTS는 증발부는 열원에 수평으로 부착되어 작동되지만 여기에 상승관과 하강관으로 연결된 응축부는 중력에 의해 응축액을 순환시키는 자연순환 회로이다. Fig. 3은 본 실험에 사용된 LTS 실험용 장치다.

1.2.2 LTS 구상의 단초: 작동유체의 순환 원리

본 연구에서 제시하는 LTS에서는 작동유체가 펌프 없이도 잘 순환하며, 그 순환방향도 일정하다. 여기에서는 LTS가 왜 일정한 작동유체 순환방향을 갖는지를 보임으로써 본 구상의 기본적 착상을 우선 설명하고자 한다.

Fig. 4와 같은 단순한 LTS 회로를 생각해볼 때, 이처럼 좌우가 대칭인 구조일지라도 자연적이건 인위적이건 어떤 이유로든지 다른 유로보다 작은 단면적 A가 어디선가 반드시 발생하기 때문에 이 A에서 발생하는 압력손실에 의해 전체 유동의 방향이 결정됨을 다음의 식들로 증명된다. 단면적 A에서의 압력손실은 다음 식에 의해 구해진다.

$$\Delta P = \frac{1}{2}\rho u^2 f \tag{1}$$

그런데 질량유량일정 법칙에 의해

$$\rho_g u_g A = \rho_f u_f A = \dot{m} \tag{2}$$

$$u_g = \frac{\dot{m}}{\rho_g A}, \quad u_f = \frac{\dot{m}}{\rho_f A} \tag{3}$$

이므로 이를 (2)에 대입하면

$$\Delta P_g = \frac{1}{2}\rho_g {u_g}^2 f = \frac{1}{2}\frac{1}{\rho_g}\left(\frac{\dot{m}}{A}\right)^2 f \tag{4}$$

$$\Delta P_f = \frac{1}{2}\rho_f {u_f}^2 f = \frac{1}{2}\frac{1}{\rho_f}\left(\frac{\dot{m}}{A}\right)^2 f \tag{5}$$

로 각 상의 압력손실이 구해진다. (5)를 (4)로 나누면 다음과 같이 두 상의 압력손실의 비가 밀도의 비로 표현된다.

$$\frac{\Delta P_f}{\Delta P_g} = \frac{\rho_g}{\rho_f} << 1 \tag{6}$$

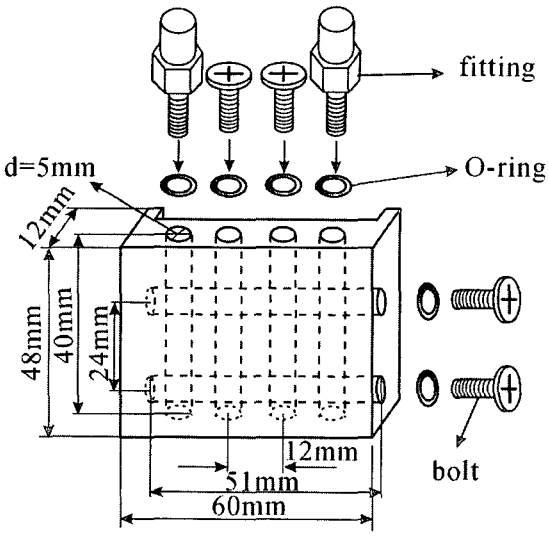


Fig. 5 Evaporator

응축되어 내려오는 액상과 증발되어 올라가는 기체상이 좁은 단면적 부분에서 만났을 경우 이와 같이 액체상의 압력손실이 기체상의 압력손실보다 훨씬 작기 때문에 액체상이 우선적으로 통과된다. 본 연구의 열싸이폰 모델에서는 응축부 출구와 하강관의 연결부가 이 최소단면적 A와 같은 역할을 하기 때문에 Fig. 3과 같은 방향에서 볼 때 시계방향으로 작동유체가 순환하도록 구상하여 제작하였다.

2. 실험 장치

2.1 각 부품의 구성

일반적인 CPU 크기를 모사하여 45 x 45 x 2.7mm의 크기로 평판형 히터를 제작하였다. 총저항 85Ω의 니크롬선을 위 크기의 정사각형 모양으로 고르게 배열한 후 운모판을 씌워 절연한 후 다시 열전도성이 띄어난 알루미늄으로 감싸 가열시 온도분포가 균일해지도록 하였다. 전원은 교류 변압기를 사용하였다.

증발부는 Fig. 5과 같이 60 x 48 x 12mm 구리블럭에 히터 크기의 홈을 뒷면에 내어 여기에 히터를 장착하여 사용하였다. 유로는 증발부 내부에서 바둑판 무늬의 망상(mesh)구조가 되도록 직경 5mm의 구멍을 세로로 4개, 가로로 2개를 팠다. 세로 4개의 깊이는 40mm이고 각 구멍 중심간 거리는 12mm이며, 가로 2개의 깊이는 51mm이고 중심간의 거리는 24mm이다. 연결관을 꽂는 구멍 2개를 제외하고는 고무 오링과 나사를 이용하여 덮개와 진공밀봉을 하였다.

응축부는 일반적인 15 인치 모니터 크기를 모사하여 325 x 245 x 6mm 의 얇은 알루미늄 6061 평판에 깊이 3mm, 너비 6mm, 총길이 1040mm 의 유로를 아래쪽으로 경사지도록 파내어 제작하였다. 이 유로 주변으로 고무 오링을 삽입하고 투명 PC 아크릴판을 볼트 체결하여 진공밀봉을 하여 응축부 내 유동을 가시화하였다.

증발부와 응축부를 연결하는 상승관과 하강관은 진공밀봉과 유동가시화를 위하여 외경 1/4inch, 내경 5mm 의 Kovar-glass 관[4]을 사용하였다. 상승관의 길이는 320mm 이고 하강관은 130mm 이다.

2.2 작동유체

작동유체는 작동 온도범위와 사용된 재료와의 적합성[4]을 고려하여 물(water: H_2O), 에탄올(ethanol: C_2H_5OH), FC3283(fluorinert electronic liquid, 3M 사 제조)의 세가지를 선정하여 사용하였다. 물과 에탄올의 물성치는 Faghri[5]와 Touloukian[6]이 정리한 값에서, FC3283 은 3M 사 설명서[7]에서 찾아 사용하였다.

2.3 작동유체 충진과 진공 탈기 및 밀봉

이 과정은 기계가공, 유로 세척, 작동유체 충진, 진공탈기 및 밀봉의 4 단계로 진행된다. 완전한 진공밀봉을 위하여 모든 연결부분이나 고무 오링에 흠이 없도록 가공에 주의를 기울였으며 알루미늄 부품은 아세톤과 물로 번갈아 세척하고 구리 부품은 염산용액과 물로 세척하여 유로내 유기성분과 산화피막을 제거하였다. 세척이 완료되면 진공밸브 구멍으로 작동유체를 주입하고 오일 로터리 진공펌프로 탈기하였다. 이 때 유로내 불응축성 개스의 완전한 제거를 위해 증발부를 가열하여 약간의 작동유체 증기가 액체상과 함께 빨려 나오는 것이 확인되면 진공밸브를 닫아준다. 작동유체 충진률은 0.1g 의 정밀도를 가진 전자저울로 전체 장치의 무게변화를 측정하여 충진된 용액의 부피를 구하고 이를 총유로내적 32.7ml 로 나눠준 값을 충진률로 사용하였다.

3. 실험 방법 및 측정

3.1 실험 방법

히터가열량과 작동유체 종류 그리고 충진률, 이 세가지를 바꿔가며 온도를 측정하고 유동가시화를 실시하여 각 조건에서의 전열성능 변화를 비교하였다. 응축부는 뒷면에 자연대류용 방열휜이 설치되어 자연대류에 의해 냉각되는 것과 같은 효과를 내도록 응축부 평판을 풍동내에 설치하여 풍속 8m/s 로 강제대류 냉각을 실시하였다.

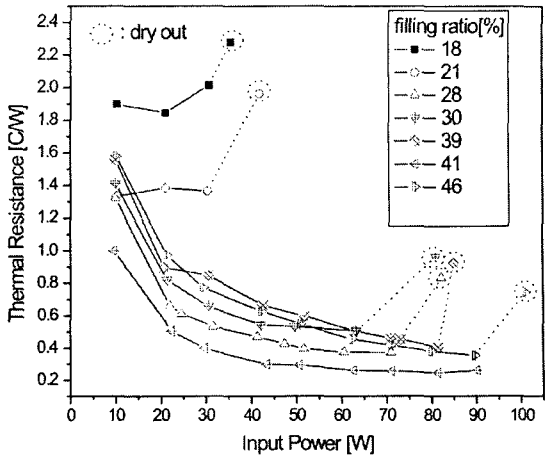


Fig. 6 Thermal resistance variation with various filling ratio for water as working fluid

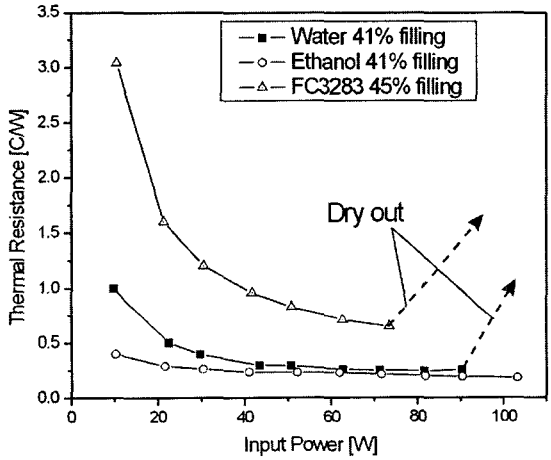


Fig. 7 Thermal resistance versus input power for various working fluids

3.2 열저항(thermal resistance) 측정

응축부 입구부터 출구까지 총 9 개의 열전대를 등간격으로 설치하여 측정된 표면온도들을 평균한 것으로 응축부 온도를 대표하게 하였다. 다음 식과 같이 이 응축부 온도와 증발부 온도와의 차를 히터 파워로 나누어 얻은 값을 증발부와 응축부 사이의 열저항으로 계산하였다.[8]

$$R_{th} = \frac{T_E - T_C}{Q} \tag{7}$$

3.3 유동 가시화

유로내의 2 상유동을 고속카메라로 촬영하였다. 이 유동 가시화를 통해서 작동유체 순환방향과 2 상유동의 형태와 그리고 유동 불안정의 발생 여부를 확인하였다. 그리고 이 결과를 분석하여 작동유체 종류에 따른 전열성능의 차이 발생의 이유를 고찰하였다.

4. 결과 및 고찰

4.1 히터가열량에 따른 작동유체별 열저항 변화

각 작동유체별로 여러가지 충진률로 시험해본 결과 Fig. 6 의 물의 경우에서와 같이 물은 41%, 에탄올은 41%, FC3283 은 45% 부근의 충진률에서 가장 좋은 냉각성능을 보여주었다. Fig. 7 에 히터 가열량에 따른 작동유체별 열저항 변화를 비교하였다. 이 결과로부터 다음 네가지를 알 수 있다.

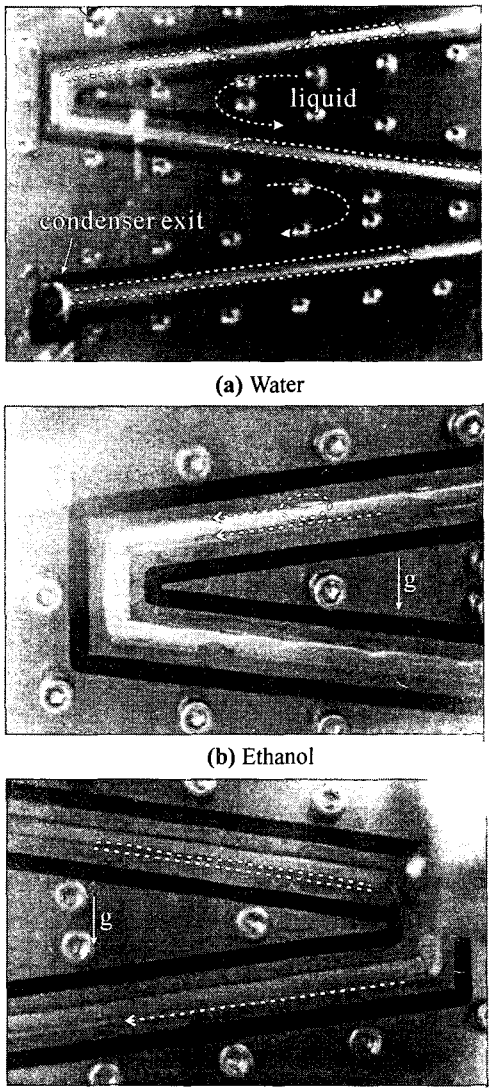
첫째, 히터가열량이 높아질수록 열저항이 작아진다. 이는 전체 루프가 밀폐되어있기 때문에 가열량이 커질수록 작동유체가 격렬히 비등하여 루프 내 압력이 상승하여 유동 구동력이 커져서 전열성능이 높아지는 밀폐형 2 상유동 자연순환회로의 특성[9]이다. 이는 그대로 LTS 의 장점이 된다.

둘째, 작동유체별로 최적의 충진률이 존재한다. 이는 유로의 형상 뿐만 아니라 작동액의 물성치도 최적의 충진률 결정에 영향을 준다는 것이며, 따라서 LTS 제작시 사용 온도 범위에 맞추어 함께 고려되어야 한다.

셋째, 작동유체 종류와 충진률에 따라 서로 다른 전열한계를 보여준다. 이 한계는 드라이아웃에 의한 것으로 증발부 온도는 급격히 상승하는데 응축부 온도는 반대로 떨어지는 현상을 발생시킨다. 본 LTS 는 윅(wick)구조물이 없고 루프 순환방식이기 때문에 히트파이프나 CPL 등에서 일반적으로 나타나는 모세관력 한계, 엔트레인먼트 한계, 비등 한계들[5]은 나타나지 않는다. 단 음속한계는 나타날 수 있기에 그 값을 다음 식[5]으로 구해보니,

$$Q_s = A_g \rho_g h_{fg} \left[\frac{K' R T_E}{2(K'+1)} \right]^{1/2} \quad (8)$$

Q_s = 200W 이상으로 큰 값이 나오므로 본 실험에서 나타나는 드라이아웃과는 관계가 없다는 결론을 얻을 수 있었다. 그래서 다른 원인을 찾기 위해 유동 가시화 결과를 고찰한 바, 막비등[10]의 발생과 작동유체의 부족이라고 추측할 수 있다. 막비등에 의한 드라이아웃은 충진률이 45%이상으로 높을 때 높은 히터가열량에서 나타나며 작동유체의 액상이 상승관과 하강관내에서 증발부에 닿자마자 튀어 올랐다가 응축부에 이르기도 전에 다시 하강하여 계속 튀는 모습을 보인다. 이는 Leiden-frost 액적[8]이 보여주는 현상과 동일하다. 한편 작동유체 부족에 의한 드라이아웃은 이 나머지의 경우에 해당되는데 증발부에서 기화되는 양이 응축부로부터 공급되는 응축액의 양을 초과할 때 발생하며, 이 때 상승관 내부의 건도가 높아지는 모습이 관찰된다. 작동유체 부족에 의한 드라이아웃이 계속되어 증발부 온도가 더욱 상승하면 하강관과 증발부 입구에서 막비등이 발생하여 하강관 내에서는 Leidenfrost 액적이 관찰되며 드라이아웃 현상은 더 심해진다. 드라이아웃이 계속되면 번아웃(burn out)이 발생하여 시스템의 손상을 초래할 수 있으므로 전원을 즉시 차단해야 한다.



(a) Water

(b) Ethanol

(c) FC3283

Fig. 8 Flow visualizations in the condenser

넷째, 작동유체별로 열저항 성능에 차이가 있다 본 실험에서는 에탄올, 물, FC3283 순서로 열저항이 높아서 전열성능이 떨어진다. 이러한 결과의 원인은 각 용액별 물성치의 차이로 인해 증발부와 응축부에서의 열저항이 달라지기 때문으로 생각된다. 증발부에서의 열저항은 Forster 와 Zuber 분석[11]에서 제시된 핵비등 열전달계수 h_{NcB}[10]에 반비례하므로 다음과 같이 증발부의 열저항과 작동유체의 물성치와의 관계를 정성적으로 나타낼 수 있다.

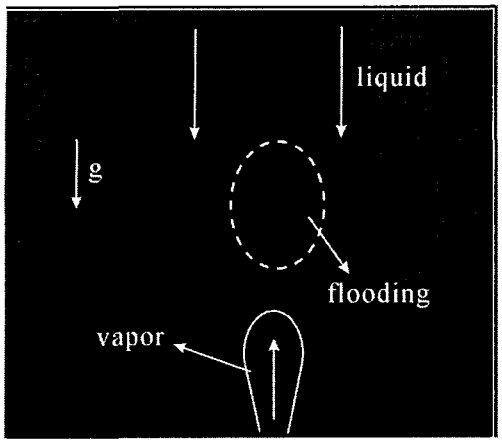


Fig. 9 Two-phase flow in the rising tube

$$R_{th}\big|_E = \frac{1}{h_{NcB} A_E} \sim \left[\frac{\sigma^{0.5} \mu_f^{0.29} h_{fg}^{0.24} \rho_g^{0.24}}{k_f^{0.79} c_{pf}^{0.45} \rho_f^{0.49}} \right] \frac{1}{A_E} \quad (9)$$

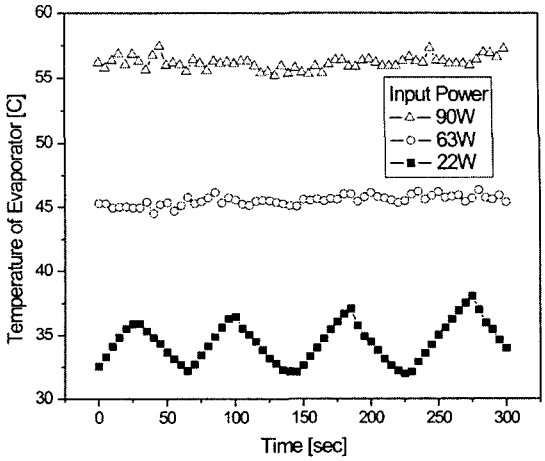
여기서 구체적 비례상수는 증발부내 가열표면의 상태에 따라 작동액의 종류와 작동조건별로 달라지므로 본 실험에서의 측정치만으로는 이 값을 계산할 수 없고 또 본 연구의 범위를 벗어난다. 하지만 작동액의 여러가지 물성이 증발부에서의 열저항에 관련되어있다는 것은 알 수 있다. 한편 응축부에서의 열저항은 기체상과 방열판 사이에 존재하는 액막의 열저항에 가장 큰 영향을 받는다. 작동유체에 따라 이 액막의 두께와 열전도계수가 다르기 때문에 열저항의 차이가 나타난다. 이 때 기체상의 열수송량 Q_g가 같을 경우 단위시간당 기체상의 체적유동률 $\dot{V}_g$가 세 용액 모두 비슷하다는 것을 다음의 계산을 통해 확인할 수 있다.

$$Q_g = \rho_g h_{fg} \dot{V}_g \quad (10)$$

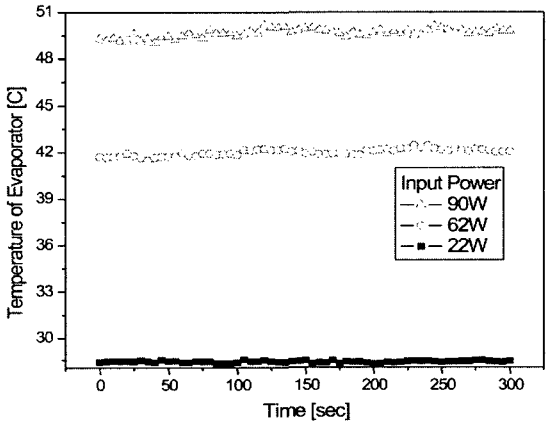
여기서 $\dot{V}_g$의 계수 $\rho_g h_{fg}$는 이상기체상태 방정식으로부터

$$\rho_g h_{fg} = \frac{P_{sat} h_{fg}}{R T_{sat}} \quad (11)$$

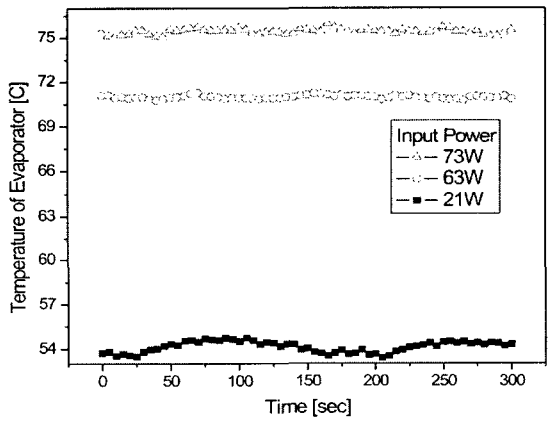
이므로 T_{sat}는 증발부 온도를 대입하고 이 때 해당되는 P_{sat}는 Clasius-Clapeyron 관계식[12]으로부터 구하여 대입하여 구한 결과 세 작동유체가 2.0×10^4 J/m^3 내외로 모두 비슷하다. 즉 열수송량이 같으면 기체상 체적유동률도 거의 같다는 것이다. 그러므로 이 기체상 $\dot{V}_g$에 끌려올라가는 액상의 양은 액체상의 점성과 밀도에 반비례한다. 한편 응축부내 유로를 타고 흘러내리는 액상의 속도는 관벽과의 마찰에 가장 큰 영향을 받으므로 액상의 점성에 반비례한다. 그러므로 응축부내 액막 두께는 액상 밀도에 반비례하고, 액상의 점성에는 상승시에는 반비례하지만 하강시에는 비례할 것으로 추론된다.



(a) Water 41% filling



(b) Ethanol 41% filling



(b) FC3283 45% filling

Fig. 10 Flow instabilities for each working fluid

이는 Fig. 8에 나타낸 응축부 유동가시화 결과에서도 추측된다.

밀도와 점성이 가장 큰 FC3283은 액적끼리 뭉

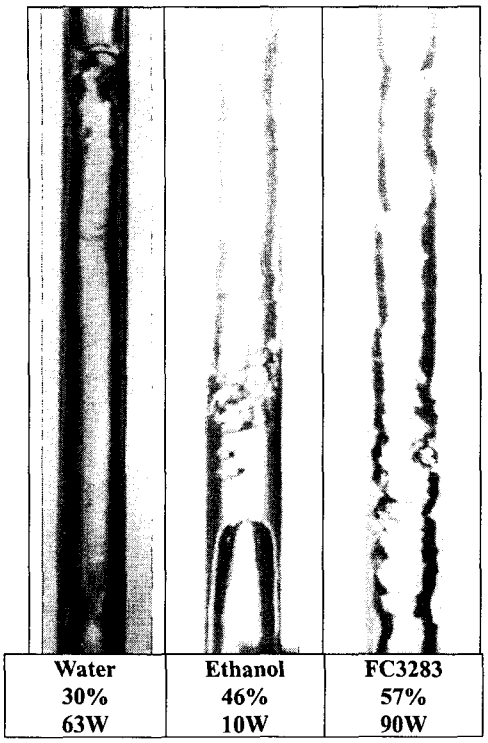


Fig. 11 Two-phase flows for each working fluid hen the thermal resistance is 0.5℃/W

치는 일 없이 응축부 유로 바닥 쪽에 얇게 달라붙어 흘러내리고, 밀도는 가장 작지만 점성은 두번째로 큰 에탄올은 유로 바닥 쪽은 얇은 액막 형태로 흘러내리는 동시에 천장 쪽은 작은 액적들이 서로 뭉친 형태로 흘러내리며, 물의 경우는 비교적 커다란 액적들이 서로 뭉쳐서 유로 단면적 전부를 차지하는 슬러그(slug)류 형태로 흘러내린다. 단 액막의 두께가 얇더라도 FC3283 처럼 열전도계수가 물에 비해 10 배 이상 작은 경우에는 응축부에서의 열저항이 크게 되므로 액막의 두께와 열전도계수가 함께 고려되어야 한다. 이렇게 작동유체별로 열저항이 다른 이유를 증발부와 응축부별로 여러 가능성을 생각할 수 있지만, 확실한 것은 LTS 제작시 이러한 작동유체의 물성을 고려해야 하며, 본 연구에서 사용된 작동유체 중에서는 에탄올이 가장 좋은 열저항 성능을 보여주고 있다는 결과다.

4.2 유동 불안정성

LTS 와 같은 2 상유동 순환 회로 내에서는 회로의 기하학적 형상, 유체의 물성치, 회로의 경계조건, 작동유체 충진률 그리고 가열 및 냉각 방법 등과 같은 작동조건에 따라 여러 형태의 열수력학적 불안정이 기본적으로 존재한다.[9] 불안정에는 정적 불안정과 동적 불안정이 존재하는데 한 작동조건에서 한가지 정상상태만이 존재하는 본 LTS 와 같은 폐쇄형 회로에서는 주기를 가지고 진동하는 동적 불안정만 존재한다. 비등유로에서 입구의 질량유량이 변동하면, 이 변동은 비등경계 위치의 변화를 가져온다. 유량의 변동과 비등경계 위치의 변화로 인한 액상 구간 길이의 변화는 이 구간에서의 압력강하의 변동을 유발한다. 한편 유량의 변동과 비등경계 위치의 변화는 이상류의 엔탈피 변화를 야기시키고, 이에 따라 이상류의 건도(quality)와 기공률(void fraction)이 변하게 되어 이상 구간에서의 압력강하도 변동하게 된다. 여기서 유로입구의 유량 변동과 각 구간에서의 압력강하 변동 사이에는 유로의 총 길이 등 기하학적 조건과 유로를 통한 총 압력강하 등 유동조건에 따라 유한한 시간지연이 존재하게 된다. 이와 같은 시간지연과 피드백에 의하여 특수한 기하학적 구조, 작동 및 경계 조건으로부터 180 도 위상각(phase angle)을 가진 압력 변동이 나타날 수가 있다. 이때 전체 관로의 총 압력강하는 본 실험에 사용된 LTS 와 같이 밀폐형 순환회로의 경우 일정하므로 이 변동이 다시 비등 유로 입구에서의 유량에 영향을 주게 되고 결과적으로 유동교란은 자발적으로 지속하게 되는 것이다.

Fig. 9 에 나타낸 본 실험에서의 고속카메라로 관찰한 유동가시화 관찰결과를 가지고 이 현상을 설명하면 증발부에서 발생한 증기포가 상승하면서 응축되어 관벽을 타고 내려오는 액과 마찰을 일으켜 액적의 이탈 및 플러딩(flooding) 현상을 일으키는데 이 때 이탈된 액적과 증기포들이 부딪혀 증기포가 소멸하는 현상을 볼 수 있었는데, 이 때 발생한 압력파가 증발부와 응축부 양쪽으로 전파되어 작동유체가 진동하는 현상이 일어났다. 히터 가열량이 커질수록 증기포 발생 주기가 짧아지므로 이 진동수는 커지게 되고 따라서 온도 변화 주기도 매우 짧아져서 일정한 상태를 유지하는 모습을 보여주게 된다. 이 진동은 작동조건에 따라 감쇠되기도 하고 증폭되기도 하는데 증폭되는 경우 유동이 불안정하다고 말한다. 그렇기 때문에 낮은 히터 가열량일지라도 주기만 잘 맞으면 유동진동이 증폭하여 온도가 급격히 상승하여 드라이아웃(dry out)이나 번아웃(burn out) 등을 일으켜 시스템을 파괴할 수 있으므로 주의해야만 한다.

Fig. 10 은 20W 정도의 히터 가열량에서 정상상태에 이르렀을 때 300 초 동안의 증발부(evaporator) 온도변화를 기록한 것이다. 낮은 히터 가열량일수록 온도 변화가 심한 경향을 보이는데 이는 이때 작동유체의 순환이 불안정하다는 것을 보

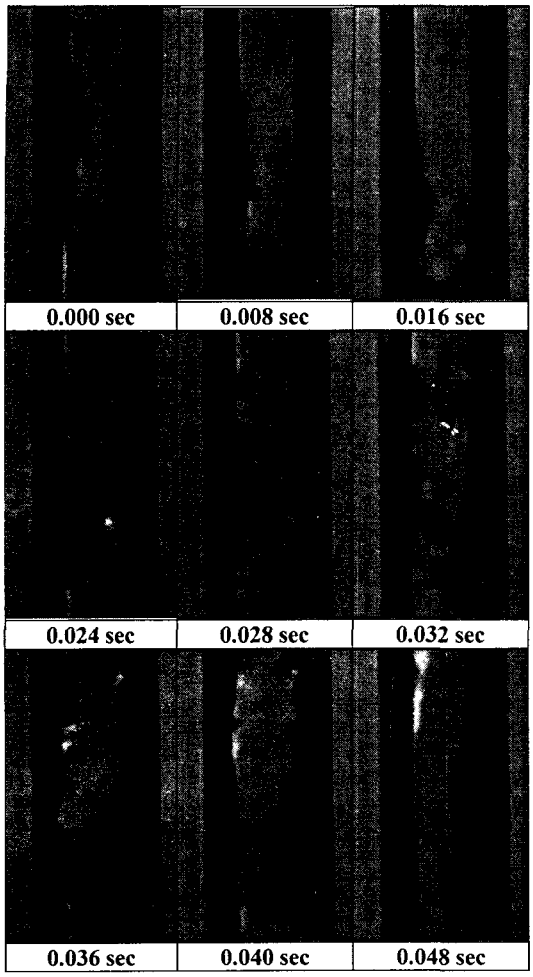


Fig. 12 Two-phase flow in the rising tube (ethanol, filling ratio: 41%, input power: 40W)

여준다. 특히 물과 FC3283 의 경우 20W정도의 낮은 히터 가열량에서 온도변화가 어떤 주기성을 띄는 것이 관찰되는데 이 주기에 일치하여 작동유체의 순환이 잘되고 안되는 것을 반복함을 육안으로 확인할 수 있었다. 이 때의 온도변화를 서로 비교해보면 에탄올, FC3283, 물의 순으로 온도변화의 폭이 커짐을 알 수 있다. 이 결과는 세 작동유체의 증발부-응축부 간 열저항 크기 순서와 일치하지는 않는다. 그러므로 열저항이 작다는 이유로 작동유체를 FC3283 대신 물을 선택하는 것은 위험할 수 있다는 것이다.

특히 물의 경우 유동 안정성이 충진률의 영향을 크게 받는다. 충진량이 너무 적으면 낮은 가열량에서, 너무 많으면 높은 가열량에서 시스템의 파괴를 발생시킬 수 있을 정도로 진폭이 40°C 가 넘는 급격한 온도 변화가 물의 경우 빈번히 발생했다. 그러므로 유동 불안정으로 인한 예상치 못한 시스템의 번아웃(burn out)을 피하기 위해서는 적절한 히터 가열량 제어와 충진률(filling ratio)의 조절도 중요하지만 적절한 작동유체의 선택이 가장 중요함을 알 수 있다. 본 실험에서는 에탄올이 유동 안정성 면에서도 가장 좋은 특성을 보여주었다.

4.3 유동 가시화 결과

Fig. 9 은 세 용액에서 공통적으로 관찰되는 상승관내 2 상유동의 기본적인 형태를 나타낸 것이다. 앞서 설명했듯이 증발부로부터 생성되어 상승하는 증기포와 응축되어 관벽을 타고 흘러내리는 액막이 서로간의 마찰로 인해 플러딩(flooding)이 발생하고 이로부터 액적의 이탈 현상이 발생하여 이와 충돌한 증기포가 소멸하는 순간의 모습이다. 열저항 값이 거의 비슷한 작동조건이더라도 작동유체에 따라 플러딩의 단위시간당 발생 빈도가 다른 것을 Fig. 11 에서 알 수 있다. 이는 잠열이 작을수록 증기포의 크기는 작아지지만 발생 주기는 짧아지는 현상 때문이라고 예측된다.

Fig. 12 의 에탄올 41% 충진률에 히터가열량 40W 에서의 상승관내 유동의 모습으로부터 0.016 초의 순간까지는 액막이 하강하다가 밑에서 올라오는 증기포와 충돌하여 플러딩이 생기면서 파괴된 액적과 증기포가 같이 상승하는 것이 관측된다. 이 와 같이 액적이 하강과 상승을 반복하는 주기와 그 크기는 히터가열량이 커질수록 짧아지고 작아진다. 그러므로 높은 히터가열량에서는 액막의 하 강이 거의 없는 안정된 순환을 하며 작동된다.

5. 결 론

히터 가열량과 충진률(filling ratio) 그리고 작동유체 종류에 따른 LTS 의 전열성능과 안정성이 실험적으로 평가되었다. 또한 LTS 의 유동 가시화가 이루어졌고 그 결과를 정성적으로 분석하였다. 이들로부터 다음과 같은 결론들을 내릴 수 있다.

(1) 히터 가열량이 증가할수록 열저항은 낮아져서 전열성능은 높아진다. 하지만 충진률과 작동유체별로 어떤 한계점을 넘어서면 드라이아웃이 발생한다. 그러므로 최적의 충진률과 히터 가열량 범위는 함께 고려되어야 한다.

(2) 시도된 작동액 중에서 에탄올의 경우 100W 이상의 넓은 히터 가열량 범위 내에서 0.2℃/W 이하의 증발부-응축부 간 열저항을 보여 매우 만족스러운 LTS 성능을 얻었다.

(3) 세가지 실험변수 중 작동유체 종류가 유동불안정에 가장 민감하므로 실용화 시에도 이를 가장 먼저 고려해야 한다.

(4) 특정 조건에서는 유동 불안정으로 인해 진동하는 경우도 있었지만 LTS 는 체크밸브 등의 기타 유동방향 강제장치가 없어도 예상했던 한쪽 방향으로만 잘 순환한다.

이러한 결론들을 통해 LTS 는 무동력 무소음의 소형 열원 냉각기로서 실용화가 가능하다고 생각된다. 향후 보다 집중적인 기본 연구와 실용화 연구가 권고된다.

후 기

이 연구는 과학기술부 국가지정연구실 사업(과제번호: 2-578)의 일환으로 수행되었으며 이에 감사드립니다.

참고문헌

(1) Metrol, A., Greif, R. and Zvirin, Y., 1982, "Two-Dimensional Study of Heat Transfer and Fluid Flow in a Natural Circulation Loop," *J. Heat Transfer*, Vol. 104, pp. 508 ~ 514.

(2) Kim, J. S., Lee, U. H., Lee, J. H., Jung, H. S., Kim, J. H. and Jang, I. S., 1999, "Flow Visualization of Oscillating Capillary Tube Heat Pipe," *collection of thesis of KSME Thermal Engineering Conference*, pp. 65 ~ 70.

(3) 赤地久煇, 1994, "ループ形蛇行細管ヒートパイプ," 日本機械學會講演論文集, pp. 606 ~ 608.

(4) Roth, A., 1978, Vacuum Technology, *North-holland*, New York.

(5) Faghri, A., 1995, "Heat Pipe Science and Technology," *Taylor & Francis*, Washington D.C..

(6) Touloukian, Y. S., Purdue University, 1970-79, the TPRC data series, *IFI/Plenum*, New York.

(7) 3M heat transfer fluids, *http://cms.3m.com/cms/US/en/2-178/iilzRFS/view.jhtml*.

(8) Incropera, F. P. and DeWitt, D. P., 1985, "Introduction to Heat Transfer," *Wiley*, New York.

(9) Kim, Young-Lyoul, 1997, "Analysis of Flow Instabilites in Closed Two Phase Natural Circulation Loops," Thesis for Ph. D. degree, Department of Mechanical Engineering of Korea Advanced Institute of Science and Technology.

(10) Collier, J. G. and Thome, J. R., 1994, "Convective Boiling and Condensation," *Clarendon Press*, New York.

(11) Forster, H. K. and Zuber, N., 1955, "Dynamics of Vapour Bubbles and Boiling Heat Transfer," *AIChE Journal*, Vol. 1(4), pp. 531 ~ 535.

(12) Black, W. Z. and Hartley, J. G., 1991, Thermodynamics, *HarperCollins*, New York.