

## 태양열 집열기용 열파이프의 구조와 작동 특성에 관한 연구

임광빈 · 김철주

성균관대학교 기계공학과

### A Study on Design and Performance of a Heat pipe for the Application to Solar Collector

Kwang Bin Yim and Chul Ju Kim

Department of Mechanical Engineering, Sungkyunkwan University

#### 요 약

평판형 태양열 집열기에 적용되는 열파이프는 증발부에 상대적인 낮은 열유속으로 길이가 길고 가느다란 형상을 갖는다. 이러한 열파이프는 증발부의 하단부에서 액체 Pool이 형성하는 경향이 있다. 그리고 이 Pool에서 과열, 급속한 기포의 생성, 기포의 폭발적인 성장과정과 Flooding 등의 복잡한 증발과 유체 역학적 현상이 발생한다. 본 논문에서는 4개의 열파이프와 3개의 열사이폰을 이용하여 주 설계변수인 작동유체의 충전량과 위크의 설치 영역을 조절함으로써 이러한 문제를 해결하도록 하였다.

이에 대한 결과들은 다음과 같이 요약할 수 있다<sup>1)</sup>. 열파이프의 유효 열전도도는 단열부와 응축부에 위크를 제거함으로써 상당히 개선할 수 있었다<sup>2)</sup>. 액체의 충전량은 위크를 적실수 있는 양보다 약 40% 정도 증가시켜야 한다<sup>3)</sup>. 증발부에서 위크는 핵비 등의 단속적 발생에 의한 불안정한 작동과 초기 시동과정에서 응답시간을 줄이는데 유용한 효과를 갖는다.

**Abstract**— Heat pipes, applied to a flat plate solar collector, have a long and slender configuration with relatively low heat flux in the evaporator section. Such a heat pipe has a tendency to build-up a liquid pool at the lower part of the evaporator section, and at this pool occurs such complicated phenomena of evaporation and fluid dynamics as superheat, sudden generation of bubble, its likely explosive growth process and flooding, etc. In the present study, we tried to solve these problems by means of adjusting two principal design parameters, the liquid inventory and the installation region of the wick, using 4 heat pipes and 3 thermosyphons. The corresponding results can be summarized as follows<sup>1)</sup> The effective thermal conductance of the heat pipe was greatly improved by eliminating the wick in the adiabatic and condenser sections<sup>2)</sup>. The liquid inventory should be increased by about 40% larger than what is saturated the wick<sup>3)</sup>. In the evaporator section the wick has a favorable effect to reduce both unstable operation by intermittent occurrence of nucleate boiling and response time at the initial start-up process.

#### 1. 서 론

열파이프는 내부의 작동유체가 상변화를 일으켜 열을 전달하는 장치로써 이를 실제 산업시스템에 적용하기 위하여 적용 환경조건에 적합하도록 설계하는 것은 용이하지 않으며, 많은 지식과 경험이 필요하다<sup>1-3)</sup>.

태양열 집열기에 이용되는 열파이프는 기하학적으로

긴 증발부와 짧은 응축부를 가지며, 세장비가 매우 크다. 그리고 증력장은 내부 작동유체가 액상으로 하강하는데 필요한 일차적인 구동력이 된다. 이러한 조건에서 위크를 제거하면 관 중심방향으로의 열저항을 감소시켜 전체적인 열전도도의 증가를 얻을 수 있다. 그러나 다른 측면에서 세장비가 크기 때문에 낮은 열속에서 증발부의 하부에 액체 Pool의 형성을 촉진시켜 Pool의 과열과

Pool내의 단속적인 핵 비등이 발생되어 Blow-up 현상에 의해 내부의 액적비산과 Flooding이 발생하여 열전달이 불안정하게 되고 벽면온도의 맥동현상이 나타난다<sup>4-6)</sup>.

본 연구에서는 이러한 문제점을 개선하기 위하여 열파이프 내부에 위크를 부분적으로 설치하거나 또는 작동유체의 충전량을 변화시키는 등의 방법을 적용하여 작동상태를 실험적으로 고찰함으로써 안정된 작동을 얻을 수 있는 태양열 집열기용 열파이프의 설계조건을 제시하고자 한다.

### 2. 집열기의 개요와 열부하조건

Fig. 1은 지표면에 45°의 경사각을 갖도록 설치한 열파이프를 이용한 평판형 태양열 집열기의 구성을 개략적으로 나타낸 그림으로써 열파이프가 집열판에 일정한 간격으로 설치되어 있다. 열파이프는 집열판에 흡수된 태양 복사 에너지를 순환 유체 또는 직접 저장수에 전달하는 역할을 한다. 여기서 열파이프는 증발부가 응축부보다 아래에 위치하게 되어 열파이프 내부의 작동유체가 증발부로 귀환하는 데에는 주로 중력장의 도움을 받게 된다.

집열기용 열파이프의 예상 열부하를 결정하기 위하여 먼저 평판형 집열기의 길이는 2 m, 그리고 1개의 열파이프에 대한 집열판의 폭은 약 10 cm로 가정하였다. 이 경우 1개의 열파이프가 이송하는 순간 최대 열전달량은 태양 복사조건을 고려할 때 시간에 따라 평균 10~100 W로써 안전성을 고려하더라도 최대 150 W를 넘지 않는다. 그리고 열저장조의 순환 유체의 온도를 10~70 °C로 설정하면 열파이프의 작동온도 범위는 30~100 °C로 예상할 수 있다<sup>6)</sup>.

### 3. 열파이프의 설계

본 연구에서 열파이프의 구성요소는 앞 절의 열부하와 아래에 기술한 조건 및 변수들을 고려하여 Table 1과 같이 결정하였다.

작동유체-동절기 결빙 방지와 인체의 무해성  
관 경-증기 유동속도와 열용량

위크 [ 구조 : 실험실의 제작여건  
설치영역 : 열저항의 감소와 작동 안정성

본 연구에서 주 변수로 고려하고 있는 작동유체의 충전량과 위크의 설치유무는 Table 2에 명시되어 있다. 이들 변수들의 조합에 따라서 4개의 열파이프와 3개의 열사이폰을 제작하였다. 먼저 작동유체 충전량은 작동에 가장 큰 영향을 미치기 때문에 설계목적에 따라서 적절하게 조정해야 한다. 다만 일반적인 기준으로써 열

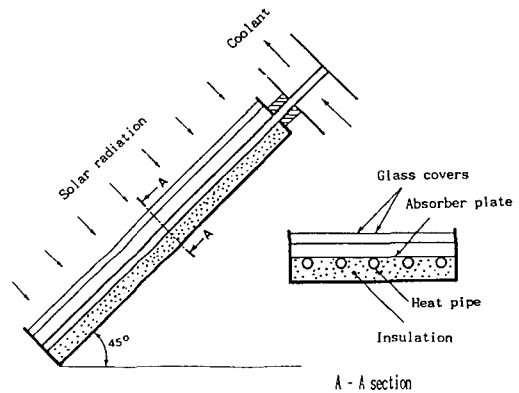


Fig. 1. Schematic of a flat plate solar collector with heat pipes.

Table 1. Components of heat pipe designed for performance test.

Components	Specifications	Materials
Pipe	Length (mm): 2000( $l_e$ : 1750, $l_a$ : 100, $l_c$ : 150) Outer diameter (mm): 9.52	Copper
Wick	Wrapped screen (100 Mesh, 2 Layers)	Stainless
Working fluid	Liquid inventory is varied as seen in Table 2	Ethanol

Table 2. Specifications of heat pipes and thermosyphons for performance test.

Heat pipes	Installation section of wick	Fill charge ( $ml/V_e^+$ )	Thermosyphons	Installation section of wick	Fill charge ( $ml/V_e^+$ )
HP1	Evaporator	20/24	TS1	None	20/23
HP2	Evaporator	14/17	TS2	None	10/11
HP3	Evaporator	32/39	TS3	None	45/51
HP4	Whole	20/24			

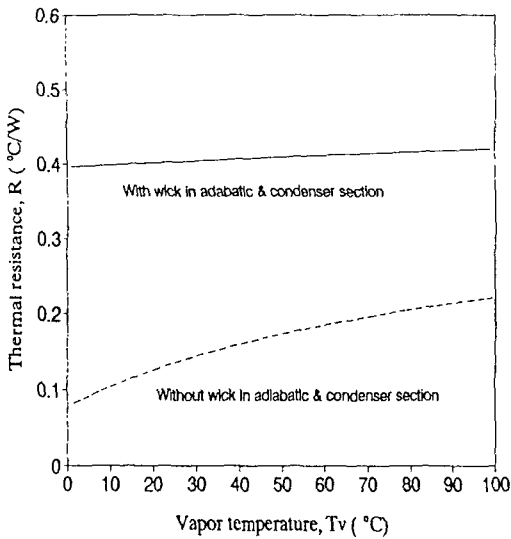


Fig. 2. Theoretical effect of removal of the wick in the adiabatic and condenser sections of a heat pipe on the thermal resistance.

파이프에서는 위크를 적실 수 있는 양<sup>23)</sup>, 그리고 열사이폰은 Imura 등<sup>7)</sup>이 제시한 기하학적 크기에 따른 실험식을 사용할 수 있다. 이 경우 열파이프는 약 14 ml ( $V_e^+ = 24\%$ ), 열사이폰은 약 20~30 ml ( $V_e^+ = 23 \sim 34\%$ )로써 Table 2의 HP2와 TS1는 각각 이에 해당한다. 여기서  $V_e^+$ 는 무차원 충전율로써 증발부 체적에 대한 작동유체의 체적비이다.

집열기에서와 같이 내부 액상의 작동유체의 유동이 증력장의 도움을 받는 경우 위크는 다음과 같은 상반된 기능을 나타낸다. 일차적으로 내부의 액체유동 저항과 함께 증발부와 응축부의 관 중심방향으로의 열저항의 증가를 초래하는 요인이 될 수 있다. 그러나 위크는 모세 공간속에 액상의 유체를 내포시킬 수 있기 때문에 증발부 하부에 형성되는 액체 Pool을 감소시킬 수 있는 순 기능을 갖고 있다. Fig. 2는 이러한 특성을 절충하여 위크를 증발부에만 설치한 경우와 전길이에 설치한 경우에 대하여 이론적 해석으로부터 열저항의 감소효과를 검토한 것이다<sup>2,3,8)</sup>.

한편 Fig. 3은 작동온도 범위에서 위 기준 충전량을 갖는 열파이프 HP2와 열사이폰 TS1에 대하여 모세관 한계<sup>2,3)</sup>와 Flooding 한계<sup>9)</sup>의 이론식을 각각 적용하여 해석적으로 구한 결과를 상호 비교한 것이다. 그림에서 열사이폰은 예상 최대 열부하인 150 W에 비하여 충분한 열전달량을 나타내고 있으나 열파이프는 모세관 한계가 150 W보다 매우 낮은 값을 보여주고 있다. 이러한 결과는 열파이프의 위크를 통한 유동저항이 크기 때문에

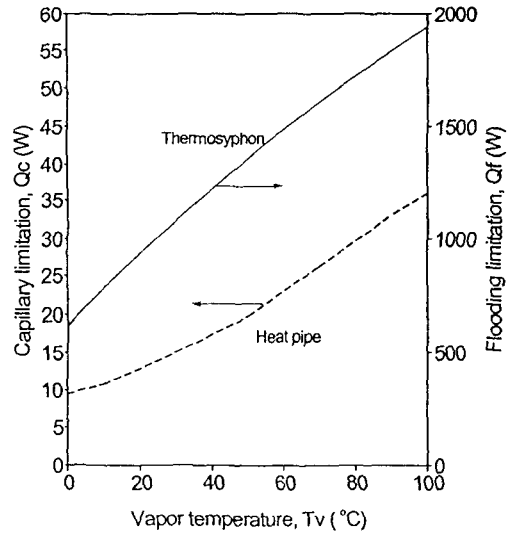


Fig. 3. Theoretically calculated limitations of heat transport for two reference models, heat pipe HP2 and thermosyphon TS1.

증발부 하부에서 Dry out이 발생하기 때문이다. 본 연구에서는 열파이프의 이러한 문제점을 개선하기 위한 방법으로써 작동유체 충전량을 증가시켰다<sup>10)</sup>.

## 4. 실험

제작된 열파이프는 피복열선(Sheath heater,  $\phi 1.0$  mm, Thermocoax Philips, Co.)을 열파이프의 축을 따라서 한줄로 증발부의 벽면 상단에 접촉이 잘 되도록 단단히 고정하여 설치한 후 솜으로 단열하였다. 그리고 응축부에는 매니폴드를 설치하여 유체를 순환시킴으로써 냉각하였다.

한편, 벽면온도를 측정하기 위하여 관 외벽에 열전대(T-type,  $\phi 0.12$  mm)를 부착하였으며, Hybrid recorder (Y.E.W 3088)와 데이터 처리장치(Fluke 2240)를 이용하여 처리하였다. 열전대의 설치위치는 Fig. 4의 벽면 온도분포에서 확인할 수 있다. 그리고 본 실험에서 사용한 실험장치와 방법에 관한 기타 자세한 내용은 참고문헌에 기술되어 있다<sup>6)</sup>.

## 5. 결과 및 고찰

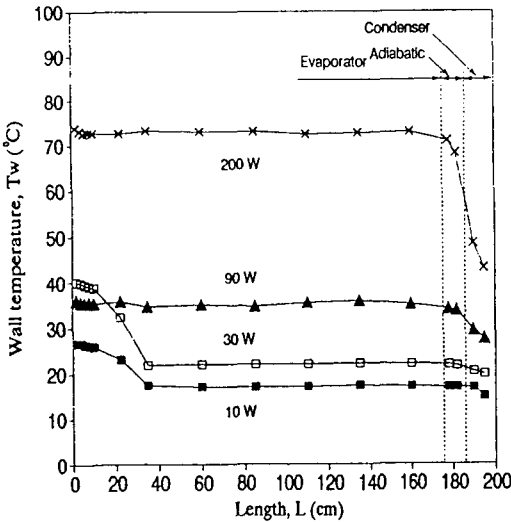
### 5-1. 정상상태의 작동

열파이프 내부의 작동이 안정된 상태에서는 벽면의 온도는 시간에 대하여 정상적인 상태를 나타낸다. Fig. 4의 (a)와 (b)는 열파이프 HP1과 열사이폰 TS1의 두

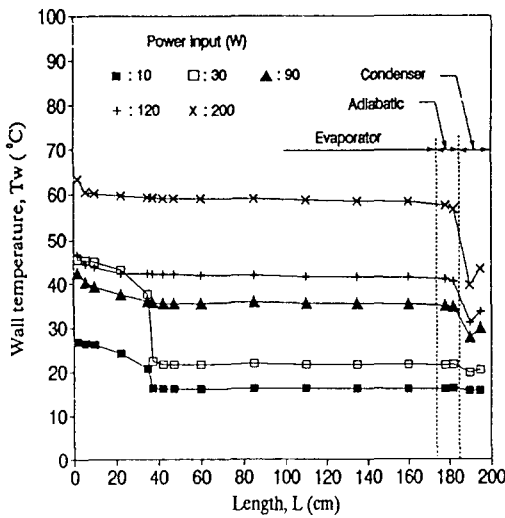
경우에 대하여 열부하 변화에 따른 정상 상태에서의 벽면온도분포를 각각 나타낸 것이다. 그림에서 두 경우 약 30 W 이하의 낮은 열부하에서 증발부 하부의 벽면 온도는 그 상부에 비하여 과열되어 있고, 최대 과열온도의 크기는 약 30°C 까지 도달함을 볼 수 있다. 이는 낮은 열부하에서는 증발부 하부에 형성된 Pool에서 비등이 발생하지 않기 때문이다. 그러나 열부하가 30 W 보다 크게 되면 증발부의 벽면온도는 등온성을 이루고

증발부의 전 영역에서 균일하게 기화가 일어나고 있음을 알 수 있다.

한편 열사이폰은 30~70 W의 열부하 범위에서 Fig. 5와 같이 벽면온도가 충격음(화살표)을 동반한 주기적인 맥동 현상이 나타났다. 이는 김 등<sup>11)</sup>의 열사이폰에 대한 가시화 실험에 의하면 Pool에서 핵비 등이 단속적으로 진행되고 핵비 등이 발생될 때 액적기포의 폭발에 의해 다량의 액체가 비산하는 Blow-up 현상이 발생하기 때문이다.



(a) Heat pipe HP1



(b) Thermosyphon TS1

Fig. 4. Axial wall temperature distributions versus power input for HP1 and TS1 (Coolant temperature: 15°C, Coolant flow rate: 150ml/min).

### 5-2. 과도상태의 작동

#### 5-2-1. 시동성

Fig. 6의 (a)와 (b)는 정지 상태에서 50 W의 열부하를 가할 때 열파이프 HP1과 열사이폰 TS1에 대한 초기 시동과정을 각각 나타낸 것이다. 이때 증발부 국소온도  $T_{e1}$ ,  $T_{e2}$ ,  $T_{e3}$ 는 증발부 하단부로부터의 축방향 거리  $x$ (cm)가 각각 10, 96, 160이고, 단열부 온도  $T_a$ 와 응축부 온도  $T_c$ 는 각 영역의 평균 온도이다.

그림에서 증발부에 열부하를 가함에 따라 내부 증기의 발생과 이송이 시작되는 초기 응답구간에서의 시간 지연은 열파이프 HP1의 경우 약 20초 미만으로 열사이폰 TS1보다 매우 작게 나타나고 있음을 볼 수 있다. 이는 HP1은 초기에 증발부의 위쪽에 일부 존재하는 액상의 작동유체가 기화되어 응축부로 이송되지만 TS1은 Pool의 계면에서만 기화가 일어나고 증기 발생량이 적어서 그에 따른 시간이 지연되기 때문이다.

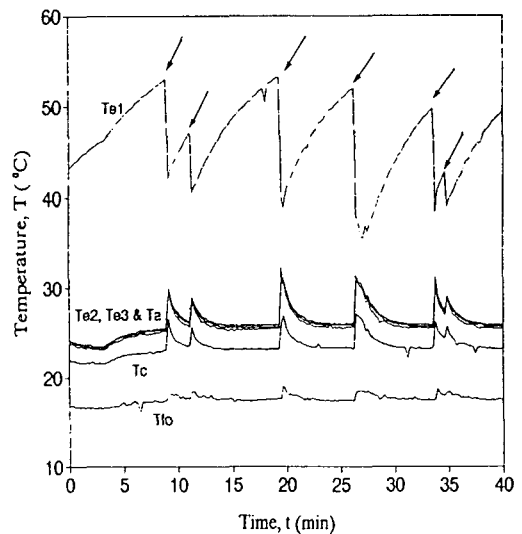


Fig. 5. Temperature fluctuation with time for thermosyphon TS1 at power input of 50 W (Coolant temperature: 15°C, Coolant flow rate: 150 ml/min).

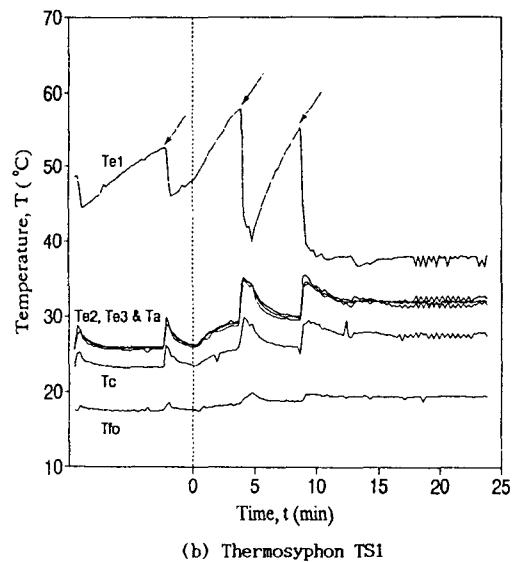
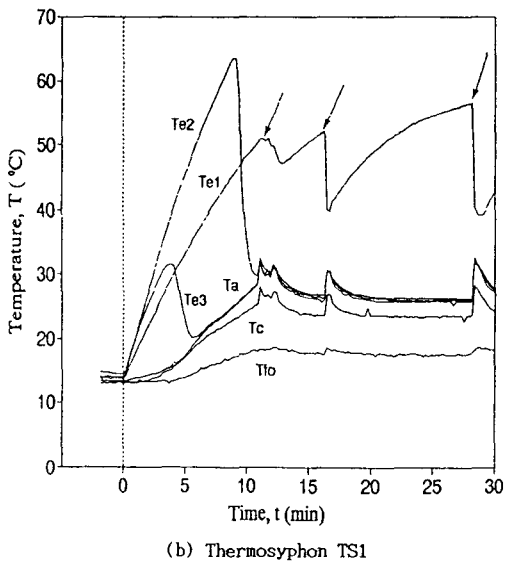
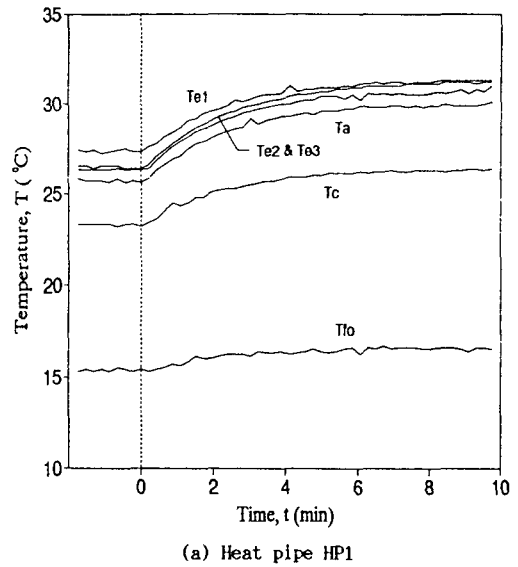
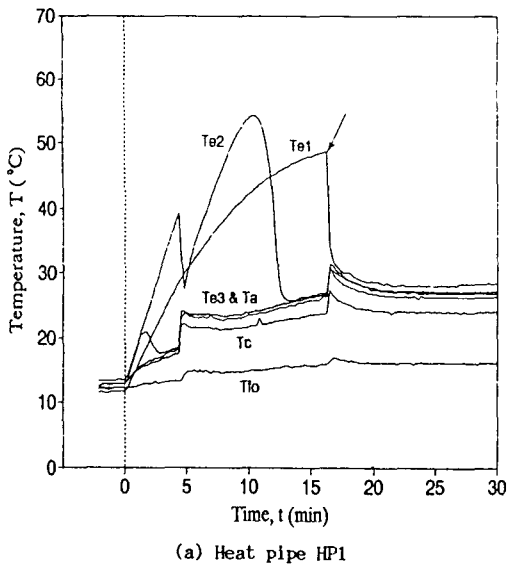


Fig. 6. Variation of temperatures with time for heat pipe HP1 and thermosyphon TS1 during initial start-up process at power input of 50 W (Coolant temperature: 15°C, Coolant flow rate: 150 ml/min).

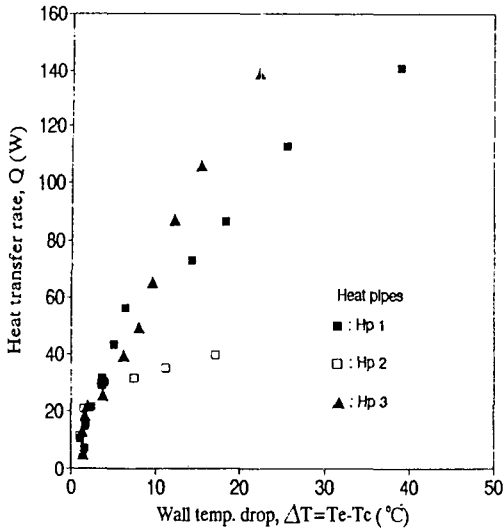
Fig. 7. Variation of temperatures with time for heat pipe HP1 and thermosyphon TS1 during the transient period, when the power input was increased from 50 W to 70 W (Coolant temperature: 15°C, Coolant flow rate: 150 ml/min).

한편, 실험결과로부터 초기 시동구간의 과도상태 경향은 열부하의 크기에 따라 다르게 나타났다. 즉 Pool 내에서 핵비 등의 발생에 관한 임계 열부하인 30 W 이하에서는 증발부 하부의 온도가 과열된 상태에서 정상상태로 도달하지만 그 보다 큰 경우는 초기 핵비 등이 발생한 후 정상상태로 빠르게 진입하였다

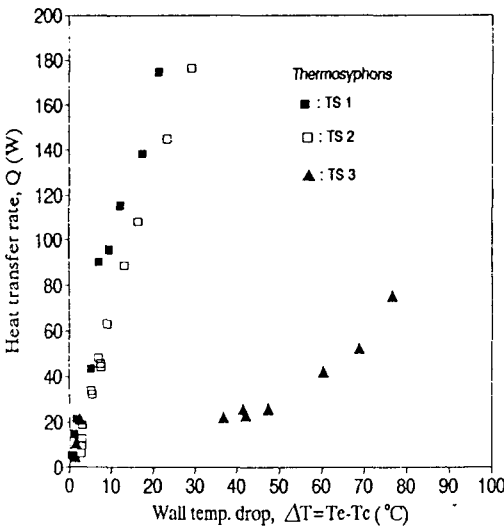
#### 5-2-2. 열부하 변화

정상적인 작동상태에서 열부하를 변화시키면 다음과 같은 천이과정을 거친 후 정상상태로 도달된다.

Fig. 7의 (a)와 (b)는 열부하를 50 W에서 70 W로 증가시킬 때 HP1과 TS1에 대한 천이상태의 벽면온도의 변화과정을 나타낸 것이다. 그림에서 열파이프 HP1은 벽면온도가 점진적으로 정상상태에 접근하고 있음을 볼



(a) Heat pipes



(b) Thermosyphons

Fig. 8. Heat transfer rate Q versus wall temperature drop ΔT between the evaporator and condenser for heat pipes and thermosyphons with different liquid inventory (Coolant temperature: 15°C, Coolant flow rate: 150 ml/min).

수 있다. 그러나 열사이폰 TS1은 벽면온도의 맥동 주기가 대단히 짧은 미동상태로 변화하고 있음을 알 수 있다<sup>4)</sup>. 그리고 TS1의 과도 시간은 HP1보다 긴 약 10분이 소요된다. 이는 열사이폰의 경우 증발부 하부에서 Pool이 형성되어 있고, Pool의 온도가 비등이 발생하는 임계 온도인 약 55°C에 도달될 때까지 소요되는 시간이

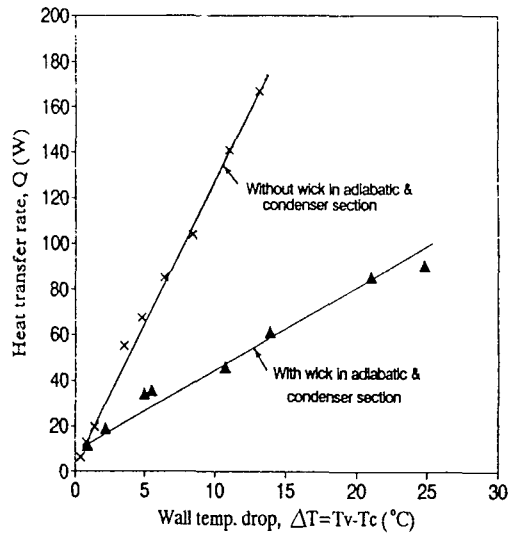


Fig. 9. Experimental effect of removal of the wick in the condenser section of the heat pipe on thermal conductance (Coolant temperature: 15°C, Coolant flow rate: 150 ml/min).

포함되었기 때문으로 생각된다.

5-3. ΔT-Q 관계

5-3-1. 작동유체 충전량

Fig. 8 (a)와 (b)는 작동유체 충전량이 서로 다른 열파이프들-HP1, HP2, HP3-과 열사이폰들-TS1, TS2, TS3-에 대한 증발부와 응축부의 온도차 ΔT(T<sub>e</sub>-T<sub>c</sub>)와 열부하 Q의 관계를 각각 나타낸 것이다. 이때 Q에 대한 ΔT는 열저항 R을 나타내며, 그의 역수는 열전도도 C라 일컬어진다. 즉 C=1/R이다<sup>12)</sup>. Fig. 8 (a)에서 HP1과 HP3는 모든 열부하 구간에서 거의 일정한 열전도도를 나타내고 있으나 작동유체가 위크만을 포화시키는 HP2는 약 30 W에서 열전도도가 급격히 감소함을 볼 수 있다. 이는 Table 3의 이론적인 모세관 한계에 대하여 실험적으로 확인한 것으로써 증발부 하부에서 Dry out이 발생하기 때문이다.

Fig. 8(b)에서 TS1, TS2는 열전도도가 비교적 일정하게 나타나고 있으나 충전량이 많은 TS3의 경우 20 W 이상의 열부하에서 열전도도가 급격히 저하되고 있다. 이는 작동유체 충전량이 과다하여 열사이폰의 전 길이에 걸쳐 액체와 증기가 혼합된 유동 양상을 이루고 있기 때문에 열저항이 증가된 것으로 추측된다<sup>7)</sup>.

5-3-2. 응축부에서 위크의 영향

Fig. 9는 위크가 열파이프의 전 길이에 설치된 HP4와 증발부에만 설치된 HP1에 대하여 증기의 온도와 응축

부의 벽면 온도차  $\Delta T(T_v-T_c)$ 와 열전달율  $Q$ 의 관계를 나타낸 것이다. 그림에서 HP1이 HP4보다 열전도도가 크게 나타나고 있다. 이러한 결과는 그림 2에서 해석적으로 검토한 바와 같이 응축부에서 위크를 제거함으로써 증발부에서 작동유체의 유동과 상변화 과정에 영향을 주지않고 열속이 큰 응축부에서 열저항을 감소시킬 수 있음을 보여주고 있다.

## 6. 결 론

작동유체의 충전량과 위크의 설치 영역을 변화시킨 다수의 태양열 집열기용 열파이프에 대한 실험 결과는 다음과 같다.

1) 응축부에서 위크를 제거함으로써 관 중심방향으로의 열저항이 감소되어 열파이프의 열전도도를 증가시킬 수 있다.

2) 작동유체의 충전량은 위크를 포화시키는 양 이외에 잉여량을 더 충전함으로써 증발부 하부에서 발생하는 Dry out을 극복하여 열전달량을 증가시킬 수 있다.

3) 증발부에 설치한 위크는 작동유체를 액상으로 포화시킴으로써 초기 시동지연을 감소시키고, 또한 Pool에서 초기 핵비 등이 발생한 후 Pool의 형성을 억제시키기 때문에 불안정한 작동을 현저히 감소시킬 수 있다.

4) 그외에 위크를 증발부의 전 영역에 설치해야만 하는가라는 문제와 위크의 구조에 대해서는 앞으로 계속 연구가 이루어져야 할 것이다.

## 사용기호

C	: Thermal conductance(W/°C)
HP	: Heat pipe
$l_a$	: Length of the adiabatic section(mm)
$l_c$	: Length of the condenser section(mm)
$l_e$	: Length of the evaporator section(mm)
Q	: Heat transfer rate(W)
$\dot{Q}_c$	: Capillary limitation(W)
$\dot{Q}_f$	: Flooding limitation(W)
R	: Thermal resistance(III/W)
T	: Temperature(III)
$T_a$	: Wall temperature of the adiabatic section(III)
$T_c$	: Wall temperature of the condenser section(III)
$T_e$	: Wall temperature of the evaporator section(III)
$T_{e1}$	: Local wall temperature at x%10 cm in the evaporator section(III)
$T_{e2}$	: Local wall temperature at x%96 cm in the evaporator section(III)

$T_{e3}$	: Local wall temperature at x%160 cm in the evaporator section(III)
$T_{fo}$	: Coolant temperature at the inlet of a manifold (III)
TS	: Thermosyphon
$T_v$	: Vapor temperature(III)
$T_w$	: Wall temperature(III)
$\Delta T$	: Wall temperature drop(III)
$V_e^+$	: Volumetric ratio of liquid inventory to evaporator(%)
x	: Axial distance from the lower end of the heat pipe(cm)

## 참고문헌

1. Basiulis, A. and Hummel, T. A. : "Design Scope-Designer's guide to heat pipes", Design News, 159 (1974).
2. Chi, S. W. : "Heat Pipe Theory and Practice", McGraw-Hill Book Company, New York, U.S.A (1976).
3. Dunn, P. D. and Reay, D. A. : "Heat Pipes", Third edition, Pergamon Press (1982).
4. Liu, J. F. and Wang, J. C. Y. : "On the Pulse Boiling Frequency in Thermosyphons", J. of Heat Transfer, **114**, 290 (1992).
5. 박형기, 임광빈, 김철주, 박이동 : "온수 급탕 태양열 집열기용 2상 열사이폰의 열적 특성 실험", 공기조화 냉동학회 학술대회 논문집, 226 (1991).
6. 임광빈 : "열파이프를 부착한 평판형 태양열 집열기의 개발에 관한 기초 연구", 성균관대학교 박사 학위 논문 (1993).
7. Imura, H., Sasaguchi, K., Kozai, H. and Numata, S. : "Critical Heat Flux in a Closed Two Phase Thermosyphon", Int. J. Heat and Mass Transfer, **26**(8), 1181 (1983).
8. 日本 ヒートパイプ 協會編 : "實用 ヒートパイプ" (1984).
9. Tien, C. L. and Chung, K. S. : "Entrainment Limits in Heat Pipe", Proceedings of 3rd Int. Heat Pipe Conference, May 22-24, Palo Alto, California, 36 (1978).
10. Hill, D. D., Prenger, F. C. and Barclay, J. A. : "Performance Limits in Gravity Assisted Hydrogen Heat Pipe", Proceedings of the 1988 National Heat Transfer Conference, July 24-27, Houston, Texas, **1**, 397 (1988).
11. Kim, C. J., Pak, E. T., Hwang, Y. K. and Kang, H. K. : "The Visual Study of Nucleate Boiling Pheno-

mena in Liquid Pool for a Closed Two-Phase Thermosyphon", Proceedings of The First Heat Pipe Workshop, Korea, 161 (1992).

12. Kreith, F. and Black, W. Z. : "Basic Heat Transfer", Harper & Row Publishers, New York (1980).