

한국에너지공학회(1998년도)

추계 학술발표회 논문집p193-208

써모사이폰 히트파이프에서 열수송한계와 최적작동유체 주입량에 관한 연구

이기우

한국에너지기술연구소

Critical Heat Flux and Working Fluid Quantity in Thermosiphon Heat Pipe

Ki-Woo Lee

Korea Institute of Energy research

요 약

본 논문에서는 써모사이폰식 히트파이프의 열수송한계와 작동유체의 주입량이 파이프의 직경, 가열량 및 증발부와 응축부의 길이비 등에 따라 변화하므로 이러한 인자에 따른 적정 작동유체의 주입량과 가열량의 한계에 대해 고찰하였다. 특히 각종 전자부품의 냉각에 사용되는 히트파이프가 써모사이폰식이므로 사용작동유체에 대해 가열량에 따라 파이프의 직경예측이 가능토록 열수송한계특성에 대해 검토하고, 사이리스터용은 증발부와 응축부의 길이비 변동이 심하므로 작동유체의 주입량이 중요한 성능인자로 작용하므로 길이비에 따른 작동유체의 주입량범위에 대해 기술하였다. 그리고 최적의 작동유체범위와 히트파이프의 증발열전달계수 및 응축열전달계수에 대한 실험으로부터 성능자료를 도출하여 이론해석과 비교검토하였다.

Abstract - In this paper, working fluid quantity and critical heat flux was examined according to the diameter and heating capacity in thermosiphon heat pipe. Working fluid quantity was increased with heating quantity and the length ratio of condenser and evaporator, critical heat flux was increased with the diameter of pipe. And heat transfer coefficients in evaporator and condenser were obtained from the experimental results.

1. 서 론

전자부품은 사용중에 열이 발생되므로 냉각을 하지 않을 경우에는 과열에 의해 파손되므로 전자부품이 접한 면의 온도를 125 °C 내지 150 °C를 넘지 않도록 하고 있다. 전자기기가 정상적으로 작동하기 위해서는 내장되어 있는 전자부품을 일정한 온도영역내로 유지하여 사용할 필요가 있으며, 이것은 전자부품의 특성이 온도에 민감함과 동시에 온도의 변동폭이 클수록 부품의 특성열화가 현저하고 신뢰성에 악영향을 끼치기 때문이다.

기존의 공냉식에서는 주로 알루미늄 압출형 히트싱크가 사용되고 있으나, 이의 단점은 압출공정상의 문제로 흰의 높이와 간격 등에 제한이 있어 부피와 무게가 커지므로, 전자부품의 대용량 및 소형화에 대응하기 위한 고성능 히트싱크로 히트파이프식 히트싱크가 각광을 받고 있다. 선진국에서는 이미 히트파이프식 히트싱크가 전자부품의 냉각용으로 실용화가 되어 방열성능을 최대 50% 정도 향상시키고 있다. 그러나 전자부품 냉각용 히트싱크에 사용하는 히트파이프는 증발부가 응축부보다 매우 짧은 것이 일반적이며, 또한 직경도 작은 것이 많이 사용되고 이러한 경우에는 열수송한계에 의해 사용이 제한되고 작동유체의 주입량이 성능에 영향을 크게 미치게 된다.

따라서 본 연구에서는 써모사이폰식 히트파이프에서 직경에 따른 열수송한계와 증발부와 응축부의 길이비에 따른 적정 작동유체의 주입량에 대해 고찰하였다. 특히 써모사이폰식 냉각용에 사용되는 히트파이프가 써모사이폰식이므로 사용작동유체에 대해 발생열량에 따라 파이프의 직경예측이 가능토록 열수송한계특성에 대해 검토하고, 써모사이폰용은 증발부와 응축부의 길이비 변동이 심하므로 작동유체의 주입량이 중요한 성능인자로 작용하므로 길이비에 따른 작동유체의 주입량범위에 대해 기술하였다. 그리고 최적의 작동유체범위와 히트파이프의 증발열저항 및 응축열저항에 대한 실험으로부터 성능자료를 도출하여 이론해석과 비교검토하였다.

2. 써모사이폰식 히트파이프의 열수송한계

히트파이프를 지상에서 이용하는 경우에는 워이 없는 써모사이폰식이 사용되며, 이러한 히트파이프는 가열부를 하부에 위치시키고 응축부내에서 응축된 작동유체의 귀환에 중력을 이용하는 것이다. 이것은 [그림 1]과 같이 증발부가 응축부보다 하부에 위치하므로 작동유체의 귀환을 위한 워이 필요없으므로 열유속이 워식보다 10배 내지 100배로 증가하며, 모세관식에서는 비등기포에 의한 워내의 액체진입이 어려워 비등한계를 일으키지만 써모사이폰식에서는 비등을 유효하게 이용할 수 있고, 응축부에도 워이 없으므로 열저항이 매우 적다는 장점이 있다. 따라서 써모사이폰냉각용 히트파이프의 요소는 써모사이폰식 히트파이프를 사용하고 있다.

써모사이폰에서는 단열부에서 막상을 만들어 흐르지만 이와 반대로 흐르는 증기류의 전단력에 의해 액면에 다양한 현상이 나타나고, 워식 히트파이프 및 써모사이폰에서는 증발부에서 비등한계가 나타나기 전에 비산한계에 의해 액체가 증발부에 흐르지 못하는 것이 많다. 따라서 Tien¹⁾이 중력을 이용한 대향류의 증기-액체흐름에 있어서의 실험으로부터 flooding 관계식을 수정한 비산한계열유속의 실험식을

식(1)로 정리하였으며, 본 연구에서는 식 (1)을 사용하여 싸이리스터용으로 사용할 파이프의 직경에 대해서 한계열유속을 예측하고자 하였다.

$$Q_{\max} = C_k^2 A_x h_{fg} \frac{[g \sigma (\rho_l - \rho_v)]^{\frac{1}{4}}}{(\rho_l^{\frac{1}{4}} + \rho_v^{\frac{1}{4}})^2} \quad \text{-----(1)}$$

여기서

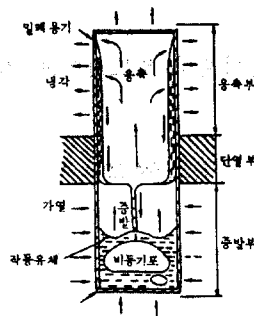
$$C_k = \sqrt{3.2} \tanh(0.5 B_o^{\frac{1}{4}}) \quad \text{-----(2)}$$

$$B_o = D_i \left(\frac{g(\rho_l - \rho_v)}{\sigma} \right)^{\frac{1}{2}} \quad \text{-----(3)}$$

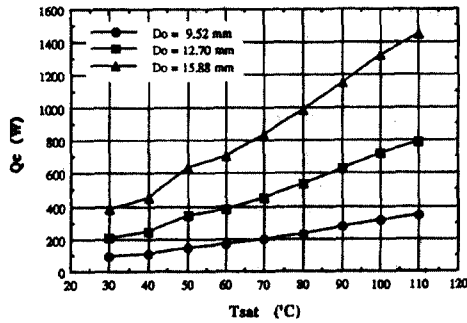
이다.

식 (1)로부터 한계열유속에 영향을 끼치는 인자는 작동유체의 물성치와 파이프의 직경이므로 싸이리스터냉각용에 주로 사용가능한 파이프의 외경 $D_o = 9.52$ mm, 12.70 mm 및 15.88 mm에 대해서 싸이리스터 냉각에서 작동범위가 150°C 이하이므로 포화온도범위를 30°C , 50°C , 70°C , 90°C , 110°C 로 하여 비산한계에 의한 열유속을 계산하여 나타낸 것이 [그림 2]이다.

포화온도 30°C 에서 파이프의 외경 9.52 mm에서는 한계열유속이 89.5 W, 외경 12.70 mm에서는 206.5 W 그리고 외경 15.88 mm에서는 한계열유속이 381.3 W 이상 사용할 수 없음을 알 수 있고, 포화온도 110°C 의 경우에는 파이프의 외경 9.52 mm에서 한계열유속이 340.5 W, 외경 12.70 mm에서는 784.5 W 그리고 외경 15.88 mm에서는 한계열유속이 1446.3 W 이상 사용할 수 없음을 알 수 있다.



[그림 1] 씨모사이폰식 히트파이프의 구조



[그림 2] 파이프의 직경에 따른 열유속한계

3. 작동유체의 주입량과 열수송량의 관계

써모사이폰식 히트파이프에서의 작동유체는 증발부에서 열을 흡수하여 증발하고 압력과 밀도차에 의해 상부에 있는 응축부로 상승하여 응축부에 잠열을 방출하고 응축되어 중력에 의해 액체가 귀환하는 과정을 반복하므로써 열을 수송하는 것이다. 따라서 최소의 작동유체주입량은 증발부와 응축부의 내표면적을 적실 수 있는 정도이고 열수송량이 증가함에 따라 내표면에 접하는 작동유체의 양도 증가하여야 함은 당연하다. 그러나 지나치게 많은 양의 작동유체를 주입하면 증발부에 두꺼운 액체층의 형성과 함께 응축부까지 액체가 상승하여 열저항이 커지고 너무 적게 주입하면 증발부내면에 액체가 접촉하지 못하는 경우가 발생되어 dry-out이 발생되고 온도가 급격히 상승하면서 불안정한 작동으로 결국은 파손의 원인이 되고 있다.

Imura²⁾등은 최적의 작동유체주입량은 증발부의 한계열유속과 관계가 있다고 보고하고 있으며, Imura등이 증류수를 작동유체로 하여 실험한 결과로부터 증발부의 한계열유속과 작동유체의 주입량의 관계를 도출한 식을 검토하였다.

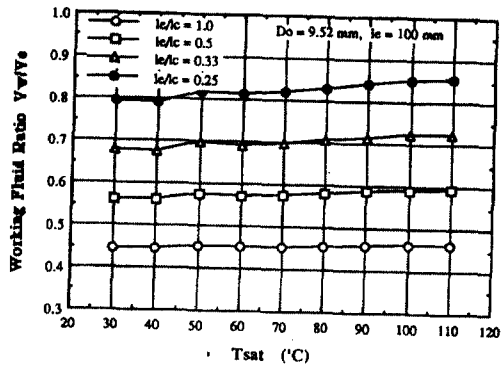
작동유체주입량이 적을 경우에는 증발부의 실질적인 증발면적이 감소하고 부분적으로 dry-out이 발생하며, 주입량이 많은 경우에는 한계열유속은 작동온도의 상승과 함께 증가한다. 최대열수송량에서 보면 주입량이 적으면 한계열수송한계가 작아지고, 너무 많이 주입하면 비등기포에 의한 작동유체가 응축부에 까지 올라가 유효응축전열면적을 잠식할 뿐만 아니라 급격히 위로 올라간 액체가 응축부의 끝단에 충돌하면서 소음을 수반하는 진동현상이 나타나게 되고 파손의 원인이 되기도 한다. 따라서 증발부와 응축부의 길이가 같은 써모사이폰식 히트파이프의 실험결과에서 Imura는 적당한 주입량은 증발부내체적의 33%라고 보고하였지만 응축부의 길이가 증발부의 길이에 비해 길은 경우에는 단열부와 응축부의 액막과 증기량을 고려하여 적정주입량의 관계식이 다음과 같이 정리된다고 하였다.

$$V_e = 0.33 + \frac{(0.8l_c + l_a)}{l_e} \frac{4}{D_i} \left(\frac{3 \mu_l l_e q_e}{\rho_l^2 g h_{fg}} \right)^{\frac{1}{3}}$$

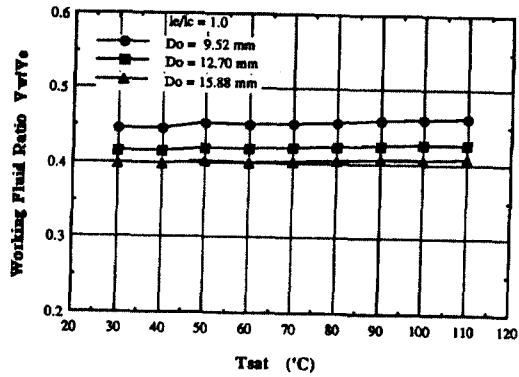
$$+ \frac{\rho_v}{\rho_l} \left[\frac{l_c + l_a}{l_e} - \frac{0.8 l_c + l_a}{l_e} \frac{4}{D_i} \left(\frac{3\mu_l l_e a_e}{\rho_l^2 g h_{fg}} \right)^{\frac{1}{3}} \right] \quad \text{-- (4)}$$

그리고 사이리스터냉각용 히트파이프는 증발부의 길이가 응축부의 길이보다 작은 경우가 대부분이므로 증발부와 응축부의 길이비에 따른 작동유체의 주입량을 검토하고 실험에서의 작동유체주입량범위를 결정하는 자료로 활용하였다. 식(4)에서 작동유체의 주입량에 영향을 끼치는 인자는 작동유체의 물성치와 증발부길이, 단열부길이 및 응축부의 길이 그리고 파이프의 직경이다. 따라서 증발부의 길이 l_e 를 100 mm로 하고, 응축부의 길이 l_c 를 100 mm에서 400 mm까지 각각 변화시킬 경우 파이프의 외경 $D_o = 9.52$ mm, 12.70 mm 및 15.88 mm에 대해서 한계열유속에서 각각의 작동유체주입량을 계산한 결과 [그림 3]에서부터 [그림 6]과 같이 나타났다. [그림 3]은 직경이 9.52 mm일 때 증발부의 길이가 100 mm 이고, 응축부의 길이를 각각 100 mm, 200 mm, 300 mm 및 400 mm로 하였을 때 작동유체주입량의 관계로서 응축부에 대한 증발부의 길이비가 1.0인 응축부의 길이 100 mm일때는 45 ~ 47%이고, 증발부의 길이비가 0.25일때는 79 ~ 86%의 작동유체의 주입이 필요한 것으로 계산되어 동일한 증발부의 길이에서는 응축부에 대한 증발부의 길이비가 1.0 일 때보다 길이비가 0.25일때 작동유체주입량은 34 ~ 39%까지 증가함을 예측할 수 있다.

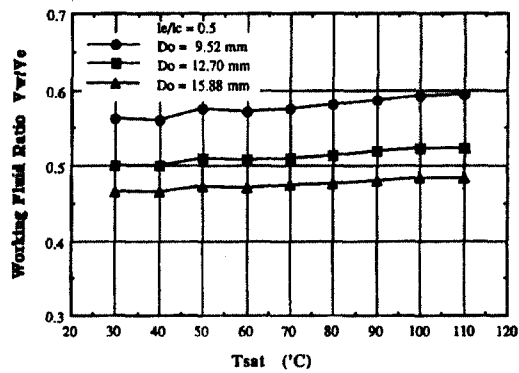
[그림 4]는 증발부와 응축부의 길이를 각각 100 mm로 하여 길이비가 1.0일 때 파이프직경에 따른 작동유체주입량의 관계를 표시한 것으로서 히트파이프외경이 9.52 mm 일때는 작동유체의 주입량이 45 ~ 47%, 외경이 12.70 mm일때는 41 ~ 43% 그리고 외경이 15.88 mm일때는 40%의 작동유체의 주입이 요구되며, [그림 5]는 응축부의 길이를 200 mm로 하여 응축부에 대한 증발부의 길이비를 0.5로 하였을 때 파이프의 직경에 따른 작동유체주입량의 관계로서 외경이 9.52 mm일때는 작동유체 주입량이 56 ~ 59%, 외경이 12.70 mm일때는 50 ~ 52% 그리고 외경이 15.88 mm일 때는 47 ~ 48%로 계산되었다. 또한, [그림 6]은 응축부의 길이를 300 mm로 하여 응축부에 대한 증발부의 길이비가 0.33일때를 나타낸 것으로서 외경이 9.52 mm일 때는 작동유체주입량이 68 ~ 72%, 외경이 12.70 mm일 때는 58 ~ 62% 그리고 외경이 15.88 mm일 때는 53 ~ 56%이다. 이상의 검토결과로부터 기초실험에서의 작동유체 실험범위를 정하고 실제 작동유체주입량에 따른 열전달특성을 실험하는 것으로 하였다.



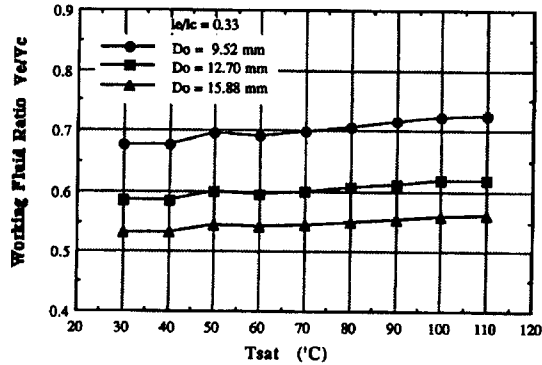
[그림 3] 포화온도와 응축부길이에 따른 작동유체주입량($D_o=9.52$ mm)



[그림 4] 포화온도와 직경에 따른 작동유체주입량 ($l_c=100$ mm)



[그림 5] 포화온도와 직경에 따른 작동유체주입량 ($l_c=200$ mm)



[그림 6] 포화온도와 직경에 따른 작동유체주입량 ($l_c=300$ mm)

4. 성능실험 및 결과

1) 성능실험장치 및 방법

(1) 써모사이폰식 히트파이프요소의 설계 및 제작

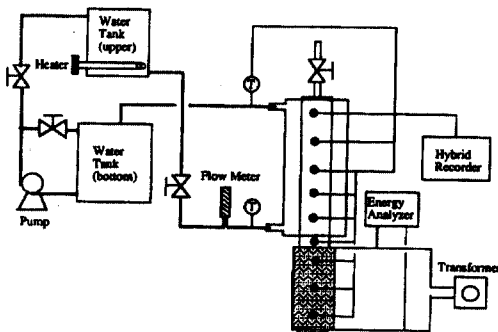
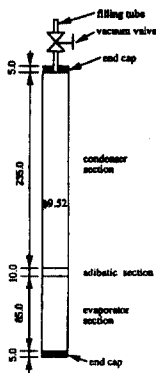
[그림 7]은 기초실험용 써모사이폰식 히트파이프의 단면도로서 외경 9.52 mm, 두께 0.89 mm 그리고 유효길이는 335 mm인 동파이프로 설계하였으며, 응축부에 대한 증발부의 길이비는 0.354로서 이는 싸이리스터냉각용에 이용할 경우 싸이리스터를 부착하는 블럭과 흰을 부착하는 응축부의 관계를 고려하여 설계하였다. 히트파이프의 제작은 파이프의 내벽에 증발 및 응축열전달효과를 향상시키기 위해 원주방향의 그루우브 형상을 가공하였으며, 파이프 양끝에 누설을 방지하기 위해 두께 5 mm의 캡을 가공하여 고주파용접으로 접합하였고, 한 쪽끝은 주입관에 진공밸브를 부착하여 작동유체주입량에 따른 성능실험을 반복적으로 할 수 있도록 하였다. 그리고 끝단을 용접하기 전에 파이프내부에 불순물이나 오염물질이 존재하면 작동유체와의 반응으로 인하여 불응축가스가 발생하여 성능이 저하되는 원인이 되므로 각 부품을 조립하기 전에 수용성 초음파세척기를 이용하여 약 1 시간가량 세척하고, 증류수로서 깨끗이 헹구어낸 후 건조기로서 충분히 건조시키고 양 끝단을 접합하였다.

(2) 성능실험장치 및 방법

싸이리스터 냉각에 사용하는 써모사이폰식 히트파이프는 일반적으로 수직으로 설치하는 경우가 많으므로 본 연구에서도 증발부를 하부에 위치하도록 기초실험용 히트파이프를 수직으로 놓고 성능실험할 수 있도록 설계하였다. [그림 8]은 써

모사이폰식 히트파이프의 성능실험장치로서 가열장치, 냉각수순환장치, 냉각수온도 조절 및 가열량조절장치로서 구성되어 있다. 증발부의 가열은 히트파이프 표면에 직접 고무로 피복된 전열선을 감고 슬라이다스를 이용하여 전압을 조절하므로써 가열량을 변화시킬 수 있도록 하였다. 그리고 응축부의 냉각수온도조절은 전기히타를 냉각수탱크에 삽입하여 온도조절기로서 실험온도조건에 맞는 온도를 일정히 유지하도록 하였으며, 냉각수의 유량도 일정히 흐르도록 하기 위해 냉각수탱크를 2조로 분리하여 상부의 탱크에서 항상 수두가 일정히 유지토록 하여 수두변화에 따른 유량변화를 방지하였다. 또한, 증발부 및 응축부에서 외부로의 열손실을 방지하기 위해 증발부에는 두께 50 mm의 압면으로, 응축부에는 파이프 보온재로 단열하였다.

히트파이프의 성능측정을 위해 파이프 표면에 $\phi 0.1$ mm의 K-type 열전대를 부착하였으며, 측정위치는 증발부에 3점, 단열부에 1점, 응축부에 5점 그리고 냉각수입 출구에 각각 1점씩 측정하였다. 증발부에 가해지는 가열량의 측정은 Energy Analyzer를 이용하여 측정하였으며, 각각 측정된 값들은 30 channel의 Hybrid Recorder로서 기록하였다. 그리고 성능실험방법으로서는 제1절에서 예측한 작동유체의 주입량범위에서 열전달특성값을 도출코져 작동유체주입량, 냉각수온도 그리고 가열량을 변화시키면서 수행하였다. 작동유체주입량은 증발부내체적의 57, 70, 80 %로 변화시켰으며, 각각에 대해서 냉각수유량을 1030 cc/min로 하고 냉각수입구의 온도를 30, 40, 50 °C로 하였으며, 이때 증발부의 가열량을 40 ~ 180 W까지 20 W 간격으로 성능실험을 수행하였다. 따라서 각 실험조건에서 작동유체주입량에 따른 히트파이프 표면의 온도분포, 가열량 및 열저항을 도출하고 Dry-out이 발생하지 않으면서 최대의 열을 전달하는 작동유체의 주입량범위를 구하고 한 요소당 가열량을 구하는 것으로 하였다.



[그림 7] 기초실험용 히트파이프 [그림 8] 히트파이프의 성능실험장치

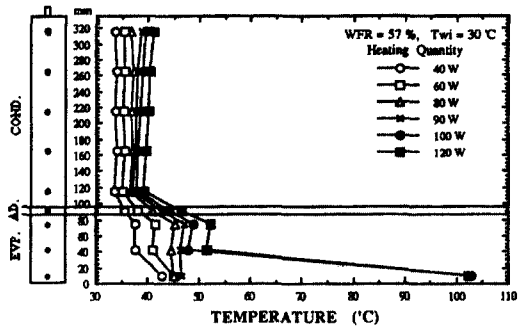
2) 결과 및 고찰

(1)가열량에 따른 히트파이프의 표면온도분포

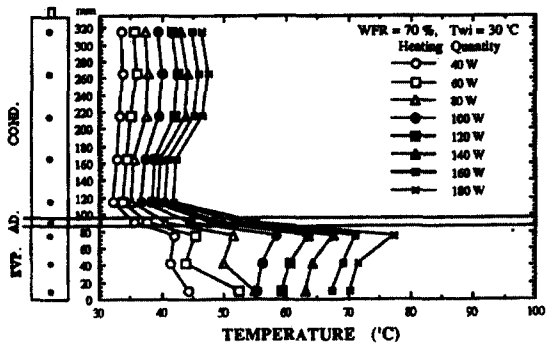
히트파이프의 증발부를 하부로 하여 수직으로 놓았을 때 작동유체량을 증발부 내체적의 57, 70, 80%로 주입하고, 각각의 가열량에 따른 히트파이프의 표면온도를 측정하여 적절한 작동유체주입량과 dry-out이 일어나는 범위를 파악하였다. [그림 9]는 작동유체주입량이 57%이고 냉각수입구의 온도가 30 °C일때 가열량에 따른 히트파이프 표면의 온도분포를 나타낸 것으로서 가열량이 60 W 이하에서는 증발부 끝의 온도가 증발부 중앙보다도 약 4 ~5 °C 정도 상승하는 것을 볼 수 있다. 이것은 증발부내의 작동유체가 증발부에 가해지는 열량으로 전부 증발하지 못하고 일부가 남아있어서 응축부로의 열전달이 충분히 이루어 지지 못하므로 나타나는 현상으로서 이때의 조건에서는 작동유체주입량이 적정량보다 약간 많이 주입되었음을 나타낸다. 그러나 80, 90 W에서는 증발부표면에서의 온도분포가 거의 일정하므로서 증발부에 주입된 작동유체의 유동이 원활히 이루어져서 증발부에서 응축부로의 열전달이 효과적으로 일어나고 있음을 보여주고 있다. 또한, 100 W 이상에서는 증발부 끝의 표면온도가 급상승하여 dry-out이 일어나고 있다. 이것은 증발된 작동유체가 응축부에서 응축되어 증발부로 완전히 귀환되기 전에 다시 증발되어 증발부 끝까지 작동유체가 도달하지 못하여 응축부로의 열전달이 이루어지지 않는 것으로 증발부에 가해지는 가열량이 너무 커서 사용범위를 벗어나는 것으로 볼 수 있다.

[그림 10]은 작동유체주입량을 70%로 하고 냉각수입구온도를 30 °C로 하였을 때 가열량에 따른 히트파이프의 표면온도를 나타낸 것으로서 일반적으로 응축부 시작점에서의 온도가 끝에서보다 낮은 것은 냉각수입구가 응축부 시작점에 위치하기 때문이며, 히트파이프의 작동현상에는 효과를 미치지 않는다. 가열량이 80 W 이하에서는 증발부 끝의 온도가 중앙보다도 약간 높게 나타나 작동유체주입량이 다소 많은 것으로 사료되며, 그 이상에서는 증발부 표면온도가 거의 일정하여 작동유체유동이 원활히 일어나고 있음을 알 수 있다. 이때 가열량이 180 W에서도 증발부 시작점에서의 표면온도가 77.5 °C로 dry-out이 일어나지 않고 히트파이프 작동이 잘 이루어지고 있음을 알 수 있다.

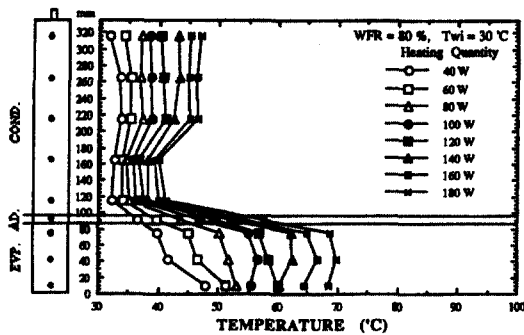
[그림 11]은 작동유체주입량을 80%로 하고 냉각수입구온도를 30 °C로 하였을 때 가열량에 따른 히트파이프 표면온도를 나타낸 것으로서 가열량이 60 W 이하에서는 증발부 끝의 표면온도가 중앙보다도 약간 높게 나타나므로 작동유체주입량이 다소 많은 것으로 사료되고 그 이상에서는 히트파이프 작동이 원활히 이루어지며, 가열량이 180 W에서 증발부 중앙의 표면온도가 69.8 °C를 나타내고 있다. 이상과 같이 히트파이프가 원활히 작동하는 조건은 작동유체주입량, 냉각수온도조건, 증발부에 가해지는 가열량에 따라서 변화하게 되므로 이러한 점을 고려하여 히트파이프를 설계하여야 할 것이다.



[그림 9] 작동유체 57%에서 히트파이프 표면온도



[그림 10] 작동유체 70%에서 히트파이프 표면온도



[그림 11] 작동유체 80%에서 히트파이프 표면온도

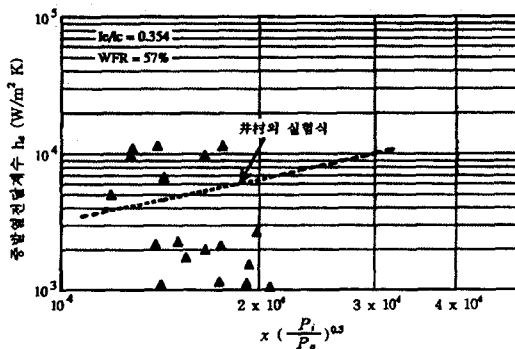
(2) 증발열전달계수

써모싸이폰식 히트파이프는 증발부가 응축부보다 수평 또는 하부에 설치하는 경우가 많으며, 히트파이프를 수직으로 설치하는 경우 증발부 밑부분에 액이 존재하고 증발은 액이 고인 부분과 그 근방에서 가열부벽면의 액막으로부터 일어난다. 일반적으로 pool 비등의 열전달에 관해서는 많은 연구가 있으나 거의 대부분 pool 내의 가열 또는 수평전열면에서의 비등이며 이것을 그대로 사용할 수 없다. 히트파이프내의 비등열전달에 관해서는 井村³⁾ 등에 의한 실험식이 있다. 이에 대한 실험식은 히트파이프를 수직으로 놓았을 때 작동유체를 물과 에탄올을 사용하였을 경우이며, 증발부의 열전달계수 h_e 는 다음과 같다.

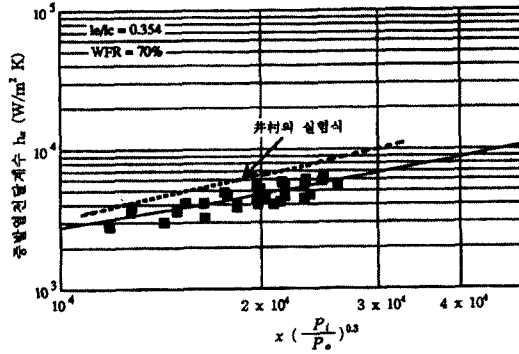
$$h_e = a x \left(\frac{P_i}{P_o} \right)^{0.3} \quad [\text{W}/(\text{m}^2 \text{K})] \quad \text{-----} \quad (5)$$

$$x = \frac{\rho_l^{0.65} \lambda_l^{0.3} c_{pl}^{0.7} g^{0.2} q_e^{0.4}}{\rho_v^{0.25} h_{fg}^{0.4} \mu_l^{0.1}} \quad [\text{W}/(\text{m}^2 \text{K})] \quad \text{-----} \quad (6)$$

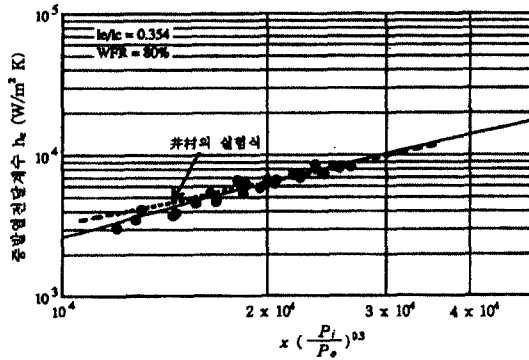
식(5)와 비교하기 위해 히트파이프의 작동유체주입량이 서로 다른 세종류의 히트파이프에 대해서 증발부의 열전달계수를 검토보면 다음과 같다. [그림 12]은 작동유체를 히트파이프 증발부내체적의 57% 주입한 경우의 실험에서 구한 증발부의 열전달계수를 나타낸 것으로서 식(5)와는 상당한 차이를 보이고 있다. 이것은 증발부에 가해지는 가열량이 커지면 쉽게 dry-out이 일어나 증발부 밑부분에 액이 고일 수 없기 때문에 pool 비등이 정상적으로 일어날 수 없는 것으로 사료된다. [그림 13]은 작동유체주입량이 70%일때의 증발열전달계수를 나타낸 것으로서 식(5)에서 $a = 0.32$ 이나 그림에서 나타난 실험결과는 $a = 0.234$ 로서 약 27% 정도 증발열전달계수가 작게 나타난다. 그러나 [그림 14]에서와 같이 작동유체주입량을 80%로 하였을 때는 $a = 0.317$ 로서 약 0.9%의 차를 보이고 있으므로 식(5)와는 상당히 근접하고 있다. 이것은 작동유체주입량을 80% 정도로 하였을 때 증발부내에서의 pool 비등이 정상적으로 이루어지고 있음을 알 수 있다.



[그림 12] 주입량 57%에서 증발부의 열전달계수



[그림 13] 주입량 70%에서 증발부의 열전달계수



[그림 14] 주입량 80%에서 증발부의 열전달계수

(3) 응축열전달계수

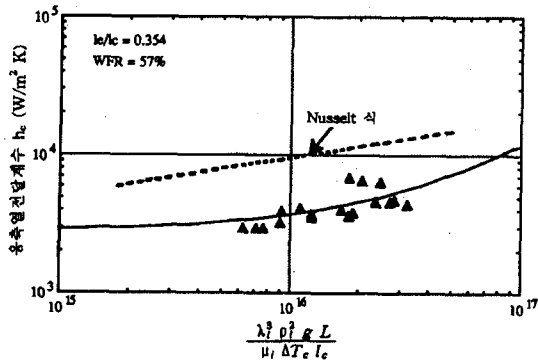
응축부에서의 열전달현상은 작동유체주입량이 적은 경우에는 막상응축이라고 생각되지만 주입량이 많게 되면 증발부의 pool 부분에 발생하는 비등기포에 의해 기액경계면이 응축부까지 밀고 올라와서 복잡한 기액 2상류상태로 된다. 우선 막상응축의 경우 열전달계수는 다음의 Nusselt 식으로 표시된다¹⁾.

$$h_c = b \left(\frac{\lambda_l^3 \rho_l^2 g L}{\mu_l \Delta T_c l_c} \right)^{1/4} \quad [W/(m^2 K)] \quad \text{-----} \quad (7)$$

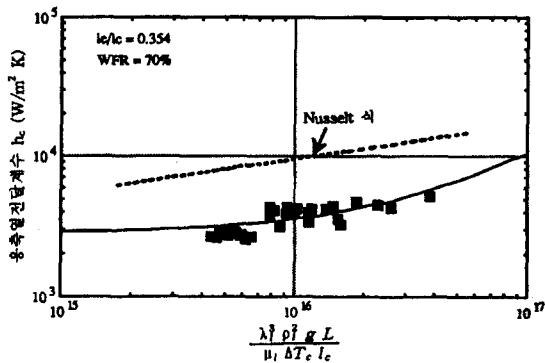
여기서 ΔT_c 는 증기와 응축벽면사이의 온도차이다. 이와 같은 Nusselt 식과 본 연구에서 히트파이프의 기초실험을 통해서 구한 응축부의 열전달계수를 살펴보면 [그림 15]는 작동유체를 증발부내체적의 57% 주입한 히트파이프에 대한 실험치를 나타낸 것으로서 Nusselt 식에서는 $b = 0.943$ 이나 기초실험에서 구한 작동유체주입량이 5

7%인 히트파이프에서는 $b = 0.386$ 으로서 많은 차이를 보이고 있다.

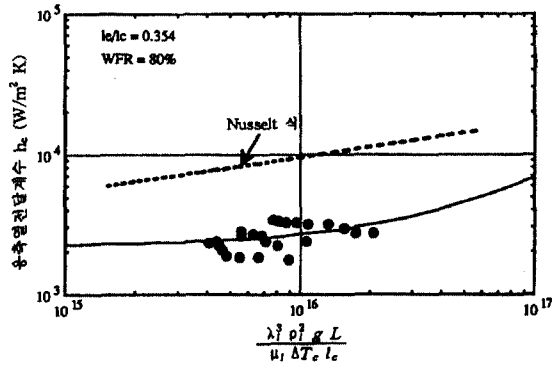
[그림 16]와 [그림 17]는 작동유체주입량이 각각 70%, 80%인 히트파이프에 대한 응축열전달계수로서 이때 작동유체주입량이 70%일때는 $b = 0.364$, 80%일때는 $b = 0.271$ 로서 나타나고 있다. 이의 결과를 살펴보면 작동유체주입량이 많을수록 Nusselt 식의 계수와 차가 커지고 있다. 이것은 작동유체량이 많아지면 비등기포에 의한 기액 2상류가 응축부에까지 도달하여 이루어지기 때문에 응축부의 열전달계수가 감소하게 된다.



[그림 15] 주입량 57%에서 응축부의 열전달계수



[그림 16] 주입량 70%에서 응축부의 열전달계수



[그림 17] 주입량 80%에서 응축부의 열전달계수

(4) 총괄열전달계수

히트파이프 전체의 열수송특성을 총괄열전달계수 h_i 를 사용하여 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$Q = h_e A_e (T_e - T_v) = h_c A_c (T_v - T_c) = h_i A_e (T_e - T_c) \quad [\text{W}] \quad (8)$$

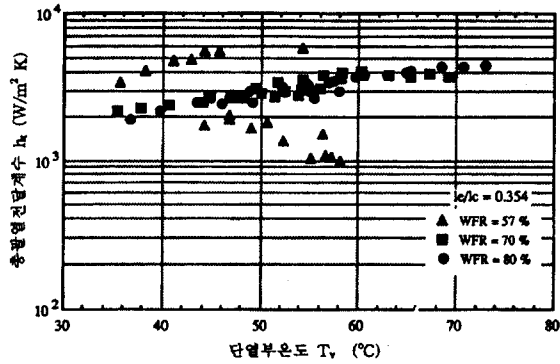
식 (8)에서 h_i 는 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$\frac{1}{h_i} = \frac{1}{h_e} + \frac{1}{h_c} \frac{l_e}{l_c} \quad [\text{m}^2 \text{K/W}] \quad (9)$$

식 (9)에 의해 총괄열전달계수의 실험치를 구하고, 작동유체주입량이 서로 다른 세 종류의 히트파이프에 대해서 단열부의 온도변화에 따른 총괄열전달계수의 실험치를 [그림 18]에 나타내었다. 작동유체주입량이 57%일때는 단열부온도가 43 C° 이하에서는 총괄열전달계수가 약 3000 ~ 6000 W/m² K 정도이나 단열부온도가 그 이상이 되면 dry-out이 일어나서 총괄열전달계수가 1000 ~ 2000 W/m² K 정도로 낮게 나타나고 있다. 그러나 작동유체주입량이 70%와 80%인 것은 총괄열전달계수가 약 2000 ~ 4500 W/m² K 정도로서 안정적으로 작동되고 있음을 알 수 있다. 따라서 작동유체주입량이 70% 내지 80%일때가 최적의 작동유체주입량 범위로 생각되며, 이때 증발 및 응축열전달계수의 식은 각각 다음과 같다.

$$h_e = 0.234 x \left(\frac{P_i}{P_o} \right)^{0.3} \quad [\text{W}/(\text{m}^2 \text{K})] \quad (10)$$

$$h_c = 0.364 \left(\frac{\lambda_i^3 \rho_i^2 g L}{\mu_i \Delta T_c l_c} \right)^{1/4} \quad [\text{W}/(\text{m}^2 \text{K})] \quad (11)$$



[그림 18] 단열부온도에 따른 총괄열전달계수

4. 결 론

써모사이폰식 히트파이프의 직경 및 가열량이 열수송한계와 작동유체의 주입량에 미치는 영향을 검토하고 성능실험으로 부터 다음과 같은 결과를 얻었다.

1. 써모사이폰식 히트파이프의 열수송한계값을 검토한 결과 포화온도 110 °C의 경우 히트파이프의 직경이 9.52 mm일때 한계열유속은 340.5 W, 직경 12.70 mm일때는 한계열유속이 784.5 W 그리고 직경이 15.88 mm 일때는 한계열유속이 1446.3 W로 나타나 직경에 따라 한계열유속값에 차이가 있음을 알 수 있다.
2. 직경이 9.52, 12.70, 15.88 mm인 히트파이프의 직경에 대해 증발부와 응축부의 길이비가 1.0, 0.5, 0.33, 0.25로 하여 작동유체주입량을 계산한 결과로부터 길이비에 따라 작동유체 주입량변화가 있음을 알 수 있었다.
3. 히트파이프의 작동유체주입량을 57, 70, 80%로 주입하여 표면온도를 비교한 결과 가열량이 적은 경우에는 작동유체주입량이 적은 경우가 성능이 좋고, 가열량이 증가하면 작동유체주입량이 많은 경우가 성능이 우수하게 나타났다.
4. 써모사이폰식 히트파이프의 증발부와 응축부에서의 열전달계수를 실험으로부터 도출한 결과 다음과 같이 정리되었다.

$$h_e = 0.234 \times \left(\frac{P_i}{P_o} \right)^{0.3} \quad [\text{W}/(\text{m}^2 \text{ K})]$$

$$h_c = 0.364 \left(\frac{\lambda_i^3 \rho_i^2 g L}{\mu_i \Delta T_c l_c} \right)^{1/4} \quad [\text{W}/(\text{m}^2 \text{ K})]$$

사용기호

A_e : 증발부의 전열면적 (m^2)

A_c	: 응축부의 전열면적 (m^2)
T_e	: 증발벽면의 온도 (K)
T_c	: 응축벽면의 온도 (K)
T_v	: 증기의 온도 (K)
D_i	: 파이프의 내경 (m)
g	: 중력가속도 (m/sec^2)
ρ_l, ρ_v	: 액체의 밀도와 증기의 밀도 (kg/m^3)
σ	: 액체의 표면장력 (kg/sec^2)
h_{fg}	: 증발잠열 (kcal/kg)
A_x	: 파이프의 유동단면적(m^2)
λ_l	: 액체의 열전도율 ($W/m K$)
c_p	: 비열 ($J/kg K$)
μ_l	: 점도 (Pa-s)
P_i	: 관내부의 압력 (Pa)
P_o	: 대기의 압력 (Pa)
q_e	: 반경방향의 열유속 (W/m^2)

참고문헌

1. C. L. Tien, K. S. Chung, Entrainment Limits in Heat Pipe, Proceedings of 3rd Int. Heat Pipe Conference, Palo Alto, California, pp.36-40 (1978)
2. H. Imura, K. Sasaguchi, H. Kozai, Critical Heat Flux in a Closed Two-phase Thermosyphon, Int. J. Heat Mass Transfer 26, No. 8, pp.1181-1188 (1983)
3. 井村外, 二相密閉形熱사이폰內における熱傳達, 機論, 45, 393, pp.712-722 (1979)
4. 根岸外, 實用 Heat Pipe, 日本 Heat Pipe協會編 (1985)
5. P. D. Dunn and D. A. Reay, Heat Pipes, Pergamon Press (1978)
6. Ikeda Yosimu 외 3인, Heat Pipe Application for Users, 학현사 (1981)
7. S. W. Chi, Heat Pipe Theory and Practice, McGraw-Hill (1976)
8. 이기우 외, 전자부품냉각용 히트파이프식 고성능히트싱크 개발(2), 국민은행 (1994)