

축방향 사다리꼴 그루브 히트파이프의 열성능에 대한 실험적 연구

서정세[†] · 이운^{*}

(2002년 3월 26일 접수, 2003년 2월 4일 심사완료)

Experimental Study of Thermal Performance of Heat Pipe with Axial Trapezoidal Grooves

Jeong-Se Suh and Woon Lee

Key Words: Heat Pipe(히트파이프), Trapezoidal Groove(사다리꼴 그루브), Capillary Limitation(모세관한계), Heat Transport Factor(열수송 능력), Elevation(엘리베이션)

Abstract

Analysis and experiment are performed to investigate the thermal performance of a heat pipe with axial grooves. The heat pipe was designed in a 6.5 mm I.D., 17 axial trapezoidal grooves, 1000 mm long tube of aluminium, and ammonia as working fluid. A mathematical equations for heat pipe with axial grooves is formulated to obtain the capillary limitation on heat transport rate in a steady state. As a result, heat transport factor of heat pipe has the maximum at the operating temperature of 293K in 0m elevation. As the elevation of heat pipe increases, the heat transport factor of the heat pipe is reduced markedly, comparing with that of horizontal elevation of the heat pipe. It may be considered that such behavior of heat pipe is caused by the working fluid swarmed back to the condenser port due to gravity force and supercooled by a coolant of heat exchanger. Analytical results of heat transport factor are in a good agreement with those of experiment.

기호설명

A	: 단면적 [m ²]
f	: 마찰계수
K	: 투과율 [m ²]
L_o	: 히트파이프 단열부 길이 [m]
L_c	: 히트파이프 응축부 길이 [m]
L_e	: 히트파이프 증발부 길이 [m]
L_{eff}	: 히트파이프 유효전체 길이 [m]

P_{cm}	: 모세관압력 [Pa]
$P_{u,l}$: 접수길이 [m]
Q	: 열전달량 [W]
Re	: Reynolds 수
r_c	: 모세관 반경 [m]
r_i	: 파이프 내반경 [m]
x	: 축방향 좌표 [m]
ρ	: 밀도 [kg/m ³]
θ	: 접촉각 [rad]
δ	: 그루브 깊이 [m]
μ	: 점성계수 [Pa · s]
λ	: 증발잠열 [J/kg]
ψ	: 히트파이프 경사각 [rad]
σ	: 표면장력 [N/m]

[†] 책임저자, 회원, 경상대학교 기계항공공학부, ReCAPT

^{*} 회원, 한국산업안전관리공단

E-mail: jssuh@gsnu.ac.kr

TEL: (055)751-5312, FAX: (055)762-0227

하첨자

- l : 액상
- v : 기상
- w : 워

1. 서 론

히트파이프는 금속재질의 관에 작동 유체를 넣어 열을 효과적으로 전달시키는 장치로서, 일반적으로 양단의 온도차가 3~5°이내에서 작동하며, 작동유체의 잠열을 이용하여 많은 양의 열을 수송한다. 이러한 특성으로 인하여 정밀기계공학, 에너지관련 산업, 통신 장비 및 전자 장비의 냉각 등 여러 분야에 응용되고 있다. 최근에 들어 제품의 소형 경량화, 공정의 신뢰도와 정확도 등이 요구되면서 히트파이프의 이용에 대한 관심도가 높아지고 있다. 특히, 항공 등의 첨단산업 분야, 극심한 열변화를 겪는 궤도환경의 위성체 열 제어 등의 우주 분야에서도 많이 이용되고 있으며, 위성체의 온도를 능동적으로 유지하기 위해 주로 축방향 사다리꼴 그루브 히트파이프가 이용되어 왔다.

히트파이프에 대한 연구는 1970년대 이후 상당히 많이 이루어져 왔으며, 지금까지의 히트파이프에 대한 연구경향을 살펴보면, Cotter⁽¹⁾는 히트파이프에 대한 기본적인 이론을 정립하였으며, Kemme⁽²⁾는 히트파이프내 여러 가지 종류의 워에 대한 모세관관계를 연구하였다. Schlitt⁽³⁾는 중력의 작용여부에 따른 히트파이프의 성능을 전송력과 온도분포의 함수로 구하였다. 황⁽⁴⁾은 궤방위를 가지는 히트파이프의 작동온도와 기울기 변화에 따른 열전달 성능을 실험하고 열전달 한계를 연구하였으며, 김⁽⁵⁾은 소형 온수급탕용 집열기에 적용될 수 있는 히트파이프의 열응답성, 초기 과도상태에서의 천이과정, 역방향 열전달률에 대하여 연구하였다. 정⁽⁶⁾은 태양열 집열기에 부착되는 히트파이프의 경사각, 작동유체 충전량, 응축부에서의 냉각수 유량 변화에 대한 히트파이프의 최적조건을 구하였다. 박⁽⁷⁾은 열원과 열침이 바뀌는 우주용 열파이프의 천이 과정에 대한 수치적 연구를 수행함으로써 히트파이프내 증기의 천이과정을 고려한 동적특성을 예측하였으며, 워내 액체유동에서의 마찰손실이 고려되지 않았다.

본 연구에서는 인공위성의 열제어에 사용되는 정상상태 축방향 사다리꼴 그루브형 히트파이프의 열전달 성능을 실험 및 해석하고자 한다. 실험에서는 응축부에 대류에 의한 냉각방식을 적용하여 균일한 열방출이 이루어지도록 하였다. 본 연구의 실험결과가 1차원적 이론에 기초한 해석결과와 비교되었다.

2. 실험 및 해석

2.1 실험

2.1.1 실험장치

Fig. 1은 히트파이프의 열성능을 위한 실험장치의 개략도를 나타낸 것이다. 히트파이프의 증발부에는 열공급을 균일하게 하기 위해 OMEGA사의 히터를 일정한 간격으로 감았으며, 증발부 열유입량이 히트파이프의 전열특성에 기준이 되는 인자이기 때문에 히터에 의해 발생하는 열이 외부로 방출되는 것을 막기 위해 주위를 석면 테이프로 감아 단열하였다. 히트파이프의 단열부는 증발부 히터의 영향과 응축부 냉각수의 영향으로 인한 단열부로의 열유입 또는 열손실을 막기 위하여 석면테이프와 유리섬유로 최대한 단열하였다. 히트파이프의 응축부는 강제대류 열교환 방식을 채택하여 냉각수가 직접 히트파이프 벽에 닿아서 열방출이 균일하게 이루어지도록 하였다.

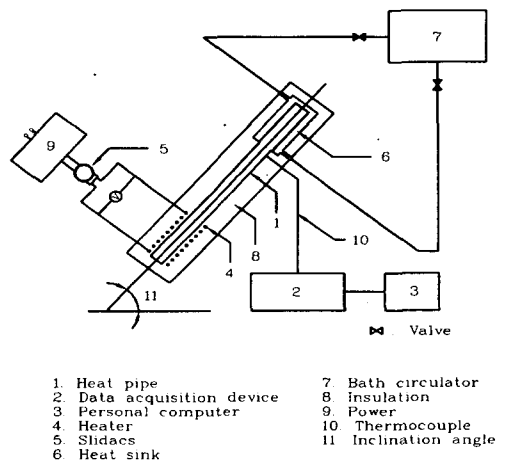


Fig. 1 Schematic diagram of a experimental apparatus

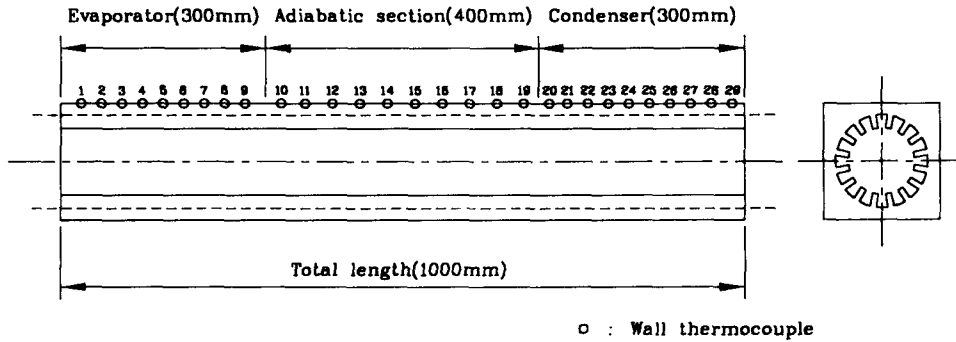


Fig. 2 Schematic diagram which includes the groove shape of the heat pipe and the thermocouple positions marked on the wall of heat pipe

Table 1 Specifications of a heat pipe used in the present work

Descriptions	Values
Pipe Material	Aluminium
Working Fluid	Ammonia
Groove Width	0.6 mm
Base Groove Width	1.2 mm
Vapor Core Diameter	6.5 mm
Groove Depth	1.5 mm
Cross Section	11.4 mm × 11.4 mm

다양한 온도변화를 고려하여 2차 냉매로 에탄올을 사용하여 저온 항온조와 순환되도록 하였다. 추가적으로 온도를 측정하기 위한 열전대 및 데이터 처리장치, 에탄올의 온도를 일정하게 유지하기 위한 항온조, 실험중 히트파이프 탑재장치의 수평유지를 위한 장치 등이 있다. Fig. 2는 증발부, 단열부, 응축부와 열전대 부착지점 그리고 파이프의 단면도를 나타낸 것이다. 히트파이프 내부의 그루브는 사다리꼴 형상으로 원형을 이루고 있다. 본 연구에서 사용된 히트파이프의 상세한 크기를 Table 1에 나타내었다.

히트파이프의 열전달 특성을 파악하기 위하여 히트파이프 벽면온도를 정확히 측정 분석하는 것이 매우 중요하다. T-type 열전대는 -200℃ ~ 400℃ 까지 ± 0.1℃ 이내의 오차범위에서 온도측정이 가능하므로 본 연구의 온도범위에서 히트파이프

의 성능 실험용으로 적합하다. T-type 열전대의 끝단을 흑연용접으로 접합시켜 히트파이프의 벽면에 부착하였으며, 열 그리스(thermal grease)를 이용하여 열전대 부착지점의 접촉 열저항을 최소화하도록 하였다. 증발부, 단열부 그리고 응축부에 각각 10개의 측정점을 일정한 간격으로 두었으며, 자료획득장치인 FLUKE 2285B를 이용하여 온도를 측정하고, 데이터를 기록하였다. 실험과정 동안 측정점의 접촉상태와 자료획득장치 자체의 오차로 인한 측정온도의 오차가 약 ± 0.2℃ 내에서 이루어짐을 확인하였다.

성능평가 시에 중력이 히트파이프의 열전달 특성에 미치는 영향을 정확히 파악하기 위해 실험장치를 수평으로 유지하는 것은 중요하며, 이를 위해 수평계가 부착된 지지대를 사용하였다.

2.1.2 실험방법

실험에서 히트파이프의 작동온도를 일반적으로 히트파이프의 평균단열증기온도, 즉 히트파이프 단열부 외벽온도⁽⁸⁾로 정의하며, 실험 중 작동온도를 일정하게 유지하도록 증발부의 열 부하 및 냉각수 온도를 조절하였다.⁽⁹⁾ 응축부와 증발부 끝단 간의 중력방향 높이차이인 엘리베이션(elevation)을 설정하여 고정시킨 후, 증발부 열 부하를 단계적으로 변화시켜 가면서 히트파이프가 정상상태에 도달하면 데이터를 측정하였다. 주어진 열 부하에 대해 단열부의 평균온도가 ± 0.5℃ 범위 내에 들어올 때를 정상상태로 보고 온도값을 측정하였다.⁽⁶⁾ 히트파이프가 열전달 한계에 이르게 되면 증발부 끝단의 온도가 급격하게 증가하며,

이때의 열전달량을 최대 열수송능력 ($Q_{\max} \times L_{eff}$)으로 하였다. 히트파이프 모드로 작동할 경우에 대해서도 주어진 엘리베이션에 대해 동일한 방법으로 최대 열전달량을 측정하였다.

2.2 이론적 최대 열수송능력

히트파이프의 열전달 한계인자로는 액막이 없이는 모세관 한계, 증기유동의 초킹으로 인한 음속한계, 증기유동속도의 증가로 인해 액체가 경계면에서 이탈하는 비산한계, 외부분에서 액체유동이 핵비동에 의해 분열되는 비등한계 등이 있으며, 이들 한계의 크기는 작동유체의 성질과 외의 구조 그리고 히트파이프의 크기 등에 따라 달라진다. 히트파이프 열수송은 임의의 작동온도에서 이들 한계인자 중에 가장 낮은 값에 의해 결정되며, 일반적으로 모세관 한계가 가장 낮고,⁽¹⁰⁾ 본 연구의 실험조건에서도 이러한 사실을 확인하였다.

히트파이프의 열전달 성능을 용이하게 예측하기 위해 기본적인 몇 가지 가정을 도입하였다. 히트파이프내 작동유체의 유동이 1차원 축방향으로만 이루어지며, 히트파이프 관벽을 통한 축방향으로의 열전달은 무시하며, 증발부와 응축부로의 열 출입이 균일하게 이루어지고, 그리고 외내에 작동유체가 포화되어 있는 것으로 하였다.

히트파이프내 작동유체는 증기상태로 증발부에서 응축부로 관 중심부를 통해 흐르고, 응축부에서 액체가 되어 그루브를 따라 증발부로 돌아온다. 증발부에서 응축부로 증기가 흐를 때 증기의 유동경로를 따라 증기의 압력구배가 존재하며, 응축된 작동유체가 증발부로 되돌아 올 때에도 액체압력구배가 존재한다. 따라서, 증기 압력이 액체압력보다 전체적으로 높으며, 히트파이프 축방향으로 서로 상반된 압력구배를 보인다. 기-액 경계면에서 이러한 압력차이를 유지하기 위해 모세관 압력이 작용하며, 히트파이프가 정상적으로 작동하기 위해서는 히트파이프 축방향 임의 점에서 모세관 압력이 최대 모세관 압력차 (ΔP_{cm})보다 크지 않아야 한다.

먼저, 이러한 조건을 만족하기 위해 작동유체의 순환에 따른 일차원 압력강하 관계식은

$$\Delta P_{cm} - \rho g L_{eff} \sin \phi$$

$$\geq \int_0^{L_{eff}} \left(\frac{\mu_l}{K_l A_w \rho_l \lambda} + \frac{(fRe)_v \mu_v}{2 r_c^2 A_r \rho_r \lambda} \right) Q dx \quad (1)$$

이며, 여기서 Q 는 열전달량이며, 외에서의 최대 모세관 압력차 (ΔP_{cm})는

$$\Delta P_{cm} = \frac{2\sigma \cos \theta}{r_c} \quad (2)$$

이다. 액체 및 증기유동에서의 마찰 관련항은

$$K_l = \frac{1}{32} \left(\frac{4A_w}{P_{w,l}} \right)^2 \quad (3)$$

$$(fRe)_v = \begin{cases} 16 & \text{(Laminar)} \\ 0.079 Re_v^{0.75} & \text{(Turbulent)} \end{cases}$$

이며, 여기서 $P_{w,l}$ 은 접수길이며, 투과율 K_l 은 기존의 연구결과⁽¹¹⁾를 적용하였다.

증발부와 응축부에 각각 균일한 열공급 및 방출이 이루어지므로, 히트파이프의 축방향으로 열전달량 Q 의 분포는

$$Q = \frac{x}{L_e} Q_{\max}, \quad 0 \leq x < L_e \quad (4)$$

$$Q = Q_{\max}, \quad L_e \leq x \leq (L_e + L_a) \quad (5)$$

$$Q = \frac{L_{eff} - x}{L_c} Q_{\max}, \quad (L_e + L_a) \leq x \leq L_{eff} \quad (6)$$

이다. 여기에서 Q_{\max} 는 히트파이프의 최대 열전달량이며, L_{eff} 는 히트파이프의 전체 유효길이이다.

계산과정은 기본방정식 (1)~(6)이 축방향 x 변수에 대한 형태로 되어 있어, 4차 Runge-Kutta 방법을 이용하여 계산하였다. 식 (1)에 대한 오차범위가 0.001% 내에서 일치하도록 반복하여 계산하였으며, 식 (1)의 좌우변이 같아질 때의 열전달량을 최대 열전달량 Q_{\max} 로 하였다.

3. 결과 및 검토

본 연구에서는 히트파이프의 열전달 성능에 영향을 미칠 수 있는 인자 중에 작동온도에 따른 영향을 알아보기 위해 작동온도를 263-343K범위에서, 엘리베이션의 영향을 알아보기 위해 0~0.01745m범위에서 열부하를 10~350Wm로 변화시켰으며, 이에 따른 실험결과를 제시하고, 해석결과와 비교하고자 한다.

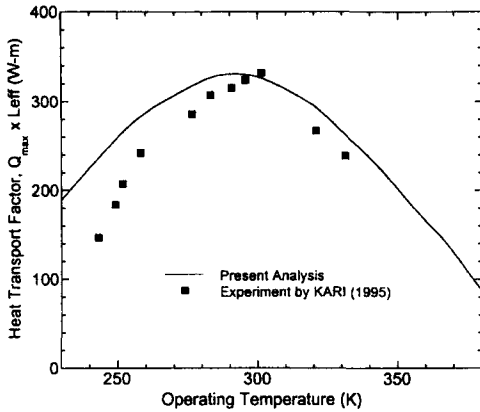


Fig. 3 Comparison of the analytical results from the present work and the existing experimental results⁽¹²⁾

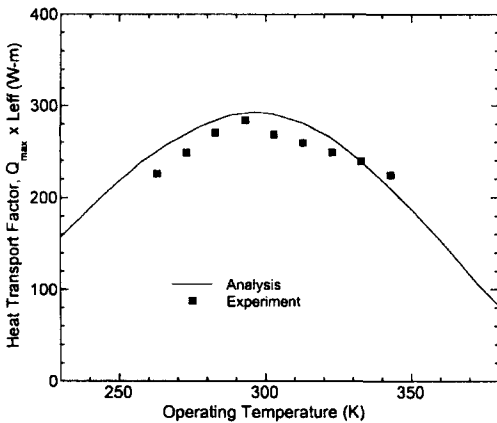


Fig. 4 Comparison of experimental and analytical results for the heat transport factor

먼저, 본 연구에서의 해석적 방법에 대한 검증을 위해 기존의 실험결과⁽¹²⁾와 비교한 것을 Fig. 3에 나타내었다. 작동온도에 따른 열수송능력의 변화가 저온부에서 다소 차이가 있으나, 비교적 잘 일치하는 경향을 보이고 있다.

3.1 작동온도 변화에 따른 영향

Fig. 4는 히트파이프가 수평으로 놓여 있을 때 작동온도에 따른 히트파이프의 열수송능력의 변화를 나타낸 것이다. 실험결과에서 열수송능력이 작동온도의 증가와 더불어 증가하다가 293K에서 최대값 283.8Wm을 보인 후에 점차 감소하는 경

향을 보이고 있다. 이러한 경향은 작동온도 증가에 따른 히트파이프 작동유체인 암모니아의 물성치 변화에 기인한다. 낮은 온도에서는 작동유체 증기밀도가 작아서 단위 면적당 증기상태로 이동하는 작동유체의 양이 작기 때문에 열수송능력 또한 작게 나타나며, 최대 열수송능력 값을 보인 이후에서는 증기량의 증가에도 불구하고, 표면장력을 감소시키기 때문에 열수송능력이 지속적으로 감소하여 나타난다. 해석결과에서도 작동온도 증가에 따른 열수송능력의 변화가 실험의 결과와 상향이 같으며, 열수송능력이 296K에서 최대값 292.7Wm을 나타내고, 296K 보다 높은 온도에서는 다시 감소하는 경향을 보이고 있다. 실험과 해석결과의 정량적인 차이 특히, 최대 열수송능력을 보이는 값과 작동온도점의 차이는 1차원 해석 결과와의 비교에서 비롯된 것으로 판단되며, 전체적으로 실험결과와 해석결과가 실험범위 내에서 비교적 잘 일치하는 경향을 보이고 있다.

작동온도변화에 따른 히트파이프의 열수송능력 및 축방향 온도변화 특성을 알아보기 위해 히트파이프가 수평으로 놓인 경우의 대표적인 작동온도인 293K와 323K인 경우를 Fig. 5에 나타내었다. 작동온도가 293K인 Fig. 5(a)의 경우에 증발부 열수송능력이 100Wm에서 270Wm까지 증가할 때에는 증발부 끝단 온도가 소폭의 증가를 보이다가 285Wm가 되었을 때 증발부 끝부분에서 급격한 온도상승이 나타나고 있으며, 증발부 끝에서 드라이 아웃이 발생하여 히트파이프가 열전도체로서 작동하지 못하고 있다. 본 연구에서는 증발부 내에서의 최대 온도차이가 10K 이상일 때를 드라이 아웃이 발생한 것으로 보았다. 단열부의 온도는 거의 일정한 온도분포를 보이고 있으며, 응축부 끝단에서 약간의 온도강하는 불응축성가스의 영향 때문으로 분석된다. 열수송량의 증가에 따른 응축부 온도의 감소는 작동온도를 일정하게 유지하기 위해 응축부 냉각수의 온도를 낮은 데서 비롯된 것이다.

작동온도를 323K로 증가시킨 Fig. 5(b)의 경우에서도 히트파이프 벽면온도의 분포 경향이 Fig. 5(a)의 경우와 비슷하게 나타나고 있으며, 열수송량이 293K의 경우에 비해 상대적으로 증가하여 나타나고 있다.

3.2 엘리베이션의 영향

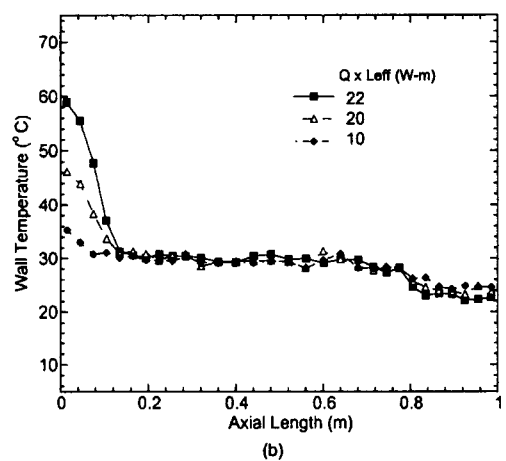
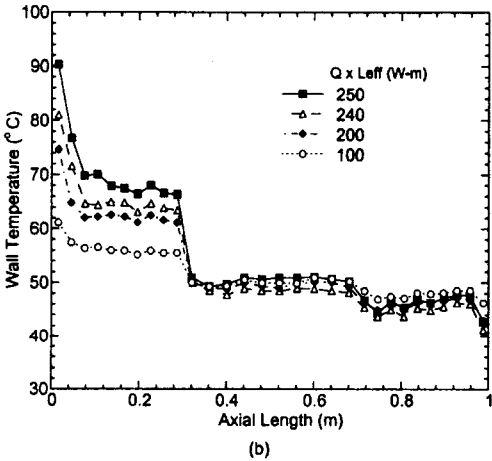
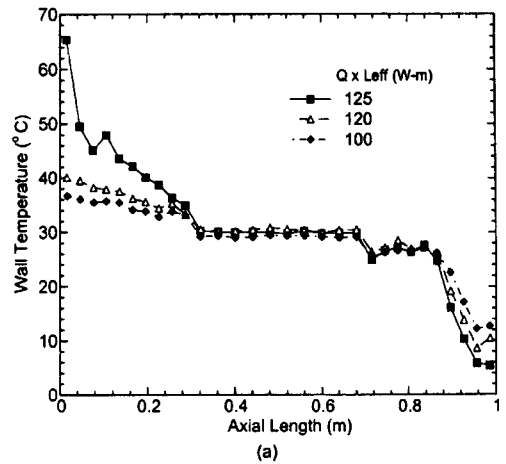
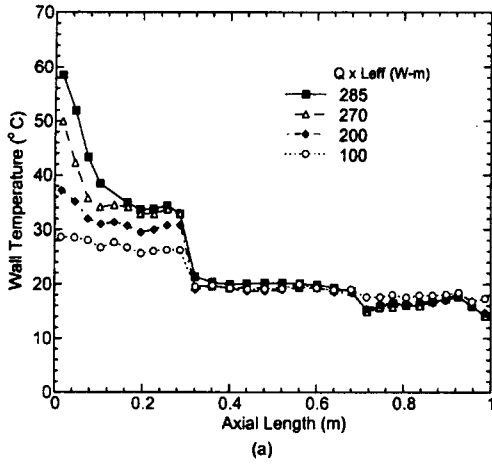


Fig. 5 Distribution of wall temperature of heat pipe along axial direction in elevation of 0m for operation temperature: (a) 293K, (b) 323K

Fig. 6 Distribution of wall temperature of heat pipe along axial direction for operating temperature of 303K in elevation: (a) 0.008726m, (b) 0.01745m

Fig. 6은 엘리베이션이 열수송 성능에 미치는 영향을 알아보기 위해 작동온도 303K에서 0.008726m와 0.01745m인 경우의 벽면온도의 분포 변화를 각각 나타내었다. 응축부 끝의 일부분에서 심한 온도저하가 나타나고 있으며, 전체적으로 열수송능력이 저하되고 있다. 이러한 현상은 불응축가스가 응축부의 끝단으로 모이면서 나타나는 것뿐만 아니라, 응축부 끝으로 작동유체가 중력에 의해 물리면서 응축부내 끝단의 작동유체가 외부의 냉각유체에 의해 과냉각되는 데 기인한다. 엘리베이션을 두배인 0.01745m로 증가시킨 Fig. 6(b)에서는 중력으로 인해 작동유체의 순환

이 잘 이루어지지 못하면서, 응축부 벽면지역의 온도강하가 전체지역으로 확산되면서 적은 열부하에서도 히트파이프가 한계상황에 도달하고 있다. 결국 열수송량이 유효모세관압력의 감소로 인해 수평일때의 8%정도로 낮게 나타나고 있음을 볼 수 있다.

Fig. 7은 작동온도 303K일 때 엘리베이션에 따른 최대 열수송능력의 변화를 실험결과와 해석결과에 대해서 비교하여 나타낸 것이다. 그림에서 히트파이프의 엘리베이션 증가에 따라 열수송능력은 거의 선형적인 감소하고 있다. 이는 사다리꼴 그루브 위에서 모세관 압력은 일정한 크기

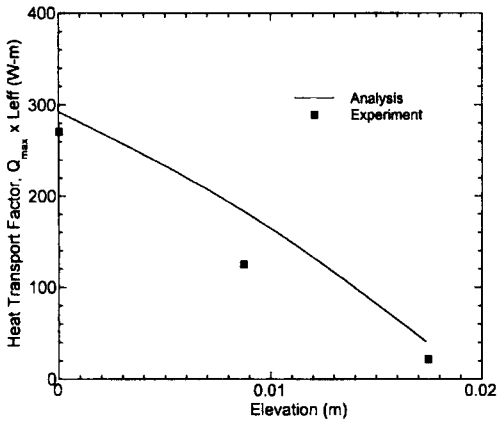


Fig. 7 Comparison of the analytical and experimental results for the heat transport factor with respect to the elevation of heat pipe at operation temperature of 303K

를 갖는 반면, 히트파이프의 경사에 따른 축방향 정압력의 증가로 인해 작동유체를 증발부로 귀환시키는 유효모세관압력이 감소하는 데 기인한다. 엘리베이션이 0m일 때는 열수송능력이 270.9Wm로 높다가 0.01745m가 되면 열수송능력이 21.7Wm로 현격히 줄어들어 히트파이프로서의 기능을 거의 상실하고 있음을 확인할 수 있다. 전체적으로 실험결과와 해석결과가 전체적으로 비슷한 변화 경향을 보이며, 비교적 잘 일치하고 있다. 그러나, 해석의 결과가 실험결과에 비해 상대적으로 다소 높게 나타나고 있으며, 이는 온도의 측정이 히트파이프의 벽면에서 이루어지면서 오는 최대 열수송량 등의 실험적 오차로 생각되며, 1차원 해석에 기초하여 엘리베이션에 의한 물리적 현상의 변화를 해석적으로 완벽히 구현하여 예측하지 못하는 데서 비롯된 것으로 생각된다.

4. 결론

본 연구에서는 작동유체로 암모니아를 사용한 사다리꼴 그루브형 히트파이프에 대해 작동온도 및 엘리베이션이 열수송능력에 미치는 영향에 대해 성능실험 및 해석을 수행하였으며, 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 본 연구에서 사용한 축방향 사다리꼴 그루브형 히트파이프가 수평으로 놓인 경우의 실험결과에서 열수송능력이 작동온도의 증가와 더불어 증가하다가 293K에서 최대값 283.8Wm을 보인 후에 점차 감소하는 경향을 보였다.

(2) 히트파이프의 엘리베이션을 0~0.01745m범위에서 증가시켰을 때, 거의 선형적으로 급격하게 감소하였다. 수평인 엘리베이션이 0m일 때 열수송능력이 270.9Wm인 반면, 0.01745m에서는 유효모세관력 감소로 인해 수평인 경우의 8%인 21.7Wm의 낮은 열수송능력을 보였다.

(3) 본 연구의 조건 하에 수행한 축방향 그루브형 히트파이프에 대해 실험적 연구와 해석적 연구의 비교에서, 최대열수송능력의 실험 및 해석결과가 각각 283.8Wm와 292.7Wm로 나타났으며, 해석의 결과가 상대적으로 높게 나타나고 있다. 동시에 최대열수송능력에 대응하는 실험 및 해석의 작동온도가 293K와 296K로 차이를 보이고 있다. 이는 1차원에 기초한 해석의 한계에서 비롯된 것으로 생각되며, 전반적으로 비교적 잘 일치하고 있음을 확인하였다.

후 기

본 연구결과의 일부는 항공기부품기술연구센터 및 BK21 지역대학육성사업, 공학연구원의 지원에 이루어졌으며, 관계자에게 감사 드린다.

참고문헌

- (1) Cotter, T. P., 1965, "Theory of Heat Pipes," Report LA-3246-MS, Los Alamos Scientific Laboratory of the University of California, Los Alamos, N. Mex., March 26, pp.1~37.
- (2) Kemme, J. E., 1969, "Heat Pipe Design Considerations," Report LA-4221-MS, Aug. 1, 1969, of the Los Alamos Scientific Laboratory of the University of California, Los Alamos, N. Mex., pp. 1~8.
- (3) Schlitt, R., 1981, "Problems Associated with Thermal Testing of Large Heat Pipe Systems for Space Application," *Proceedings of the IVth International Heat Pipe Conference*, pp. 543~560.
- (4) Whang, J. L., An Experimental Study of

- Gravity Assisted Heat Pipe, Thesis of M.S., Seoul National University.
- (5) Kim, C. J., 1990, A Study on Development of Heat Transport System with Phase Change, Korea Institute of Energy Research.
- (6) Chung, J. Y., 1994, Experimental Study of Thermal Characteristics of Grooved Wick Heat Pipe, Thesis of M.S., Kyungpook National University.
- (7) Park, J. H., 1996, A Numerical Study on the Heat Pipe with Switched Heat Source and Sink for Space Application, *Proceedings of the KSME 1996 Spring Annual Meeting B*, pp.627~633
- (8) Peterson, G. P., 1994, An Introduction to Heat Pipes, John Wiley & Sons, New York.
- (9) Peterson, G. P., 1993, "Analytical and Experimental Investigation of Micro Heat Pipes", *Proceedings of the 7th International Heat Pipe Conference*, Vol. 1, pp. 93~103.
- (10) Chi, S. W., 1976, Heat Pipe Theory and Practice, McGraw-Hill, New York.
- (11) 大島 隼一, 1976, "ヒートパイプ 應用設計 핸드ブック", 日本 技術經濟 センター編.
- (12) Lee, J., 1995, "Orbit Environmental Test Requirements and Spacecraft Heat Pipe Development Handbook, Korea Aerospace Research Institute.