

<논 문>

열원이 바뀌는 고온용 히트파이프의 천이 과정 동작에 관한 수치적 연구

박종흥* · 이재현**

(1996년 4월 4일 접수)

A Numerical Study on the Transient Operation of High Temperature Heat Pipe with a Switching Heat Source

Jong Heung Park and Jae-Heon Lee

Key Words : High Temperature Heat Pipe(고온 히트파이프), Switching Heat Source(열원 교체), Transient Operation(천이 과정 동작)

Abstract

A numerical study on the transient vapor flow and heat transfer is performed to investigate the ideal switching operation of heat source in a high temperature heat pipe. The cylindrical 2-dimensional compressible laminar vapor flow is assumed for the vapor space and the conjugate heat transfer for the heat pipe wall, wick and vapor space is calculated. The different boundary conditions such as constant heat flux, convective or radiative boundary at the outer wall are used respectively to compare the influence of boundary conditions on the transient operation. The transient temperature profile and the internal flow of the entire pipe for the switching operation are described as a result. The results show that the transient time is not significantly affected by the boundary conditions at the outer wall in present study. During the transition, two independent flows are observed temporarily on the right side and left side of the heat pipe. It is also found that the trend of temperature variation in the vapor region is different from the variation in the wick and wall region.

기 호 설 명

<p>A : 면적 (m^2)</p> <p>C_p : 정압 비열 ($J/(kg K)$)</p> <p>h : 대류열전달계수 ($W/(m^2 K)$)</p> <p>h_{fg} : 잠열 (J/kg)</p> <p>k : 열전도계수 ($W/(m K)$)</p> <p>L : 히트파이프의 길이 (m)</p> <p>\dot{m} : 증기-심지경계의 질량유속 ($kg/(m^2 s)$)</p> <p>p : 압력 (N/m^2)</p>	<p>p_o : 기준 압력 (N/m^2)</p> <p>q : 열유속 (W/m^2)</p> <p>Q_{in} : 열입력 (W)</p> <p>r : 반경방향 좌표 (m)</p> <p>R : 기체 상수</p> <p>R_o : 히트파이프 외벽의 반경 (m)</p> <p>R_v : 증기 공간의 반경 (m)</p> <p>R_w : 벽-심지간 경계의 반경 (m)</p> <p>t : 시간 (s)</p> <p>T : 온도 (K)</p> <p>T_a : 외기온도 (K)</p>
--	---

*회원, 한국전자통신연구소

**회원, 한양대학교 공과대학 기계공학과

- T_0 : 기준온도 (K)
 v : 반경방향 속도 (m/s)
 w : 축방향 속도 (m/s)
 z : 축방향 좌표 (m)
 ε : 방사율
 φ : 기공비 (porosity)
 μ : 점성계수 (kg/(m s))
 ρ : 밀도 (kg/m³)
 σ : Stefan-Boltzmann 상수 (W/(m²K⁴))

하첨자

- A : 영역 A
 B : 영역 B
 C : 영역 C
 eff : 유효 (effective)
 l : 심지 또는 심지의 액상 작동 유체
 s : 심지의 고체 또는 포화
 v : 증기
 w : 벽

1. 서 론

히트파이프는 열전달 성능이 우수한 장치로 외부 기관의 도움 없이 긴 거리에 걸친 열수송 능력이 뛰어나 1960년대부터 우주용 위주로 개발되어 왔다. 이 우주용 기술을 바탕으로 히트파이프 이용 기술들이 많이 개발되어 최근에는 최대 열전달 성능을 인위적으로 변화시킬 수 있는 VCHP (Variable Conductances Heat Pipe), 열을 한 쪽으로만 이동하게 하는 열 다이오드, 전자기기에 사용할 수 있도록 작은 크기로 개발된 초소형 히트파이프, 우주선에서 방출되는 열을 외부로 발산하는데 사용하는 히트파이프 방열기 등이 실제 사용되고 있다.^(1,2)

항공우주용 기기에서도 내부에서 발생된 열을 외부로 방출하기 위해 히트파이프를 많이 사용하고 있다. 예를 들어 통신위성의 경우 위성을 운영하는 과정에서 통신 채널을 변경하는 경우가 있는데, 이를 위해 작동 중인 장비를 끄고 예비 장비를 켜는 일련의 과정을 거쳐서 채널을 바꾸게 된다. 이러한 채널 변경으로 인해 히트파이프에는 열원이 바뀌게 되며 새로운 환경에 맞춘 천이 과정이 진행된다. 이때에 꺼진 장비는 더 이상의 열부하가 없으므로

히트파이프에 열원 (heat source)의 역할은 없어지고, 꺼진 장비가 새로운 열원의 역할을 하게 된다. 이렇게 열원이 바뀌는 상황은 일반적인 히트파이프 응용과는 다른 작동 조건이므로 천이동작중 열적으로 예측하지 못한 이상현상이 초래될 수도 있는 것이다.

히트파이프에 대한 연구는 히트파이프의 응용이 다변화되면서 많이 수행되어 왔다. 특히 천이 과정 동작에 대해서는 저온용 또는 고온용 히트파이프 작동개시 (start-up) 과정,⁽³⁾ 증발부의 열부하가 변동 (단계별 증가 또는 감소) 되는 경우,⁽⁴⁾ 그리고 불균일한 열원 분포를 가진 히트파이프 작동개시과정⁽⁵⁾ 등 응용분야별로 다양하게 연구되어 왔다. Chen과 Faghri⁽⁶⁾는 히트파이프에 대한 해석적인 연구 결과들을 정리하여 모델링 방법에 따라 분류한 바가 있고, 최근의 연구들은 Faghri⁽⁷⁾에 의해 상세히 정리되었다. 국내에서도 산발적이기는 하지만 히트파이프에 관심을 갖는 연구자들이 늘어나고 있다. 부준홍과 진승환⁽⁸⁾은 저온용 히트파이프의 정상 작동상태 성능해석을 위한 이론체계를 정립하고 Lumped-Layer Model을 이용한 성능해석 컴퓨터코드를 개발하여 발표한 바가 있고, 우주용 히트파이프로는 이진원 등⁽⁹⁾이 VCHP의 설계를 위한 이론해석과 수치해석 프로그램을 작성한 바가 있다. 이 연구들은 모두 히트파이프의 정상 동작 상태에만 그 관심을 두고 있다.

기존의 연구들 중에서 Issacci 등⁽¹⁰⁾은 길이 0.15 m의 사각형 히트파이프에서 벽과 심지를 무시한 증기공간을 대상으로 작동개시과정을 수치해석적으로 연구한 바가 있다. 이들은 작동유체로 물을 선정하였으며 응축부 외벽이 무한 열침이라고 가정하여 수치해석을 수행하였다. 그 결과 응축부와 일부 단열부 위치에서 역류가 발생하는 것을 알아내었고, 히트파이프의 작동 초기에서 정상상태까지 도달하는 시간은 수 밀리 초 정도에 불과하다고 보고하였다. Cao와 Faghri⁽⁴⁾는 히트파이프 증기 공간에 대한 2차원 압축성 모델을 개발하여 열입력 변화에 대한 천이 과정 연구를 수행한 바 있다. 계산 대상으로는 소듐 (Sodium)을 작동유체로 하는 길이 0.7m의 스테인리스스틸 히트파이프를 선정하였으며 증발부의 열부하가 623W에서 770W로 바뀌는 열부하 증가 (pulsed heat input) 조건에 대해 계산을 수행하였다. 이 연구에서는 응축부의 외벽에 대류경계조건과 복사경계조건을 각각 사용하였는데

이들 경계조건에 따라 천이 시간과 온도 분포가 다소 차이가 나는 것을 알아내었고, 정상상태까지 도달하는 시간은 수백 초 정도가 소요되는 것으로 보고하였다. 두 연구에서 나타난 바와 같이 히트파이프의 천이 과정은 열입력량, 히트파이프 형태, 작동유체 및 경계조건 등에 따라 달라진다는 것을 알 수 있다. 그러므로 본 연구에서와 같이 열원의 위치까지 변화된다면 천이 과정은 더욱 예측하기 어렵게 될 것이다.

본 연구에서는 Fig. 1에 나타낸 바와 같이 열원이 교체 (switching) 되는 고온용 히트파이프를 대상으로 천이 과정의 동작특성을 예측하고자 한다. 그림에서 열원교체전 (Before switching)에는 히트파이프 왼쪽 외벽에 부착된 히터가 켜져 있어서 증발부 역할을 하고 오른쪽 외벽에 부착된 히터는 꺼져 있는 상태이며, 열원교체후 (After switching)에는 오른쪽 외벽의 히터가 켜져 있고 왼쪽 외벽의 히터가 꺼져있는 상태이다. 열원교체전에는 증기공간에서 증기가 오른쪽으로 흐르며, 히터가 켜져 있는 히트파이프 왼쪽 외벽의 온도가 가장 높고 오른쪽으로 갈수록 낮은 온도를 갖게 된다. 최종적으로는 온도가 가장 낮은 주위 (ambient)로 열이 전달되게 된다. 열원교체후에는 증기가 흐르는 방향과 온도 분포가 열원교체전과는 반대가 된다.

본 연구의 계산모델로는 증발부와 응축부의 길이가 동일한 히트파이프를 선정하였고 작동유체는 고온용인 소디움을 선정하였다. 고온용 히트파이프를 선정한 이유는 이에 대한 천이 과정 연구결과가 비교적 많이 있어 본 연구의 타당성 검토가 가능하기 때문이며 본 고에서 논의한 고온용 히트파이프 모델링을 이용하여 저온용 히트파이프 해석을 수행하는 데에는 큰 어려움이 없을 것이다. 또한 히트파이프의 천이 과정 동작에 영향을 줄 수 있는 여러

가지 요인들, 즉 히트파이프 형상, 열원의 종류, 작동 유체종류 및 외부환경들 중에서 본 연구에서는 히트파이프 외벽에 주어지는 경계조건이 히트파이프 동작에 어떠한 영향을 주는지 파악하는데 초점을 맞추었다. 따라서 히트파이프 외벽중 열전달이 있는 위치에는 균일 열유속, 대류 혹은 복사경계조건을 각각 사용하였다.

2. 수학적 모델링

2.1 계산 모델

본 연구에서 선정한 히트파이프 모델을 Fig. 2에 나타내었다. 그림에서 r 과 z 는 반경방향과 축방향 좌표이며, v 와 w 는 반경방향과 축방향속도를 의미한다. 또한 R_v , R_w 및 R_o 는 히트파이프 중심선에서 각각 증기-심지 경계면까지의 반경, 심지-벽 경계면까지의 반경 및 히트파이프 외벽까지의 반경을 의미한다. L_A , L_B 및 L_C 는 각각 히터가 부착된 히트파이프 왼쪽 영역 A (Section A), 단열되어 있는 가운데 영역 B (Section B) 및 또다른 히터가 부착된 히트파이프 오른쪽 영역 C (Section C)의 축방향길이를 의미한다. 영역 A 또는 영역 C에 부착된 히터중 켜진 위치가 증발부가 되며 B 영역은 단열부로 계속 남아 있게 된다. 일반 히트파이프와 같이 증발부, 단열부 및 응축부로 명명하지 않은 이유는 영역 A와 C가 열원교체후에 응축부 또는 증발부로 서로 교체되기 때문이다. 본 고에서 지배방정식을 기술하고 기존연구와 비교할 때에는 영역 A를 증발부로 하고 영역 C를 응축부로하여 일반적인 히트파이프와 동일하게 하였다.

한편 Fig. 2에 나타낸 히트파이프는 반경방향으로는 벽, 심지 및 증기공간으로 구분되며 작동유체는 심지에서 액체상태로, 증기공간에는 포화 증

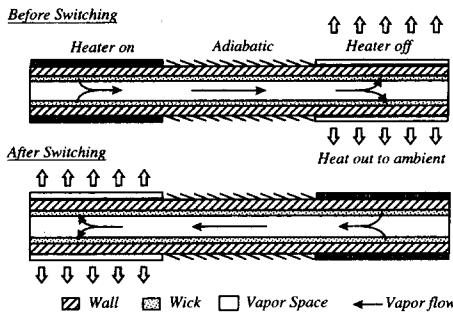


Fig. 1 Schematic drawing for switching operation

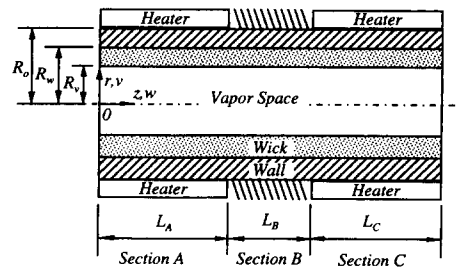


Fig. 2 Heat pipe model and coordinate system

기상대로 되어 있어 열역학적으로 평형을 이루고 있다. 이 상태에서 영역 A 또는 영역 C에 있는 히터가 커지게 되면 심지에 포화되어 있는 액체가 증발하게 되고 증발된 증기는 증기공간을 통해 반대편으로 이동하게 된다.

2.2 지배 방정식

지금까지 히트파이프 모델링은 많은 연구자들에 의해 개발되어 왔다.⁽⁶⁾ 이들 중 Cao와 Faghri⁽⁴⁾에 의해 제안된 수학적 모델링은 이후 많은 연구자들에 의해 타당성이 입증되었으므로 본 연구에서도 이 모델링 방법을 사용하기로 한다. Fig. 2의 히트파이프 모델에 대한 지배방정식은 히트파이프 증기공간, 심지영역 및 벽영역으로 구분하여 기술될 수 있다.

● 증기 공간

Bowman과 Hitchcock⁽¹¹⁾의 실험결과에 의하면 히트파이프 증발부 위치에서의 증기는 항상 층류 유동을 하며 응축부 위치에서는 Reynolds수가 2000 이상이 될 때 난류유동을 하게 된다. 또한 Dunn과 Reay⁽¹²⁾에 의하면 증기공간에서 Mach수가 0.3보다 크면 압축성의 영향을 무시할 수 없다고 하였다. 본 계산모델에 대해 1차적으로 계산한 결과 증기유동에 대한 Reynolds수가 200 정도이고 중심선에서의 Mach수가 최대 0.37이므로 증기 공간의 유동을 압축성 층류유동으로 간주할 수 있다. 그러므로 증기공간에 대해서는 시간, t 에 따라 변하는 축대칭 원통좌표계 (r - z 좌표계)에서의 반경 방향속도 v , 축방향속도 w , 압력 p 및 온도 T 를 해석하기 위한 비정상상태 압축성 층류 유동의 연속방정식, 운동량방정식 및 에너지방정식을 적용하여야 한다. 이에 대한 지배방정식들은 Ganic 등⁽¹³⁾에 의해 정리된 바 있으며, 일정한 점성계수를 가질 때 다음과 같다.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (\rho r v) + \frac{\partial}{\partial z} (\rho w) = 0 \quad (1)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial (\rho v)}{\partial t} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (\rho r v^2) + \frac{\partial}{\partial z} (\rho v w) = -\frac{\partial p}{\partial r} \\ + \frac{4}{3} \frac{\mu}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial v}{\partial r} \right) + \mu \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} + \mu \left(\frac{1}{3} \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \\ - \frac{4}{3} \frac{v}{r^2} \end{aligned} \quad (2)$$

$$\frac{\partial (\rho w)}{\partial t} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (\rho r v w) + \frac{\partial}{\partial z} (\rho w^2) = -\frac{\partial p}{\partial z}$$

$$\begin{aligned} + \frac{\mu}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial w}{\partial r} \right) + \frac{4}{3} \mu \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} + \frac{1}{3} \mu \left(\frac{1}{r} \frac{\partial v}{\partial z} \right. \\ \left. + \frac{\partial^2 v}{\partial z \partial r} \right) \end{aligned} \quad (3)$$

$$\begin{aligned} (\rho C_p) \left(\frac{\partial T}{\partial t} + v \frac{\partial T}{\partial r} + w \frac{\partial T}{\partial z} \right) = k \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T}{\partial r} \right. \right. \\ \left. \left. + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) \right] + \frac{\partial p}{\partial t} + v \frac{\partial p}{\partial r} + w \frac{\partial p}{\partial z} + \mu \Phi \end{aligned} \quad (4)$$

여기서 ρ , μ , C_p 및 k 는 각각 증기의 밀도, 점성계수, 비열 및 전도 열전달계수이며, 식 (4)에 있는 점성화산 항, Φ 는 다음과 같이 정의된다.

$$\begin{aligned} \Phi = 2 \left[\left(\frac{\partial v}{\partial r} \right)^2 + \left(\frac{v}{r} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 \right] + \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial r} \right)^2 \\ - \frac{2}{3} \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r v) + \frac{\partial w}{\partial z} \right]^2 \end{aligned} \quad (5)$$

증기의 압축성을 고려하기 위하여 증기의 밀도는 아래와 같은 이상기체 상태방정식으로부터 계산된다.

$$\rho = p / (RT) \quad (6)$$

여기서 R 은 소듐 증기의 기체상수이다.

● 심지 영역

심지 영역에서는 응축부에서 증발부로 작동유체가 귀환하는 유동이 있으나 많은 연구자들이 이를 무시하고 있다. 그 이유는 Cao와 Faghri⁽⁴⁾가 지적한 바와 같이 열전도성이 좋은 액체금속을 작동유체로 사용할 경우 심지에서의 유동이 온도분포에 미치는 영향은 무시될 수 있기 때문이다. 본 연구에서도 열전도성이 높은 소듐을 작동유체로 선정하였기 때문에 유동에 의한 온도의 영향이 0.3K 미만으로 작아 심지에서의 유동을 무시하였다. 또한 증발부에 주어지는 열부하는 모세관 한계에 도달하는 임계 열부하(Critical heat load)에 비해 적은 양이므로 심지에서 작동유체가 증발부로 귀환하는데 아무런 장애가 없다고 가정하였다. 따라서 심지에서는 전도열전달만 고려되어 에너지방정식이 다음과 같이 선정되었다.

$$\begin{aligned} (\rho C_p)_{eff} \left(\frac{\partial T}{\partial t} \right) = k_{eff} \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T}{\partial r} \right) \right. \\ \left. + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) \right] \end{aligned} \quad (7)$$

여기서 유효 열용량 $(\rho C_p)_{eff}$ 는 심지를 구성하고 있는 고체와 작동유체의 열용량을 심지의 기공률 (porosity) ϕ 로 배분한 값으로서 다음과 같이 정의

된다.⁽⁷⁾

$$(\rho C_p)_{eff} = \varphi(\rho C_p)_l + (1-\varphi)(\rho C_p)_s \quad (8)$$

식 (8)에서 하첨자 l 은 심지에 있는 액상의 소디움을, 하첨자 s 는 심지를 구성하는 스크린망을 의미한다. 유효전도 열전달계수 k_{eff} 는 심지를 구성하는 재료와 종류에 따라 각각 정해지며 여기서는 스크린망으로 구성된 경우로 가정하고 다음 식을 이용하여 계산된다.

$$k_{eff} = \frac{k_l[(k_l+k_s) - (1-\varphi)(k_l-k_s)]}{[(k_l+k_s) + (1-\varphi)(k_l-k_s)]} \quad (9)$$

● 벽 영역

벽 영역에는 전도열전달만 존재하므로 다음과 같은 에너지방정식이 사용된다.

$$(\rho C_p)_w \left(\frac{\partial T}{\partial t} \right) = k_w \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r - \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) \right] \quad (10)$$

여기서 하첨자 w 는 벽을 의미한다.

2.3 경계조건

실제의 히트파이프에는 외부에 열원 부품이나 냉각기와 같은 장치들이 부착되어 있고 이러한 장치들의 열용량은 히트파이프의 천이동작에 많은 영향을 줄 것이다. 그러나 본 연구에서는 이러한 외부 장치들의 영향은 배제하고 순수하게 히트파이프만을 연구대상으로 하였다. 즉 열원의 역할이 이상적으로 어느 한 순간에서 서로 바뀌어서 외부의 열환경 변화가 바로 히트파이프 외벽에 작용하는 것으로 가정하였다. 이러한 가정은 본 연구결과를 공학적으로 응용할 때에 적절하지 못하다고 볼 수 있으나 본 연구의 초점이 열원이 바뀐 직후에 증기 공간의 천이 과정 동작특성을 파악하는 데 있고 이러한 연구결과를 실제응용에서 히트파이프의 동작을 정성적으로 예측하는데 도움이 될 수 있을 것이다.

본 계산에 필요한 경계조건들은 히트파이프 양단, 히트파이프 중심선, 증기-심지 경계, 심지-벽 경계 및 히트파이프 외벽 등 모두 5개소에 존재한다.

● 히트파이프 양단

히트파이프 양단에는 점착조건과 단열조건이 다음과 같이 주어진다.

$$v=w=0, \frac{\partial T}{\partial z}=0 \text{ at } z=0, (L_A+L_B+L_C) \quad (11)$$

● 히트파이프 축 중심선

히트파이프 중심선에는 대칭조건이 주어진다.

$$\frac{\partial w}{\partial r}=0, v=0, \frac{\partial T}{\partial r}=0 \text{ at } r=0 \quad (12)$$

● 증기-심지간의 경계

증기-심지간의 경계에서는 주어진 압력과 온도가 열역학적으로 평형을 이루면서 응축과 증발이 일어나기 때문에 경계조건을 정하기가 쉽지 않다. 그러나 히트파이프가 동작하고 있을 때에는 증기-심지간 경계에서 온도와 압력이 항상 포화상태로 유지된다는 점을 감안하여 다음과 같은 Clausius-Clapeyron 관계식⁽⁷⁾을 이용하여 온도경계조건으로 사용한다.

$$T = \frac{1}{(1/T_o) - (R/h_{fg}) \ln(p_v/p_o)} \text{ at } r=R_v \quad (13)$$

여기서 T_o , p_o 및 p_v 는 각각 기준온도, 기준압력 및 증기-심지 경계면의 증기압력을 의미하며 h_{fg} 는 작동유체의 잠열을 의미한다. 증기-심지 경계면에서 상변화에 따른 잠열은 증발이 일어나는 경계에서는 잠열 $\dot{m}h_{fg}$ 를 음의 값으로, 응축이 일어나는 경계에서는 잠열 $\dot{m}h_{fg}$ 를 양의 값으로 추가하였다.

또한 이 경계면에서의 속도경계조건은 증발과 응축과정에서 일어나는 질량유속을 이용해서 주계되며 다음과 같이 정의된다.

$$v = \frac{\dot{m}}{\rho} = (k_v \frac{\partial T_v}{\partial r} - k_{eff} \frac{\partial T_l}{\partial r}) / (\rho h_{fg})$$

$$w=0 \text{ at } r=R_v \quad (14)$$

여기서 T_v 및 T_l 은 각각 증기의 온도 및 심지내의 액체온도를 의미한다. Fig. 2의 좌표계를 기준으로 보면 증발부의 증기-심지 경계에서는 증기의 반경방향속도 v 가 음수가 되어 작동유체가 증기공간으로 취출(blowing)되고, 응축부에서는 v 가 양수가 되어 작동유체가 심지로 흡입(suction)되게 된다.

● 심지-벽 경계

심지-벽 경계에서는 벽에서 전달된 열량과 심지로 전달된 열량이 동일하므로 다음 조건이 주어진다.

$$k_w \frac{\partial T_w}{\partial r} = k_{eff} \frac{\partial T_i}{\partial r} \text{ at } r=R_w \quad (15)$$

● 히트파이프의 외벽

히트파이프의 외벽에서 열전달이 일어나는 영역 A와 영역 C는 균일 열유속조건, 대류경계조건 혹은 복사 경계조건을 사용하며 단열인 영역 B에서는 단열조건을 사용한다. 이와 같이 경계조건을 다양하게 한 것은 경계조건이 히트파이프 천이 과정 동작에 주는 영향을 알아보기 위한 것이다.

균일 열유속조건 :

$$-k_w \frac{\partial T_w}{\partial r} = \pm (Q_{in}/A) \text{ at } r=R_o \quad (16)$$

대류 경계 조건 :

$$-k_w \frac{\partial T_w}{\partial r} = h(T_w - T_a) \text{ at } r=R_o \quad (17)$$

복사 경계 조건 :

$$-k_w \frac{\partial T_w}{\partial r} = \sigma \epsilon (T_w^4 - T_a^4) \text{ at } r=R_o \quad (18)$$

단열 조건 :

$$-k_w \frac{\partial T_w}{\partial r} = 0 \text{ at } r=R_o \quad (19)$$

여기서 Q_{in} , A , h , σ , ϵ 및 T_a 는 각각 히터의 열량, 히터 위치의 면적, 대류열전달계수, Stefan-Boltzmann 상수, 외벽의 방사율 및 주위온도이다.

3. 수치해석

본 연구에서 고려하는 히트파이프 모델은 벽영역, 심지영역 및 증기공간이 각각 고유의 물성치를 가지고 있으며, 증기공간과 심지 사이에는 물질의 이동이 발생된다. 따라서 본 연구의 문제는 세 가지 영역을 전체 계산영역으로 동시에 고려하여야 하는 복합 열전달문제로 간주된다. 지배방정식들은 경계조건과 함께 Spalding 등⁽¹⁴⁾이 유한 체적법으로 개발된 PHOENICS 열유체 코드로 풀이되었으며, 운동량방정식의 풀이에서는 상류 도식이 사용되었다. 압축성을 고려하기 위해서 이상기체 상태방정식을 이용해서 내부의 압력과 온도를 이용해 밀도를 계산하였다. 벽-심지 및 증기-심지 공간의 경계에서는 열전도계수들의 조화 평균을 이용하였다.

본 연구의 계산과정은 두 단계로 이루어진다. 첫

단계는 히트파이프가 정상적으로 동작할 때의 계산이며, 이때에는 기준온도에서 히트파이프가 동작하는 것으로 가정하여 증발부 끝단의 증기-심지 경계에서의 압력을 기준압력으로 고정한 후 수치계산을 수행하였다. 두번째 단계는 첫 단계에서 계산된 압력, 속도 및 온도장을 초기값으로 하고 열원의 위치만 변경한 뒤 천이 과정의 동작을 계산하였다.

전체 계산영역에서 사용된 격자는 축방향으로 50개, 반경방향으로 35개를 사용하였으며, 운동량방정식을 풀 때에는 오류시간 이완계수(false time relaxation factor)를 사용하여 수렴성을 증가시켰다.

4. 결과 및 고찰

4.1 타당성 검토

열원이 교체되는 고온용 히트파이프의 천이 과정을 해석하기 전에 본 연구에서 채용한 모델링과 해석방법의 타당성을 확인하였다. 이 타당성 검토는 정상상태의 동작과 열입력 증가후의 천이 과정 동작의 두 가지를 선정하고 기존의 연구결과와 비교하였다.

정상상태의 동작특성을 비교하기 위해 비교모델로 선정된 소듐 히트파이프의 크기는 축방향으로 증발부(영역 A)의 길이 $L_A=0.1\text{m}$, 단열부(영역 B) 길이 $L_B=0.05\text{m}$ 및 응축부(영역 C) 길이 $L_C=0.35\text{m}$ 이며 반경방향으로 $R_v=0.007\text{m}$, $R_w=0.0075\text{m}$ 및 $R_o=0.0085\text{m}$ 이다. 사용된 물성치는 $k_v=0.0352\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$, $k_{eff}=66.18\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$, $k_w=19\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ 및 $h_{fg}=4.237\times 10^6\text{ J/kg}$ 이며 기준압력과 기준온도는 각각 $p_o=1300\text{Pa}$ 과 $T_o=818\text{K}$ 이다. 이러한 히트파이프의 외벽에는 식 (16)과 같이 영역 A에 560W의 열입력이 균일하게 입력되고 영역 C에는 동일한 열량이 나가는 것으로 하였다.

Fig. 3은 계산결과중 증기-심지 경계면에서 축방향으로의 온도분포를 Ivanovskii 등⁽¹⁵⁾의 실험결과와 Chen과 Faghri⁽⁶⁾의 수치해석 결과와 함께 나타낸 것이다. 그림에서 보는 바와 같이 본 연구결과와 기존의 연구결과들이 전반적으로 잘 일치하고 있음을 알 수 있다. 증발부인 영역 A는 모두 동일한 결과를 보였고 단열부인 영역 B의 출구 위치($z=0.15\text{m}$)에서의 온도는 기존 두 가지 연구보다 본 연구결과에서 다소 높게 나타났다. 응축부인 영역

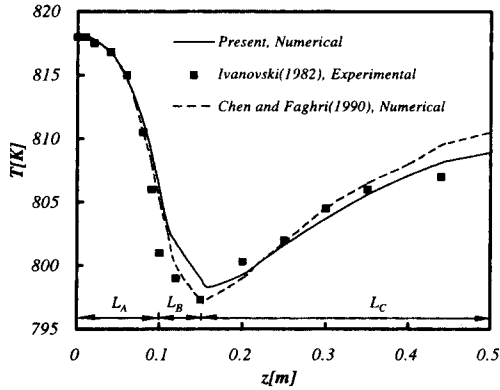


Fig. 3 Comparison of axial temperature profile along the vapor-wick interface

C에서는 연구 결과들이 다소 차이가 나고 있지만 본 연구결과가 실험값에 더 근접하고 있다.

열입력 증가후 천이 과정 동작 특성을 비교하기 위한 모델도 역시 소듐 히트파이프가 선정되었으며 그 크기는 축방향으로 $L_A=0.105\text{m}$, $L_B=0.0525\text{m}$ 및 $L_C=0.5425\text{m}$ 이고 반경방향으로 $R_v=0.007\text{m}$, $R_w=0.008\text{m}$ 및 $R_o=0.009\text{m}$ 이다. 사용된 물성치로는 $k_v=0.0352\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$, $k_{eff}=45\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$, $k_w=21.7\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$, $C_{pv}=2580\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$, $(\rho C_p)_{eff}=1.05\times 10^6\text{J}/(\text{m}^3\cdot\text{K})$ 및 $h_{fg}=4.227\times 10^6\text{J}/\text{kg}$ 이다. 계산 결과 비교를 위해 응축부에 해당하는 영역 C의 외벽에는 식 (17) 과 같은 대류 경계조건을 주어 대류열전달계수는 $h=40\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$ 를, 외기온도는 $T_a=300\text{K}$ 로 선정하였다. 이러한 히트파이프에서 623W의 열입력이 영역 A의 외벽에 균일하게 분포되었다고 가정하고 정상상태로 유지시키다가 갑자기 623W에서 770W로 증가된 열입력(pulsed heat input) 조건을 주면 열입력 변화에 따라 히트파이프 내부에 천이 과정이 시작된다.

Fig. 4에는 증가된 열입력조건에서 히트파이프 중심선(centerline)을 따르는 증기온도분포를 Cao와 Faghri⁽⁴⁾의 연구결과와 함께 나타내었다. 여기에서 열입력 변경이후의 시간경과에 따른 온도분포를 볼 수 있다. 일반적으로 증기-심지 경계에서의 온도분포형태는 Fig. 3에 나타낸 바와 같이 단열부 위치의 온도가 상대적으로 낮은 오목한 형태의 온도분포를 보이나 중심선에서는 Fig. 4에 나타낸 바와 같이 비교적 균일한 온도분포형태를 나타내게 된다. 초기($t=0.0\text{ s}$)의 온도분포 형태를 보면 본

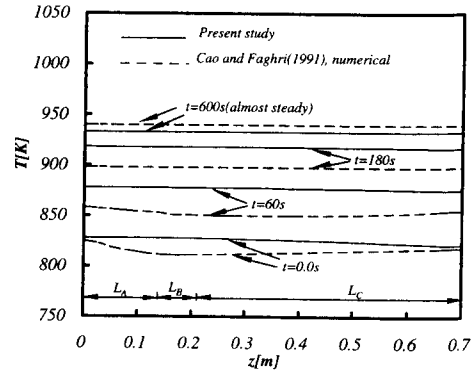


Fig. 4 Transient profile of vapor temperature along the centerline after pulsed heat input

연구결과가 전체에 걸쳐 균일한 분포를 보이고 있는데 비하여 기존의 연구결과에서는 단열부 위치가 약간 오목한 형태의 온도분포 형태를 보이고 있다. 본 계산결과에 의하면 히트파이프 중심선에서의 온도는 증기-심지 경계면으로부터의 확산에 의한 영향보다는 상류(증발부)로부터의 대류의 영향을 더 받아 하부로 갈수록 미세하게 낮아지는 형태의 온도분포를 보이고 있다. 이는 증기공간에서 발생하는 고속유동, 즉 Mach 수가 약 0.37 정도인 유동에 의해 증발부인 영역 A의 온도가 중심선 부위의 온도를 지배하기 때문이다. 이러한 경향은 다른 연구결과들^(6,7)에서도 찾아볼 수 있으므로 균일한 형태의 온도분포를 보인 본 연구결과가 더 타당한 것으로 보인다. 응답 과정도 두 연구에서 다소 차이가 나지만 두 연구 모두 열 입력이 증가된 후 약 처음에는 반응이 빠르다가 서서히 새로운 정상상태에 도달하는 경향은 유사하였고 전체 천이시간도 약 600초로 유사하게 나타났다.

이상과 같이 본 모델링을 이용하여 기존연구에서의 히트파이프 조건과 동일한 상황을 검토한 결과 본 연구에서 채택한 방법에서 만족할 만한 수준의 타당성을 확인할 수 있었다.

4.2 열원이 바뀌는 히트파이프의 천이 과정 동작

열원 교체후 히트파이프 동작특성을 파악하기 위한 계산모델로 소듐 히트파이프가 선정되었고 그 크기는 축방향으로 $L_A=0.2\text{m}$, $L_B=0.1\text{m}$, $L_C=0.2\text{m}$, 반경방향으로 $R_v=0.007\text{m}$, $R_w=0.008\text{m}$, $R_o=0.009\text{m}$ 이다. 사용된 물성치는 $k_v=0.0352\text{W}/$

Table 1 Boundary conditions at the outer wall

Boundary conditions	Before switching	
	Section A	Section C
	After switching	
	Section C	Section A
Constant heat flux	$k_w \frac{\partial T_w}{\partial r} = \frac{Q_{in}}{A}$, $Q_{in}=300W$	$k_w = \frac{\partial T_w}{\partial r} = -\frac{Q_{in}}{A}$
High convection		$h=52W/(m^2K)$
Low convection		$h=47W/(m^2K)$
Radiation		$\epsilon=0.85$

(m · K), $k_{eff}=45W/(m \cdot K)$, $k_w=21.7W/(m \cdot K)$, $C_{pv}=2580J/(kg \cdot K)$, $(\rho C_p)_{eff}=1.05 \times 10^6 J/(m^3 \cdot K)$ 및 $h_{fg}=4.227 \times 10^6 J/kg$ 이다. 영역 A와 영역 C의 길이가 동일한 히트파이프를 선정할 이유는 같은 조건으로 열원 교체할 하기 위한 것이다. 히트파이프 외벽중 영역 A와 영역 C에 적용한 네 가지 경계조건을 Table 1에 나타내었다. 표에서 열원 교체전(Before switching)은 영역 A가 열원 역할을, 교체후(After switching)에는 영역 C가 열원 역할을 하게 된다. Table 1에서 균일 열유속(Constant heat flux)의 경우는 열전달이 일어나는 위치에 모두 균일 열유속 경계조건을 준 것이다. 대류(Convection)의 경우는 열원 위치에 균일 열유속 조건을 주고 반대 위치에 대류경계조건을 준 것으로서 높은 대류(High convection)조건과 낮은 대류(Low convection)조건의 두 가지를 계산하였다. 마지막으로 복사(Radiation)의 경우는 열원 위치에는 균일 열유속조건을 주고 반대 위치에는 복사 경계조건을 준 것이다. 모든 경우에서 영역 B는 항상 단열조건이 주어진다. 본 수치해석에서는 열원 교체전, 즉 영역 A가 열원이고 영역 C가 열침인 상황에서 히트파이프의 정상 상태 거동을 먼저 계산한 후 어느 한 순간에 열원이 교체되었다고 가정하고 천이 과정 동작을 계산하였다.

열원이 교체된 직후부터 새로운 정상상태까지 도달하는 천이시간을 알아보기 위해 Fig. 5에 시간에 따른 히트파이프 외벽에서의 온도분포변화 과정을 나타내었다. 여기서는 균일열유속조건과 복사조건의 두 가지만을 대표적으로 나타내었다. 그림을 보면 복사의 경우가 균일열유속의 경우보다 높은 온도를 보이고 있는데 이는 복사조건의 경우 주어진

방사율($\epsilon=0.85$)과 방열면적을 가지고 히트파이프에 입력된 열량을 외부에 방출하기 위해서는 외벽의 온도가 상승해야 되기 때문이다. 그림에서 열원 교체후에 영역 A의 온도는 계속 하강하고 영역 C의 온도는 계속 상승하고 있는데 이는 열 입력력이 바뀌었기 때문에 발생하는 당연한 결과라 하겠다. 전체 천이시간은 외벽에 주어진 경계조건에 크게 영향을 받지 않은 것으로 나타나, 균일열유속과 대류조건에서 약 2초, 복사조건에서 약 1.5초 정도가 소요되었다. 이와 같은 천이시간은 Fig. 4에 나타난 열입력증가 후의 천이시간에 비해 상당히 짧은 것이다. 일반적으로 히트파이프 동작의 천이시간은 열입력량, 히트파이프 형태, 작동유체, 작동온도 및 경계조건 등에 따라 상당히 다르게 나타난다. 기존의 다른 연구에서도 이러한 점은 확인할 수가 있다. Issacci 등⁽¹⁰⁾과 Bowman과 Hitchcock⁽¹¹⁾은 벽과 심지가 없는 순수 증기(물 또는 공기) 공간만

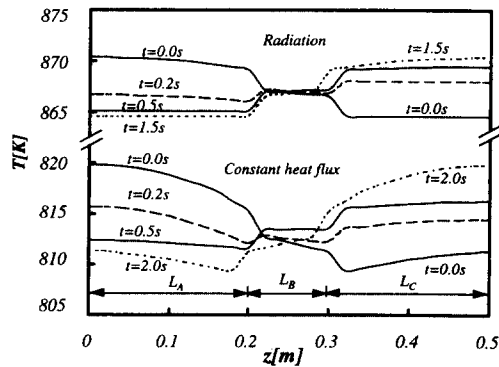


Fig. 5 Transient profile of outer wall temperature after switching of heat source

을 대상으로 하고 응축부 외벽에는 입력된 모든 열이 방출된다는 이상적인 조건을 이용하여 작동 개시 과정을 연구한 바가 있다. 이 조건에서는 새로운 정상상태까지 도달하는 천이시간이 수 밀리 초에 불과하다고 보고하였다. 반면에 Fig. 4와 같이 응축부 외벽에 대류경계조건을 주고 증발부에서 열입력이 증가하는 경우에는 천이시간은 수백 초 정도가 소요되고 있다. 열입력 증가후의 천이과정에 대해서는 Transient lumped temperature 방법⁽⁷⁾을 이용해 해석적으로 천이과정을 예측할 수 있고 이러한 예측과 2차원 해석의 결과는 유사하게 나타나므로 수치해석을 검증할 수 있다. 그러나 본 연구에서는 열원이 교체된 전후에 히트파이프에 주어지는 열부하가 동일하기 때문에 열원이 교체되어도 히트파이프 평균온도는 변하지 않게 된다. 그러므로 Transient lumped temperature 등과 같은 방법으로는 본 모델링을 검증할 수 없다. 다만 열원 교체 전후의 열 부하가 동일하고 영역 A와 영역 C의 길이가 같다는 점, 전도 열전달계수가 높은 소디움을 작동유체로 선정한 점, 그리고 열원이 교체되었지만 경계조건이 동일하다는 점을 감안할 때, 본 연구결과에서 천이시간이 짧게 나타난 것이 타당하다고 볼 수 있다. 여기서 가정한 순간적인 열원의 이상적 교체는 물리적으로 실현하기는 어렵지만, 본 계산결과로 보면 히트파이프 자체의 천이시간은 매우 짧고 외벽 경계조건변화에 크게 영향을 받지 않으며, 오히려 히트파이프에 연결된 장치 등의 열용량에 의해서 천이시간이 더 크게 영향을 받을 것이라고 판단된다.

히트파이프는 증기-심지 경계면에서 일어나는 증발과 응축현상에 의해서 열을 수송하는 장치이므로 히트파이프 내부의 온도변화과정을 아는 것도 중요하다. 따라서 외벽에 균일열유속 조건을 부여한 경우에 대해 열원 교체후 히트파이프 중심선에서의 온도분포를 Fig. 6에 나타내었다. 그림에서 보면 중심선에서 증기온도는 열원 교체후에 전체적으로 낮아지다가 약 0.4초 후에 영역 A와 영역 C 위치의 온도가 반전된 후 다시 전체적으로 온도가 상승하면서 새로운 정상상태로 도달하고 있다. 이러한 경향은 Fig. 3의 시간에 따라 온도가 일방적으로 변하는 히트파이프 외벽의 온도변화과정과는 차이가 나는 것이다. 이러한 경향의 차이를 다른 각도에서 관찰하기 위해 히트파이프 영역 A 중 $z=0.1$ m 위치에서 반경방향으로 온도분포의 변화과정을

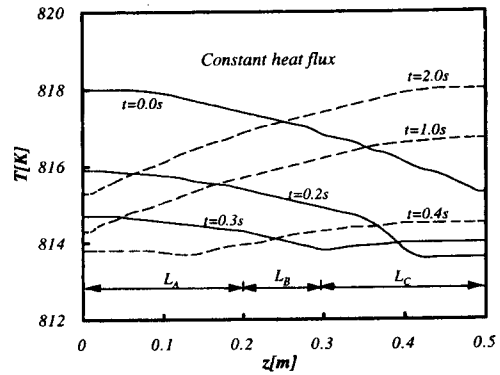


Fig. 6 Transient profile of centerline temperature after switching of heat source

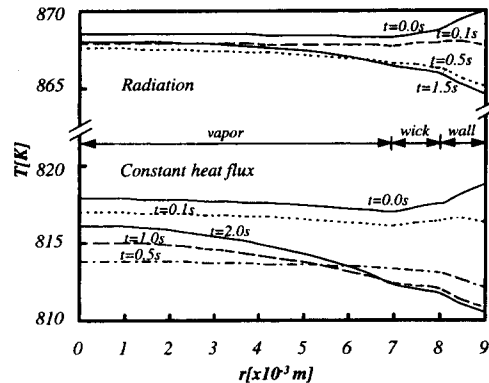


Fig. 7 Transient profile of radial temperature at section A ($z=0.1$ m) after switching of heat source

Fig. 7에 나타내었다. 그림에서 보는 바와 같이 열원 교체전과 후의 온도 변화 폭은 복사조건을 사용한 경우가 균일열유속 조건을 사용한 경우보다 작지만 시간에 따라 변하는 과정은 유사하다. 두 경우 모두 열원 교체후 벽과 심지에서는 시간이 지남에 따라 온도가 점차 감소만 하고 있으나 증기공간에서는 약 0.5초까지 온도가 감소하다가 다시 증가하여 정상상태에 도달하고 있는 것이다. 이와 같이 온도변화과정이 벽과 증기공간에서 차이를 보이는 것은 증기-심지 경계면에서 일어나는 증발량과 응축량의 관성현상 때문으로 보인다. 즉 열원 교체후에도 절대량은 점차 줄어들지만 영역 A에서는 증발이, 영역 C에서는 응축이 잠시나마 지속되고 있으므로 외벽의 온도가 변하여도 증기공간의 온도분포형태는 초기와 유사하게 유지되면서 낮아진다. 그러나 시간이 좀더 경과해 영역 A에서 응축이,

영역 C에서 증발이 일어나는 순간부터 증기 공간의 온도가 반전되고 점차 온도가 다시 상승하는 것이다.

히트파이프 내부 증기공간에서 발생하는 유동의 변화과정을 알아보기 위해 Fig. 8에 증기-심지 경계면을 따른 반경방향 속도분포를 나타내었다. 여기서는 높은 대류의 경우만을 대표적으로 나타내었다. 이 증기-심지 경계에서의 반경방향속도는 작동 유체가 증기공간으로 들어오고 나가는 증발(음의 속도)과 응축(양의 속도)을 의미하는 것이므로 이 속도분포특성을 통해 천이 과정에서 증발과 응축이 일어나는 위치가 어떻게 변하는지 판단할 수 있을 것이다. 그림에서 $t=0.0s$ 로 나타낸 것은 열 환경이 바뀌기 전의 속도분포로서 영역 A와 영역 C에서 유속의 방향은 다르지만 각각 균일한 분포형태를 보이고 있고 영역 B에서는 속도 값이 매우 미약하다. 열원 교체후의 천이 과정에서는 영역 A와 영역 C에서 속도의 절대값이 점차 작아지고 있으며 오히려 영역 B에서 그 값이 커지면서 증발과 응축이 발생하는 위치가 시간에 따라 변하고 있음을 알 수 있다. 영역 B의 외벽은 단열 상태이므로 외부와의 열교환이 없지만 히트파이프 벽과 심지를 통해 축방향으로의 열전달이 있기 때문에 영역 B의 증기-심지 경계면에서도 증발과 응축이 일어날 수 있는 것이다. 특히 0.3초 정도에서는 영역 A와 영역 C에서 증발과 응축이 동시에 일어나는 반면에 영역 B에서는 상대적으로 많은 응축현상이 발생하고 있다 이것은 순간적으로나마 히트파이프의 가운데를 중심으로 좌우측에서 각각 독립적인 순환 유동이 형성되고 있는 것이다. 비록 본 연구에서는 심지에서의 유동을 무시하였지만 이러한 히트파이프 좌우의 독립적인 유동은 심지에 있는 작동유체가 가운데에서 히트파이프의 양단 방향으로 흐르는 것을 의미하므로 일반적인 히트파이프 동작과는 다른 특성이다.

Fig. 9에는 열원 교체후 영역 A에서 외벽을 통해 열이 방출되는 경향을 시간에 따라 나타내었다. 열원 교체전의 정상상태에서 영역 A 외벽의 온도가 이미 상승되어 있기 때문에 열원 교체후에 외부로 나가는 열량은 입력되는 열량 300W보다 순간적으로 많다가 점차 외벽의 온도가 낮아지면서 방출되는 열량이 300W에 도달하고 있다. 그림에서 보는 바와 같이 외벽에 복사경계조건을 부여한 경우가 비교적 짧은 시간에 많은 열을 방출시키고 있고,

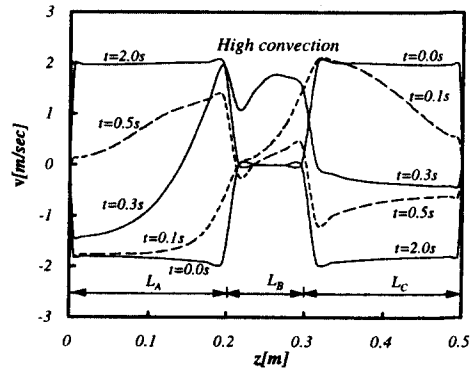


Fig. 8 Transient profile of radial velocity along vapor-wick interface after switching of heat source

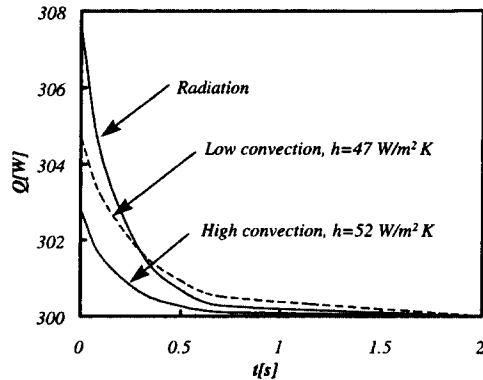


Fig. 9 Transient profile of heat rejection at section A after switching of heat source

대류 경계조건을 사용한 두 가지 계산에서는 대류 열전달계수의 차이 때문에 열량이 방출되는 크기는 차이가 나지만 열이 빠져나가는 경향은 유사하였다.

5. 결 론

작동중인 고온용 소듐 히트파이프에서 열원이 이상적으로 교체될 때, 히트파이프 내부에서 일어나는 유체유동 및 열전달의 천이 과정을 수치적으로 연구하였다.

열원이 이상적으로 교체된 직후에 히트파이프 동작의 천이시간은 증발부 외벽에 사용한 경계조건에 크게 영향을 받지 않았으며 천이시간은 약 2.0초 정도로 짧았다. 외벽에 적용한 경계조건에 상관 없이 천이과정중에는 히트파이프 증기-심지 경계면에

서 발생하는 증발과 응축의 관성효과에 의해 벽 및 심지의 온도분포변화와 증기공간의 온도분포변화가 서로 다르다는 것을 알 수 있었다. 또한 천이 과정 중에는 증기-심지 경계면에서 증발과 응축이 일어나는 위치가 변하고 순간적으로 히트파이프 좌우에 독립적으로 유동이 형성되면서 단열부에서 상대적으로 큰 응축현상이 발생되는 것을 확인하였다.

후 기

본 연구는 한국과학재단 '96 국제공동연구과제 (965-1000-004-2)의 일부로서 수행되었으며, 이에 관계자 제위께 감사드립니다.

참고문헌

- (1) Groll, M., 1989, "Heat Pipe Research and Development in Western Europe," *Heat Recovery Systems and CHP*, Vol. 9, No. 1, pp. 19~66.
- (2) Doran, F., 1989, "Heat Pipe Research and Development in the Americas," *Heat Recovery Systems and CHP*, Vol. 9, No. 1, pp. 67~100.
- (3) Jang, J. H., Faghri, A., Chang, W. S. and Mahefkey, E. T., 1990, "Mathematical Modeling and Analysis of Heat Pipe Start-up from the Frozen State," *Journal of Heat Transfer*, Vol. 112, pp. 586~594.
- (4) Cao, Y. and Faghri, A., 1990, "Transient Two-Dimensional Compressible Analysis for High Temperature Heat Pipes with a Pulsed Heat Input," *Numerical Heat Transfer*, Part A, Vol. 18, pp. 483~502.
- (5) Cao, Y. and Faghri, A., 1991, "Transient Multidimensional Analysis of Non-conventional Heat Pipes with Uniform and Nonuniform Heat Distributions," *Journal of Heat Transfer*, Vol. 113, pp. 995~1002.
- (6) Chen, M. M. and Faghri, A., 1990, "An Analysis of the Vapor Flow and the Heat Conduction Through the Liquid-Wick and Pipe Wall in a Heat Pipe with Single or Multiple Heat Source," *Int. Journal of Heat Mass Transfer*, Vol. 33, No. 9, pp. 1945~1955.
- (7) Faghri, A., 1995, *Heat Pipe Science and Technology*, Taylor & Francis, Washington, pp. 136~138, pp. 268~281.
- (8) 부준홍, 진승환, 1993, "환형 스크린 워를 갖는 저온용 히트파이프의 성능해석과 설계를 위한 컴퓨터 코드의 개발," 대한기계학회 논문집, 제 17권, 제3호, pp. 698~709.
- (9) 이진원 외, 1991, 위성체 히트파이프 분석 및 설계 연구, 최종 연구 보고서, 포항공과대학
- (10) Issacci, F., Catton, I. and Ghoniem, N. M., 1991, "Vapor Dynamics of Heat Pipe Start-up," *Journal of Heat Transfer*, Vol. 113, pp. 985~94.
- (11) Bowman, W. J. and Hitchcock, J., 1988, "Transient Compressible Heat-Pipe Vapor Dynamics," *Proc. of 25th ASME National Heat Transfer Conference*, Vol. 1, pp. 361~365.
- (12) Dunn, P. D. and Reay, D. A., 1994, *Heat Pipes*, 4th ed., Pergamon, New York, pp. 45~60.
- (13) Ganic, E. N., Hartnett, J. P. and Rohsenow, W. M., 1985, "Basic Concepts of Heat Transfer," in *Handbook of Heat Transfer Fundamentals*, Rohsenow et al., eds., McGraw-Hill, New York.
- (14) Spalding D. B. et al., 1990, *Phoenics Training Course Notes CHAM TR/300*, CHAM
- (15) Ivanovskii, M. N., Sorokin, V. P. and Yagodkin, I. V., 1982, *The Physical Principles of Heat Pipes*, Oxford University Press, Oxford