

축방향 그루브형 가변전열 히트파이프의 열제어 특성

박영식*·김동언·변길성*·서정세†·이기우**·박기호**

Analysis of Thermal Control Performance of Variable Conductance Heat Pipe with Axial Grooves

Y.S. Park*, D.E. Kim*, G.S. Byon*, J.-S. Suh†, K.-W. Lee** and K.H. Park**

Key Words: Axial Groove(축방향 그루브), Diffusion Effect(확산효과), Heat Pipe(히트파이프), Thermal Control(열제어), VCHP(가변전열 히트파이프)

Abstract

The present study has been conducted to analytically investigate the thermal control performance of variable conductance heat pipe(VCHP) with axial grooves. The condenser port of the VCHP is occupied by a inert gas in which the concentration of gas is varied with the operation temperature and the heat transport capacity is thus varied with the operating temperature due to the variation of inert gas concentration. In this study, numerical evaluation for the thermal control of the VCHP with axial grooves is made from the 1st order diffusion model that considers the diffusive expansion of inert gas by concentration gradient. Ammonia is used as a working fluid and Nitrogen as a control gas in the Aluminum tube. As a result, the thermal performance of VCHP based on diffusion model has been compared with that of VCHP from flat front model. Additionally, it is found that the concentration of inert gas is distributed in the condenser region of VCHP with axial grooves.

기호설명

| | |
|-------------|---------------------------------------|
| A_v | : 증기 통로 면적, [m ²] |
| D | : 확산 계수, [m ² /s] |
| $h_{f,c}$ | : 응축부 대류 열전달 계수, [W/m ² K] |
| k_p | : 파이프의 전도 열전달 계수, [W/mK] |
| k_e | : 벽에서의 유효 열전달 계수, [W/mK] |
| M_g | : 불응축 가스의 분자량 |
| M_v | : 증기의 분자량 |
| \dot{m}_g | : 가스의 질량 유량, [kg/s] |
| \dot{m}_v | : 증기의 질량 유량, [kg/s] |

| | |
|-----------|----------------------|
| P_v | : 증기 압력, [Pa] |
| R_g | : 가스의 기체상수, [kJ/kgK] |
| r_i | : 파이프의 안 반지름, [m] |
| r_o | : 파이프의 바깥 반지름, [m] |
| r_v | : 증기 통로의 반지름, [m] |
| T_{opr} | : 작동 온도, [K] |
| T_p | : 파이프 온도, [K] |
| T_s | : 열침의 온도, [K] |
| T_{wv} | : 증기-벽 계면 온도, [K] |

그리스 문자

| | |
|----------|------------------|
| ρ | : 가스 및 증기의 혼합 밀도 |
| χ_g | : 가스의 질량 분율 |

하첨자

| | |
|-------|-------------|
| w_v | : 증기 - 벽 계면 |
|-------|-------------|

† 정회원, 경상대학교 기계항공공학부, ReCAPT

E-mail : jssuh@gsnu.ac.kr

TEL : (055)751-5312 FAX : (02)757-5622

* 정회원, 경상대학교 대학원

**정회원, 한국에너지기술연구원

1. 서 론

히트파이프는 열전달 성능이 우수한 대표적인 열전달 기구로 작동 유체의 상변화에 따르는 잠열과 벽의 모세관 현상을 이용하여 높은 열량을 작은 온도차로 상당한 거리를 통해 열을 전송시키며 구조가 간단하여 제작이 쉽고, 히트파이프 내의 열전달이 작동유체의 증발 잠열에 의해 전달되므로 거의 열저항이 무시되어 동을 사용하는 경우보다 수백 배 내지 수천 배의 열전달 효과가 있어 적은 온도차로 많은 열량을 전달시킬 수 있다. 또한 외부 동력 없이 고온 측에서 저온 측으로 열을 이동시킬 수 있는 이점이 있다. 하지만 일반적인 히트파이프(CCHP)는 열 환경의 변화가 심하거나 주기적으로 변하는 경우 자체 조절 능력이 없기 때문에 작동에 대한 신뢰성이 낮아지게 된다. 이러한 단점을 보완하기 위해 가변 전열 히트파이프(VCHP)가 제시되어 이미 일부 선진국에서 적용되고 있다. VCHP는 CCHP에 작동 유체와 불응축 가스를 주입하여 우리나라에서는 CCHP를 자체 생산하여 인공위성이나 가전제품 등 여러 분야에 적용하고 있지만 VCHP에 대한 연구나 설계자료는 아직 부족한 상태이다. 히트파이프에 대한 연구는, 1942년에 Gaugler⁽¹⁾가 처음으로 제작 실험하였고, Savage⁽²⁾ 등은 MAROTS-Type의 통신 위성에 장착될 VCHP에 대한 연구를 하였다. Bobco는 1차원 확산 모델을 적용한 VCHP 해석⁽³⁾과 실험⁽⁴⁾을 수행하였다. Hoke⁽⁵⁾는 전자 장비 장착을 위한 물-동-질소 VCHP를 연구를 수행하였으며 Kobayashi⁽⁶⁾ 등은 증력 및 응축부에서의 불응축 가스의 영향에 대한 연구를 한 바 있다. Ioan⁽⁷⁾ 등은 써모 싸이폰 형 VCHP에 대한 연구를, P. F. Peterson⁽⁸⁾ 등은 불응축 가스의 2차원적인 분포에 대한 해석을, Faghri⁽⁹⁾는 가변 전열 히트파이프의 여러 가지 해석 모델을, 장영석⁽¹⁰⁾ 등은 VCHP의 성능 예측, D. E. Kim^(11,12) 등은 확산모델을 이용한 연구를 수행한 바 있다.

본 연구는 CCHP에 비해 상대적으로 많이 다루어지지 않은 VCHP에 대한 해석을 통하여 다양한 설계변수의 변화에 따른 VCHP의 열적 성능과 특성을 연구하고자 한다.

2. 이론 및 계산 방법

2.1 이론

확산 모델에서는 히트 파이프가 정상상태에서 작동할 때 불응축 가스는 비활성 영역에서 정체되어 있다고 가정하고 두 물질간의 확산에 Fick's law을 적용하였다. 계면에서 증기와 가스간의 확산 현상은 증기의 압력 강하를 유도하여 증기의 온도를 하강시키며 또한 파이프의 축 방향 전도와 상호 영향을 주어 파이프의 온도 구배를 형성하게 된다.

확산 현상은 작동 유체와 기체의 종류에 따라 확산 계수가 달라지고 히트 파이프의 작동 온도와 저장소의 온도에 따라 각기 달라진다.

Fig. 1은 가변 전열 히트파이프의 응축부의 일부를 나타낸 그림으로 1차원 정상 확산 모델은 증기의 전도 열전달이 없다고 가정을 하고 반경 방향의 온도 구배는 무시한다. 응축부가 시작되는 지점에서의 파이프 벽의 온도에 대해 에너지 보존의 법칙을 적용하여 다음과 같이 정리할 수 있다.

$$\begin{aligned} & \frac{d}{dx} \left[k_p \pi (r_o^2 - r_i^2) \frac{dT_p}{dx} \right] \\ & + \frac{2\pi r_i k_e}{r_i - r_v} (T_{wv} - T_p) \\ & - 2\pi r_i h_{f,c} (T_p - T_s) = 0 \end{aligned} \quad (1)$$

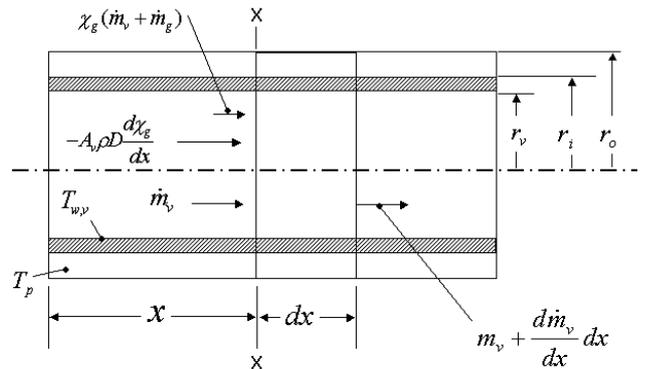


Fig. 1 An elementary control volume for heat and mass transfer at the condenser section of VCHP.

단위 시간동안 확산과 대류에 의해 x - x 면을 지나는 불응축 가스의 양은 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$\dot{m}_g = \chi_g(\dot{m}_v + \dot{m}_g) - A_v \rho D \frac{d\chi_g}{dx} \quad (2)$$

앞에서 가스의 유동이 없다고 가정했으므로 \dot{m}_g 는 0이 된다. 따라서 식(2)로부터 증기의 질량 유량은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\dot{m}_v = A_v \rho D \frac{d\chi_g}{dx} \quad (3)$$

한편, 외부의 낮은 온도로 인한 응축부의 냉각 과정에서 증기는 잠열을 방출하면서 액화되어 워드로 스며들며, 증기 질량 유량의 변화율은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\frac{d\dot{m}_v}{dx} = - \frac{2\pi r_i k_e}{\lambda(r_i - r_v)} (T_{uw} - T_p) \quad (4)$$

따라서 가변 전열 히트파이프의 열전달 거동은 식 (1),(3),(4)등으로 나타낼 수 있다. 위의 식(4)에서 워드와 증기의 계면 온도 T_{wv} 는 다음의 증기분압 (P_v')으로부터 얻어질 수 있다.

$$T_{wv} = f(P_v') \quad (5)$$

여기서,

$$P_v' = \frac{M_g(1 - \chi_g)P_v}{M_v\chi_g + M_g(1 - \chi_g)} \quad (6)$$

밀도 ρ 는 증기와 불응축 가스의 밀도의 합으로 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\rho = \rho_v(T_{wv}) + \frac{M_v\chi_g P_v}{R_g T_{wv} [\chi_g M_v + M_g(1 - \chi_g)]} \quad (7)$$

경계 조건으로 응축부가 시작되는 지점에서의 가스의 질량 분율과 증기-워드 계면 온도는 다음과 같다.

$$\chi_g = 0 \quad (x=0) \quad (8)$$

$$T_{wv} = T_v \quad (x=0) \quad (9)$$

응축부 끝에서 질량 유속과 열 유속은 다음과 같다.

$$\frac{dT_p}{dx} = 0 \quad (x=L) \quad (10)$$

$$\dot{m}_v = 0 \quad (x=L) \quad (11)$$

2.2 계산 방법

본 연구에서 사용된 히트파이프는 가스 저장소가 없는 VCHP이며, 크기 및 규격은 Table 1과 같다. 파이프의 재질은 알루미늄, 작동 유체는 암모니아, 불응축 가스는 질소를 사용하였다.

히트파이프는 수평으로 작동하는 것으로 설정하여 중력의 영향을 고려하지 않았으며, 열침의 조건은 열전달이 원활하게 이루어지는 것으로 설정하였다. 즉, 외부온도가 250K로 유지되고 있으며 열전달 계수를 150 kW/m²로 가정하였다.

3. 계산 결과 및 토의

3.1 응축부 온도에 따른 전열특성

저온열원을 250K로 설정하여 VCHP의 열전달

Table 1 Specification of heat pipe used in this study

| Description | Value |
|----------------------|----------------------------|
| Number of groove | 21 EA |
| Total length | 1.062m |
| Evaporator length | 0.127m |
| Condenser length | 0.3m |
| Radius of pipe | 8.8 × 10 ⁻³ m |
| Radius of vapor core | 3.747 × 10 ⁻³ m |
| Width of groove | 4.57 × 10 ⁻⁴ m |
| Height of groove | 1.02 × 10 ⁻³ m |

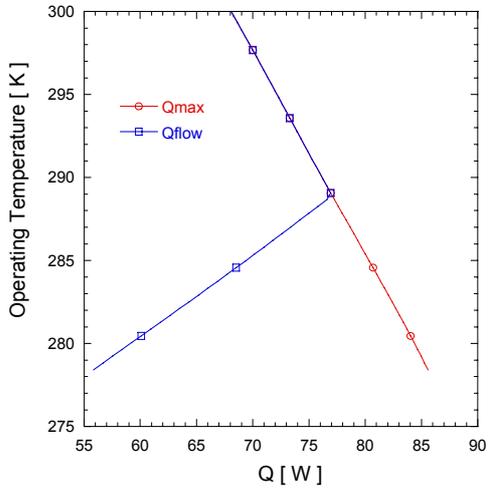


Fig. 2 Heat transfer and Capillary limit in Condenser region temperature, 250 K.

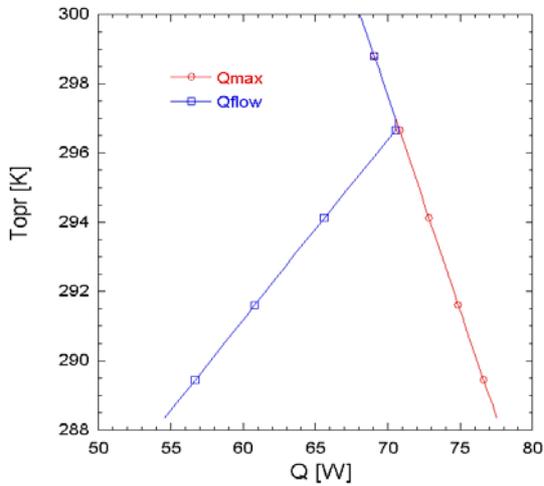


Fig. 3 Heat transfer and Capillary limit in Condenser region temperature, 260 K.

성능을 계산한 결과가 Fig. 2와 같다. 우측의 붉은 선으로 나타나는 것이 모세관 한계 열량이고 파란색으로 나타나는 것이 열 전달량이 된다. 히트 파이프에서 일어나는 열 전달량이 증가하여 모세관 한계 열량에 도달하게 되면 증발부 일부에서 그루브에 액체가 존재하지 않아 온도가 급격히 상승하게 된다. 이러한 dry-out 현상은 유입 열량이 77 W에 도달할 때 발생함을 예측할 수 있다. Fig. 3과 4에서 응축부의 온도가 260 K, 270 K 일 때의 전열 특성을 나타내었다. 응축부의 온도가 높아질수록 낮은 열량에서 드라이 아

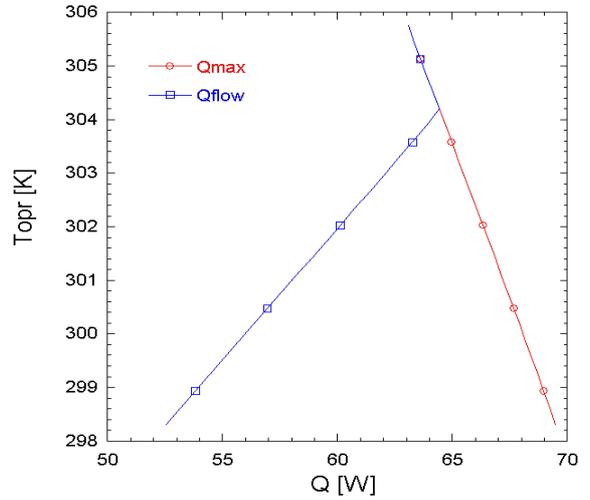


Fig. 4 Heat transfer and Capillary limit in Condenser region temperature, 270 K.

웃이 일어나고 있음을 볼 수 있으며 드라이 아웃이 일어나는 작동 온도는 응축부의 온도가 각각 250 K, 260 K, 270 K 일 때 288 K, 297 K, 304.5 K로 급격히 증가함을 볼 수 있다. 또한 응축부의 온도가 높아질수록 모세관 한계 열량과 히트 파이프에서 일어나는 열전달량의 기울기가 급해지고 있음을 알 수 있다.

3.2 작동온도에 따른 경계면 곡률 반경의 변화

그루브에서의 경계면 곡률 반경에 대한 결과는 Fig. 5와 Fig. 6에 나타난 바와 같다. 그루브에서 작동 유체의 액체와 증기가 이루는 경계면의 곡률 반경은 증발부와 단열 구간을 통해 비교적 일정한 기울기로 변화하다가 비활성 영역에 가까워질수록 급격히 변하고 있음을 알 수 있다. 또한 액체와 증기의 압력이 같은 구간 이후로는 무한대에 이르게 됨을 알 수 있다. 즉 VCHP의 응축부에 존재하는 비활성 영역에서는 작동 유체의 액체가 그루브에 가득 채워져서 작동하게 됨을 예측할 수 있다. 또한 저온 열원의 온도와 일치하게 되어 불응축 가스, 파이프와 온도 평형을 이루게 된다. 특히 305 K의 작동 온도로 작동할 때에는 다른 작동 온도와는 달리 응축부가 시작되는 부분에서 급격히 무한대로 증가하고 있음을 볼 수 있다. 작동 온도가 낮을수록 곡률 반경의 변화가 둔하게 나타남을 볼 수 있다.

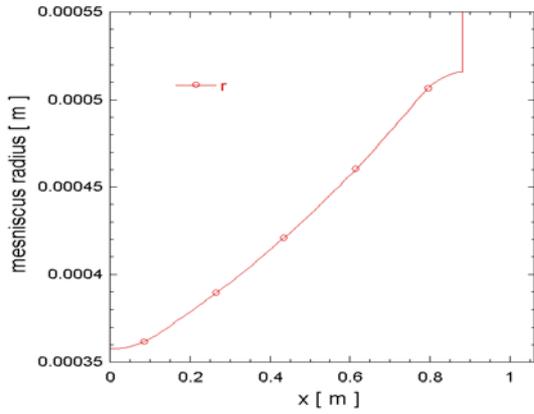


Fig. 5 Effective Capillary Radius of Groove in 290 K.

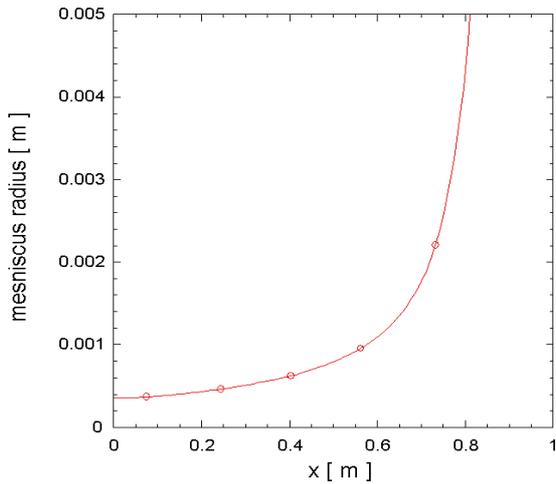


Fig. 6 Effective Capillary Radius of Groove in 305 K.

3.3 작동온도에 따른 응축부 불응축가스의 질량분률과 계면의 온도변화

Fig. 7은 작동 온도의 변화에 따른 질량 분율의 변화이다. 응축부 활성영역에서 불응축 가스의 질량 분율은 0으로 나타나다가 저장소로 가까워 질수록 가스의 질량분율이 증가함을 알 수 있다. 응축부 활성 영역에서는 비교적 완만한 변화를 보이다가 비활성 영역으로 갈수록 급하게 변하고 있음을 알 수 있다. 응축부의 끝 부분에는 오직 가스만 존재하며 가스만 존재하는 구간에서의 가스 온도는 저온 열원과 동일한 온도를 유지한다고 가정하였다. 이러한 가정은 Bobco⁽¹³⁾와의 가정 및 실험 결과와도 일치하는 부분이다. 질량 분율의 변화율을 결정짓는 확산 계수가 일정하다고

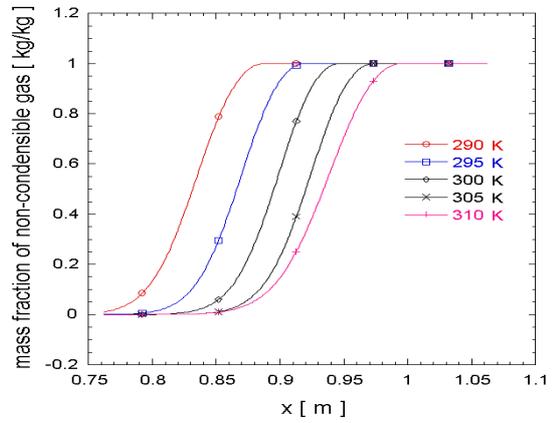


Fig. 7 Variation of Mass Fraction of Gas with Operation Temperature.

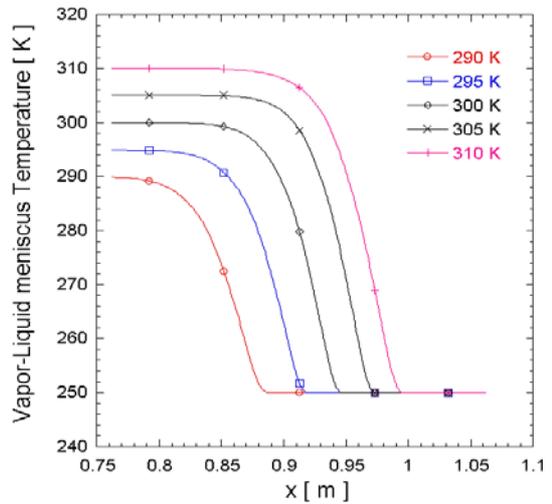


Fig. 8 Variation of Vapor-Liquid meniscus Temperature of Gas with Operation Temperature.

가정할 때 그림에서 볼 수 있듯이 작동 온도가 높을수록 gas와 증기가 같이 존재하는 구간이 응축부 끝 쪽으로 이동하고 있음을 알 수 있다. 또한 그림에서 나타나는 가스의 질량 분율 프로파일이 폭이 좁아짐을 알 수 있다. 즉 압력에 의해 압축되는 정도가 줄어들고 있음을 볼 수 있다.

Fig. 8은 작동 온도에 따른 증기-액체 계면의 온도 변화이다. 증기-액체의 계면 온도는 일정한 온도의 증기가 계속 공급되므로 변화를 보이지 않다가 gas와 혼합되어 존재하는 구간에서 온도 변화를 보이고 있음을 알 수 있다.

작동 온도가 높을수록 동일한 온도 구간이 길

어짐을 알 수 있다.

4. 결 론

가변 전열 히트파이프에 확산모델을 적용하여 각종 열적 성능의 해석을 수행하여 히트파이프의 응축부에서의 불응축 가스의 변화를 통한 전열특성을 통해 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 응축부의 온도가 높아질수록 낮은 열량에서 드라이 아웃이 일어나며 모세관 한계 열량과 히트 파이프에서 일어나는 열 전달량의 기울기가 급해지고 있음을 알 수 있다.

(2) 작동온도가 증가할수록 증기압이 높아져 불응축 가스가 저장소 쪽으로 몰려 가스압력이 높아지게 된다.

(3) 작동 온도가 증가하면 증기와 가스의 확산 구간이 VCHP 끝단으로 이동하고 이에 따라 응축부의 열적 특성과 전열 특성이 결정된다.

후 기

본 연구의 일부는 두뇌한국 21 지역대학육성사업 및 항공기부품기술연구센터, 폐열이용연구센터의 지원에 의해 이루어졌다

참고문헌

1. Gaugler, K. S., 1942, Heat Transfer Device. US patent. 2350348 Appl. 21 Dec. published 6 June, 1944
2. C. J. Savage and B. G. M. Aalders, 1979, A variable-conductance heat pipe radiator for MAROTS-Type communication spacecraft, Journal of SPACECRAFT, Vol. 16, No. 3, pp. 176-180
3. Bobco. R. P., 1987, Variable Conductance Heat Pipes : A First-Order Model, Journal of THERMOPHYSICS, Vol. 1, No. 1, pp. 35-42.
4. Richard. P. Bobco, 1989, Variable Conductance Heat Pipe Performance Analysis: Zero-to-Full Load, Journal of THERMOPHYSICS, Vol. 3, No. 1, pp. 33-41.
5. B. Hoke, 1989, Improved Temperature Control

Using a Novel Variable Conductance Heat Pipe, AIAA 24Th Thermophysics Conference.

6. Yasunori Kobayashi, Akira Okumura and Toshihisa Matsue, 1991, Effect of gravity and non-condensable gas levels on condensation in variable conductance heat pipe, Journal of THERMOPHYSICS, Vol. 5, No. 1, pp. 61-68.
7. Ioan Sauciu, Aliakbar Akbarzadeh, 1996, Peter Johnson, Temperature Control Using Variable Conductance Closed Two-Phase Heat Pipe, Heat Mass Transfer, Vol. 23, No. 3, pp 427-433.
8. P.F. Peterson, C.L. Tien, 1989, Numerical and Analytical Solutions for Two-Dimensional Gas Distribution in Gas-Loaded Heat Pipes, ASME J. Heat Transfer, Vol. 111, pp. 598-604
9. Amir Faghri, 1995, Heat Pipe Science and Technology, Taylor & Francis, pp. 493-577.
10. Ki-Woo Lee, Ki-Ho Park, yeong-Suk Jang, 2001, Performance Prediction of Variable Conductance Heat Pipe, Proceedings of the SAREK 2001 Summer Annual Conference, Vol. (III), pp 1463 - 1468
11. D. E. Kim, Y. S. Park, J.-S. Suh, K. W. Lee, K. H. Park, 2002, Analysis of Thermal Performance of Water-Copper Variable Conductance Heat Pipe by considering the 1st order Diffusion Model, Proceedings of the SAREK 2001 Summer Annual Conference, Vol. (I), pp 64 - 69
12. Dong Eon Kim, 2003, A study of Thermal Performance of Variable Conductance Heat Pipe for Thermal Control, School of Mechanical and Aerospace Engineering
13. Bobco. R. P., 1989, VCHP performance prediction: comparison of first-order and flat front models, Journal of THERMOPHYSICS, Vol. 3, No. 4, pp. 401-405