

불응축가스량이 가변전열 히트파이프의 열수송 특성에 미치는 영향

서 정 세[†], 박 영 식^{*}, 정 경 태^{**}

경상대학교 기계항공공학부 항공기부품기술연구소, ^{*}창원기능대학 카일렉트로닉스과, ^{**}경상대학교 대학원 기계공학과

Influence of NCG Charging Mass on the Heat Transport Capacity of Variable Conductance Heat Pipe

Suh Jeong-Se[†], Park Young-Sik^{*}, Chung Kyung Taek^{**}

School of Mechanical & Aerospace Engineering & ReCAPT, Gyeongsang National Univ., Jinju 660-701, Korea

^{*}Department of Car-Electronics, Changwon Polytechnic College, Changwon 641-772, Korea

^{**}Department of Mechanical Engineering, Gyeongsang National Univ., Jinju 660-701, Korea

(Received October 19, 2005; revision received February 17, 2006)

ABSTRACT: Numerical analysis and experimental study are performed to investigate the effect of heat load and operating temperature on the thermal performance of several variable conductance heat pipe (VCHP) with screen meshed wick. The heat pipe is designed in 200 screen meshes, 500 mm length and 12.7 mm outer diameter tube of copper, water (4.8 g) is used as working fluid and nitrogen as non-condensable gas (NCG). Heat pipe used in this study has evaporator, condenser and adiabatic section, respectively. Analysis values and experimental data of wall temperature distribution along axial length are presented for heat transport capacity, condenser cooling water temperature change, degrees of an inclination angle and operating temperature. These analysis and experiment give the follow findings: For the same charging mass of working fluid, the operating temperature of heat pipe becomes to be high with the increasing of charging mass of NCG. When the heat flux at the evaporator section increases, the vapor pressure in the pipe rises and consequently compresses the NCG to the condenser end part and increases the active length of the condenser. From previous process, it is found out we can control the operating temperature effectively and also the analysis and experimental results are relatively coincided well.

Key words: Mesh wick(메쉬 워), Mass fraction(질량분율), Working fluid quantity(작동유체량), Variable conductance heat pipe(가변전열 히트파이프)

기 호 설 명

A_v : 증기 통로면적 [m^2]

D : 확산계수 [m^2/s]

$h_{f,c}$: 응축부 대류 열전달계수 [$W/m^2 \cdot K$]

k_e : 위에서 유효 열전달계수 [$W/m^2 \cdot K$]

k_p : 파이프 전도 열전달계수 [$W/m^2 \cdot K$]

M_g : 불응축가스의 분자량

M_v : 증기의 분자량

[†] Corresponding author

Tel.: +82-55-751-5312; fax: +82-55-757-5622

E-mail address: jssuh@gnu.ac.kr

- \dot{m}_g : 가스의 질량유량 [kg/s]
- \dot{m}_v : 증기의 질량유량 [kg/s]
- P_v : 증기압력 [Pa]
- Q : 열전달량 [W]
- R : 열저항 [K/W]
- r : 반지름 [m]
- R_g : 가스의 기체상수 [$N \cdot m/kg \cdot K$]
- T : 온도 [K]

그리스 문자

- ρ : 가스와 증기의 혼합밀도
- x_g : 가스의 질량분률
- ϕ : 히트파이프 경사각 [deg]

1. 서 론

히트파이프는 밀폐된 내부에 충전된 작동유체가 연속적으로 액체-증기간의 상변화를 수행할 때 발생하는 잠열과 워(wick)의 모세관 현상을 이용하여 높은 열량을 작은 온도차로 상당한 거리를 통해 열을 전송시키는 대표적인 열전달기구이다. 히트파이프의 종류로는 작동온도나 형상, 워의 형태, 기능 등에 따라 다양하게 구분할 수 있는데, 본 연구에서는 크게 2가지로 고정저항 히트파이프(constant conductance heat pipe, CCHP)와 가변저항 히트파이프(variable conductance heat pipe, VCHP)로 구분하여 상호 성능특성을 비교하고자 한다. VCHP는 작동유체와 소량의 불용축가스를 밀폐된 컨테이너 내에 주입하여 구성하는데, 열이 전달되면 불용축가스는 증기의 압력에 따라 전열면적을 조절하게 되어 유입되는 열량의 변화가 심하더라도 히트파이프의 작동온도 변화를 감소시킬 수 있다. Chi⁽¹⁾는 히트파이프에 대한 기초적인 이론을 정립하였으며, Bobco⁽²⁾는 가변전열 히트파이프의 성능을 예측하고 초기작동과 최대 열부하에 대한 성능해석을 시도하였다. Sauciuc et al.⁽³⁾는 서모사이클 형태의 가변전열 히트파이프에 대한 연구를 수행하였으며, Faghri⁽⁴⁾는 VCHP에 대한 여러 가지 해석모델을 연구하였다. 한편, 실용적인 측면으로 Savage⁽⁵⁾는 MAROTS-type의 통신용 위성에 장착될 VCHP에 대한 연구를 수행하였으며, Hoke⁽⁶⁾는 전자장비 장착용으로 물-동-질소를 사용한 VCHP에 대한 연구를 하였고, Watanabe

et al.⁽⁷⁾은 NAS-battery에 사용되는 VCHP에 대한 연구를 수행하였다. 최근 들어 국내에서도 일부 학계와 연구소 등을 중심으로 VCHP에 대한 관심이 증대되기 시작하여 Kim et al.⁽⁸⁾은 1차원 확산 단면모델을 이용하여 작동유체와 불용축가스로 각각 물과 질소를 사용한 경우에 히트파이프 축방향으로의 벽면온도분포와 확산영역에서 증기 및 불용축가스의 분포와 가스저장소 크기와 충전량과의 관계를 연구하였다. Lee et al.⁽⁹⁾은 VCHP의 제작에 기초를 두고 파이프 경계값에 따라 열의 입출력, 전 영역에서의 온도분포, 가스량 결정 등 GLHP의 설계 기초자료를 제공할 수 있는 프로그램 개발에 관한 연구를 하였다. Park et al.⁽¹⁰⁾은 가변전열 히트파이프에서 불용축가스량과 작동유체량에 따른 열전달 성능에 관한 연구를 수행하였다.

일반적으로 VCHP의 열저항을 제어하는 방법에는 액체유량 제어, 증기유량 제어 및 응축부면적 제어 등이 있다. 본 연구에서는 불용축가스를 주입하여 응축부 면적을 제어하는 방법인 GLHP를 채택하여 확산선단 모델로 하여 해석⁽¹¹⁾하였으며, 이를 기초로 하여 VCHP를 제작 실험⁽¹²⁾하였다. 가변전열 히트파이프의 열적성능을 알아보기 위해서 유입열량과 냉각수 온도를 변화시키면서 길이 방향에 따른 벽면온도를 실험적으로 측정하여 VCHP의 열적 특성을 알아보고 수치해석값과 비교해 향후 응용면에서 온도제어 열교환기용으로 이용이 가능한지를 알아보고자 한다.

2. 해 석

확산모델에서는 히트파이프가 정상상태에서 작동할 때 불용축가스는 비활성영역에서 정체되어 있다고 가정하고 두 물질간의 확산에 Fick's law을 적용하였다. 불용축가스는 증기압력과 평형을 이루어 그 분포가 달라지며 응축부에서 경계면은 복잡한 양상을 보이는데 Fig.1에서와 같이 증기와 불용축가스 사이에 확산선단이 존재한다고 가정하였다. Chi⁽¹⁾가 제안한 1차원 정상상태 확산모델에서는 증기의 전도열전달이 없다고 가정을 하고 반경방향의 온도구배는 무시한다. 응축부가 시작되는 지점에서의 파이프 벽의 온도에 대해 에너지보존의 법칙을 적용하여 다음의 식과 같이 정리할 수 있다.

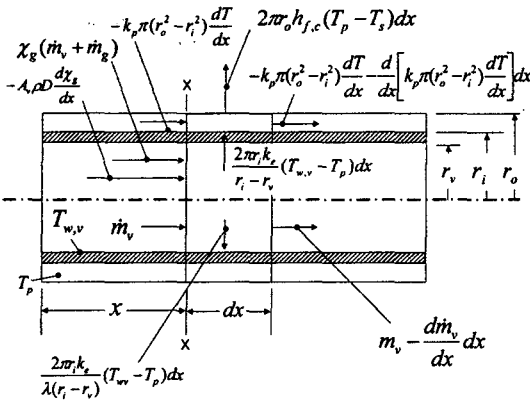


Fig. 1 An elementary control volume for heat and mass transfer at condenser of VCHP.

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

단위시간 동안 확산과 대류에 의해 경계면을 지나는 불응축가스의 양은 다음과 같다.

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

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

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

한편, 낮은 외부온도로 응축부의 증기는 잠열을 방출하면서 액화되는데, 이때 증기의 질량유량 변화율은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

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

따라서 식(1)~(4)은 VCHP의 열전달 거동을 나타낸 것인데, 식(4)에서 워커 증기의 계면온도는 다음의 증기분압으로부터 얻어진다.

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

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

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

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

3. 실험

본 연구에서 사용한 가변전열 히트파이프의 사양과 실험조건들은 Table 1 및 Table 2와 같다. VCHP의 재질은 구리를 사용하였으며 작동유체로는 물을 사용하였는데 물은 저비용, 무독성, 높은 증발잠열을 가지고 있으며 구리와는 적합성이 좋은 것으로 알려져 있다. 작동유체의 양은 서모사이펀식으로 가정하여 계산⁽¹³⁾한 4.8g을 주입하였으며, 불응축가스는 질소를 288 K, 101.3 kPa 하에서 HP1에는 1.0×10^{-6} kg와 HP2에는 3.4×10^{-6} kg,

Table 1 Specification of VCHP

Description	Specification
Container material	Copper
Pipe diameter (O.D)	12.7 mm
Pipe diameter (I.D)	11.1 mm
Total length	500 mm
Length of evaporator zone	100 mm
Length of adiabatic zone	50 mm
Length of condenser zone	350 mm
Working fluid	Distilled water
Screen mesh number	200, 1 layer
Inclination angle	90° ~ 1°
Cooling water temperature	276 ~ 303 K

Table 2 Quantity of non-condensable gas

Type	Working fluid	NCG (Nitrogen)
HP1	4.8 g, Water	$m_g = 1.0 \times 10^{-6}$ kg
HP2	4.8 g, Water	$m_g = 3.4 \times 10^{-6}$ kg
HP3	4.8 g, Water	$m_g = 5.0 \times 10^{-6}$ kg
HP4	4.8 g, Water	$m_g = 0.0$ kg (CCHP)

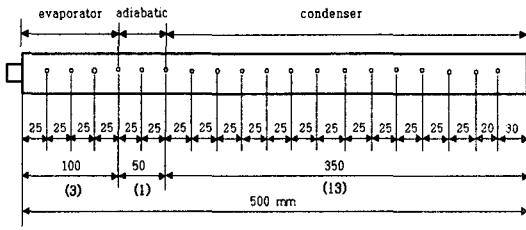


Fig. 2 Schematic diagram of the thermocouple positions marked on the wall of heat pipe.

HP3에는 5.0×10^{-6} kg을 주입한 3개를 제작하여 상호 비교실험⁽¹⁴⁾을 하였다. 또한 동일규격의 CCHP (HP4)를 제작 실험하여 VCHP와의 비교도 실시하였다. 히트파이프는 가열부 길이를 100 mm, 단열부 길이를 50 mm, 응축부 길이를 350 mm로 하였다. 히트파이프의 작동온도는 평균 단열증기온도(mean adiabatic vapor temperature)로 단열부의 벽온도를 지칭하므로 본 연구에서는 외벽의 온도를 측정하기 위하여 OMEGA사의 T형 열전대(T type thermocouple)를 25 mm씩 동일한 간격으로 하여 증발부측에 3개, 단열부에 1개, 응축부에 13개를 Fig. 2와 같이 부착하였다. 실험과정에서 열전대로부터 얻어진 온도데이터는 데이터 획득장치(2645A NetDAQ)를 이용하여 개인용 컴퓨터로 온도 데이터가 저장되도록 하였으며 실험장치의 개략도는 Fig. 3과 같다.

경사각(inclination angle)은 90° 인 수평상태를 기준으로 하고 열량은 10 W에서부터 시작하여 10

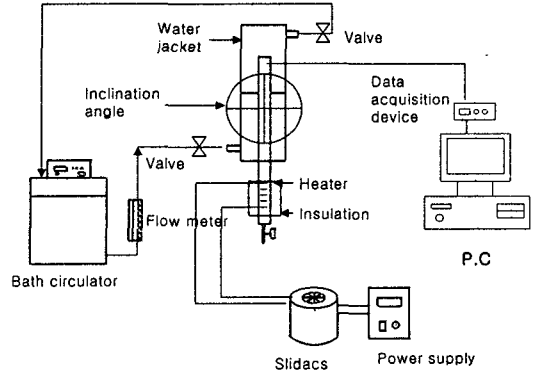


Fig. 3 Schematic of an experimental apparatus.

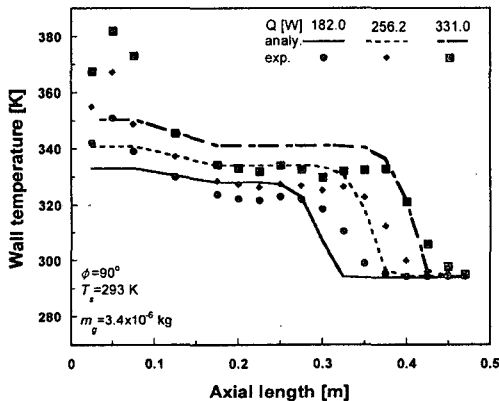
W씩 단계적으로 변화시키면서 온도분포를 비교 관찰하였다. 벽면온도는 정상상태에 도달한 후에 측정하였는데, 주어진 열부하에 대하여 단열부의 평균 온도가 ± 0.5 K 범위 내에 들어올 때를 정상상태로 보고 온도값을 측정하였다.

히트파이프가 작동한계에 이르게 되면 드라이아웃(dry out) 상태가 되는데, 이와 같은 현상이 지속되면 히트파이프의 성능에 손상을 주게 되므로 실험을 종료하였다.

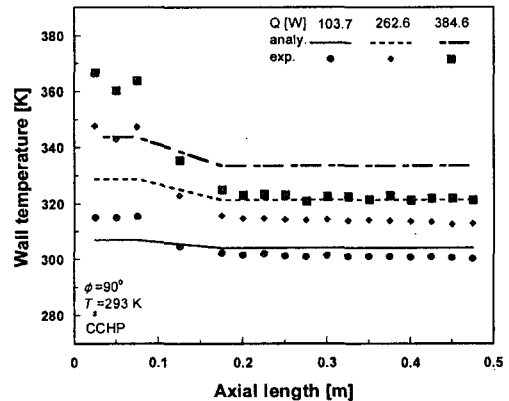
4. 결과 및 고찰

4.1 벽면온도 분포 특성

수직모드 상태에서 냉각수 온도를 293 K로 했을 경우 불응축가스랑에 따른 벽면 온도분포를 상



(a) VCHP(HP2)



(b) CCHP(HP4)

Fig. 4 Comparison of the analyzed and experimental results for wall temperature with input power.

호 비교하였다. Fig. 4(a)는 VCHP 중에서 NCG량이 중간 정도인 3.4×10^{-6} kg 들어 있는 HP2를 확산선단모델(diffusion front model)을 기초로 해석한 값과 실험의 비교치이며, Fig. 4(b)는 CCHP(HP4)의 비교값으로 그림에서 보는 바와 같이 해석과 실험값이 비교적 잘 일치하고 있다. 벽면 온도분포를 자세히 살펴보면, 해석값에 비하여 실험값이 단열부를 중심으로 하여 증발부측은 온도가 올라가 있고 응축부측은 내려가 있다. 이러한 현상은 내부적인 영향으로는 히트파이프를 제작할 때 매쉬 워의 벽면의 밀착성을 높이기 위하여 삽입한 스프링이 액체유동의 마찰저항으로 작용하여 모세관 펌핑압력의 감소를 가져온 것⁽¹⁵⁾으로 생각된다. 또한 외부적인 요인으로는 열저항(thermal resistance)과 더불어 실험과정에서 증발부측은 외부에서 니크롬선을 통해 열을 공급받는 구조이므로 파이프를 통해 충분히 전달되지 않은 일부의 열원으로 인해 온도가 증가되고, 응축부측에서는 냉각수를 통해 열을 방출하는 쪽이므로 낮은 물의 온도로 인해 약간의 온도차를 가져왔으리라 판단된다.

4.2 응축부 온도변화 특성

Fig. 5는 HP2를 수직모드에서 열량을 54.9 W로 하고 냉각수 온도를 276 K, 293 K, 303 K로 변화시키면서 그 추이를 관찰한 결과이다.

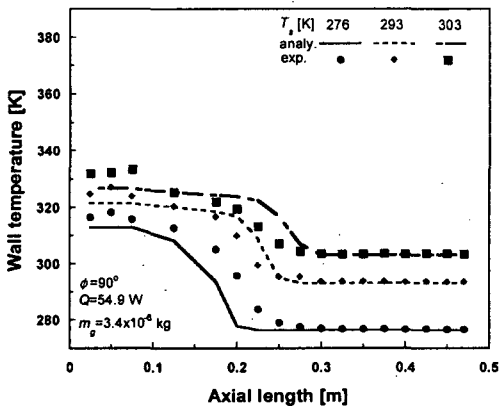


Fig. 5 Comparison of the analyzed and experimental results for wall temperature with surrounding temperature of condenser for VCHP.

냉각수 온도가 276 K일 때 해석에서의 증발부 평균 온도가 312.9 K인 반면, 실험에서의 증발부 평균 온도는 316.8 K로 해석보다는 실험에서의 온도가 3.9 K 정도 높게 나타났다. 계속하여 냉각수 온도를 올려 303 K가 되었을 때에는 증발부 평균 온도가 해석값에서는 326.8 K가 되었고, 실험값에서는 332.7 K가 되어 실험값의 증발부 평균 온도가 5.9 K만큼 더 높게 나타났다. 냉각수 온도변화에 따라서 응축부측의 온도차이는 해석이나 실험에서 동일하게 일정한 간격을 유지하면서 규칙적인 배열을 하고 있다. 증발부 쪽에서의 온도분포는 실험값에서는 불규칙한 배열을 보이나, 평균 온도분포는 유사한 배열을 유지하면서 전체적인 온도분포는 해석이나 실험값 모두가 동일한 경향을 나타내고 있다.

4.3 NCG량의 영향

VCHP에 충전되는 NCG량의 변화에 따른 벽면 온도분포를 해석과 실험을 통하여 Fig. 6에 비교하였는데, 수직모드에서 냉각수온도를 293 K로 고정하고 열량을 130 W 공급한 경우이다. NCG량에 따른 온도차이를 보면 해석값이나 실험값 모두 HP3가 가장 높은 작동 온도분포를 보였고, HP2, HP1의 순으로 NCG량이 적은 순으로 낮은 분포를 나타내고 있다. NCG가 전혀 없는 CCHP(HP4)가 가장 낮은 온도분포를 나타내 응축부 전체가

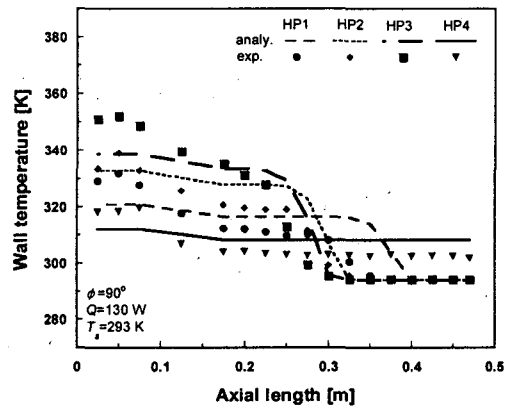


Fig. 6 Comparison of the analyzed and experimental results for wall temperature with mass of NCG at 130 W.

활성영역으로 작용하고 있음을 알 수 있다. NCG 이동량은 축방향으로 증기와 가스의 경계면이 위치하고 있는 부분을 기준으로 나타냈다. 중간 정도의 양인 HP2의 경우 HP1보다 약간 더 응축부의 하단부 쪽으로 이동했는데, 해석값이 0.28 m 부근에 위치하고, 실험값에서도 0.28 m에 위치하면서 전체적인 이동경향은 해석값과 실험값이 비교적 잘 일치하고 있다.

전체적인 평균 온도분포를 비교해 보면, 동일하게 130 W가 공급된 상태라 하더라도 NCG 주입량이 가장 많은 HP3의 경우가 해석값이 314.6 K 이고, 실험값이 314.9 K로 해석과 실험값의 차이가 0.3 K로 큰 차이가 없이 잘 일치하고 있다. HP2의 경우에도 해석값이 313.4 K, 실험값이 310.6 K로 2.8 K 정도의 온도차를 나타냈으며, NCG량이 가장 적은 HP1에서는 해석값과 실험값의 온도차가 3.1 K 정도로 나타났다. 한편, CCHP의 경우에는 해석값과 실험값에서 파이프 벽면의 온도차가 3.2 K로 나타나 전체적으로 해석값과 실험값의 온도차가 크게 나지 않으면서 비교적 잘 일치하는 것으로 볼 수 있다.

4.4 열저항 특성

Fig. 7은 냉각수 온도를 293 K로 고정하고 수직 모드로 했을 경우 실험값과 해석값에 대한 열저항값을 나타낸 것이며, 열저항(R) 계산식은 다음과 같다.

$$R = \frac{\overline{T}_e - \overline{T}_c}{Q} \tag{8}$$

여기서, \overline{T}_e 와 \overline{T}_c 증발부와 응축부의 평균 온도이며, Q 는 입열량을 각각 나타낸다. 모든 경우에 있어 열부하가 증가할수록 열저항값은 감소하고 있다. 전체적인 열저항값의 분포상태를 보면, NCG가 가장 많이 충전되어 있는 HP3의 경우가 가장 큰 구배를 나타냈다. 다음으로 HP2와 HP1의 순으로 나타났으며, CCHP의 경우 거의 열저항값에 큰 변화가 없는 것을 알 수 있다.

스크린 메쉬형 히트파이프에서 열저항값의 변화요인을 보면 메쉬 수가 작을수록 커지고 메쉬의 겹수가 적을수록 작아지는데, VCHP의 경우에는 NCG의 충전량에 큰 영향을 받는다. 즉, 증발부에 열이 유입되어 작동유체가 증발하여 응축부로 이동하면서 NCG를 응축부의 하단부로 밀어 열을 전달하지 못하는 비활성 영역을 만들게 되므로 상대적으로 활성영역의 길이변화를 초래해 열저항값도 가변하게 되는 것이다. 해석값보다 실험값이 전체적으로 높은 열저항값을 보여주고 있는데, 이는 히트파이프를 제작할 때 메쉬위의 벽면 밀착성 향상을 위해 사용된 스프링이 유동을 막는 저항체로 작용했거나, 실험시 열전대와 히트파이프 사이에 저항이 작용했기 때문으로 판단되지만, 전반적인 기울기형상은 해석값과 실험값이 상호 잘 일치하고 있다.

4.5 열전달 특성

불용축가스 충전량에 따른 VCHP와 CCHP의 작동온도(T_{opr})별 열전달량(Q)을 Fig. 8에 나타냈는데 작동온도는 단열부 평균 온도로 정의하였다. 그림에서 CCHP가 가장 좋은 열전달 효율을 나타내었고, VCHP는 NCG량이 적은 HP1에서 HP2와 HP3의 순서로 열전달 효율이 우수하였다. 이것은 NCG가 충전되어 있을 경우 응축부의 활성영역이 작아져 방열 면적이 줄어들기 때문인데, NCG량이 많을 경우 그만큼 비활성영역이 커져 열전달량이 작아진 결과이다.

해석값과 실험값을 히트파이프 별로 상호 비교해 봐도 CCHP가 가장 잘 일치하였는데, VCHP에서의 오차가 좀더 많이 나타나는 것은 불용축가스 주입시 소량이 가스상태로 주입되고 있으며

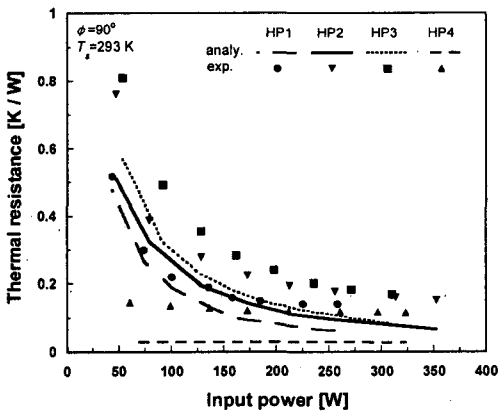


Fig. 7 Comparison of the analyzed and experimental results for thermal resistance with input power.

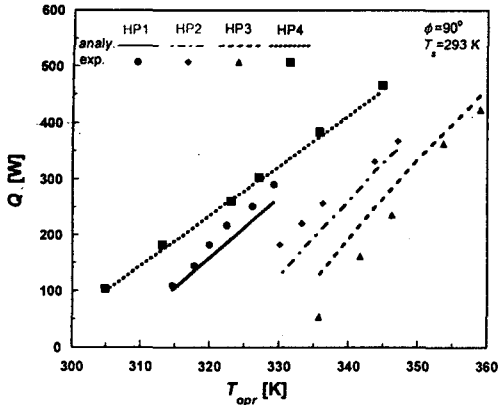


Fig. 8 Comparison of the analyzed and experimental results for heat transfer rate with operating temperature in various heat pipes.

로 제작공정상 정확한 양의 주입이 어려워 실험에서의 값이 해석에서의 값과 오차가 난 것으로 판단된다.

5. 결 론

본 연구에서는 작동유체로 증류수를 사용하고 불용축가스로 질소를 이용하여 동으로 된 스크린메쉬형 VCHP와 CCHP를 제작하여 작동유체량과 불용축가스량을 변화시켜 가열량의 변화 등에 따른 열전달 성능해석과 실험을 통하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 유입열량이 증가할수록 NCG를 응축부 하단부로 밀집시켜 활성영역의 넓이를 크게 하여 온도제어가 가능함을 알 수 있었고, 해석결과와 실험결과가 비교적 잘 일치하였다.

(2) NCG량이 증가할수록 활성영역이 작아지면서 VCHP의 벽면온도도 같이 높아지고 있음을 알 수 있었으며, 해석과 실험의 NCG 이동 경향이 동일함을 확인할 수 있었다.

(3) 응축부 온도를 변화시킬 경우 CCHP에 비하여 VCHP의 단열부와 증발부의 온도변화폭이 적게 나타나 가변전열 효과를 확인할 수 있었다.

(4) VCHP에서는 유입열량의 변화에 따라 응축부 활성영역의 길이가 변화하여 온도제어가 가능함을 확인할 수 있어 온도제어 열교환기용으로 사용이 가능하리라 판단된다.

후 기

본 연구의 일부는 지방대학혁신역량강화사업 산업자원부 지역혁신인력양성사업 및 공학연구원의 지원에 의해 이루어졌으며, 관계자에게 감사 드린다.

참고문헌

1. Chi, S. W., 1976, Heat pipe theory and practice, McGraw-Hill, New York.
2. 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.
3. Sauciu, I., Akbarzadeh, A. and Johnson, P., 1996, Temperature control using variable conductance closed two-phase heat pipe, Heat Mass Transfer, Vol. 23, No. 3, pp. 427-433.
4. Faghri, A., 1999, Heat Pipe Science and Technology, Taylor & Francis, pp. 493-577.
5. Savage, C. J. and Alders, B. G. M., 1979, A variable-conductance heat pipe radiator for MAROTS-type communication spacecraft, Journal of Spacecraft, Vol. 16, No. 3, pp. 176-180.
6. Hoke, B., 1989, Improved temperature control using a novel variable conductance heat pipe, AIAA 24th Thermophysics Conference, Buffalo, New York.
7. Watanabe, K., Kimura, A., Kawabata, K., Yanagida, T. and Yamauchi, M., 2001, Development of a variable conductance heat pipe for a sodium-sulfur (NAS) battery, Furukawa Review, No. 20, pp. 71-76.
8. Kim, G. O., Kim, M. G. and Park, B. K., 2001, Analysis on the thermal characteristics of variable conductance heat pipe, Journal of SAREK, Vol. 13, No. 1, pp. 38-47.
9. Lee, K. W., Park, K. H. and Jang, Y. S. 2001, Performance prediction of variable conductance heat pipe, Proceedings of the SAREK 2001 Summer Annual Conference, pp. 1463-1468.

10. Park, K. H., Lee, K. W., Lee, W. H., Noh, S. Y. and Suh, J. S., 2003, Study on the heat transfer performances of non-condensable gas and working fluid quantity in a copper-water variable conductance heat pipe, SAREK 2003 Summer Conference Proceedings, pp. 317-323.
11. Kim, D. E., Park, Y. S., Suh, J. S., Lee, K. W. and Park, K. H., 2002, Analysis of thermal performance of water-copper variable conductance heat pipe by considering the 1st order diffusion model, Proceedings of the SAREK 2002 Summer Annual Conference, pp. 64-69.
12. Park, Y. S., Byon, G. S., Suh, J.-S., Park, K. H. and Lee, K. W., Experimental study of heat transfer performance of variable conductance heat pipe with screen mesh wick, Proceeding of the KSME 2003 Spring Annual Meeting, pp. 7-12.
13. Lee, K. W., 1998, Critical heat flux and working fluid quantity in thermosyphon heat pipe, KOSEE 1998, Fall Annual Conference Proceedings, pp. 193-208.
14. Park, Y. S., Suh, J.-S., Kang, C. H., Chung, K. T., Park, K. H. and Lee, K. W., 2004, Influence of NCG charging mass on the thermal characteristics of variable conductance heat pipe with screen mesh wick, Proceedings of the KSME 2004 Spring Annual Meeting, pp. 1400-1405.
15. Park, K. H., 2004, A study on the heat transfer characteristics in terms of performance factor of miniature hear pipe with screen mesh wick, Department of Mechanical Engineering, Chungnam National University, Ph. D. Thesis, pp. 100-112.