

## 스크린메쉬형 VCHP에서 NCG량에 따른 열전달 성능실험

박 영 식, 정 경 택\*, 서 정 세\*\*†

한국폴리텍IV 아산대학, \*경상대학교 BK21사업단(첨단기계), \*\*경상대학교 기계항공공학부

### Influence of NCG Charged Mass on the Thermal Performance of VCHP with Screen Mesh Wick

Young-Sik Park, Kyung-Taek Chung\*, Jeong-Se Suh\*\*†

Department of Automotive Machine, Korea Polytechnic IV College, Asan, 336-884, Korea

\*2nd Stage BK21(AMAEPP), Gyeongsang National University, Jinju 660-701, Korea

\*\*School of Mechanical and Aerospace Engineering, ERI, Gyeongsang National University, Jinju 660-701, Korea

(Received June 29, 2008; revision received September 5, 2008)

**ABSTRACT:** Experimental study has been performed to investigate the influence of non-condensable gas(NCG) charged mass on the thermal performance of a variable conductance heat pipe(VCHP) with screen mesh wick. The VCHP is furnished by screen mesh number 200 for the pipe outer diameter of 12.7 mm and the pipe length of 500 mm. The VCHP is filled with water as working fluid of 4.8 g and nitrogen as NCG and has evaporator, condenser and adiabatic section, respectively. For the results from experiment, it is found that, for the same charged mass of working fluid, the overall wall temperatures of heat pipe grows up with increasing NCG charged mass. The variation of operating temperature of VCHP reduces with increasing NCG mass. In addition, the profile of axial wall temperature distribution is presented for heat transport capacity of heat pipe, the temperature of cooling water of condenser, inclination angle, and operating temperature.

**Key words:** Mesh wick(메쉬 워), Non-condensable gas(불응축 가스), Variable conductance heat pipe(가변전열 히트파이프), Working fluid(작동유체)

#### 기 호 설 명

HP : 히트파이프  
 $m_g$  : 불응축가스의 충전량 [kg]  
 NCG : 불응축가스  
 $Q$  : 열전달률 [W]  
 $R$  : 열저항 [K/W]  
 $T_{opr}$  : 작동 온도 [K]  
 $T_s$  : 열침의 온도 [K]

#### 그리스 문자

$f$  : 히트파이프 경사각 [deg]

#### 1. 서 론

히트파이프는 밀폐된 내부 공간에 일정량으로 충전된 작동 유체의 상변화에 따르는 잠열과 워의 모세관 현상을 이용하여, 비교적 긴 이송거리를 작은 온도차로 상당히 많은 열을 전송시킬 수 있는 열전달 기구이다. 이는 외부 동력 없이도 고온 측에서 저온 측으로 열을 이동시킬 수 있는 장점이 있

† Corresponding author

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

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

으며 고성능 열교환기나 항공 등의 첨단산업 분야, 극심한 열변화를 겪는 궤도환경의 위성체 열제어 등의 우주분야에서도 많이 이용되고 있다.

하지만 CCHP(constant conductance heat pipe)는 열원이나 열침 조건에 관계없이 작동온도를 일정하게 유지하거나 열전달량을 변화시키기 위한 목적에는 한계가 있어 이를 극복하기 위해 제시된 것이 VCHP(variable conductance heat pipe)이다. VCHP는 작동유체 이외에 소량의 불응축 가스를 밀폐된 컨테이너 내에 주입하여 제작한다. 열은 정상상태일 경우 증발부에서 증발과 더불어 증기흐름이 시작되고, 응축부에서 응축, 그리고 응축액 귀환의 과정으로 전달되며 불응축 가스는 증기의 압력에 따라 전열 면적을 조절하게 되어 유입되는 열량의 변화가 심하더라도 히트파이프의 작동온도 변화를 감소시킬 수 있다. Bobco<sup>(1, 2)</sup>는 가변전열 히트파이프의 성능을 예측하고 또한 초기 작동과 최대 열부하에 대한 성능해석을 시도하였다. Sauciu<sup>(3)</sup>과 Kobayashi<sup>(4)</sup>는 각각 서모사이펀 형태의 VCHP에 대한 연구를 수행하였다. 국내에선 최근 들어 Kim et al.<sup>(5)</sup>이 가변컨덕턴스 히트파이프의 열특성에 관한 연구를, Park et al.<sup>(6)</sup>은 가변전열 히트파이프에서 불응축 가스량과 작동 유체량에 따른 열전달 성능에 관한 연구를 하였다. 본 연구에서는 기울기 변화에도 사용이 가능하도록 Chi<sup>(7)</sup>, Dunn and Reay<sup>(8)</sup> 및 Faghri<sup>(9)</sup> 등의 연구자료를 토대로 하여 불응축 가스를 주입하여 응축부 면적을 제어하는 방법으로 스크린메쉬형 VCHP에 대하여 연구하였다. 이제까지 국내에서의 연구결과들을 살펴보면 CCHP나 서모사이펀 형태의 히트파이프가 주된 연구대상이었고, VCHP에 대한 연구 및 실험데이터가 보고된 것이 많지 않은 상황이다. 본 연구에서는 충전 NCG량이 다른 동일 구조의 VCHP와 CCHP에 대해 실험하고 상호비교 과정을 통하여 VCHP의 열환경 변화에 따른 특성을 알아보고, 향후 응용면에서 예측사용이 가능한 항공우주산업, 고성능 전자부품산업 등의 열교환기용으로 이용이 가능한지를 알아보는데 연구목적이 있다.

## 2. 실험장치 및 방법

### 2.1 실험장치

가변전열 히트파이프의 열적성능을 알아보기 위

해서 유입열량, 기울기 각도 및 냉각수 온도 등을 변화시키면서 길이방향에 따른 벽면 온도를 측정하여 VCHP의 열적 특성을 알아보았다. Fig. 1은 실험장치도이며 사용한 VCHP는 길이가 500 mm(증발부 100 mm, 응축부 350 mm)이고, 외경이 12.7 mm, 내경이 11.1 mm인 동관에 200 Mesh 스크린 워한 겹을 삽입한 가스저장소가 없는 VCHP이다. 내부를  $10^{-4}$  torr로 진공시킨 후 작동유체와 NCG를 주입하였는데 작동유체로서의 물은 저비용, 무독성, 높은 증발잠열을 가지고 있으며 동과는 적합성이 좋은 것으로 알려져 있다. Table 1과 같이 작동유체의 양은 Imura et al.<sup>(10)</sup>이 제시한 관계식을 참고해 서모사이펀식으로 가정하여 계산한 4.8 g을 주입하였으며, 불응축 가스는 질소를 288 K, 101.3 kPa 하에서 HP1에는  $1.0 \times 10^{-6}$  kg, HP2에는  $3.4 \times 10^{-6}$  kg 그리고 HP3에는  $5.0 \times 10^{-6}$  kg에 해당되는 양을 이상기체 상태방정식으로부터 각 용적으로 환산하여 주입하고, HP4에는 불응축 가스가 없는 CCHP로 실험하였다.

히트파이프의 벽면온도를 측정하기 위한 열전대(thermocouple)는 T-type 열전대(0.2 mm)를 사용하였다. 열전대의 끝단은 흑연 용접을 이용하여 접합시켜 사용하였고, 열 그리스(thermal grease)를 이용하여 열전대 부착지점의 접촉 열저항을 최소화하도록 하였다. Fig. 2와 같이 온도 측정을 위하여 히트파이프의 증발부 쪽에 25 mm 간격으

Table 1 Quantity of working fluid and NCG

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

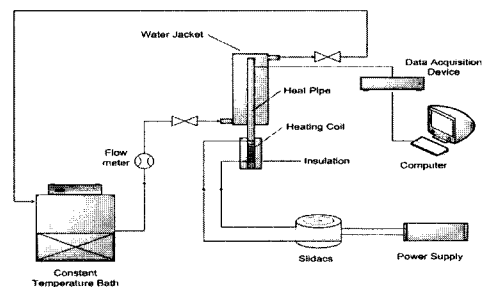


Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus.

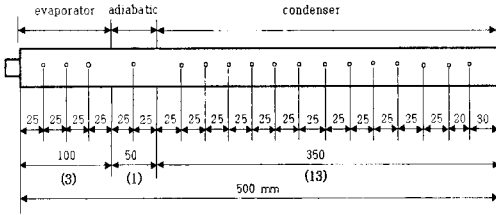


Fig. 2 The thermocouple positions marked on the wall of heat pipe.

로 3개, 단열부에 1개, 응축부에 25 mm 간격으로 13개의 열전대를 부착하였으며, 데이터 획득장치(2645A NetDAQ)를 이용하여 개인용 컴퓨터로 온도데이터가 저장되도록 하였다. 히트파이프의 응축부는 강제대류 열교환 방식을 채택하여 냉각수가 직접 히트파이프 벽에 닿아서 열방출이 균일하게 이루어지도록 하였다. 냉각수는 물을 사용하므로 얼음이 얼지 않는 276 K부터 283 K, 293 K, 303 K 및 313 K까지로 변화시키면서 실험하고자 하므로 233 K부터 393 K까지 온도변화가 가능한 항온수조(MRC-3131D)를 이용하여 일정한 온도의 냉각수가 응축부에 공급되어 충분히 냉각되도록 하였다.

2.2 실험방법

히트파이프의 작동온도는 평균단열 증기온도(mean adiabatic vapor temperature)를 지칭하는데 본 연구에서는 단열부 외벽온도와 같다고 가정하였다. 따라서 히트파이프의 온도측정을 위하여 공급열량을 변화시켜 가면서 파이프 벽면의 온도를 측정하고, 기울기 각도와 냉각수의 온도를 변화시키면서 실험을 하였다. 경사각은 수직모드(90°)에서 시작하여 60°와 30°, 0°, 상부가열모드(top heating mode)인 -5°로 실시하였으며, 열량은 10 W에서부터 시작하여 10 W씩 단계적으로 변화시키면서 온도분포를 비교 관찰하였다. 벽면 온도는 정상상태에 도달한 후에 측정하였는데, 주어진 열부하에 대해서 단열부의 평균온도가 ±0.5 K 범위 내에 들어올 때를 정상상태로 보고 온도값을 측정하였다. 히트파이프가 작동한계에 이르게 되면 증발부 끝단의 온도가 급격한 증가를 보이는 드라이아웃(dry out) 상태가 되며, 이때 실험을 종료하였다.

3. 결과 및 고찰

3.1 가열량에 따른 온도변화

Fig. 3은 NCG량이  $1.0 \times 10^{-6}$  kg인 HP1의 경우, 냉각수 온도가 293 K이고 0.06 kg/s 유량의 냉각 조건인 수직모드에서 공급열량에 따른 벽면의 온도분포이다. 최초 36 W가 공급될 때 작동 온도는 309.6 K이고 증발부 평균온도는 314 K이다. 열량이 4배정도 증가한 145.3 W일 때에는 작동온도가 317.6 K로 최초보다 8 K가 높아져 가열량에 따라 증발부 평균온도와 작동온도가 비례하여 증가한 것을 알 수 있다. Fig. 4는 동일한 실험조건에서 HP2의 벽면 온도분포를 나타낸 것인데, 최초 36 W일 때 작동온도가 319.1 K이고 증발부 평균온도는 323.1 K로 HP1보다 작동온도는 9.5 K 증가했고, 증발부 평균 온도도 9.1 K가 증가하였다.

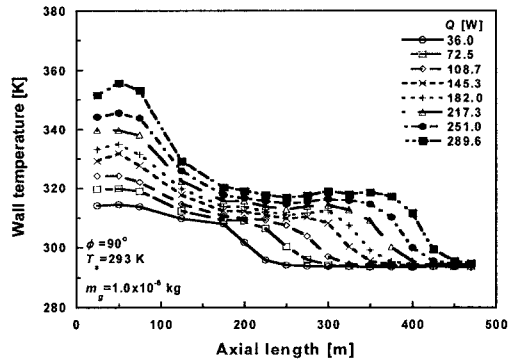


Fig. 3 Distribution of wall temperature with input power at Ts = 293 K for HP1.

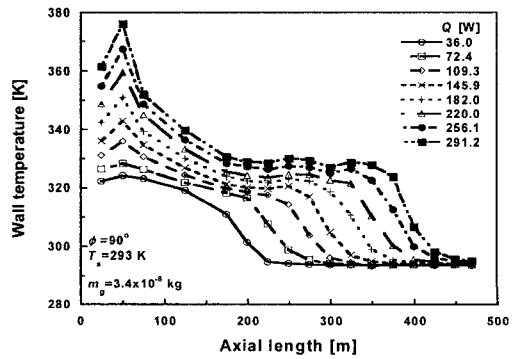


Fig. 4 Distribution of wall temperature with input power at Ts = 293 K for HP2.

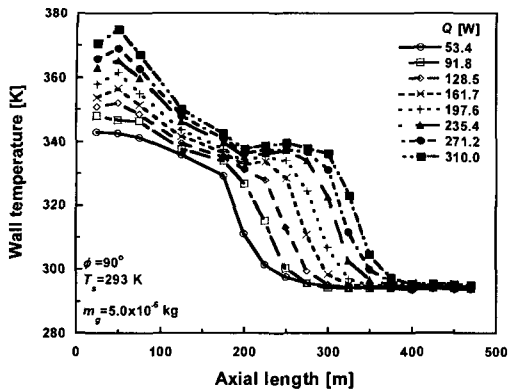


Fig. 5 Distribution of wall temperature with input power at  $T_s = 293$  K for HP3.

공급열량이 291.2 W에서는 작동온도가 339.6 K로 나타나 최초 36 W일 때 보다 20.5 K가 증가했고, 증발부 평균 온도도 363.1 K로 높아지면서 응축부의 평균 온도도 319.2 K로 상승하였다. Fig. 5는 NCG가 가장 많은 HP3의 벽면 온도분포도로 91.8 W일 때 작동 온도가 337.5 K로 HP1이나 HP2보다 높은 작동 온도 분포를 보이고 있고 전반적인 벽면의 온도 분포가 3개의 VCHP중 가장 높게 나타나 있다. 또한, 다른 VCHP에서도 볼 수 있듯이 NCG가 들어있는 응축부는 냉각수 온도와 같은 온도를 유지하다가 시간이 지남에 따라 공급열량이 증가하면서 NCG 경계면이 이동해 공급열량에 비례하여 같이 온도증가가 일어나는 것을 볼 수 있다. NCG의 이동상태를 보면 최초 공급열량 53.4 W에서의 NCG의 위치는 축 방향으로 0.2 m 부근에 위치하나, 공급열량이 증가한 310 W에서의 작동온도는 350.1 K로 올라갔으며, NCG는 응축부의 0.34 m부근까지 밀려가 공급열량 53.4 W일 때 보다 0.14 m만큼 더 많이 이동한 것을 알 수가 있다. 이상에서 볼 수 있듯이 NCG량이 가장 적은 HP1이 벽면 온도분포가 가장 낮았고, 다음으로 HP2 및 HP3의 순으로 높게 나타났다. 이는 NCG량이 많을 경우 응축부 하단부의 활성화 영역이 줄어들고 비활성 영역이 증가해 유효 방출면적이 줄어들어 작동 온도의 상승이 이루어진 것에 기인한다.

### 3.2 냉각수온도에 따른 온도변화

Fig. 6은 HP2를 수직모드에서 54.9 W의 열량으

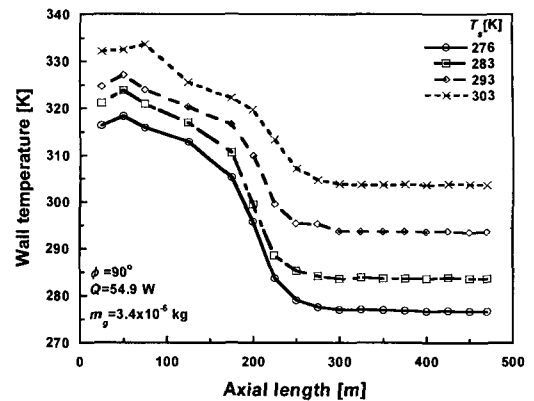


Fig. 6 Distribution of wall temperature with surrounding temperature of condenser for HP2.

로 공급한 경우 냉각수 온도변화에 따른 벽면 온도분포도이다. 냉각수 온도가 273 K일 때 작동온도는 312.8 K이고, 증발부 평균온도도 316.8 K로 나타났다. 냉각수 온도가 283 K일 때는 작동온도가 317 K이고, 증발부 평균온도는 321.9 K로 냉각수 온도증가에 비례하여 작동온도와 증발부 평균온도도 비례하여 증가하고 있다. 다른 냉각수 온도에서도 동일하게 냉각수 온도가 변하는 양에 비례하여 같은 구배형태를 나타내고 있다. 응축부 하단의 NCG 경계면의 위치도 냉각수 온도가 276 K일 때는 0.22 m 부근에 위치하다가 냉각수 온도가 상승하면서 응축부 하단부 쪽으로 밀려 냉각수 온도 303 K일 때는 0.26 m부근에 위치하고 있는 것을 알 수 있다. 이런 현상은 응축부에서 온도가 높아지면서 그만큼 열방출을 시키지 못하므로 작동온도의 상승을 가져오게 되고 내부의 NCG를 응축부 하단부로 밀어내면서 활성화영역의 길이를 크게 확보하고 있기 때문이다.

### 3.3 NCG량에 따른 온도분포

Fig. 7은 응축부 냉각수 온도가 293 K이고, 수직모드에서 130 W의 열량을 공급했을 경우 NCG량에 따른 파이프 벽면의 온도분포를 나타낸 것이다. NCG가 가장 많은 HP3의 경우 작동온도가 339.6 K를 나타냈고, HP2는 325.7 K이며, HP1은 317.7 K로 가장 낮은 작동온도를 보이고 있다. 증발부 평균온도는 HP3이 350.5 K로 가장 높았고, HP2가 335.1 K, HP1이 329.5 K로 HP3 보다 21.0

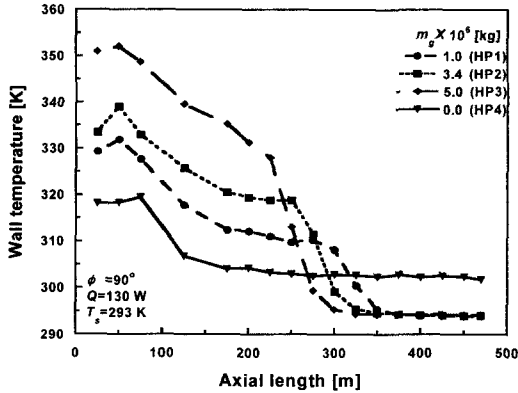


Fig. 7 Variation of wall temperature with mass of NCG at 130 W.

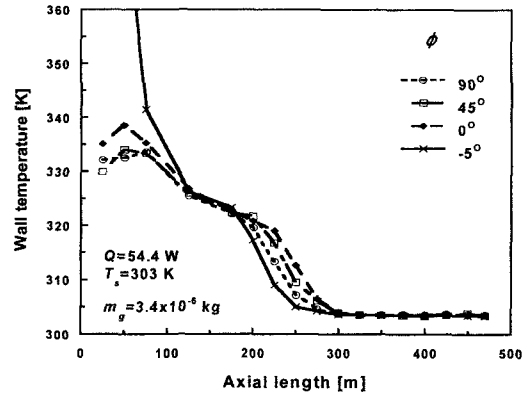


Fig. 8 Variation of wall temperature with inclination angle at 54.4 W for HP2.

K가 낮고 HP2보다는 5.6 K가 낮았다.

한편, CCHP의 경우 작동온도는 306.7 K이고, 증발부 평균온도는 318.6 K로 4개의 히트파이프 중 가장 낮게 나타나면서 응축부 온도분포가 수평방향으로 일정하게 나타나고 있다. 응축부 온도를 포함한 히트파이프 전체의 온도분포를 살펴보면 HP3의 경우 벽면 평균온도가 314.9 K로 가장 높고, HP2가 310.6 K를 나타내며, HP1이 308.0 K, 그리고 NCG가 없는 HP4의 경우는 305.8 K로 가장 낮은 온도분포를 보이고 있다. 응축부 활성영역의 크기를 보면 HP3은 축방향 0.25 m부근에 NCG 경계면이 위치하고 있으며, HP2는 0.28 m부근에, HP1은 0.32 m까지 밀려가 가장 크게 나타나 있다. NCG가 없는 HP4가 가장 낮은 작동온도 분포를 이루나 가변전열이 이루어지지 않았으며, VCHP에서는 NCG량이 증가하면 작동온도도 비례하여 증가하였다. 이러한 현상은 응축부 하단부의 비활성 영역의 크기를 NCG가 축방향으로 이동하면서 유효방출면적을 조절하므로 작동온도의 변화를 가져 오면서 온도제어를 가능하게 했기 때문이다.

### 3.4 기울기 각도에 따른 온도변화

Fig. 8은 HP2를 냉각수 온도 303 K에서 54.4 W를 공급한 경우 기울기별 벽면의 온도분포이다. 수직상태에서 작동온도가 325.5 K이다가 기울기가 45°일 때는 326 K이고, 수평상태일 때는 326.8 K로 나타나면서 작동온도도 같이 증가하고 있다. 수평상태를 기준으로 작동온도 변화를 살펴보면 수직 상태보다는 1.3 K가 증가했고, 45°일 때보다

는 0.8 K가 증가하였다. 상부가열모드(top heating mode)로 -5°에서는 327.3 K를 나타내면서 드라이아웃이 발생하는 것으로 보아 수직 방향에서부터 수평 방향으로 기울기 각도가 증가할수록 이에 비례하여 작동온도가 증가하고 있어 기울기 각도에 따라 중력의 영향을 받고 있음을 알 수 있다.

### 3.5 열저항

실험과정의 온도 데이터로부터 계산한 열저항 값은 각각의 시험온도에서 공급열량의 증가에 따라 열저항은 감소하며, 각 시험온도에서 최대 열저항은 드라이아웃이 일어나기 직전에 최대가 된다. 통상적으로 열저항값이라 함은 증발부 표면온도의 평균값과 응축부 표면온도의 평균값의 차이를 공급열량으로 나누어준 값으로 정의하고 있다.

Fig. 9는 수직상태에서 냉각수 온도를 293 K로 했을 경우 각각의 히트파이프에 대한 열저항 값이다. NCG량이 적은 HP1의 경우 가열량이 99.4 W일 때 열저항 값이 0.232 K/W이고, HP2의 경우 가열량이 99.5 W일 때 열저항 값이 0.298 K/W로 HP1보다 0.066 K/W만큼 증가하였다. HP3의 경우에는 열량이 97.5 W일 때 0.464 K/W로 열저항 값이 가장 크게 나타났으며, CCHP인 HP4의 경우 열저항 값이 매우 적게 나타나면서도 열량에 따른 편차가 적고 기울기도 거의 수평에 가까운 고 정저항 형태를 취하고 있다.

그러나 VCHP의 경우에 NCG 충전량에 비례하여 열저항 값이 증가하는 것은 NCG량이 많을수록 응축부에서 활성 영역(active zone)의 길이가

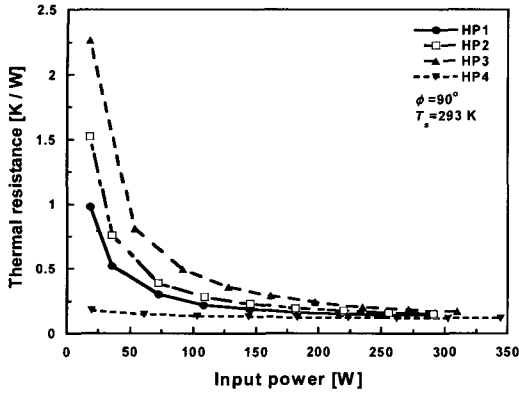


Fig. 9 Distribution of thermal resistance with input power.

줄어들어 방출열량이 작아지면서 작동온도가 높아졌기 때문이다. 이러한 현상은 히트파이프의 응축부 내부에 NCG가 충전되어 있어 전열 면적을 조절하는 역할을 하면서 작동 온도의 변화를 가져와 전열량을 조정하면서 열저항 값의 변화를 가능하게 했기 때문이라 판단된다.

### 3.6 열전달량

Fig. 10은 VCHP와 CCHP의 공급열량에 따른 작동온도 분포를 나타낸 그림이다. 공급열량에 따라 모든 조건에서 히트파이프의 작동온도가 증가하였으나, VCHP의 경우에는 NCG가  $5.0 \times 10^{-6}$  kg로 가장 많이 충전되어 있는 HP3이 가장 높은 작동온도를 보였다. VCHP 3개의 기울기는 모두 일정한 형태의 구배를 보이고 있는데, NCG가 많은 순서대로 작동온도가 높아졌다. 따라서 세 가지 모두 일정한 기울기를 유지하고 그 간격 또한 규칙성을 지니고 있으며, NCG가 많은 순서대로 작동온도도 높아지고 있음을 알 수 있다. VCHP 3개의 기울기가 전체적으로는 균일한 상태를 유지하면서 양호한 열전달 상태를 보여주고 있다.

그러나 NCG가 충전되어 있지 않은 CCHP인 HP4는 낮은 작동온도를 나타냈으며 기울기의 구배는 VCHP에 비해서 조금 급하게 나타나는 경향을 보였다. 이에 관하여 입열량 0 W에서 300 W와 작동온도 300 K에서 340 K의 범위 내에서 NCG량의 변화에 따른 입열량에 대한 작동온도의 상관식을 나타내면,

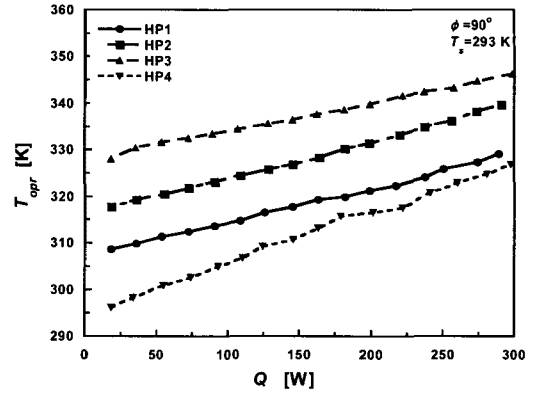


Fig. 10 Variation of operating temperature with input power.

$$T_{opr} = (-6896.6m_g + 0.096557)Q + 6008700m_g + 297.26 \quad (1)$$

이 되며, 이 상관식을 이용한 NCG 충전량에 따른 입열량과 작동온도의 관계는 실험값의 0.3% 이내에서 잘 일치함을 확인하였다.

## 4. 결 론

본 연구에서는 작동유체로 증류수를 사용하고 불응축가스로 질소를 이용하여 동으로 된 스크린메쉬형 VCHP를 제작하여 NCG의 충전량을 변화시켰을 경우 가열량의 변화에 따른 열전달 성능을 실험하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 동일한 작동유체일 경우 불응축 가스량이 증가할수록 비례하여 초기 작동온도가 상승하였고, VCHP의 벽면온도도 같이 높아짐을 알았다.

(2) 유입열량의 변화에 따라 응축부 활성영역의 크기가 변화하여 온도제어가 가능함을 확인하였다.

(3) 기울기 경사각은 수직방향에서 수평방향으로 변화시킬 경우 수직모드에서 작동온도가 가장 낮아 중력의 영향을 받고 있음을 알 수 있었다.

(4) 동일한 가열량일 경우 응축부의 냉각수 온도 변화에 비례하여 VCHP의 작동온도도 증가하는 것으로 나타났다.

(5) NCG량의 변화에 따른 열전달량과 작동온도의 상관식을 도출하였다.

## 후 기

본 연구의 일부는 2단계 BK21대학원육성사업, 공학연구원의 지원에 의해 이루어졌으며, 관계자에게 감사드린다.

## 참고문헌

1. 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.
2. Bobco, R. P., 1989, Variable conductance heat pipe performance analysis, *Journal of Thermophysics*, Vol. 3, No. 1, pp. 33-41.
3. Sauciuc, 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. Kobayashi, Y., Okumura, A. and Matsue, T., 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.
5. 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.
6. 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.
7. Chi, S. W., 1976, *Heat pipe theory and practice a source book*, McGraw-Hill, New York.
8. Dunn, P. D. and Reay, A., 1994, *Heat Pipes*, 4th Ed., Pergamon Press, pp. 218-254.
9. Faghri, A., 1999, *Heat Pipe Science and Technology*, Taylor and Francis, pp. 493-577.
10. Imura, H., Sasaguchi, K., Kozai, H. and Numata, S., 1983, Critical Heat Flux in a Closed Two-Phase Thermosyphon, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 26, No. 8, pp. 1181-1188.