

가역 루프 히트파이프의 작동특성에 관한 실험적 연구

김 봉 훈[†], 최 준 민^{*}

대구대학교 자동차·산업·기계공학부, ^{*}한국항공우주연구원

An Experimental Investigation on the Operating Characteristics of a Reversible Loop Heat Pipe

Bong-Hun Kim[†], Joon-Min Choi^{*}

Automotive, Industrial and Mechanical Engineering Department, Daegu University, Geyongbuk 712-714, Korea

^{*}Korea Aerospace Research Institute, Daejeon 305-333, Korea

(Received August 1, 2005; revision received January 24, 2006)

ABSTRACT: An experimental investigation of a Reversible Loop Heat Pipe (RLHP) was conducted to determine the operating limits and performance characteristics as functions of the thermophysical parameters, the heat input, and the cooling intensity. Variations in both temperature and heat transport capacity were measured and analyzed in order to accurately evaluate the transient operating characteristics. In addition, the maximum heat transport as a function of the mean evaporator temperature, the ratio of heat transport to heater input power as a function of the mean evaporator temperature, and the overall thermal resistance as a function of the overall heat transport capacity were examined as well. Results indicated that the cooling intensity played an important role on the operating characteristics and performance limitation. The maximum heat transports corresponding to cooling intensity 72 W/°C and 290 W/°C were 446 W and 924 W, respectively. Also, observation of the startup characteristics indicated that the mean evaporator temperature should be maintained between 40°C and 60°C, and overall thermal resistance were measured as 0.02°C/W.

Key words: Reversible loop heat pipe(가역 루프 히트파이프), Metal wick(금속윅), Heat transport limit(열수송한계), Thermal resistance(열저항)

기 호 설 명

c_p : 정압비열 [J/kg·°C]
 E_{st} : 응축기 에너지저장률 [W]
 h : 엔탈피 [J/kg]
 \dot{m} : 작동유체 질량유량 [kg/s]
 \dot{m}_c : 냉각수 질량유량 [kg/s]

mcp : 냉각강도, $\dot{m}_c c_{pc}$ [W/°C]
 P : 압력 [kPa]
 q_i : 히터 입열 [W]
 q_L : 열손실 [W]
 $q_{s,e}$: 증발기 열누설 [W]
 R : 열저항 [°C/W]
 T_c : 냉각수 온도 [°C]
 $T_{c,m}$: 응축기 평균 온도 [°C]
 $T_{e,m}$: 증발기 평균 온도 [°C]
 V : 출력전압 [V]

[†] Corresponding author

Tel.: +82-53-850-6682; fax: +82-53-850-6689

E-mail address: meen9264@hanmail.net

하첨자

- c* : 냉각수 또는 응축기
- e* : 증발기
- h* : 히터
- i* : 히터 입력값 또는 입구
- L* : 열손실
- m* : 평균값 또는 질량유량계
- o* : 출구
- st* : 에너지 저장

1. 서 론

루프 히트파이프(Loop Heat Pipe, LHP)에 대한 최초 연구는 1950년대 말기에 Laub and McGinness^(1,2)가 개발한 모세관 구동증기 발생기로부터 시작된 것으로 보고되고 있다. 그리고 LHP의 적용 가능성에 대한 연구는 1960년 중반기에 Lewis Research Center의 Stenger⁽³⁾에 의하여 실시되었으나, 그후 20년 동안에는 LHP에 대한 연구는 미진하였다. 근래 우주항공 분야에서 LHP의 장점과 상업적인 적용 가능성에 대한 새로운 연구들이 다시 시작되고 있다.

LHP의 작동원리 및 장점은 Faghri⁽⁴⁾에 의하여 잘 설명되고 있으며, 우주 및 위성체의 열제어용으로 적용되기 위해서는 증발기와 응축기가 소형이면서도 높은 열수송능력을 보유해야 할 뿐만 아니라,⁽⁵⁾ 열전달 방향이 변경되는 경우에도 열다

이오드(Thermal Diode) 효과를 제거하여 열이 응축기에서 증발기 쪽으로 전달되는 방식, 즉 양방향으로 열수송이 가능한 구조와 작동원리가 필요하다. 그러나 초기 우주 및 위성체의 열제어용 LHP의 기본적인 설계개념과 작동원리는 Maidanik^(6,7)에 의하여 처음 발표되었으며, Lavochkin 연구소에서 제작한 암모니아 LHP는 열수송력이 높지 않았고 또한 양방향 열수송이 가능하지 않았다.⁽⁸⁾

이러한 문제점을 해결하기 위하여 본 연구에서는 양방향 열전달이 가능한 가역 루프 히트파이프(Reversible Loop Heat Pipe, RLHP) 시제품을 제작하였다. 이 RLHP는 금속윙(Metal Wick)이 장착된 두 개의 튜브가 열원의 방향에 따라서 증발기로 또는 응축기로도 작동될 수 있도록 설계되어 있다. 또한 초기에 시험된 LHP⁽⁸⁾보다 우수한 성능을 확보하기 위하여 유효기공반경(Effective Pore Radius)이 1.1 μm 이고 기공률이 67%인 니켈 금속윙을 적용하였다. 본 연구의 목표는 이 RLHP 시제품에 암모니아를 충입하고 작동특성을 연구하여 향후 보다 개선된 RLHP 설계를 위한 기초자료를 제시하는 것이다.

2. 실험장치 및 방법

2.1 RLHP 증발기/응축기 형상

양방향으로 열전달을 가능하게 하기 위하여 Fig. 1

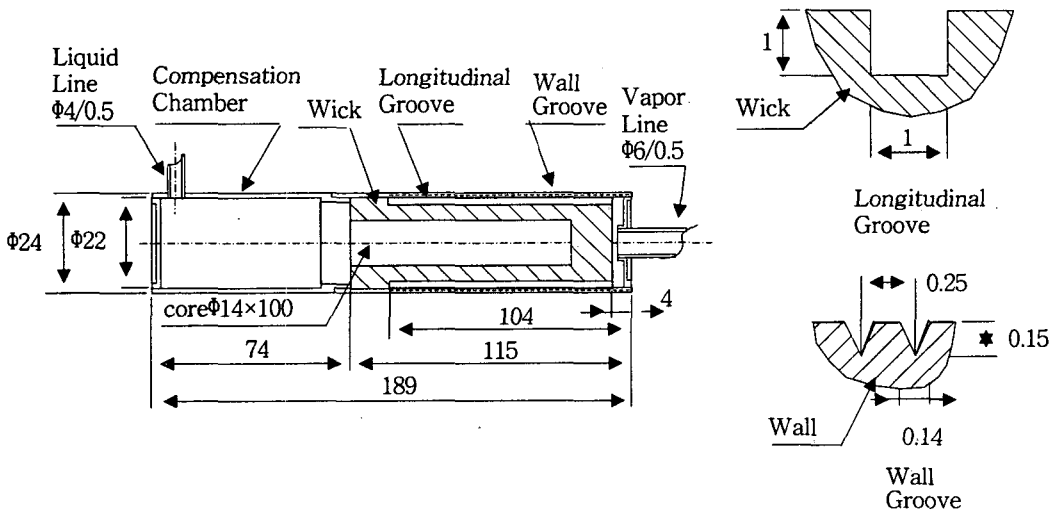


Fig. 1 A detailed configuration of the RLHP evaporator/condenser.

2.3 실험장치 구조

실험장치는 Fig. 3과 같이 시험용 RLHP, 가열장치, 냉각장치, 그리고 데이터 획득장치로 구성되어 있다. 가열장치는 RLHP의 증발기 외부에 설치되어 있는 환형 히터와 최대 1,200 W의 열을 조절할 수 있는 전압조정기(Slidax), 그리고 순시 전력을 측정하기 위한 전력트랜스듀스(Watt Meter)로 이루어진다.

냉각장치는 RLHP의 응축기 외부에 설치되어 있는 환관형 냉각재킷에 지정된 온도와 유량의 냉각수를 공급하는 항온수조와 질량유량계(Mass Flow Meter : Oval, 0~10 kg/min), 그리고 냉각재킷을 통과하는 냉각수의 입출구온도(T_{ci} 및 T_{co})를 측정하기 위한 온도센서(Chino, JPT 100 Ω , A class)들로 구성되어 있다. 냉각수로는 브라인 용액(에틸렌글리콜 질량비 34%)을 사용하였다. 그리고 시험 간 RLHP 및 히터는 단열재로 싸여 주변과의 열전달이 차단되도록 처리되어 있다.

데이터 획득장치(DR232, Yokogawa)는 GPIB 보드를 통하여 PC와 연결되어 있으며 데이터 저장주기는 5초이다. 10개소의 표면온도($T_1 \sim T_{10}$) 측정을 위한 T type 열전대와 2개소의 냉각수 온도(T_{ci} , T_{co})를 측정하는 Pt 100 온도센서들이 데이터 획득장치에 연결된다. 그리고 질량유량계에서 나오는 2종류의 전압신호(질량유량 및 냉각

수 밀도, 1~5 V)와 전력트랜스듀스에서 나오는 전압신호(1~5 V)도 순시값을 측정 및 기록할 수 있도록 실험장치를 구성하였다.

전력트랜스듀스와 질량유량계의 측정오차는 각각 0.1과 0.2%이며, 교정 후 Pt 100 온도센서는 ASHRAE⁽⁹⁾ 기준에 따라서 0~50°C 구간에서 ± 0.05 °C 이내의 정확도를 갖고 있다. 표면온도를 측정하기 위한 열전대의 측정오차는 0.75%이다.

2.4 실험조건 및 방법

본 연구에서 적용한 암모니아의 총입량은 81 g이며, RLHP의 총내부체적은 164 cc로 계산되었다. 총입량을 20°C 및 55°C의 포화 암모니아액의 밀도^(10,11)(각각 610 g/l 및 550 g/l)를 이용하여 체적으로 환산하여 총내부체적에 대한 비율을 계산해 보면 81% 및 89% 정도이다. 총입량은 최대 열수송량과 최소 시동열수송량을 최적화하는 방법으로 결정하였다.

RLHP의 작동특성과 성능을 분석하기 위하여 중력 하에서 기울임각이 없는 수평면 상에 위치시키고 동일한 냉각수 온도를 사용하여 두 가지 변수, 즉 히터 입열(q_i , W)과 응축기에서의 냉각강도($mcp = \dot{m}_c c_{pc}$, W/°C) 변화시켜 변수분석을 실시하였다. 냉각수 온도를 지정된 값(10°C)으로 유지시키면서 Fig. 3에 표시되어 있는 냉각수 유

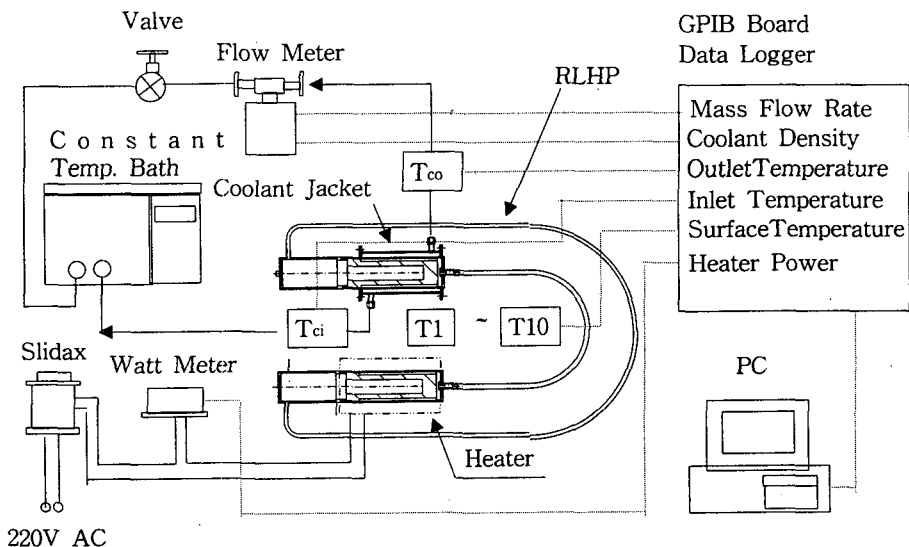


Fig. 3. A schematic diagram of the experimental setup.

량조절밸브의 개도를 조절하여 냉각강도($mcp = 72 \text{ W/}^\circ\text{C}$ 와 $290 \text{ W/}^\circ\text{C}$)를 맞추고 평균 온도의 변화가 $\pm 0.1^\circ\text{C}$ 이내가 되도록 초기상태를 안정시킨다.

입열을 0에서 1,200 W까지 120 W 간격으로 순차적으로 증가시킨다. 각각의 단계에서 증발기와 응축기의 평균 온도의 변화가 $\pm 0.1^\circ\text{C}$, 냉각수 입출구의 온도(T_{ci} , T_{co})변화가 $\pm 0.01^\circ\text{C}$ 이내 안정된 후에 다음 단계로 입열을 증가시킨다. 이러한 과정을 지정된 냉각수온도와 입열에서 열수송한계에 도달할 때까지 반복한다.

증발기와 응축기의 평균 온도($T_{e,m}$ 과 $T_{c,m}$)는 각각 3개소의 온도를 평균하여 산정하였다.

$$T_{e,m} = \frac{(T_1 + T_2 + T_4)}{3} \quad (1)$$

$$T_{c,m} = \frac{(T_6 + T_8 + T_9)}{3} \quad (2)$$

냉각강도 mcp 는 질량유량(kg/s)과 냉각수의 비열($\text{J/kg}\cdot^\circ\text{C}$)의 곱이며 질량유량은,

$$\dot{m} = \frac{2.5}{60}(V_m - 1) \quad (3)$$

식(3)에서 V_m 은 질량유량계의 출력신호전압(0에서 10 kg/min 가 1에서 5 V에 대응)이다.

그리고 냉각수의 비열은 ASHRAE⁽¹²⁾에 명시된 에틸렌 글리콜 34% 물성값이 -10°C 에서 2,300 ($\text{J/kg}\cdot^\circ\text{C}$), 40°C 에서 2,600($\text{J/kg}\cdot^\circ\text{C}$)으로 거의 선형적으로 변화되는 것을 이용하여 내삽법으로 계산된다.

$$c_{pc} = \frac{300}{50}(T_c + 10) + 2300 \quad (4)$$

히터의 입열, 입열(q_i , W)도 전력트랜스듀스의 출력신호전압, V_h (0에서 1,200 W가 1에서 5 V에 대응)로부터 산정된다.

$$q_i = \frac{1200}{4}(V_h - 1) \quad (5)$$

열수송량 q_t (W)는 mcp 와 냉각재킷 입출구에서 측정되는 냉각수의 온도 상승량의 곱이다.

$$q_t = mcp \times (T_{co} - T_{ci}) \quad (6)$$

RLHP의 총괄열저항 R_t ($^\circ\text{C/W}$)는 식(6)의 열수송량을 증발기 평균 온도와 응축기 평균 온도 간의 차로 나누어 계산된다.

$$R_t = \frac{q_t}{T_{e,m} - T_{c,m}} \quad (7)$$

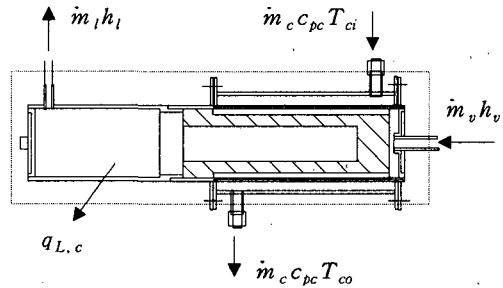
3. 실험결과 및 고찰

3.1 RLHP의 열평형

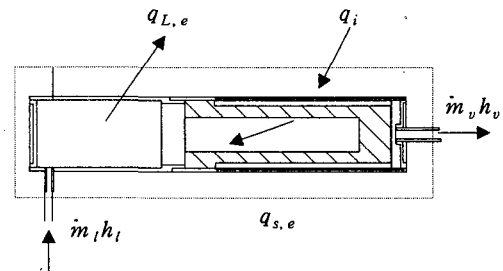
RLHP의 작동특성을 이해하기 위해서는 증발기와 응축기를 검사체적으로 설정하고 각각의 경계면을 통하는 열유동을 분석할 필요가 있다. 응축기에서의 열평형식을 Fig. 4(a)를 고려하여 세우면

$$-q_{L,c} + \dot{m}_v h_v + \dot{m}_c c_{pc} T_{ci} = \dot{m}_l h_l + \dot{m}_c c_{pc} T_{co} + E_{st,c} \quad (8)$$

여기서, $E_{st,c}$ 는 응축기에서의 에너지저장률(W)을 나타내며, $q_{L,c}$ 는 열손실(W)을 표시한다. Fig. 4



(a) Condenser



(b) Evaporator

Fig. 4 Schematics for heat balance in RLHP.

(b)에 나타난 에너지유동을 토대로 증발기에서의 열평형식은

$$q_i - q_{L,e} - q_{s,e} + \dot{m}_l h_l = \dot{m}_v h_v + E_{st,e} \quad (9)$$

여기서, $q_{s,e}$ 는 증발기 밖에서의 열누설⁽¹³⁾을 나타내며, 두 식에서 공통변수인 $\dot{m}_v h_v - \dot{m}_l h_l$ 를 소거하여 다음 식을 세울 수 있다.

$$q_i = q_i - (q_{L,e} + q_{L,c} + q_{s,e}) - (E_{st,e} + E_{st,c}) \quad (10)$$

식(10)의 양변을 q_i 로 나누면

$$\frac{q_i'}{q_i} = 1 - \frac{(q_{L,e} + q_{L,c} + q_{s,e})}{q_i} - \frac{(E_{st,e} + E_{st,c})}{q_i} \quad (11)$$

열수송력이 히터의 입열량에 얼마나 근접하는가 하는 것은 증발기와 응축기에서의 열손실과 증발기의 열누설, 그리고 증발기 및 응축기에서의 에너지저장률에 따라서 변한다고 볼 수 있다.

3.2 RLHP의 작동특성

근래 많은 연구로 인하여 열다이오드 효과를 나타내는 기존 LHP의 과도적인 시동(Startup)특

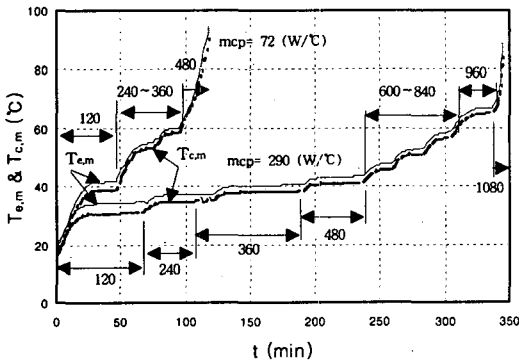


Fig. 5 Variation of evaporator and condenser mean temperature as a function of time for the given cooling intensity and heater power.

성과 정상상태에서의 작동특성에 대해서는 잘 알려져 있다.⁽⁴⁾

Fig. 5에서 보면 증발기와 응축기의 평균 온도는 주어진 히터 입열에서 시간의 경과에 따라서 증가된 후에는 일정한 온도를 유지하는 양상을 보인다. 냉각강도가 290 W/°C의 경우 360 W의 히터 입열이 가해지는 경우 증발기 평균 온도는 40 °C 정도이나 냉각강도가 72 W/°C로 낮은 경우에는 60 °C로 RLHP의 작동이 냉각강도 크게 좌우됨을 볼 수 있다. 지정된 냉각강도에서 증발기 및 응축기의 평균 온도가 입열을 증가시키는 초기에는 상승했다가 일정한 온도를 유지하지 못하고 급격하게 상승하기 시작하는 지점을 열수송한계로 보면 냉각강도 72 W/°C에서는 히터 입열이 446 W, 증발기 평균 온도 72 °C이고, 290 W/°C에서는 924 W, 증발기 평균 온도 72 °C 지점에서 시작됨을 볼 수 있다.

증발기와 응축기 평균 온도차는 냉각강도가 클수록 큰 차이를 나타낸다. 낮은 입열(120 W)에서 상대적으로 큰 차이를 보이거나 입열이 240 W로 증가되면서부터 입열의 증가에 따라서 큰 변화가 없이 열수송한계 이전까지 거의 같은 차이(2~4 °C)를 유지함을 알 수 있다.

Fig. 6에서는 주어진 냉각강도에서 히터 입열에 대한 열수송량의 비율, q_i/q_i 이 시간적으로 변화되는 양상을 보여주고 있다. 전반적으로 입열이 증가되면서 열수송량도 증가되는 양상을 보이며 냉각강도가 낮을수록 동일한 히터 입열(360 W)에서 높은 열수송량을 나타낸다(냉각강도가 72 W/°C인

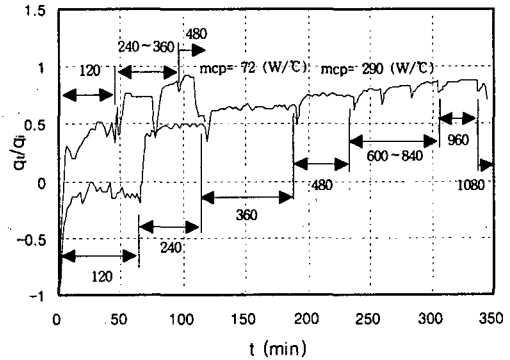


Fig. 6 Variation of the ratio of heat transport to heater power as a function of time for the given cooling intensity and heater power.

경우 열수송량비가 0.9 정도인 반면, 냉각강도가 290인 경우에는 0.65). 열수송한계 부근에서는 열수송비가 냉각강도에 따라서 큰 차이 없이 대략적으로 0.85~0.9 정도를 보이거나 낮은 입열(120 W)에서는 냉각강도에 크게 좌우됨을 볼 수 있고 특히 냉각강도가 290 W/°C의 경우에는 열수송비가 0보다 작게 나타남을 알 수 있다.

특히 보상챔버를 갖는 RLHP의 경우 Fig. 6에서 보이는 것처럼 120 W의 낮은 입열에서 시동이 불안정하면(즉, 열수송비가 0보다 작고 변화진폭이 크다) 증발기에서 기화된 증기가 증기관을 통하여 응축기로 원활히 유동되지 못한다. 응축기의 액체는 증발기 내부의 금속벽에서 발생하는 강력한 모세관 흡인력에 의하여 보상챔버와 연결된 액관을 타고 증발기의 보상챔버에 모이게 된다. 따라서 열수송량이 감지되는 냉각재킷 부위에서는 총괄적으로 에너지의 감소가 발생하고 이것은 열수송이 음의 값을 나타내는 양상을 초래한다. 그러나 히터 입열이 240 W로 증가되면 RLHP는 시동이 되고 열수송비는 0.5 수준으로 급상승하게 된다. 이는 Fig. 4의 RLHP의 열평형도와 식 (11)에서 볼 수 있듯이 히터 입열이 증가되면서 열손실항, 열누설, 그리고 에너지 저장률의 입열에 대한 비율들이 상대적으로 감소됨으로 말미암아 열수송비는 증가된다고 볼 수 있다.

낮은 입열에서 역방향으로 열이 수송되는 것은 열다이오드 효과가 없는 RLHP에서 나타나는 현

상으로 히터를 가동시키지 않고 냉각수만 유동시키는 초기화 과정에서부터 나타난다. 본 연구에서는 이러한 초기화 과정에서 냉각강도가 290 W/°C인 경우 냉각수 출구온도가 입구온도보다 0.4°C 낮게 나타나는 것을 볼 수 있었는데, 이것으로 대략 116 W 정도의 열수송상의 오프셋이 존재한다고 볼 수 있다.

3.3 RLHP의 성능분석

Fig. 7에서 보면 주어진 냉각강도에서 열수송량이 증가하면 증발기의 평균 온도는 특정 열수송량까지는 거의 선형적으로 같이 증가한다. 이 지점 이후로는 더 이상의 열수송량의 증가는 없고 반대로 열수송량이 감소되면서 증발기 평균 온도는 상승하는 모양을 보인다. 이러한 변곡점은 드라이아웃(Dry-out)을 나타내며 열수송한계에 해당된다. 냉각강도가 72 W/°C인 경우 증발기 평균 온도 72°C 부근에서 열수송한계는 446 W이나 냉각강도가 290 W/°C로 증가하면 거의 동일한 온도에서 924 W로 두 배 이상 증가되는 양상으로 보아 열수송한계는 냉각강도에 크게 영향을 받는다는 것 알 수 있다.

냉각성능이 떨어질 경우 낮은 히터 입열(500 W 이하)에도 열수송한계에 도달할 가능성이 높고 증발기의 평균 온도가 급격히 상승하게 된다. 압모니아를 작동유체로 사용한 본 연구의 경우 증

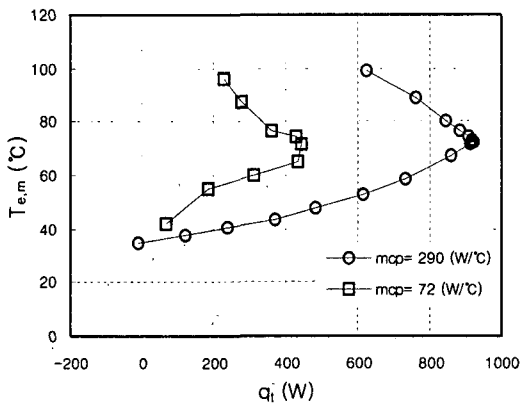


Fig. 7 Variation of the mean evaporator temperature as a function of heater power for the given cooling intensity.

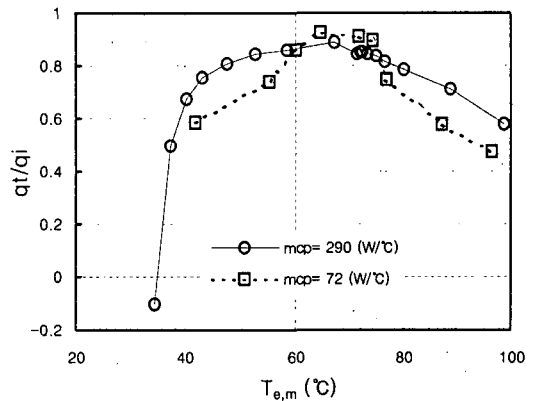


Fig. 8 Variation of the ratio of heat transport to heater power as a function of the mean evaporator temperature for the given cooling intensity.

발기 평균 온도 72°C에 해당되는 포화압력은 약 37기압이다. 그러나 열수송 한계에 도달한 후 히터 입열을 낮추어도 증발기의 온도가 얼마간 상승하는 것을 고려할 때 dP/dT 가 큰 암모니아의 경우 100기압 정도를 견딜 수 있는 용기의 재질과 용접방식의 선정이 중요하다고 볼 수 있다.

Fig. 8에서는 주어진 냉각강도에서 증발기 평균 온도에 따른 열수송비(q_i/q_i)의 변화를 분석하였다. 냉각강도가 290 W/°C인 경우 증발기 평균 온도가 35°C 정도 되어야 열수송비가 양의 값을 갖게 됨으로써 RLHP의 시동이 걸리게 된다. 시동 후에는 증발기 평균 온도의 상승에 따라서 열수송비는 급격히 상승하고 열수송한계점인 72°C까지 지속적으로 증가하여 0.9에 접근하고 그 이후로는 감소하면서 증발기 평균 온도는 빠르게 상승하는 경향을 보인다. 냉각강도가 72 W/°C에서는 낮은 입열(120 W)에서도 증발기 평균 온도는 42°C 정도이며 결과적으로 열수송비가 0.6을 유지한다. 증발기 평균 온도가 증가되면서 열수송비는 거의 선형적으로 같이 상승하여 냉각강도 290 W/°C의 경우와 유사하게 0.92까지 상승하고, 이 열수송한계를 지나면서 감소한다. 이러한 결과를 토대로 RLHP의 원활한 작동상태를 유지하면서 열수송비를 0.6 이상 확보하기 위해서는 증발기 평균 온도가 40~60°C 사이에서 작동되도록 설계하는 것이 타당할 것으로 판단된다.

식(7)에서 계산된 RLHP의 총괄열저항 R (°C/W)의 변화 거동이 Fig. 9에 나타나 있다. 주어진 냉

각강도에 대하여 열수송량에 따른 총괄열저항의 변화를 분석하였다. 냉각강도의 크기에 상관없이 RLHP가 시동이 된 후에는 총괄열저항은 열수송의 증가에 따라서 전체적으로 감소하는 경향을 보인다. 냉각강도별로 조사해 보면 낮은 냉각강도(72 W/°C)에서는 열수송량이 120 W에서 0.04°C/W이며 열수송량의 증가에 따라서 급격히 감소되어 0.003°C/W까지 접근하고 열수송한계 이후에는 반대로 빠르게 상승한다. 냉각강도가 290 W/°C인 경우 동일한 양상으로 열수송량의 증가에 따라서 총괄열저항은 감소하나 감소율이 냉각강도가 72 W/°C인 경우보다 작다. 600 W 이상 열수송한계 이하에서는 거의 일정한 값(0.003°C/W)을 유지하나 열수송한계 이상에서는 동일하게 증가된다. 전체적으로 볼 때 냉각강도가 낮고 열수송량이 120 W 이하인 경우를 포함하여 본 연구의 RLHP는 열저항 측면에서 본 성능은 기존의 LHP($R=0.1 \sim 0.15$ °C/W)⁽⁸⁾보다 우수한 것으로 판단된다.

시동상의 어려움이 없다면 냉각강도를 높일수록 총괄열저항을 낮추어 RLHP의 열저항 성능을 높일 수 있으나 실제의 경우 냉각강도가 그렇게 높지 않을 수도 있으므로 Fig. 9의 두 경우의 그래프를 공통적으로 분석해 보면 총괄열저항이 0.02°C/W 이하로 되는 최소 시동 열수송량을 120 W 정도로 제안할 수 있다. 이 정도의 열수송량(히터 입열로는 240 W 정도)을 전달시킬 경우 앞에서 언급한 열수송량의 오프셋(냉각강도 290 W/°C인 경우 116 W)을 상쇄시키고 열저항을 0.02°C/W 이하로 유지할 수 있을 것으로 판단된다.

4. 결 론

본 연구에서는 양방 열수송이 가능하고 높은 열수송력을 갖도록 설계된 RLHP 시제품을 사용하여 작동특성과 성능을 시험 및 평가하였다. 특히 열부하와 냉각강도에 따른 작동특성의 변화를 평균 증발기온도, 열수송비, 그리고 총괄열저항 등의 변수를 도입하여 분석하였다.

RLHP는 폭넓은 범위의 열부하와 냉각강도에 걸쳐 우수한 과도 및 정상상태의 성능특성을 나타내었으나 낮은 열부하에서 시동상 문제가 발생할 수 있다는 것을 추정할 수 있었고, 이러한 문제는 특정 작동조건에서 증발기의 평균 온도를 제어함으로써 해결할 수 있다는 것을 보여주었다.

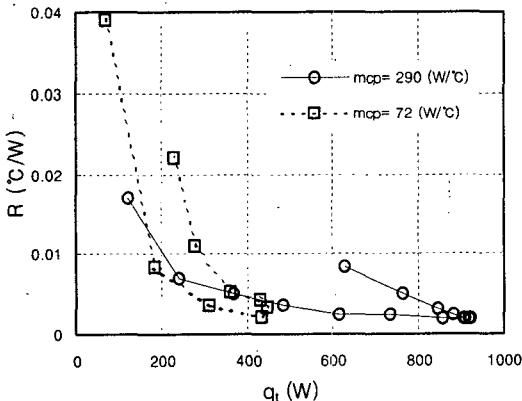


Fig. 9 Variation of overall thermal resistance as a function of the heat transport for the given cooling intensity.

냉각강도는 RLHP의 파도 및 정상상태의 성능을 크게 좌우하므로 원활한 시동과 아울러 높은 열수송량을 동시에 보장하기 위해서는 최적화가 필요하다고 판단된다. 상대적으로 낮은 냉각강도인 $72\text{ W/}^\circ\text{C}$ 에서는 열수송한계가 446 W 정도밖에 되지 않으나 냉각강도가 $290\text{ W/}^\circ\text{C}$ 으로 되면 두 배 이상인 924 W 로 증가되었다. 또한 총괄열저항도 시동 및 열수송한계 영역을 제외하면 0.02°C/W 이하로 유지되어 기존의 LHP보다 우수하였다. 매우 낮은 열부하에서 냉각강도가 증가되면 RLHP의 작동은 극히 불안정하게 되는데 이러한 문제를 해결하기 위해서는 증발기의 평균 온도를 40 에서 60°C 사이에서 유지하는 것이 필요하다.

RLHP의 작동을 보다 세밀히 연구하기 위해서는 향후 대형 진공챔버를 이용한 실험이 요구된다. 그리고 작동상의 가역적인 특성을 좀더 구체적으로 연구하기 위해서는 증발부와 응축부에 동일한 형상의 냉각재킷을 설치하여 냉각수 온도를 교반(예를 들면 증발기 냉각수 60°C 응축기 냉각수 10°C 를 상호 반대로 변경)시킴으로써 실제 상황을 고려한 향후 실험계획을 제시하고자 한다.

후 기

본 연구는 2005년도 대구대학교 연구지원 프로그램과 한국항공우주연구원의 다목적 실용위성개발사업의 지원에 의하여 수행되었으며, 이에 관계자 여러분께 감사사를 드립니다.

참고문헌

1. Laub, J. H. and McGinness, H. D., 1961, Recirculation of a two-phase fluid by thermal and capillary pumping, Technical Report No. 32-196, Jet Propulsion Laboratory, California Inst. Tech., December 3.
2. McGinness, H. D., 1961, Capillary pumping for closed-cycle gas systems, Research Summary No. 36-10, Vol.1, Jet Propulsion Laboratory, California Inst. Tech., September 1, pp. 9-13.
3. Stenger, F. J., 1966, Experimental feasibility study of water-filled capillary-pumped heat-transfer loop, NASA TM X-1310, Lewis Research Center, Cleveland, OH, August 3.
4. Faghri, A., 1995, Heat pipe science and technology, Taylor Francis.
5. Ku, J. and Yun, S., 1992, A prototype heat exchanger for the capillary pumped loop flight experiment, AIAA Paper 92-2910.
6. Maidanik, Y., Vershinin, S., Kohlodov, V. and Dolgirev, J., 1985, Heat transfer apparatus, US Patent No. 4515209, May 7.
7. Maidanik, Y., Fershtater, S. and Goncharov, K., 1991, Capillary-pumped loop for the systems of thermo regulation of spacecraft, ESA SP-324, December 15.
8. Dickey, J. T. and Peterson, G. P., 1994, An experimental and analytical investigation of the operational characteristics of a capillary pumped loop, Journal of Thermophysics and Heat Transfer, Vol. 8, No. 3, pp. 602-607.
9. ASHRAE, 1986, Standard methods for temperature measurement, ANSI/ASHRAE 41.4.
10. Dunn, P. and Reay, D., 1982, Heat Pipes, 3rd ed., Pergamon Press, New York.
11. Daubert, T. E. and Danner, R. P., 1981, Physical and Thermodynamic Properties of Pure Chemicals, Data Compilation, Hemisphere Publishing Corporation, New York.
12. ASHRAE, 1985, Fundamentals handbook, CH. 18, pp. 1-10.
13. Kaya, T. and Hoang, T. T., 1999, Mathematical modeling of loop heat pipes and experimental validation, Journal of Thermophysics and Heat Transfer, Vol. 13, No. 3, pp. 314-320.