

고온 유리 성형 공정을 위한 직육면체형 Sodium 히트파이프의 실험 연구

박수용[†] · 부준홍^{*} · 김준범^{**}

(2002년 6월 22일 접수, 2002년 9월 19일 심사완료)

An Experimental Study on a Rectangular Parallelepiped Sodium Heat Pipe for High Temperature Glass Forming

Park, SooYong, Boo, JunHong, and Kim, JunBeom

Key Words: Liquid Metal(액체 금속), Startup Characteristic(시동 특성), Sodium Heat pipe(나트륨 히트파이프), Rectangular Parallelepiped(직육면체형)

Abstract

To enhance isothermal characteristics of glass-forming surface, a rectangular parallelepiped heat pipes was fabricated, tested, and analyzed. The working fluid was sodium and the wall material was stainless steel 304. The dimension of the heat pipe was 210(L)×140(W)×92(H)mm. A lattice structure covered with screen mesh was inserted to promote return of working fluid. The bottom side of heat pipe was heated electrically and the top side was cooled by liquid circulation. The temperature distribution at the bottom surface was of major concern and was monitored to determine isothermal characteristics. A frozen start-up of rectangular parallelepiped liquid metal heat pipe was tested. The operating mode of the sodium heat pipe was affected by the temperature of cooling zone, input heat flux, and the operating temperature of heat pipe. The heat pipe operated in a normal fashion as long as the heat flux was over $5.78W/cm^2$, and the inside wall temperature of condenser part was above $95^\circ C$. The maximum temperature difference at the bottom surface was observed to be $32^\circ C$ when the operating temperature of the heat pipe was operating normally around $500^\circ C$. The result showed that a sodium heat pipe was very effective in reducing significantly the temperature difference in the glass-forming surface.

기호설명

- ρ_l : 액체 밀도(kg/m^3)
- σ : 액체 표면 장력(N/m)
- λ : 증발 잠열(J/kg)
- μ_l : 액체 점도($N \cdot s/m^2$)
- N_l : 액체 전달 계수(W/m^2)

1. 서론

히트파이프는 열 수송에 작동 유체의 상변화(phase change) 에너지를 이용하기 때문에 작은 온도차에서도 상대적으로 큰 열을 이송할 수 있는 우수한 열전달 특성을 갖는다. 이러한 히트파이프는 작동 온도에 따라 극저온(cryogenic)용, 저온(low)용, 중온(medium)용, 그리고 고온(high)용 등으로 구분하는데, 이 중에서 고온용은 750K 이상의 온도 범위에 사용되는 것을 지칭한다.⁽¹⁾ 이러한 고온 영역은 산업용 열교환기나 폐열 회수 장치,^(2,3) 주물⁽⁴⁾이나 유리 성형 공정^(5,6) 등 기간 산업 현장에 적용할 수 있는 유용한 온도 범위를 포함하고 있다. 특히 본 연구의 응용 대상으로

[†] 책임저자, 회원, 한국항공대학교 대학원
E-mail : sypark@mail.hankong.ac.kr
TEL : (02)300-0106 FAX : (02)3158-4429
^{*} 회원, 한국항공대학교 항공우주 및 기계공학부
^{**} 회원, 삼성코닝 주식회사

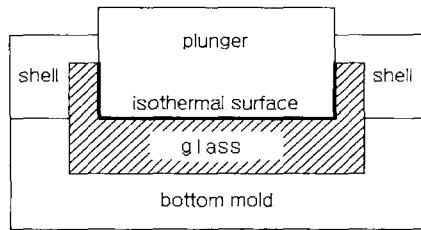


Fig. 1 Schematic diagram of the glass forming process

고려되는 컴퓨터 모니터, TV의 브라운관 등 유리의 성형 공정에 히트파이프를 적용하면 가공면의 등온화로 제품의 질을 향상시키고, 불량률을 크게 감소시킬 수 있을 것이다.

브라운관 유리 성형을 살펴보면, Fig. 1에서와 같이 하부 금형(bottom mold), 측면 금형(shell) 및 상부 금형(plunger)으로 이루어진 공간을 용융 유리가 채우게 되는데, 상부 금형에 의한 냉각 과정 중 냉각면의 등온성이 유리의 품질에 직접적인 영향을 주게 된다. 현재 17인치(inch) 브라운관 성형을 위한 상부 금형의 경우 가공면 중앙과 코너(corner)부의 최대 온도차는 100℃ 이상이 되는 것으로 알려져 있다.⁽⁷⁾ 기존 성형 과정에서 사용하는 상부 금형은 내부에서 물의 강제 대류에 의해 냉각을 수행하는데, 구조적 특성에 의해 코너부에서의 열이 잘 소산되지 않는 것이 제품의 불량률 감소를 위해 극복해야 할 문제로 지적되고 있다. 본 연구에서 제안하는 바 히트파이프의 특성을 이용하면 가공면의 온도차를 상당량 줄일 수 있을 것으로 생각된다.

고온용 히트파이프에 대한 기존 연구는 외국의 문헌에 많이 나타나는데, 그 형태가 원관형(cylindrical)인 경우에 대해 액체 금속 작동 유체의 시동(start-up) 특성이나 고온 작동 유체와 히트파이프 용기와의 적합성(compatibility)에 관한 연구들이 대부분이다. Faghri et al.^(8,9)은 4개의 열원(heat source)과 1개의 열침(sink)을 갖는 1m 크기의 sodium 히트파이프를 제작하고, 각 열원에서의 독립적인 열부하에 따른 시동 특성을 실험하였다. 그리고 이를 해석하기 위해 과도 범위를 영역별로 세 구간으로 나누어 모델링하였다. 길이가 긴 고온용 히트파이프의 초기 시동(start-up) 특성을 개선하기 위해 Ponnappan과 Chang⁽¹⁰⁾은

sodium과 더불어 불활성 가스인 아르곤(Ar)을 주입하여 실험하였다. 열부하를 0.5kW에서 1kW로 증가시켰을 때, 가스를 주입하지 않은 히트파이프의 증발부의 평균 작동 온도 변화는 130℃였으나, 가스를 주입한 히트파이프의 증발부 평균 온도는 90℃로 온도 특성이 크게 개선된 것을 확인할 수 있었다.

기존 연구중에서 기하학적으로 원관형이 아닌 고온용 히트파이프에 대한 실험은 많지 않지만, 실제 응용을 목적으로 제작된 히트파이프의 경우에서 보다 다양한 형상을 찾아 볼 수 있다. Wu et al.⁽¹¹⁾은 나프탈렌을 작동 유체로 하는 깔때기형상의 히트파이프를 만들고, 이를 이용하여 용기에 담긴 액체를 응고시키는 실험을 수행하였다. 히트파이프의 일부분을 액체 상태의 물질에 담가 열을 제거하였을 때 시간에 따른 액체-고체 접촉면의 진행 정도를 측정하였고, 수치 해석을 통해 얻은 결과와 이를 비교하였다. Laing et al.⁽¹²⁾은 접시형/스털링(dish/stirling) 엔진을 개발하였는데, 열에너지가 집중되는 부분에 원통 형태의 sodium-inconel 히트파이프를 적용하였다. 실험에서 5kW 정도의 출력이 지속적으로 유지될 때, 히트파이프식 응집기(receiver) 효율은 83%까지 도달하였다.

그 동안 국내의 히트파이프 연구는 주로 저온 용에 대해 수행되었는데, 고온용 히트파이프에 대해서는 취급이 어려운 액체 금속을 작동 유체로 사용하는 특성상 일부 실험실 차원에서 단순 원관형에 대한 초기 연구를 제외하고는 실질적 개발을 고려한 연구가 이루어진 바 없다. 따라서 본 연구에서는 선진 외국과 비교하여 초보적 단계에 있는 고온용 히트파이프의 제작과 실험을 수행함으로써 이에 고유한 초기 작동 특성을 이해하고, 나아가 히트파이프를 이용하여 고온 등온면(high-isothermal surface)을 형성함으로써 성형 과정이나 고온용 히터 등에 응용할 수 있는 기초 기술을 확보하는데 목적을 두었다.

2. 실험 장치

2.1 작동 유체

히트파이프의 작동 유체를 선정할 때에는 일반적으로 적용 온도 범위, 용기의 두께에 영향을

Table 1 Properties of Sodium(at 500 °C)⁽¹⁴⁾

항 목	값
액체 밀도(kg/m ³)	831
표면 장력(N/m)	0.1546
증발 잠열(kJ/kg)	4280
액체 점도(Ns/m ²)	2.3× 10 ⁻³
FOM	2.2× 10 ¹²
증기압(bars)	0.01
용융점(°C) at 1 atm	98

주는 작동 유체의 증기압, 증발 잠열(latent heat), 표면 장력(surface tension), 액체 점도, 액체 밀도 등을 고려한다. 그리고 장기 작동을 위한 작동 유체와 히트파이프 용기와의 적합성도 중요한 기준중의 하나이다. Chi⁽¹³⁾는 작동 유체의 물성치들 중에서 히트파이프에 직접적인 영향을 주는 인자를 조합하여 liquid transport factor 또는 Figure of merit(FOM)이라는 다음의 값을 제안하였는데, 이는 특정 온도 범위에서 다양한 작동 유체의 유효성을 평가하는 1차적인 기준으로 사용되고 있다.

$$N_l = \frac{\rho_l \sigma \lambda}{\mu_l} \quad (1)$$

여기서, ρ_l 은 작동 유체의 액체 밀도, σ 는 표면 장력, λ 는 증발 잠열, 그리고 μ_l 은 액체의 점성 계수이다. Table 1은 500 °C에서 sodium의 대표적인 물성치를 제시한 것이다. Sodium은 비슷한 온도대에서 사용할 수 있는 고온용 작동 유체들 중에서 상대적으로 증기압이 낮다. 증기압이 크면 히트파이프 용기의 두께가 증가되어야 하고, 이는 열전달 과정에서 저항으로 작용할 뿐 아니라, 히트파이프 전체의 무게를 증가시킨다. 따라서 같은 조건이라면 낮은 증기압을 가진 작동 유체가 선호된다. 한편, 증고온 작동 유체인 sodium, potassium, cesium 등은 알칼리 금속 계열로 공기 중의 산소와 결합하여 산화되며, 물과는 급격히 반응한다는 위험성을 가지고 있다. 이러한 위험성으로 액체 금속 히트파이프의 제작에는 각별한 주의가 요구된다. 그러나 선진국에서 이미 오랜 기간 동안 축적한 경험을 바탕으로 한 철저한 제작과 합리적인 검사 과정을 준수한다면 고온용 히트파이프는 지금보다 넓은 영역에서 사용이 가능할 것이다.

작동 유체의 물성치중 주의 깊게 살펴보아야

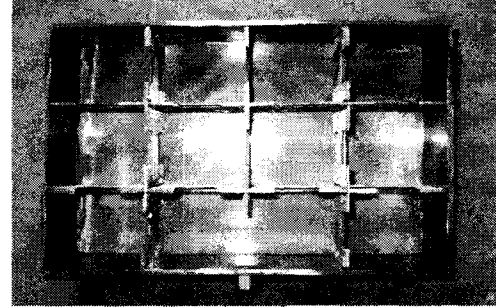


Fig. 2 Inside of the heat pipe with a lattice structure

할 것이 용융점(melting point)이다. 알칼리 금속류는 상온 범위에서는 대부분 고체상태로 존재한다. 히트파이프의 정상적인 작동을 위해서는 액체-기체의 상변화 순환이 보장되어야 하는데, 작동 유체의 일부가 고상(solid phase)이 되면 충분한 작동 유체량이 순환하지 못하게 되고, 나아가 장치의 정상적인 운용에 치명적인 결함으로 작용할 수 있다. 따라서 액체 금속용 히트파이프의 적용을 위해서는 사전에 작동 온도 범위와 경계 조건 등 작동 환경을 면밀히 검토할 필요가 있다.

본 연구에서는 작동 유체로 물성치와 특성을 고려하여 sodium을 사용하였다. Sodium은 순도 99.4%인 상용 제품을 구입하여 저온에서 용융(melting) 및 탈기(degassing)를 통한 정제 과정을 거쳐 순도를 높인 후 사용하였다.

2.2 히트파이프

히트파이프는 브라운관 및 모니터 등의 유리 패널(panel) 성형 공정에 적용할 수 있는 상부 급형 형태를 고려하여 직육면체형으로 제작하였다. 제작한 히트파이프의 외부 사양은 210 (L)× 140(W)× 92(H)mm이며, 스테인리스 스틸 304 재질로 4mm 두께의 판재를 이용하였다. 사각형 용기의 내부에는 격자 구조물을 설치하여 작동 유체의 원활한 순환 경로를 확보하였는데, Fig. 2는 히트파이프 내부에 삽입한 격자 구조물과 외부 용기를 보이고 있다. 격자 구조물의 크기는 히트파이프 용기 내부에 꼭 맞게 삽입되도록 하였으며, 직사각형의 통로를 만들어 증기의 이동을 쉽게 하였다. 격자 구조물의 표면에는 #50 스크린 메쉬(screen mesh)를 점용접(spot welding)으로 부

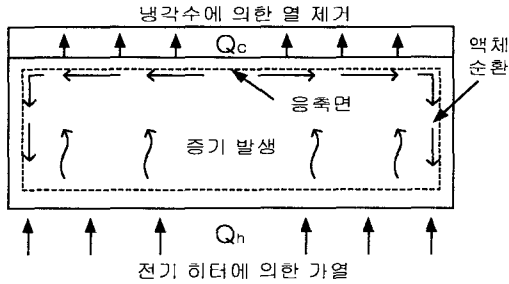


Fig. 3 Operation of the rectangular parallelepiped heat pipe

작하여 작동 유체의 순환이 원활히 이루어지도록 하였다. 격자 구조물과 용기 사이에도 모세관력 확보를 위해 스테인리스 스틸 재질의 #50 메쉬 스크린을 부착하여 작동 유체의 귀환을 도왔다. 이렇게 제작된 직육면체형 히트파이프는 바닥면에서 가열되고 윗면에서 냉각이 이루어지며, 그 작동 원리는 Fig. 3에 나타내었다. 바닥면에서 공급된 에너지에 의해 액체 상태의 sodium이 증발한 후 응축부 내면에서 응축하게 된다. 응축한 sodium은 액체상태로 벽면과 내부 격자 구조물의 스크린 메쉬, 그리고 벽면의 스크린 메쉬에 모세관력으로 일단 분포되었다가, 모세관 통로를 따라 흘러내리게 되며, 이러한 상변화를 동반한 순환에 의해 열은 바닥면에서 윗면으로 전달되게 된다.

히트파이프의 응축부는 두께 10mm의 스테인리스 스틸 304 판재에 냉각 유로(flow path)를 가공한 후, 다시 그 위에 뚜껑 역할을 하는 2mm 판재를 용접하여 제작하였는데, 액체 유로 아래면으로부터 히트파이프 상부 응축면까지는 최소 76mm가 되도록 하였다. 제작한 두께 12mm의 냉각 블럭은 격자 구조물이 삽입된 높이 80mm의 히트파이프 용기의 윗면 역할을 하도록 용접하여 기밀을 유지하였다. 이때 응축부 밑면에도 스크린 메쉬를 부착하여 응축부에서의 균일한 액체층 분포를 도모하였다.

히트파이프 내부 공간은 10^{-6} Torr까지 진공한 후에 작동 유체를 충전하였으며, 히트파이프에 주입한 작동 유체의 충전율은 히트파이프 벽면과 격자 구조에 부착한 스크린 메쉬의 중공 체적을 기준(100%)으로 계산하였다. 이전의 경험적 자료에 의해 작동 유체는 110%를 충전하였는데, 이는 고

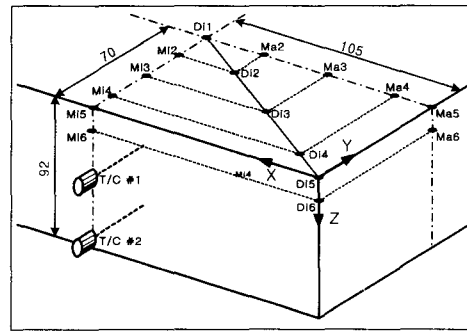


Fig. 4 Positions of the thermocouples

체 sodium 62g에 해당하며, Sodium의 충전 방법의 경우 문헌⁽¹⁵⁾에 알려진 바와 크게 다르지 않다.

2.3 기타 실험 장치

열부하 공급을 위해 세라믹 판에 코일을 삽입한 전기 저항식 히터를 사용하였다. 최대 공급 열부하는 2.7kW로서 히트파이프의 바닥면 면적을 고려하면 9.18W/cm²의 열유속에 해당한다.

장치의 온도 측정을 위해서 고온용 K-type 열전대(thermocouple : Omega, XC-K-24)를 사용하였고, 이를 히트파이프의 바닥면과 바깥 측면에 점용접(spot welding)을 이용하여 모두 16개를 부착하였다. Fig. 4는 히트파이프에 부착한 열전대의 위치를 나타내고 있다. 열전대는 바닥면 온도의 대칭성을 고려하여 1/4면에 해당하는 곳에 대각선(diagonal)과 장축(major), 그리고 단축(minor)을 따라 부착하였으며, 이후 측정된 온도를 이용하여 1/4면 전체에 대해 온도 분포를 추정하였다. 히트파이프의 작동 온도를 살펴보기 위해 내부 증기 온도를 측정할 수 있는 프로브형(probe type) 열전대와 응축부 내면 온도 측정을 위한 열전대를 그림에 나타낸 것과 같이 XY면에 삽입하였는데, 내면 온도 측정을 위해서 삽입된 열전대는 끝이 응축부 내면에 접촉할 수 있도록 하였다.

히트파이프에 공급된 냉각수는 유량과 온도를 변화시켜 그 영향을 살펴보는데, 냉각수 입출구에는 열전대를 부착하여 히트파이프에 공급된 열량과 실제 흡수된 열량을 비교하여 히트파이프의 실제 열전달율을 계산하였다. 온도 기록에는 자료획득장치(YOKOGAWA사, DX230)를 이용하여 20초 간격으로 전체 18개의 온도 데이터를 저장하였다.

3. 실험 방법

히트파이프의 응축부 냉각을 위해 공급하는 냉각수 온도는 히트파이프 응축부 내면 온도에 직접 영향을 주고, 이는 고온용 히트파이프의 정상적인 작동과 밀접한 관계를 갖는다. 따라서 냉각수 입구 온도와 공급 열부하에 따른 바닥면 온도 분포와 응축부 밀면 온도의 변화를 관찰하였다. 히트파이프에 공급한 냉각 수량을 1 lpm(liter per minute)으로 고정한 후, 냉각수 온도 14℃와 40℃에 대해 공급 열부하를 변화시키면서 실험을 수행하였다.

직육면체형 히트파이프가 정상적으로 작동하면 내부 증기온도와 바닥면의 온도차는 줄어들 것이고, 이에 따라 바닥면에서의 온도차 역시 감소하여 좋은 성능을 보일 것이다. 따라서 바닥면의 온도차와, 바닥면과 내부 증기 온도와의 차이를 관찰하여 히트파이프의 정상 작동 여부 및 등온화 성능을 판단하였다.

4. 실험 결과

Fig. 5는 냉각수 입구 온도가 14℃인 경우 열부하 증가에 따른 히트파이프 바닥면의 온도 변화를 보이고 있다. 초기에 열부하 1kW를 공급하였을 때 히트파이프는 정상적으로 시동 과정을 진행하다가 약 50분 경과 후 갑자기 각 부의 온도차가 크게 벌어지는데, 이때의 바닥면 최대 온도차는 178℃이었다. 그러나 이후 공급 열부하를

2kW로 증가시키면(약 170분 경과 후) 그림에서처럼 각 부의 온도가 10여분 동안 약 100℃ 이상 상승하다 급격히 떨어지면서 각 부의 온도는 50 0℃ 부근에서 그 차이가 매우 줄어드는데, 이때 히트파이프 바닥면에서 최고온도와 최저온도의 차는 약 68℃가 되었다.

측정된 히트파이프의 내부 증기 온도는 T1으로 나타내었는데, 초기에는 히트파이프 바닥면 온도와 동일한 온도 변화 경향을 보이다 각 부의 온도차가 벌어지기 시작할 때는 증기 온도는 급히 떨어졌다 다시 상승하는 것을 볼 수 있다. 그 후 2kW로 열부하가 증가하여 각 부의 온도차가 줄어들게 될 때는 히트파이프 바닥면 온도와 동일한 값을 나타내었다.

응축부 내면의 온도는 그림에서 T2로 표시되었는데, 열부하가 1kW로 유지되는 동안에는 70℃ 이하의 값을 유지하다가, 열부하가 2kW로 커지게 되면 82℃에서 짧은 순간에 200℃까지 상승했다가 하강하여 96℃로 거의 일정하게 유지된다. 내면 온도가 96℃로 일정하게 유지되는 기간이 히트파이프 각 부의 온도차가 줄어들고 정상적 작동 형태를 보이고 있다. 이는 2.7kW로 열부하를 증가시켰을 때 내면 온도는 100℃ 이상으로 상승하여 좁은 폭으로 변화하는 것을 볼 수 있다. 바닥면 온도차가 줄어들기 직전 내면 온도는 82℃이었으나, 자료 획득장치의 sampling time을 고려하면 이보다 더 높은 온도에서 갑작스런 온도 상승이 일어났을 것으로 추정된다.

일반적으로 알려진 히트파이프의 특징적인 온도 분포로 판단할 때, 히트파이프 각 부의 온도

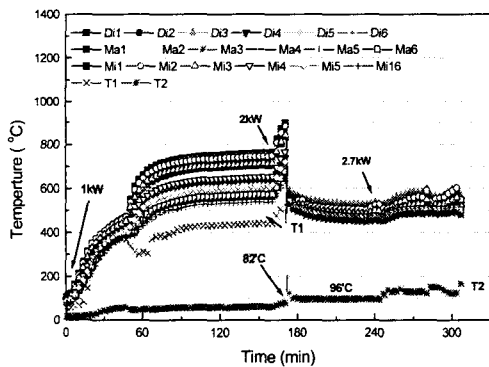


Fig. 5 Temperature variation of the bottom surface (coolant : 14℃)

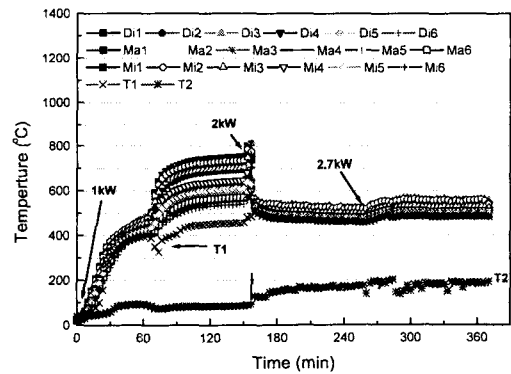


Fig. 6 Temperature variation of the bottom surface (coolant : 40℃)

차가 줄어들 시간이 정상 작동에 가까운 상태라고 볼 수 있으며, 이는 증기 온도가 히트파이프의 바닥면 최저 온도와 거의 같은 값을 갖는 시간과 일치함을 볼 수 있다. 한편, 증발부에 2kW의 열이 공급될 때, 냉각수 입출구의 온도차와 냉각수 유량으로 산정한 응축부의 흡수 열량은 1.4kW로 공급량의 70%에 해당한다. 이는 높은 작동 온도로 인해 복사 열손실이 약 30% 가까이 있었던 것으로 추정된다.

동일한 히트파이프가 냉각수량은 같고 냉각수 온도만 40℃로 달라진 조건에서 열부하에 따른 온도 변화가 Fig. 6에 보여지고 있다. 초기 1kW 열부하에서 시간에 따른 온도 경향은 냉각수 온도가 14℃이었던 Fig. 5의 경우와 유사하다. 열부하를 2kW로 증가시켰을 때 각 부에서 짧은 시간 동안 100℃ 미만의 온도 상승 직후 모든 온도가 500℃ 부근으로 그 차이가 매우 줄어들어 작동이 지속되는 것을 볼 수 있다. 열부하가 2kW로 증가하여 온도 점프가 발생할 때 응축부 내면의 온도는 92℃이였으며, 각 부의 온도차가 줄어들면서 이 온도는 150℃로부터 200℃ 사이에서 변화함을 볼 수 있다.

히트파이프 각 부의 온도차가 줄어들 때 응축부 내면의 온도도 증가하며, 2.7kW 열부하에서는 최대 200℃까지 상승하는데, 이때 온도가 주기적으로 변하는 것을 볼 수 있다. 이러한 온도 주기는 2kW에서보다 2.7kW 열부하에서 더 짧게 나타나는데, 이것은 히트파이프가 아직 완전한 정상 상태에 도달하지는 못했다는 것을 의미한다. 열유속이 더욱 증가하면 응축부 밀면의 온도가 변화 없이 일정하게 유지될 것으로 보인다.

히트파이프가 정상적으로 작동하지 않는 1kW의 낮은 열부하에서 히트파이프 바닥면의 온도 분포는 Fig. 7과 같이 바닥면의 중심을 기준으로 동심 타원 형태이며 그 온도차는 180℃에 이른다. 그림에서 major와 minor는 각각 Fig. 4에서의 X방향과 Y방향을 의미하며, 이 좌표계에서 (0, 0)은 바닥면의 코너부에 위치한다.

Fig. 8과 Fig. 9는 각각 냉각수 온도가 14℃와 40℃인 경우 2kW의 열부하를 공급하였을 때 측정점들의 온도를 바탕으로 히트파이프 바닥면의 2차원적 온도 분포를 도시한 것이다. 냉각수 온도가 14℃인 경우 바닥면의 최대 온도차는 51℃이였으나, 냉각수가 40℃인 경우에는 온도차가

32℃로 감소하였다. 최고 온도는 냉각수 온도가 14℃인 경우가 528℃ 이었는데, 냉각수 온도가 40℃인 경우에 최고 온도는 519℃로 오히려 9℃만큼 낮게 나타났다.

등온선의 분포를 살펴보면, 냉각수 공급 온도

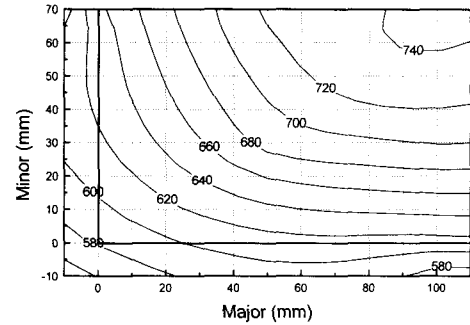


Fig. 7 Temperature distribution of the bottom surface (coolant : 40℃, 1kW)

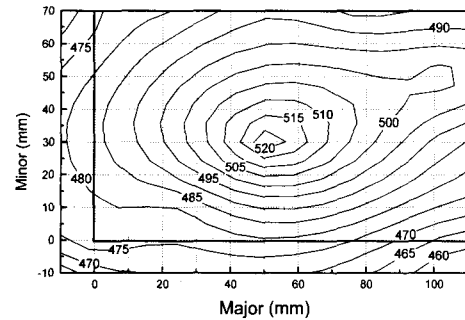


Fig. 8 Temperature distribution of the bottom surface (coolant : 14℃, 2kW)

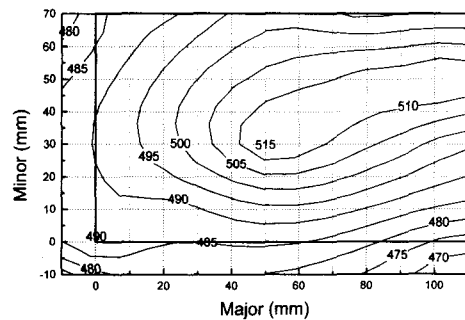


Fig. 9 Temperature distribution of the bottom surface (coolant : 40℃, 2kW)

14℃인 경우 바닥면 1/4면의 중심 부근에서 뚜렷한 고온부가 형성되었으나, 냉각수 공급 온도가 40℃인 경우에는 온도 구배가 완만하여 등온 효과 면에서 우수한 성능을 보이는 것을 확인할 수 있다. 냉각수 온도가 낮아 응축부 내면의 온도가 sodium의 용융점보다 낮으면 sodium의 일부가 고화된 채 응축면에 붙어 부가적인 열저항으로 작용하거나, 액체 상태라 해도 점도가 매우 커서 유체의 순환이 원활하게 이루어지기 어려운 상태로 추정할 수 있다. 그러나 냉각수 온도가 높아 응축면의 온도가 100℃ 이상이 유지되면 응축액의 순환이 촉진되어 히트파이프로서의 정상 작동에 가까워지므로 증기 온도는 높아도 전체적인 온도차는 줄어드는 것으로 판단된다. 본 실험에서 냉각수 온도 14℃와 40℃는 특징적인 두 값일 뿐이며, 바닥면의 어떤 위치에서 최고 온도가 나타나는가 하는 것은 워(wick) 두께의 차이, 워이 벽면에 용접된 상태, 내부 격자 구조물의 형태, 작동 유체의 성질 등에 의해 복합적으로 결정될 것이므로 이를 예측하는 것은 어려운 일이다.

Fig. 10은 냉각수 온도가 40℃로 유지되는 조건에서 히트파이프 바닥면 각 부의 온도차가 줄어들어 히트파이프가 등온 특성을 나타내는 완전 작동 상태를 관찰할 수 있는 최소 열유속량을 알아보기 위한 실험 결과이다. 초기 2kW 열부하에서 안정적으로 작동하던 상태에서 열부하를 1.5kW로 감소시키면 이전에 적은 온도차를 보였던 바닥면 온도는 20분 후부터 100℃ 정도의 폭으로 변하다가 75분 경과 후에 큰 폭으로 상승하였다. 그러나 열부하를 0.1kW 단위로 서서히 증가시키자 히트파이프는 열부하를 1.7kW로 증가시킨 후 약 30분이 경과하면서 최고 온도가 400℃ 이상

급격히 하강하면서 바닥면 온도차가 급격히 줄어드는 특징적인 정상 작동 양상을 나타내었다. 한편, 이때 응축부 내면의 온도는 95℃로부터 120℃ 이상으로 급격히 상승된 후 그 값이 유지됨을 볼 수 있다. 이 때의 열유속은 5.78W/cm²로서, 주어진 냉각부 조건에서 히트파이프의 정상 작동을 위한 최소한의 값으로 생각할 수 있다.

일반적인 물질의 용융점은 압력 증가에 따라 약간의 상승 경향을 보이나, sodium에서는 98℃에서 그 절대적 변화가 크지 않다고 알려져 있다. 고온용 히트파이프는 응축부 내면 온도, 즉, 히트파이프 내부의 최저 온도를 작동 물질의 용융점 이상으로 유지해야 정상적인 작동이 가능하다는 것을 알 수 있으며, 특히 고온용 히트파이프의 경우는 이 최저 온도가 상온보다 상당히 높을 수 있다는 사실에 주목해야 할 것이다.

원관형 액체 금속 히트파이프의 경우 정상 시동의 예측을 위해 FSL(Frozen Start-up Limit)⁽¹⁶⁾ 식을 이용하지만, 이 식은 원관형 히트파이프를 기본 형태로 하기 때문에 본 실험에을 위해 제작한 히트파이프에 직접 이용하는 것은 어려움이 있다. 그러므로 직육면체 형태에 대한 적용 가능성은 추가적인 검토를 필요로 한다.

5. 결론

고온 범위에서 유리 성형 공정에 적용할 목적으로 sodium을 작동 유체로 하는 직육면체형 히트파이프를 제작하고, 한정된 공급 열부하(열유속) 및 냉각수 온도 변화 등 운전 조건에 따른 히트파이프의 등온 성능을 측정하여 분석한 결과 다음과 같은 결론을 서술할 수 있다.

(1) 액체 금속 히트파이프가 특징적인 등온화 성능을 나타내며 정상 작동하기 위해서는 응축부 내면의 온도(히트파이프 내부의 최저 온도)가 작동 유체의 용융점 이상으로 유지될 수 있어야 한다. 외부 경계 조건에 의해 응축부 온도가 과도하게 낮아지면 작동 유체가 부분적으로 고화되거나, 높아진 점도에 의해 원활한 순환이 어려워지면서 히트파이프 외벽 면에 큰 온도차가 발생할 수 있다.

(2) 본 연구에서 제작된 특정한 히트파이프가 500℃ 부근의 작동 온도를 유지하며 정상적인 등온화 성능을 나타내기 시작하는 최소 열유속은

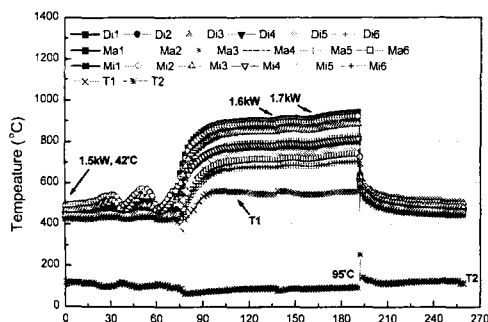


Fig. 10 fully operational state test

5.78W/cm²(열부하 1.7kW)로 관찰되었다. 이때 응축부 내면의 온도는 120℃ 부근으로 알려진 sodium의 용융점(98℃ 부근)을 상회하였다.

(3) 열유속 9.18W/cm²까지의 한정된 실험 조건에서 냉각수의 공급 온도를 14℃로부터 40℃로 상승시킨 결과, 히트파이프의 바닥면의 최대 온도차는 51℃로부터 32℃로 크게 감소하였다. 후자의 경우는 기하학적 크기가 동일하지 않지만 기존의 17인치 상부 급형에 대한 자료와 비교할 때 68% 이상의 온도 감소 효과를 보였다.

(4) 본 연구에서의 실험은 제한된 히터 및 전기 배선 용량(최대 2.7kW)과 냉각수 온도 조건하에서 수행되었으나, 일련의 과정을 통해 고온용 히트파이프를 실제 유리 성형 과정에 적용하는데 필수적인 작동 특성과 물리적인 기본 현상을 파악할 수 있었다. 이를 고려할 때 유리 성형용 상부 급형에 히트파이프를 적용하는 것은 가항면의 등온화 성능을 크게 증진시킬 수 있을 것으로 사료된다.

참고문헌

- (1) Faghri, A., 1995, *Heat Pipe Science and Technology*, Taylor & Francis, pp. 19~24.
- (2) Zhuang, J., Yang, J., Wang, R., Chen, X. Y., Li, J. X., and Li, L., 1995, "Development of Liquid-Metal Heat Pipe Heat Exchanger," *9th International Heat Pipe Conference*, 7-17.
- (3) Zhang, J. X., Chen, G. W., Hu, Z. Q., Mei, G. Z., and Zhao, R., 1997, "Performance Test of high Temperature Heat Pipe Using Potassium-Sodium Alloy as Working Fluid," *10th IHPC*, I-2.
- (4) Dunn, P. D. and Reay, D. A., 1993, *Heat Pipes*, Pergamon, 4th edition, pp. 282~286.
- (5) Gorban et al., 1992, "Method and Device for Making Glass Articles," Application No. RU 92 / 00027.
- (6) Samsonov et al., 1994, "Device for Moulding Articles from Glass," Application No. RU 94 /00132.
- (7) Choi, J. H., Kim, J. B., Whang, J. H., and Ha, D. S., 2000, "An Effective Modeling for Mold Thermal Cycle Analysis in Repeated Forming Process of TV Glass," *Journal of KSME B*, Vol. 24, No. 9, pp. 1219~1226.
- (8) Faghri, A., Muchko, M., Cao, Y., 1991, "A Study of high-Temperature Heat Pipes with Multiple Heat Sources and Sinks : Part I - Analysis of Continuum Transient and Steady State Experimental Data with Numerical Predictions," *J. of Heat Transfer*, Vol. 113, pp. 1010~1016.
- (9) Faghri, A., Muchko, M., Cao, Y., 1991, "A Study of high-Temperature Heat Pipes with Multiple Heat Sources and Sinks : Part II - Analysis of Continuum Transient and Steady State Experimental Data with Numerical Predictions," *J. of Heat Transfer*, Vol. 113, pp. 1010~ 1016.
- (10) Ponnappan, R., Chang, W. S., 1994, "Startup Performance of a Liquid-Metal Heat Pipe in Near-Vacuum and Gas-Loaded Modes," *J. Thermophysics and Heat Transfer*, Vol. 8, No. 1, pp. 164~171.
- (11) Wo, C., Hu, H., and Gu, W., 1995, "Heat Transfer in a Two-phase Closed Thermosyphon with Solidification of High Temperature Phase-Change Medium," *9th IHPC*, pp. 102~109.
- (12) Laing, D., Reusch, M., and Brost, O., 1997, "Hybrid Sodium Heat Pipe Receiver for Dish/Stirling System," *10th IHPC*, I-5, pp. 65~69.
- (13) Chi, S. W., 1976, *Heat Pipe Theory and Practice :A Source book*, Hemisphere Publishing Corp., pp. 159~161.
- (14) Peterson, G. P., 1995, *Introduction to Heat Pipes - Modeling, Testing and Applications*, Wiley, pp. 334~345.
- (15) Juhasz, A. J. and Rovang, R. D., 1995, "Composite Heat Pipe Development Status: Development of Lightweight Prototype Carbon-Carbon Heat Pipe with Integral Fins and metal Foil Liner," *9th IHPC*, 15-06.
- (16) Cao, Y. and Faghri, A. 1992, "Closed-Form Analytical Solutions of High-Temperature Heat Pipe Startup and Frozen Startup Limitation," *J. of Heat Transfer*, Vol. 114, pp. 1028~1035.