

히트파이프의 비정상상태 작동온도 예측에 대한 연구*

장종훈
기계공학과

<요 약>

히트파이프의 비정상상태 작동온도 예측을 위한 해석적 방법을 집중열용량법을 사용하여 유도하였으며, 응축부에서 자연대류에 의하여 열방출이 일어나는 경우에 대한 결과를 예측하였다. 또 순수 알루미늄을 압출하여 제작된 그루브를 워프로 하고, 아세톤을 작동유체로 사용하는 사각형 단면의 히트파이프를 제작하여 실험하였다. 히트파이프는 거의 등온 상태를 유지했으나 작동유체가 없는 히트파이프 용기는 같은 조건의 실험에서 큰 온도구배를 나타내 히트파이프가 효과적인 열전달 매체임을 나타냈다. 한편 해석적 방법에 의해 예측된 비정상상태 작동온도와 실험결과는 좋은 일치를 보였다.

A Study of the Prediction of Transient Heat Pipe Temperatures

J. H. Jang
Dept. of Mechanical Engineering

<Abstract>

An analytical study was conducted to predict the transient temperature variations of heat pipes by using the lumped heat capacity method. The analytical results for the natural convection boundary on the surface of the condenser section were obtained. An aluminum-acetone heat pipe with rectangular cross section was developed and tested to compare the results with the analytical results during the unsteady state. The heat pipe and the aluminum envelop were tested under the same condition. The heat pipe kept nearly isothermal condition while the large temperature gradient was developed along the envelop. The comparison between the analytical and the experimental results showed good agreement.

*본 연구의 일부분은 1994년도 한국학술진흥재단 신진교수 연구과제 연구비에 의하여 수행한 연구결과이며, 지원에 감사드립니다.

1. 서 론

지난 30여 년 동안 효과적인 열전달 장치인 히트파이프의 성능 예측에 대한 실험적 및 해석적 연구 및 응용에 대한 많은 연구가 진행되었다. ⁽¹⁾ 그러나 히트파이프 내부에서 일어나는 기체의 유동, 작동유체의 증발 및 응축, 작동유체의 이동 및 용기불 통한 열전달 등 복잡한 물리적 현상을 모두 포함하는 지배방정식과 경계조건을 이용하여 히트파이프의 성능을 예측하기는 대단히 어려운 일이다. 초기에는 성능 예측을 위하여 Cotter ⁽²⁾가 정상상태에서 히트파이프의 성능을 예측할 수 있는 일반적인 기본 이론을 발표한 후 많은 발전이 이루어졌다. 그후 히트파이프 내의 기체유동은 일차원적 및 이차원적으로 해석되었다. ⁽³⁻⁹⁾ 이들은 주로 정상상태에서의 기체유동을 해석하였으나 컴퓨터가 발달함에 따라 비정상상태에서의 기체유동 및 히트파이프 성능 해석도 많이 연구되었다. ⁽¹⁰⁻¹²⁾ 특히 작동유체로 액체금속을 사용하지 않는 히트파이프에 대하여 히트파이프 용기의 비정상상태에서 온도분포를 유한차분법을 사용하여 이차원적 해석을 실시하였다.

이상의 연구결과 등을 종합하면 매우 유용하고 외형적으로 간단한 히트파이프도 내부에서는 다양한 물리적 현상이 일어남을 알 수 있다. 따라서 성능해석을 위해 많은 지배방정식을 여러 경계조건과 함께 풀기 위하여 빠르고 용량이 큰 컴퓨터가 필요하다. 그러나 전자부품의 냉각 및 소형 열교환기 제작 등에 사용될 히트파이프의 실제 제작을 담당하는 생산현장에서 복잡한 지배방정식과 경계조건을 이해하여 설계에 적용할 수 있는 기술자와 큰 용량의 컴퓨터의 확보가 쉽지 않다. 또 작동유체의 여러 가지 물성치들 중에서 히트파이프의 성능에 영향을 미치는 표면장력, 점도, 밀도 및 잠열 등은 온도에 따라 변화한다. 따라서 적절한 작동유체의 선택을 위하여 예상되는 히트파이프 작동온도의 변화를 예측할 수 있어야 한다. 이 점을 고려하여 본 연구에서는 비정상상태에서 히트파이프의 작동온도 변화를 소형 컴퓨터를 사용하여 간략하게 예측할 수 있는 해석적 방법을 도출하고, 실험을 통하여 얻은 결과와 비교 확인하였다.

2. 해석적 연구

2.1 히트파이프 작동온도

히트파이프는 온도 구배를 이용하지 않고 작동유체의 상변화를 이용하여 열을 전달하므로 내부열저항이 매우 적다. 때문에 작동유체가 액체금속일 때 발생하는 Start-up 경우를 제외하고는 등온상태에서 작동한다고 가정할 수 있다. 따라서 히트파이프의 온도는 길이 및 반경방향의 변화는 무시할 수 있으며 단지 시간에 대한 변화만 고려할 수 있다. 즉 집중열용량법을 사용하여 히트파이프의 작동이 시작되어 정상상태에 도달하는 과정동안의 작동온도를 예측할 수 있다. 열역학 제1법칙을 이용하여 일원에서 히트파이프의 증발부에 가해진 열과 히트파이프의 응축부에서 외부로 방출된 열량의 차이는 히트파이프의 내부에너지의 변화와 같으므로 히트파이프의 온도 변화는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$T(t+\Delta t) = T(t) + \frac{(Q_{in} - Q_{out})}{C_e L_t} \Delta t \quad (1)$$

여기서 L_t 는 히트파이프 전체 길이, Q_{in} 은 증발부에 가해지는 열량으로 대부분의 경우 열유속으로 주어진다. Q_{out} 은 응축부에서 외부로 방출되는 열량으로 대류열전달, 열유속 및 복사열전달 등으로 다음과 같다.

$$Q_{out} = \begin{cases} hA_s [T(t) - T_\infty] \\ q''(t) A_s \\ \varepsilon \sigma A_s [T^4(t) - T_\infty^4] \end{cases} \quad (2)$$

여기서 h 는 열전달계수, A_s 는 응축부의 표면적, T_∞ 는 주위의 온도이다. q'' 는 열유속이며, ε 은 복사방사율이고, σ 는 Stefan-Baltzmann 상수이다. 한편 식 (1)에서 C_e 는 히트파이프의 단위 길이가 가지는 유효비열로 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$C_e = (\rho c)_p A_p + (1-\varepsilon)(\rho c)_w A_w + \varepsilon(\rho c)_f A_w + (\rho c)_v A_v \quad (3)$$

여기서 ρ 는 밀도, c 는 비열, A 는 단면적으로 대부분의 경우 일정하다. 또 ε 은 모세관구조의 porosity이다. 아래첨자 p, w, f, v 는 각각 히트파이프의 용기, 모세관구조, 작동유체의 액체 및 기체를 가리킨다.

한편 응축부에서 대류열전달에 의하여 열방출이 발생하는 경우에는 식 (1)의 Q_{out} 대신에 대류열전달 표현인 $h A_s (T(t) - T_\infty)$ 을 대입하면 식은 다음과 같이 나타난다.

$$\frac{dT}{dt} = - \frac{hA_s}{C_e L_t} \left(T - T_\infty - \frac{Q_{in}}{hA_s} \right) \quad (4)$$

위 식의 우변에서 온도 T 를 제외한 모든 변수가 일정하고 히트파이프의 초기온도가 T_∞ 와 같은 경우에는 아래와 같이 시간에 대한 온도의 변화로 나타낼 수 있다.

$$T(t) = - \frac{Q_{in}}{hA_s} \exp\left(- \frac{hA_s}{C_e L_t} t \right) + T_\infty + \frac{Q_{in}}{hA_s} \quad (5)$$

따라서 히트파이프에 대한 열입력량과 열전달계수를 알면 위 식 (5)를 이용하여 히트파이프가 초기상태에서 정상상태에 도달하는 과정동안의 작동온도를 구할 수 있다. 일반적으로 열입력량은 일정한 값으로 주어지나 열전달계수는 실험을 통하여 구하여진다.

응축부에서 열 방출이 복사에 의하여 이루어지는 경우에도 식 (2)에 주어진 Q_{out} 은 다음과 같이 변형하면 식 (5)를 이용하여 근사값을 얻을 수 있다.

$$\begin{aligned} Q_{out} &= \varepsilon \sigma A_s [T^4 - T_\infty^4] \\ &= h_r A_s [T - T_\infty] \end{aligned} \quad (6)$$

여기서 $h_r = \varepsilon \sigma [T^2 + T_\infty^2][T + T_\infty]$ 로 표시된다.

본 연구에서는 응축부에서 열이 자연대류에 의하여 방출되는 경우에 대하여 식 (5)를 이용하여 얻은 결과와 실험결과를 비교하였다.

2.2 열전달계수

실제 히트파이프가 응용되는 많은 경우에 응축부에 적용되는 열전달 형태는 대류열전달이다. 따라서 식 (5)를 사용하기 위하여 열전달계수의 정확한 값이 필수적이다. 이미 그 값이 알려진 경우에는 바로 사용할 수 있으나 그렇지 않은 경우에는 실험적으로 구할 수 있다. 즉 히트파이프와 같은 크기의 작동유체가 들어있지 않은 용기를 똑 같은 조건에서 실험하여 온도분포를 측정한다. 이때 용기내부에는 작동유체가 없기 때문에 내부에서의 열전달은 거의 무시할 수 있다. 따라서 히트파이프로 작동하지 않고 핀과 같은 역할을 하므로 측정된 온도와 핀의 온도분포를 나타내는 다음의 식들에서 얻은 온도분포와 비교하여 열전달계수를 얻을 수 있다.

용기의 길이가 길거나 또는 열전도계수가 작아서 용기 끝의 온도가 주위의 온도와 같은 경우에는 다음 식을 이용할 수 있다.

$$T = T_\infty + (T_b - T_\infty) e^{-mx} \quad (7)$$

여기서 T_b 는 핀의 바탕의 온도로 응축부가 시작되는 곳의 온도이며, m 은 $\sqrt{hP/kA_c}$ 이다. P 는 용기의 외부 둘레, k 는 용기의 열전도계수, A_c 는 용기의 단면적이다.

핀 끝의 온도가 주위의 온도보다 높은 경우에는 핀 끝 단면에서 열전달을 무시하면 온도분포는 다음 식으로 구하여 측정값과 비교할 수 있다.

$$T = T_\infty + (T_b - T_\infty) \frac{\cosh m(L_c - x)}{\cosh mL_c} \quad (8)$$

여기서 L_c 는 용기의 응축부 길이이다. 측정치와 위의 식 (7)또는 (8)를 이용하여 얻은 온도분포가 일치하도록 열전달계수(h)를 변화시키면서 열전달계수 값을 구한다.

3. 실험장치 및 방법

실험에 사용된 단면적이 직사각형인 히트파이프는 순수 알루미늄을 압출하여 만들어졌으며 아세톤을 작동유체로 사용하였다. 전체 길이는 0.3m이고, 직사각형 단면의 크기는 0.045 x 0.01m이다. 중발부의 길이는 0.045m이며 용축부의 길이는 0.225m이다. 히트파이프의 알루미늄 용기 내부에는 압출에 의하여 94개의 직사각형 단면을 가지는 그루브(groove)가 있으며 그루브 단면의 크기는 0.0007 x 0.0005m이다. 히트파이프의 전체 형상은 Fig. 1 과 Table 1에 잘 나타나있다.

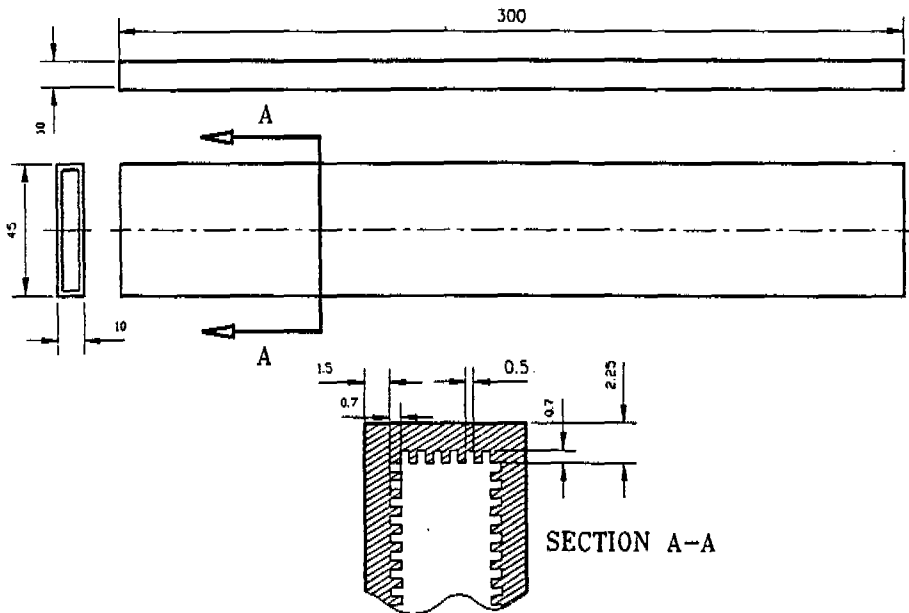


Fig. 1 Schematic diagram of a heat pipe envelop

Table 1 Physical dimensions of the heat pipe

| | |
|------------|---------|
| 히트파이프 용기재료 | 순수 알루미늄 |
| 전체길이 | 0.3m |
| 용기 벽두께 | 0.0015m |
| 증발부 길이 | 0.045m |
| 응축부 길이 | 0.225m |
| 단면의 넓이 | 0.045m |
| 단면의 높이 | 0.01m |
| 웍구조 | 그루브 형태 |
| 그루브의 수 | 94 |
| 그루브 단면의 넓이 | 0.0005m |
| 그루브 단면의 높이 | 0.0007m |
| 작동유체 | 아세톤 |
| 작동유체의 양 | 10ml |

Fig. 2는 낮은 온도에서 많이 사용되는 작동유체의 특성을 나타낸다. 작동유체의 열전달 특성을 나타내는 작동유체의 물성치로 이루어진 작동유체 전달인자(liquid transport factor, M)는 식 (9)와 같이 표시된다.

$$M = \frac{\rho_f \sigma_f h_{fg}}{\mu_f} \quad (9)$$

여기서 ρ_f 는 작동유체의 밀도, σ_f 는 표면장력, h_{fg} 는 증발잠열, μ_f 는 점도다. Fig.2에서 이 인자의 절대 값은 아세톤의 값이 상대적으로 작으나 온도의 변화에 민감하지 않고 증기압력이 제일 낮다. 또 아세톤은 알루미늄과 접촉되어서 불응축개스를 발생하지 않기 때문에 작동유체로 사용하였다. 암모니아와 물도 낮은 온도에서 좋은 작동유체이나 암모니아는 증기압이 높고 물은 알루미늄과 반응을 하기 때문에 제외되었다. ⁽¹³⁾ 따라서 히트파이프 내부에 10ml의 아세톤이 작동유체로 주입된 후 봉인되었다.

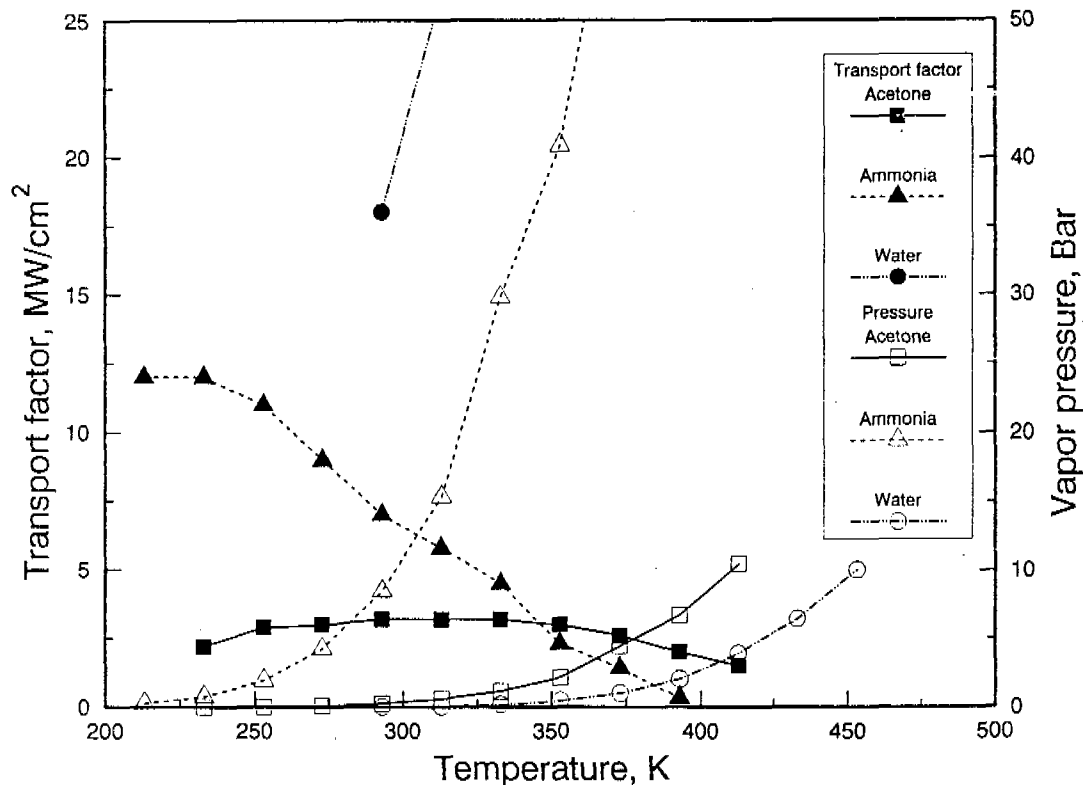


Fig. 2 Comparisons of liquid transport factors and vapor pressures

직사각형의 평판형 전기히터가 증발부의 윗면과 아래 면에 Fig. 3에서 보는 것과 같이 부착되어서 증발부에 열을 가한다. 각 전기히터의 전기저항은 35 Ω 이고 히터의 양면은 실리콘고무로 절연되어 있다. 이 히터는 직류전원에 연결되어 전압의 조절에 의하여 공급하는 열량을 조절하게 된다. Fig. 3에서처럼 히터가 부착된 증발부는 석면을 사용하여 일차 단열하고 그 위에 폴리우레탄을 사용하여 단열을 하였다. 응축부는 자연대류열전달에 의하여 냉각되게 공기 중에 노출시켰다.

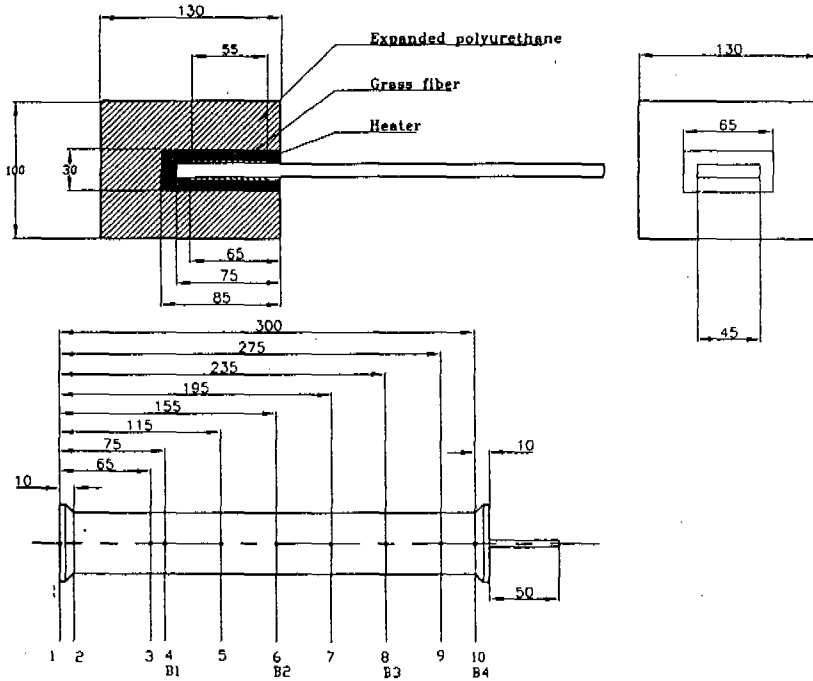


Fig. 3 Locations of thermocouples and heaters

히트파이프의 온도를 측정하기 위하여 윗 표면에 10개의 열전대(크로멜-알루미늄)를 Fig. 3과 같이 설치하였다. 또 응축부의 윗면과 아래 면의 온도 차이를 알아보기 위하여 아래 면에 4개의 열전대를 설치하였다. 비정상상태 동안의 온도변화를 기록하기 위하여 모든 열전대는 열전대 모니터에 연결되고 이 모니터는 RS-232 선을 통하여 486컴퓨터에 연결되어 매 10초마다 온도변화를 기록하였다.

히트파이프의 초기온도는 대기온도와 같은 상태를 유지한 후 증발부에 일정한 양의 열을 전기히터를 통하여 가하면서 히트파이프가 정상상태에 도달하게 하였다. 한편 알루미늄은 열전도계수가 상대적으로 높기 때문에 용기 자체만으로도 핀의 역할을 하므로 히트파이프와 열전달 능력을 비교하고 또 응축부 표면에서 열전달계수를 알아보기 위하여 작동유체가 없는 히트파이프 용기를 똑같은 조건에서 실험하여 온도분포를 기록하였다.

4. 결과 및 고찰

히트파이프의 성능을 실험하기 전에 작동유체를 주입하지 않은 알루미늄 용기를 같은 조건에서 실험하여 온도분포를 구하였다. 이 경우 작동유체가 용기 내부에 존재하지 않기

때문에 전도에 의한 열전달이 열원에서 응축부로 이루어지며, 알루미늄은 열전도계수가 크기 때문에 알루미늄 용기 자체도 긴 핀과 같은 역할을 한다. 전체가 대기온도와 같은 일정한 초기온도에서 일정한 열(18W)을 전기히터를 통하여 가하였다. 이때 온도분포는 Fig. 4와 같이 나타났다. 대기 중에 노출되어 자연대류열전달에 의하여 냉각되는 응축부에서 온도는 등온상태가 아닌 비선형적으로 변화였고, 초기에는 급격한 온도의 증가가 있었으나 점점 온도 증가폭이 감소하여 정상상태에 도달하였다.

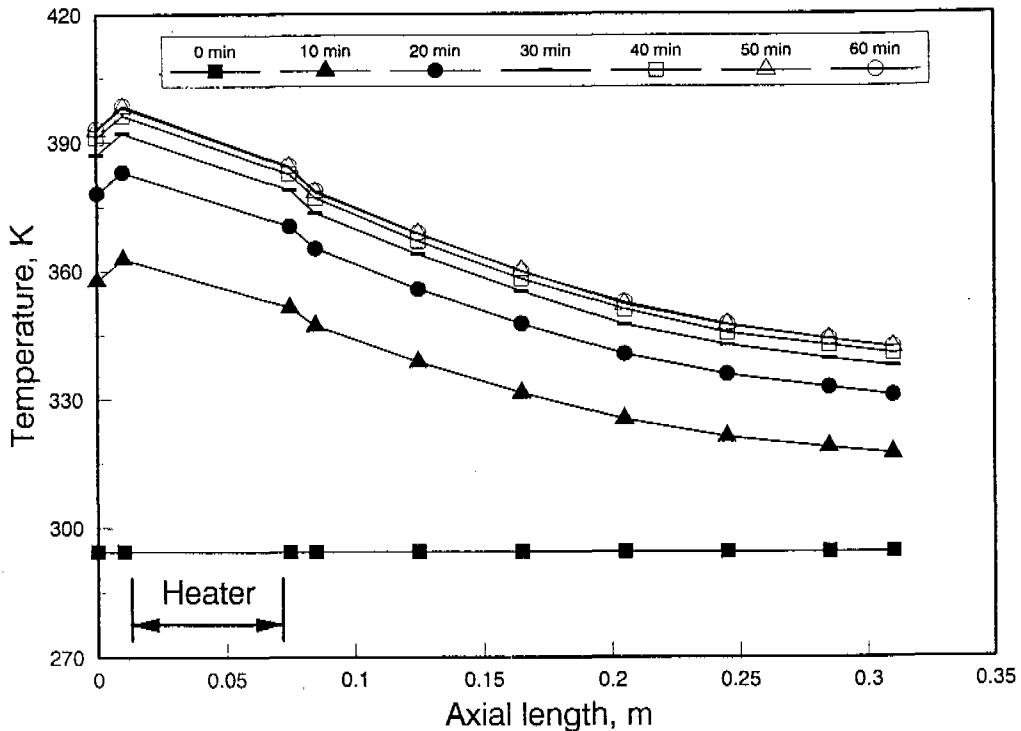


Fig. 4 Temperature distributions along the aluminum envelop during the unsteady state

Fig. 5는 응축부에서 발생한 대류열전달의 열전달계수를 구하기 위하여 Fig. 4의 온도분포 중 정상상태에서 알루미늄 용기 응축부의 온도분포와 식 (8)를 사용하여 구한 온도분포를 비교한 것이다. 알루미늄 용기의 형상과 응축부 시작점의 온도를 실험치와 같은 값을 식 (8)에 대입하면 유일한 미지수인 열전달계수에 따라서 여러 개의 온도분포를 얻을 수 있고 이중 실험적으로 얻은 온도분포와 잘 일치하는 경우의 열전달계수를 구하면 된다. Fig. 5에 있는 온도분포는 열전달계수가 $9 \text{ W/m}^2\text{C}$ 인 경우로 실험치와 식 (8)를 사용하여 구한 온도분포가 잘 일치하고 있다. 따라서 미지수인 대류열전달계수를 $9 \text{ W/m}^2\text{C}$ 로 정하였다.

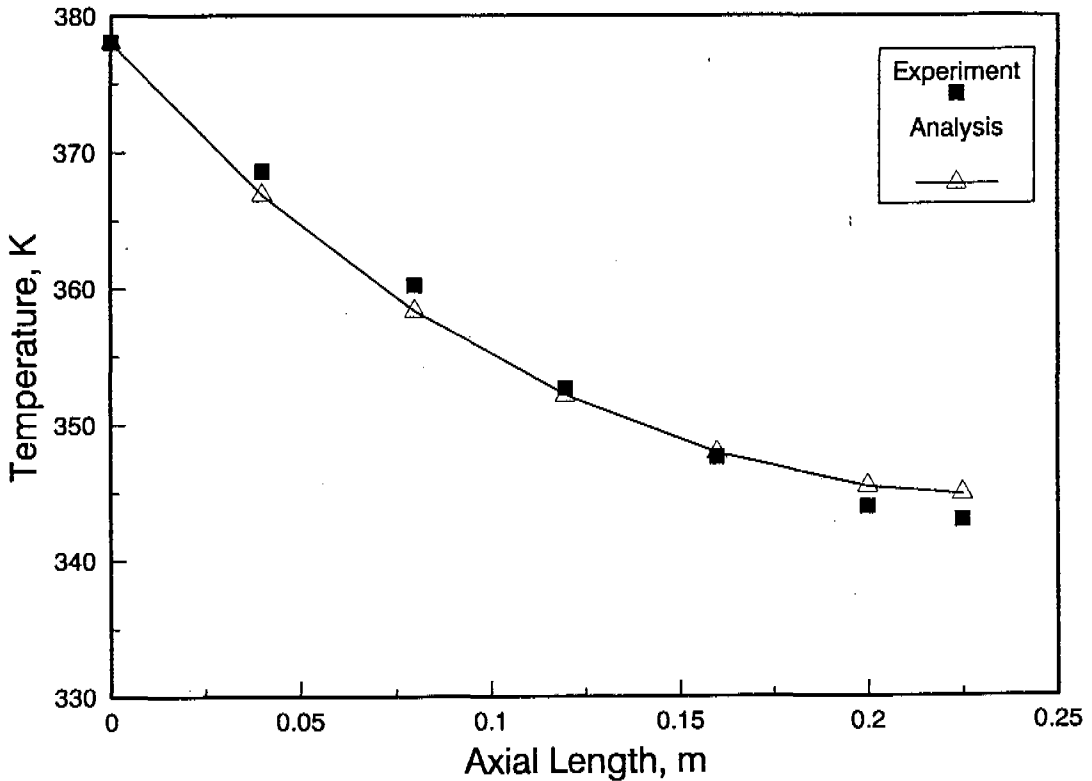


Fig. 5 Comparison of the experimental and analytical temperature distributions with the heat transfer coefficient of $9\text{w/m}^2\text{C}$

Fig. 6은 알루미늄 용기에 아세톤을 넣고 밀봉하여 히트파이프를 만든 후 같은 조건에서 실험한 결과 얻은 온도분포를 나타내고 있다. 히트파이프의 온도분포는 Fig. 4와 비교하여 매우 다르게 나타났다. 전기히터 양끝의 온도를 제외하면 거의 온도 구배가 없이 히트파이프 전체가 등온상태를 나타내고 있다. 따라서 앞에서 사용한 집중열용량법은 타당한 가정이며, 히트파이프는 증발부와 응축부 사이의 열전달이 알루미늄 용기를 통한 전도에 의한 것보다 내부에 있는 작동유체의 상변화에 의하여 열전달이 주로 이루어진다는 것을 알 수 있다. Fig. 7은 앞의 Fig. 4와 6의 온도분포 중 정상상태에서 두 온도를 비교한 것이다. 같은 실험조건에서 온도분포는 매우 다르게 나타났다. 즉 히트파이프의 최고 온도는 작동유체가 없는 경우보다 현저히 낮으면서 등온상태를 잘 유지하고 있다.

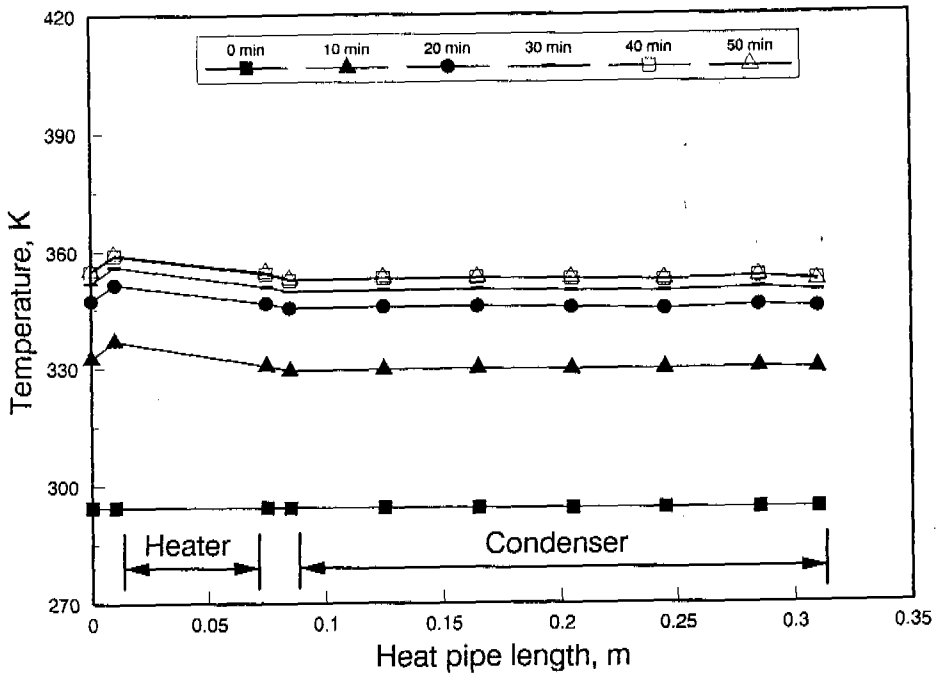


Fig. 6 Temperature distributions of the heat pipe during the unsteady state

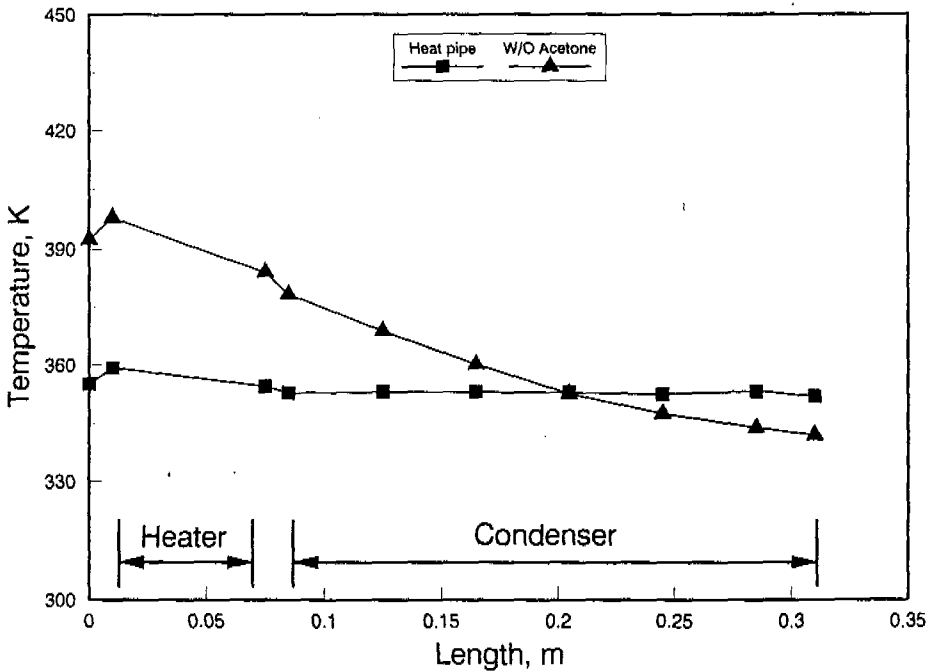


Fig. 7 Comparison of the temperature distributions of the heat pipe and the envelop without acetone

Fig. 8은 비정상상태에서 히트파이프의 온도변화와 식 (5)에서 구한 온도변화를 비교하고 있다. 즉 식 (5)에 실험과 같은 초기온도와 주위온도를 대입하고, 또 열전달계수를 앞에서 구한 $9 W/m^2\text{C}$ 를 사용하여 얻은 온도분포와 실험치가 매우 좋은 일치를 이루고 있다. 따라서 본 연구에서 제안한 히트파이프 작동온도 예측방법은 히트파이프 설계 시 작동유체의 선택에 필요한 작동온도를 간단하게 구할 수 있는 한 방법이다.

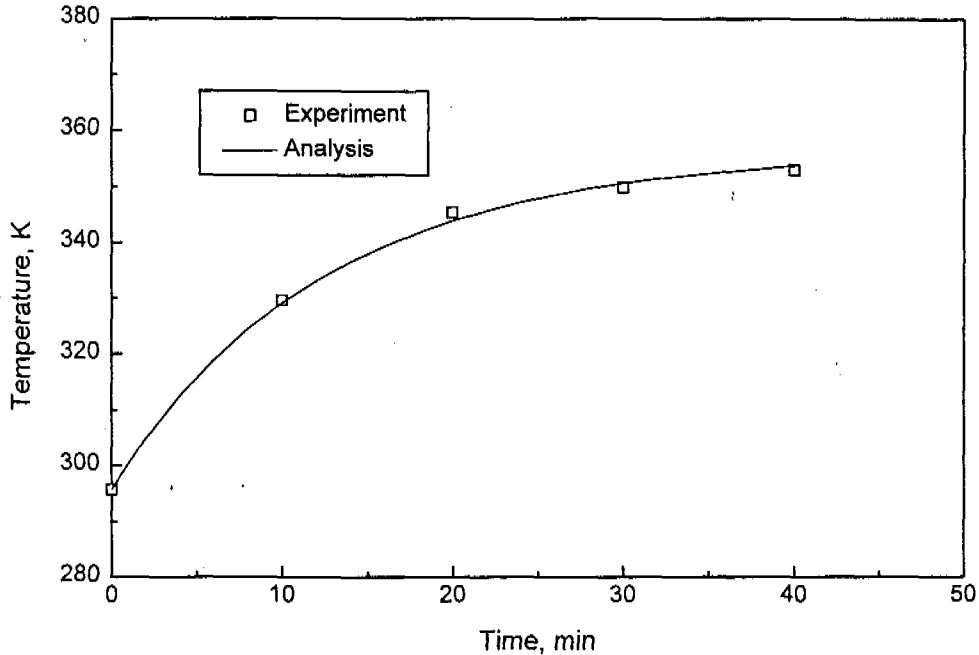


Fig. 8 Comparison of the experimental and analytical temperature variations during the transient period

Fig. 9는 같은 조건에서 히트파이프에 가해지는 열량을 25W로 증가시킨 경우의 초기온도에서 정상상태에 도달하는 동안의 히트파이프의 온도분포를 나타낸다. 히트파이프의 전체 온도가 증가하다 어느 순간부터는 응축부의 온도는 거의 변화가 없으나 증발부의 온도는 계속 증가하여 결국 증발부의 온도가 응축부의 온도보다 높게 나타났다. 이 경우는 증발부에 있는 작동유체가 모두 증발되어 더 이상 증발이 일어나지 않는 경우로 히트파이프의 기능이 정지되었다고 생각할 수 있다. 즉 히트파이프가 전달할 수 있는 열전달 능력의 한계에 이르렀다. 만약 열입력량이 더 크면 증발부의 온도는 계속 증가하여 증발부의 용기가 녹는 위험한 경우에 도달할 수 있다. 이와 같이 등온상태가 이루어지지 않은 경우에는 앞에서 제안된 온도 예측방법은 사용할 수 없다.

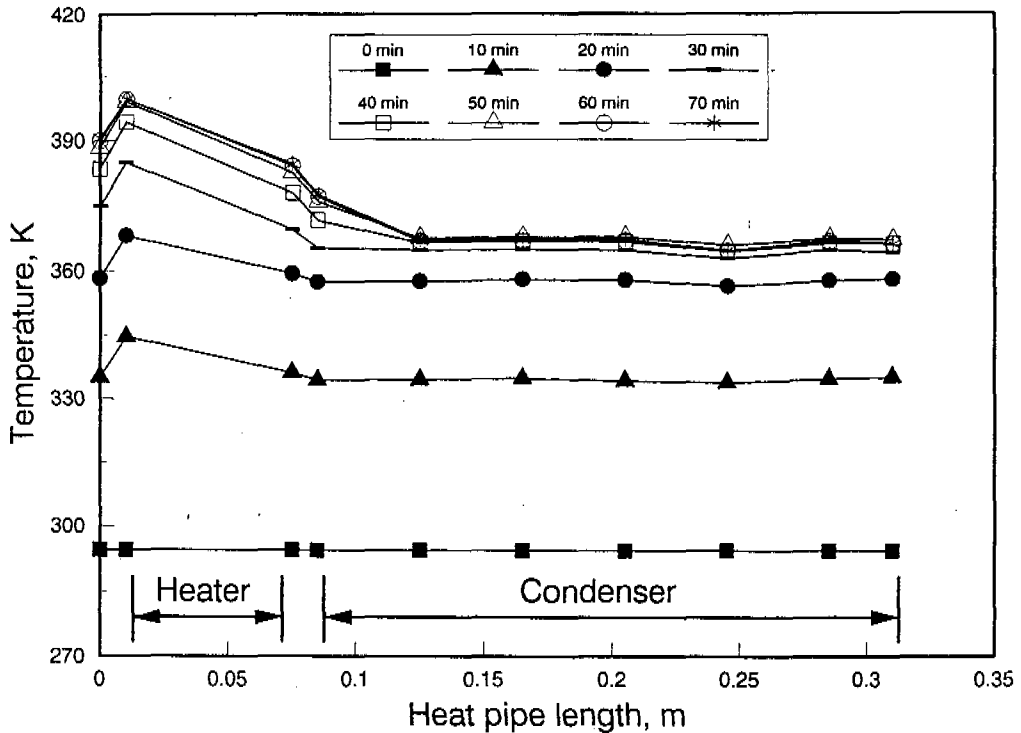


Fig. 9 Temperature distributions of the heat pipe for dry-out case

5. 결 론

히트파이프가 초기상태에서 정상상태에 도달하는 동안 히트파이프 작동온도의 시간에 대한 변화를 예측할 수 있는 간단한 해석적 방법을 제안하였고, 응축부에서 대류열전달에 의하여 냉각되는 경우에 대하여 해석적 방법을 이용하여 온도변화를 예측하였다. 또 순수 알루미늄을 히트파이프 용기로, 아세톤을 작동유체로 사용한 히트파이프를 제작하여 실험한 결과와 해석적으로 얻은 결과를 비교하여 좋은 일치를 얻었다. 열전도계수가 커 핀의 재료로 많이 사용되는 알루미늄으로 만든 용기에 작동유체가 있는 경우와 없는 경우에 대하여 같은 조건 아래서 실험한 결과 작동유체가 있는 경우는 등온상태를 유지하고 최고온도가 낮았다. 즉 히트파이프가 매우 효과적인 열전달 매체임이 입증되었다.

참 고 문 헌

- (1) Dunn, P. and Reay, D. A., 1982, "Heat Pipes," 3rd Edition, Pergamon Press.
- (2) Cotter, T. P., 1964, "Theory of Heat Pipes," LA-326-MS.
- (3) Busse, C. A., 1967, "Pressure Drop in the Vapor Phase of Long Heat Pipes," Proc. 1967 Thermionic Conversion Specialist Conf., pp. 391-398.
- (4) Levy, E. K., 1968, "Theoretical Investigation of Heat Pipes," Proc. Aviation and Space Conf., Beverly Hills, Calif., pp. 671-676.
- (5) Bankston, C. A. and Smith, H. J., 1972, "Incompressible Laminar Vapor Flow in Cylindrical Heat pipes," ASME Paper No. 71-WA/HT-15.
- (6) Tien, C. L. and Rohani, A. R., 1974, "Analysis of the Effects of Vapor Pressure Drop on Heat Pipe Performance," Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 17, pp. 61-67.
- (7) Brovalsky, P. I. and Melkinov, M. V., 1976, "The Method of Calculation and Investigation of High Temperature Heat Pipe Characteristics Taking into Account the Vapor Flow Compressibility, friction, and Velocity Profile," Proc. 2nd Int. Heat Pipe Conf., pp. 113-122.
- (8) Ooijen, H. V. and Hoogendoorn, C. J., 1979, "Vapor Flow Calculations in a Flat-Plate Heat Pipe," AIAA J. Vol. 17, No. 11, pp. 1251-1259.
- (9) Bowman, W. J., 1987, "Simulated Heat Pipe Vapor Dynamics," Ph. D. Dissertation, Air Force Institute Tech., May.
- (10) Jang, J. H., Faghri, A., and Chang, W. S., 1991, "Analysis of One-dimensional Transient Compressible Vapor Flow in Heat Pipes," Int. J. Heat and Mass Transfer, Vol. 34, No. 8, pp. 2029-2037.
- (11) Chang, W. S. and Colwell, G. T., 1985, "Mathematical Modeling of the Transient Operating Characteristics of Low Temperature Heat Pipe," Numerical Heat Transfer, Vol. 8, pp. 169-186.
- (12) Chen, M. M. and Faghri, A., 1990, "Analysis of the Vapor Flow and the Heat Conduction through the Liquid-Wick and Pipe Wall in a Heat Pipe with Single or Multiple Heat Sources," Int. J. Heat and Mass Trans., Vol. 33, No. 9, pp. 1945-1955.
- (13) "Heat Pipe Design Handbook," NASA-CR-134264, 1972..