

平板型マイクロヒートパイプの伝熱特性について

Steady and Transient Heat Transfer Characteristics in Flat Micro Heat Pipe

木村 裕一^{*}
Yuichi Kimura中村 芳雄^{*}
Yoshio Nakamura素谷 順二^{*2}
Junji Sotani勝田 正文^{*3}
Masafumi Katsuta

概要 近年コンピュータ等の電子機器において、実装のしやすさや熱源への装着の容易性などから、薄型の平板型マイクロヒートパイプが注目されるようになってきている。本報では、この薄型特殊平板型マイクロヒートパイプの定常伝熱特性の詳細について実験的に確認を行なうとともに、最大熱輸送量の予測方法について提案していくものである。また、ヒートパイプ自体の動作が実状常温から開始されることから、性能測定に際してステップ入力による過渡特性についても評価を行った。

定常測定においては、ファンの冷却能力を調整することにより、ヒートパイプ断熱部温度を50℃に設定して評価を行った。また、ここでは作動液量と蒸発部及び凝縮部長さをパラメータとした。結果として作動液量を増加させると最大熱輸送量は増加することが確認できた。また、最大熱輸送量は蒸発部や凝縮部の長さが長くなるに従い大きくなることも確認できた。これらの結果から、最大熱輸送量をより正確に予測するため、圧力バランスの式の見直しを行った。

過渡測定においては、凝縮部に取り付けたペルチェ素子の能力を調整することにより、ステップ入力の増加による温度上昇を一定に保持した。ここでは作動液量とヒートシンクの温度及びステップ入力の間隔をパラメータとして評価を行った。結果として最大ステップ入力は定常試験における最大熱輸送量より作動温度が低くなることにより小さくなることが確認できた。

1. はじめに

近年、ノート型パソコンの搭載機器の多様化やきょう体の小型化が進んでいく一方で、CPUの発熱量が増加するという相反する要因（放熱量を多くするためには、より大型の冷却装置が必要であるが、きょう体は小型化が要求されている。）を同時にクリアしなければならない、より自由度が高く、省スペース性に優れ、かつ十分な放熱性能が求められる。そのため、近い将来新しい冷却技術が必要となってくると考えられる。このような中、ノート型パソコン等の温度制御用としてマイクロヒートパイプが使用されるようになってきた。マイクロヒートパイプの範ちゅうには、SEMOS（self-exciting mode oscillating-flow）ヒートパイプや振動型ヒートパイプ、PHP（pulsating heat pipe）、CPL（capillary pumped loop）といった様々な新しいコンセプト^{2)~6)}のヒートパイプも含まれており、広く詳細に検討されてきた。これらの新しい熱輸送デバイスもいずれ実用化される可能性もあるが、近年新しく開発された薄型の平板型マイクロヒートパイプが注目を浴びるようになってきた^{7, 8)}。この理由としてパソコン内での実装が容易であった

り、熱源との接触を十分に確保できるというメリットが挙げられるからである。しかし、この平板型マイクロヒートパイプは、円筒型ヒートパイプに比べて蒸気流路断面積が非常に狭いなどの形状的な特徴を持っているが、これが作動原理や熱輸送能力にどのような影響を与えるかについては明確には分かっていない。ここでは、薄型平板型マイクロヒートパイプの基礎的なデータを紹介するとともに、このヒートパイプの内部構造の最適化を行うために必要な伝熱特性に関して紹介していく。

2. 実験装置及び方法

図1に熱性能測定用の実験装置全体を示す。この装置は主テスト装置部、電源供給部及びパソコンに接続されたデータ収集装置部よりなっている。マイクロヒートパイプには**図2**に示すようにマイクロセラミックヒータを取り付け入力できるようになっている。複数の長さのヒータを使用することにより（**図中**のX）、各テスト条件に対応した。ヒータからのマイクロヒートパイプへの伝熱性を向上させるために、サーマルグリースを間に塗布した。また、蒸発部で入力された熱がすべて凝縮部から放出されるように、蒸発部と断熱部は断熱材で断熱した。一方、凝縮部では十分な冷却を得るためにファンとフィンを用い、冷却ファンの能力を調整することにより、断熱部温度が50℃一定になるようにした。また、この50℃一定の温度条件で一連の実験を行った。すべての実験データは、この断

^{*} 研究開発本部 環境・エネルギー研究所^{*2} 電装・エレクトロニクスカンパニー^{*3} 早稲田大学 理工学研究所

熱部温度が定常となった後に測定を行った。マイクロヒートパイプの表面には5 mm間隔で合計29本のK熱電対を取り付け計測を行った。また、マイクロヒートパイプの内部ウィックには銅製の編組線を用い、作動液には純水を使用した。表1に本評価で使用したサンプルの仕様を示すが、全長はすべて同じで157 mm、厚さは1 mmとした。また、測定のパラメータとしては、作動液量及び蒸発部と凝縮部の長さとした。まず最初に、実験を通じてマイクロヒートパイプの伝熱特性を明らかにするとともに、応用していく上で有用な最大熱輸送量を、毛細管限界を考慮した予測方法で提案した。

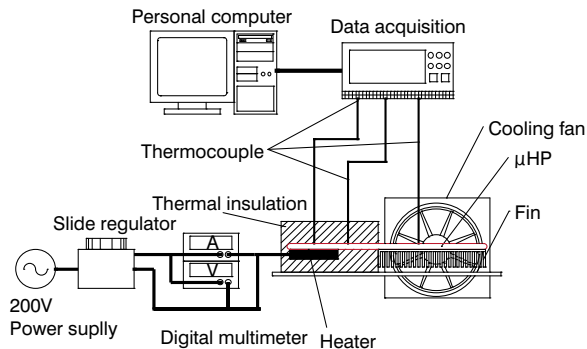


図1 実験装置の概要
Schematic of experimental setup.

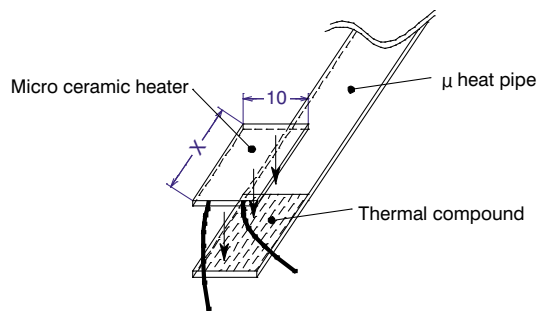


図2 ヒータ部と蒸発部の詳細
Detail of heater and evaporating section.

表1 サンプル及び評価条件
Samples and evaluation conditions.

ヒートパイプ長さ	mm	157
ヒートパイプ厚さ	mm	1.0
蒸発部長さ	mm	10, 20, 30, 40, 50
凝縮部長さ	mm	40, 60, 80, 100
作動液量	vol%	20, 25, 30, 35, 40, 45

2.1 データの整理方法

熱伝達率は次式を用いて計算した。

$$h_e = \frac{Q}{A(T - T_{ad})} \quad (1)$$

入力に対する蒸発部熱伝達率の関係を図3に示す。

図からも分かるように、ドライアウトは熱伝達率が低下する点をもって定義することができる。ドライアウト直前の入力(代表例として図3を用いると、最大熱輸送量は8.5 W)を、このマイクロヒートパイプが運ぶことができる最大熱輸送量とした。

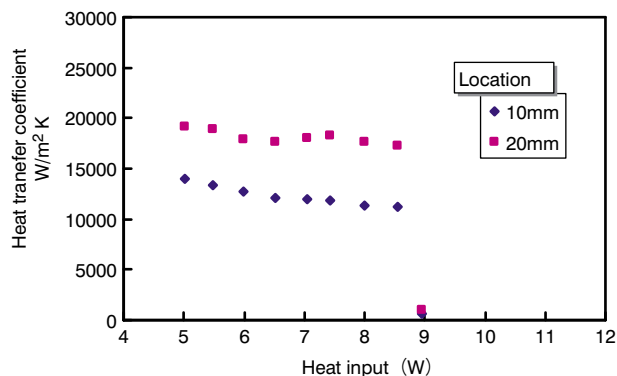


図3 熱入力と熱伝達率の関係
Relationship between heat input and heat transfer coefficient.

3. 実験結果と考察

3.1 定常実験

3.1.1 有効長の再設定

マイクロヒートパイプの表面の温度分布を図4に示す。図中の概念図からも分かるように、凝縮部先端に液溜まり(液スラグ)によるものと推察できる極端な温度降下が認められる。

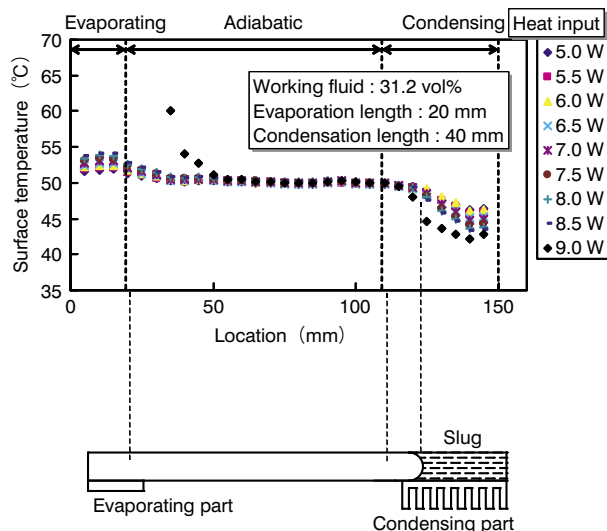


図4 温度分布
Temperature distribution.

この結果からも分かるように、作動液の循環する代表長さは従来定義された長さとは異なって考える必要があると考えられる。液溜りを考慮に入れると、代表長さ(有効長)は次のように表わされる。

$$L_{eff} = \frac{L_e}{2} + L_{ad} + \frac{L_c - L_s}{2} \quad (2)$$

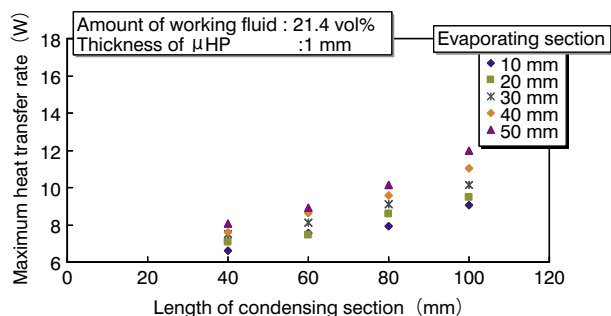
$$L_s = \frac{V^+ - S_{lc} \times L / \zeta}{S_{vc}} \quad (3)$$

マイクロヒートパイプがほぼ水平に設置され、内部の蒸気空間径に相当する高さによる重力差に比べて、その空間径で与えられる毛細管圧力が大きい場合、余剰液は全体に分布せず、凝縮部端に溜まりスラグとなり、この液溜りが形成される条件は次のように表わされる。

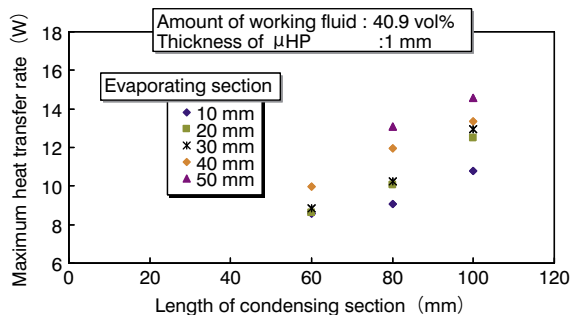
$$\frac{2\sigma}{r_c} \cos \phi > \rho_l \times g \times H_l \quad (4)$$

3.1.2 伝熱特性

編組ウィックマイクロヒートパイプについて、蒸発部長さと凝縮部長さを変化させた時の最大熱輸送量を作動液封入量の違いによって図5に示した。図からも分かるように蒸発部が凝縮部長さのどちらかが増加するに従い最大熱輸送量は増加することが分かる。これは、毛細管限界を考えた場合、蒸発部が凝縮部のどちらが増加しても、断熱部が短くなり代表長さが短くなることが原因であると考えられ、また圧力損失も減少するものと考えられる。蒸発部長さと凝縮部長さが同じ場合には、作動液封入量が多い方が最大熱輸送量も大きくなることが分かる。これは、作動液封入量が多ければ多いほど余剰な作動液も多くなり、その液が凝縮部端に溜って結果的にマイクロヒートパイプの長さが減少するのと同じ効果になることが原因であると考えられる。即ち、余剰液量は図4に示されるように、液溜りとなっている。



(a) 作動液量：21.4 vol%の時



(b) 作動液量：40.9 vol%の時

図5 最大熱輸送量
Maximum heat transfer rate.

3.1.3 最大熱輸送量の予測式

これまでの結果から判断すると、通常のヒートパイプに適用される従来のモデル、言い換えれば毛細管限界の考え方が、この平板型ヒートパイプに関しても適用できるということを意味している。

最大熱輸送量を予測するに当たっては、以下の編組ウィックモデルの仮定を置いて行った。

図6に理想的な編組ウィックを用いた平板型ヒートパイプモデルについて示す。ここで、図6に示しているように、ウィックはヒートパイプの完全に中央に位置しているものと仮定す

る。また、作動液の流路は、図中のウィックの拡大モデルに示すようにワイヤ間に形成される空間とする。各部の寸法は表2に示すとおりである。

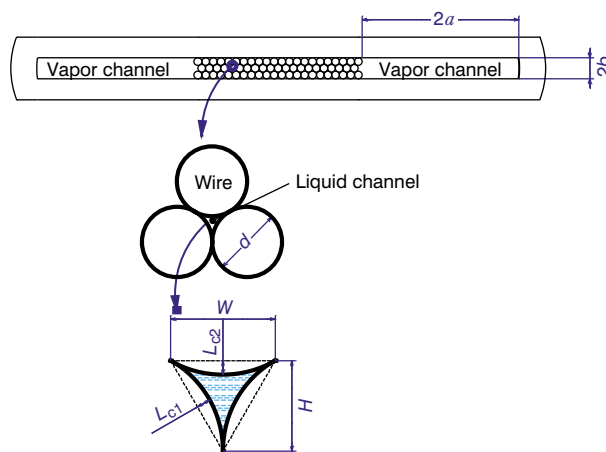


図6 平板型ヒートパイプの断面とウィックの拡大モデル
Enlargement of the cross-section of flat heat pipe and wick.

表2 モデルの各部の寸法
Dimensions of the wick configuration.

a	1.938 mm
b	0.250 mm
d	0.104 mm
W	0.052 mm
H	0.052 mm
L_{c1}	0.00697 mm
L_{c2}	0.00697 mm

重要な値である透過率 K ⁴⁾と実効細孔半径 r_c ⁹⁾は次のように与えられる。

$$K = \frac{D_l^2 \times N}{2 \times f Re_{D_l}} \quad (5)$$

$$r_c = \frac{d + \sqrt{32 \times K / \varepsilon}}{2} \quad (6)$$

ここで重要になるのがポアズイユ数 $f Re_{D_l}$ の値になるが、これは断面形状から幾何学的に一意に求めることができる。また、最大熱輸送量を予測するに当たっては圧力バランスを考える。作動液が循環する際に圧力損失があり、毛細管圧力による駆動力がこの圧力損失に打ち勝てなくなった時に液の正常な循環が不可能になり、限界値となる。

$$\Delta P_c - \Delta P_s \geq \Delta P_v + \Delta P_l + \Delta P_{eva} + \Delta P_{con} \quad (7)$$

以下にそれぞれの項について説明する。

(1) 毛細管圧力による駆動力 ΔP_c

ウィックの毛細管圧力が、マイクロヒートパイプの作動液の正常な循環の駆動力となり⁹⁾、式(8)で表される。

$$\Delta P_c = \frac{2\sigma}{r_c} \cos \theta \quad (8)$$

また、接触角 θ は水と銅では33°～40°が一般的であるといわれているが、38°という値が最もよく使われているので、それ

を採用した⁴⁾。

(2) 液が還流するときの圧力損失 ΔP_ℓ ³⁾

ダルシーの法則によると、前記の K 値を用いると ΔP_ℓ は次のように表わすことができる。

$$\Delta P_\ell = \frac{\mu_\ell Q}{KA_w \rho H_{fg}} L_{\text{eff}} \quad (9)$$

(3) 蒸発・凝縮するときの圧力損失 $\Delta P_{\text{eva}}, \Delta P_{\text{con}}$ ^{10), 11)}

分子運動論的な解析から次式のように計算できる。

$$\Delta P_{\text{eva}} = \sqrt{\frac{RT}{2\pi}} \times \frac{Q}{\alpha(H_{fg} - (1/2)RT)A_{\text{eva}}} \quad (10)$$

$$\Delta P_{\text{con}} = \sqrt{\frac{RT}{2\pi}} \times \frac{Q}{\alpha(H_{fg} - (1/2)RT)A_{\text{con}}} \quad (11)$$

(4) スラグによる圧力損失 ΔP_s ⁷⁾

スラグが形成されると、その部分ではヒートパイプとしての機能が得られないばかりか、その存在のために圧力損失が生じることになる。図7に示すように端部にスラグとして液を保持することにより毛細管圧力差が生じ、蒸気圧 P_v に対して気液界面の圧力 P_g が低下することになる。

$$\Delta P_s = P_v - P_g = \frac{2\sigma}{r_r} \cos \theta \quad (12)$$

ここで、蒸気空間が与える実効細孔半径 r_r は式(13)のように与えられる。

$$r_r = \frac{2ab}{a+b} \quad (13)$$

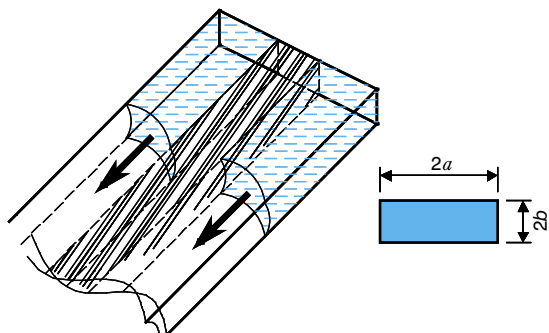


図7 スラグ形状
Configuration of slag.

(5) 蒸気が流れる時の圧力損失 ΔP_v

これまで円管断面の圧力損失の式に等価直径を用いることで簡易的に蒸気流の圧力損失を算出していたが、平板型マイクロヒートパイプではアスペクト比が極端に小さくなるために、円管断面流れの解析では不十分であると考えられる。そこで、ここでは矩形断面流れの解析⁹⁾を行うことで、より正確に蒸気流による圧力損失を求めることを試みる。図8に示すように蒸気流路の片側について長方形断面流路として圧力損失を求めると、以下のようになる。

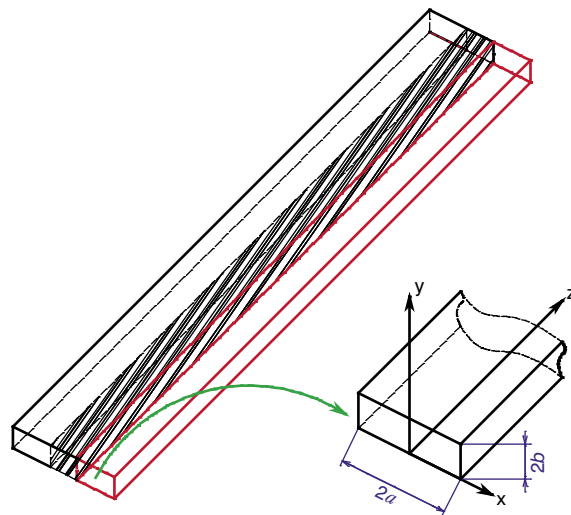


図8 蒸気流路モデル
Model of vapor channel.

$$\Delta P_v = \frac{12\mu Q}{\rho a D^2 H_{fg} (1+s)^2 \left(1 - 48s \times 4 \tanh \frac{\pi}{2s}\right)} L_{\text{eff}} \quad (14)$$

以上に示した式(5)から式(14)を用いると、最大熱輸送量を予測計算することができる。実験結果と予測計算値を比較すると、全体的に実験値に比べて計算値が大きくなっていることが分かった。原因として、実際の現象では上記以外に気液の干渉というものがあることが考えられる。そこで、気液の干渉について検討を行ってみる。

(6) 気液の干渉

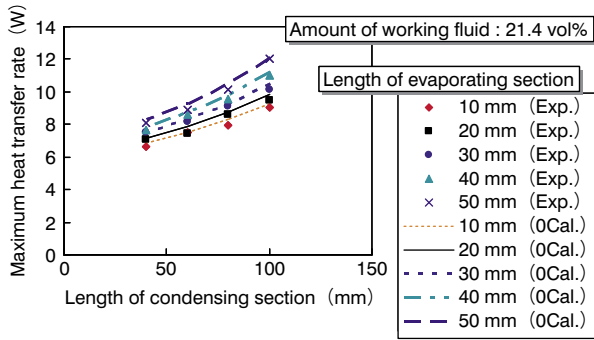
Kyu Hyung Doらの行った研究から⁴⁾、気液の接触面が大きいグループ式ほどではないにせよ、編組式でも逆方向に流れる気液の間で干渉があると考えられる。この影響は、今回の平板型マイクロヒートパイプに対しても有効と考えられ、以下に示すKyu Hyung Doらの提案する式を適用する。

$$\Delta P_v' = (1 + \psi) \Delta P_v \quad (15)$$

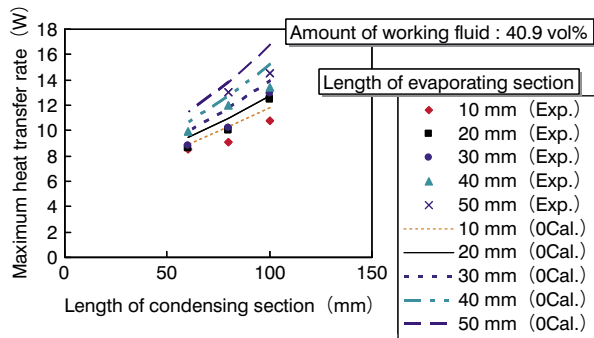
$$\psi = \frac{2b\tau_v}{\mu \bar{u}_\ell} \quad (16)$$

ここで ψ は無次元圧力損失 (non-dimensional pressure drop) と呼ばれている³⁾。

この式を用いるために、まずは気液干渉の圧力損失を考えずに最大熱輸送量を計算し、それを利用して気液干渉を考慮した最大熱輸送量を再計算するという繰り返し計算が必要になる。繰り返し計算の結果を図9に示す。異なる作動液量に対する蒸発部と凝縮部長さの影響について、最大熱輸送量を毛細管限界の式(7)を用いた予測値と実験値の比較で示している。



(a) 作動液量：21.4 vol%
Working fluid: 21.4 vol%



(b) 作動液量：40.9 vol%
Working fluid: 40.9 vol%

図9 最大熱輸送量の比較
Comparisons of maximum heat transfer rate.

このように、実験結果の傾向を考慮し最大熱輸送量を解析的に予測するのに妥当な圧力バランス式(7)(毛細管限界)を得ることができた。したがって、本最大熱輸送量の予測式は実験値によく合っている。作動液量を変更した場合にも、計算式に適切な有効長さを導入することにより、正確に予測することができる。

以上のような予測から、ドライアウト近傍における蒸気流の圧力損失は、全体の圧力損失の大部分を占めていることが明らかとなった。

3.2 過渡実験

本実験は、凝縮部に取り付けたベルチェ素子の能力を調整することによって、冷却温度を一定に保った状態で行った。また実験パラメータとして作動液量、ヒートシンクの温度、ステップ入力の間隔を選んだ。過渡データは熱入力を加える直前から、定常状態になるまで測定を行った。この過渡実験はドライアウトするまで繰り返し行った。図10に、ステップ入力に対応する各部の温度変化を示す。また、表3には定常実験と過渡実験の最大熱輸送量の比較を各液量について示す。

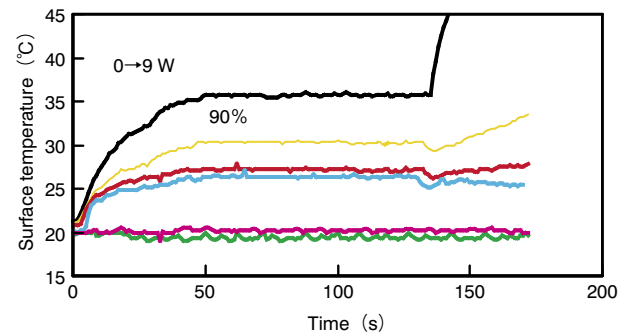
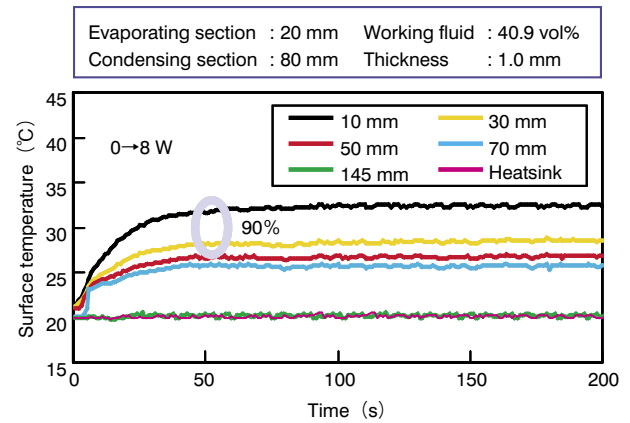


図10 ステップ入力に対する応答
Thermal response to step input.

表3 最大熱輸送量の比較
Comparisons of maximum heat transfer rate.

作動液量 vol%	定常条件	過渡条件	
	断熱温度50℃	冷却温度20℃	冷却温度10℃
20.4	8.09 W	6.01 W	4.97 W
31.2	8.51 W	7.03 W	6.04 W
40.9	10.05 W	9.01 W	8.05 W

蒸発部長さ：20 mm，凝縮部長さ：80 mm

このことから、過渡実験での最大熱輸送量は定常実験での値より、作動温度の違いもあるが全体的に小さい値となっている。加えて冷却温度の低下に伴い最大熱輸送量も小さくなる。そのため、実用上においてはICチップなどの放熱を必要とする熱量よりも20%から30%余裕をもった設計が必要となる。

4. まとめ

1. 平板型編組ウィックマイクロヒートパイプに関して、有効長を再定義し、最大熱輸送量が予測できる圧力バランス式(毛細管限界)を提案した。
2. 最大熱輸送量予測式から平板型マイクロヒートパイプの圧力損失は、蒸気の流れによるものが支配的であることを示した。
3. 過渡状態での最大熱輸送量は定常状態のものよりも小さく、冷却温度の低下とともに、その値は小さくなることを確認した。

参考文献

- 1) 贊川潤, ほか: マイクロヒートパイプと放熱技術入門, 日刊工業新聞社, (1999)
- 2) Amir Fagri: HEAT PIPE SCIENCE AND TECHNOLOGY, Taylor&Francis, (1978)
- 3) Joung Ki Seo: "A Generalized Mathematical Model to Account for the Effect of Liquid-Vapor Interfacial Shear Stress of a Heat Pipe with a Grooved Wick Structure," The 7th International Heat Pipe Symposium, Jeju, Korea, (2003), 92.
- 4) Kyu Hyung Do: "Mathematical Modeling and Thermal Optimization of a Micro Heat Pipe with Curved Triangular Grooves," The 7th International Heat Pipe Symposium, Jeju, Korea, (2003), 325
- 5) Hidehiko Noda: "Effect of Mesh Shape on Maximum Capillary Pressure of Plain Weave Screen," The 11th International Heat Pipe Conference, Tokyo, **12** (1999), 85
- 6) 小佐井博章, ほか: 「複合金網ウィックヒートパイプの伝熱特性」, 第36回日本伝熱シンポジウム講演論文集, (1999), 653
- 7) 村上政明, ほか: 「平板状ヒートパイプの熱輸送限界」, 日本機械学会論文集 (B編), **54**-501, (1988), 1157.
- 8) 小佐井博章, ほか: 「金網ウィックの有効細孔半径」, 日本機械学会論文集 (B編), **56**-521, (1990), 168.
- 9) 渡辺敬三: 流体力学－流れと損失, 丸善株式会社, (2002)
- 10) 日本ヒートパイプ協会: 実用ヒートパイプ, 日刊工業新聞社, (2001)
- 11) 大島耕一, ほか: ヒートパイプ工学, 朝倉書店, (1981)