

可変流路自励振動型ヒートパイプに関する研究

47196694 高山 晶帆
指導教員 党 超鋌 准教授

Since the Oscillating heat pipe does not have a wick structure in the flow path, it has a high heat transport capacity which is crucial for cooling high heat flux electronic devices. However, due to insufficient understanding of activation mechanism and lack of performance prediction model, experimental studies and theoretical elucidation of activation characteristics have been actively conducted. In this study, we proposed to introduce a novel variable path oscillating heat pipe, with expansion channel in the heating region and a converging channel in the cooling region to facilitate the volume change of the vapor slug during the evaporation and condensation. The steady-state and start-up operation performance of the variable path oscillating heat pipe were experimentally investigated.

Key Words: Oscillating Heat Pipe, Variable Path, Expanding Channel, Two-phase Flow, Capillary Force

1 緒言

近年、電子機器の性能向上に伴い、高性能な冷却器の開発が強く求められている。IC チップの局所熱流束は $100\text{W}/\text{cm}^2$ を超える一方で⁽¹⁾、一般的に 84°C 以上の温度に耐えられない⁽²⁾。その冷却のためにヒートパイプは多用されている。ヒートパイプは起動メカニズムで分けると、ウィック型、自励振動型、サーモサイフォン型がある。ウィック型は壁面付近の多孔質あるいは微細構造における毛細管圧力が、自励振動型は圧力とボイド率の位相のずれが、サーモサイフォン型は重力が原動力となっている。現在は電子デバイスの冷却にはウィック型が多く使われている。自励振動型はまだ実用段階ではないものの、構造が簡単で大きな熱輸送能力を持つため、電子デバイスをはじめ、航空工学など様々な分野への応用が期待されている。本研究では、自励振動型ヒートパイプにおいて流路の形状を変えることにより伝熱性能の向上をめざす。

2 理論

2.1 自励振動型ヒートパイプ

Fig.1 に示すように、自励振動型ヒートパイプは蒸発部、断熱部、凝縮部からなり、流路が蛇行した形状である。自励振動ヒートパイプにはチューブ型と平板型があるが、本研究では平板自励振動ヒートパイプの流路断面直径を変化させて伝熱性能および起動特性の向上を狙う。ヒートパイプの熱抵抗 R は式(1)で表される。 T_e と T_c はそれぞれ加熱部と冷却部の温度を、 Q は熱量を表し、熱抵抗が小さいほど伝熱性能が良いとされている。

$$R = \frac{T_e - T_c}{Q} \quad (1)$$

従来の自励振動ヒートパイプでは流れ方向の流路の幅は一定で、加熱部における液膜の蒸発による蒸気スラグの膨張と凝縮部での凝縮での圧力差によって振動が発生する。加熱部での温度上昇と共に振動流が増幅し、やがて循環流へと流動様式は移行する⁽³⁾。振動流の振幅を増大させる、或いは循環流を生じさせるためには、何らかの手段で流れに方向性をつけることが有効だと考えられる。先行研究ではヒートパイプの性能向上のための新しい設計を導入する試みが幾つか行われてきた。例えばチェックバルブを用いたり、隣り合う流路どうして直径を変えたりする設計が提案されている。また、近年では蒸発部と凝縮部で相互に接続した流路⁽⁴⁾や、蒸発部で狭い針溝を設けた流路⁽⁵⁾、また凝縮部のみで拡大縮小流路を設けた設計⁽⁶⁾による

起動性能の改善及び定常運転性能の向上が報告されている。

2.2 本研究での提案

本研究室は、マイクロ流路流動沸騰冷却器の流動安定性向上と伝熱促進のため、Fig.2 に示すような拡張流路の導入を提案した。入口での二相流均等分配と相変化時の蒸気スラグの逆流を防ぐことに成功し、低入口流量条件⁽⁷⁾及び二相流入口条件⁽⁸⁾でも高い伝熱性能が得られた。このコンセプトを自励振動型ヒートパイプに適用し、Fig.2 に示すように可変流路ヒートパイプを提案する。循環流の方向に沿って、蒸発部では流路幅を拡大させ、凝縮部で流路幅を縮小させることによって、一方向に流れやすくなる。

従来の自励振動型ヒートパイプは、流路の形状が一定のため、加熱によって液膜の蒸発が発生すると蒸気プラグは上流側と下流側へ同時に膨張する。振動流の振幅増大及び循環流の発生には、より大きな過熱度が必要である。ただし、Fig.2 に示すような拡張流路に蒸発スラグがあると、流路の形状に沿って、気泡が受ける抵抗力が左右で異なる。その差によって、気泡が膨張する時、自然に右側への移動が生じ、一方向への気泡移動が生じることになる。同様に、凝縮時に気泡が収縮する時も、流路が絞る方向に流れが生じる。このように流路直径を変化させることにより、振動流の振幅増大効果が得られる。また、小さい過熱度で循環流への移行が期待される。

また、ヒートパイプの最大直径はボンド数によって式(2)のように決まる。ボンド数は作動流体によって異なるため、作動流体によってふさわしい流路直径が異なる。今回は作動流体として水を用いたため、最小径を 1mm 、最大径を 2mm とした。

$$D_{crit} = 2 \sqrt{\frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_g)}} \quad (2)$$

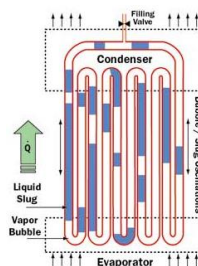


Fig. 1 Pulsating Heat Pipe⁽⁹⁾

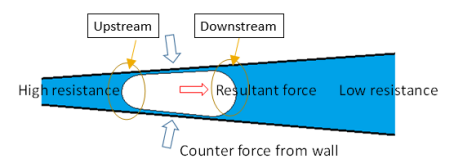


Fig. 2 Variable Channel

3 実験

3.1 実験概要

本実験では、従来の等幅流路、非対称流路、可変流路の3つを用いて実験を行った。作動流体は水、加えた熱量は60W~114Wで、110Wまで5W刻みで熱量を変えて実験を行った。チャージ率は40, 50, 60%であった。ヒートパイプの加熱部は15mm、断熱部は60mm、冷却部は40mmの長さであった。流路の内径は等幅流路で1.5mm、非対称流路では1mmと2mm、可変流路では1mmから2mm、また流路の深さはすべて1mmであった。3種類のヒートパイプにおいて流路の体積が等しい。また、流路は16本あり、ヒートパイプの横幅は38mmであった。Fig.3に実験装置の概要、Fig.4およびFig.5にヒートパイプの図、Fig.6にはこの実験で用いた3種類のヒートパイプを示した。

3.2 実験装置

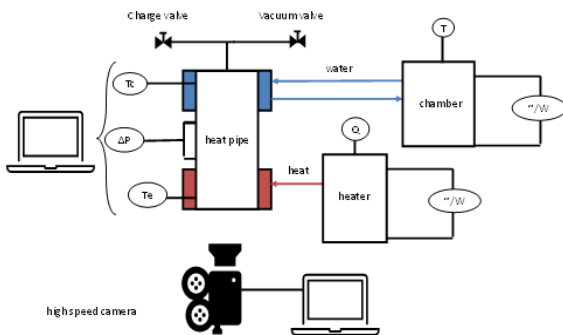


Fig. 3 Experimental apparatus

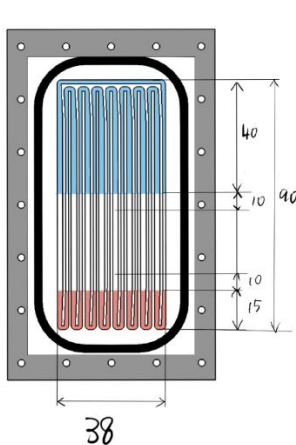


Fig. 4 Heat pipe front view

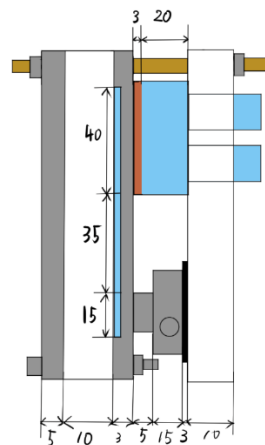


Fig. 5 Heat pipe side view

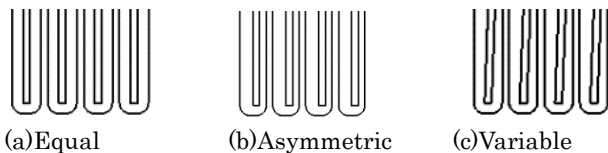


Fig. 6 Heat pipes for comparison

3.3 実験結果

3.3.1 起動時の流動様式と温度変化

まずヒートパイプの起動時の挙動を説明する。流動様式

と温度変化を照らし合わせたところ、ヒートパイプの起動には3つの段階があることがわかった。例として可変流路のチャージ率40%、熱量100Wの温度変化のグラフをFig.7に、流動様式をFig.8に示す。加熱部の温度が12°C、冷却部の温度が9.5°Cで計測を開始した。計測開始から約10秒が経過した点Aまでの間は加熱部および冷却部の温度ははじめと変わらず12°Cおよび9.5°Cのままであった。点Aは、加熱ブロックのヒートパイプ側が暖まり、ヒーターからヒートパイプに伝わり始めた時点である。ここから徐々にカートリッジヒーターに加えてヒートパイプへも熱が伝わりはじめ、加熱部で核沸騰が生じた。点Bは開始から35秒ほどであり、加熱部の温度は25°C、冷却部の温度は13°Cほどであった。これはヒーター全体に熱が伝わった時点である。点B以降はヒーターブロックの温度上昇ではなく、温度計を直接貼り付けたヒートパイプの温度上昇に対して主に熱が使われるようになる。そのため、温度上昇の傾きが急になる。また、点Bの直後にFig.8(a)のように加熱部で局所的に振動が生じ始めた。開始からおよそ45秒の点Cでは加熱部温度が40°C、冷却部温度が20°Cであった。この時点でヒートパイプが十分に暖まり、熱量が内部の作動流体である水に伝わり始めた。すでに加熱部の一部は振動が起きている。開始から75秒ほどの点Dでは加熱部の温度が50°C、冷却部の温度が35°Cほどであった。この時点ではじめてヒートパイプ全体の振動および循環が起きた。それにより加熱部の蒸気が冷却部に流れ、点D以降で冷却部の温度が断続的に上昇した。開始から120秒ほどの点Eでは加熱部の温度が60°C、冷却部の温度が56°Cほどになり、2回目にヒートパイプ全体の大きな振動が起き、その後、Fig.8(b)のように周期が3秒~10秒の断続的な循環流へと推移した。点E以降、開始300秒の時点では加熱部が74°C、冷却部が72°Cと温度差が小さくなり、つまり熱輸送能力が時間経過とともに上がった。また、冷却部と加熱部の温度変化が一緒に振動していることから、実際のプラグの振動が温度の動きに反映されていることがわかる。

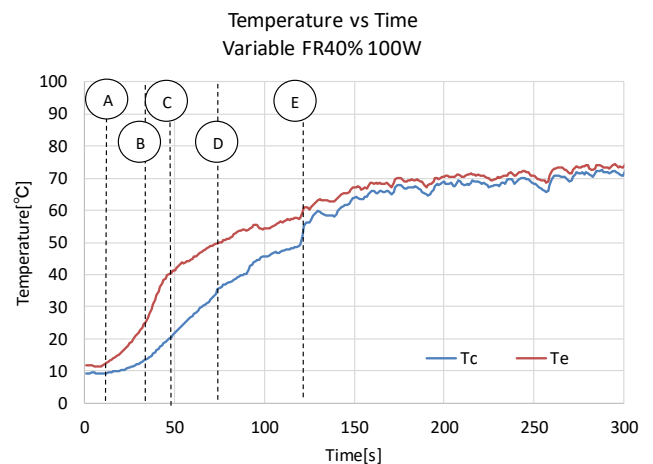


Fig. 7 Temperature variation of variable heat pipe (FR40%, 100W)

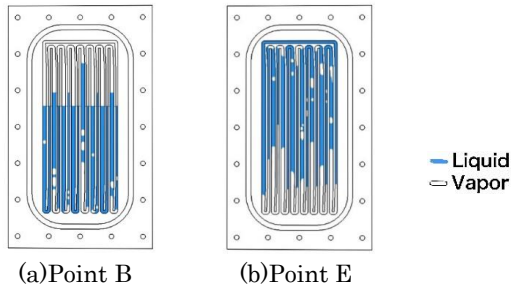


Fig. 8 Flow pattern

3.3.2 定常性能

定常時の温度から算出した熱抵抗を Fig.9 に示す。全体的な傾向として、60W から 100W の間の熱量が小さい領域ではいずれも熱抵抗が大きく、相対的に各流路の熱抵抗の差が大きく出た。また、チャージ率 40%と 50%においては可変流路の熱抵抗が他の 2 つに比べて大きかった。

チャージ率 40%では、可変流路の熱抵抗値は非対称流路に比べて 60W~114W で平均して 1.75 倍大きくなった。また、等幅流路に対しては 60W と 65W の熱量が低い点では 1.03 倍と熱抵抗に差があまりなかったが、70W~100W の中熱量域では 4.49 倍と大きく差がひらいた。さらに、非対称流路と等幅流路の比較でも、60W と 65W の平均は熱抵抗が 0.57 と熱抵抗が小さかったのに対し、65W~100W の範囲では 2.27 倍と熱抵抗が大きくなった。

チャージ率 50%では、可変流路の熱抵抗値は非対称流路に比べて平均で 1.76 倍大きかった。また、等幅流路と比べると 60W から 100W の熱量が小さい領域では平均で 1.84 倍大きくなった。しかし、105W から 114W の高熱量域においては熱抵抗値が 0.77 倍と小さくなった。また、非対称流路も、105W~114W の高熱量域では等幅流路と比べて熱抵抗値が 0.33 倍と熱抵抗がかなり小さくなった。

一方で、チャージ率 60%においては非対称流路および可変流路の熱抵抗が等幅流路に比べて特に 60W~75W の低熱量域で小さくなった。具体的には、可変流路で等幅流路に比べて熱抵抗値が 0.68 倍、非対称流路では 0.67 倍であった。60W~114W の平均をとっても、可変流路が等幅流路に対し熱抵抗が 0.95 倍、非対称流路が等幅流路に対して 0.82 倍と熱抵抗が小さくなった。可変流路と非対称流路を比較すると、60W~95W の低熱量域の平均は 0.97 とやや可変流路の熱抵抗が小さく、100W~114W の高熱量域では 1.90 倍と可変流路の熱抵抗が大きくなった。

チャージ率 40%と 50%においては可変流路でのみ間欠流が確認されており、非対称流路および等幅流路では連続的な振動流が確認された。

また、100W,105W,110W,114W の高熱量域においては、それ以下の熱量のときに比べて熱抵抗値が非常に小さくなり、各流路においてほぼ同じ熱抵抗値となった。

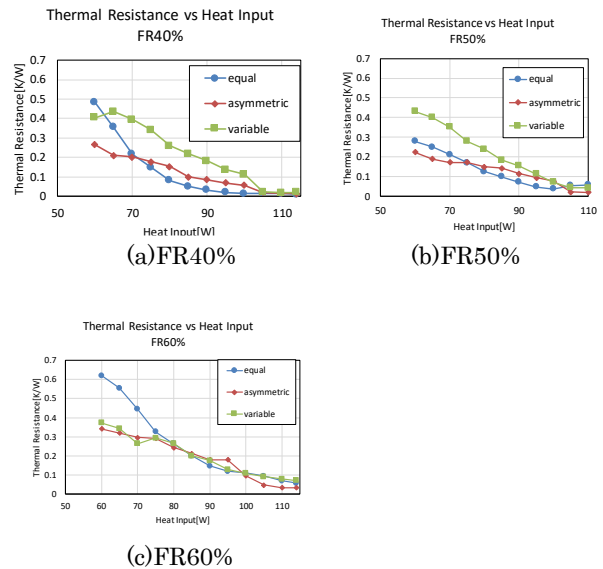


Fig. 9 Thermal resistance comparison for each channel

3.3.3 起動特性

チャージ率 50%、熱量 100W でそれぞれの形状の流路の起動時の蒸発部温度変化の比較を Fig.10 に示す。起動時間は可変流路、非対称流路でほぼ等しく、等幅流路が長かった。それぞれおよそ 120 秒、120 秒、180 秒ほどであった。また定常時の蒸発部温度の平均値は等幅流路で 115℃、非対称流路で 94℃、可変流路で 91℃となっていた。また、蒸発部温度の振動幅は非対称流路ではおよそ 8℃であり、可変流路の 3℃や等幅流路の 2℃に比べて大きい。非対称流路の流路内では気泡と液体の移動がより激しかったことが予想される。

次に、チャージ率 50%のときの熱量による蒸発部温度変化を Fig.11 で比較する。等幅流路では定常運転が始まった時間はそれぞれおよそ 60W で 360 秒、80W で 200 秒、100W で 180 秒であった。また、定常時の蒸発部温度の平均は 60W で 93℃、80W で 104℃、100W で 115℃だった。いずれの流路においても、熱量が大きいほど起動が速くなり、かつ定常時の蒸発部温度が高くなった。

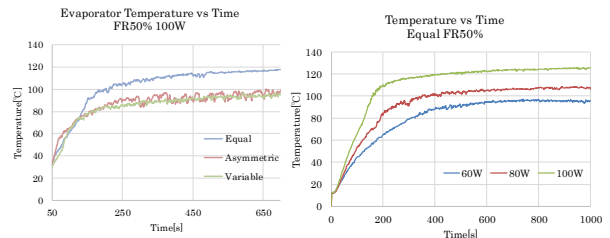
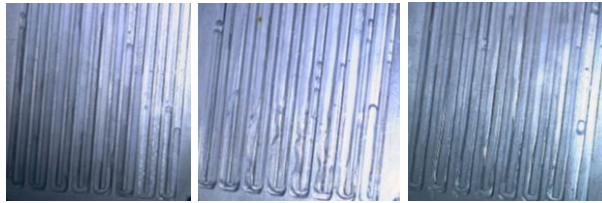


Fig. 10 (left) Evaporator temperature (FR50%, 100W)
Fig. 11 (right) Evaporator temperature comparison of equal channel at FR50%

3.3.4 流動様式

等幅流路と非対称流路では断続的もしくは連続的な振動流が確認された一方で、可変流路では振動流のみならず、断続的な循環流も確認された。また、Fig.12 のように加熱

部において等幅流路ではドライアウト、非対称流路では波状の液膜、可変流路では薄い液膜が確認された。



(a)equal (b)asymmetric (c)variable
Fig. 12 Comparison of a liquid film in each channel

4 考察

Shafii による理論モデル⁽¹⁰⁾より初期分配時のプラグ長は、表面張力と圧力のつり合いから次の式のようにあらわされる。それぞれの文字は Fig.13 と対応している。

$$L_l = \frac{R_b}{R(\rho_l - \rho_v)g} (\cos\theta_{i+1} - \cos\theta_i) \quad (3)$$

この式を用いて非対称流路と可変流路での液柱の長さを比較すると、プラグの上側の接触角 θ_{i+1} は

$$\theta_{i+1, val_{shr}} < \theta_{i+1, asy} < \theta_{i+1, val_{exp}} \quad (4)$$

となる一方でプラグの下側の接触角 θ_i は、

$$\theta_{i, val_{exp}} < \theta_{i, asy} < \theta_{i, val_{shr}} \quad (5)$$

となる。したがって、

初期分配時の液柱の長さ L_l は、

$$L_{l, val_{shr}} < L_{l, asy} < L_{l, val_{exp}} \quad (6)$$

となる。また別の計算から拡大流路でプラグが上方向に受ける力は縮小流路のそれよりも小さい可能性が示唆されている。これらをあわせると、拡大流路での液柱の質量および液柱の長さが大きくなり、縮小方向に比べて上方向の加速度が小さくなる。可視化から、可変流路の加熱部で蒸気が拡大方向に動くことが確認されている。同時に、ターン部分にある気泡が、プラグの短い縮小方向に成長し、遅れて拡大方向にも成長するという挙動も確認された。これらの二つの現象が加熱部の気泡が拡大および縮小方向への移動を相殺して振動が起きにくくなっている可能性が示唆された。

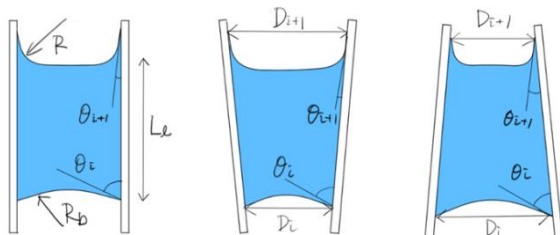


Fig. 13 Comparison of a plug in each channel

5 結論

等幅流路($W=1.5\text{mm}$)、非対称流路($W=1\text{mm}, 2\text{mm}$)、可変流路($1\text{mm} \leq W \leq 2\text{mm}$)の3種類のヒートパイプを製作し、40%、50%、60%のチャージ率で60W~114W(110Wまで5W刻み)の範囲で熱量を変化させて可視化実験を行い、以下の結論が得られた。

- 可変流路はチャージ率が40%から60%の範囲では、起動特性および定常時の熱抵抗がチャージ率の影響を受けにくかった
- 等幅流路と非対称流路で断続的もしくは連続的な振動流が確認された一方、可変流路の一部の条件

では断続的な振動流が確認された

- 加熱部において等幅流路ではドライアウト、非対称流路では波状の液膜、可変流路では薄い液膜が確認された
- 熱量を増やすと、どの流路でも起動時間が短縮され、起動時および定常時の加熱部温度が上昇した
- プラグが受ける力を考えると、可変流路内では循環を阻害する方向に力を受けていた可能性が示唆された

今後の課題としては、より確実に循環させるための新たな機構や圧力の計測方法の見直しが挙げられる。また、異なる直径、非対称幅比、姿勢角度、作動流体での比較が必要だ。

文献

- 1) Yuwen Zhang, Amir Faghri, Advances and unsolved issues in pulsating heat pipes, Heat Transfer engineering, 29 (1), pp.20-44 (2008)
- 2) Wei Qu, Hongbin Ma, Theoretical analysis of startup of a pulsating heat pipe, International Journal of Heat and Mass Transfer 50, pp.2309-2316, (2007).
- 3) 大串哲朗, 各種熱輸送デバイス, 特集:古くて新しいヒートパイプ, Journal of the Heat Transfer Society of Japan 51, 217, pp.39-46(2012)
- 4) Mohsen Ebrahimi, Mohammad Behshad Shafii, Mohamad Ali Bijarchi, Experimental investigation of the thermal management of flat-plate closed-loop pulsating heat pipes with interconnecting channels, Applied Thermal Engineering, 90, pp.838-847, (2015).
- 5) Dehao Xu, Taofei Chen, Yimin Xuan, Thermo-hydrodynamics analysis of vapor-liquid two-phase flow in the flat-plate pulsating heat pipe, International Communications in Heat and Mass Transfer, 39, pp.504-508(2012).
- 6) WeiWei Wang, Lei Wang, Yang Cai, Guobiao Yang, Fuyun Zhao, Di Liu, Qinghua Yu, Thermo-hydrodynamic model and parametric optimization of a novel miniature closed oscillating heat pipe with periodic expansion-constriction condensers, International Journal of Heat and Mass Transfer, 152, (2020).
- 7) Sihui Hong, Chaobin Dang, Eiji Hihara, Experimental investigation on flow boiling in radial expanding minichannel heat sinks applied for low flow inertia condition, International Journal of Heat and Mass Transfer, 143, 118588 (2019).
- 8) Sihui Hong, Chaobin Dang, Eiji Hihara, Experimental investigation on flow boiling characteristics of radial expanding minichannel heat sinks applied for two-phase flow inlet, International Journal of heat and mass transfer, 151, 119316 (2020)
- 9) Sameer Khandekar."An Introduction to Pulsating Heat Pipes". Electronics COOLING. 2003.5.1, <https://www.electronics-cooling.com/2003/05/an-introduction-to-pulsating-heat-pipes/> (2020.1.20)
- 10) Mohammad B.Shafii, Amir Faghri, Yuwen Zhang, Thermal Modeling of Unlooped and Looped Pulsating Heat Pipes, Journal of Heat Transfer, Vol. 123, pp.1159-1172 (2001)