

自励振動ヒートパイプにおける熱輸送機構の解明

三浦 正義*

Study on heat-transport mechanism of pulsating heat pipe

Masayoshi MIURA*

1. はじめに

1.1 研究背景

今日、ノートパソコン、タブレット、スマートフォンなどの電子機器に対しては、薄型化、小形化への要求がさらに高まっている。これにより、電子機器内の発熱源が密集するようになり、放熱や冷却に使用できる空間が狭くなっている。加えて、電子機器の高性能化により消費電力が著しく増加し、それに伴い発熱量が増大している^[1]。この発熱密度の増加は、CPUの温度上昇を引き起こし、CPUの異常動作を誘発するばかりではなく、最悪の場合にはCPUが熱破壊するに至る。また、この発熱密度の増加による温度上昇は、電子機器利用者の安全面に関しても問題を発生させる。具体的には、長時間皮膚に触れて使用する機器では、表面温度を一定温度以下に抑えないと、低温やけどの危険がある^[2]。このような現状から、より小さく、より高い熱輸送性能を持つ冷却技術が必要とされている。また、LEDも照明への利用の普及拡大に伴い、高発熱密度化が予想される。LEDはCPUと同様に半導体であり、熱に弱い。LEDにおいて光変換ロスが熱になり、その結果、LEDの温度が上昇することにより、寿命が短縮したり、光束が低下したりするという問題が生じている^[3]。LEDパッケージは、表面積が小さいために放熱が難しく、熱的に厳しい環境にある。このように、発熱密度の増加に伴い半導体素子の冷却が問題となっており、この半導体素子の冷却のために、より小さく、より高い熱輸送性能をもつ熱輸送デバイスが必要とされている。その熱輸送デバイスの一つとしてヒートパイプが挙げられ^[4]、代表的な形式であるウィック式ヒートパイプおよびサーモサイフォン式ヒートパイプがこれまで多く用いられている。これらヒートパイプは、いずれも作動流体の相変化（蒸発・凝縮）の潜熱を利用して熱輸送を行うものである。これらヒートパイプとは異なる熱輸送機構をもつものとして自励振動ヒートパイプ（Pulsating Heat Pipe, 以下PHP）が、今後の高性能な熱輸送デバイスとして注目される。この自励振動ヒートパイプは、いくつかの製品が開発され、実用化^[5,6]がはじまりつつある。

1.2 自励振動ヒートパイプ

自励振動ヒートパイプは、赤地久輝により考案されたもの^[7-10]である。図1に示すように、自励振動ヒートパイプは、加熱部と冷却部の間を何回も往復する細管流路内を真空排気した後、作動流体

を流路に対する体積比で約50%程度封入したものである。そのため、流路内で気液二相状態となっている。加熱部と冷却部の圧力差により、表面張力により形成された液柱が自動的に振動を発生し、高い熱輸送性能が得られる。従来のヒートパイプが作動流体の駆動力に毛細管力（ウィック式ヒートパイプ）や重力（サーモサイフォン式ヒートパイプ）を利用するのに対して、自励振動ヒートパイプでは、高温部と低温部との間で生じる圧力差を駆動力としている。また、自励振動ヒートパイプでは、潜熱輸送と顕熱輸送を同時に行うことができるため、従来のヒートパイプより高い熱輸送能力を得ることができると考えられている。図2に自励振動ヒートパイプにおける潜熱輸送と顕熱輸送の概念図を示す。ここで、潜熱輸送は、図2(a)に示すように作動流体が加熱部で沸騰・蒸発し冷却部で凝縮する、または断熱部で凝縮し流路壁熱伝導および液柱の往復振動により冷却部へ熱が輸送されるという気液の相変化に基づく熱輸送である。一方、顕熱輸送は、図2(b)に示すように流路内を往復する作動流体が加熱部で流路壁から熱を受け取り、断熱部での流路壁との熱の授受および冷却部で流路壁へ熱を放出するという対流熱伝達に基づく熱輸送（ドリムパイプ効果^[11]）である。

この自励振動ヒートパイプに対しては、動作機構の解明を目的とした基礎的研究から、熱輸送性能向上を目的とした応用的研究まで幅広く行われている。そして、いくつかの自励振動ヒートパイプに関する研究のレビュー記事^[12-15]がまとめられ、さらに、自励振動ヒートパイプに関する知見を整理した成書^[16]が出版されるに至っている。しかしながら、自励振動ヒートパイプの動作機構と熱輸送機構はいまだ十分に解明されておらず^[15]、このため、自励振動ヒートパイプの熱輸送性能の正確な予測が困難であり、自励振動ヒートパイプの実用化を妨げる大きな要因となっている。これは、自励振動ヒートパイプは単純な構造であるにもかかわらず、その流路内における熱流動現象は複雑であるためである。例えば、自励振

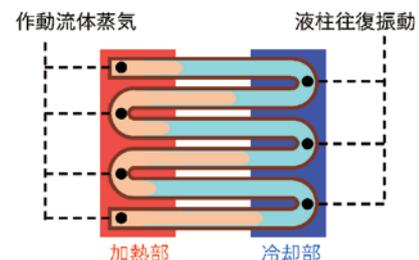


図1 自励振動ヒートパイプの模式図

*助教 機械工学科

Assistant Professor, Dept. of Mechanical Engineering

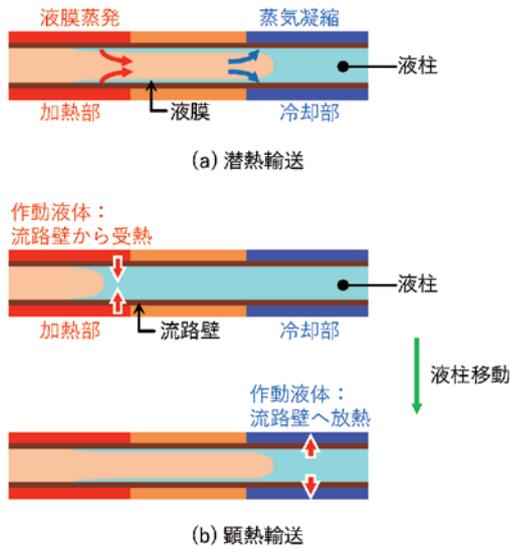


図2 潜熱輸送と顕熱輸送

動ヒートパイプの熱輸送において、潜熱輸送と顕熱輸送の両方が行われることが特徴であるにも関わらず、その潜熱輸送と顕熱輸送の熱輸送に対する寄与の割合は、いまだ十分に明らかにされていない。図2に関連して説明したように、潜熱輸送は、加熱部での蒸発と冷却部での凝縮という作動流体の相変化に基づく熱輸送であり、顕熱輸送は、壁と作動流体の間の対流熱伝達に基づく熱輸送である。熱輸送に対する潜熱輸送・顕熱輸送の役割を理解することは、自励振動ヒートパイプにおける熱輸送機構の詳細を理解し、最適な作動流体を選択し、熱輸送性能向上指針を得ることにつながる。

1.3 本研究の目的

前述したように、自励振動ヒートパイプの構造は単純であり、それが大きな長所でもあるが、その中で生じている熱流動現象すなわち相変化を伴う細管内気液二相の往復振動流の流れと伝熱は複雑であり、その動作機構および熱輸送機構はいまだ十分に解明されていない。そこで、図3(a)で示す通常の複数ターンの自励振動ヒートパイプを図3(b)のように1ターン分だけ切り取って図3(c)のように直線状とし、自励振動ヒートパイプを最も単純な形状にする。これに関しては、すでに先行研究^[17,18]において検討されており、種々の加熱量における液柱の振動周波数と振動振幅、蒸気圧力変動波形と液柱振動の関係が調べられている。また、流路内で液柱が正弦波的に振動することが確認されている。しかし、実際の自励振動ヒートパイプにおいては、多くのパラメーターが複雑に関連しており、1つのパラメーターが熱輸送に及ぼす影響を分離することは難しい。例えば、加熱部への入力熱量を変化させると、液柱の振動周波数と振動振幅はそれぞれ変化してしまう。液柱振動による熱輸送機構の詳細を把握するには、任意の振動周波数および振動振幅において流路内の液柱を強制振動させる実験が必要と考えられる。そこで、本報では、自励振動ヒートパイプにおける熱輸送機構を解明することを目的として、図3(d)に示すように加熱部と冷却部を設置した流路内において作動流体を機械的に往復振動させて自励振動ヒートパイプにおける流動と熱輸送現象を模擬し、振動する作動流体における顕熱輸送と潜熱輸送の寄与を実験的に評価する。自励振動ヒートパイプにおける熱流動現象に対応する潜熱輸送と顕熱輸送が同時に行

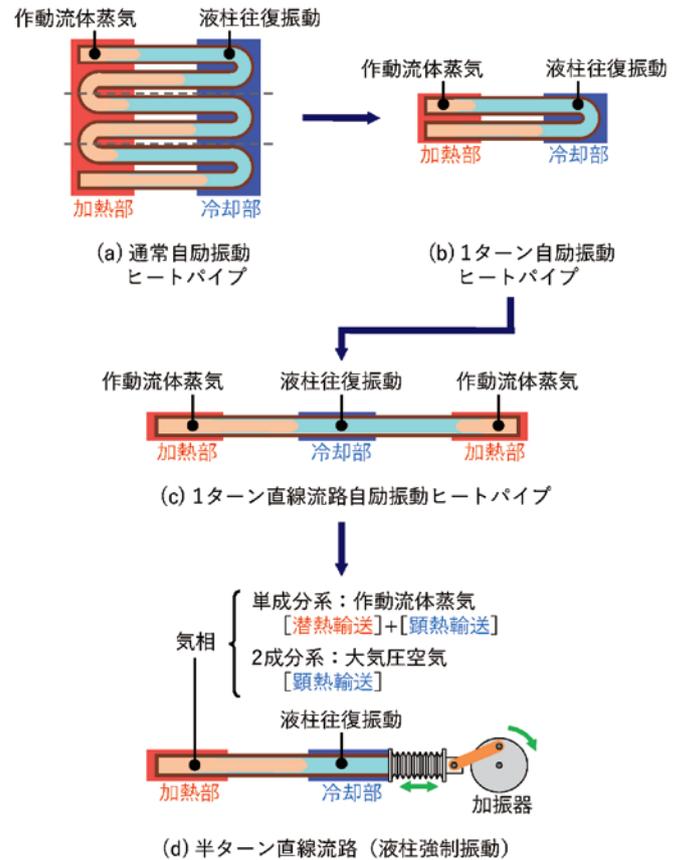


図3 実験方法

われる単成分系と顕熱輸送のみが行われる2成分系を比較することにより、実際の自励振動ヒートパイプにおいて分離して評価することが困難である潜熱輸送・顕熱輸送をそれぞれ評価する。また、これら潜熱輸送・顕熱輸送の液柱振動パラメーター依存性も明らかにする。さらに、これら実験結果をもとに、自励振動ヒートパイプにおける潜熱輸送モデルを構築する。

2. 実験装置および実験方法

図4に実験装置の概略図を示す。実験装置は大きく分けて、作動液体が往復振動する試験部分である流路、その作動液体を往復振動させる加振器から構成される。また、計測に関しては、流路内を往復振動する作動液体を測定および観察する高速度ビデオカメラ、流路壁温度や作動流体蒸気圧力などを測定・記録するデータロガーから構成される。はじめに、流路について説明する。断面 $2 \times 2 \text{ mm}^2$ 、長さ 160 mm の溝流路を設けた銅板(幅 4 mm 、厚さ 3 mm)の1面に透明ポリカーボネイト板を密着し、流路内部を可視化した。この銅板の加熱部(長さ 50 mm)は、カートリッジヒーターを圧入した銅ブロックを押し付けることにより加熱を行い、冷却部(長さ 60 mm)は、冷却水ジャケットにより冷却し、冷却部温度を一定とした。また、断熱部(長さ 50 mm)は、ベークライトのブロックが押し付けられている。流路壁温度測定のために、流路壁外表面から深さ 0.5 mm の位置にT型熱電対(素線径 0.1 mm)が設置されている。位置 x は加熱部流路端から冷却部方向への距離である。実際の自励振動ヒートパイプと同じように蒸気の圧縮比を小さくするために、蒸気チャンバー(内容積 5.6 cm^3)が、流路加熱部端につながっている。

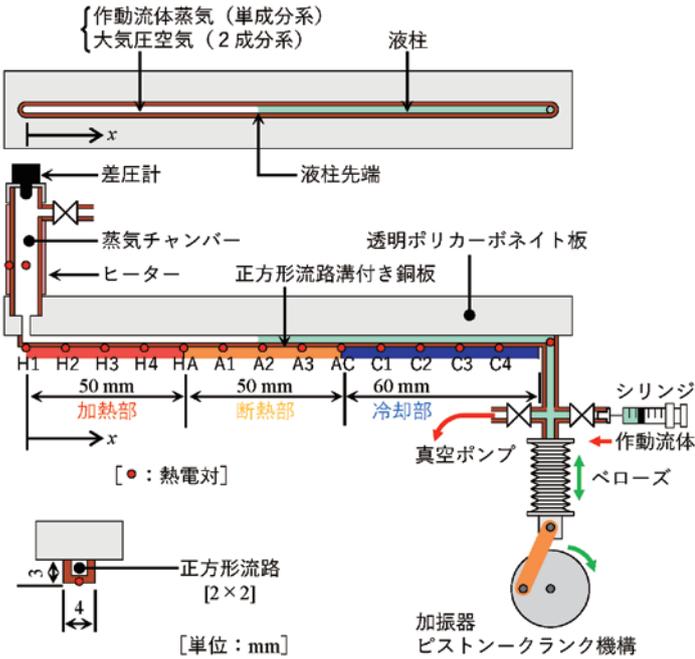


図4 実験装置

蒸気チャンバー部での作動流体蒸気の凝縮を防ぐために、蒸気チャンバー外面に巻きつけたテープヒーターにより、蒸気チャンバーを加熱した。蒸気チャンバーでは、蒸気圧力を測定するために蒸気チャンバー端部に差圧計が設置されている。また、蒸気温度を測定するために、蒸気チャンバー中心部分にT型シース熱電対（シース径1mm）もコンプレッションフィッティングを介して挿入されている。流路の冷却部側は、ペローズを介してピストンクランク機構よりなる加振器につながれており、これらにより、流路内の作動流体を正弦的に振動させ、実際の自励振動ヒートパイプにおける熱流動現象を模擬した。流路可視化窓上方には、高速度ビデオカメラが取り付けられている。この高速度ビデオカメラで取得した画像に基づいて、液柱先端位置（すなわち、気液界面）の時間変化が測定された。実験装置内に封入する作動流体は、封入前に加熱脱気または減圧脱気を十分に行ったものを用いた。

3. 実験結果および考察

3.1 流路壁温度分布

図5にヒーター投入電力 Q_E 、振動振幅 $2S$ 、液柱先端振動中心位置 x_c および液柱振動周波数 f を同一とした場合における単成分系（●印）と2成分系（■印）の流路壁温度分布を示す。また、図中の流路壁熱伝導（▲印）は、作動流体を封入しない場合、すなわち銅流路壁の単純熱伝導によってのみ熱が輸送される場合の結果である。図5から、2成分系では作動流体を封入しない場合と比較して加熱部温度が低下しており、作動流体の往復振動による顕熱輸送が行われていることが確認できる。単成分系では、2成分系と比較して、さらに加熱部温度が低下しており、熱輸送性能が向上していることがわかる。これは、2成分系では液柱の往復振動による顕熱輸送のみが行われるのに対して、単成分系では顕熱輸送に加えて作動流体の相変化による潜熱輸送が行われるからである。

単成分系と2成分系の壁温分布の差異をより明確にするため、式

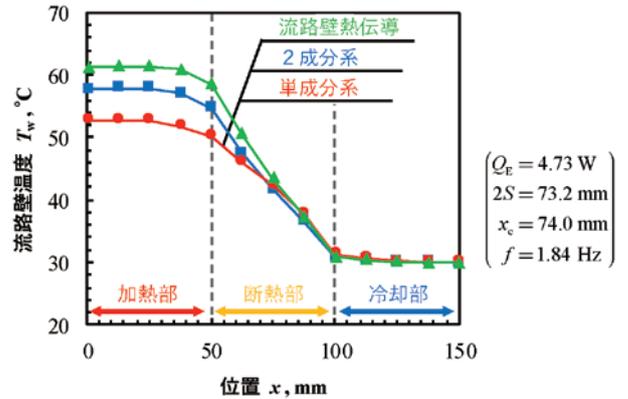


図5 流路壁温度分布の比較

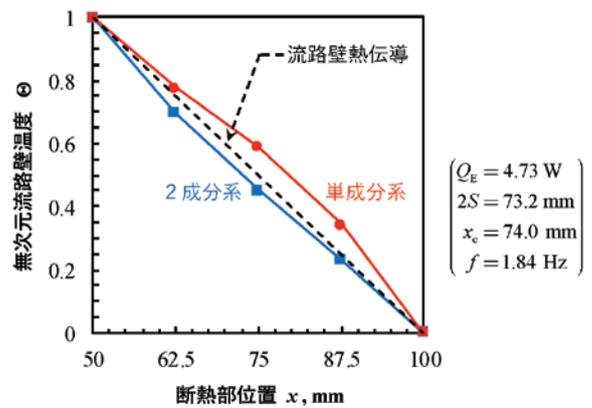


図6 無次元流路壁温度分布の比較（単成分系と2成分系）

(1)で定義した無次元温度 Θ を用い、断熱部流路壁温度分布を単成分系および2成分系で比較した結果を図6に示す。

$$\Theta = \frac{T(x) - T_{AC}}{T_{HA} - T_{AC}} \quad (1)$$

ここで T_{HA} は加熱部－断熱部境界（図4の位置 HA）温度、 T_{AC} は断熱部－冷却部境界（図4の位置 AC）温度である。また図中の黒破線で示す直線分布は、加熱部から冷却部への熱輸送が流路壁の単純熱伝導によってのみ行われると仮定した場合の流路壁温度分布に対応する。図6から、単成分系（●印）の場合には流路壁熱伝導（破線）と比較して無次元温度分布が上に凸であることがわかる。これは、液柱が冷却部側に後退したとき、加熱部の残留液膜から蒸発した作動流体が冷却部近傍で凝縮し、その凝縮熱が流路を加熱するためである。一方、2成分系（■印）の場合には、流路壁熱伝導（破線）と比較して無次元温度分布が下に凸であることがわかる。これは、振動する液柱の顕熱輸送により流路壁から作動流体に熱が移動し、流路の温度が低下しているためである。本節で議論した流路壁温度分布は、図5および図6で示した組み合わせとは異なる液柱の振動振幅、振動中心位置、振動周波数の組み合わせにおいても同様の傾向が確認されている。

3.2 有効熱伝導率

前節では、単成分系と2成分系の流路壁温度分布の相違を議論したが、本節では熱輸送性能について議論する。熱輸送性能は、加熱部から冷却部への熱輸送量と加熱部－冷却部温度差の関係として評価する必要がある。その指標として実用研究の場合には熱抵抗がよ

く用いられるが、ここではより基礎的に熱輸送機構の検討を行うため、振動する作動流体による有効熱伝導率を

$$k_{\text{eff}} = \frac{(Q_{\text{total}} - Q_{\text{cond}}) \cdot L_{\text{eff}}}{A \cdot \Delta T} \quad (2)$$

により算出した。ここで、 Q_{total} は全熱輸送量、 Q_{cond} は壁の熱伝導による熱輸送量、 L_{eff} はヒートパイプの有効長（加熱部の位置 H3 と冷却部の位置 C2 の間の距離 100 mm）、 A は作動流体流路断面積（ $2 \times 2 \text{ mm}^2$ ）、 ΔT は加熱部の位置 H3 の流路壁温度 T_{H3} と冷却部の位置 C2 の流路壁温度 T_{C2} の間の温度差である。流路熱伝導による熱輸送量は断熱部の流路壁温度勾配を用いて、

$$Q_{\text{cond}} = A_w k_w \frac{T_{\text{HA}} - T_{\text{AC}}}{L_{\text{ad}}} \quad (3)$$

で見積もった。ここで、 A_w は流路壁の断面積（ 8 mm^2 ）、 k_w は流路壁の熱伝導率、 T_{HA} は加熱部－断熱部境界温度、 T_{AC} は断熱部－冷却部境界温度、 L_{ad} は断熱部長さ（50 mm）である。さらに、潜熱輸送と顕熱輸送の両方が行われる単成分系の有効熱伝導率と顕熱輸送のみが行われる2成分系の有効熱伝導率を比較することにより、振動する作動流体による潜熱輸送のみの有効熱伝導率を求める。すなわち単成分系の場合の有効熱伝導率 $k_{\text{eff, single}}$ から2成分系の場合の有効熱伝導率 $k_{\text{eff, two}}$ を差し引き、次式で定義される潜熱輸送の有効熱伝導率 $k_{\text{eff, latent}}$ を算出した。

$$k_{\text{eff, latent}} = k_{\text{eff, single}} - k_{\text{eff, two}} \quad (4)$$

図7は、式(2)より求めた単成分系の有効熱伝導率（●印）、2成分系の有効熱伝導率（■印）、および式(4)より求めた潜熱輸送の有効熱伝導率（▲印）を振動中心位置 x_c に対して示したものである。振動振幅 $2S$ は一定であり、振動中心位置が大きいほど液柱先端は冷却部に近い領域を往復運動する。2成分系、すなわち顕熱輸送については、振動中心位置の増加とともに有効熱伝導率は単調に減少する。これは、振動中心位置が加熱部から遠ざかるにつれ、加熱部付近に液柱が滞在する時間が減少し、加熱部流路壁と液柱との間の熱交換が十分に行われないためである。一方、潜熱輸送については、振動中心位置の増加すなわち振動中心位置が冷却部に近づくとともに有効熱伝導率が増加する。その理由は、次の通りである。振動する液柱は加熱部から冷却部へ後退した後の流路壁面に液膜を残すことが高速度ビデオ撮影により観察されており、このとき加熱部での

液膜の蒸発と冷却部での蒸気の液膜への凝縮が同時に発生し、これにより潜熱輸送が効果的に行われると考えられる。振動中心位置が冷却部に近づく、作動流体蒸気に露出する冷却部が長くなり、蒸気の凝縮が促進され、潜熱輸送の有効熱伝導率が増大すると考えられる。しかしながら、振動中心位置がさらに大きくなり、冷却部に近づく、有効熱伝導率は低下しはじめる。これは、液柱先端が加熱部に浸入しないようになるためである。加えて、これら顕熱輸送と潜熱輸送が同時に行われる単成分系においては、振動中心位置が断熱部中心付近のとき、有効熱伝導率が最大となる。これは、実際の自励振動ヒートパイプにおいて、最適な作動流体の封入率が存在し、作動流体の封入率が約50%のとき、最大の熱輸送量となることと対応していると考えられる。本節で議論した有効熱伝導率は、図7で示した組み合わせとは異なる液柱先端の振動振幅、および振動周波数の組み合わせにおいても同様の傾向が確認されている。

本研究で行った実験では、図7で示したように、液柱先端の振動振幅 $2S$ と振動周波数 f を一定にして、液柱先端の振動中心位置 x_c を変化させた。このとき、正確に振動中心位置を制御することが難しかったため、図8の有効熱伝導率と振動振幅の関係および図9の有効熱伝導率と振動周波数の関係で示される振動中心位置のときの有効熱伝導率は、振動中心位置に対する直線内挿補間を行うことにより算出された。

図8は、振動周波数および振動中心位置を同一とした場合における有効熱伝導率と振動振幅の関係を示したものである。2成分系、すなわち顕熱輸送については、振動振幅が増加するにしたがって、有効熱伝導率は単調に増加している。これは、振動振幅が増加するにつれ、液柱が加熱部および冷却部により深く浸入するようになるからである。また、潜熱輸送についても、振動振幅の増加とともに有効熱伝導率は単調に増加していることがわかる。これは、振動振幅が増加するにつれ、液柱振動に伴って形成される液膜の長さが増加し、液膜蒸発・凝縮による潜熱輸送が増大するためである。

図9は、振動振幅および振動中心位置を同一とした場合における有効熱伝導率と振動周波数の関係を示したものである。2成分系、すなわち顕熱輸送については、振動周波数が増加するにしたがって、有効熱伝導率が単調に増加している。これは、振動周波数が増加するにつれ、液柱が加熱部および冷却部で熱交換する単位時間当たりの回数が増大するからである。一方、潜熱輸送については、振動周

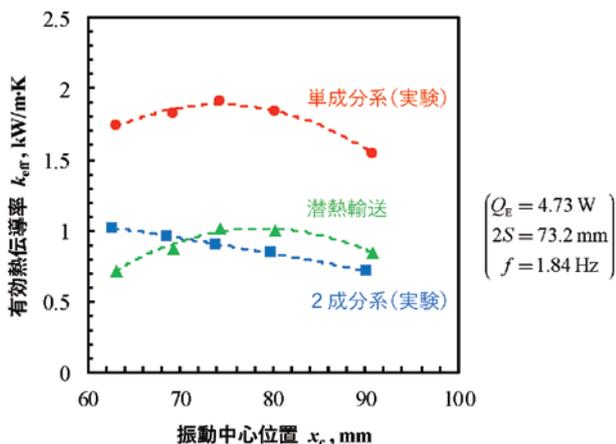


図7 有効熱伝導率と振動中心位置の関係

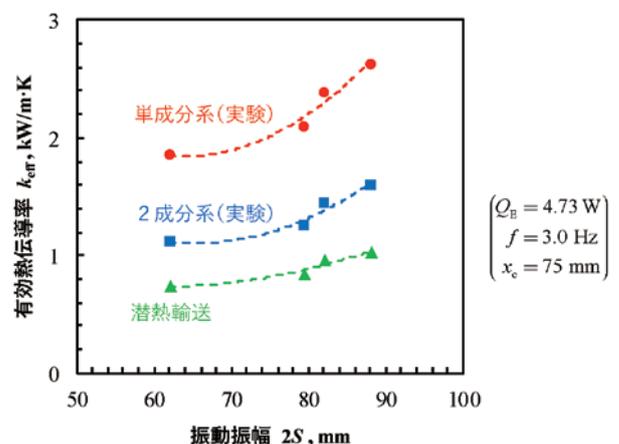


図8 有効熱伝導率と振動振幅の関係

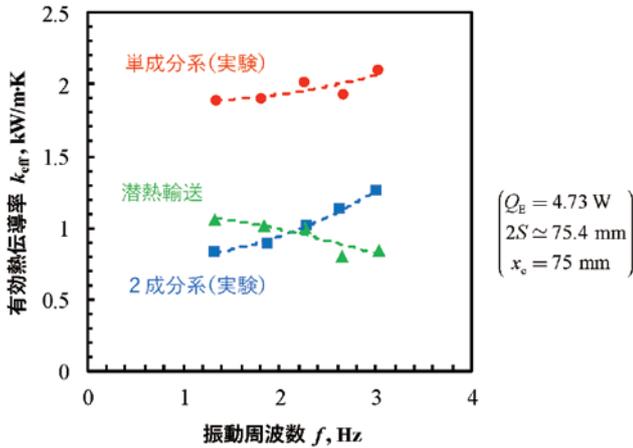


図9 有効熱伝導率と振動周波数の関係

波数が増加するにしたがって、有効熱伝導率は単調に減少することがわかる。この理由は次のように考えることができる。液柱振動周波数が増加するにつれて、液柱の移動速度が増加し、それともなって流路内壁面上に形成される残留液膜の厚さは増大することが知られている^[19,20]。この液膜厚さの増加により蒸発・凝縮の相変化熱伝達係数は減少し、潜熱輸送の有効熱伝導率が低下していると考えられる。この液柱の往復振動による流路内壁面上に形成される液膜は、潜熱輸送に影響を与え、定量的な潜熱輸送量の評価において重要な役割を果たすと考えられる。

3.3 熱輸送特性に対する作動流体の種類の影響

ここまで、作動流体としてエタノールを用いて、液柱振動条件が熱輸送性能に及ぼす影響を検討した結果、液柱振動に伴い流路内壁に生じる液膜の相変化による潜熱輸送のメカニズムが明らかにされた。本節では、エタノールに加えて、FC-72およびイオン交換水を作動流体として用いて実験を行うことで、作動流体の種類が熱輸送特性に及ぼす影響を検討した。なお、これまで示してきた実験結果は、図4に示すような水平に設置された流路において得られたものであったが、本節における実験結果は、垂直に設置された流路において上部を加熱して（垂直トップヒート）、得られたものである。垂直トップヒートを選択した理由は、FC-72を作動流体として使用したとき、水平設置流路では安定な液柱振動を得ることができなかったためである。液柱振動条件は、液柱先端の振動振幅 $2S=72\pm$

1mm、振動中心位置 $x_c=75\pm 2$ mm、振動周波数 $f=1.42\pm 0.02$ Hzで一定とした。このとき、振動中心位置は断熱部中心であり、液柱先端は加熱部・冷却部にそれぞれ11mm浸入することになる。この液柱振動条件を一定のもと、種々のヒーター投入電力に対して実験を行い、熱輸送量と加熱部-冷却部温度差の関係（熱輸送特性）を求め、作動流体の種類が熱輸送特性に及ぼす影響を議論する。

3.3.1 熱輸送特性

図10に熱輸送量と加熱部-冷却部温度差の関係を示す。ここで、加熱部-冷却部温度差として、加熱部流路壁平均温度と冷却部流路壁平均温度の温度差を用いた。単成分系の結果は●印で示され、2成分系の結果は■印で示されている。▲印は作動流体を封入しない場合、すなわち流路壁熱伝導のみで熱が輸送される場合の結果であり、図10(a), (b), (c)で共通である。はじめに、図10(a)に示すFC-72の熱輸送特性について議論する。2成分系の場合は、温度差に比例して熱輸送量が増加している。一方、単成分系においては、温度差が増加するにつれ温度差に対する熱輸送量の増加率が増加していることがわかる。また、図10(b)に示すエタノールの熱輸送特性は、単成分系・2成分系のいずれにおいても、FC-72の場合と同様の傾向を示している。しかし、単成分系における同じ温度差に対する熱輸送量を比較すると、エタノールの熱輸送量は、FC-72のそれよりも大きくなっている。最後に、図10(c)に示すイオン交換水の熱輸送特性について議論する。2成分系の熱輸送特性は、FC-72・エタノールの場合と比較して、温度差に対する熱輸送量の増加率が大きくなっている。また、単成分系の熱輸送特性は、FC-72やエタノールの場合と異なり、熱輸送量が温度差に対して直線的に増加していることがわかる。次節から、これら熱輸送特性に基づき、液柱の往復振動により生じる顕熱輸送・潜熱輸送に関して議論する。

3.3.2 顕熱輸送

図10に示す熱輸送量と加熱部-冷却部温度差の関係において、2成分系の熱輸送量から、同じ温度差のときの流路壁熱伝導による熱輸送量を差し引いて求めた熱輸送量は、液柱の往復振動に伴う流路壁と作動流体の間の対流熱伝達による顕熱輸送量であると考えられる。そこで、流路壁熱伝導と2成分系の熱輸送特性のそれぞれに対して原点を通る直線でフィッティングを行い、流路壁熱伝導と2成分系の熱コンダクタンスを求めた。これら熱コンダクタン

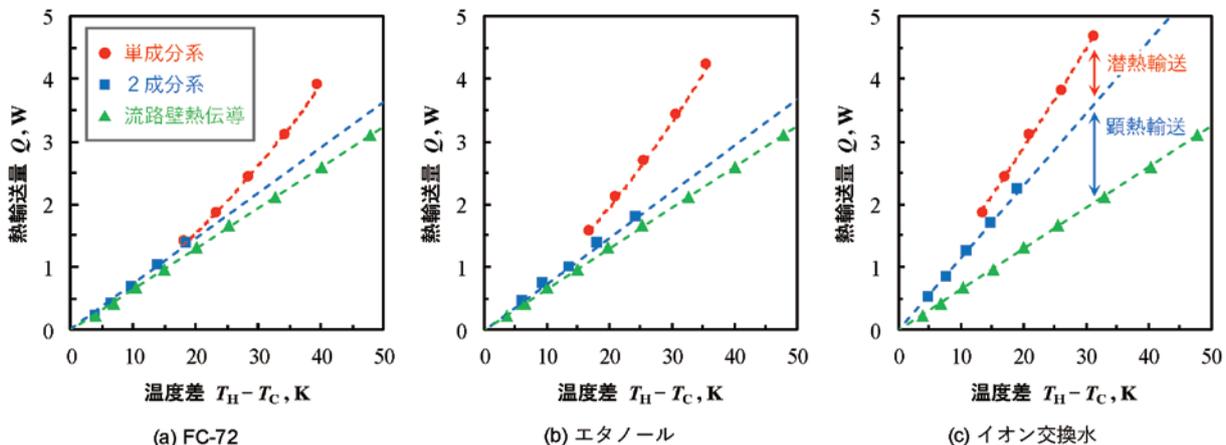


図10 種々の作動流体における熱輸送量と温度差の関係

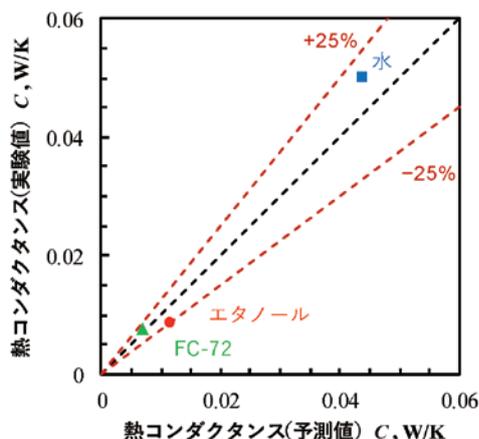


図11 熱コンダクタンスの実験値と予測値の比較

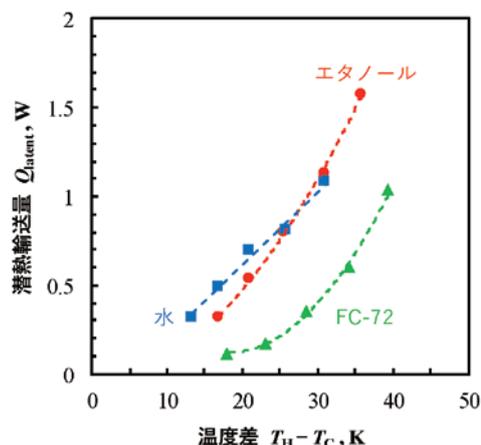


図12 潜熱輸送量と温度差の関係

スの差から顕熱輸送による熱コンダクタンスを算出した。この実験結果に基づいて算出した熱コンダクタンスと円管流路内を完全に作動液体で充滿して往復振動させる場合（ドリームパイプ）の有効熱伝導率の予測式である修正 Watson の式^[21]により算出した熱コンダクタンスの比較を図11に示す。ここで、流路断面積（ $2 \times 2 \text{ mm}^2$ ）、加熱部－冷却部中心距離（105mm）を用いて、有効熱伝導率を熱コンダクタンスに換算した。図11から、実験から得られた顕熱輸送の熱コンダクタンスは、修正 Watson の式により推算される熱コンダクタンスに対して、いずれの作動液体においても $\pm 25\%$ の範囲で一致することがわかる。これから、2成分系における熱輸送の熱物性値依存性は、ドリームパイプのそれと同様であることがわかる。

3.3.3 潜熱輸送

図10に示す熱輸送量と加熱部－冷却部温度差の関係において、単成分系の熱輸送量から、同じ温度差のときの2成分系の熱輸送量を差し引いて求めた熱輸送量は、作動流体の相変化による潜熱輸送量であると考えることができる。この潜熱輸送量と温度差の関係を図12に示す。FC-72・エタノールの場合、温度差が増加するにつれ、温度差に対する潜熱輸送量の増加率が上昇していることがわかる。これは、温度差が増加するにつれ、蒸発熱伝達係数が増加していることを意味する。この理由は、次の通りである。これまで議論してきたように、液柱が加熱部から冷却部に後退するとき、流路壁面上に液膜を残すことが、高速度ビデオカメラによる観察により確認されている。このとき、加熱部で液膜が蒸発し、冷却部でその蒸気が凝縮することにより、作動流体の相変化による潜熱輸送がなされている。ここで、液膜厚さ方向の温度分布が直線的であるとする、蒸発熱伝達係数は作動流体の熱伝導率を液膜厚さで除することで求められる。すなわち、液膜厚さが減少すると、蒸発熱伝達係数は増加することになる。このことから、温度差が増加するにつれ、液柱が加熱部から冷却部に後退している間における液膜の蒸発量が增大し、液膜厚さが減少した結果、振動1サイクルあたりの平均での蒸発熱伝達係数が増加したと考えられる。一方、水の場合、温度差が増加するにつれ、およそ直線的に潜熱輸送量が増加していることがわかる。これは、蒸発熱伝達係数が一定であることを意味する。この理由は、前述のFC-72（ $h_{fg} = 88 \text{ kJ/kg}$ ）・エタノール（ $h_{fg} = 855 \text{ kJ/kg}$ ）の蒸発潜熱 h_{fg} と比較して、水の蒸発潜熱（ $h_{fg} = 2257 \text{ kJ/kg}$ ）は大きいので、液膜の蒸発による液膜厚さの減少が小さくなっ

たからであると考えられる。

3.3.4 液膜蒸発による潜熱輸送のモデル化

ここまで、種々の液柱振動条件および作動流体における、流路内を往復振動する液柱による熱輸送の詳細を実験的に調査してきた。これにより、流路内を往復振動する流路壁面に生ずる液膜が、潜熱輸送において重要な役割を果たすことが示された。そこで、本節では、液柱の往復振動に伴い生じる液膜における相変化に着目をして、作動流体の相変化による潜熱輸送のモデル化を行い、実験結果と比較することで潜熱輸送の定量的な予測が可能になることを示す。

液膜蒸発モデル

図13に示すように、1次元的な液膜に関して、時間 dt の間に気液界面で生じる蒸発により、厚さ $d\delta$ だけ薄くなる場合の熱収支を考える。このとき、液膜内での温度分布は直線分布として、気液界面温度 T_{sat} と流路壁温度 T_w は時間的に一定であるとする。気液界面における単位面積あたりの熱量のつりあいを考えると、液膜厚さ δ は時刻 t の関数であることに注意すると、式(5)の関係が得られる。

$$-\rho_L \cdot h_{fg} \cdot d\delta = \frac{k_L}{\delta} (T_w - T_{sat}) dt \quad (5)$$

ここで、 ρ_L は作動液体の密度、 h_{fg} は作動流体の蒸発潜熱、 k_L は作動液体の熱伝導率である。つぎに、式(5)の微分方程式を解くための初期条件を考える。蒸発開始時の液膜厚さ δ_0 は、液柱振動条件により流体力学的に決定されるものとして、初期条件は、

$$\delta|_{t=0} = \delta_0 \quad (6)$$

とする。式(6)の初期条件のもと式(5)の微分方程式を解くと、液膜厚さ δ は、

$$\delta(t) = \sqrt{\delta_0^2 - \frac{2k_L \cdot \Delta T_{sat}}{\rho_L \cdot h_{fg}} \cdot t} \quad (7)$$

が得られる。この液膜厚さ δ で作動流体の熱伝導率 k_L を除することで、式(8)で示すように、時間変化する蒸発熱伝達係数 h を求めることができる。

$$h(t) = \frac{k_L}{\delta(t)} \quad (8)$$

以上より、振動1サイクルの間の時間平均潜熱輸送量は、

$$\bar{Q}_{\text{latent}} = \frac{1}{\tau} \int_0^{\tau} A_{\text{evap}} \cdot h \cdot \Delta T_{\text{sat}} dt \quad (9)$$

と求めることができる。ここで、 τ は液膜が蒸発する特性時間で、振動周波数の逆数 $1/f$ とする。また液膜の蒸発面積は、

$$A_{\text{evap}} = L_{\text{evap}}(L_p - 4\delta) \quad (10)$$

と定義する。ここで、蒸発する液膜の長さは、

$$L_{\text{evap}} = L_h - \min x_t \quad (11)$$

と定義し、図14(a)で示すように、液柱先端が加熱部に浸入する長さである。また、図14(b)で示すように、 L_p は流路内壁の濡れ縁長さ(流路内壁銅部分)であり、液膜厚さの変化を考慮した蒸発液膜面積になっている。過熱度は、流路壁温度と飽和温度の差

$$\Delta T_{\text{sat}} = T_w - T_{\text{sat}} \quad (12)$$

である。以上から、式(8)–式(10)を併せると、時間平均潜熱輸送量は、

$$\bar{Q}_{\text{latent}} = \frac{L_{\text{evap}} \cdot L_p \cdot \rho_L \cdot h_{\text{fg}}}{\tau} \left[\delta_0 - \sqrt{\delta_0^2 - \frac{2k_L \cdot \Delta T_{\text{sat}}}{\rho_L \cdot h_{\text{fg}}} \cdot \tau} \right] - 4L_{\text{evap}} \cdot k_L \cdot \Delta T_{\text{sat}} \quad (13)$$

の形で表現することができる。

液膜蒸発モデルによる予測値と実験結果の比較

つぎに、ここまでの液膜蒸発のモデル化により得られた式(13)で求められる時間平均潜熱輸送量の予測値と実験的に得られた潜熱輸送量を比較することにする。比較に用いる実験結果は、前節で作動流体の種類の影響を議論したものである。図10では潜熱輸送量と加熱部–冷却部温度差の関係で整理していたが、図15では、潜熱輸送量と壁面過熱度の関係として整理している。図15に種々の作動流体における潜熱輸送量と壁面過熱度の関係の予測値と実験値の比較を示す。実験結果を●印、予測値を■印で示している。ここで、初期液膜厚さ δ_0 として、正方形断面流路において等速で移動する液柱により生じる液膜厚さの予測式^[22]に基づき正方形断面流路の四辺に一定の厚さで液膜が存在すると仮定することで算出した平均液膜厚さを採用した。またこのとき、液柱の代表速度として時間平均速度を用いた。図15からわかるように、図15(a)で示されるFC-72および図15(b)で示されるエタノールの場合では、実験結果と予測値はよく一致しており、壁面過熱度の増加に対する潜熱輸送量の増加率が増加するという特徴的な挙動だけではなく、定量的にも一致している。一方、図15(c)で示されているイオン交換水の場合では、実験結果と予測値は一致しておらず、実験結果に対して予測値は約6倍大きい値になっている。また、モデルを用いた予測では壁面過熱度が6°Cを超える場合、液膜の蒸発が進行した結果、液膜厚さが0となるドライアウトが生じた。この液膜蒸発モデルによる予測値と実験結果との相違は、液膜蒸発モデルで仮定した液膜の挙動と実際の液膜の挙動の差異に起因するものと考えられる。液膜蒸発モデルでは、流路壁面上に形成された液膜は静止していると仮定している。実験において、作動流体としてFC-72およびエタノールを用いた場合では、液柱が加熱部から冷却部へ向けて後退するときに流路内壁面上に生じる液膜はおよそ静止していることが、目視および高速度ビデオカメラを用いた流路内液膜挙動の撮影により観察されている。これは、液膜蒸発モデルの仮定と合致する

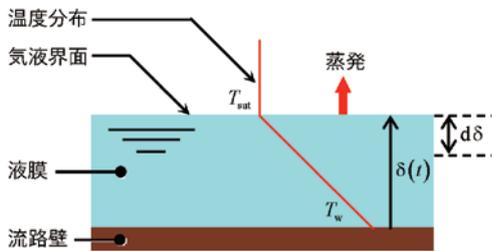
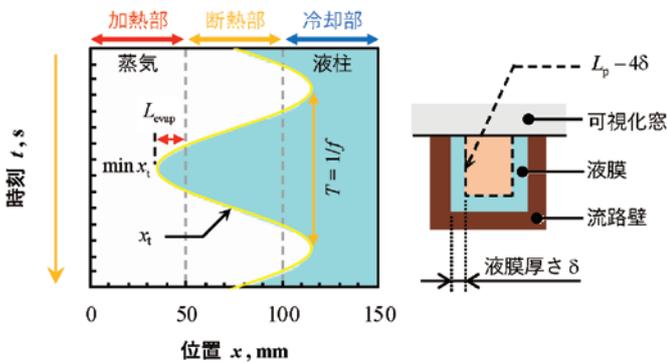


図13 液膜蒸発モデル



(a) 液柱先端変位と平均飽和位置の関係 (b) 流路断面

図14 液膜蒸発モデルにおける各パラメータの定義

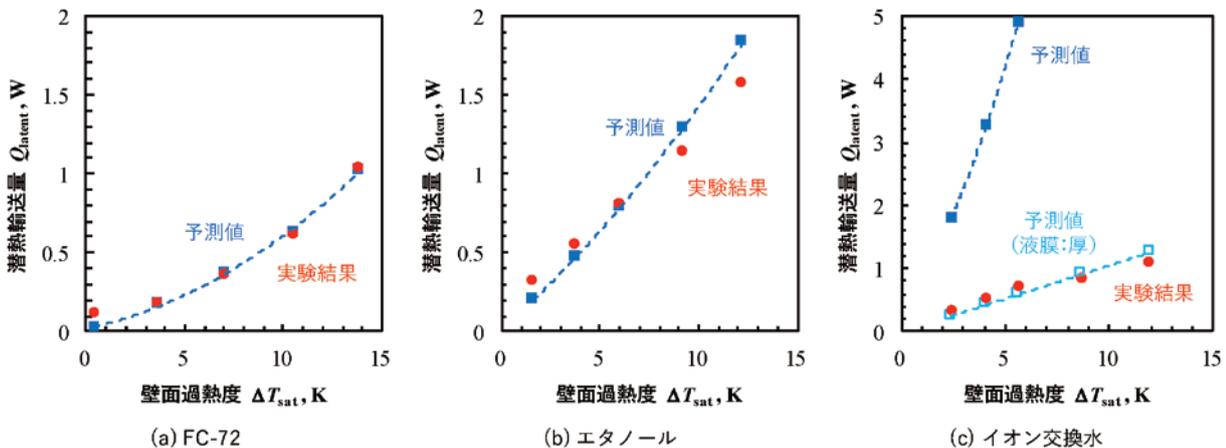


図15 潜熱輸送量と壁面過熱度の関係の予測値と実験値の比較

結果である。一方、作動流体としてイオン交換水を用いた場合には、液柱移動時に生じる液膜が静止していないことが観察されている。これは、水の表面張力が大きいためであり、流路壁面上に形成された薄液膜が環状にまとまり、液膜厚さを増しながら、流下していく過程が観察されている。このため、予測値で用いた初期液膜厚さ δ_0 を過小に評価し、蒸発熱伝達係数が大きくなった結果、実験結果と比較して潜熱輸送量の予測値が大きくなったと考えられる。そこで、図15cで示すイオン交換水の場合において、液膜厚さ予測式^[22]で求められた初期液膜厚さを5.5倍に厚くして計算した結果を□印で示す。すると、潜熱輸送量と壁面過熱度の関係において、実験で得られた潜熱輸送量と予測値が合致するようになり、およそ定性的かつ定量的に潜熱輸送量を予測できることがわかる。実験における流路内液膜挙動の観察と予測モデルにおける初期液膜厚さを変化させた検討を併せると、作動流体としてイオン交換水を用いた場合には、作動流体の表面張力が大きいため、流路内壁面上に薄液膜が安定して存在することができず、環状にまとまり液膜厚さが厚くなった結果、蒸発熱伝達係数が小さくなり、FC-72およびエタノールと比較して潜熱輸送量が減少したと考えられる。

4. おわりに

本報では、自励振動ヒートパイプの熱輸送機構を解明することを目的として、著者がこれまで行ってきた研究の一部^[23-25]を紹介した。自励振動ヒートパイプにおける熱輸送の最も基礎的な要素である液柱の往復振動に伴う熱輸送に着目することにより、加熱部と冷却部を設置した直線流路内において、作動液体を種々の振動条件で強制振動させることで自励振動ヒートパイプにおける熱流動現象を模擬し、作動液体の往復振動による熱輸送特性を明らかにした。これにより、流路内を往復振動する液柱の振動振幅、振動周波数などの液柱振動条件が決定されれば、その液柱による熱輸送量を予測できることが示された。また、液柱の往復振動に伴い形成される液膜に着目することにより、その相変化による潜熱輸送のモデルを構築し、潜熱輸送の定量的な予測が可能になることが示された。

謝辞

本報は、著者が東京工業大学大学院総合理工学研究科創造エネルギー専攻修士課程および博士後期課程在籍時に行った研究の一部をまとめたものである。本研究の遂行にあたり、指導教員として終始熱心なご指導と貴重なご助言をいただいた東京工業大学工学院機械系長崎孝夫准教授に甚大なる感謝の意を表す。

本研究の一部は、JSPS 科研費（特別研究員奨励費 16J01153）の助成を受けたものである。ここに記して謝意を表す。

参考文献

[1] A. Danowitz, K. Kelley, J. Mao, J. P. Stevenson and M. Horowitz, CPU DB: Recording microprocessor history, *Communications of the ACM*, 55 (4), (2012), 55-63.
 [2] R. Moritz and F. C. Henriques, Studies of thermal injury: II. The relative importance of time and surface temperature in the causation of cutaneous burns, *American Journal of Pathology*, 23 (5), (1947), 95-720.
 [3] M. Arik, C. Becker, S. Weaver and J. Petroski, Thermal management

of LEDs: package to system, *Proceedings of SPIE 5187, Third International Conference on Solid State Lighting*, 5187, (2004), 64-75.
 [4] D. Reay, P. Kew and R. McGlen, *Heat pipes: Theory, design and applications*, Sixth Edition, Butterworth Heinemann, (2013).
 [5] ティーエスヒートロニクス(株), DLC型ヒートレーン放熱器, *日本機械学会誌*, 110 (1064), (2007), 551.
 [6] 安藤麻紀子, 岡本篤, 田中洸輔, 杉田寛之, 宇宙用逆止弁付振動流型ヒートパイプの軌道上実証結果, *日本機械学会熱工学コンファレンス2016 講演論文集*, (2016), C114, 1-2.
 [7] 赤地久輝, 閉ループ管型熱伝達装置, 特開平1-127895, 1989年5月19日.
 [8] H. Akach, F. Polásek and P. Štulc, Pulsating heat pipes, *Proceedings of the Fifth International Heat Pipe Symposium*, 5, (1996), 208-217.
 [9] 宮崎芳郎, 自励振動ヒートパイプ, *日本機械学会誌*, 106 (1011), (2003), 107-110.
 [10] 宮崎芳郎, 熱で揺れる流体が熱を運ぶ～自励振動ヒートパイプの仕組み～, *日本機械学会誌*, 112 (1090), (2009), 744-745.
 [11] U.H. Kurzweg and L. de Zhao, Heat transfer by high-frequency oscillations: A new hydrodynamic technique for achieving large effective thermal conductivities, *Physics of Fluids*, 27 (11), (1984), 2624-2627.
 [12] 長崎孝夫, 自励振動ヒートパイプの熱輸送特性に関するレビュー, *伝熱*, 44 (186), (2005), 13-17.
 [13] Y. Zhang and A. Faghri, Advances and unsolved issues in pulsating heat pipes, *Heat Transfer Engineering*, 29 (1), (2008), 20-44.
 [14] X. Tang, L. Sha, H. Zhang and Y. Ju, A review of recent experimental investigations and theoretical analyses for pulsating heat pipes, *Frontiers in Energy*, 7 (2), (2013), 161-173.
 [15] X. Han, X. Wang, H. Zheng, X. Xu and G. Chen, Review of the development of pulsating heat pipe for heat dissipation, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 59, (2016), 692-709.
 [16] H. Ma, *Oscillating heat pipes*, Springer, (2015).
 [17] T. Nagasaki, Y. Shimazaki, Y. Ito and S. Hojo, Fundamental study on heat transport in pulsating heat pipe using a straight rectangular channel, *Proceedings of the 7th JSME-KSME Thermal and Fluids Engineering Conference*, (2008), B141, 1-4.
 [18] 長崎孝夫, 加藤達哉, 伊藤優, 直線水平流路を用いた自励振動ヒートパイプに関する研究, 第50回日本伝熱シンポジウム講演論文集, (2013), G221, 422-423.
 [19] G.I. Taylor, Deposition of a viscous fluid on the wall of a tube, *Journal of Fluid Mechanics*, 10 (2), (1961), 161-165.
 [20] P. Aussillous and D. Quéré, Quick deposition of a fluid on the wall of a tube, *Physics of Fluids*, 12 (10), (2000), 2367-2371.
 [21] S. Nishio, X. H. Shi and W. M. Zhang, Oscillation-induced heat transport: Heat transport characteristics along liquid-columns of oscillation-controlled heat transport tubes, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 38 (13), (1995), 2457-2470.
 [22] Y. Han and N. Shikazono, Measurement of liquid film thickness in micro square channel, *International Journal of Multiphase Flow*, 35 (10), (2009), 896-903.
 [23] 三浦正義, 長崎孝夫, 伊藤優, 加振機構を用いた自励振動ヒート

トパイプの熱輸送特性に関する基礎的研究（有効熱伝導率の測定），日本機械学会論文集，81（827），（2015），1-13.

[24] 三浦正義，長崎孝夫，伊藤優，自励振動ヒートパイプにおける液柱の往復振動に伴う熱輸送特性に関する研究（作動流体の影響），熱工学コンファレンス2016講演論文集，（2016），F231，1-2.

[25] M. Miura, T. Nagasaki and Y. Ito, Experimental investigation of heat transport with oscillating liquid column in pulsating heat pipe using forced oscillation system, International Journal of Heat and Mass Transfer, 106, (2017), 997-1004.