

KSK-GH22-4-1

平成22年度 製造業の基盤的技術の拡充強化に関する
研究等補助事業

生産環境のグリーン化に関する研究

—次世代冷却システムに関する研究—

平成 23 年 3 月

財団法人 機械振興協会 技術研究所



この事業は、競輪の補助金を受けて実施したものです。

<http://ringring-keirin.jp>



生産環境のグリーン化に関する研究

— 目 次 —

次世代冷却システムに関する研究	田中清志	1
1. はじめに		1
2. LHPの現状		5
2.1 LHPの研究状況		5
2.1 LHPの適用例		6
3. 実験装置		7
4. 実験方法		8
4.1 実験概要		8
4.2 封入量と作動姿勢を変更しての定常試験		8
4.3 最適条件での熱入力増加試験		8
4.4 熱抵抗		8
4.5 作動流体の物性値		9
4.6 ウィックの性能		9
5. 実験結果		10
5.1 封入量と作動姿勢を変更しての定常試験(メタノール)		10
5.2 封入量と作動姿勢を変更しての定常試験(純水)		11
5.3 最適条件での熱入力増加試験		12
6. 考 察		12
6.1 理論熱抵抗の算出		12
6.2 純水の性能低下の原因		13
7. おわりに		14
謝 辞		14
参考文献		14

次世代冷却システムに関する研究

田中清志^{*1}

The study of future generation cooling system

Kiyoshi TANAKA

1. はじめに

近年の技術革新に伴い電子機器の高性能化・高集積化・高密度化が一層進み、冷却装置にも高性能・省スペース化が要求されており、熱設計が重要な課題となっている。その一方で、世の中の環境に対する意識は高まっており、今後ますます重要になってくるCO₂削減が求められている。これらの要求を満たす一つのキーテクノロジーのとして、ヒートパイプによる冷却方式が注目されており、電子機器に限らず、宇宙人工物から産業機械に至るまで、さまざまな装置の冷却にヒートパイプが用いられている。具体例として、ゲーム機、半導体テスター機器、半導体レーザー、ノートパソコンやサーバーのMPU、電車電源制御装置、デジタルカメラやビデオカメラのCCD、自動車用電子機器等の冷却にヒートパイプが利用されている。さまざまな装置への実用化がなされるには、当然、熱設計を行う上でヒートパイプの諸特性の把握は重要であり、現在に至るまでさまざまなヒートパイプの研究がなされている。

ヒートパイプは小さな温度差で大きな熱量を輸送できる高性能な伝熱素子である。その構成は非常に単純であり、密閉容器と作動流体とからなる。熱は相変化を伴った作動流体の流れにより加熱部から冷却部へと伝えられるが、連続的な熱輸送が可能となるためには、液還流という機能が必要である。この液還流の方法にはこれまでさまざまな方法が考案されてきたが、ここでは6つの現象について簡単に説明する。

(1) ウィック式ヒートパイプ

ウィック式のヒートパイプの構成を図1.1に示す。密閉容器は作動中の最大圧力に十分耐え

うる強度に設計される。そして内壁面は海綿のように動作流体をよく吸収する多孔質のウィックで内張りされている。容器の内部は真空にされた後、ウィックの細孔の総容積に相当する動作流体が封入される。したがって、中央の空間は空洞状態となっている。ヒートパイプの片方を加熱すると、内部の作動流体が蒸発するが、そのときに周囲から蒸発潜熱を奪う。蒸発部空間の蒸気圧が高まり、より圧力の低い反対側の凝縮部へと蒸気が移動していく。そして、その反対側で蒸気が凝縮され、液体に戻る。

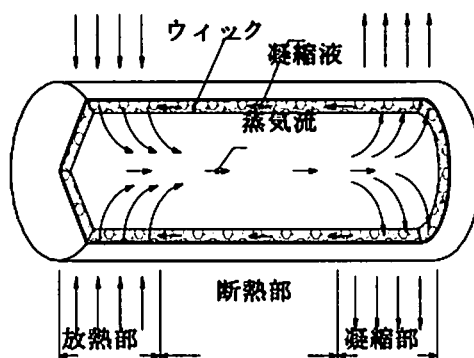


図1.1 ウィック式ヒートパイプ

(2) 熱サイフォン式ヒートパイプ

ヒートパイプの発展の経緯からも明らかのように、その初期は宇宙技術を対象としたものであった。このため、動作流体の凝縮部から蒸発部への還流はウィックによる毛細管力に依存する形をとらざるを得なかった。しかし、ウィックの地上技術への適合性を考えた場合、熱抵抗の増大や毛細管限界による最大熱輸送量の制限、ウィックを挿入することによる加工工程の複雑さからコストがかかるなどの短所が生じる。このようなことから、地上での応用に際しては、特に上部加熱方式での動作を必要とする以外は、ウィックを除去することが考えら

*1 技術協力センター

れる。そこで熱サイフォン式ヒートパイプが発案され、液体の帰還に重力の作用を有効に利用している。

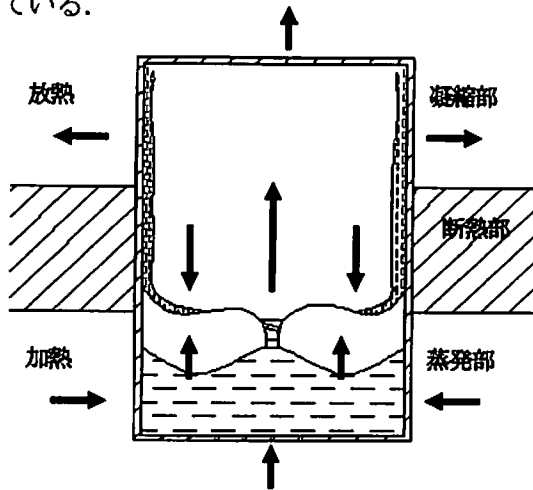


図 1.2 熱サイフォン式ヒートパイプ

重力を利用して液の還流を行うサーモサイフォン式ヒートパイプは厳密には密閉二相式サーモサイフォンと呼ばれている。その構造と動作の様子を図 1.2 に示す。液は底部の加熱部に液溜りを形成し、沸騰伝熱により液は蒸発する。蒸気は上部の冷却部で凝縮し、凝縮液は管壁を流下し、加熱部へ戻る。

液膜表面からの蒸発が基本であるウィック式ヒートパイプと比較すると沸騰伝熱が可能であるため大きな熱流束を得ることができるが、一方で、ときには非定常で複雑な不安定現象が発生するという問題もある。

(3) マイクロヒートパイプ

1984 年、Cotter は半導体デバイスにマイクロヒートパイプ (MHP: Micro Heat Pipe) のコンセプトを提案し、温度分布の一定化と熱制御の改善を図った。Cotter はマイクロヒートパイプを“総流路の水力直径の相対量が気液界面の曲率半径より非常に小さくなる”と定義している。実践的に考えて、マイクロヒートパイプは微小な非円形のチャンネルを持ち、液体流路として鋭角なコーナー領域を有している。この導入以来、比較的サイズの小さなヒートパイプについて数々の実験と解析的な調査が行われてきた。

初めの定常モデルは Cotter によって提案され、毛細限界を予測するためのものであった。

Laplace-Young の微分方程式から始まり、圧力損失を示すために運動量と連続の方程式が使用された。液及び蒸気断面領域は曲率半径 r の関数として示された。1 次の微分方程式によって r と管に沿った軸位置が関連づけられた。この方程式は最大熱輸送量を得るために解析的に解かれている。

1990 年、Babin らは従来のヒートパイプのモデリングの技術に基づいて、シミュレーションモデルを開発した。ウィック構造と考えられる部分は三角形の溝からなっている。Cotter のモデルと比較した場合、このモデルは毛細管力を区別しておらず、また蒸気の流動様式は摩擦係数と圧力低下を考慮に入れている。

Chen らは定常モデルを開発した。このモデルでは液流及び蒸気流は粘性力によって支配され、これらは Darcy の法則によって記述される。毛細管力は水力半径、表面張力及び Leverett 関数から決定される浸透圧に関連する。最大熱流束は、MHP に沿った液体浸透圧分布から推測される封入量が入力封入量と一致したときに得られる。

Gener は、液及び蒸気の運動量方程式は界面専断圧力を含んでいると結論付けた。水力半径の $1/4$ に相当する推定平均膜厚さを使うことによって、Gener は最大毛細圧力を説明した。

1994 年、Khrustalev と Faghri は 1 次元の数値モデルを開発し、熱輸送と質量輸送をモデル化した。連続の式と運動量方程式に加えて、総質量保存方程式が凝縮器端に閉塞されている、もしくはそうでない液体量を考慮するために使用された。蒸気の運動量方程式は解かれていないが、蒸気圧力分布の近似が用いられた。

熱伝達は Soloy'ev と Kovalev によって得られ、Khrustalev によって修正された閉鎖形式の式によって説明される 4 つの微分方程式の形式が得られ、変数はメニスカスの曲率、質量流量、液及び気体の圧力となっている。 Q_{max} 及び閉塞された液体の質量は三角形形状に対する反復計算によって決定される。

(4) ベーパチャンパー

ベーパチャンパーと呼ばれる平板型のヒートパイプは、効率良く熱輸送を行う新しい方法である。図 1.3 にベーパチャンパーの構成を示す。

ベーパチャンパーは、複数の異なる熱源から熱を受け取り、潜熱を奪って蒸気となり、その蒸気は温度の低い方に向かって流れていく。そのため、部分的に温度の低いところがあると、そこに向かって選択的に蒸気が移動し、結果的にはベーパチャンパーベース部分の温度が全面に渡って均一となる。また、ベーパチャンパーは軽くて薄く、その構造は簡単なため低コストである。

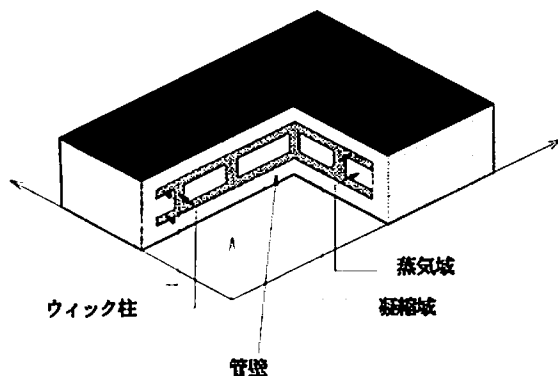


図 1.3 ベーパチャンパー

(5) 自励振動ヒートパイプ

自励振動ヒートパイプの構成を図 1.4 に示す。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からできており、細管にはその内容積の半分程度の作動流体が封入され、液プラグと蒸気泡の形で管軸方向に分布している。熱が加えられると作動流体は振動し、加熱部と冷却部の間を往復する。自励振動ヒートパイプでは、二層の振動流であるという際立った特徴を持つ。しかし、振動流によって加熱部で発生する蒸気泡は冷却部に運ばれ、冷却部の液は加熱部に運ばれるので、液 - 蒸気のサイクルが完結しており、このサイクルによって加熱部から冷却部へ熱が運ばれる。

この作動流体のサイクルは潜熱の形で熱を輸送するため、非常に優れた熱輸送能力を持っている。また、このサイクルは熱機関としての

機能も持っており、熱の一部を作動流体を駆動する仕事に変換しているため、外部からの仕事を受けることなく、作動流体のサイクルは受動的に構成される。

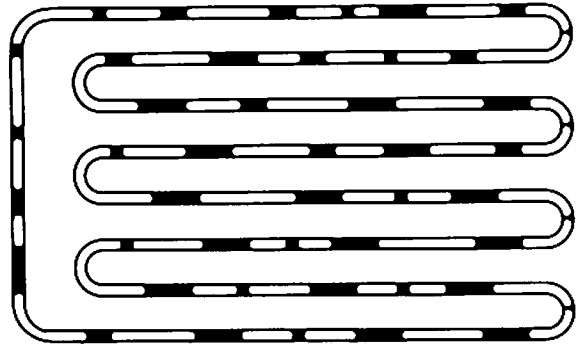


図 1.4 自励振動ヒートパイプ

(6) ループヒートパイプ

1980 年代から、大容量の熱輸送素子として毛細管駆動型二相流体ループ (CPL: Capillary Pumped Heat Pipe) の研究開発が欧米でなされてきた。CPL は、蒸発器、凝縮器、リザーバ及びそれらを連結する配管 (液管、蒸気管) と作動流体とから構成されている。毛細管力を発生するウィックは蒸発器のみに内蔵され、凝縮器と配管は基本的には平滑管である。

欧米での CPL 開発とほぼ平行して、旧ソビエト連邦でも毛細駆動型の二相流体ループの開発がなされてきた。当初は抗重力型ヒートパイプと呼ばれていたが、1980 年代後半にループヒートパイプ (LHP: Loop Heat Pipe) と改名された。

図 1.5 に LHP の構造を示す。LHP は、リザーバが蒸発器と一体化され、熱・流体的に結合していることである。系の構成も、単一の蒸発器と凝縮器が基本となっている。

CPL や LHP は、ウィック等の構成要素の高性能化とともに、複数蒸発器/凝縮器構成とした大熱輸送量化や、凝縮器を蒸発器と同一形状にした双方向熱輸送化、電子機器内部の熱制御を目的とした小型化、そしてプロピレン等を作動流体とした低温領域での使用等、さまざまな分野への応用が進められている。

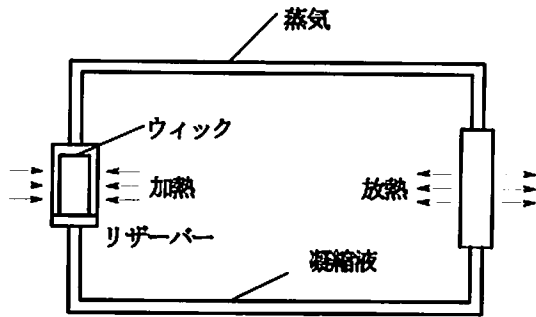


図 1.5 LHP の構造

このように、多くのヒートパイプは冷却デバイスとしての高い性能が注目されている。しかし、熱量、熱密度は日増しに増加しており、特に電子機器ではさらに高い冷却性能が求められている。

パソコン機器では、1993年に Pentium プロセッサが採用されてから、プロセッサ性能と消費電力が年々増加する傾向が顕著になってきている。例えば、1993年にはPCで使用プロセッサのクロック周波数はMHz台であったが、2000年にはクロック周波数が約1GHz、消費電力は20Wに達し、さらに2005年にはクロック周波数が約3GHz、消費電力が130Wに達した。放熱量は増加しているが、反対にプロセッサのチップサイズは同じまま小さくなり、そのため熱流束は危険なほど高くなっている。2000年には、熱流密度は約 $10\sim 15\text{W}/\text{cm}^2$ であったが、2006年には $100\text{W}/\text{cm}^2$ に達した。

電子部品の熱管理は、製品化を成功させる鍵を握る技術の一つである。受動的冷却技術から低温技術まで、冷却技術は数多く存在する。例えば、ファンを備えたフィン付きヒートシンク、熱電冷却器、冷凍機、液体冷却などをあげることができる。どの冷却技術を選択するかどうかは、熱流束、放熱量、信頼性、静音性、実装性、保守、コストなどの要因に左右される。すなわち、必要な冷却性能をできるだけ安価なランニングコストを実現できる技術が選択される。

現在のサーバーのプロセッサは概して、放熱量が100Wを超え、熱流束が $100\text{W}/\text{cm}^2$ を超えている。受動的冷却ではもはや冷却要求条件を満たすことはできない。液体冷却、熱電冷却、

冷凍機などの冷却技術は、必要な冷却性能を提供することができ、コンピュータの冷却のために実用化されている。しかし、これらの冷却技術は未だ広く実用化されていない。その理由として、システムへの実装が困難である、信頼性が低い、現時点での大量生産に不向き、さらに特にコストが他の技術より高いなどがあげられる。技術的に成熟し、ランニングコストが最も低いという理由で、コンピュータの冷却に最も広く用いられている冷却技術は、空冷である。

熱を発生するプロセッサのチップ表面は通常小さく、面積が約 1cm^2 である。効率的な冷却のためには、熱源と放熱部品間の温度勾配はできるだけ小さい方がよい。最もよく知られている低い熱抵抗を持つ効率的な熱輸送デバイスはヒートパイプとベーパーチャンバである。基本的に、ヒートパイプとベーパーチャンバは2相熱輸送デバイスであって、少量の作動流体の入った密封された真空容器である。その一方の端が暖められると、内部の液体が蒸発し、その蒸気が容器の冷たい他端に移動して凝縮する。蒸発時の潜熱が大きいので、容器の一方の端と他端との非常に小さな温度差でかなり多くの熱を輸送することができる。したがって、ヒートパイプとベーパーチャンバは非常に高い熱伝導率を持つデバイスである。その熱伝導率は、同じ寸法の中実銅製デバイスの数百倍に相当する。

ヒートパイプとベーパーチャンバは、その優れた熱輸送能力、高い熱効率、単純な構造から、最も重要な技術として、さらに最もコストパフォーマンスに優れた熱対策として登場した。作動流体はその用途における作動温度に基づいて決められる。コンピュータ用途では、作動温度は通常 $50\sim 100^\circ\text{C}$ である。この温度範囲内では、作動流体として水が最も適している。

ラップトップPCは $25\sim 50\text{W}$ 、デスクトップPC、及びサーバーは $80\sim 130\text{W}$ 発熱量を放熱する必要がある。デスクトップPCとサーバーは、その多くが依然としてアルミニウムフィン、ヒートシンクなど従来からの冷却方式を用いている。また、最近では、ヒートパイプ、ベーパー

ーチャンバが用いられてきている。しかし、年々増加する CPU 発熱量や省スペース化といった要求を、従来の冷却技術を用いた冷却システムで対応することには限界がある。これらの問題点の解決策として 1970 年代にソ連で開発され、現在は宇宙機器の熱制御に用いられている LHP が注目されている。通常のヒートパイプは金属コンテナ管内に毛管材料を設置しているため、長距離熱輸送が困難であり、また、熱サイフォン式では、還流に重力を利用しているため、熱輸送が制限されるという欠点がある。上記の点で LHP は有利である。今後ますます増加する CPU の発熱量に対応可能とするための冷却技術として、LHP は有望である。

本報告においては、試作した LHP の性能試験結果について述べる。

2. LHP の現状

2.1 LHP の研究状況

LHP の機能を図 2.1 に示す。LHP の原理は、蒸発器内のウィックの毛細管力により流体を環流させることである。LHP の動作は、蒸発器に加えられた熱で蒸発器内の液体を気化させ、蒸気として蒸気管を流れ凝縮器内で凝縮させる。凝縮した液体は、液管を流れ、蒸発器内の毛細管力により蒸発器に戻る。

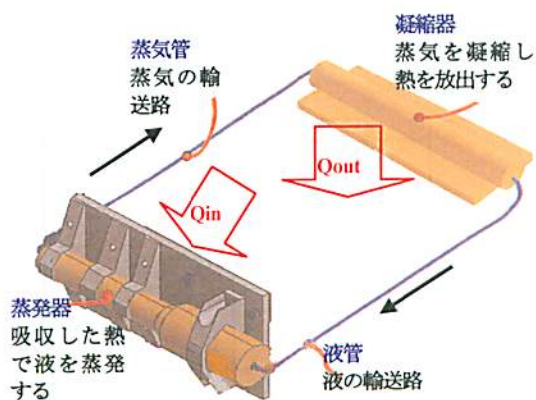


図 2.1 LHP の機能

度の熱を輸送可能な LHP の設計・製作・試験を行い、その伝熱特性を把握しサーバー等の熱制御への適合性を評価している。さらに、図 2.3 に示す LHP を設計するための汎用的な「LHP 設計ツール」の整備を行っている。このツールは、LHP 各部の圧力バランスにより LHP の最大熱輸送量を計算し、蒸発器に加えられた熱量を基に LHP 各部の熱抵抗とヒートシンクの温度から LHP の動作温度を予測する機能を有している。本ツールは EXCEL インタフェースを有し、EXCEL 上で「LHP 設計ツール」の入力パラメータ、パラメータデータの入力作業とプログラムの実行と出力データの確認が可能である。図 2.3 に EXCEL 画面上での「LHP 設計ツール」の入出力を示す。



図 2.2 試作 LHP

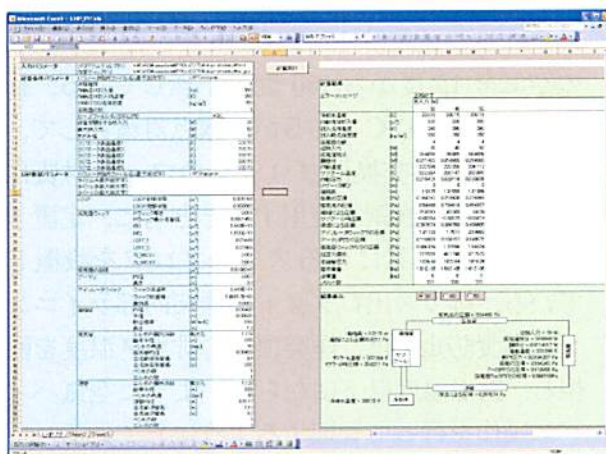


図 2.3 LHP 設計ツール

当研究所においては、図 2.2 に示す 100W 程

2.2 LHP の適用例

(1) BFG 予熱システム

製鉄所において発生する BFG (Blast Furnace Gas, 高炉ガスの略称) は, ダスト及び腐食性成分が少ない比較的クリーンな燃焼ガスである. したがって, 最近この BFG を燃料とした燃焼装置による廃熱回収が進められている. 図 2.4 は, これら高炉系の熱風炉とボイラの廃熱を利用し, それぞれ熱風炉空気及びボイラ燃料としての BFG を予熱するため, LHP を適用した例である.

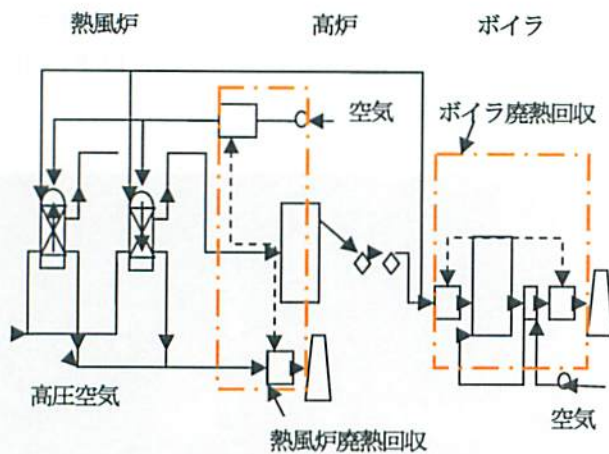


図 2.4 排熱回収装置

(2) 熱風炉廃熱回収空気予熱システム

図 2.5 は, LHP を熱風炉の廃熱を回収し, 燃焼室へ供給する空気を予熱するシステムである. LHP 内の作動流体は水で, 排ガス入口温度は 230 度, 流量は 46 万 Nm^3/h で, 23 万 Nm^3/h の空気を 15 度から 180 度へ予熱している. 排ガス出口は 147°C であるが, 露点対策として, 低温になる熱交換器ブロックのフィン材質には, 耐硫酸腐食鋼を使用するとともに, 定置手動回転式の蒸気によるストロブローを設置している. 排ガス出口ダクト, 煙突内部ライニングの腐食防止には, 煙突頂部の排ガス温度を監視し, 露点温度以下にならないように空気バイパス操作を行って管理するようにしている.

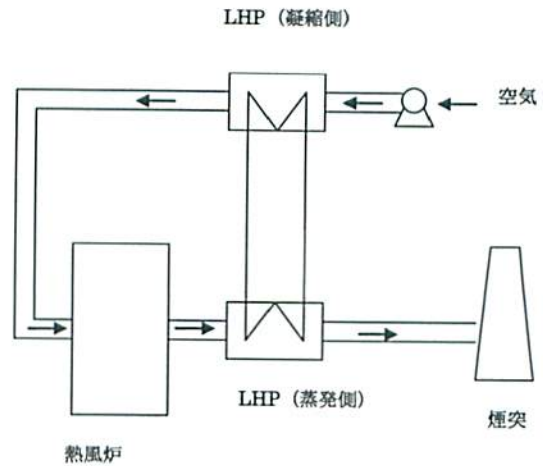


図 2.5 熱風炉の排熱回収

(3) ボイラ排熱回収 BFG (高炉ガス) 予熱システム

図 2.6 は, ボイラの廃熱を回収し, 一酸化炭素ガスを腹部 BFG の予熱に, 直線距離で 36.9 m の間隔で加熱側と冷却側を設置した LHP の例である. 36 万 Nm^3/h , 210 度の廃熱を利用し, 22 万 Nm^3/h , 25 度の BFG を 120 度まで予熱し, 熱回収を行っている. BFG 中には約 22% の CO ガスが含まれており極めて危険なガスであり, 外部への漏れのみならず, 排ガス側への漏れも許されない. そのため, 再生式熱交換器は使えず, プレート式熱交換器においても, たった一つの穴が明いただけで, CO ガスの漏れが生じるといった危険性がある. これに対して LHP 式の場合には, BFG 側と排ガス側の両方に穴明きが生じない限り, 漏れの可能性はなく, 安全な熱交換器といえる.

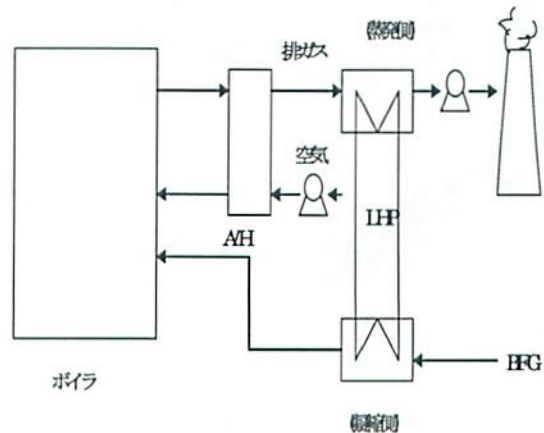


図 2.6 ボイラの排熱回収

(4) 分離形 LHP の特殊機能

(a) 多流体の加熱

蒸気及び液連絡管を分岐することにより、凝縮側を2つにわけ、例えば燃焼ガスと空気の両方を加熱することが可能である。

(b) 管群の温度調整

LHP の作動流体温度は、両流体側の伝熱面積×伝熱係数の比で決まる。LHP の場合、高温側と低温側管群の形状及び組み合わせを任意に設定できるため、媒体温度の調整がある程度可能である。

(c) 補助加熱機能の追加

湿式排煙脱硫装置用排ガス再加熱器などで SO_x を含む場合、管壁に硫黄化合物の付着があり、停缶時の吸湿、腐食促進が考えられる。このような場合、補助加熱装置を設置し、起動に先がけ LHP のみを早期に昇音しておき、起動時の水露点腐食を防止することが可能である。

(d) 揚液機能の追加

LHP の配置上の大きな制約は、自然循環のため、凝縮管群を蒸発管群より高い位置に配置しなければならないことである。この対策として、蒸発管内で生じている沸騰現象を液連絡管内で発生させ、沸騰気泡の上昇力に揚液する装置を追加することが可能である。

3. 実験装置

LHP の仕様を表 3.1 に、また、性能試験装置の概略図を図 3.1 に示す。蒸発器、蒸気管、凝縮器、液管から構成され、ウィックが蒸発器内に挿入されている。液体の蒸発と凝縮による潜熱と、蒸発器内のウィックの毛細管力により液を還流させるシステムである。蒸発器に加えられた熱は、蒸発器内の液体を気化させ蒸気として、蒸気管を流れ凝縮器内で凝縮する。このとき蒸気が液化した熱を外部に放出することで熱を輸送する仕組みである。凝縮した液体は、液管を流れ蒸発器内のウィックの毛細管力により蒸発器に戻る。

LHP 全体の大きさは、400mm×200mm で、蒸発器は外径 22mm(W)×16.7mm(H)×70mm(L)、蒸

気管は外径 5mm、内径 4mm、凝縮管と液管は外径 3.5mm、内径 2.5mm である。材質は、銅を使用している。

図 3.2 に実験装置のシステム全体図を示す。LHP への加熱は、蒸発部下面からヒーターを用いており、LHP の各部温度は T 型熱電対を用いて計測した。凝縮部では、冷却ファンを用いて空冷を行った。ヒーターへの熱入力にはデジタルマルチメータ(電流計・電圧計)を用いて行った。温度測定には、データロガーとパーソナルコンピュータによりデータの採取を行った。

表 3.1 LHP の仕様

項目	仕様
蒸発器	外径:22mm(W)×16.7mm(H)×70mm(L)
ウィック	外径:12.7mm,内径:6mm
蒸気管	外径:5mm,内径:4mm,長さ:250mm
凝縮器	外径:3.5mm,内径:2.5mm,長さ:600mm
液管	外径:3.5mm,内径:2.5mm,長さ:250mm
作動流体	メタノール,水

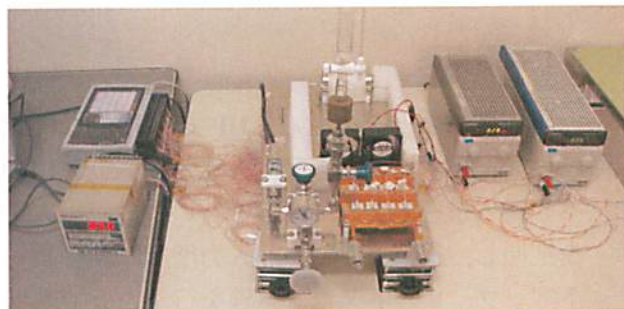


図 3.1 性能試験装置の概略図

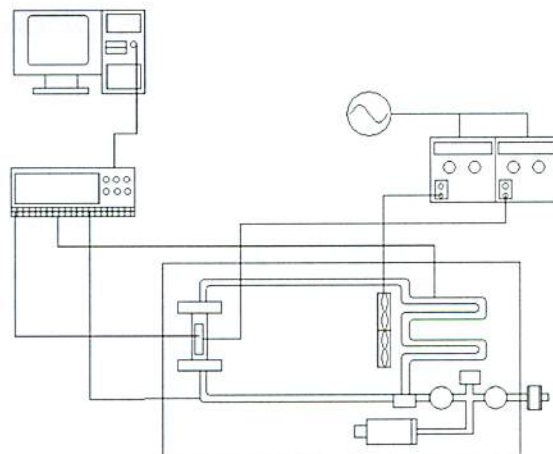
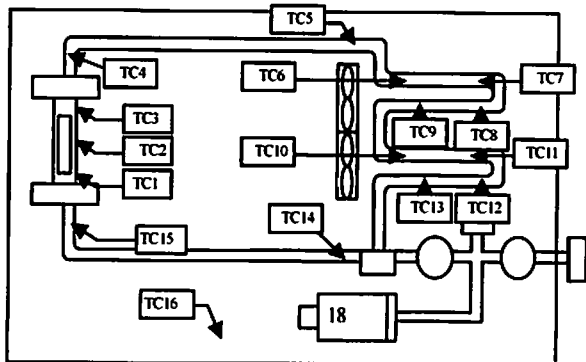


図 3.2 実験装置のシステム全体図

また、図 3.3 に LHP 装置の熱電対位置 (TC1 ~TC17, 圧力センサ) の配置を示す。



TC1~3: 蒸発部温度, TC4: 蒸気管入口温度,
TC5: 蒸気管出口温度, TC6~13: 凝縮部温度,
TC14: 液管入口温度, TC15: 液管出口温度,
TC16: 実験装置プレートの温度, TC17: 室温,
18: 圧力センサ

図 3.3 LHP 装置の熱電対取り付け位置

4. 実験方法

4.1 実験概要

平板型ウィックを用い LHP の基礎的な性能特性を把握することを目的とする。そこで、LHP への封入量を変更して試験を行い、最適封入量を把握し、最適条件での熱入力増加試験やヒートアップ、ヒートダウン試験を行うことで熱抵抗、温度分布等、伝熱特性の調査を行う。以下、その詳細について説明する。

4.2 封入量と作動姿勢を変更しての定常試験

作動流体はメタノール及び純水を用いて試験を行う。LHP 容積 25.6ml に対して、少ない量から 1ml 刻みで封入量を変更してテストを行う。円周方向に溝を加工したウィックにおいて、メタノール、純水についておのおの試験を行った。メタノールにおける実験パラメータを表 4.1 に、純水における実験パラメータを表 4.2 に示す。熱入力は蒸発部下面から加え、各熱入力における温度履歴を測定する。10W きざみで熱入力を加え定常になるまでサンプリングする。実験では液管出口を冷却して行った。

表 4.1 実験パラメータ (メタノール)

サンプリング時間 (分)	20(取得間隔:10 秒)
作動流体封入量 (ml)	7,8,9,10,11,12,13
加熱量 (W)	20,30,40,50,60
装置位置	水平, 凝縮器 1cm up,
ウィック	SUS メッシュフィルタ(材質:SUS316L, 濾過精度:0.003 μ, 空孔率:70%, 厚さ:2mm)

表 4.2 実験パラメータ (純水)

サンプリング時間 (分)	20(取得間隔:10 秒)
作動流体封入量 (ml)	8,9,10,11,12
加熱量 (W)	20,30,40,50
装置位置	凝縮器 1,3,5cm up,
ウィック	SUS メッシュフィルタ(材質:SUS316L, 濾過精度:0.003 μ, 空孔率:70%, 厚さ:2mm)

4.3 最適条件での熱入力増加試験

熱入力を 20W から 10W 刻みで増やしていき、蒸発器温度が 110℃を超えるまで入力する。メタノールでの実験パラメータを表 4.3 に、水での実験パラメータを表 4.4 に示す。

表 4.3 実験パラメータ (メタノール)

サンプリング時間 (分)	20(取得間隔:10 秒)
作動流体封入量 (ml)	9,10,11
加熱量 (W)	20~160
装置位置	凝縮器 1cm up
ウィック	SUS メッシュフィルタ(材質:SUS316L, 濾過精度:0.003 μ, 空孔率:70%, 厚さ:2mm)

表 4.4 実験パラメータ (純水)

サンプリング時間 (分)	20(取得間隔:10 秒)
作動流体封入量 (ml)	9
加熱量 (W)	20~110
装置位置	凝縮器 7cm up,
ウィック	SUS メッシュフィルタ(材質:SUS316L, 濾過精度:0.003 μ, 空孔率:70%, 厚さ:2mm)

4.4 熱抵抗

次に、ドライアウト及び最大熱輸送量の定義について説明する。本研究においてドライアウト

トとは、蒸発部平均壁面温度と凝縮部平均壁面温度の差が増大し始める点であるため、熱抵抗が増加し始める前の熱入力量を最大熱輸送量と定義する。おのおのの熱抵抗は以下に示す式(4.1)～(4.3)により算出を行った。

$$\text{熱抵抗(全体)}: R_{e-c} = \frac{T_{\text{eave.}} - T_{\text{cave.}}}{Q} \quad (4.1)$$

$$\text{熱抵抗(蒸発部)}: R_{e-c} = \frac{T_{\text{eave.}} - T_{\text{sat}}}{Q} \quad (4.2)$$

$$\text{熱抵抗(凝縮部)}: R_{e-c} = \frac{T_{\text{sat}} - T_{\text{cave.}}}{Q} \quad (4.3)$$

$T_{\text{eave.}}$: 蒸発部平均壁面温度 [°C]

T_{sat} : 断熱部壁面温度 [°C]

$T_{\text{cave.}}$: 凝縮部平均壁面温度 [°C]

Q : 入力熱量 [W]

4.5 作動流体の物性値

LHP の性能は、HP と同様に作動流体の特性に作用される。以下の式で示される液輸送因子(メリット数)が大きいほど LHP の性能が高くなる。

$$\text{メリット数}: M = \frac{\rho_l \cdot \sigma \cdot \gamma}{\mu_l} \quad (4.4)$$

ρ_l : 液密度(kg/m³) σ : 表面張力(N/m)

γ : 蒸発潜熱(J/kg) μ_l : 液粘性(Pa·s)

したがって、大容量かつ効率的な熱輸送を行うために、作動流体は以下のような条件を備えていることが望ましい。

- ① 蒸発の潜熱が大きい。
- ② 表面張力が大きい。
- ③ 液密度が大きい。

④ 熱伝導率が高い。

⑤ 液粘性が小さい。

⑥ 化学的に安定で、使用材料との適合性がある。

表 4.5 に代表的な作動流体の特性と計算で求めたメリット数を示す。

機械製品の温度制御のために使用される LHP には、安全性と取り扱いのよさが求められる。したがって、作動流体に水、もしくはメタノールを用いることが望ましい。

表 4.5 作動流体の特性

	水	メタノール	アンモニア
液密度(kg/m ³)	997.1	784.9	600.3
表面張力(mN/m)	72.74	22.03	20.13
蒸発潜熱(kJ/kg)	2257	1190	1263
液粘性(μPa·s)	891	533	137
メリット数	1.837E+11	3.86E+10	1.114E+11

4.6 ウィックの性能

(1) 空隙率

実験では、ウィック材の固体の部分の体積は以下の式より求めることができる。

$$V_w = \frac{m_2 + m_w + m_1}{\rho_1} \quad (4.5)$$

m_1 : ウィック付の質量

m_2 : ウィックなしの質量

m_w : ウィックの質量

空隙率 ε は、

$$\varepsilon = 1 - \frac{V_w}{V_a} \quad (4.6)$$

ただし、 V_a はウィックを中空円筒とみなしたときの体積である。

推定法では、Marcus は素線が交差していることを無視して以下の式で求めた。

$$\varepsilon = 1 - \frac{\pi S N d}{4} \quad (4.7)$$

N : メッシュ係数

S : 縮れ係数 (代表値 : 1.05)

空隙率は、上記のように実験的に求めるか、計算で求めるか、製造業者のデータを利用する。

(2) 浸透率

実験では、図 4.2 において、まずバルブをひねり実験装置にタンクから水を流す。その結果生じたウィックホルダ前後の圧力損失をマンメータにより測定する。その値を用いて、以下に示すダルシーの法則から浸透係数の値を計算する。

$$K = \frac{vplu}{\Delta P} \quad (4.8)$$

P : 圧力水頭差

l : 流れに沿った方向の距離

v : 動粘性係数

m : 質量流量 ($u = \frac{m}{\rho A}$, A 流路断面積)

ρ : 液体密度

l : 流路長さ=0.11(m)

推定法では、以下の式を用いる。

メッシュウィック

$$K = \frac{d^2 \varepsilon^3}{122(1-\varepsilon)^2} \quad (4.9)$$

焼結ウィック

$$K = \frac{(2r_c)^2 \varepsilon^3}{150(1-\varepsilon)^2} \quad (4.10)$$

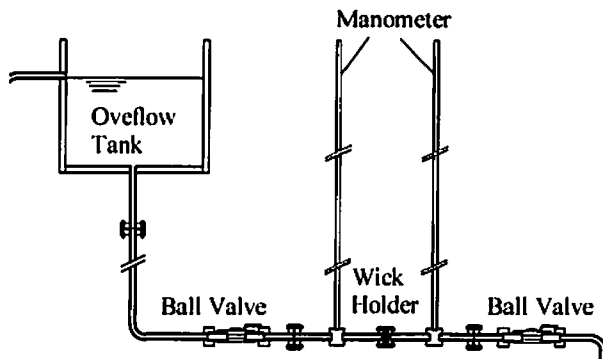


図 4.2 浸透率測定装置

(3) 毛細管力

実験では、図 4.3 の実験装置において、まず水をウィック試料の上端まで満たし、試料内の気泡をとり除く。その後、右側のガラス管をゆっくりと下げていく。そうしていき、左側の管の液柱が落ちるときの右側のガラス管の水面の試料下端からの高さを計測する。得られた高さの値から毛細管力を計算する。

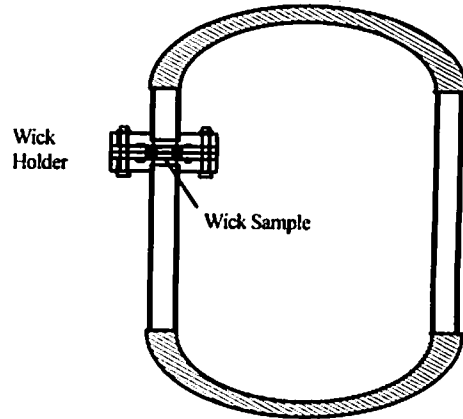


図 4.3 毛細管力測定装置

推定法では、まず実効細孔半径を考える必要がある。メッシュウィックと焼結ウィックの実効細孔半径の推定法を以下に示す。

メッシュウィック

$$r_c = \frac{w+d}{2} \quad (4.11)$$

d : 素線太さ, w : 素線間距離

焼結ウィック

$$r_c = 0.41r \quad (4.12)$$

となり、これらの値を毛細管力の計算に用いた。

5. 実験結果

5.1 封入量と作動姿勢を変更しての定常試験 (メタノール)

表 4.1 のパラメータにしたがって実験を行った結果で、封入量と熱抵抗の関係にまとめたものを図 5.1、図 5.2 に示す。

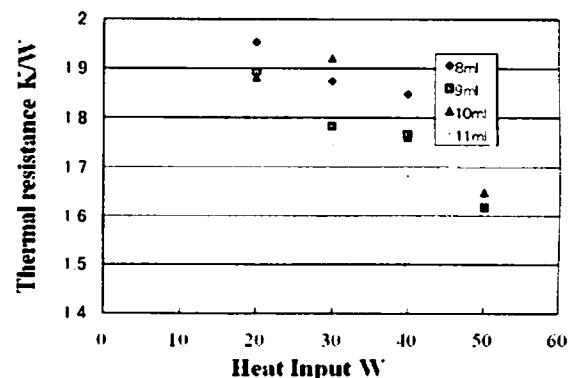


図 5.1 熱入力に対する熱抵抗

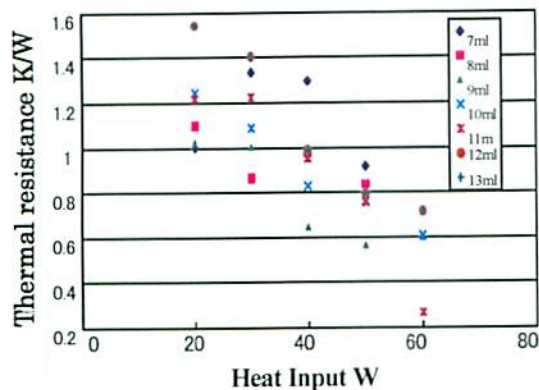


図 5.2 熱入力に対する熱抵抗

平板型ウィックを用いた実験の結果では、水平状態と凝縮器を 1cm 上げた状態では凝縮器を上げた状態の方が熱抵抗は低くなった。焼結ウィックを用いた実験の熱抵抗は 1.4K/W 程度なのに対し、平板型ウィックを用いた実験では熱抵抗は 0.6K/W 程度となり熱抵抗の改善が見られた。20W~60W の入力範囲では 9,10,11ml の順に熱抵抗は低くなり、最適封入量はこの範囲と考えられる。後にこの範囲で熱入力増加試験を行った結果を示す。

5.2 封入量と作動姿勢を変更しての定常試験 (純水)

表 4.2 のパラメーターにしたがって熱入力を上げていく実験を行った結果で、封入量と熱抵抗の関係にまとめたものを図 5.3 に示す。

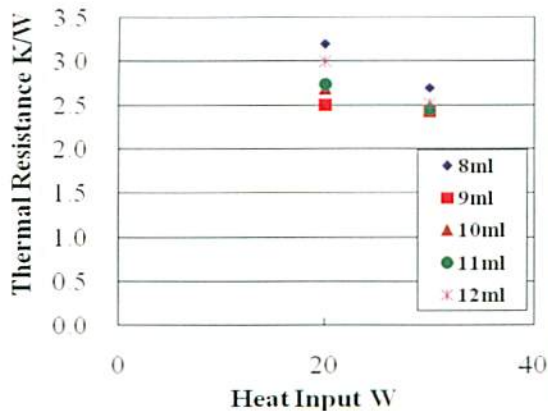


図 5.3 熱入力に対する熱抵抗

実験の結果、熱抵抗は大きくなり 40W 以降

入力することができず、ほとんど起動していない状態だと考えられる。この結果をふまえて熱入力を高入力側から低入力に下げていく実験を行った。結果、凝縮器を 1cm 上げた条件では、定常になることはなく、データを取ることができなかった。また、凝縮器をそれぞれ 3cm, 5cm 上げた条件で実験を行った結果を封入量と熱抵抗の関係にまとめたものを図 5.4, 図 5.5 に示す。

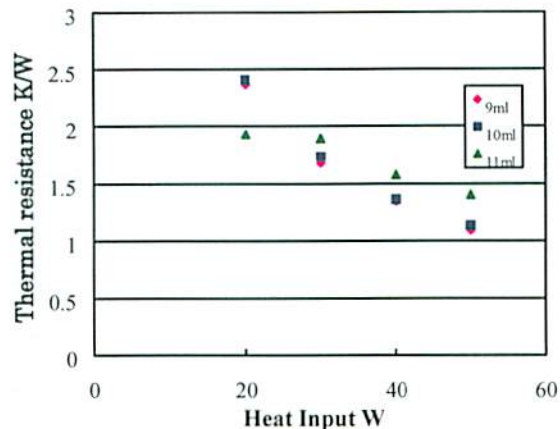


図 5.4 熱入力に対する熱抵抗

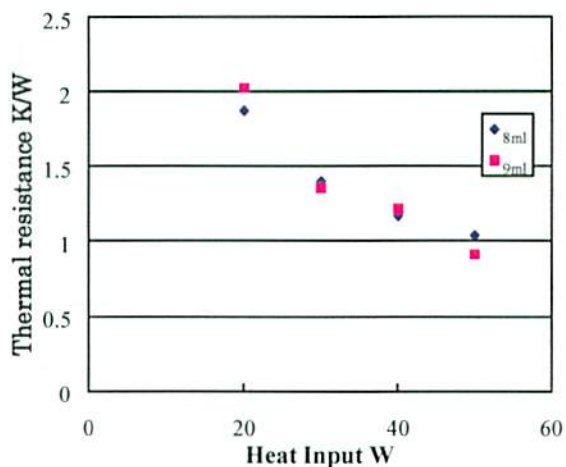


図 5.5 熱入力に対する熱抵抗

熱入力を 50W から下げていく実験では、凝縮器を 1cm 上げた条件では起動しなかったが、3cm, 5cm 上げた条件では起動し、ともに熱入力が大きくなるにつれて熱抵抗が下がった。凝縮器を 3cm, 5cm 上げた条件で両方とも起動したのは 9ml のみであり、作動液に純水を用いた実験では起動安定性にかかる結果となった。ま

た、凝縮器の傾きに比例して、熱抵抗は下がる傾向があった。熱抵抗は、メタノールに比べて高い値になった。

5.3 最適条件での熱入力増加試験

表 4.3 (メタノール) のパラメーターに従い熱入力増加試験を行った結果を図 5.6 に示す。また、表 4.4 (純水) のパラメーターに従って同様に試験を行った結果を図 5.7 に示す。

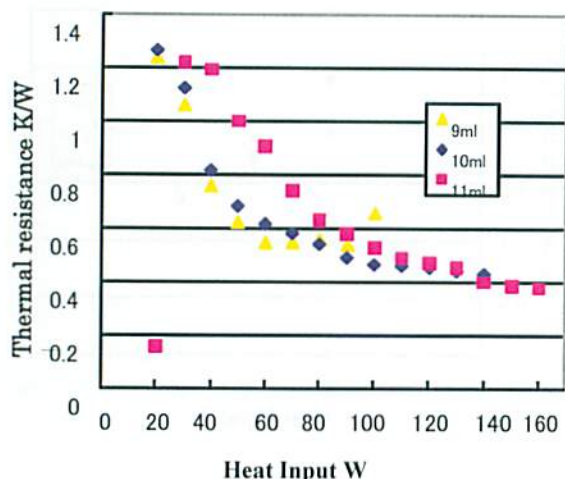


図 5.6 熱入力に対する熱抵抗

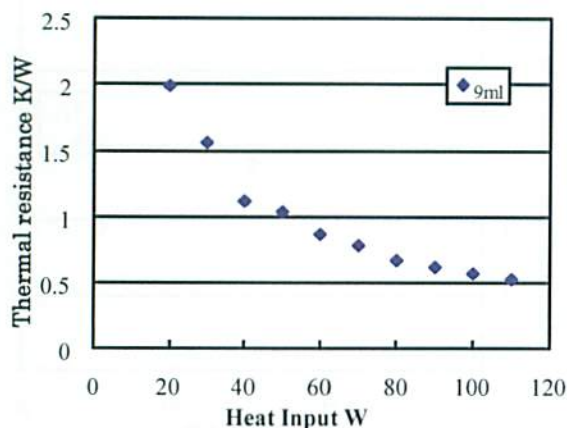


図 5.7 熱入力に対する熱抵抗

作動液にメタノールを用いた実験では封入量 11ml でもっとも大きな熱入力が可能であり 160W まで入力できた。また、熱抵抗は 160W で 0.37K/W まで下がり最適封入量は 11ml と考えられる。焼結ウィックを用いたものに比べて 2 倍以上の熱入力が可能になった。

作動液に純水を用いた実験では、9ml で 110W まで入力可能だった。また、熱抵抗は 110W で

0.53K/W であった。

6. 考察

6.1 理論熱抵抗の算出

従来、LHP の伝熱機構は基本的に LHP の外壁を通る伝導の熱抵抗、作動液と金属によって形成されるウィック層を通る伝導の熱抵抗、蒸気空間の蒸気の流動抵抗、気液界面における蒸発・凝縮抵抗から成る。しかし、蒸気の流動抵抗と蒸発・凝縮による熱抵抗は他の熱抵抗に比べて通常無視し得るほど小さい。したがって、今回熱抵抗の算出には壁面を形成する SUS 部材の熱抵抗とウィックの熱抵抗を用いる。壁面・ウィックにおける熱抵抗は次式から求めることができる。

凝縮器の熱抵抗

円筒形

$$R_i = \frac{\ln(r_{out} / r_{in})}{2\pi k_i L} \quad (6.1)$$

r_{out} : 各層の外半径 [m], r_{in} : 各層の内半径 [m],
 k_i : 各層の熱伝導率 [W/mK],
 L : LHP の長さ [m]

管壁, SUS メッシュウィックの熱抵抗

平板形

$$R_i = \frac{t}{A k_i} \quad (6.2)$$

A : 表面積[m²], t : 厚さ[m]

ここで、外壁にあたる層には SUS316L の熱伝導率を用い、焼結金属ウィック・メッシュウィック各層の有効熱伝導率は以下の式から算出する。

以下、平板型ウィックの有効熱伝導率を k_{w1}

とする。平板型層の有効熱伝導率 k_{w1} にはマツ

クスウェルの式を適用する。

$$k_{wl} = k_l \left\{ \frac{k_l + k_s - (1 - \varepsilon)(k_l - k_s)}{k_l + k_s + (1 - \varepsilon)(k_l - k_s)} \right\} \quad (6.3)$$

k_s : 固体の熱伝導率, k_l : 液体の熱伝導率,

ε : ウィックの空隙率

以上より, メタノール, 純水それぞれの有効熱伝導率を求めると, k_{wl} (Methanol) = 0.33

W/mK, k_{wl} (Water) = 1.08 W/mK となった. この値を用いて熱抵抗を求めた結果を表 6.1 に示す.

表 6.1 熱抵抗結果

	熱抵抗(K/W)	
	メタノール	純水
蒸発器	0.010	0.010
ウィック	0.699	0.216
凝縮器	0.00023	0.00023
熱抵抗(理論値)	0.709	0.226
熱抵抗(実験値)	0.740	0.870

各部の熱抵抗をみると, ウィック部の熱抵抗が非常に大きく, ウィック部の熱抵抗を下げるのが LHP の性能向上には重要で, 熱抵抗の改善につながる事がわかる. 作動流体別にみると, メタノールでは理論値が実験値に近い値となり整合性の取れる結果となった. しかし, 純水では実験値が理論値を大きく上回っており, メタノールでは理論値に近くなったことを考えると, ウィック部以外の要因が熱抵抗を上げていると考えられる.

6.2 純水の性能低下の原因

(1) 液管の逆流の影響

作動液に純水を用いた時の性能低下の原因について, 液管への作動液の逆流の観点から考察する.

本研究で用いたループヒートパイプでは, ウィックが非対称な構造になっており, 下面に取り付けられたヒーターにより蒸発した作動流体が選択的に蒸気管に出やすい構造になって

いるが, 基本的に逆流を防止する構造がない. そこで装置の起動前後の液管出口の温度に着目し, 作動流体別に整理した結果を図 6.1, 図 6.2 に示す.

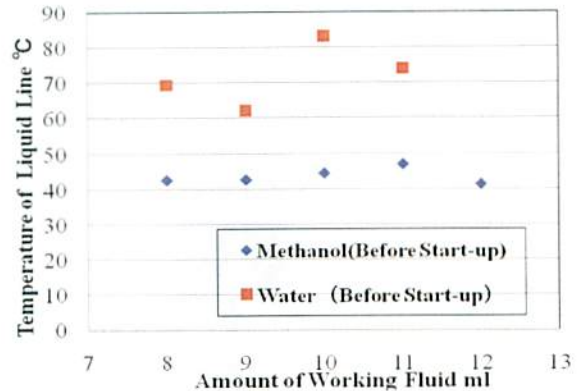


図 6.1 熱入力に対する液管出口温度 (LHP 起動前)

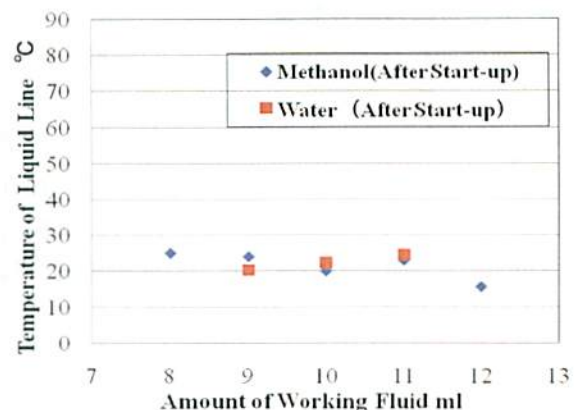


図 6.2 熱入力に対する液管出口温度 (LHP 起動後)

LHP をみると, メタノール, 純水共に液管出口付近の温度が高くなっており, 起動後に温度が下がっているのがわかる. これは蒸気が液管出口に逆流していることを示していると考えられる. ここで液管へ蒸気が逆流していると仮定した場合の液管出口における圧力のバランスを考える. 圧力のバランスは図 6.3 で示される.

液管にかかる蒸気圧と毛細管力と重力の中では, 蒸気圧が支配的であり, 圧力のバランスは,

$$\Delta P_{vap} + \Delta P_{cap} > P_g \quad (6.4)$$

となる。したがって、本来環流すべき方向と逆に力が働き、LHPの起動の妨げになっていると考えられる。

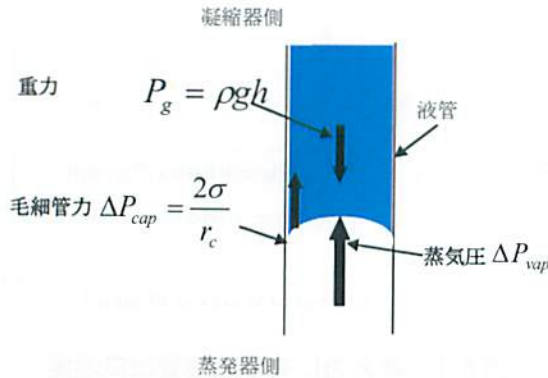


図 6.3 液管での圧力バランス

(2) 蒸気管圧力差の影響

作動流体に純水を用いたときの性能低下の原因について、蒸気管の圧力差の観点から考察する。蒸発部で作動流体が蒸発することで、蒸発部付近の圧力が凝縮部に比べ上昇する。LHPではそれにより生じる圧力差を利用し凝縮部に作動流体を運んでいる。そこで作動流体の種類による飽和蒸気圧と温度の関係を示したものを図 6.4 に示す。

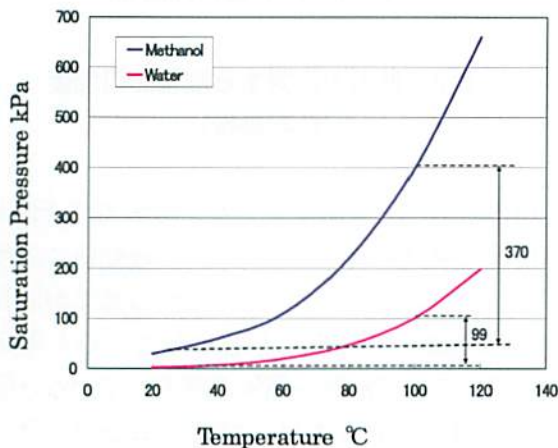


図 6.4 飽和蒸気圧と温度の関係

図 6.4 より 100°Cにおける水の飽和蒸気圧はメタノールに比べ4分の1程度と小さく、より低温域ではこの傾向は顕著となる。よってメタ

ノールでは比較的早い段階で凝縮器に蒸気が達し装置が起動したが、純水では圧力差が生まれにくいと凝縮器まで蒸気が達しにくく、装置の起動までに時間がかかり熱抵抗は大きくなったと考えられる。

7. おわりに

本研究により以下の成果が得られた。

- ① 最適封入量は 11ml の時で装置全体の容量の 45%である。
- ② 作動流体にメタノールを用いると、最小熱抵抗 0.39K/W, 最大熱輸送量は 160W になり、ウィックに焼結ウィックを用いた実験に比べ熱抵抗は 0.7K/W 下がり、熱輸送量は 90W 向上した。
- ③ LHP の安定動作には飽和蒸気圧が高い冷媒を選定する必要がある。

今後、本年度の結果を用い、加工技術等への適合性の評価を行っていく所存である。

謝 辞

この研究は、競輪の補助金を受けて行われたことを付記して謝意を表します。

参考文献

- 1) G. Eckert and M. Drake, "Analysis of Heat and Mass Transfer", McGraw-Hill, Inc
- 2) F. Incropera and D. Sewitt, "Fundamentals of Heat and Mass Transfer", John Wiley & Sons
- 3) D. Reay and P. Kew, "Heat Pipes", Butterworth-Heinemann
- 4) 藤井哲・太田博司・野津滋, 冷凍, No.52-672(1980), 3435-3446
- 5) 田中清志, 勝田正文他, 宇宙用キャピラリーポンプ(CPL)に関する研究, 日本機械学会論文集 B, 1996
- 6) Tanaka, K., Katsuta, M., Okamoto, A., Ijichi, K. and Wakabayashi, A., "Thermal Performance of the Capillary Pumped Deployable Radiator" 12th International Heat Transfer Conference., Grenoble, France, 4(2002-8), 447-452
- 7) 田中清志・勝田正文, 機講論, No.71-706, B(2005), 155-162
- 8) 田中清志, 温度制御による加工技術信頼性能向上に関する研究, KSK-GH19-3, 2008
- 9) 田中, 第 45 回 伝熱シンポジウム講演論文集

- (2008), Vol.1, pp.337-338
- 10) K.Tanaka, "Development of the Loop Heat Pipe(LHP)"
2008ASME Summer Heat Transfer Conference,
Jacksonsonville, Florida, USA, HT2008-56047
- 11) 田中清志,温度制御による加工技術信頼性能向上に関する研究,KSK-GH20-3,2009
- 12) 田中ら,第46回伝熱シンポジウム講演論文集
(2009),Vol.III,pp.713-714
- 13) K.Tanaka, M.Katsuta, Y.Ohuchi, K.Saitou, "Thermal
Performance of the Mini-Loop Heat
Pipe(LHP)"2009ASME Summer Heat Transfer Conference,
SanFrancisco, California, USA,HT2009-88403
- 14) 田中清志,温度制御による加工技術信頼性能向上に関する研究,KSK-GH21-3,2010
- 15) 田中ら,第47回伝熱シンポジウム講演論文集
(2010),Vol.II,pp.475-6
-

研究報告書

KSK-GH22-4-1

生産環境のグリーン化に関する研究

— 次世代冷却システムに関する研究 —

平成 23 年 3 月 31 日発行

発行者 財団法人 機械振興協会 技術研究所
(〒203-0042) 東京都東久留米市八幡町一丁目 1 番 12 号
電話 042-475-1155(代表)

印刷所 有限会社 清和印刷
(〒162-0041) 東京都新宿区早稲田鶴巻町 574
電話 03-5225-7366

