

ヒートパイプの性能に及ぼす内面溝形状の影響について

Effects of Inner Groove Shape on the Heat Transfer Performance of Heat Pipe

上田 健一郎*
Kenichiro Ueda

磯 部 剛*
Go Isobe

概 要 グループ型ヒートパイプの高性能化を目的として、外径15.88 mmのヒートパイプを垂直状態（ボトムヒート）で作動させた場合の最大熱輸送量及び熱伝達率に及ぼす各溝形状の影響について検討を行った。その結果、最大熱輸送量の増大には、リード角を設けることが必要であり、深溝化も有効であった。また、熱伝達率については、蒸発部側は、最大熱輸送量の場合とほぼ同様の傾向であった。凝縮部側は、蒸発部に比べて溝形状の影響を受けにくかった。

1. はじめに

ヒートパイプは、非フロンの水を冷媒に使用でき、動力を必要としないなどの利点を有しており、大容量電力半導体（サイリスタ、GTOサイリスタ、ダイオード、パワーモジュールなど）、コンピュータサーバCPU、ロボット・工作機械の制御盤の密閉きょう体などの放熱部材として広く使用されている。ヒートパイプのウィックには、金属メッシュ、金属線あるいは焼結金属など種々の形態があるが、当社では主にグループを採用している。近年、放熱装置の小型化・高性能化・低コスト化のニーズが強く、ヒートパイプの性能向上によって、その必要本数を低減させ、更なる小型化・軽量化及び低コスト化を実現する必要がある。

本報では、グループ型ヒートパイプの高性能化を目的として、外径15.88 mmのヒートパイプに関して、最大熱輸送量及び熱伝達率に及ぼす内面溝形状の影響について検討を行った。

2. 供試材及び試験方法

2.1 供試材

供試材は、外径15.88 mm、有効長さ370 mmの銅管を用いたヒートパイプで、管内には、表1に示す4種類の溝を形成した。溝形状の各部名称は図1に示した。作動液は水で、管内容積の20%の量を封入した。

2.2 試験方法

実験装置の概略を図2に、サンプルの各部長さ及び表面温度測定部を図3に示す。サンプルの蒸発部、断熱部、凝縮部の長さを、それぞれ96 mm、98 mm、176 mmとした。蒸発部には、シース材を被覆したヒータ（坂口電熱製M型フレキヒータ2M-2000）を伝熱セメント（坂口電熱製）を介して巻き付け、そ

表1 サンプルの溝形状
Shape of inner groove for each specimen.

No.	溝数 (個)	リード角 (°)	溝深さ (mm)	山頂角 (°)	平均溝幅 (mm)	管内表面積比 (%)
1	80	0	0.35	50	0.33	110
2	80	18	0.35	50	0.31	114
3	50	18	0.45	40	0.62	109
4	150	18	0.14	48	0.16	100

（山頂角と平均溝幅は溝直角の値）

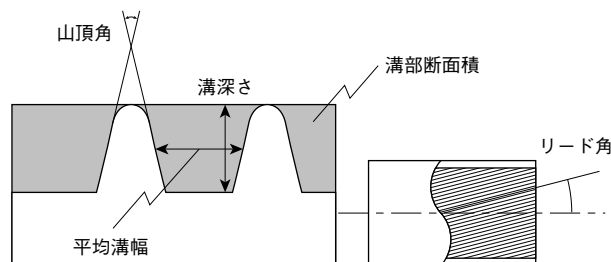


図1 形状の各部名称
Nomenclature for groove parts.

の最外層部は断熱材で被覆した。ヒータには交流電源により電流を流し、電圧を調整してヒートパイプへの加熱量（電流×電圧）の調整を行った。断熱部（蒸発部と凝縮部の間）は、断熱材により被覆した。凝縮部は、冷却流水シェル中に挿入して、ヒートパイプが直接冷却水に接することで冷却を行った。

性能測定は、次のとおり行った。ヒートパイプを、蒸発部側を下側にして垂直に設置する。次に目標加熱量になるようにヒータの電圧を調整し、その後、冷却流水シェルの冷却水温度により放熱量を調整しながら、作動液温度が50℃になるように調整した。作動液温度は断熱部温度を採用した。断熱部の温度が安定した後、各部の表面温度を測定した。表面温度は、蒸発部及び凝縮部は管軸方向に各4箇所、管周方向に3箇所の各

* 研究開発本部 メタル総合研究所

計12箇所について、断熱部は中央部の管周方向に3箇所の測定を行った。加熱量を最小50 Wずつ段階的に増加させていき、蒸発部の温度が上昇し続けて、安定しなくなった時点ドライアウトとみなした。最大熱輸送量は、ドライアウトした前段階の加熱量とした。

温度のデータ収集は、表面温度安定後に2秒間隔で30回（60秒間）行い、その平均値を算出した。

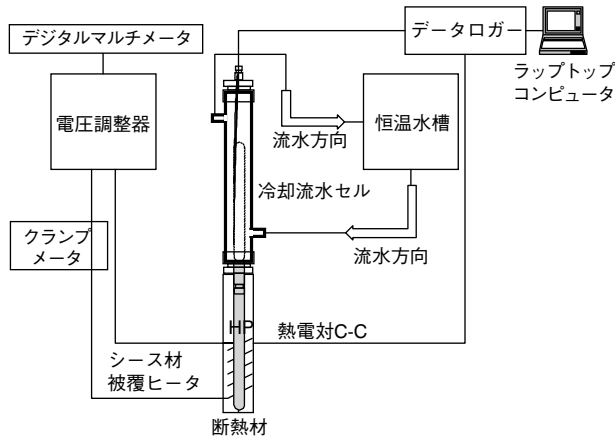


図2 実験装置の概略図
Schematic diagram of experimental apparatus.

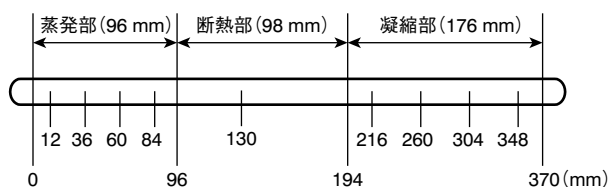


図3 サンプルの各部長さ及び表面温度測定部
Length of each pipe section and the location of surface temperature measurements.

2.3 各性能データ算出方法

各性能データの計算方法を以下に示す。

1. 加熱量 Q (W) = ヒータ電圧 (V) × ヒータ電流 (A)
 2. 蒸発部熱流束 q_e (kW/m²)
= 加熱量 Q (kW) / 蒸発部熱交換管外面積 A_e (m²)
 3. 凝縮部熱流束 q_c (kW/m²)
= 加熱量 Q (kW) / 凝縮部熱交換管外面積 A_c (m²)
 4. 蒸発部熱伝達率 α_e (W/m²K)
= 蒸発部熱流束 q_e (kW/m²) / 蒸発部平均表面温度差 $\Delta T_{e\text{mean}}$ (K)
 5. 凝縮部熱伝達率 α_c (W/m²K)
= 凝縮部熱流束 q_c (kW/m²) / 凝縮部平均表面温度差 $\Delta T_{c\text{mean}}$ (K)
- ・ 蒸発部平均表面温度差 $\Delta T_{e\text{mean}}$ (K)
= 蒸発部平均表面温度 $T_{e\text{mean}}$ (K) - 作動液温度 T_s (K)
 - ・ 凝縮部平均表面温度差 $\Delta T_{c\text{mean}}$ (K)
= 凝縮部平均表面温度 $T_{c\text{mean}}$ (K) - 作動液温度 T_s (K)
 - ・ 蒸発部平均表面温度 $T_{e\text{mean}}$ (K)
= 蒸発部表面温度12ヶ所の平均値 (図3参照)
 - ・ 凝縮部平均表面温度 $T_{c\text{mean}}$ (K)
= 凝縮部表面温度12ヶ所の平均値 (図3参照)
 - ・ 作動液温度 T_s (K)

= 断熱部表面3ヶ所 (円周方向) の平均温度 (図3参照)

3. 試験結果

3.1 最大熱輸送量

表2に最大熱輸送量を示す。

サンプルNo.1と2の比較より、リード角0°よりも18°の方が、最大熱輸送量が高い結果となった。サンプルNo.4の値は低く、多溝数化による性能向上は得られなかった。

表2 各サンプルの最大熱輸送量
Maximum heat transfer rate of the specimens.

サンプル No.	最大熱輸送量 (W)
1	1000
2	1550
3	1600
4	1000

3.2 温度分布

図4に300 W加熱時の各サンプルの外表面温度分布を示す。

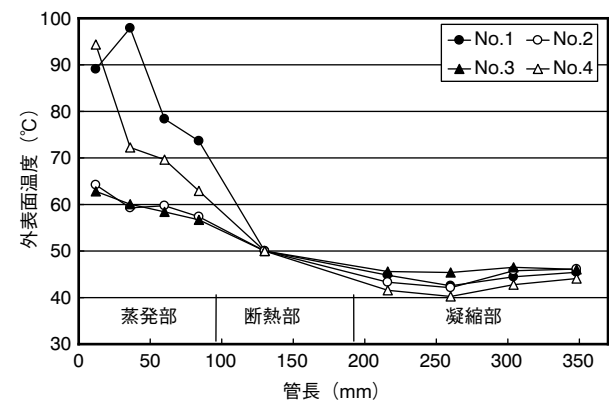


図4 外表面温度分布
Surface temperature distribution for heat pipe specimens.

3.3 蒸発部の熱伝達特性

図5及び図6に蒸発部の熱伝達特性を示す。蒸発部の熱伝達率は、最大熱輸送量の大きいサンプルNo.2とNo.3が比較的大きい値を示した。

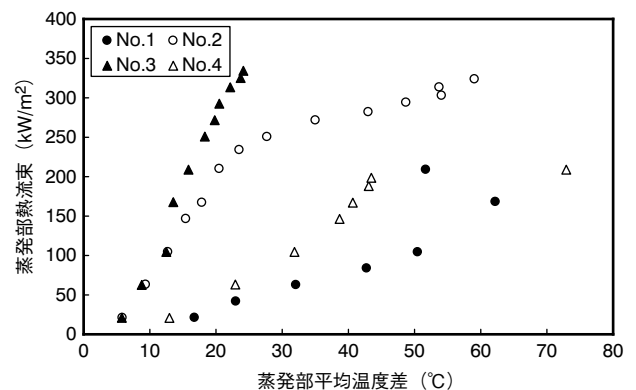


図5 蒸発部の熱伝達特性
Heat transfer characteristics of evaporator section.

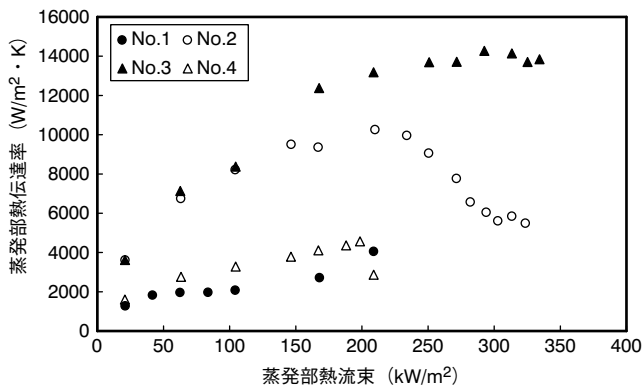


図6 各熱流束における蒸発部の熱伝達特性
Heat transfer coefficient of evaporator section at various heat fluxes.

3.4 凝縮部の熱伝達特性

図7及び図8に凝縮部の熱伝達特性を示す。溝形状による差が明確ではないが、溝深さが最も大きいサンプルNo.3が比較的大きな値を示した。

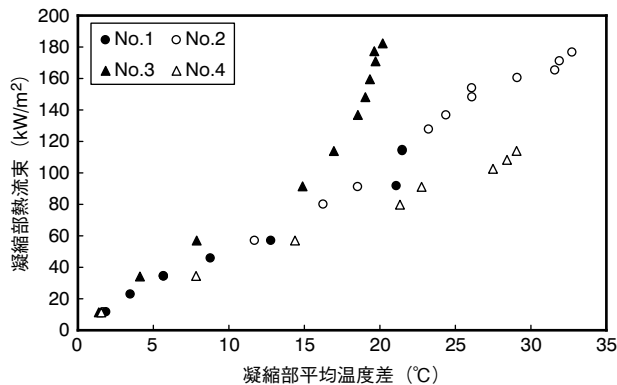


図7 凝縮部の熱伝達特性
Heat transfer characteristics of condenser section.

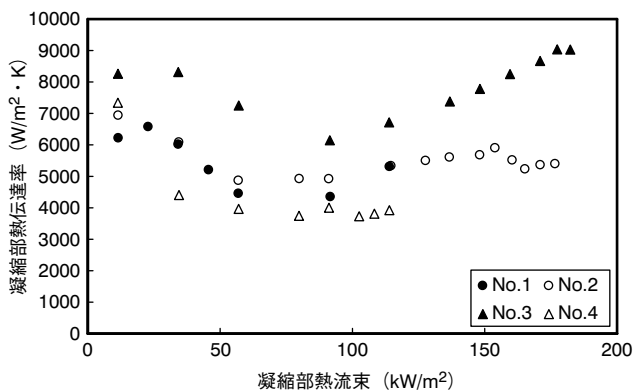


図8 各熱流束における凝縮部の熱伝達特性
Heat transfer coefficient of condenser section at various heat fluxes.

4. 考察

ヒートパイプによる熱輸送量の限界は、(1)粘性限界、(2)音速限界、(3)毛細管限界(ウィック限界)、(4)飛散限界、(5)沸騰限界の5つによって決定される。今回のようなグループウィックで、作動流体が水、傾斜角90°、作動温度50℃、最大熱輸送量1000～1600 W(蒸気流速で30～50 m/s)の場合は、

上記の(3)、(4)が主要因と考えられる。各限界の熱輸送量($Q_{\max}$)について試算を行い、実測値との比較を行った。

a) 毛細管限界

次式より $Q_{\max}$ を求めた¹⁾。透過率は参考文献2の矩形グループの式から求め、ウィック断面は溝部断面、ウィックの細孔半径は平均溝幅の半分、接触角は0°とした。

$$Q_{\max} = (KA_w \rho_l L) / (\mu_l \ell_{\text{eff}}) \times [(2\sigma \cos \theta / r_c) + \rho_l g (\ell \sin \beta - 2r_i \cos \beta)]$$

K : 透過率

A_w : ウィック断面積 (m²)

ρ_l : 作動液密度 (kg/m³)

L : 蒸気潜熱 (J/kg)

μ_l : 水の粘性係数 (Pa·s)

ℓ_{eff} : ヒートパイプ有効長 (m)

σ : 水の表面張力 (N/m)

r_c : ウィックの細孔半径 (m)

g : 重力加速度 (m/s²)

ℓ : ヒートパイプ長さ (m)

β : 傾斜角 (°)

θ : 接触角 (°)

r_i : きょう体内半径 (m)

b) 飛散限界

次式より $Q_{\max}$ を求めた¹⁾。蒸気の通路断面は、管内径部分の面積とした。

$$Q_{\max} = A_v L (\rho_v \sigma / Z)^{0.5}$$

A_v : 蒸気の通路断面積 (m²)

ρ_v : 蒸気密度 (kg/m³)

Z : ウィック細孔半径 (r_c) × 2 (m)

最大熱輸送量の実測値と計算値(毛細管限界と飛散限界)を図9に示す。

サンプルNo.1とNo.2の比較から、リード角を付与した場合の最大熱輸送量の増大は、その制約が飛散限界から毛細管限界にシフトするためと考えられる。即ち、リード角を設けることにより、凝縮部に向う蒸気流と蒸発部に戻る作動液の衝突が軽減され、限界値のより大きな毛細管限界の影響が顕在化したと考えられる。

サンプルNo.2～4のリード角を有するサンプルの最大熱輸送量については、その順位が毛細管限界による順位と一致しており、前述の考えが妥当であると見なされる。ただし、その絶対値のかい離は大きい(特にサンプルNo.3)。これは、溝形状によっても毛細管限界と飛散限界の寄与率が変化するためと推測される。図10に、毛細管限界における溝形状因子($K \cdot A_w / r_c$)と最大熱輸送量の関係を示す。最大熱輸送量が($K \cdot A_w / r_c$)と比例せずにサンプルNo.3の $Q_{\max}$ がサンプルNo.2の $Q_{\max}$ の微増にとどまっているが、サンプルNo.3の溝形状のように溝数が少なくなり溝幅が大きくなると飛散限界の影響を受けやすくなった可能性が考えられる。飛散限界の寄与率を小さくし、毛細管限界の影響を大きくするような溝形状の開発が今後の課題である。

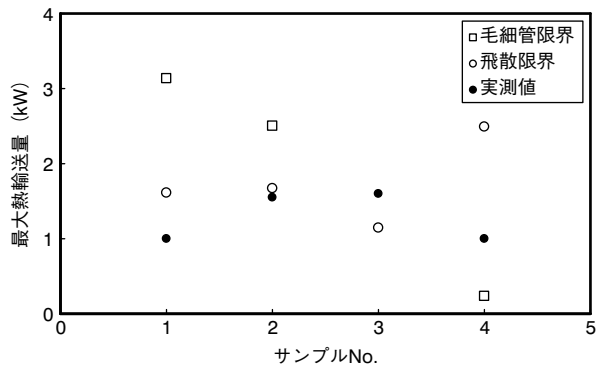


図9 最大熱輸送量の実測値と各限界での推定値の比較(サンプルNo.3の毛細管限界は14 kW)
Relationship between the actual and estimated values of maximum heat transfer rate.

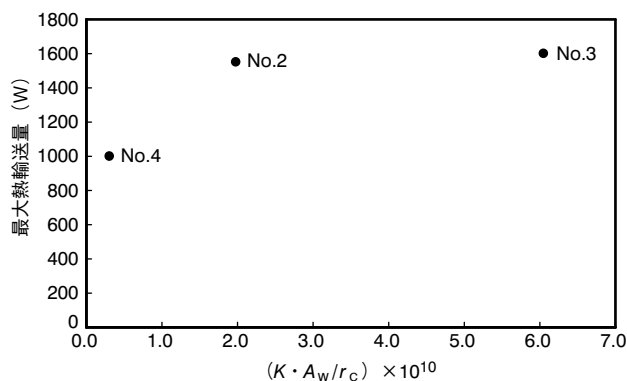


図10 $(K \cdot A_w / r_c)$ と最大熱輸送量の関係
Relationship between the $K \cdot A_w / r_c$ value and maximum heat transfer rate.

5. まとめ

外径15.88 mmの銅／水グループ型ヒートパイプを試作し、下側を蒸発部とする垂直状態で性能評価を行い、以下の知見を得た。

- 1) 最大熱輸送量の増大には、リード角を設けることが必要であり、深溝化も有効である。リード角を設け、かつ深溝にすることにより、凝縮部に向う蒸気流と蒸発部に戻る作動液の衝突が軽減されるためと考えられる。
- 2) 蒸発部の熱伝達特性に及ぼす溝形状の影響は、最大熱輸送量の場合とほぼ同様であった。凝縮部の熱伝達特性は、蒸発部に比べて溝形状の影響を受けにくかった。

参考文献

- 1) 日本ヒートパイプ協会：実用ヒートパイプ ー第2版ー，日刊工業新聞社，(1985)
- 2) S. W. Chi：ヒートパイプの理論と応用，ジャテック出版，(1978)，49.