

偏心二重管熱サイフォン式放熱器の熱輸送特性

小佐井 博章*

Heat Transport Characteristics of Two-Phase Eccentric Annular Thermosyphon Type Radiator

by
Hiroaki KOZAI

(Received: 19 OCTOBER 2009, Accepted: 22 FEBRUARY 2010)

Abstract

Heat transfer coefficients and heat transport rates were investigated in horizontal two-phase eccentric annular thermosyphon type radiator heated by low-temperature hot water, using ethanol as a working fluid. In the present experiment, the hot water temperature at the inner tube inlet, the mass flow rate of hot water and the ambient air temperature were varied. The emissivity was related to the outside wall temperature of outer tube. Using the values of emissivity obtained above, the heat transfer coefficients in the outside wall of outer tube could be estimated by the equation based on the natural convection and thermal radiation. Consequently, it was found that the heat transport rates for the two-phase eccentric annular thermosyphon type radiator could be predicted well by the equations presented in this study.

Key Words : Thermosyphon, Heat Transfer, Heat Transport Rate, Eccentric Annulus, Two-Phase

1. まえがき

二相密閉形熱サイフォンは密閉容器の内部に封入された作動流体の相変化と冷却部から加熱部への液体の還流に重力を利用したものであり、構造が簡単で、大量の熱を輸送できる優れた熱伝達素子である⁽¹⁾。最近、水平位置での使用を目的として外管内部に内管を挿入し、適量の作動流体を封入した二相密閉形偏心二重管熱サイフォンが提案されており、床暖房、温室暖房および苺栽培の培地加温等に利用されている。しかし、二相密閉形偏心二重管熱サイフォン式放熱器に関する研究はほとんどなされておらず、その熱輸送特性については十分に解明されていない。

そこで、本研究では二相密閉形偏心二重管熱サイフォン式放熱器において、内管内温水の入口温度、質量流量および周囲空気温度を変えて実験を行い、これらの熱輸送特性への影響について明らかにする。また、偏心二重管熱サイフォン式放熱器における放熱量の予測方法を提案し、実験データとの比較検討を行う。

2. 記号

a : 温度伝導率 m^2/s
 C_p : 比熱 $\text{J}/(\text{kg K})$
 C_1 : 式(6)または式(15)
 d_i : 管内径 m
 d_o : 管外径 m
 g : 重力加速度 m/s^2
 h_c : 自然対流熱伝達係数 $\text{W}/(\text{m}^2 \text{K})$
 h_i : 管内壁における熱伝達係数 $\text{W}/(\text{m}^2 \text{K})$
 h_o : 管外壁における熱伝達係数 $\text{W}/(\text{m}^2 \text{K})$
 h_r : 放射熱伝達係数 $\text{W}/(\text{m}^2 \text{K})$
 L : 放熱部長さ m または蒸発潜熱 J/kg
 K : 熱通過係数 $\text{W}/(\text{m K})$
 m : 質量流量 kg/s または kg/min
 n : 式(7)または式(16)
 Pr : プラントル数
 Q : 放熱量 W
 q_o : 管外壁における平均熱流束 W/m^2
 Ra : レーレー数 $=g \beta (T_o - T_\infty) d_o^3 / (\nu a)$
 Re : レイノルズ数

* 産業工学部機械システム工学科教授

T_f : 膜温度 K
 T_i : 内壁温度 K
 T_{in} : 温水入口温度 K
 T_m : 温水入口温度と出口温度の算術平均
 $= (T_{in} + T_{out}) / 2$ K
 T_o : 外壁温度 K
 T_{out} : 温水出口温度 K
 T_v : 蒸気温度 K
 T_w : 周囲壁温度 K
 T_{∞} : 周囲流体温度 K

ΔT : 温水入口出口温度差 $= T_{in} - T_{out}$ K
 β : 体膨張係数 $= 1/T_{\infty}$ または $(\rho_{\infty} - \rho_f) / \{ \rho_f (T_f - T_{\infty}) \}$ 1/K
 ϵ : 放射率
 λ : 熱伝導率 W/(m K)
 μ : 粘性係数 Pa s
 ν : 動粘性係数 m^2/s
 ρ : 密度 kg/m^3
 σ : ステファン・ボルツマン定数
 $= 5.6687 \times 10^{-8}$ W/($m^2 K^4$)

添字

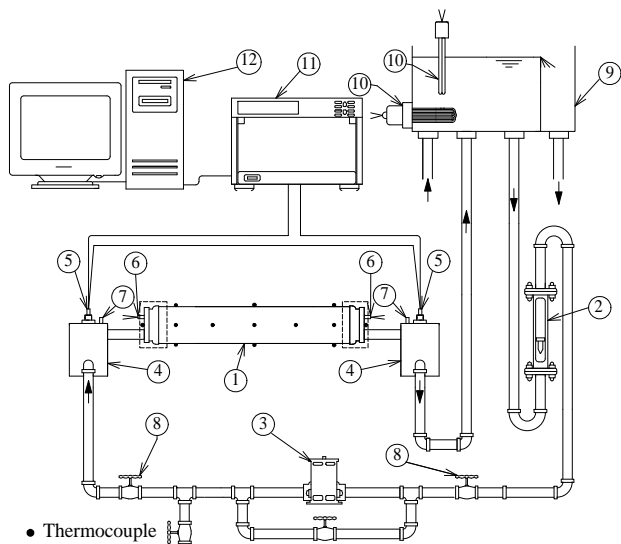
a : 空気
 e : エタノール
 f : 膜温度 T_f における値
 s : 管材料

w : 水
 1 : 内管
 2 : 外管
 ∞ : 周囲流体温度 T_{∞} における値

3. 実験装置および方法

実験装置の系統図を図1に示す。また、偏心二重管熱サイフォンの概略を図2に示す。本実験に使用した二重管熱サイフォン①は内径47mm、外径50mmのアルミニウム合金管(A6063)内に内径8mm、外径10mmのアルミニウム合金管(A6063)を挿入し、両端にアルミニウム合金製エンドキャップ(A5052)を取り付けて密閉したもので、全長4020mm、コンテナ長さ3920mm、放熱部長さ3870mmである。なお、外管にはアルマイト処理(酸化皮膜 $9\mu m$)を行っており、両端のエンドキャップ外壁よりそれぞれ25mmの部分は保温チューブ(図1中の破線)を用いて断熱している。熱サイフォンは床面から800mm、天井面から2700mm離して水平に設置し、その周囲には管中心から900mm、エンドキャップ外壁から740mm離れた位置に、高さ1800mmのベニア板を用いて仕切壁を設けた。作動流体としてはエタノール(試薬1級)を用い、封入量は液面が内管最上部に位置する程度の作動液量1289gを封入した。なお、作動液の封入率(熱サイフォン内容積に対する封入液の体積割合)は25.8%~27.5%である。加熱方式は温水加熱で、ポンプ③によって内管内に一定流量の温水を循環させた。温水温度はオーバーフロータンク⑨内に設置したパイプヒータ⑩を用いて調節した。温水流量の測定には重量法で検定した浮子式流量計②(最小目盛10/h, 最小目盛間隔2.87mm)を用い、浮子の位置は読取顕微鏡(読取精度0.01mm)で測定した。内管の入口および出口には混合槽④を設け、その内部にはC-Cシース熱電対⑦およびC-Cシース差動熱電対⑤を取り付けた。

管壁温度は外管外壁に管軸方向に9箇所(中部)等間隔に、両端のエンドキャップ外壁からそれぞれ160mmおよび外管中央の位置にはそれぞれ円周方向にさらに2箇所(上部および下部)、C-C熱電対を取り付けて測定した。また、両端のエンドキャップ外壁にはそれぞれ1箇所C-C熱電対を取り付けて測定した。蒸気温度は外管



● Thermocouple
 ① Thermosyphon ⑤ Differential thermocouple ⑨ Overflow tank
 ② Flowmeter ⑥ Thermocouple (vapor) ⑩ Heater
 ③ Circulation pump ⑦ Thermocouple (hot water) ⑪ Hybrid recorder
 ④ Mixing chamber ⑧ Flow control valve ⑫ Personal computer

図1 実験装置の系統図

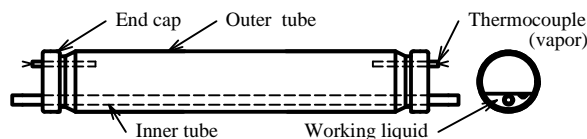


図2 偏心二重管熱サイフォンの概略

内に挿入された銅管内に C-C シース熱電対⑥を納め、両端のエンドキャップ外壁より、それぞれ 235mm の位置で測定した。空気温度は熱サイフォン中央部および両端からそれぞれ 600mm の位置で、外管最下部から水平方向にそれぞれ 400mm 離れた位置(熱サイフォンの両側)に合計 6 箇所、C-C 熱電対を設置して測定した。なお、周囲流体温度 T_{∞} としてはこれらの空気温度の算術平均を用いた。

実験は次のような手順で行った。まず、温水流量を流量調整バルブ⑧を用いて所定の値に設定し、温水入口温度および空気温度を所定の値に調節する。定常に達したところで、各点の温度および差動熱電対の起電力をハイブリッドレコーダ⑩を介して、PC⑫に取り込んだ。さらに、温水入口温度を増加させながらこれらの操作を繰り返した。なお、実験は密閉室内で行い、空気温度は 283K および 293K になるように設定した。

放熱量 Q は温水流量 m および差動熱電対の起電力より求めた温水入口出口温度差を用いて次式より算出した。

$$Q = mC_p(T_{in} - T_{out}) \quad (1)$$

また、熱通過係数 K は次式より求めた。

$$K = Q / \{L(T_m - T_{\infty})\} \quad (2)$$

ここで、 $T_m = (T_{in} + T_{out}) / 2$ である。外管外壁における熱伝達係数 h_{o2} は次式を用いて算出した。

$$h_{o2} = Q / \{\pi d_{o2} L(T_{o2} - T_{\infty})\} \quad (3)$$

4. 実験結果と考察

4.1 放熱部熱伝達特性

放熱部における熱伝達機構は外管外壁から空気への自然対流と周囲壁への放射であると考えられる。そこで、自然対流熱伝達係数および放射熱伝達係数を h_c 、 h_r とすると、放熱部(外管外壁)における熱伝達係数 h_{o2} は次式で表される。

$$h_{o2} = h_c + h_r \quad (4)$$

ここで、自然対流熱伝達係数 h_c は Fujii ら⁽²⁾の式(5)によって求められる。

$$h_c = \frac{2\lambda_a}{d_{o2} \ln \left(1 + \frac{2.475}{C_1 Ra_a^n} \right)} \quad (5)$$

$$C_1 = \frac{3}{4} \left(\frac{Pr_a}{2.4 + 4.9\sqrt{Pr_a} + 5Pr_a} \right)^{1/4} \quad (6)$$

$$n = \frac{1}{4} + \frac{1}{10 + 5Ra_a^{0.175}} \quad (7)$$

一方、放射熱伝達係数 h_r は次式によって与えられる。

$$h_r = \frac{\sigma \varepsilon (T_{o2}^4 - T_w^4)}{T_{o2} - T_{\infty}} \quad (8)$$

しかし、式(8)の放射率 ε が未知であるので、外管外壁の放射率 ε は外管外壁における熱伝達係数 h_{o2} の実験データより次式を用いて算出した。

$$\varepsilon = \frac{(h_{o2} - h_c)(T_{o2} - T_{\infty})}{\sigma(T_{o2}^4 - T_w^4)} \quad (9)$$

なお、周囲壁温度 T_w は空気温度 T_{∞} とほとんど一致したので、 T_w としては T_{∞} の値を使用した。また、式(9)に含まれる自然対流熱伝達係数 h_c の算出には式(5)を用いた。

図3に実験から得られた外管外壁の放射率 ε を示す。この図より、放射率 ε は外管外壁温度 T_{o2} の増加とともに徐々に大きくなるのがわかる。なお、温水流量 $m = 3.0 \text{ kg/min}$ の場合の一部のデータが 1 より大きくなっているのは、外管外壁温度 T_{o2} のばらつき(平均値に対して、 $-2.1\text{K} \sim +3.9\text{K}$) および温水入口出口温度差の変動(平均値に対して、 $-4.8\% \sim +3.6\%$)によるものであると考えられる。そこで、 $\varepsilon \leq 1$ の実験データより最小二乗法を用いて放射率 ε と外管外壁温度 T_{o2} の関係を求めると、次式が得られる。

$$\varepsilon = -0.5087 + 4.056 \times 10^{-3} T_{o2} \quad (305\text{K} \leq T_{o2} \leq 345\text{K}) \quad (10)$$

アルミニウム合金にアルマイト処理を施した表面の放射率に関するデータは見当たらないが、アルミニウムの酸化面に対して、表面温度 300K で $\varepsilon = 0.82$ ⁽³⁾、またアルミニウムの酸化面(酸化皮膜 $9 \mu\text{m}$) では 311K で $\varepsilon = 0.76$ ⁽⁴⁾

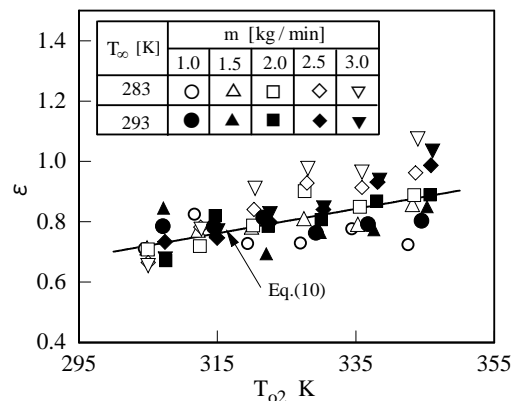


図3 外管外壁の放射率

となる結果が報告されている。本実験で得られた放射率の式(10)は $305\text{K} \leq T_{o2} \leq 345\text{K}$ で $0.73 \leq \varepsilon \leq 0.89$ の値を与え、これらの文献の値とほぼ一致している。したがって、以後の整理では放射率 ε の値としては式(10)より算出した値を使用した。

図4(a), (b)に式(5)および式(8)を用いて式(4)より計算した放熱部熱伝達係数 h_{o2} (Cal.) と実験値 h_{o2} (Exp.) の比較を示す。これらの図より、 h_{o2} の計算値と実験値は±10%の範囲内でよく一致していることがわかる。

4.2 放熱量

図5(a), (b)および図6(a), (b)に温水流量 m と単位長さ当たりの放熱量 QL および熱通過係数 K の関係を示す。なお、図中の実線は後に述べる偏心二重管熱サイフォン式放熱器における QL および熱通過係数 K の計算値である。これらの図において、 QL および K は温水入口

温度 T_{in} が高い程、大きくなっている。これは、温水入口温度が高くなるにつれて蒸気温度が上昇し、それに伴い外管外壁温度が高くなり、外管外壁における熱伝達がよくなるためである。また、温水流量 m が増加するにつれて QL および K の値が徐々に大きくなっているのは、内管内壁における熱伝達がよくなるためである。なお、本実験において内管内の流れはすべて乱流であった。

次に、偏心二重管熱サイフォン式放熱器における放熱量 Q の計算方法について述べる。この熱サイフォン式放熱器において、放熱量 Q は次式によって求められる。

$$Q = KL(T_m - T_\infty) \quad (11)$$

ここで、熱通過係数 K は次式によって与えられる。

$$K = \pi \left/ \left(\frac{1}{d_{i1} h_{i1}} + \frac{1}{2\lambda_s} \ln \frac{d_{o1}}{d_{i1}} + \frac{1}{d_{o1} h_{o1}} + \frac{1}{d_{i2} h_{i2}} + \frac{1}{2\lambda_s} \ln \frac{d_{o2}}{d_{i2}} + \frac{1}{d_{o2} h_{o2}} \right) \right. \quad (12)$$

式(12)に含まれる内管内壁における熱伝達係数 h_{i1} の算出には、内管内の流れがすべて乱流であったので、Dittus-Boelter⁽⁵⁾の式(13)を用いた。

$$h_{i1} = 0.023 \frac{\lambda_w}{d_{i1}} Re_w^{0.8} Pr_w^{0.4} \quad (13)$$

内管外壁における熱伝達係数 h_{o1} は、図5(a), (b)からわかるように、本実験範囲内では内管外壁における熱流束 q_{o1} が小さいので、自然対流熱伝達に対する Fujii ら⁽²⁾の式(14)を用いて算出した。

$$h_{o1} = 2\lambda_e \left/ \left\{ d_{o1} \ln \left(1 + \frac{2.475}{C_1 Ra_e^n} \right) \right\} \right. \quad (14)$$

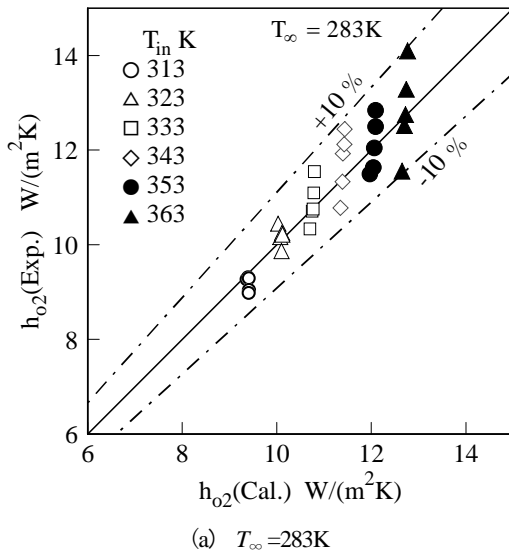
$$C_1 = \frac{3}{4} \left(\frac{Pr_e}{2.4 + 4.9\sqrt{Pr_e} + 5Pr_e} \right)^{1/4} \quad (15)$$

$$n = \frac{1}{4} + \frac{1}{10 + 5Ra_e^{0.175}} \quad (16)$$

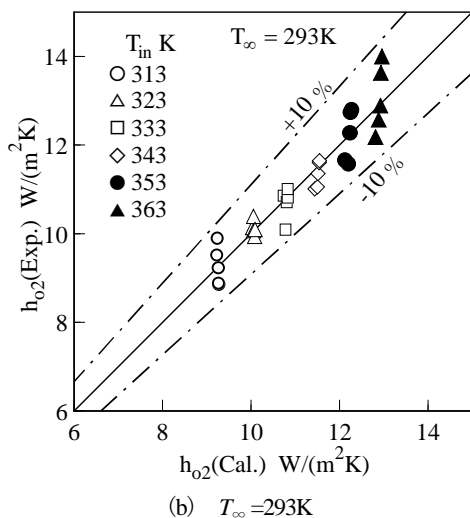
外管内壁における熱伝達係数 h_{i2} の算出には水平円管における飽和蒸気の膜状凝縮熱伝達に対する Nusselt⁽⁶⁾の式(17)を用いた。

$$h_{i2} = 0.725 \left\{ \frac{\lambda_e^3 \rho_e^2 g L_e}{\mu_e (T_v - T_{i2}) d_{i2}} \right\}^{1/4} \quad (17)$$

ここで、円管の直径としては外管内径 d_{i2} を使用した。外管外壁における熱伝達係数 h_{o2} は、4.1節で述べたように自然対流熱伝達係数 h_c として式(5)、放射熱伝達係数 h_r には式(10)の放射率 ε を代入した式(8)を用いて、式(4)

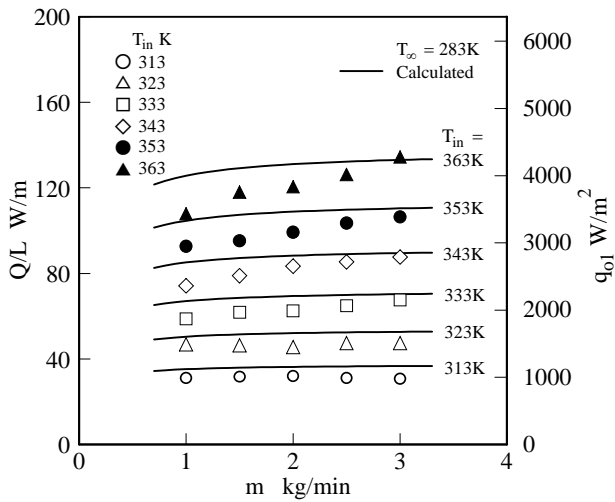


(a) $T_\infty = 283\text{K}$

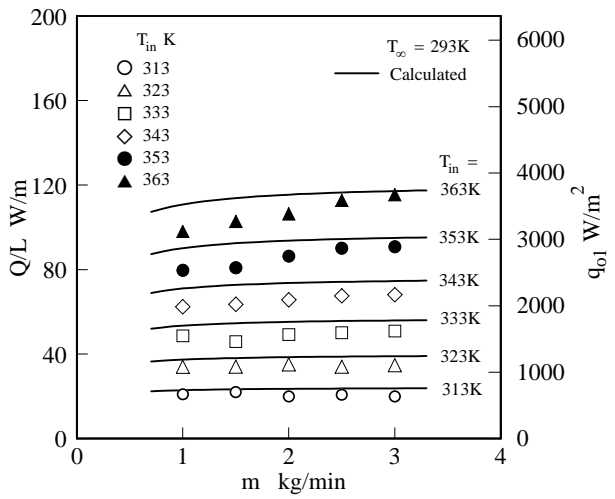


(b) $T_\infty = 293\text{K}$

図4 h_{o2} の計算値と実験値の比較



(a) $T_{\infty}=283\text{K}$



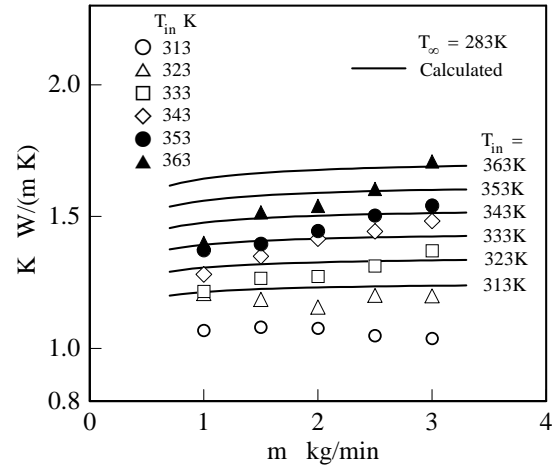
(b) $T_{\infty}=293\text{K}$

図5 放熱量と温水流量の関係

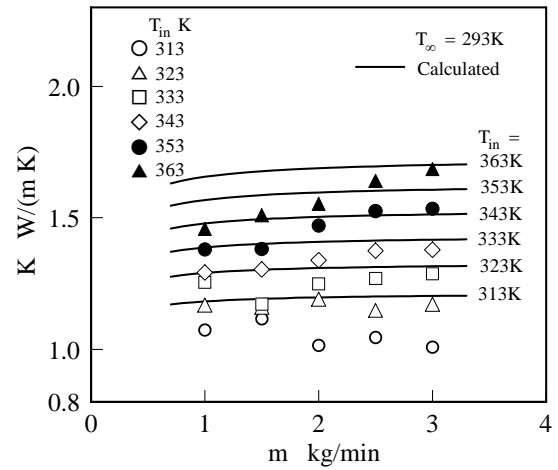
より算出した。

放熱量の計算は、まず温水流量 m 、温水入口温度 T_{in} および周囲空気温度 T_{∞} を所定の値に設定し、初期値として温水入口出口温度差 $\Delta T (=T_{in} - T_{out})$ を与え、式(1)より放熱量 Q を求める。次に、式(12)の熱通過係数 K を計算し、式(11)より Q の値を求める。そして、 ΔT を変化させながら同様の計算を繰り返し、式(1)および式(11)の Q が一致した値を放熱量とした。

図5(a), (b)および図6(a), (b)に単位長さ当たりの放熱量 Q/L および熱通過係数 K の計算値と実験値の比較を示す。これらの図において、温水流量 m が小さく、温水入口温度 T_{in} が高い場合、計算値が実験値よりかなり大きい値を示しているが、全般的に計算値と実験値はほぼ一致している。このことより、内管外壁においては沸騰よりも自然対流が支配的であることが推察できる。



(a) $T_{\infty}=283\text{K}$



(b) $T_{\infty}=293\text{K}$

図6 熱通過係数と温水流量の関係

5. 結論

二相密閉形偏心二重管熱サイフォンを用いた低温水式放熱器の熱輸送特性に関する研究を行い、以下の結論を得た。

- (1) 外管外壁温度の関数で表した放射率の式(10)を用いると、放熱部熱伝達係数は自然対流熱伝達係数と放射熱伝達係数の和であると考えた式(4)によってよく整理できる。
- (2) 偏心二重管熱サイフォン式放熱器の放熱量は式(5)および式(8)を代入した式(4)、式(13)、式(14)および式(17)の熱伝達係数を用いると、本研究で提案した方法によってうまく予測できる。
- (3) 低温水式の場合、内管外壁においては沸騰よりも自然対流が支配的である。

終わりに、本研究の遂行にあたり協力された当時九州東海大学学生 江口慎也、木下覚、塩塚達徳の諸氏ならびに実験装置の製作にご協力いただいた日本熱サイフォ

ン(株) 武原敏夫氏および(有)丸井工業 渡邊清樹氏に謝意を表す。

参考文献

- (1) Dunn, P.D. and Reay, D.A, *Heat Pipes*, 3rd ed. (1982), p.1, Pergamon Press.
- (2) 日本機械学会編, 伝熱工学資料(改訂 4), (1986), p.71.
- (3) Cengel, Y.A. and Boles, M.A. (浅見敏彦・ほか2名訳), 図説基礎熱力学, (1997), p.77, オーム社
- (4) 日本伝熱学会編, 環境と省エネルギーのためのエネルギー新技術大系, (1996), p.265.
- (5) 日本機械学会編, 伝熱工学資料(改訂 4), (1986), p.56.
- (6) 西川兼康・藤田恭伸, 伝熱学, (2004), p.265, 理工学社