

低温水式偏心二重管熱サイフォン放熱器の伝熱特性

—液溜り内の自然対流の影響—

小佐井博章* 若杉亮太** 大高下和也***

Heat Transfer Characteristics of Eccentric Annular Thermosyphon Type Radiator in Low-Temperature Hot-Water Heating (Effect of Natural Convection in a Liquid Puddle)

by

Hiroaki KOZAI, Ryota WAKASUGI and Kazuya OKOGE

(Received: September 30, 2015, Accepted: February 24, 2016)

Abstract

Natural convection heat transfer in a puddle of working liquid and condensation heat transfer in a condenser were investigated in horizontal two-phase eccentric annular thermosyphon type radiator with low-temperature hot-water heating. The natural convection heat transfer coefficients in the liquid puddle were considerably smaller than those of the condensation at the inside wall of outer tube. For that, the average heat transfer coefficients inside the outer tube were about 40 % smaller than those of condensation. Also, the heat transfer rates due to the natural convection were considerably smaller compared with the heat transfer rates due to the condensation and were a maximum of 1.4% of total dissipative heat transfer rates. Consequently, it was found that the effect of the natural convection inside the outer tube in the liquid puddle on the dissipative heat transfer rates were considerably smaller. And, since condensing surface area is decreased by the liquid puddle in eccentric annular thermosyphon type radiator, it is necessary to take into account the reduction of condensing surface area in the prediction of dissipative heat transfer rates for the use of a liquid as the ambient fluid.

Key Words : Thermosyphon, Heat Transfer, Natural Convection, Liquid Puddle, Eccentric Annulus

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（沸騰および凝縮）と凝縮部から蒸発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⁾。しかし、通常、よく用いられる単管形を水平位置で使用した場合、蒸発部の管底部（液溜り部）以外には作動液が供給されないため、管上部でドライアウトが発生し、蒸発部熱伝達が悪くなると同時に熱輸送限界が低い値となる⁽²⁾⁽³⁾。そこで、水平位置での使用を目的として、蒸発部を凝縮部内に挿入し、凝縮部の管底部の作動液（液溜り）中に蒸発部を配置した偏心二重管熱サイフォンが提案されている。低温水を加熱源とした偏心二重管熱サイフォンに関する研究はこれまで数多く報告されているが、温室暖房、苺栽培等の培地加温および土壤消毒等への応用研究が多く、熱サイフォンの設計に必要な伝熱特性に関する基礎的研究はあまりなされていない。

* 基盤工学部医療福祉工学科教授

** 株式会社メイテック

*** 東海大学大学院産業工学研究科

著者ら⁽⁴⁾は、まず偏心二重管熱サイフォン式放熱器において温水入口温度、温水流量および周囲空気温度を変えて広範囲な実験を行い、これらの放熱量への影響について明らかにした。また、放熱部（外管外壁）における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によってよく整理できることを示した。次に、内管に低温水を流した場合の偏心二重管熱サイフォンの放熱量の予測式を提出し、実験データとの比較を行った⁽⁵⁾。その結果、予測式による計算値と実験値はよく一致し、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を示した。さらに、著者ら⁽⁶⁾は液溜り部において作動液から外管内壁への自然対流による熱移動は小さいと考え、液溜り部以外の凝縮のみを考慮に入れて放熱量の計算を行った結果、外管内壁における熱抵抗は液溜りを考慮しない場合に比べて約2倍大きくなるが、外管外壁における熱抵抗が全熱抵抗の約80%を占めるため、放熱量への液溜りの影響は小さいことを示した。しかし、偏心二重管熱サイフォンの場合、液溜り部が外管内表面積のかなりの部分（本研究では約40%）を占めることから、放熱量への外管内壁における自然対流の影響

響についても明らかにする必要がある。

そこで、本研究では液溜り部以外の凝縮にさらに液溜り部の自然対流を考慮に入れて、外管内壁における平均熱伝達係数の予測式を提案する。また、温水入口温度、温水流量および空気温度を変えて放熱量の計算を行い、放熱量への外管内壁における自然対流の影響について報告する。

2. 記号

- a : 温度伝導率 m^2/s
- C_p : 比熱 $\text{J}/(\text{kg K})$
- C_1 : 式(19)または式(23)
- c : 図2内に示す隙間 m
- d_i : 管内径 m
- d_o : 管外径 m
- Gr : グラスホフ数 $=g\beta(T_\infty - T_i)l^3/\nu^2$
- g : 重力加速度 m/s^2
- h_{cd} : 凝縮熱伝達係数 $\text{W}/(\text{m}^2 \text{K})$
- h_i : 管内壁における熱伝達係数 $\text{W}/(\text{m}^2 \text{K})$
- h_{nc} : 自然対流熱伝達係数 $\text{W}/(\text{m}^2 \text{K})$
- h_o : 管外壁における熱伝達係数 $\text{W}/(\text{m}^2 \text{K})$
- h_p : 液溜りの深さ m
- h_r : 放射熱伝達係数 $\text{W}/(\text{m}^2 \text{K})$
- L : 蒸発部、凝縮部および放熱部長さ m
または蒸発潜熱 J/kg
- l : 代表寸法 $=d_2\theta/2$ m
- 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(20)または式(24)
- Pr : プラントル数
- Q : 放熱量 W
- Q_{cd} : 凝縮による移動熱量 W
- Q_{nc} : 自然対流による移動熱量 W
- Ra : レーレー数 $=g\beta(T_o - T_\infty)d_o^3/(\nu\alpha)$
- Re : レイノルズ数

- T_f : 膜温度 K
- T_i : 管内壁温度 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 : 管外壁温度 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_∞ : 周囲流体温度または周囲空気温度 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 $(\rho_\infty - \rho_f)/\{\rho_f(T_f - T_\infty)\}$
 $1/\text{K}$
- θ : 図2内に示す角度 rad
- ε : 放射率
- λ : 熱伝導率 $\text{W}/(\text{m K})$
- μ : 粘性係数 $\text{Pa}\cdot\text{s}$
- 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
 $= 5.6687 \times 10^{-8}$ $\text{W}/(\text{m}^2 \text{K}^4)$

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
- ∞ : 周囲流体温度における値

3. 偏心二重管熱サイフォンの諸元および作動条件

偏心二重管熱サイフォンの詳細および諸元を図1および表1に示す。本計算に使用する二重管熱サイフォンは内径 $d_2=47\text{mm}$ 、外径 $d_{o2}=50\text{mm}$ のアルミニウム合金管 (A6063) 内に内径 $d_{i1}=8\text{mm}$ 、外径 $d_{o1}=10\text{mm}$ のアルミニ

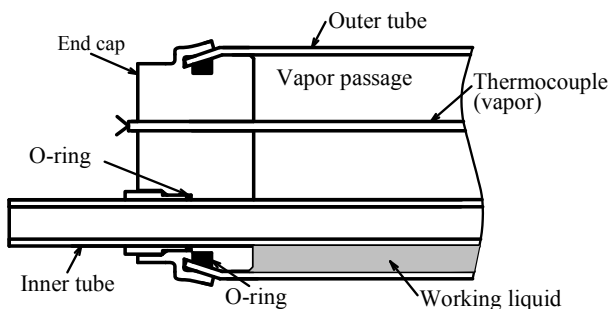


図1 偏心二重管熱サイフォンの詳細

表1 偏心二重管熱サイフォンの諸元

Total length[mm]	4020
Container length[mm]	3920
Lengths of condenser and evaporator L [mm]	3870
Inside diameter of inner tube d_{i1} [mm]	8
Outside diameter of inner tube d_{o1} [mm]	10
Inside diameter of outer tube d_2 [mm]	47
Outside diameter of outer tube d_{o2} [mm]	50

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 $L=3870\text{mm}$ である。作動流体はエタノールで、内管最上部の位置まで封入されている。加熱方式は温水加熱で、内管内に温水循環ポンプによって一定温度、一定流量の温水を循環させる。なお、偏心二重管熱サイフオンは密閉室内の仕切壁で囲まれた中に水平に設置されているものとする。

4. 外管内壁における熱伝達

偏心二重管熱サイフオンの外管内壁における熱伝達機構は、液溜り部以外の管内壁における凝縮と液溜り部における自然対流であると考えられる。そこで、凝縮および自然対流による移動熱量を Q_{cd} 、 Q_{nc} とすると、外管内壁を通過する全熱量 Q は次式によって求められる。

$$Q = Q_{cd} + Q_{nc} \quad (1)$$

著者は前報⁽⁷⁾において偏心二重管熱サイフオンの放熱特性に関する実験的研究を行い、外管外壁温度は軸方向にも周方向にもほぼ一定となるという結果を得ている。また、外管は熱伝導率が大きく、肉厚が薄いだけでなく、熱流束も比較的小さいため⁽⁷⁾、管壁内の温度降下は非常に小さいと考えられるので、液溜り部以外と液溜り部の外管内壁温度は等しいと仮定すると、 Q_{cd} 、 Q_{nc} は次式によって表される。

$$Q_{cd} = (\pi - \theta) d_{i2} L h_{cd} (T_v - T_{i2}) \quad (2)$$

$$Q_{nc} = \theta d_{i2} L h_{nc} (T_v - T_{i2}) \quad (3)$$

なお、式(2)および式(3)に含まれる角度 θ (図2) は次式で与えられる。また、 T_v は蒸気温度、 T_{i2} は外管内壁温度である。

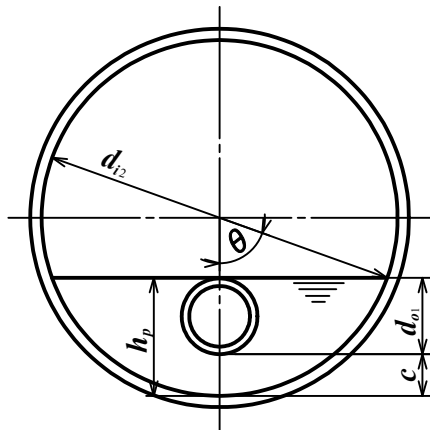


図2 解析モデル

$$\theta = \cos^{-1} \left(1 - \frac{2h_p}{d_{i2}} \right) \quad (4)$$

ここで、式(4)中の液溜りの深さ $h_p = d_{o1} + c$ であり、 $h_p = 15.5\text{mm}$ 、 $c = 5.5\text{mm}$ 、 $\theta = 70.1^\circ$ である。また、外管内壁における平均熱伝達係数を h_{i2} とすると、外管内壁を通過する全熱量 Q は次式によって表される。

$$Q = \pi d_{i2} L h_{i2} (T_v - T_{i2}) \quad (5)$$

したがって、式(1)に式(2)、(3)および式(5)を代入すると、次式が求められる。

$$h_{i2} = \frac{\pi - \theta}{\pi} h_{cd} + \frac{\theta}{\pi} h_{nc} \quad (6)$$

ここで、式(6)の凝縮熱伝達係数 h_{cd} は代表寸法として外管内径 d_{i2} を使用し、Nusselt⁽⁸⁾の式(7)を用いて算出した。

$$h_{cd} = 0.725 \left(\frac{\lambda_e^3 \rho_e^2 g L_e}{\mu_e (T_v - T_{i2}) d_{i2}} \right)^{1/4} \quad (7)$$

また、自然対流熱伝達係数 h_{nc} の算出には垂直平板の自然対流⁽⁹⁾の式(8)を用い、代表寸法 l としては式(9)の液溜り部の円弧の長さを使用した。

$$h_{nc} = 0.59 \frac{\lambda_e}{l} (Gr_e \cdot Pr_e)^{1/4} \quad (8)$$

$$l = \frac{d_{i2} \theta}{2} \quad (9)$$

なお、式(8)中のグラスホフ数 Gr_e の周囲流体温度 T_∞ としては蒸気温度 T_v を使用した。

5. 放熱量の予測式

偏心二重管熱サイフオンの内管内壁、内管壁、内管外壁、外管壁および外管外壁においては、それぞれ式(10)～式(14)が成り立つ。

$$Q = \pi d_{i1} L h_{i1} (T_m - T_{i1}) \quad (10)$$

$$Q = \frac{2\pi \lambda_s L}{\ln \frac{d_{o1}}{d_{i1}}} (T_{i1} - T_{o1}) \quad (11)$$

$$Q = \pi d_{o1} L h_{o1} (T_{o1} - T_v) \quad (12)$$

$$Q = \frac{2\pi \lambda_s L}{\ln \frac{d_{o2}}{d_{i2}}} (T_{i2} - T_{o2}) \quad (13)$$

$$Q = \pi d_{o2} L h_{o2} (T_{o2} - T_\infty) \quad (14)$$

したがって、式(5)および式(10)～式(14)より、放熱量 Q は次式によって求められる。

$$Q = KL(T_m - T_\infty) \quad (15)$$

ここで、 $T_m = (T_{in} + T_{out})/2$ であり、熱通過係数 K は次式で表される⁽¹⁰⁾。

$$K = \pi \left/ \left(\frac{1}{d_{i1} h_{i1}} + \frac{1}{2\lambda_s \ln \frac{d_{o1}}{d_{i1}}} + \frac{1}{d_{o1} h_{o1}} + \frac{1}{d_{i2} h_{i2}} + \frac{1}{2\lambda_s \ln \frac{d_{o2}}{d_{i2}}} + \frac{1}{d_{o2} h_{o2}} \right) \right. \quad (16)$$

ここで、式(16)中の内管内壁における熱伝達係数 h_{i1} は Dittus-Boelter⁽¹¹⁾の式(17)を用いて算出した。

$$h_{i1} = 0.023 \frac{\lambda_w}{d_{i1}} (Re_w^{0.8} \cdot Pr_w^{0.4}) \quad (17)$$

また、内管外壁における熱伝達係数 h_{o1} の算出には、Fujii ら⁽¹²⁾の式(18)を用いた。

$$h_{o1} = 2\lambda_e \left/ \left\{ d_{o1} \ln \left(1 + \frac{2.475}{C_1 Ra_e^n} \right) \right\} \right. \quad (18)$$

$$C_1 = \frac{3}{4} \left(\frac{Pr_e}{2.4 + 4.9\sqrt{Pr_e} + 5Pr_e} \right)^{1/4} \quad (19)$$

$$n = \frac{1}{4} + \frac{1}{10 + 5Ra_e^{0.175}} \quad (20)$$

さらに、外管外壁における熱伝達係数 h_{o2} は前報⁽⁴⁾において外管外壁から空気への自然対流と周囲壁への放射に基づいて得られた式(21)を用いて算出した。

$$h_{o2} = h_{nc} + h_r \quad (21)$$

なお、自然対流熱伝達係数 h_{nc} は Fujii ら⁽¹²⁾の式(22)によって算出した。

$$h_{nc} = 2\lambda_a \left/ \left\{ d_{o2} \ln \left(1 + \frac{2.475}{C_1 Ra_a^n} \right) \right\} \right. \quad (22)$$

$$C_1 = \frac{3}{4} \left(\frac{Pr_a}{2.4 + 4.9\sqrt{Pr_a} + 5Pr_a} \right)^{1/4} \quad (23)$$

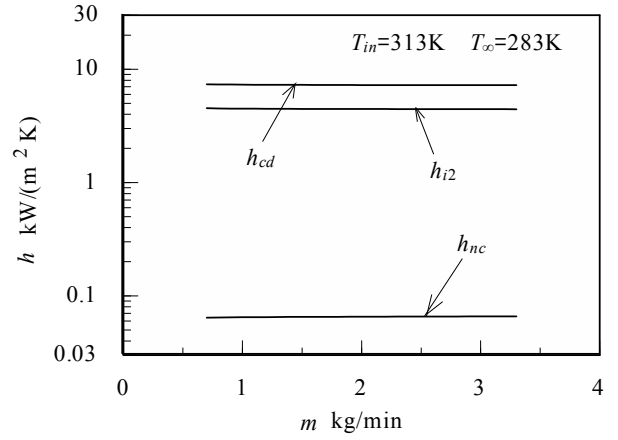
$$n = \frac{1}{4} + \frac{1}{10 + 5Ra_a^{0.175}} \quad (24)$$

また、式(21)の放射熱伝達係数 h_r は前報⁽⁴⁾で得られたアルミニウム合金管(A6063)の放射率 ε の式(26)を用いて式(25)によって計算した。

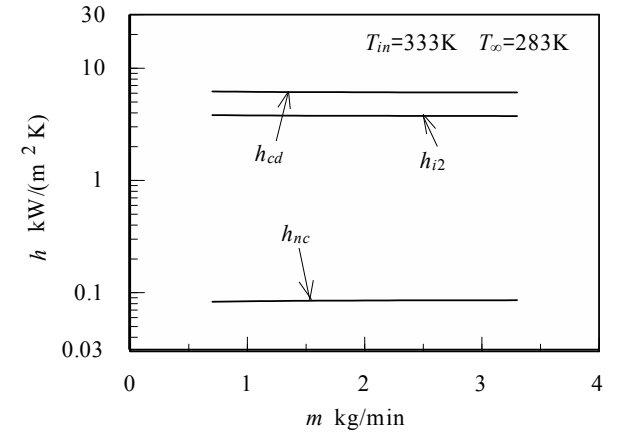
$$h_r = \frac{\sigma \varepsilon (T_{o2}^4 - T_w^4)}{T_{o2} - T_\infty} \quad (25)$$

$$\varepsilon = -0.5087 + 4.056 \times 10^{-3} T_{o2}$$

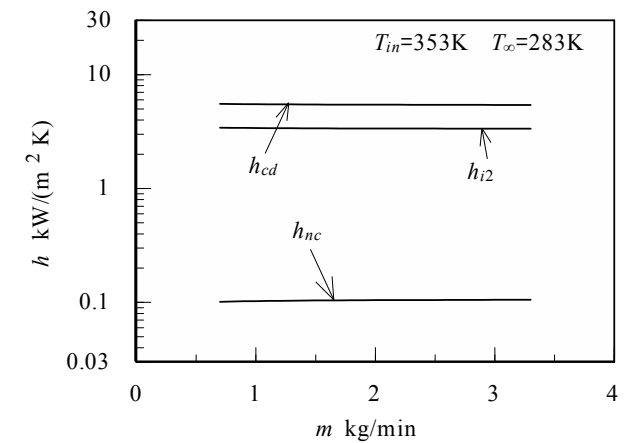
$$(305\text{K} \leq T_{o2} \leq 345\text{K}) \quad (26)$$



(a) $T_{in}=313\text{K}$



(b) $T_{in}=333\text{K}$



(c) $T_{in}=353\text{K}$

図3 h_{cd} と h_{nc} の比較 ($T_\infty=283\text{K}$)

6. 放熱量の計算

温水流量, 温水入口温度および温水出口温度を m, T_{in}, T_{out} とすると, 偏心二重管熱サイフォンにおける放熱量 Q は次式によって求められる.

$$Q = mC_p(T_{in} - T_{out}) \quad (27)$$

計算は, まず温水入口温度 T_{in} , 温水流量 m 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(27)より Q の値を求める. 次に, 式(16)の熱通過係数 K を計算し, 式(15)より Q の値を求める. そして, ΔT を徐々に増加させながらこれらの計算を繰り返し, 式(27)および式(15)の Q が一致した値を放熱量とした. さらに, 温水流量 m を徐々に増加させながら, 同様の計算を繰り返した ($0.7 \leq m \leq 3.3 \text{ kg/min}$). なお, 温水入口温度 $T_{in}=313 \sim 363 \text{ K}$, 空気温度 $T_{\infty}=283 \text{ K}, 293 \text{ K}$ の場合について, 計算を行った. また, 本計算において内管内の流れはすべて乱流であった.

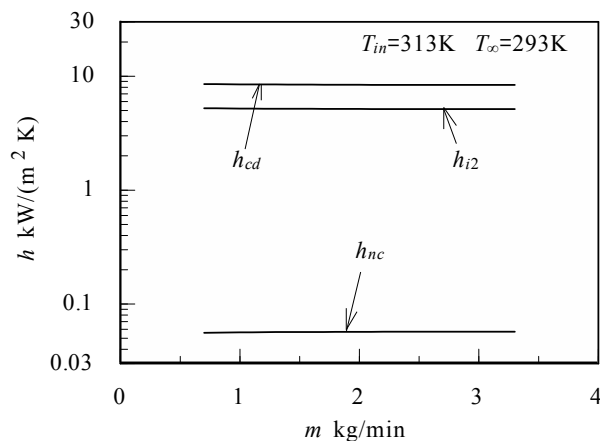
7. 計算結果と考察

図 3(a)~(c) および図 4(a)~(c) に, 周囲空気温度 $T_{\infty}=283 \text{ K}$ および 293 K の場合の外管内壁における凝縮熱伝達係数 h_{cd} と液溜り部における自然対流熱伝達係数 h_{nc} の比較を示す. これらの図からわかるように, 自然対流熱伝達係数 h_{nc} は温水流量 m の増加とともに徐々に大きくなっているが, その増加は小さく, 温水入口温度ごとにほぼ一定の値を示している. 凝縮熱伝達係数 h_{cd} も温水入口温度ごとにほとんど一定となっている. また, 自然対流熱伝達係数 h_{nc} は凝縮熱伝達係数 h_{cd} のほぼ 1~2% 程度の値であり, h_{nc} が h_{cd} に比べてかなり小さいことから, 外管内壁の平均熱伝達係数 h_2 は凝縮熱伝達係数 h_{cd} より約 40% 小さい値となっている.

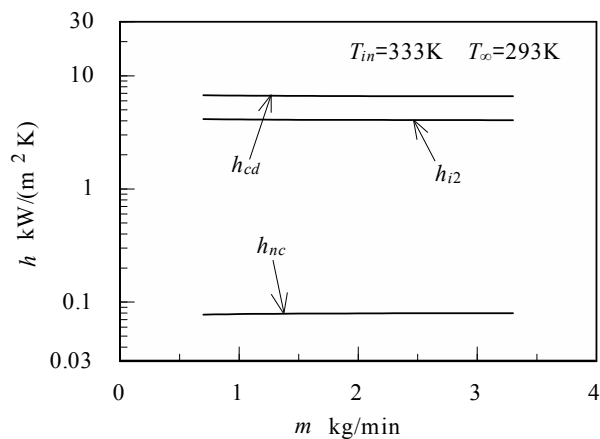
表 2 および表 3 に, 周囲空気温度 $T_{\infty}=283 \text{ K}$ および 293 K の場合の外管内壁における凝縮および自然対流による移動熱量 Q_{cd}, Q_{nc} の比較を示す. これらの表において, 自然対流による移動熱量 Q_{nc} は凝縮による移動熱量 Q_{cd} に比べてかなり小さい値を示しており, 最大でも全放熱量の 1.4% 程度であった.

以上のことから, 外管内壁における液溜り部の自然対流熱伝達係数がかなり小さいため, 自然対流による熱移動はきわめて小さいことがわかった. したがって, 低温水式偏心二重管熱サイフォン放熱器の場合, 放熱量への外管内壁における液溜り部の自然対流の影響はかなり小さいと考えられる. しかし, 外管内に液溜りが存在することによって凝縮面積が狭められ, 外管内壁の熱コンダクタンスがかなり小さくなることから, 周囲流体が液体の場合の放熱量の予測においては液溜りによる凝縮面積

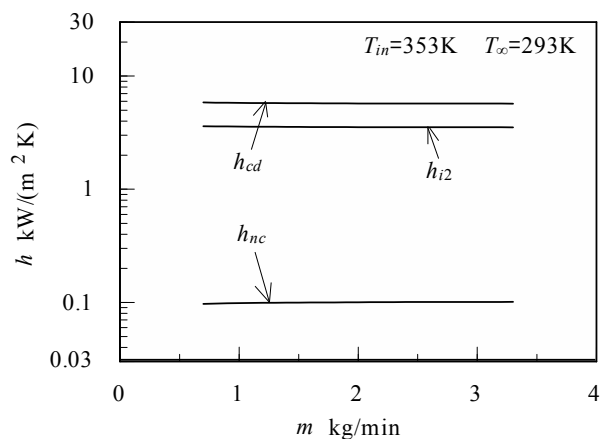
の減少を考慮に入れる必要があると思われる.



(a) $T_{in}=313 \text{ K}$



(b) $T_{in}=333 \text{ K}$



(c) $T_{in}=353 \text{ K}$

図 4 h_{cd} と h_{nc} の比較 ($T_{\infty}=293 \text{ K}$)

表2 Q_{cd} と Q_{nc} の比較 ($T_{cs}=283K$)

m[kg/min]	$T_{in}[K]$	$Q[W]$	$Q_{cd}[W]$	$Q_{nc}[W]$
1.0	313	136.0	135.2	0.8
	323	194.6	193.2	1.4
	333	258.6	256.4	2.2
	343	328.3	325.0	3.3
	353	403.6	398.9	4.8
	363	484.8	478.3	6.5
3.0	313	141.7	140.9	0.8
	323	203.3	201.8	1.5
	333	271.2	268.8	2.4
	343	345.2	341.6	3.6
	353	425.8	420.6	5.2
	363	513.1	505.9	7.2

表3 Q_{cd} と Q_{nc} の比較 ($T_{cs}=293K$)

m[kg/min]	$T_{in}[K]$	$Q[W]$	$Q_{cd}[W]$	$Q_{nc}[W]$
1.0	313	88.4	88.0	0.4
	323	144.2	143.4	0.8
	333	206.2	204.7	1.5
	343	274.0	271.5	2.5
	353	347.7	344.0	3.7
	363	427.4	422.1	5.3
3.0	313	91.9	91.5	0.4
	323	150.5	149.6	0.9
	333	215.8	214.2	1.7
	343	287.7	285.0	2.7
	353	366.3	362.2	4.1
	363	451.9	446.0	5.9

8. 結論

低温水式偏心二重管熱サイフォン放熱器の伝熱特性に関する研究を行い、以下の結論を得た。

(1) 液溜り部における外管内壁の自然対流熱伝達係数 h_{nc} は液溜り部以外の凝縮熱伝達係数 h_{cd} に比べてかなり小さい。そのため、外管内壁における平均熱伝達係数 h_2 は凝縮熱伝達係数 h_{cd} より約40%小さくなる。

(2) 自然対流による移動熱量 Q_{nc} は凝縮による移動熱量 Q_{cd} に比べてかなり小さく、最大でも全放熱量の1.4%程度であり、外管内壁における自然対流による熱移動はきわめて小さい。

(3) 低温水式偏心二重管熱サイフォン放熱器の場合、放熱量への外管内壁における液溜り部の自然対流の影響はかなり小さい。しかし、外管内の液溜りによって凝縮面積が狭められ、外管内壁の熱コンダクタンスがかなり小さくなるため、周囲流体が液体の場合の放熱量の予測においては液溜りによる凝縮面積の減少を考慮に入れる必要がある。

終わりに、本研究の遂行にあたり協力され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) Nguyen-Chi, H. and Groll, M., Proc. 4th Int. Heat Pipe Conf., (1981), p.147, Pergamon Press.
- (3) 小林一樹・ほか3名, 日本機械学会論文集, 51-465, B(1985), pp.1529-1539.
- (4) 小佐井博章, 九州東海大学工学部紀要, 32(2005), pp.37-43.
- (5) 小佐井博章, 東海大学産業工学部紀要, 2(2009), pp.105-110.
- (6) 小佐井博章・永田元斗, 東海大学産業工学部紀要, 5(2012), pp.25-31.
- (7) 小佐井博章, 九州東海大学工学部紀要, 31(2004), pp.11-17.
- (8) 西川兼康・藤田恭伸, 伝熱学, (2004), p.265, 理工学社.
- (9) 甲藤好郎, 伝熱概論, (1996), p.95, 養賢堂.
- (10) 西川兼康・藤田恭伸, 伝熱学, (2004), p.22, 理工学社.
- (11) 日本機械学会編, 伝熱工学資料(改訂4), (1986), p.56.
- (12) 日本機械学会編, 伝熱工学資料(改訂4), (1986), p.71.