

偏心二重管熱サイフォン式放熱器の伝熱特性に及ぼす 液溜りの影響

小佐井博章* 永田元斗**

The Influence of a Liquid Puddle on Heat Transfer Characteristics of Eccentric Annular Thermosyphon Type Radiator

by
Hiroaki KOZAI and Gento NAGATA

(Received: September 30, 2012, Accepted: February 20, 2013)

Abstract

The influence of a puddle of working liquid on the heat transfer coefficients at the inside wall of outer tube and the heat transport rates was investigated in horizontal two-phase eccentric annular thermosyphon type radiator. Because of the decrease in condensing surface area due to the liquid puddle, the thermal resistances at the inside wall of outer tube, which were obtained by taking account of the liquid puddle, were about 2 times as large as those derived by ignoring the liquid puddle. The thermal resistances at the outside wall of outer tube were the biggest and occupied approximately 80 % of total thermal resistances, and the thermal resistances became smaller in order of the outside wall of inner tube, the inside wall of inner tube and the inside wall of outer tube. Taking the liquid puddle into account, the heat transport rates were slightly smaller than those obtained by ignoring the liquid puddle. Consequently, it was found that the influence of the liquid puddle on the heat transport rates was very small.

Key Words : Thermosyphon, Heat Transfer, Condensation, 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(蒸発および凝縮)を利用したものであり、潜熱の形で熱輸送を行うため、小さな温度差で大量の熱を輸送できる優れた熱伝達素子である⁽¹⁾。通常、二相密閉形熱サイフォンとしては、構造が簡単な単管形が多く用いられている。単管形熱サイフォンを水平位置で使用する場合、加熱部の管底部には作動液(液溜り)が存在するが、管底部以外の加熱部には作動液が供給されないため、ドライアウトが発生し、加熱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。そのため、加熱部を凝縮部内に挿入し、凝縮部の管底部に存在する作動液(液溜り)中に加熱部を配置した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。

著者の一人は、前報⁽²⁾において内管に低温水を流した場合の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式を提案し、実験データとの比較を行った。その結果、計算値と実験値は良好な一致を示したが、この予

測式には外管内の液溜りの影響が考慮されておらず、その影響については不明である。

そこで、本研究では液溜りを考慮に入れた放熱量の予測式を提案し、温水入口温度、温水流量および空気温度を変えて数値計算を行い、外管内壁における熱伝達および放熱量への液溜り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(12)または式(17)
- c : 図2内に示す隙間 m
- 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_p : 液溜りの深さ m
- h_r : 放射熱伝達係数 $\text{W}/(\text{m}^2 \text{K})$

* 産業工学部機械システム工学科教授

** ナカヤマ精密株式会社

L : 蒸発部および凝縮部長さ m または蒸発潜熱 J/kg

K : 熱通過係数 W/(m K)

m : 質量流量 kg/s または kg/min

n : 式(13)または式(18)

Pr : プラントル数

Q : 放熱量 W

Ra : レーレー数 $=g\beta(T_o-T_\infty)d_o^3/(\nu a)$

Re : レイノルズ数

R_i : 管内壁における熱抵抗 $=1/(\pi d_i h_i)$ または $=1/\{(\pi-\theta)d_i h_i\}$ m K/W または m K/kW

R_o : 管外壁における熱抵抗 $=1/(\pi d_o h_o)$ m K/W または m K/kW

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 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

θ : 図2内に示す角度 rad

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

i : 管内壁

o : 管外壁

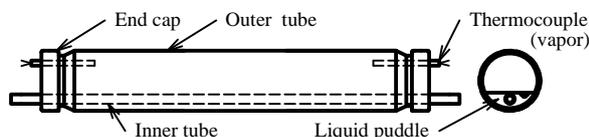


図1 偏心二重管熱サイフォンの概略

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. 偏心二重管熱サイフォンの構造および作動条件

偏心二重管熱サイフォンの概略を図1に示す。また、偏心二重管熱サイフォンの諸元を表1に示す。本計算に使用する偏心二重管熱サイフォンは内径47mm、外径50mmのアルミニウム合金管内に内径8mm、外径10mmのアルミニウム合金管を挿入し、両端にアルミニウム合金製エンドキャップ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、外管の両端はエンドキャップ外壁よりそれぞれ25mmの位置まで保温チューブを用いて断熱している。作動流体はエタノールで、内管最上部の位置まで封入している。加熱方式は温水加熱で、ポンプによって内管内に一定温度、一定流量の温水を循環させる。なお、偏心二重管熱サイフォンは密閉室内に水平に設置し、その周囲にはベニア製の仕切壁を設けている。

4. 外管内壁における熱伝達

外管内壁においては、液溜り部の自然対流と液溜り部以外の凝縮が考えられるが、自然対流熱伝達は凝縮熱伝達に比べてかなり悪いので、液溜り部からの熱移動は無視できるものとする。また、外管内壁における凝縮面積は $(\pi-\theta)d_o L$ で表されるので、外管内壁においては次式が成り立つ。

$$Q = (\pi - \theta) d_o L h_{i2} (T_v - T_{i2}) \quad (1)$$

ここで、 h_{i2} は外管内壁における凝縮熱伝達係数であり、角度 θ (図2)は次式で与えられる。また、 T_{i2} 、 T_v は外管内壁温度および蒸気温度である。

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

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_{i2} [mm]	47
Outside diameter of outer tube d_{o2} [mm]	50

式(2)中の液溜りの深さ $h_p = d_{o1} + c$ であり、本研究で使用する偏心二重管熱サイフオンの場合、 $h_p = 15.5\text{mm}$ 、 $c = 5.5\text{mm}$ 、 $\theta = 70.1^\circ$ である。

5. 放熱量の予測式の導出

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、式(3)～式(7)が成り立つ。

$$Q = \pi d_{i1} L h_{i1} (T_m - T_{i1}) \quad (3)$$

$$Q = \frac{2\pi \lambda_s L}{\ln \frac{d_{o1}}{d_{i1}}} (T_{i1} - T_{o1}) \quad (4)$$

$$Q = \pi d_{o1} L h_{o1} (T_{o1} - T_v) \quad (5)$$

$$Q = \frac{2\pi \lambda_s L}{\ln \frac{d_{o2}}{d_{i2}}} (T_{i2} - T_{o2}) \quad (6)$$

$$Q = \pi d_{o2} L h_{o2} (T_{o2} - T_\infty) \quad (7)$$

したがって、式(1)および式(3)～式(7)より、放熱量 Q は次式によって求められる。

$$Q = KL(T_m - T_\infty) \quad (8)$$

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⁽³⁾。

$$K = \pi \left/ \left(\frac{1}{d_{i1} h_{i1}} + \frac{1}{2\lambda_s} \ln \frac{d_{o1}}{d_{i1}} + \frac{1}{d_{o1} h_{o1}} + \left(\frac{\pi}{\pi - \theta} \right) \frac{1}{d_{i2} h_{i2}} + \frac{1}{2\lambda_s} \ln \frac{d_{o2}}{d_{i2}} + \frac{1}{d_{o2} h_{o2}} \right) \right. \quad (9)$$

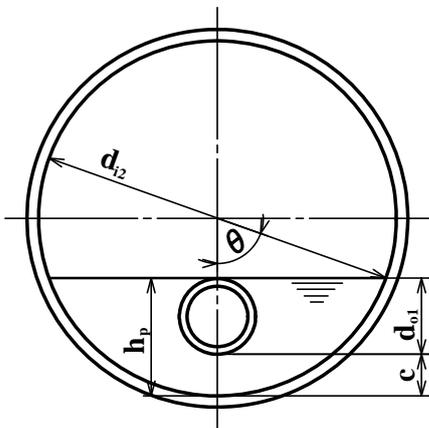


図2 解析モデル

式(9)中の内管内壁における熱伝達係数 h_{i1} 、内管外壁における熱伝達係数 h_{o1} および外管内壁における熱伝達係数 h_{i2} の算出には、Dittus-Boelter⁽⁴⁾の式(10)、Fujii ら⁽⁵⁾の式(11)およびNusselt⁽⁶⁾の式(14)を用いる。

$$h_{i1} = 0.023 \lambda_w / (d_{i1} Re_w^{0.8} Pr_w^{0.4}) \quad (10)$$

$$h_{o1} = 2\lambda_e / \left\{ d_{o1} \ln \left(1 + \frac{2.475}{C_1 Ra_e^n} \right) \right\} \quad (11)$$

$$C_1 = \frac{3}{4} \left(\frac{Pr_e}{2.4 + 4.9\sqrt{Pr_e} + 5Pr_e} \right)^{1/4} \quad (12)$$

$$n = \frac{1}{4} + \frac{1}{10 + 5Ra_e^{0.175}} \quad (13)$$

$$h_{i2} = 0.725 \left(\frac{\lambda_e^3 \rho_e^2 g L_e}{\mu_e (T_v - T_{i2}) d_{i2}} \right)^{1/4} \quad (14)$$

また、外管外壁における熱伝達係数 h_{o2} は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(15)を用いて算出する⁽²⁾。

$$h_{o2} = h_c + h_r \quad (15)$$

ここで、自然対流熱伝達係数 h_c および放射熱伝達係数 h_r の算出にはFujii ら⁽⁵⁾の式(16)および式(19)を用いる。

$$h_c = 2\lambda_a / \left\{ d_{o2} \ln \left(1 + \frac{2.475}{C_1 Ra_a^n} \right) \right\} \quad (16)$$

$$C_1 = \frac{3}{4} \left(\frac{Pr_a}{2.4 + 4.9\sqrt{Pr_a} + 5Pr_a} \right)^{1/4} \quad (17)$$

$$n = \frac{1}{4} + \frac{1}{10 + 5Ra_a^{0.175}} \quad (18)$$

$$h_r = \frac{\sigma \varepsilon (T_{o2}^4 - T_w^4)}{T_{o2} - T_\infty} \quad (19)$$

$$\varepsilon = -0.5087 + 4.056 \times 10^{-3} T_{o2} \quad (305\text{K} \leq T_{o2} \leq 345\text{K}) \quad (20)$$

6. 放熱量の計算

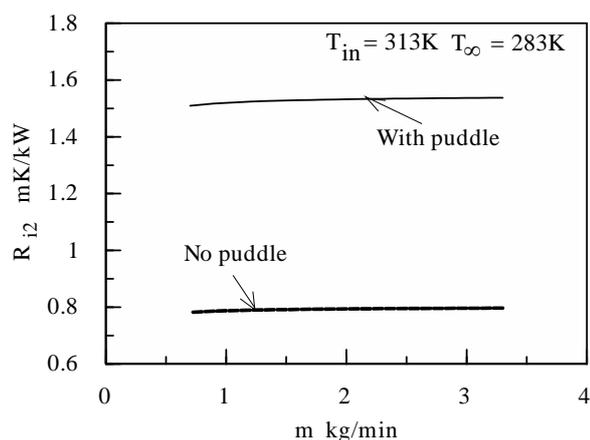
温水流量、温水入口温度および温水出口温度を m 、 T_{in} 、 T_{out} とすると、偏心二重管熱サイフオンにおける放熱量 Q は次式によって求められる。

$$Q = m C_p (T_{in} - T_{out}) \quad (21)$$

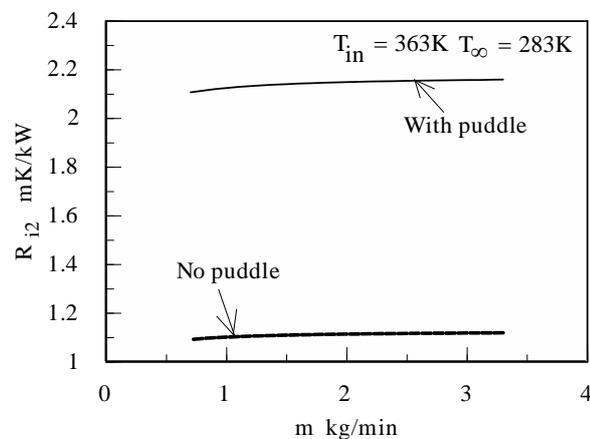
そこで、まず温水入口温度 T_{in} 、温水流量 m および周囲空気温度 T_{∞} を所定の値に設定し、初期値として温水入口出口温度差 $\Delta T (= T_{in} - T_{out})$ を与え、式(21)より Q の値を求める。次に、式(9)の熱通過係数 K を計算し、式(8)より Q の値を求める。そして、 ΔT を徐々に増加させながらこれらの計算を繰り返し、式(21)および式(8)の Q が一致した値を放熱量とした。さらに、温水流量 m を徐々に増加させながら、同様の計算を繰り返した ($0.7 \leq m \leq 3.3 \text{ kg/min}$)。なお、温水入口温度 $T_{in} = 313 \sim 363 \text{ K}$ 、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. 計算結果および考察

図3(a), (b)に液溜りを考慮した場合と考慮しない場合 ($\theta = 0^\circ$) の外管内壁における熱抵抗 R_{i2} の比較を示す。



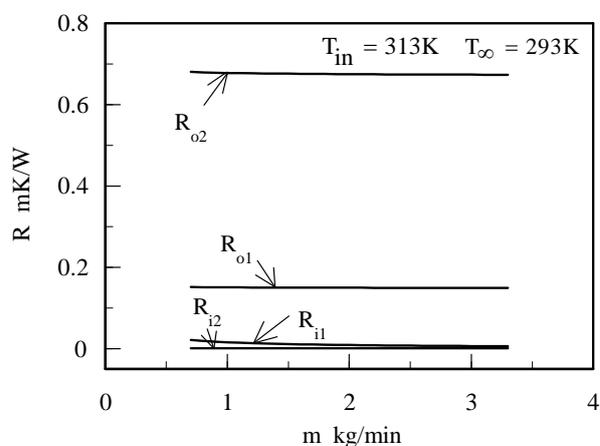
(a) $T_{in} = 313 \text{ K}$



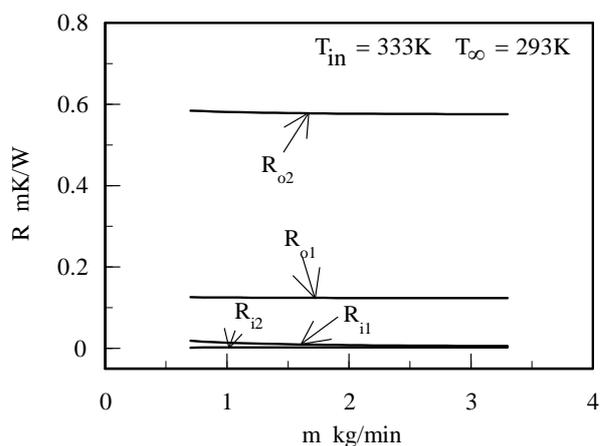
(b) $T_{in} = 363 \text{ K}$

図3 R_{i2} への液溜りの影響

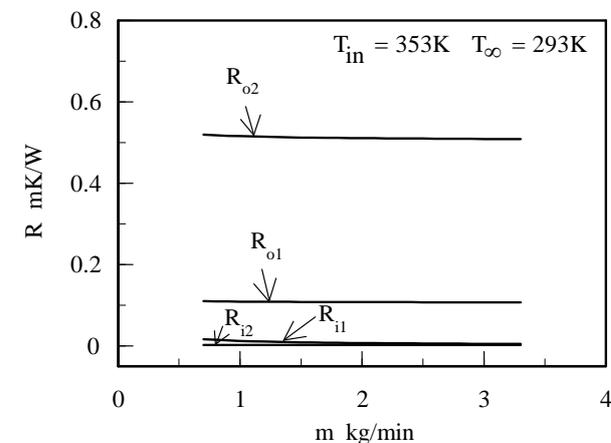
なお、図中の実線は液溜りを考慮した場合であり、破線は液溜りを考慮しない場合⁽²⁾の計算結果である。これらの図からわかるように、液溜りを考慮した場合の R_{i2} の計



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



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



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

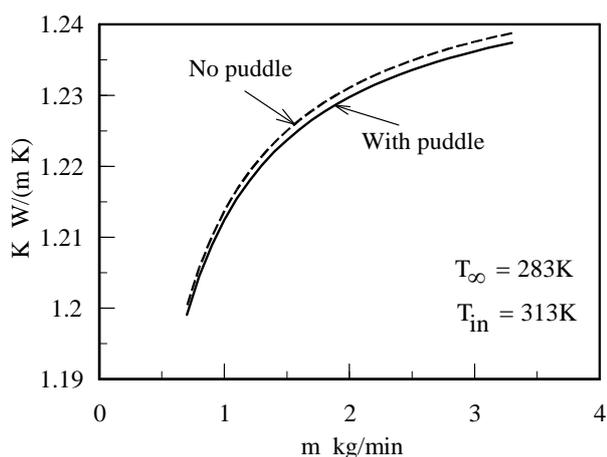
図4 熱抵抗 R の比較

算値は液溜りを考慮しない場合に比べて約2倍大きい値を示している。これは、外管内に存在する液溜りによって外管内壁の凝縮面積が狭められるためである。このことから、液溜りの影響によって、外管内壁の熱伝達はかなり悪くなることがわかる。

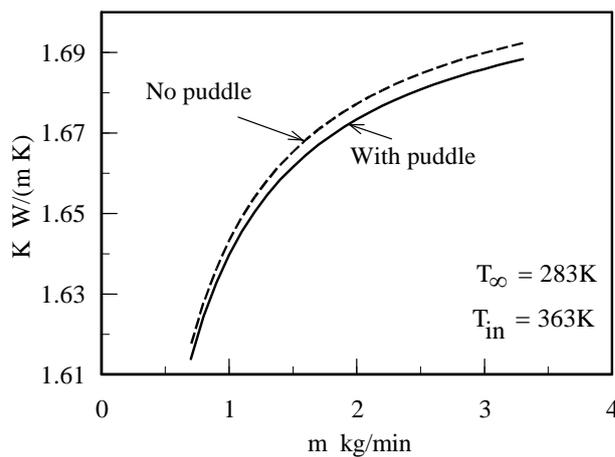
図4(a)～(c)に液溜りを考慮した場合の偏心二重管熱サイフォン式放熱器における各熱抵抗の比較を示す。ここで、 R_{i1} 、 R_{o1} 、 R_{o2} は内管内壁、内管外壁および外管外壁における熱抵抗である。なお、外管壁および内管壁内の熱伝導抵抗は 10^{-3} mK/W以下であったので、図中には記入していない。これらの図から、外管外壁における熱抵抗 R_{o2} が最も大きく、全熱抵抗の約80%を占めており、 R_{o1} 、 R_{i1} 、 R_{i2} の順に小さくなっていることがわかる。また、先に述べたように、外管内壁における熱抵抗 R_{i2} は液溜りによる凝縮面積の減少によって液溜りを考慮しない場合に比べて約2倍大きい値を示したが、外管内壁にお

ける凝縮熱伝達係数は外管外壁の自然対流熱伝達係数および放射熱伝達係数に比べて非常に大きいため、 R_{i2} の値はかなり小さい値となっている。

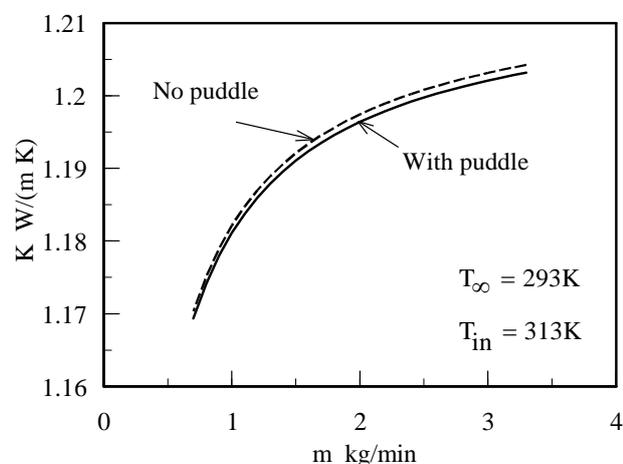
図5(a)～(d)に液溜りを考慮した場合と考慮しない場合の熱通過係数 K の比較を示す。なお、図中の実線は液溜りを考慮した場合の式(9)であり、破線は液溜りを考慮しない場合⁽²⁾の計算結果である。これらの図において、液溜りを考慮した場合の式(9)は液溜りを考慮しない場合より小さい値を示している。これは、図3から推察されるように、液溜りによる凝縮面積の減少によって外管内壁における熱抵抗 R_{i2} が増加するためである。しかし、液溜りを考慮した場合と考慮しない場合の熱通過係数 K の値の差が小さい(最大約0.25%)のは、図4からわかるように、外管内壁における凝縮熱伝達係数は大きく、全熱抵抗に占める R_{i2} の割合が非常に小さいためである。



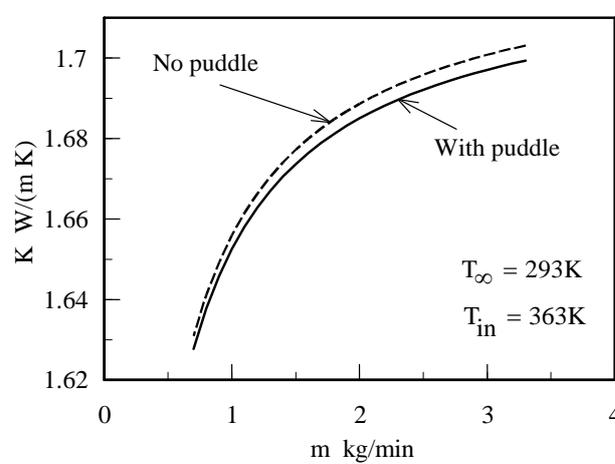
(a) $T_{in}=313\text{K}, T_{\infty}=283\text{K}$



(b) $T_{in}=363\text{K}, T_{\infty}=283\text{K}$



(c) $T_{in}=313\text{K}, T_{\infty}=293\text{K}$



(d) $T_{in}=363\text{K}, T_{\infty}=293\text{K}$

図5 熱通過係数 K への液溜りの影響

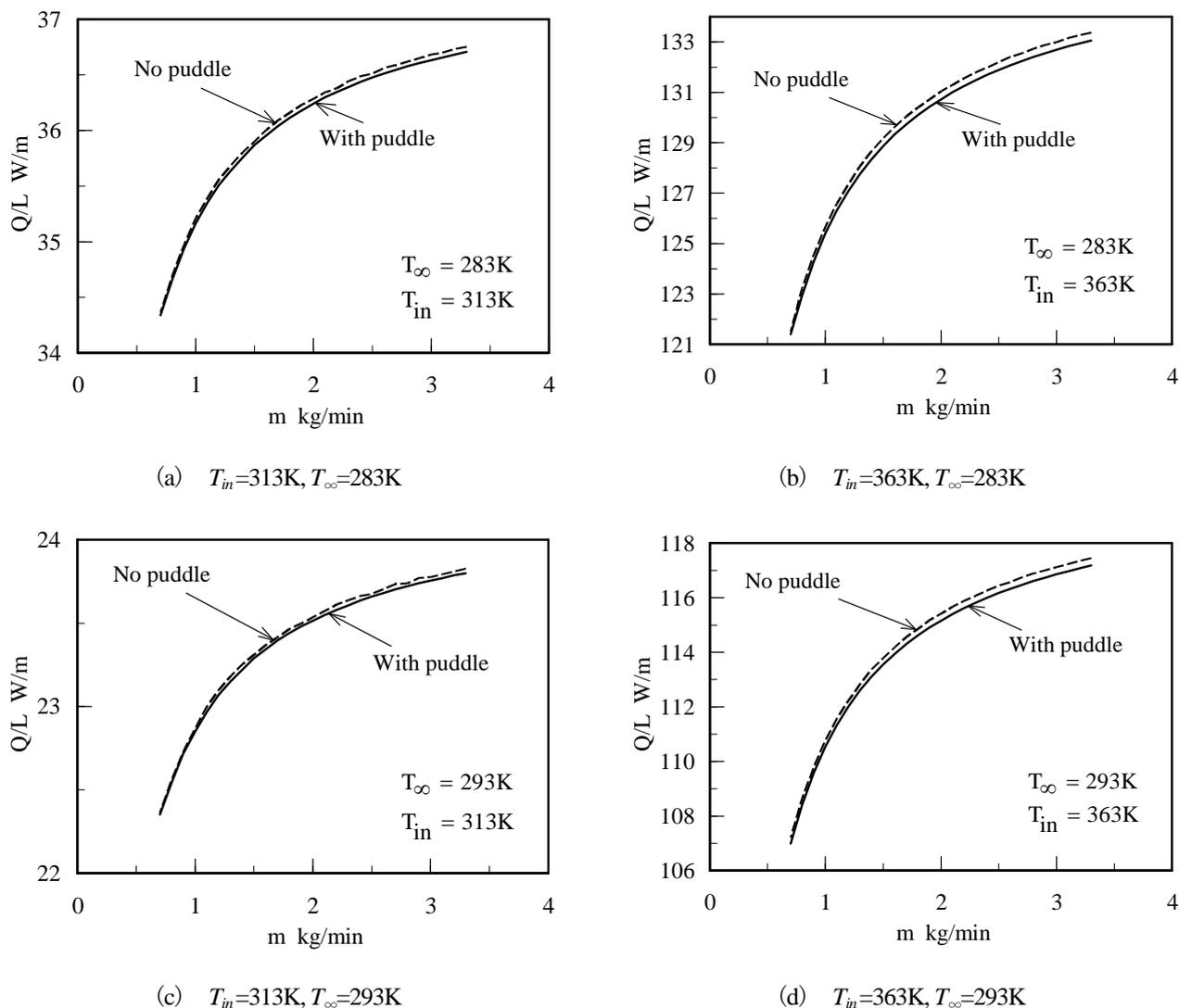


図6 QL への液溜りの影響

図6(a)～(d)に液溜りを考慮した場合と考慮しない場合の単位長さ当たりの放熱量 QL の比較を示す。なお、図中の実線は液溜りを考慮に入れた熱通過係数 K の式(9)を代入した式(8)であり、破線は液溜りを考慮しない場合⁽²⁾の計算結果である。これらの図からわかるように、図5の結果と同様に、液溜りを考慮した場合の QL は液溜りを考慮しない場合の値より、わずかに小さい値を示している。これは、先に述べたように、液溜りによる凝縮面積の減少によって熱通過係数 K が若干小さくなるためである。

8. 結論

偏心二重管熱サイフォン式放熱器において、外管内壁の熱伝達および放熱量への液溜りの影響について調べ、以下の結論を得た。

- (1) 液溜りによる凝縮面積の減少によって、液溜りを考慮した場合の外管内壁における熱抵抗は液溜りを考慮しない場合の約2倍大きい値になる。
- (2) 偏心二重管熱サイフォン式放熱器においては、外管外壁における熱抵抗が最も大きく、全熱抵抗の約80%を占め、内管外壁、内管内壁、外管内壁の順に熱抵抗は小さくなる。
- (3) 液溜りを考慮に入れた熱通過係数 K の式(9)を代入した放熱量 Q の式(8)は液溜りを考慮しない場合よりわずかに小さい。したがって、放熱量に及ぼす液溜りの影響は小さく、偏心二重管熱サイフォン式放熱器の設計においては、液溜りの存在は無視してよい。

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) 小佐井博章, 東海大学産業工学部紀要, 2(2009), pp.105-110.
- (3) 西川兼康・藤田恭伸, 伝熱学, (2004), p.22, 理工学社.
- (4) 日本機械学会編, 伝熱工学資料(改訂 4), (1986), p.56.
- (5) 日本機械学会編, 伝熱工学資料(改訂 4), (1986), p.71.
- (6) 西川兼康・藤田恭伸, 伝熱学, (2004), p.265, 理工学社.