

上下に細長い開口部を有する水平干渉管内に置かれた 円管の局所沸騰熱伝達

土 田 一・伊 藤 泰 明*

Local Heat Transfer in Boiling from Horizontal Tube Enclosed by Concentric Outer Tube with Two Horizontal Slender Holes

Hajime TSUCHIDA and Yasuaki ITO*

(2004年11月30日受理)

An experimental investigation of boiling heat transfer of saturated R11 has been conducted with a horizontal cylinder, which is 50mm in diameter and 120mm in length and is enclosed by concentric outer tubes. These outer tubes have two holes which are 3mm in width and 60mm long. The clearance between these tubes ranged from 0.15mm to ∞ and heat flux changed from 700 to 55600 W/m². Local heat transfer characteristic is demonstrated in this report. The result is as follows. In the case of a certain heat flux, the maximum of Local heat transfer exists Near $\theta = \pm 145^\circ$ in ever clearance.

1. 緒言

近年、太陽熱、海洋温度差などの自然エネルギーの利用法が最重要課題となっている。特に、自然界のエネルギーに存在する熱エネルギーを空調設備や発電等に利用する場合、熱交換器が必要不可欠となる。一般に流体間で熱交換を行わせる装置である熱交換器を、自然エネルギーなど量は膨大であるが質の低いエネルギーを利用し、比較的小さな温度差で熱交換を行わせるためには、大きな伝熱面積が必要となる。これを極力抑える必要性から、熱交換器の性能向上が重要課題となっている。とりわけ、相変化を伴う熱交換器の高性能化、コンパクト化という観点から、小温度差で沸騰熱伝達を行わせるための手段として、伝熱面表面に加工を施した高性能伝熱管の研究開発・実用化が行われている⁽¹⁾。ここで沸騰熱伝達に関し、通常の平滑伝熱面に狭い空間あるいは狭い流路を形成した場合、一般的に伝熱面熱流束が比較的小さい領域において、通常のプール沸騰に比較して沸騰熱伝達が向上することが知られている。このことから、従来より垂直伝熱面あるいは水平伝熱面に形成される狭い沸騰空間内の沸騰熱伝達

に関する研究^{(2)~(7)}が多く行われている。

伝熱促進の機構としては、伝熱面に接している蒸気泡底部に形成される薄液膜を介しての蒸発（薄液膜蒸発機構）^{(2)~(6)}と、蒸気泡による伝熱面近傍の過熱液の強制剥奪（気液交換機構）⁽⁷⁾の2つに大きく分けられるが、どちらの場合も発生した蒸気泡の影響によるものであり、それぞれのすきま寸法や伝熱面熱流束により異なるが、ある領域で沸騰熱伝達が促進されることが報告されている。従来の研究結果は伝熱面全体の平均値として沸騰熱伝達が評価されている。そのため、沸騰現象においては沸騰空間で対流が起こり、伝熱面から蒸気泡が発生することから伝熱面の各位置によって沸騰熱伝達に違いがあると考えられる。特に、熱伝達の低下が発生している部分では、伝熱面の温度上昇により、装置の破損が起こることも懸念される。

このような背景により、太陽熱を利用した吸収式冷凍機、海洋温度差発電用蒸発器等に用いる管胴型蒸発器の性能向上に関し、局所的な熱伝達制御という観点から、これまで水平円管の伝熱系を取り上げ、上下に細長い開口部を有する干渉管と伝熱管とで構成される比較的狭い環状すきま内の局所沸騰熱伝達に関する実験的研究⁽⁸⁾を行ってきた。すなわち、内部に特定の位置より蒸気泡を発生させる機能を有す

* 秋田工業高等専門学校専攻科学生

る水平円管の表面上に、熱電対を配置し、そこに螺旋状に巻きつけたステンレス箔を伝熱面として直接電気加熱することにより沸騰熱伝達率を算出した。しかしながら、内部に埋め込んだ蒸気泡を発生させるヒータからの非加熱部への熱伝導、熱電対の取付け精度等に問題が多く、定性的・定量的に満足する結果が得ることができなかった。

本研究では、狭い環状すきま内におかれた水平円管の局所および平均沸騰熱伝達特性を、定性的かつ定量的に把握することを目的とし、新たに考案した局所沸騰熱伝達測定用伝熱管を製作し、これまでと同様の沸騰空間形状を用い、伝熱管と干渉管とで構成される環状すきまを極めて狭い範囲まで変化させて実験的研究を行った。

2. 主な使用記号

- c : 伝熱管と干渉管内面とのすきま [mm]
- d : 伝熱管直径 [mm]
- l : 有効伝熱部長さ [mm]
- h : 開口部幅 [mm]
- H : 開口部長さ [mm]
- V : 電圧 [V]
- A : 電流 [A]
- q : 伝熱面熱流束 [W/m^2]
- L : 蒸発潜熱 [J/kg]
- ν : 液体の動粘性係数 [m^2/s]
- γ'' : 蒸気の密度 [kg/m^3]
- T_s : 被加熱流体の飽和温度 [K]
- T_w : 伝熱管表面温度 [K]
- Nu_m : 平均ヌセルト数 [$= \alpha \cdot M / \lambda$]
- M : 代表寸法
[=上下の開口部面積/流路長さ]
- Re : レイノルズ数
[$=(q \cdot c) / (L \cdot \gamma'' \cdot \nu)$]
- α_θ : 局所沸騰熱伝達率 [$W/(m^2 \cdot K)$]
- α_m : 平均沸騰熱伝達率 [$W/(m^2 \cdot K)$]
- θ : 試験部鉛直下方向を 0° とした場合の熱電対取り付け位置 [deg.]
- ΔT_{sat} : 過熱度 [$T_w - T_s$]
- λ : 液体の熱伝導率 [$W/(m \cdot K)$]

3. 実験装置及び方法

実験装置の概略を図1に示す。沸騰容器①は幅130mm、高さ160mm、奥行き130mmのステンレス板製の直方体である。試験部⑤は、その中心が沸

騰容器底部より80mm上方となるようにフランジに片持ちで固定し、補助ヒータ③により液体を飽和状態に保った。伝熱面より発生した蒸気泡は凝縮器④で凝縮され、沸騰容器①へほぼ飽和状態で戻される。また、被加熱流体温度測定のため、試験部下方20mmの位置に直径0.2mm銅-コンスタンタン熱電対を配置してある。なお、窓②は沸騰様相観察用窓である。

図2に本実験に使用した供試伝熱管の詳細を示した。外径50mm、(肉厚19mm)、有効伝熱部長さ50mmの銅製で、円管表面を0/4番エメリー紙にて実験ごとに研磨し、内部に埋め込まれた直径12mmのカートリッジヒータ②により間接電気加熱で伝熱面に熱流束を与える。また円管軸方向への熱損失を極力防止するため両側の非加熱部分(35mm)の肉厚を1mmとし、内部の空間は空気とした。伝熱管表面の温度測定のために、直径0.2mmの銅-コン

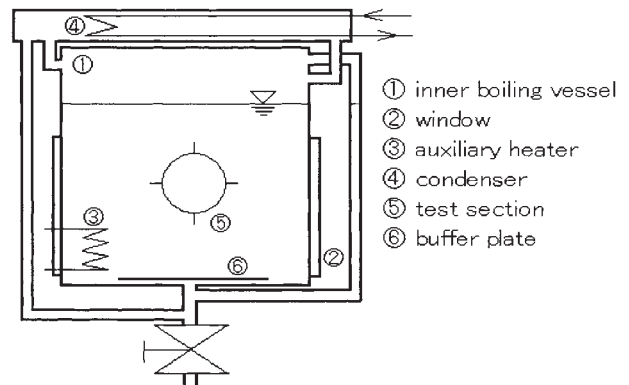


図1 実験装置概略

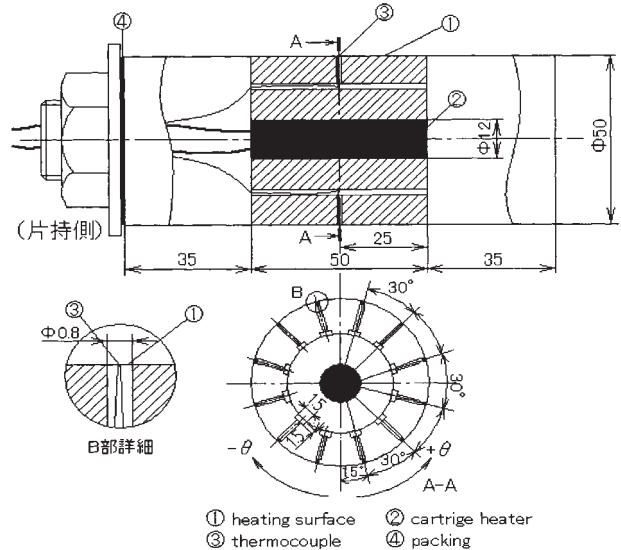


図2 供試伝熱管

スタントン熱電対③を $\theta = \pm 15^\circ$ から $\pm 165^\circ$ まで 30° ずつ伝熱管軸方向中央に、その先端が伝熱管表面と一致 (図2のB部) するにはんだを使用し12箇所を設置した。また、各位置の熱電対はそれぞれの取り付け用小孔 ($\Phi 0.8\text{mm}$) からワイヤーカット加工により内部に設けた角溝を通して温度計測器 (打点式電位差計) へと接続した。なお、片持ちで固定している側から見て、左側をマイナス、右側をプラスとして角度 θ を定義した。図3は伝熱管とこれを覆う開口部を有する干渉管との関係を示した図で、⑤は伝熱管である。干渉管①は、上下に長さ60mm、幅3mmの開口部③を設けたアルミニウム製の円管である。伝熱管表面と外側円管内面との間には c のすきまを所定の厚みを持つ合成樹脂製のスペーサ④により一定に保持できるよう工夫した。なお、液体の漏れを防ぐために耐油製ゴムパッキン⑥を使用した。実験はすきま寸法 c を0.15, 0.25, 0.35, 0.5, 0.75, 1.5mmの6種類に変化させた。試験部は沸騰容器内に水平に設置し、被加熱流体としてフロン系冷媒 R11を使用し、大気圧、飽和沸騰の下で実験を行った。なお、沸騰様相を観察するため干渉管としてアクリル樹脂製透明円管を用い、可視化も行った。

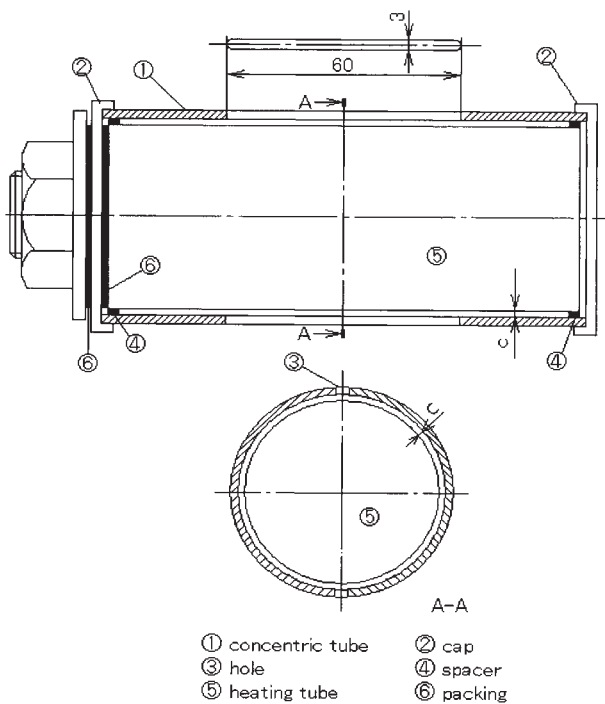


図3 供試伝熱管と干渉管との関係

4. 実験結果及び考察

4.1 供試伝熱管の沸騰伝熱特性

図4は狭い沸騰空間内での実験に先立ち、 $c = \infty$ すなわち干渉管を付属させない場合の実験結果を示したものである。縦軸に本実験で得られた熱伝達率 α_m を、横軸に西川ら⁽²⁾の低熱流束域における実用簡易式から求めた熱伝達率 α_c をとり図示したものである。西川らの計算値と比較すると、 $\pm 3\%$ の範囲内に収まっており伝熱管の精度を確認することができた。

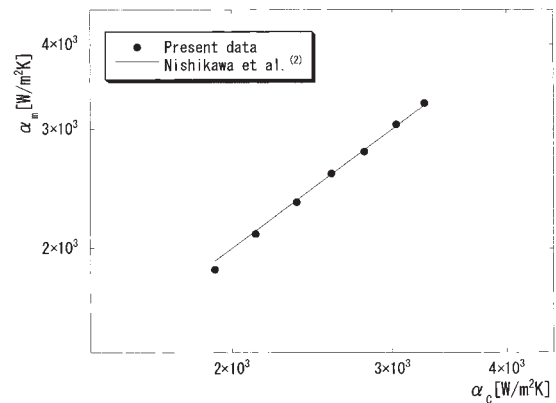


図4 供試伝熱管の伝熱特性

4.2 沸騰曲線と沸騰様相

図5は各すきま c で得られた沸騰曲線を一括して示したもので、図中の実線は $c = \infty$ すなわち干渉管を付属させない場合の結果である。また、図中の破線は $c \leq 0.5\text{mm}$ の沸騰域と自然対流域の境界を示しており、この場合の伝熱面熱流束 q は約 4000W/m^2 である。

$c = 1.5\text{mm}$ の場合、 $c = \infty$ とほぼ同一の沸騰曲線となっている。

$c = 0.75\text{mm}$ の場合は $q < 9000\text{W/m}^2$ ではわずかに単独蒸気泡の発生が見られるものの、自然対流的な流動となっており $c = 1.5\text{mm}$ とほぼ同様な結果を示している。しかし、 $q \geq 9000\text{W/m}^2$ では図6(a)に示すよう熱電対を設置する際に使用したはんだの部分から単独蒸気泡が発生し、 q が増加すると伝熱面近傍に形成されている過熱液層をかく乱しながらすきま内を通過浮上する。さらに、図6(b)に示すように伝熱面上のいたるところから単独蒸気泡が発生することから、 $c = 1.5\text{mm}$ と比較し同一熱流束時の過熱度が低く示されている。

$c = 0.5\text{mm}$ の場合、 $c = 0.75\text{mm}$ の場合とほぼ同様な傾向を示すが、 $q \geq 4000\text{W/m}^2$ で、沸騰領域と

上下に細長い開口部を有する水平干渉管内に置かれた円管の局所沸騰熱伝達

なり伝熱面から単独蒸気泡が発生することにより過熱度が低く示されている。

$c=0.25, 0.35\text{mm}$ の場合は、ほぼ同様な傾向を示している。すなわち、 $c \geq 0.5\text{mm}$ とは異なり $q \geq 700\text{W/m}^2$ の低熱流束域で沸騰が起こり、特に $4000 \leq q \leq 30000\text{W/m}^2$ で $c \geq 1.5\text{mm}$ に比較して同一熱流束時の過熱度が $1/3 \sim 1/5$ 程度と小さな値を示している。この領域では、図 7 (a) に示すように伝熱面から蒸気泡が発生しすきま内を通過浮上する際に発生蒸気泡がそれぞれ合体し、それが軸方向へと広がり、過熱液層をはく奪しながら上開口部より放出される。その際、放出と同時に下開口部より周囲の新鮮流体がすきま内に流入する（気液交換）ことが確認されている。 $q \geq 40000\text{W/m}^2$ となると、図 7 (b) に示すように発生する蒸気泡量が多く、下開口部からも蒸気泡が放出され、流体の流入が困難になり、すきま内はほぼ蒸気で覆われ伝熱面温度が上昇し、過熱度が大きい値を示す。

$c=0.15\text{mm}$ では、 $3000\text{W/m}^2 \leq q \leq 11000\text{W/m}^2$ で $c=0.35\text{mm}$ と同様な傾向を示すが、 $q > 11000\text{W/m}^2$ ですきま内は蒸気で覆われるようになり、過熱度のみが増加し q が飽和状態に至る。

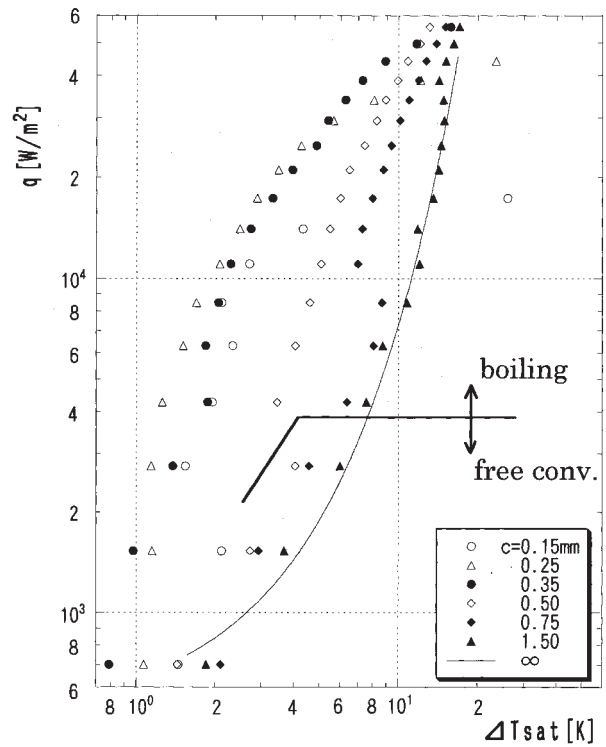
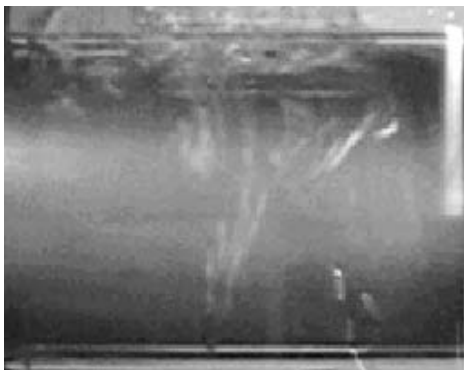
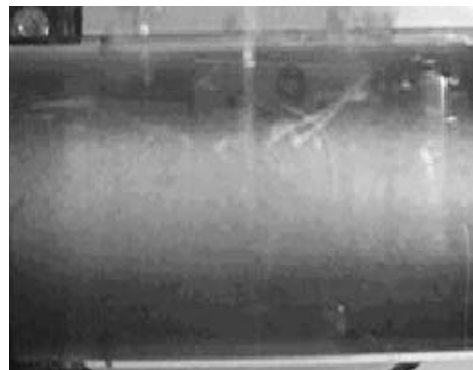


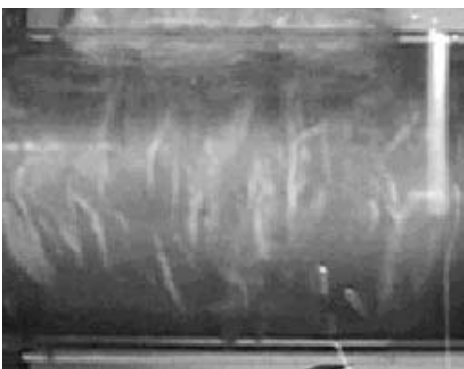
図 5 沸騰曲線



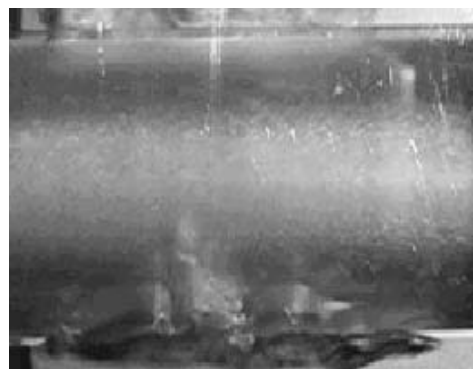
(a) $q = 1.10 \times 10^4 \text{W/m}^2$



(a) $q = 1.10 \times 10^4 \text{W/m}^2$



(b) $q = 4.40 \times 10^4 \text{W/m}^2$



(b) $q = 4.40 \times 10^4 \text{W/m}^2$

図 6 沸騰様相 ($c=0.75\text{mm}$)

図 7 沸騰様相 ($c=0.25\text{mm}$)

4・3 局所沸騰熱伝達率分布

図8, 9は, $c=0.35\text{mm}$ および $c=0.25\text{mm}$ の場合における局所沸騰熱伝達率 α_θ と各熱電対位置 θ との関係を, 伝熱面熱流束 q をパラメータにとり示した図である.

$c=0.35\text{mm}$ の場合 (図8) は, いずれの q においてもその分布形状は対称性を示している. $q=700\text{W/m}^2$ では, 伝熱面からの蒸気泡の発生量が少なく, すきま内は自然対流的な流動を示しており, α_θ の値に大きな差異は見られない. $2800\text{W/m}^2 \leq q \leq 44000\text{W/m}^2$ では, その分布形状は明確となり $\theta = 0^\circ$ 近傍で α_θ は最小値を示し, θ の増加にともない α_θ は増加し, $\theta = \pm 145^\circ$ 近傍で最大値を示している. さらに θ が増加すると α_θ は減少する. この場合, 前述の沸騰様相より伝熱面下方から発生した蒸気泡が, すきま内を上方に浮上するにつれて熱電対取付け位置から発生する蒸気泡と合体しながら軸方向へと広がり, $\theta = \pm 145^\circ$ 近傍で伝熱面上を通過する蒸気泡面積が最大となる. したがって, 伝熱面近傍に形成されている過熱液層のはく奪量が多くなり最大値を示していると考えられる. $\theta = \pm 165^\circ$ 近傍ではその位置が開開口部に近いことで, 蒸気泡が抜け出る際に, 伝熱面に接触しにくく, 過熱液層を持ち去りにくいことから α_θ が低下するものと考えられる. なお, $q=55600\text{W/m}^2$ では発生した蒸気泡量が多いためすきま内を通過浮上できずに, 下開口部から放出されるようになり, すきま内への流体の流入が困難となる. したがって, すきま内は蒸気で覆われるようになり, 伝熱管表面温度が急激に上昇し

α_θ が低下する.

$c=0.25\text{mm}$ の場合 (図9) は, $c=0.35\text{mm}$ とほぼ同様の傾向を示しているが, $11000\text{W/m}^2 \leq q \leq 24800\text{W/m}^2$ でいずれの θ においても α_θ が高い値を示している. 特に, $q=17300\text{W/m}^2$ において, 本実験範囲内で最大の α_θ を示している. したがって, この領域では, 発生蒸気泡の抜けと周囲液体の流入, すなわち気液交換が最もバランス良く行われていると考えられる.

$c=0.5, 0.75, 1.5\text{mm}$ の場合は, 図示していないが, いずれの q においても 0° を基準として得られた結果に対称性が示されており, それぞれ同一の傾向が見られる. また, $q \leq 2800\text{W/m}^2$ では, すきま内は自然対流的な流動を示していることから α_θ の値にさほど変化はみられない. $q \geq 6300\text{W/m}^2$ では, 伝熱面から発生する蒸気泡が過熱液層をかく乱することより, q の増加に伴い α_θ も高い値を示している. また, θ による影響もわずかながら見られ側面近傍の α_θ が他の位置より高い値を示すようになる.

$c=0.15\text{mm}$ の場合は, $2800\text{W/m}^2 \leq q \leq 6300\text{W/m}^2$ では, 伝熱面から発生する蒸気泡位置によって, 蒸気泡発生周期が不規則となっていることから, その分布形状は非対称性となる. しかし $q=11000\text{W/m}^2$ では伝熱面のいたるところから蒸気泡が発生することから, ほぼ対称な分布形状となり, α_θ も比較的高い値を示すようになる. さらに, $q=17300\text{W/m}^2$ となると, すきま内は蒸気で覆われ伝熱面の温度が一様に上昇し α_θ が急激に低下する.

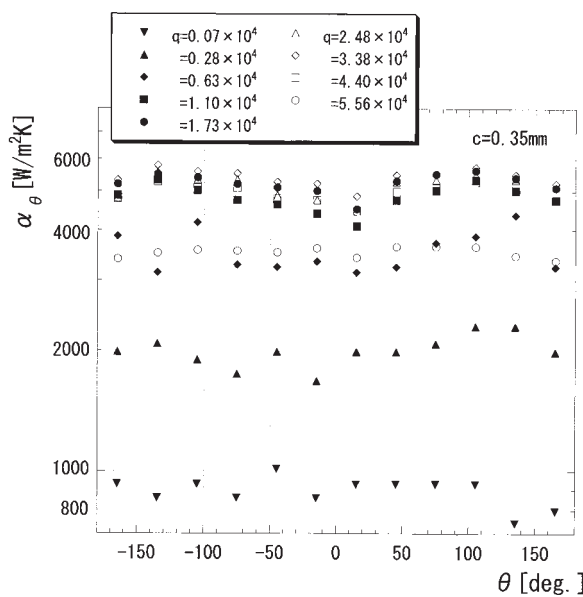


図8 局所沸騰熱伝達率 ($c=0.35\text{mm}$)

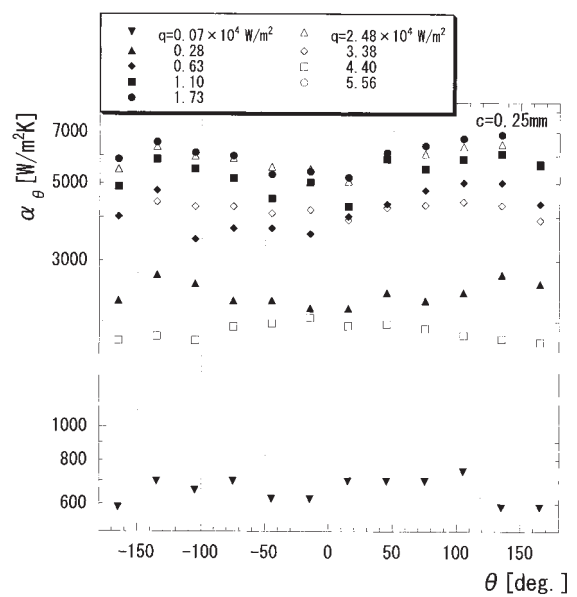


図9 局所沸騰熱伝達率 ($c=0.25\text{mm}$)

4・4 沸騰熱伝達促進領域に関する一考察

図10は、平均沸騰熱伝達率 α_m と各すきま寸法 c との関係を伝熱面熱流束 q をパラメータにとり、土田⁽⁷⁾らが行った伝熱管直径 $d=20\text{mm}$ での実験結果と比較したものである。

$c \geq 0.5\text{mm}$ では、土田らの結果が比較的高い α_m を示しているが、 $c=0.35\text{mm}$ では、本実験結果とほぼ同程度の α_m となっている。しかし、 $c=0.25\text{mm}$ では、 $q \leq 24800\text{W/m}^2$ において本実験結果の α_m が高い値を示している。

このことは、前述のように $d=20\text{mm}$ の場合は $c=0.35\text{mm}$ 、 $d=50\text{mm}$ の場合は $c=0.25\text{mm}$ でそれぞれ気液交換がバランス良く行われていることを示唆している。しかしながら、伝熱管直径の変化に伴い α_m の最大値を示すすきま寸法が異なっている。この要因として、開口部の面積や形状さらには流路長さ（すきま容積）などが関連するものと考えられるが現在検討中である。

また、本実験において伝熱面熱流束 q が $2800\text{W/m}^2 \sim 17000\text{W/m}^2$ の範囲で、すきま内で発生蒸気泡が合体しながら放出され、これと同時に周囲液体がすきま内に流入することから干渉管のない場合と比較して3~5倍程度促進されている。石橋ら⁽²⁾が垂直円筒伝熱面に環状すきまを形成して行った報告によれば、狭いすきま内で熱伝達が促進される要因として合体泡が規則的に発生する領域が存在し、その熱伝達率は熱負荷とすきま寸法によって規制されると示されている。本実験においては、すきま内で合体した蒸気泡が連続的に放出されているが、石橋らとほぼ類似した現象が生じているものと考え、沸騰熱が促進されている $c=0.25, 0.35\text{mm}$ に注目し得られた結果を以下のように整理した。すなわち、縦軸に平均ヌセルト数 Nu_m 、横軸に石橋らが提案しているレイノルズ数の平方根 $Re^{1/2}$ をとり、土田らの結果 ($d=20\text{mm}$) も含めて整理してみると、図11のごとく示される。実験点は1本の線にまともり $\pm 30\%$ の誤差範囲で次式が成立する。

$$Nu = 28.98 \cdot (Re^{1/2})^{1.2}$$

ここで、石橋らで得られた結果によれば $Re^{1/2}$ の指数は $2/3$ であり、 Nu_m に関しても約60%程度と本実験結果に比較し小さくなっている。これは、沸騰空間形状が基本的に異なるためと考えられる。さらに、石橋らの実験では、合体泡は比較的規則性のある間欠的な発生であるのに対し、本実験の場合、ほぼ連続的に合体気泡が発生していることからこのような差異が現れたものと考えられる。

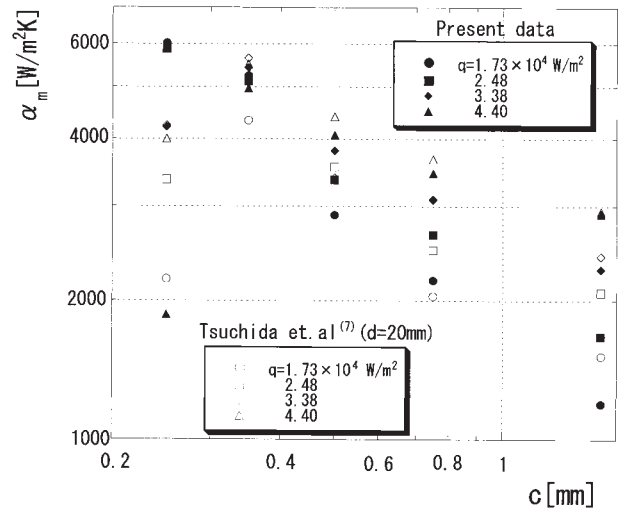


図10 既存の結果⁽⁷⁾との比較

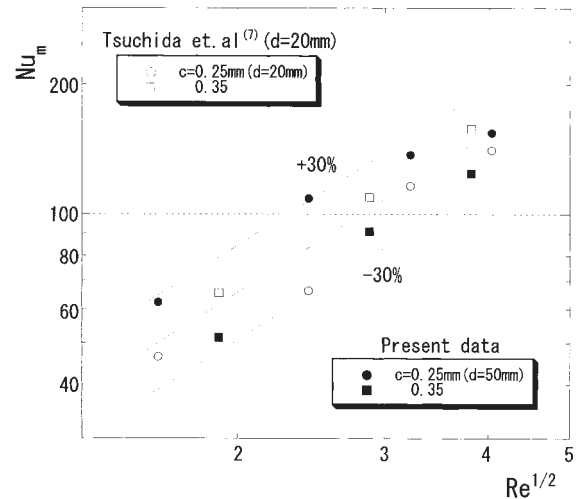


図11 ヌセルト数とレイノルズ数の平方根との関係

5. 結言

上下に開口部を有する干渉管内におかれた水平円管の沸騰熱伝達に関し、環状すきま寸法 c を $0.15\text{mm} \sim 1.5\text{mm}$ まで6種類変化させ、伝熱面より発生した蒸気泡が局所沸騰熱伝達率および平均沸騰熱伝達率に及ぼす影響について実験的研究を行った。本実験範囲内で得られた主な結果を以下に示す。

(1) いずれのすきま寸法においても、ある伝熱面熱流束では、 $\theta = \pm 145^\circ$ 近傍で局所沸騰熱伝達率の最大値が存在する。

(2) 伝熱面熱流束 $q=1.73 \times 10^4 \text{W/m}^2$, すきま寸法 $c=0.25\text{mm}$ で最も高い平均沸騰熱伝達率を示す. $q=3.38 \times 10^4 \text{W/m}^2$, $4.40 \times 10^4 \text{W/m}^2$ の場合は, 平均沸騰熱伝達率の最大値を示すすきま寸法が $c=0.35\text{mm}$ に移行する.

(3) すきま寸法 c が 0.25mm および 0.35mm の場合, 伝熱面熱流束 q が $2800\text{W/m}^2 \sim 17000\text{W/m}^2$ の範囲において, 3~5 倍程度促進される. この領域では, 平均ヌセルト数 Nu_m をレイノルズ数 $\text{Re}^{1/2}$ の関数として次のように整理することができる.

$$\text{Nu}_m = 28.98 \cdot (\text{Re}^{1/2})^{1.2}$$

6. 参考文献

- (1) 熱交換器入門, 中山 恒, オーム社.
- (2) 例えば, 石橋, 西川, 日本機学会論文集, 33-245 (1967), 121.
- (3) S. Aoki et al., *Int. J. Heat Mass Transf.*, 107-3 (1985), 985.
- (4) 島田ほか4名, 日本機械学会論文集 (B編), 55-515 (1989), 2035.
- (5) Hung, Y. H. and Yao, S. O., *Trans. ASME, Jheat Transf.*, 107-3 (1985), 656.
- (6) 石橋, 岩崎, 日本冷凍協会誌, 57-654 (1982), 333.
- (7) 土田, 相場, 日本機械学会論文集 (B編), 56-568 (1993-12), 3899-3905.
- (8) 伊藤, 齊藤, 平成14年度秋田高専機械工学科卒業研究論文.