

低圧・低質量流束条件下における周方向非均一加熱管の限界熱流束* (傾斜上昇流の場合)

網 健行*¹, 梅川尚嗣*², 小澤 守*³
三島嘉一郎*⁴, 齋藤泰司*⁵

CHF in a Circumferentially Non-Uniformly Heated Tube under Low-Pressure and Low-Mass-Flux Condition (Inclined Upward Flow)

Takeyuki AMI, Hisashi UMEKAWA*⁶, Mamoru OZAWA,
Kaichiro MISHIMA and Yasushi SAITO

*⁶ Department of Mechanical Engineering, Kansai University,
3-3-35 Yamate-cho, Suita-shi, Osaka, 564-8680 Japan

In actual boiling two-phase flow systems, water tubes are suffered from a circumferentially non-uniformed heat flux under various tube inclinations. However, many investigations of thermal-fluid characteristics including the Critical Heat Flux (CHF) were conducted under simple condition, i.e. uniform heat flux and vertical upward flow condition. In this series of investigation, the non-uniformly heating along the circumferential direction was realized by using the Joule heating of eccentric tube. The experimental investigation on the CHF was conducted with 900 mm and 1 800 mm in heated length under 45 degree inclined. The CHF characteristics of the non-uniformly heated tube were drastically different in the periphery location of the maximum local heat flux and the heating length.

Key Words: Boiling Two-Phase Flow, Critical Heat Flux, Non-Uniformly Heated Tube, Inclined Channel

1. 緒 言

周方向に非均一な熱流束分布を持つ場での限界熱流束は⁽¹⁾, 例えばダイバータ冷却のように片面からのみ高熱流束が入熱されるような機器において除熱限界を決定する重要な問題である⁽²⁾. また, 本一連の研究で対象としている低圧・低質量流束条件下では周方向に液膜の再配分が発生することにより, 一般的な限界熱流束に関する研究により見積もられる限界熱流束⁽³⁾の予測値よりも局所的にはかなり大きな値を取ることが可能となる.

本一連の研究では, このような場での伝熱・流動特性を把握するために, 管周方向の非均一熱流束分布を, 円管の外径中心と内径中心を e mm (偏心量) だけずらした偏心管を直接通電加熱することで実現してきた. そして加熱長さ $L_T = 900$ mm の偏心管を用いた,

垂直上昇流における限界熱流束実験の結果に基づき, 偏心管の最大局所限界熱流束は偏心量の増加に伴い均一管の限界熱流束よりも増加することを, Butterworth⁽⁴⁾の液膜再配分モデルと関連付けて報告した⁽⁵⁾⁽⁶⁾. さらに偏心管の上流側に均一管を接続することで加熱長さを $L_T = 1800$ mm とした系において同様の実験を行い, 前述の $L_T = 900$ mm の管における結果との比較により液膜再配分機構への影響因子の検討並びに評価を行っている⁽⁷⁾.

本研究では周方向非均一加熱場と同様に実機の沸騰関連機器で見られるものの, 報告例の少ない傾斜角を付加した場合の結果について報告する. ここでは偏心管を水平から $\phi = 45^\circ$ 傾けた傾斜上昇流において既報⁽⁵⁾⁽⁷⁾と同様の伝熱実験を, 加熱長さ $L_T = 900$ mm と $L_T = 1800$ mm の場合について行い, 限界熱流束を含む伝熱・流動特性の検討を行った.

2. 記 号

Bo : ボイリング数
 C_1 : 定数, 式 (3)

* 原稿受付 2009年2月4日.

*¹ 正員, 関西大学大学院工学研究科(☎564-8680 吹田市山手町3-3-35).

*² 正員, 関西大学システム理工学部.

*³ 正員, フェロー, 関西大学システム理工学部.

*⁴ 正員, 京都大学原子炉研究所(☎590-0494 大阪府泉南郡熊取町朝代西2).

*⁵ 京都大学原子炉研究所.

E-mail: umekawa@kansai-u.ac.jp

- C_2 : 定数, 式 (3)
- C_3 : 定数, 式 (5)
- c_{pl} : 定圧比熱 [J/(kg·K)]
- D : 管内径 [m]
- e : 偏心量 [m]
- Fr^* : 修正フルード数
- G : 質量流束 [kg/(m²·s)]
- g : 重力加速度 [m/s²]
- H_{LG} : 蒸発潜熱 [J/kg]
- j : 容積流束 [m/s]
- L_T : 加熱長さ [m]
- n : 定数, 式 (3)
- p_{ex} : 系圧力 [Pa]
- q : 熱流束 [W/m²]
- Q : 投入熱量 [W]
- t : 管肉厚 [m]
- T_m : 入口流体温度 [°C]
- T_{sat} : 飽和温度 [°C]
- x_{eq} : 熱平衡クオリティ
- z : 距離 [m]
- α : 熱伝達率 [W/(m²·K)]
- X_w : Lockhart-Martinelli パラメータ
- Δp : テストセクション差圧 [Pa]
- φ : 傾斜角 [°]
- θ : 管周方向角度 [°]
- ρ : 密度 [kg/m³]

添字

- ave* : 周方向平均
- cal* : 計算結果
- CHF* : 限界熱流束状態
- exp* : 実験結果
- G* : 蒸気単相
- L* : 液単相
- local* : 局所
- max* : 最大
- min* : 最小
- TP* : 気液二相流

3. 実験装置および実験方法

実験装置は図1に示すように、作動流体に十分に脱気したイオン交換水を用いた強制流動沸騰系であり、テストセクションは図2(a)に示すように偏心量 $e=0.0$ (均一管), 1.5 mm (偏心管) の内径 20 mm, 外径 24 mm, 加熱長さ $L_T=900$ mm のステンレス製の円管を用いた。偏心管の場合、管肉厚が最も厚い部分で局所熱流束が最大、管肉厚が最も薄い部分で最小となる熱流

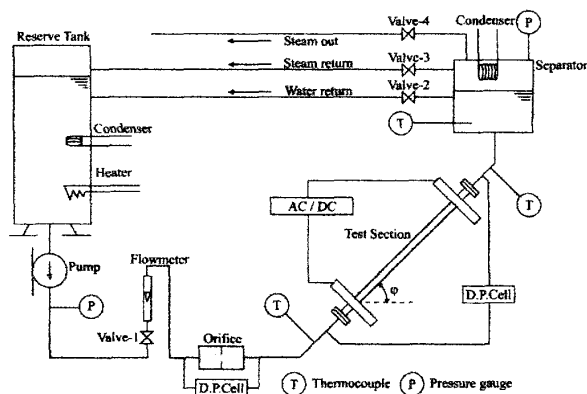
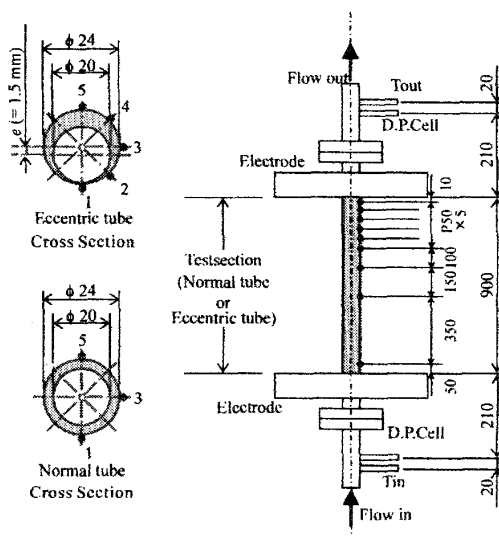
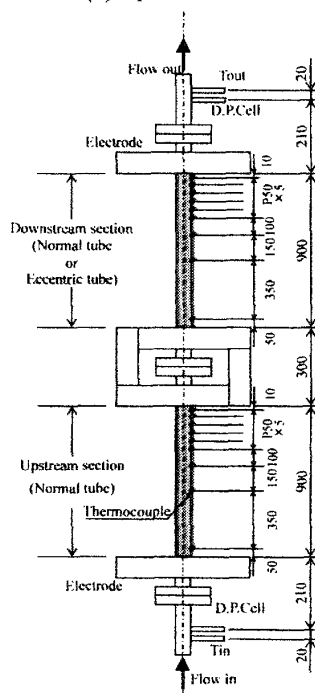


Fig. 1 Experimental apparatus



(a) $L_T = 900$ mm



(b) $L_T = 1800$ mm

Fig. 2 Test section

束分布が形成される。このとき、最大熱流束部の局所熱流束を q_{max} 、最小熱流束部の局所熱流束を q_{min} 、管周方向に熱流束分布を平均したものを平均熱流束 q_{ave} と定義する。

テストセクション外壁温度は管外壁にろう付けした $\phi = 0.65$ mm の K 型シーテ熱電対により測定した。このとき、管肉厚が最も薄い最小熱流束部 q_{min} を $\theta = 0^\circ$ 、管肉厚が最も厚い最大熱流束部 q_{max} を $\theta = 180^\circ$ 、として管周方向には 45° 刻みに計 5 点、もしくは 90° 刻みに計 3 点の熱電対を取り付けており、以後 T.C. = 1~5 の番号で呼称する。なお、軸方向取り付け位置は図 2 に示す通りであり、出口部付近は 50mm 間隔で取り付けられている。そしてテストセクション出入口流体温度およびセパレータ内流体温度は $\phi = 1.0$ mm の K 型シーテ熱電対を用いて測定した。テストセクション流入流量は流路に設置したオリフィスの差圧を、テストセクション差圧と同様、差圧変換器を用いて測定している。以上の項目をサンプリング周波数 2 Hz でデータロガーに記録した。

実験条件はセパレータ部で定義する系圧力 $p_{ex} = 0.3, 0.4$ MPa、入口流体温度 $T_{in} = 80^\circ\text{C}$ 、質量流束 $G = 25 \sim 105$ kg/m²s、傾斜角 $\phi = 45^\circ$ である。実験では、最大熱流束部を管頂部に設置する場合（以降、Top-heat と表記）と、管底部に設置する場合（以降、Bottom-heat と表記）の 2 つの場合について伝熱実験を行った。

また、既報⁽⁷⁾と同様に管内面を基準として 2 本のテストセクションを接続（図 2 (b)）することで、加熱長さを $L_T = 1800$ mm とした同様の伝熱実験も行った。この時の管の組み合わせとしては上流側に均一管 ($e = 0.0$ mm) を設置し、下流側には均一管もしくは偏心管 ($e = 1.5$ mm) を接続した。

本研究では限界熱流束判定温度を 400°C としており、管外壁温度がこの判定温度を超えたときの熱流束を限界熱流束と判定している。既報⁽⁷⁾の判定温度の 350°C よりも若干高めめの 400°C に設定しているが、この差は傾斜管で想定される層状流による緩慢な温度上昇とドライアウトを区別するためである。なお比較対象に使用する垂直上昇流では限界熱流束は全て温度逸走に伴うドライアウトで発生しており、この判定温度の違いは結果には影響しない。また、本判定方法並びに、周方向に発生する熱伝導による熱流束評価への影響の評価については既報⁽⁵⁾に詳しいが、ここでは、周方向の熱流束分布について簡単に述べておく。本一連の研究では、以下に示す式のように、局所熱流束 q_{local} は単純に均一管の肉厚 t_{ave} に対する偏心管の局所肉厚 t_{local} の比として求めている。

$$q_{local} = \frac{t_{local}}{t_{ave}} q_{ave} \quad (1)$$

周方向の熱流束分布を正確に見積もるためには管周方向の熱伝導を考慮する必要があると考えられるが、上述の方法で求めた結果と、有限要素法を用いて求めた結果の誤差が 7% 以内であることを確認しており、本研究の目的には十分な精度が確保できていると判断している。なお、偏心量 $e = 1.5$ mm の場合、最大熱流束部と最小熱流束部の局所熱流束比は $q_{max} / q_{min} = 7$ の非均一熱流束分布が形成される。

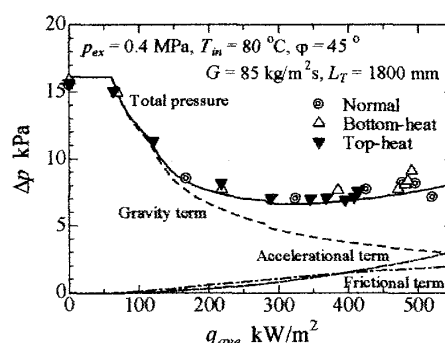
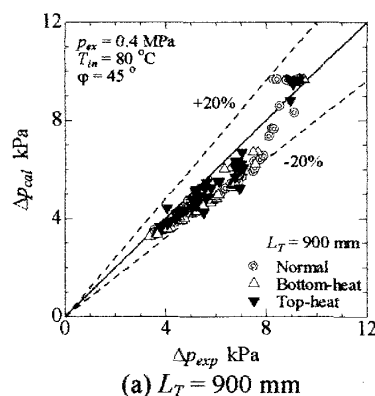
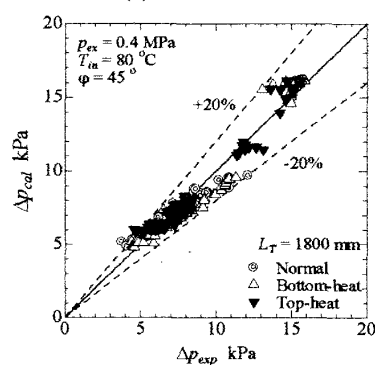


Fig.3 Pressure drop characteristics ($p_{ex} = 0.4$ MPa, $T_{in} = 80^\circ\text{C}$, $\phi = 45^\circ$, $G = 85$ kg/m²s, $L_T = 1800$ mm)



(a) $L_T = 900$ mm



(b) $L_T = 1800$ mm

Fig.4 Comparison between calculation and experimental pressure drop

4. 実験結果および考察

4・1 圧力損失特性 図3に実験結果として、テストセクション圧力損失の時間平均値を平均熱流束 q_{ave} に対してプロットしたものを示す。図中に示す各線は、管内を一次元流れと見なし、平均熱流束を用いて求めた計算結果であり、実線は全圧力損失、破線は重力項、一点鎖線は摩擦項そして二点鎖線は加速項を表している。このとき、ボイド率を Mishima-Ishii⁽⁸⁾ の垂直上昇流の流動様式に基づく Drift-Flux model⁽⁹⁾、摩擦項を Lockhart-Martinelli 相関⁽¹⁰⁾ により見積もった。計算結果は実験結果と良く一致しており、また、本系における圧力損失は重力項が支配的であることが分かる。

図4に全実験結果を上記計算結果と比較したものを示す。傾斜管においても管長さ、最大熱流束部の設置位置に関わらず、実験結果は計算結果と良く一致しており、テストセクション圧力損失に関しては均一管と同様に平均熱流束による取り扱いが可能であることが分かる。

4・2 熱伝達特性 図5, 6に限界熱流束直前の局所熱伝達率の時間平均値を、以下に示す局所熱流束 q_{local} を用いて計算した擬似熱平衡クオリティ⁽⁵⁾ $x_{eq, local}$ に対して加熱長さ、最大熱流束部の配置別に示す。こ

の擬似熱平衡クオリティは周方向の液膜移動がないと考えた場合のクオリティとなる。

$$x_{eq, local} = \frac{4q_{local}z - c_{pl}(T_{sat} - T_{in})}{H_{LG}} \quad (2)$$

ここで、 z はテストセクション入口からの加熱長さ、 c_{pl} は定圧比熱、 T_{sat} は飽和温度、 H_{LG} は蒸発潜熱である。図中に示す一点鎖線、破線および実線はそれぞれ周方向に設置した熱電対の位置に対応する局所熱流束を用いた Dittus-Boelter, McAdams⁽¹¹⁾ および後述する方法で求めた Schrock-Grossman⁽¹²⁾ の熱伝達相関式である。各図において実験結果は局所熱流束に基づく擬似熱平衡クオリティに対して整理でき、相関式としては局所熱流束による McAdams の相関式が比較的良い一致を示している。一般的に、沸騰熱伝達は核沸騰と強制対流蒸発の影響をそれぞれ考慮することで、その特性を評価することができるが、本結果に対しては平均熱流束により決定される蒸气流束により支配される強制対流蒸発ではなく、局所熱流束との相関が強いため、局所熱流束に対応する核沸騰が支配的であると考えられる。しかし、 $L_T = 1800$ mm の管の連結部で見られるように、一部核沸騰熱伝達のみでは低めに評価して

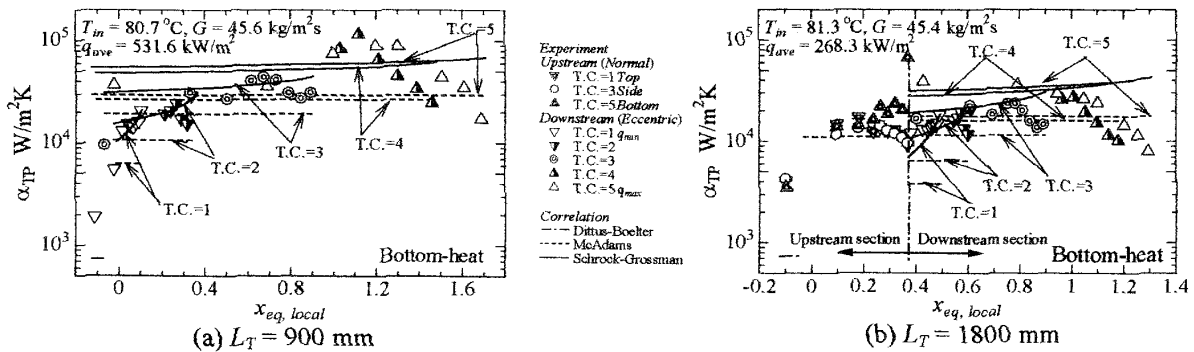


Fig. 5 Heat transfer characteristics

(Bottom-heat, $e = 1.5$ mm, $\phi = 45^\circ$, $p_{ex} = 0.4$ MPa, $T_{in} = 80^\circ$ C, $G = 45$ kg/m²s)

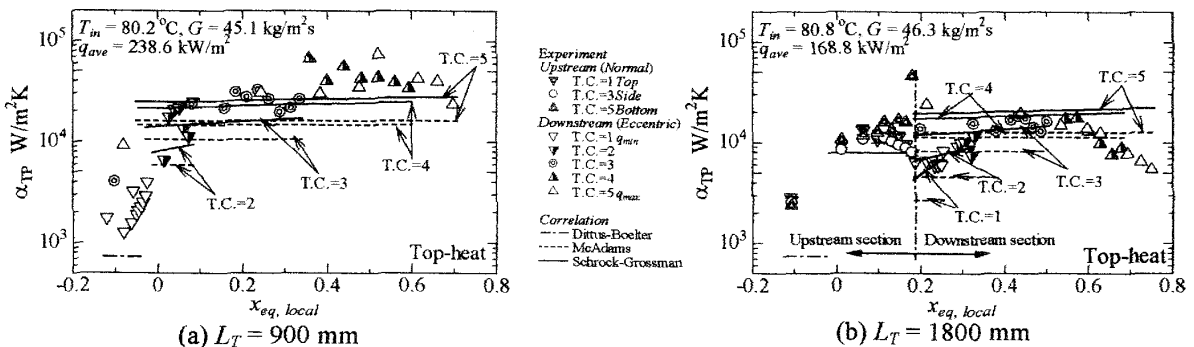


Fig. 6 Heat transfer characteristics

(Top-heat, $e = 1.5$ mm, $\phi = 45^\circ$, $p_{ex} = 0.4$ MPa, $T_{in} = 80^\circ$ C, $G = 45$ kg/m²s)

いるところもあることから、強制対流蒸発の影響を加味することを考える。この評価に対しては Schrock-Grossman の熱伝達相関式を用いるが、核沸騰の影響を表す Bo 数に対しては管周方向の局所熱流束を用い、強制対流蒸発に対しては管内の蒸気流束が支配的になると考え、 X_{tt} は平均熱流束により求めた。

$$\frac{\alpha_{TP}}{\alpha_L} = C_1 \left[Bo_{local} \times 10^4 + C_2 \left(\frac{1}{X_{tt,ave}} \right)^n \right] \quad (3)$$

ここで、 α_L は Colburn の液単相熱伝達相関式、 Bo はボイリング数、 X_{tt} は Lockhart-Martinelli パラメータ、 $C_1 = 0.739$ 、 $C_2 = 1.5$ 、 $n = 0.67$ はそれぞれ定数である。図

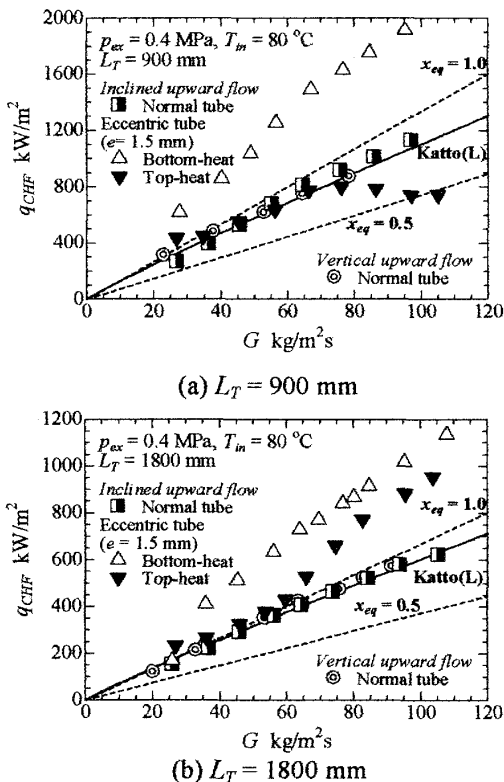


Fig. 7 Critical heat flux ($p_{ex} = 0.4$ MPa, $T_{in} = 80$ °C)

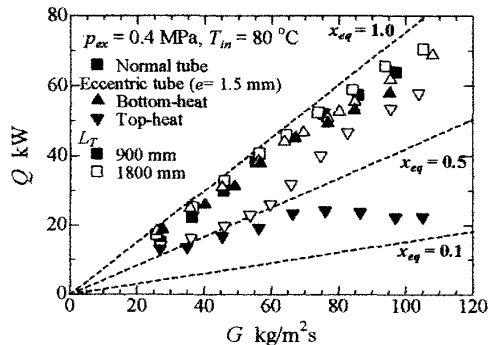


Fig. 8 Total heat input at CHF condition ($p_{ex} = 0.4$ MPa, $T_{in} = 80$ °C)

より強制対流蒸発に対する考慮を上記の方法で加えることで、実験結果はより精度よく評価できることが分かる。

4・3 限界熱流束 図7に、傾斜上昇流における均一管および偏心管の限界熱流束を質量流束に対してプロットしたものを示す。また、比較対象として垂直上昇流における均一管の限界熱流束を併記しており、図中に示す実線および破線はそれぞれ Katto⁽¹³⁾ の L 領域の限界熱流束相関式および出口熱平衡クオリティ一定条件 $x_{eq} = 0.5, 1.0$ に相当する。なお本報における限界熱流束は、ドライアウトに伴う管外壁温度の逸走が確認された管周方向の位置における局所熱流束を用いて定義する。なおドライアウトは最大熱流束部を管頂部に設置した場合は管頂部、最大熱流束部を管底部に設置した場合は管底部で観察されるが、低質量流束域の最大熱流束部を管底部に設置した場合は管側面でドライアウトに達した。

図8は、加熱長さの影響を比較するために各加熱長さの限界熱流束時における投入熱量 Q を質量流束に対してプロットしたものである。なお、図中の破線は出口熱平衡クオリティ一定条件 $x_{eq} = 0.1, 0.5, 1.0$ に相当する。

図9は、偏心管の限界熱流束時における最大熱流束部の局所熱流束値 $q_{CHF, max}$ を、均一加熱管の限界熱流束と良く一致した Katto の L 領域の限界熱流束相関値 q_{Katto} で除して、質量流束に対してプロットしたものである。また、比較対象として垂直上昇流における偏心管の限界熱流束実験の結果を併記しており、図において $q_{CHF, max} / q_{Katto} = 1$ からの差は液膜再配分量の強度を表すものと考えられることができる。

均一管の場合、 $\phi = 45^\circ$ 程度の大きな傾斜角をとると傾斜上昇流と垂直上昇流の限界熱流束がほぼ一致し、投入熱量で見れば管長さの影響は現れない。この時の管外壁温度変動を見ると常に管頂部で温度逸走を起こしていたことから、傾斜上昇流の均一管においては重力による液膜流下により、管頂部で液膜が薄くなるが、じょう乱波による周期的な液膜リフトアップで垂直管と同程度の限界熱流束を確保するのに十分な液が供給できていることとなる。

偏心管の最大熱流束部を管底部に設置した場合、加熱長さによらず傾斜上昇流の局所限界熱流束は垂直上昇流のそれよりも高い値を示す。またこの条件においてもドライアウトに伴う管外壁温度の逸走は管底部の最大熱流束部で確認された。つまりこの条件では、加熱熱流束が大きい管底部では、ポンプ作用を発生させるのに必要なじょう乱波を形成するのに十分な液

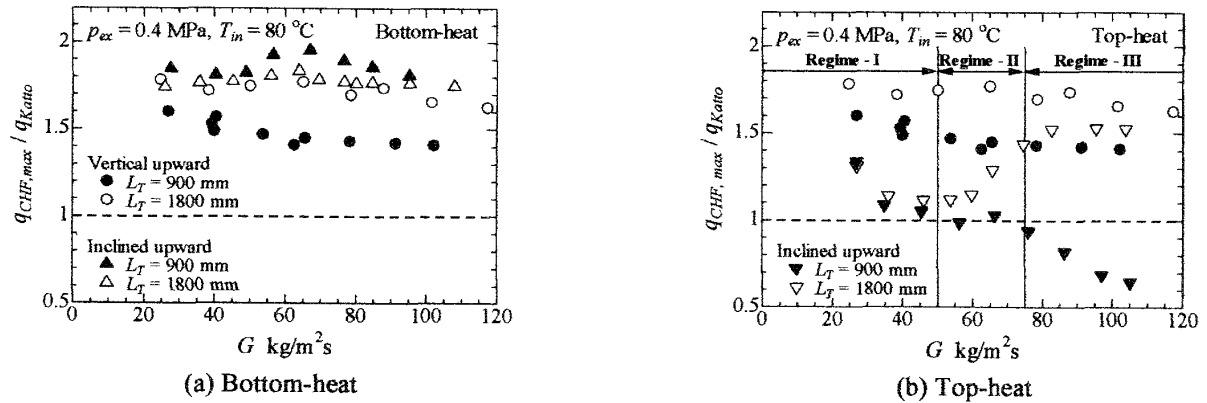


Fig. 9 Relationship between $q_{CHF, max} / q_{Katto}$ and mass flux ($p_{ex} = 0.4 \text{ MPa}$, $T_{in} = 80 \text{ }^\circ\text{C}$)

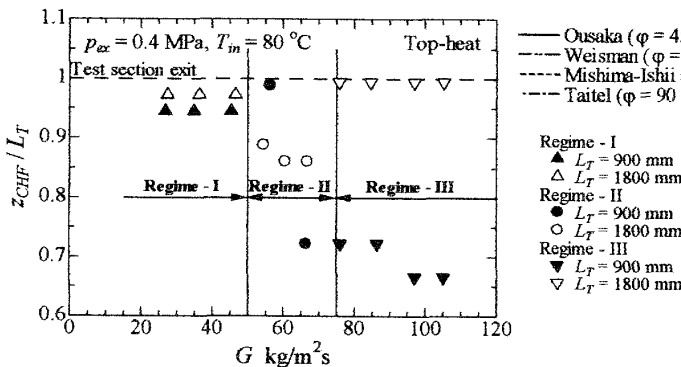


Fig. 10 CHF point
(Top-heat, $p_{ex} = 0.4 \text{ MPa}$, $T_{in} = 80 \text{ }^\circ\text{C}$)

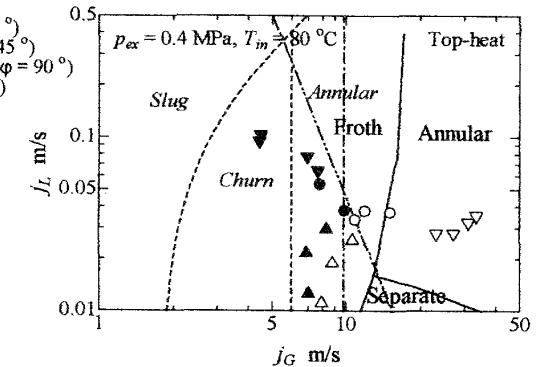


Fig. 11 Flow pattern map
(Top-heat, $p_{ex} = 0.4 \text{ MPa}$, $T_{in} = 80 \text{ }^\circ\text{C}$)

膜厚さとならず、ゆえに重力による液膜流下の影響が液膜のリフトアップ効果より勝ったために管底部への液供給が増加し、垂直管に比べて限界熱流束が増加する結果になったと考えられる。また、加熱長さによる違いを比較すると、垂直上昇流では液膜の再配分強度を示すと考えられる $q_{CHF, max} / q_{Katto}$ の値が加熱長さの増加に伴い大きくなるのに対して、傾斜上昇流では一致もしくは若干低下する傾向を示した。これは加熱長さ $L_T = 1800 \text{ mm}$ の場合、上流側の均一管において蒸気流束がある程度確保された状態で下流側の偏心管に流入するため、加熱長さ $L_T = 900 \text{ mm}$ のみの偏心管と比較した場合、液膜リフトアップの影響を受ける区間が相対的に長くなるために管頂部への供給量が増え、高熱流束部への液供給量としては減少するために限界熱流束比としては低下したものと考える。

最後に、偏心管の最大熱流束部を管頂部に設置した場合、限界熱流束特性は質量流束条件ごとに異なる傾向を示すので、図 10 の限界熱流束の発生位置に基づき、いくつかの領域に区分して説明する。低質量流束条件では、テストセクション出口部で限界熱流束に至るものの、 $G = 50 \text{ kg/m}^2\text{s}$ よりも質量流束が大きくなると限界熱流束発生位置は上流側へ移動する。そしてさ

らに質量流束が大きくなり $G = 70 \text{ kg/m}^2\text{s}$ を超えたあたりで、加熱長さ $L_T = 1800 \text{ mm}$ の場合はテストセクション出口部で限界熱流束に至るようになる。この時の限界熱流束発生位置における流動様式を各相の容積流束から見積もると図 11 のようになる。図中に示す実線および二点鎖線はそれぞれ傾斜上昇流の逢坂ら⁽¹⁴⁾による実験結果および Weisman ら⁽¹⁵⁾による流動様式遷移線、各破線および一点差線は Mishima-Ishii⁽⁶⁾および Taitel ら⁽¹⁶⁾の垂直上昇流の流動様式遷移線を示している。なお、図 10 は領域ごとに記号を区別しており、図 11 も同一の記号を使用している。

加熱長さ $L_T = 900 \text{ mm}$ の場合、領域 I の低質量流束条件では、蒸気流束が低いため十分に液膜をリフトアップできず、管出口部で発生するスラグ流から環状流への遷移において限界熱流束に至る。これに対し高質量流束条件（領域 III）では、テストセクション出口部では蒸気流束が大きく、管頂部へ十分に液膜をリフトアップでき環状流を形成している。しかし、テストセクション中流部では蒸気流束が低く、間欠流域が発生し、ここで限界熱流束に至ったものと考えられる。これに対して、図 10 の領域 III の $L_T = 1800 \text{ mm}$ においては出口部で環状流を形成し、中流部で間欠流となる事

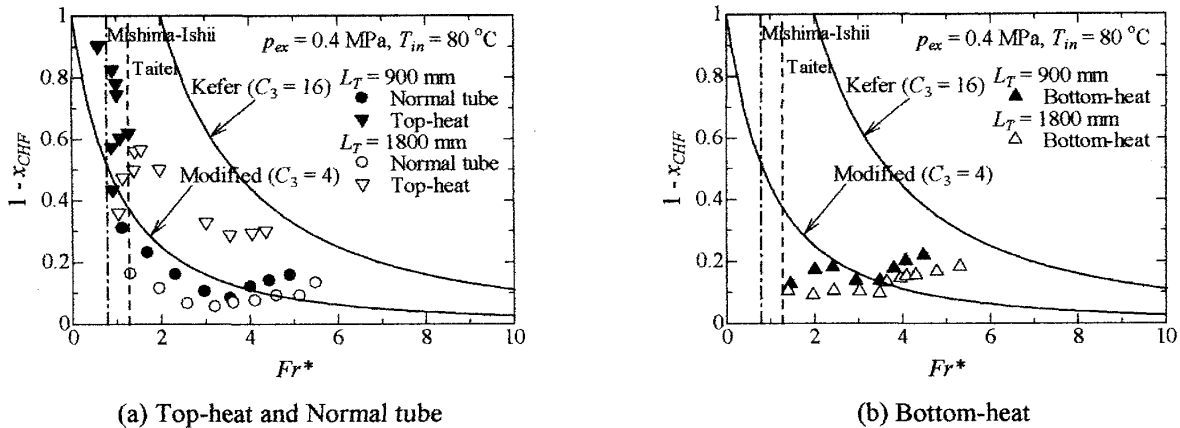


Fig. 12 Estimation of CHF in the inclined channel ($p_{ex} = 0.4 \text{ MPa}$, $T_{in} = 80 \text{ }^\circ\text{C}$)

は 900 mm 管同様であるが、間欠流が均一管部で形成されるために局所の熱流束は低くここでのドライアウトは発生しなかったものと考えられる。

以上の傾斜管における限界熱流束特性を限界熱流束発生位置におけるクオリティ x_{CHF} を用いて、式 (4) に示す修正フルード数 Fr^* に対して整理したものが図 12 であり、ドライアウト発生機構ごとに (a) 最大熱流束部を管頂部に設置した場合と均一加熱管、(b) 最大熱流束部を管底部に設置した場合に分けて示す。図中に示す実線は式 (5) に示す Kefer ら⁽¹⁷⁾による実験相関式である。なお、Kefer は傾斜管における限界熱流束発生時の管頂部と管底部のクオリティの差に対して整理しているが、ここでは 1 との差で表現した。

$$Fr^* = \frac{j_G}{\sqrt{gD \cos \varphi}} \sqrt{\frac{\rho_G}{\rho_L - \rho_G}} \quad (4)$$

$$1 - x_{CHF} = \frac{C_3}{(2 + Fr^*)^2} \quad (5)$$

ここで、 j_G は気相容積流束、 g は重力加速度、 D は管内径、 ρ_L 、 ρ_G はそれぞれ液相と気相の密度、 C_3 は定数で原論文では 16 である。図 12 にはこの値ならびに定数を 4 とした値、Mishima-Ishii および Taitel の垂直上昇流におけるチャーン流から環状流への遷移境界を併記した。

本研究における均一加熱管の結果は Kefer の定数 C_3 を 4 程度にした値に一致し、これは同様の機構で限界熱流束が発生する最大熱流束部を管頂部に設置した $L_T = 900 \text{ mm}$ の結果にも適用できる。しかし、管壁温度の逸走が管底部で生じ、発生機構が異なると考えら

れる最大熱流束部を管底部に設置した場合には、Kefer とは異なる特性を示す。また、上流側に均一管を配した $L_T = 1800 \text{ mm}$ においては、前述したように蒸気流束が増加した状態で非均一加熱管へと流入するために、上流部で限界熱流束が発生せず Kefer とは異なる特性を示すことが分かる。

5. 結 言

偏心量 $e = 1.5 \text{ mm}$ の偏心管である非均一加熱管を水平より 45° 傾斜させ、また、偏心管の上流側に均一管を接続することで加熱長さを変えた、伝熱実験を行うことで以下の結果を得た。

1. 非均一加熱管のテストセクション圧力損失は垂直上昇流の Mishima-Ishii の流動様式遷移に基づく Drift-Flux model と L-M model により見積もることができ、垂直上昇流と同様の取り扱いが可能である。

2. 本系における熱伝達機構としては局所熱流束を用いて算出した McAdams の熱伝達相関式と定性的に良く一致するため、核沸騰が支配的であると考えられるが、平均熱流束を用いて強制対流蒸発の影響も加味することで、さらに実験結果と良く一致する計算結果を得た。

3. 限界熱流束は均一加熱管の場合、傾斜角の影響は見られないものの、非均一加熱管の場合は加熱条件によって異なる顕著な影響が現れる。また、除熱限界としてみた場合、管底部に最大熱流束部を配置するような形であれば、垂直管よりも高い熱流束が除去できる。さらに、管頂部に高熱流束部を配置した場合も蒸気流束が十分に確保できるような構造をとることで、垂直上昇流の非均一加熱管と同程度の熱量を除熱可能である。

謝 辞

本研究の一部は、平成 18 年度京都大学原子炉実験所共同利用研究 (No.18015) によるものであることを記し、感謝の意を表する。

文 献

- (1) Collier, J. G. and Thome, J. R., *Convective Boiling and Condensation, Third Edition*, (1994), pp.385-388, Oxford University Press, Oxford.
- (2) Inasaka, F. and Nariyai, H., Enhancement of Subcooled Flow Boiling Critical Heat Flux for Water in Tubes with Internal Twisted Tapes under One-Side Heating Conditions for Fusion Application, *Fusion Eng. and Des.*, Vol.43 (1998), pp.147-171.
- (3) Collier, J. G. and Thome, J. R., *Convective Boiling and Condensation, Third Edition*, (1994), pp.325-374, Oxford University Press, Oxford.
- (4) Butterworth, D., A Model for Predicting Dryout in a Tube with a Circumferential Variation in Heat Flux, (1971), AERE-M2436.
- (5) Umekawa, H., Hirayama, M., Kitajima, T., Ozawa, M., Mishima, K. and Saito, Y., Heat Transfer and Flow Characteristics of a Non-Uniformly Heated Tube under Low-Pressure and Low-Mass-Flux Condition, *J. Multiphase Science and Tech.*, Vol. 18, No. 4 (2006), pp.387-412.
- (6) Umekawa, H., Kitajima, T., Hirayama, M., Ozawa, M., Mishima, K. and Saito, Y., Critical Heat Flux in Non-Uniformly Heated Tube under Low-Pressure and Low-Mass-Flux Condition, *Heat Transfer Asian Research*, Vol. 35, No. 1 (2006), pp.47-60.
- (7) Ami, T., Umekawa, H., Ozawa, M., Mishima, K. and Saito, Y., CHF in a Non-uniformly Heated Tube under Low-Pressure and Low-Mass-Flux Condition (Influence of the Heated Length), *Japanese J. of Multiphase Flow*, Vol.22, No.4 (2008), pp.394-402, (in Japanese).
- (8) Mishima, K. and Ishii, M., Flow Regime Transition Criteria for Upward Two-Phase Flow in Vertical Tubes, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol.27, No.5 (1984), pp.723-737.
- (9) Zuber, N. and Findlay, J. A., Average Volumetric Concentration in Two-Phase Flow Systems, *Trans. ASME, J. Heat Transfer*, Vol.87 (1965), pp.453-468.
- (10) Lockhart, R. W. and Martinelli, R. C., Proposed Correlation of Data for Isothermal Two-Phase, Two-Component Flow in Pipes, *Chem. Eng. Prog.*, Vol. 45, No.1 (1949), pp.39-48.
- (11) McAdams, W. H., Kennel, W. E., Minden, C. S. L., Carl, R., Picornell, P. M. and Dew, J. E., Heat Transfer at High Rates to Water with Surface Boiling, *Ind. Eng. Chem.*, Vol.41, No.9 (1949), pp.1945-1953.
- (12) Schrock, V. E. and Grossman, L. M., Forced Convection Boiling in Tubes, *Nuc. Sci. Eng.*, Vol.12 (1962), pp.474-481.
- (13) Katto, Y., Critical Heat Flux, *Advances in Heat Transfer*, Vol. 17 (1985), pp. 2-64, Academic Press, New York.
- (14) Ousaka, A., Morioka, I., Kiyota, M. and Kariyasaki, A., Effect of Inclination on Hold-UP and Frictional Pressure Drop in Inclined Annular Two-Phase Up-Flow, *JSME, Ser.B*, Vol.61, No.592 (1995), pp.4353-4358, (in Japanese).
- (15) Weisman, J. and Kang, S. Y., Flow Pattern Transitions in Vertical and Upwardly Inclined Lines, *Int. J. Multiphase Flow*, Vol.7 (1981), pp.271-291.
- (16) Taitel, Y., Bornea, D. and Dukler, A. E., Modelling Flow Pattern Transitions for Steady Upward Gas-Liquid Flow in Vertical Tubes, *AIChE Journal*, Vol.26, No.3 (1980), pp.345-354.
- (17) Kefer, V., Köhler, W. and Kastner, W., Critical Heat Flux (CHF) and Post-CHF Heat Transfer in Horizontal and Inclined Evaporator Tubes, *Int. J. Multiphase Flow*, Vol.15, No.3 (1989), pp.385-392.