



垂直細管内における水の過渡対流熱伝達及び沸騰熱伝達に関する研究

中村, 雄史

(Degree)

博士 (工学)

(Date of Degree)

2019-09-25

(Date of Publication)

2020-09-01

(Resource Type)

doctoral thesis

(Report Number)

甲第7614号

(URL)

<https://hdl.handle.net/20.500.14094/D1007614>

※ 当コンテンツは神戸大学の学術成果です。無断複製・不正使用等を禁じます。著作権法で認められている範囲内で、適切にご利用ください。



博士論文

垂直細管内における水の過渡対流熱 伝達及び沸騰熱伝達に関する研究

令和元年 7 月

神戸大学大学院 海事科学研究科

中村 雄史

博士論文概要

動力機器や電気機器に代表される多くのエネルギー変換機器は、エネルギー変換に伴い熱を発生し、適切な冷却を実施しなければ、温度が上昇し故障や不具合が起こる。例えば、自動車の場合、空冷式や水冷式の冷却方式によりエンジンを冷却している。新幹線においては、インバータ・コンバータ制御システムの冷却が、安全運転の重要な要素の一つである。市販のコンピューターの多くも、冷却用のファンを備え付けている。研究施設等が保有する高性能コンピューターでは、水冷式の冷却方式が採用されている。また、次世代核融合炉の高熱箇所であるダイバータ部にも冷却媒体に水を用いた冷却方式の採用が検討されている。エネルギー変換機器を安全に冷却できる冷却方式の開発は、機器の信頼性向上のため非常に重要である。

また、高熱流束のエネルギー変換が必要であるものに、2胴水管ボイラが挙げられる。2胴水管ボイラ (2-drum water tube boiler) は、火力発電所のボイラやLNG船の主ボイラとして採用されている。水管の伝熱表面における高温燃焼ガスの対流熱伝達およびふく射熱伝達により、水管内のボイラ水が熱せられ、液体から気体への相変化（沸騰）を伴う。水管内は、気体の蒸気泡と液体のボイラ水が混合した気水混合状態となり、上部の蒸気ドラムで気水の分離が行われ、蒸気のみが必要な箇所に供給される構造となっている。このように水管を高温の燃焼ガスで加熱すると、水管内は沸騰を伴う伝熱現象となる。この沸騰伝熱現象は、非常に大きな熱伝達効果を示し、高熱流束機器の除熱にも効果的である。しかし、ボイラ負荷の急激な上昇や、水管内のボイラ水の流れが滞った場合、水管表面の除熱が難しくなり沸騰熱伝達領域を越え、限界熱流束 (Critical Heat Flux (CHF)) へ達する。限界熱流束は、水管の焼き付き (バーンアウト) を引き起こす熱流束の値である。すなわち、沸騰熱伝達での安全に除熱できる限界を示す重要な値である。従来の研究結果から、限界熱流束は、水の流速や試験発熱体の形状に依存することが解っているが、特に細管に関する限界熱流束の実験データは少なく学術的にも重要である。

近年、高性能電子機器の小型化により、熱交換器の小型化の必要性に迫られている。一般的に円管を熱交換器に用いた場合、円管の内径を小さくする方が、伝熱効果は高くなるといわれている。しかし、円管の内径を小さくした場合、円管内部での圧力損失が大きくなり、表面張力等の物性の影響にも変化が考えられ、特に液体から気体への相変化（沸騰）を伴う伝熱現象に関しては不明な点が多い。

本研究は、細管を用いた水の熱伝達特性について、対流熱伝達、沸騰熱伝達、及び限界熱流束の項目に焦点をあて、実験データを取得し、発熱率上昇速度のe-folding時間、流速、細管内径、入口サブクール度の関係について実験的に調べたものである。また、実際の伝熱現象の多くは、時間とともに温度状態が変化する過渡熱伝達である。過渡熱伝達を実験的に考察するため、試験発熱体の加熱量を指数関数状に変化させ実験を行った。指数関数状の加熱を以下の式で示す。

$$\dot{Q} = Q_0 \exp\left(\frac{t}{\tau}\right)$$

ここで、 Q_0 (W/m³)、 t (s)及び τ (s)は、初期発熱率、時間及び発熱率上昇速度のe-folding時間である。

本実験では、高熱流束強制対流熱伝達実験装置を使用した。実験装置は、試験発熱部、膨脹タンク、ストレージタンク、高流速ポンプ、ヒーター、クーラー、質量流量計により主配管が構成されている。配管は、ステンレス鋼製で実験装置の最高使用圧力2 MPaである。循環水は、最大流量200 L/minで、イオン交換器で蒸留・脱イオンされた電気伝導率0.2 μ S/cm以下の純水を用いている。循環水の試験部入口温度は、ヒーター及びクーラーにより、実験条件の値に調整されている。また流速は、インバータ制御された高流速ポンプにより実験条件の値に設定されている。試験発熱体の温度計測は、ダブルブリッジ計測回路を用いた電気抵抗法により計測した。試験発熱体は、白金の細管を用いダブルブリッジ回路の一部とし、温度計測及び加熱を同時に行った。実験データ計測・処理装置は、パソコン、アナログ入出力器、計測用増幅器及び周辺機器で構成され、全ての計測信号は、絶縁アンプで増幅後、同時サンプリング高速A/D変換器（変換速度1 μ s/CH）を経由しデジタルコンピュータディスプレイに表示される。ディスプレイに表示された実験データを基に考察し解析した。

細管を用いた過渡強制対流熱伝達に関しては、試験発熱体に白金の細管を用い、種々のe-folding時間に対する発熱量の関係を示し、発熱率、熱流束、及び試験発熱体表面温度の関係を示した。熱流束 q (W/m^2)と試験発熱体温度差 ΔT_L (K) (試験発熱体内表面温度 T_s (K)と混合平均温度 T_L (K)との差)の関係を示し、従来の乱流強制対流相関式との比較をおこなった。そして、過渡強制対流熱伝達については、無次元数のレイノルズ数、ヌセルト数、プラントル数、フーリエ数を用い考察を行った。同一実験条件の場合、試験発熱体の内径が細いほど、熱伝達係数が高い値を示す実験結果を得た。また、種々のe-folding時間に対する熱伝達係数の変化については、e-folding時間の低下に伴い熱伝達係数は上昇する傾向がみられた。さらに、試験発熱体を各内径に対するヌセルト数に及ぼすフーリエ数の影響を考察した。

細管を用いた過渡流動沸騰現象に関しては、実験結果の発熱率 \dot{Q} (W/m^3)と試験発熱体内側表面温度、試験発熱体平均温度 T_a (K)の経過時間に対する変化を示すとともに、試験発熱体内側表面温度と試験発熱体平均温度の変化から、核沸騰開始点 (Onset of Nucleate Boiling (ONB)) を推測した。核沸騰開始点では、核沸騰開始に伴う液体から気体への相変化による蒸発潜熱により、試験発熱体の除熱効果が向上し試験発熱体内側表面温度と試験発熱体平均温度の上昇率が小さくなったと考えられる。又、核沸騰開始点 (ONB) と十分に発達した核沸騰領域 (Fully Developed Nucleate Boiling (FDNB)) に関して、従来の相関式と実験結果を比較し考察した。さらに、過渡核沸騰開始点 (Transient ONB) と過渡限界熱流束 (Transient CHF) を各e-folding時間に対して示し、沸騰熱伝達で除熱冷却できる領域を示した。

細管を用いた過渡限界熱流束に関しては、流速と限界熱流束の関係、入口側温度のサブクール度 $\Delta T_{sub,in}$ ($= T_{sat} - T_{in}$) 飽和温度と入口温度の差) と限界熱流束の関係を示した。また、過渡限界熱流束に関しては、過渡限界熱流束と定常限界熱流束の領域を分類し、従来の過渡限界熱流束の相関式と比較した。試験発熱体の内径0.7 mmと1.0 mmでは、試験発熱体の内径が小さい0.7 mmの方が高い限界熱流束を示した。限界熱流束は、e-folding時間が $\tau < 1$ sの領域で増加していることが解った。これに伴いe-folding時間が $\tau < 1$ sの領域を過渡限界熱流束領

域とし、e-folding時間が $\tau > 1$ sの領域を定常限界熱流束領域とした。

以上のように、細管を用いた水の熱伝達特性について、対流熱伝達、沸騰熱伝達、及び限界熱流束の項目に焦点をあて、実験データを取得し、発熱率上昇速度のe-folding時間、流速、細管内径、入口サブクール度などの影響を考慮し、過渡熱伝達特性を明らかにした。

目次

第1章 序論.....	1
1.1 本研究の背景	1
1.2 沸騰曲線と熱伝達の種類	6
1.2.1 対流熱伝達.....	7
1.2.2 核沸騰熱伝達.....	8
1.2.3 限界熱流束.....	9
1.2.4 遷移領域.....	10
1.2.5 膜沸騰領域.....	10
1.3 過渡熱伝達と過渡限界熱流束	10
1.4 細管の伝熱現象	11
1.4.1 細管の分類.....	11
1.4.2 細管を用いた対流熱伝達及び沸騰熱伝達の研究.....	12
1.5 本研究の目的及び論文の構成	13
参考文献	16
第2章 実験装置及び実験方法.....	19
2.1 実験装置	19
2.1.1 加圧タンク及びストレージタンク	21
2.1.2 高圧循環ポンプ.....	22
2.1.3 イオン交換器.....	23
2.2 試験部	24
2.3 実験方法	26

2.4	実験データ計測・処理装置	28
	参考文献	34
第3章	細管を用いた過渡強制対流熱伝達	35
3.1	細管を用いた強制対流熱伝達について	35
3.2	過渡強制対流熱伝達について	36
3.3	実験条件	38
3.4	各 e-folding 時間に対する発熱量の変化	38
3.5	発熱率・熱流束・試験発熱体表面温度の関係	41
3.6	従来の乱流強制対流相関式との比較	43
3.7	乱流強制対流熱伝達の過渡熱伝達	47
3.8	定常ヌセルト数と非定常ヌセルト数	50
3.9	結言	55
	参考文献	56
第4章	細管を用いた過渡流動沸騰	59
4.1	細管の流動沸騰について	59
4.2	実験結果	61
4.3	核沸騰開始点(ONB)と限界熱流束(CHF)	63
4.4	過渡限界熱流束(Transient CHF)と核沸騰開始点(ONB)	68
4.5	結言	70
	参考文献	71
第5章	細管を用いた過渡限界熱流束	73

5.1	強制対流限界熱流束について	73
5.2	実験結果	75
5.3	流速と限界熱流束の関係	78
5.4	過渡限界熱流束の相関式との比較	80
5.5	定常限界熱流束と過渡限界熱流束	83
5.6	結言	85
	参考文献	86
第6章	結論.....	88
6.1	細管を用いた過渡強制対流熱伝達	88
6.2	細管を用いた過渡流動沸騰	89
6.3	細管を用いた過渡限界熱流束	90
	記号	91
	本研究に関連して発表した論文	95
	謝辞	98

第1章 序論

1.1 本研究の背景

動力機器や電気機器に代表される多くのエネルギー変換機器は、エネルギー変換に伴い熱を発生し、安全な運転及び性能維持のために、冷却システムが必要である。例えば、高性能小型 PC や電子機器、新幹線をはじめとする鉄道、自動車、エアコン等には、各種の冷却システムが採用されている。近年、エネルギー変換機器の小型化、高効率化により、より小さく高性能な冷却システムの開発の必要性にせまられている。エネルギー変換機器の冷却システムには、空冷方式、水冷方式が多く採用され、各々の機器の安全運転のために必要な除熱効果を備えた冷却システムが採用されている。Fig 1.1^①に示すように気体・自然対流、液体・自然対流、気体・強制対流、液体・強制対流、沸騰・凝縮（相変化）の熱伝達係数の領域が示され、特に、沸騰・凝縮（相変化）が一番高い熱伝達係数の領域を示す。すなわち、水冷方式の液体から気体への相変化を伴う冷却システムは、非常に大きな除熱作用がある。特に、高熱流束の除熱が必要である、核融合炉のダイバータ部^②の除熱は、液体から気体への相変化を伴う冷却システムの採用も検討されている。しかし、発熱量が大きい高熱流束を除熱する場合、伝熱面が焼き付き（バーンアウト）を起こす可能性がある。伝熱面の焼き付きは機器の損傷

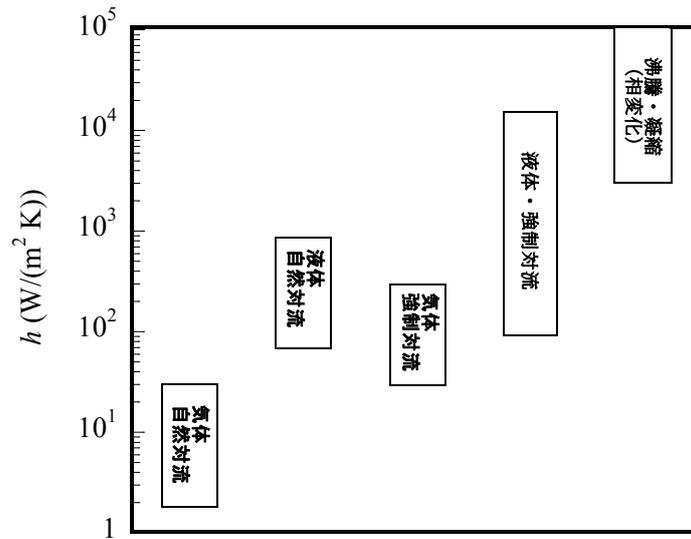


Fig 1.1 Heat Transfer Coefficients Depending on Cooling Technology⁽¹⁾

を引き起こすため、除熱限界の熱流束を調べることは非常に重要である。

一方、大型のエネルギー変換機器の一つである船用ボイラでは、主機関に蒸気タービンを採用する場合、Fig 1.2 の 2 胴水管ボイラ (2-drum water tube boiler) が用いられている。2 胴水管ボイラの構造は、上部に蒸気ドラム、下部に水ドラムを配置し、その間を多くの水管を設置した構造となっている。水管には、前部蒸発管と後部蒸発管及び水冷壁管等があり、水管の内部でボイラ水は、火炎から発生する放射熱や火炎により熱せられた燃焼ガスが、蒸発管群の間を通りぬける際の対流熱伝達により熱せられる。燃焼ガスの熱によりボイラ水は、加熱され蒸気泡を発生させる。蒸気泡により水管内のボイラ水は、気水混合状態となり、蒸気ドラムへ流れ、蒸気ドラムで蒸気泡とボイラ水は、分離され蒸気ドラム上部

の主蒸気弁から発生した蒸気のみ船内へ供給される。このように液体に流れを伴う状態で、液体から気体への相変化を伴う沸騰現象を流動沸騰という。流動沸騰は、除熱効果が高い利点があるが、ボイラ負荷の急激な増加により、水管の表面温度が上昇した場合、水管の焼き付き（バーンアウト）が起こる可能性がある。この水管の焼き付きが発生した際の熱流束を限界熱流束と言う。限界熱流束は、核沸騰から膜沸騰に移行する際に起こり、高熱流束機器の安全運転の限界値である。一般的に流動沸騰や限界熱流束は、流体の流速、水管の内径、圧力、サブクール度等の影響を受け、各々に対する考察が必要である。

他にも船舶においては、多くの冷却装置が装備されている。主機関にディーゼル機関を採用している場合は、空気冷却器、潤滑油冷却器、冷却清水熱交換器、造水器、排ガスエコノマイザ等に、熱交換器が採用されている。その多くは、シェルアンドチューブ式、プレート式の熱交換器である。主機関に蒸気タービンを採用している場合は、主復水器を始め、給水加熱器、造水器、ディアレータ（脱気給水加熱器）、エコノマイザ、潤滑油冷却器等の熱交換器が船内に配置されている。さらに電気推進を主機関に採用した場合は、主機関の回転数制御のためのインバータ・コンバータの冷却が必要であり空冷方式や水冷方式の冷却装置が備え付けられている。以上から船舶の安全運航に関しても、伝熱現象を深く理解することは、非常に重要であると考えられる。

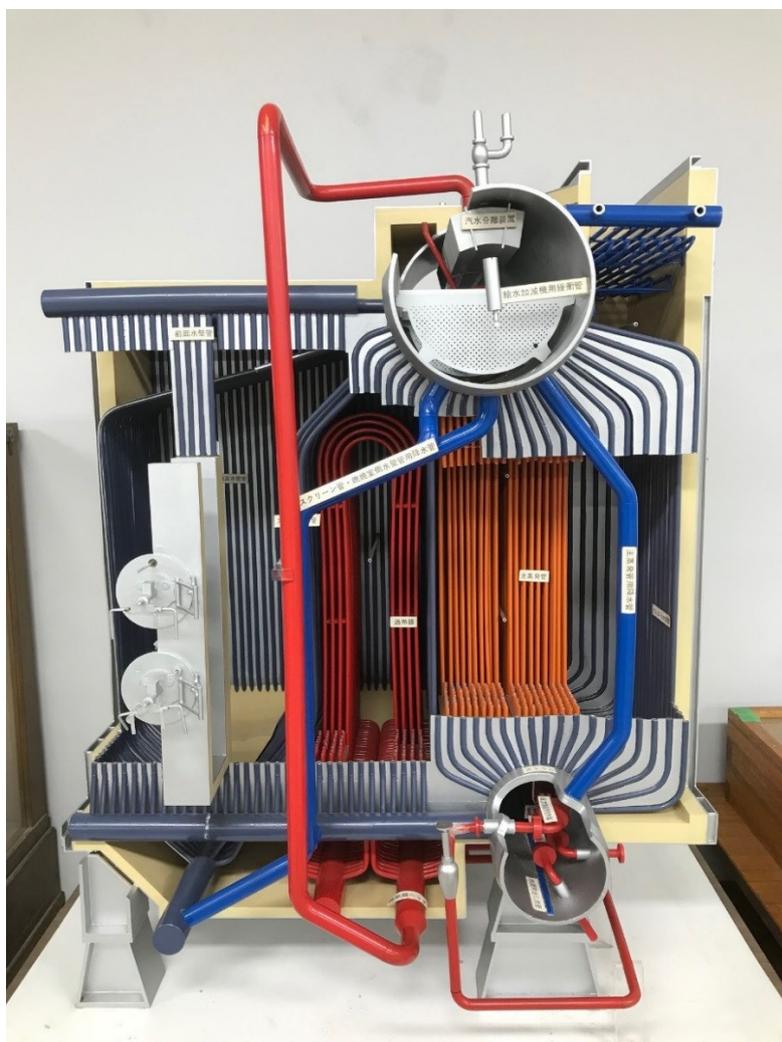


Fig 1.2 Model of 2-drum water tube boiler (Marine Technical College)

今後予想される、海上での環境規制の強化^③のため、船用燃料である、従来の C 重油の使用が難しくなると考えられる。その対策の1つとして環境規制の強化に対応するため、LNG (Liquid Natural Gas) を燃料に使用する LNG 燃料船の採用を検討する船社が増加している。LNG 燃料の他にも IGF コード

(International Code of Safety for Ships using Gases or other Low Flashpoint Fuels) の対象になる低引火点燃料 (LNG, LPG, 水素, エタノール, メタノール) の取り扱いに関しても, 伝熱現象の基本的な理解が重要である. 一般的に低引火点燃料は, 液体の状態では燃料タンクに貯蔵され燃料タンクへの入熱により気化した気体を主機関で燃料として使用する場合が多い. 低引火点燃料の液体から気体への相変化の把握は, 非常に重要で各低引火点燃料に対しての飽和温度や蒸発潜熱の把握が必要である. 例えば LNG の相変化 (気化) の場合, 標準大気圧での沸点は約-160 度, 体積は液体の約 600 倍となり, 燃料タンクの急激な圧力上昇を伴う. 安全に低引火点燃料船を運行するために燃料タンクの圧力制御は, 重要なポイントである. 今後, 各低引火点燃料の気化に関する理解は, 低引火点燃料船の安全運航のため非常に重要になると考えられる.

以上から対流熱伝達現象や沸騰熱伝達現象を用いたエネルギー変換機器は, 各々な船用機器に活用され, 今後も LNG 燃料船を始めとする多くの船舶で必要不可欠である. また, 船用機器の安全運転のため, 対流熱伝達現象や沸騰熱伝達現象の理解は非常に重要である. 本研究では, 特に高熱流束機器の冷却のため, 細管を使用した強制対流熱伝達, 流動沸騰現象及び限界熱流束を実験的に研究したものである.

1.2 沸騰曲線と熱伝達の種類

1934年、Nukiyama⁽⁴⁾のプール沸騰実験により沸騰曲線が示された。Fig 1.3の沸騰曲線は、両対数グラフを用い、縦軸に熱流束 q 横軸に過熱度（試験発熱体の表面温度 T_w と液体の飽和温度 T_{sat} の差）を示す。沸騰曲線では、強制対流熱伝達領域、核沸騰領域、限界熱流束、遷移沸騰領域、膜沸騰領域が分類され示された。以下の 1.2.1 から 1.2.5 の項目で各々の領域での現象について説明する。

また、沸騰熱伝達は、プール沸騰と流動沸騰に大別される。プール沸騰は、プール状の実験装置内で、試験発熱体を加熱し実験を行う。プール沸騰では、沸騰現象である気泡の生成過程を観察することができ、試験装置内の圧力やサブクール度を変化させ多くの実験が行われてきた。また、気泡の生成に試験発熱体の表面粗さは重要な意味を持つと考えられ Min らは^(5, 6)、平行発熱体の表面粗さを変化させ、沸騰現象について考察した。

流動沸騰は、液体の流れを伴いながら沸騰現象が行われる伝熱現象である。一般的に、流動沸騰の方が、高熱流束の冷却が可能であるが、熱媒体に流れが伴うため、配管やポンプを始め多くの機器が必要である。本研究では細管を用いた流動沸騰を実験的に行い考察した。

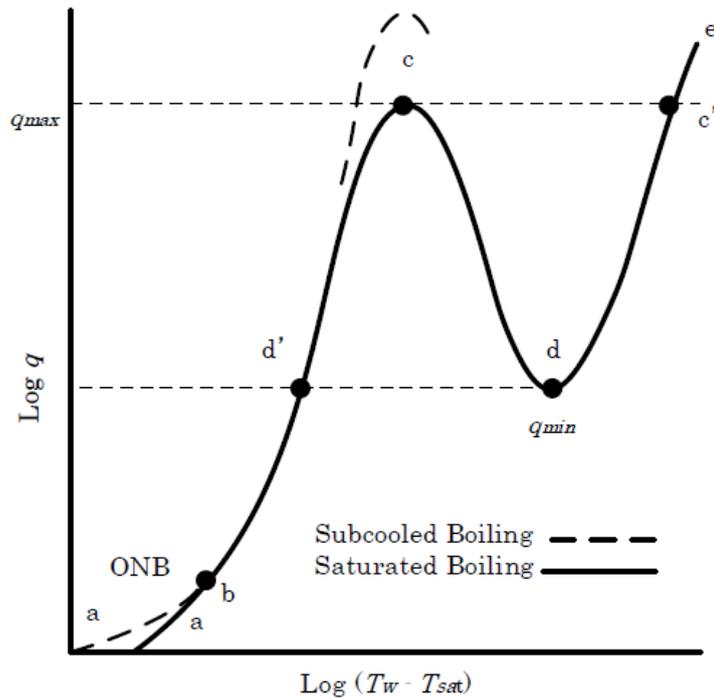


Fig 1.3 Pool boiling heat transfer curve⁽⁴⁾

1.2.1 対流熱伝達

対流熱伝達領域 (Forced convection heat transfer region) は Fig 1.3 の a から b の領域で、相変化を伴わない液体のままでの伝熱現象である。

対流熱伝達には、自然対流と強制対流とがある。自然対流は、液体を加熱した際の密度変化により、加熱された液体の浮力が変化し液体が上方向へ浮上することにより発生する流れを用いた熱伝達である。強制対流は、液体や気体をポンプやファンで流れを発生させ強制的に対流熱伝達させる現象である。一般的に強制対流熱伝達は、流速に影響され、流速が高い方が、流速が低い場合と比較し

高い熱伝達係数を得ることができる。第 3 章で、細管を用いた過渡強制対流熱伝達について、実験結果を示し、従来の相関式と比較し考察する。

1.2.2 核沸騰熱伝達

核沸騰熱伝達領域 (Nucleate boiling region) は Fig 1.3 の b から c の領域である。点 b は核沸騰開始点 (Incipient Boiling or Onset of Nucleate Boiling (ONB)) と言い、核沸騰の気泡が伝熱面から発生し始める点である。その後、十分に発達した核沸騰領域 (Fully Developed Nucleate Boiling (FDNB)) をへて、点 c の限界熱流束 (Critical Heat Flux (CHF)) へと到達する。管内の沸騰現象の種類については、Mudawar and Bowers⁽⁷⁾によって説明された。

Fig 1.4 に 2 種類の流動沸騰現象を示す。管内の流動沸騰は、図左のドライアウト (Dry Out) と図右の Departure from Nucleate Boiling (DNB) の二種類に分類される。ドライアウトの場合は、環状流 (Annular flow), スラッグ流 (slug flow), 気泡流 (Bubbly flow) 等と分類される。それとは別に DNB の場合は、気泡流のみで構成される。流動沸騰の分類は、流速及びサブクール度により変化すると言われている。ドライアウトは、低流速、低熱流束、低サブクール度、高 L/d (試験発熱体の全長と内径の比) により発生する。DNB は、高流速、高熱流束、高サブクール度、低 L/d により発生する。第 4 章で、細管を用いた過渡流動沸騰現象について、実験結果を示し、従来の相関式を比較し考察する。

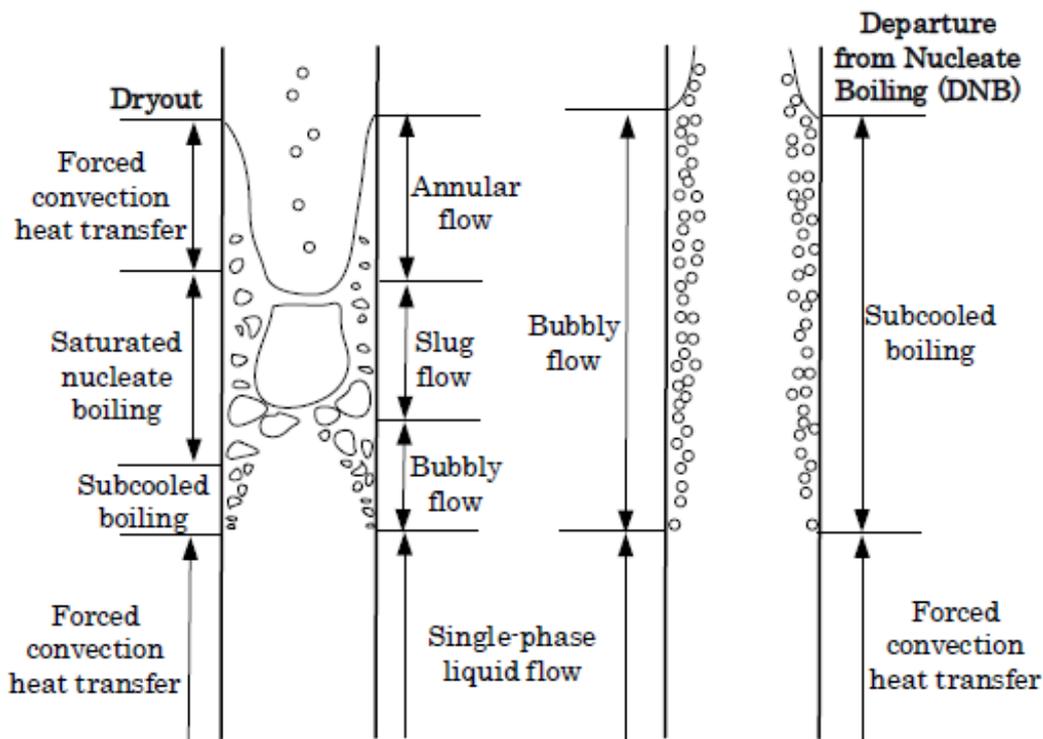


Fig 1.4 Heat transfer regions and flow patterns in a uniformly heated tube for conditions of low high mass velocity flows.⁽⁷⁾

1.2.3 限界熱流束

沸騰熱伝達で重要な値である、限界熱流束を、点cで示す。限界熱流束は熱流束の上昇により、発熱体の表面温度が上昇し焼き付き（バーンアウト）を引き起こす値であると言われている。バーンアウトは、熱交換器や冷却装置の故障を伴うため、機器の設計に非常に重要な安全運転限界である。

核融合炉のダイバータは、通常運転状態で加速度的に 10 MW/m^2 まで加熱される。これらの機器は、もしも事故が発生した場合、甚大な被害を引き起こす可

能性があり，安全運転限界点を定めることが非常に重要である．限界熱流束の値は，試験発熱体の内径，長さ，流速，サブクール度等の影響を受けると言われている．細管を用いた過渡限界熱流束について，第 5 章で実験結果を示し，従来の相関式を比較し考察する．

1.2.4 遷移領域

遷移領域 (Transition of boiling region) は Fig 1.3 の c から d の領域である．遷移領域とは，発熱体の一部を蒸気膜で覆われた状態を示し，限界熱流束から膜沸騰への変化の領域である．

1.2.5 膜沸騰領域

膜沸騰熱伝達領域 (Film boiling region) は Fig 1.3 の d から e の領域である．発熱体を完全に蒸気膜で覆われた状態で，蒸気膜から蒸気泡が発生する状態である．発熱体の表面を，蒸気膜で覆っているため発熱体の表面は，乾いた状態である．

1.3 過渡熱伝達と過渡限界熱流束

過渡熱伝達とは，急激な加熱により，発熱体の表面温度が上昇し温度変化が非定常に変化する場合を示す．発熱率が定常に加えられた場合の熱伝達を定常熱伝達，発熱率が非定常に変化した場合の熱伝達を過渡熱伝達と本論文では呼ん

でいる.

また, 本論文では, 発熱率が定常に加えられた場合の限界熱流束を定常限界熱流束, 発熱率が非定常に変化した場合の限界熱流束を過渡限界熱流束と本論文では呼んでいる. 円管内過渡熱伝達特性の解明は, 高熱流束機器の安全に冷却するため非常に重要である. また機器の故障を伴う伝熱現象の多くは, 過渡現象である. 例えば冷却ポンプの急停止などで, 冷却装置の表面の温度が急激に上昇し伝熱面が焼き付き (バーンアウト) にいたる. このような伝熱現象は, 過渡現象であると考えられる.

1.4 細管の伝熱現象

円管の内径による分類の定義^(8,9)はいくつか議論されているが, 内径の小さい円管は, ミニチャンネル(細管), マイクロチャンネル(微細管)あるいはナノチャンネル(超微細管)と便宜的に呼ばれており, 伝熱工学をはじめとし, トライボロジーや医療分野でも注目を集めている. これらは, 小型熱交換器, 電子機器の冷却, 冷凍機の蒸発器や凝縮器等に採用され始めている.

1.4.1 細管の分類

Kandlikar ら⁽⁹⁾は, 細管の種類を内径により分類している. Table.1.1 に細管の内径による分類表を示す. この分類表は, 主に気体を対象にした分類表で, 液

体の分類にも使用可能であるが、実験による解析が不十分なのでより多くの各細管内径の熱伝達実験データの蓄積が必要であると考えられる。本論文ではこの分類表の区分を使用し、内径が $200\ \mu\text{m}$ ～ $3\ \text{mm}$ の円管を細管 (Minichannels) と呼ぶこととする。

Table 1.1 Flow channel classification scheme

Convention channels	$d > 3\text{mm}$
Minichannels	$3\text{mm} \geq d > 200\mu\text{m}$
Microchannels	$200\mu\text{m} \geq d > 10\mu\text{m}$
Transitional Microchannels	$10\mu\text{m} \geq d > 1\mu\text{m}$
Transitional Nanochannels	$1\mu\text{m} \geq d > 0.1\mu\text{m}$
Nanochannels	$0.1\mu\text{m} \geq d$

1.4.2 細管を用いた対流熱伝達及び沸騰熱伝達の研究

試験発熱体に細管を用いた研究は、多くの研究者により研究されてきた。細管を用いた乱流強制対流熱伝達の研究では、Adams ら⁽¹⁰⁾により内径が、 $0.76\ \text{mm}$ と $1.09\ \text{mm}$ の細管を用い、Gnielinski ら⁽¹¹⁾の乱流強制対流相関式を基にして Adams ら⁽¹⁰⁾の相関式を導き出した。Hata ら⁽¹²⁾は、試験発熱体が $3\ \text{mm}$ から $12\ \text{mm}$ の範囲で垂直円管を用い乱流強制対流相関式を導き出した。Shibahara ら⁽¹³⁾は、試験発熱体に内径が $1\ \text{mm}$ と $2\ \text{mm}$ の垂直円管を用い乱流強制対流相関

式を導き出した。

試験発熱体に細管を用いた核沸騰開始点 (ONB) に関しては, Shibahara ら⁽¹⁴⁾は, 試験発熱体に内径 1 mm の垂直円管を用い, 核沸騰開始時の発泡音から導き出した核沸騰開始点 (ONB) と従来の核沸騰開始点の相関式と比較した。

試験発熱体に細管を用いた限界熱流束 (CHF) に関しては, Vandervort ら⁽¹⁵⁾は試験発熱体の内径が 0.33 mm から 2.67 mm の範囲で限界熱流束を実験的に調べた。Mudawar and Bowers⁽⁷⁾は, 内径が 0.41 mm から 2.54 mm で試験発熱体の長さ, 流速, 圧力, サブクール度を変化させ限界熱流束を実験的に調べた。他にも, 試験発熱体に細管を用いた研究は多くあるが, 発熱率を変化させ, 過渡熱伝達現象を実験的に調べた論文は筆者の知る限り少なく, 理論的に解釈するためには, まだ多くの実験が必要であると考えられる。

1.5 本研究の目的及び論文の構成

本研究では, 試験発熱体に材質が白金の細管を使用し, 細管内での強制対流熱伝達, 流動沸騰, 限界熱流束を実験的に研究し, 流速, 細管の内径, 発熱率上昇周期 (e-folding 時間)などの影響を明らかにする。特に細管を用いた過渡強制対流熱伝達, 過渡流動沸騰, 過渡限界熱流束に関して考察した研究論文は, 筆者の知る限り非常に少なく, 細管における発熱率上昇周期, 流速, 内径の影響は, 明

らかにされていないのが現状である。

本論文では、主に定常熱伝達、定常流動沸騰、定常限界熱流束の実験データを従来の相関式と比較し、過渡熱伝達、過渡流動沸騰、過渡限界熱流束の実験データを示し考察する。各章ごとの本論文構成について以下で説明する。

第 1 章

第 1 章では、本研究の背景、現状を説明する。対流熱伝達、沸騰曲線、流動沸騰の種類、細管の分類等についての基本的な原理を説明する。そして、本研究の目的を説明する。

第 2 章

第 2 章では、本研究の実験装置、実験方法、計測方法及び計算方法について説明する。

第 3 章

第 3 章では、細管を用いた過渡強制対流熱伝達について説明する。実験結果と、従来の乱流強制対流熱伝達の相関式との比較し、細管の内径による影響の比較のため無次元数での比較を行う。

第 4 章

第 4 章では、細管を用いた流動沸騰現象について説明する。実験結果を核沸騰開始点 (ONB) 及び十分に発達した核沸騰領域 (FDNB) に関する、従来の相

関式と比較し，過渡限界熱流束（Transient CHF）及ぶ過渡核沸騰開始点（Transient ONB）を示す．

第 5 章

第 5 章では，細管を用いた過渡限界熱流束について説明する．実験結果を過渡限界熱流束の相関式と比較する．

第 6 章

第 6 章では，本研究の第 3 章，第 4 章，第 5 章の結言をまとめ，結論を説明し，本研究の今後の方向性を述べる．

参考文献

- [1] 一般社団法人日本機学会, JSME テキストシリーズ 伝熱工学 2005 年
3 月 15 日発行 初版 丸善出版株式会社 JSME Textbook Series Heat
Transfer ISBN 978-4-88898-120-0 pp.9
- [2] 鈴木哲, 秋葉真人, 齊藤正克, 講座 核融合炉の炉内構造を理解する 2.
ダイバータの構造を理解する J. Plasma Fusion Res. Vol.82, No.10 (2006)
pp.699-706
- [3] 日本郵船 LNG 船運航研究会, LNG 船運航の ABC, 平成 27 年 5 月 28 日発
行 改訂版, 株式会社成山堂書店 ISBN 978-4-425-32151-0 pp.189-192
- [4] S. Nukiyama, The Maximum and Minimum Values of the Heat Q
Transmitted from Metal to Boiling Water Under Atmospheric Pressure,
Journal of JSME, 37 (1934), pp.367-374, (Transl.:Int. J. Heat Mass
Transfer, Vol.27 No.7 (1984), pp.959-970)
- [5] H. H. Min, K. Fukuda, Q. S. Liu, Experimental Study on Transient Boiling
transfer and Critical Heat Flux on Horizontal Vertically-Oriented Ribbon
with Different Surfaces under Atmospheric Condition, Journal of JIME,
Vol.50, No.6 (2015), pp.782-793.
- [6] H. H. Min, K. Fukuda, Q. S. Liu, Transient Boiling Critical Heat Flux on

Horizontal Vertically Oriented Ribbon Heater with Treated Surface Condition in Pool of Water, Mechanical Engineering Journal, Vol.3, No.3 (2016), 15-00438, pp.1-19

[7] I. Mudawar, and M. B. Bowers, Ultra-high critical heat flux (CHF) for subcooled water flow boiling-I: CHF data and parametric effects for small diameter tubes, International Journal of Heat and Mass Transfer, 42 (1999), pp.1405-1428.

[8] JSME Thermal Engineering Division, THERMAL ENGINEERING, TED Newsletter No,27 (1999)

[9] S. G. Kandlikar, Fundamental Issues Related to Flow Boiling in Minichannels and Microchannels, Exp. Therm Fluid Sci., 26 (2002), pp.389–407.

[10] T. Adams, S. I. Abdel-Khalik, S. M. Jeter, Z. H. Qureshi, An Experimental Investigation of Single-Phase Forced Convection in Microchannels, Int. J. Heat Mass Transfer, 41 (6–7) (1998), pp.851–857.

[11] V. Gnielinski, New Equations for Heat and Mass Transfer in Turbulent Pipe and channel Flow, International Chemical Engineering, Vol. 16, No. 2, (1996), pp.359-368.

- [12]K. Hata, and N. Noda, Turbulent Heat Transfer for Heating of Water in a Short Vertical Tube, Journal of Power and Energy Systems, 2, No.1, (2008), pp.318-329.
- [13]M.Shibahara, K. Fukuda, Q. S. Liu, K. Hata, Steady and Transient Forced Convection Heat Transfer for Water Flowing in Small Tubes with Exponentially Increasing Heat Inputs, Heat Mass Transfer ,(2016) DOI 10.1007//s00231-016-1860-z
- [14]M.Shibahara, K. Fukuda, Q. S. Liu, K. Hata, S. Masuzaki, Boiling incipience of subcooled water flowing in a narrow tube using wavelet analysis, Applied Thermal Engineering 132 (2018), pp.595-604
- [15]C. L. Vandervort, A. E. Bergles, and M. K. Jensen, An experimental study of critical heat flux in very high heat flux subcooled boiling, International Journal of Heat and Mass Transfer, 37 (1994), pp.161-173.

第2章 実験装置及び実験方法

2.1 実験装置

本研究では高熱流束強制対流熱伝達実験装置を使用した。Fig 2.1 に実験装置図を示す。Fig 2.1 の実験装置図では、左側に作動流体の純水を循環される配管概略図を示し、右側に試験発熱体の発熱及び計測のためのダブルブリッジ回路の概略図を示した。循環配管には、試験発熱部、加圧タンク、ストレージタンク、高圧循環ポンプ、加熱器、冷却器、質量流量計により主配管が構成され、他に加圧器、圧力計、温度計、イオン交換器等が設置されている。配管はステンレス鋼製で、最高使用圧力は 2 MPa である。最大流量は 200 L/min である。

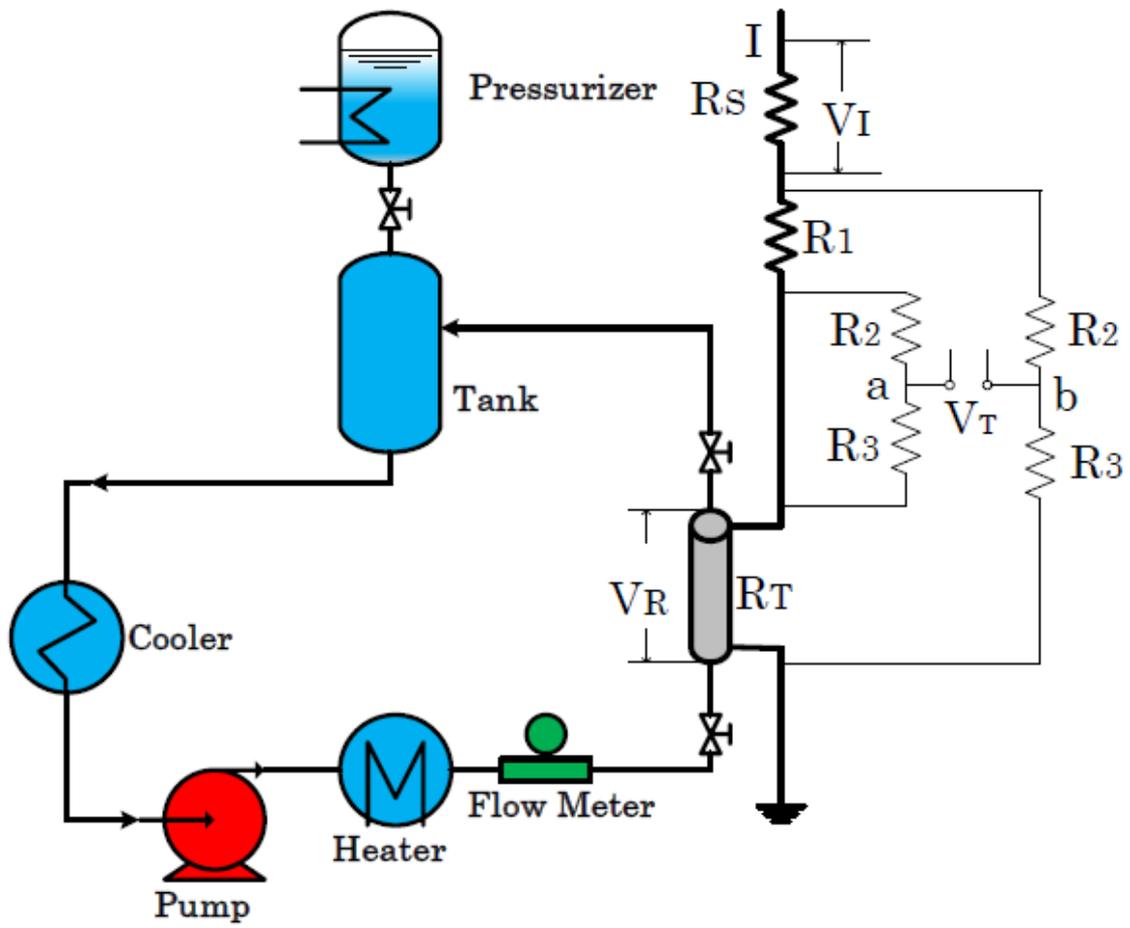


Fig 2.1 Schematic diagram of experimental apparatus

2.1.1 加圧タンク及びストレージタンク

加圧タンク及びストレージタンクは上下に配置し，加圧タンク内のヒーターの加熱により，温度に対する飽和蒸気圧を利用し系全体の圧力をコントロールしている．水位は，水面計で確認することができ，加圧タンクの上部に安全弁を備え付け，加熱することにより脱気を行うことができる．実験時は，加圧タンクの温度を上昇させ，800 kPa に昇圧し実験を行った．

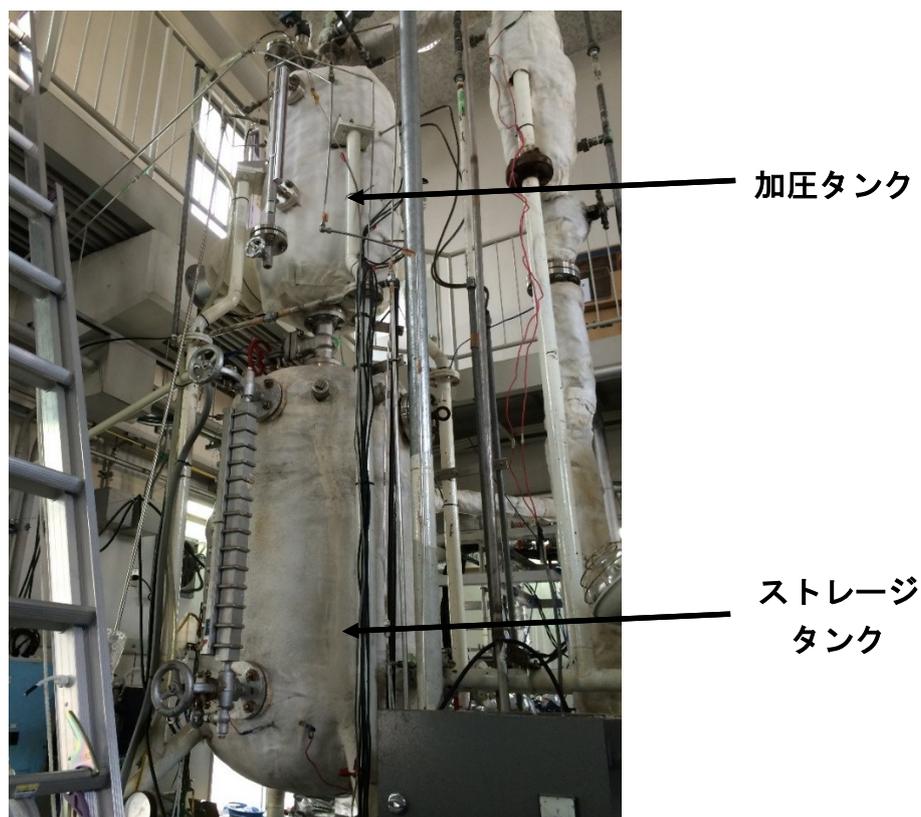


Fig 2.2 Storage tank and pressurizer

2.1.2 高圧循環ポンプ

高圧循環ポンプ (Nikkiso, VNH12-C4 C-3S7SP) は、最大流量は 200 L/min で三相交流のインバータ式流量制御により、試験発熱体への入口流速のコントロールが可能である。試験部流量 (流速) は、ポンプのインバータ制御により、流速の調整が無段階に可能である。各実験条件の流速に調整し実験を行った。



Fig 2.3 The canned-type circulation pump

2.1.3 イオン交換器

循環水は、実験開始前にイオン交換器で 30 分以上、蒸留・脱イオンされた電気伝導率 $0.2 \mu\text{S/cm}$ 以下の純水を用いている。循環水の試験部入口温度は、加熱器及び冷却器により、実験条件の値に調整されている。



Fig 2.4 Ion exchanger

2.2 試験部

Fig 2.5 に試験部を示す。試験発熱体には、内径 0.7 mm, 1.0 mm, 3.0 mm の白金試験管を用いた。試験発熱体は、Fig 2.5 の赤色の箇所を設置し、上下の Electrode（電極）から電流を流すことにより加熱した。加熱電流を供給するための銀メッキされた厚さ 5 mm の銅電極を白金供試験管の両端部の表面にアルミットで高温はんだ付けした。試験発熱体は、ベークライト板によって試験ループ配管から完全に電氣的に絶縁されている。試験発熱体は、循環水の加熱と、試験発熱体の平均温度計測を同時に行うことができる。

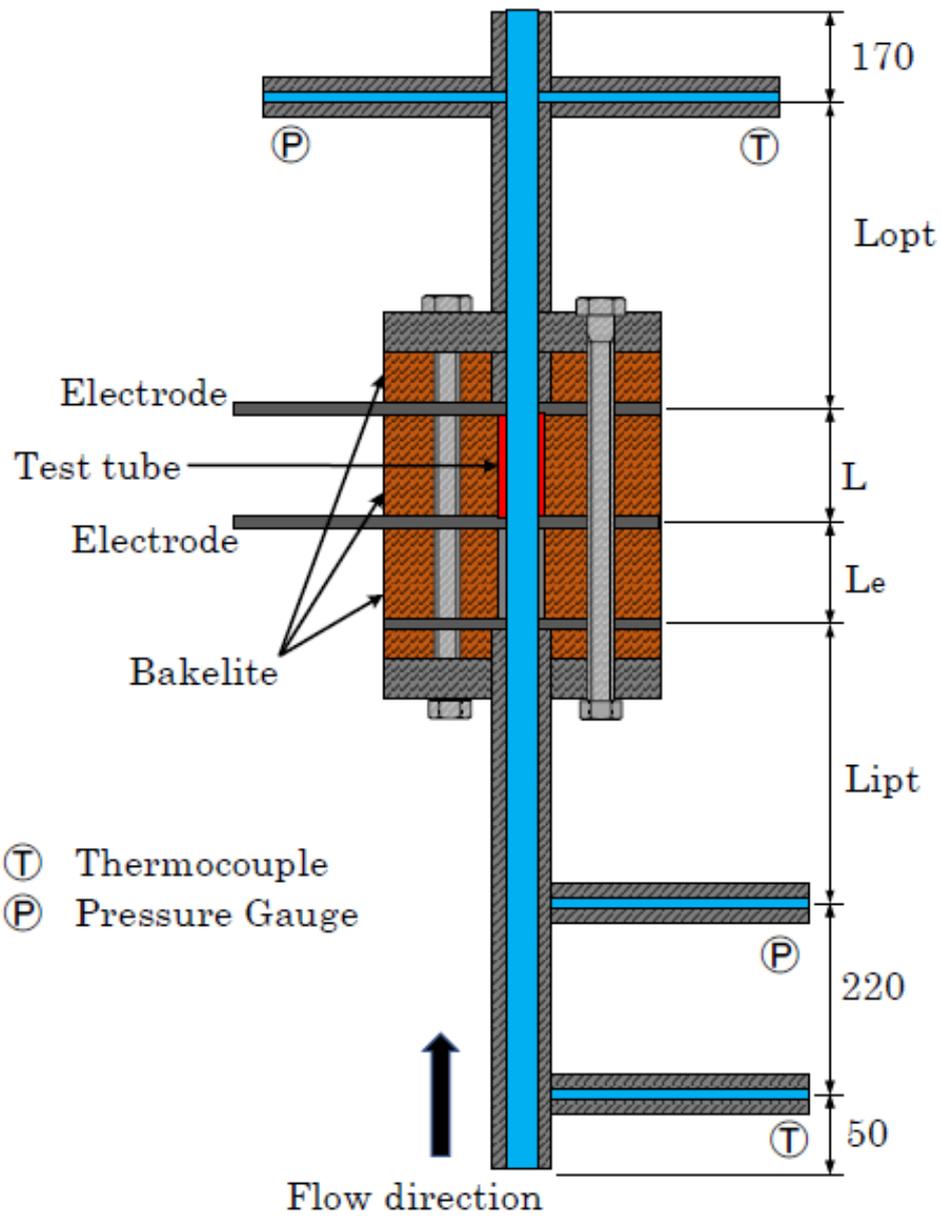


Fig 2.5 Details of the test section.

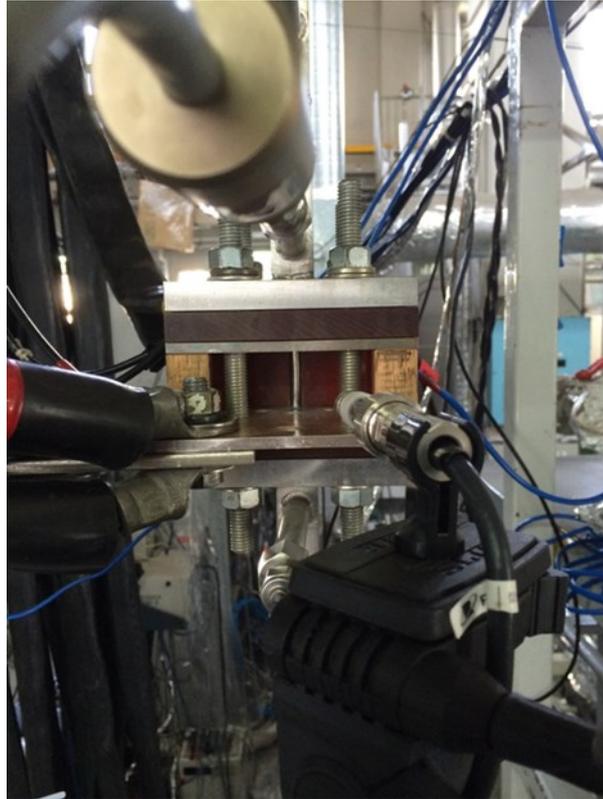


Fig 2.6 Picture of test section

2.3 実験方法

実験は、(2.1)式で示されるように、試験発熱体に時間とともに指数関数状に上昇する発熱率 \dot{Q} (W/m^3)を与え、時間経過に伴う発熱率及び発熱体平均温度 T_a (K)を計測した。なお、実験においては、試験発熱体の温度変化に対して試験発熱体の電気抵抗変化が生じるが、発熱率制御システムにより発熱率が指数関数状に上昇するようにフィードバック制御がなされている。

$$\dot{Q} = Q_o \exp\left(\frac{t}{\tau}\right) \quad (2.1)$$

ここで、 Q_o (W/m³), t (s) 及び τ (s) は、初期発熱率、時間及び発熱率上昇速度の e-folding 時間である。また、強制対流熱伝達係数 h (W/m²K) は、次式で定義される。

$$h = \frac{q}{\Delta T_L} = \frac{q}{(T_S - T_L)} \quad (2.2)$$

ここで、温度差 ΔT_L (K) は試験発熱体内表面温度 T_S (K) と混合平均温度 T_L (K) ($T_L = (T_{in} + T_{out}) / 2$) との差である。なお T_{out} は、水側の温度上昇による熱バランスと電気加熱量が等しいと仮定し算出した。

発熱体の平均温度 T_a はダブルブリッジ計測回路を用いた電気抵抗法より求めた。試験発熱体の電気抵抗と温度の関係は予め恒温槽中で精密ダブルブリッジ回路を用いて測定した。試験発熱体の電気抵抗を次の関係式で示す。

$$R_T = R_o (1 + \alpha T_a + \beta T_a^2) \quad (2.3)$$

2.4 実験データ計測・処理装置

Fig 2.7 には、実験データ計測・処理装置を示す。本実験の計測・処理装置は、汎用のパソコン、アナログ入出力器、計測用増幅器及び計算機周辺機器で構成され、全ての計測信号は、絶縁アンプで増幅後、同時サンプリング高速 A/D 変換器（変換速度 1 μ s/CH）を經由しデジタルコンピュータディスプレイに表示される。ディスプレイに表示された実験結果を解析に使用した。

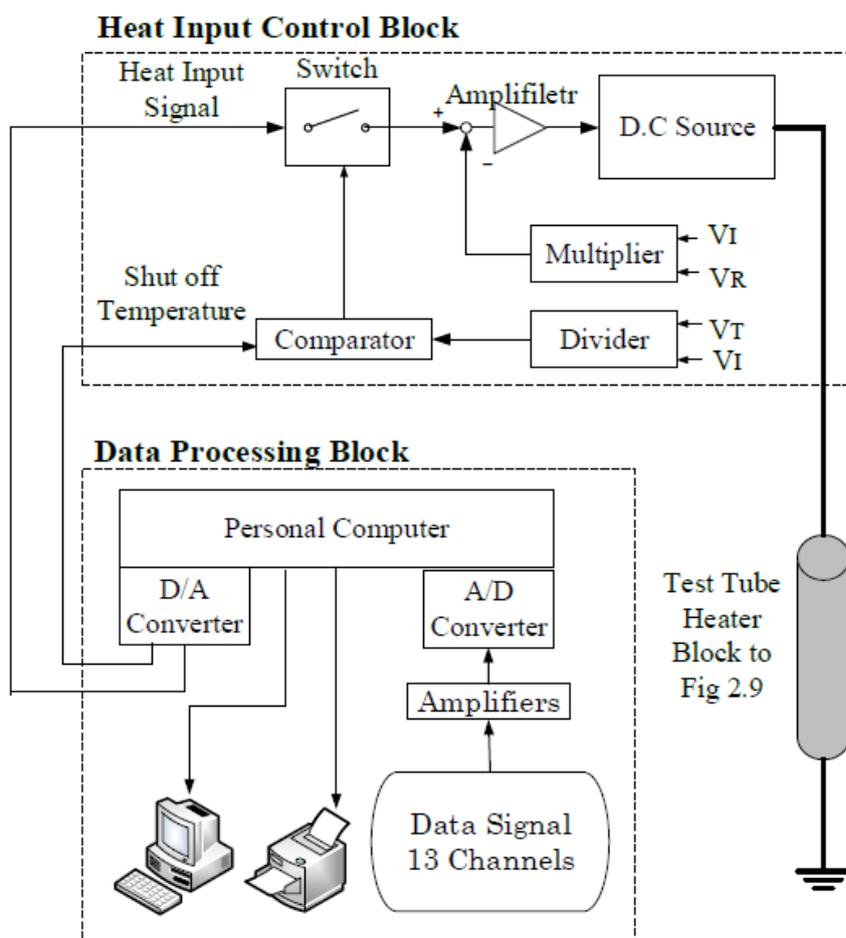


Fig 2.7 Measurement and data processing system



Fig 2.8 The measurement computer system

Fig 2.8 に実験解析用のパーソナルコンピュータ、プリンター、危急遮断用安全装置、計測用機器等の写真を示す。写真の左側がパーソナルコンピュータ機器で、写真の右側が計測機器類である。

Fig 2.9 にダブルブリッジ回路図を示す。試験発熱体は、計測に使用したダブルブリッジ回路の一部として流体の温度において電氣的平衡とした。実験を開

始し通電を開始すると試験発熱体の温度は、上昇してダブルブリッジ回路⁽¹⁾は非平衡を取った。この非平衡電圧 V_T 、発熱体両端の電圧 V_R 、電流計測用標準抵抗 R_S の出力電圧 V_I は、直流増幅器により十分に増幅後、A/D 変換器を經由して、パーソナルコンピュータにデジタルの値として取り込みデータ処理した。非平衡電圧 V_T はオームの法則より次式で与えられる。

$$V_T = \frac{I(R_T \times R_2 - R_1 \times R_3)}{R_3 + R_2} \quad (2.4)$$

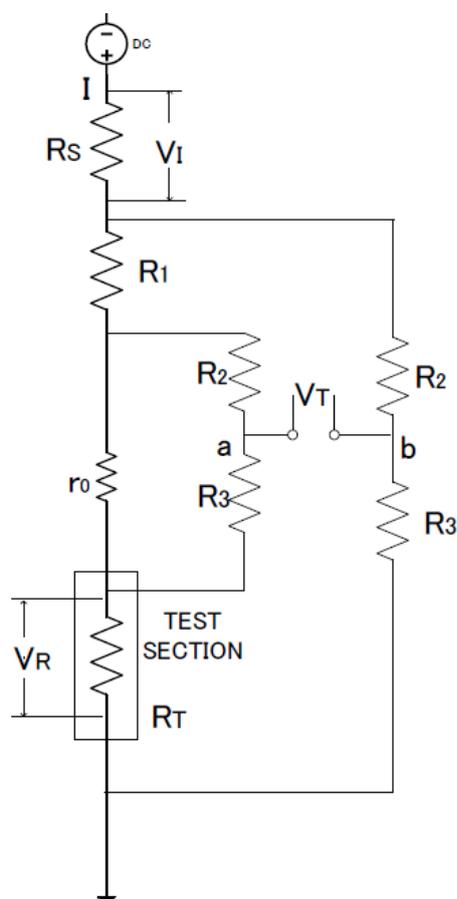


Fig 2.9 Double bridge circuit

本実験では、この非平衡電圧 V_T を計測し、次式から試験発熱体の電気抵抗 R_T を求めた。

$$R_T = \frac{R_1 R_3 + \frac{V_T}{I}(R_3 + R_2)}{R_2} \quad (2.5)$$

ここで、 R_1 , R_2 , R_3 は、ダブルブリッジ回路における電気抵抗であり、 I は電流である。試験発熱体の平均温度は、この抵抗とあらかじめ恒温槽で校正しておいた抵抗と温度の関係から算出する。試験発熱体の発熱量 \dot{Q} は次式から求められる。

$$\dot{Q} = V_R \frac{V_I}{R_S} \quad (2.6)$$

試験発熱体の熱流束 q (W/m^2) は試験発熱体の熱バランスより次式で求められる。

$$q = \frac{V}{S} \left(\dot{Q} - \rho c \frac{dT_a}{dt} \right) \quad (2.7)$$

ここで、 ρ (kg/m^3)、 c ($\text{J}/\text{kg}\cdot\text{K}$)、 V (m^3)、 S (m^2)、及び T_a (K) は、それぞれ試験発熱体の密度、比熱、体積、円管内側表面積及び試験発熱体の平均温度である。

試験発熱体の平均内側表面温度 T_s は下記の非定常熱伝導方程式より試験発熱体の平均温度 T_a と，試験発熱体の発熱率 \dot{Q} から計算される．すべての試験発熱体の内側表面温度の計算は PHOENICS code⁽²⁾により行った．

$$\rho c \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \lambda \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial \theta} \right) + \dot{Q} \quad (2.8)$$

ここで，境界条件は

$$q = -\lambda \frac{\partial T}{\partial r} \Big|_{r=r_i} \quad (2.9)$$

$$\frac{\partial T}{\partial r} \Big|_{r=r_o} = 0 \quad (2.10)$$

一方，定常熱伝達の場合，下記の定常熱伝導方程式を用いた．

$$\frac{d^2 T}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{dT}{dr} + \frac{\dot{Q}}{\lambda} = 0 \quad (2.11)$$

$$T(r) = -\frac{\dot{Q} r^2}{4\lambda} + \frac{\dot{Q} r_o^2}{2\lambda} \ln r + C \quad (2.12)$$

$$T_a = \frac{1}{\pi(r_o^2 - r_i^2)} \int_{r_i}^{r_o} 2\pi r T(r) dr \quad (2.13)$$

ここで、境界条件は

$$q = -\lambda \frac{dT}{dr} \Big|_{r=r_i} = \frac{(r_o^2 - r_i^2)\dot{Q}}{2r_i} \quad (2.14)$$

$$\frac{dT}{dr} \Big|_{r=r_o} = 0 \quad (2.15)$$

これを用いて、試験発熱体の内側表面温度及び外側表面温度を求めた。

$$T_S = T_{(r_i)} = T_a - \frac{qr_i}{4(r_o^2 - r_i^2)^2\lambda} \times \left[4r_o^2 \left\{ r_o^2 \left(\ln r_o - \frac{1}{2} \right) - r_i^2 \left(\ln r_i - \frac{1}{2} \right) \right\} - (r_o^4 - r_i^4) \right] \\ - \frac{qr_i}{2(r_o^2 - r_i^2)\lambda} (r_i^2 - 2r_o^2 \ln r_i) \quad (2.16)$$

$$T_{So} = T_{(r_o)} = T_a - \frac{qr_i}{4(r_o^2 - r_i^2)^2\lambda} \times \left[4r_o^2 \left\{ r_o^2 \left(\ln r_o - \frac{1}{2} \right) - r_i^2 \left(\ln r_i - \frac{1}{2} \right) \right\} - (r_o^4 - r_i^4) \right] \\ - \frac{qr_i r_o^2}{2(r_o^2 - r_i^2)\lambda} (1 - 2 \ln r_o) \quad (2.17)$$

$$C = T_a - \frac{qr_i}{4(r_o^2 - r_i^2)^2\lambda} \times \left[4r_o^2 \left\{ r_o^2 \left(\ln r_o - \frac{1}{2} \right) - r_i^2 \left(\ln r_i - \frac{1}{2} \right) \right\} - (r_o^4 - r_i^4) \right] \quad (2.18)$$

ここで、 T_S (K)、 T_{So} (K)、 λ (W/m·K)、 r_i (m)、 r_o (m)は、試験発熱体内側表面温度、試験発熱体外側表面温度、熱伝導率、試験発熱体の内径及び外径とする。

参考文献

- [1] K. Hata, N. Kai, Y. Shirai, S. Masuzaki, Transient Turbulent Heat Transfer for Heating of Water in a Short Vertical Tube, *Journal of Power and Energy Systems*, 5, No.3 (2011), pp.414-428.
- [2] D. B. Spalding, *The PHOENICS Beginner's Guide*, (1991), CHAM Ltd, London, United Kingdom.

第3章 細管を用いた過渡強制対流熱伝達

3.1 細管を用いた強制対流熱伝達について

船用機器の水管ボイラ，冷凍機及び冷房装置の蒸発器やクーラー，ディーゼルエンジンの各クーラー，油圧機器のクーラー，高性能コンピューターをはじめとする各電子機器の冷却には，円管が多く用いられている．多くの冷却装置の熱媒体には取り扱いが安易な冷却水（海水・清水）が多く採用されている．他に，核融合炉のダイバータ部^①にも円管の内部に伝熱促進のため，ねじれテープを挿入したスワール冷却管の採用が，計画され冷却用熱媒体には水が計画されている．円管の単相流強制対流熱伝達に関する研究論文は多数あり，Dittus and Boelter^②の平滑円管に対する熱伝達相関式が著名である．

近年の金属加工技術の向上により熱交換器は小型化，高性能化が著しい．内径の小さい円管は，ミニチャンネル(細管)，マイクロチャンネル(微細管)あるいはナノチャンネル(超微細管)と便宜的に呼ばれており，伝熱工学をはじめとし，トライボロジーや医療分野でも注目を集めている．これらは，小型熱交換器，電子機器の冷却，冷凍機の蒸発器や凝縮器等に採用されている．細管を利用した熱交換器の伝熱現象を理解するためには，細管内径が熱伝達に及ぼす影響を把握する必要がある．特に，内径 3 mm 以下の円管では従来^(2, 3, 4, 5)の熱伝達相関式と

は異なる熱伝達特性を示すことが過去の研究か解明されている。細管を使用した研究成果では、Adams ら⁽⁶⁾は、レイノルズ数 3200～23000 の範囲で内径が 0.76 mm と 1.09 mm の細管を用い、単相流の水の伝熱実験を行った。熱伝達係数は増加するが、圧力損失が大きくなるため、熱伝達係数の増加と圧力損失のバランスが重要であることを報告している。

3.2 過渡強制対流熱伝達について

過渡熱伝達に関する研究論文として、Sparrow and Siegel⁽⁷⁾が、円管内の過渡層流熱伝達に関して熱流束をステップ状に変化させ解析し報告した。Siegel⁽⁸⁾は、平行板流路について調べ、スラグ流れ状態の仮定が、考慮されたシステムの本質的な物理的挙動を明らかにしたが、数値解析結果は幾分誤差があった。Fakoor ら^(9,10)は、円管内の層流強制対流熱伝達を加熱時間ごとの熱流束を調べ、無次元の空間と時間の関数として、非定常ヌセルト数を与える過渡的な熱応答を予測するための実験データと分析方法を開発し、過渡熱伝達時のヌセルト数とフーリエ数を報告した。Kataoka ら⁽¹¹⁾は、発熱体に沿う水の流れの過渡熱伝達現象について、指数関数状に加熱する円柱発熱体に関して調べた。Liu ら^(12, 13, 14, 15)は、ヘリウムガスに関する過渡熱伝達に関して、平板とねじれ板に関して調べた。Hata ら⁽¹⁶⁾は、内径 3 mm と 6 mm の垂直円管における水の過渡熱伝達

を実験的に調べた。

Shibahara ら⁽¹⁷⁾は、試験発熱体に内径が 1 mm と 2 mm の垂直円管を使用した、レイノルズ数が 4770～91600 の定常及び過渡強制対流熱伝達について実験的に調べ、各内径に対する定常強制対流熱伝達の相関式を導き出した。

それ以外にも過渡熱伝達に関する論文は多数あるが、細管 (3 mm 以下) 内の单相流に関する過渡熱伝達を考察した論文は、筆者の知る限り非常に少なく、発熱率上昇速度及び流速の影響は、詳細に明らかにされていないのが現状である。本研究では、内径 0.7 mm, 1.0 mm, 3.0 mm の細管を試験発熱体に用い、過渡強制対流熱伝達に関して実験的に計測し考察する。

3.3 実験条件

実験条件を Table.3.1 に示す.

Table.3.1 Experimental conditions

Heater Material	Platinum
Fluid	Pure Water
Inner Diameter	0.7 mm, 1.0 mm, 3.0 mm
Heated Length	12.0 mm, 40.9 mm, 32.7 mm
Flow Velocity	2.5~7.5 m/s
Inlet Pressure	645~858 kPa
Inlet temperature	300~357 K
e-folding time	33 ms~33 s

3.4 各 e-folding 時間に対する発熱量の変化

Fig 3.1 は, 種々の e-folding 時間における発熱率 \dot{Q} を示す. Fig 3.2 は, 種々の e-folding 時間における熱流束 q を示す. Fig 3.3 は, 種々の e-folding 時間における試験発熱体表面温度 T_S を示す. Fig 3.1 – 3.3 の図は, e-folding 時間が 100 ms の場合, 指数関数状の発熱率, 熱流束, 試験発熱体表面温度の上昇が早

く、e-folding 時間が 2 s の場合、指数関数状の発熱率、熱流束、試験発熱体表面温度の上昇が遅いことが解る。本研究では、e-folding 時間を変化させることにより、定常熱伝達及び過渡熱伝達を変化させ実験した。

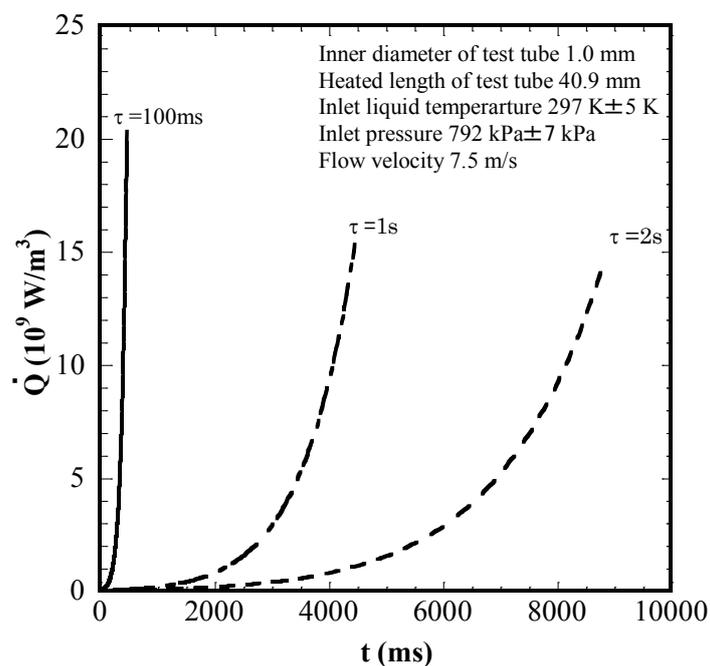


Fig 3.1 Typical changes of heat generation rate \dot{Q} with the passage of time at various e-folding times

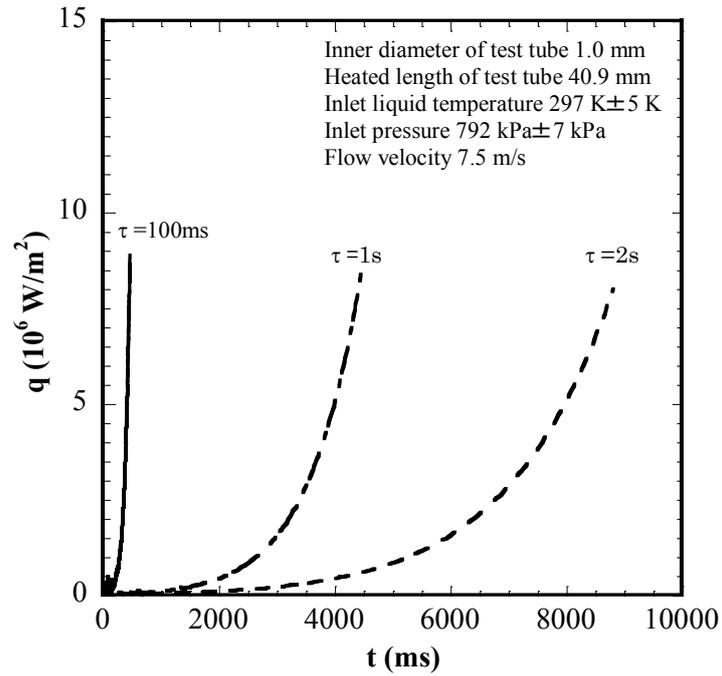


Fig 3.2 Typical changes of heat flux q with the passage of time at various e-folding times

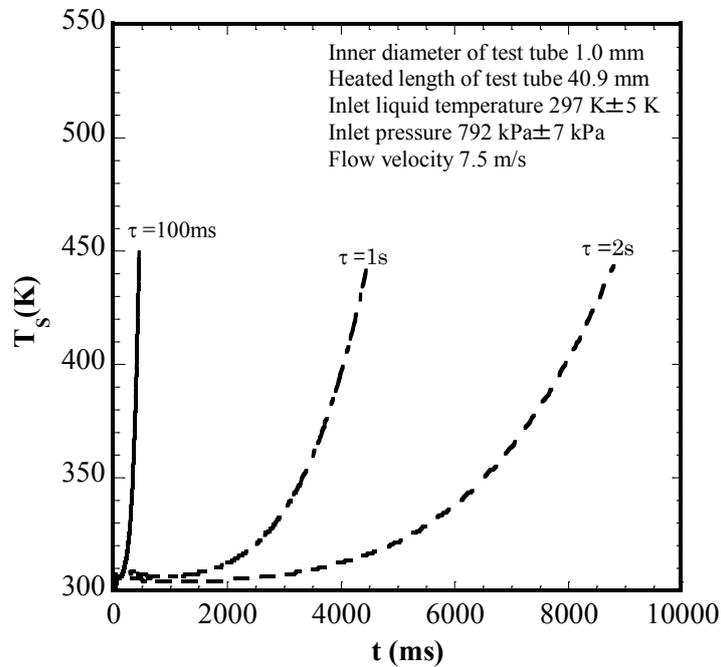


Fig 3.3 Typical changes of inner surface temperature T_s with the passage of time at various e-folding times

3.5 発熱率・熱流束・試験発熱体表面温度の関係

Fig 3.4 は、発熱率 \dot{Q} 、熱流束 q 、発熱体表面温度 T_s 、と時間 t 、との関係を示す。試験部内径 d は 1.0 mm、試験発熱体の長さは 40.9 mm、流速は 6.8 m/s、e-folding 時間は 917 ms、試験部入口圧力は 794 kPa、試験部入口温度は 301 K である。時間の経過に対して、発熱率、熱流束、及び発熱体内表面温度が指数関数状に上昇していることが解る。試験部の発熱率の上昇速度を変化させることにより、定常熱伝達、過渡熱伝達特性を考察することができる。

Fig 3.5 に熱流束 q 、試験発熱体温度差 ΔT_L 及び強制対流熱伝達係数 h (ΔT_L が 20 K 以上の範囲) の時間 t との関係を示す。試験部内径 d は 1.0 mm、試験発熱体の長さは 40.9 mm、流速は 7.6 m/s、e-folding 時間 τ は 10 s、試験部入口圧力は 794 kPa、試験部入口温度は 301 K である。熱流束 q の上昇に対して、試験発熱体温度差 ΔT_L は、指数関数状に上昇しているが、熱伝達係数 h は少しの上昇となっていることが解る。

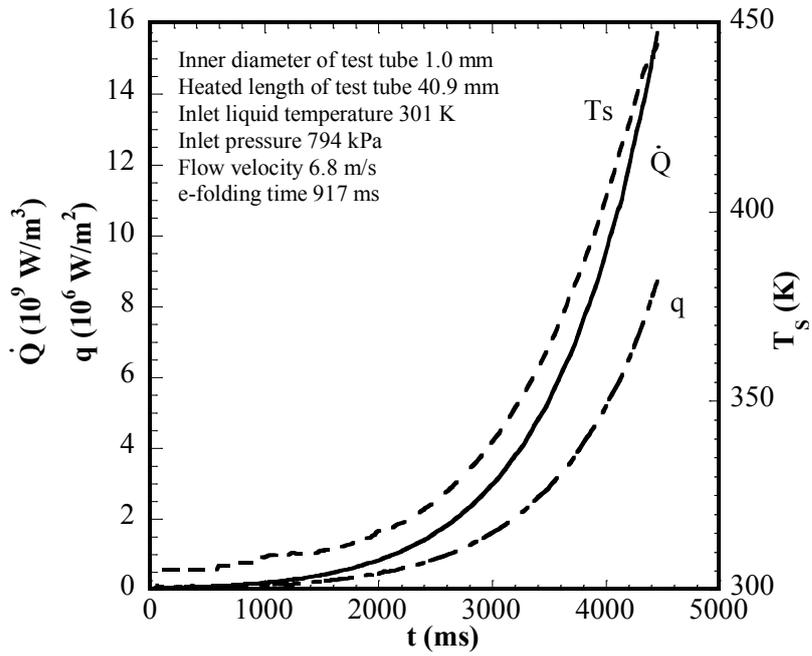


Fig 3.4 Typical changes of heat flux q , heat generation rate \dot{Q} , and inner surface temperature of test tube T_s , with passage of time

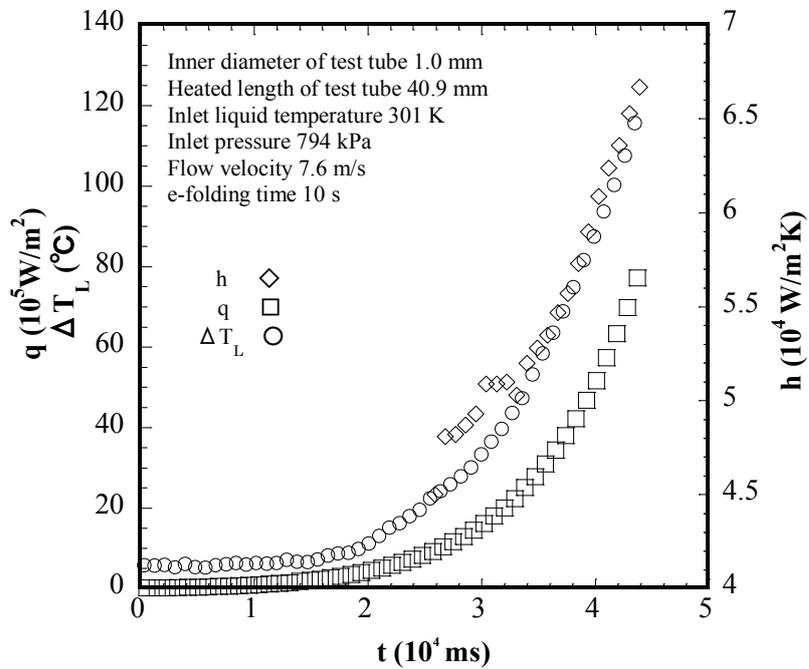


Fig 3.5 Typical changes of heat transfer coefficient h , heat flux q , ΔT_L , with passage of time

3.6 従来の乱流強制対流相関式との比較

Fig 3.6 と Fig 3.7 は、熱流束 q と試験発熱体温度差 ΔT_L との関係を示す。実験結果は図中の実線で示す。従来の相関式は比較のため、同図に示している。各相関式の作動流体の物性値は混合平均温度 T_L から算出し、そして、無次元数のレイノルズ数 Re 、ヌセルト数 Nu 、及びプラントル数 Pr を算出した。各無次元数の計算式を下記に示し説明する。

レイノルズ数

$$Re = \frac{\rho u d}{\mu} \quad (3.1)$$

ここで、 ρ 、 u 、 d 、 μ は、密度 (kg/m^3)、流速 (m/s)、試験発熱体内径 (m)、粘性係数 (Ns/m^2) である。レイノルズ数は、乱流や層流の領域分類に利用される無次元数である。

ヌセルト数

$$Nu = \frac{hd}{\lambda} \quad (3.2)$$

ここで、 h 、 d 、 λ は、熱伝達係数 ($\text{W/m}^2\text{K}$)、試験発熱体内径 (m)、熱伝導率 (W/mK) である。ヌセルト数は、対流による熱伝達と流体の熱伝導の比率を示す無次元数である。

プラントル数

$$Pr = \frac{c\mu}{\lambda} \quad (3.3)$$

ここで、 c 、 μ 、は、比熱 (J/kg K)、粘性係数 (Ns/m²)である。プラントル数は、熱伝導に関する物性値の無次元数である。

従来 of 熱伝達相関式を下記に示す。

Dittus and Boelter⁽²⁾

$$Nu_d = 0.023Re_d^{0.8}Pr^{0.4} \quad (3.4)$$

Hata and Noda⁽³⁾

$$Nu_d = 0.02Re_d^{0.85}Pr^{0.4} \left(\frac{L}{d}\right)^{-0.08} \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.14} \quad (3.5)$$

- Inner Diameter : 3~9 mm
- Flow Velocity : 4~21 m/s

Petukhov⁽⁴⁾

$$Nu_d = \frac{(f/2)Re_dPr}{1.07+12.7(f/2)^{1/2}(Pr^{2/3}-1)} \quad (3.6)$$

$$f = (3.64 \log_{10} Re_d - 3.28)^{-2}$$

Gnielinski⁽⁵⁾

$$Nu_d = \frac{(f/2)(Re_d-1000)Pr}{1+12.7(f/2)^{1/2}(Pr^{2/3}-1)} \quad (3.7)$$

$$\cdot 2300 < Re < 5 \times 10^6$$

Adams⁽⁶⁾

$$Nu = Nu_{Gn} \left(1 + CRe \left(1 - \frac{D}{D_o} \right)^2 \right) \quad (3.8)$$

$$\cdot Nu_{Gn} = \text{Gnielinski correlation}$$

$$\cdot C = 7.6 \times 10^{-5}, D_o = 1.164 \text{ mm}$$

Fig 3.6 は、試験部内径が 1.0 mm、流速が 6.8 m/s、e-folding 時間が 917 ms、試験部入口圧力が 794 kPa、試験部入口温度が 301 K の場合の熱流束と ΔT_L との関係を示す。図に示すように、 ΔT_L の上昇に対して熱流束 q の上昇は各相関式より高いことが解る。実験結果の ΔT_L が 50 K で熱流束 q の値は、Dittus and Boelter⁽²⁾ の相関式より約 34% 高い値を示し、 ΔT_L が 100 K で熱流束 q が約 45% 高い値を示した。熱流束 q が Dittus and Boelter⁽²⁾ の相関式より高い値を示す理由は、内径 1.0 mm の細い内管を使用することにより、対流熱伝達が促進されたからだと考えられる。理由の 1 つとして、細管試験部表面に隣接する熱伝導境界層の影響が、顕著になったと見られ、熱流束が高い値を示したと考えられる。

Fig 3.7 は、試験部内径が 0.7 mm、流速が 6.6 m/s、e-folding 時間が 941 ms、試験部入口圧力 818 kPa、試験部入口温度が 310 K の場合の熱流束と ΔT_L との関係を示す。 ΔT_L の上昇に対して熱流束 q の上昇は各強制対流相関式より非常

に高いことが判明した。実験結果より、 ΔT_L が 50 K の場合、熱流束 q の値は、Dittus and Boelter⁽²⁾の相関式より約 70%高い値を示し、 ΔT_L が 100 K の場合、熱流束 q は約 86%高い値を示した。これらの実験結果は、試験発熱体の内径が 0.7 mm と従来の研究 (3 mm 以上) より細くなったことにより、細管試験部表面に隣接する熱伝導境界層の影響が、内径が 1mm の場合より顕著になったと見られ、熱流束が高い値を示したと考えられる。また、試験発熱体の長さが 12 mm で Ld (試験発熱体長さ L と試験発熱体内径 d の比) が 17.1 である。以上から内径が細い程、従来の強制対流熱伝達相関式より熱流束が高くなることが推測される。

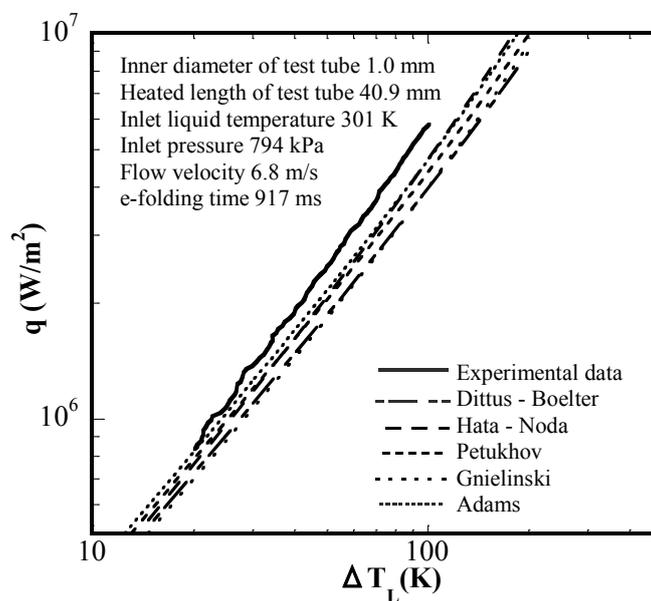


Fig 3.6 Comparison between forced convection data and the previous correlation of forced convection heat transfer (1.0 mm)

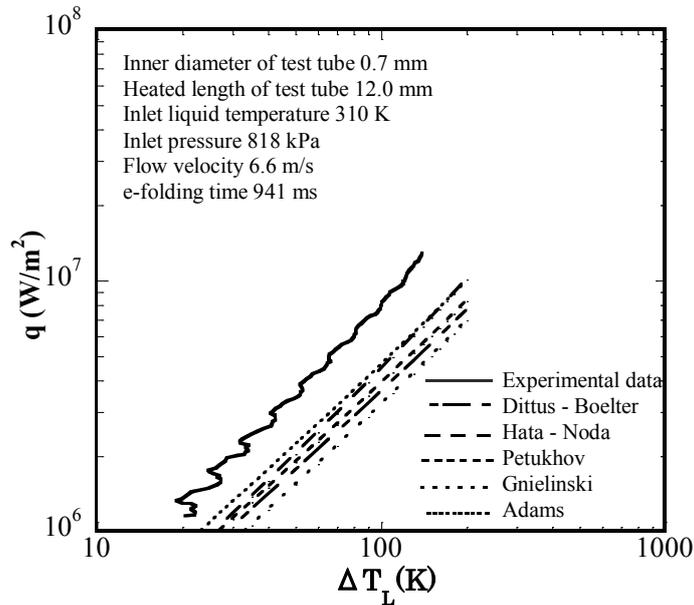


Fig 3.7 Comparison between forced convection data and the previous correlation of forced convection heat transfer (0.7 mm)

3.7 乱流強制対流熱伝達の過渡熱伝達

Fig 3.8 - 3.10 は、熱伝達係数 h と e-folding 時間 τ との関係を示す。Fig 3.8 は、試験発熱体入口温度が 318~321 K、流速が 2.5 m/s、試験部内径が 1.0 mm、各 e-folding 時間における熱伝達係数を示す。 ΔT_L は 30 K、40 K、50 K、60 K である。Fig 3.8 に示すように、 ΔT_L が大きくなるほど熱伝達係数が大きな値を示す。また、 e-folding 時間が 2 s より短くなるに伴い、熱伝達係数が大きくなる傾向を示した。これは、温度境界層が薄く、発熱体のごく近傍における伝導伝熱が支配するようになったためと考えられる。この現象は、 ΔT_L ごとの差は少な

く、同様の傾向である。この結果より、e-folding 時間が約 2 s より短い領域の熱伝達を過渡熱伝達と呼び、約 2 s 以上の一定の値に漸近する領域を準定常熱伝達と定義する。

Fig 3.9 は、試験部内径が 1.0 mm の場合における、熱伝達係数に及ぼす発熱率上昇速度の影響を各流速に対して示す。入口温度は 319~327 K である。e-folding 時間が 2 s 以上の準定常熱伝達領域における熱伝達係数は、流速が 7.5 m/s で約 6.9×10^4 W/m²K, 5.0 m/s で約 5.3×10^4 W/m²K, 2.5 m/s で約 3.1×10^4 W/m²K となった。流速が 7.5 m/s の場合、e-folding 時間が大きい場合と小さい場合との熱伝達係数の変化率は、少ないが、流速が 5.0 m/s の場合、e-folding 時間が大きい場合と小さい場合との熱伝達係数の変化率は約 15%熱伝達係数が上昇した。流速が 2.5 m/s の場合、e-folding 時間が大きい場合と小さい場合との熱伝達係数の変化率は約 53 %熱伝達係数が上昇した。

Fig 3.10 は、内径が 0.7 mm の場合における、熱伝達係数に及ぼす発熱率上昇速度の影響を各流速に対して示す。入口温度は 300~314 K である。試験部内径 1.0 mm の場合と比較すると、各流速に対する熱伝達係数が高いことが解る。準定常熱伝達領域での熱伝達係数は、流速が 7.5 m/s で約 8.0×10^4 W/m²K, 5.0 m/s で約 7.3×10^4 W/m²K, 2.5 m/s で約 4.5×10^4 W/m²K となった。

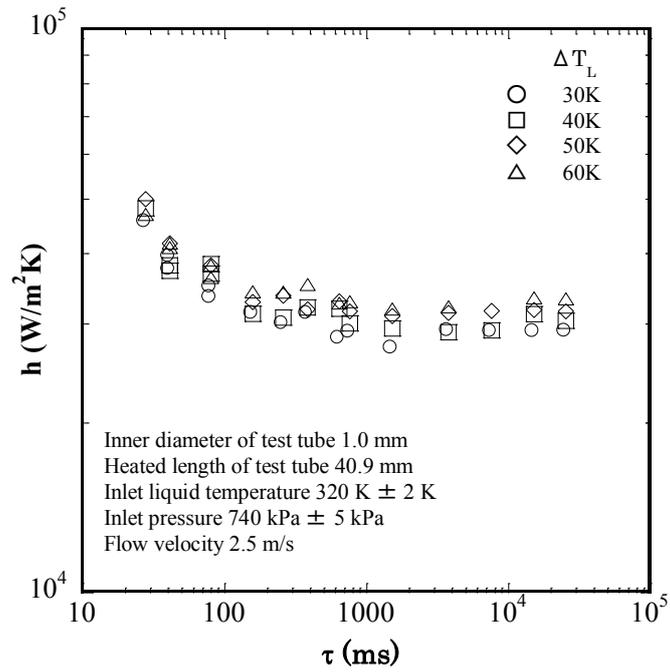


Fig 3.8 Heat transfer coefficient at various e-folding time ($d=1$ mm)

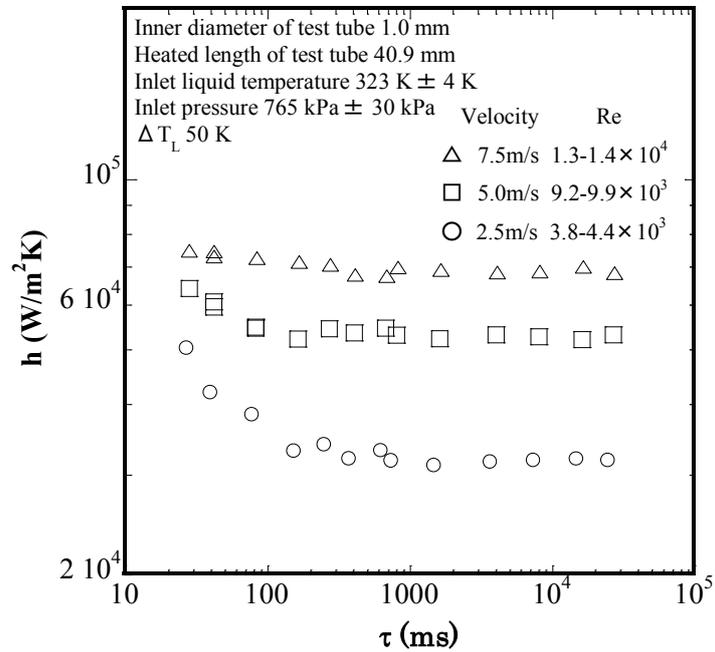


Fig 3.9 Heat transfer coefficient at various e-folding time ($d=1$ mm)

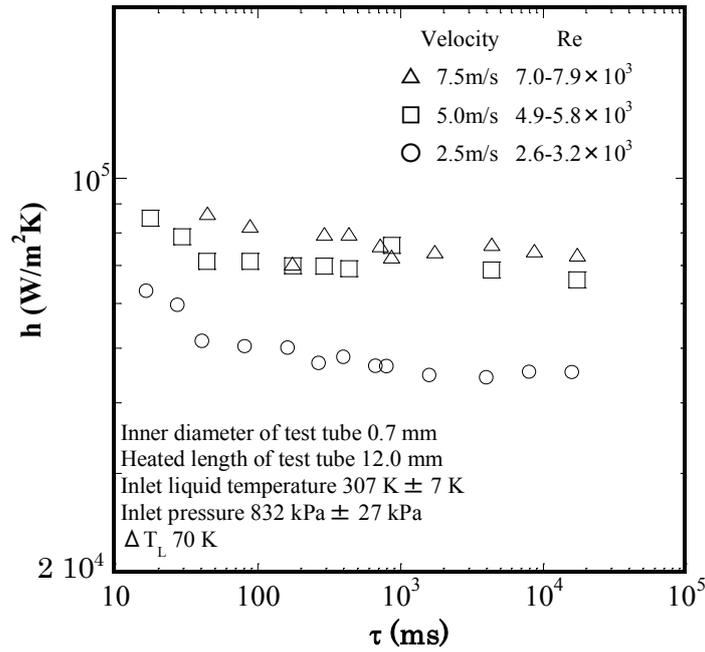


Fig 3.10 Heat transfer coefficient at various e-folding time (d=0.7 mm)

3.8 定常ヌセルト数と非定常ヌセルト数

試験部の内径及び e-folding 時間が異なる各実験結果を比較するため、下記のフーリエ数 Fo を用い実験データの考察を行った。

$$Fo = \frac{a\tau}{d^2} \quad (3.9)$$

ここで、 a , τ , d は、熱拡散係数 (m²/s), e-folding 時間 (s), 試験発熱部内径 (m) である。

Fig 3.11 は、試験部内径が 1.0 mm の場合におけるレイノルズ数 Re をパラメータとした、ヌセルト数 Nu とフーリエ数 Fo の関係を示す。Fig 3.11 に示すように、レイノルズ数が高い場合、ヌセルト数は高く、レイノルズ数が低い場合、ヌセルト数は低くなる。フーリエ数の低い領域では、フーリエ数が小さくなるほどヌセルト数の上昇傾向が見られる。この傾向は、レイノルズ数が小さいほど大きくなることが解る。

Fig 3.12 は、試験部内径が 0.7 mm の場合におけるヌセルト数とフーリエ数の関係を示す。フーリエ数が 0.1 近傍より小さくなるにつれ、ヌセルト数が上昇することが見られる。フーリエ数が 0.1 近傍より高い領域ではほぼ一定である。

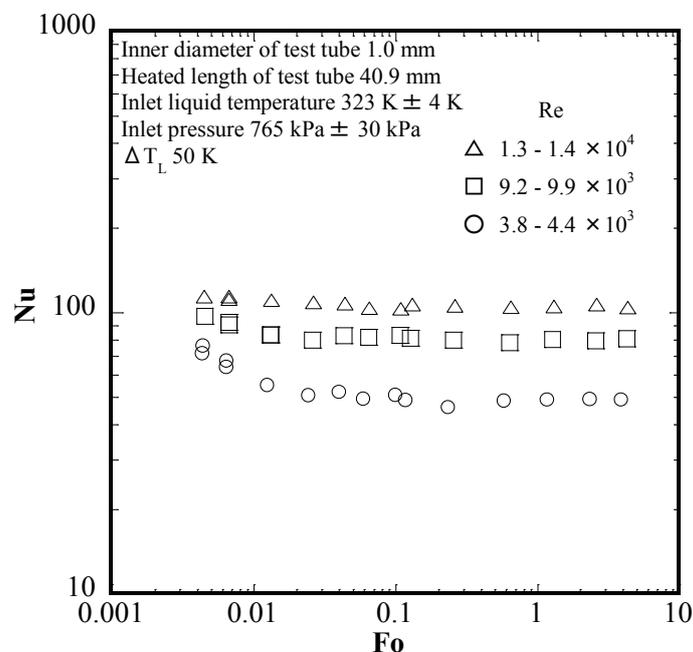


Fig 3.11 Nusselt number at various Fourier number and Reynolds numbers

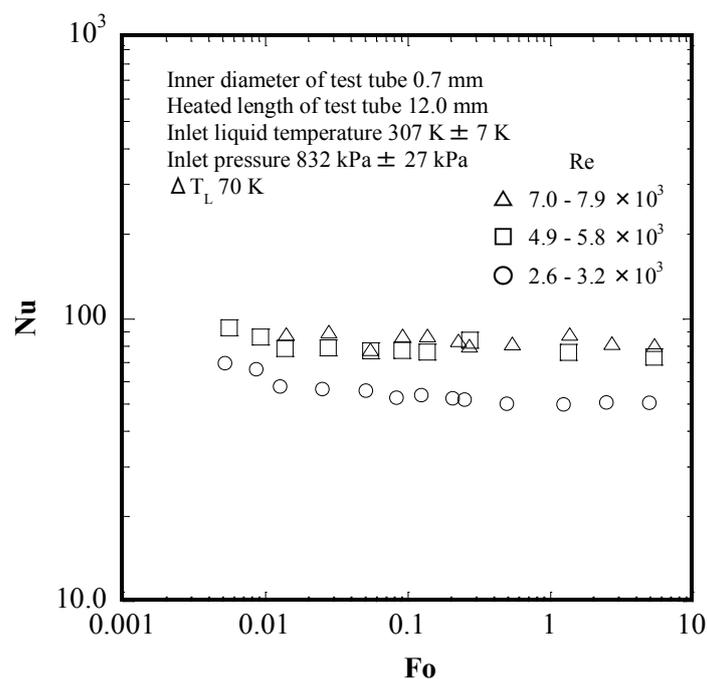


Fig 3.12 Nusselt number at various Fourier number and Reynolds numbers

Fig 3.13 は、種々の試験部円管内径における非定常ヌセルト数 Nu と定常ヌセルト数 Nu_{st} の比と、フーリエ数の関係について各流速をパラメータとし示した。流速が 7.5 m/s と流速が 2.5 m/s の場合を比較した場合、流速が 2.5 m/s の方が、フーリエ数 Fo の低下に伴う、非定常ヌセルト数 Nu と定常ヌセルト数 Nu_{st} の比の上昇率が高いことが解る。この事から、非定常ヌセルト数の上昇は、流速が遅くなるほど高くなることが解る。

Fig 3.14 と Fig 3.15 は、種々の試験部円管内径における非定常ヌセルト数 Nu と定常ヌセルト数 Nu_{st} の比と、フーリエ数の関係を示した。Fig 3.14 は流速が

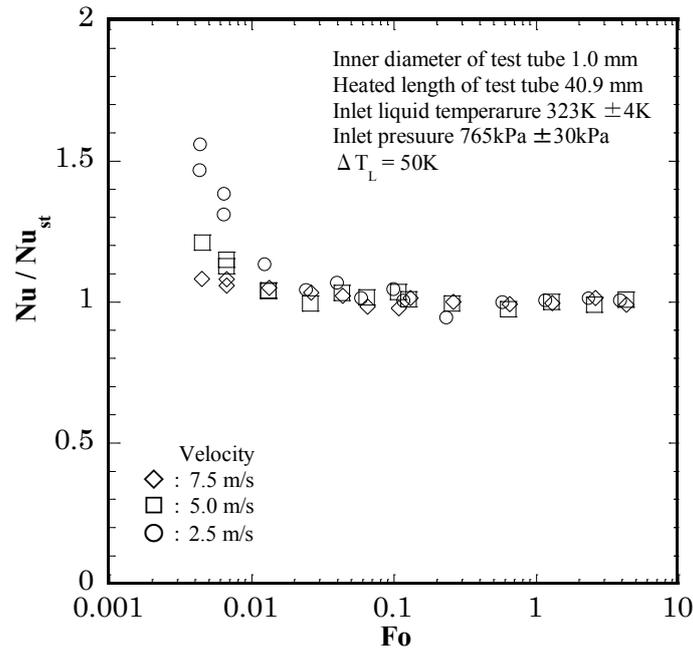


Fig 3.13 Ratios of Nu and Nu_{st} at various flow velocities

5.0 m/s の場合で、Fig 3.15 は流速が 2.5 m/s の場合である。試験発熱体の内径が 0.7 mm の場合、非定常ヌセルト数と定常ヌセルト数との比の上昇率が他の直径の場合と比較して大きくなっていることが解る。また、試験発熱体の内径が 3.0 mm の場合、非定常ヌセルト数と定常ヌセルト数との比の上昇率が他の直径の場合と比較して少ないことが解る。このことから、流速が同じでは、試験発熱体の内径が小さいほうが、フーリエ数の低下に対する、ヌセルト数の上昇率が大きいことが解る。

また試験発熱体の内径が、3.0 mm の場合は、従来の強制対流伝熱相関式に近い実験データを得ることができたが、試験発熱体の内径が、1.0 mm 0.7mm と

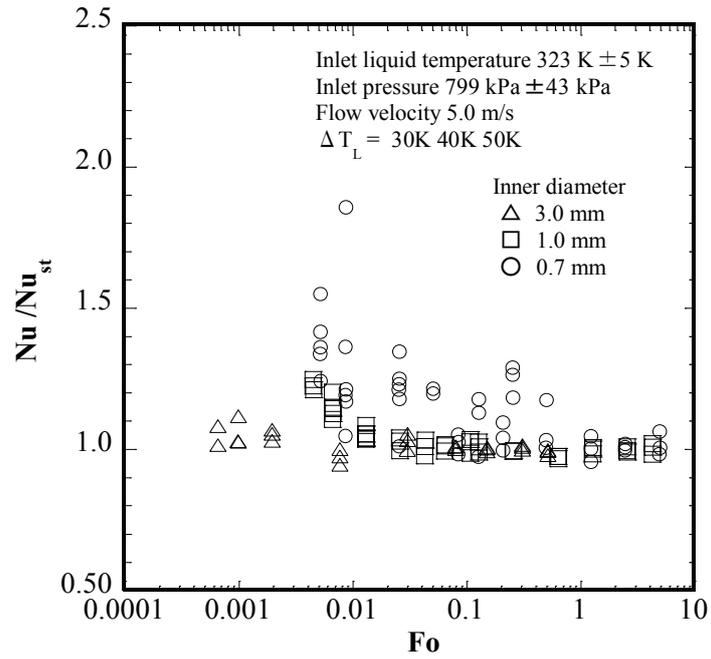


Fig 3.14 Ratios of Nu and Nu_{st} at various diameters (5.0 m/s)

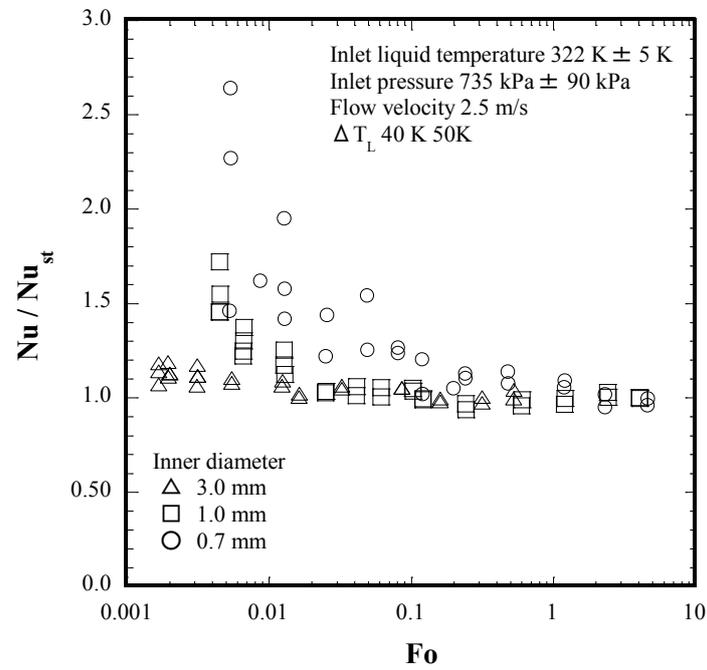


Fig 3.15 Ratios of Nu and Nu_{st} at various diameters (2.5 m/s)

小さくなるにつれ，実験結果に従来の強制対流相関式との差がみられた．本研究では，試験発熱体の内径が $200\ \mu\text{m}\sim 3\ \text{mm}$ の場合を，細管として定義しているが，各内径の実験結果ごとに従来の強制対流相関式との差が見られるため内径の分類に関しても現象を基にした研究が更に，必要だと考えられる．

3.9 結言

種々の液温，e-folding 時間及び種々細管の試験発熱体における定常及び過渡熱伝達特性に関して実験的に調べた．従来の強制対流熱伝達相関式と実験データとの考察を行った．

試験発熱体の内径が細いほど，熱伝達係数が高い値を示す実験結果を得た．

また，種々の e-folding 時間に対する熱伝達係数の変化について，e-folding 時間の低下に伴い熱伝達係数は上昇する傾向がみられた．e-folding 時間が約 $2\ \text{s}$ 近傍を境に， $2\ \text{s}$ 以上の領域を準定常熱伝達とし， $2\ \text{s}$ より小さい領域を過渡熱伝達とすることができた．

さらに，ヌセルト数に及ぼすフーリエ数の影響の関係を考察した．フーリエ数が小さくなるにつれて，非定常ヌセルト数と定常ヌセルト数との比 Nu/Nu_{st} が上昇することが解った．その傾向は，流速が低いほど， Nu/Nu_{st} が大きくなり，同じ流速では内径が細くなるほど， Nu/Nu_{st} が大きくなることが解った．

参考文献

- [1] K. Hata, and N. Noda, Thermal Analysis on Flat-Plate Type Divertor Based on Subcooled Flow Boiling Critical Heat Flux Data Against Inlet Subcooling in Short Vertical Tube, *J Heat Transf*, 128, (2006), pp.311–317.
- [2] F. W. Dittus, and L. M. K. Boelter, *Univ. Calif. (Berkeley) Pub. Eng.*, Vol.2, (1930), pp.443.
- [3] K. Hata, and N. Noda, Turbulent Heat Transfer for Heating of Water in a Short Vertical Tube, *Journal of Power and Energy Systems*, 2, No.1, (2008), pp.318-329.
- [4] B. S. Petukhov, *Heat Transfer and Friction in Turbulent Pipe Flow with Variable Physical Properties*, *Advances in Heat transfer*, New York, Academic Press, (1970), pp.503-564.
- [5] V. Gnielinski, New Equations for Heat and Mass Transfer in Turbulent Pipe and channel Flow, *International Chemical Engineering*, Vol. 16, No. 2, (1996), pp.359-368.
- [6] T. Adams, S. I. Abdel-Khalik, S. M. Jeter, Z. H. Qureshi, An Experimental Investigation of Single-Phase Forced Convection in Microchannels, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 41 (6–7) (1998), pp.851–857.

- [7] E. M. Sparrow, and R. Siegel, Thermal Entrance Region of a Circular Tube under Transient Heating Conditions, in : Third U. S. National Congress of Applied Mechanics, (1958), pp.817–826.
- [8] R. Siegel, Heat Transfer for Laminar Flow in Ducts With Arbitrary Time Variations in Wall Temperature, *Trans. ASME* 27 (2) (1960), pp.241–249.
- [9] M. Fakoor-Pakdaman, M. Ahmadi, M. Bahrami, Unsteady Laminar Forced-Convective Tube Flow under Dynamic Time-Dependent Heat Flux, *J. Heat Transfer* 136 (2014), 041706-1-9.
- [10] M. Fakoor-Pakdaman, M. Ahmadi, M. Bahrami, Temperature-Aware Time Varying Convection over a Duty Cycle for a Given System Thermal-Topology, *Int. J. Heat Mass Transf*, 87 (2015), pp.418–428.
- [11] I. Kataoka, A. Serizawa, A. Sakurai, Transient Boiling Heat Transfer under Forced Convection, *Int. J. Heat Mass Transf*, 26 (4) (1983), pp.583–595.
- [12] Q. S. Liu and K. Fukuda, Transient Heat Transfer for Forced Convection Flow of Helium Gas. *JSME Int J Ser B*, 45(3) (2002), pp.559–564.

- [13]Q. S. Liu, and K. Fukuda, Transient Heat Transfer from a Horizontal Cylinder in the Low-Reynolds-Number Flow of Various Gases, *Int J Transp Phenom* 8 (2006), pp.69-84.
- [14]Q. S. Liu, K. Fukuda, Z. Zheng, Theoretical and Experimental Studies on Transient Heat Transfer for Forced Convection Flow of Helium Gas over a Horizontal Cylinder, *JSME Int J Ser B* 49(2). (2006), pp.326–333.
- [15]Q. S. Liu, M. Shibahara, K. Fukuda, Transient Heat Transfer for Forced Convection Flow of Helium Gas over a Horizontal Plate, *Exp. Heat Trans.* 21: (2008), pp.206–219.
- [16]K. Hata, N. Kai, Y. Shirai, S. Masuzaki, Transient Turbulent Heat Transfer for Heating of Water in a Short Vertical Tube, *Journal of Power and Energy Systems*, 5, No.3 (2011), pp.414-428.
- [17]M.Shibahara, K. Fukuda, Q Liu, K. Hata, Steady and Transient Forced Convection Heat Transfer for Water Flowing in Small Tubes with Exponentially Increasing Heat Inputs, *Heat Mass Transfer*, (2016), DOI 10.1007//s00231-016-1860-z

第4章 細管を用いた過渡流動沸騰

4.1 細管の流動沸騰について

細管を用いた熱交換器は、小型のエアコンディショナー、高性能小型 PC の冷却や多くの機器に用いられている。また核融合炉のダイバータ部では、10 MW/m² を超える高熱流束の除熱が必要である。熱流束が高速で上昇し焼き付き事故が発生した場合、除熱箇所の表面温度は非常に高速で上昇し、伝熱表面の焼き付き (Burn out) に至る。加速度的な表面温度の上昇は、過渡流動沸騰熱伝達を引き起こす。垂直細管内の流動沸騰現象は、多くの研究者により広く調査されている。しかしながら、垂直細管内の過渡流動沸騰熱伝達に関しては、研究論文が少なく解明されていない事柄が多い。

流動沸騰現象は、加熱量の増加に伴い、連続的に伝熱現象が変化する。伝熱現象には、強制対流熱伝達、核沸騰開始点 (Incipient Boiling or Onset of Nucleate Boiling (ONB)), 十分発達した核沸騰領域 (Fully Developed Nucleate Boiling (FDNB)), 限界熱流束 (Critical Heat Flux (CHF)) へと変化し各々に対して研究が進められ、多くの相関式が導き出されている。流動沸騰現象は液体から気体への相変化を伴うため各伝熱現象の開始点、終了点を把握することは、熱交換器や冷却装置の安全な運転のため、非常に重要である。

また、安全な運転のためには、限界熱流束 (CHF) の値以下で運転することが重要である。限界熱流束 (CHF) は、沸騰熱伝達で冷却する場合の、運転安全限界であると定義^④され多くの研究者により広く調査されている。尚、細管を用いた過渡限界熱流束 (Transient CHF) に関しては、次章の第 5 章で説明する。前章の第 3 章では、試験発熱体に細管を用いた過渡強制対流熱伝達に関して説明した。

本章では主に核沸騰開始点 (ONB)、十分に発達した核沸騰領域 (FDNB) に関して実験結果を示し、従来の相関式と実験結果を比較する。核沸騰開始点 (ONB) と十分に発達した核沸騰領域 (FDNB) の相関式は、従来の内径 (3 mm 以上) やプール沸騰の研究結果であるので、垂直細管を用いた研究結果や過渡流動沸騰に関する研究は少なく、不透明な点が多く多角的な研究が必要であると考えられる。そのため、垂直細管に指数関数状に加熱し、流動沸騰過渡熱伝達を実験的に調査する。その上で、実験結果を核沸騰開始点 (ONB) や十分に発達した核沸騰領域 (FDNB) の従来の相関式と比較し、各 e-folding 時間に対する限界熱流束 (CHF) 及び核沸騰開始点 (ONB) を示し考察する。

4.2 実験結果

Fig 4.1 と Fig 4.2 は、発熱率 \dot{Q} と試験発熱体内側温度 T_s , 試験発熱体平均温度 T_a を時間 t ごとに示した。実験結果の指数関数状発熱率上昇率は下記の式により示される。

$$\dot{Q} = Q_0 \exp\left(\frac{t}{\tau}\right) \quad (4.1)$$

上記式の初期発熱率を Q_0 , e-folding 時間を τ で示した。Fig 4.1 の実験条件は、e-folding 時間が 10 s , 入口温度が 304 K , 入口圧力が約 853 kPa , 流速が 4.0 m/s である。Fig 4.1 の試験発熱体内側表面温度と試験発熱体平均温度は、約 19 s まで指数関数状に上昇し、その後、温度上昇率は小さくなる。これは、Fig 4.1 の約 19 s の箇所から核沸騰が開始 (ONB) したためであると考えられる。核沸騰開始点では、核沸騰開始に伴う液体から気体への相変化による蒸発潜熱により、試験発熱体の除熱効果が向上し試験発熱体内側表面温度と試験発熱体平均温度の上昇率が小さくなったと考えられる。

Fig 4.2 の実験条件は、e-folding 時間が 1 s , 入口温度が 309 K , 入口圧力が約 816 kPa , 流速が 8.0 m/s である。Fig 4.2 の試験発熱体内側表面温度と試験発熱体平均温度は、約 4800 ms まで指数関数状に上昇し、その後、温度上昇率

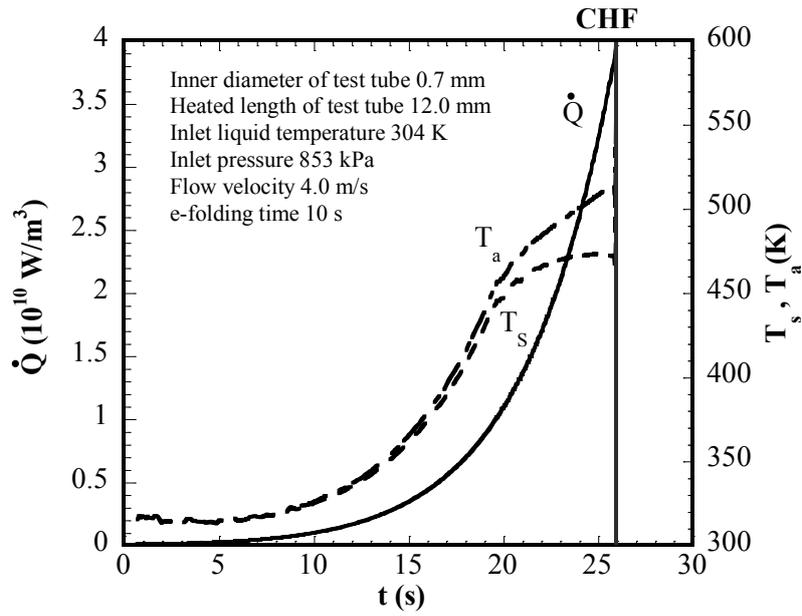


Fig 4.1 Typical changes of heat generation rate \dot{Q} , average temperature of the test tube T_a and inner surface temperature of test tube T_s , with the passage of time

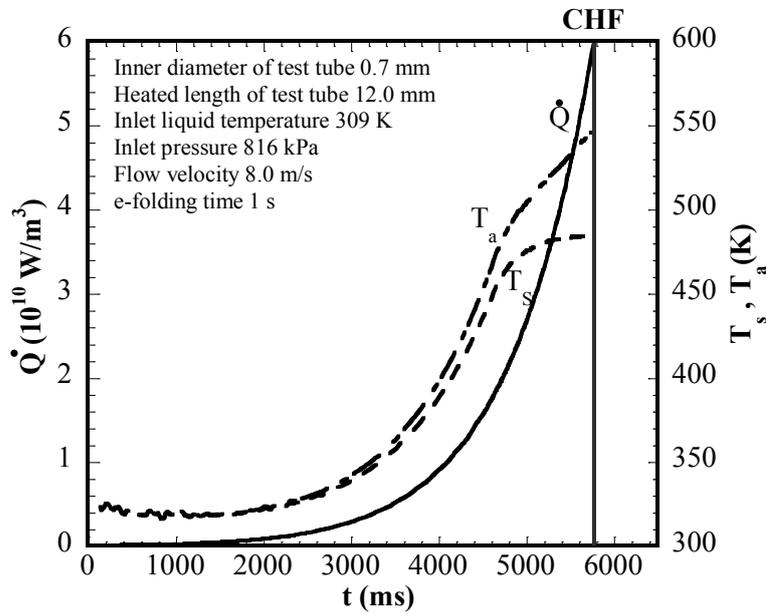


Fig 4.2 Typical changes of heat generation rate \dot{Q} , average temperature of the test tube T_a and inner surface temperature of test tube T_s , with the passage of time

は小さくなる．これは，Fig 4.2 の約 4800 ms の箇所から核沸騰が開始 (ONB) したためであると考えられる．

4.3 核沸騰開始点 (ONB) と限界熱流束 (CHF)

Fig 4.3 は，熱流束 q と試験発熱体表面温度と混合平均温度の差 $\Delta T_L (= T_S - T_L)$ を示した．Fig 4.3 の実験条件は，e-folding 時間が 5 s，入口温度が 306 K，入口圧力が約 842 kPa，流速が 6.4 m/s である．この図では，実験結果を下記の強制対流相関式と比較した．

Dittus and Boelter⁽²⁾

$$Nu_d = 0.023 Re_d^{0.8} Pr^{0.4} \quad (4.2)$$

Hata and Noda⁽³⁾

$$Nu_d = 0.02 Re_d^{0.85} Pr^{0.4} \left(\frac{L}{d}\right)^{-0.08} \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.14} \quad (4.3)$$

・ Inner Diameter : 3~9 mm

・ Flow Velocity : 4~21 m/s

Petukhov⁽⁴⁾

$$Nu_d = \frac{(f/2) Re_d Pr}{1.07 + 12.7(f/2)^{1/2} (Pr^{2/3} - 1)} \quad (4.4)$$

$$f = (3.64 \log_{10} Re_d - 3.28)^{-2}$$

Gnielinski⁽⁵⁾

$$Nu_d = \frac{(f/2)(Re_d - 1000)Pr}{1 + 12.7(f/2)^{1/2}(Pr^{2/3} - 1)} \quad (4.5)$$

Fig 4.3 では、熱流束が約 10^7 W/m² で実験結果が強制対流相関式から離れていることが解る。これは、この箇所から核沸騰の発生が開始 (ONB) していることにより熱流束が上昇したことが推測できる。その後、熱流束は増加を続け約 3×10^7 W/m² で限界熱流束 (CHF) に達する。限界熱流束は試験発熱体表面温度の上昇から読み取った。

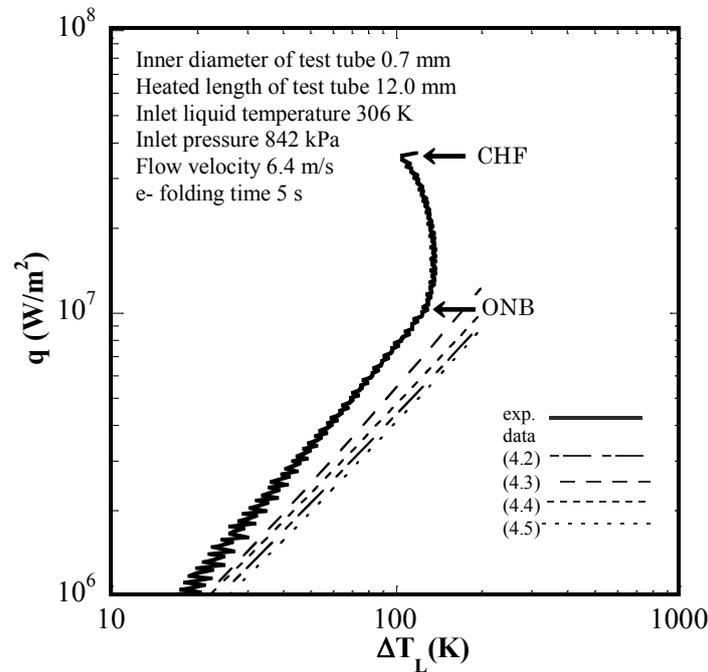


Fig 4.3 Comparison between flow boiling data and the previous correlation of forced convection heat transfer

Fig 4.4 は、各流速に対する限界熱流束 q と表面過熱度 $\Delta T_{sat} (=T_S - T_{sat})$ の関係を示す。この図から、実験結果を下記の各沸騰開始点 (ONB) 相関式と比較した。

Sato and Matsumura⁽⁶⁾

$$q_{ONB} = \frac{\lambda_f h_{fg} (T_s - T_{sat})_{ONB}^2}{8\sigma T_{sat} (v_g - v_l)} \quad (4.6)$$

Bergles and Rohsenow⁽⁷⁾

$$q_{ONB} = 5.3P^{1.156} [1.8(T_s - T_{sat})_{ONB}]^{2.41/P^{0.0234}} \quad (4.7)$$

核沸騰開始点は、 ΔT_L と T_S の変化率から推測した。核沸騰開始点相関式 Bergles and Rohsenow⁽⁷⁾ の計算結果と実験結果を比較した。実験結果の流速が 4.0 m/s の場合、 ΔT_{sat} が 3.5 K 小さい値を示した。実験結果の流速が 6.4 m/s の場合は、実験結果と Bergles and Rohsenow⁽⁷⁾ の相関式は一致した。

続いて実験結果を十分に発達した各沸騰領域の下記の相関式と比較した。

Rohsenow⁽⁸⁾

$$\frac{c_{p,l} \Delta T_{sat}}{h_{fg}} = C_{sf} \left(\frac{q}{\mu_l h_{fg} \sqrt{\frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_g)}}} \right)^{0.33} \left(\frac{c_{p,l} \mu_l}{\lambda_l} \right)^{1.0} \quad (4.8)$$

Where, the factor C_{sf} is 0.013.

Mc Adams et al.⁽⁹⁾

$$\Delta T_{sat} = 22.62q^{0.259} \quad (4.9)$$

The dissolved gas concentration of 0.3 ml of air per liter of water.

$$\Delta T_{sat} = 28.92q^{0.259} \quad (4.10)$$

The dissolved gas concentration of 0.06 ml of air per liter of water.

ΔT_{sat} と q の単位は, K と MW/m² である.

Jens and lottes⁽¹⁰⁾

$$\Delta T_{sat} = 0.79q^{0.25}e^{-P/6.2} \quad (4.11)$$

Thom et al.⁽¹¹⁾

$$\Delta T_{sat} = 0.022q^{0.5}e^{-P/8.6} \quad (4.12)$$

Fig 4.4 では, 実験結果と十分に発達した各沸騰領域の Rohsenow⁽⁸⁾ 相関式を比較したところ, 十分に一致した結果が得られた. また限界熱流束 (CHF) の値は, 流速が増加すれば増加することが解る.

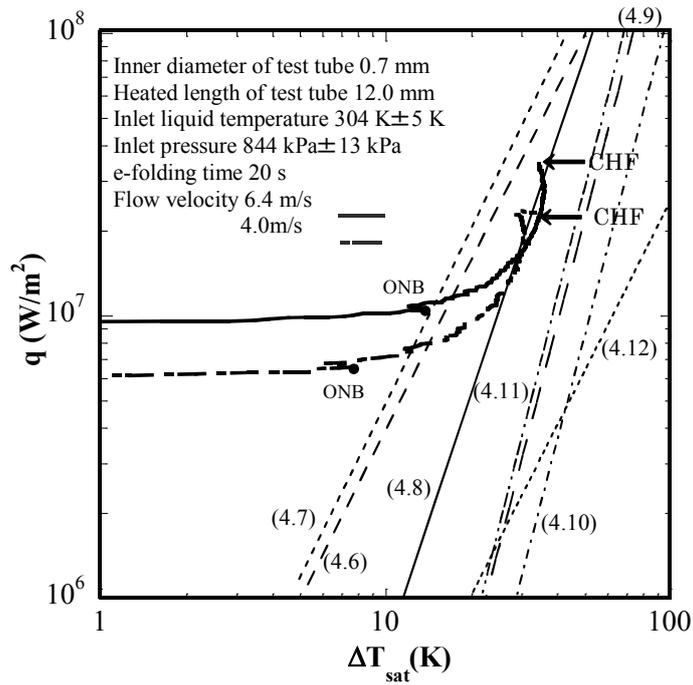


Fig 4.4 Comparison between flow boiling heat transfer process with previous correlations

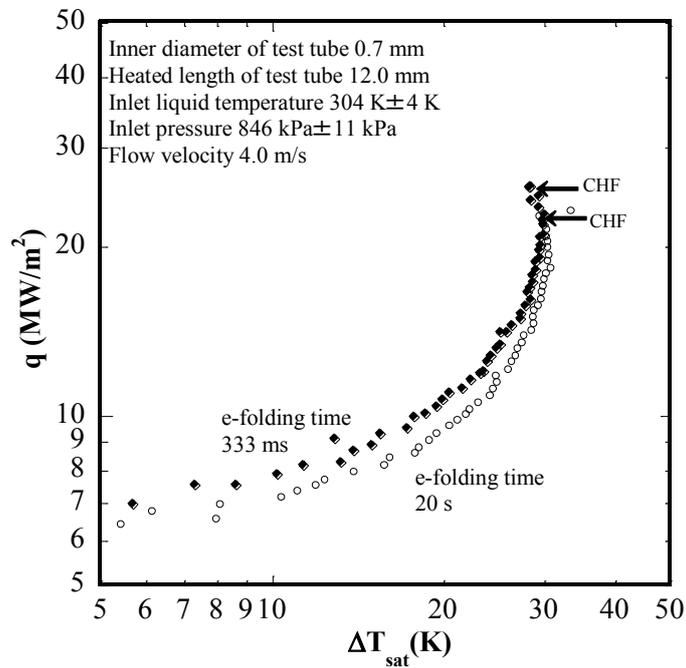


Fig 4.5 Heat flux q with the surface superheat $\Delta T_{\text{sat}} (= T_s - T_{\text{sat}})$ at various e-folding times

Fig 4.5 は、各 e-folding 時間に対する限界熱流束 q と表面過熱度 $\Delta T_{sat} (=T_S - T_{sat})$ の関係を示す。実験条件は、e-folding 時間が 333 ms と 20 s、試験発熱体入口温度が約 304 K、入口圧力が約 846 kPa、流速が 4.0 m/s である。Fig 4.5 から、e-folding 時間の減少に伴い、限界熱流束 (CHF) が増加していることが解る。

4.4 過渡限界熱流束 (Transient CHF) と核沸騰開始点 (ONB)

Fig 4.6 は、各 e-folding 時間に対する過渡限界熱流束 (Transient CHF) の関係を示した。実験条件は、流速 12.0 m/s、入口側サブクール度 143 K \pm 9 K である。過渡限界熱流束は、e-folding 時間 $\tau < 1$ s で増加している。これより、e-folding 時間 $\tau > 1$ s を定常限界熱流束、e-folding 時間 $\tau < 1$ s を過渡限界熱流束と読み取ることができる。

Fig 4.7 は、各 e-folding 時間に対する過渡限界熱流束 (Transient CHF) と核沸騰開始点 (ONB) の熱流束を示す。実験条件は、流速 4.0 m/s、入口側サブクール度 138 K \pm 6 K である。過渡限界熱流束と核沸騰開始点における熱流束は、e-folding 時間 $\tau < 1$ s で増加している。これより、e-folding 時間 $\tau > 1$ s を定常熱伝達と読み取ることができる。

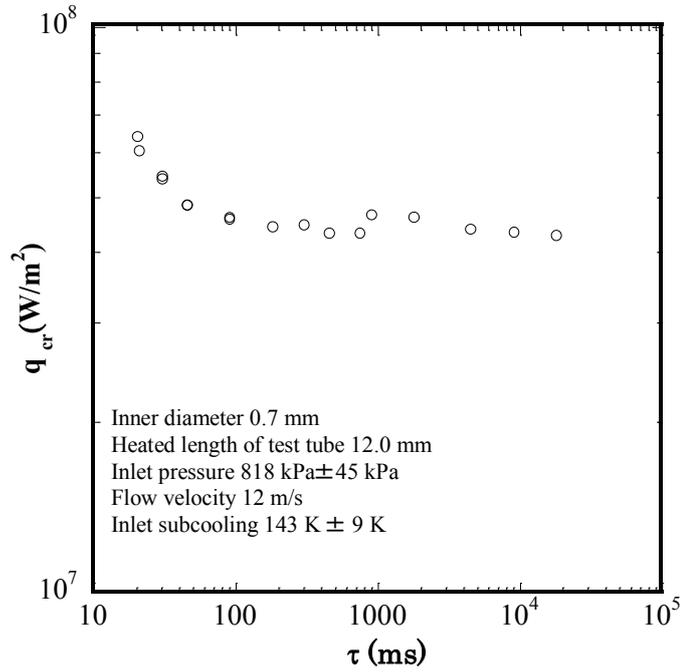


Fig.4.6 Flow boiling transient CHF data at various e-folding time

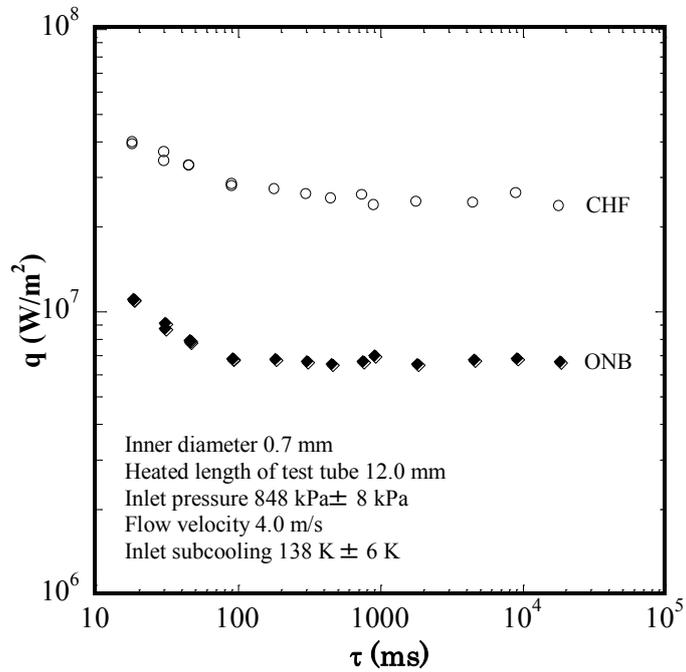


Fig.4.7 Flow boiling transient CHF and ONB heat flux data at various e-folding time

4.5 結言

実験結果を，核沸騰開始点及び十分に発達した沸騰領域の相関式と比較した．
実験結果は，核沸騰開始点相関式 Bergles and Rohsenow⁽⁷⁾の計算結果と比較した．流速が 4.0 m/s の場合，実験結果の ONB における過熱度 ΔT_{sat} が 3.5 K 小さい値を示した．実験結果の流速が 6.4 m/s の場合は，実験結果と相関式は良く一致した．実験結果の十分発達した沸騰領域の Rohsenow⁽⁸⁾相関式との比較は，流速が 4.0 m/s と 6.4 m/s とともに良い一致を示した．

他に，過渡限界熱流束 (Transient CHF) と核沸騰開始点 (ONB) での熱流束は，流速の増加に伴い増加した．過渡限界熱流束と核沸騰開始点の熱流束は，e-folding 時間 $\tau < 1$ s で増加している．これより，e-folding 時間 $\tau > 1$ s を定常熱伝達領域と読み取ることができる．

参考文献

- [1] I. Mudawar, and M. B. Bowers, Ultra-High Critical Heat Flux (CHF) for Subcooled Water Flow Boiling-I: CHF Data and Parametric Effects for Small Diameter Tubes, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 42, (1999), pp.1405-1428.
- [2] F. W. Dittus, and L. M. K. Boelter, *Univ. Calif, (Berkeley) Pub, Eng, Vol.2*, (1930), pp.443.
- [3] K. Hata, and K. Noda, Turbulent Heat Transfer for Heating of Water in a Short Vertical Tube, *Journal of Power and System, JSME, Vol.2, No.1*, (2008), pp.318-329.
- [4] B. S. Petukhov, *Heat Transfer and Friction in Turbulent Pipe Flow with Variable Physical Properties, Advances in Heat Transfer, New York, Academic Press, (1970), pp.503-564.*
- [5] V. Gnielinski, New equations for Heat and Mass Transfer in Turbulent Pipe and Channel Flow, *Int Cham Eng, Vol.16, No.2*, (1976), pp.359-368.
- [6] T. Sato, and H. Mastumura, On the Conditions of Incipient Subcooled-Boiling with Forced Convection, *Bull JSME, 7*, (1963), pp.392-398.

- [7] A. E. Bergles, and W. M. Rohsenow, The determination of forced convection heat transfer, *J Heat Transf Trans, ASME, Ser C*, 86, (1964), pp.365-372.
- [8] W. M. Rohsenow, A method of correlating heat-transfer data for surface boiling of liquids, *Trans, ASME*, 74, (1952), pp.969-976.
- [9] W. H. McAdams, W. E. Kennel, C. S. L. Minden, R. Carl, P. M. Picornell, J. W. Dew, Heat transfer at high rates to water with surface boiling, *Ind, Eng, Chem*, 41, (1949), pp.1945-1953.
- [10] W. H. Jens, and P. A. Lottes, Analysis of heat transfer burnout, pressure drop and density data for high pressure water ANL-4627, Argonne National Laboratory, Chicago, (1951), pp.71.
- [11] J. R. S. Thom, W. M. Walker, T. A. Fallon, G. F. S. Reising, Boiling in subcooled water during flow up heated tubes or annuli, *Inst, Mech, Eng*, 180, (1966), pp.226-246

第5章 細管を用いた過渡限界熱流束

5.1 強制対流限界熱流束について

第 1 章で説明したように液体の沸騰を伴う伝熱現象は、高熱流束機器の冷却に効果的である。特に船用ボイラ等には、熱媒体に水を使用した水管型ボイラが多く採用されている。2 胴 D 型水管ボイラは、水管の内部で蒸気を発生させ、蒸気ドラムにて気水分離を行う構造で、蒸気タービン船に主ボイラや火力発電所のボイラとして採用されている。水管の伝熱面では、熱負荷の急激な増加により、限界熱流束 (Critical Heat Flux (CHF)) を超えると、伝熱面の除熱が難しくなり焼き付き(バーンアウト)を発生させる。そのため、限界熱流束の計測は、高熱流束を安全に除熱するための非常に重要な値である。

多くの研究者が、広く試験発熱体に細管や円柱を用いた、垂直上昇流の限界熱流束に関して研究している。Table 5.1 に、過去の研究者の試験発熱体の形状、材質、内径、流速及び圧力の実験範囲を示す。Vandervort ら⁽¹⁾は強制対流定常限界熱流束に関して調査した。彼らの研究の試験部の内径は 0.33 mm から 2.67 mm である。Mudawar and Bowers⁽²⁾は高限界熱流束に関して実験的に調べた。多くの実験データは 100 MW/m² を越す実験データであり、試験発熱体の内径は 0.41 mm から 2.54 mm である。彼らは、細管における圧力損失モデルを評価し

た。Celata ら^③は、短管における限界熱流束を調査した。実験には内径 2.5 mm の試験発熱体を用い実験を実施し、高い値の限界熱流束を得て、圧力損失に関して最適化した。

Kataoka ら^④は、強制対流過渡限界熱流束について指数関数状に加熱される垂直円柱に関して調べた。過渡熱流束と定常熱流束の違いを実験結果から比較した。Hata and Noda ら^⑤は、試験発熱体に細管を用い過渡限界熱流束に関して実験的に調べた。試験部の加熱は指数関数状に加熱され、試験発熱体の内径は 3.0 mm から 12.0 mm であった。Shibahara ら^{⑥, ⑦}は試験発熱体に白金と SUS304 を用いた内径 1.0 mm の細管の強制対流限界熱流束に関して実験的に調べ各々の相関式を導き出した。

筆者が知る限りでは、細管における過渡強制対流限界熱流束に関する研究は非常に少なく、各発熱体の内径や長さにより限界熱流束に達する値が異なるため体系的に把握するには、まだまだ解決すべき問題が多々ある。本研究では、細管における強制対流限界熱流束を各 e-folding 時間及び各流速に関して調べ、実験結果を従来内径の強制対流限界熱流束の相関式と比較検討し過渡限界熱流束のメカニズムを明らかにする。

Table 5.1 Experimental ranges of flow boiling CHF

Reference	Test fluid	Heater configuration	Heater material	d (mm)	G (kg/m ² s)	P (kPa)	Heat generation rate
Vandervort et al. ⁽¹⁾ (1994)	Water	Circular tube	Stainless steel	0.33 - 2.67	5000 - 41800	131 - 2280	Steady state
Mudawar and Bowers ⁽²⁾ (1999)	Water	Circular tube	Stainless steel	0.41 - 2.54	5000 - 134000	250 - 17240	Steady state
Celata et al. ⁽³⁾ (1993)	Water	Circular tube	Stainless steel	2.5	11200 - 40000	582 - 2610	Steady state
Kataoka et al. ⁽⁴⁾ (1983)	Water	Cylinder	Platinum	0.8 - 1.5	400 - 4000	143 - 1503	Transient
Hata and Noda ⁽⁵⁾ (2008)	Water	Circular tube	Stainless steel	3.0 - 12.0	4000 - 13300	718 - 1315	Transient
Shibahara et al. ^(6,7) (2016 · 2017)	Water	Circular tube	Stainless steel	1.0	9000 - 13400	922 - 1145	Steady state
			Platinum				Transient

5.2 実験結果

試験発熱体の指数関数状の加熱は、下記の式により表される。

$$\dot{Q} = Q_0 \exp\left(\frac{t}{\tau}\right) \quad (5.1)$$

Fig 5.1 は、種々の e-folding 時間における発熱率を示す。e-folding 時間が 100 ms の場合、指数関数状の発熱率上昇速度が早く、e-folding 時間が 2 s の場合は、指数関数状の発熱率上昇速度が遅いことが解る。Fig 5.1 では、試験部入口温度

が約 308 K, 入口圧力は約 827 kPa, 流速は 5.5 m/s, 試験発熱体の内径は 0.7 mm で, 長さは 12.0 mm である.

Fig 5.2 は, 熱流束 q と発熱率 \dot{Q} と試験発熱体表面温度 T_s と時間 t の関係を示す. Fig 5.2 の e-folding 時間は 10 s で, 試験発熱体入口温度は約 307 K, 入口圧力は約 838 kPa, 流速は 5.5 m/s, 試験発熱体の内径は 0.7 mm で, 長さは 12.0 mm である. 発熱率 \dot{Q} と熱流束 q は指数関数状に増加し, 限界熱流束に到達する. 試験発熱体表面温度 T_s は, 約 45 s まで表面温度が増加し温度の上昇率はなだらかになる. これは核沸騰の開始点 (Onset of Nucleate Boiling (ONB)) に達し除熱効果が増大したためと考えられる. その後, 熱流束が上昇し限界熱流束 (Critical Heat Flux (CHF)) に到達する.

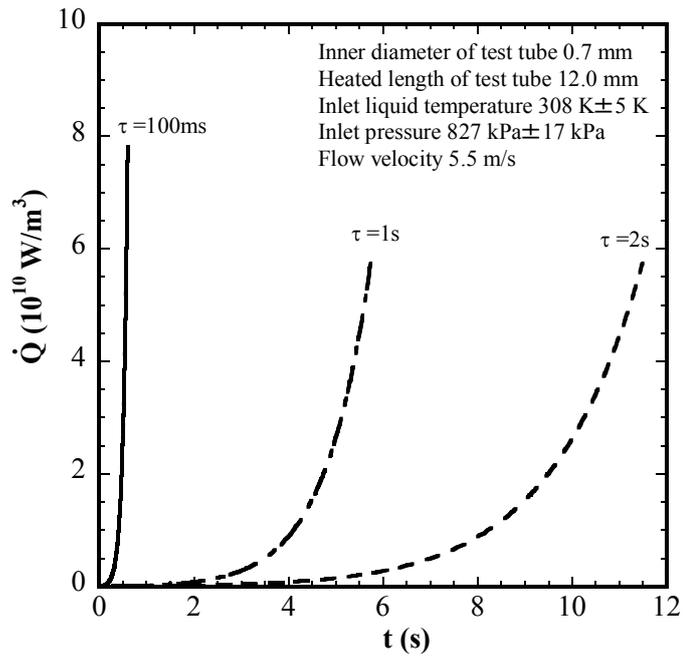


Fig 5.1 Typical changes of heat generation rate \dot{Q} with the passage of time at various e-folding times

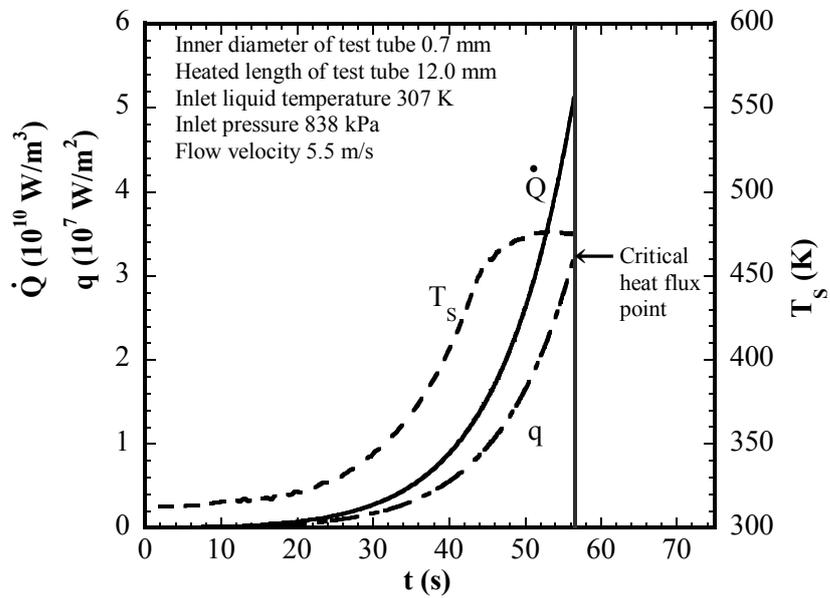


Fig 5.2 Typical changes of heat flux q , heat generation rate \dot{Q} , and inner surface temperature of test tube T_s , with the passage of time

5.3 流速と限界熱流束の関係

Fig 5.3 は，入口側サブクール度をパラメータにした，限界熱流束（CHF）と流速の関係である． Fig 5.3 の e-folding 時間は 20 s で定常熱伝達であり，入口圧力は 843～869 kPa，試験発熱体の内径は 1.0 mm，試験発熱体の長さは 40.9 mm である。図が示すように，限界熱流束（CHF）は，流速の増加に伴い増加することが解る．また，同じ流速では，入口側サブクール度 $\Delta T_{sub,in} (= T_{sat} - T_{in})$ の増加に伴い限界熱流束（CHF）が増加していることが解る．

Fig 5.4 は，入口側サブクール度をパラメータにした，限界熱流束（CHF）と流速の関係である．図の e-folding 時間は 20 s で定常熱伝達であり，入口圧力は 803～851 kPa，試験発熱体の内径は 0.7 mm，試験発熱体の長さは 12.0 mm である。Fig 5.3 と同様に，限界熱流束（CHF）は，流速及び入口側サブクール度の増加に伴い増加することが解る．

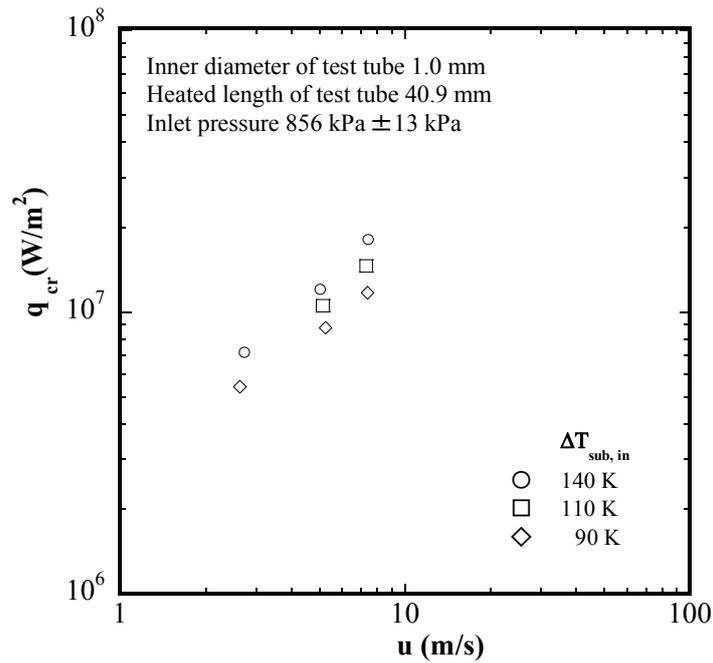


Fig 5.3 Critical heat flux at various flow velocities and liquid subcoolings for inner diameter of 1.0mm

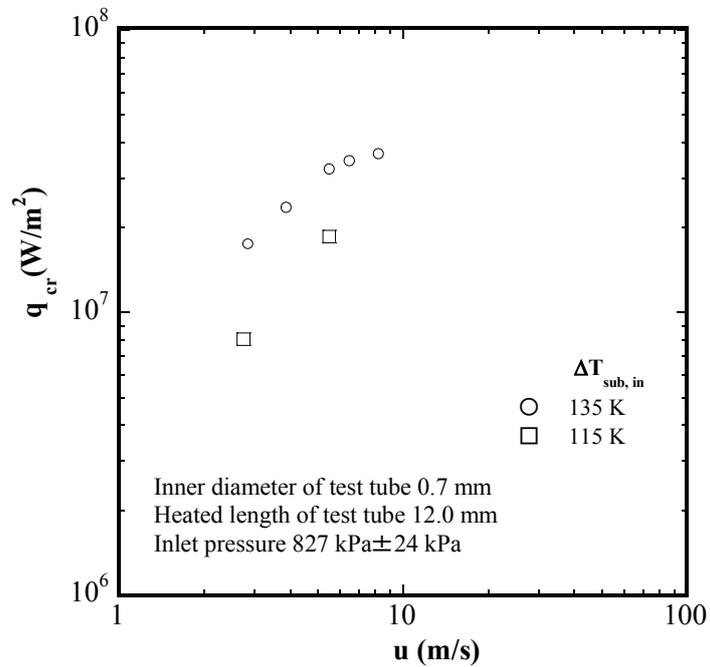


Fig 5.4 Critical heat flux at various flow velocities and subcoolings for inner diameter of 0.7 mm

5.4 過渡限界熱流束の相関式との比較

Hata ら^(8,9)は、定常限界熱流束の相関式(5.4)を導き出した。相関式の実験範囲は、試験発熱体の内径 2~12 mm, 試験発熱体の長さ 22~149.7 mm, L/d は 4.08~74.85 mm であり $\Delta T_{sub,in} > 40$ である。相関式は下記になる。

Hata^(8,9)

$$B_o = C_1 \left[\frac{d}{\sqrt{\sigma/g(\rho_l - \rho_g)}} \right]^{-0.1} We^{-0.3} \left(\frac{L}{d} \right)^{-0.1} e^{-(L/d)/(C_2 Re^{0.4})} S_c C_3 \quad (5.2)$$

B_o , We , S_c は、ボイリング数 ($= q_{cr,sub}/Gh_{fg}$), ウェイバー数 ($= G^2 d/\rho_l \sigma$), 試験発熱体入口側サブクール度の無次元数 ($= c_{pl} \Delta T_{sub,in}/h_{fg}$) である。 $L/d \leq 40$ の場合, $C_1 = 0.082$, $C_2 = 0.53$, $C_3 = 0.7$, である。 $L/d \geq 40$ の場合, $C_1 = 0.092$, $C_2 = 0.85$, $C_3 = 0.9$, である。

Hata and Noda⁽⁵⁾は、上記の相関式(5.2)を基に過渡限界熱流束の相関式を報告した。相関式の適応範囲は、試験発熱体の内径 3~12 mm, 試験発熱体の長さ 33.15~132.9 mm, L/d は 5.48~11.075 m, 流速 4~12 m/s である。相関式を下記に示す。

Hata⁽⁵⁾

$$B_o = C_1 \left[\frac{d}{\sqrt{\sigma/g(\rho_l - \rho_g)}} \right]^{-0.1} We^{-0.3} \left(\frac{L}{d} \right)^{-0.1} e^{-(L/d)/(C_2 Re^{0.4})} Sc^{C_3} \times \left[1 + 11.4 \left\{ \frac{\tau u}{\sqrt{\sigma/g(\rho_l - \rho_g)}} \right\}^{-0.6} \right] \quad (5.3)$$

Fig 5.5 と Fig 5.6 では、実験結果の限界熱流束と、Hata and Noda⁽⁵⁾の相関式を比較した。Fig 5.5 は、試験発熱体の内径 1 mm、試験発熱体の長さ 40.9 mm、入口側サブクール度 115 K、試験部入口圧力 818～860 kPa、流速 7.3 m/s である。相関式と実験結果の比較は、相関式のほうが実験結果より非定常領域 ($\tau < 1$ s) で 22.0% 高い値を示し、定常領域 ($\tau > 1$ s) で 6.4% 高い値を示した。この過渡領域での相関式との相違は、過渡限界熱流束の相関式の実験範囲より L/d が 40.9 と長いことと、試験発熱体の内径が 1mm と相関式の実験範囲から外れているからだと考えられる。 ($L/d = 5.48 \sim 11.075$, $d = 3 \sim 12$ mm)

Fig 5.6 は、試験発熱体の内径 0.7 mm、試験発熱体の長さ 12.0 mm、入口側サブクール度 135 K、試験部入口圧力 834～850 kPa、流速 8.0 m/s である。相関式と実験結果の比較は、相関式のほうが実験結果より過渡領域 ($\tau < 1$ s) で 14.3% 高い値を示し、定常領域 ($\tau > 1$ s) で 6.6% 低い値を示した。そのため、試験発熱体の内径 0.7 mm の実験結果は、相関式の -14.3 ～ 6.6% となったので $\pm 15\%$ の範囲におさまった。

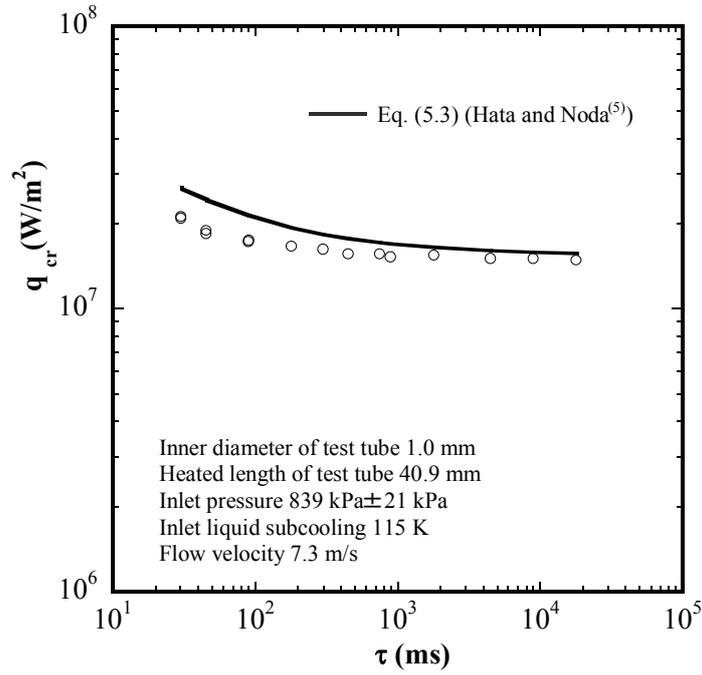


Fig 5.5 Comparison between flow boiling transient CHF data in the inner diameter of 1.0 mm and the correlation of Hata and Noda (2008)

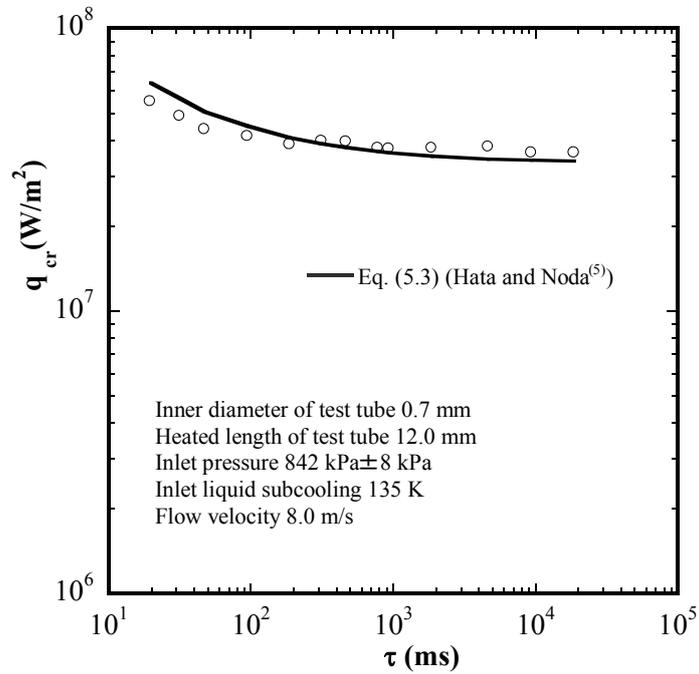


Fig 5.6 Comparison between flow boiling transient CHF data in the inner diameter of 0.7 mm and the correlation of Hata and Noda (2008)

5.5 定常限界熱流束と過渡限界熱流束

Fig 5.7 は、試験発熱体の内径 1.0 mm の場合の、各 e-folding 時間に対する過渡限界熱流束の実験結果を示す。実験条件は、試験部入口圧力 817~870 kPa、入口側サブクール度 90~140 K、流速 2.5, 5.1, 7.3 m/s である。Fig 5.7 から過渡限界熱流束の値は、入口側サブクール度及び流速の増加により、増加することが読み取れる。それと、限界熱流束の値は、e-folding 時間の減少に伴い、増加することが解った。限界熱流束は、 $\tau < 1$ s で増加しているため、 $\tau > 1$ s では定常値だと考え、 $\tau < 1$ s の領域では過渡領域で過渡限界熱流束と考えられる。また、 $\tau > 1$ s の領域では定常限界熱流束と考えることができる。この現象は、試験発熱体の気泡膜が、試験発熱体の加熱表面を覆うまで時間がかかるため、熱流束が増加すると考えられる。

Fig 5.8 は、試験発熱体の内径 0.7 mm の場合の、各 e-folding 時間に対する過渡限界熱流束の実験結果を示す。実験条件は、試験部入口圧力 721~873 kPa、入口側サブクール度 115, 135 K、流速 2.7, 5.5, 8.0 m/s である。Fig 5.7 と同様の e-folding 時間に関して同様な傾向が確認でき、 $\tau > 1$ s の領域では定常限界熱流束、 $\tau < 1$ s の領域では過渡限界熱流束と考えることができる。試験発熱体の内径 0.7mm の方が、内径 1.0 mm よりも高い限界熱流束の実験結果を得た。

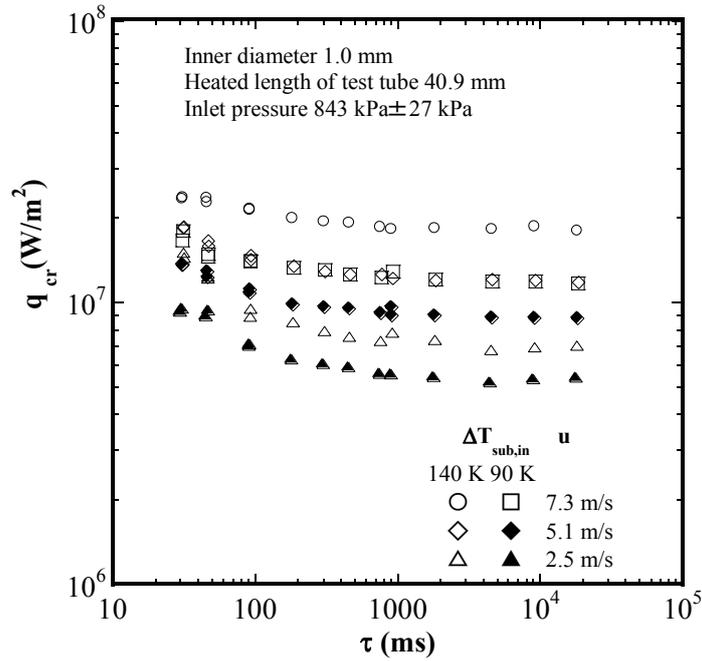


Fig 5.7 Flow boiling transient CHF data for the inner diameter of 1.0 mm at various e-folding times, inlet liquid subcoolings, and velocities

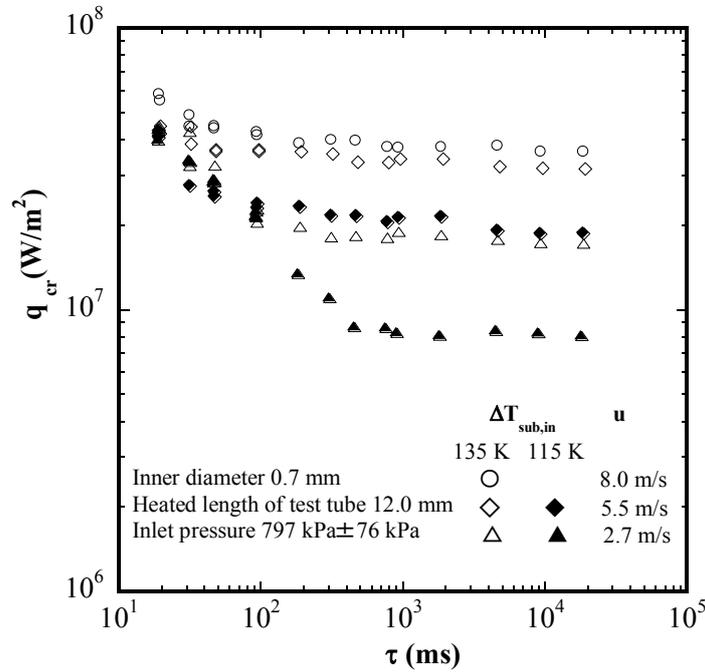


Fig 5.8 Flow boiling transient CHF data for the inner diameter of 0.7 mm at various e-folding times, inlet liquid subcoolings, and velocities

5.6 結言

試験発熱体の内径 0.7 mm と 1.0 mm における，過渡限界熱流束に関して実験的に調べた．限界熱流束は，流速が高くなるほど高い値となり，入口側サブクール度が低いほど高い値となった．

Hata and Noda⁽⁵⁾の過渡限界熱流束の相関式と実験結果を比較した．試験発熱体の内径 1.0 mm の場合，相関式と実験結果の比較は，相関式のほうが実験結果より非定常領域 ($\tau < 1$ s) で 22.0 % 高い値を示し，定常領域 ($\tau > 1$ s) で 6.4 % 高い値を示した．試験発熱体の内径 0.7 mm の実験結果は，相関式の-14.3 ~ 6.6 %となったので ± 15 %の範囲におさまった．

限界熱流束は，e-folding 時間が $\tau < 1$ s の領域で増加していることが解った．これに伴い e-folding 時間が $\tau < 1$ s の領域を過渡限界熱流束領域とし，e-folding 時間が $\tau > 1$ s の領域を定常限界熱流束領域とした．試験発熱体の内径 0.7 mm と 1.0 mm では，試験発熱体の内径 0.7 mm の方が高い限界熱流束を示した．限界熱流束は，試験発熱体の内径の影響を受けると考えられる．

参考文献

- [1] C. L. Vandervort, A. E. Bergles, and M. K. Jensen, An experimental study of critical heat flux in very high heat flux subcooled boiling, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 37 (1994), pp.161-173.
- [2] I. Mudawar, and M. B. Bowers, Ultra-high critical heat flux (CHF) for subcooled water flow boiling-I: CHF data and parametric effects for small diameter tubes, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 42 (1999), pp.1405-1428.
- [3] G. P. Celata, M. Cumo, and A. Mariani, Burnout in highly subcooled water flow boiling in small diameter tubes, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol.36, No.5 (1993), pp.1269-1285.
- [4] I. Kataoka, A. Serizawa, and A. Sakurai, Transient boiling heat transfer under forced convection, *International Journal of Heat Transfer*, Vol.26, No.4 (1983), pp.583-595.
- [5] K. Hata, and N. Noda, Transient critical heat flux of subcooled water flow boiling in a short vertical tube caused by exponentially increasing heat inputs, *Journal of Heat Transfer.*, Vol.130, (2008), pp. 054503-1 – 054503-9.

- [6] M. Shibahara, K. Fukuda, Q. S. Liu, and K. Hata, Steady and transient critical heat flux for subcooled water in a mini channel, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 104, (2016), pp.267-275.
- [7] M. Shibahara, K. Fukuda, Q. S. Liu, and K. Hata, Correlation of high critical heat flux during flow boiling for water in a small tube at various subcooled condition, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 82, (2017), pp.74-80.
- [8] K. Hata, H. Komori, M. Shiotsu, N. Noda, Critical heat fluxes of subcooled water flow boiling against inlet subcooling in short vertical tube, *JSME International Journal, Ser. B*, 47 (2), (2004), pp. 306-315.
- [9] K. Hata, M. Shiotsu, N. Noda, Critical heat flux of subcooled water flow boiling for high L/d region, *Nuclear science and engineering*, Vol.154, (2006), pp.94-109.

第6章 結論

本研究は、細管を用いた過渡強制対流熱伝達、過渡流動沸騰及び過渡限界熱流束、を実験的に調べた。第 3 章では、細管を用いた過渡強制対流熱伝達に関して、第 4 章では、細管を用いた過渡流動沸騰熱伝達に関して、第 5 章では、細管を用いた過渡限界熱流束に関して、実験結果を詳しく説明した。結論について下記に記載する。

6.1 細管を用いた過渡強制対流熱伝達

種々の液温、e-folding 時間及び種々細管の試験発熱体における定常及び過渡熱伝達特性に関して実験的に調べた。従来の強制対流熱伝達相関式と実験データとの考察を行った。試験発熱体の内径が細いほど、熱伝達係数が高い値を示す実験結果を得た。

また、種々の e-folding 時間に対する熱伝達係数の変化について、e-folding 時間の低下に伴い熱伝達係数は上昇することがみられた。e-folding 時間が約 2 s 近傍を境に、2 s 以上の領域を準定常熱伝達とし、2 s より小さい領域を過渡熱伝達と示すことができた。

さらに、ヌセルト数に及ぼすフーリエ数の影響の関係を考察した。フーリエ数

が小さくなるにつれて， 過渡ヌセルト数と定常ヌセルト数との比 Nu/Nu_{st} が上昇することが解った． その傾向は，流速が低いほど， Nu/Nu_{st} が大きくなり，同じ流速では内径が細くなるほど， Nu/Nu_{st} が大きくなることが解った．

6.2 細管を用いた過渡流動沸騰

実験結果を，核沸騰開始点 (Onset of Nucleate Boiling (ONB)) 及び十分に発達した沸騰領域 (Fully Developed Nucleate Boiling (FDNB)) の従来の相関式と比較した．核沸騰開始点 (ONB) の従来の相関式との比較に関しては，流速が 4.0 m/s の場合， ΔT_{sat} が実験結果の核沸騰開始点 (ONB) における過熱度 3.5 K 小さい値を示した．実験結果の流速が 6.4 m/s の場合は実験結果と相関式は一致した．実験結果の十分発達した沸騰領域 (FDNB) の従来の相関式との比較は，良い一致を示した．

他に，過渡限界熱流束 (Transient CHF) と核沸騰開始点 (ONB) での熱流束は，流速の増加に伴い増加した．過渡限界熱流束 (Transient CHF) と核沸騰開始点 (ONB) の熱流束は，e-folding 時間 $\tau < 1$ s で増加している．これより，e-folding 時間 $\tau > 1$ s の流動沸騰を定常熱伝達と読み取ることができる．

6.3 細管を用いた過渡限界熱流束

試験発熱体の内径 0.7 mm と 1.0 mm における，過渡限界熱流束 (Transient CHF) に関して実験的に調べた．限界熱流束 (CHF) は，流速が高くなるほど高い値となり，入口側サブクール度が低いほど高い値となった．

従来の過渡限界熱流束 (Transient CHF) の相関式と実験結果を比較した．試験発熱体の内径 1.0 mm の場合，相関式と実験結果の比較は，従来の相関式のほうが実験結果より非定常領域 ($\tau < 1$ s) で 22.0 % 高い値を示し，定常領域 ($\tau > 1$ s) で 6.4 % 高い値を示した．試験発熱体の内径 0.7 mm の実験結果は，従来の相関式の -14.3 ~ 6.6 % となったので ± 15 % の範囲におさまった．

過渡限界熱流束 (Transient CHF) に関しては，e-folding 時間が $\tau < 1$ s の領域で増加していることが解った．これに伴い e-folding 時間が $\tau < 1$ s の領域を過渡限界熱流束領域とし，e-folding 時間が $\tau > 1$ s の領域を定常限界熱流束領域とした．試験発熱体の内径 0.7 mm と 1.0 mm では，試験発熱体の内径 0.7 mm の方が高い限界熱流束を示した．限界熱流束 (CHF) は，試験発熱体の内径の影響を受けると考えられる．

記号

a	熱拡散係数, m^2/s
A	試験発熱体の表面積, m^2
Bo	ボイリング数 ($=q_{cr,sub}/Gh_{fg}$)
c	比熱, $\text{J}/\text{kg K}$
c_p	定圧比熱, $\text{J}/\text{kg K}$
d	試験発熱体の内径, m
d_o	試験発熱体の外径, m
f	平滑管の摩擦係数
Fo	フーリエ数 ($= at/d^2$)
G	質量流量, $\text{kg}/\text{m}^2\text{s}$
g	重力加速度, m/s^2
h	熱伝達係数, $\text{W}/\text{m}^2\text{K}$
h_{fg}	蒸発潜熱, J/kg
I	電流, A
L	加熱部の長さ, m
L_e	試験発熱体の入口部分長さ, m (Fig 2.5)
L_{ipt}	試験発熱体入口側から入口側圧力計の距離, m
L_{opt}	試験発熱体出口側から出口側圧力計の距離, m
Nu	ヌセルト数 ($= hd/\lambda$)
P	圧力, kPa

P_{in}	試験発熱体入口側圧力, kPa
P_{ipt}	入口側圧力計圧力, kPa
P_{out}	試験発熱体出口側圧力, kPa
P_{opt}	出口側圧力計圧力, kPa
Pr	プラントル数 ($= c\mu/\lambda$)
\dot{Q}	発熱率, W/m ³
Q_0	初期発熱率, W/m ³
q	熱流束, W/m ²
q_{cr}	限界熱流束, W/m ²
R_0	0 °C における試験発熱体の電気抵抗, Ω
R_1, R_2, R_3	ダブルブリッジ回路の電気抵抗, Ω
R_T	試験発熱体の電気抵抗 Ω
Re	レイノルズ数 ($= Gd/\mu_s$)
Sc	試験発熱体入口側サブクール度の無次元数 ($= c_{pl}\Delta T_{sub,in}/h_{fg}$)
T	温度, K
T_a	試験発熱体の平均温度, K
T_i	核沸騰開始時の表面温度, K
T_{in}	入口側の液温度, K
T_{out}	出口側の液温度, K
T_{sat}	飽和温度, K
T_S	試験発熱体内側表面温度, K

t	時間, s
ΔT_{sat}	$= T_s - T_{sat}$, 試験発熱体の表面過熱度, K
$\Delta T_{sub,in}$	$= T_{sat} - T_{in}$, 入口側サブクール度, K
$\Delta T_{sub,out}$	$= T_{sat} - T_{out}$, 出口側サブクール度, K
u	流速, m/s
V	試験発熱体の体積, m ³
V_I	標準抵抗の電圧, V
V_R	試験発熱体の電圧, V
V_T	ダブルブリッジの非平衡電圧, V
We	ウェイバー数 ($= G^2 d / \rho \sigma$)
λ	熱伝導率, W/mK
τ	e-folding 時間, s
ρ	密度, kg/m ³
μ	粘性係数, Ns/m ²
σ	表面張力, N/m

添字

a	平均
cal	計算
d	内径
g	ガス (気体)

h ヒーター

l 液体

ONB 核沸騰開始点 (Onset of Nucleate Boiling)

sat 飽和温度

st 定常

sub サブクール度

w 壁面

本研究に関連して発表した論文

学術雑誌論文

- [1] 中村 雄史, 劉 秋生, 柴原 誠, 畑 幸一, 福田 勝哉, “垂直細管における乱流非定常熱伝達に関する研究”, 日本マリンエンジニアリング学会誌, 第 53 巻, 第 6 号, pp.137-144, (2018).
- [2] Yuji NAKAMURA, Qiusheng LIU, Makoto SHIBAHARA, Koichi HATA and Katsuya FUKUDA, “Transient critical heat flux of upward water flow boiling in vertical small tube at slow velocity”, Mechanical Engineering Journal, Vol.6, No.1, pp.1-11, (2019). (DOI:10.1299/mej.18-00425).

国際会議プロシーディング

- [1] Yuji NAKAMURA, Qiusheng LIU, Katsuya FUKUDA, Makoto SHIBAHARA and Koichi HATA, “Transient Heat transfer in Vertical Small Tube at Slow Flow Velocities”, Proceedings of the International Symposium on Marine Engineering (ISME 2017), Paper No. C18-309, pp. 483-484, Oct. 15-19, 2017, Tokyo, Japan.

- [2] Yuji NAKAMURA, Qiusheng LIU, Makoto SHIBAHARA, Koichi HATA and Katsuya FUKUDA, “Transient Subcooled Flow Boiling Phenomena in a Vertical Small Tube”, Proceedings of the ASME 2019 Summer Heat Transfer Conference, HT2019, Paper No. HT2019-3699, pp.1-6, July 14-17, 2019, Bellevue, WA, USA.

国内学術講演会論文

- [1] 中村 雄史, 劉 秋生, 柴原 誠, 畑 幸一, 福田 勝哉, “低流速の非定常円管内流動非沸騰熱伝達に関する研究”, 第 85 回マリンエンジニアリング学術講演会講演論文集, pp.137-138 (2015/10).
- [2] 中村 雄史, 劉 秋生, 柴原 誠, 畑 幸一, 福田 勝哉, “低流速領域の垂直短管内における過渡強制対流熱伝達”, 第 86 回マリンエンジニアリング学術講演会講演論文集, pp.87-88 (2016/10).
- [3] 中村 雄史, 劉 秋生, 柴原 誠, 畑 幸一, 福田 勝哉, “低流速領域における垂直細管内の限界熱流束”, 日本機械学会関西支部第 92 期定時総会・講演会講演論文集, No.174-1, pp.123-126 (2017/3).

- [4] 中村 雄史, 劉 秋生, 柴原 誠, 畑 幸一, 福田 勝哉, “垂直細管内の低流速領域における非定常熱伝達に関する研究”, 第 87 回マリンエンジニアリング学術講演会講演論文集, pp.63-64 (2017/5).
- [5] 中村 雄史, 劉 秋生, 柴原 誠, 畑 幸一, 福田 勝哉, “垂直細管内における過渡限界熱流束”, 日本機械学会関西支部第 93 期定時総会・講演会講演論文集, No.184-1, pp.430-433 (2018/3).

謝辞

本博士論文は、多くの方々のご協力により完成することができました。本研究をまとめるにあたって終始ご指導、ご鞭撻をいただいた神戸大学大学院 海事科学研究科 劉秋生教授に深く感謝の意を表します。

本論文を完成するにあたり、神戸大学大学院 海事科学研究科 三村治夫教授 段智久教授には、本論文についてのご助言や誤字脱字等のご指摘を頂きましたことに深く感謝の意を表します。

本研究に使用した、高熱流束除熱実験装置の設置・調整の段階からご指導、ご鞭撻をいただきました神戸大学名誉教授 福田勝哉先生に深く感謝の意を表します。実験データの計測や研究を進める上での多くの助言をいただいた神戸大学大学院 海事科学研究科 柴原誠先生 畑幸一先生に深く感謝の意を表します。元神戸大学教授の伊丹良治先生には、研究を進めていく上での多くの助言を頂き、深く感謝の意を表します。

最後に本論文を取り纏めるにあたり、筆者を支えてくれました妻の真美、応援してくれた子供の巧、そして私と妻の両親に心から感謝いたします。

令和元年7月 中村 雄史