

2003-013



水を用いた外部冷却による超高温界熱流束の研究
- 超高熱流束冷却の実現と限界熱流束の予測精度の改善 -
(原子力基礎研究 H11-004)
(委託研究)

2003年3月

門出 政則*・光武 雄一*・石田 賢治*・日野 竜太郎

日本原子力研究所
Japan Atomic Energy Research Institute

本レポートは、日本原子力研究所が不定期に公刊している研究報告書です。
入手の問合せは、日本原子力研究所研究情報部研究情報課（〒319-1195 茨城県
那珂郡東海村）あて、お申し越し下さい。なお、このほかに財団法人原子力弘済会資料
センター（〒319-1195 茨城県那珂郡東海村日本原子力研究所内）で複写による実費
頒布を行っております。

This report is issued irregularly.

Inquiries about availability of the reports should be addressed to Research
Information Division, Department of Intellectual Resources, Japan Atomic Energy
Research Institute, Tokai-mura, Naka-gun, Ibaraki-ken 〒319-1195, Japan.

水を用いた外部冷却による超高温界熱流束の研究
－超高温界熱流束冷却の実現と限界熱流束の予測精度の改善－
(原子力基礎研究 H11-004)
(委託研究)

日本原子力研究所東海研究所大強度陽子加速器施設開発センター
門出 政則*・光武 雄一*・石田 賢治*・日野 竜太郎

(2003年1月29日受理)

次世代原子力機器での 100 MW/m^2 オーダーの超高温界熱流束除熱技術の確立を目的として、高サブクール衝突噴流冷却による超高温界熱流束の実現の可能性を実証するための実験的研究を行った。実験装置は、直流通電加熱されるニッケル箔製長方形加熱面（幅 4 mm、長さ 5, 10 mm、厚さ 0.03 - 0.3 mm）の片面中心に直径 2 mm のノズルから水噴流を衝突させて冷却を行うものであり、噴流速度 5~60 m/s、系圧力 0.1~1.0 MPa、噴流サブクール度 80~170 K の広範囲に亘る限界熱流束の測定が可能である。この装置により限界熱流束に対する加熱面厚さ、サブクール度、噴流速度の特性を調べた。その結果、加熱面の厚さ、すなわち熱容量の減少に伴い限界熱流束が最大 50 %まで低下する傾向が見られた。一方、限界熱流束に対するサブクール度および噴流速度の特性は、加熱面長さ 10 mm においては、著者が提案したサブクール衝突噴流沸騰系の無次元整理式で表される特性と 20 % の誤差範囲内でよく一致したが、加熱面長さ 5 mm では最大-40 % 偏倚し、予測精度の低下が明らかとなった。限界熱流束の最大値として、圧力 0.5 MPa、サブクール度 151 K、噴流速度 35 m/s、加熱面長さ 5 mm の条件で 212 MW/m^2 が達成された。なお、大気圧条件下の限界熱流束は、気液界面での気体分子運動論に基づく理論上の最高熱流束の 48 % まで到達し、従来の最高値 30 % に対して 60 % も向上できた。本研究の結果、衝突噴流による超高温界熱流束冷却の実現の可能性が示された。

本研究は、日本原子力研究所の平成 11,12,13 年度「原子力基礎研究推進制度」の支援により実施した研究の成果である。

東海研究所 : 〒319-1195 茨城県那珂郡東海村白方白根 2-4

* 佐賀大学理工学部機械システム工学科

Research on Cooling of Ultra High Critical Heat Flux with External Flow Boiling of Water
—Challenge to Achieve Ultra High Critical Heat Flux and Improvement in Estimation

of Critical Heat Flux —

(JAERI's Nuclear Research Promotion Program, H11-004)
(Contract Research)

Masanori MONDE*, Yuichi MITSUTAKE*, Kenji ISHIDA* and Ryutaro HINO

Center for Proton Accelerator Facilities
Tokai Research Establishment
Japan Atomic Energy Research Institute
Tokai-mura, Naka-gun, Ibaraki-ken

(Received January 29, 2003)

An ultra high critical heat flux (CHF) has been challenged with a highly subcooled water jet impinging on a small rectangular heated surface. Major objective of the study is to achieve an ultra high heat flux cooling as large as 100 MW/m^2 and to establish an accurate estimation method of the CHF. The experiments were carried out over the experimental range; a fixed jet diameter of 2 mm, jet velocity of 5 - 35 m/s, degree of subcooling of 80 - 170 K and system pressure of 0.1 - 1.0 MPa. The rectangular heated surface with a thin nickel foil of 0.03 - 0.3 mm in thickness, 5 and 10 mm in length, and 4 mm in width and heated by a direct current.

Effects of thickness of heater wall, jet velocity and subcooling on the CHF were experimentally elucidated. The experimental results show that the CHF decreases about 50 % as the heater thickness, namely heat capacity of heater decreases. Characteristics of the CHF with heater length of 10 mm are correlated within $\pm 20 \text{ \%}$ by the generalized correlation of subcooled CHF proposed by the authors. However, the CHF with the shorter heater length of 5 mm shows large deviation of -40% especially at lower subcooling and higher velocity. The maximum CHF of 212 MW/m^2 was achieved at the subcooling

This research was supported by the JAERI's Nuclear Research Promotion Program (JANP) in 1999, 2000 and 2001.

* Mecanical Engineering Saga University

of 151 K, the jet velocity of 35 m/s and system pressure of 0.5 MPa. The maximum CHF under atmospheric pressure approaches to 48 % of the ultimate maximum heat flux given by the assumptions that vapor molecules leave a liquid-vapor interface at the average speed of a Boltzman-Maxwellian gas and any molecules returning to the interface are not permitted. The ratio of the CHF and ultimate maximum heat flux was considerably enhanced from the existing record of 30 %. This study can give the feasibility of ultra high heat flux removal facing in a development of components such as a diverter of a fusion reactor.

Keywords : Critical Heat Flux, Impinging Jet, Boiling, Forced Convection

This is a blank page.

目 次

1. 緒 言 -----	1
2. 沸騰熱伝達と限界熱流束 -----	1
2.1 核沸騰熱伝達とマクロ液膜の特性 -----	2
2.2 マクロ液膜の厚さと構造 -----	2
2.3 限界熱流束の基本的特性 -----	3
2.3.1 マクロ液膜に注目した限界熱流束モデル -----	4
2.3.2 ミクロ液膜に注目した限界熱流束モデル -----	4
2.4 衝突噴流沸騰系の限界熱流束 -----	5
2.5 平板噴流沸騰系の限界熱流束 -----	8
2.6 細管内の限界熱流束 -----	8
2.7 理論最高熱流束 -----	9
2.8 理論最高熱流束と限界熱流束との関係 -----	10
3. 実験装置と実験方法 -----	10
3.1 加熱面の熱設計 -----	10
3.2 実験装置の構成 -----	11
3.3 実験方法 -----	12
4. 実験結果と考察 -----	13
4.1 限界熱流束に及ぼす加熱面厚さの影響 -----	13
4.2 限界熱流束に及ぼすサブクール度の影響 -----	13
4.3 限界熱流束に対する噴流速度の影響 -----	14
4.4 限界熱流束の整理式の予測精度 -----	14
4.5 気体分子運動論に基づく理論最高熱流束値との比較 -----	15
5. 結 言 -----	15

参考文献	-----	16
付録 限界熱流束測定データ一覧	-----	43

Contents

1. Introduction -----	1
2. Boiling Heat Transfer and Critical Heat Flux -----	1
2.1 Feature of Nucleate Boiling Heat Transfer and Macro Layer -----	2
2.2 Structure and Thickness of Macro Layer -----	2
2.3 Characteristic of Critical Heat Flux -----	3
2.3.1 Critical Heat Flux Model Based on Macro Layer -----	4
2.3.2 Critical Heat Flux Model Based on Micro Layer -----	4
2.4 Critical Heat Flux during Impinging Jet Cooling -----	5
2.5 Critical Heat Flux during Plane Jet Cooling -----	8
2.6 Critical Heat Flux of Internal Flow Boiling in Small Tube -----	8
2.7 Theoretical Maximum Heat Flux -----	9
2.8 Comparison of Theoretical Maximum Heat Flux and Critical Heat Flux -----	10
3. Experimental Apparatus and Procedure -----	10
3.1 Thermal Design of Heated Surface -----	10
3.2 Experimental Apparatus -----	11
3.3 Experimental Procedure -----	12
4. Results and Discussion -----	13
4.1 Effect of Heater Thickness on Critical Heat Flux -----	13
4.2 Effect of Subcooling on Critical Heat Flux -----	13
4.3 Effect of Jet Velocity on Critical Heat Flux -----	14
4.4 Accuracy of Empirical Correlation -----	14
4.5 Comparison of Theoretical Maximum Heat Flux and Critical Heat Flux -----	15
5. Conclusion -----	15

References -----	16
Appendix List of Measured Critical Heat Flux -----	43

1. 緒 言

核融合炉ダイバータや中性子源陽子ビームターゲットなどの原子力機器の開発では数 10 MW/m² オーダーの高熱流束の除熱技術がその成否を握るといつても過言ではなく、将来的にはさらに 1 枠大きい 100 MW/m² オーダーの超高熱流束面の冷却が必要と考えられる。このような高熱負荷機器の発熱密度の増加に対して、冷却側の熱流束をどこまで引き上げ可能か、その上限値を知ることは工学的のみならず学術的にも興味ある問題である。

例えば、Gambill - Lienhard⁽¹⁾は、沸騰熱伝達により伝達可能な熱流束の上限値として気液界面での気体分子運動論に基づいた最高熱流束を理論的に与えている。しかし、現実には加熱面より流出する蒸気流と加熱面上への流体の供給のバランスを阻害する流体力学的な要因のために、沸騰熱伝達の上限値すなわち限界熱流束の実測値は、理論最高熱流束の高々 30 %程度の低い値に留まっている。このため、流体力学的な阻害要因を何らかの方法によって積極的に排除できれば、理論的に限界熱流束は大幅な向上が期待できる。

一方、門出ら⁽²⁾は高サブクール噴流を直接加熱面へ供給し、液体供給を阻害する蒸気流を液膜流で強制的に除去を行う高サブクール衝突噴流沸騰系の限界熱流束を測定した。その結果、限界熱流束が著しく改善され、高サブクール衝突噴流沸騰系が超高熱流束除熱手段として有望であることが分かった。

そこで、本研究では大気圧下の水に対する理論最高熱流束に匹敵する 250 MW/m² の超高熱流束冷却を目標とし、その実現の可能性を高サブクール衝突噴流沸騰系によって検証した。実験は、試験流体として水、圧力 $P = 0.1 \sim 2$ MPa、サブクール度 $\Delta T_{sub} = 80 \sim 170$ K、噴流直径 $d = 2$ mm、 $L/d = 2.5 \sim 5$ 、噴流速度 $u = 5 \sim 60$ m/s の範囲で限界熱流束の測定を行い、限界熱流束に及ぼす噴流速度、サブクール度、加熱面厚さの影響について検討した。また、限界熱流束の予測式の適用限界についても検討した。

2. 沸騰熱伝達と限界熱流束

沸騰熱伝達は、固体表面からの熱を液体の蒸発すなわち相変化によって熱輸送する現象である。従って、沸騰による熱輸送は固体表面への液体供給とそこで発生した蒸気との正常な循環サイクルが保たれている限り安定な熱輸送となっている。例えば、プール沸騰熱伝達で固体面上での気液の循環が定常的に行われている限り、Fig.1 に示されるような熱流束と過熱度の関係^(3,4)（沸騰曲線）が得られる。一方、この循環が何らかの要因で維持できなり、固体面の液の供給が制限されると安定な熱輸送が達成されなくなるという限界が起こる。この限界点は、Fig.1 中の各沸騰曲線の最大点に対応し、各流動様式によって異なる最大点となっている。この熱輸送限界を沸騰熱伝達における限界熱流束と呼ぶ。

しかし、正常な循環を妨げている要因がある方法、例えば噴流⁽⁵⁻⁹⁾によって強制的に液を固体面に供給するという方法で除去できれば、再び正常な気液の循環が達成され、この限界熱流束点を

改善することが可能となる。Fig. 1 から噴流による液体の強制的供給によって限界熱流束が向上する様子が分かる。

2. 1 核沸騰熱伝達とマクロ液膜の特性

沸騰開始の熱流束や発生した気泡が互いに合体しない熱流束域では、その熱伝達が、加熱面の表面状態、加熱面上の流れの状況（自然対流や強制対流など）や加熱面の向きなどに大きく支配されているが、ある熱流束以上（高熱流束域と呼ぶ）になるとそれらの影響を受けなくなり、いろいろな状況下で得られる沸騰曲線は Fig.1 に示されるようにほぼ通常の飽和プール沸騰曲線の延長上に現れる。同様に、十分発達した沸騰域では噴流沸騰系の沸騰はプール沸騰と同じ性格を持ちながら限界熱流束点のみが、噴流速度の増加に伴って高熱流束側に延長されて行くという性格を持っている。

Fig.2 は、甲藤・横谷⁽¹⁰⁾が限界熱流束近傍（高熱流束域）での飽和沸騰プール沸騰での加熱面上の気液の流動状況を高速カメラで観察した結果を基に描いた蒸気塊と加熱面上の薄液膜（マクロ液膜と呼ぶ）の様子（代表的な一コマ、詳細は、文献⁽¹⁰⁾の図 7 参照）および原村⁽¹¹⁾が、限界熱流束点近傍での水平細線上の気液の挙動を高速度カメラで観測した結果を基に描いた気泡の挙動を示す。原村⁽¹¹⁾は、限界熱流束点近傍での水平細線上に形成される合体泡の挙動は、水平加熱面の場合と類似していることおよび熱流束と気泡挙動の相関から合体泡下にマクロ液膜によって熱伝達が支配されていることを報告している。

また、噴流沸騰系での加熱面上の流動状況は、限界熱流束近傍では、供給される液の大部分は加熱面上に形成されたマクロ液膜から発生する蒸気流によって激しく飛散され、少量の液が主流からこのマクロ液膜に供給されていることおよびそのときの流動状況が熱流束の増加につれて Fig.3 に示されるように変化することが報告^(7, 12)されている。

沸騰曲線の特性および流動状況から推定すると、十分発達した沸騰状況では沸騰熱伝達および限界熱流束は加熱面上に自律的に存在しているマクロ液膜内での蒸発に伴う気液の流れに支配される現象と言える。

2. 2 マクロ液膜の厚さと構造

マクロ液膜の厚さを初めて測定したのは、Gaertner⁽¹³⁾、Gaertner and Westwater⁽¹⁴⁾で、大気圧の水に対して行われている。その後、飯田・小林⁽¹⁵⁾はボイド率分布からマクロ液膜の厚さを推定している。また、Bhat ら⁽¹⁶⁾は、大気圧の水について、また Rajvanshi ら⁽¹⁷⁾は、大気圧下の有機液体についてマクロ液膜の厚さを測定している。そして、マクロ液膜の厚さ δ_o は、一般に次式の関数形で与えられている。

$$\delta_o = Cq^n [W/m^2] \quad [m] \quad (1)$$

ここで、 $C = 0.485 \times 10^5 \sim 3.23 \times 10^5$, $n = -1.42 \sim -1.53$ である（係数と指数は研究者によって異なる）。

また、Bhat ら⁽¹⁸⁾は、マクロ液膜の形成は、液膜内で発生した気泡が成長し、隣接気泡と接合合体したときに形成されるとしている。一方、原村・甲藤⁽¹⁹⁾は、発砲点で発生した蒸気が液膜内に蒸気柱として存在し、その蒸気柱が Helmholtz 不安定によって崩壊すると仮定し、マクロ液膜厚

さを次式で与えている。

$$\delta_o = 0.00536 \frac{\sigma}{\rho_g} \left(1 + \frac{\rho_g}{\rho_l} \right) \left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^{0.4} \left(\frac{\rho_g h_{fg}}{q_{co}} \right)^2 \quad (2)$$

ここで、 δ_o はマクロ液膜厚さ、 ρ_g, ρ_l は、気液の密度、 σ は表面張力、 h_{fg} は蒸発潜熱である。なお、この液膜厚さの係数は、最終的にはこの液膜を用いて得られた限界熱流束がプール沸騰の限界熱流束と一致するように定められている点を考慮すると検証すべき実験定数が1つ含まれていることになる。

式(1)と式(2)を比較すると熱流束の影響が多少異なっているけれども、式(2)の係数を2倍に修正した値を採用すると、水および有機液体の測定値が比較的良く近似されるという結果⁽¹⁷⁾は、1つの検証になっている。また、Pasamehmetoglu ら⁽²⁰⁾は、液膜厚さと Helmholtz 不安定とは関連ありそうであると肯定している。

マクロ液膜の構造は、Bhat ら⁽¹⁸⁾や原村・甲藤⁽¹⁹⁾の考えに従うと、加熱面上には蒸気を激しく発生する点（微細な点）が存在することになる。永井・西尾⁽²¹⁾は、この点を含む微少面が、限界熱流束近傍では乾燥していることを詳細な観察から指摘している。また、Liaw and Dhir⁽²²⁾も、加熱面近傍のボイド率の測定から、マクロ液膜内に蒸気柱の存在を肯定し、さらに加熱面上には乾燥面が存在することを報告している。この結果、限界熱流束直前のマクロ液膜の構造は、近似的に Fig.4 に示されるような3層構造になっていると考えられている。すなわち、加熱面上には大きな合体泡が存在し、その合体泡と加熱面との間にはさらにある液膜層（マクロ液膜）が存在している。そして、マクロ液膜が加熱面と直接接しているところでは、固体—液体—気体の3相界面を形成し、そこで激しい沸騰によって蒸気が生成されている。したがって、3相界面を含み、激しい蒸気生成を生じている微細な液膜が存在し、マクロ液膜と異なった性質を持つことになる。この液膜をミクロ液膜と呼んでいる。なお、噴流沸騰系の限界熱流束近傍において、加熱面上には同様な構造を持った液膜が存在していることが、沸騰曲線の特性および観察から推測されている。

ところで、マクロ液膜の厚さは、大気圧の水と有機液体について測定されているが、その構造についてはほとんど定量的な測定や観測が行われていないのが現状である。例えば、マクロ液膜とミクロ液膜の機能について、Jairapuri ら⁽²³⁾は、加熱面からの熱移動は、平均的にはマクロ液膜での熱伝導に、一方 Chyu⁽²⁴⁾は、ミクロ液膜での蒸発に支配されていると相反する報告がなされている。これは、測定や観察が非常に難しいためであろう。

2. 3 限界熱流束の基本的特性

限界熱流束の機構に関する数多くの先駆的研究があり、例えば「気泡充満説」、「気液の不安定理論」や「力学的エネルギー安定説」などの考え方方が当初発表されていたが、そこで限界熱流束は、加熱面近傍の気液の流れや表面状態と直接的な関わりがなく決定されていることから加熱面上の実際の流動状況とかなり乖離している。一方、最近加熱面上の流動状況特に加熱面上に存在している液膜に注目した限界熱流束モデルが検討されている。

2. 3. 1 マクロ液膜に注目した限界熱流束モデル

甲藤・横谷⁽¹⁰⁾は、加熱面上のマクロ液膜の厚さの変化と合体泡の挙動に関する詳細な研究から、「限界熱流束の発生が蒸発によるマクロ液膜の消耗とこの液膜への液体供給のバランスから生ずる」という基本的な考え方を提案している。そして、この考え方を基に、合体泡を人工的に崩壊（合体泡の滞在時間を減少）させる方法⁽⁶⁾やマクロ液膜に直接液を供給する方法^(2, 7, 12)（Fig.4 参照）によって、限界熱流束が著しく改善され、新たな限界熱流束点が Fig.1 の核沸騰曲線の延長上に現れることを実験的に示した。この結果、加熱面からの熱流束は、安定な気液相変化が継続されている限り上昇し続けることが可能になることになる。また、Kopchikov⁽²⁵⁾は、ミスト冷却法（大気圧の水の場合、0.03-0.3 mm の薄液膜が加熱面上に形成されている）によって限界熱流束点を気液の熱力学的平衡点まで上昇できることを報告している。このときの限界熱流束は、 $q_c = 5.3 \times 10^6 \text{ W/m}^2$ まで上昇している。一方、衝突噴流によって直接液体を供給する場合⁽⁷⁾、大気圧の水では噴流速度 $u = 60 \text{ m/s}$ で $q_{co} = 1.8 \times 10^7 \text{ W/m}^2$ の限界熱流束まで到達している。しかし、 $q_{co} = 1.8 \times 10^7 \text{ W/m}^2$ での限界が①気液の熱力学的平衡点に対応しているのか、②液の供給不足によるのか、③発生蒸気の滞留によるものか不明であった。

原村・甲藤のマクロ液膜を用いた新しいモデル⁽¹⁹⁾を基に、式(2)のマクロ液膜への液の供給量とそこでの蒸気生成によって消耗される熱量との釣り合いから決定された衝突噴流沸騰系の限界熱流束の整理式は、限界熱流束の基本特性と良く一致していることが報告⁽²⁶⁾されている。さらに、いろいろな外部流れで生じる限界熱流束に対しても、同様な手順で決定された限界熱流束の整理式は、それぞれの限界熱流束の基本特性を良く表していることが明らかになった。この結果、マクロ液膜に基づく限界熱流束モデル⁽¹⁹⁾は、限界熱流束の整理にあたって有力な手がかりを与えていたと同時に気液の挙動と限界熱流束の関連性を巨視的に捕らえた首尾一貫したモデルと見なすことができる。

甲藤・原村は、プール沸騰の限界熱流束を次式で与えている。

$$\frac{q_{co} / \rho_g h_{fg}}{\sqrt[4]{\sigma g (\rho_l - \rho_g) / \rho_g^2}} = \left(\frac{\pi^4}{2^{11} 3^2} \right)^{1/16} \left(\frac{\rho_l / \rho_g + 1}{(\xi \rho_l / \rho_g + 1)^{3/5}} \right)^{5/16} \left(\frac{A_g}{A_w} \right)^{5/8} \left(1 - \frac{A_g}{A_w} \right)^{5/16} \quad (3)$$

そして、従来報告されているプール沸騰の限界熱流束の整理式との比較から間接的に面積比 A_g/A_w を推定している。

$$\frac{A_g}{A_w} = 0.0654 \sqrt{(\xi \rho_l / \rho_g + 1)^{3/5} / (\rho_l / \rho_g + 1)}$$

この式の導出に当たって重要なことは、マクロ液膜に供給される液流量と蒸発量との釣り合いからこの式が得られたということである。

2. 3. 2 ミクロ液膜に注目した限界熱流束モデル

マクロ液膜内の蒸気柱は、実際には液膜と加熱面との固液接触部で生成された蒸気の通路として形成されたものであることおよびプール沸騰中のマクロ液膜の詳細な観察から、「マクロ液膜下

部に存在しているミクロ液膜で激しい蒸発が生じており、そこで熱移動に限界熱流束が律則されている」という考え方から新しいモデルが最近提案されている。例えば、趙ら⁽²⁵⁾は、ミクロ液膜内で発生する1次気泡による熱輸送量が、最大値になったとき限界熱流束となることを提案している。また、Nishio ら⁽²⁸⁾や Dhir and Liaw⁽²⁹⁾は、固気液3相界面で蒸気が生成されているのでそこに存在している3相界面の密度（単位面積あたりの界面の長さ）とそこで熱移動量から最大熱輸送量、すなわち限界熱流束が決定されるという新しいモデルを提案している。

2. 4 衝突噴流沸騰系の限界熱流束

(1) 飽和液の限界熱流束

門出⁽²⁶⁾は、衝突噴流沸騰系の限界熱流束発生近傍の流動状況を観察した結果、巨視的には Fig.3 で示されることが報告されている。すなわち、加熱面上の流動状況は、限界熱流束近傍では、加熱面上で激しい核沸騰が生じている薄い液膜（マクロ液膜と呼ぶ）が形成されている。そして、外部から強制的に供給される液の大部分は加熱面上に形成されたマクロ液膜から発生する蒸気流によって激しく飛散され、少量の液のみが主流からこのマクロ液膜に供給されていることおよびそのときの流動状況が熱流束の増加につれて Fig.3 に示されるように変化することが報告⁽²⁶⁾されている。

このマクロ液膜に供給される液流量とそこでの沸騰蒸発によって消費される液流量が等しいときに限界熱流束が発生すると考えるとそこで熱バランスは、飽和液が流入する場合、次式となる。

$$q_{co} \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) = \rho_l u \pi d \delta_0 h_{lg} \quad (4)$$

ここで、 δ_0 はマクロ液膜厚さ、 ρ_g, ρ_l は、気液の密度、 σ は表面張力、 h_{lg} は蒸発潜熱である。

ところで、マクロ液膜厚さについて、原村・甲藤⁽¹⁹⁾は、発砲点で発生した蒸気が液膜内に蒸気柱として存在し、その蒸気柱が Helmholtz 不安定によって崩壊すると仮定し、更にプール沸騰の限界熱流束との整合性からマクロ液膜厚さを次式で与えている。

$$\delta_0 = 0.00536 \frac{\sigma}{\rho_g} \left(1 + \frac{\rho_g}{\rho_l} \right) \left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^{0.4} \left(\frac{\rho_g h_{lg}}{q_{co}} \right)^2 \quad (5)$$

式(5)の δ_0 を式(4)に代入し、整理すると飽和液の限界熱流束に対する式が得られる。

$$\frac{q_{co}}{\rho_g h_{lg} u} = 0.221 \left(\frac{\rho_l}{\rho_g} \right)^{0.533} \left(1 + \frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^{1/3} \left(\frac{2\sigma d}{\rho_l u^2 (D^2 - d^2)} \right)^{1/3} \quad (6)$$

衝突噴流沸騰系で測定された限界熱流束を用いて、式(6)を修正した結果、次式で限界熱流束値が広く整理されることが報告されている⁽²⁶⁾。なお、式(7)の適用範囲は $\Delta T_{sub} < 80$ K, $u = 5 \sim 33.9$ m/s, $D/d = 20 \sim 30$, $\rho_l/\rho_g = 8.8 \sim 1605$ である。

$$\frac{q_c}{\rho_g h_{fg} u} = 0.221 (\rho_l / \rho_g)^{0.645} \left(\frac{2\sigma}{\rho_l u^2 (D - d)} \right)^{0.343} (1 + D/d)^{-0.364} \quad (7)$$

式(7)と式(6)を比較すると両者の予測値が多少異なっている点を除くと両者の関数形は非常に近い関係にあることが理解できる。この結果、巨視的には、原村・甲藤⁽¹⁹⁾が提案している限界熱流束の発生機構を支持しているものと考えられる。

(2) サブクール衝突噴流沸騰系の限界熱流束⁽²⁾

噴流がサブクール液の場合、Fig.5 の流動モデルに示されるように、衝突噴流沸騰系における限界熱流束近傍の加熱面上の流動状況は飽和域 (A) とサブクール域 (B+C) に分割して考えることができる。そこで、まず飽和域 (A) に注目するとこの領域では激しい核沸騰が生じていることから、加熱面上に形成される核沸騰を支配している液層内の流れは、飽和の流れになっているはずである。したがって、この領域の限界熱流束については、飽和の予測式(7)をそのまま適用することが可能である。そこで、式(7)を適用すると、サブクール衝突噴流沸騰系の限界熱流束は次式のように与えられる。

$$\frac{q_c}{\rho_v h_{fg} u_l} = 0.221 (\rho_l / \rho_g)^{0.645} \left[\frac{2\sigma}{\rho_l u_l^2 (D - D')} \right]^{0.343} \cdot (1 + D/D')^{-0.364} \quad (8)$$

ここで、 u_l は $D'/2$ の位置での平均速度である。簡単のため、 $u_l = ku$ ($k < 1$) と仮定する。なお、飽和沸騰では Fig.3 に示されるように核沸騰を支配している薄液膜が噴流の衝突位置近くまで接近しているので、この液膜に流入している液速度はほぼ噴流速度に近く $k = 1$ と考えられる。一方サブクールの場合、Fig.5 に示されるように薄液膜の位置は、衝突噴流位置から距離 $D'/2$ だけ離れているので、液膜流のこの位置での速度は噴流速度より減少し、 $k < 1$ となる。

ところで、放射状液膜流に関する Watson の研究結果によれば、層流流れの場合、 k の値は、 $d/2 < r < r_o$ [$r_o/(d/2) = 0.367(u\delta/v)^{1/3}$, r_o : 速度境界層が自由界面に到達する位置] の範囲では半径 r の増加につれてほぼ直線的に減少することおよび $r_o < r < 2r_o$ の範囲では、 k の値は半径の逆数に比例して減少することが報告されている。

なお、実際の加熱面は長方形であるが、円形加熱面と考えても限界熱流束に対して本質的な影響を及ぼさないので、これ以降は円形として進める。

一方、サブクール域については、この領域に対する熱エネルギーの釣り合いを考えると、

$$k_1 \rho_l \frac{\pi}{4} d^2 u c_p \Delta T_{sub} = q_c \frac{\pi}{4} D'^2 \quad (9)$$

となる。ここで、係数 k_1 は供給されたサブクール液が飽和温度まで加熱された割合を示す。 k_1 の値はレイノルズ数やプラントル数の関数および飛散液適量の関数になるけれども、ここでは簡単に $k_1 = 1$ と仮定する。

式(8)、(9)からサブクール域の長さ D' を直接消去することによって、サブクール沸騰の限界熱流束を決定できるけれども、その式は陰関数となるので、式(9)を直接式(8)に代入する前に以下の

のような簡略化を行う。まず、式(8)を飽和の式(7)で割ると

$$\frac{q_c}{q_{co}} = k^{0.314} \left(\frac{1+d/D}{1+D'/D} \right)^{0.021} \left\{ \frac{1-(d/D)^2}{1+(D'/D)^2} \right\}^{0.343} \cdot \left(\frac{D'}{d} \right)^{0.364} \quad (10)$$

$D'/D < 1$ および $d/D < 1$ という関係を用いて、式(10)を展開し、これらの二次以上の項を無視し、さらに $\{1 + 0.021(d/D)(1 - D'/d)\} \sim 1$ と近似すると次式になる。

$$\frac{q_c}{q_{co}} = k^{0.314} \left[1 + 0.343(d/D)^2 \left((D'/d)^2 - 1 \right) \right] (D'/d)^{0.364} \quad (11)$$

ところで、式(11)において、 $Ja \rightarrow 0$ のとき、 $k \rightarrow 1$ 、 $D'/d \rightarrow 1$ および $q_c/q_{co} \rightarrow 1$ であることを考慮して、 $k^{0.314}(D'/d)^{0.364} = 1$ と仮定 ($D'/d > 1$ が大きくなると逆に $k < 1$ の値が小さくなるという k の特性を考慮すると不自然な仮定ではないと考えられる) すると、式(11)は次式のような簡単な関数形を得る。

$$\frac{q_c}{q_{co}} = 1 + 0.343(d/D)^2 (D'/d)^2 \quad (12)$$

式(12)に式(9)を代入すると、

$$\frac{q_c}{q_{co}} = 1 + 0.343(d/D)^2 \frac{\rho_g u h_{lg}}{q_c} Ja \quad (13)$$

式(7)を用いて、式(13)から q_c/q_{co} を求めると、式(14)となる。

$$\frac{q_c}{q_{co}} = \frac{1 + \sqrt{1 + 4C_1 \cdot Ja}}{2} \quad (14)$$

ここで、

$$C_1 = \frac{1.55(d/D)^2 (1+D/d)^{0.364}}{(\rho_l/\rho_g)^{0.645} [2\sigma/\rho_l u^2 (D-d)]^{0.343}} \quad (15)$$

式(14)から予測される各試験流体の限界熱流束を測定値と比較した結果、噴流速度やサブクーラ度の影響についてはかなり正しく評価されていることおよび予測値が試験流体ごとに多少上下に偏倚していることおよび水と R113 の実験データが予測値より大きくなっていることが報告⁽²⁾されており。これらの欠点などを総合的に検討した結果、これは、式(12)の導出にあたって $k^{0.314}(D'/d)^{0.364} = 1$ と仮定したためである。いま、 $Ja \rightarrow 0$ のとき $k^{0.314}(D'/d)^{0.364} \rightarrow 1$ という特性を再度考慮すると、上記結果は、 $Ja > 0$ に対して $k^{0.314}(D'/d)^{0.364} > 1$ となることを示すものと考えられる。

そこで、この偏倚が、小さくなるように式(15)の密度比の指数を再検討した結果、次式を得た。

$$C_2 = \frac{0.95(d/D)^2(1+D/d)^{0.364}}{(\rho_l/\rho_g)^{0.43} [2\sigma/\rho_l u^2(D-d)]^{0.343}} \quad (16)$$

式(15)の代わりに式(16)を用いると、測定されたサブクール限界熱流束がよく整理されることが報告されている。

以上のような経緯から、サブクール液の限界熱流束は、次式で与えられることになる。

$$\frac{q_c}{q_{co}} = \frac{1 + \sqrt{1 + 4 C Ja}}{2} \quad (17)$$

ここで、

$$\frac{q_{co}}{\rho_g h_{fg} u} = 0.221 (\rho_l/\rho_g)^{0.645} \left(\frac{2\sigma}{\rho_l u^2 (D-d)} \right)^{0.343} (1+D/d)^{-0.364} \quad (18)$$

$$C = \frac{0.95(d/D)^2(1+D/d)^{0.364}}{(\rho_l/\rho_g)^{0.43} [2\sigma/\rho_l u^2 (D-d)]^{0.343}}$$

なお、式(17)の適用範囲は、 $\rho_l/\rho_g = 5.3 \sim 1603$ 、 $2\sigma/\rho_l u^2 (D-d) = 2 \times 10^{-7} \sim 10^{-3}$ 、 $D/d = 5 \sim 30$ である。式中の D の値は、加熱面が円形のときはその直径、一方長方形のときは、噴流位置から端面までの最遠距離の2倍をとり、より正確には、 $D = (L^2 + W^2)^{1/2}$ となる。ここで、 L は加熱面長さ、 W は加熱面幅である。

2. 5 平板噴流沸騰系の限界熱流束

飽和の平板噴流沸騰系についても全く同様な手順で、次式で限界熱流束が整理されることが確認されている。

$$\frac{q_{co}}{\rho_g h_{fg} u} = C (\rho_l/\rho_g)^m (1 + K (\rho_l/\rho_g)^n) \left(\frac{\sigma}{\rho_l u^2 L} \right)^{1/3} \quad (19)$$

$$C = 0.25, K = 1.2 \times 10^{-3}, m = 0.35, n = 1.0$$

更に、サブクールの平板噴流沸騰系についても、沸騰長の概念を導入することによってその限界熱流束は次式で整理されることが報告されている。

$$\frac{q_c}{q_{co}} = \left(1 + 0.35 \left(\rho_l/\rho_g \right)^{0.46} Ja \right) \quad (20)$$

2. 6 細管内の限界熱流束

Mudawar ら^(30, 31)は、非常に細い円管 ($d = 0.4 - 1.07$ mm) 内の上向き流れにおける限界熱流束を Table 1 に示されるような高質量流束、高サブクール条件下で測定を行い、これまでに到達した限界熱流束の最大値として $q_c = 276.9$ MW/m² を内管径 $d = 0.406$ mm, 管長 $L = 5.8$ mm, $L/D = 14.3$,

質量流束 $G = 1.20 \times 10^5 \text{ kgm}^{-2}\text{s}^{-1}$ (管内平均流速 $u = 132 \text{ m/s}$), 入口圧力 $P_{in} = 8.18 \text{ MPa}$, 入口液サブクール度 $\Delta T_{sub} = 270 \text{ K}$ という特殊な条件で実現した。そして、限界熱流束の整理式を以下のように提案している。

「入口条件を用いた整理式」

$$Bo = a_1 We_D^{c_1} \left(\frac{L}{D} \right)^{c_2} \left(\frac{\rho_L}{\rho_G} \right)^{b_1} \left[1 - a_2 \left(\frac{\rho_L}{\rho_G} \right)^{b_2 - b_1} x_i * \right] \quad (21)$$

ここで、 $a_1 = 0.0906, a_2 = 0.545, b_1 = -0.823, b_2 = 0.124, c_1 = -0.235, c_2 = -0.321$

「出口条件を用いた整理式」

$$Bo = a_1 We_D^{c_1} \left(\frac{\rho_L}{\rho_G} \right)^{b_1} \left[1 - \frac{a_4}{a_3} \left(\frac{\rho_L}{\rho_G} \right)^{b_4 - b_3} x_o \right] \quad (22)$$

ここで、 $a_3 = 0.0332, a_2 = 0.0227, b_3 = -0.681, b_4 = 0.151, c_1 = -0.235$

「入口条件を用いた整理式（推奨式）」

$$Bo = \frac{a_3 We_D^{c_1} \left(\frac{\rho_L}{\rho_G} \right)^{b_1} \left[1 - \frac{a_4}{a_3} \left(\frac{\rho_L}{\rho_G} \right)^{b_4 - b_3} x_i * \right]}{1 + 4a_4 We_D^{c_1} \left(\frac{\rho_L}{\rho_G} \right)^{b_4} \left(\frac{L}{D} \right)} \quad (23)$$

ここで、 $a_3 = 0.0332, a_2 = 0.0227, b_3 = -0.681, b_4 = 0.151, c_1 = -0.235$

$$Bo = \frac{q_c}{G h_{lg}}, \quad We_D = \frac{G^2 D}{P_L \sigma}, \quad x_i = \frac{h_i - h_{L,o}}{h_{L,o}}$$

Fig.6, Fig.7 は、測定された限界熱流束と整理式との比較を示す。特殊な条件下で測定された限界熱流束であるけれども、図に示されるように限界熱流束の大部分は推奨された整理式(23)を用いて±40 % の精度で予測されることが分かる。また、限界熱流束は、入口条件で与えられるパラメータを用いた方がより良い予測を与えてることが分かる。これは、限界熱流束現象が上流からの流れの状況変化と密接な関連を持ちながら生じているためと考えられる。

2. 7 理論最高熱流束

Gambill - Lienhard⁽¹⁾は、沸騰熱伝達の限界熱流束の上限値として、気液界面で発生した蒸気が、Boltzman-Maxwell の速度分布則に従って何の制約も受けることなく自由に気体分子が蒸発相に飛び出し、液相側への分子の跳ね返り（凝縮）が生じないと仮定する究極的な状況下での理論最高

熱流束 $q_{max,max}$ を式(24)で与えている。なお、式(24)の具体的な導出の過程については、例えば文献(32)などに詳しく述べられている。

Fig.8 に試験流体が水に対する理論最高熱流束 $q_{max,max}$ と飽和温度 T_{sat} を換算圧力 P/P_c に対して整理した結果を示す。Fig.1 から分かるように $q_{max,max}$ は圧力の上昇に伴う飽和温度の上昇に伴い急激に増大し、換算圧力 0.8 ~ 0.9 付近で最大値に到達すると、臨界圧力近傍で急速に減少することがわかる。また、大気圧で水を用いた理論最高熱流束 $q_{max,max}$ の値は、223 MW/m² に達する。

$$q_{max,max} = \rho_g h_{fg} \sqrt{RT/(2\pi M)} \quad (24)$$

2. 8 理論最高熱流束と限界熱流束との関係

これまでに実測されている限界熱流束は、式(24)で与えられる理論最高熱流束の高々数 10 % のかなり低い値に留まっている。例えば Mudawar ら⁽³⁰⁾ は、限界熱流束の最高記録を達成したが、細管出口圧力基準の理論最高熱流束に対する限界熱流束の到達割合は最大 0.19 である。また、稻坂ら⁽³³⁾は大気圧下の細管内強制対流沸騰実験において到達割合 0.3 を記録し、この値が現在までのところ最高記録である。

このように理論最高熱流束に対して限界熱流束が低くなる原因是前節で述べたように、沸騰熱伝達による熱輸送量の上限が加熱面より流出する蒸気流と加熱面上への流体の供給のバランスを阻害する流体力学的な要因によって制限されているためである。このような阻害要因を人工的に改善することが可能であれば、限界熱流束をさらに向上させることができると考えられる。その方法として、細管^(30, 33)やねじりテープ挿入管⁽³⁴⁾などの内部流あるいは衝突噴流^(2, 35)などの外部流冷却が有効な手段として考えられている。

ところで、衝突噴流沸騰系の限界熱流束の予測式(17)と理論最高熱流束を与える式(24)を比較すると以下のことが分かった。Fig.9 に、試験流体として水、圧力 $P = 1.0, 2.0$ bar、噴流速度 $u = 20, 40, 60$ m/s、サブクール度 80 K の条件において、式(17)の予測値を加熱面長さ L で整理した結果を実線で示す。図中破線は、式(24)の最高熱流束を表す。Fig.9 より、加熱面長さ $L = 5$ mm、噴流径 $d = 2$ mm、大気圧、サブクール度 80 K、噴流速度 $u = 20$ m/s の条件下では、限界熱流束の予測値は理論最高熱流束 223 MW/m² にほぼ到達し、さらに噴流速度の上昇させると限界熱流束の到達目標である 250 MW/m² が実現できる可能性がある。ただし、衝突噴流沸騰系において理論最高熱流束近くの限界熱流束が真に実現可能であるのか、或いは予測式(17)の適用限界の条件を実験的に検証する必要がある。

3. 実験装置と実験方法

3. 1 加熱面の熱設計

加熱面熱流束 250 MW/m² にも達する超高熱流束を実現するためには、加熱面内に生じる過大な温度差の抑制が重要となる。例えば、電気ヒーターによる間接加熱方式では熱伝導率の最も大きい銀（約 $\lambda = 400$ W/(mK)）を用いても固体内の温度勾配は、625 K/mm と非常に大きい値となり

加熱部は許容できない程高温に達するため、定常的にこの温度勾配を維持することは不可能である。このため、薄肉加熱面への直流通電による直接加熱方式を採用した。加熱面材質として、まずニッケル、ニクロム、ステンレス鋼に注目し、Table 2 に示される各材質の比抵抗・熱物性値について検討した。なお、通電加熱に使用する直流電源の容量は、最大出力 1000 A であるので、電流値はこれ以下の値に制限されたため、加熱面寸法と加熱面材質の比抵抗 \bar{R} を適切に選定する必要がある。

そこで、Fig.10 に裏面が断熱、表面が噴流冷却される長方形加熱面（加熱面長さ L 、加熱面幅 W 、厚さ δ_h ）の熱流束 q と電流値 I との関係式(25)をステンレス、ニクロム、ニッケルの材質に対してそれぞれ示す。

$$q = I^2 \bar{R} / (W^2 \delta_h) \quad (25)$$

Fig.10 より、例えば電源の最大電流値が 1000 A、 $W = 6 \text{ mm}$ 、 $\delta_h = 50 \mu\text{m}$ の条件では、比抵抗が大きなニクロム、ステンレスの材質では容易に 250 MW/m^2 を超える熱流束が実現可能であるが、ニッケルでは 120 MW/m^2 程度に留まる。ところが、加熱面は表側に噴流が衝突する冷却面、裏側を断熱面とする片側加熱面として使用するので、ジュール加熱による体積発熱を伴う 1 次元定常熱伝導式によって加熱面の表と裏面温度差について検討を行うと、Table 2 に示されるように熱流束 250 MW/m^2 、 $\delta_h = 50 \mu\text{m}$ に対する温度差は、ニクロム、ステンレス、ニッケルの材質に対して、それぞれ 437、383、140 K となる。このように、同じ表面熱流束に対して熱伝導率が小さいニクロムとステンレスは、表裏の温度差が過大となるため不適切であるのに対して、約 5 倍も大きな熱伝導率を有するニッケルでは温度差を小さく抑えることができる。そこで、ニッケルを加熱面材質として選択したが、他の材質と比べて比抵抗の値が小さいため 250 MW/m^2 に匹敵する熱流束を最大電流 1000 A で得るには、Fig.10 から $W = 6 \text{ mm}$ 、 $\delta_h = 30 \mu\text{m}$ や $W = 4 \text{ mm}$ 、 $\delta_h = 100 \mu\text{m}$ などの加熱面寸法の組み合わせを選択する必要があることが分かった。

3. 2 実験装置の構成

実験装置全体の構成を Fig.11 に示す。Fig.11において実験装置は、1) 加熱面および噴流ノズルを収めた圧力容器、2) 圧力容器内の試験流体を循環ポンプによって噴流ノズルに供給する液体循環系統、3) 加熱面へ電力を供給する直流電源、および 4) 噴流温度、噴流速度、熱流束を測定する計測システムから構成されている。Fig.12 に実験装置主要部の圧力容器全体図および Fig.13 に加熱面およびノズルのレイアウトの詳細を示す。また、Fig.14, Fig.15, Fig.16 にそれぞれ実験装置全体・圧力容器、循環ポンプおよび加熱面・ノズル組み立てについての写真を示す。

Fig.11において流体循環系は、圧力容器 1 に貯えられた試験流体（冷却材）である水を、低圧ポンプ 6 と高圧ポンプ 7 によって直径 2 mm の噴流ノズル 3 に供給し、加熱面 2 の中心に噴流を衝突させた。その後、試験流体は圧力容器に落ちループ内を再循環する。一方、高圧ポンプを出した試験流体の一部は、バイパス路を通じてクーラー 4 で冷却された後、再び低圧ポンプ 6 の入口に戻る。噴流温度の調節は、クーラーの冷却水流量調節によって行う。Fig.12において、圧力容器 1 は、ステンレス鋼製で許容圧力 40 bar である。圧力容器の上部蓋には、噴流ノズルおよび加熱面を取り付けたテストピースが取り付けられている。テストピースの交換は、上部蓋ごと圧力

容器から取り外して行うことができる。なお、高サブクール度条件を作るために圧力容器を窒素ガスによって最大 1.0 MPa まで加圧して実験を行った。

Fig.13 に示される加熱面 2 は、断熱材のベークライト製ブロックにニッケル箔をエポキシ接着剤で貼り付けて製作し、箔の両端にはんだ付けされた電極に直流電源(15V-1000A)から電力を供給して直接加熱を行う。噴流は加熱面中心上の 5 mm の位置に取り付けられた直径 2 mm の噴流ノズルから加熱面に供給される。なお、加熱面中心とノズル中心は、取付ジグにより可能な限り正確な位置合わせを行った。

噴流速度 u は、低圧ポンプ 6 を単独或いは高圧ポンプ 7 との直列運転によって最大 60 m/s まで設定可能である。噴流速度の算出は、予め流量検定で決定した噴流ノズル 3 の流量係数 0.95 およびノズルでの圧力損失の測定に基づき算出した。噴流はポンプ損失で加熱され、ノズル直前の熱電対で測定される噴流温度はバイパス経路に設けられた冷却器 4 の調節によって所定の温度に保たれる。表面熱流束は、加熱面の通過電流と電圧降下より算出した入力電力を片面の有効発熱面積で除して求めた。なお、加熱面温度は測定されていない。

3. 3 実験方法

各研究年度において、実験は Table 3 に示される範囲に亘って行った。実験は以下の手順に従つて行った。圧力容器上蓋にノズル中心と加熱面中心が一致するように加熱面 2 を固定し (Fig.15 (a) 参照)、圧力容器 1 に取り付け噴流配管などの接続を行う。各測定装置およびポンプを起動して実験を開始する。噴流温度はポンプでの摩擦損失により上昇するため、噴流温度の調節はヒーターを用いず、クーラー冷却水流量の調節により行い、噴流温度が所定の値に到達したら、流量調節弁 16 およびバイパス弁 17 の開度によって噴流速度を所定の値に調節する。噴流温度、噴流速度が定常状態に保たれていることが確認された後、加熱面への印加電圧を段階的に上昇させて熱流束を上げていく。熱流束の上昇は、予備実験により暫定的に決定された限界熱流束に基づいて熱流束が限界熱流束の 50 %に到達するまで印加電圧をランプ状に上昇させた後、熱流束の上昇幅が前のステップでの熱流束値の 5 %以下となるようにステップ状に電圧を上昇させ、電圧の上昇ステップの間に定常待ちを行った。そして、この操作を限界熱流束の発生によりニッケル箔が焼き切れるまで繰り返し行い、加熱面となるニッケル箔は実験毎に張り直した。また、限界熱流束すなわち箔が焼き切れる直前のニッケル箔の通過電流は非定常に変化するため、正確な熱流束の測定が不可能であった。このため、限界熱流束発生時の 1 つ前の電圧ステップで測定された熱流束の定常値に対して、熱流束の上昇幅である 5 %増しの値を限界熱流束と定義した。従って、限界熱流束は 5 %の精度で決定されている。一方、加熱面から電極側へフィン効果によって逃げる熱量は、高々入力電力の 6.5 %程度と推定されているので、限界熱流束の測定に含まれる不確かさは、最大 11.5 %と見積もられている。限界熱流束以外の噴流温度、噴流速度、圧力の測定に含まれる不確かさ範囲の解析結果については、Table 4 にまとめて示した。

4. 実験結果と考察

4. 1 限界熱流束に及ぼす加熱面厚さの影響

250 MW/m²級の超高熱流束を通電加熱で実現するには、供給電源の電流の制限および加熱面表裏の温度差を緩和するために加熱面厚さ δ_h をなるべく薄くする必要がある。ところで、Houchin-Lienhard⁽³⁶⁾、Tachibana ら⁽³⁷⁾は、プール沸騰における加熱面厚さ δ_h が限界熱流束に及ぼす影響について報告している。Fig.17 に示されるように⁽³⁸⁾プール沸騰での限界熱流束に対する δ_h の影響は、加熱面単位面積当たりの熱容量 $\rho c \delta_h$ が 1 kJ/m²/K 以下になると顕著となり、 δ_h と共に限界熱流束が減少することが知られている。これは、加熱面を覆っている合体気泡下に限界熱流束直前まで存在しているマクロ液膜の局所的な消失により加熱面上に形成されるドライスポットでの加熱面温度上昇幅が大きくなる結果、膜沸騰への遷移が起こり易くなるためと考えられている。一方、噴流沸騰系では液体が定常的に供給されているのでドライスポットが生じにくい状況にあるため、プール沸騰の結果がそのまま適用できるとは限らない。ところで、加熱面厚さ $\delta_h = 0.3$ mm のステンレス鋼加熱面($\rho c \delta_h = 1.2$ kJ/m²/K)を用いた衝突噴流沸騰実験で得られた限界熱流束に対して、熱容量が大きい銅ブロックで得られた限界熱流束に基づいた整理式(7)および式(17)が適用できることが報告されている⁽²⁾。

そこで、まず限界熱流束に対する加熱面厚さ δ_h の影響についての検討を行った。Fig.18 に $L = 10$ mm, $u = 5$ m/s, $\Delta T_{sub} = 40$ K での限界熱流束を δ_h で整理した結果を示す。Fig.18 の上側の横軸は、 δ_h を単位面積当たりのニッケルの熱容量 $\rho c \delta_h$ に換算したスケールを示す。図中の破線は、限界熱流束の測定値を滑らかな曲線で結んだものである。Fig.18 から、サブクール衝突噴流沸騰系においてもプール沸騰と同様に限界熱流束は $\delta_h = 0.03\sim0.3$ mm の範囲で δ_h とともに減少する傾向が確認できる。なお、 $\delta_h = 0.3$ mm 以上の限界熱流束は直流電源の供給電流制限のために測定できなかつたけれども、Fig.18 に示される限界熱流束の傾向および従来の結果^(2, 9, 12)からニッケル箔の厚さ $\delta_h \geq 0.3$ mm すなわち $\rho c \delta_h > 1$ kJ/m²/K では限界熱流束に対する δ_h の影響がほぼなくなっているものと考えられる。以上の結果および Fig.10 より、本実験では直流電源の供給電流の制限下で熱流束 200 MW/m²が実現可能となる加熱面厚さの最大値 $\delta_h = 0.1$ mm を用いて主に限界熱流束の測定を行い、200 MW/m²を超える限界熱流束については、主に $\delta_h = 0.03$ mm の加熱面を用いて実験を行うことにした。なお、Fig.18 より、 $\delta_h = 0.1$ mm および 0.03 mm の限界熱流束は、加熱面厚さの影響を受けるため 0.3 mm と比べてそれぞれ 10 %, 50% 程度小さくなることが分かる。

4. 2 限界熱流束に及ぼすサブクール度の影響

Fig.19 および Fig.20 に $\delta_h = 0.03$ mm と 0.1 mm に対する限界熱流束 q_c をサブクール度 ΔT_{sub} で整理した結果を示す。図中の実線或いは破線は、それぞれ各圧力・噴流速度に対する整理式(17)を参考までに示したものである。なお、サブクール度の上昇に伴い圧力も増加しているので、圧力一定に対する整理式(17)とは厳密には比較できないけれども、本実験範囲においては、Fig.19(a) に示されるように同じサブクール度に対して圧力のみが変化したときの式(17)による予測値の相違は小さい。

Fig.19 と Fig.20 との比較から $\delta_h = 0.03 \text{ mm}$ での q_c は、同一条件に対する $\delta_h = 0.1 \text{ mm}$ の結果と比べて加熱面厚さの影響を受けて 20 %程度低い値を示している。しかし、いずれのグラフにおいても、 q_c は ΔT_{sub} の増加と共に上昇し、その定性的な傾向は整理式(17)に近いものとなっている。より広範囲な ΔT_{sub} についての測定が行われている Fig.20 についてみると $L = 10 \text{ mm}$ で得られた限界熱流束に対する ΔT_{sub} の影響は、定量的に式(17)とで予測される傾向と良く一致することが分かる。しかし、 $L = 5 \text{ mm}$ に対する限界熱流束は全体として式(17)の予測値よりも低くなっている。

ところで、限界熱流束の世界最高達成記録は、Mudawar ら⁽³⁰⁾が内管径 $d = 0.406 \text{ mm}$ 、管長 $L = 5.8 \text{ mm}$ 、 $L/D = 14.3$ 、質量流束 $G = 1.20 \times 10^5 \text{ kgm}^{-2}\text{s}^{-1}$ (管内平均流速 $u = 132 \text{ m/s}$)、入口圧力 $P_{in} = 8.18 \text{ MPa}$ 、入口液サブクール度 $\Delta T_{sub} = 270 \text{ K}$ という特殊な条件で得た 276.9 MW/m^2 である。一方、本実験での限界熱流束の最高値は、Fig.20 に示されるように $L = 5 \text{ mm}$ 、 $W = 4 \text{ mm}$ 、 $\delta_h = 0.1 \text{ mm}$ 、 $P = 0.5 \text{ MPa}$ 、 $\Delta T_{sub} = 151 \text{ K}$ 、 $u = 35 \text{ m/s}$ の条件での 212 MW/m^2 である。なお、 212 MW/m^2 を超える限界熱流束は、直流電源供給電流の制限のために達成できなかった。また、厚さ $\delta_h = 0.03 \text{ mm}$ の加熱面を用いた実験は、直流電源装置の供給電流の制限内で 250 MW/m^2 級の限界熱流束の達成を目指したものであったが、加熱面厚さの影響による限界熱流束の低下のために、結果的に $\delta_h = 0.1 \text{ mm}$ で得られた限界熱流束値の最大値を上回ることができなかった。しかし、同一レベルの限界熱流束の値を達成した Mudawar ら⁽³⁰⁾の実験条件と比較すると、系圧力、サブクール度、液流速の条件がより低い条件で達成されており、サブクール衝突噴流沸騰系は Mudawar らの限界熱流束の最高記録を超える可能性がある有望な冷却方法の 1 つと考えることができる。

4. 3 限界熱流束に対する噴流速度の影響

Fig.21 (a), (b) にそれぞれ $L = 5, 10 \text{ mm}$ に対する限界熱流束を噴流速度 u で整理した結果を示す。また、図中の各実線は、 $T_j = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ 、各圧力 P に対する式(17)の予測値を示し、白抜きと黒塗りの記号はそれぞれ $\delta_h = 0.03, 0.1 \text{ mm}$ に対する結果を示す。Fig.21 より、 $\delta_h = 0.1 \text{ mm}$ では限界熱流束の噴流速度に対する特性は、式(17)と定性的にも定量的にも良く一致していることが分かる。一方、 $\delta_h = 0.03 \text{ mm}$ では、 δ_h の影響を受けて、限界熱流束は最大 60 %程度予測値よりも小さくなっている。しかし、 u に対する限界熱流束の特性は式(17)で表される特性とほぼ一致するようである。また、 $u > 40 \text{ m/s}$ の限界熱流束データは、何れの条件においても u の増大とともに式(17)の傾向から偏倚し、限界熱流束が u と独立な関係に漸近する傾向が見られる。この原因として、 $\delta_h = 0.03 \text{ mm}$ ではニッケル箔を電極間に張る際に生じるわずかな変形（しわ）が避けられず、40 m/s 以上の高速噴流の状況下では加熱面に残る微小な変形が加熱面上の流れに強く影響し、流れが不均一になるためでないかと推定される。一方、 $\delta_h = 0.1 \text{ mm}$ では加熱面の変形が生じにくく、より平坦な加熱面が製作可能となるため、限界熱流束データのばらつきが $\delta_h = 0.03 \text{ mm}$ と比べて減少したものと考えられる。

4. 4 限界熱流束の整理式の予測精度

Fig.22 は、加熱面厚さの影響が小さい $\delta_h = 0.1 \text{ mm}$ でのデータに対して、式(17)による限界熱流束の予測値の相対誤差を $L = 5, 10 \text{ mm}$ に対して整理したものである。Fig.22 から、 $L = 10 \text{ mm}$ 、 $\Delta T_{sub} = 80-120 \text{ K}$ の範囲で測定された限界熱流束は、式(17)の予測値より多少小さい値となっているが

全体的には±20 %以内で一致することが分かる。この精度は、式(17)の予測精度とほぼ同じである⁽²⁾。一方、 $L = 5 \text{ mm}$ では、式(17)に対する相対誤差が-40~20 %と誤差の幅が拡大している。なお、Fig.4 の流動モデルで示されるように式(17)の整理式の導出⁽²⁾においては、加熱面代表直径 D が加熱面を覆って流れる液膜流のサブクール域の長さ D' および噴流直径 d に対して十分大きく、 $D'/D, d/D$ の高次の項が無視できることを仮定している⁽²⁾。従って、 $L = 10 \text{ mm}$ と比べて 5 mm の誤差が大きくなった原因是、式(17)の導出における仮定が $L/d = 2.5$ といった加熱助走距離が極端に短くなる状況下では適用できなくなるためであろう。この点については、さらに検討する必要がある。

4. 5 気体分子運動論に基づく理論最高熱流束値との比較

Fig.23 と Fig.24 は、それぞれ $\delta_h = 0.03, 0.1 \text{ mm}$ に対して、限界熱流束を式(24)で与えられる理論最高熱流束で除した無次元熱流束すなわち理論最高熱流束 $q_{max,max}$ に対する限界熱流束 q_c の達成割合を系圧力 P で整理した結果を示す。なお、図中には代表的な高熱流束冷却実験データとして、Gambill ら⁽³⁴⁾、稲坂ら⁽³³⁾、Mudawar ら⁽³⁰⁾の結果を黒丸で示した。Fig.8 に示されるように圧力増加に伴う飽和温度の上昇のため、 $q_{max,max}$ は系圧力 P とともに急激に上昇する特性を有し、その度合いは限界熱流束が P とともに増加する割合よりもかなり大きくなる。このため、Fig.23 と Fig.24 のいずれのグラフにおいても $q_c/q_{max,max}$ は右下がりの傾向を示す。本研究での $q_c/q_{max,max}$ の最大値は、大気圧下、 $L = 5 \text{ mm}$, $\delta_h = 0.1 \text{ mm}$, $u = 35 \text{ m/s}$, $\Delta T_{sub} = 73 \text{ K}$ において 0.48 が得られた。なお、この値は従来報告⁽³³⁾されている最大値の 0.3 に対して 60 %も大きく促進され、理論最高熱流束に対する限界熱流束の達成割合としては世界最高レベルに到達したことになる。

5. 結 言

- (1) 加熱面厚さが限界熱流束に及ぼす影響について検討した結果、ニッケルの加熱面厚さが 0.1 mm 以上では、その影響が限界熱流束に現れにくくなることおよび加熱面厚さ 0.03 mm では限界熱流束が十分大きな熱容量を持つ加熱面に対して約 50 %減少することが確かめられた。
- (2) 加熱面厚さ 0.1mm を用いて、限界熱流束を広いサブクール範囲で測定し、最高値として $P = 0.5 \text{ MPa}, \Delta T_{sub} = 151 \text{ K}, u = 35 \text{ m/s}$ において、 212 MW/m^2 を達成した。
- (3) 測定された限界熱流束は、加熱面長さ 10 mm までは、±20 %の精度で整理式(17)により予測できることが確認された。
- (4) 衝突噴流沸騰系の限界熱流束が、気体分子運動論から決定される理論最高熱流束の 0.48 まで達成された。この達成率は、現在までのところ世界最高記録である。

参考文献

- 1) Gambill, W. R., Lienhard J. H.: Trans. ASME, J. Heat Transfer, 111, 815 (1989).
- 2) 門出・北島・井上・光武: 機論 B, 60, 932 (1994).
- 3) Nishikawa, K. and Yamagata, Y.: *Int. J. Heat Mass Transfer*, 1, 219 (1960).
- 4) Kutateladze, S. S.: U.S. AEC Report AEC-tr-3370, (1952).
- 5) Copeland, R.J.: Boiling Heat Transfer to a Water Jet Impinging on a Flat Surface (-lg), Ph. D. Thesis. Southern Methodist University, Dallas. TX., (1970).
- 6) 甲藤・国広: 機論, 39, 269 (1973).
- 7) 甲藤・門出: 機論, 41, 306 (1975).
- 8) 甲藤・石井: 機論, 43, 2817 (1978).
- 9) 門出・楠田・上原: 機論, 46, 1834 (1980).
- 10) 甲藤・横谷: 機論, 34, 345 (1968).
- 11) 原村: 機論 B, 53, 1793 (1987).
- 12) 門出・甲藤: 機論, 43, 3999 (1977).
- 13) Gaertner, R.F.: J. Heat Transfer, 87, 17 (1965).
- 14) Gaertner, R.F. and Westwater, J. W.: Chem. Engng. Symp. Ser., 56, 39 (1960).
- 15) 飯田・小林: 機論, 34, 1247 (1968).
- 16) Bhat, A.M., Saini, J.S. and Prakash, R.: Int. J. Heat Mass Transfer, 29, 1953 (1986).
- 17) Rajvanshi, A. K., Saini, J. S. and Prakash, R.: Int. J. of Heat and Mass Transfer, 35, 343 (1992).
- 18) Bhat, A.M., Prakash, R. And Saini, J.S.: Int. J. Heat Mass Transfer, 26, 735 (1983).
- 19) 原村・甲藤: 機論 B, 49, 1919 (1983).
- 20) Pasamehmetoglu, K. O. and Nelson, R. A.: Int. Comm. Heat Mass Transfer, 14, 709 (1987).
- 21) 永井・西尾: 第31回伝熱シンポ講論集, 412 (1994).
- 22) Liaw, S. P. and Dhir, V.K.: J. Heat Transfer, 111, 731 (1989).
- 23) Jairajpuri, A. M. and Saini, J. S.: Int. J. of Heat and Mass Transfer, 34, 1579 (1991).
- 24) Chyu, M. C.: Int. J. of Heat and Mass Transfer, 30, 1531 (1987).
- 25) Kopchikov, I. A., Voronin, G. I., Kolach, T. A., Labuntsov, D. A. And Lebedev, P. D.: Int. J. Heat and Mass Transfer, 12, 791 (1969).
- 26) 門出: 衝突噴流沸騰系の限界熱流束, 機論 B, 50, 1392 (1984).
- 27) 趙・増岡・鶴田: 機論 B, 62, 2308 (1996).
- 28) Nishio, S., Gotoh, T. and Nagai, N.: Int. J. Heat and Mass Transfer, 41, 3191 (1998).
- 29) Dhir, V.K. and Liaw P.: J. Heat Transfer, 111, 739 (1989).
- 30) Mudawar, I. and Bowers, M. B.: Int. J. Heat Mass Transfer, 42, 1405 (1999).
- 31) Mudawar, I. and Hall, D. D.: Int. J. Heat Mass Transfer, 42, 1429 (1999).
- 32) 日本機械学会編: 新編 伝熱工学の進展 第1巻, 19 (1995).
- 33) 稲坂・成合・志村: 機論 B, 52, 1817 (1986).

- 34) Gambill, W. R., Bundy, R.D., and Wansbrough, R. W.: Chem. Engr. Prog. Symp. Series, 57, [32], 127 (1961).
- 35) Inoue, A., Tanno, T., Takahashi, M., and Yamasaki, Y.: Fusion Engineering Design, 28, [1], 81 (1995).
- 36) Houchin, W.R., Lienhard, J.H.: Proc. ASME Winter Annual Meeting 1966 (Heat Transfer), 1 (1966).
- 37) Tachibana, F., Akiyama, M., and Kawamura, H.: J. Nuclear Science and Technology, 4, 121 (1967).
- 38) Haramura, Y. et al.: Critical Heat Flux in Pool Boiling, (*Handbook of Phase Change*, edited by S. G. Kandlikar), Taylor & Francis, 149 (1999).

記号表

d	:	噴流径あるいは円管管径
h_g	:	蒸発潜熱
I	:	加熱面通過電流
Ja	:	ヤコブ数 ($= (\rho_l / \rho_g) c_p \Delta T_{sub} / h_g$)
L	:	加熱面長さあるいは円管管長
u	:	噴流速度
P	:	圧力
q_c	:	サブクール限界熱流束
q_∞	:	飽和限界熱流束
$q_{max,max}$:	最高熱流束 (式(24))
\bar{R}	:	比抵抗
W	:	加熱面幅
δ_t	:	加熱面厚さ
ρ_g, ρ_l	:	気液の密度
σ	:	表面張力
ΔT_{sub}	:	サブクール度

Captions of figures and tables

Table 1 Experimental range of Mudawar's CHF data⁽³⁰⁾

Table 2 Properties of heated surface and surface temperature difference in both sides of direct heated heater

Table 3 Experimental range

Table 4 Overall uncertainties of the measured values

Fig. 1 Boiling curve for different boiling system

Fig. 2 Behavior of coalescence bubbles and macro layer

Fig. 3 Change in flow situation with increase of heat flux for impinging and plane jet cooling

Fig. 4 Structure of macro layer and micro layer

Fig. 5 Flow model of subcooled impinging jet boiling
(Change in heat transfer regime with increase of heat flux)

Fig. 6 Comparison of CHF and correlations of Eqs.(21) and (22)^(30, 31)

Fig. 7 Comparison of CHF and Eq.(23)^(30, 31)

Fig. 8 Relationship between maximum heat flux and reduced pressure for water

Fig. 9 Comparison of Eq.(17) and Eq.(24) at pressures 0.1 and 0.2 MPa

Fig. 10 Relationship between electric current and heat flux
(Effects of material and thickness of heated surface on heat flux)

Fig. 11 Schematic of experimental apparatus.

Fig. 12 Schematic of pressure vessel

Fig. 13 Schematic of heated surface and nozzle

Fig. 14 Photographs of experimental apparatus

Fig. 15 Photographs of liquid circulation pump

Fig. 16 Photographs of nozzle and heated surface

Fig. 17 Effect of heat capacity of heater on CHF (Pool boiling)⁽³⁸⁾

Fig. 18 Effect of wall thickness on CHF

Fig. 19 Relationship between CHF and subcooling for $\delta_h = 0.03$ mm

Fig. 20 Relationship between CHF and subcooling for $\delta_h = 0.1$ mm.

Fig. 21 Relationship between CHF and velocity

Fig. 22 Relative error of the correlation Eq. (17) for $\delta_h = 0.1$ mm

Fig. 23 Relationship between dimensionless CHF and system pressure for $\delta_h = 0.03$ mm

Fig. 24 Relationship between dimensionless CHF and system pressure for $\delta_h = 0.1$ mm

Table 1 Experimental range of Mudawar's CHF data⁽³⁰⁾

Testing fluid	Water
Inlet pressure P_{in} , MPa	0.38 – 17.29
Outlet pressure P_{out} , MPa	0.25 – 17.24
Inner diameter D mm	0.406 – 2.54
Heated tube length L mm	2.4 – 34.1
Inlet liquid temperature °C	18 – 70
Degree of inlet subcooling, °C	32 – 305
Mass flux $\text{kgm}^{-2}\text{s}^{-1}$	5×10^3 – 1.34×10^5

Table2 Properties of heated surface and surface temperature difference in both sides of direct heated heater

	Nickel	Stainless steel (SUS304)	Nichrome
Specific resistance \bar{R} , Ωm at 100 °C	10.3×10^{-6}	71×10^{-6}	108×10^{-6}
Thermal conductivity W/(mK) at 100 °C	83.0	16.5	14.0
Surface temperature difference in both sides of heater for $\delta_h = 0.05$ mm at $q = 250$ MW/m ² , K	140	383	437

Table 3 Experimental range

Year	1999	2000	2001
Test fluid	Water	Water	Water
Pressure: P MPa	0.1	0.1 – 0.5	0.1 – 1.0
Diameter of nozzle: d mm	2	2	2
Length of heated surface: L mm	10	5, 10	5, 10
Width of heated surface: W mm	6	3, 6	4
Degree of subcooling: ΔT_{sub} K	80, 60	80 – 130	80 – 170
Jet velocity : u m/s	10, 25, 50	20, 40, 60	5, 17, 35
Thickness of heated surface : δ_h , mm	0.05	0.03	0.03, 0.05, 0.1, 0.3

Table 4 Overall uncertainties of the measured values

Critical heat flux U_{qc} / q_c	11.5 %
Jet temperature U_{Tj} / T_j	1.0 % at $T_j = 20$ °C
Jet velocity U_{uj} / u_j	5.9 %
System pressure U_P / P	5.0 %

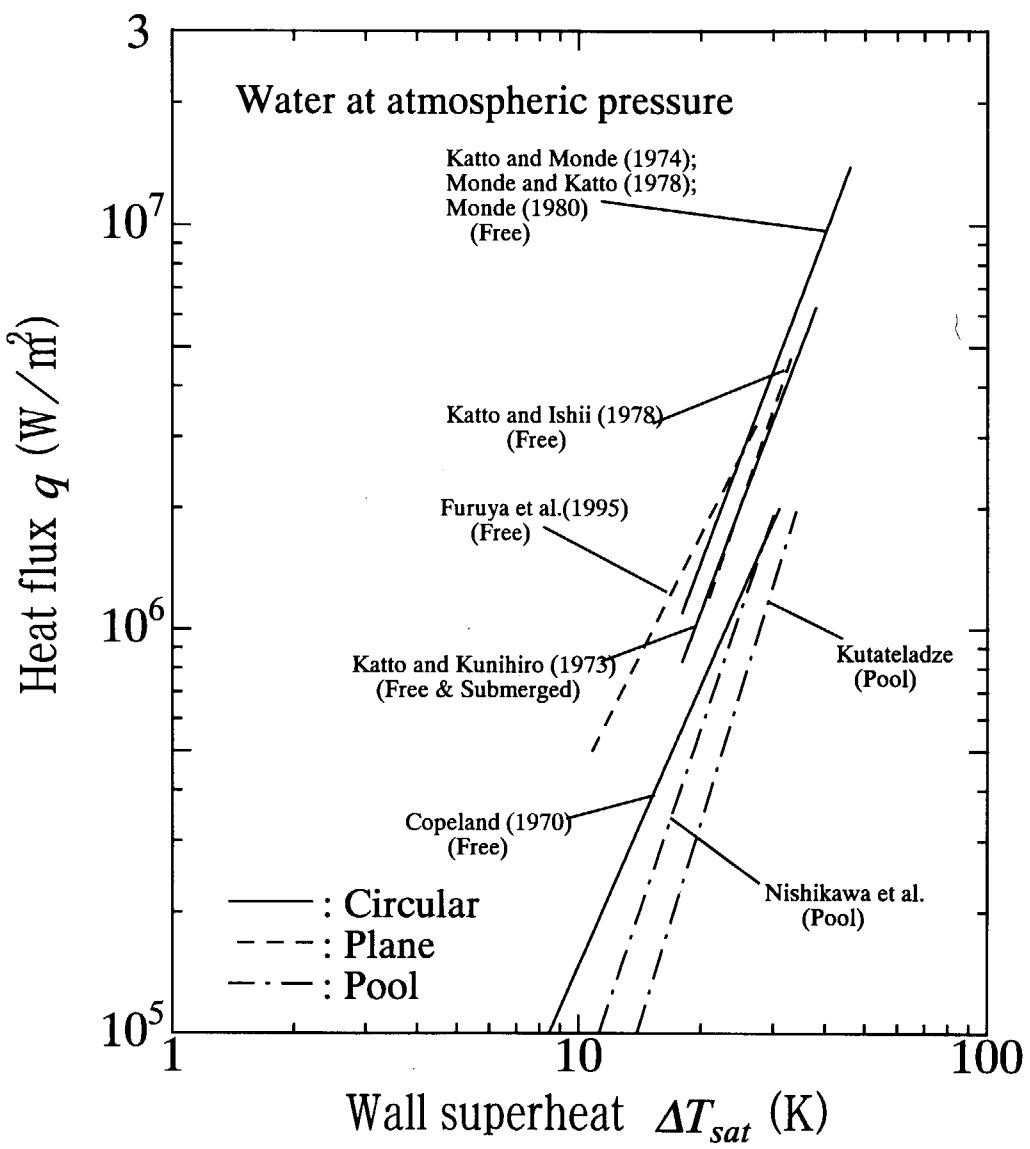
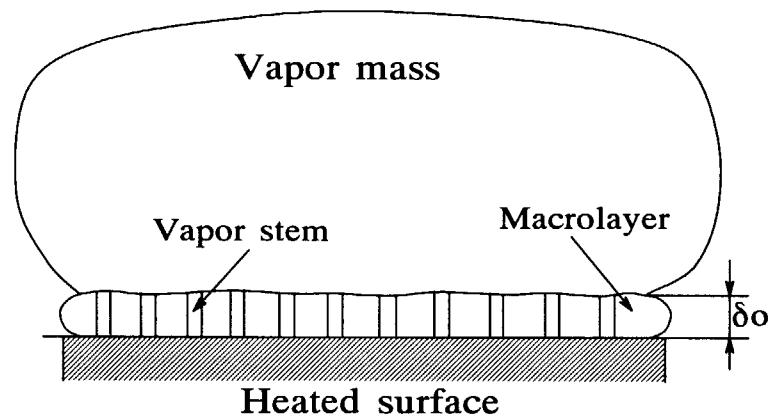
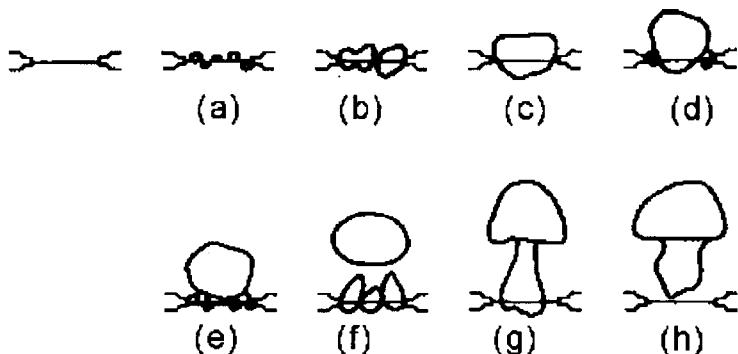


Fig.1 Boiling curve for different boiling system



(a) Vapor mass and macro layer formed on heated surface⁽¹⁰⁾



(b) Departure of bubbles from horizontal wire⁽¹¹⁾

Fig. 2 Behavior of coalescence bubbles and macro layer

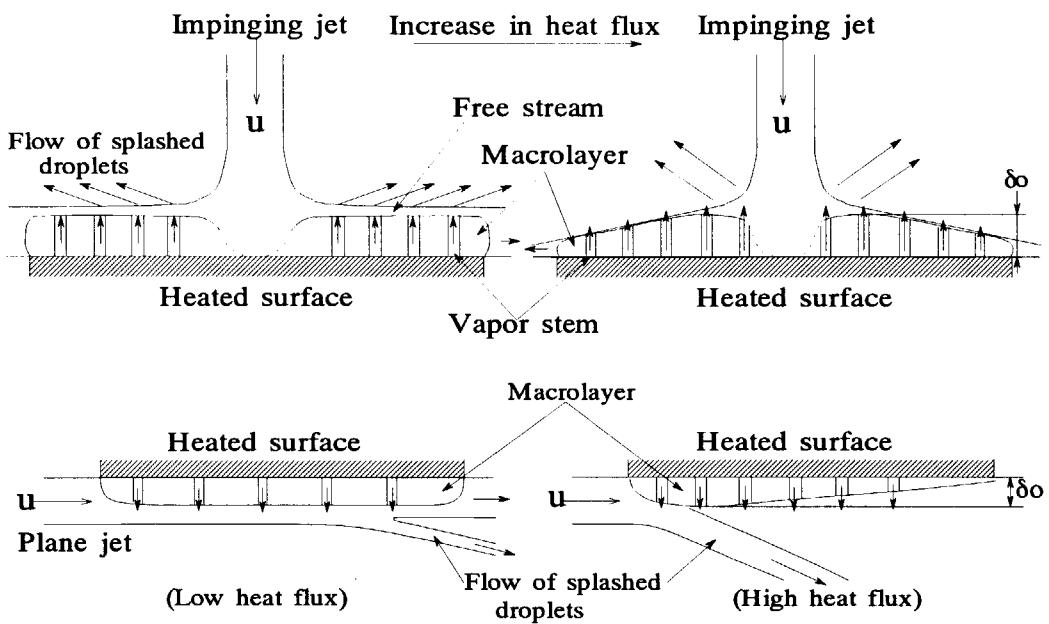


Fig.3 Change in flow situation with increase of heat flux for impinging and plane jet cooling

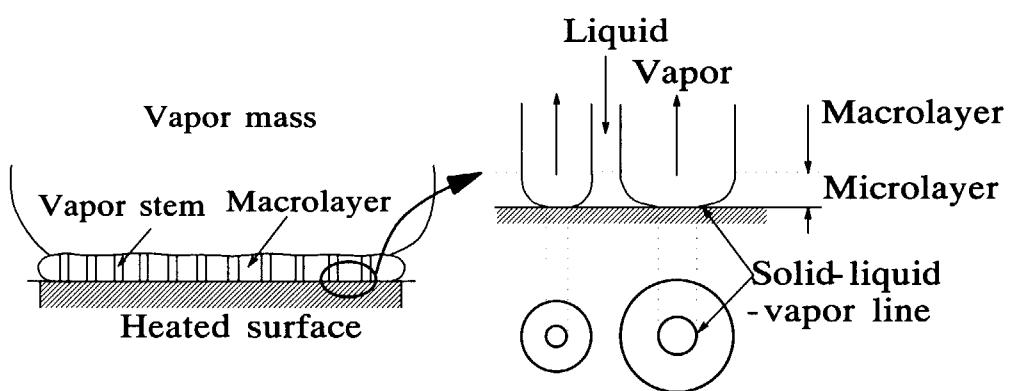
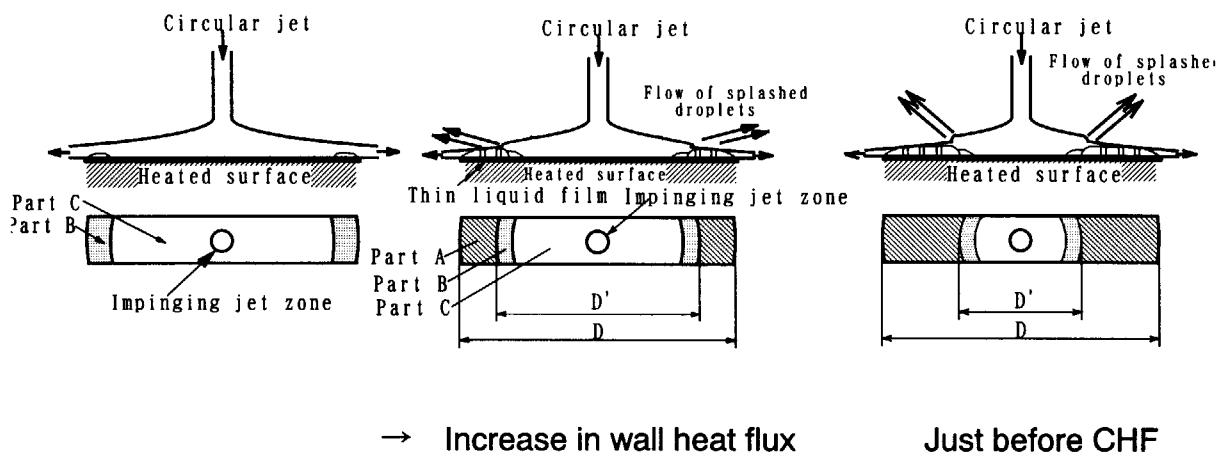
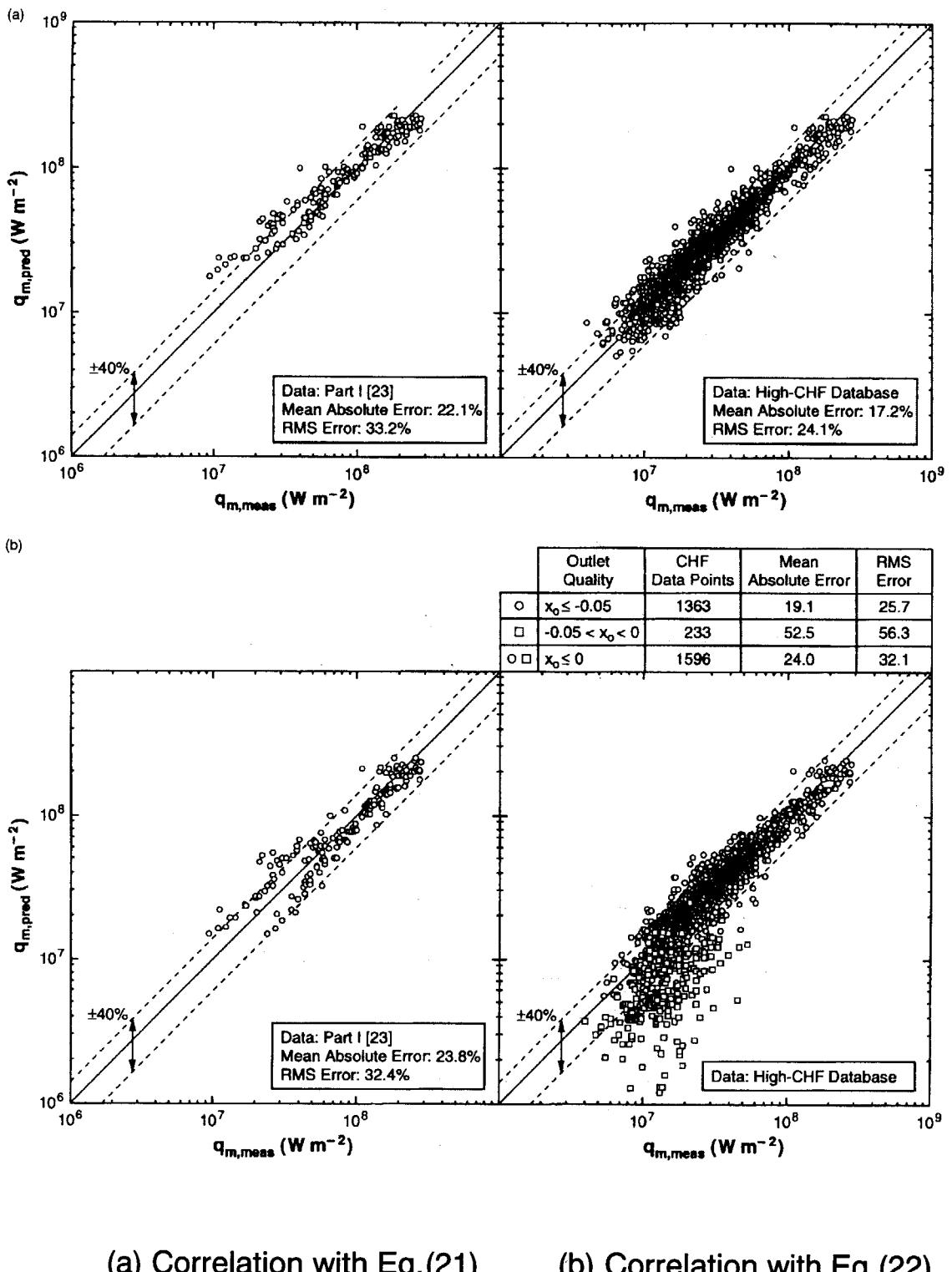


Fig.4 Structure of macro layer and micro layer



**Fig.5 Flow model of subcooled impinging jet boiling
(Change in heat transfer regime with increase of heat flux)**



(a) Correlation with Eq.(21)

(b) Correlation with Eq.(22)

Fig.6 Comparison of CHF and correlations of Eqs.(21) and (22)^(30, 31)
 (Note: q_m denotes CHF, q_c)

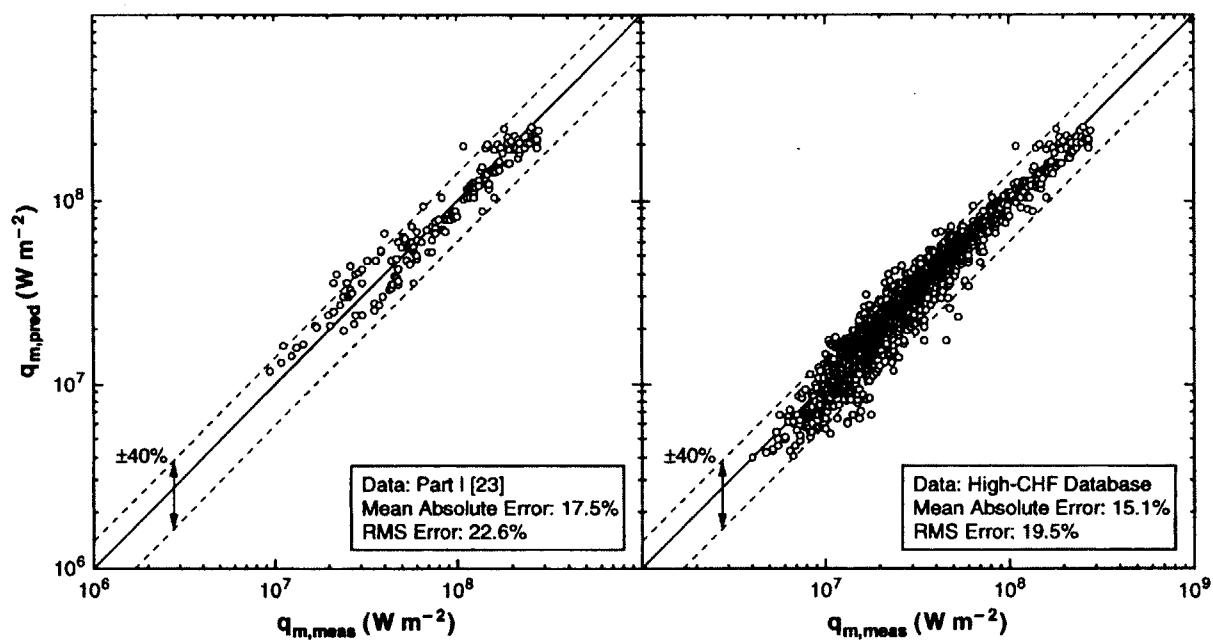


Fig.7 Comparison of CHF and Eq.(23)^(30, 31)
(Note: q_m denotes CHF, q_c)

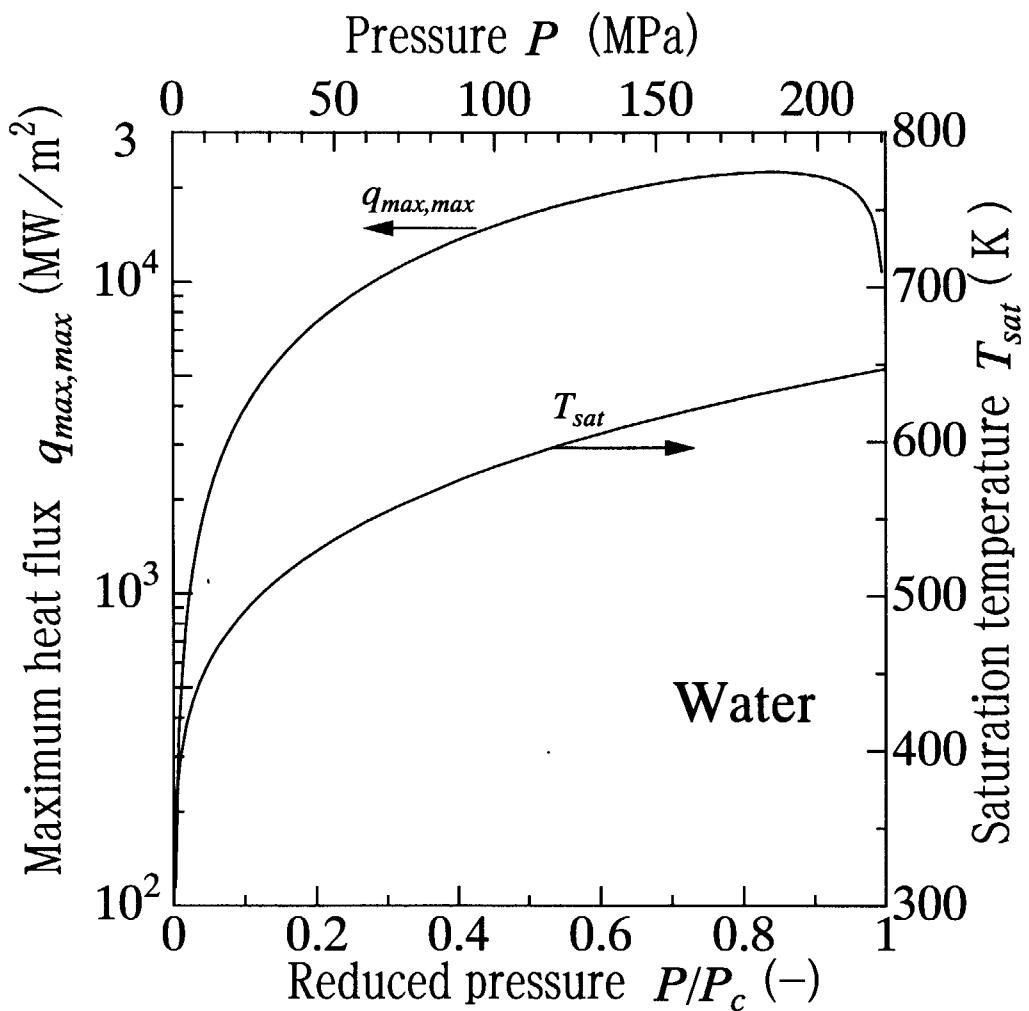


Fig.8 Relationship between maximum heat flux and reduced pressure for water

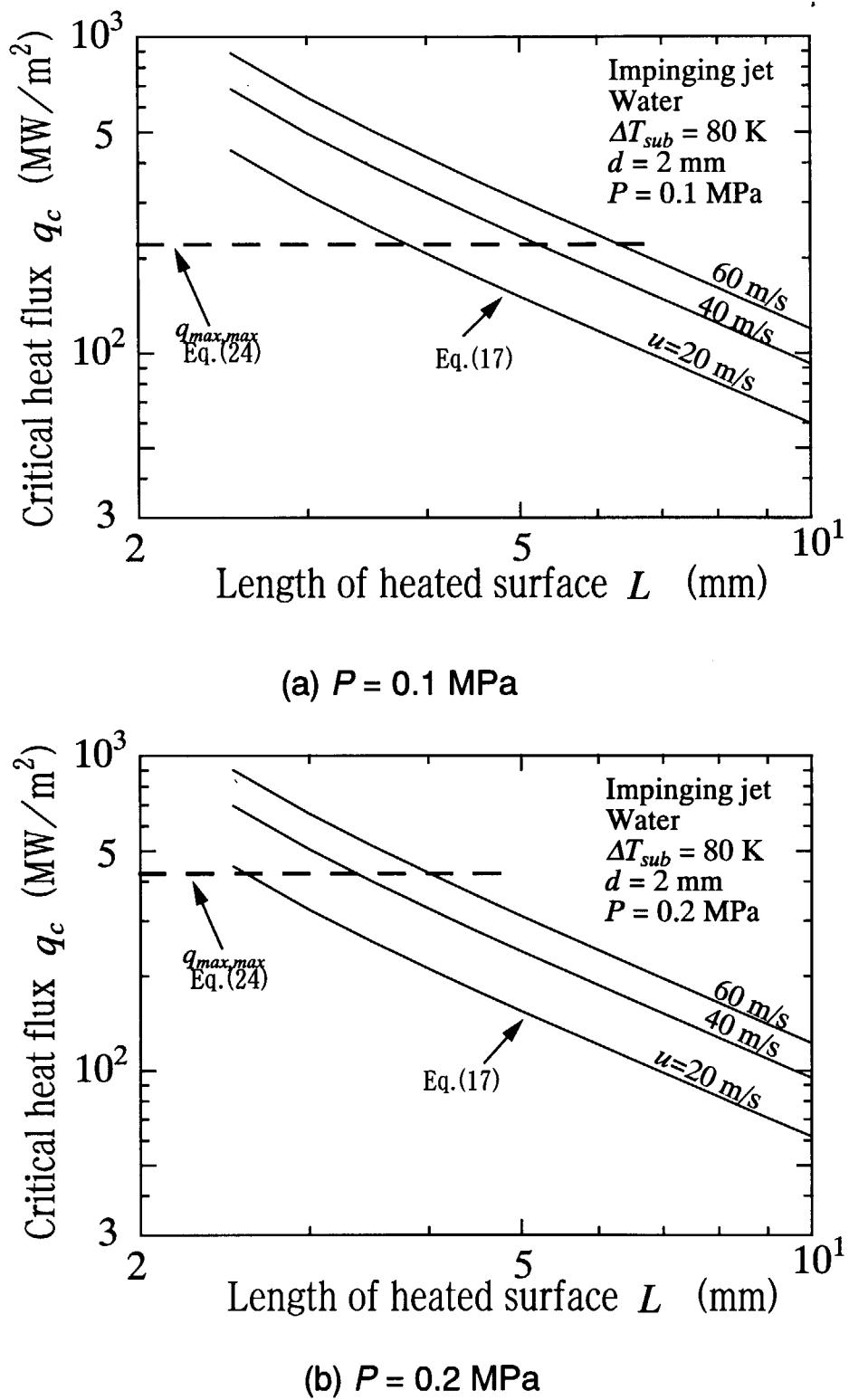


Fig. 9 Comparison of Eq.(17) and Eq.(24) at pressures 0.1 and 0.2 MPa

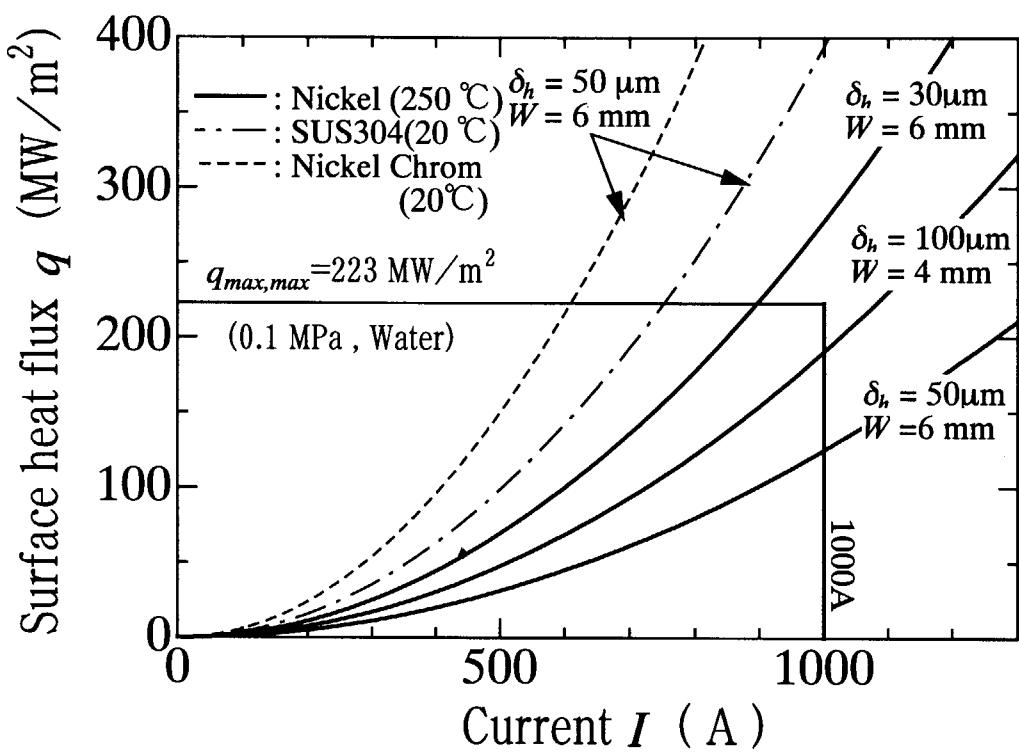
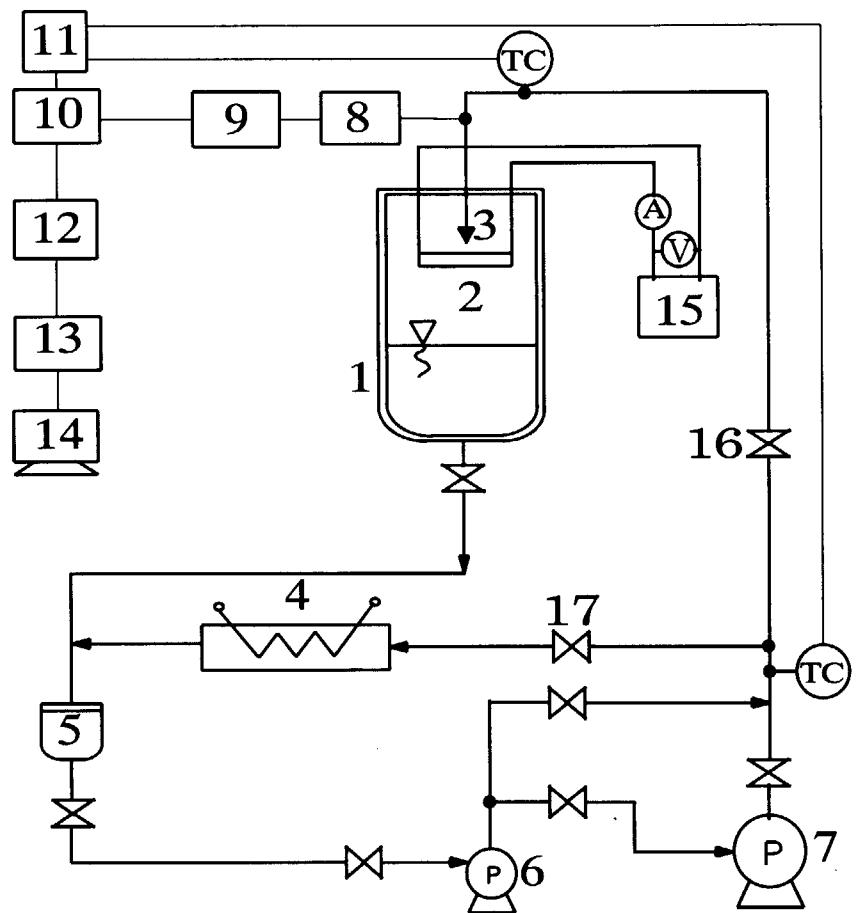


Fig. 10 Relationship between electric current and heat flux
(Effects of material and thickness of heated surface on heat flux)



1. Pressure vessel
2. Heated surface
3. Nozzle
4. Cooler
5. Filter
6. Low pressure Pump
7. High pressure pump
8. Pressure transducer
9. Dynamic strain meter
10. Channel selector
11. Ice box
12. Digital voltmeter
13. GP-IB interface
14. Computer
15. Low voltage-large current DC power supply
16. Flow control valve
17. Bypass valve

Fig.11 Schematic of experimental apparatus

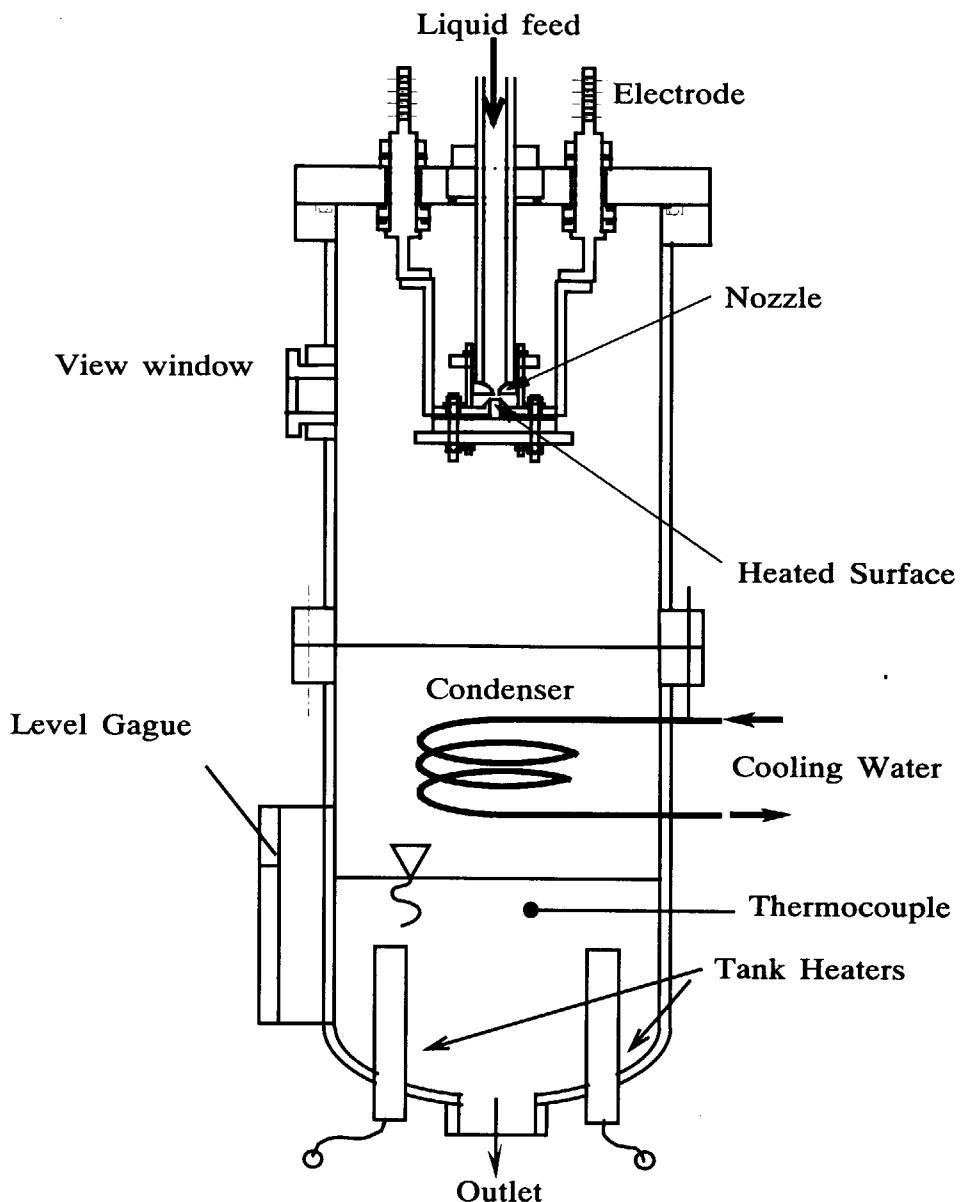
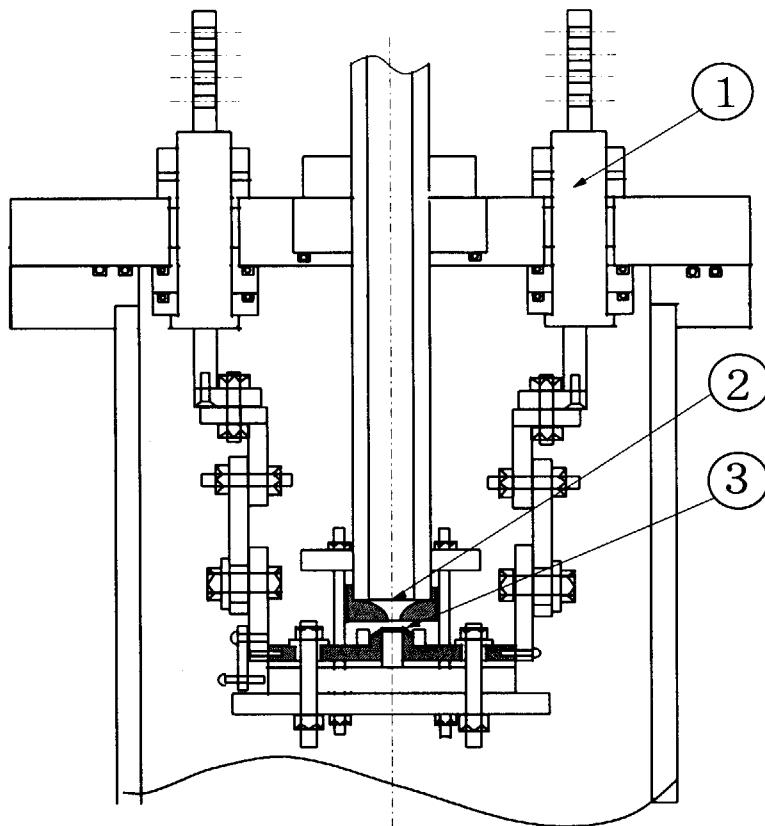
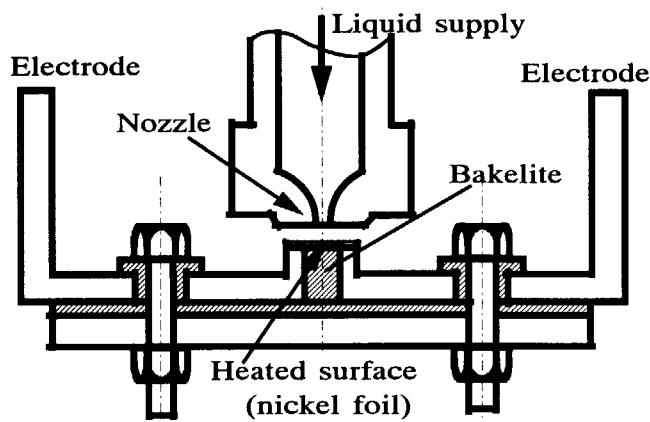


Fig.12 Schematic of pressure vessel



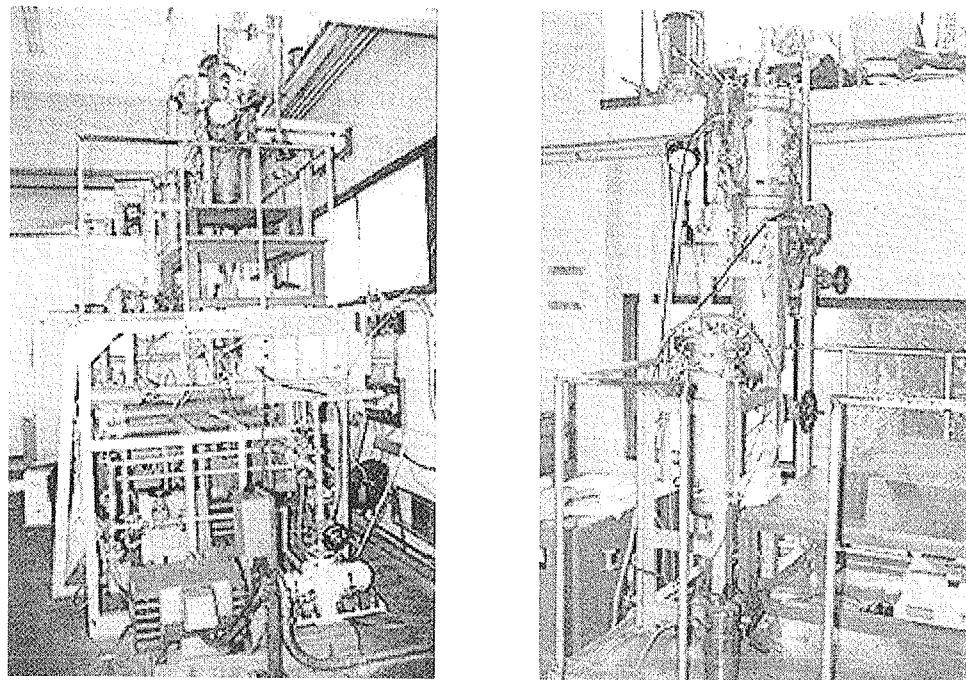
1. Electrode 2. Nozzle 3. Heated surface

(a) Installation of heated surface in pressure vessel



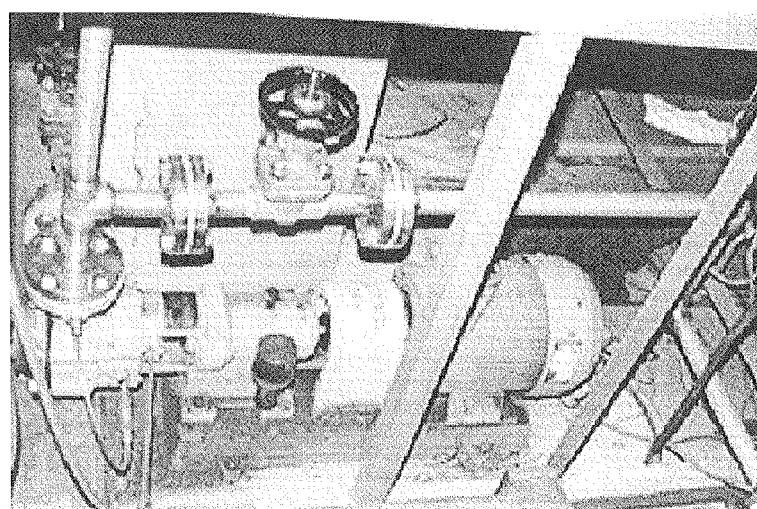
(b) Cross section of heated surface and nozzle

Fig.13 Schematic of heated surface and nozzle

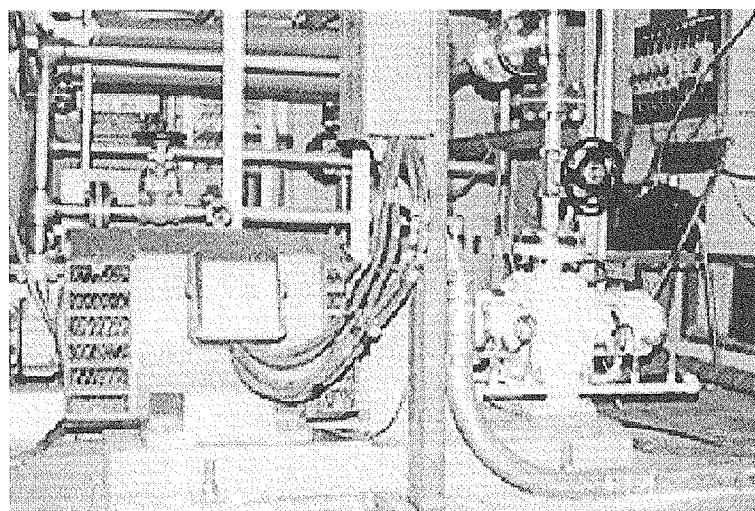


(a) Whole of experimental apparatus (b) Pressure vessel

Fig.14 Photographs of experimental apparatus

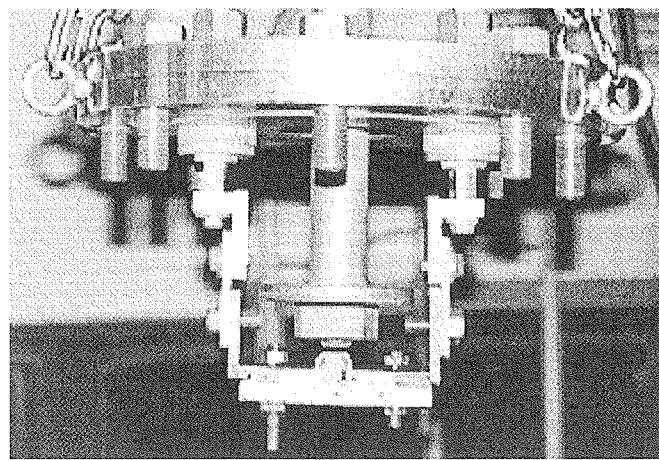


(a) Low pressure pump
(Capacity 35 L/min, Total head 50 m)

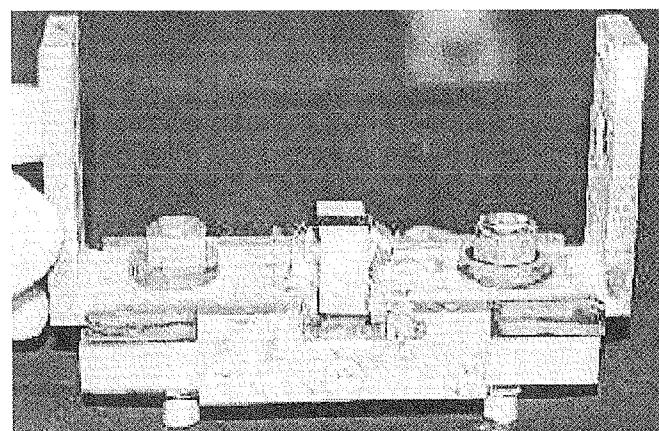


(b) High pressure pump
(Capacity 50 L/min, Total head 250 m)

Fig.15 Photographs of liquid circulation pump



(a) Setup of Nozzle and heated surface



(b) Heated surface

Fig.16 Photographs of nozzle and heated surface

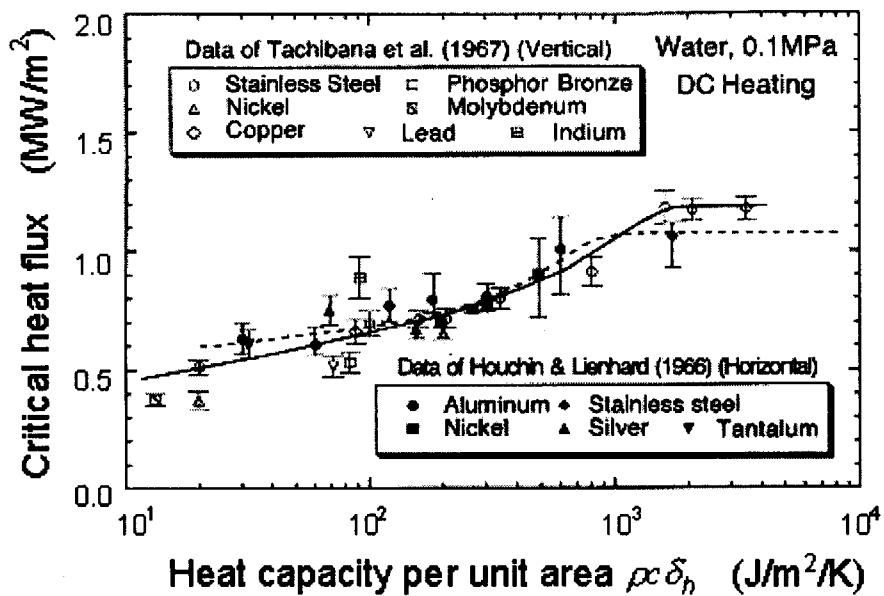
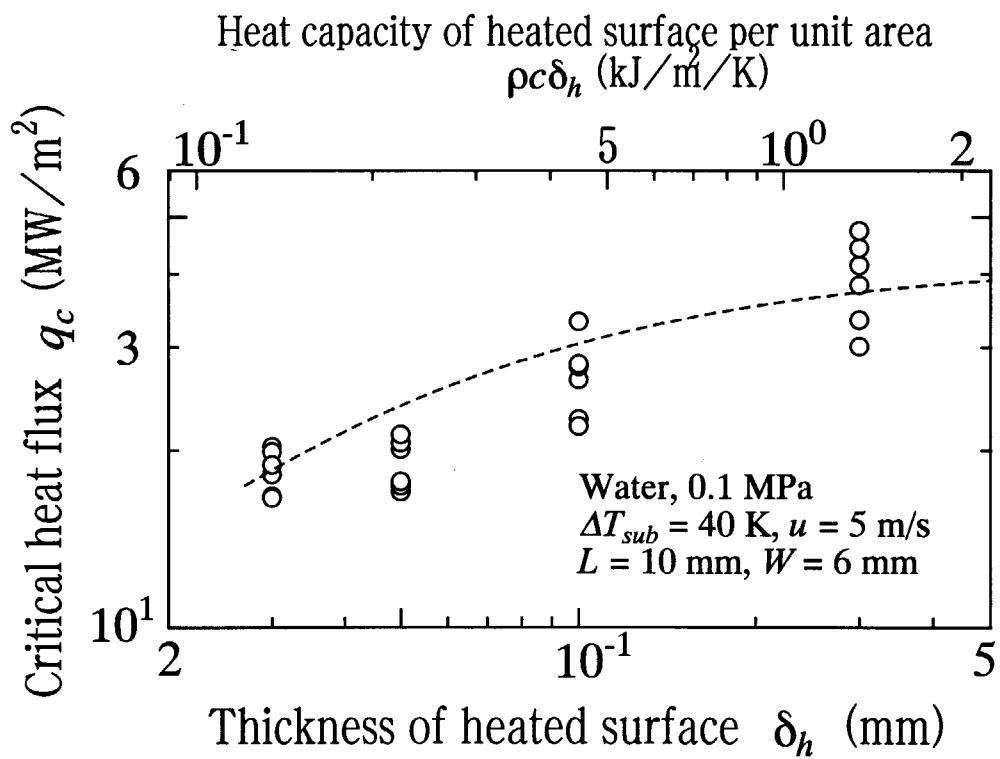
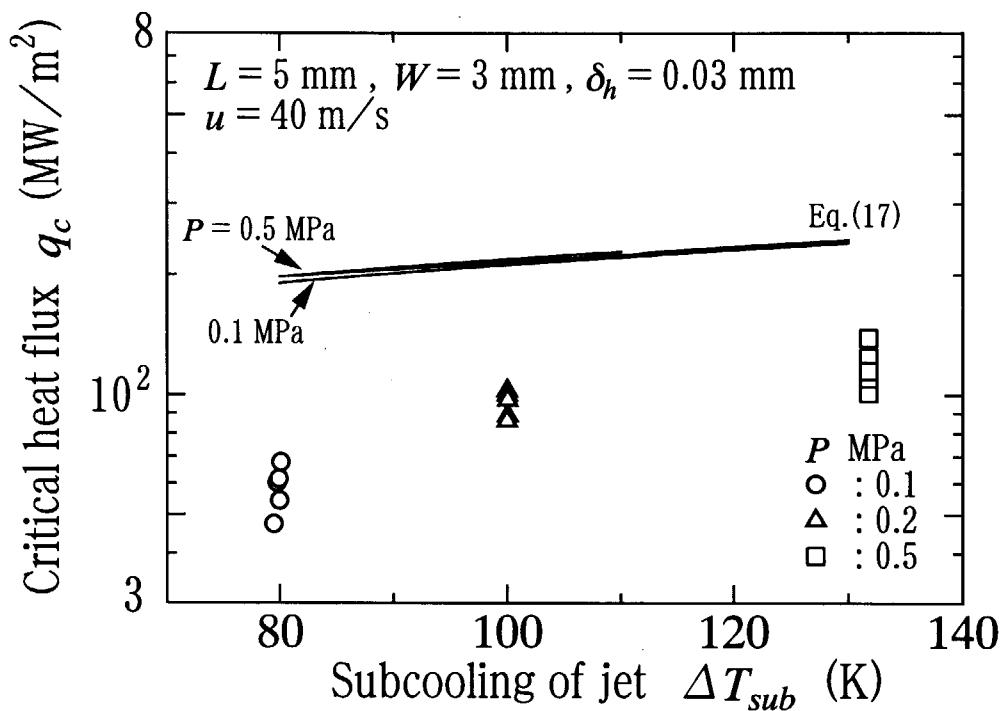
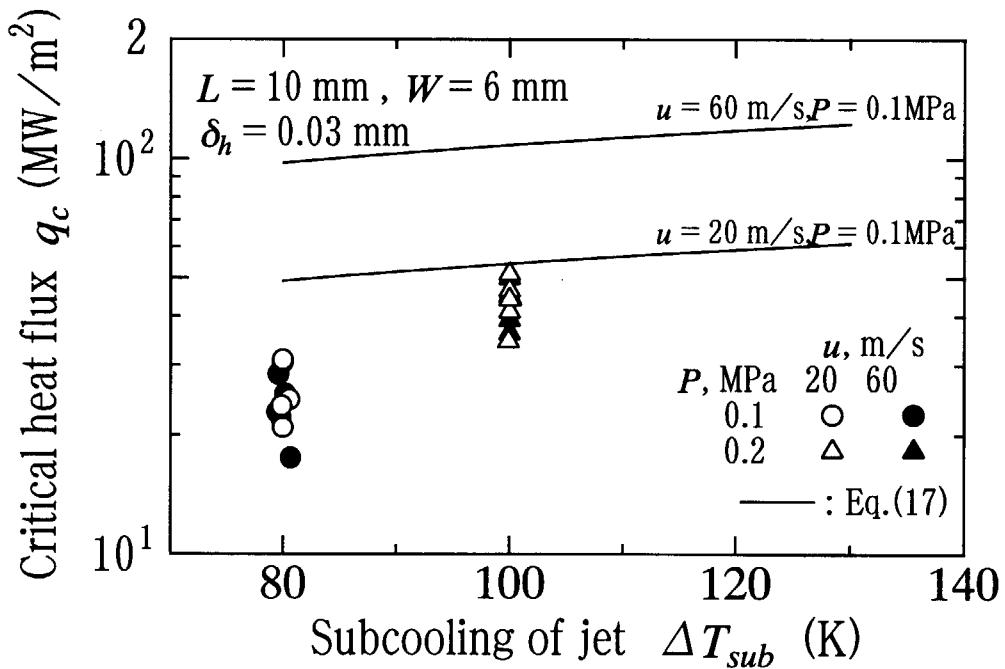
Fig.17 Effect of heat capacity of heater on CHF (Pool boiling)⁽³⁸⁾

Fig.18 Effect of wall thickness on CHF

(a) $L = 5 \text{ mm}, W = 3 \text{ mm}, u = 40 \text{ m/s}$ (b) $L = 10 \text{ mm}, W = 6 \text{ mm}, u = 20 \text{ and } 60 \text{ m/s}$ Fig. 19 Relationship between CHF and subcooling for $\delta_h = 0.03 \text{ mm}$

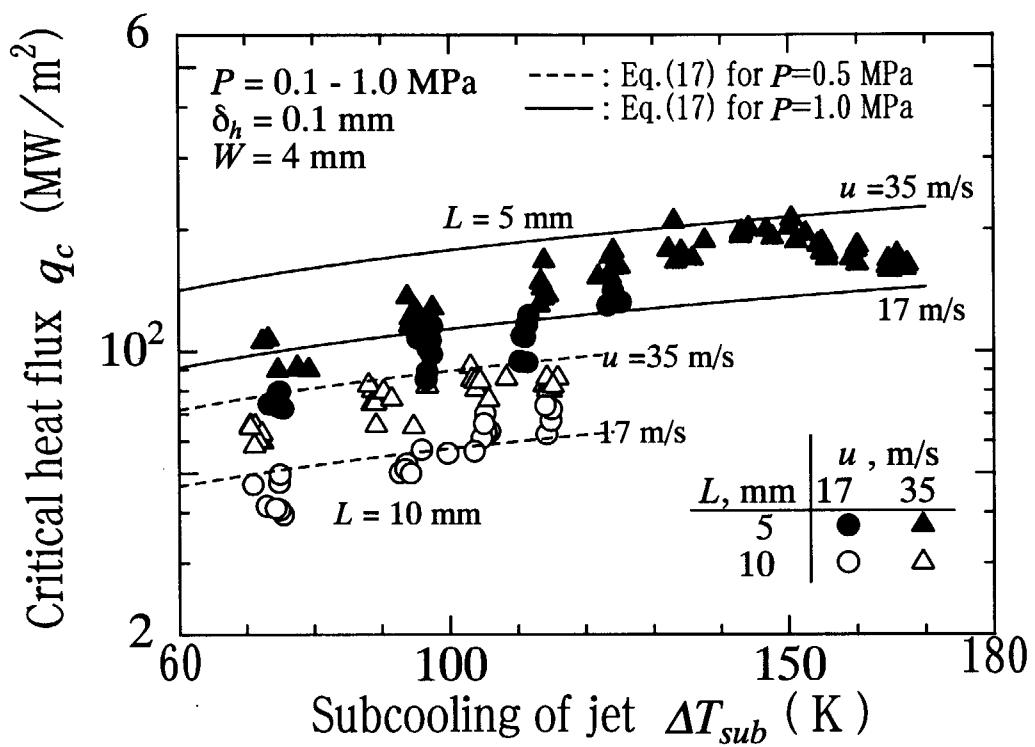


Fig.20 Relationship between CHF and subcooling for $\delta_h = 0.1 \text{ mm}$

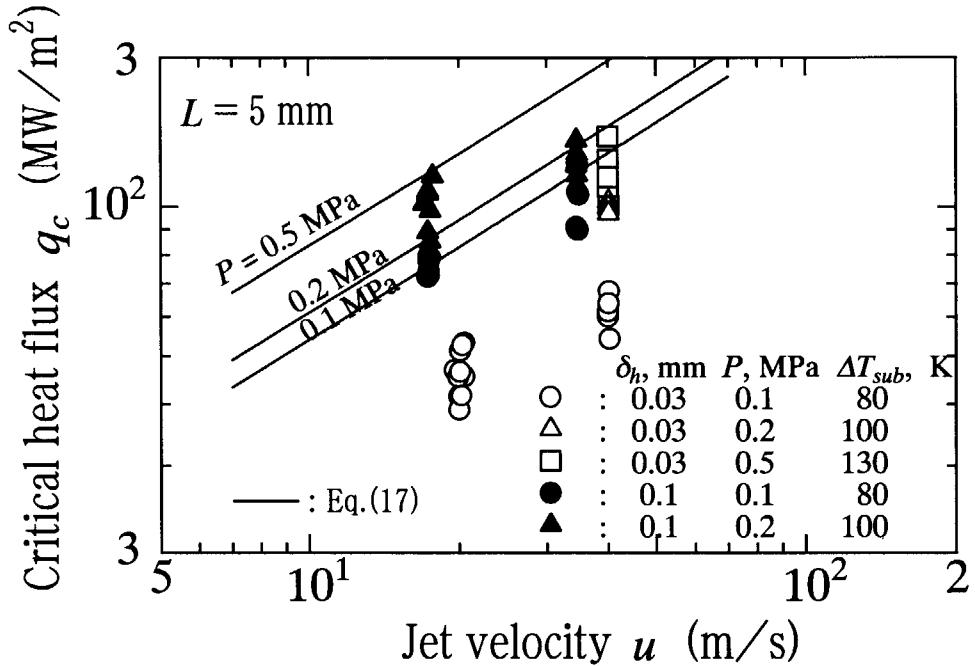
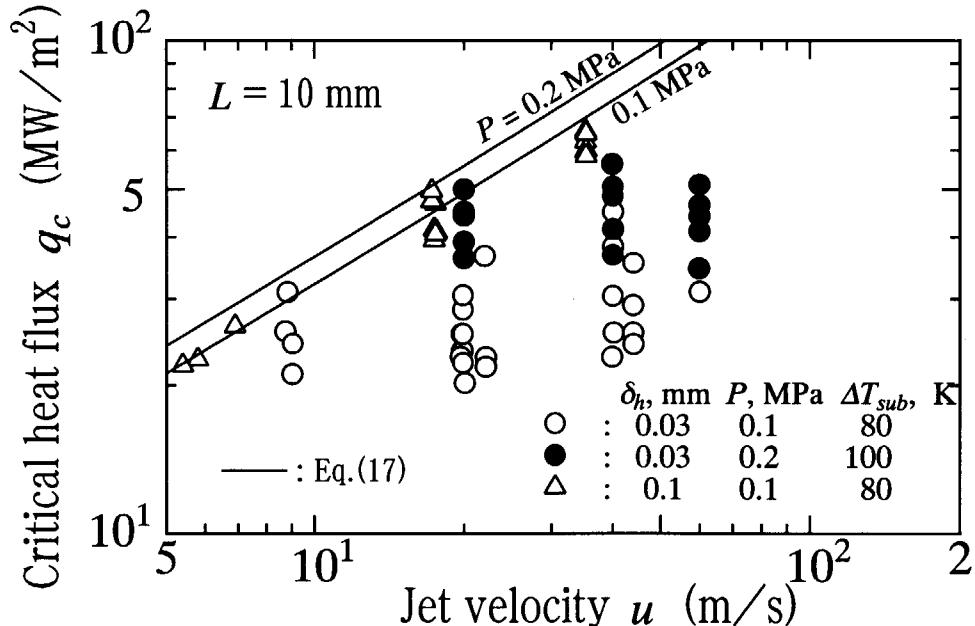
(a) Length of heated surface $L = 5$ mm(b) Length of heated surface $L = 10$ mm

Fig. 21 Relationship between CHF and velocity

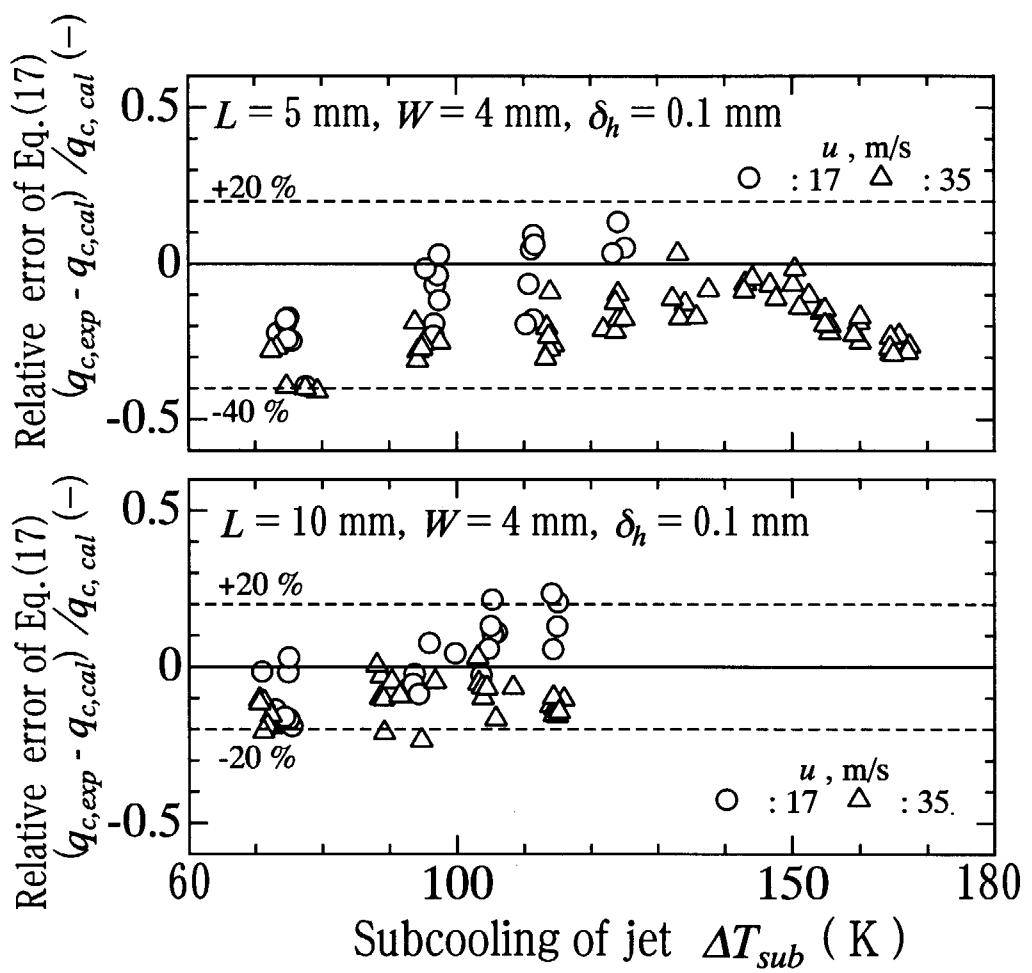
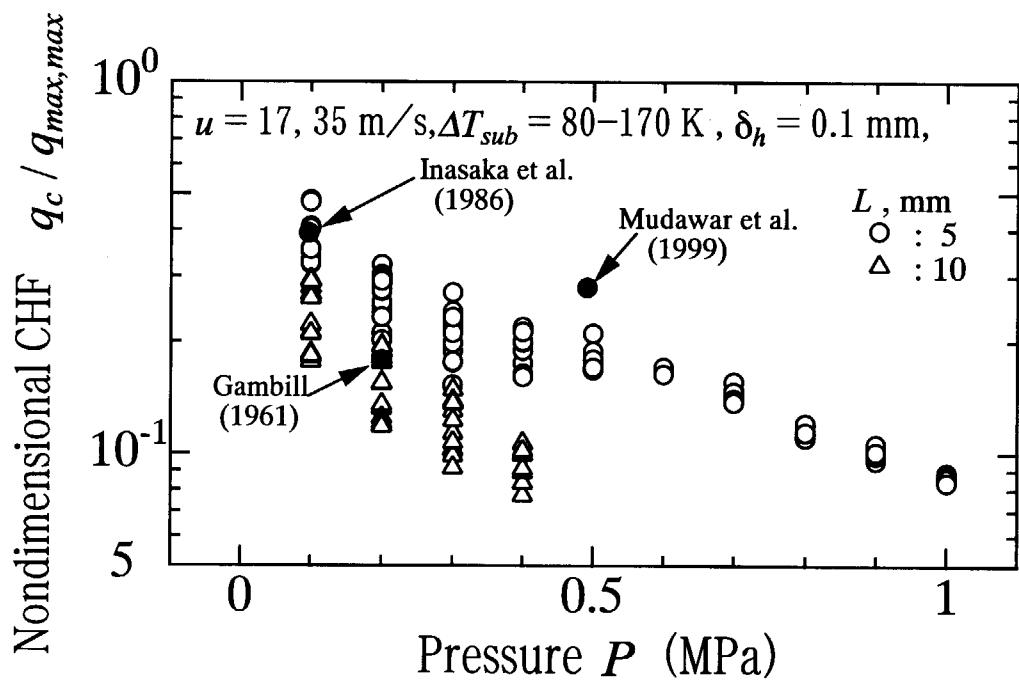
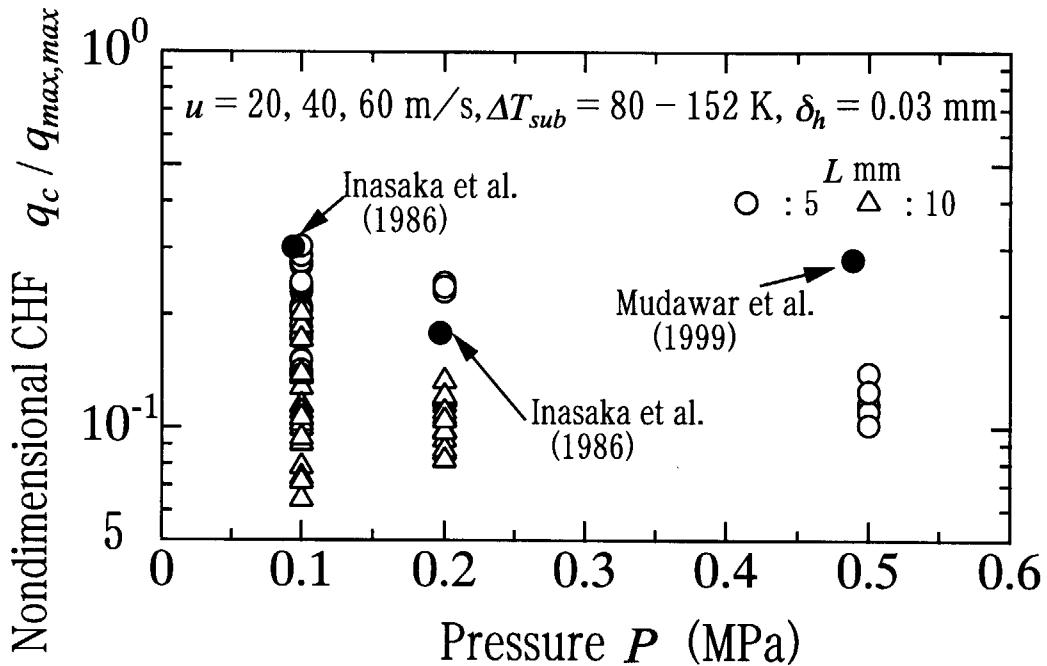


Fig. 22 Relative error of the correlation Eq. (17) for $\delta_h = 0.1 \text{ mm}$



付 錄

サブクール噴流沸騰系の限界熱流束の全測定データを研究年度毎に整理した結果示す。

表-1 List of experimental CHF data (First year)

表-2 List of experimental CHF data (second year)

表-3 List of experimental CHF data (third year)

This is a blank page.

表-1 List of experimental CHF data (First year)

No	Pressure MPa	Heater length <i>L</i> mm	Heater width <i>W</i> mm	Thickness of heater <i>δ_h</i> mm	Jet velocity <i>u</i> m/s	Jet temperature <i>T_j</i> °C	Subcooling <i>ΔT_{sub}</i> K	CHF MW/m ²	<i>q_c</i> MW/m ²
1	0.1	10	6	0.05	9.7	21.3	78.7	14.1	
2	0.1	10	6	0.05	9.9	19.7	80.3	19.5	
3	0.1	10	6	0.05	10.3	22.5	77.5	21.1	
4	0.1	10	6	0.05	9.8	20.0	80.0	24.1	
5	0.1	10	6	0.05	10.3	20.4	79.6	24.4	
6	0.1	10	6	0.05	9.9	20.1	79.9	25.7	
7	0.1	10	6	0.05	25.0	20.8	79.2	12.3	
8	0.1	10	6	0.05	25.3	21.4	78.6	14.7	
9	0.1	10	6	0.05	25.3	20.3	79.7	31.3	
10	0.1	10	6	0.05	25.3	20.3	79.7	32.8	
11	0.1	10	6	0.05	25.2	20.5	79.5	41.9	
12	0.1	10	6	0.05	25.3	21.0	79.0	42.1	
13	0.1	10	6	0.05	50.1	22.3	77.7	18.8	
14	0.1	10	6	0.05	50.1	24.2	75.8	18.9	
15	0.1	10	6	0.05	50.2	23.8	76.2	18.9	
16	0.1	10	6	0.05	50.2	23.6	76.4	19.4	
17	0.1	10	6	0.05	50.1	23.2	76.8	24.3	
18	0.1	10	6	0.05	50.2	23.6	76.4	29.1	
19	0.1	10	6	0.05	10.0	42.1	57.9	19.4	
20	0.1	10	6	0.05	10.0	41.1	58.9	21.5	
21	0.1	10	6	0.05	10.3	41.6	58.4	25.6	
22	0.1	10	6	0.05	10.1	40.3	59.7	27.0	
23	0.1	10	6	0.05	10.1	38.8	61.2	28.4	
24	0.1	10	6	0.05	25.4	40.8	59.2	19.7	

表-1 List of experimental CHF data (first year, continued)

No	Pressure MPa	Heater length <i>L</i> mm	Heater width <i>W</i> mm	Thickness of heater δ_h mm	Jet velocity <i>u</i> m/s	Jet temperature <i>T_j</i> °C	Subcooling ΔT_{sub} K	CHF q_c MW/m ²
25	0.1	10	6	0.05	25.2	41.2	58.8	20.3
26	0.1	10	6	0.05	25.2	39.8	60.2	22.8
27	0.1	10	6	0.05	25.0	42.6	57.4	29.3
28	0.1	10	6	0.05	25.2	38.4	61.6	35.9
29	0.1	10	6	0.05	50.2	40.3	59.7	28.1
30	0.1	10	6	0.05	50.1	41.4	58.6	28.9
31	0.1	10	6	0.05	50.2	40.5	59.5	29.5
32	0.1	10	6	0.05	50.3	40.1	59.9	30.8
33	0.1	10	6	0.05	49.9	40.9	59.1	32.1
34	0.1	10	6	0.05	50.1	41.6	58.4	33.5
35	0.1	10	6	0.05	50.3	41.2	58.8	37.5
36	0.1	10	6	0.05	50.2	40.5	59.5	40.4
37	0.1	10	6	0.05	50.2	40.6	59.4	43.0

表—2 List of experimental CHF data (second year)

No	Pressure P MPa	Heater length L mm	Heater width W mm	Thickness of heater δ_h mm	Jet velocity u m/s	Jet temperature T_j °C	Subcooling ΔT_{sub} K	CHF q_c MW/m ²
1	0.1	5	3	0.03	20.0	20.1	79.9	41.5
2	0.1	5	3	0.03	20.0	19.3	80.7	39.0
3	0.1	5	3	0.03	20.5	19.9	80.1	53.3
4	0.1	5	3	0.03	20.5	19.3	80.7	45.5
5	0.1	5	3	0.03	39.9	20.8	79.2	33.8
6	0.1	5	3	0.03	40.0	20.2	79.8	60.2
7	0.1	5	3	0.03	40.0	20.1	79.9	61.6
8	0.1	5	3	0.03	40.2	19.1	80.9	67.8
9	0.1	5	3	0.03	40.3	19.2	80.8	54.3
10	0.1	5	6	0.03	19.6	20.2	79.8	46.9
11	0.1	5	6	0.03	19.9	20.0	80.0	45.5
12	0.1	5	6	0.03	20.1	19.8	80.2	51.3
13	0.1	5	6	0.03	20.1	19.7	80.3	46.5
14	0.1	5	6	0.03	20.2	19.5	80.5	41.7
15	0.1	5	6	0.03	20.3	19.9	80.1	52.7
16	0.1	5	6	0.03	40.0	20.6	79.4	31.7
17	0.1	5	6	0.03	40.0	20.4	79.6	33.6
18	0.1	5	6	0.03	40.0	20.3	79.7	39.0
19	0.1	5	6	0.03	40.1	20.0	80.0	64.0
20	0.1	5	6	0.03	40.2	19.4	80.6	38.3
21	0.1	5	6	0.03	40.2	19.1	80.9	30.7
22	0.1	10	3	0.03	19.8	20.2	79.8	23.5
23	0.1	10	3	0.03	19.8	20.0	80.0	25.5
24	0.1	10	3	0.03	19.9	20.2	79.8	23.5
25	0.1	10	3	0.03	20.1	20.5	79.5	20.2
26	0.1	10	3	0.03	39.9	19.1	80.9	22.8

表—2 List of experimental CHF data (second year, continued)

No	Pressure P MPa	Heater length L mm	Heater width W mm	Thickness of heater δ_h mm	Jet velocity u m/s	Jet temperature T_j °C	Subcooling ΔT_{sub} K	CHF q_c MW/m ²
27	0.1	10	3	0.03	40.0	20.0	80.0	14.3
28	0.1	10	3	0.03	40.1	20.5	79.5	38.3
29	0.1	10	3	0.03	40.1	20.1	79.9	45.0
30	0.1	10	6	0.03	19.7	20.5	79.5	22.8
31	0.1	10	6	0.03	19.9	20.4	79.6	28.5
32	0.1	10	6	0.03	19.9	20.2	79.8	22.2
33	0.1	10	6	0.03	19.9	20.0	80.0	30.5
34	0.1	10	6	0.03	19.9	19.8	80.2	25.5
35	0.1	10	6	0.03	20.3	19.3	80.7	17.5
36	0.1	10	6	0.03	40.0	20.4	79.6	30.4
37	0.1	10	6	0.03	40.1	20.3	79.7	16.4
38	0.1	10	6	0.03	40.1	20.3	79.7	41.5
39	0.1	10	6	0.03	40.2	20.5	79.5	16.0
40	0.1	10	6	0.03	40.2	20.5	79.5	25.6
41	0.1	10	6	0.03	60.0	19.4	80.6	24.6
42	0.1	10	6	0.03	60.1	20.1	79.9	23.7
43	0.1	10	6	0.03	60.1	20.0	80.0	31.0
44	0.1	10	6	0.03	60.1	20.0	80.0	20.9
45	0.2	5	3	0.03	40.1	20.2	100.0	102.6
46	0.2	5	3	0.03	40.1	20.2	100.0	100.0
47	0.2	5	3	0.03	40.1	20.2	100.0	97.2
48	0.2	10	6	0.03	20.0	20.2	100.0	50.0
49	0.2	10	6	0.03	20.0	20.1	100.1	44.2
50	0.2	10	6	0.03	20.0	20.2	100.0	36.3
51	0.2	10	6	0.03	20.0	20.2	100.0	39.2
52	0.2	10	6	0.03	20.0	20.2	100.0	45.0

表-2 List of experimental CHF data (second year, continued)

No	Pressure P MPa	Heater length L mm	Heater width W mm	Thickness of heater δ_h mm	Jet velocity u m/s	Jet temperature T_j °C	Subcooling ΔT_{sub} K	CHF q_c MW/m ²
53	0.2	10	6	0.03	39.9	19.9	100.3	56.3
54	0.2	10	6	0.03	40.0	20.2	100.0	48.5
55	0.2	10	6	0.03	40.1	20.2	100.0	41.5
56	0.2	10	6	0.03	40.0	20.2	100.0	36.8
57	0.2	10	6	0.03	40.0	20.2	100.0	50.6
58	0.2	10	6	0.03	60.0	20.2	100.0	46.5
59	0.2	10	6	0.03	60.0	20.2	100.0	51.2
60	0.2	10	6	0.03	59.9	20.3	99.9	34.6
61	0.2	10	6	0.03	60.0	20.2	100.0	41.1
62	0.2	10	6	0.03	60.0	20.2	100.0	44.1
63	0.5	5	3	0.03	40.0	20.0	131.8	124.4
64	0.5	5	3	0.03	40.1	20.0	131.8	101.1
65	0.5	5	3	0.03	40.0	20.0	131.8	109.9
66	0.5	5	3	0.03	40.0	20.0	131.8	138.8
67	0.5	5	3	0.03	40.0	20.0	131.8	114.8

表-3 List of experimental CHF data (third year)

No	Pressure <i>P</i> MPa	Heater length <i>L</i> mm	Heater width <i>W</i> mm	Thickness of heater δ_h mm	Jet velocity <i>u</i> m/s	Jet temperature <i>T_j</i> °C	Subcooling ΔT_{sub} K	CHF <i>q_c</i> MW/m ²
1	0.1	4	10	0.1	17.5	29.0	71.0	46.9
2	0.1	4	10	0.1	17.4	27.0	73.0	41.5
3	0.1	4	10	0.1	17.4	24.5	75.5	39.5
4	0.1	4	10	0.1	17.6	25.6	74.4	41.0
5	0.1	4	10	0.1	17.2	25.1	74.9	47.4
6	0.1	4	10	0.1	17.2	25.0	75.0	49.7
7	0.1	4	10	0.1	17.5	25.0	75.0	40.6
8	0.1	4	10	0.1	35.2	29.4	70.6	65.7
9	0.1	4	10	0.1	35.2	27.6	72.4	59.8
10	0.1	4	10	0.1	35.2	28.7	71.3	65.4
11	0.1	4	10	0.1	35.2	27.7	72.3	62.6
12	0.1	4	10	0.1	35.3	28.2	71.8	60.1
13	0.1	4	10	0.1	35.3	28.8	71.2	58.5
14	0.1	4	10	0.1	35.3	29.4	70.6	64.9
15	0.2	4	10	0.1	17.1	25.9	94.3	50.0
16	0.2	4	10	0.1	16.8	26.5	93.7	52.8
17	0.2	4	10	0.1	15.9	20.5	99.7	56.0
18	0.2	4	10	0.1	16.1	24.3	95.9	57.2
19	0.2	4	10	0.1	16.6	26.6	93.7	50.4
20	0.2	4	10	0.1	16.8	26.5	93.7	52.8
21	0.2	4	10	0.1	16.1	27.5	92.8	50.1
22	0.2	4	10	0.1	16.9	26.7	93.5	51.2
23	0.2	4	10	0.1	34.9	31.0	89.3	65.6
24	0.2	4	10	0.1	34.9	23.5	96.7	82.1
25	0.2	4	10	0.1	34.6	31.5	88.8	80.0
26	0.2	4	10	0.1	34.7	31.6	88.7	74.4

表-3 List of experimental CHF data (continued)

No	Pressure MPa	Heater length <i>L</i> mm	Heater width <i>W</i> mm	Thickness of heater δ_h mm	Jet velocity <i>u</i> m/s	Jet temperature <i>T_j</i> °C	Subcooling ΔT_{sub} K	CHF MW/m ²	<i>q_c</i> MW/m ²
27	0.2	4	10	0.1	34.6	32.1	88.2	82.6	82.6
28	0.2	4	10	0.1	34.8	31.1	89.1	74.4	74.4
29	0.2	4	10	0.1	34.7	25.5	94.7	65.1	65.1
30	0.2	4	10	0.1	34.8	29.9	90.4	79.5	79.5
31	0.2	4	10	0.1	34.8	28.7	91.5	76.2	76.2
32	0.3	4	10	0.1	17.2	29.9	103.6	56.6	56.6
33	0.3	4	10	0.1	16.4	27.6	105.9	63.4	63.4
34	0.3	4	10	0.1	16.5	28.2	105.3	63.1	63.1
35	0.3	4	10	0.1	16.8	28.3	105.3	70.2	70.2
36	0.3	4	10	0.1	16.8	28.8	104.7	61.0	61.0
37	0.3	4	10	0.1	17.2	28.5	105.0	66.2	66.2
38	0.3	4	10	0.1	34.3	29.7	103.8	80.5	80.5
39	0.3	4	10	0.1	34.4	30.5	103.0	91.8	91.8
40	0.3	4	10	0.1	34.8	30.3	103.3	85.2	85.2
41	0.3	4	10	0.1	34.9	29.1	104.5	84.4	84.4
42	0.3	4	10	0.1	34.8	29.8	103.8	84.2	84.2
43	0.3	4	10	0.1	34.8	25.2	108.4	85.8	85.8
44	0.3	4	10	0.1	34.9	27.8	105.7	75.9	75.9
45	0.3	4	10	0.1	34.8	25.2	108.4	85.8	85.8
46	0.4	4	10	0.1	16.2	29.3	114.3	62.4	62.4
47	0.4	4	10	0.1	16.4	28.7	115.0	67.4	67.4
48	0.4	4	10	0.1	16.4	28.6	115.0	72.0	72.0
49	0.4	4	10	0.1	16.4	29.5	114.1	73.4	73.4
50	0.4	4	10	0.1	34.6	29.7	113.9	82.5	82.5
51	0.4	4	10	0.1	34.9	29.1	114.5	82.4	82.4

表—3 List of experimental CHF data (continued)

No	Pressure P MPa	Heater length L mm	Heater width W mm	Thickness of heater δ_h mm	Jet velocity u m/s	Jet temperature T_i °C	Subcooling ΔT_{sub} K	CHF q_c MW/m ²
52	0.4	4	10	0.1	34.9	29.2	114.4	80.4
53	0.4	4	10	0.1	34.8	28.7	115.0	80.0
54	0.4	4	10	0.1	35.3	29.3	114.3	86.2
55	0.4	4	10	0.1	35.3	28.4	115.2	82.1
56	0.4	4	10	0.1	35.2	27.7	115.9	86.0
57	0.1	4	5	0.1	17.4	26.6	73.4	74.1
58	0.1	4	5	0.1	17.4	25.3	74.7	77.8
59	0.1	4	5	0.1	17.3	24.5	75.5	72.3
60	0.1	4	5	0.1	17.4	25.0	75.0	79.6
61	0.1	4	5	0.1	17.5	25.3	74.7	79.2
62	0.1	4	5	0.1	17.4	25.1	74.9	72.9
63	0.1	4	5	0.1	34.9	27.6	72.4	106.0
64	0.1	4	5	0.1	34.6	20.7	79.3	90.1
65	0.1	4	5	0.1	34.8	25.3	74.7	90.0
66	0.1	4	5	0.1	34.6	26.7	73.3	107.4
67	0.1	4	5	0.1	34.5	22.4	77.6	91.3
68	0.1	4	5	0.1	34.6	22.5	77.5	90.5
69	0.2	4	5	0.1	34.5	26.4	93.9	136.3
70	0.2	4	5	0.1	34.5	25.9	94.3	121.2
71	0.2	4	5	0.1	34.6	26.0	94.2	116.2
72	0.2	4	5	0.1	34.6	22.7	97.5	128.0
73	0.2	4	5	0.1	34.6	25.1	95.1	126.0
74	0.2	4	5	0.1	34.6	25.4	94.8	123.1
75	0.2	4	5	0.1	17.5	22.8	97.4	98.3
76	0.2	4	5	0.1	17.7	22.8	97.4	115.5
77	0.2	4	5	0.1	17.3	23.0	97.3	106.4

表—3 List of experimental CHF data (continued)

No	Pressure P MPa	Heater length L mm	Heater width W mm	Thickness of heater δ_h mm	Jet velocity u m/s	Jet temperature T_j °C	Subcooling ΔT_{sub} K	CHF q_c MW/m ²
78	0.2	4	5	0.1	17.3	24.8	95.4	107.8
79	0.2	4	5	0.1	17.5	23.6	96.6	85.3
80	0.2	4	5	0.1	17.0	23.4	96.8	101.7
81	0.2	4	5	0.1	17.3	23.5	96.7	89.1
82	0.3	4	5	0.1	16.8	22.8	110.7	109.1
83	0.3	4	5	0.1	17.0	23.2	110.4	94.5
84	0.3	4	5	0.1	16.4	21.9	111.7	122.4
85	0.3	4	5	0.1	13.9	22.4	111.1	108.5
86	0.3	4	5	0.1	14.5	22.1	111.4	116.5
87	0.3	4	5	0.1	16.2	22.1	111.5	93.9
88	0.3	4	5	0.1	34.0	19.6	113.9	167.5
89	0.3	4	5	0.1	34.5	19.1	114.5	137.8
90	0.3	4	5	0.1	34.8	19.7	113.8	135.6
91	0.3	4	5	0.1	34.9	20.1	113.4	148.6
92	0.3	4	5	0.1	34.9	20.3	113.3	130.2
93	0.3	4	5	0.1	34.9	19.8	113.7	143.5
94	0.4	4	5	0.1	17.2	18.4	125.2	132.4
95	0.4	4	5	0.1	17.0	19.5	124.1	141.2
96	0.4	4	5	0.1	17.3	20.3	123.4	129.7
97	0.4	4	5	0.1	34.9	19.9	123.7	153.1
98	0.4	4	5	0.1	34.7	21.7	121.9	152.7
99	0.4	4	5	0.1	35.0	19.9	123.8	171.5
100	0.4	4	5	0.1	34.9	19.5	124.2	160.8
101	0.4	4	5	0.1	34.9	19.5	124.1	176.8
102	0.4	4	5	0.1	34.9	18.6	125.0	161.7
103	0.5	4	5	0.1	34.7	14.2	137.7	187.3

表-3 List of experimental CHF data (continued)

No	Pressure P MPa	Heater length L mm	Heater width W mm	Thickness of heater δ_h mm	Jet velocity u m/s	Jet temperature T_j °C	Subcooling ΔT_{sub} K	CHF q_c MW/m ²
104	0.5	4	5	0.1	34.9	16.0	135.8	169.2
105	0.5	4	5	0.1	35.0	18.8	133.1	209.0
106	0.5	4	5	0.1	34.7	17.7	134.1	176.1
107	0.5	4	5	0.1	34.7	19.6	132.3	178.1
108	0.5	4	5	0.1	34.8	18.5	133.3	166.7
109	0.6	4	5	0.1	34.9	15.7	143.2	196.5
110	0.6	4	5	0.1	35.0	15.8	143.0	196.9
111	0.6	4	5	0.1	35.0	14.7	144.1	201.0
112	0.6	4	5	0.1	34.8	15.7	143.2	196.0
113	0.6	4	5	0.1	35.1	15.9	142.9	192.1
114	0.7	4	5	0.1	35.1	14.8	150.1	201.2
115	0.7	4	5	0.1	35.3	17.3	147.6	190.6
116	0.7	4	5	0.1	35.1	14.5	150.4	211.9
117	0.7	4	5	0.1	35.3	13.8	151.2	186.3
118	0.7	4	5	0.1	35.2	18.2	146.8	198.9
119	0.7	4	5	0.1	35.0	12.4	152.6	194.4
120	0.8	4	5	0.1	35.0	14.8	155.6	175.0
121	0.8	4	5	0.1	34.8	14.8	155.6	169.5
122	0.8	4	5	0.1	35.0	15.5	155.0	175.3
123	0.8	4	5	0.1	34.9	15.5	155.0	185.4
124	0.8	4	5	0.1	34.8	15.2	155.2	176.0
125	0.8	4	5	0.1	34.7	16.0	154.4	182.8
126	0.9	4	5	0.1	35.0	9.5	165.8	172.9
127	0.9	4	5	0.1	34.6	15.3	160.1	164.0
128	0.9	4	5	0.1	34.6	15.3	160.0	181.8

表-3 List of experimental CHF data (continued)

No	Pressure P MPa	Heater length L mm	Heater width W mm	Thickness of heater δ_h mm	Jet velocity u m/s	Jet temperature T_j °C	Subcooling ΔT_{sub} K	CHF q_c MW/m ²
129	0.9	4	5	0.1	34.5	15.5	177.4	
130	0.9	4	5	0.1	34.7	16.2	169.4	
131	1.0	4	5	0.1	34.6	12.8	160.0	
132	1.0	4	5	0.1	34.4	12.5	163.9	
133	1.0	4	5	0.1	34.7	15.2	158.4	
134	1.0	4	5	0.1	34.8	14.9	165.0	158.0
135	1.0	4	5	0.1	34.1	15.3	164.5	168.0
136	1.0	4	5	0.1	34.7	15.4	164.5	162.2
137	1.0	4	5	0.1	34.8	14.9	165.0	158.0
138	0.1	6	10	0.3	7.2	56.3	43.7	33.4
139	0.1	6	10	0.3	5.7	60.9	39.1	47.4
140	0.1	6	10	0.3	6.6	59.4	40.6	41.4
141	0.1	6	10	0.3	5.6	58.9	41.1	38.3
142	0.1	6	10	0.3	6.6	57.1	42.9	44.3
143	0.1	6	10	0.3	5.9	58.0	42.0	30.1
144	0.1	6	10	0.1	6.9	59.1	40.9	26.4
145	0.1	6	10	0.1	5.2	63.8	36.2	27.8
146	0.1	6	10	0.1	6.3	61.2	38.8	33.2
147	0.1	6	10	0.1	5.8	61.2	38.8	22.6
148	0.1	6	10	0.1	5.4	59.9	40.1	22.0
149	0.1	6	10	0.1	5.3	55.9	44.1	28.1
150	0.1	6	10	0.05	5.0	58.2	41.8	20.1
151	0.1	6	10	0.05	5.9	60.6	39.4	17.0
152	0.1	6	10	0.05	4.7	69.6	30.4	17.4
153	0.1	6	10	0.05	5.6	60.4	39.6	17.7
154	0.1	6	10	0.05	5.6	62.1	37.9	

表—3 List of experimental CHF data (continued)

No	Pressure P MPa	Heater length L mm	Heater width W mm	Thickness of heater δ_h mm	Jet velocity u m/s	Jet temperature T_j °C	Subcooling ΔT_{sub} K	CHF q_c MW/m ²
155	0.1	6	10	0.05	6.0	60.6	39.4	21.3
156	0.1	6	10	0.03	5.4	62.4	37.6	18.2
157	0.1	6	10	0.03	5.9	62.1	37.9	16.7
158	0.1	6	10	0.03	5.7	59.6	40.4	20.3
159	0.1	6	10	0.03	5.6	60.7	39.3	19.9
160	0.1	6	10	0.03	5.9	60.4	39.6	18.9
161	0.1	6	10	0.03	5.5	59.9	40.1	16.6

国際単位系(SI)と換算表

表1 SI基本単位および補助単位

量	名称	記号
長さ	メートル	m
質量	キログラム	kg
時間	秒	s
電流	アンペア	A
熱力学温度	ケルビン	K
物質量	モル	mol
光度	カンデラ	cd
平面角	ラジアン	rad
立体角	ステラジアン	sr

表3 固有の名称をもつSI組立単位

量	名称	記号	他のSI単位による表現
周波数	ヘルツ	Hz	s ⁻¹
力	ニュートン	N	m·kg/s ²
圧力、応力	パスカル	Pa	N/m ²
エネルギー、仕事、熱量	ジュール	J	N·m
功率、放射束	ワット	W	J/s
電気量、電荷	クーロン	C	A·s
電位、電圧、起電力	ボルト	V	W/A
静電容量	ファラード	F	C/V
電気抵抗	オーム	Ω	V/A
コンダクタンス	ジーメンス	S	A/V
磁束	ウェーバ	Wb	V·s
磁束密度	テスラ	T	Wb/m ²
インダクタンス	ヘンリー	H	Wb/A
セルシウス温度	セルシウス度	°C	
光束度	ルーメン	lm	cd·sr
照度	ルクス	lx	lm/m ²
放射能	ベクレル	Bq	s ⁻¹
吸収線量	グレイ	Gy	J/kg
線量当量	シーベルト	Sv	J/kg

表2 SIと併用される単位

名称	記号
分、時、日	min, h, d
度、分、秒	°, ', "
リットル	l, L
ト	t
電子ボルト	eV
原子質量単位	u

$$1 \text{ eV} = 1.60218 \times 10^{-19} \text{ J}$$

$$1 \text{ u} = 1.66054 \times 10^{-27} \text{ kg}$$

表4 SIと共に暫定的に維持される単位

名称	記号
オングストローム	Å
バーン	b
バール	bar
ガル	Gal
キュリ	Ci
レンントゲン	R
ラド	rad
レム	rem

$$1 \text{ Å} = 0.1 \text{ nm} = 10^{-10} \text{ m}$$

$$1 \text{ b} = 100 \text{ fm}^2 = 10^{-28} \text{ m}^2$$

$$1 \text{ bar} = 0.1 \text{ MPa} = 10^5 \text{ Pa}$$

$$1 \text{ Gal} = 1 \text{ cm/s}^2 = 10^{-2} \text{ m/s}^2$$

$$1 \text{ Ci} = 3.7 \times 10^{10} \text{ Bq}$$

$$1 \text{ R} = 2.58 \times 10^{-4} \text{ C/kg}$$

$$1 \text{ rad} = 1 \text{ cGy} = 10^{-2} \text{ Gy}$$

$$1 \text{ rem} = 1 \text{ cSv} = 10^{-2} \text{ Sv}$$

表5 SI接頭語

倍数	接頭語	記号
10^{18}	エクサ	E
10^{15}	ペタ	P
10^{12}	テラ	T
10^9	ギガ	G
10^6	メガ	M
10^3	キロ	k
10^2	ヘクト	h
10^1	デカ	da
10^{-1}	デシ	d
10^{-2}	センチ	c
10^{-3}	ミリ	m
10^{-6}	マイクロ	μ
10^{-9}	ナノ	n
10^{-12}	ピコ	p
10^{-15}	フェムト	f
10^{-18}	アト	a

(注)

- 表1～5は「国際単位系」第5版、国際度量衡局1985年刊行による。ただし、1eVおよび1uの値はCODATAの1986年推奨値によった。
- 表4には海里、ノット、アール、ヘクタールも含まれているが日常の単位なのでここでは省略した。
- barは、JISでは流体の圧力を表わす場合に限り表2のカテゴリーに分類されている。
- EC閣僚理事会指令ではbar、barnおよび「血圧の単位」mmHgを表2のカテゴリーに入れている。

換算表

力	N(=10 ⁵ dyn)	kgf	lbf
	1	0.101972	0.224809
	9.80665	1	2.20462
	4.44822	0.453592	1

$$\text{粘度 } 1 \text{ Pa}\cdot\text{s} = 10 \text{ P(ボアズ)} (\text{g}/(\text{cm}\cdot\text{s}))$$

$$\text{動粘度 } 1 \text{ m}^2/\text{s} = 10^4 \text{ St(ストークス)} (\text{cm}^2/\text{s})$$

圧	MPa(=10 bar)	kgf/cm ²	atm	mmHg(Torr)	lbf/in ² (psi)
力	1	10.1972	9.86923	7.50062 × 10 ³	145.038
	0.0980665	1	0.967841	735.559	14.2233
	0.101325	1.03323	1	760	14.6959
	1.33322 × 10 ⁻⁴	1.35951 × 10 ⁻³	1.31579 × 10 ⁻³	1	1.93368 × 10 ⁻²
	6.89476 × 10 ⁻³	7.03070 × 10 ⁻²	6.80460 × 10 ⁻²	51.7149	1

エネルギー・仕事・熱量	J(=10 ⁷ erg)	kgf·m	kW·h	cal(計量法)	Btu	ft · lbf	eV	1 cal = 4.18605 J(計量法)
	1	0.101972	2.77778 × 10 ⁻⁷	0.238889	9.47813 × 10 ⁻⁴	0.737562	6.24150 × 10 ¹⁸	= 4.184 J(熱化学)
	9.80665	1	2.72407 × 10 ⁻⁶	2.34270	9.29487 × 10 ⁻³	7.23301	6.12082 × 10 ¹⁹	= 4.1855 J(15 °C)
	3.6 × 10 ⁶	3.67098 × 10 ⁵	1	8.59999 × 10 ⁵	3412.13	2.65522 × 10 ⁶	2.24694 × 10 ²⁵	= 4.1868 J(国際蒸気表)
	4.18605	0.426858	1.16279 × 10 ⁻⁶	1	3.96759 × 10 ⁻³	3.08747	2.61272 × 10 ¹⁹	仕事率 1 PS(仏馬力)
	1055.06	107.586	2.93072 × 10 ⁻⁴	252.042	1	778.172	6.58515 × 10 ²¹	= 75 kgf·m/s
	1.35582	0.138255	3.76616 × 10 ⁻⁷	0.323890	1.28506 × 10 ⁻³	1	8.46233 × 10 ¹⁸	= 735.499 W
	1.60218 × 10 ⁻¹⁹	1.63377 × 10 ⁻²⁰	4.45050 × 10 ⁻²⁶	3.82743 × 10 ⁻²⁰	1.51857 × 10 ⁻²²	1.18171 × 10 ⁻¹⁹	1	

放射能	Bq	Ci
	1	2.70270 × 10 ⁻¹¹
	3.7 × 10 ¹⁰	1

吸収線量	Gy	rad
	1	100
	0.01	1

照射線量	C/kg	R
	1	3876
	2.58 × 10 ⁻⁴	1

線量当量	Sv	rem
	1	100
	0.01	1

(86年12月26日現在)

水を用いた外部冷却による超高温界熱流束の研究－超高熱流束冷却の実現と限界熱流束の予測精度の改善－（原子力基礎研究 H11-004）（委託研究）

