九州大学学術情報リポジトリ
Kyushu University Institutional Repository

給液方法の改善による狭あい流路内強制流動沸騰における高効率冷却

三浦，進一
九州大学大学院工学府航空宇宙工学専攻

稲田，幸博
九州大学大学院工学府航空宇宙工学専攻

原，健太
九州大学大学院工学府航空宇宙工学専攻

新本，康久
九州大学大学院工学府航空宇宙工学専攻

他

https://hdl.handle.net/2324/7178717

出版情報：Progress in Multiphase Flow Research. 4, pp.53-60, 2009. The Japanese Society for Multiphase Flow
バージョン：
権利関係：

KYUSHU UNIVERSITY

混相流研究の進展４，53－60（2009）

論　文

給液方法の改善による狭あい流路内強制流動沸騰における高効率冷却*

High Efficiency Cooling for Flow Boiling in Narrow Channels by Improved Liquid Supply

三浦　進一**　稲田　幸博**　原　健太**　新本　康久**　大田　治彦**
MIURA Shinichi　INADA Yukihiro　HARA Kenta　SHINMOTO Yasuhisa　OHTA Haruhiko

Abstract　For the high-performance, large-capacity and downsizing of electronic equipments, the thermal management becomes more important by the increasing heat generation density from semiconductors densely integrated. Flow boiling heat transfer is one of effective methods because of its high heat removal ability. Experiments on the increase of CHF for flow boiling in narrow channels by improved liquid supply were conducted for the development of high-performance cold plates for space applications. A large surface of 150mm in heated length and 30mm in width with fine grooves was employed. A structure of narrow heated channel between parallel plates with an auxiliary unheated channel was devised and tested by using water as a test fluid for different combinations of gap sizes and volumetric flow rates, where five different liquid supply modes were compared. Values of CHF larger than 2×10^6W/m^2 were obtained only for a gap size of 2mm, indicating that higher vapor velocity in the main heated channel was more important than the enlargement of gap size to increase CHF in the experimental range. Under several conditions for gap size of 2mm, the extensions of dry-patches are observed at the upstream location of the main heated channel resulting burnout not at the downstream but at the upstream. It was clarified that there is an optimum flow rate distribution for both channels to obtain the highest values of CHF. For a gap size of 2mm, high heat transfer coefficient as much as 7.4×10^4W/m^{2}K are obtained at heat flux 1.5×10^6W/m^2 under the mass velocity 720kg/m^{2}s based on the total volumetric flow rate and on the cross section area of the main heated channel. It is a useful method to supply the cooling liquid from the auxiliary unheated channel in the transverse direction perpendicular to the flow in the main heated channel in order to also obtain high heat transfer coefficient.

Keywords: Critical heat flux, Narrow channel, Flow boiling, Two-phase flow

1. はじめに

電子機器の高性能化、大容量化、小型化にともない、高密度に集積された半導体素子からの発熱密度が増大するので熱管理技術がさらに重要となっている。先進の冷却技術は電子技術の進歩のためにも必要不可欠である。半導体素子冷却において従来の空冷方式では除熱性能が限界にきており、液冷方式の採用は近い将来において不可避であると考えられる。さらに除熱能力の高い冷却方式として沸騰・蒸発などの相変化を利用した冷却方式が注目され、沸騰二相流を実際に適用した冷却システムの開発が有望視されている。これまでの半導体素子冷却に関する研究は、主に民生用パソコンなどの小型半導体素子を対象としており、発熱密度 1×10^6W/m^2 程度、発熱面積 15mm×15mm 程度がひとつの目標値である。しかし冷却技術の適用範囲として電力変換器用のパワーエレクトロニクスやハイブリッド自動車用パワーコントロールユニットなどの大型半導体素子を対象とするものも数多く存在する。これら

* 2008.11.28 受付
** 九州大学 大学院工学府 航空宇宙工学専攻　〒819-0395 福岡市西区元岡 744 番地
TEL: (092)802-3056　FAX: (092)802-3056　E-mail: miura@aero.kyushu-u.ac.jp

の冷却システムは今後の発展を考えると、発熱密度 2×10^6W/m^2 以上、発熱面積 150mm×150mm 以上という極めて高熱流束かつ大面積での冷却技術が要求されており、高熱流束・大面積冷却技術開発の難易度が高いことから確立された効率的な冷却技術がほとんどない現状がある。

宇宙用排熱システムにおいても地上と同様に電子機器冷却の高発熱密度への対応が必要である。まだ構想のみの段階ではあるが新しいエネルギー供給源として宇宙太陽光発電システム衛星（SSPS）の計画があり、SSPS から地上もしくは他の衛星への電力輸送方式のひとつとしてレーザ伝送方式が広く検討されている。太陽光をレーザに変換する際に、例えば 1m×1m のレーザ媒質背面から 3×10^5–5×10^5W/m^2 の熱流束を冷却する技術が必要とされており、高熱流束・大面積除熱技術の適用が不可避となる。SSPS の実現可能性の必要条件として、二相流体ループによる熱輸送の有効性に関する議論が行われている[1]。加えて宇宙用技術であるため小型軽量化やポンプ動力の低減が重要な課題として挙げられている。

このように高熱流束・大面積除熱技術の開発は非常に重要な技術であり、この目的を実現可能な構造のひとつとして狭あい流路内強制流動沸騰を利用した冷却システムが考えられる。狭あい流路の長所として限られた除熱部体積において冷却面積を大きくとれることが挙げられる。しかし狭あい流路内沸騰では流路幅に制限がないときと比べて気泡挙動が大きな影響を受け、発生気泡の扁平化、気泡合体の促進、気泡底部で拡大したドライパッチのクエンチ周期の減少などの特徴がある。これまで単一の狭あい流路を対象とした強制流動沸騰熱伝達の研究は数多く存在するが、研究者によって採用された沸騰系も様々であり熱伝達特性の定量的な統一性は認められない。

Fujita ら[2]は伝熱面の幅 30mm、長さ 30mm と 120mm、間隙幅の範囲 0.15 mm から 5mm の単一矩形断面狭あい流路を液休プール中に垂直配置して沸騰実験を行った。この場合、狭あい流路入口における液体流速は流路内のボイド率、すなわち付与熱流束の大きさによって誘起される流れの強さに影響されることになる。大気圧下の水を用いた実験結果によると、熱伝達係数は間隙幅の減少にともなって 0.6mm で最大値をとる一方で、限界熱流束は単調に減少している。間隙幅の減少が熱伝達促進または劣化、および限界熱流束の減少を引き起こすことを示している。Willingham ら[3]は半導体の配列を模擬して個々の加熱長さ 10mm のモジュール 9 個を離散的に並べた加熱部をもつ垂直矩形狭あい流路を対象とし、FC72 を用いて試験圧力 0.136MPa で強制流動沸騰の実験を行った。間隙幅は 2mm から 10mm まで変化させている。限界熱流束の最大値は間隙幅 5mm で生じている。Zhang ら[4]は狭あい流路の姿勢を変化させて限界熱流束値を調べた。加熱長さ 101.6mm、幅 5mm、間隙幅 2.5mm の矩形狭あい流路を用いて強制流動沸騰の実験を行った結果、低流速において、とくに飽和状態では下降流のときの限界熱流束は上昇流のときよりもはるかに小さくなると報告している。Kureta ら[5]は流路間隙幅 0.2-3mm、加熱幅 5-20mm、加熱長さ 50-200mm の垂直矩形狭あい流路を対象とし、水を用いて質量速度 846-15100kg/m^{2}s で強制流動沸騰実験を行った。流路間隙幅が等しい条件においては質量速度が大きく加熱長さが短いほど限界熱流束は増大すると報告されている。Qu ら[6]も水を用いたマイクロチャンネルヒートシンク内での強制流動沸騰実験において質量速度が熱伝達に強く影響を及ぼすことを報告している。伝熱面形状に関して、狭あい流路内強制流動沸騰における伝熱面溝形状の最適化によって熱伝達係数の増大が可能であることが報告されている[7]。

以上のように各種沸騰系や条件下で狭あい流路内強制流動沸騰熱伝達の研究が行われているが、核沸騰支配領域において間隙幅の減少とともに熱伝達係数が増大する領域の存在が確認される一方で、限界熱流束は間隙幅の減少とともに単調減少するという大きな問題が残る。したがって高熱流束・大面積対応の冷却システムを確立する目的に対しては限界熱流束を増大させることが大きな課題となる。著者らによるこれまでの研究では高熱流束・大面積対応の冷却システムを開発するため、補助液休供給用の副流路を持つ狭あい流路のコールドプレート構造を考案し、実験により効果を確認した[8-11]。ここで採用された副流路からの補助液体供給は扁平気泡底部のドライパッチの拡大を効果的に抑制するものである。

本報では、全流量一定の条件下で主流路入口・副流路入口流量の分配方法を変化させ、冷却液分配方法と限界熱流束および熱伝達係数の関係に

ついて実験的に明らかにした結果について述べる。さらに冷却部の性能評価方法にも言及する。

2. 実験装置および方法

Fig. 1 に副流路付溝付狭あい流路伝熱面を持つテストセクションを示す。テストセクションは２つの矩形狭あい流路、すなわち液体および蒸気流路となる加熱主流路、および加熱主流路の背面に位置して液体のみの流路となる非加熱副流路から構成される。２つの流路は並行に配列されてポリカーボネイトの透明板で仕切られているため、実験中に主流路における沸騰の様相を直接観察することが可能である。主流路は断熱のため熱伝導率の低い樹脂ブロックによって囲まれており、副流路の液体を一定サブクール度に保つために伝熱面から副流路への直接的な熱進入は極力防止されている。２つの流路の両側面には厚さ 2mm、平均目開き 800μm の多孔質焼結金属板が両流路を連結する透過板として配置されている。したがって主流路の伝熱面上で乾き部が発生しても焼結金属板を介して所定のサブクール度の液体を副流路から主流路へ供給することを可能にしている。主流路底部の伝熱面上にはバルク流れと横断方向に微細な V 字溝が並列に加工してある。溝形状は深さ 0.5mm、頂角 90deg、ピッチ 1mm である。副流路から主流路へ供給された液体は、V 字溝における気液界面メニスカスの半径が伝熱面の中央部と側部で異なることによって生じる毛細管圧力の差によって伝熱面中央部の扁平気泡底部へ自発的に供給される。この補助的な液体供給の駆動力は扁平気泡が伝熱面積の広範囲を覆う高熱流束状態においても維持される。Fig. 2 に冷却液の供給方向を示す。Fig. 2(a)のような従来方式では、流路方向に加熱長さが長いので下流部において局所的なドライアウト、具体的には扁平気泡底部におけるドライパッチの伸展を生じてしまう。Fig. 2(b)では十分な液体供給が可能であり、実質的な加熱長さを著しく減少させることが可能である。このため低流量でも限界熱流束を増大させることができ、さらに溝構造による薄液膜蒸発促進効果により高い熱伝達係数を得ることが可能となる。ここで冷却の対象とした放熱面積は 150mm×150mm を想定しているが、並列構造により幅方向の拡大が可能なので、幅 30mm、長さ 150mm の伝熱面積を１セグメントとみなして実験を行う。熱流束は加熱銅ブロックの下部に挿入されている円筒型カートリッジヒータから供給される。加熱銅ブロック内には、熱電対が中

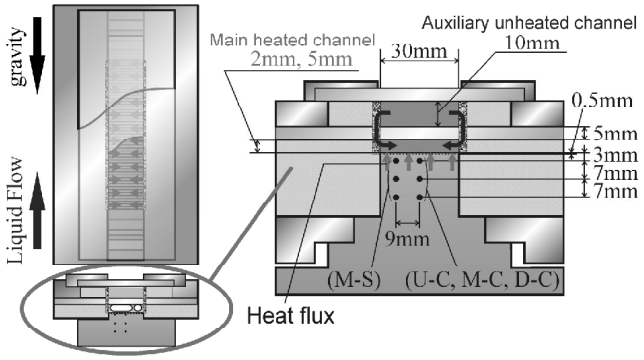
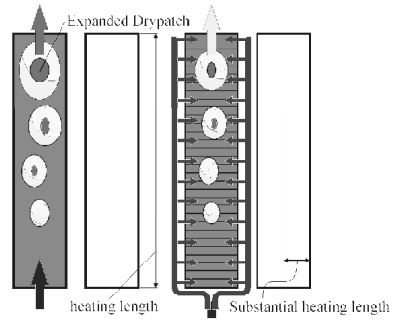


Fig. 1 Structure of narrow heated channel test section with an auxiliary unheated channel and grooves on the heating surface.



(a) Conventional technology (b) The present research

Fig. 2 Decrease in substantial heating length by changing the direction of liquid supply.

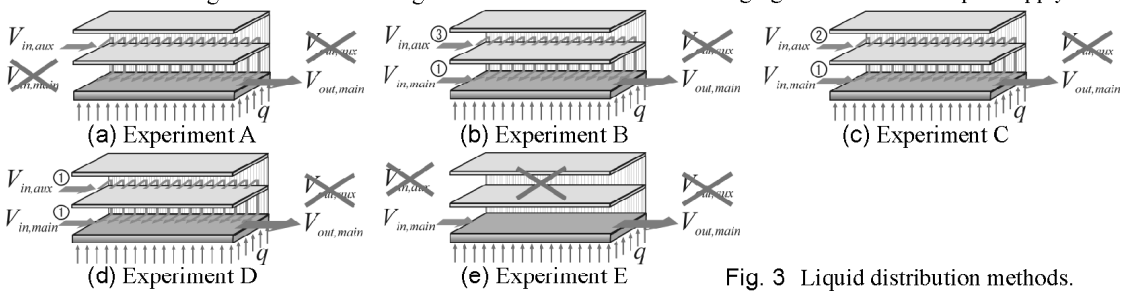


Fig. 3 Liquid distribution methods.

心線に沿って３つの異なる位置、すなわち伝熱面の上流端から 25mm（上流部）、75mm（中流部）、125mm（下流部）の距離に挿入されている。また熱電対は上流端から 75mm で中心線から 9mm（中流側部）の距離にも挿入されている。各測定位置における熱電対の深さは伝熱面の溝の頂部から 3mm、10mm、17mm の深さに挿入されている。局所伝熱面熱流束と伝熱面表面温度は加熱銅ブロック内の熱伝導解析から評価される。このとき熱流束は溝の存在による表面積の増加を無視して 30mmW×150mmL の表面積に基づいて評価され、表面温度は溝の頂部を連ねた仮想の平面上の値として求められる。試験ループは、循環ポンプ、流量計、予熱器、テストセクション、凝縮器、気液分離器から構成されている。テストセクション入口と出口の混合器には熱電対が挿入されている。試験圧力は圧力トランスデューサから得られた主流路入口ゲージ圧と主流路入口－出口差圧により求めた主流路内平均圧力（直線的圧力分布を仮定）とする。熱伝達係数は伝熱面表面温度とヒートバランスより得られた流体温度との差を用いて定義される。なお飽和状態に達したのちの流体温度は主流路内平均圧力に対応した飽和温度に等しいとする。限界熱流束は各熱電対指示温度の急上昇が生じたときの熱入力より一段階低い熱入力に対応する下流部位置での局所熱流束によって定義した。実験は試験液体として蒸発潜熱が大きく高い限界熱流束値が期待できる蒸留水を用いて大気圧近傍で行った。実験条件を以下に示す。

伝熱面寸法：30mmW ×150mmL、主流路間隙幅：s_{main} = 2mm および 5mm、副流路間隙幅：s_{aux} = 10mm、伝熱面表面形状：V 字溝(頂角 90deg, ピッチ 1mm)、試験液体：水、試験圧力：P=0.11-0.18MPa、全流量：$V_{in,total}$ = 0.90-2.70l/min、全流量と加熱主流路断面積をもとにした換算質量速度：$G_{in,main}$ = 100-720kg/m^{2}s、副流路出口：閉鎖、入口液体サブクール度：$\Delta T_{sub,in}$ = 15K、付与平均熱流束：q_0 = 3.0×10^5- 3.1×10^{6}W/m^2。

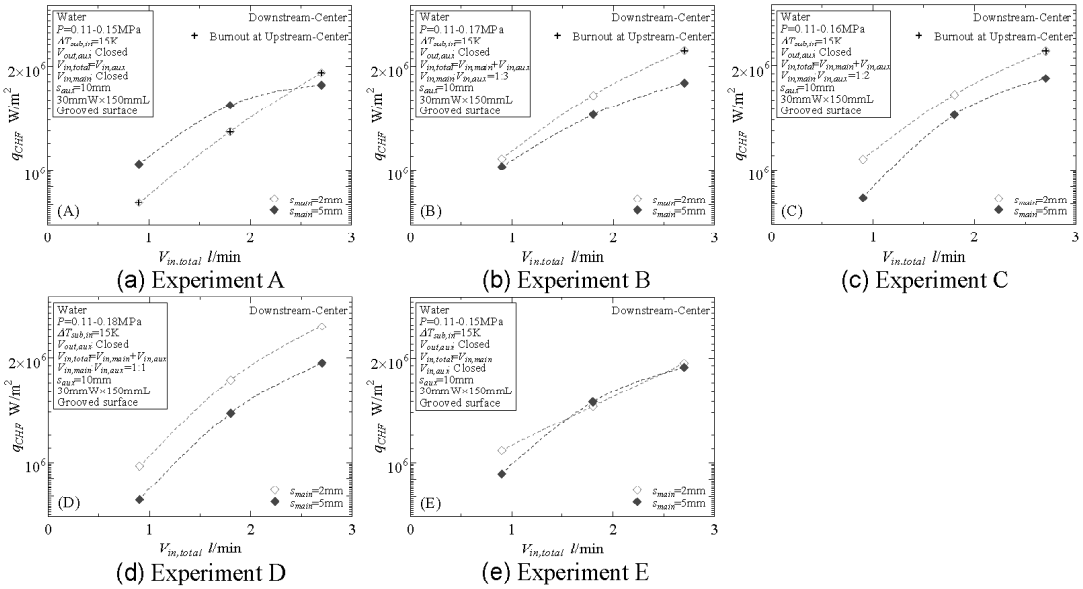
なお実験はすべて垂直上昇流にて行った。主流路入口・副流路入口流量の組み合わせは以下の５つの給液モードである。Fig. 3 に５つの給液モードの概略図を示す。

(A) $V_{in,total} = V_{in,aux}$, $V_{in,main}$ = 0 (Closed)
(B) $V_{in,total} = V_{in,main} + V_{in,aux}$, $V_{in,main}$: $V_{in,aux}$ = 1 : 3
(C) $V_{in,total} = V_{in,main} + V_{in,aux}$, $V_{in,main}$: $V_{in,aux}$ = 1 : 2
(D) $V_{in,total} = V_{in,main} + V_{in,aux}$, $V_{in,main}$: $V_{in,aux}$ = 1 : 1
(E) $V_{in,total} = V_{in,main}$, $V_{in,aux}$ = 0 (Closed)

3. 実験結果および考察

3.1 限界熱流束に及ぼす主流路入口流量の影響

Fig. 4 に全流量と伝熱面の上流端から 125mm の距離にある下流の幅方向中央部での限界熱流束の関係を示す。限界熱流束値は単調な増加を示



(a) Experiment A (b) Experiment B (c) Experiment C
(d) Experiment D (e) Experiment E

Fig. 4 Relation between CHF at the Downstream-Center and total volumetric flow rate.

しているので実験範囲以上の全流量の増大によりさらなる限界熱流束値の増大が期待される。給液方法にかかわらず全流量 2.70l/min において、すなわち主流路間隙幅 2mm では換算質量速度 720kg/m^{2}s において 1.9×10^{6}W/m^2 以上、主流路間隙幅 5mm では 290kg/m^{2}s において 1.7×10^{6}W/m^2 以上という高い限界熱流束値が得られた。また主流路入口流量が少なくかつ全流量が多いいくつかの条件において上流中央部でのドライパッチの拡大が観察されており、バーンアウトは下流部ではなく上流部にて発生した。この傾向には副流路からの給液分布状態が関与していると考えられる。Fig. 5 に熱流束の大小による両流路流れ方向の圧力分布状況を予測して定性的に示す。副流路からの給液分布は両流路間の局所圧力差に依存していると考えられる。副流路内では液体流量が単調減少するので圧力勾配は徐々に低下していく。一方、主流路では流れ方向に流量が単調増加し、さらに二相流へ移行することにより圧力勾配が下流部へ向かって増加するものと考えられる。したがって両流路間の局所圧力差は上流部で小さく、下流部では大きくなる可能性が考えられる。これより上流部での給液量は下流部の給液量よりも小さくなっているものと考えられ、さらに上流部では副流路からの給液量が蓄積されていないので下流部よりも上流部においてボイド率が高くなることが予測され、その結果として扁平気泡底部にドライパッチが拡大し、上流部からバーンアウトに至ると考えられる。また熱流束が高く全圧力損失のうち摩擦損失が支配的な場合には、この傾向がより顕著になると考えられる。もし上流部への給液量を圧力分布の改善により増大させることができれば、上流部でのドライアウトが回避できるので限界熱流束値はさらに増大するものと考えられる。流量分配を改善し主流路入口への給液を相対的に増加させることにより限界熱流束のさらなる増大が期待される。

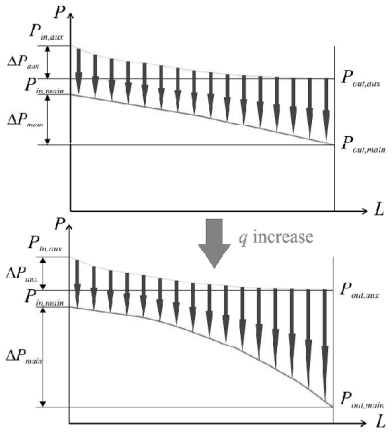
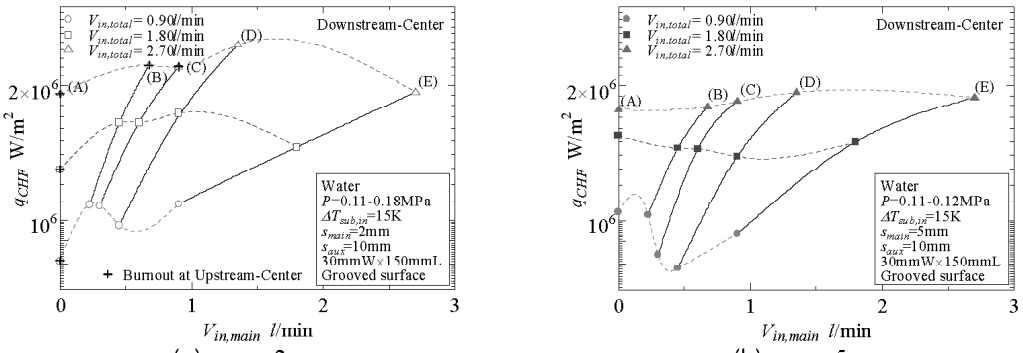


Fig. 5 Expected pressure distribution.

Fig. 6 に主流路入口流量と下流中央部での限界熱流束の関係を示す。データ点を横断方向に結ぶ点線は同一全流量に対するものであり、各データで流量分配を変化させている。同一全流量を結ぶ線の左端のデータは $V_{in,total} = V_{in,aux}$（給液モード A、副流路のみからの液体供給）に対応し、各条件の右端のデータは $V_{in,total} = V_{in,main}$（給液モード E、主流路のみからの液体供給）に対応する。2×10^{6}W/m^2 以上の高い限界熱流束値は主流路間隙幅 2mm のみによって得られたことから、限界熱流束の増大には主流路内での質量速度の増大が重要であるといえる。全流量 2.70l/min（換算質量速度 720kg/m^{2}s および 290kg/m^{2}s）の場合、最も高い限界熱流束値は主流路間隙幅 2mm、5mm ともに $V_{in,main}$:$V_{in,aux}$ = 1:1 ($V_{in,total} = V_{in,main}+V_{in,aux}$)の条件で得られた。これは副流路により伝熱面中央部



(a) s_{main} = 2mm　　(b) s_{main} = 5mm

Fig. 6 Relation between CHF at the Downstream-Center and inlet volumetric flow rate of main heated channel.

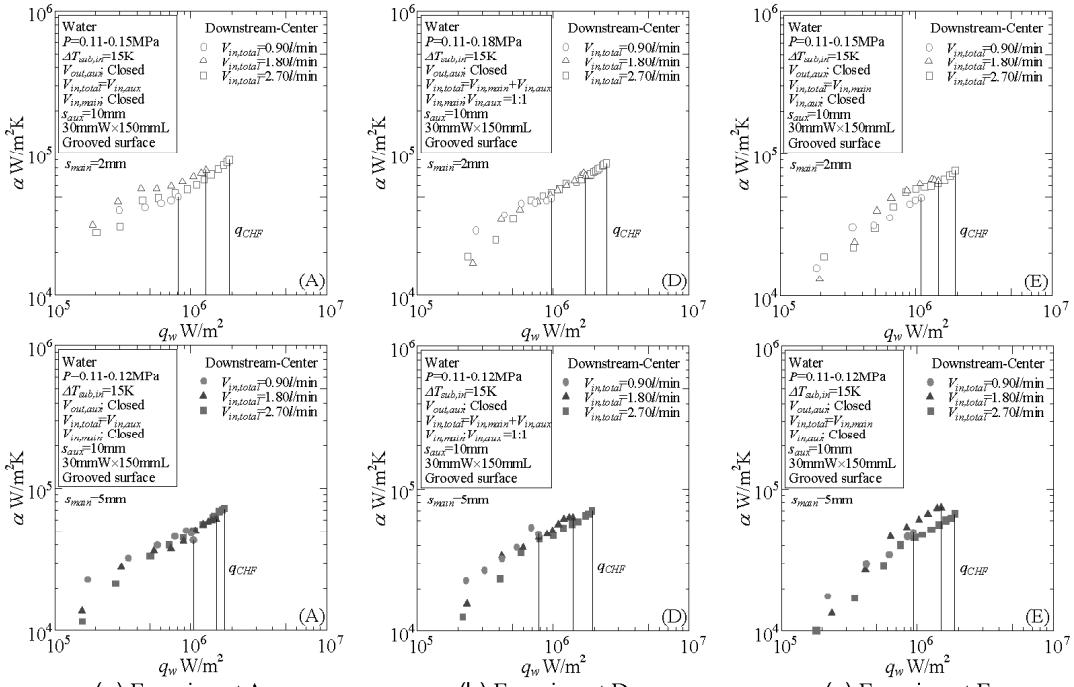
まで冷却液を供給することができ、かつ主流路入口からの給液により上流部でのドライアウトが回避されたためであると考えられる。低流量のいくつかの条件では主流路・副流路間の脈動流によりドライパッチが拡大して限界熱流束値が減少した。並列流路においては低流量で流動不安定が頻繁に観察されるので、流動状態の安定化のためにある程度以上（ここでは 1.80*l*/min 以上）の流量が必要である。これらの結果より、限界熱流束が最大となる最適な流量分配の存在が明らかであり、全流量一定の条件下で主流路入口からのみ給液する場合より高い限界熱流束が得られたことから、補助液体供給用の副流路を持つ狭あい流路コールドプレート構造は当初に言及した目的のために有効であると結論付けられる。

3.2 熱伝達係数

Fig. 7 に給液モード A、D、E の主流路間隙幅 2mm および 5mm のそれぞれに対して下流中央部での熱伝達係数を示す。各条件における右端のデータの熱流束は限界熱流束を表している。高い熱伝達係数を得るために有用な給液モードを判断するため、同一熱流束における熱伝達係数を比較した。主流路間隙幅 2mm の場合、全流量 2.70*l*/min（換算質量速度 720kg/m^{2}s）での熱流束 1.5×10^{6}W/m^2 においてモード A では 7.4×10^{4}W/m^{2}K、モード D では 6.3×10^{4}W/m^{2}K、モード E では 6.3×10^{4}W/m^{2}K という高い熱伝達係数が得られている。なおモード B および C の熱伝達係数はモード A と D の間の値をとる。熱伝達係数が最も高いモード A では高熱流束においても副流路から給液が十分に行われ、伝熱面上の溝構造によって薄液膜蒸発が促進されたものと考えられる。このような高い熱伝達係数は液体への熱伝達に必要な温度差の低減を可能にするものであり、耐熱温度の低い半導体素子などの冷却では冷却媒体との温度差が大きく設定できない場合が多いため必須の条件となる。限界熱流束を増大させるためには主流路入口からの給液により上流部でのドライアウトを回避する方式が有効であったが、高い熱伝達係数を得るためには副流路から主流路横断方向へ給液する方式のほうが有用であるといえる。

4. 性能評価

本研究の目的は流量を最小にして大伝熱面からの高熱流束冷却を実現することである。冷却性能を評価するために、次式のような性能評価係数 ε を定義した。



(a) Experiment A　(b) Experiment D　(c) Experiment E

Fig. 7 Heat transfer coefficient.

$$\varepsilon = V / V_{in,min} \quad (1)$$

ここで、V：流路に供給された全体積流量，m^3/s、V_{min}：限界熱流束において主流路出口ですべての液体が蒸発するための最小体積流量，m^3/s である。入口液体サブクール度も考慮すれば、$V_{in,min}$ は次式のようになる。

$$V_{in,min} = q_{CHF} A_0 / \rho_l \left(h_{fg} + c_p \Delta T_{sub,in} \right) \quad (2)$$

ここに、q_{CHF}：限界熱流束，W/m^2、A_0：溝の存在を無視した公称伝熱面積，m^2、ρ_l：液体の密度，kg/m^3、h_{fg}：蒸発潜熱，J/kg、$\Delta T_{sub,in}$：入口液体サブクール度，K である。ε の値が低いほど性能は高くなり、ε=1 では主流路出口で液体が丁度すべて蒸発することを意味する。したがって、ε は過剰流量率を意味し、ε=1 で過剰流量なしとなる。

Fig. 8 に全流量に基づく性能評価係数を示す。主流路間隙幅 5mm の場合、限界熱流束値の増大により性能評価係数が急速に増大している。したがって高い限界熱流束を得るためには蒸発に関与しない過剰流量を多くする必要がある。一方、主流路間隙幅 2mm の場合、限界熱流束値が増大しても性能評価係数は飽和する傾向にある。すなわち主流路間隙幅 2mm では、高熱流束状態において低過剰流量の除熱が可能であるといえる。同一の全流量の場合、高流量域において主流路間隙幅 2mm のほうが効率よく冷却されているといえる。給液モードにより比較した場合、主流路間隙幅 2mm、5mm ともに高熱流束条件において $V_{in,main}$:$V_{in,aux}$ = 1:1 ($V_{in,total}$ = $V_{in,main}$+$V_{in,aux}$)の条件の性能評価係数が最も低く、低過剰流量での除熱が可能であることがわかる。したがって過剰流量を減少させる点においても最適な流量分配が存在することが明らかである。

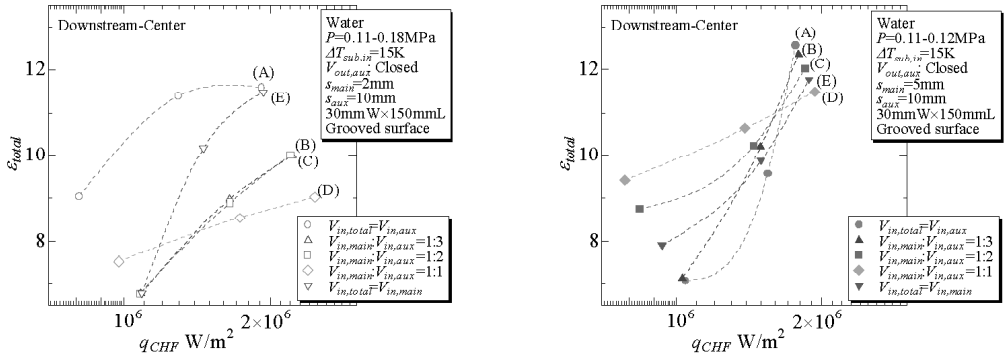
性能評価係数による評価は全流量を基準として効率のよい冷却方式を検討するものである。しかし実際には全流量のみではなく圧力損失と体積流量の積であるポンプ動力を評価基準とする必要がある。最終目標は高い限界熱流束値を得るために流量を最小にすることではなく、ポンプ動力を最小にすることにある。今後は圧力損失データも併せて議論を展開し、高い限界熱流束を実現する冷却方式について考察していく予定である。

5. 結論

高熱流束・大面積対応の冷却システムを開発するため、補助液体供給用の副流路を持つ狭あい流路コールドプレート構造による強制流動沸騰実験を行った。全流量一定の条件下で主流路入口・副流路入口流量の分配方法を変化させた。大気圧近傍にて主流路間隙幅2mmおよび5mmに対して蒸留水を用いた垂直上昇流による実験結果は以下のように要約される。

i) 今回の実験条件範囲において 2×10^{6}W/m^2 以上の高い限界熱流束値は主流路間隙幅 2mm のみによって得られた。主流路入口流量が少なくかつ全流量が多いいくつかの条件において上流中央部でのドライパッチの拡大が観察されており、バーンアウトは下流部ではなく上流部にて発生した。

ii) 最も高い限界熱流束値は主流路間隙幅2mm、5mm ともに $V_{in,main}$:$V_{in,aux}$ = 1:1 ($V_{in,total}$ = $V_{in,main}$+$V_{in,aux}$)の条件で得られた。全流量一定の条件下で主流路入口からのみ給液する場合より高い限界熱流束が得られたことから、補助液体供給用の副流路を持つ狭あい流路



(a) s_{main} = 2mm　　(b) s_{main} = 5mm

Fig. 8 Performance index based on for the total volumetric flow rate.

コールドプレート構造は限界熱流束を増大させるために有効である。

iii) 主流路間隙幅 2mm の全流量 2.70l/min（換算質量速度 720kg/m^{2}s）において、熱流束 1.5×10^{6}W/m^2 で 7.4×10^{4}W/m^{2}K という高い熱伝達係数が得られた。この値は全流量を副流路入口へ給液した方法によるものであり、高い熱伝達係数を得るためには副流路から主流路横断方向へ給液する方式が有用である。

iv) 冷却性能を評価するため、流路に供給された全体積流量と限界熱流束において主流路出口で丁度すべての液体が蒸発する場合の最小体積流量の比を性能評価係数ε として定義した。主流路間隙幅 2mm、5mm ともに高熱流束条件において $V_{in,main}$:$V_{in,aux}$ = 1:1 ($V_{in,total} = V_{in,main}+V_{in,aux}$)の条件により最も低過剰流量での除熱が可能である。

Nomenclature

A_0	:	nominal area of heating surface	[m^2]
c_{pl}	:	isobaric specific heat of liquid	[J/kg K]
$G_{in,main}$	:	mass velocity based on total volumetric flow rate and on the cross section area of main heated channel	[kg/m^{2}s]
h_{fg}	:	latent heat of vaporization	[J/kg]
P	:	pressure	[Pa]
q_0	:	heat flux based on power input	[W/m^2]
q_{CHF}	:	critical heat flux	[W/m^2]
q_w	:	surface heat flux	[W/m^2]
s	:	gap size	[mm]
V	:	volumetric flow rate	[m^3/s]
$V_{in,min}$	:	minimum volumetric flow rate to evaporate all liquid at the exit of heated channel under critical heat flux conditions	[m^3/s]

Greek letters

α	:	heat transfer coefficient	[W/m^{2}K]
$\Delta T_{sub,in}$	:	subcooling of inlet liquid	[K]
ε	:	performance index	[-]
ρ_l	:	liquid density	[kg/m^3]

参考文献

[1] Ohta, H., Ando, M. and Shinmoto, Y., Feasibility Study on the Thermal Management System for Space Solar Power System, 56th International Astronautical Congress, CD-ROM, 10pages (2005).

[2] Fujita, Y., Ohta, H., Uchida, S. and Nishikawa, K., Nucleate Boiling Heat Transfer and Critical Heat Flux in Narrow Space between Rectangular Surfaces, Int. J. Heat and Mass Transfer, Vol. 31, 229–239 (1988).

[3] Willingham, T.C. and Mudawar, I., Channel Height Effect on Forced-Convection Boiling and Critical Heat Flux from a Linear Array of Discrete Heat Sources, Int. J. Heat and Mass Transfer, Vol. 35, 1865–1880 (1992).

[4] Zhang, H., Mudawar, I. and Hasan, M.M., Experimental Assessment of Effects of Body Force, Surface Tension Force, and Inertia on Flow Boiling CHF, Int. J. Heat and Mass Transfer, Vol. 45, 4079-4095 (2002).

[5] Kureta, M. and Akimoto, H. Critical Heat Flux Correlation for Subcooled Boiling Flow in Narrow Channels, Int. J. Heat and Mass Transfer, Vol. 45, 4107-4115 (2002).

[6] Qu, W. and Mudawar, I., Flow Boiling Heat Transfer in Two-Phase Micro-Channel Heat Sinks-I. Experimental Investigation and Assessment of Correlation Methods, Int. J. Heat and Mass Transfer, Vol. 46, 2755-2771 (2003).

[7] Cohen, M. and Carry, V. P., A Comparison of the Flow Boiling Performance Characteristics of Partially-Heated Cross-Ribbed Channels with Different Rib Geometries, Int. J. Heat and Mass Transfer, Vol. 32, 2459-2474 (1989).

[8] Ohta, H., Shinmoto, Y., Ishikawa, Y. and Ariki, K., High Heat Flux Cooling of Large Areas by Improved Liquid Supply for Flow Boiling in Narrow Channels, 13th International Heat Transfer Conference, CD-ROM, 12pages (2006).

[9] Shinmoto, Y., Ariki, K., Miura, S., Inada, Y. and Ohta, H., Increase in Critical Heat Flux for Flow Boiling in Devised Narrow Channels with Enhanced Liquid Supply, Proc. 6th International Conference on Enhanced, Compact and Ultra-Compact Heat Exchangers: Science, Engineering and Technology, (ECI CHE2007), CD-ROM, Paper No.0059 (2007).

[10] Miura, S., Inada, Y., Shinmoto, Y. and Ohta, H., Development of High Performance Cooling Devices for Space Application by Using Flow Boiling in Narrow Channels,. Proc. Interdisciplinary Transport Phenomena in Fluid, Thermal, Biological, Materials and Space Sciences V, 7-32 - 7-39 (2007).

[11] Inada, Y., Miura, S., Hara, K., Shinmoto, Y. and Ohta, H., Development of Heated Narrow Channels with Enhanced Liquid Supply in Forced Convective Boiling, Proc. 3rd International Symposium on Physical Science in Space, 240-241 (2007).