

第4章 宇宙太陽光発電衛星の廃熱問題と技術開発

九州大学大学院航空宇宙工学部門

大田 治彦

1. はしがき

近年とくに環境問題、エネルギー問題に関連して、再生可能エネルギーの開発や熱利用による総合効率増大をも目的とした電力生産の分散化が重要視されている。しかし一方では原子力発電所の出力レベルをベースロード的に維持するための代替手段が見出せないのも事実である。宇宙太陽光発電システム (Space Solar Power System) の概念は 1960 年代に米国で考案されたものであり、原子力発電プラントと同レベルの 1 基 100 万 kW 程度を最終目標として、多方面からその成立可否について検討がなされている。宇宙太陽光発電では図 1 の構想図を示すように、太陽電池で発電した電力を例えばマイクロ波に変換して地球に伝送するもので、天候によらず大電力の供給が可能である。しかし例えば出力相応の太陽電池パネル面積の確保が必要であるため、支持構造材を含めて莫大な打上げ重量が不可避であり、簡単な試算によればコスト的には原子力発電より不利であるのが現状である。しかし熱技術からの観点からは、重量やサイズでの制約が極限的な性能要求を招くことになり、挑戦的要素の多い課題として魅力の多いものであるとともに、民生技術への転用の有用性は非常に高いと言える。

宇宙太陽光発電衛星の形態は種々のものが考案されているが、出力の伝送方式としてマイクロ波によるものとレーザーによるものとで廃熱条件は大きく異なる。本稿では、マイクロ波方式 SSPS および、レーザー媒質の形態と太陽光導入方法の違いによりファイバーレーザー方式 SSPS、バルクレーザー方式 SSPS の 3 方式を対象として、それぞれの廃熱課題について検討を行う。さらに極限的廃熱性能を確保するための冷却技術について著者が行った実験結果について述べる。

2. マイクロ波方式 SSPS の廃熱問題

2.1 リファレンスモデルとエネルギーの流れ

ここでは出力最終目標値の 1/100 である 10MW (1 万 kW) 級のリファレンスモデルについて、まず熱伝達と熱輸送の両面から簡単な解析を行った。とくに最終目標である 1GW (100 万 kW) 出力を想定した場合、太陽電池パネル(Generator)とマグネトロンなどにより構成される送電部(Transmitter)とを分離して衛星内で大電力輸送を行うことは数多くの問題を伴う。そこで JAXA の検討モデルの一つである発電部と送電部の複合モジュールを検

討対象とした。このモデルでは集光光学系を組み合わせることにより、太陽電池パネル面への入射エネルギー密度の増大をはかっているが、集光倍率は衛星の大きさや冷却条件を左右する非常に重要なパラメータである。マイクロ波方式 SSPS の概念図を図 1 に示す。

宇宙での排熱処理に対する二相流体の使用は、ヒートパイプなどを除いてはほとんど例がないが、宇宙機器の大型化を行うために不可避となる開発課題である。二相流体ループでは蒸発熱輸送を伴うために同一排熱量に対しては流体流量の低減、すなわちポンプ動力や液体保有量の低減が期待できる。また伝熱部であるコールドプレートやラジエータでは沸騰や凝縮による効率的な熱交換、換言すれば熱交換部の小型軽量化が期待できる。さらに圧力制御により流体温度（飽和温度）を容易に変更できるために負荷変動への対応が容易であるなどの利点がある。しかし各国の宇宙機関とも二相流体ループの設計に必要な基礎データがほとんど無い状態であり、この課題について欧米では比較的大きな関心が寄せられている。

表 1 および表 2 は JAXA 10MW 級リファレンスモデルの主要諸元と仮定について纏めたもので、括弧内は検討対象となる値の範囲を示す。上記複合ユニットの 1 モジュール面積は展開前の大きさであり、輸送手段のペイロードによる制約等を考慮して、片面の面積を $A_1 = 10\text{m}^2$ に抑えてある。表 3 ではモジュール数を減らすことを意図して集光倍率を $n = 3.0$ とすれば、発電部と送電部のみから構成される衛星の直径は $D = 200\text{m}$ となる。集光倍率の過度な増大は、発熱密度の増大とともに確保できる伝熱面積の減少を意味するので一般にその限界値が存在する。表 4 ~ 6 は排熱量および複合モジュールの重量について、それぞれモジュール片面の単位面積あたり、衛星の単位重量あたり、モジュール 1 個あたりで示したものである。図 2 は発電衛星におけるエネルギーの流れを示している。検討モデルでは、モジュール片面を受光とマイクロ波の送信の両目的に使用でき、裏面をラジエータ面積の一部に使用できるとしている。

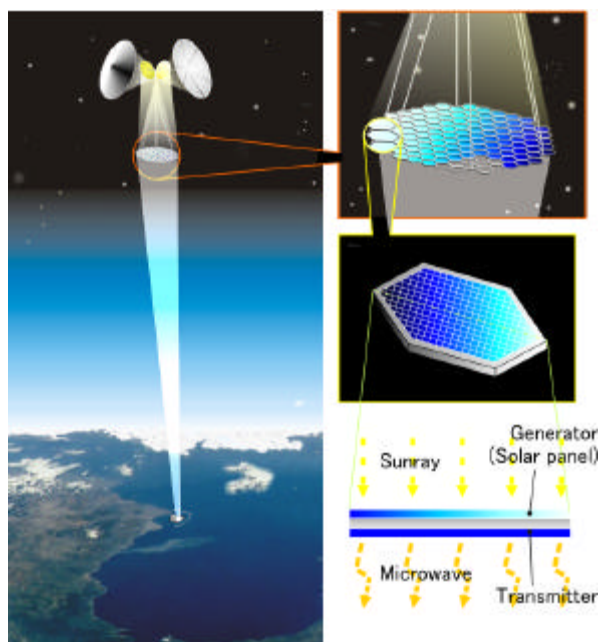


図 1 マイクロ波方式 SSPS の概念図

表 1 マイクロ波方式 SSPS の 10MW 級リファレンスモデルの規模

Radius of generator/ transmitter module assembly and radiators	$D = 200 \text{ m}$
Weight of generator/ transmitter module assembly	$M_{GT} = 70 \text{ t}$ (System weight $M_{\text{sys}} = 100 \text{ t}$)
Electric power received at ground station	$E_E = 10 \text{ MW}$

表 2 解析に用いた仮定条件

Solar constant	$I = 1.4 \text{ kW/m}^2$
Solar absorptivity	$a = 0.9$ (0.7~0.95)
Generator efficiency	$h_G = 0.15$ (0.10~0.15)
Transmitter energy conversion efficiency	$h_T = 0.70$ (0.50~0.90)
Transmission efficiency from SSPS to earth	$h_{SE} = 0.8$
Single-side area of one generator/ transmitter unified module	$A_1 = 10 \text{ m}^2$

表 3 リファレンスモデルの基礎データ

Total electric power output at transmitting end of SSPS	$E_S = 12.5 \text{ MW}$
Area of the generator/ transmitter module assembly	$A_{GT} = 3.14 \times 10^4 \text{ m}^2$
Electric power density at transmitting end of SSPS	$e = 0.4 \text{ kW/m}^2$
Magnification of sunlight condenser	$n \cong 3.0$

表 4 発電部 / 送電部複合モジュールにおける 1m^2 あたりの廃熱量および質量

Waste heat flux from generator	$q_G = 3.15 \text{ kW/m}^2$
Waste heat flux from transmitter	$q_T = 0.19 \text{ kW/m}^2$
Total heat flux	$q = q_G + q_T = 3.34 \text{ kW/m}^2$
Weight of generator/ transmitter module per unit area	$m_{GT} = 2.23 \text{ kg}_{GT}/\text{m}^2$
Weight of the whole system	$m_{\text{sys}} = 3.18 \text{ kg}_{\text{sys}}/\text{m}^2$

表 5 発電部 / 送電部複合モジュールにおける全体システム単位質量あたりの廃熱量および質量

Weight ratio of generator/ transmitter module to the whole system	$M_{GT} / M_{\text{sys}} = 0.7 \text{ kg}_{GT}/\text{kg}_{\text{sys}} = m_{GT} / m_{\text{sys}}$
Waste heat from generator	$q_{0, G} = 0.990 \text{ kW}/\text{kg}_{\text{sys}}$
Waste heat from transmitter	$q_{0, T} = 6.0 \times 10^{-2} \text{ kW}/\text{kg}_{\text{sys}}$
Total heat flux	$q_0 = q_{0, G} + q_{0, T} = 1.05 \text{ kW}/\text{kg}_{\text{sys}}$

表 6 発電部 / 送電部複合モジュール 1 個あたりの廃熱量および質量

Number of modules for 10MW class SSPS	$N = 3140$
Weight of a unit module	$m_l = 22.3 \text{ kg} / \text{unit module}$
Electric power output at transmitting end	$E_{Sl} = 4 \text{ kW} / \text{unit module}$
Waste heat from generator	$Q_{Gl} = 31.5 \text{ kW} / \text{unit module}$
Waste heat from transmitter	$Q_{Tl} = 1.9 \text{ kW} / \text{unit module}$
Total waste heat	$Q_l = Q_{Gl} + Q_{Tl} = 33.4 \text{ kW} / \text{unit module}$

2.2 リファレンスモデルの排熱面からの成立性

2.2.1 熱伝達に及ぼす重力の影響

著者による微小重力環境下での強制流動沸騰の実験結果例(Ohta, 2003)により、内径 8mm の管において、重力の影響は質量速度が約 300kg/m^2 以上の場合や、乾き度（蒸気の質量流量の全質量流量に対する割合）が 0.5 以上の場合には重力の影響はほぼ消滅することが明らかとなった。ただし、この境界値については慣性力や表面張力などの影響を総合した形

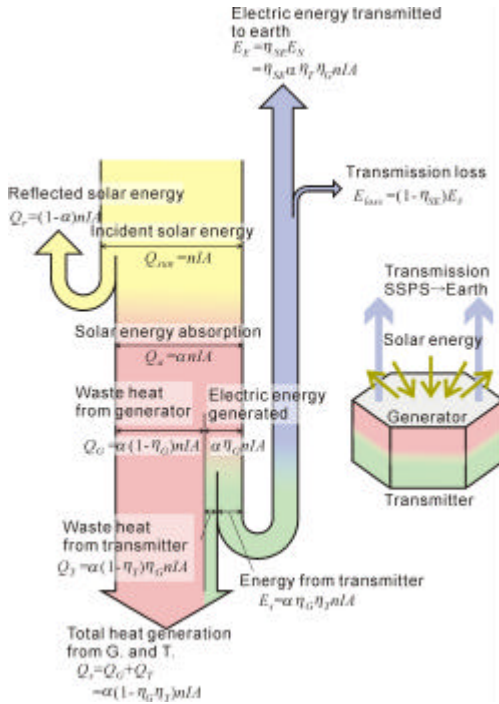


図2 発電部/送電部複合モジュールにおけるエネルギーの流れ

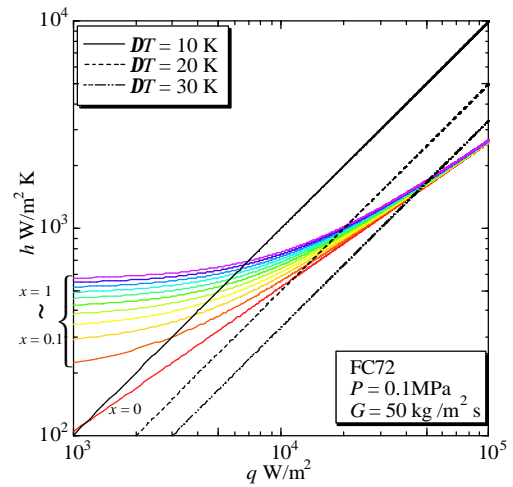
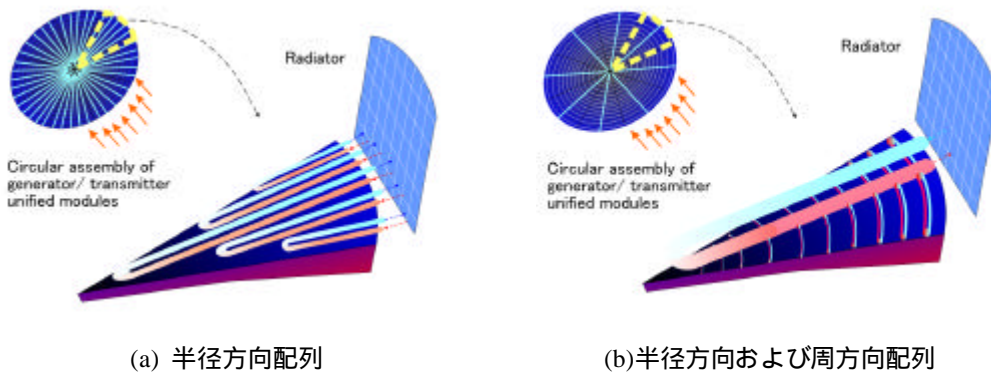


図3 微小重力下における FC72 の強制流動沸騰熱伝達特性の例 ($G = 50\text{kg/m}^2\text{s}$)



(a) 半径方向配列

(b) 半径方向および周方向配列

図4 二相流体ループの配列例

で、適切に定義された無次元量により表現されるべきものであり、現在研究段階にある。熱伝達に及ぼす重力の影響は環状流に遷移した直後の低～中乾き度域において現れ、微小重力下で熱伝達は劣化する。簡単な解析(Ohta et al., 1998)によれば、環状液膜（基底液膜）の厚さの変化が直接熱伝達を変化させるとは考えにくく、微小重力下では液膜表面の擾乱が著しく低下することから推察して、液膜内のせん断力レベルの低下が熱伝達劣化の主たる原因と考えられる。

以上の結果を総合して微小重力下での強制流動沸騰における熱伝達係数として、FC72 に対しては実験結果等を総合した式を作成し、水については通常重力下に対する Kutateladze および Döngler-Addoms の式を用いた。いずれも $P=0.1\text{MPa}$ に対するものである。

$$\text{FC72} \quad a_{\text{tp}}=[(0.826 \times q^{0.7})^2+(11.32 \times G(x)^{0.4543})^2]^{0.5} \quad (1)$$

$$\text{H}_2\text{O} \quad a_{\text{tp}}=[(2.33 \times q^{0.7})^2+\{6.19 \times 10^4 \times u_{\text{in}}^{0.8} D_e^{-0.2} (x/(1-x))^{0.45}\}^2]^{0.5} \quad (2)$$

q : W/m^2 、 G : $\text{kg}/\text{m}^2\text{s}$ 、 x : -

式(1)による計算結果を図3に示す。

まず FC72 について、圧力 $P=0.1\text{MPa}$ 、飽和温度 $T_{\text{sat}}=56^\circ\text{C}$ において、冷却条件を厳しくするために非常に低い質量速度 $G=50\text{kg}/\text{m}^2\text{s}$ を設定した。FC72 は蒸発熱がきわめて小さいので、前節で述べた二相流体ループの目的からすれば適当でないが、液単相流体ループへの適用実績や耐圧上の利点もあり、厳しい条件を与えるということでここに取り上げた次第である。また作動温度（すなわち蒸気圧曲線に対応した作動圧力）は、太陽電池が低温ほど発電効率が高くなることや、ラジエータからの放熱能力などを考慮して、本来は 10°C 付近を目標とすべきであろう。したがって、ここで設定した圧力と温度はあくまで一試算例である。さらに低質量速度においては限界熱流束も重力の影響を受けるが、信頼性のある実験データがなく、計算では限界熱流束が乾き度 0.8 で生じるものと仮定している。

2.2.2 二相流体ループによる熱輸送の成立性について

表4～6からもわかるように、送信部からの排熱量は小さく、複合モジュールの片面の面積にラジエータを設置することにより除熱可能である。これに対して発電部からの排熱量は非常に大きく、新たに衛星の縁部にラジエータを展開する必要があり、このことは衛星の半径相当距離の熱輸送を伴うことを意味する。送信部は電子機器としての耐熱温度に基づいた温度設定が可能であり、熱輸送手段は発電部のそれと分離して考える。発電部冷却に対する二相流体ループの配置例は図4に模式的に示すように、(a)二相流体ループを半径方向のみに配列する方法、(b)半径方向の二相流体ループと周方向のループヒートパイプなどを組み合わせる方法、などが考えられる。

本試算では(a)を模擬することとし、最も簡単な条件として、半径方向に質量速度一定という仮定をおく。すなわち半径の増大とともに流路断面積を大きくする必要があり、この

ことはループ数、すなわち流体流量が半径方向に比例的に増大することを意味する。一つのループの熱輸送距離を短くするために、熱交換器を介して半径方向にループの接合を行うことは、流体温度の低下に伴うラジエータでの放熱性能の低下や重量増の問題がある。これより、衛星の中心部から導入される流体ループは 100m の熱輸送距離を担うことになる。

半径 r 方向の発熱量の増分 dQ に対する、乾き度の変化 dx および、伝熱面過熱度 DT を一定とした場合の熱伝達係数とコールドプレート伝熱面積の積の変化 $d(hA_{cG})$ について次式が成立する。

$$dQ = 2pq_G r dr = G A_o h_{fg} dx = DT d(hA_{cG}) \quad (3)$$

ここに q_G : 発電部からの熱流束、 G : 質量速度 (一定)、 A_o : 半径 r における二相流体ループ流路断面の総和、 h_{fg} : 蒸発潜熱を表す。流路断面形状を工夫すれば、全コールドプレート伝熱面積 A_{cG} は衛星片面の面積より大きく設定することは可能である。図 3 より、 h は x と DT の値から与えられるので、 A_o が決定されれば、上式より A_{cG} と r の関係が得られることになる。ここで円形の衛星全体に一樣な厚さ d のダクトを貼り付けた場合を想定すると A_o は次のようになる。

$$A_o = 2\pi r d \quad (4)$$

両式からわかるように、 x は r に比例して変化する。

図 5 (a) は $G=50\text{kg/m}^2\text{s}$ 、 $DT=10\text{K}$ について計算される A_{cG} と r の関係を示したもので、図中には参照のために衛星片面上の面積 $A=\pi r^2$ も記入している。計算では $r=0\text{m}$ で乾き度 $x=0$ 、 $r=R=100\text{m}$ で $x=0.8$ を仮定した。これより衛星全体 ($r=R=100\text{m}$) で見れば A_{cG} は衛星片面の

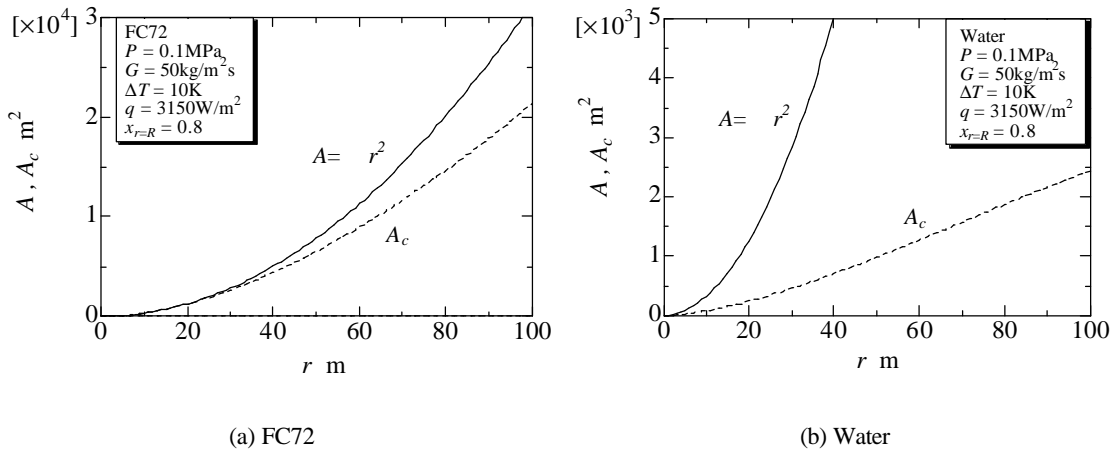


図 5 半径に対する必要伝熱面積の積算値

面積 $A = 3.14 \times 10^4 \text{m}^2$ の 67% となっている。本計算では任意の r から導入される流体ループの入口乾き度はゼロではなく、図に示される乾き度の値となっているがこれは非現実的である。同一の流体ループに対して乾き度の範囲（すなわち除去熱量）を変えることなく、入口乾き度がゼロとなるようにシフトさせれば、図 3 から熱伝達係数のレベルが低下することは明白であり、計算をやり直した結果、 A_{cG} として A の 83% の面積が必要となることが明らかとなった。この値は一般的には実現できる値であるが、もともと直径 200m という巨大な衛星の片面の面積と同オーダの伝熱面積が必要であり、またその流路を満たすための作動流体量およびその循環量は非常に大きなものとなり、きわめて非現実的である。流路の占有面積はフィン構造などによりさらに低減できるが、作動流体循環量の著しい低減は不可能である。

一方、図 5 (a) と同様の計算を大気圧下の水について行った結果、図 5 (b) に示すように、必要とされる伝熱面積 A_{cG} は A よりも著しく小さく、衛星全体で見れば 2.5% に過ぎない。しかし作動流体の循環量は半径方向に質量速度一定という条件で規定されているので、状況は FC72 の場合と同様であり、非常に大きな作動流体循環量が不可避である。すなわち 100m という熱輸送距離も考慮すれば、いずれの流体の場合でも非現実的な作動流体保有量やポンプ動力が必要となることは必至である。これより、最終目的である 1GW 級の発電衛星を実現するには、セグメント化して、例えば 1MW 級衛星 1000 個で編隊を組むなどの方式を採用するか、あるいは発電部と送電部を完全に分離した一般的構造に戻して廃熱処理の問題を緩和するなどの対応が必要である。

3 . レーザー方式 SSPS における廃熱問題

3 . 1 ファイバレーザー方式

ファイバレーザー型 SSPS はマイクロ波方式に比べて衛星および冷却システムのサイズを小さくすることができるという利点を持つ。図 6 にファイバレーザー型 SSPS の構造の概要を示す。システム全体はファイバをバンドル化した構造となっており、1本1本のファイバにおいて集光された太陽光はレーザーに変換されて、地上や他の衛星などへ伝送される。

図 7 に示すように、ファイバは中心部のコアとその周りを覆うクラッドから成り、屈折率差によりレーザー光をコア内に閉じ込めて伝送および増幅を行う。本解析では、レーザー変換効率は 30% 程度とし、ファイバ 1 本あたりの入射エネルギー 3kW のうち 1kW がレーザーに変換され、残りの 2kW が熱として放出されるものとする。

当然のことながら、全てのファイバを 1 つの大きな冷却ジャケットで囲むことは、流路断面積が非常に大きく、莫大な作動流体循環量が必要となる。また、実際のファイバ配列ではファイバ表面からの輻射に際して放熱面間の干渉を生じるため、ファイバ表面から発

生じた熱の全てを直接輻射で除去することは不可能である。したがって、別個にラジエータを設置し熱輸送によって排熱を行う必要がある。ここでは二相流体ループを適用し、図8のような同心の冷却ジャケットでファイバを囲む方法について検討を行う。ファイバコア直径は $d_1=10\mu\text{m}$ 、クラッド外径は $d_2=1-100\text{mm}$ 、ファイバ長さは $L=20\text{m}$ で、ファイバ材特性はガラスに近似する。圧力は $P=0.1\text{MPa}$ で、作動流体は水とする。また、流路入口で乾き度 $x=0$ とし、入口流速 $u_{in}=0.01-1\text{m/s}$ 、環状部流路の半径方向流路幅を $s=1-100\text{mm}$ とする。ここでは熱伝達係数を求めるにあたり式(1)および(2)を使用した。

ファイバ軸方向に一様発熱を仮定すると、コアでの温度差 ΔT_1 およびクラッドでの温度差 ΔT_2 は軸方向に一定である。また、クラッド外表面での熱伝達係数は乾き度とともに増大することから、クラッド外表面と流体との温度差 ΔT_3 は流路入口 ($z=0$) で最大となる。したがってコア中心と流体の温度差 $\Delta T (= \Delta T_1 + \Delta T_2 + \Delta T_3)$ は流路入口で最大となる。図9はファイバ半径方向の温度差分布を示したものである。温度差 ΔT の大部分はコアおよびクラ

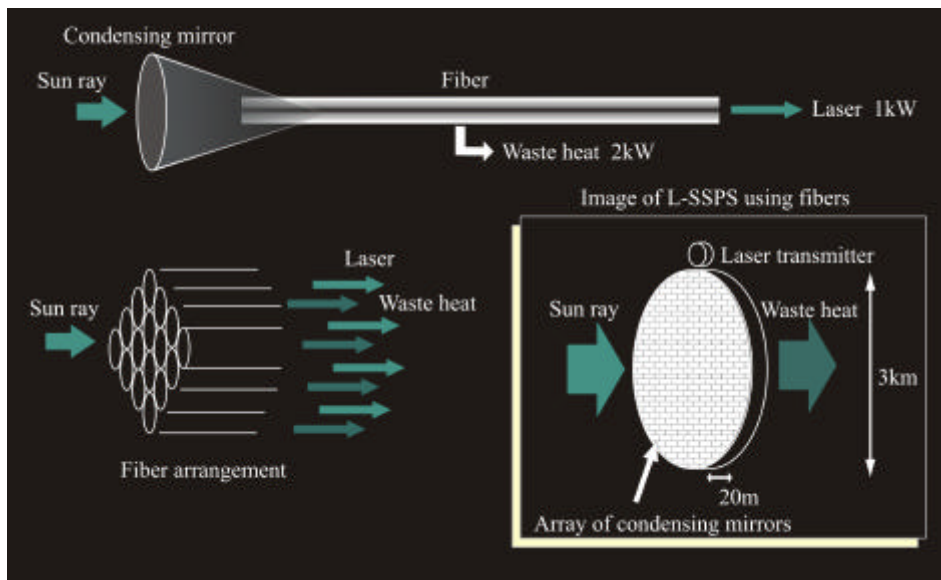


図6 ファイバレーザー方式 SSPS の概念図

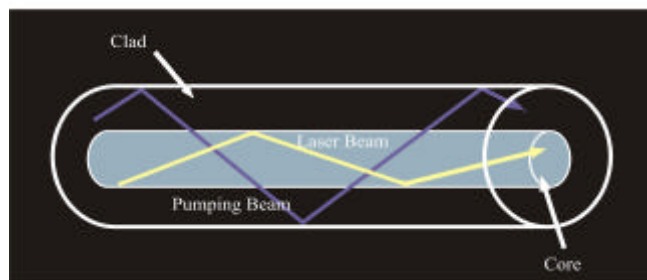


図7 ファイバの構造

ッドでの熱伝導による温度差が占めており、 ΔT は冷却管外形および冷却条件には鈍感である。コア中心温度はクラッド外径 d_2 によりほぼ規定され、クラッドが厚くなるとファイバの温度を低いレベルに保つことはできない。

宇宙機器では小型化とともに軽量化が求められる。ここではポンプパワー低減のため、最適流路形状および冷却条件について検討した結果を述べる。ポンプパワーは効率を考えなければ圧力損失と体積流量の積で求められる。入口液体流速一定の条件下では、圧力損失は流路間隙 s の増加に伴って減少するが、体積流量は増加する。一方、流路間隙が減少すると圧力損失は増加するが体積流量は減少する。したがって、ポンプパワーが最小となるような最適流路間隙が存在すると考えられる。図10に一樣発熱で水を用いた場合の最適流路間隙 s_{opt} とクラッド外径 d_2 の関係を示す。圧力損失を求めるにあたり、気液相はともに乱流であると仮定して Lockhart-Martinelli 相関および Chisholm の式を用いた。入口液体流速が低い場合、最適流路間隙は大きくなる。クラッド外径による最適流路間隙の変化は入口液体流速によるものに比べて小さい。ただし最適流路間隙の決定に際してはパー

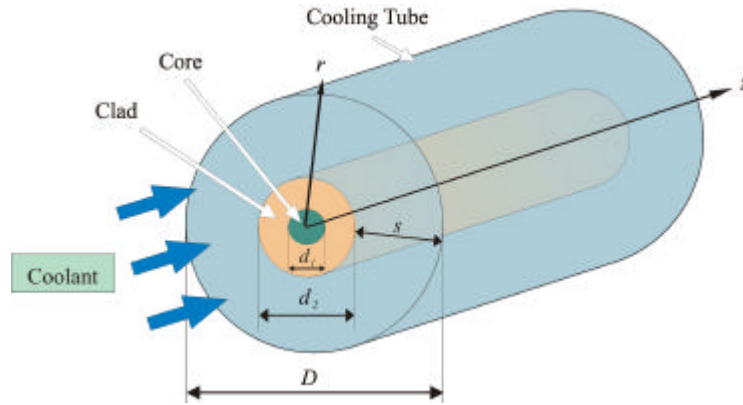


図8 クラッドまわりの環状流路

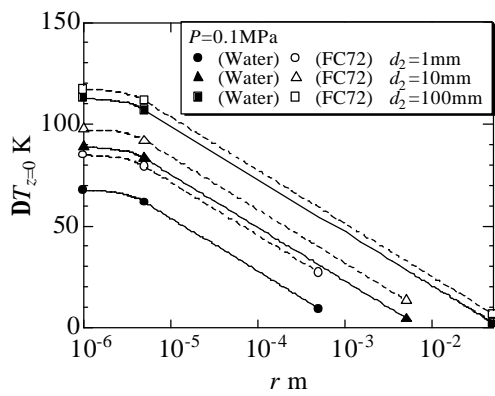


図9 ファイバ半径方向温度分布（一樣発熱の場合）

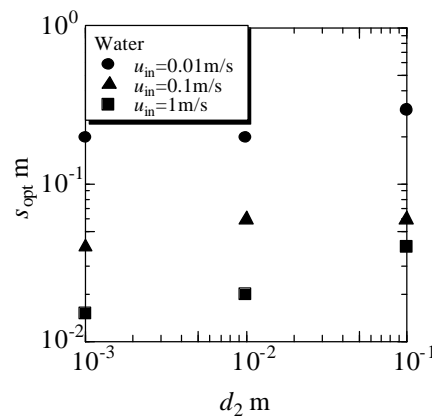


図10 最適流路間隙

ンアウトの影響を考慮する必要がある。とくに微小重力下では限界熱流束値が通常重力下よりも低下するため、利用できる流路間隙の範囲はさらに制限されると考えられる。

結論として、クラッド径を大きくしなければ、ファイバコア温度が高温になることは回避できる。また限界熱流束に関しては、この例のように 20m 長さを 1 系統で冷却するのではなく、長さ方向に分割して冷却すればドライアウトは回避可能である。ファイバレーザ-SSPS を廃熱システムから見たときに最も問題となるのは、隣接する管の間隔が集光ミラーの直径で規定され、この間隔は集光倍率を上げるほど大きくなる。一例として 2m 程度の間隔であった場合に、このように大きな間隔でかつ膨大な数の管束に冷却液を均等に分配するための構造が、宇宙での展開構造として成立するかどうか、あるいは宇宙空間で組立可能かどうかは非常に重要な課題である。さらに限界熱流束状態回避のために長手方向に冷却系統を分割すると冷却液供給および気液排出部の複雑さはさらに増すものと考えられる。一つの解としては、冷却ジャケットを小単位にまとめて一つの冷却系を構成することである。具体的にはファイバ 1 本あたり 1 冷却系とするのも一方法である。しかしラジエータは配置上複数の冷却系による共有が見込まれるので、配管系が非常に複雑となる問題はやはり回避できないと思われる。

3.2 バルクレーザ方式

3.2.1 検討条件

レーザ方式 SSPS の他の一つの方式として板状の媒質に太陽光を導いて、出力としてのレーザを増幅する方式が考えられる。レーザ光を往復させるためにレーザ媒質の裏面にミラーを配しており、その全体構造の一例として図 1.1 に示されるアクティブミラー方式が提案されている。この場合、冷却系はミラーの裏面に配置することができる。したがって、図 1.2 に示されるような矩形流路を用いて沸騰により冷却を行う場合について検討を行う。

流体とレーザ媒質裏面との温度差は熱伝達により規定され、限界熱流束近傍の最大の温度差でも 30~40K 程度であることは前節の検討結果からも容易に類推できる。したがって限界熱流束で規定される除熱限界が問題となる。ここでは各種の流路サイズ、流体条件下で限界熱流束を計算し、冷却要求を満たすかどうかについて検討する。冷却要求の例は表 7 の通りである。またここで検討を行った条件範囲を表 8 に示す。

3.2.2 限界熱流束の計算結果

限界熱流束の推算式として Katto-Kurata (1980)の式および Mishima-Ishii (1982)の式を用いた。前者には間隙幅の影響は含まれず、後者は飽和状態の流入条件下では質量速度の影響は消滅する。いずれも本来、通常重力下に対して適用すべきものであり、またとくに式の根拠となった実験では、沸騰系の形状やサイズも異なるが、そのまま使用した。計算結果の代表例を図 1.3 および図 1.4 に示す。図中の破線はここでの限界熱流束の目標値 2.5

$\times 10^5 \text{W/m}^2$ を表す。

あらかじめ予測されるように、限界熱流束は質量速度の増加とともに増大するが、加熱長が増加すると減少する。また間隙幅の減少に伴い、限界熱流束は低下する。水の場合、 $q_{\text{CHF}} > 2.5 \times 10^5 \text{W/m}^2$ を満たす冷却条件が存在する。しかし FC72 について同様の計算を行ったところ、設定した条件範囲内では限界熱流束は $2.5 \times 10^5 \text{W/m}^2$ よりも低く、FC72 による冷却は不可能である。アンモニアや有機媒体の場合の限界熱流束は水と FC72 との中間的な値となる。

ここで限界熱流束を $2.5 \times 10^5 \text{W/m}^2$ 以上、冷却長さ 500mm 以上を設定すると、これを満たす条件は例えば図 1 5 および図 1 6 のように与えられる。

レーザー媒質の長さを大きくする場合には、冷却ジャケットは長さ方向に分割して、各

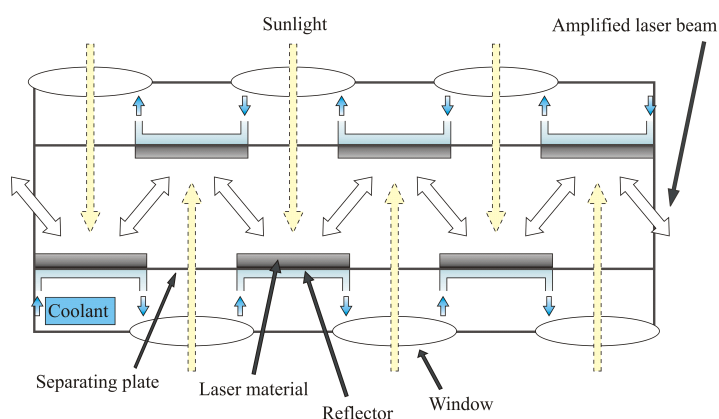


図 1 1 アクティブミラー配列によるバルクレーザー方式 SSPS の概念図

表 7 バルクレーザー方式の冷却要求

Magnification of sunlight condenser	>250
Conversion efficiency from sunlight to laser power	20- 30%
Maximum allowable temperature of laser medium	130
Average heat flux (uniform)	$2.5 \times 10^5 \text{W/m}^2$
Thickness of laser medium	10mm

表 8 検討条件範囲

Working fluid	Water, FC72
Channel height	$s=5- 50\text{mm}$
Channel length	$L=100- 1000\text{mm}$
Mass velocity	$G=50- 400\text{kg/m}^2\text{s}$
Saturation temperature	$T_{\text{sat}}=0- 200$

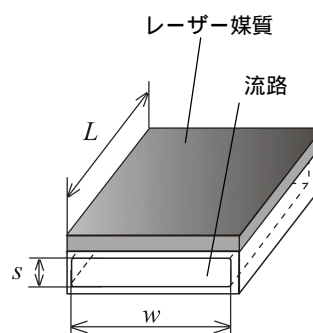


図 1 2 バルクレーザー方式の冷却流路の例

出口において限界熱流束を超えないようにしなければならない。ここではレーザー媒質内の温度分布に触れなかったが、媒質が厚い場合には表7のような条件下では媒質内の温度差が極端に大きくなるので、本方式による太陽光のレーザー出力への変換の実現性に関して構造そのものを含めて検討を要する。

4. 狭隘流路内の沸騰伝熱特性

4.1 一般的な熱伝達特性の例

一般に狭隘流路の適用はコールドプレートの体積を小さくしながら大きな伝熱面積を確保でき、また組み込みも容易であることから、きわめて有用である。これまでに様々な狭隘流路内沸騰系について熱伝達に関する実験が行われている。Fujita et al.(1987) は液体プール中に沈めた狭隘矩形加熱流路を用い、大気圧下の水を対象として、一定熱流束下で間

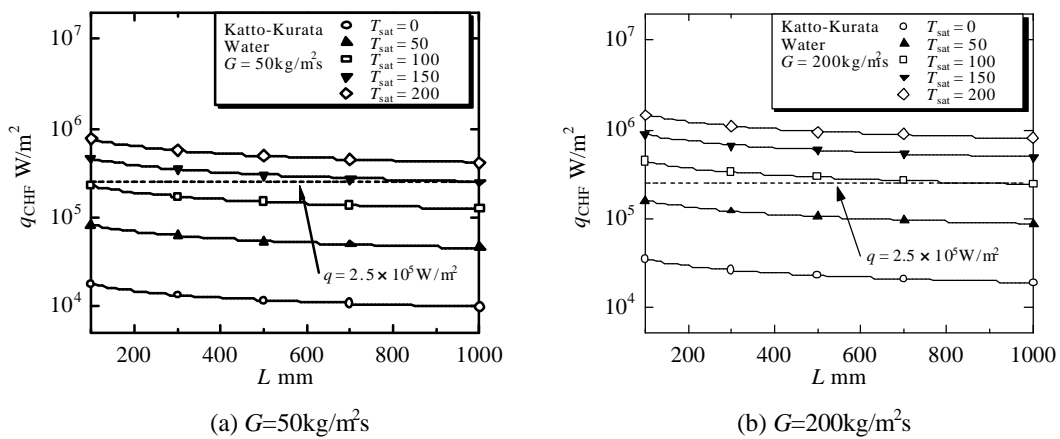


図 13 Katto-Kurata の式による水の限界熱流束の計算値

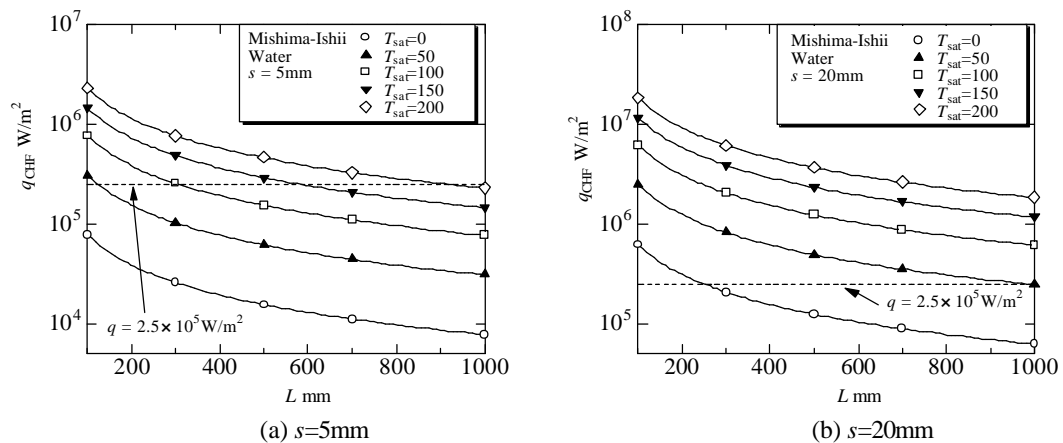


図 14 Mishima-Ishii の式による水の限界熱流束の計算値

隙幅を減少させてゆく実験を行っている。熱伝達係数は最適隙幅まで一旦増大するが、隙幅がさらに減少すると熱伝達係数は低下するとしている。Boujour- Lallemand (1998) は R113 のプール中に垂直姿勢で狭隘流路を配置し、孤立気泡、合体気泡、パーシャルドライアウトの3つの流動様式を確認し、隙幅の減少による流動様式の変化により伝熱促進および劣化の両傾向があることを確認している。Kim et al. (2005) は液体プール中に沈めた加熱流路を用いて熱伝達に及ぼす隙幅と伝熱面の姿勢の影響を系統的に明らかにした。伝熱面が水平から下向きになるにつれて、あるいは隙幅が小さくなるにつれて限界熱流束は減少している。しかし、伝熱面が水平下向きの場合は狭隘流路構造による気泡離脱が促進され、限界熱流束は隙幅の減少にともないむしろ増大している。Boujour と Lallemand (1997) はプール中において隙幅の減少あるいはチャンネル高さの増加にともない限界熱流束は単調に減少すると報告している。

液体プール中に沈めた加熱流路によるこれらの沸騰系では、流路内のボイド率が狭隘流路入口流速に大きく影響している。したがってこのような沸騰系では入口流速は熱流束のレベルによって異なり、一定に保つことはできない。これに対して Willingham と Mudawar (1992) は狭隘流路内強制流動沸騰におけるギャップサイズ、液体流速、入口サブクール度の影響について検討を行っている。限界熱流束が最大となるような最適ギャップサイズの存在が示唆されている。彼らの説明によれば、ギャップサイズが小さくなると壁面付近の流速が増加すると同時にボイド率も増加し、前者は限界熱流束増大の傾向を示し、後者は限界熱流束減少の傾向を示すとしている。

このように限界熱流束はギャップサイズの減少にともない単調に減少するのではないという報告もあるが、限界熱流束の値が小さいというのは狭隘流路を用いた沸騰系に付随する一般的傾向であることに疑う余地はない。入口流速や質量速度を非常に大きくしたり、サブクール度を極端に高くすることなしに、狭隘流路を用いた大面積かつ高熱流束の冷却システムはまだ実現されていない。

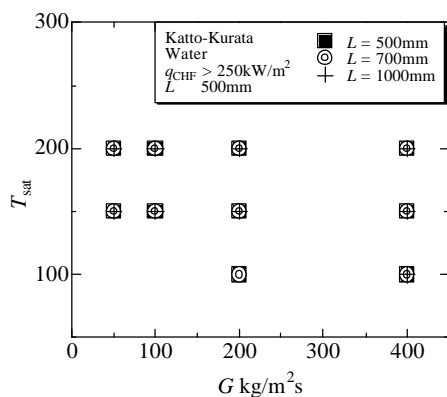


図15 $q_{CHF} > 2.5 \times 10^5 \text{W/m}^2$, $L > 500 \text{mm}$ を満たす質量速度と飽和温度の範囲

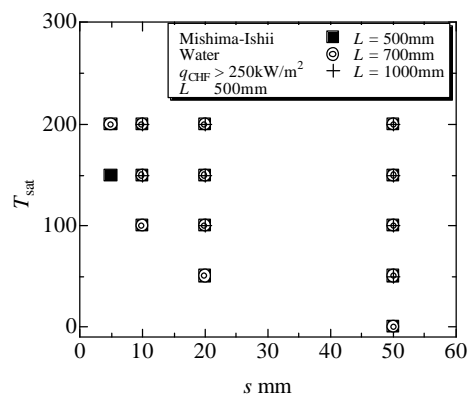


図16 $q_{CHF} > 2.5 \times 10^5 \text{W/m}^2$, $L > 500 \text{mm}$ を満たす流路高さと飽和温度の範囲

4.2 並列ミニチャンネルレファレンスモデルによる試験結果

最近とくにマイクロチャンネルやミニチャンネルを用いた冷却系が注目を浴びているが、有効性が実証されているのは単相強制対流熱伝達に対してであり (Palm, 2000)、沸騰の研究に対する有効性は未確認である。そこでまず、ミニチャンネルを大面積に適用するための最も基本的な系として、並列ミニチャンネルによるリファレンス実験を行った。

図17に示すように加熱ブロックの一端面に大きさ $100\text{mm} \times 100\text{mm}$ 、厚さ 1mm の水平ステンレスプレートが取り付けられており、このプレートには流れ方向に直径 0.6mm の穴が98本開いている。各ミニチャンネル内部には二相強制対流熱伝達を促進、あるいは限界熱流束を増大させるような工夫は一切なされていない。 $P=0.1\text{MPa}$ のFC72を用いて熱伝達特性を調べた結果、図18(a)に示すように入口液体流速 $u_{in}=0.064\text{m/s}$ のとき下流でドライアウトを生じないための付与熱流束の最大値は $2.8 \times 10^4 \text{W/m}^2$ であった。図18(b), (c)は限界熱流束 q_{CHF} と圧力損失 ΔP を入口液体流速に対して示したものである。ちなみにコー

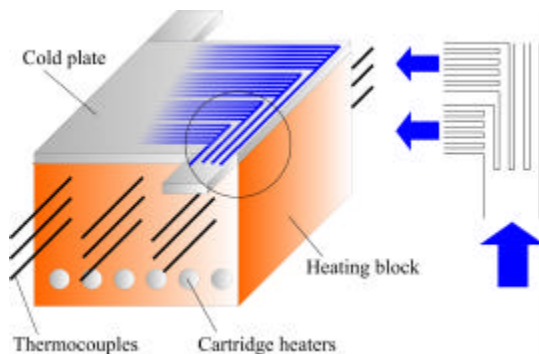


図17 リファレンス用並列微細管の構造

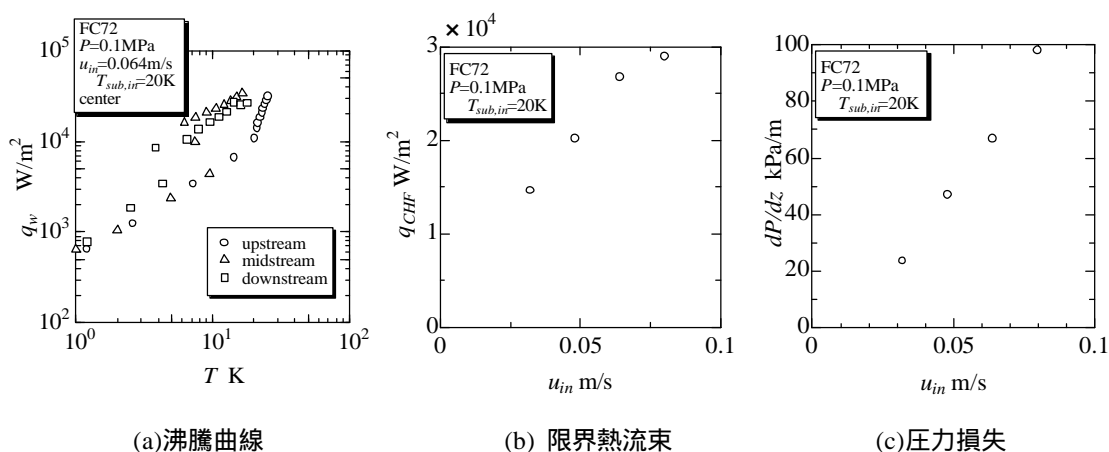


図18 リファレンス用並列微細管の性能評価

ルドプレートの重量のみについて言えば、1kWの熱除去に必要な重量は180g/kWまで低減されている。一般にこのような単純な狭隘流路では、沸騰時に蒸気充満（閉塞）が生じるのは明白であり、予測どおり限界熱流束は非常に低い値となった。参考までに、プール沸騰時の限界熱流束(Zuber et al., 1961)は $1.6 \times 10^5 \text{W/m}^2$ である。

4.3 新しいコールドプレート構造への試み

4.3.1 基本的な考え方

バルクレーザ-SSPSで問題となる大伝熱面を対象とした高熱流束冷却の実現には、発生気泡底部における乾き発生防止、および流路内に気泡もしくは蒸気の充満を防止する必要がある。前者については気泡の成長を抑えるのが有効であり、供給液体をサブクール状態としたり、とくに高サブクール状態にして気泡微細化沸騰を実現するのが限界熱流束増大に対して有効である（Suzukiら（2003））。しかし加熱長さが長い場合には大きな流量を付与しなければ所定サブクール度以上の維持は困難であり、これには大きなポンプ動力を必要とする。他の考え方として、流路構造を工夫することにより気泡底部への液体供給を促進する方法がある。これについては次節で詳述する。さらに他の一つの方法として、非共沸混合媒体を作動流体として用いることが挙げられる。特定混合媒体の特定濃度域において、濃度勾配および温度勾配のどちらもが、気泡底部のマイクロ液膜と乾き部の境界である三相界面に向かって表面張力を増大する方に働くので、マランゴニ効果により液体が気泡底部のマイクロ液膜に自動的に供給される（Abeら（2004））。すなわち、低沸点成分の優先的蒸発により高沸点成分の濃度が増大するので、高沸点成分の方が高い表面張力を持つ場合にはこのような作用がある。しかし通常は温度が高くなれば表面張力は低下するので、濃度差によるマランゴニ力を打ち消す方向に作用する。しかし特定混合媒体の特定濃度域においては、表面張力は温度の上昇とともに大きくなり、気泡底部中央部に向かってマイクロ液膜表面に沿った濃度勾配、温度勾配がともに表面張力を増大させる方向に作用するのである。この方法は単に作動液体の変更のみにより限界熱流束の増大が実現するので、一般に混合媒体特有の熱伝達劣化は生じるものの、期待は大きい。

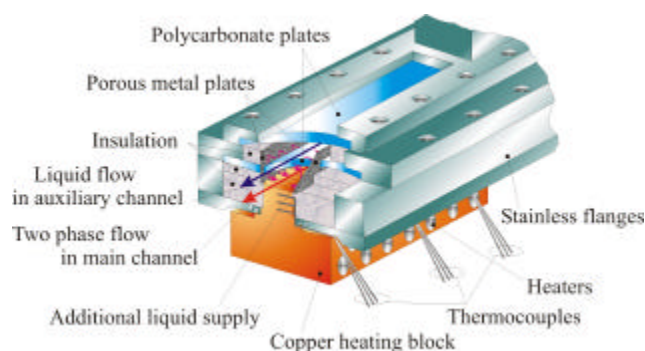


図19 副流路を持つ流路構造のテストセクション

4.3.2 試験装置

考案した流路構造を持つテストセクション構造を図19に示す。冷却部は平行平板間矩形断面で片面加熱の加熱主流路と熱伝導率の低い透明樹脂板で仕切られた非加熱副流路から構成される。主流路内の伝熱面上には、流れと垂直方向にV字溝が切っており、主流路で乾き部が発生しても、副流路から焼結金属板、V字溝を介して所定サブクール度の液体を補助的に供給できる構造である。この構造によりドライアウトが抑制され、限界熱流束の増大が期待できる。

実験は以下の条件で行った。伝熱面サイズ:150mmL×30mmW、主流路の間隙幅: $s=2\text{mm}$ 、5mm、伝熱面の表面形状:V字溝(頂角90 deg、ピッチ1mm)、副流路:背面配置、試験液体:水、入口液体流速: $u_{in}=0.065\text{m/s}$ - 0.6m/s (垂直上昇流)、入口液体サブクール度: $DT_{sub,in}=15\text{K}$ 、流路姿勢:垂直上昇流。また副流路の効果を確認するため、主流路と副流路の側面に配置されている焼結金属板を無孔ステンレスの板に取り替えることで、副流路からの液体供給の有・無を比較しながら実験を行った。伝熱銅ブロック内に熱電対を4ヶ所(上流、中流、下流のいずれも幅方向中央部、中流側部)、深さ方向に各3ヶ所配置した。これらの指示値をもとに熱伝達係数を評価した。また限界熱流束については、バーンアウト発生近傍において付与熱流束を $1.0 \times 10^5 \text{W/m}^2$ 刻みで上昇させ、急激な伝熱劣化の見られる直前の付与熱流束に対応した各局所熱流束で定義した。

4.3.3 実験結果

限界熱流束は $u_{in}=0.065\text{m/s}$ の場合、主流路間隙幅によらず補助給液有りの場合は補助給液が無い場合に比べ2~2.3倍高い値を得た。 $u_{in}=0.2\text{m/s}$ の場合、その比は1.3倍程度とな

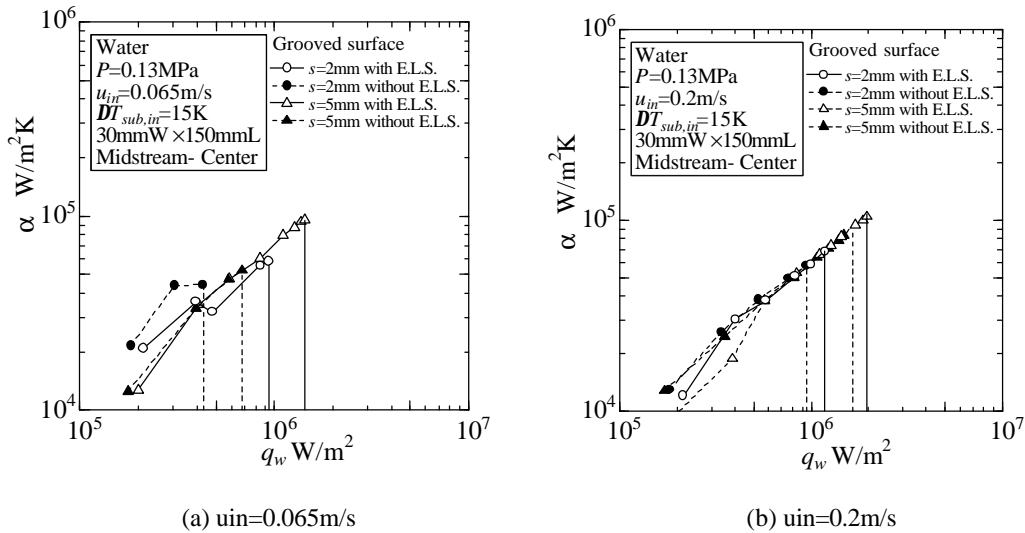


図20 熱伝達係数と熱流束の関係 ($s=2, 5\text{mm}$)

るが、 $s=5\text{mm}$ の場合限界熱流束 $2.1 \times 10^6 \text{W/m}^2$ と高い値を得た。

熱伝達に及ぼす補助給液効果の影響を調べるために、図 2 0 に $s=2\text{mm}$ 、 $s=5\text{mm}$ について $u_{in}=0.065\text{m/s}$ 、 $u_{in}=0.2\text{m/s}$ での伝熱面中央部における局所熱伝達係数 a と局所熱流束 q_w の関係を示す。低熱流束域では、とくに $u_{in}=0.2\text{m/s}$ の場合、補助給液効果により熱伝達はむしろ低下した。しかし、補助給液効果によりバーンアウト近傍での局所熱伝達係数は $1.0 \times 10^5 \text{W/m}^2\text{k}$ を超え非常に高く、 $u_{in}=0.065\text{m/s}$ の場合、その傾向は顕著に見られた。

さらに補助給液による限界熱流束への影響を調べるために、図 2 1 に本実験で行った条件範囲での、限界熱流束と液体入口流速との関係を示す。限界熱流束は液体入口流速が大きくなるにつれて単調に増加した。主流路間隙幅が $s=2\text{mm}$ の場合に比べ $s=5\text{mm}$ のほうが限界熱流束は高くなった。また入口液体流速が低いほど、副流路からの液体供給による限界熱流束の増大割合は大きくなった。

4.3.4 性能評価

液体流量、冷却面積、入口液体サブクール度が一般に異なる場合に対して、得られた限界熱流束の値を普遍的に評価するために、次式で示す冷却システムの性能評価指数（流量過剰率） e を提案する。

$$e = V_{main} / V_{min} \quad (5)$$

$$V_{min} = q_{CHF} A_o / r_l (h_{fg} + c_p DT_{sub,i}) \quad (6)$$

ここに、 V_{main} ：実際に主流路に供給された液体流量 m^3/s 、 V_{min} ：与えられた冷却面積に対して限界熱流束値において冷却部出口で丁度蒸発可能な液体流量 m^3/s 、 q_{CHF} ：限界熱流束 W/m^2 、 A_o ：冷却面積 m^2 、 r_l ：液体密度 kg/m^3 、 h_{fg} ：蒸発潜熱 J/kg 、 $DT_{sub,i}$ ：入口液体サブクール度 K である。各実験結果から e を計算し u_{in} との関係で図 2 2 に示した。このグラフの場合、 e が低いほど高性能で、 $e=1$ では丁度出口において液体が完全に蒸発することになり、過剰流量ゼロの状態を意味する。流速の増加に伴い e は増大し、低流速域では e は低下

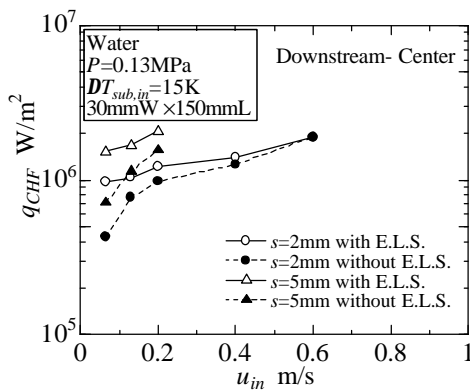


図 2 1 限界熱流束と液体入口流速との関係

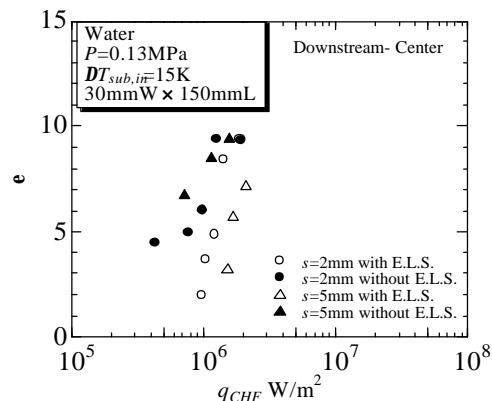


図 2 2 性能評価指数（流量過剰率）と限界熱流束の関係

した。また、補助給液により e が低下することが明らかである。

4.3.5 実験結果まとめ

高発熱密度冷却に適応可能な高性能冷却システムの開発を行うために、狭隘流路内強制流動沸騰実験を行い熱伝達、限界熱流束の挙動を調査した。伝熱面乾き部への補助給液によるバーンアウト抑制機構を持つコールドプレート構造により、限界熱流束の増大効果を確認した。また、本流路構造がマイクロ液膜蒸発支配の熱伝達を助長し、 $1.0 \times 10^5 \text{W/m}^2\text{k}$ を超える高い局所熱伝達係数が得られることが明らかとなった。これらの補助給液効果が低流速域ほど大きいことから、本流路構造が宇宙用廃熱処理装置に対して有効であると考えられる。

5. おわりに

マイクロ波方式 SSPS、ファイバレーザ方式 SSPS、バルクレーザ方式 SSPS の3方式を対象として、廃熱の可否について検討を行った。廃熱の問題のみに限定してもこれらの方式にはそれぞれに解決すべき問題点があり、現段階においては確実に実現可能という判断のできる方式は見出せない。上記の検討では微小重力の熱伝達特性がほとんど反映されていないが、現在はそのような精度が要求される以前の段階であるといえる。

太陽光発電衛星の実現性についてはまだまだ不透明な部分が多いが、上記の例でもわかるように冷却技術としては極限的性能が要求されるので、民生転用も考慮すればこれに対応し得る冷却技術の開発は魅力のある課題である。この一つの例が副流路を備えた狭隘流路構造のコールドプレートであり、扁平気泡下部への液体供給を促進し、ドライアウトを防止して限界熱流束を増大させる効果を実証した。一般に微小重力下では質量速度の低い場合に扁平気泡は巨大化することが考えられ、限界熱流束の低下が予測されるので、提案した液体補助供給系の効果は地上よりも顕著となるであろう。またこの構造においては表面張力支配の現象が支配的となる要素が大であり、重力の影響は相対的に小さくなる。したがって地上実験での検証がより有効なものとなり、宇宙用廃熱機器の予備試験の信頼性という点において有利となる。

本検討は熱伝達実験の部分を除いて、JAXA 主催の SSPS WG-8 の活動の一環として行ったものであり、関係の方々に深く謝意を表す。

参考文献

Abe, Y, Tanaka, K., Yokoyama, T. and Iwasaki, A., 2004, Heat Transfer Devices with Self-rewetting Fluids, Proc. Int. Mech. Eng. Conf. Anaheim, IMECE2004-61328.

Bonjour, J. and Lallemand, M., 1997, Effect of confinement and pressure on critical heat flux during natural convective boiling in vertical channels, Int. Comm. Heat Mass Transfer, 24, 2, 191- 200.

- Bonjour, J. and Lallemand, M., 1998, Flow patterns during boiling in a narrow space between two vertical surfaces, *Int. J. Multiphase Flow*, 24, 947-960.
- Fujita, Y., Ohta, H. and Uchida, S., 1987, Nucleate Boiling Heat Transfer in Vertical Narrow Space, *Proc. 2nd ASME- JSME Thermal Engineering Joint Conference*, 5, 469- 476.
- Katto, Y. and Kurata, C., 1980, Critical heat flux of saturated convective boiling on uniformly heated plates in a parallel flow, *Int. J. Multiphase flow*, 6, 575-582.
- Kim, Y. H., Kim, S. J., Kim, J. J., Noh, S. W., Suh, K.Y., Rempe, J. L., Cheung, F.B. and Kim, S. B., 2005, Visualization of boiling phenomena in inclined rectangular gap, *Int. J. Multiphase Flow*, 31, 618-642.
- Mishima, K. and Ishii, M., 1982, Critical heat flux experiment under low flow conditions in a vertical annulus, ANL-82-6, NUREG/CR-2647.
- Ohta, H. et al., 1998, Analysis of Gravity Effect on Two-phase Forced Convective Heat Transfer in Annular Flow Regime, *Proc. 3th Int. Conf. Multiphase Flow, Lyon, France*, CDrom
- Ohta, H., 2003, Microgravity Heat Transfer in Flow Boiling, *Advances in Heat Transfer*, Academic Press, 37, 1- 76.
- Palm, B., 2000, Heat transfer in microchannels, *Heat Transfer and Transport Phenomena in Microscale*, ed. G.P. Celata, Begell House, New York, pp. 54-64.
- Suzuki, K., Kawamura, H., Ishizuka, M., Iwasaki, H. and Kawano, K., 2003, High Heat Flux Cooling for Electronic Devices by Subcooled Flow Boiling with Microbubble Emission, *Proceedings of the 6th ASME-JSME Joint Thermal Engineering Conference, TED-AJ03-106*, CD-ROM.
- Willingham, T.C. and Mudawar, I., 1992, Channel height effects on forced- convection boiling and critical heat flux from a linear array of discrete heat sources, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 35, 8, 1865-1880.
- Zuber, N., Tribus, M. and Westwater, J.W., 1961, The hydrodynamic Crisis in Pool Boiling of Saturated and Subcooled Liquids, *Int. Developments in Heat Transfer, Pt II*, 27, 230.