

博士論文

電子機器冷却用サーモサイフオンの
伝熱特性に関する研究

藤本 貴行

目次

記号表

第1章 序論	1
1.1 研究の背景	1
1.2 従来の研究	12
1.3 研究の目的	20
1.4 本論文の構成	21
第2章 サーモサイフオンの基本仕様	22
2.1 背景	22
2.2 サイフオンの構成要素	24
2.3 冷媒の選定	26
2.4 沸騰伝熱面の形状	29
2.5 本章のまとめ	31
第3章 アルミニウム平滑伝熱面の飽和プール核沸騰伝熱性能	32
3.1 背景	32
3.2 実験装置および実験方法	32
3.3 実験結果および考察	39
3.3.1 圧力の影響	39
3.3.2 熱伝達整理式との比較	45
3.4 本章のまとめ	49
第4章 微細多孔形状を有するアルミニウム伝熱面の 飽和プール核沸騰伝熱性能	50
4.1 背景	50
4.2 沸騰伝熱面の仕様	50
4.3 実験結果および考察	53
4.3.1 微細孔数の影響	53
4.3.2 液面高さの影響	67
4.4 発泡点数密度に基づく沸騰伝熱性能の予測	68
4.5 本章のまとめ	72

第5章 アルミサーモサイフオンの伝熱性能および信頼性の検証	74
5.1 背景	74
5.2 伝熱性能の検証	75
5.2.1 実験方法	75
5.2.2 沸騰伝熱性能	78
5.2.3 凝縮伝熱性能および熱輸送量	79
5.2.4 環境温度の影響	81
5.3 アルミ腐食性の検証	86
5.3.1 実験方法	86
5.3.2 実験結果	87
5.4 本章のまとめ	90
第6章 高密度電子機器へのサーモサイフオン実装の検討	92
6.1 背景	92
6.2 試作機および試験方法	93
6.3 試験結果	97
6.4 本章のまとめ	104
第7章 結論	106
参考文献	111

謝辞

Study on Heat Transfer Characteristics of Thermosyphon for Electronic Equipment Cooling

Takayuki Fujimoto

Electronic equipment cooling devices need to be able to be installed inexpensively in high-density packaged equipments such as 1U-height servers. Also, these equipments need to have enough environmental resistance to meet customer demands of usage in high-temperature environments around 50 °C. Furthermore, from the viewpoint of cost and weight reduction, even these cooling devices need to be made of aluminum.

As a cooling device, a thermosyphon has attracted attention from the viewpoint of cooling performance and cooling power saving. A thermosyphon is a cooling device that uses boiling and condensing heat transfer to effectively transport heat generated from elements such as central processing units (CPUs) into a heat sink without using a power source. For cooling CPUs, thermosyphons have been studied so far, especially those made of copper with water coolant. However, the cooling performance and reliability of aluminum thermosyphons, especially in high-temperature environments, have not been studied so far.

Therefore, in this study, we have developed the aluminum low-height thermosyphon for cooling high-density packaged equipments usable at around 50 °C. We fabricated the prototype of the aluminum thermosyphon with fluorine-based refrigerant (HFE-7000) and the boiling surface that has a porous structure formed by micro-curl skived fins to form reentrant cavities in order to enhance the boiling heat transfer performance.

We verified the effect to enhance the boiling heat transfer characteristic of HFE-7000 on the aluminum structured surface with micro-curl skived fins up to a heat flux 10W/cm² (typical condition of CPU cooling) especially dependence of saturated vapor pressure and number of micro pores on the wall superheat and boiling heat transfer coefficient. And, we evaluated the cooling performance and reliability of the aluminum thermosyphon when exposed to high-temperature to determine an operating limit temperature.

From these examinations, mainly we concluded the following.

- (1) When the pore number density of structured surface is 833[1/cm²], the wall superheat reduces to below 1K and the boiling heat transfer coefficient enhances to around 100kW/(m² · K) at saturated vapor pressure 0.14MPa.
- (2) Basically, the wall superheat decreases as the increase of the saturated vapor pressure, however, in case of the structured surface with skived-fins, especially at low heat flux (under 2W/cm²) and high vapor pressure (0.18MPa), it tends to increase due to the interference of bubbles. And at the pore number density over 833[1/cm²], this tendency becomes remarkable and at 1250[1/cm²], an instability of the wall superheat occurs.
- (3) The cooling performance of the aluminum thermosyphon at a heat input of 100 W is quite stable with an intake air up to 100 °C without an excessive temperature rise of the boiling surface.
- (4) Under an actual use condition of the thermosyphon, fluorine ions due to a hydrolysis reaction of HFE-7000 is barely generated, and aluminum corrosion due to fluorine adsorbed on the aluminum surface barely occurs either.
- (5) The operating limit temperature of this aluminum thermosyphon is around 50 °C from strength constraints and generation rate of fluorine ions.

記号表

本論文で使用する記号の内, 主なものを以下に挙げる.

A, A_b	: 沸騰伝熱面積 [m ²]
A_c	: 凝縮伝熱面積 [m ²]
C_a	: 空気の比熱 [J/(kg·K)]
C_{pl}	: 冷媒(液相)の定圧比熱 [J/(kg·K)]
g	: 重力加速度 [m/s ²]
h_b	: 沸騰熱伝達係数 [W/(m ² ·K)]
$h_{b,exp}$: 沸騰熱伝達係数(測定値) [W/(m ² ·K)]
$h_{b,pred}$: 沸騰熱伝達係数(予測値) [W/(m ² ·K)]
h_c	: 凝縮熱伝達係数 [W/(m ² ·K)]
H_f	: スカイブフィンの高さ [μ m]
L	: 蒸発潜熱 [J/kg]
N_A	: 発泡点数 [—]
N_p	: 孔数 [—]
P_a	: 大気圧 [Pa]
P_c	: 臨界圧力 [Pa]
P_f	: スカイブフィンのピッチ [μ m]
Pr	: プラントル数 [—]
P_{sat}	: 飽和蒸気圧 [Pa]
Q_b	: 受熱量 [W]
q_b	: 沸騰伝熱面の熱流束 [W/cm ²]
Q_c	: 放熱部の交換熱量 [W]
R_b	: 受熱部の熱抵抗 [K/W]
R_f	: 空冷フィンの熱抵抗 [K/W]
T_b	: 沸騰伝熱面温度 [°C]
T_c	: 凝縮部温度 [°C]
T_i	: 入気温度 [°C]
T_o	: 排気温度 [°C]
T_{sat}	: 飽和蒸気温度 [°C]
T_w	: 壁面温度 [°C]
W_a	: 冷却風量 [m ³ /s]
W_f	: スカイブフィンの幅 [μ m]

δ_1 : 孔の長さ [$\mu\text{ m}$]
 δ_2 : 孔の幅 [$\mu\text{ m}$]
 ΔT_{sat} : 伝熱面過熱度 [K]
 $\Delta T_{sat,exp}$: 伝熱面過熱度 (測定値) [K]
 $\Delta T_{sat,pred}$: 伝熱面過熱度 (予測値) [K]
 ΔT_w : 伝熱面過熱度 [K]
 λ_l : 冷媒 (液相) の熱伝導率 [$\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$]
 ν_l : 冷媒 (液相) の動粘性係数 [m^2/s]
 ρ_a : 空気密度 [kg/m^3]
 ρ_l : 冷媒 (液相) の密度 [kg/m^3]
 ρ_v : 冷媒 (蒸気相) の密度 [kg/m^3]
 σ : 表面張力 [N/m]

第1章 序論

1.1 研究の背景

ビッグデータ時代の到来により、情報通信分野では世界規模で飛躍的に増大する情報を、膨大な汎用計算機(サーバなど)を用いて高速処理するクラウドコンピューティングの需要が拡大している。クラウドコンピューティングにおいては、サーバやネットワーク機器などの ICT (Information and Communication Technology) 機器の統合や仮想化により、ICT プラットフォームの集約、高集積化、効率的な運用が不可欠である。これらの機器をサーバ室で集中管理するデータセンターの需要は世界規模で急速に拡大しており、地球温暖化問題の観点からもその電力消費量の増大が緊急の課題となっている。

例えば米国では2007年に環境保護庁(EPA:Environmental Protection Agency)により、データセンターの電力消費量の予測[1]が提示されて以来、政府・ベンダー・ユーザー共に省電力化への強い意識が高揚し、The Green Grid などの業界団体が相次いで設立されてきた。

国内においても同様に、これまでに経済産業省によりグリーン IT 推進協議会が設立されるなど、ICT省電力化を進める動きが活発化しており[2]、データセンター全体の省電力化が強く要請されている。国内におけるデータセンターの消費電力の平均的な内訳は、ICT 機器 45%、空調設備 30%、給電設備 18%である(JEITA 電子情報技術産業協会,2008 年度)。約半分を占める ICT 機器の電力にはファンなどの冷却電力も含まれており、サーバ室の空調・冷却電力も含めると ICT 機器の冷却に要する電力は非常に大きい。

また、データセンターの情報処理能力の向上のためには、サーバなど ICT 機器のさらなる高集積化が必須であることから、これら電子機器の筐体容積はより小さく、発熱密度は増大していく傾向にある。このため、より高効率で省電力性の高い冷却技術が求められている。

従来から、計算機の発展と冷却技術の発達は表裏一体の関係にあった。Fig.1-1 は 1980 年代前後における国産の大型計算機の発熱量を部品面積に対してプロットしたデータである[3][4]。エンタープライズ向けサーバやスーパーコンピュータを対象に、チップ、モジュール(パッケージ)、プリント基板(PWB:Printed Wiring Board)の構成レベル別に示しており、空冷機を白抜き印、水冷機を黒塗り印で示している。各部品構成レベルにおいて、発熱量が増大すると冷却方式は空冷から水冷に移行している。また、Fig.1-2 にはモジュール当りの発熱密度を年代別にプロットしたデータを示す[5]。1980 年代後半から 90 年代初頭にかけて空冷から水冷へと移行している。Fig.1-3 はこの内、水冷コールドプレートを取り付けたマルチチップモジュールと水冷配管の写真である(日立製 M880, 1990 年[4])。モジュールは約 10cm 角のセラミック基板にチップを 36 個搭載したものであり、1モジュール当りの発熱量は最大 720W であった。

1980 年代当時、大型計算機の CPU(Central Processing Unit)に使用された素子は、大きな電力消費を伴うバイポーラトランジスタであり、発熱密度の増大に対応するには冷却媒体に水を使用する必要があった。しかしながらその後 1990 年代に入り、本質的には低速素子であった CMOS

(Complementary Metal Oxide Semiconductor)素子の性能が、パソコンなど広い用途展開に促されて改良されることで大型計算機にも使用可能なレベルになったことから、計算機メーカーはバイポーラ型から CMOS 型の CPU へと移行していった。

CMOS 型 CPU は低消費電力を特徴とすることから、一旦は CPU 発熱密度が大幅に低下し空冷サーバが主流となったが、その後引き続きサーバの高性能化への要求が続いたことから、CPU 発熱密度は再度上昇し、空冷の限界に近づきつつある。2011 年には、当時世界最速の演算処理性能を記録した理化学研究所のスーパーコンピュータ「京」においては、再び水冷方式が採用されている[6]。

なお、Fig.1-2 中の CRAY-2(Cray Research 社, 1985 年)では、LSI 間の信号伝播の遅延を極力小さくするために実装密度を極力上げた結果、水冷用コールドプレートを設置するスペースがなくなり、基板を直接冷媒に浸す浸漬液冷方式を採用している。冷媒には安全性ならびに電気絶縁性に優れた 3M 社製のフッ素系不活性冷媒フロリナート™ FC-72(パーフルオロカーボン, 分子式 C_6F_{14})が採用された[7]。FC-72 は大気圧の沸点が $56^{\circ}C$ と低く、低温での伝熱用途に有効である。しかしながら、極めて高い地球温暖化係数を有しており、2005 年の京都議定書にて批准国に温室効果ガスの排出量削減が義務付けられたことから使用は推奨されておらず、現在では殆ど使われていない。詳細は次章にて述べるが、同じくフッ素系不活性冷媒である 3M 社製のハイドロフルオロエーテル(HFE) Novec™ シリーズ(1996 年から販売開始)は、地球温暖化係数がフロリナートよりも低く、現在、多用途向けに広く活用されている。

また、低温度差で高い熱輸送性能が得られることから、沸騰冷却を活用した冷却手段もこれまでに注目されてきている。沸騰冷却が LSI(Large Scale Integration)チップの直接冷却(浸漬沸騰冷却)に用いられた例としては、スーパーコンピュータ ETA-10 への適用例が挙げられる[4][8]。ETA-10 は、電子回路の動作速度が極低温環境下で向上する特性を利用したものであり、冷媒には液体窒素が用いられている。

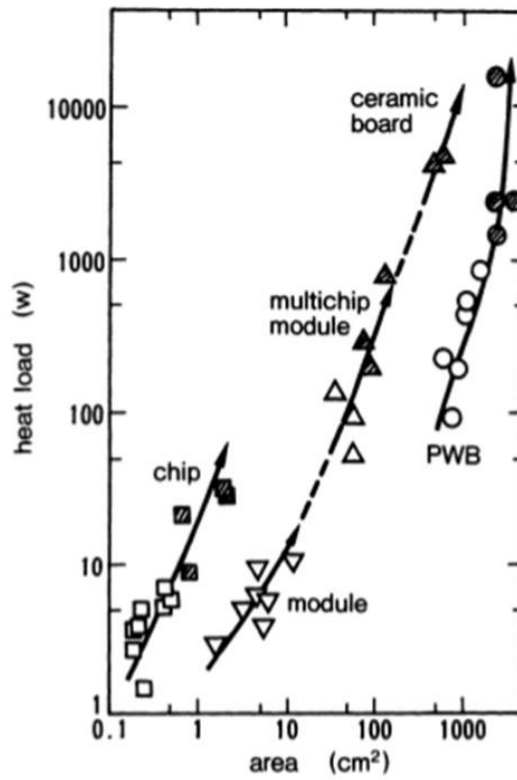


Fig.1-1 Increase in heat load at different structural levels of mainframe computers since around 1980 [3][4]

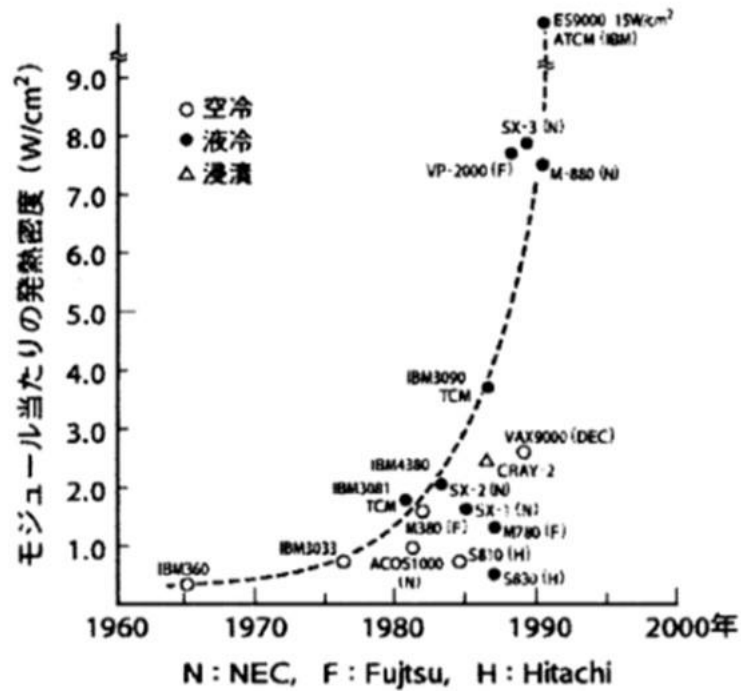
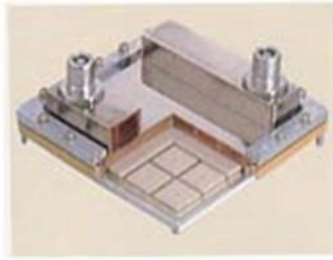


Fig.1-2 Heat generation density per module of mainframe computers [5]



1980年代に開発された
水冷却デバイスの例



Fig.1-3 Multi-chip module with water cooling cold plate (Hitachi M880, 1990) [4]

また、冷媒の相変化を利用した熱輸送デバイスとして、ヒートパイプやベーパーチャンバー、サーモサイフォンなどもコンピュータを含む多くの電子機器の冷却に活用されている。これらは、外部動力無しで自律的に冷媒を循環させる閉ループ型の受動的伝熱素子であり、密閉容器内に作動流体(冷媒)を封入し、冷媒の蒸発・沸騰・凝縮により熱輸送を行うものである。電子機器に実装する際には、熱伝導性シートやヒートシンク(放熱フィン)、冷却ファンなどの部品と組み合わせることで空冷システムを構成し、システム全体の高性能化が図られてきた。また、受動的伝熱素子であることから、ポンプで冷媒を循環させる水冷式よりもコストや信頼性の面で有利とされている。

この内ヒートパイプは、ノート型 PC(Personal Computer)の高性能化に応じて、ヒートパイプを組み込んだ冷却デバイス(ヒートシンクや冷却ファンと実装)の開発および普及が著しい。筐体が薄くなると共に CPU 性能が向上することで発熱密度は増大し、発生する熱を冷却空気の通し易い場所まで導く必要があることから需要は拡大している。例えば 2004 年度当時で、ノート型 PC の生産量 4500 万台の約 90%にヒートパイプが搭載されている[9]。

ヒートパイプは一般的に熱伝導率の高い銅が使用され、内壁面には凝縮した冷媒(水)を毛細管現象によりスムーズに受熱部まで還流させるため、ウィックと呼ばれる微細構造が形成されている。ウィックにはファイバー、メッシュ、焼結金属、軸方向のグルーブなどがあり、最大熱輸送量や熱抵抗などを考慮して設計される。

より高い発熱量の輸送に対応するには、平面での熱拡散が可能なベーパーチャンバーが使用される。ベーパーチャンバーは平板型のヒートパイプであり、ヒートシンクに取り付けた状態で使用される。ヒートシンクの大きさは CPU などの発熱面よりも大きく、CPU からの熱を広く拡散させることが可能である[9]。Fig.1-4 は 80W クラスの CPU 冷却用ベーパーチャンバーであり、空冷ヒートシンクと組み合わせ

ている。銅製筐体の内壁面に直径 100～150 μm の銅粒を厚さ 300～500 μm 程度に焼結させてウィックを形成している[9]。



Fig.1-4 Vapor chamber for CPU cooling [9]

また、サーモサイフォンは受熱部での冷媒の沸騰(核沸騰)、放熱部(ラジエーター)での冷媒蒸気の凝縮、ならびに重力による凝縮液の受熱部への還流により効率的に熱輸送を行うものであり、これまでにサーバなど計算機の CPU 冷却用途やパワーモジュールの高出力半導体素子向けに適用が検討されている。その多くは、放熱フィンからなるラジエーターへ熱を伝え、ファンによる強制空冷により空气中へ排熱をさせる空冷式である。重力により液還流を行うため、放熱部が受熱部よりも上方に位置するという制約はあるものの、重力を利用するためにウィックが不要であり、構成要素が密閉容器と作動流体(冷媒)のみでありコスト的に有利とされている。また、ヒートパイプに比べ、システム全体の熱抵抗が小さい、液還流限界が毛細管現象の限界に起因しないため熱輸送限界の制約が少ない、沸騰伝熱面の適正化により受熱部のドライアウト(液枯れ)による熱輸送限界が大幅に向上する、などといった利点がある。しかしながら、蒸気流と凝縮液の還流が対向流となるため、熱輸送量の増加に伴う蒸気流速の増大により、液還流が逆行する蒸気流の剪断力によって吹き戻されて熱輸送が不可能となる場合がある。そこで、蒸気流路と液還流路を分離したループ型サーモサイフォンについて、これまでにサーバへの実装化の検討がなされてきた[10][11][12]。

Fig.1-5 は、日立製の汎用 2U サーバ HA8000(2010 年)の CPU 冷却用に搭載されたループ型サーモサイフォン[10]およびサーバ搭載時の写真、サイフォン断面の概略図である。なお、「U」はデータセンターに設置される標準ラック(横幅 19 インチ)に搭載されるサーバ筐体高さの最小単位である(1U=44.45mm)。サイフォン筐体は銅製部材をロウ付けにより接合した密閉筐体であり、冷媒には水を使用している。完全に密閉されているため、水冷方式で懸念される液漏れによる電子機器の損傷リスクが無い。

受熱部で発生した蒸気は放熱部(ラジエーター)にてファンにより冷却されて凝縮し、再び受熱部まで

還流する。比較的高さのある 2U サーバへの実装のため、蒸気管と液管を上下に配置することができる。サーバ内の2個の CPU に対して2台のサイフォンを実装し、冷却ファンに対向させて放熱部(ラジエター)を配置させることで CPU からの発熱を集約して冷却することが可能となり、通常のヒートシンクによる冷却方式と比べてファン台数を削減することができる。なお、受熱部の沸騰伝熱面には、冷媒の発泡を促し、核沸騰の熱伝達性能を向上させるために微細多孔構造が施されている(詳細は後述)。

また、Fig.1-6 には、低背型サーバである 1U サーバの CPU(発熱量 95W)の冷却用に、実験的にサーモサイフォンを適用した例を示す[11]。サーバ筐体の高さが低く、狭小空間で冷媒循環を実現させるために蒸気管と液管を略水平に配置し、いずれも柔軟性のあるチューブを使用するなど工夫が施されている。従来のヒートシンクによる冷却方式に比べて、冷却電力を約 65%削減できるとしている。なお、冷媒には絶縁性冷媒を使用しており、筐体の材質ならびに沸騰伝熱面の詳細については明示されていない。

なお、これまでにサーバの CPU 冷却向けにサーモサイフォンが製品適用された例は、Fig.1-5 で示した銅製サイフォンのみであり、サーバなど計算機の冷却に限って言えば必ずしも多用されているとは言えない。CPU からの熱を集約しファンにより一括冷却することでファン台数を減らし、冷却電力を削減する効果は大きいですが、一般的に使用される銅の単価が高く、サイフォン単体の価格が通常のヒートシンクなどに比べて高価であることが主たる要因と考えられる。コスト的に優位性を高めるためにも、アルミなど比較的低価格の材料でサーモサイフォンを構築する必要があると考える。

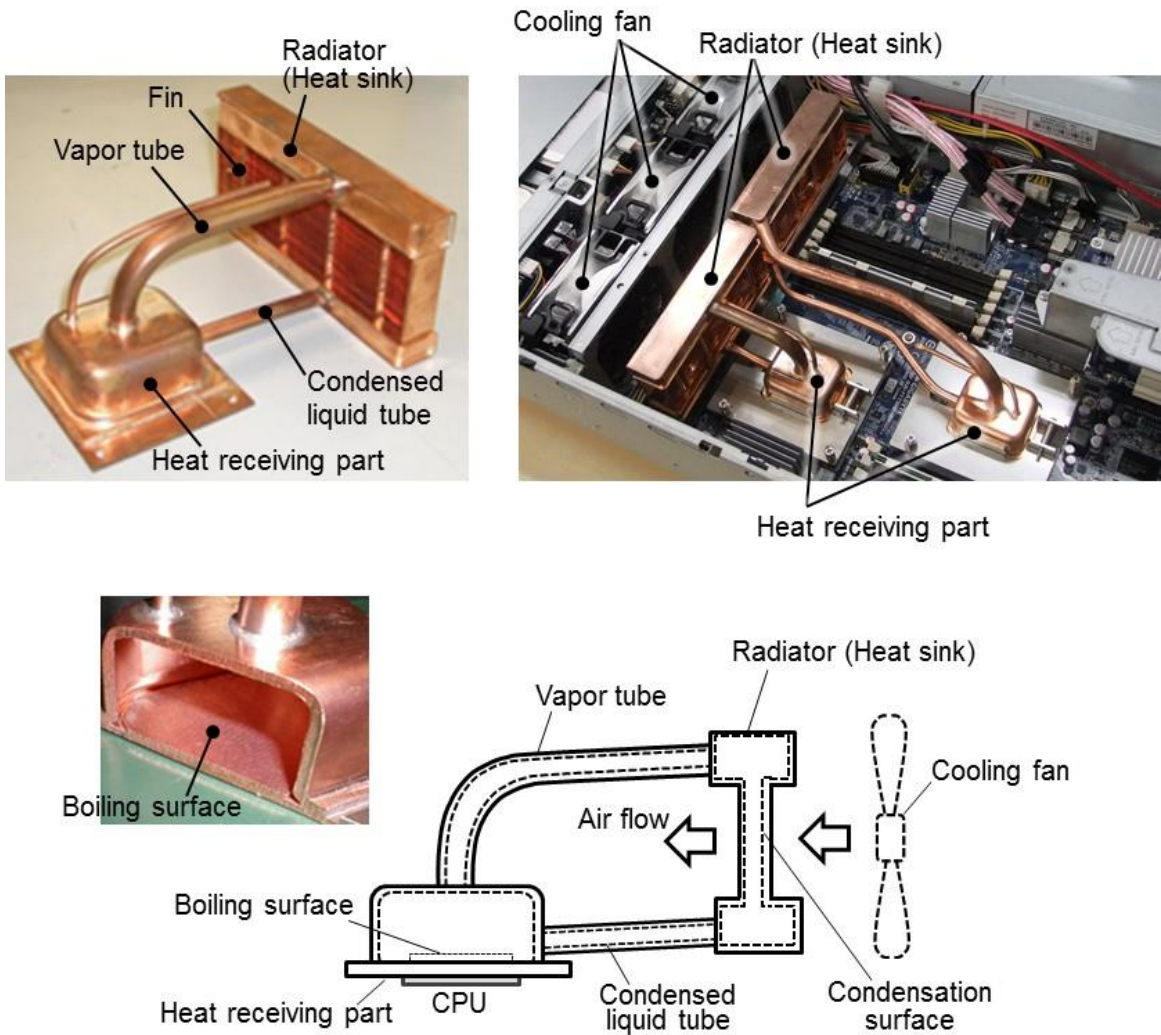


Fig.1-5 Loop type thermosyphon for cooling CPU in 2U-height server (Hitachi, HA8000) [10]

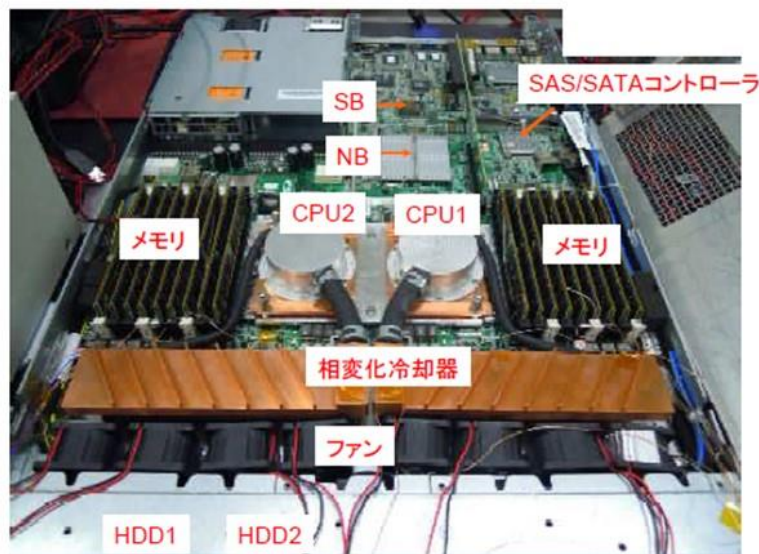
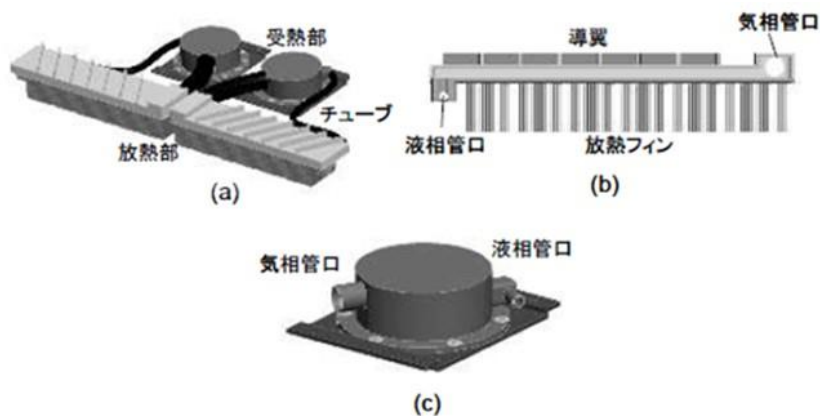


Fig.1-6 Thermosyphon for cooling CPU in 1U-height server (NEC) [11]

サーモサイフオンの高性能化には、受熱部の沸騰熱伝達性能の向上が重要な鍵である。この核沸騰の熱伝達性能は、冷媒の物性、伝熱面の材質ならびに表面性状、熱流束、伝熱面過熱度、さらには、伝熱面上の気泡発生点の数密度(伝熱面積当たりの気泡発生点の個数)の影響を強く受けることが知られている[13][14][15]。

この内、文献[14]によると、面粗さを変えた銅の平滑面上で冷媒 R-11 をプール核沸騰させた実験を行い、発泡点数密度を求めている。本例では、熱流束が約 $0.4\text{W}/\text{cm}^2$ で伝熱面過熱度が $5\text{K}\sim 10\text{K}$ のとき、発泡点数密度は $1\sim 20[1/\text{cm}^2]$ の範囲であることを報告している。発泡点数密度は与えられた面積の伝熱面上での気泡が発生する確率と捉えることができ、電子機器の CPU 冷却のように伝熱面積が小さい場合は、この発泡確率が沸騰冷却性能に大きく影響してくる。

この発泡確率の問題に関しては、従来より伝熱面の表面に発泡を促す微細構造を設ける方法が考えられており、例えば Fig.1-7 に示す沸騰伝熱管「サーモエクセル E」((株)日立電線, 現(株)日立金属) [3][4][16]が挙げられる。これは銅管の外表面に微細構造を設けたものであり、管外表面でフロン系冷媒の沸騰熱伝達が促進されて管内を流れる水を冷却することができる。空調用の大型冷凍機の蒸発

管用に開発されたものであり、伝熱面の表皮下に連続した空洞(トンネル)があり、トンネルと管外の冷媒を連通させる孔(ポア)が機械加工により多数設けられている。加工手順は Fig.1-7 に示すように、最初に浅い溝列を設け(knurling)、次いで切削バイトによりフィン列を立てる(bit cutting)。このとき、フィンの先端は凹凸形状を有している。最後にフィン先端をローラーで若干押しつぶす(rolling)。なお、Fig.1-5 で説明したサーモサイフオンの沸騰伝熱面にも、このサーモエクセル E の伝熱管を平板状に加工したものが採用されている。

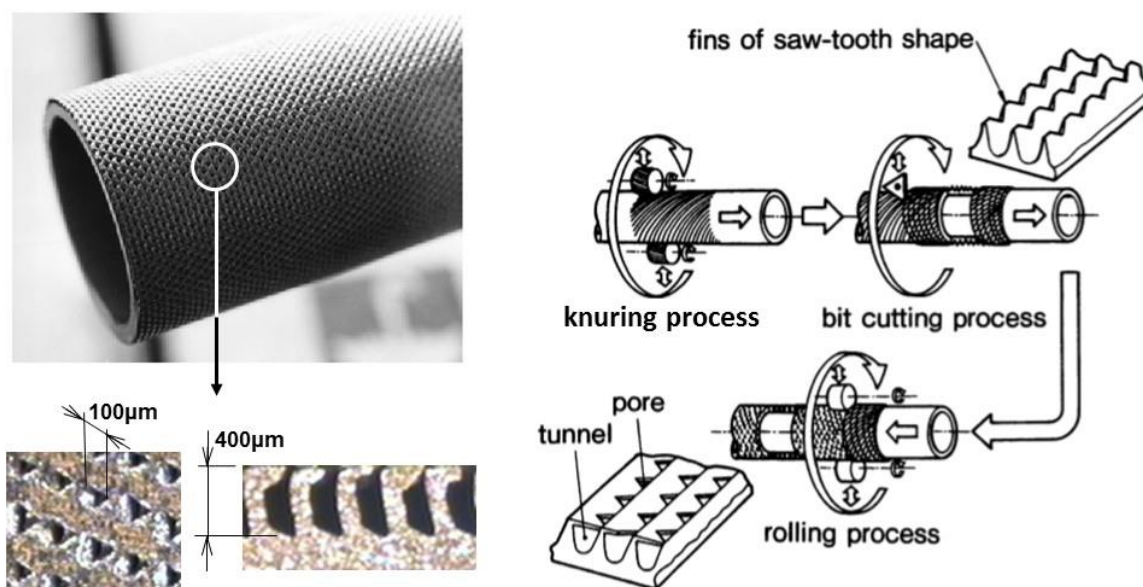


Fig.1-7 Manufacturing of Thermoexcel-E [3][4][16]

その他の微細構造を有する商用高性能沸騰伝熱面の表面構造ならびに沸騰性能の比較を Fig.1-8 に示す[3][17]. いずれも冷媒にパラキシレンを使用しており、大気圧下で飽和プール核沸騰させた時の沸騰曲線(伝熱面過熱度と熱流束の関係)を示している。伝熱面過熱度とは、伝熱面の表面温度と液体(冷媒)の飽和温度の差である。

ここで High Flux チューブ(Union Carbide 社(米))は、外表面に金属粉末を焼結して多孔層(焼結層)を形成したものであり、層内に多数の気泡発生核を保持することができる。また、GEWA-T チューブ(Wieland 社(独))は、ローフィンチューブの先端をロールで潰したものであり、サーモエクセル E とは異なり表皮側に孔は無く、空洞(トンネル)と冷媒側は連続した溝で繋がっている。

発泡核が多いと想定される High Flux が最も高性能であり、同一熱流束を伝えるのに要する伝熱面過熱度は平滑面の約 1/10 まで低減し、伝熱性能が大幅に促進されている。次いでサーモエクセル E、GEWA-T と続く。最も伝熱性能の高い High Flux は大変魅力的ではあるものの、焼結層故に空隙の大きさに相当のばらつきがあると想像されることから、サーモエクセル E や GEWA-T のような機械加工による伝熱面の方が商用的には有用性が高いと考えられる。なお、低熱流束域でのサーモエクセル E

と GEWA-T の性能差は, 前述の開孔形態の差異に起因するものと考えられる.

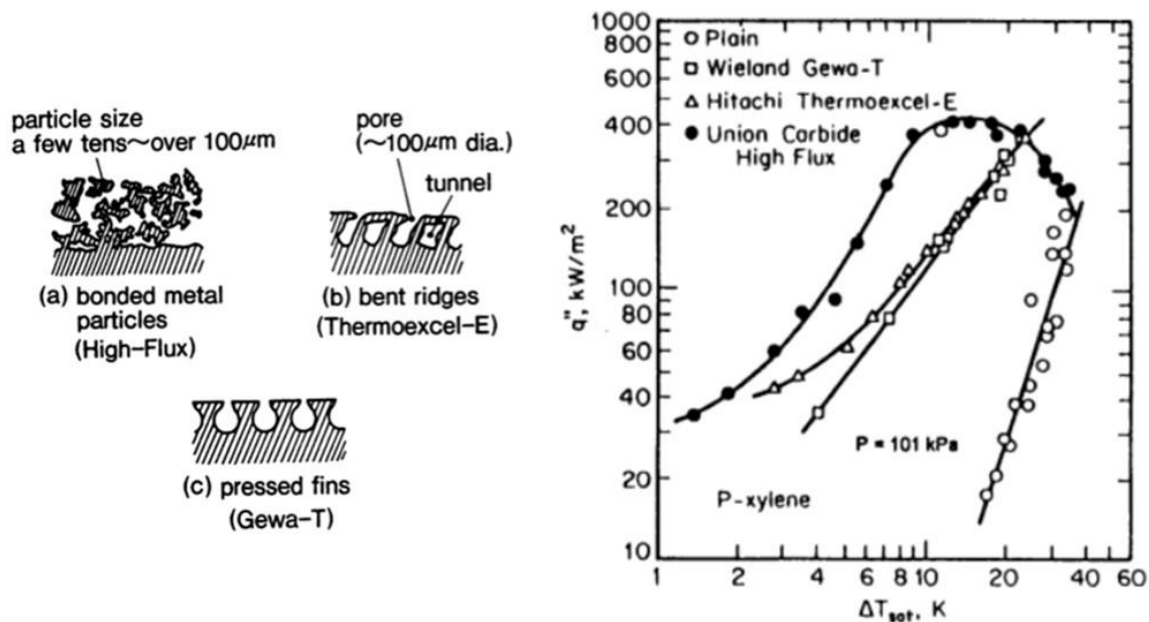


Fig.1-8 Comparison of heat transfer performance of commercial enhanced boiling surfaces [3][17]

上記の高性能沸騰伝熱面の形状は, Fig.1-9 に示すリエントラントキャビティ(reentrant cavity)として知られており, キャビティ内に気泡を安定的に保持することができる[15][18]. 伝熱面上の切り欠きや窪みなどの微小なキャビティが気泡発生の核となるが, キャビティ内の蒸気核の気液界面の形状は, 接触角が小さく面を濡らし易い液体(フロン系冷媒など)では液側に向かって凸, 接触角が大きく面を濡らし難い液体では凹となる. 面を濡らし易い液体ほど平衡蒸気核の曲率半径は小さくなり, 大きな過熱度を要する.

通常のカビティにおいては, 面を濡らし易い液体では何らかの外乱により伝熱面温度が低下し, 凝縮により蒸気核の気液界面が後退を開始すると, 凝縮は増々助長されて伝熱面温度が平衡過熱度以上に回復しなければ, やがて蒸気核は消滅してしまうことが多い. しかしながら, リエントラントキャビティでは, 凝縮により蒸気核がある程度後退すると平衡過熱度が急低下する領域があり, そこに到達すると凝縮が停止して蒸気核の消滅に至らないことが多い. 特にキャビティの頂角 2ϕ が 180 度であれば, 蒸気核の気液界面が常に凹面となる安定条件が満足される[15][18].

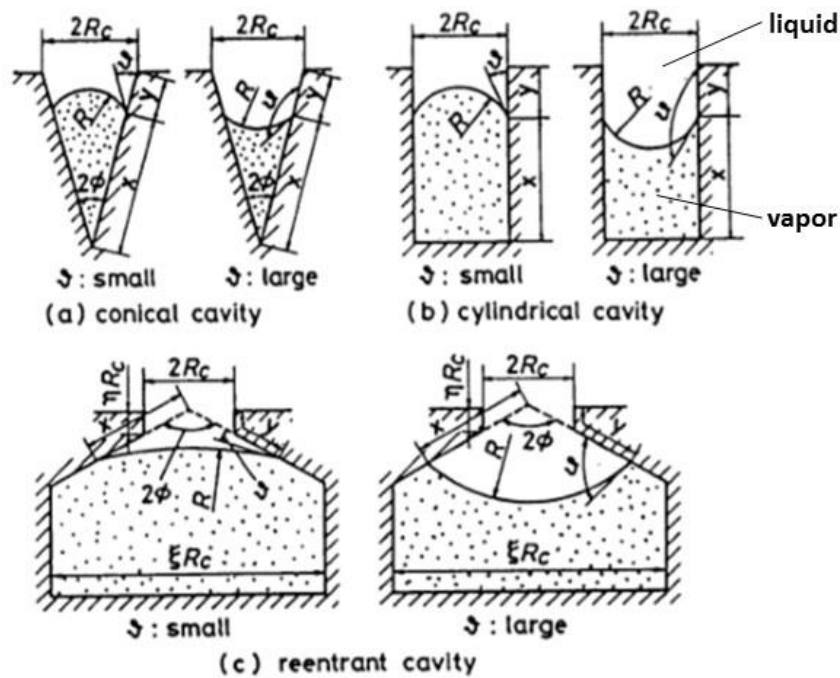


Fig.1-9 Reentrant cavity [18]

実用的な高性能沸騰伝熱面としては、なるべく少ない工程にてリエントラントキャビティを機械加工や成形により実現することが望まれる。Fig.1-7 のサーモセセル E や Fig.1-8 で示した Gewa-T は、機械加工によりリエントラントキャビティを成形した伝熱面の一例である。いずれも規則的に高密度でキャビティが配列されており、各キャビティは内部の空洞(トンネル)で互いに連通されている。キャビティのトンネル開口部の形状は、孔状のものとスリット状のものがあり、いずれも伝熱促進機構は以下の要因の相乗効果によるものと考えられている[18].

- (1) リエントラント構造による低過熱度条件下の気泡核の捕獲と核の安定化
- (2) 内部連通による隣接キャビティの活性化
- (3) トンネル内への液体の引き込み
- (4) トンネル内面での液膜の蒸発
- (5) キャビティ(トンネル開口部)からの気泡の排出
- (6) 離脱気泡の対流効果

以上述べてきたように、高密度に実装された電子機器(サーバなど)の CPU 冷却向けにサーモサイフォンは有用であり、これまでにサーバ冷却を対象に銅製のサーモサイフォンが製品適用されてきた。また、受熱部の沸騰伝熱面に微細多孔構造などを採用することで、キャビティ内に気泡を安定的に保持することができ、より小さい伝熱面過熱度で発熱素子を冷却することが可能となる。

1.2 従来の研究

西川らは、Table 1-1 に示す各種の高性能沸騰伝熱面の仕様に対して、同一の試験装置でその沸騰性能を詳細に調査している[19]。伝熱面は各種金属の繊維層や粒子層、コーティング面、焼結面、機械加工面などであり、冷媒は水とR-113である。Fig.1-10に、水とR-113の大気圧下での飽和プール核沸騰において、各伝熱促進面の沸騰曲線を平滑面と比較して示す[19]。

伝熱促進効果は、多孔質層を形成する基材の材質、粒子径や繊維径、層の厚さ、空隙率、基材との結合度合などによって複雑に変化している。高熱流束域になると、概ね伝熱促進の割合は低下する傾向のようである。また、同一伝熱面であっても、面の濡れ性の相違のため水とR-113で促進効果の優位性順序が変わっている。

Table 1-1 Specifications of high-performance boiling heat transfer surface [19]

(a) 水				
	粒子径 [μm]	粒子層厚さ [mm]	空隙率 [-]	基材との結合 の良否
BR/P/SN 350-0.94	350	0.94	0.36	0
ME/P/CO(HF)	U.N.	-0.25	0.5-0.65	0
CO/P/CO 103-0.38(HF)	78-127	0.38	U.N.	0
CA/P/CO(HF)	U.N.	0.25-0.38	0.6	0
CO/-/MA	-	-	U.N.	0
MO/P/PI 45-	m:40-50	3.2-3.8	U.N.	X
MO/P/PI 35-	M:30-40	3.2-3.8	U.N.	X
CO/M/WR	U.N.	U.N.	U.N.	X
CO/-/MA(MBC-0.6)	-	fh:0.6	-	0
CO/-/MA(TE)	pd:80	ph:0.6	-	0

(b) R113				
	粒子径	粒子層厚さ	空隙率	基材との結合 の良否
BA/F/SN 130-0.9	130	0.9	0.82	0
PE/P/WR 150-2.9	150	2.9	0.65	X
BR/P/SN 350-0.94	350	0.94	0.36	0
BR/P/PI 500-10	500	10	0.36	X
CO/P/CO 103-0.38(HF)	78-127	0.38	U.N.	0
CO/P/PL 530-0.53	530	0.53	U.N.	0
CO/P/PL 214-	214	0.43-0.64	U.N.	0
CO/P/PL 115-	115	0.35-0.46	U.N.	0
BR/P/SN 318-	318	U.N.	0.45	0
NK/P/SN 224-2.2	150-297	2.2	0.66	0
CO/-/MA(M6-0.6)	ow:100	fh:0.6	-	0
CO/-/MA(TE)	pd:U.N.	ph:U.N.	-	0

[A]/[B]/[C]

<p>[A] BA: 真鍮 BR: ブロンズ CA: 銅合金 CO: 銅 ME: 金属 MO: モネルメタル NK: ニッケル PE: ポリエチレン</p>	<p>[B] F: ファイバー M: メッシュ P: 粒子</p> <p>[C] CO: コーティング MA: 機械加工 PI: 堆積 PL: メッキ SN: 焼結 WR: 巻きつけ</p>	<p>U.N.: 不明</p> <p>fh: フィン高さ ow: 開口幅 pd: 開口径 ph: トンネル高さ</p>
---	---	---

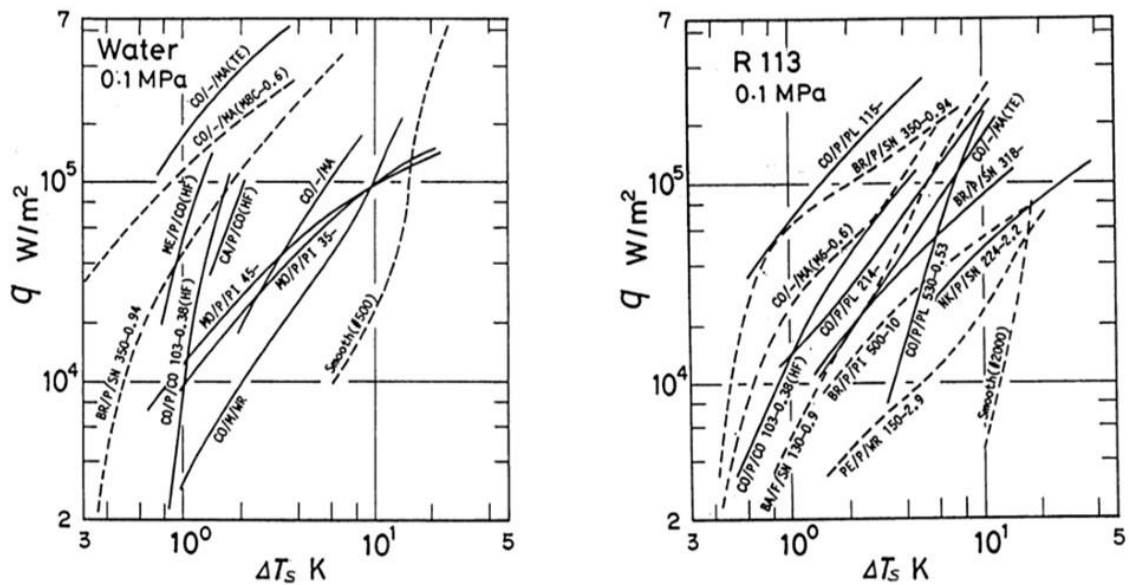


Fig.1-10 Performance comparison of boiling heat transfer surfaces [19]

核沸騰熱伝達に関しては、これまでに非常に多くの実験が行われており、多くの熱伝達整理式が提案されている。基本的には、熱流束 q_b は伝熱面過熱度を ΔT_w として次式で表される[15]。

$$q_b = C \cdot \Delta T_w^m \quad (1.1)$$

ここで、 C および m は定数であり、特に定数 C は液体の種類や伝熱面の表面条件などに依存している。定数 C を調整することによって、伝熱面と液体の組合せによって決まる核生成因子を考慮することができる。

また、核沸騰熱伝達を支配する決定的な因子として、伝熱面の単位面積当たりの気泡発生点数である発泡点数密度が挙げられる。発泡点数密度 N_A/A 、熱流束 q_b 、伝熱面過熱度 ΔT_w との間には次式が成立する(N_A :発泡点数、 A :伝熱面の面積)[15][20]。

$$q_b = C_n \cdot \Delta T_w^a \cdot (N_A/A)^b \quad (1.2)$$

ここに、 C_n 、 a 、 b は定数であり、伝熱面の表面条件、液体の種類、液体の温度境界層流れが層流か乱流かによって異なる値をとる。 a および b の値は、西川らの研究結果[21]より、層流域で $a = 3/2$ 、 $b = 1/4$ 、乱流域で $a = 5/3$ 、 $b = 1/3$ が推奨されている。

また、中山らは、面粗さを変えた銅の平滑面、ならびに、表面に発泡を促す微細多孔構造を設けた銅の伝熱面上で、水、R-11、液体窒素を大気圧下で飽和プール核沸騰させた実験を行い、発泡点数密度を求めることで熱流束、伝熱面過熱度を発泡点数密度で整理している[14]。Fig.1-11 に微細多孔伝熱面の形状を示す。これは、前述した沸騰伝熱管「サーモエクスセル E」(Fig.1-7)と同じ機械加

工方法により製作されたものであり、表皮下に連続した空洞(トンネル)があり、トンネルと冷媒を連通させる孔(ポア)が多数設けられたものである。

中山らは孔の大きさを変えた実験を行うことにより、微細加工面の熱流束の予測式として次式を提示している。

$$q_b = (\Delta T_w / C_q)^{1/y} (N_A / A)^{-x/y} \quad (1.3)$$

例えば冷媒が R-11 の場合, $C_q = 1.95[\text{K}(\text{cm}^2/\text{W})^{3/5}(\text{1}/\text{cm}^2)^{1/5}]$ である。また, x および y については, $x = -1/5$, $y = 3/5$ であり, (1.2)式の乱流域に相当する。

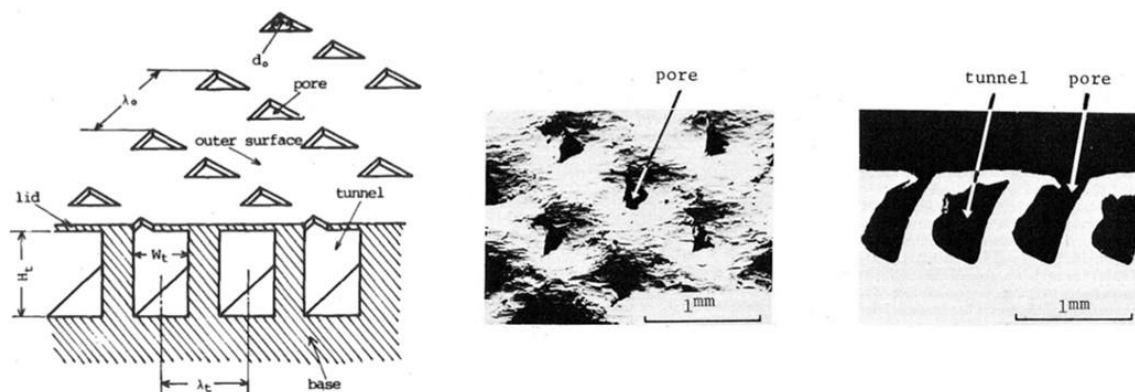


Fig.1-11 Geometry of surface structure (Thermoexcel-E) [14]

さらに中山らは, Fig.1-11 の微細加工面のように等間隔で並んだ開口部の内側をトンネルが連通する構造面において, 伝熱促進モデルを提案している。Fig.1-12 に示すように, 気泡の発生および離脱のサイクルは以下の各過程からなる[22][23].

- (1)トンネル内面での液膜蒸発による圧力形成(phase I)
- (2)トンネル開口部からの気泡の離脱(phase II)
- (3)気泡離脱中のトンネル内の圧力低下による不活性開口部からトンネル内への液体引き込み, および, 引き込まれた液体の広がりによる液膜の形成(phase III)

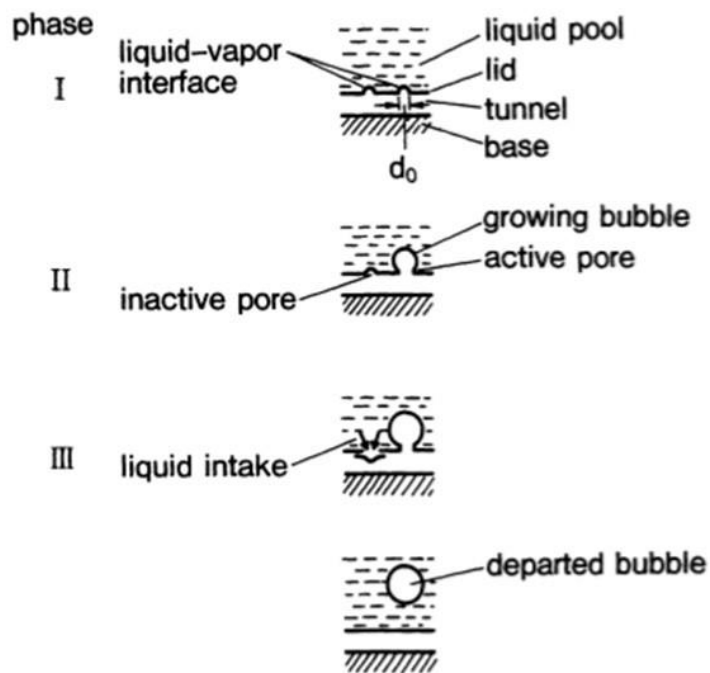


Fig.1-12 Dynamic model of heat transfer on Thermoexcel-E [22][23]

一方、服部らは、機械加工以外の方式により多孔質沸騰伝熱面を製造する方法を提案し、アルミ製の沸騰伝熱面について伝熱性能の促進効果を報告している[24]。

服部らの製造法では、粒径 $100 \mu\text{m}$ ~ $200 \mu\text{m}$ のアルミニウム合金粒子(合金番号 A1100)および粒径 $100 \mu\text{m}$ 以下のロウ材粒子(A4004)を、アルミニウム合金(A3003)の基材上に厚さ約 $500 \mu\text{m}$ になるように敷き詰め、その上に予め加熱したステンレス鋼製の抑え板を一定の面圧になるようにセットし、真空ロウ付け炉内で 10^{-2}Pa ~ 10^{-3}Pa の真空中でロウ付けをしている。Fig.1-13に多孔質層の表面および断面画像を示す。前述したリエントラントキャビティを多数有している。冷媒 R113 を用いた大気圧下での飽和プール核沸騰実験により、平滑面と比較して伝熱面過熱度が $1/10$ まで低減することを報告している。

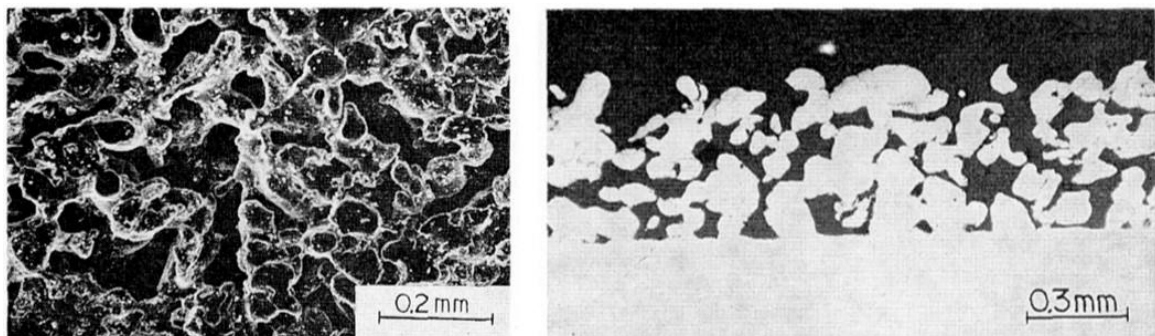


Fig.1-13 Surface and cross section of porous heat transfer surface [24]

また、絶縁性を有し、化学的に安定であるという特徴から、フッ素系不活性冷媒を用いた沸騰伝熱性能の実験的検証も、ここ数十年の間に幾つか報告されている。フッ素系冷媒は水と比較して、熱伝導率、蒸発潜熱共に小さく熱伝達性能が劣るため、伝熱面表面に微細構造を形成することにより沸騰性能を改善する試みもなされている。

Mohamedらは、3M社製のフッ素系不活性冷媒であるフロリナート™FC-72(パーフルオロカーボン、分子式 C_6F_{14})、Novec™ HFE-7100(ハイドロフルオロエーテル、分子式 $C_4F_9OCH_3$)、HFE-7000(分子式 $C_3F_7OCH_3$)を冷媒に用いて、銅面上のプール核沸騰伝熱性能について幾つか検証を行っている[25][26][27]。

文献[25]では、HFE-7100を用いて、平滑な銅の表面上の核沸騰開始点および限界熱流束 CHF (Critical Heat Flux)について、伝熱面の傾斜角度を上向き水平面(0度)から下向き水平面(180度)まで変えると共に、サブクール度を0K(飽和沸騰)から30Kまで変更した実験を行っている。沸騰伝熱性能については、傾斜角度90度から180度の範囲では、飽和沸騰ならびにサブクール沸騰共に傾斜角度の増大により悪化するが、傾斜角度0度から90度の範囲では飽和およびサブクール沸騰共に傾斜角度の影響は殆ど無い。また限界熱流束については、飽和沸騰およびサブクール沸騰共に、傾斜角度0度から120度までは徐々に低下し、180度で最小値を示すことを報告している。

文献[26]では、電気化学析出により銅基材の表面に多孔質層を設け、FC-72を用いたプール核沸騰の伝熱実験を行い、平滑面に対して熱伝達係数および限界熱流束が大幅に増大することを確認している。

文献[27]では、表面粗さの異なる銅の平滑面(算術平均粗さ $Ra=0.039\mu m\sim 0.58\mu m$)上のHFE-7000の核沸騰伝熱性能について検証を行い、限界熱流束、熱伝達係数ならびに伝熱面過熱度について表面粗さによる整理を試みている。

なお、Mohamedらは、気泡離脱径、伝熱面過熱度、熱伝達係数などに影響を及ぼす因子の指標として、表面張力を蒸発潜熱、蒸気相の密度、代表寸法の積で除した指標:BFOM(=Boiling Figure-of-Merit)を独自に提案している[27]。BFOM値が高いほど、優れた沸騰伝熱性能を示すとしており、Table 1-2に主要な不活性冷媒3種に対してBFOM値を比較した表を示す。この中ではHFE-7000が最もBFOM値が高く、また、大気圧下での沸点が $34^{\circ}C$ と低く常温に近いことから、特にCPUのジャンクション温度(半導体素子温度)を動作保証温度以下に冷却する場合には、HFE-7000が最も適合性がよいとしている。

また、Fanghaoらは、表面をシリコンのナノワイヤーでコーティングした多孔質体の伝熱面を有する5本のマイクロチャネル(1本当りの高さ $250\mu m$ 、幅 $220\mu m$ 、長さ $10mm$)を用いて、HFE-7000の強制流動沸騰の実験を行っている。同寸法を有する平滑面のマイクロチャネルと比較して、質量流束 $1018\text{ kg}/(\text{m}^2\cdot\text{s})\sim 2206\text{ kg}/(\text{m}^2\cdot\text{s})$ の範囲内で、熱伝達係数が最大で344%向上することを報告している[28]。

Table 1-2 Physical properties of dielectric liquids [27]

Physical Properties of selected dielectric liquids at atmospheric pressure			
Saturation Property	PF-5060/FC-72	HFE-7000	HFE-7100
Boiling Point (°C/K)	56/329	34/307	61/334
Liquid Density, ρ_l (kg/m ³)	1619	1385	1387
Specific Heat (J/kg K)	1094	1317	1241
Thermal Conductivity (W/m K)	0.054	0.073	0.063
Surface Tension, σ (mN/m)	8.64	12.84	11
Latent Heat of vaporization, h_{fg} (kJ/kg)	96.4	133.8	113.4
Viscosity (kg/m s)	0.00044	0.00037	0.00039
Vapor Density, ρ_v (kg/m ³)	11.4	7.13	8.1
Average Molecular Weight (g/mole)	338	200	250
Boiling Figure-of-Merit (BFOM)*, $\sigma/L \rho_v h_{fg}$ (–)	7.86×10^{-9}	13.15×10^{-9}	11.98×10^{-9}

*The reference length in BFOM, $L = 1.0$ m.

次に、サーモサイフォンに関する最近の研究の中で、特に電子機器を冷却対象としたサイフォンに関する研究について幾つか示す。

豊田らは Fig.1-5 で示した CPU 冷却向けの銅製ループ型サーモサイフォンの伝熱性能について、実験結果を報告をしている[29][30][31]。

この内、文献[29]では、伝熱性能に及ぼす不凝縮ガスの影響を検討するため、冷媒である水に強制的に空気を封入し、この封入量を変えたときの凝縮伝熱性能の悪化の度合いを検討している。一般に、不凝縮ガスである空気が混入することで凝縮伝熱性能が低下することが知られている。CPU のジャンクション温度を動作保証温度よりも低温(100°C以下)に維持するには、水を用いたサーモサイフォンでは、サイフォン内部を大気圧よりも低い圧力で沸騰させる必要があることから、仮に銅材のロウ付け部に微小なピンホールが存在すれば、サイフォン内部へ空気が侵入する可能性がある。例えば受熱量 100W の時、空気の質量濃度が 20%では、空気無しの場合と比較して凝縮熱伝達係数が約 70%低下するとの報告がされている。

文献[31]では、受熱部と放熱部(ラジエーター)間の距離を変えたループ型サーモサイフォンを複数用意し、各サイフォンを傾斜させた際の沸騰伝熱面のドライアウト(液枯れ)が発生する傾斜角度と封入水量の関係を実験的に評価している。

また、Webb らは、デスクトップ型コンピュータやサーバ向けにアルミ製(冷媒 R-134A)および銅製(水)のサーモサイフォンを試作し(Fig.1-14)、受熱量 100W 時の伝熱性能について実験結果を報告している[32]。この内、アルミ製サイフォンについては、沸騰伝熱面に粒径 45 μ m のアルミニウム粒子の焼結体(焼結層厚さ 400 μ m)を用いている。

鈴木らは、パワーモジュール (PM) 等の高出力半導体素子向けの小型沸騰冷却器を試作し (Fig.1-15), 冷却器の傾斜角度に対する冷却性能の評価を行っている[33]. 冷却器はPMが取り付けられる冷媒槽と冷却ファンにより熱を大気中に放熱させる凝縮器 (ラジエター) から構成され, ラジエターには自動車用に用いられる積層形の放熱コアを使用し, 空冷フィンには量産性に優れるコルゲートフィンを採用している. また, 冷媒はパーフロロカーボン ($n-C_6F_{14}$, 大気圧下の沸点 $56^{\circ}C$) を使用している (筐体の材質は不明). 冷媒の循環流路中に蒸気流と凝縮流を仕切るための板 (Flow control plate) を設けることにより, 冷媒流の循環を促進させる工夫がなされている.

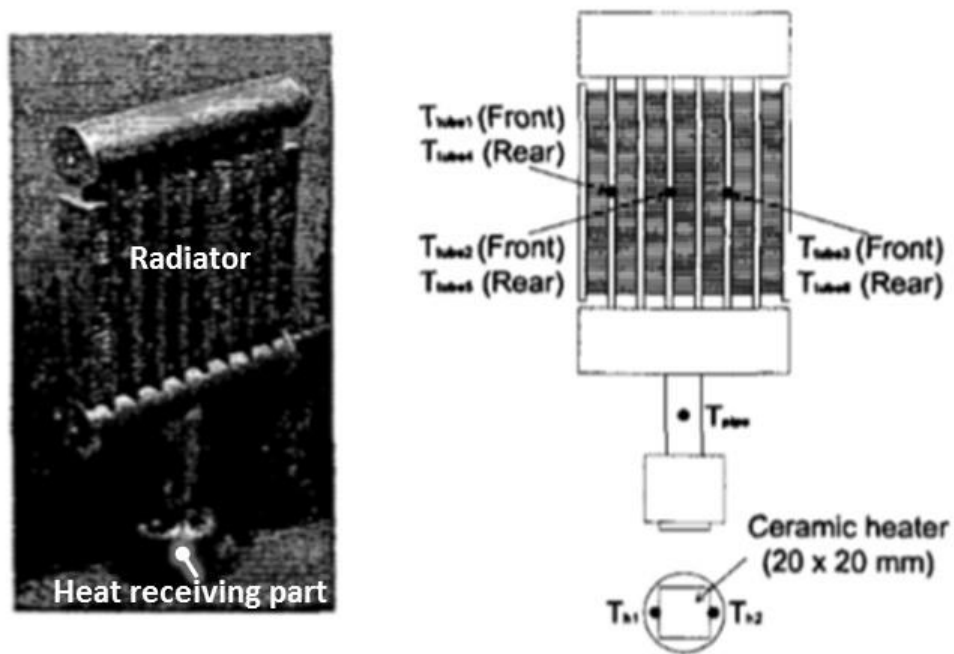


Fig.1-14 Prototype of aluminum thermosyphon for cooling desktop type computer [32]

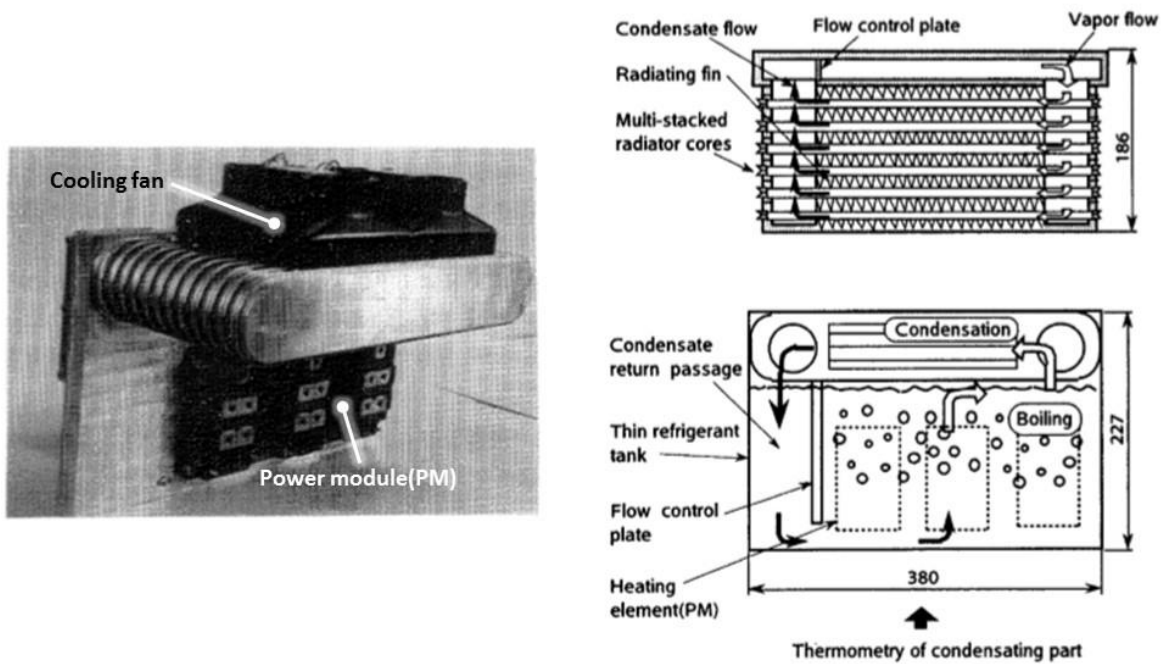


Fig.1-15 Cooling unit of power module (PM) [33]

また、電子機器以外を冷却対象としたサーモサイフォンについても幾つか報告されており、例えば、萩野らは太陽熱の集熱装置向けのループ型サーモサイフォンを想定し、集熱装置が置かれる建築物の屋根もしくは屋上から建築物の下部へ熱を輸送するために、受熱部を装置上部に配置する上部加熱型(トップヒート型)のサーモサイフォンについて研究を行っている[34]。特に、受熱部内の沸騰により生成された蒸気の浮力を駆動力とするサイフォンについて実験を行い、蒸気発生量と駆動力の関係について報告している。

1.3 研究の目的

近年の情報処理量の増大に伴い、電子機器の高密度実装化、発熱密度の増大傾向は今後も継続すると予想される。したがって、狭小空間でより効率的に CPU などの発熱素子を冷却することが可能な技術ならびに冷却デバイスの開発が求められている。

サーモサイフォンは CPU などの発熱素子の熱を集約してファンにて一括冷却することが可能であることから、これまでにサーバ冷却用に銅製のサーモサイフォンが製品適用されてきた。さらに、サーモサイフォンでは受熱部の沸騰伝熱面の表面形状を適正化することで伝熱面過熱度を小さくすることにより、CPU をより低い動作温度で安定稼働させることが可能である。

しかしながら、これまではコストや設置スペースなどの観点で活用シーンは限定的であったと言わざるを得ない。さらに、近年、価格や重量差から銅材からアルミ材への置き換えが多方面で活発化している状況にある。したがって、コストや軽量化の点で優位で、且つ沸騰伝熱性能にも優れるアルミ製のサーモサイフォンを構築することは工業的に意義のあることと考える。

また、電子機器の高密度化に加えて、近年ではより過酷な高温環境で電子機器が安定的に動作することが求められることも少なくない。空調のあるデータセンター内のサーバ室であっても、機器の配置レイアウトやサーバ等の稼働状況により、サーバラックの周囲に局所的な高温エリア(熱だまり)が生じることもある。しかしながら、これまでに高温環境でのサーモサイフォンの動作限界について検証された例は無い。

そこで、本研究では、電子機器の冷却向けにサーモサイフォンが広く活用されるべく、冷却スペースが十分に無い機器の冷却に適したアルミ製サーモサイフォンを新規に考案・試作し、高性能化の鍵であるサイフォン受熱部の沸騰伝熱性能を向上させること、さらに、高温環境でのアルミサイフォンの適用可能性を検証することを主たる目的とする。

なお、冷媒に純水を使用すると、アルミを侵して非凝縮性の水素ガスが発生することで凝縮伝熱性能が劣化する可能性があることから、純水以外の不活性冷媒の中から、特定フロン代替冷媒であるフッ素系冷媒 HFE(ハイドロフルオロエーテル)を採用した。

1.4 本論文の構成

以上の研究目的から、本論文の構成を下記とした。

第1章では、研究の背景として、高密度に実装された電子機器の冷却技術の近年の動向を示し、その中でも特に低温度差での熱輸送に優位なサーモサイフォンについて開発例および研究例を示した。さらに、サーモサイフォン受熱部の性能向上の鍵となる高性能沸騰伝熱面について、これまでの検討事例を示した。また、従来の研究として、微細多孔形状を有する沸騰伝熱面に関する研究例、ならびに、電子機器の冷却を対象としたサーモサイフォンの研究例について示した。

引き続き、第2章では、新規に考案・試作したアルミ製サーモサイフォンの基本仕様を述べると共に、本サイフォンに搭載した機械加工により微細多孔構造を形成したアルミ製の沸騰伝熱面の製造方法・形状、さらに選定したフッ素系不活性冷媒(ハイドロフルオロエーテル)、冷媒とアルミニウムの共存環境において想定される腐食の形態について説明をする。

第3章では、微細多孔形状を有する機械加工面の沸騰伝熱性能を論ずるにあたり、比較対象として実施したアルミニウム平滑面の飽和プール核沸騰伝熱性能の実験結果を示し、特に飽和蒸気圧が沸騰伝熱性能に及ぼす影響について論ずる。

第4章では、微細多孔形状を有するアルミニウム伝熱面を用いた飽和プール核沸騰伝熱性能の実験結果を示し、飽和蒸気圧の影響と共に平滑面に対する伝熱促進の効果、液面高さの影響、さらには低熱流束域における発泡点数密度に基づく沸騰伝熱の性能予測について論ずる。

第5章では、高温環境でのアルミ製サーモサイフォンの適用可能性を検討するため、100℃環境を上限に実験により環境温度の影響について検討した結果を示し、さらに、アルミニウムと不活性冷媒との共存環境におけるアルミニウムの腐食性について加速試験を行った結果を示し、サーモサイフォンの動作限界温度について論ずる。

第6章では、アルミ製サーモサイフォンの適用例として、通信ネットワーク機器を対象に、動作保証温度が異なる複数の発熱素子を搭載した高発熱回路基板のサイフォンによる冷却の実現性について、実験的に検討した結果を示す。

最後に、第7章にて各章のまとめと共に結論を述べる。

第2章 サーモサイフオンの基本仕様

2.1 背景

電子機器のさらなる高集積化が求められる状況において、筐体の容積はより小さく、発熱密度は増大する傾向にある。このような状況において、前章で述べたように 2U サーバの CPU 冷却用として、銅製のループ型サーモサイフオンが適用されてきた[10]。

一方、価格や重量差の観点より、銅材からアルミ材への置き換えの動きが世界的に活発化している中、サーモサイフオンなどの冷却デバイスについても価格競争の激化によって、アルミ化への要求が強くとめられている。これまでに、デスクトップ型 PC などの CPU 冷却を対象にアルミ製サーモサイフオンの適用検討もされていたが(第 1 章 Fig.1-14)[32]、低背型サーバである 1U サーバ(Fig.2-1)や通信ネットワーク機器など、高密度実装機器の冷却向けに製品適用されたアルミ製サーモサイフオンはこれまでに無い。

そこで、本研究では 1U サーバや通信ネットワーク機器などの冷却実装を想定し、低背型でアルミ製のサーモサイフオンを新規に考案、試作を行った。

サイフオン受熱部の沸騰伝熱面には、冷媒の発泡促進により伝熱面過熱度を極力小さくするため、スカイプフィンの機械加工技術を応用した微細多孔構造を採用し、筐体はアルミニウム合金のロウ付けによるアルミ一体構造とした。

また、純水はアルミを侵して非凝縮性の水素ガスを発生させて凝縮伝熱性能を劣化させるため、純水以外の冷媒として、熱的・化学的安定性に優れ、環境負荷の低い特定フロン代替冷媒であるフッ素系冷媒 HFE (ハイドロフルオロエーテル)の中から HFE-7000 を採用した。

なお、本章で説明するサーモサイフオンは、CPU(発熱量 100W~150W)の冷却を想定したものであり、Fig.2-2 に示すように、前述した部品面積に対する発熱密度トレンド(第 1 章 Fig.1-1)[3][4]において、赤点線で囲んだ領域を冷却対象としている。本領域は従来の冷却技術では水冷の領域である。



Fig.2-1 1U-height server

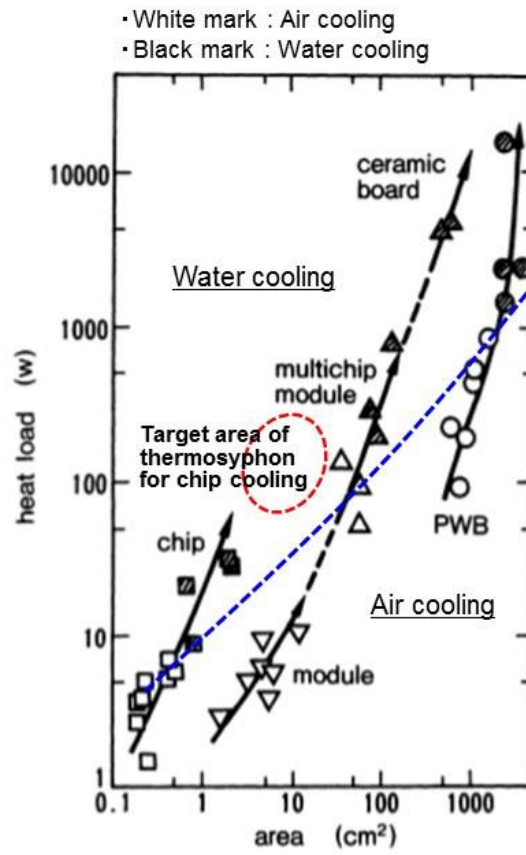


Fig.2-2 Target area of thermosyphon in this study for chip cooling (based on [3][4])

2.2 サイフンの構成要素

Fig.2-3 に試作したアルミサーモサイフンの概略構成を示す。

大きく分けて、沸騰伝熱面を有する受熱部と、凝縮フィンおよび空冷フィンを有する放熱部(ラジエター)から成り、受熱部と放熱部は蒸気流と凝縮液流が対向して通過する流路で繋がれる。沸騰伝熱面で発生した蒸気は流路を通過し、凝縮フィンの表面上で空冷フィンを通過する冷却空気により凝縮液化し、再び流路を介して受熱部へと還流する。

1U サーバへの実装を想定しサイフォン高さを極力低くするため、受熱部と放熱部を連結する流路を一体型とした。流路内で蒸気流と凝縮液戻り流が対向するため、蒸気流速を下げるために流路を細い管状にせず、受熱部と同一幅のダクト形状とした。全てアルミニウム合金製であり、沸騰伝熱面は A1050(純アルミ系)、筐体は A6063 (Al-Mg-Si 系)である。

各部材はアルミのロウ付けにより一括接合した。アルミのロウ付けは、アルミ母材の接合部に母材よりも融点の低いアルミロウ材をあらかじめ貼り付けておき、加熱炉の中でロウ材の融点以上かつ母材融点以下の温度まで昇温することで、ロウ材が溶けることによりアルミ同志を接合するものである。本試作機では真空ロウ付け法を採用し、真空度 10^{-3} Pa まで減圧した真空炉内で熱処理温度約 600°C で一括ロウ付けを行った。

なお、ロウ付け方法には、真空ロウ付け法の他にノクロック法がある[35]。ノクロック法は大気圧雰囲気で行われるため、アルミ表面に形成される酸化膜の影響によりロウ材がアルミ全面に流れず、ロウ付けが十分に行えないという問題がある。この問題の解決策として、ロウ付け時にアルミ表面にフラックスを塗布しておき、ロウ材をアルミ全面に流れ易くしている。しかしながら、本試作機よりも前に行った試作においてノクロック法を用いた場合、フラックスと共にロウ材が沸騰伝熱面や凝縮フィンまで流れ込み、伝熱性能を著しく悪化させてしまう事象が発生したため、最終的にフラックスを用いない真空ロウ付け法を採用した。

沸騰伝熱面は、高い核沸騰伝熱性能を得るため、前述のサーモエクセルEと同様に微細多孔形状を有する伝熱面とした。詳細は後述するが、アルミニウム合金基材(A1050)の切り起こし加工(スカイブ加工)によるスカイブフィンをベースとした。加工面の寸法は $30\text{mm} \times 38\text{mm}$ である。

放熱部の凝縮フィンおよび空冷フィンには、量産性を考慮してアルミの薄板を連続して折り返すコルゲートフィンを採用した。凝縮フィンの寸法は、フィン厚さ 0.2mm 、フィン隙間 0.8mm 、フィン高さ 9mm である。空冷フィンについては凝縮フィンと同寸法のフィンを 2 段積みとした。凝縮フィンを沸騰面よりも高くする必要があるため、凝縮フィンの下方に空冷フィンを設けている。

また、Fig.2-4 には、2 個の CPU を一括して冷却することを想定して試作したサーモサイフンの形状を示す。受熱部に上述の沸騰伝熱面を 2 枚搭載した形態を有している。

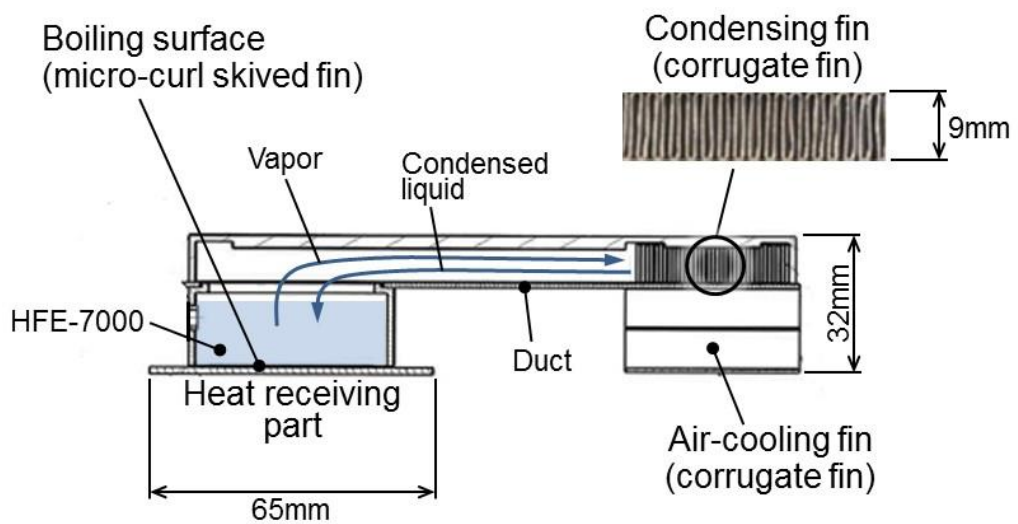
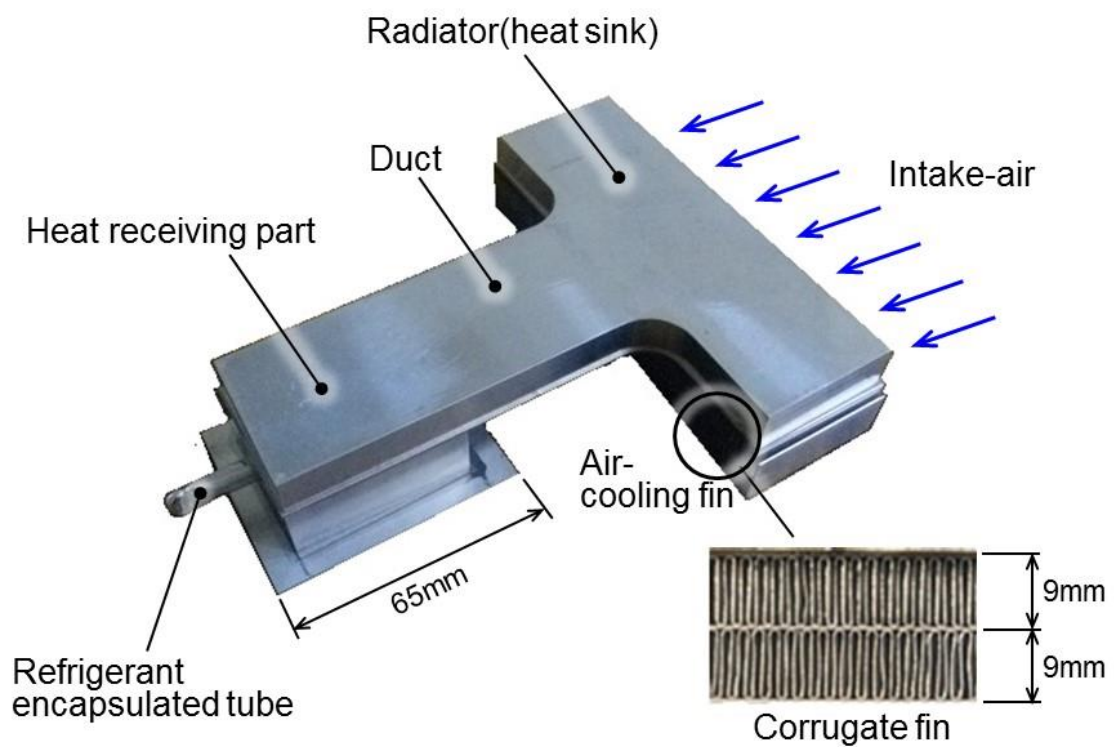


Fig.2-3 Prototype of low-height aluminum thermosyphon

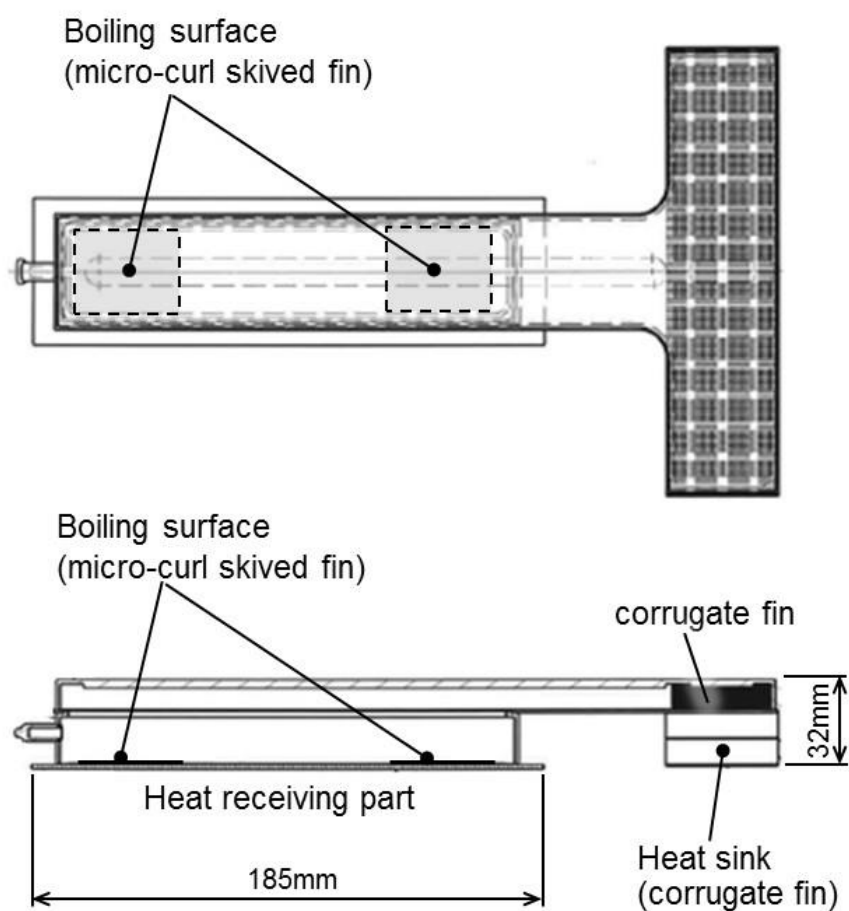


Fig.2-4 Prototype of low-height aluminum thermosyphon for 2CPU cooling

2.3 冷媒の選定

冷媒に純水を使用すると、アルミを侵して非凝縮性の水素ガスを発生させることで凝縮伝熱性能が劣化する可能性がある。そこで、純水以外の不活性冷媒の中から、3M 社製の特定フロン代替冷媒であるフッ素系不活性冷媒 Novec™ HFE-7000 (ハイドロフルオロエーテル, 分子式 $C_3F_7OCH_3$) を選定した。

Table 2-1 に、代表的な不活性冷媒として、3M 社製の代替冷媒 (Novec シリーズ) の物性値の比較表を示す[36]。いずれも大気圧、25℃環境での物性値である。これらの中から、相対的に沸点が低いこと、蒸発潜熱および比熱が大きく、熱伝導率が高いこと、さらに水の溶解度が少ないことを考慮して、本冷媒を採用することとした。サーバ向けのサーモサイフォンのように、CPU 温度を動作保証温度以下でより低温に保持するための用途においては、冷媒の沸点は室温に近い方が望ましい。水のように高沸点冷媒の場合、沸点を低く保持するためにサイフォンの内部を減圧することになるが、減圧下での沸騰伝熱性能は加圧下よりも低下することから、加圧系の低沸点冷媒である HFE-7000 が望ましいと考える。

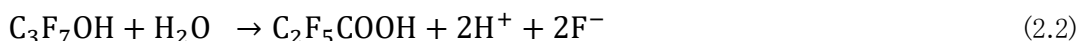
なお、通常の冷媒保管条件では、冷媒に空気および空気中の水分が溶存してしまう恐れがある。

そのまま使用すると伝熱性能, 特に凝縮伝熱性能が低下することから, 冷媒メーカー(3M ジャパン(株))にて予め脱気して専用の冷媒ポンベに注入すると共に, サーモサイフォンを製作する際にも, サイフォン内部を減圧した状態で冷媒封入管を介して冷媒を封入した. 冷媒封入量は Fig.2-2 で示した1CPU 向けサイフォンの場合 25cc であり, 沸騰伝熱面からの液面高さは 18mm である.

Table 2-1 Comparison of HFE properties [36]

	HFE-7000 (Novec™ 7000)	HFE-7100 (Novec™ 7100)	HFE-7200 (Novec™ 7200)	HFE-7300 (Novec™ 7300)
Molecular formula	C ₃ F ₇ OCH ₃	C ₄ F ₉ OCH ₃	C ₄ F ₉ OC ₂ H ₅	C ₂ F ₅ CF(OCH ₃)C ₃ F ₇
Boiling point [°C]	34	61	76	98
Saturated pressure [kPa]	65	28	16	6
Latent heat of vaporization [kJ/kg]	142	126	126	102
Liquid density [kg/m ³]	1400	1520	1430	1660
Viscosity [Pa·s]	4.5×10 ⁻⁴	5.8×10 ⁻⁴	5.7×10 ⁻⁴	1.2×10 ⁻³
Specific heat [J/(kg·K)]	1300	1172	1214	1137
Thermal conductivity [W/(m·K)]	0.075	0.069	0.069	0.062
Surface tension [mN/m]	12.4	13.6	13.6	15.0
Saturated dissolved water [ppm(wt.)]	60	95	92	67

また, アルミニウム合金とフッ素系冷媒 HFE-7000 の共存環境においては, アルミ表面の腐食について事前に検討しておく必要がある. 腐食の形態としては, 冷媒中の溶存水分量に応じてアルミ表面に吸着する水膜による腐食, および, 次式で示すように, 溶存水分と冷媒が加水分解反応を起こすことにより生成されるフッ素イオンによるアルミ表面の局部腐食(孔食)が考えられる[37].



そこで, 冷媒メーカーから支給される専用冷媒ポンベ中の溶存水分量について, カールフィッシャー滴定法による測定を事前に行い, 冷媒の飽和溶存水分量に対する溶存水分の割合(水分飽和度)について検討を行った. Table 2-2 にその結果を纏めて示す. ここで水分飽和度とは, 冷媒中に溶存可能な最大水分量に対する水分割合であり, 大気中の相対湿度に相当する指標である.

溶存水分量は 3 回測定の平均値で 35.7mg/L であった. HFE-7000 の液密度は 1400kg/m³ である

ことから、本値は 25.5ppm(wt.)に相当する。HFE-7000 の飽和溶存水分量は 60ppm(25℃環境, Table 2-1)であることから、水分飽和度は 42.5%となる。一方、固体表面への水分吸着が始まる臨界湿度は 60%~70%程度であるとされており[37], 臨界湿度域よりも低いことを確認した。冷媒中の溶存水分によってアルミ表面に吸着する水膜は生成されないと考える。

一方, HFE-7000 の加水分解によるフッ素イオンの生成量についても事前に検討を行った。同じく冷媒ボンベ中のフッ素イオン濃度を, 純水抽出イオン交換クロマトグラフィー法により測定した。

冷媒と抽出用純水の体積比を1:1とする通常分析においては検出下限の 0.1mg/L 以下であった。また, 冷媒と純水比率を5:1とする高感度分析においても, 0.0002mg/Lと極めて微量(ppb オーダー)であることを確認した。常温環境においては, HFE-7000 と溶存水分の加水分解反応によるフッ素イオンの生成は殆ど無いと考えられる。しかしながら, 加水分解反応は高温になるほど促進されると考えられることから, サーモサイフォンが高温環境に晒される可能性があることも踏まえると, 高温環境における冷媒の分解性についても検討しておく必要がある。これについては, 第 5 章にて検討結果を説明する。

Table 2-2 Measurement result for dissolved water in degassed HFE-7000

Sample	Dissolved water	Moisture saturation (Proportion of dissolved water for saturated dissolved water*)	Critical humidity
HFE-7000 (degassed)	25.5 ppm	42.5 % (= 25.5 ppm / 60 ppm)	60%~70%

* Saturated dissolved water of HFE-7000 60 ppm (at 25 °C)

2.4 沸騰伝熱面の形状

Fig.2-5 に微細多孔形状を有する沸騰伝熱面の外観写真, Fig.2-6 に伝熱面の形状を示す.

沸騰伝熱面(加工面寸法 30mm×38mm)は, アルミニウム合金の基材(A1050, 板厚 1.5mm)の切り起こし加工によるスカイブフィンをベースとしている. 銅製のサーモサイフォンにてこれまでに実績のあるサーモエクセル E (Fig.1-7)では, 銅材の単価が高く, 加工工程も多いことから, 量産による低コスト化に有利なアルミ製のスカイブフィンを選択した. スカイブフィンでは基材の表面から連続的にフィンを切り起こすことにより, フィンとフィンベースが一体化した伝熱面を比較的安価に製造することができ, これまでに空冷ならびに单相流の液冷用途の伝熱面として活用されてきた. 本研究では, スカイブフィン加工技術を沸騰冷却に応用する.

Fig.2-7 に伝熱面加工の概略工程を示す. 刃先が凹凸形状を有する専用の切削バイトを使用し, 一定の間隔(切込みピッチ)で連続的にフィンを切り起こしていくことにより, バイト刃先の凹凸形状が転写されて先端が凹凸形状を有するフィンが連続的に形成される. その後, フィン先端を若干押しつぶすことにより, 切り起こしたフィンの凸部上端が曲げられて隣接する他のフィン上端と接する. その結果, サーモエクセル E と同様に, 表皮の下に連続した空洞(トンネル)があり, トンネルと伝熱面外の冷媒を連通させる孔が設けられる. 前述したリエントラントキャビティが多数形成されている. 本構造により, 沸騰気泡を伝熱面内に保持させて気泡離脱を安定化させることが期待できる. このように本製法は 2 工程で済むために製作が容易であり, 一度, 切削バイトを製作すれば多量に加工することが可能であり, 量産性に優れる.

試作したアルミサイフォンに使用した伝熱面では, 刃先のフィン幅および溝幅共に $200\ \mu\text{m}$ のバイトを使用し, バイトの切込みピッチを $400\ \mu\text{m}$ とした. 切削後のフィン押し潰し量を調整することにより, 孔寸法 $250\ \mu\text{m} \times 200\ \mu\text{m}$, フィン幅 $200\ \mu\text{m}$, フィン高さ $500\ \mu\text{m}$ の微細多孔構造を形成した. なお, スカイブフィン加工後の板厚は 1.3mm である.

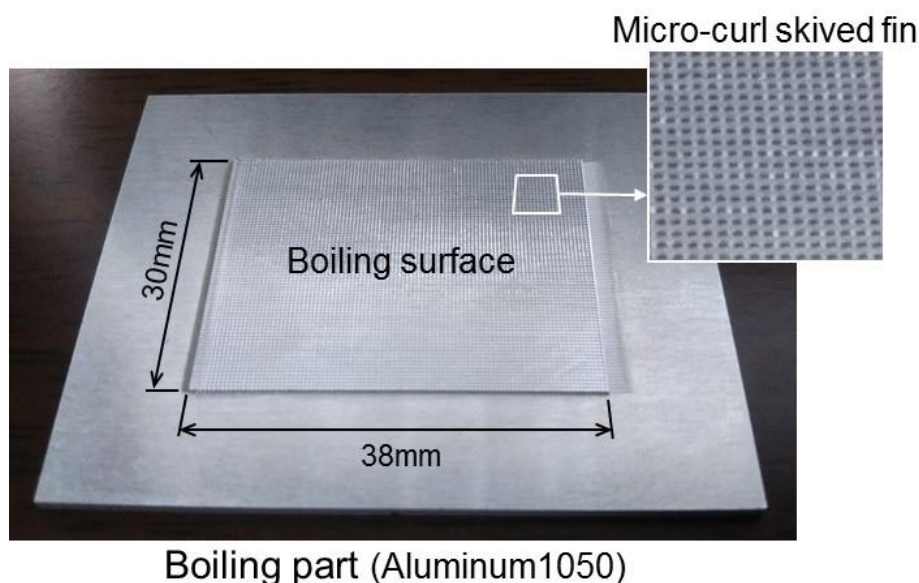


Fig.2-5 Boiling surface with micro-curl skived fin

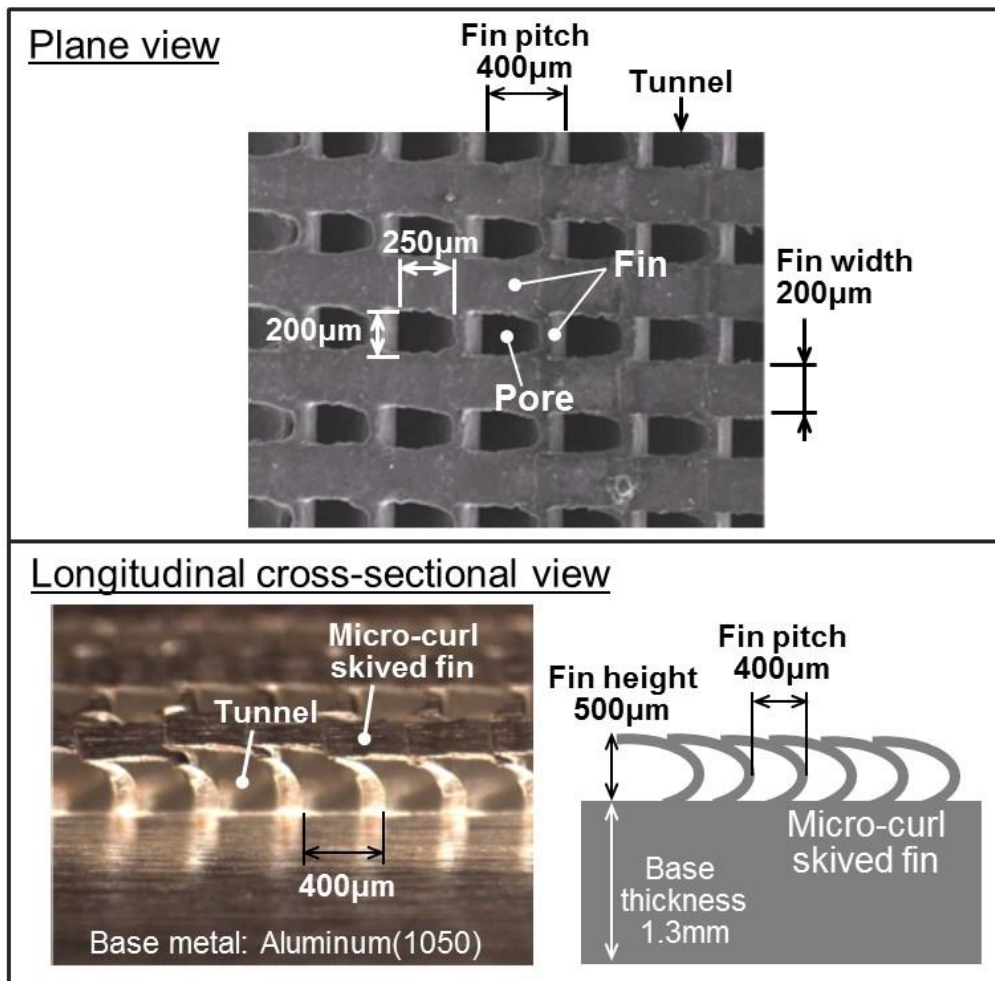


Fig.2-6 Geometry of boiling surface structure with micro-curl skived fin

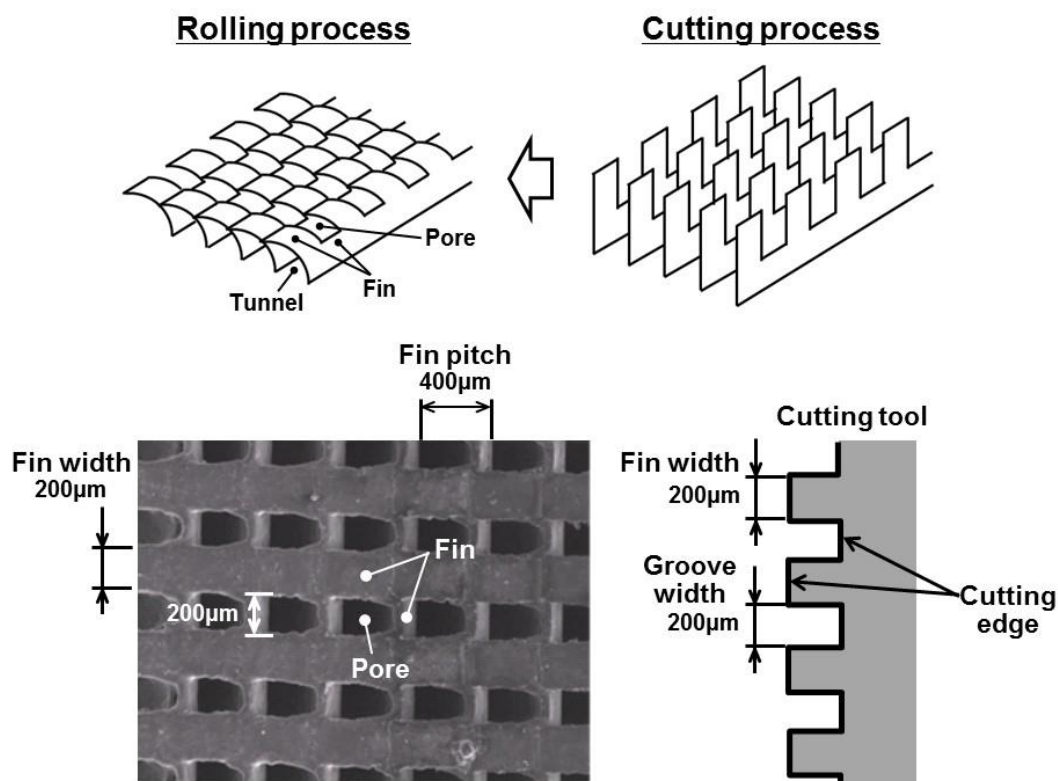


Fig.2-7 Manufacturing of micro-curl skived fin

2.5 本章のまとめ

本章ではサーバなど高密度に発熱素子が実装された電子機器の冷却を対象に、低背型のアルミ製サーモサイフォンを新規に考案、試作したサイフォンについて、構成要素、選定した冷媒、沸騰伝熱面の形状について述べた。受熱部、放熱部(ラジエーター)、冷媒流路を全てアルミ材の一括ロウ付けにより成形することで、軽量化およびコストの両面で優位性があると考えられる。

この内、受熱部の沸騰伝熱面には、スクイブ加工技術を応用することで、微細多孔を多数有するリエントラントキャビティを機械加工により形成した。沸騰伝熱性能の促進を期待することができるが、その効果については第4章で詳細に述べる。

また、アルミニウム合金とフッ素系冷媒(HFE-7000)の共存環境におけるアルミ腐食形態について概要を説明すると共に、腐食に影響を及ぼす冷媒中の溶存水分量について事前測定した結果を示した。水分飽和度は臨界湿度よりも低く、アルミ表面に吸着する水膜による腐食発生の可能性は低いと考えるが、サーモサイフォンが高温環境に晒されることを想定すると、高温時の冷媒の加水分解性について論ずる必要がある。これについては、第5章にて検討結果を述べることにする。

第3章 アルミニウム平滑伝熱面の飽和プール核沸騰伝熱性能

3.1 背景

前述したように、核沸騰の熱伝達は冷媒の物性、伝熱面の表面性状、熱流束、伝熱面過熱度、さらには伝熱面上の気泡発生点の数密度の影響を強く受ける[13][14][15]. この内、発泡点の数密度については、与えられた面積の伝熱面上における気泡が発生する確率と捉えることができ、電子機器のCPU冷却のように比較的伝熱面積が小さい場合は、この発泡確率が沸騰冷却性能に大きく影響してくる。

この発泡確率の問題に関しては、伝熱面の表面に発泡を促す微細構造であるリエントラントキャビティを多数設ける方法が従来より考えられている[14]. 機械加工により微細多孔構造を形成したアルミニウム伝熱面を対象に、伝熱促進効果については第4章にて述べる。

そこで本章では、機械加工面の沸騰促進効果を検証するにあたり、アルミニウム平滑面上の飽和プール核沸騰伝熱性能について、フッ素系不活性冷媒 HFE-7000 を用いて実験により検証した結果を説明する。特に飽和蒸気圧が伝熱面過熱度に及ぼす影響について述べる。

3.2 実験装置および実験方法

Fig.3-1 に実験装置のシステム構成図、Fig.3-2 に沸騰容器の外観写真、Fig.3-3 に沸騰部(テストセクション)の概略図、Fig.3-4 に沸騰伝熱面の外観写真を示す。

沸騰容器は底部の沸騰部(テストセクション)と上部の凝縮部で構成されている。沸騰気泡の発生状況を可視化するため、正面、背面および上面に透明なポリカーボネート板を用い、側面はベーク板をOリングを介してボルト締結することで固定している。

沸騰部はアルミニウム合金(A1050)製の伝熱面(外寸70mm×70mm、板厚1.5mm)の周囲をボルト締結により断熱板(ベーク板)で挟み込む形式となっており、伝熱面の変更時に脱着が可能な構成となっている。伝熱面は平滑面、および、伝熱面の中心部(30mm×30mm)にスカイプフィン加工による微細孔を多数有する加工面を複数用意した。微細孔の詳細仕様については次章にて述べる。なお、平滑面の表面粗さは、算術平均粗さで一般的な機械加工面と同等の1.8 μ m程度である。

本伝熱面をアルミニウム製のブロック(沸騰面と同じ30mm角で高さ20mm)の上に、耐熱性を有する熱伝導性接着剤(熱伝導率6.34W/(m \cdot K))で固定し、本アルミブロックの下面に同じく熱伝導性接着剤で固定したセラミックヒータ(25mm角)に直流電源から通電することで所定の熱量を印加した。

凝縮部は、銅管を螺旋状に曲げ加工したものであり、恒温水槽に接続されたチューブにより冷却水を供給する。使用した冷媒 HFE-7000 は低沸点冷媒であり(大気圧下の沸点34 $^{\circ}$ C)、実験時は容器内部は加圧されるため、容器上部に圧力計および安全弁(3気圧以上で大気解放)を備えている。

また、沸騰容器の気密性を確保するため、沸騰部(テストセクション)をボルト締結する箇所には、ゴ

ムシートおよび O リングを装備した。装置組み上げ後、真空ポンプにより沸騰容器内を減圧し、リークが無いことを確認している。

さらに、冷媒中には補助ヒータを2個備えており、補助ヒータへの供給電力ならびに凝縮器の冷却水温度を調整することにより、沸騰時の飽和蒸気圧を所定の値に調整することができる。

温度測定箇所は、液相および気相それぞれ2箇所、冷却水温度として冷却水チューブの表面温度(入口側および出口側)、沸騰部(テストセクション)の温度、ならびに周囲空気温度である。この内、液相および気相についてはT型シース熱電対(管径 ϕ 1.0mm)を、それ以外はT型被覆熱電対(線径 ϕ 0.2mm)を使用した。沸騰部の温度測定箇所は、アルミブロック中心の上下2箇所(間隔 10mm)および伝熱面の裏面中心であり、熱電対を挿入するためにアルミブロックには ϕ 1.0mm の穴を、伝熱面の裏面には 0.5mm の溝を形成した(Fig.3-3, Fig.3-4)。

沸騰伝熱性能については、伝熱面熱流束 q_b と伝熱面過熱度 ΔT_{sat} による沸騰曲線により評価した。ここで、熱流束 q_b はアルミブロックに挿入した2本の熱電対の測定値からブロック内の温度勾配を求めることで、フーリエの法則により算出した。また、伝熱面過熱度 ΔT_{sat} は伝熱面温度 T_w と冷媒の飽和温度 T_{sat} との差であり、次式より求めた。

$$\Delta T_{sat} = T_w - T_{sat} \quad (3.1)$$

なお、伝熱面温度 T_w は伝熱面の表面温度であり、伝熱面裏面に挿入した熱電対による測定値と熱流束 q_b 値からフーリエの法則により算出した。スカイプフィン加工による微細多孔面については、フィン根元温度を表面温度とした。

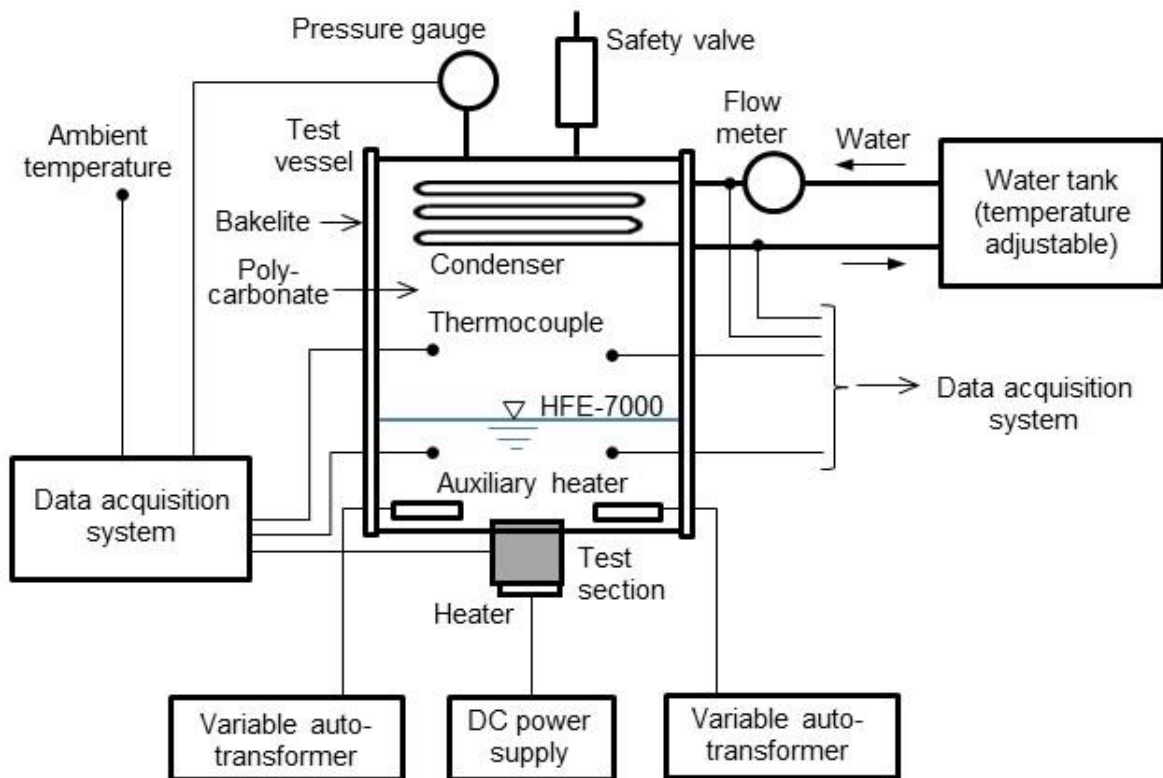


Fig.3-1 System configuration of experimental apparatus

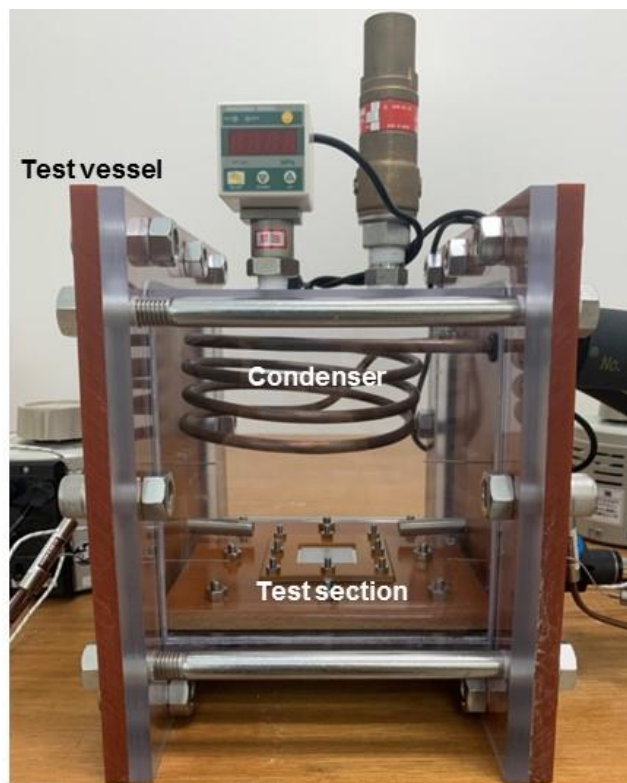


Fig.3-2 Test vessel of experimental apparatus

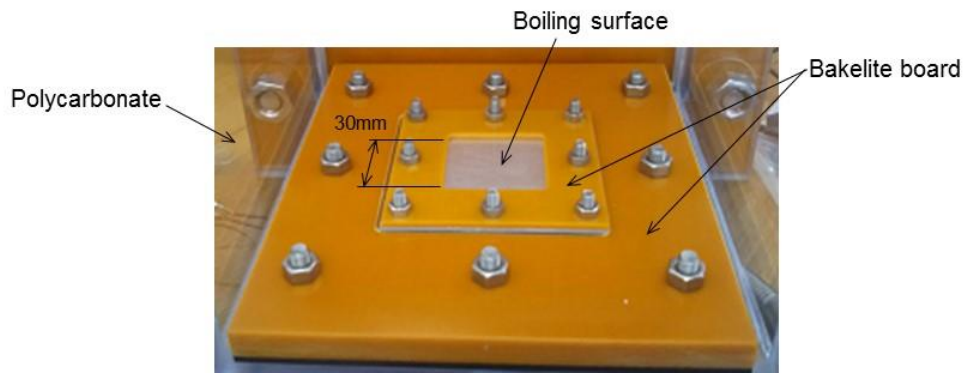
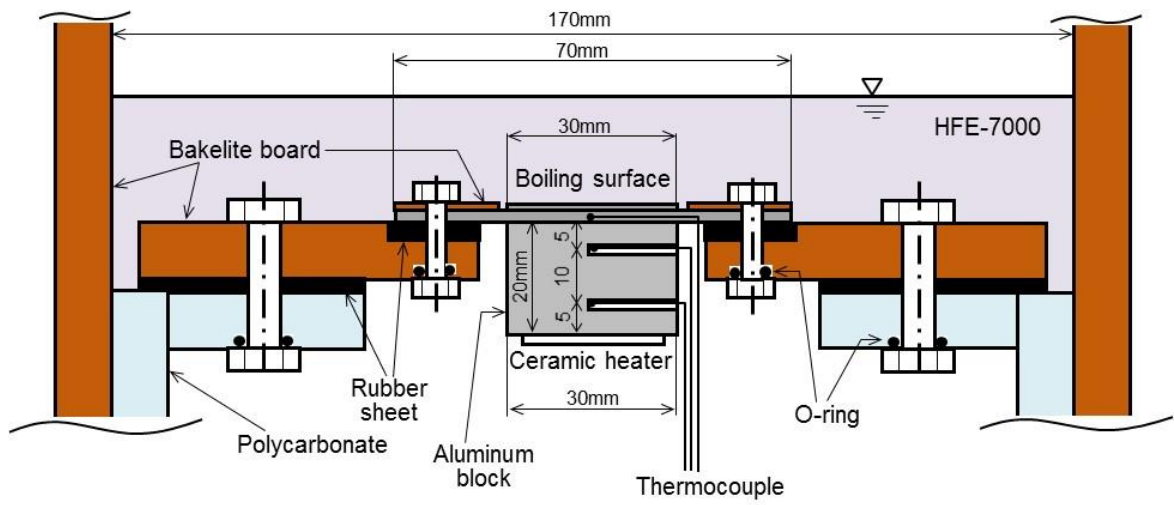


Fig.3-3 Test section

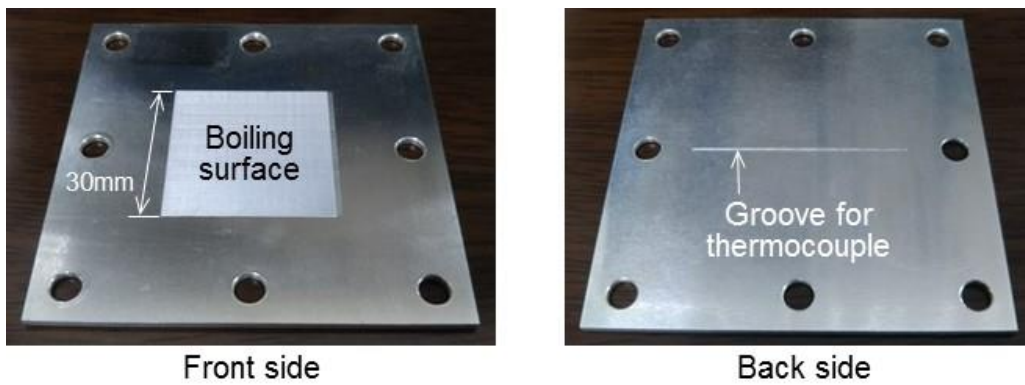


Fig.3-4 Boiling surface

沸騰部(テストセクション)を取り付けた後、真空ポンプにより容器内部を 0.2 気圧程度まで減圧し、沸騰容器の側面に設けた冷媒投入口から冷媒(HFE-7000)を伝熱面からの冷媒液面までの高さが 20mm となるように封入した。このとき容器内の圧力が大気圧近くまで上昇するため、再び真空ポンプにより 0.5 気圧程度まで減圧させて冷媒中の溶存空気を若干脱気した。その後、伝熱面加熱用のセラミックヒータに電力を印加させて実験を開始した。なお、0.5 気圧程度の真空度に留めたのは、これ以上真空度を上げると、気泡が消滅して沸騰が生じ難くなる現象が生じたためである。

ヒータ電力は基本的に低熱流束側(1W/cm²程度)から最大 100W(熱流束 11W/cm²)まで上げる方向で印加し、各熱流束にて飽和蒸気圧を所定値に保った状態で各温度が飽和するまで保持した。飽和蒸気圧の調整は、補助ヒータへの印加電力および凝縮器の冷却水温度を調整することにより行い、大気圧(0.10MPa)、1.4 気圧(0.14MPa)、1.8 気圧(0.18MPa)の 3 種とした。なお、低熱流束域(5W/cm²以下)の沸騰曲線のヒステリシスならびに目視による発泡点数の測定も行い、その際はヒータ電力を徐々に上げた後に下げていく操作を行った。

Fig.3-5 に、冷媒 HFE-7000 の飽和蒸気圧曲線を示す。これは、田中によって抽出法により 300K～400K の範囲で 10K 間隔で実験的に得られたデータであり[38]、測定値を△印、田中によって提案されている相関式(次式)を実線にて表示している。

$$\ln \frac{P_{sat}}{P_c} = \frac{T_c}{T_{sat}} \left\{ A_1 \left(1 - \frac{T_{sat}}{T_c} \right) + A_2 \left(1 - \frac{T_{sat}}{T_c} \right)^{1.5} + A_3 \left(1 - \frac{T_{sat}}{T_c} \right)^{2.5} + A_4 \left(1 - \frac{T_{sat}}{T_c} \right)^5 \right\} \quad (3.2)$$

ここに、 P_{sat} : 飽和蒸気圧、 T_{sat} : 飽和蒸気温度、 P_c : 臨界圧力(=2481kPa[39])、 T_c : 臨界温度(=437.7K[39])、 $A_1 = -8.11725$ 、 $A_2 = 2.27890$ 、 $A_3 = -3.70789$ 、 $A_4 = -7.24536$ である。

Fig.3-6 に、実験時における伝熱面熱流束、気相および液相温度、容器内の圧力(ゲージ圧)の一例として、飽和蒸気圧を 0.18MPa に設定した時の時間履歴を示す。徐々にセラミックヒータへの印加電力を上げていくことで伝熱面熱流束が段階的に増加しており、この間、気相および液相の温度は共に飽和温度である約 51℃、圧力もゲージ圧で約 0.08MPa に安定的に調整されている。いずれの実験においても、飽和蒸気圧ならび飽和温度が所定の値に維持されていることを確認しながら行った。

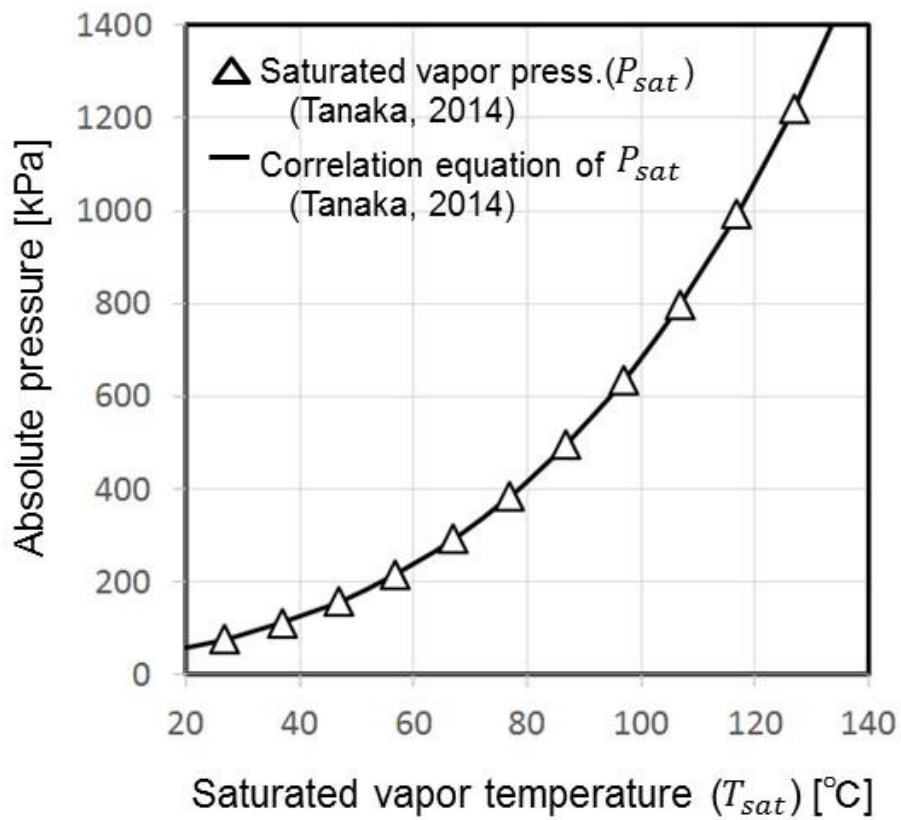
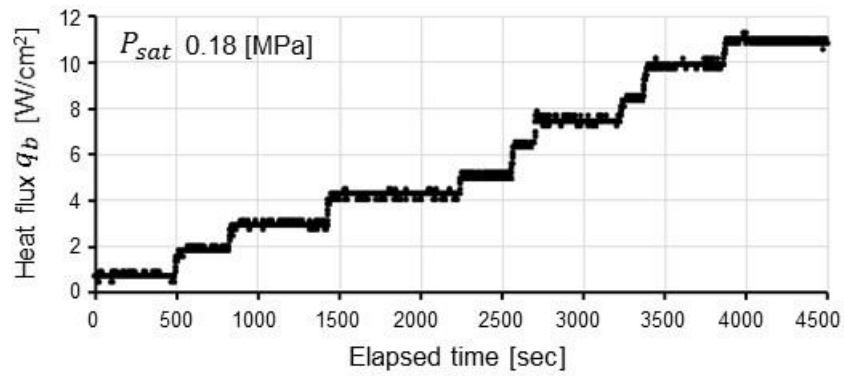
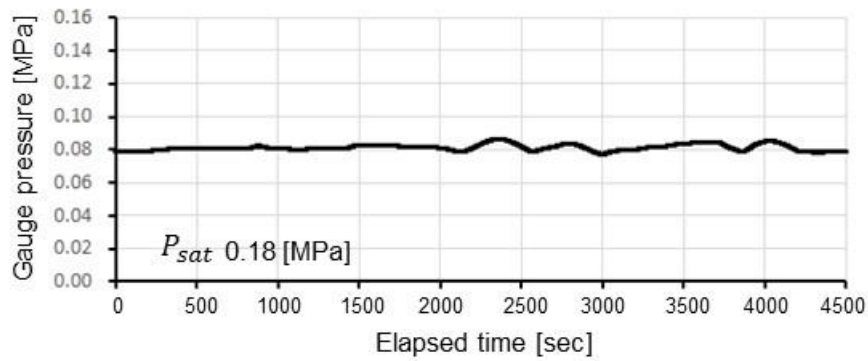
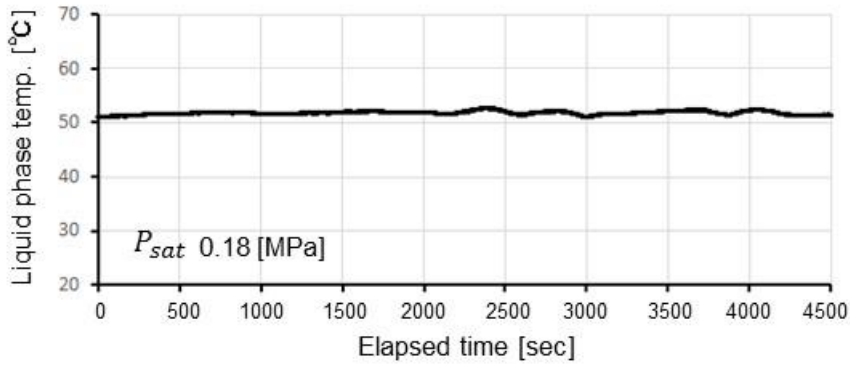
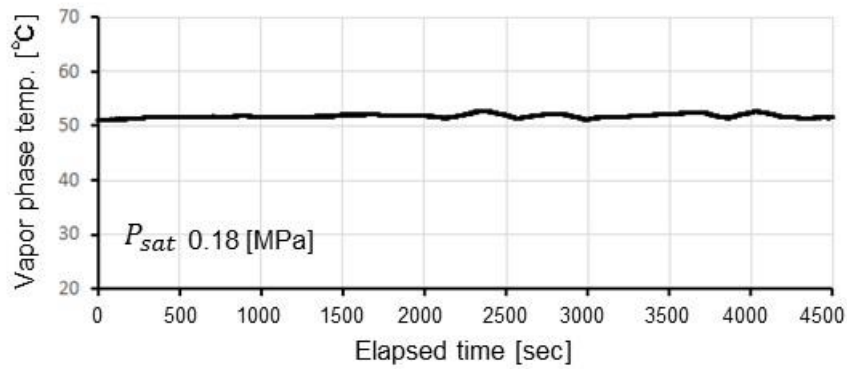


Fig.3-5 Saturated vapor pressure curve of HFE-7000[38]



(a) Heat flux at the boiling surface



(b) Temperature and pressure during the saturated boiling

Fig.3-6 Heat flux of boiling surface, saturated temperature and pressure during saturated boiling

3.3 実験結果および考察

3.3.1 圧力の影響

Fig.3-7 に平滑面の沸騰曲線を示す。飽和蒸気圧 0.10MPa, 0.14MPa, 0.18MPa の結果であり、それぞれ 2 回分の測定値を示している。前述したように核沸騰熱伝達に関してはこれまでに多くの整理式が提案されているが、伝熱面熱流束を q_b 、伝熱面過熱度を ΔT_{sat} として基本的に次式で表される [15]。

$$q_b = C \cdot \Delta T_{sat}^m \quad (3.3)$$

ここで、 C および m は定数である。定数 C は液体の種類や伝熱面の表面条件などに依存しており、伝熱面の表面条件による伝熱促進効果は、定数 C を調整することによって伝熱面と液体の組合せによって決まる核生成因子を考慮することができる。

そこで、2 回分の測定値の平均値に対して、(3.3)式で示される累乗近似線および近似式も Fig.3-7 に併せて図示している。なお、本研究の冷却対象である CPU 等の発熱素子は、その一辺の長さが数 cm のオーダーであることから、沸騰曲線を示す際は熱流束の単位を W/cm^2 とした。

同一熱流束を伝えるのに要する伝熱面過熱度は、飽和蒸気圧の上昇に伴い概ね低減し、沸騰性能が向上していることが分かる。発泡点となる表面上の切り欠きや窪み内に存在する蒸気内部の圧力が上昇することで、より低い伝熱面過熱度でも気泡の表面張力に打ち勝って発泡し易くなったためであると考えられる。なお、(3.3)式における C 値は約 0.03~0.07 であり、 m 値は 2 弱であった。 C 値および m 値については、次章にて微細多孔面と比較した結果について述べることにする。

Fig.3-8 には飽和蒸気圧 0.10MPa における熱流束を上げる方向と下げる方向で取得した沸騰曲線を示す。フッ素系冷媒のように表面張力が小さく伝熱表面を濡らしやすい冷媒では、表面上の微小なキズなどの気泡発生核を濡らしてしまい沸騰開始が遅れることがある。しかしながら、 $1W/cm^2$ 以下の低熱流束域においても目視確認により僅かながらも沸騰を確認しており、伝熱面温度の急上昇は見られず、ヒステリシスも確認されなかった。

Fig.3-9 には、伝熱面過熱度 ΔT_{sat} および熱流束 q_b に対する熱伝達係数 h_b を示す。熱伝達係数 h_b は、伝熱面熱流束 q_b 、伝熱面過熱度 ΔT_{sat} から(3.4)式により求まる。なお、熱伝達係数の単位については一般的に $W/(m^2 \cdot K)$ が用いられることから、熱伝達係数と熱流束の関係を示す折は、熱流束の単位を W/m^2 とした。

$$h_b = q_b / \Delta T_{sat} = q_b / (T_w - T_{sat}) \quad (3.4)$$

熱伝達係数は、伝熱面過熱度ならびに熱流束の増大に伴い上昇している。また、過熱度および熱流束のほぼ全域に渡り、飽和蒸気圧が高いほど熱伝達係数も大きくなっている。

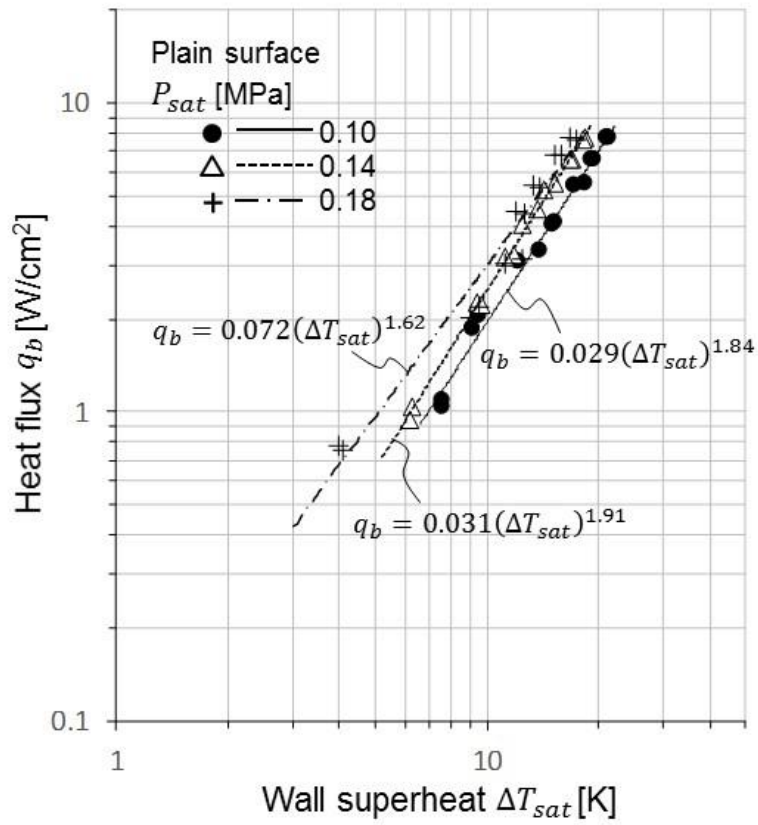


Fig.3-7 Boiling curve of plain surface

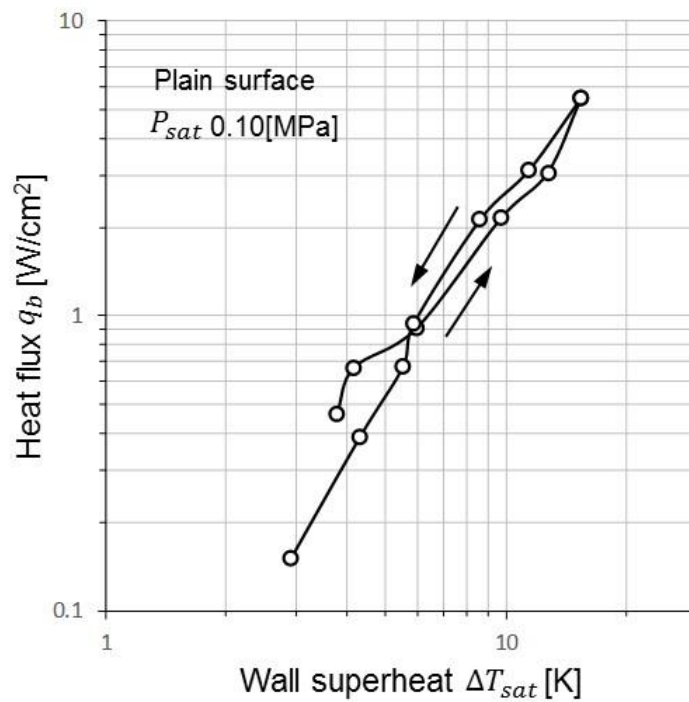


Fig.3-8 Boiling curve of plain surface during increasing and decreasing heat flux

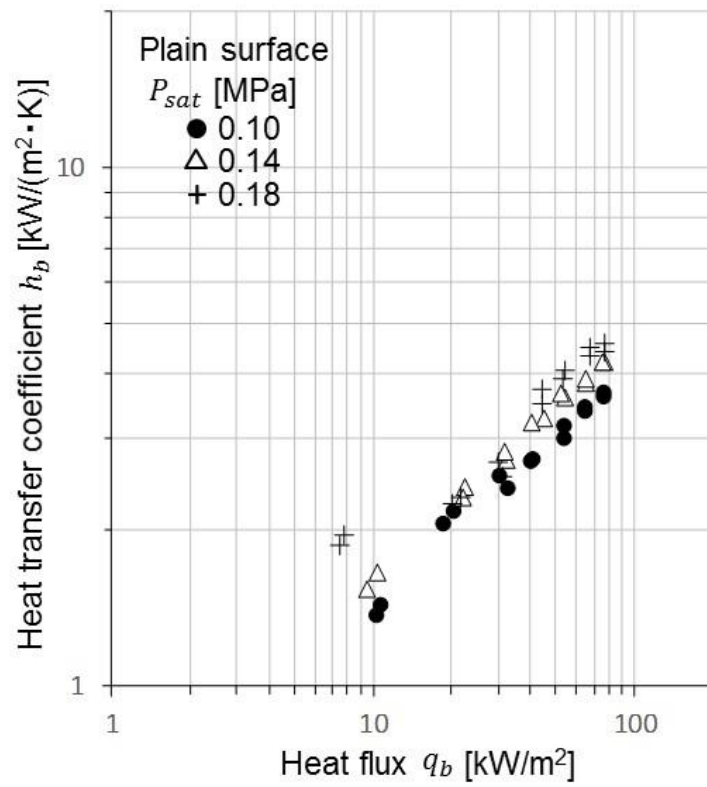
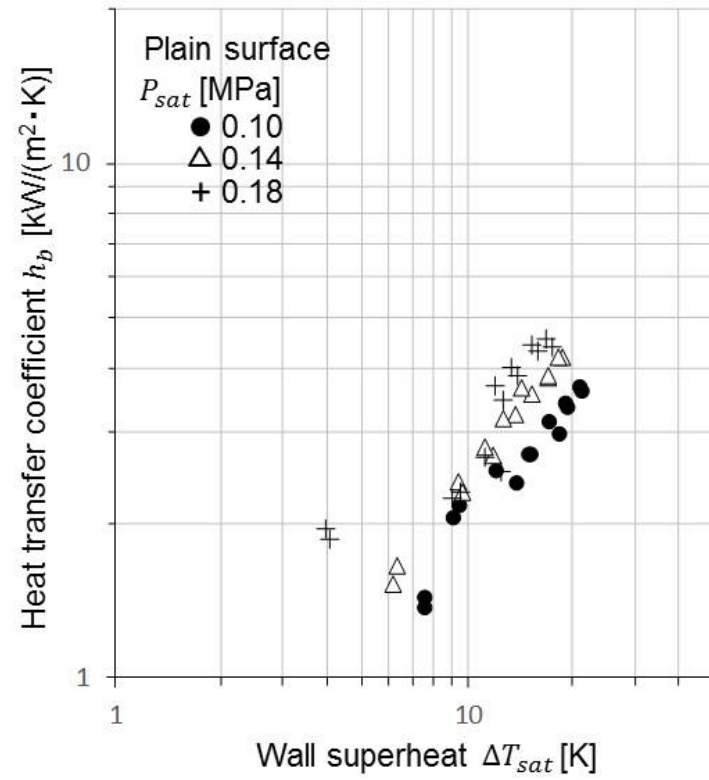


Fig.3-9 Heat transfer coefficient of plain surface vs. wall superheat and heat flux

ここで、上述した飽和蒸気圧の上昇に伴い沸騰伝熱性能が向上する(伝熱面過熱度が低減する)現象を、伝熱面上の気泡核の大きさと気泡成長開始時の過熱度の関係から理論的に考察する。

Fig.3-10 に示すように、開孔部半径 R_c の円錐状のキャビティに蒸気泡が捕獲されている場合を考える。このとき、気泡内部の蒸気圧 P_v は表面張力のため周囲液体の圧力 P_l よりも ΔP だけ大きくなければならない。この圧力差は表面張力 σ により次の Laplace の式で与えられる。

$$\Delta P = P_v - P_l = 2\sigma/R_c \quad (3.5)$$

このとき、伝熱面過熱度と気泡径の関係は、上式の Laplace の式に、気液平衡状態における蒸気圧と蒸発熱および蒸発に伴う体積変化を関係付ける式である次式で示す Clausius-Clapeyron の式を結び付けることで導かれる[15]。

$$dP/dT = L/[T_{sat}(v_v - v_l)] \quad (3.6)$$

ここで、 T は液体の絶対温度、 T_{sat} は液体の飽和絶対温度、 L は蒸発潜熱、 v_l および v_v は飽和状態における液体と蒸気の比容積である。

(3.6)式において、 $dP/dT \cong \Delta P/\Delta T_{sat} = \Delta P/(T_v - T_{sat})$ と近似すると、 ΔP は(3.5)式で表されることにより、蒸気温度 T_v に関して次式が得られる。

$$T_v = T_{sat} + 2\sigma(v_v - v_l)T_{sat}/LR_c \quad (3.7)$$

また、伝熱面近傍の液層(伝熱層)において、次式のように液体の熱伝導による定常な直線温度分布を仮定する。

$$T_l = T_w - q_b(y/\lambda_l) \quad (3.8)$$

T_l は液温、 T_w は伝熱面温度、 q_b は熱流束、 y は伝熱面からの距離、 λ_l は液体の熱伝導率である。

ここで、Fig.3-10 の気泡頂上における液体の温度が、気泡内の蒸気温度に等しいときに気泡が成長を開始すると仮定すると、(3.7)式と(3.8)式を等値とすることで、気泡が成長を開始する気泡核の最大および最小径が次式のように求まる。

$$(R_c)_{min}^{max} = \lambda_l \Delta T_{sat} / 2q_b \left[1 \pm \sqrt{1 - 8\sigma(v_v - v_l)q_b T_{sat} / (L\lambda_l \Delta T_{sat}^2)} \right] \quad (3.9)$$

上式より、熱流束 q_b 、伝熱面過熱度 ΔT_{sat} の伝熱面においては、開孔部の半径が $R_{c,min} \leq R_c \leq R_{c,max}$ の範囲にあるキャビティに捕獲されている気泡が成長を開始することができる。

また、気泡が成長を始める限界を与える熱流束と過熱度(気泡成長開始過熱度)の関係は、(3.9)式が実根を持つ条件であり、次式により与えられる。

$$\Delta T_{sat} = \sqrt{8\sigma(v_v - v_l)q_b T_{sat} / L\lambda_l} \quad (3.10)$$

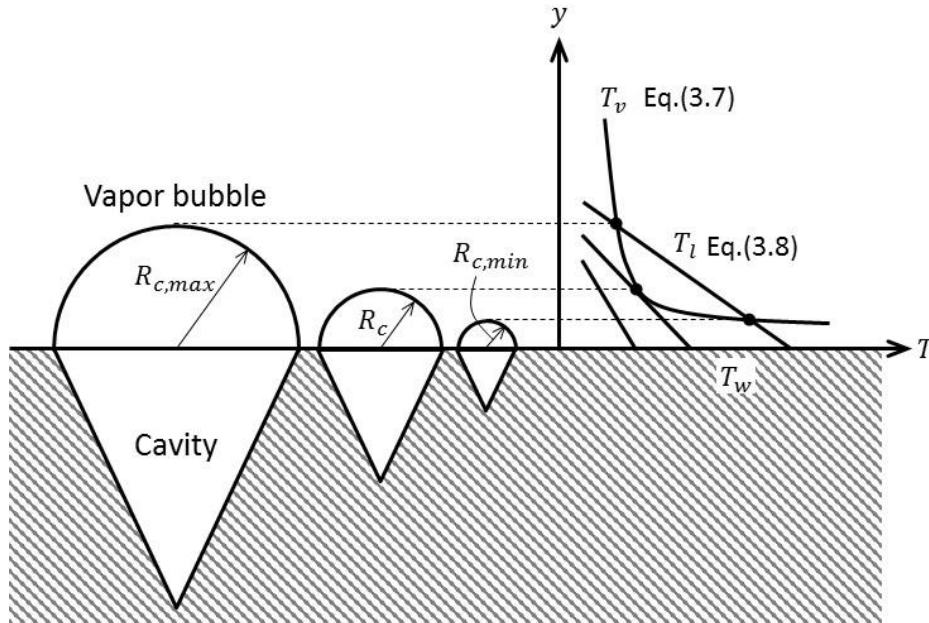


Fig.3-10 Active bubble nucleus

Fig.3-11 に、HFE-7000 の気泡が成長開始する気泡核の最大径および最小径と伝熱面過熱度の関係((3.9)式)について計算を行った結果を示す。熱流束は低熱流束域である $1\text{W}/\text{cm}^2$ とし、飽和蒸気圧は 0.10MPa (大気圧) から 0.50MPa としている。なお、HFE-7000 の物性値については、表面張力 σ 、比容積 v_l および v_v は文献[40]から引用し、蒸発潜熱 L および熱伝導率 λ_l については 25°C 大気圧での値 (Table 2-1) を用いた。

Fig.3-7 で示した沸騰曲線では、例えば飽和蒸気圧 0.10MPa (大気圧)、熱流束 $1\text{W}/\text{cm}^2$ において伝熱面過熱度は 7.6K であった。このとき、成長を開始できる気泡径の範囲は、Fig.3-11 より最小値で約 $0.8\mu\text{m}$ (直径 $1.6\mu\text{m}$)、最大値で約 $55\mu\text{m}$ (直径 $110\mu\text{m}$) となる。また、同図より、飽和蒸気圧が増大するに従い、最小径はより小さい範囲にまで拡大しており、より多くの気泡が成長することができると考えられる。その結果、熱伝達係数も蒸気圧の増大により上昇したものと考える。これは、Fig.3-9 で示した結果と同等の傾向である。

また、Fig.3-12 には、気泡が成長を始める限界を与える過熱度である気泡成長開始過熱度((3.10)式)の圧力依存性に関して、同じく HFE-7000 について計算した結果を示す。蒸気圧の上昇に従い気泡成長開始過熱度は小さくなっており、沸騰熱伝達が促進されることがよく分かる。

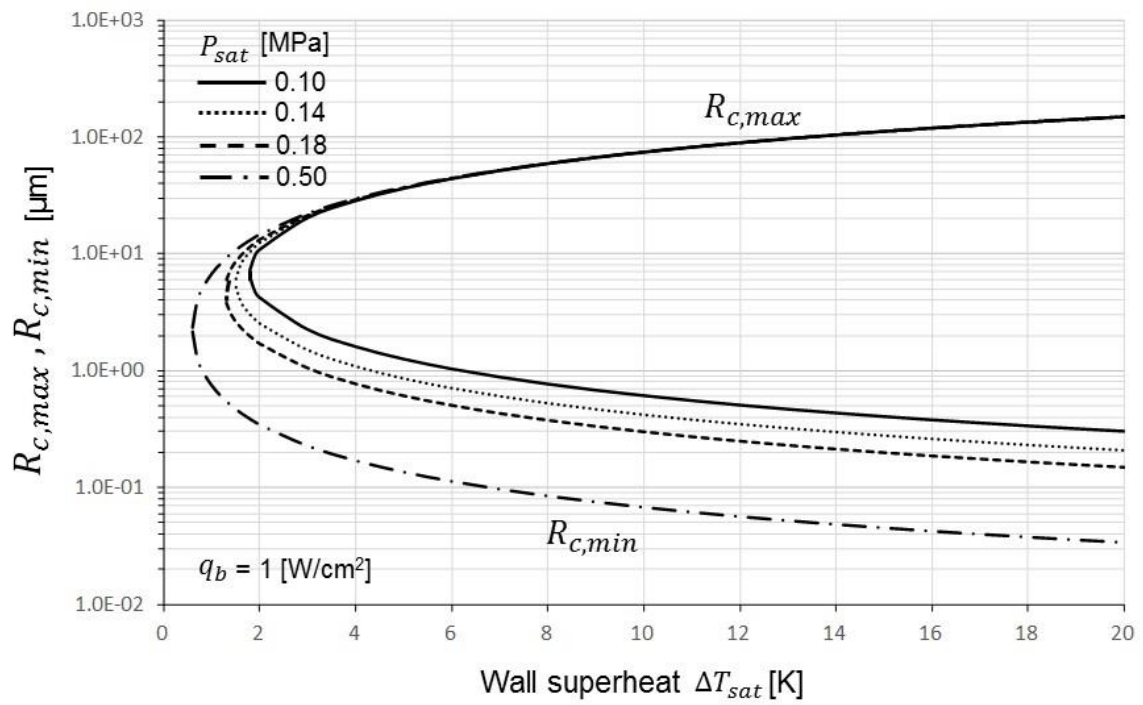


Fig.3-11 Maximum and minimum bubble nucleus of HFE-7000 when bubbles start to grow

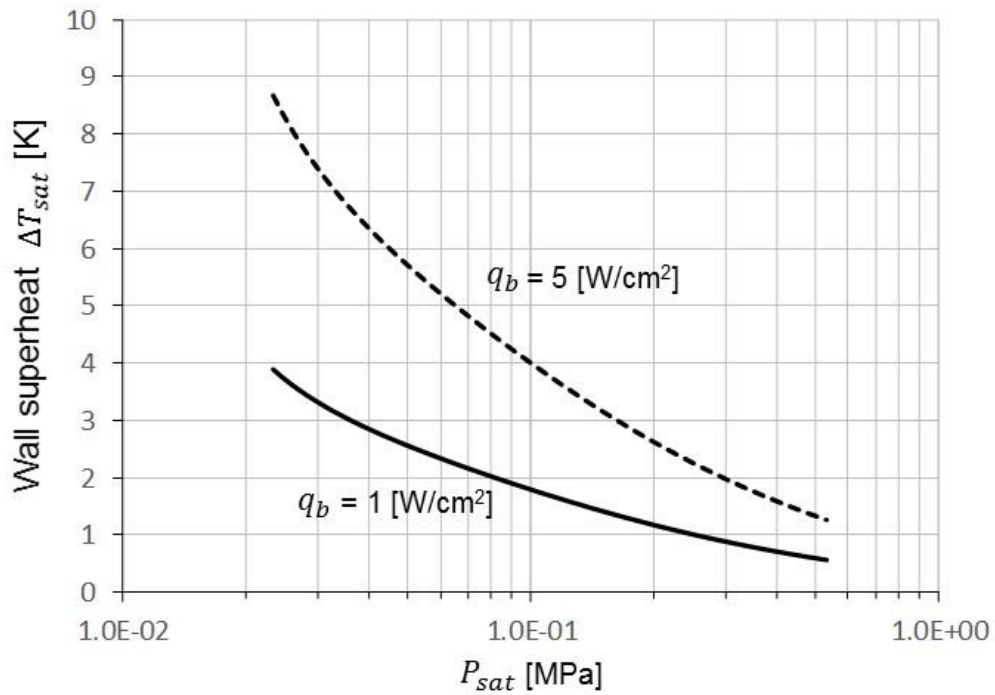


Fig.3-12 Pressure dependence on wall superheat of HFE-7000 when bubbles start to grow

3.3.2 熱伝達整理式との比較

次に, Fig.3-9 で示した熱伝達係数の測定値を, プール核沸騰熱伝達の代表的な整理式による計算値と比較をした. ここで整理式としては, 以下に示す(3.11)式から(3.14)式を適用した[15]. なお, 各式において, $h_{b,pred}$:熱伝達係数(予測値), λ_l :冷媒(液相)の熱伝導率, σ :冷媒の表面張力, L :蒸発潜熱, ρ_l :冷媒(液相)の密度, ρ_v :冷媒(蒸気相)の密度, C_{pl} :冷媒(液相)の定圧比熱, ν_l :冷媒(液相)の動粘性係数, Pr :冷媒のプラントル数, q_b :伝熱面熱流束, l :伝熱面の代表寸法, P_{sat} :飽和蒸気圧, g :重力加速度である.

また, 物性値は Table 3-1 に示す 25°C大気圧環境下の値を用いた. 蒸気密度は文献[27](Table 1-2)より, それ以外の物性値は 3M 社のカタログ値(Table 2-1)から引用した.

Table 3-1 Properties of HFE-7000

Latent heat of vaporization [kJ/kg]	142
Liquid density [kg/m ³]	1400
Vapor density [kg/m ³]	7.13
Viscosity [Pa·s]	4.5×10 ⁻⁴
Specific heat [J/(kg·K)]	1300
Thermal conductivity [W/(m·K)]	0.075
Surface tension [mN/m]	12.4

(i) Kutateladze の式 [41]

$$\frac{h_{b,pred}}{\lambda_l} \sqrt{\frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)}} = 7 \times 10^{-4} Pr^{0.35} \left\{ \frac{q_b}{\rho_v L \nu_l} \sqrt{\frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)}} \right\}^{0.7} \left\{ \frac{P_{sat}}{\sigma} \sqrt{\frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)}} \right\}^{0.7} \quad (3.11)$$

本式は, 伝熱面の表面性状の考慮は困難であるとして無視し, 清浄な伝熱面に関する実験データの整理から導かれたものである.

(ii) Rohsenow の式 [42]

$$\frac{h_{b,pred}}{\lambda_l} \sqrt{\frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)}} = \frac{Pr^{-0.7}}{C_{sf}} \left\{ \frac{q_b}{\rho_v L \nu_l} \sqrt{\frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)}} \right\}^{0.67} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0.67} \quad (3.12)$$

本式も清浄な伝熱面に関する実験データから導かれた式であり, 式中 C_{sf} は液体と伝熱面の組合せで決まる定数であり, およそ $C_{sf} = 0.0025 \sim 0.013$ の値をとる.

(iii) 西川・藤田の式 [13]

$$\text{層流域} : Y = 6.24(f_{\zeta}f_p X)^{2/3} \quad (3.13)$$

$$\text{乱流域} : Y = 0.66 \cdot l^{-2/5}(f_{\zeta}f_p X)^{4/5} \quad (3.14)$$

ここに,

$$Y = \frac{h_{b,pred} \cdot l}{\lambda_l} \quad (3.15)$$

$$X = \left\{ \left(\frac{1}{M^2 N} \right) \frac{c_{pl} \rho_l^2 g}{\lambda_l \sigma L \rho_v} \right\}^{1/2} q_b l^{3/2} \quad (3.16)$$

$$N = 1.976[\text{W}], M = 900[\text{m}^{-1}] \quad (3.17)$$

本式は半理論的の整理式であり, f_{ζ} は伝熱面表面の核生成の難易を考慮するために定義された表面係数であり, 状況により $f_{\zeta} \leq 1$ の値をとる. また, f_p は圧力の影響を考慮するための圧力係数であり, 大気圧を P_a , 臨界圧力を P_c として次式で表される.

$$f_p = \left(\frac{P_{sat}}{P_a} \right)^{0.7} \left\{ 1 + 3 \left(\frac{P_{sat}}{P_c} \right)^3 \right\} \quad (3.18)$$

さらに, $P_{sat} \leq P_c/10$ の低い圧力範囲においては(3.18)式で近似できる. HFE-7000 の臨界圧力 2481kPa[39]に対して, 本実験の飽和蒸気圧は最高 180kPa であるため本式により計算した.

$$f_p = \left(\frac{P_{sat}}{P_a} \right)^{0.7} \quad (3.19)$$

Fig.3-13 から Fig.3-15 に各飽和蒸気圧での熱伝達係数の測定値と予測値の比較結果を示す. ここで, Rohsenow の式にて C_{sf} は0.005, また西川・藤田の式において伝熱面の代表長は30mm, f_{ζ} は2とした.

Kutateladze の式による予測値は, 各飽和蒸気圧において全般的に実験値よりも20%~40%程度低い値となる. 本式では圧力の影響は考慮されているものの, 伝熱面の表面性状の影響については考慮されておらず, 清浄な伝熱面に関する実験データの整理から導かれたものであることから, 予測値は測定値よりも小さい値を示したと考えられる.

また, Rohsenow の式による予測値では, 飽和蒸気圧が高くなるに従って測定値に対して予測値が小さくなる傾向にある. Rohsenow の式では圧力パラメータを含まない形式であり, 飽和蒸気圧が異なる場合には予測精度が低下すると考えられる.

一方, 西川・藤田の式では, 圧力の影響を圧力係数で表記すると共に, 伝熱面の表面性状の影響

が表面係数で表されていることもあり、他の整理式と比べて予測精度は高いようである。特に温度境界層を層流域とした場合の予測精度は比較的高い傾向にある。本実験では熱流束が最大でも $10\text{W}/\text{cm}^2$ 程度であり、本実験の範囲では伝熱面の境界層は層流として扱うことができると考えられる。

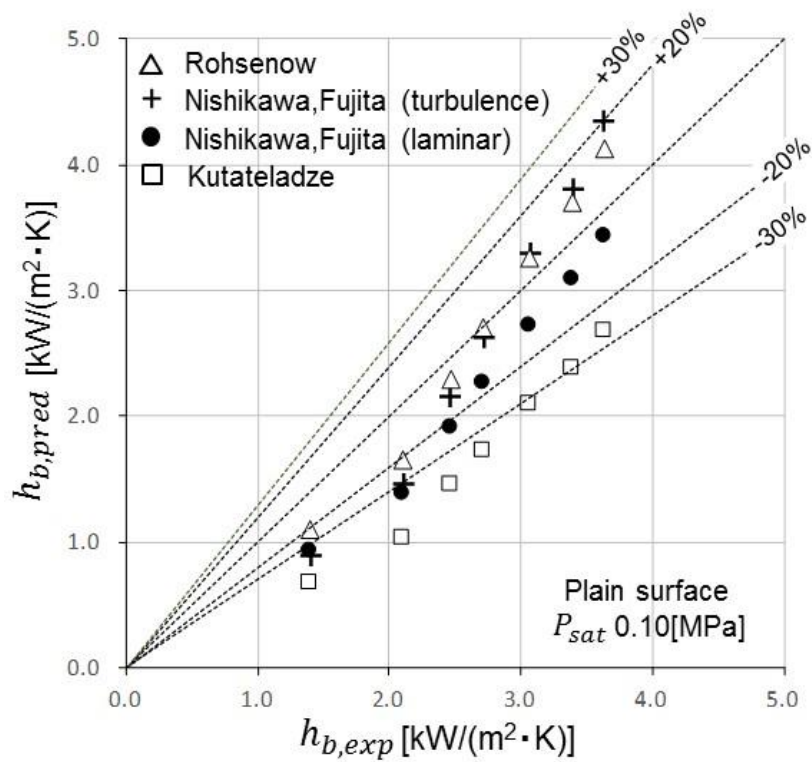


Fig.3-12 Comparison of heat transfer coefficient of plain surface between experimental data and predicted data ($P_{sat} 0.10\text{MPa}$)

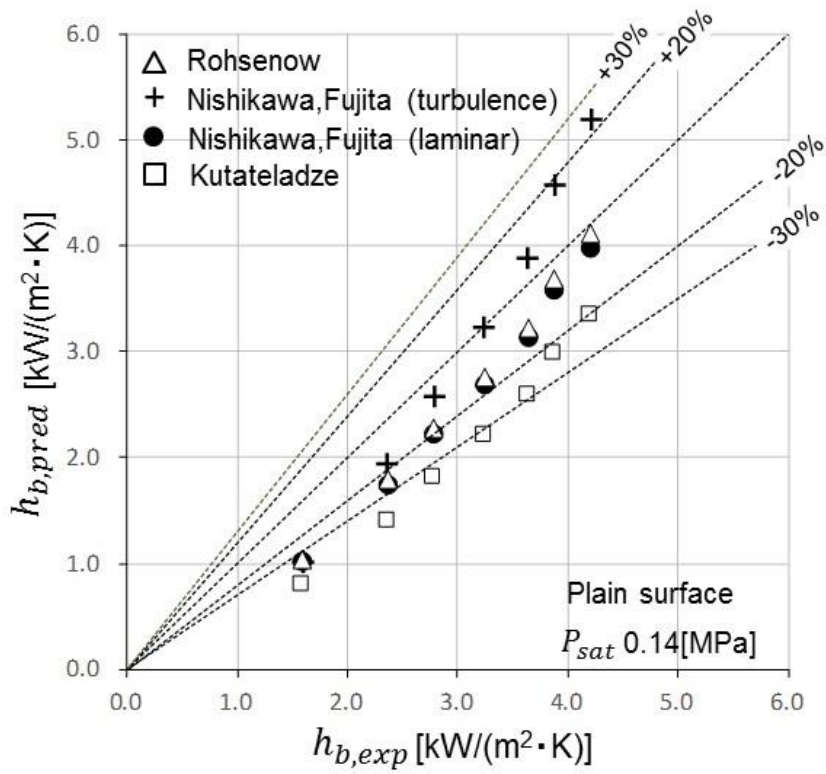


Fig.3-13 Comparison of heat transfer coefficient of plain surface between experimental data and predicted data (P_{sat} 0.14MPa)

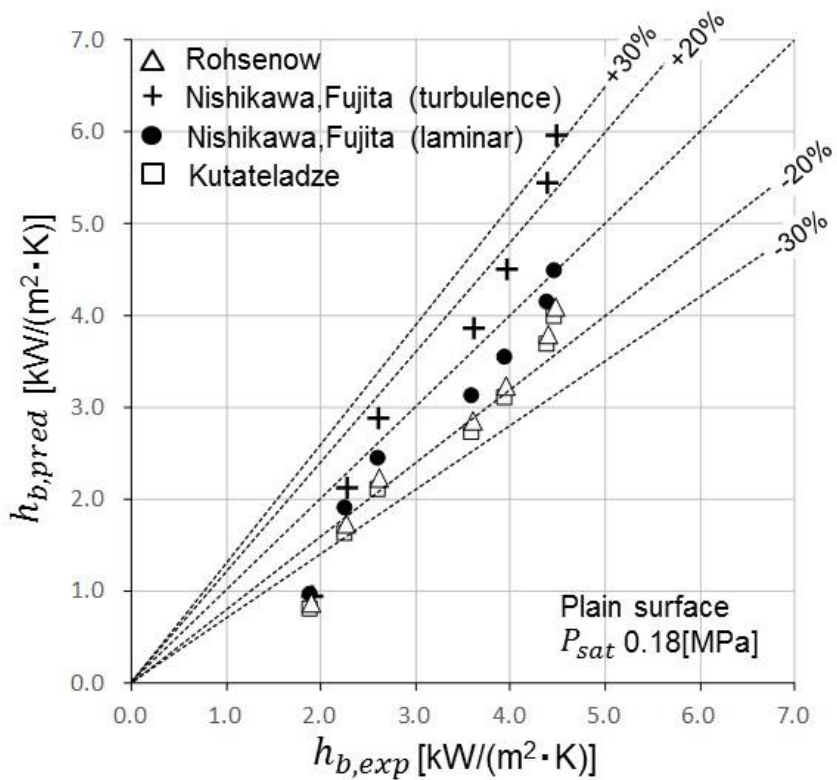


Fig.3-14 Comparison of heat transfer coefficient of plain surface between experimental data and predicted data (P_{sat} 0.18MPa)

3.4 本章のまとめ

本章では、アルミニウム平滑面上のフッ素系不活性冷媒 HFE-7000 の飽和プール核沸騰伝熱性能について、実験的に検証を行った結果を示した。

特に飽和蒸気圧が伝熱面過熱度に及ぼす影響について検討を行い、同一熱流束を伝えるのに要する伝熱面過熱度は、飽和蒸気圧の上昇に伴い低減し、沸騰伝熱性能が向上することを明らかにした。そして、伝熱面上の気泡核の大きさと気泡成長開始時の過熱度の関係からも、蒸気圧の上昇による沸騰伝熱性能の向上について理論的に説明できることを示した。

また、沸騰開始時の伝熱面温度の急上昇は見られず、沸騰のヒステリシスも生じないことを確認した。

さらに、これまでに提案されてきたプール核沸騰熱伝達の代表的な整理式と本測定値の比較を行い、西川・藤田の式で特に温度境界層を層流として扱う場合、Kutateladze の式や Rohsenow の式と比べて予測精度が比較的高い傾向にあることを示した。

引き続き、第 4 章にて微細多孔形状を有する機械加工面の HFE-7000 プール核沸騰伝熱性能について検証した結果を述べ、沸騰促進効果について論じていくことにする。

第4章 微細多孔形状を有するアルミニウム伝熱面の飽和プール核沸騰伝熱性能

4.1 背景

電子機器のCPU冷却のように比較的伝熱面積が小さい場合は、伝熱面上の発泡確率が沸騰冷却性能に大きく影響してくるが、発泡確率の問題に関してはこれまでに伝熱面の表面に発泡を促す微細構造を設ける方法が提案されている。

例えば、中山らの研究[14]では、銅製の伝熱面上に表皮下に連続した空洞(トンネル)ならびにトンネルと冷媒を連通させる孔(ポア)を機械加工により設けることで、核沸騰伝熱性能が大幅に向上することを報告している。この高性能沸騰伝熱面の形状は、一般的にリエントラントキャビティ(reentrant cavity)として知られており、キャビティ内に気泡を安定的に保持させることができる[15][18]。

そこで本章では、第2章で述べたアルミサーモサイフォンにも適用している微細多孔形状を有するアルミニウム伝熱面の沸騰伝熱促進効果について検証することを目的とする。

微細孔のサイズ、伝熱面内の孔数を変えた機械加工面を幾つか用意し、フッ素系冷媒 HFE-7000 を用いて、孔サイズ、孔数が伝熱性能に及ぼす影響について実験的に検討を行った結果を報告する。また、発泡点の数密度に基づいて、沸騰伝熱性能を予測した結果についても述べる。

4.2 沸騰伝熱面の仕様

Fig.4-1 に沸騰伝熱面(機械加工面)の拡大画像を、Table 4-1 に実験に使用した伝熱面の主要寸法を示す。

第2章で説明したように、機械加工面はアルミニウム合金の基材(A1050)の切り起こし加工によるスカイブフィンをベースとしている。伝熱面の表皮下に連続した空洞(トンネル)があり、トンネルと伝熱面外の冷媒を連通させる孔が多数設けられており、リエントラントキャビティが形成されている。

孔のサイズ(δ_1 , δ_2)ならびにフィン幅 W_f 、フィン高さ H_f を変えた5種の機械加工面に加えて、前章で示したアルミ平滑面の合計6種類を測定対象とした。

Table 4-1 には、沸騰伝熱面内(30mm×30mm)の孔数 N_p 、孔数を伝熱面積で除した孔密度 N_p/A (A :伝熱面の面積)も併せて示している。沸騰気泡を伝熱面の空洞(トンネル)内に保持させて気泡離脱を安定化させることにより、沸騰伝熱性能が向上することを期待して、フィン幅やフィンピッチを変えることで孔数を振った。ここで孔数および孔密度については、Fig.4-2 に示すように沸騰伝熱面(機械加工面)の寸法(30mm×30mm)および孔周囲の寸法から算出した。

なお、スカイブフィン加工によるトンネル形状の面内寸法ばらつきは $\pm 10 \mu\text{m}$ 程度であった。ばらつきは小さく、ほぼ均一なトンネル形状が形成されている。また、平滑面の表面粗さは、算術平均粗さで一般的な機械加工面と同等の $1.8 \mu\text{m}$ 程度であった。

平滑面の測定時と同様に、飽和蒸気圧を0.10MPa, 0.14MPa, 0.18MPaの3種とした。なお、実験

装置については前章で示しており、本章では省略することにする。

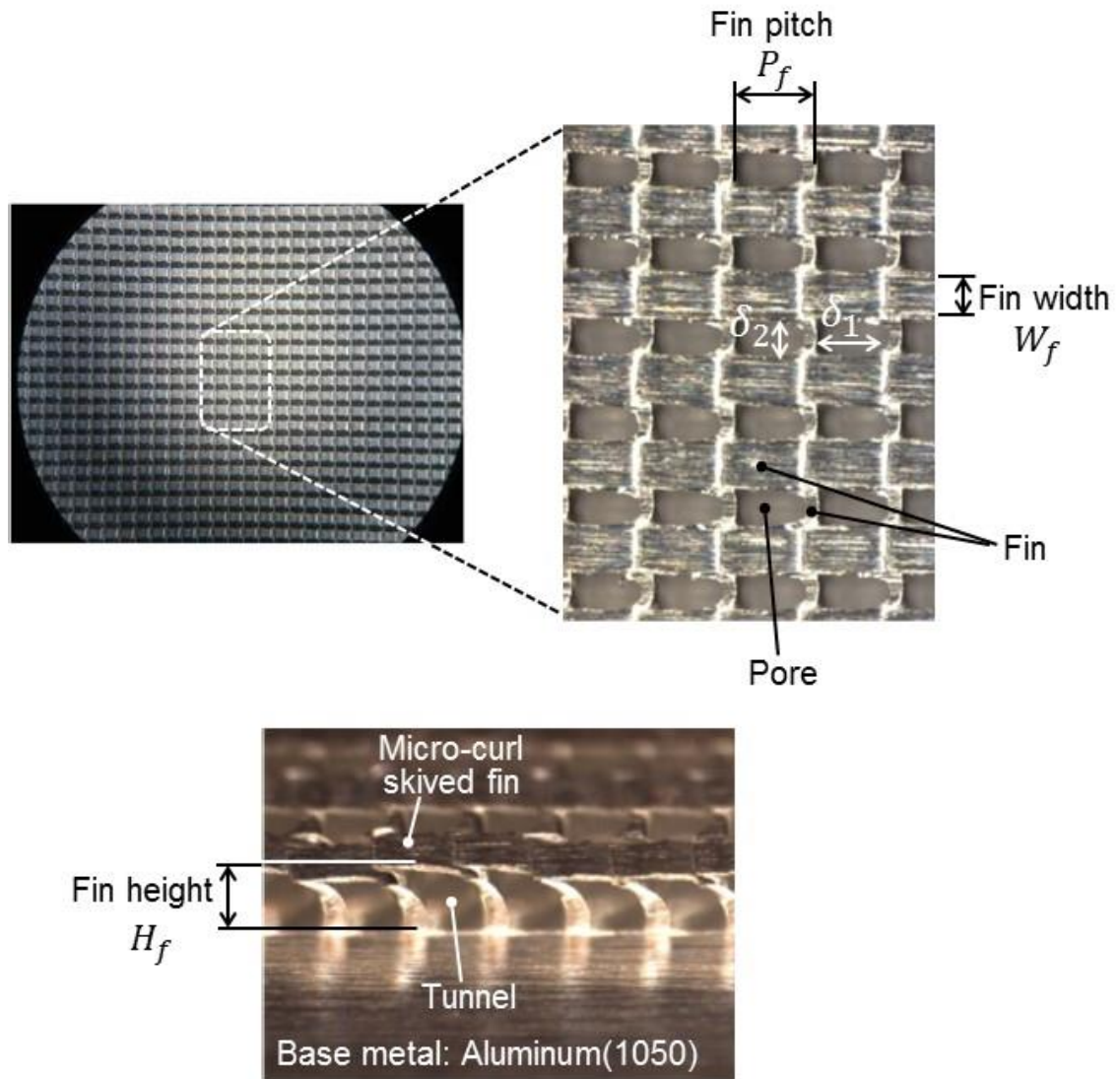


Fig.4-1 Geometry of boiling surface structure with micro-curl skived fin

Table 4-1 Structural dimension of tested surfaces

Boiling surface		Material	Structural dimension [μm]					Number of pores N_p	N_p/A [$1/\text{cm}^2$]
			δ_1	δ_2	P_f	W_f	H_f		
Plain surface		Aluminum (A1050)	—	—	—	—	—	—	
Structured surface (Skived-fin)	No.1	↑	250	280	400	250	500	4200	467
	No.2	↑	250	200	400	200	500	5625	625
	No.3	↑	200	200	300	200	400	7500	833
	No.4	↑	100	280	200	250	350	8400	933
	No.5	↑	100	200	200	200	350	11250	1250

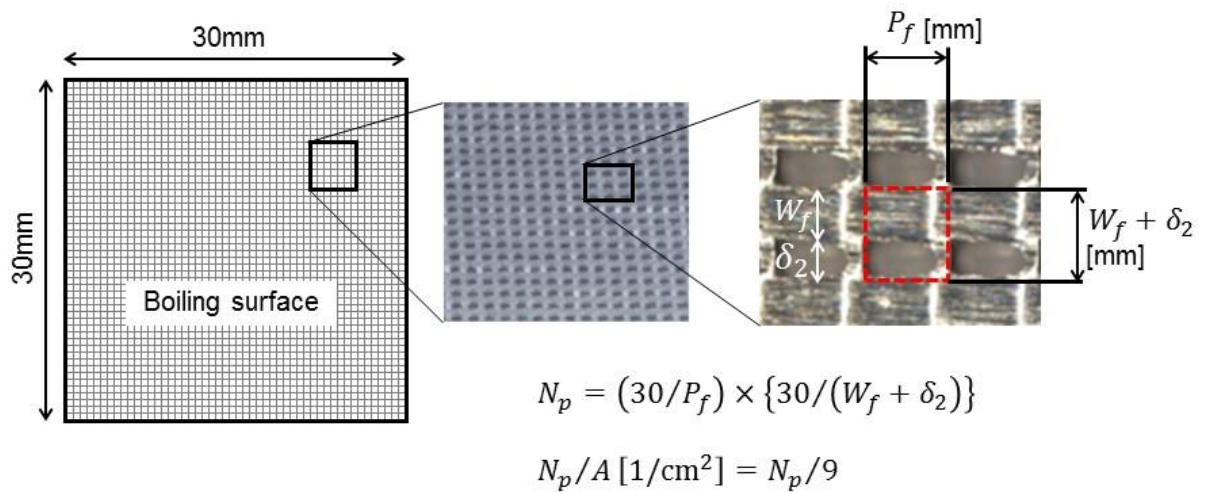


Fig.4-2 Number of pores (N_p) and pore density (N_p/A) of boiling surface with micro-curl skived fin

4.3 実験結果および考察

4.3.1 微細孔数の影響

Fig.4-3 に加工面 No.1(孔サイズ $250\ \mu\text{m} \times 280\ \mu\text{m}$, 孔密度 $467[1/\text{cm}^2]$)の沸騰曲線, ならびに, 熱流束に対する熱伝達係数を示す. それぞれ, 飽和蒸気圧を変えたときの測定値(2~3 回分)を示しており, 沸騰曲線については平滑面のときと同様に, (3.3)式(第3章)で示される累乗近似線および近似式も併せて図示している.

沸騰曲線は平滑面(Fig.3-7, 第3章)と比べ, 全熱流束域で伝熱面過熱度は低下し, 沸騰伝熱性能は向上する傾向にある. 熱伝達係数についても同様に平滑面(Fig.3-9)よりも向上している. 気泡が伝熱面の空洞(トンネル)内に保持されて気泡の離脱が安定化し, 発泡点数が増加したためであると考えられ, 平滑面に比べて加工面では気泡数が多いことを目視確認している. なお, 平滑面と加工面(5種)の沸騰曲線の比較, ならびに, 発泡点数と伝熱性能の関係の考察については本章にて後述する.

飽和蒸気圧の影響については, 熱流束 $3\text{W}/\text{cm}^2$ を超えた領域では, 蒸気圧の上昇に伴い伝熱面過熱度が低減しており平滑面と同等の傾向である. しかしながら, $2\text{W}/\text{cm}^2$ 以下の比較的熱流束が低い領域では, 特に蒸気圧 0.18MPa にて傾向は逆転しており, 過熱度は増大する傾向にある. この傾向は, Fig.4-4 に示す加工面 No.2(孔サイズ $250\ \mu\text{m} \times 200\ \mu\text{m}$, 孔密度 $625[1/\text{cm}^2]$)においても同等であった.

この低熱流束域における逆転現象は, 前章で述べた平滑面における気泡核の大きさと気泡成長開始過熱度の圧力依存性(Fig.3-11, Fig.3-12)では説明することができない. 加工面は平滑面と比べて発生気泡数が多く(詳細は後述), 特に低熱流束域では, 空洞(トンネル)内から気泡が離脱する際の気泡同志の干渉による影響が起因しているものと考ええる. なお, (3.3)式における C 値および m 値については, 特に加工面 No.1(Fig.4-3)で m 値が大きくなり, 沸騰曲線の勾配が大きくなる傾向にある.

また, Fig.4-5 には, 加工面 No.2 について低熱流束域で熱流束を上げる方向と下げる方向で取得した沸騰曲線を示す. 本測定では, 液面高さをこれまでの 20mm ではなく 50mm としており, Fig.4-4 で示した結果と若干ずれはあるものの, 平滑面と同様に沸騰開始時の伝熱面温度の急上昇およびヒステリシスは確認されなかった. 圧力依存性については, 蒸気圧 0.14MPa は大気圧に対して過熱度が小さくなる傾向であるが, 0.18MPa は 0.14MPa と比べて大きな差異は無い. 前述のような過熱度の逆転現象とまではいかないが, やはり平滑面とは傾向が異なるようである.

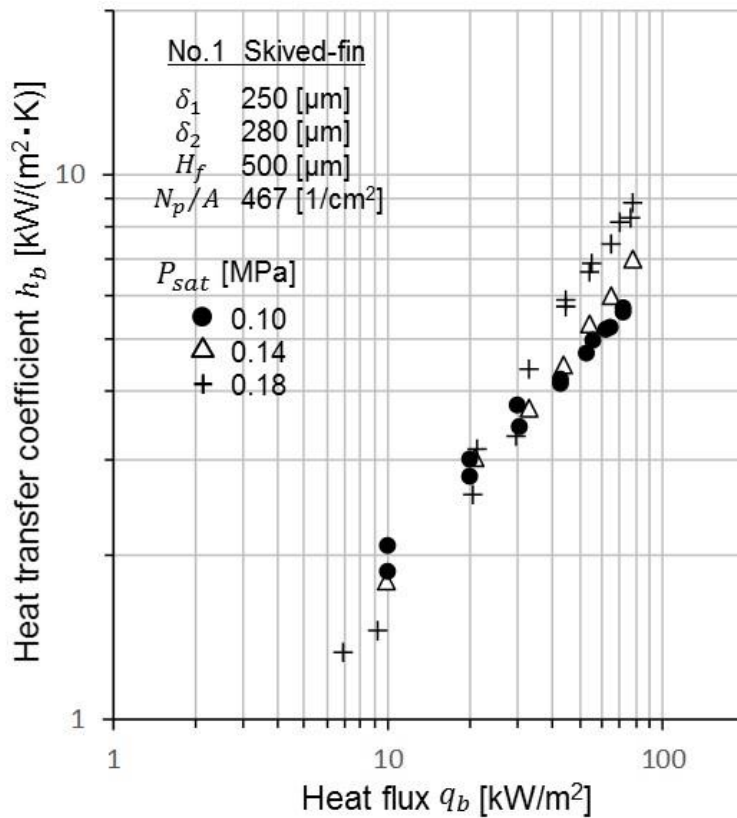
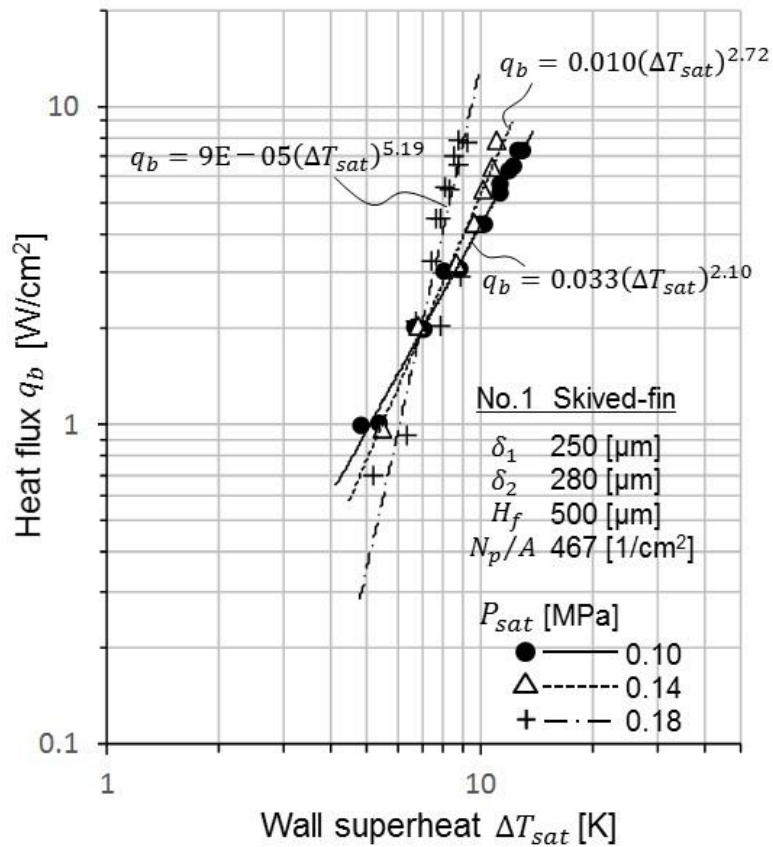


Fig.4-3 Boiling curve and heat flux dependence on heat transfer coefficient of skived-fin (No.1)

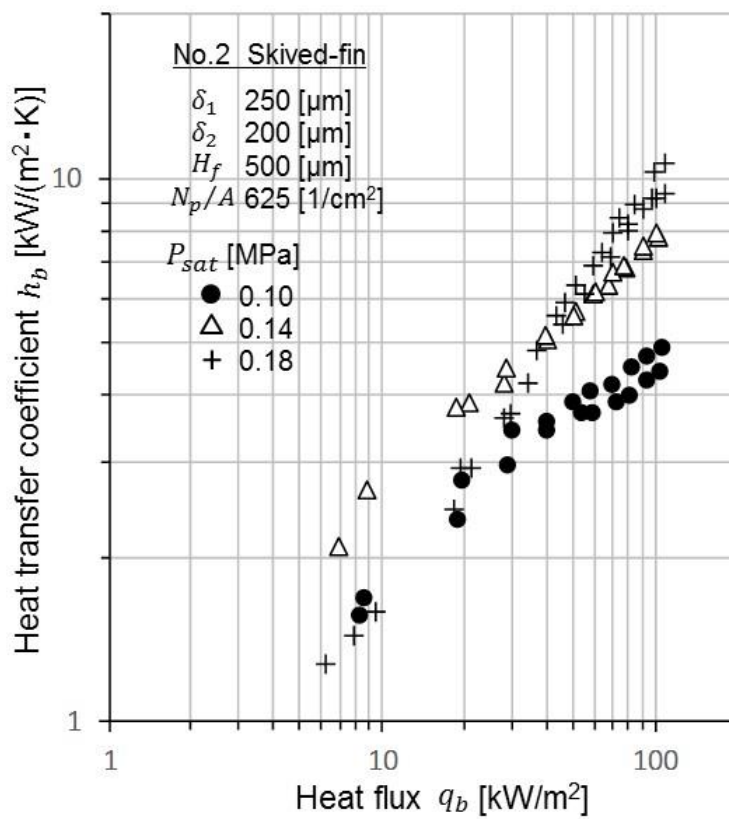
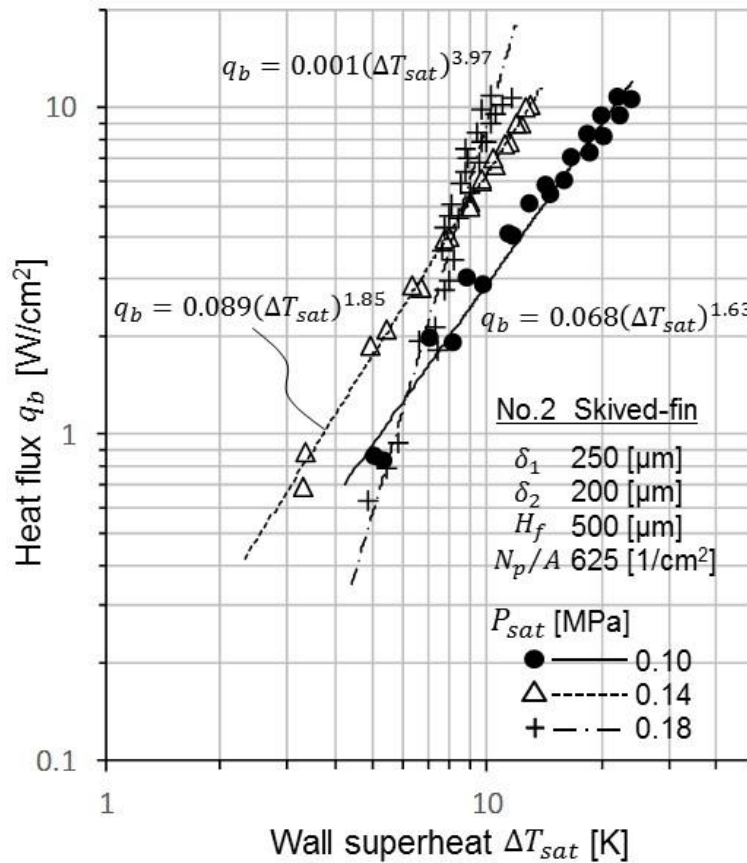


Fig.4-4 Boiling curve and heat flux dependence on heat transfer coefficient of skived-fin (No.2)

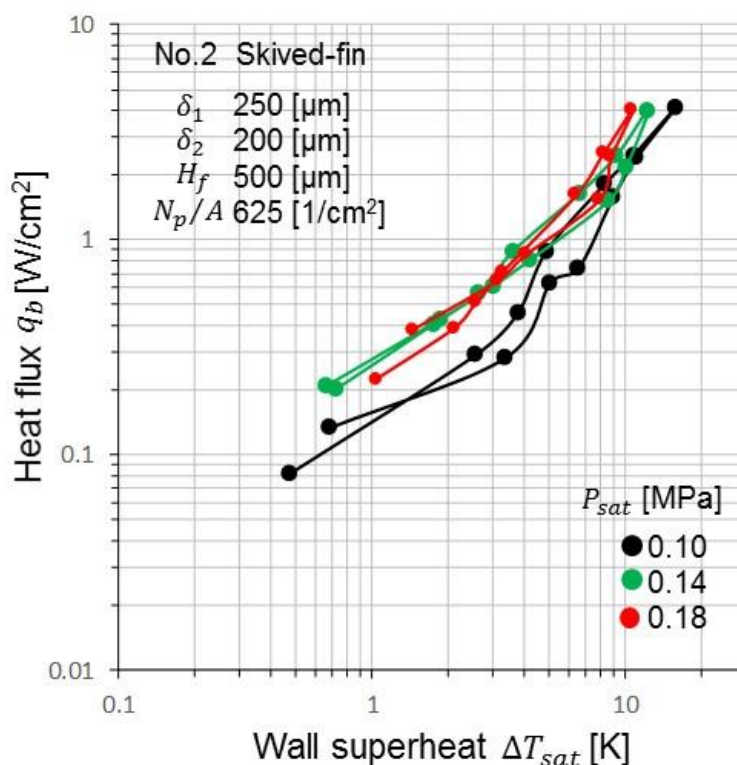


Fig.4-5 Boiling curve of skived-fin (No.2) during increasing and decreasing heat flux

Fig.4-6 に加工面 No.3(孔サイズ $200\ \mu\text{m} \times 200\ \mu\text{m}$, 孔密度 $833[1/\text{cm}^2]$), Fig.4-7 に加工面 No.4(孔サイズ $100\ \mu\text{m} \times 280\ \mu\text{m}$, 孔密度 $933[1/\text{cm}^2]$), Fig.4-8 に加工面 No.5(孔サイズ $100\ \mu\text{m} \times 200\ \mu\text{m}$, 孔密度 $1250[1/\text{cm}^2]$)の沸騰曲線ならびに熱流束に対する熱伝達係数を示す. また, Fig.4-9 には飽和蒸気圧 0.14MPa , 熱流束 $4.5\text{W}/\text{cm}^2$ の条件下での平滑面ならびに加工面 No.5の沸騰様相の撮影画像(液中および液面)を示す.

Fig.4-6 から Fig.4-8 より, 加工面 No.3, No.4, No.5 共に前述の加工面 No.1, No.2 と比較して, 伝熱面過熱度がさらに低減している(各図共, 横軸の伝熱面過熱度のスケールが 1 桁小さい). 孔数の増大による発泡点数の増加が主たる要因であると考えられる. 特に加工面 No.3 の熱伝達性能が高い. 詳細は次節で述べることにするが, 平滑面および加工面の発泡点数の違いについては, 低熱流束域 ($1\text{W}/\text{cm}^2$ 以下)での可視化実験を行い, 孔数が増えることで発泡点数が増大することを確認している.

平滑面と加工面の沸騰様相の相違については, 画像は不鮮明ではあるが, 目視確認により加工面 (No.5)の方が平滑面よりも気泡径が小さく気泡の数も多くなる傾向であった.

また, 飽和蒸気圧の影響については, 蒸気圧 0.14MPa は大気圧よりも過熱度が低減するものの, 0.18MPa では特に加工面 No.3 および No.5 で過熱度が増加した. 特に加工面 No.5 では, 実験を行う毎に過熱度が大きくばらつく現象が生じた. 離脱後の気泡同志の干渉による影響が, より顕著になったためであると考えられる. このばらつきを考慮しても, 加工面 No.1 や No.2 よりは過熱度は小さく伝熱性

能は促進されてはいるが、孔数が増えすぎると蒸気圧が上昇すると不安定性が生じることを考慮に入れておく必要がある。

熱伝達係数については、これまでの平滑面や加工面 No.1, No.2 とは様相が異なり、低熱流束域から高熱流束域にかけて高い値を示す(但し、ばらつきの大きい加工面 No.5 の 0.18MPa は除く)。特に加工面 No.3 では蒸気圧 0.14MPa 時に $100\text{kW}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ 以上に達する(伝熱面過熱度は 1K 以下)。

沸騰曲線の累乗近似式((3.3)式)における C 値, m 値については、いずれも C 値が大きく, m 値が小さい傾向にある。Table 4-2 に平滑面および加工面 (No.1~No.5) の蒸気圧 0.14MPa 時における C 値および m 値を纏めて示す。最も熱伝達性能が高い加工面 No.3 にて, C 値 7.4, m 値 0.6 となる。孔数が多くなると、沸騰曲線の勾配が緩やかになり、低熱流束域においても高い熱伝達性能を有する。

Fig.4-10 には、加工面 No.5 について熱流束を上げる方向と下げる方向で取得した沸騰曲線を示す(蒸気圧 0.10MPa)。これまでの伝熱面と同様、沸騰開始時の伝熱面温度の急上昇およびヒステリシスは確認されなかった。

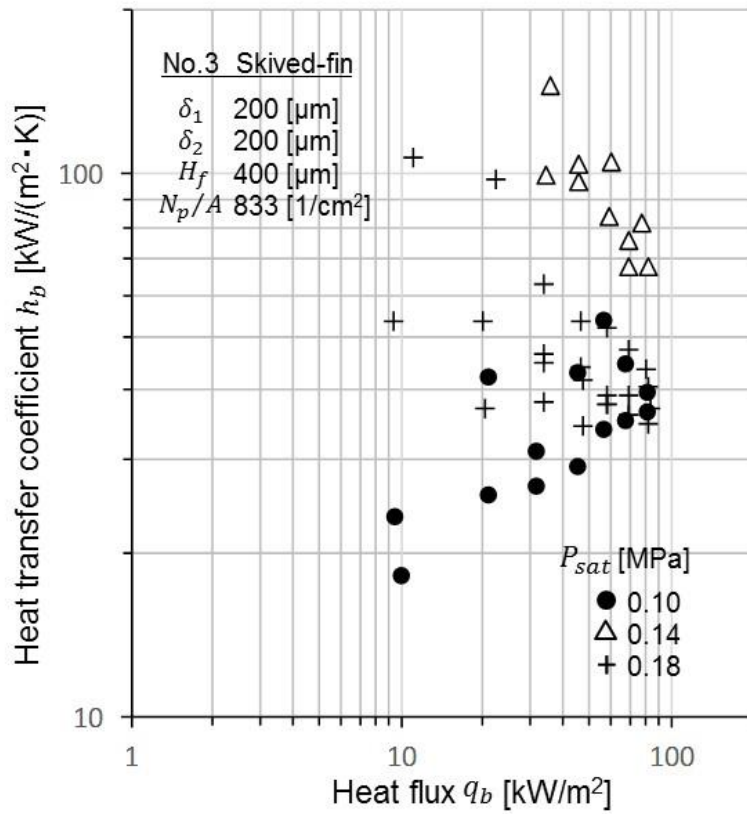
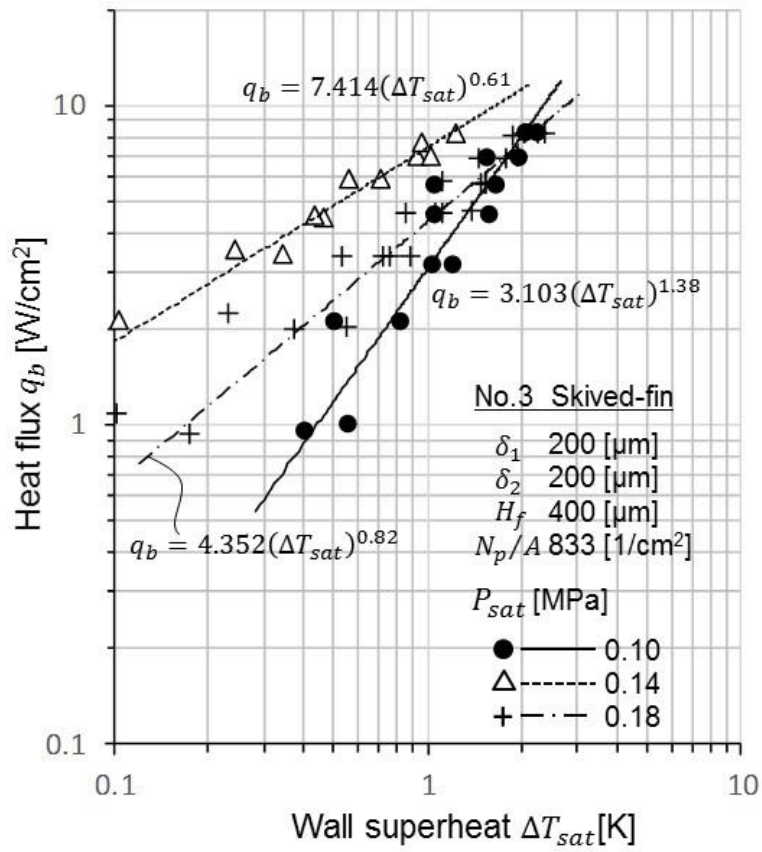


Fig.4-6 Boiling curve and heat flux dependence on heat transfer coefficient of skived-fin (No.3)

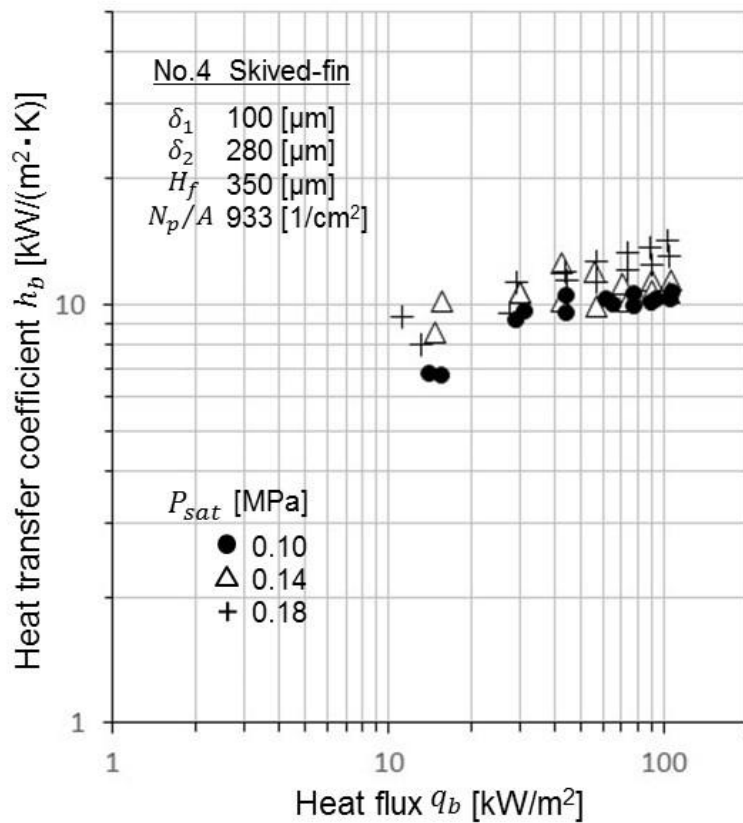
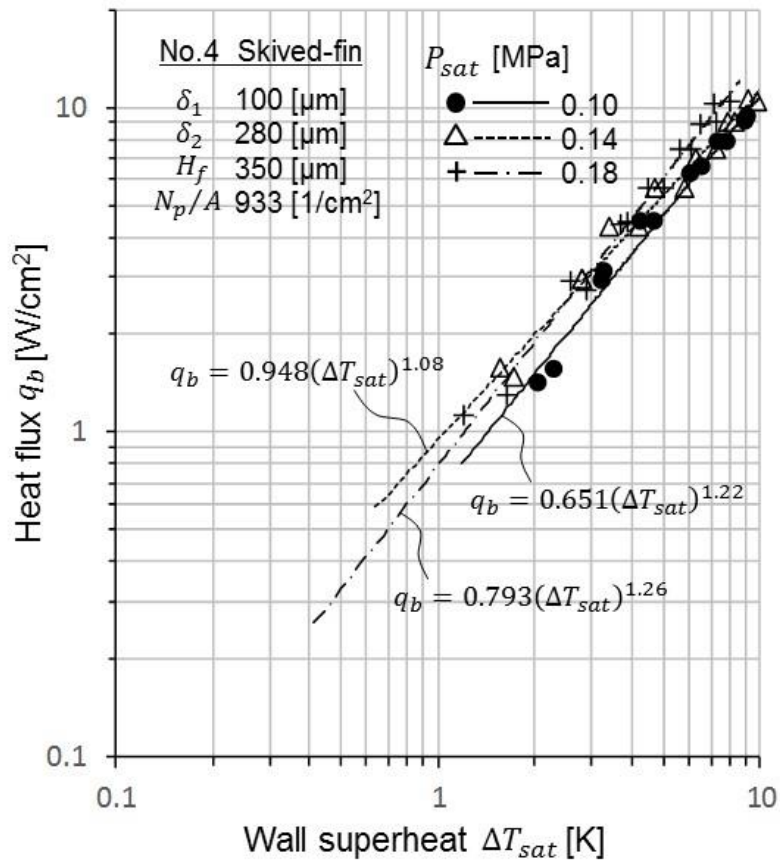


Fig.4-7 Boiling curve and heat flux dependence on heat transfer coefficient of skived-fin (No.4)

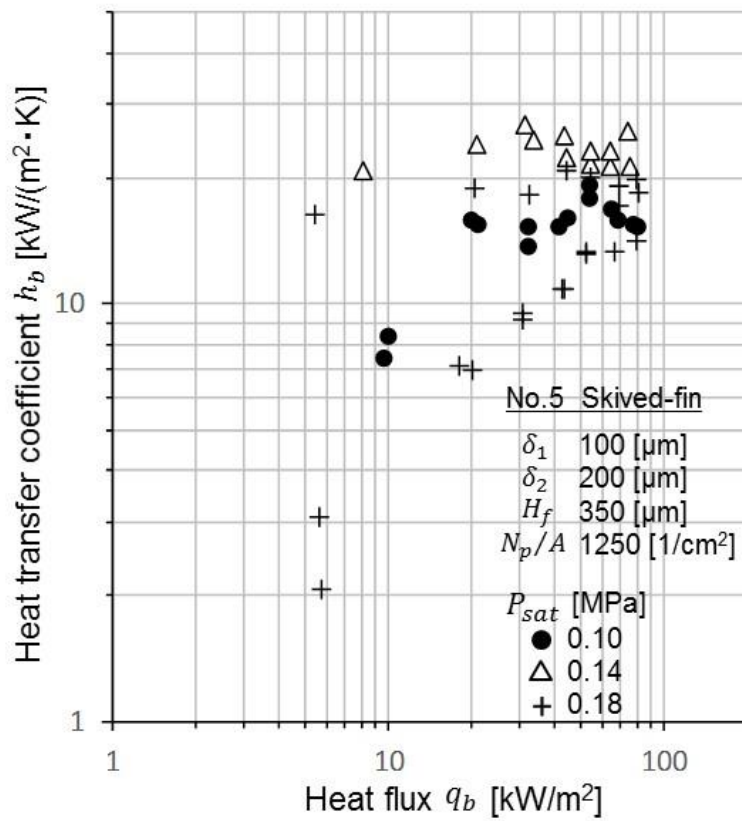
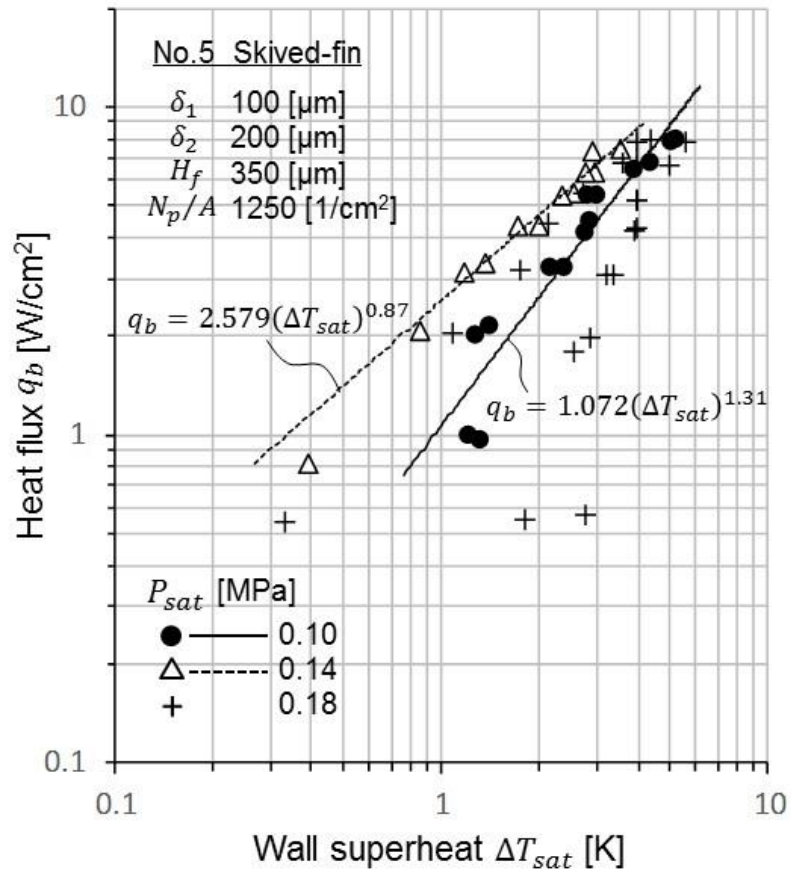
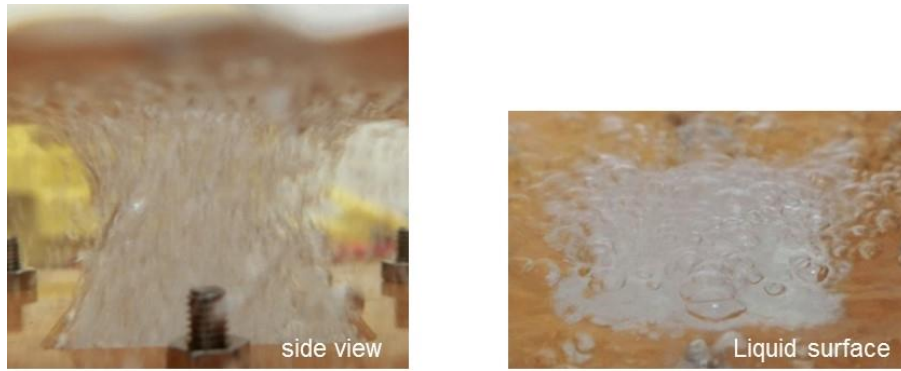
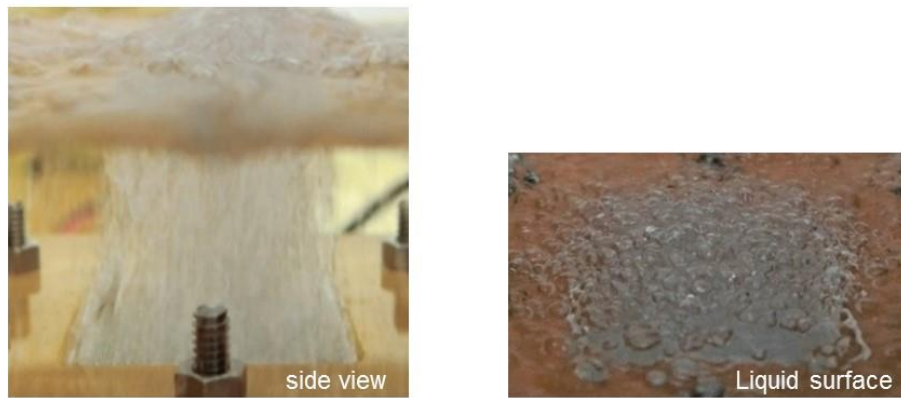


Fig.4-8 Boiling curve and heat flux dependence on heat transfer coefficient of skived-fin (No.5)



(a) Plain surface



(b) No.5 Skived-fin

Fig.4-9 Photographs of saturation nucleate boiling of HFE-7000 ($P_{sat}=0.14\text{MPa}$, $q_b=4.5\text{W/cm}^2$)

Table 4-2 C and m value of Eq.(3.3) at $P_{sat}=0.14\text{MPa}$

Boiling surface		N_p/A [1/cm ²]	C	m
Plain surface		—	0.03	1.91
Structured surface (Skived-fin)	No.1	467	0.01	2.72
	No.2	625	0.09	1.85
	No.3	833	7.41	0.61
	No.4	933	0.95	1.08
	No.5	1250	2.58	0.87

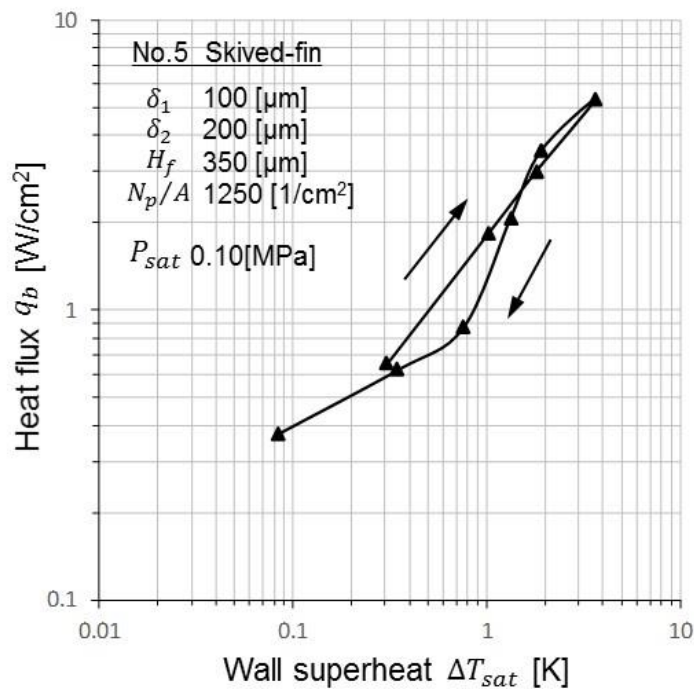


Fig.4-10 Boiling curve of skived-fin (No.5) during increasing and decreasing heat flux

Fig.4-11 から Fig.4-13 に、平滑面と加工面(5種)の沸騰曲線および熱伝達係数について飽和蒸気圧毎に比較した結果を示す。いずれも測定値の平均値をプロットしたものである。どの蒸気圧においても加工面は平滑面に対して伝熱面過熱度が小さく、熱伝達係数が増加しているのがよく分かる。孔数が増大したことによる発泡点数の増大による効果と考えられるが、加工面 No.3 が最も熱伝達性能が優れていることから、発泡点数と離脱気泡の相互干渉による影響により、孔数および孔サイズには最適な範囲があると考えられる。

さらに Fig.4-14 には最も沸騰伝熱性能が優れる加工面 No.3 を例に、伝熱面過熱度と熱伝達係数の平滑面に対する割合(百分率)を飽和蒸気圧別に示す。いずれも測定値の平均値でプロットしている。 $\Delta T_{sat,pl}$ 、 $\Delta T_{sat,sk}$ はそれぞれ平滑面および加工面 No.3 の伝熱面過熱度であり、 $h_{b,pl}$ 、 $h_{b,sk}$ は同様に両者の熱伝達係数である。

概ね低熱流束域ほど平滑面に対する熱伝達性能の向上度合は増大する傾向にある。特に飽和蒸気圧 0.14MPa では、低熱流束域にて非常に高い伝熱促進効果を示している。

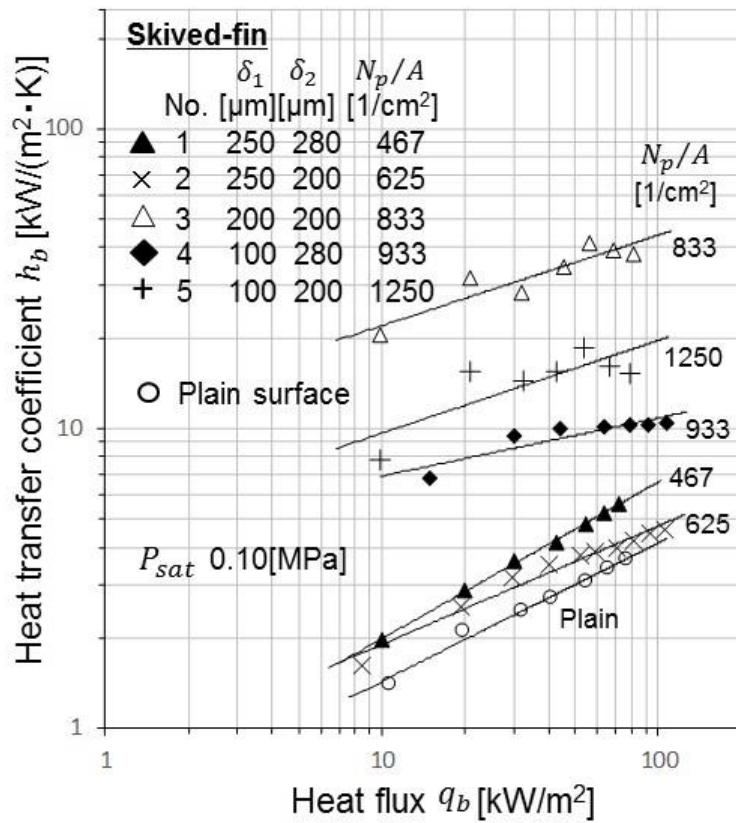
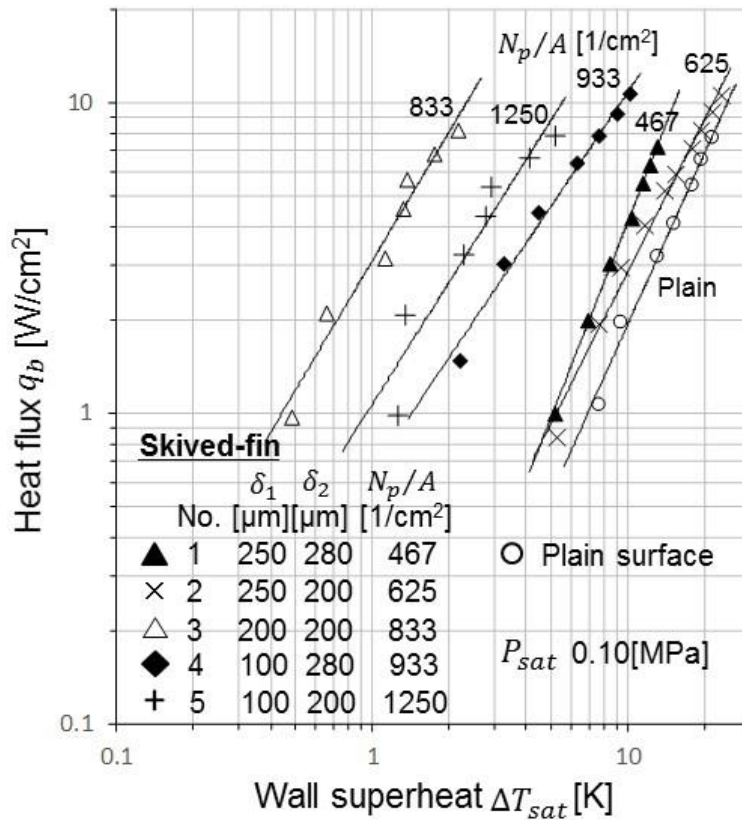


Fig.4-11 Comparison of boiling curve and boiling heat transfer coefficient ($P_{sat}=0.10\text{MPa}$)

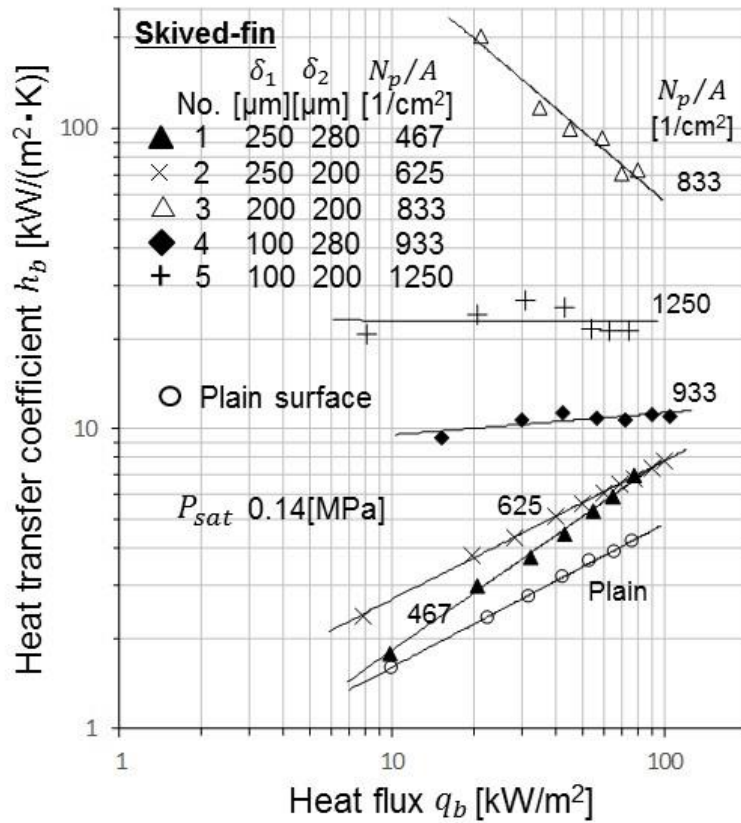
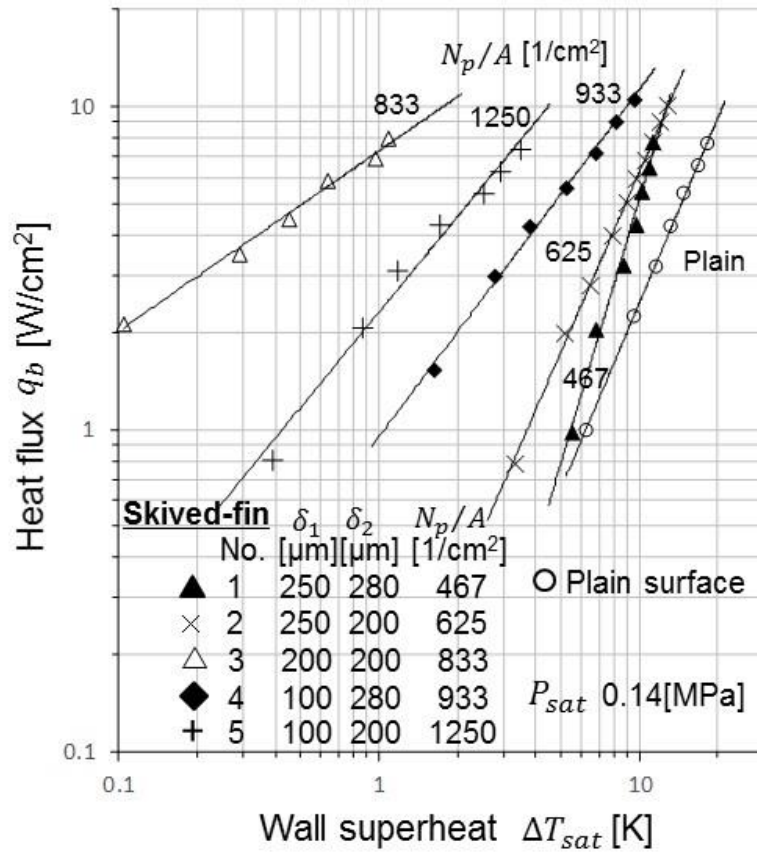


Fig.4-12 Comparison of boiling curve and boiling heat transfer coefficient ($P_{sat}=0.14\text{MPa}$)

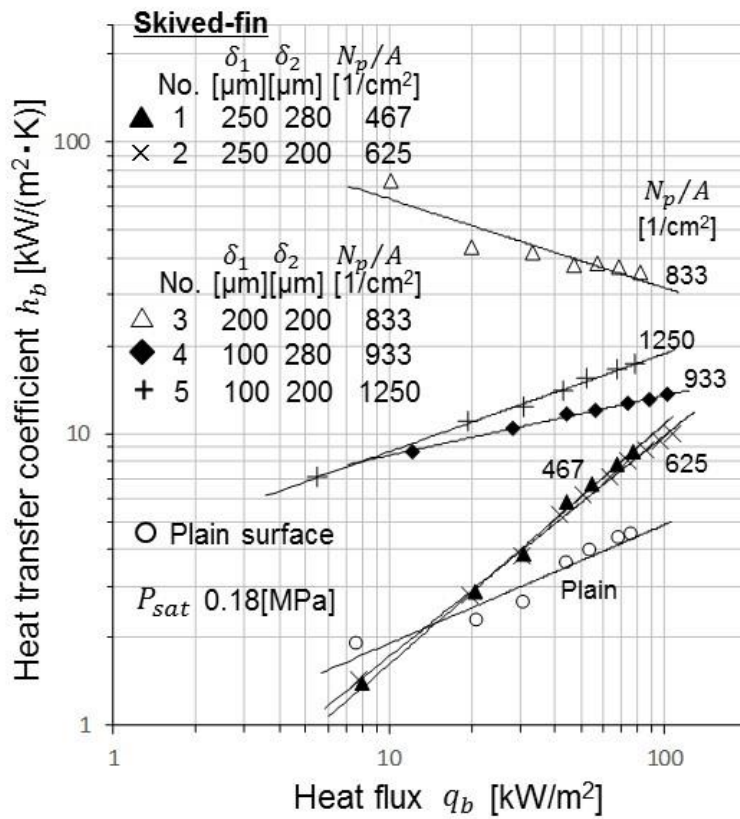
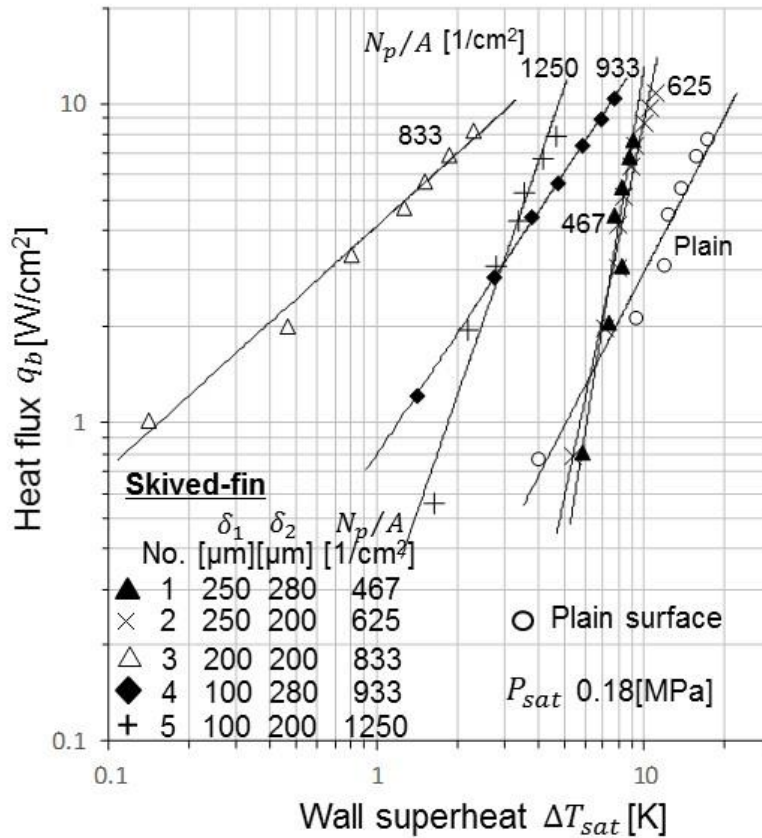


Fig.4-13 Comparison of boiling curve and boiling heat transfer coefficient ($P_{sat}=0.18\text{MPa}$)

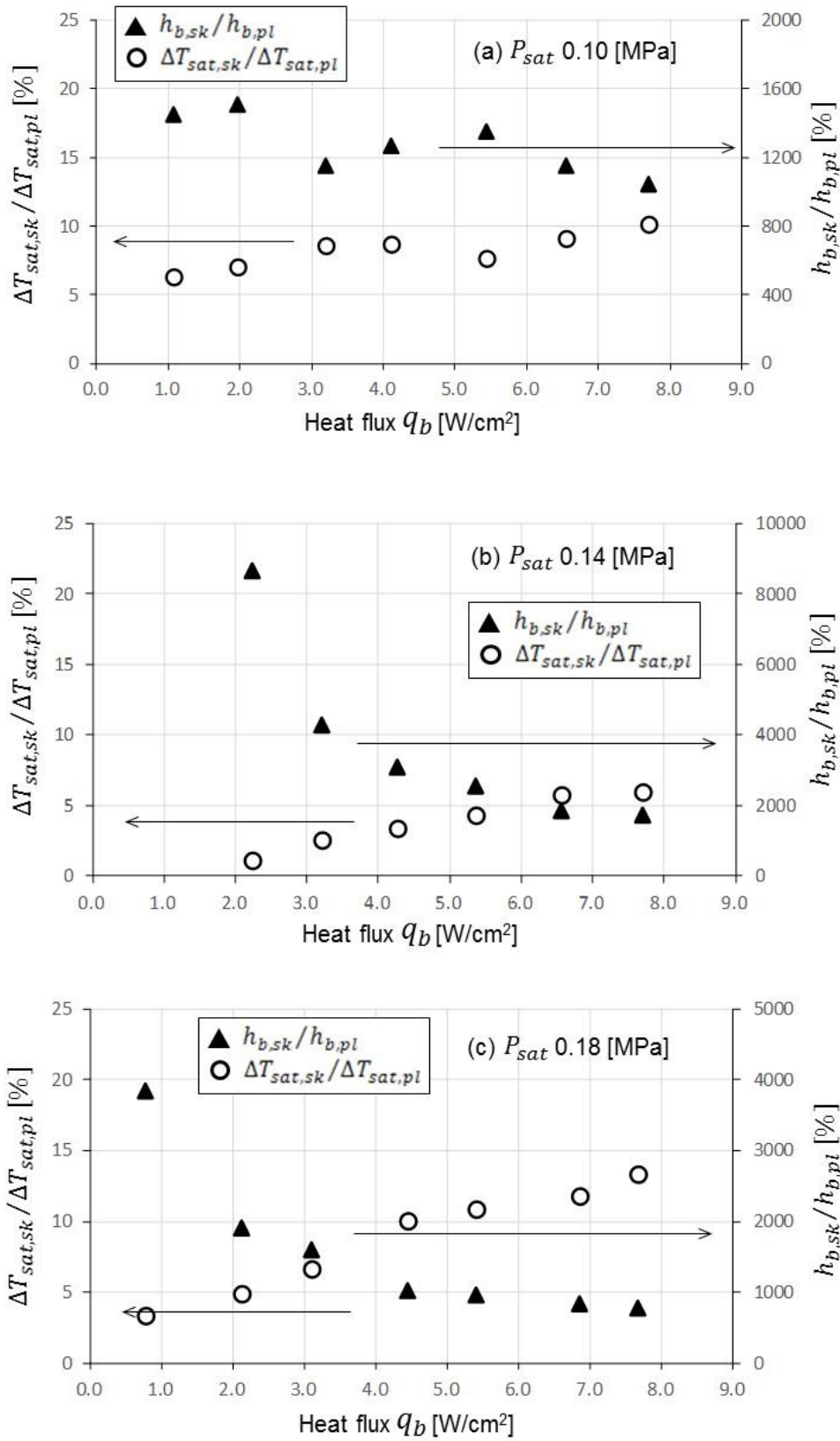


Fig.4-14 Comparison of ΔT_{sat} and h_b between skived-fin (No.3) and plain surface

4.3.2 液面高さの影響

冷媒の液面高さをこれまでの 20mm に加え、25mm および 30mm とした場合の沸騰曲線を Fig.4-15 に示す。また、Fig.4-16 にこのときの熱流束に対する熱伝達係数を示す。

沸騰伝熱面は加工面 No.5(孔サイズ $100\mu\text{m} \times 200\mu\text{m}$, 孔密度 $1250[1/\text{cm}^2]$)であり、飽和蒸気圧は 0.14MPa である。

液面高さが高くなるに従い、同一熱流束を伝えるための伝熱面過熱度は大きくなり、熱伝達係数が低下しているのが分かる。液面高さが高くなることで伝熱面近傍の静水圧が上昇し、気泡の成長に要する蒸気圧が高くなるため、過熱度が上昇したものと考えられる。

また、熱伝達係数については、低熱流束域から高熱流束域にかけて概ね同程度であり、低熱流束域においても高い熱伝達性能を有している。

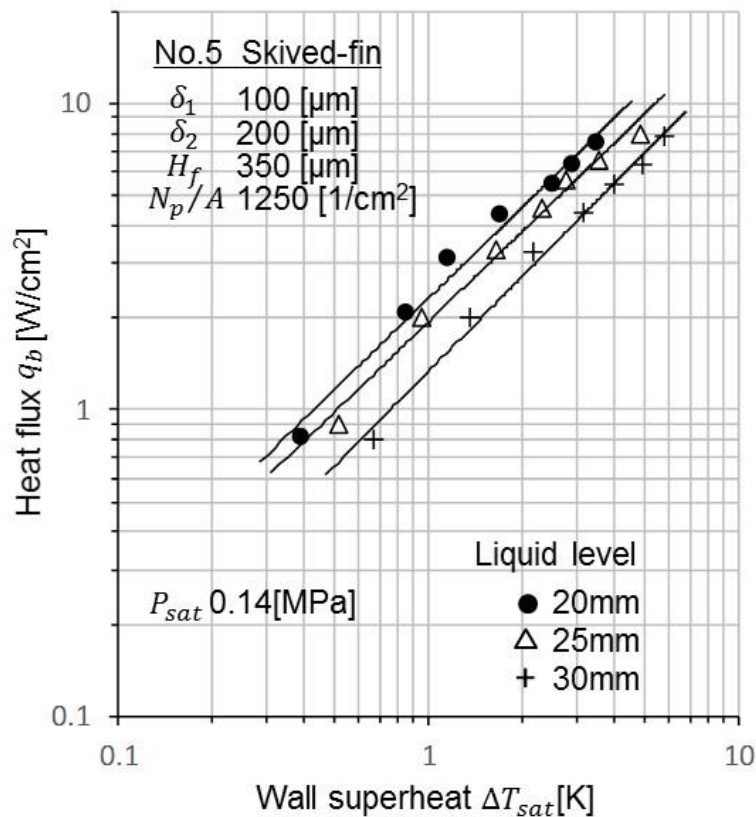


Fig.4-15 Liquid level dependence on boiling curve of No.5 skived-fin ($P_{sat}=0.14\text{MPa}$)

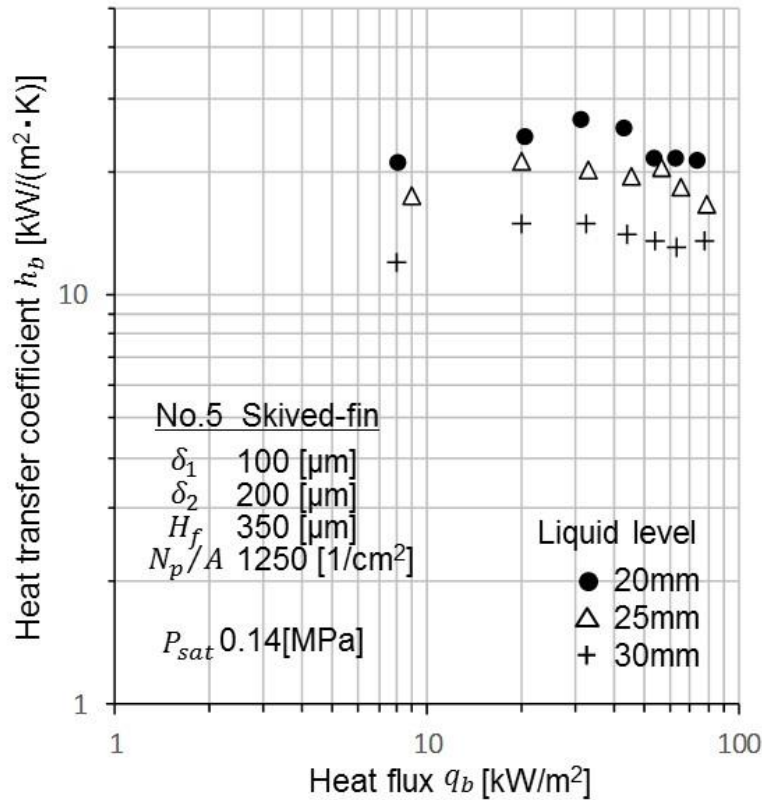


Fig.4-16 Liquid level dependence on heat transfer coefficient of No.5 skived-fin ($P_{sat}=0.14\text{MPa}$)

4.4 発泡点数密度に基づく沸騰伝熱性能の予測

第1章にて述べたように、核沸騰熱伝達を支配する決定的な因子として、伝熱面の単位面積当たりの気泡発生点数である発泡点数密度が挙げられる。このとき、発泡点数密度を N_A/A 、熱流束を q_b 、伝熱面過熱度を ΔT_{sat} とすると、これらの間には次式が成立する[15][20]。

$$q_b = C_n \cdot \Delta T_{sat}^a \cdot (N_A/A)^b \quad (4.1)$$

ここに、 C_n 、 a 、 b は定数であり、液体の種類や伝熱面の表面条件、伝熱面近傍の温度境界層が層流か乱流であるかによって異なる値をとる。この内 a 、 b の値は西川らの研究結果[21]より、層流域で $a = 3/2$ 、 $b = 1/4$ 、乱流域で $a = 5/3$ 、 $b = 1/3$ が推奨されている。

また、中山らは面粗さを変えた銅の平滑面、ならびに、本研究と同様に表面に発泡を促す微細加工面を有する銅の伝熱面(サーモエクセル E[16])に対して、冷媒(水, R-11, 液体窒素)を大気圧下でプール核沸騰させた実験を行い、低熱流束域($1\text{W}/\text{cm}^2$ 以下)での発泡点数を求めることにより、熱流束、伝熱面過熱度を発泡点の数密度で整理し、次式を提案している[14]。

$$q_b = (\Delta T_{sat}/C_q)^{1/y} (N_A/A)^{-x/y} \quad (4.2)$$

冷媒が R-11 (大気圧) の場合, $x = -1/5$, $y = 3/5$, $C_q = 1.95[\text{K}(\text{cm}^2/\text{W})^{3/5}(\text{1}/\text{cm}^2)^{1/5}]$ を推奨している. $x = -1/5$, $y = 3/5$ は(4.1)式の乱流域に相当することから, 発泡を促す微細構造により低熱流束域においても境界層内の流れを乱流として扱えることを明示している. なお, 層流域の場合は $x = -1/6$, $y = 2/3$ となる.

そこで, これまでのアルミニウム平滑面および加工面 No.2 (孔密度 625cm^{-2}) を対象に, 大気圧における低熱流束域での伝熱面内の発泡点の個数を目視で数えることにより, (4.2)式における定数 C_q について検討を行った. なお, 発泡点数密度 N_A/A は, 発泡点の個数を伝熱面積 (9cm^2) で除した値である.

始めに平滑面の発泡点数密度と伝熱面過熱度の関係を比較した結果, 層流域として $x = -1/6$, $y = 2/3$ とした場合, $C_q = 7.0[\text{K}(\text{cm}^2/\text{W})^{3/5}(\text{1}/\text{cm}^2)^{1/5}]$ にて測定値と計算値が概ね一致することが分かった. Fig.4-17 に両者の比較結果を示す. 白丸が各熱流束 (0.15, 0.39, 0.68, $0.94\text{W}/\text{cm}^2$) での測定値であり, 実線が同じ熱流束における計算値である.

次に, 加工面 No.2 (孔密度 $625[1/\text{cm}^2]$) について伝熱面過熱度の予測を行った. 微細構造による発泡促進を考慮して乱流域として扱い, $x = -1/5$, $y = 3/5$, 定数 C_q は平滑面と同様に $C_q = 7.0[\text{K}(\text{cm}^2/\text{W})^{3/5}(\text{1}/\text{cm}^2)^{1/5}]$ とした ((4.3)式). Fig.4-18 に, (4.3)式による計算値と測定値を比較した結果を示す.

$$\Delta T_{sat} = C_q (N_A/A)^x q_b^y = 7.0 (N_A/A)^{-0.2} q_b^{0.6} \quad (4.3)$$

黒三角が各熱流束 (0.038, 0.17, 0.38, $0.61, 0.81\text{W}/\text{cm}^2$) での測定値であり, 実線が(4.3)式による計算値である. 測定値はほぼ実線上に載っており, (4.3)式により伝熱面過熱度を概ね予測できると考える.

Fig.4-19 には平滑面と加工面 No.2 の測定値を重ねて示す. 加工面により発泡点の個数が増大したことで, 伝熱面過熱度が低減したことがよく分かる.

また, Fig.4-20 には, 加工面 No.2 の全測定点 (3 回分) について, 測定値と予測値の誤差を比較した結果を示す. 低熱流束の領域にて多少誤差が大きいものの, 概ね誤差範囲 20% 内に入ることを確認することができた.

しかしながら, Fig.4-21 に加工面 No.5 (孔密度 $1250[1/\text{cm}^2]$) における沸騰様相の撮影画像を示すように, 孔数がさらに多くなると低熱流束域においても発生气泡数が非常に多く, また, 発泡の勢いも強くなることから, 気泡発生頻度の影響評価も必要になってくるものと考えられる. 前述のように加工面 No.5 では蒸気圧が高くなると, 離脱気泡の相互干渉による沸騰伝熱性能の不安定性が見られることから, 気泡発生頻度や微細空洞 (トンネル) 内の蒸気泡の流動現象など, より詳細な検討が今後の課題である.

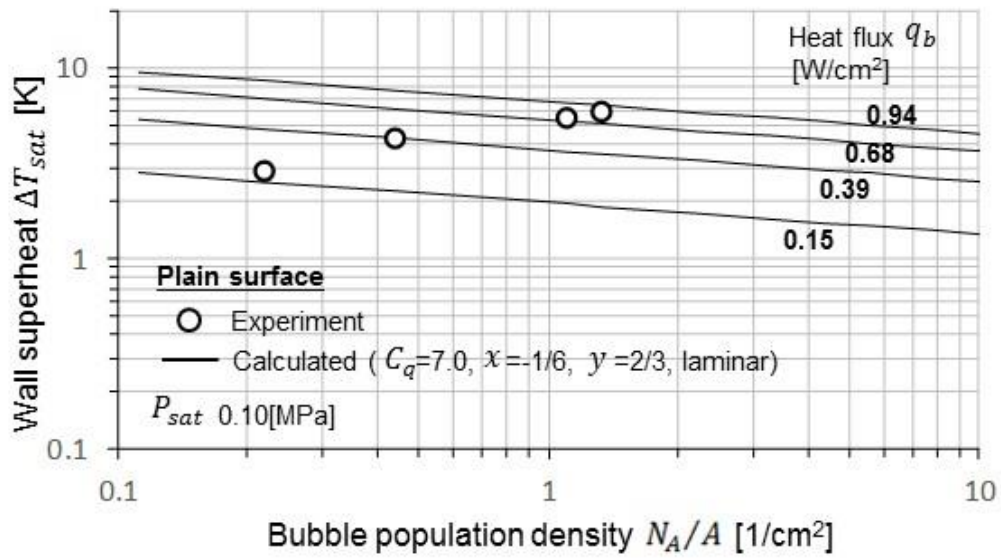


Fig.4-17 Correlation of wall superheat, heat flux and bubble population density on plain surface ($P_{sat}=0.10\text{MPa}$)

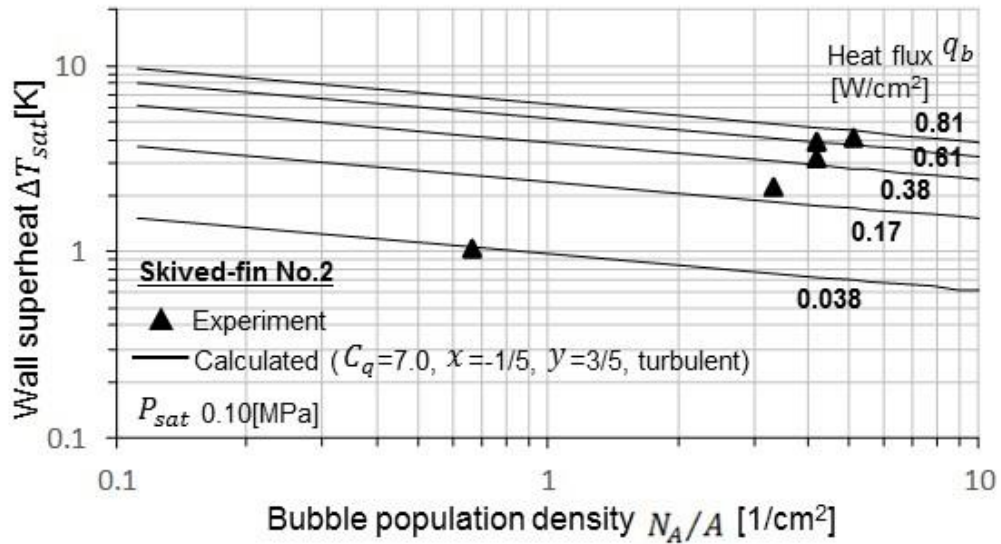


Fig.4-18 Correlation of wall superheat, heat flux and bubble population density on structured surface of No.2 skived-fin ($P_{sat}=0.10\text{MPa}$)

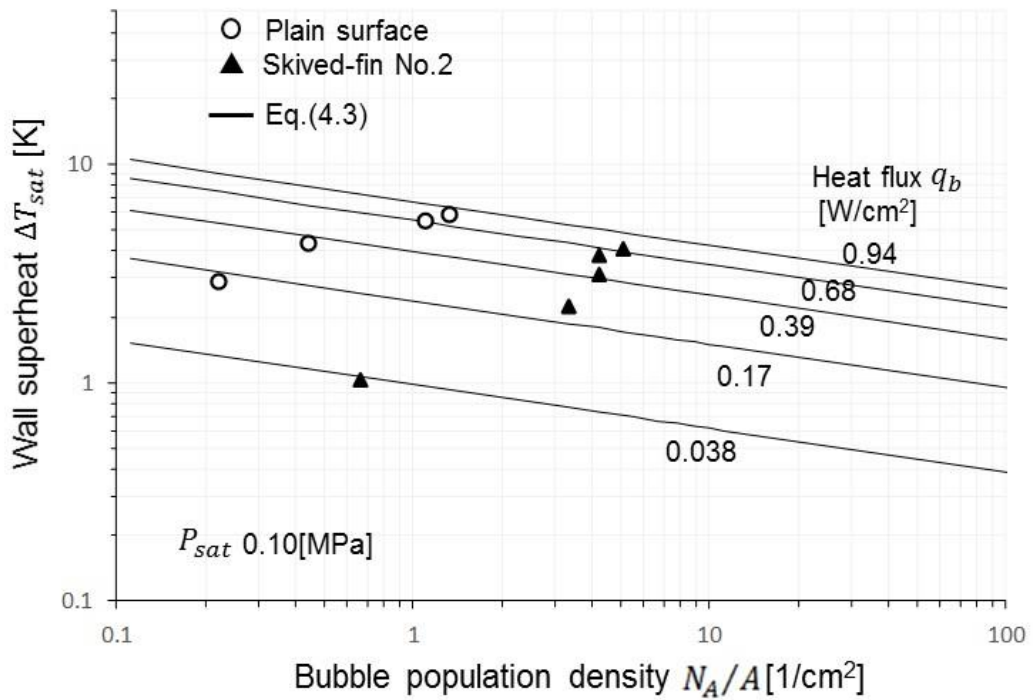


Fig.4-19 Comparison of correlation of wall superheat, heat flux and bubble population density between plain surface and structured surface of No.2 skived-fin ($P_{sat}=0.10$ MPa)

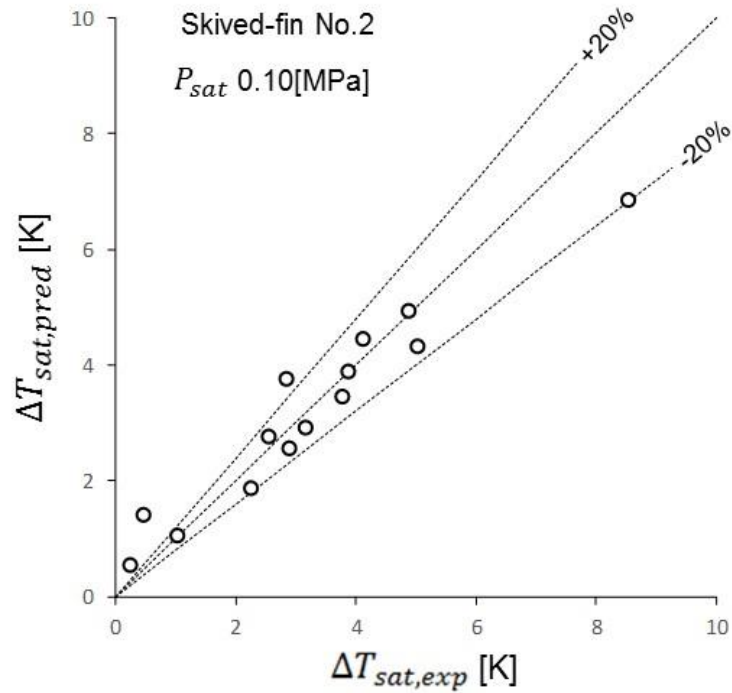


Fig.4-20 Comparison of experimental wall superheat and predicted wall superheat by Eq.(4.3) on structured surface of No.2 skived-fin ($P_{sat}=0.10$ MPa)

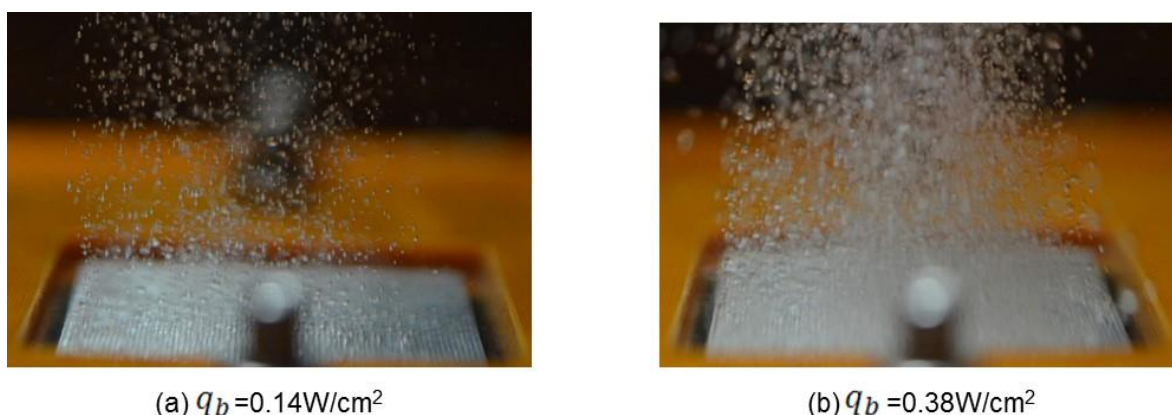


Fig.4-21 Photographs of saturation nucleate boiling of HFE-7000 on structured surface of No.5 skived-fin ($P_{sat}=0.10\text{MPa}$)

4.5 本章のまとめ

本章ではアルミサーモサイフォンに適用する微細多孔形状を有するアルミニウム伝熱面の沸騰促進効果を検証することを目的に、フッ素系冷媒 HFE-7000 を用いて微細孔密度が伝熱性能に及ぼす影響について実験的検討を行った。

微細孔を有する加工面は、平滑面と比べ全熱流束域で伝熱面過熱度が低下し、沸騰伝熱性能が向上することを示した。気泡が伝熱面の空洞(トンネル)内に保持されて気泡の離脱が安定化し、発泡点数が増加したためであると考えられる。また、沸騰開始時の伝熱面温度の急上昇およびヒステリシスは確認されなかった。

この内、孔密度が $467[1/\text{cm}^2] \sim 625[1/\text{cm}^2]$ では、熱流束 3W/cm^2 を超えた領域においては、平滑面と同様に飽和蒸気圧の上昇に伴い伝熱面過熱度が低減するが、 2W/cm^2 以下の比較的熱流束が低い領域では、特に飽和蒸気圧 0.18MPa にて傾向は逆転し過熱度は増大した。なお、熱伝達係数については、平滑面と同様に熱流束の増大に伴い上昇した。

この低熱流束域における伝熱面過熱度の逆転現象は、第 3 章で示した平滑面における気泡核の大きさと気泡成長開始過熱度の圧力依存性では説明することができない。加工面は平滑面と比べて発生気泡数が明らかに多いことから、空洞内から気泡が離脱する際の気泡同志の干渉が、特に低熱流束域で蒸気圧 0.18MPa では大きく影響したものと考える。

さらに微細孔数が増えて孔密度が $833[1/\text{cm}^2] \sim 1250[1/\text{cm}^2]$ では、伝熱面過熱度はさらに低減した。沸騰様相については、平滑面よりも気泡径が小さく気泡の数も多くなる傾向であった。飽和蒸気圧の影響については、蒸気圧 0.14MPa は大気圧よりも過熱度が低減するものの、蒸気圧 0.18MPa では特に孔密度 $833[1/\text{cm}^2]$ および $1250[1/\text{cm}^2]$ において過熱度が増大し、孔数が最も多い孔密度 1250cm^{-2} では、実験を行う毎に過熱度がばらつく現象が生じた。離脱後の気泡同志の干渉による影響が、より顕著になったためであると考えられる。孔数が増えすぎると、飽和蒸気圧が高くなると不安定性

が生じることを考慮に入れておく必要がある。

また、熱伝達係数については、孔密度 $833[1/\text{cm}^2] \sim 1250[1/\text{cm}^2]$ では、低熱流束域から高熱流束域にかけて高い値を示し、最も伝熱性能が優れる孔密度 $833[1/\text{cm}^2]$ では、蒸気圧 0.14MPa 時に $100\text{kW}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 以上に達する。発泡点数が増加した効果と離脱気泡の相互干渉による影響により、孔数および孔サイズには最適な範囲があると考えられる。

沸騰曲線の累乗近似式における C 値、 m 値については、孔密度 $833[1/\text{cm}^2] \sim 1250[1/\text{cm}^2]$ では C 値が大きく、 m 値が小さくなる。孔数が多くなると、沸騰曲線の勾配が緩やかになり、低熱流束域においても高い熱伝達性能を有する。

液面高さの影響については、液面が高くなるに従い伝熱面過熱度は大きくなり、熱伝達係数が低減した。伝熱面近傍の静水圧が上昇することで、気泡の成長に要する蒸気圧が高くなるため、過熱度が上昇したものと考えられる。

また、核沸騰熱伝達を支配する決定的な因子として、伝熱面の単位面積当たりの気泡発生点数である発泡点数密度が挙げられることから、アルミニウム平滑面および加工面 (孔密度 $625[1/\text{cm}^2]$) を対象に、中山らにより提案されている予測式を元に、伝熱面過熱度の予測式の検討を行った。低熱流束領域にて多少誤差が大きいものの、検討した予測式により概ね誤差範囲 20% 以内で伝熱面過熱度を予測できることを示した。

以上のように、スカイプ加工技術を応用することで微細孔構造 (リエントラントキャビティ) を多数有する沸騰伝熱面を製作し、フッ素系冷媒 HFE-7000 を用いて沸騰伝熱の促進効果を実験的に検証することができた。しかしながら、孔密度が高くなりすぎると、離脱気泡の相互干渉がより顕著になることによる沸騰伝熱性能の不安定性が見られることから、気泡発生頻度の影響評価や微細空洞 (トンネル) 内の蒸気泡の流動現象の把握などが今後の課題である。

第5章 アルミサーモサイフオンの伝熱性能および腐食性の検証

5.1 背景

ICT 機器等の電子機器に搭載される半導体素子は、ますます高集積化、高速化する傾向にある。それに伴い素子の発熱量や発熱密度が増大することから、限られたスペースで高い除熱性能を有する高性能な冷却技術が要求されており、その冷却手段の一つとして沸騰冷却が注目されている。特に、冷媒の潜熱輸送を利用するサーモサイフオンは、受熱部と放熱部の位置が選択可能な場合、輸送熱量を最も確保し易く、これまでにサーバの CPU 冷却や IGBT (Insulated Gate Bipolar Transistor) 等パワーモジュールの冷却などに適用されている[29][32][33]。

また、電子機器の小型化・高密度化に加えて、近年ではより過酷な高温環境で機器が安定的に動作することが求められることも少なくない。空調のあるデータセンター内のサーバ室であっても、機器の配置レイアウトやサーバ等の稼働状況により、サーバラックの周囲に局所的な高温エリア(熱だまり)が生じることもある。また、通信用光伝送装置など高速通信ネットワーク機器においては、筐体発熱密度が汎用サーバよりも大幅に増し、周囲環境 40℃程度での安定動作が求められる場合もあることから、より高性能な冷却技術への需要が高い。

さらに、価格や重量差から銅からアルミニウムへの置き換えの動きが世界的に活発化している中、サーモサイフオンなどの冷却デバイスにおいても価格競争の激化により、アルミ化への要求が強く求められている。

しかしながら、これまでに、アルミニウム製で且つ高温環境での安定動作を可能とするサーモサイフオンを試作し、高温環境での動作限界について検証した例は無い。

そこで、狭小空間で且つ高温環境でのアルミサーモサイフオンの適用可能性を検証すべく、受熱部の沸騰伝熱面にスカイプフィン加工技術による発泡促進構造を有する低背型アルミニウム製サイフオンを新規に考案および試作を行い、フッ素系不活性冷媒 HFE-7000 を用いて 100℃環境を上限に動作検証実験を行った。

また、アルミニウムとフッ素系冷媒 HFE-7000 の共存環境においては、アルミ表面の腐食について検討しておく必要がある。主たる腐食形態としては、溶存水分と冷媒が加水分解反応を起こすことにより生成されるフッ素イオンによるアルミ表面の局部腐食(孔食)が考えられる。この分解反応は高温になるほど促進されると考えられることから、高温環境における冷媒の加水分解性について検討しておく必要がある。そこで、HFE-7000 とアルミニウムの共存環境における長期信頼性を検証するため、高温環境(最高 150℃)におけるエージング試験を行い、冷媒の分解性およびアルミ腐食性について検討を行った。

5.2 伝熱性能の検証

5.2.1 実験方法

Fig.5-1 にサーモサイフオンの高温環境試験装置の概略構成を示す。なお、サイフオンの構造および仕様についての詳細は、第2章にて述べたので本章では省略する。

断熱材上に固定した銅製ヒータブロック(カートリッジヒータ内蔵)の上に、サーモサイフオンの受熱部を熱伝導性グリース(熱伝導率 $3.1\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$)を介して、専用に製作した固定用の錘により荷重 10kgf で固定する。荷重 10kgf は CPU 冷却用ヒートシンクの一般的な押付け荷重値である。

送風ダクトからサイフオン放熱部(ラジエター)へファンにより冷却風を供給し、排気は局所排気設備により屋外へ放出される。このとき、ファン下流のヒータを内蔵した温風発生部により、冷却風温度を室温から最高 100°C の範囲内で調整することができる。また、サイフオンの受熱量は、ヒータブロック内に挿入した2本のT型シース熱電対により測定した温度勾配により算出した。なお、試験中はサイフオンが高温環境に曝されるため、周囲に断熱材を敷設した安全保護カバー(アクリル製)を被せている。

主要な温度測定点は、沸騰伝熱面温度として受熱部の伝熱面裏面温度(i)、蒸気温度としてサイフオン天板の表面温度(ii)、凝縮部温度としてサイフオン放熱部(ラジエター)側壁の表面温度(4箇所)(iii)、さらに放熱部の入気温度(iv)、放熱部の排気温度(v)、室温(vi)である。ここで、沸騰伝熱面の裏面温度については、裏面に予め設けた 0.5mm 幅の溝にT型被覆熱電対(線径 $\phi 0.2\text{mm}$)を半田により埋め込むことで測定をした。

さらに、動作時の飽和蒸気圧を把握することを目的に、Fig.5-2 に示すようにサイフオンの天板に圧力センサー(上限圧力 1.11MPa , 上限温度 100°C)をアルミのロウ付けにより取り付けしたサイフオンを別途用意し、動作時のサイフオン内圧を測定した。

なお、詳細は後述するが、この圧力測定値とサイフオン天板の表面温度は、HFE-7000の飽和蒸気圧曲線上にほぼ載っており、本測定手法により飽和沸騰時の蒸気温度と蒸気圧を測定できることを確認している。

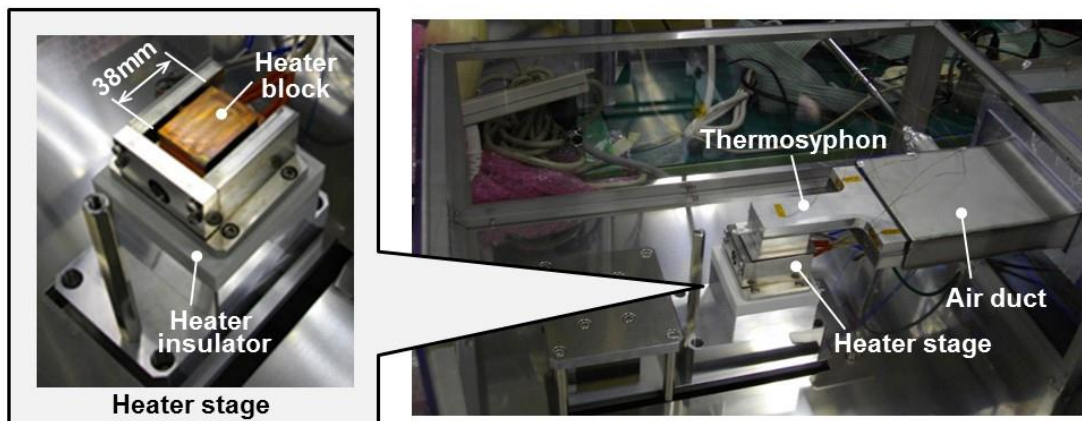
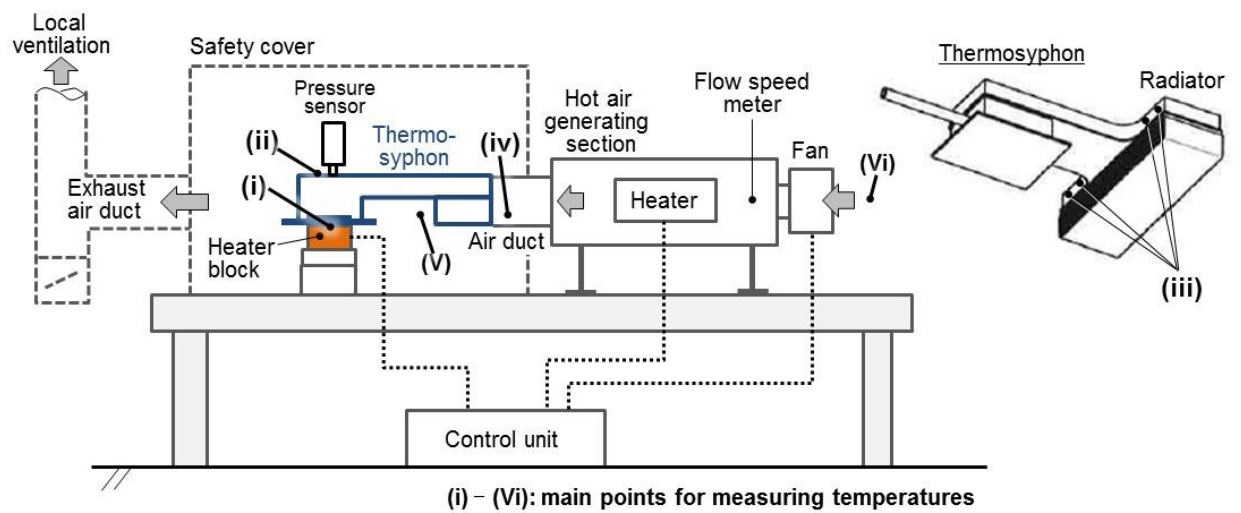


Fig.5-1 Experimental apparatus for evaluating heat transfer performance in high temperature environment



Fig.5-2 Thermosyphon with pressure sensor for measuring internal pressure during saturation boiling

直流電源からヒータブロックへ給電し、入気温度(室温~100℃)に対するサイフォン受熱部の温度および飽和蒸気温度(サイフォン天板の表面温度)を測定した。このとき、次式より受熱部の熱抵抗および沸騰熱伝達係数を算出した。

$$R_b = (T_b - T_{sat})/Q_b \quad (5.1)$$

$$h_b = 1/R_b A_b = Q_b/[(T_b - T_{sat})A_b] \quad (5.2)$$

ここで、 R_b :受熱部の熱抵抗、 Q_b :受熱量、 T_b :沸騰伝熱面温度、 T_{sat} :飽和蒸気温度(サイフォン天板の表面温度)、 h_b :沸騰熱伝達係数、 A_b :沸騰伝熱面積(38mm×30mm)である。

また、放熱部(ラジエーター)での交換熱量 Q_c から、凝縮熱伝達係数 h_c を次式から算出した。

$$Q_c = \rho_a C_a W_a (T_o - T_i) \quad (5.3)$$

$$h_c = Q_c/[(T_{sat} - T_c)A_c] \quad (5.4)$$

ここで、 ρ_a :冷却空気の密度、 C_a :冷却空気の比熱、 W_a :冷却風量、 T_o :放熱部(ラジエーター)の排気温度、 T_i :放熱部(ラジエーター)の入気温度、 T_c :凝縮部(ラジエーター側壁)の温度、 A_c :凝縮伝熱面積である。

5.2.2 沸騰伝熱性能

Fig.5-3 に沸騰伝熱性能の測定結果の一例として、熱流束に対する沸騰熱伝達係数を示す。

供試サイフォンは、Fig.2-3(第2章)で示した2個のCPUを一括冷却するためのサーモサイフォンであり、2枚の沸騰伝熱面の総受熱量は170Wから240Wである。沸騰伝熱面(微細多孔面)の形状は、前章における機械加工面 No.2(孔寸法 $250\mu\text{m} \times 200\mu\text{m}$, 孔密度 $625[1/\text{cm}^2]$)であり、ラジエター入気温度 35°C における試験データである。

サイフォン天板の表面温度(蒸気温度)が約 65°C であったデータをプロットしたものであり、このときの飽和蒸気圧は約 0.28MPa である。図中には、同じく加工面 No.2 について、前章で示した沸騰曲線(蒸気圧 0.10MPa , 0.14MPa , 0.18MPa)も併記している。

前章で示した沸騰曲線測定時の飽和蒸気圧に対して、本サイフォンでは蒸気圧が 0.28MPa と高いために熱伝達係数が向上しており、例えば熱流束 $117\text{kW}/\text{m}^2$ の時熱伝達係数は $25\text{kW}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ であった。

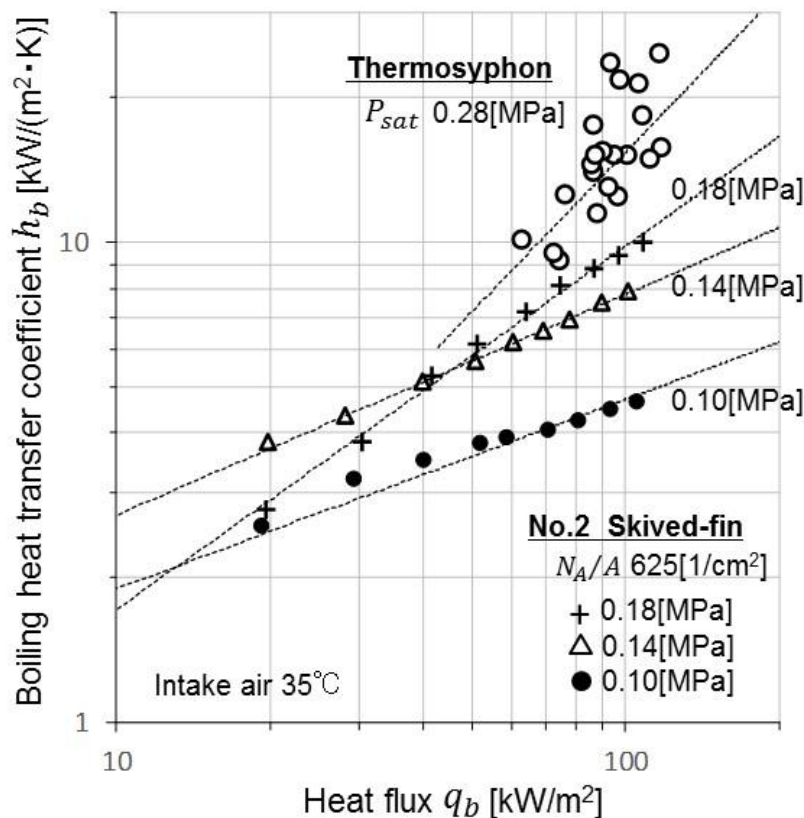


Fig.5-3 Heat flux dependence on boiling heat transfer coefficient

5.2.3 凝縮伝熱性能および熱輸送量

放熱部(ラジエーター)の交換熱量(放熱量)を元に算出した凝縮熱流束に対して、凝縮熱伝達係数をプロットした結果を Fig.5-4 に示す。

供試サイフォンは前述と同様に Fig.2-3(第2章)で示した 2CPU 冷却用のサイフォンであり、ラジエーター入気温度は 35°C 一定、ラジエーター交換熱量は 160W から 280W である。なお、凝縮伝熱面積を求めるに当たっては、凝縮フィン(コルゲートフィン)のフィン高さ 9mm を有効長とした。

冷媒 HFE-7000 は表面張力が小さく濡れ性が比較的高いため、コルゲートフィン表面上の凝縮形態を膜状凝縮と仮定し、(5.5)式で示される垂直平板に対する膜状凝縮熱伝達の理論式[43]から算出した結果も図中に点線で表示している。

$$Nu^* = 1.25Re_f^{-1/4} \quad (5.5)$$

ここで、凝縮数 Nu^* および膜レイノルズ数 Re_f は、それぞれ(5.6)式および(5.7)式で定義される。

$$Nu^* = (h_c/\lambda_l)(\nu_l^2/g)^{1/3} \quad (5.6)$$

$$Re_f = 4q_c l_c / (\mu_l L) \quad (5.7)$$

式中、 λ_l は冷媒 HFE-7000 (液相) の熱伝導率、 ν_l は冷媒 (液相) の動粘性係数、 q_c は熱流束、 l_c は凝縮長さ (=フィン高さ 9mm)、 μ_l は冷媒 (液相) の粘性係数、 L は蒸発潜熱である。

凝縮熱伝達係数は 1~2kW/(m²・K) であり、熱流束の増大に伴い減少する傾向にある。これは理論式とほぼ同等の傾向であるが、理論値よりも大幅に小さい値を示している。凝縮フィンの根元やフィン間の一部が凝縮液に埋もれてしまった可能性があり、そのために有効な凝縮伝熱面積が低減したことが要因であると考えられる。

また、Fig.5-5 には、サイフォン受熱部(沸騰伝熱面を 2 枚搭載)の総受熱量に対するラジエーターでの交換熱量(放熱量)を比較した結果を示す。総受熱量は最大で 311W であり、このとき、2 枚の沸騰伝熱面の受熱量は 146W および 165W である。ラジエーター放熱量は熱輸送量に相当するが、概ね全受熱量の 90% 以上である。最大で 10% 程度はアルミ管体の表面から放熱していたことになる。

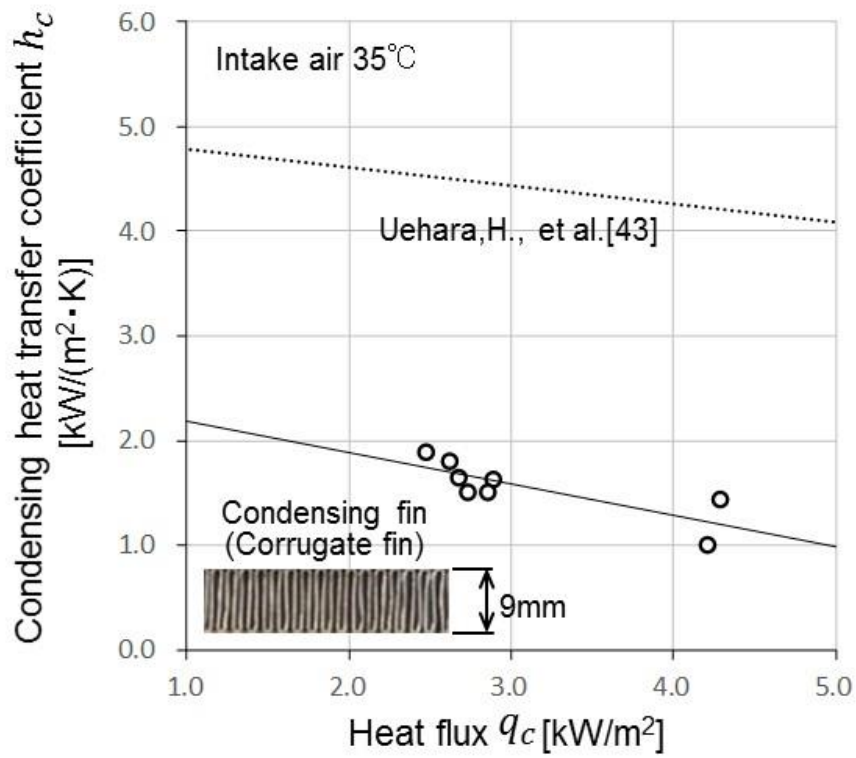


Fig.5-4 Heat flux dependence on condensation heat transfer coefficient of thermosyphon

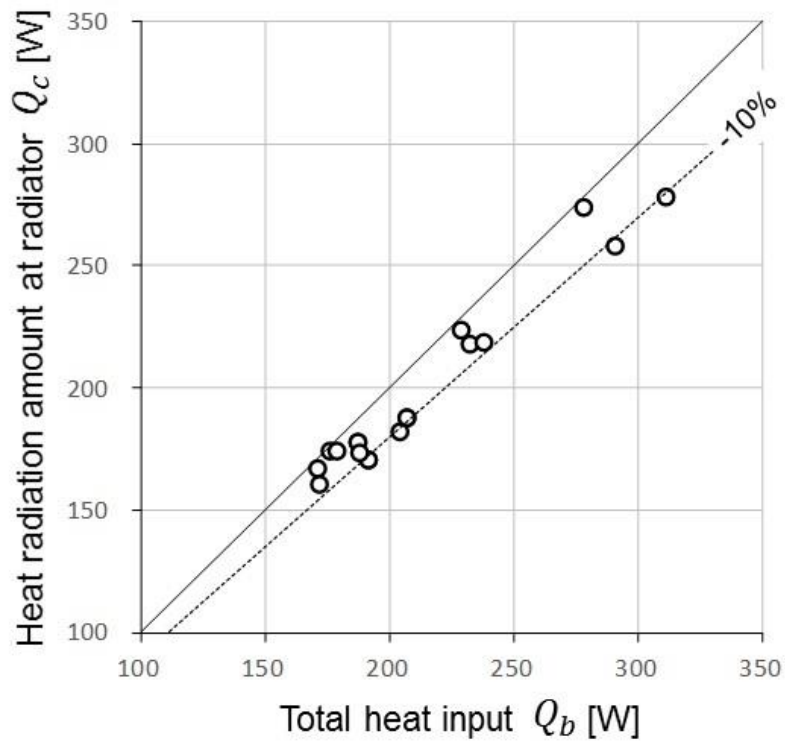


Fig.5-5 Comparison of total heat input and heat radiation amount at radiator of thermosyphon

5.2.4 環境温度の影響

Fig.5-6 に入気温度を室温(25°C)から100°Cまで上昇させた際の沸騰伝熱面温度および蒸気温度, またFig.5-7にサイフンの内圧(ゲージ圧)を示す. いずれもFig.5-2に示した圧力センサーを取り付けたサイフンを用いている.

沸騰伝熱面の形状は加工面 No.2(孔寸法 $250\ \mu\text{m} \times 200\ \mu\text{m}$, 孔密度 $625\ [\text{1}/\text{cm}^2]$)であり, 受熱量は 104W (熱流束 $91\text{kW}/\text{m}^2$), 冷却風量(ラジエーター入気風量)は $0.2\text{m}^3/\text{min}$ である. いずれの入気温度条件(1st~14th ステップ)においても, 伝熱面温度と蒸気温度が飽和した後に入気温度を上昇させた. なお, 蒸気温度とは前述したようにサイフン天板の表面温度である.

受熱部に入熱した直後(1st ステップ), 伝熱面温度が僅かに過度な温度上昇を示しているが(詳細は後述), 全般的に伝熱面温度, 蒸気温度共に入気温度 100°C に至るまで安定を維持しており, 伝熱面温度の過度な上昇は生じていない. サイフン内圧も入気温度の上昇に伴い上昇していき, 入気温度 100°C で 0.7MPa 以上(ゲージ圧)に達している.

また, Fig.5-8 にはサイフン内圧の測定値(絶対圧)とHFE-7000の飽和蒸気圧を比較した結果を示す. 飽和蒸気圧については, 第3章で説明した田中によって抽出法により $300\text{K} \sim 400\text{K}$ の範囲で 10K 間隔で実験的に得られたデータであり[38], 測定値を Δ 印, 田中によって提案されている相関式((3.2)式, 第3章)を実線で表示している.

測定値と飽和蒸気圧はほぼ同値であることから, 入気温度 25°C から 100°C 全域に渡ってサイフンの内圧は飽和蒸気圧とほぼ等しく, 安定的に沸騰および凝縮の相変化を維持していることが分かる. 沸騰伝熱面の微細空洞からの気泡の離脱が, 高温環境においてもスムーズに行われたためであると考えられる.

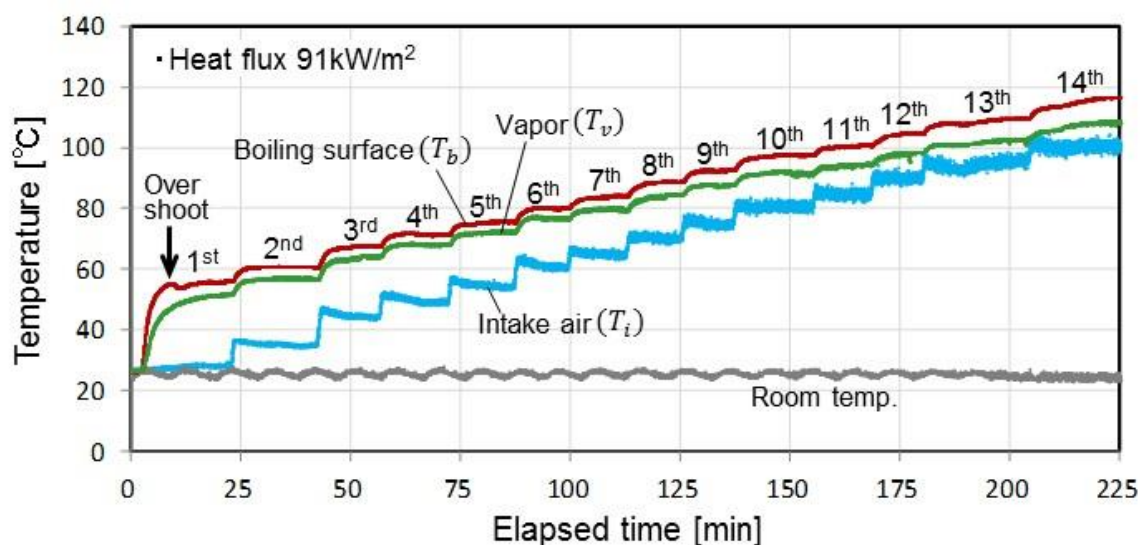


Fig.5-6 Temperature of boiling surface and vapor as intake air temperature increased from 25°C to 100°C

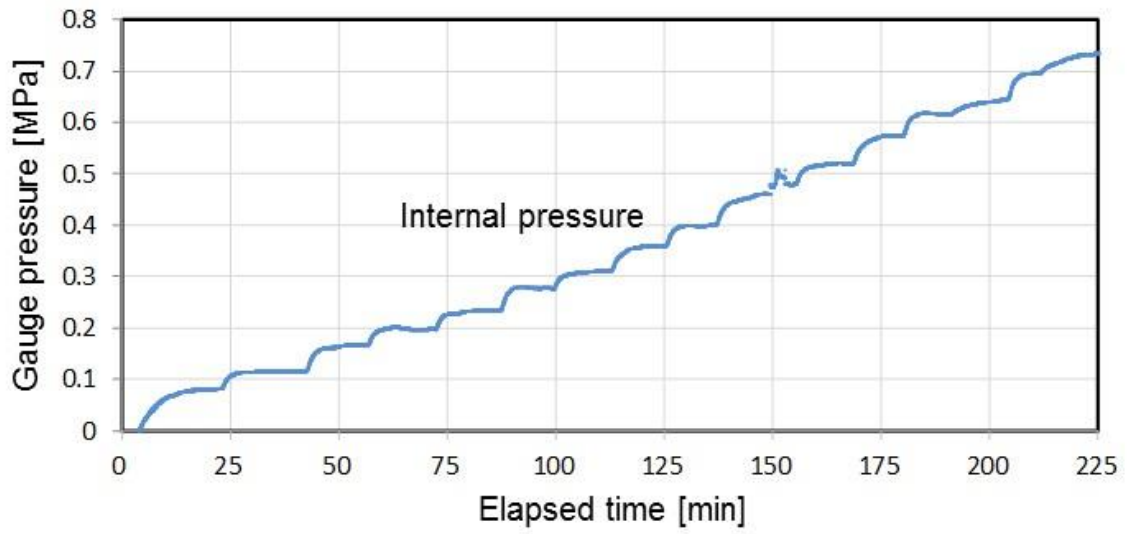


Fig.5-7 Internal pressure of thermosyphon as intake air temperature increased from 25°C to 100°C

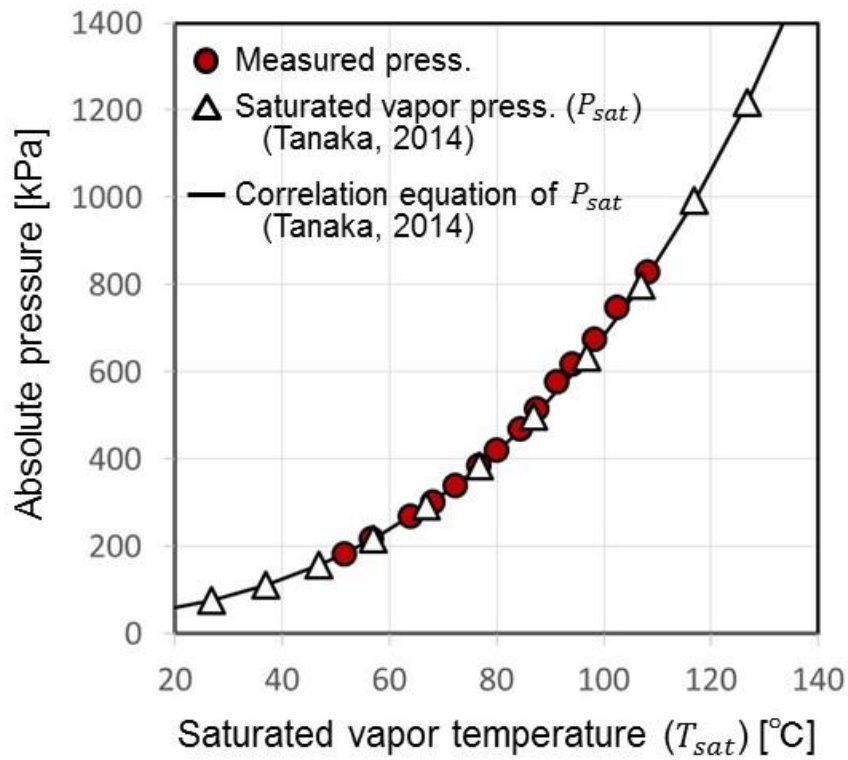


Fig.5-8 Comparison of measured internal pressure of thermosyphon with saturated vapor pressure of HFE-7000

Fig.5-9 にはサイフォン受熱部に熱負荷(104W)を印加した直後における, 伝熱面温度, 蒸気温度, および伝熱面過熱度, 蒸気圧の推移を示す. Fig.5-6 の 1stステップに相当する箇所である.

入熱後に伝熱面温度と蒸気温度の差($T_b - T_v$)は 10.7K にまで急上昇し((A)点), その後, (B)点 ($T_b - T_v=5$ K)まで徐々に下がっている. そして, (C)点にてサイフォン内圧が飽和蒸気圧に到達している. つまり, (A)点にて核沸騰が開始し, (C)点にて飽和沸騰状態になったと考えられる.

このように入熱の直後には, 伝熱面の過度上昇(オーバーシュート)が生じ, 上昇度は 5.7K であった. このオーバーシュートの主要因は, 冷媒 HFE-7000 の濡れ性が比較的高いために伝熱面上のキャビティ内を濡らしてしまい, 沸騰開始が遅れたためであると考えられる. また, 冷媒をサイフォンに注入する前の脱気工程により, 機械加工面の微細空洞内の気泡核が不足していたことも要因とされる. しかしながら, 一度, 飽和核沸騰が開始すると, キャビティ内の気泡核が十分に形成されるため, Fig.5-6 に示したように 2ndステップ以降はオーバーシュートは発生していない.

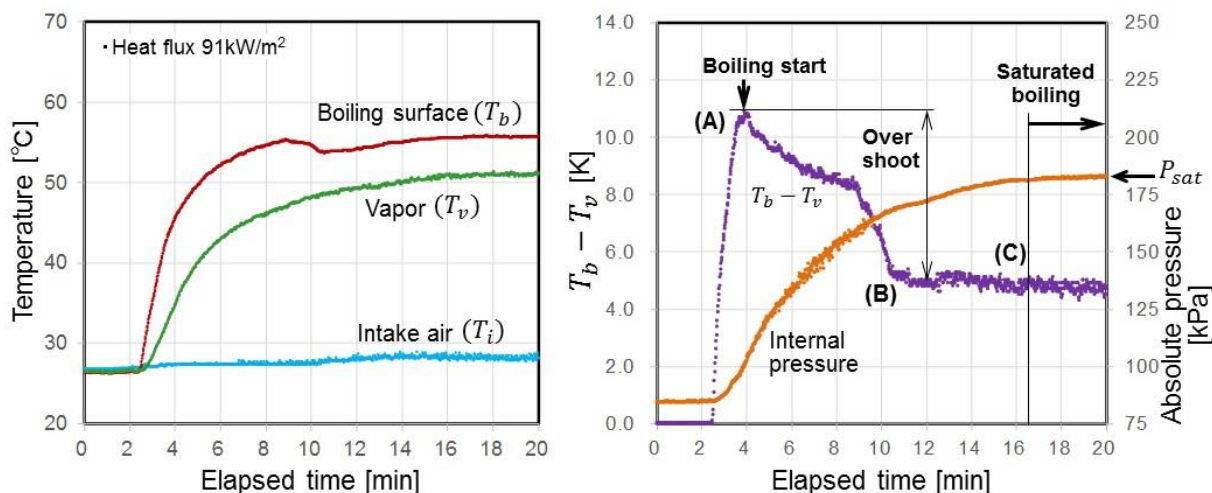


Fig.5-9 Thermosyphon temperature, wall superheat and internal pressure after heat was applied to boiling surface

Fig.5-10 に入気温度 29°Cから 90°Cのときの飽和蒸気圧に対する受熱部の熱抵抗を示す.

入気温度の上昇に伴い飽和蒸気圧が高くなり, 熱伝達係数が向上するため熱抵抗は減少していく. しかしながら, 入気温度が 60°C付近を超えると急激に熱抵抗が増加している. 入気温度 60°Cでは蒸気温度は 76°C超であり, このときの飽和蒸気圧は 400kPa 近くになる. 故に, この熱抵抗の上昇はサイフォン内圧の増大に伴う受熱部の塑性変形のため, 沸騰伝熱面とヒータブロック間の接触面積が減少したためであると考えられる.

実際に試験後にサイフォンを取り出すと, 受熱部の裏面が若干変形(凸状に膨張)しているのを確認している. 本試験の供試サイフォンと同形状で, 圧力センサーを取り付けていないサイフォンの場合

には、入気温度 70℃ほどで受熱部の熱抵抗が上昇することを確認しており、受熱部の変形様相の一例として、Fig.5-11 に入気温度 80℃での受熱部裏面の画像を示す。

そこで、高温域での受熱部とヒータブロックの接触状態を確認するため、入気温度が 70℃に達した時点で、一旦サイフォンを試験装置から取り出し、受熱部の裏面にインクを塗布した後に紙面に押し付け、転写跡の面積を求めることで接触面積の概算値を求めた。その後、サイフォンを再び試験装置へ取付け、入気温度 80℃、90℃、100℃それぞれについても同様の手順で接触状態を確認した。

Fig.5-12 に接触状態を可視化した結果を示す。入気温度 70℃では接触面積は沸騰伝熱面 (38mm × 30mm) のほぼ 100%で殆ど変形していないが、80℃、90℃および 100℃においては塑性変形が進行し、接触面積はそれぞれ沸騰伝熱面の 55%、42%、22%と低減している。

本供試サイフォン受熱部の沸騰伝熱面の板厚は 1.5mm であり、板厚の増すことで塑性変形が生じる温度をより高温側にシフトすることは可能であるが、板厚の増加分、受熱部の熱抵抗は増加することになるため、両者の影響を考慮した上で適正な伝熱面の板厚を設計することとなる。

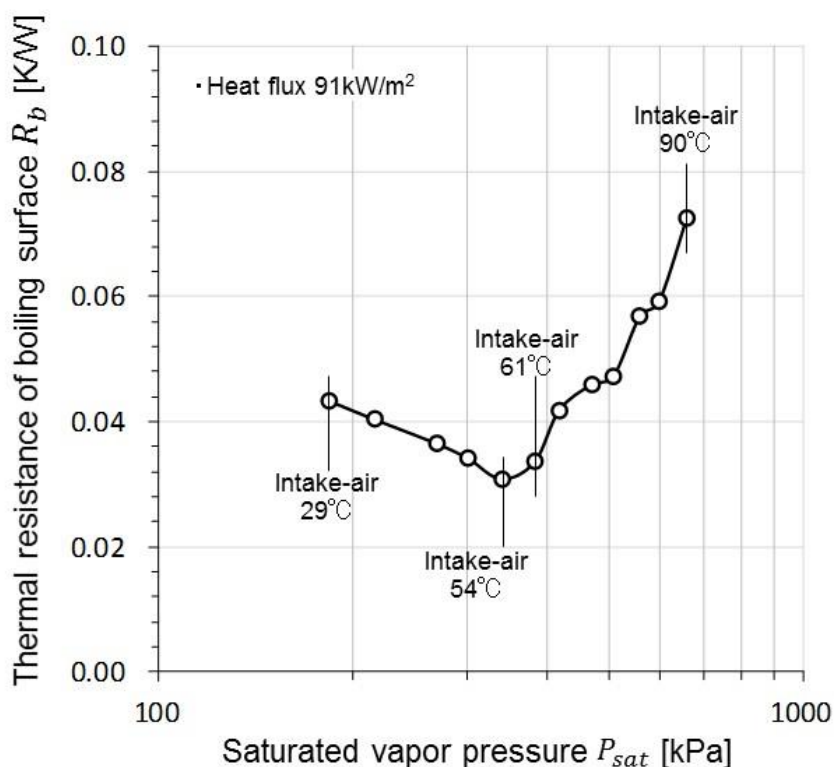


Fig.5-10 Thermal resistance of boiling surface of thermosyphon

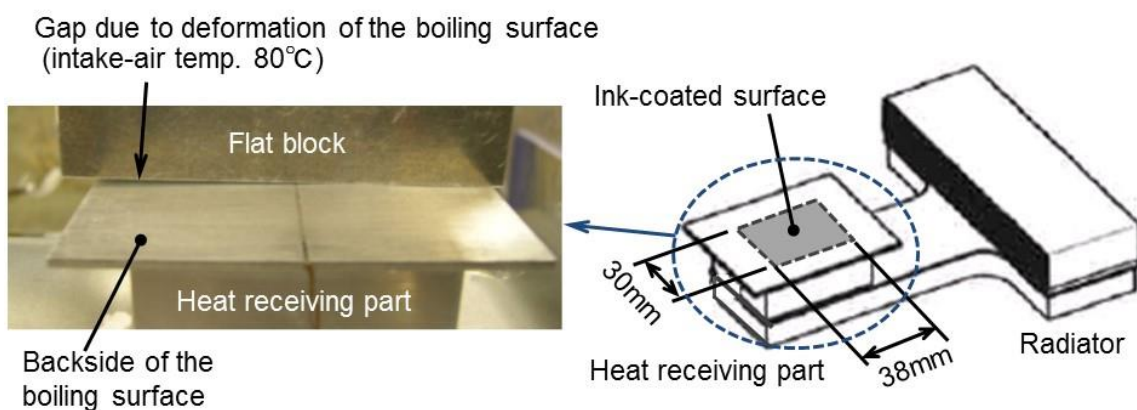


Fig.5-11 Plastic deformation of backside of boiling surface at intake air of 80°C

Intake-air temp.70°C	80°C	90°C	100°C
Contact area 100%	Contact area 55%	Contact area 42%	Contact area 22%

Fig.5-12 Visualized contact area between backside of boiling surface and heater block

Fig.5-13 には入気温度 54°Cまでの沸騰熱伝達係数を飽和蒸気圧に対して示す。

上述した受熱部の塑性変形が生じない温度領域であり、入気温度の上昇に伴い飽和蒸気圧が高くなるために熱伝達係数も上昇している。

また、図中には、平滑面の核沸騰熱伝達係数の整理式として、Kutateladzeの式((3.11)式、第3章)による計算値も点線にて示している。測定値は平滑面の熱伝達係数(計算値)の約7倍であり、沸騰伝熱性能が大幅に促進されていることが分かる。なお、前章で示した微細多孔面の孔密度の影響を検証した結果から、孔密度833[1/cm²]の加工面No.3を本サーモサイフオンの沸騰伝熱面に適用することにより、熱伝達係数はさらに向上するものと考えられる。

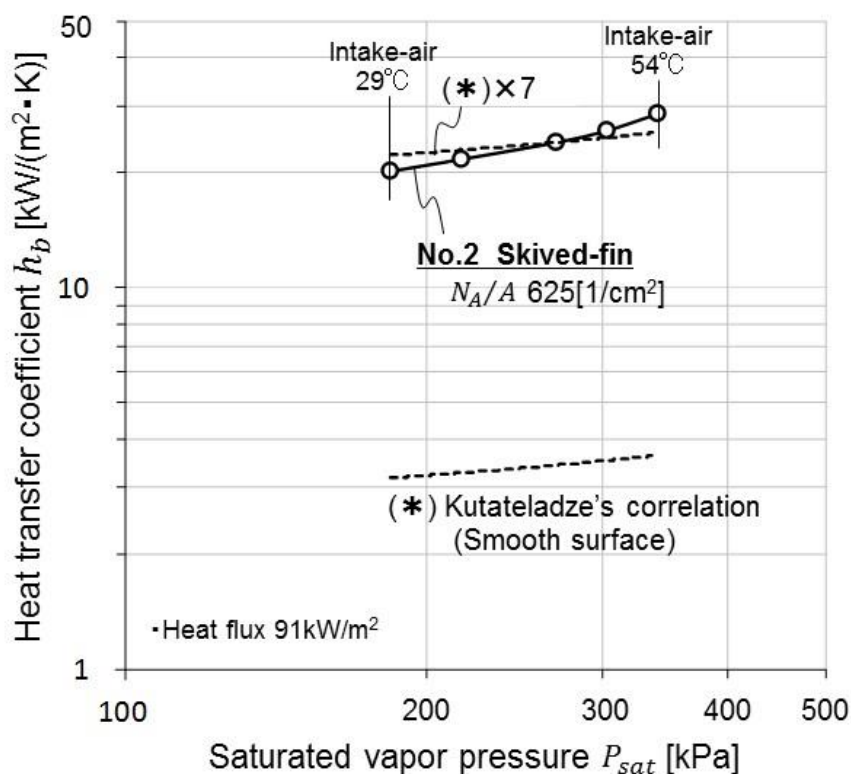
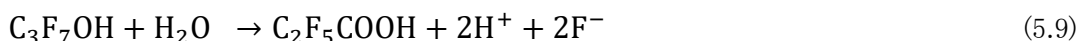


Fig.5-13 Saturated vapor pressure dependence on boiling heat transfer coefficient of thermosyphon

5.3 アルミ腐食性の検証

5.3.1 実験方法

第2章で述べたように、アルミニウム合金とフッ素系冷媒であるHFE-7000の共存環境においては、アルミ表面の腐食について検討しておく必要がある。腐食の形態については、冷媒中の溶存水分量に応じてアルミ表面に吸着する水膜による腐食、ならびに、次式で示すように、溶存水分と冷媒が加水分解反応を起こすことにより生成されるフッ素イオンによるアルミ表面の局部腐食(孔食)が考えられる[37].



第2章にて、冷媒中の水分飽和度(冷媒の飽和溶存水分量に対する溶存水分の割合)は臨界湿度よりも低く、アルミ表面に吸着する水膜による腐食は無いと考えられること、また、常温環境では冷媒の加水分解によるフッ素イオンの生成は殆ど無いことを述べた。

しかしながら、加水分解反応は高温になるほど促進されると考えられることから、サイフォンが高温環境に晒される可能性があることも踏まえると、高温環境における冷媒の加水分解性についても検討

しておく必要がある。

そこで、HFE-7000 とアルミニウム合金の共存環境における長期信頼性を検証するため、高温環境におけるエージング試験(加速試験)を行い、冷媒の分解性およびアルミ腐食性について検討を行った。

Fig.5-14 に示すように、試作したアルミサイフンの一部を切断し、耐圧容器中の HFE-7000 に切断片を浸漬させたサンプルと、耐圧容器に HFE-7000 のみを封入したサンプルを用意し、それぞれ高温環境(50℃, 100℃, 150℃)にて1ヶ月間エージングさせた。

その後、冷媒中のフッ素イオン濃度を純水抽出イオン交換クロマトグラフィーにより測定を行うと共に、アルミ表面の SEM(Scanning Electron Microscope)観察および EDX(Energy Dispersive X-ray spectrometry)成分分析を実施した。

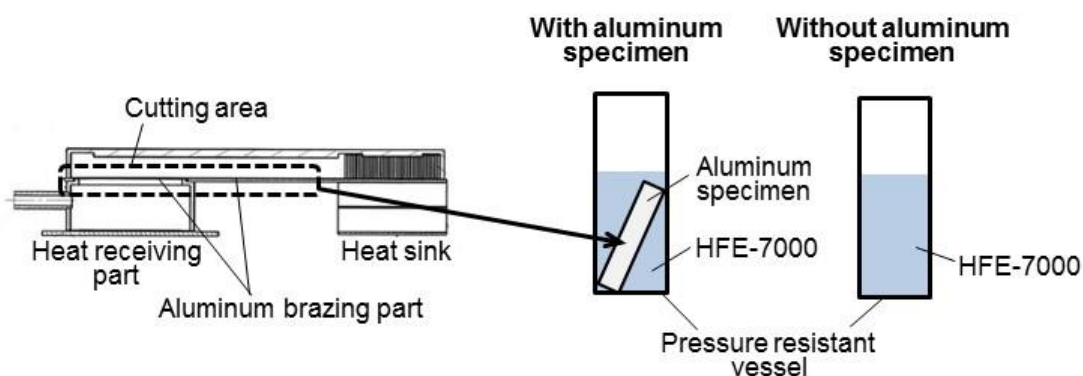


Fig.5-14 Sample of high temperature acceleration test up to 150℃ for 1 month

5.3.2 実験結果

高温エージング試験後の冷媒中のフッ素イオン量の測定結果から、フッ素イオンの生成速度(単位時間当たりのフッ素イオン生成量)を算出した結果を Fig.5-15 に示す。

図中、緑丸がアルミ片無し(冷媒 HFE-7000 のみ)であり、青丸が実際のサイフン環境に近いアルミ片有りの場合である。また参考として、HFE-7000 と酢酸ナトリウム水溶液を共存させた状態におけるアルミ片有りの結果も赤三角で示している。本測定は、冷媒分解が促進される環境を敢えて作り出すことにより、HFE-7000 と溶存水分との間の加水分解反応の温度依存性を把握するために実施したものである。

フッ素イオン生成速度は環境温度の上昇と共に増大しているのが分かる。温度上昇に伴い、HFE-7000 と溶存水分間の加水分解反応が促進されたためである。そして、冷媒の分解促進をさせない場合、例えば 100℃環境ではフッ素イオン生成速度は概ね 10^{-5} ppm/hr オーダである。なお、アルミ片有りの場合、アルミ片無しに比べて生成速度が遅くなっているが、これは冷媒中に生成されたフッ素イオンがアルミ片の表面に付着して消費されたためであると考えられる。

実際のサイフォン使用条件に近い環境(青丸)では、環境温度 50℃にてイオン生成速度は 1.4×10^{-6} ppm/hr である。本サイフォンが搭載された電子機器が、仮に 50℃環境で 10 年稼働する場合を想定すると、サイフォンへの冷媒封入量が 25cc であることから、フッ素イオンの総生成量は 0.004mg となる。本値はフッ化水素の最小致死量(経口)である 1.5g [44]の約 3×10^{-4} %と極めて微量であり、本サイフォンを実環境で使用する上で人体に対する危険性は非常に低い。

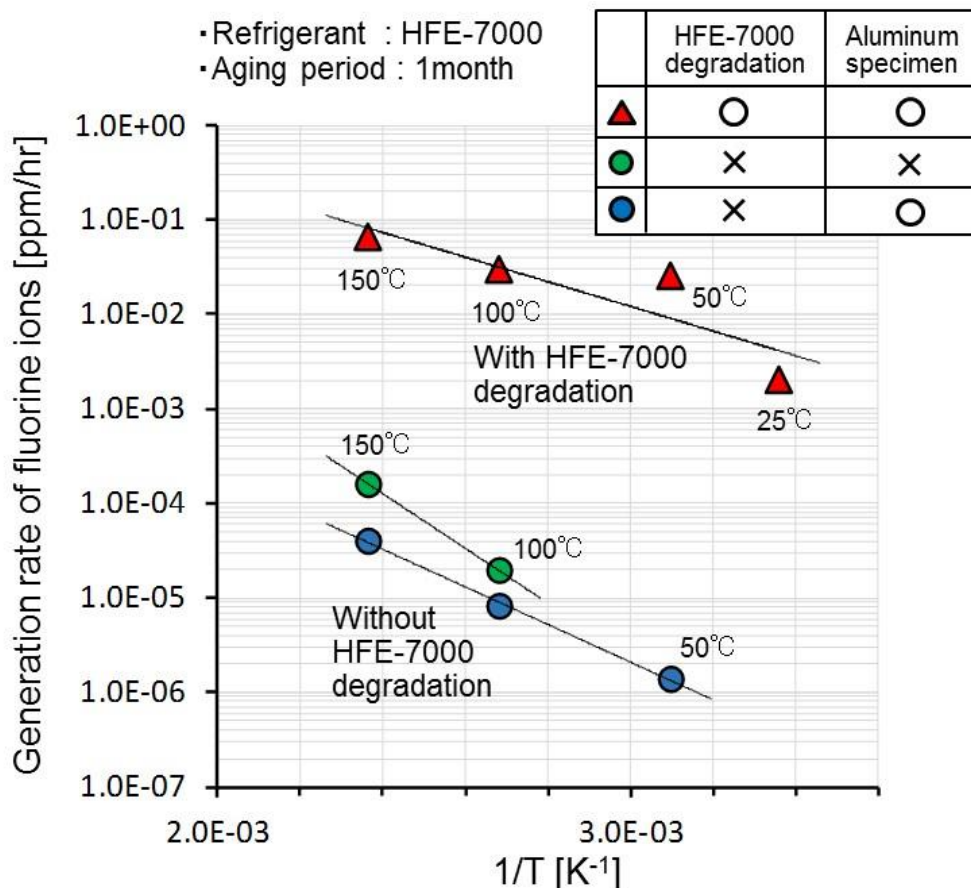


Fig.5-15 Generation rate of fluorine ions in HFE-7000 sample exposed to high temperature environment up to 150℃

Fig.5-16 に、エージング試験済みのアルミ片のアルミロウ付け部の SEM および EDX 成分分析結果を示す。アルミ片はサイフォンの一部を切断したものであるが、アルミ母材よりもロウ付け部の方が腐食を生じやすいと考え、ロウ付け部について測定を実施した。

SEM 観察時に表面を一様に観察したところ、孔食などの局部腐食は観られなかった。また、フッ素成分(F)については、環境温度 50℃では成分検知されず、100℃では検知されたものの元素組成 0.9%と微量であった。150℃まで上げると 5.9%となり、高温環境ほどアルミ表面のフッ素量は増加する。これは上述のフッ素イオン生成速度の環境温度依存性と同等の傾向である。なお、マグネシウム

(Mg), シリコン(Si), 鉄(Fe)が微量に検知されているが, これらは試験片のアルミ合金の母材に元々僅かに含まれている成分である.

以上の検討結果より, 50℃環境においてはフッ素イオンの生成は殆ど無く, また, アルミ表面にフッ素成分は検知されず孔食も観察されなかったことから, サーマサイフォンを実環境で使用する上で冷媒の分解によるアルミ腐食が問題になることはないと考ええる.

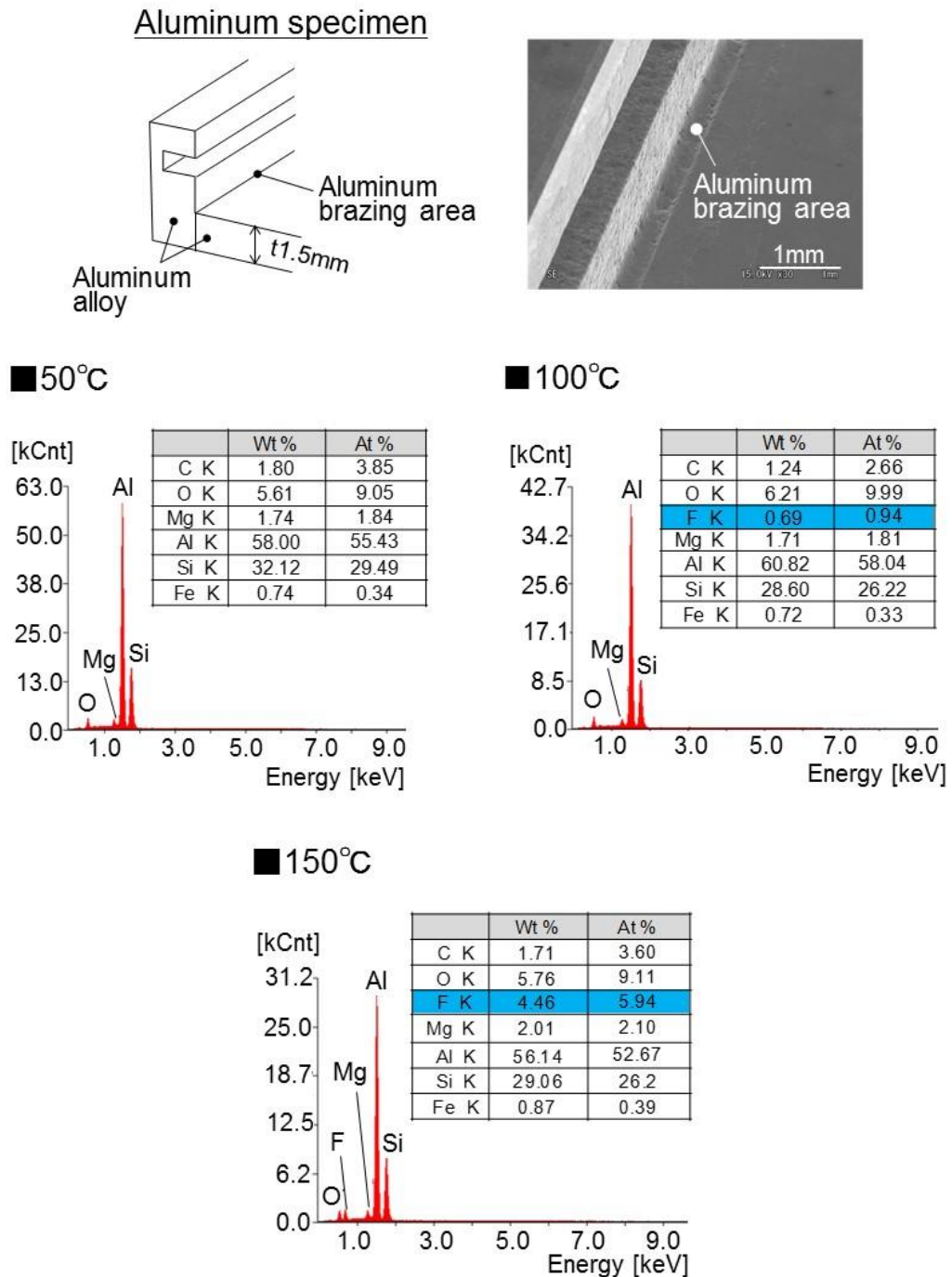


Fig.5-16 SEM and EDX analytical result of aluminum specimen's surface after 1 month aging test at high temperature environment

5.4 本章のまとめ

本章では、狭小空間で且つ高温環境でのアルミサーモサイフオンの適用可能性を検証すべく、受熱部の沸騰伝熱面にスカイプフィン加工による発泡促進構造を有する低背型アルミサイフオンを新規に考案および試作し、フッ素系不活性冷媒 HFE-7000 を用いて 100℃環境を上限に動作検証実験を行った結果を述べた。

また、HFE-7000 とアルミニウムの共存環境における長期信頼性を検証するため、高温環境(最高 150℃)におけるエージング加速試験を行い、冷媒の加水分解性およびアルミ腐食性について検討した結果を示した。

サイフオン受熱部への入熱の直後には、伝熱面温度の僅かな過度上昇(オーバーシュート)が生ずるも、環境温度 100℃に至るまで概ね伝熱面温度は安定的に維持されることを明らかにした。また、沸騰中のサイフオン内圧は HFE-7000 の飽和蒸気圧とほぼ等しいことから、100℃環境までの全域に渡り、沸騰および凝縮の相変化が維持されていることを示した。沸騰伝熱面の微細空洞からの気泡の離脱が、高温環境においてもスムーズに行われたためであると考ええる。

なお、入熱直後における伝熱面温度のオーバーシュートの要因としては、冷媒 HFE-7000 の濡れ性が比較的高いために伝熱面上のキャビティ内を濡らしてしまい沸騰開始が遅れたこと、また、冷媒をサイフオンに注入する前の脱気工程により、機械加工面の微細空洞内の気泡核が不足していたことが考えられる。一度、飽和核沸騰が開始するとキャビティ内の気泡核が十分に形成されるため、以降オーバーシュートは発生しないことを示した。

また、環境温度の上昇に伴い飽和蒸気圧が高くなり、沸騰伝熱が促進されるために受熱部の熱抵抗が減少するが、環境温度 60℃付近でサイフオン内圧の増大に伴う受熱部の塑性変形のため、熱抵抗が増大に転じることを示した。塑性変形が生じない環境温度域(54℃以下)では、環境温度の上昇に伴い熱伝達係数が上昇し、平滑面(計算値)の約 7 倍に到達することを示した。

冷媒の分解性については、環境温度の上昇に伴い HFE-7000 と溶存水分の加水分解反応が促進されることで、フッ素イオンの生成速度が上昇していくことを示した。

得られたフッ素イオン生成速度から、本サイフオンが搭載された電子機器が仮に環境温度 50℃で 10 年稼働する場合を想定してフッ素イオンの総生成量を試算した結果、生成量はフッ化水素の最小致死量(経口)に対して極めて微量である。人体に対する危険性は非常に低いと考える。

以上の検討結果より、本アルミサーモサイフオンの環境上限温度は 50℃程度であり、高温環境における電子機器冷却への適用可能性はあると考える。

本章最後に、試作検証したサーモサイフオンで達成することができた発熱密度を、前述した部品面積に対する発熱密度のトレンド[3][4](第 1 章 Fig.1-1)にプロットをした結果を Fig.5-17 に示す。Fig.2-3(第 2 章)で示した 2 個の CPU を一括冷却するためのサーモサイフオンであり、沸騰伝熱面の受熱量が 165W であったときの値である。従来の冷却技術では水冷方式の領域であるが、本サーモサイフオンにより、相変化熱輸送を利用した空冷方式で冷却が可能であることを示すことができた。

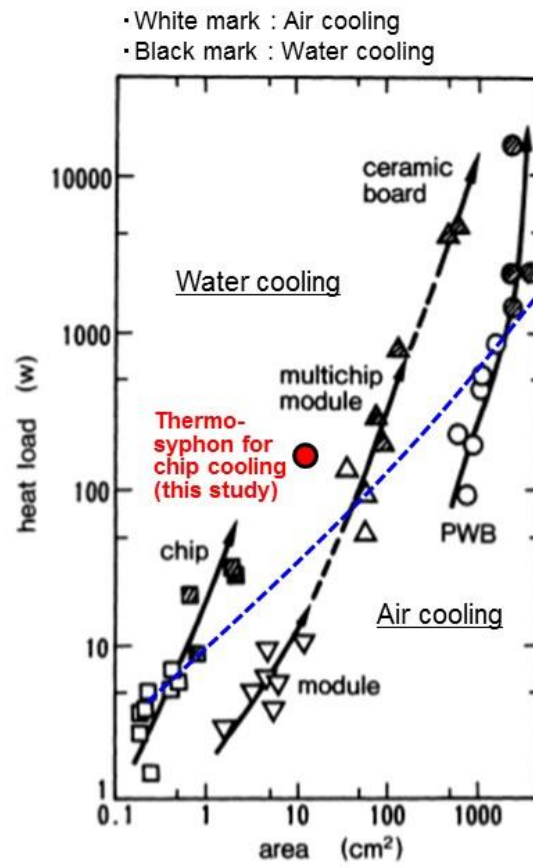


Fig.5-17 Position of thermosyphon in this study for chip cooling (based on [3][4])

第6章 高密度電子機器へのサーモサイフォン実装の検討

6.1 背景

スマートフォンやタブレット端末の増大による世界規模での通信トラフィックの急増により、通信ネットワーク機器においては、伝送速度 20Gbps 以上の高速信号を高密度に長距離伝送させる必要がある。しかしながら、電気伝送技術では配線損失等により高速伝送に限界があることから、高速伝送に有利な光伝送技術への期待が高まっている。特に、装置内のプリント基板間的高速信号伝送にまで光ファイバー伝送を適用する光インターコネクタ(光配線)技術は重要な鍵となっている。

高密度電子機器の内、このような通信ネットワーク用の光伝送装置では、筐体の発熱密度が汎用サーバの数倍程度になる場合もあり、また、許容環境温度が高い一方、光素子の動作保証温度は低く環境温度との差分が小さいことから、高効率冷却への需要が特に高い。光伝送装置は、Fig.6-1 に一例を示すように、高発熱回路基板を内蔵する低背型の電子機器が複数台搭載される形態をとり、それぞれの電子機器は発熱量 800W 程度にもなる。

そこで本章では、通信ネットワーク用光伝送装置を対象に、動作保証温度が異なる複数の発熱素子を搭載した高発熱回路基板へのサーモサイフォンによる冷却実装の実現性について、試作機により検討した結果を示す。

なお、本章で説明するサーモサイフォンは、回路基板(PWB:Printed Wiring Board, 総発熱量 800W 弱)の冷却を想定したものであり、Fig.6-2 に示すように、部品面積に対する発熱密度のトレンド [3][4](第 1 章 Fig.1-1)を再び引用すると、赤点線で囲んだ領域を冷却対象としたものである。

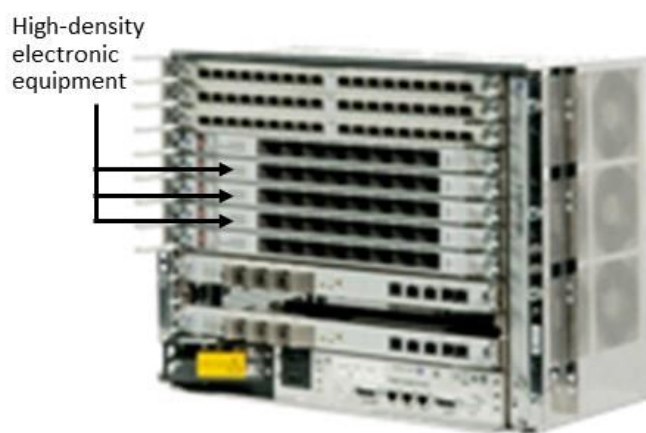


Fig.6-1 Communication network equipment by optical transmission (NOKIA)

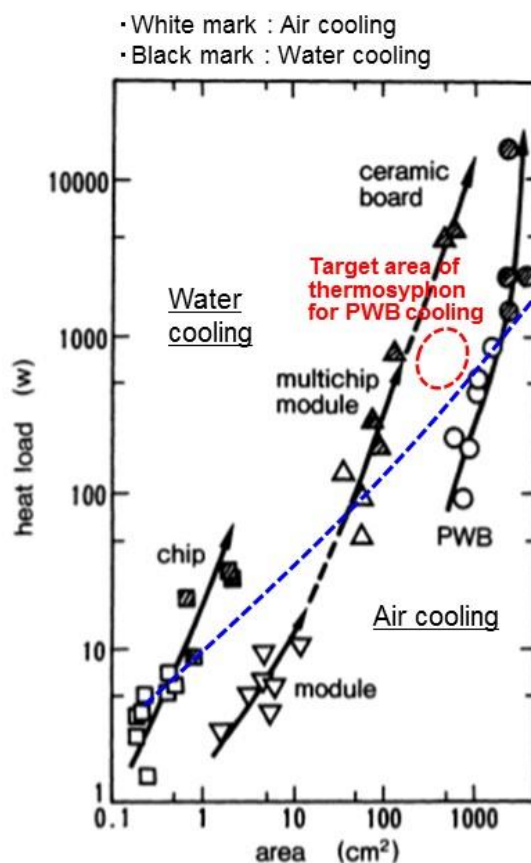


Fig.6-2 Target area of thermosyphon in this chapter for PWB cooling (based on [3][4])

6.2 試作機および試験方法

冷却対象として通信ネットワーク用光伝送装置に実装される高発熱回路基板を想定し、Fig.6-3 に示す回路基板を例にサーモサイフオンの適用可能性の検討を行った。

光伝送装置では、発熱量の大きい LSI 素子に加え、光モジュールや光インターコネクなどの光素子など複数の発熱素子が高密度に実装される。そこで、図に示すように発熱素子 HGE (Heat Generation Element)を①, ②, ③に区分した(①LSI 素子, ②③光素子)。その他、制御回路および電源回路も含めると総発熱量は約 770W である。また、各素子(①②③)の動作保証温度は異なり、環境温度を 40℃とした場合に許容される温度上昇の上限値は、LSI 素子がジャンクション温度上昇の上限値で 60K, 光素子は耐熱温度が低く 30K である。

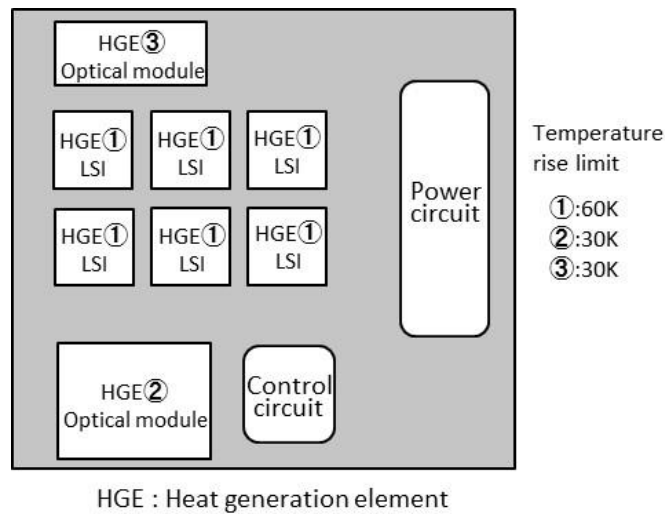


Fig.6-3 Layout of heat generation element on circuit board

Fig.6-4 にサーモサイフォン試作機の概観写真を, Fig.6-5 および Fig.6-6 に概略構成を示す.

装置筐体はアルミニウム合金による一体構造であり, 装置内を発熱領域毎に A 室, B 室, C 室の 3 室に分割し, 各部屋に沸騰伝熱面を有する受熱部と凝縮フィンおよび空冷フィンを有する放熱部(ラジエーター)を設けている.

各室のサイフォンが, 前章で示したアルミサイフォンとほぼ同じ形態であり, 3 つのサイフォンが併設された構成となっている. A 室の冷却対象は光素子(Fig.6-3 の HGE②)および制御回路, B 室は LSI 素子(HGE①)および電源回路, C 室は光素子(HGE③)である. 各発熱はセラミックヒータの通電発熱により模擬している.

沸騰伝熱面はこれまで検討してきたスカイブフィン加工による微細多孔を有する伝熱面であり, 具体的には第 4 章で示した加工面 No.2(孔寸法 $250\mu\text{m} \times 200\mu\text{m}$, 孔密度 $625\text{ [1/cm}^2\text{]}$)である. 基材はアルミニウム合金(合金番号 1050)であり, 1 列 $240\text{mm} \times 30\text{mm}$ の伝熱面を 5 列ほど形成している. このように, 装置筐体をアルミ一体構造とし, 発熱領域を 3 分割するという構造を採用した理由は, 発熱源のレイアウト変更に対応すると共に, 狭小空間にサイフォンを搭載させるためである.

セラミックヒータ(25mm 角)はアルミニウム製の金属片(厚さ 7mm)を介して装置筐体に接合される. このとき, セラミックヒータとアルミブロック間およびアルミブロックと装置筐体間には, 熱伝導性グリース(熱伝導率 $3.1\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$)を薄く塗布し, 基板と装置筐体をネジ締結させることで熱接続させている. A 室では光素子および制御回路の発熱模擬としてセラミックヒータを 2 個並列接続し, B 室では LSI 発熱用に 6 個, さらに電源回路発熱用に 2 個, C 室では光素子の発熱用に 2 個接続している. A 室, B 室, C 室の給電には直流安定化電源を使用し, 所定の電力供給量になるよう電圧調整した.

各発熱量は, 光素子(HGE②)および制御回路をそれぞれ 52.5W , LSI 素子(HGE①)および電源回路をそれぞれ 528W ($=88\text{W} \times 6$ 個), 113W ($=56.5\text{W} \times 2$ 個), 光素子(HGE③)を 34W ($=17\text{W} \times 2$ 個)とし, A 室合計で 105W , B 室 641W , C 室 34W とした(合計 780W).

放熱部(ラジエーター)を構成する凝縮フィンおよび空冷フィンは、共にコルゲートフィンである(フィン厚 0.2mm, フィン隙間 0.8mm)。ここで、C 室は冷却風の最下流側に位置しており、上流側の A 室, B 室からの風温上昇の影響を極力無くするため、C 室の上流側は通風ダクトとしている。

冷媒はこれまでと同様にフッ素系不活性冷媒 HFE-7000 である。封入量は A 室, B 室, C 室それぞれ 39.0cc, 221.3cc, 17.9cc とし、放熱部の凝縮フィンの根元が約 1mm 冷媒に浸かる程度とした。

主要な温度測定箇所は、発熱箇所の温度としてセラミックヒータの表面温度 (No.1~No.4), 蒸気温度として受熱部筐体の天板表面温度 (No.5~No.7), 凝縮温度として放熱部の空冷フィン根元付近の表面温度 (No.8~No.10) である。なお、セラミックヒータの表面温度については、アルミブロックのヒータ接触側の面に形成した溝に熱電対を挿入することで測定した。

ラジエーターの背面側に送風機(ブロー)を導風ガイドを介して設置した。さらに、沸騰時の蒸気圧を計測するため、図示していないが受熱部の天板に圧力センサー(A 室, B 室, C 室各 1 個)を設置した。A 室, B 室, C 室に前述した発熱量を印加した状態で、ラジエーター風量変更時の各温度ならびに圧力を測定した。

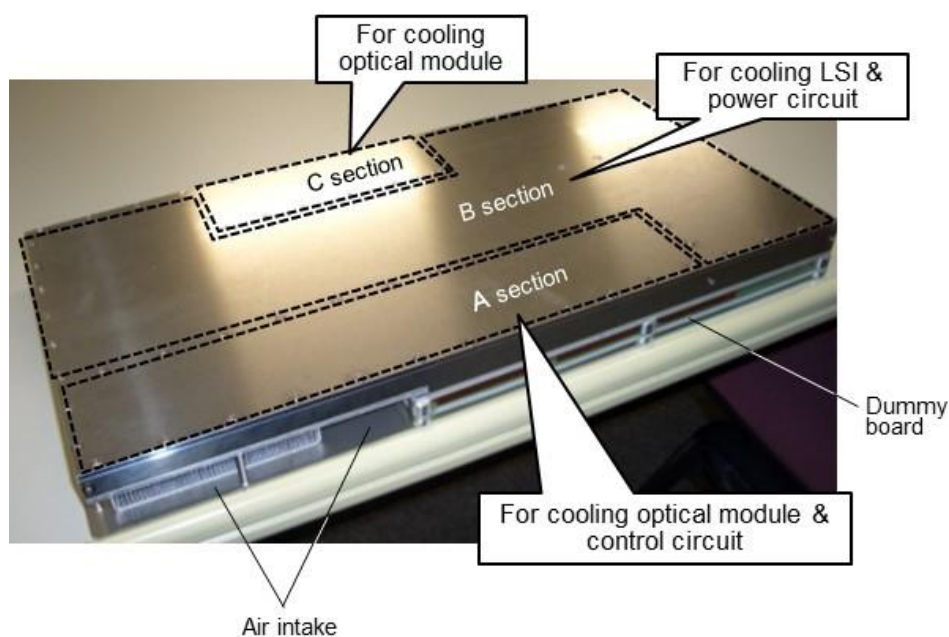


Fig.6-4 Prototype of cooling unit

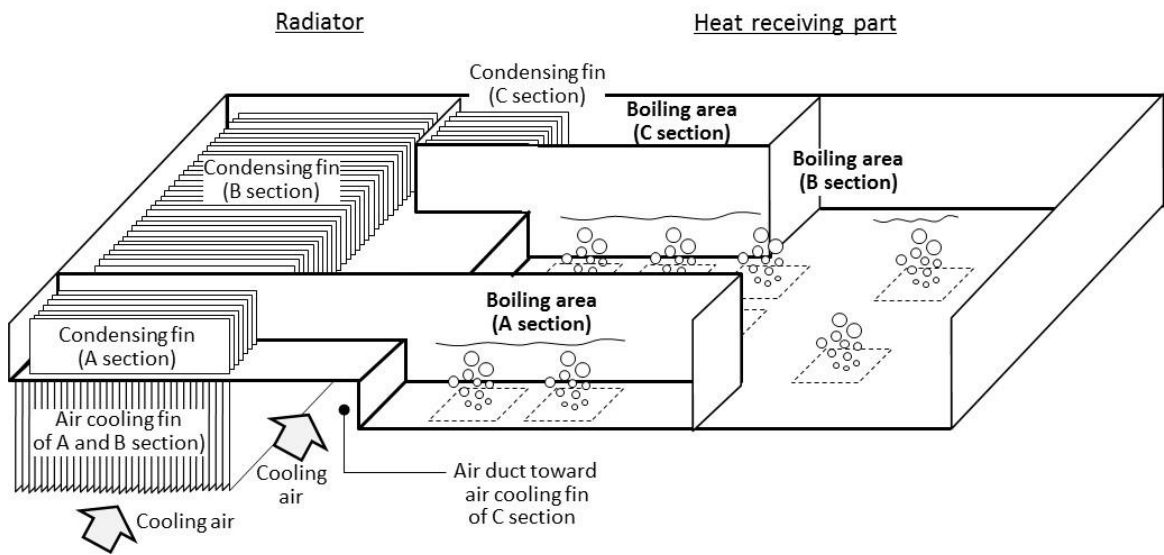


Fig.6-5 Configuration of cooling unit prototype

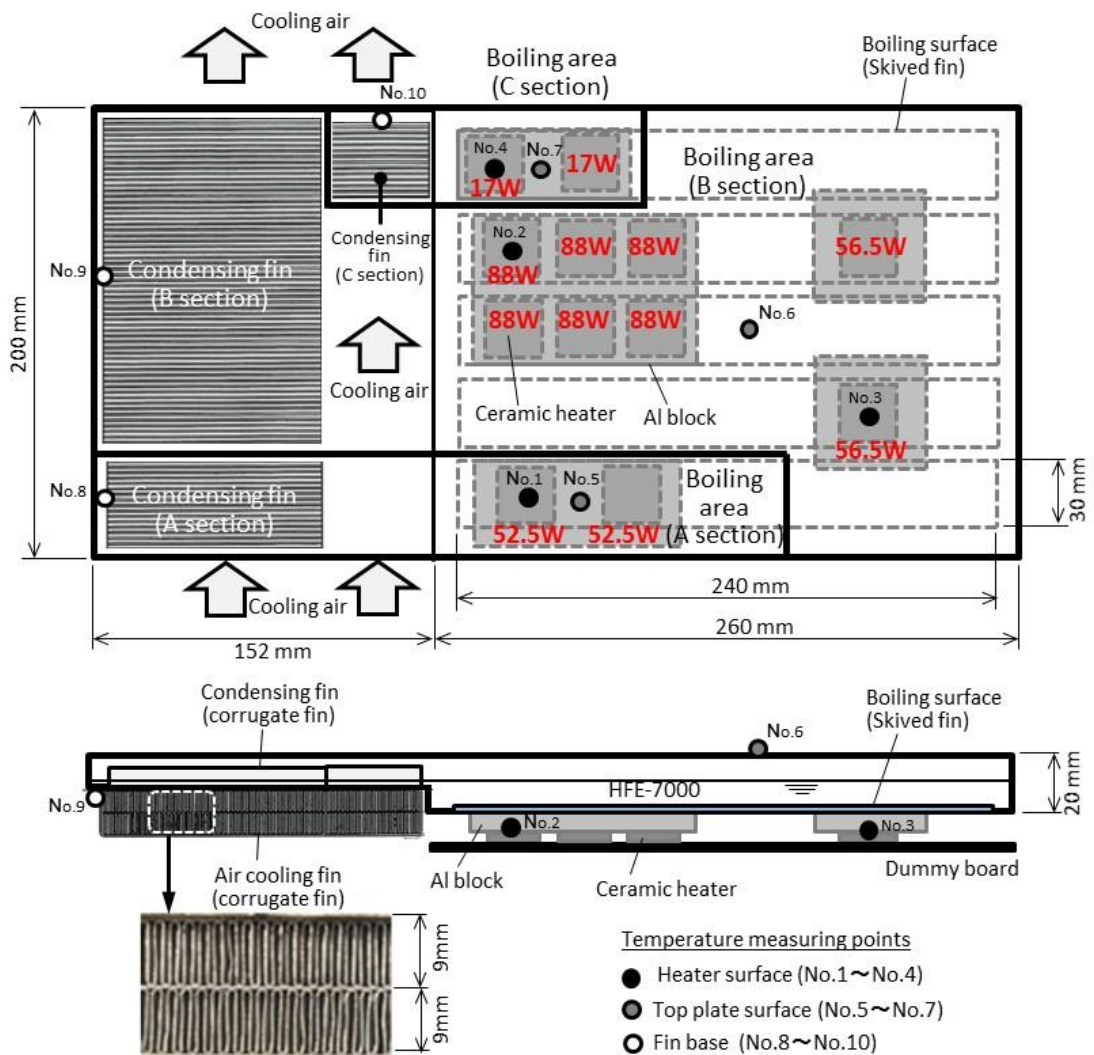


Fig.6-6 Configuration of cooling unit prototype

6.3 試験結果

Fig.6-7 にラジエーター冷却風量を変更した際の内圧測定結果(絶対圧)を示す. 赤い丸印が B 室, 黄色い丸印が A 室および C 室の測定値であり, いずれもサイフォン天板の表面温度に対する内圧測定値をプロットしている. また, 実線は HFE-7000 の飽和蒸気圧曲線であり, これまでと同様に田中によって提案された相関式[38]を表示している.

測定点は概ね飽和蒸気圧曲線付近に分布しており, 安定的に沸騰および凝縮が維持されていたと考える. 特に B 室については, 測定点は飽和蒸気圧曲線上に載っており, サイフォン天板温度が飽和蒸気温度と等しくなっている. しかしながら, A 室および C 室の測定点については, 天板温度が蒸気温度よりも高い. サイフォン筐体がアルミ一体構造のため, 発熱量が最も多い A 室から, 隣接する B 室および C 室へ熱が流入した影響によるものと考えられる. そこで, B 室および C 室の飽和蒸気温度については, 同図に示すように内圧測定値と蒸気圧曲線の交点から算出した.

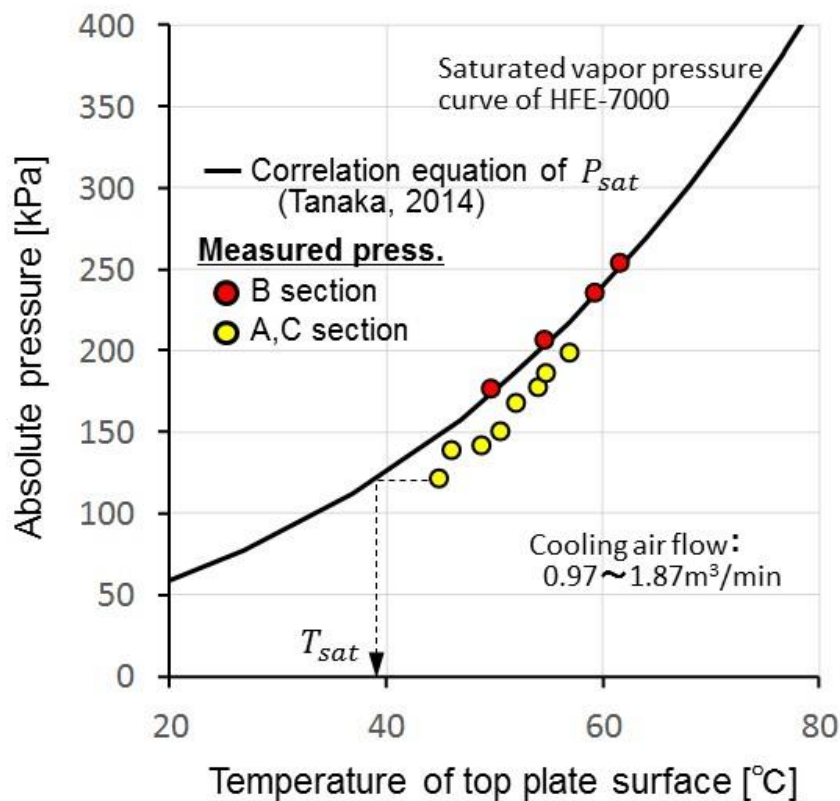


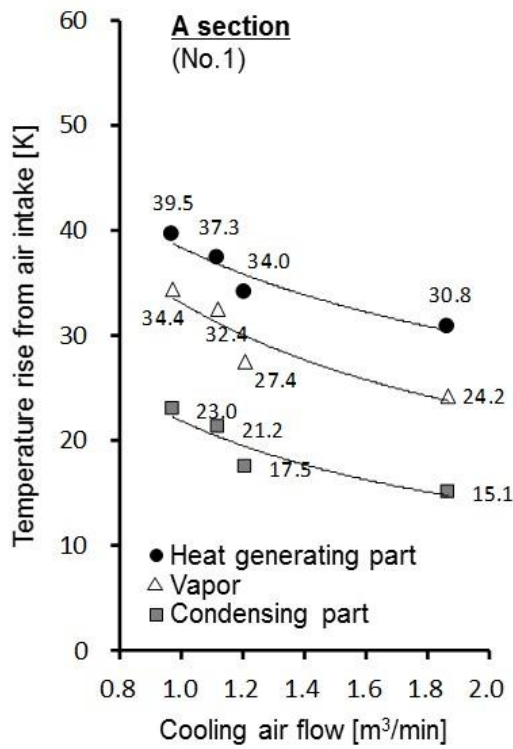
Fig.6-7 Measured internal pressure of cooling unit

Fig.6-8 に A 室, B 室, C 室における各温度の測定結果を示す.

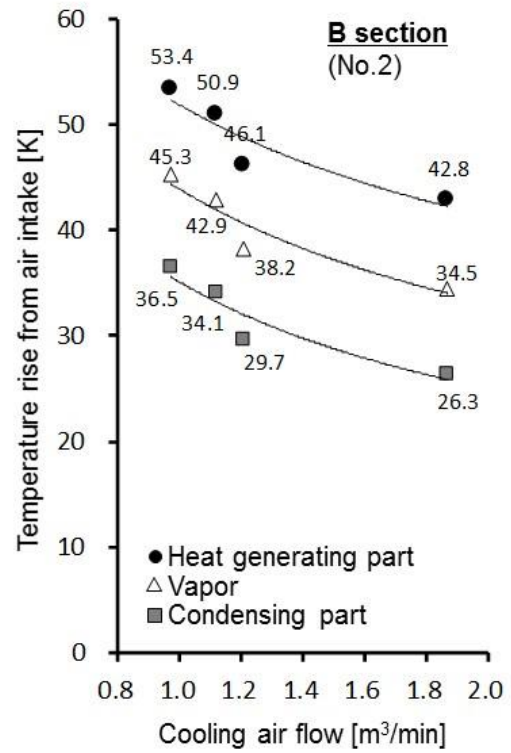
測定箇所は前述したように, 発熱箇所の温度としてセラミックヒータの表面温度, 飽和蒸気温度として受熱部の筐体天板温度, 凝縮温度として放熱部の空冷フィン根元付近の温度である. ここで, B 室および C 室の飽和蒸気温度については, 前述のようにサイフォン内圧の測定結果から補正した値としている. いずれも, ラジエーター風量(A, B, C 室の合計)に対するラジエーター入気温度からの温度上昇度をプロットしており, 最大で $1.87\text{m}^3/\text{min}$ である(A 室および B 室: $1.28\text{m}^3/\text{min}$, C 室: $0.59\text{m}^3/\text{min}$).

全室においてラジエーター風量の増大に伴い温度が低減している. 熱抵抗値は, 例えば同図(b)で示す B 室の場合(ラジエーター風量 $1.87\text{m}^3/\text{min}$), 入気からの凝縮部の温度上昇度 26.3K を B 室の総発熱量 641W で除した値 0.041K/W がラジエーターの熱抵抗値となる. 同様に凝縮部からの蒸気の温度上昇度 $8.2\text{K}(=34.5\text{K}-26.3\text{K})$ を 641W で除した値 0.013K/W が凝縮部の熱抵抗値, 蒸気からの受熱部の温度上昇度 $8.3\text{K}(=42.8\text{K}-34.5\text{K})$ を LSI 発熱量 88W で割った値 0.094K/W が受熱部の熱抵抗値となる.

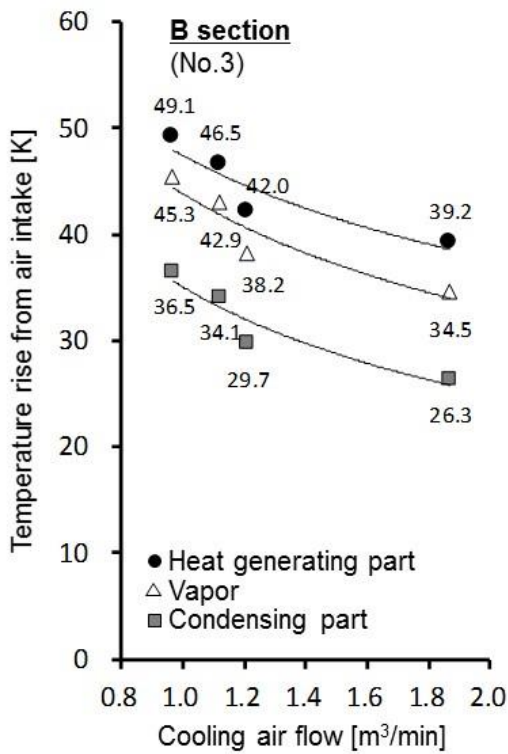
また, ラジエーターの入気温度と排気温度の差分と冷却風量から, ラジエーターの総交換熱量(熱輸送量)を算出すると 615W であった. これは受熱量 780W の 79% であり, 21% は装置筐体の表面から周囲空気へ放熱されたものとする. 筐体がアルミ一体構造であるため表面から放熱が生じてしまうことから, 筐体の断熱性を高めることで熱輸送効率をさらに上げることは可能であるとする.



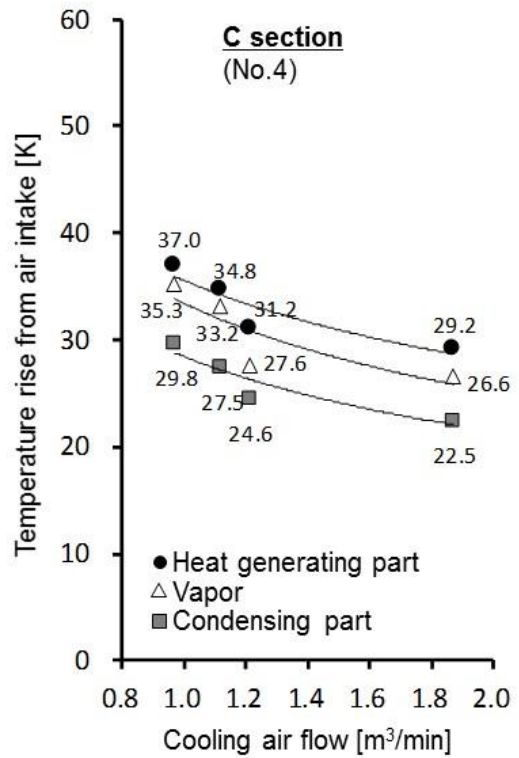
(a) Dummy of Optical module (A section No.1)



(b) Dummy of LSI (B section No.2)



(c) Dummy of Power circuit (B section No.3)



(d) Dummy of Optical module (C section No.4)

Fig.6-8 Air flow dependence on temperature rise of heat generation element

次に、B 室を例に受熱部、凝縮部、ラジエーター(空冷フィン)の各熱抵抗の測定値を予測値と比較した結果を示す。なお、受熱部および凝縮部の熱抵抗については、ラジエーター(B 室)の風量が最大時の条件とし、このときB 室の蒸気圧(サイフォン内圧)は 176kPa、蒸気温度は 49.7°Cであった。

受熱部(Fig.6-6の測定点No.2)は、沸騰伝熱面の熱流束が 84kW/m²であったことから、Fig.6-9に再掲する第4章で示した加工面No.2の沸騰熱伝達係数と熱流束の関係(蒸気圧 180kPa)より、沸騰熱伝達係数は 8.6kW/(m²・K)となる。このときの熱抵抗値は 0.019K/W となり、受熱部のアルミブロックおよび熱伝導グリースの熱抵抗を加算すると合計で 0.081K/W となる。これは前述の測定値 0.094K/W の 86%であり概ね同じ値である。伝熱面の沸騰伝熱性能を事前に把握できていれば、受熱部の熱抵抗の推算は可能である。

一方、凝縮部については、凝縮フィン(B 室)の熱流束が約 5kW/m²であったことから、Fig.6-10に再掲する第5章で示した凝縮熱伝達係数と熱流束の関係を引用すると、凝縮熱伝達係数は 1.0kW/(m²・K)となる。このときの熱抵抗値は 0.008K/W となり、これは前述の測定値 0.013K/W の 62%程度であり、本測定の方が高い。フィン間の一部が凝縮液で埋もれ、有効な凝縮伝熱面積が減少していたためと考えるが、本サイフォンでは、凝縮部の温度測定箇所が一箇所のみであったこともあり、凝縮部温度については正確に測定できていなかった可能性がある。

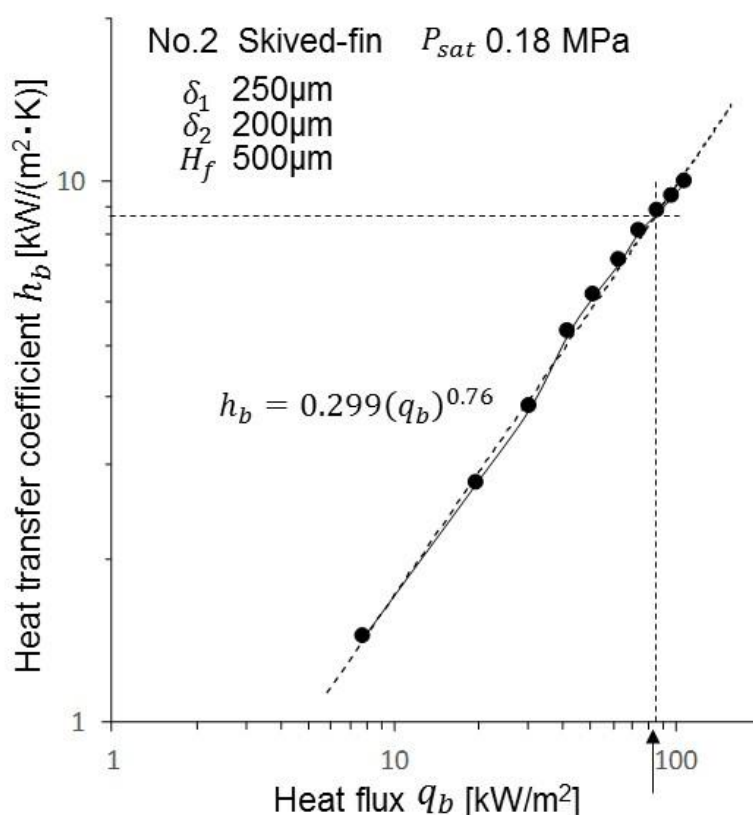


Fig.6-9 Heat flux dependence on boiling heat transfer coefficient of No.2 skived-fin (P_{sat} =0.18MPa)

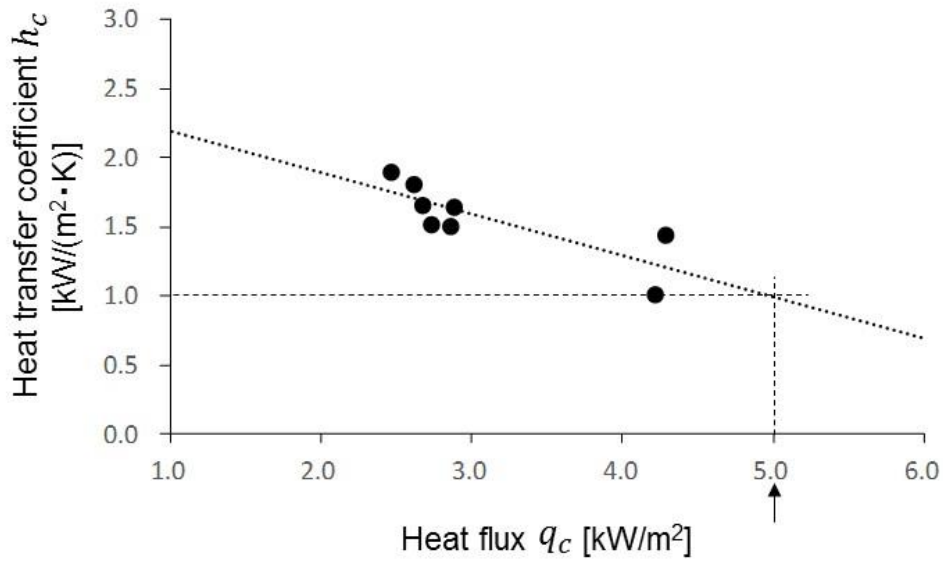


Fig.6-10 Heat flux dependence on condensation heat transfer coefficient of thermosyphon

ラジエーター（空冷フィン）の熱抵抗については、コルゲートフィンを平板フィンと仮定し、前面流速を変更した際の平板フィンの熱伝達係数およびフィン効率を計算することで次式から算出した。

$$R_f = \frac{1}{\{(\alpha_f A_f + \alpha_{fr} A_{fr} + \alpha_s A_s + \alpha_r A_r)\eta + \alpha_f A_{pf} + \alpha_{fr} A_{pfr} + \alpha_s A_{ps} + \alpha_r A_{pr}\}} \quad (6.1)$$

ここで、フィンの表面熱伝達係数 α_f は次式で表わされる[45]。これは入口空気温度とフィン表面温度の差で定義した熱伝達係数である。

$$\alpha_f = \frac{1}{\xi} \{1 - \exp(-\xi)\} \alpha_m \quad (6.2)$$

$$\xi = \frac{(2H_f L_f + L_f S) \alpha_m}{\rho_a C_a V_f H_f S} \quad (6.3)$$

また、 α_m はフィン間を流れる空気の数平均温度とフィン表面温度との差で定義した熱伝達係数であり、次式で与えられる[46]。

$$\alpha_m = \frac{\lambda_a}{D_e} \left\{ 7.55 + \frac{0.024 \left(\frac{D_e Re Pr}{L_f} \right)^{1.14}}{1 + 0.0358 \left(\frac{D_e Re Pr}{L_f} \right)^{0.64} Pr^{0.17}} \right\} \quad (6.4)$$

さらに、フィンおよびフィンベースの前面熱伝達係数 α_{fr} 、側面熱伝達係数 α_s 、後面熱伝達係数 α_r はそれぞれ(6.5)式、(6.6)式、(6.7)式で表わされる[46].

$$\alpha_{fr} = 0.664 \left(\frac{V_{in} H_B}{\nu_a} \right)^{1/2} Pr^{1/3} \frac{\lambda_a}{H_B} \quad (6.5)$$

$$\alpha_s = 0.664 \left(\frac{V_{in} L_f}{\nu_a} \right)^{1/2} Pr^{1/3} \frac{\lambda_a}{L_f} \quad (6.6)$$

$$\alpha_r = 0.0826 \left(\frac{2V_{in} H_B}{\nu_a} \right)^{2/3} \frac{\lambda_a}{H_B} \quad (6.7)$$

このとき、フィンの平均熱伝達係数 $\bar{\alpha}$ は次式で表わされる.

$$\bar{\alpha} = \frac{(\alpha_f A_f + \alpha_{fr} A_{fr} + \alpha_s A_s + \alpha_r A_r) \eta + \alpha_f A_{pf} + \alpha_{fr} A_{pfr} + \alpha_s A_{ps} + \alpha_r A_{pr}}{A_f + A_{fr} + A_s + A_r + A_{pf} + A_{pfr} + A_{ps} + A_{pr}} \quad (6.8)$$

ここで、 H_f :フィン高さ、 H_B :フィンベース高さ、 L_f :フィン長さ、 S :フィン間の隙間、 V_f :フィン間流速、 V_{in} :前面流速、 ρ_a :空気の密度、 C_a :空気の定圧比熱、 λ_a :空気の熱伝導率、 ν_a :空気の動粘性係数、 D_e :水力等価直径(=2S)、 Re :フィン間レイノルズ数、 Pr :プラントル数、 η :フィン効率、 A_f :フィン表面積、 A_{fr} :フィン前面面積、 A_s :フィン側面面積、 A_r :フィン後面面積、 A_{pf} :ベース表面積、 A_{pfr} :ベース前面面積、 A_{ps} :ベース側面面積、 A_{pr} :ベース後面面積である.

Fig.6-11 に A 室, B 室, C 室に関してラジエーター(空冷フィン)熱抵抗値の計算値と測定値を冷却風量に対して示す. B 室は測定値が計算値よりも若干小さいものの, A 室含めてほぼ同程度の値である. 一方, C 室は計算値より大きく上昇している. これは, 装置の構造上, C 室の凝縮部温度の測定箇所が受熱部に近く(Fig.6-6, 測定点 No.10), B 室からの熱流入の影響により凝縮部温度が上昇したためであると考えられる.

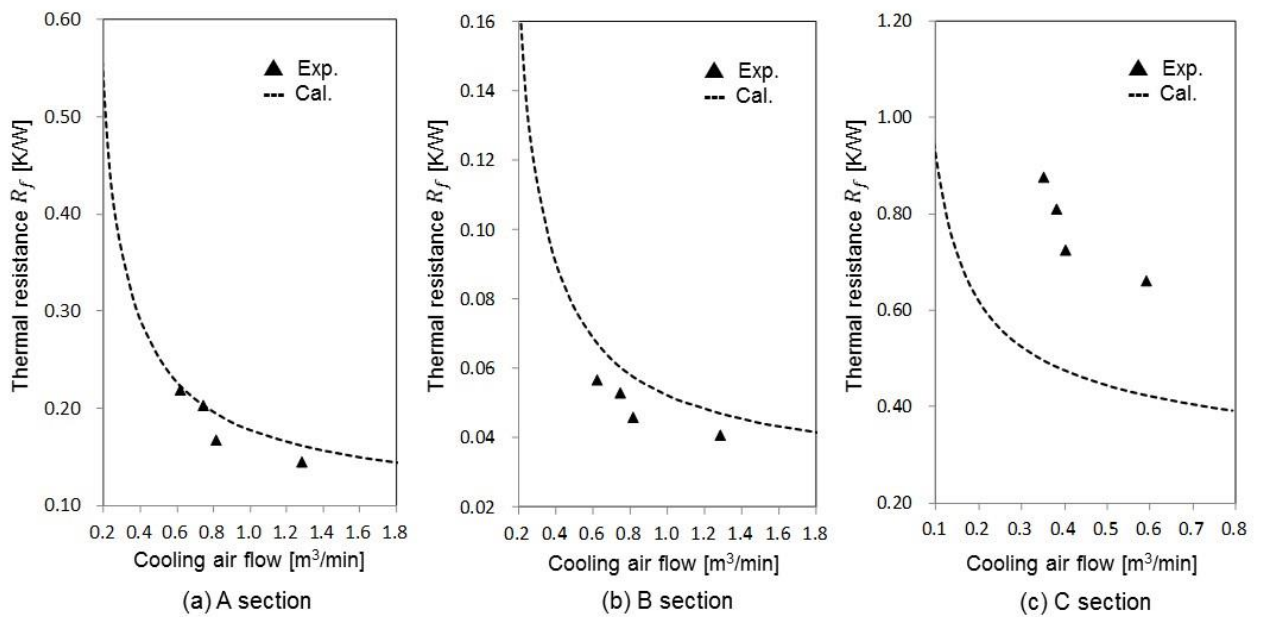


Fig.6-11 Thermal resistance of radiator (air-cooling fin)

以上の測定結果から、光伝送装置の回路基板の素子温度を推算した結果を Fig.6-12 に示す。

ラジエーター風量 1.87m³/min 時の熱抵抗の測定値から、各素子の温度上昇度を算出した結果である(総発熱量772W, 環境温度40℃). なお, LSIのジャンクション温度については, ジャンクションとLSIケース間の熱抵抗値(実績値 0.18K/W)から算出した。

各素子の温度上昇度は, 光素子(A 室)で 27.0K(上限値 30K), LSI 素子(B 室)で 59.4K(上限値 60K), 光素子(C 室)で 27.5K(上限値 30K)である. 上限値に対して裕度は少ないものの, 全素子について上限値を超過していない. なお, 受熱部については, 第 4 章で示した微細多孔面の孔密度の影響を検証した結果から, 孔密度 833[1/cm²]の加工面 No.3 を沸騰伝熱面に適用することで, 熱抵抗はさらに低減するものと考えられる. 沸騰伝熱面の微細多孔形状の適正化が, サーモサイフオンの伝熱性能向上の重要な鍵となる。

以上, 試作機による検証により, 許容温度が異なる複数の発熱素子が搭載される高発熱回路基板を対象に, サーモサイフオンによる沸騰冷却が可能であることを実証することができた. しかしながら, 装置筐体を介しての熱の流入や周囲空気への放熱があることから, 装置筐体の断熱性を高めることが今後の課題である。

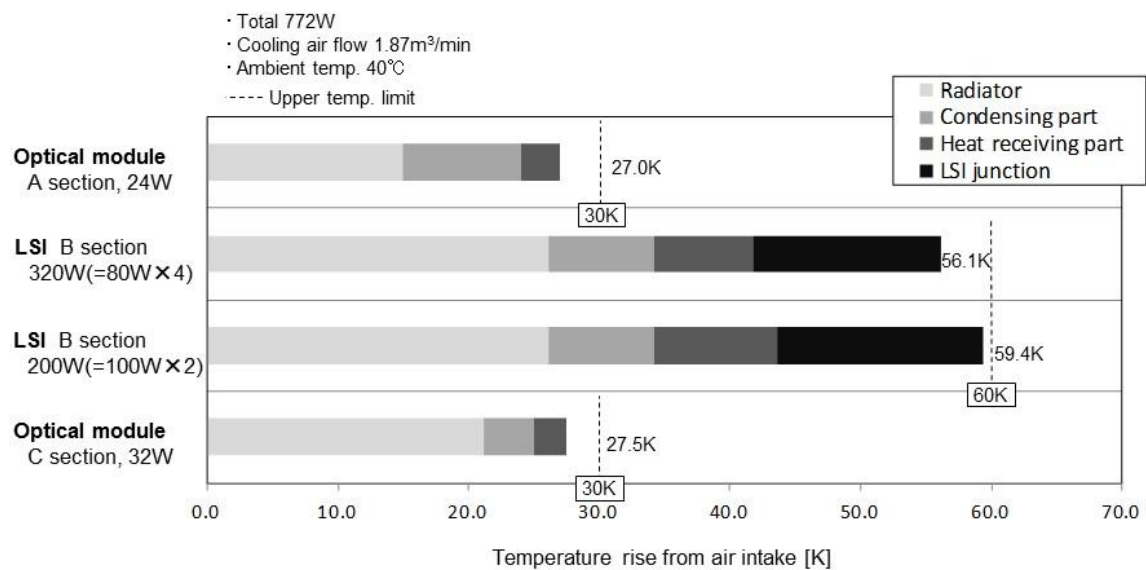


Fig.6-12 Estimation of temperature rise of heat generation element of high-density circuit board

6.4 本章のまとめ

本章では、通信ネットワーク用光伝送装置を対象に、動作保証温度が異なる複数の発熱素子 (LSI 素子および光素子) が搭載される高発熱回路基板へのサーモサイフォンによる冷却実装の実現性について、試作機による動作試験により検討した結果を示した。

試作機では、回路基板上の複数発熱源のレイアウト変更に対応可能とすると共に、狭小空間にサイフォンを搭載させるため、装置筐体をアルミ一体構造とし、且つ、受熱領域を冷却対象毎に分割する構造を採用した。

試作機による温度試験により、複数素子の一括沸騰冷却が可能であることを示すことができた。また、試験結果に基づき、光伝送装置の回路基板を想定して素子温度を推算したところ、LSI および光素子共に許容温度以下に冷却できる見通しを得ることができた。

しかしながら、装置筐体を介しての熱の流入や周囲空気への放熱があり、今後の課題としては装置筐体の断熱性を高めることが挙げられる。

本章の最後に、試作した回路基板冷却用サーモサイフォンで達成することができた発熱密度を、再び、部品面積に対する発熱密度トレンド (第1章 Fig.1-1) [3][4] にプロットした結果を Fig.6-13 に示す。回路基板の寸法は 260mm × 200mm、総受熱量は 780W である。従来の冷却技術では水冷方式の領域であるが、試作したサーモサイフォンにより、相変化熱輸送を利用した空冷方式で冷却が可能であることを示すことができた。

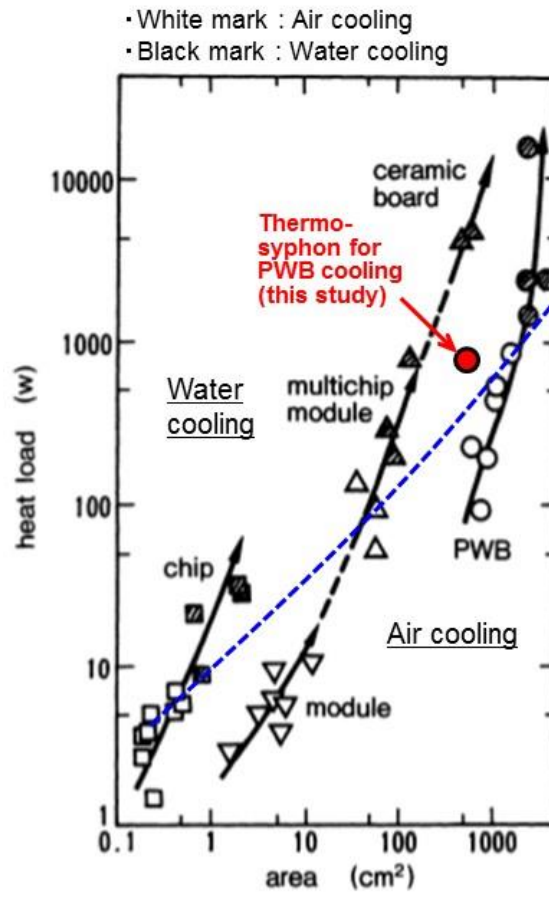


Fig.6-13 Position of thermosyphon in this study for PWB cooling (based on [3][4])

第7章 結論

サーモサイフォンは CPU など発熱素子の熱を集約してファンにて一括冷却することが可能であることから、これまでにサーバ冷却用に銅製サーモサイフォンが製品適用されてきた。また、サイフォンでは、受熱部の沸騰伝熱面の表面微細形状を適正化することで伝熱面過熱度を小さくすることにより、CPU をより低い動作温度で安定稼働させることが可能である。

しかしながら、これまではコストや設置スペースなどの観点で活用シーンは限定的であった。よって、価格や重量差から銅からアルミ材への置き換えが多方面で活発化している状況にある中、コストや軽量化の点で優位であり、且つ、沸騰伝熱性能にも優れるアルミ製のサーモサイフォンを考案することは工業的に意義のあることと考える。

また、電子機器の高密度化に加え、近年ではより過酷な高温環境で機器が安定的に動作することが求められることも少なくない。しかしながら、これまでに高温環境でのサーモサイフォンの動作限界について検証した例は無い。

そこで、本研究では、電子機器の冷却向けにサーモサイフォンが広く活用されるべく、冷却スペースが十分に無い機器の冷却に適したアルミ製サーモサイフォンを新規に考案し、高性能化の鍵である沸騰伝熱性能を向上させると共に、高温環境でのアルミサイフォンの適用可能性について検証することを主たる目的とした。

第1章では、研究の背景として、高密度実装された電子機器の冷却技術の近年の研究・開発動向を示すと共に、低温度差での熱輸送に優れたサーモサイフォンについての研究例を示した。その中でも特に、サーモサイフォンの受熱部の沸騰伝熱性能を向上するにあたり重要な鍵となる、高性能沸騰伝熱面に関するこれまでの検討事例を幾つか示した。

核沸騰の熱伝達性能は、冷媒物性、伝熱面の表面性状、熱流束等に加え、伝熱面上の気泡発生点の数密度の影響を強く受けることが知られている。この発泡点密度は、与えられた面積の伝熱面上で気泡が発生する確率と捉えることができることから、電子機器の CPU 冷却のように比較的伝熱面積が小さい場合は、この発泡確率が沸騰冷却性能に大きく影響することを述べた。

この発泡確率の問題に関しては、従来より伝熱面の表面に発泡を促す微細構造を設ける方法が考えられており、その代表例として沸騰伝熱管「サーモエクセル E」を示した。空調用の大型冷凍機の蒸発管用に開発されたものであり、伝熱面の表皮下に連続した空洞(トンネル)があり、トンネルと管外の冷媒を連通させる孔が機械加工により多数設けられ、リエントラントキャビティを形成している。優れた沸騰冷却性能から、これまでに CPU 冷却向けの銅製サーモサイフォンの沸騰伝熱面にも採用されている。

第2章では、低背型 1U サーバや通信ネットワーク機器への実装を想定し、新規に考案および試作したアルミ製サーモサイフォンの構成要素、冷媒の選定、沸騰伝熱面の仕様について述べた。

試作したサーモサイフオンの特徴を以下に示す。

- (1) サイフオンの高さを極力低くするため、受熱部と放熱部を連結する流路を一体型とし、流路内で蒸気流と凝縮液戻り流が対向することから、蒸気流速を下げるために流路を細管状にせず、受熱部と同一幅のダクト形状とした。
- (2) 各アルミニウム合金部材はフラックスを用いない真空ロウ付けにより一括接合した。
- (3) 沸騰伝熱面は、アルミニウム合金基材の切り起こし加工による量産化に優位なスカイプフィンをベースとした機械加工面であり、サーモエクスセル E と同様に表皮下に連続した空洞(トンネル)があり、トンネルと伝熱面外の冷媒を連通させる孔が多数設けられた微細構造(リエントラントキャビティ)を形成した。
- (4) 放熱部の凝縮フィンおよび空冷フィンには、量産性を考慮してアルミの薄板を連続して折り返すコルゲートフィンを採用し、凝縮フィンを沸騰面よりも高くするため、凝縮フィンの下方に空冷フィンを設ける構造とした。
- (5) 冷媒に純水を使用すると、アルミを侵して非凝縮性の水素ガスを発生させることで凝縮伝熱性能が劣化する可能性があることから、加圧系の低沸点冷媒であるフッ素系不活性冷媒 HFE-7000(ハイドロフルオロエーテル)を採用した。

サーバ向けのサーモサイフオンのように CPU 温度を動作保証温度以下でより低温に保持するための用途においては、冷媒の沸点は室温に近い方が望ましい。したがって、冷媒の選定にあたっては、純水以外の不活性冷媒の中から、相対的に沸点が低いこと、蒸発潜熱および比熱が大きく、熱伝導率が高いこと、さらに水の溶解度が少ないことを考慮して HFE-7000 を選定した。

また、アルミニウム合金とフッ素系冷媒 HFE-7000 の共存環境においては、冷媒中の溶存水分量に応じてアルミ表面に吸着する水膜による腐食、ならびに、溶存水分と冷媒が加水分解反応を起こすことにより生成されるフッ素イオンによるアルミ表面の局部腐食(孔食)が考えられる。そこで、冷媒中の溶存水分量について事前測定を行った結果を示し、水分飽和度は臨界湿度よりも低く、アルミ表面に吸着する水膜による腐食は可能性が低いことを明らかにした。

なお、高温環境における冷媒の加水分解性については、第 5 章にて検討結果を述べることとした。

第 3 章では、微細多孔形状を有する加工面の沸騰促進効果を検証するにあたり、アルミニウム平滑面上のフッ素系冷媒 HFE-7000 の飽和プール核沸騰伝熱性能について、実験により検証した結果を示した。

発熱量は CPU 冷却を想定して最大で 100W とし、低熱流束側 0.1W/cm² 程度から高熱流束側 11W/cm² 程度までの沸騰曲線を取得した。また、飽和蒸気圧を大気圧、0.14MPa、0.18MPa の 3 種とし、飽和蒸気圧が伝熱面過熱度に及ぼす影響について検討を行った。さらに、これまでに提案されてきたプール核沸騰熱伝達の代表的な整理式との比較を行い、以下に示す結論を得た。

- (1) 同一熱流束を伝えるのに要する伝熱面過熱度は、飽和蒸気圧の上昇に伴い低減し、沸騰性能は向上する。これは、伝熱面上の気泡核の大きさと気泡成長開始時の過熱度の関係からも

理論的に説明することができる。

- (2) 沸騰開始時の伝熱面温度の急上昇は見られず、沸騰のヒステリシスは生じない。
- (3) 熱伝達係数は伝熱面過熱度ならびに熱流束の増大に伴い上昇し、過熱度および熱流束のほぼ全域に渡り、飽和蒸気圧が高いほど熱伝達係数も大きくなる。
- (4) Kutateladze の式による熱伝達係数の予測値は、各飽和蒸気圧において全般的に実験値よりも20%~40%程度低い値となる。本式では圧力の影響は考慮されているものの、伝熱面の表面性状の影響については考慮されておらず、清浄な伝熱面に関する実験データの整理から導かれたものであることから、予測値は測定値よりも小さい値を示す。
- (5) Rohsenow の式による予測値は、飽和蒸気圧が高くなるに従って測定値に対して予測値が小さくなる傾向にある。本式では圧力パラメータを含まない形式であり、飽和蒸気圧が異なる場合には予測精度が低下する。
- (6) 西川・藤田の式は、圧力の影響を圧力係数で表記すると共に、伝熱面の表面性状の影響が表面係数で表されているため、他の整理式と比べて予測精度は高い。特に伝熱面近傍の温度境界層を層流域とした場合の予測精度は比較的高い傾向にある。本実験では熱流束が最大で11W/cm²程度であることから、伝熱面(平滑面)の境界層流れは層流として扱うことが出来る。

第4章では、アルミサーモサイフォンに適用する微細多孔形状を有するアルミニウム伝熱面(機械加工面)の沸騰促進効果を検証することを目的に、フッ素系冷媒 HFE-7000 を用いて孔密度が伝熱性能に及ぼす影響について実験的検討を行った。

孔密度は 467[1/cm²]~1250[1/cm²]までの 5 種であり、飽和蒸気圧は平滑面と同様に大気圧、0.14MPa、0.18MPa の 3 種とした。また、発泡点の数密度に基づいて、沸騰伝熱性能の予測を行った。その結果、以下に示す結論を得た。

- (1) 平滑面と比べ、全熱流束域で伝熱面過熱度は低下し、沸騰伝熱性能は向上する。また、熱伝達係数も平滑面より高く、熱流束の増大に伴い上昇する。気泡が伝熱面の空洞(トンネル)内に保持されて気泡の離脱が安定化し、発泡点数が増加したためであると考えられる。伝熱促進効果が最も大きかったのは、孔密度 833[1/cm²] (飽和蒸気圧 0.14MPa) であり、熱伝達係数は 100kW/(m²・K)以上に達する。
- (2) 沸騰開始時の伝熱面温度の急上昇およびヒステリシスは確認されない。
- (3) 孔密度 467[1/cm²]および 625[1/cm²]では、熱流束 3W/cm²を超えた領域においては、平滑面と同様に飽和蒸気圧の上昇に伴い伝熱面過熱度が低減するが、2W/cm²以下の熱流束が低い領域では、飽和蒸気圧 0.18MPa にて傾向は逆転し過熱度が增大する。加工面は平滑面と比べて発生気泡数が明らかに多いことから、空洞内から気泡が離脱する際の気泡同志の干渉が、特に低熱流束域で蒸気圧 0.18MPa では大きく影響したものである。
- (4) 孔密度 833, 933, 1250[1/cm²]では、伝熱面過熱度はさらに低減し、平滑面よりも気泡径が小さく気泡の数も多い。飽和蒸気圧の影響については、蒸気圧 0.14MPa は大気圧よりも過熱度が低減するが、0.18MPa では孔密度 833, 1250[1/cm²]において過熱度が增大し、特に孔密度

1250[1/cm²]では実験を行う毎に過熱度が大きくばらつく。離脱後の気泡同志の干渉による影響が、より顕著になったためであると考えられる。発泡点数が増加した効果と離脱気泡の相互干渉による影響により、孔数および孔サイズには最適な範囲があると考えられる。

- (5) 孔密度 833, 933, 1250[1/cm²]では、熱伝達係数は低熱流束域から高熱流束域にかけて高い値を示す。
- (6) 沸騰曲線の累乗近似式における C 値および m 値は、孔密度 833, 933, 1250[1/cm²]では C 値が大きく、 m 値が小さくなる。孔数が多くなると、沸騰曲線の勾配が緩やかになり、低熱流束域においても高い熱伝達性能を有する。
- (7) 液面高さの影響については、液面が高くなるに従い伝熱面過熱度は大きくなり、熱伝達係数が低減する。伝熱面近傍の静水圧が上昇することで、気泡成長に要する蒸気圧が高くなるため、過熱度が上昇したものとする。
- (8) アルミニウム平滑面および加工面(孔密度 625 [1/cm²])を対象に、中山らにより提案されている予測式を元に、伝熱面過熱度の予測式の検討を行った結果、低熱流束領域にて多少誤差が大きいものの、検討した予測式により概ね誤差範囲 20%以内で予測することができる。
- (9) 孔密度が高くなりすぎると、離脱気泡の相互干渉がより顕著になることによる沸騰伝熱性能の不安定性が見られることから、気泡発生頻度の影響評価や微細空洞(トンネル)内の蒸気泡の流動現象の把握などが今後の課題である。

第 5 章では、狭小空間で且つ高温環境でのアルミサーモサイフオンの適用可能性を検証すべく、受熱部の沸騰伝熱面にスカイプフィン加工による発泡促進構造を有する低背型アルミサイフオンを新規に考案および試作し、フッ素系不活性冷媒 HFE-7000 を用いて 100℃環境を上限に 100W 受熱時の動作検証実験を行った。

また、HFE-7000 とアルミニウムの共存環境における長期信頼性を検証するため、高温環境(最高 150℃)におけるエージング加速試験を行い、冷媒の加水分解性およびアルミ腐食性について検討した。その結果、以下に示す結論を得た。

- (1) サイフオン受熱部への入熱の直後には、伝熱面の僅かな過度上昇(オーバーシュート)が生ずるも、環境温度 100℃に至るまで概ね伝熱面温度は安定的に維持される。また、動作中のサイフオン内圧は HFE-7000 の飽和蒸気圧と等しく、100℃環境までの全域に渡り、沸騰および凝縮の相変化が維持される。
- (2) 入熱直後における伝熱面温度のオーバーシュートの要因は、冷媒 HFE-7000 の濡れ性が比較的高いために伝熱面上のキャビティ内を濡らしてしまい沸騰開始が遅れたこと、また、冷媒をサイフオンに注入する前の脱気工程により、伝熱面の微細空洞内の気泡核が不足していたためであると考えられる。一度、飽和核沸騰が開始すると、キャビティ内の気泡核が十分に形成されるため、以降オーバーシュートは発生しない。
- (3) 環境温度の上昇に伴い飽和蒸気圧が高くなり、沸騰伝熱が促進されるために受熱部の熱抵抗は減少する。しかしながら、環境温度 60℃付近でサイフオン内圧の増大に伴う受熱部の塑性変

形のため、熱抵抗が増大に転じる。塑性変形が生じない環境温度域(54℃以下)では、環境温度の上昇に伴い熱伝達係数が上昇し、平滑面(計算値)の約7倍に到達する。

- (4) 環境温度の上昇に伴いHFE-7000と溶存水分の加水分解反応が促進されることで、フッ素イオンの生成速度が上昇する。
- (5) フッ素イオンの生成速度から、サイフォンが搭載される電子機器が仮に環境温度 50℃で 10 年稼働する場合を想定してフッ素イオンの総生成量を試算した結果、生成量はフッ化水素の最小致死量(経口)に対して極めて微量である。人体に対する危険性は非常に低い。
- (6) 本アルミサーモサイフォンの環境上限温度は 50℃程度であり、高温環境における電子機器冷却への適用は可能である。

最後に第 6 章において、通信ネットワーク用光伝送装置を対象に、動作保証温度が異なる複数の発熱素子(LSI 素子および光素子)が搭載された高発熱回路基板へのサーモサイフォンによる冷却実装の実現性について、試作機による動作試験により検討を行った。その結果、以下に示す結論を得た。

- (1) 回路基板上の複数発熱源のレイアウト変更柔軟に対応可能とすると共に、狭小空間にサイフォンを搭載させるために装置筐体をアルミ一体構造とし、且つ、受熱領域を冷却対象毎に分割する構造を採用することで、複数素子の一括沸騰冷却が可能である。
- (2) 装置筐体を介しての熱の流入や周囲空気への放熱があることから、今後の課題としては装置筐体の断熱性を高めることが挙げられる。

以上のように、本研究はスカイブ加工技術を応用することにより、量産性に優れ、且つ、微細孔構造(リエントラントキャビティ)を多数有する高性能沸騰伝熱面を製作し、CPU 冷却に有利な低沸点冷媒としてフッ素系不活性冷媒 HFE-7000 を選定することで、沸騰伝熱性能の促進効果について実験的に検証を行ったものである。

また、高密度実装電子機器への冷却適用を想定し、この高性能沸騰伝熱面を有する低背型アルミサーモサイフォンを新規に考案および試作し、高温環境における動作実験を行うことで、広い温度範囲で沸騰安定性を実現することができた。さらに、高温環境での冷媒分解性について検証を行い、上限 50℃程度の環境下で使用される電子機器へのアルミサーモサイフォンの適用可能性を実証することができた。

計算機の発熱密度のトレンドにおいても、従来の冷却技術では水冷方式であった領域に対して、試作したアルミサーモサイフォンにより、相変化熱輸送を利用した空冷方式で冷却することが可能であることを示すことができた。本アルミサイフォンは、従来の銅製サイフォンに比べて軽量化およびコストの面でも有利である。

このように、本技術は汎用性の高い高性能伝熱面を活用することで、他の産業機器への展開も可能であると共に、機器の小型化・軽量化の観点でも必要な技術であり、工業的な有用性、産業社会への貢献度は高いものと考えられる。

参考文献

- [1] U.S. Environmental Protection Agency, Report to Congress on Server and Data Center Energy Efficiency Public Law, (2007), pp.109-431.
- [2] 社団法人 電子情報技術産業協会(JEITA), IT の省エネ化動向ならびにグリーン IT 化動向に関する調査報告書, (2009)
- [3] Nakayama,W. ,POROUS SURFACE BOILING AND ITS APPLICATION TO COOLING OF MICROELECTRONIC CHIPS, Convective Heat and Mass Transfer in Porous Media (1991), pp.1007-1030.
- [4] 中山恒, 伝熱機器 50 年の進展, 伝熱(特集:創立 50 周年を迎えて), Vol.51, No.214 (2012), pp.30-50.
- [5] 石塚勝, 横野泰之, 佐々木富也, 水上浩, 電子機器の小型化・高速化に対応した熱対策と熱シミュレーション技術, 総合技術センター (1991)
- [6] 塚本俊之, 草野義博, 平井慶太, 魏, 「京」にみる冷却技術, 伝熱(特集:スーパーコンピュータと伝熱), Vol.52, No.220 (2013), pp.21-26.
- [7] 佐々木良一, 伊藤裕幸, 電子機器の冷却技術, HYBRIDS(エレクトロニクス実装学会), Vol.4, No.2 (1988), pp.18-24.
- [8] Douglas,M., Daniel,C., Randall,E., David, R., The ETA10 Liquid-Nitrogen-Cooled Supercomputer System, IEEE. Transactions on electron devices, Vol.36, No.8 (1989), pp.1404-1413.
- [9] 望月正孝, ヒートパイプ/ベーパーチャンバーによる PC の冷却技術, 伝熱(特集:小さな伝熱機器), Vol.44, No.186 (2005), pp.10-12.
- [10] 日立ニューズリリース, <http://www.hitachi.co.jp/New/cnews/month/2010/11/1115a.html>, (2010)
- [11] 松永有仁, 坂本仁, 小路口暁, 千葉正樹, 稲葉賢一, 吉川実, 低背相変化冷却器を利用した薄型 ICT 機器の冷却電力削減, 第 26 回エレクトロニクス実装学会春季大会(2012)
- [12] 吉川実, 電子機器における省エネルギー冷却技術の研究開発, NEC 技報, Vol.63, No.4 (2010), pp.55-58.
- [13] 西川兼康, 藤田恭伸, 松尾篤二, 発ぼう点密度を考慮した核沸騰熱伝達の整理について, 日本機械学会論文集, Vol.41, No.347(1975), pp.2141-2150.
- [14] Nakayama,W., Daikoku,T., Kuwahara,H., Nakajima,T., Dynamic Model of Enhanced Boiling Heat Transfer on Porous Surfaces, Part I :Experimental Investigation, ASME Journal of Heat Transfer, Vol.102 (1980), pp.445-450.
- [15] 西川兼康, 藤田恭伸, 機械工学基礎講座 伝熱学, 理工学社 (1982)
- [16] 中山恒, 高性能沸騰伝熱管「サーモエクセル」:研究開発の回顧と展望, 伝熱(特別寄稿), Vol.47, No.200 (2008), pp.53-59.

- [17] Yilmaz,S., Hwalek,J.J., Westwater,J.W., Pool Boiling Heat Transfer Performance for Commercial Enhanced Tube Surfaces, ASME Paper No.80-HT-41 (1980)
- [18] 藤田恭伸, 沸騰熱伝達の促進と機構, 伝熱, Vol.36, No.141 (1997), pp.27-39.
- [19] Nishikawa,K., Ito,T., Tanaka,K., Augmented Heat Transfer by Nucleate Boiling at Prepared Surfaces, ASME•JSME Thermal Engineering Joint Conference Proceedings, (1983), pp.387-393.
- [20] 西川兼康, 核沸騰熱伝達に及ぼす表面あらさの影響, 日本機械学会論文集, Vol.20, No.100 (1954), pp.808-815.
- [21] Nishikawa,K., Fujita,Y., Correlation of Nucleate Boiling Heat Transfer Based on Bubble Population Density, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol.20 (1977), pp.233-245.
- [22] Nakayama,W., Daikoku,T., Kuwahara,H., Nakajima,T., Dynamic Model of Enhanced Boiling Heat Transfer on Porous Surfaces, Part II :Analytical Modeling, ASME Journal of Heat Transfer, Vol.102 (1980), pp.451-456.
- [23] Nakayama,W., Daikoku,T., Nakajima,T., Effects of Pore Diameters and System Pressure on Saturated Pool Nucleate Boiling Heat Transfer From Porous Surfaces, ASME Journal of Heat Transfer, Vol.104 (1982), pp.286-291.
- [24] 服部武, 酒井茂男, 高性能沸騰伝熱面の製造法の開発, 日本金属学会会報, Vol.25, No.4 (1986), pp.310-312.
- [25] Mohamed,S., Huseyin,B., Pool boiling experiments for HFE-7100 dielectric liquid, Thermal Challenges in Next Generation Electronic Systems, Joshi & Garimella, Millpress (2002), pp.179-186.
- [26] Mohamed,S., Amir,F., Enhanced nucleate boiling on copper micro-porous surfaces, International Journal of Multiphase Flow, Vol.36 (2010), pp.780-792.
- [27] Mohamed,S., Mahyar,P., Experimental investigation of saturation boiling of HFE-7000 dielectric liquid on rough copper surfaces, Thermal Science and Engineering Progress, Vol.15 (2020), p.100428
- [28] Fanghao,Y., Wenming,L., Xianming,D., Chen,L., Flow boiling heat transfer of HFE-7000 in nanowire-coated microchannels, Applied Thermal Engineering, Vol.93(2016), pp.260-268.
- [29] 豊田浩之, 近藤義広, 佐藤重匡, 椿繁裕, CPU 冷却向けループ式熱サイホンの伝熱性能に対する不凝縮ガスの影響, 日本機械学会論文集 B 編, Vol.78, No.795(2012), pp.2030-2045.
- [30] 豊田浩之, 近藤義広, 佐藤重匡, 椿繁裕, CPU 冷却向けループ式熱サイホンの傾斜時の伝熱特性, 日本機械学会論文集, Vol.80, No.814(2014)
- [31] 豊田浩之, 近藤義広, 佐藤重匡, 椿繁裕, 平澤茂樹, CPU 冷却向けループ式熱サイホンの傾斜によるドライアウト発生について, 日本機械学会論文集, Vol.80, No.820(2014)
- [32] Webb,R.L., Yamauchi,S., Test results on a thermo-syphon concept to high-power cool desktop computers and servers, 18th IEEE SEMI-THERM Symposium (2002), pp.151-158.
- [33] 鈴木昌彦, 川口清司, 門田茂, 長賀部博之, 西尾茂文, 積層形放熱コアを用いた冷媒流制御式熱サイホン, 日本機械学会論文集 B 編, Vol.64, No.623 (1998), pp.2238-2243.
- [34] 萩野直人, 吉田博夫, 今田晴彦, 自己循環型熱サイフォンに関する研究(基本的特性につい

- て), 日本機械学会論文集, Vol.82, No.837 (2016)
- [35] 軽金属溶接構造協会, アルミニウムブレージングハンドブック(改訂版), 丸善(2003)
- [36] 3M Japan, 3MTM NovecTM 高機能性液体, https://www.3mcompany.jp/3M/ja_JP/novec-jp/
- [37] 社団法人 腐食防食協会, 材料環境学入門, (1993)
- [38] 田中勝之, R347mcc の飽和蒸気圧力および飽和液体密度の測定, 日本冷凍空調学会論文集, Vol.31, No.3 (2014), pp.305-310.
- [39] Sato,T., Sato,M., Nakazawa,N., Oowa,M., Yasumoto,M., Ito,H., Yamashita,S., Critical properties of fluorinated ethers, Journal of Chemical and Engineering Data, Vol.41 (1996), pp.802-805.
- [40] Michael,H., Lorenz,K., Stefan,W., Alfred,L., Andreas,P., Density, Surface Tension, and Kinematic Viscosity of Hydrofluoroethers HFE-7000, HFE-7100, HFE-7200, HFE-7300, and HFE-7500, Journal of Chemical and Engineering Data, Vol.60 (2015), pp.3759-3765.
- [41] Kutateladze,S.S., Heat Transfer in Condensation and Boiling, AEC-Translation-3770, U.S. AEC Tech. Info. Service, (1952)
- [42] Rohsenow,W.M., Trans. ASME, Vol.74 (1952),p.969.
- [43] 上原春男, 中岡勉, 楠田久男, 中島昌二, 鉛直面状の波流膜状凝縮, 日本機械学会論文集 B 編, Vol.48, No.433 (1982), pp.1751-1760.
- [44] 財団法人 日本中毒情報センター, 医師向け中毒情報 フッ化水素, Ver.3.02 (2009), <http://wwwt.j-poison-ic.or.jp/ippan/O13300O.pdf>
- [45] Shah, R.K., London, A.L., Laminar Flow Forced Convection Heat Transfer and Flow Friction in Straight and Curved Ducts - A Summary of Analytical Solutions, Technical Report No.75, Stanford University (1971), pp.38-114.
- [46] Ashiwake,N., Nakayama,W., Daikoku,T., Kobayashi, F., Forced Convective Heat Transfer from LSI Packages in an Air-Cooled Wiring Card Array, Heat transfer engineering , Vol.9, No.3 (1988),pp.76-84.

謝辞

博士後期課程に入学後、長年に渡りまして、本研究の遂行と本論文の執筆に当たり、指導教官である日本大学大学院生産工学研究科の松島均教授には、温かくも非常に多くの御指導、御助言を賜りました。ここに深く御礼を申し上げます。学生の皆様と共に沸騰実験装置の設計をした折や、実験開始時に上手くデータが取れなかった折も、常に前向きにサポートして頂きまして、大変有難うございました。

また、論文の執筆に当たりましては、審査委員として多くの御指導、御助言を賜りました日本大学大学院生産工学研究科の野村浩司教授、山崎博司教授にも深く御礼を申し上げます。

実験計画の立案に当たりましては、日本大学大学院生産工学研究科の松本幸太郎助教からも非常に多くの貴重なアドバイスを頂戴し、スムーズな実験の立上げに繋げることができました。深く御礼を申し上げます。

沸騰実験装置の製作、実験の立上げおよび実験の遂行に当たりましては、日本大学生産工学部の多くの学生の皆様からサポートを頂きました。有難うございました。特に、院生の飯島優樹氏(現、コニカミノルタ(株))、栗原達也氏には数多くの実験データを取得して頂き、大変感謝致します。

沸騰伝熱面やサーモサイフンの一連の研究・開発・実験においては、長年に渡り、(株)日立アカデミーの近藤義広氏より御指導、サポートを頂きました。大変感謝申し上げます。本研究の研究対象であるサーバやネットワーク機器に関しましては、事業部のお立場から貴重な御指導、御助言を賜りました(株)日立製作所 IoT・クラウド事業部の佐藤重匡氏、(株)日立製作所 社会イノベーション事業推進本部の浜岸真也氏、日立金属(株)の玉山信宏氏には深く感謝を申し上げます。さらに、沸騰伝熱面の製作に当たりましては、無理なお願いにも関わらず気持ちよく製作して頂きました(株)カスタム・クール・センターの熊谷政晴氏、宮原英行氏、矢澤裕司氏に大変感謝致します。

また、博士後期課程への入学に際しては、その機会を頂きました(株)日立製作所 機械イノベーションセンタの西原淳夫氏、日立グローバルライフソリューションズ(株)の久保田淳氏に感謝致します。本論文の執筆に際し、業務的な配慮を頂きました(株)日立製作所 機械イノベーションセンタの堀内敬介氏にも感謝致します。

最後に、本論文の執筆と業務に追われる中、常に温かく見守ってくれた妻および二人の息子たちに深く感謝致します。