

二相閉ループ型熱サイフォンによる CPU の冷却に関する実験的研究*

儀 間 悟^{*1}, 長 田 孝 志^{*1}
張 興^{*2}, 藤 井 丕 夫^{*2}An Experimental Study on Cooling of CPU using a
Two Phase Closed Thermosyphon LoopSatoru GIMA^{*1}, Takashi NAGATA,
Xing ZHANG and Motoo FUJII^{*1}Department of Mechanical Systems Engineering, University of the Ryukyus,
1 Senbaru, Nishihara-cho, Okinawa, 903-0213 Japan

This paper reports on indirect cooling of high power CPU of notebook computers using a two phase closed thermosyphon loop with Fluorinert (FC-72) as the working fluid. The experimental set up consists of an evaporator and a condenser connected by flexible tubing. The evaporator corresponds to a high power CPU, and the condenser represents a cooling plate located behind the display of notebook computer. The evaporator and the condenser have the outer dimensions of 50 mm \times 50 mm \times 20 mm and 150 mm \times 200 mm \times 20 mm, respectively. The effects of the heat input Q and the charged volume of Fluorinert liquid V on the heat transfer characteristics of the cooling system were studied experimentally. Further, the experiments using several types of evaporators to enhance the boiling in the evaporator were carried out. It has been confirmed that the back surface temperature of the evaporator with plate fin of roughness surface by blast (Type D) reduces about 18% in comparison with that of the evaporator without fin (Type A). In the case of the evaporator Type D, the temperature difference between the evaporator back surface and ambient is kept around 55 K for the highest heat input $Q = 30$ W in the present experiments.

Key Words: Electronic Equipment, Thermosyphon, Heat Transfer Enhancement, Heat Transfer, Notebook Computer, Two Phase Flow, Fluorinert, Blast

1. 緒 言

近年、電子機器の発熱量が急速に増大しており、ノート型パソコンでも CPU チップ当たりの発熱量は 30W を超えようとしている⁽¹⁾。現在のノート型パソコンの冷却方法としてはファンやヒートパイプを用いたものがほとんどで、このような発熱量の増大に対応できなくなりつつあり、高性能な冷却技術の開発が求められている⁽²⁾。また、高い信頼性、低騒音の機器への要求も高まっている。薄型化が進んでいるノート型パソコンの冷却においては、CPU で局所的に発生する熱を液晶ディスプレイも含め機器全体に拡散させて機器温度を一律に近づけるよう熱設計することが重要となっている。これらの課題に対応するため、高出力電子機器の冷却に関しては、冷媒の循環による液体冷却に関する研究が最近活発に行われている^{(3)~(7)}。ノート型パソコンの冷却に関して、近藤ら⁽⁸⁾はポンプを用いて閉

ループ内の冷却水を循環させて CPU からの熱をノート型パソコンの液晶ディスプレイ背面へ移動させるシステムを開発した。これは将来の冷却技術の一つとして注目を浴びている⁽⁹⁾が、ポンプや水を使用しているため、信頼性や水漏れ等に問題があると思われる。

著者ら^{(10)~(12)}はより高度な信頼性、低騒音への要求に応えるため、ノート型パソコンに搭載された CPU の冷却について、二相閉ループ型熱サイフォンを用いた自然循環方式による冷却に関する実験を行った。冷媒としては電気絶縁性流体であるフッリナート (FC-72) を用いている。したがって、液漏れが発生したとしても短絡の危険がなく、また、ポンプを使用しないため騒音はない。

本報は CPU を模擬したヒータへの供給電力およびループ内への充填液量を変化させ、また、沸騰伝熱促進を目的に、蒸発器内部の伝熱面状態を 4 種類に変えた実験も行い、二相閉ループ型熱サイフォンの冷却性能を明らかにしたものである。CPU 温度に対応する蒸発器裏面温度におよぼす熱量、液量および蒸発器形状の影響を実験的に明らかにする。

* 原稿受付 2003 年 9 月 29 日。

^{*1} 正員、琉球大学工学部 (〒903-0213 沖縄県西原町字子原 1)。^{*2} 正員、九州大学先端物質化学研究所 (〒816-8580 春日市春日公園 6-1)。

E-mail: gima@tec.u-ryukyuu.ac.jp

F	閉ループ内の充填液量	cc
Q	ヒータへの供給電力	W
q	熱流束	W/m ²
R	液の充填率	
T	温度	K
T_i	蒸発器裏面温度	K
T_a	周囲温度	K
T_{sat}	飽和温度	K
ΔT	周囲との温度差 ($=T-T_a$)	K
ΔT_{sat}	伝熱面過熱度 ($=T_i-T_{sat}$)	K
θ	熱抵抗 ($=(T_i-T_a)/Q$)	K/W

20cmとして加工した。図3に代表例としてType B(D)の蒸発器の概略を示す。図中のプレートフィンがない状態のものがType A(C)の蒸発器に相当する。なお、Type Aの平滑面蒸発器の場合の表面最大粗さは約 $3\mu\text{m}$ であった。基本構造は凝縮器と同じで銅板とアクリル板からなる。縦横50mm、厚さ10mmの銅板中央部に縦横20mm、深さ8mmの空洞部がある。この空洞部の面の状態をType A~Dの4種類に変化させている。左右には閉ループを構成するための流出入口として外径4.8mm、内径3.1mmの銅管がはんだ付けされており、それらにはループ内の循環を良くするため高さ2mmの高低差がある。図において、凝縮器からの液が右側から流入し、蒸発器内での蒸気は左側から流出していく。また、銅板側面には蒸発器内の圧力を測定するためとフロリナートを閉ループ内に充填するための外径3mm、内径2mmの銅管がはんだ付けされている。蒸発器下部にはヒータが両面テープで接着されている。ただし、ヒータと蒸発器との接触を良くするため、それらはボルトナットを用いて上下方向から強く固定されている。フロリナートの充填は閉ループ内を十分真空引きした後に行い、充填量はビュレットにより測定される。

温度測定には外径0.5mmのK型シース熱電対を用いた。図4(a)~(e)に熱電対設置位置を×印で示す。No.1~6およびNo.13, 14は蒸発器および凝縮器の銅板裏面に銀ペーストで接着している。No.7, 8, 11, 12は蒸発器および凝縮器内にコンプレッションフィッティングを用いて挿入されており、器内の気液温度を測定することができる。なお、周囲温度は蒸発器から水平方向へ約20cm離れた所で測定した。

表1にType Aの場合の実験条件を示す。実験はフロリナートの液量 F を10~45cc(充填率 $R=15\sim69\%$)、ヒータへの供給電力 Q を5~30Wまで変化させて行い、定常状態での測定を行った。なお、充填率 R とは熱サイフォンの全容積(65cc)に占める液の容積の割合のことである。系は放熱部となる凝縮器裏面を除き全て断熱されている。なお、蒸発器からの熱損失は3%程度と推定され、供給熱量のほとんどは冷媒によって運ばれている。しかし、凝縮器裏面からの自然対流および放射による放熱量を見積もると供給熱量の60%程度となっており、残りは凝縮器側面のアクリル板等から放熱されている。蒸発器および凝縮器内の圧力測定には900mmHgまで測定できるパルミル真空計(PVD9500)を用いた。なお、Type B~Dの場合には本装置で最適な液量と考えられる $F=20\text{cc}$ と固定して Q を変化させて実験を行った。実験はそれぞれの実験条件で3回ずつ行い、それらの平均値を結果として示す。

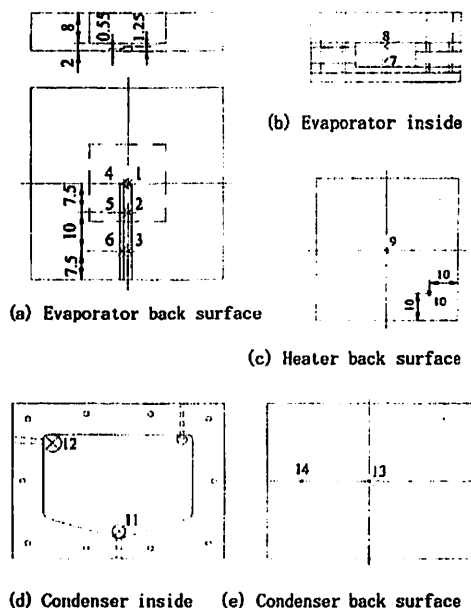


Fig. 4 Location of temperature measurements

Table 1 Experimental conditions (Type A)

F [cc]	R [%]	Q [W]
10	15	5, 10, 15, 20, 25, 30
20	31	5, 10, 15, 20, 25, 30
30	46	5, 10, 15, 20, 25, 30
45	69	10, 20, 30

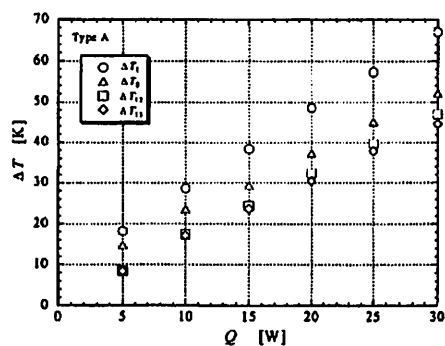


Fig. 5 Effect of heat input on temperature (Type A, $F=20\text{cc}$)

3. 実験結果および考察

3・1 熱量の影響 図5にType Aの平滑面蒸発器を用いた場合の機器内温度におよぼす熱量の影響を示す。図中の ΔT_1 (○)はCPU温度に対応する蒸発器裏面温度, ΔT_9 (△)は蒸発器内の温度, ΔT_{12} (□)は凝縮器内の温度, ΔT_{13} (◇)は凝縮器裏面温度であり, それぞれ周囲温度 T_a との差で表している。なお, これらのプロット点は3回の測定値の平均値を示しているが, 最大で $\pm 1\text{K}$ 程度のばらつきがある。各温度とも熱量の増加とともにほぼ直線的に増加している。本実験の最高熱量である $Q=30\text{W}$ において, $\Delta T_1 (=T_1-T_a)$ は 67K 程度である。 ΔT_9 (△)および ΔT_{12} (□)はそれぞれ蒸発器および凝縮器内の蒸気あるいは二相流の温度を表すが, 閉ループ内の循環の周期によって, それぞれ $\pm 0.2\text{K}$ 程度の温度変動がある。また, これらの間には 5K 程度の温度差があり, それは蒸気が凝縮器へ達するまでの銅管内を上昇する時の熱損失によるものである。

図6はType A蒸発器内の沸騰の様子をビデオカメラで撮影した画像である。蒸発器内の底面において沸騰は起こっておらず, 側面の固液界面上端部においてわずかな気泡発生がみられる。蒸発器裏面温度 T_1 をさらに低下させるためには蒸発器内の蒸発・沸騰を促進させる必要がある。

3・2 液量の影響 図7にType Aの蒸発器裏面と周囲との温度差 ΔT_1 におよぼす閉ループ内の充填液量 F の影響を示す。 $Q=10\text{W}$ の場合を除き, 液量 F によらず ΔT_1 はほぼ一定である。ただし, $F=10\text{cc}$ の場合, $Q=30\text{W}$ に加熱すると蒸発器内の液がほとんどなくなってしまう場合があったので, 高熱量時には注意が必要である。 $Q=10\text{W}$ の場合, $F=10, 20\text{cc}$ の場合の ΔT_1 は $F=30, 45\text{cc}$ の場合に比べ, 約 15% 低下している。これは閉ループ内の液の循環量が異なるためである。循環量が減少すると蒸発器へ流入する凝縮器で冷却された凝縮液量が減るため蒸発器の温度は上昇する。 $Q=10\text{W}$ の場合, $F=10, 20\text{cc}$ の場合には凝縮器からの液が蒸発器に戻ってくる時間間隔が約2秒未満であるのに対し, $F=30, 45\text{cc}$ の場合には4秒以上となり, 液の循環量が低下していることが確認できた。これは液量が多い場合, 蒸発器から凝縮器へ通じる銅管内で液相が占める領域が増加し, 蒸気相が縮小し, 循環の駆動力が低下するためである。この現象は蒸発量が少なくなる, 加熱量が低い場合に顕著に現れる。

3・3 蒸発器形状の影響 図5から明らかなようにType Aの蒸発器では, $Q=30\text{W}$ の場合, 蒸発器裏面



Fig. 6 Boiling pattern in evaporator (Type A)
($Q=20\text{W}$ and $F=45\text{cc}$)

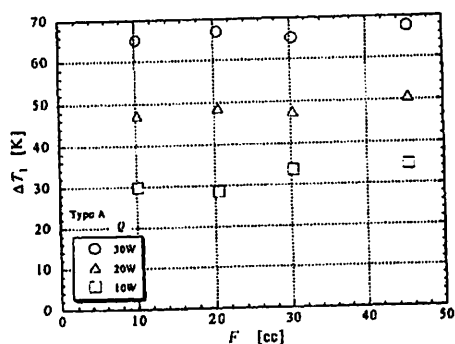


Fig. 7 Effect of charged volume of Fluorinert liquid on temperature ΔT_1 (Type A)

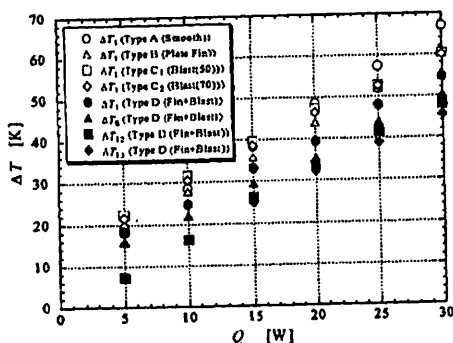


Fig. 8 Effect of evaporator type on temperature

温度 T_1 (○)と凝縮器裏面温度 T_{13} (◇)の差が約 22K と大きい。これは図6に示したように不活発な蒸発・沸騰によるものである。そこで, T_1 の低下を図るために, 新たに3種類の蒸発器を製作し, 蒸発器形状による沸騰様相の違いを調べた。

図8に4種類の蒸発器について蒸発器裏面と周囲との温度差 ΔT_1 の測定結果を示す。また, $Q=20\text{W}$ の場合

の蒸発器内の沸騰の様子を図 9(a)~(d)に示す。図 8 において、Type D のフィン+ブラスト式蒸発器については、図 5 の場合と同様に ΔT_8 , ΔT_{12} , ΔT_{13} のデータもプロットしている。これらの値は図 5 の Type A の場合の ΔT_8 , ΔT_{12} , ΔT_{13} の値とほとんど変わらない。このことは Type B, C の場合でも同様である。Type A の場合の ΔT_1 (○) に比べ、Type B のフィン式蒸発器の場合 (△) は全体的に低くなっている。これは、Type A の場合の不活発な沸騰に比べ、Type B の場合はフィン側面での気泡核生成が増加した (図 9(a) 参照) ことによる。Type C のブラスト式蒸発器の場合は、底面からの沸騰が促進される。Type C₁ の場合 (□) および Type C₂ の場合 (◇) は、 Q が約 15W までは沸騰はあまり見られず、Type A の場合 (○) とほとんど変わらないが、20W を超えると、底面からの沸騰が起こり (図 9(b), (c) 参照)、温度が急激に低下し、Type B の場合 (△) とほぼ同じ値を示す。また、Type C₁ と Type C₂ の間にはほとんど差異がなく、この程度の粗さの範囲 (約 50~70 μ m) では粗さの違いによる影響はないと言える。Type B および Type C の特徴を併せ持つ形状のフィン式蒸発器にブラスト加工した Type D の蒸発器についての結果 (●) は、他の形状の蒸発器に比べ、最も低い温度を示している。本実験で最高熱量の $Q=30$ W において、約 55K で、Type A の平滑面の場合 (○) より約 18% 低下している。図 9(d) は Type D の場合の沸騰の様子である。写真でははっきりしないが、図 9(a) の Type B の場合より気泡発生数は増えていることが確認された。これまでエッチング等の加工技術を用いた微細構造による沸騰促進が報告されている⁽⁹⁾が、このような簡単な加工方法 (ブラスト) を用いて伝熱面に粗さをつけることによって、伝熱面温度の低下に有効な結果が得られることが確かめられた。

図 10 に本測定結果を沸騰曲線の形にまとめて示す。熱流束 q はヒータへの供給電力 Q およびヒータと蒸発器の接触面積 (0.05 m^2) で定義される。圧力計の測定限界のため、 $Q=20$ W 前後までの測定値をプロットしてある。なお、 Q によって系内の圧力は 400~800mmHg 程度変化するため、飽和温度 T_{sat} も 40~60 $^{\circ}\text{C}$ 程度に変化する。測定結果は全体的に実線で示される自然対流の傾きとほぼ平行であり、自然対流域にあるが、Type C (□, ◇) の高熱流束域においては傾きが急になっており、核沸騰域に入っている。Type A から Type D へと沸騰が促進されるよう蒸発器を改良した結果、蒸発器内の発泡点密度が増加し、伝熱面過熱度 ΔT_{sat} ($=T_1 - T_{\text{sat}}$) が低下している。

図 11 に赤外線カメラを用いて撮影した凝縮器裏面

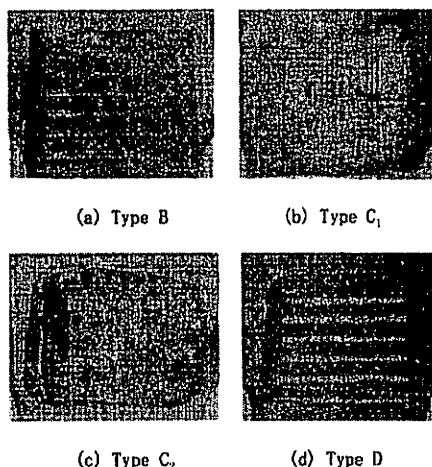


Fig. 9 Boiling pattern in evaporator ($Q=20$ W and $F=20$ cc)

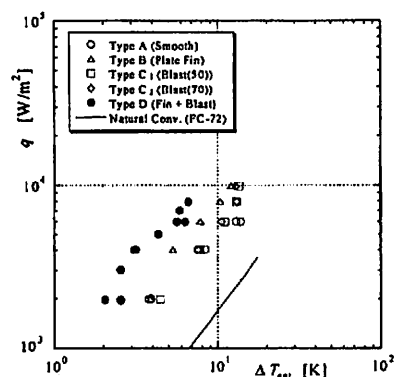


Fig. 10 Boiling curve

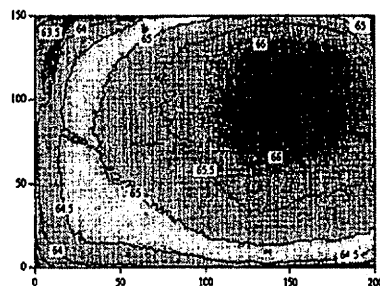


Fig. 11 Back surface temperature distribution of condenser (Type B) ($Q=30$ W and $F=20$ cc)

全体の温度分布を示す。図中の実線は 0.5K 毎の等温線を表している。蒸発器からの蒸気が流入する右上部の温度が最も高くなっている。しかし、本実験の最高熱量である $Q=30\text{W}$ においても左下の低温部との差は約 2K (約 3%) 程度であり、凝縮器全体でほぼ一様温度とみなすことができる。

冷却システムの性能評価を行う際、伝熱面積、システム容積、製造コスト等総合的に評価する必要があると思われるが、一つの指標として次式で定義される熱抵抗による比較を図 12 に示す。

$$\theta = (T_1 - T_0) / Q = (T_1 - T_{10}) / Q + (T_{10} - T_0) / Q$$

図には比較のため、フジクラ製の RHE (Remote Heat Exchanger) & ヒンジシステムの熱抵抗⁽¹⁶⁾および日立製作所製の水冷パソコンの熱抵抗⁽¹⁶⁾の結果もプロットしている。フジクラ製のものは循環ループをもたない従来からの技術を組み合わせた冷却方法であり、この中では一番高くなっている。本実験結果は日立の水冷システムより全体の熱抵抗 θ が高くなっているが、それは放熱板となる凝縮器の面積が日立の場合より約 1/3 と小さいために凝縮器の温度が高くなったためである。凝縮器の対流熱抵抗を除く蒸発器と凝縮器間の冷却システム内での熱抵抗 $\theta = (T_1 - T_{10}) / Q$ のみを比較すると、本実験結果は日立のシステムより大幅に低い。凝縮器の面積を同じにすれば、全体的な熱抵抗が十分低くなることが予想され、本システムはノート型パソコンの冷却に応用できると考える。

4. 結 言

二相閉ループ型熱サイフォンを用いた自然循環方式による CPU の冷却に関する実験を行った。CPU 温度に対応する蒸発器裏面温度 T_1 におよぼす加熱量、充填液量および蒸発器形状の影響を実験的に調べた。以下に主な結果を列挙する。

- (1) 蒸発器裏面温度 T_1 はヒータへの供給電力 Q の増加とともにほぼ直線的に増加する。
- (2) 蒸発器裏面温度 T_1 は $Q=10\text{W}$ の場合を除き、閉ループ内の充填液量 F によらずほぼ一定である。
- (3) フィン式、プラスト式と蒸発器内の沸騰を促進させることにより、CPU 温度を大幅に低下させることができることを明らかにした。Type D の場合の T_1 は Type A の場合に比べ約 18% 低下した。
- (4) 本システムの熱抵抗は実用化されているシステムに比較しても十分低く、有効な冷却方法の一つになりうる。

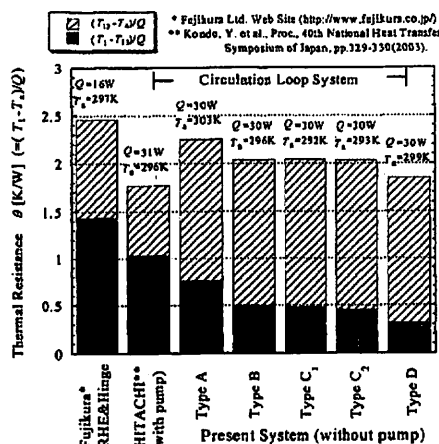


Fig. 12 Comparison of thermal resistance

おわりに、本研究の遂行に当たり、琉球大学 屋良秀夫 教授には、蒸発器のプラスト加工にご協力頂き、また琉球大学 親川 兼男 教授には赤外線カメラの使用に便宜をはかって頂いた。ここに謝意を表します。

文 献

- (1) 石塚, 日本機械学会誌, 105-998 (2002), 31-34.
- (2) 望月・益子・後藤・斎藤・高宮, 第34回日本伝熱シンポジウム講演論文集, 1(1997), 241-242.
- (3) Ramaswamy, C., Joshi, Y., Nisakayama, W. and Johnson, W. I., *Proc. 11th Int. Heat Transfer Conf.*, 2 (1998), 127-132.
- (4) Webb, R. L. and Yamauchi, S., *Proc. InterPACK' 01* (CD-ROM), IPACK2001-16773 (2001), 1-9.
- (5) Honda, H., Takematsu, H. and Wei, J. J., *Trans. ASME, J. Heat Transfer*, 124 (2002), 383-390.
- (6) Palm, B. and Khodabandeh, R., *Trans. ASME, J. Electronic Packaging*, 125 (2003), 276-281.
- (7) 大串・山藤・加茂谷・高田, 第40回日本伝熱シンポジウム講演論文集, 3(2003), 747-748.
- (8) 近藤・大橋・松下, 第40回日本伝熱シンポジウム講演論文集, 1(2003), 329-330.
- (9) 石塚, 日本機械学会誌, 105-1006 (2002), 6-7.
- (10) Gima, S., Tsunimura, T., Zhang, X. and Fujii, M., *Advances in Electronic Packaging 1999, EEP-26.2* (1999), 1479-1484.
- (11) 徳間・富村・張・藤井, 日本機械学会熱工学講演論文集, No. 99-25 (1999), 37-38.
- (12) 徳間・富村・張・藤井, 九州大学機能物質科学研究所報告, 13-2 (1999), 75-80.
- (13) Gima, S., Tsunimura, T., Zhang, X. and Fujii, M., *Proc. 4th JSME-ASME Thermal Eng. Conf.*, 1(2000), 681-686.
- (14) Gima, S., Nagata, T., Zhang, X. and Fujii, M., *Proc. InterPACK' 03* (CD-ROM), IPACK2003-35148 (2003), 1-6.
- (15) 徳間・長田・張・藤井, 日本機械学会 2003 年度年次大会講演論文集, No. 03-1, VI (2003), 249-250.
- (16) 株式会社フジクラホームページ, <http://www.fujikura.co.jp>