ループ型並列密閉熱サイフンの伝熱特性に関する研究*
(熱コンダクタンスによる評価)高橋 章^{*1,*2}, 神永文人^{*3}, 松村邦仁^{*2}Study on Heat Transfer Characteristics in
Looped Parallel Closed Thermosyphon
(Evaluation Using Thermal Conductance)Akira TAKAHASHI^{*4,*5}, Fumito KAMINAGA and Kunihito MATSUMURA^{*4} Department of Mechanical Engineering, Fukushima National College of Technology,
30 Nagao, Taira-Kamiarakawa, Iwaki, Fukushima, 970-8034 Japan^{*5} Faculty of Engineering, Ibaraki University

A new type of thermosyphon was experimentally examined mainly for its thermal conductance. It consisted of parallel installed two conventional thermosyphons connected by two U tubes. A conventional single thermosyphon was also tested to compare heat transfer characteristics with the new type. Water and ethanol were used as the working fluid. Experiments were carried out with three different cooling temperatures, 25, 37.5, and 50°C and two charge ratios, 0.5 and 0.9. The following findings are obtained. The relationship between thermal conductance and heat transfer rate is similar between the new type and the conventional thermosyphons, but the magnitude of the conductance in the former one is much larger than that in the latter due to larger maximum heat transfer rate. The higher coolant temperature gives the higher conductance. The Imura's boiling correlation and Nusselt equation for condensation heat transfer can predict the conductance within -20 to +60%, and then the major reason of the prediction error is in the condensation heat transfer.

Key Words: Thermosyphon, Thermal Conductance, Looped, Boiling, Condensation

1. 結 言

電子機器の冷却などに高性能伝熱デバイスである密閉二相熱サイフォン(以降熱サイフォンと呼ぶ)が広く利用されている。熱サイフォンはヒートパイプの一種であり、円筒容器内に作動流体を封入し、その流体の蒸発と凝縮による潜熱輸送を利用するものであって、金属よりもはるかに高い伝導特性を有する。熱サイフォンでは蒸発部への液の還流は重力によるものであり、ウィックによる毛管現象を利用して還流するヒートパイプと比べると、ウィックの熱および流動抵抗がなく、また発生蒸気泡によるウィックの目詰まりが無いために、高い熱輸送量を得ることができる。

熱サイフンの基本的な形状は、図1(a)に示す鉛直な1本の直管を用いた単管型と呼ばれるものである。この単管型熱サイフォンでは、以下の2つの問

題点が指摘されている。蒸発部の下部において沸騰が生じにくく、また混合が少ないことから、蒸発部の上下で温度差が生じて、壁面温度が不均一となる。蒸気と還流液とが対向流となるため、還流液を蒸気が押し上げて蒸発部がドライアウトしてしまうフラッディングによる限界が生じやすく、最大熱輸送量があまり高くない。これらの問題点を改善するためには、(b)に示すようにループ状にして気液の流動を一方にした熱サイフォンが排熱回収などの分野で実用化されている。しかし、コンパクトな設計を目指す、そのライザー部とダウンカマー部の伝熱面積を活用できない欠点がある。そこで、複数の熱サ

Fig.1 Thermosyphon arrangements

* 原稿受付 2007年10月3日。

^{*1} 正員、福島工業高等専門学校機械工学科(〒970-8034 いわき市平上荒川字長尾30)。^{*2} 正員、茨城大学工学部(〒316-8511 日立市中成沢町4-12-1)。^{*3} 正員、フェロー、茨城大学工学部。

E-mail: a-taka@fukushima-nct.ac.jp

イフオンを並列に利用する場合を想定して、その熱輸送性能を向上させる手法として、図1(c)に示す熱サイフオンを新たに考案し、ループ型並列熱サイフオンと呼称した。この熱サイフオンは2つの並列した単管型熱サイフオンの両端をU字管で連結した構造である。そのため、一般のループ型と比べると一方向の循環とはならないが、U字管内で生じる振動流によって単管型の問題点を解決できる可能性があると考えた。

本研究ではループ型並列熱サイフオンの伝熱特性を明らかにする初段階として、主にその熱コンダクタンス特性を実験的に明らかにするとともに、単管型も同じ条件で実験し、両者を比較することにより、性能向上を明示することを目的とした。

2. おもな記号

- C_{th} : 熱コンダクタンス [W/K]
- Q : ヒータ1本あたりの熱量 [W]
- T_e : 蒸発部外面温度 [°C]
- T_f : 冷却水入口温度 [°C]
- T_{fm} : 冷却水出入口平均温度 [°C]
- V^+ : 封入率 (蒸発部高さに対する封入液の高さ)
- h_e : 蒸発熱伝達率 [W/(m²·K)]
- h_c : 凝縮熱伝達率 [W/(m²·K)]
- h_f : 対流熱伝達率 [W/(m²·K)]
- R_e : 蒸発熱抵抗 [K/W]
- R_c : 凝縮熱抵抗 [K/W]
- R_f : 対流熱伝達熱抵抗 [K/W]
- R_w : 壁面部伝導熱抵抗 [K/W]

3. 実験装置および方法

実験装置の系統を図2に示す。ループ型並列熱サイフオン(以降、ループ型と略称する)は無酸素銅製で、蒸発部、断熱部、凝縮部の内径は7mm、長さはそれぞれ250, 100, 300mmである。この熱サイフオンの上下には内径7mmで曲率半径78mmのU字型ベンド部を有する。比較のために用いた単管型熱サイフオンは、蒸発部、断熱部、凝縮部の直管部は全く同じで、さらにループ型と蒸気空間の体積を同じにするため、凝縮部上端にベンド部の半分の長さに相当する直管を取付けた。

温度測定にはシース径0.5mmのK型熱電対を用い、左右とも蒸発部および凝縮部に各5箇所、断熱部には1箇所、壁面に完全に埋め込んで取付けた。

蒸発部を加熱するために、外壁にコイル状ヒータを巻

Fig.2 Experimental apparatus

き交流電源をスライダックで調節して所定の加熱量を得た。さらにその周りには断熱材と補償ヒータを用いて、熱損失を無視できるようにした。

凝縮部外側には内径23mmのSUS304ステンレス製ジャケットを取り付け、環状部に冷却水を流して凝縮部を冷却した。冷却水はヒータと熱交換器で温度調節し、流量は9L/min (レイノルズ数 $Re \approx 8900$) とした。冷却水流入・流出温度はサーミスタ温度計により測定した。管内の圧力は蒸発部下端の圧力計で測定した。

実験は、熱サイフオンに作動流体を一定量注入し、ドライ型真空ポンプで熱サイフオン内を脱気後、冷却水温度と加熱量を一定にして行った。

作動流体には純水およびエタノールを使用し、封入率 V^+ (0.5, 0.9) と冷却水入口温度 T_f (25°C, 37.5°C, 50°C) および加熱量を変えて実験を行った。ここで、 V^+ は未加熱時に作動液が蒸発部を占める高さを蒸発部高さで割った値である。

4. 実験結果および考察

4.1 熱コンダクタンス 熱コンダクタンス C_{th} は、加熱量 Q と蒸発部平均壁面温度 T_e および冷却水出入口平均温度 T_{fm} を用いて、式(1)で計算した。流速が大きいために T_f に対して T_{fm} はたかだか

1.5℃の違いであった。ループ型の熱量 Q は左右のヒータの出力を平均して求め、ヒータ 1 本あたりの熱量とした。

$$C_{th} = \frac{Q}{T_e - T_{fm}} \quad (1)$$

図 3 (a)から(c)は、式(1)で表された熱コンダクタンス C_{th} と加熱量 Q との関係を示している。(a)は冷却水入口温度 T_f が 25℃, (b)は 37.5℃, (c)は 50℃である。それぞれの図において、熱サイフンの型式、作動流体および封入率の違いによる影響を表している。

これらの図から、 Q と C_{th} との関係は、ループ型と単管型ではほぼ同じであり、条件が同じ場合、値は重なる。しかし、ループ型の方が限界熱輸送量が大きくなるため、 C_{th} の絶対値は大きくなることわ

かった。この理由としては、ループ型では、一般のループ型のように気液の流動が一方方向とはならないが、単管型と違って上下端での流動が拘束されないために、作動流体が自由に振動でき、それによって蒸気流が還流を押し上げるフラッディングの抑制が行われ、蒸発部に液が十分に供給されてドライアウトしにくくなったことによるものと考えられる。また、以下の特徴があることも分かった。

(a)作動流体による違いについては、同じ加熱量において純水はエタノールと比較して 2 倍ほど高い C_{th} となる。

(b)冷却水温度の高い方が、エタノール、純水ともに C_{th} が高くなる。

(c)封入率の影響は、冷却水温度 T_f に係らずエタノールでは顕著に表れなかった。純水では C_{th} に及ぼす封入率の影響が表れた。すなわち T_f が 25℃の場合には、封入率 $V^*=0.5$ の方が 0.9 よりも C_{th} が高い。 T_f が 37.5℃の場合には、封入率 0.9 の値が 0.5 の場合の値に近づき、50℃ではむしろ 0.9 の C_{th} が 0.5 の場合の C_{th} よりも高くなる。

(d)図 3(b)および(c)において、純水のループ型の封入率 $V^*=0.5$ 、 $T_f=37.5^\circ\text{C}$ の場合に加熱量 200W 以下で C_{th} が部分的に大きくなり、さらに T_f が 50℃の場合にはさらに C_{th} の山が大きくなる。

Fig.3 Measured thermal conductances

4.2 熱コンダクタンスの構成要素 図 4 に熱コンダクタンスを構成する各熱抵抗を示す。ここで、流動抵抗は無視したので、液相、気相の温度は飽和温度とした。なお、ループ型は左右の測定値の平均を用いた。熱コンダクタンスは、蒸発、凝縮、凝縮部外面と冷却水間の各抵抗 R_e , R_c , R_f および壁の伝導熱抵抗 R_w を合計した全熱抵抗 R の逆数である。伝導熱抵抗 R_w は蒸発、凝縮の各抵抗 R_e , R_c と合算し、それらを次式のように R_{et} , R_{ct} と定義し、これらを用いて式(4)で今回

Fig.4 Network of thermal resistances

 Fig.5 Fractions of the resistances, R_{et} , R_{ct} , and R_f

の熱サイフンの熱コンダクタンスを表した。

$$R_{et} = R_e + R_{we} \quad (2)$$

$$R_{ct} = R_c + R_{wc} \quad (3)$$

$$C_{th} = \frac{1}{R} = \frac{1}{R_{et} + R_{ct} + R_f} \quad (4)$$

図 5 (a)から(f)は、測定値から求めた全熱抵抗 R に対する各部の熱抵抗の寄与割合を示す。いずれの図においても熱量の増加に伴って蒸発部の熱抵抗 R_e は減少し、凝縮部の熱抵抗 R_c は増加し、そして一定割合に近づく。エタノールでは、加熱量 100W 位から蒸発部と凝縮部の熱抵抗割合が逆転するが、純水ではほぼ同じ割合となった。

4.3 蒸発部熱伝達率

図 6 (a)から(c)は、測定され

た蒸発部平均熱伝達率 h_e を冷却水温度ごとに表したものであり、以下の特徴が示されている。

作動流体の違いについては、純水の値の方がエタノールよりも高く、冷却水温度が高くなると両者の差が大きくなる。

封入率 V^+ の影響については、純水の場合は同じ熱量では $V^+=0.9$ の方が 0.5 よりも少し高い値を示し、エタノールは殆ど変わらなかった。

冷却水温度 T_f の影響については、エタノールでは殆ど変わらないが、純水の場合には T_f が高い方が熱伝達率が大きい。

図 7 (a)から(e)は、ループ型の蒸発部についての相関式と測定値 h_e とを比較したものである。単管型は

ループ型とほとんど変わらなかった。沸騰については多くの整理式があるが、熱サイフンの蒸発部熱伝達の式として、それぞれ井村の式⁽¹⁾、神永・岡本の式⁽²⁾、Gross の式⁽³⁾、一般の核沸騰熱伝達の式の中から代表的なものとして Stephan-Abdelsalam の式⁽⁴⁾と Kutateladze の式⁽⁵⁾を用いた。横軸に示す熱伝達率は各式から計算した値を示した。

相関式と測定値の比較から、図 7 (a)に示した井村の式による値が、最も良く蒸発熱伝達率を予測できることが分かった。

ここで、横軸の値が $3000 \text{ W/m}^2\text{K}$ より低い範囲にあるデータは、純水では熱流束が $5 \times 10^4 \text{ W/m}^2$ 以下、エタノールでは $2.5 \times 10^4 \text{ W/m}^2$ 以下であり、管内で沸騰が十分に発達していない領域のデータと

Fig.6 Evaporator heat transfer coefficients

Table 1 Experimental conditions for symbols used in Fig.7

● Ethanol, $V^*=0.5$, $T_f=25^\circ\text{C}$	▼ Water, $V^*=0.5$, $T_f=25^\circ\text{C}$
○ Ethanol, $V^*=0.9$, $T_f=25^\circ\text{C}$	▽ Water, $V^*=0.9$, $T_f=25^\circ\text{C}$
■ Ethanol, $V^*=0.5$, $T_f=37.5^\circ\text{C}$	◆ Water, $V^*=0.5$, $T_f=37.5^\circ\text{C}$
□ Ethanol, $V^*=0.9$, $T_f=37.5^\circ\text{C}$	◇ Water, $V^*=0.9$, $T_f=37.5^\circ\text{C}$
▲ Ethanol, $V^*=0.5$, $T_f=50^\circ\text{C}$	● Water, $V^*=0.5$, $T_f=50^\circ\text{C}$
△ Ethanol, $V^*=0.9$, $T_f=50^\circ\text{C}$	○ Water, $V^*=0.9$, $T_f=50^\circ\text{C}$

Fig.7 Comparisons of evaporator heat transfer coefficients between measured and predicted for the looped parallel type

Fig. 7 (Continued)

考えられる。これらのデータを除き、90%の信頼区間でみると、純水は0から-20%、エタノールは0から-10%の誤差の範囲にある。

4.4 凝縮部熱伝達率 図8(a)から(c)は各冷却水温度に対して測定された凝縮部平均熱伝達率 h_c を示す。図中の実線と破線は、実験の温度データ(飽和温度 T_{sat})を基にNusseltの膜状凝縮の理論式⁽⁶⁾から求めた値である。飽和温度に対する封入率の影響は小さかったので、式内の物性値は、純水とエタノールそれぞれの最大加熱量が得られた実験条件で示された温度で計算した。

単管型とループ型では以下の相違がある。 Q が小さい領域では、単管型は T_f が高くなるにつれてNusseltの理論値に近くなるが、ループ型は単管型に比べてかなり小さい。これは、ループ型はU字管振動により凝縮部まで液がキャリーオーバーされることが多く、そのため熱伝達率が低くなったと考えられる。この凝縮伝熱の劣化現象は、これまでの単管

Fig.8 Condensation heat transfer coefficients

型熱サイフンの研究⁽⁷⁾でも検討されており、エタノールが純水に比べ劣化の割合が小さいことも今回と同じ傾向である。 Q が大きい領域においては、ループ型は、熱伝達率が大きくなっていく。これは、加熱量の増大に伴って、管内の圧力が大きくなり、気液密度比 (ρ_v/ρ_l) が大きくなって、キャリーオーバーされにくくなること、蒸気流の振動が理由と考えられるが、詳細は今後調べる必要がある。

4.1 (d)で述べた純水の C_{th} が一部が高くなった現象については、図6(b)と(c)において Q が65W, 130W付近で蒸発熱伝達率 h_e が局部的に増大しているのに加えて、図8では37.5, 50°Cと T_f が大きくなると100W付近で h_c が高くなっており、これらの相互作用によって特異点が現れたものと考えられる。

Fig.9 Cooling heat transfer coefficient

Fig.10 Comparison of thermal conductance

4.5 冷却部対流熱伝達率 図9は凝縮部外面と冷却水間の対流熱伝達について、測定値から求めた平均熱伝達率 h_f を表したものである。実線は、同心円管環状部の式⁽⁸⁾を用いて計算した値を示している。測定値は、低熱流束域では、温度差が小さいための誤差により相違が大きい、それを除けば計算値と同じようにほぼ一定値を示している。ただし、絶対値は20%程度高い。

4.6 一般的整理式による熱コンダクタンスの評価

図10にループ型の場合の整理式を用いて計算した熱コンダクタンスと測定値の比較を示す。計算値では、蒸発部は井村の式、凝縮部はNusseltの理論式、凝縮部外面と冷却水間の熱伝達は同心円管環状部の式、管壁内面は円筒の熱伝導による式を用いた。熱

コンダクタンスは各部の熱抵抗を求め、それらを合算して式(4)で算出した。

純水およびエタノールで共通しているが、低熱流束域では、熱コンダクタンスは整理式の方がかなり高くなった。この理由は、前述のように、測定値では沸騰が十分に発達していない領域であるために沸騰熱伝達率が低く、また4.4節で示したように凝縮熱伝達率が低いためである。一方、高熱流束域では、逆に凝縮熱伝達率の測定値が層流膜状凝縮よりも高いことが主な原因となり、熱コンダクタンスが高い値を示した。

沸騰が十分に発達していない領域（図10中で楕円で囲んだ部分）のデータを除き、90%の信頼区間でみると、整理式による値は、純水の場合は測定値と比べると-20%から+30%の範囲で評価することができる。エタノールの場合は高めに評価され、0%から+60%の範囲となった。なお、低熱流束域の沸騰と凝縮熱伝達の整理式の両方とも改良が必要だと考えられる。

5. 結 論

新しく考案した熱サイフンの伝熱特性を調べるために、主に熱コンダクタンスの観点から従来の熱サイフン（単管型）と比較し、以下の知見を得た。

- (1) ループ型並列熱サイフンは上下端の流体の振動が拘束されないことにより、単管型よりも限界熱輸送量が多く、高い熱コンダクタンスを得ることができたが、加熱量と熱コンダクタンスの関係は単管型とほぼ同じである。
- (2) 整理式により計算した熱コンダクタンスは、測定値を純水の場合は-20%から+30%で、エタノールの場合は0%から+60%で評価することができる。さらに良い予測値を得るには、主に凝縮熱伝達の実用的な評価が今後必要である。

文 献

- (1) Imura, H. et al., Heat Transfer in Two-Phase Closed-Type Thermosyphons, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series 2*, Vol.45, No.35 (1979) pp.940-945.
- (2) Kaminaga, F. and Okamoto, Y., Heat Transfer Characteristics of Two-Phase Thermosyphon Heat Pipe(1st Report, Boiling Heat Transfer Correlation in Heating Section), *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series B*, Vol.58, No.552 (1992) pp.2543-2549.
- (3) Gross, U., Pool Boiling Heat Transfer inside a Two-Phase Thermosyphon (Correlation of Experimental Data), *Proc. 9th Int. Heat Transfer Conf.*, Vol.2, (1990) pp.57-62.
- (4) K. Stephan and M. Abdelsalam, *Int. J. Heat and Mass*

- Transfer*, 23-1 (1980) pp.73-87.
- (5) S.S.Kutateladze, Heat Transfer in Condensation and Boiling, *AEC-tr-3770* (1959)p.129.
 - (6) Nusselt, W., *Die oberflächenkondensation des wasser dampfes*, Zeitschr., *Verein Deutscher Ingenieu* (VDI) 60-27 (1916) p.541.
 - (7) Hashimoto, H and Kaminaga, F, Heat Transfer Characteristics in a Condenser of Closed Two-Phase Thermosyphon (Effect of Entrainment on Heat Transfer Deterioration), *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series B*, Vol.66, No.652 (2000) pp.3159-3165.
 - (8) Kiuchi, M., *Thermal calculating Handbook (Translation of "WÄRMEATLAS" edited by VDI)* (in Japanese), JMA management center inc. (1994) p.Gd3.
-