リザーバ内蔵ループ形ヒートパイプの熱特性に関する研究* (解析による温度振動現象の考察)

石川 博章^{*1}, 野村 武秀^{*2}, 川崎 春夫^{*3}, 岡本 篤^{*3}, 畠中 龍太^{*4}

Study on Heat Transfer Characteristics of Reservoir Embedded Loop Heat Pipe (Consideration of Temperature Oscillation Phenomena by Calculation)

Hiroaki ISHIKAWA^{*1}, Takehide NOMURA, Haruo KAWASAKI,
Atsushi OKAMOTO and Ryuta HATAKENAKA

^{*1} Advanced Technology R&D Center, Mitsubishi Electric Corporation
Tsukaguchi-Honmachi, Amagasaki, Hyogo, Japan

As heat generation in satellites increases, ensuring that they are provided with sufficient radiator panel area is an important problem. Deployable radiators, with radiator panels that are deployed post-launch in space to increase the satellite's effective radiator panel area, are becoming an important thermal control technology. For the deployable radiator mounted in KIKU-8 satellite, we previously developed a reservoir embedded loop heat pipe (RELHP). RELHP is made to operate more reliably by incorporating a fluid-filled reservoir into the evaporator and forming axial grooves in the interior surface of the wick so that the wick remains wet under any microgravity condition. This paper presents temperature oscillations phenomena of the RELHP for use on the deployable radiator under a geostationary orbital environment by experiments and calculations. Firstly, a transient calculation model which can predict the deployable radiator's heat characteristics on the orbit was developed. Next, calculated results were compared with experimental results. It was found that the sub-cooling region is shorter, in a microgravity environment than in a terrestrial gravity environment, because there is less heat leakage into the reservoir in a microgravity environment. And that is cause of temperature oscillations.

Key Words : Heat Pipe, Space Equipment, Heat Transfer, Multi-Phase Flow, Mechanical Engineering, Analytical Model, Radiator, Loop Heat Pipe

1. 緒 言

衛星の高発熱化に伴い、放熱面積の確保が重要な課題である。そのため、打ち上げ後に宇宙空間でラジエータパネルを展開して、衛星の実効放熱面積を増加させる展開型ラジエータが重要な熱制御技術となっている。展開型ラジエータでは、衛星内の熱を放熱面であるラジエータパネルへ輸送する必要があるため、ラジエータパネルを展開するヒンジ部において、柔軟な配管を介して熱を輸送できる熱輸送素子⁽¹⁾が必要不可欠である。

著者らはこれまで、きく 8 号に搭載の展開型ラジエータに適用するため、リザーバ内蔵ループ形ヒートパイプ (RELHP : Reservoir Embedded Loop Heat Pipe) の開発をおこなってきた^{(2)~(8)}。RELHP は、液体をためるリザーバを蒸発器に全て内蔵し、ウイックの内表面に軸方向溝を形成することで微小重力環境下においても常にウイックが乾かず、動作の信頼性を向上させたループ形ヒートパイプである。図 1 に展開型ラジエータの概念図およびループ形ヒートパイプ蒸発器の断面図を示す。展開型ラジエータの放熱面となるラジエータパネル (Radiator Panel) の寸法は 1.8m×0.49m であり、軽量化のためのアルミ製のハニカムコアと剛性向上のための高弾性炭素繊維

* 原稿受付 2012 年 4 月 10 日

^{*1} 正員, 三菱電機(株)先端総研 (〒661-8661 兵庫県尼崎市塚口本町 8-1-1)

^{*2} 三菱電機(株)鎌倉製作所 (〒247-8520 神奈川県鎌倉市上町屋 325)

^{*3} 正員, (独)宇宙航空研究開発機構 (〒305-8505 茨城県つくば市千現 2-1-1)

^{*4} (独)宇宙航空研究開発機構

E-mail: Ishikawa.Hiroaki@bp.MitsubishiElectric.co.jp

維強化樹脂 (CFRP : Carbon Fiber Reinforced Plastic) 製の表皮で構成した。ラジエータパネルの内部にはループ形ヒートパイプの凝縮器 (Condenser) を埋め込み、表面には、太陽光による入熱を阻止しつつ放熱を促進するため、太陽光吸収率が小さく、全半球放射率が高い太陽光反射板 (OSR : Optical Solar Reflector) を張りつけた。一方、裏面は断熱のために、多層断熱材 (MLI : Multi Layer Insulation) で被覆した。ループ形ヒートパイプの蒸発器 (Evaporator) には、ステンレススチール製の多孔金属からなるウイック (Wick, 気孔直径 $1\mu\text{m}$ 相当) を内包し、蒸気管 (Vapor line)、液管 (Liquid line)、フレキシブル管 (Flexible line) を介して凝縮器とループ状に連結した。なお、図 1(b) に示すように、蒸発器内のウイック内側は液ため機能を持つリザーバとなっており、液管から流入した作動流体の液がベイオネット管 (Bayonet tube) を通った後にため込まれ、再びウイックに浸透する構造とした。

以上のような構成の展開型ラジエータにおける放熱動作は次のようにおこなわれる。衛星内に配置された蒸発器に搭載機器で発生した熱が加えられると、ウイック外表面から作動流体のアンモニアの蒸気が発生し、蒸気管を通して凝縮器に輸送される。輸送された蒸気は、ラジエータパネルに埋め込まれた凝縮器内で放熱により凝縮し、過冷却液として蒸発器へ戻る。このような作動流体の相変化を含む流動により、衛星内の熱が宇宙空間へ放熱される。

著者らは展開型ラジエータの開発の中で、軌道上での熱特性について調べてきた⁽⁷⁾⁽⁸⁾が、微小重力環境($\mu\text{-g}$)下では、ループ形ヒートパイプを低熱入力で動作させた場合に、地上環境(1-g)下で動作させた場合より温度が安定し難く、温度振動⁽⁹⁾⁽¹⁰⁾が増大することが明らかとなっている。前報⁽⁸⁾ではこの原因について考察し、微小重力環境下では凝縮器内の過冷却領域の長さが地上環境(1-g)下より短くなるためと結論付けた。本報ではこの現象に対してさらに理解を深めるため、解析的な検討をおこなった。まず展開型ラジエータの軌道上での熱特性を予測できる過渡解析モデルを構築した。次にこのモデルを用いて微小重力環境下での展開型ラジエータの起動特性について解析し、温度振動現象について調べた。

Fig.1 Schematic of deployable radiator and reservoir embedded loop heat pipe (RELHP)

2. おもな記号

A	:	面積 $[\text{m}^2]$
d	:	気孔直径 $[\text{m}]$
f	:	圧損係数 $[-]$
h	:	エンタルピー $[\text{J}]$
G	:	質量流量 $[\text{kg/s}]$
H_B	:	蒸発熱伝達率 $[\text{W/m}^2\text{K}]$
L	:	蒸発潜熱 $[\text{J/kg}]$

P	:	圧力 [Pa]
Q	:	熱量 [W]
Q_m	:	発器熱入力 [W]
Q_r	:	ウィックを通してリザーバへ入る熱量 (熱リーク量) [W]
Q_R	:	ラジエータパネルからの放熱量 [W]
Q_{R1}	:	ラジエータパネル過冷却領域からの放熱量 [W]
Q_{R2}	:	ラジエータパネル二相領域からの放熱量 [W]
Q_{Tr}	:	蒸発器から凝縮器への熱輸送量 [W]
Q_V	:	潜熱で輸送される熱量[W]
T_{sat}	:	飽和温度[K]
t	:	時間 [s]
u	:	流速 [m/s]
V	:	体積 [m ³]
x	:	位置 [m]
α	:	ボイド率 [-]
ε	:	気孔率 [-]
σ	:	表面張力 [N/m]
ρ	:	密度 [kg/m ³]
ΔT_{sat}	:	過熱度 [K]
添字		
L	:	液
V	:	蒸気

3. 解析方法

3・1 基礎式

まず、展開型ラジエータの熱特性過渡解析モデルを熱流体管路網法により構成した。各部の温度変化を求めるため、展開型ラジエータを複数のノードに分割し、各ノード間の熱移動を過渡的に解く。ここでは、特にループ形ヒートパイプの熱特性を解析するためのモデルが重要であるため、主にこの部分のモデル化について述べる。

ループ形ヒートパイプの解析モデル⁽³⁾では、流路内の二相流の流れを考え、基礎方程式として以下の質量保存式、エネルギー保存式、運動量保存式を解く。

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} = 0 \quad (1)$$

$$\rho V \frac{\partial h}{\partial t} + \rho u V \frac{\partial h}{\partial x} = Q \quad (2)$$

$$\rho \frac{\partial u}{\partial t} + \rho u \frac{\partial u}{\partial x} = -\frac{\partial P}{\partial x} - f \frac{1}{2} \rho u |u| \quad (3)$$

ここで、 ρ は密度、 u は流速、 Q は熱量、 h はエンタルピー、 P は圧力、 V は流路内の領域の体積、 f は圧損係数、 t は時間、 x は位置である。

次に、図2のような断面積 A の流路内の流れを考える。式(1)は、図2の領域のノード番号 i 、 $i-1$ について差分すれば、

$$\frac{\partial(\rho_V \alpha_i + (1-\alpha_i)\rho_L)}{\partial t} + \frac{1}{A} \frac{G_i - G_{i-1}}{\Delta x} = 0 \quad (4)$$

となる. ここで α はボイド率, 添字の V は蒸気, L は液を表すものとし, 質量流量 G および二相流の密度 ρ は

$$G = \rho u A \quad (5)$$

$$\rho = \rho_V \alpha + (1-\alpha)\rho_L \quad (6)$$

とした.

式(4)から質量流量に関する式

$$G_i = G_{i-1} + V_i \left(\rho_L - \rho_V \right) \frac{\partial \alpha_i}{\partial t} - V_i \alpha_i \frac{\partial \rho_V}{\partial t} - V_i (1-\alpha_i) \frac{\partial \rho_L}{\partial t} \quad (7)$$

を得る. ここで, 流路内の領域の体積 V は,

$$V = A \Delta x \quad (8)$$

とした.

式(2)は, 体積 V の空間における液相と気相の全質量 M を

$$M = \rho_V \alpha V + \rho_L (1-\alpha)V \quad (9)$$

とし, ノード i に加わる熱量を Q_i とすれば,

$$\frac{\partial h_i}{\partial t} = \frac{1}{M_i} (Q_i + G_{i-1} (h_{i-1} - h_i)) \quad (10)$$

のように, 差分できる.

式(3)は, 流速 u および密度 ρ をノード i , $i-1$ の中心で定義し,

$$\bar{\rho} = \frac{\rho_i + \rho_{i-1}}{2} \quad (11)$$

$$\bar{u} = \frac{u_i + u_{i-1}}{2} \quad (12)$$

とすると,

$$P_i = P_{i-1} + \frac{1}{2} \rho (u_{i-1}^2 - u_i^2) - \bar{\rho} \Delta x \frac{\partial \bar{u}}{\partial t} - f \frac{1}{2} \bar{\rho} \bar{u} |\bar{u}| \quad (13)$$

となる. 式(7), 式(10), 式(13) を解くことで, 各部の圧力, 流速を求めることができる.

Fig.2 Schematic of flow model in a channel

3・2 ウイック内蒸気発生モデル

解析においては、ウイック内での蒸気発生位置（ボイド率分布）および蒸発量（蒸気の質量流量）のモデル化が重要である。図3にウイックの厚さ方向のノード分割、温度およびボイド率分布の模式図を示す。図中の●印は各ノードを表し、互いを熱抵抗でつないだ。ウイックには作動流体の液が浸透するが、ウイックは蒸発器壁面側から加熱されるため、厚さ方向(図における上下方向)に温度分布が生じ、任意位置から蒸気が発生し始める。なお、ウイックは気孔直径が約 $1\mu\text{m}$ 、気孔率が約 40%の多孔金属であるため、ウイックと作動流体との単位体積あたりの伝熱面積は非常に大きいと考えられる。そのため解析では、ウイック温度 T_w と液温度 T_L および蒸気温度 T_V は全て等しいとみなした。

まず、蒸気発生位置（ボイド率分布）のモデル化においては、Clausius-Clapeyron の式から導かれる核沸騰開始条件⁽¹⁾

$$\Delta T_{sat} = (4\sigma / d_c) \{ T_{sat} (v_V - v_L) / L \} \quad (14)$$

を用いた。ここで ΔT_{sat} は過熱度、 σ は表面張力、 d_c は沸騰核の直径、 v_V および v_L は蒸気および液体の比容積、 L は蒸発潜熱、 T_{sat} は飽和温度である。

図4にウイック気孔のモデルを示す。ウイックは大小様々な気孔が内周側から外周側まで連なって構成されているとし、ウイック中は初期に液で満たされ、加熱によって各気孔中に蒸気が生じるものとした。また、沸騰核の直径 d_c はウイックの気孔径 d と仮定し、発生した蒸気は目詰まりを生じることなく、ウイックから流出するものとした。

式(14)において、左辺>右辺を満足するウイック内の位置で蒸気が発生するとした。ここで、過熱度 ΔT_{sat} としてはウイック温度 T_w と飽和温度 T_{sat} の差

$$\Delta T_{sat} = T_w - T_{sat} \quad (15)$$

とした。さらに飽和温度 T_{sat} は、作動流体の流動によって決定されるウイック中の液の圧力、および作動流体の飽和蒸気圧曲線から算出し、

$$T_{sat} = T_V(P_L) \quad (16)$$

とした。すなわち、式(14)～式(16)より

$$d > 4 \left(1 - \frac{\rho_V}{\rho_L} \right) \left(\frac{\sigma}{\rho_V L} \right) \left(\frac{T_V(P_L)}{T_w - T_V(P_L)} \right) \quad (17)$$

を満たす場合に蒸気が発生するとした。

次に、ウイック中のボイド率 α の分布を決定する。図4に示すようにウイック中の空間は、直径 $d_{min} \sim d_{max}$ の径の気孔が連結して形成されているものとした。図5に、水銀王入法により計測したウイックの気孔直径分布および細孔側から累積

した体積度数分布を示す。解析では、気孔直径分布からウイックの気孔直径 d_{min} および d_{max} を与え、図中の破線のように $d_{min} \sim d_{max}$ まで累積体積度数は直線的に変化すると仮定した。

図6にウイックの気孔径分布とボイド率 α の決定方法の模式図を示す。ウイック中の、あるノードのボイド率 α は、式(17)の d を用いて

$$\alpha = \frac{d - d_{min}}{d_{max} - d_{min}} \quad (18)$$

とした。ただし、 $0 < \alpha < 1$ の範囲である。すなわち、ウイック中の任意のノードでは気孔直径が d 以上の空間で蒸気が発生するとし、その空間の割合をボイド率 α とした。ウイック中のボイド率 α はウイックの気孔直径の分布に依存する。例えば、 d_{max} および d_{min} が大きい場合には、小さな過熱度によっても蒸気が発生し易くなり、 d_{max} と d_{min} の差が小さい場合には、過熱度の変化によってウイック中のボイド率 α が急激に変化し、蒸気の発生量も急激に変化することになる。

さらに、蒸発量（蒸気の質量流量）のモデルについて説明する。式(18)からウイック中の任意ノードでのボイド率を決めることができるが、蒸発量はウイックから作動流体への伝熱量をモデル化して求めた。

図7にウイック任意領域の概略図を示す。前述のように、ウイックは内周から外周へ続く円筒形状の孔が多数空いているものとした。ここで、ウイック体積 V_w 、気孔体積 V_p 、気孔表面積 A_p 、気孔率 ε とする。

蒸発量 G_V は、ウイックから作動流体への伝熱量を蒸発潜熱 L で除し、過熱度 ΔT_{sat} を用いて

$$G_V = \frac{H_B \cdot A_{PB} \cdot \Delta T_{sat}}{L} \quad (19)$$

とし、式(19)をウイック全ノードについて計算した。ここで、 A_{PB} は蒸発面積、 H_B は蒸発熱伝達率である。

蒸発面積 A_{PB} は気孔の等価直径 d_e を用い、さらに気孔内の蒸発面積 A_{PB} は $A_p \times \alpha$ であるので、

$$A_{PB} = \frac{4}{d_e} V_p \alpha = \frac{4}{d_e} V_w \varepsilon \alpha \quad (20)$$

とした。なお、気孔周囲長 S_d および気孔断面積 A_d とすれば、等価直径は次式となる。

$$d_e = \frac{4A_d}{S_p} = \frac{4V_p}{A_p} \quad (21)$$

式(19)において蒸発熱伝達率 H_B はウイックの微細気孔中での蒸気の発生に関するものであり、ここでは計測の結果と一致するように値を決定した。前報⁽³⁾では、 H_B をパラメータスタディして地上環境(1-g)下での計測結果と比較し、 $H_B = 4 \text{ W/m}^2 \text{ K}$ 以下では動作温度が急激に高くなり、計測結果と一致しないこと、 $H_B = 4 \text{ W/m}^2 \text{ K}$ 以上では感度が小さいことを明らかにした。ここでは実測値と最も一致する値として $H_B = 30 \text{ W/m}^2 \text{ K}$ を用いた。

Fig.3 Temperature and void fraction distribution model in a wick

Fig.4 Schematic of porous distribution model in a wick

Fig.5 Porous distribution using mercury intrusion method and calculation model

Fig.6 Porous distribution and decision of void fraction in a wick

Fig.7 Schematic of wick model

3・3 ノード分割および解析フロー

図8にノード分割図を示す。ノード分割は(1)蒸発器(ウイック)は軸方向の温度分布を考慮するため軸方向に5分割, 厚さ方向に10分割, (2)凝縮器は過冷却部を解析するため流れ方向に38分割, (3)蒸気管、液管などの配管は環境との熱の授受を考慮するため流れ方向に各々5分割, (4)ラジエータパネルはパネル上の温度分布を考慮できるように 32×10 分割した。また, 衛星の地球周回による太陽からの熱入力, 宇宙環境への放熱も考慮した。

さらに, 軌道上の微小重力環境($\mu\text{-g}$)下の効果を考慮するため, リザーバ内の液は, 図8(b)に示すように表面張力によってリザーバの片端(ベイオネット管の液出口側)に偏り, リザーバ内では自然対流は生じないとした。

図9に解析フローを示す。解析では, 始めに作動流体や固体部の流量や温度分布を解き, その後リザーバから上流に向かう方向に圧力を解く手順とした。なお, 差分式は逐次加速緩和法(SOR法)を用いて解き, 時間刻み Δt は0.01秒とした。

Fig. 8 Schematic of deployable radiator node division

Fig. 9 Flow chart of calculation

4 計測方法および計測結果

4・1 計測方法

次に展開型ラジエータの熱特性計測方法について説明する. 計測では図 10 の●印に示す位置に貼られた温度センサ (サーミスタまたは白金センサ) により過渡温度変化を計測した^{(6),(8)}.

温度センサ EVA は蒸発器壁面に, LIP 1 は液管に, CON1 と CON11 は凝縮器入口と出口の配管に直接取りつけた. 各配管の寸法は, 蒸気管は長さ 2m で内径 $\phi 4$ mm, 液管は長さ 2m で内径 $\phi 2$ mm, 凝縮器は長さ 5.5m で内径 $\phi 4.5$ mm, さらにフレキシブル管は各々長さ 1m で最小内径 $\phi 5.5$ mm である. ラジエータパネル表面には太陽光反射板を張り付けてあり, ラジエータパネル裏面および蒸発器およびフレキシブル管には断熱のため, 多層断熱材を被覆した. さらに RELHP の配管の表面には放射率が約 0.1 の熱制御用アルミ蒸着テープを巻きつけて可能な限り放射断熱した. 計測時には RELHP 蒸発器に貼られたヒータによって蒸発器熱入力 Q_w を行い, 温度がほぼ定常となるまで計測した. 温度センサの軌道上での計測精度は約 2K である. なお, 地上環境 (1-g) 下での熱特性は, 図 10 においてラジエータパネル面および蒸発器が重力方向に対して水平となるように配置し計測した. さらに供試体全体を壁面温度 -173°C 以下, 圧力 $1.33 \times 10^{-3}\text{Pa}$ 以下のチャンバ内に配置することで微小重力環境 (μ -g) 下での熱環境を模擬した. すなわち, ラジエータパネルからの放熱は, 輻射のみで, 微小重力環境 (μ -g) 下と同様である.

4・2 計測結果および解析との比較

始めに、微小重力環境(μ -g)下および地上環境(1-g)下での熱特性の差について述べる。図11に微小重力環境下および地上環境下において、蒸発器熱入力 Q_m を変化させた場合のラジエータパネルの定常温度分布を示す⁸⁾。軌道上環境においては凝縮器入口(CON1)と凝縮器出口(CON11)の値が概ね同一で、ラジエータパネル面上に過冷却領域が見られず、ほぼ全面が二相領域となっている。より詳細に見ると、衛星外に配置されている CON11 と LIP2 間のフレキシブル管部において温度低下 4K 以内で過冷却していることがわかった。一方、実線で示すように、地上環境での動作では微小重力環境で動作させた場合より、凝縮器出口(CON11)付近の温度変化量が大きく、長い過冷却領域が生じている。

図12(a)に微小重力環境下において、蒸発器熱入力 Q_m を 300W とした場合の過渡温度変化(起動特性)を示す。蒸発器への熱入力直後、蒸気の発生に伴って凝縮器内の過冷却液が蒸発器へ流入するため、蒸発器壁面(EVA)温度は急激に低下する。さらに時間の経過に伴い、蒸発器壁面(EVA)、凝縮器入口(CON1)、凝縮器出口(CON11)および蒸発器液戻り(LIP1)全ての温度が上昇し、約 12000 秒で温度は安定し定常になる。なお、微小重力環境下では凝縮器入口(CON1)と凝縮器出口(CON11)温度に差が見られないことから、軌道上環境では凝縮器内に過冷却領域はほとんど生じていないといえる。比較のため、図12(b)に地上環境(1-g)下において蒸発器熱入力 Q_m を 300W とした場合の過渡温度変化(起動特性)を示す。図のように地上環境においては凝縮器入口(CON1)と凝縮器出口(CON11)温度に 10K 程度の温度差がついており、明確な過冷却領域が存在することがわかる。

図13に展開型ラジエータの熱収支を表す図を示す^{6) 8)}。ここでは単純化のために蒸発器、蒸気管、液管と周囲環境との間の熱交換が無い場合を考える。熱は輻射によってのみ宇宙空間に放熱されるが、凝縮器(ラジエータパネル)の温度は RELHP 動作時には 273K 以上で、深宇宙温度約 4K よりはるかに温度が高い。さらに凝縮器の温度分布は最大でも 20K である。そのため、凝縮器では過冷却領域においても二相領域と同様に放熱がなされる。蒸発器から凝縮器への熱輸送量 Q_{tr} は、潜熱で輸送される熱量を Q_V 、ウィックを通してリザーバへ入る熱量(熱リーク量)を Q_r とすれば、

$$Q_{tr} = Q_m = Q_V + Q_r \quad (22)$$

となる。言い換えれば Q_r は顕熱で輸送される熱量である。次に凝縮器内の上流側の二相領域から放熱される熱量を Q_{R2} 、下流側の過冷却領域から放熱される熱量を Q_{R1} とすれば、凝縮器(ラジエータパネル)からの放熱量 Q_R は、

$$Q_{tr} = Q_R = Q_{R2} + Q_{R1} \quad (23)$$

となる。凝縮器へ輸送された蒸気は、二相領域にて凝縮して液となり $Q_V (= Q_{R2})$ の熱量が潜熱分として放熱され、次に過冷却領域にて $Q_r (= Q_{R1})$ の熱量が顕熱分として放熱される。すなわち、 Q_{tr} に占める Q_r の割合が大きいほど過冷却領域からの放熱量 Q_{R1} が増え、過冷却領域の長さが長くなる。この時、二相領域長さは短くなるが、ラジエータパネル面積が一定であることから蒸気温度 T_V が高くなり、ラジエータパネル温度の上昇によって放熱量が増加し、熱的にバランスする。以上のことから、軌道上での微小重力環境下において過冷却領域が生じにくい理由は、ウィックを通してリザーバへ入る熱量(熱リーク量)が小さくなり、凝縮器に顕熱で輸送される熱量が減るためと考えられる。

図14に地上環境と軌道上環境でのリザーバ内液形状の違いを示す。地上環境ではリザーバの下側に作動流体の液がたまる。そのため、リザーバ上部においてウィックとリザーバ内の蒸気間で熱伝達が行なわれる。さらにリザーバ下部においてもリザーバ内の液の自然対流を介し、熱伝達がおこなわれる。これに対し軌道上環境では、表面張力によってリザーバ内の液形状が円筒に近い形状になると考えられるため、リザーバ内蒸気は液で覆われることになる。さらに軌道上環境では液の対流が生じ難いため、リザーバ内の蒸気がウィックから加熱され難くなり熱リークが低下する。このような理由によって過冷却領域が生じにくいと考えられる⁸⁾。

図15に微小重力環境下および地上環境下において、蒸発器熱入力 Q_m を 200W とした場合の過渡温度変化(起動特性)を示す。この場合では、凝縮器出口(CON11)温度および蒸発器液戻り(LIP1)温度に周期的な変動が見られる。比較の対象となる図15(b)の地上環境下での特性においても温度の振動は見られるが、微小重力環境(μ -g)下に比べれば振動は小さい。

次に、解析結果について述べる。図 16 に微小重力環境下において、蒸発器熱入力 Q_m を 200W とした場合のラジエータパネル温度の時間変化を示す。図のように、蒸発器に熱入力することで凝縮器内に蒸気が流入し、ラジエータパネル温度が時間とともに上昇する様子がわかる。

図 17 に微小重力環境下において、蒸発器熱入力 Q_m を 300W および 200W とした場合の過渡温度変化（起動特性）の解析結果を示す。解析結果においても、 Q_m が 300W の場合には、凝縮器入口(CON1)と凝縮器出口(CON11)温度に差が見られないことから、軌道上環境では凝縮器内に過冷却領域はほとんど生じていない。一方、 Q_m が 200W の場合では、大きさと周期は異なるが計測結果と同様な温度変動が見られる。

図 18 に各部温度変化の拡大図および蒸発器液戻り（LIP1）の時間変化を示した。温度変化を見ると解析と計測結果とは定性的には一致しており、解析結果に基づいて現象を分析することができると考えられる。図 19 にボイド率の時間変化の解析結果を示した。蒸発器液戻り（LIP1）のボイド率の時間変化においては、凝縮器から蒸気が周期的に蒸発器に戻っており、この周期と温度変動の周期が一致している。凝縮器出口付近に二相領域と過冷却領域の界面が存在すると、蒸気の一部が液管を通して蒸発器内のリザーバへ流入する。これによりリザーバ内温度が上昇し、さらに蒸気温度も上昇する。蒸発器から発生する蒸気は凝縮器で全て凝縮するようになり、凝縮器内に過冷却領域が形成される。凝縮器内に過冷却領域が形成されると蒸発器液戻り（LIP1）温度が低下し、リザーバ内温度が低下し、蒸気温度も低下する。以上の繰り返しによって温度振動が生じると考えられる。軌道上環境で温度振動が増大した原因は、過冷却領域の長さが地上環境より短くなり、蒸発器熱入力 Q_m が同一の場合で比較すると、二相領域と過冷却領域の境界位置が凝縮器出口付近に存在するようになったことにある⁽⁸⁾。さらに展開型ラジエータでは、凝縮器温度は一定でなく、蒸気温度の上昇に伴って放熱面温度が上昇し、放熱量も変動するためより大きな温度振動が生じやすい。

Fig. 10 Thermal sensor positions on deployable radiator

Fig. 11 Steady state temperature distribution under 1-g and μ -g environment (Experiment)

(a) μ -g

(b) 1-g

Fig. 12 Start-up characteristics (Experiment, $Q_m = 300W$)

Fig.13 Energy balance of deployable radiator

Fig.14 Schematic of liquid form in reservoir

 Fig.15 Start-up characteristics (Experiment, $Q_{in} = 200W$)

 Fig.16 Radiator panel temperature change in start-up (μ -g, Calculation, $Q_{in} = 200\text{W}$)

 (a) $Q_{in} = 300\text{W}$

 (b) $Q_{in} = 200\text{W}$

 Fig.17 Start-up characteristics (μ -g, Calculation)

(a) Experiment

(b) Calculation

 Fig.18 Details of temperature oscillation (μ -g, Calculation, $Q_{in} = 200\text{W}$)

Fig.19 Details of calculated void fraction (μ -g, Calculation, $Q_m=200\text{W}$)

5 結論

本報では、前報⁽⁸⁾に引き続き、きく 8 号に搭載の展開型ラジエータに見られる周期的な温度変動についてさらに調べるため、解析による検討を行った。

その結果、

- (1) 展開型ラジエータの軌道上での温度変動を解析できる過渡解析モデルを構築した。
- (2) 過渡解析結果と、微小重力環境下での計測値を比較した結果、温度変動周期や大きさについて定量的な一致は得られなかったものの、各部温度の挙動は類似しており、定性的に温度変動を説明することが可能である。
- (3) 軌道上で見られる周期的な温度変動は、蒸発器熱入力 Q_m が同じ場合で比べると、軌道上環境では地上環境より過冷却領域の長さが短くなる。これは軌道上環境ではリザーバ内に対流が生じにくいなど、熱リーク量が低減されるためと考えられる。過冷却領域の長さが短くなるため、凝縮器から蒸気の一部が液管を通してリザーバへ流入することにより、温度変動が生じることが解析からも説明できた。

文 献

- (1) 大串哲朗, 矢尾彰, Jason Xu, 増本博光, 川路正裕, “宇宙用フレキシブルループ形ヒートパイプ (FLHP) の研究 (微小重力下における熱輸送特性)”, 日本機械学会論文集 B 編, Vol. 66, No. 646 (2000-6), pp. 1488-1493.
- (2) Hiroaki Ishikawa, Akira Yao, Teturo Ogushi, Seiji Haga, Akihiro Miyasaka and Hiroyuki Noda, “Development of Loop Heat Pipe Deployable Radiator or Use on Engineering Test Satellite VIII (ETS-VIII)”, *Proceeding of the 31st International Conference on Environmental Systems*, No.2001-01-2341(2001).
- (3) Tetsuro Ogushi, Seiji Haga, Hiroaki Ishikawa, Akira Yao, Akihiro Miyasaka and Hiroyuki Noda, “Mathematical Modeling for Predicting Steady State and Transient Characteristics of Reservoir Embedded Looped Heat Pipe (RELHP)”, *Proceeding of the 31st International Conference on Environmental Systems*, No.2001-01-2239(2001).
- (4) 石川博章, 大串哲朗, 野村武秀, 岩上健, 野田浩幸, 矢部高宏, “リザーバ内蔵ループ形ヒートパイプの熱特性に関する研究 (第 1 報, 蒸発器配置と作動流体封入量が熱特性に及ぼす影響)”, 日本機械学会論文集 B 編, Vol. 72, No. 720 (2006-8), pp. 2010-2017.
- (5) 石川博章, 大串哲朗, 野村武秀, 岩上健, 野田浩幸, 川崎春夫, 矢部高宏, “リザーバ内蔵ループ形ヒートパイプの熱特性に関する研究 (第 2 報, 不凝縮性ガスが熱特性に及ぼす影響)”, 日本機械学会論文集 B 編, Vol. 73, No. 727 (2007-3), pp. 847-854.

- (6) 石川博章, 野村武秀, 大串哲朗, 野田浩幸, 川崎春夫, 矢部高宏, “リザーバ内蔵ループ形ヒートパイプの熱特性に関する研究 (凝縮器冷却方法の違いが熱特性に与える影響)”, 日本機械学会論文集 B 編, Vol. 74, No. 741 (2008-5), pp. 1119-1127.
 - (7) 川崎春夫, 野田浩幸, 矢部高宏, 石川博章, 野村武秀, 斉藤康之, “技術試験衛星きく 8 号搭載展開型ラジエータの軌道上初期の熱特性 (リザーバ内蔵ループ型ヒートパイプの熱特性)”, 日本機械学会論文集 B 編, Vol. 75, No. 758 (2009-10), pp. 1939-1945.
 - (8) 石川博章, 野村武秀, 斉藤康之, 川崎春夫, 岡本篤, 畠中龍太, “リザーバ内蔵ループ形ヒートパイプの熱特性に関する研究 (きく 8 号搭載展開型ラジエータの軌道上熱輸送特性)”, 日本機械学会論文集 B 編, Vol. 76, No. 768 (2010-8), pp. 1273-1280.
 - (9) Jentung Ku, Laura Ottenstein, Mark Kobel, Poul Rogers and Tarik Kaya, “Temperature Oscillations in Loop Heat Pipe Operation”, *Space Technology and Applications International Forum*, (2001), pp.255-262.
 - (10) Jentung Ku, Laura Ottenstein, Paul Rogers and Kwok Cheung, “Investigation of Low Power Operation in a Loop Heat Pipe”, *Proceeding of the 31st International Conference on Environmental Systems*, No.2001-01-2192(2001).
 - (11) 西川兼康, 長島昭, 藤田恭伸, 国友孟, 伝熱工学の進展 2, 養賢堂, (1974), pp. 5-6.
-