

# 推進薬蒸発量低減に向けたボイルオフガスによる構造体の除熱性能評価

○福崎俊哉（名古屋大学大学院工学研究科），杵淵紀世志（名古屋大学）  
梅村悠（宇宙航空研究開発機構），沖田耕一（宇宙航空研究開発機構）  
酒井仁史（NTT データザムテクノロジーズ）

## Evaluation of heat removal performance of structure by boil-off gas to reduce propellant evaporation

○Toshiya FUKUZAKI (Graduate School of Engineering, Nagoya University)  
Kiyoshi KINEFUCHI (Nagoya University)  
Yutaka UMEMURA (Japan Aerospace Exploration Agency)  
Koichi OKITA (Japan Aerospace Exploration Agency)  
Hitoshi SAKAI (NTT Data XAM Technologies)

### ABSTRACT

The rocket propellant evaporates and is lost due to the heat input from the structure connected to the payload mounting part to the propellant tank. In order to reduce this amount of heat input, a method has been considered in which the boil-off gas of the propellant is passed through the pipeline to cool the structure. In this study, boil-off gas was flowed through various pipeline shapes created by a 3D printer, and the cooling performance and pressure loss were evaluated. As a result, the cooling performance increased linearly with the length of the wet length, and a relationship incompatible with the pressure loss was obtained. By using gyroid, it is possible to obtain a Nusselt number that is about twice as high as that of a normal circular tube. We also created a numerical analysis model that reproduces the flow of the experiment for actual machine analysis. As a result, similar trends were obtained in experiments and numerical analysis.

## 1 緒 言

### 1.1 研究背景

近年、ロケットによる地球周辺から月・惑星への軌道間輸送が求められている。日本の基幹ロケットであるH-IIAロケットは、極低温の液体水素と液体酸素を推進薬として使用している。これらの極低温液体推進薬は高比推力であるが、入熱により容易に蒸発して失われてしまう。月への移動には数週間、火星への移動には数百日要する。したがって、極低温推進薬を長期にわたり利用可能とする必要がある。

液体水素タンクへの入熱として、ペイロード搭載部からの入熱が挙げられる。ペイロード搭載部と液体水素タンクは、構造体で繋がっている。そのため、ペイロード搭載部の熱が構造体を通して、液体水素タンク内への入熱となってしまうことが問題となっている。

### 1.2 Vapor Cooling System

ペイロード搭載部からの入熱量を低減するために、Vapor

Cooling System (VCS)と呼ばれる技術が考えられている。VCSの概略図をFig. 1に示す。VCSは、液体水素から蒸発して生じたボイルオフガスを用いて、液体水素の蒸発量低減を目的とした技術である。VCSの手法としては、構造体に取り付けた管路にボイルオフガスを流し、ペイロード搭載部からの入熱を低減する。NASAで行われた実験では、VCSによりタンク内への入熱量を5~20%程度削減できることが確認されている<sup>[1]</sup>。

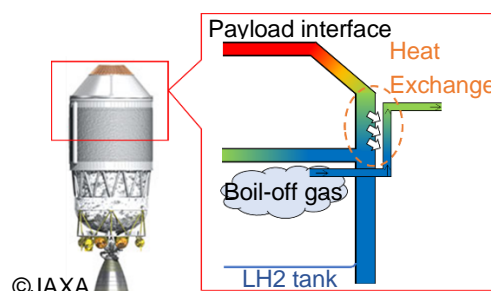


Fig. 1. Vapor Cooling System

### 1.3 研究目的

数値解析を用いた実機解析により、VCSにおける最小限の質量流量での冷却方法の提案を本研究の最終的な目的とする。そこで、本研究では、ボイルオフガスを流すための前方スカート部に取り付ける流路形状に着目した。そこで、実機搭載における構造部と管路を部分要素として切り出し、流路形状の評価を行った。実験において、濡れぶち長さが異なる様々な流路形状にボイルオフガスを流し、圧力損失と冷却性能の評価を行った。圧力損失を摩擦係数、冷却性能をヌセルト数と各流路形状に依存する無次元数として評価を行った。また、本研究の最終的な目的である実機解析に向け、実験の流れを再現する数値解析モデルの作成を行った。数値解析モデルには、実験で得られた摩擦係数とヌセルト数を組み込むことで、実験の流れの再現を行った。

## 2 実験方法

### 2.1 供試体

本実験で使用した供試体の外観写真をFig. 2に、各供試体の形状をFig. 3~6に示す。供試体は三次元積層造形で制作した。材料は、ロケット構造のアルミ合金に近い物性を持つことから、AlSi10Mgを選定した。各供試体の諸元をTable. 1に示す。長さは、全ての供試体で190 mmである。また、各供試体の流路断面積が一定となるように設計し、濡れぶち長さの違いによって実験の評価を行った。

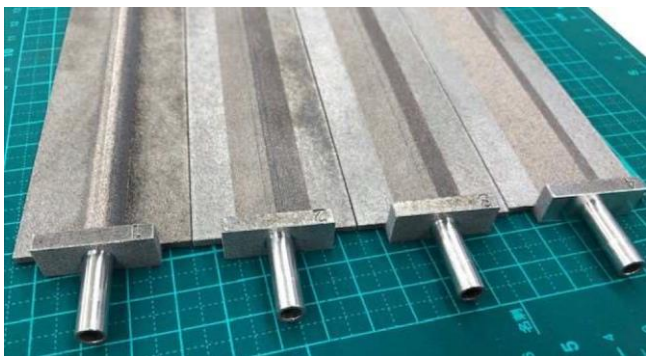


Fig. 2. Appearance of test specimens

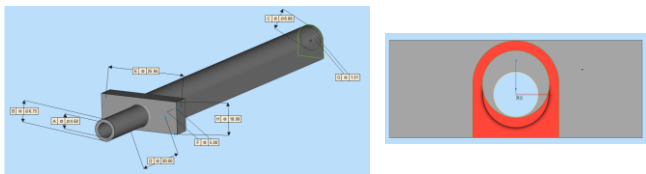


Fig. 3. Test Specimens No.1 (Circular cross-section)

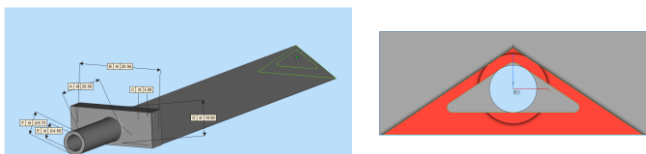


Fig. 4. Test Specimens No.2 (Triangular cross-section)

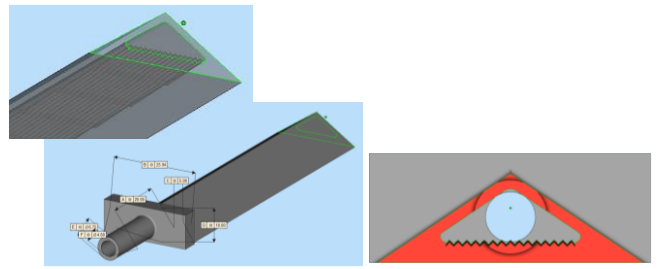


Fig. 5. Test Specimens No.3 (Triangular cross-section and Bottom step, Bottom groove)

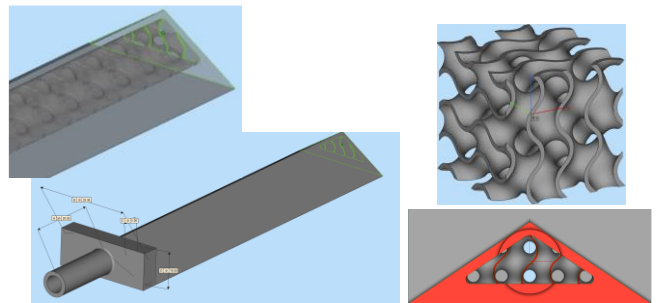


Fig. 6. Test Specimens No.4 (Gyroid)

Table. 1. Specifications of test specimens

Test specimens	Weight [g]	Wet length [mm]	Channel path cross-sectional area [mm <sup>2</sup> ]
No.1	63.33	21.61	37.28
No.2	63.45	29.14	37.16
No.3	60.83	34.57	37.15
No.4	68.81	76.08	37.10

### 2.2 実験装置

実験構成を Fig. 7 に示す。液体窒素 LGC から低温蒸気を取り出し、供試体に供給した。供試体上下流には、圧力センサ (P1, P2) および K 型シース熱電対 (TF1, TF2) を設置し、供試体上下流差圧を微差圧計 (DP) により計測した。供試体下流にはマスフローコントローラーを設置し、蒸気を 1 g/s の一定質量流量で流れるように制御した。また、Fig. 8 に示すように、供試体には K 型の  $\phi 0.1$  mm の極細素線熱電対を 6 本設置した。

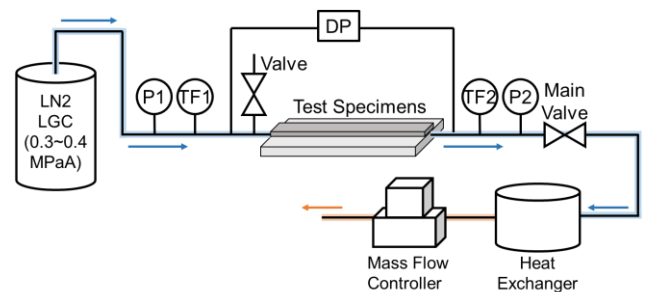


Fig. 7. Experiment setup

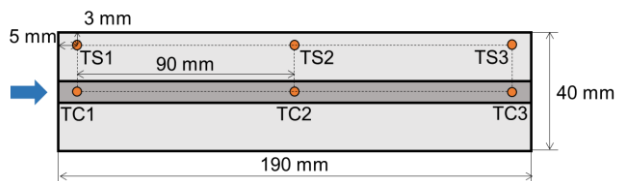


Fig. 8. Thermocouples on test specimens

### 2.3 実験評価方法

供試体の圧力損失を表す摩擦係数  $f$  と冷却性能を表すヌセルト数  $Nu$  の算出方法を以下の式(1), (2)に示す. 摩擦係数  $f$  は, Darcy-Weisbach の式より算出した. また, ヌセルト数  $Nu$  は, 供試体の冷却率  $Q_{ts}$  と外部からの入熱  $Q_{ex}$  から算出した.

・摩擦係数

$$f = \frac{2\Delta P D_h}{\rho u^2 L} \quad (1)$$

・ヌセルト数

$$Nu = \frac{Q_{ts} + Q_{ex}}{\lambda L (TS3 - TF1)} \quad (2)$$

### 3 実験結果と考察

各供試体の摩擦係数と濡れぶち長さの関係を図9に示す. 摩擦係数は, 濡れ縁長さに対し指数関数的に上昇することが確認できる. また, 各供試体のヌセルト数と濡れぶち長さの関係を図10に示す. ヌセルト数は, 濡れ縁長さに対し線形的に上昇することが確認できる.

また, 実験から得られた摩擦係数とヌセルト数の妥当性を得るために, 理論値との比較を行った. 摩擦係数は表面粗さを考慮したSwamee-Jainの式, ヌセルト数は表面粗さを考慮したGnielinskiの式から導出した値との比較を行った. Swamee-Jainの式から導出した値  $f_{sw}$ , Gnielinski の式から導出した値  $Nu_{Gn}$  と実験値の摩擦係数  $f$ , ヌセルト数  $Nu$  をTable. 2に示す. 供試体No.1, No.2, No.3では実験値と理論値でそれほど大きな差異は見られなかったため, 実験結果は妥当であると考えられる. しかし, 供試体No.4においては, 実験値と理論値で大きな差異が見られた. 供試体No.4には流路内に壁面が存在しているため, 流れが壁面と衝突することによって生じる渦の生成や流れの剥離が原因であると考えられる. そのため, 供試体No.4では, 実験値を理論値で評価できない.

この結果から, 摩擦係数とヌセルト数は, 濡れ縁長さとともに増加することが分かる. つまり, 圧力損失と冷却性能の関係性を得ることができた. したがって, 流路設計の変更により, 要求を満たす冷却性能を自由に調整することが可能であると期待できる. また, ジャイロイドを用いることで, 通常の円管よりも2倍程度高いヌセルト数が得られた.

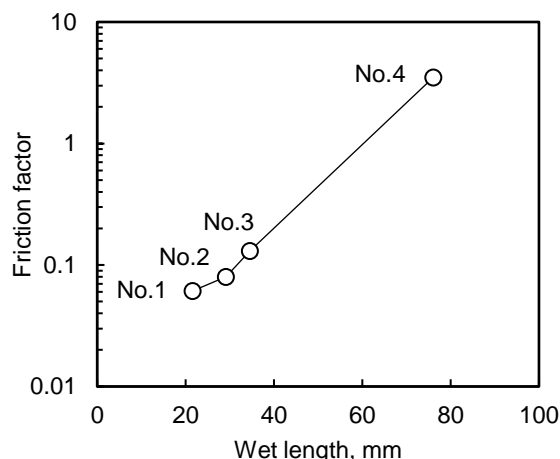


Fig. 9. Friction factor of test specimens

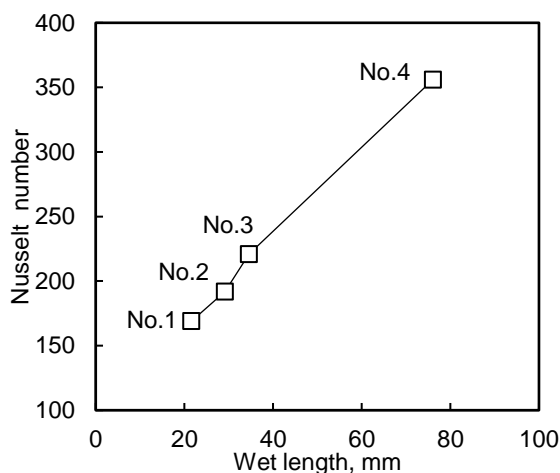


Fig. 10. Nusselt number of test specimens

Table. 2. Comparison between of experiment and analysis value

Test Specimens	$f$	$Nu$	$f/f_{sw}$	$Nu_{Gn}$
No.1	0.061	169	1.3	129
No.2	0.080	192	1.5	119
No.3	0.13	221	2.4	159
No.4	3.5	356	43	-

### 4 数値解析方法

実機解析に向け, 数値解析モデルの作成を行った. 実験から得られた摩擦係数とヌセルト数を用いた数値解析モデルの作成をし, 実験の流れの再現を行った. 以下に示す連続の式, オイラーの運動方程式, エネルギー方程式を用いて解析を行った. 計算方法としては, Thermo-CCUP法を参考に計算を行った<sup>[2][3]</sup>. なお, 解析条件として, 1次元の圧縮性を仮定し, 1次精度の保存形で非定常解析を行った.

・連続の式

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} = 0 \quad (3)$$

・オイラーの運動方程式

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u^2)}{\partial x} = -\frac{\partial p}{\partial x} - \frac{f}{D_h} \frac{\rho u^2}{2} \quad (4)$$

・エネルギー方程式

$$\frac{\partial(\rho e)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho ue)}{\partial x} = -\frac{\partial(pu)}{\partial x} + \frac{4Nu\lambda}{D_h^2} (T_w - T) \quad (5)$$

## 5 解析結果と考察

供試体No.1の実験と解析の供試体出口温度の時間変化をFig. 11に、圧力損失の時間変化をFig. 12に示す。出口温度において、蒸気が流れ始めたときに実験と解析で大きく差異が見られた。これは、解析における境界条件の入れ方が正しくなく、差異が生じたと考えられる。また、時間が経つにつれ、実験では出口温度がほぼ一定となっているのに対し、解析では出口温度が低下し続けている。これは、解析では実験の流れを再現するために必要な熱の計算が十分でないことが原因であると考えられる。また、圧力損失においては、途中部分で実験と計算で差異が見られた。しかし、時間が十分経過すると、実験結果と解析結果が良く一致している。途中部分で差異が見られた原因としては、温度の差異が圧力損失の差異に繋がっていると考えられる。したがって、実験の流れを再現するためには、熱の計算を正しく行うことが重要である。

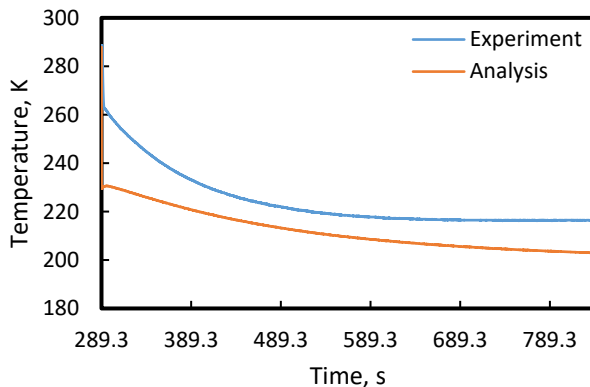


Fig. 11. Downstream temperature

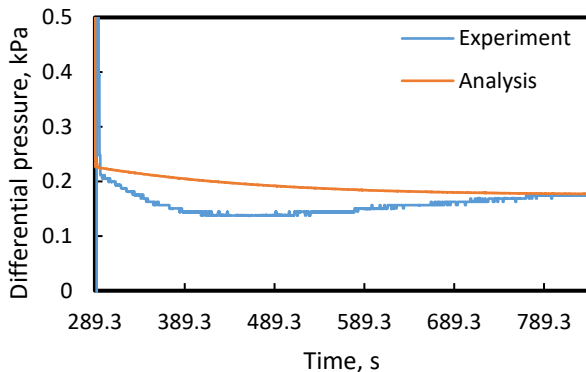


Fig. 12. Differential pressure

## 6 結言

三次元積層構造で製造した様々な供試体に極低温蒸気を流し、圧力損失と冷却性能の評価を行った。圧力損失を示す摩擦係数は濡れぶち長さに対し、指数関数的に上昇する関係が得られた。また、冷却性能を示すヌセルト数は濡れぶち長さに対し、線形に上昇する関係が得られた。したがって、高冷却性能と低圧力損失は両立し得ない関係であることが確認できた。しかし、流路設計の変更により、要求を満たす冷却性能を自由に調整することが可能であると期待できる。

また、実機解析に向け、実験で得られた各供試体の摩擦係数とヌセルト数を用いて、数値解析モデルの作成を行った。解析結果としては、実験と解析で同様の傾向が得ることができた。したがって、実機解析に向けた数値計算モデルの基礎ベースが確立できた。しかし、実験の流れを再現するためには、解析で評価する熱を実験条件と合わせる必要がある。

## 7 参考文献

- [1] Wesley L. Johnson, Ramaswamy Balasubramaniam, Richard G. Hibbs, Gregory A. Zimmerli, Marius Asipauskas, Christopher Dardano, Samantha A. Bittinger, and F. David Koci, "Summary of Testing Results for the Structural Heat Intercept, Insulation, and Vibration Evaluation Rig", AIAA Propulsion and Energy Forum, 2020
- [2] 姫野武洋, 渡辺紀徳, "低重力環境における熱流体管理に関する研究 (第1報, 熱流動解析に適した CCUP 法-TCUP 法-の提案)", 日本機械学会論文集(B 編), Vol. 69, No.678, pp. 266-273, 2003.
- [3] 鳥生大祐, 牛島省, 青木一真, "圧縮性流体と固体の熱連成場における流体解析手法," 土木学会論文集 A2(応用力学), Vol. 70, No.2, pp. I\_165-I\_172, 2014.