

# セラミックレーザー材料 Yb:YAG の熱伝導率とその測定方法の検討

## Thermal conductivity of laser ceramics Yb:YAG and its measurement methods

岩本 晃史 (NIFS); BAUDOYU Bertrand (CEA-Saclay)

IWAMOTO Akifumi (NIFS); BAUDOYU Bertrand (CEA-Saclay)

E-mail: iwamoto.akifumi@LHD.nifs.ac.jp

### 1. はじめに

高出力・高繰り返しレーザー用として Yb 添加 YAG セラミクス材料の研究・開発が進み、その実用化が進められている。レーザーの限界を決める要素はレーザー発振時に起こる熱損失で、素早く冷却が可能であれば高出力・高繰り返しが可能になる。この材料の特性から、ある温度領域に冷却することで最大の能力を発揮することが可能になり、その温度領域における熱伝導率はレーザーを設計する上で重要な情報である。これまで、Yb:YAG セラミクスの熱伝導率の評価を行ってきたが[1]、サンプルの性質や測定装置の構成上、冷却途中でサンプルの破壊などが発生し測定が継続できなくなることがあった。そこで、室温～極低温までの熱伝導率の測定方法を確立するために、構成の異なる 3 つの測定方法の比較検討を行った。

### 2. 実験装置

定常熱流法の概念を基にして熱伝導率の測定を行う。サンプルの寸法、サンプルに発生する温度差とそれを発生させるヒータ入力から熱伝導率が計算できる。サンプルの取り付け方法を Fig.1(a)-(c)に示す。各構成の特徴は次のようになる。

(a) スタイクキャストにより、サンプルを 2 つの銅円板に接着する構造で、温度測定はその銅円板に埋め込んだセンサーにより行う。スタイクキャスト部が熱抵抗になり正確な熱伝導率評価にはその考慮が必要であるが、既に熱抵抗を評価する方法を確立している[2]。材料の熱収縮差で接着が剥がれる場合がある。

(b) サンプルを銅製ホルダーに挟み込みネジで締め付け固定する方法。サンプルと銅製ホルダーの間には熱的接触を良くするために熱伝導性グリスを塗っている。機械的に保持するため全温度領域で安定したサンプル保持が可能。温度測定はサンプルに接触させたナイフエッジを通して行うため、熱伝導の測定経路上に熱抵抗は存在しない。しかしナイフエッジに取り付けた温度計の発熱や外部からの熱侵入が直接温度測定に影響するため、センサーの取り付けや計測線の取り直しなどを十分に吟味する必要がある。

(c) サンプルを銅製ホルダーに挟み込みネジで締め付け固定する方法。サンプルと銅製ホルダーの間には熱的接触を良くするために熱伝導性グリスを塗っている。機械的に保持するため全温度領域で安定してサンプルを保持可能。温度測定はその銅ホルダーに埋め込んだセンサーにより行う。熱流の経路内に熱抵抗となるグリスが存在するため、正確な熱伝導率のためには、その補償が必要である。

サンプルの冷却はアイシン精機株式会社製の冷凍機 (GD354S) を使用した。サンプルの温度制御や温度計測には Lakeshore 社製の温度コントローラ 340 及び 370 を使用した。温度センサーは Lakeshore 社製のセルノックスを使用した。

### 3. 熱抵抗の考察

(a)構成の場合、長さの異なる 2 つのサンプルをそれぞれ測定すると次の式から Yb:YAG セラミクスの熱伝導率  $k_{Yb:YAG}$  とスタイクキャストの熱抵抗  $Z_{Stycast}$  の評価が可能である[2]。その際、接着剤を同じ厚さに管理する必要がある。式中のサブスクリプト 1, 2 は長さの異なるサンプル 1 及び 2 を表す。

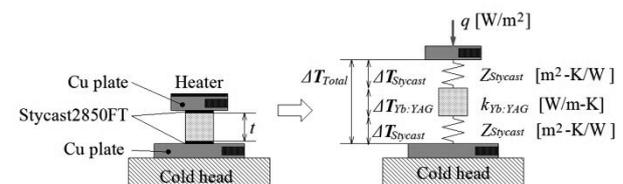
$$k_{Yb:YAG} = \frac{t_1 - t_2}{\frac{\Delta T_{Total1}}{q_1} - \frac{\Delta T_{Total2}}{q_2}}$$

$$Z_{Stycast} = \frac{t_1 \frac{\Delta T_{Total2}}{q_2} - t_2 \frac{\Delta T_{Total1}}{q_1}}{2 \cdot (t_1 - t_2)}$$

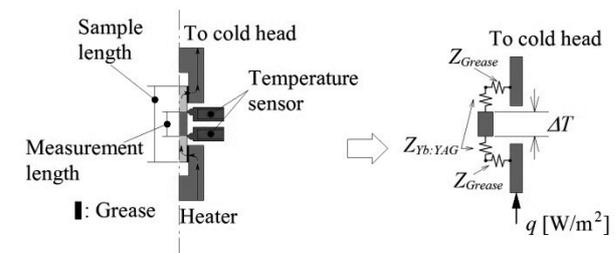
(c) 構成の場合もサンプルの測定長を変化させることで同様に熱抵抗などの評価が可能であると考えられるが、今回の測定ではサンプルの測定長を変化させる測定ができなかったため、ANSYS を用いて熱抵抗を補償する検討を行った。

### 4. 測定結果

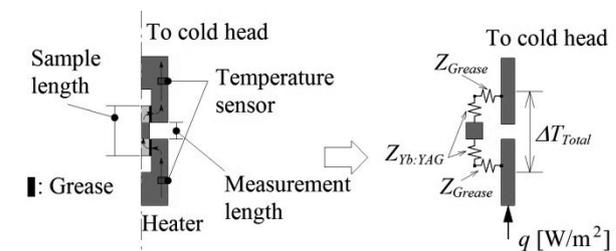
熱抵抗を考慮せず、測定した温度差とその温度差を発生させるヒータ入力から単純に熱伝導率を計算した場合、当然ながら熱伝導率の評価値や温度依存性に大きな差が見られた。熱抵抗の考慮が重要であることが再認識できる。測定結果や熱抵抗の評価など詳細については学会当日に報告する。



(a) At NIFS. Sample glued between copper plates.



(b) At NIFS. Sample clamped by copper holders.



(c) At CEA. Sample clamped by copper holders.

Fig. 1 (a), (b) and (c) Sample setups at NIFS and CEA.

### 参考文献

1. R. Yasuhara, et al., Optics Express, 20 (28) (2012), 29531.
2. A. Iwamoto, et al., Adv. Cryo. Eng. Vol. 49 (2004), pp.643-649.

# 加圧液体窒素の減圧時における蒸発量の減圧速度依存性

## Depressurization speed dependence of gross evaporation of pressurized liquid nitrogen

白井 智之, 北田 一輝, 武田 実, 前川 一真(神戸大)

USUI Tomoyuki, KITADA Kazuki, TAKEDA Minoru, MAEKAWA Kazuma (Kobe Univ.)

E-mail: takeda@maritime.kobe-u.ac.jp

### 1. はじめに

近年、原子力発電や化石燃料の枯渇、地球温暖化などエネルギーに関する問題がクローズアップされている。そのため、これらの問題を解決し得る水素エネルギーが注目されている。そこで、水素エネルギー利用の発展を目指し、大型船による液体水素(沸点 20.3 K)の海上輸送が計画されている[1]。極低温液体である液体水素は、船舶の揺動や入熱により少しずつ蒸発し、液量が減ってしまう。そのため、出来るだけ蒸発ガスを逃さず、タンク内に閉じ込めて蓄圧状態で輸送することが望ましい。しかしながら、陸上タンクへ荷揚げする時は大気圧程度まで減圧しなければならない。この時蓄圧状態から減圧すると激しい沸騰が発生し、大量に蒸発して損失となることから、これを最小限にする効率的な減圧を行う必要がある。

そこで、本研究では液体水素の減圧速度や減圧時間の最適値を見つけるための予備的研究として、加圧液体窒素で減圧試験を行い、温度変化・圧力変化を含めて蒸発特性を調べている。前回[2]の報告では、蒸発量と減圧速度の関係に着目し、液体状態や設定圧力(減圧開始圧力)に関わらず、減圧速度が速いと蒸発量が少ない傾向にあることを述べた。今回は、実験データの再現性を確認するとともに、蒸発量の速度依存性を詳しく調べたので報告する。

### 2. 実験装置

実験装置は光学クライオスタット、温度計、圧力計、流量計、データロガー、高速度カメラ等から構成され、蒸発ガスラインには流量調整用のニードル弁及び減圧用の開閉弁として電磁弁を取り付けている。

光学クライオスタットは、断熱真空槽、液体窒素槽(10.0 L)、液体水素槽(13.6 L)、サンプル槽(3.8 L)、光学観測窓等から構成されており、主な素材は SUS304 である。クライオスタット下部に光学観測窓が取り付けられており、内部の様子を観察することが可能である。

### 3. 実験方法

サンプル槽に液体窒素を一定量充填し、電磁弁を閉めてサンプル槽を密封する。ヒーター等の加熱により液体窒素を蒸発させ設定圧力まで上げる。電磁弁を開とし、サンプル槽の密閉を解くことで減圧を行う。同時に、蒸発ガス流量・内部圧力・液体温度の計測と高速度カメラによる撮影を開始する。以上の方法により、減圧試験を行った。

Table1 Experimental conditions under depressurization.

Test #	Liquid conditions	Set press. [MPaG]	Depress. speed	Time constant [s]
run1	Saturation	0.4	High	3.97
run2	Saturation	0.4	Medium	6.67
run3	Saturation	0.4	Low	20.4
run4	Saturation	0.2	High	3.23
run5	Saturation	0.2	Low	16.9
run6	Stratification	0.4	High	3.97
run7	Stratification	0.4	Low	20.4
run8	Stratification	0.2	High	3.23
run9	Stratification	0.2	Low	16.9
run10	Saturation	0.4	Very Low	52.6
run11	Saturation	0.2	Very Low	45.5
run12	Stratification	0.4	Very Low	52.6
run13	Stratification	0.2	Very Low	45.5

極低温液体の減圧時における沸騰挙動は、初期の液体状態、設定圧力、減圧速度に大きく依存すると考えられていることから、次のように実験条件を設定した。(1)液体状態は飽和状態(温度均一)と成層状態(温度分布が存在)の2種類、(2)設定圧力は0.4 MPaGと0.2 MPaGの2種類、(3)減圧速度はニードル弁の開度を変えることで複数の条件を設定した。Table 1 に実験条件をまとめる。なお蒸発量は、減圧開始から0.01 MPaGに達するまでの蒸発ガス流量を近似的に積分して算出した。

### 4. 実験結果と考察

Fig.1 に各実験条件下で得られた蒸発量を示す。2 回の実験結果と過去の実験結果を比較した結果、得られた蒸発量は概ね再現性があると言える。

蒸発量と減圧速度の関係に着目すると、前回[2]の報告と同様に、液体状態や設定圧力に関わらず、減圧速度が速いものほど蒸発量が少ないという傾向がみられた。これは、減圧速度が遅い場合、緩やかな沸騰が長時間続くため蒸発量が多くなったと考えられる。したがって、沸騰の激しさよりも沸騰している時間の方が蒸発量に与える影響は大きいと言える。

飽和状態と成層状態を比較すると、蒸発量が少なかったのは成層状態である。成層状態は、飽和温度に達していないサブクール状態を有しているためエンタルピーが小さく、飽和状態に比べて蒸発量が少なくなったと考えられる。

設定圧力の違いをみると、低い圧力から減圧を行った方が、蒸発量は少なくなった。これは、低い圧力の方は加熱量が少なく、エンタルピーも小さくなるため、蒸発量が少なくなったと考えられる。

### 5. まとめ

様々な実験条件下で加圧液体窒素の減圧試験を行い、再現性を確認するとともに、蒸発量の減圧速度依存性を明らかにした。今後の課題として、より高速な減圧試験を行って蒸発特性を評価すること、加圧液体窒素の減圧試験等を行うことが挙げられる。

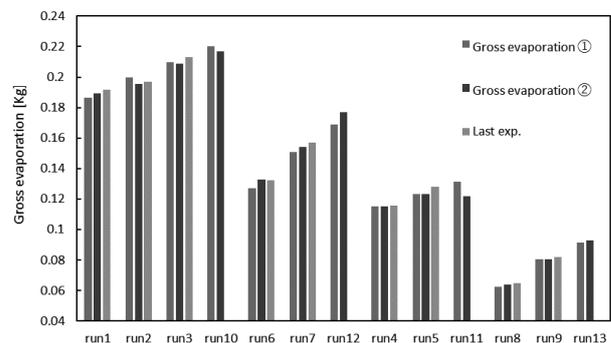


Fig.1 Experimental results of gross evaporation in each condition.

### 参考文献

1. S. Kamiya *et al.*: Physics Procedia, Vol. 67 (2015) PP. 11-19
2. T. Usui *et al.*: Abstracts of CSSJ Conference, Vol. 97 (2018) P. 61

# 円筒発熱体内を流れる液体水素の DNB 以降における熱伝達特性 (I) - 実験結果と考察 Post DNB Heat Transfer from Inner Surface of a Vertical Heated Pipe with Upward Flow of Liquid Hydrogen (I) - Experimental results and discussion

石見 佳紀, 白井 康之, 塩津 正博, 松本 太斗, 原 真太郎(京大); 小林 弘明, 成尾 芳博, 稲谷 芳文, 野中 聡(JAXA)  
 IWAMI Yoshiki, SHIRAI Yasuyuki, SHIOTSU Masahiro, MATSUMOTO Taito, HARA shintaro (Kyoto-Univ);  
 KOBAYASHI Hiroaki, NARUO Yoshihiro, INATANI Yoshifumi, NONAKA Satoshi (JAXA)  
 E-mail: iwami.yoshiki.28x@st.kyoto-u.ac.jp

## 1. 序論

我々の研究チームは、液体水素冷却超電導機器の設計において重要となる液体水素の熱伝達特性の測定を行っている[1]。本研究では発熱体として、内径 8 mm, 長さ 200 mm の SUS310S 製円筒発熱体を使用し、垂直加熱管内を流れる飽和液体水素の熱伝達特性を様々な条件下で測定した。

## 2. 試験内容

発熱体として、内径 8 mm 厚み 0.3 mm, 加熱長さ 200 mm の SUS310S 製パイプを用いた。この円筒発熱体には、流路の 20 mm 度に電圧タップが設置されており、これを FRP 製ボディに固定している。

この供試体を垂直に支持し、上向きに飽和液体水素をある流速で流し、試験部を指数関数状の発熱率で加熱した。発熱体が 300 K 付近になるまで加熱させた後、同じ時定数で発熱率を減少させ、最小熱流束まで膜沸騰熱伝達特性を測定した。パラメータとして圧力は 400 kPa, 700 kPa, 1100 kPa (abs), 入熱前の初期質量流量は 60 kg/m<sup>2</sup>s から 360 kg/m<sup>2</sup>s の任意の値に設定し、様々な条件下で測定を行った。

## 3. 実験結果, 考察

実験結果の一例として、Fig.1 左図に圧力 700 kPa, 初期質量流量 140 kg/m<sup>2</sup>s, 飽和条件における、発熱体平均過熱度 ( $\Delta T_{sat}$ ), 質量流量( $G$ ), 流路出口クオリティ( $x_{exit}$ )の関係を示す。縦軸は  $\Delta T_{sat}$ ,  $G$ ,  $x_{exit}$  を示し、横軸は入熱開始後の時間を表している。

図を見ると、入熱を開始してから出口クオリティが上昇するにつれ質量流量は下降し、発熱率を減少させ始めた後は、出口クオリティが下降するに従って質量流量が上昇する様子が見て取れる。ここから、出口クオリティと質量流量は、明らかに負の相関があるといえる。この理由としては、流路内のクオリティが高くなると流路中の圧力損失が大きくなり、そのために質量流量が減少したという事が考えられる。

Fig.1 右図には圧力 700 kPa, 飽和条件における、様々な初期質量流量での熱伝達率を示す。縦軸に熱伝達率、横軸には発熱体平均過熱度を示す。先ほど述べたように、過熱度が大きくなると質量流量は小さくなるが、膜沸騰領域において熱伝達率が高くなっていることが分かる。円管路中心に設置した発熱線の場合では、出口クオリティはそれほど大きくないため、質量流量はあまり変化せず、過熱度に対する熱伝達率の変化はあまり見られなかった[2]。ここから円筒発熱体の場合、流路内のクオリティに起因して質量流量は減少するが、過熱度が増加するにつれて熱伝達率を向上させるような何らかのメカニズムがあると考えられる。

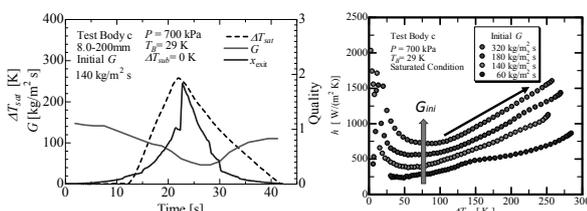


Fig.1 Heat transfer characteristics of Liquid hydrogen

これらを踏まえて、同条件の流路出口のクオリティと長手方向の各電圧タップ領域での温度分布について Fig.2 上図に示す。入口からタップ領域が P<sub>1</sub>, P<sub>2</sub>, P<sub>3</sub>, P<sub>4</sub>, となっており、その過熱度を  $\Delta T_{satPx}$  と表すと、温度分布は以下の3つの場合がある。

$$\begin{aligned} \Delta T_{satP1} < \Delta T_{satP2} < \Delta T_{satP3} < \Delta T_{satP4} & \text{ (Case I : } 0.05 > x_{exit} \text{)} \\ \Delta T_{satP4} < \Delta T_{satP3} < \Delta T_{satP2} < \Delta T_{satP1} & \text{ (Case II : } 0.05 < x_{exit} < 1.05 \text{)} \\ \Delta T_{satP2} < \Delta T_{satP3} < \Delta T_{satP4} < \Delta T_{satP1} & \text{ (Case III : } 1.05 < x_{exit} \text{)} \end{aligned}$$

先ほど述べた Case I から III の温度分布の違いについて、流路内の様相の模式図を Fig.2 下図に示す。流路内のクオリティにより、実験の範囲内では Region1 から 3 の 3 つの伝熱様式があると想定される。

まず、流路出口クオリティの低い Case I では、蒸気膜厚が流路後端に行くにつれ厚くなることで熱伝達率が悪くなるために長手方向に温度が上昇する Region1 が支配する。次に、流路出口クオリティが上がる Case II では、さらに蒸気膜厚が流路後端に行くにつれ厚くなるが、液相の占める断面積が減少するため、液相の流速が上昇する。この効果により、熱伝達が促進されるため、流路後端に行くにつれて熱伝達率が向上し、長手方向に温度が下降する Region2 が現れる。さらに、流路出口クオリティが上がる Case III では、安定した発熱体を覆う沸騰膜が破れ、伝熱機構が混相流に近くなり、流路後端に行くにつれてクオリティの上昇や流体の温度上昇により、長手方向に温度が上昇する領域である Region3 が現れると考えられる。

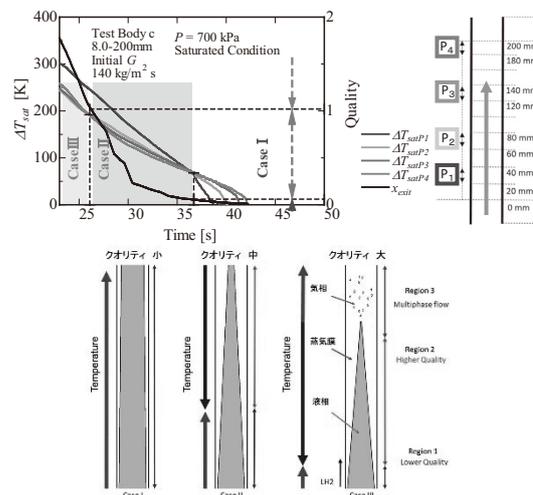


Fig.2 A schematic view of the cross section of the flow path in film boiling region

## 謝辞

本研究の一部は、JST 先端的低炭素化技術開発事業 (ALCA) の助成を受け実施したものである。

## 参考文献

- [1]. Y. Shirai, et al. : Adv Cry Egn ; 2012
- [2]. M. Shiotsu, et al.: Abstracts of CSSJ Conference, Vol. 89 (2014) p.192

# 円筒発熱体内を流れる液体水素の DNB 以降における熱伝達特性 (II) - 熱伝達特性の計算

## Post DNB Heat Transfer from Inner Surface of a Vertical Heated Pipe with Upward Flow of Liquid Hydrogen(II): Calculation of Heat Transfer Characteristics

塩津 正博, 白井 康之, 松本 大斗, 石見 佳紀, 原 慎太郎(京大);  
小林 弘明, 野中 聡, 成尾 芳博, 稲谷 芳史(JAXA)

SHIOTSU Masahiro, SHIRAI Yasuyuki, MATSUMOTO Taito, IWAMI Yoshiki, HARA Shintaro (Kyoto Univ.);  
KOBAYASHI Hiroaki, NONAKA Satoshi, NARUO Yoshihiro, INATANI Yoshifumi (JAXA)  
Email: shiotsu@pe.energy.kyoto-u.ac.jp

### 1. 序論

液体水素強制対流冷却超電導マグネットの安全設計には、クエンチ後の液体水素熱伝達特性の知識が重要であるが前報(I)で報告したようにクオリティーや質量流量の急激な変化を伴い、従来の定常熱伝達特性の知識では評価できない。本報では、飽和沸騰における DNB 以降の特性を予測する計算プログラムを作成したので報告する。

### 2. 計算プログラム

2. 3の DNB 以後は、長さ $z$ の垂直発熱体を50等分のメッシュに分けて ( $dz = z / 50$ ) 計算を行う。メッシュ番号  $j = 1$  が流路入り口、50 が出口である。

#### 2.1 非沸騰域と核沸騰域

非沸騰域は、Dhittus Boelter 式、核沸騰域は Labountsov 式[1]で計算する。

#### 2.2 DNB 熱流束

DNB 熱流束は、以下の白井らの式[2]で計算。

$$q_{DNBj} = G_{in} h_{fg} (\rho_v / \rho_l)^{0.43} (z_j / D)^{-0.35} F_b \quad (1)$$

$z_j$  は入り口から  $j$  番目のメッシュまでの距離。

$q_{DNB}$  は流路出口で一番低く上流に向かって高くなる。

#### 2.3 環状膜沸騰

環状膜沸騰の熱伝達は、筆者等の管状流路内の発熱線における膜沸騰熱伝達式[3]を修正して

$$Nu_{D,j} = 0.28(z_j D^{-1})^{-1/4} Re_D^{0.55} (\mu_l \mu_v^{-1}) (D)^{0.15} \times M^{-1/3} F_{k,j}^{0.55} \quad (2)$$

ここで  $M = (SpR^{-2})[1 + \{E_2(2Pr_l Sp)^{-1}\}][1 - 0.7ScE_2^{-1}]$

$E_2$  は次式の正根。

$$E_2^3 + (5Pr_l Sp - Sc)E_2^2 - 5Pr_l Sp Sc E_2 - 7.5Pr_l^2 S_p^2 R^2 = 0$$

メッシュ  $j$  における流速加速係数  $F_{k,j}$  は、

$$F_{k,j} = 1.0 + x_j (\rho_B / \rho_{v,s} - 1)$$

$$x_j = x_{j-1} + 4.0 q dz / (D G h_{fg})$$

環状膜沸騰域の終了は、次の経験式で与える。

$$F_{k,j} = 1.0 + 1.6(\rho_{l,s} / \rho_{v,s})^{0.2} / u^{0.6} \quad (3)$$

#### 2.4 蒸気・液2相流および蒸気単相流の熱伝達

この領域の熱伝達は、Dhittus-Boelter 式を修正した次式で与える。

$$Nu_{D,j} = 0.023 C_k Re_{Df}^{0.8} Pr_f^{0.4} \quad (4)$$

修正係数  $C_k$  は、 $C_k = 6.4e^{-2}(P_{cr} / P) + 4.0e^{-1}$

$$\mu_f = x_j \mu_v + (1 - x_j) \mu_l, \quad c_{pf} = x_j c_{pv} + (1 - x_j) c_{pl},$$

$$\lambda_f = x_j \lambda_v + (1 - x_j) \lambda_l, \quad Pr_f = c_{pf} \mu_f / \lambda_f, \quad Re_{Df} = GD / \mu_f$$

#### 2.5 質量流量

二相流と液単相流との圧損比  $\phi$  は、Lockhart and Martinelli [4] パラメータ  $x_{TT}$  を用いて(5)式で表す。

$$x_{TT} = ((1.0 - x_{exit}) / x_{exit})^{0.9} (\rho_v / \rho_l)^{0.5} (\mu_l / \mu_v)^{0.1}$$

$$\phi = 0.86(1.3 + 13.5 / x_{TT} + 1.0 / x_{TT}^2)^{0.5} \quad (5)$$

加熱以前の質量流量を  $G_{in}$  とすると、加熱後の質量流量  $G$  は形式的に  $G = G_{in} \phi^{-1}$  と表される。 $x_{exit} \rightarrow 1$  の時  $\phi \rightarrow \infty$ 、 $G \rightarrow 0$  となるが、実際には  $(\phi^{-1})_{min} = (\rho_{v,s} / \rho_l)^{0.5}$ 。そこで、 $G = [(G_{in} \phi^{-1})^4 + \{G_{in} (\phi^{-1})_{min}\}^4]^{1/4}$  (6)

### 3. 計算方法

$G_{in}$  と熱流束及び適当な過熱度  $\Delta T_{sat}$  を与えて計算を開始する。1サイクルの計算が終わると  $\Delta T_{sat}$  と  $G$  が求められる。これを50サイクル繰り返して、 $\Delta T_{sat}$  と  $G$  を収斂させる。

### 4. 計算結果と実験結果の比較

Fig.1 は、直径8mm、長さ 200mm の垂直円管に対する計算結果と実験結果の比較として、圧力 700 kPa、初期質量流量  $316 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$  の場合を示す。縦軸は熱流束  $q$ 、横軸は発熱体温度の飽和温度からの過熱度  $\Delta T_{sat}$ 。図中丸印は実験結果、破線は計算結果である。図示するように、計算結果は、実験結果とよく一致している。

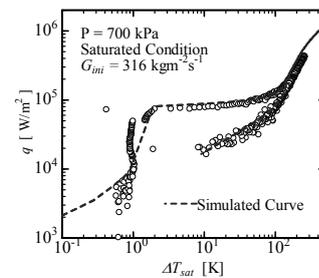


Fig.1 Comparison of calculated results with the experimental data

Fig.2 と Fig.3 は最高過熱点から膜沸騰極小点近傍まで熱流束が下がる過程の熱伝達係数  $h$  の実験結果と計算結果の比較を、加熱以前の初期質量流量  $G_{in}$  をパラメータとして示す。Fig.2 は圧力 400kPa、Fig.3 は圧力 700 kPa の場合である。円筒発熱体のように出口クオリティーが大きくなる場合の特徴である過熱度が大きくなるに従い熱伝達が大きくなる現象が流量変化の傾向とともに良く記述されている。

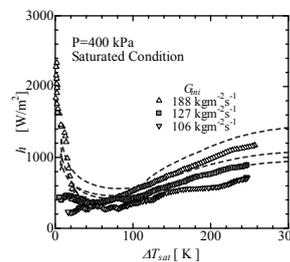


Fig.2 Heat transfer coefficients vs superheat at 400 kPa with mass flow rate as a parameter.

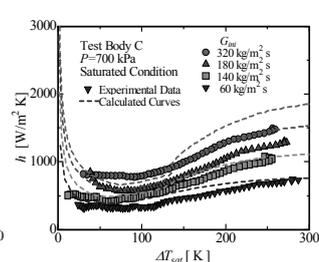


Fig.3 Heat transfer coefficients vs superheat at 700 kPa with mass flow rate as a parameter.

### 参考文献

[1] D A Labountsov, Teproenergetica, 7-5, (1960), 76.  
[2] Y Shirai et al. Cryogenics, (2018) **92** 105-117  
[3] M Shiotsu et al., IOP Conference Series, Material Sci. & Eng. **101** (2015)  
[4] R W Lockhart, R C Martinelli, Chem. Eng. Prog., (1949), **45**,39-48

# 自励振動式ヒートパイプの複数同時動作時の熱輸送特性2—実験結果—

## Thermal Transport Properties of Multiple OHPs under Simultaneous Operation 2

### —Experimental Results—

長元 尚大, 川越 明史 (鹿児島大学);

三戸 利行, 小野寺 優太, 高畑 一也, 柳 長門, 濱口 真司, 平野 直樹 (NIFS)

Naohiro Nagamoto, Akifumi Kawagoe (Kagoshima University);

Toshiyuki Mito, Yuta Onodera, Kazuya Takahata, Nagato Yanagi, Shinji Hamaguchi, Naoki Hirano (NIFS)

E-mail:k7689868@kadai.jp

#### 1.はじめに

伝導冷却型高温超伝導パルスコイルの高性能化のために、熱輸送特性に優れた自励式ヒートパイプ(OHP)の適用を検討している[1]。我々の考えるOHPの適用方法は、板状に加工されたOHPを複数枚コイル内に設置するものである。そこで今回は、OHP4枚が同時に動作することを実証するとともに、同時動作するときの熱輸送特性評価実験を行った。

#### 2.実験サンプルと冷却装置

Fig. 1に上部から見た実験セットアップ図を示す。コイルを模擬したFRP製の円板2枚でOHP4枚を挟む構造にした。4枚のOHPは図に示したように放射状に配置した。OHPを加熱するために、OHPと円板の接触面にステンレスヒーターを挿入した。OHPの冷却は、冷却用銅パイプ内にHeガスを循環させることで行った。また、OHPの冷却面積を確保するために、Heガスが流れる銅パイプと銅板をはんだ付けし、その銅板をOHPの両端と接続させた。

本実験ではOHPの熱輸送特性を評価するため、実験サンプルの各部の温度をセルノックス温度計で測定した。温度測定点は図の黒丸で示している。図に示すように4枚のOHPの両端に接続した銅板の温度を測定した。

#### 3.実験方法

OHPの作動流体として、初期冷却完了後にネオンガスを充填した。冷凍機2ndステージに設置したヒーターでOHP冷却部の温度を調整した後、ステンレスヒーターに通電し、温度・圧力の測定を行った。ステンレスヒーターは4枚それぞれの抵抗値が微妙に異なるため、各OHPの入熱量は最大で約5%の誤差がある。今回、OHPの充填用ガスラインを各OHPで独立させた状態と、ガスラインをつなげて等圧化した状態の二つの条件で実験を行った。後者はOHPの制御システムの簡略化を目的としている。本実験では、OHPの外径側を冷却部、内径側を加熱部とした。冷却部の温度は約26Kに調整した。

#### 4.実験結果

まず、OHPの充填用ガスラインを真空引きし、入熱試験を行った。その結果、OHP1枚当たり1.5W入熱した時の温度差が約16Kとなった。また、OHPに個体差はほぼなかった。次に、OHPに作動流体を充填して入熱試験を行った。その結果をFig. 2(a)に示す。作動流体はネオンを使用し、充填率は87.5%とした。横軸は、OHP1枚に入熱したヒーターパワーで、4枚同時に入熱している。試験中、圧力振動を観測し、OHP両端の温度差は最大約2.5Kまで減少した。以上のことにより、OHP4枚が同時に動作することが実証できた。

温度差の入熱依存性は比例であった。これは、加熱・冷却部とOHP間の接触熱抵抗による影響だと考えられる。また、今回のOHPに生じた温度差は、過去の単体試験の結果と変わらなかった[1]。OHPには個体差があり、OHP3,4がOHP1,2に比べて温度差が大きい。OHP3では、入熱量3.8W付近で、図の矢印で示すように、急激な温度上昇が観測された。これはドライアウトによるものと考えられる。

OHPの充填用ガスラインを繋げて等圧化した状態の入熱試験の結果をFig. 2(b)に示す。充填率は87.5%とした。独立状態に比べて温度差が大きくなり、OHP3のドライアウトは、図の矢

印で示すように2~3W付近で起きた。しかし、試験中に圧力振動が観測できたこと、OHP内を真空引きしたときよりも温度差が小さいことから、等圧化した複数のOHPが同時に動作することが実証できた。

#### 5.まとめ

OHPが圧力的に独立した状態では、同時に動作することが実証できた。また、等圧化した状態でも、OHPの性能が低下したものの、積極的な制御なしに動作することを実証した。

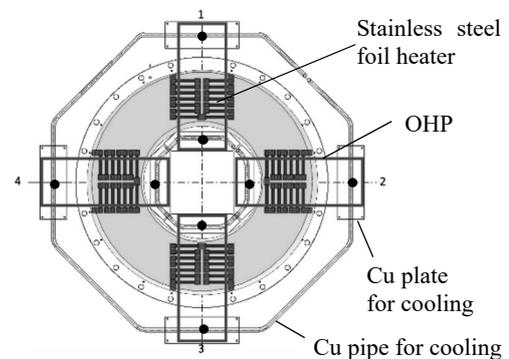
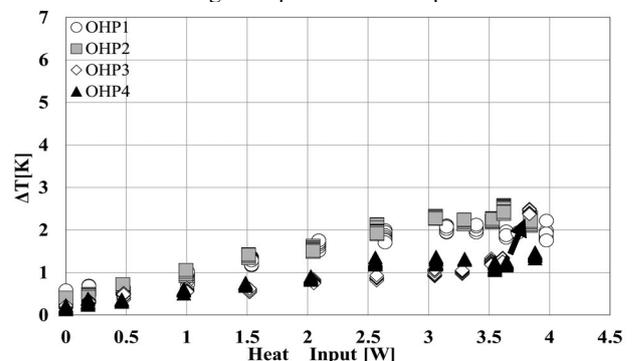
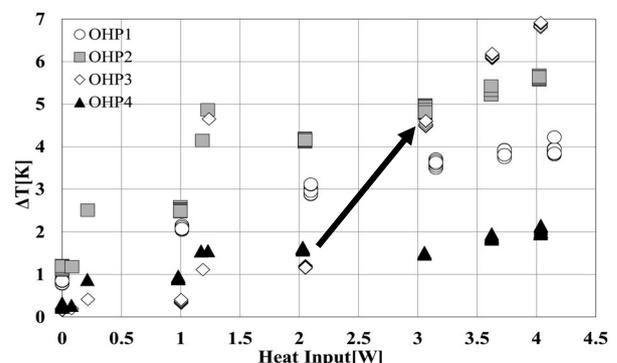


Fig. 1 Experimental set up



(a) Individual pressure



(b) Uniform pressure

Fig. 2 Heat input dependence of temperature difference

#### 参考文献

1. K. Natume, et al., Cryogenics, Vol. 51, No. 6, pp. 309-314 (2011)

## 小型円筒タンクからの液体窒素蒸発流量の定常化

Suppression of the decrease in evaporation rate of liquid nitrogen from a single small tank

大森 隆夫, 田中 俊祐, 向 昂太郎, 中澤 祐貴(帝京大)

OHMORI Takao, TANAKA Shunsuke, MUKAI Kotarou, NAKAZAWA Yuki(Teikyo Univ.)

E-mail: tamomo@be.wakwak.com

### 1. はじめに

真空多層断熱材 (MLI) の断熱性能を調べる為に円筒タンクのまわりに MLI を巻き付け、タンクの熱負荷を調べる方法がよく使われている。MLI は円筒面に施工し、底面には施工しないのでここから熱侵入が無いよう円筒タンク (メインタンク) の上下に同じ直径の円筒タンク (ガードタンク) を配置し、メインタンクと同じ液化ガスを充填する。ガードタンクはメインタンクと同じ温度の底面をメインタンクの底面に対向させることにより両タンクの間で熱伝達が生じないようにしている。

### 2. 単一円筒タンクによる MLI の断熱性能測定装置

ガードタンクを持たないカロリメータは取り扱いが容易なため、筆者らはこれを MLI ブランケット間の継ぎ目 (slit あるいは slot) が MLI の断熱性能をどの程度悪くするかについて調べる研究で用いてきた。[1]しかし、単一のタンクでは内部に貯蔵した液体窒素の液面位置が下がるとタンクからの窒素ガス排出流量が減り、タンクの熱負荷があたかも減少しているように見えるという問題があった。本研究では、窒素ガス排出流量と液体窒素液面位置との関係、MLI に slit を設けた場合に排出ガス流量の変化、液位が下がっても排出ガス流量を一定に保つ為に、SUS304 製タンク (外径 120、高さ 150、側壁肉厚 1mm、内空間の高さあるいは深さ 139mm) の表面を厚さ 2mm の銅板で覆った場合の効果などを調べた。なお、液体窒素の液面位置を測るために、Allen Bradley 製 510 Ω 炭素抵抗でブリッジを組んだ液面計を用いた。

### 3. タンクの熱負荷が低い場合の試験結果

前記の SUS 製円筒タンクに MLI (栃木カネカ製 KFP-9B08) を 30 層、スイスロール式に巻き付けタンクからの窒素ガス排出流量  $\dot{m}$  [SCCM] を KOFLOC 製質量流量計 No.3810S で測定した。円筒タンクの底面には MLI の断熱フィルムを円形に切り取り、1 層ごとに側面のフィルムを折り込みポリエステル粘着テープで貼り付けた。図 1 に約 26 日間の測定結果を示す。11 日に液体窒素液位が 24.5mm まで低下したので再充填した。このとき窒素ガスの排出流量は初期充填時のその 3.1% 程度上昇したものの液体窒素を充填後の排出流量はほぼ一定と見ることができる。窒素ガス排出流量から計算したタンク熱負荷は 0.19W である。

### 4. タンク熱負荷が高い場合の試験結果

SUS タンクのまわりに巻いた MLI を液体窒素の液位が 54mm となる位置で円周状に切断し、Wrapping slit を作った。その方法は前報と同じである。[2] 液体窒素をタンクに充填した後、8 日間の窒素ガス排出流量と液位の変化を図 2 に示す。途中 3 日目に液位が低下してきたので液体窒素を再充填した。初期充填後およそ 2 日間、排出ガス流量は 170.5 SCCM で一定であり、タンクの熱負荷は 0.66W であった。その後、排出ガス流量は急に低下し始めることが示された。その理由は液体窒素の液位が下がると slit 部における大きな熱流量を冷却しきれず、タンク上部の温度が上昇するためと考えられる。

### 5. SUS タンクのまわりを銅板で覆った場合

厚さ 2mm のタフピッチ銅板を円筒タンク側面に巻き付け、上下底部は厚さ 5mm の銅板でカバーした。これには接着剤などは使わず、皿ビスによる機械的組み付けを採用した。図 3 は MLI を切断し、端部を Wrapping した場合の窒素ガス排出

流量と液位の時間的変化である。ガス流量はほぼ一定しているが、図 2 の場合よりも低流量なのは Wrapping 部分の熱抵抗を同一にすることができなかったためと考えられる。

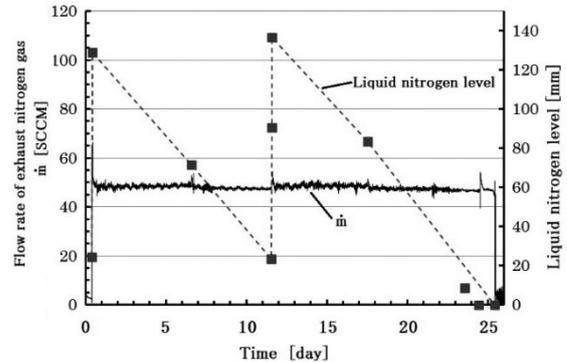


Fig.1 Liquid nitrogen level in the cylindrical tank and flow rate of nitrogen gas exhausted from the tank

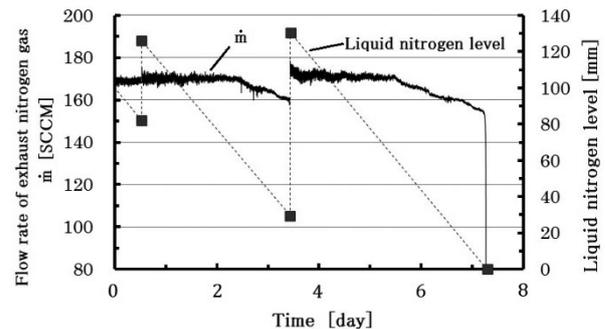


Fig.2 Liquid nitrogen level in the cylindrical tank and flow rate of nitrogen gas exhausted from the tank (MLI with slit)

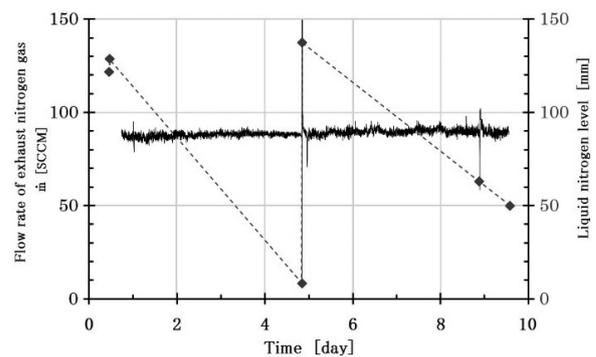


Fig.3 Liquid nitrogen level in the cylindrical tank and flow rate of nitrogen gas exhausted from the tank wrapped by copper plate

### 6. まとめ

液体窒素の蒸発流量が減少するのは熱電対による測定から、タンク上部の温度が上昇し、MLI を通した熱伝達が低下するためであることがわかった。

### 参考文献

1. T. Ohmori, et al.: Abstracts of CSSJ Conference, Vol. 86 (2012) p.85
2. T. Ohmori, et al.: Abstracts of CSSJ Conference, Vol. 96 (2018) p.100

# 真空多層断熱材の水平方向積層試験 Stack Test of Multilayer Insulation in Horizontal Direction

大森 隆夫, 朝比奈 諒太(帝京大);松本 一昭, 今井 周三, 小滝 光治(栃木カネカ)  
OHMORI Takao, ASAHINA Ryota(Teikyo Univ.);MATSUMOTO Kazuaki, IMAI Shuzou, KOTAKI Mitsuharu(Tochigi Kaneka)  
E-mail: tamomo@be.wakwak.com

## 1. はじめに

真空多層断熱材 (MLI) の積層試験は MLI の厚さと層間接触圧の関係を明らかにすることが目的であり、この関係を MLI の層間接触圧モニターとして使えるかを研究することが重要である。従来の積層試験は MLI を垂直方向に積層してその厚さを測定する方法であり、最上層の MLI は圧縮を受けないのでその凹凸のために試験データのばらつきが非常に大きく、ランダムエラーの除去などのプロセスに時間と手間を要した。今回発表する測定法は、垂直に保持した2枚のプレート間に MLI を挟み、MLI の厚さと圧縮圧との関係を直接得る方法である。

## 2. 水平方向積層試験装置と試験法

試験装置の概略を図1と図2に示す。長さ 700 のスウィングハンガーに懸架したアルミ製プッシャープレートとマイクロメータで水平位置の調整ができるアルミ製レシーバープレート間に MLI サンプル(寸法 100×100)を挟み、錘フッカーアームに吊り下げた錘が生み出すトルクにより MLI を圧縮する。このとき、プッシャープレートが垂直に懸架されていることが必要である。これには、LED 変位センサーがプッシャープレートまでの距離を確認することにより確かめられる。MLI の厚さはレシーバープレートの位置をマイクロメータで測定することにより明らかになる。測定した MLI は表1に示すように栃木カネカ製のものトスペーサを用いないデンプル型 MLI[1]である。

## 3. 測定結果と考察

図1で示した装置に MLI の断熱フィルムを N 枚重ねてその厚さ H を測定した。ネットスペーサ (KN-20) をアルミ蒸着ポリエステルフィルム (KF-9B) の間に挿入する MLI では KF-9B と KN-20 各1枚を重ねたものを 1 層(あるいは1枚)とカウントした。MLI 1層当たりの厚さ  $h (=H/N)$  の測定結果を図3に示すが、横軸の  $P^*$  は無次元層間接触圧パラメータで、プッシャープレートとレシーバープレートが MLI を圧縮する圧力 P を、MLI 1層に対して単位面積当りに働く重力  $w$  [Pa] で除したものである。 $(P^*=P/w)$  抜き穴のある MLI/KFP-9B08 については、垂直方向積層試験の結果を曲線で示したが、今回の試験結果とよく合っていることがわかった。ネットスペーサを用いる MLI、デンプル型 MLI、そして新しい MLI (KFHN-9B12) はその他の MLI に比べて厚さ  $h$  が 4 倍程度大きい。ネットスペーサを用いる MLI は  $P^*$  の変化に対して  $h$  が余り変化しないので、断熱性能試験用カロリメータにこれを施工するとき、層間接触圧を精度よく設定することが難しいのではないかと。

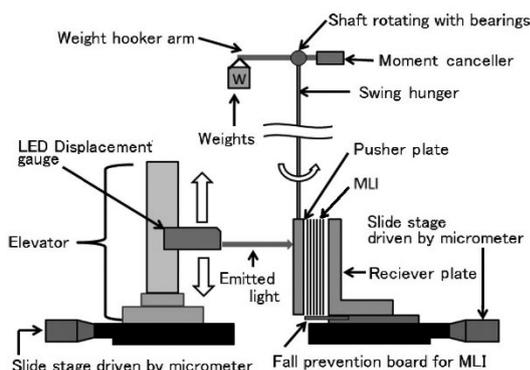


Fig. 1 Schematic diagram of stack test apparatus

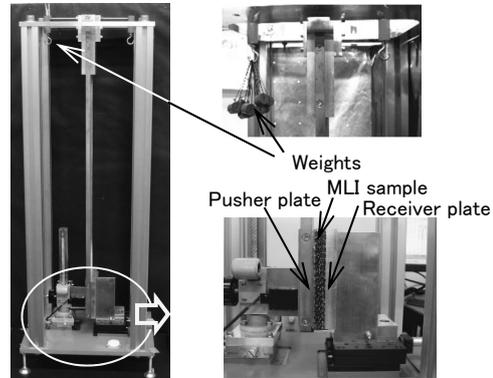


Fig. 2 Whole view and details of the stack test apparatus

Table 1 MLI Test Samples

MLI sample	Punched holes	Stacked Layers N [Layers]	Maker
KFP-9B08	with holes	50	Tochigi Kaneka
KFP-9B08		50	
KF-9B + KN-20 (net spacer)	No holes	38	
KFHN-9B05		100	
KFHN-9B12		40	KEK-IHI
DAM6-DP06		40	

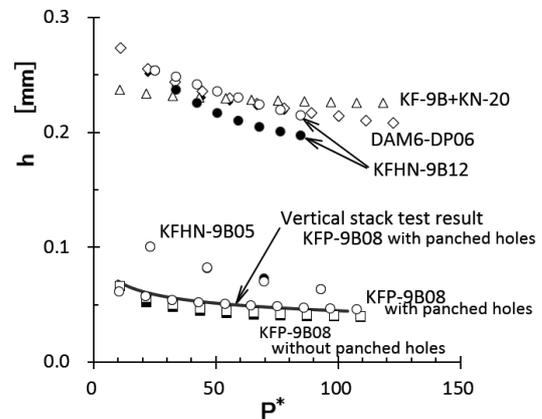


Fig. 3 Relation between thickness  $h$  of one insulation layer and the parameter of non-dimensional contact pressure  $P^*$ . White symbols are measured while increasing the pressure. The black symbols are measured under the reverse condition. Some sample has a hysteresis in the thickness.

## 4. まとめ

考察の最後で述べたように、積層試験によって各 MLI の  $dP^*/dh$  が大きいことがわかった。MLI の断熱性能試験で  $P^*$  の影響を調べるパラメータサーベイが難しいのではないかと懸念があり、今後よく検討する必要がある。

## 参考文献

1. T. Ohmori, et al.: Advances in Cryogenic Engineering, Vol. 47B, 2002, p1565-1572

## 次世代赤外線天文衛星 SPICA 搭載冷凍機システムの検討

### Conceptual study of the Mechanical Cooler System for the Next-Generation Infrared Space Telescope SPICA

篠崎 慶亮, 佐藤 洋一, 杉田 寛之 (JAXA 研究開発部門); 中川 貴雄, 小川 博之, 東谷 千比呂 (JAXA 宇宙科学研究所); 恒松 正二, 金尾 憲一, 檜崎 勝弘 (住友重機械工業株式会社)  
 KEISUKE Shinozaki, YOICHI Sato, HIROYUKI Sugita (JAXA/R&D);  
 TAKAO Nakagawa, HIROYUKI Ogawa, Chihiro Tokoku (JAXA/ISAS);  
 SHOJI Tsunematsu, KENICHI Kanao, KATSUHIRO Narasaki (Sumitomo Heavy Industries, Ltd.)  
 E-mail: shinozaki.keisuke@jaxa.jp

#### 1. SPICA ミッションの概要

次世代赤外線天文衛星 SPICA (Space Infrared Telescope for Cosmology and Astrophysics) は、“宇宙が重元素と星間塵により多様で豊かな世界になり、生命居住可能な惑星世界をもたらした過程を解明すること”を科学目的とした、日欧協同を軸とする国際協力によって 2020 年代後半の打ち上げを目指し提案・検討が進められているミッションである。本ミッションでは、口径 2.5m の大きな赤外線望遠鏡を 8K 未満にて運用すると共に、3 台の観測装置 (中間赤外線観測装置 SMI と遠赤外線観測装置 SAFARI および遠赤外線偏光観測装置 B-BOP) を搭載し 8K 未満にて観測する。本観測により、“私たちの宇宙はどのように誕生し進化してきたのか、そして我々生物はどこからどのように生まれてきたのか”のヒントを探ることができる。

衛星システム概念図を Figure 1 に示す。口径 2.5m の望遠鏡および観測装置 (SIA) を 8K 未満まで冷却するためには、地上の観測装置であれば積極的な寒剤冷却の選択も考えられるが、SPICA では地球 - 太陽間の第 2 ラグランジュ点を周る軌道 (L2 軌道) とし、8~300K 間の中間温度領域に深宇宙への積極的な放射冷却を施し、同時に 8K 未満には機械式冷凍機を用いた強制冷却を用いることで、軽量小かつ長寿命な冷却システムを提案している[1]。具体的には、中間温度領域には欧州の宇宙背景放射観測衛星 Planck で採用された V-Groove 放射冷却構造を施し、室温部から望遠鏡および観測装置への侵入熱を大幅に軽減する。また、無寒剤の機械式冷凍機を採用することで、軽量かつ長寿命であることに加え、他ミッションで得られた技術習熟度 (Test Readiness Level) の高い機械式冷凍機を積極的に取り入れ、なおかつ冗長系を持つことができる。

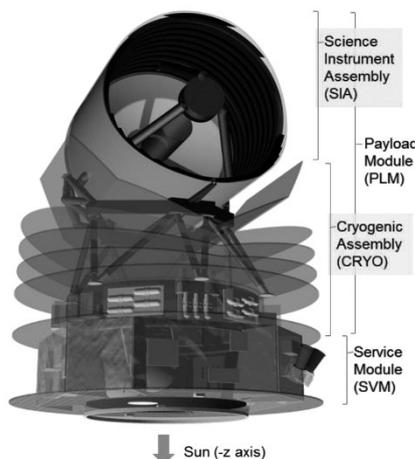


Figure1. Schematic drawing of SPICA spacecraft.

#### 2. SPICA の冷凍機システム

SPICA の冷凍機システム[2]では、まずは観測装置 SAFARI および B-BOP を 50mK まで冷却するため、300mK ソ

ープション冷凍機を予冷機とした 50mK 断熱消磁冷凍機を 2 式搭載する (フランス研究機関 CEA が担当)。また、上記の予冷機として、1.7K および 4.5K を作り出すジュールトムソン冷凍機 (1K-JT および 4K-JT) をそれぞれ 2 式ずつ搭載する (冗長系)。1.7K を作り出す 1K-JT は観測装置 SMI を冷却する役割も同時に果たす。また 4.5K を作り出す 4K-JT は、望遠鏡を 8K 未満まで冷却する機能も担当する。そしてジュールトムソン冷凍機の予冷機には、6 台の 20K 級 2 段スターリング冷凍機 (2ST) を用いる。加えて、中間温度領域から 4K-JT への熱負荷を下げるため、Telescope shield を約 30K まで強制冷却するための 2 台の 2ST を搭載する。これら 1.7K~300K の冷凍機システムは日本が担当する。

本冷凍機システムの実現には、現時点では以下が最重要項目となる。2ST および 4K-JT は、日本の X 線天文衛星 Hitomi に搭載された実績がある。一方で 1K-JT は、エンジニアリングモデルによる性能実証を完了済である[3]。

- ① 50mK 冷凍機と 1K-JT および 4K-JT を組み合わせた冷却。
- ② 冷凍機台座から望遠鏡近くまで延ばされる熱交換部を用いたジュールトムソン冷凍機の技術実証。
- ③ 要求寿命 3 年以上の実証 (寿命評価試験)。

①については、欧州宇宙機関 ESA が公募しフランス宇宙機関 CNES が主導して行われているミッション横断型の冷凍機システム技術実証プログラムにて、2016 年より組合せ試験を行い、50mK を問題なく生成できることを確認した。また②は、SVM (Figure 1 の下側) 近くに配置される冷凍機台座から望遠鏡近くまで最大 3m 以上の直線型熱交換部を延ばす必要がある。このため、Hitomi に搭載された 1.65m の螺旋型熱交換部に対し、1.65m および 3m という 2 種類の直線型の熱交換部を新規製作し、理論的に熱交換効率が低いと推測される直線型でも SPICA 要求冷凍能力 (4K-JT であれば 40mW at 4.5K) の達成を確認できた[4]。また③は、4K-JT については 2019 年中に目標寿命 5 年を達成予定であり、1K-JT についても 2019 年中に 3 年を達成予定である。また、2ST は 4K-JT および 1K-JT の予冷機として寿命評価され、加えて単体寿命評価も 2019 年中に 3 年を達成予定である。

上記の他、さらに長寿命かつ低擾乱が期待される、高信頼性を狙った 2ST 圧縮機の研究開発も進めている[5]。

#### 参考文献

1. H. Ogawa, et al. Proc. SPIE 9904 (2016) 99042H
2. K. Shinozaki, et al. Proc. SPIE 9904 (2016) 99043W
3. Y. Sato, et al. Cryogenics Vol.74 (2016) p.47
4. H. Fukuoka, et al. Abstracts of CSSJ Conference, Vol.98 (2019), to be published.
5. K. Otsuka, et al. Proceedings of 28<sup>th</sup> Space Cryogenics Workshop (2019), to be published.

# 次世代赤外線天文衛星 SPICA 搭載ジュールトムソン冷凍機用 直線型熱交換器の性能評価

Performance evaluation of straight heat exchanger for Joule Thomson cryocooler mounted on the next-generation infrared astronomical satellite SPICA.

福岡 遥佳(東京大); 東谷 千比呂, 中川 貴雄, 関本 裕太郎, 松原 英雄, 西城 大, 篠崎 慶亮, 佐藤 洋一(JAXA); 恒松 正二, 金尾 憲一, 檜崎 勝弘, 大塚 清見, 岡林 明伸(住友重機械)

FUKUOKA Haruka (UTokyo); TOKOKU Chihiro, NAKAGAWA Takao, SEKIMOTO Yutaro, MATSUHARA Hideo, SAIJO Masaru, SHINOZAKI Keisuke, SATO Yoichi (JAXA); TSUNEMATSU Shoji, KANAO Ken'ichi, NARASAKI Katsuhiko, OTSUKA Kiyomi, OKABAYASHI Akinobu (SHI)

Email:fukuoka@ir.isas.jaxa.jp

## 1. 研究背景

赤外線天文衛星では、高感度な観測を行うために観測装置を冷却する必要がある。SPICA (Space Infrared Telescope for Cosmology and Astrophysics)では、20K級の2段スターリング冷凍機を予冷機とした4K級(<sup>4</sup>He)ジュールトムソン冷凍機を用いて、望遠鏡および観測装置を8K以下まで冷却する。[1]従来、宇宙機用に開発されてきたジュールトムソン冷凍機の熱交換器(Heat Exchanger, HEX)は向流型同軸二重管式でらせん型であったが、SPICAでは冷却ステージと圧縮機搭載位置との間に3m以上のレイアウト上の距離があるため、3つある熱交換器の内、第三熱交換器を延長し、直線型にする予定である。それに伴い、SPICA搭載環境における直線型熱交換器の効率検証が必要となる。本講演では、らせん型及び、2種類の長さの直線型熱交換器を用いた冷却能力試験の結果について述べる。

## 2. 測定系概要

Fig.1に、本試験での冷却システムの概要図を示す。本試験では、2段スターリング冷凍機を予冷機としたジュールトムソン冷凍機を用いた。また、SPICA搭載環境相当の侵入熱を模擬するため、GM冷凍機で冷却したシールドを有するチャンバを用いて試験を行った。チャンバは、上下を反転させて試験を行うことが可能であり、重力の依存性も評価した。今回試験した第三熱交換器(HEX3)は、1.65mらせん型、1.65m及び3m直線型の3種類である。

## 3. 試験結果

試験したどの第三熱交換器においても、SPICAの要求値である40mW@4.5Kを達成することを確認した。また、式(1)の冷却ステージを含むHEX3の熱バランス式に従い、熱交換効率を導出した。

$$\eta = \frac{Q - h_l + h_h}{H_h - h_l} \quad (1)$$

ここで、 $\eta$ は熱交換効率、 $Q$ は冷却能力、 $m$ は流量である。また、 $h_l$ はHEX3低温側入口温度と圧力によるエンタルピー、 $h_h$ はHEX3高温側入口温度と圧力によるエンタルピー、 $H_h$ はHEX3高温側入口温度と低温側圧力によるエンタルピーを示している。導出した熱交換効率をFig.2に示す。冷却能力40mWのケースにおいて、1.65mらせん型より1.65m直線型のほうが効率が低い。これらは熱交換効率の理論式から予測される傾向と整合する。[2]しかし、理論式では熱交換器が長く

なると交換効率が高くなる傾向にあるが、1.65m直線型と3m直線型には交換効率に有意な差は見られない。また、3mの熱交換器において、チャンバの上・下を反転させても熱交換効率に有意な差がないことから、冷却能力に重力の依存性は見られない。以上の結果から、SPICAで用いる直線型熱交換器の設計指針を得ることができた。

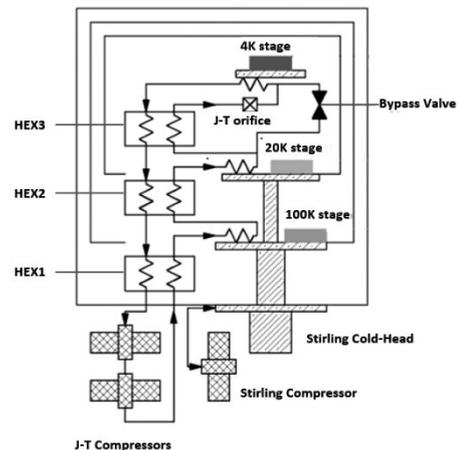


Fig. 1 Schematic of the cooling system

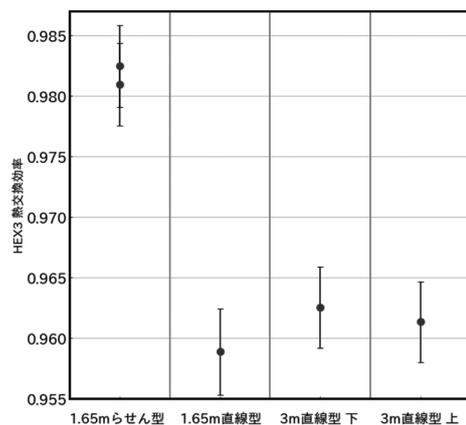


Fig. 2 Heat exchanging efficiency at 40mW@4.5K of each heat exchanger

## 参考文献

- H. Ogawa, et al., New cryogenic system of the next-generation infrared astronomy mission SPICA, Proc. of SPIE, Vol. 9904, 2016, 99042H-1
- 尾花英朗, 熱交換器ハンドブック, 工学図書株式会社

## $^3\text{He}$ ジュール・トムソン冷却回路内を循環するガスの不純物分析 Impurity analysis of circulation gas in $^3\text{He}$ Joule-Thomson cooling circuit

島崎 毅(産総研)

SHIMAZAKI Takeshi (AIST)

E-mail: t.shimazaki@aist.go.jp

### 1. はじめに

産総研では機械式冷凍機と  $^3\text{He}$  ジュール・トムソン(JT)冷却回路を組み合わせた極低温冷却装置を低温用精密抵抗温度計の校正や特性評価に使用している[1]。主に 0.5 K ~ 25 K の範囲で運用し、評価対象を装着するブロックの温度を 0.1 mK を切る安定度で制御可能である[2]。

JT 冷却回路は閉鎖循環系になっており、高純度の  $^3\text{He}$  ガスを封入している。しかし、JT 冷却回路の運用を続ける中で低温部の配管が閉塞してしまう問題が生じた。

### 2. JT 冷却回路

図 1 に JT 冷却回路の概略を示す。圧縮機は容積型のオイルフリータイプであり、室温部から真空断熱容器内に戻す前の  $^3\text{He}$  ガスを圧縮する。圧縮された  $^3\text{He}$  ガスの圧力は運転条件に依るが、例えば、 $^3\text{He}$  ポットを 0.6 K に制御している際の典型値は絶対圧で約 55 kPa である。圧縮後の  $^3\text{He}$  はパルス管冷凍機で冷却される。液体窒素冷却トラップと、パルス管冷凍機二段目に 4 K 近傍に冷却されたトラップも備える。

図 1 では省略しているが、ニードル弁の開度は、室温部に設置したハンドルを操作することでいつでも調節できる。また、ニードル弁を全開にしても対向流熱交換器高压側配管のインピーダンスにより JT 効果が得られる構造になっている。ニードル弁を通った後の  $^3\text{He}$  は  $^3\text{He}$  ポットに流入する。 $^3\text{He}$  ポット内の圧力を、広い範囲で調節して  $^3\text{He}$  ポットの温度を制御できるよう、 $^3\text{He}$  ポットの排気にはメカニカルブースターポンプと油回転ポンプを組合せて使用している。よって、循環系内には鉱物系真空ポンプ油が存在する。

ガス精製器の整備、アウトガスの少ない構造材料の選定と工程管理、オイルフリー化などの対策で長期間問題が生じない装置[3, 4]がある一方で、本装置については配管が閉塞してしまう問題が生じた。

### 3. 循環ガスの分析と考察

ポンプ油を高温に加熱して動作させる油拡散ポンプ等で、熱分解により低分子量の炭化水素と水素が発生する事が知られているが[5]、本装置のポンプ系では、そこまでの高温に油が曝されることはないと思われる。

本装置の JT 冷却回路は各所の温度と圧力を測定することで、配管内の状態を把握し易くしてある。配管の閉塞が発生した後の装置昇温中に、パルス管冷凍機二段目と対向流熱交換器高压側入り口との間に設置した温度計の示す温度が、12 K 前後で一時的に変動し、また  $^3\text{He}$  ポット内の圧力の急な上昇が観測されることがあった。この温度は、水素の融解温度に近いことから、当該の配管領域に局部的に凝固していた水素が装置の温度上昇と共に融解し配管内を移動しながら蒸発したと考えられる。

図 2 に  $^3\text{He}$  ポット内に残留したガスの四重極質量分析計による分析結果を示す。水素が高い濃度で検出された。他に水と空気成分が検出された。一方、炭化水素はほとんど検出されなかった。昇温中に水や窒素の融解温度近傍では温度と圧力に顕著な変動は見られなかった。液体窒素冷却トラップに捕獲されたガスも分析した。窒素に起因すると考えられる  $m/z$  28 で特に大きなピークを観測したが、炭化水素はほとんど検出されなかった。

炭化水素が熱分解する場合、炭素間の結合が切れる場合と、炭素-水素間の結合が切れる脱水素反応がある。脱水素反応である場合には、より低分子量の炭化水素も生成される[6]。ところで、変電所などの変圧器に用いられる鉱物油の一種である絶縁油の熱分解に関する研究において、炭化水素の生成を伴わない水素の発生として、金属材料からの放出の可能性が指摘されている[7]。本装置においても脱水素反応や構造材に吸蔵されたガスの放出について考察を進めている。

### 4. まとめと今後

JT 冷却回路内を循環するガスの分析を行った結果、不純物として水素が高濃度で検出された。水素の起源に関する考察を進めるとともに、ガス精製器の強化、排気系のドライ化も検討している。

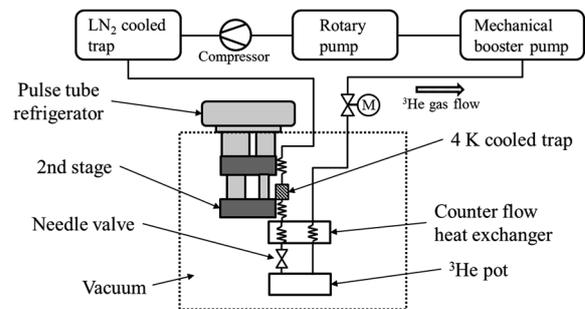


Fig.1 Schematic of the Joule-Thomson cooling circuit.

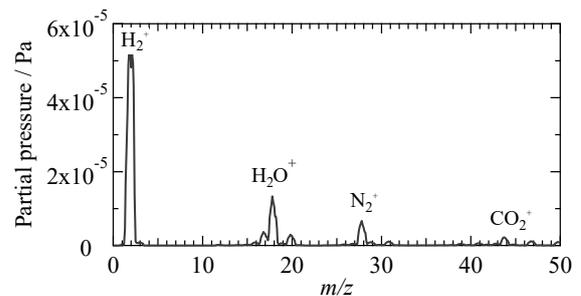


Fig.2 Mass spectrum of a residual gas in the  $^3\text{He}$  pot.

### 参考文献

1. T. Shimazaki, et al.: Int J Thermophys, Vol. 38 (2017) 96
2. T. Shimazaki, et al.: Int J Thermophys, Vol. 32 (2011) 2171
3. Y. Koike: 太陽日酸技報, Vol. 24 (2005) 60
4. Y. Sato, et al.: JSTS, Vol. 28 (2013) 48
5. A. Sawada, et al.: Cryogenics, Vol. 26 (1986) 486
6. M. Shirai, et al.: 電学論 A, Vol. 97 (1977) 331
7. H. Tsukioka, et al.: 電学論 A, Vol. 100 (1980) 689

# 大型イナータンスチューブパルス管冷凍機

## Inertance tube pulse tube refrigerator with large cooling power

朱 紹偉(同济大学)  
 ZHU Shaowei (Tongji University)  
 E-mail: swzhu2008@yahoo.com

### 1. INTRODUCTION

Pulse tube refrigerator with kilowatts cooling capacity is one of the key technologies for HTC super conductor cable, LNG re-condensing, and others. High cooling power pulse tube refrigerator meets a lot of technology difficulties, such as matching of the linear compressor and cold head and design of the regenerator whose length-diameter ratio is small. The matching between the linear compressor and the cold head of a kilowatts cooling capacity inertance tube pulse tube refrigerator was discussed with numerical simulation.

### 2. STRUCTURE

Figure 1 is schematic of the inertance tube pulse tube refrigerator with dual linear compressor. The linear compressor has 10 kilowatts standard input power with piston diameter 120mm and weight 7kg. The size of regenerator is  $\Phi 140 \times 50$ mm, the size of pulse tube is  $\Phi 75 \times 150$ mm and the size of inertance tube is  $\Phi 20 \times 2800$ mm. Room temperature is 300K, refrigeration temperature is 77K, charging pressure is 3MPa with helium gas. Operation frequency is 50Hz.

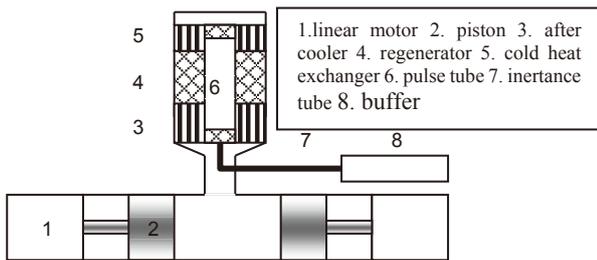


Figure 1 Schematic of pulse tube refrigerator

For an inertance tube pulse tube refrigerator, there is a rated current and rated displacement, which should be achieved simultaneously. Like displacer type pulse tube refrigerator<sup>1</sup>, the first step is to choose the proper dead volume between the after cooler and piston head to let the linear compressor work at resonant point while the length of the inertance tube is optimum length. The second step is to choose the piston weight to let current displacement ratio reach the rated current displacement ratio. The third step is to adjust the voltage to meet the rated current and rated displacement.

### 3. OPTIMUM INERTANCE TUBE LENGTH

Figure 2 shows that the optimum inertance tube length is almost not changed by dead volume which is changed for letting linear motor work at resonant point. With other piston weight at proper dead volume and other diameter of the piston, the optimum inertance tube length is almost not changed, too. In

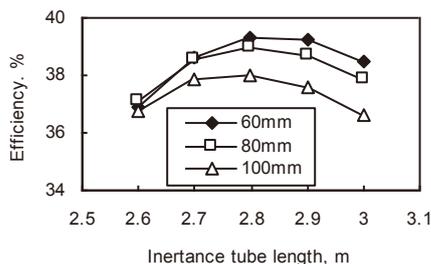


Figure 2 Optimum inertance tube length

Figure 2, the dead volume is represented by the static distance between piston and cylinder head. At 100mm static distance, the phase angle difference between the speed of the piston and current of the linear motor is near zero.

### 4. PISTON WEIGH EFFECT

Figure 3 shows the displacement increases and current decreases with the decreasing of the piston weight, there is a peak for input power and cooling power.

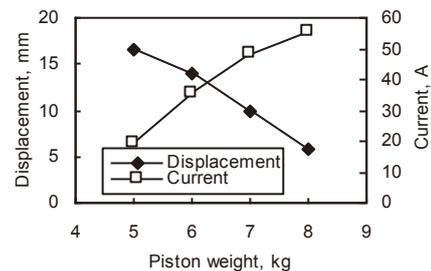


Figure 3a Current and displacement

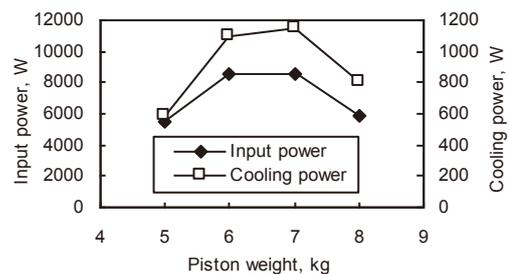


Figure 3b Input power and cooling power

Figure 4 shows the current displacement ratio versus piston weight and voltage. The piston weight is a strong parameter to change the current displacement ratio, while voltage has almost no influence. When piston diameter is changed, on the figure of current displacement ratio versus current, the piston diameter has almost no effect, which are not shown here.

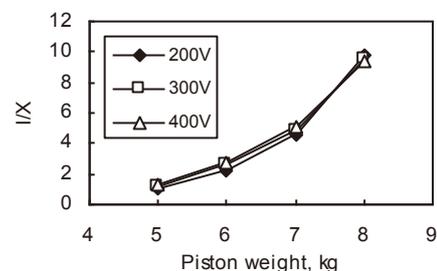


Figure 4 Current displacement ratio

### 5. CONCLUSION

Optimum inertance tube length is almost not changed by the dead volume. Piston weigh is a strong parameter to adjust the current displacement ratio, while voltage has weak influence.

### REFERENCE

1. S. Zhu: Cryogenics, Volume 97, 2019, Pages 70-76

# 液体ヘリウムサーモサイフォンループを用いた 大型超電導コイル冷却システムの開発

## Development of cooling system for superconducting coils using thermosiphon loop of liquid helium

五明 泰作, 岩本 直樹, 大屋 正義(三菱電機); 今川 信作, 濱口 真司, 高田 卓(NIFS)  
 GOMYO Taisaku, IWAMOTO Naoki, OYA Masayoshi (Mitsubishi Electric);  
 IMAGAWA Shinsaku, HAMAGUCHI Shinji, TAKADA Suguru (NIFS)  
 E-mail: Gomyo.Taisaku@dr.MitsubishiElectric.co.jp

### 1. はじめに

近年のヘリウム価格の高騰により液体ヘリウム使用量の削減が求められており、少量の液体ヘリウムで大型の超電導コイルを冷却可能なシステムとして液体ヘリウムサーモサイフォンループ[1]を検討している。

今回、本冷却システムにより大型の超電導コイルを運転温度以下に保持できるか確認するため、超電導コイルを模擬したブロックを冷却する試験装置を製作し、試験を実施した。本発表では、定常時におけるブロックの温度分布について報告する。

### 2. 試験装置の概要

試験装置の概要図を Fig.1 に示す。真空容器の内部に、多層断熱材で覆った熱シールドを設置し、さらにその内部に液体ヘリウムを貯液するタンクを設置した。タンクの上部には2台の GM 冷凍機と接続した凝縮器を挿入した。

冷却対象であるブロックの詳細を Fig.2 に示す。ブロックはアルミ製の縦幅 300mm、横幅 430mm、高さ 500mm の直方体形状(約 170kg)であり、タンクの下部に設置した。ヘリウムが循環する配管をタンク下部に設置し、ブロックとの接続は、配管をブロック側面に加工した R 溝に設置し、その上から R 溝が加工された固定治具を 5 カ所に等間隔で配置し、ボルトで固定した。配管およびブロックの温度は、図中の位置に設置したセルノックス抵抗温度センサーを用いて測定した。

### 3. サーモサイフォンループの動作概要と試験方法

熱シールドからの輻射等によりブロックに侵入した熱は、配管内の液体ヘリウムで冷却される。このとき、ブロックと接触する配管内では液体ヘリウムの沸騰によりヘリウムがガス化する。ヘリウムガス密度は液体ヘリウムと比べて低いいため浮力が発生し、Fig.1 に示した矢印方向にヘリウムが自然循環する。ヘリウムガスはタンクに還流し、凝縮器で凝縮される。本試験では、ブロックに設置したヒーターの入熱量を変化させた場合の配管とブロックの温度分布を評価した。

### 4. 試験結果

定常時のヒーター入熱量に対するブロックおよび配管の温度測定結果を Fig.3 に示す。図中 CX は温度センサーであり、CX1~3 で配管、CX4, 5 でブロックの温度を測定した。

配管温度 CX1 は、ヒーター入熱量に対して比例の関係にあり、入熱量 0→1W で 0.02K 上昇した。また、配管温度 CX2, 3 も CX1 と同様の傾向であった。配管温度 CX1, 2 の値は CX3 より大きい、これは温度センサーと配管の間の接触熱抵抗にバラツキがあるためと考えられる。以上より、ブロックの高さ方向のヘリウムの熱伝達率は本入熱範囲では一定と言える。

一方、ブロック温度 CX4, 5 は配管温度と同様、ヒーター入熱量に対して比例の関係にあり、入熱量 0→1W で 0.29K 上昇した。このときのブロックの最高温度は約 4.6K であり、超電導コイルの運転温度以下であることを確認した。

本試験で得られた知見により、大型の超電導コイルを冷却する液体ヘリウムサーモサイフォンループが設計可能となった。

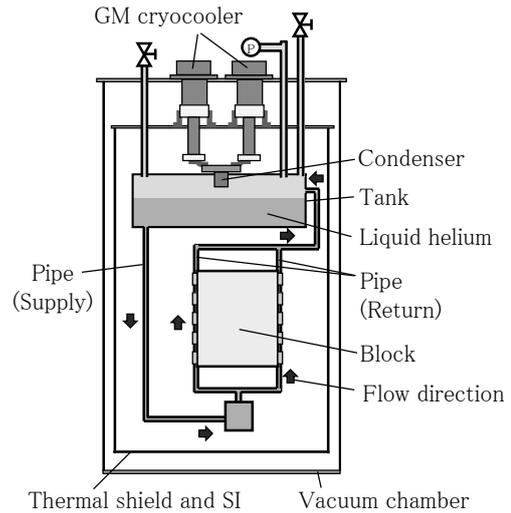


Fig.1 Schematic diagram of experimental apparatus.

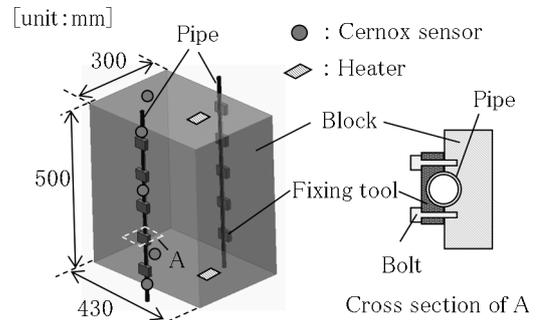


Fig.2 Schematic diagram of block.

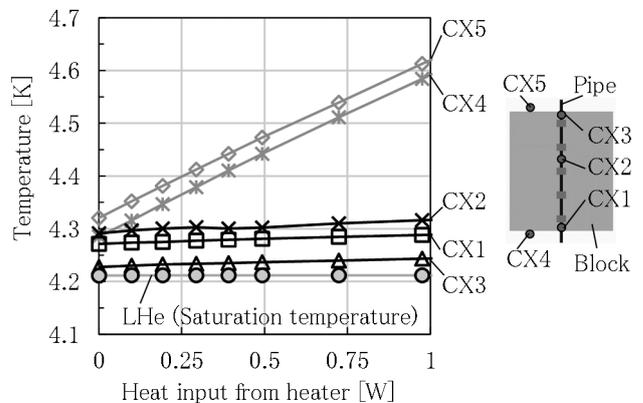


Fig.3 Relationships of heat input and block, pipe temperature.

### 参考文献

1. Y. Song et al.: International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol.66 (2013), pp.64-71

# 超流動ヘリウムを用いた超冷中性子源の開発(1)

## 超冷中性子生成に関する物理と低温設計

### Development of Ultra Cold Neutron Source using Superfluid Helium

#### (1) Discussions of Ultra Cold Neutron Production and Cryogenics for the Source

川崎 真介, 岡村 崇弘 (KEK); TUCAN コラボレーション

Kawasaki Shinsuke, OKAMURA Takahiro (KEK) for the TUCAN collaboration

E-mail: shinsuke.kawasaki@kek.jp

#### 1. 超冷中性子

超冷中性子とは速度にして秒速 5m ほどの非常に低エネルギーの中性子のことで、物質表面で全反射するという性質を持つ。このため、物質容器中に溜めこむことが可能になる。このユニークな特徴を生かし、超冷中性子は中性子電気双極子モーメント探索実験、中性子寿命測定、重力実験など様々な基礎物理実験に用いられている。

#### 2. 超流動ヘリウムを用いた超冷中性子生成

超冷中性子は原子炉や核破砕中性子源で生成される高エネルギーの中性子を段階的に減速することで得られる。重水や重水素などの中性子減速材で弾性散乱によってエネルギーを失い、1 meV 程度まで減速する。

1 meV の中性子は、超流動ヘリウム中のフォノンを励起することによってほぼすべての運動エネルギーを失い、超冷中性子となる。一度、超冷中性子となると、物質容器内に閉じ込められ、実験容器まで輸送される。

この時、超冷中性子がフォノンよりエネルギーを得る逆反応も起きる。この確率は超流動ヘリウム温度の 7 乗に比例する。そのため超流動ヘリウム中で超冷中性子の存在できる寿命は超流動ヘリウム温度が 1.2 K の時 35 秒、1.0K の時 125 秒、となる。効率的に超冷中性子を生成、蓄積するには超流動ヘリウム温度を 1.0K 近傍に維持しなければならない。

#### 3. 超冷中性子源

図 1 に開発中の超冷中性子源の超冷中性子源の模式図を表す。タングステンでできた核破砕中性子ターゲット上部に常温の重水、20K に冷却された液体重水素が設置され、その内部に UCN コンバータとなる超流動ヘリウムが置かれる。熱伝導、輻射による 1W 程度の熱負荷に加え、480 MeV × 40 μA の陽子ビームによる核破砕反応によって、超流動ヘリウム及びその容器にはおよそ 10 W の熱負荷が加わる。超流動ヘリウムは無酸素銅でできた熱交換器を介して液体ヘリウム 3 で冷却される。

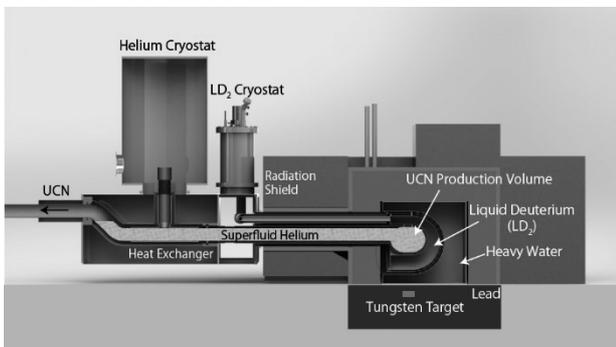


図 1 超冷中性子源概略図

#### 3.1 超流動ヘリウム内での熱輸送

核破砕ターゲット近傍は放射線量が高く、ヘリウム冷凍機は放射線シールド外部に設置される。超冷中性子発

生容器で発生した熱は超流動ヘリウム中を通してヘリウム冷凍機まで輸送される。

超流動成分はエンタルピーを持たないため、熱は常流動成分のみによって伝えられる。超流動乱流中での熱伝達は以下の Gorter-Millink 方程式によって記述される [1]。

$$q = - \left( f(T)^{-1} \frac{\delta T}{\delta x} \right)^{1/3}$$

$q$  は熱流束 [W/m<sup>2</sup>]、 $f(T)$  は温度伝達関数、 $T$  は超流動ヘリウム温度、 $x$  は位置を表す。

図 2 は 11 W の熱が直径 150 mm、長さ 1500 mm の超流動ヘリウム中を伝達するとき起きる温度を表したものである。 $f(T)$  は HEPAK [2] による物性値からの計算、および Van Sciver の多項式近似 [1] されたものを用いた。1.0 K 付近では両者の値が大きく異なるが、これまでに実測値はなく、本研究で明らかにしていく。

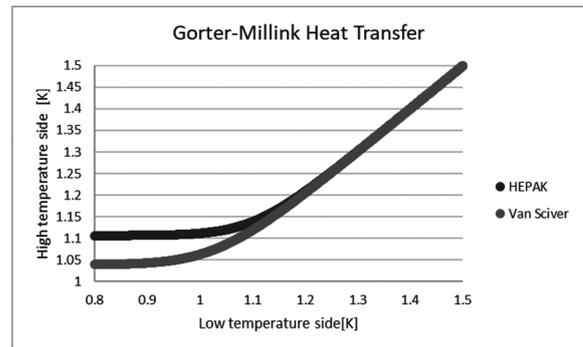


図 2 Gorter-Millink Heat Transfer

#### 3.2 <sup>3</sup>He-<sup>4</sup>He 熱交換器

ヘリウム 3 は中性子吸収体であるため、超流動ヘリウム UCN コンバータには混入できない。そこで無酸素銅の熱交換器を用いて、超流動ヘリウム中の熱を寒剤であるヘリウム 3 に伝える。低温での Kapitza 熱抵抗を考慮し、超流動ヘリウムとヘリウム 3 の温度差が 0.2K 程度になるように設計している。

#### 3.3 ヘリウム冷凍器

ヘリウム 3 冷凍機を用いて、超流動ヘリウムは冷却される。11W の冷却能力を持たせるには 1.14 g/sec 程度でヘリウム 3 を循環させなければならない。そのためには 9,000 m<sup>3</sup>/hour の排気速度が必要となる。

#### 参考文献

- Steven W. Van Sciver, *Helium cryogenics* (Springer Science & Business Media, 2012)
- Cryodata, Inc., *HEPAK User's Guide*, (Horizon Technologies, 2005)

超流動ヘリウムを用いた超冷中性子源の開発 (2)  
超流動ヘリウム及び熱交換器に関するシミュレーション検討

Development of Ultra Cold Neutron Source Using Superfluid Helium (2)  
Simulations and Design Studies on Superfluid Helium and Heat Exchangers

岡村 崇弘, 川崎 真介 (KEK); TUCAN コラボレーション

OKAMURA Takahiro, KAWASAKI Shinsuke (KEK) for the TUCAN collaboration

E-mail: takahiro.okamura@kek.jp

1. 緒言

超冷中性子 (UCN) は冷中性子を 1 K 近傍の超流動ヘリウム (He II) 中に打ち込むことにより生成される。そのため UCN 生成中においては 10W 程度の熱負荷が He II に印加されることになり、このとき He II の温度上昇を許容値程度に抑える冷却系設計が求められる [1]。これは UCN 生成部・輸送部のみならず室温部からコールドヘッドまでの各ステージ間に設置される熱交換器群の性能に依存する。これらは <sup>4</sup>He ならびに <sup>3</sup>He に関する超流動状態から粘性流領域の種々の流動特性やカピッツァ抵抗等を考慮してデザインする必要がある。本報告ではこれらに関するシミュレーションならびにそれから得られた形状等について報告する。

2. 冷却系フロー図

Fig.1 に冷却システムの概略フロー図を示す。フロー図の一番下側に UCN を生成するプロダクションボリューム、UCN を輸送するダクトが書かれており He II が満たされる。また UCN 輸送ダクトには 0.8 K の飽和液体 <sup>3</sup>He が満たされた熱交換器 (HEX1) が設けられており本システムのコールドヘッドとなる。HEX1 より上部にあるコンポーネントは全て熱交換器とみなすことができ、0.8 K を生成するため <sup>3</sup>He 循環ラインとその予冷のための <sup>4</sup>He 循環ラインから構成される。熱交換器の種類は大別して液体ヘリウムに浸漬冷却されるタイプ (C-type) のものと流体の対向流方式 (T-type, H-type) もの、冷却配管と熱的に接触している方式 (W-type) の 3 種類から構成される。Table 1 は熱負荷ならびに熱交換器設計において特に重要となる要求仕様値を抜粋したものである。T<sub>UCN</sub> は UCN プロダクションボリュームの He II 温度、 $\dot{m}_{3He}$ ,  $\dot{m}_{4He}$  はそれぞれ <sup>3</sup>He ならびに <sup>4</sup>He の循環流量、 $\Delta p_{3He}$  は飽和液体 <sup>3</sup>He の減圧ラインの圧力損失を意味し、それぞれ以下の式で近似的に記述され、これらの値が Table 1 の条件を満たす必要がある。

$$T_{UCN} \approx T_1 + \Delta T_{GL} + \Delta T_{sat} + \Delta T_{K1} + \Delta T_{cond} + \Delta T_{K2} + \Delta T_{GM} \quad (1)$$

$$\dot{m}_{3He} \approx \frac{Q_d/L_3(T_1 + \Delta T_{GL})}{\epsilon_{JT}} \quad (2)$$

$$\dot{m}_{4He} \approx \frac{Q_3/L_4(T_3)}{\epsilon_{loss}} + \frac{Q_2/L_4(T_2)}{\epsilon_{JT}} \quad (3)$$

$$\Delta p_{3He} \approx \Delta p_{GL} + \sum_{i \in \{1,2,4\}} \Delta p_{HEX_i} + \sum_j \Delta p_j \quad (4)$$

ここで  $L_3(T)$ ,  $L_4(T)$  は温度  $T$  における <sup>3</sup>He, <sup>4</sup>He の蒸発潜熱、 $Q_3$ ,  $Q_2$  はそれぞれ 4K リザーバー, 1K ポットを循環 <sup>3</sup>He が通過する際に放出するエンタルピー差に伴う発熱項である。T<sub>1</sub> + ΔT<sub>GL</sub>, T<sub>2</sub>, T<sub>3</sub> は Fig.1 中に書かれたとおり液体 <sup>3</sup>He, 1K ポット, 4K リザーバ中の液体 <sup>4</sup>He の温度である。

3. 各コンポーネントの熱設計指針

(1) 式中の ΔT<sub>GM</sub> は He II 中に生じる温度勾配である。He II の熱輸送特性はバリストック領域, 超流動の層流領域, 超流動乱流領域に大別される。前者と後者二つとは流体物理学モデルが異なり、前者はノーマル成分に着目した場合分子気体力学的振る舞いをし、後者二つは連続体近似が成立する流体物理学モデルとなる。これらの判別方法の詳細は割愛するが、本システムにおいて超流動乱流が成立する領域となり、この項は Gorter-Mellink 式ならびに二流体モデルのシミュレーションの双方から評価した。ΔT<sub>K1</sub>, ΔT<sub>K2</sub> は He II もしくは液体 <sup>3</sup>He と固体間ではたらく Kapitza 抵抗に起因する温度差である。図中 D, L 等主要パラメータはこれららを評価することで決定した [1]。

Table 1 Static and dynamic heat load and brief requirements.

Heat load w/o dynamic load, Q <sub>s</sub>	1 W
Heat load w/ dynamic load, Q <sub>d</sub>	10 W
T <sub>UCN</sub> w/o dynamic load	0.82 K
Allowable T <sub>UCN</sub> during UCN prod.	< 1.15 K
Allowable $\dot{m}_{3He}$	< 1.1 g/sec
Allowable $\dot{m}_{4He}$	< 3.75 g/sec
Allowable Δp <sub>3He</sub>	< 100 Pa

ΔT<sub>GL</sub> は HEX1 中の液体 <sup>3</sup>He の気液界面で正味の蒸発流がある場合の Knudsen 層における非平衡分子気体力学的効果による温度跳躍項である。この気液界面における温度跳躍は同時に圧力跳躍 Δp<sub>GL</sub> を引き起こすため (4) 式の圧力損失項にも陽に現れる。ΔT<sub>sat</sub> は HEX1 中の飽和液体 <sup>3</sup>He の (核沸騰) 熱伝達に伴う過熱度である。(4) 中の Δp<sub>HEX<sub>1</sub></sub> は HEX1 中の蒸発流れがもたらす圧力損失項であり、これらから HEX1 の形状の確認を行った。

(4) 式 Δp<sub>HEX<sub>i</sub></sub> (i ∈ {2,4}) は熱交換器部分の減圧ラインにおける圧力損失項である。それぞれの形状の詳細は省略するが、これらは非圧縮または圧縮性流体の基礎式に対して LES を行い形状最適化を図った。(4) の最後の項 ∑<sub>j</sub> Δp<sub>j</sub> はその他の損失の合算を意味する。

$\dot{m}_{4He}$  を要求値まで下げるためには、(3) 式中 Q<sub>2</sub>, Q<sub>3</sub> を最小化させる必要がある。これには図 1 中の HEX4KL, HEX1KL を通過する前の循環 <sup>3</sup>He 温度を極力下げる必要があり、そのためにはそれぞれの上位に位置する熱交換器 HEX4-1,4-2, HEX4KG ならびに HEX2-1,2 の形状が重要となる。これらは Δp<sub>HEX<sub>i</sub></sub> (i ∈ {2,3,4}) にも依存するため、(1)~(4) ならびに供給ラインの圧力損失も考慮し最適条件を検討した。以上が特に重要と思われる部分の設計検討指針である。詳細な計算結果ならび形状等の詳細は当日講演にて報告する。

参考文献

1. S. Kawasaki: Abstracts of CSJ Conference, 1C-p08, 2019

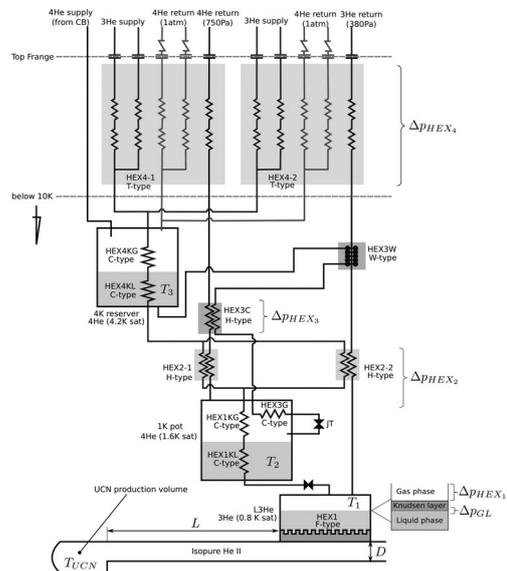


Fig. 1 Schematic flow diagram of UCN cryogenic.

# 超低温冷却を高効率化するための銀粉末焼結体熱交換器材の研究

## Study of sintered silver fine powder heat exchanger materials for highly efficient ultra-low-temperature cooling

中川 久司, 三石 雄悟, 阿子島 めぐみ (産総研)

NAKAGAWA Hisashi (RIPM, AIST); MISEKI Yugo (RCPV, AIST); AKOSHIMA Megumi (RIMCM, AIST)

E-mail: hisashi-nakagawa@aist.go.jp

### 1. はじめに

量子計算機で用いられる超伝導デバイスなどの安定動作には 10 mK 以下の超低温が必要である。1 K 以下の温度は、図 1 の対向流熱交換器を有する希釈冷凍機を用いて作り出すことができる。さらに、10 mK 以下の生成には、大きな表面積を有する銀粉末焼結体製のステップ型熱交換器[1]が不可欠である。我々は、この熱交換器の効率を強化させるため、3つの異なる粒径の銀粉末製焼結体の物性測定を行った。

### 2. 0.07 $\mu\text{m}$ 焼結体製ステップ型熱交換器の問題

我々が開発した希釈冷凍機は、公称粒径 0.07  $\mu\text{m}$  の銀粉末製焼結体 (0.07  $\mu\text{m}$  焼結体) を用いた 4 段ステップ型熱交換器を備え、到達最低温度は 4 mK である[2]。充填率 50% の 0.07  $\mu\text{m}$  焼結体は約 1.8  $\text{m}^2/\text{g}$  の比表面積を持つとされ、希釈相側の熱交換器表面積の設計値は、368  $\text{m}^2$  である。図 2 は、ヘリウムガス循環量に対する希釈冷凍機の到達最低温度、図中の曲線は、熱交換器表面積が設計通りであるとして、perfect heat exchange model [1]より見積もった到達最低温度である。到達最低温度の実測値と、設計値とに大きな乖離が見られる。先述のモデルを用いて有効に熱交換に寄与する表面積を見積もると、60  $\text{m}^2$  であった。ステップ型熱交換器材に用いた 0.07  $\mu\text{m}$  焼結体の比表面積を窒素ガス吸着法を用いて測定した。焼結体の比表面積は、0.4  $\text{m}^2/\text{g}$  であった。これから熱交換器表面積を見積もると、82  $\text{m}^2$  であり、モデルを用いて評価した有効表面積に近い値が得られた。このことから、熱交換器が有効に働かない原因は、焼結体の比表面積の大きな減少にあると考えられる。また、この大きな減少は、母材への高い接合強度を得る焼結条件を優先させたためと考えている。

### 3. 銀粉末焼結体のガス吸着特性と熱伝導特性

粉末粒径が小さいほど体積に対する表面積比が大きい。その表面自由エネルギーを低減するため、室温下で、粒子間のネックが成長し凝集体を作り、自己焼結が進む。その結果、銀粉末の表面積が減少する。そこで、自己焼結が進みにくいと期待できる、従来約 10 倍の粒径である 0.13  $\mu\text{m}$  とその百倍の 10.6  $\mu\text{m}$  の銀粉末を用いて焼結体を作成した。熱交換器の熱交換効率の増強には、焼結体が大きな比表面積を持つことが重要である。これを活かすには、焼結体に液体ヘリウムが入りやすい隙間 (大きな細孔容積) が存在すること、焼結体自身が高い熱伝導度を持つこと、母材である銀板材と焼結体が強固に接合していることが必要であると考えている。これまで、焼結体の熱伝導特性は、Wiedemann-Frantz 則に基づき、残留抵抗比で評価されてきた。一般に、均質な固体の熱伝導度は熱拡散率に比例する。本研究では、レーザフラッシュ法を用いた室

温下における焼結体の熱拡散率測定[3]と走査型電子顕微鏡による焼結体表面の観察からその熱伝導特性の評価を試みた。実験の結果、0.13  $\mu\text{m}$  焼結体の比表面積および全細孔容積が最も大きく、焼結体の熱拡散率の大きさは、0.07  $\mu\text{m}$  焼結体と同程度であることがわかった。

### 4. まとめ

0.07  $\mu\text{m}$  焼結体の比表面積の大きな減少が、ステップ型熱交換器の非効率な原因のひとつである。また 0.13  $\mu\text{m}$  焼結体は、0.07  $\mu\text{m}$  焼結体の 4 倍以上の比表面積と最大の細孔容積を持ち、超低温冷却用の熱交換器材として適している。

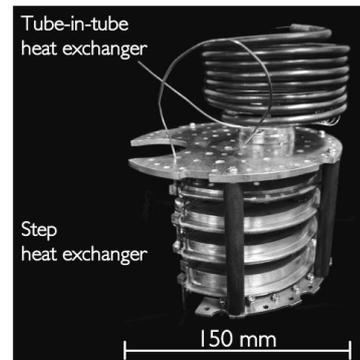


Fig. 1 Photograph of the counterflow heat exchangers [2].

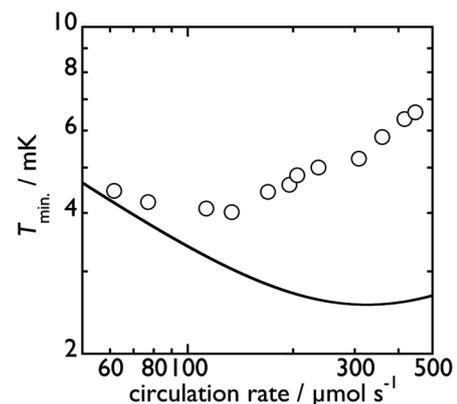


Fig. 2 Minimum temperature of the dilution refrigerator as a function of a circulation rate [2]. Solid curve is the expected performance given by the perfect heat exchange model [1] with the designed heat exchange surface area.

### 参考文献

- G. Frossati et al.: *in proceedings ULT symposium*, Hakoné, Japan, 1977, pp.205 - 225.
- H. Nakagawa and T. Hata: *Int. J. Thermophys.*, Vol. 35 (2014) pp.999 - 1018.
- M. Akoshima and T. Baba: *Int. J. Thermophysics*, Vol. 32 (2006) pp.1189 - 1203 and references cited therein.