

コルゲート管を流動する気液二相液体窒素の圧力損失

Pressure drop of vapor-liquid two-phase nitrogen flow in corrugated pipes

大平 勝秀, 太田 純平, 高橋 幸一(東北大 流体研); 小林 弘明, 田口 秀之(JAXA); 青木 五男(ジェック東理社)
 OHIRA Katsuhide, OHTA Jumpei, TAKAHASHI Koichi (IFS, Tohoku University);
 KOBAYASHI Hiroaki, TAGUCHI Hideyuki (JAXA); AOKI Itsuo (JECC TORISHA)
 E-mail: ohira@luna.ifs.tohoku.ac.jp

1. はじめに

JAXA では、液体水素を燃料とする極超音速予冷ターボジェットエンジンの開発を進めている。エンジン始動時、高速飛行時に液体水素は気液二相流動状態となるので配管系の圧力損失を把握することが重要となる。本研究では、形状の異なる2種類の水平コルゲート管を流動する液体窒素気液二相流の圧力損失、流動パターン(高速度カメラ)を明らかにし、形状の違いをパラメータとした圧力損失予測法を提案する。

2. 実験装置および実験方法

流動試験装置は既報[1, 2]を参照されたい。図1に示す2種類のアニュラー型ステンレス鋼製コルゲート管は内径 $d = 12, 15 \text{ mm}$ 、ピッチ $s = 3.3, 3.0 \text{ mm}$ 、山の高さ $t = 2.75, 2.20 \text{ mm}$ 、全長 824 mm (上流直走区間 210 mm 、コルゲート管長さ 196 mm 、圧力損失測定区間 614 mm コルゲート管長さ 600 mm)である。コルゲート管上流には二相流のクオリティを制御する内径 15 mm の予熱管(熱流束 $0, 10, 20 \text{ kW/m}^2$)、下流には内径 15 mm の可視化用円管を設置した。実験時のランタンク圧力 $0.11 \sim 0.20 \text{ MPa}$ 、流速 $0.3 \sim 4.2 \text{ m/s}$ 、質量流束 $230 \sim 3400 \text{ kg/(m}^2\cdot\text{s)}$ 、熱平衡クオリティ $0.04 \sim 0.13$ である。

3. 実験結果および考察

図2に非加熱時(液体単相)の 15 mm 管の管摩擦係数 λ と Re 数の関係を示す。実験結果は Daniels ら[3]が報告している遷移領域での Re 数の範囲であり、Daniels らの結果と傾向が一致する。よく知られている Hawthorne らの式[4]では λ が一定であり本実験結果を再現できない。 $12, 15 \text{ mm}$ 管で得られた各々の管摩擦係数 λ と Re 数の関係を用いて、2種類のコルゲート管形状 ($\phi = (t/d) \cdot (s/d)$) をパラメータとした予測式との比較結果を図3に示す。 $\pm 10\%$ 程度で液体単相流の圧力損失を予測できる。予熱管出口クオリティ x が負の時には、サブクール度が大きい場合は図3に示す予測式で評価できるが、サブクール度が小さい場合は予熱管でのサブクール沸騰の影響により液体よりも大きな圧力損失となる。図4はサブクール二相流の圧力損失を、管形状 ϕ とクオリティを考慮した予測式と比較した結果である。 ΔP_{L0} は図2に示す管摩擦係数 λ で計算した液体単相の圧力損失である。図中には、図3に示した予測式で評価したサブクール度が大きい場合も示している。大部分の実験値を $\pm 15\%$ 以内で予測できる。また、図中には下流で観測した流動パターン(液体単相流、気泡流、プラグ流、スラグ流、スラグ・環状流)を示している。液体よりも圧力損失が大きく増大するのは主にスラグ流、スラグ・環状流である。飽和二相流(予熱管出口クオリティ x が正)の $12, 15 \text{ mm}$ 管の圧力損失を平滑円管で提案されている、Lockhart-Martinelli 相関を用いた Chisholm の分離流モデルで評価した。実験値のおおよその傾向を予測するが、この手法では精度の良い評価は難しい。図5は飽和二相流の $12, 15 \text{ mm}$ 管の圧力損失の実験値を、クオリティ x とコルゲート管形状 ϕ を考慮した予測式と比較した結果である。 12 mm 管の場合、過大評価の傾向があるが、大部分の実験値を $\pm 30\%$ 以内で予測できる。

参考文献

- [1] K.Ohira, et al.: J. Cryo. Super. Soc. Jpn., Vol. 47 (2012) pp. 240-250.
- [2] J.Ohta, et al.: Abstracts of CSSJ Conf., 90 (2014) p. 207.
- [3] C.M.Daniels, et al: Machine Design, (1965) pp. 187-188.
- [4] R.C.Hawthorne, et al.: Product Eng., 34 (1963) pp. 98-100.

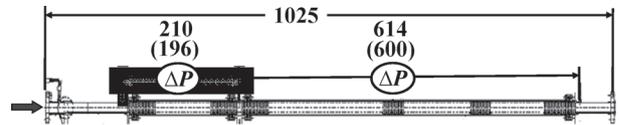


Fig. 1 Schematic illustration of the corrugated pipe.

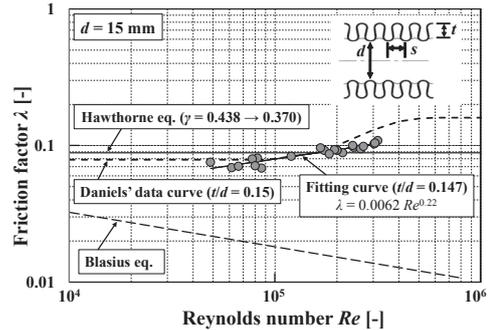


Fig. 2 Correlation between the Re number and friction factor.

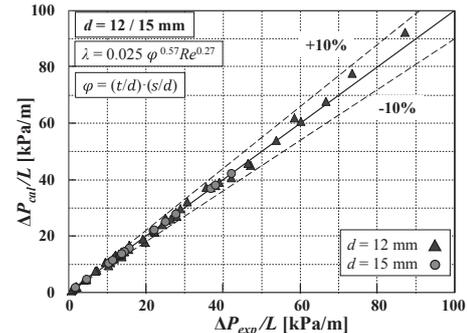


Fig. 3 Pressure drop evaluation of unheated liquid flow.

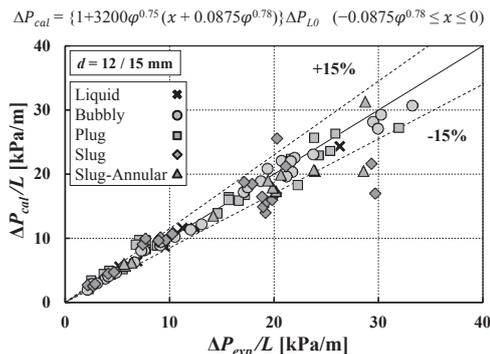


Fig. 4 Pressure drop evaluation of subcooled two-phase flow.

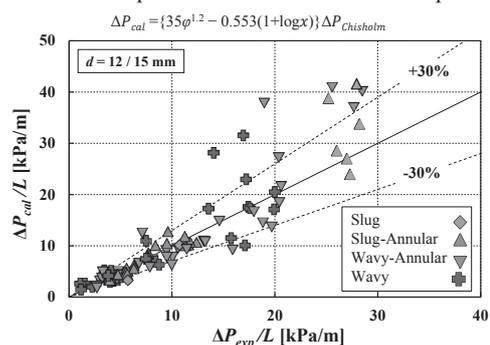


Fig. 5 Pressure drop evaluation of saturated two-phase flow.

三角形管、円管を流動するスラッシュ窒素の流動・伝熱特性と圧力損失評価式

Pressure drop and heat transfer to slush nitrogen in triangular and circular pipe flows

大平 勝秀, 黒瀬 築, 高橋 幸一 (東北大学 流体研); 青木 五男 (ジェック東理社)

OHIRA Katsuhide, KUROSE Kizuku, TAKAHASHI Koichi (IFS, Tohoku University); AOKI Itsuo (JECC TORISHA)

E-mail: ohira@luna.ifs.tohoku.ac.jp

1. はじめに

スラッシュ流体は、高密度流体、融解熱を利用する機能性熱流体として優れた特徴を持っている。発表者はスラッシュ窒素を利用した高効率水素エネルギーシステムを提案して研究開発を行っている。スラッシュ窒素が水平三角形管内を流動する際の圧力損失低減、伝熱劣化を円管と比較すると共に、両者を統一的に予測できる圧力損失評価式を提案する。

2. 実験装置および実験方法

流動試験装置および円管、三角形管の実験は既報[1, 2, 3]を参照されたい。図1に示す伝熱試験部は一边20mm(水力直径 $D = 11.55$ mm)の無酸素銅製正三角形管であり、3種類の断面姿勢(Type-A, B, C)で実験を行った。長さ800mmの管外壁に巻いたニクロム線により一定の熱流束で加熱する。加熱区間550mmの圧力損失を測定する。バルク温度および局所熱伝達率測定のため、温度センサを8個取り付けられている。実験時の平均流速0.3~4.2 m/s(Re 数 $1.0 \times 10^4 \sim 1.5 \times 10^5$)、固相率1~25 wt.%、熱流束 $q = 0, 10, 20$ kW/m²である。

3. 実験結果および考察

図2に非加熱時の三角形管の圧力損失低減と流速を示す。Type-A, B, Cの低減開始流速および液体窒素と比較した最大低減量は各々1.8, 1.6, 1.5 m/sおよび16, 18, 19%である。Type-B, Cの低減開始流速がType-Aよりも小さい理由として、管角部が底部にあるため非均質流での高濃度な固相深さが大きくなり、さらに角部の二次流れにより管中央部へ拡散され、低流速で擬均質流になり易いと考えられる。円管(内径10mm)の最大低減量23%に対して低減量が小さい理由として、液体の乱流エネルギーが大きく、低減効果が相対的に小さくなるためである。圧力損失低減と伝熱劣化は従来報告しているように擬均質流で発生する[4]。図3に加熱時(10 kW/m²)のType-Bの圧力損失と熱伝達率(h_c)を示す。Type-A, B, Cの伝熱劣化開始流速および最大劣化量は各々1.7, 1.6, 1.6 m/sおよび15, 13, 19%であり、圧力損失低減開始流速は非加熱時と同じである。圧力損失低減と伝熱劣化が三角形管の断面姿勢を変えても同じメカニズムで発生している。図4は三角形管(Type-A)と円管(内径10mm)の伝熱性能比 ROP (熱伝達率比 r_h と圧力損失比 r_{dp} の比)を示す。三角形管では高流速において $ROP > 1$ の場合が多く、乱流エネルギーにより伝熱劣化が相対的に小さくなっている。円管では殆どの場合 $ROP < 1$ となり、圧力損失低減が相対的に大きくなる。伝熱性能を優先する熱交換器等には三角形管路が、低圧力損失を優先する長距離配管には円管が適している。圧力損失低減を考慮した管摩擦係数の推定方法として、液体窒素の粘性係数とみかけの粘性係数を使用する2種類のスラッシュレイノルズ数で検討を行った[3]。三角形管では低減量が小さいため液体窒素の粘性係数の場合が、円管(内径10, 15mm)ではみかけの粘性係数の場合が管摩擦係数を精度良く予測できる。修正スラッシュレイノルズ数($Re_{sl}^* = (d/D)^{0.13} Re_{sl}$)を用いると、図5に示すように、三角形管、円管を一つの式で精度良く予測可能となる。 d は平均固体粒子径(1.36mm)である。

参考文献

- [1] K. Ohira et al.: J. Cryo. Soc. Jpn., 46 (2011) pp. 149-161.
- [2] K. Ohira, et al.: Abstracts of CSSJ Conf., 87 (2013) p. 43.
- [3] T. Kurose, et al.: Abstracts of CSSJ Conf., 90 (2014) p. 208.
- [4] K. Ohira: J. Cryo. Soc. Jpn., 45 (2010) pp. 484-492.

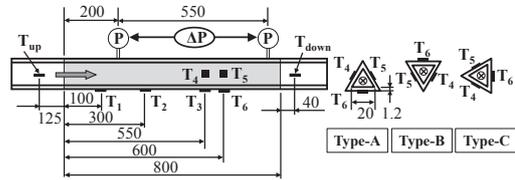


Fig. 1 Schematic illustration of the triangular pipe.

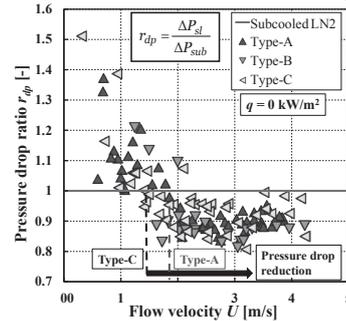


Fig. 2 Pressure drop reduction of Type-A, B and C.

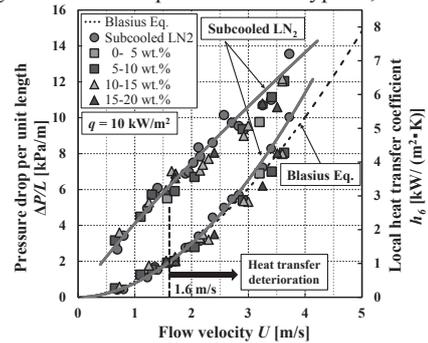


Fig. 3 Pressure drop and heat transfer coefficient of Type-B.

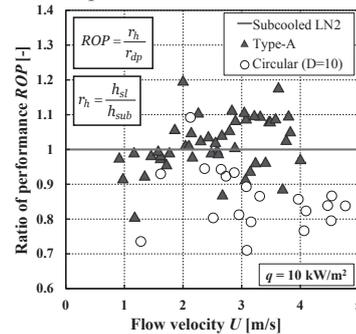


Fig. 4 Comparison of ROP between Type-A and circular pipes.

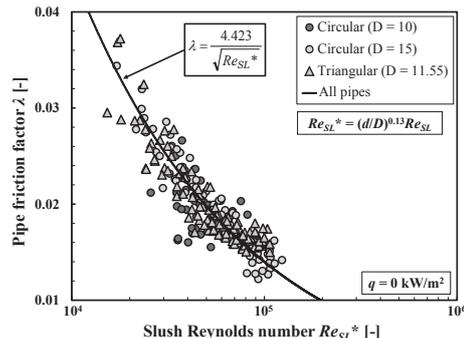


Fig. 5 Correlation between the modified slush Reynolds number and friction factor of the triangular and circular pipes.

矩形ダクト内片側平板における液体水素強制対流DNB熱流束 DNB Heat Flux on a Plate Heater at One Side of a Rectangular Duct with Forced Flow of Liquid Hydrogen

塩津 正博, 白井 康之, 米田 和也, 堀江 裕輝, 松澤 崇之, 茂田 宏樹, 比嘉 大輔(京大); 達本 衝輝(原子力機構); 畑 孝一(京大); 成尾 芳博, 小林 弘明, 野中 聡, 稲谷 芳史(JAXA)

SHIOTSU Masahiro, SHIRAI Yasuyuki, YONEDA Kazuya, HORIE Yuki, MATSUZAWA Takayuki, SHIGETA Hiroki, HIGA Daisuke (Kyoto Univ.); TATSUMOTO Hideki (JAEA); HATA Koichi (Kyoto Univ.); NARUO Yoshihiro, KOBAYASHI Hiroaki, NONAKA Satoshi, INATANI Yoshifumi (JAXA)

Email: shiotsu@pe.energy.kyoto-u.ac.jp

1. 序論

液体水素冷却下での超電導機器の設計には液体水素の熱伝達特性および強制対流の影響を把握する必要がある。先に筆者ら[1]は、矩形ダクトの片側に張り付けた平板発熱体の強制対流 DNB 熱流束を測定し、ほぼ同じ等価直径の円管発熱体より低くなることを発表した。本報では前報と同じ寸法のダクトに幅が小さい平板発熱体を張り付けて実験を行い、DNB熱流束が低下する機構について考察を行った。

2. 実験装置及び実験方法

実験装置と実験方法の詳細については、すでに報告した[2]ので省略する。

3. 試験体

FRP ブロックで作成した長さ 262mm、幅 10mm、高さ 4.25mm の矩形ダクトの片側に、幅 10mm 長さ 120mm のマンガニン平板を張り付けた試験体(Type A)と幅 4.0mm 長さ 113.5mm のマンガニン平板を張り付けた試験体(Type B)を用いた。流入口から流路が次第に矩形になるように設計したが、流れを安定させるため、69mm の助走距離を設けた。

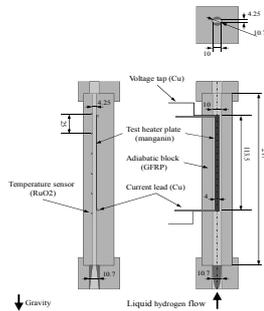


Fig.1 Schematic of the test heater block (Type B)

4. 実験結果

圧力 0.4, 0.7, 1.1 MPa の飽和状態で流速を変えて DNB 熱流束を求めた。筆者等[3]は、垂直円形流路中心の発熱線における飽和沸騰 DNB 熱流束表示式として次式を提示している。

$$q_{DNB} = Gh_{fg} (\rho_v / \rho_l)^{0.43} (L / D_H)^{-0.35} F_b \quad (1)$$

$$F_b = 0.29We^{-0.45} + 0.001 \text{ for } We \geq We_b \quad (2)$$

$$F_b = 0.038(L / D_H)^{-0.45} \text{ for } We < We_b \quad (3)$$

$$0.29We_b^{-0.45} + 0.001 = 0.038(L / D_H)^{-0.45} \quad (4)$$

$We = G^2 D_w / (\rho \sigma)$, L : 発熱体長さ、 G : 質量流量、 D_H 加熱等価直径、 D_w 水力的等価直径。

TypeA 試験体は、 $D_H = 16.8\text{mm}$, $D_w = 5.92\text{mm}$, $L / D_H = 6.76$ である。Fig.2 は、各圧力の飽和沸騰 DNB 熱流束と流速の関係を $q_{DNB} G^{-1} h_{fg}^{-1} (\rho_v / \rho_l)^{-0.43} (L / D_H)^{0.35}$ と We の面上に(2),(3)式と比較して示す。実験結果は表示式とほぼ一致しているが We 数の大きい領域で表示式よりやや低くなる傾向がある。これは、平板発熱体両側が非加熱のダクト壁に接しているので粘性でその部分の流速が遅くなるためかもしれない。

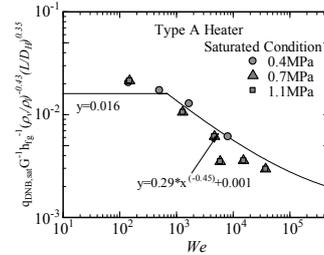


Fig.2 Comparison of DNB heat flux for Type A heater with the authors' equation.

次に、Type B 試験体の飽和沸騰 DNB 熱流束実験結果と表示式の比較を Fig.3(a)に示す。Type B 試験体は、 $D_H = 42\text{mm}$, $D_w = 5.96\text{mm}$, $L / D_H = 2.7$ である。高圧領域でやや過大評価の傾向がある

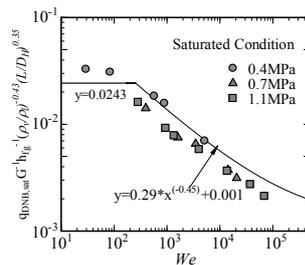


Fig.3(a) Comparison of DNB heat flux for Type B heater.

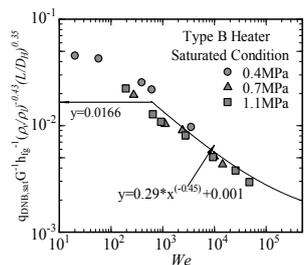


Fig3(b) No heat transports by side subchannels are supposed.

この原因としては、沸騰気泡が幅 4mm の発熱体に沿って上方に流れ、ダクトの発熱体両側 3mm ずつの非加熱部分は熱輸送に有効性が小さいことが考えられる。今この部分が有効でないと仮定するとダクトは 4mm x 4.25mm、 $D_H = 18\text{mm}$, $D_w = 4.1\text{mm}$, $L / D_H = 6.3$ である。表示式と比較すると、Fig.3(b)に示すように流速の大きい $We \geq 600$ の範囲では良い一致が見られるが、流速の遅い領域では表示式より実験結果が大きくなっている。非加熱部も有効とした Fig.3(a)で流速が遅い部分が表示式と良く一致していることから、低流速域では沸騰気泡が非加熱部にも広がっているのではないかと推測される。

矩形ダクトの場合、発熱体平板両端が特異性を持つので、垂直円形流路中心の発熱線における DNB 熱流束のように等価直径を用いることで円管と同じように扱うことはできない。

参考文献

1. K.Yoneda, et al.: Abstracts of CSJ Conference, Vol.89, (2014) p.193.
2. Y.Shirai et al.: Abstracts of CSJ Conference, Vol.81, (2009) p.64.
3. M.Shiotsu et al.: Abstracts of CSJ Conference, Vol.90, (2014) p.210.

サブクール液体水素の強制流動下における流路中心垂直発熱線における DNB 熱流束

DNB heat flux on wire heaters inserted into a vertically mounted pipe to forced-flow of subcooled liquid hydrogen

達本 衡輝(原子力機構); 白井 康之, 塩津 正博, 堀江 裕輝, 茂田 宏樹, 米田 和也, 松澤 崇之(京大);
小林 弘明, 野中 聡, 成尾 芳博, 稲谷 芳文(JAXA)

TATSUMOTO Hideki (JAEA); SHIRAI Yasuyuki, SHIOTSU Masahiro, HORIE Yuuki, SHIGETA Hiroki, YONEDA Kazuya,
MATSUZAWA (Kyoto Univ.); KOBAYASHI Hiroaki, NONAKA Satoshi, NARUO Yoshihiro, INATANI Yoshifumi (JAXA)
E-mail: tatsumoto@post.j-parc.jp

1. はじめに

最近、高い熱伝導率や比熱を有する液体水素は、高温超伝導機器の冷媒として注目されており、液体水素冷却高温超電導機器の冷却設計や安定性評価に必要な液体水素の定常・過渡熱伝達特性に関する研究を進めてきた。本研究グループでは、CICC 導体のような直接冷却方式の超伝導導体内の冷却特性を解明するために、これまで、直径 8mm の円管流路内中心軸上に支持した直径 1.2mm、長さ 120mm の PtCo 発熱体における DNB 熱流束をサブクール度、圧力、流速を変化させて測定した[1]。本研究では、加熱長さや流路径をパラメータとして液体水素の強制流動下における DNB 熱流束を測定したので、その結果について報告する。

2. 供試体

実験装置や実験方法の詳細は既に報告しているので省略する[2]。内径(D) ① 5.7 mm および② 8 mm の FRP 製流路の中心軸に沿って、直径(d) 1.2mm、加熱長さ(L) 60 mm および 200mm の PtCo 製ワイヤヒーターを支持した 2 種類の供試体を用いた。この供試体は、実験槽内のトランスファーチューブの一端に接続し、垂直に支持した。この PtCo ワイヤに連続的に指数関数状の発熱率 $Q = Q_0 \exp(t/\tau)$ をゆっくり与えて($\tau = 5$ s)、直流電流加熱し、電気抵抗変化から発熱体の平均温度を求め、表面温度は、その平均温度と発熱率から半径方向の熱伝導方程式を解いて求めた。0.4 MPa、0.7 MPa、1.1MPa の圧力条件下で、液温を 21K から飽和温度、流速を最大 16.4 m/s まで変化させて、液体水素の強制流動下における DNB (Departure from Nucleate Boiling) 熱流束を測定した。

3. 実験結果と考察

Figs.1 に供試体① ($L/D_w=2.32$ 、 D_w : 加熱等価直径) 及び② ($L/D_w=10.19$) における圧力 0.7MPa での DNB 熱流束を示す。流速が速くなるにつれて DNB 熱流束は大きくなっている。しかし、低流速域において、DNB 熱流束は速度に比例しているが、ある流速以上では、その増加傾向は緩やかになっており、円管発熱体と同様の傾向を示している [3, 4]。また、サブクール度が大きいほど、DNB 熱流束は大きい。比較のために、同図に、 $D=8\text{mm}$ の円管流路内に支持した $d=1.2\text{mm}$ 、 $L=120\text{mm}$ ($L/D_w=2.30$) の実験結果[1]を示す。L が大きい方が DNB 熱流束は小さい。同じ L/D_w ($=2.30$) でも L および D が小さい方が DNB 熱流束は大きいことがわかった。

筆者らは、潜熱輸送(飽和沸騰 DNB 熱流束)と顕熱輸送を考慮した円管発熱体内の強制流動下におけるサブクール沸騰 DNB 熱流束表示式を導出している[3]。本研究では、流路中心のワイヤおよび円管発熱体[4]の実験結果に基づき、これまでに導出した飽和 DNB 熱流束表示式を修正し、以下のような表示式を導出した。

$$q_{sat} = G h_{fg} (\rho/\rho_v)^{0.43} (L/D_w)^{0.35} F_b \quad (1)$$

$$F_b = 0.29 We^{0.45} + 0.001 \quad \text{for } We > We_b \quad (2)$$

$$F_b = 0.023 (L/D_w)^{0.3} \quad \text{for } We < We_b \quad (3)$$

$$0.29 We_b^{0.45} + 0.001 = 0.023 (L/D_w)^{0.3} \quad (4)$$

$We = G^2 D_w / (\rho \sigma)$ 、 G : 質量流束、 D_w : 水力等価直径。

発熱体の特性長さ (L/D_w) には、加熱等価直径を用い、流路内の流動様式の表す We の代表長さには水力等価直径を用いた。Fig.2 および 3 に示すように、実験結果と良く一致し、円管発熱体と同じ表示式で表わすことができた。今後、この表示式を基にサブクール沸騰

DNB 熱流束の表示式の導出を試みる。

謝辞

この研究の一部は、JSPS 科研費(25289047)の補助を受けた。

参考文献

- [1] M.Shioitsu, et al.: Abstracts of CSJ Conference, Vol. 90 (2014) p.210
- [2] H.Tatsumoto, et al.: Abstracts of CSJ Conference, Vol. 81 (2009) p.65
- [3] Y.Shirai et al: Adv. Cry Eng 57B (2012) p.1067-1074.
- [4] H.Tatsumoto et al: Adv. Cry Eng 59A (2014) p.44-51.

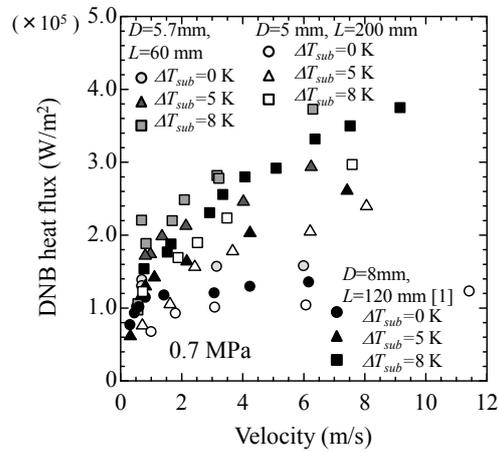


Fig. 1 DNB heat flux

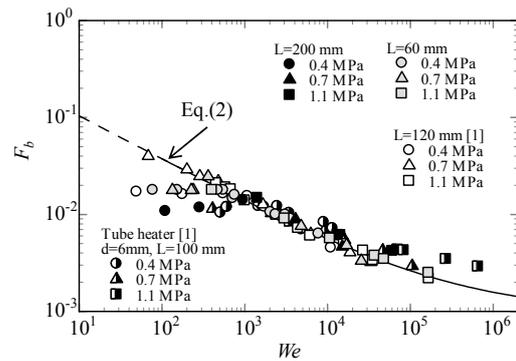


Fig. 2 Comparison with the modified correlations.

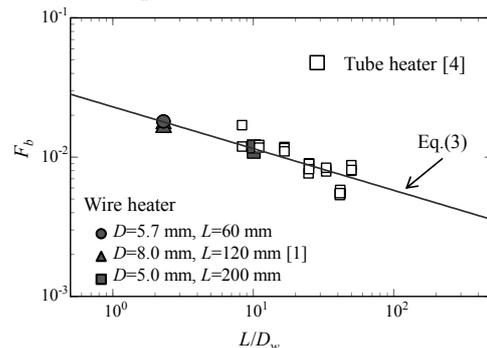


Fig.3 Effect of L/D_w on F_b for lower We .

液体水素用 MgB₂ 長尺液面センサーの超伝導特性と液面検知特性Superconducting and level-detecting characteristics of MgB₂ long level sensor for liquid hydrogen

井上 雄貴, 山崎 瑛也, 前川 一真, 武田 実(神戸大学); 松野 優, 藤川 静一(岩谷産業); 熊倉 浩明(NIMS)

INOUE Yuki, YAMAZAKI Teruya, MAEKAWA Kazuma, TAKEDA Minoru (Kobe Univ.);

MATSUNO Yu, FUJIKAWA Shizuichi (Iwatani Corp.); KUMAKURA Hiroaki (NIMS)

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

1. はじめに

地球温暖化や深刻なエネルギー問題に直面する中で、再生可能エネルギーが注目されており、それらの二次エネルギーとして水素に変換する方法が注目されている。水素を大量に貯蔵・輸送する場合、気体水素の約 800 倍の密度となる液体水素（沸点 20 K）にすることが望ましい。この液体水素を貯蔵・輸送するには、液量を正確に管理するための高精度の液面計が必要となる。そこで、本研究室では液体水素用液面計の開発を目標として、電気抵抗式の外部加熱型超伝導 MgB₂（二ホウ化マグネシウム）液面センサーの液面検知特性や外部ヒーターの熱応答性、液体水素容器内部のスロッシング（液面揺動）の研究などを行ってきた[1]。

ごく最近、海外より液体水素を大量に海上輸送する計画が進んでいる。その際、液体水素運搬船に搭載する大型タンク内部へ 10 m 級の長尺液面センサーを設置することが求められている。液面センサーを長尺化/大型化する場合に、MgB₂ 線材全体の超伝導特性の均一性、長尺液面センサーの静的・動的液面検知特性、およびこれらのヒーター入力値やセンサー長との関係などが重要となる。前回の報告[2]では、MgB₂ 長尺線材から切出した 2~3 のショートサンプル（長さ 20 mm）を対象とし、その超伝導特性を示した。今回は、ショートサンプルの数を増やして超伝導特性の個体差性能評価を行うとともに、MgB₂ 長尺線材から作製した数本の液面センサー（長さ 500 mm）の液面検知特性を調べたので、報告する。

2. MgB₂ 液面センサー

MgB₂ 液面センサーは、MgB₂ 線材（直径 0.32 mm）の周りに外部ヒーターとしてマンガニン線（直径 0.2 mm）を 2 mm 間隔で巻いたものである。MgB₂ 線材は、Powder-In-Tube 法をベースとした In-situ 法により作製した。具体的には、CuNi(7:3)のシース管の中へ Mg と B の混合粉末を充填した後、直径 0.32 mm まで線引き加工をし、最後に Ar 雰囲気中にて 600 °C で 1 時間の熱処理を施した。なお、超伝導転移温度を液体水素温度（32 K@臨界点近傍）まで下げるために、混合粉末をシース管に充填する際 10 % の SiC を添加した。

本研究では、長さ 1.7 m の 3 本の MgB₂ 長尺線材（A 線材、B 線材、C 線材）を研究対象とした。これらから A-a1 ~ C-b3 までの 24 個のショートサンプルを 20 mm ずつ切り出し、超伝導特性試験装置および計測プログラムを用いて、超伝導特性試験を行った。また、長尺線材から長さ 500 mm の液面センサーを 5 本（A1, A2, B1, B2, C）作製し、液面同時校正システムを用いて、液面検知特性試験を行った。何れの試験も四端子法に基づいて、測定電流は 10 mA とした。

3. 実験結果

超伝導特性試験の一例として、A 線材および B 線材の実験結果を Fig.1 および Fig.2 に示す。線材ごとに超伝導転移開始温度を比較すると、A 線材 33.79 K、B 線材 33.81 K、C 線材 33.60 K、また標準偏差 0.4 K 以下であり、どのショートサンプルにおいてもほぼ均一であった。次に、超伝導転移終了温度を比較すると、A 線材 30.98 K、B 線材 30.52 K、C 線材 31.48 K であり、A、C 線材は標準偏差 0.5 K 以下であったが、B 線材では、値が大きく異なった

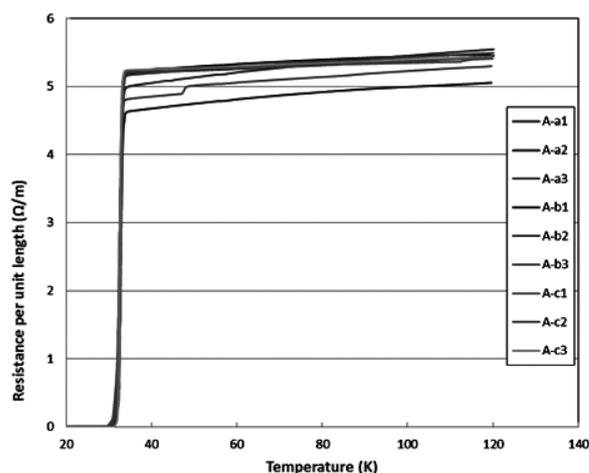


Fig.1 Superconducting characteristics of A-wire.

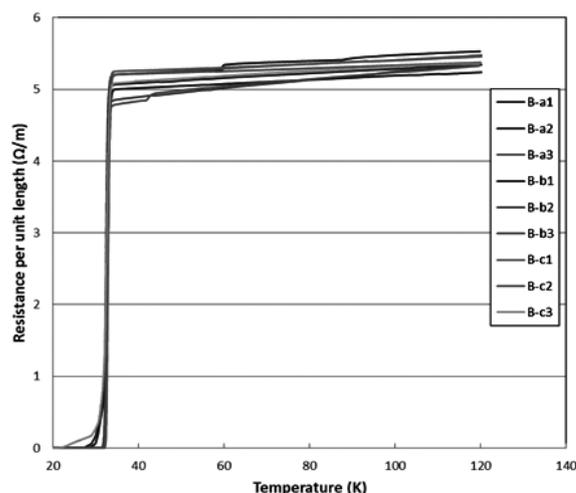


Fig.2 Superconducting characteristics of B-wire.

線材が何本も見つかったため、標準偏差 2.6 K と大きな値を示した。超伝導転移開始温度における単位長さあたりの抵抗値を比較すると、A 線材 5.053 Ω/m、B 線材 5.046 Ω/m、C 線材 5.013 Ω/m であり、B 線材は、標準偏差 0.16 Ω/m を示していたが、A、C 線材は標準偏差 0.18 Ω/m 以上の値を示した。一方、液面検知特性試験として、センサー出力と液面位置との関係を調べたところ、両者の直線近似の相関係数は、5 本のセンサー全てにおいて、ヒーター入力値 3 W ~ 9 W の範囲で 0.99 以上であった。

謝辞

本研究の一部に対して、科研費基盤研究A(24246143)の援助を受けました。ここに謝意を表します。

参考文献

1. K. Maekawa, *et al.*: Proceedings of ICEC24-ICMC2012 (2013) pp. 59-62.
2. Y. Inoue, *et al.*: Abstracts of CSSJ Conference, Vol. 90 (2014) p.124

油中音速の温度依存性

Temperature dependence of the sound velocity of the lubricating oil

重松 利信(佐世保高専);小野文慈(佐大・文教)

SHIGEMATSU Toshinobu (National Institute of Tech., SASEBO College); ONO Bunji (Saga Univ.)

E-mail: shige@sasebo.ac.jp

1. はじめに

近年では技術の進化による機械の高負荷、高速化に伴い、潤滑モードは弾性体-高圧粘度領域になってきた。したがって油膜形成状態は使用される潤滑油の高圧粘度特性に依存する。潤滑油の高圧粘度特性を示唆するものが圧力粘度係数であるが、これを算出するには、摩擦面と同じ GPa オーダーの圧力条件下で粘度を測定しなければならないため、実験が非常に困難となる。一方、低温になると、分子の運動の自由度が奪われ粘度も上昇することから、高圧状況下で粘度が上昇する潤滑油の状態は低温度時の潤滑油の状態に類似していると考えられる。そこで本研究では潤滑油の低温度特性を測定することで高圧下の粘度特性を推定しようとするものであり、本報では高圧密度試験から求めた断熱体積弾性係数と低温度下の定圧体積弾性係数との比較を行った。

2. 実験

2-1. 実験装置

Figure 1 に試験装置全体の概略図を示す。測定は低温度下での密度と音速を測定する。音速は恒温槽の中で超音波振動子から出る音波を受信振動子で測定し、試料の超音波伝播時間を計測して求める。同時に浮力型比重計で試料の密度の変化を調べている。冷却は液体窒素の流量により調整しており、攪拌翼を回して槽内を均一温度にする工夫を行っている。

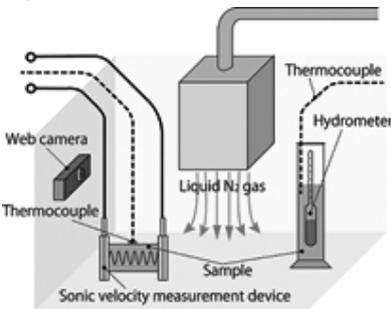


Fig.1 Measurement system

2-2. 体積弾性係数の測定

液体媒質中の音波の伝播方程式により、油中音速 v は、体積弾性率 K と密度 ρ を用いて

$$v = \sqrt{\frac{K}{\rho}} \quad (1)$$

で表される。従って音速と密度 ρ を測定することで K を求めることができる。さらに、液体の体積ひずみ ε は体積を V を用いて

$$\varepsilon = \frac{dV}{V} = \left[-\frac{\partial(\ln\rho)}{\partial p} \right]_T dp + \left[-\frac{\partial(\ln\rho)}{\partial T} \right]_p dT \quad (2)$$

で表され、(2)式中、各項はそれぞれ、

$$\left[\frac{\partial(\ln\rho)}{\partial p} \right]^{-1} = K_T \quad (3)$$

$$\left[\frac{\partial(\ln\rho)}{\partial T} \right]^{-1} = K_p \quad (4)$$

K_T ; 断熱体積弾性係数, K_p ; 定圧体積弾性係数
通常の潤滑では、すべり速度が大きいために熱の授受が行われず、断熱過程と考えられるため、式(4)は省略される場合が多い。

3. 実験結果および考察

3-1. 音速測定による定圧体積弾性係数 K_p の測定

Figure 2 に温度低下に伴う音速の変化を示す。各種潤滑油は、大きさは異なるものの温度が低下するにしたがって、油中音速もほぼ直線的に上昇している。Fig. 3 に式(1)より算出した実測の体積弾性係数 K_p を示す。横軸は単位体積の空間状態を表す密度 ρ をとった。同じ密度(例えば 870kg/m^3)での潤滑油の K_p を比較すると、種類により体積弾性係数が異なることが分かった。

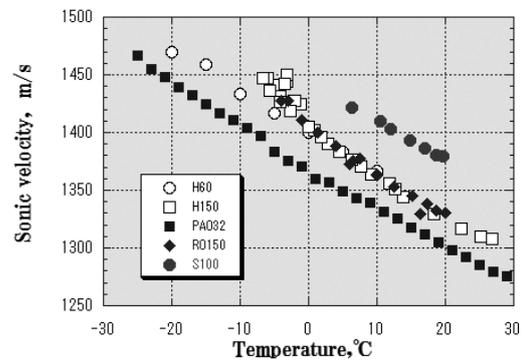


Fig.2 Sonic velocity in low temperature

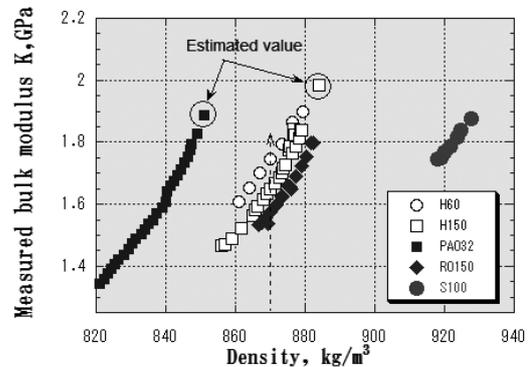


Fig.3 Bulk modulus K in various oils

4. まとめ

本研究では潤滑油の低温度特性を測定することで高圧下の粘度特性の推定が可能かどうかを調べる実験を行った。潤滑油の種類により同一密度における体積弾性係数は異なり、密度変化に対する体積弾性係数の変化量はほぼ同じになる結果を得た。

参考文献

- 小野・重松・馬渡・大野: 音速測定による低温度下の潤滑油の体積弾性係数(第1報), 日本機械学会 2014 年次大会論文集, (2014), S1140101.pdf.

トンネル効果を利用した金属内への水素吸蔵技術の開発

Development of hydrogen absorption method in metals using quantum tunneling

河江 達也, 高田 弘樹, 稲垣 祐次 (九州大学工学部); 家永 紘一郎 (東大 物性研)
 KAWAE Tatsuya, TAKATA Hiroki, INAGAKI Yuji (Faculty of Engineering, Kyushu University);
 IENAGA Koichiro (ISSP, University of Tokyo),
 E-mail: t.kawae.122@m.kyushu-u.ac.jp

1. はじめに

近年、水素エネルギー社会の実現へむけて金属等に対する水素の吸蔵・拡散のダイナミクスが盛んに研究されている。これを解明する上で最も重要になる点が、トンネル効果の関与を明らかにすることである。水素原子は最も軽い元素であり、金属中水素はトンネル効果など強い量子性を有することが指摘されている。したがって低温でもトンネル効果によって水素吸蔵・拡散が進行する可能性がある。

我々は非弾性電子分光法を用いた新たな水素検出法を開発し、金属ナノコンタクト内への水素吸蔵の直接観測実験を行っている[1]。電子の平均自由行程より十分に小さくかつ短いナノコンタクトへ電圧を印加すると、電子はエネルギーの散逸なく加速される(弾道電子)。この弾道電子は結晶格子や金属中水素との衝突でフォノンや水素を励起するため、微分伝導度に変化が生じる。そこで、この弾道電子を用いてトンネル効果による金属内への水素吸蔵・拡散を検出する。

2. 実験装置

ナノコンタクト作成には Mechanical Controllable Break Junction 法 (MCBJ 法) を用いた。MCBJ 法では、図 1 左図に示すようにピエゾ素子に電圧を印加することで、金属細線を引き伸ばしていきナノコンタクトを作製する。低温・真空中でこの手法を用いることで、安定した接点、清浄な表面の作成が可能となる。また、実験装置は二重断熱管構造になっており、内側断熱管にはベローズ機構付き MCBJ 装置が組み込まれており、液体水素中でのナノワイヤ制御実験が可能となっている。これにより液体水素中で測定を行なうことができ、ジュールヒーティングの効果を抑制できる。

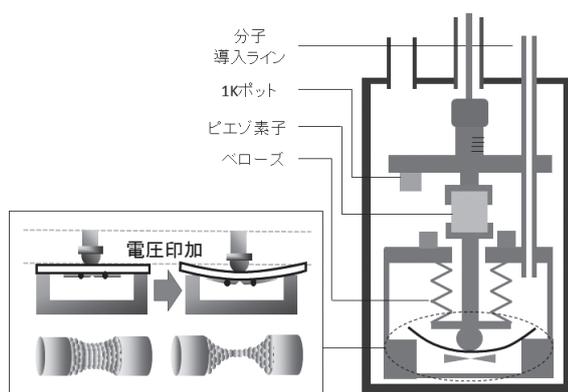


図 1 : MCBJ 法の原理(左図)と本実験で用いるベローズ付き MCBJ 実験装置の模式図(右図)。

3. 実験結果

図 2 に比較のために行った室温で水素を吸蔵した Pd ナノワイヤ(直径~10 nm)の微分伝導度(dI/dV)とその変化率(d^2I/dV^2)を示す。 d^2I/dV^2 に ± 60 mV でピークが見られる

が、これは吸蔵された水素原子が弾道電子と散乱することに起因する[2]。

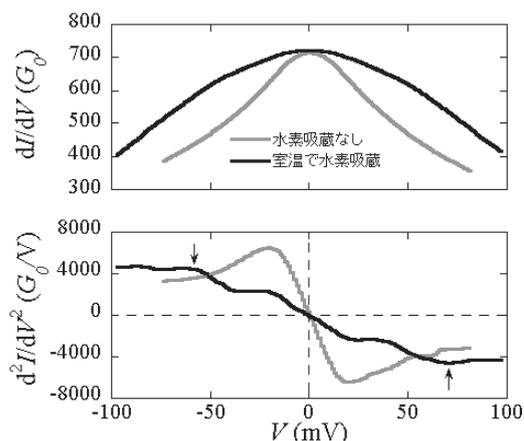


図 2 : Pd 純金属と室温で水素吸蔵した PdH_{0.6} の $T = 5$ K における微分伝導度信号

図 3 は $T = 18$ K でナノワイヤ作製後に水素を導入したときの微分伝導度の時間変化である。時間経過とともに金属 Pd で観測された信号から、水素吸蔵 Pd 信号へ移行することがはっきり分かる。これは、 $T = 18$ K という低温でもバイアス電圧を印加したとき、トンネル効果によって Pd 金属内に水素が侵入することを示している[1]。本講演では以上の結果を詳細に説明する。

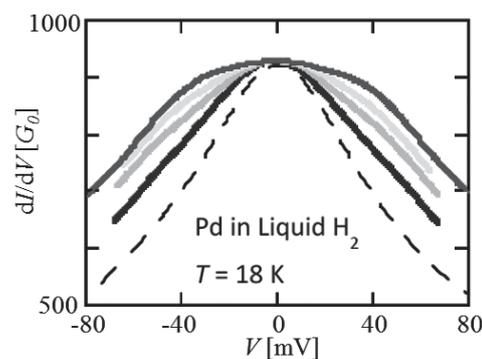


図 3 : Pd ナノワイヤへ水素を導入することによる dI/dV 信号の時間変化。図中点線は水素導入前の信号。下から上にしたがい、水素導入後 500sec、2500sec、4500sec、8000sec の信号を表す。

参考文献

1. K. Ienaga, H. Takata, Y. Onishi, Y. Inagaki, H. Tsujii, T. Kimura, and T. Kawae, Appl. Phys. Lett. 106 021605 (2015).
2. Y. Fukai and H. Sugimoto, Adv. Phys. 34, 263 (1985).

Vibrating wire 法を用いた金属への水素吸蔵特性の評価

Study on hydrogen absorption into metal using vibrating wire method

河江 達也, 稲垣 祐次, 西村 充貴, 横大路 穂香 (九大)

KAWAE Tatsuya, INAGAKI Yuji, NISHIMURA Atsuki, YOKOOHJI Honoka (Kyushu University)

E-mail: t.kawae.122@m.kyushu-u.ac.jp

1. はじめに

近年、水素エネルギー社会の実現へむけて金属等に対する水素の吸蔵・拡散のダイナミクスが盛んに研究されている。これを解明する上で最も重要になる点が、トンネル効果の関与を明らかにすることである。水素原子は最も軽い元素であり、金属中水素はトンネル効果など強い量子性を有することが指摘されている。したがって低温でもトンネル効果によって水素吸蔵・拡散が進行する可能性がある。3D-a07 講演で紹介したように、我々は非弾性電子分光法を用いて、液体水素から金属ナノコンタクト内への水素吸蔵・拡散過程の直接観測実験を行っている[1]。その結果 $T = 18 \text{ K}$ という低温でも、電気伝導(微分伝導)測定のために局所電圧を印加したとき、液体水素から金属内に水素がトンネル効果によって吸蔵・拡散することを確認した。

トンネル効果による水素吸蔵・拡散過程をさらに追跡するには、微分伝導法以外の測定が必要となる。そこで今回、水素吸蔵によるヤング率変化に注目し、その変化を追跡するため Vibrating wire 法装置を製作し実験を行った。

2. 実験方法

Vibrating wire 法はワイヤの固有振動数を測定することで、ワイヤ周りに満たされた液体の粘性を調べる方法として用いられてきた。本研究はこの方法を水素吸蔵検出法として応用する。図1に Vibrating wire 法で用いられる装置の模式図を示す。サンプルのワイヤは半径数 mm の半円で、両端を固定してある。このワイヤに定常磁場をかけて、交流電流を流すと、ワイヤはローレンツ力を受けて振動する。このとき、交流電流の周波数とワイヤの固有振動数が一致した時、共振が起きて誘導起電力が極大となる。つまり、交流の周波数を変化させながらワイヤの両端にかかる電圧を測定するとワイヤの固有振動数を測定できる。ワイヤの固有振動数はワイヤの半径 a 、ヤング率 Y 、密度 ρ 、長さ L を用いて

$$\omega_r^2 = z_0^4 Y a^2 / 4 \rho L^4$$

と表される[2]。ただし $Z_0 = 4.73004$ (定数) である。ワイヤが水素を吸蔵すればヤング率や密度に変化が生じ、固有振動数も変化する。すなわち水素ガス導入の前後でワイヤの固有振動数に変化が起きれば、ワイヤが水素を吸蔵したと考えられる。

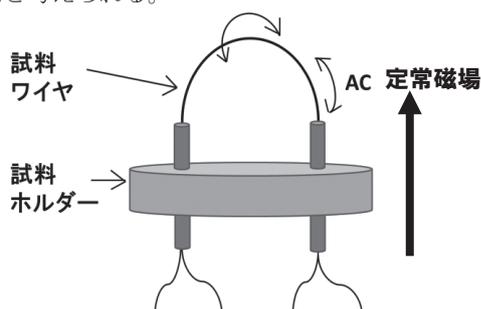


図1: Vibrating wire 法模式図

3. 実験結果

実験は、室温においてヘリウム、空気、水素ガスを導入した後、ガス導入に対する固有振動数の時間変化を測定した。ヘリウムと空気を導入したときには、真空状態に対して、固有振動数の変化は見られなかった。これはヘリウム、窒素、酸素は Pd に吸蔵されないため、ガスを導入しても固有振動数は変化しないことを反映している。一方、水素ガスを導入した際には固有振動数に大きな時間変化が見られた。図2は、圧力 $P = 0.005 \text{ MPa}$ の水素ガスを導入した後の固有振動数の時間変化を示している。固有振動数が時間とともに増加し、やがて一定の値に近付いて行くことがわかる。この変化は、ヘリウムと空気を導入した時には見られなかった変化である。さらに水素を排気すると、逆方向の変化が始まる。以上の結果は Pd が水素を吸蔵・脱離することによりヤング率および密度に変化が生じ、固有振動数が変化したとすることで説明できる。

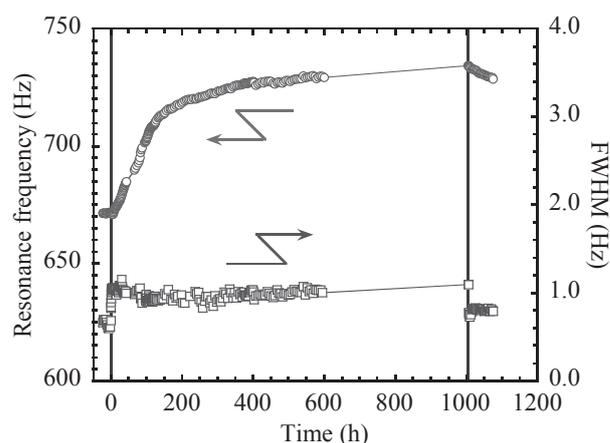


図2: 水素導入後の共鳴周波数と半値幅の時間変化。 $t = 0$ で $P = 0.005 \text{ MPa}$ の水素を導入、1,000 時間後に排気する。

4. まとめおよび今後の展望

以上のように Vibrating wire 法を用いた Pd への水素吸蔵実験により、水素吸蔵による共鳴周波数の変化を追跡できることが分かった。現在、本測定を低温に拡張することで低温における水素吸蔵効果を追跡している。講演では、上記結果を詳述し、低温実験結果を報告する予定である。

参考文献

- [1] K. Ienaga, H. Takata, Y. Onishi, Y. Inagaki, H. Tsujii, T. Kimura and T. Kawae, Appl. Phys. Lett, **106**, 021605 (2015).
- [2] D. C. Carless, H. E. Hall and J. R. Hook, J. Low Temp. Phys., **50**, 583 (1983)

磁気熱量効果を用いた調湿システムの基本特性

Fundamental Characteristics of Humidity Regulation System by Using Magnetocaloric Effect

長嶺 諒, 岡村 哲至, 松井 智亮(東工大); 平野 直樹(中部電力); 高橋 幹雄, 田中 規敏(竹中工務店)
 NAGAMINE Ryo, OKAMURA Tetsuji, MATSUI Tomoaki (Tokyo Tech); HIRANO Naoki (Chubu Electric Power);
 TAKAHASHI Mikio, TANAKA Kitoshi (Takenaka Co.)
 E-mail: nagamine.r.aa@m.titech.ac.jp

1. はじめに

現在一般的に普及している調湿機として、加湿器にはスチーム式などの種類があり、除湿器にはデシカント式などの種類がある。そして近年、磁気熱量効果を利用して、加湿器や除湿器に使われているヒーターやクーラーと同じ役割を果たす新しい調湿システムが考案された[1]。このシステムは、磁性材料の表面に収着剤を塗布し、磁気熱量効果による温度変化を用いて収着剤内の水分の吸脱着を促し、除湿や加湿を行うというものである。本研究では、各パラメータを用いてこのシステムの性能を調査した。

2. 実験装置

実験装置の概要を Fig.1 に示す。初めに、流入させる空気の温度を実験室内のエアコンによって設定する。設定した温度になった後、コンプレッサーによって装置に空気を流す。湿度制御部によって所望の湿度に調節し、試験部に流す。試験部のダクトには、幅 12mm、奥行 21mm、厚さ 0.5mm の板状のガドリニウム(Gd)が 5 枚ずつ二列に配置してある。Gd の表面には高分子収着剤が 0.08mm の厚さで塗布されている。試験部ではダクト内を励磁(0.75T)・消磁できるようにしている。励磁を行うと Gd が発熱することで収着剤内の水分が脱着し、消磁を行うと Gd が吸熱することで収着剤が水分を吸着する。この装置を用いて、室温を 20、25℃、流量を 0.5、1、2L/min、湿度を 25、50、75%RH(相対湿度)とそれぞれ変化させ実験を行った。

3. 実験結果

Fig.2 に室温 20℃、流量 1L/min、湿度 50%RH の条件下で行った実験結果を示す。時間軸の0は、Gd を消磁あるいは励磁した瞬間である。この図から、吸着時には一時的に湿度が低下し定常に戻り、脱着時には一時的に湿度が上昇し定常に戻ることが確認できる。一方で、吸着・脱着両方において、試験部ダクト出口での空気の温度変化は見られなかった。

空気流量、入口相対湿度、空気温度をパラメータとして変化させたときの、除湿過程における実験結果を Fig.3 に示す。この図は横軸を吸着反応終了までに要した時間、縦軸を吸着量で表したものである。本研究では、吸着反応が終了する時間と吸着量の2つの点について評価を行った。反応時間は短く、吸着量は多いものほど性能が高いので、今回の実験では、Fig.3 に示される⑤の条件が最も高い性能を示している。また、諸パラメータが、吸着反応が終了する時間と吸着量にそれぞれ影響を及ぼしていることがわかる。

4. まとめ

磁気熱量効果を用いた調湿システムによる加湿・除湿現象を確認することができた。

空気流量、入口相対湿度、空気温度が、吸着反応が終了する時間と吸着量にそれぞれ影響を及ぼすことが明らかになった。今後はそれぞれの影響の定量的な検討をシミュレーションも含めて展開していく予定である。

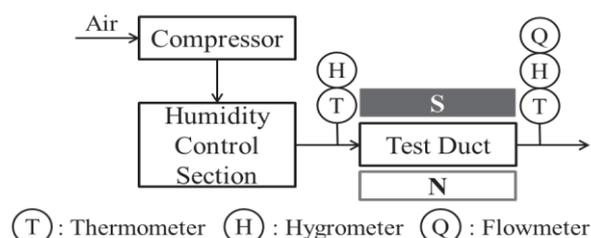


Fig.1 Schematic of experimental apparatus

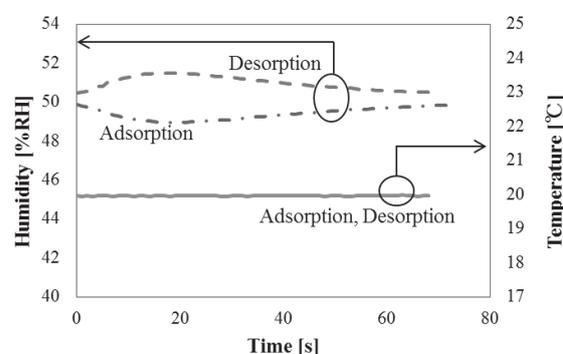
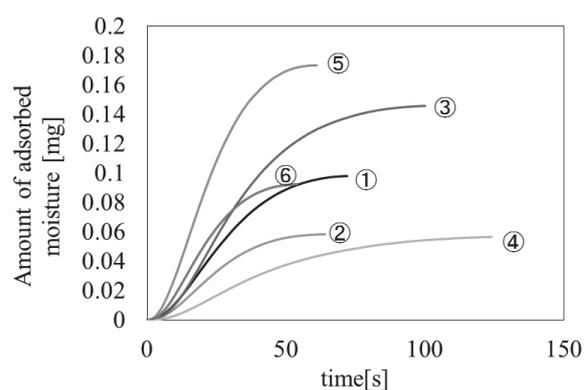


Fig.2 Time traces of relative humidity and temperature of air at the exit of the test duct after magnetization/demagnetization (20℃,1L/min,50%RH)



	①	②	③	④	⑤	⑥
Humidity[%RH]	50	25	75	50	50	50
Flow rate[L/min]	1	1	1	0.5	2	1
Temperature[°C]	20	20	20	20	20	25

Fig.3 The change of the accumulation amount of adsorbed moisture after demagnetization

参考文献

1. T. Matsui, et al.: Abstracts of CSSJ Conference, Vol. 90(2014) p.72

車両空調を目指した磁気ヒートポンプシステムの熱損失評価

Heat loss evaluation of magnetic heat pump system for on-board air conditioner

宮崎佳樹, 池田和也, 脇耕一郎(鉄道総研); 川南剛(神戸大); 岡村哲至(東工大); 平野直樹(中部電力); 妻相哲(サンデン)
 MIYAZAKI Yoshiki, IKEDA Kazuya, WAKI Koichiro (RTRI); KAWANAMI Tsuyoshi (Kobe Univ);
 OKAMURA Tetsuji (Tokyo Tech); HIRANO Naoki (Chubu Electric Power Co); BAE Sangchul (Sanden Corporation);
 E-mail: miyazaki.yoshiki.23@rtri.or.jp

1. はじめに

ノンフロンで高効率期待される磁気ヒートポンプ技術の、鉄道車両空調への適用を目指した研究開発を行っている。これまでに試作した kW 級の冷凍能力を有する磁気ヒートポンプシステム[1]はいくつかの熱損失を含んでおり、本来の能力が十分にでないことが懸念される。そこで、これらの熱損失を評価するための基礎試験ならびに数値解析を行ったので報告する。

2. 基礎試験装置

室温磁気ヒートポンプサイクルに用いられる AMR(Active magnetic regenerator)の評価を行うための基礎試験装置の概略を Fig. 1 に示す。永久磁石が往復動することにより固定された AMR を励消磁する。また、ディスプレイサを AMR の励消磁に合わせて動かすことで、熱交換流体(水)を往復させることができる。磁気作業物質にはベンチマークとしてよく用いられるガドリニウム(Gd; 粒径 0.65 - 0.8 mm)を用いた。永久磁石の極面積は 80 mm × 80 mm, 磁束密度は約 1 T, AMR 容器はアクリル製で外径 18 mm, 内径 14 mm, 充填長さは 60 mm である。Gd の充填量は 46 g, 充填率は 63%程度とした。AMR 両端部に熱電対を挿入して、AMR 内部の温度を測定し、両端の温度差を評価した。

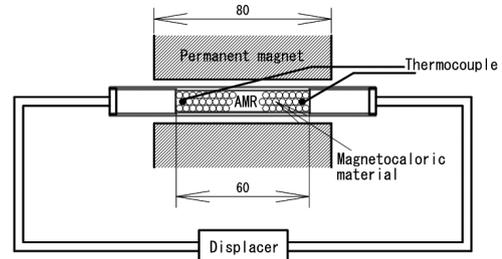


Fig. 1 Schematic of the magnetic refrigerator

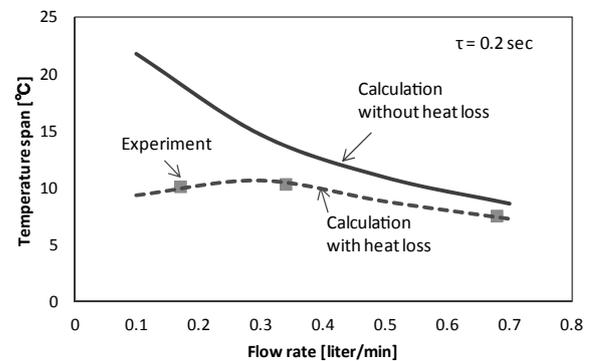


Fig. 2 Temperature span of the AMR ($\tau = 0.2$ sec)

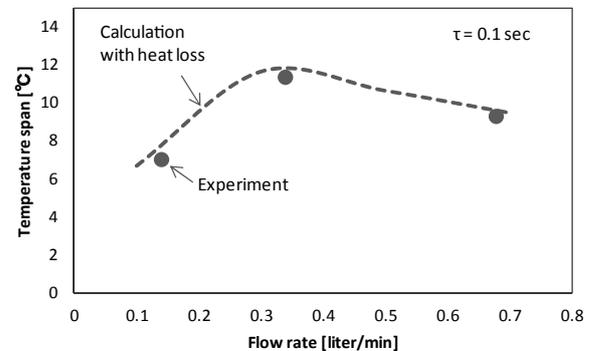


Fig. 3 Temperature span of the AMR ($\tau = 0.1$ sec)

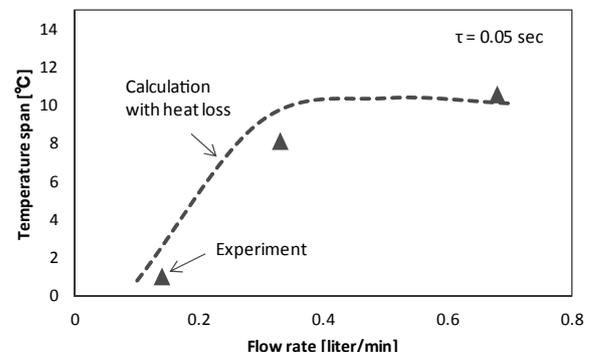


Fig. 4 Temperature span of the AMR ($\tau = 0.05$ sec)

3. 試験結果および数値解析

基礎試験は磁石移動速度を一定とし、ディスプレイサの移動速度と移動距離で決まる熱交換流体流量および熱交換時間(τ)をパラメタとして、AMR 両端の温度差を評価した。温度差の流量依存性を熱交換時間 $\tau = 0.2, 0.1, 0.05$ sec とした結果を Fig. 2~4 のプロットに示す。

Fig. 2 の実線は、熱解析により得られた熱損失のない場合の温度差の流量依存性を示している。熱解析と試験結果は一致しておらず、特に低流量側で両者の乖離が大きい。この差異は熱損失によるものと考えられる。本試験装置では、主な熱損失として(1)AMR 表面の断熱損失、(2)AMR 端部での熱交換流体の混合損失、(3)AMR 内部で熱交換に寄与しない無効流れの影響、(4)低温端部からの侵入熱がある。これらの熱損失を見積り、数値解析に反映した結果が、Fig. 2 の破線である。熱損失を考慮することで、実際の AMR の挙動をよく表わすことができることがわかる。 $\tau = 0.1, 0.05$ sec の場合についても損失を考慮した数値解析を行った結果を Fig. 3, Fig. 4 にそれぞれ破線で示している。いずれの熱交換時間の場合も、試験結果と数値解析結果の傾向は概ね一致していることがわかる。

4. まとめ

熱損失を考慮した数値解析により、磁気ヒートポンプの温度差に関する試験結果をよく表わすことができた。当日は各損失を実験的に定量評価した結果についても報告予定である。

参考文献

- [1] Y. Miyazaki, et al.: Abstracts of CSJ Conference, Vol. 89 (2014) p.59

室温磁気冷凍機のキュリー温度の異なる材料充填時の性能

Performance of a Magnetic Refrigerator with Materials Having Different Curie Temperature

有田 照平, 岡村 哲至(東工大); 裴 相哲(サンデンアドバンステクノロジー株式会社)

ARITA Shohei, OKAMURA Tetsuji (Tokyo Tech); BAE Sangchul(SDAT)

E-mail: arita.s.ab@m.titech.ac.jp

1. はじめに

室温磁気冷凍機は、代替フロンを使用しない冷凍機として注目されている。磁気冷凍機は、複数材料充填時に広い温度領域を得ることが期待されており、本報告ではキュリー温度の異なる3種の材料充填時の磁気冷凍機の性能について検討した。性能を考える上で、AMR (active magnetic regenerator) の高温端温度と低温端温度の差を温度スパンと定義し、一次元伝熱数値解析を用いて複数材料充填時の有用性を考察した。

2. 実験装置

Fig.1 に実験装置の概略を示す。本磁気冷凍機システムは、12個のAMR ductとNd系永久磁石、永久磁石を回転させるモータ、熱輸送媒体(水)を循環させるポンプ、熱輸送媒体の流れを制御するためのロータリーバルブ、恒温槽などで構成されている。この実験装置において、磁石の回転数は最大で133 rpm、流量は最大で6.5 L/min.までとることができ、測定の際はAMRの周波数と流量をパラメータとする。また、磁性材料に印加される最大磁場は0.98Tである。

AMR ductには、高温端側からキュリー温度(T_c)が 20°C のガドリニウム(Gd)、 $T_c = 15^\circ\text{C}$ のガドリニウム-イットリウム1(GdY1)、 $T_c = 10^\circ\text{C}$ のガドリニウム-イットリウム2(GdY2)を1:1:1の割合で充填した。磁性材料は粒径が0.7mm、全充填量は1.13kgである。

3. 一次元伝熱数値解析

磁性材料と熱交換媒体(水)のエネルギー保存方程式[1]を一次元伝熱数値解析により解き、実験結果と比較した。実験結果と解析結果の比較をFig.2に示す。実験、解析共に磁石の回転数は60 rpmとした。また磁性材料と水の熱伝達率を、Ranzの式[2]より導出する値の20%を仮定したとき、実験結果と本解析結果は概ね一致した。結果から60 rpmにおいて最適な流量が存在することが確認された。

Ranzの式から導出される値と比べ熱伝達率が低くなってしまった原因として、ダクトの壁近傍で流量が大きくなり、磁性材料と水との熱交換が十分行われていないこと、また文献値は一方向定常流の場合であるが、本実験では水の流れは往復動となることが考えられる。

4. 複数充填時の有用性

実験結果と比較する際は、熱伝達率に補正係数として20%を使用した。ここでは補正係数を100%とした場合でのGdのみ充填時と3種充填時の解析結果の比較をFig.3に示す。Fig.3の左図は、消磁し熱交換終了時のダクト内の磁性材料の温度分布を示す。Fig.3の右図は各磁性材料の磁気エントロピー変化量の温度依存性を示し、Gdのみ充填時と比べ3種充填時に磁気エントロピー変化量を有効に使えていることが分かる。

5. まとめ

磁石回転型の室温磁気冷凍機の実験、解析を行った。一次元数値解析の結果から、磁気エントロピー変化量を有効に使うことで温度スパンが大きくなることが示唆された。

参考文献

1. K. L. Engelbrecht, et al., Predicting the Performance of an Active Magnetic Regenerator Refrigerator Used for Space Cooling and Refrigeration, HVAC&R Research, 2006, pp.1080-1083.
2. W. E. Ranz, W. R. Marshall, Evaporation from drops, Chem. Eng. Prog, 48(1952), pp.141-146

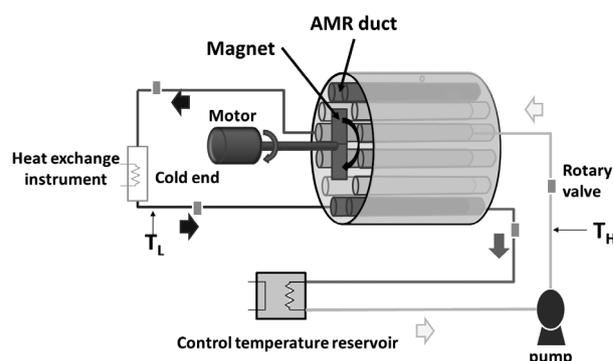


Fig.1 Schematic diagram of experimental apparatus.

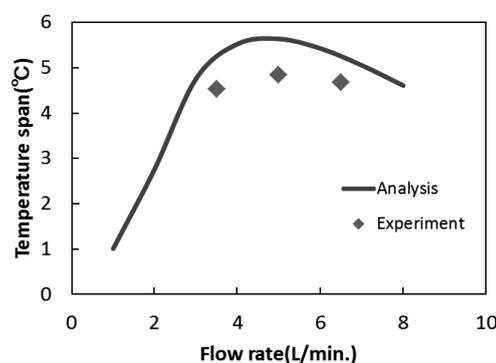


Fig.2 Comparison of experimental results and analysis results.

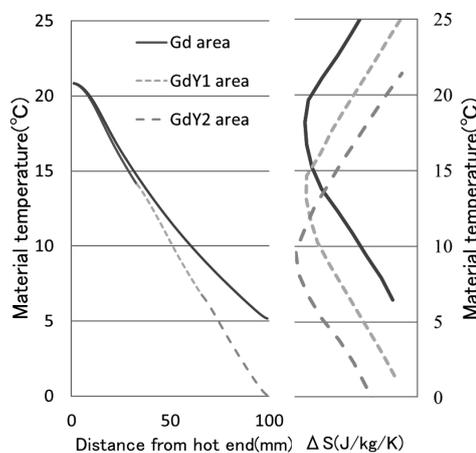


Fig.3 Relationship between temperature distribution and ΔS of each material.

2 段式断熱消磁冷凍機の特性

Properties of two stage Adiabatic Demagnetization Refrigerator

福田 英史, 植田 隼治, (NIMS, 千葉大); 李 晶, 中込秀樹 (千葉大); 沼澤健則 (NIMS)

FUKUDA Hidehito, UEDA Shunji (NIMS, Chiba Univ.); Jing Li, NAKAGOME Hideki (Chiba Univ.); NUMAZAWA Takenori (NIMS)

E-mail: afwa3286@chiba-u.jp

1. はじめに

近年、宇宙環境を利用した極低温・超低温ミッションが数多く計画されている。X線・赤外線天文学の分野において、宇宙背景放射の偏光測定に使用する TES 型 X線マイクロカロリメータを 100 mK まで冷却することが求められている。そこで我々は、連続冷凍が可能な連続作動型断熱消磁冷凍機 (Continuous ADR)[1]の開発を行っている(Fig1)。これまでに2段式 ADR の stage4 及び stage3 の駆動試験を行ってきた。しかし、stage4-stage3 間の Passive 型 Gas-gap 熱スイッチ (PGHS) が正常に作動しないという問題が発生した。

PGHS が作動しない原因として、PGHS の吸着剤によるガスの吸着が、正常に行えていないことが考えられる。本報告では、PGHS に 6 Torr の He^4 を充填し、同様に駆動試験を行い、改善を試みた。

2. 試験方法

CADR の stage4 及び stage3 はそれぞれ 4.2 K Baseplate 上に設置されている。なお、熱的接触があるのは stage4 と Baseplate のみであり、熱スイッチを経由して接続されている。そして、stage4 と stage3 は熱スイッチを経由し、銅製サーマルストラップに接続されている。外観写真を Fig.2 に示す。

stage4 と stage3 は 0.1 mm の極細 NbTi 超伝導線を使用しており、発生することができる磁場は、stage4 が 1.33[T/A]、stage3 が 0.4[T/A] である。また、stage4 の磁性体には GLF(=GdLiF₄) を 66 g、stage3 には CPA(=CrK(SO₄)₂·12H₂O) を 98 g 使用している。

今回の実験手順を以下に示す。

1. stage4 に 3.99T (3A) の励磁
2. stage4 を消磁させ、stage3 に 1.5T (3.75A) の励磁
3. stage3 を消磁
4. stage4 を 3.99T(3A) の再励磁

3. 実験結果と考察

Fig.3 には、実験手順 1-4 の工程を行った実験結果を示す。stage3 を消磁させ 3400 秒あたりから 0.7 K 付近で温度が一定になっていることがわかる。この結果から stage3-4 間の熱スイッチが働き、stage4 と stage3 が断熱状態になっていることがわかる。

次に stage4 を再励磁させ連続運転を試みた。ところが、3700 秒あたりから stage3 の温度が上昇し、stage4 と stage3 の断熱状態が破れてしまったことがわかる。この原因として stage4 と stage3 に 5 K 程度の温度差が生まれたからではないかと推察できる。

4. まとめ

本研究では熱スイッチ性能を改善し、2 段式 ADR の断熱消磁実験で 0.7 K を生み出すことに成功した。今後の課題として 3 で述べた温度差を減少させるために、サーマルストラップの断面積を増加させるとともに、熱スイッチの ON 状態での性能を向上させ、stage 間の伝熱量を最適化することがあげられる。

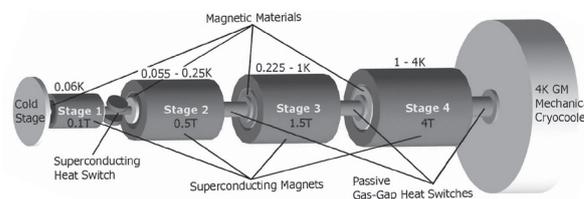


Fig.1 Conceptual design of the CADR

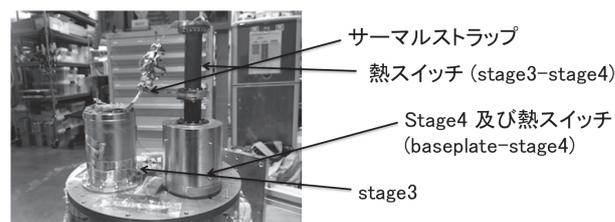


Fig.2 photograph of exterior of the 2-stage ADR system

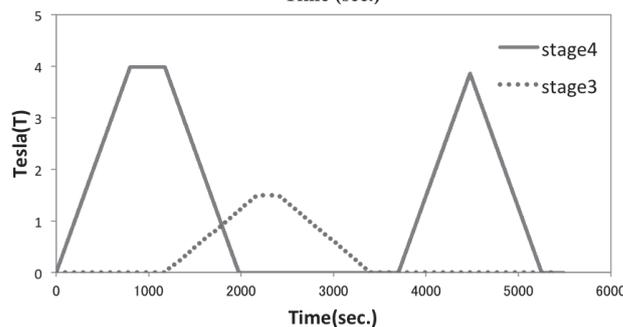
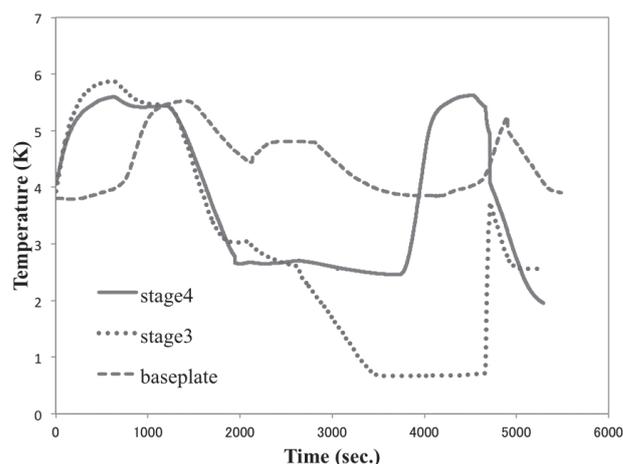


Fig.3 Temperature change of the 2-stage ADR system

参考文献

- [1] P.Shirron et. al., "A compact, high-performance continuous magnetic refrigerator for space missions", Cryogenics, 41(2002), 789-795