液体水素強制対流冷却試験のための循環ループ装置

Development of liquid hydrogen recirculation system.

白井 康之, 茂田 宏樹, 飼沼 徹, 塩津 正博(京大);達本 衡輝(原子力機構);成尾 芳博, 小林 弘明, 野中 聡,
稲谷 芳文(JAXA);吉永 誠一郎(IHI)
SHIRAI Yasuyuki, SHGETA Shigeki, KAINUMA Tohru, SHIOTSU Masahiro (Kyoto Univ.); TATSUMOTO Hideki (JAEA); NARUO Yoshihiro,
KOBAYASHI Hiroaki, NONAKA Satoshi, INATANI Yoshifumi (JAXA); YOSHINAGA Seiichiro (IHI)
E-mail: shirai@energy.kyoto-u.ac.jp

1. はじめに

液体水素は、高い熱伝導率や比熱を有するため、高温超伝導機器の冷媒として期待されている。本研究では、高温超伝導導体の冷却設計や安定性評価に必要不可欠な液体水素の強制流動下における特性試験を実施するための液体水素・超臨界圧低温水素循環ループの設計・製作を行った。

2. 液体水素・超臨界圧水素循環ループの設計

本研究グループでは、2008 年に差圧駆動式の強制対流熱伝達実験装置を開発し[1]、これまで液体水素・超臨界圧水素の強制対流熱伝達特性に関する研究を進めてきた。2012 年には、磁場環境下における液体水素冷却超電導材料の通電基礎特性試験装置を新たに開発し[2]、6.5T までの外部磁場環境下での MgB_2、Bi 系、Y 系線材の通電特性試験を実施している。新たにポンプユニットを追加し、上述の２つの既存の実験装置と真空断熱配管およびバイオネットにより連結させて液体水素・超臨界水素 (臨界圧 : 1.29 MPa) を長時間安定に強制循環するための循環ループを開発した。Fig.1 に液体水素・超臨界圧水素循環ループの概要を示す。強制循環用のポンプには、J-PARC 各破砕中性子源用低温水素システムで実績のある気体軸受方式の遠心ポンプ (回転数 : 30,000～63,000 rpm) を採用した。ポンプの防爆対策は、これまでと同様に、ポンプ自体をブランケットで覆い陽圧の窒素ガス雰囲気に保持することにした。「液体水素冷却超電導材料の通電基礎特性試験装置」をバッファタンクとして使用した。循環ループ内の液体水素を再冷却するために、既存の「強制対流熱伝達実験装置」にコイル状の熱交換器を設置することにより冷却器として使用している。実験槽にためた液体水素と熱交換することにより、循環ループ内の温度を一定に保持することにした。実験槽は常に大気解放状態とし、液体水素の液位が低下すると、サブタンクを介して 30,000 L の液体水素貯槽からすべて遠隔で供給可能なため、長時間の連続運転が可能である。また、循環ループ内の温度は、実験槽内の液位 (熱交換器で熱交換量) を制御し、バッファタンク内に設置した供試体への供給温度を制御することにした。ポンプ吐出流量と供試体への供給流量を測定するためにオリフィス流量計を設置した。

3. 試運転結果

ポンプ起動から停止まで 7 時間の長時間連続運転を実施した時の試運転結果の一例を Fig.2 に示す。圧力は 0.3MPa、1.1MPa、0.75MPa、1.5MPa(超臨界圧)の順で変化させ、各圧力時においてバイパス弁開度を調整し、供試体流量調整試験を実施した。供試体への供給流量は最大で 43.7g/s であることを確認した。熱交換器出口の最低到達温度は 20.4K であり、ほぼ設計通りの性能を確認することができた。この時の供試体への供給温度(バッファタンク内温度)は熱交換出口より約 2K 高い 22.5K であった。これは、タンク内圧力保持のための加圧ガスの影響であると思われる。飽和に近い状態では、気泡の影響でポンプの軸振動が増加したが、Fig.2 に示すサブクールおよび超臨界状態では安定に長時間運転できることを本性能試運転で確認できた。

謝辞 この研究の一部は、JST (ALCA) の補助を受けた。

参考文献

[1] 白井ら, 第 81 回(2009 秋)低温工学.超電導学会 1D-a07 講演概要集 P64
[2] 白井ら, 第 86 回(2012 秋)低温工学.超電導学会 1D-a02 講演概要集 P55

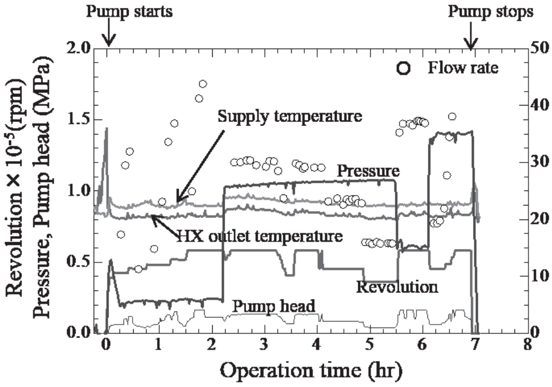


Fig.2 Comprehensive test results.

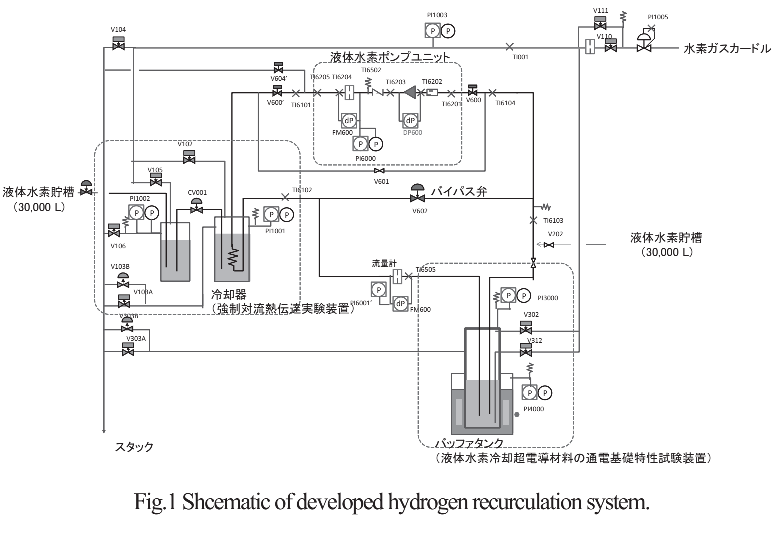


Fig.1 Shcematic of developed hydrogen recurculation system.

液体水素循環ループ試験装置を用いた円管流路内の発熱体の強制対流熱伝達特性試験

Forced Flow Heat Transfer Test of a heated wire in a pipe by use of the Liquid Hydrogen Circulation Loop

飼沼 徹，茂田 宏樹，白井 康之，塩津 正博(京大); 達本 衡輝(原子力機構);
小林 弘明，成尾 芳博，稲谷 芳文，野中 聡(JAXA)
KAINUMA Toru, SHIGETA Hiroki, SHIRAI Yasuyuki, SHIOTSU Masahiro (Kyoto-Univ.); TATSUMOTO Hideki (JAEA);
KOBAYASHI Hiroaki, NARUO Yoshihiro, INATANI Yoshifumi, NONAKA Satoshi (JAXA)
E-mail: kainuma@pe.energy.kyoto-u.ac.jp

1. はじめに

我々の研究チームは、液体水素冷却超伝導機器の設計指針や安定性評価に必要なデータベース確立を目標に、液体水素の熱伝達特性の実験研究を行っている。今回、液体水素用ポンプを導入し循環ループ系を設計・製作することで、流速約 4～30 m/s の強制対流条件下での長時間安定的な測定が可能となった。本研究では、円管流路内に発熱体を垂直支持することで CIC 導体を模擬し、発熱体に通電加熱を行い液体水素の強制流動下における熱伝達特性を測定した。

2. 供試体

実験装置については本セッション内で報告しているので省略する[1]。Fig. 1 に使用した供試体の概略図を示す。内径D_1 = 5.0 mm の FRP 製流路の中心軸に沿って、直径D_2 = 1.2 mm、加熱長さ L = 200 mm の PtCo 製ワイヤヒーターを設置した。この供試体を実験槽内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。流路に液体水素を流しながら発熱体に直流通電加熱し、電気抵抗変化から発熱体平均温度を測定した。発熱体表面温度は、測定した発熱体平均温度と熱流束から半径方向の熱伝導方程式を解いて求めた。

3. 実験結果と考察

実験はポンプの回転数により液体水素の流速を変えながら行い、発熱体に指数関数状の発熱率$Q = Q_0\exp(t/\tau)$ を与えて$\tau = 10$ s でゆっくり連続的に温度を上昇させた。Fig. 2 に実験槽の圧力 P = 700 kPa、サブクール度 6 K の条件下において液体水素を循環ループ系内で強制流動させた場合の定常熱伝達特性結果を示す。縦軸は熱流束 q、横軸は発熱体表面温度の入口液温からの上昇分ΔT_Lである。図中 AB は非沸騰領域、BC は核沸騰領域、C は DNB (Departure from Nucleate Boiling : DNB)点で以後は膜沸騰領域に至る。流速が大きいほど熱伝達が良く、DNB 熱流束の値が大きい。

Fig. 3 に 700 kPa の DNB 熱流束と流速の関係を示す。塩津等は垂直円管流路内の発熱体の DNB 熱流束表示式として、様々な条件の実験から次式を提示している[2]。

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

$$F_b = 0.29We^{-0.45} + 0.001 \quad \text{for We} \geq \text{We}_b$$

$$F_b = 0.020(L/D_H)^{-0.18} \quad \text{for We} < \text{We}_b$$

$$We_b^{-0.45} = 0.069(L/D_H)^{-0.18} - 0.0034$$

$We = G^2 D_w/(\rho_l \sigma)$, L: 加熱長さ G: 質量流量

D_Hは加熱等価直径($= (D_1{}^2 - D_2{}^2)/D_2$)、$D_w$は水力的等価直径($= D_1 - D_2$)である。(1)式に潜熱輸送の項を追加したサブクール沸騰 DNB 熱流束表示式として、次式を示す。

$$q_{DNB,sub} = q_{DNB}(1 + ASc_{out}) \quad (2)$$

$$A = 1.4(\rho_v/\rho_l)^{-0.43}E^{-0.1}(L/D_H)^{0.25}$$

$$E = D_H/\sqrt{\sigma/g(\rho_l - \rho_v)}$$

Sc_{out} : 流路出口サブクール度

(2)式を Fig. 3 に破線で示す。円管流路内の発熱体の DNB 熱流束は、流速の大きい領域で傾向は一致したが、低流速域では表示式から大きく外れている。これは、測定に用いたオリフィス流量計で流速を測定するには、圧力差が必要のため、低流速域では測定誤差が大きくなることが原因と考えられる。今後は、計測手法の検討と共に他の圧力、サブクール度でも実験を行う予定である。

参考文献

1. Y. Shirai, et al.: Abstracts of CSJ Conference, Vol. 92 (2015) 2D-a01
2. M. Shiotsu, et al.: Abstracts of CSJ Conference, Vol. 90 (2014) p.210

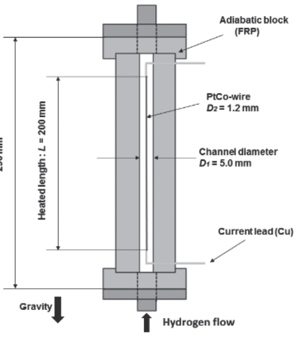


Fig. 1 Test heater block.

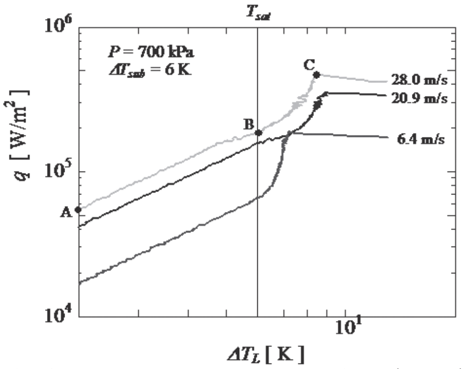


Fig. 2 Heat transfer curves for various flow velocities.

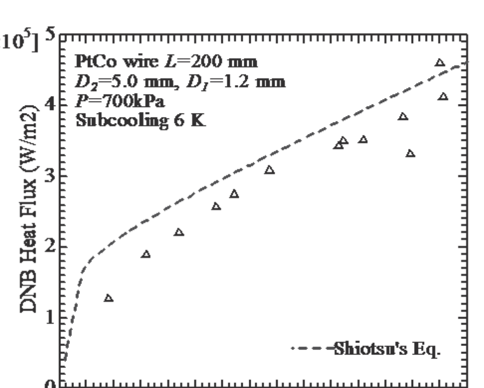


Fig. 3 DNB heat flux versus flow velocities.

極低温サーモサイフォン型ヒートパイプの熱輸送能力に関する研究：性能低下メカニズムの解明

Study on heat transfer performance of cryogenic thermosyphon heat pipe: Investigation of performance deterioration mechanism

大関 宏央，岡村 哲至（東工大）
OHZEKI Hiro, OKAMURA Tetsuji(Tokyo Tech)
E-mail: ohzeki.h.ab@m.titech.ac.jp

1. はじめに

浸漬冷却方式による超電導機器の冷却は、蒸発する冷媒を定期的に補充する必要があり、この作業を省くため、GM冷凍機による直冷方式と浸漬冷却方式を組み合わせた極低温サーモサイフォン型ヒートパイプ(以下、極低温サーモサイフォン)冷却方式が考案された[1]。極低温サーモサイフォンの熱輸送を制限する現象にフラッディング現象がある。これは、液貯部への熱侵入がある値以上になったとき、上昇する気体が還流する液体を吹き上げ、液貯部に液体がなくなり、熱輸送効率が低下するものである。本研究では極低温サーモサイフォンの熱輸送試験を行うとともに、極低温サーモサイフォンを模した透明な室温サーモサイフォンを作成しその内部現象の可視化を試みた。

2. 実験方法

2.1 極低温サーモサイフォン

Fig.1 に極低温サーモサイフォンの構造概略図を示す。GM冷凍機によってサーモサイフォンを冷やし、凝縮部を 77K に温調する。液貯部に貼ったヒーターで熱入力し、温度センサー(Cernox)を液貯部側面に貼り、温度計測を行った。

2.2 可視化実験装置

Fig. 2 に可視化実験装置の構造概略図を示す。サーモサイフォン内部を減圧することで、室温域で封入水を沸騰させる。熱電対で液貯部の温度を計測するとともに断熱管内の様子を観察した。

3. 実験結果と考察

Fig. 3 左図に極低温サーモサイフォンの実験結果を示す。19.10W 以上の熱入力を行うと液貯部の温度上昇が見られた。これはフラッディング現象によって液貯部が空炊きになり、温度が急上昇したと推測される。

また、Fig. 3 右図と Fig. 4 に可視化実験の結果を示す。フラッディング現象により液貯部の液面が下がり、温度が急上昇する様子が確認できた。また、講演では動画を用いて断熱管内のフラッディング現象の様子を紹介する。

参考文献

1. H.Anzai, et al.: Abstracts of CSSJ Conference, Vol.90 (2014) p.128

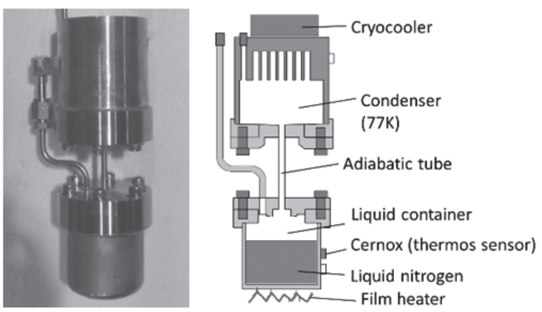


Fig.1 Experimental apparatus and schematic view of the cryogenic thermosyphon

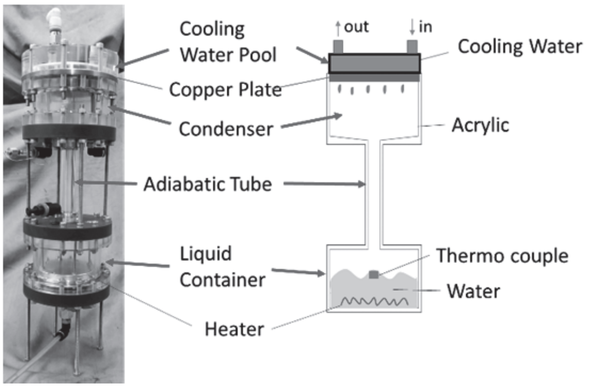


Fig.2 Experimental apparatus and schematic view of the transparent thermosyphon

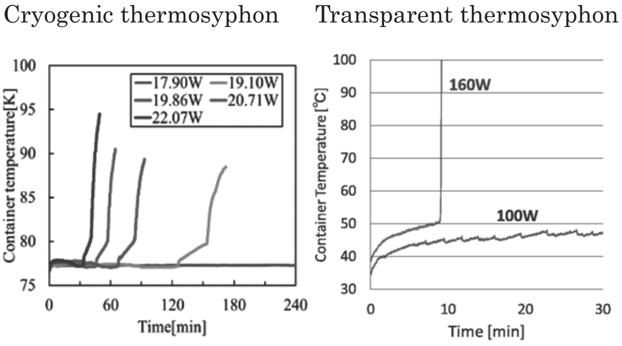


Fig.3 Time traces of temperature at the liquid container

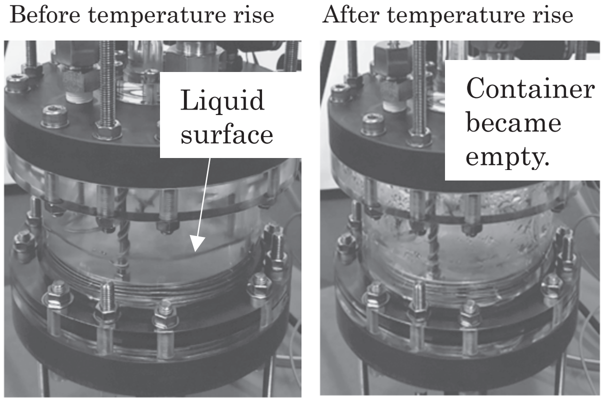


Fig.4 State of the liquid container at the heat input of 160W

グラファイトシートを用いた柔軟性のあるサーマルシールドの開発

Development of a flexible thermal shield with a graphite sheet

高畑 一也（NIFS）
TAKAHATA Kazuya (NIFS)
E-mail: takahata@LHD.nifs.ac.jp

1. はじめに

核融合炉においては，常温のプラズマ真空容器と極低温の超伝導コイルの狭い間隙に，熱遮蔽のためのサーマルシールドが全面に設置される。この空間のサーマルシールドは，建設後のメンテナンスが容易でなく，高い信頼性が要求される。現在の設計では，100 mm 程度の狭い空間に，ステンレス鋼の薄板が取り付けられ，張り巡らされた冷媒配管によって 100K に冷却される（図 1(a)参照）[1]。しかし，サーマルシールドの重量を支えるための断熱支持ボルトが多数必要であり，またその支持部にはステンレス板の熱収縮を吸収するための滑り機構が必要となる。場合によっては，ステンレス板の分割も必要となる。さらに，ステンレス鋼の熱伝導率が低いために，短い間隔で冷媒配管を設置しなければならない。仮に熱伝導率の高い銅を使用したとしても，コイル遮断時等に発生する渦電流による電磁力が課題として残る。

このような課題を克服するために，本研究では，軽量であり，熱伝導率が銅に匹敵し，電気抵抗率が高く，さらに柔軟性がある熱分解グラファイトシートに注目した。

2. グラファイトシートを用いたサーマルシールドの概念

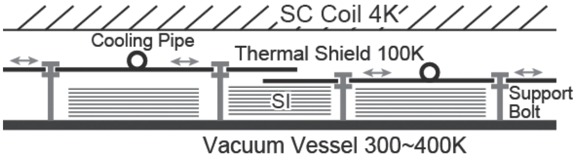
図 1(b)に，グラファイトシートを用いたサーマルシールドの概念構造を示す。高配向熱分解グラファイトのバルク材は 100 K において銅の 10 倍以上の熱伝導率（面内方向）を持つことが報告されている（図 2 参照）[2]。シート材においても，このような高い熱伝導率を有するならば，冷却配管の間隔を大きくすることができる。その冷却配管の間にポリイミドシート（輻射熱低減のためアルミを蒸着）と積層したグラファイトシートを張る。シートには柔軟性があるため，熱収縮はその撓みによって吸収できる。シートは軽量であるため，断熱支持は配管のみでよい。ただし，超伝導コイルとの接触を避けるために，コイル側に断熱材の突起物が必要となる。

3. グラファイトシートの熱伝導率測定

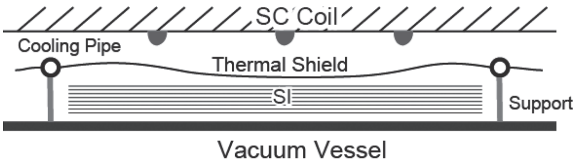
図 2 の文献値はバルク材のものであるため，グラファイトシートを入手し，実際に熱伝導率を測定した。サンプルは，厚さ 0.025 mm，幅 6 mm，長さ 54 mm である。測定には一方向定常熱流法を用い，真空中において両端に 2 K までの微小温度差を与え，片端の加熱量と温度差から熱伝導率を算出した。図 3 に測定結果を示す。300 K において約 1,470 W/(m･K)，100 K において約 1,160 W/(m･K)の熱伝導率が得られた。文献値と比べると，低温において 1/4 程度と低い値であるが，依然，銅より高い熱伝導率を有し，実用に十分な値であることが分かった。今後，いくつかのグラファイトシートのサンプルを入手し，熱伝導率を測定し，熱伝導向上のための指針を得る計画である。

4. 最大温度上昇の評価

得られた熱伝導率から，最大温度上昇を評価した。仮定としてグラファイトシートの厚さを 0.1 mm，熱伝導率を 1,000 W/(m･K)，300 K から 100 K への熱侵入を 2 W/m^{2}とした。冷却配管間の距離が 2 m の場合，中央の温度上昇が約 10 K と評価された。2 m は核融合炉の超伝導コイルの幅に相当し，空間に余裕があるところに冷媒配管を配置でき，信頼性の高いサーマルシールドを設計できることが分かった。



(a) Existing thermal shield design with a stainless steel plate [1]



(b) Advanced thermal shield design with a graphite sheet

Fig. 1 Comparison between the existing and the advanced thermal shield designs.

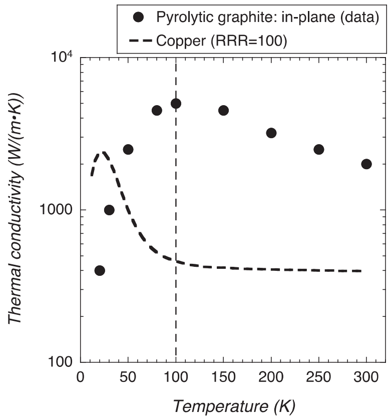


Fig. 2 Thermal conductivity of a high-quality pyrolytic graphite bulk reported in literature [2].

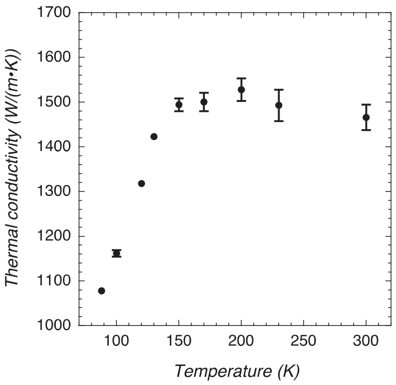


Fig. 3 Measured thermal conductivity of the 0.025-mm-thick graphite sheet.

参考文献

[1] H. Tamura, et al., Fusion Eng. Des. 89 (2014) 2336.
[2] A.A. Balandin, Nature Materials 10 (2011) 569.

微小重力下の He II 中における単気泡の成長 - 収縮に関する研究

Study on the expansion and shrinkage of single bubble in He II under microgravity condition

高田 卓(核融合研) ;木村 誠宏(高エネ研); 村上 正秀(筑波大); 岡村 崇弘(高エネ研)
TAKADA Suguru (NIFS); KIMURA Nobuhiro (KEK);
MURAKAMI Masahide (U. Tsukuba); OKAMURA Takahiro (KEK);
E-mail: takada.suguru@LHD.nifs.ac.jp

1. 研究背景

超流動ヘリウム（He II）は、超熱伝導性を有し優れた冷媒として広く利用されている。飽和 He II 中において超熱伝導性を示す熱伝達は、液頭圧を反映したサブクール度が重要な役割を果たすと考えられる(Fig.1)。本研究では、微小重力環境下で、サブクール度をゼロに漸近させ実験を行い、He II-vapor の相転移の熱伝達機構を明らかにすることで、地上実験ではとらえられなかった効果を明確にすることを目的とした。また本研究は、X 線天文衛星等における He II 利用においても利用可能な熱負荷変動幅を明示する基礎データとなる。

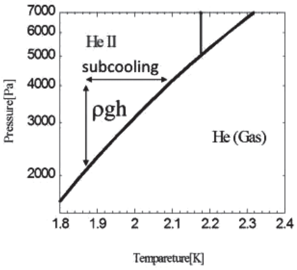


Fig.1 subcooling due to gravity on the phase diagram of 4He

2. 実験方法

産総研北海道センターに設置されている微小重力落下棟を用いて、可視化窓付きクライオスタット及び測定系セットアップを全て落下させ、約 1.3 秒間の微小重力環境の飽和 He II 実験を行った。約 2.8mm 直径 50μm のマンガニン細線を熱源に気泡を生成した。実験では、一定の熱流量を落下開始後に印加し続けた際の気泡成長を観測する実験と、0.4 秒間気泡を成長させ、その後ヒータ電流を切り、気泡の収縮過程を観測する実験を行った。

搭載したハイスピードカメラの映像から気泡のサイズを測定し、その時間変化を捉えた。

3. 実験結果と考察

取得される典型的な画像は Fig.2 のようになる。テレセントリックレンズを使用することで、密度変化に感度を持つ画像の取得を行った。下記の考察で用いる気泡サイズの計測はこうした気泡の投影面積を解析し、気泡が球である仮定を用いて算出している。Fig.3, Fig.4 はこうして得た気泡サイズデータを元に気泡の成長・収縮速度を算出したものである。

Fig.3 に示すように、気泡成長初期の段階においては気泡が振動を起こしながら成長をし、気泡が大きくなるに連れ僅かにその気泡成長速度は低下する。

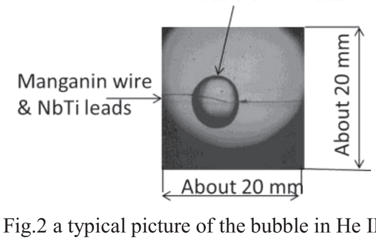


Fig.2 a typical picture of the bubble in He II under microgravity

気液界面から He II 相への熱輸送が Kinetic theory で解説される界面熱伝達によるものとして下記 Eq.(1)～(3)にしたがって計算を行った。実験で得た成長曲線は計算結果を中心に振動してるように見て取れる。Eq.1 は Kinetic theory を元に非平衡の界面における熱伝達を記載した計算式である。D は気泡直径、σ は表面張力、R はヘリウムの気体定数、T_i は界面温度、β は膨張係数、j は界面を貫く質量流速である。本実験においては j は比較的小さいため近似を行い、求めた熱流束から界面全体からの熱の逃げを差し引くことで、潜熱輸送に使われる正味の熱量を求め、潜熱と飽和蒸気圧ガス密度で除することでガスの成長速度を求めた（Eq.(2)）。Eq.(3)中の A は気泡の表面積を示す。

$$q_i = \frac{4}{\sqrt{\pi}}\left(\frac{4\sigma}{D}\sqrt{2RT_i} + 2\sqrt{\pi}\left(\frac{1-0.4\beta}{\beta}\right)j\right) \quad (1)$$

$$\approx \frac{4}{\sqrt{\pi}}\frac{4\sigma}{D}\sqrt{2RT_i}$$

$$< GrowthRate >= \frac{Q-Q_i}{\rho h_{fg}} \quad (2)$$

$$Q_i = Aq_i \quad (3)$$

同じような解析・計算を 0.4sec ヒータにより気泡を生成した後、ヒータを Off した状態の気泡の収縮過程に対しても行った。ヒータからの入力は無いので Eq.(2)中の Q＝0 の場合の計算結果と比較している。収縮過程については、気泡が時間が経過し小さくなるほど計算結果に漸近していく様子が見て取れるが、実験結果は計算結果よりも早く収縮する。

成長過程と収縮過程における kinetic theory を用いた熱伝達との差は、気泡内のガス密度の評価と深く関係していると推察される。

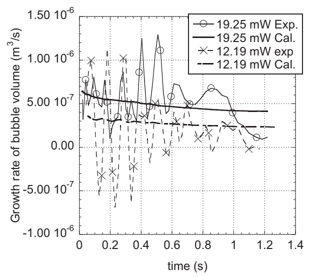


Fig.3 growth speed of vapor volume at 1.9 K comparison with the calculation results by equation (2)

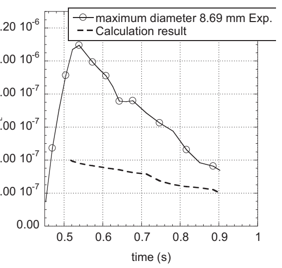


Fig.4 a typical shrining speed of vapor volume at 1.9 K comparison with the calculation results by equation (2) in the case of Q = 0

液体水素流路中心の円柱発熱体における膜沸騰熱伝達(2)

Film Boiling Heat Transfer from a Cylinder to Liquid Hydrogen Flowing in Annulus (2)

塩津 正博, 白井 康之, 茂田 宏樹, 比嘉 大輔(京大);達本 衡輝(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, 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

狭いギャップの流路内における膜沸騰熱伝達の理解は、液体水素冷却超電導機器のクエンチ時の安全解析や設計に重要である。前報[1]では、内径 8 mm の管状液体水素流路中心に支持した 1.2 mm 径、長さ 120 mm の PtCo 合金発熱体における膜沸騰熱伝達を測定し、各パラメータの影響を明らかにした。本報では、前報の発熱体(Type 1)および長さが 200 mm の物(Type 2)を用いて実験を行い、熱伝達表示式を提示する。

2. 試験発熱体

実験装置と実験方法の詳細については、すでに報告したので省略する。発熱体は PtCo(0.5 wt. %)合金線で FRP ブロックを貫通する流路中心に支持されている。発熱体と流路寸法を以下に示す。

Table 1 Test Heater dimensions

	発熱体直径	発熱体長さ	流路内径	De	z/De
Type 1	1.2 mm	120 mm	8 mm	6.8 mm	17.65
Type 2	1.2 mm	200 mm	5 mm	3.8 mm	52.63

3. 実験結果

発熱率を指数関数状 $(Q = Q_0 e^{t/\tau})$ に $\tau = 10.0s$ で発熱体温度 400 K 近傍まで上昇させ、以後 $\tau = -10.0s$ で減少させて極小熱流束 $q_{\min}$ までの膜沸騰熱伝達係数 $h = q / \Delta T_{sat}$ を測定した。

Fig. 1 と Fig. 2 は、Type 1 と Type 2 の発熱体における圧力 0.4 MPa. 飽和状態の h と表面過熱度 ΔT_{sat} の関係を流速をパラメータとして示す。 h は流速が大きいほど大きく、ΔT_{sat} が下降するに従い $\Delta T_{sat} = 80$ K 程度まで緩やかに減少するが以後急激に上昇している。Table 1 に示すように Type 2 の発熱長さ z は Type 1 の 1.67 倍、等価直径 De は 0.56 倍であるが同程度の流速における h は殆ど変わらない。長さが長いほど蒸気膜厚さが厚くなり h は小さくなる。従って、 De が小さくなるほど. h は大きくなると推測される。

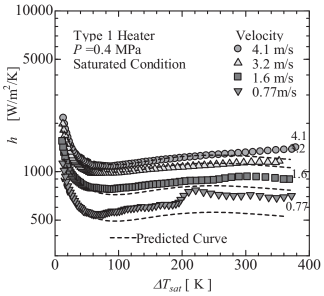


Fig.1 Film boiling heat transfer coefficients for Type 1 heater at P=0.4MPa under saturated condition.

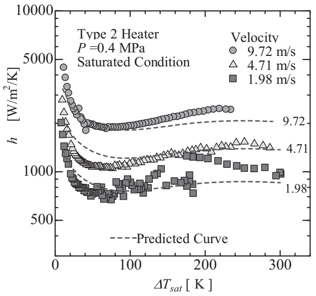


Fig.2 Film boiling heat transfer coefficients for Type 2 heater at P=0.4MPa under saturated condition.

4. 膜沸騰熱伝達表示式

塩津・濱[2]は、40 mm 径の垂直円管内に同軸で直径 3 mm、長さ 180 mm の加熱円柱がある場合の水ノ強制対流膜沸騰熱伝達について次の表示式を提示している。

$$\bar{N}u_z = 0.53\sqrt{\mathrm{Re}_z}(\mu_l / \mu_v)M^{-1/3}z'^{1/4} \quad (1)$$

z 発熱体長さ、Re_z レイノルズ数、$z' = z\{g(\rho_l - \rho_v)/\sigma\}^{1/2}$

$$M = (SpR^{-2})[1 + \{E_2(2\mathrm{Pr}_l Sp)^{-1}\}][1 - 0.7ScE_2^{-1}]$$

E_2 は、次式の正根。

$$E_2^3 + (5\mathrm{Pr}_l S_p - S_c)E_2^2 - 5\mathrm{Pr}_l S_p S_c E_2 - 7.5\mathrm{Pr}_l^2 S_p^2 R^2 = 0$$

前報の口頭発表で、実験結果が(1)式の約 1.7 倍大きくなることを報告した。我々は、発熱線周囲の蒸気膜が狭いギャップによって薄くなると推測し、ギャップ効果を表すために流路の等価直径 D_e を導入し、実験結果に基づいて(1)式を次のように修正した。

$$\overline{Nu_{D_e}} = 0.63\left(zD_e^{-1}\right)^{-1/4} Re_{D_e}^{0.55}(\mu_l \mu_v^{-1})M^{-1/3}F_p \quad (2)$$

ここで $F_p = 1.0 + 0.7(PP_{cr}^{-1})^{0.9}$

流速が遅くなると次式の垂直壁における自然対流式に移行する[3]。

$$\overline{Nu_{D_e}} = 0.52\left(z^{-1}D_e\right)z'^{1/4} M_z^{1/4} \quad (3)$$

$$M_z = Gr_z Sp^{-1}E^3\left\{1 + E\left(Sp\,\mathrm{Pr}_l\right)^{-1}\right\}^{-1}\left(R\,\mathrm{Pr}_l\,Sp\right)^{-2}$$

(2)式と(3)式で予測される値を Fig. 1 と Fig. 2 の飽和の場合および Fig. 3 のサブクール度 8 K の場合について破線で示す。各流速のデータを比較的良く記述している。

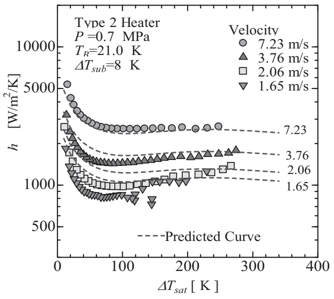


Fig.3 Film boiling heat transfer coefficients for Type 2 heater at P=0.7 MPa for ΔT_{sub} =8 K.

参考文献

[1] Shiotsu et al..: Abstract of CSSJ conference, Vol.89 (2014) p.192.
[2] Shiotsu M and Hama K: *Nucl. Eng. & Des.* **200** (2000) p.23.
[3] Sakurai A *et al* :1992 *in* Pool and External Flow Boiling ed by V K Dhir and A E Bergles, ASME (1992) P.277

液体窒素冷却超電導限流器の復帰特性向上に向けた基礎検討

Basic Study for Improvement of Recovery Characteristics of Superconducting Fault Current

比嘉 大輔, 玉嶋 愛美, 白井 康之, 塩津 正博(京大);磯嶋 茂樹(住友電工)
HIGA Daisuke, TAMASHIMA Manami, SHIRAI Yasuyuki, SHIOTSU Masahiro (Kyoto University);
ISOJIMA Shigeki (Sumitomo Electoric Industries,LTD.)
E-mail: higa@pe.energy.kyoto-u.ac.jp

1. はじめに

事故電流を抑制し系統を安定させるのに期待されている液体窒素浸漬冷却超電導限流器は、事故時に常電導転移させて事故電流を限流させているが、限流動作後はすばやく冷却し超伝導状態に戻す必要がある。本研究では、沸騰膜の生成・維持を阻害させることを目的とし、SUS テープの伝熱面に冷却フィンを取りつけることと PTFE(polytetrafluoroethylene)コーティングを施し、通電加熱試験を行い、過熱・冷却時の熱伝達特性を調べた。

2. 試験体

Fig.1 に 3 種類の試験体の写真を示す。130mm×4mm×0.5mm の SUS テープ(試験体 1)と、それに PTFE コーティングを施したもの(試験体2)、冷却フィンを取りつけたもの(試験体3)である。SUS テープの背面は FRP ブロックをスタイキャストで断熱している。

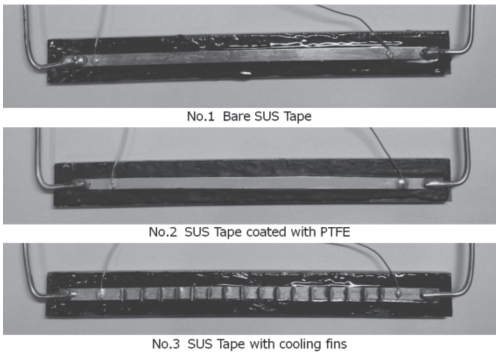


Fig.1 Test heaters.

3. 試験方法

試験体を液体窒素に浸漬冷却した状態で直流通電加熱する。抵抗はダブルブリッジ回路で測定し、試験体の温度はあらかじめ校正された抵抗-温度の関係から求めた。入熱は、$Q = Q_0 \exp(t/\tau)$ のように指数関数的に与え、ある時刻t_mで熱量Q_mに達すると、その後$Q = Q_m \exp\{(t_m - t)/\tau\}$ で入熱量を減少させている。

熱流束 q は次式から求めている。

$$q = \left(Q - \rho c_p \frac{\mathrm{d}T}{\mathrm{d}t} \times V\right) / S \qquad (1)$$

ここで、ρ, c_pはそれぞれ SUS の密度と比熱であり、 VとSはそれぞれ SUS テープのコーティング、フィン無しでの体積と表面積である。

4. 実験結果と考察

Fig.2 は τ= 1s 、大気圧飽和条件での各試験体の実験結果である。縦軸は熱流束、横軸は試験体の温度上昇分(過熱度)である。非沸騰で熱伝達が始まる。ΔT_{sat}= 7K 程度になると核沸騰が始まり、熱伝達が良くなるため曲線の勾配が大きくなる。臨界熱流速 q_{cr} に達すると熱伝達が急速に悪化し、試験体の表面温度が大きく上昇する。

PTFE コーティングを施した試験体 2 は、試験体 1 と比べ、核沸騰領域での熱伝達が悪くなっており、臨界熱流束に達する際の過熱度が大きい。これは、伝熱面をコーティングすることで濡れ性が変わり、沸騰の生成の仕方が変わっているためであると考えられる。冷却フィンを取り付けた試験体 3 は、臨界熱流束後の熱流束の減少量が小さくなっている。これは、フィンにより温度勾配ができ、部分的に核沸騰と膜沸騰が混在しているため、あるいはフィン先端が液体に接触し続けて良好な熱伝達を維持できるためであると考えられる。

このときの過熱度の時間経過を Fig.3 に示す。試験体 1 の裸線材に比べ、試験体2、試験体3は冷却が速くなっていることが分かる。これは、冷却フィン、PTFE コーティングにより沸騰膜の生成・維持が阻害されていることが原因ではないかと考えている。

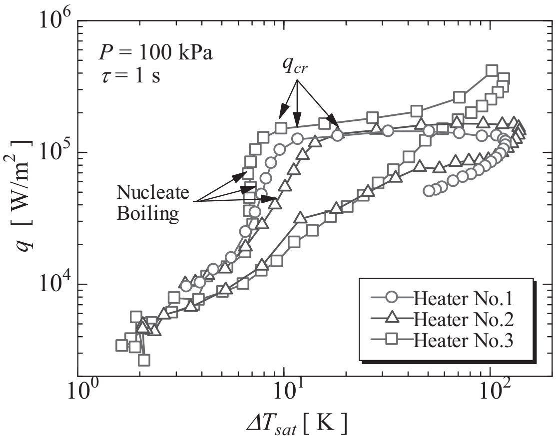


Fig.2 Heat transfer curve at τ = 1s.

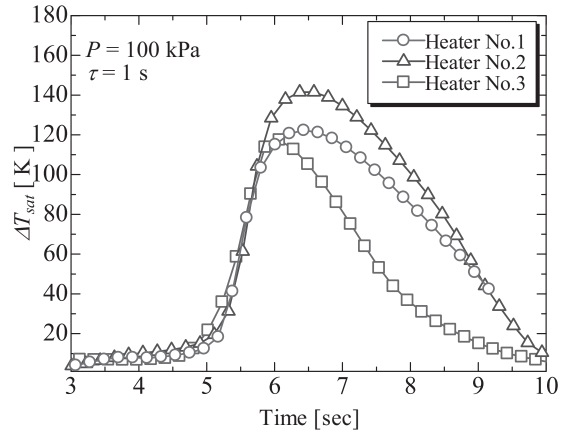


Fig.3 Temperature change during the heating up and down at τ = 1s.

5. まとめ

1. PTFEコーティング、冷却フィンにより沸騰中の熱伝達が影響を受ける。
2. PTFE コーティング、冷却フィンにより冷却性能が向上する。

参考文献

1. 藤坂ら:2012 年度秋季低温工学・超電導学会予稿集 1D-a06

クエンチ検出に向けた強磁場低温下での温度分布可視化装置の開発
Development of Cryogenic Thermography under High Magnetic Field for Quench Detection

土屋 雄司, 澤田 祐也, 木村 尚次郎, 淡路 智, 渡辺 和雄（東北大）;
TSUCHIYA Yuji, SAWADA Yuya, KIMURA Shojiro, AWAJI Satoshi, WATANABE Kazuo (Tohoku Univ.);
E-mail: y.tsuchiya@imr.tohoku.ac.jp

1. はじめに

REBa$_2$Cu$_3$O$_{7-\delta}$(REBCO、RE:Y または希土類)線材は、機械特性や強磁場下臨界電流特性が優れることから、強磁場超伝導マグネットへの応用が期待されている。一方、REBCO 線材はLTS線材に比べ常伝導伝播速度が遅いため、常伝導領域が発生した際、局所的な温度上昇により最悪の場合焼損することが懸念される。そのため、LTS マグネットとは異なるクエンチ保護が必要である。電圧測定によるクエンチ検出は、局所的な電圧発生の測定に向かないため、多点温度計や光ファイバー温度計が提案されているが、クエンチ検出の実用には至っていない。数 mm 空間分解能で温度上昇を測定できればクエンチ検出が可能である。そこで本研究では、金属有機化合物蛍光塗料の低温強磁場分光測定と、蛍光を用いた低温強磁場温度分布可視化装置の開発を行った。

2. 実験方法

はじめに、蛍光塗料の低温強磁場中の分光測定を行った。蛍光塗料として、Eu-TFC1.7w%、PMMA3.2w%をアセトン溶媒に溶かした[1]。蛍光塗料を石英ガラス基板上にスピンコートし、大気中 125℃中で 30 分間ベーキングした。365 nm LED紫外光源を励起光とし、分光器を用いて 0-14 T 、10-273 K における透過分光測定を行った。

つぎに、Superpower 社製 REBCO 線材における常伝導伝播の温度分布可視化測定を行った。図 1 に低温強磁場温度可視化装置の模式図を示す。高温超伝導リードと光学窓を持つ冷凍機伝導冷却クライオスタットを開発し、365 nm LED 光源(LEDEngin LZ1-10UV00-0000)を励起光として、16bit sCMOS カメラ(Andor Zyla-5.5)、560 nm ロングパスフィルター付き対物レンズ(Kowa LM35XC2)を用いて、低温強磁場蛍光可視化装置を立ち上げた。REBCO線材上にNiCrヒーターを設け、77 K、0 T、バイアス電流 31 A(I/I_c = 81%)下で 0.5s 間ヒーター加熱により常伝導領域を発生させることで、常伝導伝播(NZP)の可視化測定を行った。輻射による熱侵入のため、電流端子の温度が 77 K なのに対し、I_c は 38 A であった。

3. 実験結果及び考察

図 2 に、Eu-TFC 蛍光塗料の 615 nm 蛍光ピーク強度の磁場温度依存性を示す。四角、丸点は、それぞれ 0 T 中での温度依存性と 10 K での磁場依存性 である。文献[2]のように、低温の蛍光強度温度依存性が確認された。また、蛍光強度の磁場依存性がほぼないことが明らかとなった。つまり、Eu-TFC 蛍光塗料が磁場中温度分布可視化に適応可能であることを示している。

図 3 に、Superpower 社製 REBCO テープにおける 0 T, 77 K 中 NZP 測定時の温度分布可視化測定の結果を示す。図 3(a)は、光学像を示し、テープ試料には電圧タップがはんだ、NiCr ヒーターがワニスによってそれぞれ接続されている。図 3(b-d)は温度分布の時間発展を示している。2 s 後には NZ が伝播し始め、3 s 後にはヒーターの隣の 2 セクションまで NZ が広がった。電圧、温度測定によって決めた NZPV はよく一致し、10-15 mm/s と典型的であることが確認された。講演においては、磁場中での温度分布測定、クエンチ検出への適応について議論する。

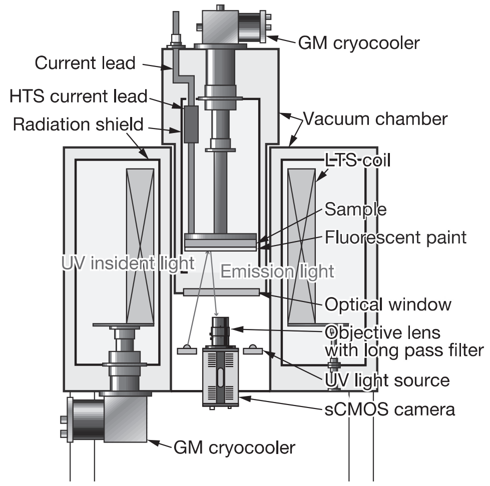


Fig. 1 Schematic drawing of the thermography setup.

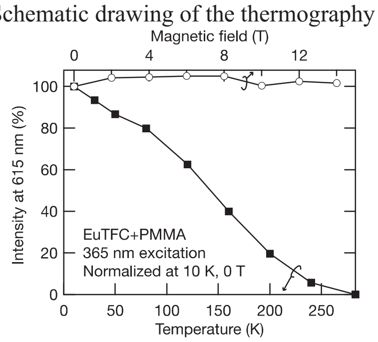


Fig. 2 Temperature and magnetic field dependences of the peak intensity at 615 nm in EuTFC+PMMA fluorescent paint.

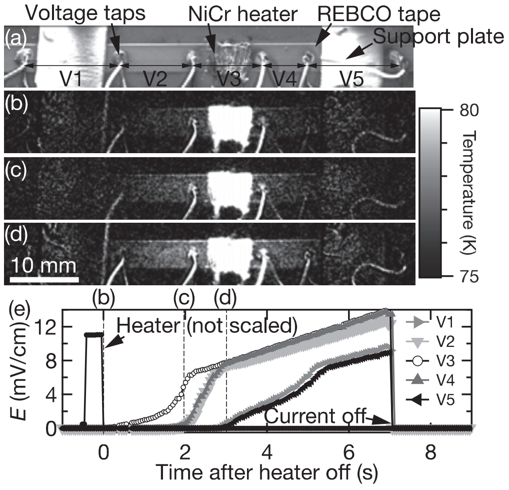


Fig. 3 (a) Optical image (b-d) Thermography of NZP at 77 K, 0 T with a bias current of 31 A.

謝辞 本研究の一部は、科学研究費補助金 基盤(A)25246032と研究活動スタート支援50736080の支援を受けて行いました。

参考文献 1. P. L. Gammel, K. G. Hampel, and P. R. Kolodner,U.S. Patent 597160 (1999).

2015 年度低温技術講習会 −77 K 小型冷凍機を作ろう−

Summer Seminar for Cryogenic Technology ―the Challenge to Making 77 K Cryocooler―

川上 翔（住重）；中山 浩平（東芝）；宮下 隼貴，星野 勉（明星大）
KAWAKAMI Sho (SHI); NAKAYAMA Kouhei (Toshiba); MIYASHITA Hayaki, HOSHINO Tsutomu (Meisei Univ.)
E-mail: sho.kawakami@shi-g.com

1. はじめに 低温技術講習会は，研究者や技術者を対象とし，超電導や低温技術の理解を深めることを目的として開催されてきた [1-3]。今回は第 4 回目となる小型パルス管冷凍機製作の企画となった。物質・材料研究機構にて 2015 年 8 月 3 日から 7 日までの一週間で学んだ内容や，製作した小型パルス管冷凍機の実験について報告する。なお，宿泊は個別であったため，合宿形式ではなかった。

2. 座学 本合宿は，座学と小型冷凍機の製作実習から構成された。さらに今年は，1020 MHz NMR の設備見学も組込まれた。座学は，順に“小型冷凍機の原理”“小型冷凍機の設計”，“試作する小型冷凍機”，“熱音響冷凍機”，“計測”，“クライオスタットと冷凍機”，“真空と高圧ガス”であった。また，Cryocooler HomePage[4] の紹介もあった。シミュレーションプログラムが公開されている。

3. 小型パルス管冷凍機の改良製作 パルス管冷凍機の製作実習は 2 班に分かれて行った。第 1 班 [5] がロータリー弁，第 2 班 [6] が電磁弁ユニットを用い，前年の蓄冷材のまま冷却実験を行った。次に，両班とも蓄冷材を SUS メッシュに交換し，特性測定した。前年 [3] と異なるのは，Fig. 1 に示すようにパルス管高温端に CPU 水冷クーラーを取付けて，高温端温度を下げ，冷凍性能向上を目指した。さらに，1 L のバッファタンク 2 つを電磁弁を介して，蓄冷管入口とパルス管高温端に取付けたアクティブバッファ型の試験も出来るパルス管になった。

また，室温部の温度，圧縮機の入力電力等も併せて計測した。

4. 冷却試験及び実験結果 ダブルインレット型におけるバッファオリフィス開度の影響 [5]，アクティブバッファ等の電磁弁動作条件の影響 [6] については，別途報告する。

CPU クーラーの効果を知るために，ロータリー弁温度，蓄冷器入口温度，パルス管高温端ヒートシンク温度，パルス管高温端圧力センサ部温度，パルス管バッファオリフィス入口温度の変化を Fig. 2 に示す。1.55 h の時にヒートシンクを動作させるとヒートシンク温度は 59℃から 45℃に 14 K 下がった。オリフィス入口温度は 71℃から 2 K，圧力センサ部温度は 52℃から 1 K 下がった。ヒートシンク以外の温度降下が少ないのは，パルス管高温部フランジが熱伝導率の低いステンレス製であったため，作動媒体の温度降下が少ないためであると考えられる。

5. おわりに 今回参加した講習会では，初めて小型パルス管冷凍機の製作に取り組んだ。座学だけでなく，実習を通して，冷却原理や構造の理解を深めることができた。ガスピストンの概念を導入することによって，熱音響現象を捉えることができるようになった。また，次年度に向けての課題も明らかとなった。

回を追うごとに，講習内容が進むのに反し，参加者が減っていくのは残念なことである。如何に有意義であったかは，最後に撮影された Fig. 3 に示す集合写真に現れている。

謝辞 今回の講習会に当たり，ご指導を頂いた松原洋一，住友重機械工業 許名堯，ColdTech 上岡泰晴，東京農工大学 上田祐樹，クライオウェア 藤岡耕治，大陽日酸 平井寛一，産業技術総合研究所 古瀬充穂，淵野修一郎，高エネルギー加速器研究機構 細山謙仁，物質・材料研究機構 西島元各氏に深く感謝する次第である。

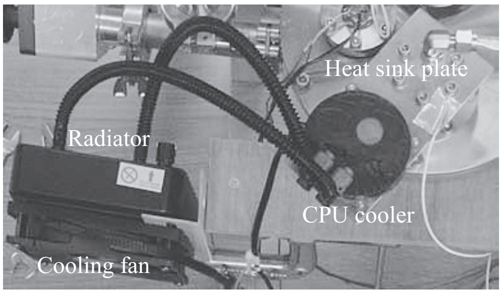


Fig.1 Mounted CPU cooler.

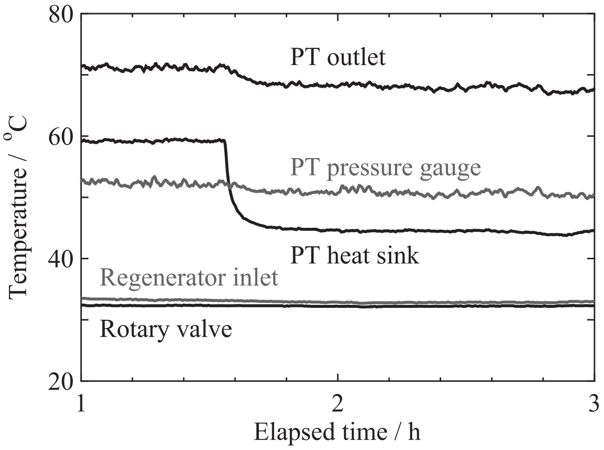


Fig.2 Temperature change of high end parts.

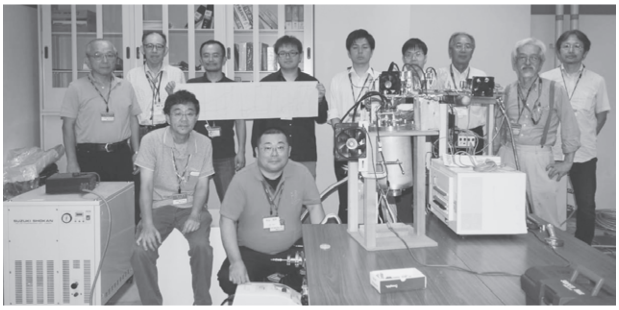


Fig.3 Group photo at the last of the seminar.

参考文献

1. Y. Miyazaki, et al.: Abstracts of CSSJ Conference, Vol. 86, 3D-a11 (2012) p. 234
2. K. Ueno, et al.: Abstracts of CSSJ Conference, Vol. 88, 1C-a06 (2013) p. 37
3. T. Matsumoto, et al.: Abstracts of CSSJ Conference, Vol. 90, 2D-a07 (2014) p. 130
4. http://www001.upp.so-net.ne.jp/Cryocooler/
5. K. Nakayama, et al.: Abstracts of CSSJ Conference, Vol. 92, 2D-p02 (2015)
6. H. Miyashita, et al.: Abstracts of CSSJ Conference, Vol. 92, 2D-p03 (2015)

2015 年度低温技術講習会 −ロータリー弁方式−

Summer Seminar for Cryogenic Technology —Team Rotary Valve—

中山浩平（東芝）; 川上翔（住重）; 宮下隼貴，星野勉（明星大）
NAKAYAMA Kouhei (Toshiba); KAWAKAMI Sho (SHI); MIYASHITA Hayaki, HOSHINO Tsutomu (Meisei Univ.)
E-mail: thoshino@ee.meisei-u.ac.jp

1. はじめに 今年の低温技術講習会—77 K 小型冷凍機を作ろう— [1] で分かれた第 1 班は，ロータリー弁を用いたシステムで実習を行った。製作した小型パルス管冷凍機の実験結果等について報告する。なお，最終日にロータリー弁駆動系が故障したので，十分な試験データを得ることができなかった。この点については別途報告 [2] する。Fig. 1 に供試ロータリー弁を示す。手前の東洋ルーロン材の台が回転し，上面中心の供給口に高圧ガスと低圧ガスを切り替える構造である。

2. 銅メッシュ蓄冷材 昨年組立てられた銅メッシュ蓄冷材 [3] で，基本型，バッファ付 (BT) 型，ダブルインレット (DI) 型の運転実習を行った。バッファとの接続はフジキン UN-94M-P6.35-L-R，ダブルインレットにはフジキン UN-94M-P6.35-S-R のオリフィス弁 [4] を用いた。これまで弁の開度は回転数で整理されてきたが，複数種類を使用しているため ,Cv 値 *[1] を用いることとした。Table 1 に基本型，BT 型と DI 型の到達温度を示す。ヘリウムの充填圧力を 1.52 MPa から 1.76 MPa に上げることで DI 型の到達温度が 14 K 下がった。

3. SUS メッシュ蓄冷材 蓄冷材を入れる筒には SUS #300 を 1728 枚充填出来るところ，1670 枚充填した。なお，ダブルインレットのオリフィス弁を Swagelok SS-4MG に交換した。充填圧 1.71 MPa で運転したところ，到達温度は BT 型で 108 K，DI 型で 77 K となった。到達温度は，パルス管冷凍機の方式だけでなく，作業流体の圧力，クライオスタット真空度，オリフィス弁開度等によって変化することが体得できた。

4. 弁開度と温度 DI 型について充填圧 1.75 MPa の時の BT へのオリフィス弁開度と到達温度の関係を Fig. 2 に示す。到達温度を極小にする開度があることがわかる。なお，DI の開度を大きく変化させていないため，DI 開度の傾向は示されていない。

今回は，室温，パルス管高温端，圧力センサ部，BT 弁入口，蓄冷器入口，ロータリー弁の温度を測定した。Fig. 3 に PT 低温端，PT 中間点，BT 弁入口各部温度の関係を示す。試験条件が大きくは変わらないため，ほぼ同等の温度分布であった。なお図中の矢印はオリフィス弁の取付方向である。なお，使用した (水冷) 圧縮機の入力電力は，弁開度に因らず 3.7 kVA，PF=91%(207 V, 10.5 A) であった。

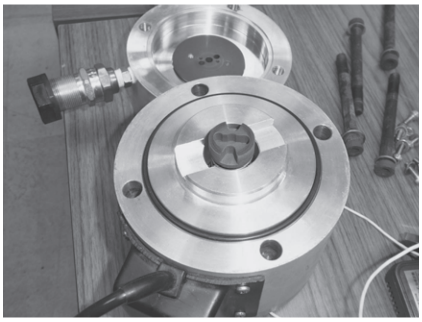


Fig.1 Rotary valve.

*[1] Cv 値の定義 [5] は，1 psi (≈ 6:9 kPa) の圧力差で 60° F (15.5℃) の水が 1 US gal/min (= 3:785 L/min) 流れるオリフィスの流量係数であり，Cv = 1 である。

Table 1 Lowest temperature.

Regenerator Material	Type	BT mCv	DI mCv	Temp. K
Cu	Basic	0.0	0.0	173
Cu	Buffer	4.4	0.0	118
Cu	Double inlet	5.6	11.1	100
SUS	Buffer	5.6	0.0	108
SUS	Double inlet	6.0	7.7	77

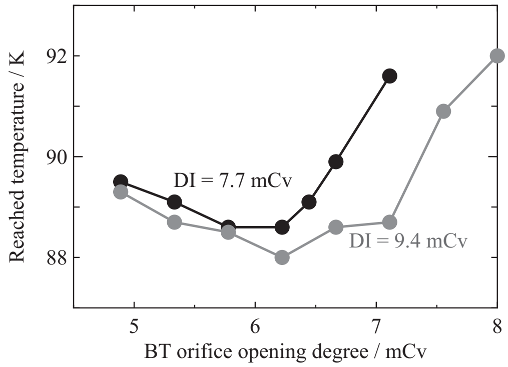


Fig.2 Relationship of reached temperature and buffer tank orifice opening degree.

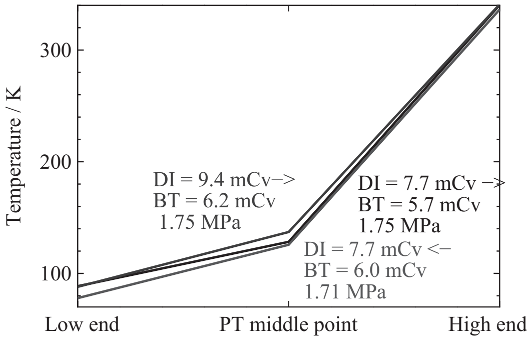


Fig.3 Temperature at high end, middle, and low end ponits of the pulse tube.

5. おわりに 弁開度によって，動作条件が変化することが体得できた。また，パルス管冷凍機の特性を把握するために，整理すべき項目についても知ることができた。有意義な経験ができ , 関係者各位に感謝する次第である。

参考文献

1. S. Kawakami, et al.: Abstracts of CSSJ Conference, Vol. 92, 2D-p01 (2015)
2. T. Hoshino, et al.: Abstracts of CSSJ Conference, Vol. 92, 2D-p04 (2015)
3. T. Matsumoto, et al.: Abstracts of CSSJ Conference, Vol. 90, 2D-a07 (2014) p. 130
4. http://www-ng.fujikin.co.jp/product/pdf/111_susneedle.pdf
5. https://webstore.iec.ch/publication/2460

2015 年度低温技術講習会 –電磁弁方式–

Summer Seminar for Cryogenic Technology —Team Magnetic Valve—

宮下隼貴（明星大）；川上翔（住重）；中山浩平（東芝）；星野勉（明星大）

MIYASHITA Hayaki (Meisei Univ.); KAWAKAMI Sho (SHI); NAKAYAMA Kouhei (Toshiba); HOSHINO Tsutomu (Meisei Univ.)

E-mail: 14m4001@stu.meisei-u.ac.jp

1. はじめに 低温技術講習会－ 77 K 小型冷凍機を作ろう－ [1] で分かれた第 2 班は，電磁弁を用いた小型のパルス管冷凍機を作成し，実習を行った。300 メッシュ SUS 蓄冷材について，基本型，バッファ付型，ダブルインレット（DI）型に加え，4 バルブ型やアクティブバッファ型についても実習を行ったので，その概要を報告する。

2. 電磁弁装置 電磁弁方式は，作業流体を導入・排出する弁位相を決めることができる。Fig. 2 に設置した電磁弁を示す。蓄冷器へ作業流体を供給する電磁弁 A，蓄冷器から作業流体を排出する電磁弁 B，パルス管へ作業流体を供給する電磁弁 C パルス管から作業流体を排出する電磁弁 D が見える。電磁弁 C，D を閉じたまま，電磁弁 A，B を交互に開閉（2 電磁弁動作）すると基本型，バッファ型，ダブルインレット型の試験ができ，電磁弁 C，D も併せて開閉（4 電磁弁動作）すると 4 バルブ型，アクティブバッファ型の実験ができる。2 電磁弁動作は，弁開閉が可変である以外はロータリー弁方式 [2] に同じである。4 電磁弁動作の場合，電磁弁 C，D の出口を圧縮機の高圧側と低圧側にそれぞれ接続すると 4 バルブ型，1 L のバッファタンクに接続するとアクティブバッファ型の動作試験ができる構成である。

3. 2 電磁弁動作 電磁弁の開期間は A: 0° ～ 120°，B: 140° ～ 280° とした。基本型では 175.6 K まで温度が低下した。バッファのオリフィス弁開度（BT）を 4.4 mCv にしたところ 125.7 K に到達した。次に，蓄冷器からパルス管高温端方向のオリフィスバルブ開度（DI_H）を 25 mCv, 逆方向の開度（DI_L）を 50 mCv, バッファオリフィス弁の開度を 63 mCv とした。85.7 K に至った。実習の一環として，蓄冷材を入れなおしたところ，冷凍性能が変化した。そこで，逆並列接続されているオリフィスの開度をそれぞれ 66 mCv，85 mCV，バッファオリフィス弁の開度を 63 mCv として，最低到達温度 77.5 K を得た。

パルス管冷凍機の方式と到達温度について Table 1 に示す。また，蓄冷器入り口圧力 *Pc* ならびにパルス管高温端の圧力 *Pp* 波形を Fig. 1a に示す。Cryocooler Home Page [3] によるシミュレーション結果合わせて Fig. 1b に示す。圧力変動範囲は 0.8 ～ 2.0 MPa，繰返し周波数 2 Hz である。

4. 4 電磁弁動作 電磁弁 C，D の出口を圧縮機の高圧側，低圧側にそれぞれ接続して，4 バルブ型の動作試験を行った。開弁期間は A: 0° ～ 120°，B: 150° ～ 340°，C: 20° ～ 110°，D: 150° ～ 350° に設定した。高圧オリフィス弁の開度（PT_H）を 0.4 mCv, 低圧オリフィス弁の開度（PT_L）を 1.1 mCv, バッファオリフィス弁の開度を 50 mCv の時 160.3 K であった。次に，電磁弁の C，D の配管をそれぞれ 1 L のバッファタンクに接続し，アクティブバッファ型の実習を行った。開弁期間は A: 20° ～ 130 °，B: 180° ～ 320°，C: 0° ～ 150°，D: 170° ～ 350° に設定し，150.8 K を得た。パルス管冷凍機の方式と到達温度について Table 2 に示す。

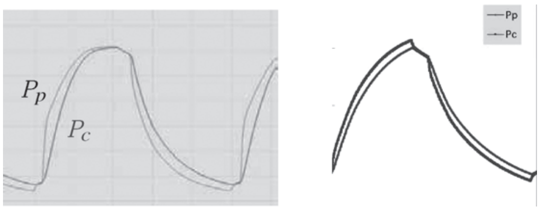
5. おわりに それぞれの型式にあったパルス管や蓄冷器の最適設計ではないので，実習結果からダブルインレット型が最も低温を達成できると結論付けることはできない。弁の開閉，配管のつなぎ替えによって，5 種類のパルス管冷凍機について，実習することが出来た。このような素晴らしい機会を作って下さった，講師陣の皆さま方に，心から感謝している。

Table 1 Lowest temperature of two valve operation.

Type	BT mCv	DI_H mCv	DI_L mCv	Temp. K
Basic	0.0	0.0	0.0	175.6
Buffer	4.4	0.0	0.0	125.7
Double inlet	63	25	50	85.7
Double inlet	63	66	85	77.5

Table 2 Lowest temperature of four valve operation.

Type	PT_H mCv	PT_L mCv	Temp. K
4 valve	0.4	1.1	160.3
Active buffer	—	—	150.8



(a) measured (b) simulated

Fig.1 Pressure waveforms.

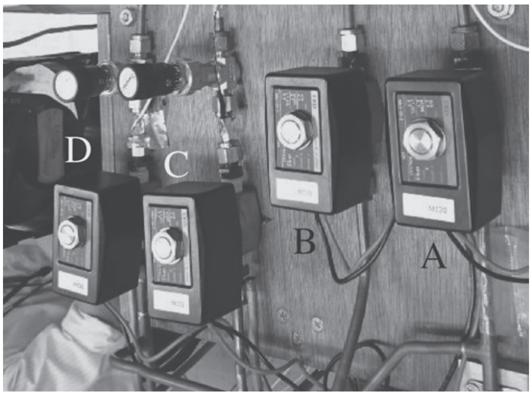


Fig.2 Photo of installed magnetic valves.

参考文献

1. S. Kawakami, et al.: Abstracts of CSSJ Conference, Vol. 92, 2D-p01 (2015)
2. K. Nakayama, et al.: Abstracts of CSSJ Conference, Vol. 92, 2D-p02 (2015)
3. http://www001.upp.so-net.ne.jp/Cryocooler/

2015 年度低温技術講習会 –二相電動機の三相交流駆動–

Summer Seminar for Cryogenic Technology —Three Phase Drive of Tow Phase Motor—

星野勉（明星大）; 川上翔（住重）; 中山浩平（東芝）; 宮下隼貴（明星大）

HOSHINO Tsutomu (Meisei Univ.); KAWAKAMI Sho (SHI); NAKAYAMA Kouhei (Toshiba); MIYASHITA Hayaki (Meisei Univ.)

E-mail: thoshino@ee.meisei-u.ac.jp

1. はじめに　低温技術講習会 [1] に参加した際, 使用していたロータリー弁装置が故障した [2]。分解したところ, 内蔵されている電動機の接続端子が溶断していた。ロータリー弁の駆動電動機は二相であるのに, 三相交流が給電されていたためである。この使用方法は電気技術者の想定外のことで, どの様な現象が起こるかよくは知られていない。そこで, 二相電動機を三相交流駆動した場合について検討し, 故障原因について考察したので, その概要を報告する。

2. 同期電動機のフェーザ図　供試機は Fig. 1 に示すように, 50 極永久磁石二相同期電動機である。電機子巻線に流れる電流の作る回転磁界と永久磁石の作る界磁磁界の相互作用で, 電源周波数と同期した速度で回転する。簡単のために, 電機子巻線抵抗 r_a, 電機子反作用を無視すると, 電動機の相数に一致した給電をしている場合は, 1 相当りの等価回路から Fig. 2 に示すフェーザ図が得られる。銅損, 鉄損を無視しているので, 機械出力 P_O (= 電気入力) は

$$P_O = 2VI\cos\varphi = 2\frac{VE}{X}\sin\delta \tag{1}$$

ここで, V: 端子電圧, I: 電機子電流, E: 速度逆起電力, X: 同期リアクタンス, φ: 力率角, δ: 内部操作角である。

3. 三相交流給電　二相 (α, β) 巻線に三相電圧を印加すると, 位相差は $\pi/2$ でなくなるので, α 相逆起電力 $\dot{E}_\alpha$, β 相逆起電力 $\dot{E}_\beta$ は

$$\dot{E}_\alpha = e^{-j\frac{\pi}{4}}\dot{E}_0, \qquad \dot{E}_\beta = e^{j\frac{\pi}{4}}\dot{E}_0 \tag{2}$$

となる。次に, α 端子に a 相電圧, β 端子に c 相電圧, o 端子に b 相電圧が印加されているとする. ある仮想電圧 $\dot{V}$ を基準にすると二相同期電動機の α 相電圧 $\dot{V}_\alpha$, β 相電圧 $\dot{V}_\beta$ はそれぞれ

$$\dot{V}_\alpha = e^{-j\frac{\pi}{6}}\dot{V}, \qquad \dot{V}_\beta = e^{j\frac{\pi}{6}}\dot{V} \tag{3}$$

となる。基準電圧 $\dot{V}$ と基準逆起電力 $\dot{E}_0$ の位相差 (内部操作角) を δ とすると式 (1) に対応する機械出力 P_O は

$$P_O = V_\alpha I_\alpha \cos\varphi_\alpha + V_\beta I_\beta \cos\varphi_\beta = 2\cos\frac{\pi}{12}\frac{VE_0}{X}\sin\delta \tag{4}$$

となり, 二相給電に対し, 出力が 3.4 % 減少することがわかる。

さらに, 無負荷時の電機子電流が零となるように設計製作されているとすると, $V = E$ である。単位法で表して, 同期リアクタンスが $X = 1.0$ pu とすると, Fig. 3 に示すフェーザ図となる。$\dot{V}_\alpha$ と $\dot{V}_\beta$ の位相差が $\pi/2$ でなく $\pi/3$ であるため, 電機子電流の大きさが $I_\alpha \neq I_\beta$ と不平衡になる。この時の出力角 δ と電機子相電流 I_α, I_β の関係を Fig. 4 に示す。I は, 式 (1) に示す二相給電した場合の相電流であり, ○印は定格出力を表す。無負荷 ($P_O = 0$ pu) の時, $I_\alpha = I_\beta = 0.26$ pu であり, $\dot{I}_\alpha$ は遅れ位相, $\dot{I}_\beta$ は進み位相である。すなわち, α 相と β 相の間で, 無効電力の授受が起きていることを示す。定格出力を出す内部操作角は 3.61° 大きくなり, $I_\alpha = 1.27$ pu, $I_\beta = 0.82$ pu となる。二相給電に対して, α 相電流が 27 % 増大していることがわかる。本解析では無視している抵抗損失は, 61 % 増になる。

Fig.1 Photo of two phase motor.

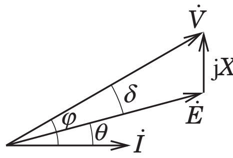
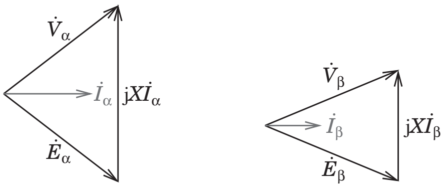


Fig.2 Phaser diagram of synchronous motor with lagging power factor.



(a) α phase　　(b) β phase

Fig.3 Phaser diagram of SM driven by 3 phase source.

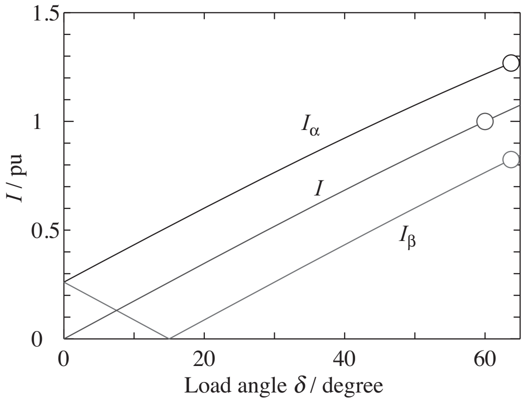


Fig.4 Relationship between phase current and load angle under condition of $E = V$, $X = 1$ pu.

また, 定格出力時に力率が 1 となるように設計製作されているとすると, $E = \sqrt{2}V$ であるから, 定格出力を出す内部操作角は 2.06° 大きくなり, $I_\alpha = 1.29$ pu, $I_\beta = 0.78$ pu となる。二相給電に対して, α 相電流が 29 % 増大していることがわかる。抵抗損失は, 67 % 増になる。さらに, 同期リアクタンス X が 1 でない場合についても, 同様に解析できる.

4. おわりに　二相同期電動機を三相給電駆動すると, 相電流が不平衡になる。相間の無効電力授受が起こり, 1 相は, 電流の大きさが大きくなることが示された。今回, 同期電動機の接続端子部が溶断しただけで済んだのは, 僥倖であって, 巻線が損傷してもおかしくなかった。最後に, 想定外の使用法について, 考察する機会が与えられたことに感謝いたします。

参考文献

1. S. Kawakami, et al.: Abstracts of CSSJ Conference, Vol. 92, 2D-p01 (2015)
2. K. Nakayama, et al.: Abstracts of CSSJ Conference, Vol. 92, 2D-p02 (2015)