

スターリング冷凍機の高効率化に関する研究

The study of high efficiency of stirling type cooler

大塚 智文, 小林 亮介, 小川 純, 福井 聡, 佐藤 孝雄 (新潟大学), 三ツ橋 翔 (アイシン精機), 岡 徹雄 (新潟大学)

Tomofumi Otsuka, Ryosuke Kobayashi, Jun Ogawa, Satoshi Fukui, Takao Sato (Niigata University),

Sho mitsuhashi (AISIN SEIKI CO, LTD), Tetsuo Oka (Niigata University)

Email: f10c046e@mail.cc.niigata-u.ac.jp

1. はじめに

次世代の電気自動車に超伝導モータを搭載しようという試みがある。その超伝導モータを冷却するための手段として、スターリングサイクルを用いた冷凍機が研究されている。この冷凍機はスターリング冷凍機と呼ばれる。本研究では超伝導モータを実用化する冷凍能力の目安である、77K での成績係数 (Coefficient of Performance: COP) 0.07 を達成することを目標としている。この 0.07 という数値は、暫定的な到達目標であり、最終的な到達目標値は COP=0.1, 冷凍能力 150W(at77K) である。現状のスターリング冷凍機では 0.06 しか到達していない。そこで到達すべき COP の数値である 0.1 を目標とする前に 0.07 を達成するという今年度目標が掲げられた[1]。

2. 実験方法

Fig.1 は実験で用いるスターリング冷凍機である。従来のものと異なり、圧縮部にリニアモータを採用している。この冷凍機にヘリウムガスを封入し、1kW の電力を投入して圧縮機のリニアモータ及びディスペーサを動作させ、コールドヘッドを冷却する。このコールドヘッドにはヒータと温度計が取り付けられている。ヒータは電源を用いて、冷凍機を動作させている間、コールドヘッドに熱を加えつつ、77K 一定に保つ役割をもつ。COP の計算は、式(1)に示すように、ヒータに投入した電力を冷凍機で消費した電力で除算して導出する[2]。リニアモータ及びディスペーサの周波数を 50~54Hz, 圧力とディスペーサの位相差を 120deg~170deg で行った。そして、実験で得た値から COP を導出する。さらに COP の最高値を得た条件で 1kW 以上の電力で動作実験を行い、COP の動向を確認する。投入電力は冷凍機に与えられる最大の電力とした。

3. 実験結果および検討

実験結果を Fig.2 に示す。それぞれのヘリウム圧力において、横軸に圧力とディスペーサの位相差、縦軸に導出した COP が高い傾向を示した条件でのグラフを示す。グラフから、動作周波数 51Hz において COP が高い傾向があることがわかった。これは 51Hz で共振周波数となり、リニアモータとディスペーサが共振し少ない電力でもストロークが大きくなり、結果として COP が高くなったと思われる。この条件で冷凍機に与える電力を冷凍機に与えられる最大の電力にして再度実験を行った。結果を Table.1 に示す。COP は 0.0728 を示し、今年度目標である COP0.07 の達成に成功した。投入電力を大きくすることで、その分だけストロークも大きくなり、冷凍性能が上がったためと考えられる。今後はこのモータの現在の設計におけるストローク長の詳細な条件検討が必要である。

4. まとめ

年度目標の COP=0.07 を達成することに成功した。最終目標の COP=0.1 を達成するため、今後は蓄冷材の材質や形状、あるいは系全体の熱損失について条件検討を行って、さらなる COP の向上をねらう。

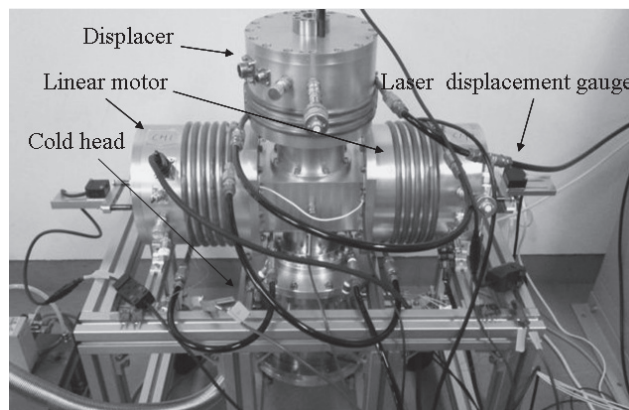


Fig.1 Stirling Refrigerator

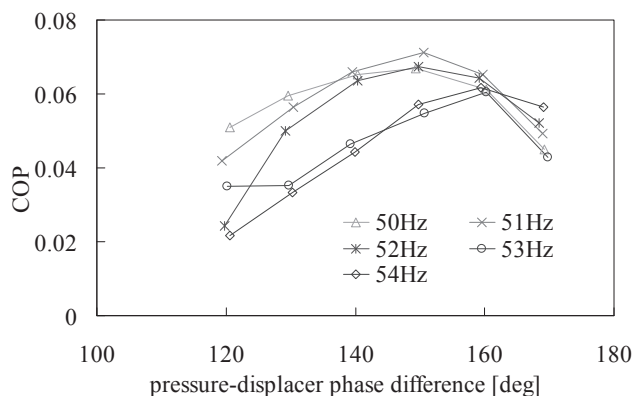


Fig.2 Coefficient of performance at 77K

圧力 (MPa)	周波数 (Hz)	位相差 (deg)	消費電力(W)	ヒータ電力 (W)	COP
2.46	51	148.7	1457.1	106.15	0.0728

Table.1 Condition of COP 0.07

$$COP = \frac{Q}{P} \quad Q: \text{冷凍能力} \quad P: \text{投入電力} \quad (1)$$

参考文献

- [1] 中村武恒, 超伝導 Web21 超伝導モータの過去・現在・未来 2010年2月1日掲載
 [2] 萩原宏康, 低温工学概論 — 超伝導技術をささえるもの — 1999年 東京電機大学出版局

連続回転型室温磁気冷凍室機の性能評価

Performance evaluation of a room temperature magnetic refrigerator with continuously-magnet-rotation

下地 崇, 岡村 哲至(東工大); 平野 直樹, 長屋 重夫(中部電力); 伊藤 孝治(蔵王精機)
 SHIMOJI Takashi, OKAMURA Tetsuji(Tokyo Tech);
 HIRANO Naoki, NAGAYA Shigeo (Chubu Electric Power Co.); ITO Kouji (Zaouseiki Co.)
 E-mail: shimoji.t.aa@m.titech.ac.jp, tokamura@es.titech.ac.jp

1. はじめに

現在、地球温暖化の観点から冷凍・空調機器のノンフロン化が求められており、その解決策の1つとして室温磁気冷凍機が期待されている。この冷凍機は、近年国内外で着目され積極的に研究が進んでいるものの、実用化に向けて更なる冷凍能力および効率の向上が必要である。本研究ではこれまで磁性材料を充填したダクト(Active Magnetic Regenerator, AMR duct)が90°ごとに4つダクト配置され、装置中心で永久磁石が回転する冷凍機(従来機 Fig.1)において性能評価を行ってきた。その結果、温度差が大きい領域の冷凍性能向上には単位時間当たりの磁場発生回数を多くするために高周波運転すること、そして磁性材料と冷媒間の効率的な熱交換を行う必要があることがわかった。しかし、COP の観点から従来機のダクト配置では永久磁石回転用モータ負荷が大きく高周波運転に適さない。よって、装置の円周方向にダクトを隙間なく配置した連続回転型装置を考案し、数値解析による従来機との性能比較を行った。その結果、連続回転型装置における高周波運転時の COP は従来機を上回る可能性があることが示されている。本研究では、新たに製作した連続回転型装置(Fig. 2)の冷凍性能を実験的に評価し報告する。

2. 連続回転型実験装置

装置は磁性材料が充填されたダクト、磁場変化を与える永久磁石、磁石を回転させるモータ、冷媒供給方向の制御を行うロータリーバルブで構成されている。このため、磁石が回転する際に対角線上のダクトにそれぞれに磁場変化が生じる構造となっており、磁石回転に合わせてロータリーバルブが励磁側は放熱用熱交換器へ、消磁側は冷却ステージへと冷媒供給を行う。連続回転型装置で改良されたところは12ダクト配置構造、ロータリーバルブの2点である。従来機では Fig.1 で示すようにロータリーバルブ1つで励磁側・消磁側の冷媒供給を行い、冷媒を冷却ステージの上下2方向から往復流として供給していた。また、1サイクルにおける熱交換時間を十分とるために、冷媒供給時間を励磁・消磁の時間より少し長めに設定していた。連続回転型装置では Fig.2 に示すようにロータリーバルブを2つ用いて冷却側・放熱側へ流れる冷媒を分離し、配管内では常に1方向に流れる構造にした。そして、冷媒供給時間については、連続回転させたときに励磁・消磁と冷媒流れの切替えのタイミングが合うように、従来機より短く設定した。

3. 実験方法

実験では磁性材料をダクトに充填し、高温端温度 $T_H = 21^\circ\text{C}$ 、励磁側・消磁側ともに4ダクトずつパラレル接続する。

連続回転型装置は従来機の冷媒供給タイミングが大きく異なる。Fig. 3 上段に連続回転型装置と従来機のロータリーバルブと永久磁石間の位相差、下段はある1ダクトから見た磁場変化量と熱交換時間の関係を示す。従来機では90°回転ごとに停止する断続運転を行い、かつ冷媒供給角度が大きいため磁場変化時間以上に冷媒供給時間が長くなるので熱交換させる時間が多く取れた。それに対して、連続回転型装置では熱交換時間が短くなるので、限られた時間の中で効率よく

熱交換させる必要がある。そのため、冷媒供給のタイミングが重要なカギを握る。よって、永久磁石とロータリーバルブ間の角度を新たなパラメータとして考慮し、冷媒の供給時間のタイミングの変化による冷凍性能への影響を検証するとともに最適化を図っていく。

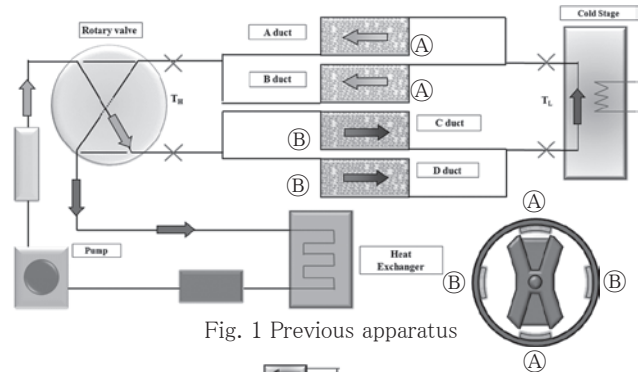


Fig. 1 Previous apparatus

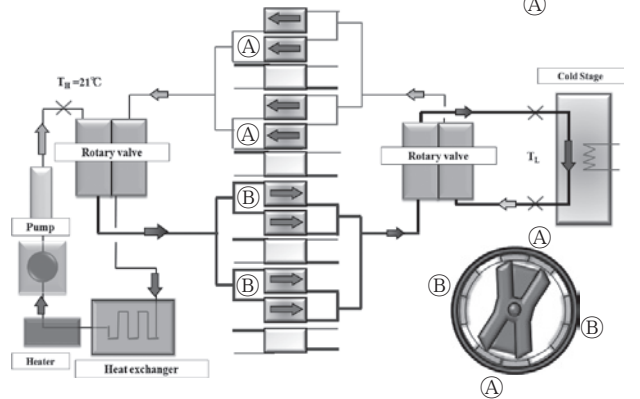


Fig. 2 Continuously-magnet-rotation type apparatus

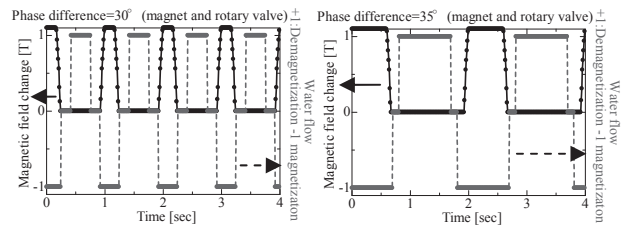
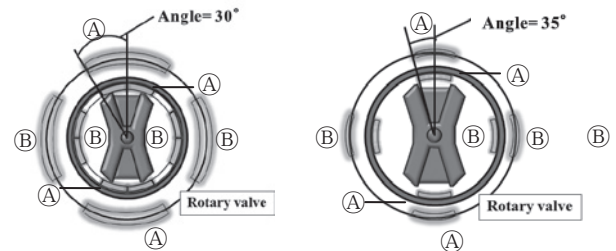


Fig. 3 Time sequence of magnetization and water flow.

球状 HoN の磁性蓄冷材としての評価

Evaluation of spherical holmium nitride as a magnetic regenerator material

平山 悠介、宮後 勇太、伊澤 拓志、中川 貴、山本 孝夫、藤本 靖 (阪大)；入江 年雄、中村 英次 (三徳)；
増山 新二 (大島商船)；沼澤 健則 (NIMS)

HIRAYAMA Yusuke, MIYAUSHIRO Yuta, IZAWA Takushi, NAKAGAWA Takashi, YAMAMOTO Takao,
FUJIMOTO Yasushi (Osaka Univ.); IRIE Toshio, NAKAMURA Eiji (SANTOKU),
MASUYAMA shinji (Oshima National College), NUMAZAWA takenori (NIMS)
E-mail: y-hirayama@mit.eng.osaka-u.ac.jp

1. はじめに

リニアモーターカー、MRI などに用いられる超電導マグネットの冷却や、天然ガス、 H_2 、 He ガスの液化など低温冷凍機を必要としている分野は多岐にわたる。現在、これらに使用されている GM 冷凍機は、蓄冷器を備えることにより極低温生成が可能になった。冷凍機の性能は蓄冷器に充填される蓄冷材に大きく依存し、具体的には低温での大きな比熱が求められる。

磁性蓄冷材としての希土類窒化物に関する一連の研究から、特に、HoN、ErN とその二元系窒化物はそれぞれ 13 ~ 5 K において磁気転移に伴う大きな比熱のピークを持ち、有望であることを我々はこれまで報告してきた¹。さらに、HoN については実装に必要な球形の材料合成にも成功している²。本研究では、磁性材料の中でも突出した大きな比熱を持つ HoN を蓄冷材として GM 冷凍機に実装し、その冷凍出力を評価した。

2. 実験

金属 Ho 球 (ϕ : 0.71 ~ 0.85 mm、99.9%) を出発材料とし、HIP 装置で 1500 °C、200 MPa の N_2 で窒化した。X 線回折で生成相を調べ、無磁場での比熱を測定した。本測定で使用した GM 冷凍機 (SRDK 101D、1.2 Hz で動作) は二段式であり、低温側である二段目の蓄冷器に Pb 球 (ϕ : 0.2 mm) と HoN 球を充填し、その割合を変化させ、冷凍試験を行った (Table. 1)。蓄冷器内において、Pb は高温側、HoN 球は低温側に配置した。また、一段目蓄冷器からの He の流入温度は 35K とした。冷凍試験は、室温から冷却し最低温度に到達した後、昇温させながら各温度での冷凍能力を測定した。昇温には二段目蓄冷器の低温端に設置したヒーターを用い、低温端での温度が定常状態になった時のヒーターの発熱量をその温度での冷凍機の冷凍出力とした。

3. 結果

X線回折結果より HoN球はNaCl構造の窒化物単相であること、無磁場比熱は磁気転移点である13 K付近で顕著なピークを持つことを確認した (Fig.1 (a))。Table. 1 に示した充填割合(I) ~ (IV) の蓄冷材性能試験で得られた様々な温度での冷凍出力をFig.1 (b) に示す。比較のため、Pb およびHoCu₂の冷凍出力を同時に示す。Pbの割合が多くなるにつれ、冷凍出力は大きくなり、条件(IV)において、最も高い冷凍出力が得られた。これは高温側のPb層によりHoN層へのHeガスの流入温度が、HoNの比熱が大きくなる温度域 (10 ~ 15 K) まで低下し、HoNの比熱のピークを活用することができたためであると考えられる。し

かしながら、何れの割合においても、HoCu₂ (ϕ : 0.2 mm) の冷凍出力には劣る結果であった。この原因としては、HoN球の粒径が他物質に比べ大きく、1.2 Hz の周期では材料内部への熱侵入が浅いために、材料表面でしか冷熱が蓄えられていないことが考えられる。よって、冷凍能力をさらに向上させるには、HoNの粒径、Pbの割合を最適化する必要がある。

Table. 1 The ratio of HoN and Pb of 2nd stage regenerator

ID	HoN 球の割合 (体積比 %)	Pb の割合 (体積比 %)
(I)	100	0
(II)	85	15
(III)	70	30
(IV)	50	50

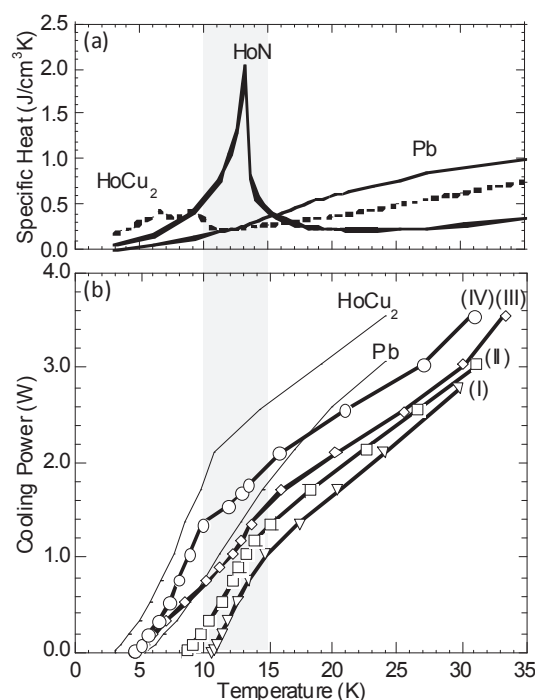


Fig. 1 (a) Specific heat of HoN, Pb and HoCu₂ and (b) Cooling Power as a function of Temperature

参考文献

1. Y. Hirayama et al., J. Alloys and Comp., 462 (2008) L12-L15.
2. Y. Miyaushiro et al., Abstracts of CSJ Conference Vol.83 (2010) p.47.
3. S. Masuyama, et al., Abstracts of CSJ Conference Vol.82 (2010) p.105.

正方形管内を流動するスラッシュ流体の数値解析

Numerical analysis of slush flow in a square pipe

大平 勝秀、太田 敦人 (東北大 流体研)

OHIRA Katsuhide, OTA Atsuhito (Institute of Fluid Science, Tohoku University)

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

1. はじめに

極低温液体中に液体と同成分の固体粒子が混在する固液二相スラッシュ流体は、機能性熱流体として優れた特性を持っており、発表者はスラッシュ水素を利用した高効率水素エネルギーシステムの技術開発を行っている[1,2,3]。スラッシュ流体の流動特性を解明するため、固相と液相間の運動量交換とエネルギー交換を考慮した熱非平衡二流体モデルに基づく三次元流動解析コード(SLUSH-3D)を開発し、スラッシュ窒素、スラッシュ水素の水平正方形管内の流動解析を行った。

2. 解析方法および計算条件

解析モデル(一辺 $D = 12$ mm、管路長 $L = 600$ mm)を図1に示す。入口条件は固液の平均流速 $1.5 \sim 5.0$ m/s、体積固相率 $0.05 \sim 0.25$ 、粒子径 0.5 と 1.3 mm の2種類とした。スラッシュ流体の圧力損失低減現象[2,3]は考慮していない。

3. 解析結果および考察

管路入口から 400 mm 下流における定常状態での計算結果について考察した。図2はスラッシュ窒素の入口流速を変化させた場合の固相速度と固相平均速度の比である。流速 3.0 m/s 程度を境にして、低流速で非均質流、高流速において上下対称な擬均質流となり、PIV 測定結果と良く一致した。スラッシュ窒素の圧力損失は、固相率が増加するにつれて増加し、粒子径 0.5 mm の場合、 1.3 mm より同一流速、同一固相率で圧力損失が増加する。図3は同一断面積、同一固相率での円管の局所固相率分布との比較である。正方形管の方がより均一に分布しており、固体粒子に起因する圧力損失は小さいと考えられるが、正方形管の圧力損失は円管の $1.25 \sim 1.35$ 倍となっている。一方、流速変化に伴う液体単相流に対する圧力損失増加率は円管と比較して小さくなっている。これは、正方形管では液体単相流の乱流エネルギーが円管と比べて大きく、固体粒子の存在による乱流エネルギー増加の影響が相対的に小さいためである。従って、固体粒子に起因する圧力損失低減効果が円管の場合は顕著であったが、正方形管の場合は低減効果が相対的に小さくなると考えられる。正方形管の場合、円管に比べ低減効果がより低流速で出現すること(低減効果は擬均質流で発生[2,3])、低減量が小さいことを実施中の実験でも確認している。図4は同一固相率でのスラッシュ窒素とスラッシュ水素の管断面での局所固相率分布を示す。スラッシュ水素の場合、比較的流速でも管路底部に固相(固体粒子)が集中しにくくなり、高流速ではより均一に固相が分布する。固液密度比がスラッシュ水素の方が小さく($H_2:1.12$ 、 $N_2:1.18$)、また、液体水素の粘性も小さいため(LN_2 の $1/11$)、スラッシュ窒素と比較して低流速で擬均質流となり易い。

謝辞

本研究の一部は科研費(基盤 B 21360091)により実施した。

参考文献

- [1] K. Ohira: J.Cryo. Soc. Jpn, Vol. 41(2006) pp. 61-72.
- [2] K. Ohira: J.Cryo. Soc. Jpn, Vol. 45(2010) pp. 484-492.
- [3] K. Ohira, et al.: J.Cryo. Soc. Jpn, Vol. 46(2011) pp. 148-160.

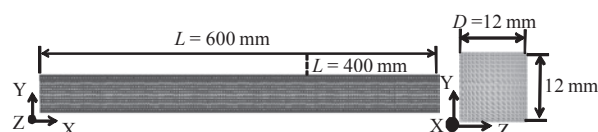


Fig. 1 Computational model for numerical analysis.

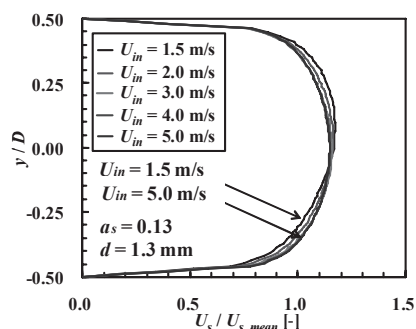


Fig.2 Velocity profiles of solid N_2 phase ($d = 1.3$, $\alpha_s = 0.13$).

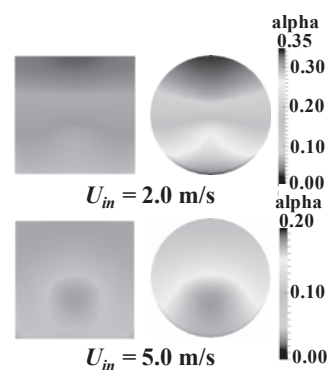


Fig.3 Solid fraction profiles of slush N_2 ($d = 1.3$, $\alpha_s = 0.13$).

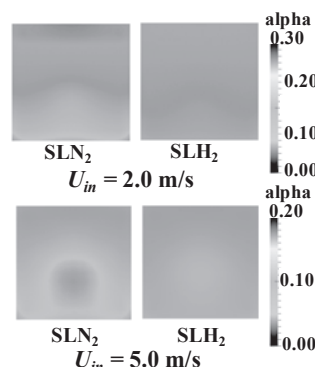


Fig.4 Solid fraction profiles of slush N_2 and slush H_2 .

矩形管内を流動するスラッシュ流体の数値解析

Numerical analysis of slush flow in a rectangular pipe

中 大輔、太田 敦人、大平 勝秀 (東北大 流体研)

NAKA Daisuke, OTA Atsuhito, OHIRA Katsuhide (Institute of Fluid Science, Tohoku University)

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

1. はじめに

極低温液体中に液体と同成分の固体粒子が混在する固液二相スラッシュ流体は、機能性熱流体として優れた特性を持っており、スラッシュ水素を利用した高効率水素エネルギーシステムの技術開発を行っている[1]。熱非平衡二流体モデルに基づく三次元流動解析コード(SLUSH-3D)[2]を用いて、水平矩形管のアスペクト比、断面積、濡れ縁長さを変化させて、スラッシュ窒素の管内流動解析を行った。

2. 解析方法および計算条件

解析モデルは図1に示すように、正方形管 A (断面積 $12 \times 12 \text{ mm}^2$ 、水力直径 12 mm) とアスペクト比 3 の 2 種類の矩形管 B ($7 \times 21 \text{ mm}^2$, 10.5 mm)、C ($6 \times 18 \text{ mm}^2$, 9.0 mm) である。A と B は断面積がほぼ同じ、A と C は濡れ縁長さが同じである。入口条件は固液の平均流速 $U_{in} = 1.5 \sim 5.0 \text{ m/s}$ 、体積固相率 $\alpha_s = 13 \text{ vol.}\%$ 、粒子径 $d_s = 1.3 \text{ mm}$ とした。スラッシュ流体の圧力損失低減現象[3]については考慮していない。

3. 解析結果および考察

管路長さ $L = 600 \text{ mm}$ の流路入口から 400 mm 下流における定常状態での計算結果について考察した。図2、図3は液体窒素(63 K)、スラッシュ窒素(63 K)の入口流速を変化させた場合の正方形管と矩形管の圧力損失、および正方形管に対する矩形管の圧力損失比である。A、B、C 共に、固体粒子による液体の乱流増加によりスラッシュ窒素の圧力損失は液体窒素よりも増加している。図2から、液体窒素の圧力損失比は矩形管と正方形管の濡れ縁長さ比 1.17 とおおよそ一致しており、濡れ縁長さが大きく影響している。スラッシュ窒素の圧力損失比は濡れ縁長さ比よりも大きくなっており、濡れ縁長さとおおよそアスペクト比の両方が固体粒子の流動に影響を与えている。図3から、液体窒素の圧力損失比は矩形管と正方形管の断面積比 1.33 とおおよそ一致しており、断面積(流量)が大きく影響している。スラッシュ窒素の圧力損失比は断面積比よりも大きくなっており、断面積とアスペクト比の両方が影響している。その増加割合は図2の濡れ縁長さが増加した場合よりも大きくなっており、アスペクト比よりも断面積の影響の方が大きいと考えられる。図4はAとBの固体粒子の二次流れの様子を示す。 U_{ay} 、 U_{az} は Y 方向、Z 方向速度分布であり、両者を合わせた二次流れの流動パターンを矢印で示す。矩形管 C も同様な流動パターンを示した。主流に対する A、B、C の二次流れの大きさは各々、1%、0.15%、0.2% 程度であり、矩形管の場合は二次流れが小さくなっており、アスペクト比の影響が大きいと考えられる。また、高流速時(5 m/s)には主流に対する二次流れの相対的大きさはさらに小さくなる結果が得られた。

謝辞

本研究の一部は科研費(基盤 B 21360091)により実施した。

参考文献

- [1] K. Ohira: J.Cryo. Soc. Jpn, Vol. 41(2006) pp. 61-72.
- [2] K. Ohira, et al.: Abstracts of CSJ Conference, 81(2009) p.59
- [3] K. Ohira: J.Cryo. Soc. Jpn, Vol. 45(2010) pp. 484-492.

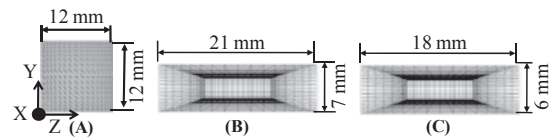


Fig. 1 Computational model for numerical analysis.

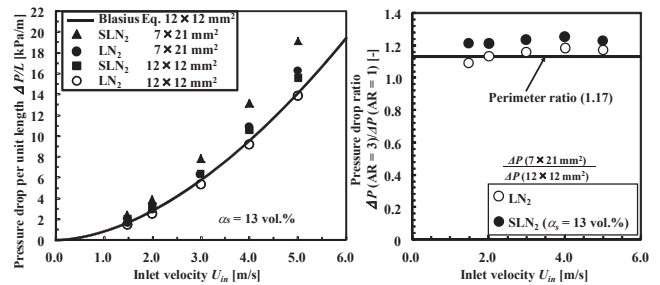


Fig.2 Pressure drop and pressure drop ratio for A and B.

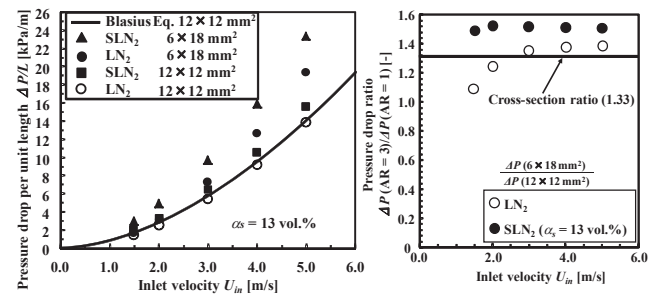


Fig.3 Pressure drop and pressure drop ratio for A and C.

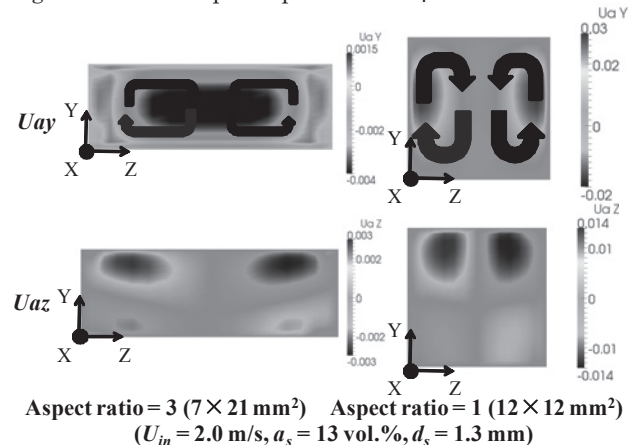


Fig.4 Secondary flow of solid particles for A and B.

コルゲート管を流動するスラッシュ流体の圧力損失低減-管形状による違い-

Pressure-drop reduction of slush flow in two different types of corrugated bellows

大平 勝秀、奥山 惇、高橋 幸一（東北大 流体研）

OHIRA Katsuhide, OKUYAMA Jun, TAKAHASHI Koichi (Institute of Fluid Science, Tohoku University)

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

1. はじめに

極低温液体中に液体と同成分の固体粒子が混在する固液二相スラッシュ流体は、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性を持っている。発表者は、図1に示す、シナジー効果が期待できるスラッシュ水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開発を実施している[1]。輸送用配管や超伝導送電の冷媒用配管に使用されるコルゲート円管内のスラッシュ流体の流動特性が実用上重要となる。前報[2]では、スラッシュ窒素の圧力損失が液体窒素よりも低減する圧力損失低減効果を初めて報告した。本発表では、前報と形状の異なるコルゲート管においても圧力損失低減現象が得られたので、両者の比較と低減現象について報告する。

2. 実験装置および実験方法

流動試験装置は既報[3]を参照されたい。コルゲート管は内径 $d = 15$ (12) mm、外径 $D = 19.4$ (17.5) mm、ピッチ $s = 3.0$ (3.3) mm、山の高さ $t = 2.2$ (2.75) mm、圧力損失測定部 $L = 600$ mm のステンレス鋼製水平管である。()内は前報のコルゲート管の数値である。実験の流速は 1.4~4.0 m/s、固相率は 0~35 wt% である。

3. 実験結果および考察

コルゲート管の流速と圧力損失測定結果を図2に示す。黒塗り、白抜きのプロットが各々本報、前報の実験値である。図には、平滑円管の Prandtl-Karman 式、コルゲート管単相流の Hawthorne らの式[4]を示す。液体窒素の圧力損失は Prandtl-Karman 式の 3~6 (5~9) 倍となった。スラッシュ窒素の圧力損失は前報と同様、流速約 2 m/s 以上で圧力損失低減が現われ、固相率が大きい方が低減量は大きくなる。管摩擦係数 λ と Reynolds 数(代表長さ d) の実験結果を図3に示す。 Re 数 10^5 付近の遷移領域では、液体窒素の管摩擦係数 λ は Hawthorne らの式(s/d をパラメータ)よりも Daniels らの実験式(t/d をパラメータ)[5]のほうが良く一致する。スラッシュ窒素の λ は一定値を示し、固相率 27% (30%) で最大 31% (37%) の圧力損失低減が確認された。また、 $Fr = v^2/(gd)$ 数を用いると両者の圧力損失低減量がおおよそ推定可能である。発表者は、平滑円管、くびれ管にて圧力損失低減効果が流速の大きい擬均質流で現われる実験結果を報告している[3,6]。コルゲート管においても、流速が大きくなると固体粒子が管中央部に移動することにより、凹凸内部の固体粒子の数が減少し、管中央部の固体粒子群が凹凸内部に存在する液体の乱流発生を抑制することが圧力損失低減の要因と考えられる。

謝辞

本研究の一部は科研費(基盤 B 21360091)により実施した。

参考文献

- [1] K.Ohira: J.Cryo. Soc. Jpn, 41(2006) pp.61-72.
- [2] K.Ohira, et al.: Abstracts of CSJ Conference, 82(2010) p.206
- [3] K.Ohira: J.Cryo. Soc. Jpn, 45(2010) pp.484-492.
- [4] R.C.Hawthorne, et al.: Product Eng., 34(1963) pp.98-100.
- [5] C.M.Daniels, et al: Machine Design, (1965) pp.187-188.
- [6] K.Ohira, et al.: J.Cryo. Soc. Jpn, 46(2011) pp.148-160.

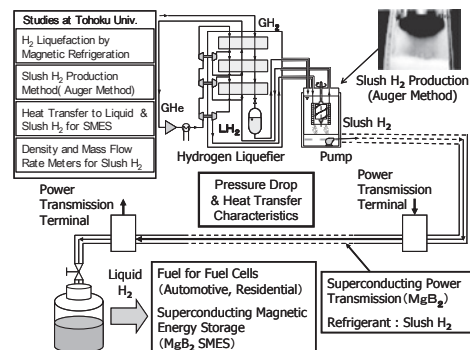


Fig.1 Synergetic effect of a combination of slush hydrogen and superconducting equipment.

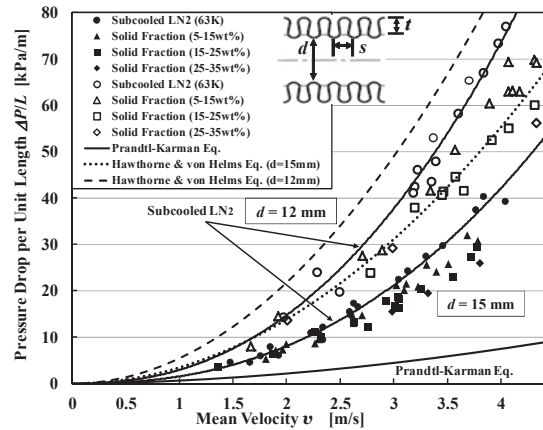


Fig.2 Pressure drop and mean velocity of slush N2.

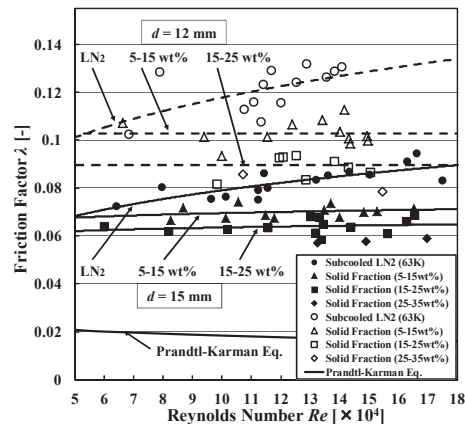


Fig.3 Friction factor and Reynolds number of slush N2.

スタガード矩形管内を流れるスラッシュ窒素の流動特性

Flow characteristics of slush nitrogen in a staggered rectangular pipe

中込 圭、大平 勝秀、高橋 幸一（東北大 流体研）

NAKAGOMI Kei, OHIRA Katsuhide, TAKAHASHI Koichi (Institute of Fluid Science, Tohoku University)

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

1. はじめに

極低温液体中に液体と同成分の固体粒子が混在する固液二相スラッシュ流体は、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性を持っている。輸送用配管や超伝導送電の冷媒用配管に使用されるコルゲート円管内のスラッシュ流体の流動特性が実用上重要となる。前報[1]では、スラッシュ窒素の圧力損失が流速 2 m/s 以上で液体窒素よりも低減する圧力損失低減効果を報告した。本報告では、コルゲート管を模擬したスタガード矩形管(可視化管)を用いて、スラッシュ窒素の流動構造を高速度カメラ、PIV 法で可視化を行い、スタガード矩形管の圧力損失特性について検討を行った。

2. 実験装置および実験方法

流動試験装置は既報[2]を参照されたい。テストセクションは図 1 に示すように、正方形矩形管(上流側、12×12 mm²)、スタガード矩形管(一辺 12 mm および 16 mm)、円管(下流側、内径 15 mm)から構成されており、図に示す 346 mm の区間で圧力損失を測定する。スタガードは上下面のみで、ピッチ 4 mm、山の高さ 2 mm、山の総数 36、長さ 144 mm である。実験の流速は 1.2~4.3 m/s、固相率は 9.4~17.7 wt% である。

3. 実験結果および考察

平均流速と圧力損失測定結果を図 2 に示す。図には液体窒素 (63 K) の実験結果から得た最小自乗近似曲線も示す。測定したスラッシュ窒素の圧力損失は、流速 2 m/s 以上で低減の傾向がみられるものの、コルゲート管とは異なり、大部分のデータが液体窒素よりも大きく、圧力損失低減効果は明確に確認できない。圧力損失測定部がスタガード部のみでなく、平滑矩形管、拡大部、円管が含まれており、流路形状の変化により流動が乱され、損失が増加していると考えられる。スラッシュ窒素と液体窒素の圧力損失比 r_{dp} を図 3 に示す。 $r_{dp} < 1$ の場合は低減効果が発現している。図中の番号①、②は図 4 の高速度カメラ画像と対応している。図 3 から、大部分のデータが $r_{dp} = 1.1 \sim 1.25$ の範囲にあることが確認できる。図 4①の画像では固体粒子が凹部に発生した渦に巻き込まれ、壁面に衝突する現象が観察され、②の画像では固体粒子は凹部に巻き込まれ難く、壁面および角部との衝突も比較的少なかった。この結果、圧力損失比が各々 1.2、1.0 程度になったと考えられる。PIV 測定結果においても、圧力損失比が大きい場合 ($r_{dp} = 1.2$) は凹部に固体粒子の渦状の流線が確認されたが、圧力損失比が小さい場合 ($r_{dp} = 0.95$) は凹部に渦状の流線が確認されず、圧力損失低減効果が発現している。コルゲート管の場合、流速 2 m/s 以上で固体粒子が管中央部に移動することにより、固体粒子が凹部に取り込まれ難く、中央部に移動し

た固体粒子が凹部にある液体の乱流発生を抑制することが圧力損失低減効果発現の要因と考えられる。

謝辞

本研究の一部は科研費(基盤 B 21360091)により実施した。

参考文献

- [1] K.Ohira, et al.: Abstracts of CSJ Conference, 82(2010) p.206
- [2] K.Ohira: J. Cryo. Soc. Jpn, Vol. 45(2010) pp. 484-492.

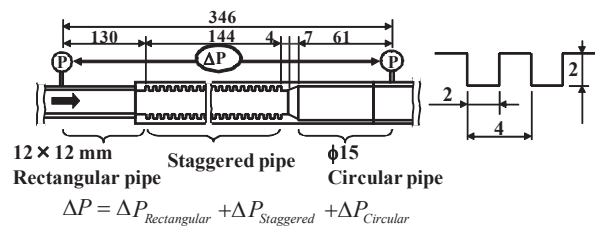


Fig.1 Schematic illustration of the test section.

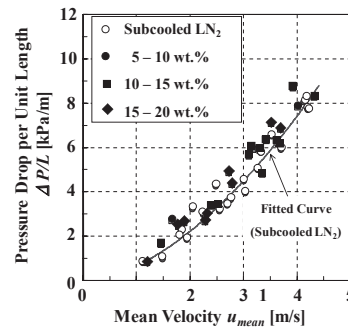


Fig.2 Pressure drop and mean velocity of slush N₂.

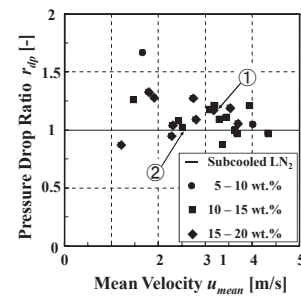
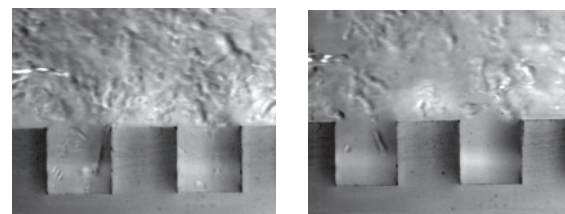


Fig.3 Pressure drop ratio and mean velocity of slush N₂.



- ① : 3.18 m/s, 15.8 wt%, $r_{dp} = 1.19$
- ② : 2.50 m/s, 13.6 wt%, $r_{dp} = 1.03$

Fig.4 Photographs of solid particles' behavior near the bottom of the staggered pipe.

水平円管内を流れる液体窒素沸騰流の流動特性およびボイド率計測

Flow characteristics and void fraction measurement of boiling liquid nitrogen in a horizontal pipe

中山 忠、永井 孝佳、大平 勝秀、高橋 幸一（東北大 流体研）

小林 弘明、田口 秀之（JAXA）

NAKAYAMA Tadashi, NAGAI Takayoshi, OHIRA Katsuhide, TAKAHASHI Koichi (IFS, Tohoku University)

KOBAYASHI Hiroaki, TAGUCHI Hideyuki (JAXA)

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

1. はじめに

宇宙航空研究開発機構(JAXA)は、飛行速度 Mach 5 の極超音速旅客機を実現するために、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技術の開発を進めている。エンジン始動時において配管系は常温であるため、液体水素は気液二相流動状態となる。また、高速飛行時の予冷器では高温空気と液体水素が熱交換を行うので、強制対流沸騰熱伝達状態となり、圧力損失と伝熱性能の関係を把握することが重要となる。本発表では水平伝熱管内を流動する液体窒素気液二相流の流動パターンを加熱部下流で高速度カメラを用いて観察すると共に、試作した 2 種類のボイド率計でボイド率を測定し、流動パターンと圧力損失の関係について報告する。

2. 実験装置および実験方法

流動試験装置の詳細は既報[1]を参照されたい。テストセクションの概略図を図 1 に示す[2]。試験部の伝熱管には内径 15 mm の銅製円管を用い、外壁からニクロム線ヒーターにて加熱した。圧力損失は加熱開始部下流 650 mm の箇所から 500 mm の区間で計測した。静電容量型ボイド率計は図 2 に示すように対向曲板型と二重螺旋型を試作し、LCRメータにて測定した。電極には厚さ 0.1 mm の銅板を用い、1 枚当たりの面積はどちらも約 950 mm²である。試験時の平均流速 0~3.0 m/s、熱流束 5、10、20 kW/m²である。

3. 実験結果および考察

実験では、気泡流、プラグ流、スラグ流、環状流、波状流の基本的な沸騰流動パターンと、時間的にボイド率の変化に伴い、気泡流、スラグ流、波状流へと流動パターンが変化する遷移流が観察された。スラグ流と波状流の高速度ビデオカメラでの観察映像と対向曲板型ボイド率計で測定した静電容量比の時間変化を図 3 に示す。静電容量比は沸騰気液二相流動時と液体窒素単相時の比 (< 1) である。気相と液相の速度比 s (スリップ比) を定めれば、クオリティとボイド率の関係を得ることができる。本研究ではクオリティとボイド率の关系到均質流モデル ($s = 1$) と Khalil のスリップ比の式を用いた。水平管の圧力損失は加速損失と摩擦損失から成り、 $s = 1$ の場合の均質流モデルと Khalil のスリップ比の式を用いた分離流モデルを用いて計算した。図 4 に熱流束 10 kW/m² での実験より得られた圧力損失と計算結果の比較を示す。熱流束 20 kW/m² でも同様な傾向を示しており、分離流モデルの場合が実験結果を良く評価している。熱流束 5 kW/m² の場合は、両モデルとも実験結果よりも小さく見積る結果が得られた。

謝辞

本研究は、流体研による公募共同研究(流体研-JAXA)、および流体研-JAXA の共同研究により実施した。

参考文献

- [1] K.Ohira: J. Cryo. Soc. Jpn, Vol. 45(2010) pp. 484-492.
- [2] T. Nagai, et al.: Abstracts of CSJ Conference, 82(2010) p.205

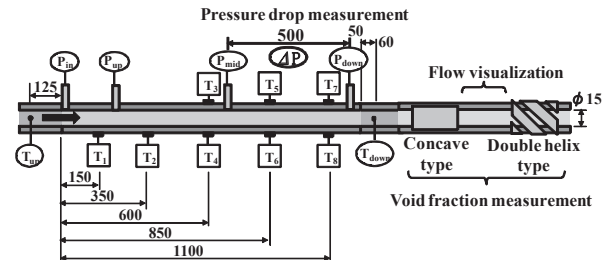


Fig. 1 Schematic illustration of the test section.

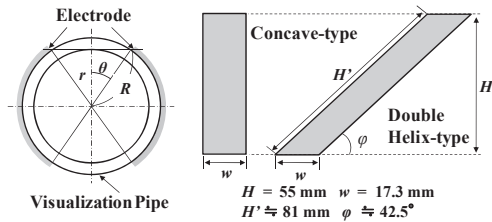


Fig. 2 Concave-type and double helix-type void fraction sensors.

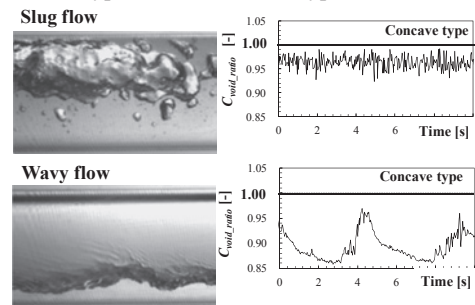


Fig. 3 Flow patterns and void fraction measurements.

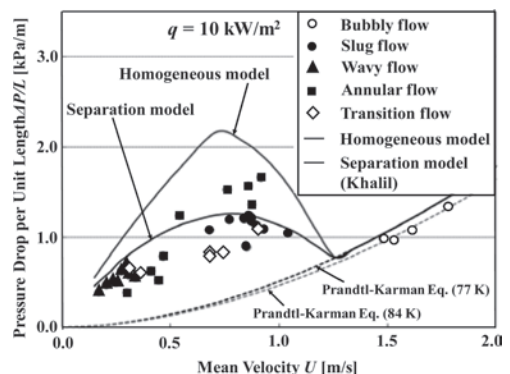


Fig. 4 Mean velocity and pressure drop of boiling liquid N₂.