

機関番号：17102

研究種目：若手研究 (B)

研究期間：2009～2010

課題番号：21760159

研究課題名 (和文) ワイヤ型マイクロ冷凍機の開発と最適設計

研究課題名 (英文) Development and Optimum Design of a Wire-type Joule-Thomson Microcooler

研究代表者

迫田 直也 (SAKODA NAOYA)

九州大学・水素エネルギー国際研究センター・特任助教

研究者番号：30532337

研究成果の概要 (和文)：本研究で開発したワイヤ型マイクロ冷凍機は、二重管型向流式熱交換部と、ジュール・トムソン膨張によって冷媒温度を下げるための絞り部から構成される。実験による冷凍機の性能評価および数値解析を通し、冷媒の条件や、冷凍機の寸法、材質などが冷凍性能に与える影響について検討した。構築した数値解析モデルは、温度降下量 20%、質量流量 10% 以内で実験値を再現することができる。また、ヒーターで 550 mW の熱負荷を加えた実験では、冷媒に二酸化炭素を用い、入口圧力を 3.0 MPa としたとき、蒸発器温度を 271 K に保つことができた。

研究成果の概要 (英文)：The wire-type microcooler developed in this work consists of a concentric counterflow heat exchanger and a capillary. The primary cooling process of the microcooler is the isenthalpic Joule-Thomson expansion at the capillary. The effects of refrigerant conditions, and dimensions and materials of the microcooler on the performance were examined by experiments and numerical analysis. The numerical analysis model represents the temperature drop and mass flow rate obtained in the experiments within 20% and 10%, respectively. A cooling power of 550 mW at an evaporator temperature of 271 K was attained by using carbon dioxide as a refrigerant at the inlet pressure of 3.0 MPa.

交付決定額

(金額単位：円)

	直接経費	間接経費	合計
2009年度	2,000,000	600,000	2,600,000
2010年度	1,400,000	420,000	1,820,000
総計	3,400,000	1,020,000	4,420,000

研究分野：工学

科研費の分科・細目：熱工学

キーワード：冷凍機, マイクロ, ジュール・トムソン膨張

1. 研究開始当初の背景

電子機器の小型化、高密度化に伴い、内部素子の発熱が大きな問題となっている。これに伴い、素子を冷却するための熱輸送デバイスの小型化、高性能化が求められている。冷却方法としては、空冷や水冷、ヒートポンプに見られる冷媒の蒸発潜熱を利用した冷却、または、液体窒素やドライアイス等の低温寒

剤を用いた冷却、そしてペルチェ素子の利用など様々な方法が考えられるが、本研究では、実在気体のジュール・トムソン膨張を利用した冷凍機に着目し、研究を行った。ジュール・トムソン膨張を用いた冷却は、

(a) 構造が単純なため、小型化やメンテナンスが容易である。

- (b) 可動部を持たないので振動が極めて小さく、機器本体へ影響を与えない。
- (c) 液体窒素やドライアイス等の低温寒剤と比べ取り扱いが容易である。
- (d) 高压ガスを予め用意すれば、圧縮機が不要で電力を必要としない。

といった特徴が挙げられる。また、冷媒の種類や供給条件を変化させることで、冷却能力の制御も可能となる。

2. 研究の目的

実在気体がオリフィスや多孔質体、細管を流れるなどして、絞り部で等エンタルピー膨張したとき、温度変化の割合は、ジュール・トムソン係数 μ によって表される。

$$\mu = \left(\frac{\partial T}{\partial P} \right)_h \quad (1)$$

ここで、 T は温度、 P は圧力、 h はエンタルピーを表す。本研究で用いた窒素、二酸化炭素、エチレンおよび亜酸化窒素は、研究対象領域である温度、圧力においてジュール・トムソン係数が正の値を示すため、絞り部で膨張した気体は温度が低下し、冷却効果を得ることができる。本研究では、このジュール・トムソン効果を利用して、局所的な冷却が可能であり、フレキシブルという特徴を有する、直径1 mm程度のワイヤー型マイクロ冷凍機の開発と最適設計を行うため、冷凍機の製作、実験による性能評価と数値解析を通して、冷媒の条件や、冷凍機の寸法、材質などが冷凍性能に与える影響について検討する。そして、100 mW 発熱する2×2 mm程度のチップを0 °C に保つことが可能な冷凍機の開発を目標とする。

3. 研究の方法

(1) 冷凍機構成

本冷凍機は、寸法の異なる3種類の細管を組み合わせて製作され、熱交換部と絞り部から構成される。ワイヤー型マイクロ冷凍機の概略図を Fig. 1 に、製作した実際の冷凍機を Fig. 2 に示す。冷凍機は二重管構造となっており、供給された冷媒は、始めに内管を流れて、絞り部で膨張した後、外管を流れて大気開放される。本研究で製作した冷凍機各部の寸法および材質を Table 1 に示す。絞り管には、PEEK (PolyEthel Ethel Keton)を用い、直径は内径0.10/外径0.20 mmで長さは50 mmである。PEEKは、熱可塑性樹脂で耐熱性や耐薬品性、耐加水分解性に優れた材料である。熱交換部には長さが0 mmから450 mmまでの6種類を用いた。内管は、内径0.30/外径

0.40 mmで、SUS304とPEEKの2種類の材質のものを用いた。外管の材質はPEEKで、直径は内径/外径が、0.50/0.70、0.55/0.75、0.60/0.80 mmの3種類である。また、先端には冷却部温度を測定する熱電対を取り付けている。

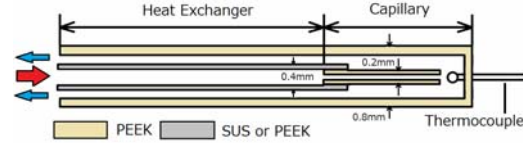


Fig. 1. 冷凍機の概略図

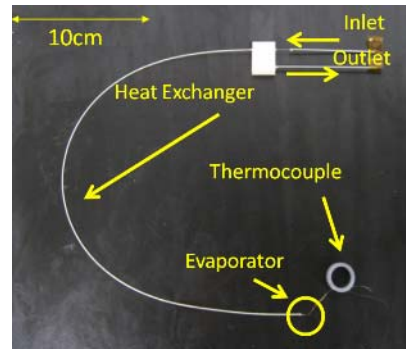


Fig. 2. 製作した冷凍機

Table 1. 各部寸法および材質

Section	Diameter [mm] ID / OD	Length [mm]	Material	Thermal Conductivity [W / (m·K)]
Capillary	0.10 / 0.20	50	PEEK	0.25
Hex.	Inner	0 ~ 450	PEEK	0.25
			SUS304	16.0
	Outer	50 ~ 500	PEEK	0.25
0.60 / 0.80				

ID: 内径, OD: 外径

(2) 実験装置および冷凍サイクル

実験装置写真ならびに装置概略図を Fig. 3, 4 に示す。装置は空調の風などの外部の影響を無くするため、テストセクションをアクリルチャンバーで囲っている。さらに、チャンバーは真空ポンプにつながれており、減圧することで周囲空気の自然対流による入熱の影響を軽減した実験が行えるようにした。冷凍機入口および出口には冷媒圧を測定する圧力トランスミッタが真鍮ブロックに設置されている。また、熱電対も真鍮ブロックに設置され、入口と出口温度を測定する。冷凍機先端には、冷却部温度を測定するための熱電対が取り付けられており、入熱の影響を軽減するため、線径は0.05 mmのものを使用して

いる。さらに、チャンバー出口には質量流量計が取り付けられており、冷媒の流量を計測する。

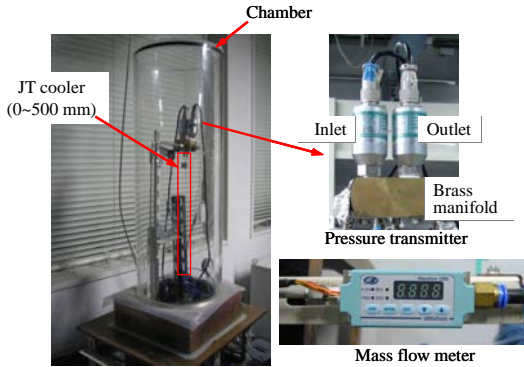


Fig. 3. 実験装置写真

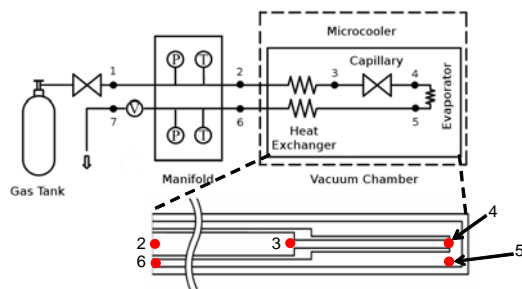


Fig. 4. 実験装置概略図

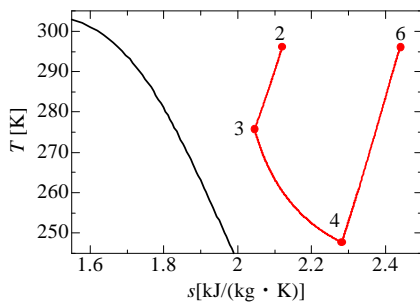


Fig. 5. 冷凍サイクルの T - s 線図

次に冷凍サイクルについて述べる。Fig. 5 に一例として、熱負荷のない場合の冷凍サイクルの T - s 線図を示す。Fig. 5 中の番号 2-6 は Fig. 4 中の番号に対応している。冷凍機的主要な冷却過程は絞り部で起こるジュール・トムソン効果である。それに加えて二重管式熱交換器も重要な要素となる。具体的な冷却過程は以下の通りである。

- (1-2) 冷媒をガスボンベから供給。
- (2-3) 熱交換部内管を流れる高温の冷媒は、環状部を流れる低温の冷媒と熱交換し、予冷される。
- (3-4) 絞り部でジュール・トムソン膨張し、温度が低下する。
- (4-5) 絞り出口で発熱体から熱を奪う。
- (5-6) 最後に熱交換部の環状部を流れ、内管

を流れる高温の冷媒を予冷する。
(6-7) 大気へと開放される。

4. 研究成果

(1) 数値解析

数値計算により、冷媒条件や冷凍機の寸法を入力値として、温度分布や質量流量の推算を試みた。計算モデルは、実際の冷凍機同様に熱交換部と絞り部から構成される。Fig. 6 に熱交換部における計算モデルを示す。冷凍機を微小区間に区切り、各要素ごとの熱収支計算を行った。計算に必要なとされる冷媒の物性値は PROPATH [1], または NIST WebBook [2]を用いた。

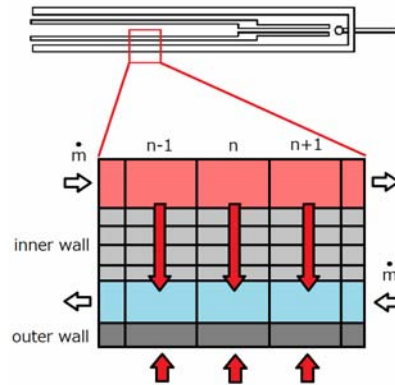


Fig. 6. 熱交換部における計算モデル

冷凍機に流入してきた高温の冷媒は、熱交換部の内管を流れ、熱交換は熱交換部内管とのみ行われる。そこで、各区間のエンタルピー h は式(2)によって表される。

$$h_{h,n} = h_{h,n-1} - \frac{Q_{h,n-1}}{\dot{m}} \quad (2)$$

$$= h_{h,n-1} - \frac{\alpha_{h,n-1} A_i (T_{h,n-1} - T_{w,n-1})}{\dot{m}}$$

ここで、 α は熱伝達率、 A_i は内管の内表面積で、温度 $T_{h,n}$ は、 $T_{h,n} = T(P_{h,n}, h_{h,n})$ のように圧力 $P_{h,n}$ とエンタルピー $h_{h,n}$ から決定される。絞り部で膨張し、低温となった冷媒は、熱交換部の環状流路を流れ、内管との熱交換に加えて外管からの入熱を伴う。そこで、各区間のエンタルピーは式(3)によって表される。

$$h_{c,n} = h_{c,n+1} + \frac{Q_{c,n+1} + Q_{c,n+1} + Q_{rad,n+1}}{\dot{m}}$$

$$= h_{c,n+1} + \frac{\alpha_{c,n+1} A_o (T_{w,n+1} - T_{c,n+1}) + Q_{c,n+1} + Q_{rad,n+1}}{\dot{m}} \quad (3)$$

ここで、温度 $T_{c,n}$ は、 $T_{c,n} = T(P_{c,n}, h_{c,n})$ で決定される。また、 $Q_{c,n+1}$ と $Q_{rad,n+1}$ はそれぞれ、

自然対流とふく射による入熱である。絞り部における計算は、熱交換部同様に、微小区間に区切り、各要素ごとの熱収支計算を行っている。絞り部では、圧力が流れ方向に単調減少し、絞り出口で、冷媒の流速が音速 w になることから、冷媒の質量流量 \dot{m} は冷媒密度 ρ 、絞り管の断面積 A_{cap} を用いて、式(4)で計算することができる。

$$\dot{m} = \rho w A_{\text{cap}} \quad (4)$$

数値計算全体としては、熱交換部と絞り部の熱収支計算を値が収束するまで行うことで温度分布と質量流量を求める。これらの手順をまとめると、以下ようになる。

- ① 高温冷媒の初期温度分布 T_h と壁面の温度分布 T_w を仮定する。
- ② 絞り部内管入り口温度 $T_{\text{cap, in}}$ が決定される。
- ③ 絞り部での熱収支計算から、質量流量 \dot{m} と絞り部環状流路出口温度 $T_{\text{cap, out}}$ を求める。
- ④ 絞り部環状流路出口温度 $T_{\text{cap, out}}$ は低温になった冷媒の入口温度 $T_{\text{c, in}}$ と等しい。そこで、熱交換部での熱収支計算を行い、低温冷媒の温度分布 T_c と高温冷媒の温度分布 T_h を新しく求める。
- ⑤ 上記②に戻り、繰り返し計算を値が収束するまで行う。

(2) 実験結果

① 冷媒

エチレンを冷媒とし、入口圧力を 1.5 MPa として実験を行ったときに得られた温度および圧力変化を Fig. 7 に示す。入口圧力 P_{in} が高くなると、瞬時に冷却部 T_c の温度が低下していく。圧力が高くなった直後に入口温度 T_{in} が一旦上昇しているが、これは温度を測定する真鍮ブロック内の圧力上昇により断熱圧縮が起こったためである。各測定項目とも時間が経過するにつれて定常状態となっている。窒素、二酸化炭素、エチレン、亜酸化窒素を用い、入口圧力 0.5, 1.0, 1.5, 2.0 MPa として温度降下量を測定した。この結果を Fig. 8 に示す。実験条件は、大気圧下で、熱交換部長さ 450 mm、内管材質 SUS304、外管は内径 0.60/外径 0.80 mm である。窒素を冷媒とした場合には、入口圧力を 1.0, 2.0, 3.0, 4.0, 5.0 MPa とした。窒素の場合、ジュール・トムソン係数が小さく、低圧の場合大きな温度降下を得ることは難しい。また、他の冷媒の場合には、高圧になると相変化を伴う温度付近まで温度が低下し、このとき、流路が閉塞して流量が安定しなくなるため、2.0 MPa までの

測定とした。温度降下量は、エチレン、亜酸化窒素、二酸化炭素、窒素の順に大きくなっており、窒素以外の 3 種類は同程度の温度降下量であった。各冷媒のジュール・トムソン係数は、例えば 2.0 MPa の場合、Fig. 9 に示すような値となり、他の冷媒と比較して、窒素のみ小さい。Fig. 8, 9 から温度降下量はジュール・トムソン係数の大きさに決定されると言える。

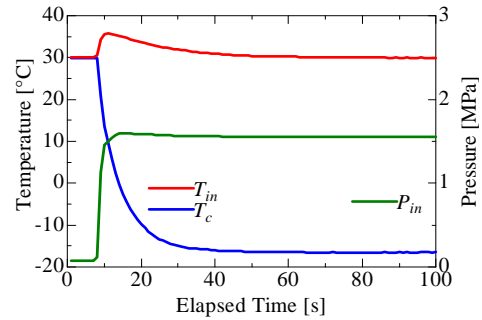


Fig. 7. エチレン 1.5 MPa での温度、圧力測定

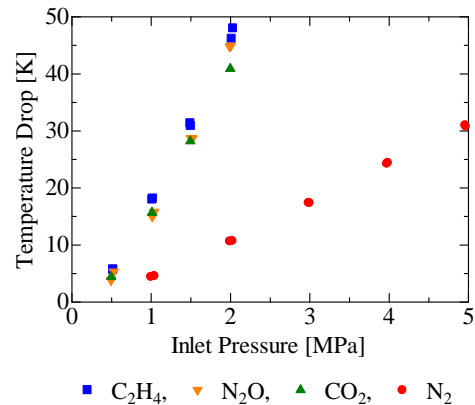


Fig. 8. 各種冷媒における温度降下量の測定

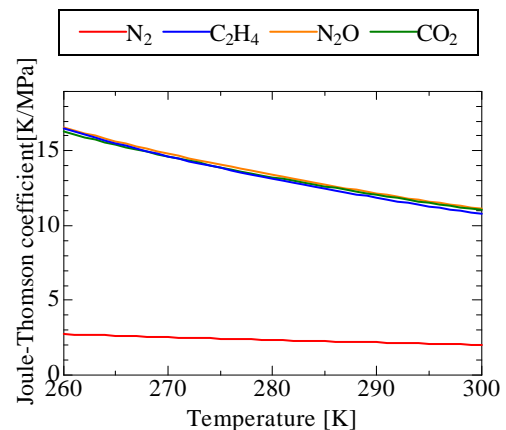
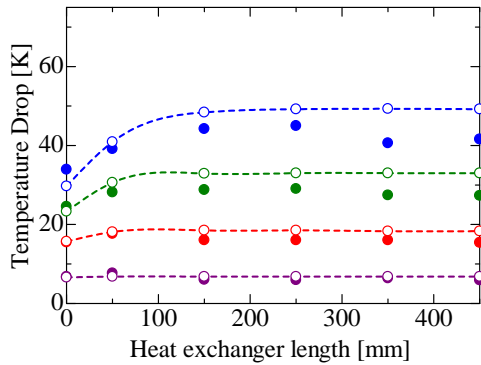


Fig. 9. 冷媒のジュール・トムソン係数 (2.0 MPa)

② 熱交換部長さ

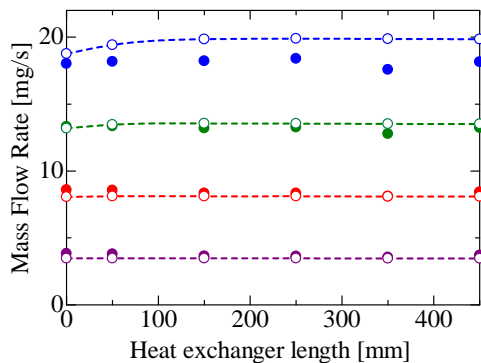
数値計算によれば、冷媒に二酸化炭素を用いたとき、絞り内管のジュール・トムソン膨張のみで得られる温度降下量は 2.0 MPa で 20

K程度である。しかし、実際には熱交換部における予冷の効果で、より大きな温度降下量を得ることができる。熱交換部は冷凍機の性能向上に重要な役割を果たすため、熱交換部長さの異なる冷凍機を製作し、その影響について考察した。冷媒は二酸化炭素とし、試験した熱交換部の長さは 0, 50, 150, 250, 350, 450 mm の 6 種類で、内管には SUS304 を用いた。外管は内径 0.60/外径 0.80 mm である。Fig. 10, 11 に大気圧下で行ったときの温度降下量と質量流量の実験結果を数値計算結果とともに示す。入口圧 0.5 MPa の場合、熱交換部長さの影響はほとんど見られなかった。これは絞り部が絞りとしての機能だけでなく、二重管式熱交換器としての機能を持つためである。2.0 MPa の場合には、最も大きい温度降下量が得られた熱交換部長さは 200 mm 程度である。同様に、圧力別に必要長さを見ると、1.0 MPa で 50 mm 程度、1.5 MPa で 100 mm 程度と圧力が高くなるにつれて必要熱交換部長さが長くなっている。また、その長さ以上になると、どの圧力においても温度降下量はほとんど変わらなかった。



$P_{in} = 2.0 \text{ MPa}$: ● Exp., ○ Cal. $P_{in} = 1.5 \text{ MPa}$: ● Exp., ○ Cal.
 $P_{in} = 1.0 \text{ MPa}$: ● Exp., ○ Cal. $P_{in} = 0.5 \text{ MPa}$: ● Exp., ○ Cal.

Fig. 10. 二酸化炭素を用い、熱交換部長さを变化させたときの温度降下量



$P_{in} = 2.0 \text{ MPa}$: ● Exp., ○ Cal. $P_{in} = 1.5 \text{ MPa}$: ● Exp., ○ Cal.
 $P_{in} = 1.0 \text{ MPa}$: ● Exp., ○ Cal. $P_{in} = 0.5 \text{ MPa}$: ● Exp., ○ Cal.

Fig. 11. 二酸化炭素を用い、熱交換部長さを变化させたときの質量流量

数値計算結果と実験結果を比較すると、温度降下量で 20 %、質量流量で 10 % 以内で一致している。2.0 MPa のとき、温度降下量における差が比較的大きく現れているが、これは高压になるほど、温度降下量が大きくなり、入熱の影響を受けやすく、この見積りが難しいためであると考えられる。また、チャンバー内を真空引きした減圧下での実験では、自然対流による入熱がないため、大気圧下よりも大きな温度降下量が得られる。例えば熱交換部長さ 250 mm で入口圧力 2.0 MPa の場合、大気圧下では 45 K の温度降下量だが、減圧下では 68 K の温度降下量が得られた。

その他、本研究では、熱交換部長さだけではなく、Table 1 に示すような寸法条件で、熱交換部外管直径や熱交換部内管材質を変えた実験を大気中にて行ったが、これらに関する顕著な影響は見られなかった。

③ 冷凍能力試験

ヒーターを用いて冷凍機先端に熱負荷を加え、冷凍能力に関する実験を行った。冷媒には二酸化炭素を用い、熱交換部長さは 450 mm、外管は内径 0.60/外径 0.80 mm、内管には SUS304 を使用した。Fig. 12 に冷凍機にヒーターを取り付けたときの概略図を示す。熱負荷は、ヒーターから熱伝導率の高いアルミナブロックを通して真鍮製チップに与えられる。実験結果を Fig. 13 に示す。同じ入口圧力で見ると、熱負荷を上げていくことによって蒸発器温度が上がっているのが分り、どの圧力でも熱負荷に対して比例している。最大熱負荷である 550 mW を加えたときには、入口圧力 2.5 MPa のときに 300 K とほぼ室温程度で、3.0 MPa のときには 271 K となった。研究当初の性能目標は、273 K で冷凍能力 100 mW であったので、それを踏まえると十分な性能を発揮している。

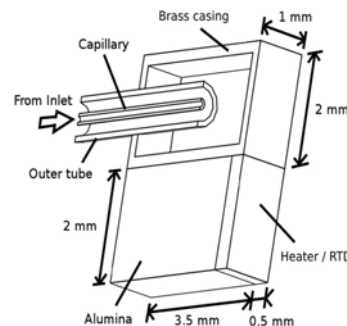


Fig. 12. ヒーターを設置したときの冷凍機先端の概略図

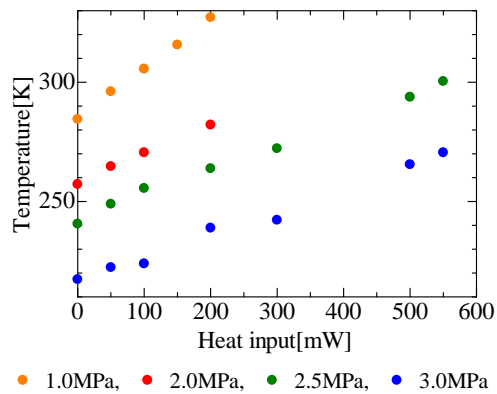


Fig. 13. 熱負荷を加えたときの冷凍能力

(5) まとめ

本研究により、得られた成果についてまとめる。

- ① 冷凍機の冷却能力を推算する数値解析モデルは、温度降下量 20%，質量流量 10% 以内で実験値を良好に再現することができる。
- ② 熱交換部長さは、低圧の場合、ほとんど影響は無いが、高圧では最低 200 mm 程度必要である。
- ③ ヒーターで 550 mW の熱負荷を加えた実験では、冷媒に二酸化炭素を用い、入口圧力を 3.0 MPa としたとき、蒸発器温度を 271 K に保つことができた。

参考文献

- [1] PROPATH Group, A Program Package for Thermophysical Properties of Fluids: PROPATH Ver.12.1 (2001)
- [2] E. W. Lemmon, M. O. McLinden, and D. G. Friend, "Thermophysical Properties of Fluid Systems", in NIST Chemistry WebBook, NIST Standard Reference Database Number 69, Eds. P. J. Linstrom and W. G. Mallard, National Institute of Standards and Technology, Gaithersburg MD, 20899, <http://webbook.nist.gov>

5. 主な発表論文等

(研究代表者、研究分担者及び連携研究者には下線)

[雑誌論文] (計 1 件)

- ① A. Widyaparaga, M. Kuwamoto, A. Tanabe, N. Sakoda, H. Kubota, M. Kohno, Y. Takata, Study on a Wire-type Joule Thomson Microcooler with a Concentric Heat Exchanger, Applied Thermal Engineering, 査読有, Vol. 30, 2010, pp. 2563-2573.

[学会発表] (計 6 件)

- ① M. Kuwamoto, A. Widyaparaga, N. Sakoda,

M. Kohno, Y. Takata, Effect of Working Gas and Heat Exchanger Dimensions on Joule Thomson Microcooler Performance, International Symposium on Innovative Materials for Processes in Energy Systems 2010, For Fuel Cells, Heat Pumps and Sorption Systems, 2010 年 11 月 29 日, Singapore.

- ② A. Widyaparaga, M. Kuwamoto, N. Sakoda, M. Kohno, Y. Takata, Theoretical Study of a Flexible Wiretype Joule Thomson Microrefrigerator for Use in Cryosurgery, 8th International Conference on Nanochannels, Microchannels and Minichannels, 2010 年 8 月 3 日, Canada.
- ③ 鍛本将志, Widyaparaga Adhika, 迫田直也, 久保田裕巳, 河野正道, 高田保之, フレキシブル JT マイクロ冷凍機の研究, 第 15 回動力・エネルギー技術シンポジウム, 2010 年 6 月 21 日, 早稲田大学国際会議場.
- ④ A. Widyaparaga, M. Kuwamoto, N. Sakoda, H. Kubota, M. Kohno, Y. Takata, Study of Heat Exchange Performance in a Cylindrical Micro Heat Exchanger, 第 15 回動力・エネルギー技術シンポジウム, 2010 年 6 月 21 日, 早稲田大学国際会議場.
- ⑤ A. Widyaparaga, M. Kuwamoto, N. Sakoda, H. Kubota, M. Kohno, Y. Takata, Theoretical Analysis of the Wire-type Joule-Thomson Microcooler, 第 47 回日本伝熱シンポジウム, 2010 年 5 月 28 日, 札幌コンベンションセンター.
- ⑥ アディカ ウィジャパラガ, 鍛本将志, 迫田直也, 久保田裕巳, 河野正道, 高田保之, ワイヤ型マイクロ冷凍機に関する研究, 日本機械学会熱工学コンファレンス 2009, 2009 年 11 月 7 日, 山口大学工学部常盤キャンパス.

6. 研究組織

(1) 研究代表者

迫田 直也 (SAKODA NAOYA)

九州大学・水素エネルギー国際研究センター・特任助教

研究者番号：30532337

(2) 研究分担者

なし

(3) 連携研究者

なし