研究論文

磁気ヒートポンプ装置における AMR 形状に関する考察

川南 剛^{*1,†}, 平野 繁樹^{*2}, 戸羽 篤也^{*2}, Didier VUARNOZ^{*3}

Comprehensive Consideration on AMR Configuration for Magnetocaloric Heat Pump

Tsuyoshi KAWANAMI^{*1,†}, Shigeki HIRANO^{*2}, Atsuya TOBA^{*2} and Didier VUARNOZ^{*3}

Synopsis: This paper discusses the system performance of a magnetic heat pump with an active magnetic regenerator. The heat-transfer coefficient and pressure drop in the AMR are performed analytically. Measurements on the experimental magnetic heat pump test device are performed using distilled water as the working fluid. The coupling of a one-dimensional thermal model is presented. The thermal model takes into consideration the magneto-caloric effect as a source term and the energy conservation between a solid and a fluid. At cyclic steady states, the temperatures of the fluid on both sides of the regenerator are calculated numerically and compared with the measurement results. A reasonable agreement between simulations and experiments confirms the validity of the proposed model.

Keywords: magneto-caloric effect, heat pump, active magnetic regenerator, numerical simulation

(Some figures in this article may appear in colour only in the electronic version)

1. はじめに

室温域で稼働する磁気ヒートポンプシステムでは、蓄熱および再生機能を有した Active Magnetic Regenerator (AMR) と呼ばれる再生器、および AMR を活用した熱力学的サイクルを用いることが効果的なヒートポンプ作用を得るために必要となる。そのため、AMR は室温域で稼働する磁気ヒートポンプシステムにおいて、最も重要な要素機器である。AMR は、実際には磁場変化によって吸発熱を発現し、加えて蓄熱・再生器としての機能を有する磁気熱量効果材料 (Magnetocaloric Material; MCM) を成形した小さな熱交換器であり、その構造は、1) 多くの磁気作業物質を小さな体積に収めること、2) 熱交換媒体の流路を確保すること、3) 流れ方向における材料内の熱伝導を抑制すること、などの条件を満たしているのが理想的である。しかしながら、これまで開発されてきた磁気熱量効果材料は、加工性や、強度および耐久性といった機械的

性に乏しく、材料を任意形状に加工する技術がいまだ確立していないのが現状である。そのため、球粒子充填や粉末焼結など、AMR 形状が取り得る形状は限られ、さまざまな AMR 形状を採用した場合のヒートポンプ特性に及ぼす検討は数少ない¹⁻³⁾。これまでの磁気冷凍・ヒートポンプ装置で広く採用されてきた粒子充填層からなる AMR は、熱交換特性に優れていることから、熱輸送能力を上げるためには非常に効果的な方法である一方、熱交換媒体を流動させる際に大きな駆動力が必要となり、結果として熱輸送能力と消費動力の比である成績係数 (Coefficient Of Performance; COP) を低下させる要因となりうる。そこで本研究では、流体駆動動力を低減させ COP の向上を図ることを目的として、平板積層型の AMR を構築しその熱輸送特性および圧力損失挙動に関して、実験および解析を用いて検討を加えた。また、得られたデータについて粒子充填層型 AMR との比較を行うことにより、形状およびシステム運転に関して、最適条件の推定を行った。

主な記号一覧

A : 面積 [m²], c_p : 比熱 [J/(kg·K)], d : 直径, 粒径 [m], G : 流量 [kg/s], L : 充填層長さ [m], m : 質量 [kg], T : 温度 [°C], t : 時間 [s], u : 流速 [m/s], UF : 熱利用率 [-], α : 熱伝達率 [W/(m²·K)], ΔP : 圧力降下 [Pa], ΔT : 温度差 [K], ε : 空隙率 [-], η : 粘性係数 [Pa·s], ρ : 密度 [kg/m³], λ : 熱伝導率 [W/(m·K)], ψ : 固体領域率 [-]
 添え字 f: 流体, MCM: 磁気熱量効果材料, p: 粒子, pb: 粒子充填層構造, pl: 平板積層構造, s: 固体

Received November 7, 2014

^{*1} 神戸大学大学院 工学研究科

〒657-8501 兵庫県神戸市灘区六甲台町 1-1

Kobe University, 1-1 Rokkodai-cho, Nada-ku, Kobe, Hyogo 657-8501, Japan

^{*2} 北海道立総合研究機構 産業技術研究本部 工業試験場

〒060-0819 北海道札幌市北区北 19 条西 11 丁目

Hokkaido Research Organization, Industrial Research Institute, N19 W11, Kita-ku, Sapporo, Hokkaido 060-0819, Japan

^{*3} University of Applied Sciences of Western Switzerland

Route de Cheseaux 1, CH-1401 Yverdon-les-Bains, Switzerland

[†] E-mail: kawanami@mech.kobe-u.ac.jp

DOI: 10.2221/jesj.50.72

2. AMR 形状と熱伝達および圧力損失の関係

これまで、磁気ヒートポンプに用いる AMR の形状で一般的であった、球粒子充填層構造と平板積層構造の両者について、熱伝達率および圧力損失の解析的検討を行った。

2.1 AMR 内熱伝達特性の評価

球粒子充填層の熱伝達特性を表すヌッセルト数 Nu_{pb} は、充填層再生器の熱伝達率を評価するために用いられる、以下の Achenbach の式⁴⁾ により算出した。

$$Nu_{pb} = \frac{\alpha_{pb} d_s}{\lambda_f} = \left[(1.18 Re^{0.58})^4 + (0.23 Re_h^{0.75})^4 \right]^{1/4} \quad (1)$$

ここで、 α_{pb} [$W/(m^2 \cdot K)$]、 d_s [m]、および λ_f [$W/(m \cdot K)$] はそれぞれ、球充填層と熱交換流体との間の熱伝達率、粒子直径、および熱交換媒体の熱伝導率である。また Re は、空塔速度 u_0 [m/s] および粒子径 d_s を基準としたレイノルズ数を、 Re_h は、充填層内の隙間流速 u_p [m/s] および水力直径 d_h [m] を基準としたレイノルズ数であり、それぞれ以下の式で定義される。

$$Re = \frac{\rho_f u_0 d_s}{\eta_f} \quad (2)$$

$$Re_h = \frac{\rho_f u_p d_h}{\eta_f} = \frac{Re}{1-\varepsilon} \quad (3)$$

ここで、 ρ_f [kg/m^3] および η_f [$Pa \cdot s$] はそれぞれ、熱交換流体の密度および粘性係数であり、 ε は充填層の空隙率である。なお、 u_p および d_h と ε の関係は、充填層の総体積を V_e [m^3]、固体領域粒子の体積を V_s [m^3] とすると以下に示す形で示される。

$$\varepsilon = 1 - \frac{V_s}{V_e} \quad (4)$$

$$u_p = \frac{u_0}{\varepsilon} \quad (5)$$

$$d_h = d_s \frac{\varepsilon}{1-\varepsilon} \quad (6)$$

一方、平板積層型 AMR 内のヌッセルト数 Nu_{pl} の計算には、平行平板間における層流熱伝達の計算式である、以下に示す Shah and London の式⁵⁾ を用いた。

$$Nu_{pl} = \frac{\alpha_{pl} d_h}{\lambda_f} = \begin{cases} Nu_1 + 0.0235 Gz & (Gz < 166.6) \\ Nu_2 + 0.6 & (166.6 \leq Gz < 2000) \\ Nu_2 & (2000 \leq Gz) \end{cases} \quad (7)$$

$$Nu_1 = \lim_{Gz \rightarrow 0} Nu = 7.541$$

$$Nu_2 = \lim_{Gz \rightarrow \infty} Nu = 1.849 Gz^{1/3}$$

式 (7) 中の Gz は、グレッツ数と呼ばれる無次元数であり、流路内層流の温度境界層の発達領域を示す指標として以下のように定義される。

$$Gz = \frac{Pr Re_h}{L/d_h} = \frac{u_p \rho_f c_{pf} d_h^2}{\lambda_f L} \quad (8)$$

ここで、 Pr 、 c_{pf} [$J/(kg \cdot K)$]、および L [m] はそれぞれ、熱交換媒体のプラントル数、比熱、およびプレートの流れ方向長さである。なお、式 (8) の計算に用いられる平行平板における水力直径 d_h は、無限平行平板を仮定して、平板間の隙間高さ s [m] の 2 倍の値を用いた。

Fig. 1 に、式 (1) および式 (7) を用いて計算した、粒子充填層構造および平板積層構造 AMR の熱伝達率の値を、横軸に流路入口平均流速をとって示す。なお、流路の長さは 100 mm とし、熱交換媒体として水の物性値を用いて計算を行った。また、粒子充填層において、粒子径 d_s は実験と同様の 6×10^{-4} m (0.6 mm) としており、空隙率は実際の AMR 粒子充填層における測定結果である 0.36 とし、計算を行った。さらに平板積層構造における流路の間隙 s は 0.5 mm、平板の厚み t_p は 1 mm とした。この場合の空隙率は 0.3 である。

Fig. 1 より、粒子充填層の熱伝達率に比べ、平板積層構造では熱伝達率が大幅に低くなる傾向が見てとれる。またその傾向は、流速が早くなるに従い顕著になることがわかる。そのため、平板積層構造 AMR では、熱の移動に際して、流速を上げるなど、1 サイクル間の伝熱量を多くすることが必要となる。

2.2 AMR 内圧力損失特性の評価

AMR を流動する熱交換媒体の駆動力低減を目指し、球粒子充填層および積層平板流路内を流れる熱交換媒体の圧力損失に関して見積もりを行った。

球粒子充填層の圧力損失 ΔP_{pb} [Pa] の評価には、Macdonald ら⁶⁾ によって提案された、広範囲な粒子形状に適用可能な以下に示す修正 Ergun の式を用いた。

$$\Delta P_{pb} = \left[1.8 \frac{1-\varepsilon}{d_s \varepsilon^3} \rho_f u_0^2 + 180 \frac{(1-\varepsilon)^2}{d_s^2 \varepsilon^3} \eta_f u_0 \right] L \quad (9)$$

Fig. 1 Analytical results of heat-transfer coefficient for particle-packed and plate-stacked AMRs.

ここで、 L [m]は球粒子充填層の流れ方向長さである。

一方、平板積層構造における圧力損失 ΔP_{pl} [Pa]は、入口における流路の急縮小および出口における急拡大の影響を考慮し、以下の式で表されることが知られている⁷⁾。

$$\Delta P_{pl} = \left(K_C + 4 f_{app} \frac{L}{d_h} + K_E \right) \rho_f \frac{u_{ch}^2}{2} \quad (10)$$

ここで、 K_C および K_E は、急縮小および急拡大によって加わる圧力損失係数であり、以下の式により表される⁸⁾。

$$K_C = 0.42 (1 - \sigma^2) \quad (11)$$

$$K_E = (1 - \sigma^2)^2 \quad (12)$$

また、 σ は縮小・拡大の面積比であり、積層方向の流路高さを W [m]、積層枚数を N_{fin} とすると、

$$\sigma = \frac{W - N_{fin} t_p}{W} \quad (13)$$

と表される。式 (10) における f_{app} は、積層平板内の発達過程における摩擦損失係数であり、発達した流れの摩擦損失係数を f 、水力直径 ($d_h = 2s$) および隙間流速 u_{ch} を基準としたレイノルズ数を Re_{dh} とすると、以下の式で表すことができる。

$$f_{app} Re_{dh} = \left[\left(\frac{3.44}{\sqrt{L^*}} \right)^2 + (f Re_{dh})^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (14)$$

ここで、 L^* は下式によって与えられる。

$$L^* = \frac{L/d_h}{Re_{dh}} \quad (15)$$

また、発達した流れの摩擦損失係数 f は、流路幅を B [m] とすると平板間流路のアスペクト比 (s/B) の関数として、以下の式によって定義される。

$$f Re_{dh} = 24 - 32.527 \left(\frac{s}{B} \right) + 46.721 \left(\frac{s}{B} \right)^2 - 40.829 \left(\frac{s}{B} \right)^3 + 22.954 \left(\frac{s}{B} \right)^4 - 6.089 \left(\frac{s}{B} \right)^5 \quad (16)$$

Fig. 2 Analytical results of pressure drop for particle-packed and plate-stacked AMRs.

Fig. 2 に、式 (9) および式 (10) を用いて計算した、粒子充填層構造および平板積層構造 AMR の圧力損失の値を、横軸に流路入口平均流速をとって示す。なお、熱伝達率の計算と同様に流路の長さは 100 mm、平板積層構造における流路の間隙 s は 0.5 mm、平板の厚み t_p は 1 mm、および積層方向の流路高さは 10 mm として計算を行った。Fig. 2 より、平板積層構造では粒子充填層に比べ、流路通過時の圧力低下の値が顕著に小さく、平板積層構造による AMR では、流体駆動力を大きく低減できる可能性があることが明らかとなった。特に、低流速域においては、熱伝達率の低下が半分程度となるのに対し、圧力損失の低下は 2 桁程度となり、この速度領域において平板積層構造型 AMR の利点が顕著にみられるようになると思われる。

Fig. 3 に、 $u_0 = 0.05$ m/s および 0.2 m/s のそれぞれの条件における、粒子充填層構造および平板積層構造 AMR の圧力損失の推定値を横軸に空隙率をとって示す。図より、両構造とも空隙率の増加とともに圧力損失は低下する傾向が見られるが、実際の構造においては粒子充填層構造 AMR の充填率を任意に変化させることは困難であり、COP 向上の観点から見た構造の柔軟性は、平板構造型のほうが高いと言える。

2.3 熱交換特性の検討

AMR の熱交換特性と条件設定の指針を得るため、一般的な熱交換器の設計の際に用いる伝熱ユニット数 NTU の指標を用いて熱交換の有効度を評価する。 NTU の定義式は以下のとおりであり、流体の熱容量流量に対する熱交換の度合いを示す無次元量である。

$$NTU = \frac{\alpha A}{G c_{p,f}} \quad (17)$$

ここで、 A [m²] および G [kg/s] はそれぞれ、伝熱面積および熱交換媒体の質量流量である。式 (17) からわかるように NTU は物質間の伝熱量と熱容量流量の比であり、一般的には熱交換器の大きさの尺度を示す指標である。また、

Fig. 3 Analytical results of pressure drop as a function of AMR porosity.

NTU が大きくなるにつれて熱交換器は熱力学的な限界に近づき、限界値以降は、その熱交換器は熱交換効率に対し過剰な大きさおよび能力を有していることを意味する。

Fig. 4 に、流路内空塔速度 u_0 と NTU の関係を、球粒子充填層構造および積層平板構造の流路に対して示す。Fig. 4 より、流速が低い条件において NTU が高くなり、流速が高くなるにつれて NTU は小さく一定値に収束する傾向となっていることがわかる。これは、Fig. 1 からわかるように、流速の増加に対する熱伝達率の増加割合が一定ではなく、流速の増加により流体の温度が変化しにくくなっていることを表している。また、一般的な熱交換器では NTU はおよそ 4 程度以上で熱通過有効度（エネルギー効率）が一定値となることが知られており、それを鑑みると、粒子充填層においては、比較的広い流速条件範囲においてすでに熱通過有効度は飽和しているものと考えられる。つまり、現状よりさらに流速を上げて伝熱促進を図ることは、圧力損失の上昇を招くだけであり、システム最適化の観点から避けるべきである。また、平板積層構造については、同じ流量条件において熱伝達率を増加させること、積層枚数を増やして伝熱面積を増加させること、流速を下げて流体側の熱容量流量を下げることで、システム性能を向上させる要件になり得ると考えられる。

3. 平板積層構造 AMR の特性評価実験

AMR 磁気ヒートポンプサイクルの熱輸送特性は、磁気作業物体である磁性体と熱交換媒体との熱交換特性に大きく影響されるため、伝熱工学の観点からの検討が不可欠である。そこで本研究では、実際に平板積層構造を有する AMR 試験システムを実際に構築し、磁性体と熱交換媒体との熱交換特性に関して実験的に検討を行った。

3.1 実験装置概略

Fig. 5 に、本実験で用いた実験装置の概略図を示す。本実験装置は、①平板積層 AMR スタック、②磁気回路、③

Fig. 4 Number of transfer units as a function of superficial fluid velocity.

加熱ヒーター、④攪拌装置、⑤ディスプレイサー、⑥循環ポンプ、および⑦恒温水槽より構成されている。試験部流路の内寸法は、高さ 30 mm、長さ 190 mm、奥行き 8 mm であり、AMR スタックの長さは 50 mm である。AMR スタックは、12 mm×50 mm、板厚 1 mm のガドリニウム平板を 0.5 mm の間隔を空けて 20 枚積層させた構造となっている。

AMR 試験部は、平板状の磁気作業物質が充填されている試験セル、熱負荷付与のためのカートリッジヒーター（低温端側のみ）、攪拌のためのスターラーローター、および温度測定のための測温抵抗体から構成されている。試験部の両端には内径 4 mm、外径 6 mm のポリウレタンチューブが接続され、それぞれのチューブは熱交換媒体を駆動するためのディスプレイサー（FESTO 製 DGO-12-300-P-A-B）に接続されている。また、温度測定のための測温抵抗体が高温端と低温端に 1 箇所ずつ、計 2 箇所設置されている。AMR スタックの仕様を Table 1 に示す。

本実験では、高温端温度を温度設定条件とするため、恒温槽および循環装置により温度管理を行った。恒温、攪拌、および循環のための装置は、高温端に取り付けられた恒温槽（ヤマト科学製 低温恒温水槽 BB600）、および低温端に設置されているマグネチックスターラー（アズワン株式会社 S-1 1-4609-25）から構成される。恒温槽には所定の温度の熱交換媒体を循環させる機能があり、恒温槽と試験部の高温端を接続することで、高温端の所定の温度に保つことができる。恒温槽の温度は、 -30°C から $+80^{\circ}\text{C}$ まで設定が可能で、循環する流体の流量も調節可能である。また、マグネチックスターラーは、低温端に設置された回転子を回転させることで、低温端内の熱交換媒体を攪拌させ、低温端内の温度を均一に保つために供している。なお、試験部の両端には圧力差を測定するために圧力センサーが取り付けられている。

Fig. 5 Schematic diagram of the experimental apparatus: (1) AMR test section; (2) magnetic circuit; (3) electric heater; (4) stirrer; (5) displacer; (6) pump; and (7) thermostatic bath.

Table 1 Analytical model dimensions for the plate-stacked AMR

Parameters, Symbol (Unit)	Values
Dimension, $W \times B \times L$ (m)	$0.030 \times 0.008 \times 0.050$
Thickness of the plates, t_p (m)	1×10^{-3}
Gap between the plates, s (m)	5×10^{-4}
Mass of refrigerant, m (kg)	0.057
Number of plates, n (-)	20.00
Heat transfer surface, A_I (m ²)	0.016
Packing factor, ψ (-)	0.667

3.2 磁気回路駆動系

本研究では、磁気作業物質への励消磁に永久磁石を用いている。永久磁石の往復駆動系は、試験部に磁場を与える磁気回路およびコントロール部を含む電動スライダーより構成される。磁気回路は、ヨークによってネオジウム永久磁石 2 個 (Nd-Fe-Bo) を 20 mm の間隔をあけて設置された口の字型閉回路となっており、磁石間の中心平面方向 60 mm×60 mm の範囲で最大磁束密度 1.1 テスラを得ることができる。電動スライダーは、スライダー部 (オリエンタルモーター製, EZHS6A-40I), スライダーを駆動させるドライバー (オリエンタルモーター製, EZMC24I-A), およびスライダーの所定の往復運動を行うためのコントローラー (オリエンタルモーター製, EMP401-1) より構成されており、スライダー上部の移動ステージ上に設置された磁気回路を、任意の移動距離、速度、および位置で移動させることが可能になっている。なお、電動スライダーの制御は、パーソナルコンピュータにより作成した運転プログラムを、駆動ドライバーを経由して実行させることで行った。

3.3 実験条件

本実験における実験パラメーターは、恒温端温度 T_h , 熱利用率 (Utilization factor; UF), およびディスプレイ移動時間 t_e とした。また、実験パラメーターの数値を **Table 2** に示す。なお、熱利用率は、AMR で生じる熱量変化のうち、どの程度を流体が有効に運んだかを示す指標であり、以下のように定義される。

$$UF = \frac{G c_{pf} t_e}{m_s c_s} \quad (18)$$

ここで、 m_s [kg] は充填された磁気作業物質の質量、 c_s および c_{pf} [J/(kg·K)] はそれぞれ、磁気作業物質および熱交換媒

体 (本研究では水) の比熱である。

3.4 結果および考察

3.4.1 UF と温度差の関係

Fig. 6 に、 UF と熱負荷無しの条件において得られた最大温度差 ΔT の関係を示す。図は、 UF と定常後に到達した高温端と低温端の最大温度差の関係を示したものである。図中の 4 本の線は、高温端温度の違いによる結果を示している。Fig. 6 より、いずれの UF の条件においても、磁気作業物質のキュリー点近傍の条件となる $T_h=21^\circ\text{C}$ の場合に温度差 ΔT が最大値となっていることがわかる。また、本実験における温度差の最大値は、約 5.9 K であった。

3.4.2 熱交換媒体移動時間と温度差の関係

次に、熱交換媒体移動時間 t_e と高温端と低温端の温度差 ΔT の関係を **Fig. 7** に示す。Fig. 7 より、 UF の値により、 ΔT に最大値が現れているのは前項の結果と同様であるが、その一方で、 t_e が大きくなるにつれて ΔT が小さくなっている傾向が見て取れる。 UF が一定で t_e が変化するということは、 UF の定義である式 (18) から考えると、充填層内の流速 (流量) が変化することに他ならない。つまり、 t_e が大きくなると流速は低下し、 t_e が小さくなると流速は増加することになる。したがって、温度差 ΔT を大きくするためには、最適な UF の条件範囲内において、流路内を流れる流速を大きくし、熱伝達を促進させることが効果的であると考えられる。

3.4.3 高温端温度と温度差の関係

ここまで、個別の条件にて得られる温度差を比較し、最大温度差が得られるための最適な条件が存在することが分

Table 2 Experimental conditions

Parameters, Symbol (Unit)	Values
Hot end temperature, T_h (°C)	17, 19, 21, 23
Utilization factor, UF (-)	0.25, 0.5, 0.75, 1.0, 1.25, 1.5
Displacing time of water, t_e (s)	0.75, 1.0, 1.25, 1.5

Fig. 6 Effect of hot end temperature on maximum temperature span as a function of utilization factor.

Fig. 7 Effect of hot end temperature on maximum temperature span as a function of utilization factor.

かった。本項では、それらの結果をまとめ最適な運転条件に関する考察を加える。

Fig. 8 に、 $T_h = 21^\circ\text{C}$ の場合における最大温度差 ΔT の条件を、熱交換媒体の移動条件という観点から t_c および UF の関係として示す。Fig. 8 より、 t_c および UF の値に、 ΔT が最大となる最適条件が存在することがわかる。なお、本実験で設定した条件の範囲内で、 ΔT が最大となる熱交換媒体の移動条件は、 $t_c = 0.75$ 、 $UF = 0.5$ の場合であり、そのときの最大温度差 ΔT は 3.4.1 項で示したとおり約 5.9 K であった。最適値が生ずる条件は、熱交換媒体の充填層内における流動条件および流動特性に大きく影響されると考えられる。したがって、AMR 磁気ヒートポンプの高性能化・高効率化のためには、充填層内における充填作業物質と熱交換媒体の伝熱特性に加え、充填層内における熱交換媒体の詳細な流動挙動についても検討を行う必要があると考えられる。

Fig. 8 Relationship between maximum temperature span, fluid displaced time, and utilization factor at $T_h = 21^\circ\text{C}$.

3.4.4 圧力損失および COP の比較

Fig. 9 に、粒子充填層構造 AMR (○印) および平板積層構造型 AMR (□印) によって得られた、最大温度差を横軸に UF をとって示す。また、同時に、実験によって得られた粒子充填層構造の COP (COP_{pb}) と平板積層構造の COP (COP_{pl}) の比、 $\text{COP}_{\text{pl}}/\text{COP}_{\text{pb}}$ を右軸に示す。COP の計算の際の仕事には、実際に測定した圧力損失から計算した熱交換流体の駆動力 (ポンプ動力) および、磁気回路を駆動する動力が考慮されている。なお、実験条件設定の都合上、粒子充填層構造の空隙率は 0.36、平板積層構造の充填率は 0.33 と設定されている。また、加えた熱負荷 (冷凍能力) は、1 W である。Fig. 9 より、同じ UF の条件で比較すると、平板積層構造型 AMR の COP が粒子充填層型のそれより 1.5 倍程度高くなることとわかる。これは積層平板構造型 AMR の圧力損失が低く、ポンプ動力が小さくなることによるものと考えられる。

4. 平板積層構造 AMR の性能予測

本節では、AMR 形状が磁気ヒートポンプの熱輸送特性に及ぼす影響を明らかにすることを目的として、Table 1 に示す諸元の平板積層構造の AMR を稼働させた場合の熱輸送能力および COP について、解析的に検討を加えた。

4.1 解析対象システムとモデリング

4.1.1 解析モデル

Fig. 10 に、本研究で対象とする磁気ヒートポンプ装置のモデル図を示す。本装置では、矩形の AMR 内を熱交換媒体として水が流動する構成となっており、磁気ブレイトンサイクルに基づく以下の 4 行程で 1 サイクルを成している。

- I. 励磁：AMR 内 MCM の温度が上がる。
- II. 流動：CHEX (低温側熱交換器) から HHEX (高温側熱交換器) へ水が流れる。

Fig. 9 Maximum temperature span and COP proportion between the plate-stacked and particle-bed AMRs as a function of utilization factor.

Fig. 10 Conceptual diagram of the magnetic heat pump system investigated.

- III. 消磁：AMR 内 MCM の温度が下がる。
- IV. 流動：HHEX から CHEX へ水が流れる。

本解析では、AMR の流れ方向長さ L を 60 mm, MCM の重さは 265 g として、検査体積内の固体 (MCM) 領域および液体 (流動水) 領域に対して 1 次元の熱移動解析を行った。解析における主な仮定は次のとおりである。

- 1) 流体は非圧縮性とし物性値の変化は無視する；2) 周囲への熱損失は無視する；3) AMR 内の流速は一定とする；4) MCM 内の渦電流損失は無視する；5) 磁気熱量効果は外部磁場変化を基にモデル化する。

4.1.2 支配方程式

液体領域および固体領域に対するエネルギー保存の式は以下のとおりである。

液体領域：

$$\begin{aligned} \dot{m}_f c_{p,f} \frac{\partial T_f}{\partial x} + \rho_f c_{p,f} A_c (1-\psi) \frac{\partial T_f}{\partial t} \\ + \alpha \frac{A_i}{L} (T_f - T_s) = 0 \end{aligned} \quad (19)$$

固体領域：

$$\begin{aligned} \rho_{MCM} c_{p,MCM} (T, \mu_0 H_0) A_c \psi \frac{\partial T_s}{\partial t} \\ + \alpha \frac{A_i}{L} (T_s - T_f) - \lambda_{MCM} A_{MCM} \frac{\partial^2 T_s}{\partial x^2} - S_{MCE} = 0 \end{aligned} \quad (20)$$

ここで、 ψ , A_c , A_i , および A_{MCM} はそれぞれ、検査体積内の固体領域割合、流路空塔断面積、AMR 内の伝熱面積 (対流)、および磁気熱量効果材料内の伝熱面積 (伝導) であり、変数の添え字 f は液体領域に関する値を、s および MCM は、固体領域および磁気熱量効果材料に関する値を示している。また S_{MCM} は、磁気熱量効果による発熱項であり、断熱消磁温度 ΔT_{ad} を用いて以下の式により計算される。

$$S_{MCE} = \frac{\psi A_c \rho_{MCM} \Delta T_{ad} (T, \Delta \mu_0 H_0) c_{p,MCM} (T, \mu_0 H_0)}{t_m} \quad (21)$$

ここで、 t_m は、一回の励消磁に要する時間である。なお、熱伝達率 α は、式 (7) によって計算されるヌッセルト数をから求め、また、COP 算出の際の仕事は、熱バランスから同定されるサイクル仕事に流体駆動のためのポンプ動力を加えたものとして計算した。

4.1.3 解析結果

平板積層構造における熱輸送能力 Q_{in} および COP の結果を Fig. 11 および Fig. 12 に示す。図の横軸 V^* は無次元流動体積であり、AMR 内の空隙体積に対する熱交換行程中の熱交換媒体流動体積を表している。また、図中の e および h はそれぞれ、MCM 平板厚さおよび平板間距離であり、稼働条件を示す ΔT_{span} および f は、それぞれ高熱源と低熱源の温度差 ($T_H - T_C$) および 1 秒間当たりのサイクルの回数である。

Fig. 11 より、熱輸送能力は、 V^* の変化に対して放物形状に似た左右対称の特性を示すことがわかる。また、最大値を示す流動条件は、平板間距離が大きくなるほど左側に

Fig. 11 Q_{in} versus V^* for plate-stacked AMR.

Fig. 12 COP versus V^* for plate-stacked AMR.

シフトしていくことがわかる．一方，Fig. 12 に示される COP の結果においても，熱輸送能力の結果と同様の傾向が見られるが，COP が低くなる領域において対称性を示すような傾向となっていないことがわかる．

5. まとめ

本研究では，粒子充填構造を有する AMR と，平板積層構造を有する AMR について，それらの熱伝達特性および圧力損失特性を評価し，エネルギー効率の観点から条件設定の比較検討を行った．また，ガドリニウム平板を用いた積層平板型 AMR の試験装置を実際に構築し，熱移動特性の評価を行った．さらに，数値解析による性能予測を行った．その結果，本研究の範囲内で以下のことが明らかになった．

- (1) 粒子充填層構造および平板積層構造 AMR の熱伝達率を比較すると，同じ流速条件において粒子充填層構造が 2～5 倍程度高くなる．
- (2) 粒子充填層構造および平板積層構造 AMR の圧力損失を比較すると，同じ流速条件において粒子充填層構造が 2～3 桁高い値となる．
- (3) 平板積層構造については，流速を上げて熱伝達を促進させること，積層枚数を増やして伝熱面積を増加させること，流速を下げて流体側の熱容量流量を下げることで，システム性能を向上させる要件になり得る．
- (4) 熱交換媒体移動時間 t_e を小さくするほど得られる温度差が大きくなる．
- (5) 同じ UF の条件で比較すると，平板積層構造型 AMR が粒子充填層型より COP が高くなる．
- (6) システム解析において，熱輸送能力の最大値を示す流動条件は，平板間距離が大きくなるほど条件範囲が小さくなり，熱交換媒体移動時間 t_e を小さくするほど得られる温度差が大きくなる．

参考文献

- 1) A.J. Barclay and S. Sarangi: "Selection of regenerator geometry for magnetic refrigerators applications," Proceedings of 5th ASME/IIR Intersociety Cryogenic Symposium (1984) 51-57
- 2) A. Šarla: "Thermo-hydraulic properties of heat regenerators in magnetic refrigerator," PhD dissertation, University of Ljubljana (2008)
- 3) K. Engelbrecht, K.K. Nielsen and N. Pryds: "An experimental study of passive regenerator geometries," Proceedings of Thermag IV (2010) 305-312
- 4) E. Achenbach: "Heat and flow characteristics of packed beds," Exp. Therm. Fluid Sci. **10** (1995) 17-27
- 5) R.K. Shah and A.L. London: "Advances in heat transfer, in: T.F. Irvine Jr., J.P. Hartnett (Eds.)," Advances in Heat Transfer (Suppl. 1), Academic Press (1978)
- 6) I.F. Macdonald, M.S. El-Sayed, K. Mow and F.A.L. Dullien: "Flow through porous media-the Ergun equation revisited," Ind. Eng. Chem. Fundam. **18** (1979) 199-208
- 7) J.R. Culham and Y.S. Muzychka: "Optimization of plate fin heat sinks using entropy generation minimization," IEEE Trans. Compon. Packag. Manuf. Technol. **24** (2001) 59-165
- 8) F.M. White: "Fluid Mechanics," McGraw-Hill, New York (1987)

川 南 剛 1970 年 12 月生．1991 年東京農工大学工学部機械システム工学科卒業．1993 年北海道大学院工学研究科修士課程（機械工学専攻）修了．1994 年北海道大学院工学研究科助手．相変化伝熱に関する研究に従事．2007 年より現職．主に磁気ヒートポンプの研究開発に従事．日本機械学会，日本伝熱学会，日本冷凍空調学会，日本熱物性学会，Material Research Society 会員．博士（工学）．

平 野 繁 樹 1970 年 5 月生．1995 年北海道大学工学部機械工学科卒業．1998 年同大学院工学研究科博士前期課程（システム情報工学専攻）修了．2003 年北海道立工業試験場勤務．熱工学ならびに粉体工学に関する研究に従事．2010 年改組により北海道立総合研究機構工業試験場となり現職．2013 年神戸大学大学院工学研究科博士後期課程（機械工学専攻）修了．2008 年より主に磁気ヒートポンプの研究開発に従事．日本機械学会，日本伝熱学会会員．博士（工学）．

戸 羽 篤 也 1960 年 9 月生．1983 年室蘭工業大学機械工学科卒業．同年北海道立工業試験場 機械金属部 研究職員として採用．鋳造技術を中心とした金属加工分野で試験・研究業務に従事．2010 年改組により北海道立総合研究機構工業試験場となり現職．日本鋳造工学会，日本機械学会会員．

Didier VUARNONZ 1977 年 3 月生．1996 年 École professionnelle de Lausanne 卒業．2013 年神戸大学大学院工学研究科博士課程後期課程修了．University of Applied Sciences of Western Switzerland シニアサイエンティスト．Magnetocaloric device に関する研究に従事．博士（工学）．