空気アクチュエータ駆動による高温融体用ポンプの試作*

橋本 弘之^{*1}, 渡部 英夫^{*1}, 庵原 昭夫^{*1}
森山 貴幸^{*2}, 桧山 浩国^{*2}, 天谷 賢児^{*3}Prototype Pump Driven by Air Actuator
for High-Temperature Molten MaterialHiroyuki HASHIMOTO, Hideo WATANABE, Akio IHARA,
Takayuki MORIYAMA, Hirokuni HIYAMA and Kenji AMAGAI

Safe conveyance of high-temperature molten materials is an essential factor for some advanced industries. The authors developed a new prototype pump for such applications. The pump utilized the pumping effect of a vibrating pipe system and featured a simple and novel configuration. Its structural and hydrodynamic features are different from those of previous conventional pumps. The pump structure constitutes a short vibrating pipe with a nonreturn valve, a long connecting rod and a cylindrical casing. It was driven by an air actuator. Tests were carried out with this prototype pump using high-temperature molten salt of 473 K to 673 K as a test fluid. Test results indicated that the air actuator was suitable to drive the pump and the pump performance was stable even at such high temperatures.

Key Words: Pump, Molten Material, High Temperature, Oscillatory Flow, Fluctuating Pressure, Air Actuator

1. 緒 言

溶融塩は、熱輸送媒体や化学反応媒体、核工学的媒体などの各種媒体、あるいは安全工学に関連した高温融体の流動試験用母材などに利用されており、その輸送技術の開発は、高温融体に直接関連する種々の工業分野において重要な課題である。高温融体用ポンプとしては、これまでに原子炉工学や金属工学分野などにおいて、遠心式や電磁式をはじめとしていくつかのものが提供されてきたが、それらは一般に非常に高価で、また維持管理が難しく、その取り扱いに高度の技術を要することが多い⁽¹⁾。著者らは、これまでに溶融塩回流実験装置(溶融塩ループ)を用いた流動実験を行い、高温環境下での流量や圧力の信頼性の高い測定法について研究してきた^{(2)~(4)}。また、これとは別に、振動管による揚液効果に関する研究を行い⁽⁵⁾、構造が簡単で、自吸機能を持ち、液体の振動現象を有効に利用した新

しい液体輸送装置を開発してきた⁽⁶⁾。

本論文は、これらの成果をもとに、比較的安価で、実用に供する高温融体用ポンプの試作試験結果を示したものである。すなわち、駆動源として、高温雰囲気中の磁力低下による性能劣化が予想される電磁駆動方式を避け、防爆にも有効な空気アクチュエータを用いたポンプを設計、製作した。これを既存の高温の溶融塩ループ⁽³⁾に取り付け、検定済みの溶融塩計測システム⁽⁴⁾で、吐出し圧力やポンプ効率の流量による変化などを実測し、本ポンプが約673K(400℃)の高温の溶融塩に対しても安定に作動することを実証するとともに、そのポンプ性能を明らかにした。

2. 空気アクチュエータの特性解析

はじめに、本ポンプの駆動源として空気アクチュエータを用いることの妥当性を検討するために、アクチュエータ単体の性能評価を数値シミュレーションによって行った。

2・1 空気アクチュエータの動作解析 使用した空気アクチュエータの構造は、図1に模式的に示すように、ピストンとシリンダからなる通常の形式のものであり、コンプレッサから供給される空気圧によって作

* 平成5年10月13日 第4回アジア流体機械国際会議(上海)において講演、原稿受付 平成6年4月27日。

^{*1} 正員、東北大学流体科学研究所 (〒980 仙台市青葉区片平2-1-1)。

^{*2} 正員、住原総合研究所 (〒251 藤沢市本藤沢4-2-1)。

^{*3} 正員、群馬大学工学部 (〒376 桐生市天神町1-5-1)。

図1 空気アクチュエータの模式図

図2 空気アクチュエータの動作原理

動する。その動作原理を図2に示す。図2(a)のように、ピストンが下端近くにあるときは、空気室④は管路⑤、絞り②およびポート⑥を通じて大気開放されている。ポート⑥に空気圧 P_s が供給され、空気室④内の圧力 P_2 が上昇し、 $P_1 A_1 < P_2 A_2$ になると、ピストンは上向きの力を受け上方に移動する。ここに、 P_1 、 A_1 はそれぞれ空気室④内の圧力と受圧面積、 P_2 、 A_2 は空気室②内の圧力と受圧面積である。また、ピストンが図2(b)の位置まで来ると、空気室②と空気室④が絞り①と管路⑤によりつながり、 P_1 が増加して $P_1 A_1 > P_2 A_2$ となると、下向きの力を受け下方に移動する。そして、ピストンが図2(a)の位置まで下がると、前記の運動を繰り返し、ピストンは往復運動をする。

このような空気アクチュエータの動作を、アクチュエータ内の空気の運動方程式とピストンの運動方程式に基づいてシミュレートした。解析に当たり、図1を参照して簡単な駆動条件を設定し、ピストンの運動を次式で表わした。

$$\frac{W}{g} \frac{d^2 X}{dt^2} = A_1 P_1 - A_2 P_2 - A_3 P_a - W \quad \dots \dots (1)$$

ここに、 W : ピストン重量、 g : 重力加速度、 X : ピストン変位、 A_1, A_2, A_3 : ピストンの受圧面積、 P_1 : シリンダ室圧力、 P_s : 供給圧力、 P_a : 大気圧である。

空気の流れに対する運動方程式は、

$$q_1 - q_2 = \frac{V_1}{nRT_s} \frac{dP_1}{dt} + \frac{P_1 A_1}{RT_s} \frac{dX}{dt} \quad \dots \dots (2)$$

表1 空気アクチュエータの諸元

$W=0.135\text{kgf}$	$A_1 = 3.8\text{cm}^2$	$A_2 = 2.0\text{cm}^2$
$A_3 = 1.8\text{cm}^2$	$V_0 = 1.7\text{cm}^3$	$a_1, a_2 = 0.015\text{cm}^2$
$c_1, c_2 = 0.8$	$\ell_1 = 1.35\text{cm}$	$\ell_2 = 1.55\text{cm}$

とする。ここに、 q_1 : シリンダ室に流入する重量流量、 q_2 : シリンダ室から流出する重量流量、 V_1 : シリンダ室容積、 n : ポリトロップ指数、 R : 気体定数 (空気の場合 $R = 287.04\text{ J/kg}\cdot\text{K}$), T_s : 大気温度である。

シリンダ室容積 V_1 は、次式で表される。

$$V_1 = V_0 + A_1 X \quad \dots \dots \dots (3)$$

ここに、 V_0 は $X = 0$ のときのシリンダ室容積である。

シリンダ室に流入 (q_1) および流出 (q_2) する重量流量は、次式のように表される。

$$\begin{aligned} q_i &= 2c_i a_i \times 0.0463 \sqrt{P_1(P_s - P_1)} \sqrt{\frac{293}{T_s}} \\ &\quad (0.528 \leq P_1/P_s \leq 1) \\ &= 2c_i a_i \times 0.0231 P_s \sqrt{\frac{293}{T_s}} \\ &\quad (0 \leq P_1/P_s < 0.528) \\ &= -2c_i a_i \times 0.0463 \sqrt{P_s(P_1 - P_s)} \sqrt{\frac{293}{T_s}} \\ &\quad (1 < P_1/P_s \leq 1.893) \\ &= -2c_i a_i \times 0.0231 P_1 \sqrt{\frac{293}{T_s}} \\ &\quad (1.893 < P_1/P_s) \end{aligned} \quad (4)$$

ただし、 $i=1, 2$; $X > \ell_1$ および $X < \ell_2$ のとき $q_i = 0$ である。さらに、 $i=2$ の場合は、 $P_1 \rightarrow P_a$ 、 $P_s \rightarrow P_1$ とする。ここに、 a_i : 絞り①の断面積、 c_i : 絞り②の流量係数である。

2・2 空気アクチュエータの諸性能 式(1)~式(4)に基づいた数値シミュレーションに使用した空気アクチュエータの諸元は、表1の通りである。

図3に、空気アクチュエータを単体で作動させた場合の全振幅 X_{p-p} および振動数 f のアクチュエータへの供給圧力 P_s による変化を示す。ただし、 P_s はゲージ圧力である。破線および一点鎖線は、ポリトロップ指数 n を $n=1.2$ および $n=1.4$ とした場合の、シミュレーション結果である。これらから、アクチュエータの全振幅 X_{p-p} は、供給圧力 P_s が約 0.2MPa までは、 P_s とともに増大し、それを超えると一定値となることがわかる。したがって、空気アクチュエータへの供給圧力を変えれば振幅と振動数が簡単に制御でき、しかも、振幅に上限があるので、過剰圧力が加わっても危険がなく、機械的な安全性が保たれることがわかる。また、クランク機構のような付加装置を必要としないので、小形にまとめる

(a) 全振幅 X_{p-p} の供給圧力 P_s による変化 (b) 振動数 f の供給圧力 P_s による変化

図3 空気アクチュエータの性能

ことができ、緒言に述べたような高温雰囲気中における性能の安定性ならびに防爆などの安全性を考慮すれば、本アクチュエータは、高温融体用の振動ポンプの駆動源として好適であると考えられる。

図3中の、○印は実測値である。実験に用いた空気アクチュエータのピストンとシリンダとの半径方向透き間は約50 μ mで、ピストンは潤滑油を含浸させた材料によって作られているので、無給油で作動させることができる。シミュレーション結果と実測値は定性的によく一致しており、ここで展開した理論の妥当性を示している。ただし、シミュレーション値は実測値よりも若干大きな値を示している。これは、理論解析に用いたピストンの運動方程式に上に述べた半径方向透き間における漏れや摺動部の動摩擦力が考慮されていないことによるものと考えられる。ただし、実運転ではポンプ可動部や液輸送による負荷が加わるために、単体の場合とは振幅および振動数が若干異なる。本実験における全振幅は3.0~5.0mm、振動数は10~20Hz程度の範囲内であった。本研究で用いた空気アクチュエータの選定に際しては、高温用ポンプの駆動に必要な振動数 f 、全振幅 X_{p-p} および加振力 F に適合した仕様を有することは当然であるが、従来の清水用振動ポンプの研究成果⁽⁷⁾を基にして実運転時の負荷を概算し、その動力に若干の余裕を見込んだ。

3. 試作ポンプ

図4に、流路形状の単純さに十分配慮した試作ポンプの概略を示す。本ポンプは、上端にばね制御弁を設け

図4 試作ポンプの構造

図5 設計諸元を決定するためのブロック線図

た直円管(振動管)を、鉛直、管軸方向に振動させることにより、液体を吸い上げ、送り出すもので⁽⁵⁾ある。この型式のポンプ揚程は流量の増大によって直線的に低下することから、締切り時の揚程と最大流量がわかれば、その性能を大まかに予測できることが知られている⁽⁷⁾。その設計手順を図5に示す。図5において、加振振動数 f (Hz) および加振振幅 X_0 (m) は、次式で示す最大揚程(圧力) $P_{\max}$ および最大流量 $Q_{\max}$ によって関係づけられる。

$$Q_{\max} = k_1 X_0 A (\omega - \omega_0) \quad (5)$$

$$P_{\max} = k_2 X_0 \omega^2 m_l / A \quad (6)$$

表2 温度による熔融塩の物性値の変化⁽⁸⁾

温度 T (K)	密度 ρ (kg/m ³)	粘性係数 μ (Pa·s)
473	1.94×10^3	8.29×10^{-3}
573	1.86×10^3	2.67×10^{-3}
673	1.79×10^3	1.67×10^{-3}

ここに、 A は振動管断面積 (m²)、 m_t は吸込み管内流体の質量 (kg)、 $\omega (= 2\pi f)$ は角速度 (rad/s)、また、 ω_0 は弁が開放し始める角速度 (rad/s)、および k_1 、 k_2 は、実験的に定められる定数である。ただし、 k_1 、 k_2 の値は、高温融体用ポンプに対して得られていないので、ここでは、清水用ポンプの値を流用した。また、加振力 F (N) は、 X_0 、 m_t 、 f およびポンプ可動部の質量や弁を押えるばねのばね定数などを用いて、通常の振動機器の設計と同様な手順に従って決定される。

更に、本ポンプの設計に際しては、材料選定が容易という本ポンプの特徴を活かし、高温雰囲気中での使用に対する材質および構造的な配慮もなされている。すなわち、振動管とケーシングはステンレス鋼製で、その摺動部には、高温硬度が高く、耐食性の強いニッケル合金を溶射してある。振動管上端は、高温環境下で安全にしかも滑らかな駆動を実現するために、長い駆動用ロッドならびにユニバーサル・ジョイントを介して、空気アクチュエータに接続されている。また、運転停止時に、吐出し管内の高温融体の液抜き (回収) が可能なように、外部から弁を押し上げて、ポンプ本体内の液体を開放することができるような構造となっている。

4. 実験装置および実験方法

4・1 実験装置 実験装置は、ポンプ本体、空気アクチュエータを主体とするポンプ駆動部分および流量測定用熔融塩ループから構成されている。

図6に実験装置の概略図を示す。ポンプ本体⑨は熔融塩貯蔵タンク⑧内に挿入され、空気アクチュエータ⑥は貯蔵タンク上部に固定されている。このとき、ポンプの弁座の没水深さは、0.32mである。ポンプを駆動すると、熔融塩はループ内を矢印の方向に回流し、貯蔵タンク⑧に戻る。試験融体として用いた熔融塩は、融点が415Kの硝酸塩系混合塩 ($\text{KNO}_3\text{-NaNO}_3\text{-NaNO}_2$, 53-7-40-重量%) である。熔融塩の温度は、タンクおよび管路に取り付けられた電気抵抗ヒータにより、自動調整される⁽²⁾。また、実験中の熔融塩の温度は、貯蔵タンク⑧に挿入された熱電対⑭により監視した。表2に、実験に用いた熔融塩の温度による物性値の変化⁽⁸⁾を示す。

図6 実験装置の概略図

4・2 実験方法 熔融塩の流量計測は、既報⁽²⁾において最も精度が高いと判明した容積式流量計を用いて行った。すなわち、ポンプの運転状態が定常に達した後、弁⑬を閉じ、弁⑭を開いて熔融塩を容量タンク⑫に導き、その内部の液面計⑬により平均流量を測定した。測定後は、逆の弁操作により再び循環運転に戻り、容量タンク内に溜った熔融塩は、タンク内の自由表面上部の空間に高圧の窒素ガスを注入し、圧送によって貯蔵タンク⑧に返した。ポンプに加える負荷は、弁⑪を操作することによって変化させた。この弁⑪の上流側に熔融塩の凝固防止を施した高温用圧力センサ⑩を取り付け、その出力信号をAD変換器を介してコンピュータに取り込んで、ポンプ吐出し圧力を求めた。データの取込みは容量タンク内の液面計のゲート信号をトリガとして開始し、分解能12ビット、サンプリング周波数400Hzで、2000個の信号を取り込んだ。これらのデータの加算平均値から、時間平均の吐出し圧力を求めた。また、コンプレッサ①からアクチュエータに供給する空気の圧力 P_s は、減圧弁②によって調節し、精密ブルドン管⑤により測定した。空気流量 q_a は、フロート式空気流量計 (ロータ・メータ)④により測定した。また、振動管の変位と振動数は、空気アクチュエータに取り付けてある加速度変換器⑦により検出し、測定した。

図7 ポンプ運転時の圧力波形

図8 ポンプ揚程 P_m の供給圧力 P_s による変化

5. 実験結果および考察

図7は、図6に示した圧力センサ⑨によって計測されたポンプ運転時のポンプ吐出し圧力 p の時間変化である。ただし、 p および空気アクチュエータへの供給圧力 P_s は、ゲージ圧力である。図7(a)は、時間平均の吐出し流量 Q_m が $Q_m = 3.50 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$ の場合、(b)は、 $Q_m = 3.50 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$ の場合のものである。(b)における瞬間最大圧力は、(a)におけるその10倍以上に達しており、縮切り運転付近においては、非常に大きな圧力変動が生じているのがわかる。

図8は、熔融塩温度 T が約473Kの場合のポンプ特性である。図8において、 P_m は、上述のポンプ吐出し圧力 p の時間平均値と吸込み圧力(ポンプの没水深さ)とから算出したポンプ揚程の圧力による表示である。これより後、この P_m も便宜上揚程と呼ぶこととする。 P_m の基準面は、ポンプ本体内の弁の位置である。流体の粘性による圧力損失は、ポンプ揚程に比べ十分小さいので、これを無視した。なお、上記の圧力の補正および

図9 ポンプ効率 η の供給圧力 P_s による変化

圧力損失の見積りには、表2中の473Kにおける値を用いた。アクチュエータへの供給圧力 P_s は、ポンプの負荷に関係なくほとんど変動しないので、それをパラメータとし、 $P_s = 0.10 \text{ MPa}$, 0.15 MPa , 0.20 MPa の場合について実験を行った。揚程 P_m は流量の減少とともに単調に増大しており、実験範囲の中間におけるそのこう配はかなり大きい。しかし、縮切り時($Q_m = 0 \text{ m}^3/\text{s}$)の P_m はあまり大きくない。このような特性曲線の特徴は、電磁駆動方式の振動ポンプ⁽⁷⁾のそれと非常に類似している。また、水試験の結果⁽⁹⁾とも一致している。

流量 Q_m 、揚程 P_m を用いて求めたポンプの仕事率 $W (= Q_m \times P_m)$ と、空気アクチュエータに流入する空気の流量 q_a および圧力 P_s から求めた空気アクチュエータの仕事率 $W_a (= q_a \times P_s)$ を用いて、ポンプ効率 η を次式で定義した。すなわち、

$$\eta = \frac{W}{W_a} \times 100(\%) \quad \dots\dots\dots (7)$$

これは、駆動源であるアクチュエータ自体の効率も含んだ、いわゆる全体効率である。図9は、ポンプ効率 η を流量 Q_m に対して示したものである。データには20～30%のばらつきが認められる。一方、ポンプの流量 Q_m 、揚程 P_m の相対誤差はそれぞれ約1.0%および12.0%であり、空気アクチュエータに供給する空気の流量 q_a および圧力 P_s の相対誤差はそれぞれ約2.0%および0.5%である。これらの値を用いると、式(7)から求められる効率 η の測定誤差は最大で15.5%となり、これは図9に見られる実験データのばらつきに比べ幾らか小さい。したがって、実験データのばらつきの主な原因は、測定精度ではなく、このポンプが比較的大きな圧力変動を利用して揚液していることにあると考えられる。効率はいずれの実験条件においても極大値を有し、最大効率は、本実験範囲内では $P_s = 0.10 \text{ MPa}$ の場合に得られた。

図10 ポンプ揚程に及ぼす温度の影響

図11 ポンプ効率に及ぼす温度の影響

図10および図11は、 $P_s = 0.15 \text{ MPa}$ において、熔融塩の温度 T を473Kから673Kまで変えた場合の、流量 Q_m に対する揚程 P_m および効率 η の変化を示したものである(このとき、熔融塩の粘性係数は、 $8.29 \times 10^{-3} \text{ Pa}\cdot\text{s}$ から $1.67 \times 10^{-3} \text{ Pa}\cdot\text{s}$ まで変化する)。 P_m および η は、温度変化にもかかわらずほぼ1本の曲線で表されることがわかる。ただし、圧力変動の大きい絞り運転付近においては、熔融塩の温度が低いほど P_m が小さくなる。これは、熔融塩の粘性の増加に起因すると考えられる。

以上に述べた実験結果と本ポンプの構造的特徴を加味して、本ポンプを総合的に評価すると、本ポンプは形状が単純なため、様々な材料で製作することが可能で、多様な高温融体の性状に合わせた耐熱材料の選定が比較的容易である。また、部品数が少ないため小型軽量に製作でき、メンテナンスが容易で、安全性や経済性にも優れている。吐き出し管内の液抜き方法は簡便である。他方、その運転特性としては、比較的任意の動波形でも作動が可能で、運転制御が容易であるという特徴を有している。しかし、融体自身の振動を利用

するので、高圧あるいは大流量の輸送には不向きである。また、ポンプ吐出し流は脈動流となるので、定常流が要求される場合は、アキュムレータの設置などが必要である。したがって、本ポンプの使用に当たってはこれらの特徴をよく配慮することが肝要で、その長所をうまく生かせば、従来にない高温用ポンプとして、融体工業分野に寄与するものと考えられる。特に、その優れた安全性や経済性を考慮すると、さらに高温の融体の輸送にも適応可能と考えられ、今後の性能向上が期待される。

6. 結 論

本研究では、高温融体の比較的安価で、しかも、安定な輸送技術の開発を目的として、空気アクチュエータを駆動源とする新形式の高温融体用のポンプを試作した。その結果、空気アクチュエータは本ポンプの駆動源として適していることを示すとともに、本ポンプの特性曲線および効率は電磁駆動方式の清水用のポンプとほぼ同様な傾向を示すことを、実験によって明らかにした。また、融体の温度を473~673Kまで変えた試験を行い、ポンプ特性はこの範囲の温度変化に対してほぼ一定で、この程度の温度では熔融塩を支障なく安全に輸送できることを実証した。

文 献

- (1) 熔融塩・熱技術研究会編, “熔融塩・熱技術の基礎,” アグネス技術センター, 1993, pp. 247-254.
- (2) Hashimoto, H., Amagai, K., Hosono, Y., Takahashi, M. and Hiyama, H., “Evaluation of Molten-Salt Flow Rate Measurement,” *Modern Techniques and Measurements in Fluid Flows*, Int. Academic Publishers, (1989), pp. 418-423.
- (3) Hashimoto, H., Amagai, K., Hiyama, H. and Yamamoto, Y., “Design and Performance of Simplified Test Loop for Molten Salt Flow,” *Proc. 7th Int. Symp. Molten Salts*, (1990), pp. 671-682.
- (4) 天谷賢児・橋本弘之・松山浩国, “熔融塩回流装置と流量検定,” 日本機械学会講演論文集, 901-1(1990), pp.58-59.
- (5) 橋本弘之・佐藤六郎, “垂直振動管による揚液効果に関する研究(第1報, ばね弁付き振動管における液体上昇特性),” 日本機械学会論文集(B), 50-457(1984), pp.2013-2021.
- (6) Hashimoto, H., Hiyama, H. and Sato, R., “Development of Prototype Pump Using a Vibrating Pipe With a Valve,” *ASME FED-Vol. 154*(1993), pp. 341-346.
- (7) 橋本弘之・佐藤六郎・松山浩国, “垂直振動管による揚液効果に関する研究(第4報, ポンプ性能),” 日本機械学会論文集(B), 53-491(1990), pp.2041-2046.
- (8) 熔融塩・熱技術研究会編, “無機融体の物性値, 第II集, $\text{KNO}_3 + \text{NaNO}_2 + \text{NaNO}_3$ 系熔融塩, 第2編データ集,” 日本原子力情報センター, 1988, PP. 19-163.
- (9) 橋本弘之・松山浩国, “振動管を利用した揚液装置の開発,” *ターボ機械*, 19-4(1991), pp.216-222.