研究論文

矩形パルス波制御による磁気粘性流体バルブによる 油圧アクチュエータの速度と推力の同時制御*

大 島 信 生**, 福 田 真 也***, 清 水 悠 平****

Simultaneous Control of Speed and Thrust of Hydraulic Actuator with Magnetorheological Fluids Valve Using Rectangular Pulse Wave Control

Nobuo OSHIMA, Masaya FUKUDA, Yuhei SHIMIZU

Magnetorheological fluids (MR Fluids) are suspensions which consist of soft magnetic particles and base liquid. By applying magnetic field, the particles make chain-like structure and rheological properties of the MR fluids show remarkable change. This characteristic is suitable for constructing control devices. In those devices, a MR fluids valve is one of promising devices. Because, the MR fluids valve can be controlled without mechanical mechanism, so the MR fluids valve has excellent reliability. In case of applying the MR fluids valve to controlling a hydraulic actuator, pressure (thrust) control is easy, but speed control is difficult. Because, the MR fluids have Bingham plastic characteristics, so pressure drop due to flow velocity is small compared to that due to yield shear stress. So, a rectangular pulse wave control based on pulse width modulation (PWM) control method taking account of yield shear stress of MR fluids and time constant of MR fluids valve is proposed and simultaneous control of speed and thrust of the hydraulic actuator with MR fluids valve is performed.

Key words : Actuator, Valve, Magnetorheological fluids, PWM control, Speed control, Thrust control

1. 緒 言

機能性流体とは、外部場の変化などに応じて、物理的な特性を変化させる流体の総称である。その一つとして磁気粘性流体（MR流体）が存在する。MR流体は強磁性体粒子を溶媒中に分散させた懸濁液であり、磁場を印加することにより鎖状のクラスタ構造を作り、その粘度を変化させることが知られている。MR流体は1947年にRabinowにより発見され¹⁾、その後1980～90年代に入りMR流体に関する研究が盛んとなり、自動車用部品を中心として開発・実用化がおこなわれてきた。

MR流体デバイスの開発・研究に関してはダンパ及びクラッチを対象とするものが主となっている。また、油圧アクチュエータ用バルブの開発・研究に関しては、MR流体バルブ単体の構造や特性に関するものが多い。その例として二枚の円盤と円柱状構造からなるもの²⁾、環状ギャップ型の小型効率化に関するもの³⁾、屈曲を伴った環状流路に

よるもの⁴⁾、多段屈曲を有するもの⁵⁾バルブの印加磁場の検討に関するもの⁶⁾などが挙げられる。しかしながら、MR流体バルブを実際の油圧アクチュエータ系に組み込み動作させている報告は少ない。

実際にMR流体バルブを用いた油圧アクチュエータに使用する場合、ポンプからの供給圧力をMR流体バルブ内のクラスタにより圧力損失を発生させ、これを減圧することにより油圧アクチュエータへの出力圧力の調整をおこない油圧アクチュエータの推力を制御する。しかしながら、このシステムにおいてはポンプで加圧する際、MR流体の強磁性体粒子が研磨剤として働き油圧を供給するポンプの少なからぬ損耗を招くという問題がある。この問題を解決するため、本論文ではポンプにより加圧をおこなう一次系に通常の加圧油を使用し、圧力変換シリンダを介して制御部にあたる二次系だけにMR流体を使ったシステムを提案する。なお、このシステムでは圧力変換シリンダの容積による制限が生じるため圧力変換シリンダ、MR流体バルブ、アクチュエータシリンダを一つのユニットとして通常の油圧経路に取り付け運用することを想定している。

また、MR流体バルブは機械的な機構を持たず、MR流体そのものを弁として用いるため、弁体の摩耗や破損などの可能性がなく、高い信頼性を有するという特長がある。このMR流体バルブを用いてアクチュエータを制御する場合、MR流体がビンガム流体挙動を有するため、印加電流に応じて大きく変化する降伏応力による圧力損失変化を利用し

*令和元年12月5日 原稿受付

**公立大学法人大阪 大阪市立大学工学部機械工学科
(〒558-8585 大阪府大阪市住吉区杉本3-3-138)
(E-mail: nobuo-oshima@osaka-cu.ac.jp)

***NISSHA株式会社デバイス事業部

(〒604-8551 京都府京都市中京区壬生花井町3)

****三菱電機株式会社 神戸製作所

(〒652-8555 兵庫県神戸市兵庫区和田崎町1-1-22)

て油圧アクチュエータの推力を制御することは容易である。その一方、降伏応力による圧力損失と較べて流速変化に伴う粘性による圧力損失の変化は小さいため、わずかな電流（電圧）変化でも流速は大きく変化し、直流電圧制御のみによる油圧アクチュエータの速度と推力の同時制御は困難である。

そこで本論文では、油圧アクチュエータの速度と推力の同時制御を目的としPulse Width Modulation (PWM) 制御法と同様の考えに基づき、MR流体の流動特性を考慮した矩形波パルスを用いた制御法を提案し、MR流体バルブによる油圧アクチュエータの速度と推力の同時制御を試みる。

2. MR流体の流動特性

Fig. 1に一般的なMR流体のせん断応力－せん断ひずみ線概念図⁷⁾を示す。この図に示すように、流体にせん断ひずみを与えると、最初は弾性体のようにせん断ひずみの増加に従ってせん断応力が増加する。そして降伏せん断応力に達したところで流動を開始する。その後、せん断応力は徐々に低下し、やがてせん断応力は一定値となり安定する。

次にFig. 2にせん断応力－せん断速度の概念図を示す。まず流体の流動開始時の挙動について考える。Fig. 2に示したようにMR流体は降伏応力を持つため、流速0の状態で一旦せん断応力が上昇した後に流動を開始する。このためMR流体が静止状態から流動を開始する条件としては印

Fig. 1 Schematic view of shear stress - strain curves of MR fluids

Fig. 2 Schematic view of shear stress - shear rate curves of MR fluids

加しているせん断応力が降伏せん断応力を超える必要がある。MR流体が流動を開始した後は、(例えば線図Iの場合)印加されているせん断応力と交点のせん断速度においてMR流体は流動する。

これに基づいてバルブを閉める場合を考える。MR流体に印加する磁場強度を上げていくと、せん断応力－せん断速度線はIからIIの状態へと上方にシフトしていく。するとせん断応力－せん断速度線と印加されているせん断応力の交点は徐々にせん断速度が低い方へ移動することになる。最終的に線図IIのように降伏せん断応力を上回った時点で流動は停止する。次に再度流体を流動させるために磁場強度を下げていくと、せん断応力－せん断速度線はそれに応じて下降していくが、流動を開始するのはせん断応力－せん断速度線とY軸の交点が再び印加されているせん断応力を下回ってからとなる。

すなわち、MR流体バルブによって流動を制御しようとするとき、流体の流動を開始させる場合は、線図Iのようにかかっているせん断応力より降伏応力が下回る磁場強度になるように印加電流を調整し、流体の流動を停止させる場合には、線図IIのように線図とY軸の交点が上回る磁場強度になるように印加電流を調整する必要がある。

3. MR流体バルブと実験装置

本論文で用いたMR流体バルブをFig. 3に示す。MR流体バルブ上部にはMR流体が流れる流路が円状に設けられており、流路断面はギャップ方向3mm×高さ方向4mm、流路長は80mmである。磁気回路は低炭素鋼SS400ハウジングと鉄心からなる同軸型の閉磁気回路となっており、鉄心には直径0.8mmのポリウレタン銅線を3222回巻いたコイルが設置してある。

このMR流体バルブの特長として、鉄心下部にネオジム磁石N40を付加することにより流路部に約1Tの初期磁場を発生させ、印加電流を与えない場合には閉状態としている。コイルに印加電流を与えることによりネオジム磁石による磁場と反対方向の磁場を発生させ、ネオジム磁石の磁場を打ち消すことによりバルブを開状態とする。このようにノーマリークローズド構造となっているため、停電など

Fig. 3 Schematic view of MR fluids valve

のトラブル等により突然コイルに印加電流が供給されなくなった場合、安全動作側である閉状態にすることができる。このMR流体バルブではネオジム磁石反対方向に磁場を発生させるため、ネオジム磁石の減磁が発生する可能性があるが、実験中に減磁は確認できなかった。これはネオジム磁石が高い保磁力を持っており、かつ四角形に近い特異な磁化曲線を有しているため減磁が発生しにくいという特長を有するためと考えられる。しかしながら、長期使用などでは減磁が生じる可能性も否定できない。その解決策として、バルブ閉鎖時にコイルに着磁方向の磁場を発生させる電流を流すというシーケンスを加えるなどの方法が考えられる。

また、流路下には温度測定用の熱電対が設置されており、これにより運転時の温度測定をおこなった。その結果、連続運転時のバルブ内の温度は室温+10℃以内に収まっていた。これはMR流体バルブの最大消費電力が108Wと小さく熱伝導率が高い低炭素鋼のハウジングにより効果的に放熱がおこなわれているためである。このことからネオジム磁石の高温減磁によるバルブの特性変化及びMR流体そのものの温度変化による影響は少ないと思われる。

次にFig. 4に有限要素法ソフトウェアANSYSの静磁場解析により計算されたコイルへの印加電流と流路部の磁束密度の関係を示す。この図より印加電流を与えない場合にはネオジム磁石により約1 Tの磁束密度が流路部に確保されており、コイルに与える印加電流の増加に伴いネオジム磁石の磁束とは逆向きの磁束が強くなり、初期磁場がキャンセ

Fig. 4 Relation between electric current and calculated magnetic flux density of MR fluids valve flow path

Fig. 5 Relation between pressure loss and flow rate of MR fluids valve

ルされて磁束密度が低下していくことがわかる。また、コイルへの印加電流600mA（電圧18V）としたとき、ネオジム磁石の磁束が打ち消され流路部の磁束密度が0 Tとなる。

MR流体バルブの圧力損失特性をFig. 5に示す。なお、本測定値は万能材料試験器に加圧用シリンダ（TAIYO, 70H-8, 内径50mm）を設置し、シリンダを一定速度で変位させた流量一定の条件下で直流電流（電圧）を印加した時の圧力損失である。また、この圧力損失は万能引張試験器の荷重計により計測された荷重をシリンダ有効面積で除して求めたものである。なお、この図中の直線は最小二乗法により得たものである。さらに、図中下部の線は別途同様の測定方法で空のシリンダを引張試験した際の荷重より求めた動摩擦損失であり0.198MPaとなっている。この図より印加電流（電圧）の増加に伴い切片であるMR流体の降伏応力による圧力損失が減少することが確認できる。また、流量（流速）の変化による粘性による圧力損失の変化よりも、この切片であるMR流体の降伏応力による圧力損失の変化が支配的であることもわかる。このことから先に述べたように、わずかな印加電流で流量の変化が大きいことが予想され、直流電圧制御のみで推力を一定に保ちつつ油圧アクチュエータの速度を精密に制御することは難しいと考えられる。

また、Fig. 6に同じ実験方法により測定したバルブ全開状態である18Vから全開状態である0 Vへステップ状に電圧を変化させた場合の圧力損失差の立ち上がりの応答を示す。なお、この図での圧力損失差は磁束密度0 Tの時の圧力損失を0としたものである。これより時定数について検討をおこなうと、ANSYSの動磁場解析により計算されたMR流体バルブの磁気回路による磁束密度の変化は電流変化の遅れを伴った一次遅れ系となっており、時定数は約0.27sである。また、Fig. 6の最大値の63%の位置から求めた時定数は約0.35sであった。なお、この図において立ち上がりが遅れているのは、万能試験機に加圧用シリンダが垂直に設置されているため、わずかに残存した空気が圧縮されたことが原因と考えられる。この空気の圧縮による遅れがないと考えた場合、最初の0.1sにおける圧力の立ち上が

Fig. 6 Rising response of differential pressure loss of MR fluids valve (Flow volume 7000mm³/s)

Fig. 7 Schematic view of experimental set-up

りはより直線的になると考えられ、時定数は0.27sにより近いものと考えられる。このことから、磁場に対するMR流体の応答は十分速いと考えられ、MR流体バルブの応答は磁気回路の応答性でほぼ決定されることがわかる。

次に実験装置の概略をFig. 7に示す。実験装置は加圧用ポンプ（TAIYO, 35HP201）、圧力調整用リリーフバルブ、ボールバルブ、圧力変換シリンダ（TAIYO, 35H-31SD, 内径32mm）、MR流体バルブ、アクチュエータシリンダ（TAIYO, 35H-31SD, 内径32mm）、オイルタンク、四象限電源（NF回路, BP4610）及びレーザ変位計（キーエンス, IL-300）により構成されている。また、使用したMR流体はシグマハイケミカル製E-600（純鉄、ポリ α オレフィン）を用いた。

なお、本実験装置ではMR流体を機械式的加圧用ポンプで直接加圧した際のポンプの摩耗などの問題を避けるため圧力変換用シリンダを追加している。加圧経路では通常の加圧用ポンプ油を使用し加圧をおこない、圧力変換用シリンダを介してMR流体を加圧する構造となっている。加圧されたMR流体は制御用のMR流体バルブの圧力損失により減圧された後、アクチュエータシリンダに流入し所望の出力圧力でアクチュエータシリンダを動作させる構造となっている。なお、レーザ変位計により測定されたアクチュエータシリンダのロッドエンドの変位にシリンダ面積をかけることにより流量を得る。また、流量と油圧アクチュエータの速度の関係は、約800mm/sが1mm/sに相当している。なお、ボールバルブの開閉の組み合わせにより流路を切り替えることで逆方向の駆動も可能となっている。

実際に油圧アクチュエータを稼働させる際は、供給圧力をMR流体バルブによる圧力損失により減圧することにより出力圧力を制御し油圧アクチュエータの推力を制御し負荷に対応する。だが本実験においてはアクチュエータシリンダには負荷は与えず開放状態としておき、調整された供給圧力をMR流体バルブの圧力損失により全圧損させた状態を仮想的に出力圧力を変化させたものと同等と見なして速度制御をおこなった。例えば、供給圧力1.1MPaをMR流体バルブで全圧損させた場合を、実稼働状態において供給圧力を1.7MPaに設定しMR流体バルブにより1.1MPaの圧力

損失を発生させることにより出力圧力を0.6MPaに調整したものと同等であると考えた。

4. 矩形パルス波制御

PWM制御は周期矩形波パルスとパルスの占有比であるデューティ比を用いた制御である。PWM制御による機能性流体の制御に関しては電気粘性流体アクチュエータの速度制御⁸⁾や磁性流体クラッチ型アクチュエータによるトルク制御⁹⁾などが報告されている。Fig. 8にPWMの電圧波形、Fig. 9にその際の出力圧力の概念図を示す。なお、出力圧力は供給圧力からMR流体バルブの圧力損失を減算したものとなる。また、本MR流体バルブは電圧をかけることによりバルブを開く構造となっているため、バルブに印加する電圧の上昇に従って圧力損失が低下し出力圧力が上昇することになる。ここからは、この出力圧力について論じていく。MR流体バルブによるアクチュエータの速度制御をおこなう際、Fig. 8に示すように通常の完全なオンオフ制御をおこなうと出力圧力はMR流体バルブの時定数と電圧により決まると考えられ、印加電圧に応じてFig. 9のように一次遅れ系の変化をすると考えられる。この通常のPWM制御では、全開、全閉の動作となるため流量（速度）の制御は可能だが出力圧力（推力）の調整をおこなうことは難しい。

そこで、油圧アクチュエータの速度と推力を同時制御するために、振幅を小さくした矩形パルス波により流量と出力圧力を同時制御する手法を提案する。まず、重りなどの

Fig. 8 Schematic view of PWM wave

Fig. 9 Schematic view of output pressure response of PWM wave

Fig. 10 Schematic view of output pressure response of rectangular pulse wave

Fig. 11 Schematic view of rectangular pulse wave

負荷を与えそれに対応する出力圧力を発生させる場合を考える。この状態で出力圧力を一定に保ちながら油圧アクチュエータの速度を制御する場合、2章で述べたMR流体の流動特性と3章で述べたMR流体の圧力損失の時定数の両方を考慮する必要がある。ここで負荷と釣合うよう出力圧力を制御しながら流量を制御するため、釣合時の電圧を中心とした小振幅の矩形パルス波を与えた場合の出力圧力について考える。まず、出力圧力の波形は遅れをもつため、釣合位置を中心としたFig. 10に示すような波形になると考えられる。このとき、出力圧力が釣合位置を上回ればMR流体は流動し、釣合位置を下回れば流体は静止することになる。ただし、MR流体が完全に静止している状態から流動状態に移る場合は、Fig. 2に示したようにMR流体バルブの降伏圧力（MR流体の降伏応力）が存在するため、出力圧力がMR流体の降伏圧力を上回るようにする必要がある。このため、Fig. 10に示すように出力圧力の上の頂点は二点鎖線で示したMR流体バルブの降伏圧力を上回らなければならない。この出力圧力波形を用いることにより、出力圧力はターゲットとなる釣合位置を中心とした狭い範囲に制御される。また、PWM制御と同様にデューティ比による流量制御が可能となり、油圧アクチュエータの速度と推力の同時制御をおこなうことができる。なお、この波形を発生させる矩形パルス波を考えた場合、設定電圧による開圧力および閉圧力は出力圧力の応答が十分立ち上がる前に電圧値を切替えるため、図中細破線に示すように出力圧力の頂点より外側に設定される。

これらのことを踏まえて、開電圧を α 、閉電圧を β とし、最初の1サイクルのみ静止状態から降伏点を超えてスムーズに流動が開始するようバルブを全開とするシーケンスを加えたものがFig. 11のようになる。この矩形パルス波を用いて、MR流体バルブによる油圧アクチュエータの速度と推力の同時制御をおこなう。

5. 開電圧と閉電圧の決定方法と制御結果

まず、矩形パルス波の開電圧 α 、閉電圧 β の実験的決定方法について述べる。最初に降伏応力を調べるためにMR流体の供給圧力を0.9MPaに設定し、バルブに印加する直流電圧を0.1Vずつ上げながら、Fig. 7のアクチュエータシリンダの稼働状態を観察した。これは、2章において静止状態から徐々に電圧を上げることにより、MR流体バルブの降伏圧力を下げ、供給圧力がMR流体バルブの降伏圧力を上回り流動を開始する電圧を決定する作業である。これにより、Fig. 11における出力圧力の上側の開電圧 α を決定した。その結果、8.1Vにおいて一定速度で安定してアクチュエータシリンダが安定して稼働したため、これを開電圧 α とした。

次に、閉電圧 β を決定するため、先ほど決定した開電圧 α より低い、 $\beta=7.2, 7.3, 7.4, \dots, 8.0$ Vにおいて矩形波の周期を0.1sに設定し、デューティ比を10～90%の範囲において油圧アクチュエータの速度とシリンダ断面積より流量を計測した。各閉電圧 β におけるデューティ比と流量の計測結果をFig. 12に示す。

これは前章Fig. 10において、閉電圧を下げることで出力圧力の下側の頂点を下げ、流体に制動がかかる点を探す作業になる。Fig. 12より閉電圧7.8～8.0Vでは出力圧力の下側頂点がまだ静止側に入っていないため、デューティ比が変化しても流量はほとんど変化しないことがわかる。ここから更に電圧を下げ7.7Vでは出力圧力の下側頂点が静止側に入り始めたため、低デューティ比では若干不安定であるが、デューティ比に応じて流量が変化するようになる。また、7.6V以下では出力圧力の下側頂点が静止側に十分入ったため、デューティ比と流量がほぼ線形な関係になり、

Fig. 12 Relation between duty ratio and flow rate with various closing voltage (0.9MPa)

Fig. 13 Relationship between supplied pressure and control voltages

Fig. 14 Time response of integrated flow (0.9MPa, Control cycle 0.1s, Duty ratio 50%)

デューティ比による流量の制御が可能な状態となったと考えられる。また、7.6～7.2Vにおいてデューティ比による流量変化はほぼ同様の傾向を示した。

このことより、デューティ比により流量の制御が可能な閉電圧 β が7.6～7.2Vのうち開電圧 α との差が最も小さい7.6Vを供給圧力0.9MPaでの閉電圧 β として決定した。また、供給圧力1.1, 1.3MPa下でも同様に周期時間0.1sでデューティ比による流量の比例制御が可能な閉電圧の測定をおこない、開電圧 α 、閉電圧 β を決定した。Fig. 13に供給圧力と決定した開電圧 α 、閉電圧 β を示す。この図より、この領域では供給圧力が高くなるに従って開電圧 α 、閉電圧 β がほぼ線形に減少していることがわかる。これはFig. 4からもわかるようにMR流体バルブの磁束密度が電流（電圧）の減少に伴ってほぼ線形に増加するため、それに応じて圧力損失が高くなるためと考えられる。このことから、この領域では線形補間することにより他の供給圧力にも対応可能であると考えられる。ただし、磁気飽和が生じる領域においては、別途それを考慮して開電圧 α 、閉電圧 β を決定する必要があると考えられる。また、この図において、それぞれの開電圧 α と閉電圧 β の差は0.4～0.6V (13～17 mA) となっており、Fig. 5のMR流体バルブの圧力特性から α と β の切り替え時に生じる圧力差は最大でも約0.05MPaであり、本手法により圧力も十分制御されていることがわかる。

次に、開電圧 α と閉電圧 β を用いた矩形波パルス制御による制御の一例として供給圧力0.9MPa、デューティ比50%、制御周期0.1sの積算流量の時間変化をFig. 14に示す。縦軸が積算流量、横軸が時間となっている。この図より、若干の変動はあるものの、積算流量が立ち上がった後はスムーズにほぼ一定の傾きで増加していく、すなわち、ほぼ一定の速度でシリンダが作動していることがわかる。

6. 制御周期および制御圧力の影響

制御周期を0.025s, 0.05s, 0.1s, とした場合のデューティ比と流量の関係をFig. 15～17に示す。測定は4回おこない表示値はその平均値とした。また、流量のばらつきの幅は最大で平均値の10%程度であった。なお、制御周期を0.01sと短くした場合には、デューティ比が低い領域において油圧アクチュエータが静止してしまいスムーズに動作しなかった。これらの図より全ての供給圧力において、制御周期によらず、デューティ比の増加に伴って、流量がほぼ線形に増加していき、その軌跡もほとんど一致していることがわかる。このことより、制御周期が0.025s以上であれば、本手法で提案した矩形パルス波を用いた制御法により油圧アクチュエータの速度と出力圧力の同時制御が可能であると考えられる。しかしながら、これらのグラフの流量に着目すると、0.9MPa, 1.1MPa, 1.3MPaと圧力が増加するに伴い供給圧力が高いほど流量が大きくなっていることがわかる。この理由としては、直流状態（デューティ比100）の状態での流量が大きいことが原因と考えられる。これは5章で述べた方法で0.1V刻みで開電圧 α を設定し、これにより最大流量が決まっているが、3章で述べたように、わずかな電圧変化で大きく流量が変化するため、従来の直流電圧制御の場合0.1V刻みでも精度が十分ではないことを反映していると考えられる。また、全ての供給圧力において、デューティ比が10%においても流量は0には近づかず、供給圧力によらずデューティ比が90%時の流量の約50%に留まった。これは短い制御周期では、閉電圧 β が印加され流体の静止に必要なMR流体粒子のクラスタが成長する前に、開電圧 α に切り替わり、再びクラスタの成長が阻害されるため完全に静止するには至らない可能性が考えられる。ちなみにデューティ比を0%にした場合は、5章で述べたように開電圧 α より閉電圧 β は低いためにアクチュエータシリンダは安定して稼働せず途中で静止してしまう。このことから制御周期がクラスタの成長時間に満たない可能性が推測できる。また、停止するまで制御周期を長くしすぎてしてしまうと静止と移動を繰り返すことになり、PWMの手法とは異なる結果となる。これらの結果より、本手法を効果的に組み合わせることにより、従来の直流電圧制御よりも、より効果的にMR流体バルブによる油圧アクチュエータの速度と推力の同時制御をおこなう事が可能であると考えられる。

Fig. 15 Relation between duty ratio and flow rate with various control cycle (0.9MPa)

Fig. 16 Relation between duty ratio and flow rate with various control cycle (1.1MPa)

Fig. 17 Relation between duty ratio and flow rate with various control cycle (1.3MPa)

7. 結 言

本研究で、MR流体の流動特性とMR流体バルブの時定数を考慮した矩形パルス波を用いた制御法を提案し、それを用いてMR流体バルブにより油圧アクチュエータの速度制御を行なった結果、一定加圧下において、デューティ比90%の場合の約半分までデューティ比制御による流量の比例制御が可能であった。また、制御周期を0.025s, 0.05s, 0.1sとした場合、制御周期が変化してもデューティ比と流量の関係は変化せず0.025sでも0.1sの場合と同様に矩

形パルス波による流量の比例制御が可能であった。

さらに、本手法による、出力圧力差は約0.05MPaであった。このことから、本手法を用いて、MR流体バルブを用いた油圧アクチュエータの速度と推力の同時制御をより効果的にこなうことが可能となると考えられる。

8. 謝 辞

本研究で使用了MR流体バルブの圧力損失特性の測定をしていただいた本研究室修了生の影山 大地君、MR流体バルブの時定数を測定していただいた本研究室修了生の村上 友章君に感謝いたします。

参 考 文 献

- 1) Rabinow, J.: The Magnetic Fluid Clutch, AIEE Transactions, Vol. 67, No. 2, p. 1308-1315 (1948)
- 2) Nguyen, Q. H., Choi, S. B., Wereley, N. M.: Optimal design of magnetorheological valves via a finite element method considering control energy and a time constant, Smart Materials and Structures, Vol. 17, No. 2, 025024 (2008)
- 3) Yoo, J. H., Wereley, N. M.: Design of a High-Efficiency Magnetorheological Valve, Journal of Intelligent Material Systems and Structures, Vol. 13, No. 10, p. 679-685 (2002)
- 4) Ai, H. X., Wang, D. H., Liao, W. H.: Design and Modeling of a Magnetorheological Valve with Both Annular and Radial Flow Paths, Journal of Intelligent Material Systems and Structures, Vol. 17, No. 4, p. 327-334 (2006)
- 5) Ichwan, B., Mazlan, S. A., Imaduddin, F., Ubaidillah, S., Koga, T., Idris, M. H.: Developing of a modular MR valve using meandering flow path structure, Smart Materials and Structures, Vol. 25, No. 3, 037001 (2016)
- 6) 佐藤克司, 伊原龍太, 向山智史, 川上幸男: MRバルブの流量特性に関する検討, 日本フルードパワーシステム学会論文集, Vol.37, No. 6, p. 80-86 (2006)
- 7) Pons, J. L.: Emerging Actuator Technologies, John Wiley & Sons Ltd, p. 210-213 (2005)
- 8) Nakano, M., Minagawa, S., Hagino, K.: PWM Flow Rate Control of ER Valve and its Application to ER Actuator Control, International Journal of Modern Physics B, Vol. 13, Iss. 14n16, p. 2168-2175 (1999)
- 9) 西堀賢司, 飯田健一, 酒井祐一: 磁性流体の移動を利用したトルク伝達可変制御 (第3報, PWMとファジィ推論によるトルク制御), 日本機械学会論文集 C編, Vol. 66, No.647, p. 2298-2302 (2000)