

空気圧駆動系におけるデッドゾーン補償のための差動流量 2 自由度制御

白戸 柚衣, 大西 亘, 藤本 博志, 堀 洋一 (東京大学)

Differential 2-DOF control of mass flow rate for deadzone compensation in pneumatic driving system.

Yui Shirato, Wataru Ohnishi, Hiroshi Fujimoto, Yoichi Hori (The University of Tokyo)

The pneumatic driving system has many challenges for control. One cause is a valve dead zone. By developing a mass flow rate feedback control system for the dead zone compensation using one valve, this paper proposes an alternative method using two valves. The experimental results show that the proposed method can compensate for the dead zone.

キーワード：流量フィードバック制御, 空気圧駆動系, 流量計, デッドゾーン, 2ポート弁, 圧力
(mass flow rate feedback control, pneumatic driving system, flowmeter, dead zone, 2 port valve, pressure)

1. 序論

空気圧アクチュエータは精密な軌道追従制御が難しい一方で軽量, 低発熱, 低コストという特長を持つ。そのため単純な point to point の動きが求められる産業用機械に適用されてきた⁽¹⁾。さらに近年ではその特長を活かすため, 軌道追従が求められるロボットや医療機器, 大型位置決め装置への応用も期待され, そのための研究が行われている。このうち特に液晶ディスプレイなどを製造する位置決め装置では, スループット向上と品質向上のため高速高精度に動かすことが求められる一方で, より大型の製品を作るために装置の大型化も進んでいる⁽²⁾。現在の装置構成では粗動ステージにリニアモータが用いられているが, 発熱や推力不足が深刻なため達成できる加速度とサイズに限界がある。これに対し空圧シリンダではその問題が少ないため, 大型装置の粗動ステージへの適用が期待されている。

それらの粗動ステージ等を追従制御するための空圧駆動系の制御構造を図1に示す。空圧駆動系は電磁弁を通る空気の流量がチャンバの圧力を決め, チャンバの圧力差がシリンダのピストンの位置を決める構造となっている。位置・速度制御系の内側に圧力制御系があり, その内側に流量制御系がある構造で構成されることが一般的である⁽³⁾。

空圧駆動系において高速高精度な軌道追従制御を難しくしている要因は非線形性・むだ時間・共振などである⁽¹⁾⁽⁴⁾⁻⁽⁷⁾。なかでも電磁弁にはデッドゾーンと呼ばれる非線形性がある。流量制御系は空圧駆動系の中で一番内側に存在するため, 電磁弁の非線形性はシリンダの圧力やステージの位置に影響を及ぼす。これに対して, フィードフォワード的に電流デッドゾーンに相当する電流を加えるなどして補償することが提案されている⁽⁸⁾。しかし, 電磁弁の入出力特性は変動が大きいため, フィードフォワード的な補償のみでは不正確になってしまう。したがって著者らは測定時間が従来より短い流量計を用いて流量 2 自由度制御を行うことにより, 流量の次元でデッドゾーンを補償することを提案した⁽⁹⁾。電磁弁の非線形性の影響をフィードバック的に解決する類

似の研究としてモデル追従制御も提案されている⁽¹⁰⁾⁽¹¹⁾。

しかしながら, これらの研究では, 1つのチャンバに対して1つの電磁弁を用いる場合を想定しており, 1つのチャンバに対して2つの電磁弁を用いる場合にはそのまま適用することができない。本研究により, 2つの電磁弁を用いる場合には, 1つの電磁弁をフィードバック制御する方法でそれぞれの電磁弁をフィードバック制御すると, 制御器どうしの干渉が起きてしまうことが確かめられた。これは, 流量フィードバックによる非線形性補償という手法を適用する場合に, 使用できる弁を限定してしまうことになる。なぜなら, 2ポート弁のような電磁弁では1つのチャンバの圧力を調整するために給気用と排気用の2つの電磁弁が必要だからである。そのような電磁弁を用いる場合も流量フィードバック制御が可能となるように, 本研究では個々の電磁弁の流量ではなく, 流量差を制御することを提案する。本文中の重要な記号を表1に示す。

2. 実験装置と電磁弁の特性

〈2.1〉 実験装置 2ポート弁を用いて流量フィードバック制御を行いチャンバの圧力を調整するために作成した実験装置を図2に示す。2ポート弁はポートとよばれる口が2つあり, 電流デッドゾーンを超える電流を流すと電磁弁が開き, 圧力が高い方のポートから低い方のポートへ空気を流すことができる電磁弁である。2ポート弁を用いる場合, 圧力制御を行うためにはコンプレッサからチャンバに空気を供給するための電磁弁とチャンバから空気を逃すための電磁弁が必要である。本研究ではチャンバの代わりに5Lのタンクを使用した。

電磁弁の給気側ポートは圧力レギュレータにより0.3MPaに保たれている。電磁弁の出口側のポートは大気開放されている。給気側電磁弁の圧力差は $\Delta p_{sup} = p_{sup,up} - p$, 排気側電磁弁の圧力差は $\Delta p_{exh} = p - p_{exh,down}$ であり, 圧力の情報は電磁弁の非線形性補償用逆モデルにおいて出力である電流指令値を計算するために使われている。個々の電磁弁を通る空気の流量は流量計によって測定されている。

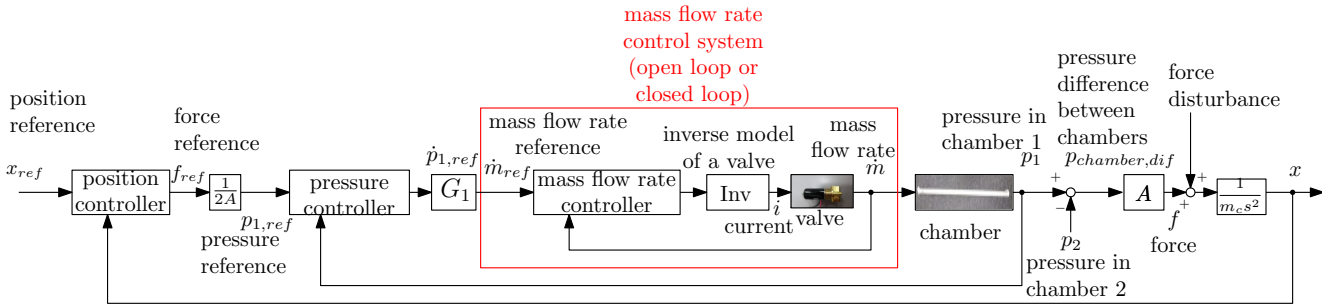


図1 空圧駆動系の制御構造

Fig. 1. Control structure of pneumatic driving system

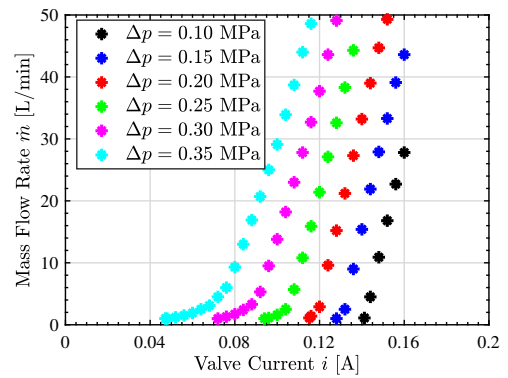


図3 電磁弁の定常的な電流流量特性の測定結果 (電磁弁の2つのポートの圧力差 (Δp) ごとに色分け)
Fig. 3. Measurement result of a constant current-mass flow rate characteristics of a valve (colors represent pressure difference between two ports of a valve, Δp).

記号名	意味
G_1	$\frac{p\dot{V} + \dot{p}V}{RT} \times 22.4 \times 60$
R	気体定数 [J/(K·mol)]
T	チャンバ内の空気温度 [K]
V	チャンバ内の空気の体積 [m ³]
A	シリンダの有効断面積
m_c	シリンダの質量
C_{ff}^m	流量制御系のフィードフォワード制御器
C_{fb}^m	流量制御系のフィードバック制御器
Inv	電磁弁の非線形補償用逆モデル
L	流量制御系のむだ時間 8ms
\dot{m}	電磁弁を流れる空気の流量 [L/min]
i	電磁弁への電流指令値
\dot{m}_{ref}	流量指令値 [L/min]
$\dot{m}_{ref,total}$	流量差の指令値 [L/min]
\dot{m}_{total}	流量差 [L/min]
i_{sup}	給気側電磁弁電流指令値 [A]
i_{exh}	排気側電磁弁電流指令値 [A]
$\dot{m}_{invin,sup}$	給気側逆モデルへの入力 [L/min]
$\dot{m}_{invin,exh}$	排気側逆モデルへの入力 [L/min]
$\dot{m}_{ref,sup}$	従来法の給気側流量指令値 [L/min]
$\dot{m}_{ref,exh}$	従来法の排気側流量指令値 [L/min]
$\dot{m}_{invin,total}$	提案法の流量制御器の出力 [L/min]

電磁弁は SMC 社の比例電磁弁 (PVQ31), 電流アンプはサーボテクノ社のサーボドライバ (LA220), 流量計は高速応答が可能なキーエンス社の流量計 (FD-V40A, and FD-A100), 圧力センサは VALCOM 社の圧力センサ (VPRT) を使用した。電磁弁の入力は 0 A から 0.165 A に定格で決まっているため, リミッタをかけている。サンプリング周期は 1 ms である。

〈2・2〉 流量フィードバックによる非線形補償の必要性
電磁弁の定常的な電流流量特性の測定結果を図3に示す。横軸が電磁弁の入力である電流指令値, 縦軸が電磁弁の出力である流量である。図3より, 電磁弁の2つのポートの圧力差の影響を受けることが確認できる。各圧力差ごとに電流が0ではないにもかかわらず流量が0となる電流デッドゾーンが存在することが示される。

電磁弁の電流流量特性には変動という問題も存在する。電磁弁の2つのポートの圧力差を同じ条件として, 同じ電流指令値を電磁弁に入力した場合の流量の時間変化を図4に示す。測定される流量が大きく変動することが確認できる。したがって, フィードフォワード的な電磁弁の非線形補償には限界があるため流量フィードバックが必要と言

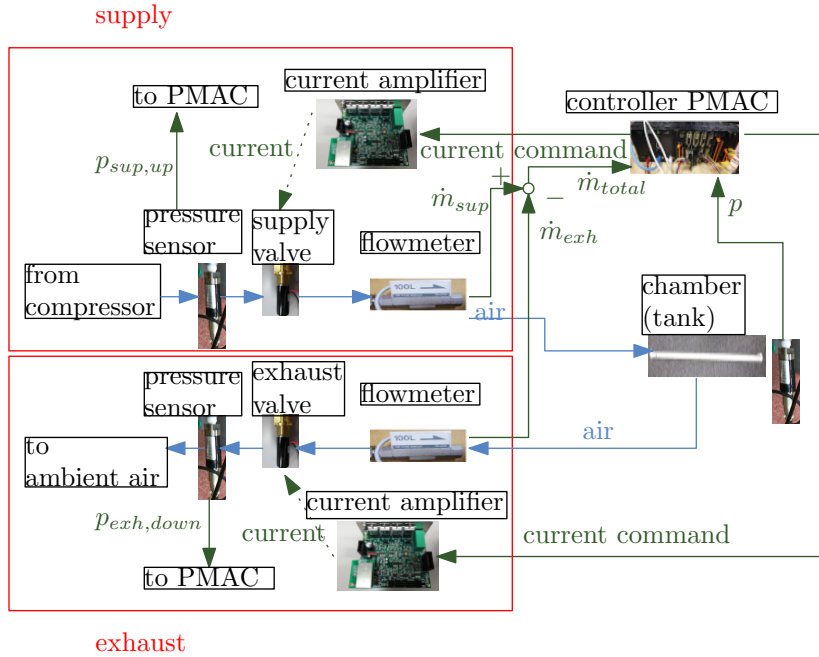


図2 2ポート弁を用いて流量フィードバック制御を行いチャンバの圧力を調整するための実験装置の図 (青: 空気の流れ, 緑実線: 信号, 緑点線: 電磁弁通電電流, $p_{sup,up}$: 供給側電磁弁の上流側圧力, $p_{exh,down}$: 排気側電磁弁の下流側圧力, p : チャンバ(タンク)の圧力, \dot{m}_{sup} : 供給側電磁弁を通る空気の流量, \dot{m}_{exh} : 排気側電磁弁を通る空気の流量, \dot{m}_{total} : 流量差の指令値)

Fig. 2. Experimental apparatus for mass flow rate feedback control with two-port valves to control a pressure in a chamber (blue: air flow, green solid line: signal, green dotted line: valve input current, $p_{sup,up}$: upstream pressure of a supply valve, $p_{exh,down}$: downstream pressure of an exhaust valve, p : pressure in a chamber(tank), \dot{m}_{sup} : mass flow rate through a supply valve, \dot{m}_{exh} : mass flow rate through an exhaust valve, \dot{m}_{total} : difference of mass flow rate)

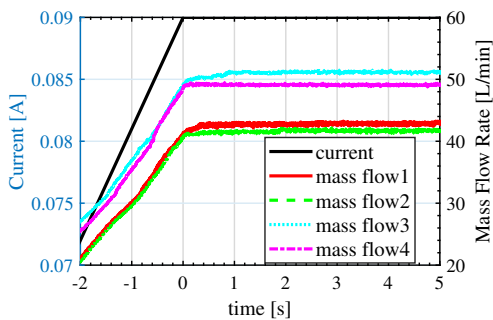


図4 電流流量特性のばらつき (黒: 電流指令値, 赤, 緑, シアン, ピンク: 測定される流量)

Fig. 4. Variation of a current-mass flow rate characteristics (black: valve input current, red, green, cyan, pink: measured mass flow rate)

える。

3. 流量を電磁弁ごとに制御する流量制御法 (従来法)

〈3・1〉 電磁弁が1つの場合 電磁弁が1つの場合の流量2自由度制御系のブロック線図を図5に示す。電流デッ

ドゾーンによる影響を補償するために、電磁弁の定常的な入出力特性を逆にして出力から入力までの関係にした電磁弁の逆モデル Inv を用意する。これにより逆モデル入力は流量の次元となるので逆モデルから電磁弁までをまとめてプラントと考えれば理想的にはゲイン1のプラントとなる。ただし電磁弁には遅れがあり、さらに電磁弁の入出力特性は日によって変動するため流量制御系のプラントはゲインとむだ時間の積となる。図5のような構成では追従に成功し、50 ms 以内にFF制御のみの場合の10パーセントまでに誤差を小さくできることが確認できている⁽⁹⁾。

〈3・2〉 電磁弁が2つの場合 2つの電磁弁と流量制御器が互いに干渉しないと仮定すると、図6にそのブロック線図を示すような2つの電磁弁に対して2つの制御器を用いる流量制御系を設計することが考えられる。制御器や逆モデルは電磁弁が1つの場合と同様である。

図6中のCaseはタンクへの流入流量の指令値 $\dot{m}_{ref,total}$ を給気側と排気側の電磁弁への流量指令値に分けるブロックであり、式(1)、(2)で表せる。

$$\dot{m}_{ref,sup} = \begin{cases} \dot{m}_{ref,total} & (\dot{m}_{ref,total} > 0) \\ 0 & (\dot{m}_{ref,total} \leq 0) \end{cases} \quad (1)$$

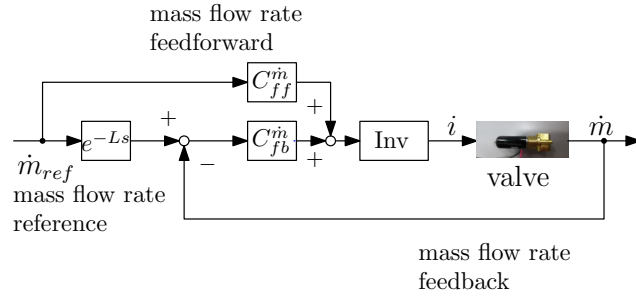


図5 従来法：1つの電磁弁に対する流量2自由度制御系のブロック線図
Fig. 5. Block diagram of a conventional mass flow rate 2-DOF control system with a single valve

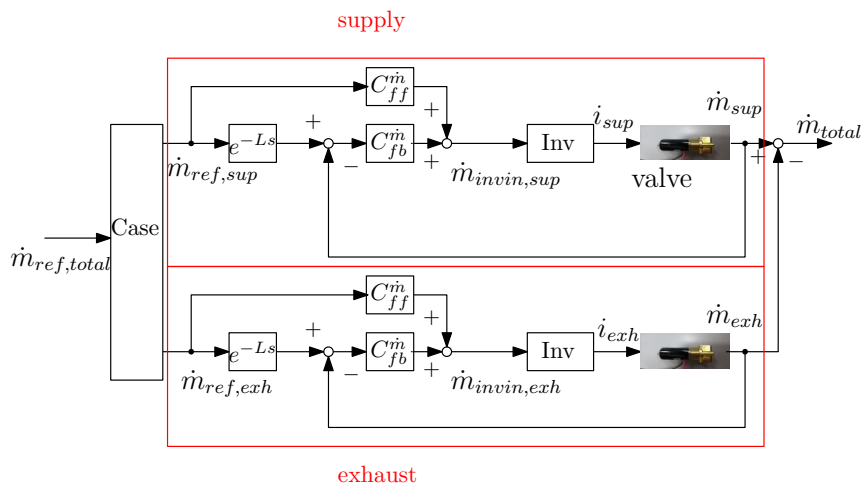


図6 従来法：2つの電磁弁に対して2つのフィードバック制御器を用いる流量制御系のブロック線図
Fig. 6. Block diagram of a conventional mass flow rate 2-DOF control system with two valves (two feedback controllers).

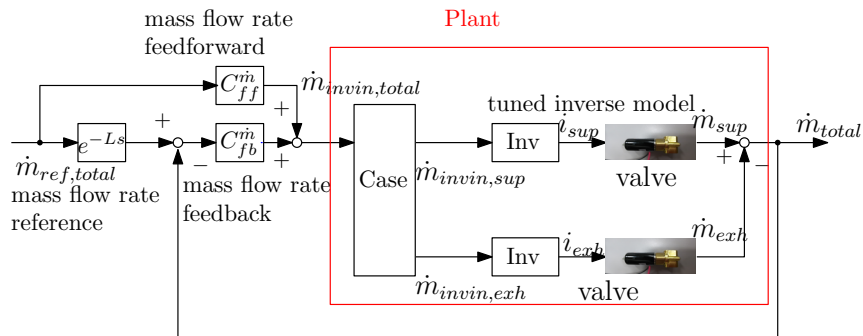


図7 提案法：2つの電磁弁に対して1つの制御器を用いる流量制御系のブロック線図
Fig. 7. Block diagram of a proposed mass flow rate 2-DOF control system with two valves (one feedback controllers).

$$\dot{m}_{ref,exh} = \begin{cases} 0 & (\dot{m}_{ref,total} > 0) \\ \dot{m}_{ref,total} & (\dot{m}_{ref,total} \leq 0) \end{cases} \quad (2)$$

4. 提案する流量制御法

流量を電磁弁ごとに制御する方法では、干渉の問題が生じる。それに対し流量の差分を制御する方法は、他方の電

磁弁を通る空気の流量が外乱とならないため、制御系の干渉を避けられると期待される。したがって図7に示すような制御系を提案する。

図7中の Case ブロックは制御器出力 $\dot{m}_{invin,total}$ を $\dot{m}_{invin,total}$ の正負に応じて2つの電磁弁の逆モデル入力 $\dot{m}_{invin,sup}$, $\dot{m}_{invin,exh}$ に割り振るブロックであり、それぞ

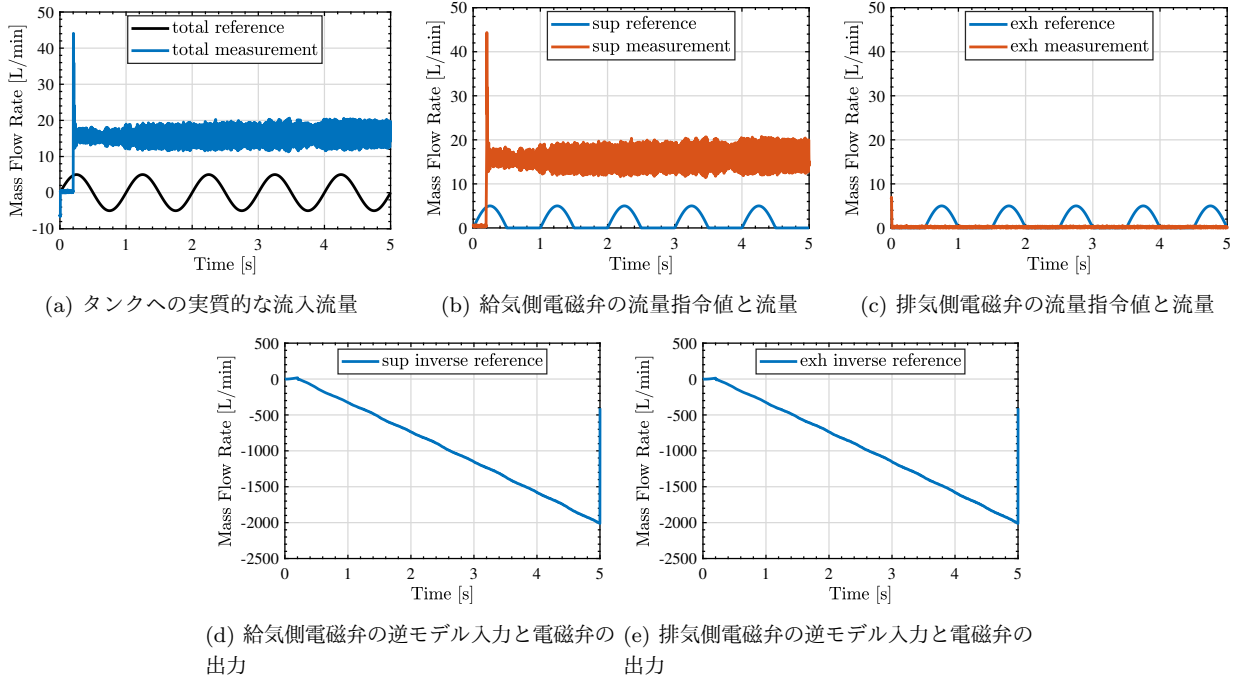


図8 2つの電磁弁に対して2つの制御器を用いた流量2自由度制御を行った実験結果 (a) 黒：流量差の指令値 $\dot{m}_{ref,total}$, 赤：流量差 \dot{m}_{total} (b) 青：給気側電磁弁の指令値 $\dot{m}_{ref,sup}$, 赤：給気側電磁弁の流量 \dot{m}_{sup} (c) 青：排気側電磁弁の指令値 $\dot{m}_{ref,exh}$, 赤：排気側電磁弁の流量 \dot{m}_{exh} (d) 青：給気側の電磁弁逆モデル入力 $\dot{m}_{invin,sup}$ (e) 青：排気側の電磁弁逆モデル入力 $\dot{m}_{invin,exh}$

Fig. 8. Experimental result of mass flow rate control with two FB controllers. (a)black: reference of mass flow rate difference $\dot{m}_{ref,total}$, red: mass flow rate difference \dot{m}_{total} (b)blue: mass flow rate reference for a supply valve $\dot{m}_{ref,sup}$, mass flow rate of a supply valve \dot{m}_{sup} (c)blue: mass flow rate reference for an exhaust valve $\dot{m}_{ref,exh}$, mass flow rate of an exhaust valve \dot{m}_{exh} (d)blue: input to a inverse model of a supply valve $\dot{m}_{invin,sup}$ (e)blue: input to a inverse model of an exhaust valve $\dot{m}_{invin,exh}$.

れの逆モデル入力は式 (3),(4) のように表せる。

$$\dot{m}_{invin,sup} = \begin{cases} \dot{m}_{invin,total} & (\dot{m}_{invin,total} > 0) \\ 0 & (\dot{m}_{invin,total} \leq 0) \end{cases} \quad (3)$$

$$\dot{m}_{invin,exh} = \begin{cases} 0 & (\dot{m}_{invin,total} > 0) \\ \dot{m}_{invin,total} & (\dot{m}_{invin,total} \leq 0) \end{cases} \quad (4)$$

5. 実験結果

〈5・1〉従来法：2つの電磁弁を通る空気の流量を別々に制御した場合 FF 制御器 C_{ff}^m のゲインは理想的なプラントの遅れ以外の部分の逆数を取って1とする。提案法のFB制御器 C_{fb}^m は極配置法により流量閉ループ系の極が50 Hz となるように設計している。タンクへの流入流量が振幅5 L/min 周波数1 Hz のサイン波となるように流量指令値を与えて流量制御を行った実験結果を図8に示す。図8(a), 8(b), 8(c)に示すように流量は指令値に追従しない。このとき図8(d), 図8(e)に示すように電磁弁逆モデルへの入力が負に発散するため、電磁弁通電電流はデッドゾーン

分の電流しか出していない。図8(a)において流量が0ではないのは電磁弁が特性変動の影響でデッドゾーンにかからず開状態となっていたためである。

〈5・2〉提案法：2つの電磁弁を通る空気の流量差を制御した場合 制御器は従来法と同じである。振幅5 L/min 周波数1 Hz のサイン波を流量指令値として流量制御を行った実験結果を図9に示す。始めのオーバーシュートは2つの電磁弁が閉状態から開状態になる時間遅れの違いに由来するため、あらかじめ開状態にしておく場合には問題にならないと考えられる。図9(b)に示されるように、一方の電磁弁がオフセットを持ちながら指令値と同様の変化をし、もう一方がそのオフセット分の一定流量を流している。なおこの方法では流量差をフィードバックに利用しているため、個々の流量をそれぞれ制御できないことに課題がある。電流指令値は図9(c)に示す波形となっている。

6. 結論

電磁弁のデッドゾーンは圧力や位置の制御性能を下げてしまうため、補償する必要がある。電磁弁の入出力特性には変動があるため、フィードフォワード的な補償のみでは不正確になってしまう。本研究では2つの電磁弁を用いる

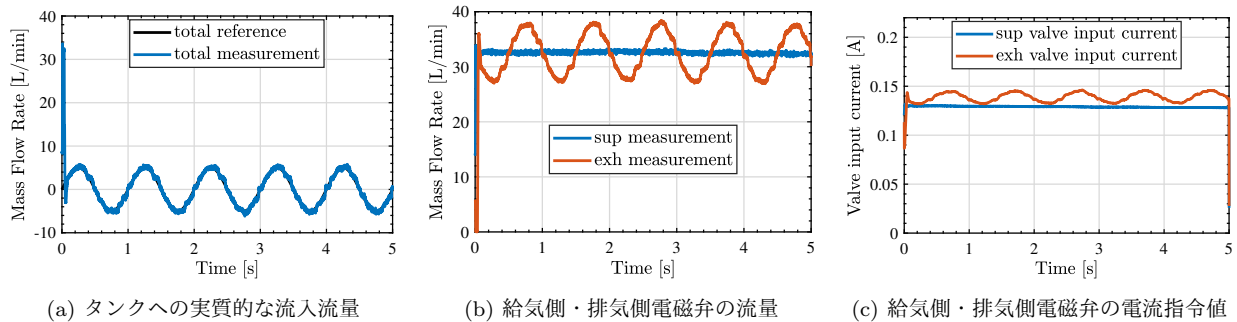


図9 2つの電磁弁を通る空気の流れの差の流量2自由度制御を行った実験結果 (a) 黒: 流量差の指令値 $\dot{m}_{ref,total}$, 赤: 流量差 \dot{m}_{total} (b) 青: 給気側の流量 \dot{m}_{sup} , 赤: 排気側の流量 \dot{m}_{exh} (c) 青: 給気側電磁弁の電流指令値 i_{sup} , 赤: 排気側電磁弁の電流指令値 i_{exh}

Fig. 9. Experimental result of mass flow rate control with one FB controllers. (a)black: reference of mass flow rate difference $\dot{m}_{ref,total}$, red: mass flow rate difference \dot{m}_{total} (b)blue: mass flow rate through a supply valve \dot{m}_{sup} , red: mass flow rate through an exhaust valve \dot{m}_{exh} (c)blue: valve input current of a supply valve i_{sup} , red: valve input current of an exhaust valve i_{exh}

必要がある2ポート弁にも適用可能な流量フィードバック制御法を提案した。具体的には2つの電磁弁をそれぞれ制御すると問題となる制御系の干渉を防ぐため、流量の差を制御することを提案した。実験結果からこの構成で流量を指令値に追従することができることを確認し、デッドゾーンの影響を排除することに成功した。

謝辞

本研究は株式会社ニコンのご協力を受けて進めたものである。また、本研究の一部は、公益財団法人 油空圧機器技術振興財団の助成により行われた。関係各位に感謝の意を表します。

文 献

- (1) H. K. Lee, G. S. Choi, and G. H. Choi: "A study on tracking position control of pneumatic actuators", *Mechatronics*, vol. 12, no. 6, pp. 813–831(2002).
- (2) 大前力・平井洋武・涌井伸二:「情報システムにおける制御」, コロナ社 (1999).
- (3) K. Miyata and H. Hanafusa: "Velocity Control of Pneumatic Cylinders by Using Pressure Control", *Transactions of the Society of Instrument and Control Engineers*, vol. 26, no. 7, pp. 773–779(1990)(in Japanese). 宮田慶一郎・花房秀郎:「圧力制御を主体にした空気圧シリンダの速度制御」, 計測自動制御学会論文集, vol. 26, no. 7, pp. 773–779(1990).
- (4) E. Richer and Y. Hurmuzlu: "A High Performance Pneumatic Force Actuator System Part 1 -Nonlinear Mathematical Model", *ASME Journal of Dynamic Systems Measurement and Control*, vol. 122, no. 3, pp. 416–425(2000).
- (5) W. Ohnishi, H. Fujimoto, P.-H. Yang, P.-W. Chang, B. Yuan, K. Sakata, and A. Hara: "Acoustic Wave
- Equation Based Modeling and Collocated Side Vibration Cancellation for Pneumatic Cylinder", *IEEJ Journal of Industry Applications*, vol. 7, no. 2, pp. 109–116(2018).
- (6) W. Ohnishi, H. Fujimoto, K. Sakata, A. Hara, and K. Saiki: "Trajectory tracking control for pneumatic actuated scan stage with time delay compensation", *IECON 2016 - 42nd Annual Conference of the IEEE Industrial Electronics Society*, pp. 5125–5130(2016).
- (7) A. C. Valdiero, C. S. Ritter, C. F. Rios, and M. Rafikov: "Nonlinear Mathematical Modeling in Pneumatic Servo Position Applications", *Mathematical Problems in Engineering*, vol. 2011, pp. 1–16, (2011).
- (8) P. Yang, Y. Choi, P. Chang, K. Sakata, and S. Lee: "Control system for controlling a fluid actuator"(2017).
- (9) Y. Shirato, W. Ohnishi, and T. Koseki: "Two-Degree-of-Freedom Control with Adaptive Dead Zone Compensation for Pneumatic Valves", *IEEJ International Workshop on Sensing, Actuation, Motion Control, and Optimization*, no. 11, pp. 1–6(2019).
- (10) T. Kato, K. Kawashima, K. Sawamoto, and T. Kagawa: "Active control of a pneumatic isolation table using model following control and a pressure differentiator", *Precision Engineering*, vol. 31, no. 3, pp. 269–275(2007).
- (11) R. Takei, T. Suzuki, and S. Wakui: "Simple Implementation of Model Following Control Considering Mechanical System to Pneumatic Stage", *IEE-Japan Industry Applications Society Conference*, pp. 155–158(2018)(in Japanese). 武井 陸・鈴木 達也・涌井 伸二:「空圧ステージに対する機械系を考慮したモデル追従制御の簡易実装」, 平成 30 年電気学会産業応用部門大会講演論文集, pp.155-158(2018)