研究論文

分離型調節弁ポジションナの制御特性*

浦田 昌裕**, 藤田 壽憲***, 香川 利春****
 黒田 正人*****, 稲垣 洋輔*****

Control Characteristics of Separate-Type Valve Positioners

Masahiro URATA, Toshinori FUJITA, Toshiharu KAGAWA
 Masato KURODA, Yohsuke INAGAKI

Modern process control valves are often used in combination with positioners that control the main valve stroke corresponding to an input signal. Pneumatic positioners have advantages over electric positioners in an environment where explosive hazards are a concern. However, pneumatic positioners are relatively sensitive to vibration because they have fine moving parts in the pilot stage. A separate-type positioner can solve this problem. It contains long tubing connecting the chamber of the main valve and the pilot stage, so that it is possible to position the pilot stage at a vibration free location. This then gives rise to the question of the magnitude of the transmission lag inherent with long tubing. This paper provides an answer to this question and submits a simulation technique to estimate the dynamics of the separate-type valve positioners.

Key words : Process control valve, Positioner, Pneumatic pilot valve, Separate-type positioner

1. 緒 言

調節弁はプラント内のあらゆる流体の流量制御に使用されていて、最も広く使われている制御要素の一つである。調節弁が設置される場所は、製鉄所や化学プラントのコンプレッサ周辺、高圧スチームラインなど振動のある場所、メンテナンスをしにくい場所など多岐にわたる。

調節弁は弁本体とポジションナ¹⁾（位置決め装置）から構成されていて、通常これらは一体に組み立てられている。調節弁には空気式と電動式があるが、空気式は電動式に比べて防爆領域でも大きなパワー増幅率を得られるため、可燃性ガスが発生する恐れのある場所でも使用できる。ところが空気式の一体型調節弁を前述の振動の多い環境下に設置すると、ポジションナに組み込まれているノズルフラップやパイロットリレー部などの可動部分の安全性、信頼性の確保が困難になってしまう。この問題に対処するために、著者らの一部がノズルフラップおよびパイロットリレー部を、弁本体から分離した分離型のポジションナを提案した²⁾。これは調節弁の弁駆動部と空気圧制御部を分離し、長い空

気圧管路で接続したものである。この管路により制御された空気圧を駆動部に伝送して、主弁軸を駆動するものである。これにより、制御部分を振動から隔離し、メンテナンスを行いやすい場所に設置させることが可能になった。

しかし、弁本体と電空変換部を長い空気圧管路で接続した結果、空気圧管路の特性により、調節弁全体の制御特性が、一体型とは異なってくる。プラントを制御するには、ポジションナを含めた調節弁の特性を明確にする必要がある。そこで本研究では、この分離型調節弁の各部の特性調査を行い、それらを再構成したときの特性を実験および理論的に調べた。本論文の2章では、調節弁及びポジションナの要素に関して、理論を参照しながら、必要な部分について実験を行って、数学モデルの決定とパラメータの同定を行っている。第3章では、これらの要素を再構成した調節弁、ポジションナおよび空気圧管路から成る制御系に対してステップ応答の実験と、数学モデルによるシミュレーションを行った。シミュレーションの結果は実験結果とよく一致し、作成した数学モデルが調節弁を含んだ制御系設計に利用できることがわかった。

記 号

本論分で用いる主な記号を、以下に列挙する。

A : 受圧面積, C : 流量係数, C_v : 定積比熱, c_v : 主弁粘性抵抗係数, D : 直径, G : 質量流量, i : 電流, K : ばね定数, P : 圧力, M : 弁体の質量, R : ガス定数, S : 有効断面面積, S_{ab} : プリード孔有効断面面積, u : 流速, V : 容積, x : 弁変位, κ : 比熱比, θ : 温度, ρ : 密度。

*平成17年11月25日 原稿受付

**東京工業大学大学院

(所在地 〒226-8503 神奈川県横浜市緑区長津田町4259)

現在：富士写真フイルム株式会社

***東京電機大学工学部機械情報工学科

****東京工業大学精密工学研究所

*****株式会社山武

**Tokyo Institute of Technology (Midori-ku, Yokohama)

添字（パイロット弁内の寸法についてはFig.1参照）

a ：基準状態， f ：流体力， n ：ノズル， o ：パイロット出力， p ：配管， s ：供給圧力， r ：固定絞り， v ：主弁， p ：パイロット弁， y 及び z ：ダミー変数。

2. 調節弁の構成と各部の特性

2.1 調節弁の構成

分離型調節弁のポジションナはコントローラ，電気機械変換部，ノズルフラップ，パイロット弁，空気圧管路，主弁駆動部から構成されている。本論文で考察対象とする分離型調節弁全体の構成図をFig.1に示す。また，これに対するブロック線図をFig.2に示す。

Fig. 1 Separate-type valve positioner

Fig.1及びFig.2を参照して各部の動作を説明すると，以下のごとくである。一体型調節弁では出力圧力 P_o と調節弁の弁室圧力 P_v が等しいが，分離型では管路があるため等しくない。

コントローラはPID制御を行うものであるが，演算マイクロプロセッサで作られていて，入力とフィードバック信号に対する演算処理を行い，この演算結果は電／空変換部に出力される。電／空変換部は，制御信号に比例したフ

ラップ変位を出力する電気／機械変換部と，フラップ変位に応じた空気圧力を出力するノズルフラップ系から構成されている。このうち，電気／機械変換部ではトルクモータコイルに電流を流してフラップ変位を決定する。ノズルフラップ系の出力圧力により，パイロット弁流量が決定される。パイロット弁で流量増幅された空気流は，空気配管を経て，制御対象である調節弁に組み込まれたダイアフラム室に入り，弁軸を駆動する。弁軸には調節弁の開度を検出する位置センサが取り付けられてあって，ここからフィードバック信号が発信され，演算マイクロプロセッサに取り込まれる。

Fig. 2 Block diagram of a separate-type valve positioner

2.2 パイロット弁の特性

Fig.1に示すパイロット弁の動作を説明する。まずノズルを通る流量はフラップの変位によって次式により求めることができる。

$$G_n = C_n \pi D_n x_n \varphi(P_n, P_a, \theta_n) \quad (1)$$

ただし $\varphi(P_s, P_y, \theta_z)$ は絞りを通過する単位面積あたりの質量流量で，以下に示すとおりである^{3), 4), 5)}。

$$\left(\frac{2}{\kappa+1}\right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} < \frac{P_y}{P_z} \leq 1 \text{ のとき,}$$

$$\varphi(P_s, P_y, \theta_z) = P_z \sqrt{\frac{2\kappa}{R\theta_z(\kappa-1)}} \left\{ \left(\frac{P_y}{P_z}\right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{P_y}{P_z}\right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right\} \quad (2)$$

$$0 < \frac{P_y}{P_z} \leq \left(\frac{2}{\kappa+1}\right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \text{ のとき,}$$

$$\varphi(P_s, P_y, \theta_z) = P_z \sqrt{\frac{\kappa}{R\theta_z}} \left(\frac{2}{\kappa+1}\right)^{\frac{(\kappa+1)(\kappa-1)}{2}} \quad (3)$$

上式のダミー変数 y , z に，絞りの下流及び上流を表す添え字を代入して，その絞りに対する流量を求める。式(1)では， $z \rightarrow n$, $y \rightarrow a$ である。

つぎに固定絞りからの流量は，

$$G_r = S_r \varphi(P_s, P_n, \theta_s) \quad (4)$$

となるから，これらによりノズル背圧の変化は

$$\frac{dP_n}{dt} = \frac{(G_r - G_n) R \theta_n}{V_n} \quad (5)$$

と表される。ただし空気室内空気の状態変化は等温変化と仮定した。パイロット弁には給気口、排気口およびブリード孔の3つのポートがある。ブリード孔と出力ポートは常に同一開口面積で接続されているが、給気口と排気口の開口面積はパイロット弁の変位により変化する。

出力流量は、出力ポートから主弁に供給する流量を正に取ると、

$$G_o = S_{cs} \varphi(P_s, P_o, \theta_s) - S_{cd} \varphi(P_o, P_a, \theta_o) - S_{cb} \varphi(P_o, P_a, \theta_o) \quad (6)$$

と表すことができる。ただし S_{cs} , S_{cd} は給排弁の有効断面積であって、ピストン変位 x_p の関数である。

S_{cs} , S_{cd} を決定するためには、ピストン変位を知る必要がある。ピストン変位は Fig. 1 に示されている3枚のダイヤフラムにかかる圧力、 P_s , P_n , P_a , P_o すべてが関係するが、ここでは次の手順で決定する。

ピストンの位置により、パイロット弁は排気または給気モードとなる。 $x_p < 0$ ではピストンは出力ポートを排気側に連結し、排気モードとなり、 $x_p > 0$ ではピストンは出力ポートを給気側ポートに連結し、給気モードとなる。

ピストンにかかる力の釣り合いは

$x_p < 0$ では

$$A_n P_n - (A_{a1} - A_{a2}) P_a + (A_{b2} - A_{b1}) P_s - (A_p - A_{c2}) P_o = F_b \quad (7)$$

$x_p > 0$ では

$$A_n P_n + (A_{a2} - A_{a1}) P_a + (A_{b2} - A_{b1}) P_s - (A_p - A_{c2}) P_o - A_b P_s = F_b \quad (8)$$

である。バイアス力 F_b は(7)式、(8)式に実測した P_s , P_n , P_a , P_o を代入して求めた。それに対応するパイロット弁の変位 x_p はレーザー変位計によって測定した。測定結果を Fig. 3 に示す。

Fig. 3 を参照して x_p と F_b の関係を次式により近似した。

$$F_b = K_p x_p \quad (9)$$

このように、あらかじめ求めた K_p を用いると、式(7)、(8)により圧力から x_p が決定される。

以上、(1)から(9)までの式によって、フラップ変位 x_n を与えたときに、 P_o と G_o の関係が決定され、これが管路の入り口における境界条件となる。

Fig. 3 Measured result of bias force

2.3 管路のモデル化

管路内における圧力および流量の過渡現象を計算するために、流れを一次元と仮定し、管路を有限個に分割して離散化したモデルを考える。ここで用いた離散化の概念図を Fig. 4 に示す。流速、質量流量などのベクトル量を図示の要素の境界上に、圧力、温度、密度などのスカラー量をそれぞれの要素の中心に定義する。これはスタガード格子法と呼ばれるもので、この扱いによって、圧力計算における数値的振動を抑制できる利点がある。数値的に安定な計算を行うために対流項は空間に対する風上差分を採用し、離散化⁵⁾を行う。

離散化した基礎式は次のとおりである。

連続の式

$$\rho_{ij+1} = \rho_{ij} - \frac{\Delta t}{\Delta x} \rho_{ij} (u_{ij} - u_{i-1,j}) - \frac{\Delta t}{2\Delta x} \rho_{conv} \quad (10)$$

状態方程式

$$P_{ij+1} = \rho_{ij+1} R \theta_{ij+1} \quad (11)$$

運動方程式

$$u_{ij+1} = u_{ij} - \frac{\Delta t}{2\Delta x} u_{conv} - \frac{1}{\rho} \frac{\Delta t}{\Delta x} (P_{i+1,j} - P_{ij}) - \frac{\Delta t \lambda}{2D} \frac{|u_{ij}|^2}{2D} \quad (12)$$

エネルギー方程式

$$\theta_{ij+1} = \theta_{ij} - \Delta t \frac{4h_{ij}(\theta_{ij} - \theta_a)}{DC_V \rho_{ij}} - \frac{\Delta t R \theta_{ij} (u_{ij} - u_{i-1,j})}{\Delta x C_V} + \frac{\Delta t \lambda}{C_V 2D} |\hat{u}_{ij}|^2 \hat{u}_{ij}^2 \quad (13)$$

ただし、 $\hat{u}$ は分割要素中心部の流速を表す。添え字 i は空間に対する差分を表し、添え字 j は時間に対する差分を表す。また、時間積分には安定性よりも計算時間の短縮のため、陽解法（ここでは Runge-Kutta 法）を用いた。

Fig. 4 Staggered model for tube flow

式(10)–(13)を用いて時間 j の値から時間 $j+1$ の値を順次計算していく。 λ は管摩擦係数、 h_{ij} は熱伝達率であり、これらは定常流れの値^{5),6)}を用いた。

以上の式により、管路への入力流量に対する出力流量を求めることができる。ただし、管路入り口の圧力、流量、温度はパイロット弁の境界条件と、管路出口の圧力、流量、温度は主弁の境界条件と連立させて決定する。

2.4 調節弁のモデル化

調節弁のダイヤフラムは内部に補強材をはさみ、あるい

は、製品によりダイアフラムに適宜波形をつけるなどして、固有のばね特性を持たせているので、その特性は調節弁とダイアフラムの有効面積変化をあわせたバネ定数として、実験的に測定する。弁室内圧力と変位の関係におけるヒステリシスが大きい場合もあるので⁷⁾、試験弁室内圧力を昇降させ、これに応じる調節弁システム変位を測定した。

測定結果はFig. 5に示す。供試弁のヒステリシスは小さいので、近似直線を求めて、これを使用した。弁室の断面積は $3.08 \times 10^{-2} [\text{m}^2]$ 、ダイアフラム室最大容積は440mlである。圧力上昇時と減少時の傾きの平均からばね係数を求めて次の値を得た。

Fig. 5 Valve pressure vs. valve stroke

$$K_v = 2.05 \times 10^5 [\text{N/m}]$$

調節弁では主弁の変位に伴い、ダイアフラム室の体積が大きく変化する。この変化は以下のように示される。

$$V_v = A_v(x_v + x_{v0}) \quad (14)$$

ただし、 $A_v x_{v0}$ は弁閉鎖時の残存体積である。ダイアフラム室への空気流量と圧力の関係は等温変化を仮定すると

$$\frac{d(P_v V_v)}{dt} = G_v R \theta_a \quad (15)$$

である。また、弁に関する力の釣り合いは、次の運動方程

式により与えられる。

$$A_v(P_v - P_a) = M_v \frac{dx_v^2}{dt^2} + c_v \frac{dx_v}{dt} + K_v(x_v + x_{v0}) \quad (16)$$

ただし x_{v0} は弁閉鎖時の等価ばね圧縮量である。以上の3つの式、(14)―(16)が、管路に対する調節弁側の境界条件となる。

3. 実験

前章において、分離型ポジショナの構成要素の特性を調べたので、本章ではこれらを結合して、調節弁全体の性能について、実験を行い、シミュレーションと比較する。

3.1 実験装置

入力信号は、コントローラへの電流値であって、これをステップ入力として、ステップ応答実験を行う。ポジショナの制御則を決めるPIDパラメータは、分離の有無にかかわらず、分離していないとき（管路長0[m]）の値とした。主弁の開度は、ポジショナの開度発信出力（フィードバック信号）を外部に取出して測定した。弁システムの変位とこの信号の関係は別に校正してある。Fig. 1における管路はナイロンチューブで、内径4、6及び8[mm]、長さは0[m]及び20[m]とし、これらのすべての組み合わせに対して実験を行った。実験を行った温度は室（20℃前後）である。圧力は、半導体圧力センサ（SMC PSE510）を用いて、ノズル背圧、管路入り口圧力（パイロット弁出力圧力）、管路出口圧力（主弁駆動圧力）を測定した。

3.2 実験結果

管路として、標準的に使用される内径6[mm]のチューブを用い、管路長さ0[m]及び20[m]としたときの応答をFig. 6に示す。管路により弁の応答が遅れ、オーバーシュート量が増えるが、安定に動作することがわかる。管路長さが0[m]の場合は、パイロット出力圧と主弁圧力は同じであるが、管路長さを与えると、これらは異なった値

Fig. 6 Influence of tube length (Experiment)

Fig. 7 Influence of tube diameter (Experiment)

Fig. 8 Influence of tube length (Simulation)

となる。

主弁変位、パイロット入力圧力、パイロット変位はいずれも管路の影響が見られる。しかしポジションナ出力である弁の変位では、整定時間約1秒程度に対し、立ち上がり時間の遅れの差が0.2秒程度であって、実用上に支障を生じない程度である。

次に、管路長を20[m]とし、管路の内径を4, 6, 8 [mm]と変更した場合の応答をFig. 7に示す。内径が細くなるにしたがって、弁変位の立ち上がり時間が長くなり、オーバーシュート量も大きくなり、制御特性は劣化している。しかし、管路内径4 mmの場合以外は、Fig. 7の、特に6 [mm]の場合のパイロット出口圧力（管路入口圧力） P_o と、ダイアフラム室圧力（管路出口圧力） P_v を比べると、 P_o の早い立ち上がりに対して、 P_v が遅れていることがわかる。この遅れは管径が細くなるほど大きくなる。一般に、管路によるこの応答の遅れが、安定性を損ねる要因となる。この傾向はダイアフラム室の体積を変更することによっても変わることが、次節のシミュレーションでわかった。ただし、今回使用した調節弁のサイズでは、全実験を通じて安定であり、応答波形の変化はさほど著しくない。

3.3 シミュレーション及び考察

2章で示した諸式をMATLAB上に構築してシミュレーションを行った。電空変換部、パイロット弁、管路および、調節弁のモデルを連立させて解くことにより、調節弁の応答を計算した。Fig. 6, 7に示した実験条件の場合に対応するシミュレーション結果をFig. 8, 9にそれぞれ示す。

Fig. 8は管路がない場合と、20[m]の場合のシミュレーション結果を示す。20[m]の場合、管路分割数は2から30まで変化させて計算したが、10以上ではほとんど同じ結果となったので、分割数は10に統一した。Fig. 9は管路長さ20[m]で、管径が4 [mm], 6 [mm], 8 [mm]の場合のシミュレーションを示す。

Fig. 9 Influence of tube diameter (Simulation)

Fig. 6とFig. 8の比較では、応答波形はいずれも満足できる一致を示している。Fig. 7とFig. 9の比較では、管径が4 [mm]の場合にシミュレーションと実験の波形にやや違いが生じる。不一致は減衰の途中に一時的に生じているもので、弁のモデル化の中に給気モードと排気モードの中間である閉鎖モード（不感帯）が考慮されていなかったことによると思われる。しかし安定性やオーバーシュート、立ち上がり時間などの判断に影響を与えるものではない。調節弁のダイアフラム室の容量に対して十分な空気が供給されれば弁の応答遅れは増加しないのであるから、管路のインピーダンスが重要である。管路長さが20mでは、圧力や流量変化の波動伝播の遅れは約0.06sであるから、ここでの整定時間1sに比べて無視できる。実務上は管路を細くしたいが、細くすると、インピーダンス増加による流量減少を招いて、弁の応答が遅れる。

4. ま と め

調節弁システム変位は、パイロット弁及び調節弁の力学的パラメータと管路パラメータの組み合わせにより決定するが、本研究では、管路パラメータのみを変化させた場合について調査を行った。管路の存在により、パイロット弁内の圧力やポジションナ変位の過渡現象は影響を受けるが、最終出力であるポジションナ変位の整定時間が受ける影響は少ないことを、実験とシミュレーションにより明らかにした。調節弁を分離型にすると、管路の介在により応答性は若干劣化するが、十分許容できる範囲であることが、実験とシミュレーションにより確認できた。今回使用した調節弁のサイズにおいて、実験範囲で得られた結論は以下のごとくである。

1. 波動の影響：管路の長さが20[m]では、波動による影響は無視できる。
2. 管路インピーダンスの影響：影響は顕著である。管

路の長さが20[m]で管路径が4[mm]ではインピーダンスが大きくなり、良好な制御が行えない。

参 考 文 献

- 1) 計測自動制御学会：自動制御ハンドブック機器応用編，オーム社（1983）
- 2) 藤田，松波，藩，香川：調節弁ポジションの外乱特性，計測自動制御学会論文集，32-6，981/983（1996）
- 3) 渡嘉敷，藤田，香川：管路を含む空気圧シリンダシステムのシミュレーション，油圧と空気圧，28-7，766/771（1997）
- 4) 香川，花塚，森永：ノンブリード形空気圧パイロット弁入出力および出力流量特性，計測自動制御学会論文集，16-3，427/433（1980）
- 5) 社日本油空圧学会：油空圧便覧，オーム社（1989）
- 6) スハス・V・パタンカー原著，水谷幸夫，香月正司共訳：コンピュータによる熱移動と流れの数値解析，森北出版株式会社（1985）
- 7) 涌井徹也，橋詰匠，西島剛志，石井実：ヒステリシスの大きな空気圧調節弁に使用する電子式ポジションの高性能化，計測自動制御学会産業論文集，2-5，34/41（2003）