空気圧サーボ系のロバスト高速位置決め制御*

松下 尚史^{*1}, 堂田 周治郎^{*1}Robust Control on High-Speed Positioning
of Pneumatic Servo SystemHisashi MATSUSHITA^{*2} and Shujiro DOHTA^{*2} Department of Mechanical Engineering, Okayama University of Science,
1-1 Ridai-cho, Okayama-shi, Okayama, 700-0005 Japan

The purpose of this study is to propose a robust control strategy on high-speed positioning of pneumatic servo system, for the changes of system parameters and load mass, and frictional force. Bang-Bang control scheme based on the switching time is one of the most efficient control strategy for high-speed positioning, however this control scheme is influenced by the changes of system parameters and load mass because of the open-loop control. In order to overcome these defects, a concept of disturbance observer is introduced into Bang-Bang control scheme. That is, the changes of system parameters and load mass can be estimated by a disturbance observer, and the switching time in Bang-Bang control can be modified so as to correspond to the changes of system parameters and load mass, under controlling. It is investigated that the proposed control strategy is effective for the robust high-speed positioning of pneumatic servo system with a pneumatic rodless cylinder, through some experiments.

Key Words: Robust Control, Disturbance Observer, Bang-Bang Control, Pneumatic Servo System, High-Speed Positioning

1. 結 言

空気圧サーボ系の高性能化および高機能化を図るために、先端的制御手法を適用した種々の空気圧サーボ系が提案されている^{(1),(2)}。制御対象の挙動が線形数学モデルにより厳密に記述され、そのパラメータがサーボ系の動作中に大きく変動しなければ、これらの制御手法は有効である。また、制御入力に制限がない場合は有限整定応答により高速位置決め制御が実現できる。しかし、空気圧サーボ系では、システムパラメータを同定することは容易でなく、その変動も大きいので、広範囲の動作条件に対して常に良好な応答を得ることは困難である。また、制御入力の大きさが制限されたり飽和する場合も多い。さらに、空気の圧縮性や制御弁の動作遅れ、アクチュエータ摺動部のクーロン摩擦力等により、空気圧サーボ系の制御性能は電気サーボ系の制御性能と比べ劣るという問題がある。したがって、空気圧サーボ系の高速性という特徴を活用するた

めには、パラメータ変動等に対するロバスト性を付加した制御手法の確立が強く望まれる。

本論文では、負荷質量や摩擦力が変化するような高速搬送作業を想定し、空気圧アクチュエータの一種で最近よく使用されているロッドレスシリンダを用いて、パラメータ変動や負荷質量変化等に対するロバスト性を有し、制御入力の大きさが制限され、かつ1m/sの高速位置決め制御が可能な空気圧サーボ系を構築することを目的とする。これを実現する一つの制御手法として、最短時間制御則に外乱オブザーバを付加したロバスト高速位置決め制御法を提案する。すなわち、理論的に導かれた切換え時刻に基づいて制御入力を切換ええる最短時間制御則を用いることで高速性を実現し、外乱オブザーバの機能を利用して、システムパラメータ変動、クーロン摩擦力や外乱等に対する低感度化を図りロバスト性を付加する制御手法である。切換え時刻に基づいた最短時間制御則は切換え時刻終了まで開ループ制御である。したがって、空気圧サーボ系で問題となる配管やシリンダ内の圧力の応答遅れ、制御弁の動作遅れなどによる操作量の切換え遅れが制御系の安定性に影響を及ぼさないという利点を有する。ま

* 原稿受付 2000年1月14日。

^{*1} 正員, 岡山理科大学工学部(〒700-0005 岡山市理大町1-1).
E-mail: hisashi@mech.ous.ac.jp

た、外乱オブザーバが理想的に機能すれば、最短時間制御則の切換え時刻は制御対象のノミナルモデルに基づいて得られるためシステムパラメータ変動の影響を受けなくなる。実際には、システムパラメータ変動やクーロン摩擦力等の推定遅れにより、制御入力に過不足が生じる。この過不足を補うために切換え時刻をオンラインで補正する方法も提案する。提案する制御手法は、圧縮空気をオンオフ的に用いることで動作速度を高速にできることに注目したものであり、このようなロバスト高速位置決め制御手法の確立により空気圧アクチュエータの応用範囲はさらに拡大するものと考えられる。

本論文の構成は以下の通りである。2章では試作した位置決め制御系の構成、システムのモデル化およびパラメータ同定について述べる。3章では最短時間制御をベースに外乱オブザーバとPID制御を付加したロバスト高速位置決め制御手法を提案し、制御パラメータの設計法について述べる。4章では負荷質量変化や外乱がある場合の位置決め制御実験を行い、高速性や位置決め制御精度の観点から提案する制御手法の有効性を検討する。5章で研究成果をまとめる。

2. 空気圧サーボ系

2.1 制御系の構成 図1に試作した位置決め制御系の構成を示す。空気圧サーボ系は有効断面積 491mm^2 、ストローク 1.0m のロッドレスシリンダ、2個の3ポート電空比例圧力制御弁およびシリンダレール上をスライドする質量 1.7kg の台車から構成されている。台車の変位は台車に取り付けられたベルトおよびプーリを介してインクリメンタル形ロータリーエンコーダで検出し、24ビットアップダウンカウンタを介してパーソナルコンピュータへ入力される。コンピュータで制御則に基づいて計算された制御入力はD/A変換器を介して制御弁駆動アンプに入力される。制御弁により制御入力に比例した圧力の圧縮空気がロッドレスシリンダの両ポートへ供給され、台車の位置決め制御が実行される。なお、台車の位置検出分解能は $4\mu\text{m}$ 、制御のサンプリング周期は 2.5ms である。

2.2 システムのモデル化 一般に、空気圧サーボ系の動特性すなわち制御弁駆動アンプへの制御入力に対する台車変位の関係は3次の伝達関数で記述される。本論文では、簡単化のために配管やシリンダ内の圧力変化、制御弁の動作遅れをまとめて制御入力にむだ時間を持つシステムとしてモデル化する。図1の空気圧サーボ系の運動方程式は

$$m\ddot{x}(t) + C\dot{x}(t) = Ru(t - L) - F_c \text{sgn}(\dot{x}(t)) \quad (1)$$

Fig. 1 Configuration of pneumatic servo system

で表される。ここに、 C, F_c はロッドレスシリンダ摺動部の粘性摩擦係数およびクーロン摩擦力、 m は台車の等価質量、 R はサーボ系の利得係数、 $u(t)$ は制御弁駆動アンプへの制御入力電圧、 $x(t)$ は台車変位である。また、 L は空気圧サーボ系のむだ時間であり、本論文では $u(t)$ をステップ状に変化させたとき台車速度が 0.1m/s を超えるまでの時間と定義する。試作した空気圧サーボ系の場合、負荷質量 $1.7\sim 8.2\text{kg}$ に対して L は $0.040\sim 0.075\text{s}$ と変化する。 L は3.3節で提案する制御則を実施するための重要なパラメータであるので、制御中にむだ時間をオンラインで同定し、その同定値を制御に用いることにする。

2.3 システムパラメータの同定 台車を等速運動させたときの制御入力電圧 u_s と定常速度 $\dot{x}_s$ の関係式は運動方程式 (1) より

$$\dot{x}_s = \frac{R}{C}u_s - \frac{F_c}{C} \quad (2)$$

となる。台車の負荷質量 $1.7\sim 8.2\text{kg}$ に対して台車を等速運動させたときの u_s と $\dot{x}_s$ の関係を実験により調べ、実験結果と式 (2) から粘性摩擦係数 C とクーロン摩擦力 F_c を求める。サーボ系の利得係数 R は制御入力電圧 u と発生力の関係から得られる 82.0N/V を使用する。実験の結果、クーロン摩擦力 F_c は予想に反して負荷質量に関係なくほぼ一定の 20.4N であった。この理由は図2に示すようにロッドレスシリンダの構

Fig. 2 Structure of pneumatic rodless cylinder

Fig. 3 Relation between C and $1/m$

造によると考えられる。すなわち、斜めに取り付けられているカムフォロアのローラベアリング部に台車の荷重がかかるために負荷質量の影響を受けないと考えられる。一方、粘性摩擦係数 C は実験の範囲内では、図 3 に示すように負荷質量の増加とともに増加し、次式の関係となる。

$$C = -\frac{31.8}{m} + 82.4 \quad (3)$$

このような関係となる理由は不明であるが、クーロン摩擦力と同じようにロッドレスシリンダの構造上の問題かも知れない。

3. 制御手法

3.1 最短時間制御 制御入力に制限がある場合、ある初期状態から最終状態に最短時間で到達する制御は最短時間制御となる。すなわち、切換え時刻 t_1 までは最大加速、切換え時刻 t_1 から t_2 までは最大減速となるような制御入力を与える制御である。最短時間制御において制御入力を切換える方法としては、時々刻々の変位や速度に基づいて切換える方法と制御対象のモデルに基づいてあらかじめ求められる理論時刻に従って切換える方法がある。前者の手法は時々刻々の変位や速度に基づいて制御入力を切換えるので、システムパラメータ変動や負荷質量変化に対して対応できる。しかし、空気圧サーボ系のように、制御入力にむだ時間が存在する場合、切換え動作の遅れを補償するために、変位や速度を予測する必要がある⁽³⁾。一方、後者はシステムパラメータが既知であると仮定し、システムの挙動を支配する運動方程式から制御入力の切換え時刻を理論的に導出し、その時刻で切換えを行う手法である。制御入力の動作遅れには影響されないという利点があるが、切換え時刻はシステムパラメータに支配されるためシステムパラメータ変動や負荷質量変化に対して弱いという欠点がある。本研究では後者の理論時刻切換え手法を用い、システムパラメータ変動

や負荷質量変化に対する上述の問題は外乱オブザーバの適用により克服することとする。

式 (1) の運動方程式から、むだ時間 L とクーロン摩擦力 F_c を無視すると、システムの挙動を支配する運動方程式は

$$m\ddot{x}(t) + C\dot{x}(t) = Ru(t) \quad (4)$$

で記述される。したがって、最短時間制御における理論切換え時刻 t_1, t_2 は

$$t_1 = \frac{m}{C} \left\{ \ln \left(1 + \sqrt{1 - \exp \phi} \right) - \phi \right\} \quad (5)$$

$$t_2 = \frac{m}{C} \left\{ 2 \ln \left(1 + \sqrt{1 - \exp \phi} \right) - \phi \right\} \quad (6)$$

$$\phi = -\frac{C^2 x_0}{Rmu_m} \quad (7)$$

で与えられる。ここに、 u_m は最短時間制御の制御入力電圧、 x_0 は台車の目標位置である。式 (5)~(7) から切換え時刻 t_1, t_2 はシステムパラメータ等の変化により変わることがわかる。

3.2 外乱オブザーバ 外乱オブザーバは制御量と制御入力から負荷質量や粘性摩擦係数などのシステムパラメータの変動を推定し、それをフィードバック制御に利用することによってシステムパラメータ変動等に対して低感度化を図る制御手法である⁽⁴⁾。

図 4 に提案するロバスト高速位置決め制御系のブロック線図を示す。図中の $P(s)$ は制御対象の伝達関数、 $P_n(s)$ は制御対象のノミナルモデルを表す伝達関数、 $Q(s)$ はフィルタの伝達関数、 $\hat{d}(s)$ は推定外乱である。 $P(s)$ に含まれるむだ時間要素の影響による外乱推定精度の低下を補償するために制御入力のフィードバックループに e^{-Ls} を挿入する。ブロック線図中の破線内の $u_1(s), d(s)$ と $x(s)$ との関係は

$$x(s) = \frac{1}{G(s)} u_1(s) + \frac{1 - e^{-Ls} Q(s)}{G(s)} d(s) \quad (8)$$

で表される。ここに、

$$G(s) = P^{-1}(s) \{ 1 - e^{-Ls} Q(s) \} + P_n^{-1}(s) Q(s) \quad (9)$$

である。 $P_n(s)$ は運動方程式 (4) より

$$P_n(s) = \frac{x(s)}{u(s)} = \frac{R}{s(m_n s + C_n)} \quad (10)$$

で与えられる。負荷質量のノミナル値 m_n を 2.2kg に設定すると粘性摩擦係数のノミナル値 C_n は式 (3) の関係より 67.9kg/s に設定される。4 章の実験ではこれらの値をノミナル値として使用する。

さて、式 (8) および式 (9) において

$$P(s) = P_n(s) e^{-Ls} \quad (11)$$

Fig. 4 Block diagram of proposed robust control system

と仮定し $Q(s)$ を 1 に近づけると制御量 $x(s)$ と最短時間制御の制御入力 $u_1(s)$ の関係は

$$x(s) = P_n(s)e^{-Ls}u_1(s) \quad (12)$$

で近似される。すなわち、式 (10) の $P_n(s)$ で記述されることから最短時間制御の理論切換え時刻 t_1 および t_2 は式 (5)～式 (7) に $C = C_n, m = m_n$ を代入することにより得られ、切換え時刻はシステムパラメータ変動や負荷質量変化に影響されなくなる。

なお、フィルタ $Q(s)$ は 2 自由度制御系におけるパラメトリゼーションから導かれた内部安定性の条件より、 $P_n^{-1}(s)Q(s)$ がプロパとなるように

$$Q(s) = \frac{1}{(1 + T_q s)^2} \quad (13)$$

で与える。ここに、 T_q はフィルタの時定数であり外乱オブザーバの制御パラメータである。

さらに、システムパラメータ変動やクーロン摩擦力の影響による位置決め制御精度の低下を防ぐために、図 4 に示すように PID コントローラも付加する。すなわち、理論切換え時刻 t_2 から空気圧サーボ系のむだ時間 L 経過した後、最短時間制御から PID 制御に切換えられる。

3.3 切換え時刻の補正方法 図 4 のブロック線図においてフィルタ $Q(s)$ を 1 に設定できないため、システムパラメータ変動やクーロン摩擦力等の推定が遅れ、システムパラメータ変動やクーロン摩擦力等を補償する制御入力 $u_2(s)$ と $\hat{d}(s)$ は等しくならない。このため、位置決め制御に必要な最短時間制御の制御入力電圧 u_1 には見かけ上の過不足が生じる。この見かけ上の過不足を補うために理論切換え時刻 t_1, t_2 を補正する方法を提案する。

図 5 は時々刻々における制御入力電圧の状態を表す。濃い実線が $Q(s)$ を 1 とした理想の場合に相当する制御入力 $u_1(s) - \hat{d}(s)$ の状態であり、薄い実線が実際

に用いられる制御入力 $u(s) = u_1(s) - u_2(s)$ の状態である。 $u_1(s) - \hat{d}(s)$ と $u(s)$ で囲まれた部分の面積が最短時間制御の制御入力の過不足に相当する。この面積に見合うように切換え補正時刻 $\Delta_1(t), \Delta_2(t)$ をオンラインで設定する。すなわち、サンプリング周期ごとに

$$\Delta_{1or2}(t) = \frac{1}{u(t)} \int_0^t \{u_2(\tau) - \hat{d}(\tau)\} d\tau \quad (14)$$

に基づいて切換え補正時刻を決定する。理論的な根拠を示すことはできないが、理論切換え時刻を用いる最短時間制御では、ほぼステップ状に入力（力に相当する）が印加されるので、このように力積の過不足を補うことにより切換え時刻の補正すなわち台車の位置や速度もかなり補正できると考えられる。

ここで、式 (14) の外乱の推定値 $\hat{d}$ は $P_n^{-1}(s)$ がプロパでないため直接利用することは不可能な信号である。実験では外乱オブザーバのフィルタ $Q(s)$ より広い周波数域で等価的に 1 とみなせるフィルタ

$$Q_d(s) = \frac{1}{(1 + 10^{-3}T_q s)^2}$$

を用いて $P_n^{-1}(s)Q_d(s)$ から $\hat{d}$ を推定する。なお、 T_q は式 (13) で与えられたフィルタ $Q(s)$ の時定数である。

以上より、提案するロバスト高速位置決め制御則は

$$u(t) = \begin{cases} u_m - u_2(t) & (0 \leq t < \tau_1) \\ -u_m - u_2(t) & (\tau_1 \leq t < \tau_2) \\ -u_2(t) & (\tau_2 \leq t < \tau_3) \\ u_1(t) - u_2(t) & (\tau_3 \leq t) \end{cases} \quad (15)$$

で実現される。すなわち、時刻 $\tau_2 = t_2 + \Delta_1 + \Delta_2$ までは外乱オブザーバを付加した最短時間制御が適用される。サーボ系のむだ時間を考慮して、時刻 τ_2 から時刻 $\tau_3 = t_2 + \Delta_1 + \Delta_2 + L$ までは外乱オブザーバのみ、時刻 τ_3 からは外乱オブザーバを付加した PID 制御が適用される。2.2 節で述べたように、空気圧サーボ系のむだ時間 L は負荷質量 m により変動するので

Fig. 5 Concept of switching time correction

リアルタイムで L を同定し、その値を用いて切換え時刻を設定する。なお、 L は台車速度が 0.1m/s を超えるまでの時間と定義しているの、サンプリング時刻ごとに得られる台車の位置情報から前進差分によって台車速度を求め、3 サンプリング間の台車速度の移動平均値が 0.1m/s を超えた時の時刻をむだ時間 L として同定する。

3.4 制御パラメータの設計 まず、桑田により提案された改良形限界感度法⁽⁵⁾に基づいてPID制御パラメータを設計し、つぎに、制御系の安定度の観点から、ベクトル軌跡を用いて外乱オブザーバのフィルタ時定数 T_q を設計する。

PID 制御則を

$$K_c(s) = k_p \left(1 + \frac{1}{T_I s} + T_D s \right) \quad (16)$$

で与える。 k_p は比例ゲイン、 T_D は微分時間、 T_I は積分時間である。負荷質量 m が 2.2, 5.2, 7.2kg の場合の限界感度 k_c 、限界周期 T_c 、むだ時間 L_c を測定し

$$\begin{cases} k_p = f_k(L_c/T_c) \cdot k_c \\ T_D = f_D(L_c/T_c) \cdot T_c \\ T_I = f_I(L_c/T_c) \cdot T_c \end{cases} \quad (17)$$

の関係式からPID制御パラメータを決定する。ここで、 $f_k(L_c/T_c)$ 、 $f_D(L_c/T_c)$ および $f_I(L_c/T_c)$ は基準化むだ時間 L_c/T_c に対する乗数因子の値である。得られた制御パラメータを表1に示す。

つぎに、フィルタ時定数を設計する。 $t \geq \tau_3$ において、入力を $x_0(s)$ 、出力を $x(s)$ とするフィードバック制御系の周波数一巡伝達関数は

$$G_o(j\omega) = \frac{K_c(j\omega)}{G(j\omega)} \quad (18)$$

Table 1 PID control parameters

m (kg)	2.2	5.2	7.2
k_p (V/m)	32.6	24.9	17.7
T_D (s)	0.152	0.055	0.072
T_I (s)	0.063	0.225	0.282

(a) case of $m=2.2\text{kg}$ (b) case of $m=7.2\text{kg}$

Fig. 6 Vector locus of proposed control system

となる。ここで、 $P(s)$ は運動方程式 (1) より

$$P(s) = \frac{Re^{-Ls}}{s(ms + C)} \quad (19)$$

とする。図6は負荷質量および粘性摩擦係数のノミナル値を $m_n=2.2\text{kg}$ 、 $C_n=67.9\text{kg/s}$ とした場合のベクトル軌跡である。(a)は負荷質量 m がノミナル値と等しい $m=2.2\text{kg}$ 、 $C=67.9\text{kg/s}$ 、(b)は負荷質量がノミナル値の約3.3倍の $m=7.2\text{kg}$ 、 $C=78.0\text{kg/s}$ の場合である。濃い実線はフィルタ時定数 T_q が 0.07s 、薄い実線は T_q が 0.01s の場合であり、PID制御パラメータは表1の $m=7.2\text{kg}$ の時の値を用いた。

(a)のように $m = m_n$ の場合には T_q の値による位相余有の変化はほとんどなく約60度である。(b)のように $m > m_n$ の場合には T_q の値が小さくなると位相余有が小さくなり安定度が低下する。 T_q が 0.07s の時には位相余有は約30度あるが、 T_q が 0.01s になるとベクトル軌跡は点 $(-1, 0j)$ を右に見て通り不安定となる。負荷質量が大きくなるにつれて安定度が低下するので、負荷質量が大きい場合を基準にして時定数を決める必要があると考える。

ここでは、 m が 7.2kg の場合の安定度を考慮し、位相余有が20度以上かつ式(13)で表される $Q(s)$ が広い範囲の周波数領域で1になるように、できるだけ小さい T_q を選び 0.07s とする。

4. 結果と考察

式(15)で表されるロバスト高速位置決め制御則全体の制御性能を検討する。速応性の評価基準を安定時間とし位置決め精度の評価基準を定常偏差とする。ここで、台車が目標位置の $\pm 5\%$ 以内に停留したときの時間を安定時間、台車が安定してから0.4秒後の目標位置と台車位置の偏差を定常偏差と定義する。なお、負荷質量のノミナル値 m_n は 2.2kg 、最短時間制御の制御入力 u_m は $1.0(\text{v})$ 、制御入力の限界値は $\pm 2.2(\text{v})$ に設定する。

4.1 制御性能 図7は台車の目標位置を 0.8m とし

Fig. 7 Performance of command responses

ステップ状に変化させた場合の台車の応答を示す。実際の負荷質量は5.2kgである。濃い実線は提案するロバスト制御法を適用した場合の結果であり、薄い実線は通常のPID制御法を使用した場合の結果である。ロバスト制御法を適用した場合、台車はオーバーシュートなく目標位置に約0.8秒で整定し約1m/sの高速位置決め制御が実現されている。一方、PID制御法による台車の整定時間は約1.3秒であり約0.6m/sで位置決め制御されたことになる。これより、提案する制御法は空気圧サーボ系の高速位置決め制御に有効であることがわかる。

なお、PID制御の場合には負荷質量2.2kgに対して、整定時間が短くなるように試行錯誤的に調整した制御パラメータを用いているため、負荷質量5.2kgに対しては高ゲイン制御が実施（大きな制御入力が増加）されオーバーシュートが生じたと考えられる。

4.2 切換え時刻補正の効果 3.3節で提案した最短時間制御の切換え時刻補正の効果を検討する。台車の目標位置を0.2, 0.5および0.8mとし、ステップ状に変化させた場合の台車の応答を図8(a)に示す。濃い実線が切換え時刻の補正を適用した場合の台車の応答であり、薄い実線が切換え時刻の補正を適用しなかった場合の台車の応答である。切換え時刻の補正を適用することにより、切換え時刻の補正を適用しなかった場合のように目標位置の手前で台車が減速することなく良好に整定する。3.3節で述べたように $Q(s)$ が1にできないため、ノミナル値からの負荷質量変動やクーロン摩擦力等の推定が遅れ、最短時間制御の制御入力に不足が生じる。切換え時刻の補正を行わない場合には目標位置の手前で次の制御に切換えられ、目標位置の手前で台車が減速することになる。

図8(b)は台車の目標位置が0.5mの場合の制御入力の時間変化を示す。濃い実線が切換え時刻の補正を適用した場合で、薄い実線が切換え時刻の補正を適用しなかった場合である。補正を適用した場合、切換え時

(a) Performance of command responses

(b) State of control input

Fig. 8 Effect of switching time correction

刻が右にシフトし制御入力が遅れて切換えられていることが確認される。すなわち、提案した切換え時刻補正法が適切に機能していると考えられる。

4.3 負荷質量変動や外乱の影響 物体を搬送する場合など制御時に負荷質量が変動することがある。このような状況を想定して実験を行い、負荷質量変動が台車の整定時間に及ぼす影響を検討する。図9(a)は台車の目標位置を0.2, 0.5および0.8mとした場合の応答である。濃い実線が負荷質量7.2kg、薄い実線が負荷質量2.2kgの場合の応答である。負荷質量がノミナル値から330%変動しても台車の整定時間は各目標位置に対して一定で、移動速度は約1m/sである。

図9(b)は外乱オブザーバによる外乱抑制効果を示す。時刻0.5秒に大きさ80Nのステップ状外乱 $d(s)$ をソフトウェア的に加えた場合の台車の応答である。濃い実線が負荷質量7.2kg、薄い実線が負荷質量2.2kgの場合の応答である。負荷質量の違いが外乱抑制特性に及ぼす影響はほとんど見られず、外乱印加後0.6秒程度で外乱が抑制されている。

以上より、提案した制御手法は高速かつロバストな位置決め制御が実現できることが確認される。

4.4 整定時間と位置決め精度 図10に位置決め制御実験を30回行った場合の整定時間のヒストグラムを示す。(a)は台車の目標位置が0.5mの場合、(b)は

(a) Performance of command responses

(b) Performance of disturbance suppression

Fig. 9 Influence of the load mass on the response

Fig. 10 Histogram of settling time for positioning

目標位置が 0.8m の場合である。負荷質量は 5.2kg の場合である。目標位置が 0.5m の場合には台車が整定するのに 0.48~0.51 秒かかり、目標位置が 0.8m の場合には約 0.80 秒要する。すなわち、台車が目標位置まで移動する場合の平均速度は約 1.0m/s であり、目標とする高速位置決め制御が実現されている。

図 11 は台車の目標位置を 0.5m とし、位置決め制御実験を 30 回行った場合の定常位置偏差のヒストグラムを表す。負荷質量は 2.2, 5.2 および 7.2kg である。台車の位置決め制御精度は負荷質量の大きさにほとんど関係なく約 $\pm 2\text{mm}$ 、目標位置の $\pm 0.4\%$ である。これより、提案する制御手法は負荷質量変動に対するロバスト性を有していることが確認される。一般的に $\pm 2\text{mm}$ の位置決め制御精度は満足できるものではない。

Fig. 11 Positioning accuracy for various load mass

く、今後改善する必要があるが、本研究で想定している高速性、負荷質量変動に対するロバスト性、比較的長い位置決め距離という点に注目すると $\pm 2\text{mm}$ (目標位置の 0.4%) の位置決め誤差でも満足できる用途はある。例えば、工場の組立てラインや加工ラインでの部品やワークの高速搬送、物流センタや自動倉庫での品物の積換えや搬送作業などである。

5. 結 言

空気圧サーボ系におけるシステムパラメータ変動や負荷質量変化、クーロン摩擦力や外力に対するロバスト高速位置決め制御手法を確立することを目的とした本論文は以下のように要約することができる。

1. 空気圧ロッドレスシリンダを用いた位置決め制御システムを試作し、システムのモデル化およびシステムパラメータの同定を行った。
2. 理論時刻切換え方式の最短時間制御法と外乱オブザーバの利点を利用して高速で負荷質量変化や外乱の影響を受けないロバスト高速位置決め制御手法を提案した。外乱オブザーバの推定遅れによる制御入力の不十分に基づいた切換え時刻補正法も提案した。また、制御系の安定度の観点からベクトル軌跡を用いて制御パラメータを設計した。
3. 位置決め制御実験を行った結果、提案した制御手法は 1m/s の高速性を維持したまま、負荷質量に関してノミナル値の 330% までの変化やステップ状の外乱に対してロバスト性を有することが確認された。また、目標位置の $\pm 0.4\%$ 程度の精度で位置決め制御が実現できた。

なお、位置決め精度に関しては改善する余地があり、今後の課題としたい。

文 献

- (1) Oyama, O., "Preview Control of Pneumatic Servo Cylinder", *Proc. 5th Int. Symp. on Fluid Control, Measurement and Visualization*, (1997-11), pp.265-270.
 - (2) Kimura, T., Tokai, K., Fujioka, H. and Takamori, T., "Sampled-data H^∞ Control for a Pressure Control System Considering Transmission Line Delay", *Proc. 5th Int. Symp. on Fluid Control, Measurement and Visualization*, (1997-11), pp.271-276.
 - (3) 小原浩志, 則次俊郎, 和田力, "最短時間制御による空気圧シリンダの高速位置決め", 平成 2 年秋季油空圧講演会論文集, (1990-10), pp.37-40.
 - (4) 則次俊郎, 高岩昌弘, "外乱オブザーバを用いた空気圧位置決め制御系の設計", 計測自動制御学会論文集, **31** 巻-1 号, (1995-1), pp.82-88.
 - (5) 桑田龍一, "改良形限界感度法と PID ; I-PID 制御の特性", 計測自動制御学会論文集, **23** 巻-3 号, (1987-3), pp.232-239.
-