

電気・油圧サーボ機構におけるコンプライアンス制御

Compliance Control of Electro-Hydraulic Servo System

○ 西 智之*, 松崎 良則**, 佐々木 芳宏*, 飯村 彥郎*

○ Tomoyuki Nishi, Yoshinori Matsuzaki, Yoshihiro Sasaki and Ikuro Iimura

*秋田大学 **松下通信アイティエスエンジニアリング(株)

*Akita University **Matsushita Communication ITS engineering. Co., Ltd

キーワード: 油圧サーボ系(Hydraulic Servo System), ロバスト制御(Robust Control), コンプライアンス制御(Compliance Control), インピーダンス制御(Impedance Control), スライディングモード制御(Sliding Mode Control)

連絡先: 〒010-8502 秋田市手形学園町 1-1 秋田大学工学資源学部機械工学科

佐々木芳宏, Tel.:(018)889-2732,Fax.:(018)837-0405,E-mail:sasaki1@ipc.akita-u.ac.jp

1. はじめに

油圧システムは産業界で広く用いられており, その利用範囲は拡大しつつある. また, 小型でも高出力を得やすい, 電気絶縁性を確保しやすいなどの特徴から近年活線用マニピュレータ^{1) 2)}等への利用が研究され始めてきている. マニピュレータによる組立作業, 接触作業を行う場合, 高所での作業や感電の危険がある作業が多いため, その自律化への要求が高まっている. このような作業を行うためには位置・姿勢と力・モーメントの両者を制御し, マニピュレータと対象物が接触する際に発生する力に応じて柔軟に制御する必要がある. その制御手法のひとつにコンプライアンス制御がある.

コンプライアンス制御は力センサによって測定された発生力を変位に変換し, 入力に加えることでシステムをやわらかく制御する手法であり,

その手法として仮想剛性を用いたスティフネス制御³⁾, 仮想剛性と仮想慣性質量, 仮想粘性摩擦を用いたインピーダンス制御⁴⁾がある. また, 佐々木ら⁵⁾が目標インピーダンスの仮想剛性をオンラインで変化させることで最適に仮想剛性を調整し安定性を向上させるインピーダンス変調法を提案している.

本研究ではインピーダンス変調法の剛性の変調にスライディングモード制御則^{6) 7)}の非線形項および平滑化⁸⁾の概念を用いることで, 力応答におけるチャタリングの抑制, 安定性の向上を試みた SMC 変調法を提案し, 油圧マニピュレータへの適用を考えた接触作業の実験を行い, 提案する制御手法の有効性を検討した.

2. 油圧駆動システム

実験装置の概略図を Fig. 1 に示す. 実験に使用

した油圧サーボシステムは、両ロッドシリンダ、片ロッドシリンダからなる油圧シリンダをフランジ継手を対向させ、両ロッドシリンダを制御用、片ロッドシリンダを負荷用に用いる。制御シリンダは電磁比例弁を介して制御を行う。制御シリンダのヘッド、ロッドには圧力センサが取り付けられており、ヘッド、ロッドの圧力差からシリンダの発生力を算出できる。負荷シリンダは環境剛性を想定しており、電磁式リリーフ弁を介して任意の負荷を与えることができる。また、制御側シリンダのピストン変位はレ・ザ変位計により測定する。

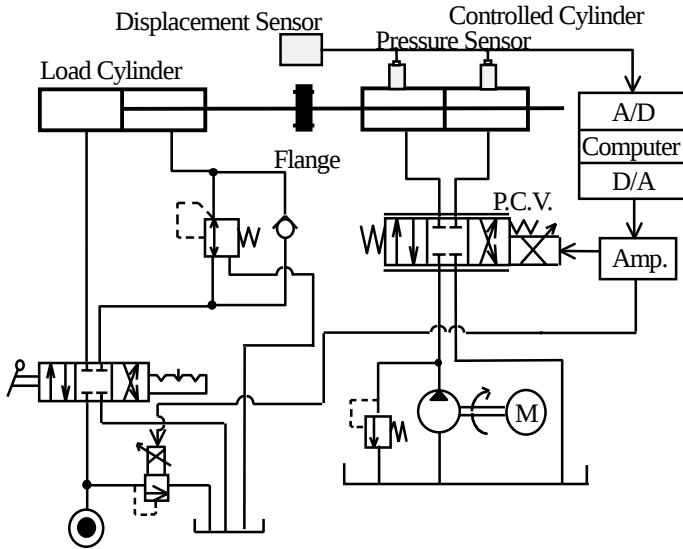


Fig.1 A schematic of the experimental apparatus.

2.1 油圧駆動システムのモデル化

油圧駆動システムのモデル化に伴い、作動油の圧縮性および比例弁の動特性を無視できると仮定した場合の伝達関数を G_0 、無視できないと仮定した場合の伝達関数を G_1 としてそれぞれ求めた。負荷質量 M_l 、粘性摩擦係数 C_l 、ばね定数 K_l 、負荷変位 y 、シリンダの受圧面積 A 、負荷圧力 p_l とすると、負荷の運動方程式は次式で表される。

$$M_l \frac{d^2 \Delta y}{dt^2} + C_l \frac{d \Delta y}{dt} + K_l \Delta y = A \Delta p_l \quad (2-1)$$

作動油の圧縮性を無視すると連続の式は次式で表せる。

$$A \frac{d \Delta y}{dt} = \Delta q_l \quad (2-2)$$

このときの油圧システムの伝達関数 G_0 は次式で表せる。

$$G_0(s) = \frac{\Delta Y(s)}{\Delta I(s)} = \frac{k_1}{As + \frac{1}{A} k_2 (M_l s^2 + C_l s + K_l)} \quad (2-3)$$

ここで k_1, k_2 は線形化における線形近似パラメータである。

次に作動油の圧縮性を考慮した連続の式は以下のように表せる。

$$A \frac{d \Delta y}{dt} = \Delta q_l - \frac{V}{2K} \frac{d \Delta p_l}{dt} \quad (2-4)$$

バルブの動特性を次の二次遅れ要素で近似する。

$$G_{sv}(s) = \frac{\omega_n^2}{s^2 + 2\zeta\omega_n s + \omega_n^2} \quad (2-5)$$

これより、油の圧縮性、およびバルブの動特性を考慮したプラント G_1 は以下のように表せる。

$$G_1(s) = \frac{k_1}{As + \frac{1}{A} \left(k_2 + \frac{V}{2K} s \right) (M_l s^2 + C_l s + K_l)} G_{sv}(s) \quad (2-6)$$

3. 制御系設計

本研究では、位置制御におけるロバスト性を確保した上で位置ベース形を基準とした力制御系を構成した。Fig.2 に本油圧システムに対する機械的インピーダンスモデルの概略を示す。油圧駆動システムの制御シリンダ側を等価的に慣性質量 M 、粘性摩擦係数 C 、剛性 K として考える。制御シリンダの発生力を F とし、負荷シリンダ側から一定力 F' のみが加わっているときを非接触状態、

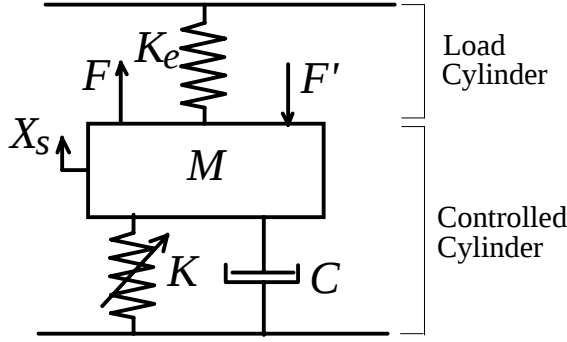


Fig.2 Mechanical impedance model.

そして、 F' に加え、環境剛性 K_e を有する場合を接触状態と定義する。

3.1 インピーダンス制御系の設計

インピーダンス制御は力から変位への変換に慣性質量 M 、粘性摩擦係数 C 、剛性 K の3つのパラメータによって行われる。

Fig.2 に表される目標インピーダンスは次式で定義できる。

$$M\ddot{X}_s + C(\dot{X}_s - \dot{X}_r) + K(X_s - X_r) = F_r - F \quad (3-1)$$

$X_r = 0$ としてラプラス変換すると次式のインピーダンスモデルの伝達関数が得られる。

$$M_x = \frac{K}{Ms^2 + Cs + K} \quad (3-2)$$

$$M_f = \frac{1}{Ms^2 + Cs + K} \quad (3-3)$$

ここで M_x 、 M_f は位置の目標値 X_r 、力の目標値 F_r と力フィードバック F の偏差から目標インピーダンスに達するために必要な新たな設定値 X_s を算出し、それが位置制御システムの目標値となる。

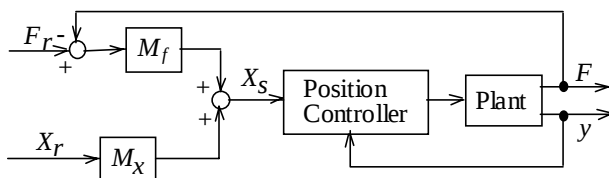


Fig.3 Position based impedance system

本研究では目標インピーダンスパラメータを $M=89.3\text{kg}$ 、 $C=119.4\text{N} \cdot \text{s/m}$ 、 $K=373.3\text{kN/m}$ とし、負荷シリンダには初期条件として $F'=0.755\text{kN}$ を与え、接触条件における環境剛性は負荷圧力を制御することで $K_e=41.6\text{kN/m}$ を与えた。Fig.3 に位置ベース形インピーダンス制御のブロック線図を示す。

3.2 インピーダンス変調法

目標インピーダンスの各パラメータは設計者により自由に設計可能であるが、適切な目標インピーダンスを設定しなければ目標とする性能が得られないことがある。そこで、目標インピーダンスパラメータのひとつである剛性をオンラインで変化させ、対象物の特性など環境条件の変動に対して目標インピーダンスを常に良好な状態に保つことで、低剛性設定時の不安定問題を解消する事を考える。この手法は式(3-4)に示すように、力 F が設定した目標値 F_r を超えた場合、目標インピーダンス K に $(1-\varepsilon)$ を乗じ、力が目標値以下になった場合は $(1+\varepsilon)$ を乗ずることで剛性をオンラインで変調させる手法である。ここで、 ε は変調パラメータであり、 $\varepsilon \leq 1$ で与えられる。

$$\left. \begin{aligned} K &= (1-\varepsilon) \times K & \text{if } F > F_r \\ K &= (1+\varepsilon) \times K & \text{if } F \leq F_r \end{aligned} \right\} \quad (3-4)$$

Fig.4 に剛性を変調させた場合と剛性 K を 1867 kN/m に固定した場合の応答を示す。力応答において K を固定した場合はオーバーシュートが起こり、整定時間が長くなっている。 K を変調させた場合は、オーバーシュートなく整定しており、インピーダンス変調法の有効性がうかがえる。しかし、 K の変調に伴い、力応答にチャタリングが発生しているのがわかる。

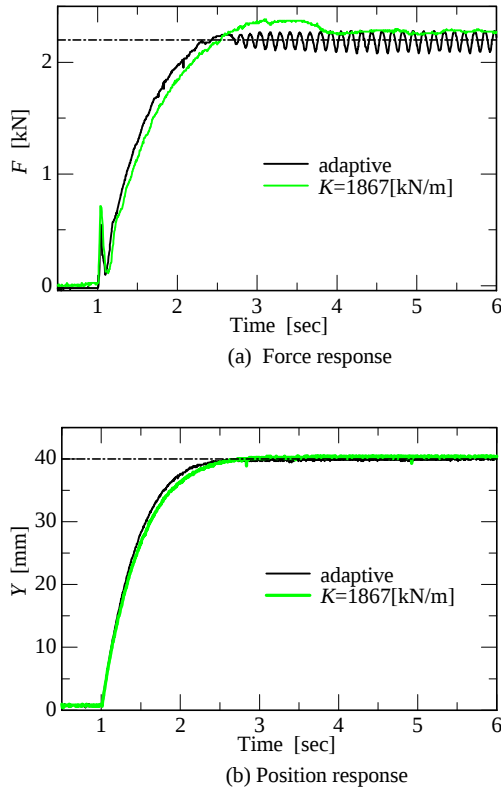


Fig.4 Impedance control with adaptive stiffness

3.3 SMC 変調法

インピーダンス変調法では剛性を可変することでそれを最適に選択することで力を目標値に収束させることが可能となるが、力応答にチャタリングが生じるという欠点がある。そこで、インピーダンス変調法にスライディングモード制御におけるチャタリング抑制手法の一つである平滑関数を適用することで、安定性の向上、力応答の振動の抑圧を試みた。ここで、スライディングモード制御の非線形制御入力項を次式で示す。

$$u_{nl} = -K \operatorname{sgn}(\sigma) = -K \frac{\sigma}{\|\sigma\|} \quad (3-5)$$

これを直接用いた場合、ゲイン切換に伴うチャタリングが生じてしまう。これを抑制するために平滑関数を用いると、非線形制御入力項は次式となる。

$$u_{nl} = -K \frac{\sigma}{\|\sigma\| + \delta} \quad (3-6)$$

ここで、 δ は小さな正の定数である。

本研究では上記のスライディングモード制御を剛性の変調法に適用する。スライディングモード制御の切換関数は力の誤差超平面で考えると次式で表される。

$$\sigma = F_r - F \quad (3-7)$$

また、スライディングモード制御による剛性の変調法は次式のように表される。

$$K(n+1) = K(n) - K(n) \times \varepsilon \times \frac{\sigma}{\|\sigma\| + \delta} \quad \varepsilon \ll 1 \quad (3-8)$$

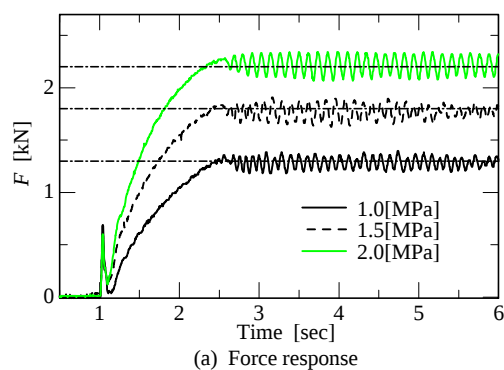
4. 実験と考察

実験条件を供給圧力 3.8MPa, 位置の目標値 40mm, 力の目標値 2.2kN, 油温 40℃ として実験を行った。

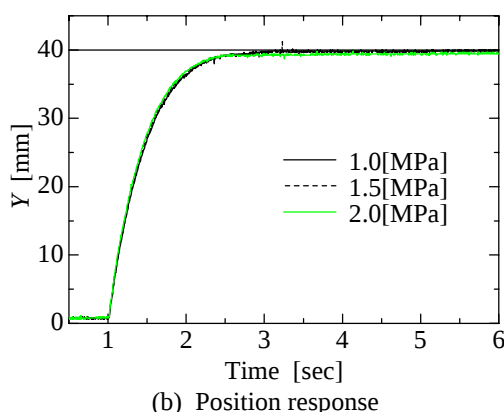
実験 1 としてマニピュレータのようなもので対象物を把持する事を想定し、最大 1.0MPa, 1.5 MPa, 2.0MPa の負荷を加えたステップ応答試験を行った。また、位置の目標値を 40mm, 力の目標値をそれぞれ 1.3 kN, 1.8 kN, 2.2 kN とした。Fig.5 に実験 1 におけるインピーダンス変調法の応答を示す。目標インピーダンスパラメータの初期値は $M=89.3$ kg, $C=119.4$ N・s/m, $K=1867$ kN/m とした。

力応答を見ると、目標値にすばやく到達していることがわかる。しかし、力応答に K の切換に伴うチャタリングが生じている。これはマニピュレータなどにより対象物を把持する作業を行う上で、好ましくないと考えられる。

次に実験 2 としてプレスのように対象物と衝突する事を想定し、位置応答が目標値の 95% に到達したときに最大 2.0MPa の負荷を加えた場合のステップ応答試験を行った。また、位置の目標値は 40mm, 力の目標値は 2.2kN とした。

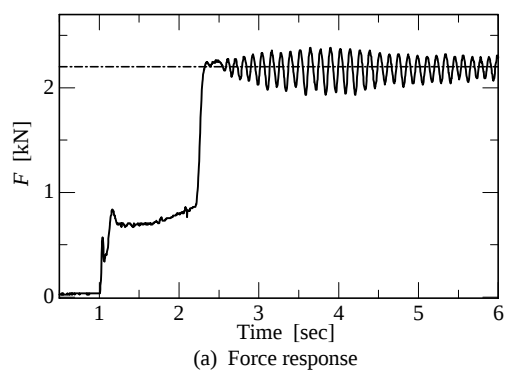


(a) Force response

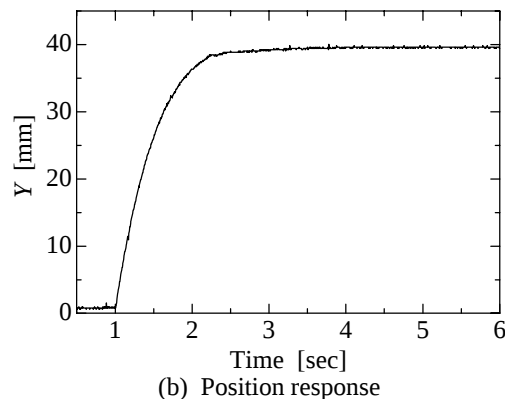


(b) Position response

Fig.5 Results of Impedance control with adaptive stiffness at experiment NO.1



(a) Force response



(b) Position response

Fig.6 Results of Impedance control with adaptive stiffness at experiment NO.2

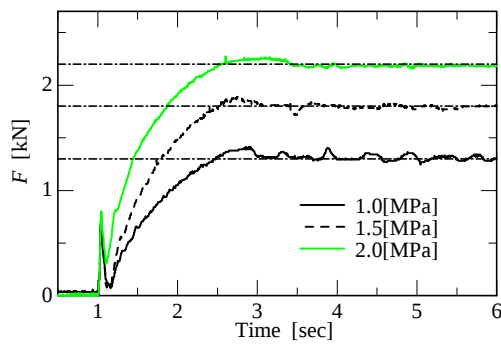
実験2におけるインピーダンス変調法の応答をFig.6に示す。力応答を見ると負荷が加わった時点ですばやく目標値に収束していることがわかる。しかも、急激な負荷変動に対してオンラインで剛性を変化させることで、目標値付近に拘束させることができ、本手法の有効性が確認できる。しかし、目標値整定後、 K による切換のために力応答にチャタリングが生じることがわかる。

次にインピーダンス変調法の剛性の変調にスライディングモード制御則と平滑関数を適用した SMC 変調法について同様の実験を行った。Fig.7に実験1における SMC 変調法の応答を示す。力応答をみるとインピーダンス変調法に比べてオーバーシュートを生じるものの、チャタリングが抑制されていることがわかる。これは、平滑関数

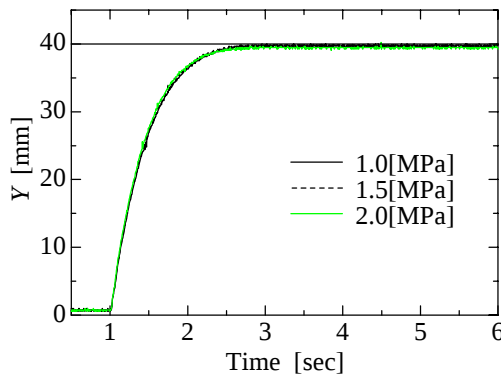
を適用したことにより、剛性の変調による振動が抑制されたためと考えられる。従って、対象物を把持するというような接触状態での作業への適用が可能であるといえる。Fig.8に実験2における SMC 変調法の応答を示す。力応答を見ると、負荷が加わった時点で平滑関数を用いているため、多少のオーバーシュートが発生しているものの、力応答のチャタリングが抑制されており対象物に衝突する作業への適用に期待できる。

5. 結言

本研究では接触作業における位置・力制御を行う事を考え、対向型油圧シリンダを用いてインピーダンス変調法、SMC 変調法の制御性能について実験を行い検討した。本研究で得られた結果を

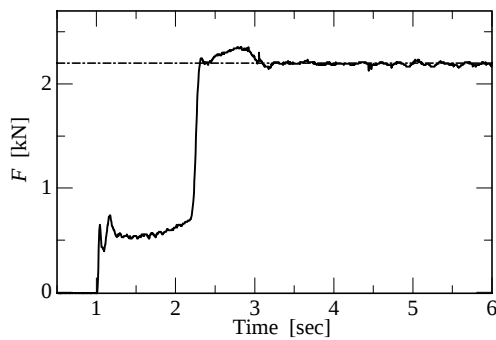


(a) Force response

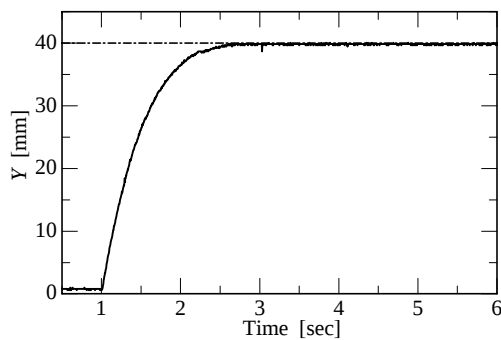


(b) Position response

Fig.7 Results of Impedance control with adaptive stiffness using SMC at experiment NO.1



(a) Force response



(b) Position response

Fig.8 Results of Impedance control with adaptive stiffness using SMC at experiment NO.2

要約して以下に述べる．

- (1) インピーダンス変調法はオンラインで剛性を変調させているため，目標値応答特性，急激な負荷変動に対して高い性能を有しているが，剛性の変調により力応答に振動が発生するため，作業対象物との接触作業のような柔軟な力制御を有する場合には有効ではない．
- (2) SMC 変調法はインピーダンス変調法にスライディングモード制御則および平滑関数を適用した制御側である．その結果，力応答の振動が抑制され，安定性が向上することにより，本研究の目的である油圧マニピュレータによる作業対象物との接触作業への適用に有効であるといえる．

参考文献

- 1) 横田,三橋,虎谷,山本, 配電工事用電気油圧マニピュレータの高精度制御, 第2報, 日本油空圧学会論文集 Vol.25,No.6,pp.746-752,(1994)
- 2) 山本,横田,安,山本, 配電作業用電気油圧マニピュレータの高精度制御, 第3報, 日本油空圧学会論文集 Vol.26,No.7,pp.896-902,(1995)
- 3) 横田,篠原,安,山本, 3軸電気油圧マニピュレータのコンプライアンス制御, 第3報, 日本油空圧学会論文集, Vol.29,No1,pp.23-29(1998)
- 4) 則次,高岩, 外乱オブザーバを用いた空気圧サーボ系のインピーダンス制御,計測自動制御学会論文集,Vol.30,No.6,pp.677-684(1994)
- 5) 佐々木,山崎,高橋, 油圧サーボ機構におけるシリンダのインピーダンス制御,日本機械学会論文集(C編),Vol.65,No.630,pp.595-601(1999)
- 6) 野波,田, スライディングモード制御—非線形ロボスト制御の設計理論—,コロナ社,(1994)
- 7) 野波,西村,平田, MATLAB による制御設計,東京電機大学出版局,(1998)