負荷無反応形電気・油圧サーボ系

池 辺 洋*・中 田 毅*・横 田 真 一*・横 山 和 久**

Load Insensitive Servo System

YO IKEBE*, Takeshi NAKADA*, Shin-ichi YOKOTA* and Kazuhisa YOKOYAMA**

Recently, closed-loop type material testing stands and vibration testing stands are widely used, and electro-hydraulic servo systems are generally adopted in the large-scale equipment.

In these systems, it should be noted that the characteristics of their test objects have large influence on the input-output relation of the systems. This paper deals with the load-insensitive servosystem using a servovalve for material testing equipment. Firstly, it is pointed out that the relation between the input current and the output flow rate of the servovalve is dependent on the load pressure. Secondly, compensating methods are proposed to obtain the output flow rate proportional to the input current, and to remove the effect of the compressibility of the fluid in the cylinder. Thirdly, the hydraulic servosystem is constructed for experiment on the basis of these compensating methods. Finally, it is clarified experimentally that without adjusting the system parameters, this system can give the desired dynamic strain to the test objects regardless of the wide variation of their elasticity within the range of load force less than 3 KN and frequency less than 40 Hz.

1. ま え が き

電気・油圧サーボ系（以下、サーボ系）は各種大形材料試験機をはじめとして数値制御工作機械、シミュレータなど高速、大出力を要求される分野で主流を占めつつあるのは周知のとおりであるが^{1)~8)}、このような閉ループ系、特に試験機では系の特性（静的、動的）が負荷の影響を受けにくいということがきわめて重要

である。

この点について、以下従来の閉ループ形材料試験機を例にとって簡単に説明するが、その基本構成は Fig. 1 に示すように、単純な変位制御系であるのが通常である。図中の L_i は試験対象である材料（試験片）の力学的特性（一般には未知）によって決定されるもので、閉ループ系からみれば単なる負荷特性である。この L_i は試験片の種類、形状で大きく異なり、また同一試験片であっても試験中、時間の経過とともに変化することが多い。さて試験片をこの試験機（閉ループ系）で変形させると試験片の力学的特性 L_i によってアクチュエータは試験片から反力を受け、サーボ弁には負荷圧力 p_i が発生するが、周知のようにサーボ弁では入力電流 i と出力流量 q の関係が上記 p_i に強く依存している。したがって一般論としては系 (Fig. 1) の全体の特性、すなわち目標値 v から系の出力である試験片の変形量 x までの伝達特性が L_i に依存し、種々の試験片に対してその変形量を目標値どおりに追従させることは難しい。

そこで従来の試験機ではこの欠点を補うため、主としてつぎの 3 方法を採用している。

(1) 試験対象の特性 L_i をあらかじめ推定して、系のパラメータを調整¹⁾しておく。

(2) L_i の影響を十分小さくするように、アクチュエータ（シリンダ）の断面積 A を十分大きくし²⁾、 L_i （閉ループ系の負荷）に対して十分余裕のある閉ル

Fig. 1 Schematic diagram of a conventional closed loop system

* 東京工業大学精密工学研究所 横浜市緑区長津田町 4259

** 東京技研工業(株) 東京都葛飾区亀有 2-76-1

* Research Laboratory of Precision Machinery and Electronics, Tokyo Institute of Technology, Yokohama

** Tokyo Giken Kogyo Co., Ltd., Katsushika-ku, Tokyo

(Received September 29, 1979)

(Revised November 28, 1979)

ープ系を採用する。

(3) 系に負荷特性の変化の影響打消用の補償要素をそなえ、負荷を変えるごとに別の閉ループ系を使って補償要素のパラメータを自動調整^{5), 6)}する。

しかし、(1) の場合は本来試験機を使って未知の L を知るのが試験の目的であることが多い以上本筋といいにくい。(2) の場合には大形の油圧源や機器を必要とし、最近強く要望されている省エネルギーや経済性の面などで新たな問題が生じる。(3) の場合はまず試験機の構成が複雑になるばかりでなく、たとえば負荷の種類を慣性形からばね形に変えれば、もはや基本構成を変えない限り機能を果さなくなる恐れがある。

そこで、本論文では上述の点を配慮しつつ材料試験機などを対象に、その特性が負荷に依存しない電気-油圧サーボ系の試作研究の経過を述べる。なおこの原理は他の、たとえば、電気式サーボ系に対しても有効である。

2. 閉ループ形試験機に対する一般的考察

材料試験機に限らず、一般に閉ループ形試験機では目標値の波形に忠実な制御量（たとえば変位）を試験対象に与えるのが目的であるから、閉ループ系の伝達特性（制御量/目標値）は前述のように試験対象の力学的特性に無関係という不可欠の条件を満たしてさえいれば、その使用範囲内で次式を満足すれば十分である。

$$(1) \quad e^{-Ls} \quad (2) \quad K_s G_s(s) e^{-Ls}$$

ただし、 L 、 K_s および $G_s(s)$ はいずれも負荷に依存しない定数および遅れ要素である。

これは、本来試験機の目標値は、たとえば過去に起こった地震波の記録など使用者にとっては既知の量であり、(1) の場合は目標値と制御量の間には一定時間 (L) のずれがあるものの両者の波形は完全に一致し、(2) の場合は閉ループ系（試験機）の前段に既知の特性 $1/K_s G_s(s)$ をもつ要素を接続しておけば等価的に (1) の場合になるからである。

普通のサーボ系の場合はその目標値が使用者にとって未知であるため、その閉ループ特性をできるだけ 1（もしくは定数）に近づけるという設計の根本と、試験機用閉ループ系の設計の基本方針が異なる点は大いに注目すべきである。

周知のように、大形の試験機では一般に電気-油圧サーボ系が採用される。ここで、サーボ系の特性が負荷に影響されるのは系の中核ともいべきサーボ弁の入力電流と出力流量の関係が負荷圧力に影響されることに起因している点に注目して、サーボ弁の前段に後

述の補償要素を挿入し、これに負荷圧力をフィードバックすることにより負荷圧力にかかわりなく、その入力電流に比例した出力流量（負荷圧力 0 での状態での）が得られるように、換言すればサーボ弁の特性をみかけ上比例要素にすべきであるというのが本研究の基本的な考え方である。なお、これは作動油（以下、油）の圧縮性が系の特性に与える影響を無視しうる場合の考え方であり、この影響を無視し得ない場合には上記の考え方による補償（後述の静的、動的補償）のみでは所期の目的は達成できないが、このような場合でも 3.3 節で述べる補償を併用することで、原理的には油の圧縮性の影響を除くことができる。

以上のような観点にたてば、前述のように油圧源を大形化することなく、その特性が負荷に依存しないサーボ系の実現が可能で、電気-油圧サーボ系を採用する試験機に広く応用可能であろう。なお、前述の補償要素は最近の電子技術の進歩によりきわめて容易に実現可能である。

3. 試作サーボ系の原理

本研究で使用したサーボ弁はごく一般的なものであり、その圧力-流量特性の実験結果を Fig. 2（図中の○印）に示すが、入力電流 i と出力流量 q の関係には負荷圧力 p_i の影響が強く現われている。なおこの実験結果は後に重要な役割を果すので、従来ほとんど実測されていなかった第 2、第 4 象限の特性の測定も含まれている。

さて前述のように閉ループ系 (Fig. 1) の特性が負荷 L_i によって影響を受けるのは、本質的には Fig. 2 のようにサーボ弁の特性 (i と q の関係) に負荷圧力依存性があるためである。そこで、Fig. 3 (a) に示す

Fig. 2 The flow-pressure characteristics of the servovalve

Fig. 3 Compensation of the servovalve

Fig. 4 Frequency response of the servovalve $Q(s)/I(s)$

ようにサーボ弁の前段に補償要素 G_c とそれへの負荷圧力のフィードバックにより、負荷圧力 p_l にかかわりなく静的補償要素の入力電流 i_s に比例した出力流量が得られるように補償要素の設計をすすめていく。

また、このサーボ弁は油圧前段増幅部を有し、前段増幅部などには後述 (Fig. 4 参照) のようなほぼ2次系に近い遅れがあることを補償要素の設計の際配慮の必要がある。

したがって前記補償要素 G_c は、(1) Fig. 2 (静特性であることに注意) をもとにサーボ弁の負荷圧力依存性を除去するための補償要素 (静的補償要素) $G_{sc}(i_s, p_l)$ および、(2) サーボ弁の遅れ $G(s)$ を打ち消すための補償要素 (動的補償要素) $G_{dc}(s)$ の二つに分けて考えることにする。このとき G_c は Fig. 3(b) のようになるが、以下順次これらの具体的な補償法について述べる。

3.1 静的補償

ここでは静的な場合を考えるので、Fig. 3(b) の動

的補償要素 $G_{dc}(s)$ は後述のように定数 (=1) と考えておけばよい。

いま、Fig. 2 でサーボ弁入力電流 i が 20 mA のとき $p_l=4$ MPa ならば出力流量 $q=100$ cm³/s、 $p_l=0$ ならば $q=120$ cm³/s となる。このとき、 $p_l=4$ MPa でありながら上記の $q=120$ cm³/s を得るには $i=25$ mA に増加させればよい。

結局、Fig. 3(b) の G_{sc} には、たとえばそれへの入力 $i_s=20$ mA のとき、 $p_l (=4$ MPa) と $i_s (=20$ mA) を検出して i を 25 mA に増加する動作をさせれば、 i_s に対して q は見かけ上 $p_l=0$ のときの流量となる。ここでさらに G_{sc} の機能を高めると最終的には i_s と q は比例するようになる。

そこで、この G_{sc} をできるだけ簡単な形で実現するため、Fig. 2 の実験結果 (○印) を図中の直線群で近似 ($p_l=0$ で接線近似) すると、それらは次式で表される。

$$q = \begin{cases} k_1(i + \Delta_1)\left(1 - \frac{p_l}{2P_s}\right) & i > \Delta_2 \\ k_2\left(i - \Delta_2 \cdot \frac{p_l}{2P_s}\right) & |i| \leq \Delta_2 \\ k_1(i - \Delta_1)\left(1 + \frac{p_l}{2P_s}\right) & i < -\Delta_2 \end{cases} \quad (1)$$

ここで、 $k_1, k_2, \Delta_1, \Delta_2$ はサーボ弁の圧力-流量特性 (Fig. 2) から決定される定数である。

そこで、 i_s (静的補償要素入力電流、Fig. 3 参照) と q が静的につきのような比例関係を保つようにするためには、

$$q = k i_s \quad (2)$$

$G_{sc}(i_s, p_l)$ を入力とし、 i を出力とする演算回路の演算内容はつぎようになる。

$$i = \begin{cases} \frac{k}{k_1} \frac{i_s}{1 - \frac{p_l}{2P_s}} - \Delta_1 & i > \Delta_2 \\ \frac{k}{k_2} i_s + \frac{p_l}{2P_s} \Delta_2 & |i| \leq \Delta_2 \\ \frac{k}{k_1} \frac{i_s}{1 + \frac{p_l}{2P_s}} + \Delta_1 & i < -\Delta_2 \end{cases} \quad (3)$$

一方、この G_{sc} は論理回路 (切換用)、対数回路 (乗除算) などにより容易に実現可能である。なお、(3)式中の k {(2)式の比例定数} の値は上述のように、 G_{sc} を電子演算回路で構成しているため任意に設定できるが、ここでは $k=k_2$ としている。また $G_{sc}(i_s, p_l)$ は説明の都合上電流モード (i_s) としてきたが、実際には設計の容易な電圧モードで試作した。このモードの変更は G_{sc} をサーボアンプ (Fig. 1) の後

段または前段に挿入するという違いだけで、本研究では前段に挿入している。

3.2 動的補償

前述のように、3.1 節の補償は静的な特性を対象としたものであり、サーボ弁の遅れ $G(s)$ を打ち消すためには Fig. 3 (b) のように動的補償要素 $G_{ac}(s)$ を前述の G_{sc} とサーボ弁の間に挿入する必要がある。

そこでこの $G_{ac}(s)$ の設計に先立ち、使用するサーボ弁の周波数応答 ($Q(s)/I(s)$) を以下のような実験から求めた。

すなわち、サーボ弁に油圧シリンダを接続し、負荷圧力がほぼ 0 とみなせる状態で一定振幅のサーボ弁入力電流に対するピストン速度から出力流量を算出した。

Fig. 4 (○印) は、このような方法で求めたいわばサーボ弁の周波数応答 ($Q(s)/I(s)$) の実験結果 (ゲイン特性は静特性で標準化) であり、ほぼ 2 次系の特性を示している。なお、図中の△印については 4.2 節で述べる。

さて、本来この遅れを高周波域まで含めて完全に打ち消すような $G_{ac}(s)$ を用いるのが理想であるが、現状では技術的に困難であるので、ここでは $G_{ac}(s)$ として容易に実現できるつぎのような伝達関数を用いる。

$$G_{ac}(s) = \frac{s^2 + 2\zeta_c \omega_c s + \omega_c^2}{s^2 + 2\zeta_c \alpha \omega_c s + (\alpha \omega_c)^2} \cdot \alpha^2 \quad (4)$$

ここで、(4) 式の分子はサーボ弁の遅れ (2 次系) を打ち消すための 2 次進みであり、また各パラメータは前述のサーボ弁の周波数応答 (Fig. 4) を参考にし、 $\zeta_c=1$, $\omega_c=65 \times 2\pi$, $\alpha=3$ と決定した。

3.3 作動油の圧縮性に対する検討

前述の静的および動的に補償されたサーボ弁はみかけ上比例要素 ($q=ki_s$) になり、油の圧縮性を無視しう場合にはこのサーボ弁を使用するのみで、その特性が負荷に依存しない閉ループ系を実現できることはこれまでの説明から明らかである。

さて、以下に油の圧縮性を考慮する必要がある場合の検討をするが、この場合でも、サーボ弁部ではその弁室体積が非常に小さいので圧縮性はほとんど無視することができ、通常シリンダ部においてのみ考慮すれば十分である。

シリンダ部において圧縮を受ける油の体積 (圧力 0 のとき) を左、右両室とも V_c ($2V_c$ はほぼシリンダの全内容積) に集中して考えると、この部の等価力学モデルは油の圧縮性を等価ばね C_e で置き換えた Fig. 5 (a) のようになる。すなわち、等価シリンダ系

(a) Equivalent model of the cylinder system

(b) Block diagram of the closed loop system

Fig. 5 The closed loop system taking the compressibility of the fluid into consideration

は、 y を油を非圧縮としたときの、仮想ピストン (断面積 A 、質量、摩擦ともに 0) の変位とすれば、実際のピストンはばね C_e を介してこの仮想ピストンに連結されたのと等価になる。この場合、仮想ピストンの負荷圧力は実際のピストンのそれに一致することはいうまでもない。結局、前述のサーボ弁 ($q=ki_s$) を用いても、閉ループ系のブロック線図は Fig. 5 (b) (破線部を除く) のようになり、系の特性は負荷 (L_t) の影響を受けることになる。

しかし、このような場合でも、同図 (b) の破線部のように負荷圧力 p_i の微分値に比例した電流 (比例定数 $V_c/2kK$, ただし K は体積弾性係数) をサーボ弁に加えれば、原理的には油の圧縮性の影響が除かれ、結果として系の特性は負荷に依存しないことになる。

なお後述の試作サーボ系では、負荷無反応形サーボ系の第一段階として、その使用周波数範囲で油の圧縮性を無視しうように、シリンダ内容積を小さくしているの、上述のような補償は行わない。

4. 実験

4.1 試験機用サーボ系の構成

前述の静的および動的補償を施した試作サーボ系の概要を Fig. 6 に示すが、試作にあたり実験精度、再現性などを考慮して、以下の点に注意が払われている。

(1) 油圧シリンダのピストンを電気モータで回転させることにより、ピストン軸方向に関して固体摩擦を等価的に粘性摩擦に変換している。

Fig. 6 Schematic diagram of the experimental apparatus

(2) ピストンには多くの場合横荷重が加わり、しかも高速で摺動するのでピストンと負荷を Fig. 6 に示すように、自在継手およびボールスプライン軸受を介して結合した。

(3) 上記軸受などの結合部に变形，ガタなどが生じないよう加工精度，剛性に十分配慮した。

さて，Fig. 6 で差圧検出器はサーボ弁の負荷圧力を検出するものであり，2 個の半導体圧力変換器および加算回路から成っている。また，負荷としては慣性，粘性，ばね負荷などが考えられるが，負荷無反応形サーボ系試作の第一段階として，当面ばね負荷を用いた。

なお，実験に供したばねは Fig. 6 に示すように 2 本の丸棒 (12φ) の両端を互いに固定し，一方の中心部を固定枠に固定し，他方のそれは軸受などを介してシリンダのピストンと結合しているのので，ばねには引っ張りおよび圧縮力を加えることができる。またばねの変形量 (系の出力) はコアを B 部 (Fig. 6) に固定された差動変圧器で測定される。

4.2 実験結果

実験時の主な諸元は，断面積 $A=6.4 \text{ cm}^2$ ，ばね定数 $C=36.3 \text{ KN/cm}$ ，供給圧力 $P_s=9.8 \text{ MPa}$ である。

はじめに静的補償の効果を確認するためサーボアンプの前段に静的補償要素 G_{sc} を挿入し，その入力電圧 e をパラメータとしてサーボ弁の静的な圧力-流量特性を実測した。その結果を Fig. 7 に示すが， $|p_l| \leq 5 \text{ MPa}$ の範囲における出力流量の負荷圧力依存性は通常のサーボ弁のそれ (Fig. 2 参照) に比べて十分小さく，静的補償の有効性が確かめられた。なお， $|p_l| > 5 \text{ MPa}$ では出力流量は次第に負荷圧力に依存する傾向を示している。これは上記補償要素 G_{sc} を試作する際，サーボ弁の圧力-流量特性を (1) 式のように直線近似したためであり，より広範囲な補償効

Fig. 7 The flow-pressure characteristics of the servovalve with the static compensation element G_{sc}

果を上げるには負荷圧力の高い範囲まで近似精度を上げればよい。

以上のことから，3章で述べた補償を採用した本試作サーボ系の特性が負荷に依存しないのはつぎのような範囲であると考えられる。

- (1) 負荷に加える力 f_l :

Fig. 7 より $f_l \leq 3 \text{ KN}$

- (2) 周波数 f :

$G_{ac}(s)$ {(4) 式} の周波数応答を考慮して，
 $f \leq 40 \text{ Hz}$

さて，前述のばね負荷に対して 3章で述べた補償の効果を確認するため，それぞれ未補償および補償を行った場合について試作サーボ系の静特性および周波数応答を実測した。なお，これらの実験では出力 x は Fig. 6 のばね取り付け部 B の変位であり，負荷であるばねの変形量に相当する。

Fig. 8 は未補償の場合 (未補償系) および補償を行った場合 (補償系) の試作サーボ系の静特性の結果で

Fig. 8 The static characteristics of the servo system

Fig. 9 Frequency response $X(s)/V(s)$ of the uncompensated system

あり、出力 x の正、負はそれぞればねの引っ張り、圧縮を示している。図中○印は無負荷（ばね除去）の場合で未補償系、補償系とも同じ結果を示し、目標値どおりの出力が得られている。また、□印はばね負荷を取りつけた場合の未補償系の結果で、無負荷の場合のそれに比べて出力であるばね変形量は約 20% 減少しており、系の特性は負荷に大きく依存しているのがわかる。一方、×印は、負荷時の補償系の結果で、無負荷の場合のそれとほとんど一致しており、3章で述べた補償がきわめて有効であることを示している。

さらに、前述の静特性試験と同様に未補償系、補償系について、それぞれ無負荷およびばね負荷の場合の周波数応答を実測した。Fig. 9 は未補償系の場合で、○印、□印はそれぞれ無負荷およびばね負荷の場合の結果を示すが、位相特性はともかくゲイン特性は負荷に強く依存していることがわかる。

一方、Fig. 10 は補償系の場合で●印、×印はそれぞれ無負荷およびばね負荷に対する結果を示すが、両者はゲイン、位相特性ともほぼ 40 Hz 程度の範囲にわたってよく一致しており、補償系の特性は負荷にはほとんど依存せず、 $e^{-Ls} \cdot G_c(s)$ {ただしここで、 $L =$

Fig. 10 Frequency response $X(s)/V(s)$ of the compensated system

$3.38 \times 10^{-3} [s]$ $G_c(s) = (1 + 3.50 \times 10^{-3}s) / (1 + 1.38 \times 10^{-2}s)$ 、少なくとも 40 Hz までは} の形をとっている。そこで閉ループ系の前段に、40 Hz まで $1/G_c(s)$ の特性を有する要素を挿入すれば所期の目的を達成でき、前段に $1/(e^{-Ls} \cdot G_c(s))$ を挿入する必要は毛頭ないことは明らかであろう。なおここでは負荷無反応性を強調するのが最重点と考え、前段に $1/G_c(s)$ を挿入した結果は省略している。

なお、40 Hz 以上の周波数域では補償系でも負荷の有無により系の特性はやや変化しているが、これは以下のような理由によるものであろう。すなわち、前述の Fig. 4 の△印は動的補償 (G_{dc}) を行った場合のサーボ弁の周波数応答の実測結果であり、ほぼ 40 Hz 程度まではサーボ弁の遅れ (Fig. 4 の○印) は G_{dc} により打ち消されて、サーボ弁のみかけの特性はほぼ比例要素とみなすことができる。したがって、3章で述べた補償が有効であったのに反し、これ以上の高周波域ではサーボ弁の遅れが十分に打ち消されておらず、補償の効果が失われたものと考えられる。

以上のことから、サーボ弁の周波数応答を考慮して前記 G_{dc} の補償有効周波数範囲を拡大すれば、さらに高周波域まで負荷に依存しない特性をもつサーボ系を実現しようと思われる。

以上、試作サーボ系の静特性および動特性を実験的に求めたが、いずれの面でも3章で述べた補償が有効であり、従来のように油圧源などを大形化することなく、ほぼ所期の目的が達成されていることが確かめられた。

なお、今後ばね負荷のみでなく、慣性および粘性負荷についても検討することが望まれる。

5. む す び

本研究では、その特性が負荷に依存しない電気-油圧サーボ系の試作を目標として、まず従来の変位制御系 (Fig. 1) の特性が負荷の影響を受けるのは、サーボ弁の特性が負荷圧力に依存するのが原因であることを指摘するとともに、この依存性を除く補償法を提案した。

次いで、この補償法を用いた電気-油圧サーボ系を試作し、その静特性および動特性を調べ、従来のようにシリンダのピストン面積を大きくするなど油圧源や油圧機器を大形化することなく、所期の目的を達成しうることを実験で明らかにした。

終りに、装置の試作にあたり、佐藤好氏をはじめとする東京工業大学精密工学研究所付属工場の方々の助力を得たことを付記し謝意を表します。

参 考 文 献

- 1) 佐藤：電気・油圧式加速度発振機に関する基礎的研究，計測自動制御学会論文集，9-2，144/151 (1973)
- 2) 池辺，福馬：閉ループ形建築材料試験機，計測と制御，6-9，622/630 (1967)
- 3) 中島：試験機における油圧と空気圧の応用，油圧と空気圧，4-3，131/141 (1973)
- 4) 池辺，佐藤，松崎：油圧制御の最近の動向，日本機械学会誌，77-672，1115/1121 (1974)
- 5) 松崎，平井：電気油圧式振動試験機に関する研究，日本機械学会論文集，42-353，135/145 (1976)
- 6) 松崎，平井：電気油圧式振動試験機に関する研究，日本機械学会論文集，42-353，146/152 (1976)
- 7) 平井，松崎：電気油圧式振動試験機に関する研究，日本機械学会論文集，42-361，2744/2751 (1976)
- 8) 尾崎：油空圧サーボの試験機への応用，油圧と空気圧，9-3，169/171 (1978)