絞り弁式油圧サーボ機構に発生する不安定振動について*

(しゅう動体の変位がフィードバックされる場合)

加藤 仁**, 丸井悦男***, 橋本正俊†
洞口 巖†, 佐野克幸††

Unstable Vibration in Hydraulic Servomechanism Controlled by Throttle Valve (Feedback Effect of Sliding Element Displacement)

Shinobu KATO, Etsuo MARUI, Masatoshi HASHIMOTO,
Iwao HORAGUCHI, and Katsuyuki SANO

In this report, unstable vibration occurring in a hydraulic servomechanism controlled by a throttle valve when the feedback circuit of the system is closed is examined. It has been ascertained from the experimental and theoretical considerations that the unstable vibration observed in this experiment was caused by the coupling effect of the system parameters. This hydraulic servomechanism can be stabilized both by increasing the system rigidity and by decreasing the control valve mass. It is important that the system parameters must be established taking into consideration both the inconsistent demands on the control characteristics and the stability criteria.

Key Words: Control Devices, Hydraulic Servomechanism, Throttle Valve, Unstable Vibration, Coupling Effect, Feedback Circuit.

1. ま え が き

油圧系と電気系を結合したいわゆる電気-油圧式のサーボ機構は、工作機械その他の位置決め機構として数多く使用されている⁽¹⁾。このようなサーボ機構において、油圧系に発生した不安定振動によって応答特性が悪影響を受けたり、あるいは作業の継続が不可能になることがしばしば体験されている⁽²⁾。

そこで本報では、まず油圧系のみを取り上げ、このサーボ機構が実際に作動する状態で示す動的挙動について検討を加え、サーボ機構の特性を向上させるための条件を明らかにした。なお、検討の対象としたのは、既報⁽³⁾⁽⁴⁾でも取扱った絞り弁式油圧サーボ機構であるが、一般の電気-油圧式のサーボ機構の特性を向上させるための基礎的な資料としても重要なものである。

2. 実験装置および方法

図1は、実験装置の概略を示したものである。この

絞り弁式油圧サーボ機構の容量は既報⁽³⁾のものよりわずかに大きい。基本的には既報の装置と同一である。ただし、制御弁にスタイラス部を取付け、しゅう動体の変位が制御弁にフィードバックされるようにした。また、固定絞りには特性の把握が容易なように幅広オリフィスを採用して、絞り部の特性を広範囲に変化させた。制御絞り弁には同一軸直角断面の円周上に等間隔に幅16mmの4個のく形ポートを有するものを使用した。

ピストン(しゅう動体)が静止している平衡状態では、ピストンの両側に作用する力は釣り合っている。いま、スタイラスを図1のように矢印の方向にだけ移

図1 実験装置の概略

* 昭和61年11月3日 中国四国支部・九州支部合同大分地方講演会において講演、原稿受付 昭和61年5月27日。

** 正員、名古屋大学工学部 (〒464 名古屋市千種区不老町)。

*** 正員、岐阜大学工学部 (〒501-11 岐阜市柳戸)。

† 正員、豊田工業高等専門学校 (〒471 豊田市栄生町)。

†† ブラザー工業㈱ (〒467 名古屋市瑞穂区堀田通)。

動させたとしても、スタイラスと連動している制御弁は nz (n : てこ比) だけ右方に押され、このため制御弁の開口量は平衡状態における値 X_s から $x = X_s + nz$ に増加する。したがって制御オリフィスの流路面積が増すことになり、ここを通過する油の流量が増す。これに伴って低圧室の圧力が低下し、ピストンに作用する力の平衡が破れ、ピストンは左方に動く。このピストンの変位とともに制御弁の開口量が先の平衡状態に近付き、ピストンの変位 y がスタイラスの動き z に等しくなったとき、制御弁の開口量は X_s に等しくなり、低圧室の圧力 P も回復してピストンは再び平衡状態になる。以上のことから、ピストンは z だけ左方に移動し、サーボ機構として作動することがわかる⁽³⁾。

作動状態におけるサーボ機構の挙動を測定するに際し、高、低圧室の圧力測定にはダイヤフラム形圧力計を、しゅう動体の動的挙動の測定には加速度計と差動トランス形変位計を、制御弁の変位の測定には差動トランス形変位計を用いた。

3. 実験装置の静特性

3.1 固定絞りの流量特性 表1に示すような内径 d 、長さ L の幅広オリフィスを使用した。これらの3種の固定絞りについて、定常状態において絞りを流れる流量 q_s と絞り前後の圧力差 ΔP_a の関係を図2に示す。ここでオリフィス流れの関係式が固定絞り部の油の流動に適用できるものとすれば、流量 q_s は次のように書くことができる。

表1 固定絞りの特性

	Diameter d mm	Length L mm	Characteristic value k_1 L/(s.MPa ^{1/2})
S-1	2.0	4.9	0.120
S-2	2.2	4.5	0.171
S-3	2.5	3.5	0.213

図2 固定絞りの特性

$$\left. \begin{aligned} q_s &= k_1 \sqrt{\Delta P_a} \\ k_1 &= \frac{\pi C_d d^2}{4} \sqrt{\frac{2}{\rho}} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (1)$$

ただし、 C_d : 流量係数、 ρ : 油の密度である。

3種の固定絞りについて、図2の実験結果から最小二乗法により流量特性値 k_1 の値を求めたものを表1に併記してある。この k_1 の値を用いて式(1)から算出した q_s と ΔP_a の関係が図2の実線である。図から、実験結果は式(1)によって精度よく表示しうることがわかる。

3.2 制御弁の静特性 定常状態において、弁開度 x を小刻みに変えて測定した制御弁オリフィス前後の圧力差 ΔP_o および流量 q_s と弁開度 x の関係を図3に示す。圧力差 ΔP_o は弁開度 x の増加とともに急激に低下し、一方流量 q_s は弁開度 x の小さい範囲ではほぼ直線的に増加するが、弁開度が約0.1 mm以上では供給圧力および固定絞りによって規定される流量に飽和する傾向がある。この特性は前報⁽³⁾で使用した制御弁の特性と一致するものである。

そこでこの制御弁にオリフィス流れの関係式(2)が適用できるものとして、実験結果から流量係数 c を逆算してみた。

(a) 圧力差

(b) 流量

図3 制御弁の静特性

$$q_s = cwx \sqrt{\frac{2\Delta P_0}{\rho}} \dots\dots\dots (2)$$

ここで、 c ：流量係数、 w ：制御弁円周長さ、 x ：制御弁開度である。その結果、流量係数 c の値は、実験した弁開度 x の範囲内では一定値とみなすことができた。その平均値はほぼ 0.4 である。したがって、本サーボ機構に使用した制御絞り弁の特性もオリフィス流れの関係式で記述しうることが明らかになった。

次に、制御弁の不安定振動の発生原因となりうる制御弁の軸力特性について検討した。しゅう動体（ピストン）を固定した状態で、マイクロメータ機構により弁開度を小刻みに変化させ、弁開度 x と制御弁に作用する軸力 F の関係を測定した。結果を図 4 に示す。本研究で使用した制御弁では、円周上に配置したポート位置が同じ軸直角断面上になく、わずかにばらついていたので、弁開度の小さい線形流体ばねの範囲では油の偏流が著しく、ピストンをスリーブに押し付けてしまうため、弁開度 x の小さいときの軸力を測定することができなかった。図中に併記した実線は、Lee の非付着流に対する軸力の式 (3) ⁽⁶⁾ による計算値である。

$$F = q_s \sqrt{2\rho\Delta P} \cos \theta \dots\dots\dots (3)$$

計算では、測定した流量 q_s と圧力差 ΔP を用い、油の弁室への流入角 θ を平均的に 60° とした。非線形流体ばねの領域では、計算値と実験値とはよく一致しており、軸力の特性は Lee の非付着流の式で表しうることが確かめられた。なお線形領域においても、基本的には式 (3) の特性をもった軸力が作用しているものと考えられる。

4. サーボ機構に発生する不安定振動

4.1 振動波形例 制御弁に種々の大きさのインパルス入力を加えた場合に、サーボ機構に発生する不安定振動の振動波形例を図 5 に示す。この波形は、供給圧力 $P^*=1.5\text{MPa}$ 、しゅう動体質量 $M=52\text{kg}$ 、固

図 4 軸力の静特性

定絞り S-1、スタイラス剛性 $k_{is}=32\text{N/mm}$ の条件下で観察されたものである。上から、しゅう動体加速度 $\ddot{y}$ 、制御弁変位 x 、しゅう動体変位 y 、高压室圧力 P_0 、低压室圧力 P である。系の作動条件を変えても定性的には同じような波形の不安定振動が観察された。

4.2 不安定振動の発生状態 本節では、装置の諸元が不安定振動の振動数、振幅に及ぼす影響について検討する。ここで、各諸元はしゅう動体質量 $M=52\text{kg}$ 、固定絞り流量特性値 $k_1=0.12\text{L}/(\text{s}\cdot\text{MPa}^{0.5})$ 、スタイラス剛性 $k_{is}=32\text{N/mm}$ 、スタイラスてこ比 $n=1$ を基準条件とし、これらのうちの一つを種々に変化させて実験を行った。

図 6 に、しゅう動体質量 M 、固定絞り流量特性値 k_1 、スタイラス剛性 k_{is} 、てこ比 n を変化させたときの振動数 f (○印)、制御弁およびしゅう動体の振幅 x_0 (△印)、 y_0 (□印) と供給圧力 P^* の関係を示す。これらの図より、実験したすべての作動条件下で振幅 x_0 、 y_0 は供給圧力の増加とともにほぼ比例的に増大し、振動数は逆にわずかに減少する傾向がみられる。

スタイラス剛性 k_{is} が大きくなると振動数が高くなるが、それ以外の諸元を変化しても振動数にほとんど影響は認められない。制御弁振幅 x_0 はしゅう動体質量 M 、スタイラス剛性 k_{is} が大きく、かつ固定絞り流量特性値 k_1 、てこ比 n が小さいほど小さくなる。またしゅう動体振幅 y_0 は k_1 が小さく、 k_{is} が大きいほど小さくなる傾向にある。

以上より、サーボ機構の諸元を変えると振幅が多少変化するが、振動数に影響を与えるものはスタイラス剛性 k_{is} であることが明らかになった。

4.3 不安定振動の発生原因に関する考察 振動の発生原因を明らかにするため、まずスタイラス部を取り除いた開ループ系について種々の作動条件のもとで制御弁にステップ入力を印加した。しかしながら、開ループ系の実験で観察されたような不安定振動は観察されなかった。図 4 の軸力の測定結果のところで述べたように、本実験で使用した制御弁ではポート位置のわずかな軸方向のずれに伴う油の偏流により、弁開

図 5 不安定振動波形

度の小さい範囲での等価粘性減衰係数が著しく大きくなっている。このため、制御弁に作用する軸力の動的な特性による不安定振動が発生しえなかったものと考えられる。

このように、制御弁自身は安定であるにもかかわらず、閉ループ系にすると系が不安定になった。そこで油圧サーボ機構の発振原因となりうる油の圧縮性の効果⁽⁷⁾について考えてみた。油の体積弾性係数を K 、しゅう動体質量を M 、高、低圧室の容積および断面積をそれぞれ V_h , V_l ; A_0 , A とすると、油の圧縮性により発生する振動数 f は次式のようになる⁽⁸⁾。

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K}{M} \left(\frac{A_0^2}{V_h} + \frac{A^2}{V_l} \right)} \dots\dots\dots (4)$$

この式によれば、振動数 f はしゅう動体の質量 M の平方根に反比例することになるが、実験結果では質量 M の影響をほとんど認めることはできなかった。また式(4)に実験条件を代入して振動数 f を求めると $f =$

160~220Hz となるが、実験で観察されたそれは $f \approx 30$ Hz であった。このことから、4・1, 4・2 節でみられた不安定振動は、高、低圧室の油の圧縮性が主要な発生原因ではなく、系のフィードバック回路を閉じたことによる連成効果により、サーボ機構が不安定になったものと推察される。次章では、このような立場から絞り弁式油圧サーボ機構の動的な挙動を取扱ってみた。

5. 理論的考察

5・1 系の基礎方程式 サーボ機構の基本構造は既報⁽³⁾のものと同一であるが、新しく追加されるフィードバック系の方程式をも含めて以下に列記する。

高圧室入口における圧力 P_0 と流量 q_0 の関係は次のようになる⁽⁵⁾。

$$P_0 - P_{0s} = -\frac{\rho l_p}{A_p} \dot{q}_0 \dots\dots\dots (5)$$

ここで、 P_{0s} : 高圧室圧力の平衡値, l_p : 管路長さ,

(a) しゅう動体質量の影響

(c) スタイルス剛性の影響

(b) 固定絞り流量特性の影響

(d) スタイルステコ比の影響

図 6 不安定振動の性質

A_p : 管路断面積である。

しゅう動体の運動方程式は、案内面に作用する摩擦力による等価粘性減衰係数を C_{em} とすると次のようになる。

$$M\ddot{y} + C_{em}\dot{y} = A_0P_0 - AP \quad \dots\dots\dots (6)$$

固定絞り部および制御弁オリフィス部を流れる流量 q_1, q_2 は連続の式から次のようになる。

$$q_1 = q_0 - A_0\dot{y} - \frac{V_h}{K}\dot{P}_0 \quad \dots\dots\dots (7)$$

$$q_2 = q_1 + A\dot{y} - \frac{V_l}{K}\dot{P} \quad \dots\dots\dots (8)$$

固定絞り部では作動状態でも定常状態と同様にオリフィス流れの関係式が成立するものとする。

$$q_1 = k_1\sqrt{P_0 - P} \quad \dots\dots\dots (9)$$

ここで、 k_1 : 固定絞り流量特性値である。

制御弁オリフィス部を通過する流量は次のようになる。

$$q_2 = cwx\sqrt{\frac{2P}{\rho}} \quad \dots\dots\dots (10)$$

ここで、 c : 制御弁流量係数、 w : 制御弁円周長さ、 x : 制御弁開口量、 ρ : 油の密度である。

次に制御弁部を図7のような質量-ばね系にモデル化した。図中の k_{sp} は制御弁復元ばねのばね定数、 k_{ls} はスタイラスの剛性を表している。図7のスタイラスの変位 H は、スタイラスへの入力 z およびしゅう動体の変位 y のフィードバックを考慮すると次のようになる。

$$H = H_s + n(z - y) \quad \dots\dots\dots (11)$$

ここで、 H_s : 平衡状態でのスタイラス変位、 n : スタイラスでこ比である。

制御弁はスタイラスに固定されていないので、制御弁に作用するばね力と変位の関係は図7のような非線形性をもっている。すなわち制御弁の変位 x が H より大きくなると、制御弁がスタイラスから離れるため、制御弁に作用するばね力が復元ばねのみによるものだけとなる。

作動状態で制御弁に作用する軸力は、流量の時間遅れに基づく動的な軸力⁽⁵⁾を考慮すると次式のようになる。

$$\left. \begin{aligned} F &= q_2'\sqrt{2\rho P}\cos\theta \\ q_2' &= cwx(t-h)\sqrt{\frac{2P}{\rho}} \end{aligned} \right\} \quad \dots\dots\dots (12)$$

したがって、制御弁の運動方程式は次のようになる。

$$m\ddot{x} + c_f\dot{x} + k_{ls}(x - H) + k_{sp}(x + \delta_{st}) = -F \quad \dots\dots\dots (13)$$

ここで、 m : 制御弁質量、 c_f : 制御弁の等価粘性減衰係数、 δ_{st} : 制御弁復元ばねの初期たわみ量である。

以上の式(5)～(13)が絞り弁式油圧サーボ機構の作動状態を記述する基礎方程式群である。

表 2 パラメータの基準値

Mass of Sliding Part	$M =$ 52 kg
Mass of Throttle Valve	$m =$ 0.581 kg
Cross-Sectional Area of High Pressure Chamber	$A_0 =$ 1.18×10^3 mm ²
Cross-Sectional Area of Low Pressure Chamber	$A =$ 1.71×10^3 mm ²
Bulk Modulus of Elasticity of Hydraulic Oil	$K =$ 1.47×10^3 MPa
Density of Hydraulic Oil	$\rho =$ 862 kg/m ³
Peripheral Length of Throttle Valve	$w =$ 64.0 mm
Characteristic Value of Pressure Restrictor	$k_1 =$ 0.120 L/(s.MPa ^{1/2})
Flow Coefficient of Throttle Valve	$c =$ 0.5
Spring Constant of Stylus	$k_{ls} =$ 32.0 N/mm
Spring Constant of Coil Positioned under Throttle Valve	$k_{sp} =$ 3.0 N/mm
Line Length	$l_p =$ 2.5 m
Lever Ratio of Stylus	$n =$ 1

図 7 制御弁ばね特性

図 8 不安定振動波形 (計算結果)

5.2 不安定振動に関する計算機シミュレーション

前節で求めた基礎方程式群をアダムス法により解き、不安定振動の発生状態について計算機シミュレーションを行った。なお計算に際して、各パラメータ値には表2に示す基準値を採用した。供給圧力が $P^*=$

1.5MPaのときの振動波形を図8に示す。この図は、上からしゅう動体加速度 $\ddot{y}$ 、制御弁変位 x 、しゅう動体変位 y 、高压室圧力 P_h 、低压室圧力 P を表している。これらの計算結果は、図5の実験結果と比較するとよく一致していることがわかる。またスタイラスの変位

(a) 計算結果

(b) 実験結果

図9 ピストンに作用する力

(a) しゅう動体質量の影響

(c) スタイラス剛性の影響

(b) 固定絞り流量特性の影響

(d) スタイラスてこ比の影響

図10 不安定振動の性質 (計算結果)

にしゅう動体変位がフィードバックされないオープンループ系においては、シミュレーションにおいてはどのような作動条件のときにも持続振動は発生しなかった。この結果も先の実験結果と一致している。したがって、図8に示した不安定振動は、動的な軸力の特性に基づく制御弁自身の不安定によるものではないことが確かめられた。

図9は、しゅう動体に作用する駆動力 $F_{ac}(=A_0P_0 - AP)$ 、図1で左向きを正とする)と変位 y の振動1周期中の変化の様子を示したもので、(a)が計算結果、(b)が実験結果である。両図の結果はよく一致しており、右回りになっている面積の大きい左側のループではエネルギーが供給され、左回りになっている面積の小さい右側のループでは消費される。したがって、しゅう動体には左側ループと右側ループの面積の差に相当するエネルギーが振動1周期ごとに供給されることになる。

以上のことから、5・1節で述べた基礎方程式群は、絞り弁式油圧サーボ機構の作動状態を精度よく記述しうることが明らかになった。

5・3 各種パラメータの影響 本節では、各種のパラメータが不安定振動の発生状況に及ぼす影響につ

図11 断面積比の影響

図12 振動の発生限界

いて、振動数、振幅の面から検討を加え、実験結果と比較した。計算に際して、検討の対象としたパラメータ以外のパラメータには表2に示す基準値を与えた。

計算結果の一例を図10に示す。図(a)にしゅう動体質量 M 、(b)に固定絞り流量特性値 k_{ls} 、(c)にスタイラス剛性 k_{ls} 、(d)にスタイラスてこ比 n の振動数 f 、制御弁振幅 x_0 、しゅう動体振幅 y_0 に対する影響を示した。

これらの図から、いずれの作動条件下においても、供給圧力 P^* の増加とともに振動数はわずかに減少するが、振幅は比例的に増加していることがわかる。これらの傾向は、実験結果の図6と定性的によく一致している。供給圧力の増加により振動数がわずかに減少するのは、次の理由によるものと推察される。すなわち、供給圧力が増加して制御弁の振幅が増加すると制御弁がスタイラスから離れるようになる。このとき、制御弁ばね特性は図7に示すような非線形特性を有しているため等価のばね定数が低下し、振動数が低下することになる。

スタイラス部の剛性 k_{ls} を大きくすると不安定振動の振動数が大きくなる以外には、各パラメータの振動数への影響は顕著でない点、あるいは振幅に対する各パラメータの影響なども実験結果とよく一致している。

このように系の基礎方程式群は細部にわたって、絞り弁式油圧サーボ機構の動的な挙動を精度よく表記しうることがわかったので、実験的に確認を行わなかったパラメータについても、シミュレーションにより検討を加えた。その一例を図11に示す。この図は低、高圧室の断面積比 A/A_0 の影響を示したもので、高圧室断面積 A_0 を一定にした場合と、低圧室断面積 A を一定にした場合の両方についての計算結果を記した。振動数に対する断面積比の影響はそれほど顕著ではないが、いずれの場合にも断面積比が2の近傍で振幅の大きさが極大になっている。また、管路長さ l_p 、作動油の体積弾性率 K 、制御弁流量係数 c などは、不安定振動の発生状況にほとんど影響を与えないことが明らかになった。一方、制御弁の質量 m が小さく、スタイラス剛性 k_{ls} が大きいすなわち制御弁の固有振動数が高いほど、振幅が小さくなり、系は安定化する傾向がある。例えば図12にスタイラス剛性 k_{ls} と制御弁質量 m が振動の発生限界に及ぼす影響を示した。この図は振動発生シミュレーションにより求めたもので、曲線の上側の領域で系は安定になる。

以上の結果を考慮して、振幅が小さくなる方向に各パラメータを調整すれば、系の安定性は増すことにな

(a) 供給圧力の影響

(b) 断面積比の影響

図 13 サーボ機構の周波数特性

る。

6. サーボ機構に要求される制御特性

前章でも述べたように、スタイラス剛性を大きくかつ制御弁質量を小さくし、すなわち系の固有振動数を高くすれば、サーボ機構の安定性は高められる。このような方法で系を安定化させても、定常偏差および速応性などの制御特性に悪影響を及ぼすことはない。

このような手段を採用できない場合には、しゅう動体側のパラメータを調整することになるが、一般に系の安定性と速応性は相反関係にあることに十分留意する必要がある。そこで、各パラメータの速応性に対する影響を検討するため、スタイラス剛性を無限大にして制御弁がスタイラス変位に完全に追従する状態で、サーボ機構の閉ループ周波数応答を求めた。結果の一例を図 13 に示す。

サーボ機構の出力がその入力信号を忠実に再現するためには、入力信号の周波数における系のゲインが 1 でなければならない。したがって、系の速応性がよく、高い周波数の入力に対しても忠実に応答するためには、高い周波数域までの系の周波数特性をゲイン 1 に保持しなければならない。換言すれば、帯域幅が大きいほど系の速応性が向上することになる。

以上の観点から図 13 をみると、供給圧力 P^* が高いほど、また断面積比 A/A_0 については $A/A_0=2$ の付近で速応性が向上することがわかる。この傾向は、前章で示した系の安定性の傾向とは全く逆の傾向である。したがって、サーボ機構を設計する際には、相反する制御特性が要求される仕様を満足するように各種のパラメータを調整することが重要になる。

7. む す び

一般に使用されている位置決め用の電気-油圧式の

サーボ機構の特性を向上させることを目的として、本報では作動状態で油圧系（絞り弁式油圧サーボ系）に発生する不安定振動について検討した。本研究において観察された振動は、絞り弁に作用する軸力の動的な特性や作動油の圧縮性によるものではなく、サーボ機構のフィードバック回路を閉じたときの各種変数間の連成効果により系全体が不安定状態におちいったものと考えられる。

絞り弁式油圧サーボ機構の作動状態における挙動を記述する方程式群を導き、その妥当性を振動の発生状態に対する各種パラメータの影響度についての理論的あるいは実験的な検討から確認することができた。さらに、この結果に基づいてサーボ機構を設計する際には安定性、速応性などの相反する制御特性が、要求される仕様を満足するように各種パラメータを調整することが重要であることを指摘した。

本文で指摘した諸点は、一般の電気-油圧式のサーボ機構の特性を向上させるための基礎的な資料としても重要なものである。

文 献

- (1) Yun, G. S. and Cho, H. S., 大韓機械学会論文集, 8-2 (1984), 104.
- (2) Bernaldi, F., *Werkstatt u. Betrieb*, 105-4 (1972), 289.
- (3) 加藤・ほか 2 名, 精密機械, 39-5(昭 48), 527.
- (4) 加藤・ほか 2 名, 精密機械, 39-6(昭 48), 569.
- (5) Fischbeck, H., *Ölhydraulik u. Pneumatik*, 12-9 (1968), 395.
- (6) Lee, S. Y. and Blackburn, J. F., *Trans. ASME*, 74-8 (1952), 1005.
- (7) 伊藤・ほか 3 名, 機論, 36-281 (昭 45), 57.
- (8) Ulrich, H. J., *Int. J. Mach. Tool Des. Res.*, 11 (1971), 199.

討 論

〔質問〕 中 田 毅

〔工業技術院機械技術研究所〕

(1) 平衡状態における弁開度 X_s および流量の時間遅れ h の値を示していただきたい。また、40 Hz 程度の振動数範囲の場合、 h を考慮する必要があるのか伺いたい。

(2) 開ループ系の実験で、制御弁にステップ入力を印加したとあるが、実際にはどのような方法でステップ入力を与えたのか伺いたい。

(3) 貴報によれば、スタイラス剛性を高めて安定化を図るのが最も有効と考えられるが、スタイラスの構造上の問題を除いて、この手段を採用する際生ずる問題点についてご教示願いたい。

〔回答〕 (1) 本文の式(5)～(10)を参照して、平衡状態における弁開度 X_s を求めると、

$$X_s = \frac{k_1}{cw} \sqrt{\frac{\rho}{2} \left(\frac{A}{A_0} - 1 \right)}$$

となる。この式に表2の基準値を代入して、弁開度を計算すると $X_s = 0.17$ mm となる（ほかの条件についても同様にして推定することができる）。

また予備的な実験により求められた、制御弁オリフィス部を通過する流量の弁開度変化に対する時間遅れの測定値を参照して、時間遅れを $H = 0.0005$ s と設定した。現象の振動数がたとえば 40 Hz の場合、この時間遅れは、0.13 rad 程度の位相遅れ角に相当する。この値は、それほど大きな値ではないが、振動の発生機構を確かめるためには制御弁に作用している軸力の動的な性質によりサーボ機構が不安定になりうるかについても検討する必要があるので、理論式の中に流量の時間遅れの効果も考慮した。（制御弁に作用する軸力の動的な性質などに関する検討の詳細は次報以下で発表する予定である。）

(2) 偏心カムにより、スタイラス（図1のZの箇所）を介して制御弁に入力を与えた。このカムによって完全な形のステップ入力を制御弁に印加することは、各部の慣性などのため不可能である。本研究で大

切なことは、再現性のある一定の大きさの外乱が制御弁に印加されることであって、このことが可能な実験装置を使用している。したがって、「ステップ入力」という表現を「一定の外乱」という表現に置き換えたほうが適切であったかと考えている。

(3) スタイラスと制御弁はねじなどにより強制的に連結しているわけではないので、スタイラス剛性を高めることにより、本研究で取り上げたような振動に対する安定性を高めても、制御弁復元ばね (k_{sp}) の剛性との兼ね合いで、いわゆる衝突振動などの別の不安定現象が出現する可能性などの問題点が考えられる。このような現象も実用的には重要であるので、今後の研究課題として検討を続けていきたいと考えている。

〔質問〕 小 野 京 右〔東京工業大学〕

このサーボ系の発振のメカニズムは、スタイラス—リーフスプリング—スプール系が振動系を構成し、剛体運動モード以外に振動モードをもち、40 Hz 前後の固有振動モードに関してはスタイラス支持点とスプールとは逆位相で運動しこのためポジティブフィードバックとなり発振するものと考えられるがどうか。

〔回答〕 不安定振動の振動数に関する実験結果（図6）および計算結果（図10）に示したように、振動数に顕著な影響を与える因子は、スタイラス剛性 k_{ls} である。この点から判断すると、ご指摘のようにスタイラス—板ばね—スプール弁系が一つの振動系を構成し、この固有振動モードが発振しているものと考えている。図12の振動発生限界に示したように、スタイラス剛性を増し、スプール弁の質量を減じ、このモードの固有振動数を高めることにより系の安定性を増すことができるが、このモードの発振状態には上記の振動系の特性値以外の本体側のパラメータも影響している（図6、10参照）。したがって本文は、安定性、速応性などの制御特性が要求される仕様を満足するようにこれらのパラメータをも含めて全パラメータの総合的な調整をすることが重要であることを述べたものである。