

# 航空宇宙技術研究所報告

TECHNICAL REPORT OF NATIONAL AEROSPACE LABORATORY

TR-421

負荷を有する油圧サーボ機構のシミュレーション解析

池谷 光栄

1975 年 8 月

航空宇宙技術研究所  
NATIONAL AEROSPACE LABORATORY

# 負荷を有する油圧サーボ機構のシミュレーション解析\*

池 谷 光 栄\*\*

## Loaded Hydraulic Servo Mechanism Simulation Study

By Mitsuei IKEYA

### ABSTRACT

A practical simulation study of the hydraulic servomechanism was made to facilitate synthesis of the output driving mechanisms of automatic flight control systems, flight simulators and other mechanisms. A general non-linear mathematical model of a hydraulic servomechanism with load was established, which was composed of a position control system. The general model was specified to particular loading conditions for practical uses, e.g. spring load, viscous load, etc. These models cleared the utility range, comparing the frequency response characteristics of calculations and experimental data. As a result, it was verified that the mathematical models could accurately describe the dynamic behavior of a hydraulic servomechanism, with any specified loading condition, up to 10Hz.

### 1. 序 言

航空機の自動飛行制御装置やNC（数値制御）工作機械などの出力機構には油圧式や空気式のサーボ機構が多く使用されている。サーボ機構とは一般に閉ループ制御系において機械的な位置（変位，角度）を制御量とするものの総称である<sup>1)</sup>。その多くは操作量も位置の変化であって，入力に位置出力を追従させる追値制御系として構成される。従って，サーボ機構は自動制御系内における変位伝達系と考えて通常処理されており，位置出力と同時に発生する力については考慮されない。

油圧サーボ機構（以下サーボ機構）だけに観点を絞って考察すると，従来の研究や解析は流量制御サーボ弁を使用して変位入力に出力変位を追従させる位置制御系として取扱われている。しかしサーボ機構はこのような場合でも実際の動作状態のもとではそこに何等かの負荷が必ず存在し，力増幅，伝達系としての機能を果す。一般に機械などの特性が負荷の影響を受けて変化することは良く知られており，サーボ機構も例外ではない。

最近ではサーボ機構に関して上述観点に基づく研究がなされかけ，解析的な報告も一，二発表された。その動特性に関する研究は，先づ負荷や油圧サーボ弁の非線形特性を線形近似している<sup>2)</sup>。更により一般的に解析したものは，ステップ応答などに関するものが最近幾つか発表されている<sup>3)~5)</sup>。周波数応答に関する研究に例をとれば<sup>5)</sup>，そこでは通常妥当とされる前提条件（第2節参照）のもとに無次元化基礎方程式を定めて解析を行なっている。その大きな特徴は，理論解析に終始して厳密解或は近似解を求めたもので，実験的検証に欠けていることである。ここで厳密解とはある仮定を設けて確立した基礎式について，又近似解とは数値計算の有効桁数を考慮したものであって，制御系の物理的な挙動を厳密に表現することとは意味が異なる。このことはその他の報告例についても同様である<sup>3)4)6)</sup>。従って前提条件が成立し，ないしは数学モデルが適用できる領域，特に周波数域が定まらず，実用上の問題として有効精度と有用周波数限界とが定まらないことになる。

今，負荷を有する油圧サーボ機構に関して一般に妥当と考えられる前提条件に基づく数学モデルが定められ，かつこのモデルについて実験結果との対比による評価が

\* 昭和50年6月5日 受付

\*\* 計測部

与えられていることを想定する。この場合はモデルの数値計算を行なうだけで、評価を行なったモデルの適用制限範囲に関する限りは、サーボ機構の実際の動作状態における諸特性を充分正確に予測し、或は評価することができるであろう。しかもその結果は実用サーボ機構の設計計画に際して技術的にも有用なデータを与えることが期待される。

このように負荷を有するサーボ機構に関して、シミュレーション解析の手法と評価を確立することは、現在急がれている研究課題の一テーマと考えられる。

本報告<sup>7)</sup>は、以上に述べたことから、流量制御サーボ弁を使用する通常の位置制御方式油圧サーボ機構（位置制御系と呼ぶ）をモデル化し、この構造モデルに関して任意の一般的な負荷を有する場合の数学モデルを導く。次いでこのモデルに特定の負荷状態を定めた場合の数値計算結果と、実際の制御系（ハード系）に機械的な負荷を加えた場合の実験結果とを対比して、数学モデルの評価を求める。特にここではサーボ機構の適用対象を実用航空機用及び飛行シミュレータ用油圧式模擬負荷系<sup>8)~11)</sup>（操舵力負荷機構<sup>12)</sup>）の駆動用と考えて、数学モデルの適用制限ないしは評価範囲を規定する。又上述から負荷の代表的なものとしてばね負荷と粘性抵抗負荷とを取上げる。これにより、シミュレーション解析によるサーボ機構の設計計画の一助に資する（附録 A 参照）。

### 主な記号と添字

〔記号〕

$A$  : ピストンの受圧面積

$D$  : シリンダの内径

$E$  : 信号（電圧）

$E_A$  : 信号振幅（電圧）

$E_{ID}$  : ディザ入力に対する不感領域電圧

$F$  : 力（出力）

$G$  : ボード線図のゲイン

$K_B$  : フィードバックゲイン

$K_O$  : 開ループゲイン

$$K_a = \frac{A_F}{c_F w_F K_{OF} \sqrt{\frac{P_S}{\rho}}} \quad (\text{式(9)})$$

$M$  : 質量

$$M_A = \frac{P_{LF}}{\ddot{y}_F} \quad (\text{式(附3)})$$

$P$  : 圧力

$P_L$  : 負荷圧力

$P_R$  : 戻り圧力

$P_S$  : 供給圧力

$P_{1,2}$  : ポート出力圧力（≡シリンダ室圧力）

$P_{fR}$  : 圧力換算摩擦力

$Q$  : 流量

$Q_{1,2}$  : 負荷流量

$V$  : 容積

$V_{1,2}$  : 管路を含むシリンダ室の容積

$c$  : 流量係数

$d$  : ピストンロッドの外径

$f$  : 周波数

$f_D$  : ディザ周波数

$f_E$  : 油圧サーボ機構の周波数特性の特性一様な上限（表 6）

$f_F$  : シミュレーション解析の有用な周波数特性の上限（表 5）

$f_R$  : 摩擦（力）

$i_D$  : ディザ電流

$k$  : ばね係数

$$k_A = \frac{P_{LF}}{y_F} \quad (\text{式(附1)})$$

$k_B$  : 作動油の体積弾性係数

$m$  : スプールの質量

$s$  : ラプラスの演算子

$t$  : 時間

$t_H$  : 作動油の温度

$w$  : ポートの円周方向の長さ

$x$  : スプールの変位

$y$  : 出力軸の変位

Ⓜ : ボード線図の位相

$\epsilon$  : 誤差

$\mu$  : 粘性抵抗係数

$$\mu_A = \frac{P_{LF}}{\dot{y}_F} \quad (\text{式(附2)})$$

$\rho$  : 作動油の密度

$\varphi$  : 位相角

$\zeta$  : 減衰係数

〔添字〕

$A$  : 作動油中に混入した気泡の影響を表わす

$F$  : 位置制御系（油圧サーボ機構）関係量

$I$  : 入力関係量

$O$  : 出力関係量

$0$  : 定常状態の関係量

$\wedge$  : ラプラス変換された量

$'$  : 模擬負荷関係量

## 2. 数学モデルの誘導

負荷を有する油圧サーボ機構の典型的な構成は図1に示す。ここで制御要素は流量制御サーボ弁を使用し、アクチュエータは直動形シリンダによっている。シリンダの特長は、実験の際に受圧面積の変更が容易であるから供給圧力は同じでも簡単に出力を変えられること、最大ストロークも容易に変えられること、各部のシールが容易であること、などが云える。

図1に示すサーボ機構の数学モデルの誘導に際して以下の仮定を設ける。<sup>5)7)13)14)</sup> ⅰ) サーボ系の構造は零重合であり、左右のポート構造、従ってその流量特性は正負の入力信号に対して完全対称とする。ⅱ) サーボ弁の出力流量  $Q_F$  は入力信号（電圧  $E_{IF}$ ）に線形比例する。ⅲ) 油圧系に作動油の洩れはない。ⅳ) 配管抵抗、スプールおよびピストンの質量、それらのクーロン摩擦  $f_R$ 、作動油の等価質量は無視できる。ⅴ) キャビテーションは発生しない。

これらの仮定は、以下で行なう実験のように（第3節参照）、供給圧  $P_S = 70 \text{ kg/cm}^2$  程度でしかも充分な  $Q_F$  を有するサーボ弁を使用して動作周波数が 10 Hz までに限定されておれば、一般に充分妥当なものとして広く採用されている仮定である。又この程度の  $P_S$  においては作動油の圧縮性にかかわる影響も充分無視できると云われる<sup>5)13)</sup>（附録B参照）。

以下では上述の仮定に基づいてサーボ機構の数学モデルを導く。

### (1) 一般式の誘導<sup>5)7)13)~16)</sup>

図1に示したサーボ機構をモデル化することにより、サーボ弁を主体とする油圧系統は図2のように表わせることを仮定する。先に述べた仮定と図2から以下の式が導かれる。

$$\left. \begin{aligned} A_F \dot{y}_F + \frac{V_{1F}}{k_B} \dot{P}_{1F} &= Q_{1F} \\ -A_F \dot{y}_F + \frac{V_{2F}}{k_B} \dot{P}_{2F} &= Q_{2F} \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

$$\left. \begin{aligned} Q_{1F} &= c_F w_F x_F \sqrt{\frac{2(P_S - P_{1F})}{\rho}} : x_F > 0 \\ &= -c_F w_F x_F \sqrt{\frac{2P_{1F}}{\rho}} : x_F < 0 \\ Q_{2F} &= -c_F w_F x_F \sqrt{\frac{2P_{2F}}{\rho}} : x_F > 0 \\ &= c_F w_F x_F \sqrt{\frac{2(P_S - P_{2F})}{\rho}} : x_F < 0 \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

$y$  は出力軸の変位、 $V_{1,2}$  は管路を含むシリンダ室の容積、 $P_{1,2}$  はポートの出力圧力（≡シリンダ室圧力）、 $k_B$  は作動油の体積弾性係数、 $Q_{1,2}$  は負荷流量、 $w$  はポートの円周方向の長さ、 $x$  はスプールの変位であって、 $x$ 、 $y$  は何れも中立位置を原点に矢印の向きを正とし、戻り圧力  $P_R$  は零と考える。ここでサーボ機構の構造対称性

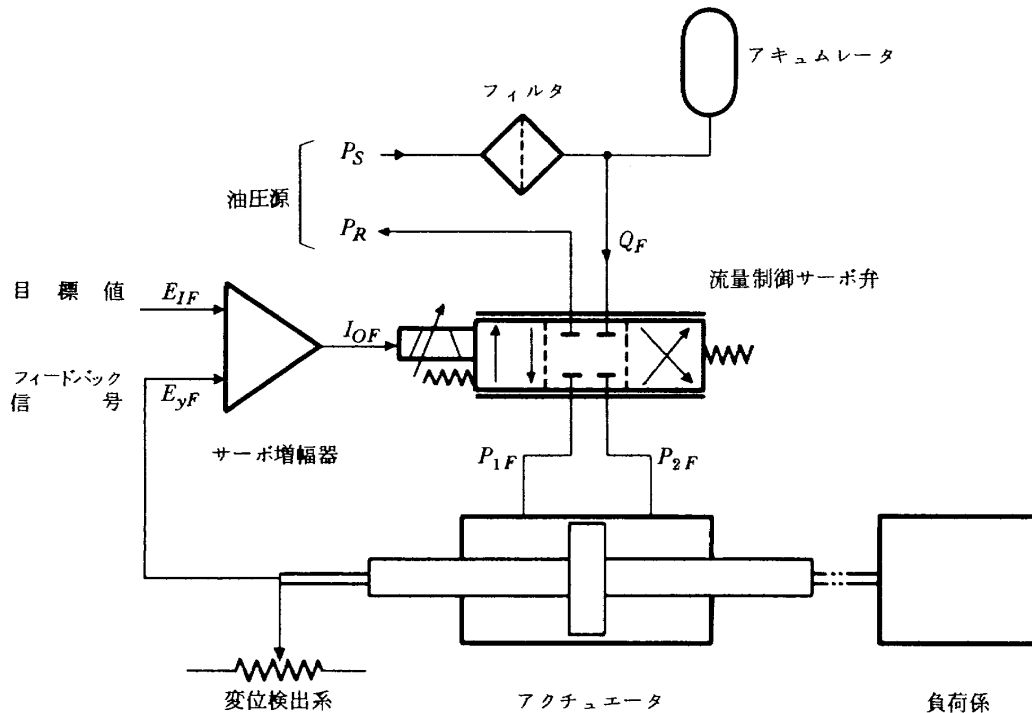


図1 典型的な油圧サーボ機構の構成

を仮定し、中立位置からの微小変化を考えれば、

$$\left. \begin{aligned} V_{1F} &\approx V_{2F} \\ &= V_F \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

又負荷圧力出力  $P_{LF}$  と出力  $F_F$  との間には、

$$\left. \begin{aligned} P_{LF} &= P_{1F} - P_{2F} \\ F_F &= A_F P_{LF} \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

式(2)~(4)を式(1)に代入し、それぞれを自乗して和を求め、 $\dot{y}_F$  について整理すれば、

$$\begin{aligned} A_F^2 \dot{y}_F^2 + \frac{A_F V_F}{k_B} \dot{P}_{LF} \dot{y}_F + \frac{1}{2} \left( \frac{V_F}{k_B} \right)^2 (\dot{P}_{1F}^2 + \dot{P}_{2F}^2) \\ = \left( \frac{c_F w_F x_F}{\sqrt{\rho}} \right)^2 (P_S \mp P_{LF}) \end{aligned} \quad (5)$$

ただし式(5)右辺括弧内の複号は  $x$  の正負に応じて定まる。 $k_B$  が充分高いことを仮定すれば  $V_F/k_B$  は他項に比べて充分小さくなるから、式(5)左辺第3項を無視して、

$$\begin{aligned} A_F \dot{y}_F &= -\frac{V_F}{2k_B} \dot{P}_{LF} \\ &+ \sqrt{\left( \frac{V_F}{2k_B} \dot{P}_{LF} \right)^2 + \left( \frac{c_F w_F x_F}{\sqrt{\rho}} \right)^2 (P_S \mp P_{LF})} \\ &\approx -\frac{V_F}{2k_B} \dot{P}_{LF} \pm c_F w_F x_F \sqrt{\frac{P_S - \operatorname{sgn}(\dot{y}_F) F_F}{A_F \rho}} \end{aligned} \quad (6)$$

なお仮定により、 $P_S > \operatorname{sgn}(\dot{y}_F) F_F / A_F$  でなければならない。

式(6)には作動油の圧縮性の効果がある程度含まれている。しかし仮定のただし書きで述べたように、ここで想定している実験条件のもとではその影響は無視できる程度と考えられる。従って、

$$A_F \dot{y}_F = c_F w_F x_F \sqrt{\frac{P_S - \operatorname{sgn}(\dot{y}_F) F_F}{A_F \rho}} \quad (7)$$

又  $E_{IF}$ 、フィードバック量  $K_{BF} y_F$  と  $x_F$  との関係は、

$$x_F = K_{OF} (E_{IF} - K_{BF} y_F) \quad (8)$$

$K_O$  は開ループゲイン、 $K_B$  はフィードバックゲインである。

式(7)、(8)から下記の一般式が与えられる。

$$\left. \begin{aligned} E_{IF} &= K_{BF} y_F + K_a \dot{y}_F \frac{1}{\sqrt{1 - \frac{\operatorname{sgn}(\dot{y}_F) F_F}{A_F P_S}}} \\ K_a &= \frac{A_F}{c_F w_F K_{OF} \sqrt{\frac{P_S}{\rho}}} \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

## (2) 特定の負荷状態を定めた場合

一般式、式(9)に対して特定の負荷状態を幾つか定めた場合の数学モデルは以下のように定まる。

特別な負荷状態として無負荷の場合は、

$$\left. \begin{aligned} F_F &= 0 \\ E_{IF} &= K_{BF} y_F + K_a \dot{y}_F \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

式(10)に正弦波入力、 $E_{IF} = E_{AF} \sin 2\pi f t$  ( $E_{AF}$  は振幅)を与えて定常解を求めれば、

$$\left. \begin{aligned} y_F &= \frac{E_{AF}}{\sqrt{K_{BF}^2 + (2\pi f K_a)^2}} \sin(2\pi f t - \varphi) \\ \varphi &= \tan^{-1} \frac{2\pi f K_a}{K_{BF}} \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

ばね負荷の場合は  $k$  をばね係数として、

$$\left. \begin{aligned} F_F &= k y_F \\ E_{IF} &= K_{BF} y_F + K_a \dot{y}_F \frac{1}{\sqrt{1 - \frac{\operatorname{sgn}(\dot{y}_F) k y_F}{A_F P_S}}} \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

$$\dot{y}_F = \frac{1}{K_a} (E_{IF} - K_{BF} y_F) \sqrt{1 - \frac{\operatorname{sgn}(\dot{y}_F) k y_F}{A_F P_S}} \quad (13)$$

粘性抵抗負荷の場合は  $\mu$  を粘性抵抗係数として、

$$\left. \begin{aligned} F_F &= \mu \dot{y}_F \\ E_{IF} &= K_{BF} y_F + K_a \dot{y}_F \frac{1}{\sqrt{1 - \frac{\operatorname{sgn}(\dot{y}_F) \mu \dot{y}_F}{A_F P_S}}} \end{aligned} \right\} \quad (14)$$

$$\begin{aligned} \dot{y}_F &= \operatorname{sgn}(\dot{y}_F) \left[ -\frac{1}{2K_a^2} (E_{IF} - K_{BF} y_F)^2 \frac{\mu}{A_F P_S} \right. \\ &\left. + \frac{1}{2} \sqrt{\left\{ \frac{1}{K_a^2} (E_{IF} - K_{BF} y_F)^2 \frac{\mu}{A_F P_S} \right\}^2 + \frac{4}{K_a^2} (E_{IF} - K_{BF} y_F)^2} \right] \end{aligned} \quad (15)$$

慣性負荷の場合は  $M$  を質量として、

$$\left. \begin{aligned} F_F &= M \ddot{y}_F \\ E_{IF} &= K_{BF} y_F + K_a \dot{y}_F \frac{1}{\sqrt{1 - \frac{\operatorname{sgn}(\dot{y}_F) M \ddot{y}_F}{A_F P_S}}} \end{aligned} \right\} \quad (16)$$

$$\ddot{y}_F = \frac{A_F P_S}{M} \left[ 1 - \left( \frac{K_a \dot{y}_F}{E_{IF} - K_{BF} y_F} \right)^2 \right] \operatorname{sgn}(\dot{y}_F) \quad (17)$$

実際の一般的な負荷はばね、慣性などの負荷が合成されたものであろうから、

$$\left. \begin{aligned} F_F &= M \ddot{y}_F + \mu \dot{y}_F + k y_F \\ E_{IF} &= K_{BF} y_F + K_a \dot{y}_F \frac{1}{\sqrt{1 - \frac{\operatorname{sgn}(\dot{y}_F) F_F}{A_F P_S}}} \end{aligned} \right\} \quad (18)$$

$$\ddot{y}_F = \frac{A_F P_S}{M \operatorname{sgn}(\dot{y}_F)} \left[ 1 - \left( \frac{K_a \dot{y}_F}{E_{IF} - K_{BF} y_F} \right)^2 \right] - \left( \frac{\mu}{M} \dot{y}_F + \frac{k}{M} y_F \right) \quad (19)$$

従って、任意の負荷状態が定めれば、その状態に応じ

て式(10)～(19)から適当なものを選択し、或は更に必要があれば式(9)から所要のものを誘導して検討を行なうことができる。これらの式は文献<sup>5)13)</sup>に比べて全く同等の前提条件に基づき、導出過程もほぼ同様である。すなわち内容的に殆んど同レベルのものでありながら、何れも直観的に判り易い形で表現されており、数値計算も比較的容易である。

### 3. 数学モデルの数値計算と 油圧サーボ機構の実験<sup>7)19)</sup>

工学系についてシミュレーション解析を行なう主な目的は、工学系が表わす物理的意義的確な把握と、数値計算を行なう工学系についての数学モデルの妥当性、近似度の検討、評価、の二点にある。このことから、先づ油圧サーボ機構に負荷を掛けて実験を行ない、その動作状態を把握するとともに、更に実験データを計算結果と比較してシミュレーション解析に対する評価を求める必要がある。

実験を行なったサーボ機構の外観は図3に、仕様は表1に示す。ピストンの出力軸端は一方に信号検出センサを、他方にはばねなどの負荷系が取り付けられるようになっており、ばね負荷を取付けた状況を図4に示す。作動油はMIL H-5606Bを使用している。図5は計測系統図であって、入出力データは原則として電磁オシログラフ

に記録した。

サーボ機構の実験は特性が異なる流量制御サーボ弁3個を使用し、かつ負荷条件を変えて行なった。負荷条件は、通常の場合に必ず最初にはばね負荷を取上げてその結果によって制御系の特性を総合的に説明し、判断する事例が多いこと、又、今後模擬負荷系<sup>\*</sup>に関する実験を行なうために粘性抵抗負荷状態の特性を是非求めておく必要があること、この二点を考慮に入れて、ばね負荷と粘性抵抗負荷を採上げた。又制御系の減衰係数 $\zeta_F$ は、サーボ機構については0.7が最適であると云われるから<sup>1)</sup>、無負荷状態で $\zeta_F=0.7$ になるように設定した。なお動特性は制御系の周波数応答をボード線図で表わす。又標準動作圧力は模擬負荷系に関する実験との関係から70 kg/cm<sup>2</sup>としている。

又数学モデルの数値計算は計算機を使用して、上述特定例に関しルンゲ・クッタ法で一周期を500等分して行なった。計算時の周波数上限は10 Hzまでとしている。これは突風を考慮に入れた通常の航空機の応答は5 Hz程度までを解析、検討範囲とすれば良いと云われ<sup>17)</sup>これに応じて当所の汎用飛行シミュレータ設備用航空機動特性模擬装置の応答周波数を5 Hzに定めたこと<sup>12)</sup>通常の航空機用サーボ機構に求められる周波数特性の上限値は5～6 Hzであること<sup>18)19)</sup>上述二項に要求される上限周波数、約5 Hzに対して計算時に多少の余裕をみたもので

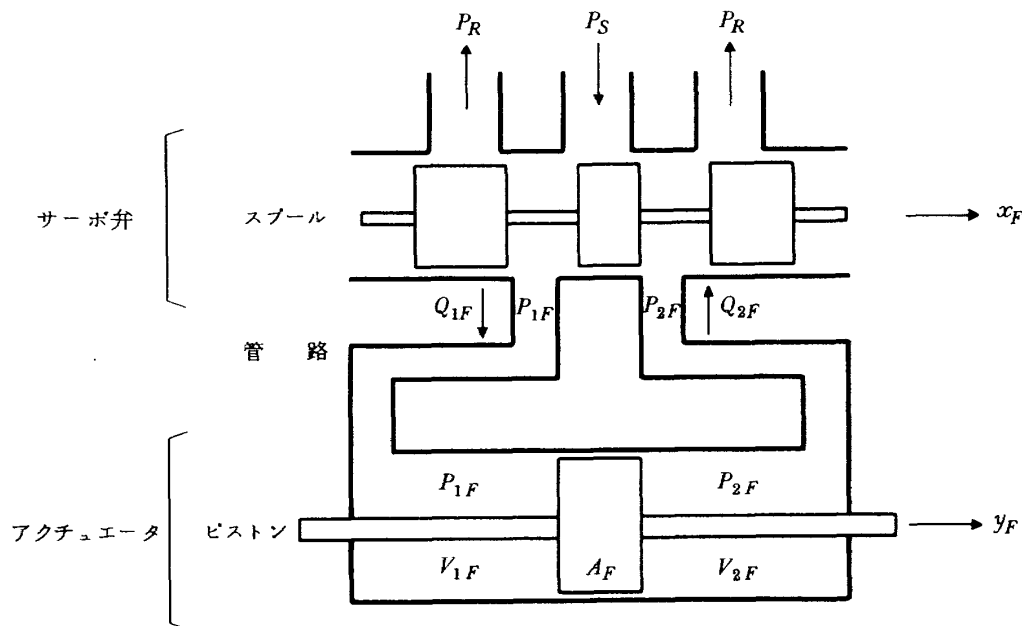


図2 油圧系統のモデル図

\* 模擬負荷系とは、通常使用される純機械的な負荷、ばねやダッシュポットなどに代えて、これらと同等の任意負荷力を模擬できるような機能を有する力制御系で構成したサーボ機構に類似の一種の油圧機構。<sup>8)～11)</sup>

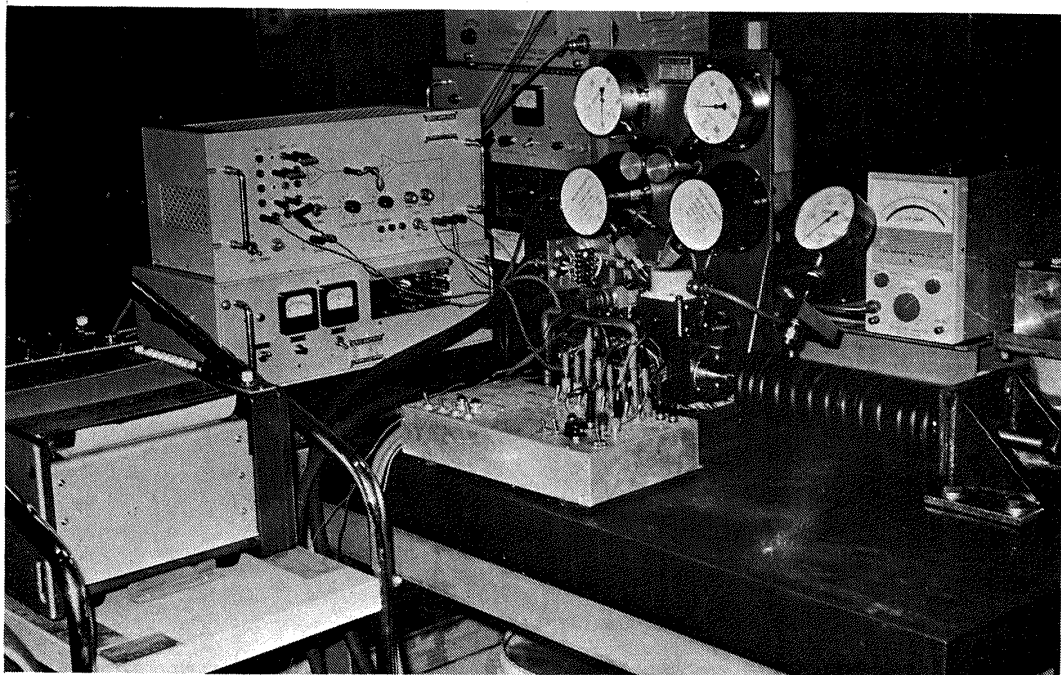


図3 油圧サーボ機構（位置制御系）の実験装置

表1 油圧サーボ機構の仕様

(a) アクチュエータの仕様

項	目	〔単位〕	仕	様*
受圧面積	$(A_F)$	$〔\text{cm}^2〕$	8.20	2.59
シリンダ内径	$(D_F)$	$〔\text{mm}^\phi〕$	38.01	27.01
ピストンロッド外径	$(d_F)$	$〔\text{mm}^\phi〕$	19.99	19.99
最大変位	$(y_{\max})$	$〔\text{mm}〕$	$\geq 20$	$\cong 20$
圧力換算最大摩擦力	$(P_{fR})$	$〔\text{kg}/\text{cm}^2〕$	$< 0.9$	$< 0.9$

(注) 実験に使用した2条件を示す。実験例は主として第二の仕様による。  
 アクチュエータの受圧面積はシリンダ内にスリーブを入れれば任意に変  
 更可能であり、構造的な限界は最小  $0.76 \text{ cm}^2$ 、最大  $8.20 \text{ cm}^2$  である。

(b) 流量制御サーボ弁の仕様（例）

項	目	〔単位〕	仕	様
型 式			Moog 社, # 31*	
使用圧力		$〔\text{kg}/\text{cm}^2〕$	35 ~ 280	
流量（供給圧力 $70 \text{ kg}/\text{cm}^2$ において）		$〔\text{l}/\text{min}〕$	15	
定格電流／電力		$〔\text{mA}/\text{mW}〕$	8 / 64	
圧力ゲイン（40%供給圧力において）		$〔\%〕$	$< 1.2$	
周波数特性（-3 dB 点）		$〔\text{Hz}〕$	$> 200$	
ヌルシフト		$〔\%〕$	5	
直線性／ヒステリシス		$〔\%/\%〕$	7 / 3	
内部洩れ（供給圧力 $70 \text{ kg}/\text{cm}^2$ において）		$〔\text{cm}^3/\text{sec}〕$	5 % 定格流量 + 3.3	

(注) 実験に使用した流量制御サーボ弁は、Moog 社 #22, #31 および日航  
 電機 #LA-126。実験例は本表による。

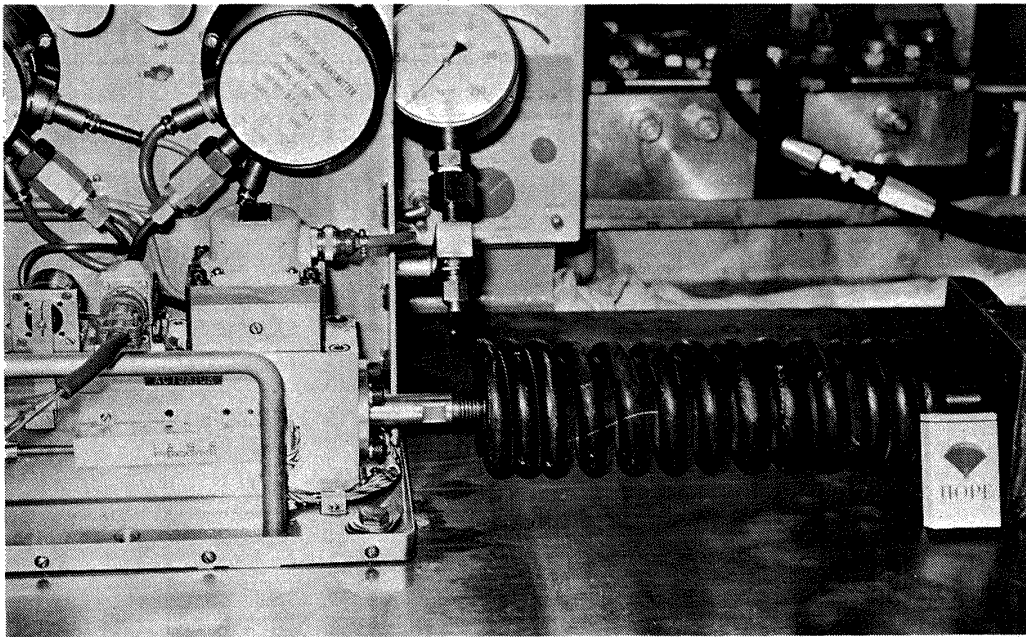


図4 ばね負荷による較正実験

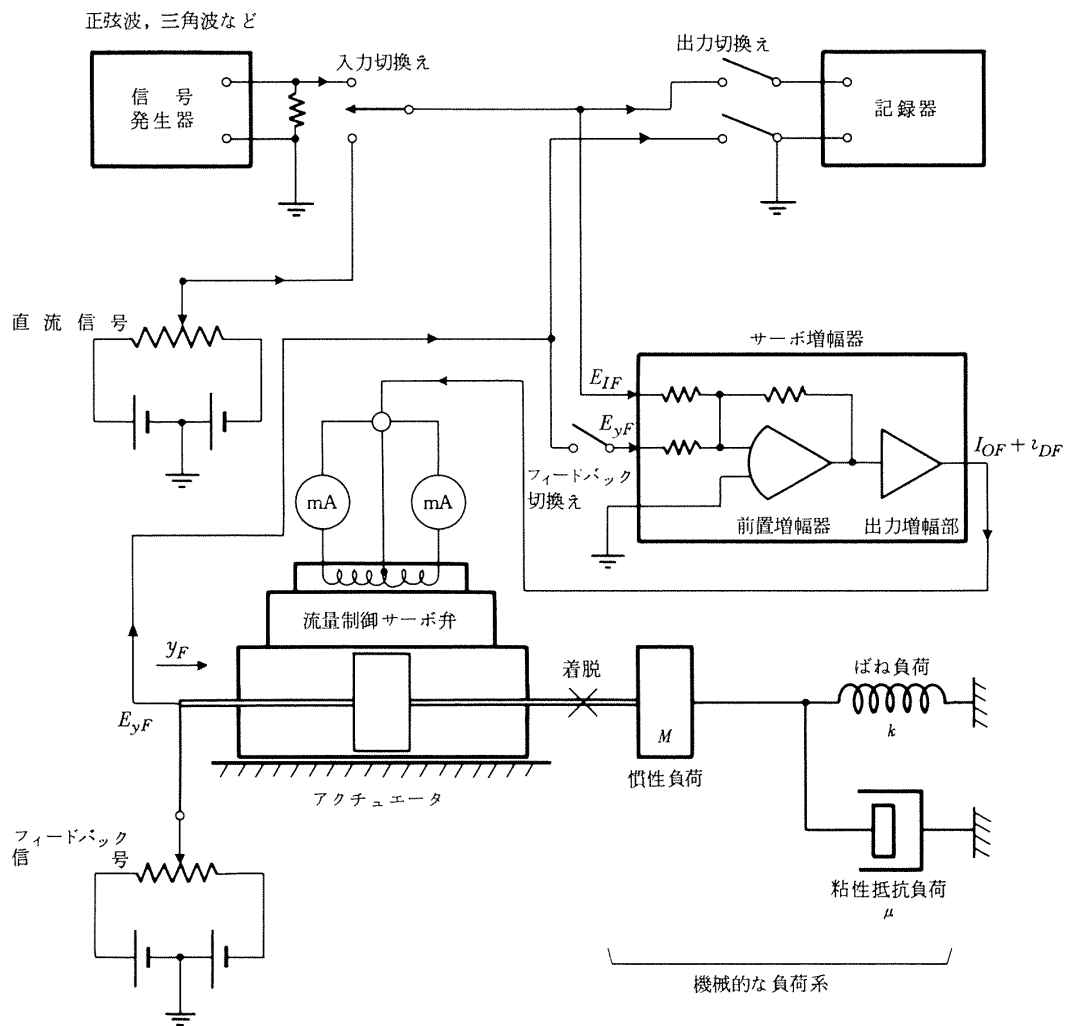


図5 油圧サーボ機構の計測系統図



表2 油圧サーボ機構の解析・実験項目

負荷の種類〔単位〕	規定係数	備 考
無 負 荷	—	減衰係数 $\zeta_F=0.7$
ばね負荷	176	
( $k$ )〔kg/cm〕	320	
模擬粘性抵抗 負荷 <sup>3)4)</sup>	10	
( $\mu'$ )〔kg sec/cm〕	20	
	40	
	60	

表3 シミュレーション解析の場合の計算定数

項 目〔単位〕	定 数
入力信号 (p~p) ( $E_{IF}$ )〔mV〕	$\pm 40$
規定変位 (p~p) ( $y_F$ )〔mm〕	$\pm 1.5$
フィードバックゲイン ( $K_{BF}$ )〔mV/cm〕	271
供給圧力 ( $P_S$ )〔kg/cm <sup>2</sup> 〕	70
作動油の密度 ( $\rho$ )〔kg/cm <sup>3</sup> 〕	$0.867 \times 10^{-3}$
係 数 ( $K_a$ )〔mV/cm sec〕	3.06
流量係数 ( $c_F$ )	0.65

(注) その他の定数は表1による。

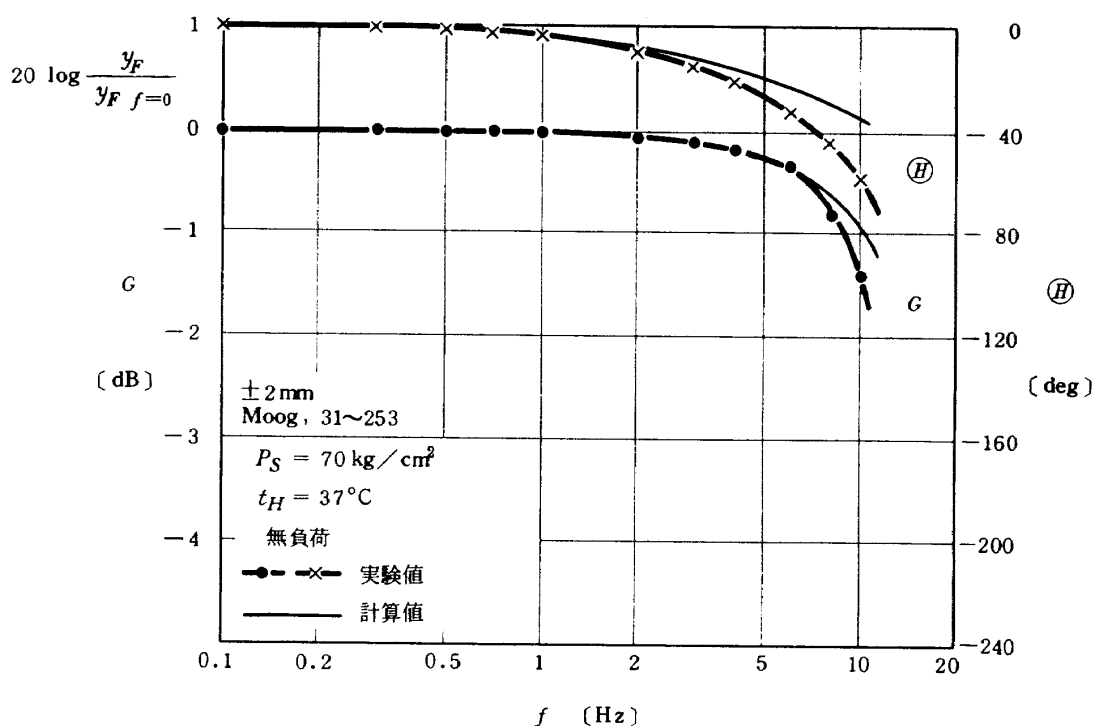


図6 油圧サーボ機構の特性 (その1 無負荷の場合)

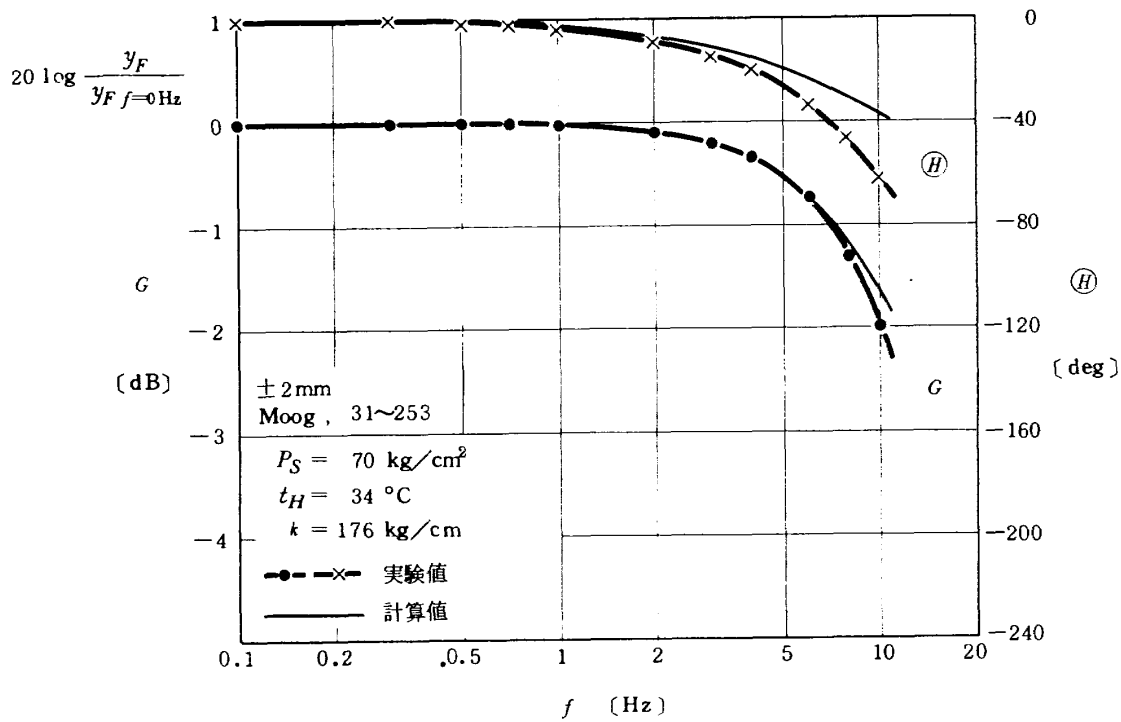
ある。入力データは数値計算結果と実験データを対比してモデルの評価を求めるために、前述実験装置の定数によっている。

実験と数値計算の項目および計算定数は表2、3に示す。実験結果に数値計算結果を併記、図示した例を図6～8に示す。

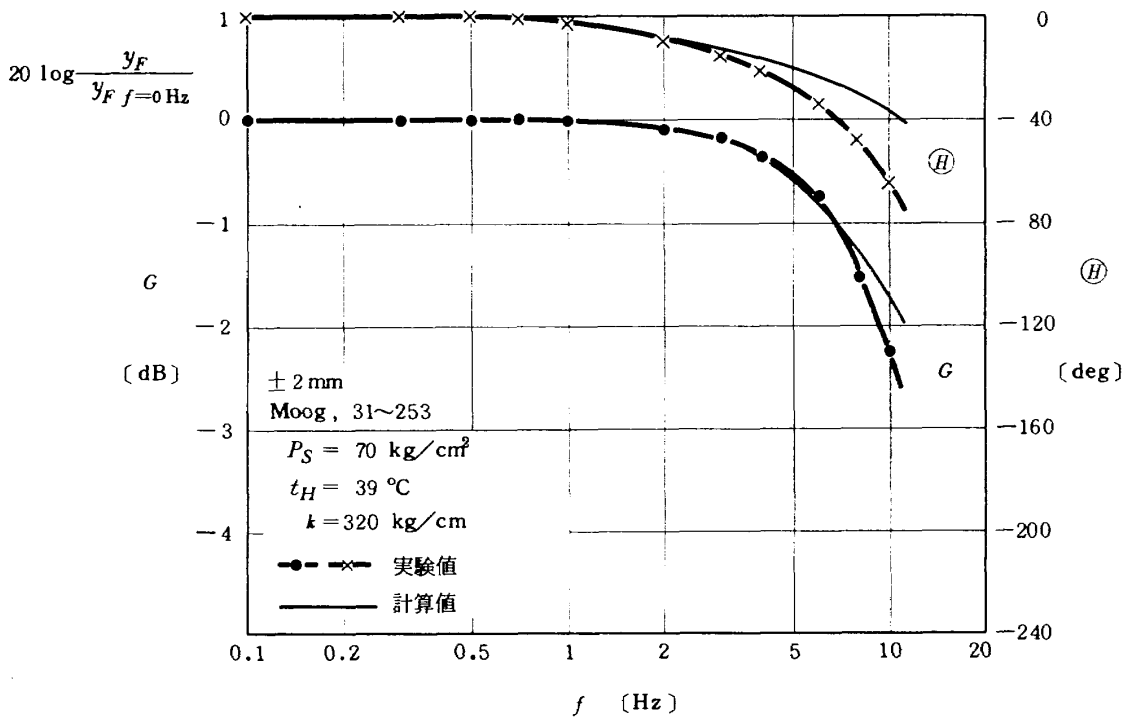
#### 4. シミュレーション解析の評価

シミュレーション解析の手法と計算結果に関する評価を求めるには何等かの適当な基準が必要である。しかし現状ではシミュレーション解析に関して一般に認められている評価基準はもとより、特定事例に対しても数値的な基準は殆んど与えられていない。これはこのような基

準が現実には具体的な解析対象機器が与えられてその動作機能や目的用途との関連のもとに個々に定められる、すなわちシミュレーション解析の目的如何にかかわる性質のものであって画一的には定め難いこと、又シミュレーション解析手法の歴史と普及そのものが比較的最近に始まったこと、などの事由によるものと云えよう。ここでサーボ機構、更に広くは一般の機械装置の特性評価に際して取られる方法に、充分低い周波数の入力に対する特性と、任意動作周波数におけるそれとを比較して、ゲイン  $G$  の落込み ( $\epsilon_G$ ) と位相  $H$  の遅れ ( $\epsilon_H$ ) が、予め定められたある一定値を越える時の上限周波数で定めるものがある。<sup>15)16)</sup>ここではサーボ機構の実験を行っており、その特性評価を行なうことも考慮に入れて、上記  $\epsilon$  をシ



(a)  $k = 176 \text{ kg/cm}$



(b)  $k = 320 \text{ kg/cm}$

図7 油圧サーボ機構の特性 (その2 ばね負荷の場合)

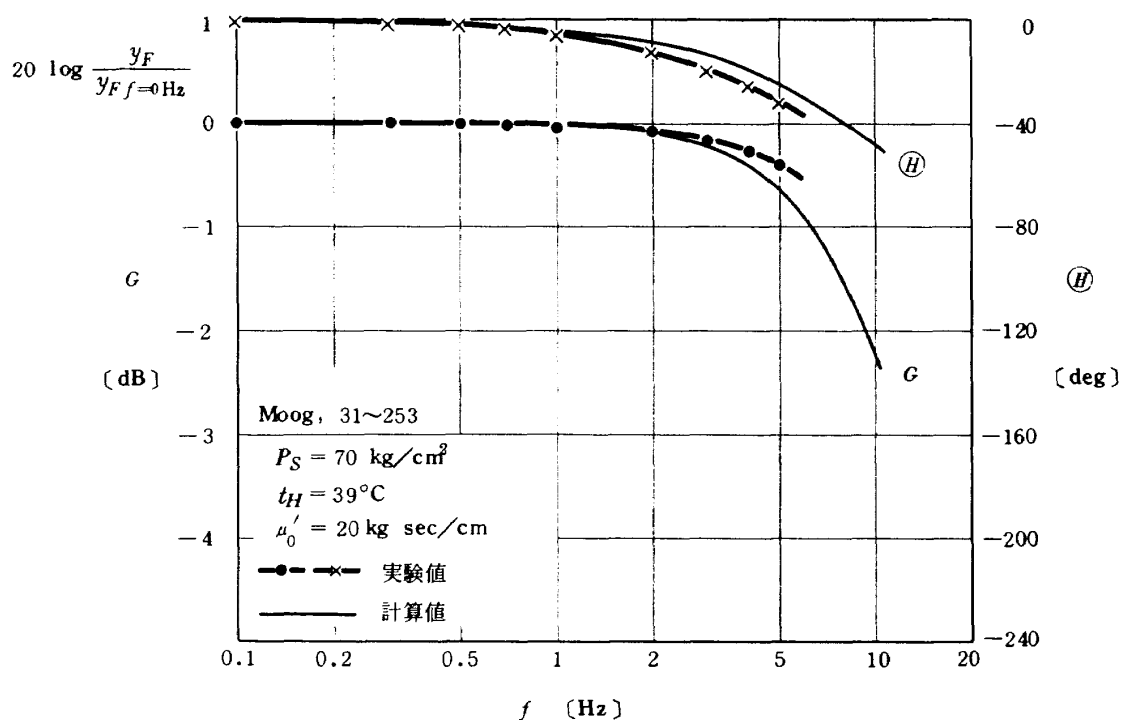
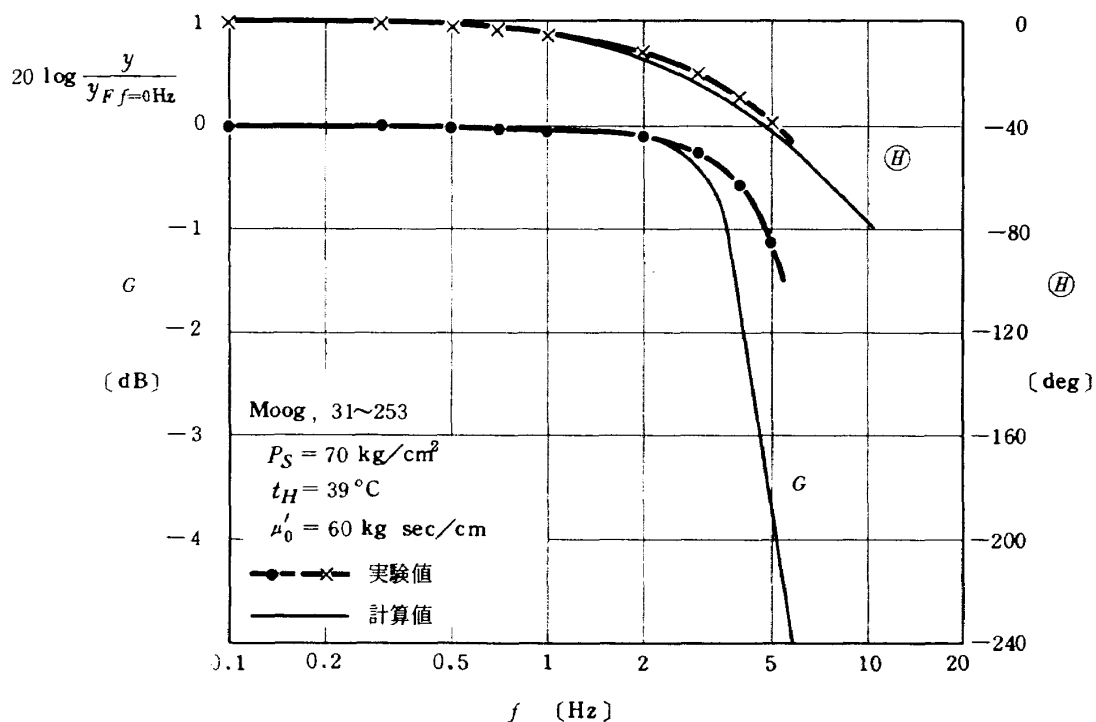
(a)  $\mu'_{f=0\text{Hz}} = 20 \text{ kg sec/cm}$ (b)  $\mu'_{f=0\text{Hz}} = 60 \text{ kg sec/cm}$ 

図8 油圧サーボ機構の特性 (その3 模擬粘性負荷の場合)

シミュレーション解析に際して許容される誤差限界と想定し、これを評価基準Ⅰと定める。又飛行シミュレータを使用して航空機の運動のシミュレーション解析を行なう場合には、計算の総合精度は非定常状態では±15～30%程度で充分と云われる<sup>22)</sup>これを引用して評価基準Ⅱと定める。以下の評価に際してはこれらの基準によることとし、両基準をまとめて表4に示す。

表4に基づくシミュレーション解析結果、図6～8に対する評価は表5に示す。同表から、本報告で定めた数学モデルによる計算結果は検討周波域内では実験データと充分良く一致することが判る。このことから、この数

学モデルの妥当性、更にはこのモデルの誘導に際して想定した幾つかの仮定事項が適当であり、かつ制御系の物理的な挙動も充分的確に把握できたと云うことができる。

又実験装置の特性を同一基準で評価すれば表6に示す通りであって、充分一様な特性を与えていることが判る。これは位置制御系(サーボ機構)の単体特性の評価を示す。従ってその実用に当り、仮りに10 Hzまでないしはこれを多少上廻る程度の周波域に至るまでより平坦な特性が要求される場合には、制御系に適当な補償回路を組込めば要求に応じただけ平坦な特性が得られることは充分期待できよう。

表4 評価基準

項 目 (単位)	基準Ⅰ	基準Ⅱ
$\varepsilon_G$ [dB]	— 3	— 2
$\varepsilon_H$ [deg]	— 90	— 45

表5 シミュレーション解析結果の評価(解析適用可能な周波数限界 $f_F$ )

条 件		$f_F$ [Hz]			
		基準Ⅰ		基準Ⅱ	
		$G$	$(H)$	$G$	$(H)$
無負荷の場合	—	}		}	
ばね負荷の場合 ( $k$ ) [kg/cm]	176 320				
模擬粘性抵抗負荷の場合 <sup>8)9)</sup> ( $\mu'$ ) [kg sec/cm]	10	}		}	
	20				
	40				
	60				

(注) 計算結果と実験結果の差に対する評価。

表6 油圧サーボ機構の特性の評価(特性一様な周波数限界 $f_E$ )

条 件		$f_E$ [Hz]			
		基 準 Ⅰ		基 準 Ⅱ	
		$G$	$(H)$	$G$	$(H)$
無負荷の場合	—	総て		総て	8.5
ばね負荷の場合 ( $k$ ) [kg/cm]	176	> 10		> 10	8.0
	320			9.5	7.8
模擬粘性抵抗 負荷の場合 <sup>8)9)</sup> ( $\mu'$ ) [kg sec/cm]	10	総て > 5		総て	総て > 5
	20			> 5	
	40				
	60			4.2	

(注) 定常状態における実験結果と任意動作周波数におけるその差に対する評価。

ここで本報告で定めた数学モデルの適用制限について一言述べる。一般式、式(9)の誘導に際しては、微小振幅動作のもとに、供給圧力が比較的強く作動油の体積弾性係数も高く、圧縮性の影響を充分無視することができ、かつ構成機器の剛性も充分なことを仮定している。又実験は実用機器に比べて比較的小形の装置を使用し、しかも解析結果と比較した実験内容は比較的限られている。

従って、負荷を有するサーボ機構（位置制御系として）の動作機能や特性の検討には、上述条件が満足される限りにおいて、この数学モデルによる  $f = 10 \text{ Hz}$  までのシミュレーション解析手法は、特に実用設計に際して極めて有用であることが云える。

## 5. 結 言

本報告は、負荷を有する油圧サーボ機構の設計計画に資するために、幾つかの例を引いて、シミュレーション解析の手法確立と実験的検証に基づくその評価を求めた。そのために通常の場合は充分成立つと考えられている前提条件のもとに、負荷を有するサーボ機構の一般的な数学モデルを確立し、特定負荷状態としてばね負荷と粘性抵抗負荷のそれぞれの場合について計算結果と実験データとを比較することにより、シミュレーション解析に関する評価を求めた。その結果、このモデルは実用性を高めるために幾つかの仮定を含む比較的簡単なものであるにもかかわらず、検討周波数域、 $10 \text{ Hz}$  までは両者が極めて良く一致して、この手法の有用性の高いことが示された。なお計算周波数の上限値  $10 \text{ Hz}$  は飛行シミュレータ用油圧式模擬負荷系、ないしは更に一般の航空機用などの油圧サーボ機構に求められる周波数特性の検討上限としては充分余裕を持った値である。

従って、本報告の目的とした油圧サーボ機構に関する有用性の高い数学モデルを確立することができ、かつその妥当性について十分な評価が得られるとともに、技術的にも実際の設計計画に際してこのモデルの実用性の高いことが明らかになった。

今後サーボ機構に関するシミュレーション解析の適用範囲を拡張してより汎用性、実用性を高めるためには、解析、実験の項目追加とともに、先に想定した前提条件の再吟味が考えられる。これについては一部附録Bで触れたが、無制限に非線形項を附加することは数式が複雑化するだけであって、計算誤差の観点からは精度が低下し、又経済性や実用性に欠ける恐れも多分に生ずるであろう。従って各パラメータの影響の検討がより重要と考えられる。更に汎用性を増すためには無次元化し、<sup>3)13)</sup> 計算結果は図示する<sup>5)</sup> ことも必要と考えられる。

## 後 記

本報告は先に発表した文献7)に再検討を加えたものである。当時のシミュレーション解析は、別に報告する油圧式模擬負荷系に関する研究<sup>8)~11)</sup>の一環として行なったため、検討範囲を限っているが、この点については今後検討を加えて報告する予定である。

終りに平素御指導を賜わっている計測部長 樋口一雄、東京大学教授 大島康次郎、東京工業大学教授 竹中俊夫、浦田暎三の諸氏と、計算、実験に協力された計測部 名越孝行、東京工業大学 松本和幸の諸君に厚くお礼申上げる。

## 文 献

- 1) 自制研究会編：自動制御便覧 p.491 コロナ社（昭37）
- 2) Blackburn, et al : *Fluid Power Control* p.498 John Wiley (1959)
- 3) Turnbell : *Proc. Inst. Mech. Engg* **173** p.270 (1959)
- 4) 浦田：機械学会論文集 **36** p.282 (昭45)
- 5) 浦田：機械学会論文集 **40** p.1034 (昭49)
- 6) Reeves : *Trans. ASME* **79** p.427 (1957)
- 7) 池谷：油圧化設計 **6** No.10 p.39 (昭43)
- 8) 池谷：機械学会講演論文集 No.750-4 p.137 (昭50)
- 9) 池谷：航技研 TR-422 (昭50)
- 10) 池谷：機械学会講演論文集 No.758-2 p.110 (昭50)
- 11) 池谷：航技研 TR-424 (昭50)
- 12) 松浦、樋口、池谷、他5名：航技研 TR-70 p.12 (昭40)
- 13) 竹中、浦田：油圧制御 p.86, 138 丸善 (昭42)
- 14) 竹中、浦田：油力学 p.34 養賢堂 (昭43)
- 15) Morse : *Electrohydrodynamic Servomechanisms* p.55 McGraw Hill (1963)
- 16) 石原、他4名編：油圧工学ハンドブック p.375 朝倉書店 (昭47)
- 17) Schelhorn : *WADC* TR59-98 (1959)
- 18) 池谷：(投稿中)
- 19) 池谷：第7回 *SICE* p.319 (昭43)
- 20) 文献1) p.154
- 21) 市川：自動制御の理論と演習 p.127, 152 産業図書 (昭37)
- 22) Connolly : *IRE Trans. EC-11* No.1 p.31 (1962)
- 23) 文献16) p.8

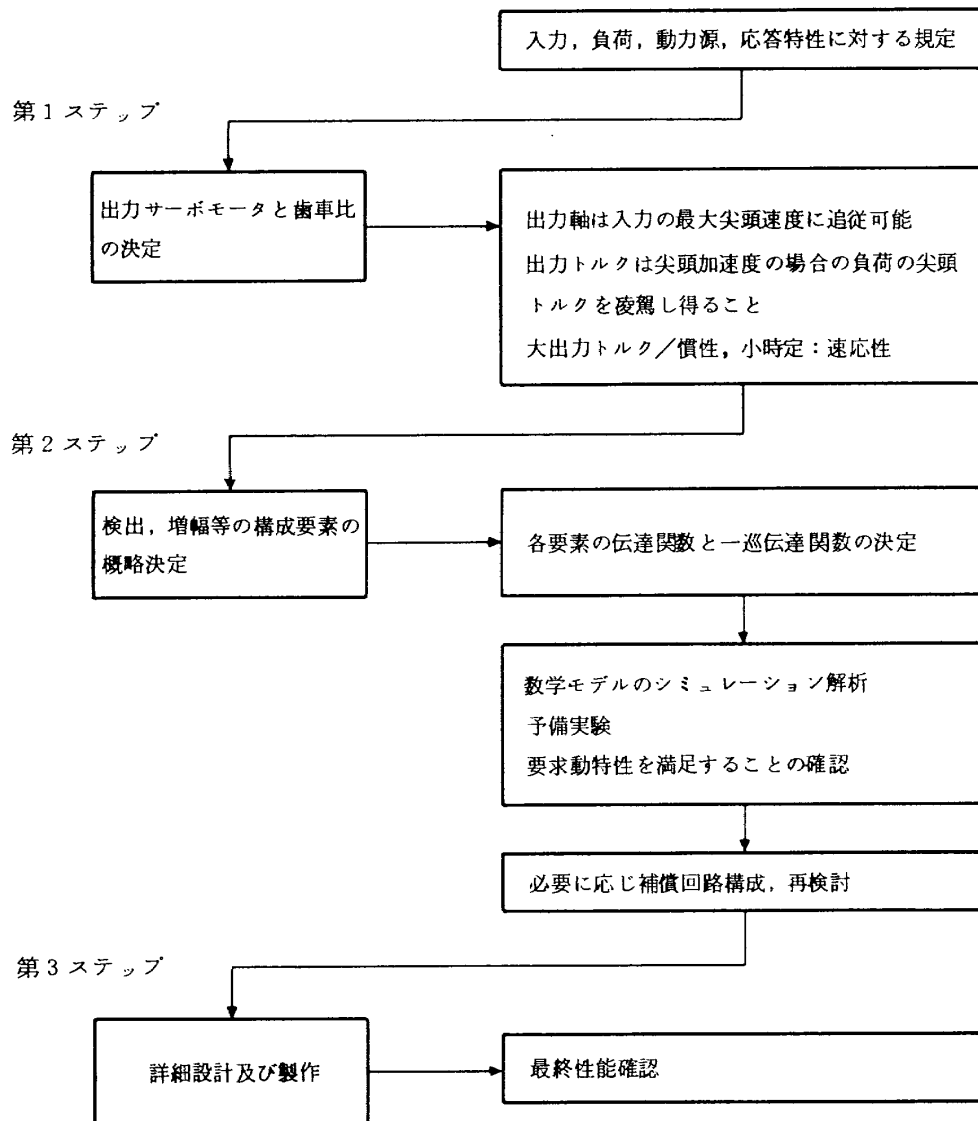
## 附録A サーボ機構の設計手順<sup>1)</sup>

サーボ機構は自動制御技術全般を通じて最も早期に開発された分野であり、これの合理的な設計計画技術、すなわちサーボ技術は自動制御技術の基幹をなす。

サーボ機構の設計計画を行なう場合にその一般的な設計手順は以下の通りである。Ⅰ) 要求仕様の決定。Ⅱ) 基礎設計の実施。Ⅲ) 前項による選定システムが性能上の要求仕様を満足することの確認。Ⅳ) 詳細設計。

要求仕様の与え方は附表1の如くであって、設計手順のフローチャートは附図1に示す<sup>1)</sup>。

近時はサーボ機構の設計計画に際して先づ負荷の問題が重要項目として採上げられるようになってきている。これはサーボ機構の特性が負荷の影響を受けて変化するために、<sup>7)~11)</sup> その結果として性能上の要求仕様を満足できるか否かが左右されることによる。すなわち負荷を有するサーボ機構について、迅速、的確なシミュレーション解析手法の早急な確立が望まれる所以である。同時にその特性確認のために、実験室内でも簡単に取扱うことができ、しかも負荷の種類や係数値を任意に設定できるような負荷系(模擬負荷系<sup>8)~11)</sup>)の完成が望まれることになる。



附図1 サーボ機構の設計手順  
フローチャート

附表 1 サーボ機構に対する要求仕様  
(a) 全 般 仕 様

項 目		規 定 事 項
一 般 的 仕 様		信頼性, 寿命, 重量, 容積, 費用, 材料, 材質, 使用環境
使用/性能上の仕様	入 力	尖頭速度/加速度
	負 荷	負荷トルク, 工率, 慣性
	許 容 偏 差	静的/動的偏差, 不規則外乱に対する偏差
	動 力 源	空気圧, 油圧, 電気(交直, 周波数, 電圧)

(b) 応答特性仕様

項 目	規 定 事 項	
過渡応答特性	行き過ぎ量, 残留偏差, 振幅減衰比, 振動周期, 整定時間, 行き過ぎ時間	
周波数応答特性	位相余裕, ゲイン余裕, ゲイン交点における周波数	… 巡伝達関数について
	極大ゲイン, 極大ゲインにおける周波数, 帯域幅	閉ループ伝達関数について

## 附録 B 作動油の圧縮性の効果<sup>5)14)</sup>

本報告において, 油圧サーボ機構の数学モデルは作動油の圧縮性を考慮に入れた基本式, 式(6)から,  $P_S = 70 \text{ kg/cm}^2$  程度におけるその効果は無視できることを仮定して, 一般式, 式(9)を導いた。さらに同式を基にして, それぞれ特定の負荷状態における数学モデルを定めた。作動油の体積弾性係数は通常  $1.4 \sim 3 \times 10^4 \text{ kg/cm}^2$ , MIL H 5606B の場合は  $1.4 \times 10^4 \text{ kg/cm}^2$  程度であるから<sup>23)</sup>  $P_S$  が上述範囲であれば以上の仮定は充分妥当なものと考えられる。しかし実際の油圧系は作動中に必ず空気が混入するために,  $k_B$  の実用値  $k_{BA}$  は実験室的な計測値に比べてかなり低下することが予想される。

ここで作動油の圧縮性の影響を考慮に入れるものとするれば, 式(6)において  $k_B$  を含むものは右辺第 1 項である。ここで特定の負荷状態として例えばばね負荷, 粘性抵抗負荷, 慣性負荷を設けるものとし, 係数をそれぞれ  $k_A$ ,  $\mu_A$ ,  $M_A$  とすれば(気泡の影響を表わすために添字 A を付ける), 以下の通りに定まる。

ばね負荷の場合は,

$$\left. \begin{aligned} k_A &= \frac{P_{LF}}{y_F} \\ \frac{\widehat{V_F} \dot{P}_{LF}}{2 k_{BA} \widehat{A_F y_F}} &= \frac{k_A}{2 k_{BA}} \frac{V_F}{A_F} \end{aligned} \right\} \quad (附 1)$$

粘性抵抗負荷の場合は,

$$\left. \begin{aligned} \mu_A &= \frac{P_{LF}}{\dot{y}_F} \\ \frac{\widehat{V_F} \dot{P}_{LF}}{2 k_{BA} \widehat{A_F y_F}} &= \frac{\mu_A}{2 k_{BA}} \frac{V_F}{A_F} s \end{aligned} \right\} \quad (附 2)$$

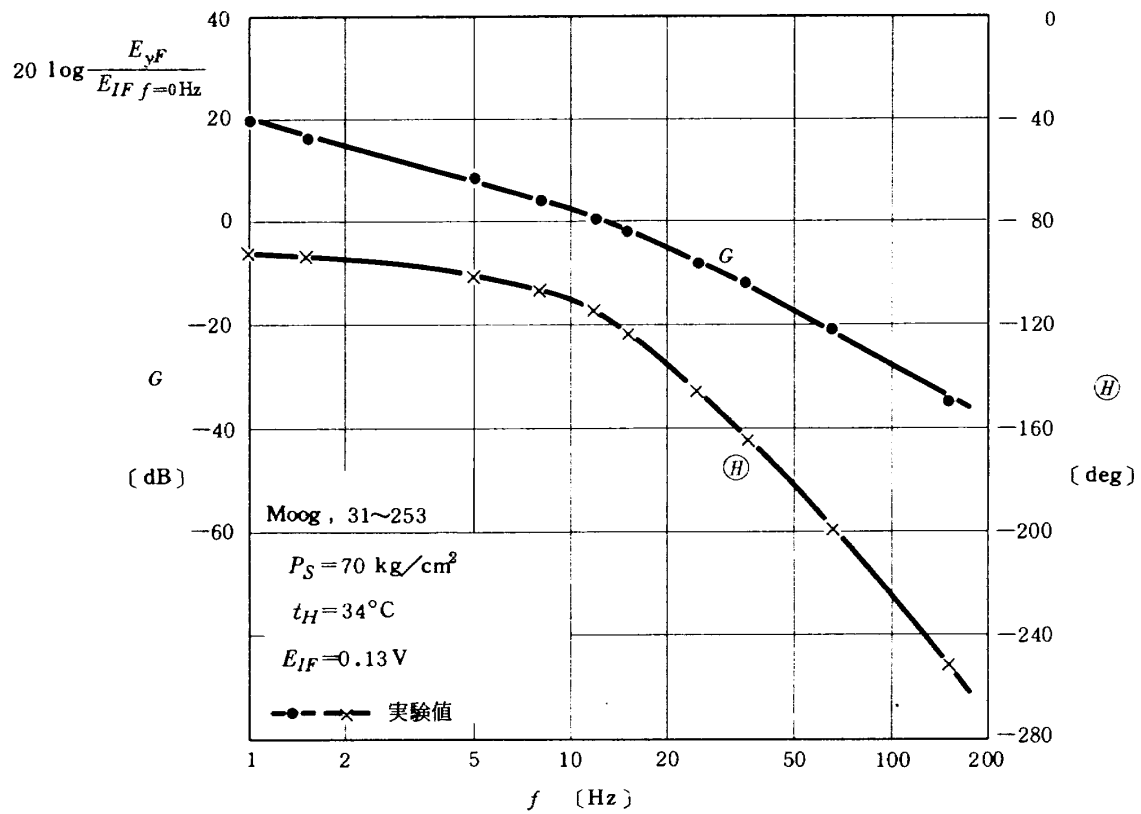
慣性負荷の場合は,

$$\left. \begin{aligned} M_A &= \frac{P_{LF}}{\ddot{y}_F} \\ \frac{\widehat{V_F} \dot{P}_{LF}}{2 k_{BA} \widehat{A_F y_F}} &= \frac{M_A}{2 k_{BA}} \frac{V_F}{A_F} s^2 \end{aligned} \right\} \quad (附 3)$$

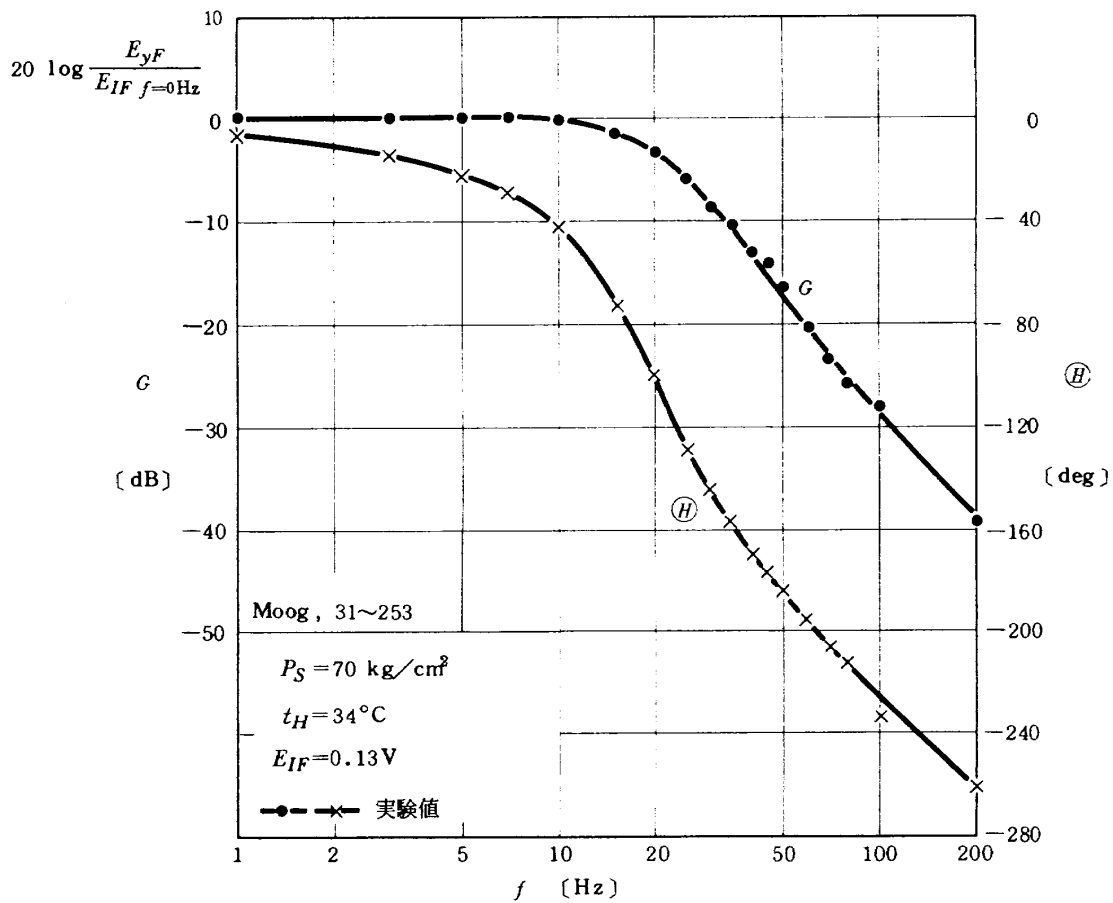
式(附 1)～(附 3)から, 粘性抵抗負荷, 慣性負荷の場合はともに動作周波数  $f$  が関係し,  $f$  が高くなるに伴ない  $k_{BA}$  の影響が顕著に現われるべきことが云える。

## 附録 C 参考データ

実験を行なった油圧サーボ機構の入出力特性は附図 2 に, その実験的に求めた最良のディザ条件は附図 3 に示す。又附図 4 は航空機用油圧式自動制御機器の仕様特性と実測データである。同図からこの種実用油圧サーボ機構の特性一様な周波数上限, 特に単体特性のそれは比較的 low, 本文で述べた解析上限 10 Hz は充分妥当であることが云える。



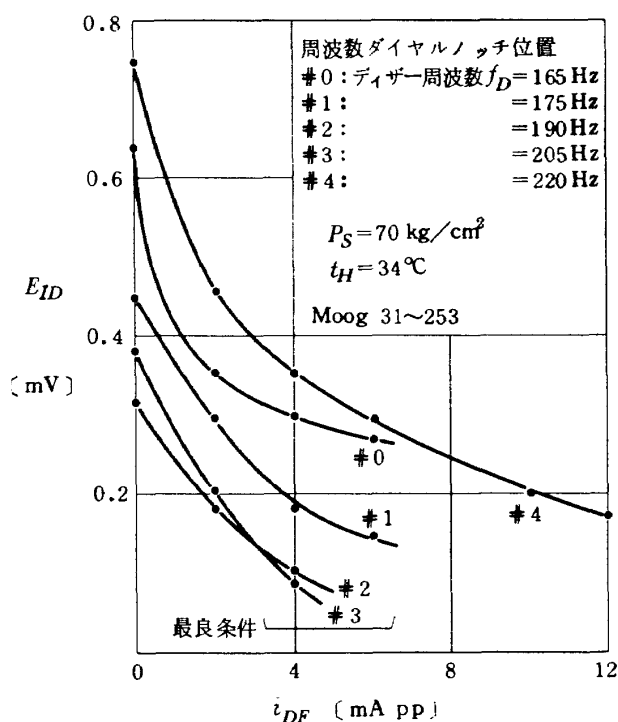
(a) 開ループ特性



(b) 閉ループ特性

附図2 油圧サーボ機構の入出力特性



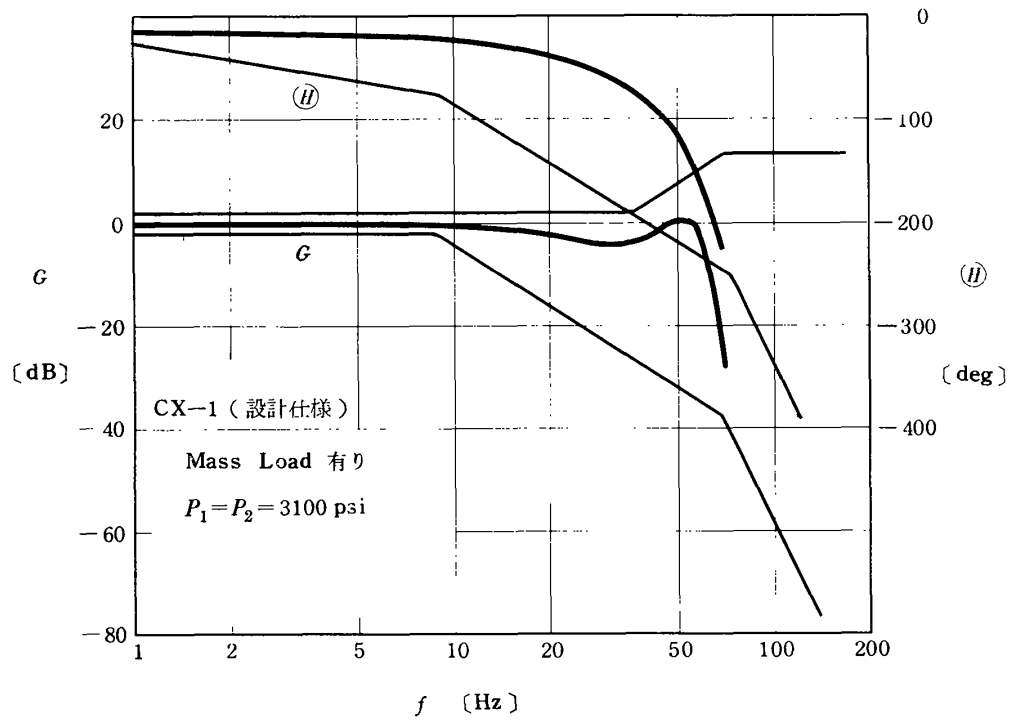


附図3 最良のディザ条件

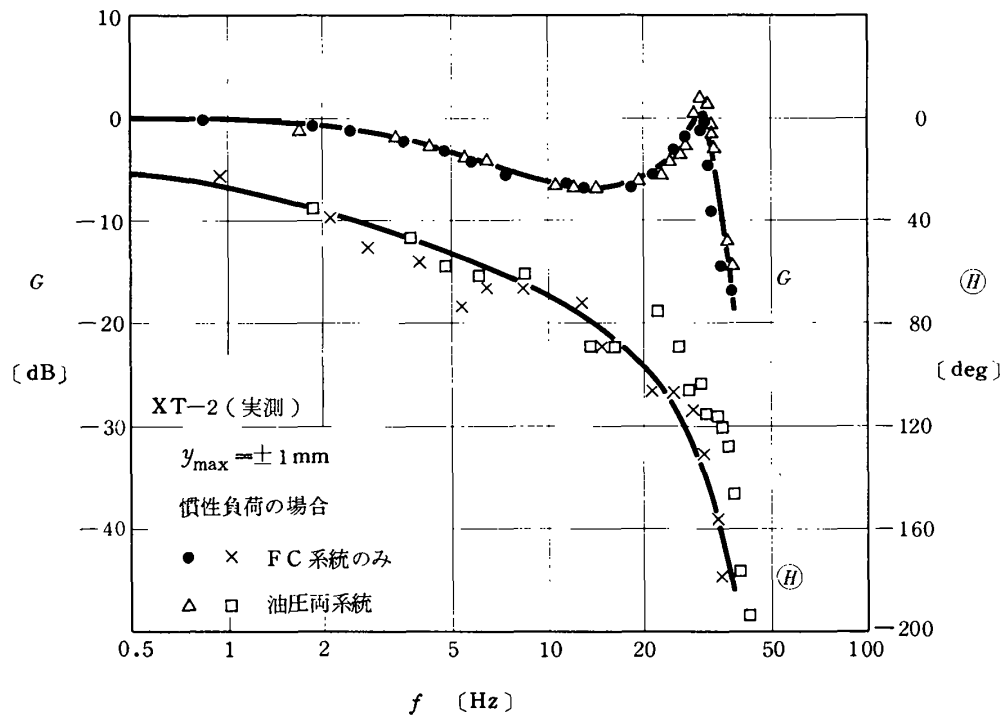
附表2 実用油圧機構の特性例

項 目			諸 元				
			最大操作力	系統圧力	応答特性	負 荷	備 考
			lbs	psi	Hz	kg cm sec <sup>2</sup>	
航 空 機	F 86 F	補 助 翼	6,100	3,000			MIL H-5606*
		スタビライザ	11,000	"			
	F 104	補 助 翼	5,500	3,000			MIL H-5606 <sup>△</sup>
		方 向 舵	1,600	"			
		スタビライザ	7,600	"			
	X 15			3,000			Oronite-8515 <sup>‡</sup>
ロ ケ ッ ト	B 58			3,000			MIL O-8200 <sup>‡</sup>
	B 70			4,000			Oronite-8000 <sup>‡</sup>
	アトラス			3,000			△
	タイタンII			3,000			△
	ミニットヤン	第 1 段		3,000		3.5~0.5 <sup>HP</sup>	MIL H-5606 <sup>△</sup>
		第 2 段		"			
		第 3 段		1,500		0.9~0.2 <sup>HP</sup>	
	ソアデルタ	第1段メイン	6,000	3,000	6~7	4,000~5,000	MIL H-5606 <sup>△</sup>
		第1段バーニヤ	1,550	"			
		第 2 段	—	1,050			

(注) \* :  $-65^\circ\text{F} \sim 160^\circ\text{F}$ △ :  $-65^\circ\text{F} \sim 275^\circ\text{F}$ ‡ :  $-65^\circ\text{F} \sim 450^\circ\text{F}$



(a) CX-1用油圧機構の特性仕様



(b) XT-2用油圧機構の特性

附図4 航空機用油圧式自動制御機構の特性

---

## 航空宇宙技術研究所報告 421号

昭和 50 年 8 月 発行

発行所 航空宇宙技術研究所  
東京都調布市深大寺町 1880  
電話武蔵野三鷹(0422)47-5911(大代表)〒182

印刷所 株式会社 共 進  
東京都杉並区久我山 4 - 1 - 7 (羽田ビル)

---