

# 航空宇宙技術研究所報告

TECHNICAL REPORT OF NATIONAL AEROSPACE LABORATORY

TR-422

油圧式模擬負荷系に関する実験的研究

池谷光栄

1975年8月

航空宇宙技術研究所  
NATIONAL AEROSPACE LABORATORY

# 油圧式模擬負荷系に関する実験的研究\*

池谷 光栄\*\*

## Hydraulic Analog Loading System Experimental Study

By Mitsuei IKEYA

### ABSTRACT

The concept of an analog loading system utilizing an active element was developed. This system is capable of generating a loading effect as a function of displacement, and its first and second derivatives with arbitrary coefficients. Based upon this concept, actual hard-ware has been developed consisting of electric elements and a hydraulic servomechanism of the pressure control type with a large underlap servo valve (prototype model). Experiments were carried out by driving the system externally to obtain the static and dynamic characteristics. The results show that the system thus developed possesses adequate analog loading effect to an upper frequency limit and that it provides a powerful tool for practical use.

### 1. 序 言

機械や装置などの動作特性が負荷の状態によって異なることは一般に良く知られている。従って、機械や装置を新しく設計、製作した場合には、実際に生ずるであろうと予想される多種類の負荷条件のもとで試験を行なって、その動作特性を確認し、かつ評価、検討しておくことは極めて重要である。更に例えば人間の動作のように適応制御系と称されるような特質を有する場合には、上述のことはより一層大切なことになる。それには実際に負荷を掛けて実働状態に相当した試験を行なって、実用時の動作特性を求めることが最も望ましい。しかし常にこのような実機の動作試験を実施することが可能であるとは限らないし、更に時間的制約や安全性も含めて一般に経済的な問題を考えなければならない場合が多い。このような時に、実際の負荷の機能を模擬し、しかも実験室内でも容易に取扱えるような装置、すなわち模擬負荷系があれば、実用上その用途は極めて広いものになると考えられる。

本報告は、上述のような考え方に基づく汎用性の高い

模擬負荷系の構想を示し、試作装置の実験結果について述べる<sup>1)</sup>。

いま試験対象の機械や装置などの出力を  $F$ 、出力変位を  $y$  とする時、これに掛る負荷力  $F_L$  は一般に、

$$-F = F_L = f(y, \dot{y}, \ddot{y}) \quad (1)$$

と書けるであろう。ここでは簡単のために線方向、1自由度に限ることにしており、 $f(y, \dot{y}, \ddot{y})$  は任意の関数である。この場合模擬負荷系は機械などから検出した  $y, \dot{y}$  などを入力とし、 $F_L$  相当の模擬負荷力  $F'$  を出力とするものでなければならない。その機能は例えば図1のようなブロック線図で示される。もとよりこのような模擬負荷系は機械、装置類の負荷特性試験だけを目的用途に限るものではない。最近注目を集めているサーボダンパ<sup>2)</sup>の動作機能は模擬負荷系の動作の特別な場合と考えられ、又例えば飛行シミュレータ用操舵力負荷機構<sup>3)</sup>などにも適用できる。

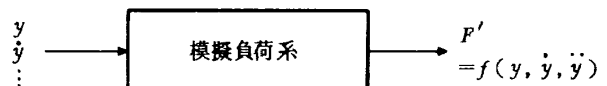


図1 模擬負荷系の機能

\*昭和50年4月23日受付

\*\*計測部

模擬負荷系を実用に供するためには、その性能は充分大きな出力(力)を出すことができ、かつ被試験機器の特性に比べて充分高速で応答が早くなければならない。ここではそのために装置の主要部を圧力制御方式による油圧機構を用いて構成することにした。すなわち制御系の模擬負荷効果の発生は能動的な要素を用いて行なう。こうすることにより、実験室内や工場現場などでも容易に取扱えて、しかも負荷特性を自由に設定できることが期待される。

なお以下において「系」と呼ぶ場合は装置をハード的な観点から、「方式」と呼ぶ場合はソフト的な観点から、更に「システム」と呼ばば二組の系を機械的、電氣的に接続して総合的に眺めたものとする。

### 主な記号と添字

(記号)

$A$  : ピストンの受圧面積

$E$  : 信号(電圧)

$E_{OT}$  : 変換器の出力信号

$E_{OTG}$  : 回転計発電機の出力信号

$E_P$  : 圧力変換器の出力信号

$F$  : 力(出力)

$F_L$  : 負荷力

$G$  : ゲイン, 特にボード線図に関して

$I_O$  : サーボ増幅器の出力差電流

$K_{A,V}$  : ゲイン

$L$  : むだ時間

$M$  : 質量

$P$  : 圧力

$P_E$  : 指令負荷圧力

$P_{FM}$  : 油圧モータに対する印加圧力

$P_L$  : 負荷圧力

$P_R$  : 戻り圧力(零と仮定)

$P_S$  : 供給圧力

$P_{fR}$  : 圧力換算摩擦力

$P_{1,2}$  : ポート圧力

$Q$  : 流量, 特に負荷流量

$Q_C$  : 強制流量

$Q_{CL}$  :  $P_L$  で定まる  $Q_C$  の限界値

$Q_{Dr}$  : 油圧モータのドレーン流量

$Q_L$  : 内部流量

$Q_{1,2}$  : ポート流量

$T$  : 時定数

$W$  : 伝達関数

$W_0$  : 系(システム)の伝達関数

$f$  : 周波数

$f_A$  : 模擬負荷系として有用な周波数特性の上限値(表7)

$f_G$  : 位置制御系について実負荷系に対して模擬負荷系が有用な周波数特性の上限値(表6)

$f_J$  : 圧力制御系として有用な周波数特性の上限値(ピストン静止状態)(表3)

$f_T$  : 位置制御系に模擬負荷を掛けた場合に有用な周波数特性の上限値(表6)

$f_a$  :  $\Delta P_{LP}$  が  $\dot{y}$  に比例する周波域

$f_v$  :  $\Delta P_{LP}$  が  $\ddot{y}$  に比例する周波域

$i_D$  : ディザ電流

$k$  : ばね係数

$n_{FM}$  : 油圧モータの回転数

$s$  : ラプラス演算子

$t$  : 時間

$t_H$  : 作動油の温度

$y$  : 変位(特に出力変位)

$\Delta$  : 差分又は変動分

$\odot$  : ボード線図の位相

$\epsilon$  : 誤差

$\mu$  : 粘性抵抗の係数, 又はゲイン

$\omega$  : 角速度

(添字)

$E$  : 信号(電圧)関係量

$F$  : 位置制御系関係量

$I$  : 入力関係量

$O$  : 出力関係量

$0$  : 定常状態の関係量

$P$  : 圧力又は圧力制御系関係量

' : 模擬負荷系関係量

## 2. 能動的な機能を有する負荷方式<sup>4)</sup>

### — 模擬負荷系の構成 —

#### 2.1 能動的な機能を有する負荷方式の構想

通常の場合に負荷と呼ばれるものは、ばねやダッシュポット、重錘などが代表的なものであって、何れも純粋に機械的な要素で構成されている。これらの負荷としての動作機能は、駆動エネルギーを負荷系内部で消費して熱エネルギーの形で放散するか、或はある動作方向では駆動エネルギーを蓄積し、逆方向動作で吐出すように働いている。すなわち上述負荷系は全く受動的な機能だけを果すものであり、このように受動要素だけで構成された負荷系をここでは実負荷系と呼ぶことにする。一般に実負荷系は構造が簡単で安価に製作できて、しかも高精度で性能が安定しているなどの優れた特長があり、広く一般に

使用されている。しかしその特性はばね係数 $k$ 、慣性質量 $M$ などがそれぞれに固有のものであるから、被試験機器の動作中に $k$ の値などの負荷の特性を時間 $t$ の関数として変化させること(式(1))は極めて難しい。更にその機能や特性を制御信号、例えば計算機出力で制御するような目的用途に供することは本質的に不適當である。しかもこのような要望は、例えば航空機用サーボ機構などの実用試験や特性評価に際してしばしば現われる課題である。又飛行シミュレータ用操舵力負荷機構などにもこのような特長を発揮できる負荷系の開発が是非望ましいことが云われる。

ここで負荷系の構成に当り、受動要素で構成したものでは式(1)の目的機能が果せなければ、その考え方を根本的に変えて、仮りに系内に積極的に能動機能を持たせれば上述要求を満足することができないであろうかと考えてみる。この考え方は、試験、解析の対象である機械、装置など(駆動側と呼ぶ)と従属に新たに能動要素、すなわち十分な出力が出せる一種のサーボ機構を附加して、両者を機械的に接続しようとするものである。ここで附加サーボ機構の動作、機能を制御することにより、目的とする理想的な負荷方式(系)を得ようとするものである。このサーボ機構は出力発生を目的機能とするものであるから、厳密にはサーボ機構の定義から外れるが、フィードバックを有する閉ループ制御系であることから、これもサーボ機構の範囲に仮りに含めることにする。この場合、新たに附加したサーボ機構が果さなければならぬ機能とは、駆動側の出力軸変位 $y$ 、同レート $\dot{y}$ などを操作量として、制御量は、駆動側の出力 $F$ を受けながら、駆動側が実際の動作状態のもとで受けるはずの負荷力 $F_L$ の特性、式(1)と全く同等の負荷効果 $F' = f(y \dots)$ を与えられることである。もとより負荷効果発生の時間的パターンとか動特性についても、実際の動作状態におけるものと全く同等であることが要求される。この意味から本報告で考察するものを模擬負荷方式(系)と呼ぶ。模擬負荷系はサーボ機構を使用するものであるから、計算機出力などで当然その機能や特性の制御が可能である。

## 2.2 模擬負荷系と模擬負荷システム

模擬負荷系の駆動動力は油圧式によることにした。その理由は電気式、空気式に比べて、油圧式の特長である小形、軽量、大出力(トルク)重量比、高動特性などの利点が有効に活かせると考えたことによる。すなわちその構成は油圧式のサーボ機構とし、アクチュエータの構造は実験、解析の便宜を考慮に入れて直動形シリンダを採用した。ここで模擬負荷系の目的機能は制御量として模擬負荷力 $F'$ を発生することであるからその制御は圧力

制御サーボ弁を使用した圧力(力)制御方式によることにし、これにより圧力制御系が構成される。圧力制御系の理想的な動作は、例えば模擬ばね(係数 $k'$ )を負荷機能と定めた場合は、駆動方法、周囲環境などに一切影響されることなく出力軸変位 $y$ に比例した模擬負荷力 $F'_k = k'y = A_P P_{LP}$ を発生できることである。ここに $P_{LP}$ は負荷圧力である。それには圧力制御系の $F'$ に抗して所要の入力 $f(y \dots)$ に相当するものが与えられるだけ十分な出力を発生できる駆動機構が必要である。このような目的の入力機構としては一般的に融通性に富むことから、サーボ機構を使用するのが好適と考えられる。ここではこのために、前以って実験、解析を行ない既に特性を明らかにしてある位置制御方式の油圧式サーボ機構<sup>5)6)</sup>(位置制御系と呼ぶ)を使用した。圧力制御系、位置制御系の両者は機械的、電氣的に接続して一つのシステムを構成し、アクチュエータも一体の構造にした(附図1参照)。すなわち位置制御系も直動形のシリンダになっている。この総合系を模擬負荷システムと呼ぶことにする。なおこのシステムは位置制御系に模擬負荷力を加えた場合の特性検討が主目的ではなく、圧力制御系の模擬負荷機能に関する特性検討のためのものである。

上述に基づく模擬負荷システムの基本構成は図2のようになる。同図は圧力制御系に与える力フィードバック信号を得るために力検出系をモデル的に記入してある。ただしこの検出系は十分な剛性を持たせることにより、その変形量は $y$ に比べて常に無視できることを仮定する。

模擬負荷システムは図2のような構成になるから、圧力制御系は模擬負荷システムとして動作中に以下のような問題を生ずることが考えられる。位置制御系は任意入力 $E_{IP}$ に従って $y_F$ が変化し、同時に $F$ を発生する。圧力制御系は位置制御系と機械的に直結(剛接)されているから、その出力軸変位 $y_P$ は $y_F$ によって一義的に規定され、構造上、 $y_P = y_F = y$ で対応する。しかも圧力制御系の油圧シリンダには $y$ の変化率、 $\dot{y}$ に応じて原理的に必ずある流量 $Q_C = A_P \dot{y}$ が流れる。従って模擬負荷システムの基本的な動作は、位置制御系の動作に伴って圧力制御系に必ず $Q_C$ が流れ、しかも圧力制御系では $Q_C$ の発生を抑制したり制御することが全く不可能な状態のもとで、 $E_{IP}(=f(y \dots))$ を入力として $F' (= -F)$ を発生し、所要の模擬負荷機能を発揮できることが必要である。 $Q_C$ は位置制御系の動作に伴ない必ず強制的に与えられ、しかも圧力制御系では全く制御不可能な流量であるから、ここではこれを強制流量と名付ける。 $Q_C$ が模擬負荷系の機能にどのような影響を与えるかは、重要かつ検討を要する問題であろう。

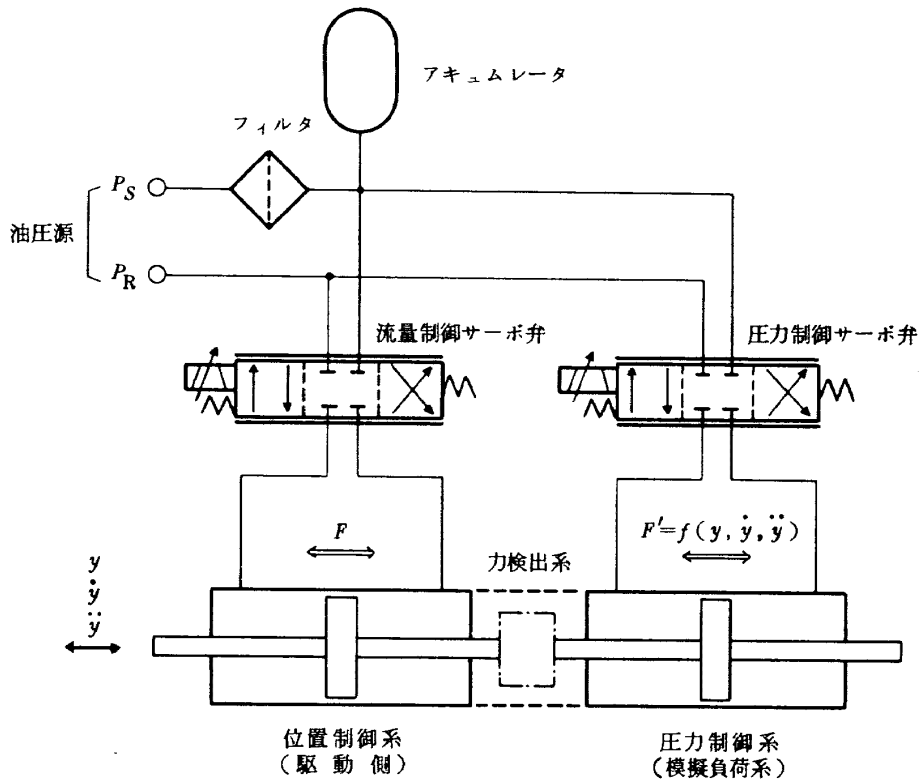


図2 油圧式模擬負荷システムの基本構成

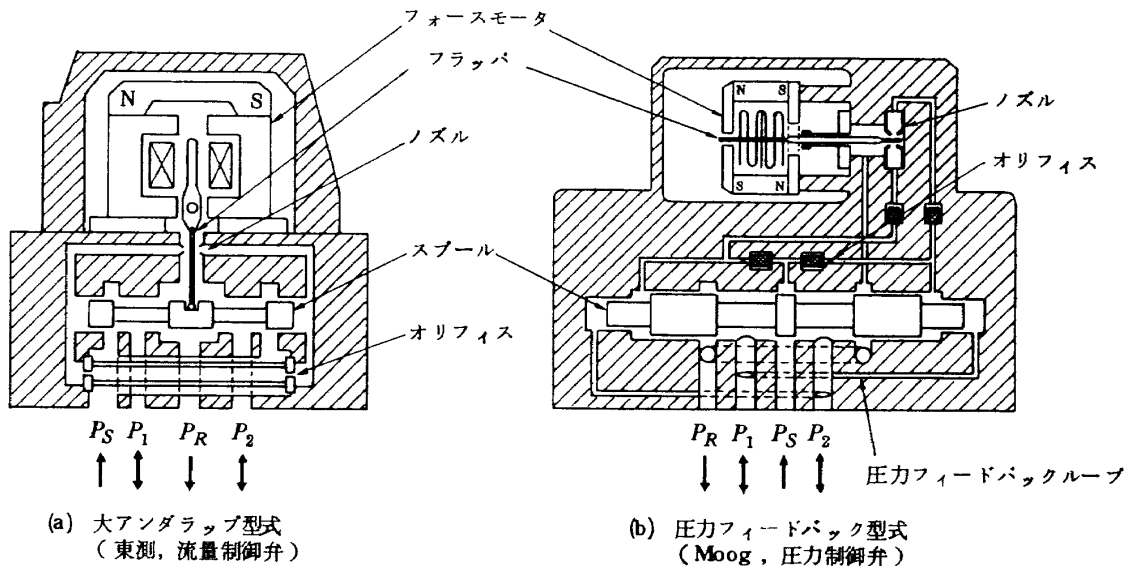


図3 圧力制御サーボ弁のモデル構造

圧力制御系に使用する油圧サーボ弁の基本動作には、そこに流れる負荷流量 $Q_P$ の変化 $\dot{Q}_P$ が常時無視できるほどに大きな内部流量 $Q_{LP}$ を流す定圧方式と、圧力フィードバック用マイナーループを内部に構成した補償方式とが

考えられる(図3)。模擬負荷システムは動作中には本質的に $Q_C$ の発生をまぬがれることができないから、ここでは定圧方式によるものの方が原理的に有利と考えて、本報告ではこれを使用することにした。

3. 模擬負荷システムの実験装置<sup>4)7)</sup>

模擬負荷システムの実験装置の主要仕様は表1に、その基本構成と実験全般の状況は図4、5に示す。

圧力制御用油圧サーボ弁は通常の流量制御に使用されるサーボ弁のスプールを改造して、全ストロークの半分相当量がアンダラップ量になるものを製作した。又位置制御系用サーボ弁は通常の流量制御用のものを使用した。

表1 模擬負荷システムの主な仕様

項目〔単位〕	模擬負荷系	駆動側
方式	圧力制御	位置制御
使用サーボ弁	東測 #3P-15L-30	Moog #31
アクチュエータ	$A$ (cm <sup>2</sup> )	3.91
	$y_{max}$ (mm)	2.59
	$P_{fR}$ (kg/cm <sup>2</sup> )	> ± 20
		≒ ± 20
		< 0.9
		< 0.9

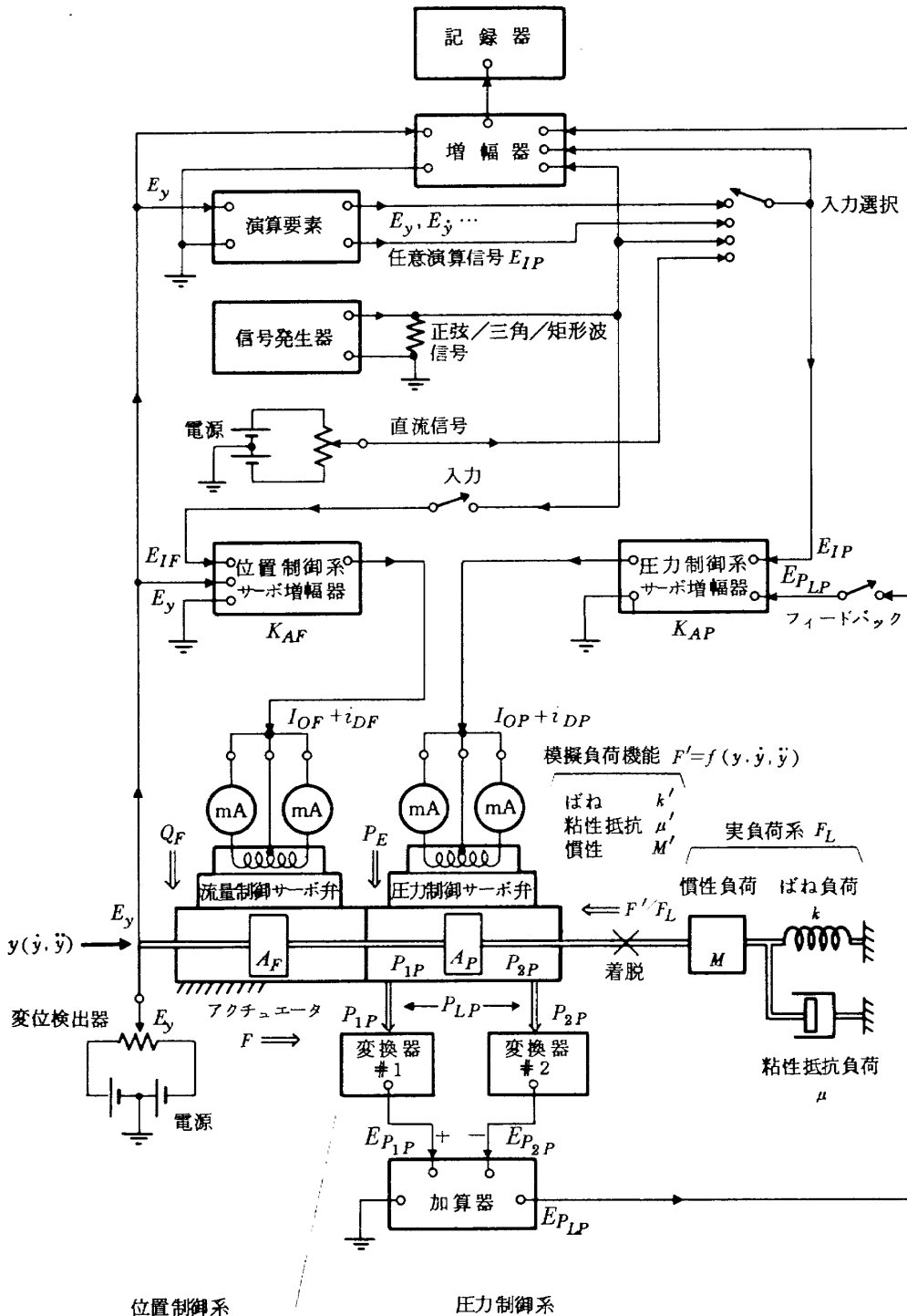


図4 油圧式圧力制御方式模擬負荷システムの基本構成

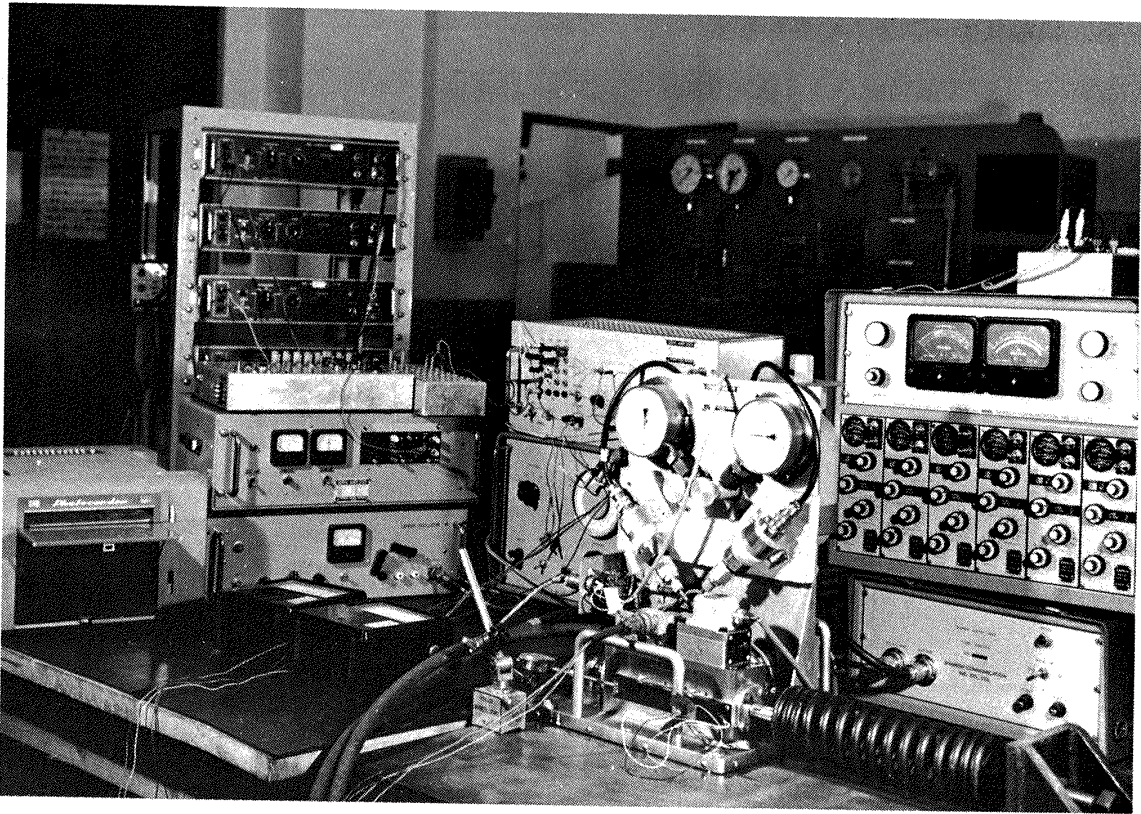


図5 油圧式圧力制御方式模擬負荷システムの実験全般の状況

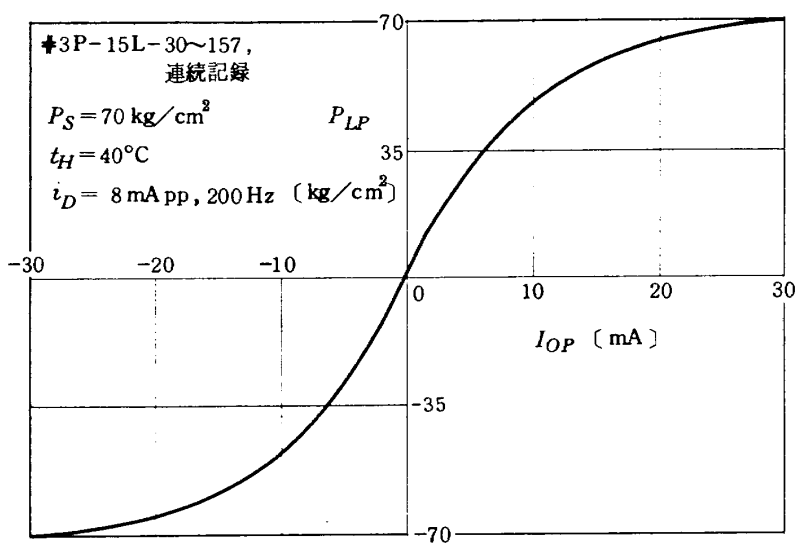
実験に際しては、作動油は MILH-5606 B を使用し、 $70 \text{ kg/cm}^2$  が標準動作圧力である（第 5 節参照）。瞬時流量は小形のピストンランジャモータを較正して計測した（附図 4, 5 参照）。又図 2 に示した力検出系は圧力変換器 2 個を使用して各シリンダ室の圧力  $P_{1,2P}$  を検出し、その差を電圧  $E_{P_{LP}}$  の形でサーボ増幅器にフィードバックしている。位置、圧力両制御系のシリンダとピストンは前述のように完全な一体構造にしてある。更にその出力軸にはばねや重錘などの実負荷系が取付けられるようになっており、例えば位置制御系の実負荷実験など、模擬負荷システムの較正実験に便利なように配慮した（附図 1 参照）。その他信号入力は直流電源や信号発生器の外にも、飛行シミュレータのアナログ計算機に接続して、これからも入力が与えられるようになっている。実験データの記録は原則としてペン書き記録器と直記形電磁オシログラフによった。

#### 4. 模擬負荷システム構成各系の特性<sup>4)7)</sup>

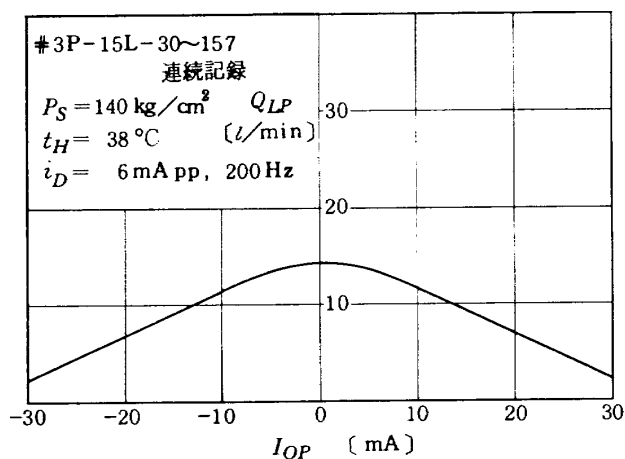
試作した圧力制御サーボ弁の静特性は図 6 に示す。同図から、このサーボ弁は単体でも入力  $E_{IP}$  が定格の 25% のときに供給圧  $P_S$  の 50% 程度の出力負荷圧力  $P_{LP}$  が得られ、これを越えると急激に飽和することが判る。なお同図は最適ディザ電流  $i_{DP}$  を流したときの特性である。

圧力制御系は模擬負荷系として使用した場合に、ピストンが静止している状態の特性（名目特性）と、ピストン可動で強制流量  $Q_C$  を派生する動作状態の特性（作動特性）とは当然異なることが予想される。圧力制御系の物理的な挙動を的確に把握して、その模擬負荷機能に関する特性を明確にするには、名目、作動両特性の詳細を知る必要があると考え、以下段階を追って実験とその検討を行なう。

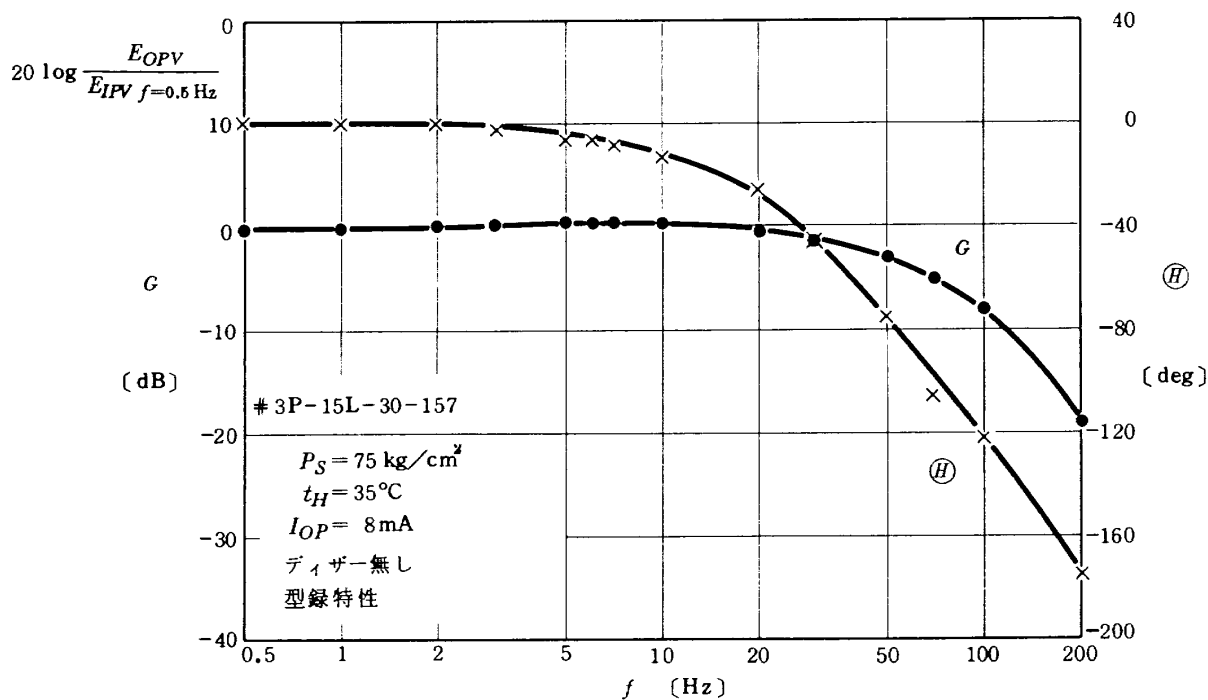
$P_{LP}$  の静特性および動特性に関する名目特性は図 7, 8 に示す。図 7 から  $P_{LP}$  は閉ループが構成されて  $Q_C = 0$  であれば、 $P_S$  のほぼ 85% までは充分線形性が保たれることが判る。又動的には図 8 (b) から表 2 の基準<sup>6)</sup> に収まる周波数の上限  $f_j$  は表 3 の通りであって、ほぼ 4 Hz までは充分満足できる。ここで表 2 に示す基準 I はサーボ機構の特性評価に際して通常取られる標準値であり<sup>8)</sup>、同 II は飛行に関するシミュレーションにおいて動的な模擬精度として充分とされるものに準拠している<sup>9)</sup>。これらの基準値はもとより評価対象の目的用途と要求如何に応じて定められる性質のものである。しかし現状では特にシミュレーションに関して何等適当な評価基準が定まっていないので、以後においてはサーボ機構の特性評価や解析結果の近似度など総てについて表 2 の数値を基準にする。



(a) 入出力特性 (ディザあり)



(b) 内部流量特性



(c) 周波数特性 (型録特性)

図6 圧力制御サーボ弁の特性 (東京精密測器(株)製)

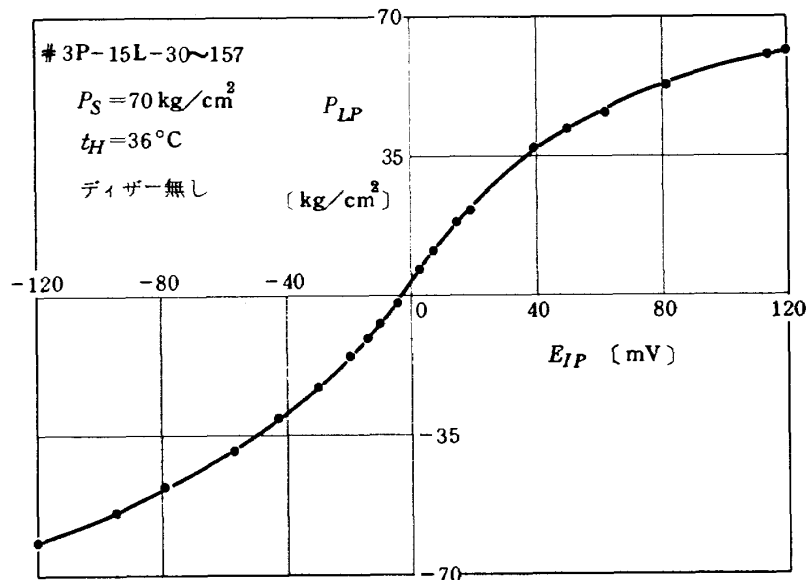


表2 評価基準

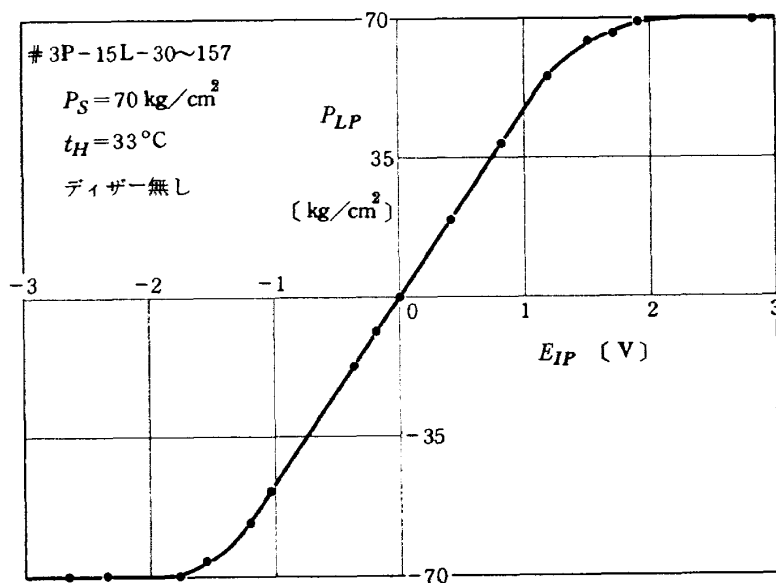
項目 (単位)	基準 I	基準 II
$\epsilon_G$ (dB)	- 3	- 2
$\epsilon(\phi)$ (deg)	- 90	- 45

表3 圧力制御系の特性 (ピストン静止)

周波数限界 (単位)	基準 I		基準 II	
	G	$\textcircled{H}$	G	$\textcircled{H}$
$f_J$ (Hz)	> 10	5.7	9.7	3.8

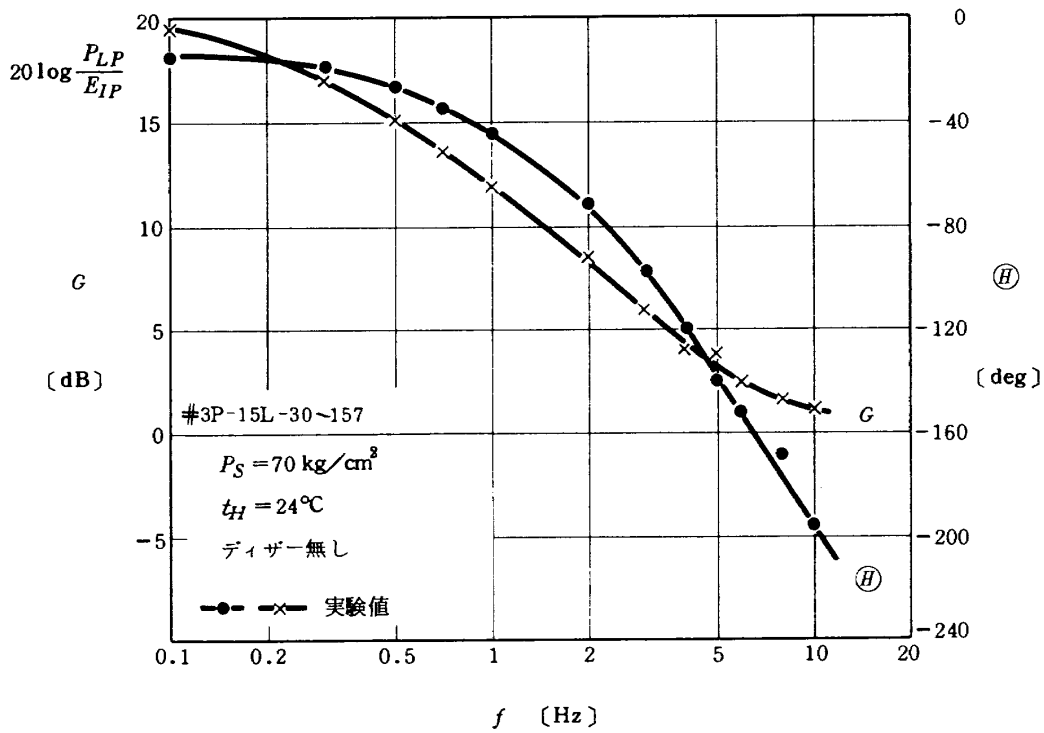


(a) 開ループ系

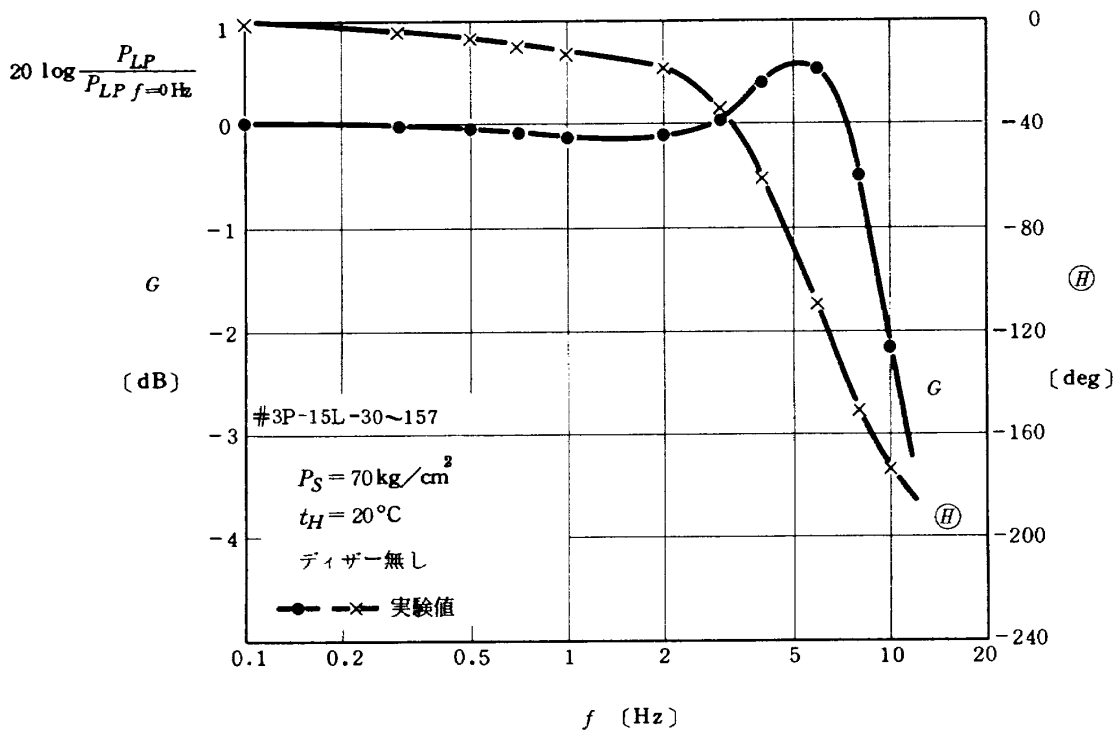


(b) 閉ループ系

図7 圧力制御系の入出力特性 (ピストン静止)



(a) 開ループ特性



(b) 閉ループ系

図8 圧力制御系の周波数特性(ピストン静止)

次に図8の特性を数式的にどのような形で近似するかについては種々の数学モデルが考えられる。ここでは同図の特性はむだ時間 $L_{0P}$ を含む一次遅れ伝達関数 $W_{0P}(s)$ で表わせることを仮定する。

すなわち、

$$W_{0P}(s) = K_{VP} \frac{1}{T_{0P}s+1} e^{-L_{0P}s} \quad (2)$$

ここで $V_{1VP}$ はゲイン、 $L_{0P}$ は遅れ要素、 $T_{0P}$ は時定数である。 $e^{-Ls}$ を含む伝達関数は充分高周波域では発散する恐れがあるために必ずしも最適でないが、数十 Hz までのここの検討周波数域で同図の特性を最も良く近似できる形としてこれを選んだ。この時  $L_{0P} = 0.027 \text{ sec}$ 、 $T_{0P} = 0.169 \text{ sec}$  とすれば、 $|W_{0P}|$  は周波数  $f = 60 \text{ Hz}$  までは充分良く一致し、 $\angle W_{0P}$  は  $5^\circ$  程度の誤差に留まる。圧力制御系の構成要素の特性はサーボ弁を除けば図8の特性よりも何れも格段に優れているから、これらはサーボ弁の特性 $W_P(s)$ そのもの、すなわち $L_{0P} = L_P$ 、 $T_{0P} = T_P$ を表わすものと考えられる。

従って、

$$W_P(s) = K_{VP} \frac{1}{T_P s + 1} e^{-L_P s} \quad (3)$$

ただし $T_P$ はサーボ弁に関する一般常識値に比べてかなり大きな値である。

$P_{LP}$ の作動特性について考える。この場合は制御系のピストンが可動であって、実用状態に相当する。この時制御系は必ず $Q_C$ を派生するから、原理的には制御系内で発生したノイズの形で $Q_C$ がサーボ弁に強制的に附加される。サーボ弁は作動的に $E_{IP}$ に応じて定まる $P_{LP}$ （指令負荷圧力 $P_E$ に相当）をすでに発生しており、ここに時間的変動特性を有するノイズが $Q_C$ の形で加われれば、その効果によって $P_E$ に相当していた $P_{LP}$ には必ず変動項 $\Delta P_{LP}$ を伴うことになる。従って、ピストン可動の場合の $P_{LP}$ 特性とは $Q_C$ 特性に外ならない。現実にはどのようにして制御系内に $Q_C$ を発生させるかについては、その出力軸を外部から適当な方法で駆動すれば実験的に求めることができ、定常値は三角波入力を与えて生ぜしめることができる。

$Q_C$ に伴う $P_{LP}$ の変動状況は図9に、静特性と周波数特性は図10、11に示す。これらの図から、 $f$ が低く定常状態に近い状態でしかも $Q_C$ が小さければ、この制御系は充分圧力制御機能を果たす、すなわち完全な模擬負荷系として成立つことが判る。しかし $Q_C$ が $P_{LP}$ によって定まるある限界値 $Q_{CL}$ を越えると急激に特性が飽和する。この状態は $P_E$ 、 $P_{LP}$ が高い程 $Q_{CL}$ は小さく、 $Q_{CL}$ によって $P_E$ を適用できる一種の包絡線が描かれることに

なる。又動的には5 Hz前後を境にして、 $\Delta P_{LP}$ の変動状況が出力変位の二次微分 $\ddot{y}$ 比例から一次微分 $\dot{y}$ 比例に移ることが判る（表4）。ここに表4の $f_a$ は $\Delta P_{LP}$ が $\dot{y}$ に比例する周波数域、 $f_v$ は $\ddot{y}$ に比例する周波数域である。なお図9を考察すると $\Delta P_{LP}$ の波形はかなり乱れていることが判る。このような現象が何に起因して生じたものかその原因は明らかでない。しかし本報告においては、試作装置が模擬負荷系としての用途に充分耐えるか、又その特長機能が果して式(1)で希望する任意関数的なものを与えられるかの実用性検討に重点をおくこととして、上述問題事項の検討は次報にゆずることとする。

表4 圧力制御系の $\Delta P_{LP}$ 特性

条 件	特 性
周波数変更時	$f_a$ $f_v$ $< 5 \text{ Hz}$ $> 5 \text{ Hz}$
振幅変更時	$f^2$ 比例 全 域

ここで位置制御系の特性を図12に示す。<sup>5)6)</sup>ただし同図中の細線は制御系の特性を一次遅れて近似した場合の計算値である。

以上の実験では、データは10 Hzまで求めており、実験そのものはばね負荷の場合を主な対象に取上げた。これは著者が当面検討を行なっている航空機用サーボ機構の特性が4~5 Hzまで平坦であることを要求されており<sup>10)</sup>、これに多少の余裕を見たこと、又例えば従来の操舵力負荷機構の設計、計画に当っては、過去の研究と技術経験からばね負荷を使用した場合に系の特性<sup>11)</sup>を代表して判断し、かつ実験を行なうものが多いので、これらとの対応を主体に考えたことによる。

## 5. 模擬負荷システム（総合系）の特性<sup>4)7)</sup>

模擬負荷システム、すなわち総合系の実験を行なう目的は、圧力制御系の模擬負荷機能に関する特性を求め、かつその評価を行なうことである。そのためには位置制御系に適当な入力 $E_{IF}$ を与えて、このような模擬負荷状態における位置制御系の模擬負荷特性と圧力制御系の模擬負荷機能に関する特性とをそれぞれ求めて検討しなければならない。これにより各制御系の物理的な挙動の詳細を把握することができて、模擬負荷系の一般的な設計基準確立に役立つ基礎データが得られることになる。

圧力制御系の特性を検討するためにそれに与える入力 $E_{IP}$ は、模擬負荷系を実用する場合のように例えば計算

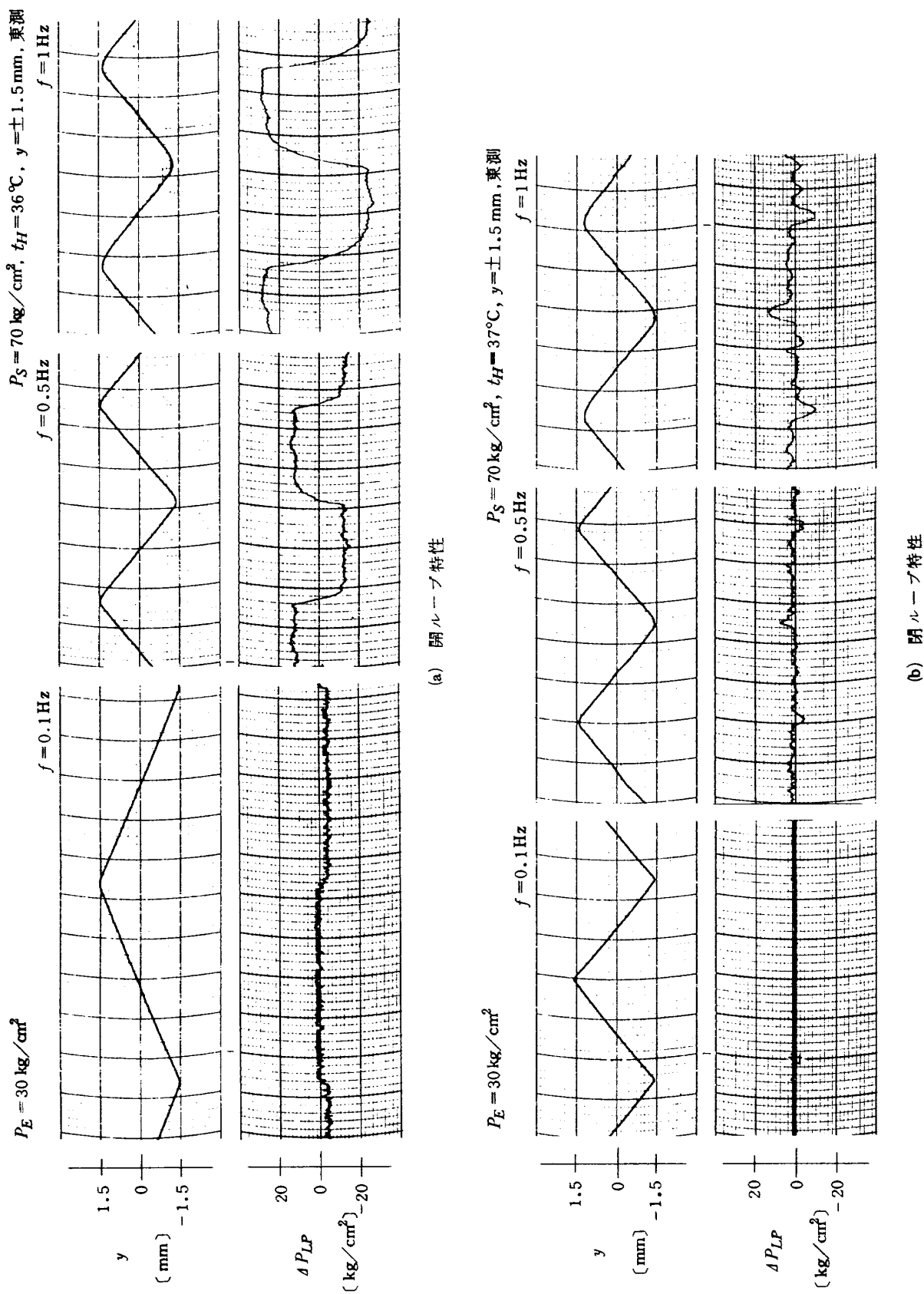
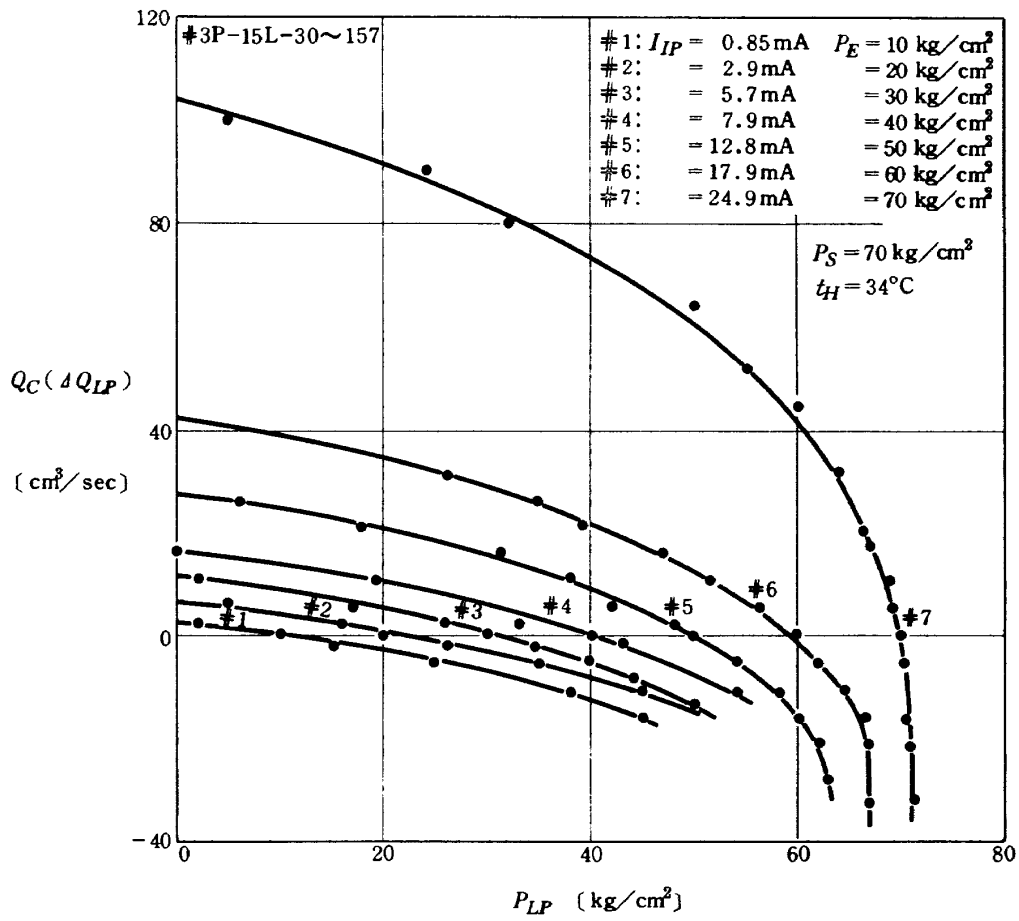
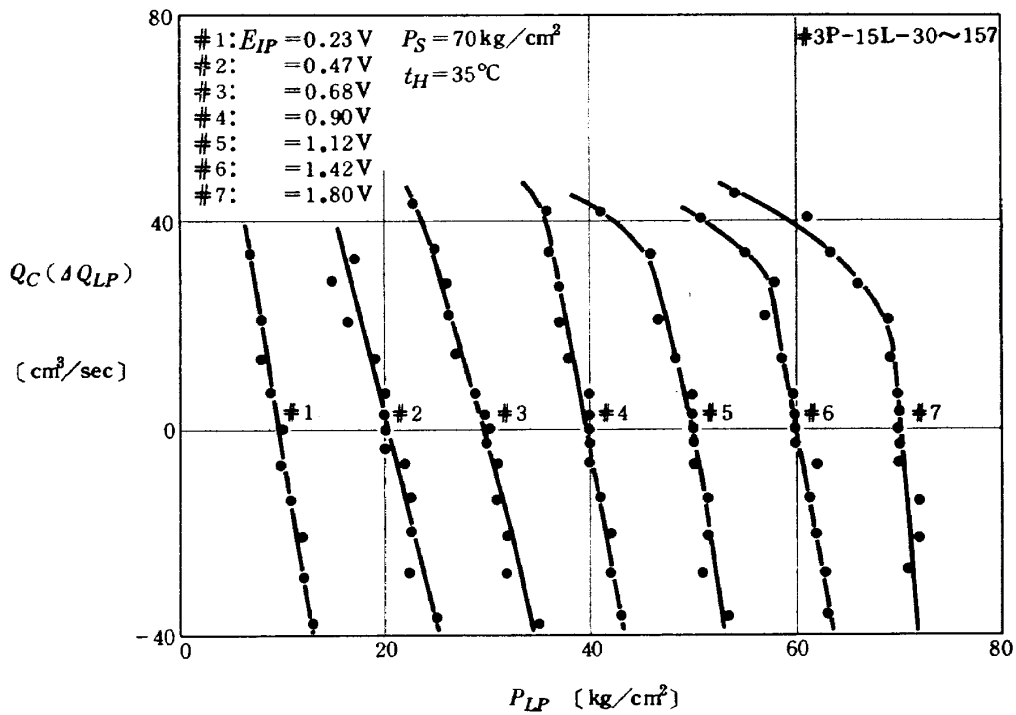


図9 三角波入力に対する負荷圧力変動特性

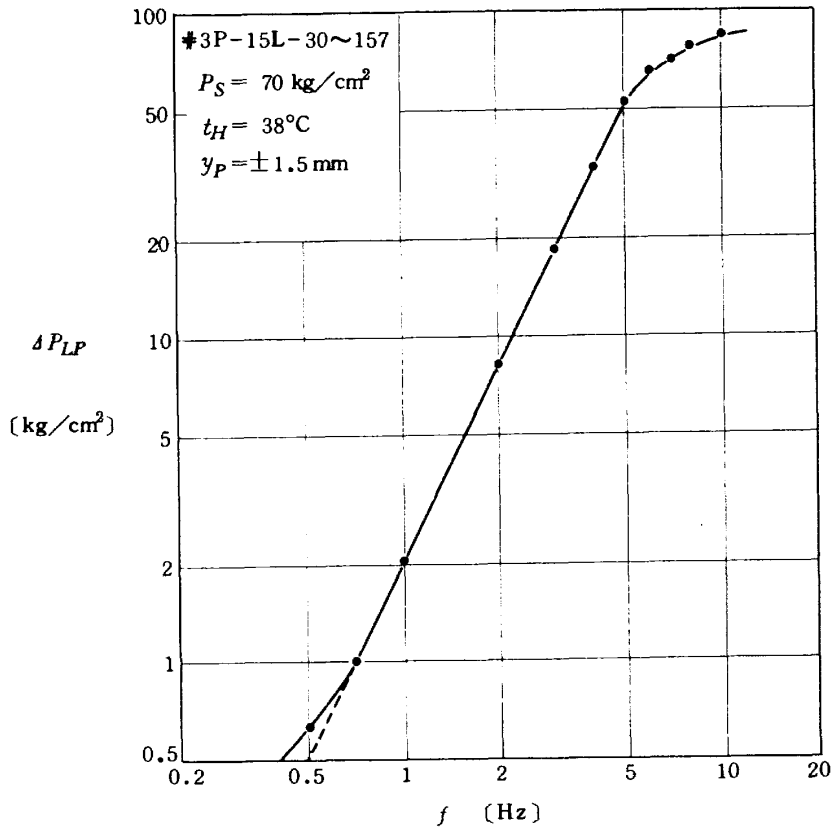


(a) 開ループ系

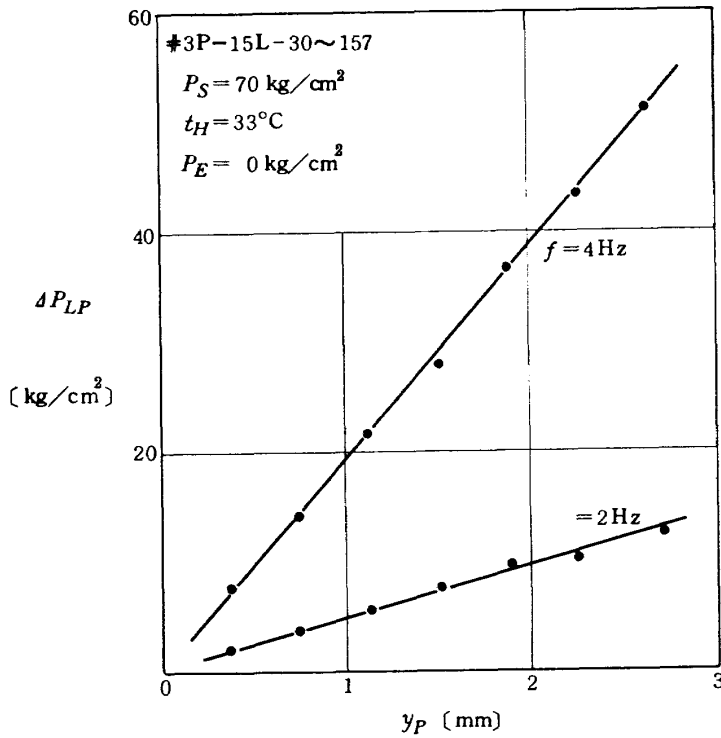


(b) 閉ループ系

図 10 圧力制御系の負荷圧力流量静特性



(a) 周波数変更の場合



(b) 振幅変更の場合

図 11 圧力制御系の負荷圧力変動周波数特性

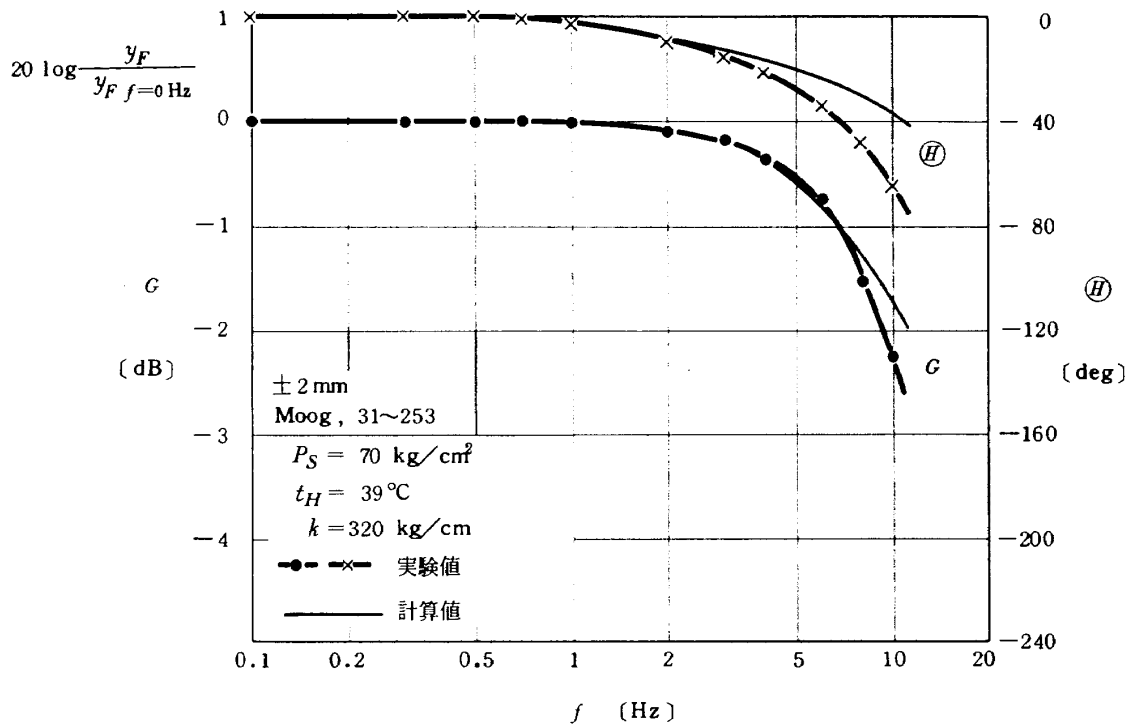


図12 位置制御系の周波数特性 ( 実ばね負荷,  $k$  を定めた場合,  $k = 320 \text{ kg/cm}$  )

機の演算要素などから実際の演算解を与える必要は必ずしもない。位置, 圧力両制御系間の入出力関係が明確にされておれば擬似信号によって充分である。すなわち模擬負荷系の目的機能, 式(1)から考えて,  $y, \dot{y}$ などを検出して圧力制御系に与えれば(電圧の形で), これらはそれぞれ模擬ばね係数 $k'$ , 模擬粘性抵抗係数 $\mu'$ などの模擬負荷機能が要求された場合の入力と等価である。しかもこのようにする方が実験的にも簡便で精度良く特定の模擬負荷機能が得られ, 更に位置, 圧力両制御間の対応が確実に行なえることになる。なおここで $\dot{y}$ は一個の速度変換器では動的レンジの広い適当なものが得られなかったので, 変換器を使用する代わりにフィルム抵抗形ポテンショメータで検出した $y$ を不完全微分して与えた。その誤差は周波数  $f=5\text{Hz}$  において, 誤差  $\epsilon_G=0.11\%$ ,  $\epsilon_H=8^\circ 30'$  である(附図3)。

実験項目は表5に示す通りであって, 位置制御系における実負荷系の実験<sup>12)</sup>の場合(図12)に比べて $\mu'$ 関係の実験を追加してある。この時 $\mu'$ の実験は不完全微分に起因する誤差を考慮して5 Hz までの特性を求めるに留めている。

模擬負荷システムの静特性は模擬ばね(係数 $k'$ )を定

めた例を図13に示す。同図からこの圧力制御系は充分線形的な模擬負荷機能を与えることができることが示される。

又模擬負荷システムの周波数特性は図14~18に示す。これらの図から,  $P_S$ を変えた場合の特性は $P_S$ が高いほど良くなり, この傾向は  $P_S = 70 \text{ kg/cm}^2$  でほぼ飽和することが判る。このことが実験に際しての標準動作圧力を  $70 \text{ kg/cm}^2$  に定めた理由である。

次に位置制御系が圧力制御系から受ける負荷力  $F_L$  は, 先づばね負荷の場合について検討すれば, 実負荷の場合(ばね係数 $k$ )と模擬負荷の場合( $k'$ )の比較結果, 表6  $f_G$  に示すように両者は充分良く一致し, 又模擬負荷の場合の特性そのものも満足できる(表6,  $f_T, k'$ および模擬粘性抵抗係数 $\mu'$ )。ここで $f_G$ は $k, k'$ の各場合についての実験結果を比較して表2で評価した結果の上限周波数であり,  $f_T$ は $k', \mu'$ をそれぞれ定めた実験結果を同じく表2で評価した結果の上限周波数である。

しかし圧力制御系が与える模擬負荷力 $F'$ の特性は独特の変化を示す(図16, 18)。この特徴は $k'$ を定めた場合に特に顕著である。すなわち図16, 18を表2の基準で評価すれば, 特性一様な周波数限界 $f_A$ は表7の如くであ

表5 模擬負荷システムの実験項目

規定負荷機能〔単位〕	係 数 値
$k'$ 〔kg/cm〕	176*, 320*, 640, 1000
$\mu'$ 〔kg sec/cm〕	10, 20, 40, 60

(注) \*印は実負荷系の実験を行なったもの。

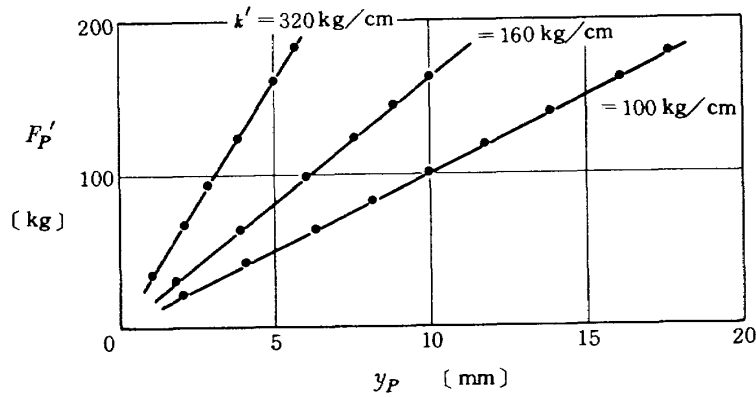


図13 圧力制御系の模擬ばね負荷機能静特性

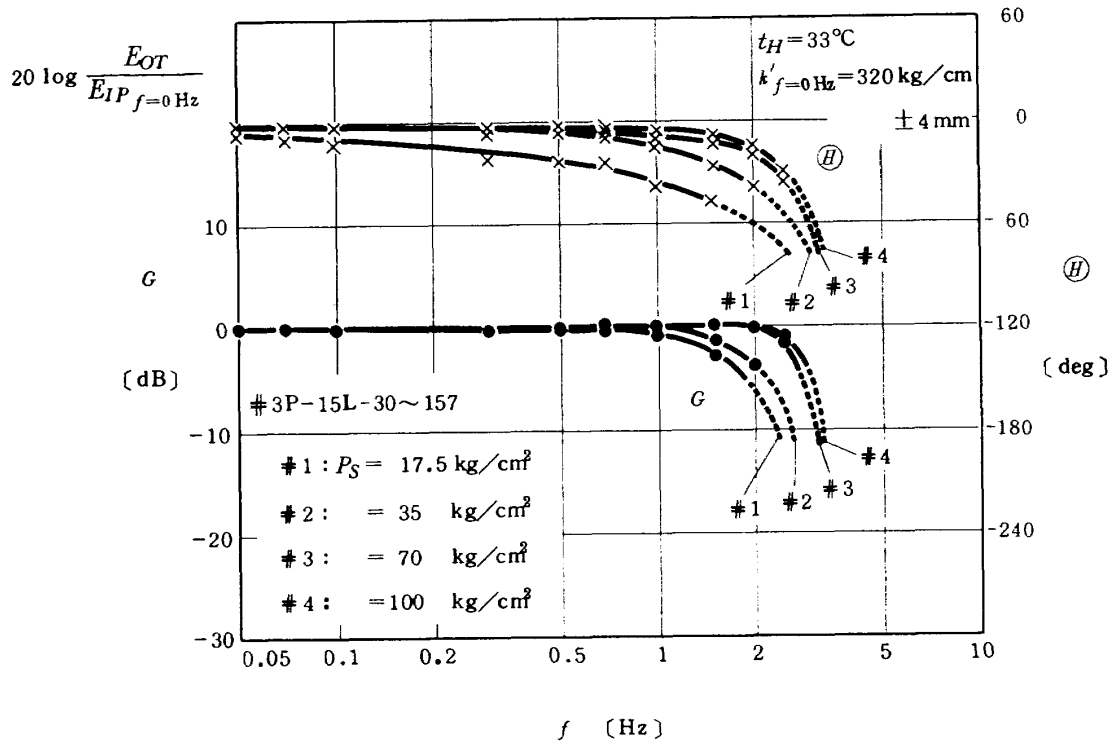
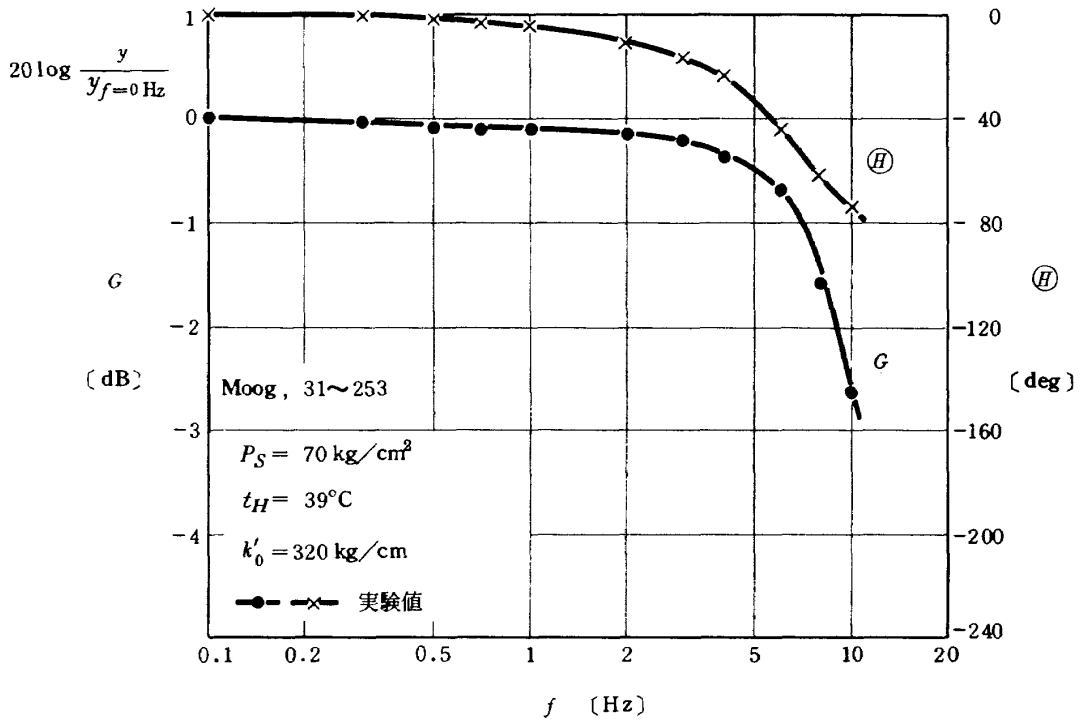


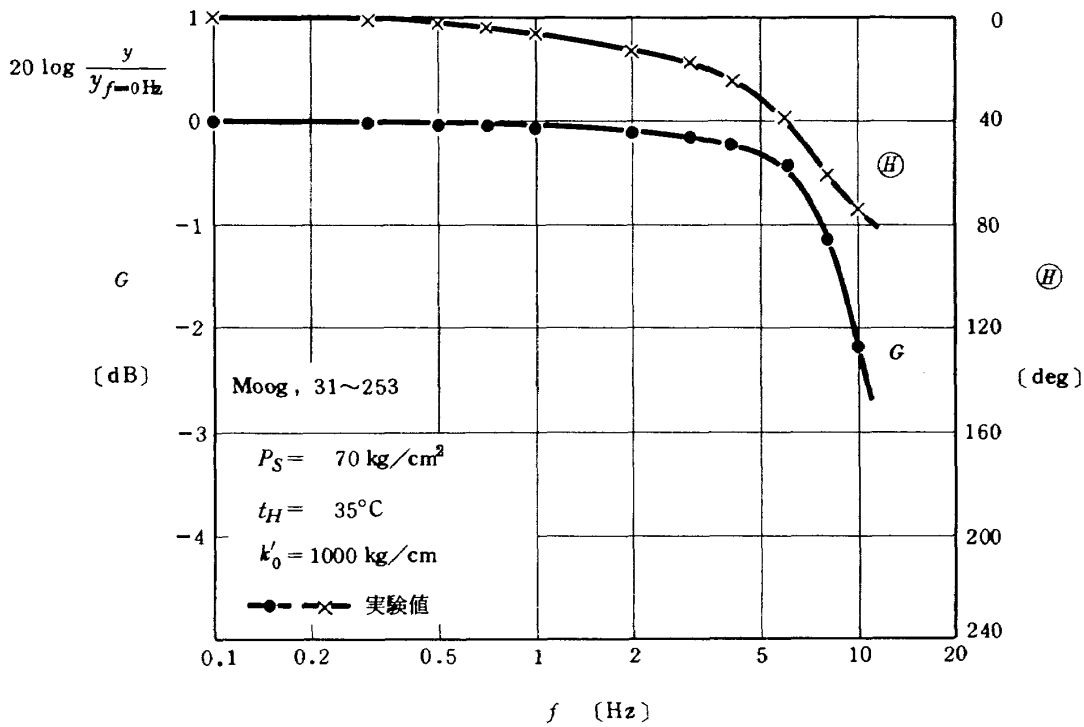
図14 圧力制御系の周波数特性

(模擬ばね負荷機能,  $k'$ を定めて供給圧力  $P_S$  を変更した場合)



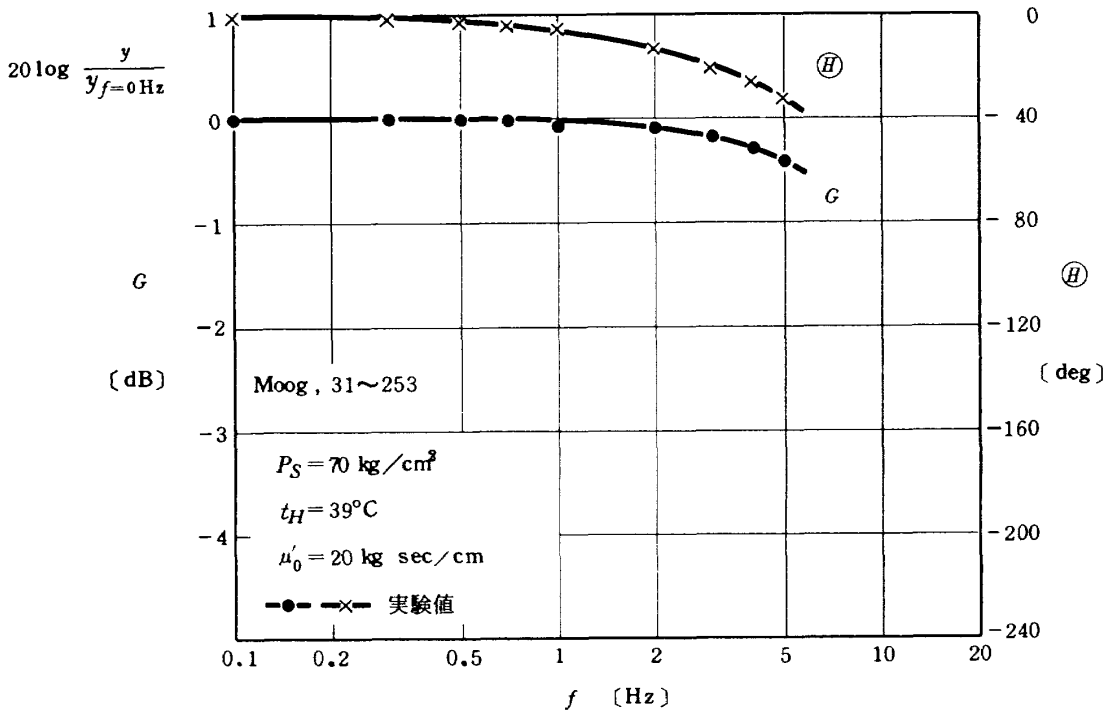


(a)  $k'_{f=0 \text{ Hz}} = 320 \text{ kg/cm}$

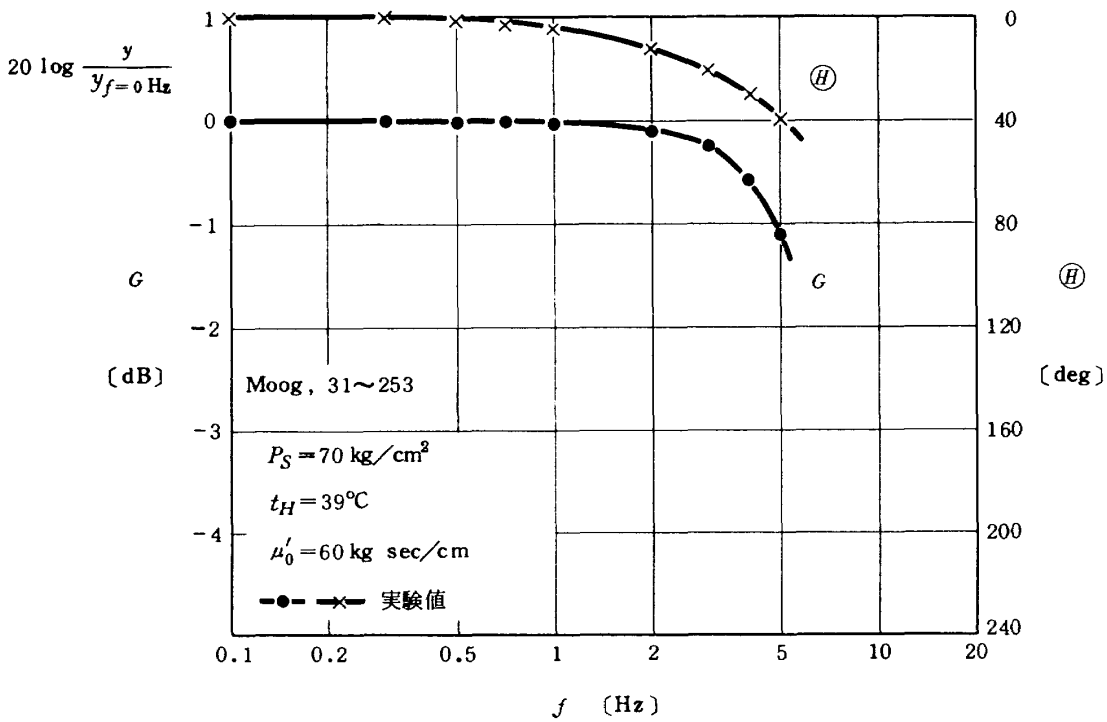


(b)  $k'_{f=0 \text{ Hz}} = 1000 \text{ kg/cm}$

図 15 位置制御系の周波数特性 (模擬ばね負荷,  $k'$ を定めた場合)

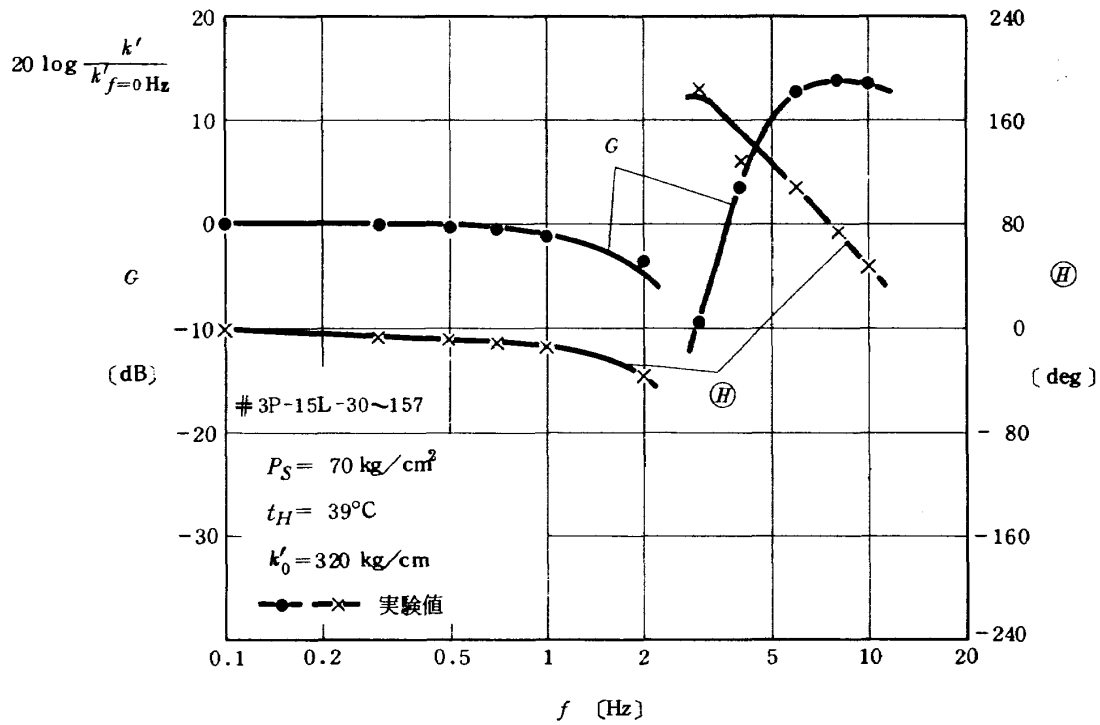


(a)  $\mu'_{f=0\text{Hz}} = 20 \text{ kg sec/cm}$

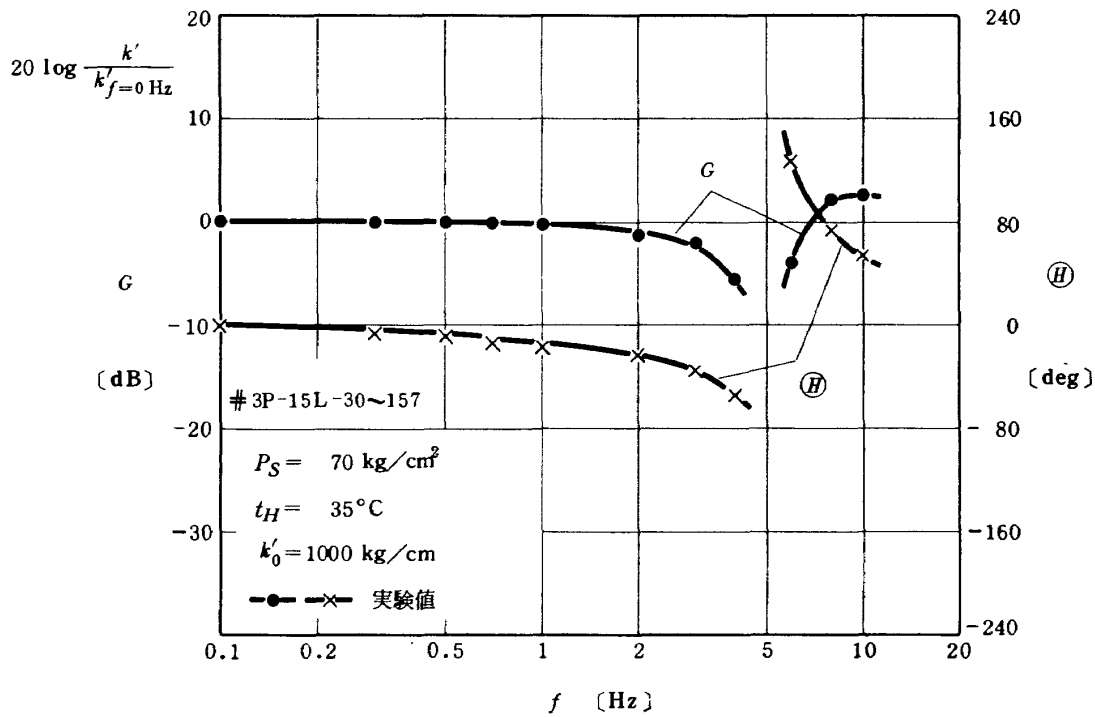


(b)  $\mu'_{f=0\text{Hz}} = 60 \text{ kg sec/cm}$

図 16 位置制御系の周波数特性 ( 模擬粘性抵抗負荷,  $\mu'$  を定めた場合 )

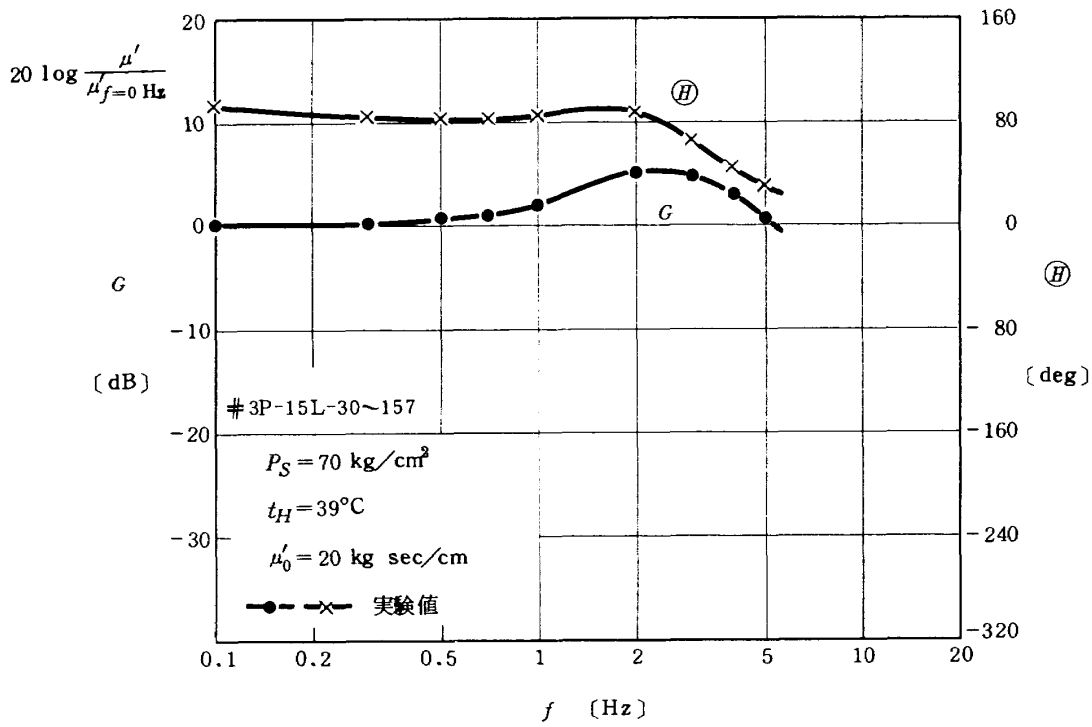


(a)  $k'_{f=0 \text{ Hz}} = 320 \text{ kg/cm}$

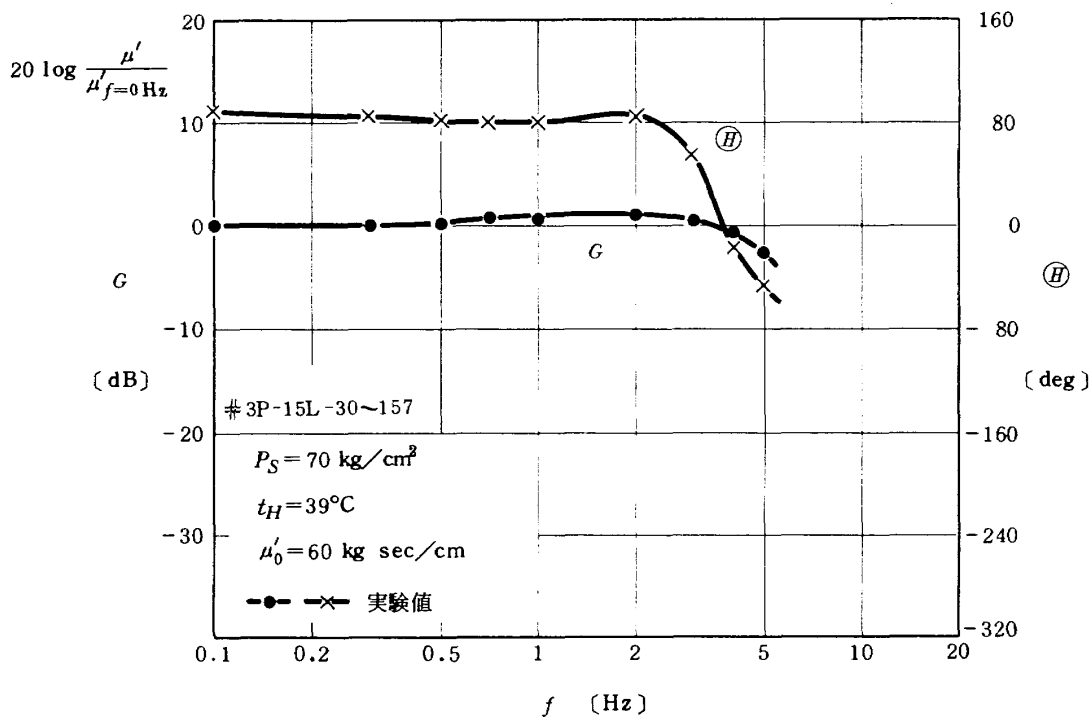


(b)  $k'_{f=0 \text{ Hz}} = 1000 \text{ kg/cm}$

図 17 圧力制御系の周波数特性 (模擬ばね負荷,  $k'$  を定めた場合)



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



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

図 18 圧力制御系の周波数特性 ( 模擬粘性抵抗負荷,  $\mu'$  を定めた場合 )

表6 位置制御系の特性 (模擬負荷状態)

規定負荷機能 (単位)		$f_G$ (Hz)				$f_T$ (Hz)			
		基準 I		基準 II		基準 I		基準 II	
		G	H	G	H	G	H	G	H
$k'$ (kg/cm)	176	> 10	> 10	> 10	> 10	> 10	> 10	9.2	6.5
	320							9.1	6.6
	640							9.3	6.8
	1000							9.7	7.0
$\mu'$ (kg sec/cm)	10	> 5	> 5	> 5	> 5	> 5	> 5	> 5	> 5
	20								
	40								
	60								

表7 圧力制御系の特性 (模擬負荷機能)

規定負荷機能 (単位)		$f_A$ (Hz)				$f_P$ (Hz)
		基準 I		基準 II		
		G	H	G	H	
$k'$ (kg/cm)	176	1	1	0.8	0.8	1.5
	320	2	2	2	2	2.5
	640	3.7	3	3.2	3.5	4.5
	1000	4	4	3.7	3.7	5.0
$\mu'$ (kg sec/cm)	10	> 5	> 5	> 5	> 5	2.5
	20					2.5
	40					2.2
	60					2.0

って、特に $f_{A_k}$ は $k'$ の値に応じて0.8~5 Hzを越えると急激な変化、すなわちゲインの急落、急上昇と位相の急反転状況を呈し、一種の逆共振現象が現われる。これは油圧系の動作において逆共振現象又はノッチ現象と呼ばれるものに酷似する。従って圧力制御系は $f_A$ に至るまでの低周波数域においては充分妥当な機能を発揮できる模擬負荷系として適用できる。しかし逆共振状態に陥った周波数域ではゲイン、位相共に変化の程度が著しく、ここでは最早模擬負荷系として成立し得ない。このように極端な逆共振状態を生ずる可能性は、位置制御系の滑らかな特性(図15, 17)からは予見できない。又 $\mu'$ を模擬負荷機能と定めた場合にはゲイン、位相ともにハンプを生ずる。表7から、 $k'$ 増大で $f_{A_k}$ は高域に、 $\mu'$ 増大で $f_{A_\mu}$ は低域に移動し、逆共振周波数 $f_P$ は1.5~5 Hzの間にあることが判る。なお同表における $f_{P_\mu}$ はピーク値

を表わす。

上述から、実験装置、すなわち試作圧力制御サーボ弁を使用した圧力制御系は、模擬負荷系としての目的用途に対して、 $f_A$ 以下の周波数域においては任意種類の負荷(実験を行なったものは $k'$ 、 $\mu'$ に関して)の任意係数値の模擬負荷機能を発揮できることが明らかになった。この場合に $f_A$ は $k'$ 、 $\mu'$ などの値そのものに依存して変化することが判り、ここでの実験条件のもとでは $P_S$ は70 kg/cm<sup>2</sup>以上であれば特性変化の傾向はほぼ飽和状態になった。なお $f_A$ を越えて以後の周波数域における模擬負荷機能喪失状況の詳細や、位置、圧力両制御系間の特性相違など、実用設計を図る上で検討を要する幾つかの問題が提起された。このような問題については次報で解析、検討を行なう。

## 6. 結 言

本報告は、実用性が高い任意関数形の負荷効果発生を目的機能として、能動要素、すなわち一種の油圧サーボ機構を使用する模擬負荷方式の構想を示し、更に圧力制御方式による試作装置の実験を行なった。その結果によれば、試作圧力制御系は特性的には少しく不満足な点が残るが、機能的には完全に満足できるものであって、極めて融通性に富んでおり、任意の負荷特性を自由に設定できる汎用模擬負荷系として適用できることが明らかになった。更にこの模擬負荷系は一種の油圧サーボ機構を使用しているから、実験室的にも容易に取扱かうことができ、実用性の高いことが明らかになった。

## 後 記

終りに平素御指導を賜わっている 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、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 の諸君に厚くお礼を申上げる。

## 文 献

- 1) 池谷：機械学会講演論文集 750-4 p.137 (昭50.4)
- 2) 中田：機械学会誌 77 p.836 (昭49.8)
- 3) 池谷：電気学会誌 86 p.5 (昭41.1)
- 4) 池谷，名越：第6回SICE p.341 (昭42.10)
- 5) 池谷：油圧化設計 6 No.10 p.39 (昭43.10)
- 6) 池谷：航技研報告 TR-421 (昭50.8)
- 7) 池谷：第7回SICE p.319 (昭43.9)
- 8) 自動制御研究会編：自動制御便覧 p.491，コロナ社 (昭37.8)
- 9) Connelly：IRE Trans. EC-11 p.31 (1962)
- 10) 池谷 (印刷中)
- 11) 松浦，池谷外：航技研 TR-70 p.97 (昭40.1)
- 12) 池谷 (印刷中)

附 録

附表1 試作圧力制御サーボ弁の仕様  
(スプール構造改修)

(a) 型録仕様

項 目 (単位)	規 格
製 作 者	東京精密測器 (株)
型 式 名	#3P-15L-30~157
保証耐圧 (kg/cm <sup>2</sup> )	
供給側	210
戻り側	40
使用圧力 (kg/cm <sup>2</sup> )	0 ~ 140
定格電流/電力 (mA/mW)	30 / 160
捲線抵抗 (Ω)	≒ 180
圧力ゲイン (kg/cm <sup>2</sup> /4mA)	> 25
周波数特性 (-3dB点) (Hz)	> 50
マルチフト ( $t_H = 30 \sim 50^\circ\text{C}$ ) (%/10min)	< 5
分解能 (定格電流, ディザ有り) (%)	< 1
ヒステリシス (定格電流, ディザ有り) (%)	< 1
内部流量 (140 kg/cm <sup>2</sup> ) ( $Q_{LP}$ ) (l/min)	< 15

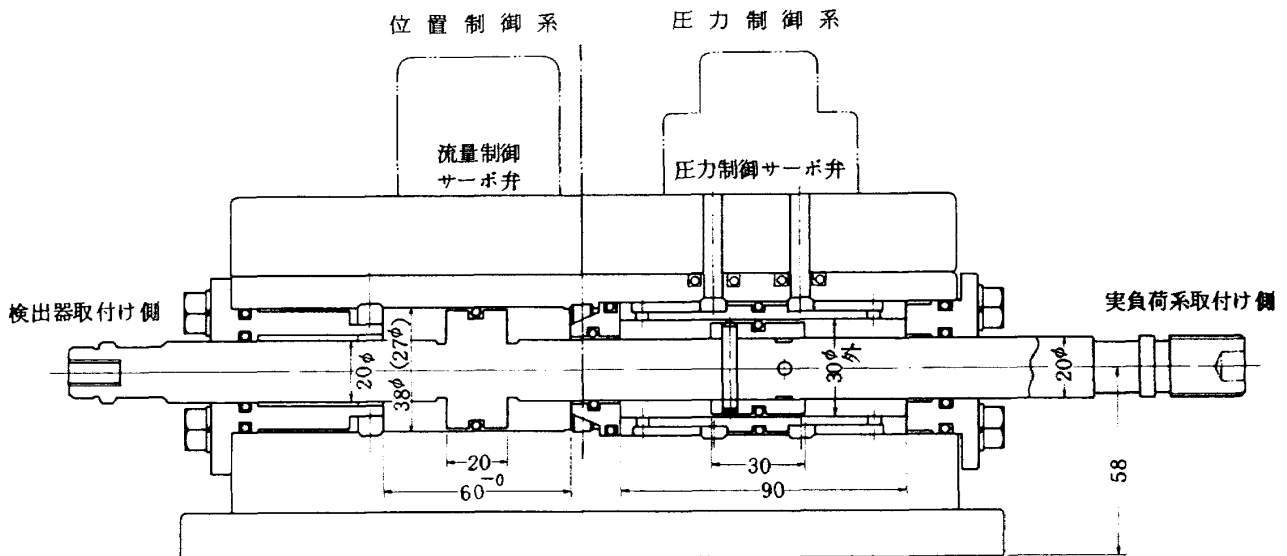
(b) 改修後の構造定数

項 目 (単位)	規 格
フィードバック形式	力平衡形式
フラップ支点よりスプール 軸芯までの距離 (mm)	27
ばね係数 ( $k_a$ ) (kg cm/cm)	10.7
スプール寸法 (mm)	長さ 50
スプール外径	8 (計, 長さ 32)
軸部分外径	4.3 (計, 長さ 18)
スプール質量 ( $m_p$ ) (kg sec <sup>2</sup> /mm <sup>4</sup> )	$1.49 \times 10^{-6}$
スプールストローク ( $x_p$ ) (mm)	± 0.25
アンダラップ量 (mm)	0.25
ポート幅 (円周方向) ( $w_p$ ) (mm)	6.28
減衰長さ ( $\ell^{+-}$ ) (mm)	正 5,5 負 4,4

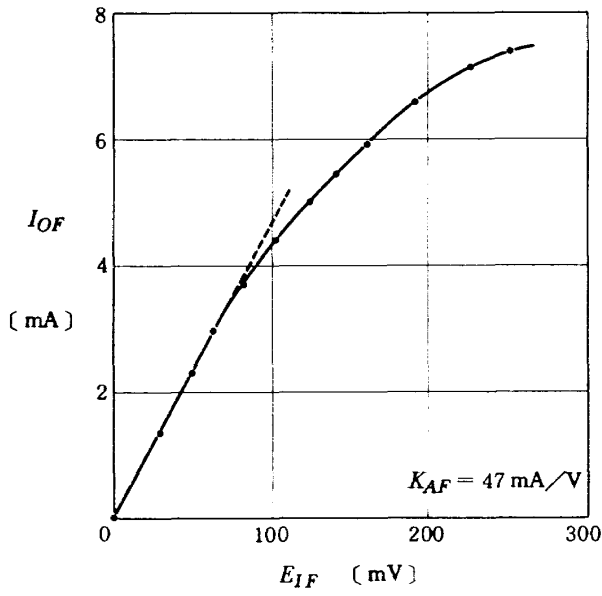
(c) 定 数

項 目* (単位)	規 格
時定数 ( $T_P$ ) (sec)	0.169
むだ時間要素 ( $L_P$ ) (sec)	0.027

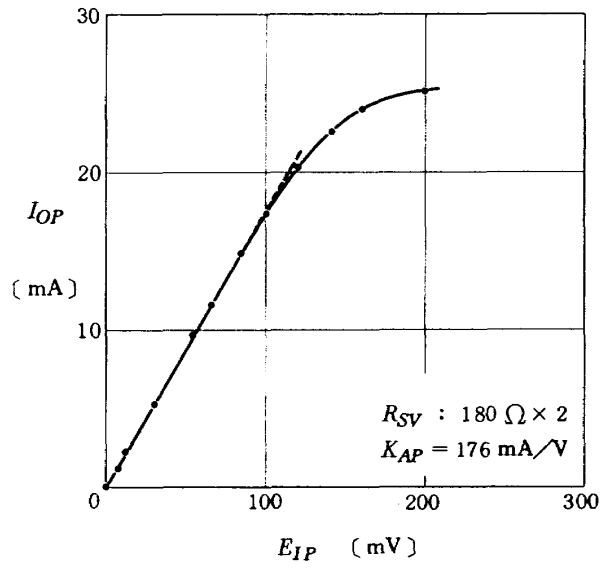
(注) 圧力制御系の特性, 図8を一次遅れ系  $W_{0P}(s)$  で近似,  $W_{0P}(s)$  は圧力制御弁の特性を表わす  $W_p(s)$  と等しいものと仮定。



附図1 模擬負荷システムのアクチュエータ構造

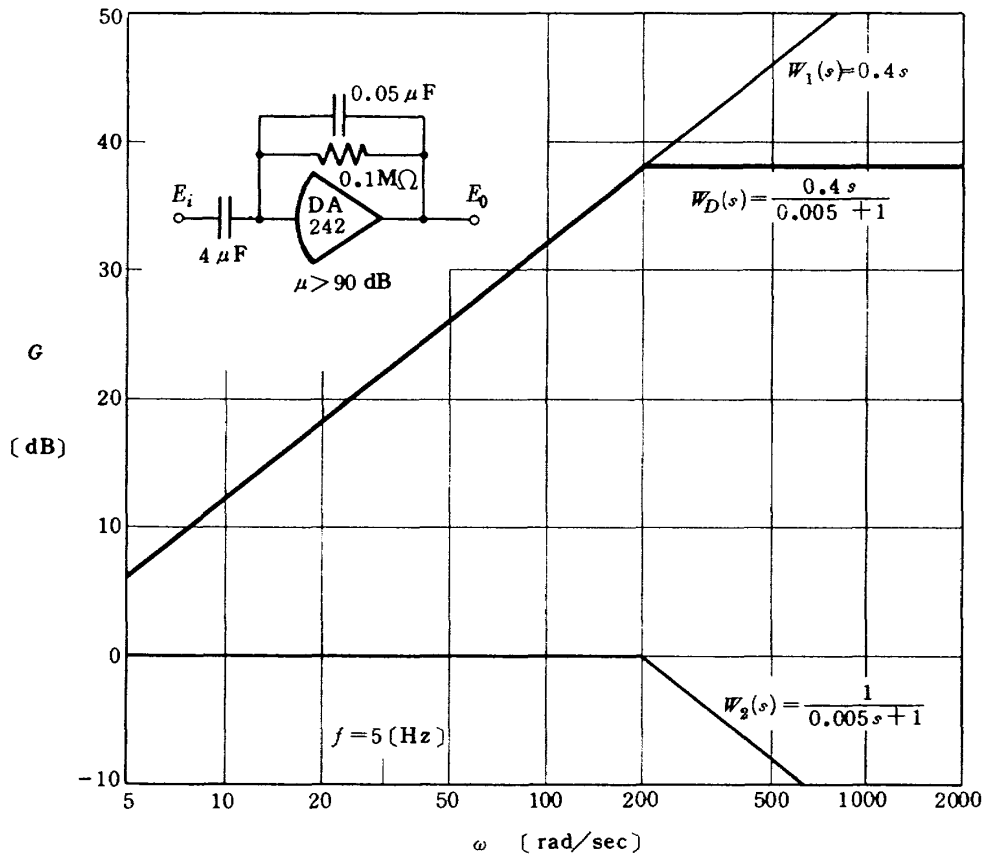


(a) 位置制御系用サーボ増幅器



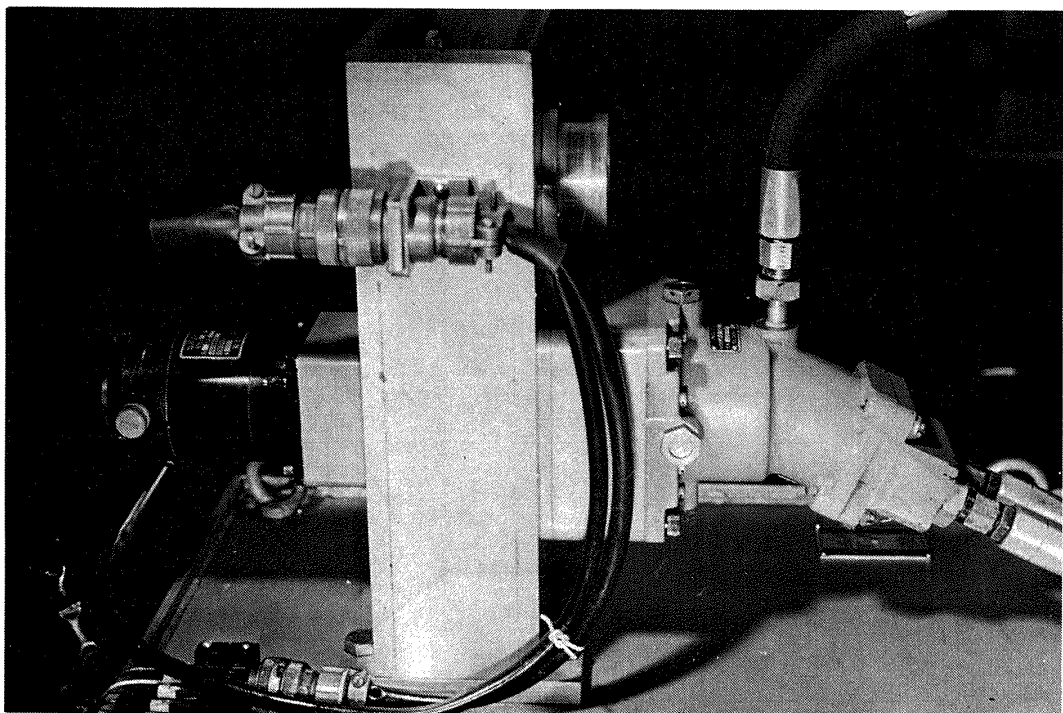
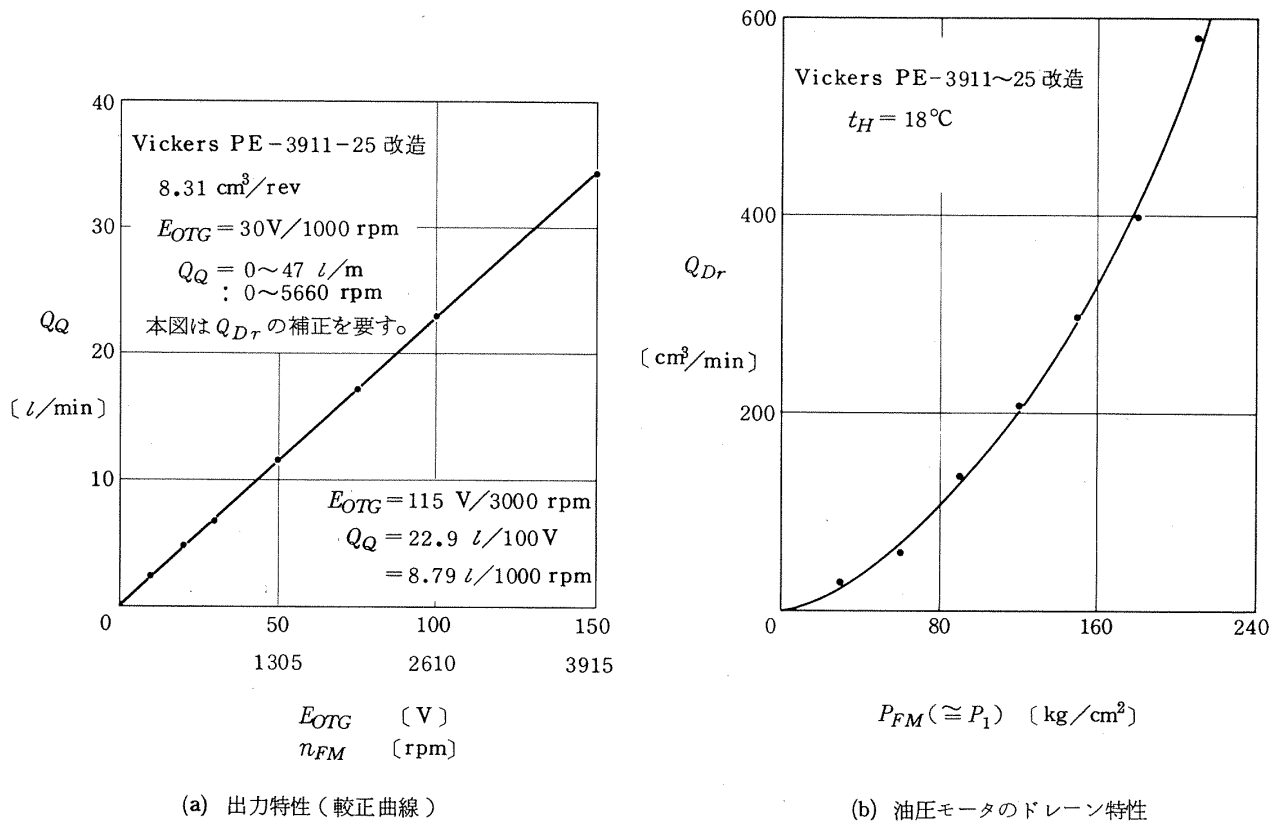
(b) 圧力制御系用サーボ増幅器

附図2 サーボ増幅器の特性



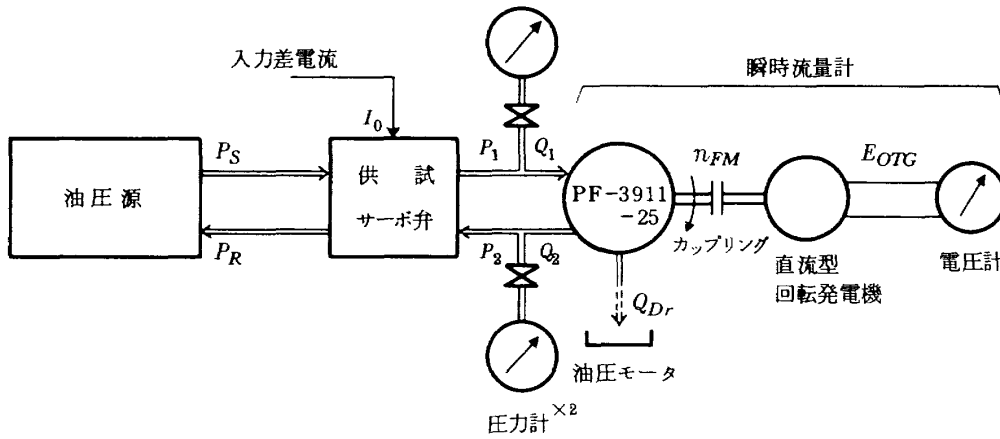
附図3 不完全微分要素の周波数特性



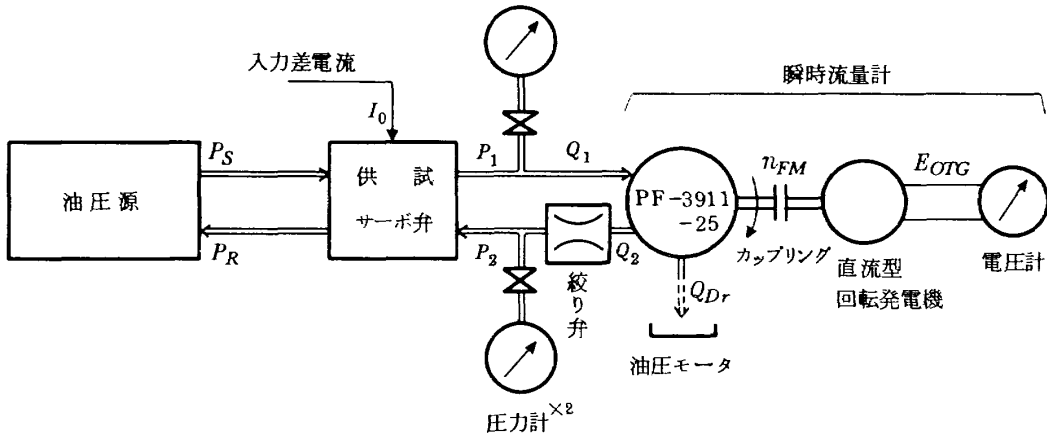


(c) 瞬時流量計の外観

附図 4 瞬時流量計の特性



(a) 入出力特定測定回路



(b) 負荷圧力出力流量特性測定回路

附図5 瞬時流量計を使用した油圧サーボ弁の特性測定回路(例)

---

## 航空宇宙技術研究所報告422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)

---