

UDC 629.73.062-522

航空宇宙技術研究所報告

TECHNICAL REPORT OF NATIONAL AEROSPACE LABORATORY

TR-424

油圧式模擬負荷系の有用性評価

池谷光栄

1975年8月

航空宇宙技術研究所
NATIONAL AEROSPACE LABORATORY

油圧式模擬負荷系の有用性評価*

池谷光栄**

Utility Evaluation of a Prototype Hydraulic
Analog Loading System of Pressure Control System

By Mitsuei IKEYA

ABSTRACT

The feasibility of an analog loading system utilizing a hydraulic servo valve of the pressure control type was evaluated. The results of the first study showed that the system had excellent applicability, but prototype system encountered a drawback in that the system had a relatively low frequency limit, f_A , for practical use. To investigate this problem, simulation studies on a digital computer were carried out and the results indicate a high dependency of f_A on the time constant of the servo valve, which is also experimentally confirmed. Based on this evaluation, it is shown that the frequency limit, f_A , can be made 10Hz or higher. In addition, the results will provide useful data for the fundamental design of the analog loading system.

1. 序 言

機械や装置などの動作特性が負荷の影響を受けることは一般に良く知られている。従って機械などを新しく設計、製作した場合は、実働時に予想される各種の負荷条件で動作試験を行ない、その動作特性を充分把握しておくことが極めて重要になる。それには実際の負荷状態と同じ動作条件で試験を行なうことが最も望ましい。しかし例えば航空機の翼に加わる空気力などのように、実際上このような負荷状態の試験が必ずしも可能であるとは限らない。又安全上の問題、時間的制約などを含めた経済性を考慮しなければならないことが多い。このような場合に、機能的に負荷力 F_L を模擬できて、しかも実験室内で容易に扱えるような装置があれば、その用途は实用上極めて広いものになる。

この目的のために、著者は先に図1に示すような圧力制御方式による油圧式模擬負荷系の構想を提案し、試作した装置について実験を行なった。^{1) 2) 3)}

同図における試験対象の機械などの被試験装置は油圧

式サーボ機構（位置制御方式）の例を示す。この模擬負荷系は、サーボ機構の出力軸変位 y 、そのレート \dot{y} などを入力にして、サーボ機構の駆動力 F に対抗すべき模擬負荷力 $F' = A_P P_{LP}$ ($= F_L$, A_P はピストンの受圧面積, P_{LP} は負荷圧力) を発生するようになっており、 F' が制御量であるからいわゆる圧力制御系が構成される。圧力制御系はこれが充分な機能を果せば、例えば模擬ばね（係数 k' ）を負荷機能と定めると、その出力は y に線形比例した $F' = k'y$ を発生する（図2）。図2からこの制御系（試作模擬負荷系）は充分な静的精度を有していることが判る。模擬粘性抵抗、同慣性（係数はそれぞれ μ' , M' ）の場合にも同様に $F' = \mu'\dot{y}$, $F' = M'\ddot{y}$ を発生することができる。ここで k' , μ' などはもとより変数で与えて良い。本報告においては、圧力制御系の模擬負荷機能を検討するために、図1に示した被試験装置を圧力制御系に対する入力機構、すなわち駆動側（位置制御系）と考え、二組の制御系を機械的、電気的に接続した総合系を模擬負荷システムとしている。なお実験、解析の便宜から、アクチュエータの構造は図1のように出力軸を共通にした直動形シリンダにより、軸端にはばねなどの較正用実負荷系が取付けられるようになっている。

* 昭和50年5月1日受付

** 計測部

本報告は上述のような構想に基づく模擬負荷系が充分期待するような動的模擬負荷機能を発揮できるかについて、先づ模擬負荷系の数学モデルを導出し、その特性に大きな影響を及ぼすパラメータの効果について考察を加えるとともに、試作装置について数値計算を行ない、その結果を実験データと比較することにより、数学モデルの妥当性と試作装置（模擬負荷系）の有用性に関する評価を求めた結果について述べる。

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）
F	力（出力）
F_A	$= a_e P_L$, P_L によりスプールに働く力
F_{Bs}	$= -2 c_w x (P_S - P_L) \cos \phi$, ベルヌイの力の定常項
F_{Bu}	$= \rho l \dot{Q}$, ベルヌイの力の非定常項
F_C	$= c_C E_I$, E_I によりスプールに働く力
F_L	負荷力
F_m	$= m_T \ddot{y}$, ピストンに加わる慣性力
F_μ	$= \mu \dot{x}$, 粘性摩擦力
G	ゲイン, 特にポート線図のゲイン
I_O	サーボ增幅器の出力差電流
K_B	フィードバックゲイン
K_V	油圧サーボ弁のゲイン（差圧検出器などのゲインを含めることがある）
L	遅れ要素
M	質量
P	圧力
P_E	指令負荷圧力
P_L	負荷圧力
P_R	戻り圧力
P_S	供給圧力
P_{fR}	圧力換算摩擦力
$P_{1,2}$	ポート／シリンダ室の圧力
Q	流量, 特に負荷流量
Q_C	強制流量
Q_L	内部流量
$Q_{1,2}$	ポート流量
T	時定数
V	容積, 特に配管を含むシリンダ室の容積
$V_{1,2}$	シリンダ室の容積
W	伝達関数
a	スプールの受圧面積

a_e	等価の a
c	流量係数
c_B	$= -\sqrt{\rho} \cos \phi$
d	ピストンロッドの外径
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
$f_{A_{cal}}$	式(4)の計算結果に対する f_A (表5, 6)
f_D	数学モデルの有用な周波数特性の上限値 (表4)

i	電流
j	係数
k	ばね係数
k_B	作動油の体積弾性係数
k'_E	$= \frac{E_I}{A P_L} k'$, 電圧項を含む模擬ばね係数

$k_{a,b,\dots}$	等価ばね係数
l	減衰長さ
$l^{+,-}$	正負の減衰長さ
m	スプールの質量
m_T	$= m + m_H$
s	ラプラスの演算子
t	時間
t_H	作動油の温度
w	ポートの円周方向長さ
x	スプールの変位
y	変位, 特に出力軸変位
Δ	差分, 又は変動分

ΔP_L	変動負荷圧力
ΔP_{Lm}	F_m に基づく ΔP_L
ΔP_{Ls}	F_{Bs} に基づく ΔP_L
ΔP_{Lu}	F_{Bu} に基づく ΔP_L
$\Delta P_{L\mu}$	F_μ に基づく ΔP_L
Θ	ポート線図の位相角

ϵ	誤差
μ	粘性抵抗係数

〔添字〕	
E	電圧項を含む模擬負荷係数の関係量
F	位置制御系関係量
I	入力関係量
O	出力関係量
P	圧力制御系関係量
0	定常状態の関係量
\wedge	ラプラス変換関係量
$'$	模擬負荷系関係量

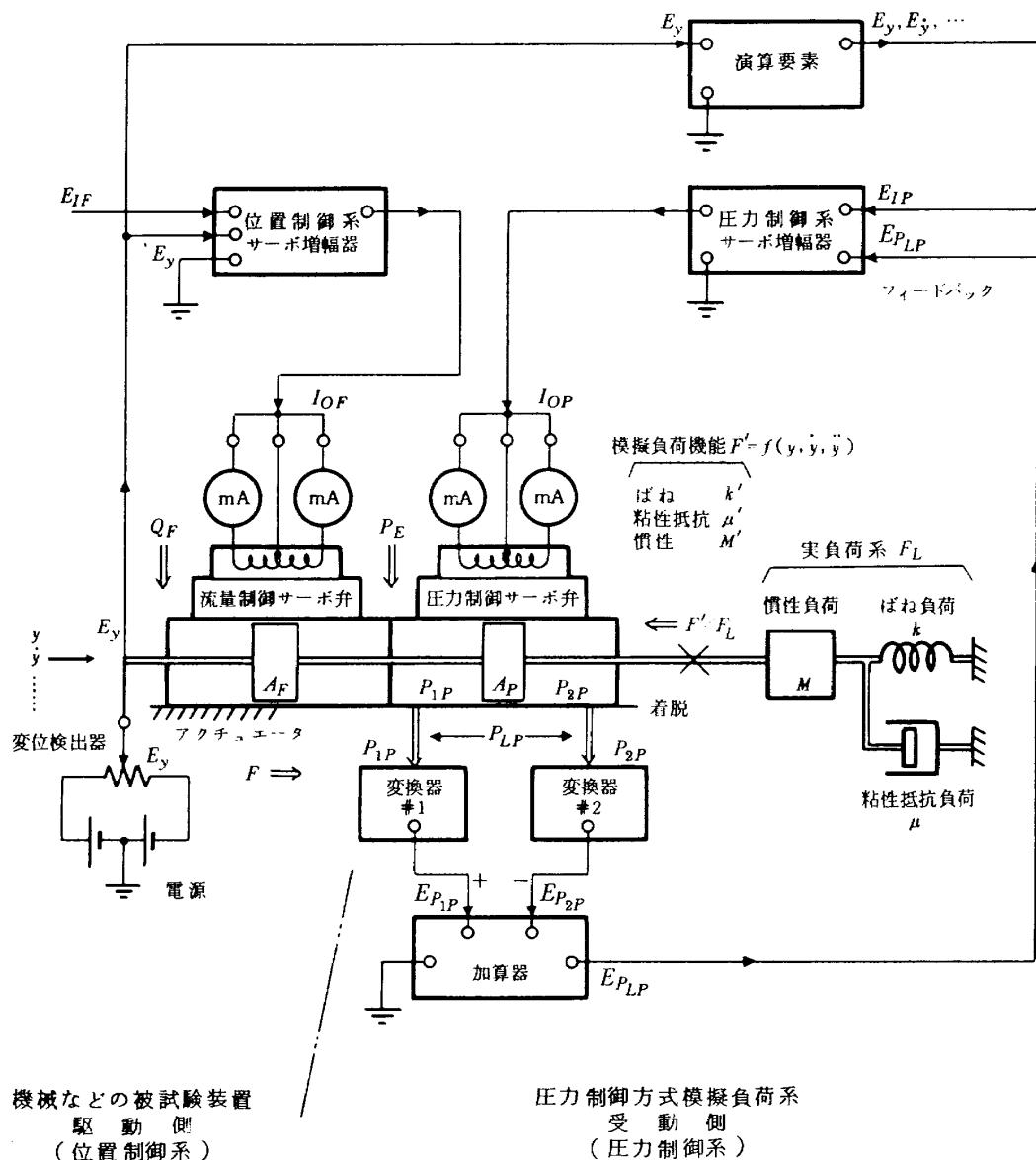


図1 圧力制御方式による油圧式模擬負荷システムの構成

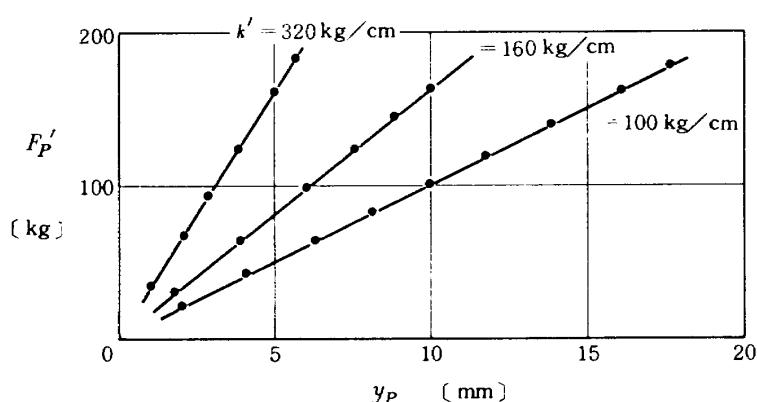


図2 圧力制御系の模擬ばね負荷機能静特性

2. 模擬負荷システム(圧力制御系) の数学モデル

圧力制御系の模擬負荷機能に関する特性は、図 1 に示したような構成の模擬負荷システムに関しては、圧力制御系とその駆動入力機構である位置制御系との間の出入力関係が明確に定められておれば、圧力制御系の数学モデルを定めてその解析を行なうだけで充分求めることができる。その入出力関係は、ここでは位置制御系から検出した出力軸変位 y 、そのレート \dot{y} などを電圧の形で圧力制御系に与えた場合に、入力信号 $E_{IP} = k'_E y$, $E_{IP} = \mu'_E \dot{y}$, … に対する圧力制御系の負荷圧力出力 P_{LPk} , $P_{LP\mu'}$ …と定める。 k'_E などは模擬負荷抵抗の係数であって、添字 E はその係数を電圧項を含むものに変換したことを表わす。

従って、ここで模擬負荷システムの数学モデルを定めることとは入出力関係が規定されている圧力制御系の数学モデルを導出することに外ならない。その導出に当り、一般に行なわれているような以下に述べる仮定が成立つものと考える。⁴⁾ すなわち、I) 圧力制御サーボ弁の特性 $W_P(s)$ は、一次遅れ、(時定数 T_P) とむだ時間 L_P で表わされ、 P_{LP} はスプール変位 x_P 、更には E_{IP} に比例する、II) 油圧シリンダの特性は単なる積分要素で表わされる、III) 油圧系における作動油の洩れは無視できる、IV) 配管抵抗、スプールおよびピストンの質量、作動油の等価質量は何れも無視できる。なお $W_P(s)$ に L_P を含めているが、油圧サーボ弁には本質的にむだ時間が存在しないこと、これを含む項は充分高域で発散する恐れがあること、この二点からこの表現は必ずしも妥当でない。しかしここでは解析目的の周波数範囲内(上限周波数 f は数十 Hz まで)で実験結果が最も良く近似できるのでこれによっている。^{2), 3)}

圧力制御系はその構造をモデル化して図 3 のように表わす。先に述べたことから、図 1, 3 に従って以下の式が導かれる。⁴⁾

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

$Q_{1,2}$ は油圧サーボ弁の負荷流量、 $V_{1,2}$ は配管を含むシリンダ室の容積、 y は出力軸ピストンの変位である。ここでサーボ弁の完全対称性、すなわちアンダラップを大きく取ったスプールの二組の制御オリフィスを流れる流量特性が等しいこと、およびシリンダ室両側の容積が等しいことを仮定して、

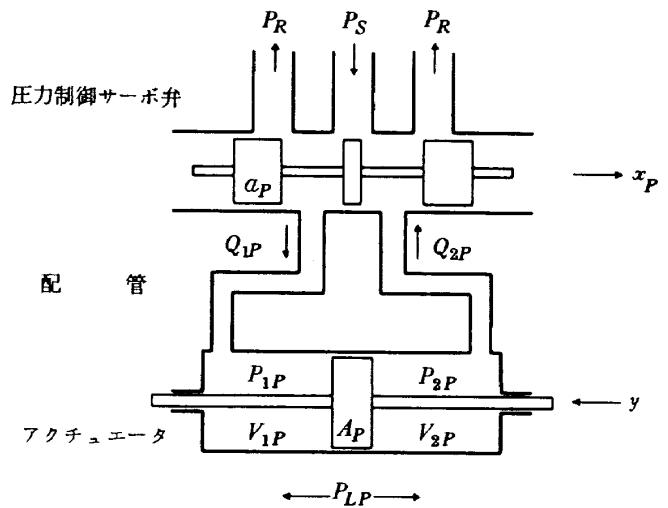


図 3 圧力制御系の構造モデル

$$Q_P + A_P \dot{y} = \frac{V_P}{2 k_B} \dot{P}_{LP} \quad (2)$$

$$P_{LP} = P_{1P} - P_{2P} \quad (3)$$

$$Q_{1P} = Q_{2P} = Q_P \quad (4)$$

$$V_{1P} = V_{2P} = V_P$$

サーボ弁の流量特性は下式で表わされる⁴⁾

$$Q_P = j_1 x_P - j_2 P_{LP} \quad (5)$$

従って式(2), (5)から、

$$j_1 x_P + A_P \dot{y} = \frac{V_P}{2 k_B} \dot{P}_{LP} + j_2 P_{LP} \quad (6)$$

ここで初期値を零としてプラス変換すれば、

$$\hat{x}_P = \frac{1}{j_1} \left[\left(\frac{V_P}{2 k_B} s + j_2 \right) \hat{P}_{LP} - A_P s \hat{y} \right] \quad (7)$$

s はプラス演算子、 $\hat{\cdot}$ はラプラス変換された量を表わす。サーボ弁の特性は仮定により、

$$\left. \begin{aligned} W_P(s) &= \frac{\hat{x}_P}{\hat{E}_{IP}} \\ &= \frac{K_{VP}}{T_P s + 1} e^{-L_P s} \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

K_{VP} はサーボ弁のゲインであるが、ここでは便宜上差圧検出器からスプールに至るゲインを含める。制御系は閉回路が構成されれば、そこに与えられる E_{IP} は $(E_{IP} - K_{BP} P_{LP})$ (K_B はフィードバックゲイン) におけるから、 x_P に關して、

$$\hat{x}_P = \frac{K_{VP}}{T_P s + 1} e^{-L_P s} (E_{IP} - K_{BP} \hat{P}_{LP}) \quad (9)$$

式(7), (9)から P_{LP} に関する一般式は次のように表わされる。

$$\begin{aligned}\hat{P}_{LP} &= \frac{j_1 K_{VP} e^{-L_P s} \hat{E}_{IP} + A_P (T_P s + 1) s \hat{y}}{\frac{V_P}{2 k_B} T_P s^2 + (\frac{V_P}{2 k_B} + j_2 T_P) s + j_1 K_{VP} K_{BP} e^{-L_P s} + j_2} \\ &\doteq \frac{j_1 K_{VP} e^{-L_P s} \hat{E}_{IP} + A_P (T_P s + 1) s \hat{y}}{j_2 T_P s + j_1 K_{VP} K_{BP} e^{-L_P s} + j_2}\end{aligned}\quad (10)$$

ただし式(10)第二式は k_B が充分高いことを仮定する。

圧力制御系に特定の模擬負荷機能を定める場合は、式(10)に所要機能相当の E_{IP} を与えれば良い。例えば模擬ばね k'_E 、同粘性抵抗 μ'_E 、同慣性 M'_E を定めた場合にはそれぞれ次のようになる。なお簡単のために以下では式(10)第二式による。

$$\begin{aligned}\hat{E}_{IP} &= k'_E \hat{y} \\ \hat{P}_{LP} &= \frac{[j_1 K_{VP} k'_E e^{-L_P s} + A_P (T_P s + 1) s] \hat{y}}{j_2 T_P s + j_1 K_{VP} K_{BP} e^{-L_P s} + j_2}\end{aligned}\quad (11)$$

$$\begin{aligned}\hat{E}_{IP} &= \mu'_E s \hat{y} \\ \hat{P}_{LP} &= \frac{[j_1 K_{VP} \mu'_E e^{-L_P s} + A_P (T_P s + 1) s] \hat{y}}{j_2 T_P s + j_1 K_{VP} K_{BP} e^{-L_P s} + j_2}\end{aligned}\quad (12)$$

$$\begin{aligned}\hat{E}_{IP} &= M'_E s^2 \hat{y} \\ \hat{P}_{LP} &= \frac{[j_1 K_{VP} M'_E s e^{-L_P s} + A_P (T_P s + 1) s] \hat{y}}{j_2 T_P s + j_1 K_{VP} K_{BP} e^{-L_P s} + j_2}\end{aligned}\quad (13)$$

なおここで数学モデルの適用範囲に関する制限について少しく述べる。式(10)の導出に際しては、微少振幅動作のもとに作動油の k_B が充分高く、強制流量 $* Q_C$ に起因する負荷圧力変動 ΔP_{LP} を無視し、かつ機器の剛性が充分なことを仮定している。特に機器の剛性は大形の実用装置を製作する場合に問題を生ずるから、この仮定は相似法則が成立つ限界範囲を意味する。

3. 圧力制御系の数学モデルの数値計算

圧力制御系の解析項目は表1に示す。その数値計算は数学モデル、式(11)、(12)により、計算上限周波数は実験データ²⁾³⁾と比較するために $f = 10 \text{ Hz}$ までとした。

試作装置の定数、表2による計算結果は実験データと対比して図4、5に一例を示す。両図を特定の評価基準、表3²⁾³⁾によって数学モデルの妥当性の評価を行ない、有用な周波数上限 f_D を求めた結果は表4に示す。同表から、 f_D は模擬ばね係数 k' 、同粘性抵抗係数 μ' に依存

* 位置制御系の動作に伴ない、圧力制御系のピストンが強制的に動かされる結果として生ずる流量、 $Q_C = A_P \dot{y}$ 。

表1 圧力制御系の解析項目

模擬負荷機能 [単位]	係 数 値
k' [kg/cm]	176, 320, 640, 1000
μ' [$\text{kg sec}/\text{cm}$]	10, 20, 40, 60

表2 試作模擬負荷システムの主要定数

(a) 構造仕様

項 目 [単位]	模擬負荷系*	駆動側
制御方式	圧力制御	位置制御
標準動作圧力 [kg/cm^2]	70	
作動油	MIL H-5606 B	
油圧サーボ弁* 型式	東測 #3P-15L-30	Moog #31
m [$\text{kg sec}^2/\text{mm}$]	1.49×10^{-6}	—
アクチュエータ		
D [mm^ϕ]	30.01	27.01
d [mm^ϕ]	19.99	19.99
A [mm^2]	391	259
y [mm]	$>\pm 20$	$\cong \pm 20$
$V_{1,2}$ [mm^3]	8×10^3 2組	6×10^3 2組
V [mm^3]	2×10^4 2組	1.8×10^4 2組
P_{fR} [kg/cm^2]	< 0.9	< 0.9

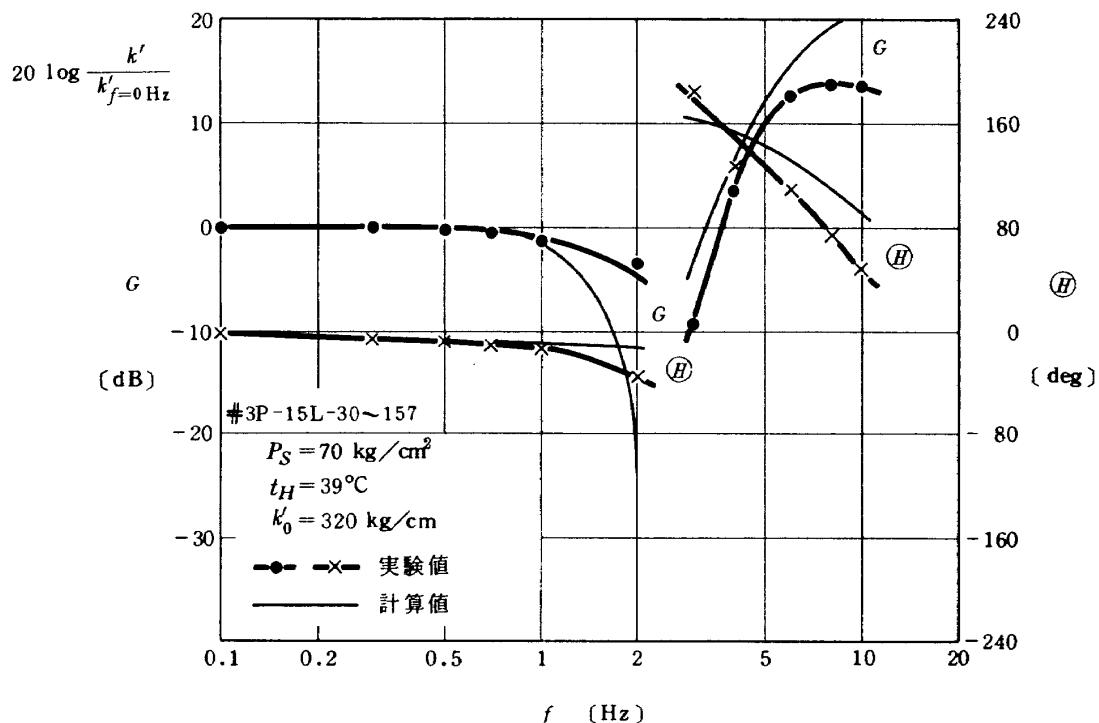
(注) 試作装置の定数を示す。

(b) 計算定数(その1)

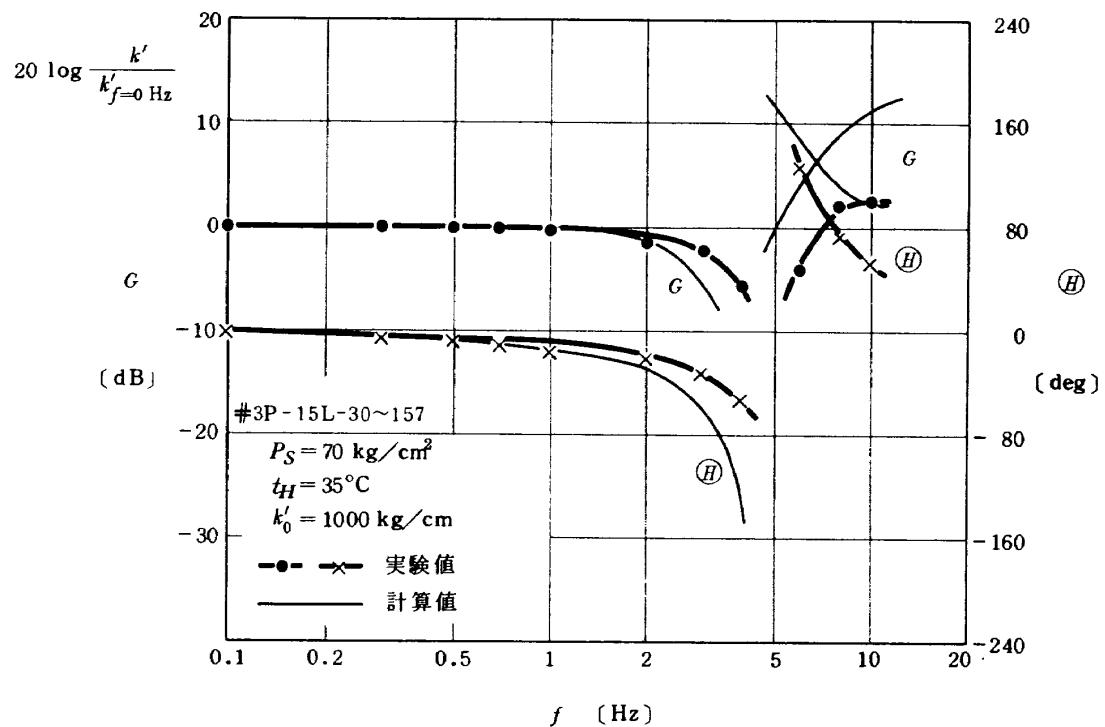
項 目 [単位]	規 定 値
P_S [kg/cm^2]	70
ρ [kg/cm^3]	0.867×10^{-3}
T_P [sec]	0.169
L_P [sec]	0.027
A_P [cm^2]	3.91
E_{IP} [$\pm \text{mV}$]	25
y_{\max} [$\pm \text{mm}$]	1.5
K_{BP} [$\text{mV cm}^2/\text{kg}$]	271
$j_1 K_{VP}$ [$\text{cm}^3/\text{mV sec}$]	3.2
j_2 [$\text{cm}^3/\text{kg sec}$]	0.4

表3 評価基準

項 目 [単位]	基 準 I	基 準 II
ε_G [dB]	-3	-2
ε_{Θ} [deg]	-90	-45



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



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

図 4 数値計算結果と実験データの比較 (その 1 模擬ばね負荷機能を定めた場合)

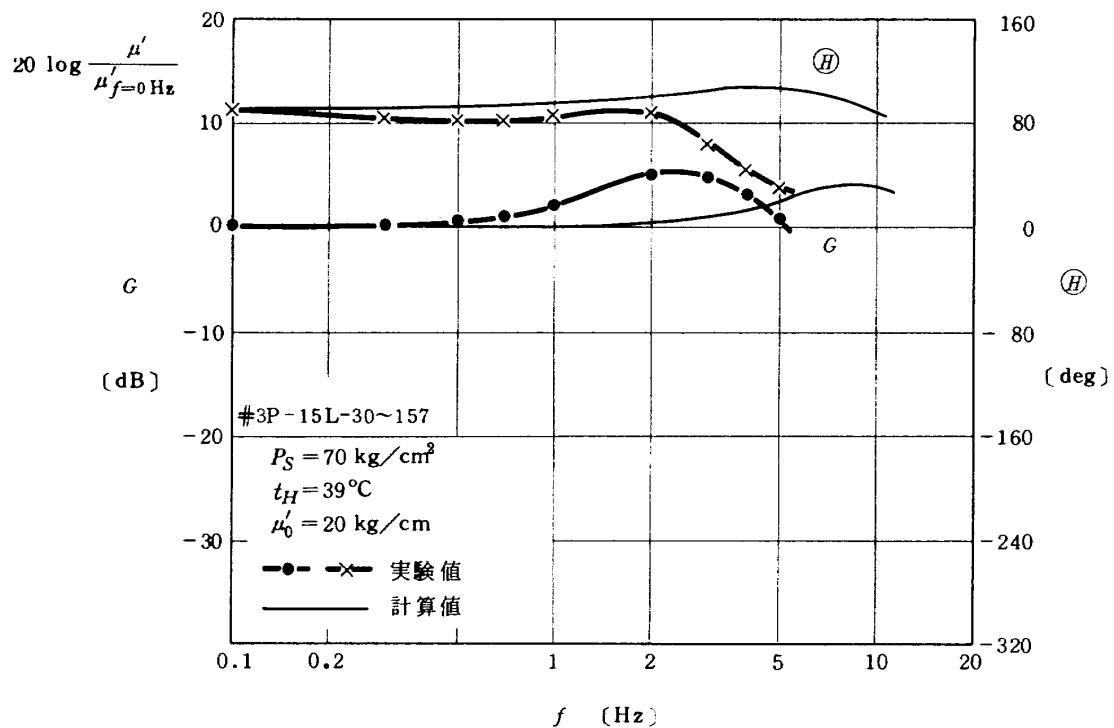
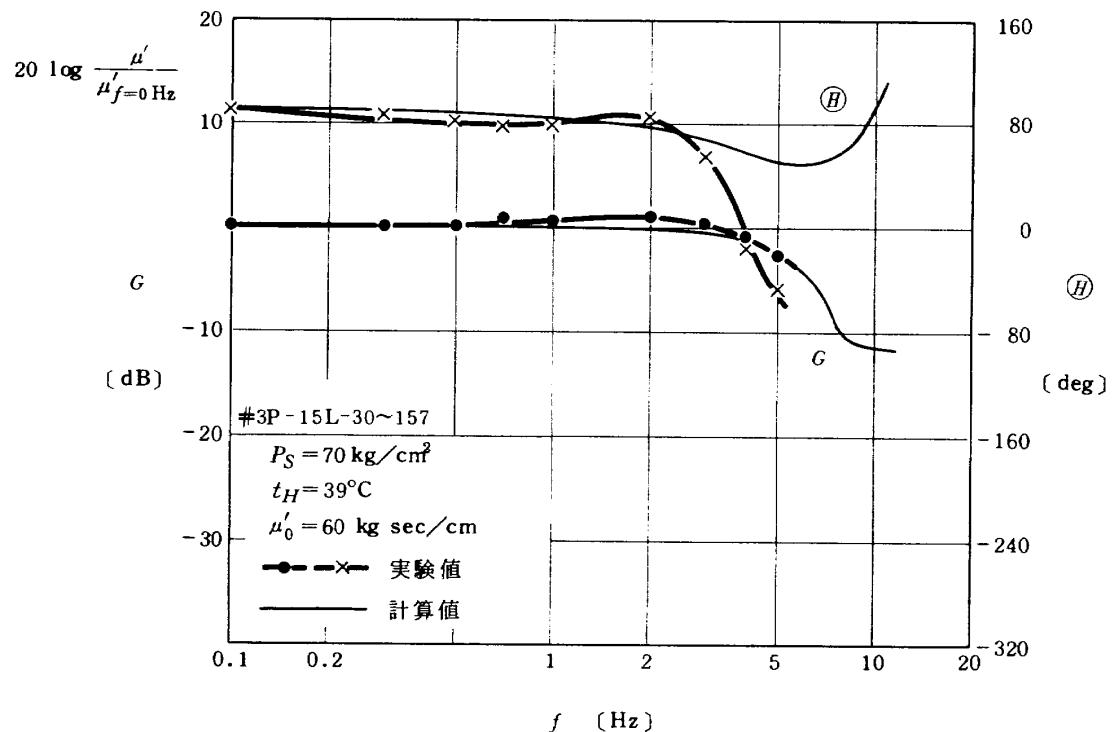
(a) $\mu'_{f=0 \text{ Hz}} = 20 \text{ kg sec/cm}$ (b) $\mu'_{f=0 \text{ Hz}} = 60 \text{ kg sec/cm}$

図5 数値計算結果と実験データの比較（その2 模擬粘性抵抗負荷機能を定めた場合）

して変化すること、その周波数は 0.9~5 Hz の間に分散するが、特性変化の傾向は係数の規定値如何にかかわらず完全に良く似通っていることが判る。なお表 3 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⁵⁾、同 II は航空機の飛行に関するシミュレーション解析に際して動的な模擬精度として充分とされるものに準拠した。⁶⁾

図 4, 5 ないし表 4 から、先に求めた数学モデルの妥当性、有用性の充分高いことが云える。なおこれら数学モデルの適用範囲に関する制限についてはすでに第 2 節で述べた。

4. 試作模擬負荷システム（圧力制御系）の特性に影響を及ぼす要因の検討

特性の検討を行なうために試作した模擬負荷システムは圧力制御系の模擬負荷機能を利用している。試作装置の実験・解析結果、図 4, 5 を考察すると、その特性はゲイン、位相の急変、模擬負荷の種類・係数の変更に伴なう変化など、幾つかの問題があり、表 3 で評価して、模

擬負荷系として有用な周波数上限 f_A （実験データに対するもの）は比較的低いことが判る（表 5）。従って实用模擬負荷系の設計を企図するにはこのような問題の対処が必要である。

圧力制御系の数学モデル、式(10)を考察して見当付けられることは、制御系のゲイン K_{VP} と油圧サーボ弁の時定数 T_P とが、系の特性に大きな影響を及ぼす要因と考えられることである。特に試作装置の構成要素には圧力制御用としてスプールのアンダラップ量が極めて大きい流量制御弁をこの目的のために試作、使用したが、これには極めて大きな時定数 $T_P = 0.169 \text{ sec}$ が含まれている（表 2）。この T_P の値は通常のサーボ弁に関する常識値からは一桁オーダーが大きい。もとより制御系の静特性は T_P の値如何によって影響を受けることはない。しかし実用状態では制御系は外部から駆動入力を受けてその出力軸が強制的に変位させられるから、静的な状態とは大きく事情が変ってくる。この場合は必ず強制流量 Q_C を生じ、しかもこのような構造の模擬負荷系においては Q_C の発生をまぬがれることはできない。以下では T_P

表 4 圧力制御系のシミュレーションの評価

条 件 [単位]			基 準 I		基 準 II	
			G	(Hz)	G	(Hz)
f_D [Hz]	k' [kg/cm]	176	1.4	>1.5	1.2	>1.5
		320	1.6	>2	1.3	>2
		640	2.8	>3	2.5	3.0
		1000	3.5	>4	2.9	3.7
	μ' [kg sec/cm]	10			0.9	3.0
		20	>5	>5	1.2	3.2
		40			1.4	3.5
		60		4.5	>5	3.8

表 5 圧力制御系の特性（模擬負荷機能）

規定模擬負荷 [単位]		f_A [Hz]				$f_{A\text{cal}}$ [Hz]			
		基 準 I		基 準 II		基 準 I		基 準 II	
		G	(Hz)	G	(Hz)	G	(Hz)	G	(Hz)
k' [kg/cm]	176	1	1	0.8	0.8	1.2	1.2	1	1
	320	2	2	2	2	1.4	2	1.3	2
	640	3.7	3	3.2	3.5	2.4	3	2.2	2.4
	1000	4	4	3.7	3.7	3	3.5	2.8	2.5
μ' [kg sec/cm]	10			> 5	> 5				
	20	> 5	> 5	> 5	> 5	> 10	> 10	> 10	> 10
	40				3.5				
	60		4.7		3.4	6.5		6	

が制御系の特性に及ぼす影響に主眼をおいて考察を行なう。

模擬負荷機能として模擬ばね k' を定めた場合を例にとり、むだ時間 $T_P = 0$ と仮定して式(1)を k' の形に変形、式(14)を求める。ここで T_P を零にする理由はこの値が比較的小さいことと、又ここでは模擬負荷機能に関する特性に対して T_P が及ぼす影響の検討を目的とすることによる。

$$\hat{k}' = \frac{(j_1 K_{VP} k'_E + A_P (T_P s + 1) s) A_P}{j_2 T_P s + j_1 K_{VP} K_{BP} + j_2} \quad (14)$$

K_{VP} はゲイン、 K_{BP} はフィードバックゲインであって、模擬ばね k' と電圧項を含む k'_E との関係は次式で表わされる。

$$\hat{k}'_E = \frac{\hat{E}_{IP}}{A_P \hat{P}_{LP}} \hat{k}' \quad (15)$$

P_{LP} は負荷圧力、 E_{IP} は入力信号である。

式(14)における T_P をパラメータにして、表2の定数に基づき T_P の変化に応じて k' の特性がどのように変化するかを計算した結果は図6に示す。又同図を表3に基づき計算結果について有用な周波数上限 $f_{A_{cal}}$ を求めた結果は表6に示す。これらのデータによれば解析結果と実験データとは充分良く一致しているものと考えて良い。図6ないし表6から、圧力制御系を模擬負荷系として使用した場合の特性は、 T_P に依存して大きく変化すること、これに連して圧力制御系の模擬負荷系としての有用限界周波数 f_A が定まること、更に k' の値如何に応じても変化することが示される。このように、圧力制御系に関して解析的手法で明らかにした T_P の及ぼす影響を実験的に確認する方法は、 T_P の値が充分異なる圧力制御サーボ弁による実験を幾つか行なって、それが P_{LP} に及ぼす影響が予想と一致すれば良い。仮りに T_P が零とみなせるような条件であれば、図6に示した $T_P = 0$ sec の特性曲線に相当する良好な結果が与えられ、しかも ΔP_{LP} は殆んど生じないはずである。従って実験内容は極めて簡略化して、三角波を入力信号 E_{IP} として与えた場合の ΔP_{LP} を求めるだけでも確認できるものと考られる。

図7は一次遅れ近似で $T_{PM}=0.0106$ sec を有する圧力制御サーボ弁(表7)の特性である。このサーボ弁を使用して ΔP_{LP} を求めた結果は図8、9に示す。これらの図においては、先に行なった実験結果²⁾³⁾、 $T_P = 0.169$ sec の場合(図10、11)に比べて、例えば動作周波数 $f \leq 5$ Hz では僅か2%程度の ΔP_{LP} しか生じていないことが判る。このことから T_P が制御系の特性に及ぼす影響を実験的に確認できた。

5. 試作油圧式模擬負荷システム(圧力制御系)の有用な周波数限界

油圧式圧力制御系を使用する模擬負荷系の特性は、前節で述べたことから制御系に使用する油圧サーボ弁の時定数 T_P に大きく依存することが解析的に明らかになり、かつ実験的に確認された。従って、これが妥当な模擬負荷機能を発揮できる有用周波数上限 f_A は、ここで行なった試作装置では、表2の定数のもとで模擬ばね(係数値 k')を負荷機能と定めた場合に、図6ないし表6において $T_P=0$ sec を想定した時に、規定係数値に応じた f_A の計算値 $f_{A_{cal}}$ が妥当な模擬負荷機能を発揮できるほぼ限界である。

模擬負荷系の実用設計に際しては、具体的には T_P がなるべく小さく、かつ強制流量 Q_C に対する負荷圧力変動 $\Delta P_{LP}/Q_C$ が充分小さいサーボ弁を実験的に選定し、更にピストン受圧面積 A_P をなるべく小さく定めて供給圧力 P_S を高めることにより、現実に得られる f_A の値は殆んど $f_{A_{cal}}$ に近付けることができると思われる。

従って、試作装置のような油圧式圧力制御方式による構成の模擬負荷系は、模擬ばね k' を負荷機能と定めた場合に実用的に有用な周波数限界 f_{A_k} はほぼ 10 Hz ないしはそれ以上を期待できる。

6. 模擬負荷系の実用設計に際しての問題点

圧力制御系を模擬負荷系として実用設計を図る上で、油圧サーボ弁の時定数 T_P 以外の問題点について検討を行なう。

圧力制御系の動作範囲はこれまで数学モデルの検討をも含めて総て微少振幅に限っている。しかし実用状態を想定すれば大振幅の場合の検討も当然必要である。先に求めた負荷圧力 P_{LP} に関する一般式、(10)の誘導に当っては、出力軸ピストンが変位しても配管を含むシリンダ室左右の容積 $V_{1,2,P}$ は等しくかつ変化しないこと、すなわち式(4) ($V_P=一定$)を仮定している。定格振幅土20mmに対して微少値 $y_{max}=\pm 1.5$ mmにおいては V_P の変化 $\Delta V_P=\pm 0.59$ cc (定格の土3%)であるからその変化は無視できようが、定格動作土20mmにおいては土7.8 cc (土39%)に達する。この場合は制御系の動作に伴ない必然的に派生する強制流量 Q_C は、式(10)の誘導に際しての前提条件を変えることになり、動作周波数 f とも関連して制御系の特性に無視できない大きな影響を与えるであろうと予想される。しかし本報告の研究主課題は実用的な模擬負荷系の設計データを集積し、かつその評価を行なうことにある。従って、 Q_C に関する諸問

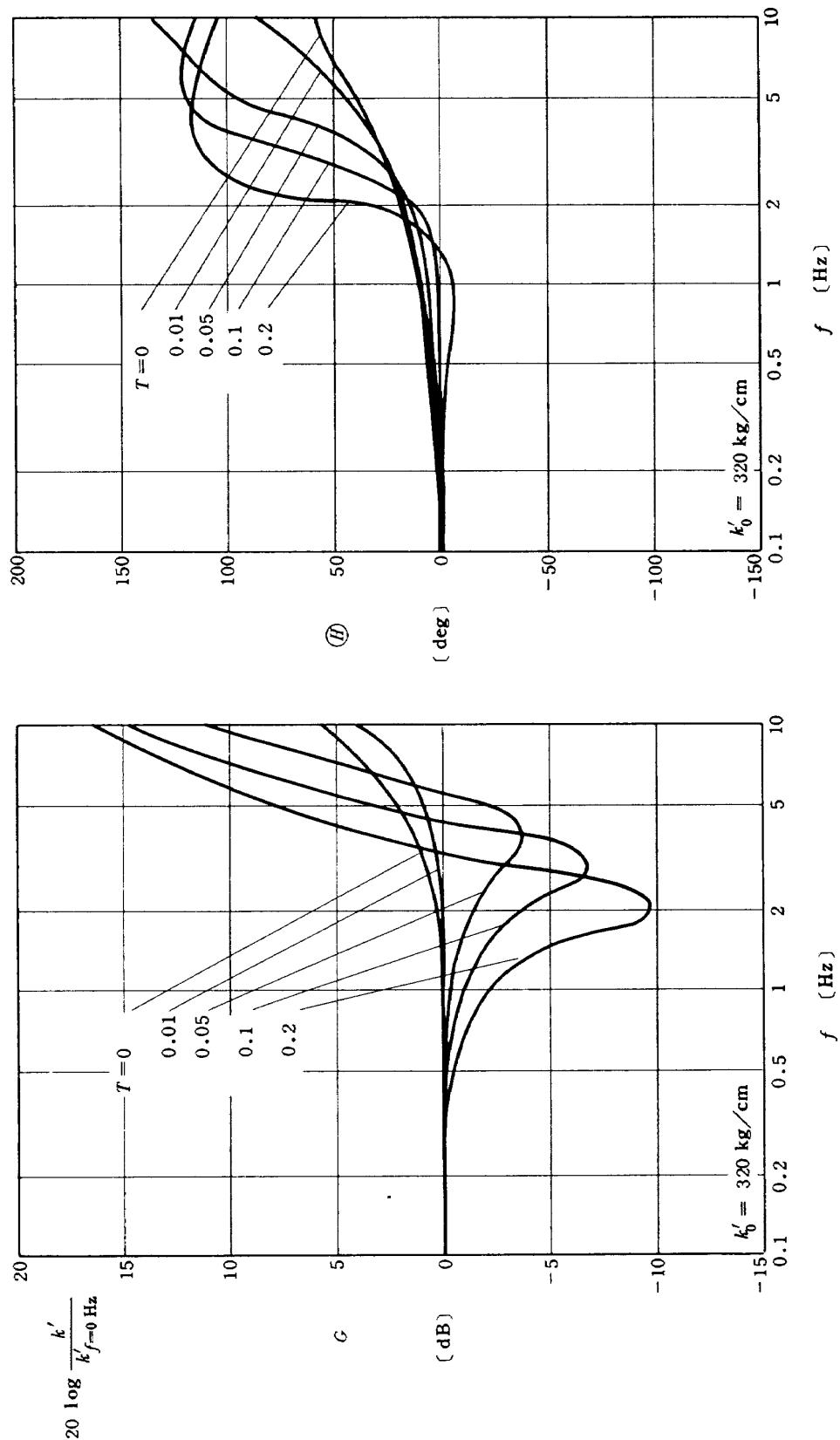
(a) $k'_{f=0 \text{ Hz}} = 320 \text{ kg/cm}$

図 6 模擬ばね k' を負荷機能と定めた場合の数値計算 (パラメータ T_P)

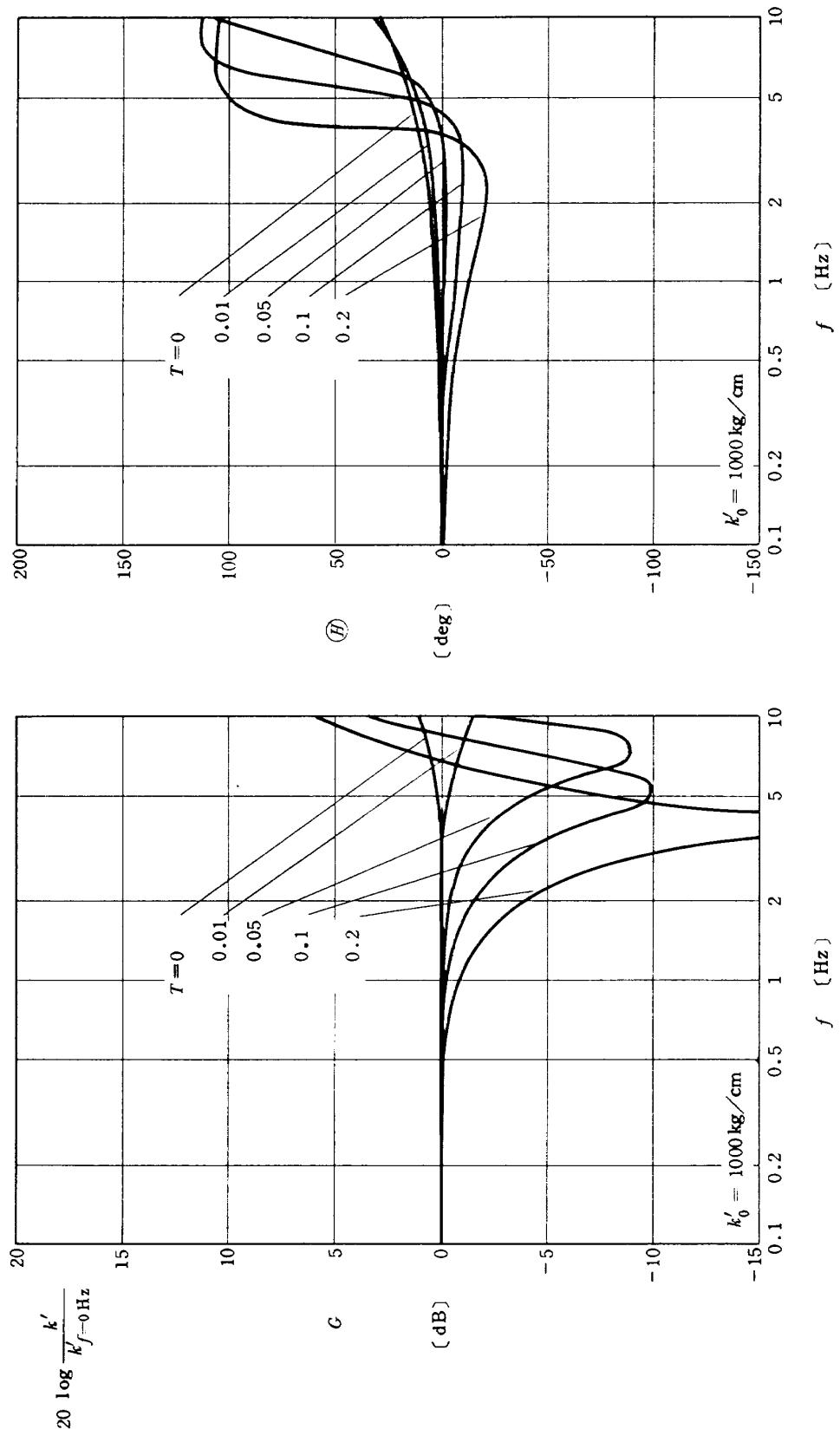
図 6 模擬ばね k' を負荷機能と定めた場合の数値計算（パラメータ T_P ）（続き）

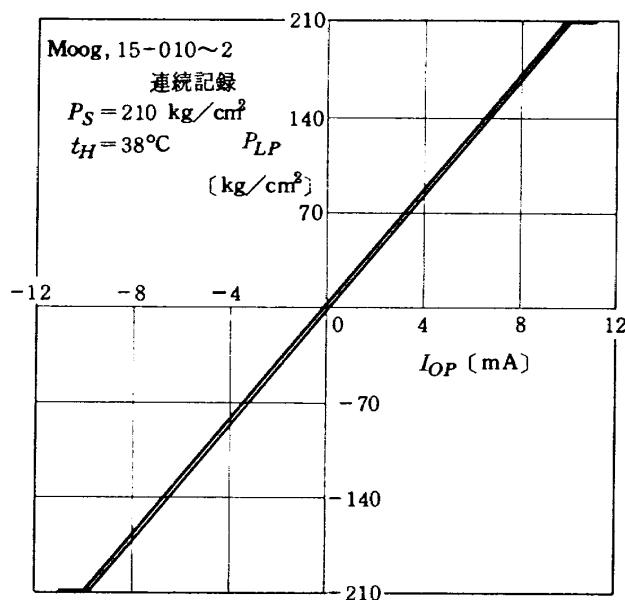
表 6 模擬ばねを負荷機能と定めた場合の評価

条 件		基 準 I		基 準 II	
	k' [kg/cm]	T_P [sec]	G	H	G
$f_{A_{cal}}$ (Hz)	176	0.0	$\begin{cases} >10 \\ \end{cases}$	$\begin{cases} >10 \\ \end{cases}$	$\begin{cases} >10 \\ \end{cases}$
		0.01	$\begin{cases} >10 \\ \end{cases}$	$\begin{cases} >10 \\ \end{cases}$	$\begin{cases} >10 \\ \end{cases}$
		0.05	$\begin{cases} >10 \\ \end{cases}$	$\begin{cases} >10 \\ \end{cases}$	$\begin{cases} >10 \\ \end{cases}$
		0.1	1.6	$\begin{cases} 1.3 \\ >10 \end{cases}$	$\begin{cases} 0.8 \\ >10 \end{cases}$
		0.2	0.9	$\begin{cases} >10 \\ \end{cases}$	$\begin{cases} >10 \\ \end{cases}$
	320	0.0	$\begin{cases} >10 \\ \end{cases}$	$\begin{cases} >10 \\ \end{cases}$	$\begin{cases} >10 \\ \end{cases}$
		0.01	$\begin{cases} >10 \\ \end{cases}$	$\begin{cases} >10 \\ \end{cases}$	$\begin{cases} >10 \\ \end{cases}$
		0.05	$\begin{cases} >10 \\ \end{cases}$	$\begin{cases} >10 \\ \end{cases}$	$\begin{cases} 2.5 \\ >10 \end{cases}$
		0.1	1.9	$\begin{cases} 1.6 \\ >10 \end{cases}$	$\begin{cases} 1.0 \\ >10 \end{cases}$
		0.2	1.3	$\begin{cases} >10 \\ \end{cases}$	$\begin{cases} >10 \\ \end{cases}$
	640	0.0	$\begin{cases} >10 \\ \end{cases}$	$\begin{cases} >10 \\ \end{cases}$	$\begin{cases} >10 \\ \end{cases}$
		0.01	$\begin{cases} >10 \\ \end{cases}$	$\begin{cases} >10 \\ \end{cases}$	$\begin{cases} >10 \\ \end{cases}$
		0.05	3.8	$\begin{cases} 3.1 \\ >10 \end{cases}$	$\begin{cases} >10 \\ \end{cases}$
		0.1	2.5	$\begin{cases} 2.0 \\ >10 \end{cases}$	$\begin{cases} >10 \\ \end{cases}$
		0.2	1.7	$\begin{cases} >10 \\ \end{cases}$	$\begin{cases} 1.4 \\ >10 \end{cases}$
	1000	0.0	$\begin{cases} >10 \\ \end{cases}$	$\begin{cases} >10 \\ \end{cases}$	$\begin{cases} >10 \\ \end{cases}$
		0.01	$\begin{cases} >10 \\ \end{cases}$	$\begin{cases} >10 \\ \end{cases}$	$\begin{cases} >10 \\ \end{cases}$
		0.05	4.5	$\begin{cases} 3.9 \\ >10 \end{cases}$	$\begin{cases} >10 \\ \end{cases}$
		0.1	2.9	$\begin{cases} 2.4 \\ >10 \end{cases}$	$\begin{cases} >10 \\ \end{cases}$
		0.2	1.9	$\begin{cases} >10 \\ \end{cases}$	$\begin{cases} 1.6 \\ >10 \end{cases}$

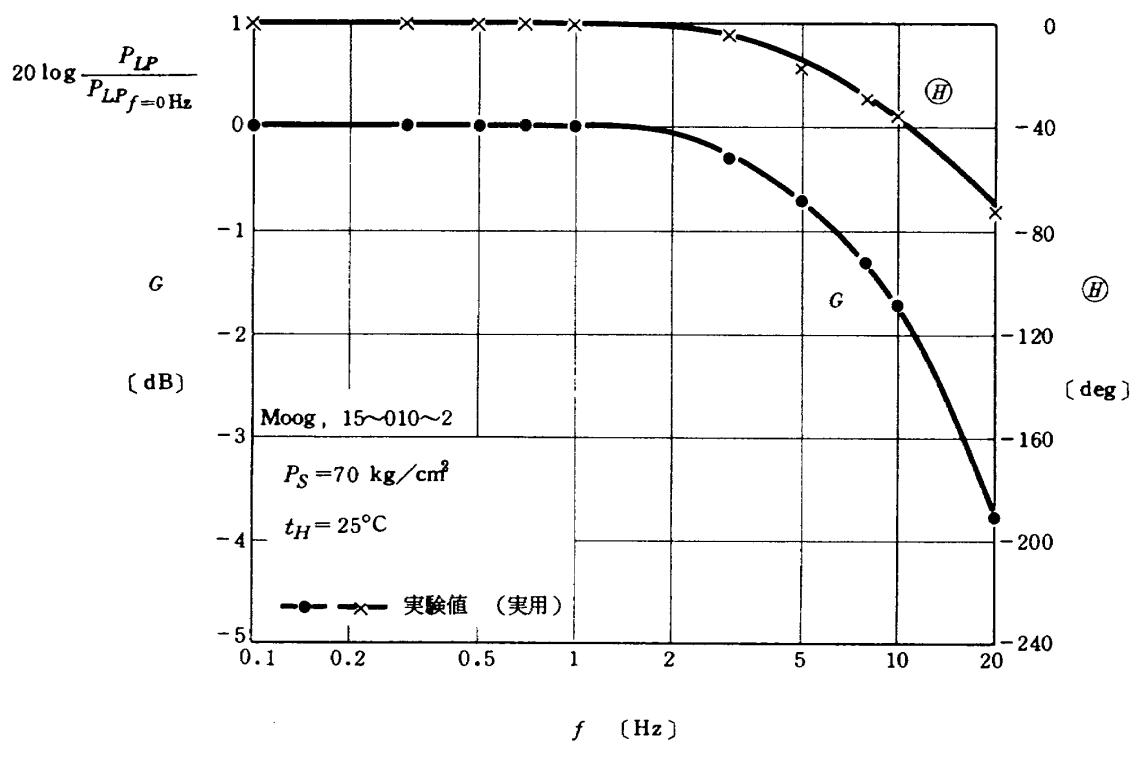
表 7 圧力制御サー ボ弁の規格^{*1}

項	目	[単位]	規 格
製作者			Moog S.C.I.
型式名			# 15 ~ 010 ~ 2
保証耐圧		[kg/cm ²]	315
使用圧力		[kg/cm ²]	315
最大流量 (70 kg/cm ² 弁内圧力降下にて)	[l/min]		3.79
定格電力		[mW]	50
作動温度範囲		[°C]	- 54 ~ 136
ヒステリシス		[%]	< 5
解像度 (ディザーなし)		[%]	< 2
ヌル負荷圧力			1/3 ~ 2/3
内部洩れ	(Q _{LPM})	[cm ³ /sec]	0.021 : 第1段
全 上 (最大流量に対し)		[%]	< 3 : 第2段
ヌルシフト (作動温度範囲間)		[%]	15
時定数 (一次系と仮定) ^{*2}	(T _{PM})	[sec]	0.0106

(注) 1) 型録規格。
2) 計測値 (実用状態)。



(a) 入出力特性



(b) 周波数特性(実用状態)

図7 圧力制御サーボ弁の特性(Moog #15-010)

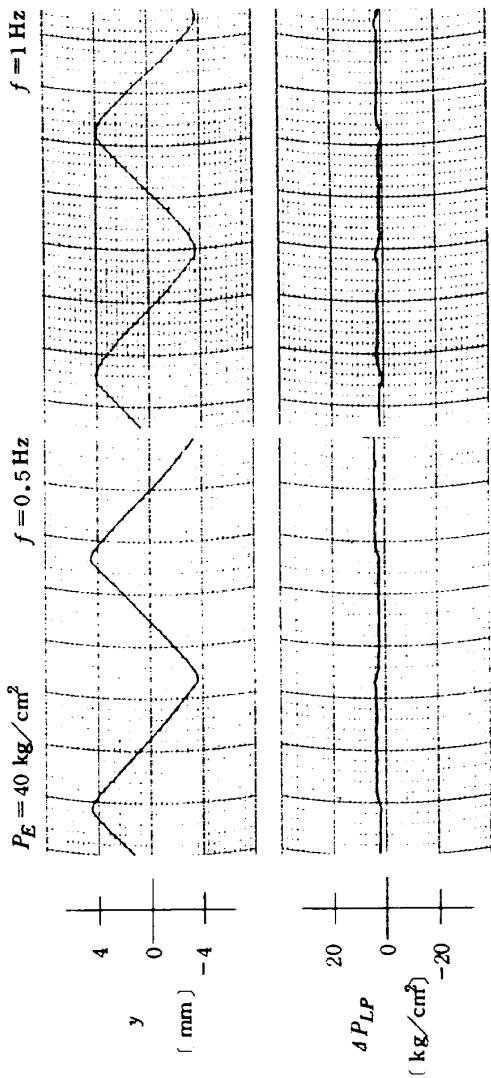
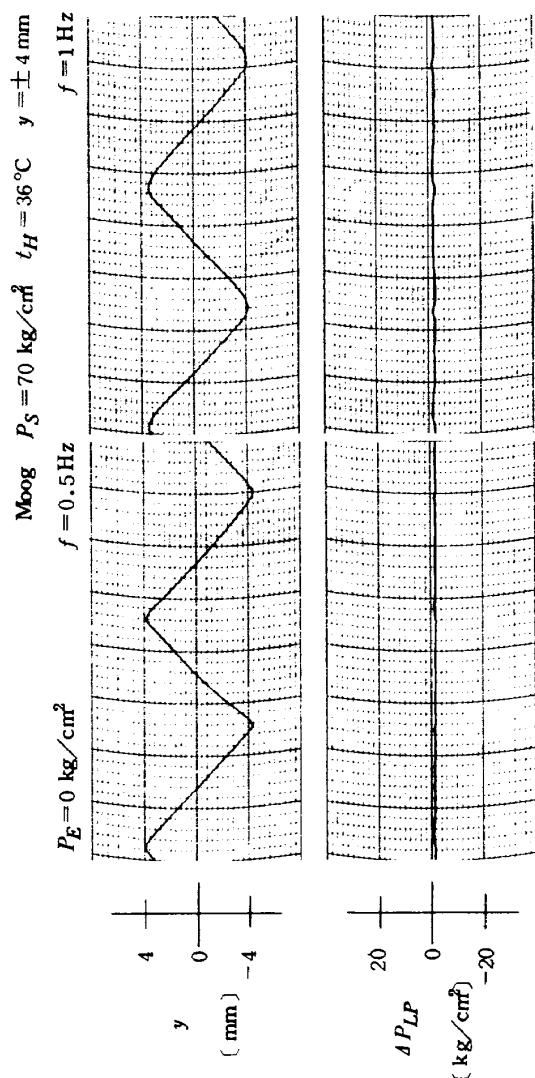


図 8 三角波入力に対する負荷圧力変動特性（その 1 Moog # 15-010）

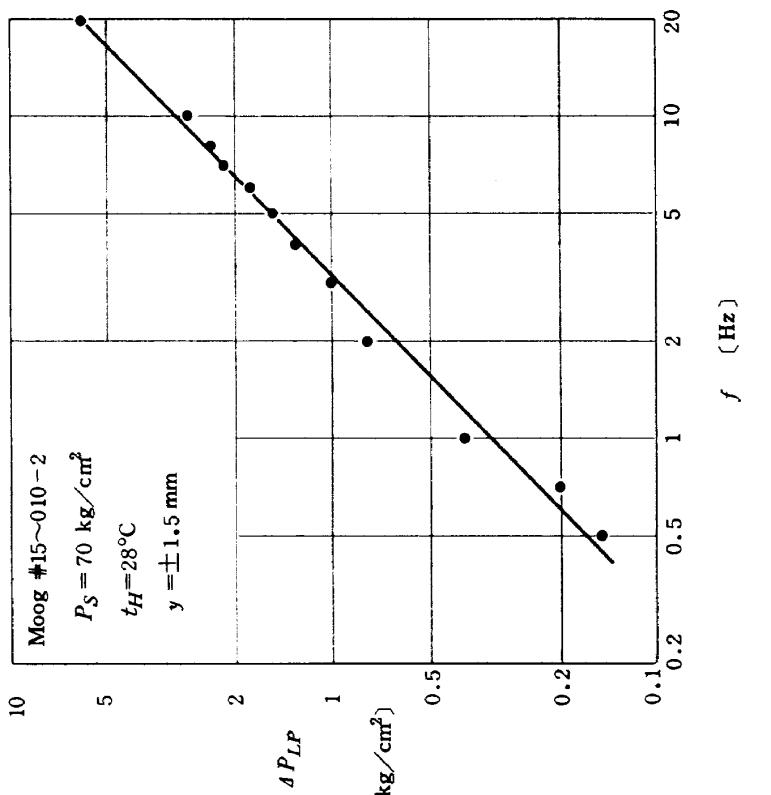


図 9 圧力制御系の負荷圧力変動周波数特性
(その 1 Moog #15-010)

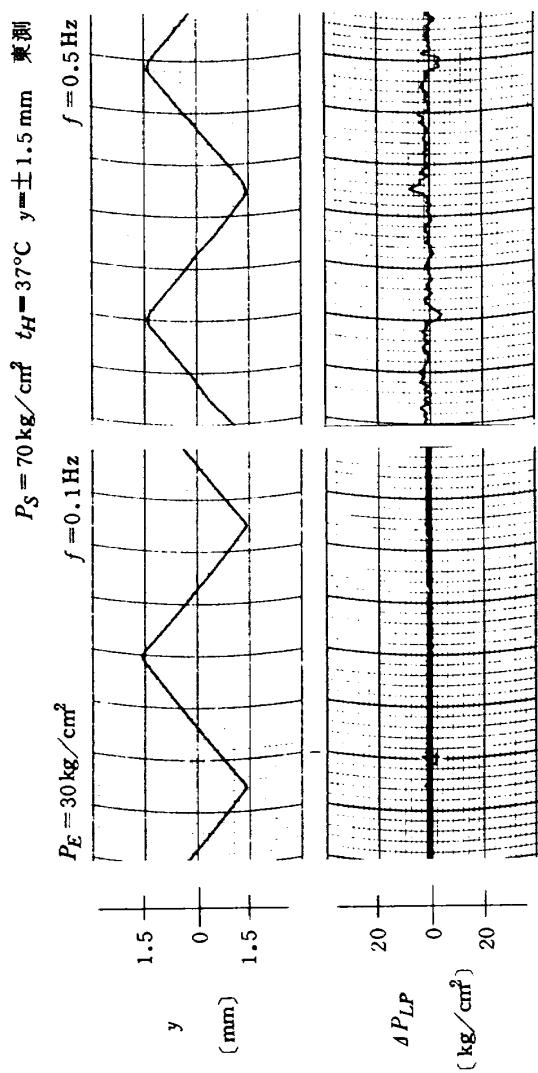


図 11 圧力制御系の負荷圧力変動周波数特性
(その2 東測 #3P-15L-30)

図 10 三角波入力に対する負荷圧力変動特性(その2 東測 #3P-15L-30)

題は極めて重要であるが、その詳細な数学モデルを定めて解析を行なうことは、所要の労力が多大であるにもかかわらず実験データと充分一致することは期待できない。又実験データを求めることが困難と考えられる。これでは実際問題としてゲインが少ないので、実用上は実験的に検討するだけで容認できるものとする。 Q_C の影響は第4節で行なった確認実験システム（油圧サーボ弁の時定数 $T_{PM} = 0.0106 \text{ sec}$ ）の実験結果（図9）の場合には、試作システム（ $T_P = 0.169 \text{ sec}$ ）におけるものの²⁾（図11）に比べて格段に小さい。従ってこのような状態、すなわち $\Delta P_{LP}/Q_C$ が充分小さい条件が成立する場合には、大振幅動作においても Q_C の影響を考慮に入れていない式⑩による解析結果、図6ないしは表6は充分信頼できる。構造設計的に模擬負荷系の Q_C を小さくするには、出力軸の許容変位 y_{max} が同一であればピストンの受圧面積 A_P を小さくすれば良いが、同一の模擬負荷力 F' を得るために供給圧力 P_S を高める必要がある。しかし模擬負荷系を実用する上からは、設備の簡便化を図るためにその油圧源は被試験機器（駆動側）用と同一のものによることが好便と考えられ、更に実験的には $P_S \geq 70 \text{ kg/cm}^2$ で特性がほぼ飽和している。これらのことから、実用上、油圧サーボ弁は実験的に $\Delta P_{LP}/Q_C$ がなるべく小さいものを製作し、選別して使用するべきである。実験結果によれば、 T_P が小さいものでは Q_C の影響はほぼ無視することができた。この観点からも実用サーボ弁の T_P はなるべく小さいものが望ましいことが云える。

又圧力制御系は、表6からその模擬負荷機能として模擬ばね k' を定めた場合に、 k' が大きくなると次第に特性が向上することがうかがえる。すなわちその特性は規定係数値に依存して変化し、このことは既に実験的にも明らかにされた事柄である。かつこのことは実験データと解析結果とが良く符合する。又先に Q_C に対する考察から、 A_P はなるべく小さくすべきことを期待したこと妥当である。

上述から第4節で述べた規定係数値の変更に伴なう制御系の特性変化に関する問題はかかる油圧式サーボ機構を使用する模擬負荷系においてはある程度避けることができない性質のものである。

更に又圧力制御系の特性に影響を及ぼす要因として、第5節では試作圧力制御サーボ弁の時定数 T_P を取上げ、模擬ばね負荷（係数 k' ）を定めた場合の検討を行なってその影響を明らかにした。 k' の代りに模擬粘性抵抗 μ' を定めた場合の有用な周波数限界 f_{A_μ} は、数学モデル、式⑫から比較的発振を起し易いことが予想されるために余

り高いことは期待できない。事実、図5、表5から実験データによっては f_{A_μ} が比較的低いにもかかわらず、解析的 $f_{A_{cal\mu}}$ は充分 10 Hz 以上を与える。更に模擬慣性 M' を定めた場合は、式⑬からより低い周波数までしか f_{A_M} は期待できないと予想される。これらの問題については今後の検討が必要である。

なお式⑩を考察して一般にゲイン K_{VP} 、圧縮性 k_B 、流体力学的な力の影響などの考慮すべき事柄がある。特に K_{VP} が制御系の特性に及ぼす影響は大きいことが予想される。しかし圧縮性に関しては通常 $P_S = 70 \text{ kg/cm}^2$ 程度では充分無視できると云われる。流体力学的な力についても同じく殆んど無視できると云われる。事実、試作装置について計算を行なった結果によれば、動作周波数 $f = 3 \text{ Hz}$ における負荷圧力変動 $\Delta P_{LP,3\text{Hz}}$ は総計しても 10^{-2} kg/cm^2 以下であって（附録参照）、図9、11に示される値に較べて格段に僅少の値である。

7. 結 言

本報告は、一種の油圧サーボ機構を使用して任意の関数形 $f(y, \dot{y}, \ddot{y})$ (y は変位) なる形の模擬負荷機能を発揮できる油圧式圧力制御方式模擬負荷系の有用性に関する評価を行なった。試作装置による実験から、圧力制御系を模擬負荷系に適用しての実用設計を行なう場合に妥当な模擬負荷機能を発揮できる有効限界周波数 f_A が比較的低いことと、これに関連して動作条件に応じて特性変化を生ずることの二点がそこで大きな支障を生ずると予想される問題であった。そのため本報告では圧力制御系の特性変化の原因を解析的に検討し、その特性は使用サーボ弁の時定数 T_P に大きく依存して変化することを明らかにし、かつ実験によても確認した。更にその他の実用上の問題についても検討を加えた結果、かかる構成の模擬負荷系の有用性にかかる試作装置の最終評価として、I) f_A は使用サーボ弁の時定数 T_P ができる限り小さく、かつ強制流量 Q_C に対する負荷圧力変動 $\Delta P_{LP}/Q_C$ が充分小さいサーボ弁を使用した時に最も高くなること、II) その場合に模擬負荷機能として模擬ばね k' を定めれば、 f_A は k' の値如何にかかわらず充分 10 Hz、或はそれ以上を期待して良いことを明らかにした。又これらの解析結果から、実用的な設計に際しての基礎データを提示することができた。

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、計算、実験に協力された東京工業大学 松本和幸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 758-2 p.113 (昭50.5)
- 2) 池谷：機械学会講演論文集 750-4 p.137 (昭50.4)
- 3) 池谷：航技研報告 TR-422 (昭50.8)
- 4) 竹中、浦田：油圧制御 p.21, 80, 89, 107, 丸善 (昭42.2)
- 5) 自動制御研究会編：自動制御便覧 p.491, コロナ社 (昭37.8)
- 6) Connelly : IRE Trans. EC-11 p.31 (1962)

附録 圧力制御系に及ぼす流体力学的な力の影響

圧力制御系内で作用する流体力学的な力の影響を求めるために、油圧サーボ弁のスプールに作用する力の釣合い関係を求めれば、その運動方程式は下式で表わされる。⁴⁾なお摩擦に関してはディザ電流を流すこと無視できるものと考える。

$$\begin{aligned} m_P \ddot{x}_P + \mu \dot{x}_P + k_c x_P \\ = a_P K_1 (E_{IP} - K_{BP} P_{LP}) \\ - 2 c_P w_P x_P (P_S - P_{LP}) \cos \phi + \rho l_P \dot{Q}_P \end{aligned} \quad (附1)$$

x_P はスプールの変位、 μ は粘性摩擦係数、 E_{IP} は入力信号、 K_{BP} はフィードバックゲイン、 P_S は供給圧力、 P_{LP} は負荷圧力、 ϕ は噴流角、 l_P は減衰長さ、 Q_P は出力流量である。

圧力制御サーボ弁の理想特性は、入力信号に対して負荷圧力出力が完全に線形比例すること、すなわち E_{IP} ないしは $(E_{IP} - K_{BP} P_{LP})$ 、結果として x_P に P_{LP} が線形比例することである。従って、式(附1)における左辺第3項と右辺第1項の一次関係を除けば、程度の差は別としてその他のものは総て線形性を乱す要因となり得る。これらは左辺第1項のスプール慣性力、同第2項の粘性摩擦、右辺第2、3項のベルヌイの力の定常、非定常項である。

ベルヌイの力の定常項 F_{Bs} の影響を求めるために、式(附1)におけるベルヌイの力の非定常項と慣性、粘性抵抗の両項を無視して下式のように表わす。

$$F_C = F_{Bs} + F_A \quad (附2)$$

$$Q_P = c_P w_P x_P \sqrt{\frac{P_S - P_{LP}}{\rho}} \quad (附3)$$

$$\left. \begin{aligned} F_C &= c_C E_{IP} \\ F_{Bs} &= c_B Q_P \sqrt{P_S - P_{LP}} \\ F_A &= a_e P_{LP} \end{aligned} \right] \quad (附4)$$

ここで $c_B = -\sqrt{\rho} \cos \phi$ である。この時、 F_C は E_{IP} によってスプールに加わる力を、 F_A は P_{LP} によってスプールに働く力を表わすことになる。式(附2)、(附3)から、

$$c_C E_{IP} = c_B Q_P \sqrt{P_S - P_{LP}} + a_e P_{LP} \quad (附5)$$

式(附5)左辺と同右辺第1項を入れ替え、自乗してから P_{LP} について整理すれば、

$$\begin{aligned} P_{LP} = \frac{1}{2} \left[\left\{ \frac{2}{a_e} c_C E_{IP} - \left(\frac{c_B Q_P}{a_e} \right)^2 \right\} \right. \\ \pm \sqrt{\left\{ \frac{2}{a_e} c_C E_{IP} - \left(\frac{c_B Q_P}{a_e} \right)^2 \right\}^2} \\ \left. - \frac{4}{a_e^2} \left\{ \left(c_C E_{IP} \right)^2 - \left(c_B Q_P \right)^2 P_S \right\} \right] \quad (附6) \end{aligned}$$

ここで指令負荷圧力 P_E を零に、すなわち $E_{IP} \rightarrow 0$ とすれば、 E_{IP} によることなく外部から強制的に出力軸変位 y_I が加えられた時に、ベルヌイの力の定常項 F_{Bs} 単独に起因する負荷圧力変化 ΔP_{Ls} が求められることになる。

$$\Delta P_{Ls} = \frac{1}{2} \left(\frac{c_B Q_P}{a_e} \right)^2 \pm \sqrt{\left(\frac{c_B Q_P}{a_e} \right)^4 + \left(\frac{2 c_B Q_P}{a_e} \right)^2 P_S} \quad (附7)$$

式(附7)に附表1に示した数値を与えて計算すると、同式の右辺第1項と平方根内第1項は充分無視できる程度の大きさであって、

$$\Delta P_{Ls} = 2 \frac{c_B Q_P}{a_e} \sqrt{P_S} \quad (附8)$$

ベルヌイの力の非定常項 F_{Bu} の影響は、油圧サーボ弁のよう四方弁の形をとるものにおいては一般にその正負の減衰長さ l^+ , l^- が互に補償し合って充分無視できる程度の大きさであると云われる。ここで l_P の大きさを殊更過大に定めて $l_P = |l^+| + |l^-|$ を想定し、 F_{Bu} を A_P で除したものとこれに基づく負荷圧力変動 ΔP_{Lu} と考えれば、

$$\Delta P_{Lu} = \frac{\rho l_P \dot{Q}_P}{A_P} \quad (附9)$$

ピストンに加わる慣性力 F_m を与えるものは、 m_P と、シリンダ室を満たしている作動油の質量 m_H の和 m_{TP} である。 F_m を A_P で除したものとこれに基づく負荷圧力変動 ΔP_{Lm} と考えれば、

$$\Delta P_{Lm} = \frac{m_{TP}}{A_P} \ddot{y}_I \quad (附10)$$

$$m_{TP} = m_P + m_H, \quad y_I = y_{max} \sin 2\pi f t \quad \text{である。}$$

粘性摩擦力を F_μ として、これを a_e で除したものとこれに基づく負荷圧力変動 ΔP_{Lu} と考えれば、

$$\Delta P_{Lu} = \frac{\mu}{a_e} \dot{x}_P \quad (附11)$$

表2, 附表1に示した定数に基づく式(附8)～(附11)に対する計算結果は一括して附表2に示す。

附表2から、動作周波数 $f = 3 \text{ Hz}$ において、その振

幅が比較的小さい場合に、流体力学的な力が P_{LP} に及ぼす影響 $\Delta P_{LP3\text{Hz}}$ は、総計しても 10^{-2} kg/cm^2 以下であることが判る。

附表1 圧力制御系の計算定数(その2)

項目	[単位]	規定値
c_B	[$\sqrt{\text{kg sec}^2/\text{mm}^4}$]	-6.85×10^{-6}
Q_P	[mm^3/sec]	$3.69 \times 10^{-3} f \sin 2\pi f t$
a_e	[mm^2]	27.8
ℓ_P	[mm]	9
m_{TP}	[$\text{kg sec}^2/\text{mm}$]	5.03×10^{-6}
μ	[kg sec/mm]	0.02
x_P	[mm]	$0.25 \sin 2\pi f t$

(注) ℓ_P はことさらに正負減衰長さ、 ℓ^+, ℓ^- の絶対値の和。

附表2 流体力学的な力の影響

項目	計算値 [kg/cm^2]
ΔP_{LS}	4.6×10^{-3}
ΔP_{Lu}	4.3×10^{-7}
ΔP_{Lm}	6.9×10^{-6}
ΔP_{Lu}	3.4×10^{-3}

(注) $f = 3 \text{ Hz}, y = \pm 1.5 \sin 2\pi f t \text{ mm}$ の値。

航空宇宙技術研究所報告 424 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 武藏野三鷹 (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)
