

航空宇宙技術研究所報告

TECHNICAL REPORT OF NATIONAL AEROSPACE LABORATORY

TR-193

サーボ弁の非線形流量特性を考慮した
油圧サーボ系のシミュレーション研究

奥石 肇・鈴木崇弘・中村光義

1970年3月

航空宇宙技術研究所
NATIONAL AEROSPACE LABORATORY

既 刊 報 告

TR-171T	Simple Flow Characteristics Across a Strong Shock Wave	Feb. 1969	Kenneth K. Yoshikawa
TR-172	高速における円錐体および三角翼の動安定微係数の測定 Measurement of Dynamic Stability Derivatives of Cones and Delta-Wings at High Speed	1969年2月	柳 沢 三 憲
TR-173T	Coupling Effect of Radiative Heat on Convective Heat Transfer	Feb. 1969	Kenneth K. Yoshikawa
TR-174	Navier-Stokes 方程式に対する差分法 Difference Method for Navier-Stokes Equation	1969年4月	三 好 甫
TR-175	低レイノルズ数における NACA 0012 翼型の失速特性について —失速フラッタの研究II— Stalling Characteristics of the NACA 0012 Aerofoil Section at Low Reynolds Numbers	1969年6月	中 村 泰 治, 磯 貝 紘 二 江 尻 宏
TR-176	軸流回転機の翼の振動について (I) 固有振動数, 振動形および振動応力分布 On the Vibration of Turbomachine Blades (I) Natural Frequency Mode and Stress Distribution	1969年7月	宮 地 敏 雄, 星 谷 昌 二 祖 父 江 靖, 網 干 三 郎 岩 部 柱 相, 武 田 克 己
TR-177	固体ロケットモータの推力大きさ制御の研究 —特性と小型モータによる実験— Thrust Magnitude Control of Solid Rocket Motors —Characteristic Analysis and Small Motor Tests	1969年7月	五 代 富 文, 湯 沢 克 宜 伊 藤 克 弥, 西 村 久 雄
TR-178	測度最大の可制御領域を与える二次形式評価関数の最適重みマトリクスに対する必要条件 Necessary Conditions for the Optimal Weighting Matrices of Quadratic Performance Index to Maximize the Measure of the Controllable Set	1969年7月	川 幡 長 勝
TR-179	テフロン非定常アブレーションの測定 Measurements of Transient Ablation of Teflon	1969年8月	野 村 茂 昭
TR-180	鈴鹿山脈付近における乱気流の観測 Measurement and Analysis of Atmospheric Turbulence over the Suzuka	1969年8月	竹 内 和 之, 小 野 幸 一 山 根 皓 三 郎, 岡 遠 一 外 崎 得 雄
TR-181	振動翼における表面非定常圧力の測定 —失速フラッタの研究(III)— Unsteady Surface Pressure on an Oscillating Aerofoil at High Mean Angles of Attack with Special Reference to Stall Flutter	1969年8月	中 村 泰 治, 磯 貝 紘 二 江 尻 宏
TR-182	点束縛のある板の振動について On the Natural Vibration of Plates Restrained at Several Points	1969年9月	塙 武 敏, 多 田 保 夫 泉 日 出 夫, 越 出 慎 一
TR-183	軸流圧縮機動翼取付部の強度についての実験的研究 —隙間のあるピン接合部— Experimental Investigation of Strength of Axial Flow Compressor Blade Root —Pin Joint Lug having Clearance between Pin and Pin Hole—	1969年9月	池 田 為 治, 山 岸 崇

サーボ弁の非線形流量特性を考慮した 油圧サーボ系のシミュレーション研究*

奥石 肇**・鈴木崇弘***・中村光義****

Simulation Study of Hydraulic Servo System with Consideration of Non-Linear Flow Characteristic of Servo Valve

By Hajime KOSHIISHI, Takahiro SUZUKI
and Mitsuyoshi NAKAMURA

For the synthesis and detailed simulation of gimbal engine attitude control system of a rocket, it is required to establish a mathematical model describing the behavior of gimbal engine hydraulic servo system.

For the first step in the establishment of a mathematical model, we have done experimental studies and simulation studies of a hydraulic servo system with large inertial load and resonant load.

In this paper, we describe the results. In the treatment, the hydraulic servo system is simulated by a mathematical model, in which a servo valve is considered as a non-linear element subjected to the square-root law of pressure difference across the spool port.

We verified the mathematical model by experiments. That is, we compared the results of mathematical simulation by the model and the results of the transient responses of an actual hydraulic servo system with large inertial load and resonant load. As a result, it was verified that the mathematical model can accurately describe the dynamic behavior of a hydraulic servo system with large inertia load and resonant load as a gimbal engine hydraulic servo system.

1. 結 言

人工衛星の打上げには多く液体ロケットが用いられるが、これはその姿勢制御が精度よく行なわれることと、速度制御 (Thrust cut off) が正確に行なわれ得るからである。この液体ロケットの姿勢制御は通常、ジンバルエンジンにより行なわれる。ジンバルエンジンというのは油圧サーボ機構により、その燃焼室がジンバル軸まわりに揺動される機構をもったもので、サーボ機構として次のような問題点が考えられる。

- (1) エンジン支持機構, アクチュエータ取付機構等のもつ Mechanical compliance の影響

- (2) 燃焼によりジンバル点に生ずる摩擦負荷の影響
- (3) サーボ弁の非線形流量特性の影響

(1)は、ロケットの構造重量はでき得る限り軽いことが望ましいという要請から生ずる問題で、エンジンの支持機構その他には比較的大きな Compliance があると考えねばならない。したがってジンバルエンジンは油圧サーボ機構にとって共振負荷となり、ロケットの姿勢制御系の安定性にとって重大な問題を提起するものである。

(2)は、燃焼による推力がジンバル点を通して機体に加えられることによるもので、これにより油圧サーボ機構には大きな摩擦負荷がかかることになる。

(3)は、搭載型油圧サーボ機構はできるだけ小型軽量でなければならぬことから生ずる問題である。すなわち、ジンバルエンジンはこれを駆動する油圧サーボ機構にとって比較的大きな慣性負荷と考えられ、地上の

* 昭和45年1月13日受付

** 計測部

*** 宇宙開発事業団

**** 現特許庁審査部

油圧サーボ装置におけるように、十分なパワーをもちサーボ弁からの圧油流が負荷の影響を受けないと考えることはできない。この負荷の影響と機体の曲げ振動が干渉し合うときには有害なリミットサイクルが生ずることも知られている¹⁾。

以下の研究は特にこの (3) の問題に関して行なったものである。上述のように、この問題は機体全体の制御系として考えねばならない大きな影響をもち姿勢制御系のシミュレーションにおいては、この点を考慮した解析および設計がなされる。そしてそのためには、負荷の影響によるサーボ弁の非線形流量特性を考慮した、ジンバルエンジン油圧サーボ系の動特性を記述する数学的なモデルが必要になる。

油圧サーボ系に関する研究は、わが国においてもすでに以前から行なわれ、サーボ弁内のトルクモータ、ノズルフラップおよびスプール四方弁の詳細な解析も多いがサーボ弁を一つの要素として油圧サーボ機構を設計するユーザの立場からは、これらのこまかい解析手法や結果はあまり便利に利用することはできない。特に、ロケット搭載用油圧サーボ機構に用いるサーボ弁としては、現在ではまだ輸入に頼らざるを得ないので、要素としてのサーボ弁に関して得られるデータは、カタログに示された程度のものである。

たとえば、Moog 社のサーボ弁を輸入した場合にカタログから与えられるデータとしては²⁾、

- (1) バルブ時定数
- (2) バルブ流量特性(静特性)
- (3) 負荷圧力流量特性(静特性)

等であり、このうち、油圧テストスタンド等により直接測定し得るものは、(2) と (3) である。(1) の動特性に関しては、これを測定するために重量のきわめて軽い、摩擦のほとんどないピストンを必要とするので、通常、ユーザがこのような測定を行なうことは困難であり、メーカ側で測定したデータを用いるほかはない。そこで、このような簡単な一、二の静特性のデータおよび、メーカ側から与えられた時定数等を用いて、負荷の影響によるバルブの非線形性までを考慮した、油圧サーボ系の動特性を記述することができないかを追究したのが本研究である。

この場合、負荷系としては比較的大きな、慣性負荷のみの場合と共振負荷をもつ場合について、そのステップ入力に対する過渡応答を、考察した数学的モデルによるデジタルシミュレーションにより求め、同時に実際の油圧サーボ装置により実験を行ない、両者の一致性を調べるといった方法をとった。

記号

A :	アクチュエータ面積
D :	負荷系の粘性抵抗係数
F :	負荷力
$G(s)$:	伝達関数
K_0 :	$K_0'/\sqrt{2}$
K_0' :	サーボ弁の線形化流量係数
K_f :	フィードバックゲイン
K_l :	負荷のスプリング定数
K_g :	電流～スプール変位ゲイン
$K_{s1}(x)$:	サーボ弁ポートの流量係数
$K_{s2}(x)$:	サーボ弁ポートの流量係数
K_v :	サーボ弁の流量ゲイン
N :	サーボ弁非線形部分を表わすブロック
P_{01} :	リターン側圧力
P_{02} :	リターン側圧力
P_{A1} :	アクチュエータ内圧力
P_{A2} :	アクチュエータ内圧力
P_L :	負荷圧力
P_s :	システム圧力
Q :	サーボ弁からの出力流量
Q_R :	サーボ弁の定格出力流量
T :	線形化した油圧サーボ系の時定数
T_1 :	サーボ弁の時定数
U :	ステップ入力大きさ
W :	負荷重量
g :	重力定数
i :	サーボ弁の信号電流
s :	ラプラス演算子
x :	スプール変位
x_R :	基準スプール変位
y :	アクチュエータ変位
z :	負荷変位
ζ_0 :	サーボ弁の減衰係数
λ :	負荷効果を示すパラメータ
σ :	等価伝達関数のむだ時間
τ_1 :	等価伝達関数の時定数
ω :	共振負荷の固有振動数
ω_0 :	サーボ弁の固有振動数

2. 油圧サーボ機構のシミュレーションモデル

1.1 サーボ弁の流量特性

四方弁式流量制御サーボ弁の機構は図 2.1 に示す

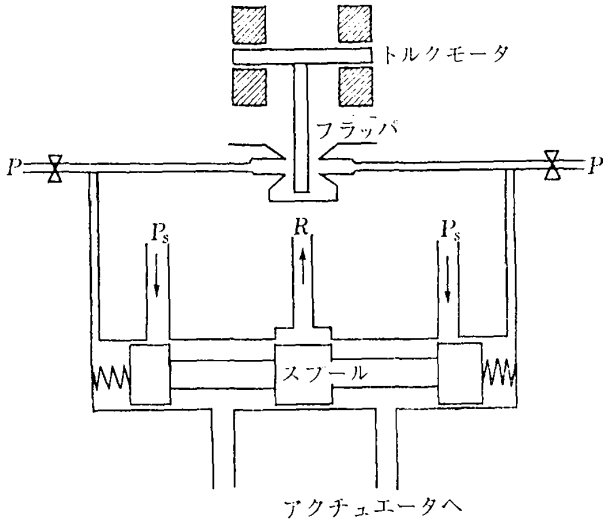


図 2.1 サーボ弁の機構

ごとくである。サーボ弁の特性を検討するために、その動作機構にしたがって、入力信号電流から出力圧油流までを次の四つの段階に分けて考える。

- (1) 入力信号電流からフラップ変位まで
- (2) フラップ変位からノズル背圧まで
- (3) ノズル背圧からスプール変位まで
- (4) スプール変位から流量・負荷圧力まで

静特性では (1) から (3) までの特性は線形とみなしてよいが、(4) は負荷圧力の影響を大きく受けるという意味で強い非線形性を示す。

動特性については、(1) から (3) までは、フラップやスプール等の慣性力や粘性抵抗、平衡スプリングの弾

性等により、動的な項を持つと考えられるが、(4) は、油の圧縮性や、流れの非定常特性を無視すれば動的な項をもたないと考えてよい。

そこで要素としてのサーボ弁単体の特性を (1) から (3) までと、(4) とに分離して考え、サーボ弁のモデルを構成する。

入力信号電流からスプール弁変位 x までの伝達特性を $G(s)$ とおけば、これは通常用いられるサーボ弁単体の動特性に対応するものになり、一次形または二次形の伝達関数で十分に記述することができる³⁾。すなわち

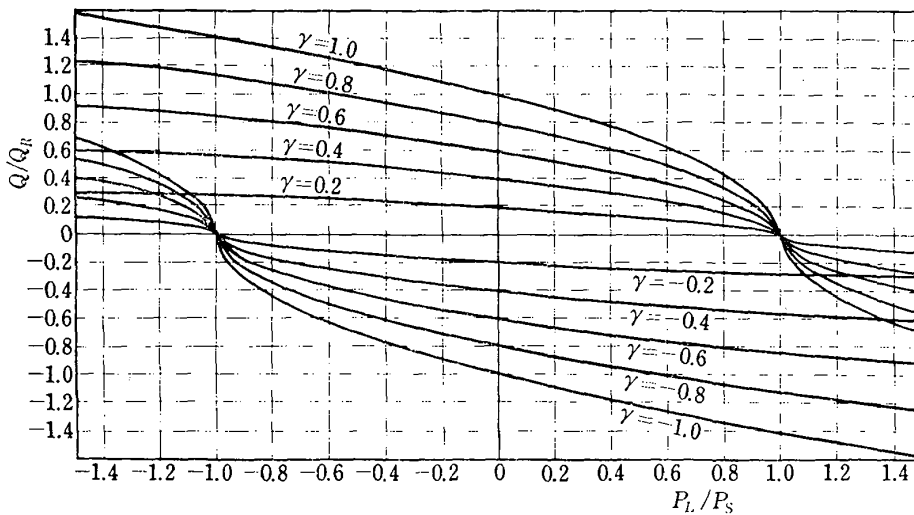
$$\frac{x}{i} = G(S) = \frac{K_S}{1 + T_1 S} \quad (1)$$

または

$$\frac{x}{i} = G(S) = \frac{K_S}{1 + 2\zeta\omega_n S + \omega_n^2 S^2} \quad (2)$$

次にスプール弁変位から流量までの伝達特性は、負荷圧力の影響を受けて強い非線形性をもつが、零重合 (Zero lap) 形の弁では図 2.2 のような負荷圧力-流量線図となる。図でパラメータはスプール変位である。 $P_L \ll P_S$ の範囲では線形化することができるが、既述のように、ジンバルエンジン駆動用油圧サーボ機構においては供給圧力に比して相対的に大きな負荷圧力を考えねばならないのでこのような線形化を行なうことができず、この非線形の伝達特性をそのまま取り扱わねばならない。

この非線形特性は、流量が弁ポートにかかる圧力差



$$\gamma = \frac{x}{x_R}$$

x_R ; 基準スプール変位

図 2.2 負荷圧力と流量の関係

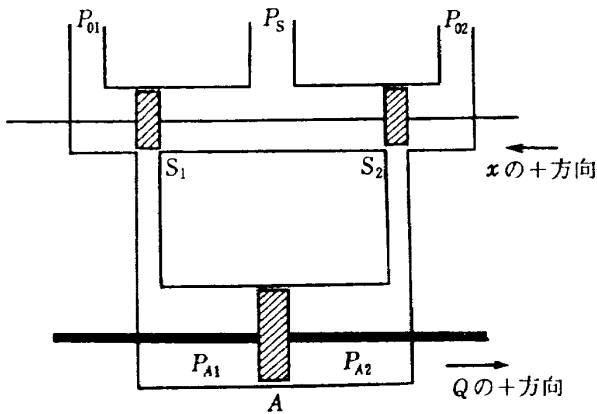


図 2.3 サーボ弁とアクチュエータ

の平方根に比例することを示すものであり、まずこの流量 Q を表わす式を導出しよう。

図 2.1 の流量制御サーボ弁をアクチュエータに接続したときの、問題とする部分は図 2.3 のごとくなる。スプール変位 x および流量の正の方向を図のように定める。

スプール変位 x が正であれば圧油流の方向は図 2.4 のようになり、流量 Q_+ は、

$$Q_+ = K_{S1} \sqrt{P_S - P_{A1}} = K_{S2} \sqrt{P_{A2} - P_{O2}} \quad (3)$$

である。スプールの開度はポート S_1, S_2 と同じであり、ポートの形は短形であるから次のように書くことができる。

$$K_{S1}(x) = K_{S2}(x) = K_0' |x| \quad (4)$$

ゆえに

$$P_S - P_{A1} = P_{A2} - P_{O2} \quad (5)$$

アクチュエータ前後にかかる圧力差を P_L とすれば、これは負荷を駆動するための負荷圧力であり、

$$P_L = P_{A1} - P_{A2} \quad (6)$$

(5), (6) から

$$2(P_S - P_{A1}) = P_S - P_{O2} - P_L \quad (7)$$

ゆえに

$$Q_+ = \frac{K_0'}{\sqrt{2}} x \sqrt{P_S - P_{O2} - P_L} \quad (8)$$

P_{O1}, P_{O2} はリターン側圧力であるから

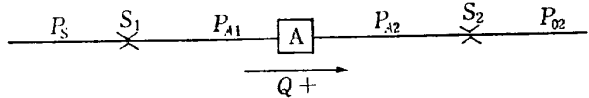


図 2.4 正の流量

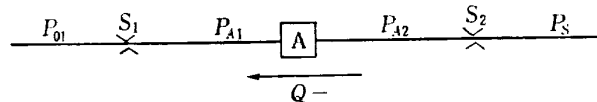


図 2.5 負の流量

$$P_{O1} = P_{O2} = 0 \quad (9)$$

また

$$\frac{K_0'}{\sqrt{2}} = K_0 \quad (10)$$

とおけば

$$Q_+ = K_0 x \sqrt{P_S - P_L} \quad (11)$$

同様にして、スプール変位が負のときには、圧油流の方向は図 2.5 のようになり、流量 Q_- は

$$Q_- = -\frac{K_0'}{\sqrt{2}} x \sqrt{P_S + P_L} = K_0 x \sqrt{P_S + P_L} \quad (12)$$

今

$$\Delta P = P_S - P_L \cdot \text{sgn}(x) \quad (13)$$

とおけば

$$Q = K_0 x \sqrt{\Delta P} \quad (14)$$

これまでの議論では $\Delta P \geq 0$ を仮定していたが負荷力の絶対値が供給圧力を越えるような場合には $\Delta P < 0$ となることがあり、流れの方向は $\Delta P \geq 0$ の場合とは逆になる。したがってこのような場合も含めて次式を得る。

$$Q = K_0 \cdot x \sqrt{|\Delta P|} \cdot \text{sgn}(\Delta P) \quad (15)$$

入力信号電流からフラップ変位までの動特性として通常 (1) 式の一次特性が用いられる、また多くの線形解析の場合にはこれで十分であるので、ここでも (1) 式を用いることにすると、

$$Q = \frac{K_0 K_S}{1 + T_1 S} i \sqrt{|\Delta P|} \text{sgn}(\Delta P) \quad (16)$$

$P_L = 0$ において定格入力電流 i_R を加えたときの、定格出力流量を Q_R とすれば、(16) 式から、

$$Q_R = K_0 K_S \sqrt{P_S} i_R \quad (17)$$

ここで、

$$K_v = K_0 K_S \quad (18)$$

とおけば、この K_v は無負荷のときの定格電流と定格

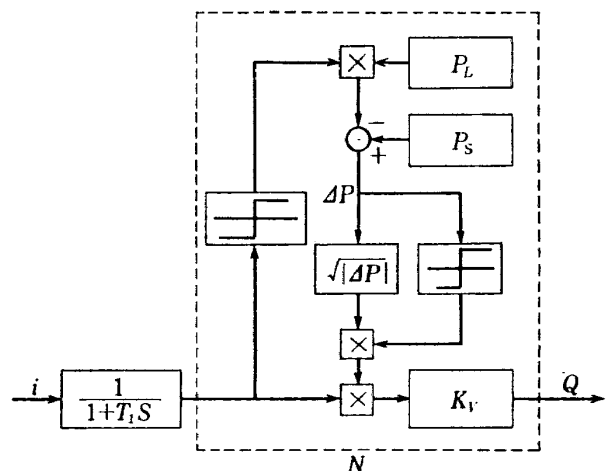


図 2.6 バルブの非線形流量特性を考慮したブロック図

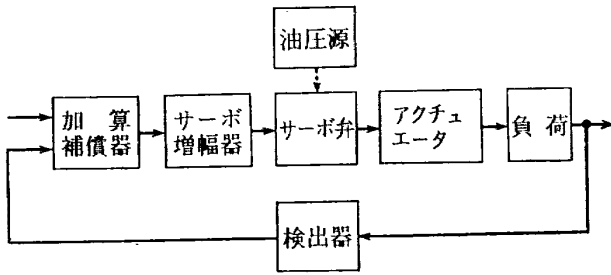


図 2.7 油圧サーボ機構

流量から計算できて、

$$K_v = \frac{Q_R}{i_R \sqrt{P_S}} \quad (19)$$

となる。この K_v を用いれば

$$Q = \frac{K_v}{1 + T_1 S} i \sqrt{|DP|} \operatorname{sgn}(\Delta P) \quad (20)$$

これが、サーボ弁の負荷圧力による非線形流量特性を考慮した入力信号電流と出力流量 Q との関係である。(13) 式と (20) 式とから、サーボ弁の伝達特性を示すブロック図として、図 2.6 を得る。

2.2 サーボ機構

油圧サーボ機構は図 2.7 のように構成されていて、前節で論じたサーボ弁の非線形性のほかにも、アクチュエータ、負荷機構、および油圧源等に種々の非線形性（クーロン摩擦、ヒステリシス、飽和等）があるが本研究は特にジンバルエンジン駆動用油圧サーボ機構を念頭においているので、その場合重要なものとしての摩擦をとりあげたが、それに関しては付録において述べる。

負荷としては、慣性負荷のみの場合と、共振負荷の場合について、サーボ機構のシミュレーションモデルを作る。

2.2.1 慣性負荷のみをもつ場合

圧油流からアクチュエータ変位までの伝達関数 $G(s)$ は、アクチュエータの油漏れがなければ、積分形とみなしてよいから、

$$G(s) = \frac{1}{AS} \quad (21)$$

ここに A はアクチュエータ面積である。

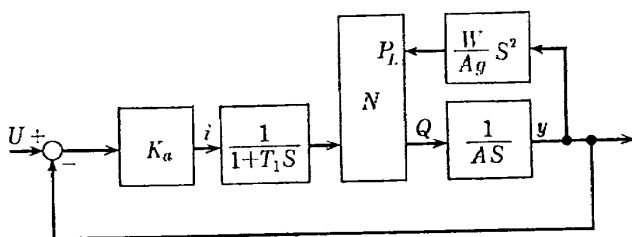


図 2.8 慣性負荷をもつ油圧サーボ機構

アクチュエータと慣性負荷が剛接されていれば、負荷変位とアクチュエータ変位とは等しいから、負荷を駆動する力 F は、

$$F = \frac{W}{g} \ddot{y} = \frac{W}{g} \ddot{z} \quad (22)$$

ここに、 y はアクチュエータ変位、 z は負荷変位、 W は負荷の重量である（ただしこの中にはピストンの重量も含む）。この駆動力は、アクチュエータの負荷圧力によって与えられるものであるから、

$$P_L = \frac{F}{A} = \frac{W}{Ag} \ddot{y} \quad (23)$$

(21)、(23) を用いると、この場合のシミュレーションブロック図は図 2.8 のようになる。図において、 K_a はサーボ増幅器ゲイン、 N は 2.1 節で論じた負荷圧力 P_L を考慮したスプール変位 x から圧油流 Q までの非線形伝達特性である。

2.2.2 共振負荷をもつ場合

アクチュエータと慣性負荷がバネを介して接続されている場合には、負荷は固有の振動数をもつ振動系となる。液体ロケットの姿勢制御に用いられるジンバルエンジン駆動用油圧サーボ機構においても、エンジンの支持機構にあるコンプライアンスによって、等価的にこのような共振負荷となる。共振負荷の場合にはアクチュエータ変位と負荷変位は等しくなく、負荷の駆動力 F はバネの弾性によって与えられるから、

$$F = \frac{W}{g} \ddot{z} + D\dot{z} = K_l(y - z) \quad (24)$$

ここに K_l はバネの弾性定数、 D は負荷系の粘性抵抗係数である。したがってこの場合のシミュレーションブロック図は図 2.9 のようになる。

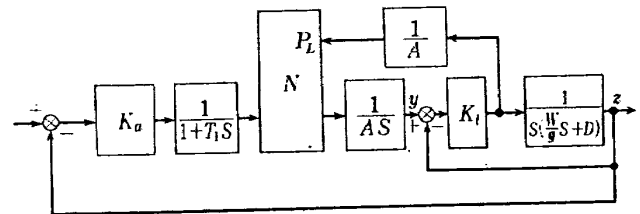


図 2.9 共振負荷をもつ油圧サーボ機構

2.3 負荷の影響に関する考察

以上に述べた油圧サーボ機構を記述する数式モデルにより、ジンバルエンジンの位置制御系のような大きな慣性負荷を駆動する油圧サーボ機構において、その慣性負荷が系の応答にどのような影響を及ぼすかについて考察しよう。

例として、図 2.8 に示す慣性負荷のみの場合の油

圧サーボ機構をとりあげる。サーボ弁の時定数は系全体の時定数に比してかなり小さい(たとえば、ムーグ社の 31 型サーボ弁の場合、システム圧力 3000 psi で、カタログ値は 1.5 msec で²⁾、系全体の時定数の 1/10 以下位になる)。そこで簡単にするためにこれを無視すれば信号電流とスプール変位は常に同位相となり、さらに慣性負荷のみの場合を考えているからスプール変位 x と ΔP とともに常に同符号となる。したがって (20) 式から、

$$Q = K_v i \sqrt{P_s - P_L}$$

今、 U をステップ入力の大きさとすれば、

$$i = K_f K_a (U - y)$$

ゆえに

$$Q = A \dot{y} = K_v K_f K_a (U - y) \sqrt{P_s - \frac{W}{Ag} \ddot{y}}$$

ここで

$$T = \frac{A}{K_a K_f K_v \sqrt{P_s}} \quad (26)$$

とおけば

$$\dot{y} = \frac{1}{T} (U - y) \sqrt{1 - \frac{W}{Ag P_s} \ddot{y}} \quad (27)$$

ここに T は、 $W=0$ 、すなわち負荷の影響を考えないときの、油圧サーボ系の時定数である(サーボ弁の時定数を無視しているの、系の応答はこの場合単なる一次おくれ系になる)。

ここでさらに、

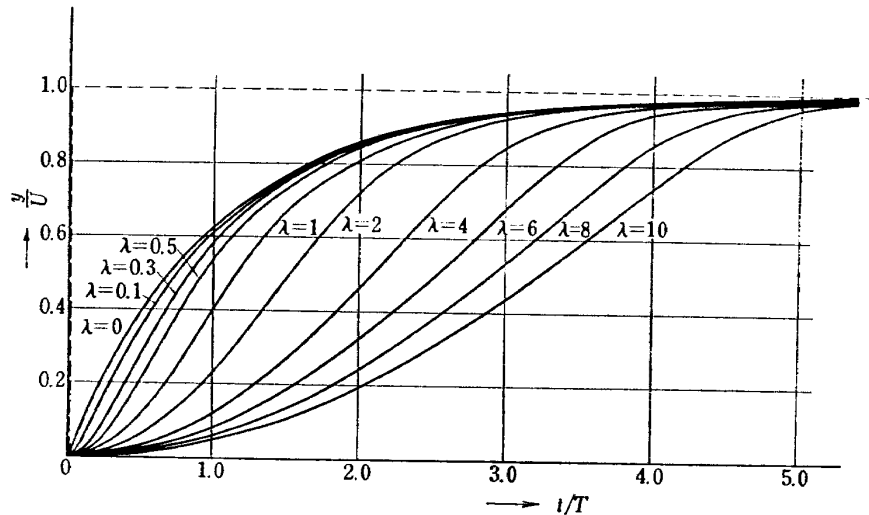


図 2.10 慣性負荷の影響

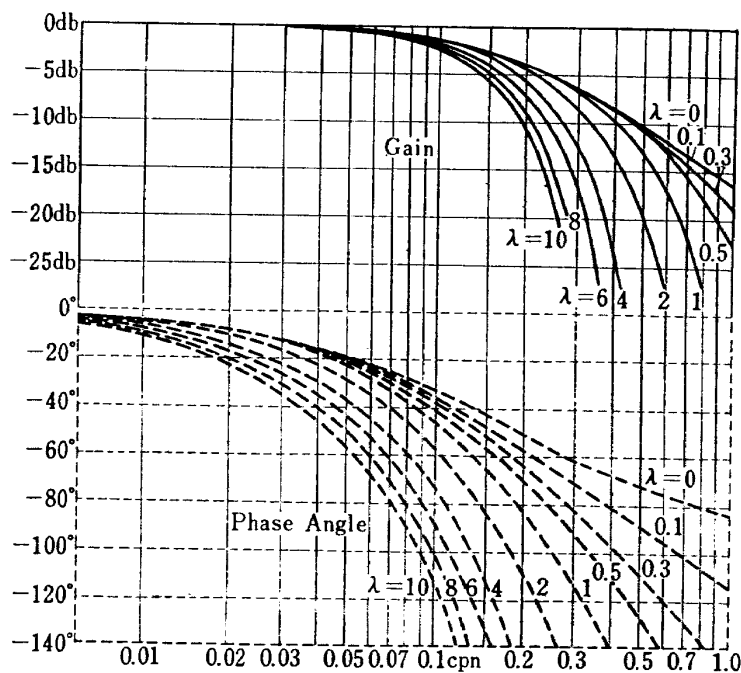


図 2.11 慣性負荷の周波数応答への影響

$$\lambda = \frac{WU}{AgP_sT^2} \quad (28)$$

$$\left. \begin{aligned} y_n &= \frac{y}{U} & t_n &= \frac{t}{T} \\ \dot{y}_n &= \frac{T\dot{y}}{U} \\ \ddot{y}_n &= \frac{T^2\ddot{y}}{U} \end{aligned} \right\} \quad (29)$$

とにおいて⁴⁾, (27) 式を, 時定数 T とステップ入力の大きさ U に関して正規化すれば

$$\dot{y}_n = (1 - y_n) \sqrt{1 - \lambda \ddot{y}_n} \quad (30)$$

(28) 式の入について考えると, 負荷の重量 W が大きい程, アクチュエータ面積 A が小さく, またシステム圧力 P_s の低いほど, λ は大きくなる。すなわち, λ は慣性負荷の大きさの, 系の油圧パワーに対する比のようなものである。そしてさらに (30) 式を見るに, λ が 0 のときには, 系は単なる線形の一次おくれ系になり, λ が大きいほど, 負荷の加速度 \ddot{y} の影響が大きくなることがわかる。ゆえに λ は慣性負荷の, 系の応答に及ぼす影響の大きさを示すパラメータとみることができる。

さらに, このパラメータ入の影響を定量的にみるために方程式 (30) を数値積分した結果を図 2.10 に示す。この図で $\lambda=0$ の曲線が, 慣性負荷の影響を無視したときの応答である。

この過渡応答を周波数応答に変換したものが図 2.11 である。これら二つの図から, λ , つまり慣性負荷の影響によりいかに応答が劣化するかを推察することができる。

3. 以下では, 2. で考察した油圧サーボ系のシミュレーションモデルを実験的に検証し, さらに慣性負荷の影響による応答の劣化についても実験的に検討する。

3. 実験装置

油圧サーボ機構の過渡応答を, 慣性負荷の場合と共振負荷の場合の双方について実験し, 2. で述べた非線形シミュレーションモデルによるシミュレーションの結果と比較するために, 次のような実験装置を製作した。

図 3.1 にこの実験装置を示す。負荷はガイドレール上をスライドベアリングにより平行に移動し得るようになっている。アクチュエータのピストンは板バネを介して負荷に結合されている。この装置では, アクチュエータ面積, 負荷重量, スプリング定数を変え得

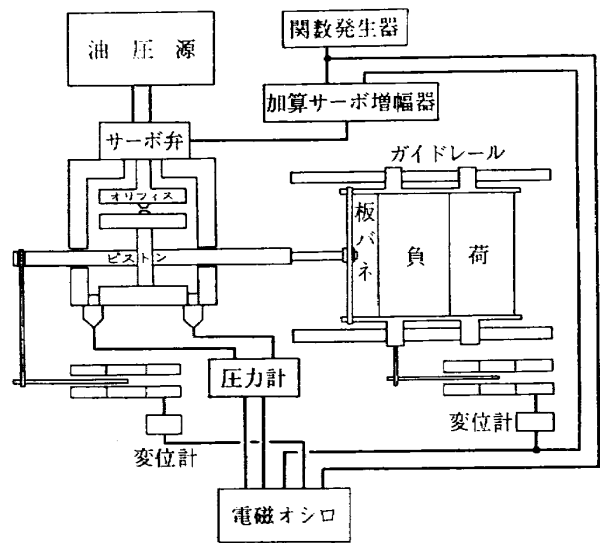


図 3.1 油圧サーボ機構の実験装置

るようになっている。

サーボバルブは Moog 31 型を使用し, アクチュエータ変位, 負荷変位は差動トランスを用いて検出している。

このアクチュエータにはさらにオリフィスダンパを付けられるようになっており, これによる振動負荷の安定化の実験も行なえるようになっている。この実験結果については別に報告する。

図 3.2 はこの実験装置の写真である。

図で①はアクチュエータ, ②はサーボ弁, ③は板バネ, ④は慣性負荷, ⑤はガイドレール, ⑥はスライドベアリング, ⑦はアクチュエータの位置検出用リニアトランスフォーマ, ⑧は負荷位置検出用リニアトランスフォーマ, ⑨は負荷圧力検出用ピックアップである。

③の板バネと④の慣性負荷よりなる負荷は, ガイドレール⑤に沿ってスライドベアリング⑥によりほとんど摩擦なしに動き得るようになっている。サーボ弁②へ信号が与えられるとこの負荷③と④はアクチュエータ①によりガイドレール⑤の上を左右に動く。このアクチュエータの変位および負荷変位は, リニアトランスフォーマ⑦と⑧により検出される。⑨はアクチュエータ内の左右の室の圧力を検出するためのピックアップである。

4. 実験結果とシミュレーションとの比較

以下には 3. で述べた実験装置により行なった実験結果と, 2. で考察した数式モデルによるシミュレーション結果とをあわせて示す。実験は, 慣性負荷をも

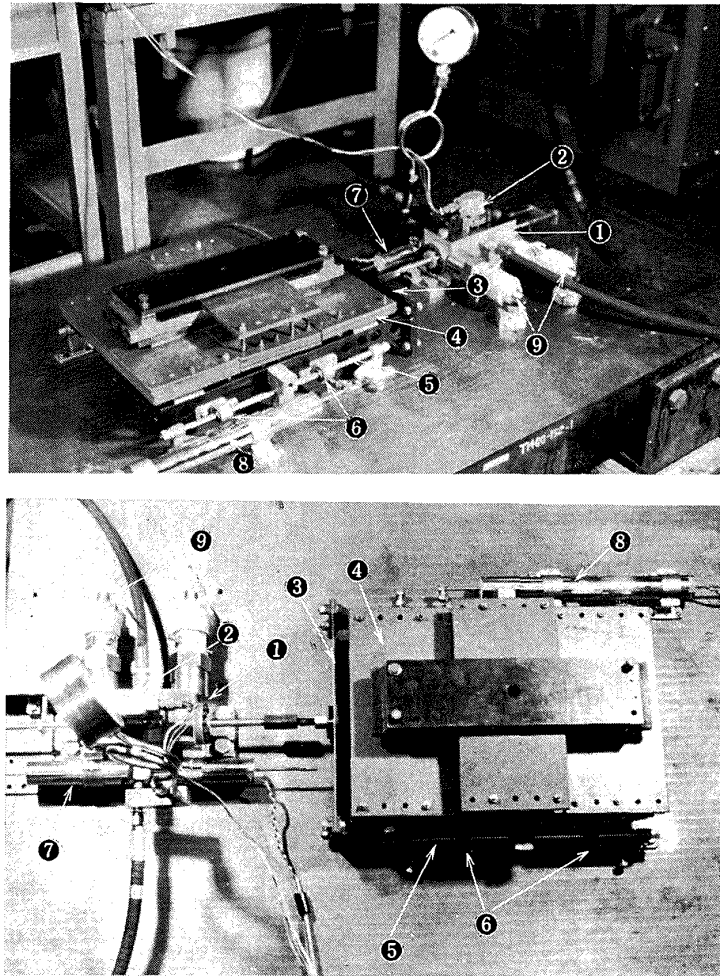


図 3.2 実験装置

表 4.1. 慣性負荷の場合の諸定数

$$T = \frac{A}{K_a K_f K_v \sqrt{P_s}}, \quad \lambda = \frac{WU}{AgP_s T^2}$$

λ	No.	W	U	T	K_a	K_v	K_f	A	P_s	T_1
		(kg)	(cm)	(m sec)	(mA/V)	$\frac{\text{cm}^4}{\text{mA sec kg}^3}$	(V/cm)	(cm^2)	(kg/cm^2)	(m sec)
負荷 パラメータ		負荷重量	ステップ 高さ	サーボ 時定数	アンプ ゲイン	バルブ ゲイン	フィード バック ゲイン	アクチュ エータ 面積	供給圧	サーボ弁 時定数
0.0002	1	0.33	0.325	55.0	3.73	3.00	0.585	3.00	70.0	17
0.480	2	48.1	2.42	59.5	1.15	3.00	0.585	1.00	70.0	17
0.720	3	36.4	4.80	59.5	1.15	3.00	0.585	1.00	70.0	17
0.985	4	48.1	4.96	59.5	1.15	3.00	0.585	1.00	70.0	17
1.46	5	36.4	9.75	59.5	1.15	3.00	0.585	1.00	70.0	17
1.97	6	48.1	9.92	59.5	1.15	3.00	0.585	1.00	70.0	17
3.77	7	48.1	11.3	45.9	1.49	3.00	0.585	1.00	70.0	17

つ場合と、共振負荷をもつ場合について行なった。

4.1 慣性負荷をもつ場合

この場合は、板バネをほぼ剛体とみなせるような厚肉の板でおきかえた。

供給圧力は 70 kg/cm^2 一定とし、負荷重量 W 、ステップ入力の大きさ U 、サーボアンプ・ゲイン K_a 、アクチュエータ面積 A を種々に変えて、七つの場合について実験を行なった。表 4.1 に、これら七つの場合の諸定数を示してある。表および実験結果は、負荷の影響を示す定数 λ について整理してある。

図 4.1 から図 4.7 までにこれら七つの場合の実験結果と、これらの諸定数を式 (20) および図 2.8 のブロック図に代入して行なった、モデルによるシミュ

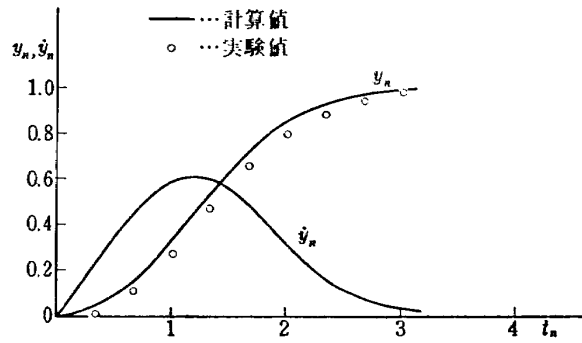


図 4.4 慣性負荷の場合 (No. 4)

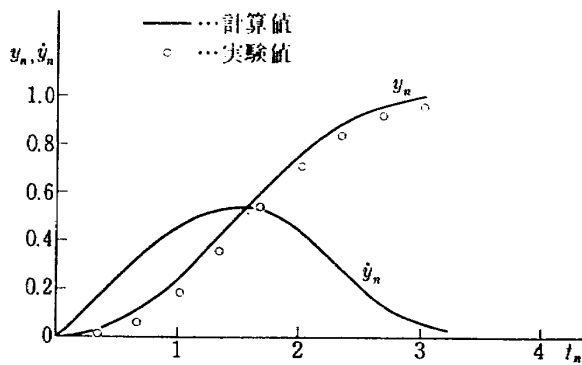


図 4.5 慣性負荷の場合 (No. 5)

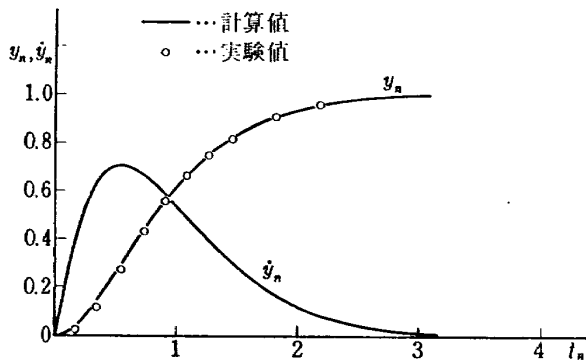


図 4.1 慣性負荷の場合 (No. 1)

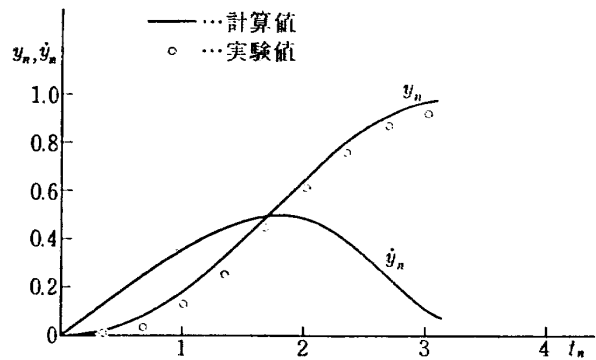


図 4.6 慣性負荷の場合 (No. 6)

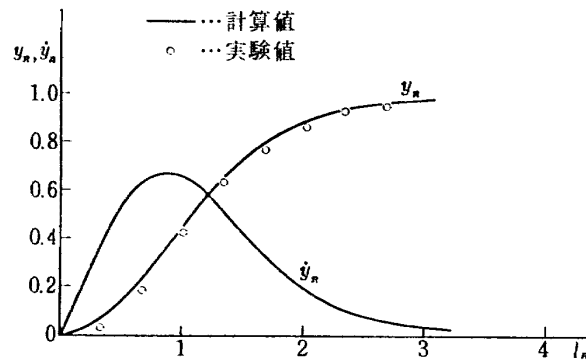


図 4.2 慣性負荷の場合 (No. 2)

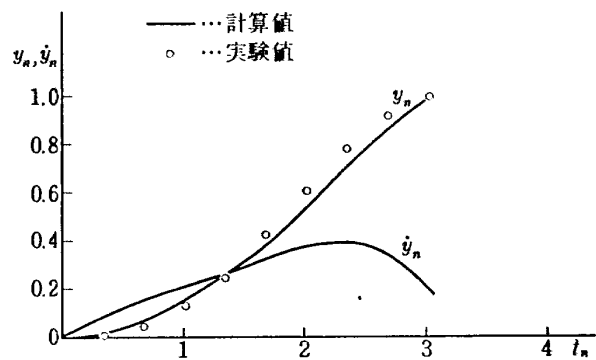


図 4.7 慣性負荷の場合 (No. 7)

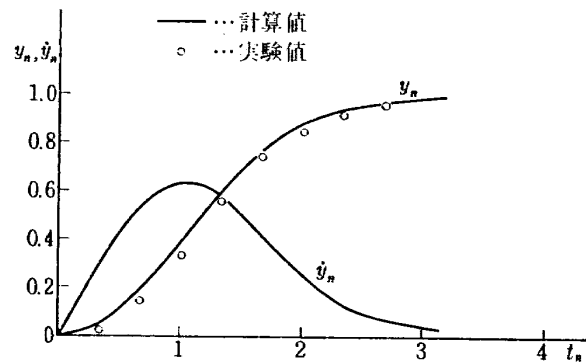


図 4.3 慣性負荷の場合 (No. 3)

レーションの結果とが示されている。結果はすべて (29) 式により正規化された値で示されている。

4.2 共振負荷をもつ場合

この場合には慣性負荷は板バネを介してアクチュエータに接続された。

供給圧力は 140 kg/cm² 一定に保持された。共振負荷の重量は 25.0 kg 一定とし、板バネを種々変えて負荷系の共振周波数を変えた。その他変化したパラメータとしてはフィードバックゲインおよびステップ入力の大きさである。そして八つの場合について実験を行なった。この八つの場合についての定数を表 4.2 に示す。表における共振負荷の減衰定数 D は、負荷系に衝撃を与えその振動の減衰曲線から実験的に求めたものである。

図 4.8 から図 4.15 までにこれらの実験結果と、計

算機によるシミュレーション結果とが示されている。これらのシミュレーションは表 4.2 に示す諸定数を式 (20) およびブロック図 2.9 に代入して計算したものである。結果はすべて、(29) 式により正規化された値で示してある。

5. 結果の検討

5.1 シミュレーションモデルの妥当性について

サーボ弁をオリフィスと考え、その流量特性を供給圧力 P_S と負荷圧力 P_L の差の平方根 $P_S - P_L$ で近似することは D. E. Turnbull により行なわれたが³⁾、この場合にはサーボ弁を単なるオリフィスと考えているので、サーボ弁の第一段増幅部のトルクモータ・ノズルフラップ系については考察がなされていない。

実際には、2. で詳述したようにサーボ弁の動特性

表 4.2. 共振負荷の場合の諸定数

$$T = \frac{A}{K_a K_f K_v \sqrt{P_s}}, \quad \lambda = \frac{WU}{A g P_s T^2}$$

λ	No.	K_L	ω	D	W	U	T	K_a	K_v	K_f	A	P_s	T_1	
		(kg/cm)	(CPS)	(kg/cm/sec)	(kg)	(cm)	(mA/V)	(cm ⁴ /mA sec kg ^{1/2})	(V/cm)	(cm ²)	(kg/cm ²)	(m sec)		
負荷パラメータ		バネ定数	共振固有振動数	共振負荷減衰定数	負荷重量	ステップ高さ	サーボ時定数	アンプゲイン	バルブゲイン	フィードバックゲイン	アクチュエータ面積	供給圧	サーボ弁時定数	
0.5496	1	85	9.0	0.088	25.0	4.22	0.0374	2.05	3.10	0.356	1.00	140	14	アイドクタブ チフック ユイク エー
0.5496	2	161	12.4	0.205	25.0	4.22	0.0374	2.05	3.10	0.356	1.00	140	14	
0.5496	3	210	14.2	0.304	25.0	4.22	0.0374	2.05	3.10	0.356	1.00	140	14	
0.5496	4	323	17.6	0.587	25.0	4.22	0.0374	2.05	3.10	0.356	1.00	140	14	
0.5267	5	85	9.0	0.088	25.0	4.42	0.0391	2.05	3.10	0.340	1.00	140	14	負バ 荷フ ック フィ ード
0.5267	6	161	12.4	0.205	25.0	4.42	0.0391	2.05	3.10	0.340	1.00	140	14	
0.5267	7	210	14.2	0.304	25.0	4.42	0.0391	2.05	3.10	0.340	1.00	140	14	
0.5267	8	323	17.6	0.587	25.0	4.42	0.0391	2.05	3.10	0.340	1.00	140	14	

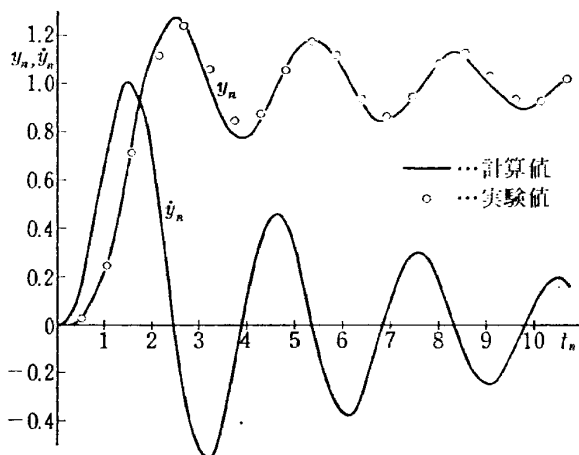


図 4.8 共振負荷の場合 (No. 1)
アクチュエータフィードバック

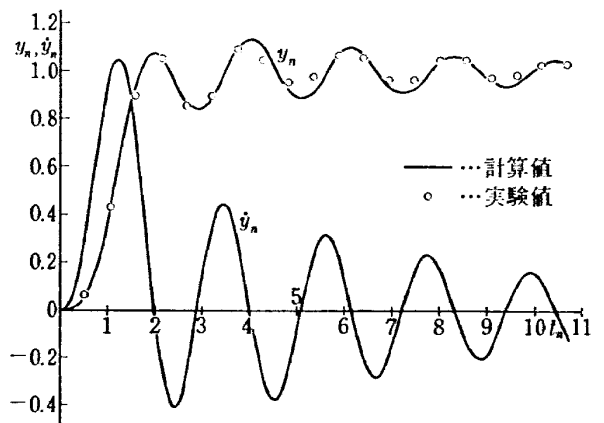


図 4.9 共振負荷の場合 (No. 2)
アクチュエータフィードバック

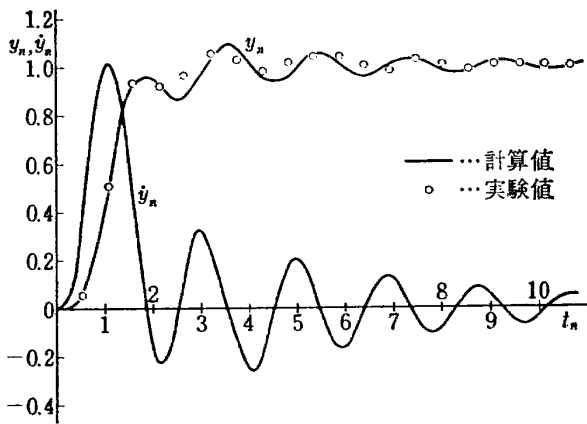


図 4.10 共振負荷の場合 (No. 3)
アクチュエータフィードバック

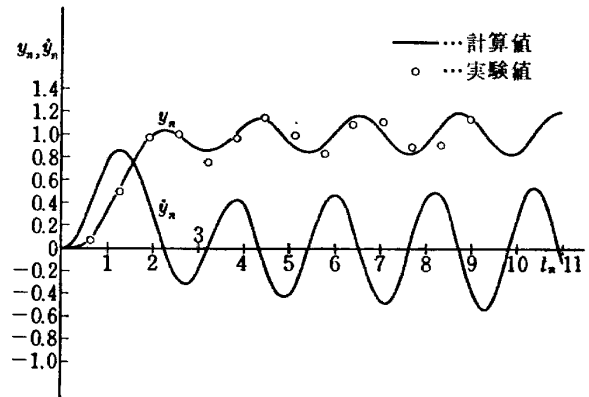


図 4.13 共振負荷の場合 (No. 6)
負荷フィードバック

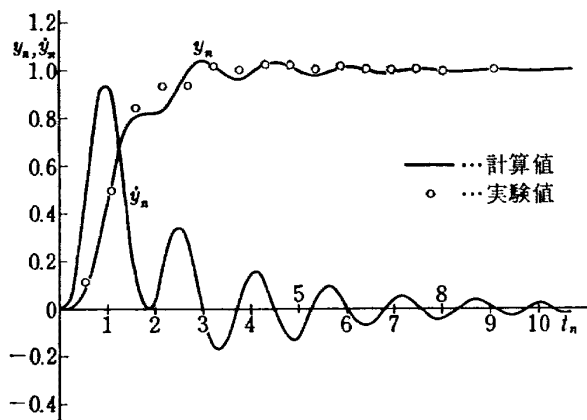


図 4.11 共振負荷の場合 (No. 4)
アクチュエータフィードバック

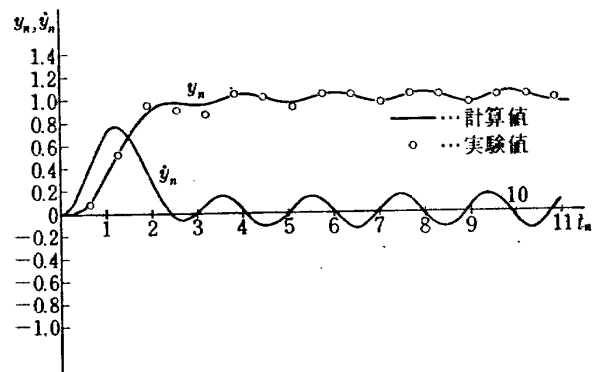


図 4.14 共振負荷の場合 (No. 7)
負荷フィードバック

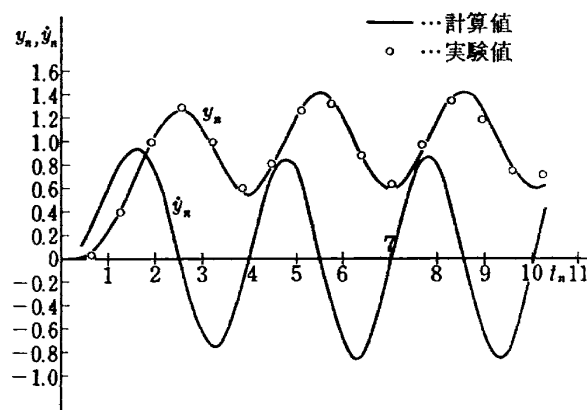


図 4.12 共振負荷の場合 (No. 5)
負荷フィードバック

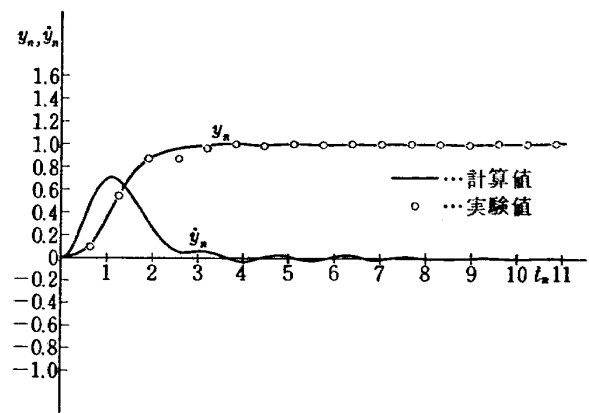


図 4.15 共振負荷の場合 (No. 8)
負荷フィードバック

はそのトルクモータ・ノズルフラップ系の動特性で記述される。したがって Turnbull の論文では、サーボ弁への入力電気信号からバルブのスポールまでの動特性が考慮されていないことになる。そしてこの動特性があるために、スポール変位と負荷圧力の符号が必ずしも一致しなくなるのであり、スポール弁のオリフィスにかかる圧力差 ΔP はスポール変位 x の符号を考慮した(13)式で表わされねばならないが、Turnbull の論文では当然のことながらこの符号の点についても考慮されていない。実際に共振負荷をとり扱う場合には、アクチュエータ・ピストンの動きと負荷の動きとは一般に一致せず、したがって上記動特性によるスポール弁変位のおくれを考慮しない数式モデルは意味がないことになる。

さらに、供給圧力を越える負荷圧力の存在のもとでは逆流が生ずるが、これらすべてを考慮した数式モデルが(20)式である。

さてわれわれは、慣性負荷および共振負荷について4.に述べたごとくステップ応答の実験を行ない、一方、上記(20)式のシミュレーションモデルおよびブロック図 2.8, 2.9 により計算機によるステップ応答のシミュレーションを行なったが、その結果図 4.1 から図 4.7 および図 4.8 から図 4.15 に示すごとく、(20)式のシミュレーションモデルは負荷の影響を受ける油圧サーボによる位置制御系の動特性をよく記述し得ることがわかった。

ちなみに、Turnbull は実験による検証も行っていない。

5.2 慣性負荷の影響について

慣性負荷の影響により、油圧サーボによる位置制御系の動特性がどのように変わるかが、実験および、シミュレーションモデル(20)による計算結果から明らかにされたが、さらに2.で述べたごとく、 λ なる負荷の影響を表わすパラメータで結果を整理し、またサーボ弁の動特性の影響を除外した(サーボ弁の時定数 T_1 を0とみなした)無次元された方程式(30)による図 2.10, および、図 2.11 の計算結果を見れば、慣性負荷は負荷位置の過渡応答を劣化させ、また周波数応答のゲインおよび位相特性双方に著しい影響を与え、これを劣化させることがわかる。

6. λ の油圧サーボ系設計への一応用

サーボ機構の設計には、あらかじめ要求される応答周波数が決められているから、通常はこれに適合するようにサーボループゲインが決められる。このように

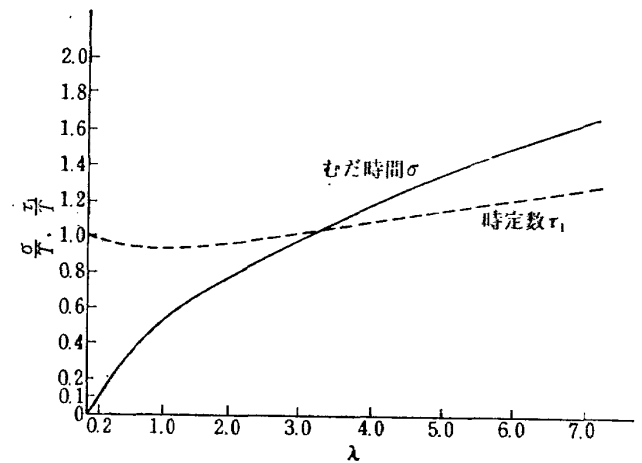


図 6.1 むだ時間をもつ一次おくれ要素で近似したときの、パラメータと λ との関係

して決められた系において、 λ によって実際の応答が劣化するのはサーボ系の機能を保証すべきパワーが不足しているからであると考えられる。すなわち λ はサーボ系に対するパワーの相対的な能力を示すことになる。したがって λ によってサーボ機構の信号機能とパワー機能の調和を検討することができると考えられる。

図 6.1 は図 2.10 に示されている λ をパラメータとした過渡応答を、むだ時間 σ と時定数 τ_1 をもつ次式のような一次おくれ要素 $G(s)$ の過渡応答で近似した場合の、 λ に対する τ_1, σ の関係を示したものである。

$$G(s) = \frac{1}{1 + \tau_1 s} e^{-\sigma s} \quad (31)$$

このような、むだ時間をもつ一次おくれ系で近似することは、高次伝達関数や、非線形伝達要素をなるべく簡単な伝達要素で近似する場合に、便利に用いられる手法である。そしてこの等価むだ時間 σ と、時定数 τ_1 により系の応答を評価する。

この図では、 σ および τ_1 は、サーボ弁を線形伝達要素とみなし、さらにその時定数を無視したとき(このとき系は線形一次おくれ系となる)の時定数 T で無次元化してある。

そこでこのような図が作成してあれば、たとえば、所定の大きさ U 以下のステップ入力に対して、等価むだ時間がサーボ系を線形と見なしたときの時定数 T の $1/10$ 以下にするには、

$$\lambda \leq 0.2$$

となるように、供給圧力やアクチュエータ面積を選んで、パワーの調和をはからねばならないことがいえる。

7. 結 論

ジンバルエンジン駆動用油圧サーボ機構のような、大きな慣性負荷をもつ油圧サーボ系について、慣性負荷と共振負荷をもつ場合を取りあげ、

- (1) 負荷の影響によるサーボバルブの非線形流量特性を考慮した非線形シミュレーションモデルを確立した。
- (2) このシミュレーションモデルに必要なサーボバルブに関する諸定数はカタログあるいは簡単な静的試験で知り得るもので、バルブ内の流量特性に関する何等のデータも要しない。
- (3) λ を系のパワー能力を示すパラメータと考えこれにより慣性負荷による過渡応答、周波数応答の劣下を明らかにし、さらに λ のサーボ系設計における応用の一端を示した。

付 録

クーロン摩擦：

クーロン摩擦は非線形性が強く、ここでは滑り速度と摩擦力との関係を図 A-1 のように考えた。滑り摩擦力はほぼ一定と仮定するか、または滑り速度の一次式と仮定してもよい場合が多いが、静止摩擦力は最大静止摩擦力までの大きさの任意の値をとり得るので図 A-1 だけから単純に最大静止摩擦力を静止摩擦力と考えてはならない。したがってクーロン摩擦のシミュレーションはやや複雑な回路となり、次のように分けて考えねばならない。

$$\begin{aligned}
 |\dot{x}| \geq v_c; & \quad F = F_c \operatorname{sgn} \dot{x} \\
 |\dot{x}| < v_c; & \quad f \geq F_{c \max} \text{ のとき} \\
 & \quad F = -F_{c \max} \cdot \operatorname{sgn} f \\
 & \quad f < F_{c \max} \text{ のとき} \\
 & \quad F = -f \cdot \operatorname{sgn} f
 \end{aligned}$$

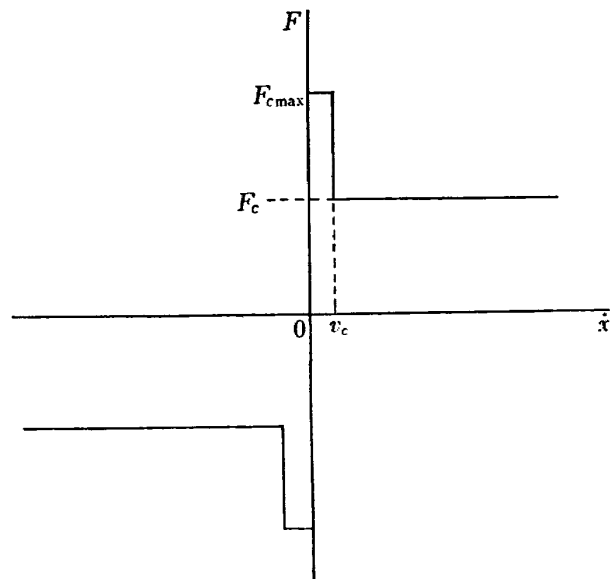


図 A-1 ．クーロン摩擦

ここに F は摩擦力、 f は加えられる力である。

また v_c の大きさとしては次のように仮定した⁵⁾。

$$v_c = \frac{\dot{x}_{\max}}{500}$$

さらに $2F_c = F_{c \max}$ と仮定した。

文 献

- 1) Analysis and Design of Space Vehicle Flight Control Systems; NASA CR-834 1967 Vol VII Attitude Control During Launch. Arthur L. Greensite.
- 2) Moog Servo Catalogue
- 3) Moog Technical Bulletin
- 4) The Response of a Loaded Hydraulic Servo-Mechanism. D.E. Turnbull. P.I.M.E. Vol 173 No9. 1959
- 5) Electronic Analog & Hybrid Computer, McGraw-Hill 1964. Korn and Korn. P364-366

TR-184T	An Improved Method of Designing and Calculating the Minimal Wave Drag Configuration by Supersonic and Moment of Area Rules	Oct. 1969	Kenneth K. Yoshikawa
TR-185	FRP ロケットノーズコーンの赤外線輻射による加熱実験 Thermal Characteristics of FRP Rocket Nosecone	1969年11月	小川 鏡一, 遠藤 修司
TR-186	ロケット搭載用伝送線路型アンテナの解析 The Analysis on Transmission-line Rocket Antennas	1969年12月	田畑 浄治, 桜井 善雄 三浦 雅男, 松崎 良継 塚本 憲男
TR-187	ホール効果を用いた地磁気式姿勢計の研究 A Magnetic Attitude Measuring Instrument Applying the Holl Effect	1969年12月	木村 茂, 田畑 浄治 松崎 良継
TR-188	浮動型1自由度積分ジャイロの不等弾性誤差 Analysis of the Anisoelastic Errors of a Floated Single Degree of Freedom Integrating	1970年1月	大月 正男, 新宮 博公 田畑 浄治, 鈴木 孝雄 円居 繁治
TR-189	誘導制御を含んだロケットの運動のハイブリッドシミュレーション The Hybrid Simulation of Guided and Controlled Flight of Rocket	1970年1月	輿石 肇, 中正 夫 森 英彦, 大石 晃造 冠 昭夫, 本間 幸造
TR-190	超音速における鈍い物体の干渉 Interaction of Blunt Bodies in Supersonic Flow	1970年2月	谷 喬, 河本 巖 榊原 盛三, 野田 順一
TR-191	Nearly-Free-Molecule-Flow の物体抵抗 Drag Measwemnt in Nearly-Free-Molecule-Flom Regime	1970年2月	恩 地 瑛, 山本 稀義
TR-192T	Transient Couette Flow of Rarefied Binary Gas Mixtures	1970年3月	Katsuhisa Koura

航空宇宙技術研究所報告193号

昭和45年3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)44-9171(代表)☎182

印刷所 株式会社 東京プレス
東京都板橋区桜川 2~27~12
