

航空宇宙技術研究所報告

TECHNICAL REPORT OF NATIONAL AEROSPACE LABORATORY

TR-166

DPF バルブを用いたジンバルエンジン駆動用
油圧制御系の基礎的解析

畑 山 茂 樹・奥 石 肇

1968 年 11 月

航空宇宙技術研究所
NATIONAL AEROSPACE LABORATORY

既 刊 報 告

- | | | | |
|--------|---|----------|-------------------------------------|
| TR-145 | ロケット用耐熱材料の研究 Study on the Heat Insulation Materials for Rocket | 1967年11月 | 古田 敏 康 |
| TR-146 | 半導体歪ゲージを用いる小型高感度加速度計の研究 Study on the Miniature Type High Sensitivity Accelerometer Using Semiconductor Strain Gages | 1967年11月 | 田畑 浄 治, 大坪 孔 治 滝 沢 実 |
| TR-147 | 固体ロケットモータのノズルにおける熱伝達の実験的研究 —プロペラント内へ添加されたアルミニウムの影響— An Experimental Investigation of Heat Transfer in the Nozzle of High-Aluminized Solid Rocket | 1968年 2月 | 五代 富 文, 湯 沢 克 宜 伊 藤 克 弥, 西 村 久 男 |
| TR-148 | 失速角以上で振動する翼のまわりの流れの観察 —失速フラッタの研究(I)— Optical Observation of the Separated Flow around an Oscillating Aerofoil at High Mean Angles of Attack with Special Reference to Stall Flutter | 1968年 2月 | 中 村 泰 治, 磯 貝 紘 二 江 尻 宏 |
| TR-149 | よどみ点におけるグラファイトのアブレーションの実験的研究 An Experimental Study of the Ablation of Graphite in the Stagnation Region | 1968年 2月 | 相 原 康 彦, 野 村 茂 昭 渡 辺 泰 夫 |
| TR-150 | 強化プラスチックの熱的物性値について (輻射加熱による測定) The Measurement of Thermal Properties of Reinforced Plastics at Temperatures up to 150°C (Infra-red Radiation Method) | 1968年 2月 | 小 川 鉦 一, 野 口 義 男 |
| TR-151 | 空気力学的加熱の少ない極超音速飛しょう体 Minimum Heat Transfer Body at Hypersonic Speeds | 1968年 3月 | 相 原 康 彦 |
| TR-152 | 二次元二重円弧翼列の遷音速実験 High Speed Tests of Compressor Cascades with Double Circular Arc Blade Sections | 1968年 3月 | 近 藤 博, 菱 田 光 弘 山 崎 紀 雄, 古 川 昇 |
| TR-153 | アーク加熱衝撃波管による物体のまわりの高温気流の研究 Study of High Temperature Flow around Body Using an Arc-Driven Shock Tube | 1968年 4月 | 松 崎 利 一, 上 瀬 千 春 |
| TR-154 | フライングテストベッドの計画 —本体のシステムデザイナー— System Design of Flying Test Bed for VTOL Aircraft at National Aerospace Laboratory | 1968年 5月 | 新型航空機部 |
| TR-155 | 遷音速における Control-Surface Buzz に関する研究 An Investigation on Control-Surface Buzz at Transonic Speeds | 1968年 5月 | 中 村 泰 治 |
| TR-156 | 二次元湾曲ジェットの相似構造と乱流混合におよぼす曲率の研究 Effects of Curvature on the Similar Structure and Turbulent Mixing of Two-dimensional Curved Jets | 1968年 5月 | 遠 藤 浩 |
| TR-157 | 電子線密度測定法による低密度極超音速流の実験的研究 Experimental Study of Low Density Hypersonic Flow Using Electron-Beam Densitometry | 1968年 6月 | 和 田 勇, 曾 我 国 男 |

DPF バルブを用いたジンバルエンジン駆動用 油圧制御系の基礎的解析*

畑 山 茂 樹**・奥 石 肇**

Fundamental Analyses of Gimbal-Engine Positioning Hydraulic Control System Made Use of DPF Servoalve

By Shigeki HATAYAMA and Hajime KOSHIISHI

It has been known that a rocket-engine vibrates at a comparatively low resonant frequency, since there is a compliance in gimbal-engine mechanisms. When we synthesize a hydraulic control system for positioning a gimbal-engine, it is very important to suppress the resonance of a rocket-engine by some means or other.

In this paper, a gimbal-engine is considered as the inertia load system which has a compliance, and we discuss compensation methods for the hydraulic control system which must control the modeled load non-oscillatorily, rapidly, and accurately. As possible methods of the compensation, we analyze PF (Pressure Feedback), DPF (Dynamic Pressure Feedback), and CDPF (Compensatory DPF) methods, and propose the technique for determining the values of compensation constants. The validity of fundamental analyses is verified by the analog computer simulation. In case of carrying out the best compensation, dynamic characteristics of these three methods are all similar, but static ones are different. That is, PF method is lacking in the actuator-stiffness, but the actuator-stiffness for DPF method is infinite. CDPF method is one which can moreover improve on static characteristics of DPF method, and it is possible to control the engine angle precisely. As compensation elements to be necessary for these three methods can be realized by means of hydraulic circuits, the problem of compensating a control system best, reduces to one of synthesizing servoalves which have its function.

1. 結 言

液体ロケットのスラスト方向を制御するには通常ジンバルエンジンを用いる。ロケットエンジンを揺動するには相当の駆動力を必要とし、さらに応答の精度と速応性が要求されることから、油圧による自動制御系が必然的に必要となる。この油圧制御系は通常、流量制御方式であるが、制御精度の向上とロケット姿勢制御系の安定性改善のために、種々の補償が必要となる。その本質的な理由はジンバルエンジン系に固有なコンプライアンスが存在するため、エンジンが比較的低い周波数で共振することによる。従来、この問題の解決策として、エンジンがアクチュエータに作用す

る力を検出してフィードバックする補償法 (Pressure Feedback Method: PF 方式) が採用されてきた¹⁾。しかし PF 方式はエンジン自重などの静的な力がアクチュエータに作用すると応答精度を悪化する欠陥がある。この欠点を克服するため、力の不完全微分値をフィードバックする補償法 (Dynamic Pressure Feedback Method: DPF 方式) が考えられ、この補償機能をサーボバルブに持たせた DPF バルブ (図A) が考案された^{1),2)}。

しかし、DPF バルブまたは DPF 方式油圧制御系に関する研究は、まだ内外において発表されていない。このため筆者等は DPF 補償によって得られる制御性能と、その問題点を明確にすることを目的として、DPF バルブを用いたジンバルエンジン駆動用油圧制御系の基礎的な解析を行なった。この解析の結果とし

* 昭和 43 年 8 月 21 日受付

** 計測部

て、スラスト方向を無振動で精度良く、かつ迅速に制御するために必要な DPF 補償定数を決定する方法を提案し、さらに、エンジンの精密位置制御に適した Compensatory DPF (CDPF) 方式について考察する。

2. 記 号

定数は主として大文字で表わし、変数はすべて小文字で表わす。変数の変動は微量とし、その初期値はすべてゼロとする。

- A_B : バッファピストン面積 [cm²]
- A_P : アクチュエータ面積 [cm²]
- A_S : スプールフィードバック面積 [cm²]
- C_q : オリフィス流量係数 [cm⁵/kg sec]
- E_B : バッファスプリング係数 [kg/cm]
- E_S : スプールバネ係数 [kg/cm]
- f_D : 静的外乱力 [kg]
- f_L : アクチュエータのうける負荷力 [kg]
- g : 重力定数 [cm/sec²]
- i : 入力 [cm]
- i_t : トルクモータ入力 [mA]
- $j = \sqrt{-1}$
- K_1 : 変換定数 [cm/V]
- K_2 : 変換定数 [cm/V]
- K_A : サーボアンプゲイン定数 [mA/V]
- K_B : トルクモータ・ノズルフラップ系ゲイン定数 [cm/mA]
- K'_C : 補償要素ゲイン定数 [cm³/kg]
- K'_D : DPF 要素ゲイン定数 [cm³/kg]
- K_L : ジンバルエンジン系コンプライアンス [kg/cm]

- K_V : スプール・4 方弁系ゲイン定数 [cm²/sec]
- M_L : ジンバルエンジン質量 [kg sec²/cm]
- P_1 : ポート (1) の圧力 [kg/cm²]
- P_2 : ポート (2) の圧力 [kg/cm²]
- P_3 : ポート (3) の圧力 [kg/cm²]
- $p_F = P_1 - P_3$
- $p_L = P_1 - P_2$
- q : 流量 [cm³/sec]
- s : ラプラス演算子 [rad/sec]
- t : 時間 [sec]
- T_1 : トルクモータ・ノズルフラップ系時定数 [sec]
- T_2 : スプール・4 方弁系時定数 [sec]
- T_3 : DPF 要素時定数 [sec]
- T_4 : 補償要素時定数 [sec]
- x : スプール変位 [cm]
- x_1, x_2, x_3 : 図 C 参照 [cm]
- y : アクチュエータ変位 [cm]
- y_s : 定常状態におけるアクチュエータ変位 [cm]
- z : ジンバルエンジン変位 [cm]
- z_s : 定常状態におけるジンバルエンジン変位 [cm]
- ϵ : 入力とアクチュエータ変位またはジンバルエンジン変位との誤差量 [V]

3. DPF バルブの原理

アクチュエータが負荷側からうける力(または圧力)

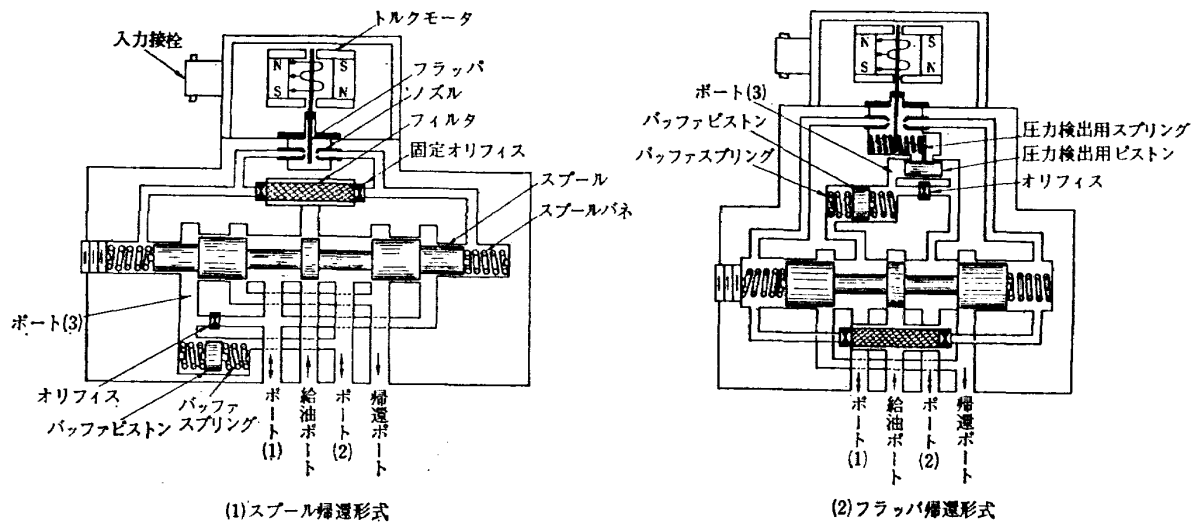


図 A DPF バルブ原理図

を検出する方法には、ロードセルあるいは加速度計を使用する方法と、アクチュエータの両側ポートに生ずる圧力を利用する方法とがある。前者によって得られた信号は電氣的に処理されるが、後者によって得られた信号の処理は、適当な油圧回路を使用することにより、機械的に行なうことができる。DPF バルブは後者の方法を利用して、補償回路をサーボバルブ内に集積化したものである。図Aにもとずいて、その作動原理を説明すると以下のようなものである。負荷圧力 $p_L (=P_1 - P_2)$ はバッファピストン、バッファスプリング、オリフィスから構成された DPF 回路で近似的に不完全微分され、フィードバック圧力 $p_F (=P_1 - P_3)$ に変換される。このフィードバック圧力はスプールに作用する力に変換されるが、その力は動的に圧力の高いポート側の 4 方弁開度を減少する向きに働く。なお、フィードバックの方法としてはスプール帰還形式 (図A. 1) とフラップ帰還形式 (図A. 2) とが考えられる。後者の形式には圧力を変位に変換するための圧力検出用ピストンとスプリングを必要とする。

4. ジンバルエンジン駆動用油圧制御系のモデル

ロケットエンジンを揺動する油圧制御系は次のようなモデルで表わすことができる³⁾。まず、ジンバルエンジン系は図Bに示すようなコンプライアンスを有す

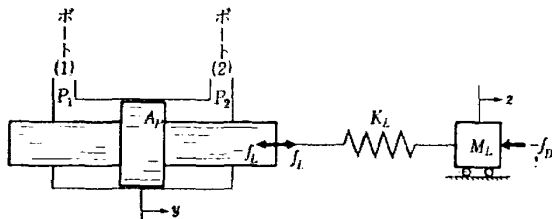


図 B ジンバルエンジン・アクチュエータ系のモデル

る慣性負荷系と考えることができる。図から容易に、負荷とアクチュエータに関して次式が求められる。

$$f_L = K_L(y - z) \quad (1)$$

$$M_L \frac{d^2 z}{dt^2} = f_L + f_D \quad (2)$$

$$A_P \frac{dy}{dt} = q \quad (3)$$

$$A_P(P_1 - P_2) = f_L \quad (4)$$

この共振負荷を制御するための補償法には、2章で述べた種々の方法があるが、ここでは図A. 1 の DPF バルブを使用した場合を考える。この DPF バルブの特性は以下の方程式で表わすことができる。

(i) トルクモータ・ノズルフラップ系の特性

$$T_1 \frac{dx_1}{dt} + x_1 = K_B i \quad (5)$$

(ii) スプール・4 方弁系の特性

$$T_2 \frac{dq}{dt} + q = K_V x \quad (6)$$

$$x = x_1 - x_2 \quad (7)$$

(iii) DPF 回路の特性

$$T_3 \frac{dp_F}{dt} + p_F = T_3 \frac{dp_L}{dt} \quad (8)$$

$$x_2 = K'_D p_F \quad (9)$$

T_3, K'_D を DPF 回路定数で表わすと次式となる。

$$T_3 = \frac{A_B^2}{2 E_B C q}, \quad K'_D = \frac{A_S}{2 E_S} \quad (10)$$

(1)~(10) をラプラス変換し、アクチュエータ変位をフィードバックして制御系を完結すると、図Cに示すブロック線図を得る。図からわかるように、DPF 要素をとりぞくとこのバルブは流量制御バルブになる。ここでは DPF 補償のスプール帰還形式について述べたが、フラップ帰還形式に対して得られるブロック線図も、図Cのブロック線図に等価変換することが

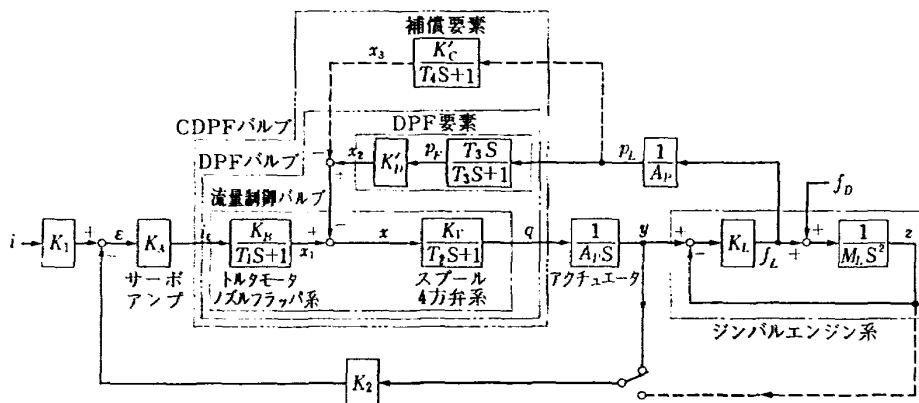


図 C ジンバルエンジン駆動用油圧制御系のモデル

できる。したがって、一般性を失うことなく、図Cは DPF 方式油圧制御系の基礎的モデルを示すものである。なお、図中の CDPF バルブについては 5.7 節で説明する。

以下の章ではアクチュエータ変位をフィードバックした場合を取り扱うが、負荷位置をフィードバックした場合については付録 I で簡単に考察する。また、DPF 方式は力の不完全微分値をフィードバックする方式であるが、力の完全微分値をフィードバックした方式では制御系を安定化できない。その理由を付録 II に示す。

5. 制御系の解析

流量制御バルブの時定数は良く知られているように十分小さく

$$T_1, T_2 \ll 1$$

であり、また 5.6 節で示されるように

$$T_1, T_2 \ll T_3$$

であるから、以後の解析においては

$$T_1 = T_2 = 0 \tag{11}$$

として扱う。この仮定の妥当性は 6.3 節のアナログシミュレーションによって実証する。

5.1 パラメータ λ, ζ の導入

図Cから、サーボンプ入力に対するアクチュエータ変位の伝達関数を求めると次式となる。

$$\frac{y(s)}{\varepsilon(s)} = \frac{K_A K_B K_V (s + 1/T_3) (s^2 + \omega_L^2)}{A_P s (a_1 s^4 + b_1 s^3 + c_1 s^2 + d_1 s + e_1) (T_3 s + 1)} \tag{12}$$

ここに

$$\left. \begin{aligned} a_1 &= T_3 \\ b_1 &= 1 + \frac{T_2}{T_3} \\ c_1 &= \frac{1}{T_3} + \frac{K_V K_L K_D}{A_P} + T_2 \omega_L^2 \\ d_1 &= \omega_L^2 + \frac{T_2 \omega_L^2}{T_3} \\ e_1 &= \frac{\omega_L^2}{T_3} \end{aligned} \right\} \tag{13}$$

$$\omega_L = \sqrt{\frac{K_L}{M_L}}, \quad K_D = \frac{K'_D}{A_P}, \quad f_D = 0 \tag{14}$$

とする。まず、次式を満たすパラメータ λ を導入する。

$$\frac{\lambda^2(\lambda-1)}{T_3} + (\lambda-1) T_3 \omega_L^2 - \frac{\lambda^2 K_V K_L K_D}{A_P} = 0 \tag{15}$$

(11) と (15) とを考慮して、(12) の分母に含まれている 4 次式を書きかえると次の 3 次式を得る。

$$\begin{aligned} s^3 + \left(\frac{1}{T_3} + \frac{K_V K_L K_D}{A_P} \right) s^2 + \omega_L^2 s + \frac{\omega_L^2}{T_3} \\ = \left(s + \frac{\lambda}{T_3} \right) \left(s^2 + \frac{\lambda-1}{\lambda^2} T_3 \omega_L^2 s + \frac{\omega_L^2}{\lambda} \right) \end{aligned} \tag{16}$$

ここで、次式

$$s^2 + \frac{\lambda-1}{\lambda^2} T_3 \omega_L^2 s + \frac{\omega_L^2}{\lambda} \equiv s^2 + 2\zeta\omega_n s + \omega_n^2 \tag{17}$$

で定義されるパラメータ ζ, ω_n を新たに導入すると次式を得る。

$$\omega_n = \frac{\omega_L}{\sqrt{\lambda}} \tag{18}$$

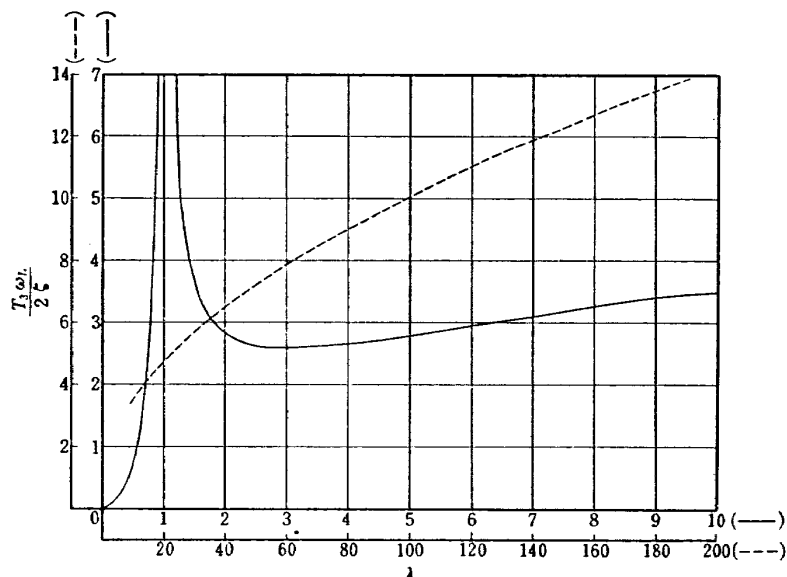


図 1 DPF 要素時定数 T_3 とパラメータ λ の関係

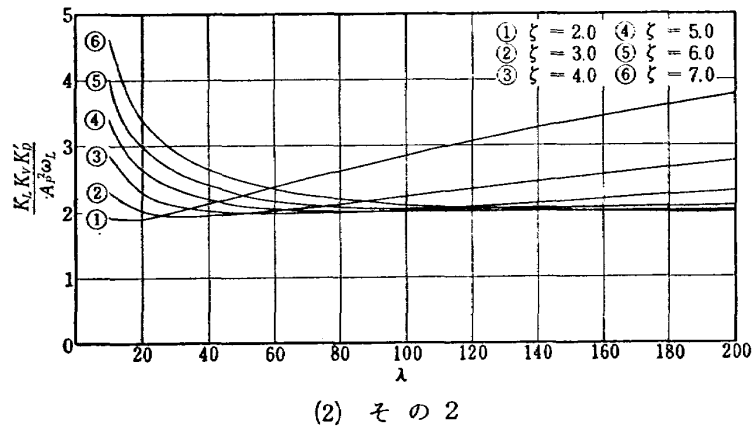
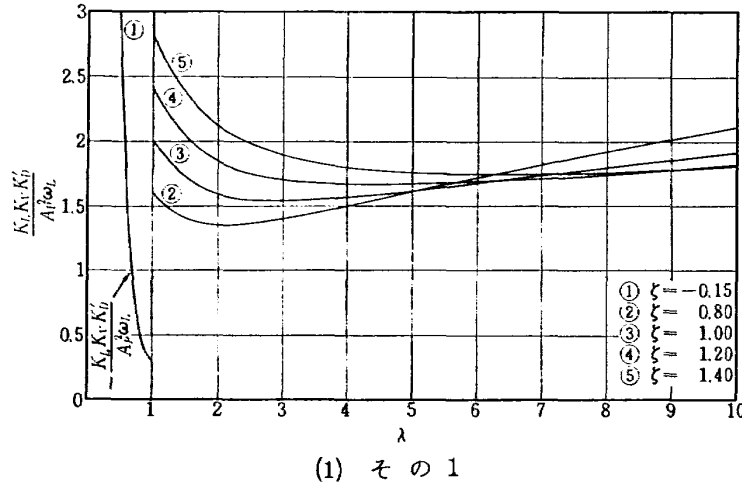


図 2 DPF 要素定数 K'_D とパラメータ λ の関係

$$\zeta = \frac{\lambda - 1}{2\lambda\sqrt{\lambda}} T_3 \omega_L \quad (19)$$

ゆえに、(15) と (19) から T_3 , K_D を求めると次式となる。

$$T_3 = \frac{2\zeta\lambda\sqrt{\lambda}}{(\lambda-1)\omega_L} \quad (20)$$

$$K_D = \left\{ \frac{(\lambda-1)^2}{2\zeta\lambda\sqrt{\lambda}} + \frac{2\zeta}{\sqrt{\lambda}} \right\} \frac{A_P \omega_L}{K_V K_L} \quad (21)$$

したがって、 T_3 , K_D の最適な値を求める問題は最適なパラメータ λ , ζ を求める問題に変換される。図 1~2 は T_3 , K'_D を λ を変数として描いたものである。

5.2 パラメータ λ の性質

5.4, 5.5 節で明らかにするように、正の数 λ には次の重要な性質がある。すなわち、DPF 補償方式には λ の値に対応して次の 3 つの形が可能である。

- (i) $0 < \lambda < 1$ のとき、Positive Dynamic Pressure Feedback 形になる。
- (ii) $\lambda = 1$ のとき、Pressure Feedback 形になる。
- (iii) $\lambda > 1$ のとき、Negative Dynamic Pressure Feedback 形になる。

したがって、 λ を導入することにより、PF 補償方式は DPF 補償方式の特殊な場合として取り扱うことができる。

5.3 DPF 方式制御系の根軌跡

図 C と (12) から、 $T_1 = 0$ を仮定すると、入力に対するアクチュエータ変位の伝達関数は次式となる。

$$\frac{y(s)}{i(s)} = \frac{K_1 K_A K_B K_V (s + 1/T_3) (s^2 + \omega_L^2)}{A_P (a_2 s^5 + b_2 s^4 + c_2 s^3 + d_2 s^2 + e_2 s + f_2)} \quad (22)$$

ここに

$$\left. \begin{aligned} a_2 &= T_2 \\ b_2 &= 1 + \frac{T_2}{T_3} \\ c_2 &= \frac{1}{T_3} + \frac{K_V K_L K_D}{A_P} + K_G + T_2 \omega_L^2 \\ d_2 &= \omega_L^2 + \frac{K_G}{T_3} + \frac{T_2 \omega_L^2}{T_3} \\ e_2 &= \frac{\omega_L^2}{T_3} + K_G \omega_L^2 \\ f_2 &= \frac{K_G \omega_L^2}{T_3} \end{aligned} \right\} \quad (23)$$

$$K_G = \frac{K_2 K_A K_B K_V}{A_P} \quad (24)$$

(11) と (20), (21) を考慮して (23) を書きあらためると次式となる。

$$\left. \begin{aligned} a_2 &= 0 \\ b_2 &= 1 \\ c_2 &= \frac{(\lambda-1)\omega_L}{2\zeta\sqrt{\lambda}} + \frac{2\zeta\omega_L}{\sqrt{\lambda}} + K_G \\ d_2 &= \omega_L^2 + \frac{(\lambda-1)\omega_L K_G}{2\zeta\lambda\sqrt{\lambda}} \\ e_2 &= \frac{(\lambda-1)\omega_L^3}{2\zeta\lambda\sqrt{\lambda}} + K_G \omega_L^2 \\ f_2 &= \frac{(\lambda-1)K_G \omega_L^3}{2\zeta\lambda\sqrt{\lambda}} \end{aligned} \right\} \quad (25)$$

(22) の分母の 5 次式は DPF 方式制御系の特性方程式である。この 5 次式の各係数は (11) の仮定のもとで (25) となり、 λ, ζ の関数として得られる。したがって、 λ, ζ をパラメータとし、 K_G を変数として、特性方程式の根を求めると、根軌跡が描かれる。また根軌跡図における極とゼロ点をそれぞれ p_i, z_i で表わすならば、それらは (12) から次のように求められる (ただし、 $T_1 = T_2 = 0$ とする)。

$$\left. \begin{aligned} p_1 &= 0, & p_2 &= -\frac{(\lambda-1)\omega_L}{2\zeta\sqrt{\lambda}} \\ p_3 &= \frac{\omega_L}{\sqrt{\lambda}}(-\zeta + \sqrt{\zeta^2 - 1}) \\ p_4 &= \frac{\omega_L}{\sqrt{\lambda}}(-\zeta - \sqrt{\zeta^2 - 1}) \end{aligned} \right\} \quad (26)$$

$$\left. \begin{aligned} z_1 &= j\omega_L, & z_2 &= -j\omega_L \\ z_3 &= -\frac{(\lambda-1)\omega_L}{2\zeta\lambda\sqrt{\lambda}} \end{aligned} \right\}$$

極とゼロ点の配置は λ と ζ の値によって異なる。すなわち、 $\lambda > 1$ のとき、 p_2 は実軸上で z_3 の左側に位置し、 $0 < \lambda < 1$ のときにはその逆になる。 $\lambda = 1$ のときは p_2, z_3 は互に相殺する。また $\zeta \geq 1$ と $\zeta \leq -1$ のとき、 p_3, p_4 は実軸上に位置する。 $-1 < \zeta < 1$ のとき、 p_3 は原点を中心とする半径 $\omega_L/\sqrt{\lambda}$ の円と、原点を通る勾配 $-\sqrt{1-\zeta^2}/\zeta$ の直線との交点に位置し、 p_4 は p_3 と実軸に関して対称な位置をとる。このように極とゼロ点の配置は λ と ζ に依存するから、最適な λ と ζ を求める問題は最適な極とゼロ点の配置を求める問題と等価である。

5.4 PF 補償方式について

5.2 節において、 $\lambda = 1$ のときには PF 補償方式になることを述べた。その理由を以下に説明する。(20) において、 λ を大きい側から 1 に近づけると

$$T_3 \rightarrow \infty \quad (\lambda \rightarrow 1+0 \text{ のとき}) \quad (27)$$

となり、このとき DPF 要素の伝達関数は

$$\frac{K'_D T_3 s}{T_3 s + 1} \rightarrow K'_D \quad (T_3 \rightarrow \infty \text{ のとき}) \quad (28)$$

となる。このことは、1 章で述べた概念にしたがって、PF 補償方式であることを示している。この機能を持つサーボバルブは PF バルブとよばれる。PF 補償定数 K_D は (21) から求まり次式となる。

$$K_D = \frac{2\zeta A_P \omega_L}{K_V K_L} \quad (29)$$

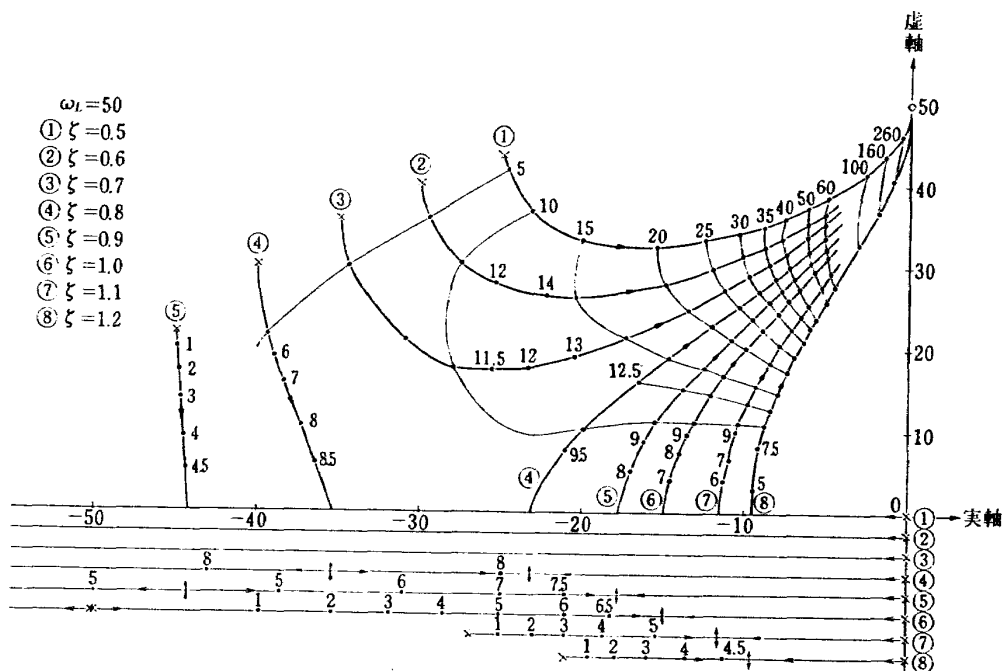


図 3 PF 方式制御系の根軌跡 (但し、図中の数字は K_G の値を示す)

したがって、 ζ が定まれば、 K_D は (29) から得られる。図3は PF 方式制御系の根軌跡を、 ζ をパラメータとして描いたものである。

次に静的な外乱力 f_D が作用しているものとして、PF 方式制御系の静特性を解析する。図Cと (28) とから、定常状態において次式がなり立っていることがわかる。

$$K_L(y_s - z_s) + f_D = 0 \quad (30)$$

$$K_2 K_A K_B y_s + K_D K_L (y_s - z_s) = 0 \quad (31)$$

(30) と (31) から y_s と z_s を求めると次式を得る。

$$y_s = \frac{K_D}{K_2 K_A K_B} f_D \quad (32)$$

$$z_s = \frac{1}{K_L} f_D + y_s \quad (33)$$

(32) から、アクチュエータの定常位置偏差は外乱力と補償定数との積に比例することがわかる。すなわち、この方式の本質的な欠点はアクチュエータのステイフネスに欠けることである。また負荷の定常位置偏差は K_D とともに増大し、位置制御の精度を悪化する。したがって、 K_D を定めるに当り、動特性と静特性との妥協が必要となる。

5.5 DPF 補償方式について

5.2 節で述べたように、DPF 補償方式はネガティブ形とポジティブ形があるが、これらはまた次のように K_D の値で区別することができる。 T_3 は常に正であるから、(20) から次の関係が得られる。

$$\left. \begin{array}{l} 0 < \lambda < 1 \text{ のとき } \zeta < 0 \\ \lambda > 1 \text{ のとき } \zeta > 0 \end{array} \right\} \quad (34)$$

(21) に (34) を対応させると、容易に次の関係が得られる。

$$\left. \begin{array}{l} 0 < \lambda < 1 \text{ のとき } K_D < 0 \\ \lambda > 1 \text{ のとき } K_D > 0 \end{array} \right\} \quad (35)$$

また、DPF 要素の伝達関数を次のように書きかえることにより、DPF 補償方式の異なった解釈ができる。

$$\frac{K'_D T_3 s}{T_3 s + 1} = K'_D - \frac{K'_D}{T_3 s + 1} \quad (36)$$

T_3 が十分に大きいとき、(36) の右辺の第2項は近似的な積分動作を表わす。したがって、DPF 補償は「 $\lambda > 1$ のときは負荷の加速度をネガティブに、近似的な速度をポジティブに、 $0 < \lambda < 1$ のときはその逆にフィードバックした方式」であるといえる。

(34) の条件を考慮すると、複素平面において p_3 , p_4 は、 $0 < \lambda < 1$ のときは第1, 第4象限にあり、 $\lambda > 1$ のときは第2, 第3象限にあることがわかる。図4は DPF 方式制御系の根軌跡を λ と ζ をパラメータとし

て描いたものである。ただし、図3, 4は $\omega_L = 50$ の場合に限定して描いた。ジンバルエンジン系はその大小によらず、上記の共振周波数に近い値をとることがいられている⁴⁾。

次に PF と DPF 方式との相違点を明確にするために、DPF 方式制御系の静特性を調べる。静的な外乱力が作用している場合、図Cから定常状態において次式が求められる。

$$y_s = 0 \quad (37)$$

$$z_s = f_D / K_L \quad (38)$$

ゆえに、アクチュエータの定常位置偏差はゼロである。すなわち、アクチュエータのステイフネスは無有限大になる。(33) と (38) を比較すると、負荷位置の制御精度は DPF 方式によって著しく改善されることがわかる。しかし、負荷位置の定常偏差はゼロではない。これを可能にする CDPF 方式については5.7節で述べる。

DPF 方式制御系の動特性については次のような特徴がある。すなわち、極とゼロ点の配置を調べると、動特性は λ , ζ の特別な値に対して、PF 方式の動特性に接近することがわかる。両者の動特性が接近するのは次の二つの場合である。

(i) ζ が任意で、 λ が大きい側から1に近づく場合。

(ii) $\lambda = 2\zeta^2 + 2\zeta\sqrt{\zeta^2 - 1} + 1$ の拘束のもとに、 λ が無限大に近づく場合。

(i) については5.4節で述べた理由から明らかである。(ii) の場合が存在する理由を以下に述べる。まず

$$\lambda \gg 1, \quad \zeta > 1 \quad (39)$$

の条件のもとで極とゼロ点の配置を調べる。このとき、 p_3 と z_3 は次の条件を満しつつ互に接近する。

$$z_3 > p_3 \quad (40)$$

また p_1 と p_4 も互に接近するが、両者が同時に $-\omega_L$ より小さくなることはない。今 $p_3 = p_4$ の条件を仮定すると、 λ と ζ に関する次式が得られる。

$$\frac{(\lambda - 1)\omega_L}{2\zeta\sqrt{\lambda}} = \frac{\omega_L}{\sqrt{\lambda}} (\zeta + \sqrt{\zeta^2 - 1})$$

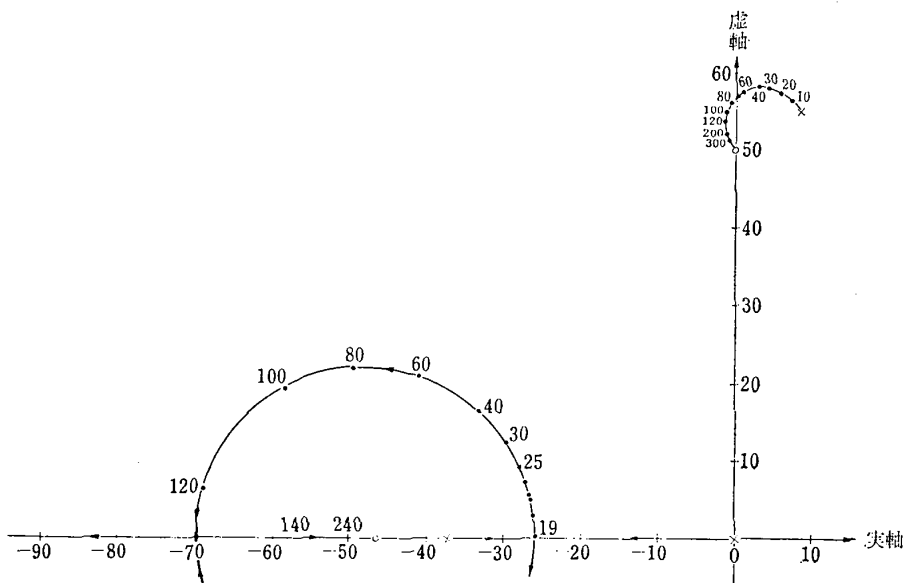
ゆえに

$$\lambda = 2\zeta(\zeta + \sqrt{\zeta^2 - 1}) + 1 \quad (41)$$

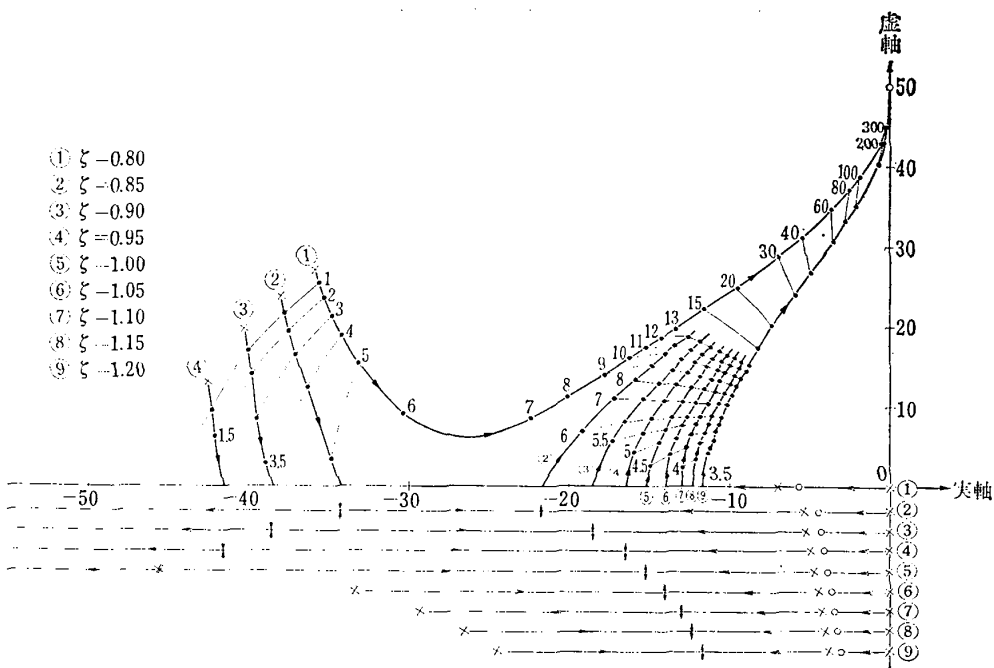
(41) を p_3 , p_4 , z_3 の式に代入して、 λ を無限大に近づけると次の関係が得られる。

$$\left. \begin{array}{l} p_3, z_3 \rightarrow 0 \\ p_1, p_4 \rightarrow -\omega_L \end{array} \right\} (\lambda \rightarrow \infty \text{ のとき}) \quad (42)$$

したがって、極とゼロ点の配置は PF 方式の特別な場



(1) $\lambda = -0.8, \zeta = -0.15, \omega_L = 50$ の場合



(2) $\lambda = -1.2, \omega_L = 50$ の場合

図 4 DPF 方式制御系の根軌跡 (但し, 図中の数字は K_G の値を示す)

合, すなわち, (29) において $\zeta=1$ の場合に接近する。図 4.2 は (i) の場合に相当する, 図 4.4 は (ii) の場合に相当する根軌跡である。

5.6 DPF 補償定数の決定

ジンバルエンジン系はそれに固有な周波数で共振する。この共振を抑制しなければ, ロケットの姿勢制御系は不安定になる。したがって, 騒動用油圧制御系はエンジンの共振を補償できるように設計しなければならない。さらに, 指令信号に対するエンジンの応答には速応性と制御精度が要求される。これらの点を考慮して, DPF 方式制御系を次の条件にもとずいて評価するものとする。

(i) 根軌跡において, 原点に近い非振動根が原点から最大距離をとること。

(ii) この最大距離は振動根がクリティカルになるループゲインで規定する。

上記 (ii) の条件, すなわち, 制御系の過激な振動を抑制する条件を満しているとき, (11) を仮定して, (22) は次式のように書くことができる。

$$\frac{y(s)}{i(s)} = \frac{K_1 K_G^\circ (s+1/T_3)(s^2+\omega_L^2)}{K_2 (s+\mu_1)(s+\mu_2)^2(s+\mu_3)} \quad (43)$$

ただし, K_G° はクリティカルなループゲインを表わす。また, $-\mu_1, -\mu_2, -\mu_3$ は K_G° に対する (22) の特性方程式の根であって, $0 < \mu_1 < \mu_2 < \mu_3$ とする。(43) の両辺に $1/s$ を掛けて部分分数に展開すると次式を得る。

$$\frac{y(s)}{i(s)} \cdot \frac{1}{s} = \frac{K_1 K_G^\circ}{K_2} \left\{ \frac{A}{s} + \frac{B}{s+\mu_1} + \frac{C}{s+\mu_2} + \frac{D}{(s+\mu_2)^2} + \frac{E}{s+\mu_3} \right\} \quad (44)$$

ここに, 各係数は次式で表わされる。

$$A = \frac{\omega_L^2/T_3}{\mu_1\mu_2^2\mu_3} = \frac{1}{K_G^\circ} \quad (45)$$

$$B = \frac{(\mu_1-1/T_3)(\mu_1^2+\omega_L^2)}{(\mu_2-\mu_1)^2(\mu_3-\mu_1)\mu_1} \quad (46)$$

$$C = \frac{3\mu_2^2+\omega_L^2-2\mu_2/T_3}{(\mu_3-\mu_2)(\mu_2-\mu_1)\mu_2} + \frac{\{3\mu_2^2-2(\mu_1+\mu_3)\mu_2+\mu_1\mu_3\}(\mu_2^2+\omega_L^2)(\mu_2-1/T_3)}{(\mu_3-\mu_2)^2(\mu_2-\mu_1)^2\mu_2^2} \quad (47)$$

$$D = \frac{(\mu_2-1/T_3)(\mu_2^2+\omega_L^2)}{(\mu_3-\mu_2)(\mu_1-\mu_2)\mu_2} \quad (48)$$

$$E = \frac{(\mu_3-1/T_3)(\mu_3^2+\omega_L^2)}{(\mu_3-\mu_2)^2(\mu_1-\mu_3)\mu_3} \quad (49)$$

(46) で与えられる B には, μ_1 が K_G° の増大とともに $1/T_3$ に近づくことを考慮するとわかるように,

K_G° が増大するとともにゼロに近づく性質がある。さて, 制御系の応答に速応性を要求する場合, (44) から明らかのように, B をできるだけ小さくする必要はある。このためには, 上述の B の性質から, K_G° をできるだけ大きくすることが必要となる。したがって上記 (i) の条件は, (μ_1-1/T_3) の値を最小にして, 応答に速応性を得るための条件を表わしている。

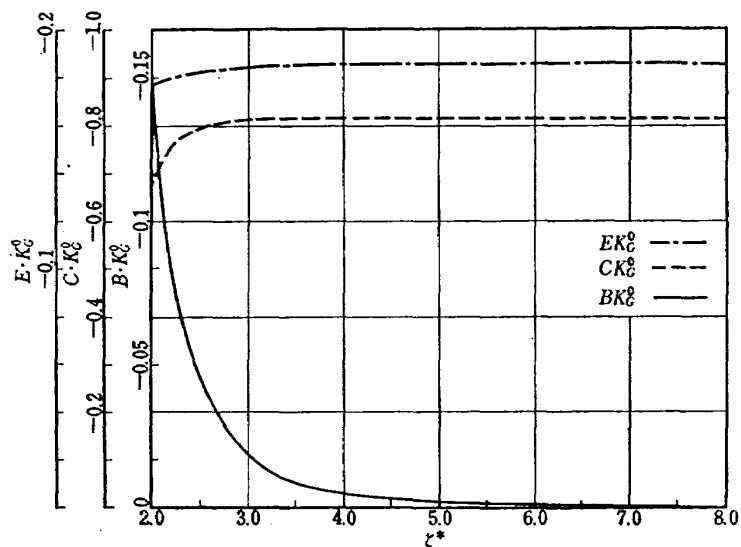
以上の考察にもとずいて, 図 3 と図 4 を比較すると上記 2 つの条件を満すためには DPF 方式制御系の動特性を, できるだけ PF 方式の動特性に近づけることが必要となる。5.5 節で述べたように, 両者の動特性が接近する条件として 2 つの場合が存在する。しかし, λ を 1 に近づける場合は, 図 1~2 が示すように, λ に対する T_3 と K_D のパラメータ感度がきわめて高くなるので設計には不適當である。したがって, 第 2 の場合のみが DPF 補償定数を決定する λ, ζ の満すべき条件である。以上の議論にもとずいた T_3 と K_D の決定法は下記の通りである。

(43) を満す μ_1, μ_2, μ_3 は λ, ζ の関数として解析的に求めることは困難である。したがって, λ と ζ の関数である係数 $B \sim E$ の値はデジタル計算機を使用して求めなければならない。このためにまず, (41) を満す λ と ζ の組 (λ^*, ζ^*) を計算する。次に ζ^* をパラメータとし, K_G を変数として, (22) の特性方程式の根を求める。このとき, K_G は重根 $-\mu_2$ を速やかに探査するように自動的に変化させる。このようにして求められた根 $-\mu_1, -\mu_2, -\mu_3$ を (46)~(49) に代入することによって, ζ^* に対する係数 $B \sim E$ の値が求められる。図 5 は $B \sim E$ を, 図 6 は T_3 と K_D を, 図 7 は K_G° を, それぞれ ζ^* を変数として描いたものである。

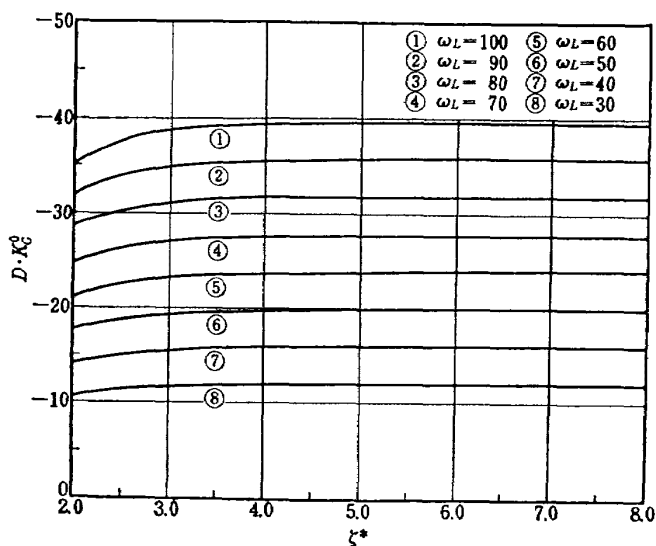
単位ステップ入力に対するアクチュエータ変位の時間応答は (44) をプラス逆変換することにより容易に得られ, 次式となる。

$$y(t) = \frac{K_1}{K_2} K_G^\circ \{ A + B e^{-\mu_1 t} + (C + Dt) e^{-\mu_2 t} + E e^{-\mu_3 t} \} \quad (50)$$

ところで, $-\mu_1$ は右側からゼロ点 z_3 に接近する根であるから, (λ^*, ζ^*) が大きくなるとともにゼロに近づく。また図 4.4 からわかるように, (λ^*, ζ^*) が大きくなるとともに $-\mu_2$ は -15 (rad/sec) に近づき, μ_3 との間に $\mu_3 \gg \mu_2$ なる関係がなり立つ。したがって, (50) で与えられる $y(t)$ の整定時間は右辺の第 2 項によって支配される。この速応性を悪化する項に次の条件を課するならば, この項は実際上無視することが



(1) その1



(2) その2

図5 係数 B, C, D, E とパラメータ ζ^* の関係

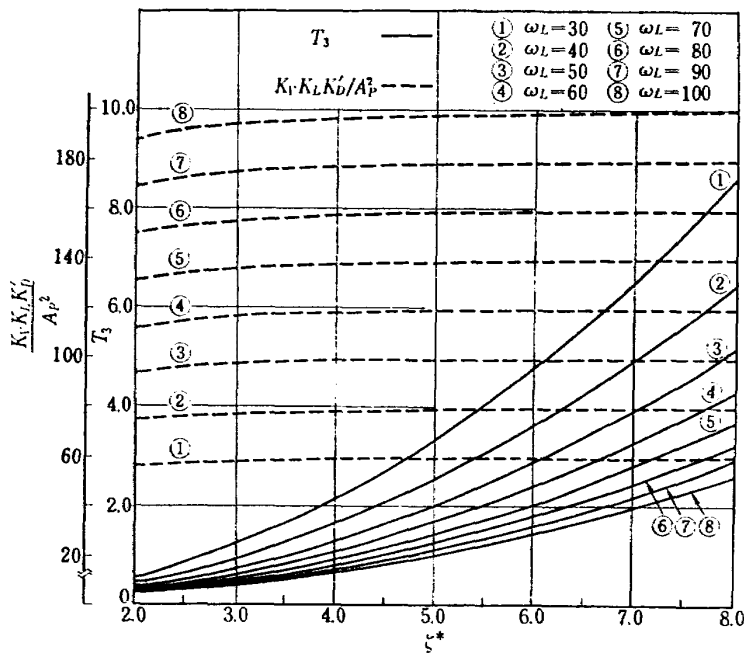


図6 DPF 要素定数 T_3, K'_D とパラメータ ζ^* の関係

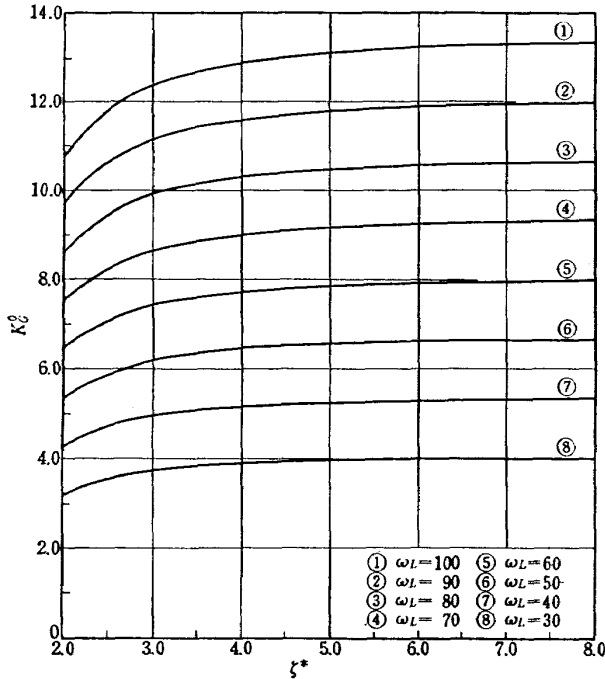


図 7 クリティカルなループゲイン K_G^0 とパラメータ ζ^* の関係

できる。

$$\frac{B}{A} = -\epsilon \tag{51}$$

すなわち

$$\epsilon = -K_G^0 B \tag{52}$$

この ϵ を許容誤差と名付けるものとする。 (λ^*, ζ^*) が十分に大きいときの条件

$$\mu_1 \ll \mu_2 \ll \mu_3, \quad \mu_1 \ll \omega_L \tag{53}$$

を考慮すると、(52) に対する次の近似式が得られる。

$$\epsilon \approx 1 - T_3 \mu_1 \tag{53}$$

(λ^*, ζ^*) とともに K_G^0 は増大し (図 7 参照), このとき、 $-\mu_1$ は右側から z_3 に近づく。したがって、(53) は許容誤差が (λ^*, ζ^*) の増大とともにゼロに近づくことを示している。

以上をまとめると、ジンバルエンジン駆動用 DPF 方式制御系に最適な補償定数 T_3, K_D とループゲイン K_G^0 は次の手順で求めることができる。

- (i) ジンバルエンジン系の定数 M_L, K_L を推定する。
- (ii) 許容誤差 ϵ を定める
- (iii) 図 5 より, この ϵ に対応するパラメータ (λ_0^*, ζ_0^*) を求める。
- (iv) 図 6 より, この (λ_0^*, ζ_0^*) に対応する補償定数 T_3, K_D を求める。
- (v) 図 7 より, (λ_0^*, ζ_0^*) に対応するループゲイ

ン K_G^0 を求める。

5.7 CDPF 補償方式について

5.5 節で述べたように、静的外乱力に対する制御系の静特性は PF 補償に比して DPF 補償によって著しく改善されるが、負荷位置にはなお (38) で示される定常偏差が残る。ジンバルエンジンはその位置を精密に制御することが要求されるから、この定常偏差は好ましくない。特に K_L が小さい場合には z_s が増大し、DPF 方式の欠点となる。この欠点を補うように改良した補償方式が Compensatory DPF 方式⁶⁾ である。この機能を持つサーボバルブを CDPF バルブとよぶことにする。CDPF バルブは、図 C に示したように、DPF バルブに次式で示す特性を持った補償要素を付加することにより実現できる。

$$\left. \begin{aligned} T_4 \frac{dx_3}{dt} + x_3 &= K'_C p_L \\ x &= x_1 - x_2 + x_3 \\ K'_C &= A_P K_C \end{aligned} \right\} \tag{54}$$

この補償要素の役割は DPF 方式制御系の動特性に影響を与えずに、その静特性を改善するところにある。したがって、補償要素時定数は次の条件を満していなければならない。

$$T_4 > T_3 \tag{55}$$

最適な補償要素定数を決定するために、CDPF 方式制御系の静特性を調べる。図 C から、外乱力の作用のもとに定常状態において次式がなり立つ。

$$(y_s - z_s) K_L + f_D = 0 \tag{56}$$

$$-K_2 K_A K_B y_s + K_C K_L (y_s - z_s) = 0 \tag{57}$$

(56) と (57) から y_s, z_s を求めると次式となる。

$$y_s = -\frac{K_C}{K_2 K_A K_B} f_D \tag{58}$$

$$z_s = \frac{1}{K_D} f_D + y_s = \left(\frac{1}{K_L} - \frac{K_C}{K_2 K_A K_B} \right) f_D \tag{59}$$

したがって、静的外乱力に対する負荷位置の定常偏差は、 K_C が次式を満しているときにゼロとなる。

$$K_C = \frac{K_2 K_A K_B}{K_L} \tag{60}$$

(60) が最適な補償要素定数を与える式である。ただし、DPF 方式の特別な場合、すなわち、 $\lambda=1$ (PF 方式) の場合には、 K_C は (60) の代りに次式を満しているときに最適となる。

$$K_C = \frac{K_2 K_A K_B}{K_L} + K_D \tag{61}$$

6. PF, DPF, CDPF バルブの 設計例と制御系のアナログ シミュレーション

6.1 問題

下記の定数を持つジバルエンジンを、5.6 節で定義した意味において最適に位置制御するために必要な PF, DPF, CDPF バルブの補償定数を求める。ただし、流量制御バルブは下記の特性のものを使用することとし、 $K_1=K_2=1$ とする。

(i) ジバルエンジン系の定数

$$M_{Lg} = 50$$

$$K_L = 125$$

$$\omega_L = 50$$

(ii) 流量制御バルブのゲイン定数

$$K_B = 0.015$$

$$K_V = 1000$$

6.2 補償定数の計算

6.2.1 $\epsilon=0.005$ の場合

図 5.1 より、この ϵ に対応するパラメータ (λ_0^* , ζ_0^*) の値は

$$\lambda_0^* = 64.0, \quad \zeta_0^* = 4.0$$

となる。図 6 より、この ζ_0^* に対応する補償定数 T_3 , K_D の値は

$$T_3 = 1.3$$

$$\frac{K_V K_L K_D}{A_P} = 100.0$$

である。ゆえに

$$K_D = \frac{A_P}{1250} \quad (62)$$

となる。 ζ_0^* に対応するループゲイン K_G° は、図 7 より

$$K_G^\circ = 6.44$$

である。したがって、(24) を K_G° に代入すると最適なサーボアンプゲイン K_A° は次式となる。

$$K_A^\circ = 0.43 A_P \quad (63)$$

アクチュエータ面積は要求される制御力と定格使用油圧とから決定されるが、ここでは $A_P=10$ と仮定する。この場合、(62) と (63) から

$$K_A^\circ = 4.3$$

$$K_D = 0.008$$

となる。(14) から

$$K'_D = 0.08$$

となる。

また (60) と (54) から補償要素定数は

$$K_C = 0.00051$$

$$K'_C = 0.0051$$

となる。最後に、 $s^* \rightarrow \infty$ に対応する PF バルブの補償定数は (29) に $\zeta=1$ を代入すると得られる。すなわち

$$K_D = 0.008$$

$$K'_D = 0.08$$

この値は DPF 補償定数と一致している。

6.2.2 $\epsilon=0.015$ の場合

全く同様にして求めると、DPF バルブの補償定数は次のようになる。

$$\lambda_0^* = 25.0, \quad \zeta_0^* = 2.5$$

$$K_D = 0.0077, \quad K'_D = 0.077$$

$$T_3 = 0.52$$

$$K_A^\circ = 3.95$$

6.3 アナログシミュレーション

5章で述べた解析の妥当性と、PF, DPF, CDPF 方式制御系の時間応答を調べるために、6.1 節の問題に関するアナログシミュレーションを行なった。

図 8 はステップ入力に対する DPF 方式制御系の応答を示す。図 8.1 と図 8.4 は $\epsilon=0.005$ と $\epsilon=0.015$ の場合に対応する最適応答を示す (6.2 節参照)。図 8.2~3 は $\epsilon=0.005$ の場合にループゲインが最適な値をとらなかったときの応答を示す。ただし、図 8.1 の最下段の応答は無補償の場合のエンジンの動きを示すものである。図のように、無補償の場合にはエンジンバルブ系に固有な振動数でエンジンは共振するが、DPF 補償によってこの共振は抑制される。図 8 はその効果を明確に示している。

図 9 はステップ入力の他に静的外乱力が作用したときの CDPF 方式制御系の最適応答を示す (6.2.1 節参照)。

図 10 は PF, DPF, CDPF 制御系の最適応答を比較したものである (6.2 節参照)。図 10.1 はステップ入力に対する比較を、図 10.2 は静的外乱力に対する比較を、図 10.3 はこれ等の (z , \dot{z}) 平面における比較を示す。特に図 10.3 は各方式の静特性と動特性を明確にするとともに、5章で述べた仮定 ($T_1=T_2=0$) が妥当であることを実証している。比較するために用いた $T_1=0.01$, $T_2=0.001$ の値は特性の多少悪い流量制御バルブの時定数に相当する。

7. 結 言

ジバルエンジン系にコンプライアンスが存在するために、エンジンはそれに固有な周波数で共振する。

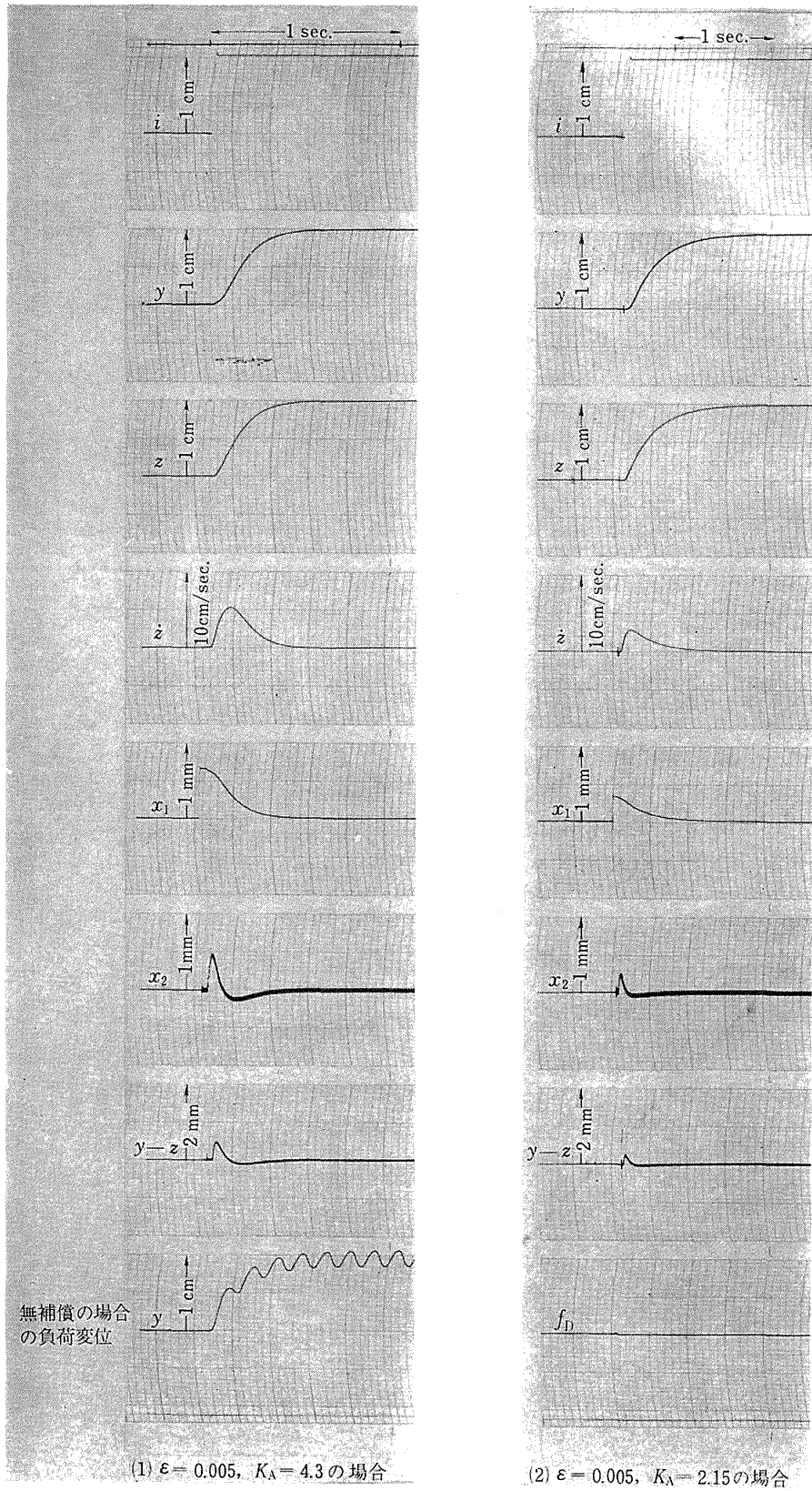


図 8 DPF 方式制御系の応答 ($T_1 = T_2 = f_D = 0$)

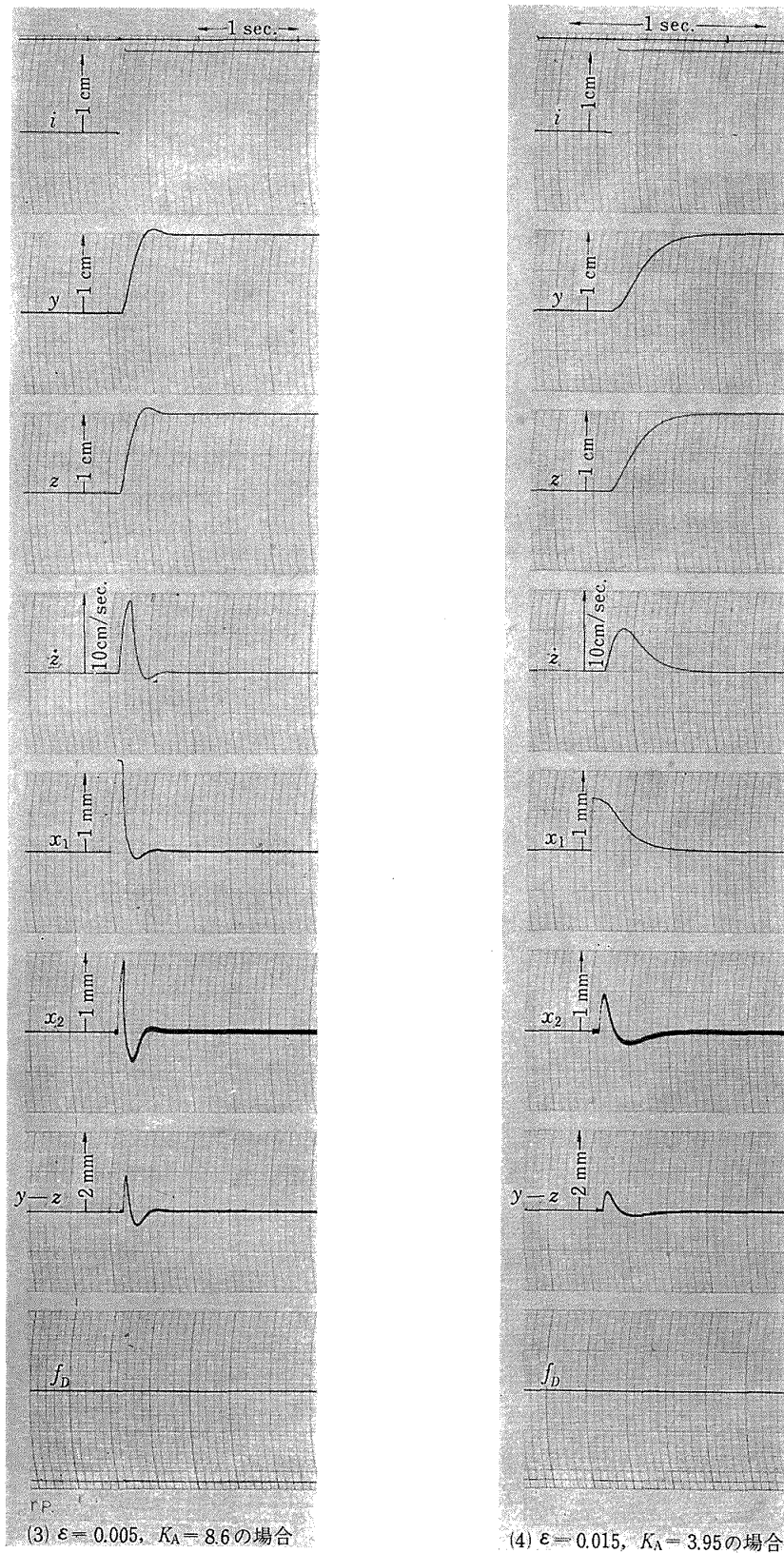


図 8 DPF 方式制御系の応答 ($T_1 = T_2 = f_D = 0$)

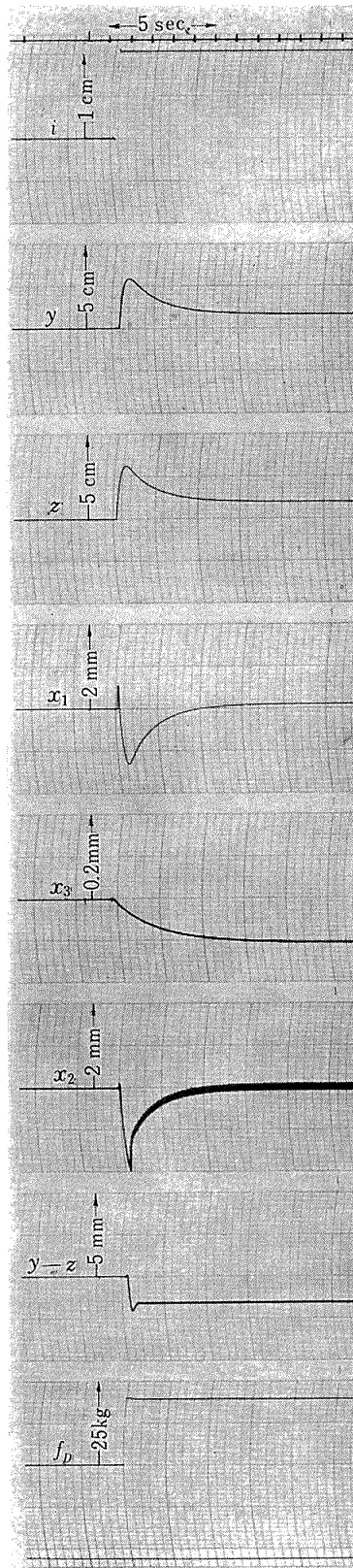


図 9 CDPF 方式制御系の応答
 $(T_1=0.01, T_2=0.001, T_4=2.0, \epsilon=0.005)$

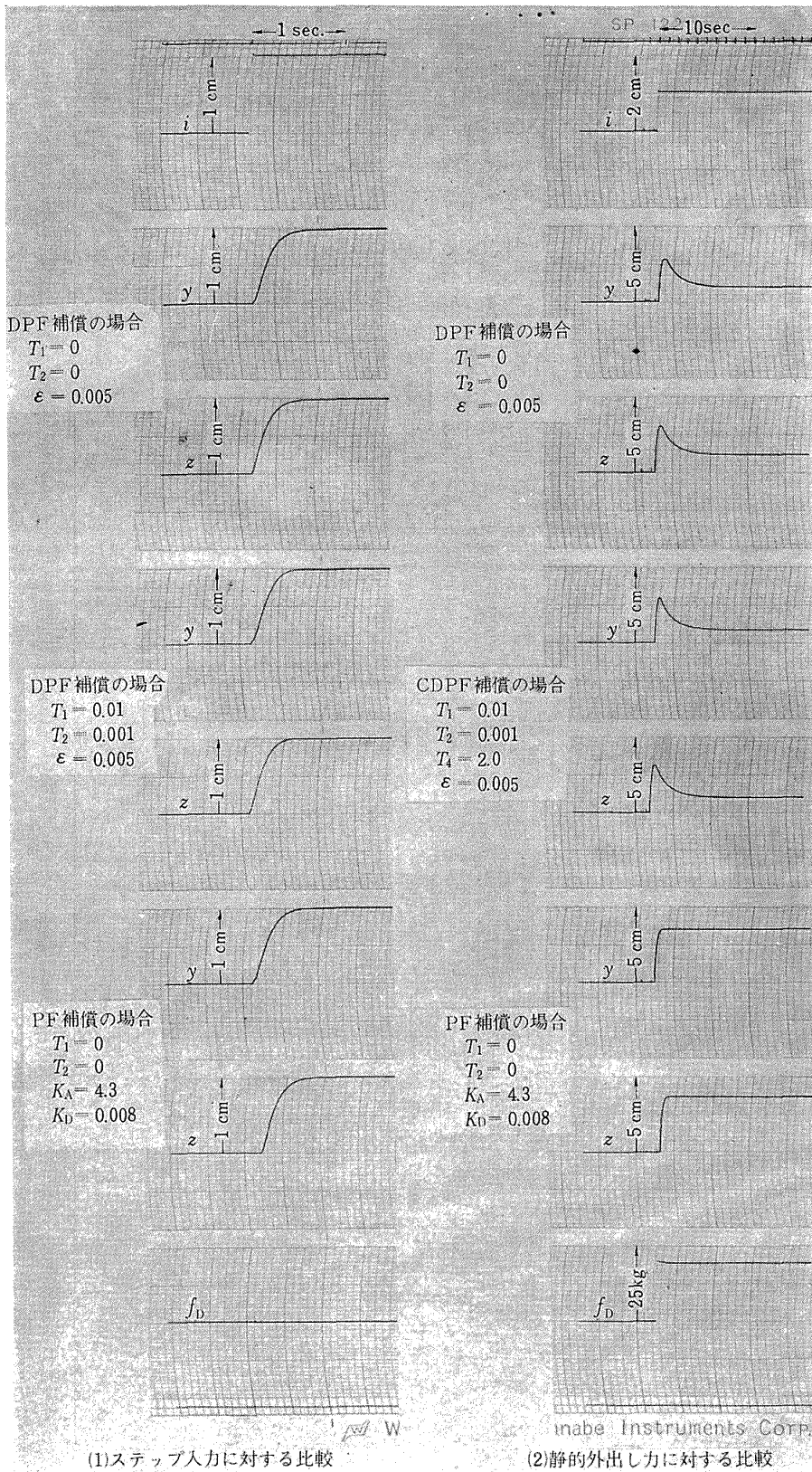


図 10 PF, DPF, CDPF 方式制御系の特性の比較

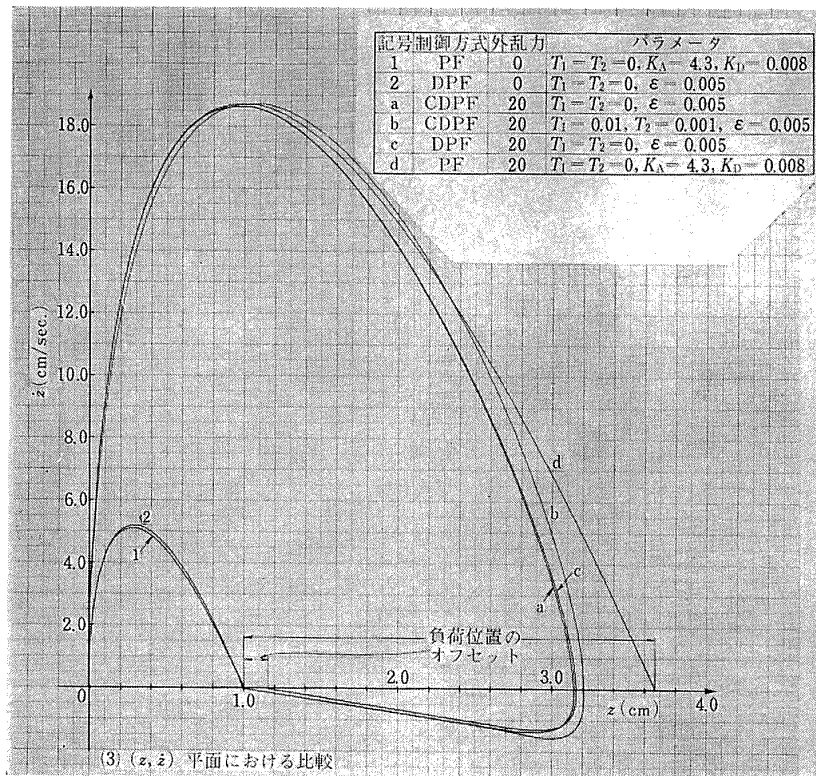


図 10 PF, DPF, CDPF 方式制御系の特性の比較

この共振はジンバルエンジン駆動用油圧制御系のシンセシスにおいて解決しなければならない問題である。また油圧制御系にはジンバルエンジンを速やかにかつ精度良く位置制御することが要求される。本稿ではその可能な方法として、PF, DPF, CDPF 方式油圧制御系について論じ、上記の要求を満す最適な補償定数を決定する方法を提案した。さらに解析の妥当性を示すためにアナログ計算機を使って制御系のシミュレーションを行なった。解析とシミュレーションの結果から次の結論を得た。

- (i) PF, DPF, CDPF 方式に必要な補償回路は油圧回路で実現できるから、制御系の補償問題はこれ等の機能を有するサーボバルブの設計の問題になる。
- (ii) パラメータ λ, ζ を導入することにより、PF 方式は DPF 方式の特殊な場合として取り扱うことができる。
- (iii) DPF 方式制御系の動特性は PF 方式の動特性に近づけるのが良く、それは (41) を満し、 $\lambda \rightarrow \infty$ とすることにより可能となる。
- (iv) 図 5~7 を作成することにより、容易に最適な補償定数を求めることができる。
- (v) 適当な流量制御バルブを撰定することによっ

て、制御系に与える 時定数 T_1, T_2 の影響を無視することができる。

- (vi) 図 8 からわかるように、クリティカルなループゲイン K_G° の制御系の動特性に対する感度は低い。
- (vii) 外乱力が存在する場合、PF 方式の制御精度は悪化するため、DPF 方式を採用しなければならない。ジンバルエンジン位置の精密な制御を必要とする場合には CDPF 方式を採用するのがもっとも良い。

文 献

- 1) Technical Bulletin 103; Transfer Functions For Moog Servovalves. Moog Servocontrols, Inc.
- 2) Technical Bulletin 101; Control Damping Through Dynamic Pressure Feedback. Moog Servocontrols, Inc.
- 3) Astronautical Handbook; Chapter 14 "Stability and Control". McGraw-hill.
- 4) 人工衛星調査団報告 (1966).
- 5) 畑山茂樹, 輿石 肇; ジンバルエンジン駆動用油圧制御系の補償法について, 日本自動制御協会第 12 回学術講演会講演論文集, 1968.

付録 I エンジン変位をフィードバックした DPF 方式油圧制御系の根軌跡

本文ではアクチュエータ変位をフィードバックした制御系を考察したが、アクチュエータ変位の代わりにエンジン変位をフィードバックした制御系も可能である。エンジン変位をフィードバックした DPF 方式制御系の根軌跡を描くためにまず以下の式を導びく。図 C から、サーボアンプ入力 ε に対するエンジン変位の伝達関数を求めると次式となる (ただし $T_1 = T_2 = 0$ とする)。

$$\frac{z(s)}{\varepsilon(s)} = \frac{K_A K_B K_V \omega_L^2 (s+1/T_3)}{A_P s (s^3 + a_3 s^2 + b_3 s + c_3)} \quad (64)$$

ただし

$$\left. \begin{aligned} a_3 &= \frac{1}{T_3} + \frac{K_V K_L K_D}{A_P} \\ b_3 &= \omega_L^2 \\ c_3 &= \frac{\omega_L^2}{T_3} \end{aligned} \right\} \quad (65)$$

$$\omega_L = \sqrt{\frac{K_L}{M_L}}, \quad K_D = \frac{K'_D}{A_P}, \quad f_D = 0 \quad (66)$$

図 C と (64) から、入力 i に対するエンジン変位 z の伝達関数は次式となる。

$$\frac{z(s)}{i(s)} = \frac{K_1 K_A K_B K_V \omega_L^2 (s+1/T_3)}{A_P (s^4 + a_4 s^3 + b_4 s^2 + c_4 s + d_4)} \quad (67)$$

ただし

$$\left. \begin{aligned} a_4 &= \frac{1}{T_3} + \frac{K_V K_L K_D}{A_P} \\ b_4 &= \omega_L^2 \\ c_4 &= \frac{\omega_L^2}{T_3} + K_G \omega_L^2 \\ d_4 &= \frac{K_G \omega_L^2}{T_3} \end{aligned} \right\} \quad (68)$$

$$K_G = \frac{K_2 K_A K_B K_V}{A_P} \quad (69)$$

(20), (21) を (68) に代入すると、 $a_4 \sim d_4$ はパラメータ λ, ζ で表わされ次式となる。

$$\left. \begin{aligned} a_4 &= \frac{(\lambda-1)\omega_L}{2\zeta\sqrt{\lambda}} + \frac{2\zeta\omega_L}{\sqrt{\lambda}} \\ b_4 &= \omega_L^2 \\ c_4 &= \frac{(\lambda-1)\omega_L^3}{2\zeta\lambda\sqrt{\lambda}} + K_G \omega_L^2 \\ d_4 &= \frac{(\lambda-1)K_G \omega_L^3}{2\zeta\lambda\sqrt{\lambda}} \end{aligned} \right\} \quad (70)$$

(67) の分母の 4 次式は特性方程式を表わす。 λ と ζ をパラメータとし、 K_G を変数として、この特性方程式の根を求めると根軌跡が描かれる。図 11 はエンジン変位をフィードバックして制御系を完結した場合の DPF 方式制御系の根軌跡を示す。図からわかるように、アクチュエータ変位をフィードバックして制御系

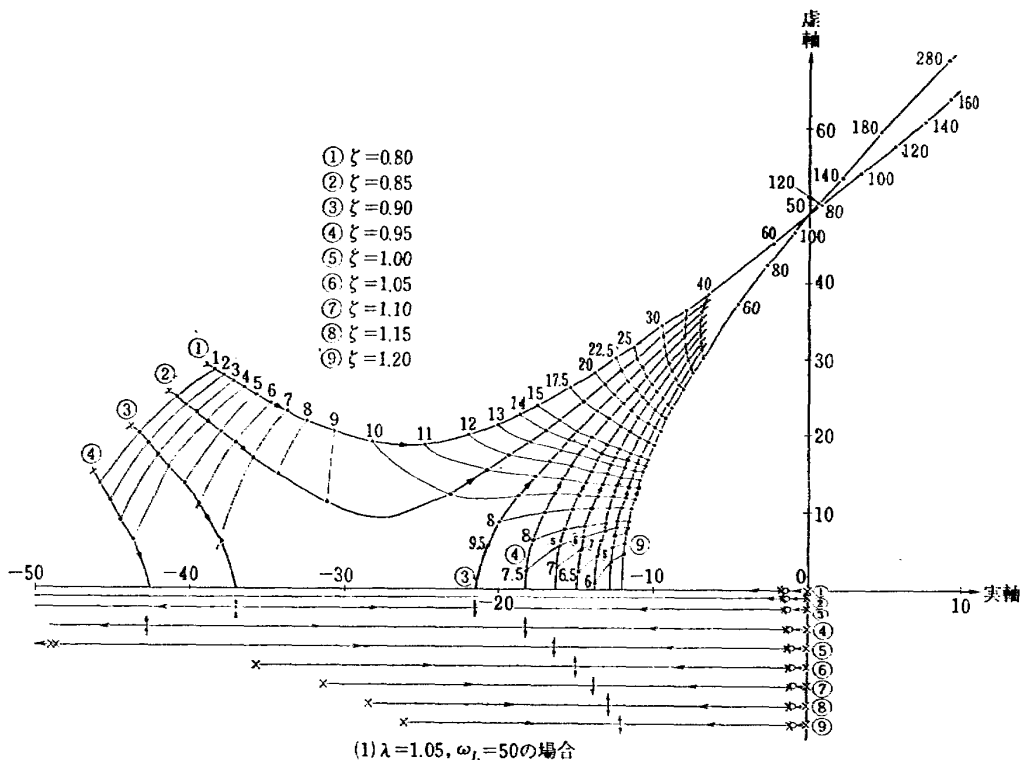
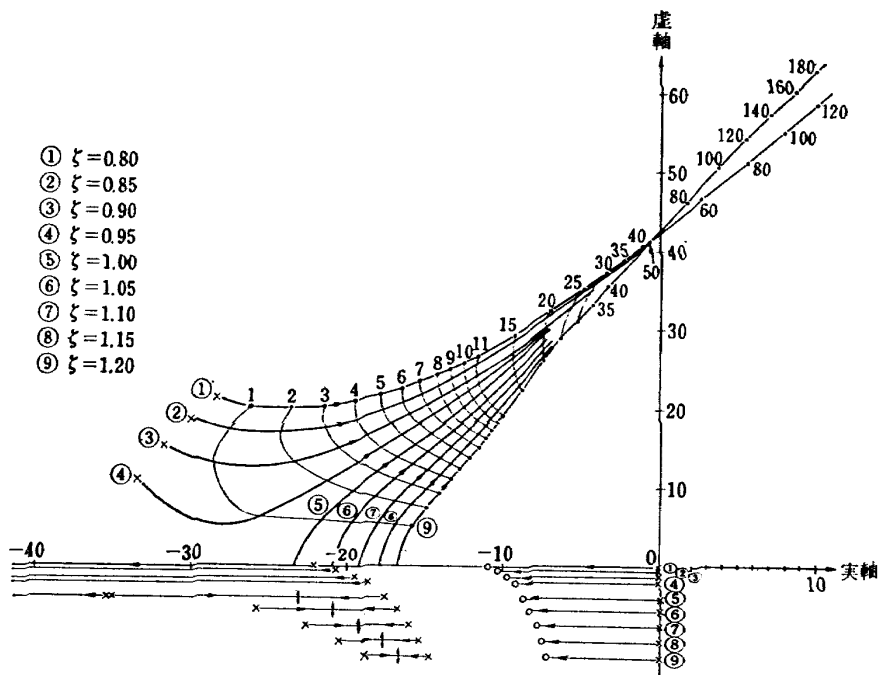
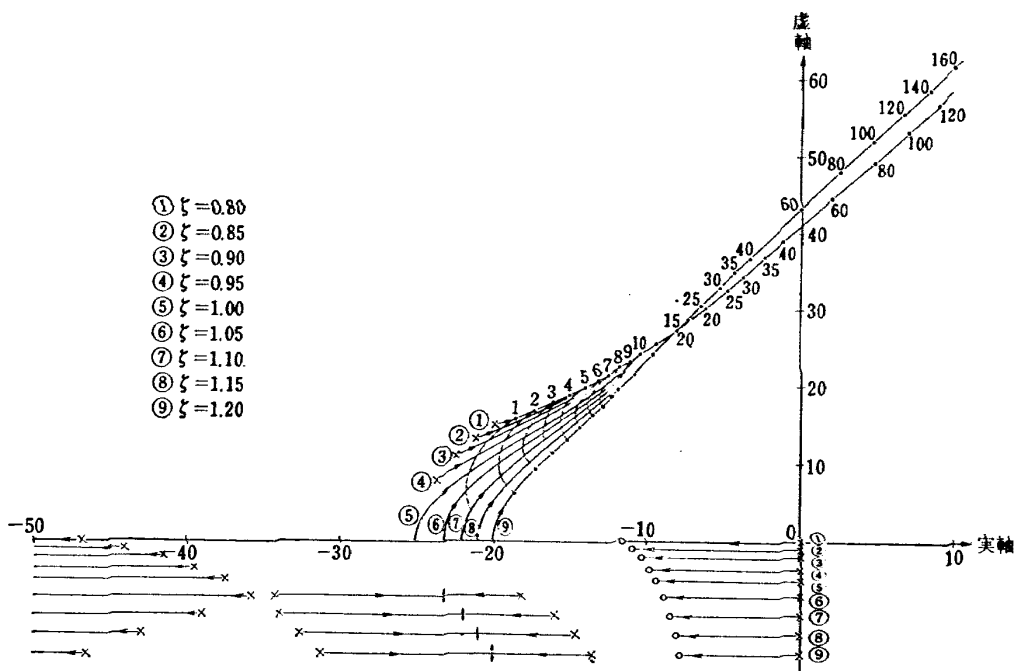


図 11 エンジン変位をフィードバックした DPF 方式制御系の根軌跡 (但し、図中の数字は K_G の値を示す)



(2) $\lambda = 2.0, \omega_L = 50$ の場合



(3) $\lambda = 4.0, \omega_L = 50$ の場合

図 11 エンジン変位をフィードバックした DPF 方式制御系の根軌跡
(但し、図中の数字は K_G の値を示す)

を完結した場合と同様に、この制御系は適当な λ と τ を決定することによって、負荷の共振を抑制することができる。

付録 II 力の完全微分値をフィードバックした補償法では制御系を安定化できない理由

図Cの DPF 要素の伝達関数を

$$K'DT_3s \quad (71)$$

で置き換えた場合、DPF 方式制御系は不安定になる。このことを示すために以下の式を導びく。図Cの DPF 要素の伝達関数を (71) で置き換えた場合、アクチュエータ変位に対するフィードバック圧力 p_F の伝達関数は次式となる。

$$\frac{p_F(s)}{y(s)} = \frac{M_L K_L T_3 s^3}{A_P (M_L s^2 + K_L)} \quad (72)$$

図Cと (72) から、サーボアンプ入力 ε に対するアクチュエータ変位 y の伝達関数は次式となる。

$$\frac{y(s)}{\varepsilon(s)} = \frac{K_A K_B K_V (M_L s^2 + K_L)}{A_P s \{ (M_L + M_L K_V K_L K_D T_3) s^2 + K_L \}} \quad (73)$$

したがって、この場合の制御系の根軌跡における極とゼロ点は (73) から求まり次式となる。

$$\left. \begin{aligned} p_1 &= 0 \\ p_2 &= \frac{j\omega_L}{\sqrt{1 + K_V K_L K_D T_3}} \\ p_3 &= -\frac{j\omega_L}{\sqrt{1 + K_V K_L K_D T_3}} \\ z_1 &= j\omega_L \quad z_2 = -j\omega_L \end{aligned} \right\} \quad (74)$$

極とゼロ点の配置は K_D の値によって次の3つに分類でき、それぞれの根軌跡を調べると次のことがわかる。

(i) $K_D > 0$ の場合 (74) から、虚軸上の極とゼロ点には

$$z_1 > p_2, \quad z_2 < p_3$$

の関係があり、制御系は不安定となる。

(ii) $0 > K_D > -1/K_V K_L T_3$ の場合 (74) から虚軸上の極とゼロ点には

$$z_1 < p_2, \quad z_2 > p_3$$

の関係があるから、制御系は安定である。しかし、制御系にはジンバルエンジン系の共振周波数より高い振動モードが発生するため、共振周波数を抑制する問題は解決できない。

(iii) $K_D < -1/K_V K_L T_3$ の場合 (74) から、 p_2 は正の実数、 p_3 は負の実数になる。したがって、制御系は不安定である。

| | | | |
|--------|---|----------|--------------------------------------|
| TR-158 | 局所凸線形位相空間内の非線形初期値問題に 対する近似について On Approximations for Nonlinear Cauchy Problems in Locally Convex Spaces | 1968年6月 | 小島清史 |
| TR-159 | T型結合板の振動 The Vibration of T-Shape Plates Structure | 1968年7月 | 塙武敏, 築地恒夫 越出慎一 |
| TR-160 | 梁, 板結合構造物の振動 (II) On the Natural Vibration of Plate-Beam Combination Structures (II) | 1968年8月 | 塙武敏, 築地恒夫 多田保夫, 越出慎一 林洋一, 日下和夫 |
| TR-161 | 宇宙飛しょう体の直接式最適誘導法 The Optimal Explicit Guidance Equation for Space Vehicle | 1968年8月 | 新田慶治, 松島弘一 大坪孔治, 志甫徹 |
| TR-162 | よどみ点領域での非定常空力加熱の測定 Measurements of Unsteady Aerodynamic Heating of Stagnation Region | 1968年9月 | 野村茂昭 |
| TR-163 | 双発プロペラ STOL 機の安定操縦性に関する 考察 Investigation on the Stability and Control Characteristics of a Twin-propeller STOL Airplane | 1968年9月 | 別府護郎 |
| TR-164 | 熱伝導を考慮した空力加熱による薄肉機体外 板の温度上昇とその電気抵抗アナログ回路 Investigation of the Streamwise Heat Con- dition Effect on the Transient Aerodyna- mic Heating of Thin-skinned Bodies by the Resistance Network Analog Method | 1968年10月 | 小川敏一 |
| TR-165 | 有限要素法による箱型梁の解析 Applications of the Finite Element Method to Box Beams | 1968年11月 | 三本木茂夫 |

航空宇宙技術研究所報告166号

昭和43年11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
