

621.9-522 : 581-3

数値制御工作機械における閉ループ形デジタルサーボシステムの安定性に関する研究*

渡部 透**, 岩井 壮介**, 金井 恒雄***,
田中 尚志†, 亀山 章††

1. 緒 言

近年における数値制御工作機械の進歩の背景には、各種サーボメカニズムの性能の改善、特にデジタルサーボの導入がある。

デジタルサーボシステムは、主としてパルスモータを使用する、いわゆる開ループ形と、駆動軸よりもさらにテーブル側に位置検出器をおく閉ループ形に大別される。前者はシステム構成が簡単で導入が手軽な反面、特性改善があまり自由に行えない。後者はさらに絶対値方式とインクリメント方式の二つのものに分類され、いずれの方式においても絶対的な精度の向上と特性改善のための自由度が多い。しかしその構成は一般に複雑となり、閉ループ内に含まれる各種非線形特性、ダイナミックスのため、安全性の保障などかなりの技術が要求される。

一般にサーボシステムは多くの非線形特性を含み、安定性の保障が重要な課題の一つである。従来の解析はシステムに含まれる非線形特性のうち、システムの使用状態に対して最も支配的と考えられる唯一の非線形特性に注目して、記述関数法を適用したり、システムモデルをできるだけ簡略化して位相面上で解析するなどの手法を採用したものが多く^{(1)~(4)}。数値制御工作機械を対象とした安定解析においては、システムを線形化してとり扱ったものが大部分である⁽⁵⁾。すなわちこれらの手法によっては、現実のシステムにおいて、複数列の非線形特性の相乗効果によると考えられるような現象を、詳細にとらえることはできない。

図2は、図1に示す試作したアキシャルピストンモータ使用のインクリメント方式閉ループデジタルサーボにおける各種振動現象(DA変換器出力)を示す。これらの現象はループゲインなど、システム直接の

パラメータのほか、供給油圧など動作環境によって微妙に変化する。油圧モータを使用するシステムにおいて、図2に示すような比較的微小な振幅の振動を解析するには、支配的と思われるテーブル駆動系の非線形摩擦特性、DA変換部の階段状非線形特性のほか、スプール変位とモータ差圧、流量間に存在する複雑な非線形関係を同時に考慮する必要があるものと考えられる。

本論文は、設計条件、理論あるいはカタログデータなどからは与え難い、油圧など動作環境によって微妙に変化する、サーボ弁などのダイナミックスおよび上記非線形特性を、できるだけ現実に近い状態で実験的に同定し、J. E. Gibson が2個の非線形特性を含む場合の記述関数法に関して提案したと同様の⁽⁶⁾、半図式解法による、上記現象の理論的裏づけを与えることを目的としたものである。

2. 閉ループデジタルサーボシステムの構成と基礎式

図3は閉ループデジタルサーボの構成を示す。ボールねじの回転方向に応じて、それぞれ時計方向回転パルス列 CP, 反時計方向回転パルス列 CCP を発生する。数値制御装置からの時計方向回転指令パルス列 CW, および CCP は加算的に、反時計方向回転指令パルス列 CCW, および CP は減算的に作用し、カウ

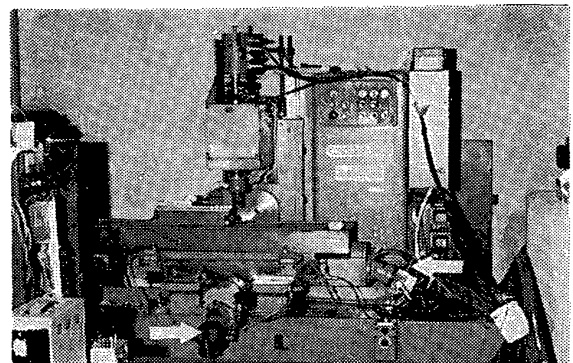


図1 試作数値制御フライス盤(矢印は油圧モータ差圧検出用半導体ピックアップ)

* 昭和 45 年 10 月 10 日 第 48 期全国大会講演会において講演、原稿受付 昭和 47 年 10 月 9 日。

** 正員、京都大学工学部(京都市左京区吉田本町)。

*** 正員、日本電信電話公社。

† 正員、富士通会社。

†† 正員、日本鋼管会社。

ンタは時々刻々のデジタル制御誤差量を示す. その値はアナログ電圧に変換され, サーボ弁電流を操作し, モータ流量を制御する.

(カウンタおよび DA 変換回路)

$$v(t) = n(t) \Delta u \dots \dots \dots (1)$$

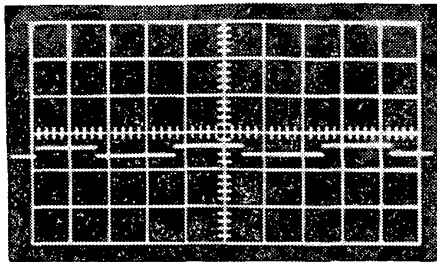
$v(t)$: DA 変換器出力電圧 = サーボ弁電圧

$n(t)$: カウンタ内容

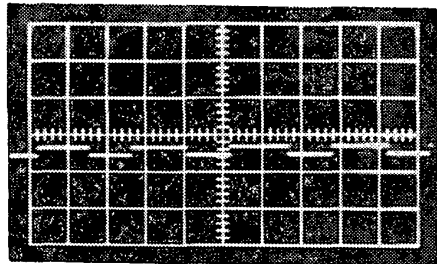
Δu : 単位カウンタ内容当たり出力電圧

(サーボ弁電圧とスプール変位との関係)

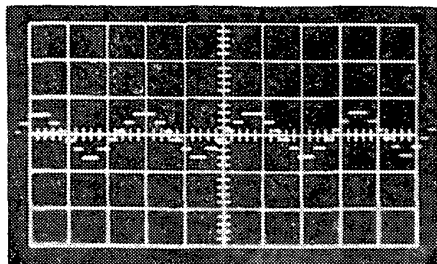
$$v(t) = L \frac{di(t)}{dt} + Ri(t) \dots \dots \dots (2)$$



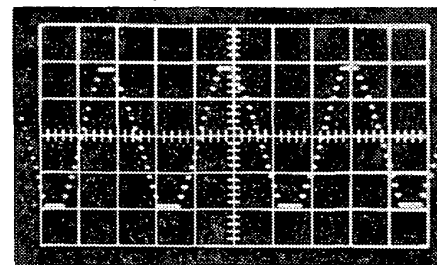
(a) $\frac{\Delta u}{\Delta x} = 187.5, \tilde{X} < 0.001 \text{ cm}, \omega = 157 \text{ rad/s}$



(b) $\frac{\Delta u}{\Delta x} = 304.5, \tilde{X} < 0.001 \text{ cm}, \omega = 261 \text{ rad/s}$



(c) $\frac{\Delta u}{\Delta x} = 304.5, \tilde{X} < 0.003 \text{ cm} \sim 0.004 \text{ cm}, \omega = 232 \text{ rad/s}$



(d) $\frac{\Delta u}{\Delta x} = 351.6, \tilde{X} < 0.0075 \text{ cm} \sim 0.0085 \text{ cm}, \omega = 196 \text{ rad/s}$

横軸 10ms/div

図 2. 持続振動実際例

$$M_s \frac{d^2 y(t)}{dt^2} + C_s \frac{dy(t)}{dt} = K_f i(t) - K_s y(t) + f_D \dots \dots \dots (3)$$

$i(t)$: サーボ弁フラップ操作コイル電流

$y(t)$: スプール変位

L, R : コイルインダクタンス, 抵抗

M_s, C_s : スプール質量, 摩擦係数

K_f : サーボ弁電流に対するスプール操作力ゲイン

K_s : スプール復元ばね定数

f_D : フラップ残留磁化ドリフト項

(スプール変位とアキシャルピストン・モータ流量および差圧の関係)

$$q(t) = \frac{1}{\sqrt{2}} [g_1\{y(t)\} \sqrt{P_s - p(t)} - g_2\{y(t)\} \sqrt{P_s + p(t)}] \dots \dots \dots (4)^*$$

$q(t), p(t)$: モータ流量, 差圧

P_s : 供給油圧源圧力

$g_1\{y(t)\}, g_2\{y(t)\}$ は図 4 に示すスプール弁各エッジ部分のコンダクタンスである⁽⁷⁾.

$$\left. \begin{aligned} g_1\{y(t)\} [=g_4\{y(t)\}] &= \sqrt{2} K_g \{y(t) + B\}; y(t) \geq -B \\ &= 0; y(t) < -B \\ g_2\{y(t)\} [=g_3\{y(t)\}] &= \sqrt{2} K_g \{-y(t) + B\}; y(t) \leq B \\ &= 0; y(t) > B \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (5)$$

$K_g = C_D D / \sqrt{\rho}$, C_D : 流量係数

D : スプール弁開口部円周方向長さ

ρ : 油密度

B : アンダラップ

(アキシャルピストン・モータ流量, 差圧とモータ回転角速度の関係)

$$q(t) = D_m w(t) + \frac{V_i}{2\beta} \frac{dp(t)}{dt} \dots \dots \dots (6)$$

$$\left. \begin{aligned} D_m p(t) &= J \frac{dw(t)}{dt} + f_F \{w(t)\} \\ w(t) \left(= \frac{d\theta}{dt} \right) &= \frac{1}{K_{\theta x}} \frac{dx(t)}{dt} \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (7)$$

$\theta(t), w(t)$: モータ回転角, 角速度

$x(t)$: テーブル変位

* 図 2 において, $q(t)$ と各エッジ部流量 $q_1(t) \sim q_4(t)$ の間に $q(t) = q_1(t) - q_2(t) = q_4(t) - q_3(t)$ が成立するものと仮定し, $q_1(t) = g_1(y) \sqrt{P_s - p_a(t)}$, $q_2(t) = g_2(y) \sqrt{p_a(t)}$, $q_3(t) = g_3(y) \sqrt{P_s - p_b(t)}$, $q_4(t) = g_4(y) \sqrt{p_b(t)}$ を代入, $g_1(y) = g_4(y)$, $g_2(y) = g_3(y)$, $p(t) = p_a(t) - p_b(t)$ および, $g_1(y), g_2(y)$ が両者同時には零にならないことから得られる関係 $P_s = p_a(t) + p_b(t)$ を利用することにより導出される. ここに $p_a(t), p_b(t)$, はモータ供給油圧である.

- $K_{\theta x}$: モータ回転角 1 rad 当たりのテーブル変位量 $=x(t)/\theta(t)$
- $f_F\{w(t)\}$: 非線形摩擦トルク
- D_m : モータ回転角 1 rad 当たり流量 $=NA_pR \tan \alpha/\pi$
- N : ピストン個数
- A_p : シリンダ面積
- R : シリンダ列中心軸と各シリンダ中心間の距離
- α : 斜板角度
- V_i : シリンダ配管総容積
- $1/\beta$: 油圧縮率
- J : モータ軸まわりに換算したテーブル駆動系全体の等価慣性モーメント $=J_M+J_S+J_T$
- J_M : モータ回転部分慣性モーメント
- $J_S=(m_1/m_2)^2 J_S'$
- m_1/m_2 : 歯車歯数比
- J_S' : ボールねじ慣性モーメント
- J_T : モータ軸まわりに換算したテーブル慣性モーメント $=K_{\theta x}^2 M$
- M : テーブル質量

3. ダイナミクス, 非線形特性の同定

図 5 は, 2 章各基礎式によるシステムの信号の流れを示す. 表 1 は, 工作機械, サーボ弁および油圧モータの種類, パラメータ値, 使用条件を, 図 6 は DA 変換部非線形特性を示したもので, カウンタ内容

$n(t)$ は, つぎの関係を満足する正または負の整数である.

$$[x_e(t)/\Delta x]-0.5 \leq n(t) \leq [x_e(t)/\Delta x]+0.5 \dots\dots\dots(8)$$

- $x_e(t)=x_r(t)-x(t)$: 制御偏差
- $x_r(t)$: テーブル目標位置
- Δx : 位置検出単位

図 5 $G_y(j\omega)$ はサーボ弁電圧 $v(t)$ とスプール変位 $y(t)$ の間の周波数伝達関数で, 式 (2), (3) よりつぎのように表される.

表 1 工作機械, 油圧モータおよびサーボ弁の種類, システムパラメータ値および使用条件 (本文実験によるパラメータ同定, 安定限界測定時の値)

工作機械	豊和産業製 2 軸 NC フライス盤
Δx	0.001 cm
$K_{\theta x}$	0.036 5 cm/rad
$J(=J_M+J_S+J_T)$	0.005 5 cm kg s ² /rad
油圧モータ	帝人製機製 SM-10 アキシアルピストン・モータ
D_m	1.6 cm ³ /rad
$V_i/2\beta$	0.000 66 cm ⁵ /kg
サーボ弁	東京精密製 3F-30L-30 トルクモータ, フラップノズル増幅, 四方向スプール弁出力
ゲイザー量	0.07 V (200Hz)
P_S (供給油圧)	40 kg/cm ²
作動油温度	30~40°C

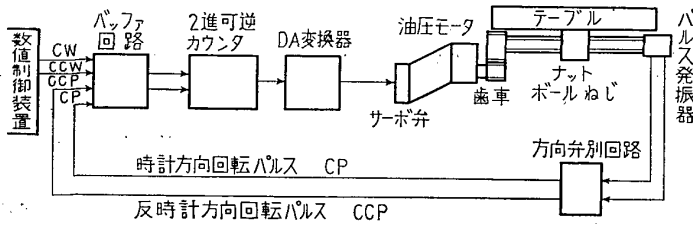


図 3 試作閉ループデジタルサーボシステムの構成

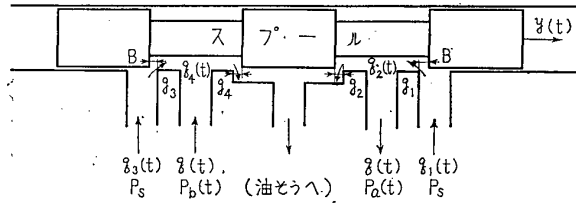


図 4 スプール弁の構造と各部における流量と圧力

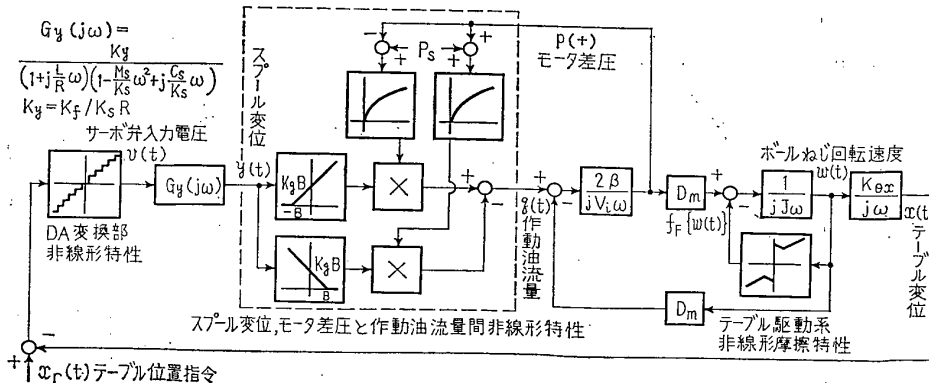


図 5 試作閉ループ形デジタルサーボシステムブロック図

$$G_v(j\omega) = \frac{Y(j\omega)}{V(j\omega)} = \frac{K_y}{\left[1 + j\left(\frac{L}{R}\right)\omega\right] \left[1 - \left(\frac{M_S}{K_S}\right)\omega^2 + j\left(\frac{C_S}{K_S}\right)\omega\right]}$$

$$= \frac{K_y}{1 + j\left[\left(\frac{L}{R}\right) + \left(\frac{C_S}{K_S}\right)\right]\omega - \left[\left(\frac{M_S}{K_S}\right) + \left(\frac{L}{R}\right)\left(\frac{C_S}{K_S}\right)\right]\omega^2 - j\left(\frac{L}{R}\right)\left(\frac{M_S}{K_S}\right)\omega^3}$$

.....(9)

$K_y = K_f / K_S R, \quad Y(j\omega) = \mathcal{L}[y(t)]_{s=j\omega}, \quad V(j\omega) = \mathcal{L}[v(t)]_{s=j\omega}$

1章で述べた振動現象を, システムの安定解析から理論的に裏付けるには, $G_v(j\omega)$, $y(t)$ とモータ差圧 $p(t)$, 流量 $q(t)$ の間の非線形特性パラメータ K_g および B , 非線形摩擦特性 $f_F(w(t))$ を, 現実に近い条件の下に, 簡便な手法で同定することが望ましい。

$G_v(j\omega)$ を実験的に同定するには, $y(t)$ の実測が必要である。図5において, 簡単に測定できるのは $v(t)$, $p(t)$, $q(t)$ およびモータ回転角速度 $w(t)$ などであって, スプール変位 $y(t)$ は容易には実測できない。そこで本論文では, $v(t)$ と $p(t)$ の間の周波数特性から間接的に $G_v(j\omega)$ を同定することを考えるが, その場合, 現実の動作状態であるテーブルが振動している状態では, 図5から明らかなように, 非線形摩擦特性が $p(t)$ に大きく影響する。したがってテーブルが静止を保つ範囲内での測定によらざるをえず, 現実の動作状態に対する同定値からの, いくぶんのずれはまぬがれないと考えられる。

(テーブル駆動系非線形摩擦特性の同定)

フィードバック径路を開き, $v(t)$ を一定値 v_0 に保つとき, 式(4)~(7) および(9) よりつぎの関係が得られる。

$v_0 = K_y v_0$ (10)

$$q_0 = (v_0 K_g K_y + K_g B) \sqrt{P_S - p_0}; \quad v_0 > B/K_y$$

$$= (v_0 K_g K_y + K_g B) \sqrt{P_S - p_0}$$

$$+ (v_0 K_g K_y - K_g B) \sqrt{P_S + p_0}; \quad |v_0| \leq B/K_y$$

$$= (v_0 K_g K_y - K_g B) \sqrt{P_S + p_0}; \quad v_0 < -B/K_y$$

.....(11)

$q_0 = D_m w_0$ (12)

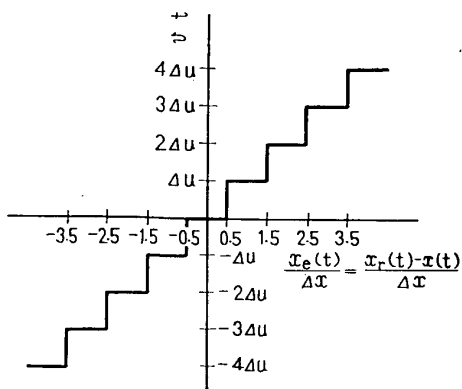


図6 デジタルアナログ変換部非線形特性

$D_m p_0 = f_F(w_0)$ (13)

v_0 : 一定サーボ電圧, $y_0, q_0, p_0, w_0: y(t), q(t), p(t), w(t)$ の定常値

式(13)から, 各 v_0 値に対する p_0 および w_0 を測定することにより, 図7に示す w_0 と $f_F(w_0)$ の関係を得る。差圧 p_0 は図1に示すごとく, サーボ弁出力ブロックにセットした半導体感圧素子によって検出する。この結果より, $f_F(w(t))$ はつぎの折線近似特性として表現することができる。

$$f_F(w(t)) = D_m p(t);$$

$$|f_F(w(t))| < F_Q, \quad w(t) = 0$$

$$= F_C \operatorname{sgn}[w(t)] - \alpha_A w(t);$$

$$|w(t)| \leq W_D$$

$$= F_C \operatorname{sgn}[w(t)] - \alpha_A w(t) + \alpha_B (w(t) - W_D \operatorname{sgn}[w(t)]);$$

$$|w(t)| > W_D$$

.....(14)

$F_Q = 18.0 \text{ kg cm}$: 最大静止摩擦力
 $F_C = 13.0 \text{ kg cm}$: クーロン摩擦力
 $W_D = 9.0 \text{ rad/s}$: 混合; 完全両潤滑域の界におけるボールねじ回転角速度
 $\alpha_A = 0.22 \text{ kg cm s/rad}$: 混合潤滑域摩擦係数,
 $\alpha_B = 0.59 \text{ kg cm s/rad}$
 $\alpha_B - \alpha_A$: 完全潤滑域摩擦係数

.....(15) (8)

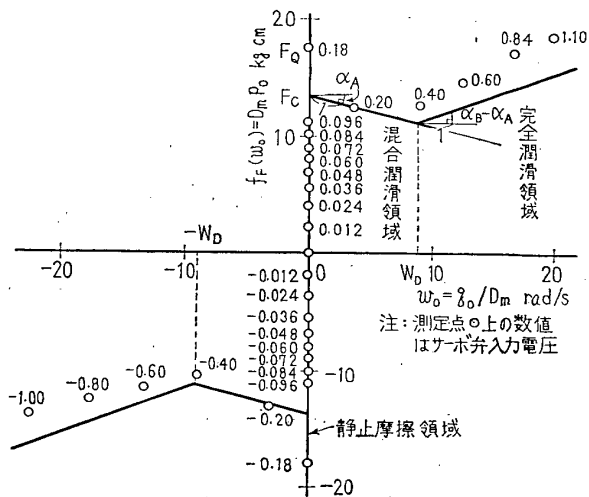


図7 テーブル駆動系非線形摩擦特性

(スプール変位とモータ差圧, 流量間非線形特性に含まれるパラメータの同定).

図 7 に示す静止, 潤滑摩擦域の各測定点に対する $v_0, q_0 (=D_m w_0)$ および $p_0 [=f_F(w_0)/D_m]$ を式 (11) に代入することにより, $K_g K_y, K_g B$ に関する一次方程式の組を得る. 二乗誤差最小の意味で, これらの方程式を最もよく近似する $K_g K_y$ および $K_g B$, したがって B/K_y の値はつぎのように決定される.

$$\left. \begin{aligned} K_g K_y &= 3.35 \text{ cm}^4/\sqrt{\text{kg}} \text{ V s} \\ K_g B &= 2.88 \text{ cm}^4/\sqrt{\text{kg}} \text{ s} \\ B/K_y &= 0.861 \text{ V} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots(16)$$

(サーボ弁入力電圧とスプール変位間のダイナミックスの同定)

サーボ弁電圧 $v(t)$ とスプール変位 $y(t)$ の間の周波数特性 $G_y(j\omega)$ は, 前述のように $y(t)$ の実測が困難なことから, ここでは $v(t)$ と $p(t)$ の間の周波数特性の実測値より, 間接的に求めることを考える. テーブル静止摩擦とモータトルクが平衡し, モータ静止を保つ範囲内で $v(t)$ を正弦波状に微小変化した場合*, 図 5 よりも明らかなように, $p(t)$ にはテーブル駆動系非線形摩擦の影響は現れず, かつ $v(t)$ したがって $y(t)$ の振動振幅の微小なことから, $y(t)$ と $p(t)$ の間には線形近似が成立するものと考えられる. 図 8 ▲ および ● 印は, $v(t)$ として振幅 0.1 V の正弦波変化を与えることにより得た $v(t)$ と $p(t)$ の間の周波数特性である**. 一方, $P_s \gg p(t), w(t) = 0$ なること

および $|y(t)| < B$ と仮定すると, $p(t)$ と $y(t)$ の間には式 (4), (5) および (6) より, つぎの線形近似関係が成立する.

$$\frac{V_i}{2\beta} \frac{dp(t)}{dt} = 2K_g \sqrt{P_s} y(t) - \frac{K_g B}{\sqrt{P_s}} p(t) \dots(17)$$

したがって, $y(t)$ と $p(t)$ の間の周波数特性 $G_p(j\omega)$ はつぎのように表される.

$$\left. \begin{aligned} G_p(j\omega) & \left(= \frac{P(j\omega)}{Y(j\omega)} \right) \\ & = \frac{2P_s}{B} \frac{1}{1 + j(V_i \sqrt{P_s} / 2\beta K_g B) \omega} \\ P(j\omega) & = \mathcal{L}[p(t)]_{s=j\omega} \end{aligned} \right\} \dots\dots(18)$$

$K_y G_p(j\omega)$ は表 1 および式 (16) より理論的に計算され, 図 8 破線のようになる***.

$$P(j\omega)/V(j\omega) = [G_y(j\omega)/K_y][K_y G_p(j\omega)] \dots\dots\dots(19)$$

であるから, $G_y(j\omega)/K_y$ はボード線図で表されている両数波数特性の差として, 図 8 ▲ および ○ 印で与えられる. これらの点に対し, 式 (9) で表される ω に関する三次特性に合致するよう最小二乗計算を行うことにより

$$\frac{G_y(j\omega)}{K_y} = \frac{1}{1 + 1.33 \times 10^{-2} j\omega - 2.83 \times 10^{-5} \omega^2 - 1.53 \times 10^{-8} j\omega^3} \dots(20)$$

を得る. 図 8 の一点鎖線はこれを表す.

4. 複数個の非線形特性を含む系に対する記述関数法の適用

記述関数は非線形特性入力正弦波に対する出力基本波成分の振幅比, 位相差で与えられ, ループ内に唯一個の非線形特性が存在する場合には, 一般には振動振幅, 周波数の関数となる. ところが本論文の場合のように, ループ内に 2 個以上の非線形特性が存在する場合には, 当然一つの非線形特性記述関数は, その前段に位置する非線形特性記述関数自身の関数ともなり, 通常, 非線形特性が唯一個の場合に対して, ナイキストの安定判別法で行われるごとく, 複素平面上での図式解法による安定限界, 自励振動の平衡点 (リミットサイクル) の有無と平衡点の安定, 不安定の吟味などは不可能となる. この場合数値計算によって, 安定限界およびリミットサイクルを見つけることはできるが, その性質やシステムパラメータとの関連などの検討は容易でない.

また本論文のシステムにおいては, フラップ残留磁化項 f_D が, それまでの履歴に係する不確定項とし

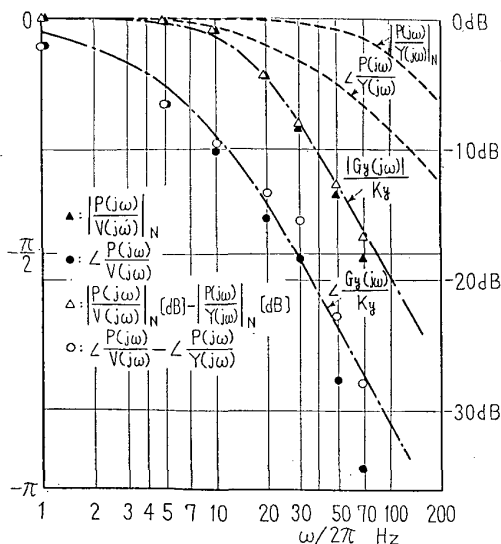


図 8 サーボ弁入力電圧に対する差圧出力周波数特性 $P(j\omega)/V(j\omega)$ 実測結果とサーボ弁周波数特性 $Y(j\omega)/V(j\omega)$ 推定結果

* $q(t)$ は油の圧縮性によるものと考えられる.
** ただし, ゲイン特性 $|P(j\omega)/V(j\omega)|_N$ は $|P(j\omega)/V(j\omega)|/|P(0)/V(0)|, |P(0)/V(0)| = 2P_s K_y/B$ を表す [式 (9), (18)].

*** ただし, ゲイン特性 $|P(j\omega)/Y(j\omega)|_N$ は $|P(j\omega)/Y(j\omega)|/|P(0)/Y(0)|, |P(0)/Y(0)| = 2P_s/B$ を表す.

て存在するため, 記述関数解析の意味において一意的な*安定限界, 自励振動平衡条件を見出すことはできない。

本論文では, 前者の問題に関しては図5におけるテーブル変位 $x(t)$ に振幅 \bar{X} , 周波数 ω の正弦波振動を仮定する。DA 変換部非線形特性記述関数 N_v は, 一定テーブル位置指令 $x_r(t) = X_r$, ゲイン調整パラメータ $\Delta u/\Delta x$, 不確定項 f_D を固定した場合, \bar{X} の実数関数となる。これを $\bar{X}-N_v$ 平面 (\bar{X} を横軸, N_v を縦軸とする直交座標) にプロットする。モータ流量 $q(t)$ は, スプール変位 $y(t)$ およびモータ差圧 $p(t)$ の非線形関数である。 $y(t)$ の基本波成分は, $G_y(j\omega)$ が線形要素であることから明らかに \bar{X}, ω, N_v の関数として表される。 $p(t)$ の基本波成分は, 図5の信号の流れを右端テーブル変位から逆にたどることにより, 非線形摩擦特性出力 $f_F\{w(t)\}$ の基本波成分, \bar{X} および ω の関数であることがわかる。 $f_F\{w(t)\}$ 出力基本波成分は, \bar{X}, ω が与えられれば確定する。したがって $p(t)$ の基本波成分は \bar{X}, ω によって一意的に定まる**。すなわち $q(t)$ の基本波成分は, \bar{X}, ω および N_v の関数として表される。一方図より [または式 (6), (7) より], $q(t) = (V_i/2\beta) dp(t)/dt + (D_m/K_{\theta x}) dx(t)/dt$ である。したがって自励振動平衡状態においては, 両方の関係より導かれる $q(t)$ の基本波成分の振幅, 位相は一致しなければならない。数値計算により, 各 \bar{X} に

対し, N_v を \bar{X} とは独立な変数 N と考えた場合の, $q(t)$ の振幅, 位相の一致の条件を満足する ω と N の組を求め, $\bar{X}-N$ 平面 (\bar{X} を横軸, N を縦軸とする直交座標) にプロットする。自励振動平衡点は $\bar{X}-N_v$, $\bar{X}-N$ 両曲線の交点によって与えられる。このように半図式解法を用いることにより, $\Delta u/\Delta x$ と生起する振動の性質との関連などはあくが容易となる***。

後者の問題に関しては, 記述関数法自身が近似法であり, 結果に対してある程度の余裕をみる必要があることから, ここでは不確定項のいかなる状態に対しても, 記述関数法の意味での安定限界を保障する十分条件を求めることにした。

(DA 変換部非線形特性記述関数)

いま一定テーブル位置指令に対し, テーブルは一定偏り (オフセット) を伴った正弦波振動を発生しているものとする。

$$\left. \begin{aligned} x_r(t) &= X_r : \text{テーブル位置指令} \\ x(t) &= X_r + \bar{x}(t) + X_D : \text{テーブル変位} \\ x_e(t) &= x_r(t) - x(t) = -\{\bar{x}(t) + X_D\} : \text{偏差} \\ \bar{x}(t) &= \bar{X} \cos \omega t : \text{テーブル正弦波振動} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots(21)$$

\bar{X} : 振動振幅, X_D : 一定偏り量
位置偏差 $x_e(t)$ に対する DA 変換部出力基本波成分および直流偏り電圧は図5より

$$\bar{v}(t) = -N_v(\Delta u/\Delta x, \bar{X}/\Delta x, V_D) \bar{x}(t) \dots\dots\dots(22)$$

$$\left. \begin{aligned} N_v\left(\frac{\Delta u}{\Delta x}, \frac{\bar{X}}{\Delta x}, V_D\right) &= \frac{1}{\bar{X}} \frac{\omega}{\pi} \int_0^{2\pi/\omega} v(t) \sin \omega t dt = \frac{\Delta u}{\Delta x} \frac{2\Delta x}{\pi \bar{X}} \sum_{m=-\infty}^{\infty} \sqrt{1-A\left(\frac{\bar{X}}{\Delta x}, \frac{X_D}{\Delta x}, m\right)^2} \\ V_D &= \frac{\omega}{2\pi} \int_0^{2\pi/\omega} v(t) dt = \frac{1}{2} \sum_{m=-\infty}^{\infty} \text{sgn}[m] \Delta u \left[1 - \frac{2}{\pi} \sin^{-1} A\left(\frac{\bar{X}}{\Delta x}, \frac{X_D}{\Delta x}, m\right)\right] \\ A\left(\frac{\bar{X}}{\Delta x}, \frac{X_D}{\Delta x}, m\right) &= \left| m + 0.5 + \frac{X_D}{\Delta x} \right| / \left(\frac{\bar{X}}{\Delta x} \right); \left| m + 0.5 + \frac{X_D}{\Delta x} \right| \leq \frac{\bar{X}}{\Delta x} \\ &= 1; \left| m + 0.5 + \frac{X_D}{\Delta x} \right| > \frac{\bar{X}}{\Delta x} \\ \text{sgn}(m) &= 1; m \geq 0, \quad \text{sgn}(m) = -1; m < 0 \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots(23)****$$

$\bar{v}(t)$: DA 変換器出力基本波成分

$N_v\left(\frac{\Delta u}{\Delta x}, \frac{\bar{X}}{\Delta x}, V_D\right)$: DA 変換部非線形特性記述関数,

V_D : DA 変換部出力直流偏り電圧

V_D はスプール弁作動力ドリフト項 f_D の効果を打ち消すためのものであって, 上記平衡点が存在するためには, 式 (2) および (3) より

$$K_f V_D / R + f_D = 0 \dots\dots\dots(24)$$

* 記述関数法は近似解法であり, その安定限界は, 設計の一応の目安を与えるものである。

** N_v は \bar{X} のほか $\Delta u/\Delta x$ などによっても変化するが, $f_F\{w(t)\}$ の記述関数は \bar{X}, ω によって確定する。

*** システムは閉ループを構成しているから, 他のパラメータと生起する振動との関係をはあくするには, N_v の代わりにそのパラメータを含む非線形特性記述関数に注目し, 他の非線形特性をその関数として表現すればよい。

**** 記述関数計算の都合上, 非線形要素入力を $x_e(t) = -\{\bar{x}(t) + X_D\} = \bar{X} \sin \omega t - X_D$ と仮定。

が常に満足されなければならない。\$V_D\$ は \$f_D\$ の変動に応じて変化する。図 9 細曲線群は各 \$V_D\$ の値に対する \$\tilde{X}\$ と \$N_v\$ の関係を示す。

(非線形摩擦特性記述関数)

振動平衡時、モータ回転角速度正弦波変化と、非線形摩擦基本波成分の間には、図 7 あるいは式 (14) よりつぎの関係が成立する。

$$\left. \begin{aligned} \tilde{f}_F(\tilde{w}(t)) &= N_f(X, \omega)\tilde{w}(t) \\ N_f(\tilde{X}, \omega) &= \frac{1}{\tilde{W}} \frac{\omega}{\pi} \int_0^{2\pi/\omega} f_F(t) \sin \omega t dt^* = \frac{4}{\pi} \frac{K_{\theta x}}{\omega \tilde{X}} F_C - \alpha_A; \frac{\omega \tilde{X}}{K_{\theta x}} \leq W_D \\ &= \frac{4}{\pi} \frac{K_{\theta x}}{\omega \tilde{X}} \{F_C - \alpha_B W_D \cos D(\tilde{X}, \omega)\} + \alpha_B \left[1 - \frac{2D(\tilde{X}, \omega) - \sin 2D(\tilde{X}, \omega)}{\pi} \right] - \alpha_A \quad \dots\dots(25) \\ D(\tilde{X}, \omega) &= \sin^{-1}(W_D K_{\theta x} / \omega \tilde{X}); \frac{\omega \tilde{X}}{K_{\theta x}} > W_D, \quad \tilde{w}(t) = (1/K_{\theta x}) d\tilde{x}(t)/dt \end{aligned} \right\}$$

\$\tilde{f}(\tilde{w}(t))\$: 非線形摩擦力基本波成分 \$\tilde{w}(t)\$: モータ回転角速度正弦波振動

\$\tilde{W}\$: 振動振幅 = \$\omega \tilde{X} / K_{\theta x}\$ \$N_f(\tilde{X}, \omega)\$: 非線形摩擦特性記述関数

(スプール変位, モータ差圧と流量間の非線形特性に対する記述関数)

$$\tilde{y}(t) = \tilde{Y} \cos(\omega t + \varphi_y), \quad \tilde{p}(t) = \tilde{P} \cos(\omega t + \varphi_p) \quad \dots\dots(26)$$

\$\tilde{y}(t)\$: スプール変位基本波成分

\$\tilde{p}(t)\$: モータ差圧基本波成分

\$\tilde{Y}, \varphi_y\$: スプール変位基本波成分振幅, 位相

\$\tilde{P}, \varphi_p\$: モータ差圧基本波成分振幅, 位相

と仮定する。式 (9) および (22) より

$$\tilde{Y}(j\omega) = G_y(j\omega)\tilde{V}(j\omega) = -N_v \left(\frac{\Delta u}{\Delta x}, \frac{\tilde{X}}{\Delta x}, V_D \right) G_y(j\omega) \tilde{X}(j\omega) \quad \dots\dots(27)$$

\$\tilde{X}(j\omega), \tilde{V}(j\omega), \tilde{Y}(j\omega)\$: \$\tilde{x}(t), \tilde{v}(t), \tilde{y}(t)\$ の複素周波数変換

が成立する。したがって \$\tilde{Y}, \varphi_y\$ は式 (9) より

$$\left. \begin{aligned} \tilde{Y} [= |\tilde{Y}(j\omega)|] &= N_v \left(\frac{\Delta u}{\Delta x}, \frac{\tilde{X}}{\Delta x}, V_D \right) \frac{K_v \tilde{X}}{\sqrt{\left[1 + \omega^2 \left(\frac{L}{R} \right)^2 \right] \left[\omega^2 \left(\frac{C_s}{K_s} \right)^2 + \left(1 - \omega^2 \frac{M_s}{K_s} \right)^2 \right]}} \quad \dots\dots(28) \\ \varphi_y [= \angle \tilde{Y}(j\omega)] &= -\tan^{-1} \omega \frac{L}{R} - \tan^{-1} \left[\omega \frac{C_s}{K_s} / \left(1 - \omega^2 \frac{M_s}{K_s} \right) \right] - \pi \end{aligned} \right\}$$

と表される。すなわち \$\tilde{Y}\$ は \$\tilde{X}, \omega\$ および \$N_v\$ の関数, \$\varphi_y\$ は \$\omega\$ の関数として表されることがわかる。また式 (7), (25) より

$$\tilde{P}(j\omega) = \frac{1}{D_m K_{\theta x}} [-\omega^2 J + j\omega N_f(\tilde{X}, \omega)] \tilde{X}(j\omega) \quad \dots\dots(29)$$

\$\tilde{P}(j\omega)\$: \$\tilde{p}(t)\$ の複素周波数変換

したがって式 (26) における \$\tilde{P}, \varphi_p\$ は

$$\left. \begin{aligned} \tilde{P} [= |\tilde{P}(j\omega)|] &= \frac{1}{D_m K_{\theta x}} \sqrt{\omega + J^2 + \omega^2 N_f(\tilde{X}, \omega)^2} \tilde{X} \\ \varphi_p [= \angle \tilde{P}(j\omega)] &= \pi - \tan^{-1} \frac{N_f(\tilde{X}, \omega)}{\omega J} \end{aligned} \right\} \quad \dots\dots(30)$$

となり, \$\tilde{X}, \omega\$ の関数として表される (前ページの脚注参照)。

\$P_s \gg \tilde{p}(t)\$ なる仮定のもとに, 式 (4) 根号項を \$\tilde{p}(t)\$ のべき級数に展開すると

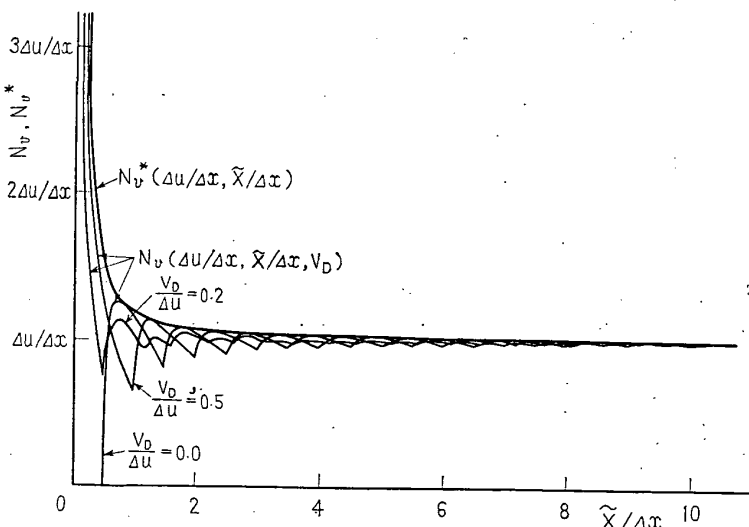


図 9 デジタルアナログ変換部非線形特性の基本波に対する等価ゲイン

* 記述関数計算の都合上, 非線形要素入力を \$w(t) = \tilde{w}(t) = \tilde{W} \sin \omega t\$ と仮定。

$$q(t) \cong \sqrt{\frac{P_s}{2}} \left\{ [g_1\{\tilde{y}(t)\} - g_2\{\tilde{y}(t)\}] \left[1 - \frac{\tilde{p}(t)^2}{8P_s^2} \right] - [g_1\{\tilde{y}(t)\} + g_2\{\tilde{y}(t)\}] \frac{\tilde{p}(t)}{2P_s} \right\} \dots\dots\dots (31)$$

$g_1\{\tilde{y}(t)\} \pm g_2\{\tilde{y}(t)\}$ は式 (5) より, つぎのようにフーリエ級数展開することができる.

$$\left. \begin{aligned} g_1\{\tilde{y}(t)\} - g_2\{\tilde{y}(t)\} &= C_1(\tilde{Y}) \cos(\omega t + \varphi_y) + \dots\dots\dots \\ g_1\{\tilde{y}(t)\} + g_2\{\tilde{y}(t)\} &= C_0(\tilde{Y})/2 + C_2(\tilde{Y}) \cos 2(\omega t + \varphi_y) + \dots\dots\dots \\ C_0(\tilde{Y}) &= \frac{4\sqrt{2}K_gK_y}{\pi} \left\{ \frac{\tilde{Y}}{K_y} \sin C(\tilde{Y}) + \frac{B}{K_y} [\pi - C(\tilde{Y})] \right\} \\ C_1(\tilde{Y}) &= \frac{\sqrt{2}K_gK_y}{\pi} \left\{ \frac{\tilde{Y}}{K_y} [2\pi - 2C(\tilde{Y}) - \sin 2C(\tilde{Y})] + \frac{4B}{K_y} \sin C(\tilde{Y}) \right\} \\ C_2(\tilde{Y}) &= \frac{4\sqrt{2}K_gK_y}{\pi} \left\{ \frac{\tilde{Y}}{K_y} \left[\frac{1}{6} \sin 3C(\tilde{Y}) + \frac{1}{2} \sin C(\tilde{Y}) \right] - \frac{B}{2K_y} \sin 2C(\tilde{Y}) \right\} \\ C(\tilde{Y}) &= \cos^{-1} \frac{B}{\tilde{Y}} : B < \tilde{Y}, \quad C(\tilde{Y}) = 0 : B \geq \tilde{Y} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (32)$$

したがって $q(t)$ に含まれる基本波成分は,

$$\begin{aligned} \tilde{q}(t) &= \sqrt{\frac{P_s}{2}} \left[\left(1 - \frac{\tilde{P}^2}{16P_s^2} \right) C_1(\tilde{Y}) \cos(\omega t + \varphi_y) - \frac{\tilde{P}^2}{32P_s^2} C_1(\tilde{Y}) \cos(\omega t + 2\varphi_p - \varphi_y) \right. \\ &\quad \left. - \frac{C_0(\tilde{Y})}{4P_s} \tilde{P} \cos(\omega t + \varphi_p) - \frac{C_2(\tilde{Y})}{4P_s} \tilde{P} \cos(\omega t + 2\varphi_p - \varphi_y) \right] \dots\dots\dots (33) \end{aligned}$$

$\tilde{q}(t)$: モータ流量基本波成分

と表される. 式 (33) より,

$$\left. \begin{aligned} \tilde{Q}(j\omega) &= N_y(N_v, \tilde{X}, j\omega) \tilde{Y}(j\omega) - N_p(N_v, \tilde{X}, j\omega) \tilde{P}(j\omega) \\ N_y(N_v, \tilde{X}, j\omega) &= \sqrt{\frac{P_s}{2}} \frac{C_1(\tilde{Y})}{\tilde{Y}} \left[1 - \frac{\tilde{P}^2}{16P_s^2} - \frac{\tilde{P}^2}{32P_s^2} e^{j2(\varphi_p - \varphi_y)} \right] \\ N_p(N_v, \tilde{X}, j\omega) &= \frac{1}{4\sqrt{2}P_s} [C_0(\tilde{Y}) + C_2(\tilde{Y}) e^{-j2(\varphi_p - \varphi_y)}] \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (34)$$

$\tilde{Q}(j\omega)$: $\tilde{q}(t)$ の複素周波数変換

$N_y(N_v, \tilde{X}, j\omega)$: $y(t)$ と $q(t)$ の間の記述関数

$N_p(N_v, \tilde{X}, j\omega)$: $p(t)$ と $q(t)$ の間の記述関数

5. 半図式解法による安定限界の導出と考察

自励振動平衡時, $\tilde{q}(t)$ とテーブル正弦波振動 $\tilde{x}(t)$ との間には, 基礎式 (6), (7) および 4 章で求めた諸関係から, 図 10 に示すような, 二つの信号伝達関係が成立する. 平衡点では, これら二つの出力は等しくなければならない. したがって, 振幅 \tilde{X} , 角周波数 ω の自励振動平衡条件は, つぎの式で与えられる.

$$\frac{K_{\theta z} D_m G_y(j\omega) N_y(N_v, \tilde{X}, j\omega) N_v \left(\frac{\Delta u}{\Delta x}, \frac{\tilde{X}}{\Delta x}, V_D \right)}{j\omega \left\{ j \left(\frac{V_i}{2\beta} \right) \omega + N_p(N_v, \tilde{X}, j\omega) \right\} [jJ\omega + N_f(\tilde{X}, \omega)] + D_m^2} \left[\equiv G_0 \left(\frac{\Delta u}{\Delta x}, V_D, \tilde{X}, \Delta x, j\omega \right) \right] = -1 \dots\dots\dots (35)$$

図 11 は一例として, $\tilde{X} = 6\Delta x = 0.006 \text{ cm}$ と選んだときの, G_0 の周波数ベクトル軌跡を, N_v をパラメータとしてえがいたものである. 開ループシステム自身は安定であるから, ナイキスト安定条件より, ω を増加したときの G_0 軌跡が, 負の実軸上 $(-1+j0)$ の点を左に見て横切るとき, 閉ループシステムは安定である. N_v は, 一定の $\Delta u/\Delta x$, \tilde{X} に対しては, 図 9 細曲線群に示すように, フラップ残留磁化状態できる V_D の値に依存する. いかなる磁化状態に対しても, 記述関数解析の意味での安定性を保障するためには, 図 11 より明らかなように, N_v としては, その値を最大にするもの, すなわち図 9 細曲線群の上側包絡線で表され

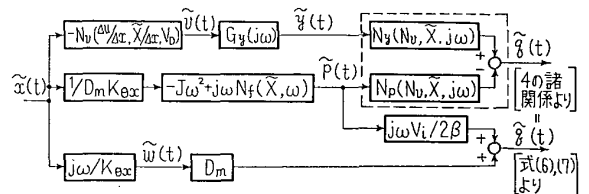


図 10 テーブル振動振幅 \tilde{X} , 角周波数 ω の場合に対する等価ブロック図

る曲線 $N_v^*(\Delta u/\Delta x, \bar{X}/\Delta x)$ を採用すればよい。すなわち不確定項が存在する場合、記述関数解析の意味での安定限界に対する十分条件は、つぎようになる。

$$\frac{K_{\theta x} D_m G_y(j\omega) N_v(N_v^*, \bar{X}, j\omega) N_v^*\left(\frac{\Delta u}{\Delta x}, \frac{\bar{X}}{\Delta x}\right)}{j\omega \left\{ \left[j \left(\frac{V_i}{2\beta} \right) \omega + N_p(N_v^*, \bar{X}, j\omega) \right] [j\omega + N_f(\bar{X}, \omega)] + D_m^2 \right\}} \left[\equiv G_0^*\left(\frac{\Delta u}{\Delta x}, \bar{X}, \Delta x, j\omega\right) \right] = -1 \quad \dots\dots\dots(36)$$

$N_v^*\left(\frac{\Delta u}{\Delta x}, \frac{\bar{X}}{\Delta x}\right) : N_v\left(\frac{\Delta u}{\Delta x}, \frac{\bar{X}}{\Delta x}, V_D\right)$ 上側包絡線 (図 9 参照)

図 12 の $\bar{X}-N$ 曲線は、数値計算† から求めた式 (36) を満足する \bar{X} と $N_v^*=N$ の関係を示すものであり、斜線領域は不安定領域に相当する。曲線上の数値は、振動角周波数を表す。同図細曲線群 $\bar{X}-N_v^*$ はゲイン調整パラメータ $\Delta u/\Delta x$ を変えたときの \bar{X} と N_v^* の関係を表す。すなわち、自励振動平衡点は、 $\bar{X}-N$ 曲線と $\bar{X}-N_v^*$ 曲線の交点で与えられる。 $\Delta u/\Delta x$ が比較的小さい場合には、 $\bar{X}/\Delta x < 1$ の部分において一つの交点を、 $\Delta u/\Delta x$ を増加すると、図の $\Delta u/\Delta x = 351.6 \text{ V/cm}$ の場合のように、三つの交点を、さらに $\Delta u/\Delta x$ を増加すると、 $\bar{X}/\Delta x$ の比較的大きな部分においてのみ交点を生ずるようになる。いま交点における \bar{X} の値が微小量 $\delta \Delta x$ だけ増大したと考える。 $\Delta u/\Delta x$ は一定であるから、動作平衡点は図の矢印のように移行する。移行先が斜線域に入れば、その平衡点は

不安定である。図より $\bar{X}/\Delta x < 1$ なる平衡点は安定であり、DA 変換出力は変化量 Δu なる方形波状振動を呈することになる。これは、DA 変換出力が Δu ごとの離散的な値しかとり得ないことによるもので、対応するテーブル振動振幅は、 $\bar{X} < \Delta x = 0.001 \text{ cm}$ であるから、実用上問題はない。図 2 (a) および (b) は、 $\Delta u/\Delta x$ を 187.5 および 304.5 V/cm に選んだとき発生した、 $\bar{X} < 0.001 \text{ cm}$ なるテーブル微小振動で、振動角周波数はそれぞれ、 $\omega = 157 \text{ rad/s}$ および 261 rad/s であった。理論値は $\omega \cong 151 \text{ rad/s}$ である。 $\bar{X}/\Delta x$ の比較的大きな安定振動の振幅は、 $\Delta u/\Delta x$ の値と共に増大する。図 2 (c) は $\Delta u/\Delta x = 304.5 \text{ V/cm}$ の場合に観測された、 $3\Delta x = 0.003 \text{ cm} \leq \bar{X} < 4\Delta x = 0.004 \text{ cm}$ 、 $\omega = 232 \text{ rad/s}$ の振動で、図 12 A 点に相当する。理論的には、 $\Delta u/\Delta x \cong 342 \text{ V/s}$ と選んだ場合、図示のごとく $\bar{X} = 3\Delta x$ なる不安定平衡点が得られ、この現象は消滅して $\bar{X}/\Delta x < 1$ なる微小振動に落ち着くか、または発散して $\bar{X} \cong 5\Delta x = 0.005 \text{ cm}$ 、 $\omega \cong 154 \text{ rad/s}$ なる安定平衡点に向かうことがわかる。図 2 (d) は $\Delta u/\Delta x = 351.6 \text{ V/cm}$ の場合に観測された、 $7\Delta x = 0.0075 \text{ cm} \leq \bar{X} < 0.0085 \text{ cm}$ 、 $\omega = 196 \text{ rad/s}$ の振動で、図 12 B 点に相当する。理論的には、 $\Delta u/\Delta x \cong 390 \text{ V/cm}$ に選ぶとき、 $\bar{X} \cong 7.5\Delta x = 0.0075 \text{ cm}$ 、 $\omega \cong 152$

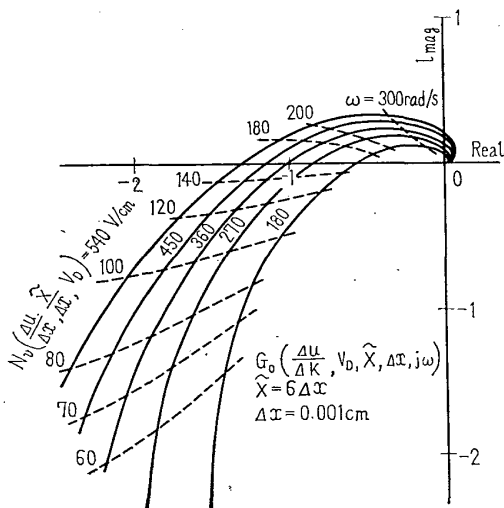


図 11 $N_v\left(\frac{\Delta u}{\Delta x}, \frac{\bar{X}}{\Delta x}, V_D\right)$ 値を変えた場合におけるベクトル軌跡 $G_0\left(\frac{\Delta u}{\Delta x}, V_D, \bar{X}, \Delta x, j\omega\right)$ の変化 ($\bar{X} = 6\Delta x = 0.006 \text{ cm}$ のとき)

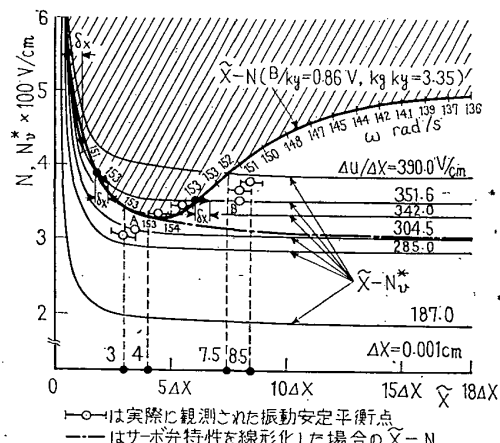


図 12 記述関数法による振動平衡点の半図式解法

† $G_y(j\omega)N_v(N_v^*, \bar{X}, j\omega)$ は $[G_y(j\omega)/K_y]K_yN_v(N_v^*, \bar{X}, j\omega)$ と考えることにより計算することができる。式 (20), (34), (32) および (16) 参照。また $\bar{Y}(j\omega)/K_y = -[G_y(j\omega)/K_y]N_v^*\bar{X}(j\omega)$ と表されることに注意。

†† $q(t) = 2K_0\sqrt{P_S}y(t) - (K_0B/\sqrt{P_S})p(t)$ 、式 (4), (5) を $y(t)$ 、 $p(t)$ の動作点 (零値) 近傍で線形化したもの。

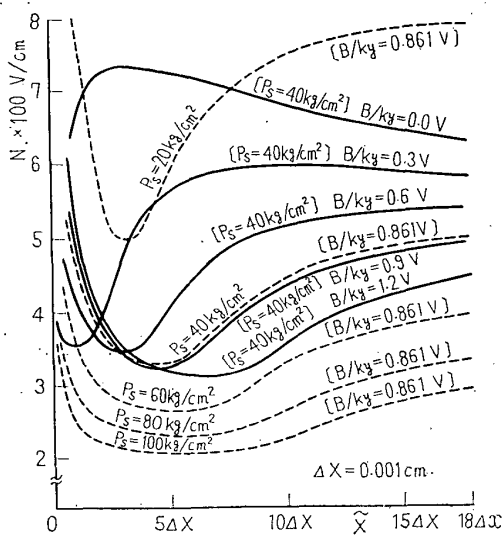


図 13 供給油圧およびアンダラップ量による \bar{X} - N 特性の変化

rad/s なる安定平衡点を得る.

図 12 の一点鎖線は、サーボ弁特性を線形 $\uparrow\uparrow$ と仮定したときの \bar{X} - N 曲線を示す. すなわち以上の解析の結果得られた \bar{X} - N 曲線の、 \bar{X} の比較的小さい領域における下方へのふくらみは、スプール変化とモータ差圧、流量間非線形特性を考慮したことによるもので、これによってはじめて、1章に述べた比較的小振幅の振動の理論的説明が可能となった. しかし、理論と実験との対比から、定量的にはその結果にかなりの差異が認められる. 理論解析自身が、記関数法による近似値解法であることにもよるが、最大の要因はサーボ弁ダイナミクス $G_v(j\omega)$ の同定を、 $v(t), p(t)$ の微小な、テーブル静止状態で行ったことにあると考えられる. 振動振幅が小さく、かつ $\Delta u/\Delta x$ が小、したがって Δu の小なる図 2 (a) の場合、かなり良い結果を得ていることから推測される. すなわち $v(t), p(t)$ の微小な領域では、解析において無視したスプールのクローン摩擦などのため、 $G_v(j\omega)$ は等価的に振幅、位相特性共低下することが考えられ、図 11 ベクトル軌跡において、 ω の比較的小さい領域で G_0 曲線が負の実軸と交わり、理論振動周波数が実験値よりも小さくなり、 ω が小さくなったことによるループ全体のゲインの低下を補うため、自励振動平衡点に対する理論ゲインの値が、大きくなったものと思われる.

討 論

[質問] 稲葉清右衛門 (富士通ファナック会社)

(1) 数値制御工作機械に高精度を要求されるにつ

図 13 はアンダラップ量 B/K_y 、および供給油圧 P_s のみを変えた場合の、 \bar{X} - N 曲線の変化を示す. 一定の $\Delta u/\Delta x$ 値に対する $\bar{X}/\Delta x > 1$ な安定平衡点における振幅は、 B/K_y および P_s の増加と共に増大することがわかる.

6. 結 言

本報告は、閉ループ形油圧デジタルサーボに見られる、比較的小振幅の自励振動の安定平衡点の存在を、理論的に裏付けることを目的に、これらの現象に影響をもつと考えられる複数個の非線形特性を同時に考慮した安定問題解析法について考察したものである. すなわちモータ差圧を測定することにより、サーボ弁ダイナミクス、各種非線形特性を実験的に同定する手法を明らかにし、定量的には5章に述べたように、サーボ弁ダイナミクスの同定に原因すると考えられる問題を残すが、定性的には現実に観測される自励振動の平衡のメカニズムを、明らかにすることができた.

数値制御工作機械用サーボでは、精度を上げる(定常偏差を小さくする)ため、ループゲインをできるだけ高くとることが望ましい. 本解析手法は、その場合のゲイン余裕設定などに、有意な情報を与えるものと考えられる.

なお、本報告は静止状態における安定性について検討したものであるが、一定速度でのテーブル送り状態についても、各非線形要素出力中の、直流分の平衡条件をも考えることにより、同様の検討が可能である.

最後に、本研究に関しいろいろと便宜を計らっていただいた、豊和産業会社に感謝の意を表す. なお、本研究中の数値計算には、京都大学大型計算センター FACOM 230-60 を使用した.

文 献

- (1) 江尻, 計測と制御, 5-11 (昭 41), 780.
- (2) 桑原, 制御工学, 3-6 (昭 34), 334.
- (3) 桑原・平井, 制御工学, 6-3 (昭 37), 145.
- (4) 平井・桑原, 制御工学, 7-1 (昭 38), 21.
- (5) Appoggetti, A., ほか 2名, Ann. C.I.R.P., (1971), 609.
- (6) Gibson, J.E., Nonlinear Automatic Control, (1963), 424, McGraw-Hill.
- (7) Black Burn ほか (川崎・ほか 6名訳), 油圧駆動とその制御, 上巻 (昭 42), 160, 裳華房.
- (8) 松崎, 機械の研究, 19-1 (昭 42-1), 249.

れて、非常に微小な動きに対する安定性(具体的には $1 \sim 2\mu$ の動き)、が問題になってくるが、この場合油

圧モータ, 機械, スプールの摩擦特性の時間, 負荷などによる変化, スプールの開口面積が小さい場合のシルティングなどによるサーボ弁特性の変化が安定性に大きく影響すると考えられるが, このような場合に本方式の解析を適用することが可能か.

(2) 機械のテーブルからフィードバックをとった場合, 機械の剛性(通常非線形ばね特性を示すと思われるが), バックラッシュが安定性に対して大きな問題になると思われるが, こういった非線形要素をさらに追加して同様の解析を行うことは技術的に可能か.

〔回答〕 (1) 負荷変動ならびに温度変動に起因する摩擦特性変化や, シルティングによるサーボ弁特性変化は, サーボシステムの振動ダイナミクスに比べて, 時間的に緩やかであると考えられる. したがって摩擦特性, サーボ弁特性変化域内の各種のパラメータ値に対し, 本論文の手法を適用し, それぞれの場合に対する安定限界の共通領域を求めることにより, 上記特性変化に対して十分な条件を見出すことができるものと考えられる. また本解析の特徴は, 半図式的に安定限界を求めるものであるため, 各種特性パラメータ値の安定限界に与える影響のはあくが可能な点にあり, このことは, 上記各種パラメータの組に対し, 記述関数法解析の意味において十分な安定領域を決定するのに役立つものと思う.

(2) ご指摘のとおり, フィードバック信号をテーブル変位より直接得る場合, 本論文で考慮した以外のテーブルおよび駆動機構部分の非線形特性が安定性に重要な影響を与えると考えられる. 本論文で提案した手法は, 一般に複数個の非線形要素を含む場合を対象としたものであり, 歯車, ボールねじなど回転接触部分での微小弾性変形およびその振動減衰特性などの定量的はあくの難しさの問題はあるが, 原理的には適用可能である. ただし現実には, 近似的手法である記述関数法の重用による精度低下に注意する必要があると考えられる. したがって現象に直接的影響を与える非線形特性を十分検討の上選定するなど, 対象モデルを再吟味すると共に場合によっては合理的に簡略化することが必要と考えられる. なお付言すると, 著者らは本研究に先だって, フィードバックループ内に含まれる歯車バックラッシュ, ボールねじ剛性の各要素を考慮したシステムモデルを構成し, 本手法およびルンゲ・クッタ・ギル法(FACOM 230 ライブラリ)を用いた直接デジタルシミュレーションによる予備的調査を行ったところ, 本研究で対象とした振動現象については, これら要素単独では実験結果に現れる安定限界特性を十分に説明する要因とはなりえず, 本研究の解析は一応これらの非線形性および要素ダイナミクスを省略して取扱ったものである.