

軸ねじり振動を考慮した自動制御系

Automatic Control System Considering Torsional Vibration

齋藤 奎二* 清水 五雄*
 Keiji Saito Itsuo Shimizu
 竹村 克己** 浜田 亘曼**
 Katsumi Takemura Nobuhiro Hamada

要 旨

圧延機などの機械系を電動機で駆動する場合、機械系をスプリング-マス系として解析する必要が制御系の高速応化に伴い必要となってきた。本稿では機械系をスプリング-マス系として考えたときの自動速度制御系との関連を解析し、自動速度制御系のマイナーループとしての電流制御系の応答度、振動周波数、自動速度制御系自身の応答度、振動周波数と機械系の振動周波数との相互関連を求め、バランスのとれた圧延機駆動系の設計方向を明らかにした。

1. 緒 言

今日まで、ミルプラントにおける自動速度制御系の解析において被駆動機械系(すなわちミル本体)を単なる一体の剛体質量として取り扱ってきたが、機械の経済設計が進み、被駆動機械系そのものがねじり振動を起こしやすい系になってきた。また一方、制御装置の電子化、サイリスタ化により、高い制御性能が得られるようになり系が外乱入力に対し非常に高感度になってきたため機械系を複合体のスプリング-マス系として取り扱わなければならなくなった。このことはミルプラントにおける性能決定に関し、従来のように、ミル本体を一体剛体質量とし、直流電動機と一体化して自動速度制御系の設計を行ない、その系のダンピング定数、自由角振動数のみを考慮するのではなく、被駆動機械系を直流電動機より分離し、被駆動機械系の持つダンピング定数、自由角振動数をも考慮しなければならないことを意味する。本稿ではこのように機械系をスプリング-マス系として考えた場合の制御系としての問題点を摘出し、さらに機械系との関連について述べる。

2. 軸ねじり振動の解析

ミルプラントにおける、被駆動機械系を図1に示すように、電動機(M)、減速機(もしくは増速機)(R.G)とワークロール(W.R)およびバックアップロール(B.U.R)の三体の剛体質量より成り、各質量はそれぞれ質量ゼロの軸により接続されているような集中定数系であると仮定した場合の自動速度制御系のモデルは図2に示すとおりである。

このような自動速度制御系⁽¹⁾は制御量であるミル本体の速度がその指令に忠実にかつすみやかに追従し、圧延中における負荷変動や電源電圧の変動などの外乱入力により速度が乱されないで、かつ電動機本体に無理がかからぬように設計する必要がある。

以上の目的に従い、自動速度制御系(ASR)制御器、逆起電圧(EMF)制御器、マイナ電流制御系(ACR)制御器が配置され、最終段は自動パルス位相器によりサイリスタの点弧角を制御するよう構成されている。

いま、この系において電動機が圧延トルク、もしくは加減速トルクなどのなんらかの電動機トルクを発生すると、電動機のトルクは、電動機と次の質量である減速機間の軸をねじることにより減速機に伝達される。同様に、ロールにも伝達され、各質量の加速もしくは圧延トルクとして消費される。

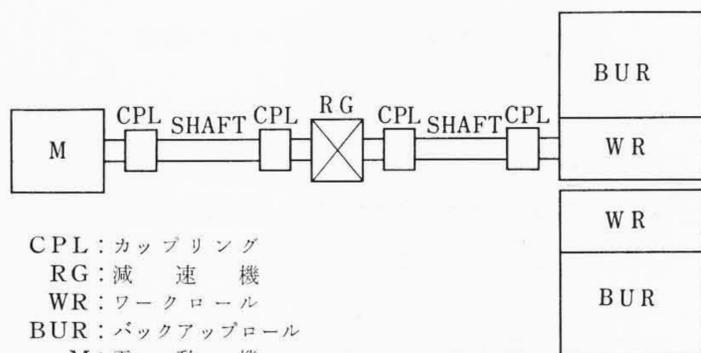


図1 被駆動機械系

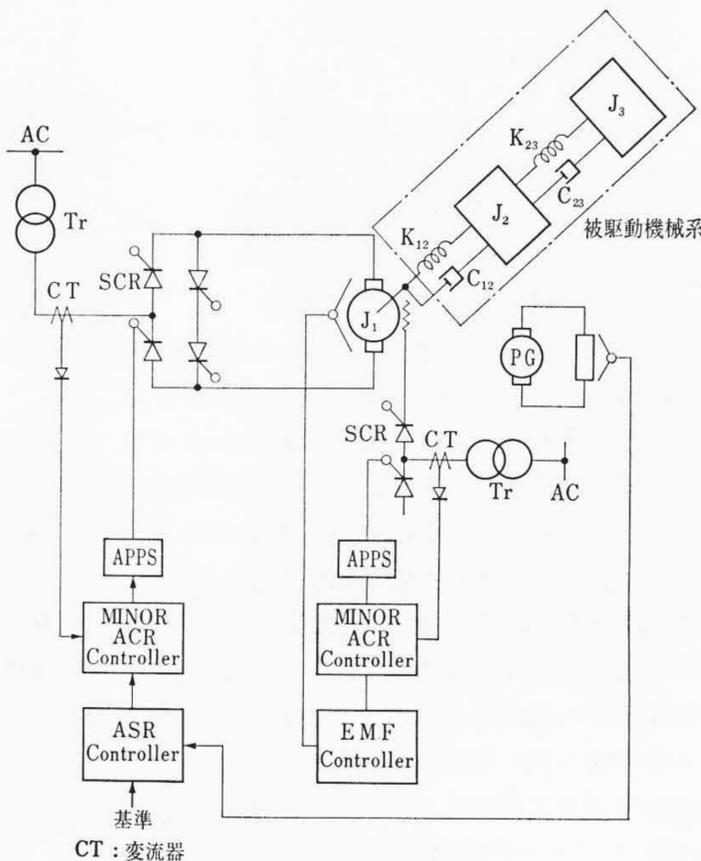
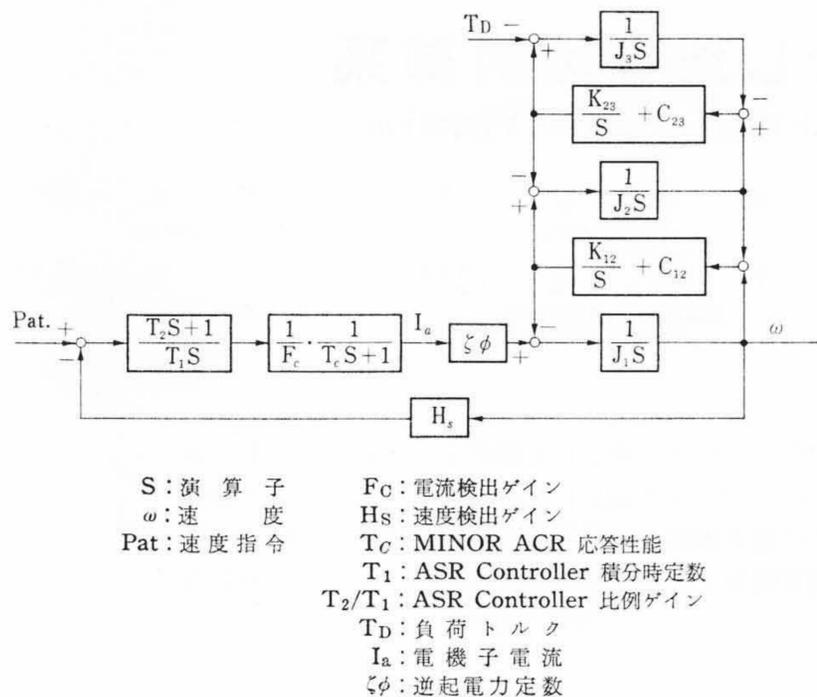


図2 自動速度制御系

このときの軸トルクの伝達は、(1)式に示すような多元二次の微分方程式で示される(一般的には、被駆動機械系の構成により多体問題となるため)。

ここでは次の仮定がなされている。

* 日立製作所大みか工場
 ** 日立製作所日立研究所



S: 演算子
 ω: 速度
 Pat: 速度指令
 Fc: 電流検出ゲイン
 Hs: 速度検出ゲイン
 Tc: MINOR ACR 応答性能
 T1: ASR Controller 積分時定数
 T2/T1: ASR Controller 比例ゲイン
 Td: 負荷トルク
 Ia: 電機子電流
 ζφ: 逆起電力定数

図3 機械系を含めたブロック線図

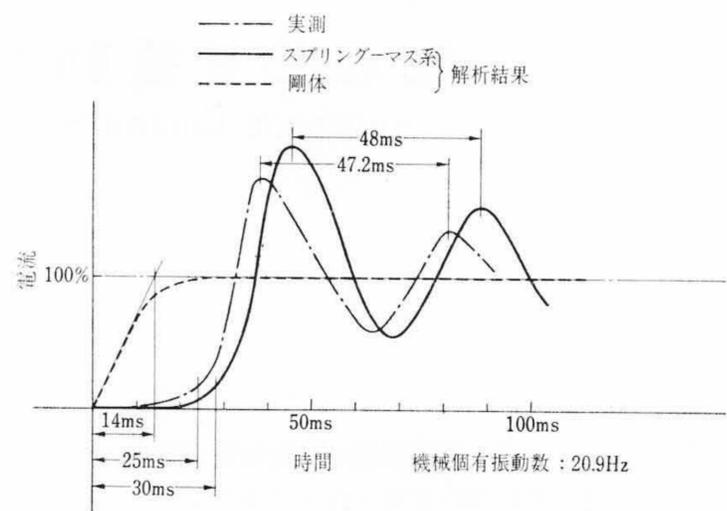


図4 インパクト時電流波形

- (1) 機械系のカップリングおよび歯車機構のがたは、その影響が表われないほど小さいとし、弾性変形の影響はないとする。
- (2) 被圧延材を剛体として取り扱い、上ロール・下ロール間には、弾性力学的なエネルギー伝達はないものとする。
- (3) (1)も含め系はすべて線形であるとする。

$$J_i \frac{d^2 \theta_i}{dt^2} = T_M - T_{i,i+1}$$

$$T_{i,i+1} = C_{i,i+1} \frac{d}{dt} (\theta_{i+1} - \theta_i) + K_{i,i+1} (\theta_{i+1} - \theta_i) \dots (1)$$

ここに、 T_M : 電動機トルク (kg-m)
 T_i : 伝達トルク (kg-m)
 θ_i : 回転角 (rad)
 J_i : 慣性能率 (kg-m/rad·s⁻²)
 $K_{i,i+1}$: ねじりバネ定数 (kg-m/rad)
 $C_{i,i+1}$: ねじり粘性係数 (kg-m/rad·s⁻¹)

一つの被駆動機械系が与えられたら、系の物理的な意味をそこなわないかぎり、おおまかな質量に分離したほうが(1)式の元数を減らすことができ、以後の解析を容易にすることができる。

また各軸の慣性能率 J_i および軸間のねじりバネ定数 $K_{i,i+1}$ は、各軸の物理的諸元より容易に求められる⁽²⁾が、ねじり粘性係数 $C_{i,i+1}$ を数式的に求めることが今日困難で、現地実測などによりデータの集積ならびに実験式の確立に力を注いでいる。

(1)式をラプラス変換することにより図3に示すはしご形(Ladder Type)のブロック線図を得る。

以上の考察をもとに、従来どおり被駆動機械系を剛体とした場合とスプリング-マス系とした場合のインパクト時の解析結果と実機測定結果を示すと図4になる。

図4より明らかなように、被駆動機械系を剛体とした場合は、圧延材がミルにかみ込まれると同時に電流は立上り、電流のオーバーシュートは認められないが、実機実測ならびに系をスプリング-マス系とした場合、ストリップがミルにかみ込まれ、その影響が電流に表わされるまでには、20~60msのデッドタイムがあり、この間、機械系は自然減速をしていることになる。このことは逆に負荷変動を打ち消すように電流が立ち上がっても、外乱の入口であるロールに電動機の発生トルクが作用し始めるまで同等の伝達遅れの存在が推

定できる。このような位相遅れはオーバーシュートの存在として現われ、系は振動性を持つようになる。このときの振動周期は被駆動機械系の持つ振動周期とほぼ一致している。

このような振動性のある制御対象に対する制御系のあり方として次のものが提案されている⁽³⁾。

- (1) 振動の節にセンサー(速度発電機)を付ける。

制御系を従来どおりの方法により、制御対象そのものは共振点を持たないと仮定して設計していると、なんらかの原因により被駆動軸にねじり振動が誘起されると、このねじり振動は、速度発電機により、あたかも外乱入力として感知されるために系内にこの周期の制御出力が出、駆動軸はますます軸の固有振動数により励振されることになる。

一方、軸にねじり振動が起こる場合は、必ず一次の振動が起こるため軸が振動しても振動しない点、すなわち節が必ず存在する。よって速度発電機をその節に付ければ、従来どおり被駆動軸の共振を考慮する必要はなくなる。しかしながらこの節を見つけることは、ホルツァ法などにより、だいたいの推定はつくが、正確にはミルが完成した時点で現地で決定しなければならない。よしんば、正確にその節を前もって決定することができても、構造上の問題によりその節に速度発電機を取り付けることができるかどうかは非常にむずかしい問題となってくるため、今日の技術では現実的な方法ではない。

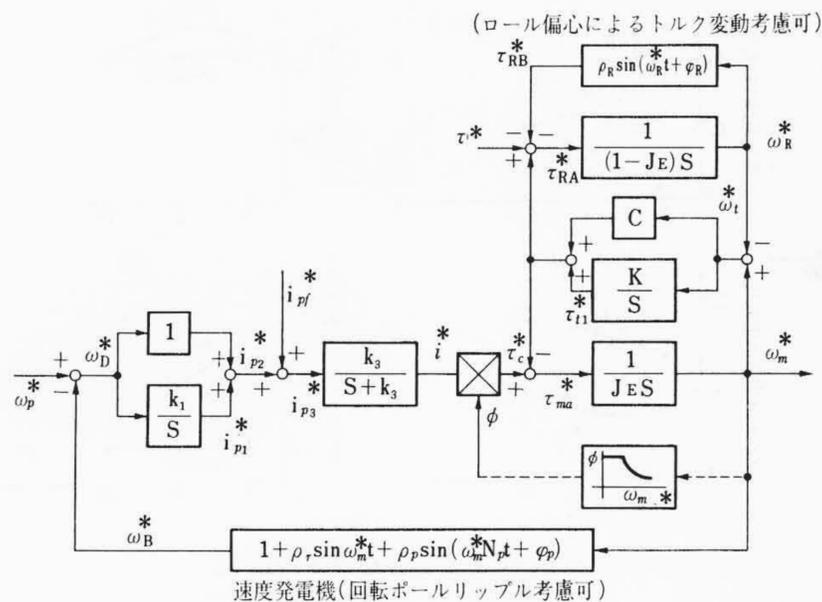
- (2) 慣性能率の大きいところに速度発電機を付ける。

被駆動軸にねじり振動が起こった場合、ねじり振動の影響の小さいところへ速度発電機を取り付けることにより系全体の振動を小さくすることが容易に考えられる。

多体軸で振動が起こると、明らかに慣性能率の小さいところほど変位は大きくなる。よって慣性能率の最も大きいところへ速度発電機を付ければよい。一般にミルにおいてはロール側の慣性能率が駆動系の約2~10倍ある。しかしロール軸に速度発電機を付けることは圧延油などの影響を直接に受けたり、ロール替えなどの問題があり容易にはできない。

- (3) バンドパスフィルタ、バンドエリミネートフィルタを速度発電機に付ける。

(1)に関連し、最終的には被駆動軸の共振周波数の影響を制御系が受けなければよいので、バンドパスフィルタ、バンドエリミネートフィルタを速度発電機から速度指令との突合せ点までの間に入ればよいことになるが、このようなフィルタを帰還回路に入れることは、ドリフトの問題、制御系の安定度の問題などに重大な影響を及ぼすためよほどの注意が必要となる。



- ωp*: 速度指令
- ipf*: 外部電流指令
- i*: 電機子電流
- τc*: 電動機発生トルク
- ρr: 回転リップル含有率
- ρp: ポールリップル含有率
- Np: ポール数
- φp: ポールリップル位相差
- ωm*: 電動機速度
- JE: 電動機慣性率
- τ*: 負荷トルク
- ωR*: 被駆動機械系速度
- φ: 逆起電力定数
- ρR: ロール偏心率
- φR: ロール偏心位相差

図5 機械振動を考慮した正規化 ASR 系

以上示した方法を現実的なものとするためには、いろいろな技術的な問題の解析を図らなければならない。

今回日立製作所では正規化機械 ASR 系を使用して、現実的な機械振動に対する制御系のあり方を確立したので、その方法を示すことにする。

3. 機械系を考慮に入れた正規化 ASR の解析

機械系は剛体としてではなくスプリング-マス系として取り扱われなければならないことを説明したが、機械系と速度制御系との関連について、以下その理論と解析結果について述べる。

3.1 前提条件と方程式

機械振動機構に対する速度制御系の影響度を定量的に捕えるために、図2に示すモデル系について検討した。系の主要パラメータの影響度を調べるため次のような正規化を行なった。これらは一連の ASR 系解析の基礎検討によって妥当性が確認されている。

- (1) トップ時(弱め界磁時)の ASR 系の固有角周波数を 1 とする。
- (2) 主機の加速時間もトップ時のそれを 1 とする。(ωc,top=1) この際、動的状態の機構を明確にするため次の仮定を行なった。
- (3) 機械系は 2 体系。
- (4) マイナ ACR 系は一次遅れ系。
- (5) EMF 制御系は遅れなし、界磁弱め率 m を考慮。
- (6) ASR 系は比例積分補償系。

図5はモデルに相当するブロック図である。

これを方程式で示したものが表1である。

このプログラムでは、ダイナミック応答に平行して周波数領域の検討を行なった。つまり表1の連立方程式の特性式は次式となる。

$$S^5 + (a_E + a_R + k_3)S^4 + \{k_3(a_E + a_R + \phi_E) + K(j_{E1} + j_{R1})\}S^3 + \{\phi_E k_3(a_R + k_1) + K k_3(j_{E1} + j_{R1})\}S^2 + \{K i_{R1} + k_1 a_R\} k_3 \phi_E S + k_1 k_3 K \phi_E j_{R1} = 0 \quad (2)$$

ここに、 $a_E = c/J_E$
 $\phi_E = \phi/J_E$
 $j_{E1} = 1/J_E$
 $j_{R1} = 1/(1-J_E)$

表1 図5モデルに対応する微分方程式

$St=1$	(A)
$S\omega_m^* = \tau_{ma}^*/J_E = (\tau_c^* - \tau_{t2}^*)/J_E$	(B)
$S\omega_R^* = \tau_{Ra}^*(1-J_E) = (\tau_{t2}^* - \tau_c^* - \tau_{RB}^*)/(1-J_E)$	(C)
$Si^* = k_3(i_{pf}^* - i^*) = k_3(i_{p2}^* + i_{pf}^* - i^*)$	(D)
$Si_{p1}^* = k_1 \omega_D^*$	(E)
$S\tau_{t1}^* = K \cdot \omega_t^*$	(F)
$\omega_p^* = \omega_p^*(t)$	(G)
$i_{pf}^* = i_{pf}^*(t)$	(H)
$\tau_c^* = \tau_c^*(t)$	(I)
$\omega_B^* = [1 + \rho_r \sin \omega_m^* t + \rho_p \sin(\omega_m^* N_p t + \varphi_p)] \omega_m^*$	(J)
$\omega_D^* = \omega_p^* - \omega_B^*$	(K)
$i_{p2}^* = i_{p1}^* + \omega_D^*$	(L)
$\omega_t^* = \omega_m^* - \omega_R^*$	(M)
$\tau_{t2}^* = \tau_{t1}^* + \alpha \omega_t^*$	(N)
$\tau_{RB}^* = \rho_R \sin(\omega_R^* t + \varphi_R)$	(O)
$\phi = f(\omega_m^*)$	(P)
$\tau_c^* = \phi \cdot i^*$	(Q)

$$a_R = a/(1-J_E)$$

であり、K, Cは次の関係式を満たしている。

$$K = J_E(1-J_E)k_M^2$$

$$C = J_E(1-J_E)k_M/Q$$

$$k_M = \omega_M/\omega_{c,top}$$

ωM: 機械の固有角振動数 (rad/s)

特性式(2)式の根を調べることにより機械系と ASR 系の相互作用の程度を検討した。

3.2 解析結果

図5のモデルにおいて、典型的な定数を用いた計算結果を次に示す。まず機械振動と ASR 系の相互作用にかかわる主要パラメータの数値例は表2に示すとおりである。この数値について解析した結果を図6, 7には機械振動固有周波数 kM の影響を、図8, 9にはマイナ ACR 系の速応度 k3 の影響を示した。図6~9の縦軸についての説明を加えると次のとおりである。

機械系根の振動性とは、(2)式の根のうち kM が元である根に注目して、その振動持続性 Q' を ASR 系のない場合 Q との比によって示したものである。Q'/Q が 1 より小さくなっていくことは、ASR 系がダンピングとしてよりきいてくることを意味する。

機械振動周波数変化とは、上述の根の周波数 kM' と ASR 系のない場合、kM との比によって示してある。

マイナ ACR 系の実効性とは、ループを組むことによりマイナ ACR 系の実効的速応性 k3' が小さくなっていくことに注目して k3'/k3 によって示してある。k3'/k3 が 1 より小さくなることは相互作用が出始めていることを意味する。

マイナ ACR 系の振動性とは、ACR 系と ASR 系の固有角振動数 ωc との相互作用により振動性を示す可能性があるため、その振動持続性 QACR によって示してある。QACR は本来 0 であるはずだが、相互作用によって値を持つようになる。

なお振動持続性は、根の虚部、実部と次の関係を持つ。

表2 機械振動と ASR の相互作用主要パラメータ

	適用	数値例	モデル
k1	ASR系積分補償パラメータ	0.25	0.25 (0.125)
k3	ACR系速応度パラメータ	20	5~20
m	界磁弱め率	0.39	0.3
kM	機械振動角周波数パラメータ	14.9	2.5~10, 100
JE	慣性モーメント分配パラメータ	0.42	0.5
Q	機械振動共振度パラメータ	5~10	10

注: 角周波数の基準は ASR 系のトップ時の ωc を単位としている。

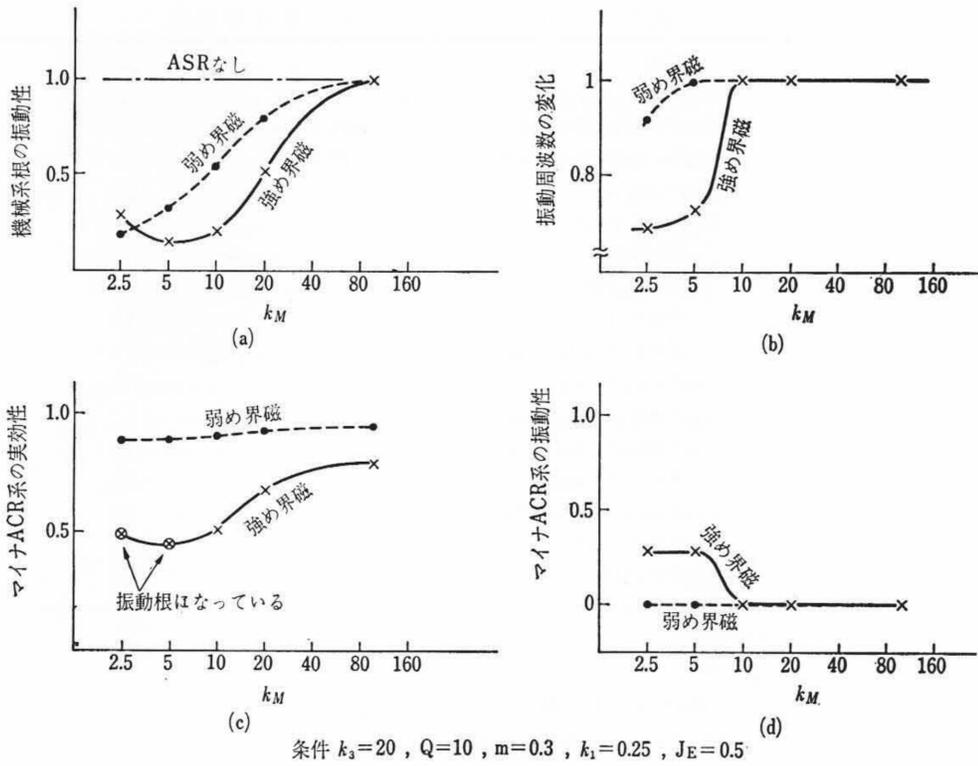


図6 機械振動固有周波数 k_M の影響 ($k_3=20$)

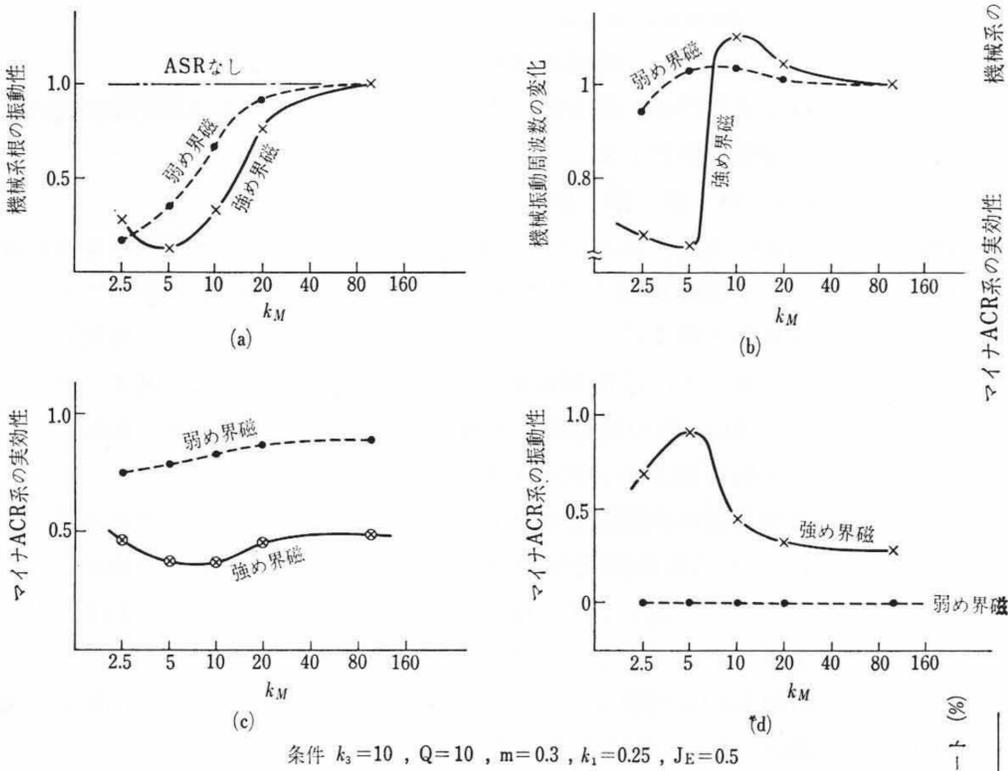


図7 機械振動固有周波数 k_M の影響 ($k_3=10$)

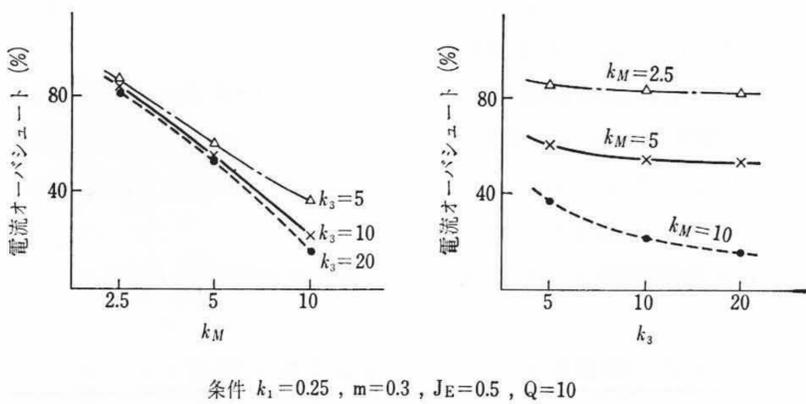


図10 電流オーバーシュートと k_M, k_3 の関係

$$\text{根の振動性} = \frac{2 \times \text{根の虚部 (周波数)}}{\text{根の実部 (減衰係数)}} = \frac{1}{2\zeta} = Q \dots (3)$$

k_3, k_M の電流オーバーシュートに対する影響を示したのが図10である。 k_3, k_M のねじれトルク最大値に対する影響は図11に示すとおりである。

3.3 結果の検討

図6~9に示した結果から次のことがいえる。

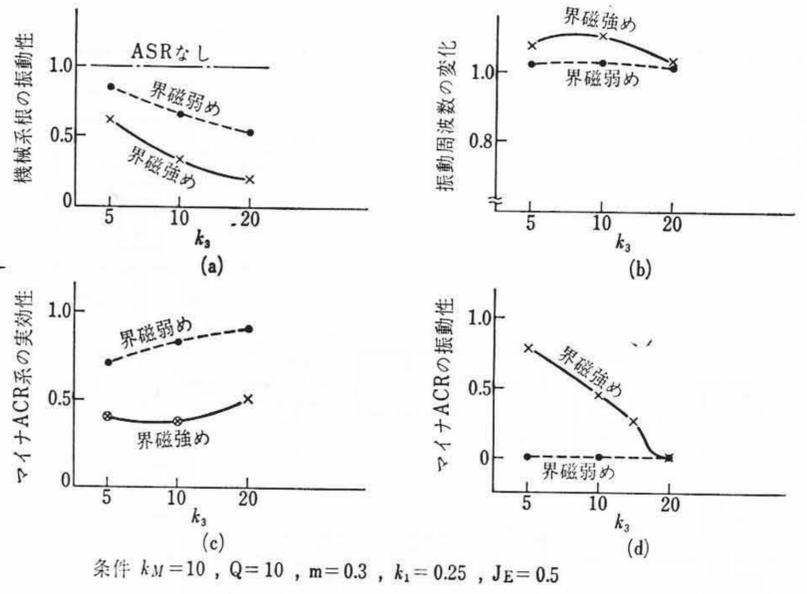


図8 マイナ ACR 系の速応性 k_3 の影響 ($k_M=10$)

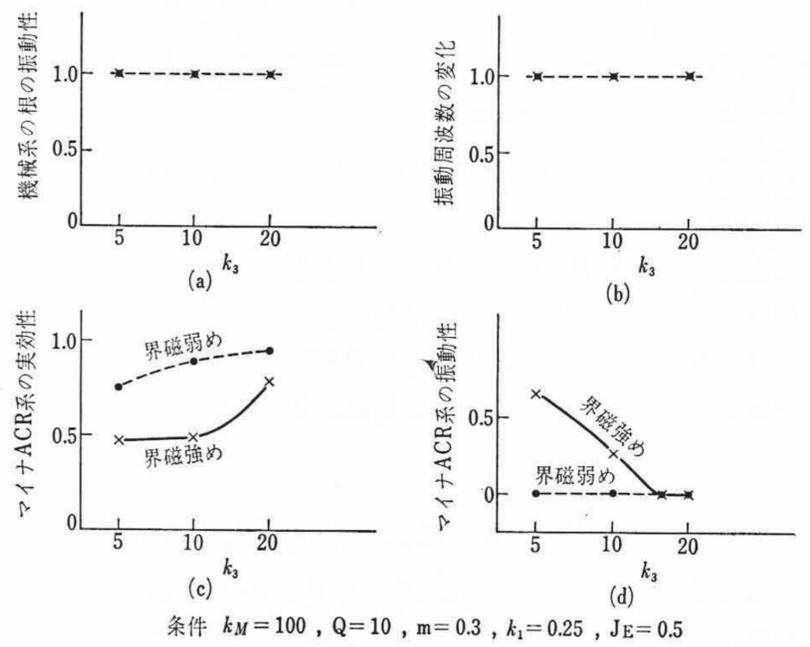


図9 マイナ ACR 系の速応性 k_3 の影響 ($k_M=100$)

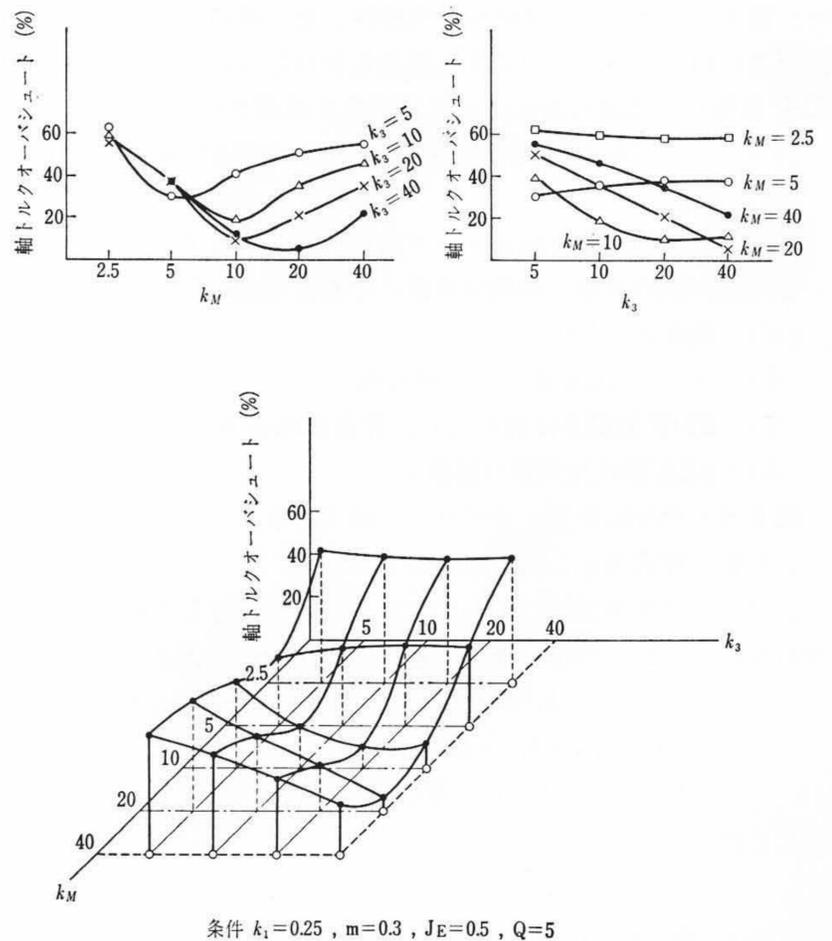


図11 T_P 軸トルク最大値と k_M, k_3 の関係

(1) 機械系根は ASR 系によって減衰性を高める。強め界磁にすればさらに減衰的になるが、機械振動周波数が ASR 系の ω_c に近づくと相互作用が出始め再び振動的になる (図 6,7(a))。

(2) 機械振動周波数は、 $k_3=20$ では一方的に周波数が下がる傾向を示すが、マイナ ACR の応答がおそくなると ($k_3=10$)、振動周波数が高周波側へ(10%)移る領域がある (図 6,7(b))。

(3) マイナ ACR 系は、機械振動周波数が低くなるに従って、機械振動と相互作用を示す。特に強め界磁時には、振動性を示すようになる (図 6,7(c)(d))。

(4) 機械振動周波数がじゅうぶん高い系 ($k_M=100$) では、マイナ ACR 系と機械振動の相互作用は見られないが、 k_M が 10 の系では、 k_3 を大きくすることによって振動の減衰性が高まる (図 8, 9(a))。

(5) k_M が 10 の系では、 k_3 によって振動周波数が高周波側に移る (図 8, 9(b))。

図 11 より電流オーバシュートについて次のことがいえる。

(6) 電流オーバシュートは k_M を高周波側へ持っていくことによって大幅に小さくなる。すなわち機械系の振動周波数が高いほど電流オーバシュートは小さくなる。

(7) 電流オーバシュートは k_3 を高周波側へ持っていくほど小さくなる。すなわち ACR 系の応答が速いほど電流オーバシュートは小さくなる。

図 11 よりピーク軸トルク T_P について次のことがいえる。

(8) ピーク軸トルク T_P は k_3, k_M を大きくするほうが小さくなる。すなわち、ACR 系のレスポンスが速く、機械系の振動周波数が高いほど T_P は小さくなる。

(9) 電動機の整流条件などにより ACR 系のレスポンス k_3 の上限が押えられているときには、 k_M の適当な値で最小値をとる。したがって k_3 と k_M により T_P が最小になる条件が成立する。

以上のような解析結果から機械振動系を考慮した ASR 系の設計は次のように行なう必要がある。

4. 機械振動を考慮した ASR 系の設定法

日立製作所においては、前節の各種の結果を考慮して図 12 の方針に添って ASR 系を設定している。

機械設備が与えられたときに決まる機械振動の基本的状況は次の四つの要因に代表される。

- (1) 固有振動数 ω_M
- (2) トルク増倍係数 TAF⁽⁴⁾
- (3) 振動性 Q
- (4) 非線形性

このうち、 ω_M と TAF は線形多体シミュレーションで推定が可能であり、 ω_M については、ディジコンを用いたホルツァ法によって推定することもできる。機械設備は経済性を考慮して ω_M が高く、TAF の小さい系をねらって設計される。振動性 Q は、複雑な現象であるため現地実測などのデータ集積を積極的に行なう問題に備えている。非線形性についても機構把握(はあく)はむずかしいが、実効的には等価励振力と考えることができるので実測データ集積に努めている。

一方、ASR 系と機械振動の相互作用にかかわる主要パラメータは、ASR 系の基礎的情報に基づいて抽出することができ、

- (1) マイナ ACR 系の応答性 k_3
- (2) 機械振動の固有周波数 k_M
- (3) 系の振動性 Q

となる。ここでは、トップ時の ASR 系の固有角振動数 $\omega_{c, top}$ を基準として正規化している。

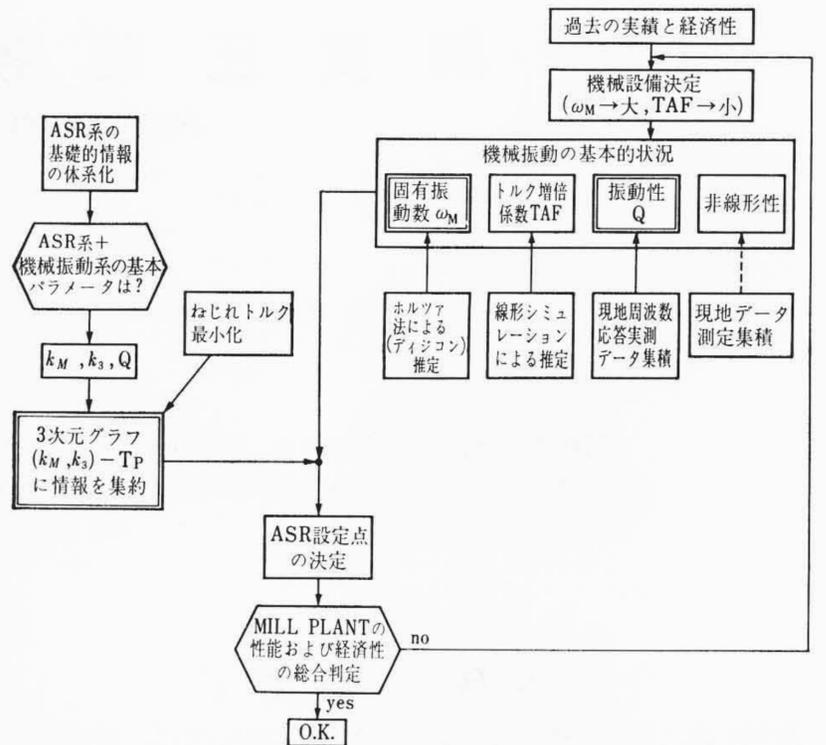


図 12 (k_M, k_3) - T_P グラフの位置づけ

また、制御系の(制限)目標としては、ピーク軸トルク T_P 最小化が考えられるので、 Q をパラメータとし、 k_3, k_M を独立変数とし、 T_P を従属変数とするような三次元グラフ 図 11 に情報を集約することができる。

これらの二つの流れより ASR 設定点を得られる。図 11 より知られるように k_3 を大きくすることにより改善が考えられるが、 k_3 には直流機の di/dt 制限によって上限が押えられる。

得られた ASR 設定点より、ミルプラントとしての性能および経済性の総合判断を待って最終決定がなされる。

5. 結 言

制御系の高性能化と機械系の経済設計とから、機械系の振動周波数と速度制御系の振動周波数が接近してきたため、運転時において異常な軸振動によるトルク振動が発生したり、駆動系を構成する軸系のトルク伝達遅れから所期の性能が得られなくなるなど、従来剛体として取り扱ってきた機械系を、高次の振動系として取り扱い解析検討しなければ実際の現象を把握できなくなっている。本稿ではこれら機械系と自動速度制御系、マイナループ電流制御系などの相互関連について述べた。

機械系と電気制御系の密接な関係を把握し、所期の性能(たとえば成品板厚精度の期待値を得るための速度制御系の応答度)をミルプラントとして経済性を考慮に入れて総合的に設計する必要があることを述べたが、日立製作所においては幸い機械設計者と電気設計者とが密接な連絡を保って、ミルプラント全体としてバランスのとれた設計になるよう日夜研鑽(けんさん)に努めている。

終わりに終始ご指導いただいた日立製作所日立工場関係者、日立研究所関係各位に感謝するものである。

参 考 文 献

- (1) 斎藤ほか：日立評論 52, 598 (昭45-7)
- (2) Timosenko, Young: Elements of Strength of Materials
- (3) Woodward C. Cater: Mechanical Factors Affecting Electrical Drive Performance. IEEE Transactions on Industry and General Applications, Vol. IGA-5, No. 3, May/June (1969)
- (4) Henry Jewik: Torque Amplification and Torsional Vibration in Large Mill Drives. IEEE Transactions on Industry and General Application, Vol. IGA-5, No. 3, May/June (1969)