
圧延プロセスの軸振動の解析とその抑制制御

Analysis and Control System of Shaft Vibrations in Steel Rolling Processes

土井 克彦 (Katsuhiko Doi) 石川 好蔵 (Kozo Ishikawa) 佃 一二三 (Hifumi Tsukuda) 山本 和明 (Kazuaki Yamamoto) 菅沼 七三雄 (Namio Suganuma) 内藤 肅 (Tadashi Naito)

要旨：

近年、圧延プロセスを連続化し、同期化し、また製品を高品質化するため設備の利府ラッシュを行ってきたが、ドライブ系が高応答・高精度を要求される冷間、熱間圧延連続ミルと連続焼鈍プロセスラインで、機械系と制御系が相互に影響し合った軸振動問題が発生した。そこでドライブ系に対する種々の要求（高精度、高応答、高効率、高信頼性など）の解決にインパクトを与えたパワーエレクトロニクス技術のうち、前面デジタルサイリスタドライブと交流循環電流サイクロコンバータドライブの軸振動への影響をシミュレーション解析と実機検証を通じて把握した。制御系では速度フィードバックフィルタリング、速度制御の高速化、高精度演算化および新制御理論の適用が、機械と制御の連成軸振動抑制に有効であることが、判明した。

Synopsis：

In recent years, the authors have been endeavoring to revamp steel rolling processes by realizing continuous and synchronized production between two processes in order to achieve higher quality of products. In cold and hot tandem mills or continuous annealing process lines, which required high response and high accuracy to the motor control system, the authors encountered troubles with shaft vibrations caused by interaction between mechanical and electrical control systems, and developed a new power drive technique which was effective in solving the problems. And authors were able to understand the influence of all the digital thyristor motor drive system and the cross current type cycloconverter drive system on the shaft vibration problem through computer simulation analyses and experiments. As a result, the following were found effective in suppressing shaft vibrations: (1) To apply a digital filtering method to speed feedback, (2) to control a speed control loop in high speed sampling time and high accuracy calculation, and (3) to apply the modern control theory.

本文は次のページから閲覧できます。

Analysis and Control System of Shaft Vibrations in Steel Rolling Processes



土井 克彦
Katsuhiko Doi

水島製鉄所 電気計装
部電気計装技術室 主
査(課長)



石川 好蔵
Kozo Ishikawa

水島製鉄所 電気計装
部電気計装技術室 主
査(掛長)



佃 一二三
Hifumi Tsukuda

水島製鉄所 電気計装
部電気計装技術室 主
査(掛長)



山本 和明
Kazuaki Yamamoto

水島製鉄所 電気計装
部電気計装技術室



菅沼 七三雄
Namio Suganuma

水島製鉄所 珪素鋼製
造設備建設班 主査(部
長補)



内藤 爾
Tadashi Naito

水島製鉄所 設備部設
備技術室 主査(課長)

1 緒 言

近年、製鉄圧延プロセスでは、連続化、同期化、高速化と品質高級化のための技術進歩が著しい。とくにそれに対するパワーエレクトロニクス(主としてマイクロコンピュータ、パワー変換素子および制御理論)の寄与は大きい。しかしその反面、圧延プロセスの圧延機を中心とした機械軸系とモータードライブ系において、軸振動が問題になることが多くなっている。つまり機械系が小径ロール化および高速化してきたこと、モータードライブ系がマイクロコンピュータ化により全面デジタル制御化してきたこと、交流可変速化により速度応答が飛躍的に向上してきたこと、またその方式によってはトルクリップルを有することなどの影響で、軸振動が問題になることがある。本稿では実圧延プロセスでの軸振動現象の解析と対策、さらに軸振動抑制制御について述べる。

要旨

近年、圧延プロセスを連続化、同期化し、また製品を高品質化するため設備のリフレッシュを行ってきたが、ドライブ系が高応答・高精度を要求される冷間、熱間圧延連続ミルと連続焼鈍プロセスラインで、機械系と制御系が相互に影響し合った軸振動問題が発生した。そこでドライブ系に対する種々の要求(高精度、高応答、高効率、高信頼性など)の解決にインパクトを与えたパワーエレクトロニクス技術のうち、全面デジタルサイリスタードライブと交流循環電流サイクロコンバータードライブの軸振動への影響をシミュレーション解析と実機検証を通じて把握した。制御系では速度フィードバックフィルタリング、速度制御の高速化、高精度演算化および新制御理論の適用が、機械と制御の連成軸振動抑制に有効であることが、判明した。

Synopsis:

In recent years, the authors have been endeavoring to revamp steel rolling processes by realizing continuous and synchronized production between two processes in order to achieve higher quality of products. In cold and hot tandem mills or continuous annealing process lines, which required high response and high accuracy to the motor control system, the authors encountered troubles with shaft vibrations caused by interaction between mechanical and electrical control systems, and developed a new power drive technique which was effective in solving the problems. And authors were able to understand the influence of all the digital thyristor motor drive system and the cross current type cycloconverter drive system on the shaft vibration problem through computer simulation analyses and experiments. As a result, the following were found effective in suppressing shaft vibrations: (1) To apply a digital filtering method to speed feedback, (2) to control a speed control loop in high speed sampling time and high accuracy calculation, and (3) to apply the modern control theory.

2 軸振動発生の要因

機械系、モータードライブ系の軸振動要因は次のようなものがある。

(1) 機械駆動系の振り振動

圧延特性から小径ロール化、機械構造的には高強度材料の開発により軸断面は低下し、機械振り固有振動数 N_f は低下傾向にある。共振点でのトルク増幅率 TAF も影響される。

(2) 機械駆動系の撓み曲げ振動

軸系に撓み曲げ、偏芯、アンバランスがあるとロール、モーター軸の回転周波数の整数倍で振動する。高速化により実使用回転周波数内に、(1)の N_f がある場合は、よく検討する必要がある。

(3) 機械構造物、基礎の振動

(4) 圧延材スリップ自体の振動

噛み込み、スリップ、変形特性変化、材料の慣性 (GD^2) 変化、上下ロール負荷アンバランスによる振動源がある。

(5) モータードライブ系の振動

板厚・板幅精度向上および高速安定通板圧延のために、パワーエレクトロニクス技術の進歩を応用し、ドライブ系に全面デジタル制御および交流可変速を導入して、高精度・高応答化を実現してきた。このドライブ系の振動要因を示すと以下のとおりである。

(a) 速度応答、周波数応答を大幅に向上させ、クロスオーバー周波数 ω_c を 5~20 rad/s から 30~60 rad/s にしている。

(b) 全面デジタル制御における信号のサンプリング・ホールドの問題があり、従来のアナログ連続制御より振動抑制効果が悪化することがある。

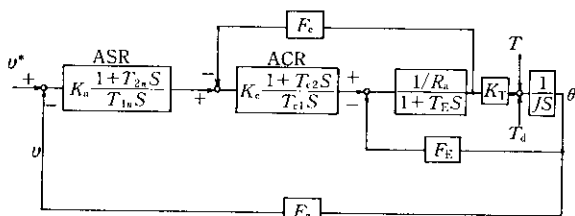
(c) 交流可変速装置のインバータドライブやサイクロコンバーター非循環電流ドライブのトルクリップルが、振動源となる。

ここでは、 ω_c と N_r の関係、サンプリング時間、速度検出精度、フィルタリング、トルクリップルの小さい交流可変速ドライブ方式、振動抑制制御の検討が、重要である。

3 圧延機におけるモータードライブ制御系と機械振り振動のモデル^{1,2)}

3.1 制御系と機械系を連成した振動モデル

機械系を剛として考えた場合の基本的な速度制御系のブロック線図を Fig. 1 に示す。これを等価変換したブロック線図を Fig. 2 に



v^* : Speed reference (rpm)

v : Speed feedback (rpm)

θ : Angular velocity (rpm)

T_d : Torque disturbance (kgf·m)

T_L : Load torque (kgf·m)

R_a : Armature circuit resistance (Ω)

F_v : Voltage feedback (V/rpm)

F_n : Speed feedback gain (mpm/rpm)

F_c : Current feedback gain

S : Laplacian

K_T : Torque coefficient

$K_c \frac{1 + T_{c2}S}{T_{c1}S}$: Transfer function of ACR (automatic current regulator)

$K_n \frac{1 + T_{2n}S}{T_{1n}S}$: Transfer function of ASR (automatic speed regulator)

$J (= J_1 + J_2)$: Total moment of inertia of motor and mechanical system (kgf·m²)

J_1 : Moment of inertia of motor

J_2 : Moment of inertia of mechanical system

Fig. 1 Block diagram of main motor speed control system

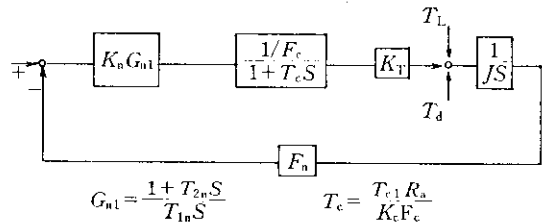


Fig. 2 Simplified block diagram of Fig. 1

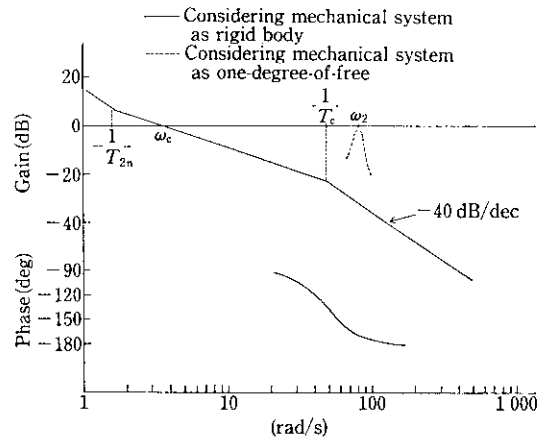


Fig. 3 Bode diagram of speed control system

示す。この系において開ループ伝達関数 $G_1(S)$ は、

$$G_1(S) = G_{n0} \times \frac{1}{JS}$$

ただし、

$$G_{n0} = \frac{F_n K_n G_{n1} K_T}{F_c (1 + T_c S)}$$

この系のボード線図は Fig. 3 で表わされる。一般的には機械振り固有振動周波数が、制御系のクロスオーバー周波数 ω_c の約 3 倍以上になることが、実用的な安定判別条件である。

3.2 機械系の振りを考慮した振動モデル

このブロック線図を Fig. 4 に、機械系の振りを考慮したモデルを Fig. 5 に示す。この系において開ループ伝達関数 $G_{11}(S)$ は

$$G_{11}(S) = G_{n0} \times \frac{1}{J_1 S} \times \frac{S^2 + 2\zeta_2 \omega_2 S + \omega_2^2}{S^2 + 2\zeta_1 \omega_1 S + \omega_1^2}$$

ただし、

$$\omega_1 = \sqrt{K_{12} \left(\frac{1}{J_1} + \frac{1}{J_2} \right)}$$

$$\omega_2 = \sqrt{\frac{K_{12}}{J_2}}$$

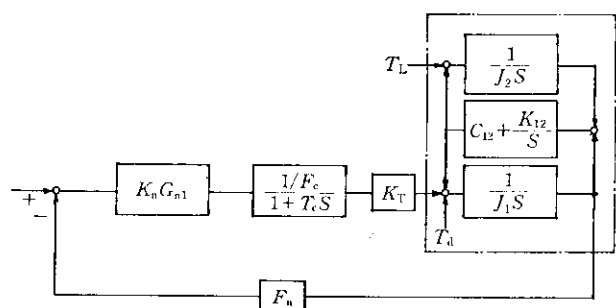


Fig. 4 Block diagram of speed control system considering mechanical system as one-degree-of-free

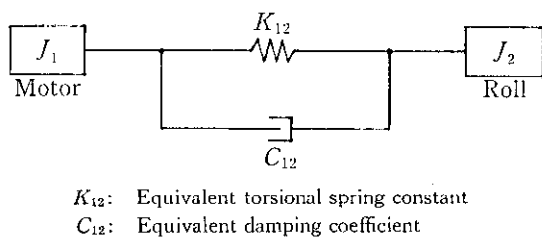


Fig. 5 Mechanical resonance system

$$\zeta_1 = \frac{1}{2\omega_1} \times C_{12} \times \sqrt{\frac{1}{J_1} + \frac{1}{J_2}}$$

$$\zeta_2 = \frac{1}{2\omega_2} \times \frac{C_{12}}{J_2}$$

となる。この系のボード線図は、Fig. 3で表わされる。この系は、 $1/T_c > \omega_2$ では、ゲインが0dBを超えるので不安定となり、 $1/T_c < \omega_2$ では、安定となる。前述のように、機械系から ω_2 は低下し、制御系から ω_c が高くなる傾向があるので ω_c と ω_2 が接近するため系が不安定になる。さらに小さな無駄時間があると不安定になり振動する。機械系のカップリング、ギヤのガタは、等価的には剛性を低下させる。

4 サイリスターレオナードドライブシステムの全面デジタル化の圧延機の軸振動に与える影響

4.1 冷間タンデム圧延機の軸振動と解析

4.1.1 冷間タンデム圧延機の軸振動

板厚精度、圧延能率および通板性の向上を目的に全スタンド主機のアナログ式サイリスターを全面デジタル式サイリスタードライブシステムにリフレッシュした³⁾。とくにNo. 5スタンドは機械的にも小径ロール化し増速ギヤも改造した。Table 1にNo. 5スタンドの機械仕様、Fig. 6にNo. 5スタンドの機械構成と速度制御系の概念図を示す。改造後あるロール回転周波数で軸トルクが振動する

Table 1 Specifications of No. 5 stand

	Conventional	After replacement
Mill Type	4Hi	6Hi
Motor power	1 350 kW × 2 × 2	1 350 kW × 2 × 2
Motor drive	Twin drive (Mechanical tie)	
Motor (rpm)	200/580	200/580
Gear ratio	1.354/1	2.524/1
Control	ASR	ASR
Roll size (mm)	610 × 1 730	420 × 1 730
	1 520 × 1 730	530 × 1 730 1 350 × 1 730
Screw-down	Hydraulic	
Strip thickness (mm)	1.8~6.0/0.15~3.2	
Strip width (mm)	600~1 600	
Coil weight (tf)	50 max	
Line speed (m/min)	1 500	1 930

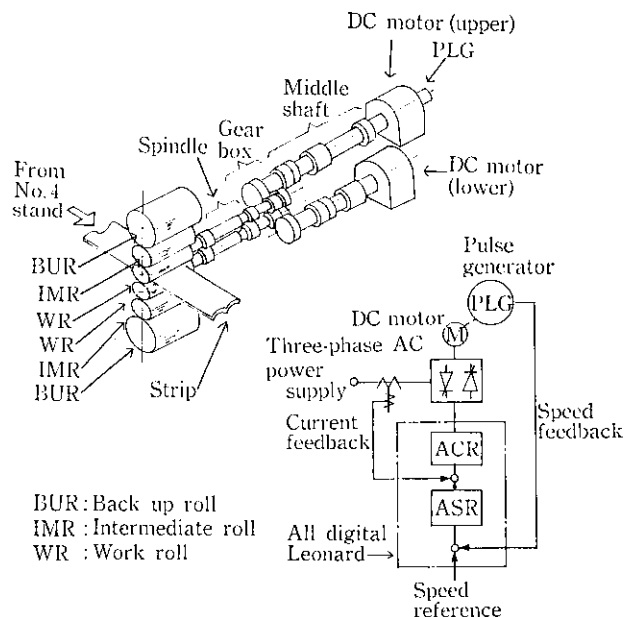


Fig. 6 Configuration of No. 5 stand in the 5-stand cold tandem mill in Mizushima Works

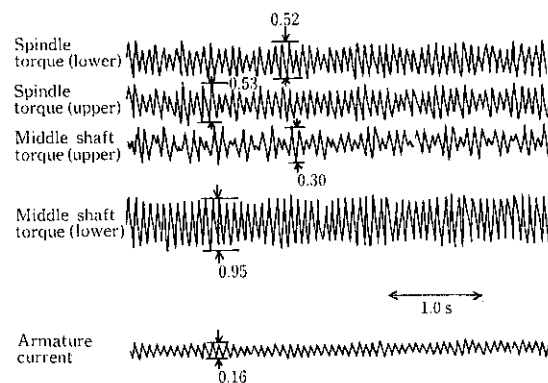


Fig. 7 An example of shaft vibration in 5-stand cold tandem mill in Mizushima Works (No. 5 stand shaft torque and armature current measured at line speed of 1 018.3 m/min during natural deceleration)

現象が発生した。Fig. 7はロール速度約1 000 rpmで周波数約13 Hz、振幅0.5~0.6(そのときの平均トルクを1として)のトルク振動が発生していることを示している。

そこでドライブ系の影響を切り離して、トップ速度から自然減速させて軸トルクとロール速度の関係を調査したのがFig. 8および9である。これから下記のことが判明した。

- (1) 上下スピンドルトルクが、ロール回転周波数11~13 Hz附近で大きく振動しており、機械振り固有振動数の計算値13.1 Hzとはほぼ一致する。
- (2) 振動周波数がロールとモーター軸回転周波数の整数倍になっている。つまり振動現象が各スピンドル延長軸の撓み曲げ振動も含んでいる。
- (3) (1)と(2)が重畳した振動にさらにデジタル式サイリスタードライブが影響している。

4.1.2 シミュレーション解析によるサイリスターレオナードのアナログ制御とデジタル制御の比較

厳密な比較をするため、デジタル速度制御の実プログラム(マイクロコンピュータ8086の処理内容そのもの)のモーター制御系

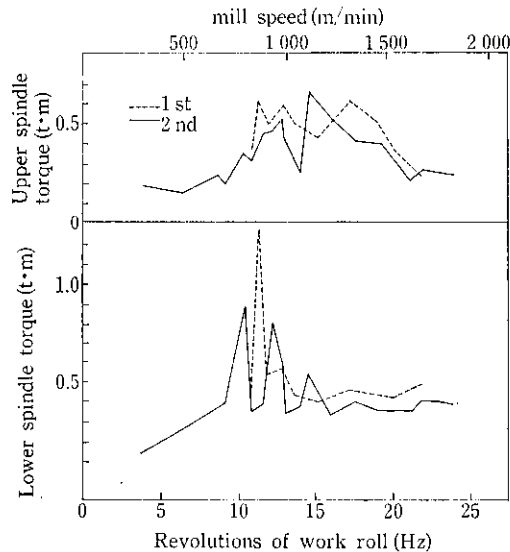


Fig. 8 Relation between amplitude of vibration and revolutions of work roll

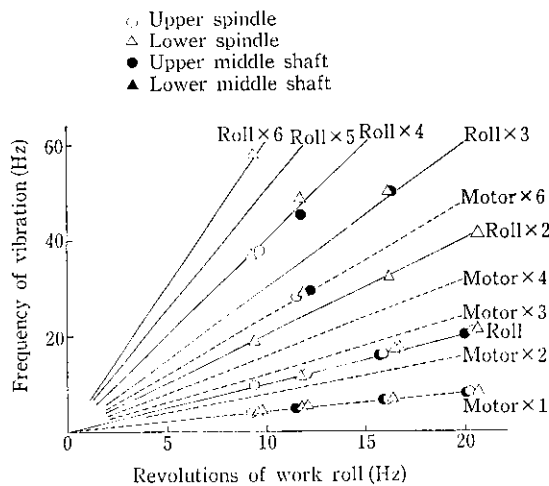


Fig. 9 Relationship between revolutions of work roll and frequency of vibration

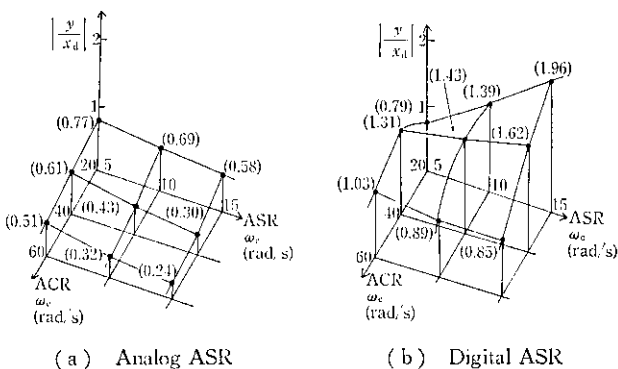


Fig. 10 Comparison of the effect of analog ASR on shaft vibration with that of digital ASR in simulation test

と機械系の連成モデルを作成した。励振源を x_d 、発生トルクを y とし、振動を y/x_d で比較評価した。Fig. 10 にアナログ式とデジタル式サイリスター速度制御系の結果を示す。

このシミュレーション解析により下記のことが判明した。

- (1) デジタル式に比してアナログ式の方が、 y/x_d が小さく、振

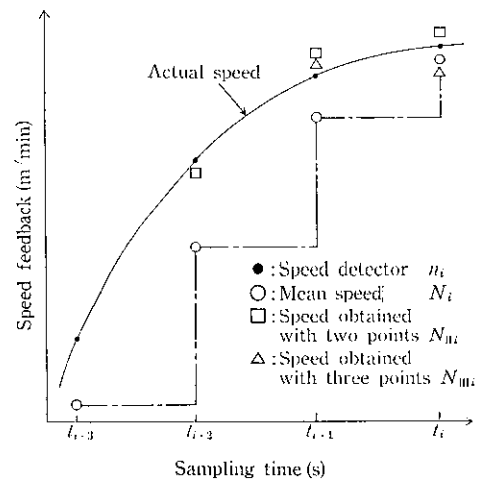


Fig. 11 Filtering methods by detecting three points of speed

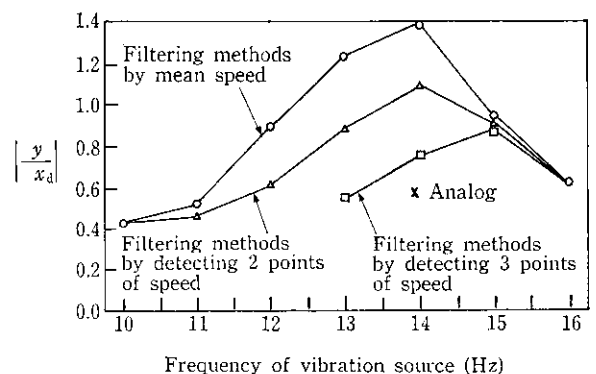


Fig. 12 Influence of filtering methods on value of $|y/x_d|$

動抑制効果大きい。これは、アナログの場合サンプリング時間が0であることを考えると、デジタルの場合もサンプリング時間をできるだけ短縮する方が、振動抑制効果が大きくなることが推定できる。

- (2) デジタル式では、電流制御系の応答速度 $ACR \omega_c$ (rad/s) を40から60に高めた方が振動抑制効果が大きくなる。

- (3) デジタル式では、高速制御系の応答速度 $ASR \omega_s$ (rad/s) を高めると振動が増幅される傾向にある。

次に速度検出フィードバックにおいて、フィルター方式を変えて実サイリスターレオナードプログラムによりシミュレーション解析した。フィルター方式としては下記3つについて検討した (Fig. 11)。

- (1) 平均速度検出方式 $N_i = \frac{n_i + n_{i-1}}{2}$
- (2) 2点速度検出フィルターリング方式

$$N_{IIi} = N_i + \frac{N_i - N_{i-1}}{2}$$

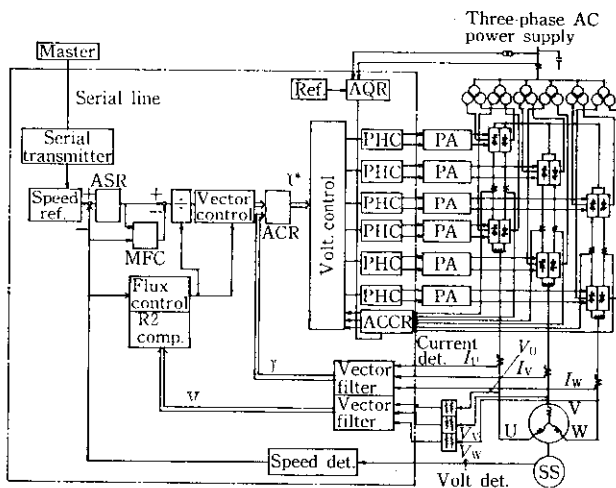
- (3) 3点速度検出フィルターリング方式

$$N_{IIIi} = N_i + \frac{N_i - N_{i-1}}{2} + \left[\frac{N_i - N_{i-1}}{2} - \frac{N_{i-1} - N_{i-2}}{2} \right]$$

この3方式の解析結果を Fig. 12 に示す。これから3点速度検出フィルターリングが、振動抑制に効果があることが判明した。

以上の解析結果から実プロセスにおいて以下の対策をとった。

- (1) 3点速度検出フィルターリング方式で速度フィードバックをかけた。
- (2) 電流制御系の応答を40から60 rad/s に高めた。
- (3) 速度制御系の応答は変更しなかった。(7 rad/s)



MFC: Model following control
 AQR: Automatic reactive power regulator
 PHC: Phase control
 ref.: reference
 comp.: compensation
 det.: detector
 PA: Pulse amplifier
 SS: Speed sensor (Resolver)

Fig. 17 Control block diagram of cross current type cycloconverter drive system

Table 2 Comparison of characteristics of digital vector control system

	Conventional	New vector control
Response		
ACR	100 rad/s	600 rad/s
ASR	30 rad/s	60 rad/s
Sampling time		
ACR	3 ms	1.0 ms
ASR	10 ms	4.0 ms
Speed detector (Pulse/revolution)	65 536 P/R	262 144 P/R

(3) ロールおよびモーター駆動軸系の機械振り振動数を、従来の 13 Hz 程度から 21~22 Hz に高めた。つまり小径ロール化した、スピンドルの径、長さ、ギヤレイアウトを考慮して機械剛性を高めている。

(4) 新制御理論による軸振動抑制制御を適用した。

速度制御系の速度応答を 60 rad/s まで高めるためには、駆動軸系の機械振り振動数 22 Hz $\approx$ 138 rad/s の共振問題を解決する必要がある。このために新たに導入したモデルフォロイング速度制御 (MFC) は、モーターの理想的な速度を、剛と考えた機械系とモーター制御系の連成モデルからシミュレーションして演算算出し、このモデルシミュレーション速度とモーター側で実際に検出した速度を比較し、シミュレーション速度に追従するよう新たなフィードバックを加えたものである。この制御により負荷変動や軸共振などのモーター速度に対する外乱に対して強い制御が可能になった。この

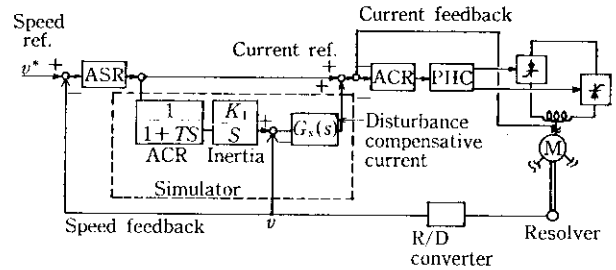


Fig. 18 Block diagram of MFC

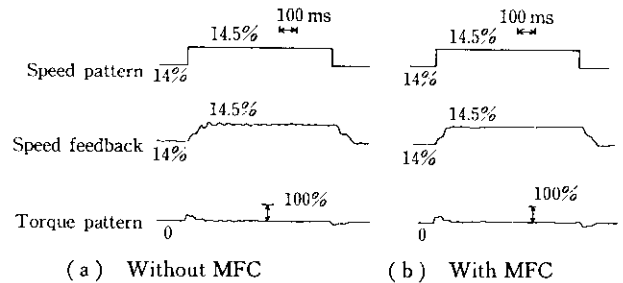


Fig. 19 Step response of speed

制御ブロック図を Fig. 18 で示し、そのモデルフォロイング制御有り無しの速度応答を Fig. 19 に示す。MFC 有りの方が、速度フィードバック信号の変動が少ない。

6 結 論

製鉄圧延プロセスの機械駆動系の軸振動について、解析と実機でのテスト確認を通じて下記のことが認識された。

- (1) 速度制御の応答および精度を問題にする機械駆動系では、機械系、制御系と圧延現象を総合的に厳密に軸振動のシミュレーション解析を行って、事前に評価しておくべきである。
- (2) 機械系は剛体としてではなく、必要に応じて質点を分割し、それぞれ振りバネ定数、減衰係数を考慮すべきである。
- (3) デジタル速度制御は、サンプリングホールドを厳密に考慮してシミュレーション解析すべきである。またサンプリング時間は短縮し、速度検出は高精度化高速化するほど軸振動には強い制御になる。
- (4) 速度制御系での軸振動抑制制御方法としては、速度検出フィードバックのフィルターは速度応答性を確保して軸振動を抑制するのに効果がある。
- (5) モデルフォロイング制御による軸振動抑制制御は有効である。これは理論とマイコンの進歩により、実現可能になったもので、そのモデルが実機によく一致していることと実機の状態を正確に検出することが重要である。
- (6) ロール、スピンドル、モーターの実使用回転周波数内に機械振り固有振動数が入る場合は、撓み曲げ振動が加わるので、とくに注意が必要である。また、ガタは等価的に剛性を低下させる。おわりに、振動解析に協力いただいた株式会社日立製作所、株式会社東芝、三菱電機株式会社の関係各位に感謝いたします。

参 考 文 献

- 1) 猪谷彦太郎, 高崎勝明, 片山圭一, 福島丈雄: 三菱重工技報, 21 (1984) 4, 80
- 2) 小山建次, 久保田伸夫: 三菱電機技報, 48 (1974) 2, 209
- 3) 土井克彦, 佃 一二三, 山本和明, 石井功一, 江藤孝治, 小松富夫: 川崎製鉄技報, 15 (1983) 1, 37