
ホットストリップミル仕上圧延機の張力制御システム

Tension Control System in Hot Strip Mill

浜田 圭一(Keiichi Hamada) 植木 茂(Shigeru Ueki) 侍留 誠(Makoto Shitomi)
土井 克彦(Katsuhiko Doi) 石川 好蔵(Kozo Ishikawa) 奥田 隆康(Takayasu Okuda)

要旨：

水島ホットストリップミルでは、寸法精度の向上を目的として、仕上圧延機張力制御システムの更新を実施した。後段スタンドでは従来のルーパを、張力検出機構を具備した低慣性電動ルーパに変更した。制御装置はルーパ高さ制御のみならず、張力制御も可能であり、これら 2 種類の制御の非干渉化システムを構成している。前段スタンドでは機械系の変更を実現せず、ルーパレス制御を導入した。また、これらの制御装置は制御精度を向上させるためデジタル制御である。この結果、良好な操業成績を発揮しており、その一例として、板幅制御では余幅 2.5 mm の削減を達成している。

Synopsis：

At Mizushima Hot Strip Mill, the tension control system in the finishing mill was replaced to improve dimensional accuracy of strip. In latter stands, conventional loopers were renewed to low-inertia electric loopers with a tension measuring device. The control system has not only a looper height control function but also a strip tension control function, and is constructed as an anti-interference system of these two functions. In former stands, a looperless control system was introduced without new loopers. A direct digital control system was also applied for improving control accuracy. As the result of this refreshing, good operational performance has been achieved; for example, in width accuracy, we have reduced excess width by 2.5 mm.

(c)JFE Steel Corporation, 2003

本文は次のページから閲覧できます。

浜田 圭一^{*2} 植木 茂^{*3} 侍留 誠^{*4} 土井 克彦^{*5} 石川 好蔵^{*6} 奥田 隆康^{*7}

Tension Control System in Hot Strip Mill

Keiichi Hamada, Shigeru Ueki, Makoto Shitomi, Katsuhiko Doi, Kozo Ishikawa, Takayasu Okuda

要旨

水島ホットストリップミルでは、寸法精度の向上を目的として、仕上圧延機張力制御システムの更新を実施した。後段スタンドでは従来のルーバを、張力検出機構を具備した低慣性電動ルーバに変更した。制御装置はルーバ高さ制御のみならず、張力制御も可能であり、これら2種類の制御の非干渉化システムを構成している。前段スタンドでは機械系の変更を実施せず、ルーパレス制御を導入した。また、これらの制御装置は制御精度を向上させるためデジタル制御である。

この結果、良好な操業成績を発揮しており、その一例として、板幅制御では余幅 2.5 mm の削減を達成している。

Synopsis:

At Mizushima Hot Strip Mill, the tension control system in the finishing mill was replaced to improve dimensional accuracy of strip. In latter stands, conventional loopers were renewed to low-inertia electric loopers with a tension measuring device. The control system has not only a looper height control function but also a strip tension control function, and is constructed as an anti-interference system of these two functions. In former stands, a looperless control system was introduced without new loopers. A direct digital control system was also applied for improving control accuracy.

As the result of this refreshing, good operational performance has been achieved; for example, in width accuracy, we have reduced excess width by 2.5 mm.

1 緒 言

ホットストリップミル製品の板厚、板幅等の寸法精度の要求は、需要家での歩止向上や、鋼板使用技術の自動化、高速化、連続化といった合理化への志向により、厳しさを増している。

ホットストリップミル製品の寸法に対しては、仕上圧延機での圧延条件が大きな影響を与える。仕上圧延機は 6~7 スタンドのタンデム圧延機で、各スタンド間にはルーバが設置され、スタンド間のストリップ張力の制御が行われているのが通例である。スタンド間ルーバは、圧延機のロール速度や圧下位置の設定誤差、および板厚制御のための圧下位置変更やストリップ長手方向の温度変化等の圧延条件変化にもとづくスタンド毎のマスフローの乱れを吸収し、スタンド間ストリップに張力を与えるため利用されている設備である。ルーバとルーバ駆動装置、圧延機のロール駆動装置、それらの制御装置およびスタンド間のストリップ、これらを仕上圧延機ルーパシステムと称する。ルーパシステムの主たる機能は、

- (1) 寸法精度に大きく影響するスタンド間ストリップ張力を一定にする (以下張力制御という)。
- (2) 操業安定性を確保するためにスタンド間のストアードストリップ量を一定に保つ (以下高さ制御という)。

の2点である。これらの機能の性能向上要求のために、ルーパシステムのハードウェアとしては、油圧駆動ルーバ¹⁾や低慣性ルーバ²⁾また張力検出機構³⁾が開発され、ソフトウェアとしては従来の高さ制御だけでなく、張力検出機構とあわせて高さと張力の変数制御

御⁴⁾が適用されるようになってきた。

また、ルーバを用いることなく、圧延機の主電動機にてスタンド間のストリップ張力を制御する、いわゆるルーパレス圧延技術^{5),6)}が開発され適用されている。

水島ホットストリップミルでは、これらの仕上圧延機張力制御システムを総合的に検討し、その結果にもとづき後段スタンドではルーパシステムを更新し、前段スタンドではルーパレス制御を適用し、良好な操業結果を得ているのでその概要を報告する^{7),8),9),10)}。

2 従来のルーパシステム

従来のルーパシステムの代表的な方式を、Fig. 1 のブロック図で示すが、ルーバ高さが制御量に用いられており、高さ制御系は閉ループ制御で、張力制御系は開ループ制御となっている。

このようにルーバ高さ制御を行い、その結果として張力制御を行うという従来方式の場合には、ルーバ慣性モーメントの大なることとあいまって、通板直後の板幅不足、ルーバのハンチングによる不安定操業など、品質上・操業上に有害な現象を生じている。そこで、張力変化の実態を把握するとともに、より良いルーパシステムを見出すため、実張力の測定とシミュレーションモデルによる解析を実施した。

2.1 圧延中の張力変化と製品寸法への影響

圧延中の張力変化を測定するため、Fig. 2 に示すルーバを用いた。トーションバー方式にてルーパロールの鉛直力を測定し、加速

*1 昭和59年9月7日原稿受付

*2 水島製鉄所薄板圧延部薄板技術室主査 (課長)

*3 水島製鉄所薄板圧延部薄板技術室

*4 水島製鉄所設備部設計室主査 (掛長)

*5 水島製鉄所電気計装部電気計装技術室主査 (課長)

*6 水島製鉄所電気計装部電気計装技術室主査 (掛長)

*7 水島製鉄所電気計装部電気計装技術室

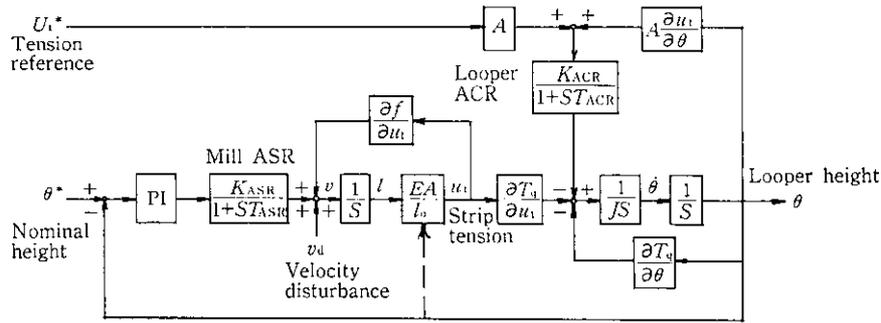


Fig. 1 Block diagram of looper system (conventional type)

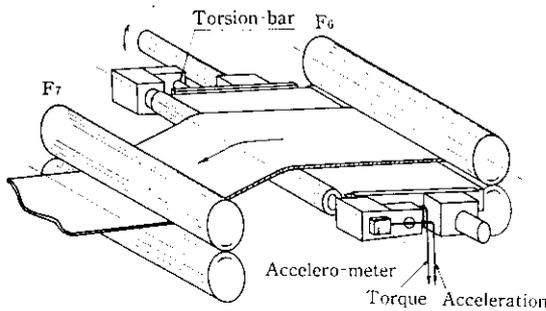


Fig. 2 Schematic diagram of looper system (measuring method of strip tension)

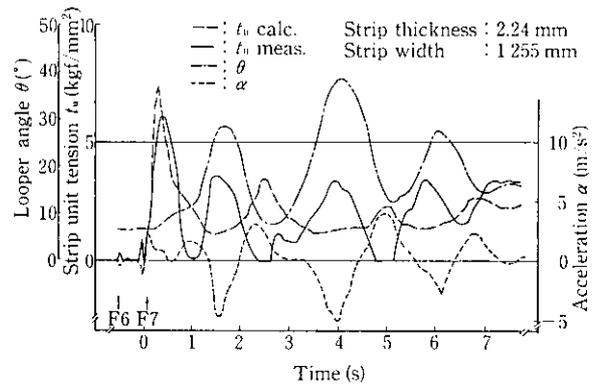


Fig. 4 An example of measured strip tension

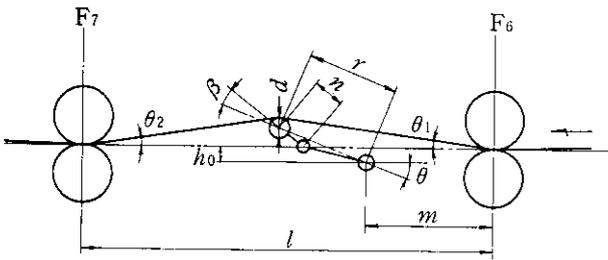


Fig. 3 Model for calculation of strip tension

度計の出力をもとに測定値に対し圧延材およびルーパの慣性力を補正することにより、張力値を算出した。張力算定は Fig. 3 に示すルーパシステムの幾何学的関係から次のように求めることができる。

$$\theta_1 = \tan^{-1} \left(\frac{r \cdot \sin \theta - h_0 + d/2}{m + r \cdot \cos \theta} \right) \quad \dots \dots \dots (1)$$

$$\theta_2 = \tan^{-1} \left(\frac{r \cdot \sin \theta - h_0 + d/2}{l - m - r \cdot \cos \theta} \right) \quad \dots \dots \dots (2)$$

$$M_u = \frac{I_u \cdot \alpha}{n \cdot \cos \beta} \quad \dots \dots \dots (3)$$

$$M_s = m_s \cdot (g_0 + \alpha \cdot \cos \theta) \cdot n \cdot \cos(\theta + \beta) \quad \dots \dots \dots (4)$$

$$T_0 = \frac{M_0 - M_u - M_s}{n \cdot (\sin \theta_1 + \sin \theta_2) \cdot \cos(\theta + \beta)} \quad \dots \dots \dots (5)$$

- ただし I_u : ルーパ先端部の慣性モーメント
 m_s : スタンド間ストリップ自重の 1/2
 g_0 : 重力加速度
 α : ルーパ加速度計実測値
 M_0 : ルーパロードセル実測トルク
 T_0 : ストリップ全張力
 M_u : 加速度補正項

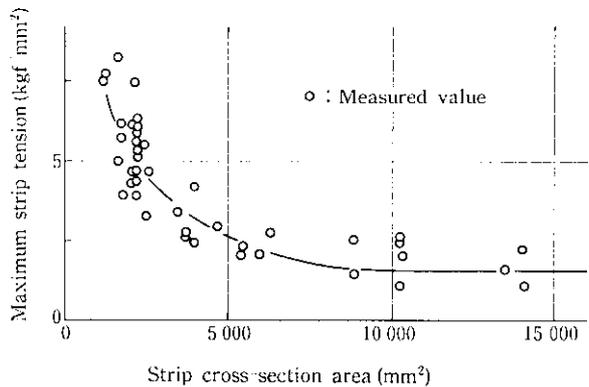


Fig. 5 Relation between the maximum strip tension and cross-section area of the strip

M_s : ストリップ重量補正項

このようにして得られた張力測定結果の一例を Fig. 4 に示す。Fig. 4 は、今回の測定例の中でもっとも張力変化の大きいものであるが、約 6 kgf/mm² にもおよぶ過大な張力が通板直後に発生しており、またハンチング中の張力変動が大きく、圧延材のルーパ形成も見られる。ここに示すルーパのハンチングは、ルーパの作動が張力変動と十分合致していないために生じたものであり、従来の高さ制御によったのでは、十分な張力一定制御を行い難いことを示唆している。

Fig. 4 に見られる通板直後の過大な張力値のみについて示したのが Fig. 5 である。板断面積が減少するにしたがい反比例的に張力値が増加しており、このことはルーパ駆動系の慣性力と張力との釣り合いによりルーパシステムが構成されていることから推定される

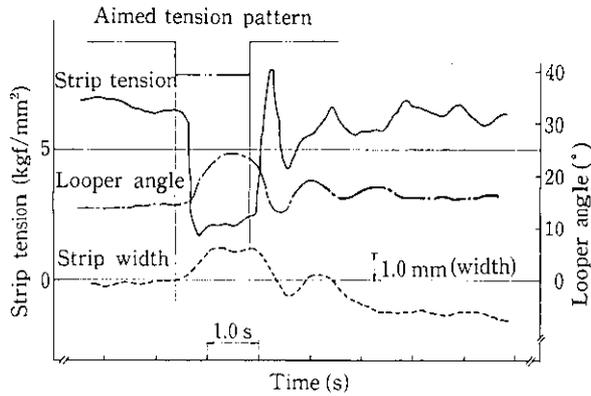


Fig. 6 Relation between the strip tension and the strip width

内容である。したがって、ルーパ駆動系の慣性モーメントの減少と、ルーパ立上げ方法の見直しが必要である。

Fig. 6 は張力変化の製品寸法に及ぼす影響を見るため、圧延中に張力目標値を変更した場合の結果であり、時間的にタイミングを合わせて板幅変化をも示している。この図より、張力変化に対応して板幅変化が見られるが、その変化は完全に合致してはいない。このことは、板幅変化が必ずしもロールギャップにて生ずるのではなく、スタンド間のクリープ変形として生ずる量が多いことを示していると考えられる。一方、板厚変化に対しては、圧延荷重変化による上流・下流スタンドのロールギャップ変化によるものが主体であり、その量は板幅変化より推定した板厚変化量の約 10 倍にも達している。

これらのことから、従来より行われているルーパ高さ制御のみによっては、近年の寸法精度の要求レベルアップに対して十分ではないと判断した。

2.2 ルーパシステムのシミュレーションによる検討

2.1 に示したように、通板直後に特に過大な張力が発生しており、張力変化の製品寸法精度に及ぼす影響は無視し得ない。これらの問題点を解決するために、汎用の連続シミュレーション言語を用いた仕上圧延機のシミュレーションモデル¹¹⁾により、種々のルーパシステムにおける張力変化を検討した。

検討対象としたルーパは Table 1 に示すように、従来形電動ルーパ（慣性モーメントが大）、新電動ルーパ（低慣性電動ルーパ、張力検出器つき）および油圧ルーパ（張力検出器つき）の 3 種である。

これら 3 種類のルーパシステムにおいて圧下外乱を与えたときのシミュレーション結果を Fig. 7 に示す。従来形のルーパシステムにおいては、張力制御系としては開ループ系となり、外乱に対する追従が十分でないため、張力の変動値が大きくなるとともに、張力、ルーパ高さともに整定時間が長い。

それに対し、新電動ルーパおよび油圧ルーパシステムでは、張力測定値をフィードバックすることにより、張力変化量を低く抑えることができるばかりでなく、張力、ルーパ高さともに整定時間も大幅に短縮され、たとえば最近の油圧圧下 AGC (Automatic gauge control) の圧下外乱による張力変化に対しても、十分追従し得ると考えられる。

これらより、ルーパシステムの性能向上のためにはまず第 1 に張力測定装置を備え張力制御を可能とすること、第 2 にルーパ装置の低慣性化などルーパ応答性の向上が必要であるといえよう。

一方、通板直後のルーパ立上げ時の張力変化の計算および実測結果を、Fig. 8 に示す。Fig. 8 は立上げ時のルーパ速度と最大張力の

Table 1 Performance comparison of each looper by simulation

	Looper type	Performance		
		GD ² * (kgf·m ²)	Type	Tension feedback
a	Conventional electric looper	4 853	G geared	×
b	New electric looper	1 823	Gearless	○
c	Hydraulic looper	2 497	Hydraulic servo-mechanism	○

*GD²: moment of inertia

関係を示したものであり、この図からルーパ立上げ速度により先端部張力が変化することがわかる。

3 仕上圧延機張力制御システムの改造

3.1 システム構成

前章までの検討結果に基づき、昭和 57 年 3 月に水島ホットストリップミル仕上圧延機の張力制御システムの改造を実施した。Fig. 9 に、張力制御システム改造内容を示す。改造前は、No. 1~5 ルーパは空圧式、No. 6 ルーパは電動式（減速機付き）であった。また制御系もハードウェア構成によるアナログ制御にて、閉ループ高さ制御、開ループ張力制御を行っていた。これに対し改造後は、No. 3~6 ルーパ本体を張力検出機構（ロードセル）付きに変更し、閉ループ張力制御を可能にすると共に、No. 4~6 ルーパの駆動装置をルーパ軸直結電動式として、低慣性化による制御応答性の向上を図り、また No. 3 ルーパには No. 6 の駆動系を移設した。制御系に関しては、計算機によるデジタル制御を導入して、高さ制御、張力制御などの制御精度向上を図った。さらに、Fig. 1 に示すようにルーパシステムにおいては、高さ制御系と張力制御系は密接に関係しており、相互干渉系を構成していることから、後述する多変数制御理論に基づき相互干渉の排除を行い、Fig. 10 のブロック図に示す制御システムを構成した。

張力の検出機構は、Fig. 2 と同様にルーパ本体とルーパローラーを結合するトーションバーにて、ストリップ張力によりルーパローラーに付加される垂直力を捩り力として検出するものである。また、ルーパローラー軸受の片側にはルーパ高さ変動に伴う慣性力を補償するために、加速度計を取り付けている。

また、ルーパ立上げ時の制御として、ストリップ先端部の過張力を防止する目的でルーパ立上げ速度制御を導入した。

さらに、省エネルギー志向に基づき、シート板厚アップと加熱炉低温抽出操業が実施されているため、仕上圧延機前段スタンドにてルーパによる張力制御を行うとすれば、ルーパおよびその駆動装置の強化、大容量化が必要になる。そこで前段スタンド No. 1, 2 ルーパに関してはルーパレス制御を導入し、ルーパおよびその駆動装置の改造を行うことなく、張力制御性能と設備投資効率の向上を図った。

3.2 多変数制御理論によるルーパシステムの非干渉化

ルーパシステムにおける制御量はルーパ高さ θ および張力 U_k であり、操作量はルーパ電動機トルク指令 T^* および前段主電動機速度指令 V^* である。

Fig. 1 において、ルーパ高さ θ と張力 U_k の間には圧延現象に依

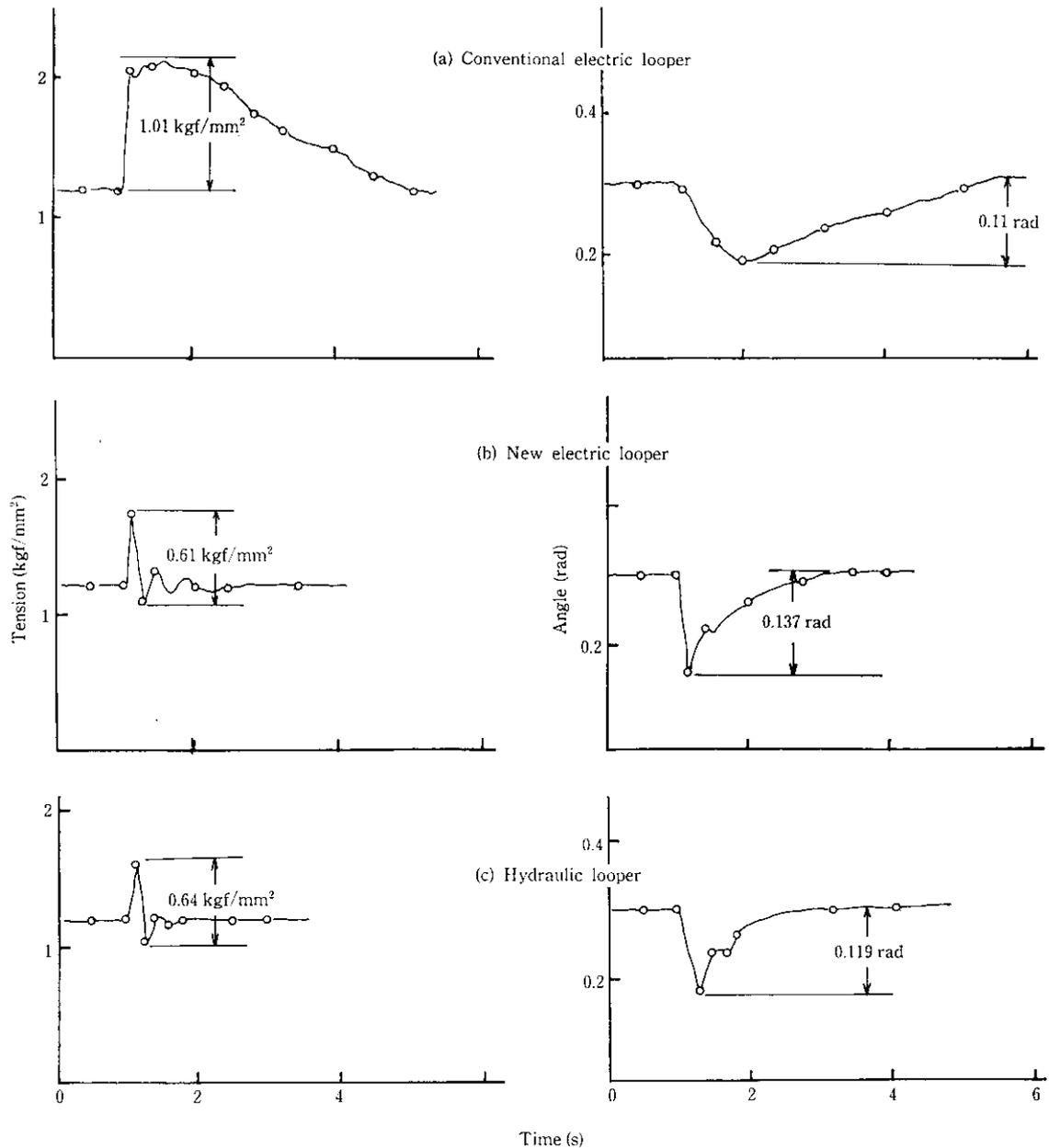


Fig. 7 Tension and angle response at screw down disturbance at No. 6 looper ($\Delta S=100 \mu$, rolling size: 3.2×1250 mm)

存する相互作用が存在するので、この相互干渉項を除去し、システムの非干渉化を図ることが必要となる。この非干渉化を具現する手法として多変数制御理論があり、その概要を以下に示す。

Fig. 10 の圧延現象部分を伝達関数行列の形で現すと次式となる。

$$\begin{bmatrix} U_i \\ \theta \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} g_{11}(s) & g_{12}(s) \\ g_{21}(s) & g_{22}(s) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} V^* \\ T^* \end{bmatrix} = G(s) \begin{bmatrix} V^* \\ T^* \end{bmatrix} \dots\dots\dots (6)$$

ここで $g_{11}(s)$ は V^* から U_i への、 $g_{12}(s)$ は T^* から U_i への、 $g_{21}(s)$ は V^* から θ への、 $g_{22}(s)$ は T^* から θ への伝達関数である。仮に (6) 式において $g_{12}(s)=g_{21}(s)=0$ であれば U_i, θ に影響を与えるものは各々 V^*, T^* だけとなり、非干渉系となっているが、実プロセスにおいては、 $g_{21}(s), g_{12}(s)$ がゼロでないため相互干渉系を構成している。そこで新たな操作量 V^{**}, T^{**} とクロスコントローラ $C(s)$ を Fig. 10 に示すように配置し、伝達関数行列

$G(s) \cdot C(s)$ が対角行列となるように $C(s)$ を選定すれば U_i, θ と V^{**}, T^{**} 間の相互干渉が除去できる。

すなわち

$$C(s) = \begin{bmatrix} c_{11}(s) & -c_{22}(s) \cdot g_{12}(s) / g_{11}(s) \\ -c_{11}(s) \cdot g_{21}(s) / g_{22}(s) & c_{22}(s) \end{bmatrix} \dots\dots (7)$$

なる $C(s)$ を求め、制御系を構成すればよい。しかし、(7) 式のような $C(s)$ はこのループシステムに限らず相当複雑なものとなるため、ここでは $C(s)$ を Rosenbrock の提案¹³⁾ により $\omega=0$ で $G(s) \cdot C(s)$ を単位行列化し、 $C(s)$ を定数行列とした。こうすれば $G(s) \cdot C(s)$ は $\omega=0$ では完全に対角化されているが、他の周波数領域においては対角化の保証がない。ただし、これでも通常のループシステムにて必要な周波数領域では実用上さしかええない範囲で対角化されることが確認されている。この $C(s)$ を含めたループ多変

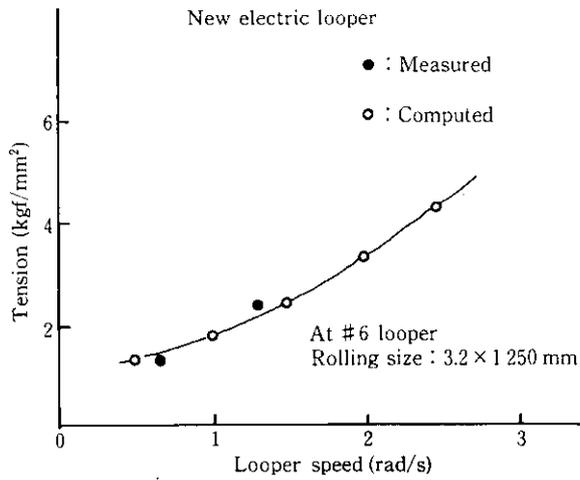


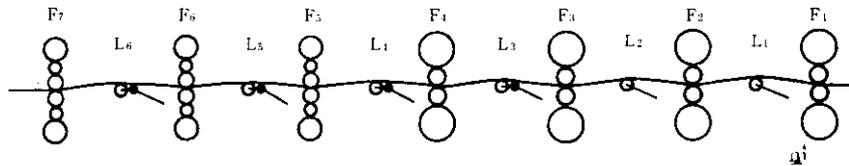
Fig. 8 Relation between tension and looper speed

数制御系のブロック図が Fig. 10 である。 $K_1(s)$, $K_2(s)$ はメインコントローラとよばれ、通常 PI 調節計であり、ルーパ高さ θ 、張力 U_i のいずれにも独立した制御ループとしてフィードバック制御系を構成している。

3.3 ルーパーレス制御の導入

Fig. 11 にルーパーレス制御の構成を示す。前段主電動機電流、電圧、圧延荷重などのプロセスデータにより、スタンド間張力を演算し、前段主電動機にフィードバック制御を行うものである。

- ここで、 G_m : モータトルク (kgf·m)
- G_L : 圧延トルク (kgf·m)
- G_a : 無負荷トルク (kgf·m)
(モーター機械系の損失)
- G_d : 加減速トルク (kgf·m)
- T_b : 後方張力 (kgf)
- b : 後方張力アーム (m)



Before replacement	Electric motor 75 kW × 515 rpm GD ² = 4 853 kg·m ²	Air cylinder (Power + Balance) GD ² = 1 466 kg·m ²
	Analogue control { Height control Feed back loop Tension control-Open loop	
After replacement	Electric motor (Gearless) 74 kW × 44 rpm GD ² = 1 823 kg·m ² with tension measurement (load cell)	Old No.6 75 kW × 515 rpm
	Direct digital control { Height control Tension control Soft touch control	

Fig. 9 Comparison between before and after looper system replacement

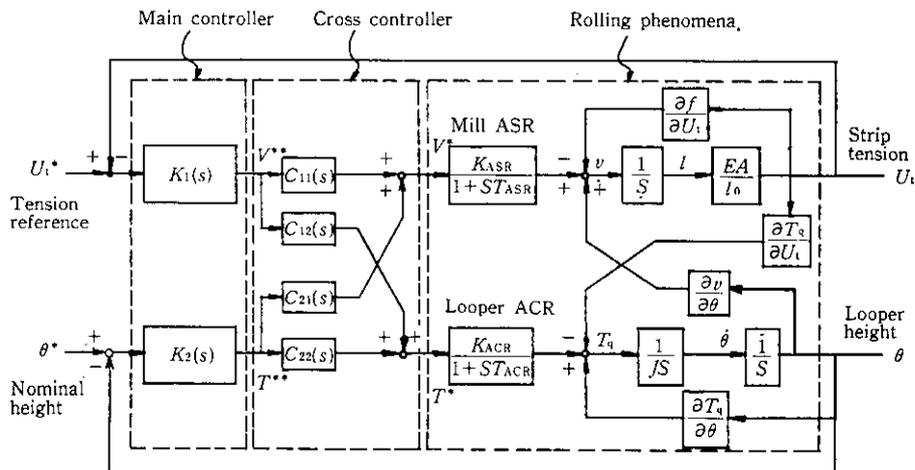


Fig. 10 Block diagram of looper system (multivariable controller)

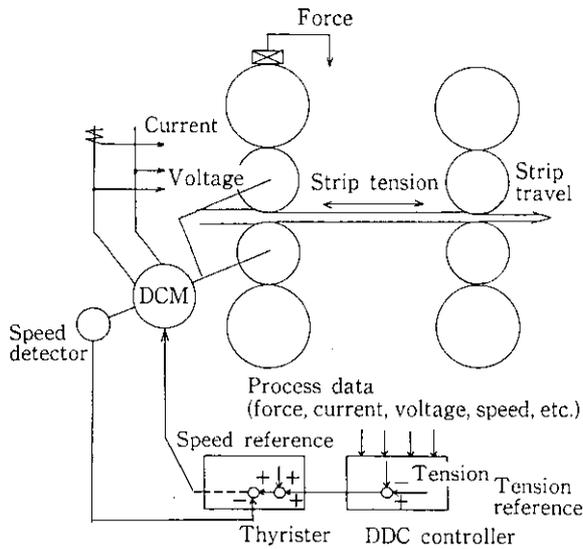


Fig. 11 Construction of looperless control

T_f : 前方張力 (kgf)
 c : 前方張力アーム (m)

とすると、次式が成立する。

$$G_m = G_L + G_e + G_a + bT_b - cT_f \quad \dots\dots\dots (8)$$

ここで、トルクアームを a 、圧延荷重を F とすると

$$G_L = aF \quad \dots\dots\dots (9)$$

が成立する。しかし張力トルク $c \cdot T_f$ の G_m にしめる割合は、一般に非常に小さいものであり、ループレス制御ではこの張力演算精度に制御精度が大きく依存するため、圧延条件の変化に応じて、次スタンド噛み込み後、次式により修正し、圧延トルクの演算精度を向上させている。

$$a = a_0(1 + \Delta a) \quad \dots\dots\dots (10)$$

$$\Delta a = f(H_0, h_0, R'_0, \Delta H, \Delta h, \Delta R') \quad \dots\dots\dots (11)$$

ここで、 a_0 は無張力時にロックオンしたトルクアーム、 H_0, h_0, R'_0 はそれぞれロックオン時の入側板厚、出側板厚、扁平ロール半径、また、 $\Delta H, \Delta h, \Delta R'$ はロックオン時からの入側板厚、出側板厚、扁平ロール半径の変化分である。

その他、従来一定とみなしてきたが圧延条件の変化に応じて修正しているものに、(8) 式の張力アーム b, c がある。

なお、以上のなかで入側・出側板厚 H, h は材料の板厚をゲージメータ式にて求め、DDC コントローラにてトラッキングを行って演算している。

4 改造効果

以上述べてきた仕上圧延機張力制御システムの改造により、以下の効果が得られた。

- (1) No. 3~6 ルーパへの実張力制御、多変数制御の導入、および DDC 制御化により、良好な高さ制御性、張力制御性が得られた。Fig. 12 に実圧延時の制御チャート例を示す。
- (2) No. 1, 2 ルーパへのループレス制御の導入により、ルーパを用いずに良好な張力制御性が得られた。Fig. 13 に実ループレス圧延時の制御チャート例を示す。
- (3) 張力変動の減少により、板幅に及ぼす外乱が減少して板幅精度が向上した。Fig. 14 に改造前後の仕上出側板幅チャート例を示す。
- (4) 実張力制御を進展させ、仕上出側幅計出力と目標板幅との偏差から張力を増減する仕上 AWC (Automatic width control: 自動板幅制御) を導入したことにより、板幅精度がさらに向上し、余幅 2.5 mm の削減が達成できた。Fig. 15 にループレス

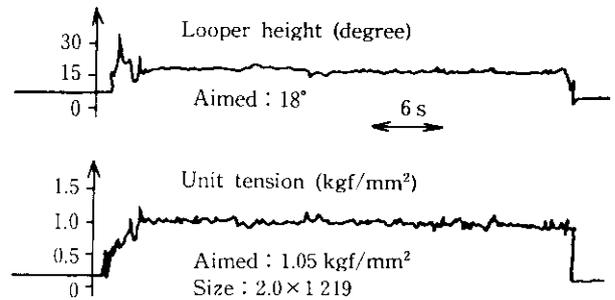


Fig. 12 Actual chart of looper height and tension (after replacement)

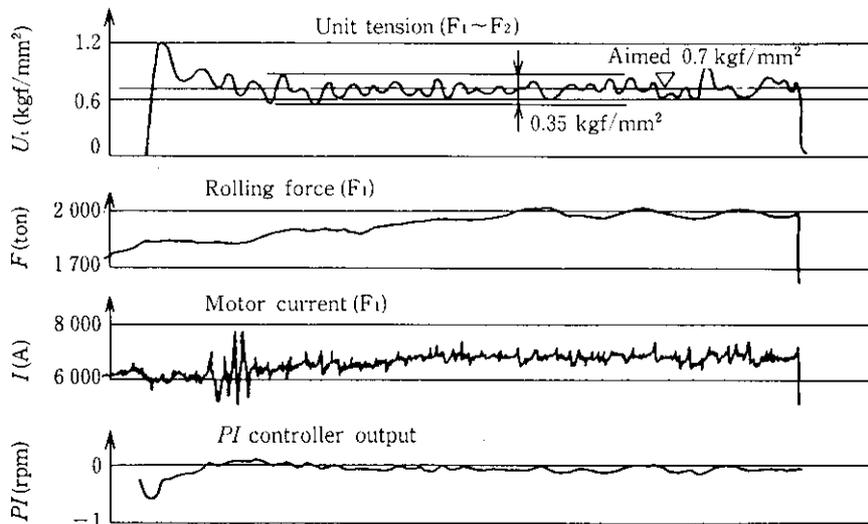


Fig. 13 Actual looperless rolling chart

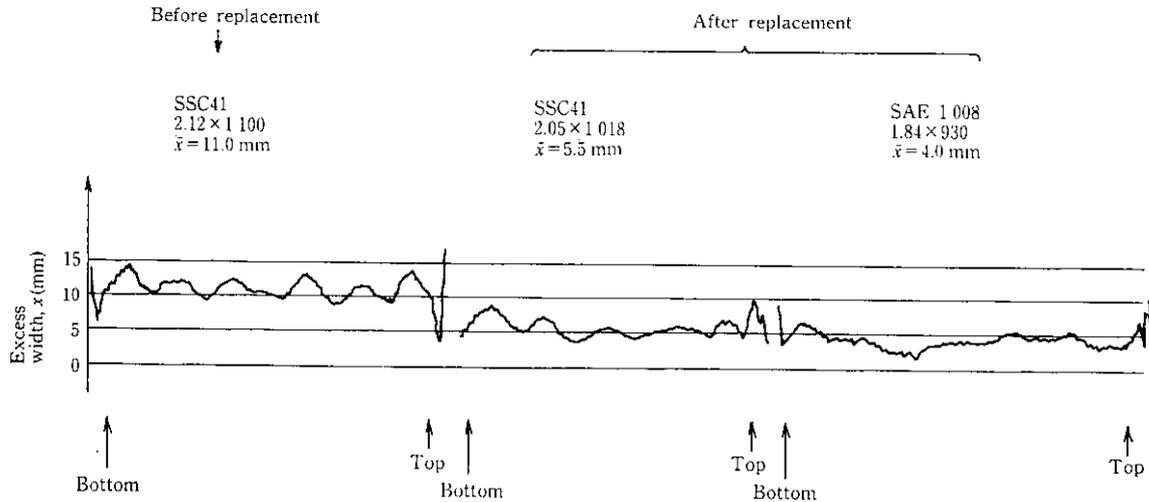


Fig. 14 Typical actual width chart of finisher delivery ("Excess width=0" line equal ordered width of hot coil)

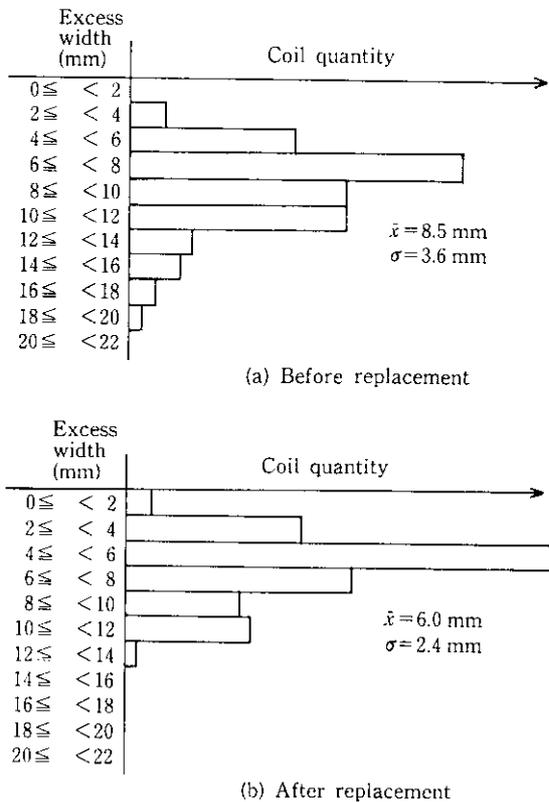


Fig. 15 Reduction of strip width after refreshment (strip size: 3.0~4.0 mm in thickness; 1 101~1 350 mm in width)

テム改造前後における仕上出側の平均余幅分布を示す。
 (5) 板厚精度向上に対しても、水島ホットストリップミルでは昭和58年9月に $F_6 \sim F_7$ スタンドを6 high HC ミルに改造し、同時に油圧圧下 AGC を導入し、板幅方向および板長方向の板厚精度向上を達成している¹³⁾。これらの改造特に油圧圧下 AGC による板厚精度向上また改造後の操業性に対して、それに先立つ張力制御システムのリフレッシュが大きく寄与している。

5 結 言

以上述べたように、仕上圧延機の後段スタンドでは、ストリップ張力検出機構を具備した低慣性ループにリプレースし、張力制御を閉ループ制御化し、前段スタンドではループレス制御を導入し、これらの制御装置を DDC 化して仕上圧延機張力制御システムの高応答、高精度化の改造を実施した。また同時に仕上 AWC システムを構成したことにより、板幅精度の向上を達成することができた。さらに圧延操業安定性も増加し、遅れて実施した油圧圧下 AGC の導入等の仕上圧延機改造後も安定した操業性を確保でき、板厚精度向上に対しても寄与することができた。

また、板幅精度向上については、ただ単に仕上圧延機張力制御システムの改造にとどまらず、粗圧延機にも板幅制御システムを導入し、粗および仕上圧延機を総合した板幅制御システムを構成中であり、これによりさらに一層の板幅精度の向上が図れるものと思われる。これは千葉、水島両製鉄所のホットストリップミルに適用され、今後さらに厳しさを増す需要家の寸法精度向上要求に対応できるものと考えられる。

参 考 文 献

- 1) 今井 功, 岩波紀夫, 武藤 満, 村田邦彦: 「1HI 新形式油圧ループの開発」, 石川島播磨技報, 17 (1977) 4, 399-404
- 2) 岡部 央, 萩原康彦, 中嶋信正, 長谷 登, 美坂佳助: 「ロータリアクチュエータ式油圧ループの開発」, 住友金属, 31 (1979) 1, 29-36
- 3) 川崎宗男, 三浦敬一, 稲本惇, 小寺嘉一, 山本 修: 「最近のホットストリップミル DDC システム」, 三菱電機技報, 53 (1979) 3, 207-211
- 4) 小寺嘉一, 渡辺文夫: 「熱間圧延機ループにおける多変数制御の応用」, 第22回自動制御連合講演会, 305-306, (1979)
- 5) 中島興範, 小西政治, 浜崎芳治, 川崎宗男, 戸叶秀晴, 渡辺文夫, 三浦敬一, 吉田三男: 「熱間タンデム仕上圧延機のループレス制御」, 第18回 SICE 学術講演会, 457-458, (1979)
- 6) 今井一郎, 大石明良, 谷口政隆, 中島興範, 田代和幸, 小西政治, 諸岡

- 泰男, 谷藤貞也: 「熱間タンデム仕上圧延機におけるルーパレス圧延制御システム」, 鉄と鋼, 66 (1980) 4, S 301
- 7) 侍留 誠, 直井孝之, 石川好藏, 三宅祐史, 浜田圭一, 植木 茂: 「圧延中の張力変化と張力の板幅・板厚に及ぼす影響」, 鉄と鋼, 68 (1982) 5, S 423
- 8) 石川好藏, 土井克彦, 侍留 誠, 三宅祐史, 浜田圭一, 植木 茂: 「ルーパース制御システムの検討」, 鉄と鋼, 68 (1982) 5, S 424
- 9) 植木 茂, 浜田圭一, 三宅祐史, 侍留 誠, 石川好藏, 奥田隆康: 「ホットルーパースシステムの改造」, 鉄と鋼, 69 (1983) 5, S 362
- 10) 植木 茂, 浜田圭一, 土井克彦, 石川好藏, 奥田隆康: 「ホットストリップミルにおけるルーパレス圧延の適用」, 鉄と鋼, 69 (1983) 13, S 1126
- 11) 吉田 博, 石川好藏, 広瀬勇次, 齊川夏樹: 「熱間タンデムミルにおける非定常圧延現象のシミュレーション」, 塑性と加工, 23 (1982) 258, 691-699
- 12) 伊藤正美, 木村英紀, 細江繁幸: 「線形制御系の設計理論」, (1978), 199-201, (計測自動制御学会)
- 13) 三宅祐史, 鎌田征雄, 浜田圭一, 広瀬勇次, 小川洋三, 豊島 貢: 「プロフィール平坦度の優れた熱延鋼板製造技術の確立」, 川鉄技報投稿中