

ホットストリップミルにおけるルーパレス制御システム

Looperless System for Hot Strip Mill

鉄鋼設備のうちホットストリップミルは最重要設備であり、その設備の中で技術的に複雑で、かつ高精度、高応答性を要求される代表的なものとして仕上圧延機がある。仕上圧延機は通常連続スタンドで構成され、そのスタンド間の張力制御は非常に高度の技術が要求される。その中で一般的に張力制御方式として、従来からルーパによる張力制御が行なわれていたが、近年省エネルギーの観点から圧延方法も低温圧延、潤滑圧延などが導入されるに至った。しかし、機械的機構をもつルーパ圧延では応答などの問題が生じ、このため問題を解決するためルーパレス制御システムの開発が必要となった。ルーパレス制御とは、圧延プロセスデータから張力の変化を検出し、メインロール駆動電動機を速度をフィードバック的に制御する方式であり、張力の検出精度が特に問題となる。日立製作所では、今回張力検出誤差を可能な限り小さくすることを主眼とし、新張力制御方式を新日本製鐵株式会社との共同実験により開発したので紹介する。本方式に関しては、新日本製鐵株式会社八幡製鐵所戸畑第2熱延工場で、オンライン実機検証試験を行なったところ、制御精度は目標張力値の±0.1kg/mm²以内と非常に良好な結果が得られ、安定な圧延が可能であることを確認している。

大石明良* Akiyoshi Ôishi

田代和幸* Kazuyuki Tashiro

木谷 進** Susumu Kitani

上金良博** Yoshihiro Kamigane

谷藤真也*** Shinya Tanifuji

1 緒 言

ホットストリップミルの仕上圧延機は、通常6～7スタンドの圧延機から構成される連続式圧延機であり、相近接するスタンド間にはルーパが設置されている。このルーパは圧延材の通板時には蛇行や板切れ、突っ掛けなど作業上の安定性の確保と同時に、圧延中では、製品品質の確保、特に板幅、板厚精度、形状などに重大な影響を及ぼすスタンド間の張力制御が課せられている。ところが、このルーパは、設備自体、機械的構造が複雑であるため、その駆動制御装置をも含めてメンテナンス性が悪く、かつ張力制御系でも複雑な機械的動作があるため、制御の応答性や精度は必ずしも満足できるものではない。更には、図1に示すように、圧延の省エネルギーの目的から、加熱炉の抽出温度をできるだけ下げ、仕上圧延機では低温でかつ板厚が増大した圧延が実施されるようになってきている。この場合、図2に示すようにルーパでは、過大負荷、圧延中の潤滑油による制御の不安定化など、種々の問題が生じている。

以上の問題を解決するため、ルーパに代わり、スタンド間

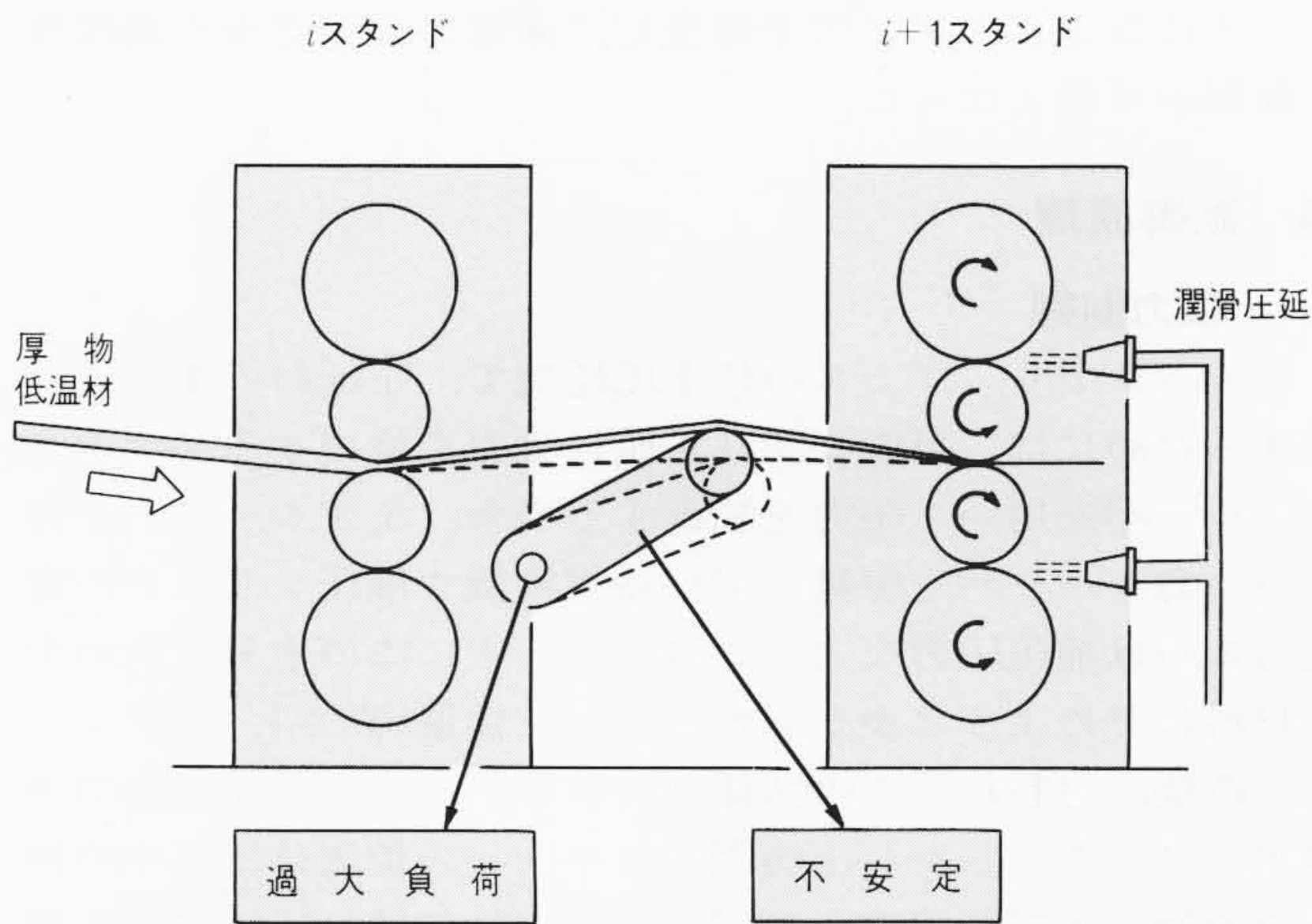


図2 ルーパ張力制御方式の問題点 ルーパ制御にとっては、潤滑油、温度による材料の塑性係数の変動は外乱となり制御が困難となる。また、厚物の材料ではルーパの電動機容量が大きくなものが必要となる。

熱間圧延ライン			
	省エネルギー対策	圧延材加熱燃料の低減	圧延材温度降下の低減
仕上圧延への影響	圧延材の低温化	圧延材の厚物化	熱間潤滑圧延による圧延動力の低減
			圧延状態の不安定化

図1 熱間圧延の省エネルギー技術 省エネルギー圧延により、仕上圧延機では種々の問題が発生してきた。

* 新日本製鐵株式会社八幡製鐵所 ** 日立製作所大みか工場 *** 日立製作所日立研究所

の張力を制御する圧延方法が渴望されていた。今回日立製作所では、新張力制御方式、すなわち日立テンションフリー制御システムを開発し、ルーパレス圧延を実現した。

2 新張力制御方式の特徴

日立テンションフリー制御システムは、概略三つの特徴がある。第一番目は、トルクアーム補償方式にある。後述するように、張力を検出するためにトルクアーム長を決定することが必要となるが、このトルクアーム長は圧延中は固定値ではなく、圧延状態により変動する。このため、その変動分を逐次補正していく必要がある。この補正を正確に行なうことにより、後述する実験結果でも明らかなように、張力の検出精度を大幅に向上させることが可能となっている。

第二番目は相隣接するスタンド間のトルクアーム長の差を取り、張力を演算する方式を採用していることである。このため、両スタンドに同様に現われる外乱から発生する誤差（例えば、圧延材の温度変化などがある。）を除去することができる。

第三番目の特徴として、制御に使用する入力データのノイズ除去方法として、積分フィルタとディジタルフィルタの2種類のフィルタを組み合わせる方式を採用していることである。本制御で、入力データとして圧延機の駆動電動機の電流や速度、また圧延荷重などを使用しており、これらの信号には種々のノイズが含まれている。このため、これらの入力データに含まれるノイズを除去し、非常に安定でかつ高精度な制御が可能となった。

3 制御原理

3.1 張力制御

ホットストリップミルの仕上圧延機で、圧延材の張力を制御するためには、可能な限り正確に張力を検出する必要がある。ルーパを用いて張力を制御する場合、まずルーパの上昇方向の力をルーパを駆動している電動機や油圧シリンダの電流あるいは油圧圧力などから検出し、次にこの上昇方向の力が材料にどのようにかかるかをルーパ位置（高さ）、スタンド間の距離、材料長などの関係から演算することにより張力を検出していた。しかし、実際にはルーパの位置は圧延中の材料の板厚、板幅、温度、材質などの変動に伴う圧延状態の変化により、圧延材のマスフローが変動するため一定に保つこ

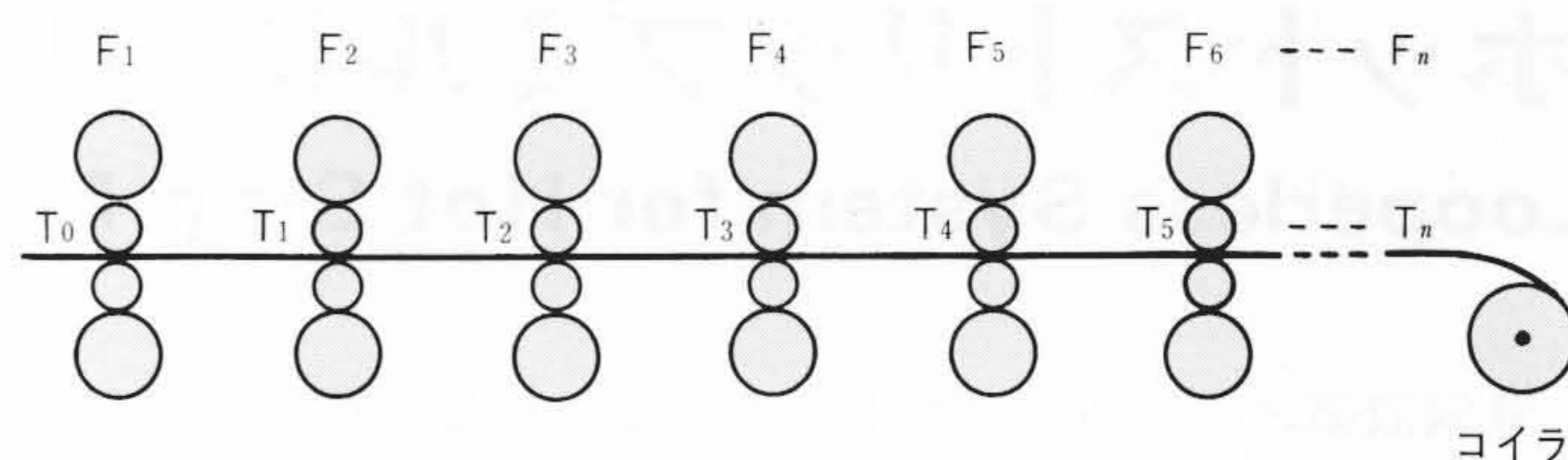


図3 ホットストリップミル仕上スタンド n台のスタンドから成るホットストリップミルFiとスタンド間張力Tiの関係を示す。

とは非常に難しく、これに対応しながら張力を制御するための張力制御装置は極めて複雑なものとなっている。これに対して、ルーパレス制御システムでは、圧延中の各スタンドのロールを駆動する電動機の負荷トルクと圧延荷重との関係から、スタンド間の材料に発生している張力を圧延理論式に基づいた演算モデル式により検出する方式をとっている。以下、張力検出のモデル式、及びそのモデル式に含まれている本システムの特徴について述べる。

3.2 張力検出モデルと制御原理

図3に示すようにnスタンドから成るホットストリップミル仕上圧延機で、各スタンドの負荷トルクを一般的な形式で記述すると次のように表わされる^{1)~3)}。

$$\left. \begin{aligned} G_1 &= l_1 P_1 - R_1 T_1 + R_0 T_0 \\ G_2 &= l_2 P_2 - R_2 T_2 + R_1 T_1 \\ &\vdots \\ G_n &= l_n P_n - R_n T_n + R_{n-1} \cdot T_{n-1} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (1)$$

(1)式から次の張力検出モデル式を導くことができる。

$$\left. \begin{aligned} T_i &= \frac{P_i}{R_i} \left\{ \left(\frac{R_{i-1}}{P_{i-1}} + \frac{R_i}{P_i} \right) \cdot T_{i-1} \right. \\ &\quad \left. - \left\{ (l_{i-1} - l_i) - \left(\frac{G_{i-1}}{P_{i-1}} + \frac{G_i}{P_i} \right) \right\} \right\} - \frac{R_{i-1}}{P_{i-1}} \frac{P_i}{R_i} \cdot T_{i-2} \dots\dots (2) \\ \text{ただし } T_{i-2} &= \begin{cases} 0 & (i=1) \\ T_0 & (i=2) \end{cases} \quad (i=1, 2, \dots, n) \end{aligned} \right\}$$

(2)式により、 $T_1, T_2, \dots, T_n$ と順に張力を検出することができ、本システムはこの(2)式を用いて張力を検出している。

さて、(2)式で重要なことは、右辺の中で相隣接するスタンドの間で差をとって張力を検出しているということである。この差をとることにより、両スタンドに共に発生するような

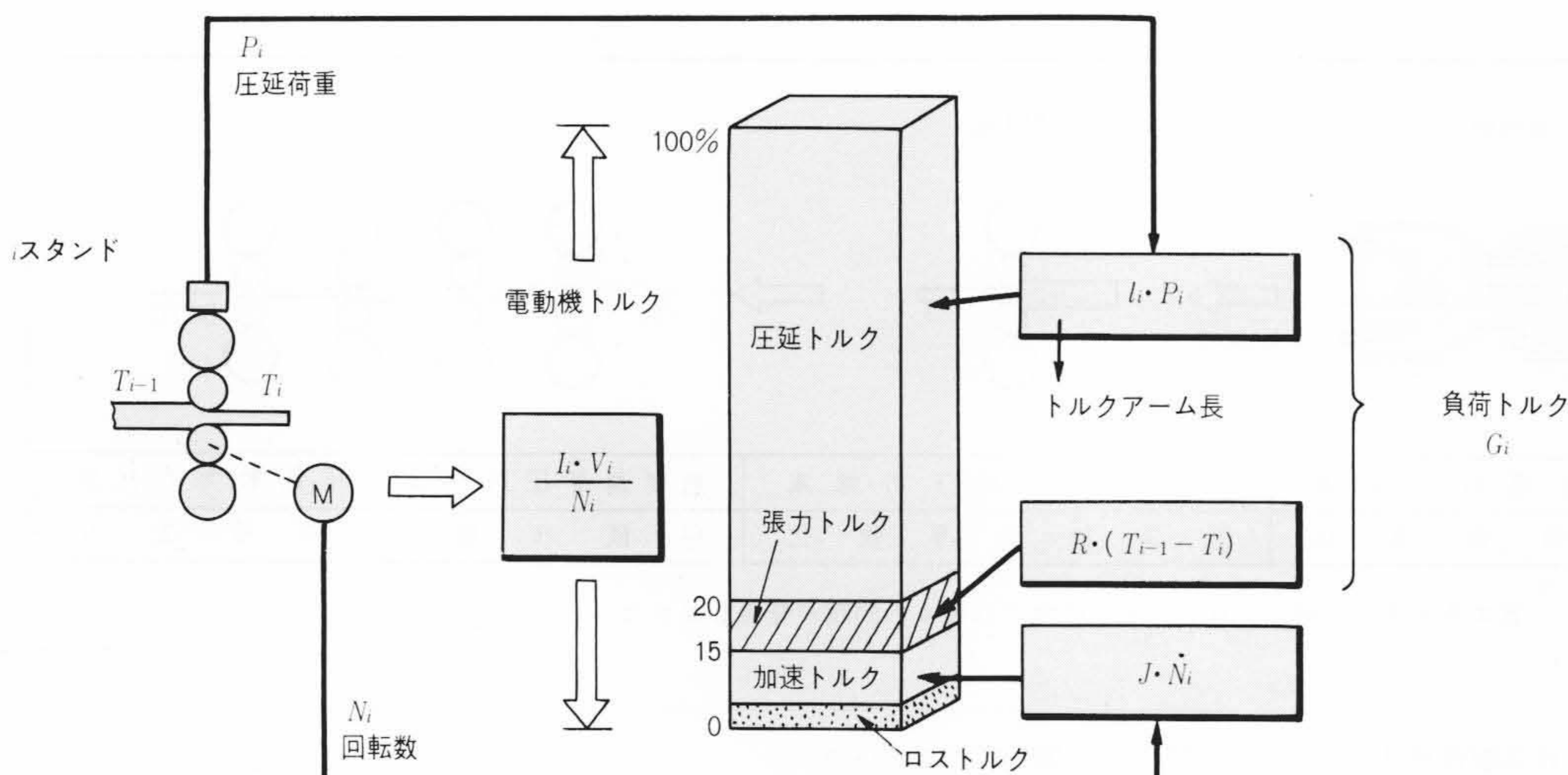


図4 電動機トルクと張力トルクとの関係 圧延中の電動機トルクは圧延トルク、張力トルク、加速トルク及びロストルクから成り、張力トルクは実測できる負荷トルク、圧延荷重から計算で求められる。

検出誤差(例えば、サーマルランダウンによる誤差、センサの温度ドリフトによる誤差、サクセシブ信号による加減速トルクの検出誤差など)がキャンセルされ、張力を高精度に検出できるということを示している。

3.2 制御原理

ここで、(2)式の張力検出モデル式でロール半径 R_i はあらかじめ与えられることができるデータであり、圧延荷重 P_i はプロセスから実測されるデータである。しかし、負荷トルク G_i 及びトルクアーム長 l_i は、プロセスデータを用いて理論的に決定される数値であり、演算が必要となる。以下この負荷トルク G_i 、トルクアーム長 l_i を決定する方法について説明する。

まず、負荷トルクを決定する方法について述べる。図4は圧延中のあるスタンドでは、圧延トルクと張力トルク、加速トルクなどはすべて電動機トルクから供給されていることを示した図である。一般に圧延機を駆動する電動機トルク G_{Mi} は圧延に使用される負荷トルク G_i (圧延トルクと張力トルクの和から成る。)と圧延機を加減速するために使用される加減速トルク G_{Ai} と圧延機に存在するロストルク G_{LOSSi} との総和であるから、負荷トルク G_i は下記の式で表わされる⁴⁾。

$$G_i = G_{Mi} - G_{Ai} - G_{LOSSi} \quad \text{.....(3)}$$

本式で、電動機トルク G_{Mi} 、加速トルク G_{Ai} 、ロストルク G_{LOSSi} はそれぞれ次の(4)、(5)、(6)式で表わされる。

$$G_{Mi} = C_1 \frac{I_i \cdot V_i}{N_i} \quad (\text{kg} \cdot \text{m}) \quad \text{.....(4)}$$

$$G_{Ai} = C_2 J \frac{dN}{at} \quad (\text{kg} \cdot \text{m}) \quad \text{.....(5)}$$

$$G_{LOSSi} = f(P, N) \quad (\text{kg} \cdot \text{m}) \quad \text{.....(6)}$$

ここで I : 電動機電流(A)

V : 電動機電圧(V)

N : 電動機回転数(rpm)

J : 慣性モーメント($\text{kg} \cdot \text{m}^2$)

C_1, C_2 : 単位を合わせるための定数

$f(X)$: ロストルク関数(実測による。)

したがって、(3)式と(4)、(5)、(6)式によって圧延中の負荷トルク G_i を決定することができる。

次に、(2)式の張力検出モデル式に用いられているトルクアーム長 l_i について以下に説明する。圧延機のロールには図5で示すような分布荷重が作用する。これらの分布荷重の各々が回転中心に対し、回転モーメントとして作用する。したがって、これらの個々の分布荷重に対し、トルクアーム長が存在しているのであって、(1)式に示したような圧延荷重 P (分布荷重の合力)に対するトルクアーム長 l_i というものは、本質的には近似的な変数である。しかし、時々刻々の分布荷重を求めることは非常に困難であるため、直接検出できる圧延荷重 P と負荷トルク G を結び付けるトルクアーム長 l が通常用いられる。このときトルクアーム長 l を次の(7)式で表わすことができることはよく知られている。

$$l = 2\lambda \sqrt{R' \cdot (H - h)} \quad \text{.....(7)}$$

ここで λ : トルクアーム係数

R' : 偏平ロール半径

H : 入側板厚

h : 出側板厚

ここで λ はトルクアーム係数を表わし、実験的に決定された値である。ホットストリップミルでは λ は0.4程度になることが知られているが、圧延材の材質、圧延スケジュールなどによってある程度のばらつきが発生する。(7)式によってトルクアーム長を計算する代わりに、無張力時のトルクと荷重の比

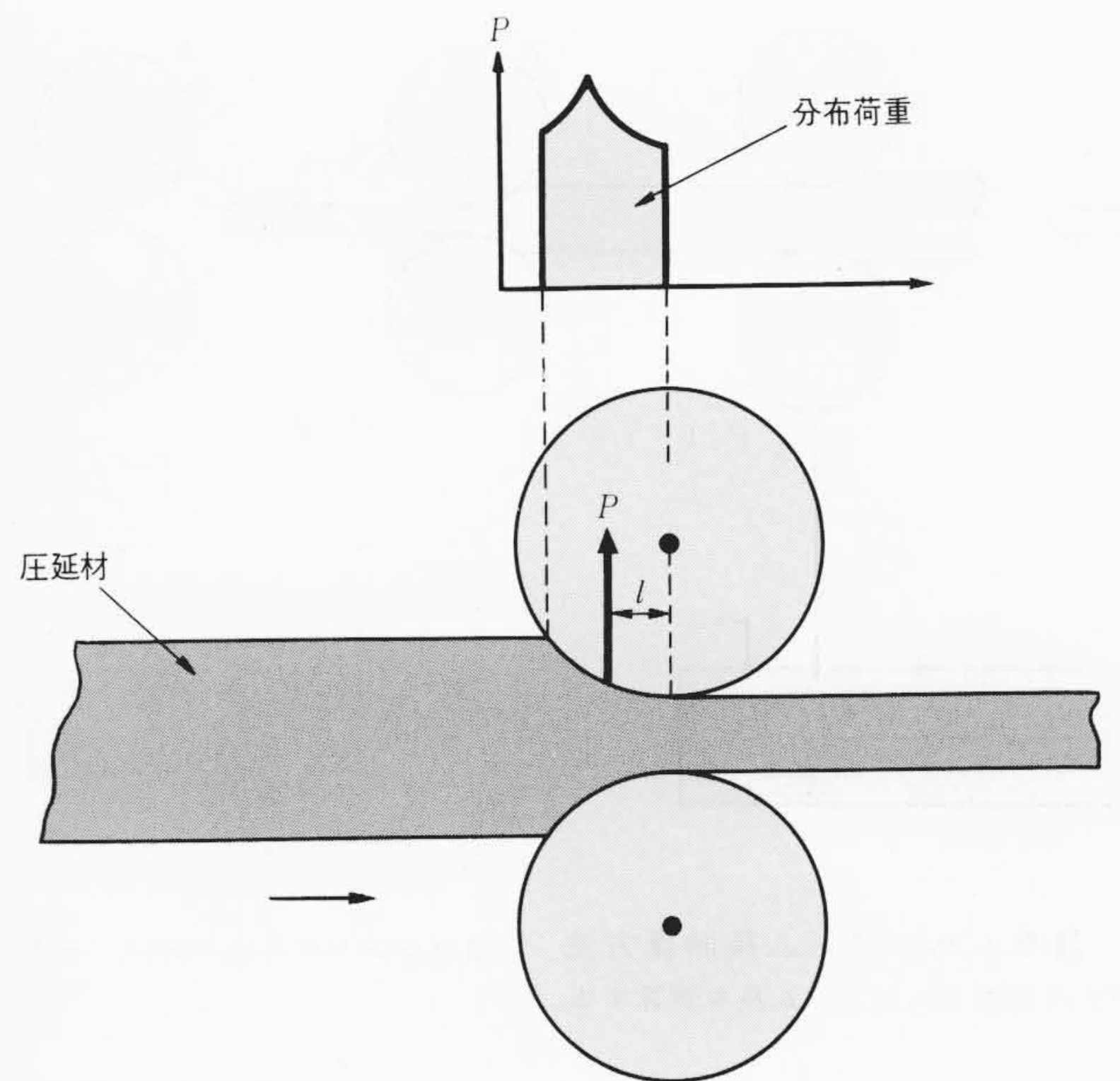


図5 分布荷重 P とトルクアーム長 l 圧延中のロールの分布荷重とトルクアーム長及び圧延荷重 P とトルクアーム長 l の関係を示す。

から、トルクアーム長を計算する方法がある。例えば、圧延材が最初のスタンドにかみ込まれているとき、入側、出側の張力を零とすれば、(1)式からトルクアーム長 l_1 は、

$$l_1 = \frac{G_1}{P_1} \quad \text{.....(8)}$$

として求めることができる。このように(7)式を使わなくてもトルクアーム長を正確に求めることができる。

3.3 トルクアーム補償

さて、前述したトルクアーム長は圧延材の特定の部分に対する真値ではあっても、板厚や温度の異なる他の部分でも真値であるとの保証はないという問題がある。言い換えると、トルクアーム長を正確に求め、圧延トルクを負荷トルクから正確に分離するには、トルクアーム長の変化も考慮しなければならないことになる。日立製作所では、この解決策としてトルクアーム長基準値を、トルクアーム長補償値により補償する方式を採用している。図6を用いて、このトルクアーム長基準値の演算方法及びトルクアーム長補償方式を説明する。まず第1スタンドで圧延材が第2スタンドにかみ込む前(すなわち、前方張力が発生する前)のトルクアーム長を l_{10} とし、トルクアーム長基準値とする。第2スタンドのトルクアーム長基準値は第1スタンドと同様に、圧延材が第2スタンドにかみ込んで、第3スタンドにはかみ込んでいない時点で、第2スタンドのトルクアーム長を演算し、これをトルクアーム基準値 l_{20} とする。この場合、図6の T_2 は零とおき、かつ T_1 を(1)式の関係から消去すればよい。以上、第3スタンド以降のトルクアーム基準値も全く同様に決定することができる。以上により求めたトルクアーム長基準値を l_{i0} とし、次に圧延中の圧延状態の変動により変化するトルクアーム長の変化量を Δl_i とし、これをトルクアーム長補償値と称する。これよりトルクアーム長 l_i は下式のように表わされる⁴⁾。

$$l_i = l_{i0} + \Delta l_i \quad \text{.....(9)}$$

トルクアーム補償値 Δl_i の算定は非常に難しいが、本システムでは図7に示すように、材料の入側板厚 H 、圧延荷重 P 、ロール開度 S の関数として次式で表現した(特許:特開昭53-85758)。

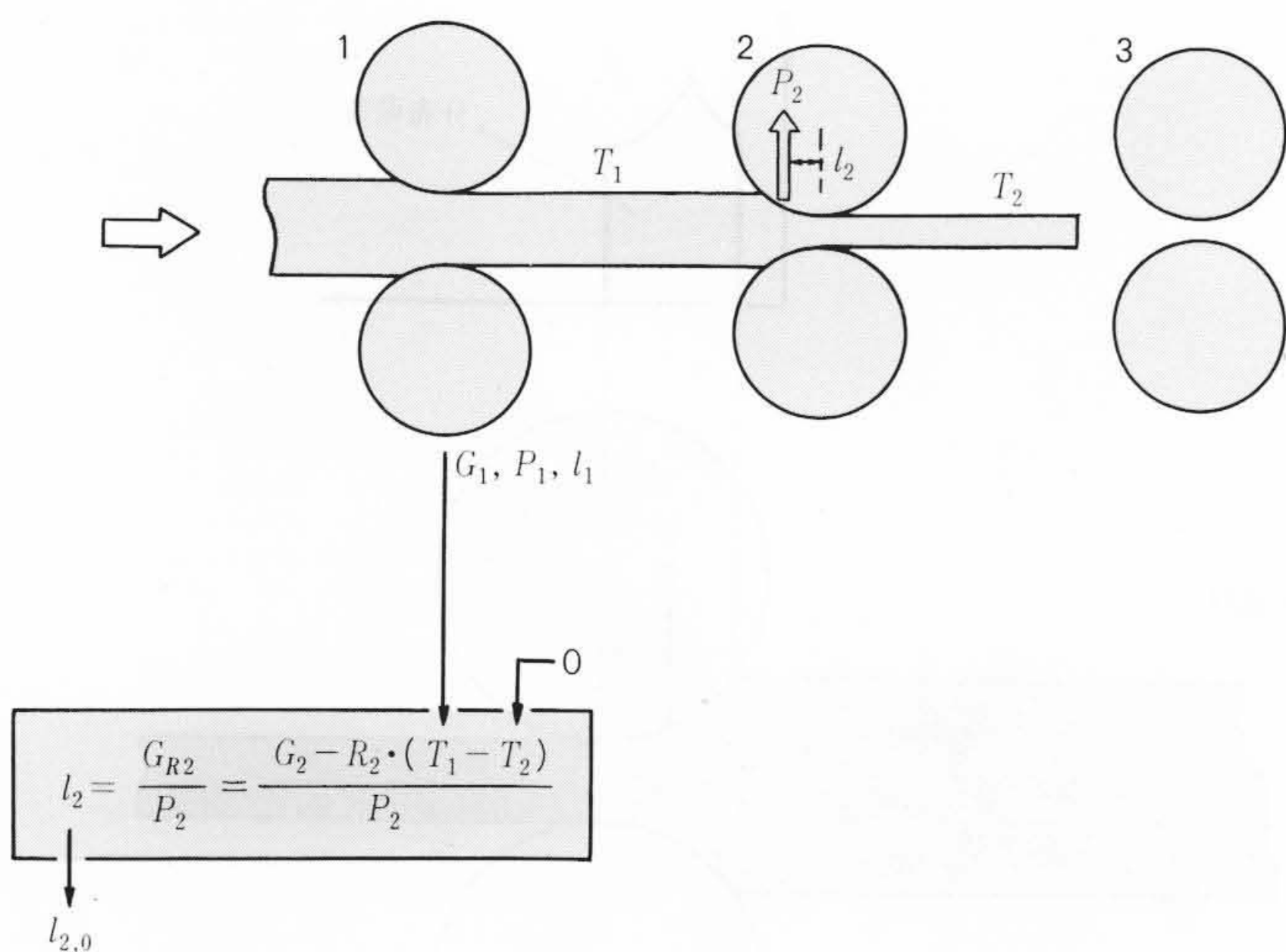


図6 基準トルクアーム長演算方法 各スタンドかみ込み時に、そのスタンドの基準トルクアーム長を演算する。

$$\Delta l_i = \frac{\partial f}{\partial H} \Delta H + \frac{\partial f}{\partial P} \Delta P + \frac{\partial f}{\partial S} \Delta S \dots \dots \dots (10)$$

ここで $f = f(H, P, S)$

H : 入側板厚

S : ロール開度

を示し、各データの Δ はトルクアーム長基準値を計算した時点からの偏差を意味する。

以上述べたように、トルクアーム長 l_i はプロセスデータから求められ、トルクアーム長基準値を定め、トルクアーム長補償を実施することにより、時々刻々と変化する圧延状態に対応したトルクアーム長を高精度に計算し求めることができる。このようにして求めたトルクアーム長 l_i を用い、図4に示した負荷トルクから圧延トルクを分離することにより、高精度に張力を検出することができるのである。

3.4 プロセスデータの処理

ここで、重要な問題の一つに各種入力信号に含まれているノイズを、いかに除去するかということがある。このノイズ除去の手法に関し以下に説明する。本システムでは制御上プロセスからのデータとして、電動機電流、電動機電圧、電動機回転数、圧延荷重などを取り込むが、このプロセスデータには、各種の要因(例えば機械系のがたつき、電源や駆動系

のリップル、圧延材の板厚、温度むらなど)によって発生するノイズが重畳している。これらのノイズ要因は、圧延材の張力変動要因ともなり得るので、広い周波数域で張力を検出しようとするのなら、できるかぎりフィルタ処理は避けたほうがよい。しかし、張力制御の応答速度はプロセスの応答によって制限されているから、ある周波数以上の張力を検出しても無意味である。更に前述したように、加速トルクを電動機速度の微分値(dN/dt)から求めているが、このような微分動作を行なうとき、ノイズ成分がしばしばシステムの安定性を損なうことはよく知られている。このような場合には、被微分変数のノイズを十分に減衰させることが必要となる。本システムでは各種のノイズをカットするためにハードフィルタ(アナログ積分フィルタ)、ソフトフィルタ(ディジタルフィルタ)の2種類のフィルタを設けた。

まず、積分フィルタについて説明する。本フィルタはディジタルフィルタではとりきれない高周波ノイズをカットするために設けた。本フィルタでは一定時間内のデータ積分値が出力される。次にディジタルフィルタに関しては、本フィルタは積分フィルタでカットできなかったノイズ(積分フィルタのカットオフ周波数よりも小さい周波数のノイズ)をカットする目的をもつ。

上記2種のフィルタを併用することにより、図8に示すように入力信号を本システムの制御に適したものとすることができた。

4 制御システム

図9にループレス圧延制御システム構成の例を示す。このシステムでは、ループレス制御装置としてプロセスコンピュータHIDIC-80を使用している。プロセスからのデータは入力処理部で前述のハイブリッドフィルタによりノイズを除去される。このデータを使用し張力検出部では前述の制御原理式により負荷トルク G_i 、トルクアーム長 l_i などを求め、スタンド間張力値 T_i を演算し検出している。この検出された張力値 T とあらかじめ指示された張力設定値 T_p との偏差により制御補償部を通して電動機の回転数を変化させ、張力値が目標値となるように制御を行なう。制御補償部では偏差に対応して制御出力を決定するが、通常比例積分補償を行なっている。また、本システムは多スタンドミルのため i スタンドと $i+1$ スタンド間の張力を制御するため i スタンドの速度を制御している。このとき、上流側のスタンドの張力値も変化するた

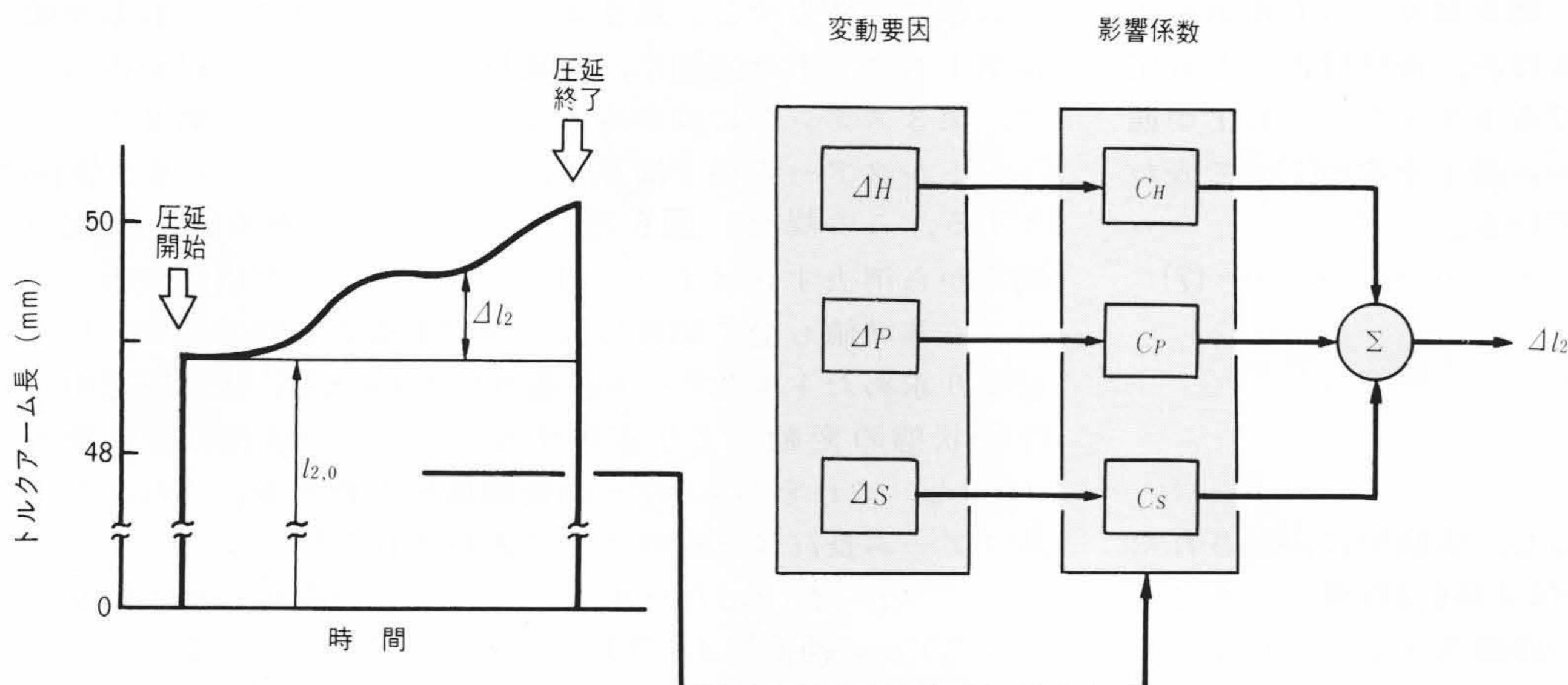


図7 トルクアーム長補償方式
トルクアーム長は板厚などの要因で変動するため、補償を行なう必要がある。

注：略語説明 ΔH (入側板厚変動検出値), ΔP (圧延荷重変動検出値), ΔS (ロール開度変動検出値)

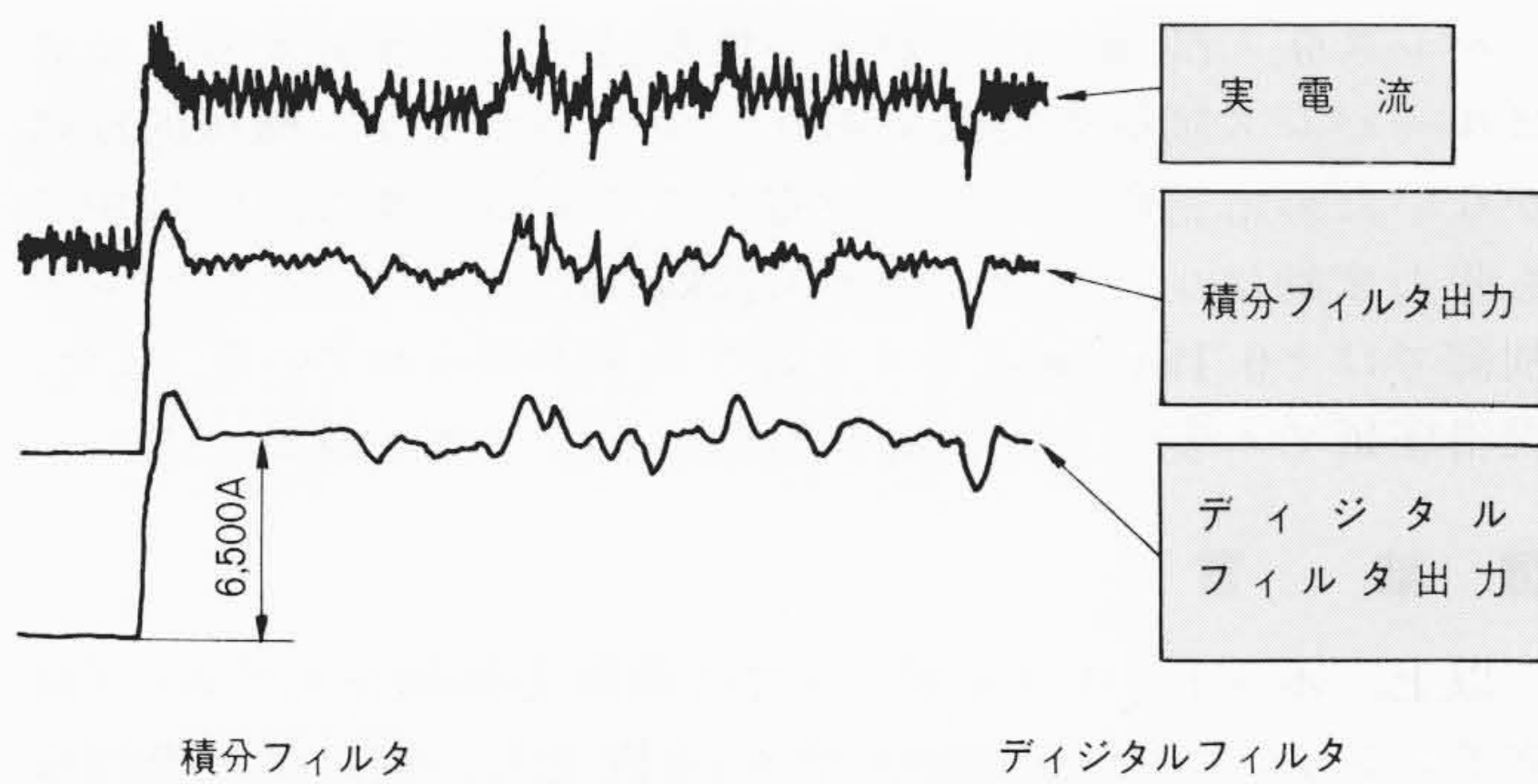


図 8 プロセスデータとフィルタリング プロセスデータに適切なフィルタを通して制御することにより、安定性を増加させる。

め、 i スタンドの速度を変化させる場合、上流側のスタンドの速度も変化させ補償する必要がある。この目的のため、サクセッシブ補償が設けられている。この結果、 i スタンドの速度を変更したとき上流側のスタンドの速度比は変化せずにバランスが保たれるため、張力に影響を与えることなく制御が可能である。

5 実験結果

5.1 トルク検出精度

電動機の電流、電圧、回転数から求めた負荷トルクの検出精度を検証するため図10に示すように、電動機軸にストレインゲージを取り付け、電動機軸の軸トルクを検出し、これをFM発振器を使用し測定した。この測定された軸トルクと演算した負荷トルクの比較を図10に示す。同図から明らかなように、計算された負荷トルク値は実測値と非常によく一致している。このことから(3)式で電動機の電流、電圧、回転数を

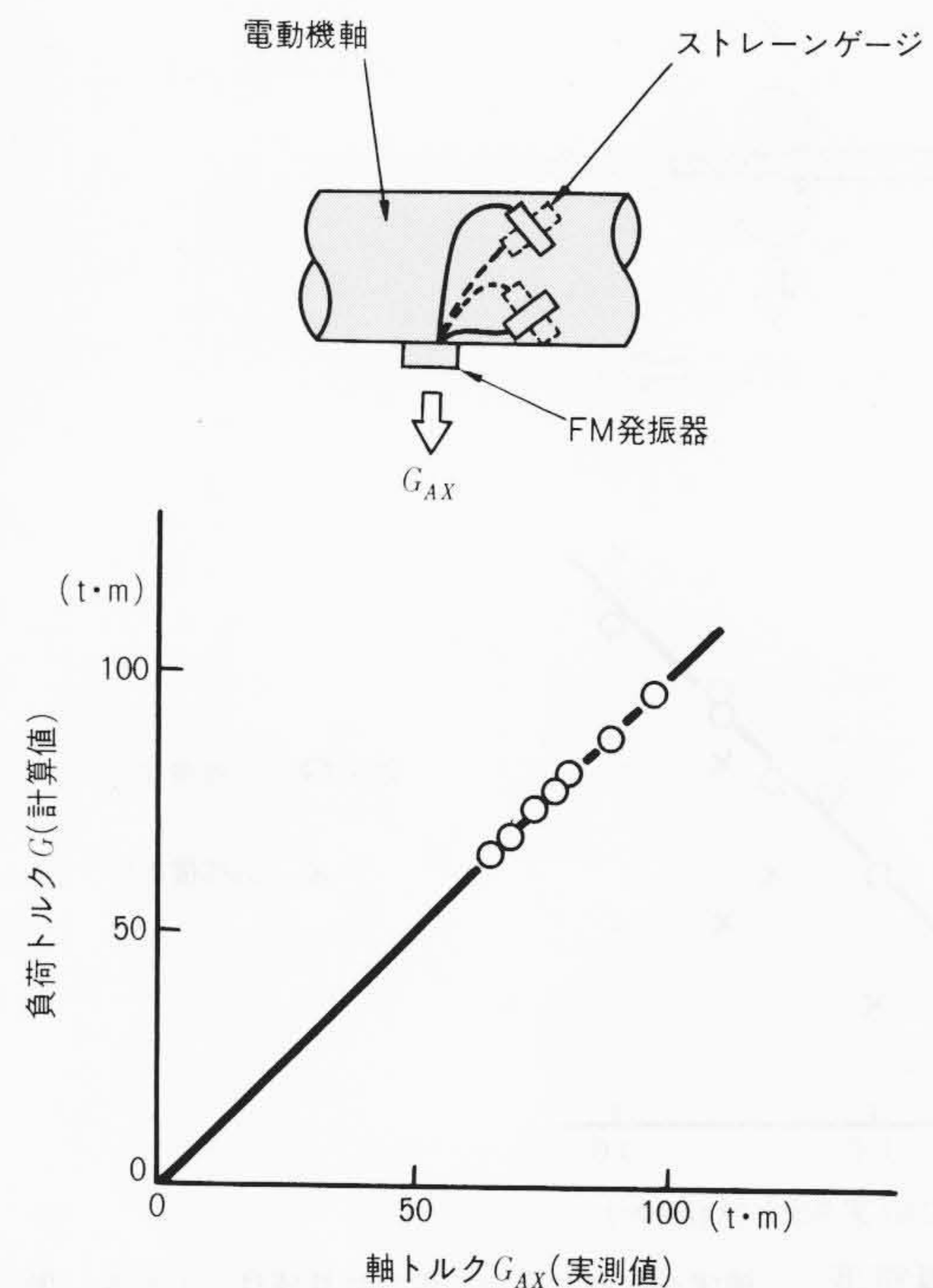


図10 負荷トルクの計算精度 軸トルクの実測値と計算した負荷トルクとは、よく一致している。

用いて計算することが問題ないことが分かる。

5.2 張力検出精度

(2)式の張力の演算精度を検証するために、張力の実測を行なう必要がある。しかし、直接的に張力を測定することは困難なため、次のような方法により測定を行なった。すなわち、 i スタンドをストリップの尾端が抜けるとき、 i スタンドと $i + 1$ スタンド間の張力は尾端が抜ける直前の値から零となる。このとき $i + 1$ スタンドにとって後方張力がステップ的になくなるため、圧延荷重もステップ的に増加する。この圧延荷重の増加分 ΔP_i を測定することによりストリップが抜け

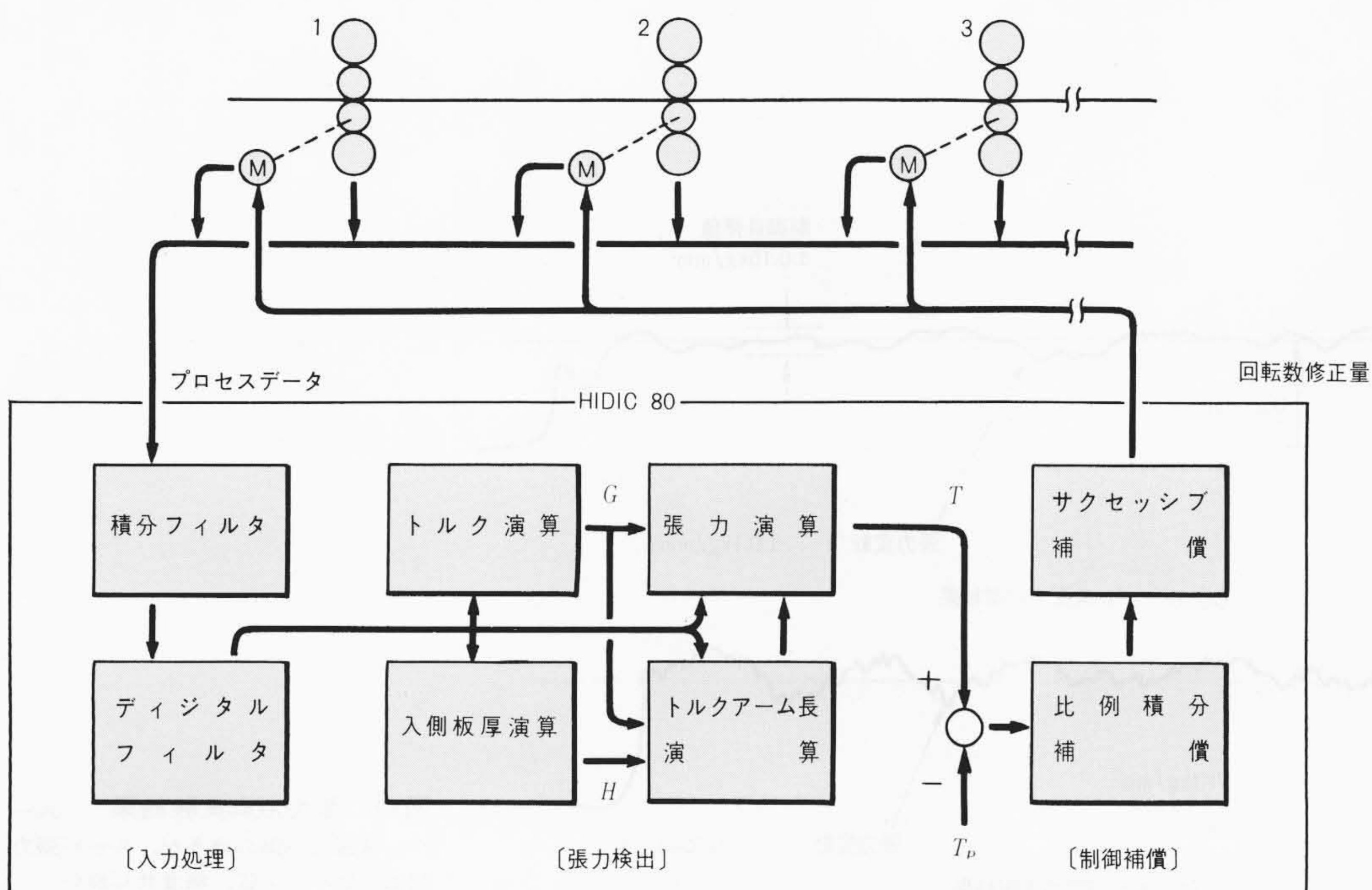


図9 ルーパレス圧延制御システムの構成 HIDIC 80を使用して複雑な演算処理を行ない、制御精度を向上させている。

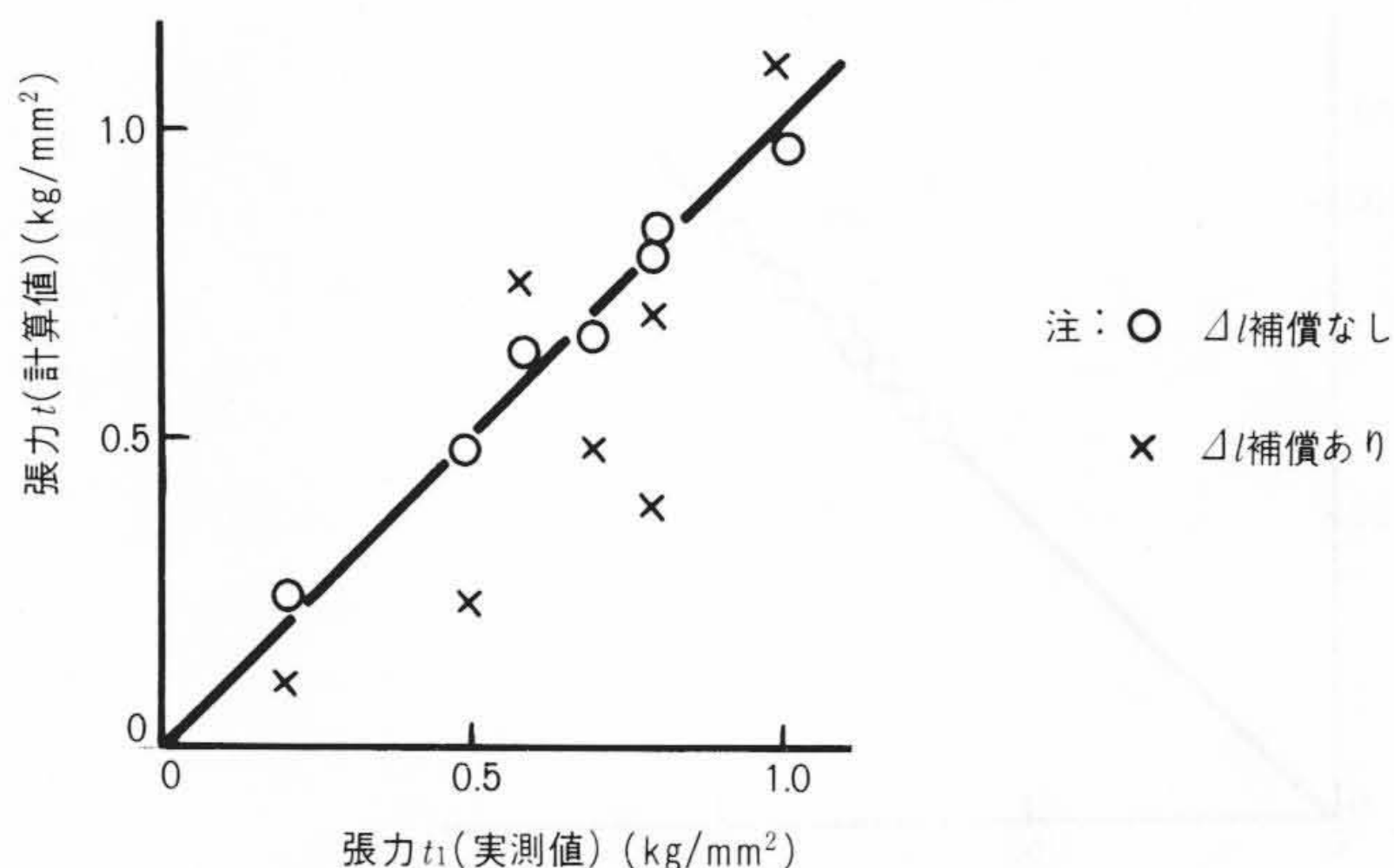
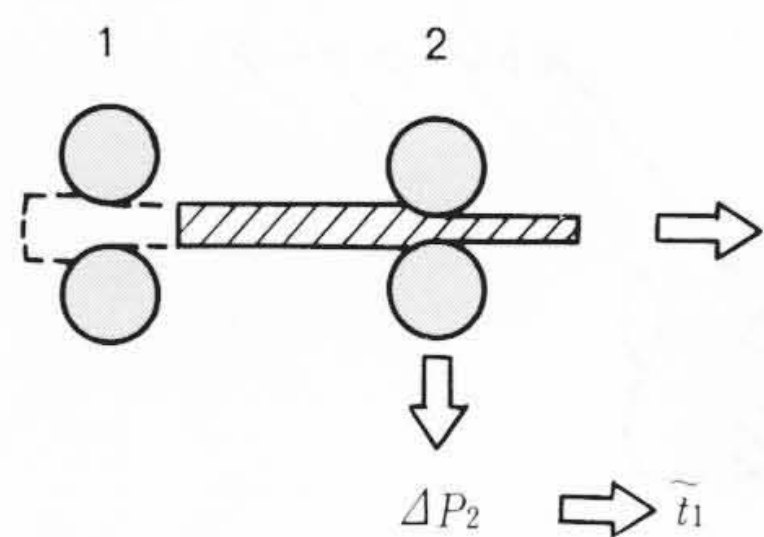


図11 張力の計算精度 補償を入れた場合の張力計算値は、入れない場合に比較して誤差が非常に小さくなっている。

る直前の張力を求めた。この値とストリップが抜ける直前の(2)式で計算した張力値の関係を図11に示す。同図には計算値としてトルクアーム長に(10)式の Δl の補償を入れた場合と入れない場合が示してある。 Δl の補償を入れない場合はそのばらつきが非常に大きいことが分かる。補償を入れた場合は、約0.2kg/mm²以下であるが、この誤差の中には(10)式の演算誤差以外に実測の誤差も含まれている。この結果、トルクアーム長 l の補償 Δl が非常に有効であることが分かる。

5.3 張力制御結果

図12に張力制御のオンライン実測結果を示す。同図(a)はループレス張力制御結果を、(b)はループ張力制御結果を示すものである。目標張力は1kg/mm²である。先端が2スタンドかみ込み時の張力を比較すると、ループ張力制御に比較してル

ープレス張力制御のほうが応答性が良いことが分かる。これはループレス制御の特徴であり、ループのような機械的構造がないため応答性に優れているものである。また、圧延中でも張力変動はループ制御の±0.15kg/mm²に比べてループレス制御では±0.1kg/mm²となり良好な結果が得られている。また、潤滑圧延でも安定した制御が行なわれることを確認した。

6 結 言

以上、ホットストリップミルでの新張力制御システム(日立テンションフリー制御システム)を開発し、実証試験を行ないその実用性を確認した。本システムは、実証試験結果で明らかに従来ループ制御システムよりも応答性、精度の面で格段に優れたシステムとなっている。また、潤滑圧延にも本システムが有効であることも確認している。

本ループレス制御の実用化により、エッジングミルの導入、厚物圧延、低温圧延が容易となり、その適用は今後更に拡大するものと期待される。特に近年歩留まり、高品質化の面から板幅制御、形状制御などのニーズが非常に高まる中で、ループレス制御技術は十分に生かされるものと考えられる。またホットストリップミル以外、例えばシームレスパイプ設備などの張力制御システムにも十分活用していただけるものと考えている。

今後は、日立テンションフリー制御システムを更にブラッシュアップさせ、顧客のニーズに十分こたえていきたいと考える。

参考文献

- 1) S. Tanifuji, et al.: Development of a Tension Control System for Hot Finishing Mills, IFAC 8 回大会論文, Vol. XVIII 31-36(1981-8)
- 2) 小西, 外: 塑性と加工, 13, p. 689 (1972-5)
- 3) Dietrich, et al.: Untersuchung einer Kontinuierlichen Halbzeugvorstraße; Stahleisen Sorderberichte, p. 42~45, Heft (1964)
- 4) S. Tanifuji, et al.: Stability Analysis and New Computer Control System for Hot Finishing Mills, IFAC Workshop on Hot Strip Mill Computer Control at Dubrovnik

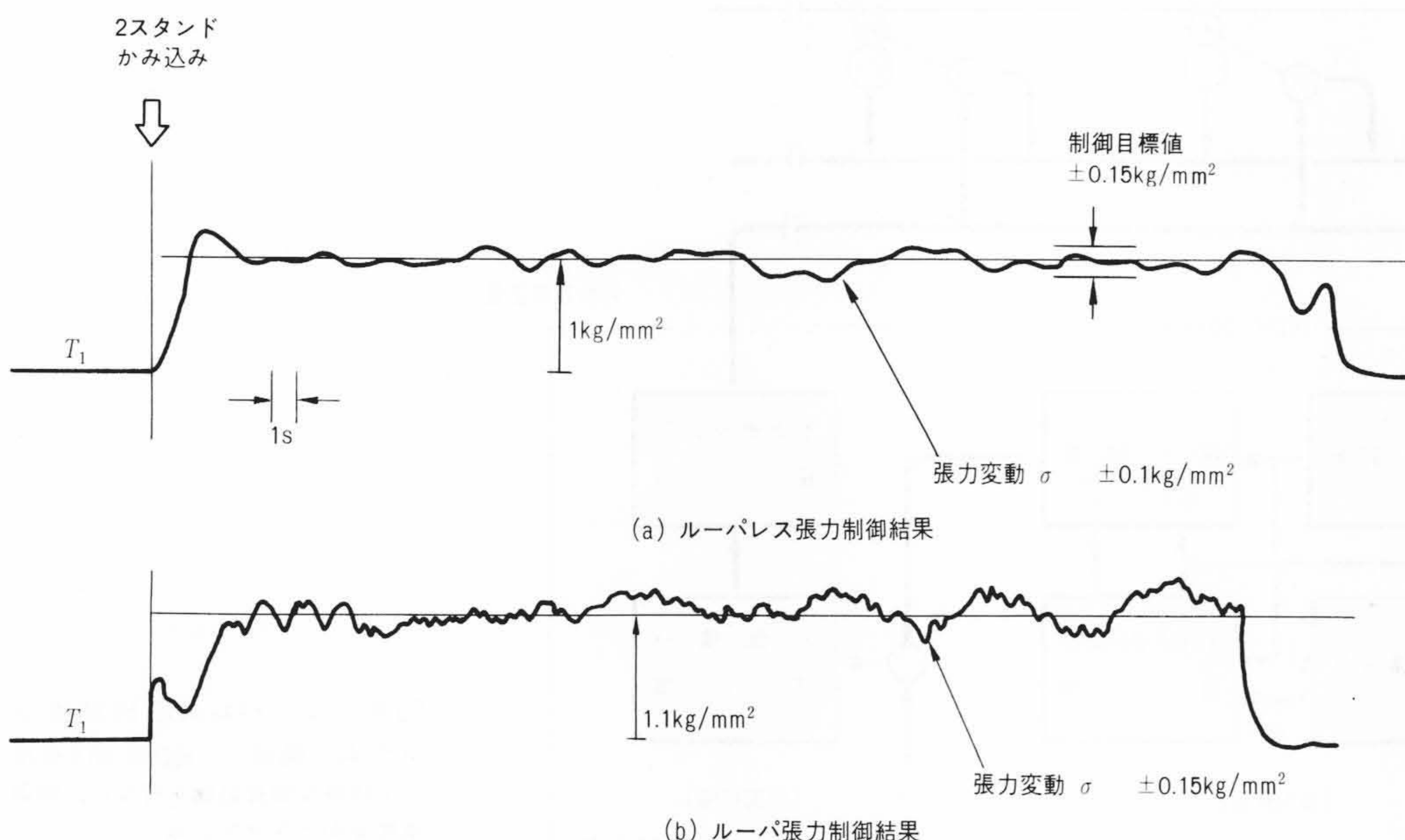


図12 張力制御実験結果 ループレス張力制御のほうが、ループ張力制御に比べて応答、精度共に良い。