

川崎製鉄技報
KAWASAKI STEEL GIHO
Vol.1 (1969) No.1

プロセスラインにおける張力制御系の設計

Designing of Tension Control Systems for Processing Line

山崎 忠(Tadashi Yamasaki)

要旨：

プロセスラインの駆動系設計の要点は、張力制御系の設計、とりわけ、過渡張力変動の軽減をいかにしてはかるかにある。ストリップ張力の挙動は、駆動装置の制御系と、ストリップ自体の動特性に依存する。本文では、はじめに各種の張力制御方式について、張力変動軽減の点から比較、概説し、ついでストリップをカテナリーを有する弾性体として取扱いその動特性を解析し、伝達関数を誘導した。その結果を用いて、定トルク駆動方式によるプロセス部の張力制御系の設計例について述べ、カー・ルーパー駆動装置による張力変動の軽減に対する考慮を紹介するとともに、設計段階でプロセスラインにおける張力変動の計算が可能なことを示した。

Synopsis：

In designing the driving systems for steel processing lines, principal consideration should be given to how to control the tension of the strip, particularly how to reduce the transient tension disturbance. The behavior of the strip tension depends on the dynamic characteristics of the control system of the driving motors and the strip itself. In the first part of this paper, various types of tension control systems are compared with respect to the reduction of tension disturbance. Then, studies have been made on the dynamic characteristics of the strip, and its transfer functions have been induced, assuming that the strip is elastic and forms catenaries. Based on the results thus obtained, a design example of the tension control system for the processing line having constant torque drive has been described, and some considerations have also been introduced on the alleviation of transient tension disturbance caused by the car-looper driving motor. The paper also shows that the tension disturbance in the processing lines can be calculated at the stage of designing.

(c)JFE Steel Corporation, 2003

本文は次のページから閲覧できます。

プロセスラインにおける張力制御系の設計

Designing of Tension Control Systems for Processing Lines

山 崎 忠*

Tadashi Yamasaki

Synopsis:

In designing the driving systems for steel processing lines, principal consideration should be given to how to control the tension of the strip, particularly how to reduce the transient tension disturbance. The behavior of the strip tension depends on the dynamic characteristics of the control system of the driving motors and the strip itself.

In the first part of this paper, various types of tension control systems are compared with respect to the reduction of tension disturbance. Then, studies have been made on the dynamic characteristics of the strip, and its transfer functions have been induced, assuming that the strip is elastic and forms catenaries.

Based on the results thus obtained, a design example of the tension control system for the processing line having constant torque drive has been described, and some considerations have also been introduced on the alleviation of transient tension disturbance caused by the car-looper driving motor.

The paper also shows that the tension disturbance in the processing lines can be calculated at the stage of designing.

1. 結 言

プロセスライン駆動系の設計は、要約すれば、ストリップにプロセス各部に適合した一定の張力分布を保持させつつ、所定の速度で搬送するシステムを構成することといえよう。プロセスラインには、通常、ストリップの巻戻しから巻取りまでの間、プロセスそのものが要求する張力、ないし、プロセスを構成する機器がストリップを通過させるために要求する張力に、それぞれの最適値が存在する。プロセス各部において、これら最適張力分布をストリップにあたえることが張力制御の目的であり、駆動系の設計にとってはきわめて重要な課題となっている。また、最近の傾向とし

てプロセスラインが同一ライン内で多工程を包含し、かつ高速化するにつれ、単に静的に安定な張力分布を保持するのみならず、過渡的な張力変動を押える要求が強くなってきている。

他方ストリップを所定の速度で送ることは、プロセスでの処理工程時間を一定に保つことであり、これは主として駆動用原動機の回転数を一定に制御することによって果される。現今の電動機速度制御技術をもってすれば、ほとんどのプロセスラインにおいて要求される精度内に回転数を制御することは十分可能である。ただその場合、負荷変動に対する電動機固有の速度特性のために、速度制御の究極的な精度向上は、つねに負荷変動をいかに軽減できるかという根源的な問題と関係してくる。ここにおいてもストリップの張

* 葦合工場電機部 部長

力制御の重要性が生じてくる。

2. プロセス部の張力制御方式

はじめに、各制御方式の特長を張力変動抑制の点から比較、概説する。ストリップの張力制御は一般に次の四つの方法が考えられる。

- 定トルク（電流）制御
- ダンサーロール制御
- 定カタナリー制御
- 張力検出による制御

2・1 定トルク（電流）制御

本制御方式はプロセス前、後端に設置されたピンチロール（またはブライドルロール）のうちの一方の駆動機の発生トルクを一定にすることにより、張力を一定に保とうとするものである。他方のピンチロールは通常速度制御が行なわれる。トルク発生装置は機械式、電気式何れも可能である。直接の制御対象は空気圧、電流等で、問題はこれらと張力との関係が一元的でないこと、ライン速度の変化に対して、定トルク性を維持することの困難さにある。さらに、本質的な難点は、プロセスの前（後）面の張力が外部張力と絶縁されていないことである。プロセス部の張力は常に外部張力との和または差になる。従って、外部の張力変動が、そのままプロセス部に重畳され、定トルク制御方式を用いる限り、必ず、外部張力との絶縁部、すなわち独立して張力を決定できる部位を設ける必要がある。

2・2 ダンサーロール制御

本制御方式ではプロセス内部に駆動機構とは別個に、独立した定張力発生装置を有し、かつプロセス前面あるいは後面の張力と絶縁されている点だが、他の方式にはない特長となっている。また、プロセス前後のピンチロールは、単に揃速制御するだけでよく、これもダンサーロールの変位から容易に行なうことができる。

張力変動の原因となるものは、通常、ダンサーロールの変位を Z とすると、 d^2Z/dt^2 による慣性力、 dZ/dt による粘性力、および摩擦抵抗が

考えられるが、これらの値を十分低く設計することにより、プロセス外の前後面からくる外乱の影響を十分さけうところに、この方式の最大の利点がある。

張力発生のアクチュエータとしては、回転機、流体シリンダー、重錘等が考えられるが、一般に回転機によるものは慣性／張力比が極めて大きいのと、急激な Z の変化に対する定トルク制御系の応答性が劣る欠点をもつ。この点、油圧シリンダー等を用いると、慣性力による影響は軽減でき、圧力制御系の速応性も十分高められるが、一方粘性力の影響が無視できなくなって、周波数の高い領域では、系の応答性が極端に低下してくる。また一般にアクチュエータの摩擦抵抗は無視できない大きさとなるようである。この点、重錘による方法では慣性／張力比を $1/1$ に近づけることも可能であり、粘性抵抗も無視できる。重力に関する応答のおくれは 0 であり、重錘を用いて連続的にかつ遠隔操作で張力を加減することも可能である。

2・3 定カタナリー制御

プロセス部のストリップが単一もしくはそれに準ずるカタナリーを形成している場合、カタナリーの幾何学的形状を一定に保つことによって定張力制御が行なえる。直接カタナリーの深さを検出して、いずれか一方のピンチロールのトルクまたは速度を制御するのがもっとも一般的な方法である。カタナリーを幾何学的に一定に保つ条件は、支点間のストリップ長さが一定である場合も満足されるので、両端のピンチロールの速度差を 0 にすることによっても可能であるが、この場合はオフセットを消去する手段を付加する必要がある。

実施上の問題はループ検出器の選定で、一般にプロセス内部のカタナリー深さを所要の感度で検出することは困難な場合が多いとされている。このことから、実際に行なわれている方法は、カタナリーの深さを検出してトルク制御の主フィードバックループを構成し、前後のピンチロール速度差をマイナーループとするか、または逆に、前後のピンチロールの速度差を速度制御の主フィードバック量とし、オフセットの補償をループ検出器

によって行なう方法がとられている。

いずれにしても、速度差による制御ループの特性は、両ピンチロール間のストリップ長さの微小変化が大きな張力変動を生ぜしめるので、カタナリーの特性に適合した制御特性をもたせる必要がある。

2・4 張力検出による制御

制御対象である張力を直接検出し、これを一定に制御する方法が理想的であることは論をまたない。しかしながら、通常のプロセスラインにおけるストリップ張力、伸びの大きさ、あるいはパスラインの幾何学的構成は多様であり、これらから定まるストリップ自体の張力変化の特性はそれぞれ異ってくる。従ってこれを駆動する駆動装置制御系の特性が適合しない限り、張力を直接検出できる制御ループを作ったとしても満足な結果が得られるとは限らない。

この点、冷間圧延における張力制御の場合は、パスラインの幾何学的形状は不変と考えてよく、ストリップ自体は弾性体あるいは塑性体として、一定の張力-伸びの関係で取扱ってよいことになる。このため問題は駆動装置の制御系に集中され、この方面における張力検出器を用いた制御技術はめざましく発達している。最近になってようやくプロセスラインにも張力検出器をオンラインとして制御しようとする動きがある。例えばテンション・レベリングなどの比較的高張力のプロセス部に実施されているが、低張力部の張力検出による制御には適当な検出器の開発とともにまだ問題が残されている。

3. ストリップ張力の解析

プロセスラインにおけるストリップ張力の挙動は、駆動装置の制御系と、ストリップ自体との動特性に依存する。前者の駆動装置制御系の動特性は、通常の電動機回転数または電流制御系のそれと同様に求められ、伝達関数の形で要素ごとのブロック線図に表わすのが設計上最も理解が容易である。後者のストリップ自体の動特性は電動機に対する負荷の特性であり、ストリップ速度の時間

的な変化に対する張力の変化で表わされるべきものである。

ストリップ自体の張力特性は、厳密にはストリップの質量を考慮に入れて、長さに沿う分布常数系として取扱わねばならない。しかしパスラインの支点間のストリップ重量が極めて大きく、かつ低張力を要求する特殊な場合を除いて、通常の設計では質量を無視することができる。この場合、ストリップの張力特性はストリップの弾性、すなわち歪の変化による張力変化と、パスラインの幾何学的形状の変化にともなう張力変化とによって定められる。

3・1 弾性ストリップ^{1) 2) 3)}

ストリップの質量を無視し、すなわち、各瞬間におけるピンチロール間のストリップ各点の張力は均一と考え、また Hook の法則に従う弾性ストリップとすることによって、ストリップ自体の張力特性は簡単な形で表わされる。

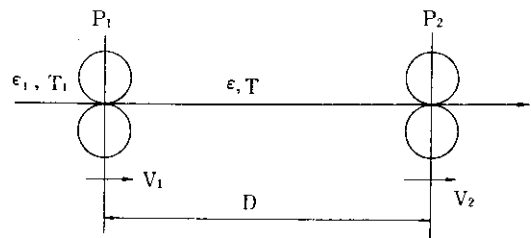


Fig. 1 Strip tension between two pinch-roll stands

Fig. 1 において

$$\frac{dD}{dt} \frac{1+\varepsilon_1}{1+\varepsilon} + \frac{d}{dt} \left(\frac{1+\varepsilon_1}{1+\varepsilon} \right) D = V_1 - \frac{1+\varepsilon_1}{1+\varepsilon} V_2 \quad \dots\dots\dots(1)$$

D : P_1 , P_2 ピンチロール間のパスライン長さ

ε : ストリップの歪

ε_1 : 前面ストリップの歪

V_1 , V_2 : P_1 , P_2 ピンチロール周速

あるいは、 $\varepsilon_1 = 0$ とすると

$$\frac{dD}{1+\varepsilon} - \frac{D}{(1+\varepsilon)^2} d\varepsilon = V_1 dt - \frac{V_2}{1+\varepsilon} dt \quad \dots\dots\dots(2)$$

が得られる。ここに V , ε , D はいずれも時間の

関数で、(1)、(2)式はいかなるバ斯拉インの構成についても成立つストリップ特性の一般式である。

Fig. 1 のバ斯拉イン構成例ではバ斯拉イン長さ D は常に一定と考えてよく、(2)式にて $dD=0$ としそれぞれの初期平衡値にサフィックス 0, 微小偏差に Δ を付し線形近似を行い、 $V_{20}=(1+\epsilon_0)V_{10}$ の関係を用いて整理すると、

$$\tau \frac{d\Delta\epsilon}{dt} + \Delta\epsilon = \frac{1}{V_{10}} \left(\Delta V_2 - \frac{V_{20}}{V_{10}} \Delta V_1 \right) \dots (3)$$

$$\tau = \frac{D}{V_{20}}$$

あるいは $\Delta\epsilon = \Delta T / EA$ として

$$\tau \frac{d\Delta T}{dt} + \Delta T = \frac{EA}{V_{10}} \left(\Delta V_2 - \frac{V_{20}}{V_{10}} \Delta V_1 \right) \dots (4)$$

E : ヤング率

A : ストリップ断面積

T : ストリップ張力

となり **Fig. 1** のバ斯拉イン構成におけるストリップ自体の特性式は(4)式で与えられる。

一方駆動装置については、一例として後面ピンチロール P_2 は定速度とし、前面ピンチロール P_1 を定界磁分巻直流電動機の垂下特性をそのまま利用し、特別な制御をつけない最も簡単なものとする、その特性式は同様に次式で表わされる。

$$\tau_m \frac{d\Delta V_1}{dt} + \Delta V_1 = \frac{\tau_m K_1 K_2}{JEA} \Delta T \dots (5)$$

τ_m : 電動機の機械的時定数

K_1 : トルク常数

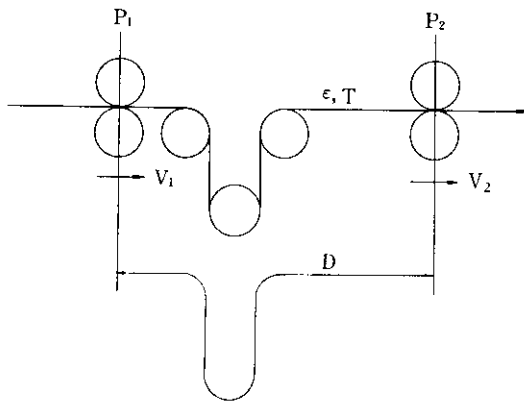


Fig. 2 Dancer roll system

K_2 : 回転数-速度常数

J : 電動機軸慣性モーメント

従って **Fig. 1** における張力の挙動はストリップ自体の特性と駆動装置の特性、すなわち(4)式と(5)式とを連立させることによって解明される。

Fig. 2 のダンサーロールの場合も(1)、(2)式は成立する。ここでは前後ピンチロールの速度差によるバ斯拉イン長さの変化が生ずるため $dD \neq 0$ となり、ストリップの特性式は次のように表わせる。

$$\tau \frac{d\Delta T}{dt} + \Delta T = \frac{EA}{V_{10}} \cdot \left(\frac{d\Delta D}{dt} + \Delta V_2 - \frac{V_{20}}{V_{10}} \Delta V_1 \right) \dots (6)$$

ダンサーロール装置についてはその垂直変位を Z とすると

$$M \frac{d^2 \Delta Z}{dt^2} + B \frac{d\Delta Z}{dt} + \Delta F = 2 \Delta T \dots (7)$$

M : ダンサーロール質量

B : ダンピング係数

F : アクチュエータ発生力

Z : ダンサーロール変位

ΔZ と ΔD は比例関係にあるとして

$$\Delta D = -2 \Delta Z \dots (8)$$

実際の駆動系では、後面ピンチロールを定速度とし、前面ピンチロールの速度をダンサーロールの変位に応じて増減させる制御系の例が多い。この時の前面ピンチロールの速度制御系の特性を $\Delta V_1(S) = G_1(S) \cdot \Delta Z(S) + G_2(S) \cdot \Delta T(S)$

$$\dots (9)$$

で表わすとする、結局(6)、(7)、(8)、(9)式を連立させることにより、駆動系全体のなかでのストリップ張力の挙動を解析することができる。

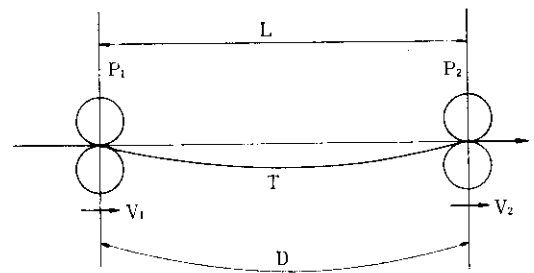


Fig. 3 Catenary between pinch-roll stands

3.2 カテナリーを有するストリップ

プロセスラインのプロセス部のストリップは、その張力、支点間の距離の大きさによってFig. 3に示すようなカテナリーを形成する場合が多い。冷間圧延の場合のごとく、高張力でスタンド間距離の比較的小さい例では、バスラインの形状を不変とし、(2)式で $dD=0$ とし、(4)式などによってストリップの特性を表わし、張力制御系の解析が行なわれている⁴⁾。しかしながらストリップがカテナリーを形成する場合には、前後ピンチロールの速度差によってバスラインの形状（カテナリーの長さあるいは深さ）の変化が生じる。すなわちストリップ特性式は $dD \neq 0$ として(6)式が適用される。Fig. 3 において

$$D = L + \frac{W^2 L^3}{24} \cdot \frac{1}{T^2} \quad \dots\dots(10)$$

L : ピンチロール間距離

W : ストリップの単位長さ当り重量

張力およびバスライン長さの初期平衡値を T_0 , D_0 , 微小偏差をそれぞれ ΔT , ΔD とすると

$$\frac{d\Delta D}{dt} = -\frac{W^2 L^3}{12 T_0^3} \frac{d\Delta T}{dt} \quad \dots\dots(11)$$

よってカテナリーを有するストリップの特性式は次のように表わせる。

$$\begin{aligned} (\tau + \tau_c) \frac{d\Delta T}{dt} + \Delta T &= \frac{EA}{V_{10}} \\ &\cdot \left(\Delta V_2 - \frac{V_{20}}{V_{10}} \Delta V_1 \right) \quad \dots\dots(12) \\ \tau_c &= \frac{EA}{V_{10}} \cdot \frac{W^2 L^3}{12 T_0^3} \end{aligned}$$

すなわち、(3)式と比較して、一次おくれの時定数が τ_c だけ増加したことを示している。

通常は $(\tau + \tau_c) \gg 1$ であり、張力変化は

$$\Delta T = \frac{EA}{V_{10}} \cdot \frac{1}{\tau + \tau_c} \int \left(\Delta V_2 - \frac{V_{20}}{V_{10}} \Delta V_1 \right) dt \quad \dots\dots(13)$$

と簡化される場合が多い。すなわち、一定の速度差に対して張力変化ははじめは(13)式による積分特性を示し、 $D \rightarrow L$ において次第に(3)式の特性に近づく。

プロセスラインにおける駆動系の設計に際しては、(13)式の近似でカテナリーの張力解析を行なう十分な場合が多い。ただ、平衡値からの偏差が大きいときは、むしろカテナリーの長さ変化と張力変化の関係の非線形性に注目し、アナログ・コ

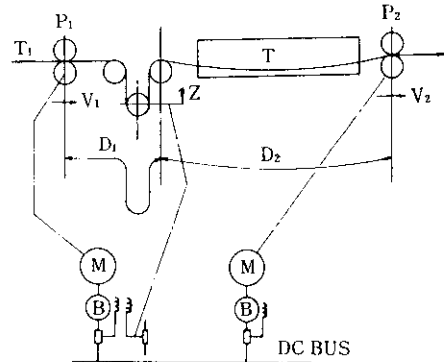


Fig. 4 Dancer roll control system

ンピューターなどによる数値計算の場合、(13)式の比例関係のかわりに、非線形要素を入れて計算する方が簡単でより正しい解が得られる。

4. 張力制御系の設計例

一般にはプロセス部の張力制御方式は、ダンサーロールによるのが最も簡単で良結果をもたらすとされているが、ここで設計の対象とした設備は入側にカールバーを有する連続プロセスラインである。

設計時の課題の一つはダンサーロール方式を使用せず、定トルク方式によって、外乱に対してプロセス部張力変動を許容限界値以下に維持しうるか否かということであった。設計計画に際し行なった両方式による場合の比較と、定トルク方式による場合の張力変化の推定、ならびにその軽減のための設計上の配慮、とりわけ最大の外乱と考えられるカールバーの張力変動の軽減のための設計などについて紹介する。

4.1 ダンサーロール制御方式による場合

Fig. 4 にダンサーロールによる張力制御系を示す。プロセス部はヘルパーロールを介して複数のカテナリーを有するが、図では省略している。ダンサーロールとカテナリーが連続して存在する場合のストリップ特性式は以下のようにしてまとめられる。

$$d\Delta D = d\Delta D_1 + d\Delta D_2 \quad \dots\dots(14)$$

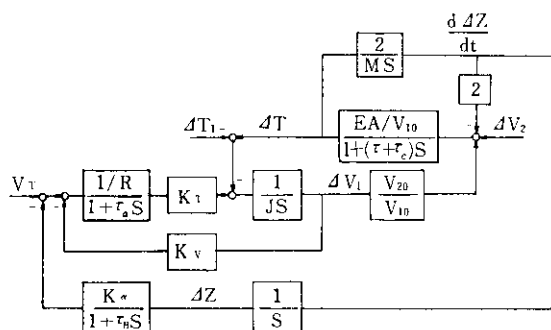


Fig. 5 Block diagram of dancer roll control system

$$d\Delta D_1 = -2 d\Delta Z \quad \dots\dots\dots (15)$$

$$d\Delta D_2 = -K_c \Delta T \quad \dots\dots\dots (16)$$

ただし

$$\frac{1}{K_c} = S \frac{1}{K_{ci}}, \quad K_{ci} = \frac{W^2}{12 I_0^3 L_i^3}$$

として複数のカテナリーを合成する。

(14), (15), (16)式と(6)式とから

$$(\tau + \tau_c) \frac{d\Delta T}{dt} + \Delta T = \frac{EA}{V_{10}} \cdot \left(-2 \frac{d\Delta Z}{dt} + \Delta V_2 - \frac{V_{20}}{V_{10}} \Delta V_1 \right) \dots\dots\dots (17)$$

$$\tau_c = \frac{EA}{V_{10}} K_c$$

ダンサーロールは重錘式として

$$M \frac{d^2 \Delta Z}{dt^2} = 2 \Delta T \quad \dots\dots\dots (18)$$

となり(18), (19)式を連立させて、この場合のストリップ特性式が得られる。これと前面ピンチロールの速度制御系とを組合わせることにより、張力制御系全体のブロック線図は Fig. 5 のように表わすことができる。前面ピンチロールは、ダンサーロールの変位に比例した昇圧機出力によって速度制御される。ここで、

ΔT_1 : 前面張力変化

R : 電機子回路抵抗

τ_a : " 時定数

τ_B : 昇圧機 "

$K\alpha$: ループゲイン常数

また図では省略しているが、ダンサーロールおよびカテナリーにはともに、既存ラインでの測定結果に応じて若干の減衰特性を付加している。

アナログ・コンピューターによる数値計算の一例を Fig. 6 に示す。

ここで $V_{20} = 30 \text{ m/min}$, $T_{10} = 465 \text{ kg}$, $T_0 =$

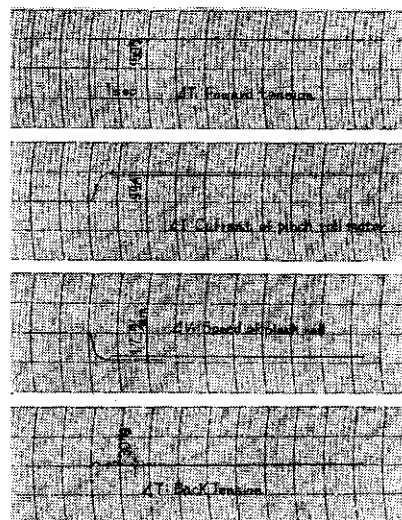


Fig. 6 An example of the response of the dancer roll system

325kg, ダンサーロールは自重1000kg, カウンターウェイト720kg, カテナリーは5mスパン×2, ピンチロール用電動機仕様は7.5KW, 1150/1725rpm, 平衡時にて720rpm, $I_0 = 10 \text{ A}$ である。またIRドロップは5.2%, ダンサーロールの全ストローク800mmに対して昇圧機電圧は±30Vの出力を持つものとしている。

計算結果では、前面の張力増加に対して、プロセス部の張力変化はきわめて小さいことが示されている。また前面ピンチロールの速度低下は主として電動機固有の速度変動率によって決まる。この速度低下によって生ずるダンサーロールの変位はきわめて少なく、従って昇圧機による速度の回復も緩慢である。前面の張力変化に起因する張力変動を低減する見地からは、昇圧機による速度制御の利得を増す必要はなく、IR補償などによって速度変動率を小さくすることで十分であろう。

4.2 定トルク(電流)制御方式による場合

Fig. 7 に定トルク(電流)制御の例を示す。前面ピンチロール P_1 の定電流制御系は、昇圧機とサイリスタ増幅器を用いた回路とする。負荷としての張力は、(12)式より

$$\Delta T = \frac{EA}{V_{10}} \frac{1}{1 + (\tau + \tau_c)S}$$

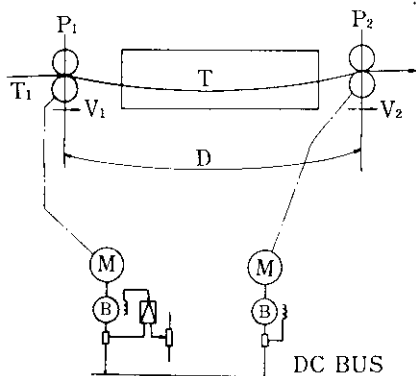


Fig. 7 Constant torque drive system

$$\cdot \left(\Delta V_2 - \frac{V_{20}}{V_{10}} \Delta V_1 \right) \quad \dots\dots (19)$$

で表われ、 P_1 に対しては前面張力との差としてかかってくる。定電流制御系と、張力の特性を組合わした全体のブロック線図は、同様にFig. 8で表わされる。

Fig. 9 はアナログ・コンピューターによる数値計算の一例で、前例同様、前面張力のステップ状変化に対するピンチロールの電流、速度およびプロセス部張力の変化を示している。ただし、カタナリーは5mスパン×3、定電流制御回路の利得を30としている。

最終的には前面の張力変化が、そのままプロセス部に重畳されてくることは前述の通りであるが、その過程における過渡張力の変化は、ほぼピンチロール速度変化の積分値に比例している。このことは(13)式からも明らかで、定電流制御の場合においても Fig. 8 に破線で示すごとくプロセス前後ピンチロールの速度差を補償する回路を付加するのが効果的であると考えられる。Fig. 10はその計算結果の一例で、速度補償回路のゲインを、定電流回路のその1/2となるように常数 K_{sp} を設定した場合を示している。電動機、昇圧機の容量が許せば、ゲインを増加させることにより、理論的には、過渡張力をさらに減少させることができる。

結局、ダンサーロール方式と比較する場合、定電流制御方式によるときは、上述のごとく、過渡的な張力変化は十分小さく押え得ても、前面張力の変化そのものを小さくする設計がなされなけれ

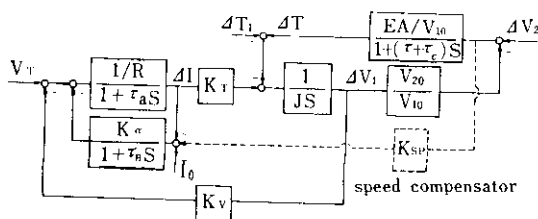


Fig. 8 Block diagram of constant torque drive system

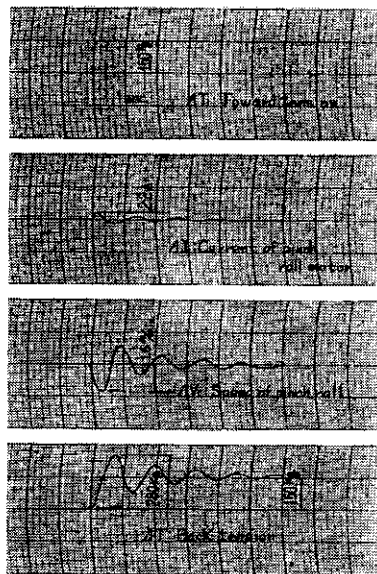


Fig. 9 An example of the response of the constant torque drive without speed compensator

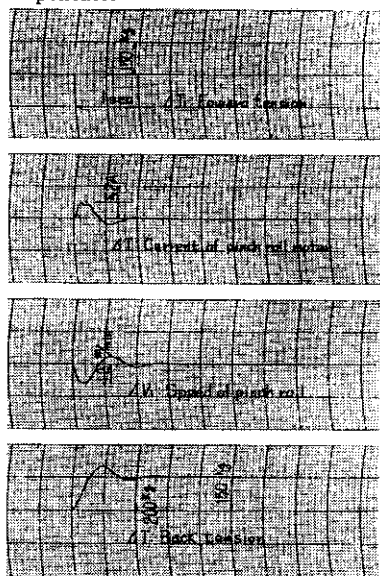


Fig. 10 An example of the response of the constant torque drive with speed compensator

4・4 プロセス部張力変動の軽減

本例においては、プロセス部の前面は Fig. 11 に示すカーラーパーがあり、プロセス部は Fig. 7 に示す定トルク制御系で構成されている。従ってプロセス部の張力の挙動は両者の結合、すなわちブロック線図 Fig. 8 と Fig. 12 を接続することによって表わすことができる。

カーラーパーにおける最大の張力変化は前(後)面ピンチロールの起動、停止時に生ずるカーの加速、減速によって発生する。従って前述のように系の GD^2 を小さく設計することが最も効果的である。一方、ピンチロールの起動、停止時の立上り、立下りを緩和することによっても張力変化は低減される。

入側ルーパーの場合、前面ピンチロールはコイル供給ごとに起動、停止される。その場合の速度制御は電圧制御により電圧を0からスタートし、ほぼ一定加速度でライン速度まで加速される。通常 10 sec 前後の加速時間では、加速による張力変化は極めて小さい。減速の場合も同様に0近傍まで電圧を下げてから停止される。問題は、コイル先端の操作で、前面ピンチロールの寸動と呼ばれる動作である。これは昇圧機電圧をステップ状に加えて、いわゆる「キレ」のよい動作を行なわねば、シャー、ウェルダーなどでのストリップ先端の位置決めができない。寸動のなかでも、特に停止の場合の方が衝撃が大きい。このような短時間の補償回路として、単に電流設定値をその瞬間変えるだけでは効果は薄い。

これは、たとえば Fig. 12 で I_0 にステップ状の入力を与えても、ストリップ張力に影響が現われるまでに、かなりの時間おくれが生ずることからも容易にわかる。その他の電氣的補償法として、たとえばカーの速度を検出し、微分回路に入れて電流設定値を増減させる方法も考えられるが、実用回路としては不適であろう。

結局、カーラーパーの過渡張力変動の軽減は、電氣的にはやや困難のようである。またルーパーのカテナリーを長く(多く)作っておき、ストリップの積分特性の積分時間を長くとり、一定速度差によって生ずる張力変化を低くすることも可能

ではあるが、作業上、常には期待しがたい。このため、設計時における系の GD^2 の軽減が最も重要な方法となってくる。

一方プロセス部の定トルク(電流)制御においては、過渡張力変動そのものは速度差の補償回路を付加することによってかなり改善されることを示した (Fig. 9, 10)。またプロセス部に積極的にカテナリーを設けることによっても、張力変動は軽減される。

本設計例におけるカーラーパー諸元は、 $T_{10}=465\text{kg}$ 、カテナリーは7.5 m スパン $\times$ 5、 $M_1=2,440\text{kg}\cdot\text{s}^2/\text{m}$ 、使用電動機は22KW, 850rpm、減速比1/61、ドラム径860mmである。平衡時に $I_0=30\text{A}$ 、定電流制御回路の利得は30、カー移動時の逆起電圧の影響は、前後ピンチロールの速度差信号により100%補償されているものとする。

プロセス部張力変動の大きさの一例は、Fig. 13, 14 の計算結果より推定できる。Fig. 13 は定トルク制御系に速度補償回路のないもの、Fig. 14 は、ループゲイン20として Fig. 8 に破線で示す補償回路を付加した場合のもので、これらはともにカーラーパー前面のピンチロール速度をステップ状に変化させた一例で、入側で寸動操作を行なった場合の各部の速度、電流、張力などの変化を表わしている。

実際の設備の場合に考えられるのは、ルーパー前面のピンチロール寸動速度はステップ状に変化するものではなく、たとえば発電機・電動機などのおくれを合成した高次おくれの形ではいってくる。Fig. 13, 14 の張力変動の周波数は比較的高く現われているので、高次おくれの入力に対して、張力変動はさらに低くなることが予想される。ピンチロールの時定数を1次おくれと仮定して行なった張力変化の計算結果は、たとえば Fig. 14 の結果の数10%程度の値を示した。

以上の結果を総合し、本例の張力制御系は定トルク方式によることが決定し当設備において実施されている。

5. 結 言

プロセスライン駆動系設計の中心課題は、速度

制御(主として揃速制御)から張力制御へ、さらに最近では過渡張力変動の抑制へと移りかわりつつある。プロセスライン駆動系の設計は、ストリップ自体の動特性と駆動装置(主として電動機制御装置)の特性とを組合わせてなされねばならない。従来は、ややもすれば、ストリップ特性については、単に速度、張力の静的な値で電動機の定格をきめる程度におわり、主として回転数と電流を制御する設計に重点がおかれていたようである。問題は、負荷変動をあたえられて電動機の電流と回転数を一定に制御するのではなく、負荷(ストリップ)の特性に注目し、負荷の変動が生じないように電流と回転数を操作、制御すると考えるべきであろう。そのために、ストリップの速度と張力との動的な関係が制御系構成に不可欠の要素となってくる。

ストリップの動特性の表示については、単なる弾性体として取扱った例があるが、それでは速度差に対する張力の利得が過大になる。通常のプロ

セスラインの張力レベルではむしろストリップの形成するカタナリーの特性に注目して、速度差に対する張力の関係を求めねばならない。この関係はパスラインの幾何学的構成によって異なるのでパスラインの構成、設計に当ってはこの点を十分配慮しなければならない。

本文では、ストリップをカタナリーを有する弾性体として取扱い、各制御方式におけるその特性を誘導した。またその結果を用いた定トルク制御方式による張力制御系の設計例と、過渡張力軽減のための考慮を紹介し、設計段階で、張力変動の推定が可能なことを示した。

ストリップ自体の取扱いに残された問題は、その質量の影響である。質量を無視した解析結果で張力変動の周波数が高く出る場合は、質量の影響を無視し得ないことが多い。また実際設備ではピンチロール間にヘルパーロール、アイドルロール(テーブルロール、デフレクトロールなど)が介在

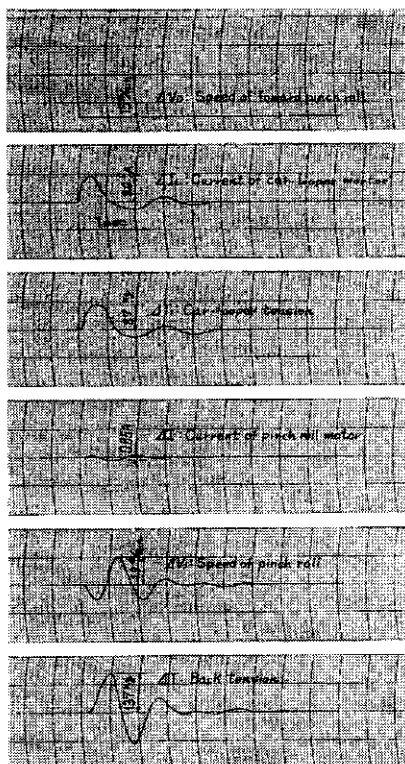


Fig. 13 An example of the response of the car-looper and the pinch roll (without speed compensator)

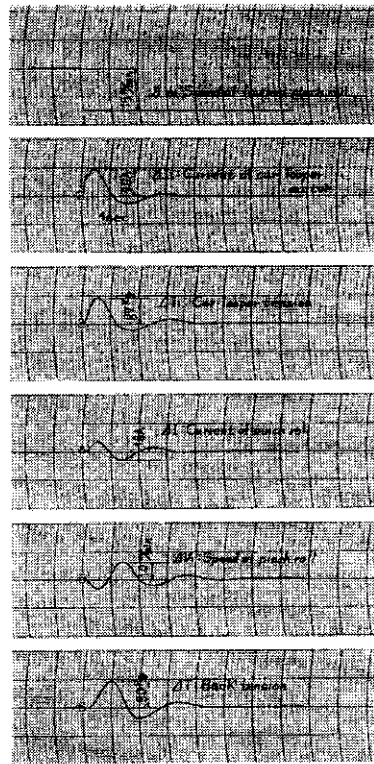


Fig. 14 An example of the response of the car-looper and the pinch roll (with speed compensator)

し、これらとストリップの間にスリップがないとすればこれらの質量の影響も考慮せねばならない。プロセスライン駆動系の設計の問題としては個々の場合について近似的にその影響を知ること

ができ、十分目的を果せる場合が多いが厳密な張力解析に適用されるためにはより一般的な取扱いが必要であり、これが今後に残された重要課題であると考ええる。

参 考 文 献

- 1) G. Kessler: Regelungstechnik, 8 (1960) 12, 438
- 2) G. Kessler: Handbuch der Regelungstechnik, (1961), 1109 [Springer-Verlag]
- 3) W. C. Carter: Control Eng., (1965) 3, 85
- 4) 斎藤他:日立評論, 48 (1966) 10, 1184