

# 討15 熱延仕上圧延機新張力制御方式の開発

日本鋼管(株)京浜製鉄所 ○林 美孝 谷本 直 斉藤森生  
本 社 菟内捷文

## 1. 緒言

熱延仕上圧延機においては、圧延機間にループを設置して、材料に適度な張力を与えるとともに、前後の圧延機での材料速度の変動を吸収させている。近年、極厚ラインパイプ素材の圧延等に代表される製造範囲の拡大にともなってループ設備が大型化した結果、極薄狭幅材(小断面積材)での張力制御性が低下し、寸法変動の増加を招いている。この問題を解決するため、シミュレーション技法を用いて改善策を検討した結果、ループの慣性能率を小さくすることが最も効果的であるとの結論を得た。これを実現するため、極厚広幅材(大断面積材)の圧延には、全くループを用いない全スタンドループレス圧延技術を開発した。また、小断面積材に対して、現代制御理論を用いたループ最適制御技術を開発した。これらは実機適用後順調に稼働しており、以下に本技術の内容と実機適用結果について報告する。

## 2. 改善策の検討

材料張力変動を解析するため、ループ制御系のシミュレーションモデルを作成した。本シミュレータを非線形計画法と結合することにより、与えられた条件下での最適制御状態にて制御性を評価した。<sup>1)</sup>

ループ系全体の慣性能率を変化させた場合の制御性の変化を図1に示す。慣性能率の減少にともない、評価指標は減少しており、ループの制御性は改善される。しかし、ループは大断面積材を支える必要があり、ループフレームには機械的強度が要求されるため、慣性能率の低減には限界がある。

つぎに、材料張力を直接計測できるループ張力計を設置した場合を想定して、張力フィードバックを行なった制御例を図2に示す。ここでは計測ノイズとして0.1 kgf/mm<sup>2</sup>の白色雑音を付加しているが、張力計のない従来方式に比べて制御性は改善される。しかし本張力計に使用するロードセルの定格荷重を大断面積材の負荷で破壊しないように選定すると、小断面積材での微小張力を精度良く計測し難いという欠点がある。

以上の検討の結果、仕上圧延機での張力制御性の抜本的改善には次の圧延方法が最も良いと判断し、実行に移した。

- (1) 大断面積材は、最終スタンド間を含めて全くループを使用しないで圧延する。これを可能とする張力制御技術を開発する。
- (2) 小断面積材の圧延にはループを用いることとし、本ループは

小断面積材に対し必要最小限の強度を持つよう低慣性化し、ロードセル定格荷重の小さいループ張力計を装備する。さらに本張力計を用いた現代制御理論に基づくループ最適制御技術を開発する。

## 3. 全スタンドループレス圧延

### 3-1. 従来の技術

ループを用いることなく圧延する方法は、従来から形鋼などで行なわれてきたが、近年、熱延におい

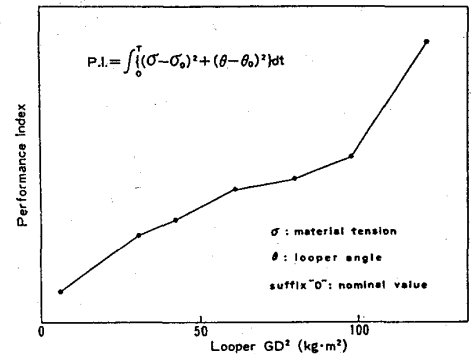


Fig.1 Relation between looper mass moment of inertia, and control performance. (size:1.63'x875", at No.5 looper.)

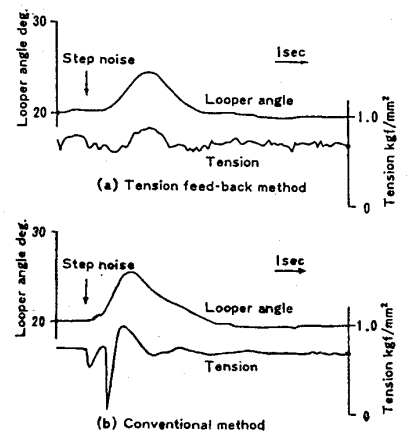


Fig.2 Simulation of tension feedback control.

ても仕上圧延機の上流スタンド間に適用され、ルーパレス圧延と呼ばれている。<sup>2)</sup>ここでは、圧延モータの電流、電圧、回転数等から圧延トルク(G)を求め、これと圧延荷重(P)から張力(σ)を推定し、この推定張力が目標値となるよう上流側圧延ロール速度を操作して、張力制御を行なっている。(図3)

張力の推定方法は、次式に示す無張力時のトルクアーム(γ<sup>0</sup>)が、圧延中にあまり変動しないことを利用している。

$$\gamma_i^0 = (G_i - A_i \sigma_{i-1} + B_i \sigma_i) / (P_i + C_i \sigma_{i-1} - D_i \sigma_i) \quad \dots (1)$$

但し、A~D:係数、添字i:スタンドNo.

すなわち、図4に示すように材料がNo.iスタンドに噛み込む前のあるタイミングにて(1)式からγ<sub>i-1</sub><sup>0</sup>を決定(ロックオン)し、これを用いてNo.iスタンド噛み込み後は(1)式よりσ<sub>i-1</sub>を求める。以上の操作をσ<sub>0</sub>≡0の条件のもとで上流スタンドから順次下流へ行なうことにより材料張力を推定する。

この従来方式には、次の問題があり、下流スタンドへのルーパレス圧延の適用は困難であった。

- (1) トルクアームのロックオン時に誤差が混入する。
- (2) 上流スタンドでの推定誤差が下流へ累積してゆく。

3-2. 新張力推定方式

Hill<sup>3)</sup>の理論によると、単位幅当りの圧延トルクは次式で与えられる。(図5)

$$G_i = R_i^2 \int_0^{\alpha_i} P \phi d\phi - \frac{1}{2} R_i (\sigma_i - \sigma_{i-1}) - \frac{1}{2} (R_i^2 - R_i) \alpha_i P_i \quad \dots (2)$$

但し、R:偏平ロール径、右辺第1項をトルクアーム係数(a)、接触弧長、圧延荷重の積と近似して次式を得る。

$$\sigma_i = a_i P_i - (\sigma_i - \sigma_{i-1}) / 2 \quad \dots (3)$$

但し、σ<sub>i</sub> ≅ G<sub>i</sub> + (R<sub>i</sub><sup>2</sup> - R<sub>i</sub>) α<sub>i</sub> P<sub>i</sub> / 2, P<sub>i</sub> ≅ √R<sub>i</sub><sup>2</sup> (H<sub>i</sub> - h<sub>i</sub>) P / R<sub>i</sub>

No.1からNo.jスタンドまで材料が噛み込んでいる状態でσ<sub>0</sub> = σ<sub>j</sub> = 0なることを用いて(3)式をスタンド数分重ね合わせて次式を得る。

$$\sigma_0 \cong \sum_{i=1}^j \sigma_i = \sum_{i=1}^j a_i P_i = a^T P \quad \dots (4)$$

但し、a ≅ (a<sub>1</sub>, ..., a<sub>j</sub>)<sup>T</sup>, P ≅ (P<sub>1</sub>, ..., P<sub>j</sub>)<sup>T</sup>

ここでσ<sub>i</sub>, P<sub>i</sub>は各スタンドの圧延モータ情報と圧延荷重から測定または推定できる。材料張力の推定は次のステップに分けられる。

(step 1): (4)式のトルクアーム係数a<sub>i</sub>(i=1~j)をオンライン最小自乗法で圧延中逐時推定する。

$$\left. \begin{aligned} Q_k &= \{ Q_{k-1} - Q_{k-1} P_k (\rho + P_k^T Q_{k-1} P_k)^{-1} P_k^T Q_{k-1} \} / \rho \\ \hat{a}_k &= \hat{a}_{k-1} + Q_{k-1} P_k (\rho + P_k^T Q_{k-1} P_k)^{-1} (\sigma_{0k} - P_k^T \hat{a}_{k-1}) \end{aligned} \right\} \quad \dots (5)$$

(step 2): (j-1)個の未知張力σ<sub>i</sub>に対して、(5)式のa<sub>i</sub>を用いたj個の(3)式が存在するので、各スタンドでの張力誤差の和が最小となるように、張力σ<sub>i</sub>を重み付き最小自乗法で求める。

すなわち、誤差パワーε<sup>T</sup>Wεを最小化するσを次式を解いて求める。

$$M^T W M \sigma = M^T W U \quad \dots (6)$$

但し、U ≅ (σ<sub>0</sub> - a<sub>1</sub> P<sub>1</sub>, ..., σ<sub>0</sub> - a<sub>j</sub> P<sub>j</sub>)<sup>T</sup>, ε ≅ U - Mσ, W:重み行列,

$$M \cong \begin{pmatrix} -\frac{1}{2} & & \\ & \frac{1}{2} & \\ & & \ddots \\ & & & -\frac{1}{2} \end{pmatrix}$$

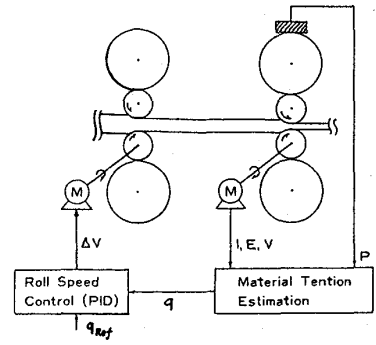


Fig. 3 Basic configuration of looperless tension controller.

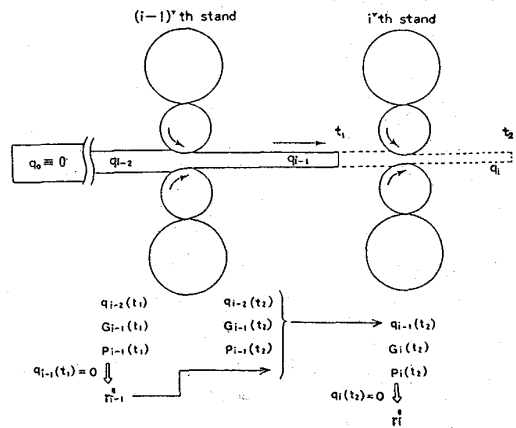


Fig. 4 Conventional looperless tension estimation method.

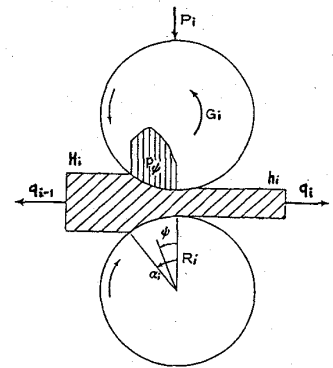


Fig. 5 Balance of forces to the roll bite material.

以上のように、本方式は初期値問題を *Explicit* に解く従来方式の代わりに、両端固定の境界値問題を *Implicit* に解く方式であり、推定モデルに与える情報量が多いこと、誤差を各スタンドに最適に振り分けているために推定精度は大きく改善される。

3-3. 実機適用

当所熱延工場の6スタンド仕上圧延機で、ループ使用中に新張力推定方式を図6に示す手順で48msごとに行う。その結果の張力推定値を図7のcase Aに示す。参考までにトルクアーム係数の推定に前節のstep1を用い、張力は $\sigma_0 = 0$ として(3)式を用いて順次下流に推定した例をcase Bに示す。case Bは従来方式に似るものであるが、下流スタンドでの推定が難しいことがわかる。

図8に新張力推定方式による全スタンドループレス圧延の例を示す。ここでは、圧延中にNo.5スタンドのロール速度を手動介入にて過大張力を発生させたが、新張力制御装置がその外乱を吸収している。

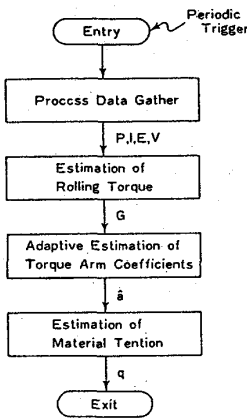


Fig.6 New tension estimation flow.

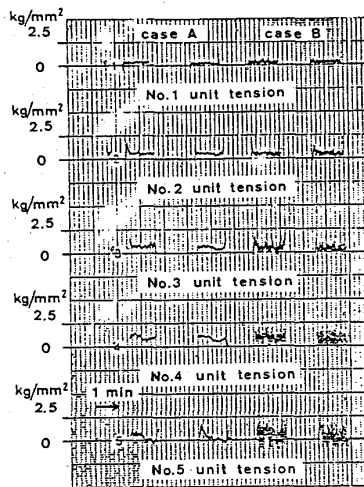


Fig.7 Results of new tension estimation compared with conventional estimation.

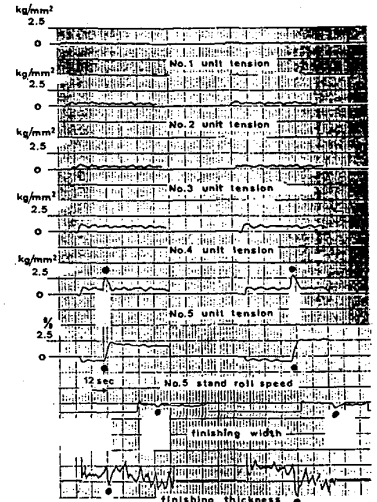


Fig.8 Full stand looperless control performance. (size:9.0 x 1200, ●'s denote added step disturbance.)

4. ループ最適制御

4-1. 従来の技術

従来のループ制御は、張力変動をループ角度変動としてとらえ、張力を間接的に制御するものであった。近年、ループ張力計が開発され材料張力を直接計測することが可能となった。この場合、ループ制御系は図9に示すように、材料張力とループ角度を入力とし、上流側圧延機ロール速度とループ駆動トルクを出力とする多変数制御系となる。本対象に対して、クロスコントローラを配置した非干渉制御方式が実用化されているが、<sup>4)</sup>本来ループには張力変動をループ角度変動として吸収する機能があり、この干渉機能を積極的に生かす方法として、積分形最適レギュレータの適用を試みた。

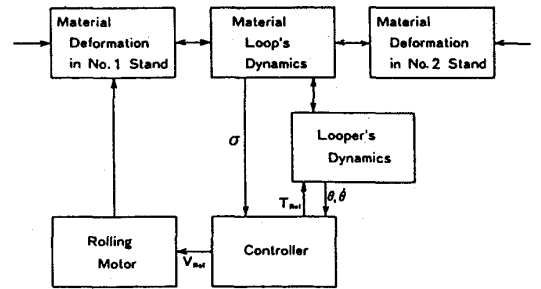


Fig.9 Block diagram of tension control.

4-2. ループ最適制御

プロセスを以下のように基準値まわりで線形近似する。

(1) ループの運動方程式 :  $\Delta \ddot{\theta} = a_{11} \Delta \dot{\theta} + a_{12} \Delta \theta + a_{13} \Delta \sigma + b_{11} \Delta T_{ref}$  ..... (8)

(2) 張力発生プロセス :  $\Delta \dot{\sigma} = a_{31} \Delta \dot{\theta} + a_{32} \Delta \sigma$  ..... (9)

(3) 圧延モータ特性 :  $\Delta \dot{v} = a_{41} \Delta v + b_{42} \Delta v_{ref}$  ..... (10)

(4) 積分因子の付加 :  $\Delta \dot{z}_\theta = \Delta \theta_{ref} - \Delta \theta$  ..... (11)       $\Delta \dot{z}_\sigma = \Delta \sigma_{ref} - \Delta \sigma$  ..... (12)

但し、 $\theta$  : ループ角度,  $\sigma$  : 張力,  $v$  : スタンド間材料速度差,  $T_{ref}$  : ループ駆動トルク指令,

$v_{ref}$ : 圧延モータ速度指令,  $\theta_{ref}$ : 目標ルーパ角度,  $\sigma_{ref}$ : 目標張力,  $\Delta$ : 偏差記号,  
 $a_{ij}, b_{ij}$ : 線形化時に発生する係数

以上の微分方程式を連立して, 次の状態方程式を得る。

$$\dot{x} = Ax + Bu \quad \dots (13)$$

但し,  $x \triangleq (\Delta\theta, \Delta\theta, \Delta\sigma, \Delta v, \Delta z_0, \Delta z_0)^T$ ,  $u \triangleq (\Delta T_{ref}, \Delta v_{ref})^T$ ,

$$A \triangleq [a_{ij}]_{6 \times 6}, \quad B \triangleq [b_{ij}]_{6 \times 2}$$

$Q, R$  を評価マトリクスとして  $\text{Min}_u \int_0^{\infty} (x^T Q x + u^T R u) dt$  を実現するため, 次の Riccati 型行列微分方程式の定常解  $S_{\infty}$  を求める。<sup>5)</sup>

$$-\dot{S} = A^T S + SA - SBR^{-1}B^T S + Q \quad \dots (14)$$

最適制御は次のフィードバックにより実現される。

$$u = -R^{-1}B^T S_{\infty} x \quad \dots (15)$$

### 4-3. 実機適用

本方式を当所熱延工場 No.3 ~ No.5 ルーパに適用した。圧延仕様はコイルごとに異なるため,  $S_{\infty}$  はコイルごとに (14) 式を解いて求めている。また  $Q, R$  の行列の選定については事前のシミュレーションにて傾向を把握し, 実機では操作量を従来方式と比較しながら徐々に応答性を改善した。No.3 ルーパにおいて従来方式と比較した例を図10に示すが, 制御性に著しい改善が認められる。

### 5. 新張力制御方式の効果

基礎検討, シミュレーション, 試圧延等を経て, 1984年春に No.3 ~ No.5 ルーパを従来の 1/3 以下に低慣性化し, あわせて張力計を設置した。その後順次新しい張力制御への切替えと調整を行なった。この結果, コイル内板厚変動は図11に示すように 40% 減少している。また, 操業異常も減少し, 低温抽出, 新鋼種の圧延などが従来に増して容易になった。

### 6. 結言

熱延上圧延機における新張力制御技術の開発を独自に行ない, 多様化する熱間圧延のニーズに対して, 従来とは異なる操業方法を提供して以下の成果を得た。

- (1) 統計的手法を用いた高精度ルーパレス張力推定方式を開発し, 大断面積材に対する全スタンドルーパレス圧延を実現した。
- (2) この結果, ルーパを小断面積材専用到低慣性化し, ルーパ設備の能力を最大限に生かすべく現代制御理論に基づくルーパ最適制御方式を実用化した。
- (3) 以上により, 張力変動が問題となる薄物材に対してコイル内板厚変動を 40% 改善するなど, 高品質化, コスト低減に寄与した。

### 参考文献

- 1) 齊藤ほか; 鉄と鋼, 69 (1983), A245
- 2) A. Oishi et al.; Proc. International Conference on Steel Rolling, vol. 1 (1980) p. 418
- 3) R. Hill (鷲津久一郎ほか訳); 塑性学 (1954) [培風館]
- 4) Y. Kotera et al.; IFA C 8<sup>th</sup> Triennial World Congress, vol. XVIII (1981) p. 1
- 5) 伊藤ほか; 線形制御系の設計理論 (1978) [計測自動制御学会]

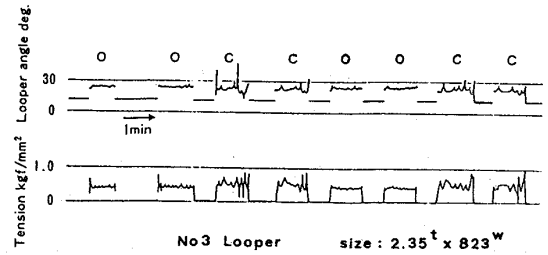


Fig.10 Looper optimum control result. (O denotes optimum control, and C denotes conventional control.)

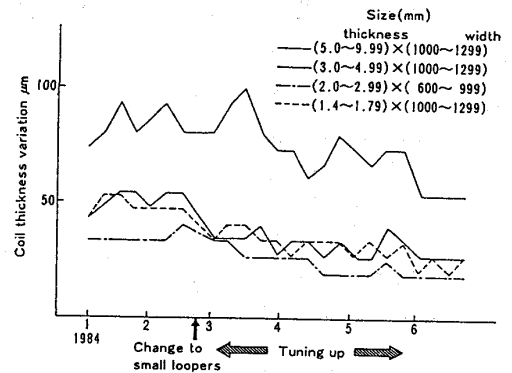


Fig.11 Transition of the coil thickness variation.