

討17

新しい制御技術を用いた圧延板厚制御方法

○神戸製鋼所 北村 章 工博・能勢和夫 工博・小西正躬 森田 徹
中田隆正

1. 緒言

近年、圧延歩留、品質の向上を目指し、圧延機の改良や制御技術の開発が盛んに行われ、大きな効果をあげている。制御技術に関しては、カルマンフィルタを用いた熱延のスタンド間張力推定¹⁾や、多変数制御を適用したルーパ・張力非干渉化²⁾など、現代制御理論を圧延プロセスに応用する試みが各所で進められている。当社でも、熱冷延における板厚制御に種々の制御理論を適用して新しい制御技術の開発を行ってきた。

以下では、最適化手法と現代制御理論を各圧延プロセスに適用した板厚制御法について報告する。

2. 最適化手法の応用

本章では熱延の板厚制御において最適化手法を応用した結果についてのべる。

2.1 熱延仕上圧延での予測適応制御

熱延の計算機制御では適応制御を行い、モデルの計算精度を確保している。すなわち、モデルによる計算結果と実績値を比較し、その誤差を減少させるようモデルを修正する。

2.1.1 従来の予測適応制御

熱延の圧延荷重モデルは(1)式で与えられる。

$$P = w \cdot \sigma \cdot \sqrt{R' \Delta h} \cdot Q_p \quad (1)$$

ここで、Pは圧延荷重、 σ は圧延材の変形抵抗、R'は偏平ロール半径、 Δh は圧下量、 Q_p は圧下力関数である。圧延荷重モデルの学習は(1)の変形抵抗を修正する。すなわち、圧延荷重を

$$P = w \cdot \sigma \cdot \sigma_{CF} \cdot \sqrt{R' \Delta h} \cdot Q_p \quad (2)$$

で計算する。(2)の修正係数 σ_{CF} はスタンドごとに過去の圧延データを用いて(3)のように作成する。

$$\sigma_{CF_i(n+1)} = \sigma_{CF_i(n)} + \alpha_i \left(\frac{P_i^A(n)}{P_i^c(n)} - \sigma_{CF_i(n)} \right) \quad (3)$$

ここで、nは圧延順、iはスタンド番号を示す。

熱延では最終スタンドの後に板厚計が設置されているだけなので、中間スタンド出側板厚の値は、ゲージメータ式による計算値を用いる。したがっ

て、(1)式中の圧下量 Δh については、ゲージメータの誤差に基づく計算誤差がさげられず、(3)の修正のみでは圧延荷重モデルの精度改善に限界がある。

2.1.2 新しい予測適応制御方法

タンデム圧延においては、あるスタンドの出側板厚がつぎのスタンドの入側板厚に等しい。このためあるスタンドで出側板厚計算誤差を生じると、当該スタンドで圧延荷重計算誤差が生じると同時に、次スタンドでも誤差を生じる。

したがって、変形抵抗の適応修正と同時に板厚計算値の適応修正が必要である。そこで、筆者らは、つぎの評価関数が最小となるよう、変形抵抗と板厚の修正を行う方法を開発した。

$$I = \sum_{i=1}^n \left(\frac{P_i^A}{P_i^c} - 1 \right)^2 + \sum_{j=1}^n \lambda_j \left(\frac{P_j^A}{P_j^c} - \frac{P_{j+1}^A}{P_{j+1}^c} \right)^2 \quad (4)$$

(4)の右辺第1項は圧延荷重モデルの不正確さを示し、第2項は板厚計算誤差に起因する圧延荷重モデルと実績値の比のスタンド間のアンバランス度合を示す。したがって、この評価関数Iが最小値をとれば、圧延荷重予測精度と同時に圧延荷重バランスも改良される。この最適化には、山登り法を用いた。

2.1.3 新しい適用制御方法の効果

以上にのべた方法の効果を実験により確認した。図1にスタンド間荷重比のバランスを、図2に最終F7スタンドの荷重予測精度を従来法と比較して示した。新方法により荷重バランス計算精度共に改良されることがわかる。

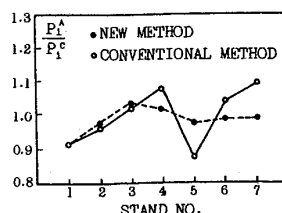


Fig.1 Improvement of inter-stands' load balance

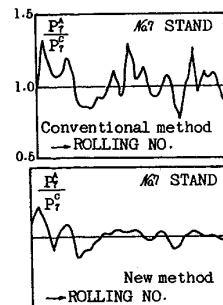


Fig.2 Comparison of correctness of force calculation

2.2 熱間タンデムミルパススケジュール最適化

本節では、7スタンド熱間タンデムミルのパススケジュール最適化について述べる。問題は、等式制約条件付き最適化問題として定式化できるが変数および制約式の数が多いため、計算の効率化をはかることが重要である。

2.2.1 問題の規模

非線形最適化問題としての数式モデルは以下のようである³⁾

- (1) 等式制約… 圧延荷重式(7式)、圧延動力式(7式)、板温度式(8式)、マスフロー式(7式)、圧延材重量式(1式)
- (2) 不等式制約… 圧下率上下限(7式)、決定変数上下限(29式)
- (3) 目的関数… 総圧延電力の最小化

以上の問題は、29変数、37制約式の規模となる。この等式制約系の中で、実際に等式系を支配している変数を抽出した。その結果、圧延荷重式と仕上げ目標温度式の合計8個の制約式が収束計算に必要な式となった。

2.2.2 G R G法によるパススケジュール最適化

非線形計画法の一つであるGRG法(一般化縮小勾配法)を用いて、種々の条件下での最適パススケジュールを算出した。結果の一例として、ラフバー厚をパラメータとして、圧延所要電力が最小となる板厚配分を図3に示す。また、その時の動力配分を図4に示す。図4から、ラフバーHRが厚くなるに従い、#1、2スタンドの動力配分比が小さくなることわかる。

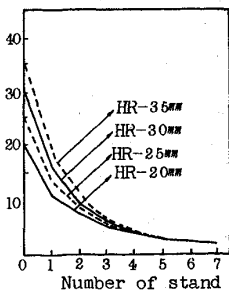


Fig.3 The calculated pass-schedules

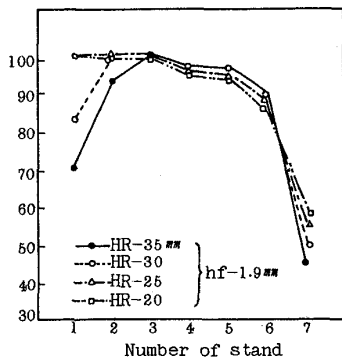


Fig.4 The effect of entry thickness on the power distributed ratio

3. 現代制御理論の応用

本章では、圧延の板厚制御における現代制御理論の応用結果について述べる。

3.1 厚板油圧AGCの制御ゲインの最適設計

筆者らは、厚板仕上げミルにおいて油圧AGCの能力を充分発揮させるために、最適レギュレータを応用して解析的に最適制御ゲインを導出する方法を開発した。その結果、最適ゲインと圧延パラメータとの関係を明らかにした。

3.1.1 AGCシステムの概要

厚板油圧AGCの制御システムを図5に示す。本システムはゲージメータAGCと絶対値AGCで構成されており、図中の Δh_{gc} はゲージメータAGCの板厚偏差、 Δh_{ac} は絶対値AGCで検知された板厚偏差を示す。

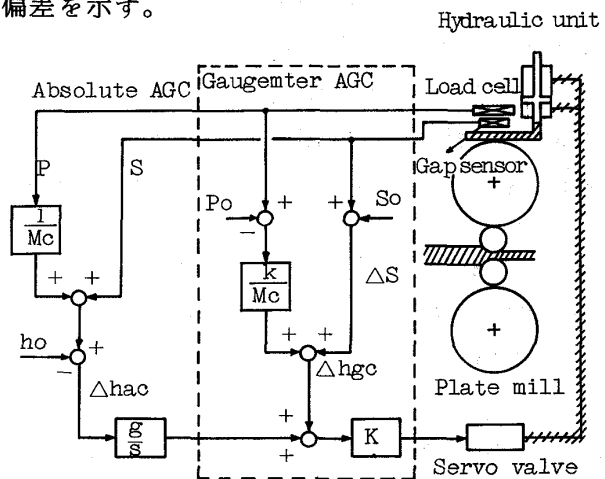


Fig.5 Schematic diagram of AGC system for plate mill

3.1.2 数学モデル

圧延特性をゲージメータ式と下式の荷重偏差式で表わす。

$$\Delta P = -\frac{MQ}{M+Q} \Delta S + \frac{M \partial P / \partial H}{M+Q} \Delta H \quad (5)$$

ここで、Mはミル定数、Qは塑性係数、 ΔS はロール間隙の変化、 ΔH は入側板厚偏差を表わす。また、油圧サーボ系の動特性を次式で表わす。

$$G_S(s) = \frac{\omega^2}{s^2 + 2\eta\omega s + \omega^2} \quad (6)$$

ここで、 ω はサーボ系の共振周波数、 η は減衰係数を示す。

3.1.3 最適制御ゲインの導出

以上の関係より、ゲージメータ A G C の制御特性を状態空間表示すると、下式となる。

$$\dot{x} = Ax - b \cdot \sum_{i=1}^3 f_{gi} x_i \quad (7)$$

$$x_1 = \Delta h_g \quad (8)$$

ただし、

$$A = \begin{pmatrix} 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 \end{pmatrix} \quad b = (0, 0, 1)$$

$$f_{g1} = \frac{K_g \{M+Q(1-k')\}}{M+Q} \omega^2, \quad f_{g2} = \omega^2$$

$$f_{g3} = 2\eta\omega, \quad x_2 = \dot{x}_1, \quad x_3 = \dot{x}_2$$

(7)の第2項を状態フィードバック量と考え、最適制御ゲイン K_g を求める。そこで、制御入力を

$$u = \sum_i f_{gi} \cdot x_i \quad (9)$$

とし、下の評価規範を最小にするゲインを求める。

$$\int_0^\infty (x' R x + W u^2) dt \quad (10)$$

ここで、 R は重み行列、 W は重み係数を示す。

これは、最適レギュレータ問題に帰着して、最適入力 \hat{u} は下式となる。

$$\hat{u} = w^{-1} \cdot \sum_i e_i x_i \quad (11)$$

ここで、 e_i はリカッチ方程式の解である。⁴⁾

これらの関係より、 \hat{K}_g を解析的に求めると下式となる。

$$\hat{K}_g = \frac{\omega}{4\hat{\eta}} \cdot \frac{M+Q}{M+Q(1-k')} \left(\hat{\eta} = \frac{\sqrt{2}}{2} \right) \quad (12)$$

絶対値 A G C についても同様の手法が適用でき、最適比例ゲインと最適積分ゲインが同時に求まる。⁴⁾

3.1.4 実機適用結果

これらの最適制御ゲインを基に、実機ゲインの適正化を図った。適正化の効果を図6に示す。

適正化以前には板厚をはじめとして、ロール間隙圧延荷重でハンチング現象が起ったが、本方法の適用により、系の共振が回避でき、良好な板厚精度が確保できた。

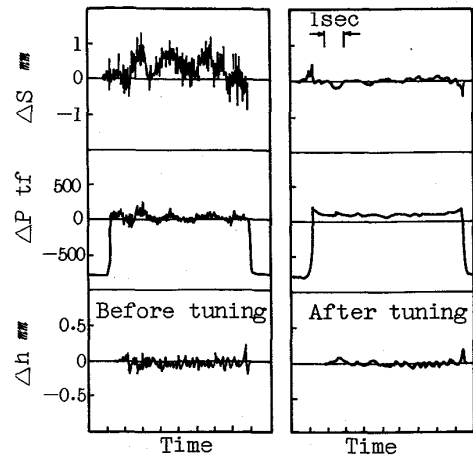


Fig.6 Effect of optimum gain tuning

3.2 カルマンフィルターを用いたロール偏心制御

ロール偏心はローラー回転ごとの周期的変動であるために高周波の板厚外乱を引き起しており、板厚計によるフィードバック制御では対処できないばかりでなく、前述の A G C に対しては誤制御の要因となっている。そこで、偏心に対しては、専用の制御システムが必要である。

ロール偏心検出方法としてはフーリエ変換を応用したもの⁵⁾などが提案されているが、筆者らはカルマンフィルターを用いた方法を開発した。

3.2.1 制御システムの概要

ロール偏心成分の検出は、キスロール回転法とオンライン圧延法を併用している。検出した成分を基に圧下操作にて偏心を補償する。制御システムの概要を図7に示す。

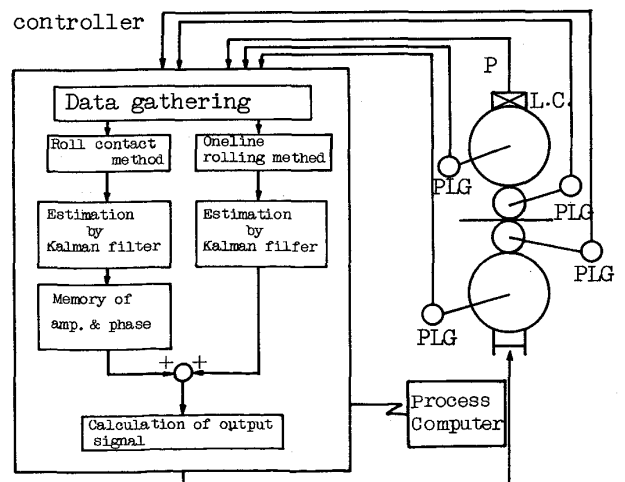


Fig.7 Schematic diagram of roll eccentricity control system

3.2.2 ロール偏心の検出

以下では、キスロール回転法について説明する。キスロールにて回転させ、その荷重変動データより各ロールの偏心量と位相を分離検出する。

ここでは、4段ミルの場合について述べる。

偏心を各ロールの偏心成分で構成される正弦波の重ね合せと考え、荷重変動モデル $\Delta P_{ofm}(t)$ を次式で示す。

$$\Delta P_{ofm}(t) = M \{ e_{BT} \sin(\omega_{BT}t + \Phi_{BT}) + e_{BB} \sin(\omega_{BB}t + \Phi_{BB}) + e_{WT} \sin(\omega_{WT}t + \Phi_{WT}) + e_{WB} \sin(\omega_{WB}t + \Phi_{WB}) \} + \Delta P_N(t) \quad (13)$$

ここで、 e は各ロールの偏心量、 Φ は各ロール偏心の位相角、 ω は各ロールの角速度、 M は等価ミル定数、 $\Delta P_N(t)$ は観測ノイズ、 t は時間を示す。

また、添字 BT は上BUR(バックアップロール)、 BB は下BUR, WT は上WR(ワークロール) WB は下WRを示す。

本式を展開し、ベクトル表示すると下式となる。

$$\Delta P_{ofm}(t) = a_t \cdot x_t + \Delta P_N(t) \quad (14)$$

ただし、

$$a_t = M'(\sin \omega_{BT}t, \cos \omega_{BT}t, \dots, \dots, \sin \omega_{WB}t, \cos \omega_{WB}t)$$

$$x_t = (x_1, x_2, \dots, x_8)$$

$$x_1 = e_{BT} \cos \Phi_{BT}, x_2 = e_{BT} \sin \Phi_{BT}, \dots,$$

$$\dots, x_7 = e_{WB} \cos \Phi_{WB}, x_8 = e_{WB} \sin \Phi_{WB}$$

ここで、(14) を観測方程式と考えると、ベクトル a_t が既知であるからカルマンフィルターによるパラメータ推定アルゴリズムが適用でき、下式のくり返し計算によりベクトル x_t の推定値 \hat{x}_t を時々刻々知ることができる。

$$\hat{x}_t = \hat{x}_{t-1} + k_t (\Delta P_{of}(t) - a_t \hat{x}_{t-1})$$

$$k_t = \frac{B_{t-1} a_t'}{\sigma_n^2 + a_t B_{t-1} a_t'} \quad (15)$$

$$B_t = (I_4 - k_t a_t') B_{t-1}$$

ただし、 $\Delta P_{of}(t)$ は実測荷重データ、 σ_n は観測ノイズの分散を示す。

\hat{x}_t を知れば、次式で e と Φ を推定できる。

$$\hat{e}_{BT} = \sqrt{\hat{x}_1^2 + \hat{x}_2^2}, \quad \hat{\Phi}_{BT} = \tan^{-1} \frac{\hat{x}_2}{\hat{x}_1}$$

$$\dots \hat{e}_{WB} = \sqrt{\hat{x}_7^2 + \hat{x}_8^2}, \quad \hat{\Phi}_{WB} = \tan^{-1} \frac{\hat{x}_8}{\hat{x}_7} \quad (16)$$

また、オンライン圧延法では、圧延中のローラー回転ごとの荷重変動データにカルマンフィルターを応用して偏心成分を推定する。

3.2.3 シミュレーション結果

キスロール回転法による偏心量の推定と制御シミュレーションの結果を図8、図9に示す。

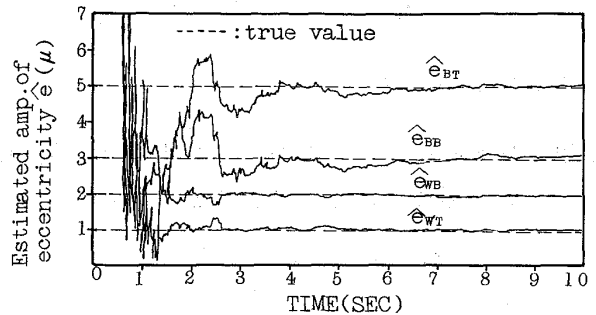


Fig.8 Estimation of eccentricity

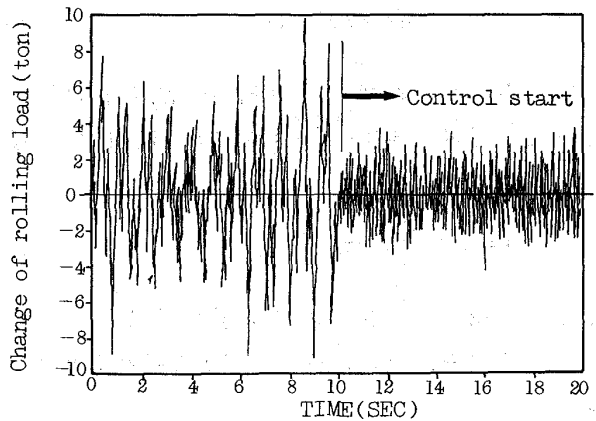


Fig.9 Effect of control (simulation)

4. 結言

本稿では最適化手法と現代制御理論を用いた板厚制御について、その方法と適用結果を述べた。今後はこれらの技術の応用対象を広げ、歩留り、品質の向上に寄与したい。

参考文献

- 1) 谷本ら：鉄と鋼、70(1984) p.1269
- 2) Y.Kotera et al: IFAC81, (1981) vol18, Session 86
- 3) 森田ら：第64回圧理資料(1979)(私信)
- 4) A.Kitamura et al: I ICTP (1984) p.1346
- 5) 大井ら：鉄と鋼、71(1985), S1094