

(271) 熱間タンデム仕上圧延機におけるダイナミックマスフロー制御システム

新日本製鐵(株) 八幡製鐵所 金倉三養基 大石明良 小藪俊昭

谷口政隆 柿田和俊 中島興範

三菱電機(株)

○浜崎芳治 渡辺文夫

1. 緒言 熱間タンデム仕上圧延機において各スタンドマスフロー量一定および目標張力保持は安定操業通板, 成品品質を確保する上で不可欠のものである。従来これらを満足する技術としてルーパ制御や単純な圧下補償はあったが圧延材の変形抵抗変化, 時々刻々変化する圧延条件変化に対してフィードバック制御, 固定ゲインのため制御の安定性などを保てず通板性, 品質に悪影響をおよぼしていた。今回当所仕上圧延機に新ダイナミックマスフロー制御システムを開発導入, 実機化しその結果AGCの有効活用が可能となり大幅な板厚精度の向上, 低温加熱に対する安定通板, 品質の大幅向上を計ることができた。著者らは以下に種々の特長を有する新しいダイナミックマスフロー制御システムを報告する。

2. 開発実機化した新制御技術と制御式 今回開発実機化した制御システムとはスタンド間マスフロー変動要因としての圧下位置変化, 圧延材の変形抵抗変化を圧延機より時々刻々とらえこれらの関数として入, 出側板速度を予測推定し積極的に最適ゲインを求めミル速度を制御する機械系を含まないフィードフォワード的かつダイナミックな制御である。その特長は以下の三点である。(1)先進率後進率, 圧下率変動を考慮したマスフロー変動式 (2)圧下位置, 材料変形抵抗などの圧延外乱を判別し時々刻々とらえ各々の特性に応じた制御式 (3)時々刻々に最適なミル速度修正制御量の決定式の導入。

$$\text{ミル速度修正制御式} \quad \frac{\Delta v_i}{v_i^*} = -\frac{\Delta f_i}{1+f_i^*} + \frac{v_{i+1}^*(1+b_{i+1}^*)}{v_i^*(1+f_i^*)} \left(\frac{\Delta b_{i+1}}{1+b_{i+1}^*} + \frac{\Delta v_{i+1}}{v_{i+1}^*} \right), \quad \frac{\Delta f}{1+f^*} = -A^* \frac{\Delta h}{h^*} + B^* \frac{\Delta H}{H^*}$$

$$\frac{\Delta b}{1+b^*} = (1-A^*) \frac{\Delta h}{h^*} - (1-B^*) \frac{\Delta H}{H^*}, \quad B^* = \sqrt{f^*} \left\{ 0.5 \sqrt{\frac{h^*}{H^*}} - \frac{\sqrt{2}}{4} \pi \sqrt{\frac{h^*}{d^*}} \right\}, \quad A^* = -B^* \sqrt{f^*} \frac{\sqrt{2}}{8} \pi \sqrt{\frac{h^*}{d^*}} \ln \frac{h^*}{H^*} \dots\dots(1) \text{式}$$

等価板厚平滑化判別制御式……………この制御式のボード線図を図1に示す。

$$\Delta h^F = \left\{ \frac{M+(1-K)Q_h}{M+Q_h} + TP \right\} (1+TP)^{-1} \Delta S + K \left\{ \frac{Q_H}{M+Q_h} \Delta H + \frac{1}{M+Q_h} \Delta F \right\} (1+TP)^{-1} \dots\dots(2) \text{式}$$

ただし F_i : 圧延力 $P \equiv \frac{d}{dt}$ (微分演算子), T 時定数, K ゲイン

$$\Delta h = \frac{M}{M+Q_h} \Delta S + \frac{Q_H}{M+Q_h} \Delta H + \frac{1}{M+Q_h} \Delta F, \quad \Delta h^F = \Delta S + \frac{\Delta F}{M}, \quad \Delta h^F = \Delta S + \frac{K}{1+TP} \cdot \frac{\Delta F}{M}$$

最適速度修正制御式…………… $\Delta h_i^F = h_i^F - h_i^{F*}, \quad \Delta H_i^F = H_i^F - H_i^{F*} \dots\dots(3) \text{式}$

$$\frac{\Delta v_i}{v_i^*} = (A_i^* \frac{\Delta h_i^F}{h_i^{F*}} - B_i^* \frac{\Delta H_i^F}{H_i^{F*}}) + \frac{v_{i+1}^*(1+b_{i+1}^*)}{v_i^*(1+f_i^*)} \left\{ (1-A_{i+1}^*) \frac{\Delta h_{i+1}^F}{h_{i+1}^{F*}} - (1-B_{i+1}^*) \frac{\Delta H_{i+1}^F}{H_{i+1}^{F*}} + \frac{\Delta v_{i+1}}{v_{i+1}^*} \right\}$$

f_i : 先進率 b_i : 後進率 v_i : ミル速度 d_i : WR 径 H_i : 入側板厚 h_i : 出側板厚 S_i : 圧下位置 M_i : ミル定数

Q_h : 出側板厚変動が圧延力変動におよぼす影響係数

Q_H : 入側板厚変動が圧延力変動におよぼす影響係数

3. 実圧延結果 図2に今回実機化した制御方式と

従来法との実圧延結果を示す。圧下ステップ変化約 300μでルーパ角度±3度であるのに対し従来法は±7度である。明らかに本制御が有効であることを示す

4. 結言 以上の開発実機化した制御システムを適用することにより安定圧延, 良好な品質を確保できこの制御が走間板厚変更圧延制御, ルーパレス張力制御

システムの基礎となり実機化を可能としたものである。

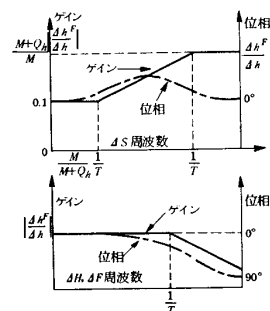


図 1

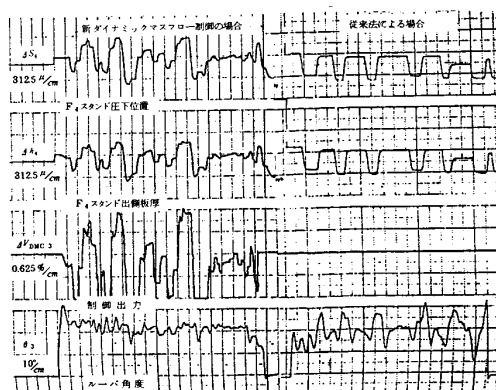


図 2 実圧延結果