

## (337) 強圧下時のスリップ・チャタリング現象と防止方法の検討

(12段クラスター圧延機の実機特性-4)

川崎製鉄㈱千葉製鉄所 山田恭裕 福原明彦 技術研究本部 北浜正法  
 三菱重工業㈱広島製作所 中野恒夫 森本和夫 広島研究所 市場徳男

## 1. 緒言

ワークロールの小径化を図った上下対称12段クラスター圧延機(ORミル)<sup>1),2)</sup>による強圧下圧延の際に、スリップおよびチャタリングが発生する場合があった。本部では、その発生機構および防止方法についての検討結果を報告する。

## 2. スリップ・チャタリング現象

スリップ・チャタリングが発生する場合は、まず板面に縞模様が發生し(16 Hz程度)、それを放置すると激しい振動音を伴う板厚変動(100 Hz程度)が発生する。それぞれの振動数は、駆動系のねじり固有振動数が約20 Hz、ミルの縦振動が約100 Hzである計算値とほぼ対応しており、ミル系との共振現象である。その発生状況をFig. 1に示す。チャタリングが発生すると、トルクの異常振動として検出される。その際、板とワークロール間スリップが発生している。なおロール間スリップは発生していない。したがってこの場合のチャタリングの原因は、板とワークロール間スリップである。

## 3. 最適摩擦係数

スリップ限界は、圧延理論上では先進率=0で定義され、(1)式で示される。

$$\Delta h_{\max} = 4R' \left( \mu + \frac{\sigma_f - \sigma_b}{2P} \right)^2 \quad (1)$$

$\Delta h_{\max}$ : 限界圧下量,  $R'$ : 偏平ロール半径,  $\mu$ : 摩擦係数

$P$ : 荷重,  $\sigma_f, \sigma_b$ : 前・後方張力

すなわち、 $\Delta h_{\max}$ を大とするには、 $\mu$ を大あるいは $\sigma_f - \sigma_b$ を大とすることが有効である。いっぽう強圧下を制限する要因として圧延荷重とスリップの2者を考慮すると、Fig. 2に概念図を示すように、最も強圧下が可能となる最適摩擦係数が存在する。Fig. 3にロール径と最適摩擦係数の関係を示すが、ロール径小になるほど最適摩擦係数は大となる。実験的にスリップ限界を把握し、(1)式により摩擦係数を算出した結果をFig. 4に示す。実験当初は、 $\mu = 0.03$ 程度であり、最適値よりもかなり小さく、スリップが発生する場合があったが、操業改善により現在は $\mu = 0.04$ 以上が確保されており、ほぼ最適な摩擦係数の下で安定した強圧下圧延が可能となった。

## 4. 結言

ロール径と最適摩擦係数との関係を明らかにし、安定した強圧下圧延が可能となった。なおスリップ限界はミル型式でなく、ロール径に依存するものであり、他のミル型式でも本検討結果が適用できると思われる。

〈参考文献〉 1) 村本ら: 鉄と鋼 72(1986), S371 2) 山田ら: 鉄と鋼 72(1986), S372

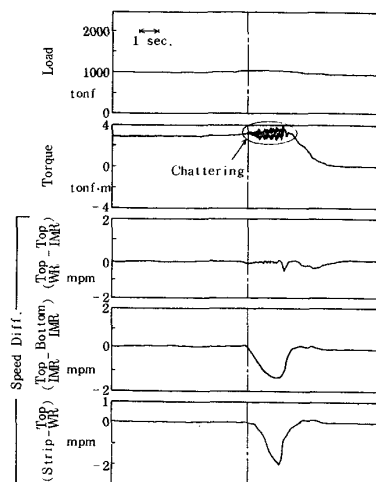


Fig. 1 Rolling data when chattering occurred.

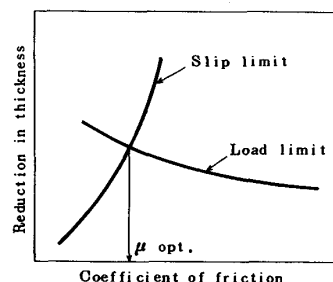


Fig. 2 Optimum coefficient of friction.

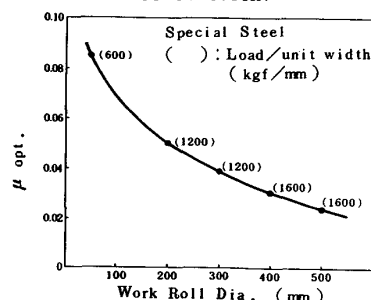


Fig. 3 Relation between optimum coefficient of friction and work roll dia.

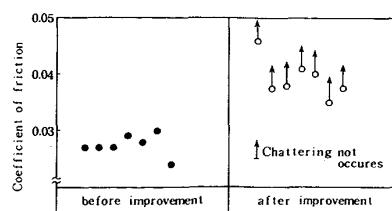


Fig. 4 Coefficient of friction on Product Mill. (φ290)