

討15

高速冷間圧延潤滑機構に関する理論的及び実験的検討

新日本製鐵(株) 生産技術研究所 中島浩衛
 柴田嘉基
 上堀雄司

1. まえがき

圧延潤滑研究において、従来、圧延理論を介して求められる摩擦係数によって圧延油の性能を評価する方法が一般的であり、また、主に境界潤滑領域での潤滑性能と実ミルの圧延性能を結びつけようとする試みが多くなされてきた。著者らはロールバイト内での圧延油の挙動を一層明らかにするため、高速モデルミルにより一連の実験を行い、その結果を理論と比較してきた^{1, 2, 3, 4)}ここではエマルジョン圧延時の油の流入特性に関して行った実験結果も含めて報告する。

2. ロールバイトへの流入油量

流入油量(或は入口油膜厚さ)は圧延時の潤滑機構を決定する大きな要因であり、すでに水野⁵⁾により油膜厚さ当量(td)として提示されているが、圧延が高速度で行われる場合にも適用可能かどうか疑問がある。著者らは高速モデルミルを用い、流入油量に及ぼす圧延及び潤滑要因の影響を塗油面積広がり法により検討した。モデルミルのロール径は400mm、材料は1.0×50×1000mmの低炭キルド鋼である。

図1に結果の1例を示した。

- 1) 流入油量は圧延速度増加とともに増加するが、ある速度以上ではほぼ一定になる。
- 2) 流入油量は圧下率の増加とともに減少する。
- 3) 流入油量は粘度の増加とともに増加する。
- 4) 圧延前に試料表面に存在する油量が流入油量に達しない場合には、存在するすべての油が流入する。

3. 供給油量の圧延荷重及び摩擦係数に及ぼす影響

圧延前試料に塗布する油量を溶剤希釈により変えて圧延実験を行った結果は図2に示したように、

- 1) 圧延時の摩擦係数は圧延速度及び供給油量の増加に従って減少するが、供給油量が2~3 g/m²以上ではほぼ最小となり、それ以上供給しても変わらない。このことは図1において流入油量が約2 g/m²で最大(20%圧下時)となることと対応している。
- 2) いわゆる摩擦係数の圧延速度依存性は速度の増加に従って流入油量が増加することが主な原因であろうと推定される。また、図3に示したように、
- 3) 圧延後の油付着量は供給油量が少ない場合には粘度、速度によらずほぼ一定であり、供給された油はすべてロールバイト内に流入している。
- 4) 供給油量が多い場合には、粘度及び速度が大なるほど、流入油量は増加する。
- 5) しかし、圧延荷重に対しては油の種類も大きく影響する。

図2, 3から、圧延特性に対しては、油の粘度または圧延条件によってきまる油の流入量(流体潤滑性)と同様、油の種類(境界潤滑性)の影響もまた大きいことがわかる。従って圧延潤滑の理論としては流体潤滑、境界潤滑をともに考慮した混合潤滑圧延理論が必要である。

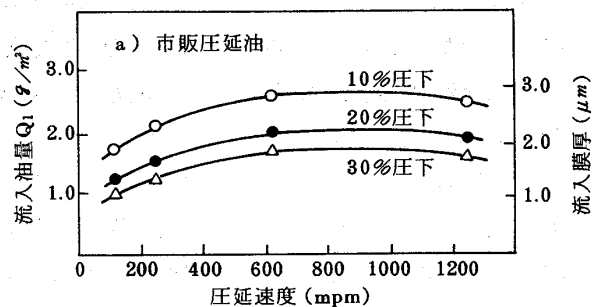


図1. 流入油量に及ぼす圧延速度と圧下率との影響

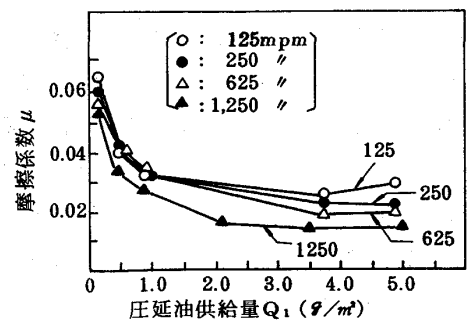


図2. 摩擦係数と圧延油供給量の関係(市販圧延油A, 20%圧下)

4. 圧延潤滑理論と実験の比較

4.1 入口油膜厚さ

冷間圧延における入口域の解析は種々報告されているが、著者らは粘度の圧力及び温度依存性を考慮したDowらの解析⁶⁾に従って入口油膜厚みを計算し、実験値との比較を行った。

1) 入口油膜理論の概要

$$\text{レイノズル方程式} \quad \frac{dp}{dx} = 6\mu(U_1 + V) \frac{h_1 - h}{h^3} \quad (1)$$

$$\text{粘度変化式} \quad \mu = \mu_0 e^{\gamma p - \delta T} \quad (2)$$

$$\text{膜厚変化式} \quad h = h_1 + \frac{x_1}{R} (x - x_1) \quad (3)$$

$$\text{エネルギー方程式} \quad K \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\tau^2}{\mu} = 0 \quad (4)$$

$$\text{平均油膜温度} \quad T_A = \frac{1}{h} \int_{-h/2}^{h/2} T dy \quad (5)$$

$$\text{油膜温度} \quad T = \frac{-\mu}{12M^2K} \eta^4 + c_1 \eta + c_2 \quad (6)$$

但し、 $\eta = My - \frac{v - u_1}{h}$, $M = 6(u_1 + V) \frac{h_1 - h}{h^3}$

c_1, c_2 は積分定数

μ : 粘度, μ_0 : 基準粘度, p : 圧力, T : 温度上昇, R : ロール半径, h : 膜厚, h_1 : 入口膜厚, γ : 圧力-粘度係数, δ : 温度-粘度係数, K : 油の熱伝導率, τ : 剪断力, u_1 : 材料入側速度, V : ロール速度

(1)式の積分により入口圧力Pが材料の降伏応力 σ_y に一致した時の h_1 を求める。その時、粘度は(2)式に従って変化し、温度は(5)(6)式に従って変化する。また、入口形状は(3)式のように1次式で近似する。 x_1 は投影接触長さである。油膜内のエネルギーの伝達は膜厚方向の伝導のみによって行われ、熱の発生は油膜の剪断のみによると仮定している。

2) 入口油膜厚さと圧延速度との関係

図4に入口膜厚の理論値と実験値を比較した。定性的には両者はよく一致しているといえるが、絶対値にはかなりの相違がある。その原因としては、計算に使用した油の物性値の妥当性の他に、図に併記したように、入口膜厚さに対しては表面粗さの影響が大きいと考えられる。理論においても、ロール及び材料の表面粗さの影響を考慮する必要のあることは図4より明らかである。

4.2 混合潤滑圧延理論による加工域内解析

1) 油膜厚みと接触率⁷⁾

ロールバイト内を境界潤滑領域(A_b)と流体潤滑領域(A_f)に分け、接触率(α)を(9)式のように定義する。ロールと材料の接触は図5の模式図に示したように仮定する。材料及びロールのアスペリティ高さはガウス分布をすると仮定して(10)式のように合成粗さを求め、平滑なロール面と表面粗さ σ の材料とが厚さ h の油膜をはさんで接触するときロールと材料の間隔を u とする。与えられた $q (=h/\sigma, \text{無次元油膜厚さ})$ に対し、 $t (=u/\sigma, \text{無次元液面高さ})$ を媒介変数として(11)式を満足するような α が求まる。

$$\alpha = A_b / (A_b + A_f) \quad (9)$$

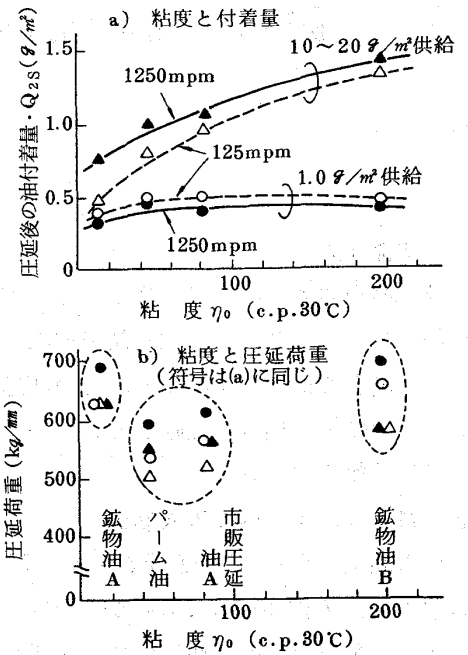


図3. 油粘度と油付着量, 圧延荷重の関係(20%圧下)

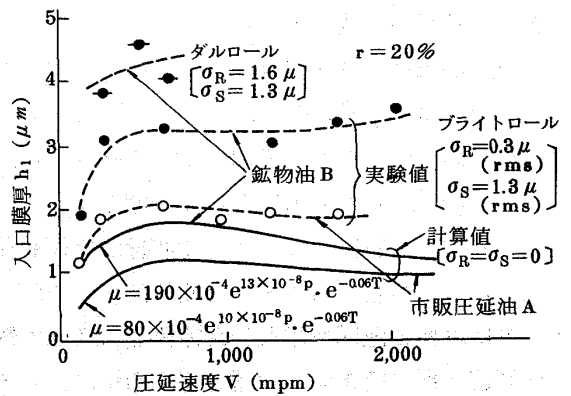


図4. 入口膜厚に及ぼす圧延速度の影響

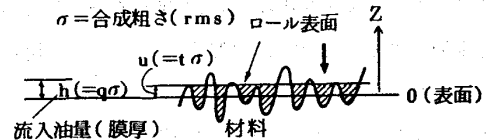


図5. ロールと材料の接触の模式図

$$\sigma = \sqrt{\sigma_R^2 + \sigma_S^2} \quad (10)$$

σ_R, σ_S : ロール,

板表面粗さ

$$g = t - \alpha t + \varphi(t) \quad (11)$$

但し, $\alpha = \int_t^{db} \varphi(t) dx$

$$\varphi(x) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{x^2}{2}}$$

実際の計算においては近似式(11)'を用いたが誤差は3%以内である。

$$\alpha = e^{-1.794(h/\sigma)} \quad (11)'$$

2) ロールバイト内の解析方法

基本的にはDowらの理論⁶⁾に従ったが、接触率は前記のように求め、材料の変形抵抗は木原の式を用いた。

$$y \frac{dp}{dx} - \frac{d}{dx} (y \cdot k_f) + 2\tau = 0 \quad (12)$$

$$\text{剪断力} \quad \tau = (1 - \alpha) \tau_f + \alpha \tau_b \quad (13)$$

$$\text{材料の変形抵抗式} \quad k_f = k_a + e^{65} (\dot{\epsilon} / \dot{\epsilon}_0)^{\frac{KT}{0.14}} \quad (14)$$

α : 接触率, τ_b : 境界潤滑領域の剪断応力(= $\mu_b \cdot p$), τ_f : 流体の剪断応力, k_f : 変形抵抗, ϵ : 相当歪, $\dot{\epsilon}$: 歪速度, T : 温度, K : ボルツマン定数, $k_a, \dot{\epsilon}_0$: ϵ の関数, μ_b : 境界潤滑域の摩擦係数

3) 混合潤滑理論による圧延特性解析結果

圧延圧力分布の計算例を図6に示し、図7には粘度及び境界潤滑部の摩擦係数 μ_b を変化させた場合の接触率と圧延荷重の関係を示した。

i) α の減少に従って圧力のピーク高さは減少し、ピーク位置は出口側に移動する。この傾向は従来理論において摩擦係数が減少した場合に相当する。

ii) α が増加すれば圧延荷重は増加する。

iii) $\alpha \approx 0$, 即ち流体潤滑主体の場合は、 μ_b の影響は小さく、粘度の影響が大きく表われる。

iv) $\alpha \approx 1$, 即ち、境界潤滑主体の場合は、粘度の影響は小さく、 μ_b の影響が大きい。

上記の如く、このモデルは定性的には合理的なモデルであるといえる。

4) 理論値と実験値の比較

供給油量を0.2~1.0 g/m²の範囲に変えて行った実験結果と理論値を比較して図8に示した。図8(a)は合成粗さ σ の式(10)'において、ロール表面粗さ σ_R と材料粗さ σ_S を等価とみて $\beta = 1$ とした場合である。

$$\sigma = \sqrt{\sigma_R^2 + \beta \sigma_S^2} \quad (10)'$$

図8(a)では理論値と実験値とはよく一致しない。そこで、材料は塑性変形するため、 σ_S の影響は小さいと考え、 $\beta < 1$ の場合について計算した。 $\beta = 0$ の場合を図8(b)に示した。 β が0に近い値のとき両者は比較的よく一致している。即ち、接触率は膜厚とロール粗さによってきまり、圧延荷重に及ぼす材料粗さの影響はほとんどないといえる。別の圧延実験により、ロール及び材料粗さの圧延荷重に対する影響係数($\Delta p / \sigma_R, \Delta p / \sigma_S$)を測定したところ、 $\Delta p / \sigma_R$ は $\Delta p / \sigma_S$ の約10倍であることを確認している。

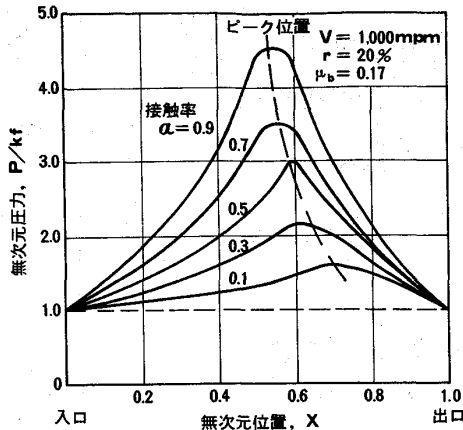


図6. ロールバイト間圧力分布 (低粘度油)

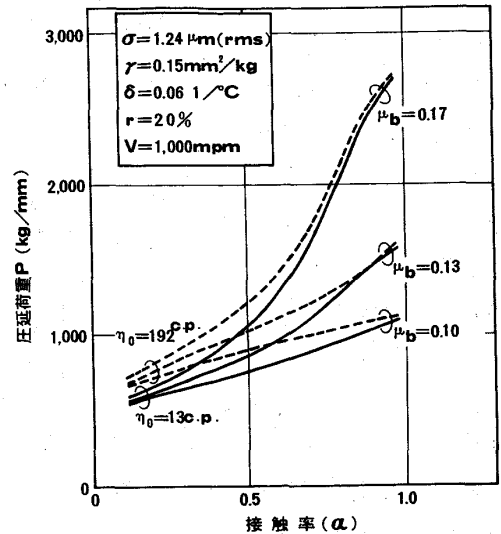


図7. 接触率と圧延荷重

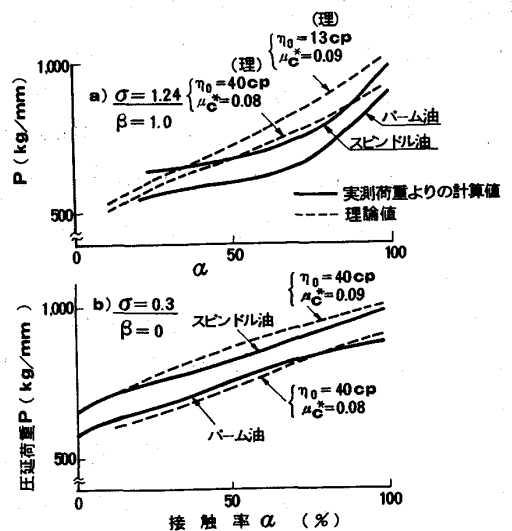


図8. 理論と実験との比較

5) 接触率の測定

混合潤滑圧延理論において油膜厚さと合成粗さより求められる接触率が妥当なものかどうかを確認することは重要である。圧延時の接触率の測定については種々の方法が行われているが、著者らは供給量を変えて圧延した材料の走査型電顕写真より接触率を測定しその結果を図9に示し、写真1に表面写真の例を示した。

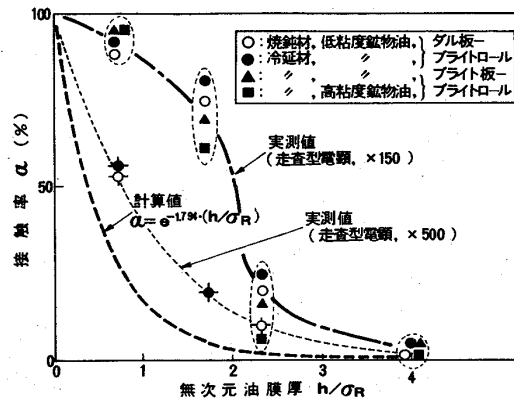


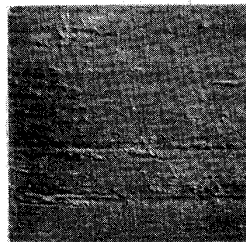
図9. 接触率の計算値と実測値の比較

図9において、150倍の写真より測定した値は理論接触率の値よりかなり大きい。図10に実測接触率と理論接触率を用いて計算された圧延荷重を実測圧延荷重と比較して示したように、理論接触率を用いた場合の方が、実測荷重によく合っている。

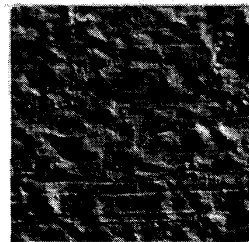
そこで、さらに写真2に示したような500倍の写真より接触率を再測定したところ図9に併記したように実測接触率は理論接触率にかなり近づいた。写真よりの接触率測定は多数の小さな流体潤滑領域を洩れなく測定することが困難であるが、詳細に測定すればするほど理論接触率に近づくようである。

また、エマルジョン濃度を1~10%の範囲を変えて、圧延荷重、接触率、プレートアウト量、流入油量を測定した結果を図11にまとめ、電顕写真を写真3に示した。

エマルジョン圧延においては濃度が変化しても、圧延荷重、接触率はほとんど変化していない。このことは圧延直前に測定したプレートアウト量の変化が大きいにもかかわらず、流入油量がほとんど変化しないことと対応している。エマルジョン圧延の場合にニート油圧延の場合よりもロールバイトに流入する油量が減少する原因は入口部における板表面での再乳化によるものと推定される。



供給油量 0.2 g/m²



供給油量 2.0 g/m²



供給油量 0.2 g/m²

写真1. (×150)

写真2. (×500)

5. まとめ

冷間圧延潤滑機構に関して、ロールバイト内に流入する油量に着目して行ったモデル実験結果及び理論解析結果について報告した。

参考文献

1. 中島他, 昭53塑性春29('76)
2. 中島他, 第27塑加連102('76)
3. 中島他, 昭53塑加春189('78)
4. 中島他, 第29塑加連336('78)
5. 水野, 塑性と加工7('66), 383
6. DowらTrans. ASME 97F 4('75)
7. Uppal他, Wear 23, 173('73)

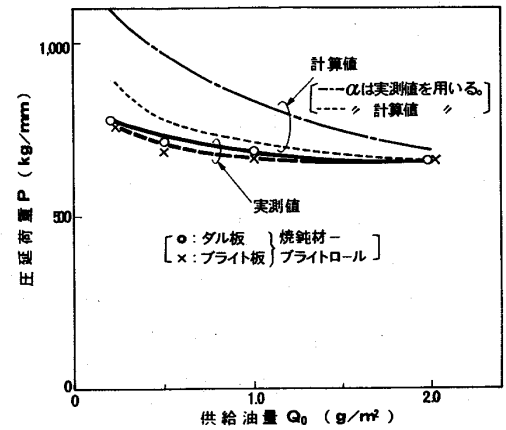


図10. 圧延荷重の実測値と計算値の比較

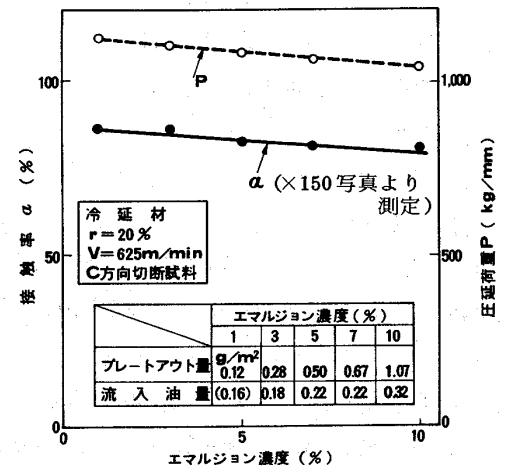
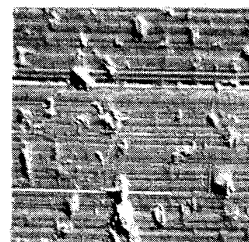


図11. エマルジョン濃度と接触率の関係 (油脂系市販圧延油)



エマルジョン濃度1%



エマルジョン濃度10%

写真3. (×150)