

スリーブ組立式圧延用ロールの界面すべりの実験的検証とすべり損傷の発生と成長について(後編)

野田 尚昭・佐野 義一・高瀬 康・堀田 源治

すべり損傷を考慮した実ロールの疲労強度評価

ミニチュアロールに生じるすべり損傷の幾何学的形状

本節では、すべり損傷②の形状を特定する。そして、だ円体の応力集中係数を推定し、最後にすべりとすべり欠陥を考慮した実ロールの疲労強度を調べる。ロール B の場合に、スリーブ表面のすべり損傷②の 3 次元形状は、スリーブを切断することによって求めることができる。

図 11 に、(a) 切断前のスリーブ、(b) 切断後のスリーブ、および(c) 切断前のスリーブ上のすべり損傷②の拡大図を示す。欠陥深さ形状の詳細な

同定は、断面 AO と断面 OB' を観察することによってなされる。

図 12 に図 11 の断面 AO を示す。また、図 13 に図 11 の断面 OB' を示す。図 12 および図 13 は、断面 AO の深さ 0.25 mm と断面 OB' の深さ 0.17 mm を描いている。図 14 に、すべり損傷の 3 次元形状を示す。このだ円体部分は、 $(x/a)^2 + (y/b)^2 + (z/c)^2 = 1$, $a = 1$, $b = 0.25$, $c = 4.0$ と近似的に表現できる。これより、すべり損傷の応力集中係数 $K_t \cong 1.14$ と算出できる⁴¹⁾。

実ロールに作用する応力振幅と平均応力

先の解説と本解説の「荷重移動法によるミニチュアロールの界面すべりのシミュレーション」の節(前編)では、ミニチュアロールの中心を固定

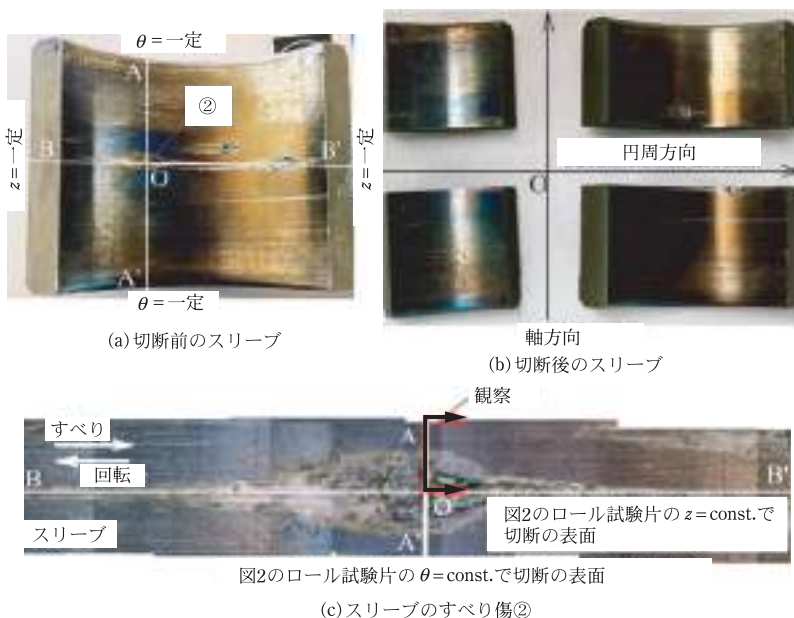


図 11 スリーブのすべり傷②の損傷寸法の確認。

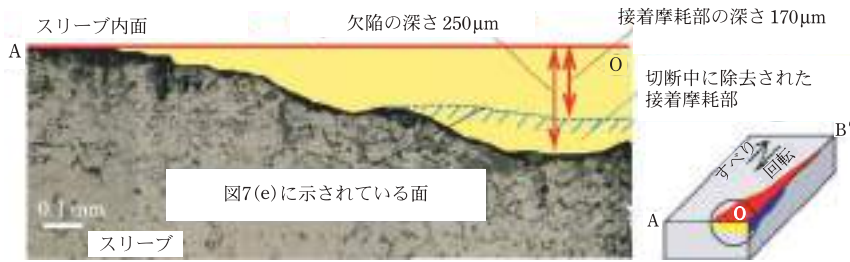


図 12 スリーブの $\theta =$ 一定面 (図 11) におけるすべり傷②の断面観察。

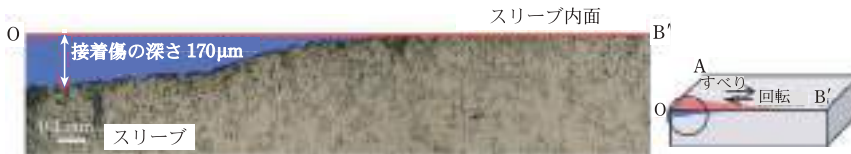


図 13 スリーブの $z =$ 一定面 (図 11) におけるすべり傷②の断面観察。

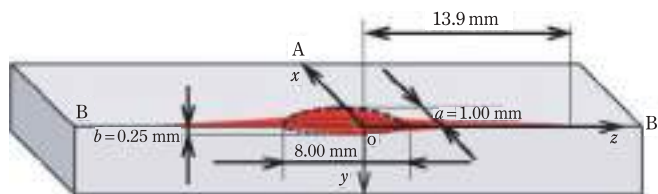


図 14 スリーブ表面のすべり傷②の「だ円状傷」部分の 3 次元形状を、だ円体 ($(x/a)^2 + (y/b)^2 + (z/c)^2 = 1$) で近似できること ($a=1$, $b=0.25$, $c=4.0$, $K_t \cong 1.14$)。

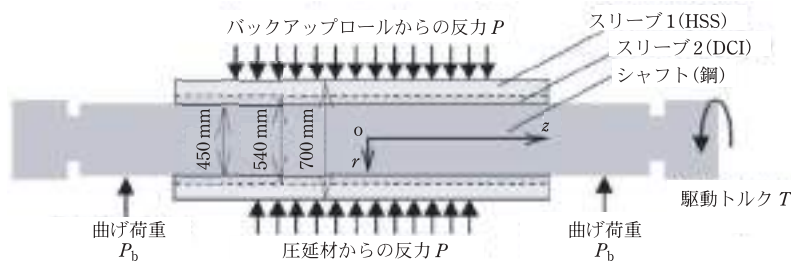


図 15 熱間圧延に使用される実際のスリーブロール形状の疲労強度評価 (焼嵌め率 $\delta/d = 0.5 \times 10^{-3}$, スリーブとシャフト間の摩擦係数 $\mu = 0.3$)。

したロール表面に荷重移動法を適用して、ロール回転を表現することで、界面すべりを数値シミュレーションで実現した^{19)~22)}。本節では、このシミュレーションを実ロールに適用して、界面応力を評価する。図 15 は、疲労強度を評価する実際のロールの寸法を示している。熱間圧延で使用された実ロールには、 $P = P_0 = 13270 \text{ N/mm}$ の標準の圧延荷重が作用するものとする¹⁴⁾¹⁵⁾。加えて、圧延材噛み込み時の衝撃力と、ロール温度変化や設定誤差による荷重変動を考慮して、圧延荷重 $P = 1.5P_0$ の厳しい荷重下でも疲労強度を評価する。また、焼嵌め率は $\delta/d = 0.5 \times 10^{-3}$ であり、スリーブとシャフトの間の摩擦係数は $\mu = 0.3$ であるとする^{19)~22)}。

図 16 は、固定ロール上での荷重移動を 2 回転したときの、 θ 方向の界面応力変化を示す。図示してはいないが、1 回転と 2 回転でほぼ同じ応力変化が生じることが確認された。したがって、本節では、安定した結果が得られる、2 回転後に得られた応力を使用して疲労強度を評価する。図 16 では、標準圧延荷重 $P = P_0$ でのロール 2 回転後の界面応力変化 $\sigma_{\theta}^{P(0) \sim P(4\pi)}(\theta)$ と、圧延トラブル時の $P = 1.5P_0$ でのロール 2 回転による $\sigma_{\theta}^{1.5P(0) \sim 1.5P(4\pi)}(\theta)$ と比較している。 $P = P_0$ による応力 $\sigma_{\theta}^{P(0) \sim P(4\pi)}(\theta)$ の最大応力は $\sigma_{\theta\max} = 79.4 \text{ MPa}$ 、最小応力は $\sigma_{\theta\min} = 24.6 \text{ MPa}$ である。一方、 $P = 1.5P_0$ による応力 $\sigma_{\theta}^{1.5P(0) \sim 1.5P(4\pi)}(\theta)$ では、最大応力

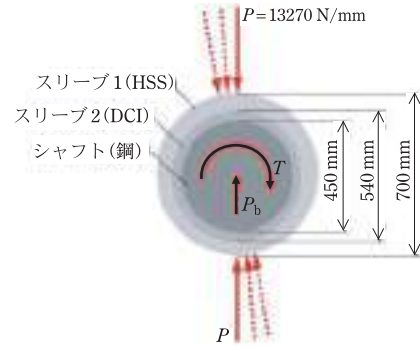
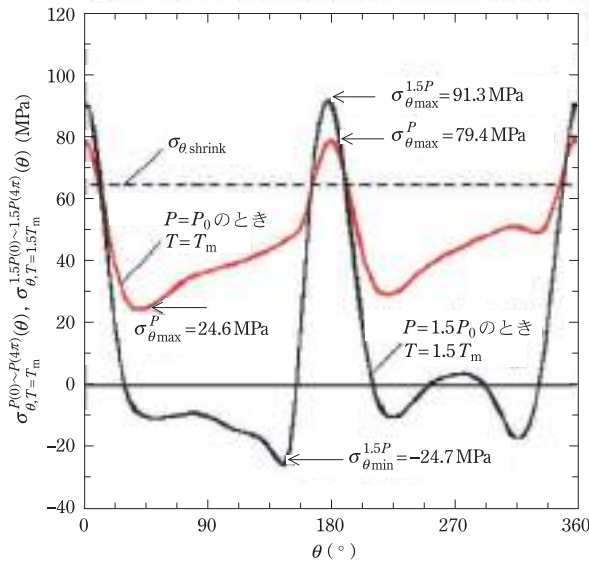


図 16 ロール 2 回転後の焼嵌め界面に生じる応力分布. 図 15 のロールに標準荷重 $P = P_0$ を与えた場合 $\sigma_{\theta, T=T_m}^{P(0) \sim P(4\pi)}(\theta)$ と圧延トラブル $P = 1.5P_0$ の場合 $\sigma_{\theta, T=1.5T_m}^{1.5P(0) \sim 1.5P(4\pi)}(\theta)$ の比較.

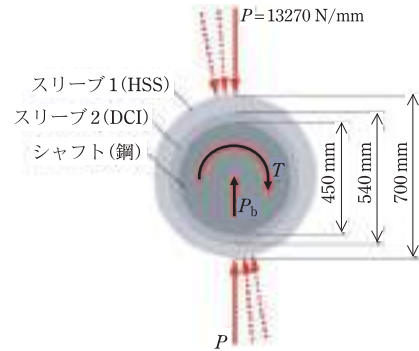
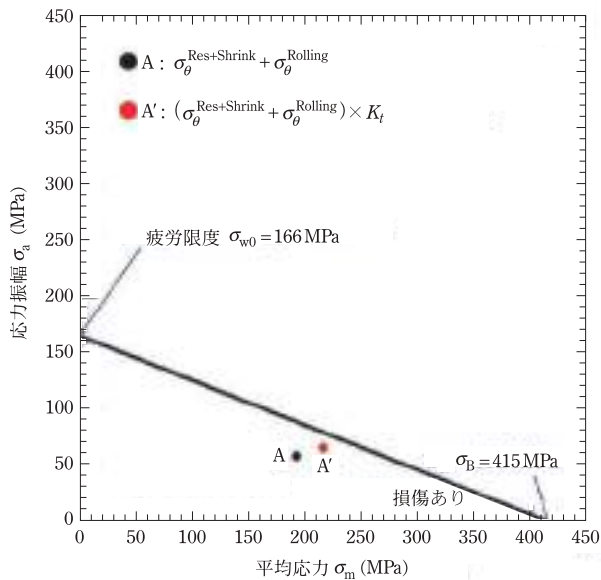


図 17 スリーブ組立式圧延ロールの耐久線図 (σ_a - σ_m 線図, DCI 引張強度 $\sigma_B = 415$ MPa と DCI の疲労強度 $\sigma_{w0} = 166$ MPa に基づいて実寸法のスリーブロール疲労強度を評価)。

$\sigma_{\theta \max} = 91.3$ MPa, 最小応力 $\sigma_{\theta \min} = -24.7$ MPa である。ここで、応力振幅を表す σ_a と平均応力を表す σ_m は式 (4)、式 (5) で示される。

$$\sigma_a = (\sigma_{\theta \max} - \sigma_{\theta \min}) / 2 \quad (4)$$

$$\sigma_m = (\sigma_{\theta \max} + \sigma_{\theta \min}) / 2 \quad (5)$$

$P = P_0$ の標準荷重では、応力振幅は $\sigma_a = 27.4$ MPa, 平均応力は $\sigma_m = 51.9$ MPa が得られる。一方、 $P = 1.5P_0$ の厳しい荷重の下で、 $\sigma_a = 58.1$ MPa の応

力振幅と $\sigma_m = 33.3$ MPa の平均応力が得られる。荷重を 1.5 倍にすると、応力振幅 σ_a は約 2.1 倍大きくなり、平均応力 σ_m は約 0.6 倍となる。

耐久線図に基づく疲労強度評価

本節では、円周方向のすべりを考慮して実スリーブロールの疲労強度を評価する。「ミニチュアロールに生じるすべり損傷の幾何学的形状」の節で特

定された、すべりによる損傷と、同等の損傷が実際のロールで発生するものとする。ミニチュアロールの寸法は実ロールの $1/10$ であるので、実ロールの損傷は大きくなる可能性がある。すべり損傷の幾何学的形状がミニチュアロールで観察されたものと同じならば、図 14 のすべり損傷②の応力集中係数 $K_t \cong 1.14$ を使用して、スリーブの疲労強度を調べる事が可能である。図 17 に、スリーブの内面に生じる応力 σ_θ に関して、耐久線図(応力振幅-平均応力の限界線 ($\sigma_a - \sigma_m$ 図))を示す。ここでは、ロール内層材 DCI の引張強度 $\sigma_B = 415 \text{ MPa}$ を使用し、耐久比 0.4 の疲労限界 $\sigma_{w0} = 166 \text{ MPa}$ を使用する。図 17 の点 A は、前節で説明した圧延トラブル時の衝撃力を考慮し $P = 1.5P_0$ の荷重下で $\sigma_a = 58.1 \text{ MPa}$ 、 $\sigma_m = 33.3 \text{ MPa}$ に、 $\sigma_\theta = 156 \text{ MPa}$ の引張り残留応力を平均応力として重ね合わせた結果を示す。

疲労強度を安全側で評価するために、 $K_t \cong 1.14$ の応力集中係数を、点 A の結果に乗じた場合を、点 A' で示す。図 17 において、 $P = 1.5P_0$ の荷重を用いても、点 A は依然として耐久限界線の内側に位置する。また、欠陥の応力集中を考慮しても、点 A' も耐久線の内側に位置する。

おわりに

焼嵌め式スリーブロールには、摩耗したスリーブを交換することでシャフトを再利用できることや、次世代ロールに適用できることなど、いくつかの利点がある。しかし、シャフトと焼嵌めスリーブの間に界面すべりが発生し、スリーブが損傷する場合がある。先の解説で説明したように、この現象は、筆者らが開発した、荷重移動法により、数値的にシミュレーションすることができる。本解説では、そのシミュレーションの妥当性を、ミニチュア圧延機を用いて実験的に検証した。実証試験では、自由転がり条件下で界面すべりが発生することを確認するとともに、すべりによって生じる損傷が形成される過程を明らかにした。すべりにより生じる欠陥の形状を考慮して、疲労強度

についても議論した。本稿で解説した手法とすべり損傷発生機構は、スリーブロールや次世代ロールの疲労強度の評価・向上に応用できる。解説した内容は以下のように要約される。

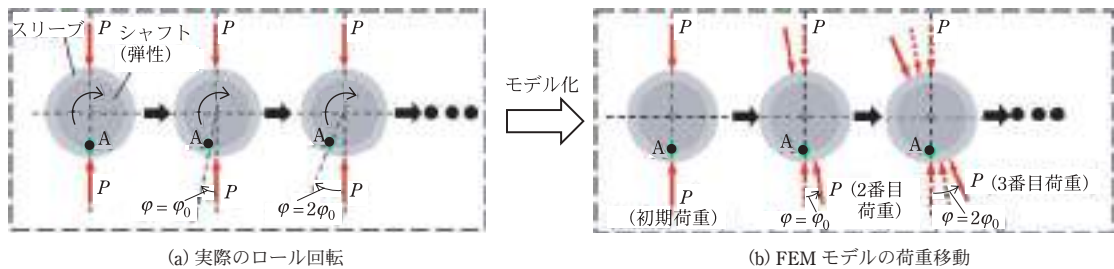
- (1) 数値シミュレーションで得られるスリーブの相対すべり量は、焼嵌め率 $\delta/d = 0$ 、 $\delta/d = 0.21 \times 10^{-3}$ の両者とも実験結果の約 3.6~4.3 倍である。両者の違いは、実験ではすべり傷の成長に伴って、実験全体を通して摩擦係数が $\mu = 0.3 \sim \infty$ のように変化し続けているにもかかわらず、シミュレーションでは、そのすべり損傷を考慮しておらず、また、摩擦係数 $\mu = 0.3$ を一定としていることから説明できる。
- (2) 実験と数値シミュレーションの両者とも、焼嵌めを行わない $\delta/d = 0$ の場合のすべり量は、焼嵌め率 $\delta/d = 0.2 \times 10^{-3}$ のすべり量の 2.79~3.53 倍となった。すなわち、数値シミュレーションは、焼嵌め率の影響などを定性的に議論するために有用であり、実験結果と数値シミュレーションとの比較によって、先の解説で示した荷重移動法の有用性が示された²¹⁾²²⁾。
- (3) すべり傷は、次のようにして形成される。まず、引っかき傷が、その間隔が機械加工の工具送りのピッチと一致することからわかるように、表面粗さの頂点の接触から形成される。断続的に生じた線状傷は、圧延中の凝集摩耗と腐食摩耗によって成長する。そして、最後には、すべり傷の最終端に大きな円形の侵食溝を形成してすべりが停止する。
- (4) スリーブとシャフトに観察される欠陥は、領域 1~領域 5 に分類できる。それらの各領域の変化に伴う特徴を記載し、すべり傷の形成と成長を明らかにした。
- (5) ミニチュアロール実験の焼嵌め率 $\delta/d = 0.21 \times 10^{-3}$ について、けがき線のずれから得られるすべり量 $\pi d \theta_{\text{slip}} = 32.3 \text{ mm}$ は、スリーブとシャフトに観察されたすべり傷の合計、すなわち、すべり傷②の 33.2 mm、すべり傷④の 32.7 mm と一致する。この一致は、すべり傷の開始点と終了点の決め方が正しいことを示している。

(6) すべり傷の3次元形状が特定され、その全長は13.9 mm、最大深さは0.25 mmであることが示された。応力集中係数は、だ円体形状を仮定して $K_t \cong 1.14$ として推定できる。スリーブロールの疲労リスクを、すべりを考慮した数値シミュレーションにより得られた応力振幅と平均応力とすべり傷寸法の結果を用いて推定した。

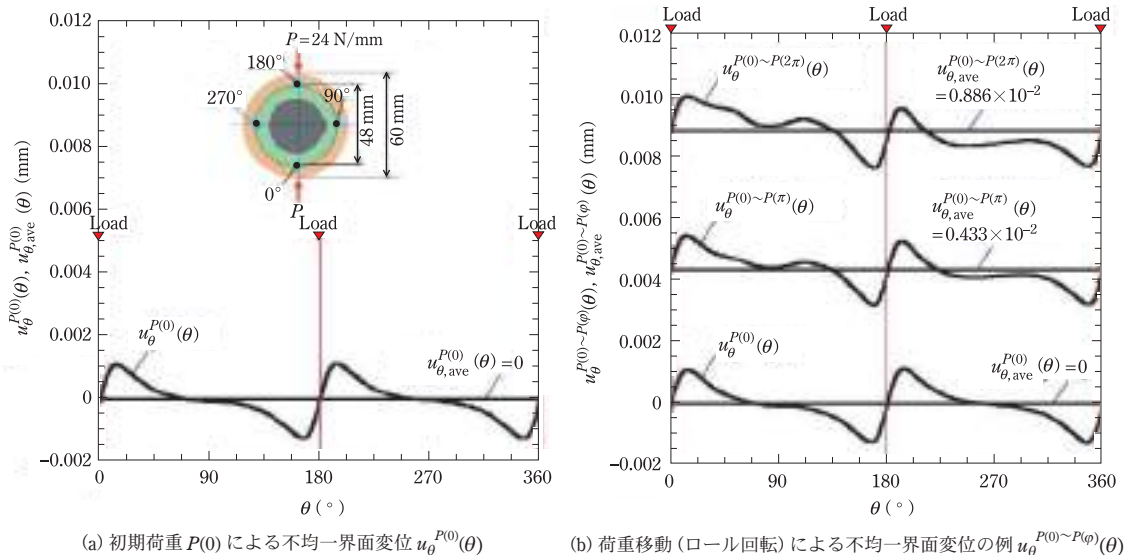
付録A：ミニチュアロールの数値シミュレーションによって得られる不均一変位 $u_{\theta}^{P(0) \sim P(\varphi)}(\theta)$ および平均変位 $u_{\theta,ave}^{P(0) \sim P(\varphi)}(\theta)$ について

本解説では、図1(前編)に示すミニチュア圧延

機と図5(前編)の試験片を用いて界面すべりを実験的に実証した結果を示した。また、ミニチュア圧延機は、実ロールの寸法の約1/10の寸法であるので、荷重移動法によって、その数値実験も行い、実験結果と比較して、その妥当性を調べた。図A1は、ロールの回転を固定ロール上の荷重移動によって表現する荷重移動法を示している^{20)~23)}。ここで、ロールには圧延荷重 $P = 1 \text{ ton/mm}$ がかかるものとする。図A1に示すように、ロールの連続回転を、中心を固定したロール周辺に一定間隔 φ_0 で荷重を移動させて表現した。予備解析で、 $\varphi_0 = 0.25^\circ \sim 12^\circ$ の結果の比較より、 $\varphi_0 = 0.25^\circ$ と $\varphi_0 = 4^\circ$ の間の相対誤差が数%未満であると判明したため、以下の説明では荷重移動角 $\varphi_0 = 0.25^\circ$ を採用した。



図A1 ロール回転を固定ロールの周辺の荷重移動で表現する荷重移動法の説明図。



図A2 ミニチュア圧延機(図1(前編))の試験片(図5(前編))に生じる不均一すべりの例(焼嵌め率 $\delta/d = 0.21 \times 10^{-3}$ のとき)。

以下では、対向する力の対を P で表す。

図 A2 にミニチュア圧延機における、周方向に不均一に生じる界面変位 $u_{\theta}^{P(0) \sim P(\varphi)}(\theta)$ の例を示す。図 A2 (a) は初期荷重 $P(0)$ による不均一界面変位 $u_{\theta}^{P(0)}(\theta)$ を示す。図 A2 (a) に示すように、変位は $\theta = 0$ に関して対称であり、式 (A1) が成立する。

$$-u_{\theta}^{P(0)}(-\theta) = u_{\theta}^{P(0)}(\theta) \quad (\text{A1})$$

図 A2 (b) は、荷重移動 $P(0) \sim P(\pi)$ 、すなわち、ロール半回転による、界面変位と $u_{\theta}^{P(0) \sim P(\pi)}(\theta)$ と、荷重移動 $P(0) \sim P(2\pi)$ 、すなわち、ロール 1 回転による、界面変位 $u_{\theta}^{P(0) \sim P(2\pi)}(\theta)$ を示す。図 A2 (b) に示すように、 $u_{\theta}^{P(0) \sim P(\pi)}(\theta)$ と $u_{\theta}^{P(0) \sim P(2\pi)}(\theta)$ は $\theta = 0$ に関する対称性を消失する。

$$-u_{\theta}^{P(0) \sim P(2\pi)}(-\theta) \neq u_{\theta}^{P(0) \sim P(2\pi)}(\theta) \quad (\text{A2})$$

図 A2 (a), (b) には変位の平均値 $u_{\theta, \text{ave}}^{P(0)}(\theta)$ も示す。すなわち、界面の相対変位は着目する周方向の位置 θ によって異なるため、界面すべりに対応するものは、その平均的な変位 $u_{\theta, \text{ave}}^{P(0)}(\theta)$ であると考えられる。それは、式 (A3) のように定義できる。

$$u_{\theta, \text{ave}}^{P(0) \sim P(\varphi)} = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} u_{\theta}^{P(0) \sim P(\varphi)}(\theta) d\theta \quad (\text{A3})$$

初期荷重 P が $\varphi = 0$ に与えられたときは、不均一変位は生じるが、平均変位 $u_{\theta, \text{ave}}^{P(0)} = 0$ である。これは、 $u_{\theta}^{P(0)}(\theta)$ が $\theta = 0$ に関して対称であるためで

ある。荷重が $\varphi = 0$ から $\varphi = \varphi$ に移動するとき、界面変位と $u_{\theta}^{P(0) \sim P(\pi)}(\theta)$ は対称性を消失するとともに、平均変位 $u_{\theta, \text{ave}}^{P(0) \sim P(\varphi)}$ が増加する。これは、変位 $u_{\theta}^{P(0)}(\theta)$ が不可逆的な変位成分を含むものであり、荷重移動(すなわちロールの回転)によって不可逆的な変位が蓄積されることによる。

付録 B: 自由転がり条件下で実ロールの界面に生じる平均的変位 $u_{\theta, \text{ave}}^{P(0) \sim P(\varphi)}(\theta)$ に及ぼす焼嵌め率 δ/d ならびに焼嵌め面の摩擦係数 μ の影響

付録 B では、図 15 の実スリーブロールの数値シミュレーション結果の例として、実ロール 1 回転後の平均的変位 $u_{\theta, \text{ave}}^{P(0) \sim P(2\pi)}(\theta)$ を、焼嵌め率 δ/d ならびに摩擦係数を変えて示す。長年の経験に基づき、スリーブロールの焼嵌め率 $\delta/d = 0.4 \times 10^{-3} \sim 1.0 \times 10^{-3}$ の範囲が使用されている。これは、焼嵌め率 δ/d 値が小さい $\delta/d < 0.4 \times 10^{-3}$ では、界面すべりが発生しやすく、焼嵌め率 δ/d 値が大きい $\delta/d > 1.0 \times 10^{-3}$ では、界面すべりがスリーブ破損の危険性を増加させるためである¹¹⁾。なお、「実ロールに作用する応力振幅と平均応力」の節および「耐久線図に基

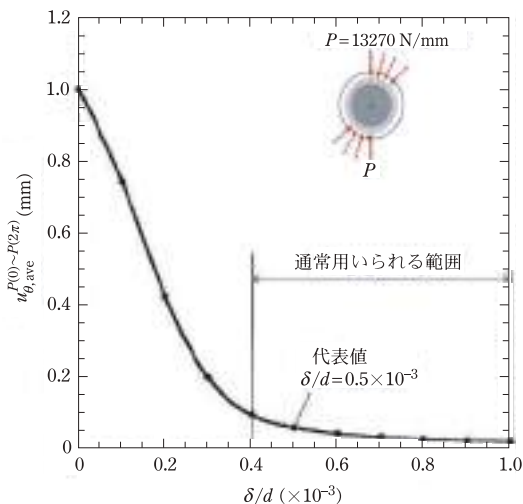


図 B1 実際のスリーブロール(図 15)に生じるロール 1 回転後の界面のすべり変位と焼嵌め率 δ/d の関係(焼嵌め面の摩擦係数 $\mu = 0.3$ のとき)。

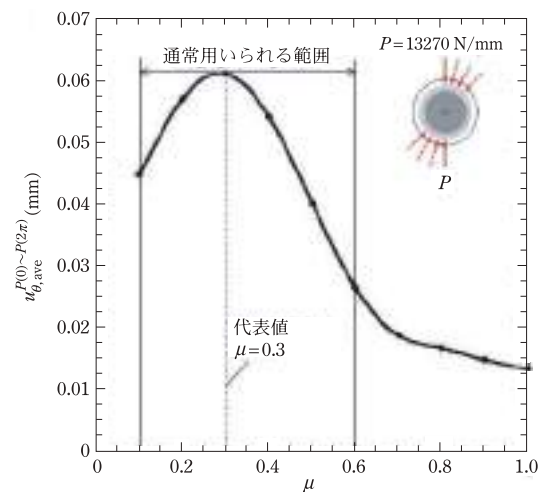


図 B2 実際のスリーブロール(図 15)に生じるロール 1 回転後の界面のすべり変位と摩擦係数 μ の関係(焼嵌め率 $\delta/d = 0.5 \times 10^{-3}$ のとき)。

づく強度評価」の節で、実スリーブロールの疲労強度を評価した際には、焼嵌め率 $\delta/d = 0.5 \times 10^{-3}$ 、スリーブとシャフト間の摩擦係数 $\mu = 0.3$ と固定した場合を示している。

図 B1 に、ロール 1 回転後の平均変位 $u_{\theta,ave}^{P(0) \sim P(2\pi)}(\theta)$ を焼嵌め率 δ/d を変えて示す。すべり変位 $u_{\theta,ave}^{P(0) \sim P(2\pi)}(\theta)$ は δ/d の増加とともに減少する。これは、 δ/d が増加すると、焼嵌め応力 $\delta_{rshrink}$ も増加し、焼嵌め面のすべり抵抗が増加するためである。なお、 $\delta/d \rightarrow 0$ の場合でも、 $u_{\theta,ave}^{P(0) \sim P(2\pi)}(\theta)$ は無限大とはならない。これは、 $\delta/d \rightarrow 0$ でも荷重 P が加わることでスリーブとシャフトが接触し、すべり抵抗が発生するためである。一方、 $\delta/d \rightarrow \infty$ の場合、 $u_{\theta,ave}^{P(0) \sim P(2\pi)}(\theta) \rightarrow 0$ となり、スリーブとシャフトが一体化してすべりにくくなる。よって、界面すべりは防止できるが、このとき、内面の円周応力 σ_θ が大きくなるので、大きな焼嵌め率を適用するとスリーブ破壊の原因となる。以前の研究では、スリーブロールのスリーブとシャフトの間に $\mu = 0.2$ が使用された¹⁾。また、鋼表面間の摩擦係数として $\mu = 0.4$ が用いられた⁴³⁾。このようにスリーブロール焼嵌め面には $\mu = 0.2 \sim 0.4$ の範囲の値がよく使われる。また、最も大きい摩擦係数の 1 つは、アームコ鉄とアルミニウムの組み合わせの $\mu = 0.82$ である⁴⁴⁾。したがって、本検討では実用上の摩擦係数の上限として $\mu = 1.0$ を採用した。

参考文献

41) 村上敬宜：応力集中の考え方，養賢堂，(2005)，47。

- 42) 酒井悠正，野田尚昭，佐野義一，張国偉，高瀬康：スリーブ組立式圧延ロールの焼嵌め面に生じる界面クリープの数値シミュレーション，鉄と鋼，**105** 4 (2019)，411。 <https://doi.org/10.2355/tetsutohagane.TETSU-2018-117>
- 43) MiSUMi-VONA 技術情報，MISUMI Group Inc.，乾燥摩擦係数，https://jp.misumi-ec.com/tech-info/categories/plastic_mold_design/pl07/c0874.html (accessed 2019-06-14)
- 44) 機械工学便覧，基礎編 $\alpha 2$ 機械力学，丸善，(2004)。

図番号，文献番号は前号のつづき。

のだ・なおあき NODA Nao-Aki

1984 九州大学大学院工学研究科機械工学専攻博士課程修了。九州工業大学工学部講師・助教授を経て、教授。焼嵌め式ローラや特殊ボルト等の産学連携に関する研究に従事。日本設計工学会論文賞受賞。日本機学会材料力学部門賞業績賞，日本機械学会フェロー。自動車技術会フェロー。2019-2021 日本材料学会九州支部長。2022.04 九州工業大学名誉教授。

さの・よしかず SANO Yoshikazu

1967 九州大学大学院機械修了。日立金属納入社。1992 技師長。1996 九州大学より博士(工学)授与。学術研究員，九州工業大学支援研究員を経て㈱ボーシン技術顧問。焼嵌め式ロールの構造設計に関する研究に従事。(公社)日本設計工学会 2019 年度論文賞受賞。

たかせ・やすし TAKASE Yasushi

1985 九州工業大学技術職員。1993 同工学部設計生産工学科夜間主コース卒業。2002 技術専門職員。2007 「任意寸法の試験片に対して正確な応力集中係数を与える計算式に関する研究」で博士(工学)。2020 年度日本塑性加工学会教育賞受賞。

ほった・げんじ HOTTA Genji

1979 九州工業大学卒業。㈱日鉄エレクトクスを経て 2008 有明工業高等専門学校機械工学科教授。2012 熊本大学より博士(工学)授与。2019 より九州工業大学客員教授，2021 西日本工業大学客員教授。日本技術士会ものづくり部会長。2021 年度技術士功労章受章。