

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(前編)

野田 尚昭・佐野 義一・高瀬 康・堀田 源治

はじめに

鉄鋼製造業では、熱間圧延は金属を最も効率良く製品に加工する方法であり、大量生産に適しており、他のどの金属加工よりも生産量が多い^{1)~23)}。圧延ロールに関して、中実式ロールが主流であるが、その構造をスリーブ組立式に移行する考え方がある。シャフトをスリーブに焼嵌めする、スリーブ組立式ロールの一部は、1000 mm を超える大きな直径のバックアップロールや大型の H 字型鋼圧延ロールとして実用化されている^{1)~3)}。スリーブ組立式ロールには、いくつかの利点があり、①シャフトの延性を保ちスリーブの耐摩耗性を単独で向上させることや、②破損・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、③次世代超硬ロールなどでは、その採用が不可欠であることなどが挙げられる^{1)~3)}。

一方で、このスリーブ組立式ロールには、残留曲げ変形、スリーブ端のフレッチング疲労き裂、スリーブすべりによるスリーブ破損など、いくつかの特有の問題がある^{5)~11)}。特に、スリーブすべりに関しては、焼嵌め部の摩擦抵抗トルクがモータートルクよりも大きいにもかかわらず、スリーブが周方向に大きく滑ることが知られている^{10)~13)}。同様のすべりは、転がり軸受でも「界面クリープ」と呼ばれる損傷として知られており、軸とインナーレースの間、ハウジングとアウターレース間ですべりが発生する^{24)~36)}。しかし、このようなすべりを定量的に扱った研究はほとんど

見当たらない。

これまでの解説では、4 段圧延機のワークローラを対象に、自由転がり条件下での界面すべりを実現するための数値シミュレーションを実行した(図 1(a)を参照)¹⁹⁾。その結果、界面すべりが不可逆的、すなわち荷重除荷後に残留するすべり量があることや、さらに、それは全体的ではなく、周方向に部分的、すなわち不均一に生じるすべりであることも説明した。そして、そのような不均一の不可逆すべりがロール回転とともに蓄積され、スリーブすべりとなることを解説した。また、自由転がり条件下でもすべりが発生することを確認するとともに、弾性軸変形、焼嵌め率、摩擦係数などのいくつかの設計要因の影響も考慮した。さらに、すべりが圧延時に必要となるモータートルクによって大きく加速されることも解説した^{20)~22)}。また、変位増加率が、焼嵌め界面上に部分的に生じる「すべり領域」の存在によって説明できることや、荷重負荷によって低応力領域が生じることからも、説明できることも解説した^{19)~22)}。このように、多くのことを、中心を固定したロールに上下方向の圧延荷重をまず付加し、それを移動させてロール回転を表現する「荷重移動法」による、数値シミュレーションの結果を示して解説した。しかし、その妥当性を実験的に検証することは重要である。

図 1 に、寸法が実際の圧延機の約 1/10 であるミニチュア圧延機を示す。本解説では、このミニチュア圧延機を用いて、円周方向すべりを実験的に検証する、また、実ロールの数値シミュレーショ

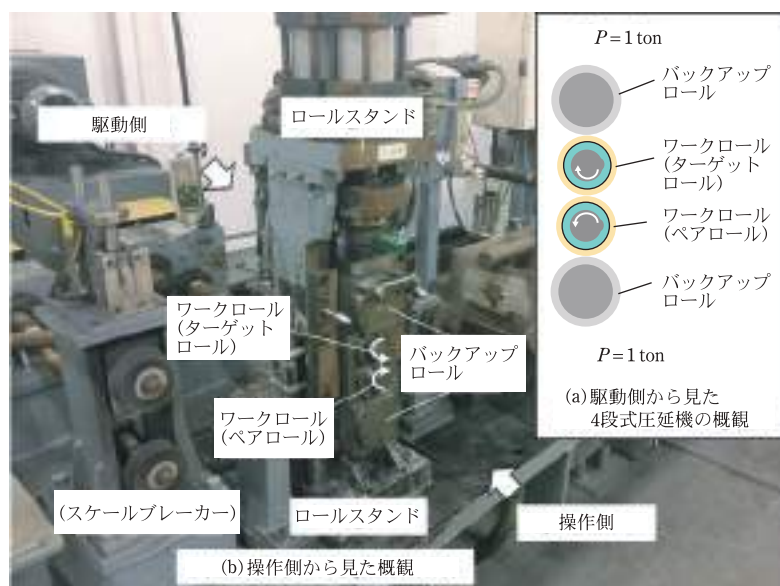


図1 実際の圧延機の約1/10のサイズのミニチュア圧延機。

ンの妥当性を検証するために、図1に示すミニチュアロールによる実験を、同様な数値シミュレーションによって解析し、実験と比較する。同様のすべりは、「界面クリープ」と呼ばれる転がり軸受でも知られていることから、実験は自由転がり条件下で行う。なお、 $\delta/d=0$ の焼嵌めがない場合でも、スリーブとシャフトは図1の荷重 P により部分的に強い接触が生じる。したがって、この研究では、 $\delta/d=0$ および $\delta/d=0.21 \times 10^{-3}$ の焼嵌め率を用いて実験を行う。

数値シミュレーションでは、理想的な接触面のみを考慮してきており、部分的な接触や、すべりにより生じる傷は全く考えていない。また、すべり面の摩擦係数も解析上の制約により一定値を用いる必要がある。したがって、そのようなモデリングが妥当であるか否かを確認する必要がある。すなわち、界面すべり現象をより深く理解するために、すべり面を詳細に観察することですべり欠陥の形成と成長を明らかにする。さらに、最終的に焼嵌め面に形成されるすべり欠陥の形状と寸法を特定し、その応力集中を考慮してスリーブロールの疲労強度を評価する。このようにして、本研究では、圧延スリーブロールの界面すべりのメカニズムを解明し、対策と強度評価を行う。超硬ロー

ルなどの次世代ロールを開発するためには、スリーブとシャフトを焼嵌めしたスリーブロール構造を採用する必要がある。本解説は、それらへの応用も視野に入れた内容となっている。

ミニチュア圧延機による界面すべりの実験的検証

実験条件ならびに実験方法

図1に、日立金属㈱(現 ㈱プロテリアル)によって開発された、サイズが約1/10の4段式圧延機を示す。表1に、このミニチュアロール試験機³⁷⁾の仕様を示す。この試験機は、ホットコイルを上下のワークロールの間に通すことで、ワークロールの表面粗さや摩耗を評価するために開発されたものである。しかし、ここでは、ホットコイルを通過させずに、一対のワークロールを直接接触させて駆動し、自由転がり条件下でのスリーブすべりが実現されるか否かを検証する。図1(b)は、駆動側からの圧延スタンドにおける試験ロールの構成および位置を示す。この実験では、上部ワークロールは、駆動状態のないターゲットロールである。すなわち、このターゲットワークロールは、下部ペアロールからの接触力によって駆動され、ロー

表 1 ミニチュアロール試験機の仕様.

ロール寸法	バックアップロールの寸法 (直径 $D_B \times$ 長さ) (mm)	120 $\times$ 40
	バックアップロールの材質	SCM440 焼入れおよび焼戻し材
	ワークロールの寸法 (直径 $D_B \times$ 長さ) (mm)	60 $\times$ 40
仕様	荷重 P (ton)	~ 10
	回転速度 (rpm)	1150
	駆動方式	ワークロール駆動 (2 ロール / 1 モータ)
	駆動モータ	3 相誘導モータ
	電力 (kW), 周波数 (Hz)	55, 59.2
	電圧 (V), 電流 (A)	180, 225
	コイル張力 (MPa)	100 ~ 1000
	水冷: 前部 (L/min)	~ 1.0, ~ 4.5
	ロールコイルの寸法 (mm), 材料	1 $\times$ 15 $\times$ (250 $\times$ 10 ³) (厚さ $\times$ 幅 $\times$ 長さ), 鋼

表 2 テストワークロール仕様 (図 3 (b) 参照).

仕様	寸法: 直径 (D, d, d_1) $\times$ 長さ (mm)	(60, 48, 35) $\times$ 40
	材料	SCM440 焼入れおよび焼戻し材
	引張強さ σ_B (N/mm ²)	980
	ブリネル硬さ HB	スリーブ: 280~300 シャフト: 305~330

ラーベアリングで支持されている上部バックアップロールとも接触する. なお, バックアップロールの接触効果は小さく, 無視できる程度である. 対象ロールは, スリーブと外軸の焼嵌め界面で円周方向のすべりを実現するキーで内軸と外軸を固定するダブルシャフト構造である (図 3 (c) 参照). SCM440 材は, スリーブとシャフトの両方に使用する.

表 2 に実験に用いるワークロールの仕様を示す. テストロールの直径は, 実際のロールの直径の約 1/10 である. 実験条件を表 3 に示す. ロール A は $\delta/d = 0$ の, 焼嵌め率 0 のロールを示し, ロール B は, 焼嵌め率 $\delta/d = 0.21 \times 10^{-3}$ のロールを示す. 実験では, 荷重による摩擦による温度上昇によって生じる, 焼嵌め率の変化を防ぐために, ワークロールを室温の水で冷却する. 定常回転数が 106 rpm または 212 rpm に達した後, 接触温度計による実験中のロール面の温度変化が 5℃以内になるように 1 トンの荷重を付加する.

界面すべりの実験結果

図 2 (a) に, 焼嵌め率 $\delta/d = 0$ のロール A 試験片

表 3 実験条件.

テストロール	焼嵌め率 δ/d	ロール A 0 ロール B 0.21×10^{-3}
	テストロール ペアロール	自由転がり トルクによる駆動 457 Nm
駆動条件	荷重 P (ton)	1.0
	回転速度 (rpm)	106 ~ 212
	ロール冷却:	水 0.25, 2.0
	前部 (L/min), 後部	
	ロール温度 (℃): $\delta/d = 0.21 \times 10^{-3}$, 0	16.0 ~ 21.0
	回転数, n	スリーブがすべる 間の回転数

のすべり状態を示す. すべり距離 $l_s = \pi d \theta_{\text{slip}} / 360$ は, 図 2 に示すように, けがき線から, 相対的な円周方向の移動量として求めることができる. 図 2 (a) は, 実験前後のけがき線を比較して示す. ロール回転数 $n = 1 \times 10^4$ の後に発生するすべり距離 $l_s = \pi d \theta_{\text{slip}} / 360 = 31.8$ mm を与えるすべり角は $\theta_{\text{slip}} = 76^\circ$ となる. 図 2 (b) は, 焼嵌め率 $\delta/d = 0.21 \times 10^{-3}$ のロール B 試験片のすべり状態を示す. 図 2 (b) は, ロール回転数 $n = 3 \times 10^4$ の後に生じるすべり距離 $l_s = \pi d \theta_{\text{slip}} / 360 = 32.3$ mm を与えるすべり角は $\theta_{\text{slip}} = 77^\circ$ である.

先の解説に示したように, 焼嵌め式スリーブロールのスリーブすべりは, 荷重移動法による数値シミュレーションで実現される (付録 A 参照, 後編). すなわち, ロールの回転は, 固定ロール表面に作用させる荷重を角度 φ で移動させ

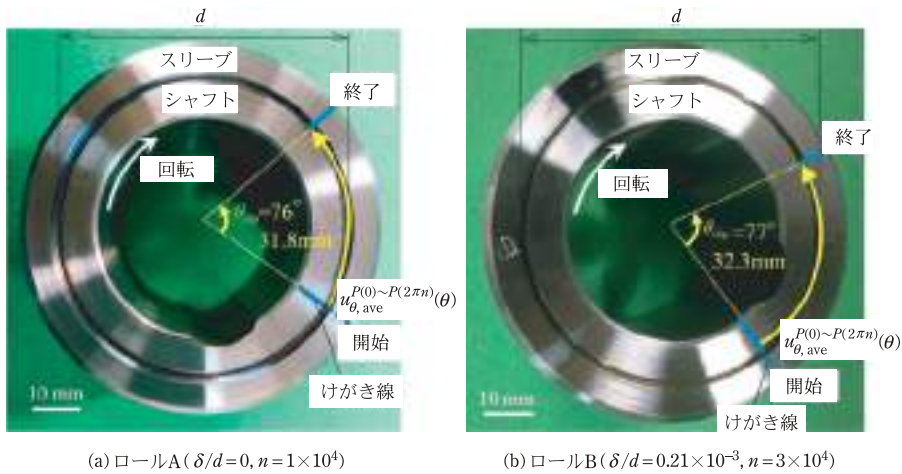
(a) ロールA ($\delta/d=0, n=1 \times 10^4$)(b) ロールB ($\delta/d=0.21 \times 10^{-3}, n=3 \times 10^4$)

図2 実験後 (n 回転後) のターゲットロール (図1 参照) に観察されるすべり量 $l_s = \theta_{\text{slip}} \pi d / 360$ (駆動側からの観察). すべり量 / 回転数 $= l_s / n = \theta_{\text{slip}} \pi d / 360 \cdot n$ (実験) $= u_{\theta, \text{ave}}^{P(0) \sim P(2n\pi)} / n$ (数値シミュレーション). $u_{\theta, \text{ave}}^{P(0) \sim P(2n\pi)}(\theta) = u_{\theta, \text{sleeve}}^{P(0) \sim P(2n\pi)}(\theta) - u_{\theta, \text{shaft}}^{P(0) \sim P(2n\pi)}(\theta)$.

表4 相対すべり長さの実験結果.

	焼嵌め率 δ/d	相対すべり長さ $l_s = \frac{\pi d \theta_{\text{slip}}}{360}$ (mm)	回転数 $n_t - n_0$	相対変位 $\frac{\pi d \theta_{\text{slip}}}{360(n_t - n_0)}$ (mm/rev.)	変位増加率 $\frac{\pi d \theta_{\text{slip}}}{360^2(n_t - n_0)}$ (mm/deg.)
ロール A	$\delta/d = 0$	31.8	1×10^4	3.18×10^{-3}	8.84×10^{-6}
ロール B	$\delta/d = 0.21 \times 10^{-3}$	32.3	3×10^4	1.08×10^{-3}	2.99×10^{-6}

る (記号 $P(0) \sim P(\varphi)$) ことで表現できる. その際に, 焼嵌め面に生じる θ 方向の界面での相対変位 $u_{\theta}^{P(0) \sim P(\varphi)}(\theta)$ がすべりに相当する^{20)~23)}. 次節の図4には, $u_{\theta}^{P(0) \sim P(\varphi)}(\theta)$ の定義を示している. たとえば, ロール回転数が n の場合に生じる不均一すべりは, $\varphi = 2n\pi$ とおくことで, $u_{\theta}^{P(0) \sim P(\varphi)}(\theta)$ として表すことができる.

ここで, $u_{\theta}^{P(0) \sim P(\varphi)}(\theta)$ は界面上の位置 θ によって不均一に生じるため, その平均値 $u_{\theta, \text{ave}}^{P(0) \sim P(2n\pi)}$ を考えると, それは式(1)で定義できる.

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

(数値シミュレーション)

$$\approx l_s \text{ (実験)} \quad (1)$$

数値シミュレーションによって得られる式(1)の平均変位 $u_{\theta, \text{ave}}^{P(0) \sim P(2n\pi)}$ は, 式(1)に示すように, 実験的に得られるすべり量 l_s に対応する. 先の解説に示したように, シミュレーションでは, 平均

変位 $u_{\theta, \text{ave}}^{P(0) \sim P(2n\pi)}$ は, 1回転目では不安定であるが, 1回転後からは極めて安定した状態で生じる²²⁾. よって, 1回転あたりのすべり量 l_s/n は, 式(2)のように表すことができる.

$$\frac{l_s}{n} = \frac{\theta_{\text{slip}} \pi d}{360 \cdot n} \text{ (実験)}$$

$$= \frac{u_{\theta, \text{ave}}^{P(0) \sim P(2n\pi)}}{n} \text{ (数値シミュレーション)} \quad (2)$$

先の解説では, 数値シミュレーションの結果として, 変位増加率 $du_{\theta, \text{ave}}^{P(0) \sim P(2n\pi)} / d\varphi$ も調べて議論した. これによって, ロールを1回転後には $du_{\theta, \text{ave}}^{P(0) \sim P(2n\pi)} / d\varphi$ がほぼ一定になることがより明確となった²²⁾. すなわち, 変位増加率 $du_{\theta, \text{ave}}^{P(0) \sim P(2n\pi)} / d\varphi$ は, 実験的には, 式(3)に示す角度 1° 当たりのすべり距離として表すことができる.

$$\frac{u_{\theta, \text{ave}}^{P(0) \sim P(2n\pi)}}{d\varphi} = \frac{\theta_{\text{slip}} \pi d}{360 \cdot 360n} \quad (3)$$

なお、式 (2) および式 (3) は、ロール回転中にすべりが連続的に生じることを前提としているので、この点も数値シミュレーション結果は、実験結果とは異なる可能性がある。

表 4 は、実験的に得られたすべり量 l_s 、ロールの総回転数 $(n_t - n_0)$ 、1 回転当たりのすべり量 $nd\theta_{\text{slip}} / (360 \cdot (n_t - n_0))$ 、変位増加率 $nd\theta_{\text{slip}} / (360^2 \cdot (n_t - n_0))$ をまとめたものである。表 4 より、ロール A の 1 回転当たりのすべり量 $nd\theta_{\text{slip}} / (360 \cdot (n_t - n_0))$ は、ロール B のすべり量の約 3 倍である。また、ロール A の変位増加率 $nd\theta_{\text{slip}} / (360^2 \cdot (n_t - n_0))$ も、ロール B の変位増加率の約 3 倍である。

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

荷重移動法の概要

図 3 (a) および図 3 (b) に、実ロールの中央断面をミニチュアロールの中央断面と比較した図を示す。図 3 (c) は、界面すべりを実現するための荷重移動法を示す。図 2 のミニチュア圧延機で使用した試験片では、図 3 (b) に示すように、内軸と外軸とは、界面ですべりが生じないようにキーを用いて固定されている。代わりに、外側シャフトとスリーブを焼嵌めによって組み立てており、界面スリップを実現させる。実際のロールでは、高い耐

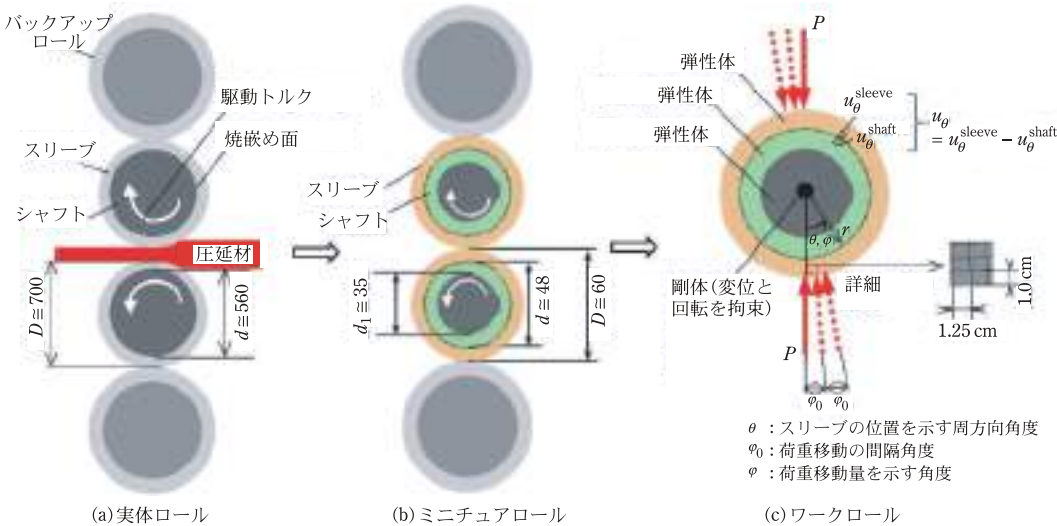


図 3 界面すべりの数値実験のためのモデリング (駆動トルクゼロ)。

表 5 ミニチュアロールの解析条件。

機械的性質	スリーブ	鋼製スリーブのヤング率 E (GPa)	210
		鋼製スリーブのポアソン比 ν	0.28
	シャフト	鋼製シャフトのヤング率 E_s (GPa)	210
		鋼製スリーブのポアソン比 ν	0.28
ロール寸法		スリーブ外径 D (mm)	60
		スリーブ内径 d (mm)	48
焼嵌め		焼嵌め率 δ/d	0.21×10^{-3}
		シャフトとスリーブ間の摩擦係数 μ	0.3
外力		ロール幅当たりの集中力 P (N/mm)	245 (合計 1 ton, ロール長さ 40 mm)
		ロール幅当たりの摩擦力 S (N/mm)	0
		ベアリングから曲げ荷重 P_b (Nm/mm)	0

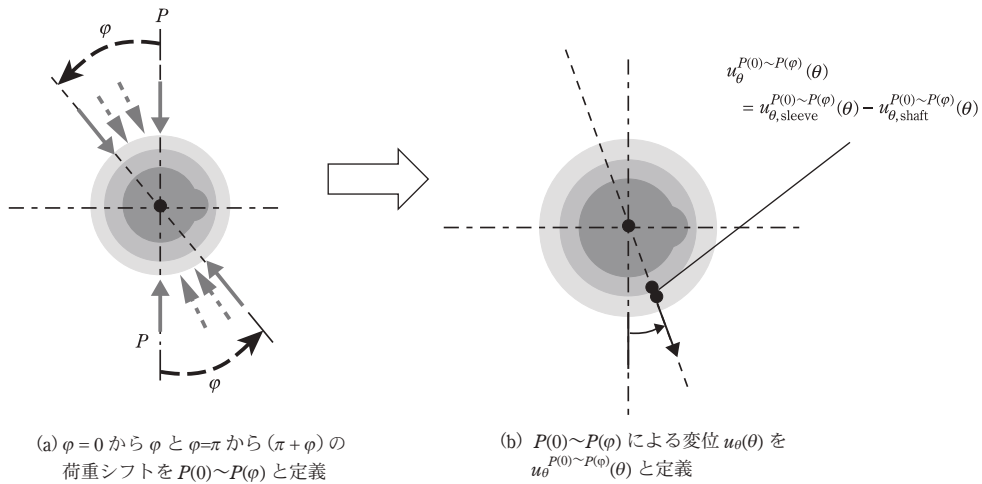


図4 図3のミニチュアロール試験片のシフト荷重 $P(0) \sim P(\varphi)$ による相対変位 $u_{\theta}^{P(0) \sim P(\varphi)}(\theta)$ の定義。

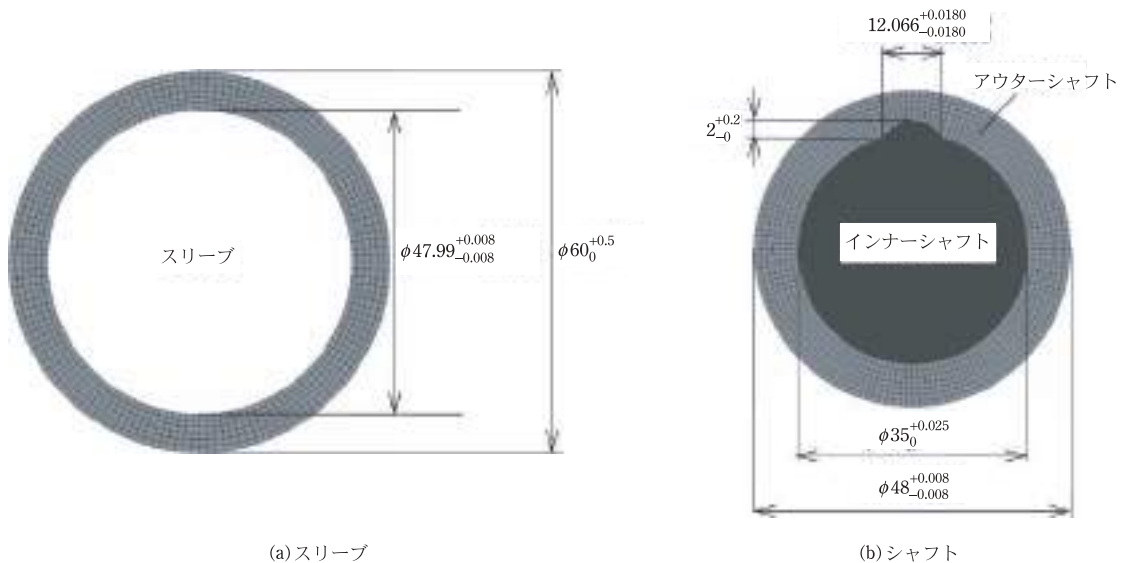


図5 ミニチュア圧延機用ロールB試験片 (焼嵌め率 $\delta/d = 0.21 \times 10^{-3}$).

摩耗性と高い靱性に対する要求を満たすために、圧延ロールには複合スリーブが一般的に使用される。すなわち、外層には高速度鋼や高クロム鋼などの耐摩耗性材料が使用され、内層には合金鋼が使用される。一方、このミニチュアロールの実験では、鋼スリーブと鋼シャフトを使用する。表5は、スリーブの特性、内側と外側のシャフト、およびキーの詳細を示す。図3(c)に示すように、ロール回転はロール中心に、解析に影響しない小さな剛

体部を導入して固定される。

図4は、荷重移動 $P(0) \sim P(\varphi)$ による相対変位 $u_{\theta}^{P(0) \sim P(\varphi)}(\theta)$ を示す^{19)~22)}。付録A(後編)に示すように、荷重移動法を適用して、ミニチュアロール試験片の不均一なすべりを調べる。ここでは、界面すべりの発生を明らかにするため、自由転がり条件をワークロールとバックアップロールの両方に適用する。すなわち、軸駆動トルク $T = 0$ および圧延材に生じる摩擦力 $S = 0$ である。

図5に、スリーブと外軸の焼嵌め界面にのみにすべりが現れるように、内軸と外軸とをキーで固定したダブルシャフト構造のターゲットロールの寸法を、FEMメッシュモデルで示す。スリーブとシャフトの両方にSCM440材を使用する。この解析では、ミニチュアロール実験と同様に、荷重 $P=245\text{ N/mm}$ がバックアップロールからスリーブに適用され、ロールプレートからスリーブへの反力が作用する²¹⁾。焼嵌め率は、焼嵌め量 δ と内径 d から δ/d として定義されるが、このミニチュアロールのシミュレーションでは実験と合わせて $\delta/d=0$ と $\delta/d=0.21\times 10^{-3}$ を使用する。スリーブとアウターシャフトの間の摩擦係数は $\mu=0.3$ とする。製造工程では、まずスリーブの内径を機械加工し、アウターシャフトをスリーブに焼嵌めする。次に、アウターシャフトの内径はキー溝を含めて機械加工する。最後に、インナーシャフトはキーによって内径に固定される。締め付け代は、ロールAの場合は $\delta=0\text{ mm}$ 、ロールBの場合は $\delta=0.01\text{ mm}$ である。

実験結果とシミュレーションの比較

図1のミニチュアロール実験によって、数値シミュレーションの妥当性を検証する。図5は、使用される直径60 mmのターゲットワークロールのFEMメッシュを示す。表3に示すように、転がり軸受け²¹⁾で「界面クリープ」として知られる同様の現象が存在するため、モータートルクのない自由転がり条件で実験し、図2のスリーブとシャフトの間のすべりを検証する。外側シャフトと挿入された内側シャフトはキーで固定されている。実験では、ワークロールを室温で水によって冷却し、温度上昇による焼嵌め率の変化を防ぐ。定常回転

下、接触温度計により実験時のロール表面温度変化が 5°C 以内であったことを確認し、圧延荷重に相当する荷重1トンを付加する。

FEMシミュレーションには、図2のメッシュを使用した。ここで、要素数は7408であり³⁸⁾、スリーブとシャフト間の荷重 $P=245\text{ N/mm}$ 、焼嵌め率 $\delta/d=0.21\times 10^{-3}$ 、摩擦係数 $\mu=0.3$ を固定して、ミニチュアロールの数値シミュレーションを新たに行う。また、 $u_{\theta}^{P(0)\sim P(2n\pi)}(\theta)$ は、図4(b)に示すように、スリーブとシャフトの間の相対変位として定義される。

表6に、変位増加率 $du_{\theta,\text{ave}}^{P(0)\sim P(2n\pi)}/d\varphi$ とすべり量 $l_s=u_{\theta,\text{ave}}^{P(0)\sim P(2n\pi)}=\theta_{\text{slip}}\pi d/360$ を示す。表6のシミュレーション結果は、ロール回転開始と同時にすべりが現れ、ロール回転中は、すべり傷やすべり損傷が接触面に生じることなく、すべりが連続的に現れるとしている。表6から、シミュレーション結果は実験結果の3.6~4.3倍であることがわかる。この違いは、すべり欠陥の成長により、実験全体を通して摩擦係数は、変化する(たとえば $\mu=0.3\sim\infty$ のように)にもかかわらず、数値シミュレーションでは、摩擦係数 $\mu=0.3$ と一定としていることから説明できる。すなわち、実験観察で明らかとなったように、円周方向のすべりにより、すべり損傷が薄い引っかき傷から始まり、侵食摩耗や凝集摩耗とともに厚く深くなり、最終的にはすべりを完全に止める大きなすべり損傷を形成する。よって、シミュレーションでは、たとえすべり損傷の発生・成長を考慮できないまでも、少なくとも、摩擦係数をすべり損傷の成長に合わせて変えることが望ましい。しかし、実際の数値シミュレーションでは、実際のすべり傷進展を反映した

表6 変位増加率と相対変位の実験とシミュレーションの比較。

焼嵌め率 δ/d		変位増加率		相対変位	
		$\frac{du_{\theta,\text{ave}}^{P(0)\sim P(2n\pi)}}{d\varphi} = \frac{\pi d \theta_{\text{slip}}}{360^2(n_t - n_0)}$ (mm/deg.)		$u_{\theta,\text{ave}}^{P(0)\sim P(2n\pi)} = \frac{\pi d \theta_{\text{slip}}}{360(n_t - n_0)}$ (mm/rev.)	
		実験 (mm/deg.)	シミュレーション (mm/deg.)	実験 (mm)	シミュレーション (mm)
ロール A	$\delta/d=0$	0.884×10^{-5}	3.074×10^{-5}	0.318×10^{-2}	1.356×10^{-2}
ロール B	$\delta/d=0.21\times 10^{-3}$	0.299×10^{-5}	1.103×10^{-5}	0.108×10^{-2}	0.384×10^{-2}

変化はほとんど不可能であるだけでなく、すべり傷の成長を反映して、摩擦係数を $\mu = 0.3 \sim \infty$ と変えて与えることも現状のFEM解析コードでは不可能である。これが、実験とシミュレーションの間に3.6~4.3倍の差が現れる理由である。実験結果とシミュレーションの違いは比較的大きいが、現在のシミュレーションは相対的な比較目的に使用できる。たとえば、 $\delta/d = 0$ の焼嵌めなしの結果は、焼嵌め率 $\delta/d = 0.21 \times 10^{-3}$ の結果の2.79~3.53倍であることが、実験と数値シミュレーションの両方で確認された。次節では、包括的に調査したスリーブとシャフトの表面に観察されたすべり傷について説明する。

ミニチュアロールを用いた実験の界面すべりによって生じる損傷

スリーブ表面の観察

実際のスリーブロールの焼嵌めを考慮して、焼嵌め率 $\delta/d = 0.21 \times 10^{-3}$ のロールBのスリーブ表面の詳細な観察を行った。図6に、(a) スリーブの内

面および(b) 外シャフトの外表面(以下、シャフトという)の360°の全周面を示す。図6に示すように、スリーブ表面とシャフト表面に4つのすべり傷が観察される。図6(a)の傷①、傷②、傷③、傷④は、図6(b)の傷①、傷②、傷③、傷④と、それぞれ対応する。以下では、相対的に大きな傷②に着目する。

図7に、図6のすべり傷②の拡大図を示す。図7(a)に示すように、傷全体は5つの領域に分類できる。各領域の特徴をまとめるために、領域全体に「すべり傷」という用語を用い、「引っかき傷」を、初期段階の傷に使用する。また、「だ円状傷」を、「すべり傷」の終わりの、だ円形状の傷の名称に使用する。「引っかき傷」から「だ円状傷」に至るまでの、「すべり傷」の発生から、「すべり傷」が停止するまでの、おおまかな説明は以下の通りである。図7(a)に見られるように、「すべり傷」の始点は、加工時の工具送り量の間隔に対応して、白線状の若干の「引っかき傷」が断続的に発生したものである。このような「引っかき傷」が、圧延時の浸食摩耗や凝集摩耗により成長し、その幅を広げつつ成長する。「すべり傷」の最終段階では、傷の成

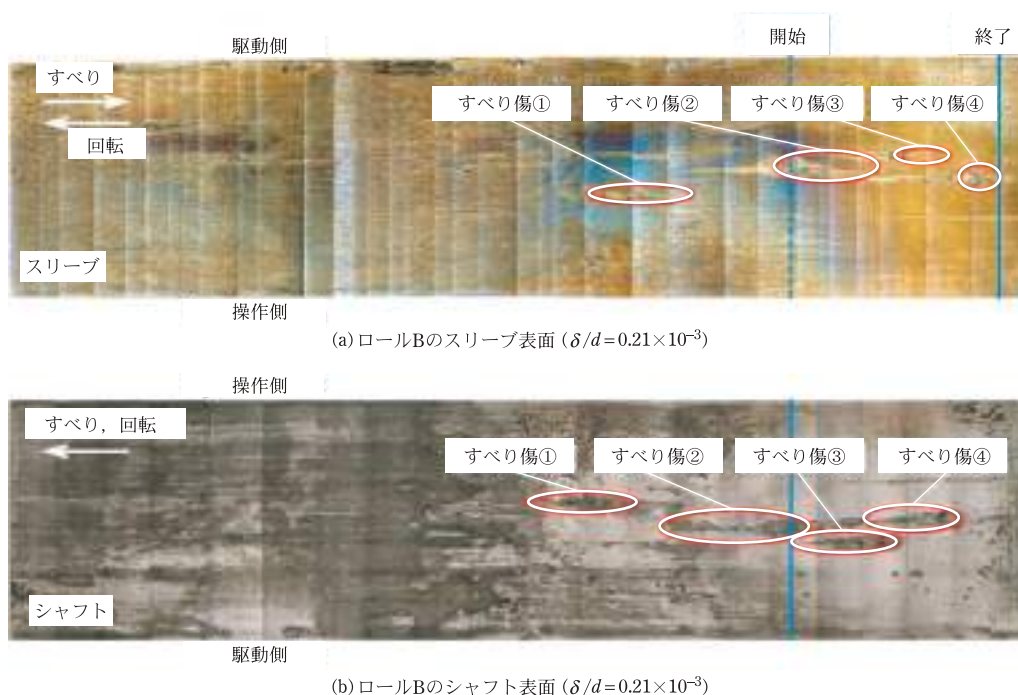


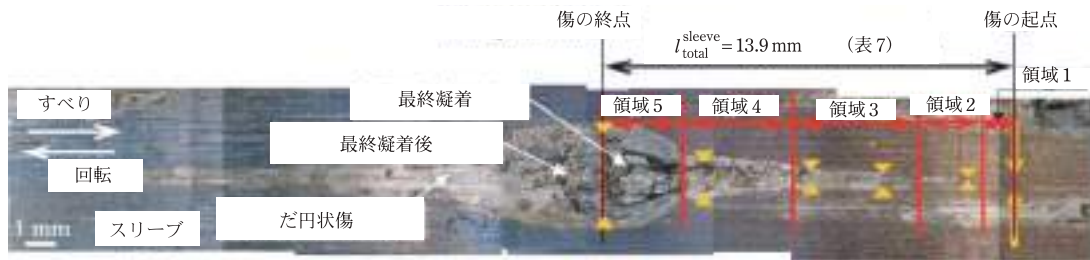
図6 観察されるすべり傷①、②、③、④。(a) スリーブ表面、(b) シャフト表面。

長に伴って、すべりが停止するため、傷の端部に比較的大きな「だ円状傷」を形成する。以下では、このようなすべり傷成長過程を、図7(a)の領域1～領域5に分類した詳細を解説する。

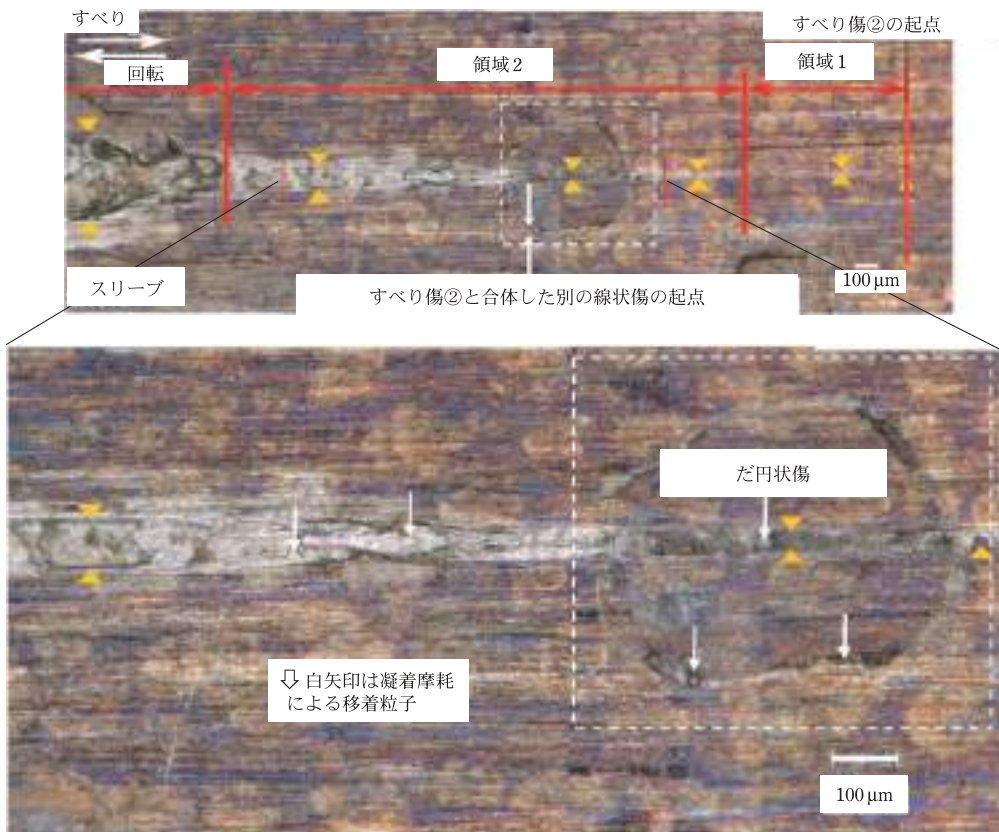
図7(b)に示す、領域1は、「引っかけ傷」が生じ始める領域であり、断続的な白線状の傷が生じる。このように、すべり傷の開始は、機械加工の

粗さの頂点の円弧状の突起の傷から始まる。

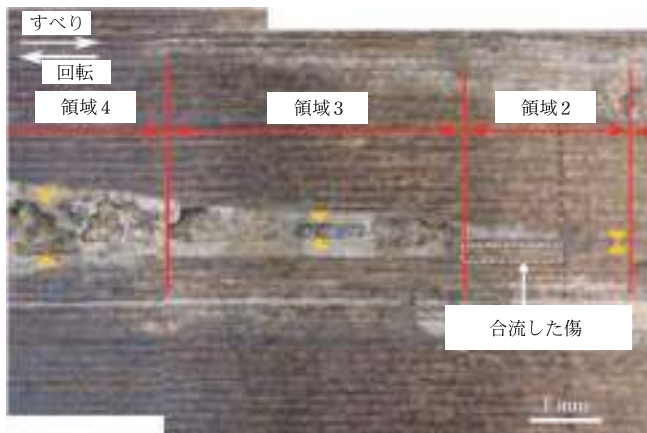
次の、領域2(図7(a)と図7(b)参照)では、白線の間の溝が合流して、連続的な線状傷となり、徐々に幅広い光沢のある黒っぽい溝になる。その形成には、引っかけ摩耗、凝着摩耗、および侵食摩耗の複合作用が考えられる。図7(b)の拡大図において、領域2の溝には、凝着摩耗現象の特徴で



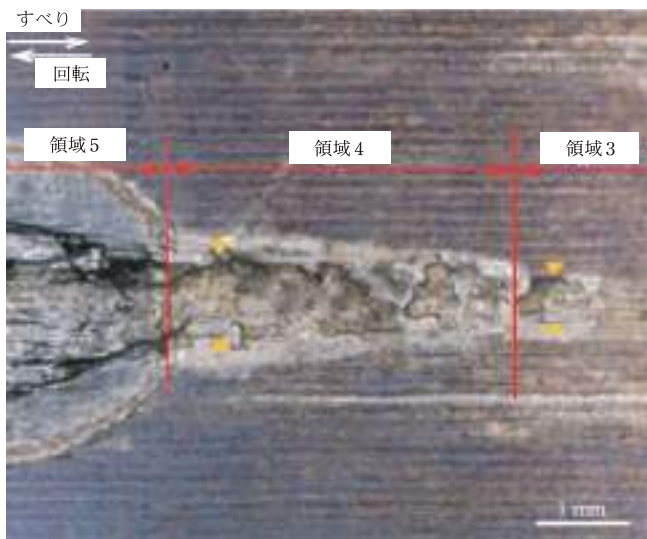
(a) スリーブ表面の1-5に分類できるすべり傷②



(b) 領域1と領域2の拡大図。領域1では、機械加工の粗さの頂点部が接触し、スクラッチ摩耗による断続的な白線状の傷が生じる。領域2では、白線状の傷が合流して線状傷となり、徐々に幅広い光沢のある黒っぽい溝(引っかけ摩耗、凝着摩耗、および侵食摩耗の複合作用が考えられる)になる。



(c) 領域3の拡大図(領域3では、他の線状傷の合体によってすべり傷の幅が広がる)



(d) 領域4の拡大図(領域4では、侵食摩耗によってすべり傷の幅が広がる)



(e) 領域5の拡大図。領域5では、最大深さの「だ円状傷」が生じ、すべり傷の終点となる。領域5の終点の、左側の半円形の領域は、すべり停止時には通常の摩耗面であったが、一定期間のすべり停止後にすべり傷状の面に変化したもの。

図7 スリーブ表面のすべり傷②の発生・成長過程を領域1～領域5に分類したときの各領域の特徴。

ある移着粒子が観察される³⁹⁾。この移着粒子は、高圧下ですべりを繰り返し加える場合に発生する、凝着摩耗の特徴的現象であり、摩耗屑が高圧下で往復運動して互いに付着して形成するため、移着粒子は強い結合状態にある。領域2の中央には、白い破線枠で囲まれた黒い断片的な溝を持つ、「だ円状傷」が観察される(図7(a)と図7(b)の白い破線枠参照)。これは、すべりが比較的長い間停止した期間中に形成された痕跡であり、同様の「だ円状傷」は「すべり傷」の最後の領域5でも観察され、最終的なすべり傷の停止をもたらす。よって、「だ円状傷」の説明の詳細は領域5の説明で述べる。

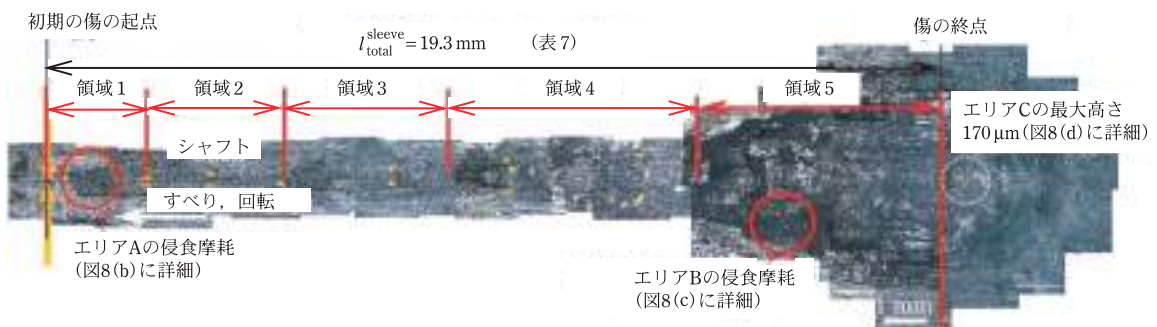
領域3は、すべり傷の幅が広がる領域である。図7(c)に示すように、その拡幅は、これまで注目してきた線状傷とは明確に異なる、別の線状傷の合体によって形成される。同様に、次の領域4でも、すべり傷の幅の広がりが顕著であるが、領域3とは異なり、領域4では、すべり傷の幅が増大中に、不規則な形状の溝を形成する場合も含んでいる。この不規則な形状の溝は、すべり速度が遅くなるにつれてすべり方向が失われることによる侵食摩耗によって引き起こされたものと推察される。なお、領域3以前でも、侵食摩耗の兆候は見られるが、領域4ほど顕著ではない。

領域5は、すべりの最終的段階であり、図7(e)に示されるように、「だ円状傷」を形成する。領域5では、傷の深さも最大となり(後編図12参照)、すべり傷の最終点と見なされる。すべり停止により、領域5の全体にわたって凝着摩耗が生じるが、すべり停止によって凝着摩耗によって生じた移着

粒子は排出されにくい。よって、ロール回転に伴う繰返し圧縮力により、主に溝の内側で摩耗生成物の付着が進行する。同時に、溝の広がりによって引き起こされるすべり抵抗の増加により、すべりが停止する。領域5の最終位置では傷の傾斜が観測される。一定期間のすべり停止の後、領域2の「だ円状傷」の生成と同様に、領域5全体の「だ円状傷」が形成される。

領域5の「だ円状傷」の形成は、以下のように説明できる。領域5で最終的に形成された大きな黒い溝に冷却水が引き込まれるが、それは圧縮時には、周囲に拡散し、非圧縮時には、冷却水を引き込む。この作用は、ロール回転ごとに多数回繰り返される。繰返し圧縮力により、黒い溝の内面が押しつぶされる。その上で、黒い溝内の粉碎粒子による凝着摩耗が深さ方向に発生し、最深方向に進行する。圧壊による不規則的な形状の形成による、見かけの体積増加によって、隙間が生じ接触が阻害される。しかし、溝からの離れると、隙間は小さくなるので、短半径が1.7 mmのだ円形トレースが形成される。最終的に、高圧高速水の流入・流出により、接触部にだ円形の浸食溝が形成される。

図7(e)の領域5の傷の終点左側の半円形の領域は、すべりが止まった時点では、傷のない通常の摩耗面であったが、一定期間の停止の後、すべり傷のような表面に変化したものであると考えられる。このような表面変化は、繰返し圧縮力下で冷却水に出し入れすることによる侵食摩耗と凝着摩耗の蓄積によって引き起こされる。同様のパターンは、シャフト表面の領域5にも観察される

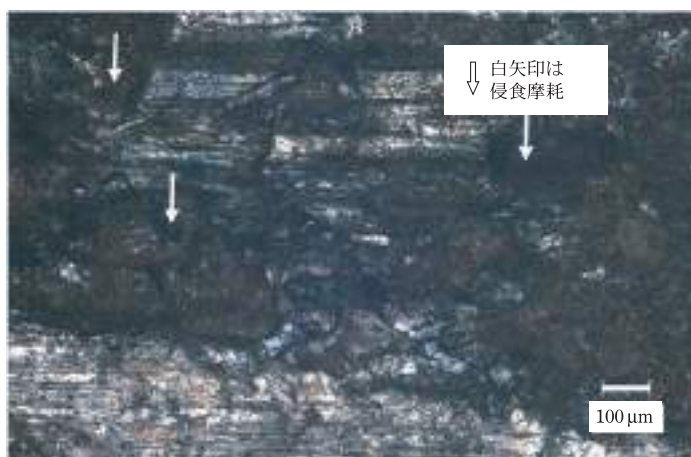


(a) 領域1～領域5に分類されるシャフト表面のすべり傷②

(b) すべり傷②の領域1内のエリアAで観察される侵食摩耗



(c) すべり傷②の領域5のエリアBで観察される侵食摩耗



(d) すべり傷②の領域5の右手前方のエリアCで観察される最大高さ 170 μm の突起 (図7(e)の円状傷最大深さ 170 μm と対応)

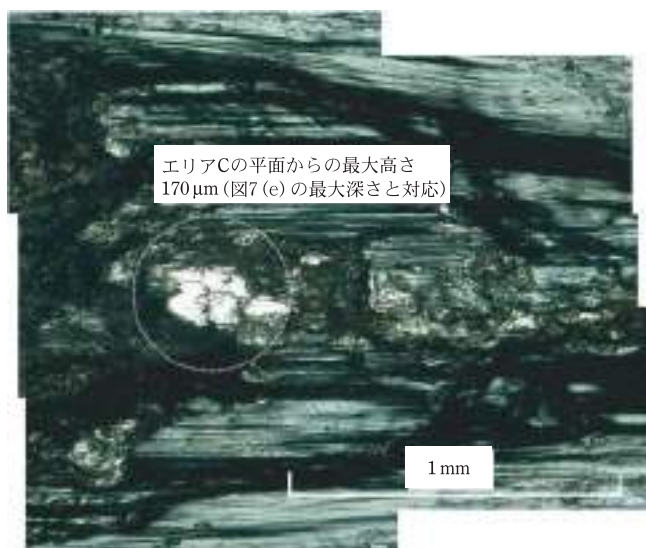


図8 シャフト表面のすべり傷②の発生・成長過程の領域1～領域5への分類と特徴あるエリアA, エリアB, エリアCの詳細.

(図 8 (a) 参照). 領域 5 のだ円状傷で最大深さ 170 μm が観察されるが, その真の深さは 250 μm である. これは解説 (後編) の図 12 で説明する.

シャフト表面の観察

図 8 (a) に図 6 (a) に対応するシャフト表面のすべり傷②の拡大図を示す. 図 8 (a) に示すように, この場合も, すべり傷全体は領域 1 ~ 領域 5 に分類される. 図 8 (a) に示すように, 領域 1 では, 虫食い状の侵食摩耗と, スクラッチ引っかき傷摩耗を示す断続的な白線が含まれる. また, 酸化膜のように見える変色範囲が部分的に広がる. 領域 2 では, かなり不明瞭であるが, 一連の連続した溝が見られ, すべり傷の幅は徐々に広がる. 溝は浅く, 溝の底に白いフレークが散らばっており, 溝の境界も不明瞭である.

領域 3 では溝幅がさらに広がり, 白色フレークが飛散している領域 2 の周辺とあまり差は見られない. 領域 4 では, 図 8 (b) に示すように, 溝幅が急激に拡大する. 内面は黒っぽく光沢があり, 部分的な境界が明確になる. それにもかかわらず, 虫食いのような侵食摩耗を伴う光沢のある溝も不規則に見られ, 部分的に溝の境界は不明瞭である.

領域 5 はスリップが最終的に停止した場所であり, 停止端の位置はスリーブの傷の終点と一致する. スリーブと同様に, 境界の周りにだ円形のトレースが見られる (図 8 (a) および図 8 (b) 参照).

すべり停止時には, 接触が繰り返されることにより, 図 8 (c) に示すように虫食い状の侵食摩耗がさらに広がる. 領域 3 のように, 領域 5 でも白いフレークが観察される. それらは領域 3 のように均一に分散していないが, 凝着摩耗の影響で不均一に分布している. 図 8 (a) の領域 5 の終点の右手前方にも半だ形傷が見られる. 図 8 (d) に示すように, その突起の最大高さは 170 μm であり, 図 7 (e) のだ円状傷の最大深さ 170 μm と対応する.

このような欠陥の高さと深さは, スリーブ表面の欠陥に関して 5.1 節 (後編) で後述するように, 試験片を切断した後に, デジタルマイクロスコプ (VHX-970 F KEYENCE) を使用して測定された. なお, スリーブ上の欠陥の最大深さは 170 μm であり, 後述するように真の傷の深さは 250 μm である (図 7 (e) および図 12 (後編) を参照).

硬度の低いスリーブ側に凝集塊が発生し, シャフト側にくっつき, 膨潤して最大高さに達する. すべり停止後にスリーブ側に発生した摩耗屑に繰り返し圧縮荷重が作用することで凝集塊が形成されるものと推測される.

前節および本節では, スリーブ表面とシャフト表面のすべり傷②を詳細に観察し, その全体を領域 1 ~ 領域 5 に分類した. 各領域の特徴と変化を記述することで, すべり傷の形成と成長が明確になった. 同様に, すべり欠陥④も領域 1 ~ 領域 5 に分類できる. また, その成長過程は図 7 と図 8 で説明したように追跡できる.

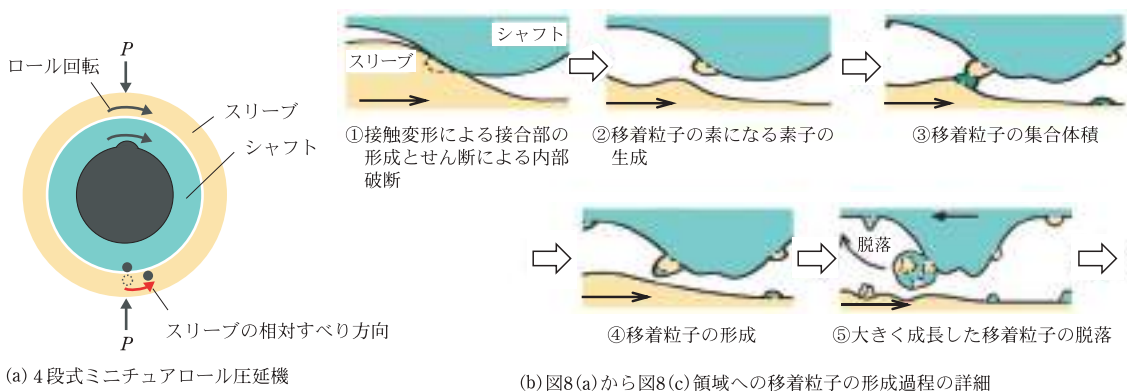


図9 領域 1 から領域 2 への変化を説明するための移着粒子の成長モデル (笹田モデル).

領域 1 と領域 2 に対応する「凝着摩耗における移着粒子の成長モデル (笹田モデル)」

領域 1 と領域 2 の凝着摩耗の発生は、図 9 に示す笹田が提案した「凝着摩耗における移着粒子の成長モデル」を用いて説明できる⁴⁰⁾。図 9 に、2 つの対向する面が相対的に移動するときの、移着粒子の成長および剥離過程を示す。図 9 (b) ⑤には、大きく成長した脱落直前の移着粒子が、摩擦界面での摩耗粒子として示されている。このプロセス

は次のように要約できる。

- (1) 表面の突起である真実接触部分の接触とその変形によって、接合部が形成される。
- (2) 形成された接合部がせん断されることによって、接合部の内部が破断する。
- (3) 破断部が相手方接触面に付着し、移着粒子の素になる素子を生成する。
- (4) 相互摩擦面上に生成した移着素子は、摩擦界面で凝集し、大きく成長して移着粒子を形成する。

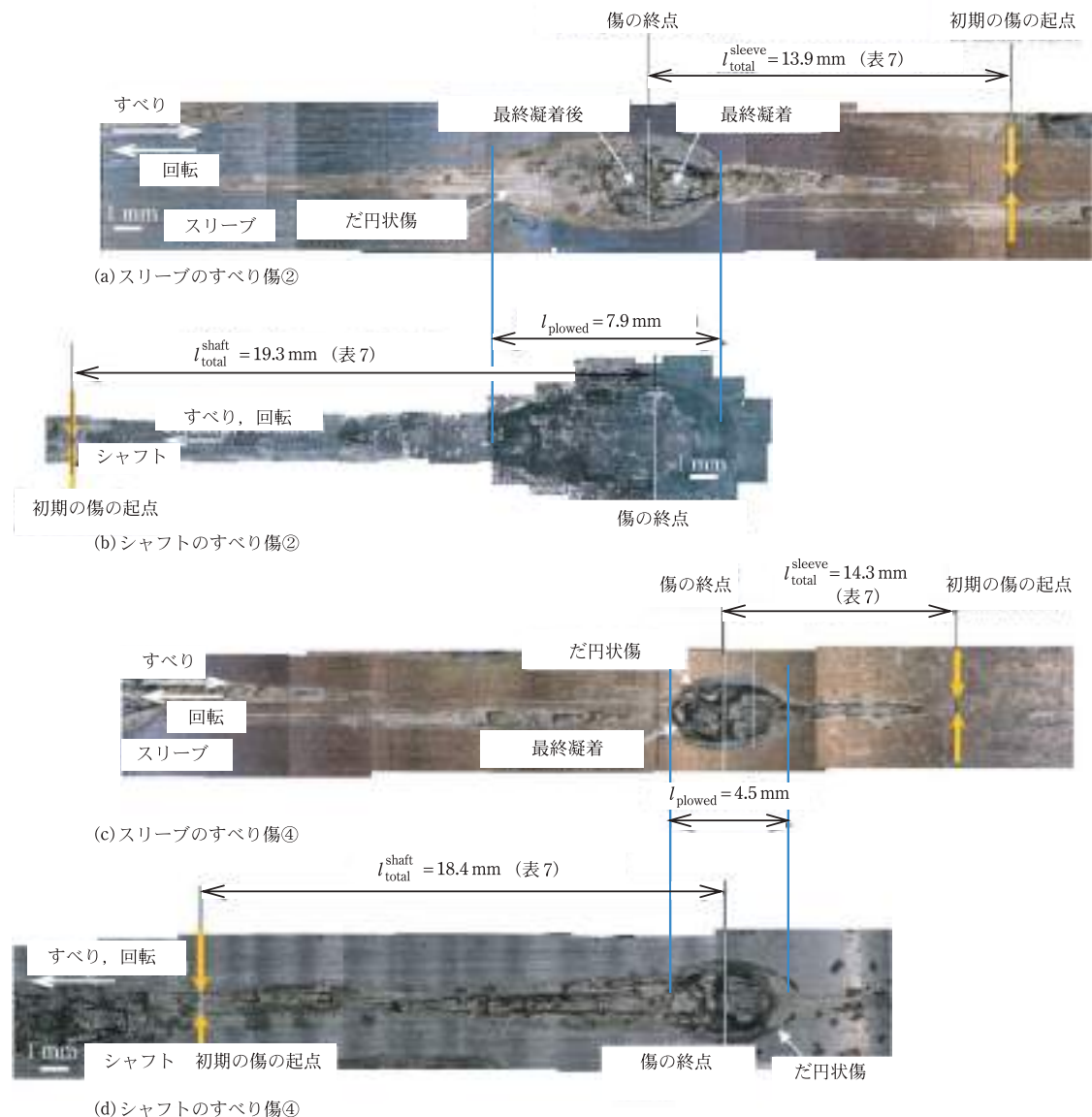


図 10 スリーブとシャフトのすべり傷②とすべり傷④。

表7 ミニチュアロール試験片(ロールB)のすべり量 $l_s=\pi d\theta_{\text{slip}}/360=32.3\text{ mm}$ (図2(b)参照)とスリーブ表面のすべり傷長さ $l_{\text{total}}^{\text{sleeve}}$ + シャフト表面のすべり傷長さ $l_{\text{total}}^{\text{shaft}}$ の比較.

	$l_{\text{total}}^{\text{sleeve}}$: スリーブ表面のすべり傷長さ (mm)	$l_{\text{total}}^{\text{shaft}}$: シャフト表面のすべり傷長さ (mm)	$l_{\text{total}}^{\text{sleeve}} + l_{\text{total}}^{\text{shaft}}$: すべり傷の和 (mm)
すべり傷②	13.9	19.3	33.2 ($\approx l_s = 32.3$)
すべり傷④	14.3	18.4	32.7 ($\approx l_s = 32.3$)

(5) 大きく成長した移着粒子が脱落し、摩擦面から放出されると摩耗が発生する.

このモデルによれば、移着粒子は、摩擦界面で荷重を支えながら、摩擦力によって押しつぶされ、拡散される. このように、界面すべりによる生じるすべり傷は、機械加工で生じた粗さ頂点の引っかき傷から始まる. このようにすべり傷の開始点を正確に求めた結果に基づき、次節ですべり傷の長さを議論する.

すべり傷の長さとすべり量の関係

本節では、スリーブとシャフトに生じた、傷の長さについて考察する. この傷は、実験中に生じるスリーブとシャフト間に相対的なすべりが生じたことによって生じたものである. すなわち、スリーブのすべりはシャフトに対して、回転方向と逆向きに生じ、長さ $l_{\text{total}}^{\text{sleeve}}$ で表される. 一方、シャフトのすべりは回転方向と同じ向きに生じ、長さ $l_{\text{total}}^{\text{shaft}}$ で表される. これらの和($l_{\text{total}}^{\text{sleeve}} + l_{\text{total}}^{\text{shaft}}$)をけがき線から求めたすべり量(図3の $u_{\theta,\text{ave}}^{P(0)\sim P(2\pi)}(\theta) = l_s$)と比較する.

図10に、スリーブおよびシャフト上のすべり傷②とすべり傷④を示す. 図10(a)および図10(b)に示すように、すべり傷②の長さは、スリーブ上で合計 $l_{\text{total}}^{\text{sleeve}}=13.9\text{ mm}$ 、シャフト上で $l_{\text{total}}^{\text{shaft}}=19.3\text{ mm}$ であり、その和は $13.9 + 19.3 = 33.2\text{ mm}$ である. また、図10(c)および図10(d)に示すように、すべり傷④の長さは、スリーブ上で $l_{\text{total}}^{\text{sleeve}}=14.3\text{ mm}$ 、シャフト上で $l_{\text{total}}^{\text{shaft}}=18.4\text{ mm}$ であり、その和は $14.3 + 18.4 = 32.7\text{ mm}$ である. 表7に、これらの値をまとめて示す. 表7において、すべり傷②とすべり傷④の和 $l_{\text{total}}^{\text{sleeve}} + l_{\text{total}}^{\text{shaft}}$ は、図2のミニチュア圧延機の試験片から求めたすべり量

$l_s = 32.3\text{ mm}$ と一致する. よって、図8、図10で説明したすべり傷の開始点と終了点は、実際のすべりを反映して正確に評価できているものと考えられる.

参考文献

1) 下田秀夫, 小野寺真作, 堀清, 土肥修: 焼ばめした圧延用大形補強ロールの残留曲りに関する研究, 日本機械学会論文集, **32** 237 (1966), 689. <https://doi.org/10.1299/kikai1938.32.689>

2) 滝川浩, 橋本光生, 紺野剛, 内田秀: 形鋼用鍛造ハイススリーブロールの開発, 材料とプロセス, **16** 5 (2003), 1150.

3) 入江利治, 高木圭治, 是永逸生, 佐野義一: 鋼矢板圧延用分割スリーブロールの開発について, 日本鉄鋼協会講演論文集, **65** (1979), 293.

4) T. Inoue, S. Uchida and S. Ogawa :Characteristics of wear and rolling on fiber reinforced metal at high temperature, J Iron Steel Inst Jpn, **55** (2015), 1987. [https://doi.org/10.2355/isijinternational.ISIJINT-\(2015\)123](https://doi.org/10.2355/isijinternational.ISIJINT-(2015)123).

5) T. Hattori, Y. Kamitani, K. Sugino, H. Tomita and Y. Sano: Super cermet rolls for manufacturing ultra-fine-grained steel. Int Conf Tribol Manuf Process, Yokohama, (2007).

6) 濱吉繁幸, 小川衛介, 清水健一郎, 野田尚昭, 岸和司, 古賀慎一: 連続溶融めっき鋼板製造ライン用大型セラミックスロールの開発, 素形材, **51** (2010), 54. <http://hdl.handle.net/10228/00006066>

7) A.V. Mezentssev, V. A. Il'in and A. Y. Syusyukin : Mastering of the technology of assembling of composite mill rolls under the conditions of rail and structural steel shop at the JSC “EVRAZ ZSMK” . Metallurgist, **63** 5 (2019), 562. <https://doi.org/10.1007/s11015-019-00860-5>.

8) 野田尚昭, 佐野義一, 高瀬康, 下田祐太朗, 張国偉: 焼ばめで構成された圧延用補強ロールに生じる残留曲がり生成メカニズムの解明, 塑性と加工, **58** 672 (2017),

66. <https://doi.org/10.9773/sosei.58.66>
- 9) N.A. Noda, H. Sakai, Y. Sano, Y. Takase and Y. Shimoda: Quasi-equilibrium stress zone with residual displacement causing permanent slippage in shrink-fitted sleeve rolls, *Metals*, **8** 12 (2018), 998. <https://doi.org/10.3390/met8120998>
- 10) 松永榮八郎, 佐野義一, 西田新一: 複合スリーブロール内層材の疲労特性 (熱間圧延用スリーブロールの強度設計-1), 日本鉄鋼協会講演論文集 (Camp-ISIJ), 10(1997), 1078.
- 11) 松永榮八郎, 津行武信, 佐野義一: スリーブロールの適正焼嵌率の検討 (熱間圧延用スリーブロールの強度設計-2), 日本鉄鋼協会講演論文集 (Camp-ISIJ), **11** (1998), 362. <https://ci.nii.ac.jp/naid/10002551803>
- 12) 堤三郎, 原千里, 吉井省三: 組立式補強ロールの残留曲がりについて, 鉄と鋼, **5** (1971) 818. https://doi.org/10.2355/tetsutohagane1955.57.5_818
- 13) M. D. McMillan, J. D. Booker, D. J. Smith, C. F. Onisa, A. M. Korsunsky, Song X, et al.: Analysis of increasing torque with recurrent slip in interference-fits, *Eng Fail Anal*, **62** (2016), 58. <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2015.12.005>
- 14) 佐野義一: 熱間圧延用ロールにおける内部疲労破壊と課題—実機におけるき裂発生問題と評価, 第 148・149 回西山記念技術講座, (1999), 1.
- 15) 佐野義一: 熱間圧延用ロールにおける内部疲労破壊と課題—実機におけるき裂発生問題と評価—, 第 245 回 日本材料学会疲労部門委員会 第 36 回強度設計・安全性評価部門委員会 合同委員会報告書, 京都 1.
- 16) C. Bataille, E. Luc, M. Bigerelle, R. Deltombe and M. Dubar: Rolls wear characterization in hot rolling process, *Tribol Int*, **100** (2016), 328. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2016.03.012>.
- 17) N.A. Noda, K. Hu, Y. Sano, K. Ono and Y. Hosokawa: Residual stress simulation for hot strip bimetallic roll during quenching. *Steel Res. Int.*, **87** 11 (2016) 1478. <https://doi.org/10.1002/srin.201500430>
- 18) K. Hu, Y. Xia, F. Zhu and N.A. Noda: Evaluation of thermal breakage in bimetallic work roll considering heat treated residual stress combined with thermal stress during hot rolling, *Steel Res. Int.*, **89** 4 (2017) 1700368. <https://doi.org/10.1002/srin.201700368>
- 19) H. Sakai, N.A. Noda, Y. Sano, G. Zhang and Y. Takase: Numerical simulation on interfacial creep generation for shrink-fitted bimetallic roll, *ISIJ Int.*, **59** 5 (2019) 889. <https://doi.org/10.2355/isijinternational.ISIJINT-2018-749>
- 20) 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界面クリープに及ぼす駆動トルクの影響, 鉄と鋼, **105** 12 (2019), 1126. <https://doi.org/10.2355/tetsutohagane.TETSU-2019-048>
- 21) N.A. Noda, R. A. Rafar, H. Sakai, X. Zheng, H. Tsurumaru, Y. Sano and Y. Takase: Irreversible Interfacial Slip in Shrink-Fitted Bimetallic Work Roll Promoted by Roll Deformation, *Eng. Fail. Anal.*, **126** (2021), 105465. <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2021.105465>
- 22) R. A. Rafar, N.A. Noda, H. Tsurumaru, Y. Sano and Y. Takase: Novel design concept for shrink-fitted bimetallic sleeve roll in hot rolling mill, *Int J Adv Manuf Technol*, **120** (2022), 3167. <https://doi.org/10.1007/s00170-022-08>
- 23) N.A. Noda, R. A. Rafar and Y. Sano: Stress due to interfacial slip causing sleeve fracture in shrink-fitted work roll, *Int J Mod Phys B*, (2021), 2140020. <https://doi.org/10.1142/S0217979221400208>.
- 24) 曾田範宗: 軸受け, 岩波全書, (1964), 196.
- 25) M. Imai: Creep of the roller bearing. *Lubrication*, *J Jpn Soc. Lubr Eng*, **4** 6 (1959), 307.
- 26) 村田順司, 鬼塚高晃: 内輪クリープの発生機構, *Koyo Engineering Journal.*, **166** (2004), 41.
- 27) 丹羽健: 転がり軸受のクリープメカニズム, *NTN テクニカルレビュー*, **81** (2013), 104.
- 28) J. Zhan, Y. Sakajiri, H. Takemura and K. Yukawa: *Tech J NSK*, 680 (2006), 13.
- 29) New Bearing Doctor: Diagnosis of bearing problems. Objective: Smooth & reliable operation. NSK, (1997). [accessed 28 June 2020]. <https://www.nsk.com/common/data/ctrGpdf/e7005c.pdf>.
- 30) J. Zhan, H. Takemura and K. Yukawa: A study on bearing creep mechanism with FEM simulation. *Proc Int Mech Eng Congr Expo, Seattle 2007*. <https://doi.org/10.1115/IMECE2007-41366>.
- 31) J. Zhan, K. Yukawa and H. Takemura: Analysis of bearing outer ring creep with FEM. *Adv Tribol*. Berlin, (2009). https://doi.org/10.1007/978-3-642-03653-8_74
- 32) S. Noguchi and K. Ichikawa: A study about creep between inner ring of ball bearing and shaft, *Proc Acad Lect Jpn Soc Precis Eng. Japan* (2010). <https://doi.org/10.11522/pscjspe.2010A.0.565.0>: N.A. Noda et al.: *Tribology International*, **175** (2022), 107793 18.
- 33) T. Teramoto and Y. Sato: Prediction method of outer ring creep phenomenon of ball bearing under bearing load, *Trans Soc Automot Eng Jpn*, **46** (2015), 455-60. <https://doi.org/10.11351/jsaeronbun.46.355>.

- 34) C. Bovet and L. Zamponi: An approach for predicting the internal behaviour of ball bearings under high moment load. *Mech Mach Theory*, **101** (2016), 1. <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2016.03.002>.
- 35) A. Maiwald and E. Leidich: FE Simulations of irreversible relative movements (creeping) in rolling bearing seats – Influential parameters and remedies, *Proc World Congr Eng Comput Sci San Fr*, 2 (2013). http://www.iaeng.org/publication/WCECS2013/WCECS2013_pp1030-1035.pdf
- 36) T. Schiemann, S. Porsch, E. Leidich and B. Sauer: Intermediate layer as measure against rolling bearing creep, *Wind Energy*, **21** 4 (2018), 26. <https://doi.org/10.1002/we.2170>
- 37) 佐野義一：熱延仕上作業ロールの材質評価技術に関する研究，九州大学博士論文，(1995)。
- 38) Marc Mentat team: *Theory and User Information*, Vol. A, MSC, Software, Tokyo, (2008), 713.
- 39) T. Sawamoto: *Precis Mach*, **30** 8 (1964).
- 40) 長谷亜蘭：摩耗メカニズムの研究事例と動向，表面技術，**65** (2014), 556. <https://doi.org/10.4139/sfj.65.556>

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㈱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㈱ホーシン技術顧問。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。

