

焼嵌め式スリーブロールに生じる 残留曲がりの生成メカニズム

野田 尚昭・佐野 義一・高瀬 康・堀田 源治

はじめに

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)~22)}。複合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、シャフトをスリーブに焼嵌めする、スリーブ組立式に移行する考え方がある。スリーブロールの一部は、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以下に示すようないくつかの利点がある^{1)~3)}。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。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)}。これまでの解説では、スリーブすべり的问题を取り扱ってきた。本稿では、バックアップロールに生じる残留曲がり、すなわち、荷重を除いても、たわみが残る問題を取り扱う。具体的には、下田らの実験的研究^{11)23)~26)}を参考にし、筆者らが最近行った解析的研究¹⁰⁾を解説する。

圧延用バックアップロールは大きな圧延荷重に耐えるような強じん性が要求される。特に、その胴部には、ワークロールとの転がり接触の繰返し

によって生じる、スポーリングに耐えられる高硬度が要求される。現在、バックアップロールには焼嵌めない中実式(一体式)のものが主流であるが、図1に示すような、シャフト(アーバーとも呼ばれる)にスリーブを焼嵌めする、スリーブ組立式も用いられる。前述したように、スリーブ組立式バックアップロールでは、シャフトとスリーブそれぞれに適した材料を選ぶことができるだけでなく、使用中に最も損傷の激しいスリーブのみを交換することでシャフトを再使用することができるため、中実式よりも経済的である利点も有する。

圧延用バックアップロールには、圧延製品の断面の寸法精度に対する要求から、ロール軸心の真直度が軸部つけ根の振れで 0.02 mm 程度以下であることが求められている。このため、使用中に発生する、ロールの残留曲がりが問題となることがある。特に、スリーブ組立式ロールではこの残留曲がりが比較的多く発生する。残留曲がりの対策を立てることは重要であるが、実体ロールを用いて試験を行うと結果を得るまでに長時間を要する上、膨大な費用がかかるなどの問題がある。このため、先行研究では小型ロールを用いた実験に基づく調査、解析^{1)4)7)23)~35)}が行われてきた。しかし、残留曲がりの要因やメカニズムについて十分に明らかにされたとはいえなかった。例えば、負荷時の曲がり量と除荷後の残留曲がり量との大きさの比較もなされていなかった。

以上の経緯を考慮して、本解説では、スリーブ組立式バックアップロールの残留曲がりの発生メカニズムを明らかにした研究を紹介する¹⁰⁾。すな

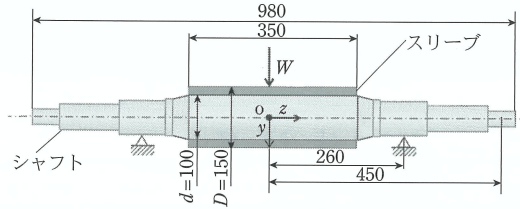


図1 バックアップロールを模擬した残留曲がり測定用ロールの模式図(荷重 W 除荷後の $z=0$ と $z=175$ mm のたわみの差 $U_y(z)=\delta_y(z)-\delta_y(175)$ を残留曲がりとして測定¹⁾, $W=15 \times 9.8$ kN $\rightarrow 0$, $W=30 \times 9.8$ kN $\rightarrow 0$, $W=60 \times 9.8$ kN $\rightarrow 0$).

わち、本稿では、弾性接触解析による有限要素法を用いた、残留曲がり現象のシミュレーション方法を示すとともに、得られた結果を実験結果とも比較して説明する。

残留曲がりの実験について

図1にバックアップロールを模擬した残留曲がり測定用ロールの模式図を示す。ここでは、残留曲がりを y 方向のたわみ $\delta_y(z)$ を用いて、 $z=z$ と $z=175$ mm の位置のたわみの差、すなわち $U_y(z)=\delta_y(z)-\delta_y(175)$ として定義する。このロールを用いた実験は下田ら^{1)23)~26)}により行われており、スリーブがシャフトに焼嵌めされた図1の測定用ロールに、曲げ試験が実施されている。胴径に対するスリーブ肉厚の比は実物よりもやや大きくしており、また長さによる影響をより明確にするために、胴径に対する胴長の比を実物より大きくしている。曲げの測定には 100×9.8 kN 油圧プレスを用い、3点曲げによる方法を用いている。

残留曲がりの測定には、測定精度を高めるため、非接着抵抗線形変換機と自動平衡記録計とを組み合わせており、触針法でロール軸平行線とロールとの距離を記録する方法が用いられた。そして、無負荷状態で、小型ロールを 6 rpm 一定速度で回転させ、軸方向に 8 等分する位置それぞれの荷重方向に生じている残留曲がりを記録用紙から読み取っている。

図1に示すように、このスリーブロールには、

表1 クロム・モリブデン鋼の機械的性質.

降伏点 (MPa)	引張強さ (MPa)	ヤング率 (GPa)	絞り (%)	破断伸び (%)
616	970	216	53.5	18.5

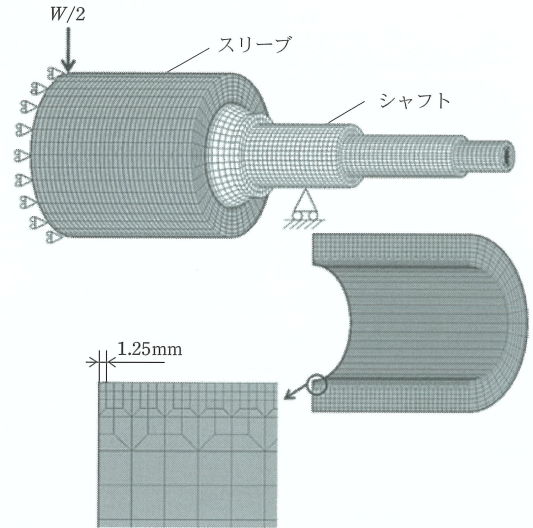


図2 バックアップロールモデル(図1)の残留曲がり解析用の FEM モデルとその FEM メッシュ.

実圧延で負荷される分布荷重を集中荷重 W に置き換えたものが負荷される。シャフト、スリーブともに Cr-Mo 鋼を使用し、焼嵌め代 δ をスリーブ内径 $d=100$ mm で除したものを焼嵌め率 δ/d と定義し、実験と同様に $\delta/d=1.0 \times 10^{-3}$ を解析に用いた。表1に図1のロールを構成する Cr-Mo 鋼の物性値を示す。解析では、負荷荷重 W 、摩擦係数 μ の、それぞれを変化させて、荷重負荷時、荷重負荷後および除荷過程においてロール中心軸の y 軸方向たわみで曲がり挙動を評価する。

負荷条件がシャフトの塑性域に達しない範囲にあるため、解析は3次元弾性解析とする。図2に解析モデルを示す。FEM 要素分割には最小寸法 1.25 mm の六面体一次要素を使用し、要素数は 78600 である。解析は対称性を考慮し、全体の 1/2 を解析対象とする。先の解説で取り扱った円周方向のスリーブすべりの解析^{18)~20)}など、類似の問題の経験に基づいて FEM による弾性接触の準静的解析を実行した。解析には FEM コード

Marc/Mentat2012 を用いて残留すべりを実現する。接触解析には、直接拘束法を適用する。

荷重負荷による曲がりと残留曲がりの解析結果

図3にロールのスリーブ中央に $W = 30 \times 9.8 \text{ kN}$ を負荷した時のシャフトの曲がり $U_y(z) = \delta_y(z) - \delta_y(175)$

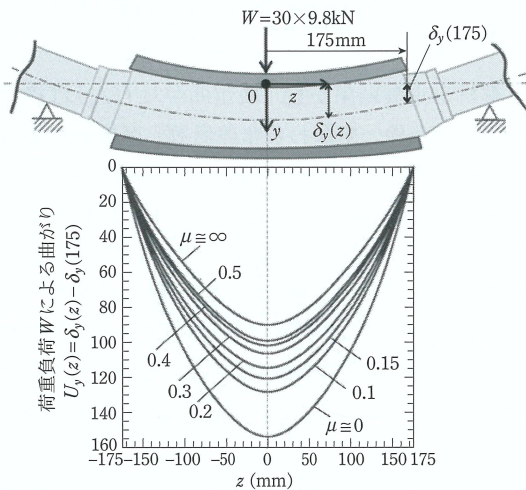


図3 荷重 $W = 30 \times 9.8 \text{ kN}$ を負荷したときの、曲がり $U_y(z) = \delta_y(z) - \delta_y(175)$ と、曲がり $U_y(z)$ に及ぼすスリーブ・シャフト間の摩擦係数 μ の影響。

$\delta_y(175)$ について、スリーブ・シャフト間の摩擦係数 μ を変化させて解析した結果を示す。図3から μ の減少に伴って曲がりは増加することがわかる。

次に、荷重 $W = 30 \times 9.8 \text{ kN}$ を負荷した後、荷重を取り除いたとき $W = 30 \times 9.8 \text{ kN} \rightarrow 0$ の残留曲がり $U_y(z) = \delta_y(z) - \delta_y(175)$ の解析結果を図4に示す。図4には下田らが行った実験値 ($\mu = 0.2$) も示している。両者はよく一致しており、たとえば、実験値とFEM解析により得られた残留曲がりのロール中央での値 $\delta_y(0)$ は、15%程度で一致する。なお、曲がりの形状については、実験誤差の大きさおよび曲がり測定実験においてロール中央部の値が詳細に測定されていないなどの理由で、解析との関連性について比較、考察できなかった。

図4に示すように、摩擦係数 $\mu = 0$ のとき、シャフト、スリーブは相互に干渉することなく、それぞれ弾性的に自由に変形する。つまり、相互間に摩擦力は生じないので残留曲がりは発生しない。また、摩擦係数 $\mu = \infty$ のとき、シャフト、スリーブは一体となって変形し、両者は一体としての弾性的変形をするため、やはり残留曲がりは発生しない。

図3と図4の摩擦係数 $\mu = 0.2$ の結果を比べると、荷重 $W = 30 \times 9.8 \text{ kN}$ 負荷したときの中央部のたわみ $\delta_y(0) = 114 \mu\text{m}$ に対して、 $W = 30 \times 9.8 \text{ kN} \rightarrow 0$ と荷重を除荷したとき、残留曲がり $\delta_y(z) = 9.7 \mu\text{m}$ であり、負荷時の曲がりの約10%が生じることがわかる。

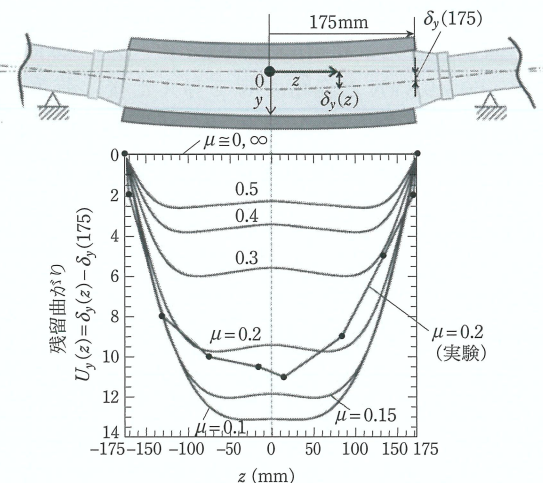


図4 荷重 $W = 30 \times 9.8 \text{ kN}$ 負荷後に除荷 $W = 30 \times 9.8 \text{ kN} \rightarrow 0$ としたときの、残留曲がり $U_y(z) = \delta_y(z) - \delta_y(175)$ の解析結果。

残留曲がり $U_y(z)$ に及ぼす摩擦係数 μ ならびに荷重 W の影響について

残留曲がり $U_y(0)$ を、荷重除荷後の y 方向たわみ $\delta_y(z)$ の $z = 0$ と $z = 175 \text{ mm}$ の差として、 $U_y(z) = \delta_y(z) - \delta_y(175)$ と定義する。ここで $\delta_y(z)$ は位置 z における荷重除荷後の y 方向たわみである。図5に、残留曲がり $U_y(0) = \delta_y(0) - \delta_y(175)$ に及ぼす、荷重負荷時の大きさ W の影響を調べた結果を示す。すなわち、負荷荷重を $W = 15 \times 9.8 \text{ kN}$, $W = 30 \times 9.8 \text{ kN}$, $W = 60 \times 9.8 \text{ kN}$ と変化させて与えた後、荷重を除荷したとき、すなわち $W = 15 \times 9.8 \text{ kN} \rightarrow 0$, $W = 30 \times 9.8 \text{ kN} \rightarrow 0$, $W = 60 \times 9.8 \text{ kN} \rightarrow 0$ とし

たときの、接触部分中央での残留曲がり $U_y(0) = \delta_y(0) - \delta_y(175)$ を図示している。なお、摩擦係数を $\mu = 0 \sim 1.0$ の範囲で変化させている。図5より、残留曲がりは荷重 W の大きさにほぼ比例して増加することがわかる。図示するように、残留曲がり $U_y(0) = \delta_y(0) - \delta_y(175)$ は、スリーブ・シャフト間の摩擦係数がゼロ ($\mu = 0$) では生じない、これは、スリーブ・シャフト間に摩擦が生じないためである。また、摩擦係数 μ の増加 ($\mu = 0 \rightarrow 1$) に対して、荷重除荷時の摩擦力が増加するため、残留曲がり $U_y(0)$ は $U_y(0) = 0$ から直線的に増加し $\mu = 0.1 \sim 0.2$ 付近で最大をとる。正確には、荷重 $W = 15 \times 9.8 \text{ kN}$ の場合は $\mu \cong 0.1$ 、荷重 $W = 30 \times 9.8 \text{ kN}$ の場合は $\mu \cong 0.2$ 、荷重 $W = 60 \times 9.8 \text{ kN}$ の場合は $\mu \cong 0.17$ で

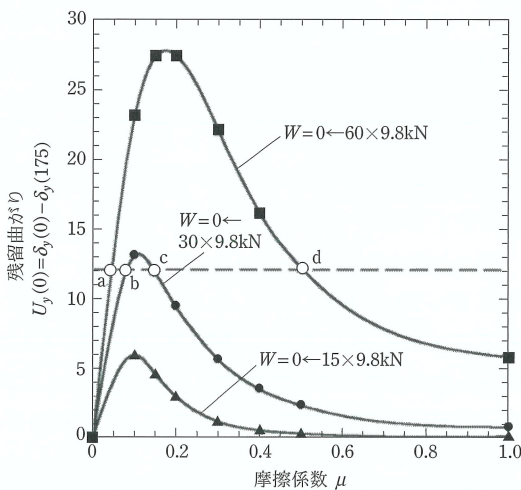


図5 残留曲がり $U_y(0) = \delta_y(0) - \delta_y(175)$ に及ぼす荷重負荷時の大きさ W の影響 ($W = 15 \times 9.8 \text{ kN} \rightarrow 0$, $W = 30 \times 9.8 \text{ kN} \rightarrow 0$, $W = 60 \times 9.8 \text{ kN} \rightarrow 0$ のとき)。

それぞれ残留曲がりは最大になっており、残留曲がりの最大値を与える摩擦係数 μ は、荷重負荷時の大きさによって変化する。摩擦係数 μ を $\mu = 0.1 \sim 0.2$ 付近から、さらに増加させると、残留曲がり $U_y(0)$ はむしろ減少する。これは、摩擦力の増加によってスリーブ・シャフトが一体化した変形に近づくためである。

残留曲がりとシャフトに対するスリーブの相対すべりの類似性

解析や実験結果から、残留曲がり $U_y(z)$ は接合面の接触条件、すなわち摩擦係数、摩擦面の応力および摩擦のすべり条件を満たす範囲(次節の“応力準平衡域”に対応)などによって支配されることが予想される。そこで、図6に定義するような、スリーブ・シャフト間の軸方向残留相対すべり $U_z(z) = u_z^{\text{sleeve}}(z) - u_z^{\text{shaft}}(z)$ に着目する。この残留相対すべり $U_z(z)$ は、荷重を除荷した後のシャフト変位に対するスリーブの軸方向 (z 軸方向) に生じる相対すべりである。図7に接合部端部 $z = 175 \text{ mm}$ における、相対すべり $U_z(175) = u_z^{\text{sleeve}}(175) - u_z^{\text{shaft}}(175)$ の θ 方向の変化を示す。図7より、残留相対すべりの最大値はロール下側 ($\theta = 0^\circ$) に生じるので、以下ではロール下側 ($\theta = 0^\circ$) での接触面の相対すべり $U_z(175)$ に着目する。

図8に荷重を $W = 15 \times 9.8 \text{ kN}$, $W = 30 \times 9.8 \text{ kN}$, $W = 60 \times 9.8 \text{ kN}$ と変化させて与えた後、荷重を除荷したとき、すなわち $W = 15 \times 9.8 \text{ kN} \rightarrow 0$, $W = 30 \times 9.8 \text{ kN} \rightarrow 0$, $W = 60 \times 9.8 \text{ kN} \rightarrow 0$ とした

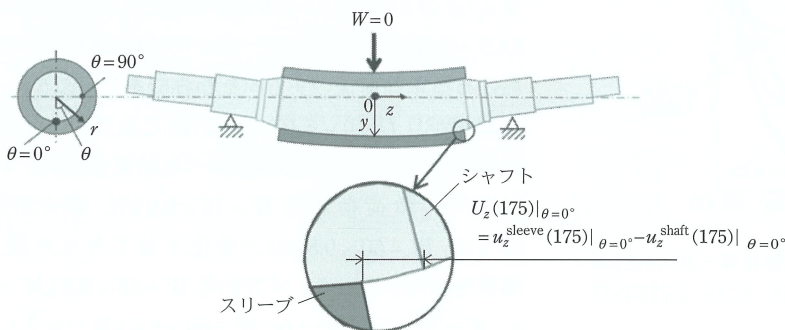


図6 スリーブとシャフトの間の軸方向相対すべり $U_z(175) = u_z^{\text{sleeve}}(175) - u_z^{\text{shaft}}(175)$ の定義 (ロール下側 ($\theta = 0^\circ$) での接触面の相対すべり $U_z(175)$ に注目)。

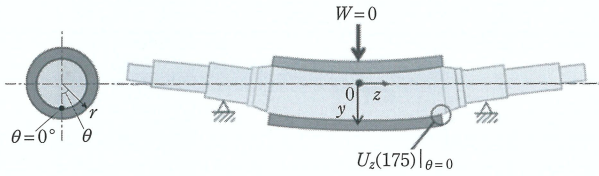


図7 ローラ端部 ($z = 175 \text{ mm}$) のスリーブ・シャフト間の軸方向相対すべり $U_z(175) = u_z^{\text{sleeve}}(175) - u_z^{\text{shaft}}(175)$ の周方向の変化 (ローラ下側 ($\theta = 0^\circ$) で最大値).

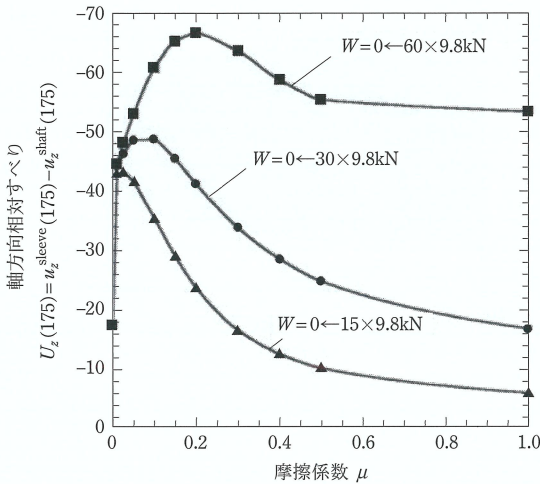
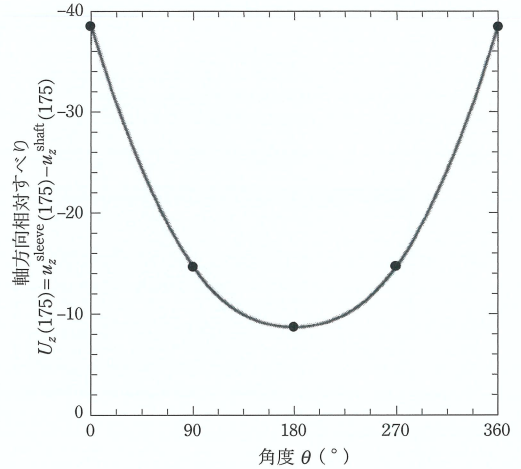


図8 荷重除荷後の軸端部 $z = 175$ の軸方向相対すべり $U_z(175) = u_z^{\text{sleeve}}(175) - u_z^{\text{shaft}}(175)$ に及ぼす摩擦係数 μ の影響 (図5との類似性に注目).

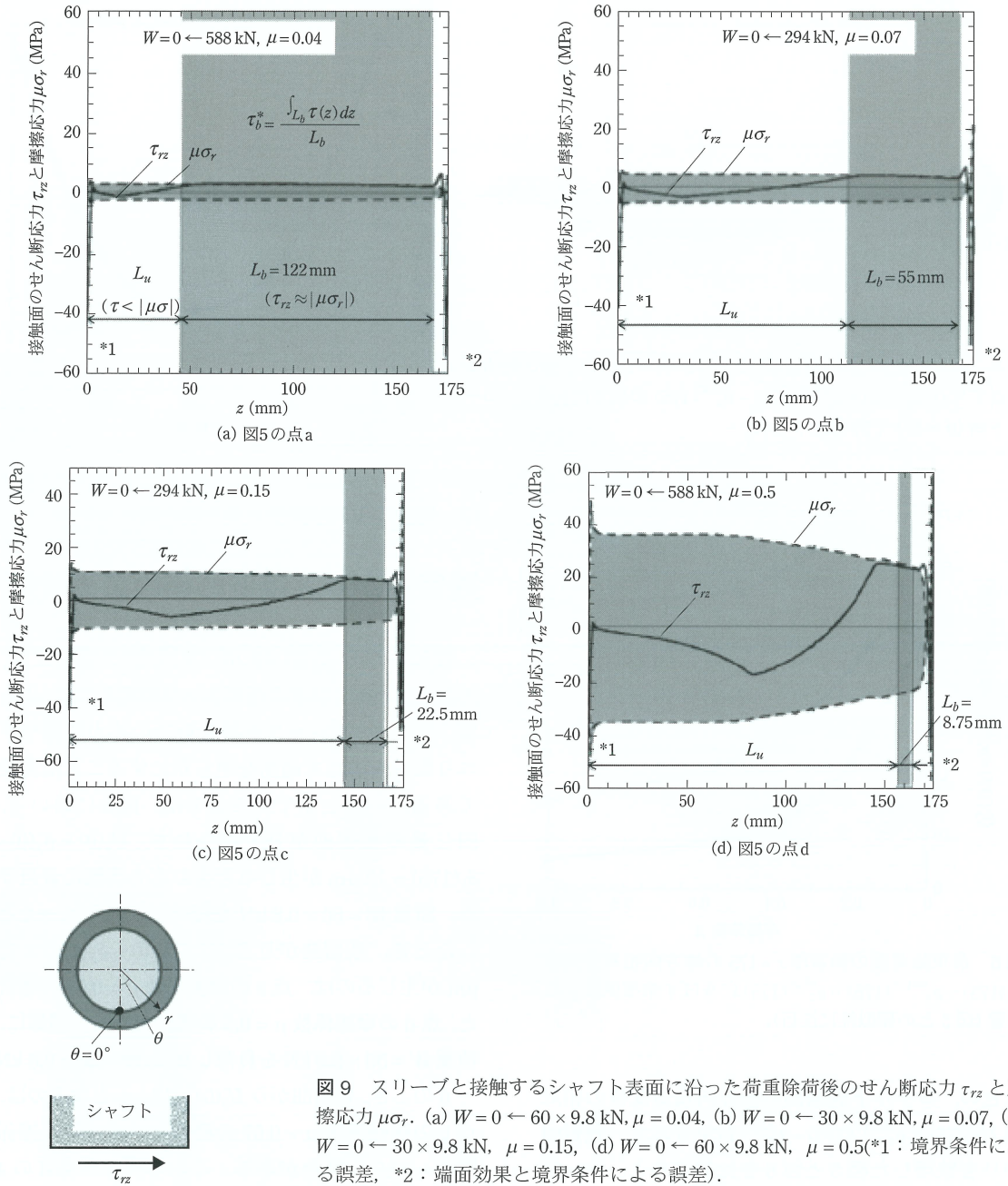
ときの、ローラ下側端部の軸方向残留変位の相対値 $U_z(175) = u_z^{\text{sleeve}}(175) - u_z^{\text{shaft}}(175)$ を示す。残留曲がりを整理した図5と図8を比較すると、 $W = 30 \times 9.8 \text{ kN}$ では y 方向残留曲がり $U_y(0)$ は、 $\mu = 0.12$ で最大となるが、 z 方向相対すべり $U_z(175)$ は $\mu = 0.08$ で最大となり、最大値を与える摩擦係数 μ の値は比較的近い。また摩擦係数 μ による変化も、 μ が 0.3 より小さい域では同様な傾向を示す。これらより、残留曲がり $U_y(0) = \delta_y(0) - \delta_y(175)$ と、軸方向相対すべり $U_z(175) = u_z^{\text{sleeve}}(175) - u_z^{\text{shaft}}(175)$ と

は、類似の生成挙動をとるものと考えられる。

残留曲がりと焼嵌め面の応力状態

残留曲がり $U_y(0) = \delta_y(0) - \delta_y(175)$ の発生には、スリーブとシャフトの相対すべりが関与する。よって、スリーブ・シャフト接合面での応力状態やすべり条件を満たす範囲を明らかにすることは重要である。一例として、ここでは、図5において、同じ量の残留曲がり、すなわち、 $U_y(0) = \delta_y(0) - \delta_y(175) = 12 \mu\text{m}$ が生じるときの応力状態に着目する。荷重 $W = 60 \times 9.8 \text{ kN}$ を負荷した後、 $W \rightarrow 0$ としたとき、残留曲がり $U_y(0) = \delta_y(0) - \delta_y(175) = 12 \mu\text{m}$ が生じるのは、点 a の摩擦係数 $\mu = 0.04$ の場合と、点 d の摩擦係数 $\mu = 0.5$ の場合がある。同様に、荷重 $W = 30 \times 9.8 \text{ kN}$ を負荷した後、 $W = 30 \times 9.8 \text{ kN} \rightarrow 0$ のとき、残留曲がり $U_y(0) = 12 \mu\text{m}$ となるのは、点 b の摩擦係数 $\mu = 0.07$ の場合と、点 d の摩擦係数 $\mu = 0.15$ の場合がある。これら点 a ~ 点 d の4点は、等しい残留曲がりの状態にあるが、それぞれの除荷前の負荷荷重 W の大きさか、摩擦係数 μ のいずれかが異なる。

図9は、これら4条件における接触部のせん断応力 τ_{rz} (実線) と摩擦応力 $\mu\sigma_r$ (破線) の z 方向の分布を示したものである。図中、 $z = 0 \text{ mm}$ 、 $z = 175 \text{ mm}$ 付近にみられる τ_{rz} の突起は、図9(a)



に示すように、境界条件、および端面効果による誤差によって生じているものと考えられる。ここでは、接触面における摩擦応力 $\mu\sigma_r$ に対して、せん断応力 τ_{rz} が小さい領域と、せん断応力 τ_{rz} が摩擦応力 $\mu\sigma_r$ に等しい領域に分けて考察する。この目的に対して、この誤差は影響しないと考えられる

ので、ここでは無視する。なお、図示する応力分布は、相対すべりが最も大きく表れる、荷重点と反対側の接合面 ($r = 50 \text{ mm}$) の円周位置 ($\theta = 0^\circ$) で代表させる。ここでは、円柱座標系による τ_{rz} , σ_r に着目する。そして、 $\theta = 0^\circ$ 上の $+z$ 方向の τ_{rz} を $+$ とする。応力状態で分類する2つの接触面のうち、摩擦

表2 同じ大きさの残留曲がり $U_y(0) = 12 \mu\text{m}$ が生じる図5の点a, 点b, 点c, 点dの応力準平衡域面積に生じるせん断力 $L_b \times \tau_b^*$ と, せん断力 $L_b \times \tau_b^*$ と距離 $(L_u + L_b/2)$ の積 $L_b \times \tau_b^* \times (L_u + L_b/2)$.

点	W (MPa)	μ	L_b (mm)	$L_b \times \tau_b^*$ (N/mm)	$L_b \times \tau_b^* \times (L_u + L_b/2)$ (N)
a	588	0.04	122	578	6.32×10^4
b	294	0.07	55	458	6.41×10^4
c	294	0.15	22.5	389	6.10×10^4
d	588	0.50	8.75	404	6.56×10^4

力 $\mu\sigma_r$ に対して, せん断応力 τ_{rz} が小さい領域, すなわち $\tau_{rz} < |\mu\sigma_r|$ となる領域を記号 L_u で表す. 一方, せん断応力 τ_{rz} と摩擦応力 $\mu\sigma_r$ がほぼ等しく, $\tau_{rz} \approx |\mu\sigma_r|$ となる領域を記号 L_b で表す. ここでは, 解析精度を考慮して, τ_{rz} と $|\mu\sigma_r|$ の差が 1 MPa 以内で等しい領域を L_b とし, “応力準平衡域”と呼ぶ. この応力準平衡域の存在が, 残留曲がりの生成と直接関係している. すなわち, もし L_b がなければ, 残留すべりがなく, $U_z(175) = 0$ となり, 残留曲がりもなく, $U_y(0) = 0$ である.

残留曲がりとお力準平衡域 L_b との関連性を検討するため, 表2に, 図9の残留曲がり量が等しい4条件, すなわち図5の点a~点dにおける $W, \mu, L_u, L_b \times \tau_b^* \times (L_u + L_b/2)$ をまとめて示す. 表2より, この応力準平衡域のせん断力 $L_b \times \tau_b^*$ と距離 $(L_u + L_b/2)$ の積は10%以内で一致することがわかる. しかし, せん断応力と摩擦応力との差が 1 MPa 以内で等しいと定義している点に関連して, 例えば, 図9(d)の条件では, $L_b = 8.75 \text{ mm}$ よりも大きく見て取ることもできるので, L_b の定義の厳密性に課題が残されている. つまり, 定量的な厳密性は充分ではないが, L_b の存在によって接触面に生じる摩擦力 $L_b \times \tau_b^*$ が残留曲がりの大きさに強く関係することは明らかである. なお, L_b の大きさと残留相対すべりの大きさとの関連は認められない.

除荷過程で生じるシャフトの曲がり $U_y(z) = \delta_y(z) - \delta_y(175)$ と焼嵌め面の応力変化

次に, 荷重 W を荷重した状態から除荷する過程

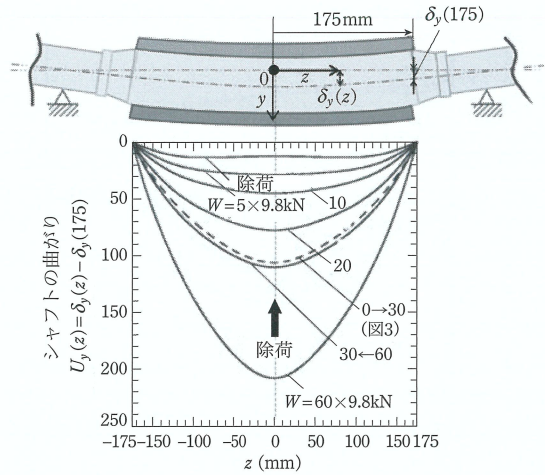


図10 荷重 $W = 60 \times 9.8 \text{ kN} (\mu = 0.5)$ 荷重から $\rightarrow W = 30 \times 9.8 \text{ kN} \rightarrow W = 20 \times 9.8 \text{ kN} \rightarrow W = 10 \times 9.8 \text{ kN} \rightarrow W = 5 \times 9.8 \text{ kN} \rightarrow W = 0$ (除荷) と段階的に荷重 W を減少させた場合のシャフトの曲がり $U_y(z) = \delta_y(z) - \delta_y(175)$.

での, シャフトの曲がり $U_y(0) = \delta_y(0) - \delta_y(175)$ を解析する. また, 接合面における応力状態の変化を解析し, 残留曲がりの生成メカニズムを考察する. まず, 図5中の点dと同じ条件であるシャフト・スリーブ間の摩擦係数 $\mu = 0$ にて, $W = 60 \times 9.8 \text{ kN}$ を荷重する. その後, $\rightarrow W = 30 \times 9.8 \text{ kN} \rightarrow W = 20 \times 9.8 \text{ kN} \rightarrow W = 10 \times 9.8 \text{ kN} \rightarrow W = 5 \times 9.8 \text{ kN} \rightarrow W = 0$ (図10中の除荷) と段階的に荷重 W を減少させた場合の, シャフトの曲がり $U_y(z) = \delta_y(z) - \delta_y(175)$ を図10に示す. 図10より, 残留曲がり, すなわち, $W \rightarrow 0$ での $U_y(z) = \delta_y(z) - \delta_y(175)$ を基準にすると, 荷重と曲がりの大きさが, おおよそ比例することがわかる. また, $W = 60 \times 9.8 \text{ kN}$ 荷重後に, $W = 30 \times 9.8 \text{ kN} \rightarrow 30 \times 9.8 \text{ kN}$ の曲がりの大きさは, 無荷重から荷重を $W = 0 \rightarrow 30 \times 9.8 \text{ kN}$ に増加した場合(図3)の曲がりよりも11%大きい. これは荷重負荷中の曲がり $U_y(z)$ が残留曲がり $U_y(z)$ と同様(図5), 前歴の荷重過程の影響を受けることを示すものである.

図11は除荷過程における, スリーブとシャフト接触面下側のせん断応力 τ_{rz} の z 方向の分布を示す. 図11において, 除荷後 $W = 0 \leftarrow 60 \times 9.8 \text{ kN}$

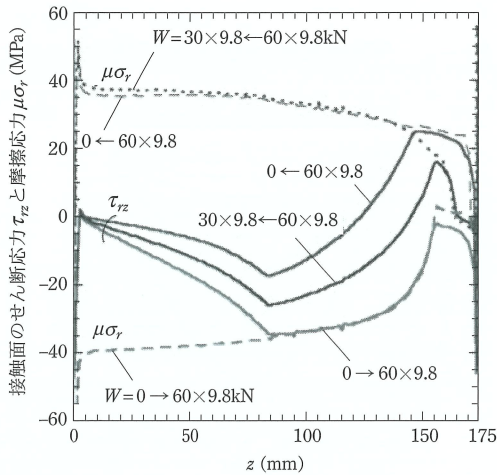


図 11 荷重 $W = 60 \times 9.8 \text{ kN}$ ($\mu = 0.5$) 負荷から $W = 30 \times 9.8 \text{ kN} \rightarrow W = 0$ (除荷) と段階的に荷重を減少させた場合のスリーブとシャフト接触面のせん断応力 τ_{rz} と摩擦応力 $\mu\sigma_r$ の分布。

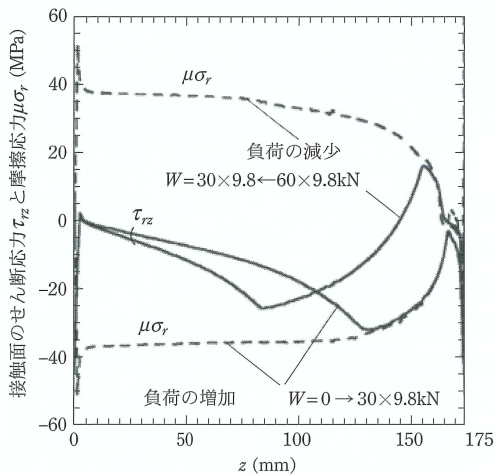


図 12 荷重が減少する過程と荷重が増加する過程での接触面の応力分布の比較 ($W = 30 \times 9.8 \text{ kN} \leftarrow 60 \times 9.8 \text{ kN}$ と $W = 0 \rightarrow 30 \times 9.8 \text{ kN}$ の τ_{rz} と $\mu\sigma_r$, $\mu = 0.5$)。

のせん断応力 τ_{rz} をもとに比較すると、せん断応力 τ_{rz} の分布は類似の形を保ち、 $W = 0 \rightarrow 60 \times 9.8 \text{ kN}$ 負荷時には負側の応力準平衡域 $\tau_{rz} \approx \mu\sigma_r < 0$ を有する分布となる。一方、除荷過程の $W = 30 \times 9.8 \text{ kN} \leftarrow W = 60 \times 9.8 \text{ kN}$, $W = 0 \leftarrow 60 \times 9.8 \text{ kN}$ では正側の平衡域 $\tau_{rz} \approx \mu\sigma_r > 0$ を有する分布となる。このように、同一荷重の場合においても荷重の増、減い

ずれの過程でその荷重に至ったのかによって、応力準平衡域におけるせん断応力の正負が変わってくる。荷重増加時には負側の応力準平衡域の影響を受け、減少時はその逆となる。なお、図 12 には、同一荷重 $W = 30 \times 9.8 \text{ kN}$ において、 $W = 0 \rightarrow 30 \times 9.8 \text{ kN}$ の場合と $W = 60 \times 9.8 \text{ kN} \rightarrow 30 \times 9.8 \text{ kN}$ の場合、それぞれの接合面下側での応力分布を示す。両者の応力分布は、大きく異なるが、曲がりの大きさ $U_y(z) = \delta_y(z) - \delta_y(175)$ は荷重増加時の方が減少時よりも 11% 小さい。

おわりに

スリーブ組立式ロールにはいくつかの利点があり^{1)~3)}、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次世代ロールとして期待される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。一方で、このスリーブ組立式ロールには、残留曲げ変形や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)}。そこで、本稿では、バックアップロールに関する残留曲がりの測定結果を基にして¹⁾、その生成メカニズムを FEM によって解析的に考察した研究¹⁰⁾ を解説した。残留曲がりに関して、得られた知見をまとめると以下ようになる。

(1) 荷重除荷後のシャフトの残留曲がり $U_y(z) = \delta_y(z) - \delta_y(175)$ は、スリーブ・シャフト間の摩擦係数が $\mu = 0$ では生じない、これは、スリーブ・シャフト間に摩擦が生じないためである。摩擦係数 μ が $\mu = 0$ から増加するとともに、残留曲がり U_y は顕著に増加し、摩擦係数 $\mu = 0.1 \sim 0.2$ の範囲でピークを示す。それ以上、摩擦係数 μ を増加させると残留曲がり U_y はむしろ減少する。これは、摩擦力の増加によってスリーブ・シャフトが一体化した変形に近づくためである。残留曲がり U_y がピークを示す摩擦係数は荷重によって変化する。

(2) 軸端部のスリーブとシャフト間の軸方向相対すべり $U_z(175) = u_z^{\text{sleeve}}(175) - u_z^{\text{shaft}}(175)$ と、軸

中心の残留曲がり $U_y(0) = \delta_y(0) - \delta_y(175)$ に関して、摩擦係数 μ による変化は、類似の傾向を示しており、両者は密接に関係する(図5, 図8参照)。このことから、残留曲がり $U_y(0)$ に対して、スリーブとシャフト間に残留すべりが生じる範囲が重要と考えられる。すなわち、応力準平衡域 ($\tau_{rz} \approx |\mu\sigma_r|$ となる領域 L_b) のせん断力 $\tau_{rz} \times L_b$ が、相対すべり $U_z(175)$ ならびに残留曲がり $U_y(0)$ に強く関係することが明らかとなった(図9, 表2参照)。

(3) 荷重 W を除荷した後のシャフトの残留曲がり $U_y(z) = \delta_y(z) - \delta_y(175)$ の解析結果は、先行の残留曲がりの実験により得られた結果と相対誤差 15% 以内で一致する。図2に示すような FEM モデルによる接触解析によって、残留曲がりの考察が可能であることが示された。

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, 第1報, 曲り発生の機構, 日本機械学会論文集, **32** 233 (1966), 1.
- 2) 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.
- 3) 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.
- 4) 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.
- 5) 第2版わが国における最近のホットストリップ製造技術, 日本鉄鋼協会共同研究会鋼板部会ホットストリップ分科会編, 日本鉄鋼協会, 東京, (1987), 255.
- 6) 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>
- 7) 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
- 8) S. Spuzic, K. N. Strafford, C. Subramanian and G. Savage: Wear of hot rolling mill rolls: an overview, *Wear*, **176** 2 (1994), 261. [https://doi.org/10.1016/0043-1648\(94\)90155-4](https://doi.org/10.1016/0043-1648(94)90155-4)
- 9) 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.20150043>
- 10) 野田尚昭, 佐野義一, 高瀬康, 下田祐太郎, 張国偉: 焼嵌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.
- 11) 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>
- 12) K. Goto, Y. Matsuda, K. Sakamoto and Y. Sugimoto: Basic characteristics and microstructure of high-carbon high speed steel rolls for hot rolling mill, *ISIJ Int.*, **32** (1992), 1184.
- 13) J.H. Ryu and H.B. Ryu: Effect of thermal fatigue property of hot strip mill work roll materials on the rolled-in defects in the ultra-low carbon steel strips, *ISIJ Int.*, **43** 7 (2003), 1036. <https://doi.org/10.2355/isijinterational.43.1036>
- 14) J. W. Park, H. C. Lee and S. Lee: Composition, microstructure, hardness, and wear properties of high-speed steel rolls, *Metall Mater Trans A*, **30** (1999), 399.
- 15) T. Hattori, Y. Kamitani, K. Sugino, H. Tomita and Y. Sano: Super cermet rolls for manufacturing ultra-fine-grained steel, International Conference on Tribology in Manufacturing Processes, ICTMP 2007 International Conference 24-26 September (2007), Yokohama.
- 16) 濱吉繁幸, 小川衛介, 清水健一郎, 野田尚昭, 岸和司, 古賀慎一: 連続溶融めつ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>
- 17) 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>
- 18) 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>
- 19) 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>
- 20) 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. 10.1007/s00170-022-08954-2
- 21) 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>
- 22) N.A. Noda, Y. Sano, M. R. Aridi, K. Tsuboi and N. Oda: Residual stress differences between uniform and non-uniform heating treatment of bimetallic roll: Effect of creep behavior on residual stress, Metals, **8** 11 (2018), 952.
- 23) 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, 第2報, 曲りにおよぼす荷重履歴および焼ばめしるの影響, 日本機械学会論文集, **32** 235 (1966), 432.
- 24) 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, 第3報, 曲りにおよぼす焼ばめ面条件および端部溶接などの影響, 日本機械学会論文集, **32** 235 (1966), 440.
- 25) 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, 第4報, スリーブの残留応力, 日本機械学会論文集, **32** 237 (1966), 689.
- 26) 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, 第5報, 曲り発生機構の解析ならびに実機ロールの曲り対策の効果, 日本機械学会論文集, **33** 245 (1967), 11.
- 27) 大小森義洋, 柴中, 村上敬宜: 補強ロールのスポーリングにおけるモードⅡき裂の進展挙動の解析, 材料, **50** 3 (2001), 249.
- 28) 堀清: 組立型補強ロールの曲がり発生機構に関するモデル試験(加工・鋳造・溶接, 日本鉄鋼協会第70回(秋季)講演大会講演論文集(Ⅱ)), 鉄と鋼, **51** 11 (1965), 2154.
- 29) 河合正吉, 木月清彦, 野崎義雪, 竹内秀光, 三浦勝重: 模型ロールの曲りについて: 組立型補強ロールの曲りに関する実験Ⅰ(加工, 日本鉄鋼協会第66回(秋季)講演大会講演大要), 鉄と鋼, **49** 10 (1963), 1613.
- 30) 大小森義洋, 北川幾次郎, 篠塚啓吾, 宮本立三, 矢崎誠一, 井上陸彦: 熱間圧延用補強ロールのスポーリングに関する検討, 鉄と鋼, **73** 6 (1987), 691.
- 31) 野田尚昭, 佐野義一, 王旭, 中川雄策, 管文海, 小野藤, 胡可軍: 複合圧延ロールの焼入れ過程における残留応力解析とその生成メカニズム, 自動車技術会論文集, **46** 4 (2015), 831.
- 32) 田中俊章, 神崎昌久, 寺門良二, 田部博輔, 工藤浩一, 後藤宏: 熱延補強ロールの使用状況調査: 連続熱延ミルのロールおよび鋼板調査Ⅱ, 鉄と鋼, **53** 10 (1967), 148.
- 33) Z. Zhua and D. Sunb: Stress-Strain Analysis of Back-up Roll with Roll-Sleeve, Appl. Mech. Mater., **1** (2012), 139.
- 34) Y. Dong, M. Wang and Y. Su: Building the mathematical model of elastic deformation for rolls system by four-high mill strip rolling with a composite back-up roll, Adv. Mater. Res., **413** (2012), 320.
- 35) M. F. Frolish and J. H. Beynon: Design criteria for rolling contact fatigue resistance in back-up rolls, Ironmak. Steelmak., **31** 4 (2004), 300.

のだ・なおき 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。日本設計学会論文賞受賞。日本機械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(株)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(株)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。(株)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賞。