

## 論文

# 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

野田 尚昭\* 佐野 義一\*\*

高瀬 康\*\* 下田 祐太郎\*\*\* 張 国偉\*\*\*

## Residual Deflection Mechanism for Back-Up Roll Consisting of Shrink-Fitted Sleeve and Arbor

Nao-Aki NODA \*, Yoshikazu SANO \*\*,

Yasushi TAKASE \*\*, Yutarou SHIMODA \*\*\* and Guowei ZHANG \*\*\*

(Received on February 3, 2016)

First, back-up rolls for rolling require toughness, particularly in the shaft portion, and high-hardness in the sleeve portion. The back-up rolls are classified into two types; one is a single-solid type, and the other is a shrink-fitted construction type consisting of a sleeve and an arbor. The shrink-fitted back up roll has several advantages, for example, different materials can be chosen and the arbor can be reused by replacing the damaged sleeve. Therefore, the shrink-fitted back-up rolls are economical. However, residual deflection becomes a major problem for the shrink-fitted back-up roll. Elucidating the mechanism of the occurrence of residual deflection and devising countermeasures are important issues. Unfortunately conducting a real experiment is difficult because of much time and huge cost. In this paper, we reproduce this phenomenon by elastic FEM analysis, establish a simulation method, and elucidate the mechanism behind underlying residual deflection.

**Key words:** finite element method, friction joint, fixing, rolling, roll.

### 1. 緒言

圧延補強ロールは高い圧延荷重に耐えるために強じんであることが要求される。特に、また胴部は作動ロールとの転がり接触の繰返しによるスポーリングに対する強さを得るため高硬度が要求される。現在補強ロールには一体式のものが主流であるが、Fig. 1 に示すアーバ (軸部) にスリーブ (胴部) を焼嵌めするものもある。このスリーブ組立式補強ロールではアーバとスリーブそれぞれに適した材料を選ぶことができ、また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アーバを再使用することができることから、一体式よりも経済的な利点もある。

圧延補強ロールは、圧延製品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 0.02mm

程度以下であることが求められる。そのため使用中に発生するロール曲がり問題となることがあり、スリーブ組立式で比較的多い。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<sup>1)</sup>が行われてきたが、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い。また負荷時の曲がりと除荷後の残留曲がりとの比較もなされていない。

以上の経緯を考えると、スリーブ組立式補強ロールの残留曲がりの発生のメカニズムを解明し、その対策を立てることは重要である。実物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。

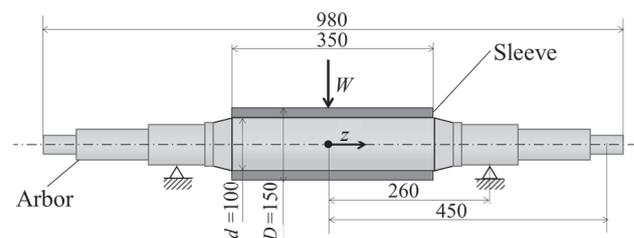


Fig. 1 Dimensions of back up roll simply supported [mm]

\* 九州工業大学工学研究院機械知能工学研究系  
〒804-8550 北九州市戸畑区仙水町 1-1  
Department of Mechanical and Control Engineering, Kyushu Institute of  
Technology, 1-chome, Sensui-cho, Tobata-ku, 804-8550, Japan.

\*\* 九州工業大学工学部機械知能工学科 同上  
Department of Mechanical and Control Engineering, Kyushu Institute of  
Technology, ibid.

\*\*\* 九州工業大学大学院工学研究科 同上  
Department of Mechanical and Control Engineering, Kyushu Institute of  
Technology, ibid.

**Table 1** Material properties of Cr-Mo steel

Material properties	Value
Yield points [MPa]	616
Tensile strength [MPa]	970
Young's modulus [GPa]	216
Reduction of area after fracture [%]	53.5
Breaking elongation [%]	18.5

そこで本研究では有限要素法を用いた弾性解析によりこの現象を再現し、シミュレーション方法を確立し、実験結果と比較し、そのメカニズムの解明に取り組む。

## 2. 残留曲がりの実験および解析

### 2.1 残留曲がり試験<sup>1)</sup>

対象とするスリーブ組立式補強ロールのモデルを Fig. 1 に示す。胴部スリーブが焼嵌めによりアーバ（軸部）に組立てられており、下田等により曲げ試験が行われている。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、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 × 9.8kN 油圧プレスを用い、3 点曲げによる方法を用いた。

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器と自動平衡記録計とを組み合わせ、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 6rpm 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負荷方向に生じている残留曲がりを記録用紙から読み取る。

### 2.2 残留曲がりの解析方法

Fig. 1 に示したロールモデルの胴部（スリーブ）は軸（アーバ）に焼嵌め接合され、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。アーバ、スリーブ共に Cr-Mo 鋼を使用し、焼嵌め代  $\delta$  を  $\delta$  スリーブ内径  $d=100\text{mm}$  で除したものを焼嵌め率  $\delta/d$  と定義し、実験と同様に  $\delta/d = 1.0 \times 10^{-3}$  を解析に用いた。

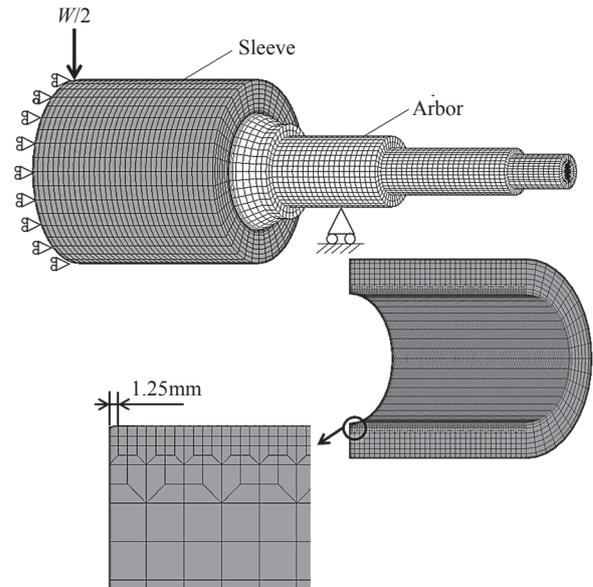
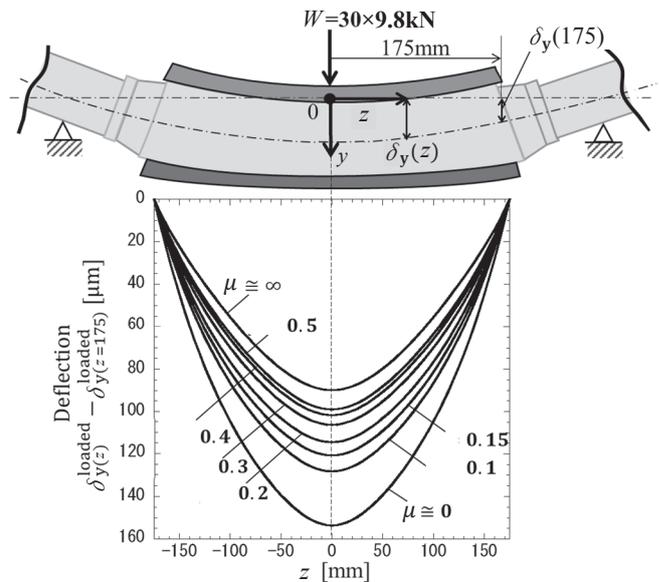
Table 1 にモデルロールで用いる Cr-Mo 鋼の物性値を示す。解析では、 $W$ 、摩擦係数  $\mu$  それぞれを変化させて、荷重負荷時、荷重除荷後および除荷過程においてロール中心軸の  $y$  軸方向たわみで曲がり挙動を評価する。

負荷条件がアーバ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。Fig. 2 に解析モデルを示す。FEM 要素分割には最小寸法 1.25mm 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。

## 3. 残留曲がりの解析結果

### 3.1 負荷による曲がりと残留曲がり

Fig. 3 にロールのスリーブ中央に  $W=30 \times 9.8\text{kN}$  を負荷した時のアーバの曲がりについて  $\mu$  を変化させて解析した結果を示す。Fig. 3 から  $\mu$  の減少に伴って曲がりは増加することがわかる。

**Fig. 2** Analytical model and FEM mesh for back up roll**Fig. 3** Deflection at  $W=30 \times 9.8\text{kN}$ 

次に、 $W=30 \times 9.8\text{kN}$  を負荷した後、荷重を取り除いた時の残留曲がりの解析結果を Fig. 4 に示す。Fig. 4 には下田が行った実験値 ( $\mu=0.2$ ) もプロットしており、実験値と本解析により得られた残留曲がりの最大値はロール中央で 15% 以内で一致する。なお、曲がりの形状については、実験誤差の大きさ及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。

$\mu=0$  の時、アーバ、スリーブはそれぞれ相互に弾性的に自由に動く。軸方向に干渉しないため、残留曲がりは発生しない。 $\mu=\infty$  の時、アーバ、スリーブは一体となって弾性的な挙動をするため残留曲がりは発生しない。

Fig. 3 と Fig. 4 より  $\mu=0.2$  で負荷時の最大曲がり 114  $\mu\text{m}$  に

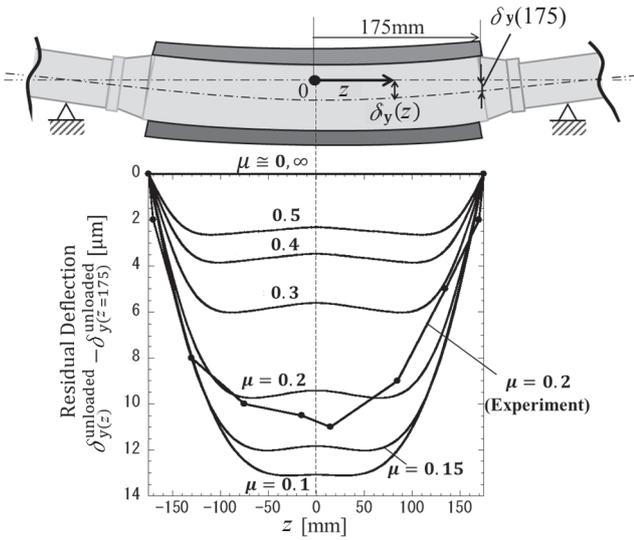


Fig. 4 Residual deflection after unloaded from  $W=30 \times 9.8\text{kN}$

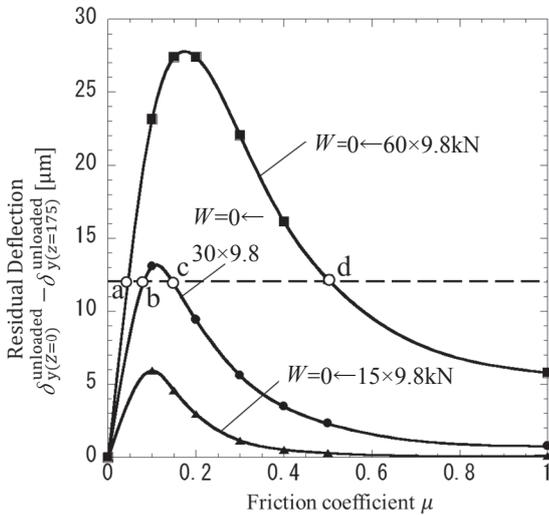


Fig. 5 Effect of friction coefficient  $\mu$  on residual deflection of contact area

対する、除荷後の最大残留曲がり $\Delta$ は $9.7\mu\text{m}$ と、負荷時の曲がりの約10%である。

3.2 摩擦係数、荷重の残留曲がりへの影響

Fig. 5 に  $W$  を  $15 \times 9.8\text{kN}$ ,  $30 \times 9.8\text{kN}$ ,  $60 \times 9.8\text{kN}$  と変化させたときの荷重除荷後の接触部分中央( $z=0$ )での残留曲がり  $\Delta = \delta_y(z=0) - \delta_y(z=175)$  と  $\mu$  との関係を示す。Fig. 5 より、残留曲がりは  $W$  の大きさにおおよそ比例する。また、 $\mu$  の増加( $\mu = 0 \rightarrow 1$ )に対して残留曲がり  $\Delta$  は  $\Delta=0$  から直線的に増加し  $\mu = 0.1 \sim 0.2$  付近で最大となり、その後漸減する。 $W=15 \times 9.8\text{kN}$  の場合は  $\mu \cong 0.1$ ,  $W=30 \times 9.8\text{kN}$  の場合は  $\mu \cong 0.12$ ,  $W=60 \times 9.8\text{kN}$  の場合は  $\mu \cong 0.17$  でそれぞれ残留曲がりは最大になり、そのピークを示す  $\mu$  は荷重によって変化する。

4. 残留曲がり生成メカニズムの考察

4.1 軸に対するスリーブの相対すべり

解析や実験結果から、残留曲がりは接合面の摩擦条件すなわち摩擦係数、摩擦面応力および摩擦すべり条件を満た

す範囲(4.2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、Fig. 6 に定義するスリーブ・アーバ間の相対すべり  $U_z = u_z^{\text{sleeve}} - u_z^{\text{arbor}}$  について考える。残留相対すべりは荷重を除荷した後のアーバに対するスリーブの  $z$  軸方向変位である。Fig. 7 に接合部端部( $z=175$ )における円周方向と相対すべり  $U_z(z=175)$  の関係を示す。Fig. 7 より、円周方向で残留相対すべりの最大値が生じるロール下側( $\theta = 0^\circ$ )の接触面に注目する。

Fig. 8 に  $W$  を  $15 \times 9.8\text{kN}$ ,  $30 \times 9.8\text{kN}$ ,  $60 \times 9.8\text{kN}$  と変化させたときの荷重除荷後のロール下側の残留相対すべりの最大値と摩擦係数との関係を示す。Fig. 8 と、残留曲がりを整理した Fig. 5 とを比較すると、 $W=30 \times 9.8\text{kN}$  では残留曲がりは  $\mu=0.12$ , 残留相対すべりは  $\mu=0.08$  でそれぞれ最大を示し、両者は比較的近い値である。また  $\mu$  による変化も両者は  $\mu$  が 0.3 より小さい域では同じ傾向を示す。このように残留曲がりと相対すべりとは、ほぼ同じ生成挙動をとるものと考えられる。

4.2 残留曲がりと焼嵌め面の応力状態

残留曲がりの発生に相対すべりの関与が示唆されることから、ロールの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と考える。そこで、Fig. 5 において、例えば残留曲がり  $\Delta=12\mu\text{m}$  一定条件での応力状態を  $W=60 \times 9.8\text{kN}$  の条件で残留曲がりが  $\Delta=12\mu\text{m}$  となるのは、a 点と d 点で、それぞれの点は、 $\mu=0.04, 0.5$  に相当する。同様に、 $W=30 \times 9.8\text{kN}$  で  $\Delta=12\mu\text{m}$  となるのは、b 点、c 点で、

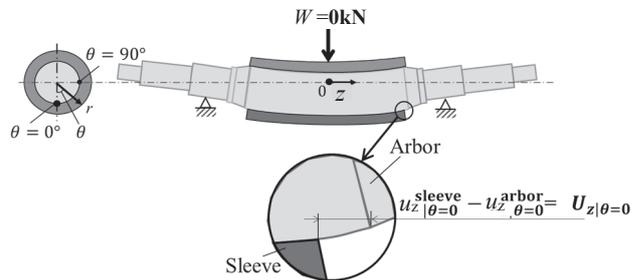


Fig. 6 Definition of relative displacement between sleeve and arbor

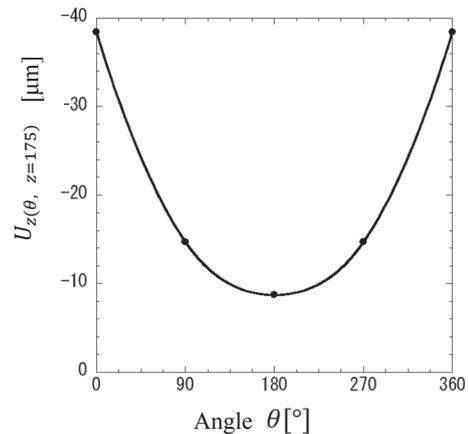
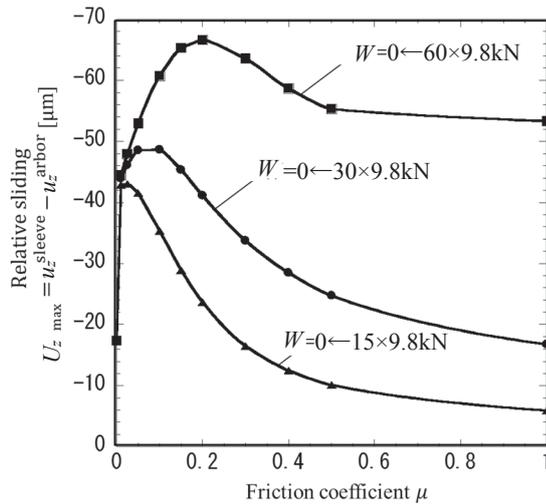


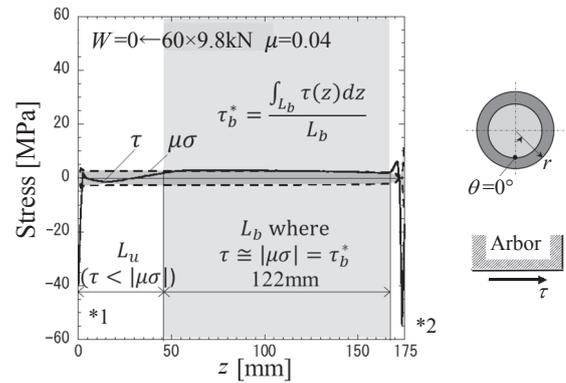
Fig. 7 Distribution of relative displacement  $U_z(\theta, z=175)$  along circumference at roll end



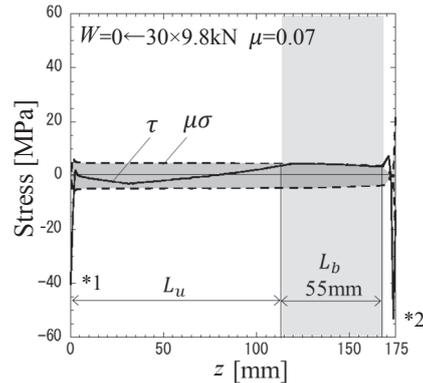
**Fig. 8** Effect of friction coefficient  $\mu$  on maximum relative displacement after unloaded

それぞれの $\mu=0.07, 0.15$ に相当する。これら a 点～d 点の 4 点は、等しい残留曲がりの状態にあるが、それぞれ荷重と摩擦係数のいずれかが異なる。Fig. 9 にこれら 4 条件における接触部のせん断応力 $\tau$ (実線)と摩擦応力 $\mu\sigma$ (破線)の  $z$  方向の分布をそれぞれ示す。図中、 $z=0\text{mm}, 175\text{mm}$  付近にみられる  $\tau$  の突起は、Fig. 9(a) に示すように、境界条件 (\*1, \*2)、および端面効果 (\*2) それぞれの誤差によるものと考えられる。接触面を摩擦応力に対してせん断応力が小さい領域  $L_u$  と等しい領域  $L_b$  に分けて考察する目的に対して、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、応力分布は相対すべりが最も大きく現れる荷重点と反対側の接合面 ( $r=50\text{mm}$ ), 円周位置 ( $\theta=0^\circ$ ) で代表させる。ここでは座標系による  $\tau_{rz}, \sigma_r$  をそれぞれ  $\tau, \sigma$  と表し、 $\theta=0^\circ$  上の  $+z$  方向の  $\tau$  を+とする。

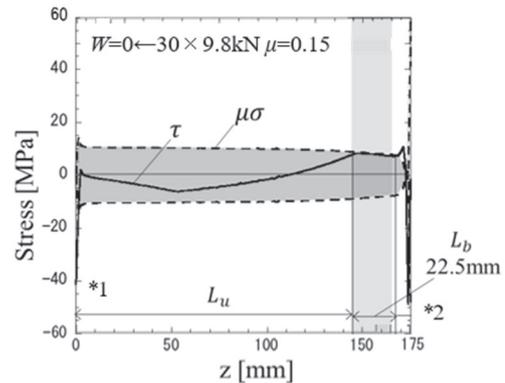
応力状態で分けられる 2 つの接触面のうち、 $\mu\sigma$  に対して、 $\tau$  が小さい領域を  $L_u$  ( $\tau < |\mu\sigma|$ ) とする。一方、 $\tau$  と  $\mu\sigma$  それぞれの、解析精度を考慮して、両者の差が 1MPa 以内で等しい領域を便宜上  $L_b$  ( $\tau \cong |\mu\sigma|$ ) とする。この両応力がほぼ等しい  $L_b$  は“応力準平衡域”と呼ぶこともできる。この応力準平衡域の存在が残留曲がりの生成と直接関係している。すなわち、 $L_b$  がなければ曲がりが残らない。次に、残留曲がりと  $L_b$  との関連性を検討する。Table 2 に Fig. 9 の残留曲がりが等しい 4 条件 a, b, c, d における  $W, \mu, L_b, L_b \times \tau_b^*, L_b \times \tau_b^* \times (L_u + L_b/2)$  を示す。ここで  $\tau_b^*$  は  $L_b$  における平均せん断応力である。Table 2 より、この応力準平衡域面積(せん断力)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、 $L_b$  をせん断応力と摩擦応力との差が 1MPa 以内で等しいと定義している点に対して、例えば Fig. 9(d) の条件では、 $L_b=8.75\text{mm}$  よりも大きく見て取れ  $L_b$  の定義の厳密性に課題が残されている。したがって、定量的な厳密性は十分ではないが、 $L_b$  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。



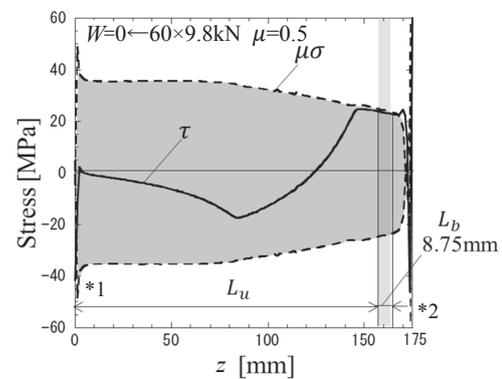
(a) Point a in Fig. 5



(b) Point b in Fig. 5



(c) Point c in Fig. 5



(d) Point d in Fig. 5

**Fig. 9** Shear stress  $\tau$  and frictional stress  $\mu\sigma$  along arbor surface contacted with sleeve after unloaded; (a)  $W=0 \leftarrow 60 \times 9.8\text{kN}, \mu=0.04$ , (b)  $W=0 \leftarrow 30 \times 9.8\text{kN}, \mu=0.07$ , (c)  $W=0 \leftarrow 30 \times 9.8\text{kN}, \mu=0.15$ , (d)  $W=0 \leftarrow 60 \times 9.8\text{kN}, \mu=0.5$  (\*1: Error due to boundary condition, \*2: Error due to end effect and boundary condition)

**Table 2** Shearing force  $L_b \times \tau_b^*$  and  $L_b \times \tau_b^* \times (L_u + L_b/2)$  when  $\Delta=12\mu\text{m}$  for point a, b, c, d in Fig. 5

Point	$W$ [ $\times 9.8\text{kN}$ ]	$\mu$	$L_b$ [mm]	$L_b \times \tau_b^*$ [N/mm]	$L_b \times \tau_b^* \times (L_u + L_b/2)$ [N]
a	60	0.04	122	578	$6.32 \times 10^4$
b	30	0.07	55	458	$6.41 \times 10^4$
c	30	0.15	22.5	389	$6.10 \times 10^4$
d	60	0.5	8.75	404	$6.56 \times 10^4$

**4.3 除荷過程における曲がりおよび焼嵌め面の応力変化**

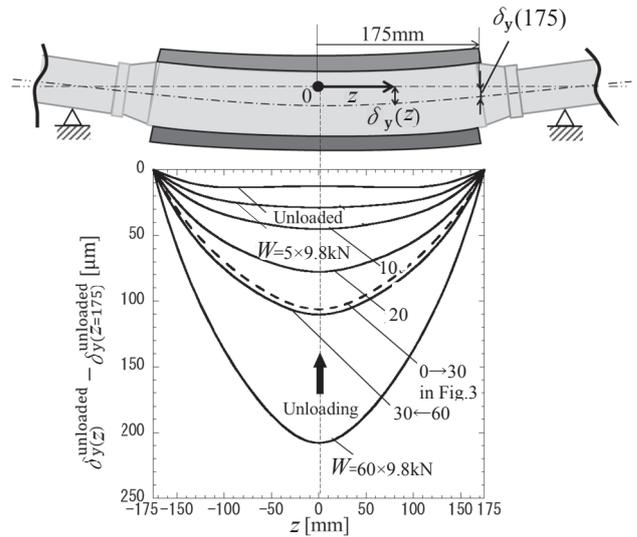
次に、 $W$  を負荷した状態から除荷する過程での曲がり、および接合面における応力状態の変化を解析し、残留曲がりの生成メカニズムを考察する。まず、Fig. 5 中の d 点と同じ条件である  $\mu=0.5$  にて、 $W=60 \times 9.8\text{kN}$  を負荷した後、 $30 \times 9.8\text{kN}$ 、 $20 \times 9.8\text{kN}$ 、 $10 \times 9.8\text{kN}$ 、 $5 \times 9.8\text{kN}$  と段階的に除荷させた場合のアーバの曲がりを Fig. 10 に示す。Fig. 10 より残留曲がりを基準にすると荷重と曲がりの大きさがおよそ比例することがわかる。また、 $W=60 \times 9.8\text{kN}$  負荷後に  $30 \times 9.8\text{kN}$  に軽減させた場合の曲がりの大きさは、無負荷から荷重を  $30 \times 9.8\text{kN}$  にした場合 (Fig. 3) の曲がりよりも 11% 大きい。これは曲がりが残留曲がりと同様 (Fig. 5)、前歴の負荷過程の影響を受けることを示すものである。

Fig. 11 は除荷過程におけるスリーブとアーバ接触面下側のせん断応力  $\tau$  の  $z$  方向の分布を示す。Fig. 11 において除荷後のせん断応力をもとに比較すると  $\tau$  の分布形状はほぼ一定の形を保ち、 $60 \times 9.8\text{kN}$  負荷時には負側の応力準平衡域を、除荷過程の  $30 \times 9.8\text{kN}$ 、 $0 \times 9.8\text{kN}$  では正側の平衡域を有する分布をとる。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到ったのかによって、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、Fig. 12 には、同一荷重  $30 \times 9.8\text{kN}$  において、 $0 \times 9.8\text{kN} \rightarrow 30 \times 9.8\text{kN}$  の場合と  $60 \times 9.8\text{kN} \rightarrow 30 \times 9.8\text{kN}$  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、曲がりの大きさは荷重増加時の方が減少時よりも 11% 小さい。

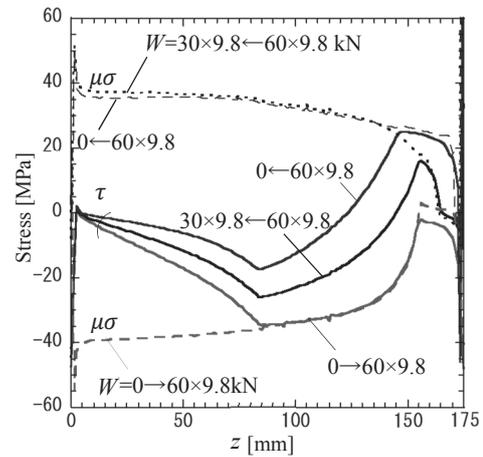
**5. 結 言**

有限要素法を用いて、焼嵌めによりスリーブ (胴部) が軸 (アーバ) に組み立てられた圧延用補強ロールに生じる残留曲がりの解析を、小型ロールを用いて行い、以下の結論を得た。

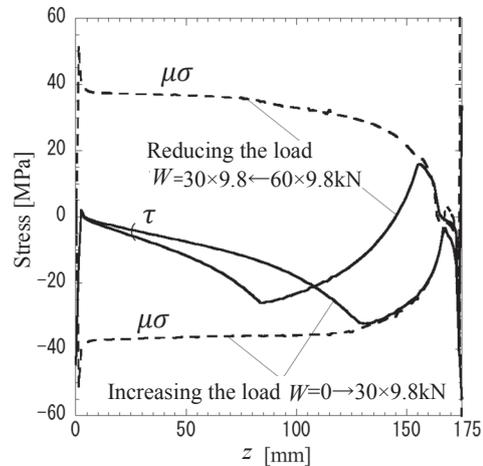
- (1) 荷重  $W=30 \times 9.8\text{kN}$  を除荷した後のアーバの残留曲がりは、先行の曲げ試験により得られた結果と本研究で得られた解析値とは 15% 以内で一致した。
- (2) 除荷後のアーバ残留曲がりは、摩擦係数の減少と共に増加するが、摩擦係数  $0.1 \sim 0.2$  の範囲でピークを示し、それ以降は減少し、0 に至る。なお残留曲がりがピークを示す摩擦係数は荷重によって変化する。
- (3) 残留曲がりと相対すべりそれぞれに対する摩擦係数の影響は類似の傾向を示す。
- (4) 残留曲がりが等しい条件では、応力準平衡域 (接合面に



**Fig. 10** Deflection and residual deflection on arbor when load was reduced from  $60 \times 9.8\text{kN}$  ( $\mu=0.5$ )



**Fig. 11** Shear stress  $\tau$  and frictional stress  $\mu\sigma$  along arbor surface contacted with sleeve when load is changed ( $\mu=0.5$ )



**Fig. 12** Shear stress  $\tau$  and frictional stress  $\mu\sigma$  along arbor surface contacted with sleeve when  $W=0 \rightarrow 30 \times 9.8\text{kN}$  and  $W=30 \times 9.8 \leftarrow 60 \times 9.8\text{kN}$  ( $\mu=0.5$ )

おけるせん断応力と摩擦応力の差が 1MPa 以下で一致する領域)に作用するせん断力とこの領域から  $z=0$  までの距離の積はほぼ一致する。このことから残留曲がりに対して応力準平衡のせん断力が強く関係することがわかった。

### 参 考 文 献

- 1) 下田秀夫・小野寺真作・堀清・土肥修：日本機械学会論文集，**233** (1966)，1-7.
- 2) 下田秀夫・小野寺真作・堀清・土肥修：日本機械学会論文集，**235** (1966)，440-446.
- 3) 下田秀夫・小野寺真作・堀清・土肥修：日本機械学会論文集，**237** (1966)，689-694.
- 4) 下田秀夫・小野寺真作・堀清・土肥修：日本機械学会論文集，**245** (1967)，11-18.
- 5) 大小森義洋・栄中・村上敬宜：材料，**50-3** (2001)，249-255.
- 6) 堀清：鉄と鋼，**51-11** (1965)，200-202.
- 7) 河合正吉・木月清彦・野崎義雪・竹内秀光・三浦勝重：鉄と鋼，**49-10** (1963)，1613-1615.
- 8) 大小森義洋・北川幾次郎・篠塚啓吾・宮本立三・矢崎誠一・井上睦彦：鉄と鋼，**73-6** (1987)，691-698.
- 9) 堤三郎・原千里・吉井省三：鉄と鋼，**7-5** (1971)，818-822.
- 10) 野田尚昭・佐野義一・王旭・中川雄策・管文海・小野騰・胡可軍：自動車技術会論文集，**46-4** (2015)，831-837.
- 11) 佐野義一：第 148・149 回西山記念技術講座，(1993)，193-226.
- 12) 田中俊章・神崎昌久・寺門良二・田部博輔・工藤浩一・後藤宏：鉄と鋼，**53-10** (1967) .
- 13) Zhua, Z. & Sunb, D. : Appl. Mech. Mater., **1-5** (2012), 139-142.
- 14) Dong, Y., Wang, M. & Su, Y. : Adv. Mater. Res., **413** (2012), 320-325.
- 15) Frolish, M. F. & Beynon, J. H. : Ironmak. Steelmak., **31-4** (2004), 300-304.