

スリーブ組立式複合ロールの界面すべりに及ぼす駆動トルクの影響と新しい設計概念の提案

野田 尚昭・佐野 義一・高瀬 康・堀田 源治

はじめに

図1に示す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)~15)}。図1(a)の4段式圧延機は、熱間圧延用として最も一般的であり、1対のワークロールと1対のバックアップロールから構成される。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。すなわち、1000 mmを越える胴径の大きな補強ロール¹⁾や大型H形鋼圧延用ロール⁴⁾⁵⁾等では、中空円筒胴部

に軸を焼嵌める、スリーブ組立式構造(以下スリーブロールと呼ぶ)が試行され、一部は実用化されてきた(図1(b),(c)参照)。このスリーブロールは圧延により消耗したスリーブだけの交換で、軸は継続使用ができる。特に、コスト削減だけでなく、次世代ロールとして期待されている超硬ロールやセラミックロールはスリーブ構造の採用が不可欠であり、現状のロールの限界を超えた要求を満たす候補とされている。

一方で、スリーブロールには、ロール残留曲がり³⁾¹²⁾やスリーブの円周すべりに起因するスリーブ割れ⁸⁾¹⁶⁾など、固有の問題がある。特に、スリーブの円周すべりに関しては、過大な回転トル

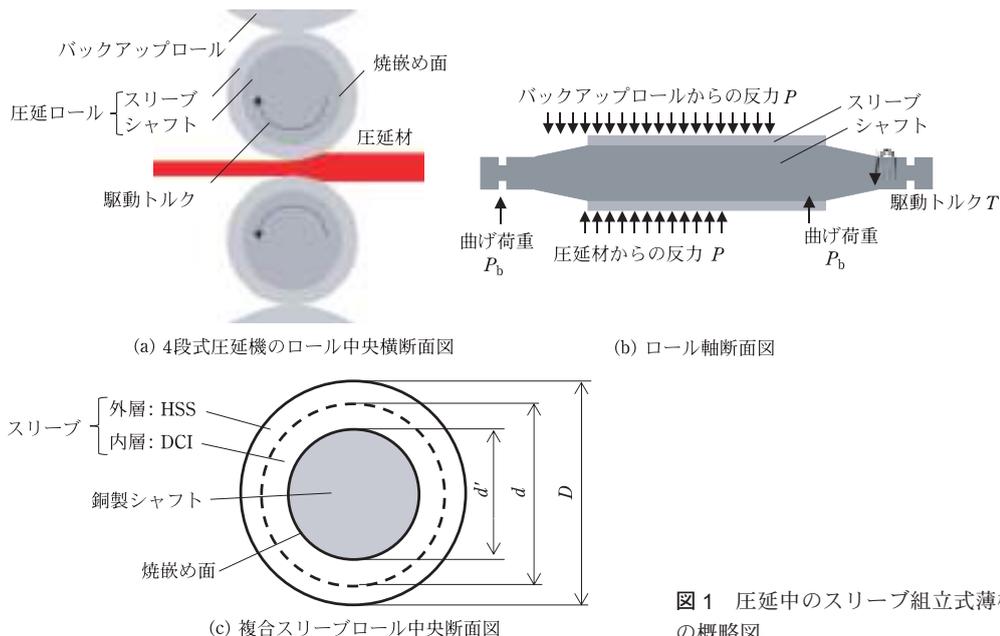


図1 圧延中のスリーブ組立式薄板圧延ロールの概略図。

クによって一気にすべりが生じないような設計がなされていても、スリーブすべりが生じることが報告されており⁸⁾¹⁶⁾、要因の解明が求められてきた。同様な現象として、転がり軸受において、軸とインナーレース間、ハウジングとアウターレース間ですべりが生じることが知られており^{17)~19)}、界面クリープ現象(軌道輪が運転中に軸またはハウジングに対して移動する現象)と呼ばれている。先の解説では、このようなスリーブロールの界面すべりが、転がり軸受けにおける界面クリープと同様に、同じ方向にすべりが生じる、類似の現象であることに着目した。すなわち、このような現象を本質的に理解するために、前回では、圧延時のモーターの駆動トルクが0の、自由転がりの条件下での、スリーブロールのすべりを数値シミュレーションで考察した結果を説明した。

図1(b)、(c)に、熱間圧延スタンドに使用する圧延用スリーブロールを示す。図示するように、モーターの駆動トルクと圧延鋼材からの摩擦力による力のモーメントが釣り合っており、それらはすべりを大幅に促進すると考えられる。よって、本稿では、熱間圧延を、実際と同様の条件下で数値解析した結果を紹介し、界面すべりに及ぼす駆動トルクの影響を明確にする。熱間圧延では、転がり軸受とは異なり、駆動トルクによって促進は重大な事故を引き起こす可能性がある。その際、焼詰め率と摩擦係数はすべり抵抗に寄与するので、それらの影響を解説する。最後に、これらの議論からスリーブロールの新しい設計の考え方を提案する。

「不均一すべり」の数値解析法と従来の設計対象の「全体すべり」との違いについて

スリーブロールにおけるスリーブすべりの現象は、転がり軸受分野では、「界面クリープ」と称される²⁰⁾²¹⁾。しかし、ここでは、圧延分野のスリーブ組立式ロールの用例に従って、「界面クリープ」の呼称は使用しない。また、従来の設計では、スリーブすべりの要因として、駆動トルクによる「全

体すべり」が想定され、それに対する対策がなされてきた。それにもかかわらず、スリーブすべりの現象が生じている。これらを考慮して、本稿では、駆動トルクによる「全体すべり」に加えて、新たに局所的な「不均一すべり」が影響するものとする(不均一すべりは図3参照)。そして、それを数値シミュレーションで求めた結果について解説する。

図1は4段式圧延機に用いられるスリーブ組立式薄板圧延ロールの概略図を示す。図1(a)は4段式圧延機のロール長さ中央軸断面、図1(b)はロール軸断面である。図1に示すように、スリーブロールは焼き詰めされたスリーブとシャフトで構成される。図1(c)は、複合スリーブロールの一般的な例であり、遠心鋳造法により製作される。ここで、スリーブには耐摩耗性と強靱性の双方が要求されるため、外層にハイスや高クロム鋼などの耐摩耗材を用い、内層にはダクタイル鋳鉄からなる、複合スリーブで構成する。解析を簡素化し、界面すべりを明確にするために、ここでは複合スリーブロールの代わりに、単一材料スリーブロールに焦点を当てる。

図2に、本研究で使用する数値シミュレーションの対象モデルを、実体ロールと関連させて示す。ロールを回転させず、ロール表面の周方向荷重移動でロール回転を表現する、荷重移動法を適用する²⁰⁾。図2(a)はロールが回転する実体ロールである¹⁸⁾¹⁹⁾。図2(b)はこれをモデル化したもので、初期の研究で考察した、軸全体を剛体としたモデルである²¹⁾。本報では、図2(c)のように、軸中心に剛体を導入して、ロール中心の変位と回転を拘束するとともに、スリーブと軸の弾性変形を考慮する。中心の剛体寸法は結果に影響しないことを確認した上で直径8mmとする。荷重移動間隔は、解析精度と計算時間を考慮して、 $\varphi = 4^\circ$ とする²⁰⁾。

界面クリープの解析に用いるロールへの荷重は、バックアップロールからスリーブへの圧下力 P 、圧延材からスリーブへの圧延反力 P と摩擦力 S (せん断力)、およびモーターから軸への駆動トルク T である。せん断力 S と軸駆動トルク T には $T = SD/2$ が成立する(図3(a)参照)。標準的

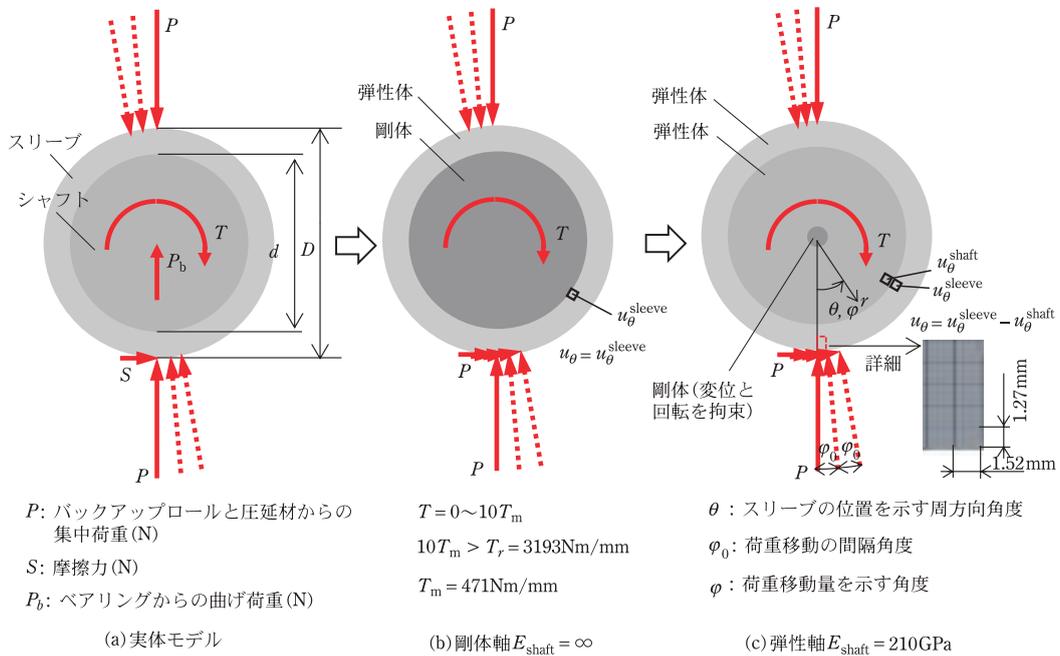


図 2 界面すべりの数値実験のための荷重移動法によるモデリング。

な圧下力 P を $P = P_0$ とする。また、軸のベンディング力 P_b は圧下力 P に比べて小さいので無視する。軸トルク T の界面クリープへの影響に関して、先の研究でも考察した²¹⁾。ここでは、前報で使用したトルク条件を用いて、モーターの定格トルク $T = T_m = 471 \text{ Nm/mm}$ より、摩擦力(せん断力) $S = 1346 \text{ Nm/mm}$ を求めた²¹⁾。メッシュ分割には、四辺形一次要素を用い、その総要素数は、 4.6×10^4 である。

従来の設計で考慮された「全体的すべり」と区別するために、本稿で考慮するすべりを「不均一すべり」と呼ぶことができる。これは、負荷荷重 P により、不均一な変形が界面に現れるためである(後述する図3の①参照)。従前のスリーブロールの設計では、「全体的すべり」の対策を式(1)に基づいて考えている。すなわち、モーターの駆動トルクは、式(1)で定義されるすべり抵抗トルク T_r よりも小さくすればよいとしていた。

$$T < T_r, \quad T_r = \xi \frac{d}{2} \pi d_b \beta \mu \sigma_{r\text{shrink}} \quad (\text{Nm/mm}) \quad (1)$$

ここで、 d はシャフトの外径(スリーブの内径と同

じ)、 l_b はロールバレルの長さ、 μ はシャフトとスリーブの間の摩擦係数、 $\sigma_{r\text{shrink}}$ は焼嵌め応力である。記号 ξ は、製造誤差を考慮した実効焼嵌め率を示す。 $T < T_r$ 以下では、「全体すべり」は防止できるが、「不均一すべり」が発生する可能性がある。

スリーブ抵抗トルク T_r は、係数 $\xi = 1$ 、 $l_b = 1 \text{ mm}$ 、 $\mu = 0.3$ 、 $\sigma_{r\text{shrink}} = -21.6 \text{ MPa}$ と $\delta/d = 0.5 \times 10^{-3}$ の標準条件下で、 $T_r = 3193 \text{ Nm/mm}$ と計算できる(式(3)参照)。実際のトルクは、減速比 $\eta = 1.882$ ²²⁾ を使用して、 $T_m = 471 \text{ Nm/mm}$ として表すことができる。ここでは、 $\eta = 1$ として、定格トルクを $T_m = 471 \text{ Nm/mm}$ として、定格トルクが小さいと界面すべりが発生する可能性があることを検証する。

焼嵌め式のロールでは、式(2)に示すように、ロール側のすべり抵抗トルク T_r が軸駆動トルク T よりも大きいとする。ここで α はすべりに対する安全率である。

$$T_r = \alpha T \quad (\text{Nm/mm}) \quad (2)$$

$T = T_m = 471 \text{ Nm/mm}$ の定格トルクの下で、式(2)から安全係数 $\alpha = 6.77$ が得られる。せん断力 S は式(3)から求めることができる。

$$T_m = S \frac{D}{2} \quad (\text{Nm/mm}) \quad (3)$$

定格トルクが $T_m = 471 \text{ Nm/mm}$ の場合、摩擦力(=せん断力) S は式 (3) から $S = 1346 \text{ Nm/mm}$ と求められる。

軸に対するスリーブの相対移動量 u_θ を次のように定義する。荷重が角度 $\varphi=0^\circ$ から $\varphi=\varphi$ まで(同時に $\varphi=\pi$ から $\varphi=(\pi+\varphi)$ まで荷重負荷があるが、省略することがある) 移動する間の、界面上の角度 θ におけるスリーブ内面の変位を $u_\theta^{P(0)\sim P(\varphi)}(\theta)$ と表示する。本研究では、スリーブと軸の弾性変形を考慮するため、ロール回転(荷重移動)に伴って位相差が生じ、弾性軸と弾性スリーブの焼嵌め面における変位 $u_\theta(\theta)$ の差、すなわち、相対変位 $u_\theta^{P(0)\sim P(\varphi)}(\theta) = u_{\theta, \text{sleeve}}^{P(0)\sim P(\varphi)}(\theta) - u_{\theta, \text{shaft}}^{P(0)\sim P(\varphi)}(\theta)$ が焼嵌め面における界面すべり量となる。

表 1 に、解析に用いるロールモデル寸法、機械的性質および境界条件を示す。普通鋼板の熱間圧延に相当する条件を想定して⁷⁾、ロール 1mm 当たり荷重 $P = 13270 \text{ N/mm}$ を用いる。焼嵌め代 δ を内径 d で除した焼嵌め率 $\delta/d = 0.5 \times 10^{-3}$ を用いる。スリーブ・軸間の摩擦係数は $\mu = 0.3$ とする。

図 2 のスリーブ組立式ロールの数値解析には、有限要素法 (Finite Element Method, 以降 FEM と略称する) を用いる。有限要素法の適用例は様々報告されており、複合材などへの適用^{23)~28)} が比較

的容易であるという利点の他に、引張試験片のような単純な構造の解析²⁹⁾ から、ボルト・ナットのような複雑な構造の解析³⁰⁾ まで行うことができ、汎用の FEM ソフトも数多く開発されている。ここでは MSC, Marc/Mentat 2012 を用いる。このソフトでは、非線形解析に完全ニュートン・ラプソン法を使用しており、接触解析には、直接拘束法を使用している³¹⁾。解析タイプは静的構造で平面ひずみ解析とする。

定格トルクの下での周方向相対変位と相対変位増加率

スリーブが荷重移動 $P(0)\sim P(\varphi)$ を受けるときのスリーブ界面の周方向変位を $u_\theta^{P(0)\sim P(\varphi)}(\theta)$ と表す。変位 $u_\theta^{P(0)\sim P(\varphi)}(\theta)$ の上付き記号 $P(0)\sim P(\varphi)$ は、荷重を $\varphi=0\sim\varphi$ (同時に $\varphi=\pi\sim(\varphi+\pi)$ にも負荷するが省略) と移動させたとき、位置 θ におけるスリーブ変位 $u_\theta(\theta)$ を意味する²⁰⁾。

図 3 に弾性軸に作用する荷重が、① $\varphi=0$ (初期荷重) から、② $\rightarrow \varphi=\pi$ (半周移動)、③ $\rightarrow \varphi=2\pi$ (1 周移動) と移動するときの、① 初期荷重による変位 $u_\theta^{P(0)}(\theta)$ 、② 荷重が半周移動した際の変位 $u_\theta^{P(0)\sim P(\pi)}(\theta)$ 、および③ 荷重が 1 周移動した際の変位 $u_\theta^{P(0)\sim P(2\pi)}(\theta)$ 、それぞれの分布を示す。初期荷重 $\varphi=0$ では、せん断力が作用する側の荷重

表 1 ロールモデルの寸法、機械的特性および境界条件。

機械的性質	スリーブ	鋼製スリーブのヤング率 E_{sleeve}	210 GPa
		鋼製スリーブのポアソン比 ν	0.28
ロール寸法	シャフト	鋼製シャフトのヤング率 E_{shaft}	210 GPa
		鋼製シャフトのポアソン比 ν	0.28
焼嵌め		スリーブ外径 D	700 mm
		スリーブ内径 d	560 mm
外力		焼嵌め率 δ/d	0.5×10^{-3}
		シャフトとスリーブ間の摩擦係数 μ	0.3
外力		厚さ当たりの集中力 P	13270 N/mm 全荷重 : $1.327 \times 10^7 \text{ N}$ ロール幅 : 1000 mm
		厚さ当たりの摩擦力 S	1346 N/mm
		厚さ当たりの駆動トルク T_m^*	471 Nm/mm
		厚さ当たりの抵抗トルク T_r^*	3193 Nm/mm
		ベアリングからの曲げ荷重 P_b	0 N/mm

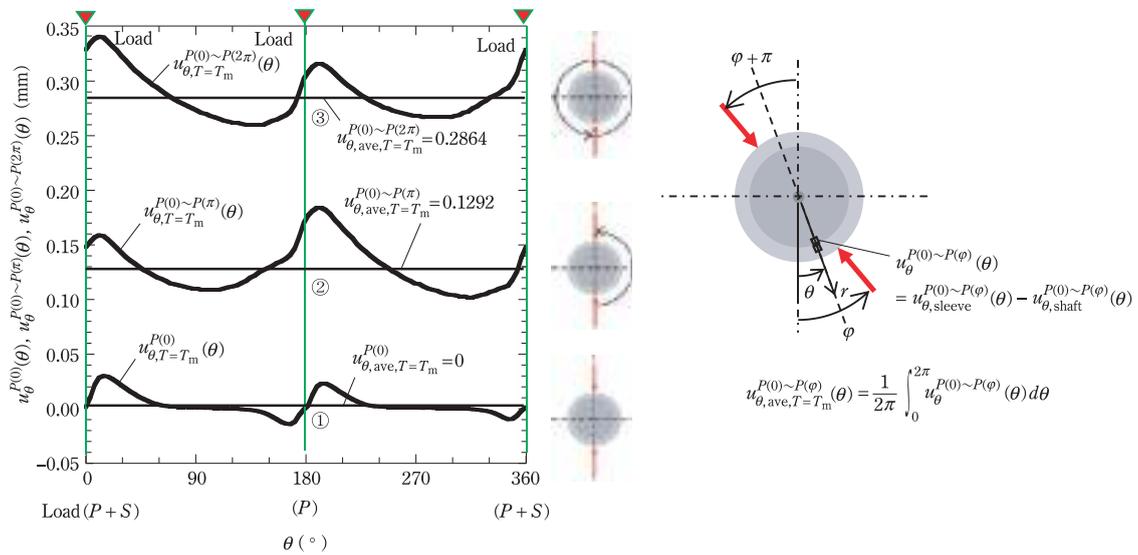


図3 焼嵌め界面に生じる「不均一すべり」の例。弾性軸に作用する荷重が、① $\varphi = 0$ (初期荷重)、 \rightarrow ② $\varphi = \pi$ (半周移動)、 \rightarrow ③ $\varphi = 2\pi$ (1周移動)と移動するときの、①初期荷重による変位 $u_{\theta}^{P(0)}(\theta)$ 、②荷重が半周移動した際の変位 $u_{\theta}^{P(0) \sim P(\pi)}(\theta)$ 、および③荷重が1周移動した際の変位 $u_{\theta}^{P(0) \sim P(2\pi)}(\theta)$ 、それぞれの不均一な θ 方向の分布 (弾性ロールがモーターの定格トルク $T = T_m$ で駆動される条件、 $T = T_m$ 、 $E_{\text{sleeve}} = 210 \text{ GPa}$ のとき)

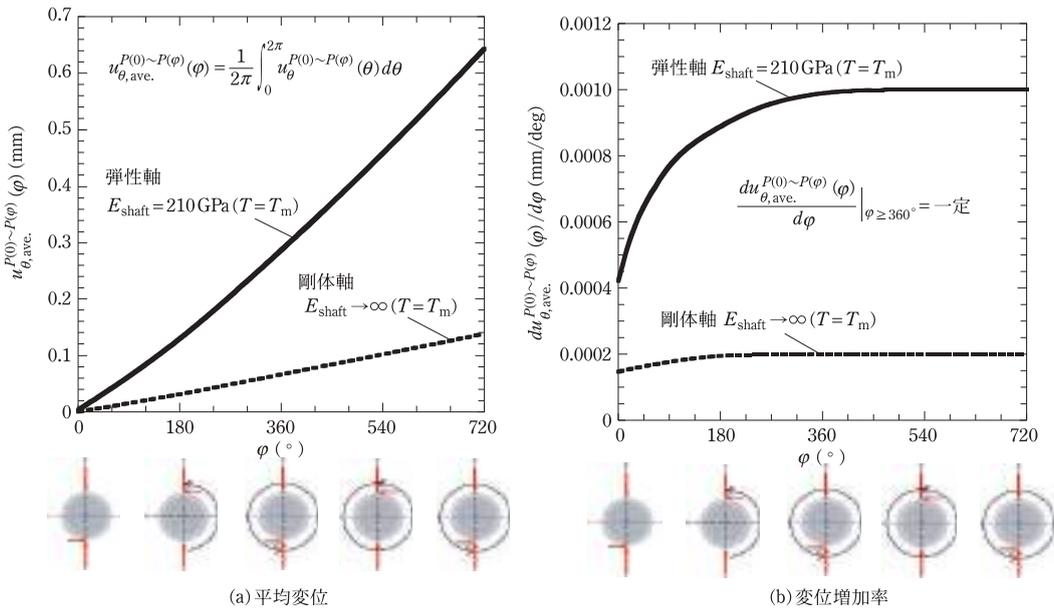


図4 平均変位 $u_{\theta, \text{ave}}^{P(0) \sim P(\varphi)}(\varphi)$ 、変位増加率 $du_{\theta, \text{ave}}^{P(0) \sim P(\varphi)}(\varphi) / d\varphi$ と荷重回転移動角 φ との関係 (剛体軸 ($E_{\text{shaft}} \rightarrow \infty$, $T = T_m$) と弾性軸 $E_{\text{shaft}} = 210 \text{ GPa}$, $T = T_m$) の比較)。

位置 ($\theta = 0^\circ$) の両側付近での変位の絶対値は異なり、せん断力の + 方向側 ($\theta > 0$) で変位の絶対値は大きく、 $|u_{\theta, T=T_m}^{P(\varphi)}(-\theta)| < |u_{\theta, T=T_m}^{P(\varphi)}(+\theta)|$ である。

図4 (a) に、弾性軸と剛体軸に関して、荷重を2回転させて、スリーブ変位の挙動を平均変位 $u_{\theta, \text{ave}}^{P(0) \sim P(\varphi)}$ と荷重回転移動角 φ との関係を、ロール

がモーターの定格トルク $T = T_m$ で駆動される条件下で示す。弾性体、剛体に関わらず荷重が移動するにつれて平均値はほぼ線形的に増加している。2 回点目の、 $\varphi = 2\pi \sim 4\pi$ 間では、その変化は線形と見なしうる。図 4 (b) の変位の増加率を示す図では、 $\varphi = 2\pi$ 以降 (荷重 1 回転以降) の変位増加率が一定になることがより明確に示される。つまり、図 4 (b) の 1 回転以降の変位増加率 $du_{\theta}^{P(0) \sim P(\varphi)}(\varphi)/d\varphi|_{\varphi \geq 2\pi}$ に注目して、界面すべりを定量的に評価することができる。図 4 (b) により、軸が弾性体の場合は剛体より 4 倍近く変位増加率 $du_{\theta}^{P(0) \sim P(\varphi)}(\varphi)/d\varphi|_{\varphi \geq 2\pi}$ が大きい。

前解説²¹⁾で、自由転がり条件下における界面すべりの生成機構を、界面でのせん断応力 $\tau_{r\theta}$ と摩擦応力 $\mu\sigma_r$ との関係から説明した。具体的には①焼嵌め面ですべり域 ($\tau_{r\theta} \approx |\mu\sigma_r|$ なる応力準平衡域) が存在することや、②すべり域を中心に不可逆変位が生じること、③初期荷重によって界面に不均一で不可逆的に生じた変位が、荷重移動、すなわちロール回転とともに、不可逆変位の蓄積によって、不均一に生じた変位の平均値が増加することなどを解説した。図 5 に荷重 1 回転後のすべり域を剛性軸と弾性軸について示す。なお、荷重 1 回転以降、すべり域は変わらない。すなわち、変位

のような不可逆変位の蓄積現象は応力に関しては生じない。図 5 (a) は荷重 1 回転後における弾性軸でのすべり域であり、せん断応力 $\tau_{r\theta}^{P(0)}$ 、摩擦応力 $\mu\sigma_r^{P(0)}$ の分布とともに示す。図 5 (b) は剛体軸に関してのすべり域と応力分布である。ここでは解析の精度を考慮し、 $\pm 1 \text{ MPa}$ 以内で $\tau_{r\theta}^{P(0)} \approx |\mu\sigma_r^{P(0)}|$ となる領域をすべり域とした。図 5 (a)、(b) より、負荷位置 $\theta = 0$ 、 $\theta = \pi$ の両側に $\tau_{r\theta}^{P(0)} \approx |\mu\sigma_r^{P(0)}|$ となる領域 (すべり域) が確認できる。

荷重 1 回転後のすべり域は、剛体軸よりも弾性軸の方が 2 倍近く大きくなる。すなわち、軸の弾性変形によってすべり域が拡大する。このことが、図 4 に示すように、弾性軸の平均変位が大きくなる要因となる。

変位増加率に及ぼす軸弾性係数の影響

前節では、剛体軸から鋼製軸 $E_{\text{shaft}} = 210 \text{ GPa}$ へ変えた場合の界面すべりへの影響を調べた。本節では、表 2 に示す実用材料を軸として用いるとき、その変位 $u_{\theta}^{P(0) \sim P(\varphi)}$ への影響を調べる。軸材としてダクタイル鋳鉄、鋼、セラミックス、サーメットの 4 材質を対象とする。

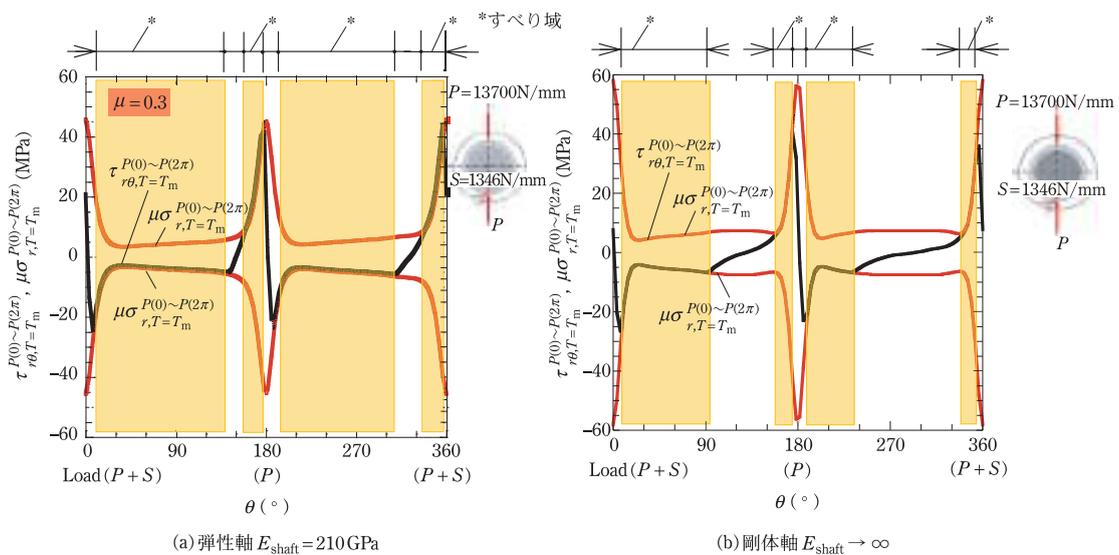


図 5 荷重 1 回転後における弾性軸と剛体軸でのすべり域の比較 ($P(0) \sim P(2\pi)$, $T = T_m$, $\mu = 0.3$).

図6に変位増加率と軸の弾性係数の関係を示す。ダクタイル鋳鉄(DCI), 鋼, セラミックス, サーメット, 剛体軸の順に変位増加率 $du_{\theta}^{P(0)\sim P(\varphi)}/d\varphi|_{\varphi \geq 2\pi}$ が大きい。すなわち軸弾性係数が小さくなるにしたがって、変位増加率が大きくなっており、軸の弾性変形がすべりに関与していることが分かる。このような変位増加率の違いは、着力点 $\theta=0^{\circ}$ (360°) 180° の両側で生じる「すべり領域」、すなわち $\tau_{r\theta}^{P(0)\sim P(2\pi)} \simeq |\mu\sigma_r^{P(0)\sim P(2\pi)}|$ を満足する領域の大きさの違いに対応している(図5参照)。図7にロール1回転後のすべり領域比 $l_{\text{slip}}/\pi d$ とシャフトの弾

性係数の関係を示す。ここですべり領域比は、すべり域 l_{slip} の全周に対する比率である。

$$\begin{aligned} \text{すべり領域比} &= l_{\text{slip}}/\pi d, \\ l_{\text{slip}} = \tau_{r\theta}^{P(0)\sim P(2\pi)} &\simeq \mu\sigma_r^{P(0)\sim P(2\pi)} \text{ を満足する領域} \end{aligned} \tag{4}$$

図7では、弾性係数が小さくなるとすべり域 $l_{\text{slip}}/\pi d$ は増加しており、その様子は図6の変位増加率と全く同じではないものの、同様な傾向を示す。界面の変位はすべり域の大きさに比例することが前報²⁰⁾²¹⁾でも示されており、図6, 7においても同様である。

このように、弾性係数の減少に伴って、変位増加率が増加することは、すべり域の増加によって説明できる。すべり域の大きさは同一スリーブ厚さ、荷重の場合、界面での接触状態すなわち応力状態の影響を受ける。そこで、界面での変位を拘束する $\sigma_r^{P(0)\sim P(2\pi)}$ に注目する。軸の扁平化(だ円化)の影響を受けて、応力 $\sigma^{P(0)\sim P(2\pi)}$ が焼嵌め応力 $\sigma_{r\text{shrink}}$ に対して低下する領域を接触応力低下領域 l_{small} と定義する。すなわち、低応力域 l_{small} とは $\sigma_r^{P(0)\sim P(2\pi)} \leq \sigma_{r\text{shrink}}$ ($E_{\text{shaft}} = E_{\text{sleeve}} = 210 \text{ GPa}$ のとき) が成立する領域である。図8に、1回転後の半径方向応力 $\sigma^{P(0)\sim P(2\pi)}$ の低応力域と弾性係数の関係を示す。ここで、接触応力低下領域比は、全長 πd に

表2 シャフトのヤング率 E_{shaft} .

材料		シャフトのヤング率 E_{shaft} (GPa)
名称	規格	
DCI	Hs52	160
鋼	Hv220	210
セラミックス	Si3N4	300
サーメット	WC系	490
剛体	—	∞

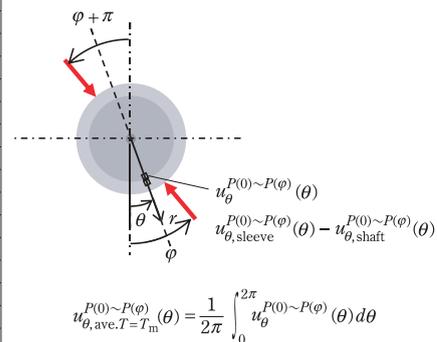
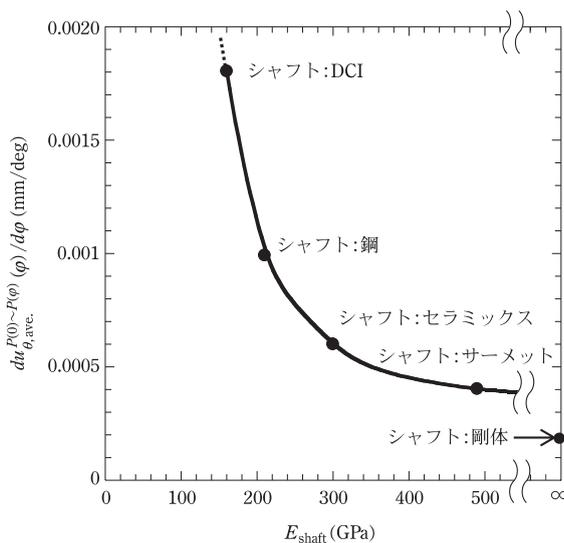
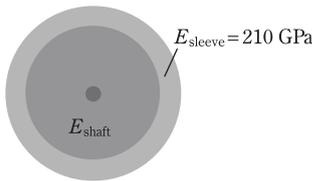


図6 変位増加率 $du_{\theta, \text{ave}}^{P(0)\sim P(\varphi)}/d\varphi$ と軸の弾性係数 E_{shaft} の関係(スリーブのヤング率 $E_{\text{sleeve}} = 210 \text{ GPa}$ のとき).

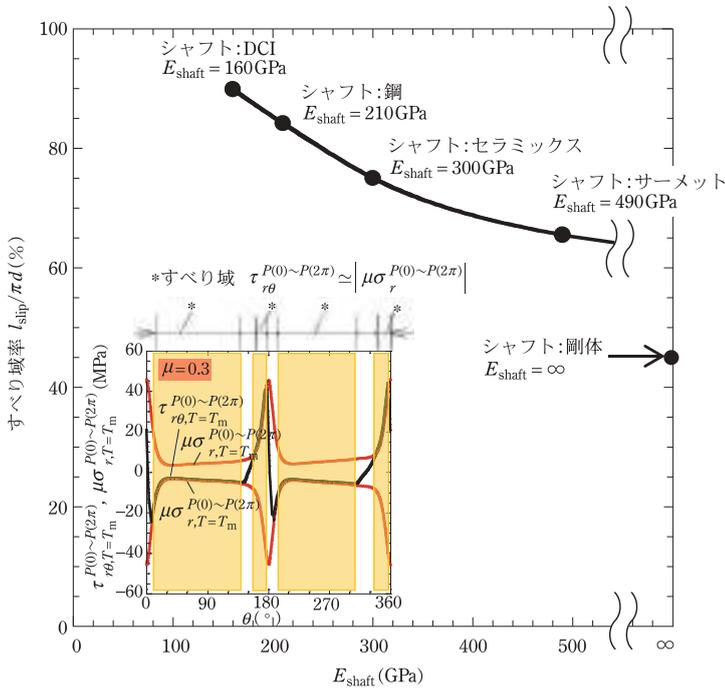


図7 ロール1回転後のすべり域率 $I_{slip}/\pi d$ (Slippage region ratio) とシャフトの弾性係数の関係 (スリーブのヤング率 $E_{sleeve} = 210 \text{ GPa}$ のとき).

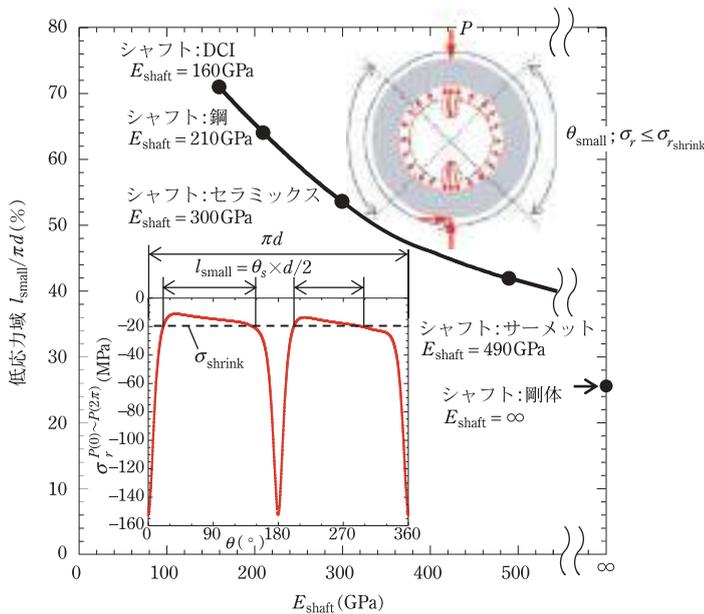


図8 ロール1回転後の半径方向応力 $\sigma_r^{P(0)\sim P(2\pi)}$ の低応力域と弾性係数の関係 (スリーブのヤング率 $E_{sleeve} = 210 \text{ GPa}$ のとき).

対する低応力域幅 l_{small} の割合であり、式 (5)、(6) で表される。

$$\text{接触応力低下領域比} = \frac{l_{small}}{\pi d} (\%) \quad (5)$$

$l_{small} = \sigma_r^{P(0)\sim P(2\pi)} \leq \sigma_{rshrink}$ となる領域で

$$l_{small} = \theta_s \times d/2 \quad (\sigma_{rshrink} \text{ は, } E_{shaft} = E_{sleeve} = 210 \text{ GPa} \text{ のときの荷重 } P \text{ を負荷する前の焼嵌め応力}) \quad (6)$$

図8より、弾性係数の最も小さいDCI軸は、低応力域 l_{small} が大きい。低応力域幅 l_{small} が大きいほど界面でのすべりが生じやすい。弾性係数が大きくなるほど低応力域は小さくなるが、剛体軸にも低応力域が存在する。これはスリーブの扁平化によるものである。低応力域 l_{small} が大きいなら、焼嵌め状態を緩ます作用も大きく、それは扁平化効果によって説明できる。

「不均一すべり」に及ぼす過大トルクの影響(「不均一すべり」に基づく新しい設計概念の構築に向けて)

上記の説明では、圧延ロールに付加する軸トルクとして、ロールが定格トルク T_m で駆動される場合を基準に解説してきた。しかし、実ロールの軸には、定格トルクに加えて、減速比 η 、上下ロール配分比、オーバートルク、圧延材噛み込み時の衝撃係数など、多くの要因によって過大な軸トルクが作用する。したがって、以下の解説では、トルクなし条件 $T=0$ ならびにモータ定格トルク $T=T_m$ に加えて、他のトルク条件として $T=2T_m$ 、 $T=3T_m$ が作用する場合も考慮する。

図9(a)は、定格トルクに対する駆動トルク T/T_m の大きさが、1回転後の平均変位 $u_{\theta,ave,T}^{P(0)\sim P(2\pi)}(\varphi)$ に与える影響を示している。弾性軸 $E_{shaft} = 210 \text{ GPa}$ と剛性軸 $E_{shaft} = \infty$ に、標準荷重 $P = P_0$ が作用する場合、1回転 $\varphi = 2\pi$ の変位 $u_{\theta,ave,T}^{P(0)\sim P(2\pi)}(\varphi)$ は、 T/T_m の増加に伴い大幅に増加する。弾性軸に定格トルク $T = T_m$ が作用する場合の平均変位 $u_{\theta,ave,T}^{P(0)\sim P(2\pi)}(\varphi)$ は剛性軸の4倍であるのに対して、 $T = 3T_m$ が作用する場合の弾性軸の平均変位 $u_{\theta,ave,T}^{P(0)\sim P(2\pi)}(\varphi)$ は、剛性軸の9倍になる。図9(a)に示すように、 $T=0$ すなわち自由転がりでも、前解説²⁰⁾で説明したように、「不均一すべり」が不可逆的に生じ、荷重移動すなわちロール回転とともに蓄積され、平均変位 $u_{\theta,ave,T}^{P(0)\sim P(2\pi)}(\varphi) \neq 0$ であり、スリーブすべりが発生する可能性がある。

図9(b)は、定格トルクに対する駆動トルク T/T_m の大きさが、1回転後の平均変位の増加率

$du_{\theta,ave}^{P(0)\sim P(2\pi)}(\varphi)/d\varphi$ に与える影響を示している。弾性軸 $E_{shaft} = 210 \text{ GPa}$ と剛性軸 $E_{shaft} = \infty$ に、基準荷重 $P = P_0$ が作用する場合、1回転 $\varphi = 2\pi$ の変位増加率 $du_{\theta,ave}^{P(0)\sim P(2\pi)}(\varphi)/d\varphi$ は、 T/T_m の増加に伴い大幅に増加する。弾性軸のモータ定格トルク $T = T_m$ における変位増加率 $du_{\theta,ave}^{P(0)\sim P(2\pi)}(\varphi)/d\varphi$ は剛性軸の5倍であり、 $du_{\theta,ave}^{P(0)\sim P(2\pi)}(\varphi)/d\varphi$ 、 $T = 3T_m$ での弾性軸の値は、剛体軸の19倍である。研究の初期段階では、スリーブの変位に着目して剛体軸モデルを想定した。しかし、図9(a)と図9(b)は、弾性軸のモデル化が必要であることを示している。図9(b)で注目すべきことは、 $T=0$ でも変位増加率がゼロではなく $du_{\theta,ave}^{P(0)\sim P(2\pi)}(\varphi)/d\varphi \neq 0$ となることで、先にも解説した自由転がり $T=0$ 下で生じるスリーブすべり²⁰⁾によるものである。

次に、トルク無条件 $T=0$ と標準圧延条件 $P = P_0$ 、 $T = T_m$ に加えて、極端に厳しい条件 $P = 3P_0$ 、 $T = 3T_m$ を考える。圧延時トラブルの状態では、 P が T に比例して増加すること ($P \propto T$) が知られている。よって、 P の $P = 3P_0$ 、 $T = 3T_m$ は圧延時のトラブルの状態を想定している。図9(c)の実線は、 P と T の両方が比例的に増加する場合の、平均変位 $u_{\theta,ave,T}^{P(0)\sim P(2\pi)}(\varphi)$ に対する T/T_m の影響を示している。 $P = 3P_0$ 、 $T = 3T_m$ での、弾性軸 $E_{shaft} = 210 \text{ GPa}$ の平均変位 $u_{\theta,ave,T}^{P(0)\sim P(2\pi)}(\varphi)$ は、標準条件 $P = P_0$ 、 $T = T_m$ のそれより20倍大きい。また、転がり故障状態 $P = 3P_0$ 、 $T = 3T_m$ では、弾性軸の $u_{\theta,ave,T}^{P(0)\sim P(2\pi)}(\varphi)$ は、剛体軸の場合より8倍大きい。一方、図9(c)の破線は、荷重 P を $P = P_0$ 、 $P = 2P_0$ 、 $P = 3P_0$ のようにそれぞれの荷重で固定して、モータトルク T を変化させたときの、平均変位 $u_{\theta,ave,T}^{P(0)\sim P(2\pi)}(\varphi)$ を示している。 $P = P_0$ 固定では、 $T = 3T_m$ の平均変位 $u_{\theta,ave,T}^{P(0)\sim P(2\pi)}(\varphi)$ は、 $T = T_m$ の平均変位 $u_{\theta,ave,T}^{P(0)\sim P(2\pi)}(\varphi)$ よりも5倍大きい。ただし、 $T = T_m$ を固定すると、 $P = 3P_0$ での平均変位は、 $P = P_0$ のその10倍になる。この考察より、平均変位 $u_{\theta,ave,T}^{P(0)\sim P(2\pi)}(\varphi)$ に対する P の影響が、 T の影響よりも大きいことを示している。

図9(d)の実線は、 P と T が比例して増加したときの界面変位 $du_{\theta,ave}^{P(0)\sim P(2\pi)}(\varphi)/d\varphi$ の増加率に対する

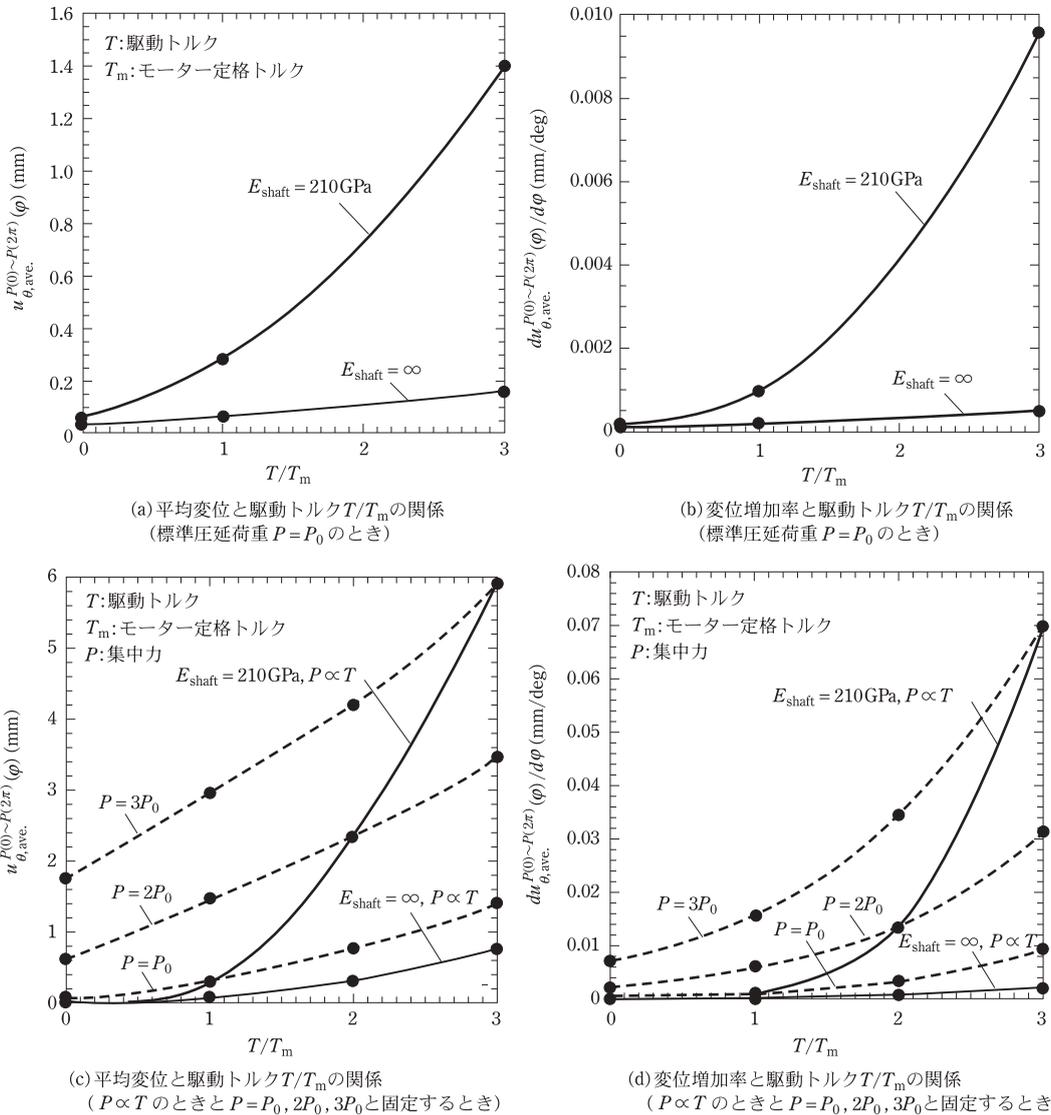


図9 駆動トルク T と圧延荷重 P が増加するときの変位増加率の増加 (弾性率 $E_{\text{shaft}} = 210 \text{ GPa}$ に作用する圧延荷重が1回転移動するとき $\varphi = 2\pi$)。

T/T_m の影響を示している。 $P = 3P_0$ 、 $T = 3T_m$ で弾性軸 $E_{\text{shaft}} = 210 \text{ GPa}$ の変位増加率 $du_{\theta, \text{ave}}^{P(0) \sim P(2\pi)}(\varphi)/d\varphi$ は、 $P = P_0$ 、 $T = T_m$ のそれより 70 倍大きい。 また、圧延トラブルの状態 $P = 3P_0$ 、 $T = 3T_m$ では、弾性軸の変位増加率 $du_{\theta, \text{ave}}^{P(0) \sim P(2\pi)}(\varphi)/d\varphi$ は、剛体軸のそれより 31 倍大きい。 図9 (d) の破線は、荷重 P を $P = P_0$ 、 $P = 2P_0$ 、 $P = 3P_0$ のそれぞれに固定し、駆動トルク T のみを変化させた場合の変位増加率 $du_{\theta, \text{ave}}^{P(0) \sim P(2\pi)}(\varphi)/d\varphi$ を示している。 $P = P_0$ に固定し

た場合、 $T = 3T_m$ での変位増加率 $du_{\theta, \text{ave}}^{P(0) \sim P(2\pi)}(\varphi)/d\varphi$ の値は、 $T = T_m$ での $du_{\theta, \text{ave}}^{P(0) \sim P(2\pi)}(\varphi)/d\varphi$ の 10 倍である。 逆に、 $T = T_m$ を固定して荷重 P のみを増加すると、 $P = 3P_0$ での変位増加率 $du_{\theta, \text{ave}}^{P(0) \sim P(2\pi)}(\varphi)/d\varphi$ 、 $P = P_0$ でのそれよりも 16 倍大きくなる。 つまり、圧延荷重が大きくなる影響は駆動トルクが大きくなる影響よりも大きい。 平均変位 $u_{\theta, \text{ave}, T}^{P(0) \sim P(2\pi)}(\varphi)$ と比較して変位増加率 $du_{\theta, \text{ave}}^{P(0) \sim P(2\pi)}(\varphi)/d\varphi$ に大きな変化が見られる。 圧延トラブルが発生すると、

$du_{\theta,ave}^{P(0)\sim P(2\pi)}(\varphi)/d\varphi$ が急激に大きくなるので注意が必要である。

図 9 (c) および図 9 (d) に示すように、トルクゼロ $T=0$ の、自由転がり条件下でも、平均変位と $u_{\theta,ave,T}^{P(0)\sim P(2\pi)}(\varphi)$ 変位増加率 $du_{\theta,ave}^{P(0)\sim P(2\pi)}(\varphi)/d\varphi$ は、負荷力 P の増加に伴い顕著に増加する。これは、自由転がり下での円周方向に不均一で不可逆的なすべりが発生し、それが圧延荷重とともに増加することから説明できる。前解説でも、トルクゼロの場合でも周方向すべりが生じる理由²⁰⁾を説明したが、本稿の圧延荷重の影響により、トルクゼロの場合でもすべりが顕著に増加することから、より明確となった。

焼嵌め率 δ/d が「不均一すべり」に及ぼす影響

焼嵌め圧延ロールでのスリーブの「全体すべり」を防ぐには、 $T_r > T$ として式 (1) のすべり抵抗トルク T_r を駆動トルクよりも大きくする必要があるが、図 3 に示すような「不均一すべり」が発生する可能性がある。ここでは、式 (1) の焼嵌め圧力 $\sigma_{rshrink}$ を支配する焼嵌め率に着目する。すなわち、上記の説明では、焼嵌め率 $\delta/d = 0.5 \times 10^{-3}$ を固定して、界面のすべりに対する駆動トルク T の影響を解説した。 $\delta/d = 0.5 \times 10^{-3}$ の場合、すべり抵抗トルク T_r は $T_r = 6.77 T_m$ と定格トルク T_m より大きくなる。一般的にスリーブ組立式ロールでは、 $\delta/d = 0.4 \times 10^{-3} \sim 1.0 \times 10^{-3}$ の範囲の焼嵌め率が適用される。このような範囲の制限は、長年の経験に基づいており、 $\delta/d < 0.4 \times 10^{-3}$ の値が小さいと界面がすべりやすくなり、 $\delta/d > 1.0 \times 10^{-3}$ の値が大きいと界面がすべり難くなるためである⁶⁾。

図 10 は、焼嵌め率 δ/d を $\delta/d = 0 \sim 1.0 \times 10^{-3}$ の範囲で変化させたときの界面変位増加率 $du_{\theta,ave}^{P(0)\sim P(2\pi)}(\varphi)/d\varphi$ を示している。変位増加率 $du_{\theta,ave}^{P(0)\sim P(2\pi)}(\varphi)/d\varphi$ は、焼嵌め率 δ/d が大きくなると減少する。これは、 δ/d の増加に伴い、焼嵌め応力 $\sigma_{rshrink}$ が増加するためである。すなわち、焼嵌め率 δ/d が増加すると、すべり抵抗が増加するこ

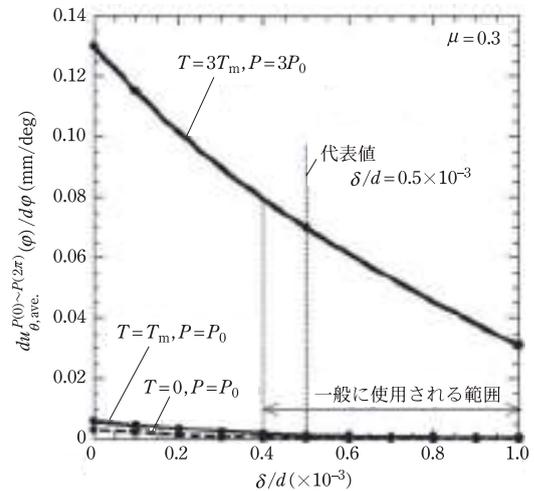


図 10 変位増加率と焼嵌め率 δ/d の関係 ($\varphi = 2\pi, T = 0, P = P_0, T = T_m, P = P_0, T = 3T_m, P = 3P_0$ のとき)。

とで、変位増加率 $du_{\theta,ave}^{P(0)\sim P(2\pi)}(\varphi)/d\varphi$ が減少する。

焼嵌め率 $\delta/d = 0$ の場合でも、変位増加率 $du_{\theta,ave}^{P(0)\sim P(2\pi)}(\varphi)/d\varphi$ は無限大とならない。これは、一対の荷重 P によってロールが押されるため、軸とスリーブ界面で接触圧が発生し、接触部のすべり抵抗を発生させるためである。一方、 $\delta/d \rightarrow \infty$ の場合、スリーブとシャフトはすべらず一体化するため、変位増加率はゼロに近づき、 $du_{\theta,ave}^{P(0)\sim P(2\pi)}(\varphi)/d\varphi \rightarrow 0$ となる。

また、基準値の焼嵌め率 $\delta/d = 0.5 \times 10^{-3}$ において、 $T = 3T_m, P = 3P_0$ のときの変位増加率 $du_{\theta,ave}^{P(0)\sim P(2\pi)}(\varphi)/d\varphi = 7.0 \times 10^{-2}$ mm/deg は、 $T = T_m, P = P_0$ のときの $du_{\theta,ave}^{P(0)\sim P(2\pi)}(\varphi)/d\varphi = 0.1 \times 10^{-2}$ mm/deg の約 70 倍大きい。なお、大きな δ/d を使用すれば、スリーブの内部破断を防ぐことができるが、スリーブ内面に現れる大きな周方向応力 σ_{θ} が破断の原因となることに注意する必要がある。

摩擦係数 μ が「不均一すべり」に及ぼす影響

摩擦係数は、焼嵌め率と同様に、界面すべりを防止するための主な要因である。従って、本節では基準値 $\mu = 0.3$ を含む $\mu = 0.1 \sim 1.0$ の範囲で摩擦係

数を変化させた結果を解説する。実験的研究では、 $\mu = 0.2$ がスリーブの内面とシャフトの外表面の間の摩擦係数として使用されている¹⁾。また、鋼間の摩擦係数として $\mu = 0.4$ が報告されている³²⁾。このように、スリーブロール接合面では $\mu = 0.2 \sim 0.4$ 前後の値がよく使われている。なお、鉄鋼産業で使用される多くの金属の中で、純金属は他の合金よりも摩擦係数が高いことが知られている。したがって、摩擦係数 μ は、純鉄に非常に近いと見なすことができるアームコ鉄と組み合わせて考慮する必

要がある³³⁾。次に、摩擦係数の最大値は、アームコ鉄 / アルミニウムの組み合わせで $\mu = 0.82$ 、アームコ鉄 / ニッケルで $\mu = 0.58$ 、アームコ鉄 / 鉄で $\mu = 0.52$ になる。以上から、本稿では実用的な意味での摩擦係数の上限として $\mu = 1.0$ を採用する。

図 11 に摩擦係数 μ を変化させたときの変位増加率 $du_{\theta,ave}^{P(0) \sim P(2\pi)}(\varphi) / d\varphi$ を示す。変位増加率 $du_{\theta,ave}^{P(0) \sim P(2\pi)}(\varphi) / d\varphi$ は、摩擦係数 μ が大きくなるほど小さくなることがわかる。使用範囲に制限はあるが、焼嵌め率 δ/d が大きく、摩擦係数 μ が大きいと、界面すべりを防止することができる。大きな δ/d と大きな μ は界面すべりを防ぐ可能性があるが、圧延トラブル $T = 3T_m$ 、 $P = 3P_0$ の下でそのような δ/d と μ を使用して対策することは困難である。

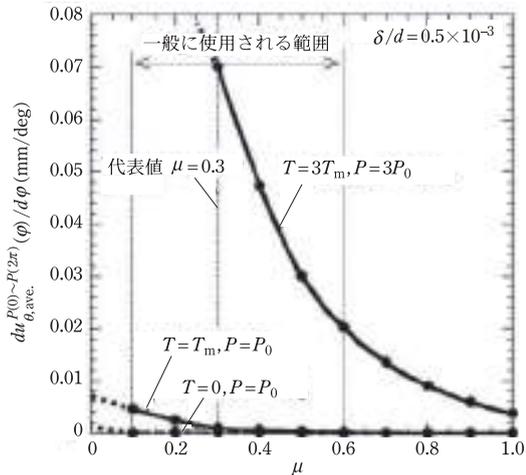


図 11 変位増加率と摩擦係数 μ の関係 ($\varphi = 2\pi$ 、 $T = 0$ 、 $P = P_0$ 、 $T = T_m$ 、 $P = P_0$ 、 $T = 3T_m$ 、 $P = 3P_0$ のとき)。

スリーブロールの「不均一すべり」を考慮した新しい設計概念の提案と「全体すべり」に基づく従来の設計との比較

図 12 に、「全体すべり」に基づく従来の設計思想に対して、「不均一すべり」を考慮した新しい設計思想の必要性をまとめたものである。図 12(a) に示すように、従来の設計法では (1) 式より駆動トルク T が摩擦抵抗トルク T_r より小さいならば、

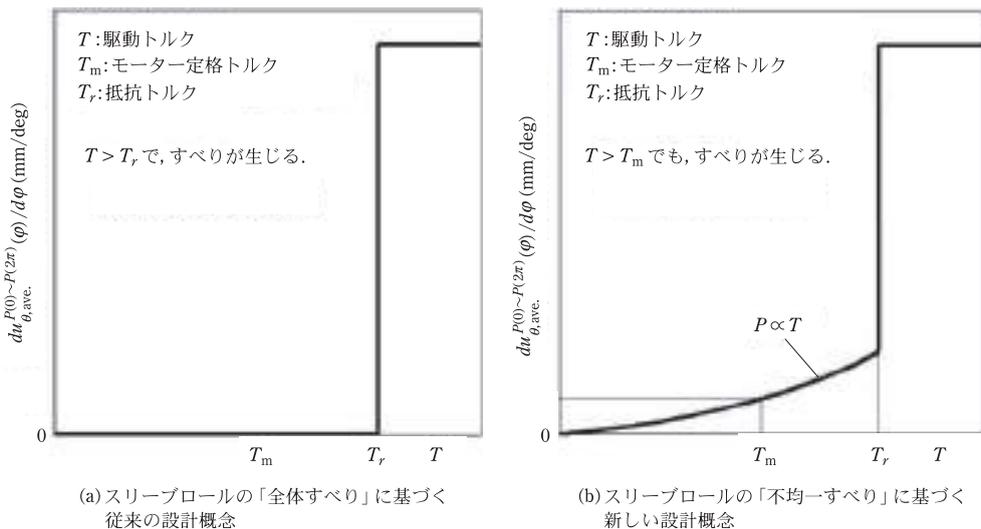


図 12 従来の設計とは異なるスリーブロールの新しい設計概念の提案。

「全体すべり」が防げると考え、 $T < T_r$ としていた。代わりに、新しい方法では、駆動トルク T が、モータの定格トルク T_m よりも小さい場合でも、すなわち、 $T < T_m$ を満足する場合でも (より正確には駆動トルクゼロ $T = 0$ でも圧延荷重 P がゼロでない場合 $P \neq 0$ には)、少量の界面すべりが発生する可能性があると考え。したがって、新しい設計では、図 12 (b) に基づいて、適切なキーを設計するなどして界面のすべりを防ぐことになる。

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不可欠であることなどが挙げられる。本稿では、実圧延における界面すべりを明らかにするために駆動トルクの影響を数値解析した結果を中心に解説した。シャフトの弾性や、焼嵌め面の摩擦係数に加えて、圧延負荷や駆動トルクがスリーブすべりへ及ぼす影響が議論されており、実圧延下での通板事故を想定した界面すべりに対する理解の深化が期待される。本稿で説明した内容をまとめると以下ようになる。

1) 初期荷重によって「不均一すべり」が不可逆的に生じ、それが蓄積されることでスリーブすべりが生じる (図 3 参照)。不均一なすべり変位の平均値とその変位増加率に注目すると、たとえば、変位増加率は、最初の 1 回転で徐々に増加するが、1 回転後は一定になる。したがって、1 回転後の平均変位や 1 回転後の変位増加率から、多数回転後の界面すべり量を予測できる (図 4 参照)。

2) 定格トルク $T = T_m$ で駆動されるロールの変位増加率は、自由転がり $T = 0$ の場合のその約 5 倍になる (図 4 参照)。駆動トルク T の加速効果は、摩擦応力とせん断応力がほぼ等しい「すべり領域」によって説明できる。定格トルク $T = T_m$ では、自由転がり $T = 0$ に比べて「すべり領域」が大きくな

る (図 5 参照)。

3) 圧延時トラブルの状態では、ロール駆動トルク T と圧延荷重 P が比例して増加すること ($P \propto T$) が知られているが、このとき、変位増加率は顕著に増加する (図 9 参照)。圧延トラブルに相当する荷重条件 $T = 3T_m$ 、 $P = 3P_0$ では、標準圧延条件 $T = T_m$ 、 $P = P_0$ の 70 倍の変位増加率となる (図 9 参照)。

4) 自由転がり下でも円周すべりが生じることは、圧延荷重 P によって軸スリーブ界面に「不均一すべり」が不可逆的に生じ、それが蓄積されることから説明できる。これは負荷力 P の増加に伴い、ゼロトルク時の変位増加率が増加するためである (図 9 (c) の $P = 2P_0$ 、 $P = 3P_0$ 参照)。

5) 焼嵌め率 δ/d を大きくすると、変位増加率は大幅に減少する (図 10 参照)。摩擦係数 μ の増加に伴い、変位増加率は大幅に減少する (図 11 参照)。また、弾性軸に対するロール駆動トルク T の影響は、剛性軸に比べてはるかに大きくなる (図 4 (a)、(b) を参照)。

6) 従来の設計思想は「全体すべり」に基づくものであったため、「不均一すべり」に基づく新たな設計概念を提案した (図 12 (a)、(b) 参照)。すなわち、従来は式 (1) より駆動トルク T が摩擦抵抗トルク T_r より小さいならば、「全体すべり」が防げると考え、 $T < T_r$ ならば防げると考えられていたが、実際には、駆動トルク T が小さい場合でも、界面すべりが発生する可能性があることを考慮して、キーを設けるなどの対策が必要であることを説明した。

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, 日本機械学会論文集, **32** 237 (1966), 689. <https://doi.org/10.1299/kikai1938.32.689>
- 2) 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
- 3) 野田尚昭, 佐野義一, 高瀬康, 下田祐太郎, 張國偉: 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. <https://doi.org/10.9773/sosei.58.66>
- 4) 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.
 - 5) 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.
 - 6) 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.
 - 7) 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.
 - 8) 松永榮八郎, 津村武信, 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>.
 - 9) S. Spuzic, K. N. Strafford, C. Subramanian and G. Savage: Wear of hot rolling mill rolls: an overview. *Wear*, **176** (1994), 261. [https://doi.org/10.1016/0043-1648\(94\)90155-4](https://doi.org/10.1016/0043-1648(94)90155-4)
 - 10) 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>
 - 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) 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>
 - 13) 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>
 - 14) 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>
 - 15) N.A. Noda, R. A. Rafar and Y. Sano: Stress due to interfacial slip causing sleeve fracture in shrink-fitted work roll, *International Journal of Modern Physics B*, **35** 14 (2021), 2140020. <https://doi.org/10.1142/S0217969221400208>
 - 16) 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.
 - 17) 曾田範宗: 軸受け, 岩波全書, (1964), 196.
 - 18) T. Niwa: A creep mechanism of rolling bearings, *NTN Tech. Rev.*, **81** (2013), 100.
 - 19) J. Murata and T. Onizuka: Generation mechanism of inner ring creep, *Koyo Eng J*, **166** (2005), 41.
 - 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>
 - 21) 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>
 - 22) Hot Strip Subcommittee of Joint Study Group of Steel Sheet Subcommittee in The Iron and Steel Institute of Japan, Recent hot strip manufacturing technology in Japan (Report of Hot Strip Subcommittee of Joint Study Group of Steel Sheet Subcommittee), Ibaraki Print (1987), 255.
 - 23) N-A. Noda, D. Suryadi, S. Kumasaki, Y. Sano and Y. Takase : Failure analysis for coming out of shaft from shrink-fitted ceramics sleeve, *Eng. Fail. Anal.*, **57**(2015), 219. <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2015.07.016> 35
 - 24) N-A. Noda, Y. Xu, D. Suryadi, Y. Sano and Y. Takase: Coming out mechanism of steel shaft from ceramic sleeve, *ISIJ Int.*, **56** (2016), 303. <https://doi.org/10.2355/isijinternational.ISIJINT-2015-558>
 - 25) T. Miyazaki, N-A. Noda, F. Ren, Z. Wang, Y. Sano and K. Iida: Analysis of intensity of singular stress field for bonded cylinder and bonded pipe in comparison with bonded plate, *Int. J. Adhes. Adhes.*, **77** (2017), 118. <https://doi.org/10.1016/j.ijadhadh.2017.03.019>
 - 26) N-A. Noda, T. Miyazaki, R. Li, T. Uchikoba and Y. Sano: Debonding strength evaluation in terms of the intensity of singular stress at the interface corner with and without fictitious crack, *Int. J. Adhes. Adhes. B*, **61** (2015), 46. <https://doi.org/10.1016/j.ijadhadh.2015.04.005>
 - 27) N-A. Noda, T. Uchikoba, M. Ueno, Y. Sano, K. Iida,

- Z. Wang and G. Wang: Convenient debonding strength evaluation for spray coating based on intensity of singular stress, *ISIJ Int.*, **55** (2015), 2624. <https://doi.org/10.2355/isijinternational.ISIJINT-2015-458>
- 28) Z. Wang, N-A. Noda, M. Ueno and Y. Sano: Optimum Design of Ceramic Spray Coating Evaluated in Terms of Intensity of Singular Stress Field, *Steel Res Int.*, **88** (2017), 1600353, <https://doi.org/10.1002/srin.201600353>
- 29) N-A. Noda, Y. Shen, R. Takaki, D. Akagi, T. Ikeda, Y. Sano and Y. Takase: Relationship between strain rate concentration factor and stress concentration factor, *Theor. Appl. Fract. Mech.*, **90** (2017), 218.
- 30) N-A. Noda, X. Chen, Y. Sano, M. A. Wahab, H. Maruyama and R. Fujisawa: Effect of pitch difference between the bolt-nut connections upon the anti-loosening performance and fatigue life, *Mater. Des.*, **96** (2016), 476. <https://doi.org/10.1016/j.matdes.2016.01.128>
- 31) Marc Mentat team, *Theory and User Information*. Vol.A, MSC. Software, Tokyo, (2012), 713.
- 32) 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/p107/c0874.html(accessed 2019-06-14).
- 33) 機械工学便覧, 基礎編 $\alpha 2$ 機械力学, 丸善, (2004).
- 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。日本機化学会材料力学部門賞業績賞、日本機化学会フェロー。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(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)日鉄エレックスを経て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。