

ストッパーを設けた焼嵌めローラーの軸抜け駆動力発生メカニズムと抜けプロセスの解明

張 国偉¹⁾・酒井 悠正¹⁾・野田 尚昭^{1)*}・佐野 義一¹⁾・大城 竣¹⁾

Generation Mechanism of Driving Out Force of the Shaft from the Shrink Fitted Ceramic Roll
by Newly Designed Stopper and the Coming out Process

Guowei ZHANG, Hiromasa SAKAI, Nao-Aki NODA, Yoshikazu SANO and Shun OSHIRO

Synopsis : Ceramic roller can be used in the heating furnace conveniently because of its high temperature resistance. The roller consists of ceramic sleeve and steel shaft connected only under a small shrink fitting ratio because of the brittleness. However, the coming out of the shaft sometimes happens from the ceramic sleeve under repeated load. Therefore, it is important to find out the driving out force generation mechanism to prevent the coming out failure. Based on the previous studies, a two-dimensional shrink fitted structure is considered by replacing the shaft with the inner plate and by replacing the sleeve with the outer plate. Then, this research focuses on calculating the driving out force generated on the inner plate by introducing a newly designed stopper on the outer plate. The finite element simulation shows that the coming out phenomenon can be prevented due to the contact between the inner plate and the stopper installed on the outer plate. Then the mechanism of driving out force generation is clarified. Finally, the process of coming out in terms of the residual displacement is illuminated.

Key words : shrink fitting; ceramic roller; driving out; stopper; residual displacement.

1. 緒言

鉄鋼搬送用ローラーは、自動車用鋼板などの高品質の鋼板を搬送するための熱処理炉 (Fig.1 参照) に使用される。従来、ローラーの材料は、スリーブの外側にセラミック溶射コーティングを施した鋼が用いられ、ローラーの温度を低下させるために、ローラーの内部は水によって冷却されていた。しかし、軸部には線膨張係数がセラミックスに比べ約4倍大きい鋼を用いるため、スリーブと軸の熱膨張係数の違いからセラミック層の密着強度を上回り、クラック、剥離、摩耗等のローラー表面の破損を引き起こす可能性がある¹⁾。これにより、ローラーの寿命はかなり短くなる。

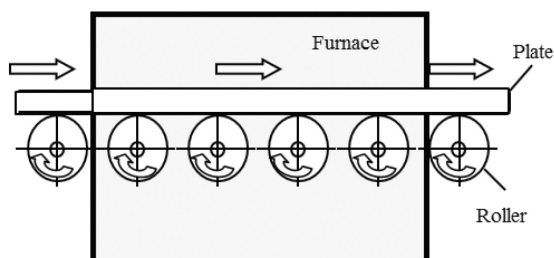


Fig. 1. Layout of rollers in heating furnace.

Fig.2は、両端に鋼の軸と耐熱性、耐食性、耐摩耗性の高いセラミックスリーブからなる新しいセラミックローラーを示している^{2,3)}。これまでの研究では、シャフトの交換のためのメンテナンス時間とコストを削減するために、焼嵌めが円筒構造の最も適した接合方法である可能性が示唆されている⁴⁻⁸⁾。しかし、セラミックスの脆性のために小さな嵌合率⁹⁻¹⁶⁾のみ使用するため、動作中にスリーブからシャフトが抜け出す問題が生じ、対策が必要となる。

著者らはこれまでに、この現象に対して有限要素法^{4,5)}を

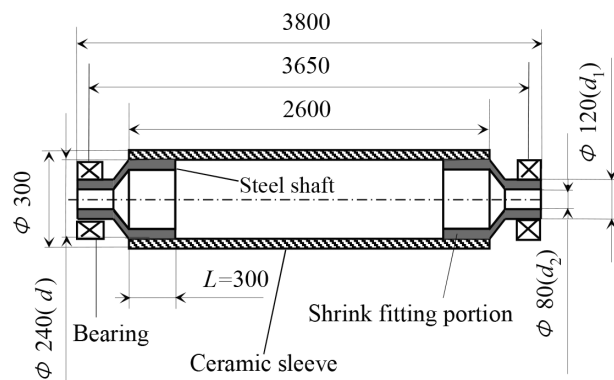


Fig. 2. Structure and dimensions of a real ceramic roller (Unit: mm).

平成30年6月11日受付 平成30年7月4日受理 (Received on Jun. 11, 2018 ; Accepted on Jul. 4, 2018)

1) 九州工業大学大学院工学研究院機械知能工学研究系 (Dept. of Mechanical and Control Engineering, Kyushu Institute of Technology, 1-1 Sensui-cho Tobata-ku Kitakyushu Fukuoka 804-8550)

* Corresponding author : E-mail : noda@mech.kyutech.ac.jp

DOI : <https://doi.org/10.2355/tetsutohagane.TETSU-2018-091>

用いて解析を行ってきた。文献⁴⁾では、現象をシミュレーションするため、ローラーの回転を荷重の円周方向離散的移動で置き換え、接触問題解析を繰り返し行った。膨大な計算時間を要するため、サイクル数5回程程度の制約内で、嵌合率、摩擦係数などが、軸抜け出しに影響することを明らかにした。文献⁵⁾では分割数が少なくすむ2次元モデルを提案し、交番荷重を40回以上繰り返す軸抜けのシミュレーションを可能にした。これらの研究^{4,5)}では、軸抜け挙動が数値的にも実現できることを明らかにした。

本研究ではこれらの研究を進展させ、軸抜け駆動力を評価するために、スリーブ面円周に段差を付設する構造を考える。まず、文献⁵⁾で用いた2次元モデルを改良し、外側プレートに、内側プレートの抜け出し防止ストッパーを設けた新たなモデルを提案する。ストッパーの設計に当たっては、ストッパーと内側プレートとの接触荷重を求める必要がある。この接触荷重は軸の抜けだし駆動力とみなすことができるため、本研究は抜け出し防止の実用面のみならず、抜けのメカニズム解明の面からも重要である。

2. 解析方法

本研究では、まず、有限要素法を用いた弾性解析により内側プレートの抜け挙動をシミュレーションする。次に、内側プレートが外側プレートのストッパーへ接触した際の接触荷重、すなわち内側プレートの抜けの駆動力を考察する。

Fig.3に今までの研究の2次元解析モデルを示す。多数回の荷重繰り返しをシミュレーションするため、軸を内側プレート (Fig.3のInner plate) とし、スリーブは外側プレート (Fig.3のOuter plate) としてモデル化した。抜け現象は点Cの変位に着目して、解析した。

Fig.4 (a) に本研究に用いるストッパー (高さH=1.6 mm) を有する2次元モデルとFig.4 (b) にストッパー部の詳細を示す。内側プレートの嵌合端部点D (Fig.4 (b) 参照) を内側プレートの抜け出し変位の基準点とする。ここでは解析を簡略化し、解析時間を短くするため外側プレートは剛体とする。また、内側プレートは中空構造を適用で

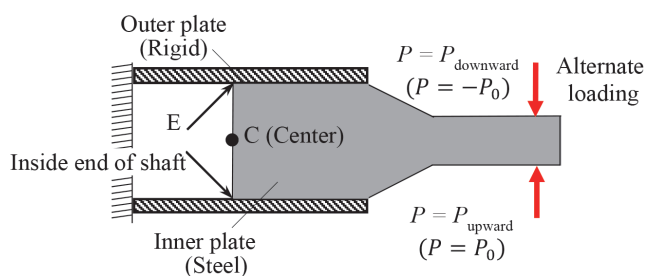
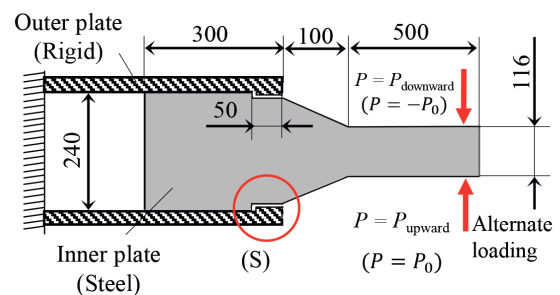


Fig. 3. 2D model considered in the previous paper⁵⁾. (Online version in color.)

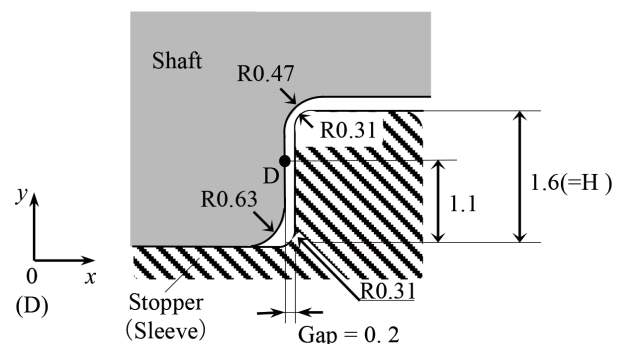
きないため、軸方向弾性係数を等価させた充填材を用いる^{5,17)}。Table 1に解析に用いる部材の物性値を示す。外側プレートと内側プレートは嵌合接合とし、嵌合率は、嵌合代 δ を外側プレート嵌め込み部の厚み $d=240$ mmで除したもものとして定義する。嵌合率は、 $\delta/d=0\sim 1.0\times 10^{-3}$ の範囲とした。基本的な抜けメカニズムを解明するために嵌合率 $\delta/d=0.2\times 10^{-3}$ 、摩擦係数 $\mu=0.3$ 、嵌合長さ=250 mm、ストッパー高さ $H=1.6$ mmをそれぞれ基準値として用いた。荷重の大きさと境界条件は先行研究⁵⁾と同様とした。

Table 1. Material properties.

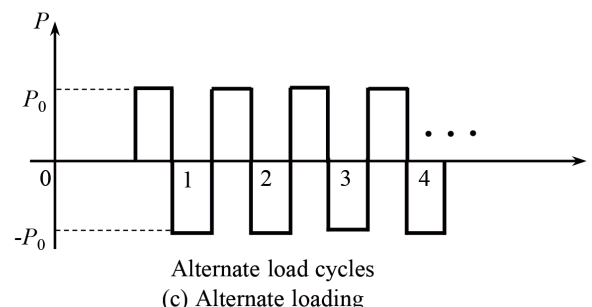
Model	2D		
	Sleeve	Shaft	Filler
Young's modulus [GPa]	∞	210	52
Poisson's ratio	-	0.3	0.3
Tensile strength [MPa]	∞	600	-
Mass density [kg/m ³]	0	7800	7800



(a) 2D model with stopper (mm)



(b) Detail of stopper (S) (mm)



(c) Alternate loading

Fig. 4. New simplified 2D model with stopper. (Online version in color.)

本研究では、慣性力を無視できるので⁴⁾、有限要素法による弾性解析を、MSC社の汎用有限要素解析ソフト Marc/Mentat 2012を用い、解析タイプとして静的構造解析を使用した。解析ソフト Marcでは完全ニュートン・ラプソーン法を使用している¹⁸⁾。モデルの長さ方向の対称性を考慮し、1/2のモデルに上下方向の交番荷重を加え (Fig.4 (a))、四角形4接点要素を用い、要素数は24546で解析した。MSC Marc/Mentat 2012の接触解析では、クーロン摩擦モデルは、鍛造プロセス中のバルク成形などを除いてほとんどの用途に使用できる。クーロン摩擦モデルに基づく3つの近似摩擦モデルが利用可能であり¹⁹⁾、その3つは逆正接モデル、スティックスリップモデル、双線形モデルである。逆正接モデルは解析中にすべり速度が強く変化する場合の典型的な相対すべり速度を推定することが難しく、スティックスリップモデルに基づく摩擦力は、反復計算過程で決定される大量のデータを必要とするため、本研究では、単純に変位から摩擦力を決定する双線形モデルを適用し解析を行う。Fig.5にストッパー周辺の解析モデルを示す。ストッパーと接触する箇所を最小要素サイズを0.15625×0.15625 mmとして、解析精度に配慮した。

3. 抜け駆動力発生条件とメカニズム

3.1 抜け駆動力の発生条件

内側プレートに曲げモーメントを惹起させる交番荷重 P (荷重繰返し数を N) を繰り返して与えた際、内側プレートに抜け出しを生じさせる何らかの駆動力が発生し、この駆動力により内側プレートが抜けていくものと考えられる。しかし、本研究では抜け防止のストッパーを外側プレートに設けているため、内側プレートは抜けることなく、内側プレート端部がストッパーと接触した所で内側プレートの軸方向移動は止まる。そこで、ここでは内側プレート端部

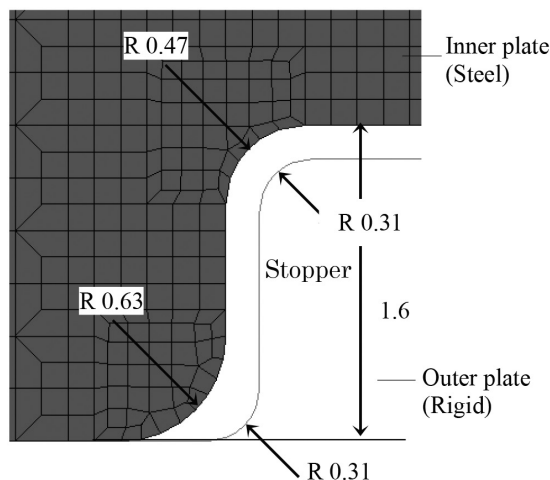


Fig. 5. Mesh detail of the inner plate around stopper (see Fig.4 (b)) (Unit: mm).

(接合面から1.1 mmの点Dで接触点を代表させる) が外側プレートのストッパーと初めて接触するサイクル数を N_c とみなす。接触条件を調べるに当たって、内側プレートの抜け出しを点Dの x 方向変位 u_{xD} で表す。

Fig.6はサイクル数 N に対する点Dの変位 u_{xD} を、交番荷重 P を変えて示した結果である。Fig.6では、変位速度 u_{xD}/N に対する荷重以外の主な影響因子とみなされる、嵌合率や摩擦係数、それにストッパー高さはそれぞれ基準値である $\delta/d = 0.2 \times 10^{-3}$ 、 $\mu = 0.3$ 、1.6 mmとした。Fig.6で荷重前 $N < 1$ においては、嵌合によって生じる小さな変位 $u_{xD} = 0.000537$ mmが生じる (嵌合前 $u_{xD} = 0$ mm) もの、ここでは無視する。荷重が大きい場合に変位 u_{xD} はサイクルと共に荷重の向きに対応して周期的に変動しながら増加していくが、変位が飽和するサイクルが存在する。例えば $P = 1000$ N/mmでは、変位は2回目で一定値0.176 mmに達し、それ以降は変化しない。すなわち、 $u_{xD} = 0.176$ mmに達した時点で内側プレートの点Dはストッパーに接触すると判断される。荷重 P の減少と共にストッパーとの接触開始サイクル N_c は大きくなり、更に荷重が低下すると接触が生じなくなる。このように、内側プレートの抜けに対する荷重のしきい値が存在する。Fig.6に示す条件では、荷重のしきい値は150 N/mm~300 N/mmの間にあるとみられる。しきい値以下の荷重では変位 u_{xD} は増加せず、内側プレートはストッパーに接触しない。すなわち、抜けはストッパーが無くても生じない。しきい値を越える荷重300 N/mmではサイクルと共に変位 u_{xD} は増加している。従って、Fig.6よ

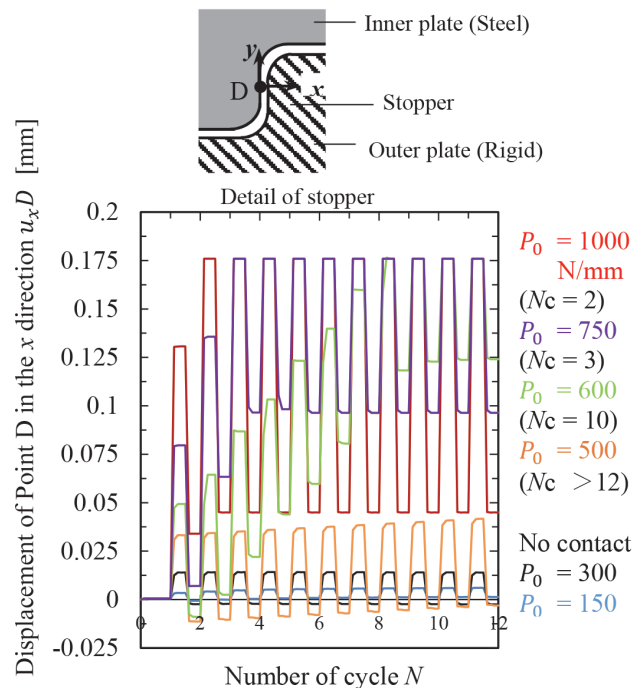


Fig. 6. Displacement u_{xD} vs number of cycle N under different loads, fixed shrink fitting ratio $\delta/d = 0.2 \times 10^{-3}$ and friction coefficient $\mu = 0.3$. (Online version in color.)

り嵌合率、摩擦係数が基準値の場合、抜け駆動力の発生条件は $P > 300 \text{ N/mm}$ といえる。

ここで、内側プレートのストッパーへの接触が $u_{\text{rd}} = 0.176 \text{ mm}$ で生じ、ギャップ量の 0.2 mm より小さくなる理由を述べる。本研究のように接触問題を取り扱う場合は、計算上、接触判定量として嵌合代の $1/2$ 以上をとる必要があり、 $\delta/d = 0.2 \times 10^{-3}$ 、内径 $d = 240 \text{ mm}$ で、 $\delta = 0.2 \times 10^{-3} \times 240 = 0.048$ であるため、 $0.048 \times 1/2 = 0.024 \text{ mm}$ を接触判定量としている。そのため、ギャップ 0.2 mm よりも 0.024 mm 小さい $u_{\text{rd}} = 0.176 \text{ mm}$ で接触したとみなされる²⁰⁾。

3・2 抜け出し駆動力の発生メカニズム

本研究のモデルを示す Fig.4, Fig.5 では、内プレートの抜け出しはストッパーで止められる。よって抜け出し駆動力の大小はストッパーからの反力である接触力 F_s の大小で評価できる。Fig.7 は交番荷重 P と接触力 F_s との関係の種類々の摩擦係数 μ に対して示す。ここではサイクル $N = 100$ を上限としてサイクルを増加させ、接触力が生じて一定値を示す際の値 F_s を求めた。接触と非接触の代表例として、 μ の最も大きな $\mu = 0.5$ の場合に注目すると、荷重 $P \leq 750 \text{ N/mm}$ では抜けが生じず、接触力 $F_s = 0$ であるが、Fig.7 (a) では、およそ $P \geq 875 \text{ N/mm}$ から接触力が生じており、荷重の増加に伴い接触力も増加している。 $\mu = 0.3$ の場合、 600 N/mm 以上の荷重では交番荷重 P が大きくなると、 F_s も比例的に増加する。なお、Fig.6 で示した抜け駆動力発生条

件の $P > 300 \text{ N/mm}$ をみたとしている。

接触力と荷重の関係から摩擦係数 μ が小さくなると、接触力 F_s は減少し、 $\mu = 0$ すなわち摩擦無しなら、接触力 F_s 、つまり抜け出し駆動力は発生しない。このように、接触力 F_s は嵌合面の摩擦の大きさに直接左右されることが明らかとなった。

内側プレートに加わる外力は内側プレート嵌合面のせん断力(摩擦力)とプレート端部に生じる接触力からなる。内側プレートが交番荷重を受けると、内側プレート嵌合面にせん断力(摩擦力)が生じ、この力は接触力 F_s と釣り合っている。Fig.7 (b) で、上面のせん断力 F_{tu} を正方向とすると、上面のせん断力、下面のせん断力 F_{td} と接触力 F_s の間には次式の関係が成り立つ。

$$F_s = F_{\text{tu}} + F_{\text{td}} \dots\dots\dots (1)$$

例えば、Fig.7 (a) において、 $P = 1000 \text{ N/mm}$ 、摩擦係数 $\mu = 0.3$ のときに点 D がストッパーに接触するときの上下側内側プレート嵌合面に作用するそれぞれの力は、 $F_{\text{tu}} = 1272 \text{ N}$ 、 $F_{\text{td}} = -992 \text{ N}$ である。式 (1) に代入すると、接触力は 280 N と求まる。

4. 軸の抜けプロセスの解明

4・1 内側プレート端の変位と接触力の関係

前章では交番荷重 P の大きさの抜けへの影響を点 D の変

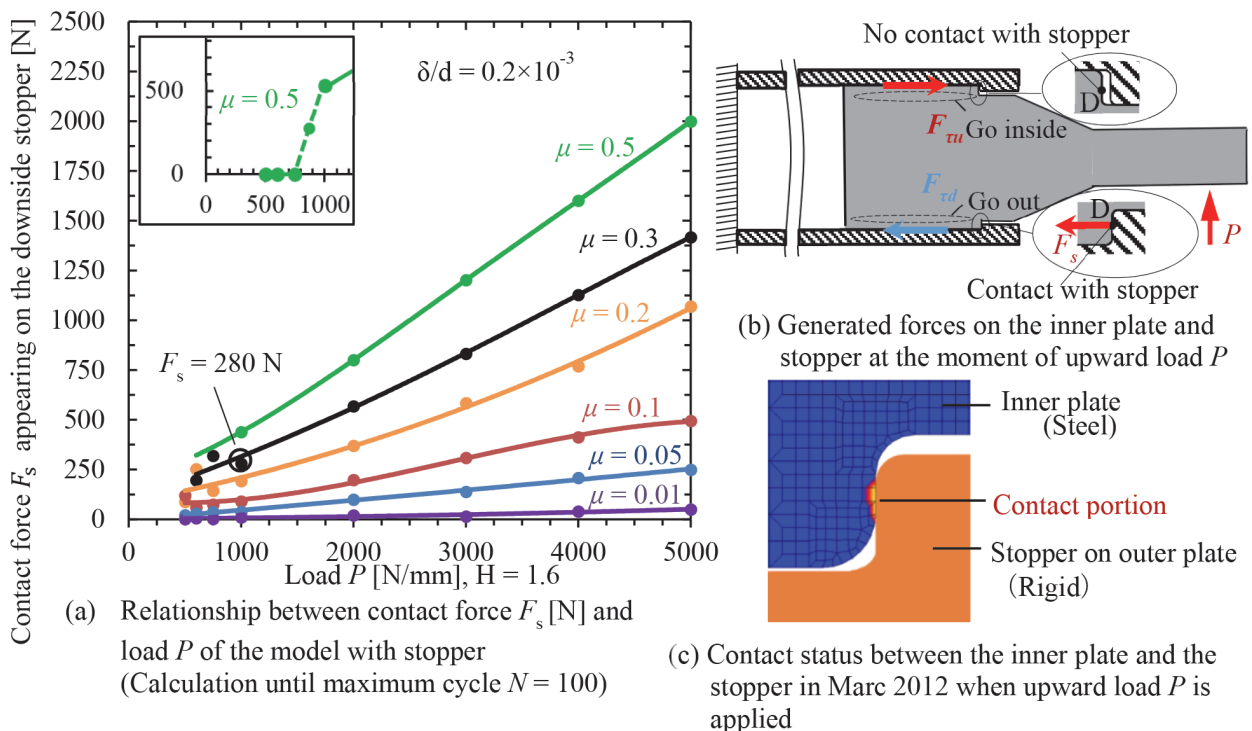
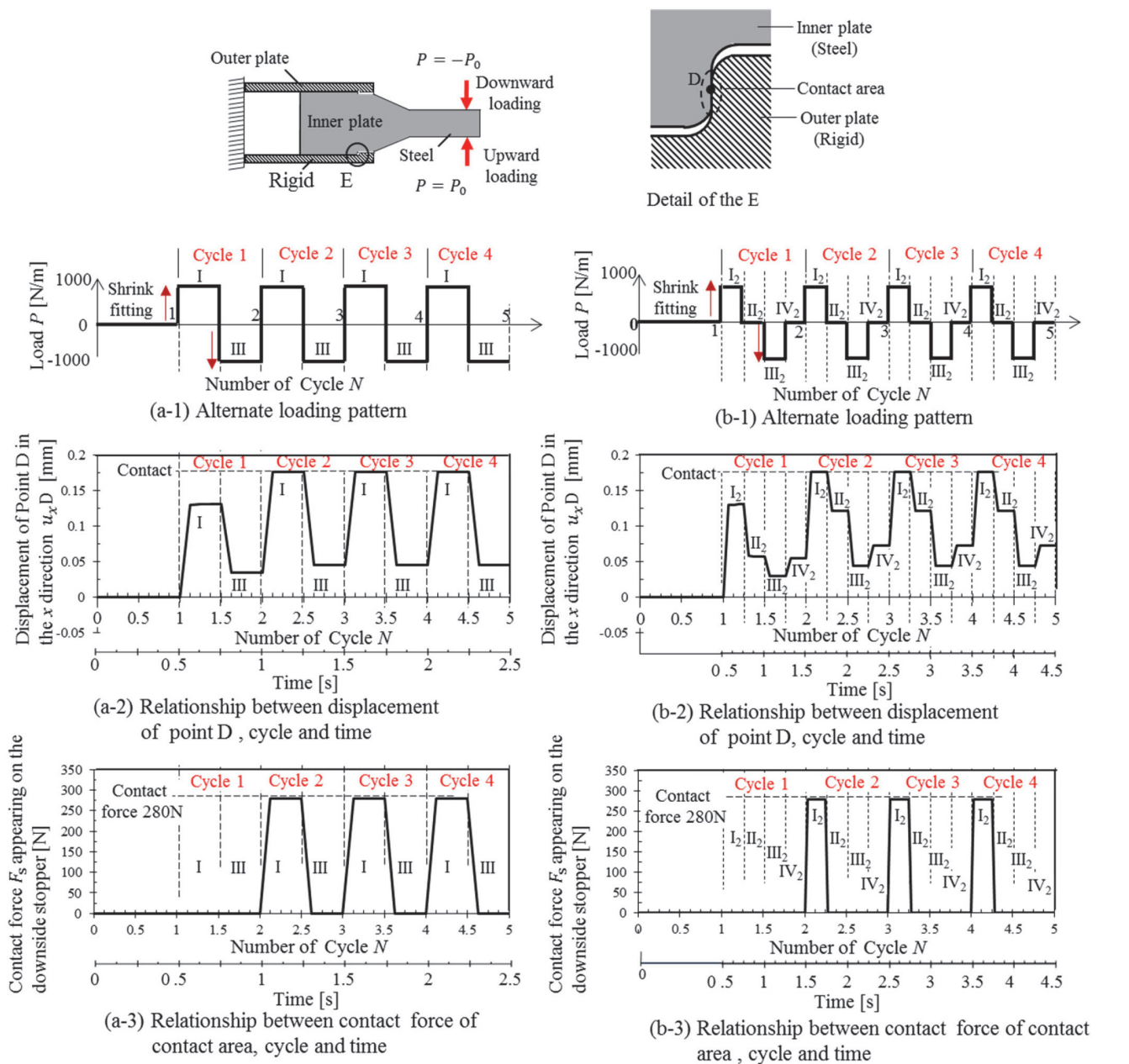


Fig. 7. Relationship between load P and contact force F_x under different friction coefficient μ when the upward load P is applied and $\delta/d = 0.2 \times 10^{-3}$. (Online version in color.)

位 $u_{x,D}$ に注目して考察した。本章では、交番荷重の下で、点 D の変位 $u_{x,D}$ および接触力がどのような形で発生し進行していくのかを考察する。

Fig.8 に同一荷重値で、その荷重パターンを Fig.8 (a-1) , (b-1) のように変えた条件で現れるプレート端点 D の変位と接触力を比較して示す。荷重を与える条件は、 $P = 1000 \text{ N/mm}$ 、摩擦係数 $\mu = 0.3$ 、嵌合率 $\delta/d = 0.2 \times 10^{-3}$ である。これまで用いてきた荷重パターンを Fig.8 (a-1) で示し、この条件下の変位と接触力を (a-2) , (a-3) で示す。これに対し、Fig.8 (b-1) では、荷重と変位との関係を詳細に考察するために、交番荷重の間に無荷重インターバルを加

えた。Fig.8 (a-2) は荷重サイクル Fig.8 (a-1) に対応する点 D の変位 $u_{x,D}$ をみたものである。上方向荷重 (ステップ I) , 其後の下方向荷重 (ステップ III) を合わせて第 1 サイクルとする。その条件に、無荷重インターバル (ステップ II₂) を加えたものを Fig.8 (b) に示す。Fig.8 (b-3) には接触力の大きさや発生状況は通常の交番荷重条件 (a-1) と同様であるが (b-3) , 点 D の変位挙動 (b-2) は (a-2) 大きく異なることが分かった。すなわち、最大、最小変位が等しいが無荷重インターバルで、負荷方向に対応して新たな変位ステップ II₂ , IV₂ が現れた。接触力が安定する第 2 サイクルでみると、下方向荷重における変位ステップ II₂ は、上方向荷重で



(a) Load (a-1) causes displacement (a-2) and contact force F_s (a-3) (b) Load (b-1) causes displacement (b-2) and contact force F_s (b-3)

Fig. 8. Displacement of Point D and contact force F_s when load $P = 1000 \text{ N/mm}$, $\mu = 0.3$, $\delta/d = 0.2 \times 10^{-3}$. (Online version in color.)

のIV₂よりも大きい。このような荷重を加える方向により、無荷重下でも異なる変位を示す、不可逆的な挙動が抜け出しと関連があるものと考えられる。なお、無荷重下での変位残留現象をここでは「残留変位」と呼ぶことにする。

4・2 残留変位に基づく抜けプロセスの考察

本節では、残留変位を点DとDを含む内側プレート嵌合領域全体に着目して抜けプロセスと関連させて説明する。無荷重インターバルを加えたFig.8 (b) の条件に対応させたFig.9を用いて荷重ステップと変位との関係を見る。

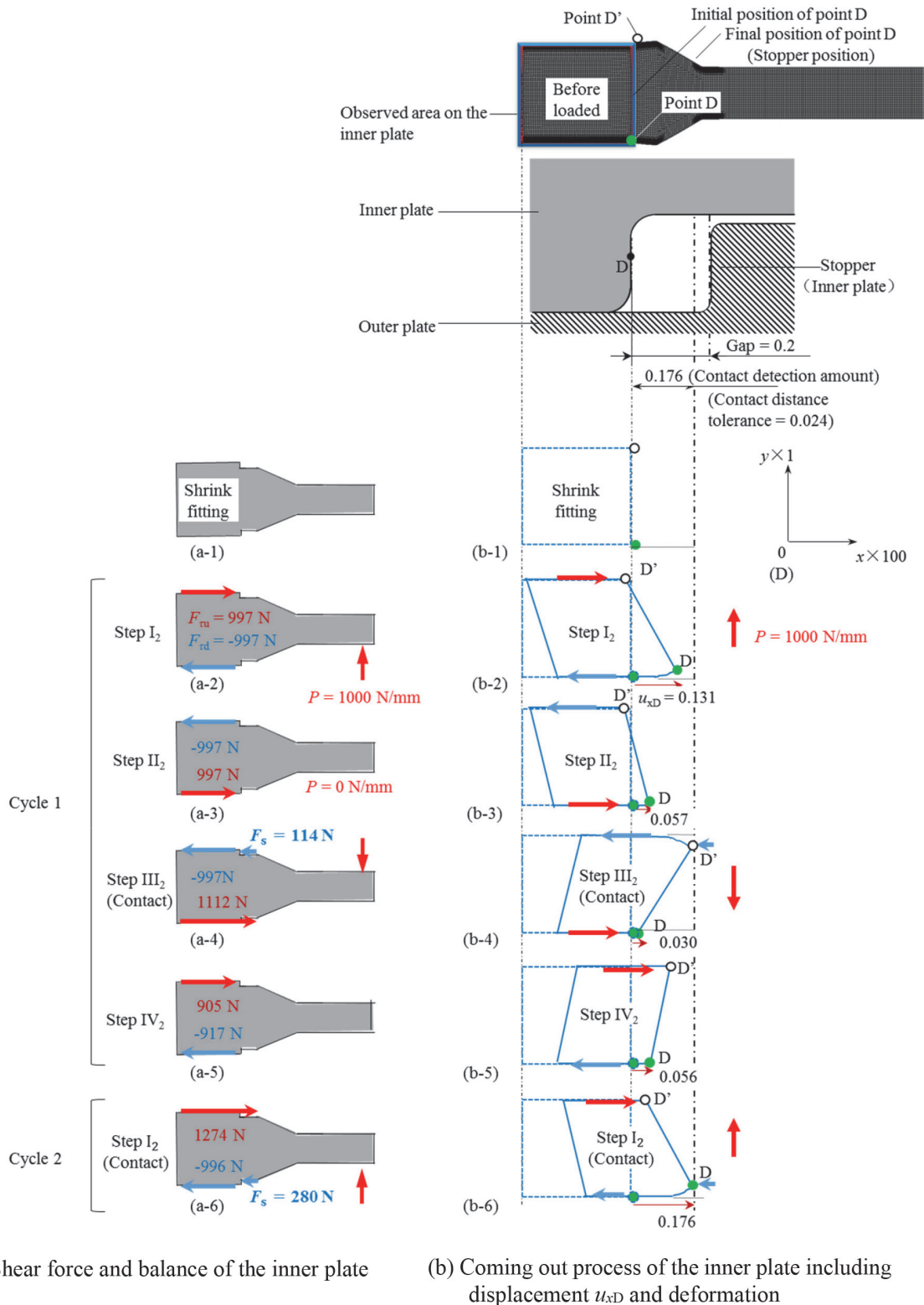


Fig. 9. The coming out process of the inner plate when the load is 1000 N/mm in the 1st, 2nd cycle (mm). (Online version in color.)

Fig.9 (a) は交番荷重によって内側プレートに生じるせん断力とストッパーとの接触力の釣り合い関係を示す。また、Fig.9 (b) は、内側プレート嵌合部の変形・変位挙動を示したもので、破線は、嵌合後の無荷重状態、実線は、嵌合後の荷重プロセスにおける変形・変位の状態をx方向に拡大して示している。

最初の上向き荷重 (ステップ I₂) で、点Dが抜ける方向に向かうが、ストッパーと接触せず、内側プレート上下面のせん断力が釣り合う。無荷重インターバル (ステップ II₂) では、点Dは入り込む方向へ向かうが完全には戻らない、残留変位状態となる。なお、ここでせん断力は逆方向に変化し釣り合う。次いで、下向き荷重を加えるステップ III₂では、点Dは抜け出し方向の微小変位が残ったままで、上面側の点D'はストッパーに接触する。点D'側の接触力は114 Nと、完全接触力280 N (第2サイクル, ステップ I₂) には達していない。このステップ III₂では、内側プレート上下共に残留変位が抜け出し方向に生じており、抜け出しプロセスを解析的に実証するものである。第1サイクルの終わり、ステップ IV₂ (無荷重) で点D, 点D'ともに抜け出し方向への残留変位状態が続き、内側プレート全体の抜け挙動は明らかである。この後の第2サイクルの終わりにおける点Dの残留変位は増加するが、その後のサイクルで安定する (Fig.8 (b-2))。次に、抜けに欠かせない残留変位が生じる理由について述べる。

Fig.10は、内側プレート嵌合部の変形・変位状態を上方向荷重 (a) とそれを除いた (b) の場合で比較したもので、嵌合圧力 σ_f が嵌合部に常時存在している。上方向荷重時に

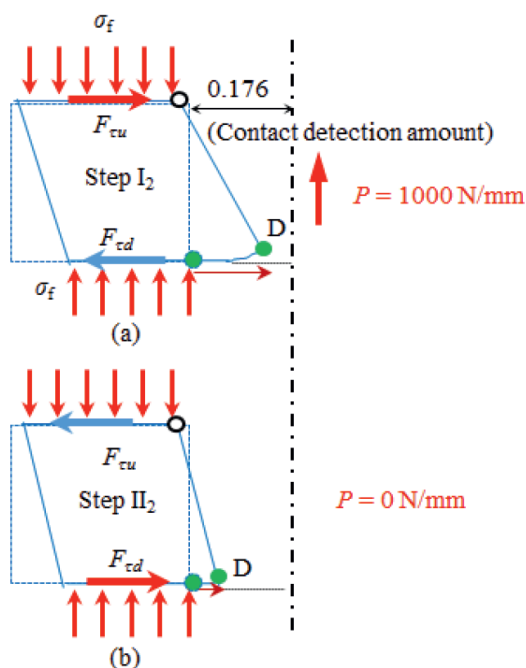


Fig. 10. Schematic diagram of the mechanism of residual displacement of the inner plate (mm). (Online version in color.)

は、その荷重によって生じるモーメントに釣り合うべく、嵌合面にはせん断力 $F_{\tau u}$, $F_{\tau d}$ が作用する。このため、嵌合部はひし形に変形し点Dは抜け方向、点D'はその反対方向にずれる。曲げ荷重 P を除くと、外力によるモーメントがなくなるため嵌合部のひし形が元の形状に戻ろうとして、点Dの変形は減少するが、嵌合圧力と摩擦によって生じる逆方向きのせん断力に変形が阻止されて、点Dは元には戻らない (残留変位)。この変位が蓄積することで内側プレートの抜けが生じる。このように嵌合に伴う圧力と摩擦の存在が変形や変位、さらには残留変位をも支配していることが分かる。以上より、軸抜けプロセスは、残留変位から説明ができることが明らかとなった。

4・3 焼嵌めローラーへの適用について

これまでの研究⁴⁾ではストッパー無し (Fig.2), 3次元ローラーモデルの軸抜け現象を、曲げ荷重で置き換え、シミュレーションした。続いて、交番荷重を付加した、2次元モデルで置き換えて⁵⁾、同様な抜けの解析をし、2次元モデルは、3次元モデルに適用できることを明らかにした。本研究では、これまでの研究と同様な2次元モデルや境界条件を用いて、ストッパーのみを付加した新しいモデルを考案し、シミュレーションを行った。このような、2次元ローラーモデルの抜け駆動力と抜けプロセスの解析方法が、3次元ローラーモデルの抜け出しにも適用できる。

5. 結言

本研究では著者等がこれまでに行ってきた軸の抜け出しに関する研究を発展させて、抜け出しを防止するために、設計上必要とされる抜け出し力の解析を行った。ローラーの3次元モデルに代わって、抜けの解析が容易な2次元モデルを用いて、抜け出し力 (抜け駆動力) について考察し、併せて抜けメカニズムにも言及した。内側プレートを挟み込む外側プレートには内側プレートの抜け出し力を受け止めるストッパーを設けている。抜け駆動力や抜けプロセス解明のため、内側プレートに曲げモーメントを与えた時の、内外プレート内に生じる力の釣り合いと、変位・変形を調べ、以下の結論を得た。

- (1) 曲げ荷重負荷時に、内側プレート上下嵌合部に、曲げモーメントに釣り合うためのせん断力が生じる。抜け方向のせん断力が反対向きのせん断力を上回る条件で抜けが生じることを示した。
- (2) (1) の条件で曲げ荷重 (曲げモーメント) が繰り返されると内側プレートとストッパーが接触する。ストッパーに生じる接触力は抜け駆動力とみなすことができる。
- (3) 抜け出しとストッパー接触力発生メカニズムを明らかにするために、交番曲げ荷重サイクルの中に、無荷重インターバルを導入した。その結果、無荷重時に残

留変位の存在が明らかになった。抜けのプロセスは残留変位の蓄積によって合理的に説明できることを示した。

- (4) なお、抜け駆動力の発生には、嵌合力、摩擦力、内側プレートの曲げ荷重が必要条件であることを述べた (Fig.10)。

謝辞

本研究の一部は九州工業大学弾性力学研究室のDedi Suryad君、許淵明君、安井勇氣君の助力を得た。記して御礼申し上げます。

文 献

- 1) M.Fujii, A.Yoshida, J.Ishimaru, S.Shigemura and K.Tani: *Trans. Jpn. Soc. Mech. Eng. C*, **72**(2006), 1354.
- 2) C.Liour, T.Mori, H.Kobayashi and T.Mitamura: *JCS-Jpn.*, **98**(1990), 348.
- 3) T.Ono: *J. Jpn. Soc. Mech. Eng.*, **86**(1983), 470.
- 4) N.-A.Noda, D.Suryadi, S.Kumasaki, Y.Sano and Y.Takase: *Eng. Fail. Anal.*, **57**(2015), 219.
- 5) N.-A.Noda, Y.Xu, Y.Sano and Y.Takase: *ISIJ Int.*, **56**(2016), 303.
- 6) W.Li, N.-A.Noda, H.Sakai and Y.Takase: *J. Solid Mech. Mater. Eng.*, **5**(2011), 14.
- 7) W.Li, N.-A.Noda, H.Sakai and Y.Takase: *Key Eng. Mater.*, **452**(2011), 241.
- 8) A.Rusin, G.Nowak and W.Piecha: *Eng. Fail. Anal.*, **34**(2013), 217.
- 9) E.Ogawa, K.Shimizu, S.Hamayoshi, N.Kumagai, Y.Ohtsubo, N.-A.Noda, Y.Takase, K.Kishi, K.Shobu, T.Tabaru, E.Maeda, S.Koga and T.Matsuda: *Hitachi Met. Tech. Rev.*, **28**(2012), 50.
- 10) M.Tsuyunaru, N.-A.Noda, Hendra and Y.Takase: *Trans. Jpn. Soc. Mech. Eng. A*, **74**(2008), 919.
- 11) N.-A.Noda, Hendra, Y.Takase and M.Tsuyunaru: *J. Solid Mech. Mater. Eng.*, **2**(2008), No.2, 1410.
- 12) N.-A.Noda, M.Yamada, Y.Sano, S.Sugiyama and S.Kobayashi: *Eng. Fail. Anal.*, **15**(2008), 261.
- 13) N.-A.Noda, Hendra, M.Oosato, K.Suzumoto, Y.Takase and W.Li: *Key Eng. Mater.*, **462**(2011), 1140.
- 14) S.Matsuda, D.Suryadi, N.-A.Noda, Y.Sano, Y.Takase and S.Harada: *Trans. Jpn. Soc. Mech. Eng. A*, **79**(2013), 989.
- 15) N.-A.Noda, D.Suryadi, S.Matsuda, Y.Sano and Y.Takase: *ISIJ Int.*, **55**(2015), 2416.
- 16) S.Harada, N.-A.Noda, O.Uehara and M.Nagano: *Trans. Jpn. Soc. Mech. Eng. A*, **57**(1991), 539, 1637.
- 17) N.-A.Noda, Y.Sano, Y.Takase, S.Harada, D.Suryadi and S.Kumasaki: *Tetsu-to-Hagané*, **101**(2015), 10.
- 18) Marc Mentat team, Theory and User Information. Vol.A, MSC. Software, Tokyo, (2012), 713.
- 19) Marc Mentat team, Theory and User Information. Vol.A, MSC. Software, Tokyo, (2012), 545.
- 20) Marc Mentat team, Theory and User Information. Vol.A, MSC. Software, Tokyo, (2012), 572.