

# 三次元有限要素法によるばね座金のゆるみ挙動解析\*

木村成竹<sup>\*1</sup>, 泉 聡志<sup>\*2</sup>, 酒井信介<sup>\*2</sup>

## Self-loosening Behaviour of A Spring Washer: Three-dimensional Finite Element Method Study

Masatake KIMURA<sup>\*3</sup> Satoshi IZUMI, and Shinsuke SAKAI

<sup>\*3</sup> Department of Mechanical Engineering, The University of Tokyo,  
7-3-1 Hongo, Bunkyo-ku, Tokyo, 113-8656 Japan

A spring washer is widely used as a method for preventing loosening. However, experimental results presented by Sakai and Yamamoto et al show that the performance of a spring washer as a loosening prevention mechanism is at best equal to that of a washer-less joint, if not worse. In this paper we analyzed loosening under shear loading and as a result were able to explain the mechanism that accelerates loosening in the framework of the three-dimensional finite element method (FEM). A spring washer causes ununiformity of contact pressure at the washer interfaces, because of its asymmetric shape. When a bolted joint with a spring washer is subjected to shear loading, sticking area on the contact surfaces of the spring washer is limited to two corner points before the bearing surface undergoes gross slip. One of these points is on the upper surface of the spring washer and the other is on the lower surface. In this situation the nut rotation around these sticking points result in drastic loosening. We also conducted comparative simulation with Sakai's experimental results. Compared with experimental results, the bolted joint with the spring washer is easy to loosen according to the simulation results. It is believed that the difference comes from the spring washer's edge cutting into the contact surface of the nut, something not included in this simulation.

**Key Words:** Finite Element Method, Spring Washer, Loosening, Contact Problem, Machine Element, Bolted Joint

### 1. 緒 言

ばね座金はゆるみ止め手段の一つとして広く使用されている。しかし、その効果の真偽については、あまり議論されてきていないといえる。一般的にばね座金の効果としては、被締結体にすべりや遊離がある場合にばね座金によってボルト・ナットが回転しにくいようにするという効果を上げる人が多いが、現実にはこの効果があるとはいえないようである<sup>(1)</sup>。通常の締結力で締め付けられている状態ではばね座金は密着状態となっており、ばねとしての機能をはたしていない。そのため、通常の締結力下でのせん断荷重作用下のゆるみ試験ではばね座金の回転阻止機能はほとんど認められないか、逆にゆるみを促進してしまうようである。しかし、ばね座金がばねとして機能するような低軸力下では効果が認められるようである。

実験的手法からばね座金のゆるみ止め効果に対する検討はいくつかなされている。酒井ら<sup>(2)</sup>はユンカ

一式ゆるみ試験機<sup>(3)</sup>に M10×1.25 のボルトを使用し、て実験を行っている。その結果、通常の締結力下ではばね座金を使用した場合、ばね座金を使用していない場合と比較してほとんど軸力低下の様子に違いはないが、軸力 1t 以下の低軸力領域では軸力低下を緩和している。一方山本ら<sup>(4)</sup>の実験ではばね座金を使用することでゆるみに関してはあまり違いがないか、かえって悪いという結果を得ている。

本論文ではばね座金のゆるみ止め効果について三次元有限要素法により検証を行うことを目的とする。

### 2. 解析モデル

ばね座金は外径 10mm、内径 6mm とし、0 度から 350 度までの C 型ボリュームに初期応力を導入することによりモデル化した。初めに、図 1 (a) にしめすように片端を完全に拘束し、多端に上方向へ 2.5mm 強制変位を与える解析を行う。その後、(b) のように応力を消去し幾何形状の更新を行う。次に(c) のように変形状をもとの形状に戻すような強制変位を与え、解析を行う。(d) として、このとき生じた応力状態を初期応力として書き出し、(e) に示すように、初期応力を全体モデルの C 型ボリュームに導入することによりばねの効果を再現した。全体モデルに

\*原稿受付 2007 年 00 月 00 日

<sup>\*1</sup> 学生員, 東京大学大学院工学系研究科

<sup>\*2</sup> 正員, 東京大学大学院工学系研究科 (〒113-8656 東京都文京区本郷 7-3-1)

E-mail: izumi@fml.t.u-tokyo.ac.jp

については前報と同様に締め付け長さを 28 mm として用いた。締結力はナット座面と座金をあらかじめ初期干渉させておくことにより発生させ 10kN とした。

**2・1 完全座面すべりの解析** 被締結体可動板に締結軸直角方向の強制変位を与えることで完全座面すべり<sup>(5)</sup>を発生させることによりゆるみを発生させた。強制変位は摩擦係数 0.15 で±0.4mm、摩擦係数 0.10 で±0.3 mm とした。ばね座金の形状の非対称性から、加振は x, z 方向の二通り行いばね座金を入れていない場合との比較を行った。また、摩擦係数は 0.10 と 0.15 の二通りについて解析を行った。

**2・2 完全座面すべりの解析** 被締結体可動板に締結軸直角方向に加振力を加えることで微小座面すべり<sup>(6)</sup>を発生させることによりゆるみを発生させた。加振は x, z 方向の二通り行いばね座金を入れていない場合との比較を行った。

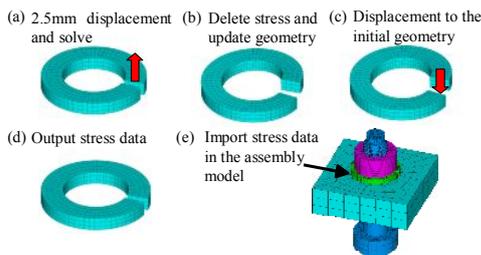


Fig. 1 Modeling method for spring washer

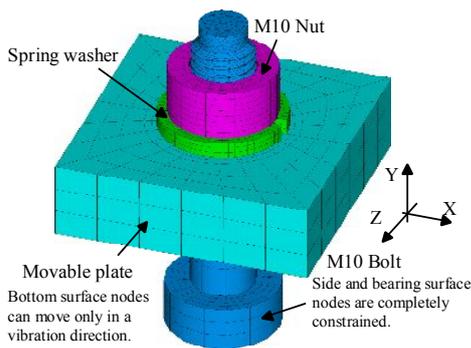


Fig. 2 Finite element model for loosening analysis of the bolted joint

### 3. 解析結果

**3・1 完全座面すべりの解析** 図 3 に摩擦係数 0.15, 図 4 に摩擦係数 0.10 における完全座面すべりを生じたときのゆるみ回転方向を正としたナット回転角の進行の様子を横軸に加振サイクルをとり示す。加振

サイクルは可動板に与える変位を基にして 0 サイクル：中立点, 1/4 サイクル：x 方向 +0.4(0.3)mm, 2/4 サイクル：中立点, 3/4 サイクル：x 方向 -0.4(0.3)mm の繰り返りとした。いずれの摩擦係数のときも通常ナットと比べて大きくナットのゆるみ回転が進行していくのが分かる。また、加振方向については x 方向と z 方向でわずかに違いは見られるが、その影響は小さいといえる。

ばね座金を入れた場合にゆるみ回転量が增大する理由としては二点考えられる。一つは、前報<sup>(6)</sup>で平座金の場合について論じたのと同様に、ばね座金の厚み分の締め付け長さ増大によるボルト軸ねじれの増大が挙げられる。二つ目としては、ばね座金により座面接触圧力に偏りが生じることによる影響が考えられる。

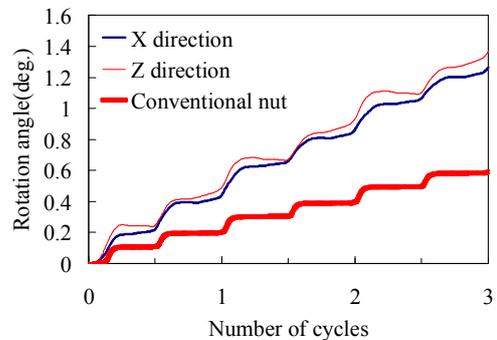


Fig. 3 Loosening rotation angle of the nut (Friction coefficient 0.15)

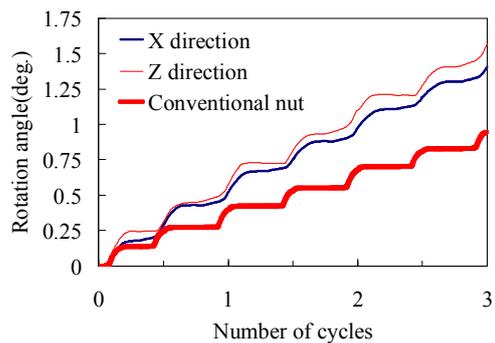


Fig. 4 Loosening rotation angle of the nut (Friction coefficient 0.10)

**3・1・1 考察** 図 5 にばね座金に初期応力を与えない場合（平座金にスリットの入ったものとなる）における座面すべりのナットの回転角を示す。摩擦係数は 0.15 とし、比較として図 3 の結果もあわせて示し

た。加振はx方向とz方向二通りについて行った。このときのゆるみ回転速度は加振方向による違いはほとんどなく、通常ナットよりもわずかに速くなっていることが分かる。これから、ばね座金の厚みによる締め付け長さの増大の影響は小さいことが確認できる。また、ばね力ありのばね座金とばね力なしの座金を比較するとばね力があるものの方が大きくゆるみ回転が進行しているのが分かる。このことから接触圧の偏りがナット回転に及ぼす確認ができる。

また、図6にばね力ありの場合のx方向の加振について、図7にばね力なしの場合のx方向加振についての被締結体可動板の並進変位-荷重の関係を示す。図5はA~Dの4つの傾きを持った部分に分けられる。一方、図6ではCの傾きを確認できず、A(急勾配部)、B(緩勾配部)、D(平坦部)の3通りの傾きを持った部分に分けられる。実験および解析的手法から、座面すべりを生じると変位-荷重の関係には上記の3つの傾きを持つことが知られているが、図6に示したように、ばね座金を用いるとC(中勾配部)の傾きが追加される。

図8にばね力ありの場合のx方向の加振についてA~D部における接触状態を示す。Aではナットねじ面、座面で固着接触となっている。Bではねじ面全域ですべりが生じ座面は固着状態となっている。B末期ではばね座金の角の4点あるいは3点においてのみ固着状態となっている。Cではばね座金の角の2点のみで固着状態となっている。D前半ではねじ面、座面で完全なすべりが生じている。D後半では座面で完全に滑っているが、ねじ面で固着が回復している。

これらから、ばね力ありの場合のx方向の加振についてのC部での挙動は図8のCに示す座金の角の固着部を支点とした回転が生じていることが推測できる。

図9にばね力ありの場合のx方向の加振について、ばね座金の回転角をA~Dの接触状態で分類したものをナットの回転角とあわせて示す。座金の回転の進行の様子はx正方向への可動板加振とx負方向への加振で異なり、Cの接触状態のときに、x正方向の加振でナットのゆるみ方向に回転し、x負方向の加振でナットの締め方向にわずかに回転する。正負が逆転するのは、座金の角の2点を支点とした回転のため、図10左に示すように、x正方向への可動板加振ではばね座金は上(ナット側)から見て反時計回りに回転し、x負方向への加振では回転方向が逆となり、時計回りに回転する。この影響で、ナットの回転もx正方向への可動板加振時(サイクル数0, 1, 2付近でのゆるみ

回転)の方が、x負方向への可動板加振時(サイクル数0.5, 1.5, 2.5付近でのゆるみ回転)よりも大きくなったと考えられる。また、図9からナットの回転はC部で発生しており、完全座面すべりを生じたD部ではわずかしかなットがゆるみ回転していないことがわかる。これはばね座金が完全座面すべり以前の外力によっても大きなゆるみ回転を生じ得ることを示している。

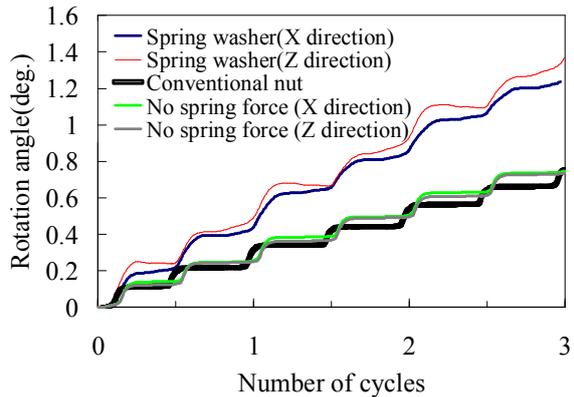


Fig. 5 Comparison in loosening rotation angles of the nuts in five cases (Friction coefficient 0.15)

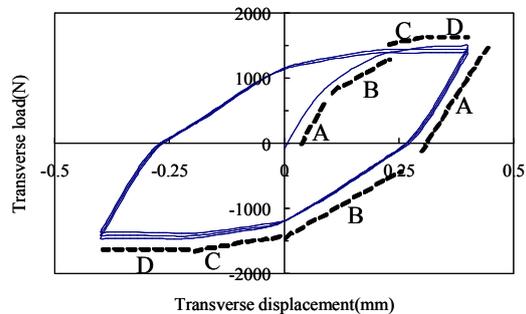


Fig. 6 Relationship between load and displacement (With spring force)

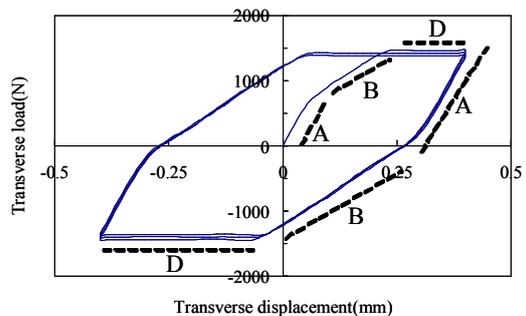


Fig. 7 Relationship between load and displacement (Without spring force)

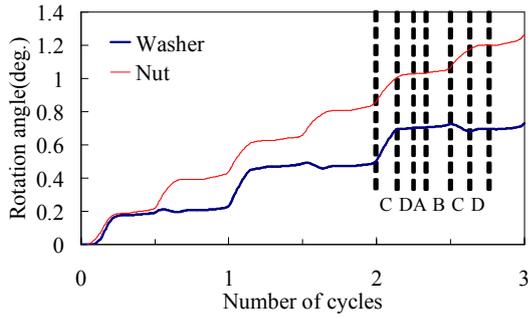


Fig. 9 Loosening rotation angle of the spring washer

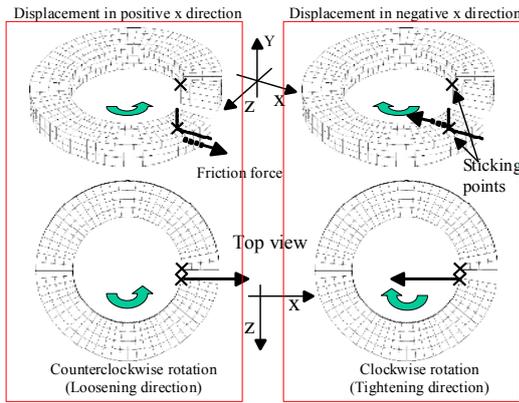


Fig. 10 Schematic illustrations of washer rotation during C state

**3・2 微小座面すべりの解析** 図 11 に摩擦係数 0.15 のもとでの±1000N の加振により微小座面すべりを生じたときのボルト・ナットの相対回転角を示す。結果は右死点、左死点のみの結果を出力し、プロットしてある。ばね座金を入れた z 方向への加振が最もゆるみやすく、x 方向の加振についても通常ナットよりもゆるみやすくなっている。また、座金を入れた場合は初期に通常ナットに比べて大きくゆるむ現象が確認できる。

図 12 に荷重を変えて同様の解析を行い、横軸に完全座面すべりを生じるときの加振力（摩擦係数と軸力の積）で規格化したもの、縦軸に 20 サイクル経過時の回転速度を取ったものを示す。1000N の時と同様にばね座金 z 方向への加振、x 方向への加振、通常ナットの順にゆるみ速度が大きくなっている。また、 $F/Fcr=0.87$  ( $F=1300N$ ) の時にはゆるみが加速度的に生じ途中で計算が収束しなかったが、最後に収束した時点でのゆるみ速度は z 方向加振で  $0.27deg./cycle$ 、x 方向加振で  $0.16deg./cycle$  となり、急激にゆるみが進行する結果となった。これは座面すべりの結果の図 6 から読み取れる C 部（角を支点とした回転を生じてい

る）の始まりが約 1200N であることを考慮すると、1300N ではこの回転のために急激にゆるみ回転速度が増加したと考えられる。

図 13 に摩擦係数を 0.10 として同様の解析を行った結果を示す。摩擦係数 0.10 のときも、ばね座金 z 方向への加振、x 方向への加振、通常ナットの順にゆるみ速度が大きくなっている。また、 $F/Fcr=0.8$  (800N) において急激に回転速度が増加しているのは角を中心とした回転のためであると考えられる。

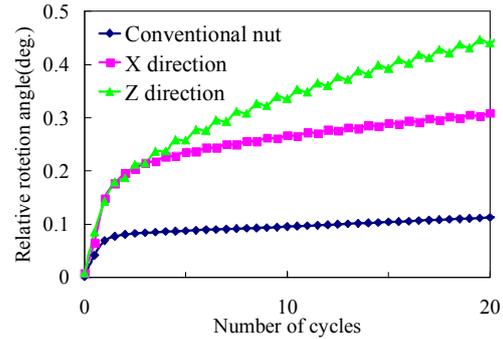


Fig. 11 Relative rotation angle between bolt and nut under 1000N loading (Friction coefficient 0.15)

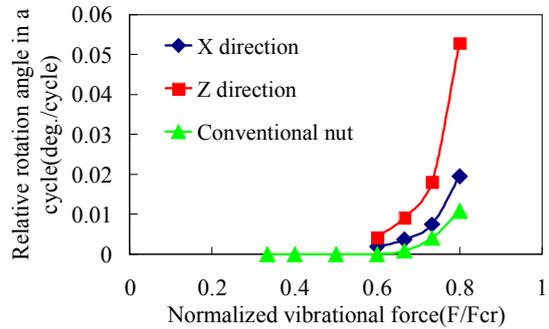


Fig. 12 Dependences of loosening rate on normalized vibration force (Friction coefficient 0.15)

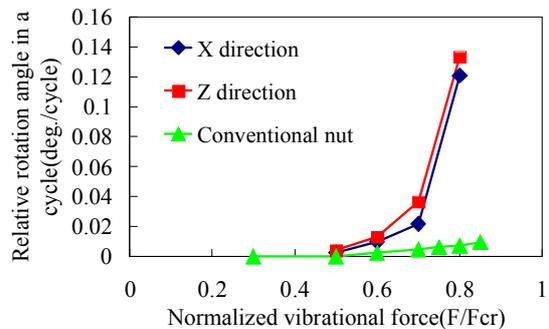


Fig. 13 Dependences of loosening rate on normalized vibration force (Friction coefficient 0.10)

#### 4. 酒井らの実験との比較

酒井<sup>2)</sup>はいくつかのゆるみ止め部品に対してユニカー式ゆるみ試験機を使用し被締結体同士が大きくすべる条件下でゆるみ試験を行った。本章ではこの実験結果に対応する解析を行い結果の比較を行う。

実験条件は M10 , ピッチ 1.25 の細目ねじを使用し、ねじ面、座面にエンジン油を塗布、ボルト・ナット座面間距離 32mm、軸力ゼロ時の被締結体相対すべり量 1.0mm (全振幅) となっており、解析では条件を実験に合わせてある。摩擦係数について詳細は不明なため 0.125 とした。実験では 1000 サイクル以上加振を行っているが、計算コストから解析を 1000 サイクル行うことは事実上不可能なため、軸力を 5kN~30kN の間で設定しそれぞれの軸力下での現象の再現を行った。

図 14 に解析における軸力減少速度 (1 サイクルあたりでの軸力減少量) を示す。解析は 3 サイクル行い、最終サイクルでの軸力減少量をプロットした。通常ナットは軸力 30kN、ばね座金は軸力 30kN、20kN では完全座面すべりを起こさず、微小座面すべりによるゆるみとなっている。それ以下の軸力では完全座面すべりを生じ、完全座面すべり下では軸力低下速度は軸力におよそ比例することが分かる。

図 14 の結果のうち完全座面すべりを生じたものから直線近似で軸力減少速度を求め、軸力 40kN からの減少の様子を計算し図 15 に酒井の実験結果とともに示す。図 15 では解析が可能な軸力 5kN 以上の範囲の結果のみを示した。軸力低下の速度が次第に遅くなる傾向は一致しているが、軸力の低下速度が解析の方が速くなっている。これは解析では可動板のみをモデル化し、その下の固定板はモデル化していなくナットを直接軸方向に拘束しているなどのことから軸方向へ締結体の変形を考慮しておらず、剛性が高いことによりナットの回転角あたりの軸力減少量が大きくなることによると考えられる。

また実験では低軸力でばね座金の軸力保障の効果があらわれているが、解析ではばね座金の軸力保障の効果がはっきりとは確認できない。これは、軸力保障の効果が出てくる部分が軸力 5kN 程度以下で解析から省かれてしまっていることによると考えられる。軸力 5kN 程度以下の解析では軸力の低下速度が安定しなかったため図 14 では省いたが、実際の現象では軸力 5kN 程度以下での軸力保障の効果が効いていると考えられる。

解析ではばね座金を使用の方がばね座金のない場合と比較して軸力低下速度が遅くなっているのは、本

解析モデルではばね座金の角部がナット座面に食い込み引っかかるような効果が十分に再現できるようなメッシュサイズではないことによると考えられる。

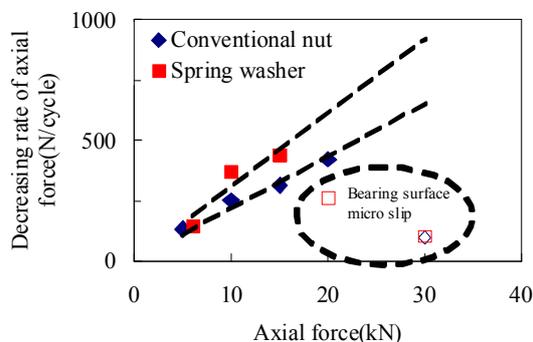


Fig. 13 Decreasing rate of axial force

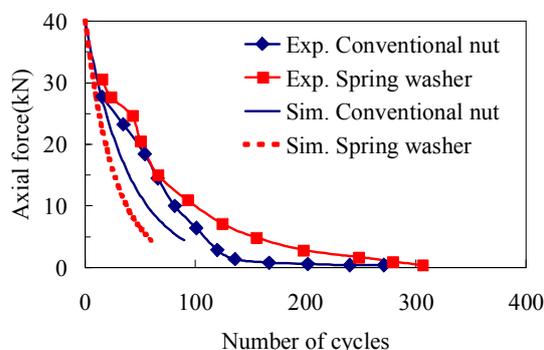


Fig. 14 Comparison between simulation results and experimental results

#### 5. 結 言

三次元有限要素法解析によりばね座金のゆるみ挙動解析を行い、そのゆるみ挙動に及ぼす影響についての考察を行った。結果、ばね座金は座面すべりを生じる以前の段階で角を支点とした回転を生じるために、完全座面すべり発生以前にもナットが大きくゆるみ回転を起こすといった現象を確認した。これにより微小座面すべりでは、 $F/Fcr$  が大きくなると角を支点とした回転から通常ナットよりも急激にゆるみの進行が加速され、ゆるみ防止の観点からは問題があることが分かった。また酒井らの実験結果との比較解析を行ったが実験結果と比較してばね座金を使用した場合の軸力低下が大きかったが、これは本解析のモデルではばね座金の角部がナット座面に食い込むような現象を十分に再現できないことによると考えられる。

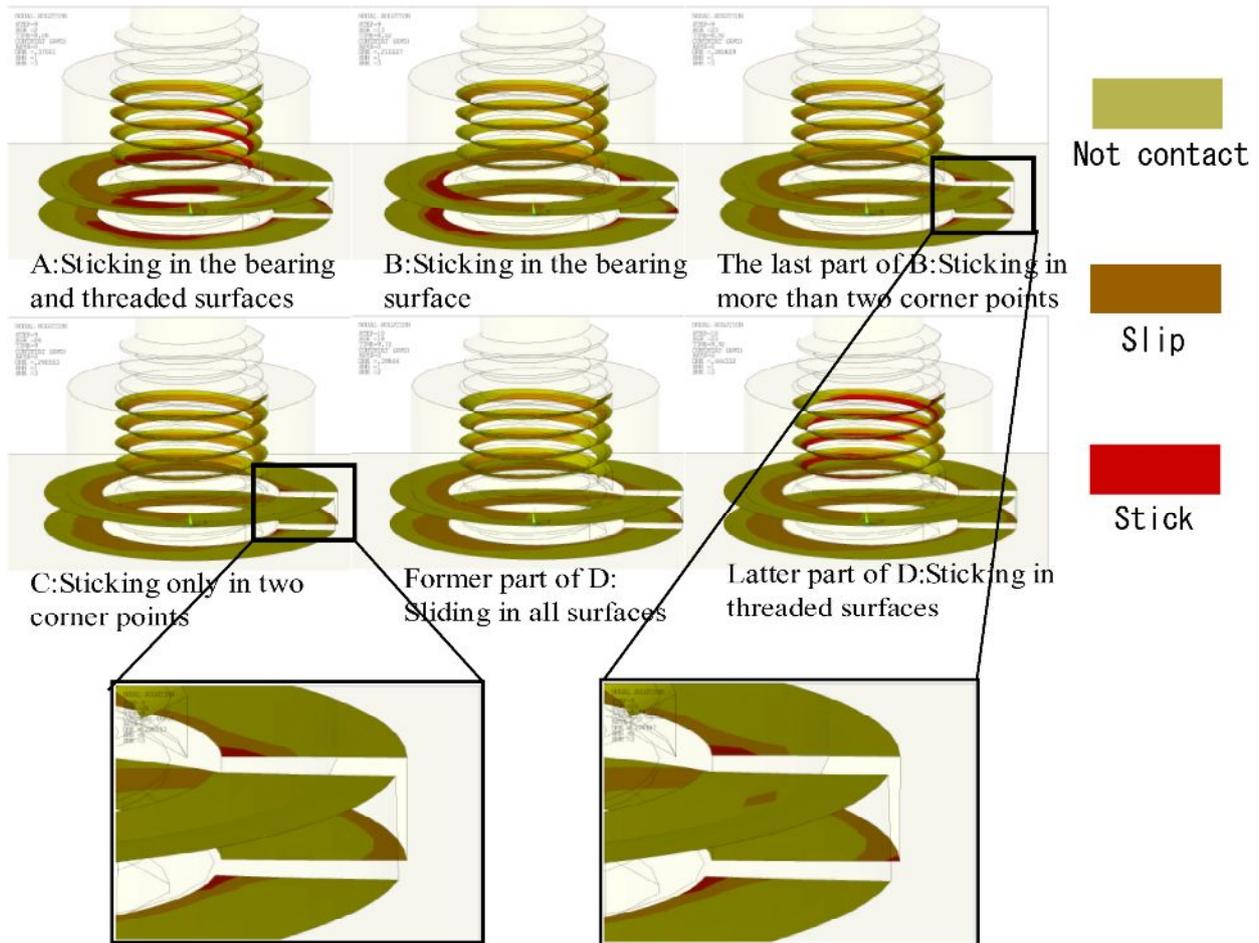


Fig. 8 Classification in contact states

## 文 献

- (1) Sakai T, An enlarged edition An outline of threaded fastening (In Japanese) pp. 125
- (2) Sakai T, An enlarged edition An outline of threaded fastening (In Japanese) pp. 133
- (3) G.H. Junker, New Criteria for Self-Loosening of Fasteners Under Vibration, SAE Transactions, Vol. 78, No. 314 (1969).
- (4) Yamamoto A., Shinji K., Evaluation of locking performance of threaded fastener locking devices by different types of thread-loosening tests (In Japanese), Vol. 48, No. 6 (1982), pp. 801-806.
- (5) Izumi S., Kimura M. and Sakai S., Small Loosening of Bolt-nut Tightening System due to Micro Bearing-surface Slip: Finite Element Method Study, Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series A, Vol. 72, No. 717 (2006), pp. 780-786.
- (6) Izumi S., Kimura M. and Sakai S., Evaluation of Loosening Proof Performance of Plain washer and Flange Nut by Three-dimensional Finite Element Analysis, Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series A, Vol. 72, No. 721 (2006), pp. 1292-1295.