ねじ回転ゆるみ機構の検証*

(第2報, 座金が円弧状に往復振動する場合の ボルト回転ゆるみ挙動とゆるみ機構)

富士岡 泰雄^{*1}, 酒井 智次^{*2}

Verification of Self-Loosening Mechanisms for Treaded Fasteners (2nd Report, Behaviour and Mechanisms of Bolt Loosening Under Transverse Load due to Vibrations of a Washer Along an Arc)

Yasuo FUJIOKA^{*3} and Tomotsugu SAKAI

^{*3} Material Engineering Div. 3, Toyota Motor Corporation,
1200 Misyuku, Susono-shi, Shizuoka, 410-1193 Japan

Rotational loosening mechanisms of a bolt were investigated by FEM, under the assumption of a twist at the center of a circular joined structure in which the bolt was set along a certain pitch circle. In this structure, the bolt is loosened by combining the translational and rotational loads. In the case of a large pitch circle in which only loosening rotations occur, the directions of frictional shear forces on the threads were along concentric circles; however, the instantaneous center was located near the thread surface, and the center was eccentric with the axis of the bolt. If the radius of the pitch circle is set smaller, the instantaneous center moves closer to the center of the bolt, and finally reaches to the same position at the center of the bolt. On the other hand, the directions of frictional shear forces on the threads were calculated theoretically using the inclination and friction on a pressure flank. The results were in good agreement with FE and analysis. By considering these mechanisms, it is estimated that the number of occurrence of loosening in one vibration cycle changes at the border when the diameter value of the pitch circle equals that of the screw threads. If the diameter of the pitch circle becomes smaller than that of the screw threads, the number changes from two to one. With the exception of torsional center-fastened structures, since the pitch circle is very small, loosening of general joined structures will occur twice in one vibration cycle.

Key Words: Fixing Element, Machine Element, Friction, Bolt, Loosening Mechanism, Contact Surface, Concentric Circle, Torsion, Slip, Finite Element Method

1. 緒 論

ボルト軸に対して直角方向の外力が作用する場合、その外力を二種類に分割して扱うことが可能である。ひとつは、直線上を往復振動する並進力であり、他のひとつは特定位置を中心に回転振動する回転力である。これらが別々に負荷される場合のゆるみ機構については数例の考え方が提案^①のされている。これらの中で回転振動^②についてはボルト軸中心が回転振動の中心と一致し、ゆるみ回転軸およびゆるみ機構は明確であるが、直線上を往復振動する場合については、ボルトゆるみ回転時の瞬間中心がどこか不明確なため、回転

ゆるみ機構が明確とはいえない。実部品では、並進力と回転力が組み合わされて、負荷されることも多く、この合力を負荷したときの、ゆるみ回転の瞬間中心を知ることはゆるみ機構解析上重要と考えられる。しかし、現状では、各々の負荷に対して、異なる考え方からゆるみ機構が提案されているため、負荷を複合化したときでも統一して説明可能なゆるみ機構が必要になる。一方、近年、有限要素法(FEM)の計算精度が向上し、ねじ締結においても、並進力負荷のゆるみ解析例が報告されている^{③④}。著者らも座金が直線状に往復振動する場合のボルト回転ゆるみ挙動をとりあげ、ねじ面の面圧のばらつきやねじ山の影響が小さいこと等を前報で報告した^⑤。FEMでは外力の変更が容易であり、並進力と回転力を自由に組み合わせる検討はたいへん都合が良い。前報^⑤で報告した三角ねじの

* 原稿受付 2005年4月27日.

^{*1} 正員、トヨタ自動車(株)第3材料技術部(〒410-1193 裾野市御宿1200).

^{*2} 正員、フェロー、(株)トヨタテクノサービス研修推進部(〒471-0025 豊田市西町5-5).

E-mail: fujioka@y.tec.toyota.co.jp

Fig.1 Dimensions of the joined structure and FE model around the threads (M10×1.5)

ボルト・ナット・座金の FE モデルは並進力を負荷しているが、一定距離の半径を有する円弧上に配列したボルト締結体の設定は容易であり、モデルは、そのまま使用可能である。

そこで、本報では、被締結体に並進力と回転力が組み合わされて負荷される場合について、最初に特定の円弧を想定してその中心でボルト軸直角方向にねじり、回転ゆるみを発生させて、座面・ねじ面の摩擦せん断力分布とボルト回転角変化を FEM で計算した。次に、山本・賀勢らが並進力に対してねじ面断面上の二点を負荷点として力の釣合いをとりながらすべり方向の予測に使用した計算方法¹⁾に回転力を追加し、ねじ面全周に拡張してねじ面上の摩擦せん断力の方向を推定し、FEM で実施した解析結果と比較してゆるみ機構を考察したので以下に概要を示す。

2. 有限要素モデルと計算方法

2.1 有限要素モデル

締結状態の部品形状および寸法を、図 1 に示す。ねじのかみあいは首下 8 mm から開始し、1.5 ピッチ分のかみあい代を設けた。おねじ端部の圧力側フランクには微小な面取りを施して端部の面圧が巨大

Fig.2 Sliding condition of the joined structure

Table 1 Specimens and Material Properties for FEM

	Elastic Modulus	Yield Point	Poisson's ratio
Bolt/Nut (M10×1.5)	205.8 GPa	1715.0 Mpa	0.3
Elastic-perfectly plastic material			
Washer	20580 GPa	Nothing	0.3
Coefficient of friction μ : μ_s (between threads)			0.1
μ_w (between bearing surfaces)			0.1

になることを防止した。なお、ねじ谷底の応力推定は実施しないので谷底の要素は細分化していない。ねじ公差は、6g, 6H であり、規格幅の中央値である。座面とねじ面のうねり・あらさはリード角方向、半径方向とも 10^{-8} mm 以下である。各要素数は、ボルト 9676 個、ナット 7635 個で、六面体ソリッド一次要素を使用して作成した。ボルト・ナットの円周方向の分割数は 60 である。座金の要素数は 72 個で、シェル一次要素を使用した。これまでに提案されてきたゆるみ機構はねじ面の傾斜やねじ面・座面の摩擦力が根源であるため、このモデルの中ではねじ面と座面の接触構造を詳細に作成するが、被締め付け物は設定せず、座金が被締め付け物を代用する構造である。また、ねじのかみあいは 1.5 山であるが、このモデルでは前報のようにねじ山数の影響が小さかったため、そのまま流用した。計算に使用したボルト・ナット・座金材の機械的特性を表 1 に示す。なお、座金の弾性率を甚だ大きくした理由は、座金の変形を防止してボルト回転挙動に与える影響を防ぐためである。その他詳細は前報と同一である。

2.2 計算方法および条件

ナットの固定については、図 1 に示す記号▽の位置で、X, Y, Z の三方向共拘束した。座金の固定につ

(A) Bolt rotation angle ($R_p = 10 \text{ mm}$) (B) Bolt rotation angle ($R_p = \infty$)

Fig. 3 Rotational angle of a bolt head

いては、変位させる方向以外は全て移動しないように拘束した。ボルトについては初期の軸力発生時に位置決めとしてねじ軸線が移動しないよう X, Y 方向を拘束し、ゆるみ挙動を計算中は、拘束を除外した。

負荷方法については、最初のステップで、座金をボルト軸の引張り方向のみに移動してボルトに軸力 9000 N を発生させた。次のステップで、ボルト軸の位置決め用の拘束を解除して、ボルト回転が可能になるように条件を変更した。その後、ゆるみ・締まり回転計測のステップ(Step1)に移行して、XY 面に平行に、かつ、図 2 のように座金を半径 R_p の円弧上で往復振動させた。この振動には局所円柱座標を利用している。

以上の条件で座金が公転する場合、座金の各節点から回転中心までの距離は常に等距離になる。ボルト変位については、ボルト頭部中央に測定用節点を設けて計測した。初期のボルト軸力発生後、座金の往復振動を終了するまでの間、ボルトの回転、並進変位、各接触部面圧とせん断力を計算した。なお、使用した FEM 計算コードは ABAQUS/Standard である。

3. FEM による計算結果

3.1 ボルト回転角度変化

図 3(A)に半径 $R_p = 10 \text{ mm}$ (Y 方向加振)の場合のボルト回転角度変化を示す。図 3(A)は、座金を図 2 に示す円弧の中心で、 $\pm \tan^{-1}(0.086/10) \approx \pm 0.4927 \text{ deg}$ 回転させた結果である。比較のため、半径 $R_p = \infty$ (X 方向に座金 $\pm 0.086 \text{ mm}$ 加振)の結果も図 3(B)に示す。

Fig. 4 Contact pressure on a screw thread and bearing surface

図 3(A)ではゆるみ回転と締まり回転が混在している。頭部で計測した小さな締まり回転については、ボルトのねじ先でも締まり方向に回転しており、単なる弾性ねじれの回復分ではなく明らかな締まりである。座金が Y 軸正側に変位するとき(2ステップ)は大きくゆるみ、Y 軸負の方向に反転して変位するとき(3ステップ)には締まり回転後小さなゆるみに転じ、このステップ内では少々締まり側に偏っている。

3.2 ねじ面および座面の面圧分布

図 4 に半径 $R_p = 10 \text{ mm}$ の場合のねじ面および座面々々圧分布を示す。初期のボルト軸力を発生させた直後は、ねじ面および座面では面圧が均一に分布しているが、座金が移動して外力が増加するにつれて、外力の進行方向の面圧も増加する。この傾向は、ねじ面および座面共、同様である。

3.3 ねじ面の摩擦せん断力分布

ねじ面の摩擦せん断力分布をベクトルで示す。半径 $R_p = 10 \text{ mm}$ の結果が図 5(A) および図 5(B)であり、半径 $R_p = \infty$ の結果が図 5(C)である。いずれもボルトのねじ先側から見た図であり、図上部に大きな実線の矢印でゆるみ回転方向を示す。図 5(A)は、図 3(A)の中の 2 ステップであり、瞬間中心を点 C_p とするゆるみ側のベクトル成分で構成されている。次の、図 5(B)では、およそ右半分がゆるみ方向、左半分が締まり方向のベクトル成分であり、瞬間中心はねじ面から離れた図の左方にある。この行程は、図 3(A)の 3 ステップに相当し、ボルトは締まり回転後にゆるみ回転に転じている。このゆるみ回転については、図 5(B)中のねじ

Fig. 5 FE analysis data of frictional shear forces on a pressure flank of bolt's thread

Fig. 6 Slip vectors of on a screw thread and a bearing surface

面右下位置で、大きなゆるみ回転力になるベクトルが発生している。初期のこのベクトルの値は小さいが、外力が次第に増加し、ねじ面上をすべりが進行すると、上り面である右下位置では面圧が図4のように変化し増加する。

その結果、ゆるみ回転のベクトル成分が増加して締めり回転力を超え、ゆるみ回転に転じると推定される。

図5(C)は、座金をX軸方向に直線状に変位させた例であり、半径 $R_p = \infty$ として、座金を直線上に変位させても、ねじ面上の摩擦せん断力のベクトルから推定される瞬間中心 C_p は、ねじ面近傍にあり、ボルト

外力の円周方向の成分 $Rf_{\theta i}$ も同様にして表現できる。

$$Rf_{\theta i} = \pm |Rf_i| \sin\left(\frac{\pi}{2} - \xi_i - \theta_i\right) = \pm |Rf_i| \cos(\xi_i + \theta_i) \quad (2)$$

4.2 ねじ面上の力の釣合い

山本・賀勢らと同様の手法を利用して、図8に示すように角度 α と角度 β の、二重に傾けたナットねじ面相当の微小ブロック斜面上に、ボルト相当の質点を置き、その場の力の釣合いをとる。この力の釣合いを、ねじ有効径を直径とする全円周に拡大して適用する。ねじ面の一点 P_i (図7参照) に作用するボルト軸方向以外の力を記述すると次のようになる。

ボルト軸の半径方向で、かつ、ねじ圧力側フランク面に沿う成分は、

- ・外力 Rf_i の分力 $Rf_{r i}$ により、ねじ山半角 α を上るあるいは下る成分 $Rf_{r i} \times \cos \alpha$
- ・ボルト軸力 Ff_i の作用により、ねじ山半角 α を下る成分 $-Ff_i \times \sin \alpha$

である。

一方、ボルト軸の円周方向でねじ圧力側フランク面に沿う成分は、

- ・外力 Rf_i の分力 $Rf_{\theta i}$ により、リード角 β を上るあるいは下る成分 $Rf_{\theta i} \times \cos \beta$
- ・ボルト軸力 Ff_i により、リード角 β を下る成分 $-Ff_i \times \sin \beta$

である。これらの中で、 $-Ff_i \times \sin \alpha$ は、ボルト軸に向かう成分であり、互いに打ち消しボルト回転力にはならないので、計算式には含めずに、それ以外を合成して合力にすると、その大きさ(絶対値) F_s は、式(3)で表される。

$$F_s = \left\{ (Rf_{r i} \cos \alpha)^2 + (-Ff_i \sin \beta + Rf_{\theta i} \cos \beta)^2 \right\}^{1/2} \quad (3)$$

4.3 外力 Rf と座面・ねじ面の摩擦力

ボルト穴とボルト軸の接触がない状態で、被締め付け物の接合面が互いにすべる場合、座面に摩擦抵抗がなければ、ねじ面のボルト軸直角方向の外力 Rf_i は負荷できないので、ねじ面に作用する外力はボルト座面の摩擦力が基になり決定される。したがって、座面の摩擦力を発生させるボルト軸力を使用して、外力 Rf_i の値を次のように仮定しておく。

座面の摩擦力は、 $\sum \mu_w \times Ff_i = \sum |Rf_i|$ であり、ねじ面と座面の分割数が同じ場合、分割された座面摩擦力 $\mu_w \times Ff_i$ は、ねじ面摩擦力の並進成分と、ねじ面摩

擦力の回転成分の合成値に一致すると仮定する。ただし、これらの値をねじ面で計算するときは、回転成分となる円周方向の摩擦力については、座面摩擦等価直径 d_w とねじ面の有効径 d_e の大きさが異なるので、それらの径の、比の値で修正必要がある。しかし、図5等で示したように回転の瞬間中心がボルト軸中心と一致していないため、修正すべき値は、 $d_w \div d_e$ の一定値ではなく、対象とするねじ面の位置により異なるので、仮に $d_w / d_e \div 1.0$ として以下の計算を進める。また、締結体の諸元決定後は、座面とねじ面間のボルト軸方向距離を考慮して係数 C を掛け、 $C Rf_i$ がねじ面に作用する外力であるが、係数 C の値はボルト長さにより異なり、ねじ面のゆるみ機構を論じる上では定数で指定しても問題ないので、 $C = 1.0$ としておく。

ねじ面では、合力 F_s が特定方向に作用すると、その向きとは逆向きに摩擦力が作用するので、最終的にねじ面がすべるかどうかの判定にはねじ摩擦力が必要である。ボルト軸力 Ff_i が作用する点の垂直抗力の大きさは、ボルト軸力 Ff_i に角度 α と角度 β の補正をして $Ff_i \sec \alpha \sec \beta$ である。したがって、摩擦力の大きさは、垂直抗力にねじ面の摩擦係数 μ_s を掛けて $\mu_s \times Ff_i \sec \alpha \sec \beta$ となる。

4.4 ねじ面せん断力最大値の判別式

すべりを考慮すると、合力 F_s は、ねじ面摩擦力よりも大きくなることはないから、次式が成立する。

$$F_s \leq \mu_s Ff_i \sec \alpha \sec \beta \quad (4)$$

式(4)を、摩擦せん断力最大値の判別に利用するために、判別式 D_1 を次のように構成する。

$$D_1 = \text{sign}(x) = \text{sign}(F_s - \mu_s Ff_i \sec \alpha \sec \beta) \quad (5)$$

ただし、 $x > 0$ の場合、 $\text{sign}(x) = +1$

$x < 0$ の場合、 $\text{sign}(x) = -1$

$x = 0$ の場合、 $\text{sign}(x) = 0$

4.5 ねじ面せん断力の X-Y 平面上への投影

以上の各式を組み合わせるとねじ面せん断力の計算式を作成する。ボルト軸半径方向のねじ面せん断力に、さらにボルト軸直角方向の修正を追加して dx_i とすると、 $r-u$ 座標系で次のように表される。

Fig.9 Calculation results of shear force directions described on the pitch diameter of a thread

$$dr_i = \{F_s \times \cos(A_{ng}) \times (1 - D_1) / 2\} \times \cos \alpha \quad (6)$$

$$+ \mu_s F_f \sec \beta \times \cos(A_{ng}) \times (1 + D_1) / 2$$

$$\text{ただし, } A_{ng} = \tan^{-1}(u_i / r_i)$$

$$r_i = R_f \cos \alpha, \quad u_i = R_f \sin \alpha \cos \beta - F_f \sin \beta$$

式(6)の第一項は F_s の方が摩擦係数よりも小さい場合に使用され、ねじ面で発生する F_s の値がせん断力と等しくなる。式(6)の第二項は F_s の方が摩擦係数よりも大きい場合であり、摩擦係数がせん断力の最大値になる。なお、第一項と第二項は通常どちらか一方が選択される。ねじ面のせん断力 du_i についても同様にして、 r - u 座標系で表すと次のようになる。

$$du_i = \{F_s \times \sin(A_{ng}) \times (1 - D_1) / 2\} \times \cos \beta \quad (7)$$

$$+ \mu_s F_f \sec \alpha \times \sin(A_{ng}) \times (1 + D_1) / 2$$

さらに全体座標系(X-Y 座標系)に変換すると求めるベクトルになる。

$$\begin{cases} dx_i = dr_i \cos \xi_i - du_i \sin \xi_i \\ dy_i = dr_i \sin \xi_i + du_i \cos \xi_i \end{cases} \quad (8)$$

なお、このベクトルの方向は、ねじ面摩擦係数がない場合でも同じである。

4.6 FEM 計算例との比較

これまでに述べた式から解いた結果をベクトルで表示し、図 9 に示す。図 9 に示した半径 R_p あるいは負荷方向の条件は、図 5 の各々の条件と対応する順番である。図 9 に示したベクトルの方向は、図 5 に示したベクトルの方向とよく一致している。ただし、その大きさには差があり、図 5 では C_p に近い位置でベクトルの絶対値が大きく、図 9 の値と比べて差がある。この原因として、図 9 の計算では、ねじ面傾斜等で負荷の増加と共に変化するねじ面圧分布の不均一を考慮していないこと、瞬間中心はボルト軸中心と一致すること、 $d_w/d_e = (\text{一定値})$ を代入して計算したこと等が考えられる。

なお、FEM の結果では、平均の $R_f r_i$ は、 $\mu_w \times F_f$ の約 97% であった。その補正をするとベクトル方向は、さらに FE 解析データに近づくが図は省略する。また、式(6)-(7)を基にすべりの軌跡を求めるためには力とすべり変位の媒介変数の微分値が必要となる。

4.7 適用例：負荷 1 サイクル中のゆるみ回転の回数が 1 回になる半径 R_p

半径 $R_p = \infty$ 相当の直線上を往復するボルト軸直角方向のゆるみ試験を実施すると、負荷 1 サイクルあたり 2 回のゆるみ回転が観測される。一方、ボルト軸中心位置($R_p = 0$)でねじりの繰り返し負荷を与えると負荷 1 サイクルあたり 1 回のゆるみ回転が観測される。したがって、半径 R_p が無限大から零に変化する過程で、ゆるみ回転発生回数が 2 回から 1 回に変更す

る境界があることになる。その境界では、ねじ面でゆるみ方向に回転する力の和が零になるので、その時点の R_p を推定すればよい。

式(7)を利用してその境界 D_2 を表すと次式になる。

$$D_2 = \sum du_i = 0 \quad (9)$$

ただし、図 3(A)の 3 ステップの例もゆるみ回転が発生するとみなす。また、回転の瞬間中心はボルト軸の近傍にあるので、その中心はボルト軸に一致していると仮定する。諸元 M10×15, d_w , $\mu_s = \mu_v = 0.1$ 等、各条件を代入し、式(9)を解くと、 $R_p = 5.1 \text{ mm}$ となる。結局、およそボルトの半径以上の R_p であれば、負荷 1 サイクル中に 2 回のゆるみ回転になる。複数個のボルトで締結される一般的な締結構造で、ねじりが負荷される場合には、ねじ外径上に R_p をとることはないから、特定円弧上にボルトを配置すると負荷 1 サイクル中に 2 回のゆるみ回転が発生する。

5. 結論

特定の円弧上に配列されたボルト・ナット締結部を想定し、FEM を利用して特定円弧に沿って座金を振動して回転ゆるみを再現させた。さらに、ねじ面全周に渡り、摩擦せん断力の方向をねじ面傾斜と摩擦力の釣合いを基に計算した。これらの結果から、以下の結論が得られた。

(1) ねじ面傾斜と負荷と摩擦力を考慮した釣合いの式を基に、ねじ面上の摩擦せん断力をボルト軸直角面に投影して表した。それらの方向は、FEM で計算した結果とよく一致した。

(2) 特定円弧半径を零から大きくするにつれ、ボルトのゆるみ回転の瞬間中心はボルト軸中心から次第に離れる。しかし、円弧半径が無限大になり、被締め付け物が直線上を一方向にすべる場合でも、ゆるみ回転の瞬間中心は、ねじ面近傍に留まり、ねじ面の大部分

でゆるみ側の力が発生する。このときの瞬間中心は、外力の向きとおおよそ直角の方向にある。

(3) 被締め付け物が直線上を一方向にすべる場合、負荷の向きを反転すると、回転の瞬間中心位置は、負荷が作用する線を対称軸として反転し、かつ、摩擦せん断力のベクトルもボルト軸中心に 180° 回転してゆるみ回転成分が発生する。したがって、被締め付け物が直線上を往復する場合は、往復ともねじ面の接触点ほぼ全てにおいて、ボルトをゆるみ側に回転させるトルクが発生する。前報のように、ねじ面に突起を設けて接触位置を変えても締まり回転が発生しなかった原因は、このゆるみ側のトルク発生に起因すると考える。

(4) 特定円弧の半径がねじの半径より小さくなると負荷 1 サイクル当たり 1 回のみのゆるみ回転が発生する。特定円弧の半径がねじ径以上の場合、負荷 1 サイクル当たり、2 回のゆるみ回転が発生する。

(5) 以上より、ねじ面・座面に発生するせん断力の方向とボルト回転の瞬間中心に着目することによって、ボルト軸中心に作用する回転振動の場合のゆるみ機構から直線振動の場合のゆるみ機構までを統一的に説明する手掛りが得られた。

文献

- (1) 山本・加勢, 精密機械, 43-4(1977) 470
- (2) 山本・賀勢・久保, 精密機械, 43-9(1977) 1069
- (3) 酒井, 機論, 44-377(1978) 279
- (4) 酒井, 機論, 44-377(1978) 288
- (5) 佐瀬・西岡・古賀・藤井, 機論 C, 62-596(1996) 1527
- (6) R.I. Zadoks, et al, J. of Sound and Vibration, 208-2(1997) 189
- (7) N. G. Pai, et al, J of Sound and Vibration, 253-3(2002) 585
- (8) N. G. Pai, et al, Engineering Failure Analysis, 9(2002) 383
- (9) 泉・横山・岩崎・酒井, 機論 A, 71-702(2005) 204
- (10) 富士岡・酒井, 機論 C, 71-711(2005) 3270