回転曲げ荷重が作用する締結体のナット回転ゆるみ機構*

富士岡 泰雄^{*1}, 酒 井 智 次^{*2}Rotating Loosening Mechanism of Nut Connecting
Rotary Disc under Rotating-Bending ForceYasuo FUJIOKA^{*3} and Tomotsugu SAKAI^{*3} Material Engineering Div. 3, Toyota Motor Corporation,
1200 Misyuku, Susono-shi, Shizuoka, 410-1193 Japan

There are fastened structures composed of rotary disc and shaft, which are loaded with rotating-bending force. In many cases, they are fastened with nuts having a tapered bearing surface. However, the rotating loosening mechanism has not been cleared. In this study, the rotating mechanism of this nut was investigated from theoretical and experimental view points. Finally two kinds of mechanism were derived. One is due to two friction torques occurring both on threads and on bearing surface. The larger torque between them determines the rotating direction of the nut. The other is due to the eccentricities of the bolt, the nut and the tapered bearing surface of rotary disc. They cause fastening or loosening rotation in one turn of rotary disc. Those two mechanisms rotate the nut after many cyclic rotating loading.

Key Words: Fixing Element, Machine Element, Friction, Bolt, Nut, Loosening Mechanism, Rotating-Bending, Tapered Bearing Surface, Shaft, Rotary Disc

1. 結 論

ボルト軸に対して直角方向またはこれを振る方向に荷重が作用する場合、ねじの回転ゆるみ機構については、数例の研究報告^{(1)~(4)}がある。これらのゆるみ仮説は、ねじ面を登る力と降りる力との差を発生源とするゆるみ回転トルクに基づくゆるみ機構である。これらの機構は外力の向きが絶えず反転する両振りあるいは部分片振りのせん断や振り負荷に対して被締結体接合面が繰り返しすべる場合に適用可能である。しかし、締結体を一定方向に回転させながら一方方向に曲げ荷重が負荷される、所謂回転曲げが負荷される場合にはこれらのゆるみ仮説では十分説明できない。たとえば、座面がテーパ状のため、座面全体の外力方向へのすべりを許容できず、限界すべり量未満の小さなすべりの場合にもゆるみ回転することがこれらの仮説では説明できない。

この締結体の例として軸と円盤からなる構造体があり、円盤を締結するナットの座面がテーパ状の曲面、

テーパ座を有している場合である。このような構造物のねじ回転ゆるみに関しては、ナットに発生する慣性トルクが原因であろうとする説⁽⁴⁾があるが、それ以外ゆるみ機構の詳細を報告した例は見当たらない。著者らは慣性とは異なる観点から、ナットの相対回転機構について検討した。第2章~第3章では寸法誤差がない条件でゆるみ・締め回転機構について述べ、第4章の実験結果と比較して、第5章2節で寸法誤差を加味して現実的な回転機構を構築したので、以下に述べる。

2. 対象締結部「軸と円盤」の構造

検討対象とする締結部は、軸と円盤で構成され、円盤の取り付け穴は、図1に示すようなテーパ座あるいは球面座である。

また、円盤の半径方向に外力Wが作用すると、軸と円盤の間で半径方向の微小な相対変位の発生や円盤の弾性変形が可能であり、この状態で軸と円盤の締結体が回転する構造であるとする。以上のような締結体で、ボルト、ナットおよび円盤を含むボルト軸直角方向の平面で断面(図1 B-B断面)をとる。

* 原稿受付 2002 年 2 月 27 日。

^{*1} 正員、トヨタ自動車(株)(〒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(〒471-0025 豊田市西町5丁目5番地ヴィッツ豊田タウン3F)。

E-mail: fujioka@kronos.mh.toyota.co.jp

Fig.1 Joint structure of shaft and disc

それぞれが円形になると見なすと、それらの半径の大小関係は、ナットをゆるく締めると、

$$(\text{円盤取り付け穴半径 } R_o) > (\text{ナット座面半径 } \rho_o) \quad (1)$$

$$(\text{ナットめねじ半径}) > (\text{ボルトおねじ半径}) \quad (2)$$

と、表すことができる。なお、回転軸とボルト軸が一致するかどうかは問わず、一致しない場合には、同心円上に配置された複数のボルトで締結される構造とする。この場合は、図5に示すような多数ボルト締結となる。

3. ナットの相対回転機構

複数のボルトで締結する場合、軸と円盤のすべりで発生する相対変位は、ボルト軸と円盤取り付け穴との隙間の大きさで決定される。また、回転軸中心にボルトが配置される場合、一般的に接合面の等価摩擦直径が大きいことと、円盤はピン等で軸に位置決めされることが多いので、軸と円盤の回転角度に制限のない相対回転は不可であると仮定する。つまり、円盤を締結しているナットのみ、回転角度に制限なく回転が可能であるとする。ここで、図1の締結体を回転させて回転曲げ荷重が作用している状態を想定する。このとき、曲げ荷重の一部は

- ①座面からナットを介してボルトに入力され、
- ②残りは軸と円盤との接触面から摩擦力として軸に入力される。

ナットの相対回転では①に注目する。

はじめに、座面の摩擦力に起因するナットの回転力について述べる。簡単にするために、ねじ部の摩擦力

をゼロと仮定する。外力 W 作用下では、軸に対する円盤の微小なすべりや円盤の弾性変形でテーパ座面に高面圧部が発生する。この高面圧部は円盤の回転に合わせて移動する。このとき、高面圧下の弾性圧縮変形で図2のような半径差が発生するので、式(1)が成立し

Fig.2 Detail of deformation around bearing surfaces

ていると、円盤の微小すべりまたは弾性変形で発生する座面の高面圧部がすべらなければ、その移動に伴う両円弧の長さが等しいので、図3(a)のように円盤取り付け穴の回転角 θ_r よりもナットの回転角 θ_n の方が大きい角度になる。

Fig.3 Direction of nut rotation

すなわち、円盤の回転よりもナットの回転が先行し、全体座標系で円盤が右回りすると、径の小さなナットはボルト軸を原点とする局所座標系でも右回りに回転することになる。

次に座面の摩擦力がゼロと仮定して、ボルトとナットのねじ部のみで同様に回転を考える。この場合は、式(2)のように、ナット径がボルト径よりも大きいので、ボルト回転角 θ_b よりもナット回転角 θ_n の方が小さくなる。つまり、円盤が全体座標系で右回りすると、ナットはボルト軸を原点とする局所座標系では左回りに回転する(ボルト回転より遅れる)ことになる。この回転方向を図3(b)に矢印で示す。

したがって、座面とねじ面に同時に摩擦力が発生すると、ナットには座面とねじ面から互いに逆回りの回転力が作用する。そこで、ボルト軸を中心とする摩擦トルクの大きい方がナットの回転方向を支配することになる。これらのトルクの値については以下のように表すことができる。

ねじ面で発生するトルク T_s は

$$T_s = \frac{1}{2} F d_2 (1.15 \mu_s \pm \tan \beta) + T_{se} \quad (3)$$

F : ボルト軸力

d_2 : ねじ有効径の基準寸法

μ_s : ねじ面摩擦係数

β : ねじのリード角

T_{se} : 外力作用下のねじ面の面圧変化で発生するトルク

$\pm$: + 締り側 - ゆるめ側

とおく。ここで、次のように考えて $T_{se} = 0$ とする。すなわち、今回のような回転曲げ荷重で、形状誤差がないため絶えず外力負荷点位置に対称に高面圧部が発生すると仮定すると、ねじ面の面圧分布が図3(b)のように常に下死点に偏り、高面圧部からの荷重の作用線の中心が常にナット中心を通るため、ナットを回転させるトルクにならないからである。

一方、図4のように寸法をとると座面で発生するトルク T_w は、

$$T_w = \iint \frac{F}{A_w \left(\sin \frac{\theta}{2} \right)} \mu_w r^2 dr d\omega + T_{we} \quad (4)$$

A_w : 座面の軸方向投影面積

μ_w : 座面摩擦係数

T_{we} : 外力作用下の座面の面圧変化で発生するトルク

と表すことができる。ただし、テーパ座の圧力についてはボルト軸方向に投影した面上で一定と仮定している。ここでも、外力負荷点位置に高面圧部が発生するのみとして、 $T_{we} = 0$ とする。

Fig4 Dimensions of nut and disc

式(4)を解いて

$$T_w = \frac{1}{3} \frac{D_o^3 - D_i^3}{D_o^2 - D_i^2} F \mu_w \frac{1}{\sin \frac{\theta}{2}} \quad (5)$$

が形状誤差を考慮しない座面の摩擦トルクである。

したがって、円盤が右回転しているときは、右ねじでは $T_s > T_w$ でゆるみ回転が発生するが、 $T_s < T_w$ では、締り回転が発生することになる。

式(3)および式(5)から、 $T_s > T_w$ の場合は

$$\mu_w < \frac{3}{2} \frac{D_o^2 - D_i^2}{D_o^3 - D_i^3} \sin \frac{\theta}{2} \times d_2 (1.15 \mu_s \pm \tan \beta) \quad (6)$$

であり、 $T_s < T_w$ の場合には、式(6)の不等号が逆になる。したがって、締結部の寸法諸元とねじ面と座面の摩擦係数でナット相対回転方向が決定される。

4. 相対回転方向の確認実験

4.1 実験方法

これまでに述べたナット相対回転方向を確認するために、図5に示す締結構造、負荷でナットのゆるみ締り回転の実験を実施した。はじめに、以下に示すように各部の摩擦係数を調整した。使用したボルトは、

M14×1.5 であり、ナットおよび座面の諸元は、式(5)における寸法表示で、

Fig.5 Schematic diagram of specimen

$D_o=21\text{mm}$, $D_i=17.5\text{mm}$, $\theta=60^\circ$ である。

これらの締結諸元を、式(6)に代入し、ゆるみ・締め回転に関係なく常時成立するように符号を選択して

$T_s > T_w$ を満たす条件は、

$$\mu w < 0.387 \mu s - 0.0142 \quad (7)$$

であり、 $T_s < T_w$ を満たす条件は

$$\mu w > 0.387 \mu s + 0.0142 \quad (8)$$

である。

$T_s > T_w$ を満たすために、ねじ面を脱脂し、座面に

グリスを塗布した。この条件で、ねじ面では約 0.4、座面では約 0.1 の摩擦係数になり、式(7)を満足させることができた。一方、 $T_s < T_w$ を満足させるために、逆に、ねじ面にグリスを塗布し、座面をサンドペーパーで磨いた後、脱脂した。

次に、同心円上に配置した全 6 個の取り付け穴がある円盤に、式(7)を満たすボルト・ナット、および、式(8)を満たすボルト・ナットの組み合わせをひとつおきに小トルク 19.6Nm で締め付けた。ナットを締め付けた後、ボルトとナットの境界にケガキ線を描き、相対回転角度が測定できるようにした。

その後、円盤の直径方向に一定荷重 17.2kN を負荷して、その状態を保ちながら円盤を一方に一定数回転してケガキ線の相対変位を読み取り、ナット回転変化を調べた。なお、円盤が 1 回転する間に、ボルト・ナットの相対回転が発生する場合、その変化が小さく、ケガキ線では精度が不足して測定できないので、ポテンシオメータを採用した。ポテンシオメータの回転軸は、ボルト軸中心とセンターずれの吸収治具を介して一直線上に取り付け、本体はナット端面に固定した。

4.2 実験結果

図 6 に円盤の回転数 n と、ボルトに対するナットの相対回転角 ϕ を示す。図 6 ではナット右回転が締め回転に相当する。これらの結果は 3 で予測した通りであり、6 個の全てのナットでひとつ置きに同方向の回転が発生し、仮説の予想通りに回転方向を分離させることができた。したがって、比較的低トルク締め付けでは、円盤が多回転する間に、ゆるみ回転のみならず締め回転も意図的に発生させることが可能であると言え

Fig.6 Experimental result of relative rotation of nuts under rotating-bending cyclic loading

る。

5. 考察

5.1 多回転する間に発生するナット相対回転

これまでの結果から円盤が多回転する間に発生したナットの相対回転はねじ面と座面の摩擦トルクの大小で決定すると考えて良い。そこで、この場合のゆるみ回転角を簡易的に表してみると次のようになる。

図7に示すように寸法を表す。ここで、 R_0 は円盤取り付け穴座面の等価摩擦直径の1/2とおく。 ρ_0 は R_0 と同一面内のナット曲率半径である。 ρ_0 は R_0 よりもわずかに小さく、この差は外力が負荷した時点で発

Fig.7 Dimensions of radii

生すると考える。

外力を負荷しながら、円盤が n 回転した後、ナットが角度 ϕ ラジアンゆるみ回転してナットの曲率半径が ρ に変化したとする。このとき ρ は

$$\rho = \zeta \left(\rho_0 - \frac{\xi P}{2\pi} \phi \tan \frac{\theta}{2} \right) \quad (9)$$

ζ, ξ : 半径変化を補正する係数

P : ねじのピッチ

その他の記号は図7参照

となる。さらに円盤が $d n$ 回転しボルトに対しナットが $d \phi$ ラジアン回転したとすると、図7を参考にしてナット表面上の曲線 JL は JK にほぼ等しく、かつ、ナット表面上の JK は円盤表面上の GH と等しいから

$$\rho(2\pi d n + d \phi) \cong 2\pi \eta R_0 d n \quad (10)$$

η : R_0 変化を補正する係数

が成り立つ。ただし、式(9)~式(10)の ξ, η については次のように考えて付与した。ナットが相対回転するとボルト軸力が変化するので弾性変形した座面径も変化する。この変化を $d \phi$ 回転につき R_0 は η 倍になると仮定した。 R_0 が変化すると ρ_0 も変化するので、 ρ_0 は ξ 倍にした。 ξ はナット回転で発生するボルト軸方向のナット移動に伴う半径変化を補正する係数である。ボルトや円盤の弾性変形でナットの移動はねじのピッチに $\phi/(2\pi)$ 掛けて算出する値よりも小さくなるので追加した。式(9)を式(10)に代入して、

$$2\pi \int dn = - \int \left\{ 1 - \frac{\eta R_0}{\eta R_0 - \zeta \left(\rho_0 - \frac{\xi P}{2\pi} \phi \tan \frac{\theta}{2} \right)} \right\} d \phi \quad (11)$$

と表すことができる。式(11)を n について解くと

$$n = \frac{\eta R_0 \ln \left(\eta R_0 - \zeta \rho_0 + \frac{\zeta \xi P}{2\pi} \phi \tan \frac{\theta}{2} \right)}{\zeta \xi P \tan \frac{\theta}{2}} - \frac{\phi}{2\pi} - \frac{\eta R_0 \ln \left(\eta R_0 - \zeta \rho_0 \right)}{\zeta \xi P \tan \frac{\theta}{2}} \quad (12)$$

となる。ここで、数値計算で影響が小さいことを確認した η と ζ には1を代入し、図6の実験値の寿命と比較しながら ξ の値に実験結果と合う0.03を選択した。これらの値を式(12)に代入して円盤の回転数 n と、ナットゆるみ回転角 ϕ との関係にまとめた結果が図8である。図8の傾向では、小さな相対回転のあと、ゆるみ回転が次第に増速しており、実験結果の傾向と類似している。半径差がさらに拡大しにくいとして ξ を小さくするとナットが急激に回転するまでの寿命は大幅に延びる。なお、締り回転の場合には、式(9)第2項の負の符号を正に変えて計算した。

この場合、ナットの締り回転角は $\rho = \eta R_0$ となる値以上にはならない。

Fig 8 Calculation result of relative rotation of nuts under rotating-bending

5.2 回転体一回転中のナット相対回転

図6は円盤が多回転する間の、ナット相対回転であったが、円盤が一回転する間に発生するナットの相対回転については、図9に示すようなゆるみ・締りを伴う微小な回転が計測された。

Fig 9 Phenomenon of nut's relative rotation during one round revolution of disc

円盤の回転を逆転して、ナットの相対回転角を調査したところ、直前の軌跡を追って元に戻るように変化した。数個の締結部で1回転中のナット相対回転を測定した結果、全て、ゆるみ・締り回転が含まれた。

この現象に対して、3で述べたボルト・ナット相対回転機構では説明が困難である。3の機構で説明しようとする、摩擦係数は、式(7)と式(8)を交互に満たすように変化を繰り返す必要があるが、実際に摩擦係数が規則的に変化するとは考えにくいからである。そのため、他の相対回転機構を新たに追加する必要がある。そこで、図9のような変化には、締結部の取り付け位

置の誤差が影響しているであろうと考えて、次のように推定した。

6本のボルト位置の誤差、ボルト・ナットの真円度、回転体の取り付け穴ピッチ誤差、剛性の差等が関与して、ナットを締めた直後の座面、ねじ面は偏心して接触している。高い接触圧が発生する位置は締め付け順序、締め付けの大きさにも影響され変化するので、一様ではない。この多様な状態は、ボルト軸や回転体にひずみゲージを貼付けナットを締めて確認した。高面圧部が特定の位置に偏るとボルト軸中心から偏心して荷重が作用するため、ナットの回転方向はその影響を受ける。このような状態の一例を、図10に示す。

Fig 10 Relation among load direction, high pressure contact area position and nut rotating direction

図10のα部が高面圧である場合、外力と組み合わせると右回りの回転力になり、β部が高面圧の場合、左回りの回転力になる。例えば、β部では式(3)、式(4)における T_{se} , T_{we} で回転トルク T_w を表すと

$$T_w = T_{we} - T_{se} = W R h \sin \theta_h - T_{se} \quad (13)$$

W' : ボルト1本あたりの

{外力 W - (軸と円盤間の摩擦力)}

Rh , θ_h : 図10参照

となる。

したがって、円盤が回転して高面圧部がα部のような左側にある場合と、β部のような右側にある場合で逆向きの回転変動を与えることになる。

これらの動きを確認するために円盤取付け穴座面部分の一部(図10 A点位置)に凸部を設け、ナットを

小さな締め付けトルクで締めて、ナット相対回転方向を測定した。結果を図 11 に示す。

図 11 では、ナットが締め回転あるいはゆるみ回転する円盤上の A 点の位置は、図 10 で説明した α と β の位置と等価であるとみてよい。すなわち、 180° を境界に A 点が左側に位置する場合と、右側に位置する場合で逆転し、図 10 のナット回転方向と一致する。

Fig.11 Experimental result of nut relative rotation during one round revolution of disc

なお、ナットを強く締め付けた場合、寸法公差の影響が複雑に現れるので接触状態が複雑になり、ゆるみ・締め回転の発生時点が移動する。

6. まとめ

テーパ座付きナットで締め付けた円盤に回転曲げ荷重を負荷した場合の、ナットのゆるみ・締め回転機構を解析した。

回転機構は、次の二種類に大別される。

ひとつは、円盤半径方向の外力負荷により高面圧部が座面およびねじ面に形成され、その影響で

- ・円盤座面径とナット座面径に差が発生すること
- ・円盤回転に伴って互いに逆向きの座面摩擦トルク T_w とねじ面摩擦トルク T_s が発生すること

に起因する。

円盤回転時のナット相対回転方向は T_w , T_s のうち大きなトルクに支配される。 T_w の方が大きい場合、円盤の回転と同方向にナットが回転し、 T_s の方が大きい場合、円盤の回転とは逆向きにナットが相対回転する。この回転機構に基づき、ねじ面と座面の摩擦係数を意図的に変更して、ゆるみ・締め回転が発生することを確認した。

他のひとつは、ねじ部周辺の寸法誤差に起因する片当たりが原因になる。この場合には座面片当たり部から入力される外力の方向がボルト軸中心を向かずに変化し、円盤が一回転する間にナットを締めたりゆるめたりするトルクを発生させ、相対回転は微小なゆるみ・締め回転として変動する。

以上の 2 種類の機構が組み合わされて微小なゆるみ・締りを繰り返しながら、多回転後にはゆるみ側か締め側に偏りながらナットが相対回転すると考えられる。

文献

- (1) 酒井, 機論, 44-377(1978)279
- (2) 酒井, 機論, 44-377(1978)288
- (3) 山本・賀勢, 精密機械 43-4(1977)470
- (4) 山本, ねじ締結の原理と設計(1995)131, 養賢堂