研 究

ボルト・ナット結合体のゆるみ に関する研究 (第1報)*

—摩擦トルクについて—

佐 藤 進** 津 村 利 光** 落 合 勝 治**

Studies on Loosening Mechanism of Bolt Nut Units (1st Report)

—On the Friction Torque—

Susumu SATO, Tosimitu TUMURA, Katuzi OTIAI

The threaded bars twist around their axes when they are pulled axially. This phenomenon is one of the causes of loosening bolt nut units in use. In this paper, authors report the experimental result of the values of four frictional torques, i.e. frictional torque T_{sf} between threaded parts of bolt nut units in loading, ditto T_{sl} in unloading, the torque T_{wf} between nut and its bearing surface in loading, and ditto T_{wl} in unloading. And they propose that bolt nut unit loosens in use when $T_{sf} > T_{wf}$ and $T_{wl} > T_{sl}$ simultaneously. Besides, they measure the loosening angle of nuts in the repeated tensile loads, following after J. N. Goodier and R. J. Sweeney.

1. は じ め に

ボルト・ナット結合体のボルトが軸線方向に引張られると右ねじ部は右ねじ方向に、左ねじ部は左ねじ方向にねじりモーメントを発生する¹⁾²⁾。

そこで本報ではボルト・ナット結合体が使用中にゆるむ原因の一つとして、このねじりモーメントがナットを動かしてゆるみを生じさせると考えて、ボルト・ナット各部の摩擦トルクの大小関係³⁾からゆるみ機構を説明し、各摩擦トルクの値を個々に測定した結果について報告する。またボルト・ナットのボルト軸線方向に静的な軸力の負荷、除荷を繰返し²⁾⁴⁾、ナットのゆるみを測定した結果についても報告する。ただしボルトの頭部は軸力の負荷・除荷の間中動かないものと仮定する。

2. 摩擦トルクとゆるみ機構

図1(a)に示すボルト・ナット結合体が外力による軸力 ΔF なる負荷をボルト軸線方向に受けると、ボルトの軸部はねじ先で回転角 θ_b だけ矢印方向に変位する。この時ボルト・ナットの接触するねじ部において締付方向のねじ部摩擦トルク T_{sf} を生ずる。 T_{sf} によりナットはボルトのねじ部と同一方向に回転しようと座面で被締付材

材との接触部において座部摩擦トルク T_{wf} を受ける。この時に

$$T_{sf} > T_{wf} \quad (1)$$

ならばナットは回転角 θ_n だけ変位する。

次に図1(b)に示す軸力 ΔF が除荷されると、ボルトの軸部はねじ先で負荷の時とは逆方向に回転角 θ_b だけ変位し元にもどる。この時ボルト・ナットの接触するねじ部においてゆるめ方向のねじ部摩擦トルク T_{sl} を生ずる。 T_{sl} によりナットはボルトのねじ部と同一方向に回転しようと座面で被締付材との接触部において座部摩擦トルク T_{wl} を受ける。この時に

$$T_{wl} > T_{sl} \quad (2)$$

ならばナットは動かないでその位置に残される。ナット

図1 ナットのゆるみ機構説明図

* 原稿受付 昭和52年2月21日。昭和51年度精機学会秋季大会学術講演会(昭和51年10月12日)にて発表。

** 正会員 神奈川大学工学部(横浜市 神奈川区六角橋3-27-1)

図2 摩擦トルク・軸力実験装置

は外力による1回の負荷・除荷の間にボルトと相対的な回転角 $\theta = \theta_n$ だけゆるみ方向に動くことになる。外力による軸力の負荷・除荷が数多く繰返されると θ の累積によりナットは大きな回転ゆるみを生ずることになる。

また座部摩擦トルク T_w が負荷・除荷において等しいと仮定するならば式(1),(2)の関係は

$$T_{sf} > T_w > T_{si} \quad (3)$$

$$\text{ただし, } T_w = T_{wf} = T_{wi}$$

となる。したがってボルト・ナット結合体が使用中にナットのゆるみを生ずるか生じないかは軸力の負荷(締付け), 除荷(ゆるめ)時における各部の摩擦トルクの大小関係を知ることができるなら予想をすることができる。

3. 各部の摩擦トルク測定実験

3.1 実験方法

図2に各部の摩擦トルクを測定する実験装置の概略を示す。30 kgf・mの振子式ねじり試験機を使用し, 試験するボルト①, 試験するナット②, 試験する座金③で圧縮型ロードセル④を締付ける。ただし試験する座金は圧縮型ロードセルと相対的なすべりを生じないようにピンで2か所固定する。軸力 F は圧縮型ロードセルにより, ナットを回転させる総摩擦トルク T はねじり試験機の駆動側⑧に取付けたトルク型ロードセル⑤より, ねじ部摩擦トルク T_s はねじり試験機の固定側⑨に取付けたトルク型ロードセル⑥より, いずれも動ひずみ計と電磁オシログラフを用いて検出する。座部摩擦トルク T_w はボルト・ナット結合体の摩擦トルク関係式から総摩擦トルク T とねじ部摩擦トルク T_s の差とする。また座部摩擦トルク T_w を直接に測定する方法としては圧縮型ロードセルとレバー⑩をキー⑪で止め, 試験す

るボルトの中心から距離 $R=200$ mm離れたレバーの位置に引張圧縮型ロードセル⑫をねじり試験機と固定し, 距離 R と引張圧縮型ロードセルの測定値の積として算出することもできる。ただし本実験装置はねじ部摩擦トルク T_s と座部摩擦トルク T_w の分離方法としてスラスト玉軸受⑦を用いているため総摩擦トルク T はスラスト玉軸受の転動部摩擦トルク T_r を含むのであらかじめ行った測定値より補正する。ねじり試験機でナットを回転させる方法は手動で約0.3 rpmである。

3.2 実験試料

実験用のボルトはJIS B 1180 六角ボルト, M 12, ピッチ1.75 mm, 呼び長さ90 mm, 強度区分5.8で転造加工のまま硬度 H_{RB} 96.4(以下, 転造と名づける)と転造加工後亜鉛めっき処理し, めっき厚さ2 μ m, 硬度 H_{RB} 96.4(亜鉛めっき)の2種類。ナットはJIS B 1181 六角ナット形状の区別1種で切削加工のまま座面のみをエメリー紙加工硬度 H_{RB} 89.8(切削)と切削加工後亜鉛めっき処理し, めっき厚さ約13 μ m, 硬度 H_{RB} 95.2(亜鉛めっき)の2種類。座金は内径13.5 mm, 外径34 mm, 厚さ4 mm, S 45 Cで研削加工のまま硬度 H_{RB} 88.2(研削)と熱処理後研削加工 H_{RC} 52.4(熱処理)の2種類。ねじ部と座部の潤滑条件はトリクロルエチレンとアセトンで洗浄する状態(乾燥), 乾燥後JIS K 2210 #60 スピンドル油を塗布する状態(スピンドル油), 乾燥後リチウム系グリースを塗布する状態(グリース), 乾燥後グリースに二硫化モリブデンを添加して塗布する状態(二硫化モリブデン)の4種類を用いる。ただし潤滑条件はねじ部, 座部ともに同一状態で行う。

4. 摩擦トルクの実験結果と考察

実験にあたり2種類のボルトについていずれも乾燥で締付破断実験を各2本ずつ行った結果, ボルトが転造(ナット; 切削, 座金; 研削)のとき破断軸力 $F_{max} = 2810$ kgf, 2850 kgf, ボルトが亜鉛めっき(ナット; 亜鉛めっき, 座金; 研削)のとき破断軸力 $F_{max} = 2950$ kgf, 3900 kgfであった。したがって4本のボルト破断軸力中最も低い2810 kgfの約50~70%を目標軸力とする。

図3は各部の摩擦トルク T_s , T_w と軸力 F の負荷・除荷における関係線図例である。ねじ部, 座部とも乾燥の場合は軸力 F が負荷の時に $F = 1500$ kgf 付近で $T_{sf} < T_{wi}$ となり, 軸力 F が除荷の時に $T_{wi} > T_{si}$ となる。したがってボルト・ナット結合体のゆるみを考えると軸力が負荷の時にナットはゆるみ方向へ回転角を生ずることができず, 軸力が除荷の時にゆるみ条件を満足してもナット

ボルト：転造，ナット：切削，座金：研削

図3 各部の摩擦トルク T_s 、 T_w と軸力 F の関係図

のゆるみは生じない。ねじ部、座部ともスピンドル油かグリースの場合は軸力 F が負荷の時に $F=2000$ kgf 付近で $T_{sf} > T_{wf}$ となり、軸力 F が除荷の時に $T_{wi} > T_{si}$ となる。したがってボルト・ナット結合体のゆるみを考えると軸力が負荷の時にナットはゆるみ方向へ回転角を生じ、軸力が除荷の時にボルトの軸部は元の位置にもどるのに対してナットはもどることができずボルトと相対的な回転ゆるみを生ずる。

図3の結果からうかがえることはねじ部、座部の表面状態によって各部の摩擦トルクの大小関係が変化するものと考えられる。表1はこれらを確認するために各試料を28通りの組合せで測定した結果を示す。表1は軸力 $F=1500$ kgf 1種類であり、1回の負荷・除荷における実験結果であるが、図3から軸力の負荷・除荷において各部の摩擦トルクの数値そのものは変化するだろうけれども大小関係は余り大きく変化しないと考えてよからう。表1から全体を通じてボルト・ナット結合体において軸力が負荷の時にねじ部摩擦トルク T_{sf} と座部摩擦トルク T_{wf} を比較すると、乾燥およびスピンドル油では $T_{sf} < T_{wf}$ の場合が多く（乾燥では16本中15例、スピンドル油では16本中15例）、ナットはゆるみ方向へ回転角を生じにくい。グリースおよび二硫化モリブデンでは $T_{sf} > T_{wf}$ の場合が多く（グリースでは16本中8例、二硫化モリブデンでは8本中6例）、あるいは $T_{sf} \approx T_{wf}$ になり、ナットはゆるみ方向へ回転角を生じやすい。次に軸力が除荷の時にねじ部摩擦トルク T_{si} と座部摩擦トルク T_{wi} を比較すると、いずれの状態においても $T_{wi} > T_{si}$ なる関係が成立しているから、ナットはなんらかの原因でゆるみ方向へ回転の動きをすれば元の位置にもどることができない。したがってボルト・ナット結

表1 試料組合せにおける各部の摩擦トルク
(軸力 $F=1500$ kgf)

(単位: kgf·cm)

ボルト	ナット	座金	潤滑	負荷 (締付ける) 時		除荷 (ゆるめる) 時	
				T_{sf}	T_{wf}	T_{si}	T_{wi}
転造	切削	研削	乾燥	457 454	603 515	374 384	752 649
			スピンドル油	387 371	380 754	254 288	575 813
			グリース	195 174	202 258	125 107	195 255
		熱処理	乾燥	294 235	344 868	192 198	404 949
			スピンドル油	211 304	381 312	160 272	414 382
			グリース	214 184	133 212	120 134	205 250
	転造	研削	乾燥	219 106	373 500	155 83	407 613
			スピンドル油	166 195	367 327	107 107	378 358
			グリース	150 152	139 170	67 72	148 137
		熱処理	乾燥	288 147	570 228	206 67	626 271
			スピンドル油	187 211	316 394	99 80	436 397
			グリース	142 150	171 132	53 50	186 181
転造	切削	研削	乾燥	350 294	692 689	267 254	739 700
			スピンドル油	347 344	362 544	280 294	391 706
			グリース	210 214	128 175	130 139	131 196
		熱処理	二硫化モリブデン	187 162	183 222	125 100	174 199
			乾燥	315 374	718 282	256 294	810 302
			スピンドル油	366 320	596 389	291 267	731 487
	転造	研削	グリース	251 174	223 163	160 80	256 169
			二硫化モリブデン	262 237	208 204	187 162	212 208
		熱処理	乾燥	238 163	475 343	163 131	536 455
			スピンドル油	160 134	302 307	53 53	340 346
			グリース	139 134	137 148	51 51	133 139
			二硫化モリブデン	130 134	128 130	50 52	125 128
転造	切削	研削	乾燥	198 243	424 402	139 171	489 480
			スピンドル油	184 163	319 398	96 85	348 460
			グリース	147 131	191 173	53 53	205 150
		熱処理	二硫化モリブデン	125 125	145 160	50 42	121 148

(c) ナット実験後 (d) 座金実験後
ボルト: 転造, ナット: 切削, 座金: 研削, 潤滑: 乾燥
図4 ナットと座金の実験前後における座部表面比較例

合体のねじ部, 座部にグリース, 二硫化モリブデンのような潤滑剤を使用することはナットのゆるみを発生しやすくなる結果になるようである。表1に示した値はねじ部, 座部ともに同一なる潤滑条件を用いているが, 潤滑条件を異にすれば種々の場合が想定される。

座部摩擦トルク T_w について軸力の負荷・除荷における T_{wf} と T_{wl} を比較すると, 乾燥およびスピンドル油では $T_{wf} < T_{wl}$ であり, グリースおよび二硫化モリブデンでは $T_{wf} \approx T_{wl}$ の場合が多い。そこで乾燥およびスピ

ンドル油において軸力が負荷の時よりも除荷の時の摩擦トルクが大きくなっている原因を調べるために乾燥を例に上げてナットと座金の接触表面について観察する。図4(a), (b)はナットおよび座金の実験前における表面であり, 図4(c), (d)は軸力 $F=1500$ kgf を負荷・除荷した後のそれぞれの表面を示した例である。いずれも接触表面が金属同士の凝着現象によるものと見られる著しい損傷を示している。また接触面の表面粗さについて測定した結果例を図5(a), (b)に示す。図5(a), (b)は軸力 $F=1500$ kgf を負荷・除荷した後のナットおよび座金を示したものである。図5(a)のナットは実験前に $2 \mu m R_{max}$ (エメリー紙加工方向に直角) が後には $105 \mu m R_{max}$ (回転方向に直角), 図5(b)の座金は実験前に $3 \mu m R_{max}$ (研削加工方向に直角) が後には $63 \mu m R_{max}$ (回転方向に直角), それぞれについての表面損傷である。これらに対してグリースおよび二硫化モリブデンはいずれも接触面の損傷は大きく認められなかった。

表2にねじ部摩擦係数 μ_s と座部摩擦係数 μ_w についての値を示す。ただし算出方法は一般的な式⁵⁾を用い, 各摩擦トルクは表1の値を代入する。

$$T = \frac{F}{2} \{ d_2 \tan(\rho' \pm \beta) + \mu_w d_w \}$$

$$\approx \frac{F}{2} \{ (1.15 \mu_s \pm \tan \beta) d_2 + \mu_w d_w \} \quad (4)$$

表2 ねじ部, 座部摩擦係数 μ_s, μ_w の平均値
(軸力 $F=1500$ kgf)

a) ねじ部摩擦係数 μ_s

表面状態		潤滑状態			
ボルト	ナット	乾燥	スピンドル油	グリース	二硫化モリブデン
転造	切削	0.351	0.305	0.170	—
	亜鉛めっき	0.180	0.157	0.114	—
亜鉛めっき	切削	0.326	0.340	0.184	0.193
	亜鉛めっき	0.196	0.127	0.103	0.096

b) 座部摩擦係数 μ_w

表面状態		潤滑状態			
ナット	座金	乾燥	スピンドル油	グリース	二硫化モリブデン
切削	研削	0.567	0.481	0.164	0.165
	熱処理	0.497	0.392	0.173	0.177
亜鉛めっき	研削	0.394	0.290	0.122	0.109
	熱処理	0.371	0.326	0.148	0.123

ボルト: 転造, ナット: 切削, 座金: 研削, 潤滑: 乾燥
図5 ナットと座金の実験後における表面粗さ記録例

図6 ナットのゆるみ実験装置

よって

$$\mu_s = \frac{2T_s \mp \tan \beta d_2}{1.15 F d_2} \quad (5)$$

$$\mu_w = \frac{2T_w}{F d_w} \quad (6)$$

ここで、 $\tan \beta = p/(\pi d_2)$ 、 p : ピッチ、 d_2 : ねじの有効径、 d_w : ナット座部における平均摩擦直径。

5. ボルト軸線方向の荷重増減によるゆるみ実験

ボルト・ナット結合体がボルト軸線方向の荷重増減によってナットが回転ゆるみを生ずる理由を確かめる。図6に実験装置を示す。ボルト・ナット結合体に静的な軸力の負荷・除荷を与える方法としてはアムスラー式引張試験機を使用し、手で軸力 $F=250 \text{ kgf} \sim 3000 \text{ kgf}$ の繰返しを行う。ナットのゆるみを調べる方法はボルトのねじ先とナットに鏡を取付け、個々の回転角を尺度付き望遠鏡で読取り、その相対的な回転角より算出する。最初、実験にあたり軸力 $F=3500 \text{ kgf}$ を1回負荷し、次に軸力 $F=250 \text{ kgf}$ まで除荷して機械的なガタを取除き、以後の実験よりサイクルNo. 1とする。

実験に用いるボルトはM20、ピッチ2.5mm、ねじ部長さ150mm、S45C、転造加工、硬度H_{RB}98.5、ナットは形状の区別1種で市販品、切削加工、硬度H_{RB}94、座面の表面粗さ10 $\mu\text{m}R_{\text{max}}$ 、荷重ホルダ、座面の表面粗さ4 $\mu\text{m}R_{\text{max}}$ である。

6. ゆるみの実験結果と考察

図7はボルト・ナット結合体のねじ部、座部ともにグリスを用いた時、ボルト・ナットが軸力のサイクルNo. 3, 21, 81におけるナットの相対的な回転角 $\theta = \theta_n - \theta_0$ をゆるみ方向で示す。軸力の負荷においてはボルト・

図7 各サイクル間に生ずるナットの回転ゆるみ (グリス潤滑)

図8 静的な負荷・除荷の繰返しによるナットの回転ゆるみ

ナットが同様に回転し、除荷においてはボルトが元の位置にもどるのに対してナットはサイクルNo. 81でもなお回転を続ける。しかしその量はサイクルを重ねるに従って少なくなってゆく。この結果はGoodierら²⁾が3/4 in-10 NC アメリカ規格ねじを用いて軸力の負荷・除荷(500 lb $\sim$ 6000 lb)を行った時、各サイクルにおけるナットの相対的な回転角と良く似ている。Goodierらはナットがゆるむ原因として、軸力の負荷・除荷によりボルト・ナットが半径方向に収縮、拡張を生じ、この時のすべりがねじのリード角方向にもいくらかあるとしている。

図8はねじ部、座部の潤滑条件を同一にしグリスと

乾燥についてのおおのサイクル No.81 まで, ボルト・ナットの相対的な回転角 θ をゆるみ方向で示したものである。グリースを潤滑剤として用いた時には, 著者らと Goodier らのナットがゆるむ原因の説明としては異なるが良く似たゆるみ特性を示す。これに対してエチレンで洗浄する乾燥の時には, 軸力の負荷・除荷いずれにおいてもボルト・ナットの相対的な回転角を生じにくくゆるみを生じない。乾燥の結果は北郷⁴⁾が行った実験結果と良く似ている。したがってボルト・ナット結合体のナットのゆるみは環境の変化で著しく異なった特性を示すものと思われる。

7. 結 び

ボルト・ナット結合体のナットが使用中にゆるむ原因は数多くあると思うが, その一つとして, ボルトが軸線方向に引張られるとねじ山の巻き方向に発生するねじりモーメントと, 次の2条件が同時に成り立つ時にナットがゆるみやすいと説明した。①軸力が負荷の時にねじ部摩擦トルク T_{sf} が座部摩擦トルク T_{wf} よりも大きく, ②軸力が除荷の時に座部摩擦トルク T_{wl} がねじ部摩擦トルク T_{sl} より大きい。

また各部の摩擦トルクを測定し, ボルト軸線方向の荷重増減によるナットのゆるみ結果を報告した。

本報は実験資料の数が少ないので普遍的なことは言えないと思うので今後とも実験を続ける。

終わりに臨み本研究に適切な御助言をいただいた神奈川大学工学部・林杵雄教授, 同・石川七男助教授に感謝の意を表するとともに, 実験を手助けしてくれた当時神奈川大学学生・工藤三夫, 小嶋正晴君に感謝の意を表します。

参 考 文 献

- 1) 津村利光, 佐藤 進, 細川修二, 落合勝治: ボルト・ナット結合体のゆるみ機構 (第1報), 神奈川大学工学部研究報告, 14 (1976) 70.
- 2) J.N.Goodier & R.J.Sweeny: Loosening by Vibration of Threaded Fastenings, Mech. Engg., 67, (1945) 798.
- 3) G.H.Junker u.D.Strelow: Untersuchungen über die Mechanik des selbsttätigen Lösen und die Zweckmäßige Sicherung von Schraubenverbindungen (I), Draht-Welt, 52, 2, (1966) 103.
- 4) 北郷 薫: ボルト・ナットのゆるみについて, 日本機械学会論文集, 30, 215 (1964) 934.
- 5) 日本機械学会編: 機械工学便覧, 分冊, 機械の要素, 改訂第6版, 第7編 (1975) 34.

情 報

52 年科学技術調査

総理府統計局は昨年4月1日現在で行った52年科学技術調査の結果をまとめた。

この調査は, わが国における研究活動の実態を明らかにし, 科学技術振興に必要な基礎資料を提供することを目的として28年以来行っているものである。

今回の対象は金融, サービス業などを除く資本金300万円以上の会社や, 国・公立および民間, 特殊法人といった研究機関, 大学など約1万5100機関(うち回答したのは85%)である。

調査によると51年度の科学技術研究費は3兆3200億円と前年度を12%上回ったものの, 長期不況を反映, 前年度比でそれぞれ20%強の伸びを示した48, 49年度当時に比べ民間企業を中心とする研究開発の意欲がいま一つ盛り上がっていない実態が明らかとなった。

うち, 自然科学部門の研究費は2兆9414億円を占め, 国民総生産に対する比率は1.74%で前年度より微減している。あわせて, 今回から新たにエネルギー研究調査を行ったが, それによると同年度のエネルギー研究費は1602億円で, うち原子力が1300億円と80%強を占めているのが目立っている。

調査結果の概要は次のとおり。

◇研究費

①51年度の科学技術研究費は3兆3207億円(前年度は2兆9746億円)で, その大部分を占める自然科学部門は2兆9414億円と前年度の12.2%増にとどまった。全体の実質研究費は45年を100として115.2で, 対前年度伸び率では微増となった。

②研究主体別にみると, 会社などの研究費は1兆8822億円で, 研究費全体の57%を占め, 大学などは9340億円で28%, 研究機関は5044億円で15%である。

また研究費の対前年度増加率をみると, 大学などは11%で前年度の17%増をかなり下回ったが, 研究機関と会社などはいずれも12%で前年度(研究機関10%, 会社など6%)を上回った。

③国民総生産(168兆9000億円)に対する自然科学部門の研究費の比率は1.74%(対国民所得比は2.03%)で, 前年度(1.75%)より微減した。欧米諸国と比べれば, 米国の2.21%, 西独の2.13%, 英国の2.06%に及ばず, フランス(1.77%)並みの水準である。

(p.197へ続く)