

## ねじ締結におけるトルクと軸力に関する研究

細川 修二\*

## Study on Torque and Axial Tension in the Screw Tightening

Shuji HOSOKAWA

## 1. はじめに

ボルト、ナットを用いた弾性域締め付けにおいて、締め付けトルクと発生する締め付け軸力との関係は非常に古くから述べられている。この関係式は軸力に逆らってナットを、ねじ面であるリード角のこう配面に沿って回転させ時の力の釣合より導かれている。ねじの締め付け軸力の管理には、このトルクと軸力の関係式に基づくトルク法が、現在もっとも一般的に用いられている。しかしながら、軸力はばらつき、時には締め過ぎによるボルト、ナットの破損、逆に締め付け不足によるゆるみが生じている。

ねじ締結におけるトルクと軸力との関係には、複雑で難解な現象を示すことの多い摩擦が大きく関与しているため、この関係式の検討が難しい。現状では、軸力のばらつきは関係式における係数の1つである、摩擦係数のばらつきによるものとして取り扱われている。そのためにねじの摩擦係数や、その関数として表されているトルク係数のばらつきの程度に関する研究<sup>2)~8)</sup>が数多く発表されている。しかしながら、それらの摩擦係数のデータは、トルクと軸力との関係式を用いて算出された値であり、非常にばらついている。そのためこの関係式に対する疑問が生じ、軸力のばらつきには摩擦以外にも他の要因があるのではないかと考える。

かかる実情から、まず一般に述べられているトルクと軸力との関係式が成立するか実験的に検討する必要がある。そのためにトルクと軸力との関係を調べるための実験装置を考案し、実験によりこの関係式が成立するか確認する。

次に実際の締め付けにおいてねじは曲げ作用の発生を伴うことが有り、曲げモーメントが作用する場合には、一般に述べられているその関係式を用いることは妥当でないことを明らかにし、現今、トルク法締め付けにおける軸力のばらつきが、摩擦係数のばらつきだけによるものとの取扱いを見直すべきと判断されたので、その結果を報告する。

## 2. 実験方法

## 2.1 ねじ面におけるトルクと軸力との関係式の検討方法

一般に述べられているねじ面におけるトルクと軸力との関係式<sup>9)</sup>は、三角ねじにおいてねじを締める場合

$$T_{sf} = \frac{1}{2} F_s d_p \tan(\rho' + \beta) \quad (1)$$

ゆるめる場合は

$$T_{sl} = \frac{1}{2} F_s d_p \tan(\rho' - \beta) \quad (2)$$

である。

ここで  $T_{sf}$  はねじ面における締め付けトルク、 $T_{sl}$  はねじ面におけるゆるめの戻しトルク、 $F_s$  は軸力である。 $\beta$  はねじのリード角、 $d_p$  はねじ面の平均摩擦直径で、通常はねじの有効径が用いられている。そして  $\rho'$  はねじ面における摩擦角に相当し、ねじ面の摩擦係数を  $\mu_s$  とすると、 $\tan \rho' = \mu_s / \cos \alpha'$  の関係がある。なお  $\alpha'$  はねじ山に直角な断面における山の半角である。

関係式(1)、(2)を検討するには、ねじ面における摩擦角  $\rho'$  の値が明確でないため、締め付けとゆるめにおける  $\rho'$  (もしくは  $\mu_s$ ) の値が等しいと仮定し、両式(1)、(2)よりこの  $\rho'$  を消去する。その結果、ねじ面の摩擦に関する項を含まな

\* 専任講師，機械工学科  
Lecturer, Dept. of Mechanical Engineering

い  $T_{sf}$  と  $T_{sl}$  との関係式が次式で表される。

$$T_{sf} - T_{sl} = \left( \frac{1}{2} F_s d_p + 2 \frac{T_{sf}}{F_s} \frac{T_{sl}}{d_p} \right) \tan 2\beta \quad (3)$$

さらに、式(3)の両辺を  $F_s$  および  $d_p$  で割ると次式が得られる。

$$\frac{T_{sf}}{F_s d_p} - \frac{T_{sl}}{F_s d_p} = \left( \frac{1}{2} + 2 \frac{T_{sf}}{F_s d_p} \frac{T_{sl}}{F_s d_p} \right) \tan 2\beta \quad (4)$$

本論文では、一般に述べられているねじ面におけるトルクと軸力との関係式が成立するか調べるために、式(1)と式(2)より  $\rho'$  を助変数として導かれた関係式(4)が成立するか否か、実験によって調べる。そのためには式(4)を導く際に仮定した、ねじ面における摩擦角(もしくは摩擦係数)の値がねじの締め付けとゆるめにおいて等しい、という条件を満たす必要がある。しかし、通常の締め付け実験では、ねじを締め付けていくと軸力が変化し、さらに、締め付け後にゆるめを行うとすべり方向も逆転するためにねじ面の摩擦状態が変化する。そこで、一定の軸力が任意に設定でき、その軸力における締め付けトルクとゆるめる戻しトルクの値を同時に測定できる装置を考案した。

2.2 実験装置

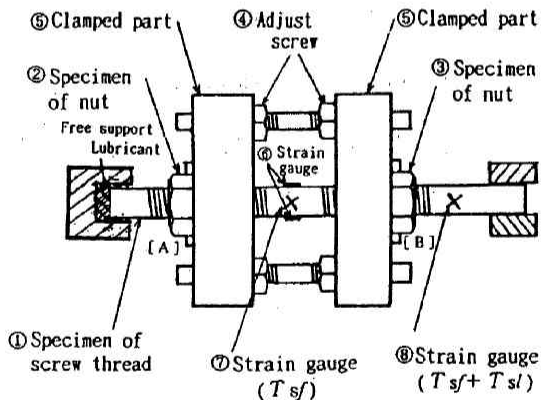


Fig.1 Schematic of apparatus used to measure torque on fitted portion of threads

図1は考案した実験装置の主要部分を示す。まず1本のねじ棒試験片①と2個のナット試験片②, ③を組み合わせ、任意の大きさの軸力を負荷するために、左右の軸力調整ねじ④で2個の被締め付け用材⑤を締め付ける。こうして生じた軸力(引張力)は、ねじ棒試験片に貼った2枚の軸方向ひずみゲージ⑥により測定した。

次に、この組立てた装置をねじり試験機のベットの上面に置く。ねじ棒試験片①の一端は軸受けにより回転自由で、他端を試験機のモータにより毎分約360度で回転さす。こ

の回転によって、ねじ棒試験片①とナット試験片②, ③による2箇所のはめあいねじ部(図1における[A]と[B])で摩擦が生じ、トルクが発生する。

右ねじのねじ棒試験片①を右回転させると、はめあいねじ部[A]ではねじ山を登る方向、すなわち締め付けになる。逆に、はめあいねじ部[B]はねじ山を下る方向で、ゆるめとなる。締め付けトルク  $T_{sf}$  はねじ棒試験片の中央部に、軸線に45度方向に貼った2軸ゲージ⑦によって測定する。またねじ棒試験片の右端近くに貼った2軸ゲージ⑧では、締め付けトルクとゆるめる戻しトルクの和 ( $T_{sf} + T_{sl}$ ) を測定する。いずれも動ひずみ計を用い、レコーダで記録し、 $T_{sl}$  は ( $T_{sf} + T_{sl}$ ) -  $T_{sf}$  より算出する。こうして、一定の軸力における締め付けトルクとゆるめる戻しトルクを同時に求められることが、この装置の特徴である。

ひずみゲージを貼ったねじ棒試験片は、あらかじめゲージの測定精度を確認するために、ねじり試験機により弾性ねじり試験を行った。測定したひずみの値より算出したトルクの値と、試験機付属のトルク計による測定値との差は±2%以内であった。

2.3 試験片

ねじ棒試験片およびナット試験片は、SS400材の丸棒より、図2に示す形状・寸法に切削加工を施した。その際ねじ面の当たり面を考慮し、ねじ棒試験片の右側のねじはバイトの送りを左から右に、逆に左側のねじは右から左に向かって切削加工した。ねじの呼びはM12×1.5, M16×1.5, M16×2(並目), M16×2.5およびM20×2.5(並目)の5種類である。そしてM12×1.5, M16×2およびM20×2.5のねじは、いずれも  $P/d$  の値が0.125で、リード角  $\beta$  が等しい。それに対して、M16×1.5 ( $P/d = 0.094$ ) のねじはJIS規定の並目ねじよりピッチが小さく、逆にM16×2.5 ( $P/d = 0.156$ ) のねじは並目ねじよりピッチが大きく、両ねじは外径寸法が等しくてリード角が異なる。これらのねじ棒試験片各3本、総数15本を用いた。

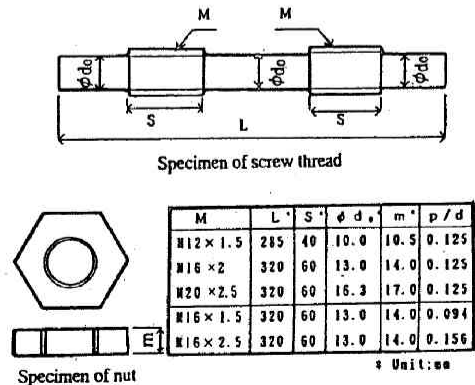


Fig.2 Shape and dimension of specimens

ねじの外径はマイクロメータで、ピッチおよび有効径は投影機を用いて測定し、いずれのねじも等級 6g 程度であった。試験片表面は安定したねじ面の摩擦状態を得ることを考慮して、クロメート処理を施した。

実験は軸力をねじ棒試験片の降伏荷重の約25% (軸応力  $\sigma=50\text{MPa}$ ) とし、また参考として約13% ( $\sigma=26\text{MPa}$ ) の軸力についても実験を行った。なおM20×2.5のねじは発生するねじ面の摩擦トルクが非常に大きくなるために、 $\sigma=26\text{MPa}$  の場合のみとした。測定では1本のねじ棒試験片を約2回転させ、同一ねじ面を3回程度繰返して使用し、そのつど潤滑剤として二硫化モリブデン入りグリースを塗布した。

3. 実験結果および考察

実験は同一試料で3回程度繰返しを行い、1回目の結果が不安定で、繰返しによって安定した。これははめあいねじ面での繰返し滑りによるなじみのためと考える。日本ねじ研究協会<sup>10)</sup>で行った繰返し締付け実験でも、摩擦係数やトルク係数の測定結果は同様な傾向を示している。このため関係式の検討には、2回目と3回目の実験における軸力およびトルクの測定値を用いる。

3.1 実験結果と式(4)との比較

図3はリード角が等しい、ねじの呼びM12×1.5、M16×2 およびM20×2.5 ( $\beta=2.48^\circ$ ) の各ねじについての実験結果を示す。図中の実線は式(4)を示し、式(1)と(2)におけるねじ面の摩擦角  $\rho'$  を助変数としているため、 $T_{sf}/(F_s dp)$  と  $T_{sl}/(F_s dp)$  の関係は  $\rho'$  の値によってこの実線上を移動し、もし  $\rho'$  が一定、すなわちいずれの試験片のねじ面の摩擦角 (摩擦係数) も同じ値の場合には、一点で表される。実験結果は一点に集中していないが、ほぼ実線で示した線上に有り、式(4)の成立することがわかる。

図4はリード角  $\beta$  の異なるM16×1.5 ( $\beta=1.82^\circ$ ) とM16×2.5 ( $\beta=3.17^\circ$ ) のねじの実験結果で、図中の二本の実線は

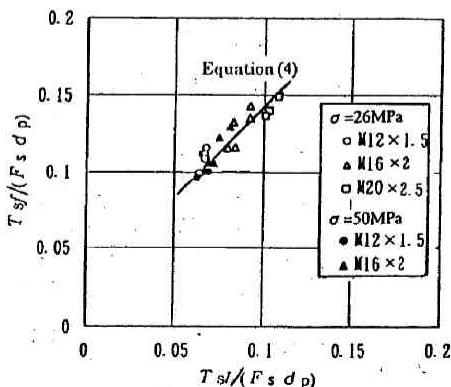


Fig.3 Comparison of the Eq. (4) with experimental results (M12×1.5, M16×2 and M20×2.5,  $\beta=2.48^\circ$ )

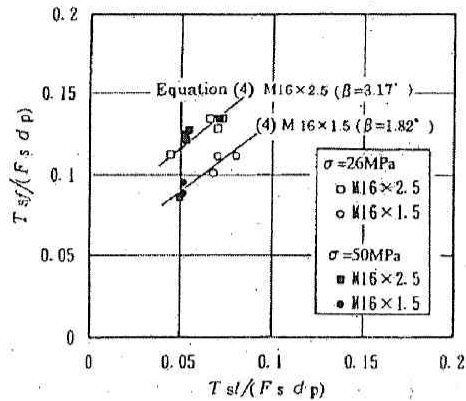


Fig.4 Comparison of the Eq. (4) with experimental results (M16×1.5 and M16×2.5)

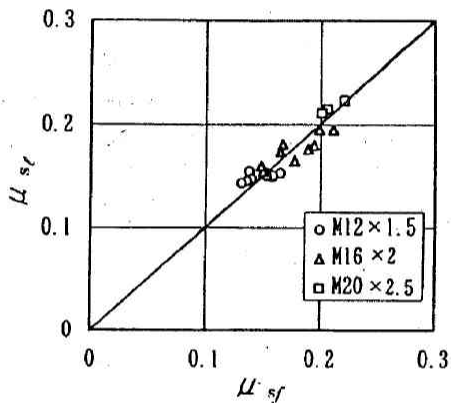


Fig.5 Coefficient of friction between threads

両ねじについての式(4)をそれぞれ示す。実験結果は両ねじともほぼ実線で示した線上に有り、ねじのピッチが並目より小さい場合でも、逆に並目より大きいねじの場合にも式(4)の成立することがわかる。以上のことから、明らかにされないままにねじの締付けや締結設計に用いられていたねじ面におけるトルクと軸力の関係式(1)、(2)の成立することが、実験によって確認された。

成立する事を確認した式(1)を用いて本実験の装置における締め付け側のねじ面摩擦係数  $\mu_{sf}$  と、式(2)を用いてゆるめる側のねじ面摩擦係数  $\mu_{sl}$  をそれぞれ算出し、それらの結果を図5に示す。図中の45度の傾きを持つ直線は  $\mu_{sf} = \mu_{sl}$  を表す。摩擦係数は0.13~0.22の範囲でばらついてはいるが、式(4)を導く際に仮定した  $\mu_{sf} = \mu_{sl}$  の条件をほぼ満足している。

図6は実験を行ったすべてのねじの測定値  $T_{sf}$  を縦軸に、式(3)より算出した計算値  $T_{sf}$  を横軸に示したものである。 $T_{sf}$  の計算に用いた  $dp$  と  $\beta$  は各ねじの寸法測定値、 $T_{sl}$  は本実験によって得た実測値である。すべての結果が斜線で示した  $(T_{sf} - T_{sf}) / T_{sf} = \pm 7\%$  の範囲内にあり、ね

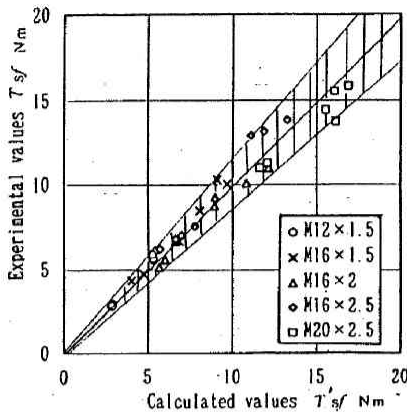


Fig. 6 Comparison of torque on fitted portion of thread obtained by experiment and calculation

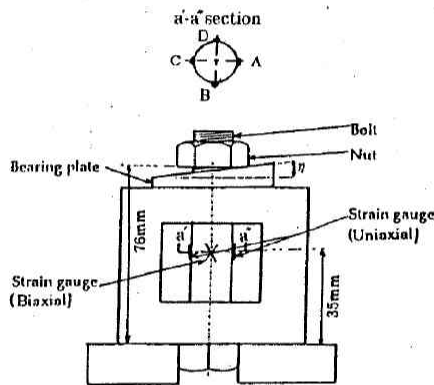


Fig. 7 Schematic of apparatus for tightening by combination of bolt, nut and inclined bearing plate

じ面におけるトルクと軸力の関係式(1),(2)を通常用いることは精度的にも妥当と考えられることがわかった。

しかしながら、実際のボルト・ナットを用いた締め付けでは、ボルトの曲がり、ボルト頭及びナット座面の傾き、被締め付け物の不平行などにより、軸力とトルクの他に曲げモーメントもボルトに作用することが推測される。そこで、次に締め付け時に曲げモーメントが作用する場合にも、一般に用いられているねじ面におけるトルクと軸力の関係式が妥当か検討する。

### 3.2 ねじ面のトルクと軸力との関係に及ぼす曲げの影響

ボルトに曲げモーメント  $M$  を強制的に加えるため、図7に示すように傾斜角  $\eta = 0.57^\circ$  (こう配1/100)の傾斜板をボルト・ナットで締め付け作業の影響を少なくするために長い柄(約0.9m)のスパナを用いて小さな力で締め付け、同様の方法で平板( $\eta = 0^\circ$ )を締め付けた場合と比較し、ねじ面におけるトルクと軸力との関係に及ぼす曲げモーメントの影響を調べる。実験には3組のボルト・ナット(鋼製、切削ねじ M16×2、強度区分4.8)を用い、これらのボルト軸部に貼った各ひずみゲージにより  $F_s$ 、 $M$  および  $T_{sf}$  をそれぞれ測定する。すなわち、ひずみゲージは軸力と傾斜板による曲

げモーメントによって、ボルトの同一周上で最大ひずみと最小ひずみが生じると推定される、A点と位相を180度離れたC点にそれぞれ一軸ゲージを貼った。さらに、位相を90度ずらしたB点とD点にそれぞれ二軸ゲージを貼った(図8)。そしてA点とC点のボルト軸線方向の両ひずみを各々に測定し、両ひずみの平均値より  $F_s$  を、両ひずみの差より  $M$  を算出した。 $T_{sf}$  はB点とD点の±45度方向のひずみにより測定した。

図8は得られた弾性域締め付けにおける  $M - F_s$  線図および  $T_{sf} - F_s$  線図を示す。

まず  $M - F_s$  線図において、平板の締め付けでは3組のボルト・ナットのいずれも、ボルトに作用する曲げモーメントの値が小さい。この締め付けの際に発生する曲げモーメントは、前述のボルトの曲がり、ボルト頭及びナット座面の傾き、ねじ形状の軸非対称性<sup>11)</sup>などによって生じると推定される。それに対して、傾斜板の締め付けでは曲げモーメントが軸力の増加に従って増大し、図中のA点に至り、その後ほぼ一定となる傾向にある。この折れ曲がり始める点A(■印)は、締め付けによるボルトの曲がりやボルト頭の傾き等によって、ナット座面が傾斜板の面に完全に接触する状態へ移行する時点を示していると推定される。Illgner<sup>12)</sup>の理論解析においても、被締め付け物の座面に傾きのある場合の締め付けによりボルトに生じる曲げ応力は、軸力の増加において同様な傾向を示している。

次に  $T_{sf} - F_s$  線図において、平板の締め付けでは、軸力がねじ面の締め付けトルクに比例して増加し、 $T_{sf}$  と  $F_s$  とがほぼ線形関係を示している(ただし平板でもわずかな曲げモーメントが作用しているため  $T_{sf} - F_s$  線図が若干曲がっている)。しかし、平板に比べて大きな曲げモーメントが作用する傾斜板の場合、軸力は締め付けの初期において増加が少なく、A点( $M - F_s$  線図で曲げモーメントがほぼ一定値を示し始めた点)に至った後、平板における  $T_{sf} - F_s$  線図とほぼ平行に増加し、 $T_{sf}$  と  $F_s$  とが線形関係を示さない。この理由として、曲げによってねじ面の片当たりによる摩擦係数の変化や、曲げの加わったねじ面における力の釣り合いではトルクと軸力が新たな関係となるのではないかと考える。以上のことから、ねじに曲げモーメントが作用する場合は、一般に用いられているねじ面におけるトルクと軸力の関係式を摩擦係数が一定とし、 $T_{sf}$  と  $F_s$  とが線形関係を示すとしてその関係式を用いるのは妥当でないことがわかる。

JISB 1180および1181では、仕上げ程度上の六角ボルトの頭部座面と六角ナット座面の傾きが、それぞれ最大1度まで許容されている。これらのねじ部品を用いた締め付けにおいては、発生する曲げモーメントの値が非常に大きくなる場合のあることが推測される。このためトルク法締め

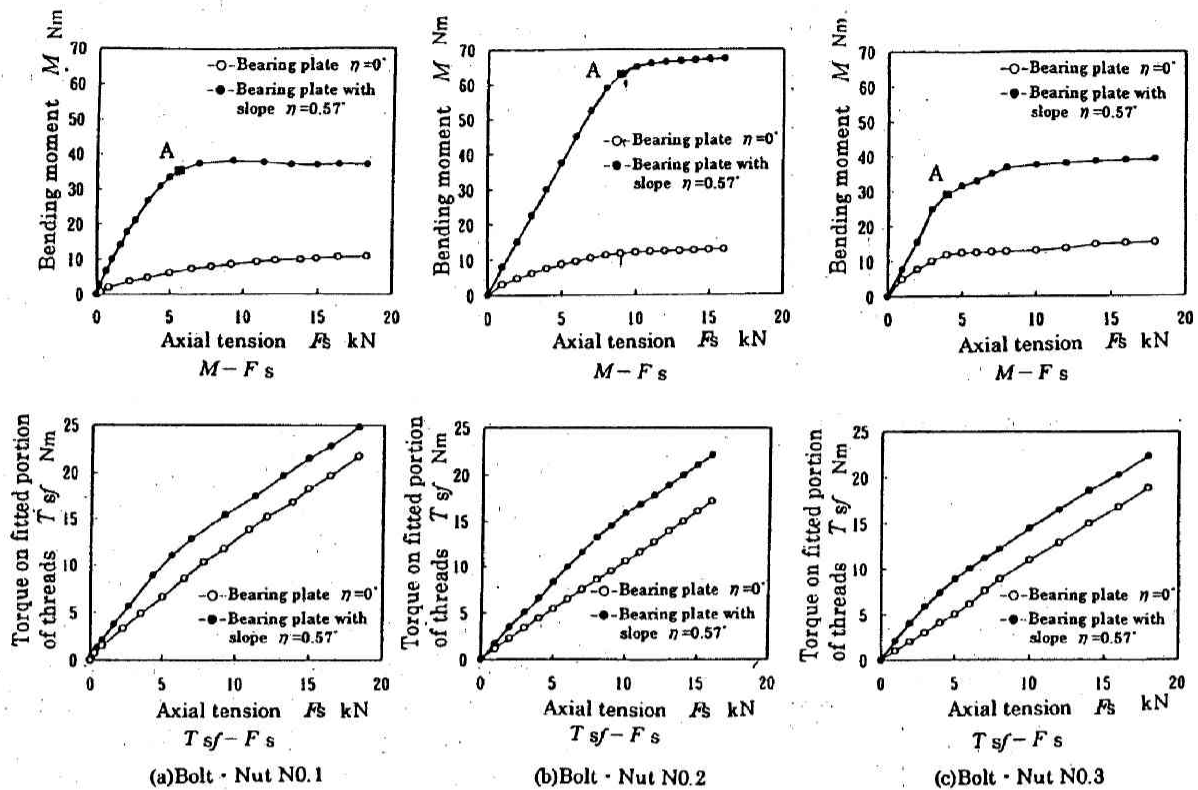


Fig.8 Results of tightening experiments

付けにおいて軸力がばらつくのは、摩擦の他にこの曲げ作用が要因と考えられる。そして、軸力のばらつきをより少なくするために、トルクと軸力の関係式に及ぼす曲げモーメントの影響の詳細な検討が今後の課題である。

#### 4. おわりに

M12×1.5～M20×2.5のねじを用いた実験により、一般に用いられているねじ面におけるトルクと軸力との関係式について検討を行い、以下の結論を得た。

- (1) ねじに曲げモーメントが作用する場合は、一般に用いられている関係式のねじ面におけるトルクと軸力とが比例するとしてその関係式を用いるのは妥当でない。
- (2) ねじは締め付けにおいて曲げ作用の発生を伴う場合があり、これが摩擦の他にトルク法締め付けにおいて軸力のばらつく要因となることを示唆した。
- (3) 曲げモーメントが作用しない場合には、一般に述べられているねじ面におけるトルクと軸力との関係式が成立することを実験によって確認した。

本研究を遂行するに当たり、適切なお助言を賜った、神奈川大学熊倉進専任講師に深く感謝致します。

#### 参考文献

- 1) C. Bach: Maschinen-Elemente, Alfred Kröner Verlag, (1922)138.
- 2) 池田馨, 中川元, 光永公一: ボルトの締め付けについて, 日本機械学会論文集(第3部), 36,290(1970)1735.
- 3) 北郷薫, 吉本勇, 江藤元大, 佐々木務: トルク法におけるねじの適正締め付け力に関する研究, 精密機械, 39,7(1973)748.
- 4) V. I. Zmievskii: Greases for stainless-steel threaded joints, Russian Engineering Journal, 54,1(1974)25.
- 5) 酒井智次: ねじ部品の摩擦係数, 日本機械学会論文集(第3部), 43,370(1977)2372.
- 6) 吉本勇, 丸山一男, 長谷川晴美: ねじの締め付け管理方法の比較, 精密機械, 44,2(1978)204.
- 7) 石橋真: ボルト・ナットの摩擦係数とトルク係数, 潤滑, 26,4(1981)225.
- 8) 丸山一男, 益田亮, 大橋直俊: 高強度ボルトの締め付け管理に関する研究, 精密機械, 47,4(1981)436.
- 9) 山本晃: ねじ締結の原理と設計, 養賢堂(1995)33.
- 10) 高強度ボルトの締結性能に関する標準化のための調査研究報告書(第V報), 日本ねじ研究協会, (1982)91.
- 11) 宮田忠治, 他4名: ボルト・ナット結合体の応力分布および座面圧力分布, 光弾性学論, 4,1,2(1982)15.
- 12) K. H. Illgner: Einfluß überlagerter Biegung auf die Haltbarkeit von Schraubenverbindungen, Konstruktion, 18, 3, (1966)117.