

ボルト締め付け時の摩擦係数について

野 口 勉*

On the Coefficient of Friction in Bolted Joint under Tightening

Tsutomu NOGUCHI

要 旨

ねじの締め付けには“トルク法”が最も一般的に用いられている。しかし、この締め付け法では、ばらつきが大きい摩擦係数の的確な評価が必要となる。

本報では、六角穴付きボルトを用いた締結部の座面およびねじ面における摩擦係数に対して、繰り返しの締め付けや潤滑の有無などが与える影響を調べた。得られた結果は次の通りである。

- (1)無潤滑とした場合、繰り返しの締め付けによってねじ面における摩擦係数が明らかに増加して行く。
- (2)ねじ面における摩擦係数およびそのばらつきの度合いが座面におけるものよりも大きい。

Synopsis

“Torque control method” is most usually used in screw tightening. But this method necessitates the adequate appraisal of the frictional coefficient which has large dispersion.

This paper shows the effects of the repeated tightening and lubrication on the coefficient of friction in bearing and threaded surface of bolted joint with hexagon soked head cup screw. The results obtained are as follows :

- (1)Without lubrication, the coefficient of friction in thereaded surface obviously increase by the repeat number of tightening.
- (2)The frictional coefficient in threaded surface and its standard deviation are larger than in bearing surface.

1. は じ め に

ボルトは複数個の部品を結合する機械要素として、その簡便さの為に古くから、且つ広く使用されている。ボルト締結の原理は、ボルト軸部に張力を発生させ、被締め付け部材に圧縮力を与え、その結果として生ずる部材間接触面などの摩擦力によって部材どうしの相対運動を拘束する、というものである。

このことから、施工上重要なことは、ボルト締結部の設計者が設計した所定の張力をボルト軸部へ確実に発生させる事である。しかし、現場にお

いては、ボルト軸部の張力を逐一測定することが非常に困難であるために、ボルト頭部あるいはナットに加えたトルクとボルト軸張力が比例するという性質を利用して、所定の張力の発生することが期待されるトルクを目標値として“締め付け”方法が一般的に用いられている。だが、このトルク法は常に摩擦係数を的確に把握しなければならないという点で不安定な方法である。

本報においては、六角穴付きボルトの締め付けに際して、ボルトの各摩擦面、即ちボルト頭部の座面とねじ面とで消費されるトルクを分離し測定することにより各面における摩擦係数を算出し、繰り返しの締め付けによる摩擦係数の変化、また潤滑の影響などを調べて見た。さらに進めて、摩

* 助 手 機械工学科

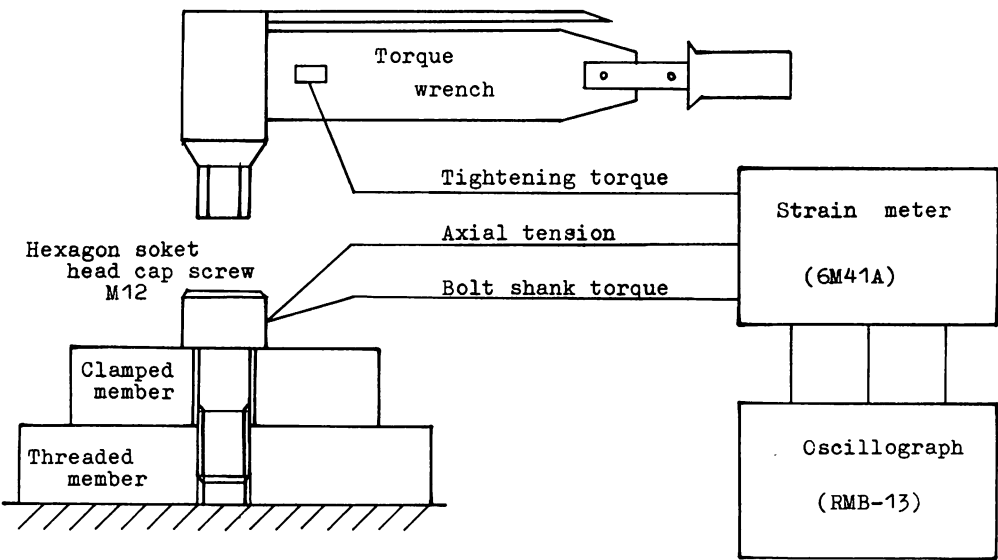


Fig.1 Experimental set up

擦係数の変動を無視して一定トルクで締め付けた場合の問題点なども考察したので報告する。

2. 実 験

本章においては実験の方法と摩擦係数の計算について説明する。

2. 1 実験方法

図 1 に実験の概略図を示した。被締め付け部材を 1 本の六角穴付きボルト (JISB1176, M 12×45, 精度 2 級, 強度 12.9) でめねじ部材に対して締め付ける。その際, ボルト軸部中心に埋め込んだ抵抗線ひずみゲージ (K 社, SKF 2643) により軸力を測定し, 所定の軸力に達した時点で締め付けを終了する。また同時にボルト頭部へ加えたトルク T をトルクレンチのひずみから, ボルト軸部に発生した軸トルク Ts を軸部側面に貼り付けたひずみゲージから記録した。ボルトとトルクレンチの校正表を表 1 に示した。

使用した部材は一般構造用圧延鋼材 (SS 41) で表面を研削で仕上げており, 板厚は共に 25 mm とした。被締め付け部材には φ 13 (JIS B 1001, 1 級) のボルト穴を開け, めねじ部材には M 12 のめねじを切り通してある。

摩擦面 (座面, ねじ面) は, アセトンにより脱脂を施した乾燥状態とグリスを塗布した潤滑状態の 2 通りで実験を行った。

ボルトの軸力と摩擦面の状態との組み合わせは表

Table 1 Specifications of the transducers

(a)Hexagon socket head cap screw M12			
	non-linearity %F.S.	hysteresis %F.S.	calibration factor
Axial tension	1.84	4.37	1.16×10^7 N/ε
Torque	2.76	2.48	6.57×10^3 Nm/ε

(b)torque wrench			
	non-linearity %F.S.	hysteresis %F.S.	calibration factor
Torque	1.16	0.84	1.01×10^4 Nm/ε

2 の通りである。併せて実験を行った日付も付記した。ここで, 実験番号 7-10 は別の実験¹⁾を行ったときに締め付け時のデータを記録しておいたもので比較検討の為に載せた。

また, 締め付け時の負荷速度は 3 Nm/sec~20 Nm/sec の間で任意に行った。

2. 2 摩擦係数の算出

ボルト頭部に加えられたトルク T は, 座面における摩擦抵抗トルク Tw に打ち勝ってボルト軸部に伝達する。締め付け時において, ボルト軸部に発生したトルク Ts はねじ面での摩擦抵抗トルクと等しくなるので次式で示される関係が成り立つ,

$$T = T_w + T_s \tag{1}$$

よって加えたトルクTとボルト軸に発生したトルクTsを測定することによりボルト頭部座面におけるトルクTwを求めることができる。

また、各トルクは次のように表わせる²⁾。

$$T_w = \int_0^{2\pi} \int_a^b \mu_w \cdot \bar{p} \cdot r^2 \cdot dr d\theta \tag{2}$$

$$T_s = \frac{W \cdot d_p}{2} (1.155 \mu_s + \frac{p_i}{\pi \cdot d_p}) \tag{3}$$

ここでμw；座面における摩擦係数、 $\bar{p}=4\pi/\pi(b^2-a^2)$ ；座面における平均面圧、a；座面の内半径（6.5 mm）、b；座面の外半径（9 mm）、W；ボルト軸力、dp；ねじの有効径（10.863 mm）、μs；ねじ面の摩擦係数、pi；ねじ山のピッチ（1.75 mm）である。

ゆえに各面での摩擦係数は

$$\mu_w = \frac{3(b+a) T_w}{8W(b^2+ab+a^2)} \tag{4}$$

$$\mu_s = \frac{1}{0.5775 W d_p} (T_s - \frac{W \cdot p_i}{2 \pi}) \tag{5}$$

となる。

3. 実験結果および考察

表2で実験番号1～5の実験においては、ボルト頭部座面とねじ面での摩擦係数が締め付け回数によりどのように変化してくかの把握を各面とも潤滑した場合と無潤滑の場合とについて行った。また番号1の実験については、別のボルトを用いた予備実験中にねじ面での摩擦係数が8回の締め付けで0.35から0.86と急激に上昇した為にトル

クを加え過ぎ、ボルトを破損した経緯があり安全の為に両摩擦面を無潤滑とした場合はボルトの締め付け軸力を4.9 kNから行った。

実験番号6では1～5において最も摩擦係数の変化が大きかった実験条件のものについて可能な範囲で摩擦係数の変化を追ってみた。また、ここで生じた摩擦係数の変動を無視して一定のトルクで締め付けを行った場合に起る問題なども考察してみた。

実験番号7～10は前述の通り他の実験を行ったときの締め付け時に記録しておいたデータである。ここで全体的な検討を行い、摩擦係数の使用回数に因る変化の傾向、座面およびねじ面における摩擦係数の差違、またばらつき傾向を考察してみた。

3. 1 潤滑状態と摩擦係数の変化

図2(a),(b)に各条件で5回繰り返し締め付けた場合の摩擦係数を1回目の摩擦係数に対する偏差として示した。記号と実験番号との対応は図中に示した通りである。

潤滑した場合、座面およびねじ面の摩擦係数が1回目の値に対して若干の低下傾向を示しつつ非常に安定している事がわかる。これは潤滑剤が摩擦面に染む過程での状態であることが、ねじ面での摩擦係数の低下が座面に比べ大きいことから理解できる。

しかし、無潤滑とした場合では、座面での摩擦係数は少しずつ増加しているが大きな変化が見られないのに対して、ねじ面での摩擦係数に非常に大きな変化が現れた。ただし、実験番号3すなわ

Table 2 Experiment condition

Experiment No.	Axial tension (kN)	Lubrication		Repeat No.	Date
		bearing surface	threaded surface		
1	4.9	D	D	5	1982.12.16
2	9.8	D	D	5	" . " .18
3	9.8	G	D	5	" . " .20
4	9.8	D	G	5	" . " .20
5	9.8	G	G	5	" . " .20
6	9.8	D	D	11	" . " .20
7	4.9	D	D	10	1983. 1.11
8	4.9	G	G	20	" . " .12,13
9	9.8	G	G	20	" . " . "
10	14.7	G	G	20	" . " .13

*D;Dry , G;Grease

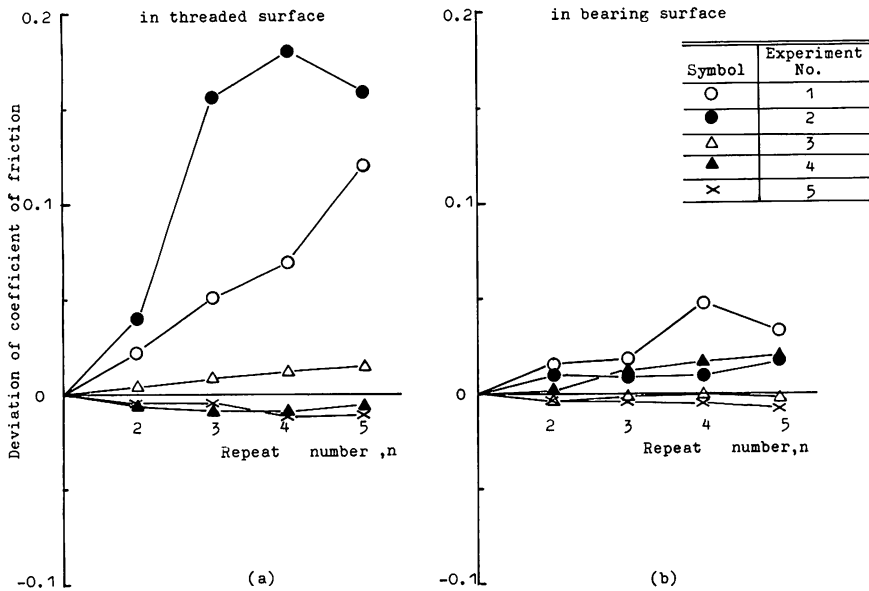


Fig. 2 Influence of repeat number and lubrication on the deviation of coefficient of friction.

ち座面を潤滑, ねじ面を無潤滑とした場合, 座面と同様に大きな変化は現れなかった。これは実験順序 (1 → 2 → 5 → 3 → 4) の関係でねじ面を潤滑し再び洗浄してから実験を行ったのであるが, この際完全に脱脂することができなかった為と思われる。

3. 2 繰り返し締め付けの影響

前節により, 摩擦係数の変化が一番大きく現れた座面・ねじ面ともに無潤滑とした場合について, 新たに繰り返し締め付けを行った。ここでは, ボルトの破損に対する安全を考えて摩擦係数が 0.5 程度になった時点で繰り返しを終了することとした。得られた結果を図 3 に示した。

座面における摩擦係数はねじ面に比べ安定しているように見えるが, 最終的な摩擦係数の値は 1 回目の値のほぼ 2 倍となっている。また 6 回目以降では, 明らかな増加は見受けられない。

ねじ面の摩擦係数は, 締め付け回数に対して直線的に増大し 2.5 倍程度まで高くなった。

ここで, このような摩擦係数の変化を考慮に入れないで, トルクを一定として締め付けた場合, ボルトの軸力がどの程度変化するかを調べて見る。

1 回目の締め付けにおける摩擦係数は座面において 0.045, ねじ面で 0.223 であり, 11 回目での値は座面で 0.094, ねじ面で 0.495 であった。前述

の式(1)～(3)により, 例えば 9.8 kN のボルト軸力を発生させるのに必要なトルクは 29.4 Nm である。11 回目に 29.4 Nm のトルクで締め付けを行ったとすると発生するボルト軸力は 4.4 kN 程度となる。

このように摩擦係数が変化した場合にトルク法を用いて締め付けたとすると, 必要なボルト軸力の半分以上の軸力しか発生しないことになる。これはボルト結合部の外力に対する締結強さが半以下になることを意味しており, 非常に危険な状態である。

現在では, ボルトのサイズを大きくしたり, また本数を多くしたりという方法で事故の防止を図っているが, ねじ面などの潤滑を的確に行うなどして摩擦係数を安定させることにより, ボルトの型・量とも低く抑えることが可能となり構造物の軽量化などに寄与するものとする。

3. 3 座面およびねじ面における摩擦係数の比較

表 3(a)(b)に座面およびねじ面の摩擦係数の平均値とその標準偏差を示した。実験番号 1 ～ 6 は(a)表に, 7 ～ 10 は(b)表に分けて載せてある。ただし, (a)表の 2 欄・3 欄は実験番号 2 ～ 5 の結果を組み合わせて示した。

表(a)(b)の同一条件のものを比べてみるとデータ数の多い分, 摩擦係数の平均や標準偏差が大きく

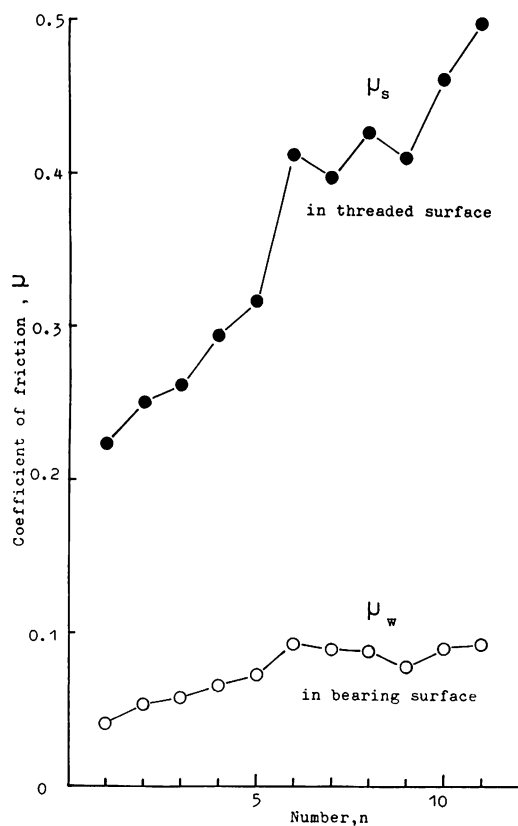


Fig. 3 Influence of repeat number on the coefficient of friction (μ_w , μ_s).

なっているように見受けられるが、摩擦係数のばらつきの多さからくる当然の結果であると判断される。また、潤滑した場合にも、繰り返しの使用による摩擦面の荒れが影響を及ぼしていることが潤滑した軸力 9.8 kN の場合を見較べて理解できると思う。今回の実験の場合、強度から判断すると部材側の座面・ねじ面における荒れが主であると考ええる。

次に 2 つの表より共通する結果を拾い上げると、同一条件であればねじ面の摩擦係数が座面のそれより 1.5 倍前後大きくなっている。ただし、11 回連続締め付けの場合には 4.7 倍程度となった。

また、前に述べた摩擦面の荒れの影響を受けない程度に短期間で行われた実験では、潤滑した方が摩擦係数を相当低く抑えることができ、ばらつきも非常に小さくなっている。このことなどからも、ボルトを使用する際には潤滑を施すことが常に最良の使用状態であると考ええる。

また、ボルト軸力の大きさ、すなわち摩擦面における面圧の大きさによる影響は、真の接触面積、摩擦面近傍での塑性現象などの複雑な問題を含むために検討するまでには到らないが、実験結果には面圧が高くなると摩擦係数が若干低下する傾向も見られた。

Table 3 Coefficient of friction
(a) No. 1-6

		in bearing surface			in threaded surface		
lubrication	axial tension	$\bar{\mu}_w$	σ_{n-1}	n	$\bar{\mu}_s$	σ_{n-1}	n
Dry	4.9kN	0.126	0.018	5	0.217	0.046	5
Dry	9.8kN	0.096	0.042	10	0.185	0.120	10
Grease	9.8kN	0.040	0.003	10	0.074	0.007	10
Dry	9.8kN	0.075	0.017	11	0.356	0.046	11

$\bar{\mu}$;average
coefficient of
friction

σ_{n-1} ;standard
deviation

(b) No. 7-10

		in bearing surface			in threaded surface		
lubrication	axial tension	$\bar{\mu}_w$	σ_{n-1}	n	$\bar{\mu}_s$	σ_{n-1}	n
Dry	4.9kN	0.386	0.030	10	0.451	0.108	10
Grease	4.9kN	0.125	0.146	20	0.146	0.022	20
Grease	9.8kN	0.123	0.009	20	0.139	0.013	20
Grease	14.7kN	0.120	0.010	20	0.141	0.008	20

n ;data number

4. む す び

六角穴付きボルトを用いて締め付けた場合の座面およびねじ面において消費されるトルクを分離し測定することにより摩擦係数を求め、繰り返し締め付けの影響、潤滑した場合と無潤滑とした場合との差などを調べ以下のことが明らかとなった。

無潤滑とした場合、ねじ面の摩擦係数が繰り返しの締め付けに対して、ほぼ直線的に増加し非常に危険である。このことから、摩擦面を潤滑することが、安定した締め付けに必要不可欠であると考えられる。

また、潤滑の有無にかかわらず、座面の摩擦係数はねじ面の摩擦係数より繰り返しの使用に対してばらつきが小さく、摩擦係数の値自体も小さい。

文 献

- 1) 野口 勉：ボルト締結部の回転すべりについて（ボルト軸部に残留するトルクの影響），日本機械学会講演論文集 No832-1，1983
- 2) 日本ねじ研究協会：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IV報），p49，1981

（昭和58年11月30日受理）