



ねじ結合のゆるみに関する研究

メタデータ	言語: jpn 出版者: 室蘭工業大学 公開日: 2014-07-25 キーワード (Ja): キーワード (En): 作成者: 齋當, 建一 メールアドレス: 所属:
URL	http://hdl.handle.net/10258/3688

ねじ結合のゆるみに関する研究

齊 当 建 一

On the Loosening of Threaded Fastenings

Ken-ichi Saito

Abstract

The purpose of this paper is to explain the mechanisms of the loosening due to the rotation between bolt and nut which fasten two plates.

The conditions of the loosening depend on the ratio of the frictional torque on the threaded portion to that between nut and plate.

The frictional torque depends on the coefficient of friction on the contacting surface and the diameter of equivalent frictional circles.

To confirm experimentally the effect of these two factors, the loosening tests were carried out. These experimental results agreed qualitatively to the theory.

Further, the experiments on the stability of frictional torque were carried out.

Based on these experimental results, the prediction method of the loosening occurrence was examined.

As a result, it seems that the method can predict fairly well the loosening occurrence compared with the results of the loosening tests.

I. 緒 言

ねじ結合部が、ボルト・ナットの相対回転によってゆるむことは日常しばしば経験することである。本研究は、ゆるみが生ずる条件を検討することを目的としており、ゆるみ試験機を試作し、ゆるみ挙動を観察した。またゆるみにとって重要な要因となる摩擦トルクの安定性についても実験的に検討を行ない、ゆるみを予測することを試みた。

I-1 “ゆるみ”の定義

ここでいう“ねじ結合”とは、二つあるいはそれ以上の部材を結合、固定する目的でボルト軸力を作用させ、部材間の摩擦力によって固定するものをいう。また“ゆるみ”とはねじ結合が保持しているボルト軸力が何らかの原因によって減少あるいは消滅することである。

I-2 ねじ結合に作用する外力

実際に用いられているねじ結合について考えると、

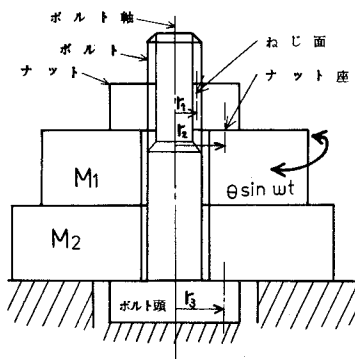
- (A) ねじ結合に作用する外力としては、ボルトやナットに直接作用する例はまれでありほとんどの場合、締付けられている部材に外力が作用し、これがねじ結合の各摩擦面を介してボルト・ナットの相対回転をひき起す。
- (B) 部材に作用する外力の方向、大きさは多様であるが、どのような外力が作用する場合でも、ゆるみを生ずるためにはボルトとナットの相対回転をひき起すトルク成分が必要条件となる。
- (C) たとえ部材に外力が作用したとしても、ねじ結合部分や部材間に相対変位が生じなければ、ゆるみは生じない。
- (D) ねじ結合を構成するボルト・ナット、及び部材は剛体と考える。

以上のことを考慮して、ゆるみに関する基礎的な知見を得る目的から、結合部分は単一ボルト結合とし、外力として部材がボルト軸まわりに振動的な変位を行なう条件を設定し以下の検討をすすめる。

II. ゆるみを生じる条件

II-1 モデルによる検討

図一に検討の対象としたねじ結合モデルを示す。部材M₂及びボルト頭部を固定とし、部材M₁がボルト軸まわりに回転変位するものとする。M₁がボルト軸まわりに変位するためには少なくとも二つの面ですべりを生じなければならない。そのうちの一面は仮定によってM₁とM₂の間であり、他の一面は、ねじ面とナット座面のうち摩擦トルクの小さい面ですべる。これを摩擦トルクの比較で表わすと表一のようになる。ここでゆるむということとは、M₁がねじのしまり側に



図一 ねじ結合モデル

に回転したときはナット座ですべり、ゆるみ側に回転したときはねじ面ですべることであるから表一の条件式(2)と(3)を合わせて、ゆるみを生じる条件は次の不等式(5)で与えられる。

$$T_{sl} < T_n < T_{sf} \quad (5)$$

ねじにおける力のつりあいを考慮すれば(5)式から(6)式が導かれる。

$$\left(\frac{d_p}{d_n}\right) \frac{(\mu_s/\cos\alpha) - \tan\beta}{1 + (\mu_s/\cos\alpha) \cdot \tan\beta} < \mu_n < \left(\frac{d_p}{d_n}\right) \frac{(\mu_s/\cos\alpha) + \tan\beta}{1 - (\mu_s/\cos\alpha) \cdot \tan\beta} \quad (6)$$

ここで μ_s , μ_n はそれぞれねじ面とナット座面の摩擦係数であり、 d_p , d_n はねじ面、ナット座面の等価摩擦円直径、 α はねじ山半角、 β はねじのリード角を表わす。

いま(6)式を用いてゆるみの生じる領域を求めると図二のようになる。この図で斜線で示さ

表-1 摩擦トルクの大きさ

すべり面	M_t の回転方向	
	しまり側	ゆるみ側
ねじ面ですべる条件	$T_{sf} < T_n^{(1)}$	$T_{st} < T_n^{(2)}$
ナット座面ですべる条件	$T_n < T_{sf}^{(3)}$	$T_n < T_{st}^{(4)}$

ここで

T_{sf} ; ねじ面のしまり側の摩擦トルク
 T_{st} ; ねじ面のゆるみ側の摩擦トルク
 T_n ; ナット座面の摩擦トルク

れる部分が不可逆的にゆるみが進行する領域であり、これより上方がねじ面ですべるためゆるまず、下方においてもナット座面がすべるためゆるみは生じない。

また、ゆるみ領域は摩擦円径の比 d_p/d_n によって変化することがわかる。

II-2 ゆるみ試験とその結果

図-3、図-4 にゆるみ試験機を示す。部材MとロードセルLがボルト・ナットによって締付けられており、部材Mには平座金が固定されるようにしてある。ボルト頭部は回転変位しないように固定用ねじFによって固定される。部材Mには振動数 3.3 Hz、角振幅 3.8° の振動的な角変位が与えられる。振動は 300 サイクル経過するまで続けられ、その間のボルト軸力の変化はロードセルLによって検出し記録する。ボルト・ナット、平座金は各実験毎に新しいものを用いる。

摩擦円径の比 $R (=d_p/d_n)$ の効果を比較するためナットは並

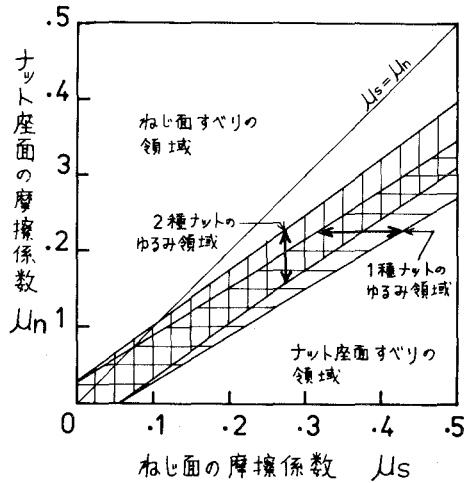


図-2 すべり形式の分類

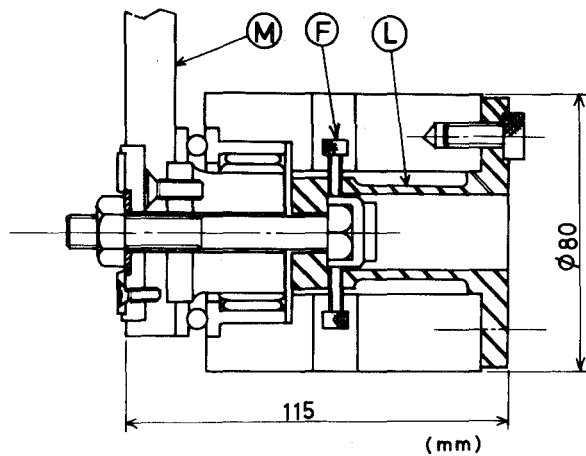


図-3 ゆるみ試験機主要部

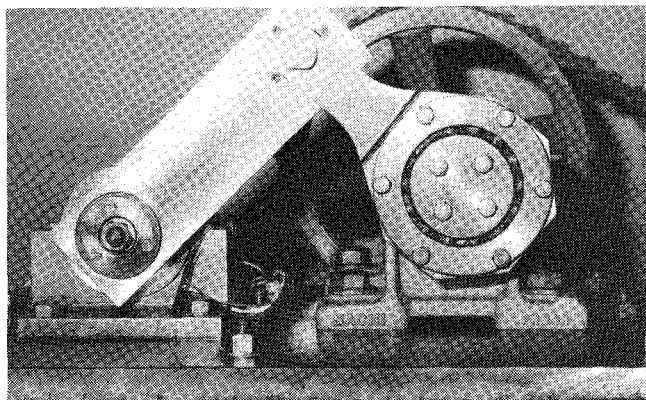


図-4 ゆるみ試験機

表-2 ボルト・ナットの規格(単位mm)

M 10並目(ピッチ15)JIS2級相当	
ボルト	首下75 ねじ部長さ25
ナット	1種ナット及び2種ナット
座金	平座金

表-3 潤滑剤及び処理方法

潤滑剤	マシン油 二硫化モリブデン(MoS_2)
処方 理法	試料をトリクロルエタンにて洗浄, 乾燥した後, 実験直前に塗布する。

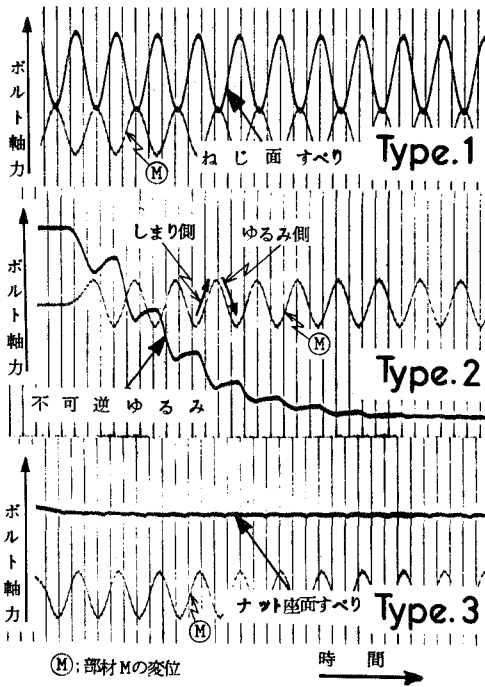


図-5 三つのすべり形式

表-4 各すべり形式の発現数

1種ナット	えり面	2種ナット
○○○○○○○○ ○○○○○○ ●●●●●●●● ●●●●	ねじ面	○○○ ●●●
○○ ●●●●	不可逆	○○○ ●●●●●●●●
なし なし	ナット座	○○○○○○○○○ ○ ●●●●

○ マシン油
● MoS_2

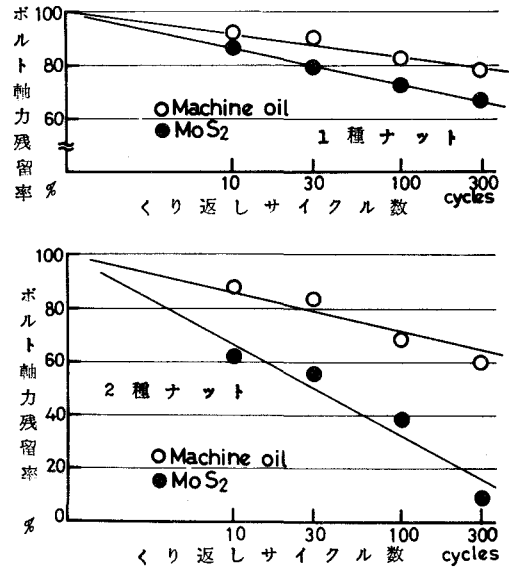


図-6 ボルト軸力の変化

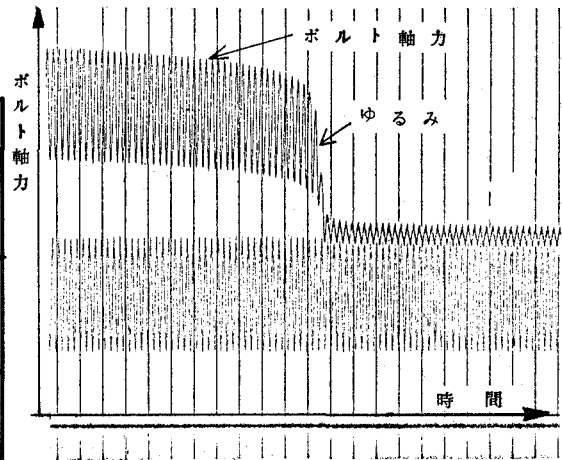


図-7 すべり面の移行する例

形1種と並形2種を用い(表-2)、摩擦係数の効果を検討するために二種類の潤滑剤を用いた(表-3)。

図-5にゆるみ試験機による測定例を示す。ここでType 1. はねじ面ですべりを生じており、ボルト軸力は部材Mの変位方向によって減少と増加を反復しているが顕著なゆるみは見られない。Type 2. は不可逆的なゆるみの例であって、急速にゆるんでいる。Type 3はナット座面ですべりを生じている場合でボルト軸力にはめだつ変動は見られない。

以上の結果に示されるように、解析的に求められた三つのすべり形式は実際のねじ結合にも発生し得ることが明らかにされた。

表-4には1種ナット、2種ナットについてそれぞれのすべり形式の発現回数を示した。

1種ナットではねじ面ですべりを生じている場合が潤滑条件にかかわらず最も多く、2種ナットでは不可逆的なゆるみとナット座面のすべりが多い結果となった。このことは図-2に示すように、同じ摩擦係数であっても1種ナットの場合はねじ面ですべり、2種ナットの場合には不可逆的にゆるむという領域があることを裏付けている。また実験中のボルト軸力の変化を示しているのが図-6である。縦軸は実験開始前の初期ボルト軸力に対する各サイクル経過時のボルト軸力を百分率で示している。これによれば、1種ナットでマシン油潤滑の場合がもっともゆるみにくい結果となっている。

しかし、ゆるみ試験の実施中において、実験開始初期には、ねじ面ですべりを生じていたものや、ナット座面すべりであったものが途中から不可逆的なゆるみに移行する現象が見られた。図-7はこのような例であり、初期にはねじ面すべりであったが不可逆的にゆるみを生じボルト軸力が急速に低下しているのがみられる。

この原因は、摩擦をくり返すことによる摩擦トルクの変動と関連するものと予想されるので以下の検討をすすめる。

III. 摩擦トルクの安定性とすべり形式の予測

III-1 摩擦トルクの安定性についての検討

実験は図-8に示すように、リング型ロードセルを試験しようとするボルト・ナットによって所定のボルト軸力(約1,000kg)まで締付け及びゆるめを行なった。そのときの締付けトルク T_s 、ゆるめトルク T_t はトルクレンチの歪ゲージより、またボルト軸力 P はリング型ロードセルより求め、これらをX-Yレコーダによって記録した。このようにして締付けとゆるめをくり返すことにより、図-9に示すようなトルク-ボルト軸力線図が得られる。締付けをくり返すと、一定のボルト軸力に必要な締付けトルク及びゆるめトルクが変動する。これは摩擦面の状態が一定の条件を保たないためであり、変動の様相も潤滑条件によって異なる。

予備的な実験によれば、締付けの初期(1~10回程度)には変動が大きい、それ以後はある

変動中に落ち着く傾向がある。したがって締付け回数 10 回までは全数記録し、それ以後、25, 50, 75, 100 の各回数及びその前後各 1 回を記録した。潤滑剤は実験開始直前に塗布した後は補充しない。図-9 に示すようにトルク-ボルト軸力線図は、ほぼ直線とみなし得るから、特性値としてボルト軸力 $P=1,000$ kg 付近の T_f/P 及び T_l/P を用い、締付けをくり返すときのこれらの値の変化に注目した。

このように各潤滑条件の場合について T_f/P , T_l/P を求めた例を図-10 に示す。予想されたことであるが、無潤滑では締付け回数が増す毎に、 T_f/P , T_l/P が急速に増加し、ねじ面、ナット座面の摩擦が著しくねじとしての機能を果し得ない結果となった。逆に MoS_2 の場合には、トルクが急速に低下し、グリース、マシン油に比べても非常に小さな値となる。図-10 には 1 種ナットについてのみ示したが、2 種ナットについても同様な傾向である。

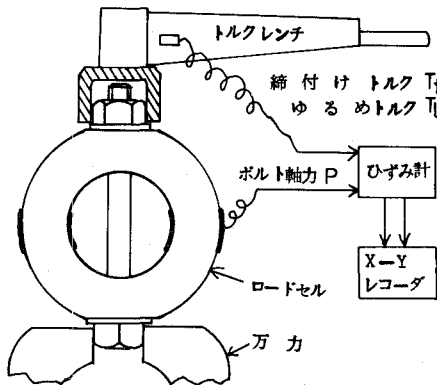


図-8 実験装置

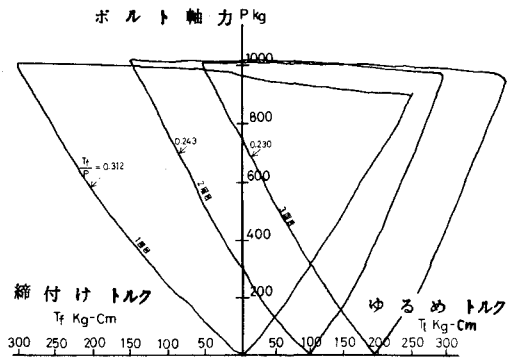


図-9 トルク-ボルト軸力線図

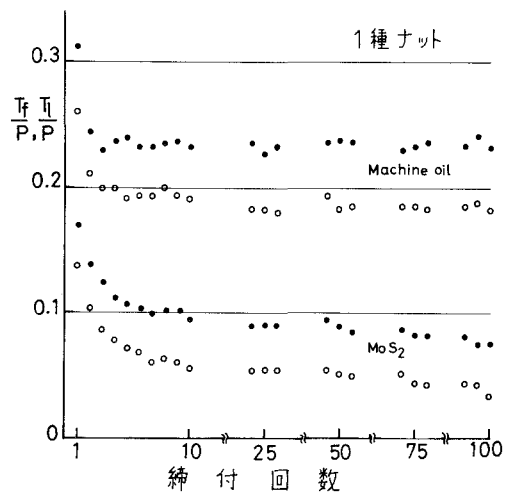
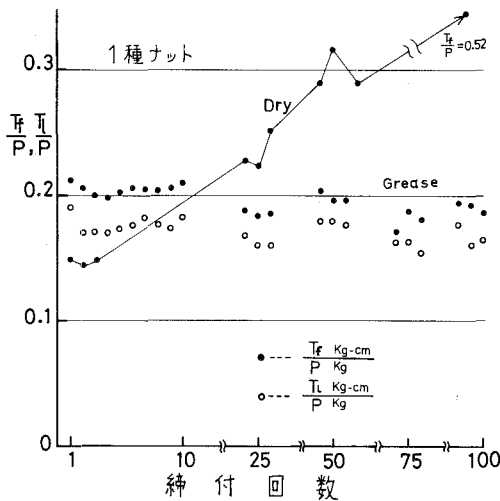


図-10 摩擦トルクの変化

各条件について T_f/P の変動を図-11に示す。全体の傾向としてトルクの大きい値が初期に現われているのがマシン油と MoS_2 であり、グリースの場合は初期の変化が目立たないのが特徴となっている。

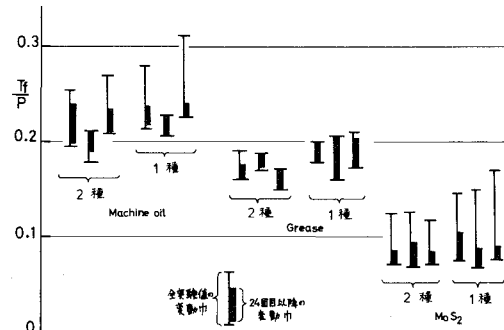


図-11 摩擦トルクの変化する範囲

III-2. ねじ結合のすべり形式の予測

各摩擦面のトルク比によって、すべり形式が決定されるから(5)式によって

$$\frac{T_{sl}}{T_n} < 1 < \frac{T_{sf}}{T_n} \tag{5}$$

の場合は不可逆的なゆるみが起り、

$$\frac{T_{sl}}{T_n} < \frac{T_{sf}}{T_n} < 1 \tag{7}$$

の場合はねじ面ですべりが生じる。

また、ねじの力学より締付ける時には

$$\begin{aligned} \frac{T_f}{P} &= \frac{T_{sf}}{P} + \frac{T_n}{P} \\ &= \frac{d_p}{2} \tan(\rho + \beta) + \frac{d_n}{2} \mu_n \end{aligned} \tag{8}$$

ゆるめる時には

$$\begin{aligned} \frac{T_l}{P} &= \frac{T_{sl}}{P} + \frac{T_n}{P} \\ &= \frac{d_p}{2} \tan(\rho - \beta) + \frac{d_n}{2} \mu_n \end{aligned} \tag{9}$$

ただし $\tan \rho = \frac{\mu_s}{\cos \alpha}$

が成立する。締付け実験の開始直後には、ねじ面とナット座面が新しい状態にあるから両者の摩擦面の摩擦係数は同じであると仮定し、(8)式から T_f/P に対応するトルク比 T_{sf}/T_n を、(9)式から、 T_l/P に対応するトルク比 T_{sl}/T_n を求めると図-12のようになる。この図から1種ナットの場合、初期の T_f/P が0.122以上のときは $T_{sf}/T_n < 1$ であり、 T_l/P の大きさにかかわらず $T_{sl}/T_n < 1$ だからねじ面すべりの条件を満たしている。一方、初期の T_f/P が0.122以下であれば、 $T_{sf}/T_n > 1$ となり、 T_l/P の大きさにかかわらず $T_{sl}/T_n < 1$ だから不可逆的なゆるみを生じる。

以上のような方法によって実際の締付け実験によって得られた値からすべり形式の予測を行なった結果を表-5に示す。図-12中に両種のナットについて得られた実験値 T_f/P の範囲を示した。これによればもっともゆるみを起し易い条件は2種ナットで MoS_2 潤滑の場合であり、

表-5 実験により得られた T_f/P によるすべり形式の予測

1種ナット	T_f/P (初期値)	初期のすべり形式	T_f/P (実験中の最小値)	ゆるみの予測	2種ナット	T_f/P (初期値)	初期のすべり形式	T_f/P (実験中の最小値)	ゆるみの予測
マシン油	0.279	ねじ面	0.212	ゆるまない	マシン油	0.252	ねじ面	0.194	ゆるまない
	0.225	ねじ面	0.206	ゆるまない		0.184	ねじ面	0.178	ゆるまない
	0.312	ねじ面	0.226	ゆるまない		0.262	ねじ面	0.209	ゆるまない
グリース	0.185	ねじ面	0.178	ゆるまない	グリース	0.178	ねじ面	0.160	途中からゆるみ始める
	0.194	ねじ面	0.160	ゆるまない		0.170	ねじ面	0.169	ゆるまない
	0.212	ねじ面	0.172	ゆるまない		0.166	ゆるむ	0.148	最初からゆるむ
二モリ硫アデ化	0.146	ねじ面	0.077	途中からゆるみ始める	二モリ硫アデ化	0.125	ゆるむ	0.070	最初からゆるむ
	0.148	ねじ面	0.067	途中からゆるみ始める		0.126	ゆるむ	0.067	最初からゆるむ
	0.170	ねじ面	0.075	途中からゆるみ始める		0.117	ゆるむ	0.070	最初からゆるむ

すべての T_f/P がゆるみの条件に含まれる。逆にもっともゆるみにくいのは、1種ナットでマシン油潤滑の場合であり、ゆるみの条件となる T_f/P は実験中得られなかった。以上の条件以外の実験によって得られた T_f/P は、ゆるむ条件とゆるまない条件にまたがる場合や、ゆるむ条件にきわめて近い場合がある。これらの結果は、ゆるみ試験によって得られた結果(表-4及び図-6を参照)と対応することがわかった。

IV. 結 言

ねじ結合のゆるみ機構を明らかにすることを目的として、ゆるみの条件を検討しそれに対応したゆるみ試験機を試作してゆるみ挙動を調べた結果を要約すると次のようになる。

- (1) 各摩擦面の摩擦トルクの大小関係によりすべり形式が変化することを実験によって確かめた。
- (2) ナット座面とねじ面の摩擦係数が同じであると考えると、2種ナットの方がゆるみやすい条件にある。また摩擦係数が小さくなるほどゆるみやすくなることも解析と実験により明らかになった。
- (3) 摩擦トルクの大きさは、潤滑剤によって大きな相違があり、また変動の様相も異なる。したがって締付けを行なう場合、締付けトルクは潤滑条件に相応した大きさにし

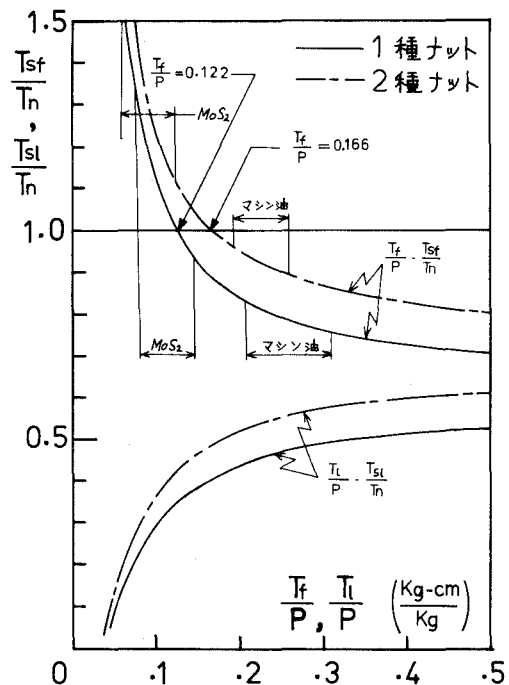


図-12 トルク比曲線

なければならない。特に無潤滑で締付けた場合には締付け回数とともに締付けトルクは急に大きくなるが、それが実さいのボルト軸力の上昇にはならないので注意すべきである。

- (4) 締付けとゆるめをくり返す実験より得られた T_f/P とトルク比曲線からすべり形式を予測することを試みた結果は、ゆるみ試験による結果とほぼ一致し、この方法の有効なことが確かめられた。

(昭和53年 5月20日受理)

参 考 文 献

- (1) 齊当 ; 回転振動によるねじのゆるみ(第1報) 日本機械学会北海道支部講演論文集No.752-1(1975)
- (2) 齊当 ; 回転振動によるねじのゆるみ(第2報) 日本機械学会北海道支部講演論文集No.772-1(1977)
- (3) 山本 ; ねじ締結の理論と計算 (養賢堂)
- (4) 松尾, 他; 回転振動によるねじのゆるみ試験について 日本機械学会第49期全国大会 No.710-13 (1971)
- (5) S. K. CLARK ; Static and Dynamic Testing of Self-Locking Bolts. S. A. E paper (824 E) (1964)