

トルク法によるねじ締付けにおける軸力管理に関する研究*
(第2報, 信頼限界だ円による初期軸力の向上について)晴山蒼一*¹, 中村輝雄*¹

A Study on Bolt Axial Tension Control
by the Calibrated Wrench Method
(2nd Report, Increase of Initial Axial Tension
by the Ellipse of Confidence Limit)
Soichi HAREYAMA and Teruo NAKAMURA

For tightening bolted joints, the calibrated wrench method is widely used in practice. However, this method is not so accurate since the measurement of axial tension is indirect. In the previous paper, the statistical distribution of magnitude of the axial tension in bolts, which were tightened by the calibrated wrench method, was formulated using the ellipse of confidence limit. This paper shows the distribution of probability density of the axial tension and screw characteristics from an experimental analysis. Measurements were performed on several examples to check the analysis and to confirm the effectiveness of the proposed technique, that is, the increase of initial axial tension.

Key Words: Fixing Element, Bolted Joint Tightening, Initial Axial Tension, Calibrated Wrench Method, Bolt Axial Tension Control, Ellipse of Confidence Limit.

1 緒 言

機械構造物などに使用されているねじの適正締付け状態とは、外力が加わっても破損しない程度に十分に高い軸力で締付けられた状態で、稼動中にゆるみ・破損等を起こさないこととされている。第1報⁽¹⁾ではトルク法によるねじ締付けにおける軸力分布状態を数学的・確率統計的な数値として示す方法を信頼限界だ円を用いて理論的に導いた。これにより、ねじ締付け特性値のばらつきの程度が分かれば、より合理的に締付けトルクを決めることができることを示した。

ねじ締付け特性値については、多くの研究^{(2)~(6)}が報告されており、各種条件下における特性値のばらつきの程度などが明らかにされている。しかしながらこれらの報告は、ウィットワース系、メートル並目系などを扱ったものが大部分で、建設機械・産業機械などの重機械に多く使用されているメートル細目系については、ねじサイズを1種類に固定した実験結果の報告がある程度である。また、等価応力に影響を与えるトルク比に言及したものが見あたらない。

そこで、本報告ではメートル細目系ねじについて、ねじ固有の特性値すなわちトルク係数・トルク比そして第1報に示した軸力係数などについて、体系的に実験を行なった結果を報告する。また、それらのデータ

を用いて、信頼限界だ円を用いたトルク法の有用性を実験的に検証するとともに、その応用範囲を等価応力にも広げ得ることを具体的に示した。

2. 軸力管理の考え方

ここでは、第1報に示した軸力管理の考え方の概要について簡単にふれておく。締付けトルクとねじ軸力の関係は式(1)で示される。

$$P = \left(\frac{1}{K}\right) \cdot \left(\frac{T}{d}\right) = k \cdot T \quad \dots \dots \dots (1)$$

ここで

P: 軸力, T: 締付けトルク, K: トルク係数

d: 呼び径, k: 軸力係数 (1/K),

T: 単位締付けトルク (T/d)

さて、kおよびTはそれぞれ独立な確率変数と考えられる。ここでk, TおよびPの確率密度関数をそれぞれ $f(k)$, $g(T)$ および $h(P)$ とすると、 $f(k)$, $g(T)$ は互いに独立だから $h(P)$ は結合確率密度関数となる。いまk, TおよびPが正規分布をするとし、解くと式(2)が得られる。

$$\frac{(T - \mu_T)^2}{A^2} + \frac{(k - \mu_k)^2}{B^2} = 1 \quad \dots \dots (2)$$

ここで、 $A = \gamma_P \cdot \sigma_T$, $B = \gamma_P \cdot \sigma_k$

γ_P : Pの代用確率変数, μ_k , μ_T : それぞれkおよびTの平均値, σ_k , σ_T : それぞれkおよびTの標準偏差

* 昭和63年8月26日 東北支部米沢地方講演会において講演, 原稿受付 昭和62年12月18日.

*¹ 正員, 東洋運搬機(株)技術研究所.

本式は図1に示すような信頼限界だ円を示しており軸力Pは式(1)より図の太線わくの面積として示され、だ円上の任意の点を、 $p(T, k)$ とすると軸力Pは式(3)のようになる。

$$P = (\mu_r + A \cdot \cos \theta_A) (\mu_k + B \cdot \sin \theta_A) \quad (3)$$

本式の最大値を与える角度 θ を求めれば、軸力のばらつきの最大値を求めることができる。

一方ねじの破損がせん断ひずみエネルギー説に従うとしたときのボルトに生じる等価応力の最大値 σ_e と締付けトルクTとの関係は次式で示される。

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} = \psi_e \cdot \frac{T}{A_1 \cdot d} \quad (4)$$

$$\sigma = \frac{P}{A_1} = \frac{4T}{\pi d_1^2 d K} = \frac{4kT}{\pi d_1^2 d} \quad (5)$$

$$\tau = \frac{16T_s}{\pi d_1^3} = \frac{16\eta T}{\pi d_1^3} \quad (6)$$

$$\psi_e = \sqrt{\left(\frac{1}{K}\right)^2 + 3\left(4\eta \frac{d}{d_1}\right)^2} = \sqrt{k^2 + 3\left(4\eta \frac{d}{d_1}\right)^2} \quad (7)$$

ここで σ : ボルトに生じる軸応力, τ : ボルトに生じるせん断応力, d_1 : おねじの谷の径, A_1 : 谷の断面積, ψ_e : 等価応力係数, η : トルク比 ($T_s = \eta T$), T_s : ボルトのねじりに消費されるトルク ($T_s = (K_1 + K_2) P d$)

3. 実験方法と実験装置

ねじ締付け時の挙動は軸力・軸応力・せん断応力あるいは等価応力などによって表わされる。しかしこれらの物理量は個々の締付けにおける締付けトルクが大きさによって変わるためねじ固有の物理的性質あるいはその分布を表わすにはトルク係数K(軸力係数k)・トルク比 η ・あるいは摩擦係数 μ_1, μ_2 などを用いるのが合理的である。

従来ねじ締付け特性値としては、第1報に示した日本ねじ研究協会の例⁽⁹⁾野中らの例⁽⁷⁾あるいはねじ便覧⁽¹⁰⁾のように、トルク係数Kについて実験的に求めたもの、あるいは摩擦係数で整理したものなど⁽⁶⁾⁽¹¹⁾⁽¹²⁾が見られる。しかしながら、軸力係数kある

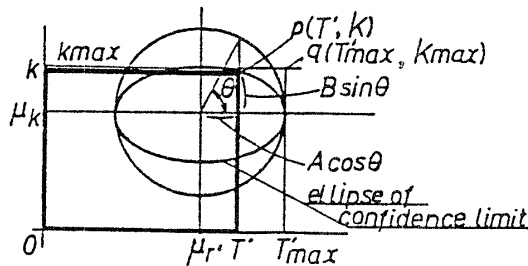


図1 軸力の信頼限界だ円と面積表示

いは上述の諸係数の関係などについて特にメートル細目系について生産現場レベルでの潤滑条件で詳しく整理されたものは見当たらない。そこで本報告では工業的な観点からこれらのねじ締付け特性値及びその分布状況を実験的に求めることにした。本章ではそれらの締付け特性値を求めるための実験的方法、実験装置などについて概説する。

3.1 ひずみゲージによる諸係数の測定 式(4)~式(7)の関係によりねじ締付け時の締付けトルク及びTによりボルトに生じる軸応力 σ , せん断応力 τ を測定すれば、ねじ固有の物理的な特性値を求めることができる。そこで、ボルト軸部に直角三軸型ひずみゲージを図2のようにはり、締付け時にゲージa, bおよびcに生じるひずみをそれぞれ ϵ_a, ϵ_b および ϵ_c とすると、ボルトに生じる軸力は次式で表わされる。

$$P = \frac{1}{4} \pi E_b \cdot d_b^2 \cdot \epsilon_a \quad (8)$$

また、ボルトのねじりに消費されるトルク T_s により生じるボルト軸部表面のせん断ひずみ γ は、モールのひずみ円などから式(9)のようになる。

$$\gamma = \epsilon_a + \epsilon_c - 2\epsilon_b \quad (9)$$

したがって T_s は次式で求まる。

$$T_s = \frac{\pi d_b^3 (\epsilon_a + \epsilon_c - 2\epsilon_b)}{16} G_b \quad (10)$$

ここで d_b : ボルトの円筒部径, E_b : ボルト材の縦弾性係数, G_b : ボルト材の横弾性係数

式(8)および式(10)をそれぞれ、式(5)および式(6)に代入することにより、測定ひずみよりトルク係数K・軸力係数kおよびトルク比 η を求めることができる。また、さらにねじ山側面間摩擦係数 μ_1 および座面の摩擦係数 μ_2 を求めることができる

表1 ねじ締付け特性測定器寸法

inst- rument no	dimen- sion	D1	D2	D3	D4	L	Bolt size
B121		100	22	16	80	95	M12
B161		100	30	22	80	95	M16
B201		140	36	26	100	180	M20
B202		140	36	26	100	155	M20

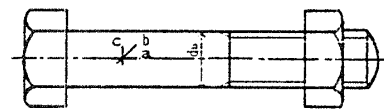


図2 測定ボルト

3・2 締付け特性測定器と締付け試験装置

前節に示したように測定するボルトすべてにひずみゲージをはって実験を行なうのは非能率的である。そこで、本研究では図3に示すねじ締付け特性測定器をセンサとするねじ締付け試験装置を開発した。表1にはねじ締付け特性測定器の寸法諸元を、図4には締付け試験装置の概要を示す。なお装置はねじ呼び径・潤滑状態・被締結体座面硬さ・ねじ強度区分・座金の種類などの実験条件を容易に変更できるように設計した。また本装置は、図3に示したセンサ部を、ただ1個の円筒部にコンパクトにまとめたことを特徴としている。

表2には、本試験装置の概略仕様を示す。

図5はねじ締付け特性測定部を示したものである。図6はねじ部の潤滑条件を種々変えたときのトルク軸力線図(T-P線図)の一例で、図の締付け側の傾きが k/d (すなわち $\frac{1}{Kd}$) を示している。これらの線図

表2 ねじ締付け試験装置の仕様

	Measuring instrument no		
	B 121	B 161	B 201 B 202
Bolt size	M10~M12	M14~M16	M20~M24
Maximum tightening torque	196 N.m	490 N.m	981 N.m
Tightening revolution	2 rpm		

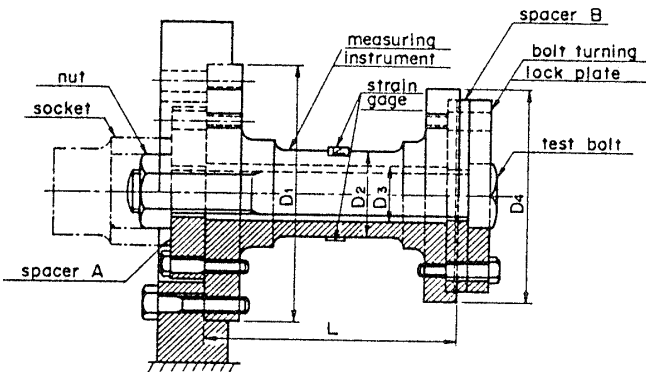


図3 ねじ締付け特性測定器

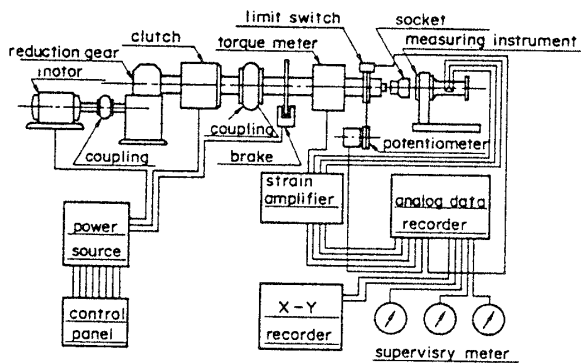


図4 ねじ締付け試験装置

から各潤滑条件における潤滑性の程度を、すなわち個々の条件における軸力係数(あるいはトルク係数)の値を知ることができる。

図7は、T-P線図に加え、等価応力 σ_e ボルトのねじりに消費されるトルク T_s の変化を示したものである。図6と同様にT- σ_e 線図の傾きは、等価応力係数 ψ_e を、T- T_s 線図の傾きは、トルク比 ψ を示している。なお、各特性値の算出は各線図の締付け側のデータを最小二乗法により原点を通る直線に近似しその係数から求めた。

ところで、これらの特性値は、締付けトルクを求めるためのものである。一般に、ボルト締付け中の挙動を対象として、各線図の締付け側の傾きで考えるようだが、実際にねじが機械に使用される状態は締付け後

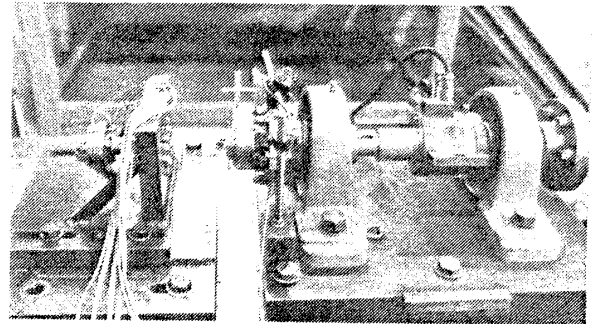


図5 ねじ締付け測定部

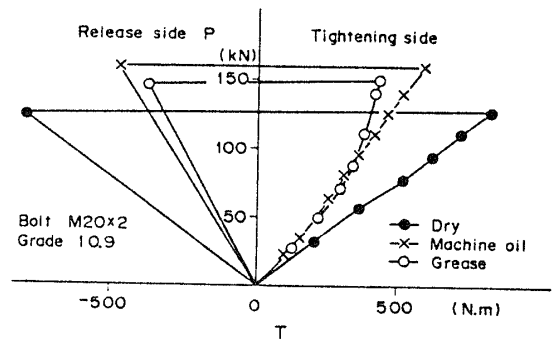


図6 各種潤滑剤のT-P線図例

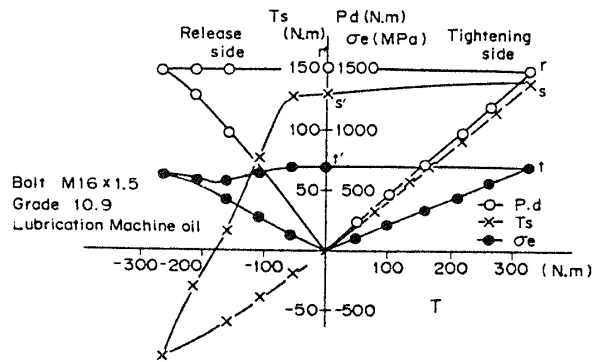


図7 ねじ締付け試験時の等価応力などの挙動

のトルクレンチなどをはずした状態、すなわち図7の γ 、 s および t の各点である。特性値を検討する場合厳密にはこれらの各点で考えるべきであろう。これらの各点のうち特に s 点および t 点は、池田らの報告⁽²⁾ にも見られるように締付けトルクが最大になった s 点および t 点から締付け条件によっては T_s および σ_e の値は、大きく下がる場合があるようである。

萩原もこの点を指摘しており⁽¹³⁾、締付け中および締付け後の両視点から、特性値を取扱う必要を感じる。本報告でもねじ締付け特性値を締付け中の特性値ととらえ、上述の点については、4章の考察で検討することにした。

3.3 実験条件 実験は $L_{27} (3^{13})$ 直交表による実験計画法を用いて、各要因の水準を表3に示すように設定して行なった。実験条件は27種類でありそれぞれ5回づつ繰返して行なった。なお、潤滑条件の「乾燥」とは、供試ねじ部品をトリクレンによりペーパー洗浄したことを意味する。マシン油は、JIS K 2238の120マシン油を用いた。グリースは、リチウム系万能グリースを用いた。表4に、供試ねじ部品の寸法諸元・表面処理の状況などを示す。

4. 実験結果およびその考察

4.1 締付特性値について 表5および表6は、トルク係数 K およびトルク比 η についてデータを分散分析した結果である。表には5%および1%で有意となった因子についてそれぞれマーク*および**で示した。表から、 K は潤滑条件において、また η はねじ呼び径、ねじ強度区分および有意水準は低い潤滑条件において有意であることがわかる。

図8は実験結果からトルク係数 K およびトルク比 η のデータをクラス分けしてメディアンランク法を用いて⁽¹⁵⁾ 正規確率紙にプロットしたものである。 K については潤滑条件ごとに、 η については潤滑条件における有意水準が低いので、すべての条件をまとめて示した。また、図9は軸力係数 k をトルク係数 K と同様に示したものである。各図に示した相関係数 γ の値に見るように全般的に各特性値とも正規分布すると見てよいようである。以上の結果および日本ねじ研究協会の実験結果⁽⁹⁾、あるいは野中らの結果⁽⁷⁾ などからも、ねじ締付け特性値は正規分布するとした本研究の基本的な仮定は実用上問題ないとしてよいであろう。

表7は、以上のような分散分析の結果から、トルク係数 K ・軸力係数 k ・トルク比 η ・等価応力係数 ψ_e ・ねじ山間摩擦係数 μ_1 ・座面間摩擦係数 μ_2 および $\mu_1 = \mu_2$ として求めた摩擦係数 μ について平均値お

表3 要因と水準

mark	parameter	level 1	level 2	level 3
A	screw size	M12x1.25	M16x1.5	M20x2
B	lubrication	dry	machine oil	grease
C	bearing surface	SS 41	S45C QT	SCM435 QT
D	strength grade	bolt nut 4.6 - 4	bolt nut 6.8 - 6	bolt nut 10.9 - 6
E	washer	spring	plane	spring+plane

表4 供試ねじ部品の寸法諸元

(a) Hexagon bolt

Bolt no	Nominal size of screw thread	Pitch (mm)	JIS Grade	Size (mm)				
				d	H	B	l	s
1	M12	1.25	4.6	12	8	17	125	29
2	M12	1.25	6.8	12	8	17	125	29
3	M12	1.25	10.9	12	8	17	130	34
4	M16	1.5	4.6	16	10	24	130	39
5	M16	1.5	6.8	16	10	24	130	37
6	M16	1.5	10.9	16	10	24	125	47
7	M20	1.5	4.6	20	13	30	215	51
8	M20	1.5	6.8	20	13	30	190	46
9	M20	1.5	10.9	20	13	30	190	53

(b) Hexagon nut

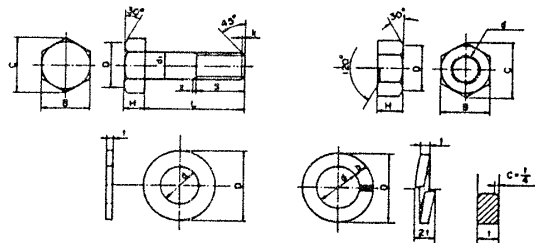
nut no	Making of thread	Nominal size of screw thread	Pitch (mm)	JIS Grade	size (mm)		Heat treatment	Hardness HR
					B	H		
1	former	M12	1.25	4	17	10	—	B 90.5
2	cut	M12	1.25	6	17	10	Q.T	C 19
3	cut	M16	1.5	4	24	13	—	B 88
4	cut	M16	1.5	6	24	13	Q.T	C 16.6
5	cut	M20	1.5	4	30	16	—	B 90.2
6	cut	M20	1.5	6	30	16	Q.T	C 20.5

(c) Plane washer

Washer no	Nominal size	Materials	Size (mm)			Surface treatment	Hardness HR
			d	D	t		
1	M 12	SS 4 1	13	24	2.5	Zn-plating	B 62.7
2	M 16	SS 4 1	17	30	3	Zn-plating	B 74.3
3	M 20	SS 4 1	21	37	3	Zn-plating	B 52.4

(d) Spring lock washer

Washer no	Nominal size	Materials	Size (mm)			Surface treatment	Hardness HR
			d	D	b x t		
1	M 12	SWRH 62A	12.2	21.5	4.2 x 3.0	Zn-plating	C 41.9
2	M 16	SWRH 62A	16.2	28.0	5.2 x 4.0	black oxide	C 45.8
3	M 20	SWRH 62A	20.2	33.8	6.1 x 5.1	black oxide	C 45.4



および90%信頼限界値を潤滑条件ごとにまとめたものである。なお取扱いを簡単にするため η については、図8と同様にすべての条件をまとめて示した。

表8は前表の信頼限界値の結果から式(4)による等価応力 σ_e の最大値を与える信頼限界だ円の角度 θ_e および同様に軸力の最大値を与える角度 θ_a および初期締付け応力比 C 、初期締付け軸力比 C' の値を第1報の考え方に従って、初期締付け応力比の最大値

表5 Kの分散分析

SOURCE OF VARIATION	SLM OF SQUARE	DEGREE OF FREEDOM	MEAN SQUARE	F0
A	59.1752	2	29.5876	0.3124
B	2317.7169	2	1158.8585	12.2368**
AB	100.3756	2	50.1878	0.5300
AB	66.7137	2	33.3568	0.3522
C	101.6670	2	50.8335	0.5368
AC	211.7292	2	105.8646	1.1179
AC	2.5648	2	1.2824	0.0135
BC	34.4914	2	17.2457	0.1821
D	173.6049	2	86.8025	0.9166
E	7.4248	2	3.7124	0.0392
BC	82.8120	2	41.4060	0.4372
ERR1	378.8036	4	94.7024	
ERR2	1137.5797	108	10.5321	
TOTAL	4674.5650	134		

$F_{1,120} (5\%) = 3.07$ $F_{1,120} (1\%) = 4.79$

表6 η の分散分析

SOURCE OF VARIATION	SLM OF SQUARE	DEGREE OF FREEDOM	MEAN SQUARE	F0
A	7563.8348	2	3781.9174	20.2765**
B	1699.1209	2	849.5604	4.5549*
AB	288.0871	2	144.0435	0.7669
AB	516.2490	2	258.1245	1.3839
C	66.3716	2	33.1858	0.1779
AC	494.2644	2	247.1322	1.3250
AC	10.4876	2	5.2438	0.0281
BC	189.7531	2	94.8765	0.5087
D	1659.1544	2	829.5772	4.5839**
E	188.4884	2	94.2442	0.5053
BC	0.1934	2	0.0967	0.0005
ERR1	746.0709	4	186.5177	
ERR2	3419.4932	108	31.6620	
TOTAL	17039.5807	134		

$F_{1,120} (5\%) = 3.07$ $F_{1,120} (1\%) = 4.79$

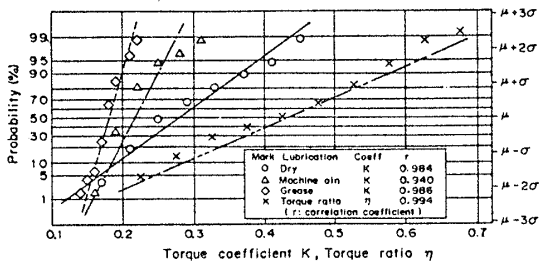


図8 トルク係数, トルク比の分布

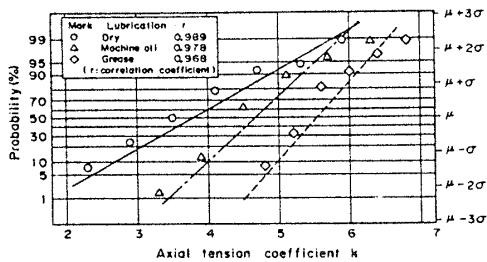


図9 軸力係数の分布

$C_{max} = 0.8$, 工具係数 $a = 0.2$ と設定して求めたものである。

図10および図11は、本実験のデータをまとめた上述の表7および表8の結果から、それぞれ等価応力の信頼限界だ円および軸力の信頼限界だ円を描いたものである。たとえば図10においてだ円上の $\sigma_{emax}(D)$ を与える点を通る座標軸に平行な直線と座標軸が囲む面積が乾燥条件時の σ_{emax} の値を与えることになる。

第1報で詳しく述べたようにこのことにより軸力上昇効果が生れる。また締付けトルクの最大値・平均値および最小値の関係は、 $\sigma_{emax}(D)$ などの点から横軸に下した垂線と横軸との交点から知ることができる。もし θ_a と θ_e が完全に一致していれば等価応力および軸力の最大値を与える締付けトルク値は等しくなるが図10と図11の比較からもわかるように、通常多少異なっている。

表7 ねじ締付け特性値の平均値

および90%信頼限界

Characteristics	lubrication	Lower	Mean	Upper
Torque coefficient K	Dry	0.169	0.279	0.389
	Machine oil	0.176	0.217	0.259
	Grease	0.158	0.181	0.204
Axial tension coefficient k	Dry	2.357	3.779	5.201
	Machine oil	3.803	4.670	5.537
	Grease	4.825	5.546	6.267
Torque ratio η	All case	0.250	0.435	0.620
Equivalent stress factor ψ_a	Dry	3.139	4.986	6.834
	Machine oil	4.560	5.664	6.769
	Grease	5.180	6.221	7.262
Coefficient of ridge friction μ_1	Dry	0.088	0.170	0.253
	Machine oil	0.086	0.149	0.211
	Grease	0.064	0.135	0.205
Coefficient of head friction μ_2	Dry	0.155	0.270	0.424
	Machine oil	0.144	0.188	0.263
	Grease	0.095	0.146	0.196
Total coefficient of friction $\mu (\mu_1 + \mu_2)$	Dry	0.133	0.225	0.317
	Machine oil	0.135	0.171	0.207
	Grease	0.122	0.141	0.160

表8 初期締付け応力比, 軸力比

	Dry	Machine oil	Grease	
θ_a (deg)	58.5	43.9	34.6	
θ_e (deg)	57.4	44.4	41.0	
Initial tightening stress ratio	C_{max} (%)	80.0	80.0	80.0
	C_{mean} (%)	56.9	62.8	63.7
	C_{min} (%)	33.8	45.6	47.3
Initial axial tension ratio	C'_{max} (%)	69.1	67.2	70.6
	C'_{mean} (%)	48.4	52.9	57.2
	C'_{min} (%)	27.9	38.6	43.8

$C_{max} = 100 \sigma_{emax} / \sigma_y$, $C_{min} = 100 \sigma_{emin} / \sigma_y$
 $C_{mean} = (C_{max} + C_{min}) / 2$
 $C'_{max} = 100 P_{max} / P_y$, $C'_{min} = 100 P_{min} / P_y$
 $C'_{mean} = (C'_{max} + C'_{min}) / 2$

しかしながら、等価応力および軸力の分布にvarietyがあるわけではなく、単に最大値を与える締付けトルク値が異なるだけである。従って一般的にはまず初期締付け応力比・工具係数などを設定し、等価応力の信頼限界だ円から締付けトルクを決め、しかる後に軸力の分布を求めるのが、適正締付けトルクを知る正しい手順であろう。ここに、信頼限界だ円を具体的に等価応力に応用した意義があると考えられる。

4・2 締付け後の応力値の変化について 3.2 節で触れたように、締付け中と締付け後では、ねじの応力状態が場合によって大きく変わるようで、トルク

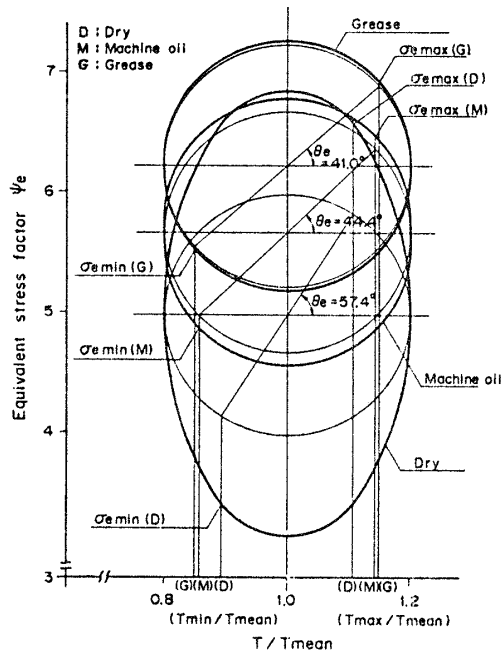


図10 等価応力の信頼限界だ円

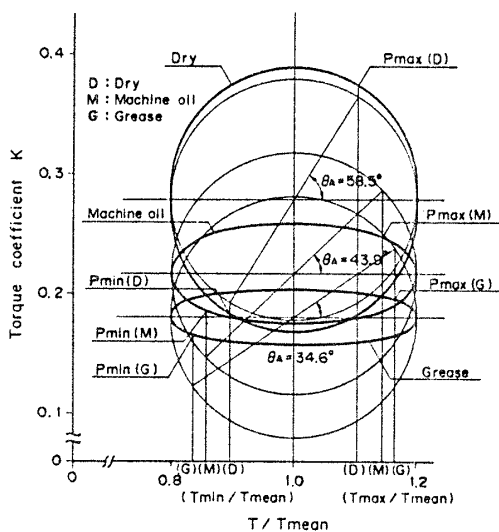


図11 軸力の信頼限界だ円

法により適正締付けトルク値を決めて軸力管理を行なう場合には、この点を考慮しておく必要がある。

表9は、実験結果から軸応力 σ 、せん断応力 τ および等価応力 σ_e の、締付けトルク最大値(図7 t点など)から締付け後(図7 t'点など)への低下傾向の変化割合を(締付け時最大値)/(締付け後の値)の値で90%信頼限界値としてまとめたものである。表から軸応力の変化は小さくしたがって軸力も締付け後に大きくは変化しないことが分かる。

一方、せん断応力はその変化が大きかつづらついている。表には参考までに実験結果からもとめたゆるめトルク値と締付けトルク値の比も合わせて示した。ある程度ばらつきはあるものの平均値については、一般にゆるめトルクが締付けトルクの80%程度⁽¹⁶⁾とされていることと一致している。なお、表中に示したように分散分析を行なったとき各項目とも潤滑条件は有意ではなかったが、表7にあわせて潤滑条件ごとに整理して示した。

さて、締付け後に応力値が、下がる傾向にあることは、締付け後に応力状態が目標とした等価応力あるいは軸力の得られるレベルとなるように、締付け時により大きなトルクを与えることができる可能性を示している。なお、この場合締付け時にボルトが伸びるあるいは降伏することのないよう注意して締付けトルク基準などを設定しなければならない。

表10は、本研究の成果として従来のトルク法により得られる軸力分布(あるいは等価応力分布)に対して本法による軸力上昇の程度を第1報に示した考え方に

表9 締付け中と締付け後の等価応力などの変化率

Stress and lubrication (significant factor)		90% Confidence limits		
		lower	mean	upper
Axial stress σ (A*)	Dry	0.9668	1.0174	1.0680
	Machine oil	0.9952	1.0150	1.0347
	Grease	0.9939	1.0184	1.0429
shearing stress τ (A*)	Dry	0.7820	1.2467	1.7313
	Machine oil	0.7007	1.3419	1.9831
	Grease	0.8104	1.7394	2.5684
Equivalent stress (-)	Dry	0.9553	1.0844	1.2134
	Machine oil	0.9717	1.0787	1.1858
	Grease	1.0178	1.1044	1.1911
Loosening torque/Tightening torque(X)		87.7	79.9	92.2

表10 軸力上昇効果

	Dry	Machine oil	Grease
Effect depend on ellipse of confidence limits	1.132	1.104	1.097
Effect depend on the consideration of after tightening	1.084	1.079	1.104
Multiple effect	1.227	1.191	1.211

従って評価したものである。評価は、信頼限界だ円導入による効果、締付け後の状態を考慮に入れたことによる効果、およびそれらの合計として示した。なお、本表では、締付け後の効果は、50%の片側確率を用いた。

なお、この締付け後の総合的な効果も正確には信頼限界だ円の考え方をを用いて評価するとともに、機械の使用時に外力によりねじに加わる付加応力および降伏点のばらつきの状況を知り、使用時にねじの破損確率などを設定したときに初めて効果を正確に評価できるものであるが、ここでは簡単に表10のように示した。

5. 結 言

ねじ適正締付けに関する研究の一環として第1報では、トルク法によりねじ締付けを行なう場合の軸力管理方法の基本的な考え方を理論的に示すとともに、軸力分布状態を数学的・確率統計的な数値として示す方法を示した。

本報告では、第1報の考え方に従ってメートル細目系ねじについて、ねじ締付け特性値を実験的に求めた。また、それらのデータを信頼限界だ円に適用することにより初期軸力を従来より高く設定できることを実験的に検証し本研究の有用性を具体的に示した。

以上の研究結果をまとめると次のとおりである。

- (1) メートル細目系ねじの締付け特性値を、乾燥・マシン油およびグリースの各潤滑条件について実験的に求め、そのばらつきの程度を信頼限界だ円として具体的に示し、初期軸力を従来より高く設定できることを示した。
- (2) 上述の上昇効果は、乾燥で13.2%・マシン油・潤滑で10.4%・グリースで9.7%あることを実験的に検証した。
- (3) 軸力の信頼限界だ円に加え、等価応力の信頼限界だ円を同様を描くことができることを示し信頼限界だ円の有用性を広げるとともに、これにより、より合理的な締付けトルク値を求めることが可能となった。
- (4) トルクレンチなどによる締付け作業で、指示トルクまで締付けた後トルクレンチをはずす過程では、軸応力はほとんど変化しない。しかしながら、特に潤滑性の良い条件でせん断応力が

大きく低下する場合があります、等価応力も低下することを定量的に示した。

- (5) この等価応力が低下する特性により、あらかじめ低下量分だけ高い締付けトルクを与えることにより従来より初期軸力をさらに高くできることを示した。
- (6) この場合の初期軸力上昇効果は、50%確率で各潤滑条件で8~10%程度となり、(2)項とあいまって総合的な効果は20%程度あることを示した。

なお、著者は本研究の考え方、実験結果を用いて適正締付けトルク基準を作成・実用化した工業的な有用性を確認している。

最後に 本研究にあたりご指導・ご助言をいただきました。東京都立大学児玉昭太郎教授に深く感謝いたします。

文 献

- (1) 晴山, トルク法によるねじ締付けにおける軸力管理に関する研究 (第1報, ねじ軸力分布の信頼限界について), 機論C, 53-495 (昭62), 2373.
- (2) 池田・中川・光永, ボルトの締付けについて, 機論, 36-290 (昭45), 35.
- (3) A. Bray and R. Levi, Factors Affecting the Tightening Characteristics of Bolt, Experimental Mechanics, 6-8 (1966), 409.
- (4) 北郷・吉本・江藤・佐々木, トルク法におけるねじの適正締付け力に関する研究, 精密機械, 39-7 (昭48), 748.
- (5) 丸山・益田・大橋, 強度ボルトの締付け管理に関する研究, 精密機械, 47-4 (昭56), 436.
- (6) 酒井, ねじ部の摩擦係数, 機論, 43-370, 第3部 (昭52), 2372.
- (7) 野中・竹田, ボルト締付時の挙動 (第1報, 座金および潤滑剤の影響), 機論, 47-421, C (昭56), 1178.
- (8) 吉本・丸山・長谷川, ねじ締付け管理方法の比較, 精密機械, 44-2 (昭53), 204.
- (9) 日本ねじ研究協会, ねじ適正締付けに関する調査研究報告書, (昭46), 日本ねじ研究協会.
- (10) ねじ便覧, (昭41), 603, 日刊工業新聞社
- (11) O. H. Weiss, Tightening torques for bolt connections, specified or recommended values, WIRE, 23-4 (1973), 180.
- (12) 石橋, ボルト・ナットの摩擦係数とトルク係数, 潤滑, 26-4 (昭56), 225.
- (13) 萩原, 締付け終了後のねじ部トルクの挙動, 精密機械, 50-8 (昭59), 1278.
- (14) 田口, 実験計画法上, (昭42), 90, 丸善.
- (15) 市川, 強度設計と保証試験に対する信頼性工学的アプローチ (1), 機械の研究, 35-11 (昭58), 1225.
- (16) 山本, ねじ締結の理論と計算, (昭44), 89, 養賢堂.

討 論

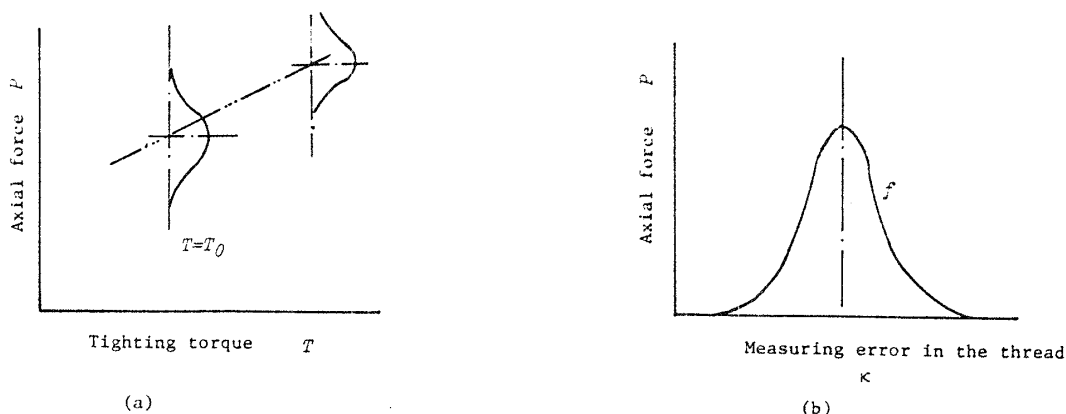
〔質問〕 大滝英征〔埼玉大学工学部〕

ねじ締結体では、ねじ山の幾何学的形状寸法、塑性変形などが影響し、一定締付けトルク T で締めつけた場合軸力 P が付図1のようにばらつくことは知ら

れている。そこで、幾何学的形状寸法を確率変数 K とし

$$P = T \cdot K \quad T: \text{一定}$$

としたうえで、 K の確率密度関数 f から P の確率密



付図 1

度関数 g を導くべきであり、貴論文のように T' をも確率変数とするのは物理的な説明がつかないのではないか。

〔回答〕 重要なポイントについてご指摘をいただき感謝する。ご質問の内容は基本的には第1報の理論的な考え方に関するものと考えられるが、大事な点もあるので、第1報での説明も含めて回答させていただく。なお、ご質問のポイントは2点あると考えられる。それぞれについて以下のとおりお答えする。

(1) $P = T' \cdot K$ とおいた場合 K は幾何学的な形状寸法のばらつきを考慮した確率変数と考えるべきである。

この点については本論文では、幾何学的な形状・摩擦係数などの物理量の総合的なばらつきを、トルク係数あるいは軸力係数で考慮している。ご存知のように、トルク係数 K は第1報に示したように

$$K = (d_2 \mu_1 \cdot \sec \frac{\alpha}{2} + d_2 \cdot \tan \beta + d_n \mu_2) / (2d)$$

である。このトルク係数のように、その値が幾何学的な形状あるいは摩擦係数のような物理量の複合的な関係にある場合、それぞれの確率分布から解析的にトルク係数 K の確率分布を求めることは、一般的には非常に困難であり、むしろ工学的には個々の物理量の確

率分布を含めた総合的な値として実験的に求めるのが得策と考えられる。以上の観点から本論文でも、ねじ締付け特性値を実験的に求め、提案した軸力管理方式の有用性を検証した。

(2) 締付けトルクはあるトルクで締め付けるという意味から物理的には一定値とみなすべきである。

締付けトルクは、たとえばトルクレンチの長さを与える力の二つの物理量の積であり、ご指摘のように二つの物理量の値が決まれば一義的にある一定値をとるものと考えられる。しかしながら、実際の生産現場における締付け作業においては、作業者はある締付けトルク目標値に向けて締付け作業を行う。したがって、トルクレンチなどの管理状態、作業者の作業方法などにより、実締付けトルク値は目標値とは異なり、多くの作業中ではあるばらつきを持ったものとなる。すなわち、本論文はねじの締付けという物理現象を軸力管理、言い換えれば品質管理の問題としてとらえ、締付けトルクも確率変数として扱っている。なお、このような扱いはたとえば吉本(付1)も行っており、一般的なものと考えている。

(付1) 吉本, 機論, 38-315(昭47), 3017.