

技術寄稿（第6回）

「ねじ締結の原理と締結信頼性の向上」

（その①：トルク法の力学）

◇寄稿者

東京都立大学 システムデザイン学部

システムデザイン学科 客員研究員

工学博士 晴山 蒼一 氏

技術寄稿「ねじ締結の原理と締結信頼性の向上」

(その①：トルク法の力学)

東京都立大学

晴山 蒼一

本稿は、日本機械学会論文集⁽¹⁾、ASME IMECE 2019 講演論文⁽²⁾、および SAE Technical Paper⁽³⁾に掲載された小生の「ねじ締結体の締結信頼性評価」に関する論文に加筆修正し解説するものです。

1 緒言

摩擦係数や締付け作業によるばらつきが大きいことが知られているボルトの締付けトルクについて、ねじ締結の原理・トルク法の力学からスタートし、ボルトの破損条件を考慮した等価応力に注目した締付けトルクの検討・ねじ締付け諸特性の実験方法・塑性域締付けおよび締結信頼性向上策などについて 3~4 部構成で技術解説を行います。

ねじは 2 千年以上の長い歴史を持った機械要素であるにもかかわらず、今日でも締付け不良、ゆるみ、強度不足などのトラブルが後を絶たない。ジェットコースターのシャフトエンドねじの疲労破損事故では貴重な人命が奪われた⁽⁴⁾。トンネル天井板崩落事故では接着剤を使用した接着系ボルトの設計面や施工面の問題に起因し、多くの人命を失う重大事故を起こした⁽⁵⁾。たった 1 本のねじの破損が人命を失う事故を引き起こしている。原因が技術的な問題であれ、管理上・メンテナンス上の問題であれ、ねじに起因するトラブルは製品、周辺装置のみでなく人々に多大の損害を与える。ねじは自動車、鉄道車両、建設機械、産業車両、一般機械、電機・電子機器、油圧機器、航空機、インフラ設備、プラント装置など多くの工業製品で使用され、重要な役割を果たしている。それらに使われているねじ締結体の耐久信頼性確保と安心安全な品質や運用の維持はねじ締結技術にかかわる関係者の使命であろう。

2 トルク法の考え方^(1,3,6,7)

ボルトの締付けは締付けトルク T と軸力 P に関する斜面の力学である。レンチなどを用いて目標締付けトルクを目指して締付けるが摩擦係数や工具の管理状況の影響で締付け完了時（トルクの最大値）でボルトに生じる軸力は図 1 の赤丸●の位置に来る。この時締付けトルク T と軸力 P の関係は一般的には式(1)で示される。

$$T = K P d \quad (1)$$

ここで、 T ：締付けトルク、 K ：トルク係数（ナットファクターと呼ばれることもある）、 d ：ねじの呼び径式の性質から、トルク係数 K が大きくなると（摩擦が大きくなる） $T = K P d$ で示される直線の傾きは小さくなり、逆にトルク係数 K が小さくなると（摩擦が小さくなる）と傾きは大きくなる。

一方、工場などの作業現場における多数のボルト締付けでは、赤丸●の位置は図 2 のハッチングで示すような菱形状の領域にばらついてくる。この菱形状の領域が締付け時に降伏軸力に対しねじ締結体への外力の許容余裕を満たしていること、また菱形状の領域の下限値がゆるみに対して十分な余裕があることが必要である。さらに図 2 には、本解説で述べるトルク法によるねじ締結の留意事項についても示した。

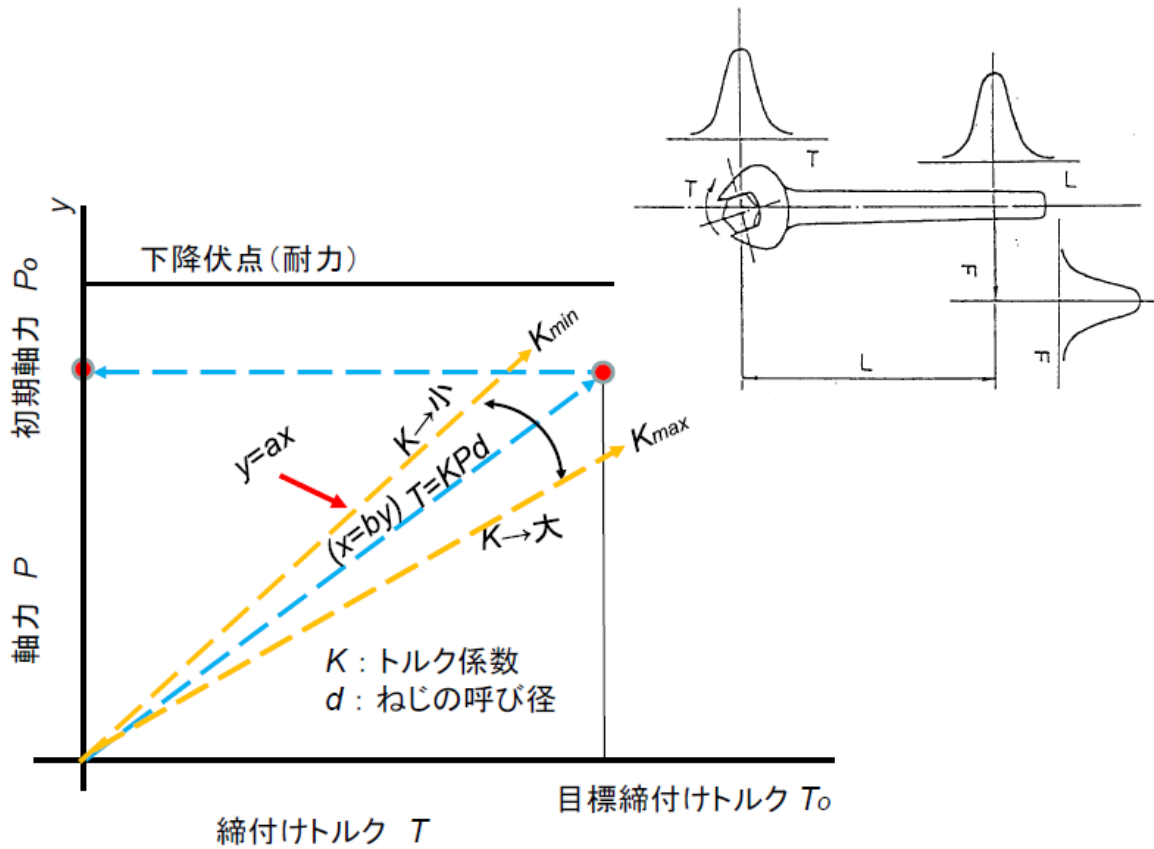


図1 1本のボルトの締付け

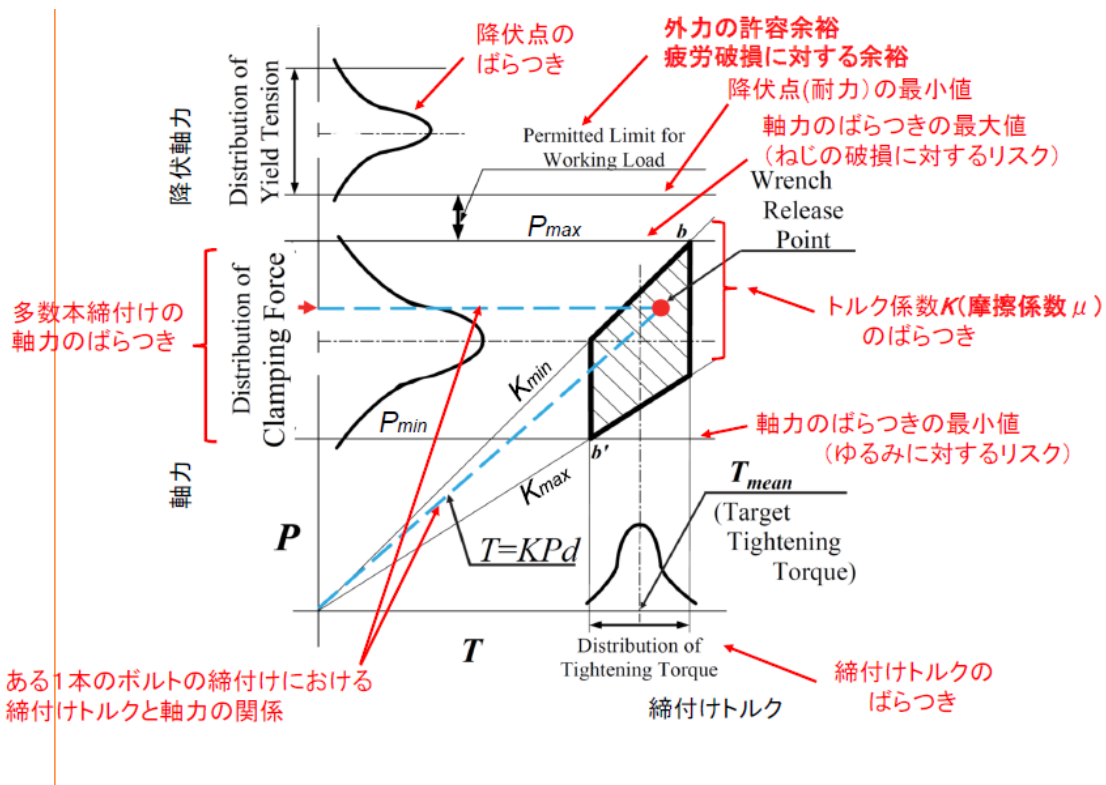


図2 多数のボルト締付けにおける締付けトルクと軸力の関係

図 2 に示したように、トルク法において多数のボルト締付け時におけるねじ締結の主要留意事項は以下の通りである。

- 1) 締付けトルクと軸力の関係
- 2) 締付けトルクのばらつき
- 3) トルク係数（摩擦係数）のばらつき
- 4) 軸力のばらつき
- 5) ボルトの降伏点（耐力）のばらつき
- 6) 外力の許容余裕の取り方
- 7) 軸力のばらつきの最大値と座面圧の関係
- 8) 軸力の最小値とゆるみの関係
- 9) その他（ゆるめトルク、他）

これらの留意事項について以下に解説していく。

図 3 は摩擦係数の説明図である。平らな盤面に置かれた重量 W の物体を水平方向に引張る時、その引張り力 F は次式となる。

$$F = \mu W \quad (2)$$

ねじは下図のような角度（リード角） β の斜面を巻付けたもので一山（1ピッチ p ）のねじ山として示している。直径は有効径の基準値 d_2 となる。したがってリード角 β は次式で示される。

$$\tan \beta = p / (\pi d_2) \quad (3)$$

斜面では、部材重量や水平力は斜面に沿うため、水平力と垂直力に分解される。これをボルトおよびナットのフランク面に適用して模式的に示したのが図 4 のボルト・ナットのフランク面の力のつり合いの関係である。

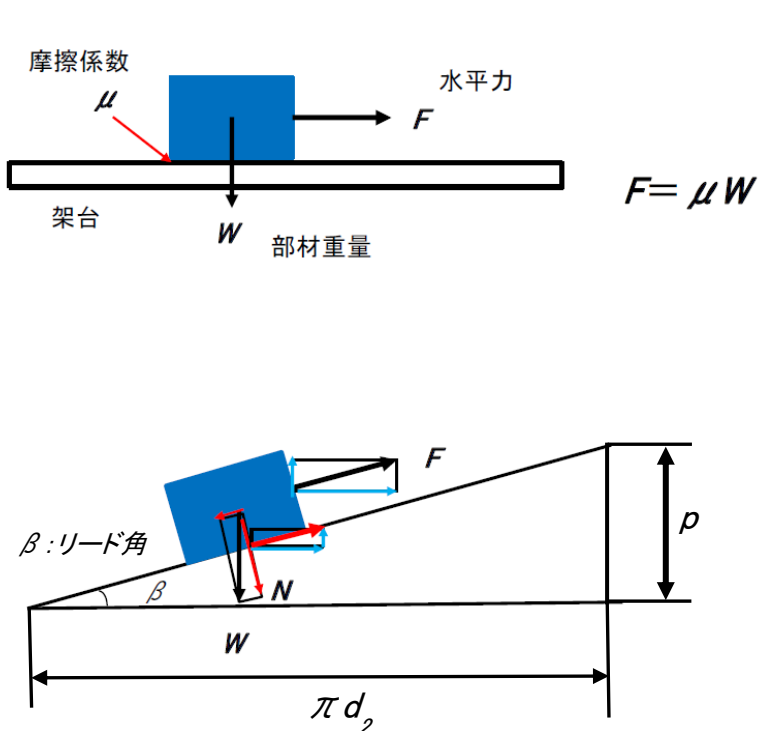


図 3 斜面の力学

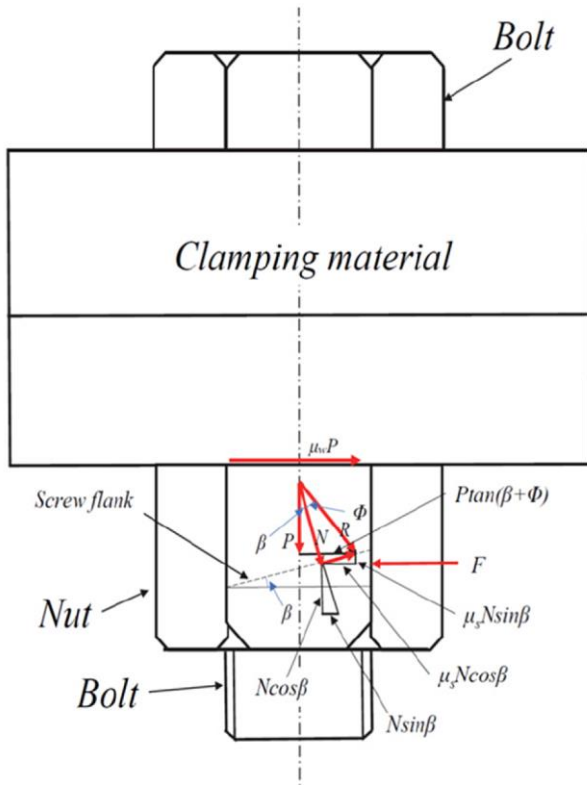


図4 ボルト・ナットのフランク面の力のつり合いの関係

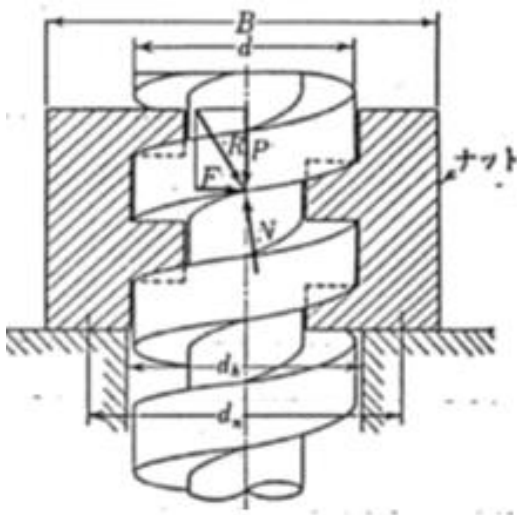


図5 角ねじモデル

ねじ山の力のつり合いを解く場合、まず簡単のため角ねじで解きその結果を三角ねじに変換する方法が一般的に取られている⁽⁶⁾⁽⁷⁾。

図5の角ねじモデルにおいて、水平方向の力のつり合い（締付け時）は

$$F = (N \sin \beta + \mu_s N \cos \beta) + \mu_w P \quad (4)$$

一方、垂直方向のつり合いは

$$P + \mu_0 N \sin \beta = N \cos \beta \quad (5)$$

となる。ただし、 μ_0 : 角ねじのねじ山間摩擦係数。

両式を解くと次式が得られる。

$$F = P \frac{\sin \beta + \mu_0 \cos \beta}{\cos \beta - \mu_0 \sin \beta} + \mu_2 P = P \frac{\tan \beta + \tan \phi}{1 - \tan \phi \tan \beta} + \mu_2 P = P \tan(\beta + \phi) + \mu_2 P \quad (6)$$

ただし、 ϕ : 摩擦角, $\tan \beta = \sin \beta / \cos \beta$, $\tan \phi = \mu_0$

三角ねじでは、図 6 の (a) 半径方向からみた図、(b) ねじ山の山直角断面、(c) 軸断面 とした場合、軸断面の山の半角を α 、山直角断面の山半角を α' とすると次式が得られる。

$$\tan \alpha' = \tan \alpha \cos \beta \quad (7)$$

軸力 P が作用しているときナットを水平力 F' で P に逆らって回すとき、ねじ面のリード方向の摩擦力は図 4 および図 5 の関係から得られる P の面直角分力 $P \cos \beta / \cos \alpha'$ および F' の面直角分力 $F' \sin \beta / \cos \alpha'$ の和に三角ねじのねじ山の摩擦係数 μ_s を乗じたものであるから、リード方向のつり合いは式(8)および式(9)のとおりである。

$$F' \cos \beta - P \sin \beta = \mu_s P \frac{\cos \beta}{\cos \alpha'} + F' \frac{\sin \beta}{\cos \alpha'} \quad (8)$$

$$F' = P \frac{\frac{\mu_s}{\cos \alpha'} + \tan \beta}{1 - \frac{\mu_s}{\cos \alpha'} \tan \beta} \quad (9)$$

ここで、 $(\mu_s / \cos \alpha') = \tan \phi'$ と置くと三角関数の加法定理 $\tan(\alpha + \beta) = (\tan \alpha + \tan \beta) / (1 - \tan \alpha \cdot \tan \beta)$ から式(10)が得られる。

$$F' = P \tan(\phi' + \beta) \quad (10)$$

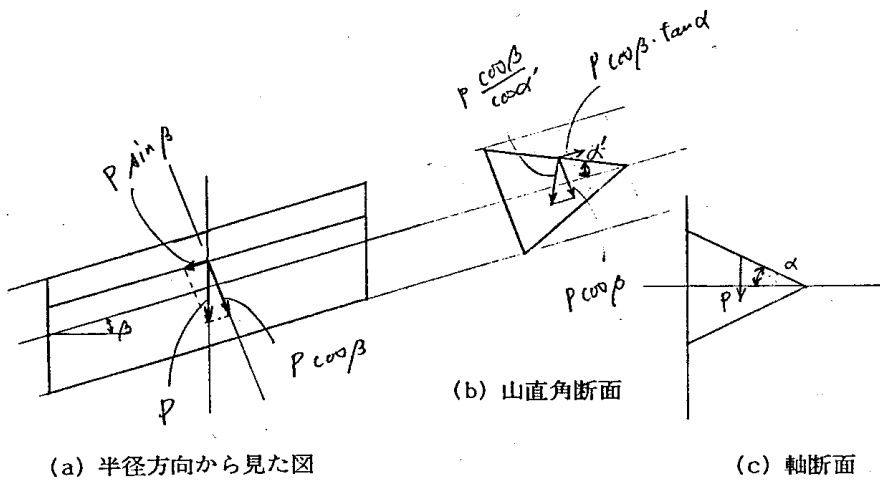


図 6 三角ねじの断面

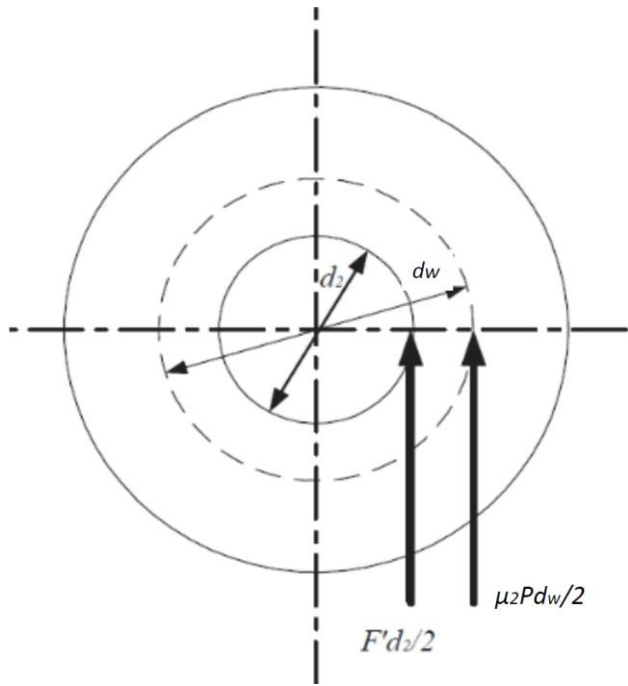


図7 力のつり合いの分析

三角ねじを締付ける場合は、図7に示す通り式(10)の F' が有効径の基準寸法 d_2 に沿って作用し、 $\mu_2 P$ がナット座面の平均直径 d_w に沿って作用すると見なすと、ナットに加わるべきトルク T は、おねじ外径を d とした場合は、式(11)で得られる。

$$T = \left(\frac{d_2}{2d} \tan(\phi' + \beta) + \frac{d_w}{2d} \mu_w \right) Pd$$

$$= \left(\frac{d_2}{2d} \frac{\mu_s \sec \alpha + \tan \beta}{1 - \mu_s \sec \alpha \tan \beta} + \frac{d_w}{2d} \mu_w \right) Pd \quad (11)$$

ただし、 $\tan \phi' = \mu_s$ と置いた。

ここで、式(11)の分母の $\mu_s \sec \alpha \tan \beta$ は1に対して微小量であるので無視すると式(12)が得られる。

$$T = \left(\frac{d_2}{2d} \mu_s \sec \alpha + \frac{d_2}{2d} \tan \beta + \frac{d_w}{2d} \mu_w \right) Pd$$

$$= T_1 + T_2 + T_3 \quad (12)$$

式(12)がトルク法の基礎式である。前述の通り、1本のボルトの締付けは図1に示したように斜面の力学であり、式(12)の関係は一般に三角ねじでは、式(1)を再掲すると式(13)のように示される。

$$T = KPd = (K_1 + K_2 + K_3)Pd = T_1 + T_2 + T_3 \quad (13)$$

ここで、

$$K_1 = d_2 \mu_s \sec \alpha / 2, \quad K_2 = d_2 \tan \beta / 2, \quad K_3 = d_w \mu_w / 2 \quad (14)$$

$$T_1 = K_1 Pd, \quad T_2 = K_2 Pd, \quad T_3 = K_3 Pd \quad (15)$$

ここで、 P ：締付け力（軸力）、 d ：ねじ呼び径、 d_2 ：ねじの有効径の基準寸法、 d_w ：ナットの等価座面直径、 μ_s ：ねじ山側面間の摩擦係数、 μ_w ：座面の摩擦係数、 α ：ねじ山の半角、 β ：ねじのリード角、 K_1 ：ねじ山側面間トルク係数、 K_2 ：軸力トルク係数、 K_3 ：座面トルク係数、 K ：トルク係数、 T_1 ：ねじ山間の摩擦に費やされるトルク、 T_2 ：軸力発生に寄与するトルク、 T_3 ：座面間の摩擦に費やされるトルク

トルク係数 K は概算値で 0.2 前後であり、 $K_1:K_2:K_3 = T_1:T_2:T_3 = 4:1:5$ 程度とされている。これは与えた締付けトルクの内 10%程度しかボルトの軸力発生に寄与しておらず、40%程度はねじ面の摩擦に費やされ、50%は座面の摩擦に費やされることを示している。これがトルク法がボルトの軸力発生に対してばらつきの大きい方法とされている理由である。

締付け時にボルト軸部に生じるねじりトルク T_s は次式となる。

$$T_s = T_1 + T_2 = (K_1 + K_2)Pd = K_s Pd = \eta T \quad (16)$$

ここで、 η ：トルク比

図8は各摩擦係数に対する K と η の関係を示す⁽⁷⁾。

式(12)はメートルねじでは山の半角 $\alpha = 30$ 度($\cos \alpha = 0.866$)であり式(3)で示した通り $\tan \beta = p/(\pi d_2)$ であるから式(17)のように示すこともできる。

$$T = \left(\frac{\mu_s d_2}{2 \cos \alpha} + \frac{p}{2\pi} + \frac{d_w}{2} \mu_w \right) P$$

$$= \frac{P}{2} \left(\frac{p}{\pi} + 1.155 \mu_s d_2 + d_w \mu_w \right) \quad (17)$$

表1には代表的な等価座面直径 d_w を示す。

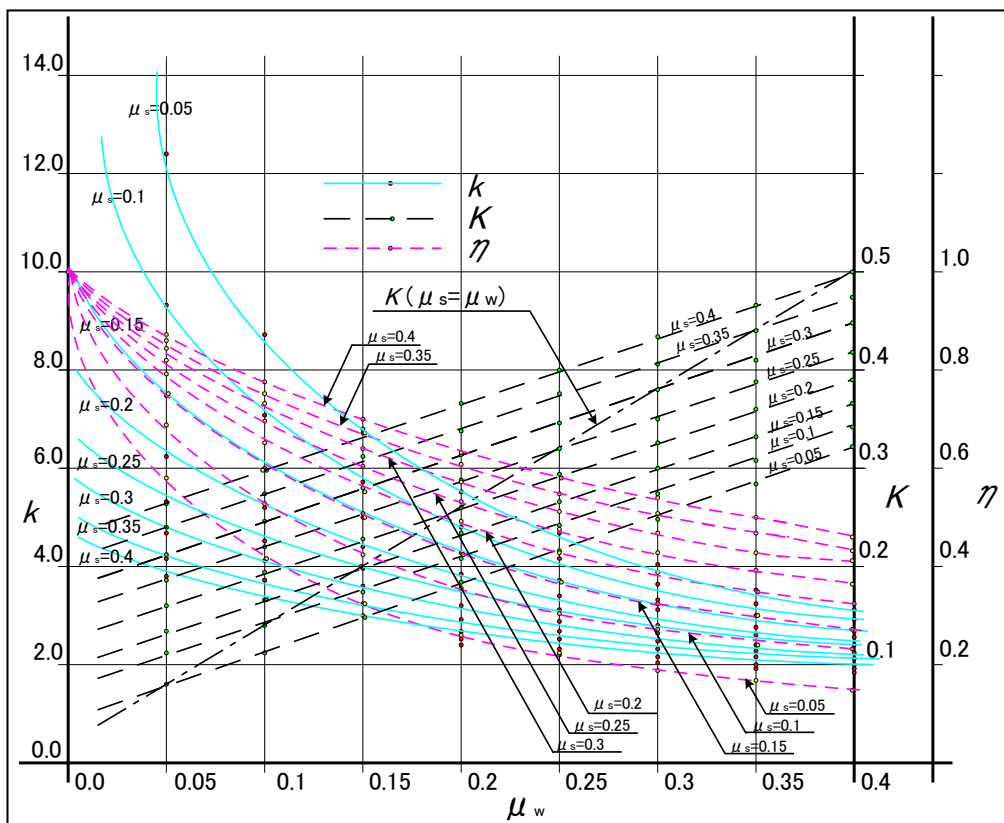


図8 各摩擦係数に対する K と η の関係

表1 代表的な等価座面直径 d_w

頭部 種類	呼び径	二面幅	座面外径	穴径	等価直径
	d	s	d_0	d_h	d_w
並形六角	6	10	—	6.6	8.73
	8	13	—	9	11.52
	10	16	—	11	14.15
	12	18	—	13.5	16.41
	14	21	—	15.5	19.03
	16	24	—	17.5	21.66
並形六角接丸	6	10	8.74	6.6	7.72
	8	13	11.47	9	10.29
	10	16	14.47	11	12.81
	12	18	16.47	13.5	15.03
	14	21	19.15	15.5	17.39
	16	24	22.00	17.5	19.84
小形六角	8	12	—	9	10.94
	10	14	—	11	12.99
	12	17	—	13.5	15.84
	14	19	—	15.5	17.89
	16	22	—	17.5	20.51
つば付き	6	—	11	6.6	8.98
	8	—	15	9	12.25
	10	—	18	11	14.78
	12	—	22	13.5	18.09
	14	—	26	15.5	21.19
	16	—	30	17.5	24.30

図1の縦軸が締付け力であることから式(13)の両辺を入れ替えると式(18)が得られる。

$$P = T/(Kd) = kT/d = kT' \quad (18)$$

ここで、 k : 軸力係数, T' : 単位締付けトルク

$$k = 1/K = 2/(d_2\mu_s \sec \alpha + d_2 \tan \beta + d_w\mu_w) \quad (19)$$

今、 $\mu = \mu_s = \mu_w$ と置ける時には次式の関係が得られ、 μ を総合摩擦係数と呼んでいる。

$$\mu = \frac{2Kd - d_2 \tan \beta}{d_2 \sec \alpha + d_w} \quad (20)$$

図10はトルク係数の実験結果の一例で、潤滑なしの締付けではトルク係数 K は大きくばらつくことが示されている。一方、潤滑ありの条件ではトルク係数 K の平均値は0.165と潤滑なしの条件に比べ低い値となり、ばらつきも小さいことが示されている。これは多数のボルトの締付けでは潤滑ありの条件でより小さな締付けトルクで締付けることができ、かつ、ばらつきも小さくコントロールできることを示している。

表2は、日本ねじ研究協会が多くの大学やねじメーカーの協力で行った摩擦係数の実験結果の一例である。式(12)および式(14)の性質からねじ面の摩擦係数 μ_s および座面の摩擦係数 μ_w が分かると各種のトルク係数(K, K_1, K_2, K_3)を求めることができる。また、トルク係数 K のみでは摩擦係数を求めることはできないが、式(20)から総合摩擦係数 μ は求めることができる。

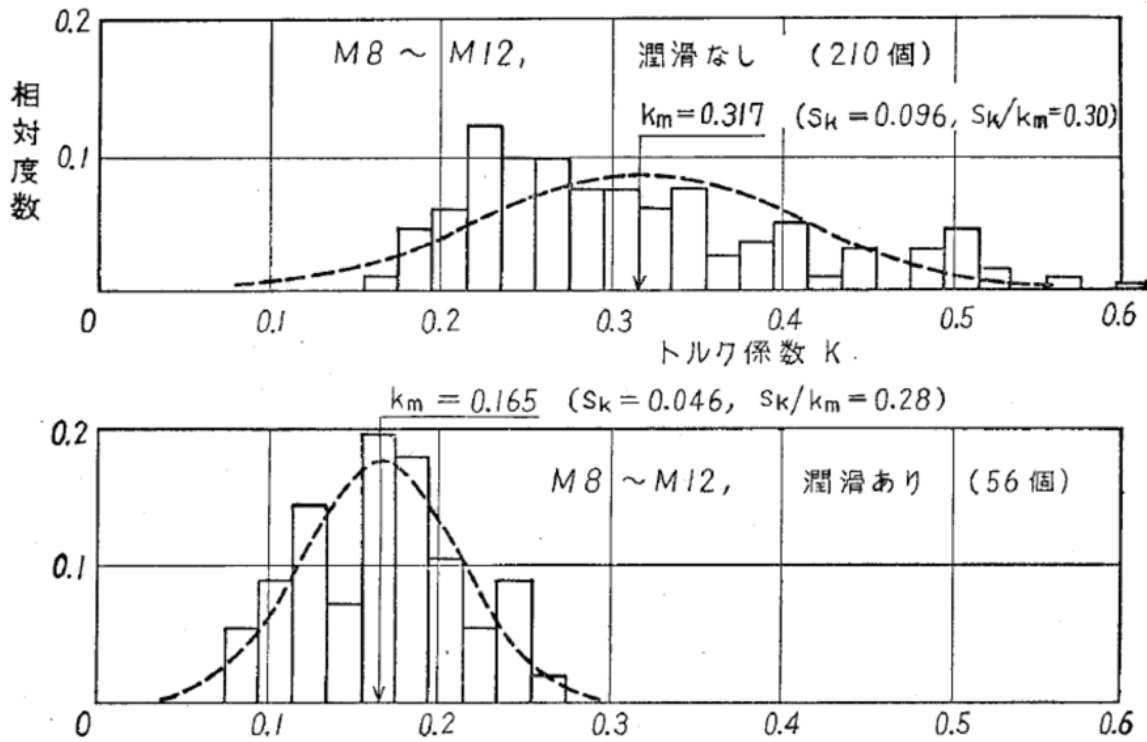


図10 トルク係数の実験結果の一例⁽⁸⁾

表2 摩擦係数の実験結果⁽⁹⁾

(a) μ_s 及び μ_w の範囲

潤滑状態	油潤滑	MoS ₂ 潤滑	無潤滑
μ_s	0.10~0.18	0.08~0.16	0.17~0.25
μ_w	0.10~0.27	0.05~0.12	0.15~0.70

(b) 各種潤滑剤の μ_s 及び μ_w (実験値)

潤滑剤	表面処理なし ボルト, ナット		亜鉛めっきクロメート処理 ボルト, ナット	
	μ_s	μ_w	μ_s	μ_w
60スピンドル油	0.17~0.20	0.16~0.22	0.13~0.17	0.15~0.27
120マシン油	0.14~0.18	0.12~0.23	0.11~0.15	0.13~0.19
防錆油, NP-7	0.13~0.15	0.13~0.18	0.09~0.13	0.12~0.19
菜種油	0.12~0.15	0.11~0.18	0.08~0.12	0.10~0.22
カップグリース	0.13~0.17	0.09~0.22	0.11~0.14	0.13~0.21
MoS ₂ ペースト	0.09~0.12	0.04~0.10	0.09~0.11	0.09~0.12
無潤滑	0.17~0.25	0.15~0.70	0.10~0.18	0.17~0.50

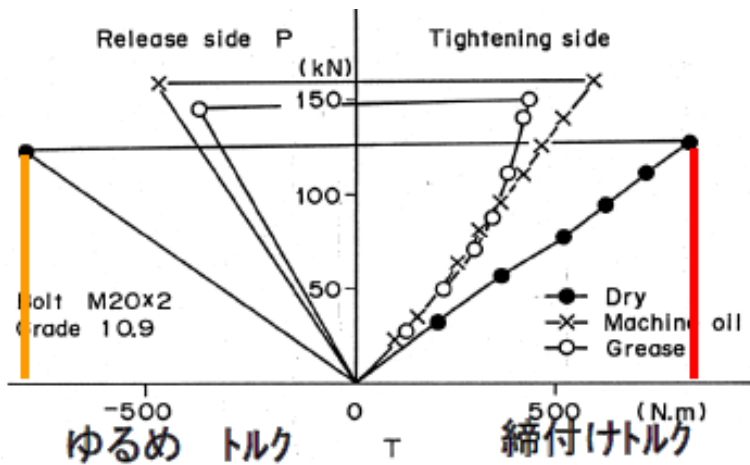


図 11 締付けトルクとゆるめトルクの実験例

一方、ゆるめトルク T_l は式(21)で得られる。

$$T_l = \left(\frac{d_2}{2d} \mu_s \sec \alpha - \frac{d_2}{2d} \tan \beta + \frac{d_w}{2d} \mu_w \right) Pd$$

$$= T_1 - T_2 + T_3 \quad (21)$$

式(21)を見ると、式(12)との関係から原理的にはゆるめトルク T_l は締付けトルク T の 80%程度となることが分かる。図 11 は締付けトルクとゆるめトルクの実験例である。ゆるめトルク T_l は次式で示される。

$$T_l = 0.8T$$

$$T = 1.25T_l \quad (22)$$

締付けトルクもゆるめトルクもばらつきが大きいことから、式(22)で求める締付けトルクは誤差が大きい推定値となる。川崎はゆるめトルクの推定には図 12 に示すような増締め法がより正確に締付けトルクを推定できるとしている。増締め工程で最大静止摩擦点(B)を超えて、締付けトルクが一瞬下がる点(C)を読み取り、締付けトルクの推定値とする。(D)点は増締め試験終了点を示している。図 12 中の右図に示す通り、増締め検査トルクは締付けトルクより少し大きめで得られるとしている。

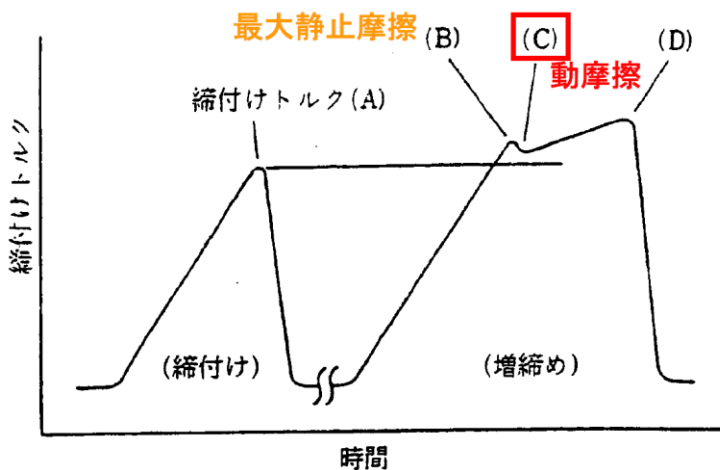


図 12 増締め法⁽¹⁰⁾

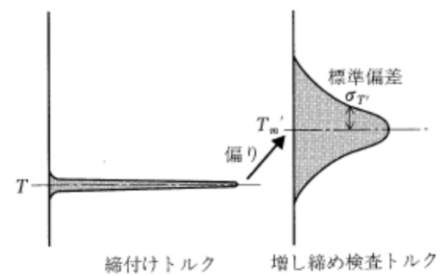


図 6.1 締付けトルクと増し締め検査トルクとの関係

さて、多数本の締付けにおける締付けトルクのばらつきおよび初期軸力のばらつきについて以下に検討する。図 13 は多数本のねじ締付けにおける締付けトルクのばらつき（締付け作業係数 a ）とそれによる初期軸力のばらつき（締付け係数 Q ）の説明図である。併せてトルク係数 K のばらつきも示している。

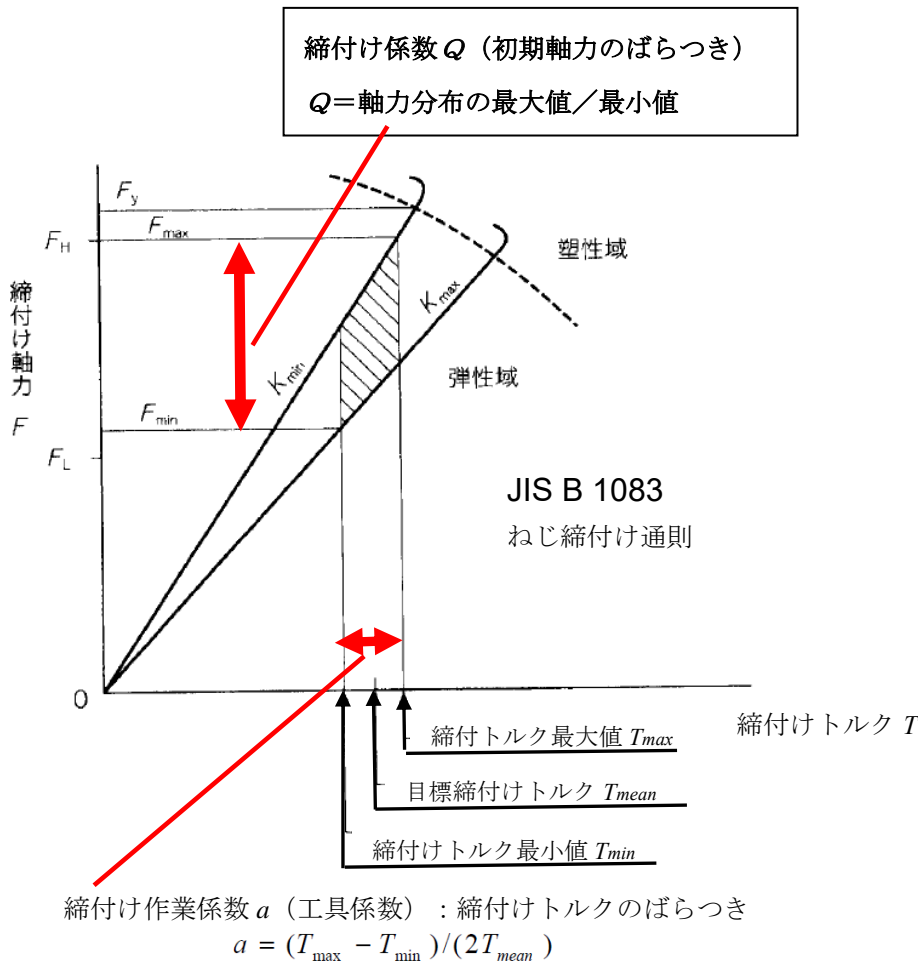


図 13 工具の管理状況およびヒューマンエラーを考慮した多数本のねじ締付けにおける

0 締付けトルクおよび初期軸力のばらつき

締付けトルクのばらつき（締付け作業係数 a ）については、図 14 のような締付け工具について工具単体の精度は表 3 のように示されているが、ここで提案する締付け作業係数 a は工具の管理状況およびヒューマンエラーを考慮したばらつきとみるべきであろう。表 4 は日本ねじ研究協会が多くの大学やねじメーカーの協力で行った締付け試験の結果らまとめた締付け作業係数 a の分析例である⁽¹³⁾。締付け時に潤滑材を用いる場合には締付け作業係数 a は 0.1 (±10%) 程度とみることができそうであるが、潤滑なしの場合には 0.2 (±20%) を超えるようなばらつきとなっている。表 5 のアービングの例ではトルクレンチ締付けの場合の締付け作業係数 a は 0.25 (±25%) となっている。

締付け工具 ③

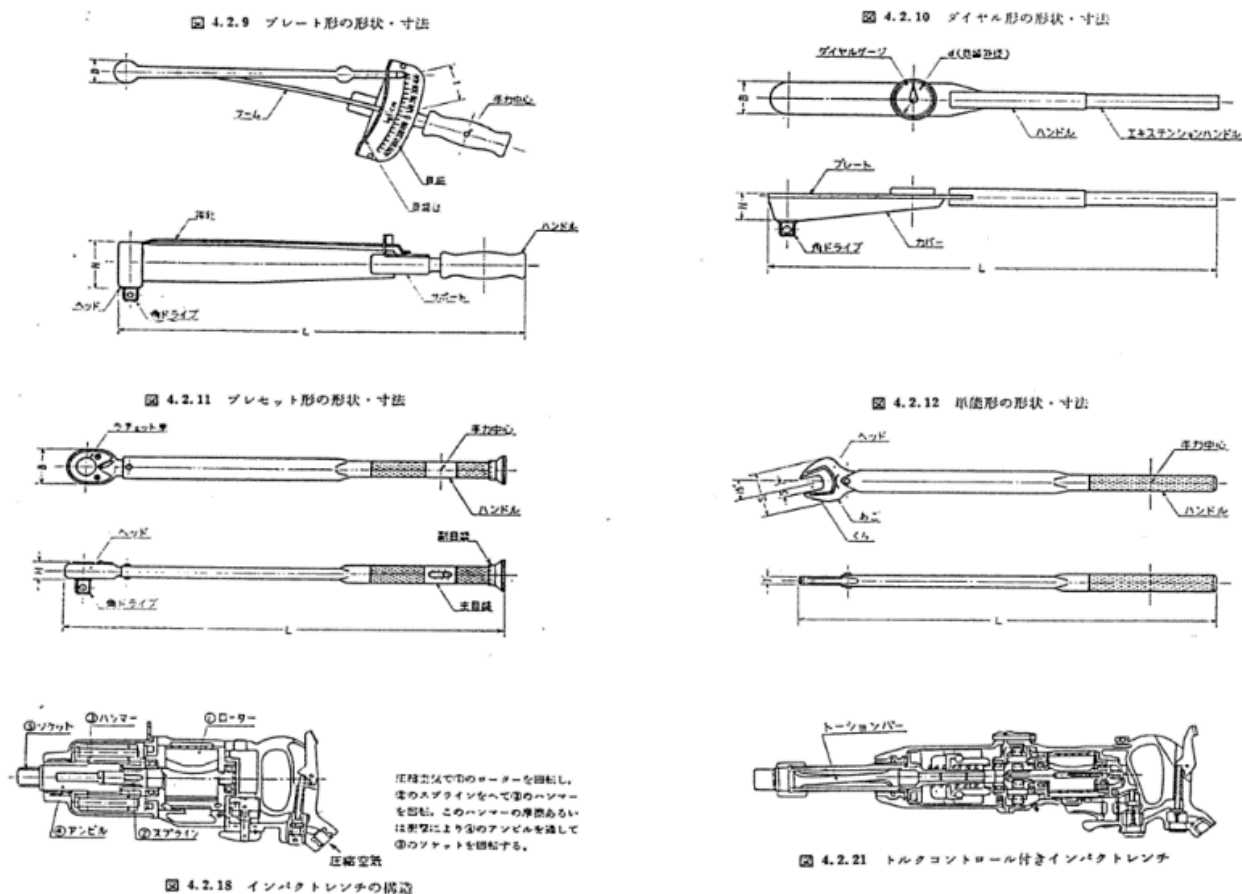


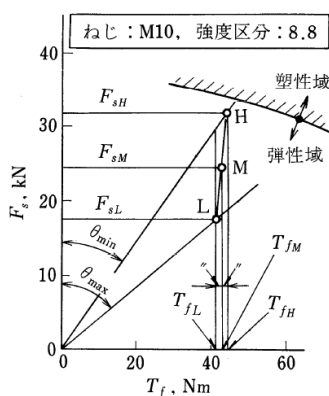
図 14 締付け工具⁽¹¹⁾

表 3 締付け工具単体の精度⁽¹¹⁾⁽¹²⁾

種類		トルクの誤差率*
プレート形		±3%
ダイヤル形	精密級	±1%
	普通級	±3%
プレセット形		±3%
単能形		±3%

注* トルクの誤差率 q

$$= \frac{\text{指示トルク} - \text{実トルク}}{\text{指示トルク}} \times 100 (\%)$$



$$\begin{cases} \tan \theta_{\max} = K_{\max} d \\ \tan \theta_{\min} = K_{\min} d \end{cases}$$

$$T_{fL} = \frac{1 - (q/100)}{1 + (q/100)} T_{fH}$$

表 4 締付け作業係数 a の分析⁽¹³⁾

	軸力	a (3σ)	a (90%)
マシン油潤滑	70%	0.137	0.075
防錆油	70%	0.088	0.048
潤滑なし	70%	0.255	0.14
マシン油潤滑	30%	0.17	0.093
防錆油	30%	0.122	0.067
潤滑なし	30%	0.368	0.202

表 5 工具による締付トルクのばらつき (R. R. アービング) ⁽¹⁴⁾

工具あるいは作業方法 (Assembly Method)	精度 (Accuracy)
感覚 (Feel)	±35%
トルクレンチ (Torque Wrench)	±25%
回転角法 (Turn of the Nut)	±15%
座金法 (Load-indicating Washers)	±10%
伸び測定法 (Fastener Elongation)	±3~±5%
ひずみゲージ法 (Strain Gages)	±1%

一方、締付け係数 Q については JIS B 1083 ねじ締付通則に表 6 に示すような締付け方法別の締付け係数 Q のばらつきの程度が示されている。締付け係数 Q は多数本のねじ締付けにおける最終的な初期軸力のばらつきの程度を示すもので、回転角法やトルク勾配法などの塑性域締付けではそのばらつきを大きく改善できることを示している。さらに表 7 は実際のねじ組立て現場での軸力のばらつきのデータから締付け係数 Q を試算したもので、当然のことながら伸びの測定やストレイン・ゲージを用いた軸力を直接的に観測する方法の場合には、締付け係数 Q は 1 に近く軸力は正確に得られている。

表 8 はねじ締結の研究者や技術者が提唱している初期軸力の目標レベルを示した。ボルトの降伏点 (耐力) に対する初期軸力のレベルを示す初期軸力比は 50~70%程度に設定し締付けトルクを求めるとした提案が多いようである。

表 6 締付け係数 Q ⁽¹⁵⁾

締付け管理方法	締付け指標	締付けの領域	締付け係数 Q^* (参考値)
トルク法	締付けトルク	弾性域	1.4~3
回転角法	締付け回転角	弾性域	1.5~3
		塑性域	1.2
トルクこう配法	締付け回転角に対する締付けトルクのこう配	弾性限界	1.2

注* 実際の締付け力のばらつきは、それぞれの締付け方法に関与する幾つかの固有な因子によって大きく変化するために、その範囲を厳密に示すことはできない。

表7 締付け係数 Q の事例⁽¹⁶⁾

締付け方法	締付け軸力 (%)				締付け係数 Q
	最小軸力	最大軸力			
	0	30	50	70	100
手の感じによる締付け	30				3.33
トルク・レンチによる締付け	55				1.81
ナット回転角度による締付け	75				1.33
ボルトの伸び測定による締付け	93				1.08
ストレイン・ゲージによる締付け	98				1.02

最大軸力を一定にした場合の軸力のバラツキ

表8 初期軸力レベル⁽¹⁷⁾⁽¹⁸⁾など

引用文献		初期軸力比 C'
石渡	THUM & WURGS	60%
	山本	50%
	中原 (自動車用)	60~70%
	中原 (航空機一般)	40%
	中原 (PLIワッシャ使用)	80%
	MUSNITSKY	60%
	五十嵐	60~70%
山本		(70%)
下間・井上		77%
G.H. JUNKER		
高橋		(70%)
松野・板橋・黒沢		
今井		max 75%
吉本	管理の良い場合	70%
	管理の悪い場合	50~60%
ねじ研	付加軸力なし	60~70%
	静的付加軸力	50~60%
	繰返し付加軸力	50~60%

3 まとめ

本稿ではトルク法によるねじ締結の基本的な考え方を「ねじの力学」として解説した。次稿以降ではねじ締結時の軸部ねじりトルクを考慮した等価応力による適正な締付トルクの考え方、ねじ締付け試験によるねじ締結諸特性値の求め方、塑性域締付けおよびねじ締結信頼性向上策などについて解説する予定である。

参 考 文 献

- (1) 晴山,トルク法によるねじ締め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 53-495C(昭 62-11), 2373.
- (2) Hareyama S, Manabe K, Kobayashi S., Improvement of Axial Tension Distribution of Bolted Joints Tightening by Calibrated Wrench Method from Viewpoint of Quality and Process Control Using Elliptical Confidence Limit. Proceedings of ASME 2019 International Mechanical Engineering Congress & Exposition. IMECE2019-10524, 2019.
- (3) Hareyama, S., Manabe, K., Kobayashi, S., Improvement of Tightening Reliability of Bolted Joints Using Elliptical Confidence Limit in Calibrated Wrench Method, SAE Technical Paper 2020-01-0218.
- (4) 朝日新聞、コースター脱輪、2007年5月6日記事
- (5) トンネル崩落 死者9人、朝日新聞、2012年12月3日
- (6) ねじ便覧、日刊工業新聞社 (昭 4 1)、pp. 148-149, 603-607.
- (7) 晴山、真鍋、小林、信頼限界楕円法によるボルトの締め付けトルクおよび初期軸力分布の改善、自動車技術 (2022)、Vol. 76, No. 4, pp. 56-62.
- (8) 渡辺ら、ねじ締め機構設計のポイント(1982)、日本規格協会、p. 221.
- (9) 吉本ら、ねじ締結体設計のポイント(2008)、日本規格協会、p. 195.
- (10) 川崎ら、締め付けトルク管理とその方法について、精密機械 42-6(1976), pp. 108-113.
- (11) 前出資料(8)の pp. 232~237.
- (12) 前出資料(9)の p. 77.
- (13) 高強度ボルトの締結性能に関する調査研究報告書(第II法)、日本ねじ研究協会 (昭 54)、pp. 77-84.
- (14) R. R. Irving, Who Knows How Tight Is Tight?, The Iron Age(1968), pp. 85-92.
- (15) JIS B 1083 ねじ締め付け通則(2010)、日本規格協会.
- (16) いすゞ自動車第一サービス部、ねじの締め付けとゆるみ、自動車工学(1981)、Vol. 35, No. 11, pp. 49-55.
- (17) 石渡、ねじ締め付けについての最近の展望、日本ねじ研究協会誌(昭 37)、14-1, pp. 226-230.
- (18) 山本、締結工学概論(昭 48)、日本機械学会誌、76-651, pp. 341-347.

■寄稿者紹介

氏名 晴山 蒼一（はれやま そういち）

略歴 昭和44年4月 東洋運搬機株式会社（現：三菱ロジスネクスト）入社

昭和44年5月 同上 技術研究所第2研究室 配属

- ・構造物の強度評価システムの確立

- ・ねじの適正締付けとゆるみ及び強度評価に関する研究に従事

平成元年1月 同上 技術研究所第1研究室室長

- ・コンテナヤード管理システムの開発に従事

平成7年9月 同上 港湾CHS事業部 副事業部長

平成18年4月 同上 技術開発センター長

平成20年4月 同上 技師長、首都大学東京 非常勤講師

平成22年4月 日立建機（株）技術開発センター テクニカルアドバイザー

平成24年4月 首都大学東京 客員教授、蒼テクノロジー設立

令和3年4月 東京都立大学 客員研究員

⇒ 現在に至る