

技術寄稿（第 1 回）

「ねじ締結技術における 課題とその動向」

◇寄稿者

東京都立大学 大学院

システムデザイン研究科 客員研究員

工学博士 晴山 蒼一 氏

技術寄稿「ねじ締結技術における課題とその動向」

東京都立大学
晴山 蒼一

本稿は日刊工業新聞⁽¹⁾および日本ねじ研究協会誌⁽²⁾に掲載された「ねじ締結における課題と技術動向」に加筆修正し解説するものです。

1 ねじ締結技術の課題

筆者は現在大学のお手伝いをしているが、長く建設機械・産業車両メーカーで構造物の強度評価を担当してきた。その中で多くのねじトラブルを経験し、実機でのねじ締結体の信頼性をいかに保つかと言った技術開発に取り組んできた。それらの中で有用と考えられるねじ締結技術について本稿では解説する。

ねじは自動車、建設機械、産業車両、鉄道、一般機械、電機・電子機器、油圧機器、航空機、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。ねじは、紀元前 6～4 世紀には揚水技術や染色技術で螺旋の機能が活用され、ねじ原理への追求も始まっていた。そのようにねじは 2 千年以上の長い歴史を持った機械要素であったにもかかわらず、下記の新聞記事などに見るように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。

- ① トンネル天井板崩落事故⁽³⁾、朝日新聞、2012 年 12 月 3 日。
- ② ジェットコースタのシャフトエンドねじ部の疲労破損⁽⁴⁾、朝日新聞、2007 年 5 月 6 日。
- ③ 那覇空港での航空機炎上事故⁽⁵⁾、日本経済新聞、2007 年 9 月 3 日。
- ④ タンク底のねじゆるみ（福島第一）⁽⁶⁾、朝日新聞、2013 年 9 月 21 日。
- ⑤ パンタグラフ ボルト付忘れ⁽⁷⁾、朝日新聞、2010 年 2 月 2 日。

ジェットコースタ事故ではねじ部の疲労破壊が原因で脱線し尊い命が失われている。パンタグラフのボルト取付け忘れでは、輸送の大動脈が半日以上ストップした。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、製品のみでなく人々に多大の損害を与える。ボルト 1 本の価格はわずかなものだが、場合によっては人の命まで奪うことになる。

諸先輩が以前から言われているように「たかがねじ、されどねじである。」

「なぜ、いまだにねじトラブルは発生するのか？」「なぜ、要注意の機械要素であり続けるのか？」

それは、ねじがその形状から本質的に強度上の問題・ゆるみの問題などを持っていたからであろう。

機械などに用いられるねじ締結体の適正な締付け状態とは、一般に十分な締付け力（軸力）で締付けられた状態で、稼働中にゆるみあるいは疲労破壊などを起こさないこととされている。ねじユーザーの側から見たねじ締結の課題は表 1 のようにまとめることができる。これらの中で特にねじ締結技術に携わる技術者が修得してほしい基本課題は表 2 のように考えている。

大橋らは、ねじ締結ガイドブックの中でねじトラブルの主要原因を整理している⁽⁸⁾。1977 年の日本国内の調査では、締付け不良 43%、ゆるみ 20%、疲労破壊 12%、遅れ破壊 4%等が示されている。本報では、ねじ・ボルトのゆるみ・破損の原因およびその防止法、特に適正な締付け方法などを以下に解説する、なお、図 1 は建設機械の一種であるホイールローダの構成コンポーネントを示すもので、各コンポーネントの組立ておよび連結には多数のボルトが使われ、場合によってはその本数は 2,000 本以上となる。ボルトの耐久信頼性およびゆるみに対する信頼性の確保が重要になる。

表 1 ねじ締結技術の課題

課 題	詳 細
1. いかにして締結信頼性を確保・維持するか	(1) 高い初期軸力が必要である。そのため、高い軸力を得られる塑性域締結法などがすでに実用化されている。しかし、まだ多くの場合、ばらつきの大きいトルク法が活用されている。トルク法における締結信頼性の確保策の確立が必要。 (2) さらに、締付け過程でねじ部や首下部でくびれ破損などを起こすことがある。 (3) 回転角法・トルク勾配法などの塑性域締結法による締結信頼性確保も有効。
2. いかにして破損を防止するか (疲労破壊・遅れ破壊など)	(1) 常に高応力で使用される。繰返し外力を受ける。 (2) 首下部・ねじ部などに大きな応力集中部がある。 (3) このため、疲労破壊・遅れ破壊などを起こす。 (4) 設計・試験基準に必須のねじ締結体に加わる負荷の測定・解析法の確立が必要。 (5) ねじ締結体の疲労寿命推定法(疲労限度設計、有限寿命設計)などの確立が必要。
3. いかにしてゆるみを防止するか	(1) 軸力、曲げモーメントおよびねじりトルクなどが加わる。 (2) 螺旋形状および陥没の進行により本質的にゆるみを起こしやすい。 (3) ゆるみ試験法の確立とゆるみ防止策の確立。 (4) 実機における各種ゆるみ止めのゆるみ寿命推定法・残存軸力予測法の確立が必要。
4. その他	(1) 多くの種類がある(並目/細目、強度区分、表面処理、etc.)。 (2) 製品1台に多数使用される。 (3) 安心安全に長く使用するには、適切な保守メンテナンスが必要。

表 2 ねじ締結における基本課題

基本事項	詳 細 項 目
1. ねじ技術の歴史と課題	①ねじの技術史、②ねじのトラブル、③ねじ技術の課題
2. ねじの規格	①規格の変遷、②基本規格・関連規格
3. ねじ部品の種類と使い方	①ねじ部品の種類・材料、②ねじの製造
4. ねじ部品の機械的性質	①機械的性質・熱処理、②表面処理、メッキ
5. ねじの破損	①静的強度、②ねじ山のせん断破壊、遅れ破壊
6. 外力と内力の関係	①締付け線図、②内力係数、③着力点位置の影響
7. 疲労強度	①ねじの疲労強度、②S-N線図と疲労限度、③マイナー則
8. ねじの締付けの基本	①ねじの力学、②トルク法、③締付け工具
9. 特殊ねじの締付け	①ステンレス・プラスチック、②タッピンねじなどの締付け
10. 塑性域締付け	①塑性域締結法の安全性、②回転角法、③トルク勾配法
11. ねじのゆるみと防止法	①ゆるみのメカニズム、②ゆるみ止め方法と部品、③ゆるみ試験機
12. ねじ締結体設計	①設計指針、②疲労限度設計、③有限寿命設計、④設計事例

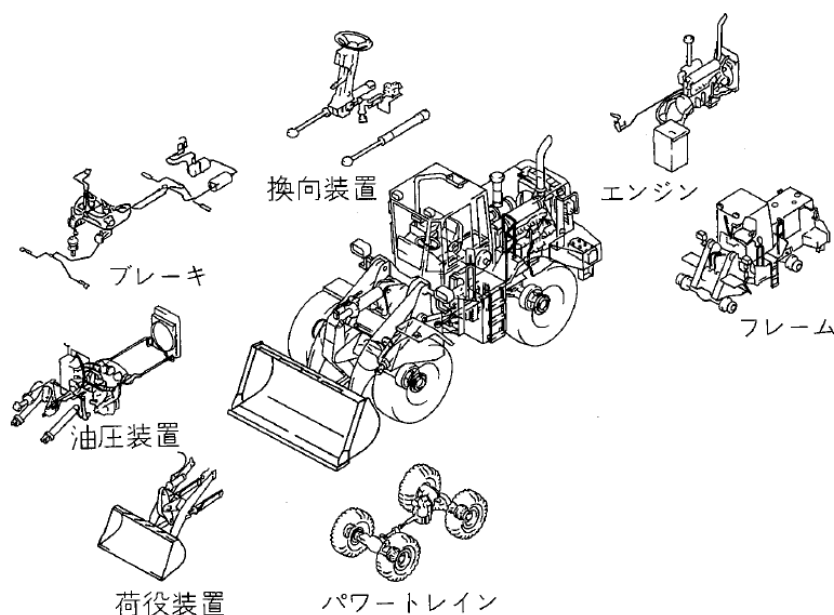


図1 ホイールローダの主要構成コンポーネント

次節以降は技術動向の一例として、現在筆者らが取組んでいるねじ締結技術の技術開発課題、すなわち、「ねじ締結体の疲労寿命推定法」、「ゆるみ寿命推定法（残存軸力予測法）」および「ねじ締結体の締結信頼性向上策」などについて述べる。これらの詳細は今後発行のホワイトペーパーにて解説させていただく。

2 ねじ締結体の破損防止と疲労寿命推定^{(9),(10)}

ねじは図2に示すようにリード角 β の斜면을円柱に巻きつけた螺旋（らせん）および斜面の力学の技術である。ボルトの頭あるいはナットにレンチを使って締付けると、図3に示すようにボルトは伸びて軸力 F_t （引張り力）が発生し、被締結部材は縮み圧縮力 F_c を受ける⁽¹¹⁾。このねじ締結体に外力 W_a が加わると、ボルトには内力 F_i が追加され、被締結部材は圧縮力を解放する。ボルトに加わる外力と内力の関係を締付け線図の一例として図4に示す⁽¹²⁾。機械の実稼動下ではこのボルトに追加される内力が変動荷重（応力）となってボルト軸部にかかる。ボルトのように機械に多数使われる機械要素の場合、この変動応力は通常ボルトの疲労限度以下でなければならない。

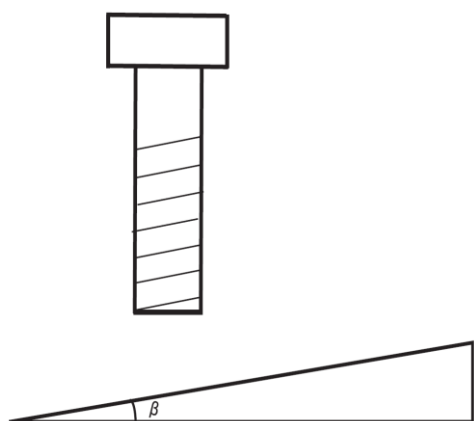


図2 ねじの基本

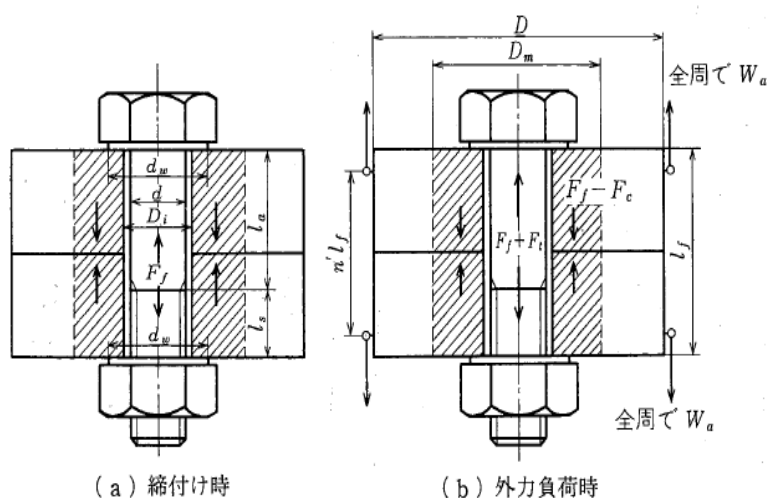


図3 ねじ締結体モデル⁽¹¹⁾

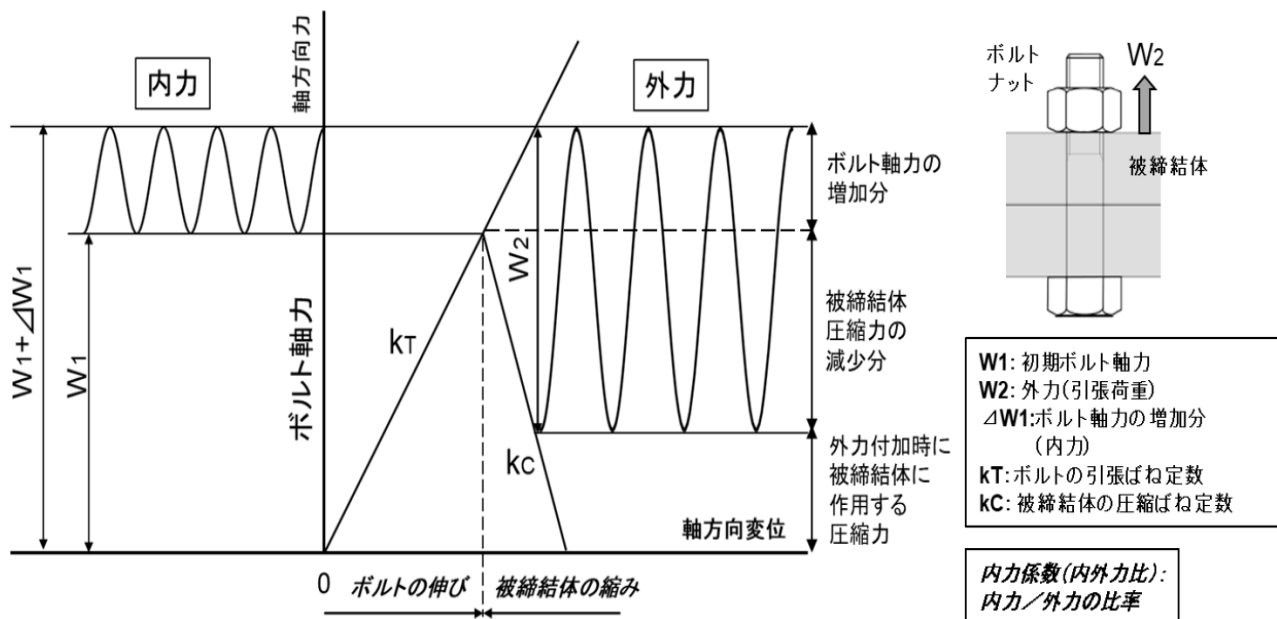


図4 締付け線図⁽¹²⁾

図5はスタッドボルトの疲労破面の事例である。疲労亀裂の進展と停留によって明確なシェルマーク（ビーチマーク）が表れている。最終破断面が小さいことから、破損は長期稼動後に起こっている。この種のトラブルはお客様に多大の損害を与えてしまう。メーカーにとってもその対策は、時間的にも経済的にも大きな負担となる。ボルトにおいても製品の開発段階で最善の注意を払ってこの種のトラブルを撲滅していかなければならない。高強度ボルトでは遅れ破壊にも注意しなければならない。メッキ工程で進入する水素による微細亀裂や環境の悪い場所での応力腐食割れなどが原因で、短時間に不安定破壊（脆性破壊）を起こす。図6に遅れ破壊破面事例を示す⁽¹³⁾。一般的に遅れ破壊はメッキされた高強度ボルトで起こり、初期軸力大きいことから遅れ破壊亀裂発生初期に不安定破壊を起こし、疲労破壊と対照的に最終破断面が大きい。高強度ボルトを使用する場合には、遅れ破壊を防止するために水素除去処理（ベーキング）などが必要である。

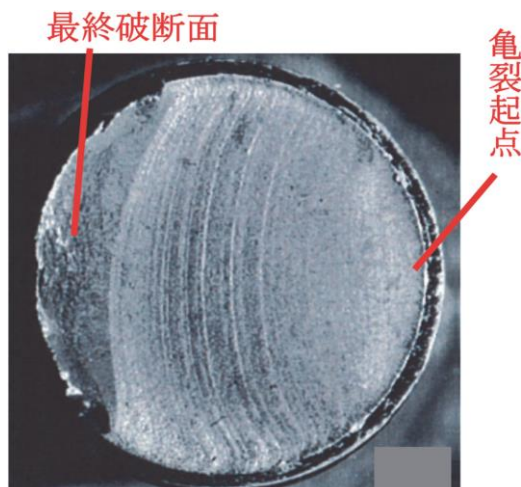


図5 疲労破面

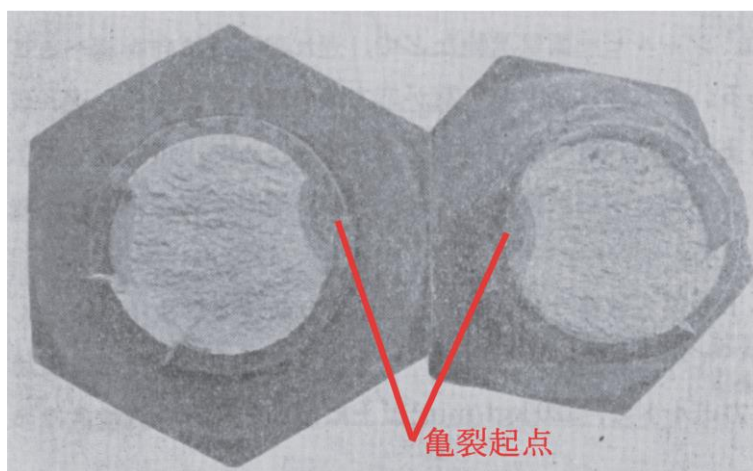


図6 遅れ破壊破面⁽¹³⁾

一般的に製品 1 台に多数のねじが使われる場合の強度評価では、製品が使われる期間中にねじ締結体が疲労破壊を起こさないとした疲労限度以下での設計を行うことが基本である。

重要ボルトやコストの関係などから場合によっては有限寿命設計を行うことがある。ここでは図 7 に示す建設機械のアクスルコンポーネントに用いた重要ボルトでの事例を示す。図中のセットボルトは破損するとタイヤが外れる重大事故を起こす可能性があったため、締結信頼性確保のため疲労寿命推定を行わなければならなかった。寿命推定には図 8 に示すように対象とするねじの S-N 線図と機械の実稼働時における応力頻度線図を用いマイナー則（累積被害則）を用いてねじ締結体の疲労寿命値を推定する。

累積被害度 D および寿命推定値 T_L はそれぞれ式(1)および式(2)で求めることができる。 n_i は応力頻度線図における応力振幅レベルの頻度カウントである。一方、 N_i はその応力振幅レベルの S-N 線図の読み（カウント数）である。各応力振幅レベルの被害度 D_i の累積値が累積被害度 D となる。実機稼働中の応力測定時間を T_t とすると、対象とするねじ締結体の寿命推定値 T_L が求まる。

$$D = \sum (n_i / N_i) \cdots \cdots (1)$$

$$T_L = T_t / D \cdots \cdots (2)$$

図 8 は 30 分の実験であり、見やすくするために応力頻度は 10^4 倍して示しており、表 3 は寿命算出結果である。寿命値は 19,600 時間（1 日 4 時間、月 25 日稼働とすると寿命値は 16.3 年となる）と推定している。製品の目標耐用時間との関係で最終評価を行う。

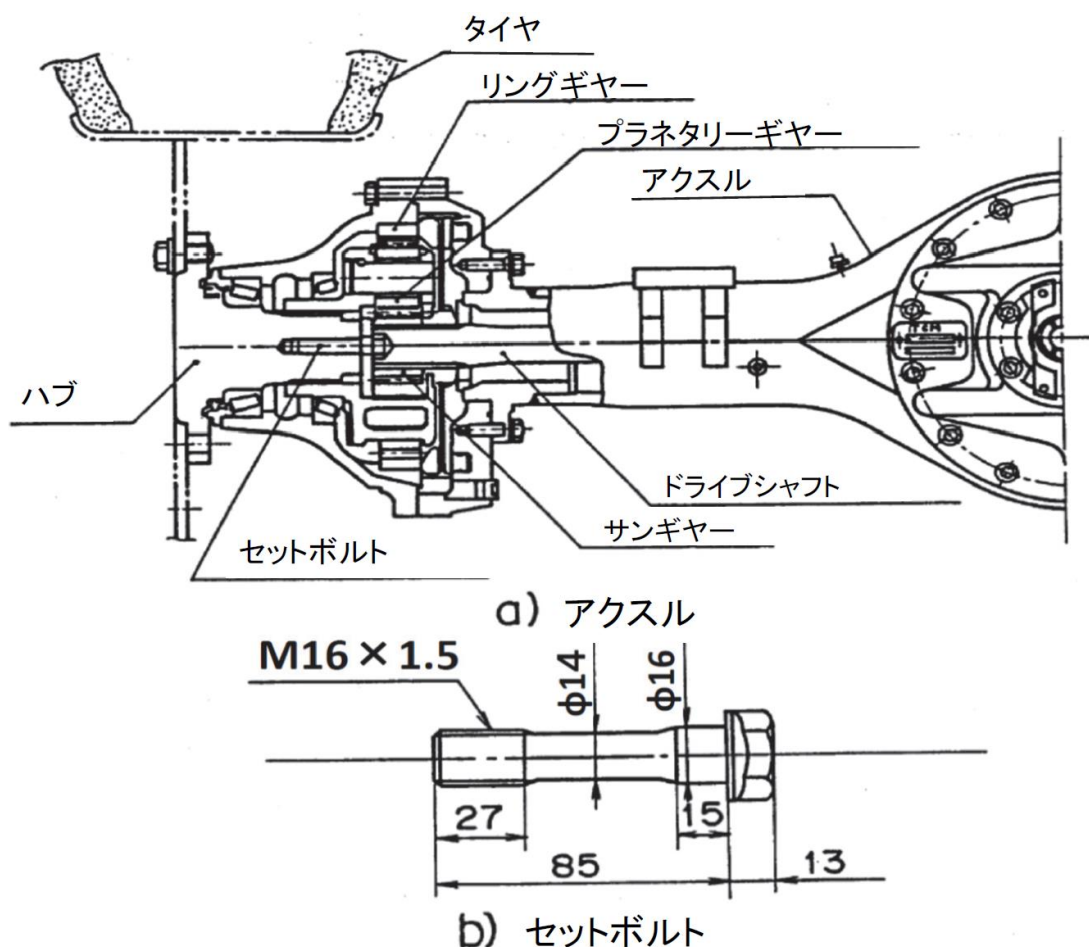


図 7 アクスルコンポーネントと対象のセットボルト

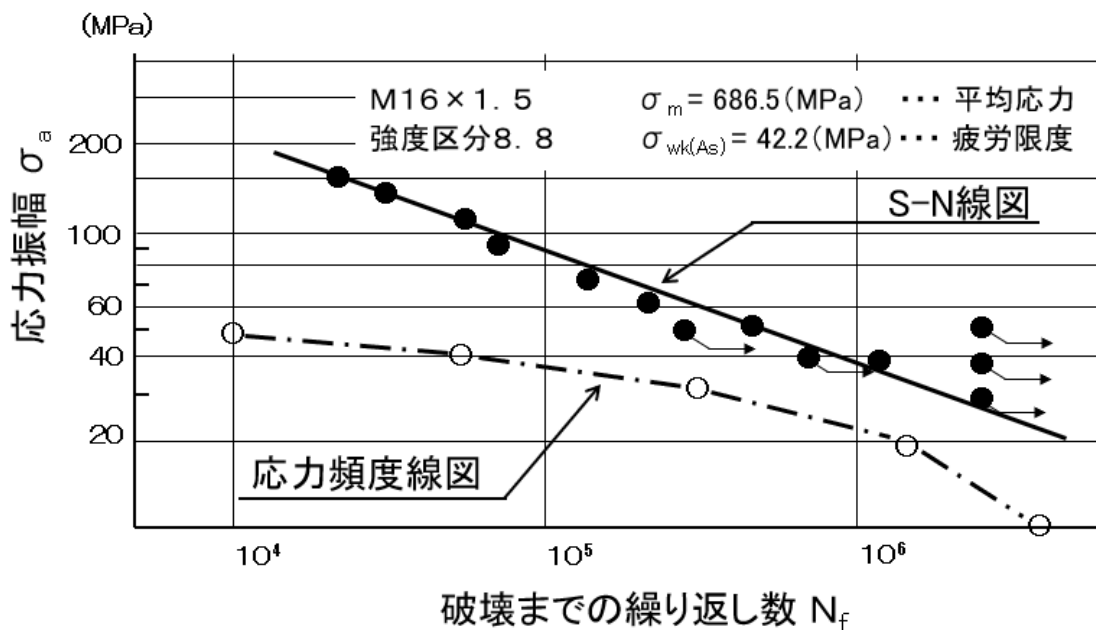


図 8 有限寿命設計の事例

表 3 累積被害則による寿命値の算出

レベル	応力振幅レベル (MPa)	頻度カウント		疲労被害度 D_i
		実働応力 (n_i)	S-N 線図 (N_i)	
1	40-50	1	4.3×10^5	2.3×10^{-6}
2	30-40	5	8.3×10^5	6.0×10^{-6}
3	20-30	31	1.8×10^6	1.72×10^{-5}
4	10-20	152	-	-
5	0-10	336	-	-
累積被害度 D		-	-	0.255×10^{-4}
寿命推定値 T_L		-	-	19,600 (h)

3 ゆるみ寿命推定法（残存軸力予測法）^{(14),(15)}

各種ゆるみ止め部品やゆるみ止め方法の評価は一般的にはゆるみ試験機を用いた相対評価が行われてきた。ボルトのトラブルは疲労破壊を原因とすることが多いが、疲労破壊をもたらす前段階でねじ・ボルトはゆるみを起こしている場合が多い。

ゆるみの評価について実機開発の中で筆者が抱えていた疑問は「そのゆるみ止め部品は実機で何万時間（何万キロ走行）ゆるみ止め性能を保つのか？」などであった。実機ではこの絶対的評価が不可欠であることから、ゆるみ寿命推定法の開発に着手した。図 9 はゆるみ現象観測結果の一例であり、ゆるみ止め方法の一つである嫌気性接着剤（上の線図）とマシン油潤滑（下の線図）で締付けたボルトに衝撃荷重が加わったときの軸力変化を比較したものである。上の線図は 3400 秒付近で一瞬軸力の低下が見られるが、瞬時に軸力は元に戻っておりゆるみ止め効果が観測できている。一方、下の線図は低下した軸力が元に戻らず軸力減少（ゆるみ）が発生している。この軸力減少が蓄積しボルトのゆるみになると考えられる。図 10 は建設機械の一種であるホイールローダである。

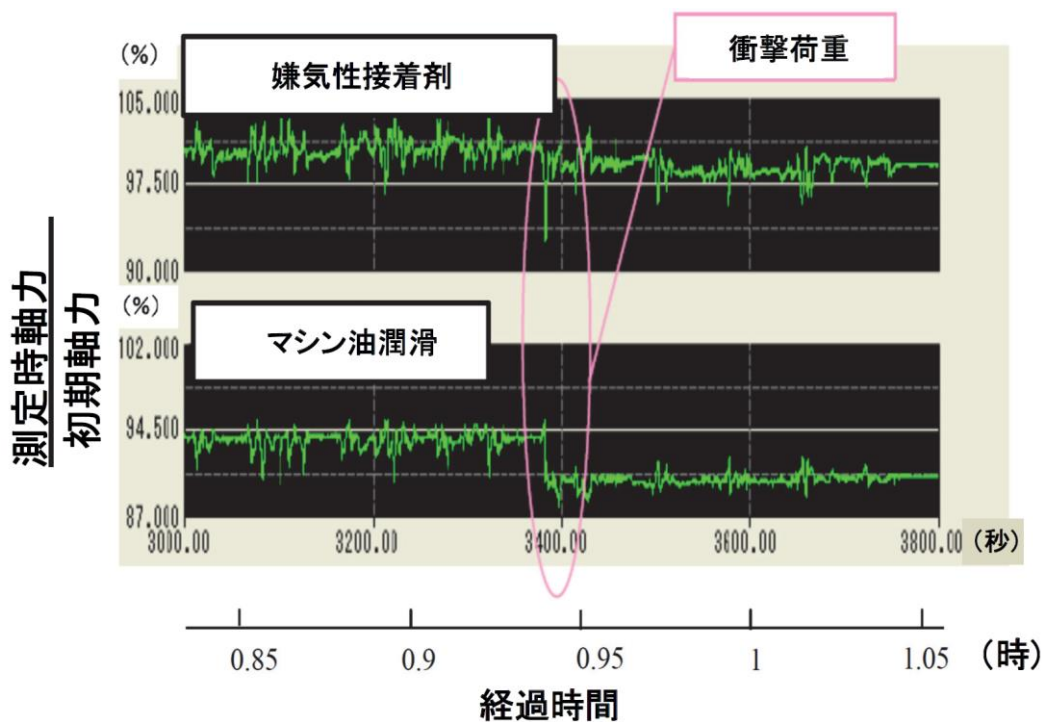


図9 ゆるみ現象の観察



ハブボルト

図10 ホイールローダのハブボルト

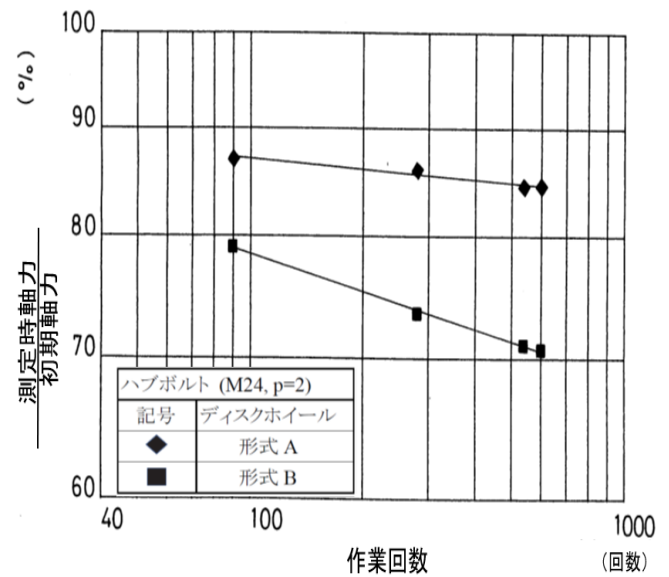
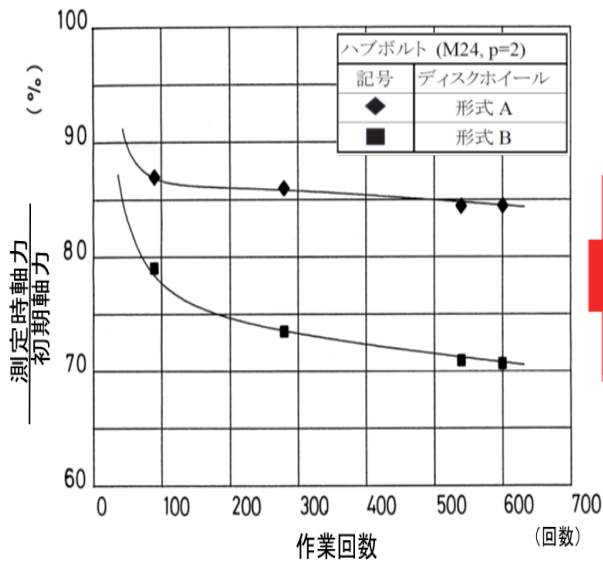
また、図11はそのハブボルトの軸力低下現象を半日ほど実機稼働時に観測した結果を真数目盛りでプロット後に両対数目盛りへ変換してプロットした結果である。軸力低下と経過時間には両対数目盛上では強い線形関係がある結果となっている。このような状況は1か月あるいは6か月の長期間の稼働でも同様であった。この回帰直線は式(3)のように示すことができる。本式を用いることにより、例えば軸力が70%まで低下する時点のゆるみ寿命値などを推定することができる。一方、何万時間経過後（何万キロ走行後）の軸力低下量も予測できる。図12はこの考え方を示したゆるみ評価線図の一例である。この考え方が各種製品に適用できるかの検討およびゆるみの評価基準の設定をどのように行うかなどが今後の課題でもある。

$$\log r = a + b \times \log h \quad (3)$$

ここで、 h : 稼働時間 (時間),

r : (測定時の軸力)/(初期軸力),

a, b : 常数



a) 真数目盛り

b) 両対数目盛り

図 11 実機におけるゆるみ現象

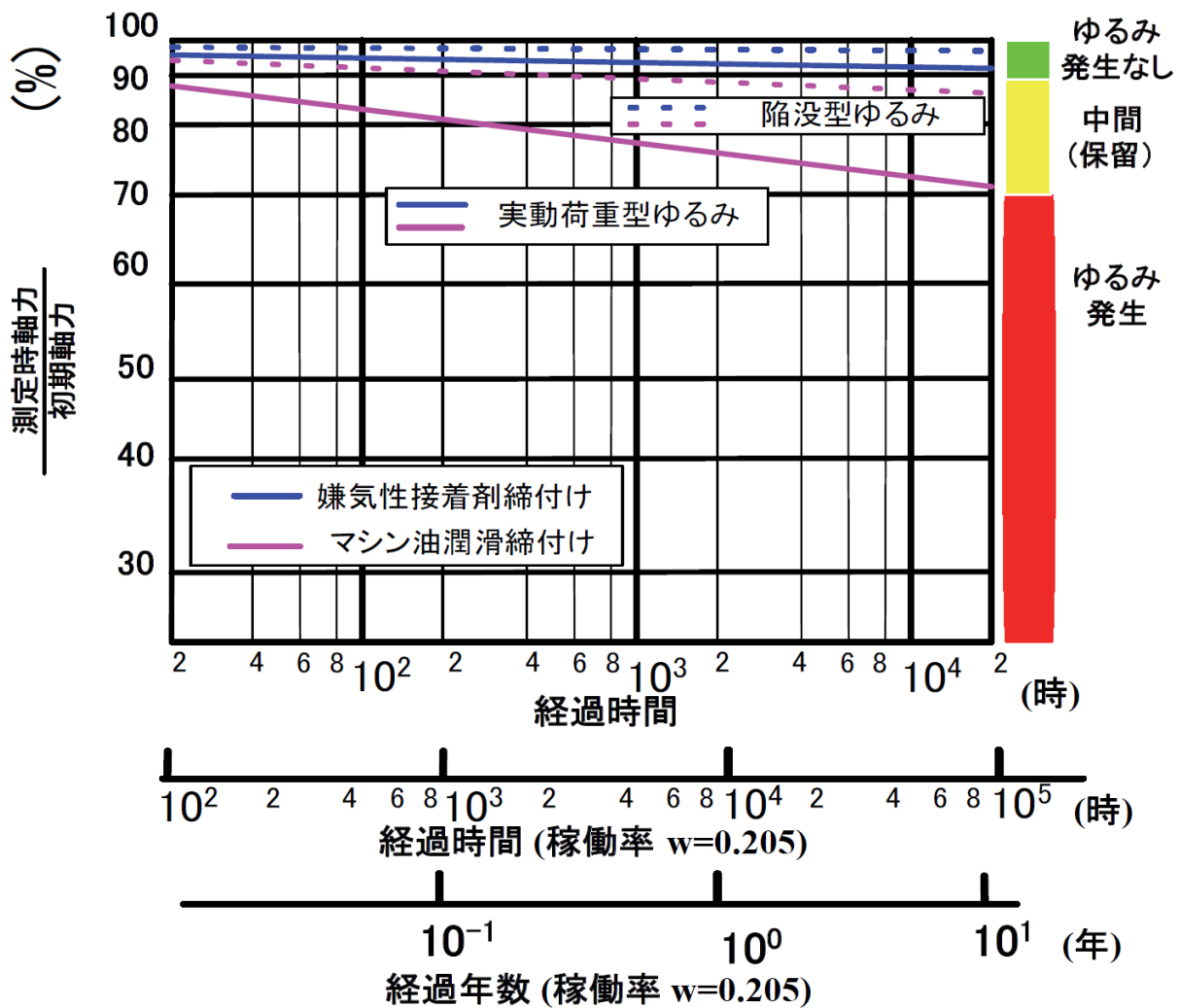


図 12 ゆるみ評価線図の一例 (両対数目盛り)

4 ねじ締結体の締結信頼性の向上^{(16),(17)}

締付けトルク T と軸力 P の関係は一般に三角ねじでは式 (4) のように示される。

$$T = (K_1 + K_2 + K_3) P d = K P d \quad \dots\dots\dots (4)$$

$$K_1 = \frac{d_2}{2d} \mu_s \sec \alpha \quad \dots\dots\dots (5)$$

$$K_2 = \frac{d_2}{2d} \tan \beta \quad \dots\dots\dots (6)$$

$$K_3 = \frac{d_w}{2d} \mu_w \quad \dots\dots\dots (7)$$

ここで、 P : 軸力、 T : 締付けトルク、 d : ねじ呼び径、 d_2 : ねじ有効径、 d_w : 等価座面直径、 μ_s : ねじ山間摩擦係数、 μ_w : 座面の摩擦係数、 α : ねじ山の半角、 β : ねじのリフト角、 K_1 : ねじ山間トルク係数、 K_2 : 軸力トルク係数、 K_3 : 座面トルク係数、 K : トルク係数

トルク係数 K は摩擦係数によって大きくばらつくが、平均的にはおおよそ 0.2 程度である。

また、 $K_1 : K_2 : K_3 = 4 : 1 : 5$ 程度となる。すなわちトルク法では与えた締付けトルクのうち大半はねじ面や座面の摩擦に費やされ、10%程度しか軸力発生に寄与していない。これがトルク法が精度が出ない締付け法といわれる所以である。しかしながら、まだ多くの生産現場等では工具等が簡便なトルク法に頼らざるを得ないのである。表 4 は摩擦係数の測定例である⁽¹⁸⁾。潤滑の状況により摩擦係数は大きく変わる。締付けトルク基準などを作成する場合は、ボルトの強度区分別、潤滑条件別にそれぞれ規定する必要がある。

表 4 各種潤滑状況における摩擦係数⁽¹⁸⁾

(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

締結信頼性の向上では、いかにして高い初期軸力を与え、その軸力を保持するかなどが課題であろう。締結信頼性を向上させる方法として回転角法やトルク勾配法などが実用化され重要ボルトの締結で使われている。しかしながら、工具が高価であることやサービス現場での採用が難しいなどの問題があった。これらの問題から、まだ多くの締結作業でトルク法が採用されている。トルク法は、軸力の代わりに締付けトルクを指標に締付けを行う方法である。前述の通り、ボルト締結時に与える締付けトルクは軸力を発生するのに10%程度しか寄与しないため誤差の大きな締付け方法であった。図13はトルク法の基礎図である。横軸は締付けトルク、縦軸は軸力である。作業者は目標締付けトルク T_{mean} を目指し締付けを行う。ところが、締付け工具の管理状況や作業者の作業姿勢などから実締付けトルクはばらつきを持つ。ボルトとナットのねじ面および座面の摩擦係数もその潤滑状況や表面仕上がり精度の状況からばらつく。その結果、ある一組のねじ締結では図の点線と丸印のような位置に軸力は得られるが、工場などでの何百本、何千本もの多数のねじ締結作業で得られる初期軸力はねじ部や座面での摩擦係数の差および工具等の管理状況により模式的には図のひし形状の範囲にばらついてくると考えられていた。しかしながら、多数本の締付けにおいて、締付けトルクと摩擦係数などのねじ締結の諸係数のばらつきを独立した確率変数として扱うことにより、従来ひし形状と考えられていたばらつきが図中に示すような楕円状（信頼限界楕円）として扱えることが分かってきた。これにより締付けトルクの目標値（作業指示値）や得られる軸力を10%程度上げることができることが分かった。また、それらのばらつきの範囲も従来のひし形状の範囲に対し小さく見ることができると分かった。

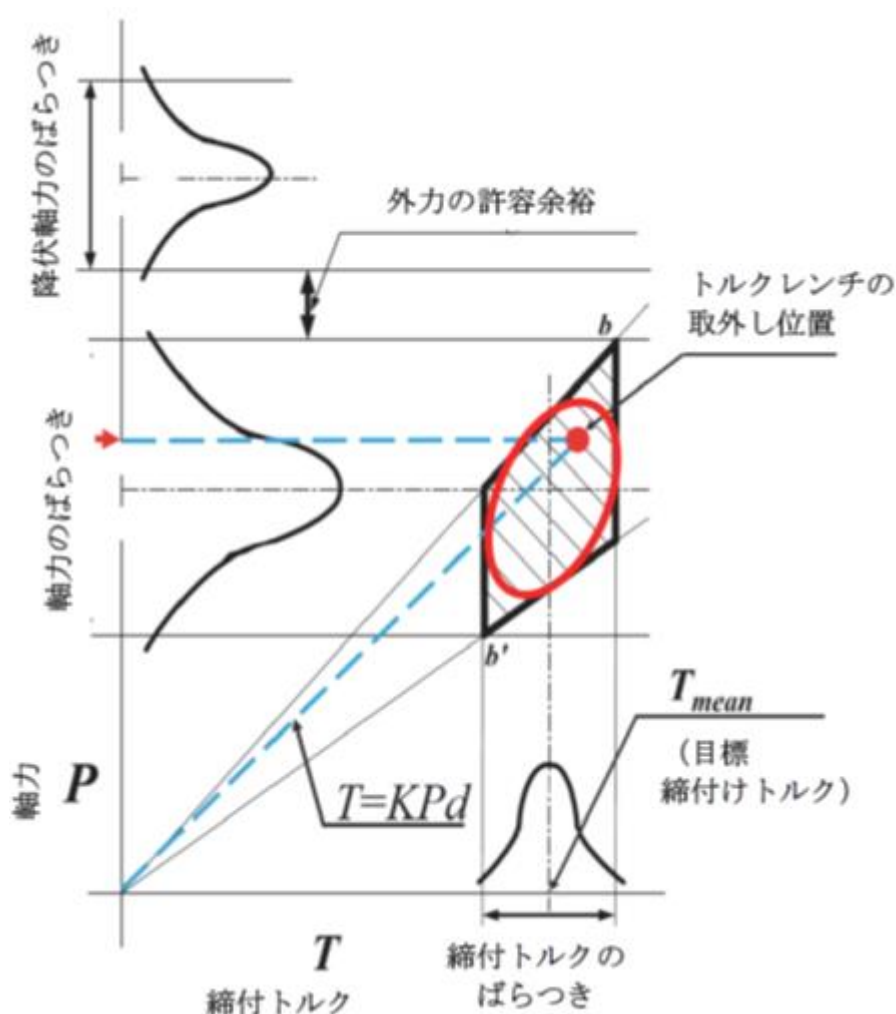


図13 従来のトルク法の考え方と信頼限界楕円

5 まとめ

本稿では、ねじ締結技術の基本的な課題を示すとともに、筆者が取り組んできた実機でのねじ締結体の疲労寿命評価法、ゆるみ寿命評価法およびねじ締結体の締結信頼性向上策の一端をねじ締結技術の技術動向の一例として示した。本稿が実機開発や市場トラブル対策などでねじ適正締付けに取り組む技術者のお役に立てるのであれば幸いである。なお詳細は今後発行するホワイトペーパーあるいは参考文献に示す日本ねじ研究協会誌などに掲載された小生の解説論文などをご参照ください。

参考文献

- (1) 晴山, 日刊工業新聞 特集 (ネジと関連機器), 2021 年 1 月 15 日, p. 7-9.
- (2) 晴山, ねじ締結における課題と技術動向, 日本ねじ研究協会誌(2021), Vol.52,No.4, p. 109-114.
- (3) トンネル崩落 死者 9 人, 朝日新聞, 2012 年 12 月 3 日.
- (4) コースター脱輪 女性死亡, 朝日新聞, 2013 年 5 月 6 日.
- (5) ナット小さくボルト脱落?, 日本経済新聞, 2007 年 9 月 3 日.
- (6) タンク底のねじ緩む, 朝日新聞, 2013 年 9 月 21 日.
- (7) 新幹線事故は整備ミス, 朝日新聞, 2010 年 2 月 2 日.
- (8) 大橋, ねじ締結ガイドブック (締結編), 日本ねじ研究協会誌, Vol.23,No.1(1992),pp.3.
- (9) 晴山, 真鍋, 下平, 星, 実機実稼働下のねじ締結体に加わる負荷の解析と疲労寿命推定法(前編)(後編), 日本ねじ研究協会誌(2015), Vol.46, No. 11,12.
- (10) Hareyama, S., Manabe, K., Shimodaira, T., Hoshi, A., “Working Load Analysis and Strength Estimation for Bolted Joints during Actual Machine Operation”, Proceedings of ASME, IMECE2014-39193, 2014, 10 pages.
- (11) 吉本ら, ねじ締結体設計のポイント(改訂版), 日本規格協会(2006), p. 178.
- (12) ねじ締結技術ナビ (ねじ締結体のトラブル 原因と対策 -疲労破壊編- (2020), ハードロック工業.
- (13) 渡辺ら, ねじ締付機構設計のポイント, 日本規格協会(1982), p. 216.
- (14) 晴山, 真鍋, ボルトゆるみに関する残存締付け力推定およびゆるみ寿命予測法, 日本ねじ研究協会誌 49 巻 5 号,6 号 (2018) .
- (15) Hareyama, S., Manabe, K., Kobayashi, S., Loosening Lifetime and Residual Clamping Force Prediction Method on Bolted Joints and Evaluation Criterion of Clamping Force Level for Prevention of Loosening Failure, SAE Technical Paper 2019-01-1111.
- (16) 晴山, 真鍋, 信頼限界楕円法によるねじ締結の信頼性向上(前編)(後編), 日本ねじ研究協会誌, 45 巻 11 号,12 号(2015).
- (17) 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.
- (18) 前出資料(11)の p. 195.

■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