

技術寄稿（第2回）

「ねじ締結体のゆるみ寿命推定法 ・残存軸力予測法」 （前編：基本的な考え方）

◇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「ねじ締結体のゆるみ寿命推定法・残存軸力予測法」 (前編：基本的な考え方)

東京都立大学
晴山 蒼一

本稿は日本機械学会論文集⁽¹⁾、日本ねじ研究協会誌⁽²⁾および SAE Technical Paper⁽³⁾に掲載された小生のゆるみに関する論文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。本稿では、それらの有用と考えられるねじ締結技術について解説する。

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、インフラ構造物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、ねじ原理への追究も始まっていた。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、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。

「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。本稿では、その中でも特にゆるみ防止の視点から、ゆるみ寿命推定法および残存軸力予測法の確立に焦点を当てて解説する。

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。

2 ねじ締結体のゆるみとその評価

ねじ締結体のゆるみのメカニズムや評価法については以下に示すように、いくつかの研究が行われてきた。特に Junker による研究はゆるみのメカニズムや実験室的なゆるみ試験方法について多くの示唆を与えている^(4,5)。例えば Clark⁽⁶⁾や 本郷⁽⁷⁾の報告など、多くの論文はゆるみ試験法やゆるみ止め部品の評価について述べている。日本ねじ研究協会⁽⁸⁾は多くの大学や企業の協力を得て、ゆるみの評価試験を実施した。山本⁽⁹⁾は Junker の評価結果を紹介している。その中で Junker が振動パワーを評価基準としていることや評価結果などを紹介している。筆者らはゆるみ現象の基本的な観測と解析を行い⁽¹⁾、特に産業機械のコンポーネントに関してねじ締結体のゆるみの測定と寿命推定法へのアプローチを行った^(10,11)。

ゆるみについて、本稿では締付け力（軸力）の減少ととらえているが、Naasar とも締付け力損失として扱っている^(12,13)。賀勢⁽¹⁴⁾はゆるみに関する研究動向を調査し、ゆるみ止め部品や方法などの評価結果をまとめている。最近の研究では、Nassar と Housari⁽¹⁵⁾はゆるみにおけるねじピッチや初期軸力の影響の研究をしている。Kumakura, Hosokawa と Sawa⁽¹⁶⁾は異なるナット高さの軸方向荷重でのガスケットを用いた継手のゆるみ止め効果の評価を行っている。Sase, Koga, Nishimura と Fujii⁽¹⁷⁾は種々のゆるみ止め部品のゆるみ止め性能の評価を行っている。

ゆるみの判断基準については、ねじ締結ガイドブック⁽¹⁸⁾の中に記述がある。図1に示すようなユンカー式軸直角振動ゆるみ試験機（以下、ユンカー式ゆるみ試験機）などで、ステアケース法による振動振幅レベルを決定した上でのゆるみ試験結果の判断基準の例を示している。100 サイクル経過時の軸力低下が10%以下であればゆるまない。10%～30%未満では中間（保留）そして30%以上であればゆるむとの判断基準である。この基準が実機のゆるみの判断基準に適用できるかどうかは現時点では不明だが、少なくともベンチマークとしては利用できそうである。図2はゆるみ試験結果の一例であり、ロッキング効果の大きいゆるみ止め機能のあるナットとロッキング効果が普通のナットでの3本ずつの試験結果を示している。ゆるみ止めナットは1,000 サイクルを超える繰返し振動を与えても初期軸力の80～95%を保っている。一方、普通ナットは2本が100 サイクル付近での残存軸力は初期軸力の30%程度になっている。1本はその時点では90%程度の軸力を保っているが、その後に変曲点を迎え500 サイクル付近では残存軸力は10%程度以下に落ちている。ユンカー式ゆるみ試験機は短期間で各種ゆるみ止めの性能評価ができる試験法として定着している。

これらのねじゆるみの評価方法は実験室的な評価となっており、定性的な評価に加え定量的に各種ゆるみ止め装置のゆるみ防止性能を相対比較出来るようにまできてきている。しかしながら、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？」「ゆるみ試験機での評価が低いゆるみ止め部品は実機では本当に使用できないのか？」と言ったものであった。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。

表2はゆるみをパターン別に分類・整理したものである⁽¹⁹⁾。大きくは2種類に大別でき、ボルト・ナットが相対的に回転しないで生じるゆるみ（本解説では「静的（陥没型）ゆるみ」と呼ぶ）とボルト・ナットが相対的に回転して生じるゆるみ（本解説では「動的（実働荷重型）ゆるみ」と呼ぶ）に分けられる。

以下、本稿ではゆるみ（ボルトの軸力低下傾向）の測定方法、静的（陥没型）ゆるみの観測結果、動的（実働荷重型）ゆるみの観測結果、およびそれらの結果を踏まえて検討したゆるみ寿命推定法・残存軸力予測法の基本的な考え方を述べる。

表2 ゆるみの分類

- ナットが回転しないで生じるゆるみ
 - (1) 初期ゆるみ（締付け後の塑性変形）
 - (2) 陥没ゆるみ（締付け後の塑性変形 クリープ変形）
 - (3) 微動摩耗によるゆるみ（摩耗）
 - (4) 密封材の永久変形（締付け後の塑性変形 クリープ変形）
 - (5) 塗装材の破損によるゆるみ（締付け後の塑性変形）
 - (6) 過大外力によるゆるみ（締付け後の塑性変形）
 - (7) 熱的原因によるゆるみ（温度変化/可逆変化）
- ナットが回転して生じるゆるみ
 - (1) 軸回り方向繰り返し外力によるゆるみ
 - (2) 軸方向繰り返し外力によるゆるみ
 - (3) 軸直角方向繰り返し外力によるゆるみ



図1 ユンカー式（軸直角振動）ゆるみ試験機

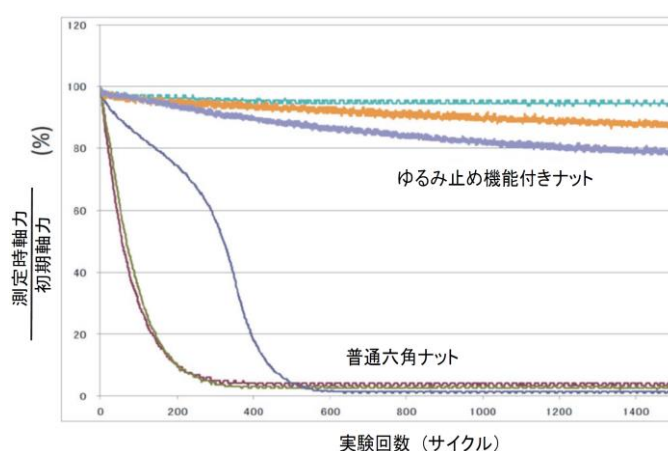


図2 ユンカー式ゆるみ試験機による試験結果の一例

3 ゆるみ・軸力（締付け力）低下の測定

ボルト・ナットのゆるみ傾向は前節でもふれたように、一般的にはボルト軸力の低下と捉えてよいようである。ボルトの軸力測定はひずみゲージ法、超音波軸力測定法および磁気軸力測定法などが行われてきた。

図3は4ゲージ法と2ゲージ法によりボルト軸部に貼付けたひずみゲージによる軸力測定法の事例である。図4はゲージ長の短いひずみゲージによるハブボルトでの軸力測定の事例である。図5はボルトゲージの一例である。ボルトの中心部に小さな穴を開けそこにひずみゲージを埋込むタイプである。ひずみゲージメーカーで穴あけ加工からねじゲージの埋込み、そして接着剤のクリープ試験まで対応してもらえて便利である。

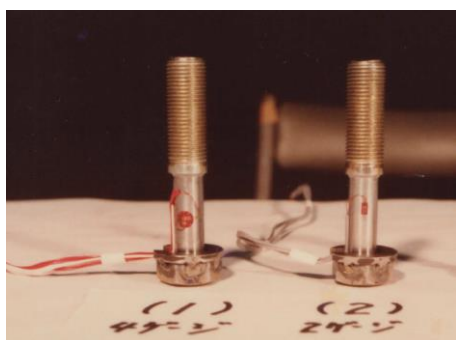


図3 ひずみゲージによる測定

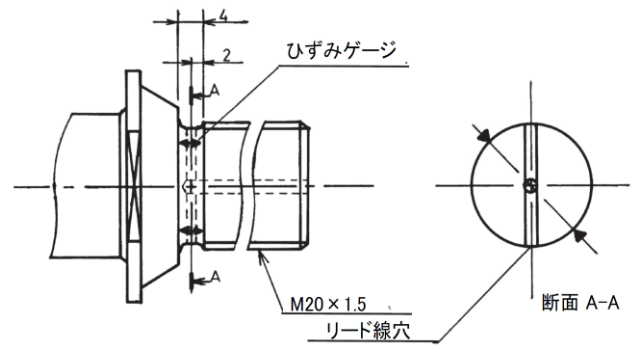


図4 ゲージ長の短い（ゲージ長 0.2 mm）ひずみゲージによる測定（2 ゲージ法）

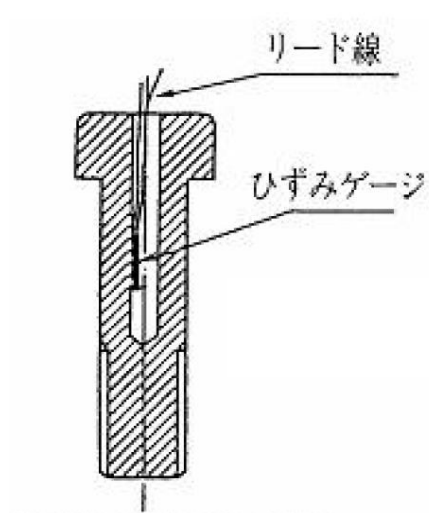


図5 ボルトゲージの一例

図 6 は超音波ボルト軸力計の一例である。ボルト締付け前後でのボルト伸び量を頭部にあてたプローブで端部からの超音波跳ね返り時間にて測定し、ボルト軸力の低下量を測定するものである。測定精度を保つためにボルト頭部と端部を平滑に加工する必要がある。

図 7 は磁気軸力計の一例である。鉄などの強磁性体に圧縮応力が加わると磁気特性（鉄損）が変化する性質を利用した軸力測定器である。磁気軸力測定用ボルトは図 8 に示すように頭部は事前に平滑加工しておく必要がある。軸力測定法では今後 X 線残留応力測定法などの開発が待たれるところである。



図6 超音波ボルト軸力計の例（ダコタ・ジャパン製）

図7 磁気軸力計（芝浦製作所製 MTM-2A）



図 8 磁気軸力測定用ボルト頭部の平滑加工

4 静的（陥没型）ゆるみの測定・観測

本節ではまず実働荷重が働かない静的な陥没型のゆるみ傾向を観測した結果について述べる。図 9 は測定対象とした、2 t 積みフォークリフトの合わせリム形式のディスクホイール取付け用ハブボルト（M20 細目）の構造を示す。図 10 はディスクホイールとハブボルトの静的ゆるみ観測テストベンチで 6 本のハブボルトの軸力の低下傾向を測定した。測定は図 4 に示すゲージ長の短いひずみゲージで行った。曲げ応力の影響をキャンセルするため 2 ゲージ法を用いた。接着剤のクリープがないか事前に図 11 に示す引張試験機で 24 時間の一定荷重引張試験を行い、ひずみゲージが正常に接着されていることを確認した。各ハブボルトの軸力—ひずみ関係は、実験に先立ち引張試験により求めた。ゆるみの測定は規定の締付トルク（乾燥、715N・m）で締付けた直後からの軸力の経時変化によった。軸力低下傾向の測定は万能デジタル測定器(UCAM -8BL, 共和電業製)で行った。

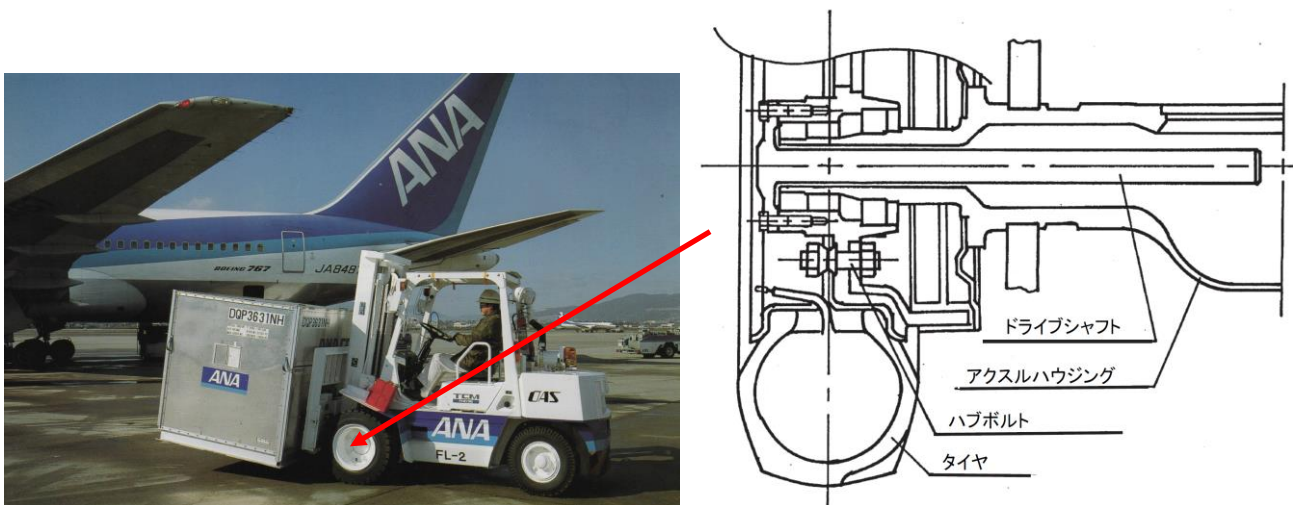


図 9 フォークリフトの合わせリム形式のディスクホイール取付け用ハブボルト

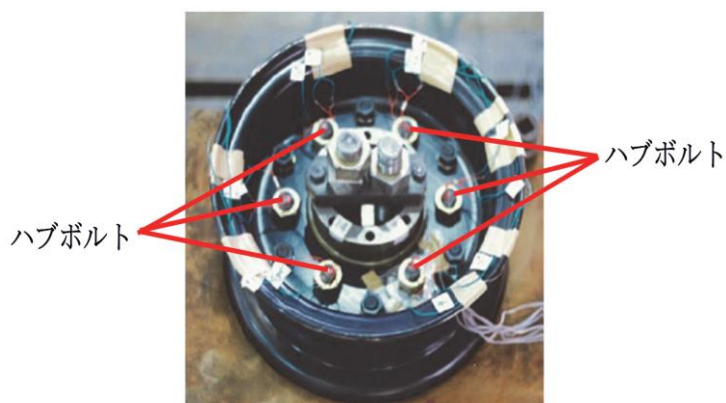


図 10 ハブボルトの静的ゆるみ観測テストベンチ

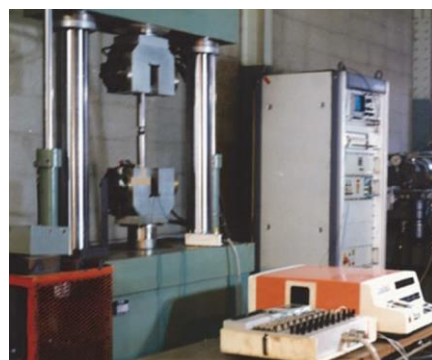


図 11 ひずみゲージ接着材のクリープ試験

図 12 は 2 本のハブボルトでの約 2 昼夜にわたる静的ゆるみ傾向の測定結果を締付け初期から真数目盛でプロットした結果を示す。締付け後の初期には 2~5% 程度の軸力低下が観測されているが、その後は漸減傾向となっている。図 13 はこの静的ゆるみ傾向の測定結果を両対数目盛でプロットしたものである。図から静的ゆるみは縦軸に残存軸力率を、横軸に経過時間を取ると両対数目盛上では強い線形関係があることを示している。

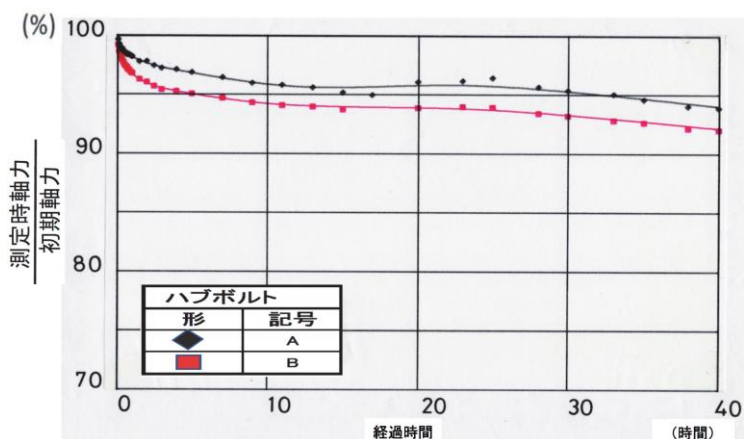


図 12 静的ゆるみ傾向の測定結果 (真数目盛)

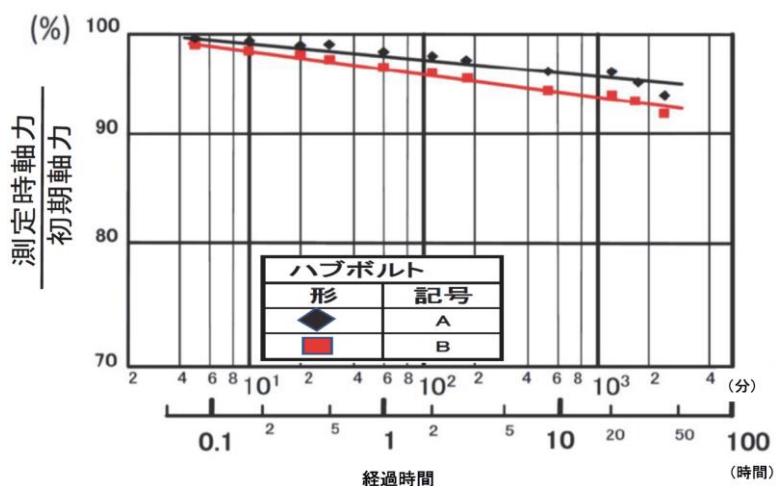


図 13 静的ゆるみ傾向の測定結果 (両対数目盛)

図 14 は、建設機械（ショベルローダ）のアクスルマウントボルトの実体疲労試験装置である。図 15 は供試ボルトの諸元である。図 16⁽⁴⁾ は本試験装置を用いボルトの初期締付けにおける軸力の低下傾向をボルト軸部に貼ったひずみゲージにより調査した結果である。図から締付け作業直後に 1～2% 程度の急激な軸力低下が観測された。この種のゆるみ現象は増締めの一歩の必要性を感じさせるものとなっている。

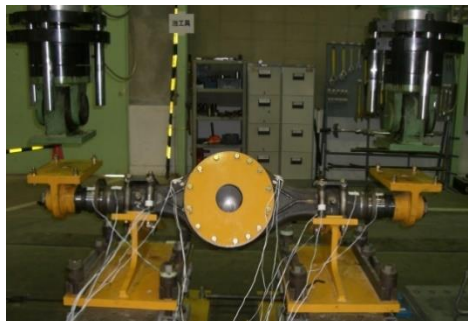


図 14 アクスルコンポーネントの台上試験装置



ボルト: M20 (細目) ボルト長さ: 230mm,
強度区分: 8.8
ひずみゲージ: UFLA-2 (東京測器研究所)

図 15 アクスルマウントボルトの仕様

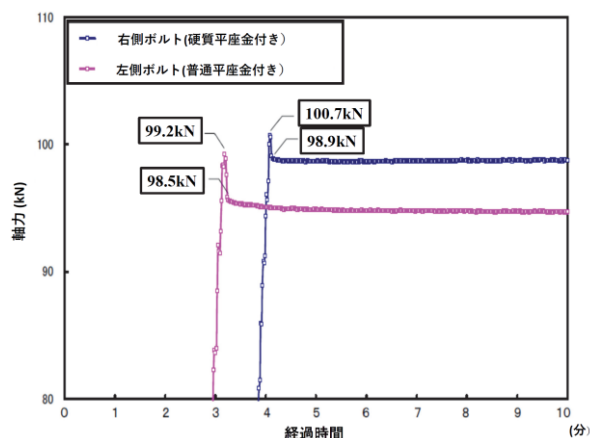


図 16 ボルト締付け時初期の軸力の挙動 (真数目盛)

5 動的（実働荷重型）ゆるみの測定・観測

本節では本稿で提案するゆるみ寿命推定法および残存軸力予測法が実機での実働荷重下でも適用できるかと言った本法の有用性について検討する。図 17 は建設機械の一種であるホイールローダを示す。図 18 はアクスルコンポーネントに使用されている各種ボルトを示す。実機稼働時のこれらのボルトの軸力低下傾向を図 7 に示した磁気軸力計により測定した。図 19 には軸力測定状況を示す。



図 17 ホイールローダ

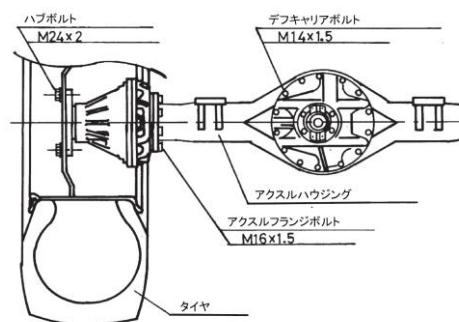


図 18 アクスルコンポーネントに用いられている各種ボルト



図 19 軸力低下傾向の測定

図 21-a) はホイールローダのハブボルトについて、締付け直後から図 20 に示すようなショベルダンプ作業を 600 回ほど行った時の締付け力低下傾向を真数目盛で示したものである。作業開始直後にある程度の軸力低下がみられるが、その後は漸減傾向を示している。この結果を両対数紙上にプロットすると、図 21-b) に示すように各測定点は 1 本の直線上に乗っておりよい線形関係が得られている。試験は製品開発初期の半日程度で行った実験結果である⁽¹⁾。

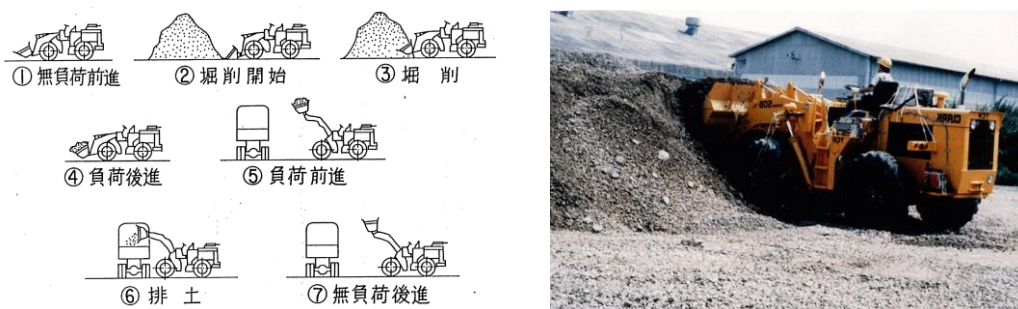


図 20 ホイールローダのショベルダンプ作業

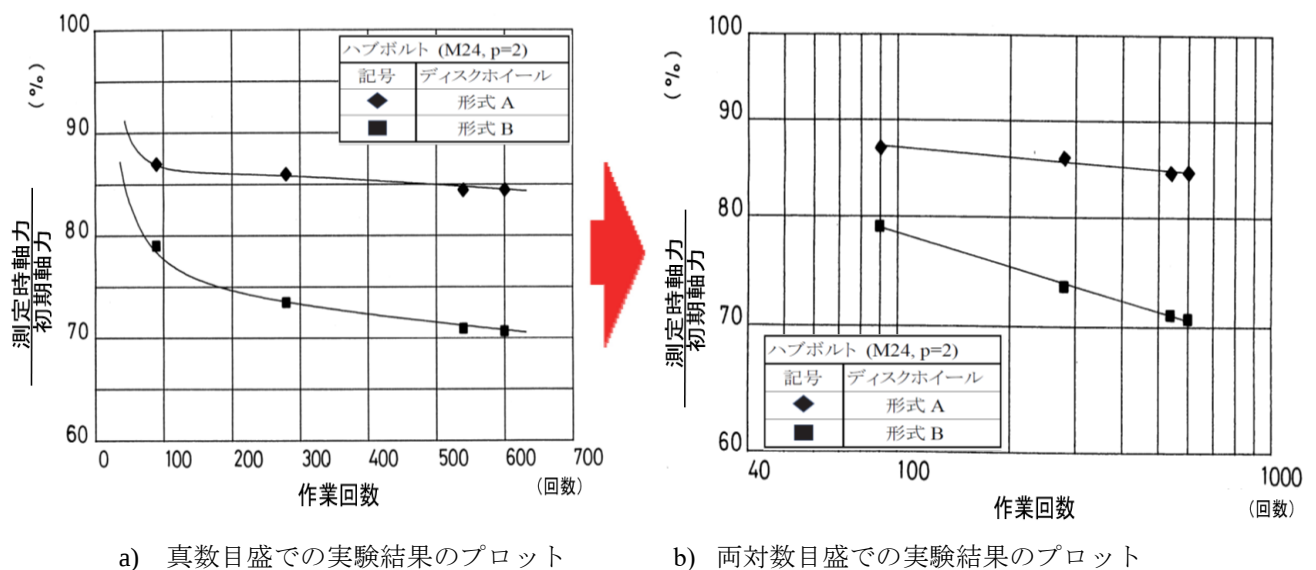


図 21 半日程度の軸力低下傾向の観測結果

図 21 は半日程度の短期間での試験結果を示したが、中長期間にわたってもこのような線形関係が得られるかどうかをチェックしたのが図 22 および図 23 である⁽³⁾。図 22 の試験は一ヶ月程度、図 23 の試験は半年にわたって、ホイールローダ稼働時のアクスル周りのボルトについて、軸力低下傾向を磁気軸力計によって観測したものである。両対数紙であるため初期締付け力の点（経過時間 0 の点）はプロットしにくいので、概略位置をあえて示している。これらの結果から、短期間および中長期間にわたるゆるみ（軸力低下）傾向は、どちらも両対数紙上でよい線形関係が得られると考えてよさそうである。なお、このような線形関係が各種機械に用いられるねじ締結体についても成立するかどうかの検証は今後の課題でもある。

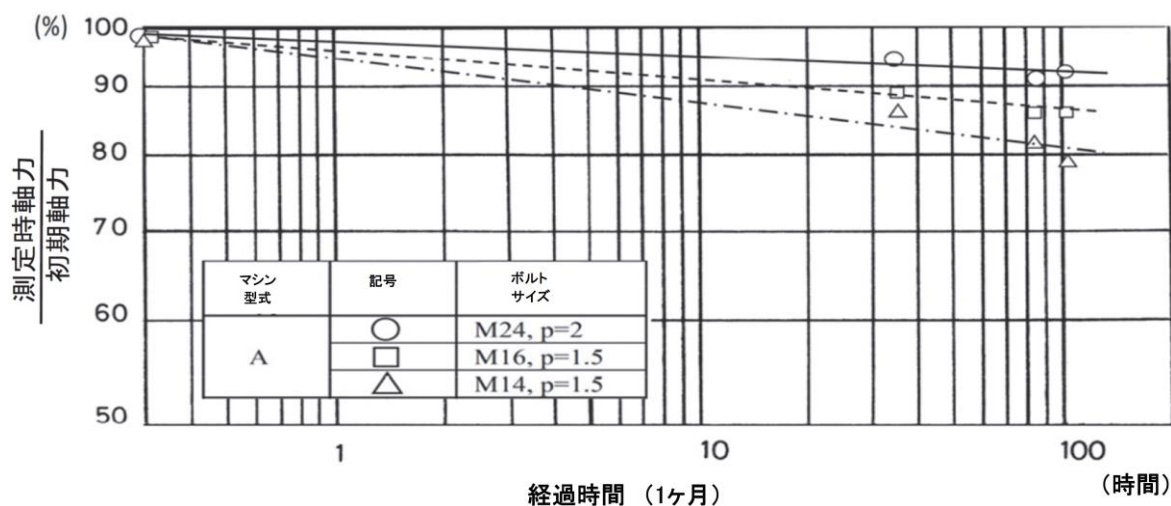


図 22 1 か月程度の軸力低下傾向の観測結果

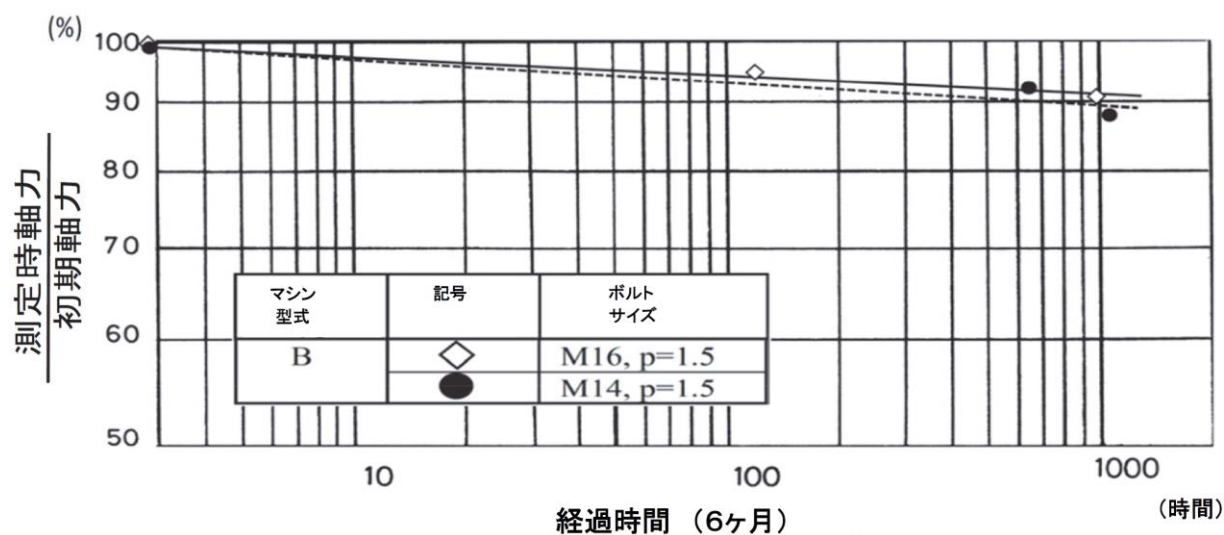


図 23 6 か月程度の軸力低下傾向の観測結果

これらの線形関係は、式(1)のような両対数の回帰式で示すことができる。

$$\log r = a + b \times \log h \quad (1)$$

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

6 ゆるみ寿命推定法・残存軸力予測法の基本的な考え方

前節の結果から、ゆるみ傾向は静的でも動的でも両対数紙上でよい線形関係があると考えられる。この線形関係（回帰直線）を延長することにより、ゆるみ破損に対するゆるみ寿命推定と残存軸力（締付け力）予測が可能となる。任意のねじ締結体の軸力の低下傾向が製品開発の初期（ T_0 時間～ T_1 時間）の実働試験で、図 24 の実線で示すように両対数紙上でよい線形関係が得られたとする。図の実線は試験結果であり、実線を延長した点線はゆるみ傾向の予測線となる。図中に示す通り、例えば縦軸の残存締付け力（軸力）が 90%、80%および 70%の点から水平線を引き、回帰直線との交点の水平軸の値を読むと、即座にその時点までの寿命推定値（走行距離、稼働時間あるいは稼働回数など）を知ることができる。一方、例えば走行距離 50 万 km の水平軸の点から垂直線を引き、回帰直線との交点の垂直座標を読むとその時点の残存軸力（締付け力）予測値を即座に求めることができる。これが簡易ゆるみ寿命推定法の原理である。

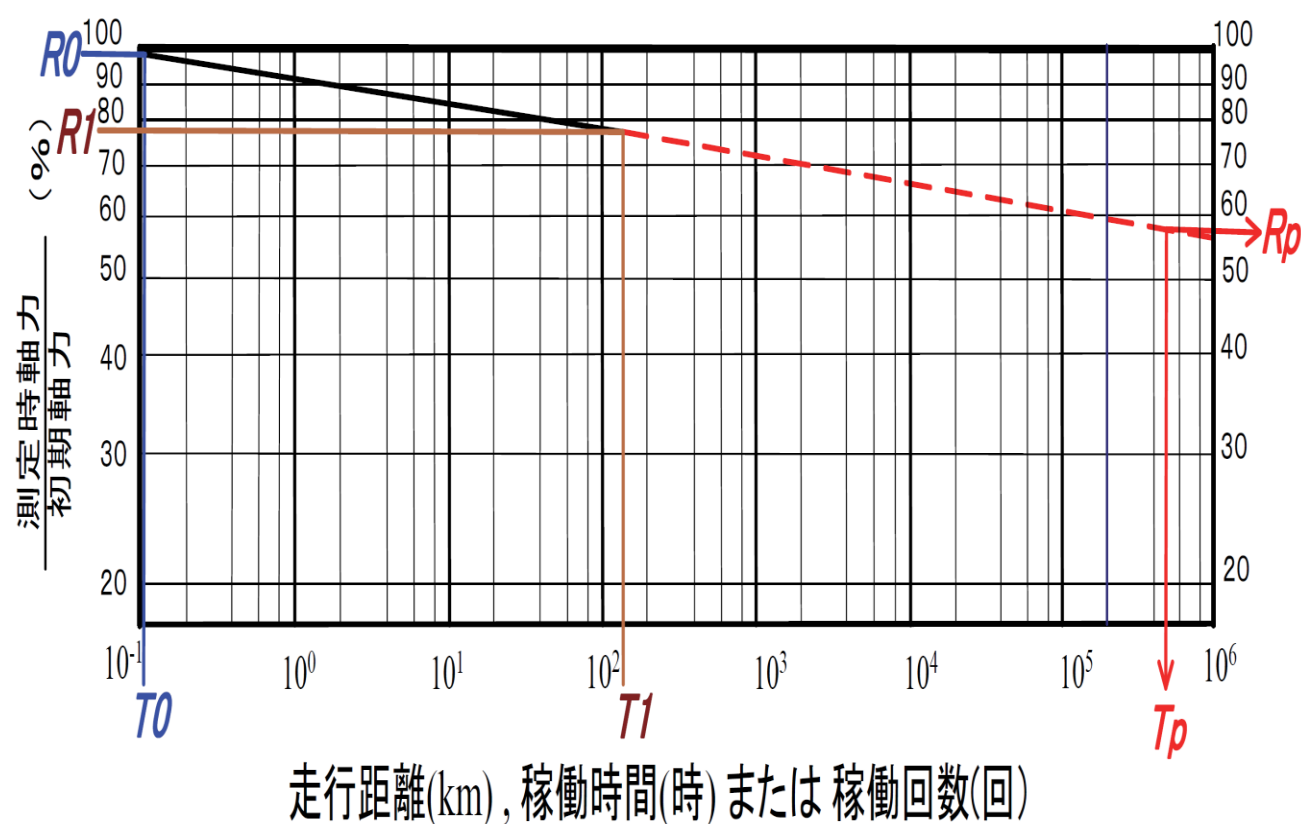


図 24 ゆるみ寿命推定および残存軸力予測の基本図

この考え方に基づいて、式(2)はゆるみ寿命推定値の算出式である。式(3)は残存軸力予測値の算出式である。ゆるみ寿命推定値 T_p は、自動車の場合には走行距離が使用される。建設機械や産業車両のようにアワーメータが搭載されている機械では稼働時間などが使用される。航空機のように飛行回数が指標となる場合には稼働回数などが使用される。一方、残存軸力予測値 R_p は（残存軸力値／初期軸力）の比(%)として求める。

具体的には、ゆるみ測定開始時点の T_0 {走行距離(km)、稼働時間(時) または稼働回数(回)}および R_0 {軸力比(%) }を測定する。また、同様にゆるみ測定終了時点の T_1 {走行距離(km)、稼働時間(時) または稼働回数(回)}および R_1 {軸力比(%) }を測定する。その上で式(2)および式(3)によりゆるみ寿命推定値 T_p および残存軸力予測値 R_p を求める。もちろんその間のゆるみ傾向は前述の通りよい線形関係にあることが前提となる。

$$\log Tp = \frac{\log Rp - \log R0}{\log R1 - \log R0} (\log T1 - \log T0) + \log T0 \quad (2)$$

$$\log Rp = \frac{\log Tp - \log T0}{\log T1 - \log T0} (\log R1 - \log R0) + \log R0 \quad (3)$$

ここで、

Tp ：ゆるみ寿命推定値

注) (走行距離(km)、稼働時間(時) または稼働回数(回))

Rp ：残存軸力予測値(%)

注) (残存軸力値／初期軸力)

$T0$ ：ゆるみ測定開始時点の走行距離(km)、稼働時間(時) または稼働回数(回)

$R0$ ：ゆるみ測定開始時点の軸力比 (%)

$T1$ ：ゆるみ測定終了時点の距離(km)、稼働時間(時) または稼働回数(回)

$R1$ ：ゆるみ測定終了時点の軸力比 (%)

ねじ締結体の設計段階でこれらの式を用いる場合、 Rp を残存軸力値の設計限界値とすると、たとえば、その値を初期軸力の 70% などとしたときのゆるみ寿命推定値を式(2)で求めることができる。また、たとえば、 Tp を製品の耐用目標寿命として用いたときには、その時点の残存軸力予測値を式(3)から求めることができる。

なお、ゆるみ防止対策の一つとして締付け時に高い初期軸力を与えることが重要とされている。ある 1 本のボルトを締付ける場合、その初期軸力は材料の降伏点または耐力の 70% 以上であることが望まれる。工場などで何十本・何百本の締付け作業を行う場合には、その初期軸力のばらつきの程度は、一般的には材料の降伏点あるいは耐力の 50～70% 以上を確保することが望まれる。

7 まとめ

本稿では、静的（陥没型）ゆるみと動的（実働荷重型）ゆるみの観測結果から、ボルトのゆるみ現象（軸力低下傾向）が縦軸に残留軸力率を横軸に経過時間を取った時、両対数目盛上でよい線形関係にあること示した。この線形関係から実機開発の初期のゆるみ測定結果を用いることにより長時間稼働後のボルトのゆるみ寿命および残存軸力を推定する方法を提案した。次の技術寄稿「ねじ締結体のゆるみ寿命推定法・残存軸力予測法」（後編：実証試験による基本的考え方の確認）ではこれらの考え方の確認のために行った実機でのゆるみ寿命推定・残存軸力予測の実証試験の結果およびゆるみの評価基準などの検討結果を示す予定である。

参考文献

- (1) 晴山, 浜田, 石丸, 実機稼働時におけるねじのゆるみおよび強度評価に関する研究 (第 1 報, ゆるみの絶対的評価法について), 日本機械学会論文集(1988), Vol. 54, No. 503, pp. 1559-1563.
- (2) 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(2018), Vol. 49, No. 5, pp. 131-138, No. 6, pp. 169-178.
- (3) 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.

- (4) Junker, G. H., Williams, D. A., "Rules for design and calculation of high-duty bolted joints (PART ONE: BASIC DESIGN)," Sub Assembly, 1973, Vol.11. No.3, pp.22-24
- (5) Junker, G. H., "New Criteria for Self-Loosening of Fasteners Under Vibration," SAE Transactions, 1969, No.690055, pp.314-335.
- (6) Clark, S.K., Jerald, J.K., 1966, "Vibratory Loosening of Bolts", SAE Transactions, No.660432, pp.1-10.
- (7) 本郷、ボルト・ナットのゆるみとゆるみ止め, 機械の研究、Vol. 14, No. 1(1962), pp. 231-238.
- (8) 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Ⅲ報) —高強度ボルトのゆるみに関する調査研究—, 1980, pp. 13-216.
- (9) 山本, ねじのゆるみ, 締結と接合(1972), No. 2, pp. 1-5.
- (10) Hareyama, S., Takada, R., Shimodaira, T., Tamura, K., Hoshi, A., Nakashima, M., "A Proposal for the Absolute Estimation Method on Self-loosening of Bolted Joints during OFF-road Vehicle Operation", International Journal of Automotive Engineering (2012), Vol. 3, No. 1, pp. 47-53,.
- (11) Hareyama, S., Manabe, K., Nakashima, M., "The Absolute Evaluation and Loosening Life Prediction Method on Self-Loosening of Bolted Joints during Actual Machine Operation," (2012), ASME IMECE2012-86415.
- (12) Nassar, S., Matin, P. H., "Clamp Load Loss due to Fastener Elongation Beyond its Elastic Limit," ASME Journal of Pressure Vessel Technology, August 2006, Vol. 128, 379-387, 2006.
- (13) Nassar, S., Matin, P. H., "Cumulative Clamp Load Loss Due to a Fully Reversed Cyclic Service Load Acting on an Initially Yielded Bolted Joint System," ASME Journal of Mechanical Design, April 2007, Vol. 129: 421-433, 2007.
- (14) 賀勢, ねじのゆるみとその防止, 機械の研究 (1985), Vol. 37, No. 8, pp. 21-26.
- (15) Nassar, S., Housari, B. A., " Effect of Thread Pitch and Initial Tension on the Self-Loosening of Threaded Fasteners," ASME Journal of Pressure Vessel Technology, November 2006, Vol. 128, 591-598.
- (16) Kumakura, S., Hosokawa, S. and Sawa, T., "Bolt Load Reduction of Bolted Joints under External Axial Load", ASME PVP (Pressure Vessels and Piping), No.367, pp.103-108, 1998.
- (17) Sase, N., Koga, S., Nishimura, K. and Fujii, H., "Evaluation of Anti-Loosening Nuts for Screw Fastener", Journal of Material Processing Technology, 56.1/4, pp321-332, 1996.
- (18) 日本ねじ研究協会, 新版 ねじ締結ガイドブック (2008), pp, 101-119.
- (19) ハードロック工業、ねじ締結体のトラブル 原因と対策—非回転ゆるみ編—

(以下後編に続く)

■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