

ピッチ差付きボルト・ナット締結体のユンカー緩み試験 による耐緩み性の評価*

野田 尚昭¹⁾ 王 彪¹⁾ 佐野 義一¹⁾ 川野 凌¹⁾ 劉 溪¹⁾ 乾 湧人¹⁾ 高瀬 康¹⁾

Investigation of loosening resistance based on Junker loosening test of bolt nut connections with pitch differences

Nao-Aki Noda Biao Wang Yoshikazu Sano Ryo Kawano Xi Liu Yuto Inui Yasushi Takase

In our previous studies, a bolt-nut connection with slight pitch difference was considered towards realizing anti-loosening performance and high fatigue strength through axisymmetric finite element method (FEM) and experiment. Also by applying three-dimensional FEM, the nut tightening/untightening process was analyzed to confirm anti-loosening performance indirectly. In this study, Junker's type loosening experiment based on DIN standard is used to confirm the anti-loosening performance directly. The results suggest that suitable pitch difference may provide good anti-loosening performance. The 3D FEM simulation is in good agreement with the experiment. The anti-loosening of the pitch difference nut is discussed by comparing the loosening of the normal nut.

KEY WORDS: Safety, Bolt-Nut Connection, Pitch Difference, Residual Prevailing torque, Anti-Loosening Performance, Three-Dimensional Finite Element Method (C1)

1. 緒 言

ボルト・ナット締結体は、使用頻度、重要度が高い機械要素であり、例えば、自動車 1 台に 3000 本程度が使用されている。これまでも多くの緩みの発生とその防止に関する研究が行われてきたが^{(1)~(10)}、緩み止めに特化した特殊ナットの多くは、複数の部品や特殊な幾何学的形状を必要とするため、複雑な製造プロセスおよび高コストであるという問題が残されている^{(11)~(14)}。

低コストで耐疲労・耐緩みを向上させる技術として、ピッチ差を設けたボルト・ナット締結体は古くから提案されていたが、それを実証した研究は見当たらなかった。そこで、著者らは先に適切なピッチ差を与えることで緩み防止効果が得られることを示すと同時に、ある範囲のピッチ差では疲労寿命も向上させることを示した⁽¹⁵⁾。一方、ボルト破損の要因は、ボルト自体の強度の他に、ナットの緩みに関係することはよく知られている。そこで著者らは、耐緩み効果を評価する上で、ナットのねじ込み過程におけるプリベリングトルクが密接に関係することを実験的に明らかにしてきた⁽⁸⁾。さらに、ピッチ差を変えることによる、ねじ込み過程と締め付け過程、ならびに緩ませる方向にトルクを与える場合(緩ませ過程)の耐緩み

性への影響を実験的と 3 次元有限要素解析により解明した^{(16), (17)}。この緩み止め性能は、締結力 F と締付けトルク T の関係 ($F-T$ 関係) に示される(付録に概要を示す)。一方、より直接的に振動を伴う稼働条件下での、耐緩み性へのピッチ差の影響およびそのメカニズムはこれまでに明らかにできていない。そこで、本論文では、ユンカー緩み試験における緩み過程を、ナット締付力の繰返数による変化として捉え、これを 3 次元 FEM 解析により求める。その結果をユンカー緩み試験で得られた結果と比較して、ピッチ差付きナットの耐緩み性能を評価し、そのメカニズムにも言及する。

2. ユンカー緩み試験の方法と実験結果

2.1. ユンカー試験による緩み過程と緩ませ過程

図 1(a)にナットのねじ込み過程、図 1(b)に締め付け過程を示す。本論文で主に取り扱うのは、ナット締付過程(図 1(b))の後の図 1(c)の、緩み過程(Loosening process due to transverse loading)であり、先の研究で考察した図 1(d)に示す緩ませ過程と区別する。この図 1(c)の過程では被締結体を軸直角方向に振動させることにより、通常ナットではナット締結力が減少し緩みが生じる。なお、先の研究で図 1(a), (b), (d)の過程における締結力 F と締付けトルク T の関係 ($F-T$ 関係) を考察しているので、これを本論文で取扱う $F-n$ 関係(図 7, 8 参照)と区別して付録に示す。

*2021 年 11 月 1 日受理。

1)九州工業大学(804-0093 福岡県北九州市戸畑区仙水町 1-1)

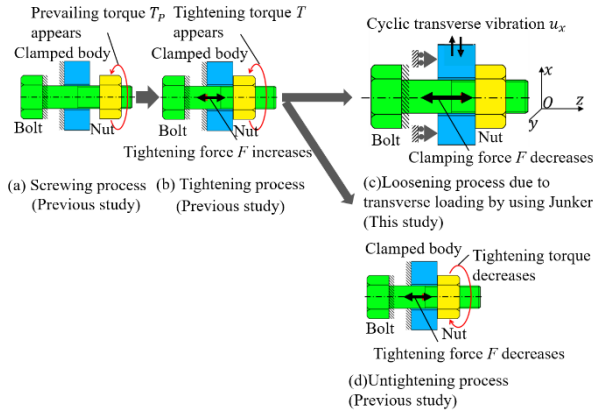


Fig.1 Schematic illustration for (a) screwing process (b) tightening process (c) loosening process (d) untightening process

2.2. 試験片

図 2 に研究対象の JIS M12 ボルト・ナット締結体を示す⁽⁸⁾、⁽¹⁸⁾。図 3 にねじ部の詳細を示す。通常の M12 ボルト・ナット締結体はボルト・ナット共にピッチ $p=1750\mu\text{m}$ であるが、ピッチ差付きナットでは、ナットのピッチをボルトよりピッチ差 α だけ大きくし、3 種類の異なるピッチ差 $\alpha=35, 40, 50\mu\text{m}$ を試験する。ボルト・ナット間のクリアランスとして、 $\alpha=0$ のときの長さ方向の平均的なクリアランス寸法 $C_z=59\mu\text{m}$ を用いる。ボルトは強度区分 8.8 の SCM435 を黒染処理したものであり、ナットは強度区分 8 の S45C 材で、精密切削にてピッチ差の長さ方向公差 $\pm 0.003\text{mm}$ となるようにねじ加工を施した。図 4 にボルト・ナットの応力ひずみ線図、表 1 に材料特性を示す。図 5 にピッチ差付きナットのねじ込み時におけるボルト・ナットねじ面間の接触状態を示す。

2.3. 実験条件と方法

緩み試験に用いる DIN 65151 に基づくユニカー式振動試験装置を図 6(a)に示す。図 6(b)はその主要部の模式図である。固定板に対して可動板を、ローラーを介してボルト・ナットで締結し、緩みが生じる前の、初期締結力は $F_{22.3\%}=15\text{kN}$ (ボルト降伏応力の 22.3%) とする。可動板はローラーで支持されているため、固定板との間の摩擦は無視できる。ナットのねじ込みに伴って、図 5 に示すような、ねじ面間の接触が現れると、プリバリングトルクが生じる。実験開始とともに、図 6(a)に示す回転する偏心軸が、可動板を周波数 8 Hz で振動させる。ボルトに加える振動負荷は DIN 65151 に基づいて、通常ナットが振動数 $n=300\pm 100$ サイクルで緩み、締結力 $F=0$ になるように負荷振幅を決める。このようにして決めた可動板に与える振幅は $\pm 1\text{mm}$ である。表 2 に振幅を含む全ての試験条件を示す。繰返数 n が 1500 に達すると、実験を終了する。なお、耐緩み性能の評価として改訂 DIN25201 では、2000 回後に初期締結力 80%以上を有することを判定限界としているが、ここでは 1500 回後の締結力 80%を判定限界とした⁽¹⁹⁾。

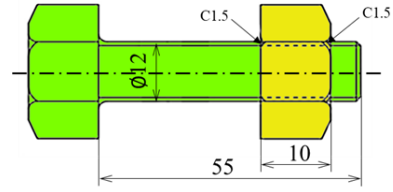


Fig.2 M12 Bolt-Nut specimen [Unit:mm] (Nut both ends have chamfer C1.5 effecting anti-loosening⁽⁸⁾,⁽¹⁸⁾)

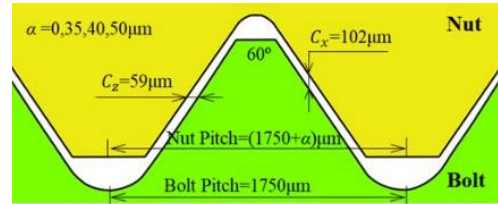


Fig.3 Pitch difference and clearance between bolt and nut threads [Unit:μm]

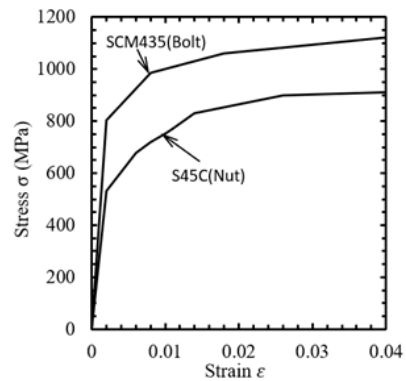


Fig.4 Stress strain relation for SCM435 and S45C

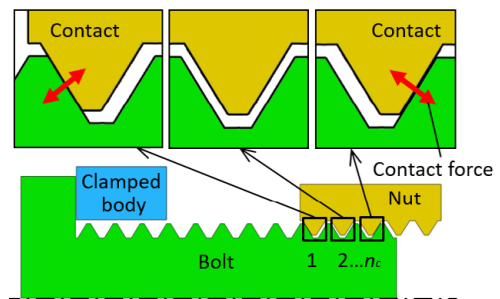


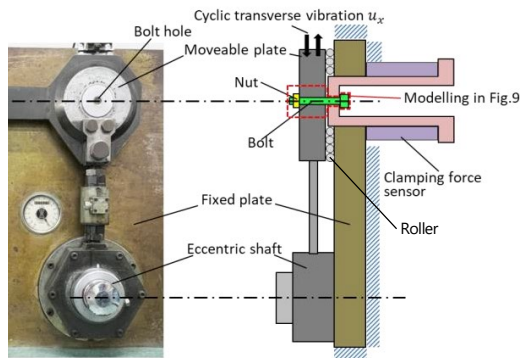
Fig.5 Contact status when the prevailing torque appears between bolt and nut

Table1 Material properties of the bolt and the nut.

	SCM435 (Bolt)	S45C (Nut)
Young's modulus E [GPa]	206	206
Poisson's ratio ν	0.3	0.3
Yield strength σ_y [MPa]	800	530
Tensile strength σ_B [MPa]	1200	980

Table2 Testing conditions

Amplitude [mm]	±1
Frequency [Hz]	8
Initial clamping force [kN]	15
Number of cycle [n]	1500



(a) Photo of Junker's device (b) Schematic illustration
Fig.6 Junker type nut loosening experimental device based on DIN series (DIN 65151) when the initial tightening force $F = 15\text{kN}$

2.4. 実験結果と考察

2.4.1 締結力の変化

図7と図8に試験開始後の締結力 F と繰返数 n の関係を示す。図7(a)に $n = 0 \sim 1500$ の全体的な変化を、図7(b)に $n = 0 \sim 50$ の初期の変化を示す。図8の詳細図中のプロット点は、繰返数1サイクルあたり締結力 F を3回測定する位置に対応する。図8に示すように、ここでは、安定した波形が得られる $n \geq 10$ を中心として実験結果を考察する。これは、実験初期のデータの緩み挙動がピッチ差の大きさに関係なく不規則であったためである。これらは、図1(c)の緩み過程の $F - n$ 関係であるが、先の研究で、図1(d)の緩ませ過程の $F - T$ 関係を考察しているので、付録に示す。

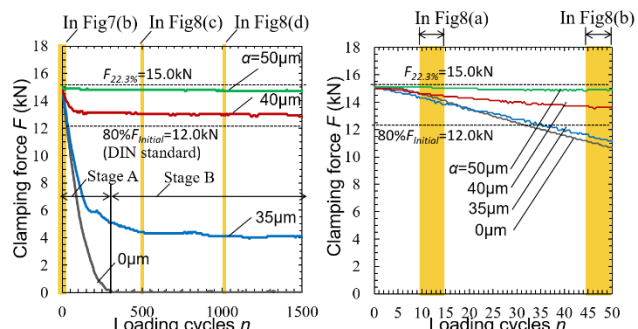
図7(a)よりピッチ差 α が大きくなると締結力 F の低下が小さくなること示された。DIN 65151 の初期締結力の 80% の判定条件を、 $\alpha = 40, 50\mu\text{m}$ は、満たしており、 $\alpha = 35\mu\text{m}$ は基準を満たしていない。しかし、 $\alpha = 35\mu\text{m}$ でも最終繰返数 $n = 1500$ で締結力 $F = 4.0\text{kN}$ 、すなわち初期締結力の 27% を維持している。ピッチ差付きナットでは、初期締結力 F が小さい方が緩み抵抗トルク T_R^u を生じる上で有効である⁽¹⁷⁾。また、 $\alpha = 35\mu\text{m}$ では、付録に示すように、締結力の減少に伴って、緩み抵抗トルク T_R^u が生じ、締結力 $F \geq 4.0\text{kN}$ 程度を維持することが可能であり、耐緩み性は維持される。なお、 $\alpha = 35\mu\text{m}$ ⁽⁸⁾ では、締結力 F が顕著に低下する緩み進行域 (ステージ A) と、締結力 F の低下がほとんど無い緩み停留域 (ステージ B) に区分できる。ここで、図7(a)の $\alpha = 35\mu\text{m}$ では、 $n = 200 \sim 400$ で締結力 F の低下速度が変化するが、ここでは、低下速度変化の大きい $n = 300$ を緩み挙動の変更点とし、 $n \leq 300$ がステージ A、 $n \geq 300$ がステージ B とする。付録の図 A1 に示すよ

うに、 $\alpha = 35\mu\text{m}$ では、緩みが進行し締結力 F が低下すると、 $\alpha = 35\mu\text{m}$ と $\alpha = 0$ の $F - T$ 関係に差が生じ (図 A1, A2 の $F_u \rightarrow E_u$)、緩みに対する抵抗 (緩み抵抗トルク T_R^u) が生じる。このため $n \geq 300$ が緩み停留域となる。このように、緩み抵抗トルク T_R^u によって、 $\alpha = 35\mu\text{m}$ は締結力 $F \geq 4.0\text{kN}$ を保証できるものとなっている。一方、改訂 DIN25201 では、緩みによって初期締結力の 80% 以下となると、緩みが進行し締結力 $F = 0$ となることを前提としているものと推察される。このように、ピッチ差ナットの耐緩み性は、DIN 規格では、判定できない性質を有する。

2.4.2 緩み過程の波形

図8に、 $F - n$ 関係を5回の繰返数ごとに波形が見えるように拡大して示す。例えば、図8(a)は $n = 10 \sim 15$ での締結力 F を示す。以下では、 $n = 10 \sim 15$ を $n \sim 15$ と表記して議論する。図8(a) $n \sim 10$ と図8(b) $n \sim 50$ の波形を見ると、ピッチ差が小さい $\alpha = 0$ と $\alpha = 35\mu\text{m}$ の場合、締結力 F は繰返数 n に対応した凹凸波形が見られる。一方、ピッチ差が大きい場合には、不規則な波形が少数見られる。図8(a)と(b)とで波形はほぼ等しいと見なせることから、図8(a)の $n = 10$ 以降で、緩みが定常的に進んでいることが示唆されており、図8(b)の $n \sim 50$ ではより定常的な波形が見られる。

例えば図8(a) $n \sim 15$ を見ると、 $\alpha = 40\mu\text{m}$ では、5回の繰返数の間に2回の“ステップ状の低下波形”が見られ、 $\alpha = 35\mu\text{m}$ では3回の“ステップ状の低下波形”の他に、“凹状波形”が1回確認できる。このような“凹状波形”は、図8(b)の $n \sim 50$ でも同様に観察され、他の繰返数 n でも5サイクルあたり1回程度確認できる。このように $\alpha = 35\mu\text{m}$ では、 $\alpha = 40\mu\text{m}$ と同様に“凹状波形”が確認されることは、緩みのメカニズムを考察する上で重要であり、 $\alpha = 0$ では、このような“凹状波形”は存在しない。なお、このような微妙な波形は、測定器の分解能およびロガーのサンプリング周波数の設定の仕方に依存し、後述する FEM 解析結果の波形と形状が異なる。しかし、 $\alpha = 35 \sim 50\mu\text{m}$ の実験で得られる波形はよく似ており、5サイクルあたり0~2回程度“凹状波形”が確認できる。



(a) 0~1500cycles (Experiment) (b) 0~50cycles (Experiment)
Fig.7 Clamping force F vs. loading cycles n (Stage A: Loosening process; Stage B: Loosening stop process)

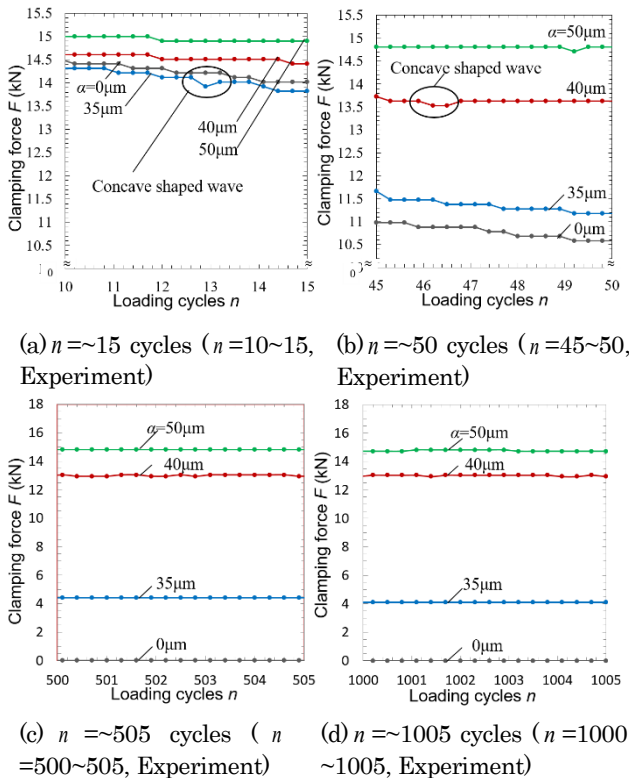


Fig.8 Enlarged $F-n$ relation to clarify the local variation F (Dotted point denotes where F is measured)

3. 締め付けおよび軸直角方向外力による緩み過程の解析

3.1. 緩み試験の解析方法

ユニカー式緩み試験で得られたピッチ差の緩みへの影響を考察するため、ボルト締結部 (図 6(b)) をモデル化して、緩み過程における締結力 F と繰返数 n の関係を FEM 解析する。図 9(a)に示すように実体形状を簡略化するために、ボルトの頭とナットの六角形の部分は円柱形状に置き換え、3次元モデルを作成した。可動板の寸法 (縦×横×厚み) は $40 \times 40 \times 15 \text{mm}$ である。ボルトとナットのねじ山のねじの螺旋部は最小メッシュ (0.048mm) の八面体要素を用い、全体では要素数 8×10^4 、節点数 15.1×10^4 のメッシュを作成した。接触解析にはペナルティ法を用い、材料の非線形性を考慮した。ねじ面間の摩擦係数は $\mu_s = 0.12$ 、座面とナット下面間の摩擦係数は $\mu_w = 0.17$ を用いた^{(2), (8), (15)}。解析には有限要素法解析ソフトウェア ANSYS Workbench 16.2 を用いた。

解析では、図 9(b)に示すように、締め付け力がボルト耐力の 22.3% に相当する初期締め付け力 $F_{22.3\%} = 15 \text{kN}$ に達するまでナットを締め付ける。なお、実験では可動板と固定板がある (Fig.6) が、ここでは、文献(2)と同様に固定板を省略し、図 9(a)に示すように、ボルト頭部の下側と可動板の左側を固定する⁽²⁾。このような境界条件の違いで結果に大きな違いが生じないことを確認している。ここで、ピッチ差付きナットでは、解析時間節約のために、可動板・ナット間を

小さく、 0.05mm の位置から、ナットのねじ込み・締め付けの解析を始める。なお、通常ナットでは、接触状態、 0mm から解析を始める。

締め付け力 15kN に到達後 (図 9(b))、軸直角方向の繰返し振幅による緩み過程を解析する。この振幅は可動板により、図 9(c)の x 方向に周期的な変位 u_x として与える。振幅は実験条件と同様に、 $|u_x| \leq 1 \text{mm}$ として、緩み過程が定常状態とみなされる繰返数 $n = 50$ まで解析を行う。解析では繰返数 1 当たりの正弦波で与える変位 u_x を 20 ステップで離散化し、各ステップごとに締結力の変化を計算する。

緩み試験開始時に初期締結力 $F_{22.3\%} = 15 \text{kN}$ を与えるため、図 10 に締結力 F とトルク T の締め付け過程の解析結果を示す。ピッチ差 α を有するナットの $F-T$ 関係やプリバリングトルク T_p は、先の研究で議論した⁽¹⁵⁾。図 10 に示すように、ピッチ差 α が大きくなると、初期締め付け力 $F_{22.3\%} = 15 \text{kN}$ を得るため、より大きな締め付けトルク T を必要とする。

3.2. 緩み過程の解析結果と実験結果の比較

図 11(a)~(d)に緩み過程の締結力 F と繰返数 n の関係の解析結果を $n = 0 \sim 50$ で示す。図 11 では図 7 の実験結果と緩み速度の傾向は一致しており、緩み速度 dF/dn の大小関係は $\alpha = 0 < \alpha = 35 \mu\text{m} < \alpha = 40 \mu\text{m} = \alpha = 50 \mu\text{m}$ となっている。解析と実験結果の波形を比べると $\alpha = 35 \mu\text{m}$ では、解析結果の図

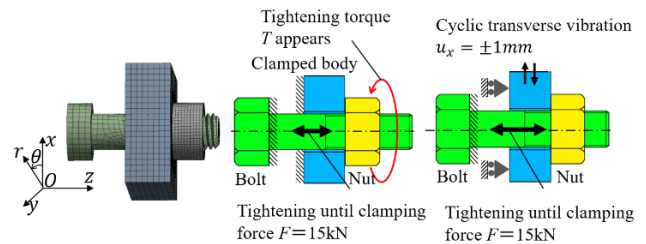


Fig.9 FEM model and boundary conditions for tightening process and loosening process for the dotted region in Fig.6(b)

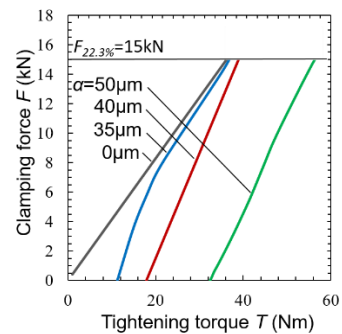


Fig.10 Clamping force F vs. tightening torque T (Prevailing torque $T_p \equiv \text{sup}|T|$ when $F = 0$)

11(c)では締結力 F の波形が、可動板の変位 u_x の最大値が生じた直後、“凸状波形”が生じるのに対して、実験結果の図 8(b)では、“ステップ状の低下波形”と“凹状波形”が観察される。図 11(c), (d) の波形に注目すると、 $\alpha = 35\mu\text{m}$, $\alpha = 40\mu\text{m}$ は同じ形をしており、 $\alpha = 0$ では締結力 $F \approx 0$ であり波形も異なる。図 11(c), (d) では、最大変位が与えられる直後に、締結力 F の減少（または増加）が見られる。ガウス記号 $[n]$ （実数である繰返数 n の整数部分）を用いると、最大変位 u_x の位置と締結力 F に“凸状波形”が生じる位置は以下の式(1), (2)のように表され繰返数 n に依存しない。

可動板に最大変位 u_x が与えられる位置

$$n - [n] = 0.25, 0.75 \quad (1)$$

締結力 F に“凸状波形”が見られる位置

$$n - [n] = 0.25 \sim 0.35, 0.75 \sim 0.85 \quad (2)$$

図 12(a)に $\alpha = 40\mu\text{m}$ 、(b)に $\alpha = 0$ のナットを $F = 15\text{kN}$ で締付後、緩み試験で繰返数 $n = 45.25 \sim$ の最大変位 $u_x = 1\text{mm}$ を与えたときの、締結力 F やその変化 $\Delta F > 0$ を示す。図 12(a)では、ナットのピッチ差がボルトより $\alpha = 40\mu\text{m}$ だけ大きいので、ナット両端の接触により、ボルトにはねじ山間締結力 F_α が生じる⁽¹⁵⁾。図 12(c)に、ピッチ差 $\alpha = 40\mu\text{m}$ の場合の繰返数 $n = 45 \sim 47$ における、ねじ山間締結力 F_α と、締結力 F 、ねじ山間締結力ならびに両者の差 $(F_\alpha - F)$ の変化を示す。図 12(c)より、変位 u_x がピークとなる $n = 45.25 \sim$ で、 $(F_\alpha - F)$ が小さくなった後大きくなる。同様に、 F_α も小さくなった後大きくなる。しかし、 $(F_\alpha - F)$ の変化幅は F_α より大きい。その結果、締結力 F に“凸状波形”が生じる。

表 3 に、繰返数 $n = 10 \sim 50$ における“凹状/凸状波形”の頻度を示す。実験結果図 8(a), (b)と解析結果図 11(c), (d)、その他より求めた。この表の実験結果に注目すると、 $\alpha = 35\mu\text{m}$ と $\alpha = 40\mu\text{m}$ とともに、凹状波形の頻度は、繰返数 5 回の間に 0~2 程度確認される。よって表 3 に Δ : Sometimes として示している。解析結果に注目すると、 $\alpha = 35\mu\text{m}$ と $\alpha = 40\mu\text{m}$ とともに、変位のピーク後に常に凸状波形が観察される。よって表 3 に \circ : Always after peak in $|u_x|$ として示している。このように、“凹状/凸状波形”の頻度から、 $\alpha = 35\mu\text{m}$ ($F \geq 4.0\text{kN}$ を満足)は、 $\alpha = 40\mu\text{m}$ (DIN 基準を満足)と同様に、耐緩み性能を有することが示唆される。これに対して $\alpha = 0$ ではこのような“凹状/凸状波形”は観察されず、耐緩み性能が著しく劣ることが示される。

解析と実験結果の波形が異なる理由として、実験と同じ試験片の固定条件を解析で再現しにくいことや、実験では

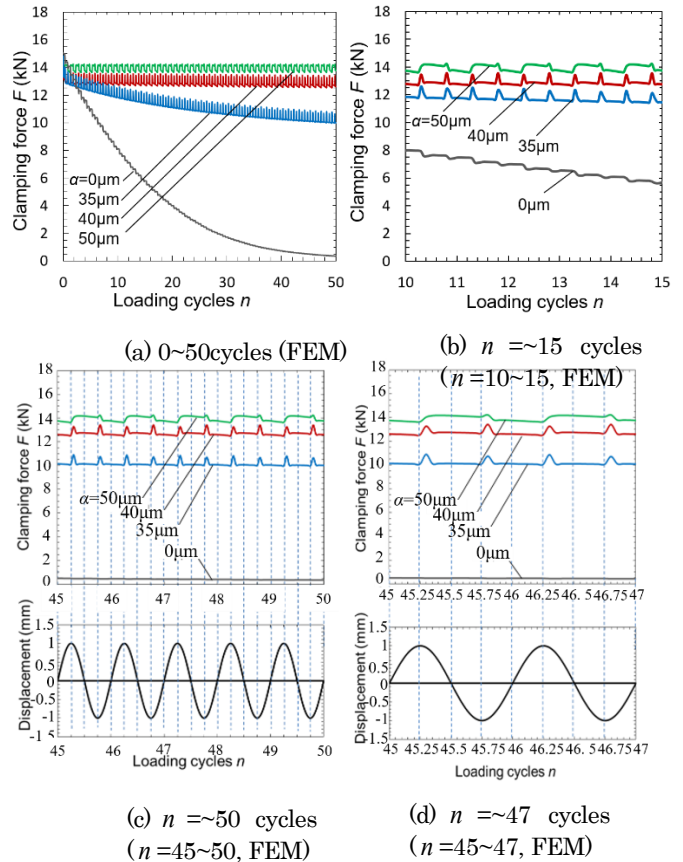
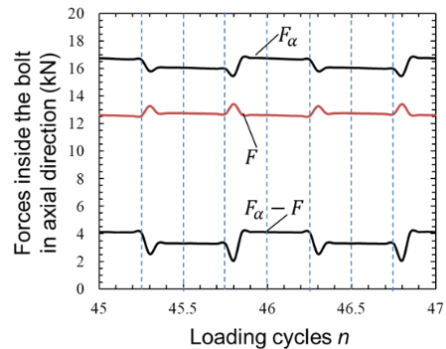
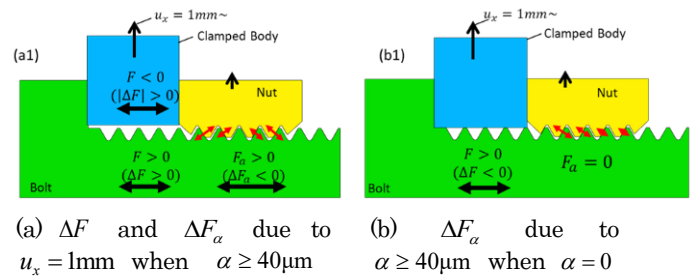


Fig.11 Clamping force F vs. loading cycles n



(c) Variations of bolt axial force due to the nut both ends contact F_α
 Fig.12 Clamping force change ΔF_α by $\alpha \geq 40\mu\text{m}$ and $u_x = 1\text{mm}$ which is the change of F_α

Table3 Frequency of concave/convex shape wave in $F-n$ relation for $n=10\sim 50$.

	$\alpha = 0$	$\alpha = 35\mu\text{m}$	$\alpha = 40\mu\text{m}$
Experiments	×	△	△
FEM Analysis	×	○	○

○: Always after peak in $|u_x|$, △: Sometimes, ×: Never

摩耗や摩耗粉の生成などにより界面の力学的条件が、繰返数とともに刻々と変化し、解析のようなねじ同士の接触条件の一定性が保証されないことが考えられる⁽¹⁶⁾.

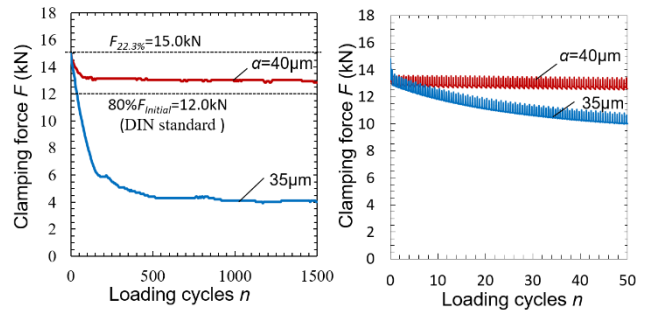
3.3. ピッチ差 $\alpha = 35\mu\text{m}$ の緩み耐久性評価 (図 A1 の青線)

本節では $\alpha = 35\mu\text{m}$ の耐緩み性を詳しく議論するために $\alpha = 35\mu\text{m}$ と $\alpha = 40\mu\text{m}$ の結果を比較する (図 13(a), (b)). 初めに全体の緩み挙動の図 13 (a)に注目すると、実験結果 2.4.1 節で述べたようなピッチ差付きナットの場合、締結力 F が顕著に低下する領域 (ステージ A) と、締結力 F がほとんど低下しない領域 (ステージ B) の 2 つに分類できる. $\alpha = 35\mu\text{m}$ では $n \leq 300$ がステージ A であり、 $n \geq 300$ がステージ B である. なお、図示していないが、本来の DIN 規格である全繰返数 $n = 2000$ での締結力 F を、低下挙動が安定する $n \geq 500$ から外挿すると、 $F = 3.82\text{kN}$ が求まり、 $n = 1500$ の締結力 F と比べて 1.3% 程度の低下しかない.

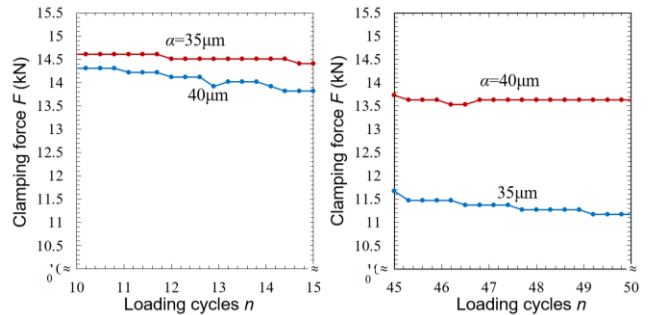
次に、 $\alpha = 35\mu\text{m}$ の耐緩み性に関して、DIN 規格を満たす $\alpha = 40\mu\text{m}$ と比較対比するため、締結力 F の波形の面から考察する. まず、ステージ B の繰返数 $n > 500$ の実験結果の図 8(c), (d)の波形に注目すると、 $\alpha = 35\mu\text{m}$ と $\alpha = 40\mu\text{m}$ のどちらも締結力の波形はほぼ一定であり締結力 F に変化はほとんどない. 一方、ステージ A の繰返数 $n < 50$ では、図 13 (c), (d), (e)に示すように、 $\alpha = 35\mu\text{m}$ と $\alpha = 40\mu\text{m}$ の実験と解析に“低下を伴わない凹状/凸状波形”が確認される. また、図 13 (e)の $n \sim 50$ の解析結果では、両者とも可動板に変位の最大値 $u_x = \pm 1\text{mm}$ を与えた直後に締結力 F の増加と減少の波形が見られる. これらの波形は、 $\alpha = 0$ の波形とは大きく異なる (図 11(b)参照). このように $\alpha = 35\mu\text{m}$ と $\alpha = 40\mu\text{m}$ の波形はよく似ているが、ステージ A では締結力 F の低下速度は大きく異なっている. $\alpha = 35\mu\text{m}$ は DIN 基準を満たすとまでは言えないが、締結力 F の波形に関して $\alpha = 40\mu\text{m}$ と似ており、緩み止め性能を発揮していることが示唆される. このような考察から、 $\alpha = 35\mu\text{m}$ のナットでも締結力 $F \geq 4.0\text{kN}$ 程度が確保できる.

4. 結 言

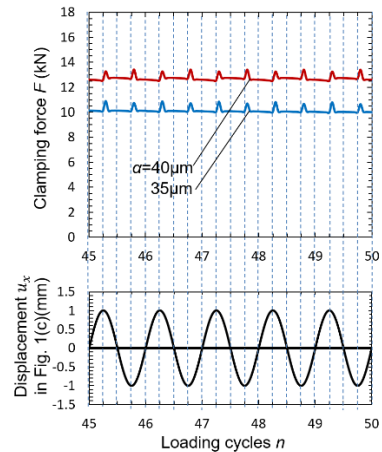
本論文では、ピッチ差付ナットを用いたボルト締結体のナットの緩み過程を考察した. 緩み試験にはアンカー式振動試験を用い、緩みのシミュレーションには 3 次元 FEM 解



(a) $n=0\sim 1500$ cycles (Experiment) (b) $n=0\sim 50$ cycles (FEM)



(c) $n \sim 15$ cycles ($n=10\sim 15$) Experiment) (d) $n \sim 50$ cycles ($n=45\sim 50$, Experiment)



(e) $n \sim 50$ cycles ($n=45\sim 50$, FEM)

Fig.13 Comparison between $\alpha = 35\mu\text{m}$ and $\alpha = 40\mu\text{m}$ in $F-n$ relation

析を用いた. 用いたピッチ差は、 $\alpha = 0$ (通常ナット)、 $35, 40, 50\mu\text{m}$ である. 得られた結論を以下にまとめる.
 (1) DIN25201 に対応した耐緩み判定限界 ($n = 1500$ で初期締結力 80%を維持すること)に対して、ピッチ差 $\alpha = 40\mu\text{m}$ と $\alpha = 50\mu\text{m}$ は基準を満足した. $\alpha = 35\mu\text{m}$ は上記の基準を満たしていないが、繰返数 $n = 1500$ で締結力 $F = 4.0\text{kN}$ (初期締結力の 27%)を維持している.
 (2) $\alpha = 35\mu\text{m}$ では、締結力 F が顕著に低下する緩み進行域 (ステージ A, $n \leq 300$) と、締結力 F の低下がほとんど無い緩み停留域 (ステージ B, $n \geq 300$) に区分できる. DIN25201 はこのような $n \geq 300$ で緩み抵抗を発揮する $\alpha = 35\mu\text{m}$ の評価に対応していない.

(3) ステージ B の波形は $\alpha = 35 \sim 50 \mu\text{m}$ で全て同じであることが実験で確認された。また、ステージ A に含まれる繰返数 $n \approx 50$ では、 $\alpha = 35 \mu\text{m}$ と $\alpha = 40 \mu\text{m}$ の波形が同じであることが、実験のみならず解析でも確認された。

(4) $\alpha = 0$ は全域でステージ A であり、ステージ B が存在しない。ピッチ差付きナットのステージ B の生成理由について、緩み試験条件下における力と滑りの関係を $\alpha = 0$ (通常ナット) と比較して明確した(図 12 参照)。

謝 辞

ユニカー式緩み試験機を使用させて頂き、種々のご助言ご指導を賜った株式会社富士精密の関係各位に深くお礼申し上げます。

付録 ピッチ差付きナットの $F-T$ 関係 ($\alpha = 35 \mu\text{m}$)

本論文では、図 1(c)の緩み過程の $F-n$ 関係(図 7, 図 8)を主に考察したが、先の研究では、図 1(a)→(b)→(d)の過程の $F-T$ 関係を調べた。 $F-T$ 関係は、 $F-n$ 関係よりも耐緩み性能を簡便に評価できるので、付録に要点をまとめて示す^{(20)~(22)}。

図 A1 に、FEM 解析によって得られた $\alpha = 35 \mu\text{m}$, $H = 10.5 \text{mm}$ の締結力 F と締付けトルク T を示す。図中の青色の線 ($\alpha = 35 \mu\text{m}$) と灰色の線 ($\alpha = 0$) は、図 A2 の $E \rightarrow F \rightarrow G \rightarrow G_u \rightarrow F_u \rightarrow E_u$ のナット位置を示す。例えば $\alpha = 0$ では締付けトルク $T > 0$ を加えると締結力 $F > 0$ が現れるのに対して、 $\alpha = 35 \mu\text{m}$ の場合は、 $T \geq T_p$ で、初めて締結力 $F > 0$ が現れる。ここでプリベリングトルク T_p は式(A1)で定義される。

$$T_p \equiv \sup T \text{ when } F = 0, T > 0 \quad (\text{A1})$$

締付けトルク $T (\geq T_p)$ が増加すると締結力 F が増加し、 $T = T_{22.3\%}$ で最大締付け力 $F = F_{\text{max}}$ となる。

$$F_{\text{max}} \equiv \text{Max}|F| \text{ when } T = T_{22.3\%} \quad (\text{A2})$$

ここで、 $T_{22.3\%} = 37 \text{Nm}$ は、 $\alpha = 0$ の通常ナットで $F = F_{22.3\%} = 15 \text{KN}$ (ボルト降伏応力の 22.3%) を発生させるトルク T であり、図 A1 の F_{max} は $\alpha = 0, \alpha = 35 \mu\text{m}$ で同じ値であるが、一般的には F_{max} は α によって変化する。トルク T が $T = T_{22.3\%}$ に達した後、逆方向に緩ませトルク $T < 0$ を作用させる。緩ませ過程の初期では、ボルト・ナットが一緒に回転するため、 F はほぼ一定で $F \approx F_{\text{max}}$ となる。トルク $|T|$ が式(A3)で定義された最大値に達すると ($|T| = T_{\text{slip}}$) と、ナットはボルトに対して相対的に緩み回転を開始し、締結力 F は $|T|$ の減少とともに減少し始める(図 A1 の $G_u \rightarrow E_u$)。

$$T_{\text{slip}} \equiv \text{Max}|T| \text{ when } T < 0 \text{ after } T = T_{22.3\%} \quad (\text{A3})$$

図 A1 に示すように、 $T < 0$ の状態で F が減少すると、最初

は $\alpha = 35 \mu\text{m}$ と $\alpha = 0$ で $F-T$ の関係が等しい ($G_u \rightarrow F_u$)。しかし、締結力 F の低下とともにナットのねじ山の接触状態が変化し、通常のナットと異なる面が接触し始めることに伴って、 $F-T$ 関係に違いが生じる ($F_u \rightarrow E_u$)。図 A1 の $F_u \rightarrow E_u$ の黄色のゾーンは、 $\alpha = 0$ と $\alpha = 35 \mu\text{m}$ の違いを示しており、この差は緩み防止に寄与する緩み抵抗トルク T_R^u と見なすことができる。これを式(A4)で定義する。

$$T_R^u \equiv |T|_{\alpha > 0} - |T|_{\alpha = 0} \text{ when } T < 0, T_R^u > 0 \text{ when } 0 \leq F < h, \text{ i.e. } h \equiv \sup F \text{ when } T_R^u > 0 \quad (\text{A4})$$

図 A1 の E_u では、締付力がなくても ($F = 0$)、 $T_R^u > 0$ となり、緩み抵抗トルク T_p^u は、 $F = 0$ のときの値で特徴付けることができるので、これを“残留プリベリングトルク”と名付け、式(A5)で定義する。

$$T_p^u \equiv T_R^u \text{ when } F = 0 \quad (\text{A5})$$

上記の残留プリベリングトルク T_p^u は、緩み防止性能の 1 つの表現であり、通常用いられるプリベリングトルク T_p にも対応している。しかし、図 A1 の $F-T$ 関係(緩ませ過程)では $F_u \rightarrow E_u$ で $\alpha = 0$ のそれと違いが生じており、 $F_u \rightarrow E_u$ の間に T_R^u の値が変化する。このような T_R^u の変化に対しては、緩み抵抗トルクの中央値に注目することも有用であり、それを“緩み抵抗トルク”として式(A)で定義する。

$$\tilde{T}_R^u \equiv |T|_{\alpha > 0} - |T|_{\alpha = 0} \text{ when } F = \frac{h}{2} \text{ and } T < 0 \quad (\text{A6})$$

緩み抵抗トルクは、 $F_u \rightarrow E_u$ の T_R^u を表現する代表値と見なしうる。なお、通常のナットに関しては、 $T_p = T_R^u = T_p^u = T_R^u = 0$ である。このように、図 A1 の $F-T$ 関係に示されるように、締結力 F の減少に伴って、緩み抵抗トルク T_p^u が生じる。このことから、ピッチ差ナットでは、ユニカー式緩み試験の $F-n$ 関係に示されるように緩みが停留する。

参 考 文 献

- (1) Izumi, S., Yokoyama, T., Iwasaki, A. and Sakai, S., Three-dimensional finite element analysis of tightening and loosening mechanism of threaded fastener, Engineering Failure Analysis, Vol. 12, No. 4, p. 604-615 (2005)
- (2) 泉聡志, 木村成竹, 酒井信介, 三次元有限要素法解析による平座金およびフランジナットのゆるみ止め性能評価, 日本機械学会論文集 A 編, Vol. 72, No. 721, p.1292-1295 (2006)
- (3) 泉聡志, 横山喬, 寺岡卓也, 岩崎篤, 酒井信介, 斎藤金次郎, 名川政人, 野田秀樹, ゆるみ止め性能を有するスーパーリットナットの有限要素法による機能検証, 日本機械学会論文集 A 編, Vol. 703, No. 71, p. 380-386 (2005)
- (4) 陳玳珩, 清水英輔, 増田健一, 円周リットナットのねじ山変形とゆるみ防止効果の関係, 日本機械学会論文集 A 編, Vol. 788, No. 78, p. 390-402(2012)
- (5) Liu, J., Gong, H. and Ding, X., Effect of ramp angle on the anti-loosening ability of wedge self-locking nuts under vibration, ASME

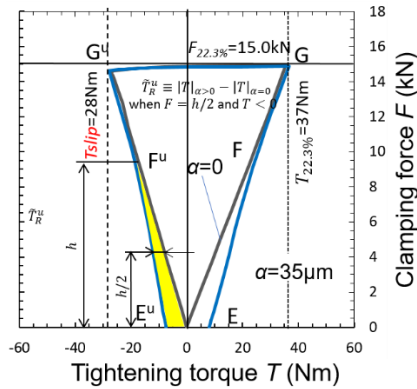


Fig. A1 Clamping force F vs. tightening torque T

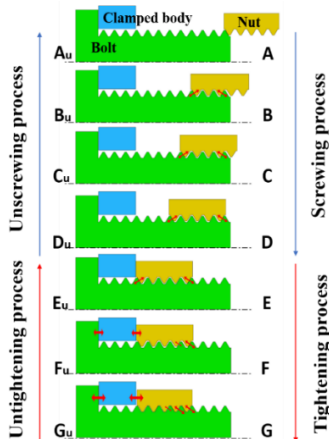


Fig. A2 Tread contact status change when the nut position is changed as $A \rightarrow B \rightarrow \dots \rightarrow F \rightarrow G \rightarrow G_u \rightarrow F_u \rightarrow E_u \rightarrow \dots \rightarrow B_u \rightarrow A_u$

Journal of Mechanical Design, Vol.140, No.7, 072301-072301-8 (2018)

(6) Noda, N.-A., Kuhara, M., Xiao, Y., Noma, S., Saito, K., Nagawa, M., Yumoto, A. and Ogasawara, A., Stress reduction effect and anti-loosening performance of outer cap nut by finite element method, Journal of Solid Mechanics and Materials Engineering, Vol.2, No.6, p.801–811(2008)

(7) Noda, N.-A. Xiao, Y. Kuhara, M. Saito, K. Nagawa, M. Yumoto, A. and Ogasawara, A., Optimum design of thin walled tube on the mechanical performance of super lock nut, Journal of Solid Mechanics and Materials Engineering, Vol. 2, No. 6, p.780–791(2008)

(8) Noda, N.-A. Chen, X. Sano, Y. Wahab, M.A. Maruyama, H. Fujisawa, R. and Takase, Y., Effect of pitch difference between the bolt-nut connections upon the anti-loosening performance and fatigue Life, Materials & Design, Vol. 96, p.476–489 (2016)

(9) Ranjan, B.S.C., Vikranth, H.N. and Ashitava, G., A novel prevailing torque threaded fastener and its analysis, ASME Journal of

Mechanical Design, Vol. 135, No. 10, 101007–101007–9(2013)
 (10) Zhang, M. Jiang, Y. and Lee, C.-H., Finite element modeling of self-loosening of bolted joints, ASME Journal of Mechanical Design, Vol. 129, No. 2, p.218–226(2006)

(11) Gong, H., Liu, J. and Ding, X. Study on local slippage accumulation between thread contact surfaces and novel anti-loosening thread designs under transversal vibration. Tribology International, vol.153, 106558 (2021)

(12) Nishiyama, S., Migita, H., Kataoka, M., Nakasaki, N., Murano, K., Development of anti-loosening performance of hyper lock nut, Journal of System Design and Dynamics, Vol. 3, No. 1, p. 147–161 (2009)

(13) U-NUT Product information. Comprehensive manufacturer of anti-loosening nuts, Fuji Seimitsu Co., Ltd. <https://www.fun.co.jp/products/detail.php?no=Ng=> (accessed December 28, 2020)

(14) Wakabayashi, K. Hard Lock Kogyo, Hard Lock Nut, Japanese Patent, 195236(2002)

(15) 野田尚昭, 佐野義一, 高瀬康, 陳鑫, 丸山光, 王寰, 藤澤良太, 異なるピッチ差によって疲労寿命を向上させたボルト・ナット締結体における緩み止め性能の研究, 日本機械学会論文集, Vol.46, No.1 (2015), DOI: 10.11351/jsaeronbun.46.121

(16) 野田尚昭, 劉溪, 佐野義一, 久保周太郎, 黄雲霆, 立石孝介, 高瀬康, ピッチ差を有するボルト・ナット締結体のねじ込み過程の3次元有限要素法解析, 日本機械学会論文集, Vol.85, No.876 (2019), DOI:10.1299/transjsme.19-00149

(17) 野田尚昭, 劉溪, 佐野義一, 立石孝介, 王彪, 乾湧人, 高瀬康, ピッチ差を有するボルト・ナット締結体の締め付け/緩ませ過程の3次元有限要素法解析, 日本機械学会論文集, Vol.86, No.886 (2020), DOI:10.1299/transjsme.19-00143

(18) 野田尚昭, 佐野義一, 陳鑫, 丸山光, 王寰, 藤澤良太, 高瀬康, ボルト・ナット締結体の疲労強度に及ぼすピッチ差の影響とその解析モデルの提案, 日本機械学会論文集, Vol.81, No.831 (2015)

(19) ハードロック工業株式会社, アンカー式ねじゆるみ試験試験データ, available from < <https://hardlock.co.jp/technical-info/data/junker-test/> > (参照日 2020年1月22日)

(20) Noda N.A., Liu X., Sano Y., Tateishi K., Wang B., Inui Y. and Takase Y., Prevailing torque and residual prevailing torque of Bolt-Nut connections having slight pitch difference, Mechanics Based Design of Structures and Machines, (2020), doi.org/10.1080/15397734.2020.1768114

(21) Noda N.A., Liu X., Sano Y., Tateishi K., Wang B. and Takase Y., Three-dimensional finite element analysis for prevailing torque of bolt-nut connection having slight pitch difference, Journal of Mechanical Science and Technology, Vol.34, No.6, p.2469–2476 (2020)

(22) Liu X., Wang B., Noda N.A., Sano Y., Inui Y., Tateishi K. and Takase Y., Bolt clamping force versus torque relation (F-T relation) during tightening and untightening the nut having slight pitch difference, Mechanics Based Design of Structures and Machines, (2021), doi.org/10.1080/15397734.2021.1931308