

ピッチ差を与えることによるボルト・ナット締結体の疲労強度と緩み止め効果*

(その5：疲労強度と耐緩み性能の両立について)

野田 尚昭 ** 高瀬 康 ***

NODA, Nao-Aki TAKASE, Yasushi

1 はじめに

ねじ締結体は、使用頻度と重要度が高い機械要素で産業界に広く普及しているが、低価格で、緩みにくく損傷しにくい特性が常に求められている。ボルト・ナット締結体に衝撃等の動的外力が作用すると、その大きさによってはねじの螺旋形状に基づく戻り回転力がボルト・ナットねじ面間の摩擦力を上回り、締結力を失いその機能を果たさなくなる。車両や航空機等においてゆるみに起因する事故が依然として散発しており、優れた緩み止め性能と高い疲労強度が求められている。これまでも多くの緩み防止に関する研究がなされてきた。緩み止めに特化した特殊ナットは、複数の部品または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挙げられる。

緩み止めの研究として、ボルト・ナット締結体で積極的にピッチ差を設けることによる、耐緩みの向上が提案されてきた^{(1)~(5)}。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ともに、疲労実験によって、ある範囲のピッチ差では疲

勞寿命も向上させ得ることを示した^{(6), (7)}。また、3次元FEM解析によって耐緩みに直接関係するプリベリングトルク T_p を求め、実験とよく一致することを示した⁽⁸⁾。図1に先の研究によって得られた疲労強度及び緩み止め性能とピッチ差の関係を示す。図1のように疲労強度を向上させるには、比較的小さいピッチ差を付与する必要があるが、また、緩み止め性能を向上させるには比較的大きいピッチ差を付与しなければならない。このため、通常のナット形状へのピッチ差付加では疲労強度と緩み止め性能の両立は難しい。そこで、

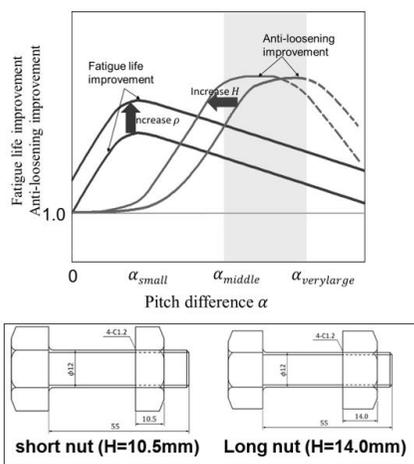


図1 疲労強度と緩み止め向上の概略図

本研究では、ナット高さを高くすることで、緩み止め性能に最適なピッチ差範囲を小さくさせること、具体的には図1の緩み止め性能

* 原稿受付：2022年1月26日

** 九州工業大学教授

***九州工業大学野田研究室職員

を表す右側の曲線を左側に移動させること目的とする。なお、図1に示す疲労強度の向上に関しては前の解説記事その1, その2で解説している^{(9), (10)}。

2 ナット高さの異なるナットのプリベリグトルクについて

2.1 試験片

ねじ込み試験には JIS M12 のボルト・ナットを用い、ボルトの強度区分 8.8, 材料は SCM435, またナットは強度区分 8, 材料は S45C で, 高さ $H=10.5\text{mm}$, と高さ $H=14\text{mm}$ のものを用いる。表1に用いたボルト・ナットの物性値を示す。ピッチ差は, ボルトに比べて, ナットにピッチ差 α だけ大きいピッチを与えた。付与したピッチ差 α は, 高さ $H=10.5\text{mm}$ のナットでは $\alpha = 30\mu\text{m}$, $38\mu\text{m}$, $45\mu\text{m}$, 高さ $H=14\text{mm}$ のナットでは $\alpha = 30\mu\text{m}$ とし, ナット端部の面取りは全て 1.5mm とする。図2にボルト・ナット間のピッチ差とクリアランスを示す。ボルト・ナット間のクリアランスは, 片側 $C_x = 59\mu\text{m}$ である。また, 図3に本研究で使用するボルト・ナット M12 の寸法を示す。ナット両端に面取り 1.5mm があるため $H = 10.5\text{mm}$ でねじ山数 $n = 4$, $H = 14\text{mm}$ でねじ山数 $n = 6$ である。

2.2 ねじ込み過程と締め付け過程

ここでは図4に示すように(a)ねじ込み過程と, ナットがボルトから外れるまでの(b)ねじ戻し過程を対象とする。

表1 ボルト・ナット材料の機械的性質

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

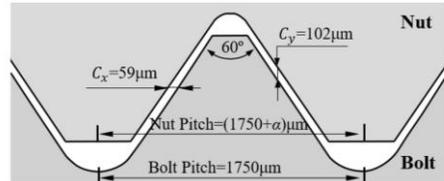


図2 ピッチ差とボルト・ナット間のクリアランス (μm)

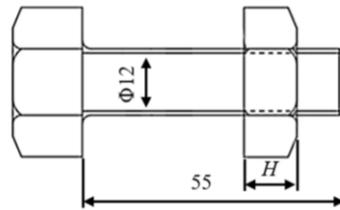


図3 ピッチ差付きボルト・ナット (ナット両端に面取り 1.5mm があるため $H = 10.5\text{mm}$ でねじ山数 $n = 4$, $H = 14\text{mm}$ でねじ山数 $n = 6$)

図5にナット高さ $H = 10.5\text{mm}$ と $H = 14.0\text{mm}$ におけるねじ込み過程とねじ戻し過程におけるねじ山の接触状態を示す。ある程度ピッチ差が大きければ, ピッチ差によってナット両端部がボルトのねじ山を軸方向に押し広げようとしてプリベリグトルクが生じ, 緩み防止に効果を発揮する。点Aはナットがボ

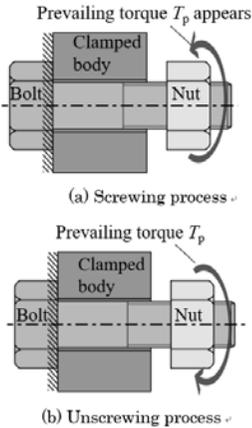


図4 締め付けおよび緩ませ過程の概略図

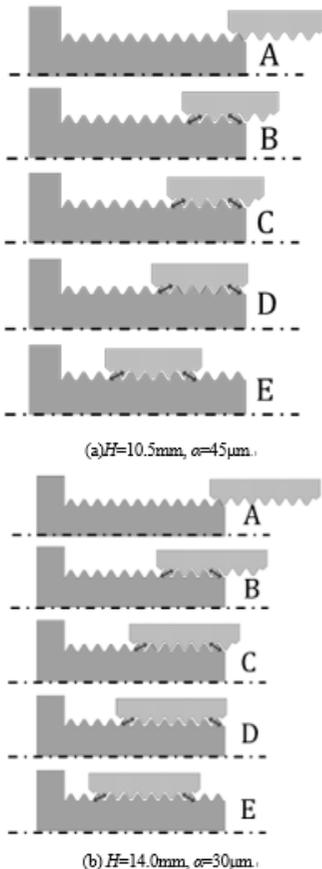


図5 ねじ込み過程と締め付け過程におけるねじ山の接触状態 (a) $H=10.5\text{mm}$, $\alpha=45\mu\text{m}$, $n=4$, (b) $H=14\text{mm}$, $\alpha=45\mu\text{m}$, $n=6$

ルトに初めて接触した位置, 点Bはプリベリ
ングトルクが初めて発生する位置, 点Cは
トルクが増加している途中の位置, 点Dはナツ
トのねじ山が全部ねじ込まれた位置, 点Eは,
ナツトが被締結体と接触する位置である. 点
E~Aは, ねじ戻し過程を示す.

図5(a), (b)のナツト位置Bに示すように,
プリベリングトルクが発生するときのねじ込
んだねじ山数は, ピッチ差 α によって決まり,
ナツト高さ H には依存しない. しかし, ナツ
ト高さが異なるので, ナツト全体をねじ込
んだ際に $H=10.5\text{mm}$ での, $\alpha=45\mu\text{m}$ と
 $H=14.0\text{mm}$ での, $\alpha=30\mu\text{m}$ などのように α
が異なっても, 同程度の T_p が得られることが
期待できる. ここで, $H=10.5\text{mm}$ で, ナツ
トねじ山数 $n=4$, $H=14\text{mm}$ でねじ山数
 $n=6$ であるので, 両者でナツトの全ピッチ
差 $n\alpha=180\text{mm}$ となり, 同じとなる.

2.3 試験条件と方法

トルクの計測には, 「JIS B 1084」の規格に
基づくねじ締め試験機 NST シリーズ
を使用した. その際, 摩擦係数を測定した値
は, ねじ面摩擦係数 $\mu_s=0.11\sim 0.15$ で変化し,
座面摩擦係数 $\mu_w=0.16\sim 0.18$ の範囲で変化し
た. ねじ込みには, ダイアル式トルクレンチ
(株)東日製作所製 DB50N)を用いた. そして,
ナツト回転数とトルク T_p の関係をピッチ差
毎に計測する. 潤滑油には二硫化モリブデン
(MoS₂)を用いた.

2.4 解析方法

図6に有限要素法解析モデルを示す. ナツ
トについてはねじ込む際にトルクを作用させ
る六角部分を簡略化し, 2面幅を丸ナツトと

してモデル化する。要素分割は3次元ソリッド要素を用いて、ボルト・ナットねじ山の螺旋形状を考慮し、ねじの螺旋部には最小0.048mmの四面体要素を用いて作成した。要素数は 2.3×10^4 個、ノードは 4.4×10^4 個である。解析ソフトはANSYS16.2を使用し、準静的、弾塑性、接触を考慮した非線形解析を用いる。実験で使用した二硫化モリブデングリーススプレーのねじ面における摩擦係数⁽¹⁾を考慮して、解析には摩擦係数 $\mu = 0.12$ に絞りピッチ差 $\alpha = 30, 45(\mu\text{m})$ でそれぞれプリベリントルクの解析を行う。

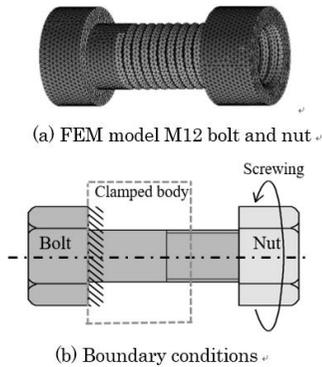


図6 FEM解析モデルと境界条件

3 ねじ込み過程における実験と解析結果

3.1 実験結果と解析結果

表2に実験と解析から得られたプリベリントルク T_p を示す。図7に実験と解析から得られたプリベリントルク T_p の計測結果を示す。プリベリントルクとナットの回転数の関係を以下の場合に示す。また、図7, 8中のDは、図5中の位置Dを意味する。

- (1) $H = 10.5\text{mm}, \alpha = 30\mu\text{m}$
- (2) $H = 10.5\text{mm}, \alpha = 38\mu\text{m}$
- (3) $H = 10.5\text{mm}, \alpha = 45\mu\text{m}$

図7に示すように(1)高さ $H = 10.5\text{mm}$, $\alpha = 30\mu\text{m}$ では、解析値 $T_p^{\text{FEM}} = 4.0\text{Nm}$ であり、(2)高さ $H = 10.5\text{mm}$, $\alpha = 8\mu\text{m}$ では、実験値 $T_p^{\text{EXP}} = 17.5\text{Nm}$, 解析値 $T_p^{\text{FEM}} = 15.3\text{Nm}$ となった。また、(3)高さ $H = 10.5\text{mm}$, $\alpha = 45\mu\text{m}$ では、実験値 $T_p^{\text{EXP}} = 27.7\text{Nm}$, 解析値 $T_p^{\text{FEM}} = 24.7\text{Nm}$ となった。図7の実験値と解析値の誤差は15%以内であり、ほぼ一致している。なお、図7, 8でそれぞれの解析結果で点Dの $\theta = 0$ で $T_p = 0$ となっている。これは、解析に要する時間を節約するため、図5の過程A-Dを省略しているため、解析開始後ボルトがナットと共に回転しねじれた後、通常のプリベリントルク T_p が生じるためである。通常のねじ込み実験では、過程A-Dで既にボルトがナットと共にねじれているので、点Dにて $T_p \neq 0$ となる。

表2 プリベリントルクの実験結果と解析結果

Nut height H (mm)	Pitch difference α (μm)	T_p^{EXP} (Nm)	T_p^{FEM} (Nm)
10.5	30.0	-	4.0
10.5	38.0	17.5	15.3
10.5	45.0	27.7	24.7
14.0	30.0	23.0	23.7

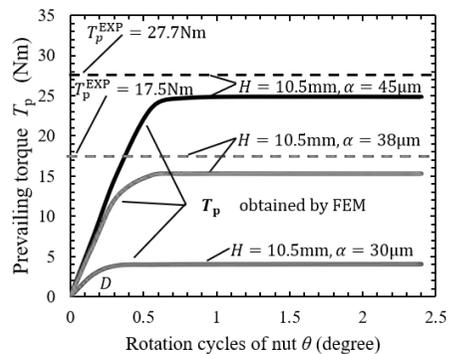


図7 $H = 10.5\text{mm}$ で α を変えたときのプリベリントルク

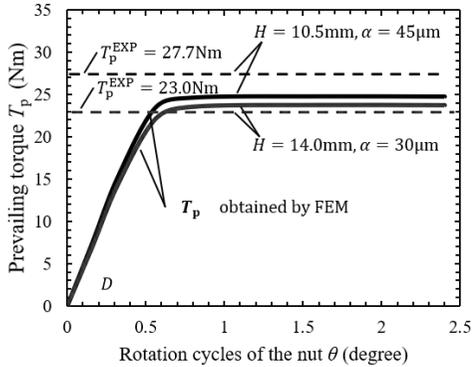
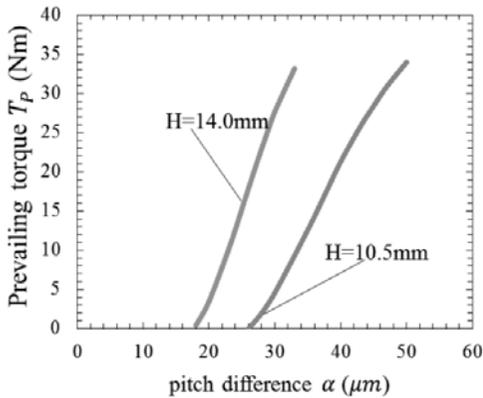
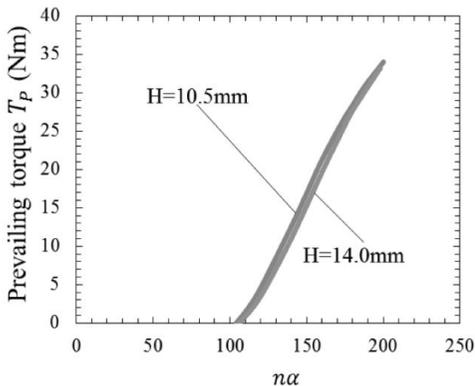


図8 $H=10.5\text{mm}$, $\alpha=45\mu\text{m}$ と $H=14.0\text{mm}$, $\alpha=30\mu\text{m}$ のプリベリントルクの比較(全ピッチ差 $n\alpha=180\text{mm}$ の場合)



(a) T_p と α の関係



(b) T_p と $n\alpha$ の関係

図9 プリベリントルク T_p とピッチ差 α 及び T_p と全ピッチ差 $n\alpha$ の関係

3.2 ナット高さのプリベリントルクへの影響

図8に $H=10.5\text{mm}$, $\alpha=45\mu\text{m}$ と $H=14.0\text{mm}$, $\alpha=30\mu\text{m}$ のプリベリントルクの実験と解析結果を示す. 両者のプリベリントルクはほぼ一致しており, 同程度の緩み止め性能がある.

図9(a)にプリベリントルク T_p とピッチ差 α の関係を示す. 両者ともピッチ差 α が大きくなるにつれてプリベリントルク T_p は増加する. また, 同じピッチ差 α では $H=14.0\text{mm}$ の T_p が $H=10.5\text{mm}$ の T_p より大きくなる. ナット高さを大きくすれば, 緩み止めに必要なピッチ差を小さくすることが可能である. 図9(b)に, プリベリントルク T_p と全ピッチ差 $n\alpha$ の関係を示す. ここで, 全ピッチ差 $n\alpha$ は, ナットねじ山数 n とピッチ差 α の積である. 図9(b)に示すように, $n\alpha$ が同じであれば, 耐緩み性能が同じであることがわかる.

4. ナット高さを大きくした際の疲労強度への影響

これまで, ピッチ差付ナットのナット高さの及ぼす緩み止め性能への影響を議論してきた. しかし, 本研究の目的は緩み止め性能と疲労強度の両立であるため, ナット高さ H の疲労強度への影響も議論する必要がある. そこで, 前章で用いたナット高さを高くしたピッチ差付ナットを用いてボルトねじ谷底の応力を有限要素法により解析する. 図10に解析対象であるボルト・ナット締結体の概略図を示す. ナットの高さが異なるため, ナット

のねじ山数 n が変わり、接触するねじ山数も変わる。そのため、ボルトねじ谷に番号を付けて考察する。図 11 にナット高さ $H=10.5\text{mm}$ 、ピッチ差 $\alpha=30\mu\text{m}$ 及び $H=14.0\text{mm}$ 、 $\alpha=15\mu\text{m}$ それぞれの解析結果を耐久線図と対比して比較する。

図 11 には、ピッチ差の影響も比較するため、ナット高さ $H=10.5\text{mm}$ 、ピッチ差 $\alpha=0$ の解析結果も示している。図 11 において、(a)と(b)を比較すると通常ナット($\alpha=0$)に比べて、ピッチ差を付与した場合($\alpha \neq 0$) 2 番目のボルトねじ谷は安全側に移動し、疲労強度を向上させることができた。

また、ナット高さを比較すると、図 11 (b) に示す結果で最も低い安全率は 5 山目の 0.43 であった。一方、図 11(c)で最も低い安全率は 7 山目の 0.48 であった。両者を比較すると、大きな違いはなくほぼ一致していると言える。つまり、ナット高さを高くしてピッチ差を小さくしても疲労強度は変わらないことがわかった。

前章の結果を考慮すると、ナット高さを高くすることで、緩み止め性能と疲労強度を両立できることが示唆される。

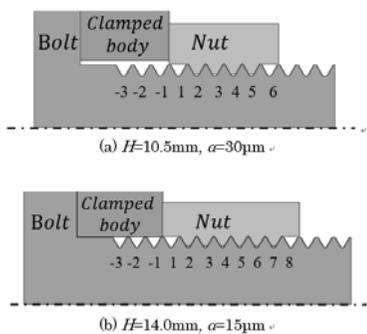


図 10 ボルト・ナット締結体

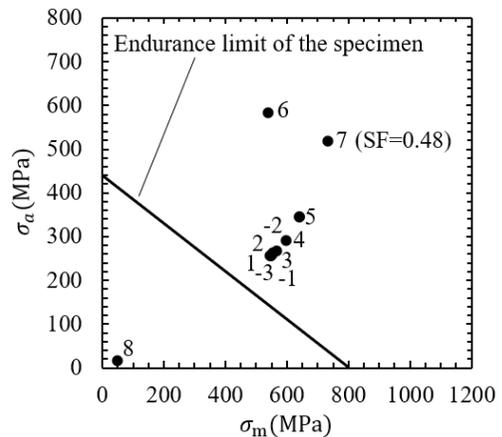
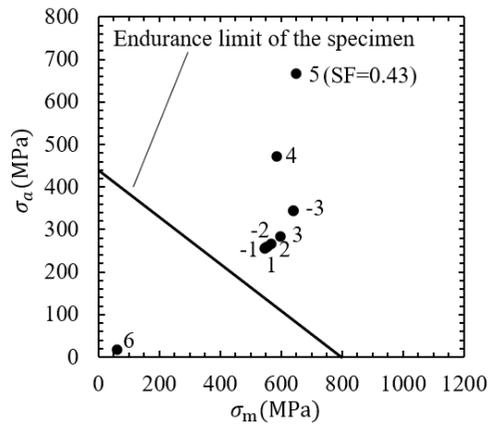
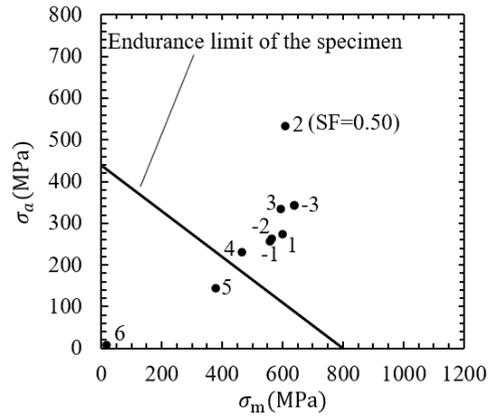


図 11 $H=10.5\text{mm}$, $\alpha=30\mu\text{m}$ 及び $H=14.0\text{mm}$, $\alpha=15\mu\text{m}$ の耐久線図

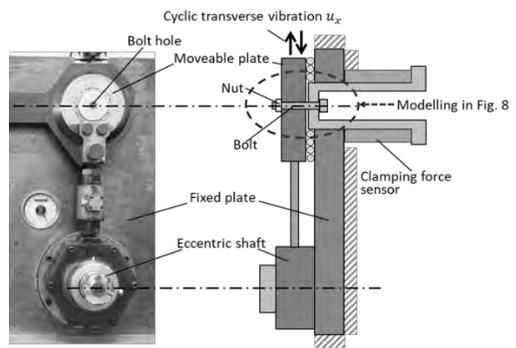
5. ナットのユニカー式緩み試験のFEM解析

5.1 解析方法と実験結果との比較

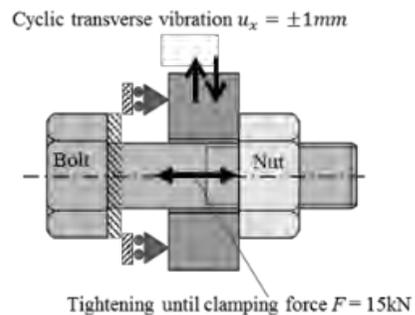
3章では、プリベリングトルクによる耐緩みを評価したが、ここでは、ユニカー式緩み試験のFEMシミュレーションにより、緩み防止性能を直接確認する。ボルト・ナット締結の緩み防止性能を測定するために、2つの緩み試験が一般的に使用されている。1つはNAS3350 (National Aerospace Standard) に基づく横衝撃振動試験であり、もう1つはユニカー試験であり、その緩みプロセスはDIN65151などの国際規格で採用されている。NAS3350試験の振動は時間に依存して変化し複雑であるため、ここでは、DIN65151に基づいて横方向の周期的振動を与えるユニカー試験を対象とする。図12(a)にユニカー緩み試験機の概略図を示す。図12(b)はユニカー緩み試験の解析モデルである。図13に、ユニカー式緩み試験の実験結果と解析結果を比較して示す。図13の実験では $n = 150$ 付近で F の減少が小さくなっている。一方、FEM解析では、初期に締結力 F が低下し $n = 50$ 付近で F の減少が小さくなる。このように、実験と解析には、やや違いがあるが、緩み速度の傾向はよく一致している。ここで、実験と解析では、以下に示すように、境界条件の与え方に違いがある。

緩み試験ではまず、ボルト頭部を固定して、締結力 $F = 15kN$ までナットを締め付ける。そのあと、可動板をボルトに対して垂直方向に振動させる。このときボルトの頭は固定されていない。すなわち緩み試験では、締結力の変化のみ測定を行っているため、ボルト・ナ

ットの緩みが生じるか否かは、締結力の変化からしか判定することができない。つまり、ボルト・ナットが一体として回転する場合もあると考えられるが、その場合には締結力は変化しない。ボルト・ナットの一体回転と相対回転を実験では分離して議論することはできない。



(a) 緩み試験機と概略図



(b) 緩み試験の解析用モデル

図12 ユニカー振動試験

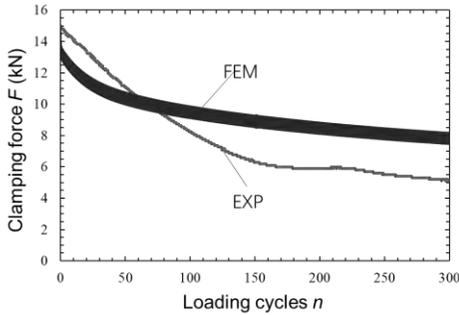


図 13 FEM と実験の F-n 関係の比較

($\alpha = 35\mu\text{m}$)

一方、ボルト・ナットの一体回転を許容して解析することは、極めて困難であり、たとえ可能となっても、解析時間が膨大となる。すなわち解析では、図 12(b)に示すように、ボルト頭部を固定しなければ、ボルトはナットと一緒に回転するため解析することができない。緩み試験の実験の際、ボルト頭部を固定すれば、実験と解析の違いが小さくなることも考えられる。しかし、その場合でも、解析条件と実験条件を全て同じにすることはできない。例えば、実験で、ねじ山間摩擦係数は 0.11~0.15、座面摩擦係数は 0.16~0.18 の間で変化する。しかし、解析では摩擦係数の変化を反映できない。

5.2 ナットの緩み角度の FEM 解析

図 14 に、FEM 解析で求めるナットの緩み角度 $\theta_L = \theta_N - \theta_B$ 、ナットの回転角度 θ_N 、ボルトの回転角度 θ_B と繰返し数 n の関係を示す。図 14 でも、 $n = 50$ 付近で $\theta_L = \theta_N - \theta_B$ の減少が小さくなる。図 14 に示すように、緩み過程全体で、 θ_N と θ_L は常に増加しているが、 θ_B は n の初期を除いてほぼ一定である。したがって、 θ_L は、 θ_N にほぼ等しくなる

($\theta_L \cong \theta_N$)。

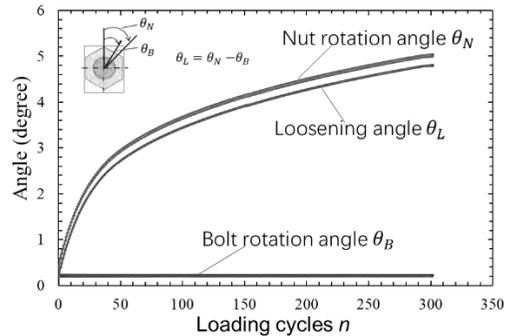
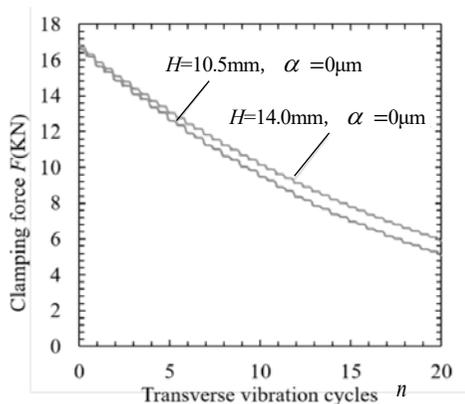


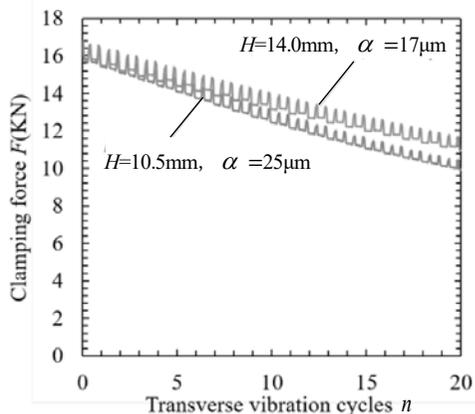
図 14 ナットの緩み角度 $\theta_L = \theta_N - \theta_B$ 、 θ_N 、 θ_B と繰返し数 n

5.3 ナットの全ピッチ差 $n\alpha$ が同じであれば、耐緩み性能が同じとなること

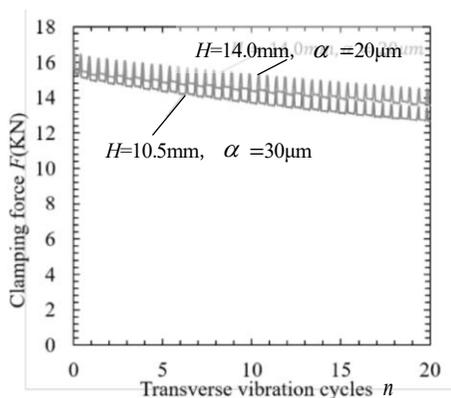
図 15 (a) - (d) は、全ピッチ差 $n\alpha = 0, 100, 120, 150\mu\text{m}$ の場合の図 14 の締め付け力 F の変化を示している。全ピッチ差 $n\alpha$ が増加すると、 F の減少率が減少する。たとえば、図 15 (b) は、 $H = 14.0\text{mm}$ 、 $\alpha = 17\mu\text{m}$ と $H = 10.5\text{mm}$ 、 $\alpha = 25\mu\text{m}$ でやや違いがあるが、緩み挙動がほぼ同じであることがわかる。図 15 (a) および図 15 (c) とは、大きく異なっており、図 15 (a) ~ (d) から、緩み防止性能は $n\alpha$ が、同じであれば、ほぼ同じであると結論付けることができる。言い換えれば、同じ $n\alpha$ の下で同じ緩み防止性能が期待できる。したがって、 H を大きくして α を小さくしても、同等の緩み防止が得られる。標準ナット高さ H では、疲労強度に適した α_1 が、緩み防止に適した α_2 よりも小さい ($\alpha_1 < \alpha_2$) ため、比較的小さいピッチ差の緩み防止性能を改善するのに役立つことを示唆している。



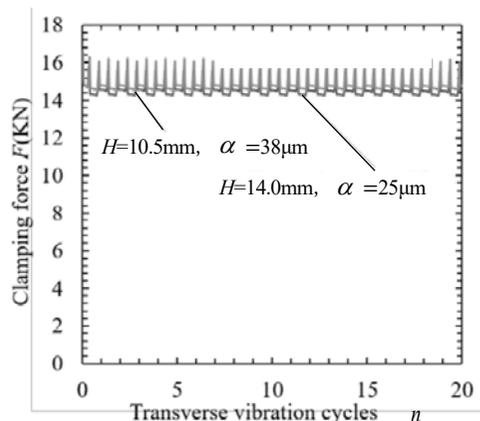
(a) $n\alpha = 0, H=10.5\text{mm}, \alpha = 0\mu\text{m}$ vs $n\alpha = 0, H=14.0\text{mm}, \alpha = 0\mu\text{m}$



(b) $n\alpha = 100, H=10.5\text{mm}, \alpha = 25\mu\text{m}$ vs $n\alpha = 102, H=14.0\text{mm}, \alpha = 17\mu\text{m}$



(c) $n\alpha = 120, H=10.5\text{mm}, \alpha = 30\mu\text{m}$ vs $n\alpha = 120, H=14.0\text{mm}, \alpha = 20\mu\text{m}$



(d) $n\alpha = 152, H=10.5\text{mm}, \alpha = 38\mu\text{m}$ vs $n\alpha = 150, H=14.0\text{mm}, \alpha = 25\mu\text{m}$

図 15 全ピッチ差 $n\alpha = \text{一定}$ のときの締結力 F の変化

6. おわりに

著者らは、これまで疲労強度と耐緩み性を両立するピッチ差付きボルト・ナット締結体の開発を行ってきた。しかし、疲労強度を向上させるには、比較的小さいピッチ差を付与する必要があり、緩み止め性能を向上させるには比較的大きいピッチ差を付与しなければならないため、通常のナット形状へのピッチ差付加では疲労強度と緩み止め性能の両立は

難しい。

そこで、本稿では、ナット高さを高くすることで、緩み止め性能に最適なピッチ差範囲を小さくさせることを試みた。その結果、ナット高さを高くすることで、ピッチ差が小さくても、プリベリングトルクが大きくなり、耐緩み性は損なわれないことや、疲労強度に対する有効なピッチ差範囲は変わらないこと等を明らかにした。また、数種類の $n\alpha$ を揃

えた試験片を用いたユニカー試験と FEM 緩みシミュレーションによって、緩み防止性能は、同じ $n\alpha$ の下では、ほぼ同じであることや疲労強度は、 n に関係なく α のみで決まることを示した。

参考文献

- (1) Stromeier, C. E., Stress distribution in bolts and nuts, Transaction of the Institution of Naval Architects, Vol. 60, p. 112-121. (1918)
- (2) Sopwith, D. G., The distribution of load in screw threads, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Vol. 159, No. 1, p. 373-383. (1948)
- (3) Maruyama, K., Stress analysis of a bolt-nut joint by the finite element method and the copper-electroplating method:3rd Report, Influence of Pitch Error or Flank Angle Error, Bulletin of JSME, Vol. 19, No. 130, p. 360-368. (1976)
- (4) Kenny, B. and Patterson, E. A., Stress analysis of some nut-bolt connections with modifications to the nut thread form, A Journal of Strain Analysis for Engineering Design, Vol. 20, No. 1, p. 35-40. (1985)
- (5) Patterson, E. A. and Kenny, B., A Modification to the theory for the load distribution in conventional nuts and bolts, Journal of Strain Analysis for

Engineering Design, Vol. 21, No. 1, p. 17-23. (1986)

(6) 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, 自動車技術会論文集, Vol. 46, No. 1, p. 121-126. (2015)

(7) Chen, X., Noda, N.-A., Wahab, M. A., Sano, Y., Maruyama, H., Wang, H., Fujisawa, R. and Takase, Y., Fatigue life improvement by slight pitch difference in bolt-nut connections, Journal of the Chinese Society of Mechanical Engineers, Vol. 37, No. 1, p. 11-19. (2016)

(8) 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, p. 19-00149. (2019)

(9) 野田尚昭, 高瀬康, ピッチ差によるボルト・ナットの疲労強度向上と緩み止め効果(その1: 疲労強度向上について), 日本ねじ研究協会誌, (2022).

(10) 野田尚昭, 高瀬康, ピッチ差によるボルト・ナットの疲労強度向上と緩み止め効果(その2: 疲労限度向上について), 日本ねじ研究協会誌, (2022).

(11) 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報告書(第V報), p. 91. (1982)