

博士学位論文

ピッチ差を有するボルト・ナット締結体のねじ込みと 締め付け過程の3次元有限要素法解析

2020年9月

九州工業大学大学院工学府 博士後期課程

工学専攻 機械知能工学領域

LIU Xi

第 1 章 緒論

- 1.1 研究背景
- 1.2 これまでの特殊ナットに関する研究について
 - 1.2.1 これまでに提案された緩み止めナットの例
 - 1.2.2 ピッチ差を設けたボルト・ナット締結体
- 1.3 ピッチ差を設けたボルト・ナット締結体に関するこれまでの研究成果
- 1.4 ボルト・ナット締結体の 3 次元有限要素法解析と本論文の目的
 - 1.4.1 ボルト・ナット締結体の 3 次元有限要素法解析
 - 1.4.2 本論文の目的と構成

第 2 章 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

- 2.1 緒言
- 2.2 ねじ込み過程の解析方法
 - 2.2.1 過去に行われたねじの 3 次元解析
 - 2.2.2 解析方法
- 2.3 ねじ込み過程におけるプリベリングトルクの実験と解析の比較
 - 2.3.1 試験片と実験条件
 - 2.3.2 プリベリングトルクの実験結果
 - 2.3.3 プリベリングトルクの解析結果
- 2.4 摩擦係数に関する考察とプリベリングトルクに関する他の研究結果との比較
 - 2.4.1 簡易方法による解析

2.4.2 仮定した摩擦係数の評価

2.5 プリベリングトルクに関する他の研究との比較

2.6 ねじ込み過程に続く締め付け過程の解析

2.6.1 締め付け過程の解析方法

2.6.2 通常のボルト・ナット ($\alpha = 0$) におけるトルク T の数値解析と理論計算式の比較

2.6.3 締め付け過程の解析結果 ($\alpha > 0$)

2.7 結言

第2章参考文献

第3章 ピッチ差を有するボルト・ナット締結体における正確なピッチ差の求め方に関する研究

3.1 緒言

3.2 実験と解析の比較によるピッチ差の求め方の提案

3.2.1 試験片

3.2.2 プリベリングトルク発生位置とプリベリングトルクの測定方法

3.3 FEM解析による正確なピッチ差の評価

3.3.1 3次元モデルによる n_c^{3D} と 3次元 FEM による T_p^{FEM} の解析方法

3.3.2 3次元モデルによる n_c^{3D} の解析結果

3.3.3 3次元 FEM で求めた T_p^{FEM} による修正ピッチ差 α の精度の検証

3.4 結言

第3章参考文献

第 4 章 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

4.1 緒言

4.2 締め付けおよび緩ませ過程の実験方法

4.2.1 ねじ込み過程と締め付け過程

4.2.2 試験片

4.2.3 実験条件と方法

4.2.4 締め付けおよび緩ませ過程の実験結果

4.3 締め付けおよび緩ませ過程の解析

4.3.1 解析方法

4.3.2 解析結果と実験結果の比較

4.4 通常のナット ($\alpha = 0$) との比較

4.4.1 締め付け過程における締結力とトルクの関係

4.4.2 締め付け過程と緩ませ過程における締め付けトルクの考察

4.5 結言

第 4 章参考文献

第 5 章 結論

謝辞

Table headings

Table 1-1 Accidents caused by the failure of bolted joints.

Table 1-2 Comparison of some special bolt–nut connections.

Table 1-3 Three-dimensional FEM analysis in comparison with axi-symmetric FEM analysis.

Table 2-1 Material properties of bolt and nut.

Table 2-2 Comparison of prevailing torque for pitch difference nut, U-nut, super slit nut and outer cap nut.

Table 2-3 Each value of M12 bolt and nut used for calculation.

Table 3-1 Material properties of bolt and nut.

Table 4-1 Material properties of bolt and nut.

Table 4-2 Prevailing torque T_p and loosening resistance torque T_R^u obtained by experiment.

Table 4-3 Comparison of FEM results T_p , F , T^u , T_p^u when $T \leq T_{25\%} = 45\text{Nm}$ and $T \leq T_{50\%} = 85\text{Nm}$.

Table 4-4 Dimension of M12 bolt and nut used for equation (1).

Figure captions

Fig.1-1 Super Lock Nut

Fig.1-2 Hard lock nut.

Fig.1-3 Tightening method of double nut.

Fig.1-4 Super slit nut.

Fig.1-5 Outer cap nut.

Fig.1-6 U-nut.

Fig.1-7 Pitch difference and clearance.

Fig.1-8 Axi-symmetric model.

Fig.1-9 3D model
Fig.2-1 Schematic illustration for (a) screwing process and (b) tightening process.

Fig.2-2 M12 Bolt-nut specimen (unit:mm).

Fig.2-3 Pitch difference and clearance between bolt and nut threads (unit: μm).

Fig.2-4 Contact status when the prevailing torque appears between bolt and nut.

Fig.2-5 Stress strain relation for SCM435 and S45C.

Fig.2-6 FEM model and boundary conditions for prevailing torque analysis.

Fig.2-7 Torque measuring method and device (Torque wrench).

Fig.2-8 Prevailing torque experimentally obtained. The red points show the result of tightening process. The blue points show the result of loosening process. Prevailing torque $T_p=0$ during A to B. Prevailing torque T_p gradually increase during B to D. Prevailing torque T_p converge during D to E.

Fig.2-9 Bolt thread surface after screwing experiment.

Fig.2-10 Detail of bolt thread surface in Fig.2-9.

Fig.2-11 Prevailing torque obtained by 3D FEM simulation with friction coefficient $\mu=0.12$ in comparison with experimental results.

Fig.2-12 Shortened screwing process $D^- \rightarrow D \rightarrow D^+$ in Fig.2-13.

Fig.2-13 Effect of friction coefficient μ on the prevailing torque during the shortened screwing process $D^- \rightarrow D \rightarrow D^+$ in Fig.2-12.

Fig.2-14 Relationship between pitch difference α and T_p^{FEM-S}/T_p^{EXP-S} .

Fig.2-15 FEM model and boundary conditions for tightening process continued from Fig.2-8(d)

with the nut position $E \rightarrow F \rightarrow G$.

Fig.2-16 Relationship between torque and tightening force of M12 bolt and nut.

Fig.3-1 Contact status when the prevailing torque appears between bolt and nut.

Fig.3-2 Schematic illustration for screwing process.

Fig.3-3 Pitch difference and clearance between bolt and nut threads in M10. (unit: μm)

Fig.3-4 Chamfer usually used for standard nuts larger than M6(JIS).

Fig.3-5 Screwing process of nut.

Fig.3-6 Torque measuring method and device (Torque wrench).

Fig.3-7 Prevailing torque T_p in the screwing process.

Fig.3-8 FEM model for M10 bolt and nut.

Fig.3-9 Boundary conditions.

Fig.3-10 The starting position n_c of the prevailing torque in M10.

Fig.3-11 The starting position n_c of the prevailing torque in M10.

Fig.3-12 Prevailing torque $T_p^{FEM}(\alpha)$ in M10.

Fig.3-13 Comparison of prevailing torque $T_p^{EXP}(\alpha)$, $T_p^{Real}(\alpha)$ and $T_p^{FEM}(\alpha)$ in M10.

Fig.4-1 Schematic illustration for (a) screwing process (b) tightening process (c) untightening process and (d) unscrewing process.

Fig.4-2 Variation of torque in screwing and tightening process of nut.

Fig.4-3 Screwing and tightening process of nut.

Fig.4-4 M12 Bolt-nut specimen (unit:mm).

Fig.4-5 Pitch difference and clearance between bolt and nut threads (unit: μm).

Fig.4-6 Stress strain relation for SCM435 and S45C.

Fig.4-7 Contact status when the prevailing torque appears between bolt and nut.

Fig.4-8 Boundary conditions of nut tightening experiment.

Fig.4-9 Nut tightening experiment device based on NST series (JIS B 1084).

Fig.4-10 Clamping force F vs tightening torque T of $\alpha=0$.

Fig.4-11 Clamping force F vs tightening torque T under $T \leq T_{50\%}=85\text{Nm}$ and $T \leq T_{50\%}=85\text{Nm}$ obtained by experiment.

Fig.4-12 Prevailing torque T_p , loosening resistance torque T_R^u vs pitch difference α .

Fig.4-13 FEM model and boundary conditions for tightening and untightening process.

Fig.4-14 Variation of torque T in screwing and tightening process of nut.

Fig.4-15 Clamping force F vs tightening torque T of $\alpha=35\mu\text{m}$.

Fig.4-16 Clamping force F vs tightening torque T of $\alpha=40\mu\text{m}$.

Fig.4-17 Clamping force F vs tightening torque T of $\alpha=50\mu\text{m}$.

Fig.4-18 Clamping force F vs tightening torque T of $\alpha=0$ and $\alpha=50\mu\text{m}$ under $T \leq T_{50\%} = 85\text{Nm}$.

Fig.4-19 Equivalent stress σ_{eq} before tighten and when $\alpha=35\mu\text{m}$ nut is tightened under tightening torque $T=T_{25\%}$ and $T=T_{50\%}$.

Fig.4-20 Clamping force F vs tightening torque T of $\alpha=0$ and $\alpha=50\mu\text{m}$ under $T \leq T_{50\%} = 85\text{Nm}$.

Fig.4-21 Contact status in tightening and untightening process of nut.

Fig.4-22 Contact status of bolt nut threads of $\alpha=50\mu\text{m}$.

Fig.4-23 Torque in tightening process.

Fig.4-24 Clamping force F vs tightening torque T under $T \leq T_{50\%}=85\text{Nm}$.

Nomenclature

3DFEM	3次元有限要素法解析
α	ピッチ差
C_y	軸直角方向のクリアランス
C_x	軸方向のクリアランス
F_α	ねじ山間軸力
n_c	プリベリングトルクが初めて発生する位置のナットの回転数
p	ピッチ
T	締め付けトルク
$T_{25\%}$	25%締結力が生じる時の締め付けトルク
$T_{50\%}$	50%締結力が生じる時の締め付けトルク
T_p	プリベリングトルク
T_p^{Exp}	プリベリングトルクの実験結果
T_p^{Exp-S}	ねじ込み方向のプリベリングトルクの実験結果
$T_p^{EXP-u-Ave}$	ねじ戻し方向のプリベリングトルクの実験結果, 5周から7周の平均値
$T_p^{EXP-u-Max}$	ねじ戻し方向のプリベリングトルクの実験結果の初期値.
T_p^{FEM}	プリベリングトルクの解析結果
T_p^{FEM-S}	ねじ込み方向のプリベリングトルクの解析結果
T_p^{FEM-U}	ねじ戻し方向のプリベリングトルクの解析結果
T_R^u	緩み抵抗トルク
T_p^u	残留プリベリングトルク
T^u	緩ませトルク

$T_{25\%}^u$	25%緩ませトルク
$T_{50\%}^u$	50%緩ませトルク
T_{Thread}	ボルトとナットのねじ面間における摩擦によるトルク
T_{Axial}	締結力を発生させるために必要なトルク
$T_{Bearing}$	ナットと被締結物の間で発生する摩擦によるトルク
μ_s	ねじ面摩擦係数
μ_w	座面摩擦係数
θ	ナットの回転角度
$\theta_{25\%}$	25%締結力が生じる時のナットの回転角度
$\theta_{50\%}$	50%締結力が生じる時のナットの回転角度
σ_y	屈服応力
σ_{eq}	相当応力
F	締結力
$F_{25\%}$	ボルトの引張応力が降伏応力の25%であるときの締結力
$F_{50\%}$	ボルトの引張応力が降伏応力の50%であるときの締結力
d	ねじの呼び径
K	トルク係数
d_2	ねじの有効径
d_w	座面における摩擦の等価直径
β	ねじ山の半角
d_0	ナット座面外径
d_h	ナット孔径

δ_t

ボルトねじ先からナット先端までの距離

第 1 章 緒 論

1.1 研究背景

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、低価格であることから、例えば自動車 1 台に 3000 本程度使用されるなど、幅広く使用され、標準化が行われている。しかし、ボルト締結体に衝撃や振動等の動的外力が作用すると、その大きさによって、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る場合があり、締結力を失いその機能を果たさなくなる。その一方で、ねじ締結部の破損が原因となる不具合は現在でも数多く発生し、時には重大事故に至り社会問題となっている。表 1-1 に、近年大きく報道されたねじ締結部の破損が関係する事例を示す。表 1-1 から分かるように、ねじ締結部の破損のうち、発生が懸念されるものと考えられているのは疲労と緩みである。また、両者の相互作用が破損を促進する場合も多い。そのため、緩みにくく破損しにくいボルト締結体が依然として求められており、これまでも多くの緩みの発生とその防止に関する研究や疲労強度の向上に関する研究がなされてきた。Bhattacharya らはボルトの初期締結力が大きくなると緩みが大幅に少なくなることを指摘した[4]。Pai らは、FEM モデルは、滑りに影響する要因を適切にモデリングし、さまざまな緩みプロセスを予測できることを示している[5]。Izumi らは、ねじ付きファスナーのデザインの変更が必要であることを指摘した [6]。木村らは、ダブルナットについてゆるみ動についての解析を行い、ロック態とゆるみ動の関係を明らかにした[7]。Xiao らは薄壁のチューブの変形は緩み防止メカニズムの中心であり、最適な元の寸法を議論している[8]。石村らの研究は軸直角方向繰返し変位を受けるボルト締結体のゆるみに関してゆるみ量の定量的推定が十分出来ていないことを指摘し、座面の傾き及び表面接触状態を考慮した FEM 解析とゆるみ測定実験の両面より検討した[9]。泉

らは、スーパースリットナット（SSN）と呼ばれる特殊ナットの開発において、複雑な締め付け作業をすることなく、緩み止め性能を実現することを示した[10]。Noda らは、特殊ナットであるアウターキャップナットの開発において、アウターキャップナットを締めた後、アウターキャップを変形させ、アウターキャップ領域にねじ接触力を発生させることにより、緩み止め性能を実現できることを示した[11]。プリベリングトルクによる緩み止め効果を利用し、広く使用されている特殊ナットとして、Uナットが1962年に富士精密によって開発されている[12]。Ranjan らは、緩み止めの再現性を維持しながら、ナットを取り外して再利用できることが保証されるとした[13]。Kenny らは、ISOメートル法のナットとボルトのねじ山における荷重分布と正規化された応力分布を見つけた[14]。Hobbs らの研究より、偏心荷重は、偏心によって生成される局所応力振幅の増加に比例する量でボルトの疲労寿命を短縮することがわかった[15]。Majzoobi らの実験結果は、ISO 標準の粗いねじ付きボルトが細いねじ付きボルトよりも高い疲労寿命を持っていることを示した [16]。Patterson らは、ボルト・ナット締結体のねじ山で発生する荷重分布について一般的に受け入れられている理論と研究結果との間の矛盾を考察した[17]。

Table 1-1 Accidents caused by the failure of bolted joints.

年 月	事 例	破損モード
2002 年 3 月	JR 東海道・山陽新幹線のブレーキディスク固定ボルトの破損 [1]	疲労
2002 年 10 月	軽油中圧水素化分解装置における反応器出口の特殊な形状のフランジ部よりの漏洩物の火災 [1]	熱ゆるみ
2004 年 10 月	大型トラックのホイールボルトの破損 [1]	疲労, ゆるみ
2007 年 3 月	ベビーカーの背もたれ固定ねじのゆるみ [2]	回転ゆるみ
2007 年 5 月	ジェットコースターの車軸破断 [1]	疲労, ゆるみ
2007 年 8 月	中華航空機の主翼内ボルトの脱落 [1, 3]	作業ミス

1.2 これまでの特殊ナットに関する研究について

1.2.1 これまでに提案された緩み止めナットの例

ここでは，いくつかの緩み止めナットを紹介する．

i. スーパーロックナット

図 1-1 に示すスーパーロックナット (SLN) は，緩みを防止するために開発された．上部と下部の間に薄肉の管があり，軸方向に沿って変形できるため，位相差のオフラワーと上糸が生成される．この位相差により，上部分と下部分の表面に逆の力が加わり，緩み防止性能が発揮される [18]．

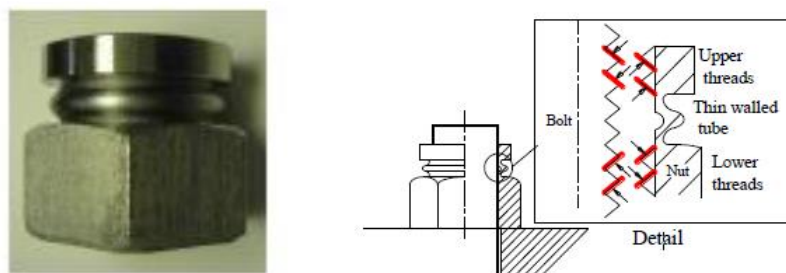


Fig.1-1 Super Lock Nut

ii. ハードロックナット

図 1-2 は，ハードロックナット [33] の概略図を示す．ハードロックナットは，10 年以上にわたって世界中の多くのアプリケーションで使用されてきた．ハードロックナットは，独自のくさび原理を使用して，強力なセルフロック力を生み出す．下部ナットの凸状上部のスライド部分にある小さな曲線は，くさびとして機能する．凹型の上部ナットを締めると，ハンマーでくさびを打ち込んだ際に生成される効果とまったく同じ効果が得られる [19]．

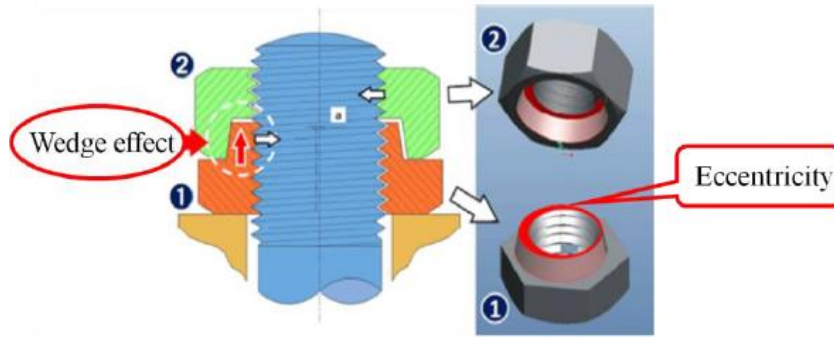


Fig.1-2 Hard lock nut.

iii. ダブルナット

「ダブルナット方式」は、一般的なゆるみ対策である。ダブルナットを適切に締めると、大きな回転抵抗トルクが発生する可能性がある。図 1-3 は、ダブルナットアプリケーションの適切な締め付け方法を示している[20]。まず、下部ナットを規定トルクで締め付ける。次に、上部ナットを指定されたトルクで締める。上部ナットを所定の位置に保持し、上部ナットと下部ナットがねじ面によって相互に圧縮されるまで、下部ナットを緩める方向に回す。軸張力を決定するのは上部ナットであるため、上部ナットのトルクを適切に制御することが重要である。また、軸方向の張力を支えるのは上部ナットです。そのため、上部ナットは十分な高さが必要である。

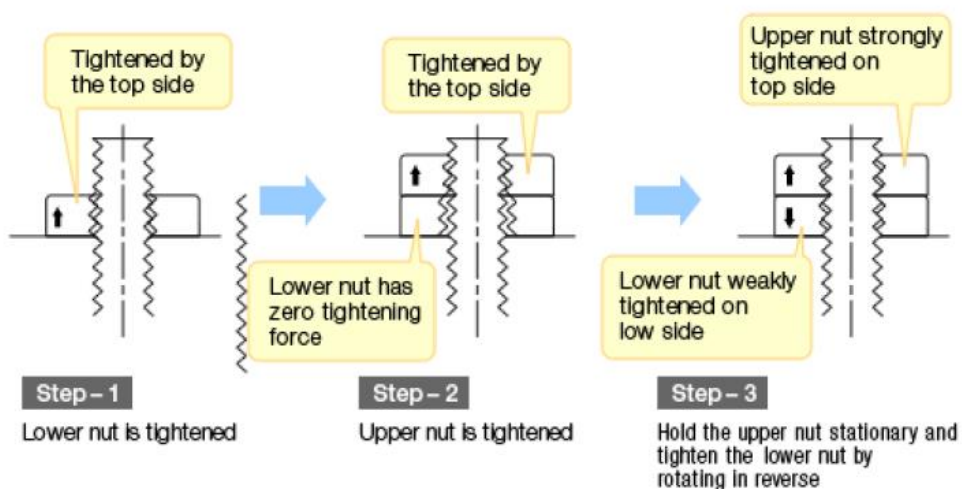


Fig.1-3 Tightening method of double nut.

iv. スーパースリットナット

図 1-4 は、 スーパースリットナットを示す。 ナット上部にプレベリングトルクを発生させるスプリング機能を具備している。 スプリングがナット上部に対象形状で二つあり、締め込み時同部が弾性変形してスリット部近傍の相手ネジ山をスプリング力でグリップするシンプル構造で安定した緩み止め効果を発揮する [10]。

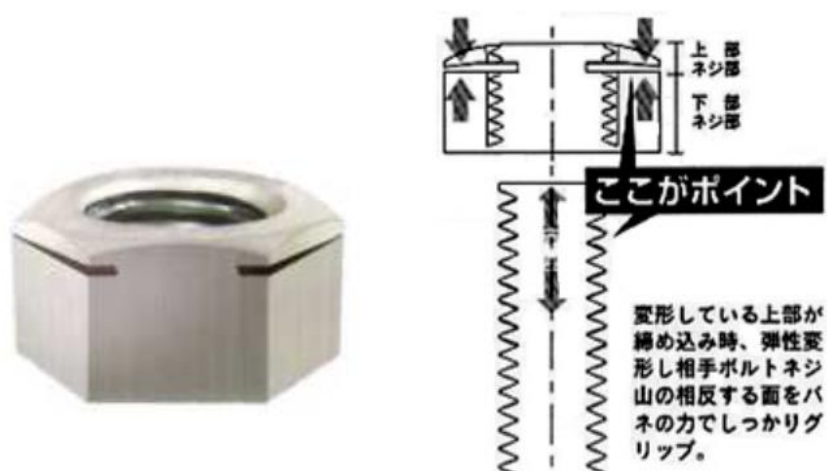


Fig.1-4 Super slit nut.

v. アウターキャップナット

図 1-5 は、 アウターキャップナットを示す。最初、このアウターキャップナットは、ナットが固定プレートに接触するまで手でスムーズに回転させることができる。ただし、アウターキャップナットを締めた後、アウターキャップを変形させ、アウターキャップ領域でねじの接触力を発生させることにより、緩み防止性能を実現できる [11]。



Fig.1-5 Outer cap nut.

vi. U-ナット

図 1-6 は、U-ナットを示す。締付けていくと、フリクションリングがボルトねじ山に接地する。そこからねじ山に沿って、フリクションリングがたわみ始めてボルトねじ面を押さえ込む。バネの戻ろうとする力(応力)とボルト・ナットのねじの引っ張り合う力(反力)により生ずるプリペリングトルク(摩擦トルク)が働き、これがゆるみ止め作用となる。



Fig.1-6 U-nut.

1.2.2 ピッチ差を設けたボルト・ナット締結体

耐疲労・耐緩みを向上させる研究として、図 1-7 に示す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[21-25]。しかし、それを実証した研究はほとんど見当たらなかった。先の研究で、ピッチ差によるプリペリングトルクの発生位置が実験的・理論的に考察され、緩み止め効果の得られるピッチ差が実験的に考察された。また、ピッチ差を設けたナットをボルトに締め付ける際のナットによるボルト軸力とプリペリングトルクの関係をもとに緩み試験が実施され、耐緩みの最適なピッチ差が求められた[26-28]。さらに、軸対称有限要素法(FEM)解析によって、ねじ谷底の応力が求められ、ピ

ツチ差による疲労強度向上のメカニズムが考察された[28].

一方、ボルト破損の主要因は、ナットの緩みに関係することはよく知られている。先の研究では、緩み止め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が実験的に明らかにされた[29]。しかし、ナットにおけるプリベリングトルクの解析には、螺旋系のねじ形状を有する 3 次元モデルを用いる必要がある。そこで本研究では、ねじ底の応力解析に用いた軸対称 FEM モデルに代わって、三次元 FEM モデルを用いて解析する。ボルト締結体の 3 次元 FEM 解析について、これまでに陳らによる締結力発生時のねじ山荷重分担率に関して 3 次元有限要素モデルと軸対称有限要素モデルを用いた解析[30]を始めとして、泉らによるボルト締結体の軸直角方向荷重による座面の完全すべりの緩みについての三次元数値解析が行われてきた[6]。また、完全座面すべり以前の微小な緩みが進行することが指摘された[9]。JIS 規格以外の特殊緩み止めボルト締結体を対象に、プリベリングトルクについて報告がなされている[6, 29, 30]。しかし、これらの研究では、プリベリングトルクの発生過程や実験との整合にまで言及したものは見当たらない。

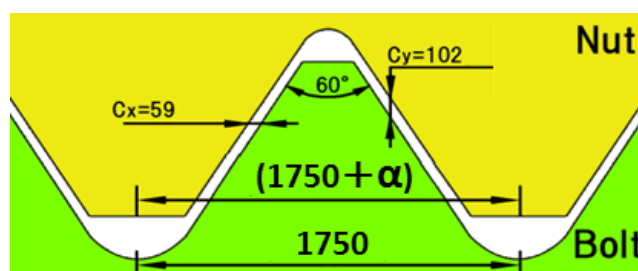


Fig.1-7 Pitch difference and clearance.

表 1-2 に、これまで提案された代表的な特殊なボルト・ナット締結体を比較して示す。ほとんどの特殊なボルト・ナットは、多くの構成要素から成るか、その構成要素に特殊形

状を含んでおり，通常のボルトとナットに比べて複雑な製造プロセスが必要となり，それが通常ボルト・ナットに比べて3倍を超える高コストにつながる．それに比べて，ピッチ差を設けたボルト・ナット締結体は，通常のナットとほとんど同じ方法で製造可能であり，通常のナットと同じ方法でその精度を確認できる．また，通常のナットの約1.5倍の製造コストが可能である．さらに，耐疲労・耐緩みの両者を向上させ得る長所もある．

Table 1-2 Comparison of some special bolt–nut connections.

	Anti-loosening performance	Fatigue strength improvement	Machinability	Low cost
This study	◎	○	○	○
CD bolt[31]	△	○	△	△
Super slit nut[10]	◎	△	×	×
Hard lock nut[19]	○	△	×	×
Standard bolt–nut	△	○	○	◎

×: bad, △: fair, ○: pretty, ◎: remarkable.

1.3 ピッチ差を設けたボルト・ナット締結体に関するこれまでの研究成果

これまで研究では，M16（JIS）ボルト・ナット締結体に取り上げられ，ボルトの標準ピッチよりナットのピッチがわずかに大きい場合が研究された．ピッチ差の無い場合と比べて，数種類のピッチ差がある場合の疲労試験が行われ，適切なピッチ差を導入することにより，ボルトの疲労寿命を延ばすことができることが明らかにされた．ねじのらせん形状を軸対称有限要素法によってモデルした解析によって，ボルトとナット間のねじ山の接触によって生じる応力集中が求められた．また，ピッチ差の疲労強度への影響が考察され，適切なピッチ差を導入することで，最初のボルトねじの平均応力と応力振

幅の両方を低減できることや、ピッチ差が小さい場合、締結体と近くのねじではなく、締結体から遠くのねじ山に大きな応力が発生することが示された。ボルトとナットの間
の最大および最小のクリアランスが検討され、ボルトとナットの接続ねじ間の接触状態
を考慮して、クリアランスが疲労強度に及ぼす影響について説明がなされた。

種々のピッチ差の下で緩み実験が行われ、緩み止め効果の得られる条件が求められて
きた。緩み止め性能に対するピッチの違いの影響を明確にするために、NAS3350 に基づ
く緩みの実験によって、ピッチの無い標準のボルトに対して、ピッチ差を広範囲に変化さ
せて比較がなされた。ナットの回転に必要なトルクが、ナットが被締結体に接触する前
に、ピッチの違いについてどのように変化するか実験的に測定された。ピッチ差の値が大
きいと、緩み止め性能が得られるが、ピッチ差が大きすぎると、ボルトの締め付け能力が
低下することが示された。ピッチ差の中間的な値は、クランプ能力を失うことなく緩み
止め性能を得るために最も望ましいピッチ差であることがわかった。ねじ込みプロセス
に有限要素法を適用することにより、ナットのねじ山で大きな塑性変形が発生し、ピッ
チ差が非常に大きくなる。

1.4 ボルト・ナット締結体の 3次元有限要素法解析と本論文の目的

1.4.1 ボルト・ナット締結体の 3次元有限要素法解析

前節で述べたように、ピッチ差を設けたボルト・ナット締結体のこれまでの研究では
軸対称モデルが使用され(図 1-8)、疲労寿命の改善と緩み防止性能について考察がなさ
れた。しかし、このモデルでは、ねじ山の螺旋形状を考慮していないので、たとえば、基
本的な、ボルトにナットをねじ込む場合を、取り扱うことができない。このため、緩み止
めに本質的に影響するプリベリングトルクを直接考察できなかった。そこで本研究では
3次元有限要素法を適用する(図 1-9)。この3次元モデルでは、ねじの螺旋形状を考慮

するため、基本的なナットのボルトへのねじ込みを解析することができる。

これまで 3 次元有限要素法のボルト・ナット締結体への応用として、Bhattacharya らはボルトの初期締結力が大きくなると緩みが大幅に少なくなることを指摘した [4]。Pai らは、FEM モデルの滑りに影響する要因を適切にモデリングし、さまざまな緩みプロセスを予測できることを示している [5]。Izumi らは、ねじ付きファスナーのデザインの変更が必要であることを指摘した [6]。木村らは、ダブルナットについてゆるみ動についての解析を行い、ロック状態とゆるみ動の関係を明らかにした [7]。これらの研究は主に通常のナットに焦点を当てている [4-7]、特殊ナットに関して、泉らは、スーパースリットナット (SSN) と呼ばれる新しいナットを開発において、3次元解析により緩み止め性能明らかにした [10]。Noda らは、特殊ナットの一つであるアウターキャップナットの研究において、3次元解析でプリベリングトルクを解析した [11]。

表 1-3 にこれまでに行った軸対称解析と今回行う 3 次元解析を比較して示す。ボルト・ナットの緩みに関して、軸対称 FEM 解析では、ナットねじ山間ボルト軸力 F_a しか解析することができない。よってボルト軸力 F_a を求めることで、間接的にプリベリングトルクを求めた。一方、3次元 FEM 解析ならねじ山間軸力 F_a だけでなく、プリベリングトルク T_p を直接求めることが可能である。したがって、ナットが被締結物に接触した後の締め付け課程における、ボルトによる締結力 F と締め付けトルク T の関係も考察できる。また、ナットが荷重変動によって緩む過程など、ボルト・ナット締結体の緩みに関して重要なすべての過程を解析することができる。

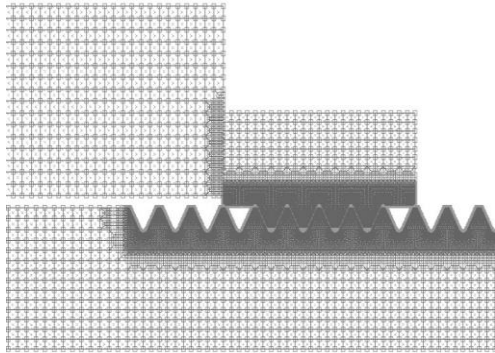


Fig.1-8 Axi-symmetric model

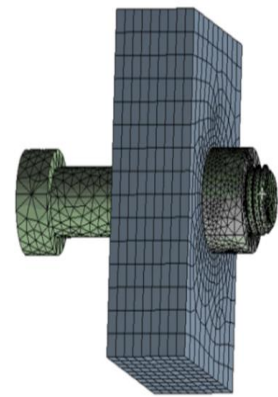
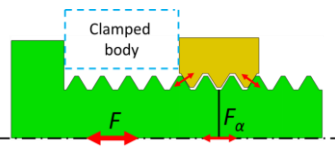
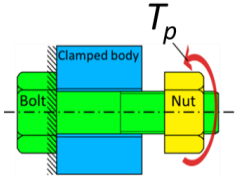
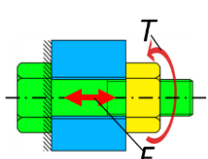
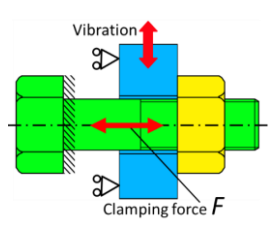


Fig.1-9 3D model

Table 1-3 Three-dimensional FEM analysis in comparison with axi-symmetric FEM analysis.

	Axi-symmetric FEM analysis	3D-FEM analysis	
F_α	○	○	
T_p	×	○	
F-T relation	×	○	
Anti-Loosening	×	○	

1.4.2 本論文の目的と構成

本研究では、ねじ込み過程におけるプリベリントルクの詳細な挙動を実験的に把握するとともに、3次元有限要素解析によるプリベリントルクのシミュレーションを試みる。また、ねじ込み過程に続く緩みに直接関係する締め付け過程における締結力 F と締め付けトルク T 発生の過程とその大きさを3次元FEM解析により求め、実験で得られた結果と比較してピッチ差による影響を明らかにする。なお、「ねじ込み過程」と「締め込み過程」の解析は後続「緩め過程」にも有用であり、今後の応用が可能と考える。よって、本論文の手法を拡張して、最終的にはピッチ差付きナットの緩み止め性能を解析と実験の両面から解明する予定である。

第1章では、ボルト・ナット締結体の現状と問題点について述べている。また今まで行われてきたボルト・ナット締結体の研究と本論文の内容を比較し、本論文の内容について紹介する。

第2章ではナットと締結物が接触する前の「ねじ込み過程」と「ねじ戻し過程」について述べている。実験と解析の両面からプリベリントルク T_p を求めて、ピッチ差付きボルト・ナット締結体の緩み止め性能について考察する。また、省略したねじ込み過程を用いる方法を考案し、解析に用いるねじ面の摩擦係数 μ を選定した。

第3章では、正確なピッチ差の求め方について述べている。このピッチ差付きナットはわずかなピッチ差の誤差で緩み止め性能に影響を及ぼす。実験と解析の結果が一致しない原因として、このピッチ差の誤差が影響していると考えたが、ピッチ差の誤差をなくすことは現実的に不可能である。

そこで比較的容易な測定方法によって加工後のピッチ差の誤差を正確に測定することを可能にした。

第4章では、ナットにピッチ差を付加した締結体について、ねじ込み過程に続くナットと被締結物が接触した後の「締め付け過程」を取り扱った。3次元FEM解析により締結力 F と締め付けトルク T 発生過程とその大きさを求め、実験で得られた結果と比較してピッチ差による影響を明らかにした。また、締め付けに続き、緩ませ過程における締結力 F とトルク T の関係も考察した。ピッチ差 a を大きくすると、プリベリングトルク T_p だけでなく、残留プリベリングトルク T_p'' も増加することを、実験と解析で明らかにした。これにより、ピッチ差付きナットは緩み止め性能において優れていることが示唆される。また、解析により、締め付け、緩ませ過程において通常ナットとの締結力と締め付けトルクの違いを考察し、ピッチ差付きナットの特徴をより明確にする。

第5章は総括であり、本研究で得られた主要な結論を要約している。

参考文献

1. 科学技術振興機構（JST），“ JST 失敗知識データベース ”，
<http://shippai.jst.go.jp/fkd/Search>.
2. 経済産業省 ， “消費生活用製品の重大製品事故に係る公表について” ，
<http://www.meti.go.jp/press/20080707003/jiko.pdf>, (2008).
3. 朝日新聞，2007 年 8 月 24 日付け
4. Bhattacharya, A., A. Sen, S. and Das. 2010. An investigation on the anti-loosening characteristics of threaded fasteners under vibratory conditions. *Mechanism and Machine Theory*. Vol. 45, No. 8, pp. 1215–1225.
5. Pai, N. G. and Hess, D. P., Three-dimensional finite element analysis of threaded fastener loosening due to dynamic shear load, *Engineering Failure Analysis*, Vol.9, No.4 (2002b), pp.383-402.
6. Izumi, S., Yokoyama, T., Iwasaki, A. and Sakai, S., Three-dimensional finite element analysis on tightening and loosening mechanism of threaded fastener, *Engineering Failure Analysis*, Vol.12, No.4 (2005), pp.604-615.
7. 木村成竹，泉聡志，酒井信介，三次元有限要素法によるダブルナットの締め付けおよびゆるみ挙動解析，*日本機械学会論文集 A 編*, Vol.72, No.719 (2006), pp.967-973.
8. 肖陽，久原昌浩，野田尚昭，斉藤金次郎，名川政人，湯本淳，緩み止め植込みボルトにおける薄肉変形部の最適寸法について，*日本機械学会論文集 A 編*, Vol.74, No.743 (2008), pp.954-960.
9. 石村光敏，山中啓司，正司康雅，小林隆志，沢俊行，軸直角方向繰返し変位を受けるボルト締結体のゆるみについて，*日本機械学会論文集 A 編*, Vol.77, No.781 (2011),

pp.1444-1452.

10. 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スリットナットの有限要素法による機能検証, 2005 年 71 卷 703 号 p. 380-386
11. 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 (2008), pp.801-811.
12. 株式会社富士精密, U-NUT 製品情報, available from <
<http://www.fun.co.jp/products/detail.php?no=Ng==>>, (参照日 2018 年 8 月 5 日)
13. Ranjan, B. S. C., Vikranth, H. N. and Ghosal, A., A novel prevailing torque threaded fastener and its analysis, *The American Society of Mechanical Engineers, Journal of Mechanical Design*, Vol.135, No.10 (2013), 101007-9.
14. Kenny, B. and Patterson, E. A., Load and stress distribution in screw threads, *Experimental Mechanics*, Vol.25 No.3 (1985a), pp.208-213.
15. Hobbs, J. W., Burguete, R. L., Heyes, P. F. and Patterson, E. A., The effect of eccentric loading on the fatigue performance of high-tensile bolts, *International Journal of Fatigue*, Vol.22, No.6 (2000), pp.531-538.
16. Majzoobo, G. H., Farrahi, G. H. and Habibi, N., Experimental evaluation of the effect of thread pitch on fatigue life of bolts, *International Journal of Fatigue*, Vol.27, No.2 (2005), pp.189-196.
17. 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 (1986), pp.17-23.
- 18.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*, 2008; 6(2). 780-791.
- 19.Hard lock nut, Hardlock Industry Co., Ltd. [online] Available from <http://www.hardlock.co.jp/hl/> [Accessed July 15, 2015].
- 20.Tomotsugu, S., *Bolted Joint Engineering: Fundamentals and Applications*, Beuth Verlag, Berlin, 2008.
- 21.Stromeyer, C. E., Stress distribution in bolts and nuts, *Transactions of the Institution of Naval Architects*, Vol.60 (1918), pp.112-121.
- 22.Sopwith, D. G., The distribution of load in screw threads, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, Vol.159, No.1 (1948), pp.373-383.
- 23.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 (1976), pp.360-368.
- 24.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 (1985b), pp.35-40.
- 25.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 (1986), pp.17-23.
- 26.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 (2015a), pp.121-126.
- 27.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 (2016), pp.11-19.
- 28.Chen, X., Noda, N.-A., Wahab, M.A., Akaishi, Y., Sano, Y., Takase, Y. and Fekete, G., Fatigue failure analysis for bolt-nut connections having slight pitch differences using experimental and finite element methods, Acta Polytechnica Hungarica, Vol.12, No.8 (2015), pp.61-79.
- 29.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, No.15 (2016), pp.476-489.
- 30.陳玳珩, 清水英輔, 増田健一, 円周ス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.78, No.788 (2012), pp.390-402.
- 31.S.-I. Nishida, C. Urashima, H. Tamasaki, A new method for fatigue life improvement of screws, Eur. Struct. Integ. Soc. 22 (1997) 215–225, [http://dx.doi.org/10.1016/S1566-1369\(97\)80021-0](http://dx.doi.org/10.1016/S1566-1369(97)80021-0).

第2章 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

2.1.1 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、低価格であることから、例えば自動車1台に3000本程度使用されるなど、幅広く使用され、標準化が行われている。しかし、ボルト締結体に衝撃や振動等の動的外力が作用すると、その大きさによって、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る場合があり、締結力を失いその機能を果たさなくなる。その結果、現在でも車両や航空機等において緩みに起因する事故が散発している。そのため、緩みにくく破損しにくいボルト締結体が依然として求められており、これまでも多くの緩みの発生とその防止に関する研究[1-10]や疲労強度の向上に関する研究[11-15]がなされてきた。

耐疲労・耐緩みを向上させる研究として、図2-3に示す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[16-20]。しかし、それを実証した研究はほとんど見当たらなかった。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ともに、疲労実験によって、ある範囲のピッチ差では疲労寿命も向上させ得ることを示した[21, 22]。さらに、軸対称有限要素法(FEM)解析によって、ねじ谷底の応力を求め、ピッチ差による疲労強度向上のメカニズムを考察した[23]。

一方、ボルト破損の主要因は、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、緩み止め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[10]。例えば、プリベリングトルクによる緩み止め効果を利用し、広く使用されている特殊ナットとしてUナット

が 1962 年に開発されている [24]。U ナット以外にもプリベリングトルクを利用した特殊ナットが見られるものの、緩み止め効果を定量的に明らかにしたものは見当たらない。ナットにおけるプリベリングトルクの解析には、螺旋系のねじ形状を有するモデルを用いる必要があり、ねじ底の応力解析に用いた軸対称 FEM モデルに代わって、三次元 FEM モデルで解析することになる。

そこで、本論文では、ねじ込み過程におけるプリベリングトルクの詳細な挙動を実験的に把握するとともに、3次元有限要素解析によるプリベリングトルクのシミュレーションを試みる。なお、「ねじ込み過程」の解析は後続の「締め込み過程」や「緩め過程」にも有用であり、今後の応用が可能と考える。よって、本論文の手法を拡張して、最終的にはピッチ差付きナットの緩み性能を解析と実験の両面から解明する予定である。

2.2 ねじ込み過程の解析方法

2.2.1 過去に行われたねじの 3次元解析

本研究では実験では耐緩み性が確認されているピッチ差付ボルト締結体の「ねじ込み過程」におけるプリベリングトルクの 3次元 FEM 解析を行う。ここで「ねじ込み (Screwing) 過程」は図 2-1 に示すように、ナットをボルトに挿入していき、被締結物に接する迄の過程であり、被締結物に接触した後の「締め付け (Tightening) 過程」と区別して用いる。通常のボルト・ナットでは、ねじ込みに要するトルクは $T=0$ であるが、ボルト・ナットのピッチ差を大きくすると、いわゆる「プリベリングトルク (Prevailing torque) $T_p \neq 0$ 」が生じる。ここでは、このプリベリングトルクを締め付け過程で生じる「締め付けトルク (Tightening torque)」と区別して用いる。

ボルト締結体の 3次元 FEM 解析について、これまでに Chen らによる締結力発生時のね

じ山荷重分担率に関して 3次元有限要素モデルと軸対称有限要素モデルを用いた解析 [25]を始めとして，泉らによるボルト締結体の軸直角方向荷重による座面の完全すべりの緩みについての三次元数値解析が行われてきた [4]．また，完全座面すべり以前の微小な緩みが進行することを指摘した研究 [26]がある．また，JIS 規格以外の特殊緩み止めボルト締結体を対象にプリベリントルクについて報告されている [27-29]．しかし，これらの研究では，その発生過程や実験との整合にまで言及したものはない．

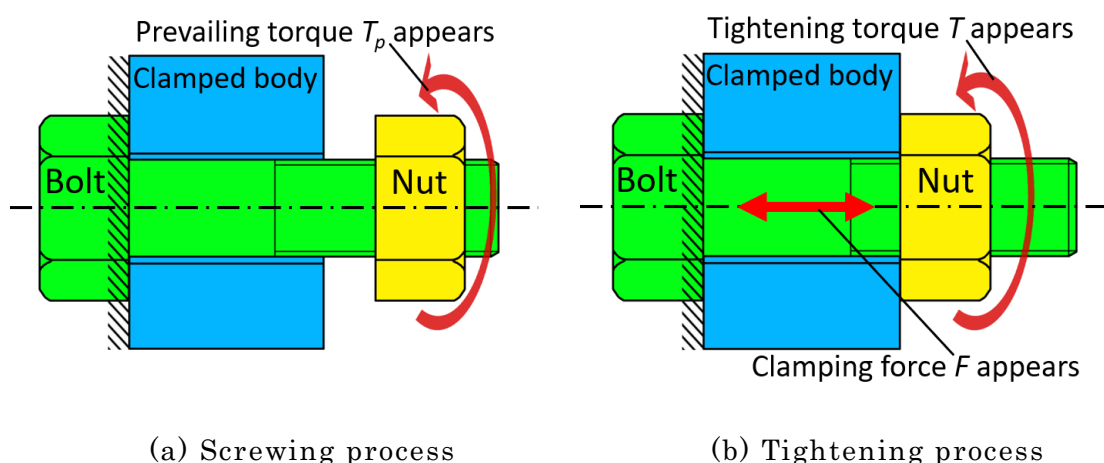


Fig.2-1 Schematic illustration for (a) screwing process and (b)

2.2.2 解析方法

図 2-2 に本研究で使用するボルト・ナット M12 の寸法を示し，図 2-3 にボルト・ナット間のクリアランスおよびピッチ差の説明を示す．軸方向のクリアランスは，片側 $C_x = 59 \mu\text{m}$ とした．ナットには，ボルトに比べて だけ大きいピッチを与えた．その結果，M12 ボルトのピッチ $P = 1750 \mu\text{m}$ に対して，ナットのピッチ $1750 + \alpha \mu\text{m}$ となる (図 2-3 参照)．付与したピッチ差は，小さい順に $30 \mu\text{m}$ ， $40 \mu\text{m}$ ， $50 \mu\text{m}$ とする．図 2-4 にナットねじ込み過程におけるプリベリントルク発生後のボルトとナットの接触状態を示す．表 2-1 に用いたボルト・ナットの物性値を示し，図 2-5 にボルト・ナットの応力ひずみ

線図を示す。プリベリングトルクは、ピッチ差によるボルト・ナット間ねじ同士の接触力が最大となるナット端部から順次生じ始める。

図 2-6 に有限要素解析モデルと境界条件を示す。ナッ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面幅を丸ナットとしてモデル化する(図 2-6(a))。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 9.3×10^4 個、ノードは 15.1×10^4 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。図 2-5(b)に示すように境界条件はボルト頭部を拘束し、ナットを時計回り(締め付け方向)に回す。

(1) プリベリングトルクの解析は、プリベリングトルクが発生し始める位置で解析を始め、ナット全高(ねじ山数約 5.7)が 8 周回った位置すなわち全体が入った後約 2.3 周余分にねじ込んで解析を終える。余分にねじ込み解析したのは、ナットの全ねじ山が入った後、トルクに変動が見られるためである。

(2) プリベリングトルクの解析に当たり、適切な摩擦係数を用いる必要がある。これまでの研究ではボルト・ナット間での摩擦係数は 0.05~0.15 の広範囲にわたる値が報告されている[27-33]が、本実験で用いる二硫化モリブデンペーストに限定すれば、ボルト・ナット間の摩擦係数は 0.09~0.12 とされている[34]。ここでは、ボルト・ナット間の実験後の面荒れ状態を考慮して、高い値 $\mu_s = 0.12$ を用いて解析する。

(3) (2) においてプリベリングトルクの解析で使用した摩擦係数 $\mu_s = 0.12$ が適当であるかを検証する必要がある。そこで、摩擦係数を変化させて、ねじ込み過程のトルクの解析を行い、実験結果と比較する。この解析に用いる摩擦係数には、事前検討を経て、次の $\mu_s = 0.10, 0.12, 0.14$ に絞った。

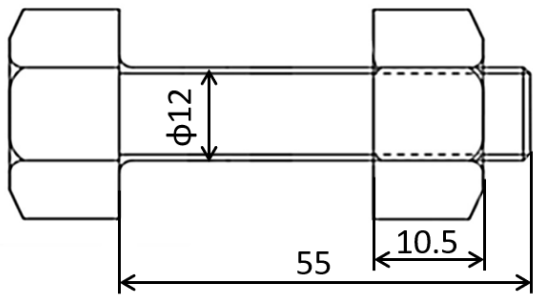


Fig.2-2 M12 Bolt-nut specimen

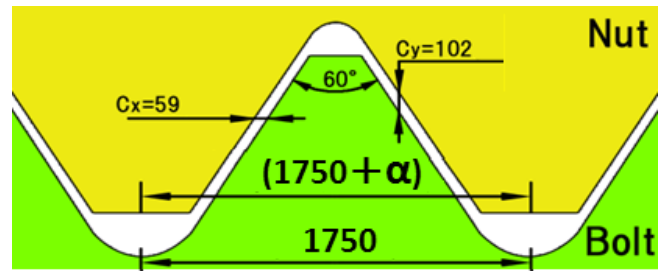


Fig.2-3 Pitch difference and clearance between bolt and nut threads (unit:μm) .

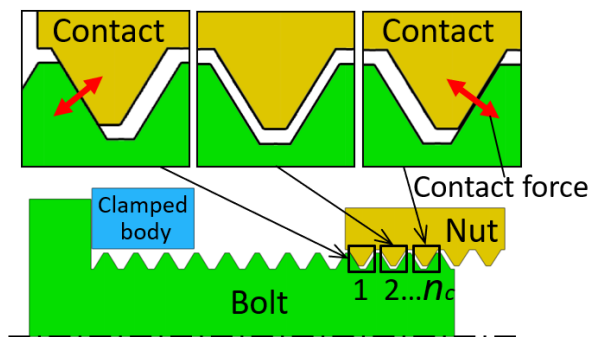


Fig.2-4 Contact status when the

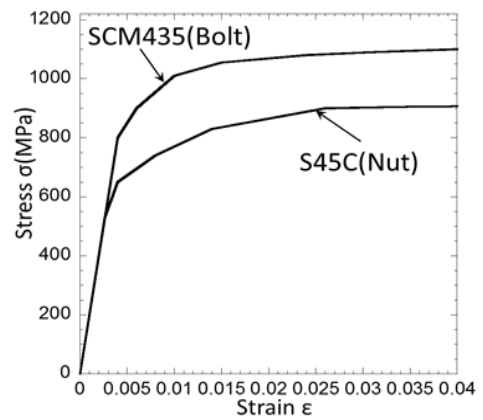
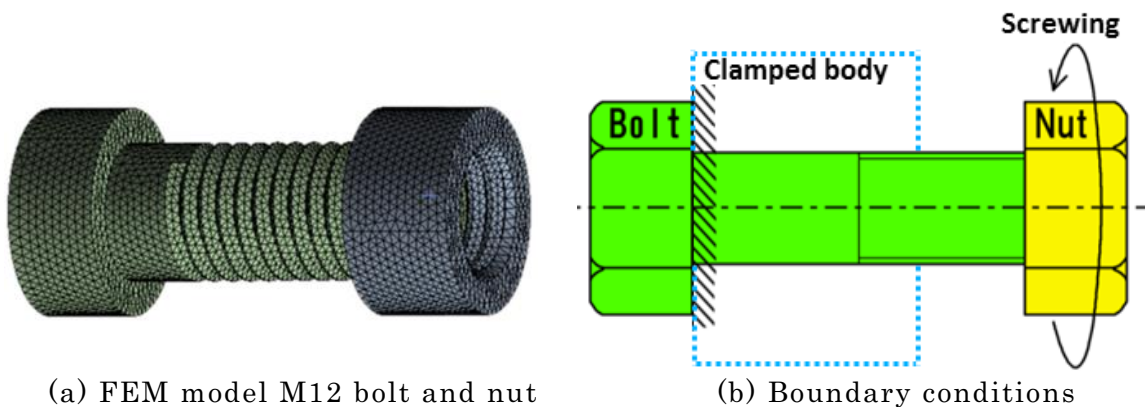


Fig.2-5 Stress strain relation

Table 2-1 Material properties of bolt and nut.

	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



(a) FEM model M12 bolt and nut

(b) Boundary conditions

Fig.2-6 FEM model and boundary conditions for prevailing torque analysis.

2.3 ねじ込み過程におけるプリベリングトルクの実験と解析の比較

2.3.1 試験片と実験条件

ねじ込み試験に用いる JIS M12 のボルト・ナットは, ボルトは強度区分 8.8 の SCM435, 黒染処理材, ナットは強度区分 8 の S45C 材で, 精密切削にて精度 ± 0.003 mm を目標にねじ加工を施した. ナット高さ 10mm, ねじ山数 5.71(面取りを除き 4.34 山)のものを用いる.

試験方法は JIS B 1056 に規定されている [35]がここでは, 図 2-7 に示すように, ダイヤル式トルクレンチ((株)東日製作所製 DB50N) (図 2-7)を用い, ボルト・ナット端面のねじ開始位置を合わせ(回転角 0°), そこからナット回転数とトルク の関係をピッチ差毎に計測する. 45° 回転させる毎にトルクを読み取り記録した. ナット全高(ねじ山数約 5.7)がボルトにねじ込まれた後, さらに回転させ計 8 回転させた. 潤滑油には二硫化モリブデングリーススプレーPRO((株)エーゼット製)を用いた.

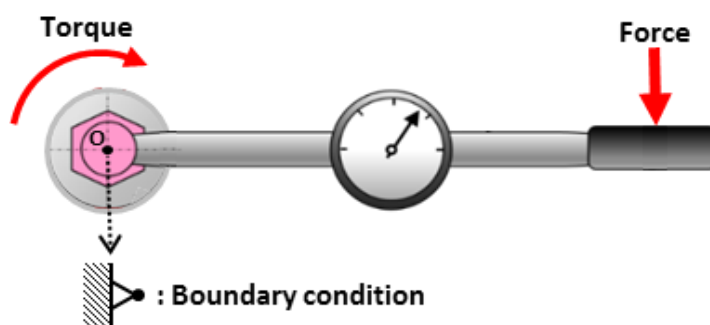


Fig.2-7 Torque measuring method and device (Torque wrench).

2.3.2 プリベリングトルクの実験結果

図 2-8 にプリベリングトルクを実験で求めた結果を, ナットの回転数との関係として示す. ここで, 図 2-8(a)~(c)中の A→B→C→D→E は, 図 2-8(d)に示すねじ込み過程のナットの位置である. すなわち点 A はナットがボ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 はプリベリングトルクが増加している途

中の位置，点 D はナットのねじ山が全部ねじ込まれた位置，点 E はナットが 8 周した位置である．図 2-8(a)～(c)にはナットねじ込み過程 (Screwing process) のトルクの他に，ナットねじ戻し過程 (Unscrewing process)，E→D→C→B→A のトルクも示している．

図 2-8 に示すように，プリベリングトルク T_p はねじ込み過程の進行に応じて変化する．まず，ねじ込み方向のプリベリングトルクは，7 周から 8 周にかけてほぼ一定となるので，その平均値に注目し T_p^{EXP-s} とする．一方，ねじ戻し方向のプリベリングトルクは，5 周から 7 周の平均値に注目し T_p^{EXP-u} ，ねじ戻し初期の値に注目し T_p^{EXP-u} とする．

図 2-8(a)～(c) より，ねじ込み過程において，ピッチ差 α が大きくなるにつれ，プリベリングトルク T_p^{EXP-s} が大きくなることが確認できる．ねじ戻し過程では，プリベリングトルク T_p^{EXP-u} がねじ込み過程のこの T_p^{EXP-s} とほぼ一致しているが，図 2-8 (c) のように，その後急激に減少する場合がある．ピッチ差が大きくなるほどその減少量は大きくなることがわかる．

プリベリングトルクの変動を見ると，点 B から点 D にかけて線形的に増加している．これは，点 B 時点における未ねじ込み部 (図 2-8(d) の点 B 参照) のピッチ差により，点 D まで接触面と接触圧力が増加しているためと考えられる．また，点 D 以降のトルクの変動は，接触面に介在する摩耗片の生成，変形，脱落による現象と考えられる．このようなトルクの変動は摩耗片が生じやすいピッチ差 が大きいときほど大きくなっている (図 2-10(b) 参照) ．

図 2-9 にねじ込み実験後のボルトねじ面の観察結果を示す．図 2-9(a) より， $\alpha=0 \mu\text{m}$ では，ねじ面には目立った傷はない．図 2-9(b)～(d) より，用いたピッチ差すべてで凝着を伴う引っかき摩耗 (Scratch wear) が見られる．図 2-10 に $\alpha=30, 50 \mu\text{m}$ における引っかき摩耗が見られる部分の比較を示す．図 2-10(a) の $\alpha=30 \mu\text{m}$ ではボルトねじ面にわずか

の筋が見られ、これが引っかけ摩耗と考えられる。この引っかけ摩耗の痕は図 2-10(b)の $\alpha=50 \mu\text{m}$ ではより明確に見られ、さらに引っかけ摩耗による摩耗片 (Scratch with adhesion) の付着が観察される。図 2-9, 2-10 から、ピッチ差が大きくなると、ボルト・ナット間の接触圧力が大きくなり、潤滑油の限界を大きく超えた強い金属接触が生じることが示唆される。これらの摩耗は、ねじ込み、ねじ戻し過程において接触していたと思われるボルト・ナット間のねじ面にのみ生じていることから、磨耗はねじ込み過程の点 B から生じていると考えられる。

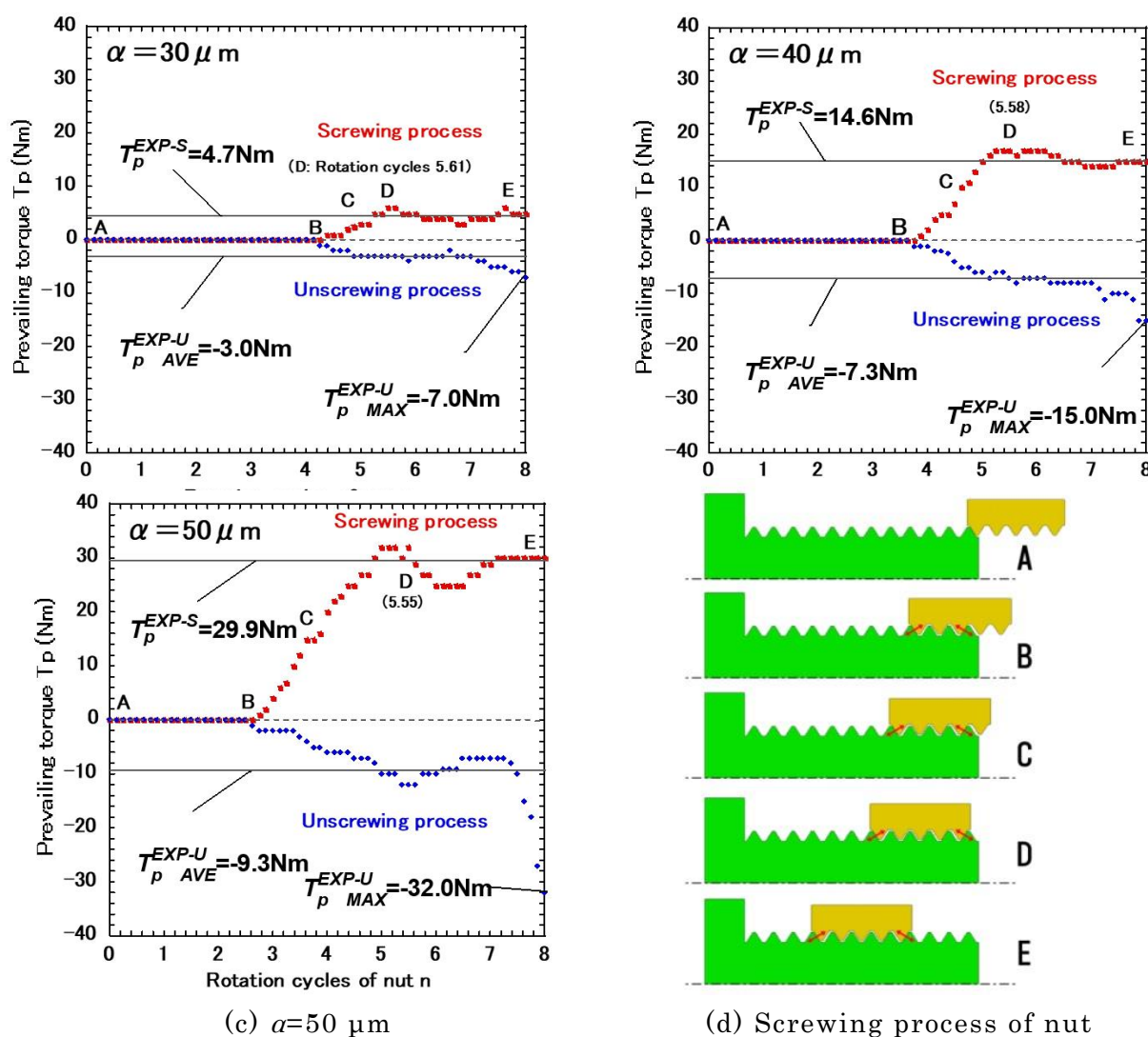
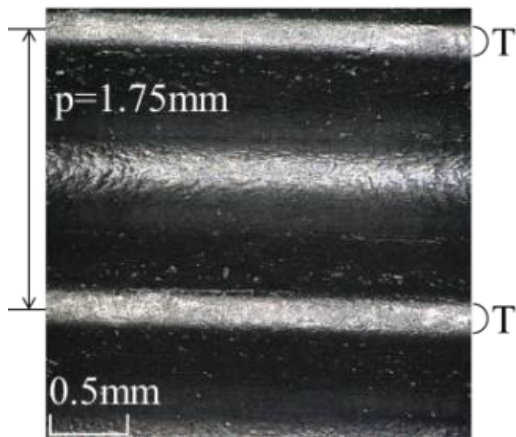
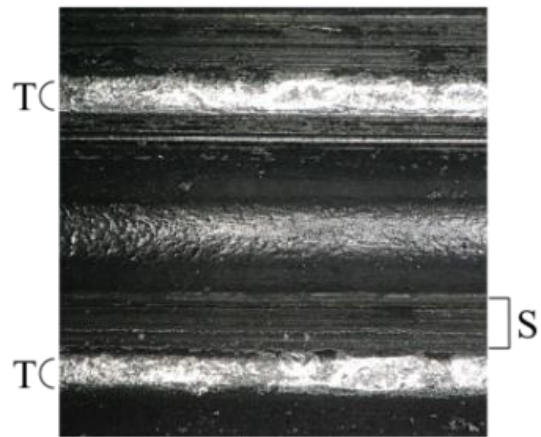


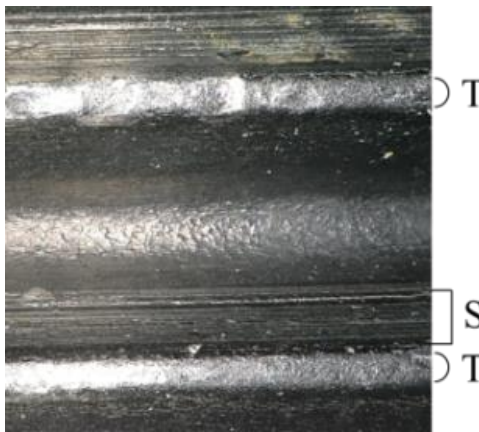
Fig.2-8 Prevailing torque experimentally obtained. The red points show the result of tightening process. The blue points show the result of loosening process. Prevailing torque $T_p=0$ during A to B. Prevailing torque T_p gradually increase during B to D. Prevailing torque T_p converge during D to E.



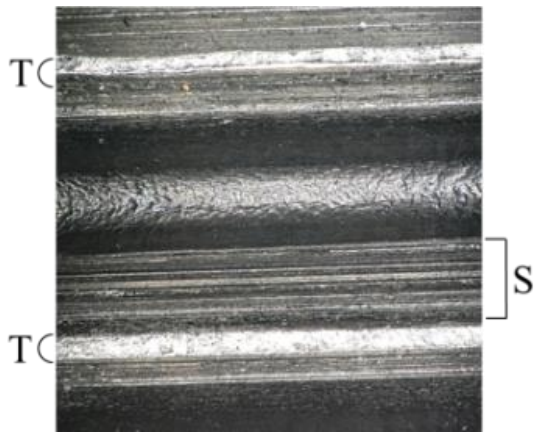
(a) $\alpha=0 \mu\text{m}$



(a) $\alpha=30 \mu\text{m}$

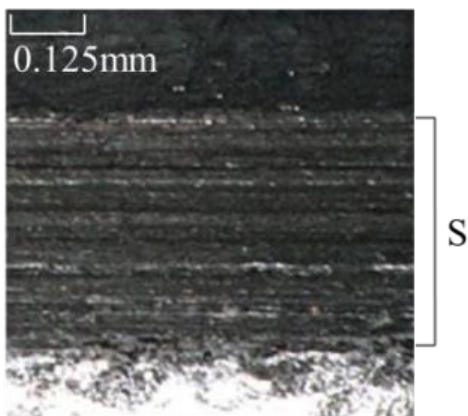


(b) $\alpha=40 \mu\text{m}$

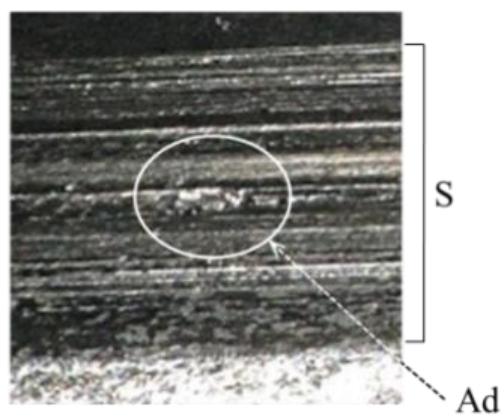


(c) $\alpha=50 \mu\text{m}$

Fig.2-9 Bolt thread surface after screwing experiment. (S: Scratch wear. T: Top of threads)



(a) Detail of Fig. 9(b) $\alpha=30 \mu\text{m}$.



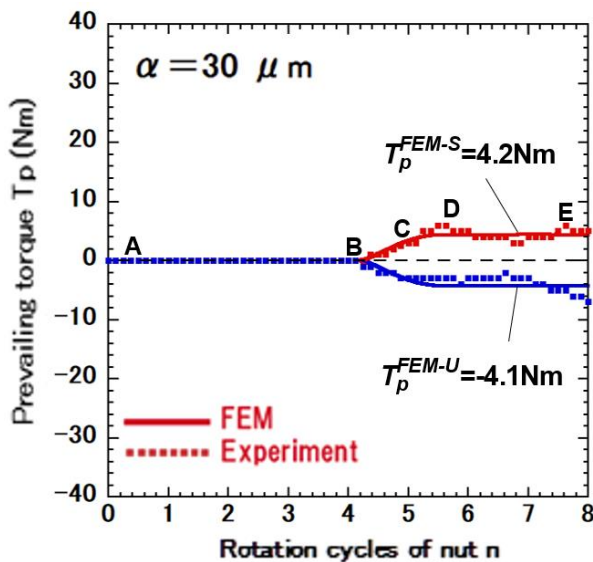
(b) Detail of Fig. 9(b) $\alpha=50 \mu\text{m}$

Ad: Scratch with adhesion. S: Scratch wear.

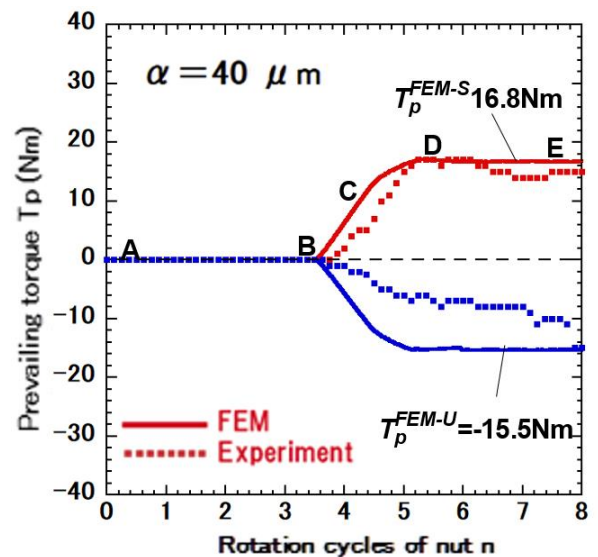
Fig.2-10 Detail of bolt thread surface in Fig. 9.

2.3.3 プリベリングトルクの解析結果

実験と同様，FEMシミュレーションでA→B→C→D→Eのナットのねじ込みと，E→D→C→B→Aのナットのねじ戻しを解析し，図2-11にプリベリングトルクのナットの回転数との関係として示す．図2-11(a)(b)より，ピッチ差 $\alpha=30, 40 \mu\text{m}$ ではねじ込み方向の解析結果と実験結果がほぼ一致している．図2-11(c)より $\alpha=50 \mu\text{m}$ では解析結果が実験結果と比べて小さくなった．これは，ピッチ差が大きくなり接触圧力が大きくなることで，実際の摩擦係数が，解析で用いた摩擦係数 $\mu_s=0.12$ より大きくなったと考えられる．ねじ戻し過程において，プリベリングトルクの実験値はねじ込み過程と非対称的な挙動で減少しているのに対して，解析では対照的に減少している．これは，解析では摩耗片が生成されないため，摩耗片の影響によるトルクのばらつきが表現できていないと考えられる．以上の解析では，摩擦係数 $\mu_s=0.12$ を用いているが，本件では以下で摩擦係数の及ぼす締め込み過程への影響を議論する．



(a) $\alpha=30 \mu\text{m}$



(b) $\alpha=40 \mu\text{m}$

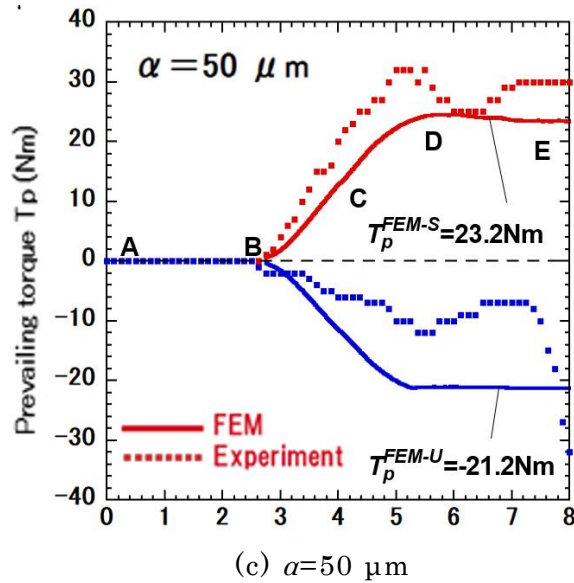


Fig.2-11 Prevailing torque obtained by 3D FEM simulation with friction coefficient $\mu_s=0.12$ in comparison with experimental results.

2.4 摩擦係数に関する考察とプリベリグトルクに関する他の研究結果との比較

2.4.1 簡易方法による解析

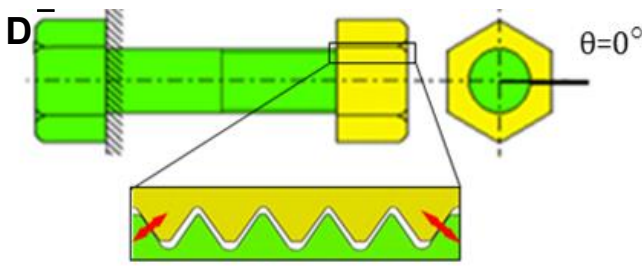
実験結果に適合する摩擦係数を求めるために摩擦係数 μ を変化させ、ねじ込み過程のトルクの解析を行う。本解析では、計算時間を節約するために、以下のようにねじ込み初期段階を省略させた方法(簡易解析)をとる。ここで、点 D はナットのねじ山が全部ねじ込まれた位置である。計算時間を節約するために、点 D までのナットのねじ込み過程を省略する。図 2-12(a)～(c)はこの短縮された過程 $D(\theta=0^\circ) \rightarrow D \rightarrow D^+(\theta=1.5^\circ)$ の説明図である。図 2-12(a)の位置 D は、ナットが全部ボルトにねじ込まれているけれども、プリベリグトルクが作用していない状態であり、これを解析の原点とする。図 2-12(b)の位置 D はナットがねじ込まれ、かつプリベリグトルクが作用している状態である。D にトルクを加えトルクが一定になるまでねじ込む。その結果、ナットの位置は D から D に移動する。図 2-12(c)の位置 D⁺は、プリベリグトルクが安定した値になる位置($\theta=1.5^\circ$)である。

図 2-13 に各ピッチ差におけるプリベリングトルクに対する摩擦係数の影響を横軸にナットの回転角度，縦軸にプリベリングトルク T_p をとって解析した結果を示す．図 2-13 より実験値に近いプリベリングトルクの解析結果は $\alpha=30, 50 \mu\text{m}$ では，摩擦係数 $\mu_s=0.12$ ， $\alpha=40 \mu\text{m}$ では，摩擦係数 $\mu_s=0.10$ である．この結果は，ねじ込み開始位置を含めた解析結果(図 2-11)と異なるが，その原因については本章で後述する．この結果により，プリベリングトルクのシミュレーションで用いるべき摩擦係数を以下のように考察する．

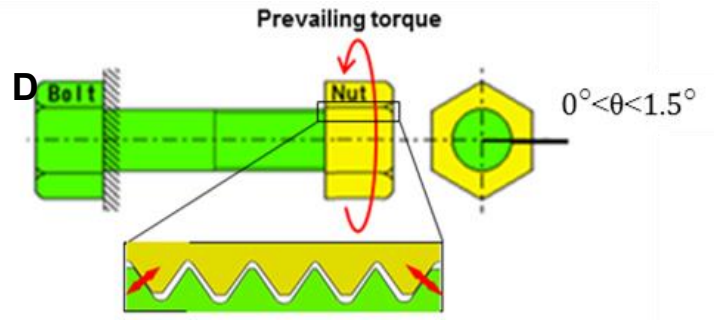
2.4.2 仮定した摩擦係数の評価

図 2-14 にピッチ差と摩擦係数 $\mu_s=0.10, 0.12, 0.14$ に対するプリベリングトルクの解析と実験の比 $T_p^{FEM-s} / T_p^{EXP-s}$ をプロット点で示す．3本の直線は最小二乗法で直線近似した結果である．図 2-14 より，摩擦係数 $\mu_s=0.12$ の場合が最も $T_p^{FEM-s} / T_p^{EXP-s}=1$ に近く，実験結果に近い解析結果が得られていることが分かる．また，二硫化モリブデンペーストのねじ部の摩擦係数は $\mu_s=0.09\sim 0.12$ と報告されており [34]， $\mu_s=0.12$ はこの範囲内である．以上の考察より，本研究では摩擦係数 $\mu_s=0.12$ を用いて行った解析結果(図 2-11)の妥当性が示された．

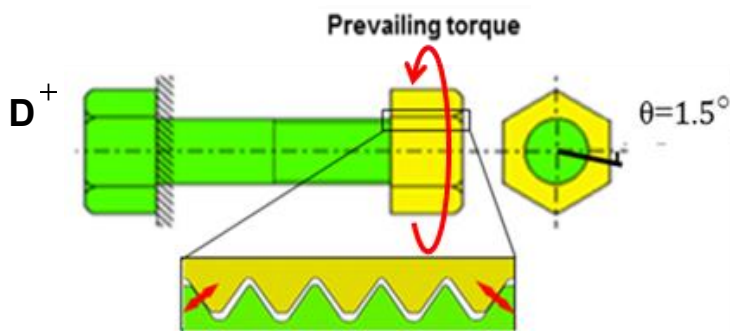
ここで，図 2-11 のねじ込み開始位置を含めた解析結果と，図 2-13 ナットのねじ込み過程(図 2-8(d)の A→D)を省略した簡易解析結果の違いを比較すると，両者のプリベリングトルクの違いは 5~16%である．一方，図 2-11 の解析結果と実験結果の比較ではピッチ差 $\alpha=30 \mu\text{m}$ と $40 \mu\text{m}$ がほぼ一致しており， $\alpha=50 \mu\text{m}$ は実験とは異なる．これに対し，図 2-13 の解析結果と実験結果の比較ではピッチ差 $\alpha=30 \mu\text{m}$ と $50 \mu\text{m}$ が一致しており， $\alpha=40 \mu\text{m}$ が異なる．このように図 2-11 と図 2-13 の結果に違いが生じているのは，点 D までのねじ込み過程を省略したことによるものである．



(a) Nut position D^- where the whole nut screwing into the bolt without prevailing torque

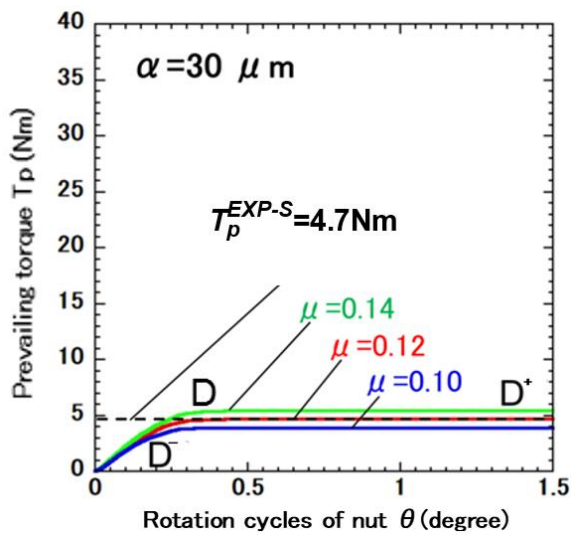


(b) Nut position D where the whole nut screwing into the bolt with prevailing torque.

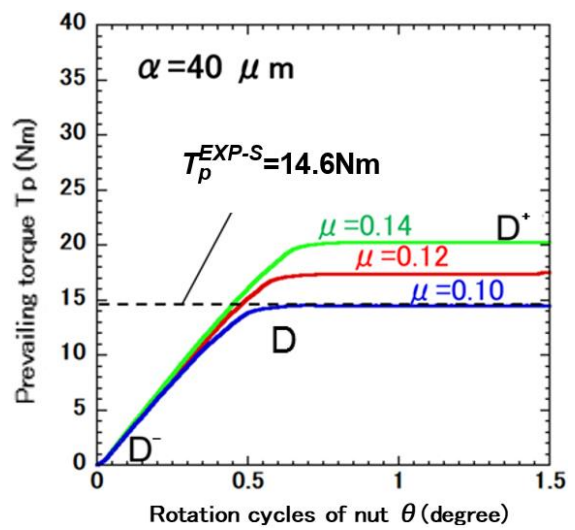


(c) Nut position D^+ where the nut rotates by 1.5 degree from the nut position D^- .

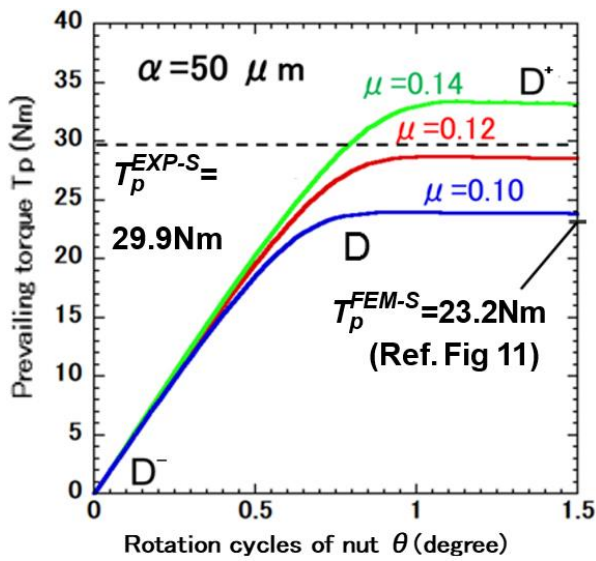
Fig.2-12 Shortened screwing process $D^- \rightarrow D \rightarrow D^+$ in Fig. 13.



(a) $\alpha=30\mu\text{m}$



(b) $\alpha=40\mu\text{m}$



(c) $\alpha=50\mu\text{m}$

Fig.2-13 Effect of friction coefficient μ on the prevailing torque during the shortened screwing process $D^- \rightarrow D \rightarrow D^+$ in Fig.2.12.

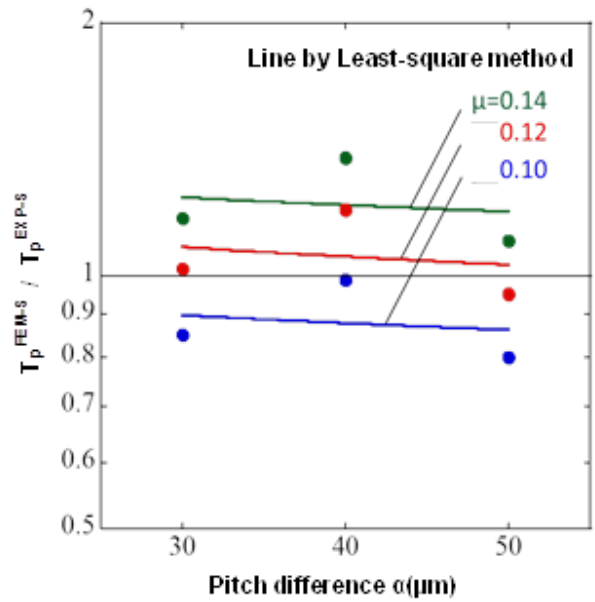


Fig.2-14 Relationship between pitch difference α and T_p^{FEM-S}/T_p^{EXP-S} .

2.5 プリベリングトルクに関する他の研究との比較

これまでの著者らの研究では、プリベリングトルクの大きさが緩み止めに効果があることが実験的に明らかにされている[10]。また、1962年から使われているUナットにおいて、そのゆるみ止め機構として、プリベリングトルクによる緩み止め効果が実証されて評価されてきた[24]。具体的には、著者らによるピッチ差を有するM16ボルト・ナットにおけるNAS3350の規格に準拠した緩み試験(株式会社NKEにて実施)では、プリベリングトルク $T_p=30\text{Nm}$ では、21000サイクルでナットが脱落したが、 $T_p=57\text{Nm}$ と 67Nm では30000サイクルに達しても脱落しなかった[10]。ここでは、ピッチ差付ナットと他の緩み止め性能にすぐれた特殊ナットのプリベリングトルクを比較して評価する。

表2にピッチ差付ナットの結果をまとめて示す。この表にはピッチ差付ナットと同様に、プリベリングトルクを利用した、U-ナット[24]、スーパースリットナット[27]、アウターキャップナット[28]と比較して示す。安定した値が得られたねじ込み過程のトルク

T_p^{FEM-S} を用いて参考までに比較すると、ピッチ差付ナット以外では、スーパースリットナットが最も大きい。呼び径が M16 のスーパースリットナットと M12 のピッチ差付ナットとのプリベリングトルクを比較するためにここでは、このトルクが呼び径に比例すると過程し、補正して比較する。スーパースリットナットの最大値 19Nm を補正した 14.3Nm に対してピッチ差付ナットのピッチ差 $\alpha=50\mu\text{m}$ が 60%ほど大きい。以上の結果から、他の特殊ナットとの緩み止め性能の優位性が示唆される。

Table 2-2 Comparison of prevailing torque for pitch difference nut, U-nut, super slit nut and outer cap nut.

Type	Pitch difference α (μm)	Material (bolt/nut)	Yield Strength σ_y (MPa)	Prevailing torque by experiment		Prevailing torque by FEM	
				T_p^{EXP-S} (Nm)	T_p^{EXP-U} (Nm)	T_p^{FEM-S} (Nm)	T_p^{FEM-U} (Nm)
Pitch difference nut JIS M12 (This study)	30	SCM435 S45C	800 530	4.7	7.0	4.2 (μ_s =0.12)	4.1 (μ_s =0.12)
	40			14.6	15.0	16.8 (μ_s =0.12)	15.5 (μ_s =0.12)
	50			29.9	32.0	23.2 (μ_s =0.12)	21.2 (μ_s =0.12)
U-nut JIS M12	—	SCM435	800	1.5	0.6	not indicated	not indicated
Super slit nut JIS M16	—	S45C SGD3M	530 320	13.5	not indicated	17-19 (μ_s =0.15)	15-18 (μ_s =0.15)
Outer cap nut JIS M12	—	SUP9	785	not indicated	not indicated	0(μ_s =0.15)	1.2(μ_s =0.15)
	—	SUP10	1080	not indicated	not indicated	0(μ_s =0.15)	3.3(μ_s =0.15)

2.6 ねじ込み過程に続く締め付け過程の解析

2.6.1 締め付け過程の解析方法

図 2-15(a)にねじ込み過程に続く被締結物の締め付け過程の解析に用いる有限要素解析モデルを示す。モデルは前節と同じボルト・ナット間に SCM435 からなる被締結物を介在させたものである。図 2-15(b)に示すように、境界条件は被締結物の左面とボルト頭部の右面を完全拘束する。図 2-15(c)に締め付け過程 $E \rightarrow F \rightarrow G$ を示す。点 E は被締結物の位置までねじ込んだ状態、点 F は被締結物を締め付けている状態、点 G は締め付けにより、ナット頭部端のねじ面接触力が開放された状態である。解析ソフト、解析条件は 2.2.2 節のプリベリングトルクの解析と同様である。

ここでは、ボルトの降伏点 $\sigma_y=800\text{MPa}$ の 30%である $\sigma=240\text{MPa}$ が生じる締結力 $F=22\text{kN}$ を、ボルトの締結の目安とする。この締結力を通常のボルト $\alpha=0\ \mu\text{m}$ に導入するために要するトルクは $T=45\text{Nm}$ である。ねじ面の摩擦係数 $\mu_s=0.12$ 、座面の摩擦係数 $\mu_w=0.12$ を使用する。FEM 解析により、締め付け過程 $E \rightarrow F \rightarrow G$ の締め付けトルク T と締結力 F の関係を求める。

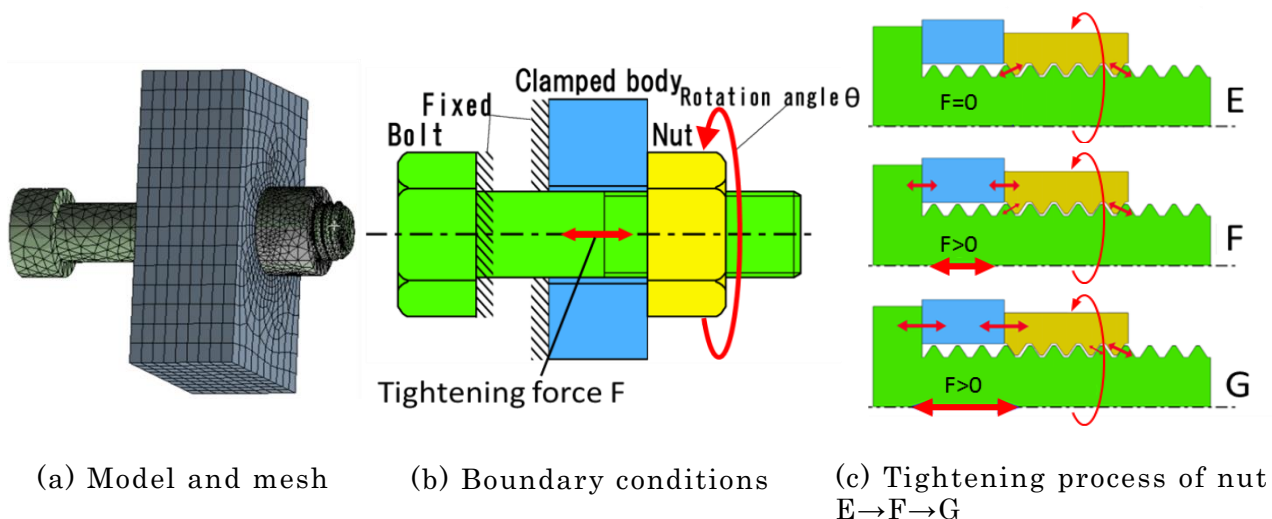


Fig.2-15 FEM model and boundary conditions for tightening process continued from Fig.8 (d)with the nut position $E \rightarrow F \rightarrow G$.

2.6.2 通常のボルト・ナット ($\alpha=0$) におけるトルク T の数値解析と理論計算式の比較

通常のボルト・ナットにおける被締結体を締め付ける際に生じる締め付けトルク T の計算式を式 (2-1), (2-2), (2-3) に示す [36].

$$T = KdF \quad (2-1)$$

$$T = \frac{F}{2} \left(\frac{d_2}{\cos \beta} \mu + \frac{p}{\pi} + d_w \mu_w \right) \quad (2-2)$$

$$d_w = \frac{2(d_o^3 - d_h^3)}{3(d_o^2 - d_h^2)} \quad (2-3)$$

ここで、締め付けトルク T 、締結力 F 、ねじの呼び径 d 、トルク係数 K 、ねじの有効径 d_2 、ねじのピッチ p 、座面における摩擦の等価直径 d_w 、ねじ山の半角 β 、ボルト座面外径 d_o 、ボルト孔径 d_h である。表 2-3 に M12 ボルト・ナットにおけるそれぞれの値を示す。

式 (2) のように、締め付けトルクはねじ面摩擦トルク $F/2 \cdot d_2 / \cos \beta \cdot \mu$ 、軸力トルク $F/2 \cdot p / \pi$ 、座面摩擦トルク $F/2 \cdot d_w \cdot \mu_w$ の三つから構成される。図 2-16 に計算式 (2) で求められる $\alpha = 0 \mu\text{m}$ の締め付けトルクの他に、解析で求められた締め付けトルク T と締結力 F の関係を同時に示す。通常の $\alpha = 0 \mu\text{m}$ においては締め付けトルク T 計算式 (2) と FEM 解析結果とは誤差 5 % 以内で一致する。

2.6.3 締め付け過程の解析結果 ($\alpha > 0$)

図 2-16 よりピッチ差付ナットにおける締め付け過程の解析では、締め付けトルク T_p^{FEM} がプリベリングトルク を超えてから締結力が発生し始める。そのため、通常のナット

と比べると、同じトルクの大きさを締め付けたとき、締結力が小さくなる。また、ピッチ差が大きくなると、締結力を付加するために必要なトルクが大きくなるので、同じトルクの大きさでは、ピッチ差が大きいほど、締結力が小さくなる。

通常のナットと比べ、ピッチ差付ナットではトルクに対する締結力増加の傾きが大きい。また、ピッチ差 $\alpha = 30, 40 \mu\text{m}$ で、トルクを大きくしていくと、通常のナット $\alpha = 0 \mu\text{m}$ の挙動と一致する。ピッチ差付加によるこれらの変化は、図 2-15(c)に示すように、締め付けにより、接触していたナットの両端のねじ山の接触状態が変化し、ナット頭部側のねじ山の接触圧力が小さくなり、その分が軸力に加算される。その後ナット頭部側のねじ面接触力がなくなることで、通常のナットと同様の挙動になる。これらから、実際の締め付けでは降伏点の 60~70%まで締め付けることを考慮すると [36]、ピッチ差付ナットでも高い締結力を得ることができると考えられる。

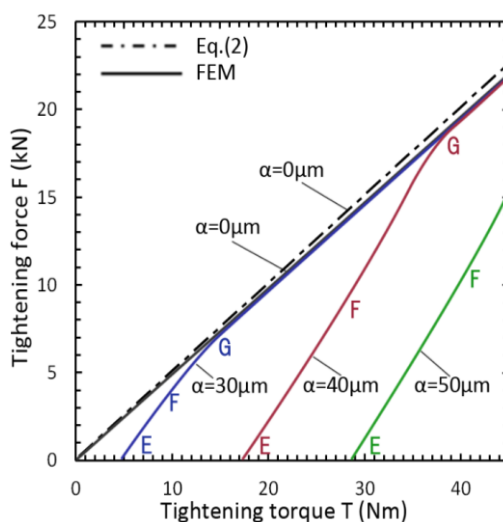


Fig.2-16 Relationship between torque and tightening force of M12 bolt and nut.

2.7 結言

ナットにピッチ差を付加した締結体について、そのねじ込み過程を 3 次元 FEM 解析によりプリベリングトルクの発生の過程とその大きさを求め、実験と比較してピッチ差による影響を明らかにした。また、ナットねじ込みに続き、被締結物の締め付け過程における締め付けトルクと締結力との関係についても言及した。得られた結論を以下にまとめる。

- (1) ピッチ差を付加したナットでねじ込むと、ボルトねじ山とナットの両端のねじ山が接触したときからプリベリングトルクが発生し、増加した後、略々一定値に達する。一方、ナットにねじ戻しトルクを与えると、最初の 1 周ほどでプリベリングトルクがほぼ半減する。その後はねじ込み過程と対称的な挙動で減少していく。
- (2) プリベリングトルクの実験ではピッチ差の最も大きな $\alpha = 50 \mu\text{m}$ の場合、プリベリングトルクは一定値をとらず不安定な挙動をする。しかし解析では不安定な挙動は見られず、安定している。これは、ボルト・ナット間に生じる強圧接触に伴う変形と、凝着摩擦による磨耗生成物の介在による影響が主な原因と考えられる。
- (3) ねじ込み過程のシミュレーションにおける摩擦係数設定のため、ねじ込み過程 A～D(図 2-8(d)参照)を省略したモデルを用いる方法を考案した。そして、実測値に近いトルクが得られる摩擦係数 $\mu_s = 0.12$ を選定した。
- (4) ねじ込み過程の解析結果は $\alpha = 50 \mu\text{m}$ を除いて、実験結果とほぼ一致した。ピッチ差 $\alpha = 50 \mu\text{m}$ では、ピッチ差増加にともなう接触圧力が大きくなり、実際の摩擦係数が、解析で用いた $\mu_s = 0.12$ より大きくなったためと考えられる。
- (5) 締め付け過程の解析により、通常のナットの締結力とトルクの関係は、既存の理論計算式と誤差 5%以内で一致し、解析精度を確認できた。

比較的耐緩み特性に優れる特殊ナットと比較して，本研究締結体ではプリベリングトルク大きいことから緩み止め性能において優れることが示唆される．

参考文献

1. Goodier, J. N. and Sweeney, R. J., Loosening by vibration of threaded fastenings, *Mechanical Engineering*, Vol.67 (1945), pp.798-802.
2. Pai, N. G. and Hess, D. P., Three-dimensional finite element analysis of threaded fastener loosening due to dynamic shear load, *Engineering Failure Analysis*, Vol.9, No.4 (2002b), pp.383-402.
3. Pai, N. G. and Hess, D. P., Experimental study of loosening of threaded fasteners due to dynamic shear loads, *Journal of Sound Vibration*, Vol.253, No.3 (2002a), pp.585-602.
4. Izumi, S., Yokoyama, T., Iwasaki, A. and Sakai, S., Three-dimensional finite element analysis on tightening and loosening mechanism of threaded fastener, *Engineering Failure Analysis*, Vol.12, No.4 (2005), pp.604-615.
5. 木村成竹, 泉聡志, 酒井信介, 三次元有限要素法によるダブルナットの締め付けおよびゆるみ挙動解析, *日本機械学会論文集 A編*, Vol.72, No.719 (2006), pp.967-973.
6. 木村成竹, 泉聡志, 酒井信介, 三次元有限要素法によるダブルナットの締め付けおよびゆるみ挙動解析, *日本機械学会論文集 A編*, Vol.72, No.719 (2006), pp.967-973.
7. 肖陽, 久原昌浩, 野田尚昭, 斉藤金次郎, 名川政人, 湯本淳, 緩み止め植込みボルトにおける薄肉変形部の最適寸法について, *日本機械学会論文集 A編*, Vol.74, No.743 (2008), pp.954-960.
8. 石村光敏, 山中啓司, 正司康雅, 小林隆志, 沢俊行, 軸直角方向繰返し変位を受ける

- ボルト締結体のゆるみについて, 日本機械学会論文集 A 編, Vol.77, No.781 (2011), pp.1444-1452.
9. Ranjan, B. S. C., Vikranth, H. N. and Ghosal, A., A novel prevailing torque threaded fastener and its analysis, The American Society of Mechanical Engineers, Journal of Mechanical Design, Vol.135, No.10 (2013), 101007-9.
 10. 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, No.15 (2016), pp.476-489.
 11. Kenny, B. and Patterson, E. A., Load and stress distribution in screw threads, Experimental Mechanics, Vol.25 No.3 (1985a), pp.208-213.
 12. Kenny, B. and Patterson, E. A., The Distribution of load and stress in the threads of fasteners, Journal of Mechanical Behaviour of Materials, Vol.2, No.1-2 (1989), pp.87-105.
 13. Grosse, I. R. and Mitchell, L. D., Nonlinear axial stiffness characteristics of axisymmetric bolted joints, The American Society of Mechanical Engineers, Journal of Mechanical Design, Vol.112, No.3 (1990), pp.442-449.
 14. Hobbs, J. W., Burguete, R. L., Heyes, P. F. and Patterson, E. A., The effect of eccentric loading on the fatigue performance of high-tensile bolts, International Journal of Fatigue, Vol.22, No.6 (2000), pp.531-538.
 15. Majzoobo, G. H., Farrahi, G. H. and Habibi, N., Experimental evaluation of the effect of thread pitch on fatigue life of bolts, International Journal

- of Fatigue, Vol.27, No.2 (2005), pp.189-196.
16. Stromeyer, C. E., Stress distribution in bolts and nuts, Transactions of the Institution of Naval Architects, Vol.60 (1918), pp.112-121.
 17. Sopwith, D. G., The distribution of load in screw threads, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Vol.159, No.1 (1948), pp.373-383.
 18. 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 (1976), pp.360-368.
 19. 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 (1985b), pp.35-40.
 20. 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 (1986), pp.17-23.
 21. 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 (2015a), pp.121-126.
 22. 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 (2016), pp.11-19.
 23. Chen, X., Noda, N.-A., Wahab, M.A., Akaishi, Y., Sano, Y., Takase, Y. and

- Fekete, G., Fatigue failure analysis for bolt-nut connections having slight pitch differences using experimental and finite element methods, Acta Polytechnica Hungarica, Vol.12, No.8 (2015), pp.61-79.
24. 株式会社富士精密, U-NUT 製品情報, available from <
<http://www.fun.co.jp/products/detail.php?no=Ng==>>, (参照日 2018 年 8 月 5 日)
25. Chen, J. J. and Shin, Y. S., A Study of the helical effect on the thread connection by three dimensional finite element analysis, Nuclear Engineering and Design, Vol.191, No.2 (1999), pp.109-116.
26. 泉聡志, 木村成竹, 酒井信介, 微小座面すべりに起因したボルト・ナット締結体の微小ゆるみ挙動に関する有限要素法解析, 日本機械学会論文集 A 編, Vol.72, No.717 (2006), pp.780-786.
27. 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ス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.71, No.703 (2005), pp.380-386.
28. 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 (2008), pp.801-811.
29. 陳玳珩, 清水英輔, 増田健一, 円周ス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.78, No.788 (2012), pp.390-402.
30. Yokoyama, T., Olsson, M., Izumi, S. and Sakai, S., Investigation into the self-loosening behavior of bolted joint subjected to rotational loading,

Engineering Failure Analysis, Vol.23 (2012), pp.35-43.

31. 赤石雄一郎, 陳鑫, 于洋, 玉崎英俊, 野田尚昭, 佐野義一, 高瀬康, 異なるピッチを有するボルト・ナットの組み合わせによる疲労強度向上とクリアランスの影響, 自動車技術会論文集, Vol.44, No.4 (2013), pp.1111-1117.
32. 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 (2015a), pp.121-126.
33. 野田尚昭, 佐野義一, 陳鑫, 丸山光, 王寰, 藤澤良太, 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 (2015b), DOI:10.1299/transjsme.15-00240.
34. 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), (1982), p.91.
35. JIS B 1056: 2011, プリベリングトルク試験:試験方法, 日本規格協会.
36. 山本晃, ねじ締結の理論と計算, (1970), pp.5,39,養賢堂.

第3章 ピッチ差を有するボルト・ナット締結体における

正確なピッチ差の求め方に関する研究

3.1 緒言

ねじ締結体は、使用頻度、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、緩みにくく破損しにくい特性が常に求められている。これまでに疲労強度[1-3]と緩み止めの研究[4-9]は多くなされてきた。ピッチ差を設けたボルト・ナットにおいても疲労強度[1, 3]や緩み止めの研究[7-9]がなされ、ピッチ差付きナットのねじ部は NC 旋盤による切削加工で加工され、旋盤の回転数に応じてピッチを調節し、公差が $\pm 5\mu\text{m}$ 生じる。わずかなピッチ差の誤差で、疲労強度や緩み止め性能に大きく影響する。実験と解析の結果が一致しない原因として、このピッチ差の誤差が影響していると考えたが、ピッチ差の誤差をなくすことは現実的に不可能である。より正確にピッチ差を計測する方法として、非接触三次元形状測定装置や万能投影機を用いる方法があるが、本研究では比較的容易な測定方法によって加工後のピッチ差の誤差を正確に測定し、試験片のピッチ差の修正を行うことを目的とする。

3.2 実験と解析の比較によるピッチ差の求め方の提案

3.2.1 試験片

ねじ込み試験には JIS M10、ボルトの強度区分 8.8, SCM435, ナットの強度区分 8, S45C からなる実験後のボルト・ナットを対象にする。表 3-1 は材料特性を示す。ピッチ差は、図 3-1 に示すようにボルトに比べて、ナットにピッチ差 α だけ大きいピッチを与えた。本実験では $\alpha = 20\mu\text{m}$, $\alpha = 30\mu\text{m}$, $\alpha = 35\mu\text{m}$, $\alpha = 40\mu\text{m}$, $\alpha = 45\mu\text{m}$ のものを扱う。さらに、ボルトとナットの水平のクリアランス $C_x = 60\text{mm}$ とする。図 3-2 は M16 ナットの断面写真で

M6以上のナットには両端ねじ部に面取りされることがボルト・ナット組立て作業性向上のため、一般的である。

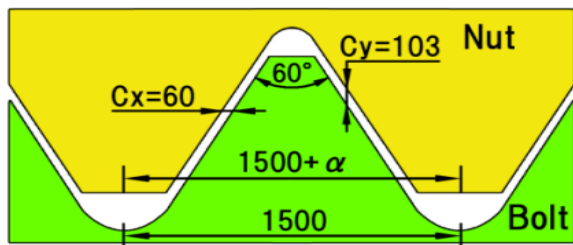


Fig. 3-1 Pitch difference and clearance between bolt and nut threads in M10. (unit:μm)



Fig. 3-2 Chamfer usually used for standard nuts larger than M6(JIS).

3.2.2 プリベリングトルク発生位置とプリベリングトルクの測定方法

図 3-3 にナットのねじ込み過程におけるボルトとナットの接触状態を示す。点 A はナットがボ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とする。 n_c^{2D} は以下に示す式(1)より得られた点 A から点 B までのナットの回転数とする。

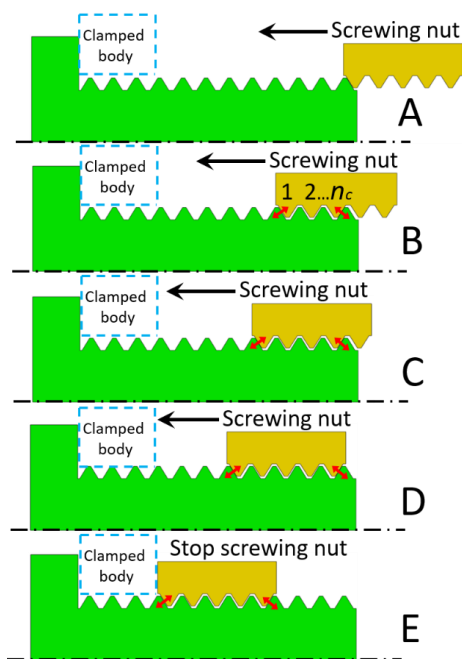
n_c^{Exp} はそれを実験的に得たものである。点 C はプリベリングトルクが増加している途中の位置、点 D はナットのねじ山が全部締めこまれた位置、点 E はナットが 6 周した位置とする。 T_p^{Exp} はねじ込み過程に発生するプリベリングトルクとする。

ボルト・ナットの幾何学的な条件で求めたプリベリングトルクが生じ始める位置を δ_t (図 3-4)に示すボルトねじ先からナット先端までの距離)とする。ナットを挿入し始めてナットの第 1 山斜面と第 n_c 山斜面がボルトのねじ山斜面に同時に当たり始める条件から求まる。式(1)，(2)に δ_t の求め方を示す。ここではナット長さ 9mm (ナットねじ山数 6 山)を対象とするので、式(1)はナットの長さ 9 mm以下(n_c が 6 山以下)で成り立つ。

$$n_c^{2D} \alpha = 2C_x, C_x = \frac{C_y}{\tan \theta} \quad (3-1)$$

$$\delta_t = n_c^{2D} p \quad (3-2)$$

実験で $n_c^{Exp}(\alpha)$ を得るために、ダイヤル式トルクレンチ (TOHNICHI DB50N) (図 3-5) を使用した。 n_c^{Exp} は $T_p^{Exp} = 0.1Nm$ が発生する位置とした。 $T_p^{Exp}(\alpha)$ とナット回転角度 θ の関係性を実験的に得るために、ボルトの頭を固定し、 45° 間隔でトルクレンチでナットを回転させ T_p^{Exp} を計測した。ねじ山開始位置点 A は、ボルトとナットのねじ切り開始位置に設定し、その位置を $\theta = 0$ とした。このねじ込み実験は、潤滑油には二硫化モリブデン (MoS_2) グリーススプレー (株エーゼット) を使用して行った。図 3-6 に $\alpha = 35\mu m$ の M10 ナットで計測した T_p^{Exp} を示す。



n_c : number of nut rotation from A to B.

Fig. 3-3 Screwing process of nut.

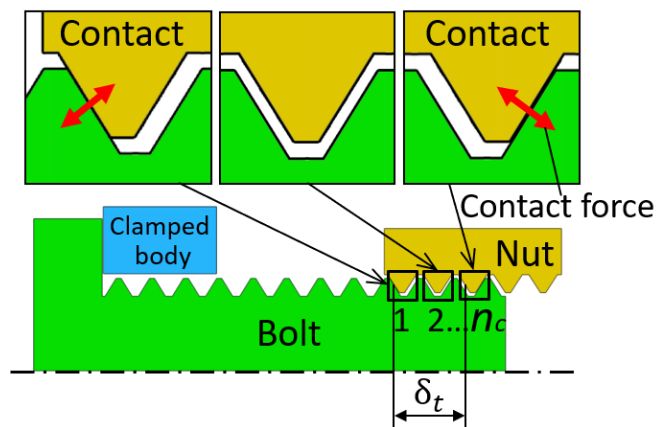


Fig. 3-4 Contact status when the prevailing torque appears between bolt and nut.

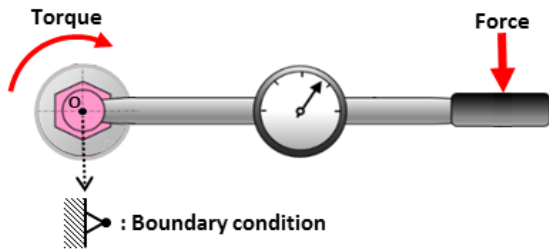


Fig. 3-5 Torque measuring method and device (Torque wrench).

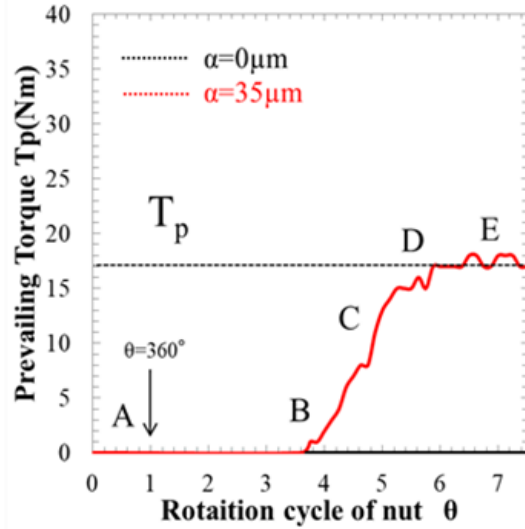


Fig. 3-6 Prevailing torque T_p in the screwing process

3.3 FEM 解析による正確なピッチ差の評価

3.3.1 3次元モデルによる n_c^{3D} と 3次元 FEM による T_p^{FEM} の解析方法

式(3-1)に示す n_c^{2D} では螺旋形状や面取りを考慮できないため、 n_c の正確な比較が難しい。そこで、3D CAD(Solidworks)を用いてプリベリングトルク発生位置を求める。そのプリベリング発生位置を n_c^{3D} とする。図 3-7 に有限要素解析モデルを示す。ナッ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面幅を丸ナッ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、ねじの螺旋部は細かいメッシュを用いて作る。解析ソフトは ANSYS16.2 を使用し、要素数は 9.3×10^4 個、節点は 15.1×10^4 個で、解析には、準静的、弾性、接触を考慮した非線形解析を用いる。図 3-8 に境界条件としてボルト頭部を拘束し、ナットを時計回り(締め付け方向)に回す。接触箇所はボルトねじ山面(ボルトフランク)とナットねじ山面(ナットフランク)である。摩擦係数 $\mu_s = 0.12$ を用いる。プリベリングトルクの解析は、プリベリングトルクが発生し始める位置で解析を始め、ナットの全ねじ山が入る位置からさら

に 2.3 周回った位置で解析を終える．ナットのねじ山数より 2.3 周多く解析したのは，プリバリングトルクの解析においてナットの全ねじ山が入った後，トルクは変動を伴いながら一定値に達する傾向が見られるためである．



Fig. 3-7 FEM model for M10 bolt

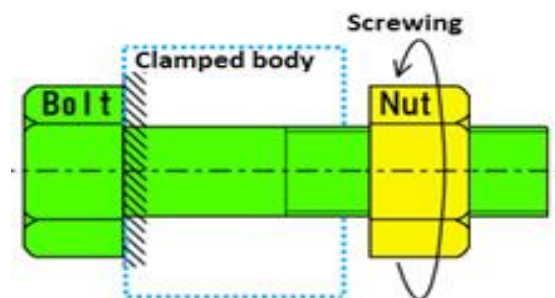


Fig. 3-8 Boundary conditions

3.3.2 3次元モデルによる n_c^{3D} の解析結果

式(1)に示す n_c^{2D} と実験との比較は先に報告した(9)．図 3-9 に任意のピッチ差 α における $n_c^{2D}(\alpha)$ と $n_c^{3D}(\alpha)$ の比較を示す．青い線は式(3-1)の結果, 赤い線は 3D モデルの結果を示し, 青い線と赤い線は誤差 5%以内である．これより式(1)に示す n_c^{2D} によって 3次元の面取りを考慮せずにはほぼ正確に n_c を推定することができる．

図 3-10 に $n_c^{Exp}(\alpha)$ の結果を示す．図 3-10 で示すように, $n_c^{Exp}(\alpha)$ と $n_c^{3D}(\alpha)$ は一致しない．この原因として, ピッチ差を有するボルト・ナット締結体製造時の誤差と考えられる．例えば図 3-10 では, $n_c^{Exp}(20) = 4.25$ に対して, $n_c^{3D}(20) = 5.77$ である．これより, 設計上は $\alpha = 20\mu m$ であるが, 実際はこれよりも大きいピッチ差であると考えられる． $n_c^{Exp}(20) = 4.25$ を n_c^{3D} で表すと, $n_c^{3D}(26)$ と近いことが分かった．これより, 設計上 $\alpha = 20\mu m$ であるナットは, 実際は $\alpha = 26\mu m$ と推定する．

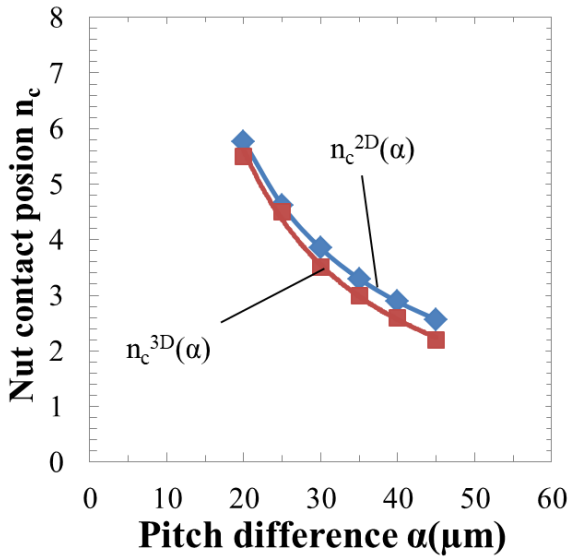


Fig.3-9 The starting position n_c of the prevailing torque in M10.

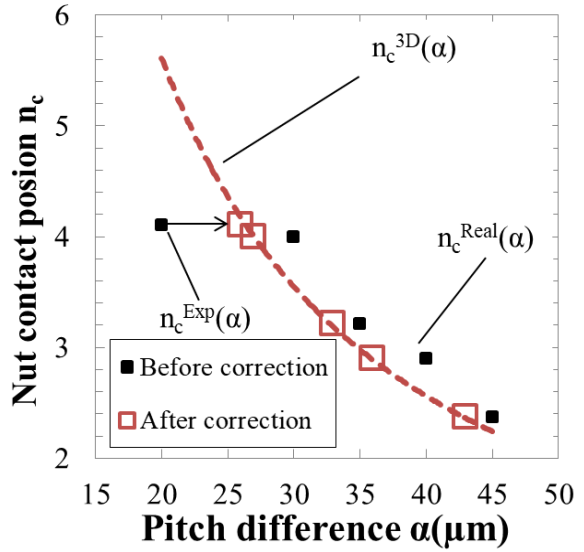


Fig.3-10 The starting position n_c of the prevailing torque in M10.

3.3.3 3次元 FEM で求めた T_p^{FEM} による修正ピッチ差 α の精度の検証

図 3-11 にプリベリングトルク $T_p^{FEM}(\alpha)$ とナット回転角度 θ の関係を示す。ナットをねじ込む際、プリベリングトルクが $T_p^{FEM}(\alpha) = 0$ から曲線的に増加していく理由は以下のように考えられる。まずナット回転開始とともにボルトとの間に一定の摩擦力が生じるが、同時にボルトのねじり変形が生じてトルクはほぼ直線的に増加する。しかし、ナットに加わるトルクは摩擦係数に依存するボルトのねじりトルクを超えることはなく、この両者のつり合い状態に曲線的に近づいていく。

図 3-12 にプリベリングトルクとピッチ差 α の関係を示す。赤い線は $T_p^{FEM}(\alpha)$ の結果を示す。黒い点は $T_p^{Exp}(\alpha)$ の結果を示すが、 $T_p^{FEM}(\alpha)$ の結果と一致しない。例えば、 $T_p^{Exp}(20)$ は $T_p^{Real}(30)$ と表すことができる。これより、 $T_p^{Real}(\alpha)$ は $T_p^{FEM}(\alpha)$ と誤差数 10% 以内で一致することがわかる。また、 n_c より求めた修正したピッチ差はプリベリングトルクの観点から正確であることが示された。

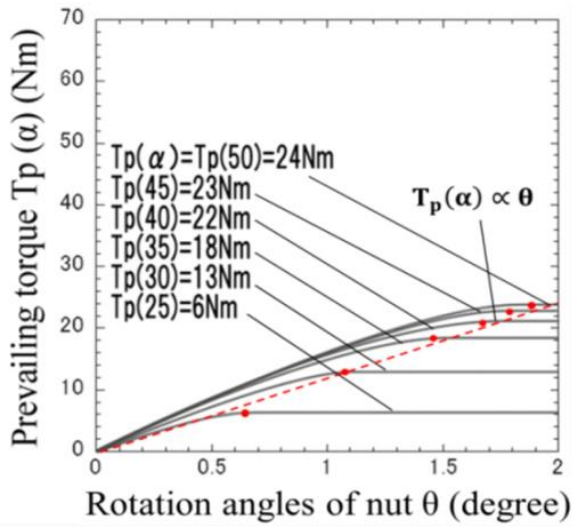


Fig.3-11 Prevailing torque $T_p^{FEM}(\alpha)$ in M10.

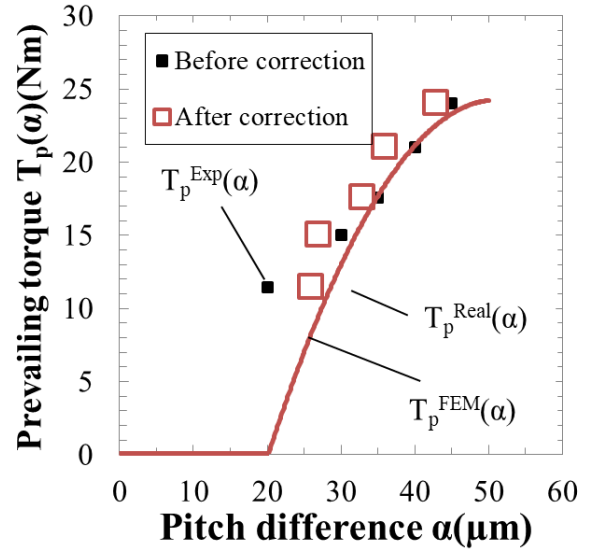


Fig.3-12 Comparison of prevailing torque $T_p^{EXP}(\alpha)$, $T_p^{Real}(\alpha)$ and $T_p^{FEM}(\alpha)$ in M10

3.4 結言

1. ナット接触位置 n_c^{2D} は軸対象モデルと仮定した式(1)を使って得ることができる。計算式(1)の結果はナットの面取りを考慮した 3D CAD モデルの結果と一致するので、ナットの面取りは n_c に大きく影響しない。
2. ボルト・ナット締結体は製造時に誤差があるので、修正ピッチ差は実験的に得られる接触位置 n_c^{Exp} と解析的に得られる n_c^{3D} との比較から得ることができる。また、修正ピッチ差を使った T_p^{Real} は解析より得られた T_p^{FEM} と一致する。これより n_c^{Real} より得られた修正ピッチ差の正確性を示すことができ、製造時のピッチ差を n_c より計測できる。

参考文献

1. 肖陽, 万泉, 野田尚昭, 赤石雄一郎, 高瀬康, 西田新一, 異なるピッチを有するナットとねじ山高さを漸減したボルトの組合せによるボルト強度向上について, 自動車技術会論文集, Vol.42, No.4, pp.927-933(2011)
2. 西田新一: 機械機器破損の原因と対策, 日刊工業新聞社, pp.100-123(1986)
3. 赤石雄一郎, 陳鑫, 于洋, 玉崎英俊, 野田尚昭, 佐野義一, 高瀬康: 異なるピッチを有するボルト・ナットの組合せによる疲労寿命向上とクリアランスの影響, 自動車技術会論文集, Vol.44, No.4, pp.1111-1117(2013)
4. 特許 ハードロック工業株式会社, 緩み止めナット, 特開 2002-195236, 2002-7-10
5. 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ス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.71, No.703, pp.380-386(2005)
6. 陳玳珩, 清水英輔, 増田健一: 円周ス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.78, No.788, pp.390-402(2012)
7. 肖陽, 久原昌浩, 野田尚昭, 斎藤金次郎, 名川政人, 湯本淳, 緩み止め植込みボルトにおける薄肉変形部の最適寸法について, 日本機械学会論文集 A 編, 74, 743(2008), pp.954-960.
8. X. Chen, N.-A. Noda, H. Maruyama, H. Wang, Y. Sanol and Y. Takase: Experimental Investigation on the Suitable Pitch Difference Improving the Fatigue Strength Significantly for High Strength Bolts and Nuts, Proceedings of the 3rd International Conference on Fracture Fatigue and Wear, pp. 195-200(2014)
9. 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， No1， pp. 121-126 (2015)

第4章 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

4.1 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、低価格であることから、広い工業分野で使用され、標準化が行われている。特に自動車1台に3000本程度が使用されており、エンジン締結部など、低コストで耐緩み性能が要求されている。これまでにも多くの緩みの発生とその防止に関する研究[1-10]や疲労強度の向上に関する研究がなされてきた[11-16]。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。

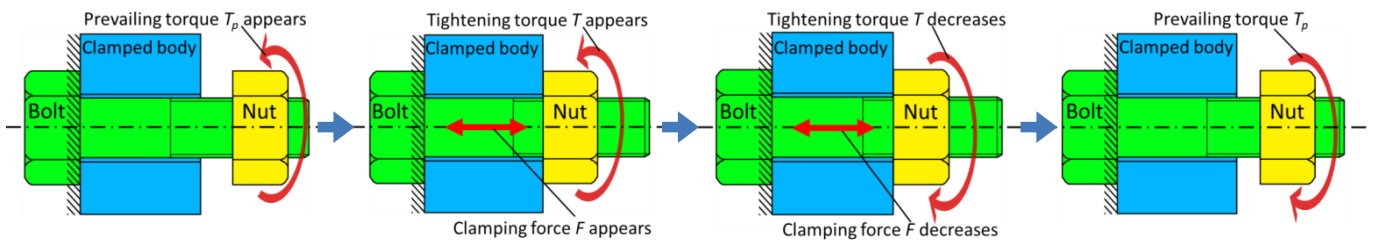
低コストで耐疲労・耐緩みを向上させる研究として、ピッチ差を設けたボルト・ナット締結体は古くから提案されていたが、それを実証した研究はほとんど見当たらなかった。そこで、著者らは先に適切なピッチ差を与えることで緩み防止効果が得られることを示すと同時に、ある範囲のピッチ差では疲労寿命も向上させ得ることを示した[7, 11, 12]。一方、ボルト破損の主要因は、ナットの緩みに関係することはよく知られている。そこで著者らは、緩み止め効果を評価する上で、ナットのねじ込み過程におけるプリベリングトルクが密接に関係することを実験的に明らかにしてきた[7]。さらに、ピッチ差を変えることによる、ねじ込み過程におけるプリベリングトルクの詳細な挙動と大きさに与える影響を、実験的に把握し3次元有限要素解析により解明した[17]。しかし、緩みに直接関係する締め付け過程について、その過程で生じるトルクや締結力へのピッチ差の影響を明らかにしたものは見当たらない。そこで、本論文では、ねじ込み過程に続く締め付け過程における締結力 F と締め付けトルク T 発生の過程とその大きさを3次元 FEM

解析により求め、実験で得られた結果と比較してピッチ差による影響を明らかにする。

4.2 締め付けおよび緩ませ過程の実験方法

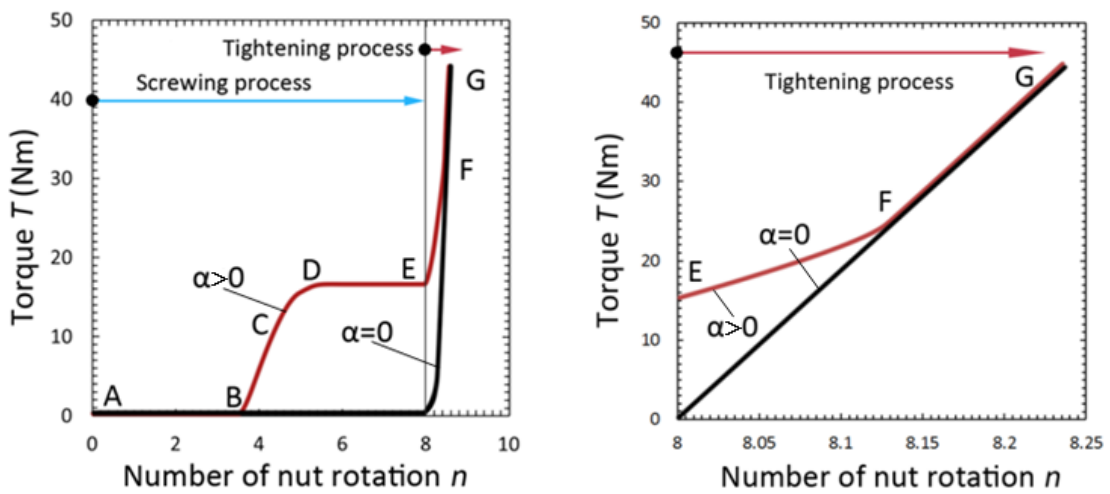
4.2.1 ねじ込み過程と締め付け過程

図 1 に示すように、本論文ではナットが被締結物に接触した後の「締め付け過程」を取り扱う。ここで、「締め付け (Tightening) 過程」は、ナットを挿入する「ねじ込み (Screwing) 過程」と区別して用いる。図 4-2 にナット回転角とトルクの関係を示す。図 4-3 に、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を示す。図 4-3 に示すようにナットを締め付けて取り外すまで 4 つの過程に分けることができる。ナットが被締結物と接触するまでを (a) ねじ込み過程 (Screwing process)、ナットが被締結に接触した後に (b) 締め付け過程 (Tightening process)、その後、ナットを逆回転させ締結力が完全になくなるまでを (c) 緩ませ過程 (Untightening process)、締結力が完全になくなってナットがボルトから外れるまでを (d) ねじ戻し過程 (Unscrewing process) とする。図 4-3 において、点 A はナットがボ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 はナットのねじ山が全部ねじ込まれた位置、点 E は、ナットが被締結体と接触する位置、点 F は、締め付け力が増加している位置、点 G は締め付け終了の位置である。点 G-A は、(c) 緩ませ過程および (d) ねじ戻し過程を示す。図 4-2 に示すように、通常のナットを回転させると、トルクは点 E から発生し、図 4-2 の青い線に示すように急激に増加する。しかし、ピッチ差付きナットを回転させると、トルクは図 4-2 の赤い線に示すように点 B から発生する。その後、トルクは点 D の位置まで増加し、点 E で被締結物に接触した後、トルクは急激に増加する。



(a) Screwing process (b) Tightening process (c) Untightening (d) Unscrewing process

Fig.4-1 Schematic illustration for (a) screwing process (b) tightening process (c) untightening process and (d) unscrewing process.



(a) Variation of torque T in screwing process.

(b) Variation of torque T in tightening process. (This study)

Fig.4-2 Variation of torque in screwing and tightening process of nut.

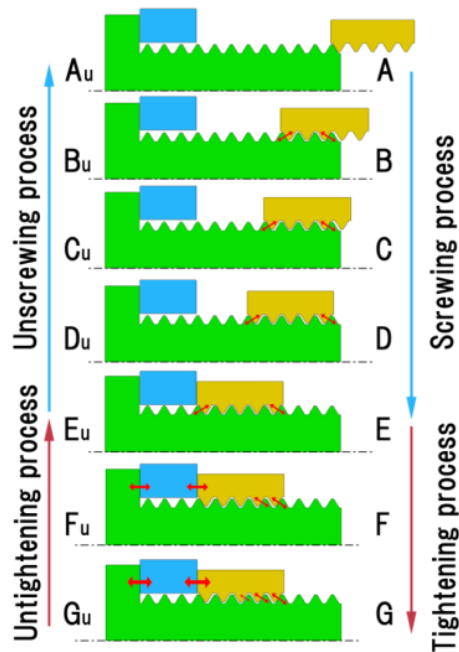


Fig.4-3 Screwing and tightening process of nut.

4.2.2 試験片

この研究では、JIS M12 ボルト・ナット締結体を採用している(図 4-4) . 図 4-5 のように通常の M12 ボルト・ナット締結体はボルト・ナット共にピッチ $p=1750\mu\text{m}$ だが、ピッチ差付きナットでは、ナットのピッチがボルトよりわずかに大きくしている. 本論文では、三種類のピッチ差 $\alpha=35, 40, 50\mu\text{m}$ を採用している. ボルトとナットのクリアランスは、標準寸法 $C_r=102\mu\text{m}$ である. ボルトは強度区分 8.8 の SCM435, 黒染処理材, ナットは強度区分 8 の S45C 材で, 精密切削にて精度 $\pm 0.003\text{mm}$ を目標にねじ加工を施した. 図 4-6 にボルト・ナットの応力ひずみ線図, 表 4-1 に材料特性を示す. 図 4-7 に締め付け時のボルトとナットにおけるねじ山の接触状態を示す. プリベリングトルクは、ピッチ差によるボルト・ナット間ねじ同士の接触力が最大となるナット端部から順次生じ始める. このプリベリングトルクは, ナットの緩み止め性能に効果があることが実験的に実証されている [7].

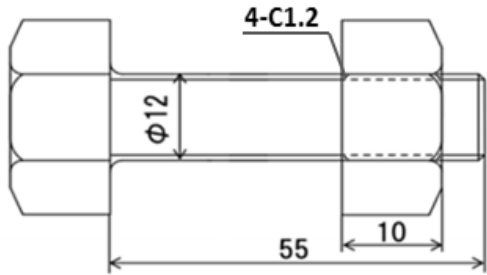


Fig.4-4 M12 Bolt-nut specimen (unit:mm).

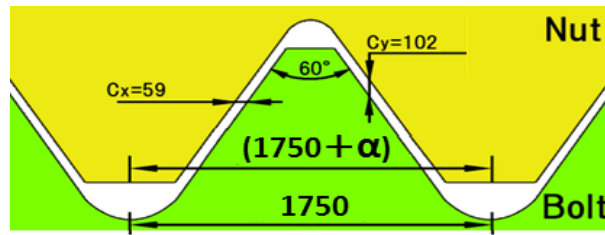


Fig.4-5 Pitch difference and clearance between bolt and nut threads (unit: μm).

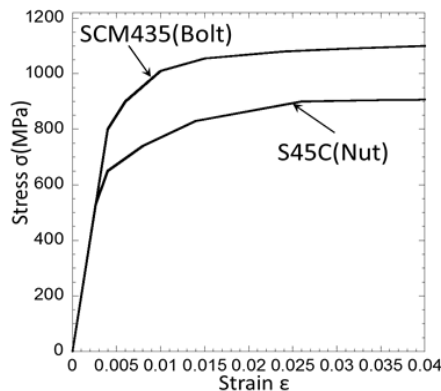


Fig.4-6 Stress strain relation for SCM435 and S45C.

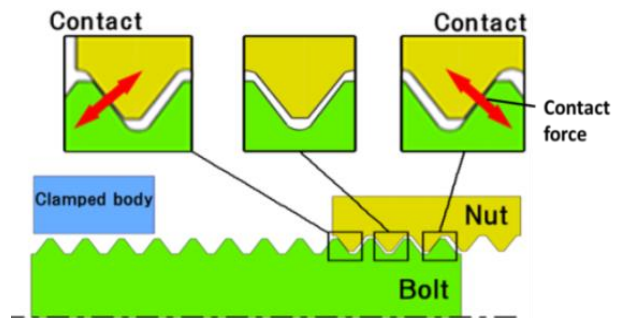


Fig.4-7 Contact status when the prevailing torque appears between bolt and nut.

4.2.3 実験条件と方法

図 4-8 に実験条件を示す．被締結物とボルト頭部は固定する．ナットが被締結物と接触するまでトルクレンチでねじ込み，その後，実験装置でナットを締める．実験装置にセンサーを用いて，締め付け過程の締結力を測定する．図 4-9 に試験機を示す．ねじ締め付け試験機 NST シリーズは「JIS B 1084」の規格に示された測定項目を採用し，締め付けトルク・締結力・ナットの回転角の計測をする．また，ねじ面摩擦係数 μ_s ，座面摩擦係数 μ_w も測定可能である．なお潤滑油は二硫化モリブデングリーススプレーをねじ面にのみ使用する．ボルトに生じる引張応力が降伏応力 $\sigma_y=800\text{MPa}$ に達したときのボルト締結力は $F_{100\%}=68\text{kN}$ である．ボルトの引張応力が降伏応力の 25% (200MPa) と降伏応力の 50% (400MPa) であるときの締結力 $F_{25\%}=16.8\text{kN}$ ， $F_{50\%}=33.7\text{kN}$ を通常のボルトにおける実験結果を用いて

選定する．ここで，降伏応力の 25%と 50%の締結力を採用した理由は，ピッチ差付きナットでは点 F(図 4-3 参照)でトルク増加に変化が起こることがわかっており，その確認のためである．図 4-10 に $\alpha = 0 \mu\text{m}$ における締結力と締め付けトルクの実験結果を示す．図 4-10 より，締結力 $F_{25\%}$ ， $F_{50\%}$ を導入するような締め付けトルクはそれぞれ $T_{25\%}=45\text{Nm}$ 及び $T_{50\%}=85\text{Nm}$ であった．この締め付けトルク $T_{25\%}=45\text{Nm}$ 及び $T_{50\%}=85\text{Nm}$ までナットを締め付けて実験を行う．緩ませ過程のトルクは実験に用いた装置では測定できないため，トルクレンチを用いて測定する．トルクレンチでナットを緩め，締め付けトルクが 10Nm 低下するごとに装置から締結力を確認し，ナットが被締結物と離れるまで緩める．

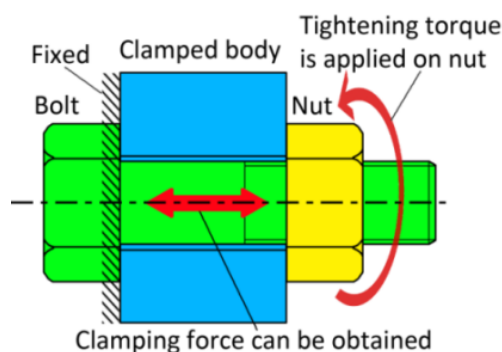
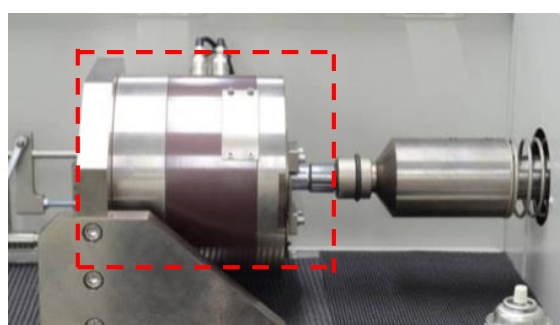
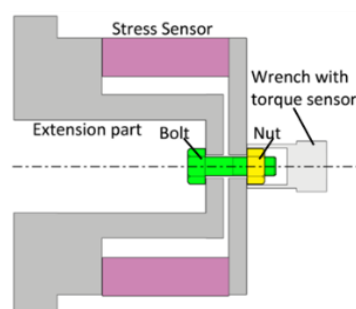


Fig.4-8 Boundary conditions of nut tightening experiment.



(a) Photo of tightening experiment device.



(b) Schematic illustration of tightening experiment device.

Fig.4-9 Nut tightening experiment device based on NST series (JIS B 1084).

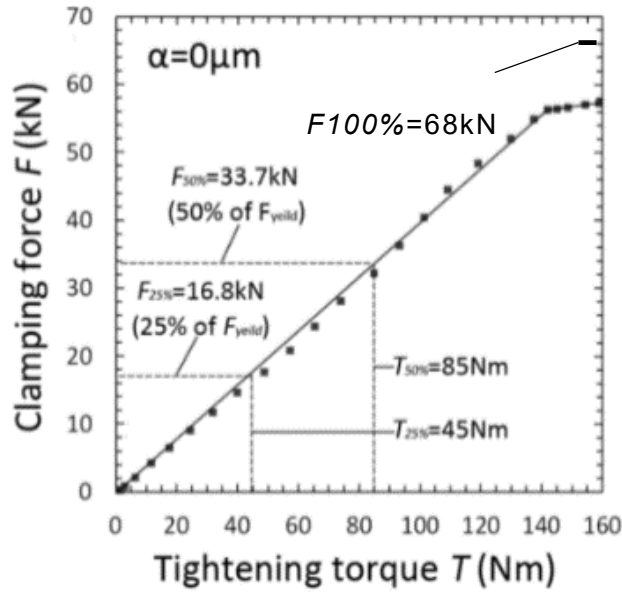


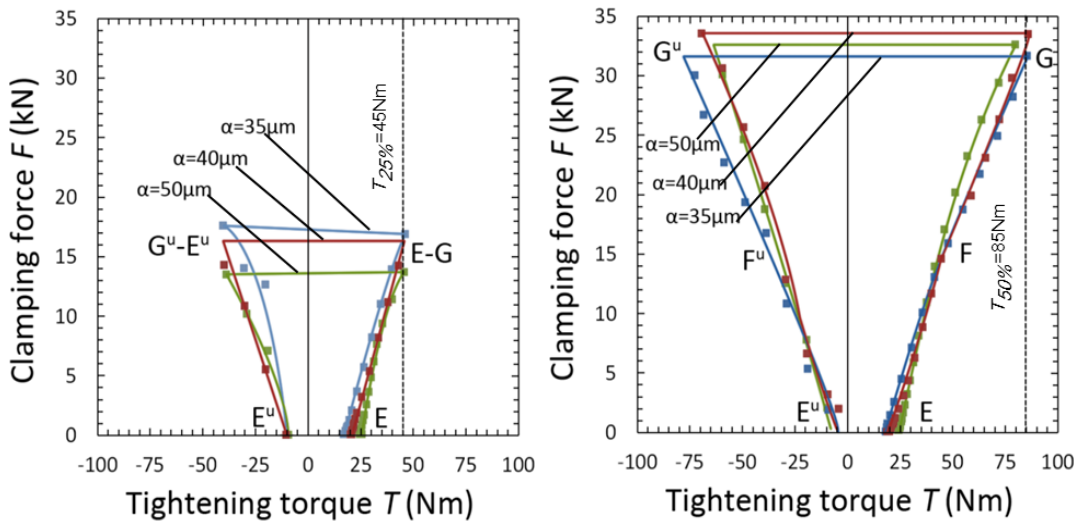
Fig.4-10 Clamping force F vs tightening torque T of $\alpha=0$.

4.2.4 締め付けおよび緩ませ過程の実験結果

図 4-11 に、締め付けおよび緩ませ過程におけるピッチ差付きナット $\alpha=35, 40, 50 \mu\text{m}$ の締め付けトルク T と締結力 F の関係を示す。図 4-11(a) は、 $T_{25\%}=45\text{Nm}$ ($F_{25\%}=16.8\text{kN}$) で締め付けたときの結果を示し、図 4-11(b) は、 $T_{50\%}=85\text{Nm}$ ($F_{50\%}=33.7\text{kN}$) で締め付けたときの結果を示す。締め付け過程のトルク T は実験機器によって測定しており、緩ませ過程はダイヤル式トルクレンチで測定している。図 4-11 のようにプリベリングトルクより大きな締め付けトルク $T > T_p$ を作用させると、締結力 F が生じ、最大締め付けトルク $T=T_{25\%}$, $T_{50\%}$ まで締め付けたとき、締結力 F も最大となった。このときの締結力 F は、 $T \leq T_{25\%}$ ではピッチ差 α 増加にしたがって減少するが、 $T \leq T_{50\%}$ では締結力 $F \approx 33.5\text{kN}$ でほぼ一定である。トルク $T=T_{25\%}$, $T_{50\%}$ からナットを緩ませていく。一定の間、ナットは、ボルトとの接触位置を変えずにボルトと一体となって回転しており、締結力 F は殆ど変化しない。さらに緩ませると、ナットがボルトに対して移動し始め、締め付けトルクと締結力はともに減少していき、締結力 F が 0 になるまで続けた。図 4-11(c) に締め付け及び緩ませ過程

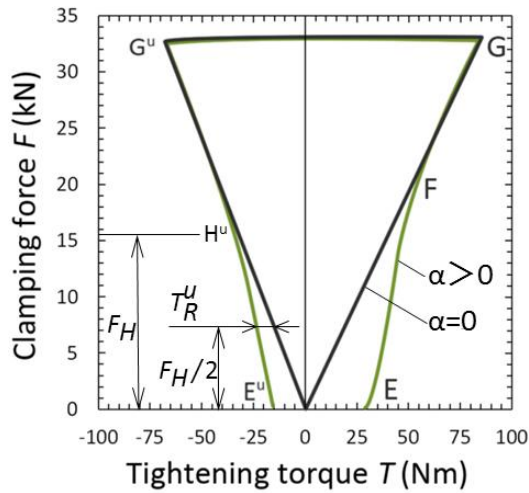
における締結力 F と締め付けトルク T の関係を表す模式図を示す。緩み過程点 G^u から点 H^u において締結力 F と締め付けトルク T の関係はピッチ差に関わらず同じ挙動である。ここで、通常ナット ($\alpha = 0 \mu m$) の締結力 F とトルク T の関係をもとにして、それより大きなトルクが生じ始める点を点 H^u と定義する。

次に図 4-11 を用いて、耐緩み性に対するピッチ差による効果の評価を試みる。そこで、ピッチ差 α の影響を受けた締結力が生じている点 H_u から点 E_u 間における、ピッチ差付きナット ($\alpha > 0 \mu m$) と通常ナット ($\alpha = 0 \mu m$) のトルクの挙動の違いに着目する。点 H^u - E^u 間におけるトルクの代表として、点 H^u に生じる締結力 F_H の半分である締結力 $F = F_H/2$ が生じる時のトルク差を“緩み抵抗トルク $T_R^u = T_{\alpha > 0}^u - T_{\alpha = 0}^u$ (Loosening resistance torque)”と定義して、耐緩み性能を考察する。ここで、トルク $T_{\alpha > 0}^u$ はピッチ差付きナット ($\alpha > 0 \mu m$) に締結力 $F = F_H/2$ が生じるときの締め付けトルク、トルク $T_{\alpha = 0}^u$ は通常ナット ($\alpha = 0 \mu m$) に同じ締結力 $F = F_H/2$ が生じるときの締め付けトルクである。表 4-2 にピッチ差 $\alpha = 0, 35, 40, 50 \mu m$ におけるプリベリングトルク T_p と緩み抵抗トルク T_R^u の実験値をそれぞれ示す。また、図 4-12 にピッチ差 $\alpha = 35, 40, 50$ における締め付けトルク $T_{25\%}$, $T_{50\%}$ に対するプリベリングトルクと緩み抵抗トルクの関係を示す。図 4-12 から緩み抵抗トルク T_R^u は、締め付けトルク $T_{25\%}$, $T_{50\%}$ 双方、ピッチ差とともに増加する。これは、プリベリングトルク T_p の傾向と一致する。つまり、ピッチ差付きナットは緩み止め性能において優れていることが示唆される。なお、表 4-2(a)(b) におけるプリベリングトルク T_p の違いは、異なる試験片を用いており、測定誤差が生じているためである。



(a) Under $T \leq T_{25\%} = 45 \text{ Nm}$.

(b) Under $T \leq T_{50\%} = 85 \text{ Nm}$.



(c) Definition of loosening resistance torque T_R^u .

Fig.4-11 Clamping force F vs tightening torque T under $T \leq T_{50\%} = 85 \text{ Nm}$ and $T \leq T_{25\%} = 45 \text{ Nm}$ obtained by experiment.

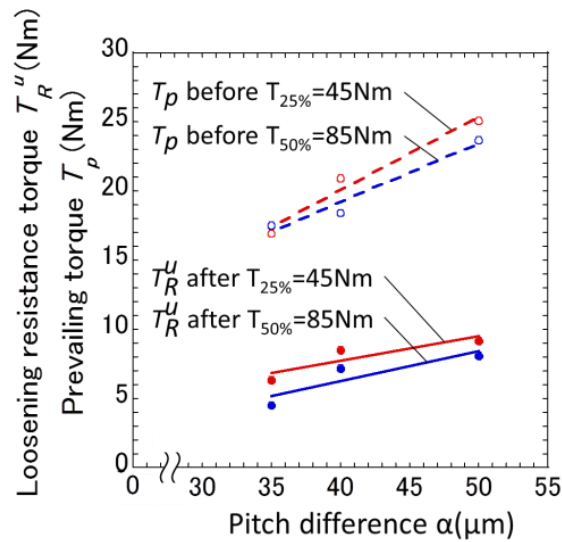


Fig.4-12 Prevailing torque T_p , loosening resistance torque T_R^u vs pitch difference α .

Table 4-2 Prevailing torque T_p and loosening resistance torque T_R^u obtained by experiment.

	(a) $T \leq T_{25\%}=45\text{Nm}$		(b) $T \leq T_{50\%}=85\text{Nm}$	
	Prevailing torque T_p (Nm)	Loosening resistance torque T_R^u (Nm)	Prevailing torque T_p (Nm)	Loosening resistance torque T_R^u (Nm)
$\alpha=0\mu\text{m}$	0	0	0	0
$\alpha=35\mu\text{m}$	16.9	6.3	17.5	4.5
$\alpha=40\mu\text{m}$	20.9	8.5	18.4	7.2
$\alpha=50\mu\text{m}$	25.1	9.2	23.7	8.1

4.3 締め付けおよび緩ませ過程の解析

4.3.1 解析方法

図 4-13 に有限要素解析モデルと境界条件を示す．図 4-13(a)に示すようにナッ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 面幅を丸ナッ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 9.3×10^4 個，ノードは 15.1×10^4 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。図 4-13(b)に示すように境界条件はボルト頭部と被締結物の左側を拘束し、ナットを時計回り(締め付け方向)に回す。なお、摩擦係数は実験での測定値がねじ面摩擦係数 $\mu_s=0.11\sim 0.15$ 、座面摩擦係数 $\mu_w=0.16\sim 0.18$ であった。実験で使用した二硫化モリブデンペーストスプレーのねじ面での摩擦係数の報告[18]を考慮して、ねじ面摩擦係数 $\mu_s=0.12$ 、座面摩擦係数 $\mu_w=0.17$ を使用した。前出の図 4-3 に示すねじ込み過程 A から解析を行うと、計算に時間がかかる。そこで、計算時間を短縮するために、以下のようにねじ込み過程を省略した方法をとる。この方法は、前報のねじ込み過程に関する研究において、摩擦係数に関する考察で用いた簡易解析と同様である[17]。図 4-14(b)の点 E_0 はナットと被締結物が 0.05mm だけ離しており、プリベリングトルク T_p が作用していない状態である。この点 E_0 を解析の始点とする。まず、点 E_0 にトルクを加え、被締結物に接触した後、点 G(図 4-14(b)参照)まで締め付ける。その結果、点 $E_0\rightarrow E$ の過程でプリベリングトルクを取得でき、点 $E\rightarrow G$ の過程で締め付けトルクと締結力を得ることができる。図 4-14 に点 $E_0\rightarrow G$ における回転角度とトルクの関係と締め付け過程を示す。点 $E_0\rightarrow E$ の解析はねじ込み過程であるため、後述の解析結果では $E\rightarrow G$ の結果のみ記述する。解析は締め付け過程点 $E_0\rightarrow G$ を行った後、続けて緩ませ過程点 $G\rightarrow E_0$ を行う。解析するにあたって、ナットの境界条件である回転角度 θ が必要である。しかし、締結力 $F_{25\%}$ 、 $F_{50\%}$ に達するまでのナットの回転角度 $\theta_{25\%}$ 、 $\theta_{50\%}$ が不明である。そこで、ピッチ差 $\alpha = 35, 40, 50 \mu\text{m}$ において以下の(i)(ii)に分けて解析を行う。

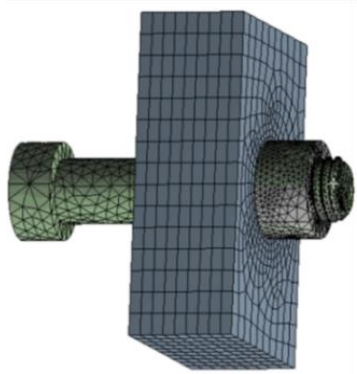
- (i) ナットに十分大きい回転角 $\theta_{large}(=100\sim 200^\circ)$ を与える。回転角 θ_{large} は非常に大きな締め付け角度であり、このときボルトの引張応力は必ず降伏応力を超えているため、締結力 $F_{25\%}$ 、 $F_{50\%}$ に対応する回転角度 $\theta_{25\%}$ 、 $\theta_{50\%}$ が求まる。

(ii) (i)により回転角度 $\theta_{25\%}$, $\theta_{50\%}$ を選定し, この回転角度を用いてナットを締め付ける. 締結力が $F_{25\%}$, $F_{50\%}$ に達した後, ナットに締め付け防止角度 $-\theta_{25\%}$ または $-\theta_{50\%}$ を与える.

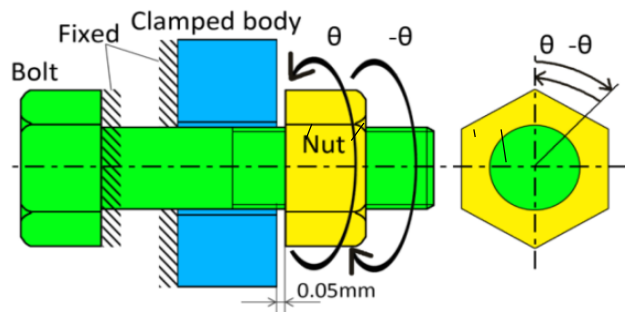
4.3.2 解析結果と実験結果の比較

図 4-15, 16, 17 にピッチ差 $\alpha=35, 40, 50 \mu\text{m}$ における締結力 F とトルク T の関係を示す. 図 4-15, 16, 17 において, (a)はボルトの降伏応力(800MPa)の 25%相当の締め付けトルク $T_{25\%}=45\text{Nm}$ (軸力 $F_{25\%}=16.8\text{kN}$), (b)は 50%相当の締め付けトルク $T_{50\%}=85\text{Nm}$ (軸力 $F_{50\%}=33.4\text{kN}$)まで締め付けた結果で, 点線に実験結果, 実線に解析結果を示す. 図 4-15, 16, 17 には参考のため, ピッチ差 $\alpha=0 \mu\text{m}$ の結果も同時に示す.

図 4-15 の $\alpha=35 \mu\text{m}$ において, 実験結果と解析結果を比較すると, 一定の締結力において解析値よりも実験値のトルクのほうがわずかに大きい. これはナットの加工誤差による影響と思われる. 次に, 図 4-16, 17 の $\alpha=40, 50 \mu\text{m}$ においては, 締め付け過程において, 解析値と実験値のトルクはほぼ等しい. しかし, 緩ませ過程では, 締結力 F とトルク T の関係に違いが見られる. これは, 解析において境界条件を途中で変更することができず, 摩耗片の生成, 成長, 脱落, 粉砕や塑性変形によるねじ面の接触状態などの複雑なねじ面の状況変化を再現できないためと考えられる. 図 4-15, 16, 17 いずれも実験値と解析値に少し誤差はみられるが, ほぼ一致していると言える. また, 図 4-15, 16, 17 において, 実験と解析でプリベリングトルクに違いが見られる. これは, 実験において締め付けを行う前のねじ込み過程で, ボルト・ナットのねじ面間に摩耗片が介在し, プリベリングトルクにばらつきが現れることが原因と考えられる[17].

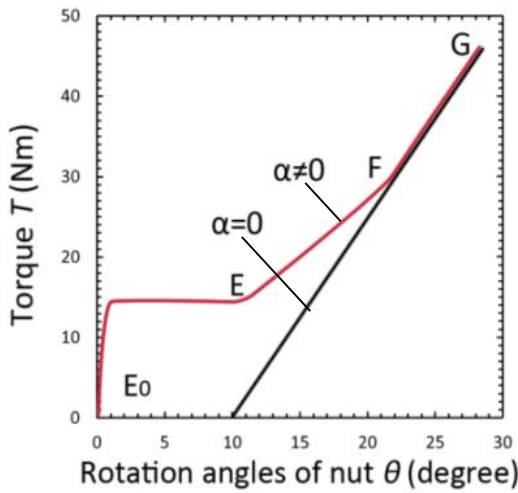


(a) FEM mesh model for M12

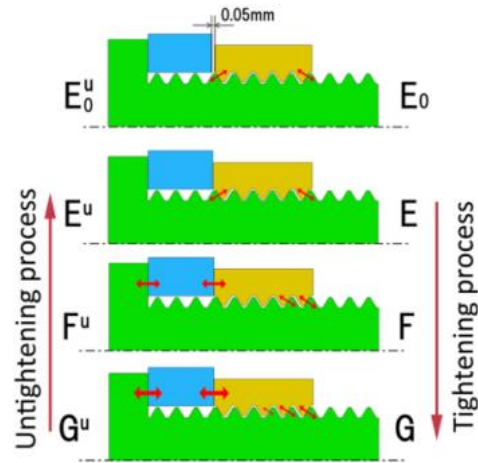


(b) Boundary conditions.

Fig.4-13 FEM model and boundary conditions for tightening and untightening process.

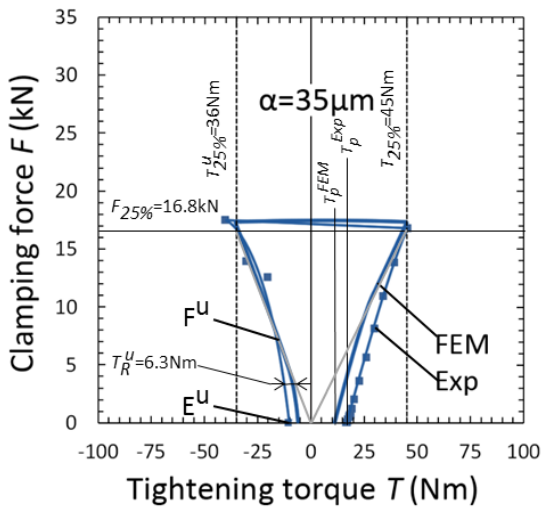


(a) Torque T vs rotation angle of nut θ .

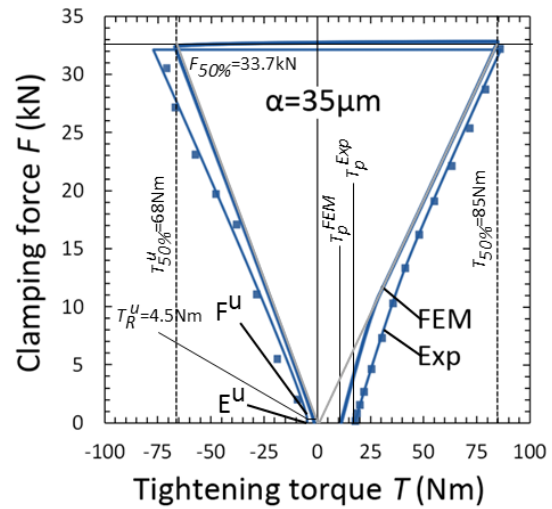


(b) Illustration tightening and untightening process.

Fig.4-14 Variation of torque T in screwing and tightening process of nut.



(a) Under $T \leq T_{25\%} = 45\text{Nm}$.



(b) Under $T \leq T_{50\%} = 85\text{Nm}$.

Fig.4-15 Clamping force F vs tightening torque T of $\alpha=35\mu\text{m}$.

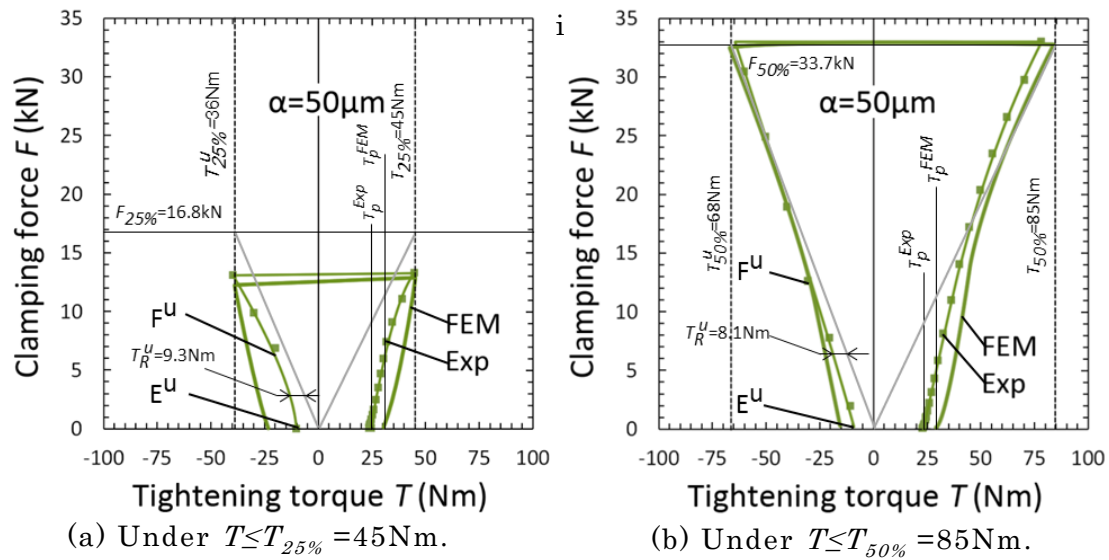
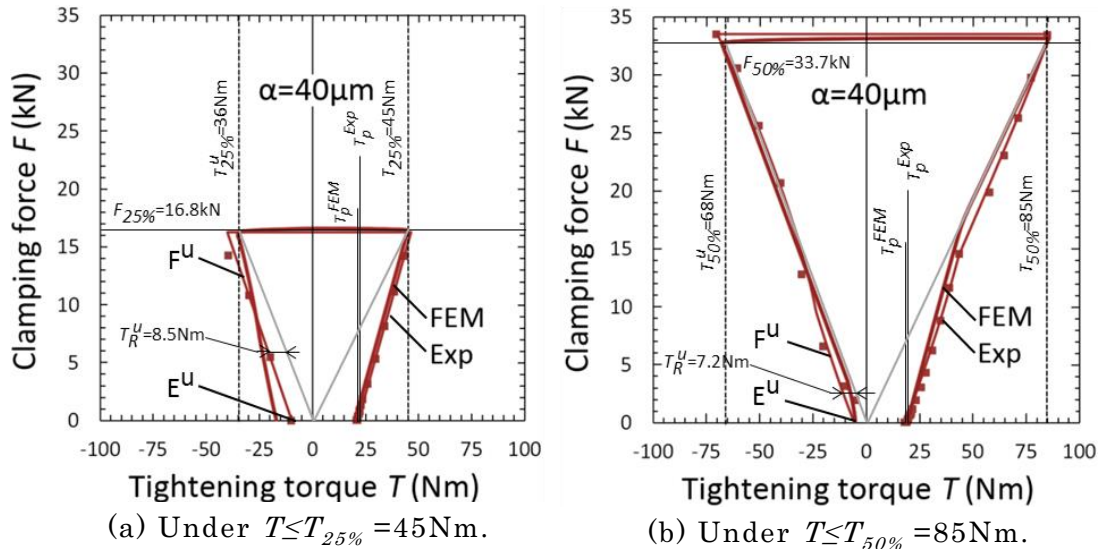


Fig.4-17 Clamping force F vs tightening torque T of $\alpha=50\mu\text{m}$.

Table 4-3 Comparison of FEM results T_p , F , T^u , T_p^u when $T \leq T_{25\%} = 45\text{Nm}$ and $T \leq T_{50\%} = 85\text{Nm}$.

	(a) $T \leq T_{25\%} = 45\text{Nm}$				(b) $T \leq T_{50\%} = 85\text{Nm}$			
	T_p (Nm)	F (kN)	T^u (Nm)	T_p^u (Nm)	T_p (Nm)	F (kN)	T^u (Nm)	T_p^u (Nm)
$\alpha=35\mu\text{m}$	11.98	17.47	34.00	5.08	11.98	32.93	66.14	0.48
$\alpha=40\mu\text{m}$	20.30	16.78	34.48	16.71	20.30	33.24	66.50	4.30
$\alpha=50\mu\text{m}$	31.31	13.01	38.27	26.37	31.31	33.03	66.41	14.05

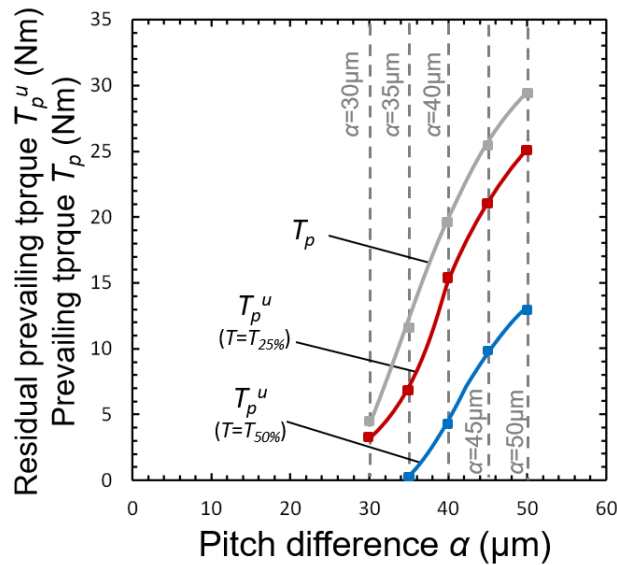
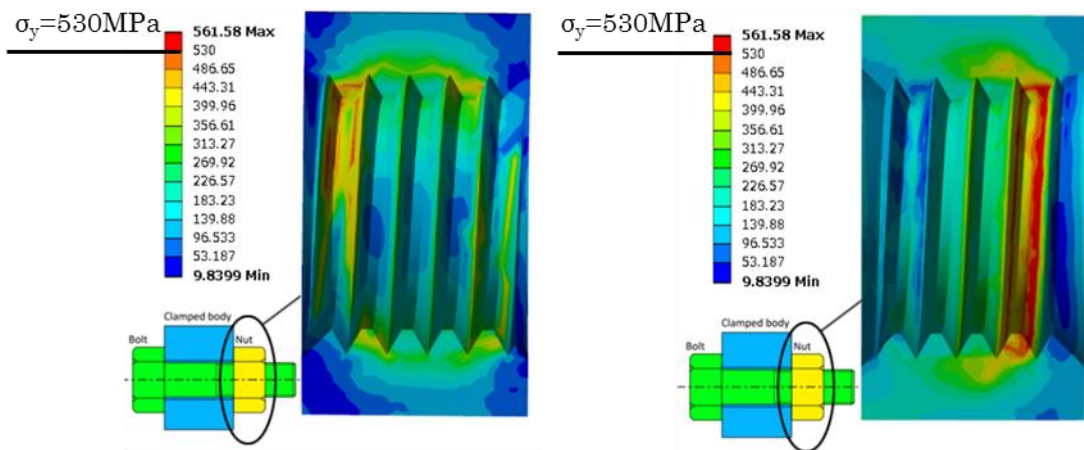


Fig.4-18 Prevailing torque T_p and residual prevailing torque T_p^u vs pitch difference α .

表 4-3 にピッチ差 $\alpha=35, 40, 50 \mu\text{m}$ におけるプリベリングトルク T_p , 締結力 F , 取り外しトルク T^u , 残留プリベリングトルク T_p^u をそれぞれ示す. 実験値, 解析値ともに塑性変形や摩耗の影響があるため, 参考までに解析値を用いて考察する. 締め付けトルク $T_{25\%}=45\text{Nm}$ では, ピッチ差 α が大きくなると, 取り外すトルク T_u は大きくなるが締結力 F は小さくなる. 締め付けトルク $T_{50\%}=85\text{Nm}$ では, ピッチ差が大きくなっても, 取り外すトルク T^u , 締結力 F はほぼ変わらない. 以上より締め付けトルクが小さいときは, ピッチ差 α の増減が締結力 F に影響する. 一方, 締め付けトルクが大きい時は, ピッチ差増加による締結力の減少が無いことが分かった. 図 4-18 にピッチ差 $\alpha=30, 35, 40, 45, 50$ における締め付けトルク $T_{25\%}, T_{50\%}$ に対するプリベリングトルクと残留プリベリングトルクの関係を示す. 締め付けトルク $T_{25\%}, T_{50\%}$ ともに, ピッチ差が大きくなり, プリベリングトルク T_p が増加すると, 残留プリベリングトルク T_p^u も増加する.

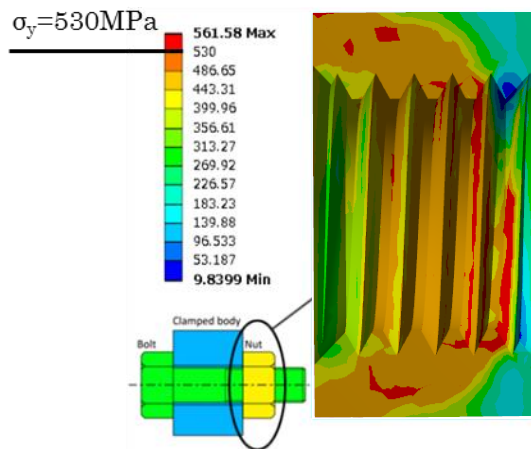
図 4-19 に $\alpha=35 \mu\text{m}$ の等価応力 σ_{eq} を示す. 図 4-19 (a) は締め付け開始時の σ_{eq} です. 図 4-19 (a) では, ほとんどの領域で σ_{eq} がナットの降伏応力 $\sigma_y=530 \text{MPa}$ よりも小さい

ため、赤色の領域に示すように、塑性領域が少ない。図 4-19 (b) は、締付トルク $T_{25\%}$ =45Nm で締め付けたときの σ_{eq} である。図 4-19 (b) では、赤色の領域に示すように σ_{eq} がナットの降伏応力 $\sigma_y=530$ MPa よりも大きいため、(a) より塑性領域が大きくなる。締め付け過程においてナットのねじ山が塑性変形することによって、 T_p より T_p^u の方が小さくなる。図 4-19 (c) は、締付トルク $T_{50\%}=85$ Nm で締め付けたときの σ_{eq} である。この時 (b) よりも強く締め付けるので、さらに塑性領域が大きくなる。そのため塑性変形量も大きくなり、 T_p^u の方がさらに小さくなる。



(a) Before tightening when the nut in Position E.

(b) Under $T_{25\%}=45$ Nm when the nut in Position G.



(c) Under $T_{50\%}=85$ Nm when the nut in Position G.

Fig.4-19 Equivalent stress σ_{eq} before tightening and when $a=35\mu\text{m}$ nut is tightened under tightening torque $T=T_{25\%}$ and $T=T_{50\%}$.

4.4 通常のナット($\alpha=0$)との比較

締め付け，緩ませ過程において通常ナットとの締結力と締め付けトルクの違いを考察し，ピッチ差付きナットの特徴をより明確にする．

4.4.1 締め付け過程における締結力とトルクの関係

図 4-20 に，通常ナット($\alpha=0\mu\text{m}$)とピッチ差付きナット $50\mu\text{m}$ を代表させて $T_{50\%}=85\text{Nm}$ で締め付けたときの解析結果の比較を示す．通常のナットのとき，図 4-18 に示すように，プリバリングトルクが発生しないため締め付け過程と緩ませ過程の両方で，トルク $T=0$ を起点として締結力はトルクに比例して変化する．一方， $\alpha=50\mu\text{m}$ では，図 4-20 の緑線に示すように点 E を越えるまで締結力は発生せず，締結力発生後は点 F まで増加し，その後 $\alpha=0\mu\text{m}$ の挙動と一致する．このような両者の違いを締め付け過程におけるねじ山の接触力の変化に注目して考察する．

図 4-21 に締め付け過程において，ボルト・ナット締結体に生じる接触力を矢印にて模式的に示す．図 4-21(a)の通常ナットでは，締め付け過程 E-G において，接触力の発生位置は変わらずに大きくなる．一方，図 4-21(b)のピッチ差付きナットでは，締め付け開始後，ボルトとナット両端部に生じる接触力は，締結側では次第に小さくなる．反締結側では大きくなり接触箇所も増加する．そのときねじ込み過程で蓄積されたピッチ差によるねじ山間軸力 F_a は次第に減少し，同時締結力 F が増加する．つまり，通常のナット($\alpha=0\mu\text{m}$)に比べ，ピッチ差付きナットの締結力 F は T の増加に対して早く増加する．図 4-21(b)においてナットを点 F まで締め付けると，ナット左端のねじ山接触力が完全になくなり，このときねじ山間軸力 F_a は完全に締め付け力 F に解放される．そのため，図 4-21(b)F→G では，ピッチ差付きナットの締結力増加の傾きは通常のナットと同じである．

図 4-21(a), (b) の過程 Gu→Eu に示すようにナットを取り外すとき，ピッチ差により再び

左端のねじ山接触力が発生し、締結力減少の傾きが通常のナットと比べ、大きくなる。

図 4-22 に、締め付け過程と取り外す過程の解析により得られた、ピッチ差 $\alpha = 50 \mu\text{m}$ のナットのねじ山接触状態を示す。黄色は、ねじ山表面がナットねじ山表面の近くにあるが接触していない部分、橙色は接触し、相対的に滑り運動が生じる部分、赤色は接触しており、ボルトとナットが一体となりねじれる部分を表す。

例えば点 E では図 4-22 の橙色の接触部分に示すように、ナット左端側と右端側のねじ山が接触している(図 4-21 点 E 参照)。ナットが位置 E→F では、ねじ山左部分の接触が徐々になくなり、右部分の接触領域が増えている状態を表す。これも図 4-21 (b)と同様である。位置 F では、ねじ山左部分の接触がなくなり、右部分の接触領域が増えている状態を表す。位置 G では、ねじ山右部分の接触領域が最大となっている状態を表す。この位置からナットの緩ませを開始する。位置 G→Gu では、絞めこまれたナットを逆方向に緩めると、ねじ間の接触状態を変えずにボルトと一体となって回転している。位置 Gu では、接触していた状態から緩ませ方向に滑りが生じ始める。位置 Fu では、右部分の接触が減少し、離れていた左部分が再び接触し始める。位置 Fu→Eu では、ねじ山右部分の接触が徐々になくなり、左部分の接触領域が増えている状態を表す。位置 Eu は、ナットと被締結物が離れ、締結力は 0 となるが、ピッチ差によりトルク $T > 0$ が残る。

4.4.2 締め付け過程と緩ませ過程における締め付けトルクの考察

解析結果を一般的に用いられる理論計算式と比較、検討した。通常のボルト・ナットにおける被締結物を締め付ける際に生じる締め付けトルクの計算式を式(4-1) (4-2) (4-3) (4-4)に示す[19]。

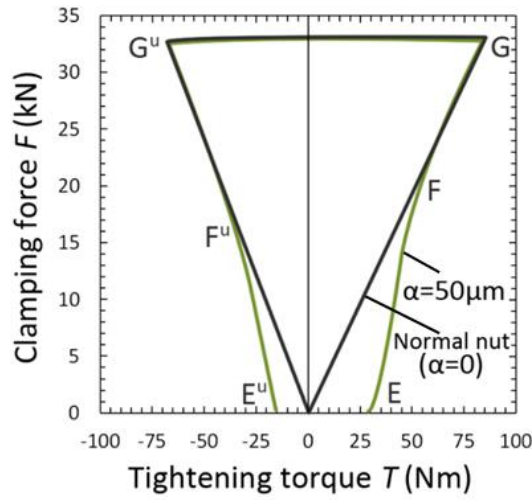


Fig.4-20 Clamping force F vs tightening torque T of $\alpha=0$ and $\alpha=50\mu\text{m}$ under $T \leq T_{50\%} = 85\text{Nm}$.

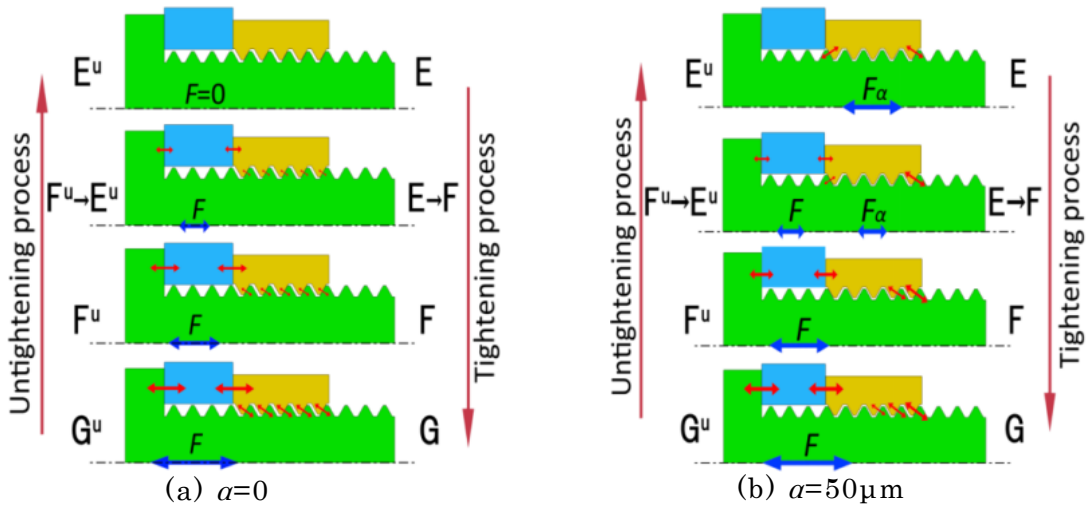


Fig.4-21 Contact status in tightening and untightening process of nut.

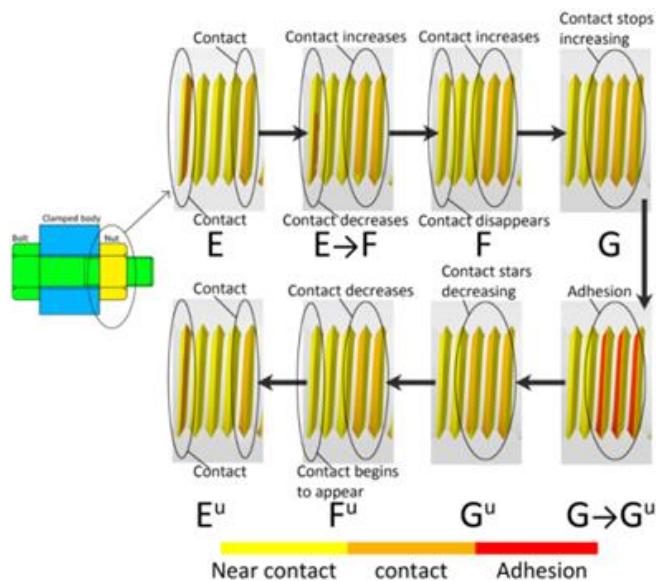


Fig.4-22 Contact status of bolt and nut threads of $\alpha=50\mu\text{m}$.

ここで、 T は締め付けトルク、 F は締結力、 d はねじの呼び径、 d_2 はねじの有効径、 P はねじのピッチ、 d_w は座面における摩擦の等価直径、 β はねじ山の半角、 d_o はナット座面外径、 d_h はナット孔径である。表 4-4 に式(1)の計算に必要な M12 ボルト・ナットの寸法を示す。図 4-23 に締め付け、緩ませ過程におけるトルク T が 3 つのトルクの和で表されることを示す。締め付けトルクは、式(4-1)と図 4-23 に示すようにボルトとナットのねじ面間における摩擦によるトルク T_{Thread} (式(4-2))、締結力を発生させるために必要なトルク T_{Axial} (式(4-3))、ナットと被締結物の間で発生する摩擦によるトルク $T_{Bearing}$ (式(4))の 3 つのトルクから構成される。次にナットを取り外すとき、ねじ面摩擦トルク T_{Thread} と座面摩擦トルク $T_{Bearing}$ は締め付け時と同様に抵抗トルクになる。一方軸力トルク T_{Axial} は緩ませ方向に働くため、マイナスに作用する。したがって、緩ませ時のトルク $T^u = T_{Thread} - T_{Axial} + T_{Bearing}$ は式(4-5)のように表される。

図 4-24(a)に通常のナットにおける締め付け過程および緩ませ過程のトルクと締結力の関係を示す。ここでは $T_{50\%}$ が適用されている。青、緑、赤線はそれぞれ T , $T_{Bearing}$, $T_{Thread} \pm T_{Axial}$ の結果を示している。また、実線は解析結果、破線は式(4-1), (4-5)により得られた結果を示している。解析と理論式の結果を比較すると、良く一致している。これにより、式(4-5)の正当性が確認された。図 4-24(b)にピッチ差付きナットにおける締め付け過程および緩ませ過程のトルクと締結力の関係を実験結果と共に示す。締め付け過程において、解析と実験結果は良く一致している。また、ナットの位置 F→G では、解析、理論式の結果が良く一致している。つまり、ピッチ差付きナットで、位置 F 以降は、式(4-1), (4-5)を適用することができる。

Table 4-4 Dimension of M12 bolt and nut used for equation(1).

Pitch diameter d_2 (mm)	Half angle of thread β ($^\circ$)	Friction coefficient		Pitch difference p (mm)	Bolt bearing surface outer diameter d_0 (mm)	Bolt hole diameter d_h (mm)
		Thread surface μ_s	Bearing surface μ_w			
10.863	30	0.12	0.17	1.75	18	13.2

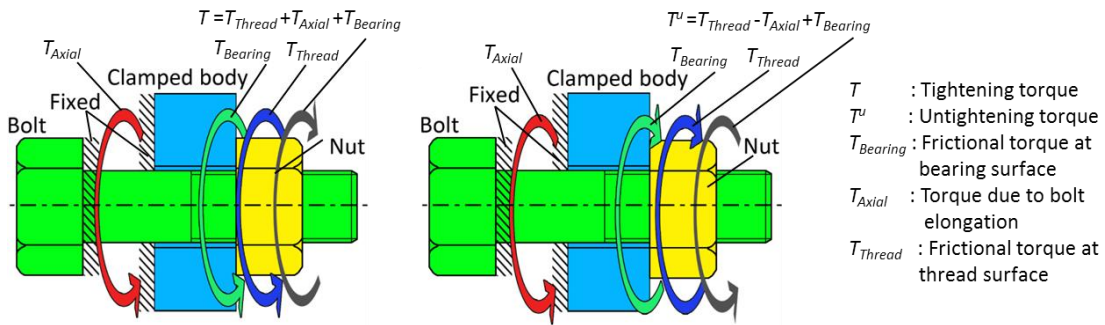


Fig.4-23 Torque in tightening process.

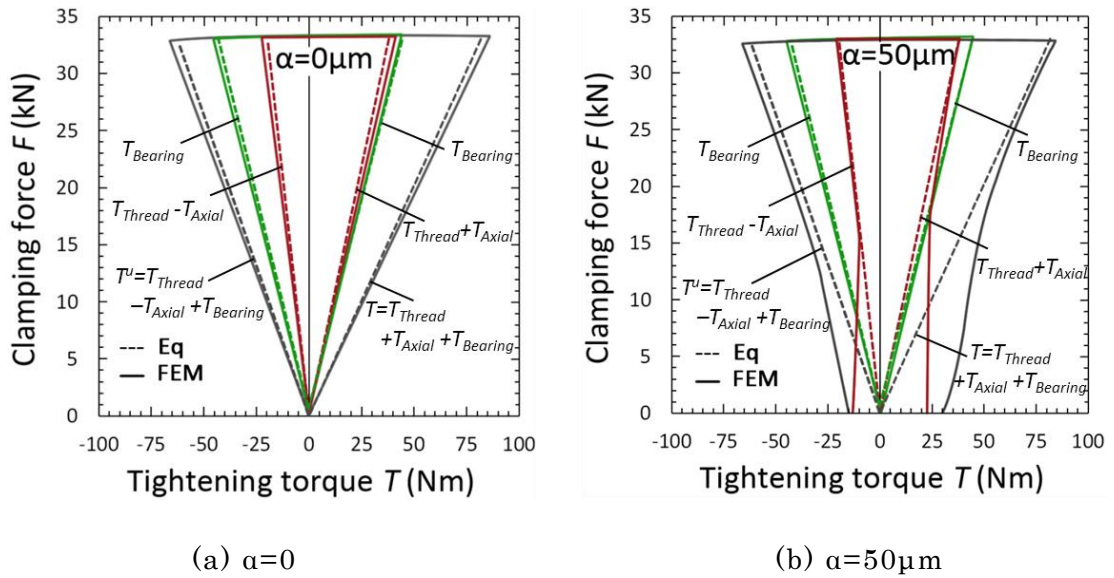


Fig.4-24 Clamping force F vs tightening torque T under $T \leq T_{50\%} = 85\text{Nm}$.

4.5 結言

本論文では、ナットにピッチ差を付加した締結体について、ねじ込み過程に続く被締結物の締め付け過程を取り扱った. 3次元 FEM 解析により締結力 F と締め付けトルク T 発生の過程とその大きさを求め、実験で得られた結果と比較してピッチ差による影響を明らかにした. また、締め付けに続き、緩ませ過程における締結力 F とトルク T の関係も考察した. 得られた結論を以下にまとめる.

- (1) 実験により、ピッチ差付きナットの締め付け過程と緩ませ過程における締結力 F と締め付けトルク T の関係を明らかにした. また、締め付け過程と緩ませ過程の 3次元 FEM シミュレーションを行った結果、全ての過程において解析と実験結果は大体において一致した.
- (2) ピッチ差 α を大きくすると、プリベリングトルク T_p だけでなく、緩み抵抗トルク T_R^u も増加することを、実験で明らかにした. これにより、ピッチ差付きナットは緩み止め性能において優れていることが示唆される.
- (3) ピッチ差が大きくなり、プリベリングトルク T_p が増加すると、残留プリベリングトルク T_p^u も増加する. 塑性変形量も大きくなり、 T_p^u の方がさらに小さくなる.
- (4) ピッチ差付きナットの締結力 F と締め付けトルク T の関係は、被締結物側のねじ山接触が無くなり、通常ナットの接触状態と一致する点 F (図 4-20, 4-219 参照) の後で、通常ナットと一致することを明らかにした.
- (5) 通常ナット ($\alpha=0$) の締結力 F と締め付けトルク T の関係を表す既存の関係式を用いて得られた結果は、解析結果と誤差 5% 程度以内で一致した. また、緩ませ過程では、関係式の T_{Axial} の符号を変えることで解析と一致した.

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 (2005), pp. 604-615.
2. Izumi, S., Yokoyama, T., Kimura, M. and Sakai, S., Loosening-resistance evaluation of double-nut tightening method and spring washer by three-dimensional finite element analysis, Engineering failure analysis, Vol. 16, No. 5 (2009), pp.1510-1519.
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ス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 (2005), pp. 380-386.
4. 陳玳珩, 清水英輔, 増田健一, 円周ス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(2012), pp. 390-402.
5. 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 (2008a), pp.801-811.
6. 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 (2008b), pp.780-791.
7. 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 (2016), pp.476-489.
8. 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 (2013), 101007-101007-9.
9. Liu, J., Gong, H. and Ding, X., Effect of ramp angle on the anti-loosening ability of wedge self-locking nuts under vibration, *ASME journal of mechanical design*, Vol. 140, No.7 (2018), 072301-072301-8.
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(2006), pp.218-226.
11. 野田尚昭, 佐野義一, 陳鑫, 丸山光, 王寰, 藤澤良太, 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), DOI:10.1299/transjsme.15-00240.
12. 赤石雄一郎, 陳鑫, 于洋, 玉崎英俊, 野田尚昭, 佐野義一, 高瀬康, 異なるピッチを有するボルト・ナットの組合せによる疲労寿命向上とクリアランスの影響, *自動車技術会論文集*, Vol. 44, No. 4 (2013), pp. 1111-1117.
13. Sawa, S., Ishimura, M., Omiya, Y. and Sawa, T., 3-D FEM stress analysis of screw threads in bolted joints under static tensile loadings, *ASME 2014 international mechanical engineering congress and exposition*, Vol. 2B (2014), ISBN: 978-0-7918-4644-5.

14. Majzoubi, G.H., Farrahi, G.H. and Habibi, N., Experimental evaluation of the effect of thread pitch on fatigue life of bolts, International journal of fatigue, Vol. 27, No. 2 (2005), pp. 189-196.
15. Noda, N.-A., Xiao, Y. and Kuhara, M., The reduction of stress concentration by tapering threads, Journal of solid mechanics and materials engineering, Vol. 8, No. 5 (2011), pp. 397-408.
16. Hirai, K. and Uno, N., Fatigue strength of super high strength bolt, Journal of structural engineering, Vol. 595 (2005), pp. 117-122.
17. 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.
18. 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)(1982), pp.91.
19. 山本晃, ねじ締結の理論と計算 (1970), pp.35-43 養賢堂.

第 5 章 結 論

ナットにピッチ差を付加した締結体について、そのねじ込み過程を 3 次元 FEM 解析によりプリベリングトルクの発生の過程とその大きさを求め、実験と比較してピッチ差による影響を明らかにした。また、ナットにピッチ差を付加した締結体について、ねじ込み過程に続く被締結物の締め付け過程を取り扱った。3 次元 FEM 解析により締結力 F と締め付けトルク T 発生の過程とその大きさを求め、実験で得られた結果と比較してピッチ差による影響を明らかにした。また、締め付けに続き、緩ませ過程における締結力 F とトルク T の関係も考察した。得られた結論を以下にまとめる。

- (1) ピッチ差を付加したナットでねじ込むと、ボルトねじ山とナットの両端のねじ山が接触したときからプリベリングトルクが発生し、増加した後、略々一定値に達する。一方、ナットにねじ戻しトルクを与えると、最初の 1 周ほどでプリベリングトルクがほぼ半減する。その後はねじ込み過程と対称的な挙動で減少していく。プリベリングトルクの実験ではピッチ差の最も大きな $\alpha=50 \mu\text{m}$ の場合、プリベリングトルクは一定値をとらず不安定な挙動をする。しかし解析では不安定な挙動は見られず、安定している。これは、ボルト・ナット間に生じる強圧接触に伴う変形と、凝着摩擦による磨耗生成物の介在による影響が主な原因と考えられる。ねじ込み過程のシミュレーションにおける摩擦係数 μ_s 設定のため、ねじ込み過程 A~D(図 8(d)参照)を省略したモデルを用いる方法を考案した。そして、実測値に近いトルクが得られる摩擦係数 $\mu_s=0.12$ を選定した。ねじ込み過程の解析結果は $\alpha=50 \mu\text{m}$ を除いて、実験結果とほぼ一致した。ピッチ差 $\alpha=50 \mu\text{m}$ では、ピッチ差増加にともなう接触圧力が大きくなり、実際の摩擦係数が、解析で用いた $\mu=0.12$ より大きくなったためと考えられ

る。締め付け過程の解析により、通常のナットの締結力とトルクの関係は、既存の理論計算式と誤差 5%以内で一致し、解析精度を確認できた。比較的耐緩み特性に優れる特殊ナットと比較して、本研究締結体ではプリベリングトルク大きいことから緩み止め性能において優れることが示唆される。

(2) ナット接触位置 n_c^{2D} は軸対象モデルと仮定した式 (1) を使って得ることができる。計算式 (3-1) の結果はナットの面取りを考慮した 3D CAD モデルの結果と一致するので、ナットの面取りは n_c に大きく影響しない。ボルト・ナット締結体は製造時に誤差があるので、修正ピッチ差は実験的に得られる接触位置 n_c^{Exp} と解析的に得られる n_c^{3D} との比較から得ることができる。また、修正ピッチ差を使った T_p^{Real} は解析より得られた T_p^{FEM} と一致する。これより n_c^{Real} より得られた修正ピッチ差の正確性を示すことができ、製造時のピッチ差を n_c より計測できる。

(3) 実験により、ピッチ差付きナットの締め付け過程と緩ませ過程における締結力 F と締め付けトルク T の関係を明らかにした。また、締め付け過程と緩ませ過程の 3 次元 FEM シミュレーションを行った結果、全ての過程において解析と実験結果は大体において一致した。ピッチ差 α を大きくすると、プリベリングトルク T_p だけでなく、緩み抵抗トルク T_R^u も増加することを、実験で明らかにした。これにより、ピッチ差付きナットは緩み止め性能において優れていることが示唆される。ピッチ差が大きくなり、プリベリングトルク T_p が増加すると、残留プリベリングトルク T_p^u も増加する。塑性変形量も大きくなり、 T_p^u の方がさらに小さくなる。ピッチ差付きナットの締結力 F と締め付けトルク T の関係は、被結物側のねじ山接触が無くなり、通常ナットの接触状態と一致する点 F (図 18, 19 参照) の後で、通常ナットと一致することを明らかにした。通常ナット ($\alpha=0$) の締結力 F と締め付けトルク T の関係を表す既存の関係

式を用いて得られた結果は，解析結果と誤差 5%程度以内で一致した．また，緩ませ過程では，関係式の T_{Axial} の符号を変えることで解析と一致した．

謝 辞

本論文は、九州工業大学工学部機械知能工学科教授 野田尚昭先生の懇切丁寧なご指導のもとまとめ上げられたもので、入学の半年前からご指導を頂くなど、5年半にわたり終始変わらぬ熱心なご鞭撻を賜り、格別のご配慮にあずかりました。また、論文を完成させることができましたのはひとえに野田教授のご指導のおかげであり、ここに心より深謝の意を表します。また同学科研究員 佐野義一先生には、研究遂行にあたり、機械工学と材料工学の両面から有益なご助言をいただくとともにご指導をいただきました。ここに心より深謝の意を表します。

本論文の作成にあたり、九州工業大学工学部 松田健次教授、九州工業大学工学部 赤星保浩教授、九州工業大学工学部 秋山哲也教授、九州工業大学工学部 鶴田隆治教授には、数々の貴重なご助言およびご指導を賜りました。心より御礼申し上げます。また、戸畑・若松キャンパス技術部高瀬康技術専門職員には、研究遂行における多大な技術的援助をいただきました。心より感謝申し上げます。

さらに、九州工業大学工学部弾性力学研究室の皆様には、研究の遂行の上でご協力とご助力を頂きました。ここに感謝の意を表します。特に弾性力学研究室 乾湧人氏および立石孝介氏には、筆者にとって第二外国語である日本語での博士論文の執筆にあたって多くのご助言を頂きました。心から御礼申し上げます。加えて、弾性力学研究室 王彪氏には、解析方法の革新、データの整理、及び執筆内容についてご助言いただきました。深く感謝申し上げます。

最後に、博士前期課程および博士後期課程の5年間にわたって研究ならびにその他のご支援頂きました皆様に深く感謝申し上げます。