

二重ねじ機構に基づく緩み止めボルトの最適化：

研削転造金型の開発とねじ精度が耐緩み性に及ぼす影響

天野 秀一 ((株) ニッセー 副会長) 新仏 利仲 ((株) ニッセー 会長)
沖本 悠暉 ((株) ニッセー) 竹増 光家 ((株) ニッセー 技術顧問)
桑原 利彦 (東京農工大学 卓越教授)

概要

筆者らは近年、同軸上に一条並目ねじと多条並目ねじが切られた革新的二重ねじ構造をもつ緩み止めボルト締結体 (DTB-IIC と表記) を考案した。本研究ではまず、DTB-IIC 専用ねじ転造金型の高速・高精度研削加工システムを開発した。従来の放電加工 (EDM) 金型に比べ、研削 (GRD) 金型は加工時間とコストを大幅に低減し、ねじ転造試験では 10 倍以上の耐久性を示した。数種類の DTB-IIC に対して ISO 規格に基づくユンカー振動緩み試験を実施した。多条ナットと DTB-IIC とのバックラッシュ量 δ が、軸力の初期低下に大きな影響を及ぼし、比較的小さい δ の転造された DTB-IIC は、(ISO 規格で規定されている) セルフロック性良好の評価-1 を満足する 85%以上の軸力残存率を確保していた。3D FEM モデルを使用してユンカー試験の初期緩み過程をシミュレートし、 δ を適切に調整することにより、解析結果は実験結果とよく一致した。実験結果と解析結果の両方から、DTB-IIC の高い耐振動緩み性は、緩み速度の異なる両ナット間の機械的干渉機構と、両ナットがボルトと互いに反対方向で嵌合する羽交い締めロッキング状態の相乗効果によるものであることが分かった。

Keywords: Anti-loosening bolt, Double thread mechanism, Grinding dies, Thread rolling, Junker

vibration loosening test, Thread accuracy

キーワード: 緩み止めボルト, 二重ねじ機構, 研削金型, ねじ転造, ユンカー式振動

緩み試験, ねじ精度

1 緒 言

ねじ締結体は極めて使用頻度、重要度が高い機械要素の一つであり、西洋世界ではその使用の歴史は古く、現在ではほぼ世界中に普及している。しかし、使用中の繰返し応力や衝撃荷重がボルト締結部の緩みや疲労破壊を引き起こし、重大な事故につながる可能性があることはよく知られている[1,2]。そのため、多くの研究者がボルト接合部の緩みの原因を調査し[3-9]、様々な対策を検討してきた[10-13]。ボルト締結体のゆるみは、ナットが回転せずに軸方向の締付力が低下する非回転型と、ナットの戻り回転が生じる回転型に大別される[14]。非回転型のゆるみは、ナットの増し締めや設計変更で容易に対処できる。一方、回転型の緩みは、繰返し荷重、激しい振動、衝撃力などの環境下で、予期せず突発的に発生するため、避けることのできない問題である。市販の緩み止めねじ部品の多くは、激しい横振動荷重を受けるとナット座面でマクロ滑りを起こし、ボルト・ナット間あるいはナットと座面間の摩擦力を高めただけであるため、回転型緩みを完全に抑制することはできない[5,15-17]。これに対し、リード角の異なる2種類の同軸ねじを持つダブルスレッドボルト（DTBと表記）締結体は、優れた緩み止め性をもつことが実証されている[18]。その種の締結体では、リードの大きなナットをまず締付け、次にリードの小さなナットを締め付けて、ダブルナット構造とする。DTB締結体の緩み止め機構は、2種類のナットが異なる戻り回転速度をもつために起こる干渉効果に基づく機械的ロックにより強化されている。

DTB締結体は、当初 Fig. 1 に示す、一条並目ねじと一条細目ねじから構成された、比較的単純な構造のもの（DTB-Iと表記）が開発された[19]。しかし、DTB-Iは広く普及するにつれ、細目ねじにまつわる種々の問題が指摘されるようになった。すなわち、ナット別に締付けトルクを管理する必要があるため使用が面倒で、締め付けすぎると細目ねじがねじ切れる、防錆性を高めるために安価な溶融亜鉛メッキを施すと細目ねじ溝が埋まる、高い加工精度を要するため高価な転造機が必要で、専用ダイス工具の耐久性も悪い等である。そこで、近年、DTB-Iと同じロック機構を採用した、Vibralock[20]と呼ばれる異なるタイプの緩み防止ボルト・ナットシステムが考案された。しかし、このボルト締結体は全体構造が非常に複雑であり、ボルト・ナットの加工に手間がかかり高価であるため、汎用性は低いと考えられている。

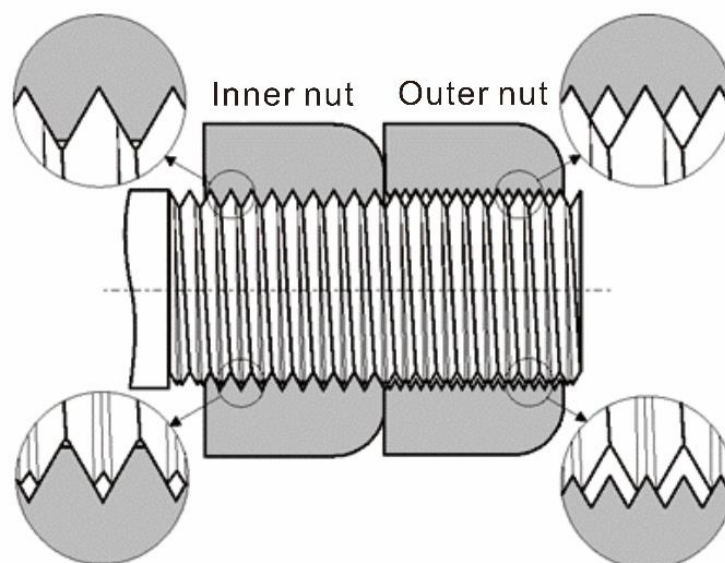


Fig. 1 Sketch of DTB-I joint

そこで、筆者らは、DTB の優れた緩み止め性、繰り返し使用性、転造による量産加工性などの特質を継承しつつ、その使用性を大幅に向上させるために、ねじ構造の抜本的な改変を試みた。その結果、一条並目ねじと多条並目ねじから構成される革新的な二重ねじ機構に基づく、細目ねじを廃した新型ボルト締結体 (DTB-II と表記) が提案された[21,22]。DTB-II 締結体では、外一条ナットを締め込むとき、先に装着されている内多条ナットも連れ周りに締め込まれるため、最終的な締め付けトルクの管理は外ナットのみで非常に簡便に行え、DTB-I 締結体が抱えていた課題をほとんど解決できる。これまでの研究で、Fig. 2 に示す、多条ねじの条数を 2, 3, 4 条に設定した DTB-II (各々 2, 3, 4DTB-II と表記) のねじ転造実験と引張り強度試験を行い、提案された二重ねじ構造を評価した[21]。その結果、3DTB-II ボルトはねじ転造により比較的良好に形成されたが、2DTB-II と 4DTB-II はねじ山形状の高さが目標値に達しなかった。これらの DTB-II 試験片の引張強さは、多条ねじの条数が増加するにつれて低下する傾向があり、3DTB-II と 4DTB-II はダブルナット構造であってもねじ山のせん断破壊によって損傷した。そこで著者らは、DTB-II 締結体の強度を向上させるために、1 条ねじに重畳させる多条ねじ溝の数を、 m DTB-II (m は多条ねじの条数) の場合 $m-1$ 以下まで選択的に減少させた数種類の修正 DTB-II を設計し、それらをねじ切削により加工し、引張り強度試験を行った。その結果、多条ねじの条数を少なくとも 1 減らすことにより、ダブルナット構造にした全ての DTB-II のねじ山せん断破壊は首尾よく抑制された。これまでの研究[22]では、Fig.

3に示すような、後述するユニークなねじ構造を持つ2種類の3-1DTB-IIを考案した。ねじ転造実験と性能評価試験の結果、これらのDTB-II締結体は非常に転造成形性に優れ、十分な総合的強度と緩み止め性を有することが分かり、そのプロトタイプが完成した。

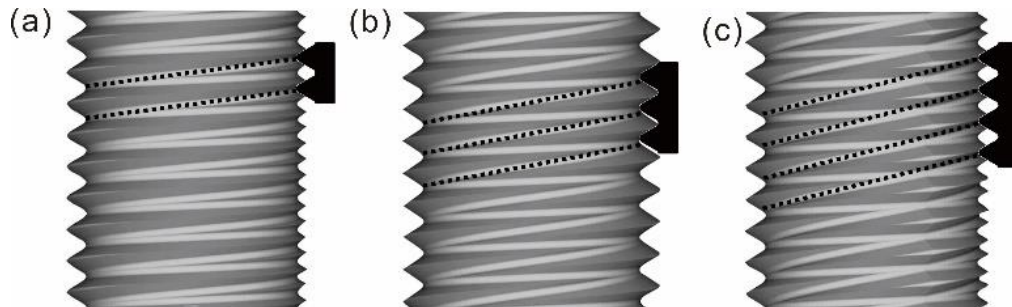


Fig. 2 Sketches of DTB joints: (a) 2DTB-II, (b) 3DTB-II, and (c) 4DTB-II

今後、新型DTB-II締結体を実用化するための最も重要なキーテクノロジーは、ねじ転造盤に使用される特殊耐久金型を、より高能率かつ低コストで安定的に製造できるプロセスを確立することである。また、DTB-IIの高い緩み止め性能の基本的なメカニズムは解明されておらず、このメカニズムを解明することは、ねじ転造により量産されるDTB-IIファスナーの緩み止め性能と品質を保証する上で極めて重要である。そこで本節の第一の目的は、DTB-II用金型表面に複雑なねじ転造溝を研削加工のみで形成できる高速・高精度加工システムを開発することである。そして、開発した研削（GRDと表記）金型と従来の放電加工（EDMと表記）金型を用いて3-1DTB-IIねじを転造加工し、転造加工性、転造精度、工具耐久性を比較した。本節の第二の目的は、実験的観察と数値解析により耐緩み機構を解明することである。そこで、ねじ転造またはねじ切りした3-1DTB-II締結体を用いて、ISO規格16130に基づくユニカー振動ゆるみ試験[23]を実施し、耐ゆるみ性能を比較するとともに、ねじ形状および精度が耐緩み性能に及ぼす影響を検証した。また近年、有限要素法（FEM）を用いた数値シミュレーションにより、ボルト締結体の緩み過程を解析的に取り扱うことが主流となっている[13,16]。そこで、簡易3次元FEMモデルを用いて、ユニカー試験の数値解析を行い、実験結果と比較することで、ロッキングメカニズムを解析的に究明した。

2 研削転造金型の開発

2.1 対象となる二重ねじボルトの構造

1 節で既に述べたように、本研究では転造加工性の良さから 3DTB-II ボルトを使用した。ここで、まずそのねじ山構造について詳しく説明する。Fig. 3 に 3 種類の修正 3DTB-II 締結体のねじ山構造を比較して示す。Fig. 4 に各種 3DTB-II のねじ山断面積比 ξ の変化を示す。 ξ は、DTB-II の各角度位置における 3 ピッチ分のねじ山断面積を、通常的一条並目ねじのそれで割ることにより計算される。Fig. 2(b)は元々（非修正）の 3DTB-II（単に DTB-II と表記）のねじ山断面形状であり、Fig. 3(a)は修正された 3-1DTB-IIA のそれであるが、それは 1 つのねじ溝を 3 条ねじ溝から間引き、残りの 2 つのねじ溝を一条並目ねじ山に重畳させたものである。この修正により、Fig. 4 に示すように、ねじ山断面積比の最小値 ξ_{min} は約 55%増加した（3DTB-II のその約 1.6 倍になった）。しかし、 ξ が最小となる 90° および 270° 位置のねじ底には 4 つの連続した微小ねじ山が残り、この領域近傍はねじ抜けの基点となる可能性が高い。そこで、第 1 の改良型として、Fig. 3(b)に示すように、残った 2 条溝のうち一方を反ピッチずらして等ピッチに並べた。この改良型を 3-1DTB-IIB または DTB-IIB と表記する。その結果、DTB-IIA の場合、完全ねじ山は 0° と 180° の位置でしか現れなかったのに対し、DTB-IIB では全ての断面で、3 ピッチに 1 ないし 2 の完全ねじ山が存在する。また、DTB-IIB の ξ の値は Fig. 4 に示すように 90° 周期で変化し、それは DTB-IIA の半分であり、また、 ξ_{min} は 70%で、それは DTB-II の 2 倍である。しかし、依然としてどの角度位置にも、ねじ溝底部に微小ねじ山が残存し、それらはねじの引張強度低下につながると考えられる。そこで、第 2 の改良型では、Fig. 3(c)に示すように、並目 1 条のねじ山と干渉する多条ねじ溝の谷底部分を有効径まで底上げした。これを 3-1DTB-IIC または DTB-IIC と表記する。そこで、第 2 の改良型では、Fig. 3(c)に示すように、並目 1 条のねじ山と干渉する多条ねじ溝の深さをねじ山高さの 50%の位置（すなわち有効径位置）まで底上げした。これを 3-1DTB-IIC または DTB-IIC と表記する。この修正により、 ξ_{min} は 85%となり、ねじの転造加工性や引張強度が大幅に最善された。それ故、この論文では、Fig. 5 に示すような各角度位置でのねじ山形状をもつ、M12 DTB-IIC のみを研究対象とした。

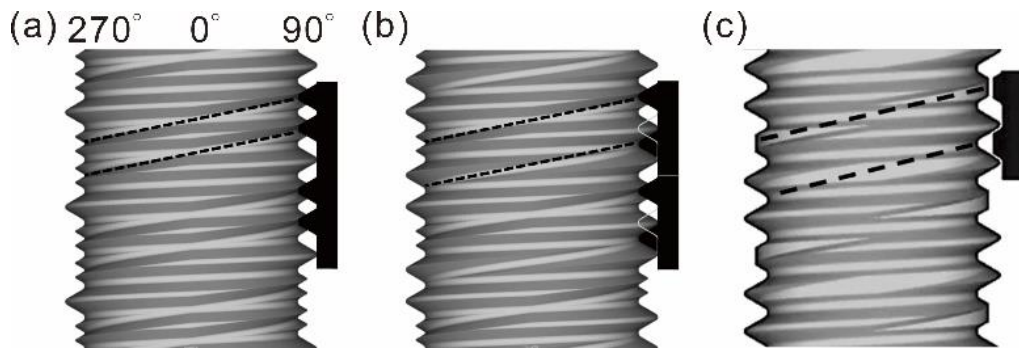


Fig. 3 Sketches of modified DTB-II joints: (a) 3-1DTB-IIA, (b) 3-1DTB-IIB, and (c) 3-1DTB-IIC

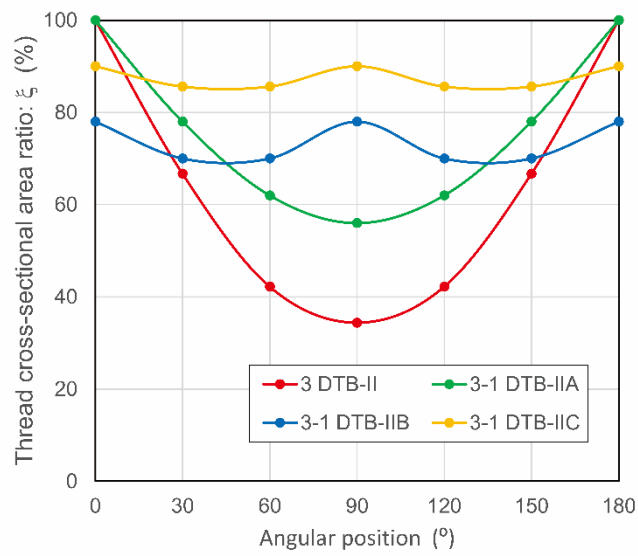


Fig. 4 Comparison of changes in thread cross-sectional area ratio of DTB-II joint types

Angular position (°)	Thread cross-sectional profile
0	
30	
60	
90	

Fig. 5 Thread cross-sectional profile at each angular position of a DTB-IIC joint

Fig. 6 に DTB-IIC に内側多条ナットと外側通常的一条ナットを取り付けたときの、おねじとめねじの嵌合状態を示す. 多条ナットの内径は, ボルトの有効径より約 0.2 mm 大きくした. この図で DTB-IIC のおねじの白い部分は, 内ナットのめねじが通る多条ねじ溝によって, 一条ねじ山が削り取られた部分を示している. 後述するように, この台形断面をも白い多条ねじ溝と, 多条の内ナットとの嵌合状態が, DTB-IIC の耐緩み性を大きく左右する.

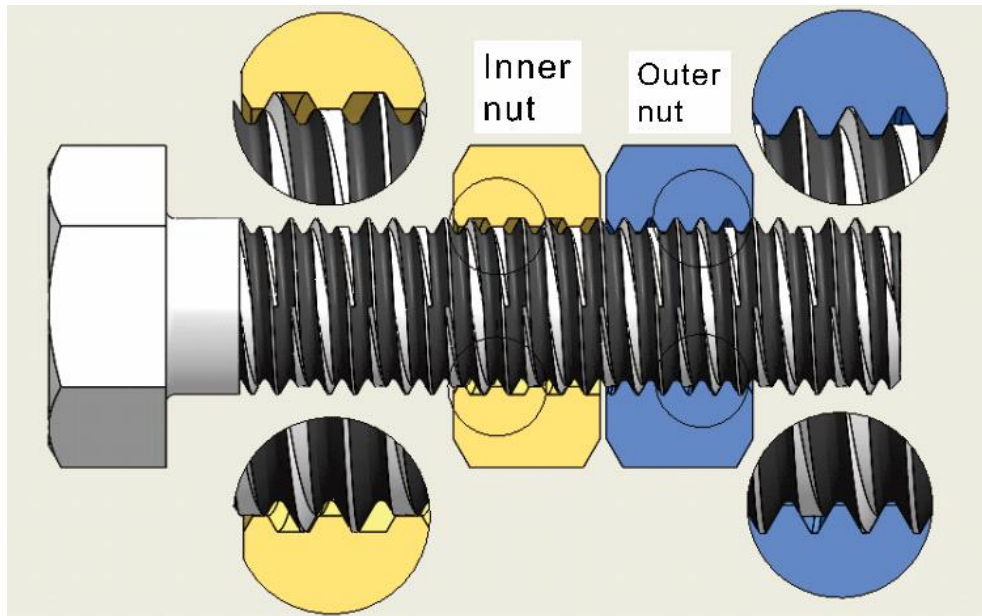


Fig. 6 Mating details of a DTB-IIC joint with double-nut structure

2.2 実験方法

DTB-II 締結体の生産コスト低減と疲労強度向上のためには, その高生産性, 広く普及していること, および鍛錬効果のため, ねじ転造が最も適している. DTB-II のねじ転造では, 一条並目ねじと多条並目ねじを, 一回の転造工程で同軸上に同時に成形しなければならない. この加工を実現するために, 筆者らは **Fig. 7** に示すような加工面において複雑な溝形状をもつ専用丸金型を開発した [22]. 金型溝の断面形状は, **Fig. 7(a)**に示すように周期的に変化し, それは対応する各角度位置において **Fig. 5** に示す DTB-IIC のねじ山形状とほぼ同じ輪郭をしている. **Fig. 7(b)**は平行四辺形溝の理想的な長手方向断面形状を示しており, そのなかで長さや深さが転造された DTB-IIC の加工精度に影響を及ぼす重要なパラメーターとなる. 先行研究[21,22]では, DTB-II 金型外周の特殊形状溝部の加工は放電加工により行った. その手順は以下の通りである. まず, DTB-IIC ねじと同じねじ形状をもつ円筒形銅電極を切削により加工

面上に加工する．次に、これを放電加工機に取り付け、転造金型の表面に特殊な溝を加工する．そのため、この工程には非常に時間がかかり（約 300 時間／個）、コストも非常に高く、実用性は極めて低い．そこでこの問題を解決するために、我々は Fig. 7 に示すねじ山高さの半分の深さの一条ねじ溝と平行四辺形溝を研削のみにより加工する、DTB-IIC 金型用の革新的な製造システムを開発した．この方法により、1 金型当たりの正味の加工時間が 20 時間未満に短縮され、総製造コストを大幅に削減することができた．

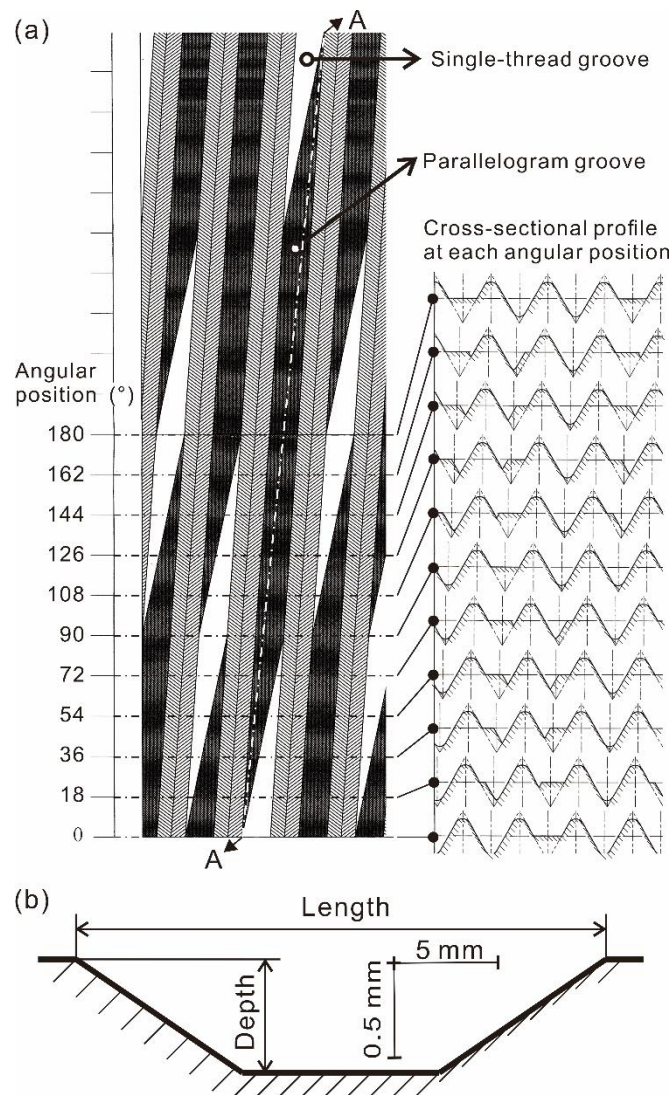


Fig. 7 (a) Appearance of upper surface and cross-sectional profile at each angular position and (b) longitudinal A-A cross-sectional profile of parallelogram groove of dedicated die used for roll-forming of DTB-IIC threads

ねじの呼び M12×1.75 の DTB-IIC ボルトのねじ転造実験は、**Fig. 8** に示すように、手動油圧式ねじ転造盤（（株）ニッセー製 FA-16U）に EDM 金型または GRD 金型を取り付け、寄せ転造により行った。加工条件は、工具回転数 62 min^{-1} 、転造時間 4s（ドウェル時間 1s を含む）とした。ボルトの材質は AISI4135 級低炭素合金鋼で、その初期直径は転造された DTB-IIC の成形状態に応じて適宜調整した。



Fig. 8 Appearance of experimental apparatus during DTB-IIC thread rolling

2.3 結果および考察

本節では 1 種類の EDM 金型と 2 種類の GRD 金型を用いた。GRD 金型の一方は、**Fig. 7** に示す並行四辺形溝の輪郭形状を設計値通りに加工したもの（GRD1 金型と表記）であり、もう一方は、転造された DTB-IIC とナットの間のバックラッシュをできるだけ小さくするよう、溝の長さや深さを調整したもの（GRD2 金型と呼ぶ）である。**Fig. 9** に EDM 金型と 2 つの GRD 金型の DTB-IIC 半周期分の溝形状の比較を示し、**Table 1** に各ダイの平行四辺形溝の長さや深さを各々示す。これより、GRD1 金型の平行四辺形溝は、EDM 金型のそれに比べ明らかに傾斜部の長さが短く、溝底部の深さも浅い。これは、研削用小径砥石の刃先丸みが $r = 0.25 \text{ mm}$ と比較的大きいため、平行四辺形溝の加工開始と終了位置の溝角部および溝底部に丸みがつくためである。

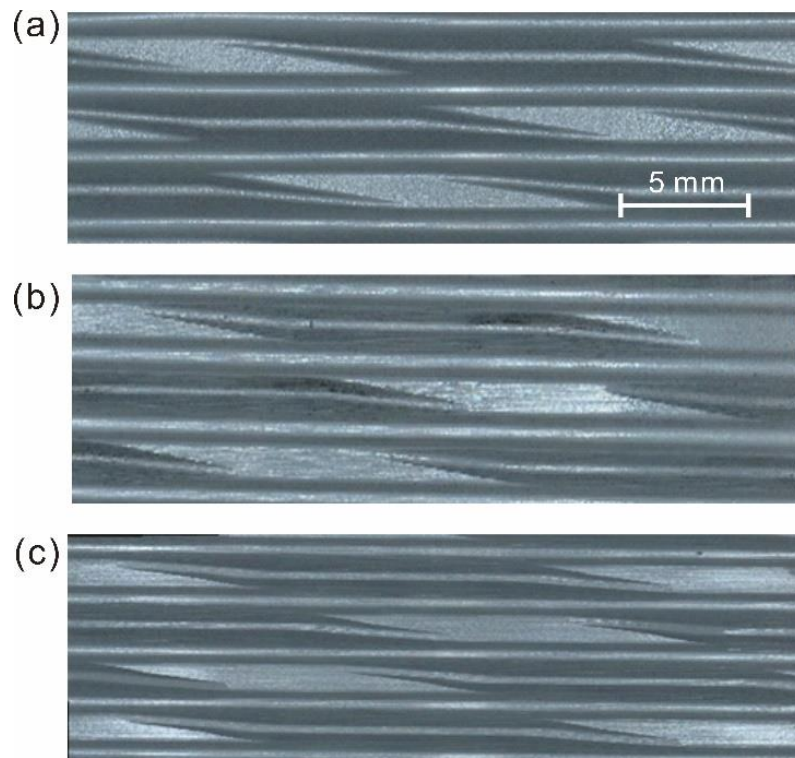


Fig. 9 Comparison of upper groove shape of (a) EDM die, (b) GRD1 die, and (c) GRD2 die

Table 1 Comparison of parallelogram groove length and depth for each thread rolling die

Die	Length (mm)	Depth (mm)
EDM	22.763	0.571
GRD1	19.782	0.516
GRD2	20.902	0.556

Fig. 10 に、EDM 金型によりねじ転造した DTB-IIC (DTB-IICedm と表示) と 2 種類の GRD 金型により転造した DTB-IIC (各々 DTB-IICgrd1 および DTB-IICgrd2 と表示) の各々のねじ形状を比較して示す. これらの図で注目すべき点は、左右の平行四辺形突起の先端間のずれ量、すなわち青線と赤線の間隔 ε であり、それは Fig. 7 に示すように設計上理想的にはゼロである. ε は、DTB-IICedm の場合 0.7mm と最も小さく、DTB-IICgrd2 の場合 1.3mm でそれより若干大きい. 一方、DTB-IICgrd1 の ε は 4.3mm と他に比べかなり大きくなっている. **Fig. 11(a)~(d)**に 4 種類の DTB-IIC (ねじ転造 3 種類、ねじ切り 1 種類、DTB-IICcut と表記) と内多条ねじナッ

トの嵌合状態を比較して示す。DTB-IICcut は参考のために NC 旋盤によりねじ切り加工して製作した。これらの図は、各 DTB-IIC のおねじと内ナットのめねじの輪郭形状データを、外ナットを締め付けた状態で正確に並べて作図したものである。Fig. 11 から幾何学的に求められたおねじと多条ナットとの軸方向のバックラッシュ量を **Table 2** に示す。これら全てのボルト試験片は、通り及び止まりナットゲージによる検査をパスする精度に加工されていたが、嵌合状態は各 DTB-IIC によりかなり異なる。具体的には、DTB-IICedm と grd2 は、ねじ山高さは設計値どおりで、突起先端間の隙間 ε は十分小さく、ナットとの良好な嵌合状態を実現している。一方、DTB-IICgrd1 はねじ山高さが不足し、 ε が非常に大きいため、バックラッシュが他の DTB-IIC に比べかなり大きくなっている。DTB-IICcut の場合は、ねじ山高さは適正で、ねじ山の幅が設計値より小さいため、バックラッシュは中間の値になっている。これらのねじ山精度や表面性状が DTB-IIC の緩み止め性に及ぼす影響は次節で詳述する。

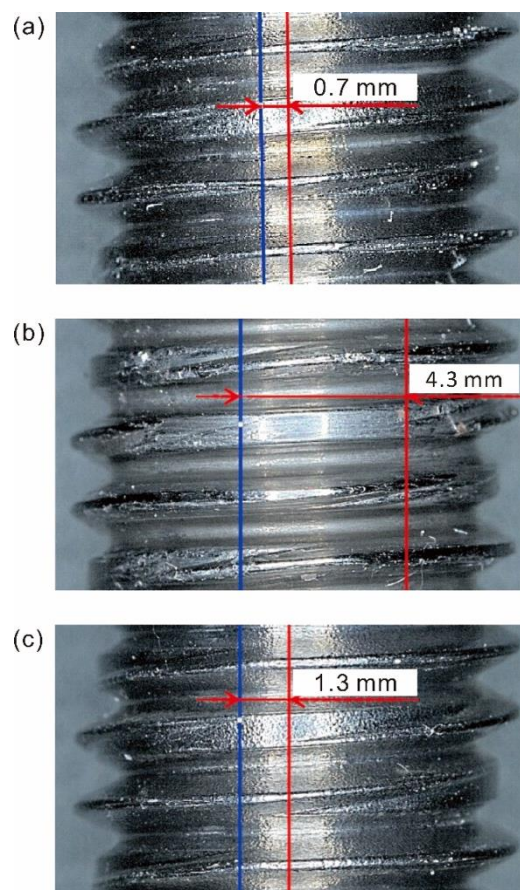


Fig. 10 Comparison of screw thread shapes of (a) DTB-IICedm, (b) DTB-IICgrd1, and (c) DTB-IICgrd2 rolled using each dedicated die

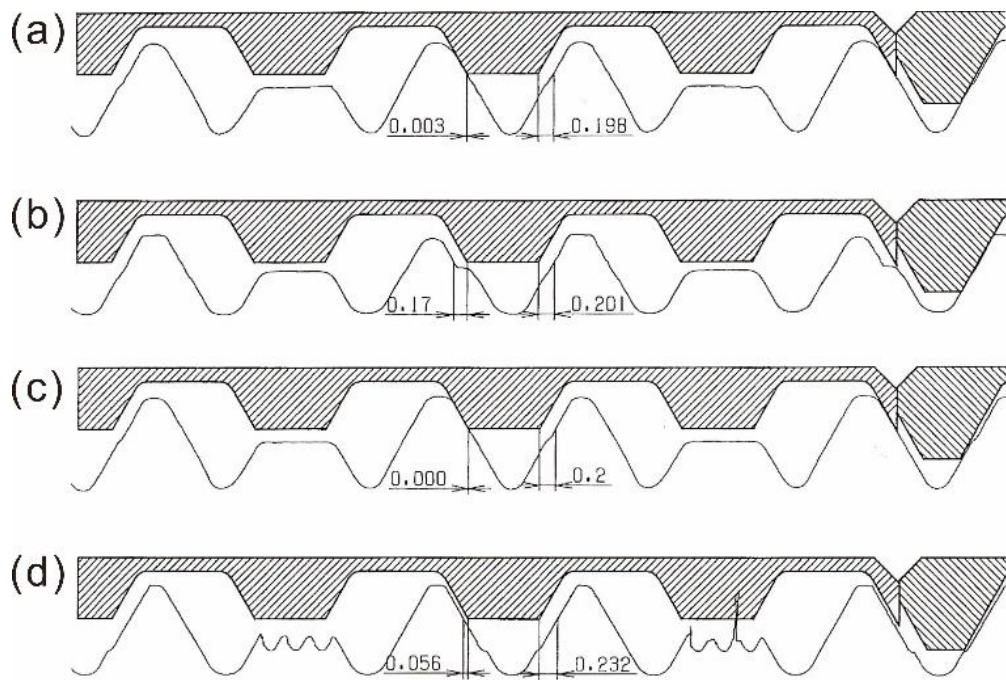


Fig. 11 Comparison of mating conditions between the inner multiple-thread nut and (a) DTB-IICedm, (b) DTB-IICgrd1, (c) DTB-IICgrd2, and (d) DTB-IICcut

Table 2 Comparison of the amount of backlash in the axial direction between each DTB-IIC bolt thread and inner nut thread with a multiple-thread nut

Thread type	Amount of backlash (mm)
DTB-IICedm	0.201
DTB-IICgrd1	0.371
DTB-IICgrd2	0.200
DTB-IICcut	0.288

ねじ転造金型の耐久試験は、ダイス摩耗量および表面亀裂の有無を調べることにより行われ、最終的には転造された DTB-IIC が止まりゲージ検査に合格しない時点を最終的な疲労寿命と判定した。試験結果から、EDM 金型の耐摩耗性は著しく低い（最大 3,000 本）のに対し、GRD 金型は 40,000 本以上連続加工が可能であり、量産金型として実用可能であることが実証された。ところで、DTB-IIC では、多条ねじの溝底を有効径まで上げることでねじ転造性能が大幅に向上したが、転造時にボルト表面になお少量の剥離が必ず発生した。

3 振動緩み試験とモデリング

DTB 締結体にとって最も重要な性能は、振動に対する耐緩み性である。現在広く普及しているボルト・ナットの締結力を検証する代表的振動試験として、NAS3350/3354 に則る NAS 式振動試験と、ISO16130 および DIN65151/25151 に準拠したユニカー式振動試験[23,24]の 2 種類がある。このうち後者は、ボルト締結体にとって最悪の横方向からの振動に対する自己緩みの試験であり、前者よりはるかに厳しい。そこで本研究では、前節で使用した呼び径 M12×1.75 の 4 種類の DTB-IIC に対してユニカー試験を行い、耐ゆるみ性を比較した。そして、DTB-IIC と内多条ナットの嵌合状態が緩み止め性に与える影響を実験的観察と FEM 解析により調査した。

3.1 ユニカー試験における緩みのメカニズムの概要

ナットの戻り回転に起因するボルト締結体の緩みは、繰り返し外力が加わることによって、ナット座面およびねじ面の相対滑りが原因で発生する。そのメカニズムは、外力の作用形態により 4 種類大別できる[2]：1)ボルト軸直角方向繰返しせん断荷重[5,6]、2)ボルト軸方向の繰返し荷重[9]、3)ボルト軸回りのねじり荷重[7,8]、4)衝撃荷重[3,4]。このうち、1)の外力が作用する場合は、工業分野でしばしば問題となる緩みである。Fig. 12 にボルト締結体が軸直角方向に繰返しせん断荷重を受ける場合の、往復滑りによる緩み発生メカニズムを示す[5]。右ねじボルトを固定板と振動板で構成された被締結体の下から挿入し、頭を回り止めし、上からナットで締め付ける。ここで、振動板は固定板上を無摩擦で左右にスライドできる。振動板が(a)の左死点にあるとき、ボルト軸は θ_1 だけ左に傾いている。振動板が右に S_{cr} だけ動いて、ボルトの中立点(b)を経て、ボルトの右死点(c)に達したとき、ボルト軸は逆に θ_1 だけ右に傾く。このようにボルトねじ部がナットねじ部内で角度 $2\theta_1$ 傾く間に、ボルトねじ山下面がナットねじ山上面を滑り、その方向は、ナットねじ面上を上り下りする成分と、ねじリードに沿って下る成分をもつため、ボルト軸部は上から見て右回り、すなわちナットを緩ませる方向の弾性ねじれを生じる。但し、この(a)~(c)間では、ナット座面は静摩擦力により振動板上を滑ることはない。振動板がさらに右に S_w だけ動くと、ナット座面は振動板上を滑りはじめ、振動板の右死点(d)に達するまで滑り続ける。この(c)~(d)間に、ナット座面はボルト軸部の弾性ねじれを回復しようとする力に負けて、戻り回転が発生する。この前進時のボルトとナットの干渉挙動は後進時にも発生するため、ナットの戻り回転が 1 サイクル当たり 2 回ずつ蓄積されて、サイクルの繰返しとともにねじの緩みが進行していく。この原理に基づいてボルト・ナット

ト締結体の軸直角方向荷重に対する緩み止め性を検証するために開発され、ISO 16130 および DIN 65151/25151 により規格化された試験装置がユンカー式振動緩み試験装置である。

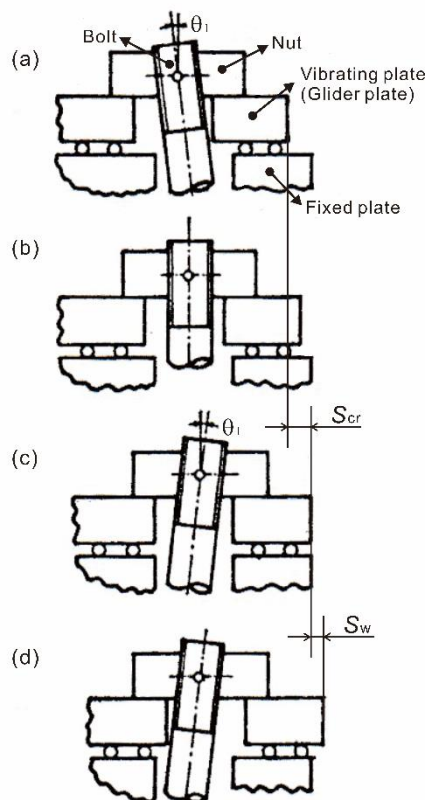


Fig. 12 Behavior of bolt and nut due to transverse vibration: (a) left dead center of the vibrating plate, (b) neutral point of the bolt, (c) right dead center of the bolt, and (d) right dead center of the vibrating plate

3.2 方法

3.2.1 実験方法

ボルトの材質は、AISI 4135 規格に適合するクロムモリブデン鋼棒で、SAE J429 の強度ランクはグレード 8 である。ボルト試験片の首下長さは 60 mm とした。Fig. 13 は、本研究で用いたユンカー振動緩み試験機 (J121, バイブレーションマスター社製) で、この装置では試験中のボルト軸力の変化を試験中逐次観察することができる。Fig. 14 は、ユンカー試験の原理を示しており、グライダープレート (GP と表記) の横振動によるせん断荷重がボルト締結部に加わり、ナットが戻り回転して緩む。この試験装置では、GP の有効横方向変位量 A 、振動周波数 f 、負荷繰返し数 N 、初期負荷軸力 F_M が任意に設定することができる。 f は最も厳しい条

件である 12.5 Hz に設定し、 N が 2000 サイクル(約 160 秒)を超えた時点、またはボルト締結部の緩みが明らかになった時点を試験終了とした。



Fig. 13 Junker vibration loosening test bench

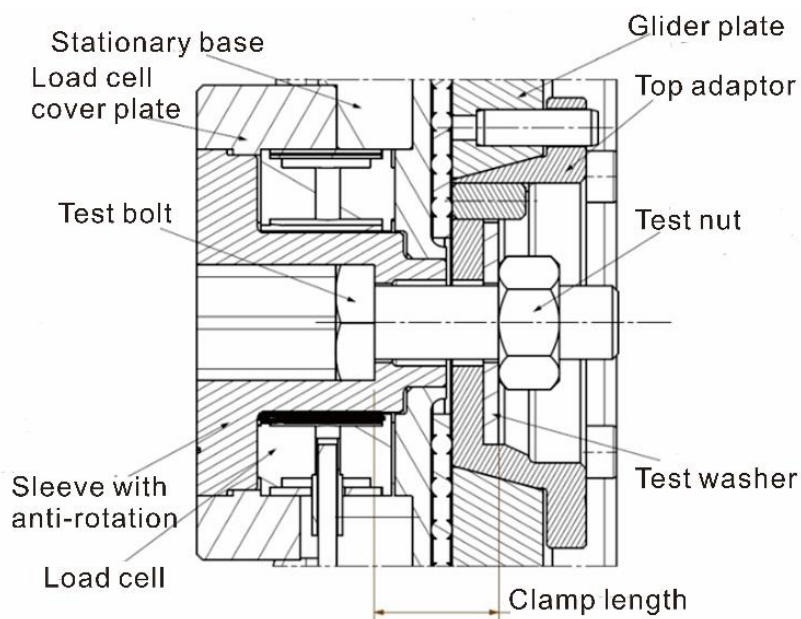


Fig. 14 Cross-sectional schematic diagram of the Junker test bench

試験対象とするボルトの SAE J42 の強度ランク 8 等級において、その適正締付軸力 F_M は、55.5 kN と規定されている。呼び径 M12×1.75、強度ランク 8 等級のボルト締結体の適正締付軸力 F_M は、SAE J429 では 55.5 kN と規定されている。しかし、ここでは実際の使用状況を想

定し、 F_M を規定値よりかなり低い 20 kN に設定した。ISO161302015(E)によると、 A はナット 1 個で締め付けた通常的一条ねじボルトが、振動回数 $N = 300 \pm 100$ サイクルで完全軸力損失する（つまり残存軸力 0%となる）変位量と規定されている。そこで、 A を徐々に増加させながら試験を行った結果、**Fig. 15** 示すように、 $F_M = 20$ kN の場合は $\delta = 0.80$ mm で、それぞれ上記自己緩みの条件が満たされた。そこで、実際のユンカー試験ではこの値を使用した。また、前述のように、DTB-IIC は外ナットを締め込むときに内ナットも連れ回りして締め込まれるので、ここでは F_M は後で装着するシングルナットの締結トルクのみを加減することにより調整し、先に締め込む多条ナットの逆戻しは行わなかった。二硫化モリブテンを固体潤滑剤として使用し、ナット締結前にボルトねじ面に塗布した。全種類の DTB-IIC 試験片に対し、同一条件で 3 回ずつ Junker 試験を行い、ばらつきも調べた。

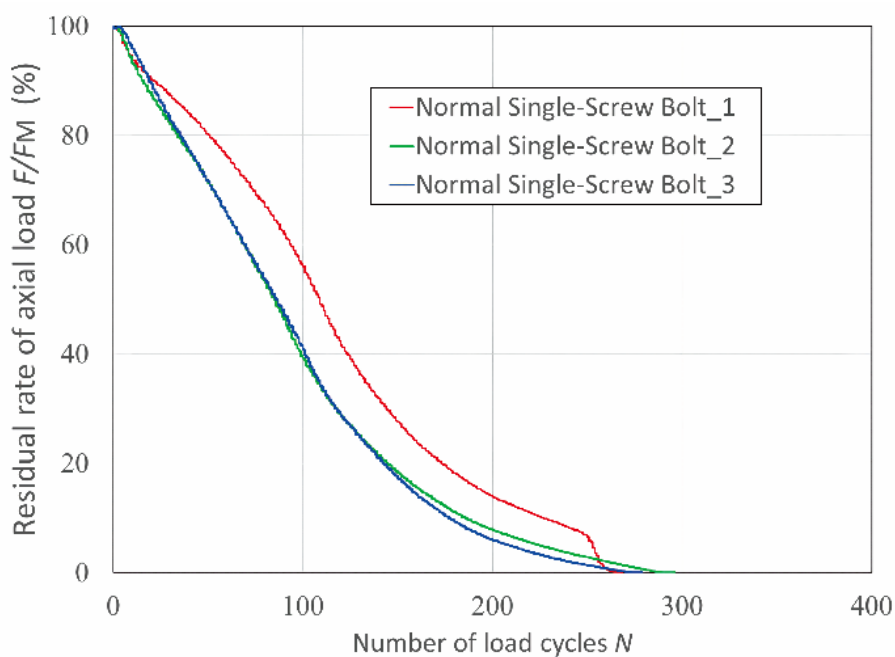


Fig. 15 Junker test results when one nut is installed on a normal single-thread bolt

3.2.2 シミュレーション方法

ユニカー式振動緩み試験の簡易 3 次元 FEM シミュレーションモデルを構築し、ボルトの残存軸力と繰返し数の関係を調べることにより、DTB-IIC のねじ山精度が緩み止め性に及ぼす影響を検証した。商用 FEM コード Ansys2022 R1 を使用し、幾何学的非線形性と大変形の条件下で、励振周波数が十分小さいと仮定して準静的弾性解析を実行した[16]。振動における加速度の影響が無視できない場合は動的陽解法を用いなければならないが、その場合は計算時間が膨大になり過ぎ現実的ではない。Fig. 16 に、Junker 試験を再現する 3D FE モデルを示すが、これはこれまで行われてきた他の研究論文[13,16]のモデルを参考に作成した。このモデルでは、DTB-IIC の緩み止め機構を解析するために、おねじとめねじの特有のらせんねじ山の形状は厳密に考慮した。しかし、本解析は応力解析は目的としていないので、ねじ溝底の丸みなどの詳細形状を無視したり、六角のボルトヘッドやナットは円筒状に置き換え、計算時間の短縮を図った。ボルトとナットのサイズは実験同様 M12、渡りの等級と位置は 6H/6g (JIS 規格) であり、ボルト頭座面から GP 底部までのグリップ長さは 20 mm とした。全ての構成部品 (ボルト、ナット、GP) は弾性体と仮定し、そのヤング率とポアソン比は各々 206 GPa および 0.3 とした。実験における固定板と可動板 (すなわち GP) の間の摩擦は無視できるので、FEM モデルではボルトに軸直角方向外力を加える GP のみを、中心に直径 13 mm の穴が空いた厚さ 10 mm の円柱板としてモデル化した。この板の下面を X および Z 方向に固定し、Y 方向に振幅 0.8 mm で上下に振動させた。固定板を省略してもボルト締結体の緩み挙動に影響はないことを確認しており、同様の方法は他の研究[13, 16]でも採用されている。

ボルトとナットは四面体要素により、GP は六面体要素により各々メッシュ切りした。FEM モデルの要素分割の要領は、以下の通りである。ボルトおよびナットの多条ねじ溝側面および一条ねじ山側面のメッシュコントロールサイズを各々 0.2 mm および 0.4 mm に設定する。それ以外の部分のメッシュサイズを 0.5~2.0 mm の範囲で適宜設定する。その後、自動メッシュ生成プログラムを作動させる。結果的に総要素数は約 11 万になった。Fig. 16(b)と(c)にボルト・ナットのねじ部の表面メッシュを示すが、DTB-IIC 締結体の緩み機構を解析するには十分細かいメッシュサイズとなっている。ボルトとナットのねじ山嵌合面やナット座面など、全ての接触対間でクーロン摩擦を仮定し、接触アルゴリズムとして拡大ラグランジュ法を採用した。実験では MoS₂ ペーストを潤滑剤として用い、摩擦係数 μ は 0.05~0.2 の範囲と予測される。そこで、ここではねじ面、座面ともに $\mu = 0.2$ とした。但し、 $\mu = 0.1$ とした解析も行ったが、定性的に大きな差異は無かった。

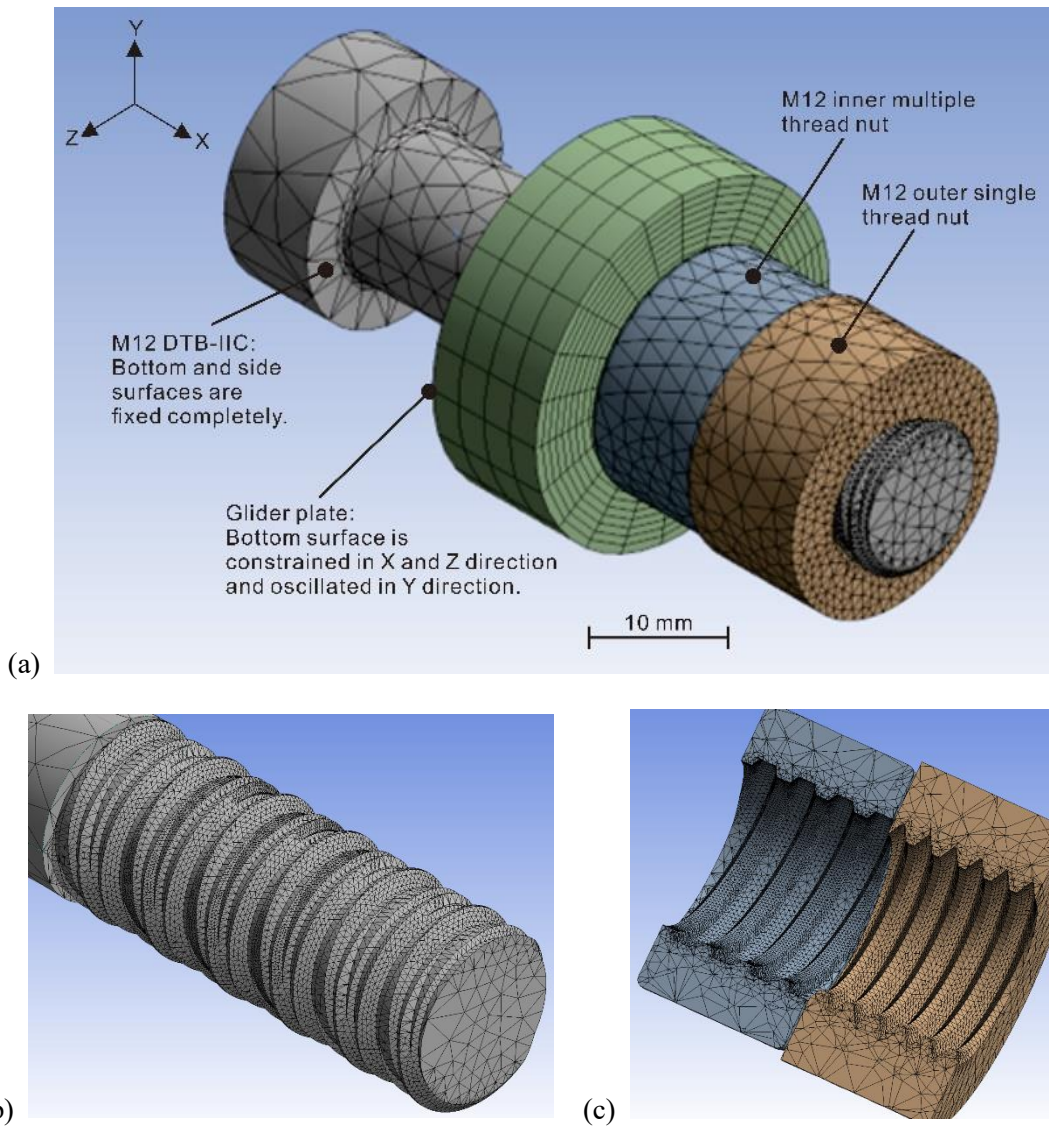


Fig. 16 FEM simulation model: (a) overall model of the bolted joint, (b) helical structure of DTB-IIC thread, and (c) helical threads of two nuts

この FEM モデルでは、後述する羽交い締めロック状態を再現し、解析精度を確保するために、まず、外ナットの締付けを行うことによりボルトの初期軸力を発生させ、その後、横方向振動がボルトに加えられた。具体的解析手順と境界条件は以下の通りである。 **Fig. 17(a)** に示すように、ボルト頭部の下面と側面は全方向に固定する。次に、ボルトねじ山の右側面と内ナットねじ山の左側面の隙間 δ を 0.05 mm, 0.10 mm, 0.15 mm, 0.20 mm のいずれかに調整した後、GP を X 方向に平行移動し、内ナット座面と接触させる。この隙間を変えた 4 タイプのモデルを各々 FEM_d-050, FEM_d-010, FEM_d-150, FEM_d-200 と表記する。この時点で、

ボルト軸力は0である。次に、Fig. 17(b)に示すように、GP底面を完全に固定し（内ナットは全方向フリー）、外ナットをX軸周りに強制回転させ、規定の軸力20kNに到達するまで締め付ける。この段階で、隙間 δ の差が、内ナットねじ山とボルトねじ山の嵌合状態に及ぼす影響を詳しく調べた。その後、Fig. 17(c)に示すように、外ナットの拘束を外し、GPをボルト軸直角のY方向に実験と同じ振幅 $A = 0.80$ mmで、最も軸力が急激に減少する負荷サイクル $N = 50$ まで振動させた。この振動過程における緩みの進行状況は、ボルト軸力残存率 F/F_M の変化から評価した。なお、緩み試験中のナットの戻り回転角も調べたが、いずれのモデルでもそれはほとんど検知されなかった。

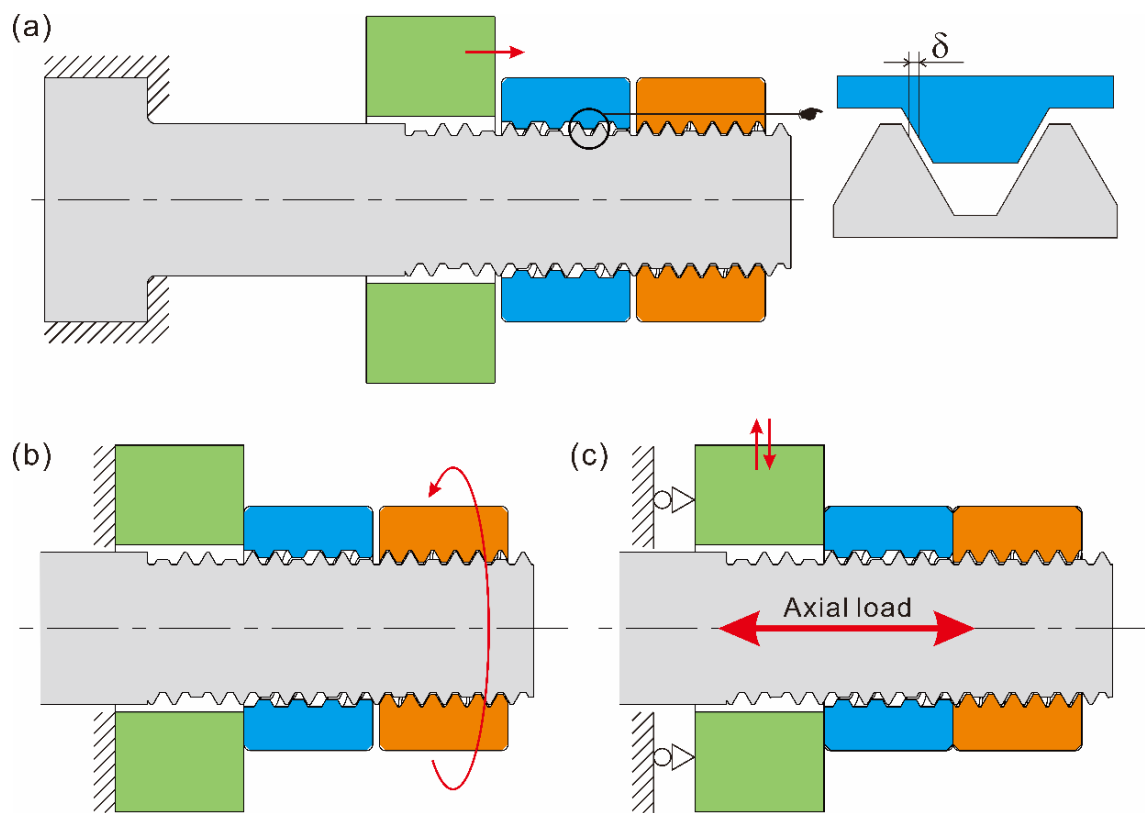


Fig. 17 Boundary conditions in the FEM model: (a) adjustment of gap δ , (b) tightening process of the outer nut, and (c) loosening process

3.3 結果および考察

3.3.1 ユンカー試験の結果

Fig. 18 に Junker 試験における、振動繰返し数 N と軸力残存率 F/F_M の変化の関係をまた、Table 3 に各種試験結果の比較を各々示す。Fig. 18(a)~(c)は各々ねじ転造された DTB-II Cedm, DTB-II Cgrd1, および DTB-II Cgrd2 の結果であり、(d)はねじ切りされた DTB-II Ccut の結果である。 F/F_M の最終値の試験片によるバラツキはいずれの場合も 10%以下と比較的小さい。これらの図より、いずれの試験片も N に対する F/F_M の変化は、全体的に非常に似た傾向があることが分かる。すなわち、 F/F_M はいずれも、試験開始直後から $N \cong 50$ サイクル付近までの間 ($0 \leq N \leq 50$) 急激に落ち(初期緩みと呼ぶ)、その後 $N = 200 \sim 500$ サイクル付近まで漸減し、その後は試験終了までほぼ一定値を保つか、非常にゆっくり減少する。それ故、いずれの場合も規定の繰返し数まで軸力はかなり(75%以上)残存している。しかし、詳細に比較すると、各種DTB-II Cで耐振動緩み性には明確な差異があり、平均の軸力残存率 F/F_M はDTB-II Cgrd1, DTB-II Ccut, DTB-II Cedm, DTB-II Cgrd2 の順に高くなっている。具体的には、参照試験片である DTB-II Cedm の F/F_M は、初期緩みが約 8~12%であり、その最終値はいずれも 85%以上あり、これは良好なセルフロック動作を示す ISO に規定されている評価-1 を満足している。一方、DTB-II Ccut と DTB-II Cgrd1 の F/F_M はある程度似ており、初期の緩みは約 13%、最終値は 74~85%の範囲で、これは締結力の許容損失を意味する ISO 規格の評価-2 に相当する。また、これら 2 種類の DTB-II C の場合、 F/F_M は N が 500 サイクルを超えても僅かずつ減少を続ける傾向にある。これに対し、DTB-II Cgrd2 の F/F_M は、初期緩みが最も小さく(7%以下)、どの軸力残存率も 90%以上あり、これは他に比べ明らかに高く、際だった耐振動緩み性を示している。これは、DTB-II Cgrd2 の軸力が 500 サイクルを越えた後も一定値を保つか、場合によっては若干増加するためである。こうした傾向は、Fig. 11 に示す各 DTB-II C と内多条ナットとの嵌合状態と密接に関係していると思われる。

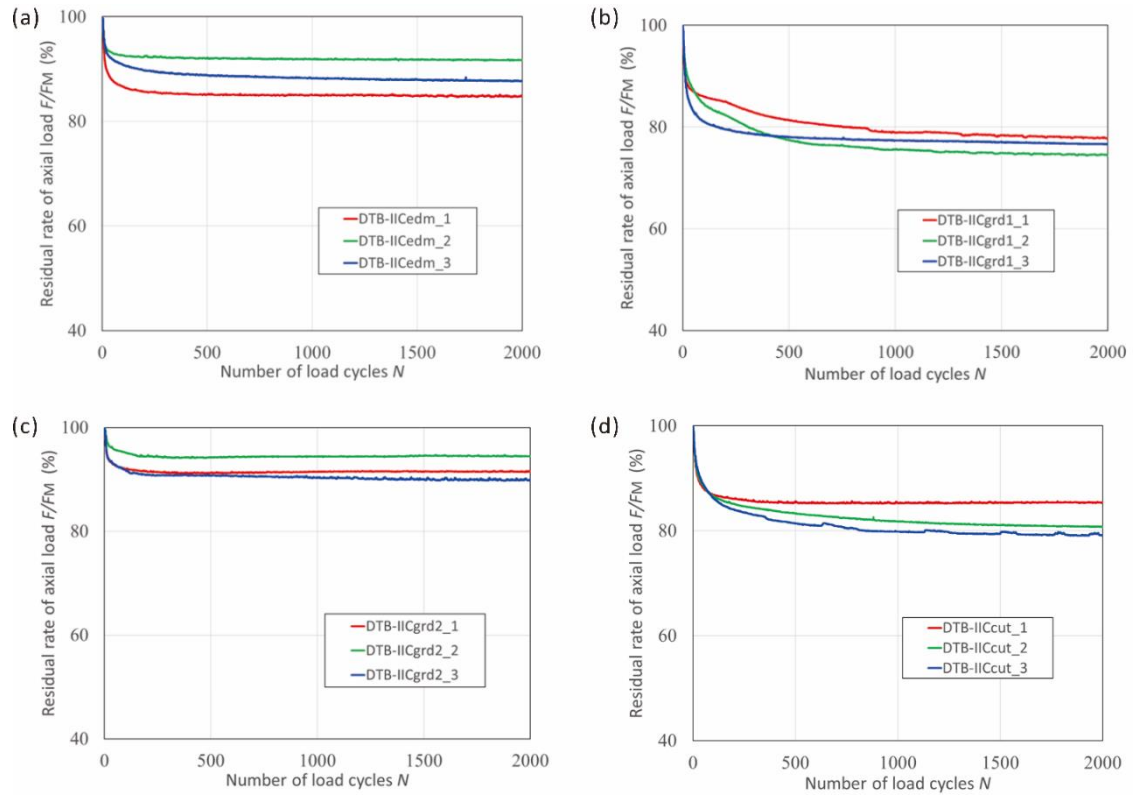


Fig. 18 Comparison of transition in the residual rate of axial load F/F_M of (a) DTB-IICedm, (b) DTB-IICgrd1, (c) DTB-IICgrd2, and (d) DTB-IICcut in Junker vibration loosening tests

Table 3 Comparison of final residual rate of the axial load F/F_M of each DTB-IIC joint in Junker vibration loosening tests

Thread type	F/F_M (%)	Average F/F_M (%)
DTB-IICedm	85	88
	92	
	88	
DTB-IICgrd1	78	76
	74	
	77	
DTB-IICgrd2	92	92
	94	
	90	
DTB-IICcut	85	82
	81	
	79	

3.3.2 実験的観察による緩みのメカニズムの解明

本節では、前節のユニカー式振動緩み試験において、ねじ山精度の異なる各種 DTB-IIC の耐緩み性に差異が生じた具体的な原因（メカニズム）について、実験的観察により考察する。本研究で取り扱った新型二重ねじボルト締結体の最大の特徴は、外ナットの締付けトルクを管理するだけで、締結が完了することである。この締付け過程で注目すべき点は、DTB-IIC と内多条ナットの嵌合状態の変化である。この変化を、**Fig. 19** に示すように内ナット側面に四角い穴を開け、そこからナットの締付け過程におけるおねじ表面と内ナットのめねじ表面の接触状態を観察することにより、実験的に確かめた。**Fig. 20(a)**に、DTB-IICgrd2 に内ナットを手で締め付けた後の嵌合状態を示す。図中の丸で囲った A と B の部分から、この段階ではボルトねじ山の右側面と内ナットねじ山の左側面との間には明らかに隙間がある。その後、外ナットを徐々に締め付けると、**Fig. 19(b)**の C および D 部に示されるように、内ナットねじ山の左側面はボルトねじ山の右側面に接近し、両者の隙間が小さくなっている。これは、この時点で既に GP と接触している内ナットは、両者の摩擦力のためほとんど回転せずに締め込まれるため、ナットねじ山は、静止しているボルトねじ山に対して左方へ移動する。同時に、ボルトの軸力は増大し、軸方向に伸張するため、ボルトねじ山はごくわずかに右方へ剛体移動するためである。さらに、外ナットを規定軸力（20kN）に達するまで締め付けると、**Fig. 20(c)**の E と F 部に示すように、内ナットねじ山の左側面がボルトねじ山の右側面に接触するようになる。これは、**Fig. 21** に示すように、通常的一条ねじボルトにダブルナットを正規の手順で締め付けるときの、おねじとめねじの最終嵌合状態と一致する。すなわち、第 1 ステップで **Fig. 21(a)**に示すように内ナットを規定のトルクで締め付け、第 2 ステップで **Fig. 21(b)**のように外ナットを締め付けると、内ナットねじ山はボルトねじ山と接触しなくなる。これは、DTB-IIC の **Fig. 20(b)** の状態と類似している。そして、第 3 ステップで外ナットをしっかりと固定した状態で、内ナットの逆戻しを行うと、**Fig. 21(c)**に示すように、ボルトねじ山は内ナットの上側面および外ナットの下側面と接触するようになり、これは **Fig. 20(c)**とほぼ同じ状態である。このようにボルトとナットのねじ山が詰まった状態になると、両ナット間の接触圧力 $F_3 + F_{loc}$ は顕著に増大し、ボルト締結体は極めて緩み難くなる。この状態は、“羽交い締めロッキング状態”あるいは“挟み込み（ネルソンホールド）締付け”と呼ばれ、それは 2 つのナットを同時に互いに向かって回転させることに由来する[25]。すなわち、DTB-IIC の耐緩み性は、従来型二重ねじ DTB-I 締結体[19]同様、内ナットと外ナットの緩み速度が異なることによる機械的ロッキング機構と、ボルトのねじ山に対して 2 種類のナットが逆向きに噛み合う

羽交い締めロック効果の両方によって高められていると言える。さらに、DTB-IICでは、外ナットの締付けトルクを管理するだけで、羽交い締め嵌合状態を1工程で実現できるので、実用上大きなメリットがあると言える。

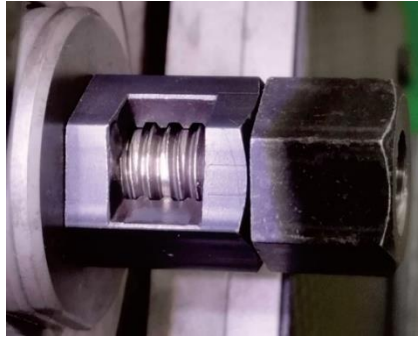


Fig. 19 Specimen with a cutaway for observing the mating condition between a DTB-IIC bolt and the inner nut

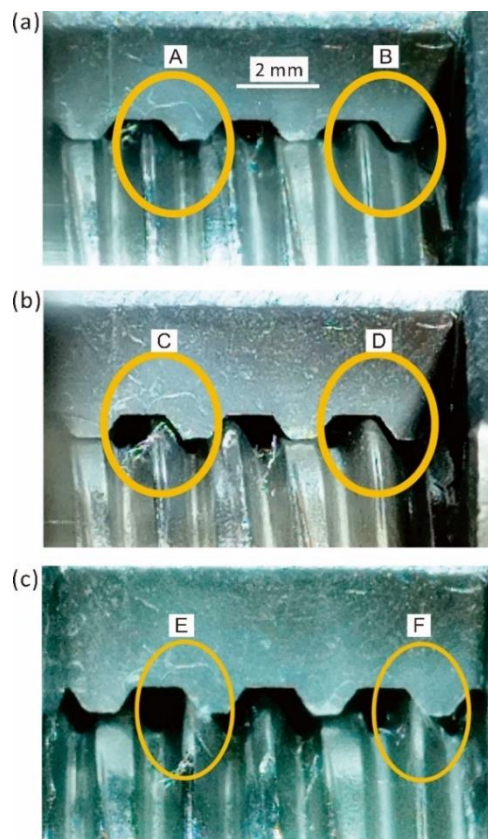


Fig. 20 Change in mating condition between the DTB-IICgrd2 bolt and inner nut as the inner and outer nuts are tightened: (a) after tightening the inner nut, (b) while tightening the outer nut, and (c) after tightening the outer nut

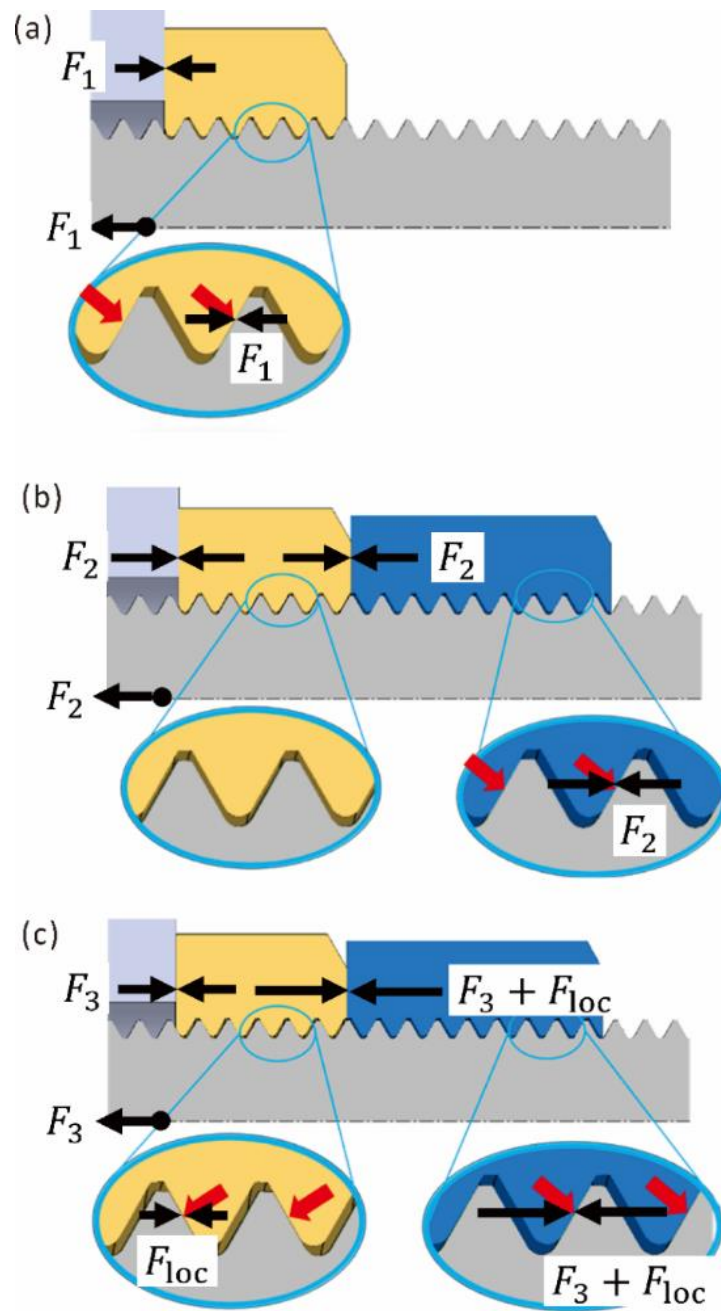


Fig. 21 Change in mating condition of a single-thread bolt with a double-nut structure as the inner and outer nuts are tightened: (a) first step, after tightening the inner nut; (b) second step, after tightening the outer nut; and (c) third step, after reverse tightening the inner nut

但し、この緩み止め効果は、DTB-IIC のねじ山が精度よく成形され、ボルトとナットのバックラッシュ量がある規定値以下になっていなければ実現できない。そこで、比較のために、**Fig. 22** に DTB-IICgrd2 に比べ明らかに緩み止め性が低かった DTB-IICgrd1 の外ナットを締め付ける前と後のおねじとめねじの嵌合状態を示す。**Fig. 22(a)**に示す丸で囲った A および B 部では、内ナットの左側面とボルトねじ山の右側面の間の隙間は DTB-IICgrd2 の場合よりかなり大きく、これは **Table 2** に示すバックラッシュ量と一致している。その結果、**Fig. 22(b)**示すように、規定軸力で外ナットを締結後も、内ナットねじ山の左側面はボルトねじ山の右側面と全く接触していない。このため、DTB-IICgrd1 の Junker 試験における初期軸力の低下が、DTB-IICgrd2 の場合に比べかなり大きく、かつ、 N が 500 サイクルを超えても軸力が徐々に低下し続けたと考えられる。

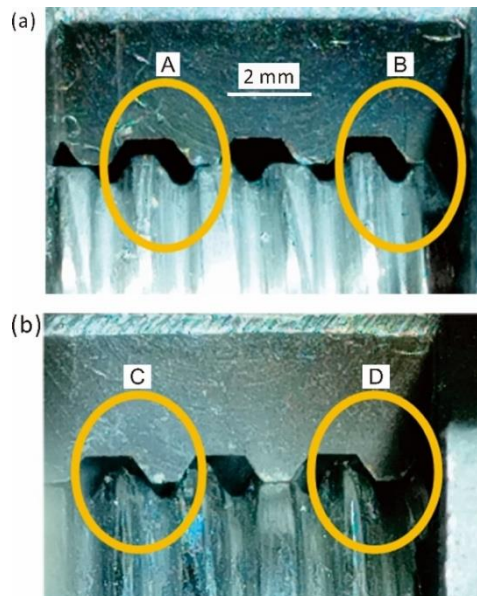


Fig. 22 Change in mating condition between the DTB-IICgrd1 bolt and inner nut as the inner and outer nuts are tightened: (a) after tightening the inner nut and (b) after tightening the outer nut

3.3.3 シミュレーション結果

Fig. 22(a)~(d)に各 FEM シミュレーションモデルにおける外ナット締結後、振動開始直後の各 δ における DTB-IIC と内ナットとのねじ山嵌合状態の相当応力分布を示す。これらの図より、 δ が 0.15 mm 以下のときは、Fig. 22(a)の白丸で囲んだ領域のように内ナットねじ山の左側面がボルトねじ山の右側面に接触し、羽交い締めロック状態になっているが、それらの領域の接触応力は δ の増加とともに小さくなっている。一方、 $\delta = 0.20$ mm では、この段階においてはこのロック状態は現れていない。Fig. 24 に振動繰返し数 $N \leq 50$ でのボルトの軸力残存率 F/F_M の変化の解析結果と実験結果の比較を示す。DTB-IICgrd1 と DTB-IICgrd2 の各グラフは、Fig. 18 に示す 3 回の実験結果の平均である。この図より、 $\delta = 0.05$ mm および 0.10 mm の場合は軸力の低下はほとんど無く、これは、厳しいロック状態により内ナットが全く戻り回転できないためである。逆に、 $\delta = 0.15$ mm の場合、 F/F_M は $N \cong 10$ まで 5%程度急激に低下し、その後は極めて緩やかに減少しており、これは実験における DTB-IICgrd2 の結果と良く一致している。これは、羽交い締めロック状態が比較的弱く、そのため両ナットにわずかな戻り回転が生じるためである。しかし、この戻り回転により内ナットとボルトねじ山の接触応力が徐々に増加し、ロック状態が厳しくなり、結果的に軸力がほとんど低下しなくなる。同様に、 $\delta = 0.20$ mm の場合、外ナット締結直後は羽交い締めロック状態が達成されていないため、振動開始と同時に軸力が 10%以上急降下してしまう。しかし、この場合も、繰返し数が N が十分大きくなると（すなわち $N \cong 100$ ）、軸力はほぼ一定値（約 75%）を保つようになる。そして、これらの結果は DTB-IICgrd1 の実験結果と比較的よく一致している。したがって、これらの解析結果は、実験で得られた結果と総合的に符合し、ねじ山の加工精度が DTB-IIC の初期緩み挙動に大きく影響することが実証された。

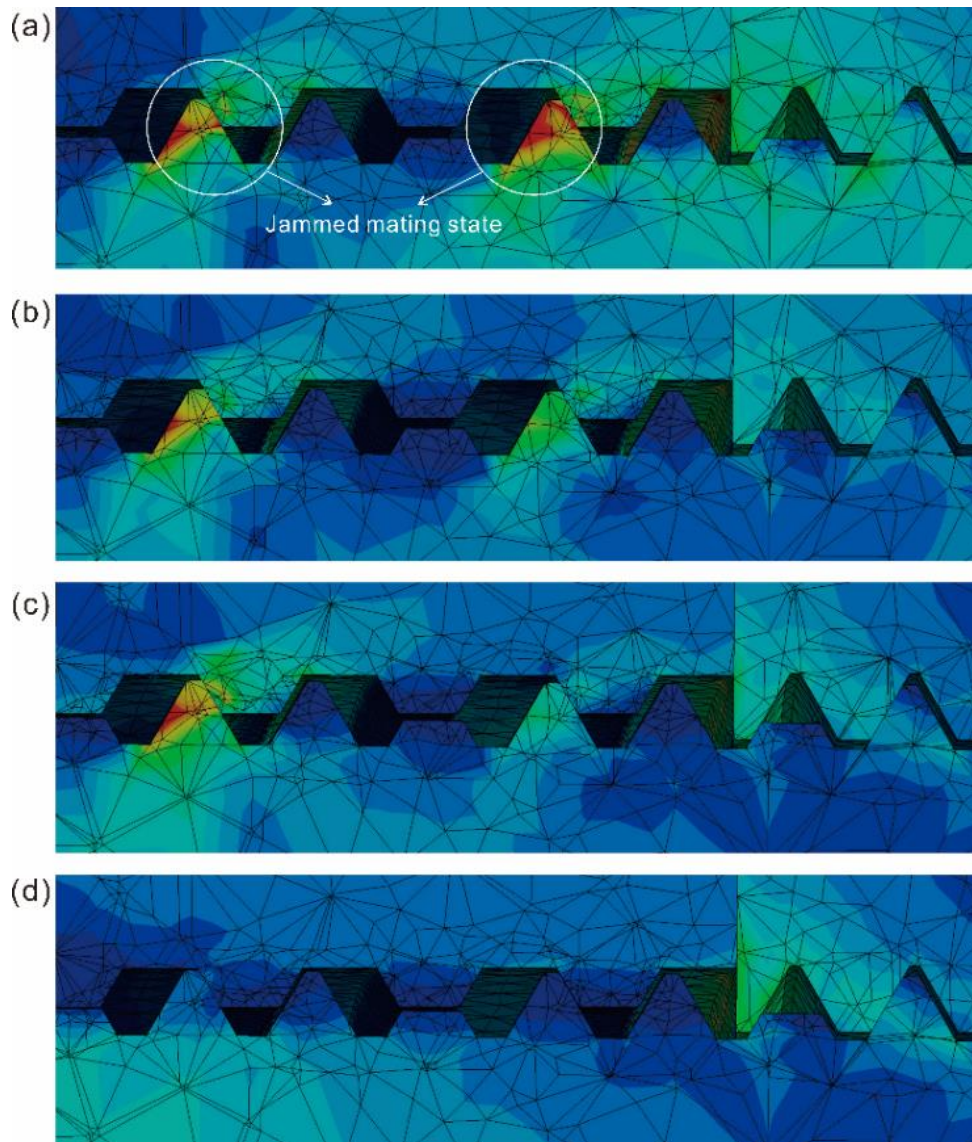


Fig. 23 Equivalent stress distribution in the thread mating state of DTB-IIC and the inner nut of four types of FEM model: (a) FEM_d-050 ($\delta = 0.05$ mm), (b) FEM_d-100 ($\delta = 0.10$ mm), (c) FEM_d-150 ($\delta = 0.15$ mm), and (d) FEM_d-200 ($\delta = 0.20$ mm)

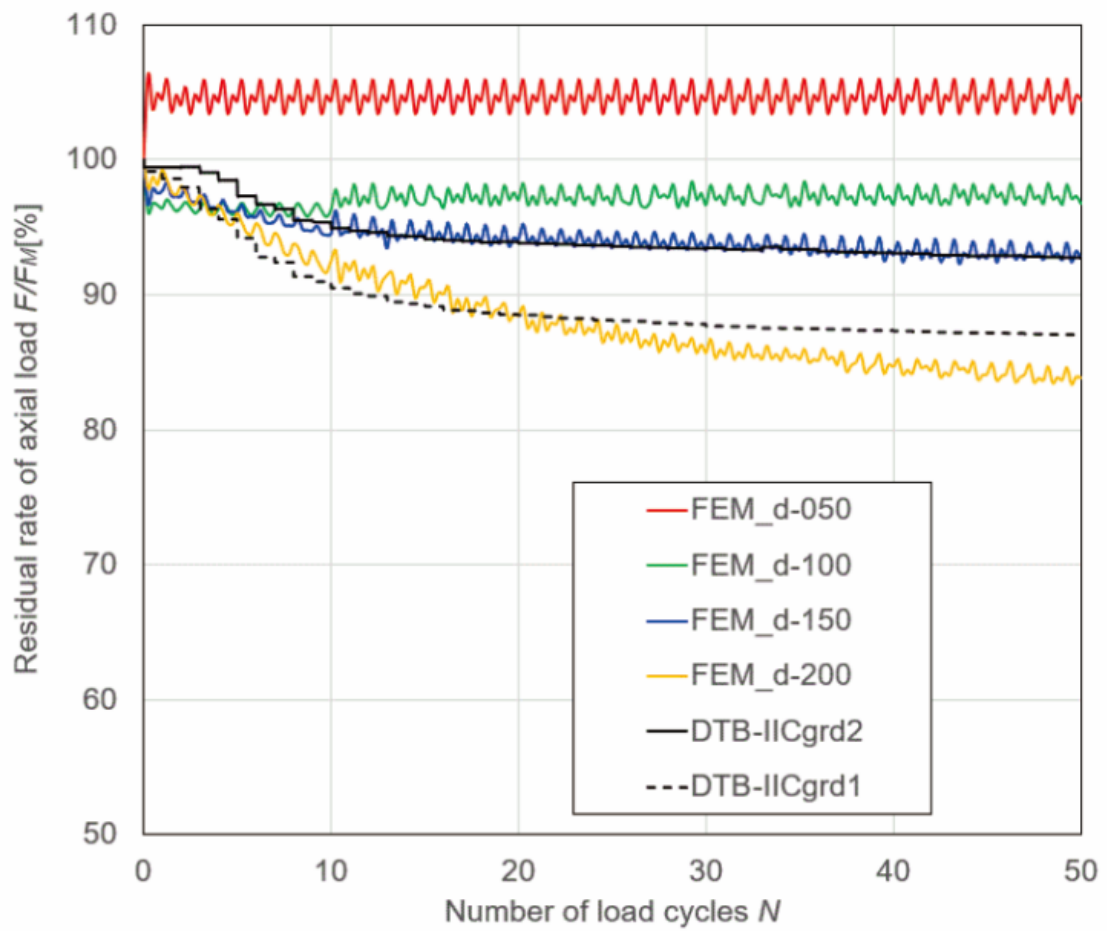


Fig. 24 Comparison of the analysis and experimental results of the change in the residual rate of the bolt axial load

3.3.4 他の研究結果との比較

これまでに、この羽交い締めロック状態が、耐緩み性の向上に非常に有効であることは、他の研究者の FEM シミュレーションによる解析でも既に確かめられている。泉ら[16]は、通常のシングルねじをダブルナット (*DN* と表記) で締結した場合のコンカー試験における緩み過程を、本報と類似した FEM モデルによりシミュレートしている。前述したように、*DN* の場合、緩み止め性を高めるためには、内ナットの逆戻しを行わなければならない。この研究では、内ナットと振動板の初期干渉量を調整することにより、羽交い締めロック状態の程度を 4 通りに変化させて、耐緩み性の変化を検証している。それらの結果は、基本的に本報の解析結果とよく一致し、すなわち、内ナットねじ山左側面とボルトねじ山右側面の接触応力が高いほど、振動初期の軸力低下の量は減少している。

野田ら[13]も、ピッチ差付き (緩み止め) ナット (ボルトのねじピッチより大きなピッチをもつ) の耐緩み性を、同様の *Juker* 試験を模擬した FEM モデルによりシミュレートし検証している。このナットは、プリベリングトルクをかけながら、通常的一条並目ねじボルトに締め付けるだけで羽交い締めロック状態を生じさせることができる。この研究では、ナットのピッチを変化させることにより、ロックの程度を変化させている。その結果、やはりナットのピッチ差が大きいほど、ナット座面に近いねじ山左側面がボルトねじ山の右側面と強く接触するようになり、耐緩み性が上がり、本報の結果と定性的によく一致していた。

ちなみに、*DN* では 3 つの締め付け工程で締め付けトルクを厳密に管理する必要があるため、実際の締め付け作業でロック状態を確実に設定することは容易ではない。同様に、ピッチ差のあるボルト・ナット締結の場合、ナットピッチが大きくなると偏トルクが大きくなり、トルク管理による軸方向予圧の確保が難しくなる。これに対し、*DTB-IIC* の場合、ねじ転造精度が高ければ、外ナットの締め付けトルクを管理するだけで、羽交い締めロック状態と必要な軸方向予圧を得ることができ、電動工具の使用も可能である。これは、従来の *DTB-I* ねじ[19]が、*DN* と同様に内ナットを逆回転させなければねじの羽交い締めロック状態が得られないのに比べ、*DTB-IIC* ねじの使い勝手を大きく向上させるものである。

4 結 言

本研究の主な目的は、革新的な二重ねじ構造に基づく緩み止めボルト専用の転造金型の研削システムを開発し、ボルトねじ溝形状を最適化して耐緩み性を向上させることであった。主な成果は以下の通りである。

- DTB-IIC 専用のねじ転造金型を高速・高効率・低コストに製造するための高精度研削システムの確立に成功し、加工時間は従来の放電加工金型に比べて 10 分の 1 以下となった。研削金型の転造耐久性は、放電加工金型に比べてはるかに高く (10 倍以上)、実用上十分な 40,000 個以上の DTB-IIC を連続生産することができる。ねじ転造された DTB-IIC ボルトの加工精度は、各ねじ転造金型の形状と特性を完全に反映する。研削金型の転造加工面上の特殊な平行四辺形溝の長さや深さを最適化することにより、ねじ転造された DTB-IIC ボルトと内側の多条ナット間のバックラッシュ量を適切に調整することができる。
- ユンカー式振動緩み試験の結果、4 種類の DTB-IIC の耐緩み性能には明らかな差異があり、それは DTB-IIC と内ナットとの嵌合状態に強く関係していた。高精度な GRDdie2 によりねじ転造された DTB-IIC は、初期緩み率が 7%未満、最終の軸力残存率が 90% を超える極めて高い緩み防止性能を備えており、ISO 規格 16130 で規定されている良好なセルフロック動作である評価-1 を満足していた。ユンカー試験の FEM シミュレーション結果は、DTB-IIC ねじの初期緩み挙動に関する実験結果とよく一致し、内側ナットと DTB-IIC ボルトの嵌合状態が試験開始直後の軸力の変化に大きな影響を与えることを実証していた。したがって、実験と解析の双方の結果から、高精度にねじ転造された DTB-IIC ボルトの耐振動緩み性は、緩み速度の異なる 2 種類のナットの干渉による機械的ロック機構と、2 種類のナットのねじ山がボルトのねじ山と互いに反対方向に噛み合う羽交い締めロッキング状態の相互効果により、著しく高められていることが分かった。

参考文献

- [1] S. Nishida, Failure Analysis in Engineering Applications, Butterworth Heineman Co., Ltd., 1993, ISBN 9781483193779, pp. 68-104.
- [2] 福岡 俊道, 技術者のためのねじの力学- 材料力学と数値解析で解き明かす -, コロナ社, 2013, ISBN 978-4-339-04644-1, pp. 263-321.
- [3] 本郷薫, ボルト・ナットのゆるみについて, 日本機械学会論文集 I 30 (215) (1964) 934-939, <https://doi.org/10.1299/kikai1938.30.934>.
- [4] 古賀 一夫, 衝撃によるねじのゆるみに関する考察, 日本機械学会論文集. III 35 (273) (1969) 1104-1111, <https://doi.org/10.1299/kikai1938.35.1104>.
- [5] 山本 晃, 賀勢 晋司, 軸直角振動によるねじのゆるみに関する研究 ゆるみ機構の解明, 精密機械 43 (508) (1977) 470-475, <https://doi.org/10.2493/jjspe1933.43.470>.
- [6] 酒井 智次, ボルトのゆるみ : 第 1 報, 軸直角荷重を受けるボルトの場合, 日本機械学会論文集 44 (377) (1978) 279-287, <https://doi.org/10.1299/kikai1938.44.279>.
- [7] 酒井 智次, ボルトのゆるみ : 第 2 報, 回転荷重を受けるボルトの場合. 日本機械学会論文集. 44 (377) (1978) 288-292, <https://doi.org/10.1299/kikai1938.44.288>.
- [8] 佐藤進, 津村利光, 落合勝治 ボルト・ナット結合体のゆるみ:-摩擦 トルクについて-, 日本機械学会論文集 44 (518) (1978) 161-166, <https://doi.org/10.2493/jjspe1933.44.161>.
- [9] 佐藤進, 細川修二, 山本晃, ボルト・ナット結合体のゆるみに関する研究(第2報): 軸方向荷重の増減によるゆるみ機構の解明, 精密機械 51 (8) (1985) 1540-1546, <https://doi.org/10.2493/jjspe1933.51.1540>.
- [10] 宮田 忠治, ゆるみ防止機能付ナットの提案 : ボルト・ナット結合体の応力分布および座面圧力分布, 日本機械学会論文集 C 編 51 (467) (1985) 1833-1837, <https://doi.org/10.1299/kikaic.51.1833>.
- [11] N. Sase, K. Nishioka, S. Koga, H. Fujii, An anti-loosening screw-fastener innovation and its evaluation, J. Mater. Proc. Tech. 77 (1-3) (1998) 209-215, [https://doi.org/10.1016/S0924-0136\(97\)00419-6](https://doi.org/10.1016/S0924-0136(97)00419-6).
- [12] 神宮利夫, 石坂純一, 羽鳥勲, 応力波の入射によるねじ締結の緩みに対する防止法, 日本機械学会論文集 C 編 66 (650) (2000) 3475-3482, <https://doi.org/10.1299/kikaic.66.3475>.
- [13] 野田 尚昭, 王彪, Y. Sano, R. Kawano, X. Liu, Y. Inui, Y. Takase, Investigation of loosening resistance based on Junker loosening test of bolt nut connections with pitch difference, JSAE Trans. 53

(2) (2022) 410-417, <https://doi.org/10.11351/jsaeronbun.53.410>.

[14] 福岡俊道, 技術者のためのねじの力学: 材料力学と数値解析で解き明かす, コロナ社, 2013, ISBN 978-4-339-04644-1, pp. 236-255.

[15] 賀勢晋司, 石村光敏, 大橋宣俊, 巨視的座面すべりがない場合のねじのゆるみ挙動: 軸直角方向繰返し外力下のゆるみ機構, 精密工学会誌 54 (7) (1988) 1381-1386, <https://doi.org/10.2493/jjspe.54.1381>.

[16] S. Izumi, T. Yokoyama, M. Kimura, S. Sakai, Loosening-resistance evaluation of double-nut tightening method and spring washer by three-dimensional finite element analysis, Eng. Fail. Anal. 16 (5) (2009) 1510-1519, <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2008.09.027>.

[17] 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 77 (781) (2011) 1444-1452, <https://doi.org/10.1299/kikaia.77.1444>.

[18] 名川政人・斉藤金次郎・野田尚昭, きわめて緩みにくいスーパーロックナットとスーパーロックボルトについての研究 (前編), 機械設計. 47 (8) (2003) 35-42.

[19] T. Takemasu, H. Miyahara, Development of Thread Rolled Anti-Loosening Bolts Based on the Double Thread Mechanism and a Performance Evaluation, JSME Int. J. Ser. A 48 (4) (2005) 305-310, <https://doi.org/10.1299/jsmea.48.305>.

[20] Ø. Karlsena, H. G. Lemua, Comparative study on loosening of anti-loosening bolt and standard bolt system, Eng. Fail. Anal. 140 (2022) 106590, <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2022.106590>.

[21] 新仏利仲, 天野秀一, 竹増光家, 桑原利彦, 新型二重ねじボルトの転造加工と性能評価—並一条・並多条二重ねじ機構に基づく緩み止め ボルト締結体の開発に関する研究 第 1 報—, 塑性と加工 58 (676) (2017), 404-410, <https://doi.org/10.9773/sosei.58.404>.

[22] 新仏 利仲・天野 秀一・竹増 光家・志村 穰・坂本 誠・桑原 利彦, 改良型二重ねじボルトの転造加工と性能評価: 並一条・並多条二重ねじ機構に基づく緩み止めボルト締結体の開発に関する研究 第 2 報—, 塑性と加工 59 (688) (2018) 71-77, <https://doi.org/10.9773/sosei.59.71>.

[23] G. H. Junker, New Criteria for Self-Loosening of Fasteners under Vibration, SAE Trans. 78 (1969) 314-335, <https://doi.org/10.4271/690055>.

[24] F. Pichoff, M. Kummel, M. Schiff, Dynamic vibration testing of fasteners: fastener self-loosening theory, vibration testing practical applications, comparison of the international standards and

recommendations on how to set-up a meaningful testing protocol, *Materiaux & Techniques* 106 (3) (2018), <https://doi.org/10.1051/mattech/2018029>.

[25] Bolt Locking Devices And Methods, (2020), <https://hardlock.co.jp/en/technical-info/bolt-locking-methods/>.