

ナット間へのスプリングワッシャー使用による並一条・並多条二重ねじ機構に基づくロックボルトの耐緩み性改善

天野 秀一^{*a}, 新仏 利伸^{*a}, 沖本 悠暉^{*a}, 竹増 光家^{*b}, 桑原 利彦^{*c}

Improvement of anti-loosening resistance of locking bolts based on single-coarse-thread/multiple-coarse-thread mechanism by using spring washer between nuts

Shuich Amano^{*a}, Toshinaka Shinbutsu^{*a}, Yuki Okimono^{*a}, Teruie Takemasu^{*b}, Toshihiko Kuwabara^{*c}

^aNissei Co., Ltd., 2022 Tomihamamachi Torisawa, Otsuki, Yamanashi 409-0502, Japan

^bFaculty of Future Industry, Happy Science University, 4427-1 Hitotsumatsu Hei, Chosei-mura, Chosei-gun, Chiba 299-4325, Japan

^cDivision of Advanced Mechanical Systems Engineering, Institute of Engineering, Tokyo University of Agricultural and Technology, 2-24-16 Naka-cho, Koganei-shi, Tokyo 184-8588, Japan

ABSTRACT

An innovative anti-loosening bolt with a double-thread mechanism (denoted as DTB-IIC) composed of coaxial single and multiple coarse threads has been devised and its structure and performance has been optimized. The results in the previous study showed that increasing the bottom rise rate β , which is the ratio of the bottom rise amount of the multi-thread groove to the thread height, to 70% significantly improves the thread-rolling formability, but clearly reduces the loosening resistance. In this study, this problem was tried to solve in a simple way by inserting a left-handed spring washer (denoted as SW) between the inner multi-thread nut and the outer single-thread nut. β was set to 50%, 60%, or 70%. Comparative Junker vibration loosening tests based on the ISO 16130 standard were conducted and the change in the residual rate for the axial preload κ was evaluated. Without SW, the final κ (κ_f) for $\beta = 50\%$ was above 90%, while κ_f for $\beta = 60\%$ or for $\beta = 70\%$ was approximately 73% or 64%, respectively. The attachment of an SW increased κ_f for all β values, and the increased rate for κ_f was greater for a larger β , reaching 82% for $\beta=60\%$ and 75% for $\beta=70\%$, respectively. It was found that the contact force between the nuts is an indicator for determining the degree of locking state between the DTB-IIC and the nut. The initial loosening process was simulated using a three-dimensional finite element method (FEM) model, and the κ curves in the analysis agreed well with the experimental ones by setting the backlash δ between the inner multi-thread nut and DTB-IIC bolt in the range of 0.125 - 0.15 mm. The simulation results indicated that there were clear differences in the mating state between the outer nut and DTB-IIC depending on the β value and the use of a SW achieved a more robust jammed locking state when β was 50%. In previous studies, we developed innovative anti-loosening bolts and nuts with a double-thread structure (denoted DTB-IIC) composed of coaxial single and multiple coarse threads. It was also experimentally proven that the DTB-IIC has high anti-loosening performance. In this study, we analytically and experimentally investigated the effects of multiple thread groove depths and rolling methods on the thread rolling formability of DTB-IIC fasteners. The bottom rise rate, which is the ratio of the bottom rise amount of the multi-thread groove to the reference thread height, was set in three ways of 50%, 60%, and 70%. As the bottom rise rate increased, peeling on the thread surface was suppressed and the high temperatures produced by thread rolling decreased significantly, but the loosening resistance against vibration clearly decreased. We compared three typical mass production processes for bolts: the round die method, the flat die method, and the planetary method, with the bottom rise rate set at 50%. It was found that the flat die method had the best rolling formability in terms of screw-thread shape and surface quality. A Finite element simulation consistently reproduced the deformation process of the complex DTB-IIC thread and revealed that the material shear flow due to over-rolling led to the occurrence of surface peeling.

Key words: Locking bolt, Double thread mechanism, Bottom rise rate, Spring Washer, Junker vibration loosening test, Loosening resistance

記号説明

A	Junker 試験におけるグライダープレートの横方向変位振幅
F_M	Junker 試験における初期軸力
F_{Inut}	DTB-IIC ねじ山右側面と内ナットねじ山左側面の全接触応力
F_{Onut}	DTB-IIC ねじ山右側面と内ナットねじ山左側面の全接触応力
f	Junker 試験における振動周波数
N	Junker 試験における全振動数
P_{GP}	グライダープレートとナット座面の接触力
P_{nuts}	Junker 試験前の内ナットと外ナット間の、あるいは内ナットとばね座間際の接触力 (ナット間軸力)
α	多条ねじ溝の底上げ量
β	多条ねじ溝の底上げ率
γ	多条ねじ溝と内多条ナット間の見かけの接触面積
$\Delta\kappa_i$	初期軸力緩み率
δ	ダイスの半径方向押込み量
δ_{max}	ダイスの半径方向最終押込み量
ε	平行四辺形突起先端の左右のずれ量
κ	軸力残存率
κ_f	最終軸力残存率
ξ	ねじ山断面積比

緒言

ボルト締結体は取り付け取り外しが容易なため、極めて使用頻度、重要度が高い機械要素の一つであり、現在ではほぼ全世界に普及している。特に、M24 より小さいサイズのボルトは、ネジ製造による大量生産方式が確立されているため、世界で年間数千億本製造されている。しかし、この種の小型ボルト締結体に激しい振動、衝撃力、過負荷などの動的外力が作用し、ねじのらせん形状に基づく戻り回転力の大きさがボルト・ナットねじ面間の摩擦係を上回った場合、締結力を一気に失い、その機能を果たさなくなる。この問題はまだ完全には解決されておらず、そのため現在でも各種車両や航空機において、緩みに起因する重大事故が散発している (Nishida, 1993; Fukuoka, 2013)。例えば近年、トラックの脱輪事故が頻繁に報告されているが、その原因はナットの戻り回転によるねじの緩みである (Fukuoka, 2023)。そのため、緩みを防止するための十分な解決策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がなされてきた (Miyata, 1985; Sase et al., 1998; Noda et al., 2022)。しかし、市販の緩み止め部品のほとんどは、製品の一部を塑性変形させたり、締結時にナットを大きく弾性変形させたりすることにより、ナット座面や、ナットとボルトのねじ山間の摩擦抵抗を増大させることにより、緩みを防いでいるだけなので、特に激しい横振動荷重を受けた場合には、ナット座面にマクロ滑りが発生し、戻り回転による自己緩みを完全には抑止できない (Yamamoto and Kasei, 1977; Kasei et al., 1988; Izumi et al., 2009; Ishimura et al., 2011)。実際、それらの緩み止め部

品のなかで、ISO standard 16130 に基づく Junker 式振動緩み試験の評価-1 の基準を満たす緩み止め性能を有するものはこれまでほとんどなかった。

一方、そうした外力がナットの戻り回転をさせるほど大きくない場合でも、振動負荷や熱負荷が長時間加わり、接触部品間の微小な相対運動が周期的に繰り返されると、へたり (塑性変形)、摩耗、腐蝕、疲労などのフレッティングによりボルトの自己緩みが発生し、軸力 (締付力) が失われる可能性がある (Fukuoka, 2013; Fukuoka 2023)。ねじ部品のフレッティング関連の問題を防ぐための研究は多く行われている (Grabon et al., 2018; Karlsen and Lemu 2019) が、残念ながらこの種の非回転緩みに対しては、従来の緩み止め製品はほとんど効力がない。そのため現場ではねじ部品に激しい振動が加わる場合、強度区分 4.8 の (材質 SS400 相当材) の通常ボルトに対しては、グリースや二硫化モリブテンなどの潤滑剤の塗布や溶融亜鉛メッキ処理により、強度区分 8.8 以上の高張力ボルトに対しては焼付き防止剤の塗布やリン酸マンガン処理により、フレッティングコロージョン (摩耗) の抑制が図られている。さらに、ボルト締結部を一定期間解放しない場合は、ボルトとナットを締め付けた後にスポット溶接を行い、ボルトの軸方向の予圧を維持する場合もある。

そのようなリスクを承知の上でもなお、ボルト締結体は、その汎用性、利便性 (分解組み立てが容易で、繰り返し使用が可能)、量産加工性、低コストなどの理由から、世界中で広く普及している。このような状況に鑑み、一般的なシングルねじボルトの構造を基本として、上記の緩み問題を包括的に解決すべく開発実用化されたのが二重ねじ構造に基づく緩み止めボルト締結体 (DTB と称する) である。DTB 締結体は、通常のシングルねじボルトに、リード角がそれより低いか、または高いねじ溝が重ねられた特殊なねじプロファイルを備えている。DTB は高リードナットを最初に締め付け、次に低リードナットを締め付けてダブルナット構造として使用する。DTB 締結体の緩み止め機構は、異なる緩み速度の 2 種類のナットの干渉効果に基づく機械的ロッキング機構により基本的に高められている。DTB 締結体は当初は並目一条ねじに細目一条ねじ溝を重畳させた (DTB-I と称す)、比較的単純な構造で開発された (Takemasu and Miyahara, 2005) が、DTB-I は細目ねじに纏わる種々の不具合のため十分には普及しなかった。そこで、DTB-I の使用性を大幅に向上させるために、ねじ山の構造が根本的に改変され、DTB-II と称される幾つかのボルト締結体が考案された。DTB-II はシングルねじと多条ねじを重畳させたユニークで革新的なねじ構造をもっている (Shinbutsu et al., 2017)。それらの中で、本報で研究対象とする DTB-II (DTB-IIC と称す) は、ISO 基準の Junker 試験で評価-1 を満足する緩み止め性能、十分な静的引張強度および動的引張疲労強度と、比較的良好な転造性形成を有することがこれまでの研究から実証された (Shinbutsu et al., 2018)。DTB-IIC のねじ部の構造は以下の通りである。多条ねじ溝の条数は 3 に設定され、そのうち一つが除かれ、残りの 2 条溝の一つが半ピッチシフトされ、さらに多条ねじ溝の深さが底上げされている。ねじ山高さの 50% (底上げ率 β と表記) まで底上げされている。

DTB-IIC の量産は、通常のシングルねじボルト (STBs) と同様ねじ転造により行われ、それには製品のねじ形状を反転させた周期的に変化する特殊な形状の溝を工具加工面に有する専用ダイスが必須である。前報 (Amano et al. 2024) では、DTB-IIC 専用ダイスの高精度・高能率研削加工システムを開発し、緩み止め機構の実験的・解析的研究を行った。その結果、高精度に加工された DTB-IIC の緩み止め性は、先に締め付ける多条ねじの内ナットと、後から締めて最終の軸力を付与する通常的一条ねじの外ナットの進み角が異なることによる機械的干渉効果ばかりでなく、締結完了時に内ナットと外ナットのねじ山がボルトねじ山と羽交い締め状態 (jammed locking state) になることの相乗効果により極度に高められていることも分かった。さらに、多条ねじ溝の底上げ率 β (多条ねじ溝深さ α をねじ山高さ h で除して 100% 表示したもの) を 50% より大きくし、ねじ山形状を通常の並目一条ねじに限りなく近づけた改良型 DTB-IIC 用の加工性実験を行った結果、加工温度が顕著に低下し、切りくずや剥離の発生が抑制され、ダイス寿命が大幅に延びるなど、転造成形性の改善による量産性の飛躍的向上も達成できた。ところが、 β を 50% を超えて増加させると、逆に、最も重要な耐振動緩み性能は明確に低下した (Amano et al. 2025)。

ところで、DTB-IIC の耐振動緩み機構は、ナットの戻り回転による自己緩みに対しては極めて有効であるが、非回転緩みに対する効果は不明である。一方、DTB-IIC の場合、締結時は最初に取り付けられた内多条ナットが外一条ナットを締めるときに従動して回転するため、ナットの締結は外ナットのトルクを管理するだけで非常に簡便に行える。このため、仮に使用中にへたりや摩耗による締結力低下が多少発生したとしても、定期点検により外ナットだけを増し締めすれば、元の規定締結力を簡単に回復することができる。さらに、本研究では、内ナットと外ナットの間にばね座金を挿入して外ナットを締結すれば、回転緩みばかりでなく、非回転緩みに対しても有効であることが、長期にわたる試験使用の結果から分かってきた。実際、石灰鉱山などで使用されているロータリーキルン内の回転振動する部材は、通常はボルトとナットをスポット溶接して接合されている。それを $\beta = 50\%$ のばね座金付き DTB-IIC に置き換えたところ、炉内の激しい振動と 800°C の熱負荷を受け、ボルト表面を徐々に溶解させる腐食性ガスにさらされたにも関わらず、全ての試験片は 2 年間緩むことはなかった (<https://www.youtube.com/watch?v=uTb2l3A6Ndk>)。しかし、SW が DTB-IIC の耐振動緩み性に及ぼす効果は定量化されておらず、具体的なメカニズムも解明されていない。

以上の研究成果を踏まえ、本報では DTB-IIC の開発実用化において最後に残った、 β の増加による転造成形性の向上と耐振動緩み性の低下という相反する課題を同時に解決するために、内ナットと外ナットの間にばね座金 (spring washer, SW) を挿入するという簡便な解決策を提案し、その効果を実験的・解析的に究明した。しかるに、本研究の第一の目的は、SW の使用が DTB-IIC の耐振動緩み止め性に及ぼす影響を ISO standard 16130 に基づく Junker 式振動緩み試験により調査し、その実質的影響を定量化することである。第二の目的は、DTB-IIC の Junker 試験における外

ナット締結および初期緩みの過程を 3D の FEM モデルによりシミュレートし、実験結果と比較しながら初期軸力低下に及ぼす β や SW の影響を詳細に調べ、さらにナットとボルトねじ山の嵌合状態の変化から、初期緩みのメカニズムを解明し、性能最適化の指針を得ることである。

実験方法

ボルトとナットの材料

本研究では Junker 式振動緩み試験を用い、非常に厳しい条件下でボルトの耐緩み性を評価する。そのため、ボルトとナットの素材はいずれも、ISO34CrMo4 (AISI4135) グレードの低炭素合金鋼棒から造られており、ISO1692 における強度区分は 10.9 である。全てのボルトとナットの試験片は、試験中にせん断破壊が起こらないよう、焼入れ・焼戻し処理がされている。Table 1 に材料組成を、Table 2 に材料特性を各々示す。ただし、ボルトねじ部はねじ転造されたため、ねじ部の降伏応力は表の強度区分で規定された値よりかなり高くなっている。市販品の左ねじれスプリングワッシャーは、ISO 55Cr3 仕様を満たすばね鋼から作られている。

二重ねじボルトの構造

Fig. 1(a)に前述の DTB-IIC のねじ部の基本構造を、Fig. 1(b)に 0°~180°位置までねじ半周分の各代表的角度位置におけるねじ山断面形状を各々示す。ここで、多条ねじ溝の底上げ率 β を、Fig. 1(b)に示す底上げ量 α を基準ねじ山高さ h で割り百分率表示した値と定義する。これまでの研究 (Shinbutsu et al., 2018; Amano et al., 2024) では、 $\beta = 50\%$ の DTB-IIC を丸ダイスでねじ転造すると、ねじ表面に剥離が発生し、加工温度が通常の STB よりも大幅に高くなり、ダイス寿命に悪影響を与えることが示されている。この問題を解決する簡単で確実な方法は、 α をピッチ径位置よりも高くし、ねじ形状を STB の形状にできるだけ近づけることである。前報 (Amano et al., 2025) では、 β 値が 50%、60%、70% の DTB-IIC (各々 DTB-IIC50, DTB-IIC60, DTB-IIC70 と呼ぶ) の転造加工性実験を実施した結果、特に β が 70% のときに上記の問題が完全に解決されることが分かった。しかし、 β が 50% を超えると、振動に対する緩み抵抗は明らかに低下することも判明した。そこで本研究では、上記 3

Table 1
Chemical composition of 4CrMo4 (mass %).

Fe	C	Si	Mn	P	S	Ni	Cr	Mo
Bal.	0.33 ~ 0.38	0.15 ~ 0.35	0.60 ~ 0.90	< 0.03	< 0.03	< 0.25	0.90 ~ 1.20	0.15 ~ 0.30

Table 2
Material properties of bolts and nuts.

Material	34CrMo4
Young's modulus [GPa]	206
Poisson's ratio	0.3
Yield stress [MPa]	> 900
Tensile strength [MPa]	> 1200
Hardness (HV)	> 300

種類の DTB-IIC を使用して、 β が振動に対する緩み抵抗に及ぼす具体的なメカニズムを明らかにした。

Fig. 2(a)に研究対象のねじの呼び M12×1.75 の DTB-IIC ボルト・ナットの形状寸法を示すが、それらはこれまでの研究 (Shinbutsu et al., 2018; Amano et al., 2024) と同一である。DTB-IIC のねじ山ピッチ、角度および高さなどの基準寸法は、通常の並目 STB と同じである。ボルト試験片は全ねじで、首下長さは 60 mm である。両ナットの高さは、いずれも標準の 10 mm とした。Fig. 2(b)に DTB-IIC の多条内ナツ

ト、左ねじれ SW、および通常の 1 条外ナットを取り付けた場合の、おねじとめねじの嵌合状態を示す。この図で、DTB-IIC のおねじの白い箇所は、内ナットの雌ねじが通る多条ねじ溝によって、シングルねじ山が削り取られた部分を示している。

本研究では、3 種類の DTB-IIC 締結体を用いて、SW が無い場合とある場合で振動緩み比較試験を行った。Fig. 3 に 0 度位置において、DTB-IIC と内ナットがかみ合っている部分の設計上のねじ部の形状寸法を、Table 3 に 3 種類の

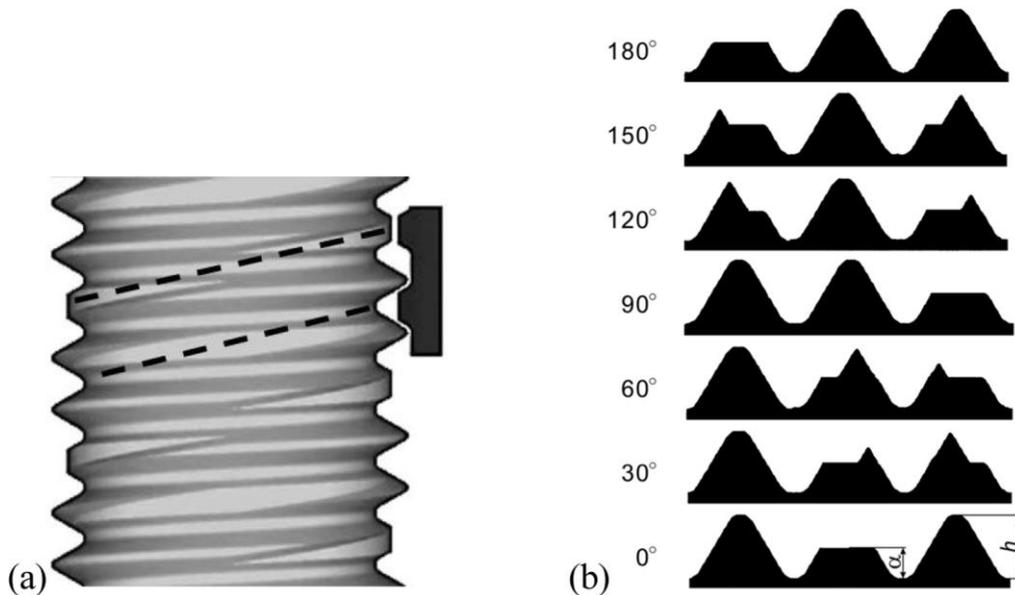


Fig. 1. (a) Thread structure of DTB-IIC, (b) cross-sectional profiles at different angular positions.

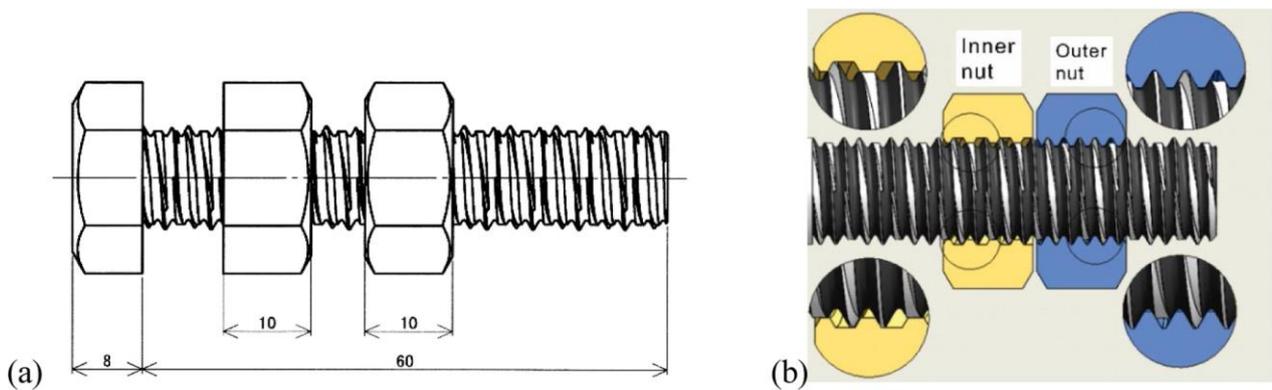


Fig. 2. (a) Shape and dimensions of M12×1.75 DTB-IIC specimen [Units: mm], (b) mating details for two types of nut in DTB-IIC.

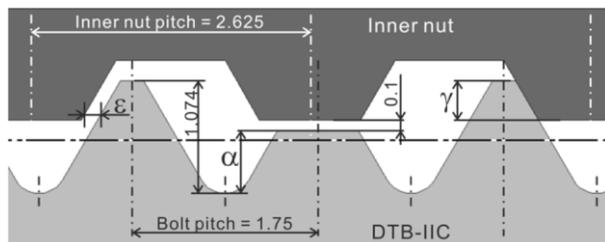


Fig. 3. Shape and dimensions during mating between DTB-IIC and inner nut [Units: mm].

Table 3
Design values of parameters in Fig. 3.

	α [mm]	ε [mm]	γ [mm]
DTB-IIC50	0.54	0.30	0.44
DTB-IIC60	0.64	0.30	0.33
DTB-IIC70	0.75	0.30	0.22

DTB-IIC に対する図中の 3 種類のパラメータ α , ε , と γ の設計上の値を各々示す. ε は DTB-IIC ねじ山と内ナットねじ山のバックラッシュであり, 本報では 0.3 mm 一定に設定した. γ は DTB-IIC ねじ山右側面と内ナットねじ山左側面の見かけの接触長さであり, DTB-IIC の耐振動緩み性を最も左右するパラメータである. γ は設計上は β の増加に比例して減少している.

試験片の製造

3 種類の DTB-IIC 試験片の素材は, 六角材から削り出し, ねじ部は転造により成形された. ねじ転造は, Fig. 4 に示すように, 専用ダイスをマニュアルの油圧式 2 丸ダイス転造盤 (株) ニッセー製 FA-16U) に取り付け, 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 3 秒



Fig. 4. Appearance of experimental apparatus for DTB-IIC thread rolling.

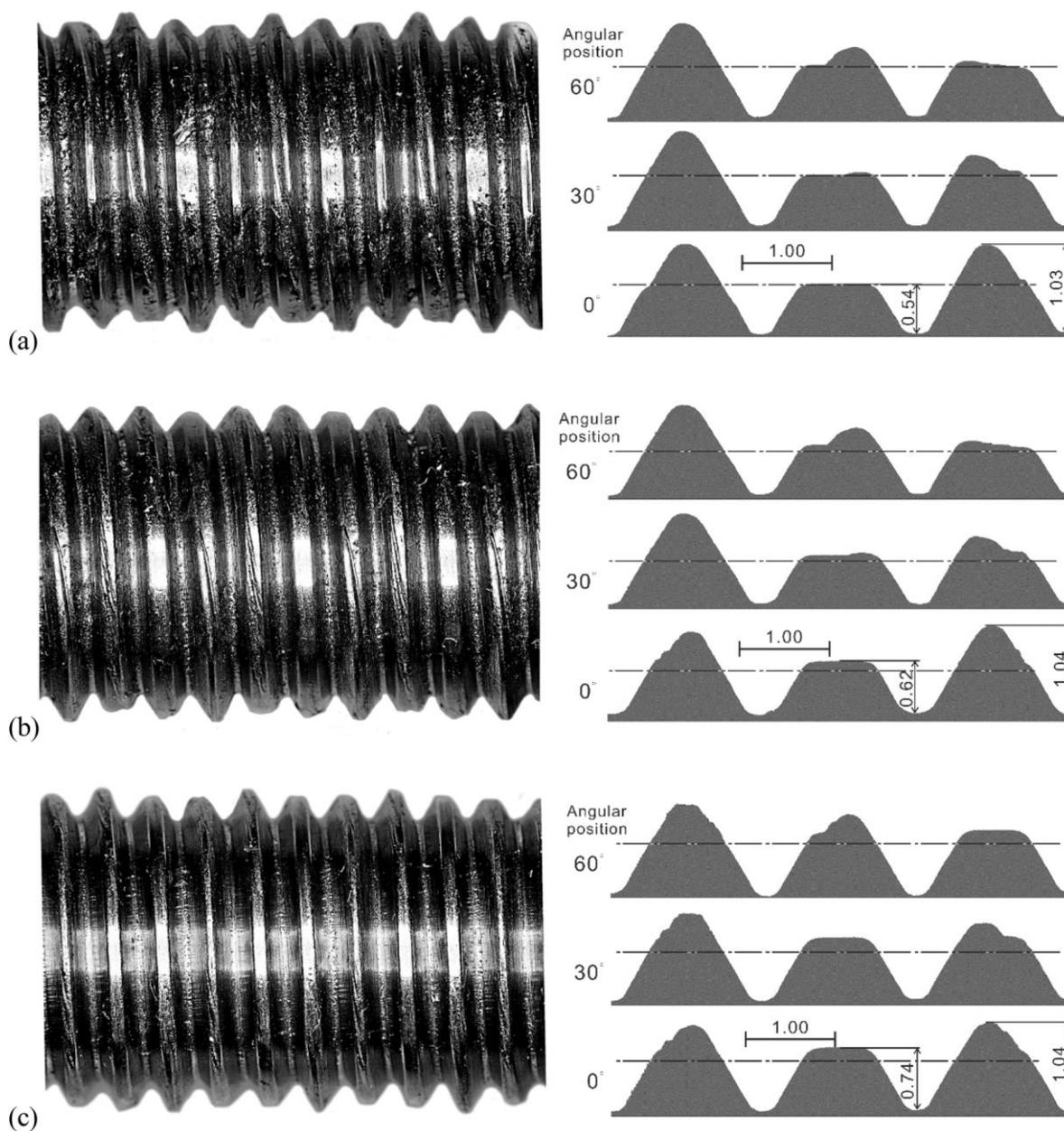


Fig. 5. Comparison of outer appearance of thread-rolled samples and cross-sectional profiles at angular positions of 0° , 30° , and 60° : (a) DTB-IIC50, (b) DTB-IIC60, and (c) DTB-IIC70 [Units: mm].

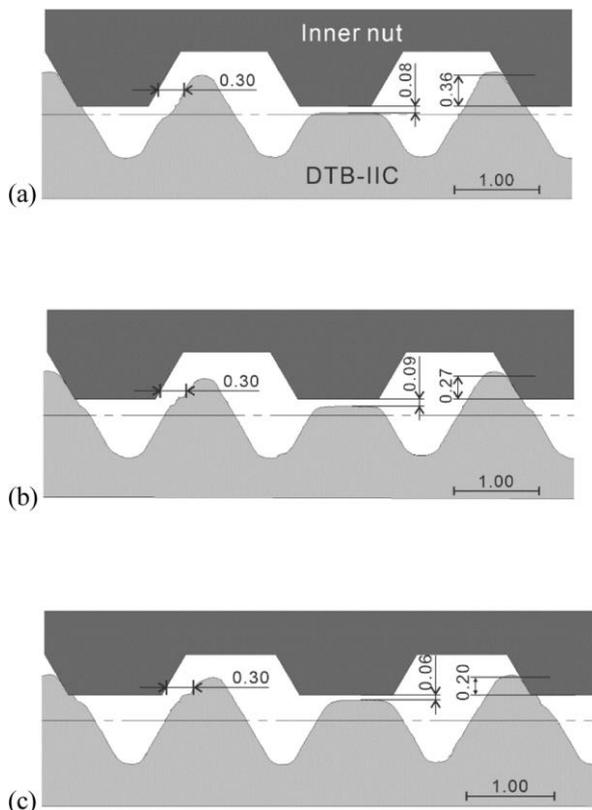


Fig. 6. Comparison of mating conditions for different DTB-IIC types and inner multi-thread nuts in experiments: (a) DTB-IIC50, (b) DTB-IIC60, and (c) DTB-IIC70 [Units: mm].

(ドウェル時間 1 秒を含む) である。ボルト素材の初期直径は、転造された DTB-IIC の成形状態とゲージナットによる検査により適宜調整された。内ナットと外ナットはいずれも、六角材から削り出した後、ねじ部は専用のタップを用いて切削加工した。Figs. 5(a-c)に、ねじ転造された各 DTB-IIC の外観写真と、接触式輪郭形状測定機 (SURFCOM 1800G、ACCRETECH) を使用して測定した各々の 0° , 30° , 60° の角度位置における断面形状を示す。Fig. 6(a-c)に、実際に転造成形された各 DTB-IIC 試験片の 0° 位置のねじ山と、各々に対応する多条ナットの幾何学的嵌合状態を示す。いずれの DTB-IIC も、ねじ山高さは Fig. 3 に示す設計値よりわずかに低いが、底上げ量 α は狙い通りの値になっている。一方、見かけの接触長さ γ は Table 3 に示す設計値に比べ明らかに小さく、これはシングルねじ山高さがわずかに盛り上がり不足なことで、ねじ山先端の丸みのためである。但し、 β の増加に伴い、 γ は意図した通りほぼ線形的に減少している。

振動緩み試験

二重ねじにとって具備すべき最も重要な性能は耐振動緩み抵抗である。ナットの戻り回転によるボルト締結体のゆるみは、外力の繰り返し作用によりナット座面またはねじ山面が相対的に滑り出すことによって発生する。そのメカニズムは、外力の作用様式によって、大まかに以下の 4 種類に分類できる (Fukuoka, 2023) : 1) ボルト軸に垂直な周期的せん断力 (Yamamoto and Kasei, 1977 ; Sakai, 1978), 2)

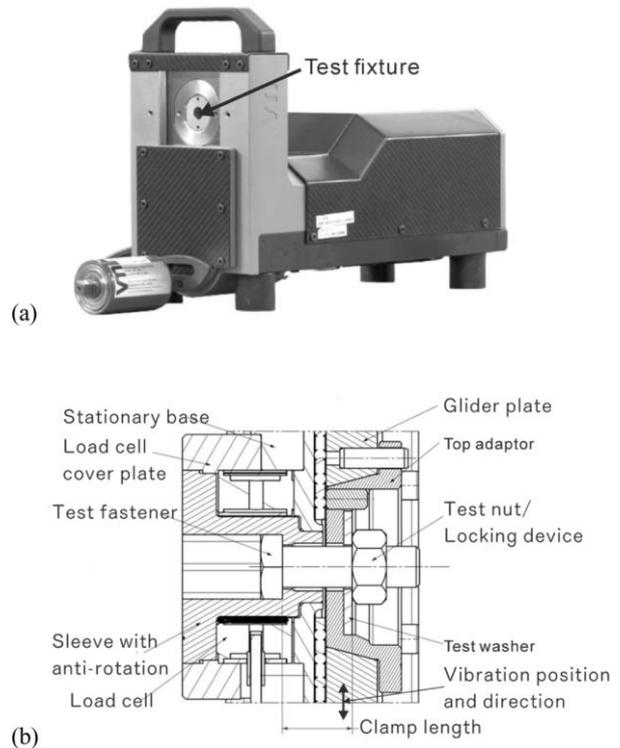


Fig. 7. (a) Junker fastener test bench (J121, Vibrationmaster) and (b) schematic diagram of main components.

Table 4

Junker vibration loosening test conditions.

Initial axial preload: F_M [kN]	20
Amplitude: A [mm]	0.8
Frequency: f [Hz]	12.5
Total number of oscillations: N	2000

ボルト軸方向の周期的荷重 (Sato et al., 1985), 3) ボルト軸周りのねじり荷重 (Sakai, 1978; Sato et al., 1978), 4) 衝撃荷重 (Koga, 1969). このうち、ケース 1 によるゆるみは工業製品では問題となることが多く、このモードに対するゆるみ耐性を検証するために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 (Junker, 1969; Pichoff et al., 2018) に準拠したユンカー式振動試験の 2 種類がある。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、前回の研究 (Shinbutsu et al., 2018; Amano et al. 2024) と同様に、ユンカー試験を用いて、3 種類の DTB-IIC とナットの嵌合条件が緩み防止性能に与える影響を、実験的観察と FEM シミュレーションによって調査した。

Fig. 7(a)は、本研究で使用したユンカーボルト試験機 (J121, Vibrationmaster) を示しており、これは ISO 16130, DIN 25201-4 (および以前の DIN 65151) 規格に準拠しており (Pichoff et al., 2018), 締結具の耐自己緩み (セルフロック) 性能を非常に正確に評価できる。Fig. 7(b)にこの装置の主要部の模式図を示す。試験手順は以下のとおりである。まず、焼入れされ ($H_v > 300$) 研磨された試験ワッシャー

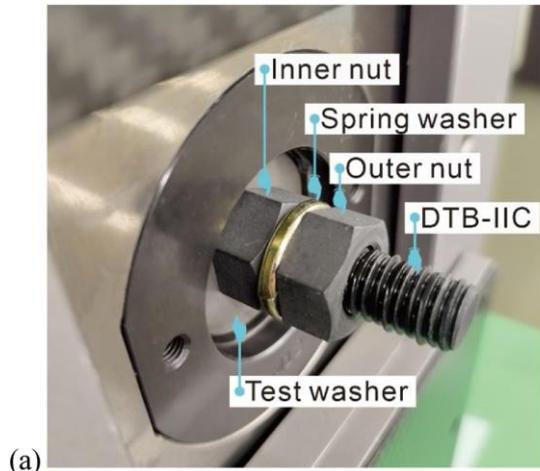
を top adapter にセットし、潤滑剤を塗布した test fastener を装着する。test nut をボルト初期軸力が既定値 F_M になるまで締付け、これにより、glider plate (GP と表記) は stationary base (SB と表記) に対してローラーベアリングを介して固

定される。GP はローラーベアリングで支持されているため、SB との間の摩擦は無視できる。実験開始とともに、GP を規定の振幅および周波数で上下に強制振動させると、ボルト締結部に横（軸直角）方向振動によるせん断荷重が加えられる。接合部に作用する横方向の力が軸方向荷重による摩擦抵抗よりも大きくなると、噛み合うねじと締結具の支持面間に相対滑りが発生し、ナットが回り回転し、ねじの緩みが発生する。試験中に得られた各種データはグラフ表示され、ボルト締結体の完全な緩みが検出された場合、または総振動数 N が規定のサイクル数を超えた場合に、装置は自動的に停止する。

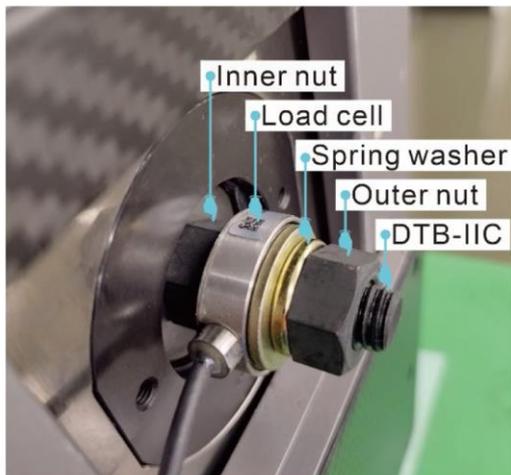
この装置では、ボルトの初期軸方向予荷重 F_M 、GP の横方向変位振幅 A 、振動周波数 f 、および振動総数 N （負荷サイクルとして表記）を任意に指定することができ、本研究で設定したそれらの条件を Table 4 に示す。 F_M は実使用に近い 20kN に設定した。ISO161302015(E)によると、 A はシングルナットで締め付けた通常のシングルねじボルトが、振動回数 $N = 300 \pm 100$ サイクルで完全軸力損失する（残存軸力 0%）変位量と規定されている。そこで、 A を徐々に増加させながら試験を行った結果、 $F_M = 20$ kN の場合は $\delta = 0.80$ mm で、上記自己緩みの条件が満たされた (Amano et al. 2024)。 $f=12.5$ Hz は本装置で設定可能な最も厳しい条件である。 $N=2000$ サイクル（約 160 秒）も ISO161302015(E)に規定されている (Pichoff et al., 2018)。

なお、DTB-IIC 締結体の F_M 量は、外側の 1 条ナットのみの締め付けトルクを調整することで管理し、内側の多条ナットの逆回転は、最初に手で取り付けられる内側ナットは、外側ナットを締め付けると連れ回りして締結されるため省略した。第 1 章で述べたように、 β 増加の影響を低減するために、Fig. 8(a)に示すように、内ナットと外ナットの間に SW を設置したユンカー振動ゆるみ試験も実施した。二硫化モリブテングリースを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。全ての DTB-IIC 試験片に対し、同一条件で 3 回ずつ Junker 試験を行った。

さらに、内ナットと外ナット、あるいは Fig. 8(b)に示すように内ナットと SW の間にロードセルを挿入し、Junker 試験前のその間の接触力（ナット間軸力と称する） P_{nuts} を調べた。ただし、ロードセルを使用する場合には、その許



(a)



(b)

Fig. 8. (a) Spring washer installed between inner and outer nuts, (b) load cell inserted between inner nut and SW.

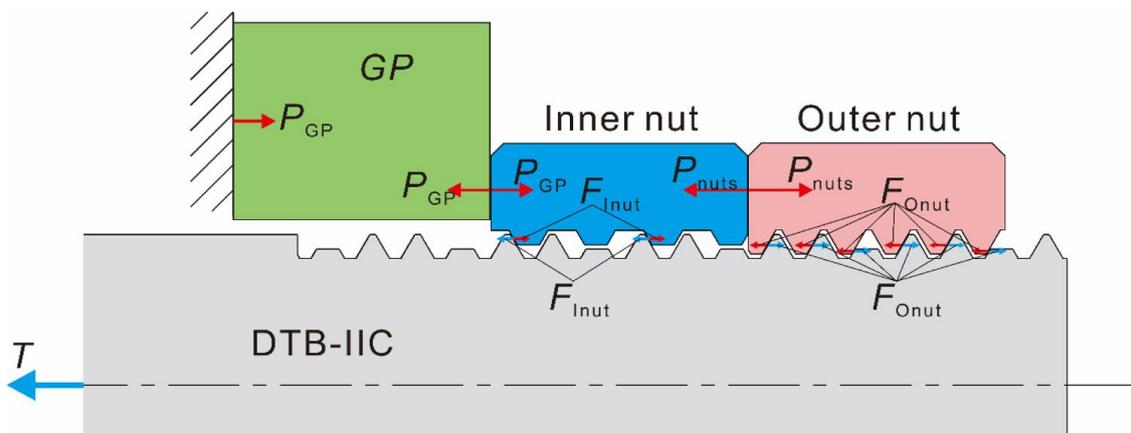


Fig. 9. Schematic diagram showing nut preload P_{nuts} .

容荷重の関係から、 F_M を15 kNに設定した。 P_{nuts} は、外ナット締結直後の *jammed locking state* の程度を測る重要な指標であり、そのことは Fig. 9 を用いて以下のように説明される。この図は *jammed locking state* における、ボルト、内外ナット、および GP に作用する軸方向の力のつり合いを示している。 P_{GP} は GP と内ナット座面の間の接触力、 F_{Inut} が DTB-IIC のねじ山右フランクと内ナットねじ山左フランクの全接触力、 F_{Onut} が DTB-IIC のねじ山左フランクと外ナットねじ山右フランクの全接触圧である。DTB-IIC (ボルト) の軸方向のつり合いから

$$F_M = -F_{Inut} + F_{Onut} \quad (1)$$

外ナットの軸方向のつり合いから

$$P_{nuts} = F_{Onut} \quad (2)$$

式(1)と式(2)から

$$F_{Inut} = P_{nuts} - F_M \quad (3)$$

したがって、 F_M は規定値(15 kN)なので、 P_{nuts} が大きいほど F_{Inut} が大きくなり、ロッキング状態は強固になるため、これがロッキングの程度を測る指標となる。

有限要素モデリング

Junker 試験の(簡易)三次元 FEM モデルを構築し、外ナットの締結過程や、DTB-IIC の緩み止め性能に大きな影響を及ぼす $0 \leq N \leq 50$ における初期緩みの過程をシミュレートした。 β や SW が振動緩み抵抗に及ぼすメカニズムを、残存軸力 κ と繰返し数 N の関係や、ナットとボルトの勘合状態から究明した。解析には汎用 FEMcode の Ansys 2022 R1 を使用し、幾何学的非線形性と大変形の条件下で励起周波数が十分に小さいという仮定の下で準静的弾性解析を実行した (Izumi et al., 2009)。加速度が振動運動に与える影響を無視できない場合は、動的陽解法を使用する必要があるが、

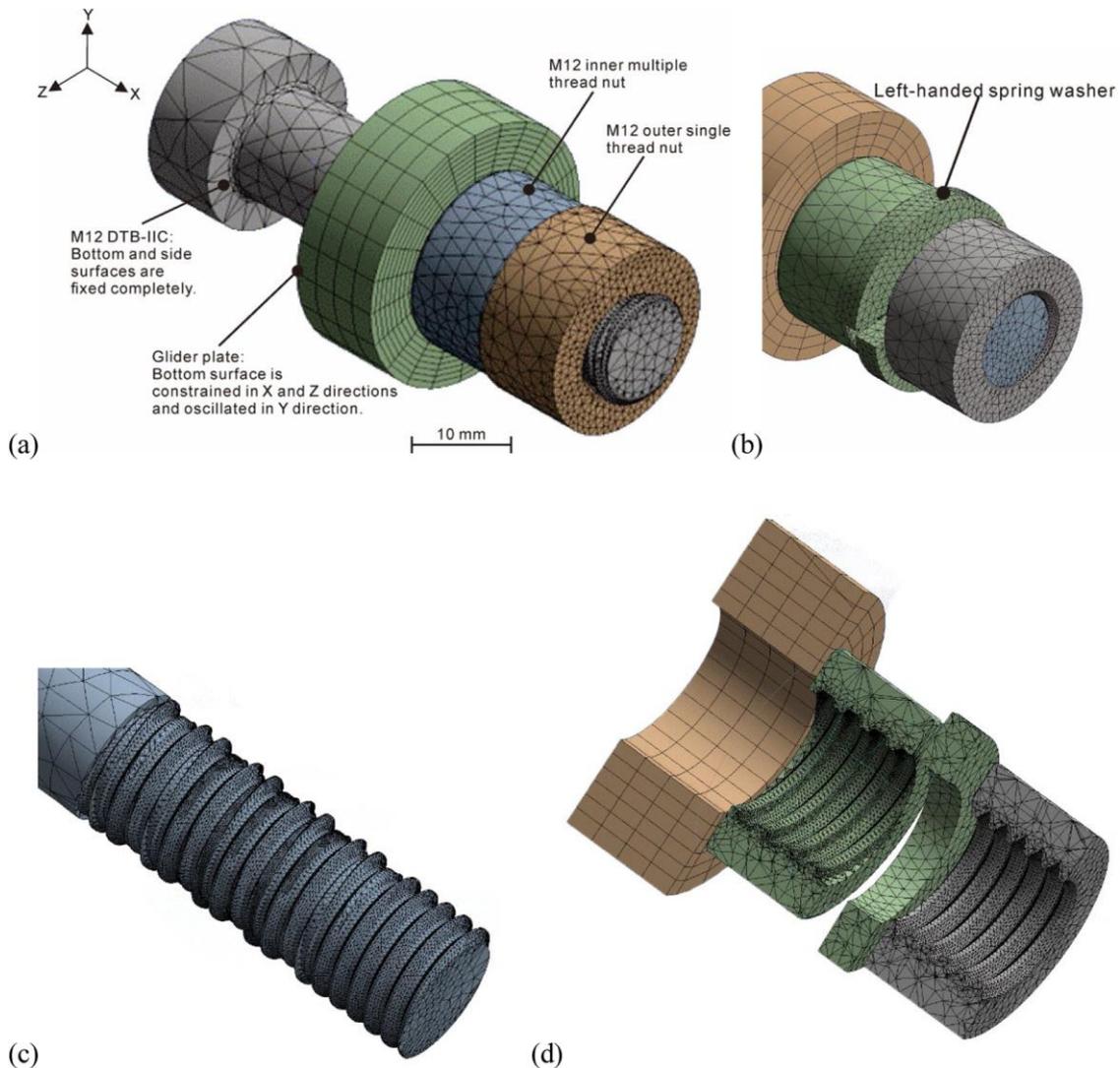


Fig. 10. (a) Three-dimensional FEM simulation model without SW, (b) three-dimensional FEM simulation model with SW, (c) helical structure of DTB-IIC thread, and (d) helical threads of two nuts, GP, and SW.

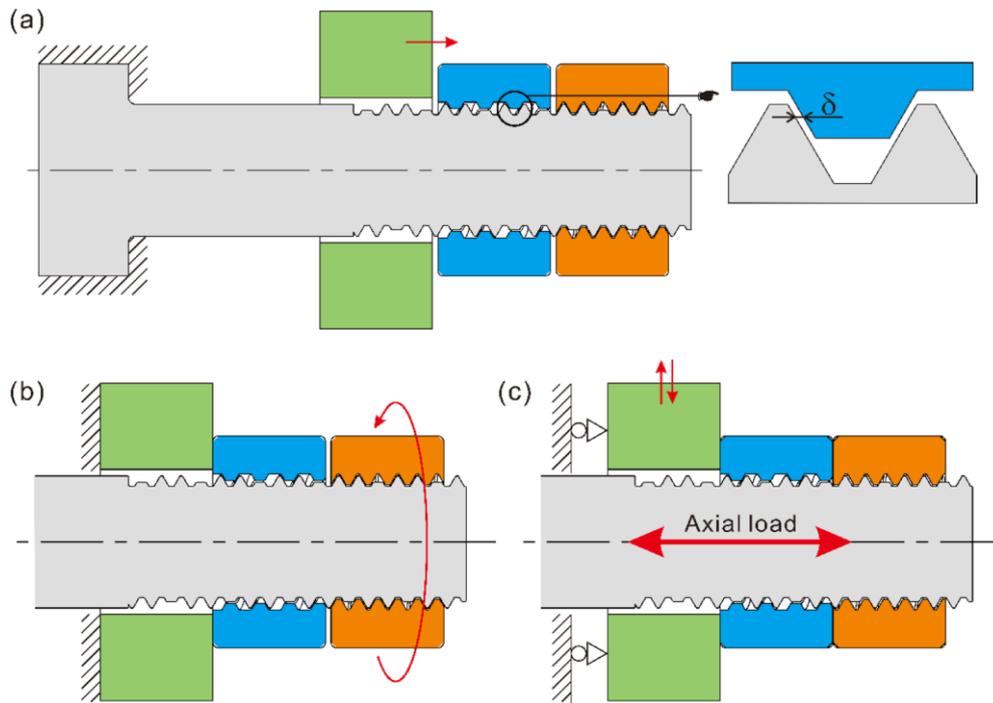


Fig. 11. Boundary conditions in FEM model: (a) adjustment of gap δ , (b) tightening process for outer nut, and (c) loosening process.

その場合、計算時間が長くなりすぎて実用的ではない。Figs. 10(a)と 10(b)に、他の研究 (Izumi et al., 2009; Noda et al., 2022) のモデルを参考にして作成された SW 無しと SW 有りの 2 種類の簡易シミュレーションモデルを各々示す。これらのモデルは Figs. 10(c)と 10(d)に示すように、対象 DTB ファスナーの緩み防止メカニズムを分析ために、異なる β を持つ各 DTB-IIC ジョイントの外ねじと内ねじの固有のらせんプロファイルを厳密に考慮している。ただし、この FE シミュレーションは厳密な応力解析を目的としていないため、先行研究同様 (Izumi et al., 2009; Noda et al., 2022; Amano et al., 2024)、ねじの先端や溝底の曲率などの一部の詳細な形状は無視され、実際の六角形のボルトの頭とナットは円筒形のものに置き換えられて計算時間の短縮が図られた。ねじのせん断疲労強度を調べるためにも使われる実際の Junker 試験は、ボルト締結体にとって非常に厳しい試験であり、噛み合うねじ山や座面の表面層は一部では塑性変形すると思われる。しかし、このシミュレーションを弾塑性解析で行うと、極めて多くの計算時間がかかり、しばしば計算が発散して停止した。そこで本報でも先行研究 (Izumi et al., 2009; Noda et al., 2022, Fukuoka et al. 2022, Amano et al., 2024) と同様、各部材 (ボルト、ナット、GP、SW) は全て弾性体と仮定し、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。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) である。実験では固定板と GP 間の摩擦は無視できるため、ボルト試験片に横方向の振動を与える GP のみを中心穴径 13mm の円筒板としてモデル化した。下面を X および Z 方向に固定したこの円板を、実験同様 Y 方向に振幅 0.8 mm で上下に振動させた。固定プレートを省略してもボルト締結体の緩み

挙動に影響がないことが確認されており、他の研究でも同様の方法が採用されている (Izumi et al., 2009; Noda et al., 2022)。ボルト、ナット、および SW は、メッシュサイズを自由に制御できるように四面体要素を使用し、GP は要素数を減らすために六面体要素を使用してメッシュ化された。FEM メッシュ作成手順は次の通りである：ボルトとナットの多条ねじフランクと一条ねじフランクのメッシュ制御サイズをそれぞれ 0.2 mm および 0.4 mm に設定した。次に、他の部品のメッシュ制御サイズを 0.5 mm-2.0 mm の範囲に設定した。その後、自動メッシュ生成プログラムを実行した。全要素数は約 11~12 万である。メッシュサイズをこれ以上細かくしても、ナットの締付け過程で発散することが多くなり、緩みを評価するボルト軸力の変化への影響はほとんど無かった。ボルトとナットのねじの合わせ面やナットの軸受面など、すべての接触ペア間にはクーロン摩擦則が仮定され、接触アルゴリズムとして拡張ラグランジュ法が採用された。実験では潤滑剤として MoS2 ペーストを使用し、摩擦係数 μ は 0.05-0.2 の範囲であると仮定される。したがって、ねじ面とナットの軸受面の両方で $\mu=0.2$ に設定した。同様のシミュレーションを $\mu=0.1$ で実行したが、定性的に有意差は無かった。

この FEM モデルでは、後述する羽交い締め締結状態を再現し、解析精度を確保するために、まず外側ナットを締め付けてボルトの初期軸方向予圧を発生させ、その後ボルトに横方向の振動を与えた。解析手順は以下の通りである。Fig. 11(a)に示すように、ボルト頭部の座面と側面は全方向に固定した。SW の有無に関係なく全ての DTB-IIC に対して、ボルトねじ山の右フランクと内ナットねじ山の左フランクの隙間 δ を 0.125mm または 0.15 mm (これは前報

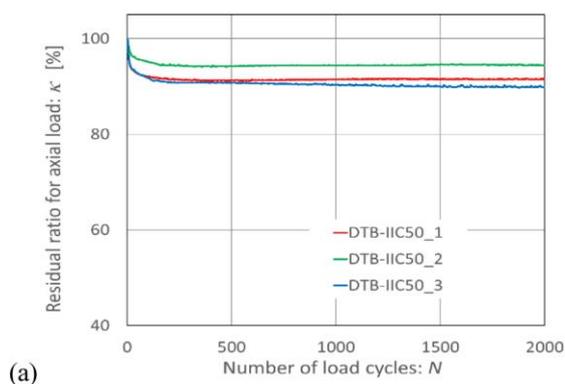
(Amano et al. 2023) の結果より) に調整し、そして、GP を X 方向に平行移動し、内ナット座面と接触させる。この時点で、ボルト軸力は 0 である。そして、Fig. 11(b) に示すように、GP 底面を完全に固定し (内ナットはフリー)、外ナットを右に平行移動しボルトと軽く接触させた後、規定の軸力 20 kN に達するまで締め付ける。この段階で、 β 、 δ 、および SW の有無が、ナットねじ山とボルトねじ山の嵌合状態に及ぼす影響が詳しく調べられた。その後、Fig. 11(c) に示すように、外ナットの拘束を外し、GP をボルト軸直角の Y 方向に負荷サイクル $N = 50$ (最も軸力が急激に減少す

る) になるまで振動させた。この振動工程での緩みの進行状況は、ボルト軸力の変化から評価した。

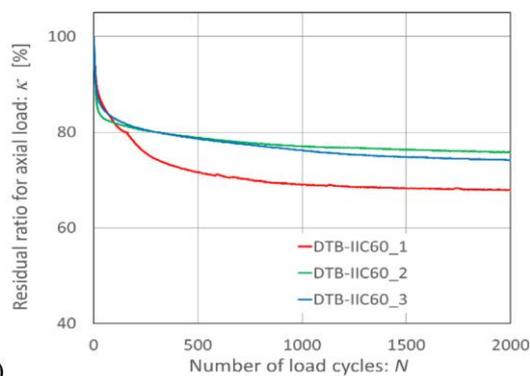
結果および考察

振動ゆるみ試験

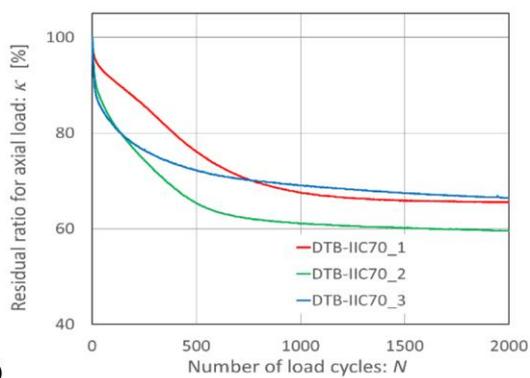
Figs. 12(a-c) と Figs. 13(a-c) に SW 無しおよび SW 有りの場合の、各種 DTB-IIC の Junker 試験における、振動繰返し数 N と軸力残存率 κ の変化の関係を各々示す。Table 5 では、残存軸力 κ に関する各種パラメータの値 ($\kappa|_{N=50} : N = 50$



(a)

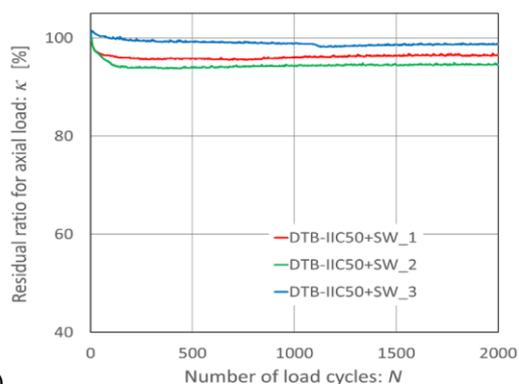


(b)

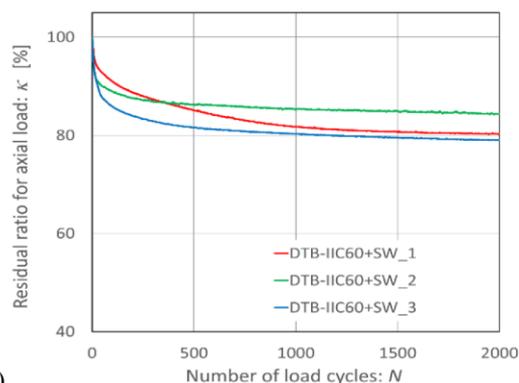


(c)

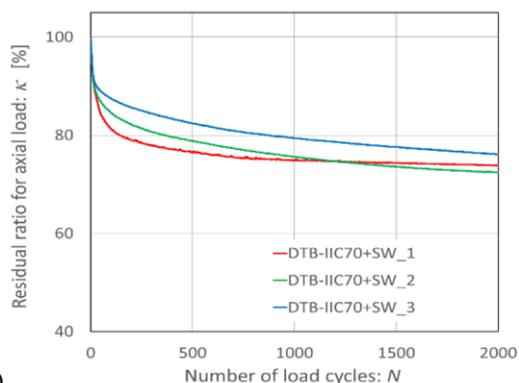
Fig. 12. Experimental variation of residual ratio for axial load κ with number of load cycles N in Junker test of three types of DTB-IIC without SW: (a) DTB-IIC50, (b) DTB-IIC60, and (c) DTB-IIC70.



(a)



(b)



(c)

Fig. 13. Experimental variation of residual ratio for axial load κ with number of load cycles N in Junker test of three types of DTB-IIC with SW: (a) DTB-IIC50, (b) DTB-IIC60, and (c) DTB-IIC70.

Table 5
Comparison of $\kappa|_{N=50}$, $\Delta\kappa_i$ and κ_f values for each type of DTB-IIC in experiment.

Bolt specimen	No.	$\kappa _{N=50}$ %	Mean of $\kappa _{N=50}$ %	Mean of $\Delta\kappa_i$ %	κ_f %	Mean of κ_f %
DTB-IIC50 without SW	1	92.8	93.7	6.3	91.6	92.1
	2	95.6			94.6	
	3	92.8			90.0	
DTB-IIC50 with SW	1	96.6	98.2	1.8	96.4	96.7
	2	97.0			94.5	
	3	101.0			99.1	
DTB-IIC60 without SW	1	85.0	84.1	15.9	68.0	72.9
	2	82.7			76.2	
	3	84.5			74.5	
DTB-IIC60 with SW	1	92.7	90.1	9.9	80.7	81.5
	2	90.0			84.6	
	3	87.7			79.2	
DTB-IIC70 without SW	1	93.1	87.9	12.1	65.7	63.9
	2	86.1			59.6	
	3	84.5			66.4	
DTB-IIC70 with SW	1	84.5	86.8	13.2	74.3	74.7
	2	86.9			73.1	
	3	89.0			76.7	

Table 6
Comparison of initial P_{nuts} for each type of DTB-IIC in experiment.

Bolt specimen	No.	P_{nuts} kN	Mean of P_{nuts} kN
DTB-IIC50 without SW	1	28.3	29.5
	2	31.4	
	3	28.8	
DTB-IIC50 with SW	1	35.6	35.2
	2	31.1	
	3	39.0	
DTB-IIC60 without SW	1	20.1	20.4
	2	20.4	
	3	20.6	
DTB-IIC60 with SW	1	25.0	23.3
	2	21.6	
	3	23.2	
DTB-IIC70 without SW	1	15.0	14.8
	2	15.8	
	3	13.7	
DTB-IIC70 with SW	1	14.8	15.4
	2	12.5	
	3	18.8	

(50 サイクル後)の残存軸力, $\Delta\kappa_i = 100 - \kappa|_{N=50}$: 初期ゆるみ率, κ_f : 最終残存軸力率) の値を, 全ての種類の DTB-IIC に対して比較する. Table 6 では, Fig. 8 に示した両ナット間にロードセルを挿入して締結した時の, ナット間軸力 P_{nuts} の初期値を全種類の DTB-IIC に対して比較する. これらの図より, いずれの試験片も N に対する κ の変化は, 全体的には似た傾向があることが分かる. すなわち, SW の有無によらず, κ の値は全て, 試験開始から $N \cong 50$ までの間に $\Delta\kappa_i$ だけ突然急落し, そして $N = 200-500$ まで漸減し, その後は試験終了まではほぼ一定値を保つか, あるいは非常にゆっくり減少する. その結果, いずれの DTB-IIC でも軸力は規定の繰返し数 $N = 2000$ まで少なくとも 60% 以上残存し, これは最低でも ISO 規格の rating-2 の評価基準を満足している. しかし, β が大きいほど初期緩み $\Delta\kappa_i$, および κ が一定値になるまでの N が大きくなる. 一方, Fig. 13 に示すように, SW を使用することにより, いずれの β でも初期緩み $\Delta\kappa_i$ は減少し, κ_f の増加率は β が大きいほど大きく, さらに, DTB-IIC60 と 70 の場合は, 緩み抵抗曲線のバラツキが明らかに小さくなっている.

Figs. 12(a-c) から, SW 無しの場合を細かく具体的に比較すると, DTB-IIC50 ($\beta = 50\%$) の場合は, $\Delta\kappa_i$ が 7% 以下と小さく, その後 κ は $N \cong 200$ でほぼ一定値に達している. その結果, κ の最終値も全て 90% 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 rating-1 の

評価基準を満たしている. これに対し, DTB-IIC60 と DTB-IIC70 ($\beta = 60\%$ と 70%) の場合は $\Delta\kappa_i$ は 10% 以上あり, その後も κ は $N \cong 1000$ まで明確に減少を続け, さらに $N = 2000$ の最終段階までわずかながら漸減が続いている. 特に, DTB-IIC70 の $N \cong 1000$ までの κ の減少率はいずれも 30% 以上あり, 他に比べて非常に大きい. さらに, β が増大するにつれ, 試験片ごとの緩み抵抗曲線のバラツキが大きくなっている. ただし, κ_f の最小値は, DTB-IIC60 の場合平均 68%, DTB-IIC70 の場合平均 60% で, ISO に規定されている rating-2 は満足している. これらの結果の主な原因は, Fig. 6(a-c) に示すように, 各 DTB-IIC のボルト多条ねじ溝と内ナットねじ山の接触状態 (特に接触面積 γ) に起因していると考えられる. すなわち, Fig. 6(a) に示すように DTB-IIC50 の場合は γ がより大きい (広い) ため, ボルトねじ山右フランクと内ナットねじ山左フランクとの総接触圧が増大し, 前報 (Amano et al. 2023) で示した羽交い締め締結状態 (jammed locking state) になりやすい. ところが, β が大きくなると, γ が小さくなり, その結果 Table 6 に示すように, locking force の基準となる初期の P_{nuts} が明確に減少している. それゆえ, 羽交い絞め締結状態が弱くなり, $\Delta\kappa_i$ は増加し, κ_f が低下する.

Figs. 13(a)-(c) を比較すると, SW を両ナット間に挿入することにより, いずれの β でも κ_f が増大し, 緩み止め性が明らかに向上し, その向上の割合は β が大きいほど大きい. 具体的には, κ_f の増加率は平均で各々 DTB-IIC50 で 4.6%, DTB-IIC60 で 8.6%, DTB-IIC70 が 10.8% である. また, SW 付きの DTB-IIC60 と 70 の場合には, 緩み抵抗曲線のバラツキが小さくなり, より安定した緩み止め性が確保できるようになっている. さらに, DTB-IIC70+SW では $50 < N < 1000$ における κ の減少が大幅に抑制され, 結果的に κ_f の増加率が最も大きくなっている. このように緩み止め抵抗向上の主要因は以下のように考えられる. 外ナットの締結時に, SW はボルト軸周りに回転することなく単に圧縮され, その結果内ナットは連れ回りが抑制され, 単に軸方向 (振動板 (GP) 方向) に移動する. それにより, 内ナットねじ山の左フランクがボルトねじ山の右フランクにより早期に接近し, 初期隙間 δ が小さくなりやすい. 結果的に, 外ナットの締結完了時点で, ある程度の接触面積 S が確保される DTB-IIC50+SW と DTB-IIC60+SW では, より強固な jammed locking state が形成されやすくなる. 一方, DTB-IIC70 では γ が他に比べ小さいため, SW の使用により初期締結状態がほとんど改善されないと思われる. 実際, Table 6 に示すように, 締結度合いの指標となる P_{nuts} 値は, DTB-IIC50 と 60 では SW の使用により確実に増大しているが, DTB-IIC70 では, 設定初期軸力である 15 kN に近い値になっている. しかし, 初期緩みにより両ナットがわずかに戻り回転した後も, SW は内ナットを締め付け方向に押し付け, jammed locking state を維持しやすくなる. これらが, 特に DTB-IIC70+SW の場合に, $50 < N < 1000$ の間の κ の減少が抑制された原因である. 以上の結果を総合すると, DTB-IIC は, SW の使用により当初の目論見通り, jammed locking state が実現しやすくなるため, β に関係なくより高く安定した緩み止め性能が得られることが分かった.

シミュレーション結果

FEM 解析では、ナットの締付け過程と、DTB-IIC の耐振動緩み性に最も影響する、 $N < 50$ の初期緩みの過程が解析された。Fig. 14 は、その試験において、ボルト締結体が軸直角の繰り返しせん断荷重を受けたときの、往復滑りにより緩むメカニズムを示している (Yamamoto and Kasei, 1977; Amano et al., 2024)。この状態がシミュレーションにおいて再

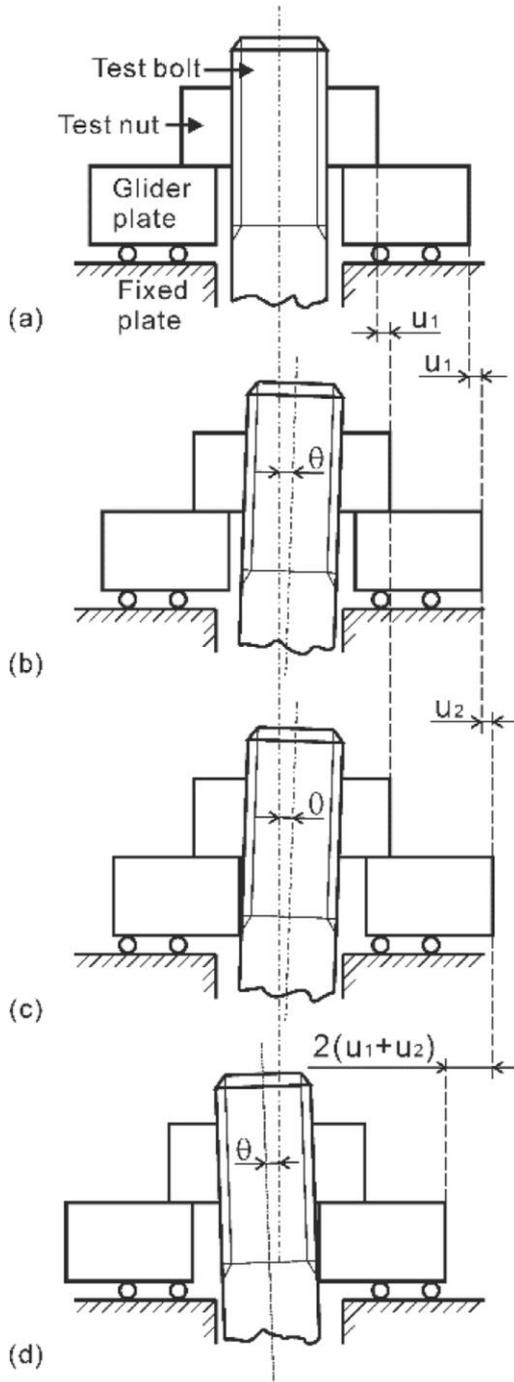


Fig. 14. Behavior of bolt and nut due to transverse vibration: (a) neutral point of bolt, (b) right dead center of bolt, (c) right dead center of vibrating plate, and (d) left dead center of vibrating plate.

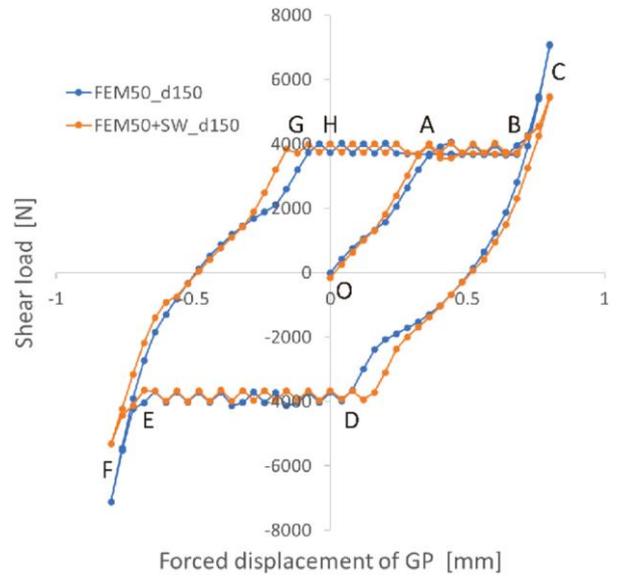


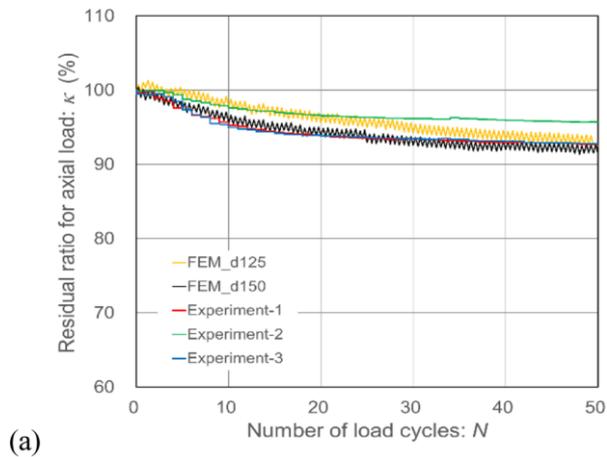
Fig. 15. Relationship between shear load and forced displacement for GP.

現されているかどうかは、GP の強制変位量 (X_{dis} と表記) とそれに作用するせん断荷重 (F_{sh} と表記) の関係から評価される (Yamamoto and Kasei, 1977; Izumi et al., 2009; Fukuoka et al., 2020)。Fig. 15 に DTB-IIC60 と DTB-IIC60+SW のシミュレーションで得られた $F_{sh} - X_{dis}$ 曲線を示すが、これらは従来の研究結果 (Izumi et al., 2009; Fukuoka et al., 2020) とよく一致している。Fig. 14 のボルト締結部の変形挙動と、Fig. 15 の O-I の各区間の $F_{sh} - X_{dis}$ 曲線の関係は以下のように説明される。O-A 間は Fig. 14 の (a)-(b) に相当し、締結部のねじ面およびナット座面が固着から滑りに移行する過程であり、A で接触面全体が滑り始める。A-B 間は Fig. 14 の (a)-(b) に相当し、全面滑りの状態が続くため、 F_{sh} はほぼ一定となる。B で、GP の孔の内面がボルト外周に接触するため、B-C 間で F_{sh} は急激に増加する。そして、C で GP の移動方向が逆転し、C-D 間ではわずかな変位の減少で、 F_{sh} がプラスからマイナスになるが、この間はナット座面は GP に固着している。D-E 区間では、GP は中立点を通してボルトの左死点 Fig. 14 (d) に到達し、 F_{sh} が一定になっており、この区間では A-B 区間同様、全ての接触面がすべり状態となる。E で再び GP の穴内面とボルト外周が接触し、 F_{sh} は急減している。E-F-G 間は B-C-D 間とほぼ逆対称な挙動になっている。以上のことより、本解析で使用したモデルは、ほぼ適切に実際の振動緩み試験の状態を再現していると言える。

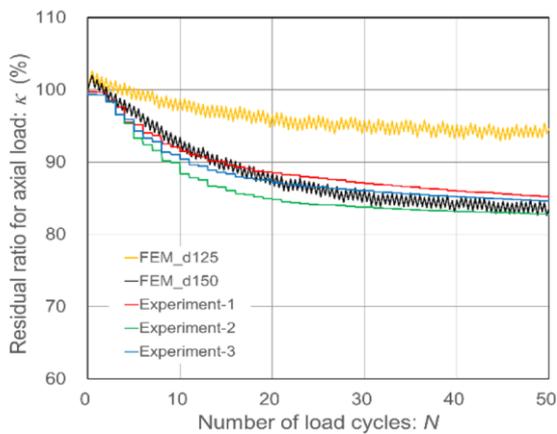
Figs. 16(a-c) と Figs. 17(a-c) に、3 種類の DTB-IIC の SW 無しの場合と SW 有りの場合の、 $N \leq 50$ の時の κ の変化の解析結果と実験結果の比較を各々示す。各グラフの実験値は、Figs. 12(a-c) および Figs. 13(a-c) に示す $0 \leq N \leq 50$ における 3 回の結果である。FEM シミュレーションの 2 つの曲線は、前報の結果をもと (Amano et al. 2024) に、初期隙間 δ を各々 0.125 mm および 0.150 mm に設定した場合 (FEM_d125 および FEM_d150 と表記) である。ただし、Fig. 17(a) の DTB-

IIC50+SW では δ による差異がほとんどなかったため、 $\delta = 0.15 \text{ mm}$ の $\kappa - N$ 曲線のみ掲載する。シミュレーション結果を全体的に俯瞰すると、実験同様、 β が大きくなるにつれ SW の有無によらず $N = 50$ における初期ゆるみ率 $\Delta\kappa_i$ は増

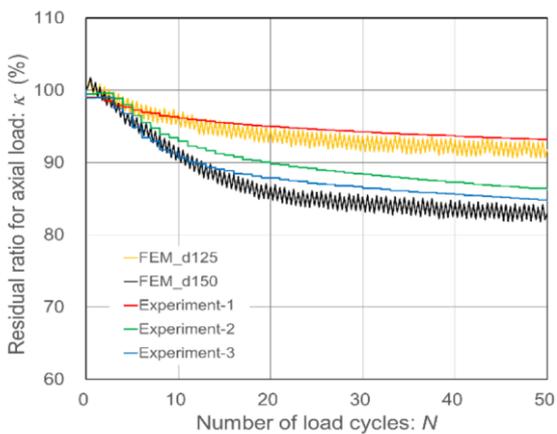
加する傾向にある。これに対し、解析では SW を使用することにより、 β によらず初期緩み過程での耐振動緩み性は向上する傾向にあり、 $\Delta\kappa_i$ はどの β でも数% (約3-5%) 減少している。一方、実験では DTB-II70 だけは SW 使用効果



(a)

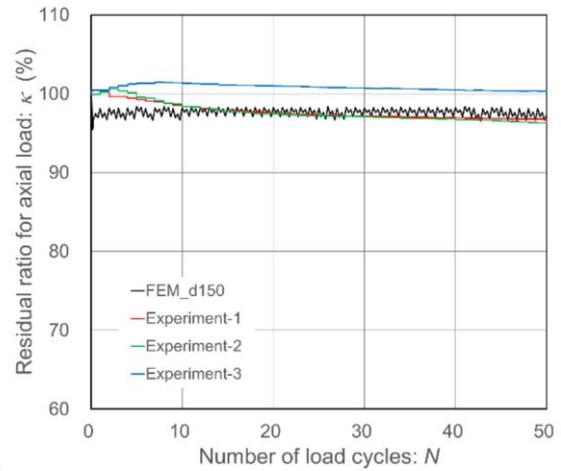


(b)

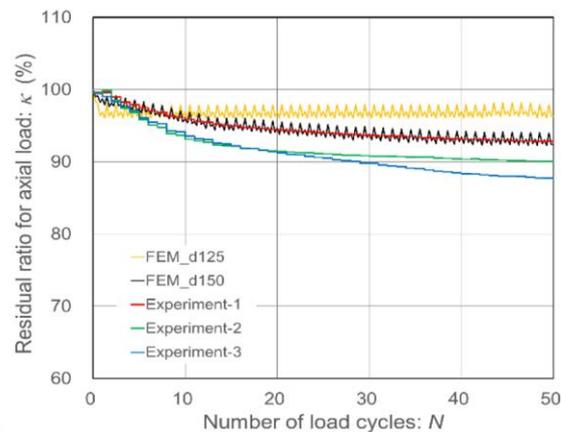


(c)

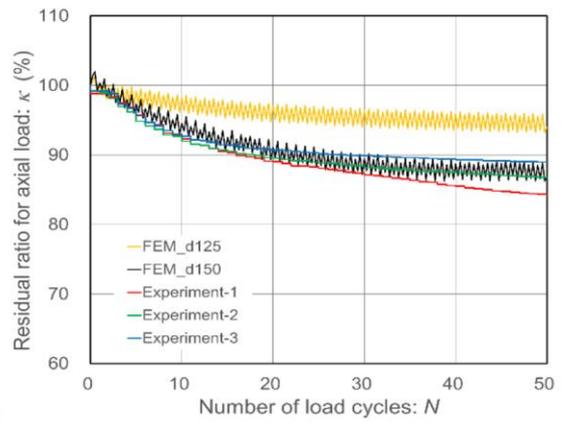
Fig. 16. Variation in residual ratio for axial load κ with number of load cycles N in Junker test of three types of DTB-IIC without SW in experiment and FEM simulation: (a) DTB-IIC50, (b) DTB-IIC60, and (c) DTB-IIC70.



(a)



(b)



(c)

Fig. 17. Variation in residual ratio for axial load κ with number of load cycles N in Junker test of three types of DTB-IIC with SW in experiment and FEM simulation: (a) DTB-IIC50, (b) DTB-IIC60, and (c) DTB-IIC70.

が、初期緩みの段階ではほとんどなかった。また、DTB-IIC50では δ を0.125 mmから0.15 mmに増加させても、 $\kappa-N$ 曲線に与える影響は軽微で、 $\Delta\kappa_i$ の差はSW無しの場合で約3%、SW有りの場合はほぼ0%であった。それに比べ、DTB-IIC60と70の場合は、 δ のわずか0.025 mmの増加により、 $\Delta\kappa_i$ はSWなしの場合は約10%増加したが、SWの使用により $\Delta\kappa_i$ は約4-6%に減少した。つまりこれらの結果は、 β が50%を超えて増加すると、 δ の変化による初期緩みに対する感度が増加するが、SWを使用することにより、それが鈍化することを意味する。

次に、 $0 \leq N \leq 50$ の間の κ 曲線の変化を、シミュレーション結果と実験結果の間で個別具体的に比較する。DTB-IIC50の場合、SWの有無によらず解析でもほとんど緩まず、 $\Delta\kappa_i$ はSW無しで4-7%、SW有りで3%であるため、 κ 曲線の変化は、実験結果と非常によく一致している。但し、解析ではSWを使用した場合、GPの最初の上下振動で κ が急落し、その後直ぐにほぼ一定値になっているのに対し、実験では $N=10$ の間漸減した後、ほぼ一定になっている。また、実験でSWを使用した場合は、Fig. 17(a)のExperiment-3に見られるように、初期緩みがなく、逆に軸力が増加し、 $\kappa > 100\%$ になることもあった。こうした試験最初期 $0 \leq N \leq 10$ における差異は、簡易FEMシミュレーションモデルでは、実験の摩擦やねじ山形状（特にねじ山先端部の尖り形状やねじ溝底部の丸み）など様々な境界条件を十分には再現できていないためだと思われる。Fig. 16(b)のDTB-IIC60におけるFEM_d150曲線は実験結果と結果とよく一致し、いずれの場合も、 $N < 20$ の間は急減し、その後 $20 \leq N \leq 50$ の間は漸減が続いている。Fig. 17(b)のDTB-IIC60+SWのFEM_d125は、DTB-IIC50+SWの場合と同様、第一ステップで急落し、その後ほぼ一定になっている。一方、FEM_d150は、 $N < 20$ の間は急減し、その後 $20 \leq N \leq 50$ の間は漸減が続いており、これは実験の結果とある程度一致している。結果として、 $\Delta\kappa_i$ のSWを使用することによる増加率は、解析のFEM_d150では約8%であるのに対し、実験では平均約5%とやや低くなっている。この原因は、主にFEMモデルと実験とのねじ精度の差異によると思われる。Fig. 16(c)のDTB-IIC70の場合、実験における $\kappa-N$ 曲線のばらついているため、FEM_d125はExperiment-1と、FEM_d150はExperiment-2と3と比較的一致している。一方、Fig. 17(c)のDTB-IIC70+SWでは、実験の $\kappa-N$ 曲線のばらつきが小さくなるため、FEM_d150が実験結果とよく一致している。但し、解析ではこの初期緩み段階でもSWの使用による耐振動緩み性向上の効果は5%程度認められたが、実験では平均的にはその効果はほとんどなかった。これは、実験で使用したDTB-IIC70の場合、ボルトねじ山先端に丸みが付くため、それが内多条ナットのねじ山先端との著しい接触領域減少につながったためである。

そこで、上述の結果をより詳細に検証し考察するために、FEMシミュレーションモデルを用いて、外ナット締結直後にGPを1回上下振動させたときの、ナットとDTB-IICのねじ山勘合状態をDTB-IIC50とDTB-IIC70のSW有り無しの場合で詳細に比較検証した。Figs. 18(aとb)とFigs. 18(cとd)にSW無しのDTB-IIC50およびDTB-IIC70のGPが最初に上死点および下死点に達した時の、ボルトと両ナット

のねじ山勘合状態における相当応力分布を各々示す。Figs. 19(aとb)とFigs. 19(cとd)は、DTB-IIC50+SWおよびDTB-IIC70+SWのそれらに対応する状態である。これらの図は全て、 $\kappa-N$ 曲線が実験結果と比較的よく一致した初期隙間を $\delta = 0.15$ mmと設定した結果である。まず、いずれの場合もGP上死点（各図の(a)）ではA部で、GP下死点（各図の(b)）ではB部とC部で、内ナットねじ山左フランクとDTB-IICねじ山右フランクが接触し、 β やSWの有無に関係なく狙い通りjammed locking stateが生じている。一方で、外ナットねじ山右フランクと、DTB-IICねじ山左フランクの接触状態には明確な差異が現れている。Fig. 18(a)のD部とFig. 18(c)のD部、およびFig. 19(a)のD部とFig. 19(c)のD部を比較すると、GP上死点ではDTB-IIC50のねじ山接触領域の方がDTB-IIC70のそれより明らかに大きく、特にSWの使用によりその差がより顕著になっている。全く同じことが、Fig. 18(b)のE部とFig. 18(d)のE部、およびFig. 19(b)のE部とFig. 19(d)のE部でも言える。すなわちこれは、 β が増加すると外ナットの戻り回転により、 κ が減少しやすくなることを意味する。次に、SW使用の効果を検証するため、Figs. 18(a-b)とFigs. 19(a-b)の外ナットねじ山の勘合状態を比較する。Fig. 19のDTB-IIC50+SWの場合のD部やE部の接触領域の方が、Fig. 18のDTB-IIC50のそれより明らかに大きい。つまり、DTB-IIC50ではSWを使用することにより、GPの上下振動による外ナットのD部やE部での接触域の変動が少ないことを意味し、これが耐振動緩み性向上の主な原因だと考えられる。これに対し、Figs. 18(c-d)とFigs. 19(c-d)の外ナットねじ山勘合状態を比較すると、DTB-IIC70の場合、D部やE部ではSWを使用しても接触領域の大きさは変化しないか、むしろ小さくなっている。そのため、DTB-IIC70の場合には、実験での初期ゆるみの段階ではSW使用による耐振動緩み性向上の効果はほとんどなかったと考えられる。また、これらの結果は、Table 6において実験におけるナット間軸力が、DTB-IIC50ではSWを使用することにより増加したが、DTB-IIC70ではそれによる変化がほとんどなかったことの説明にもなる。しかし、実験のDTB-IIC70では、SWを使用することにより初期緩みのばらつきは顕著に抑制され、さらに、 $50 \leq N \leq 1000$ の間の κ の減少率が著しく小さくなった。そのため結果的に最終の耐振動緩み性の向上率、すなわち κ の増加率は、 $\beta = 70\%$ の場合が三種類のDTB-IICのなかで最も高かった。つまり、SWは初期緩みやばらつきの抑制だけでなく、その後、軸力がある程度低下してからのロッキング状態の維持改善や、ナットが外部からの衝突物により緩むことの防止にもなる。結論として、DTB-IICにとってSWの使用は β の大小に関係なく、その総合的な緩み止め性改善にとって、非常に有用であるといえる。

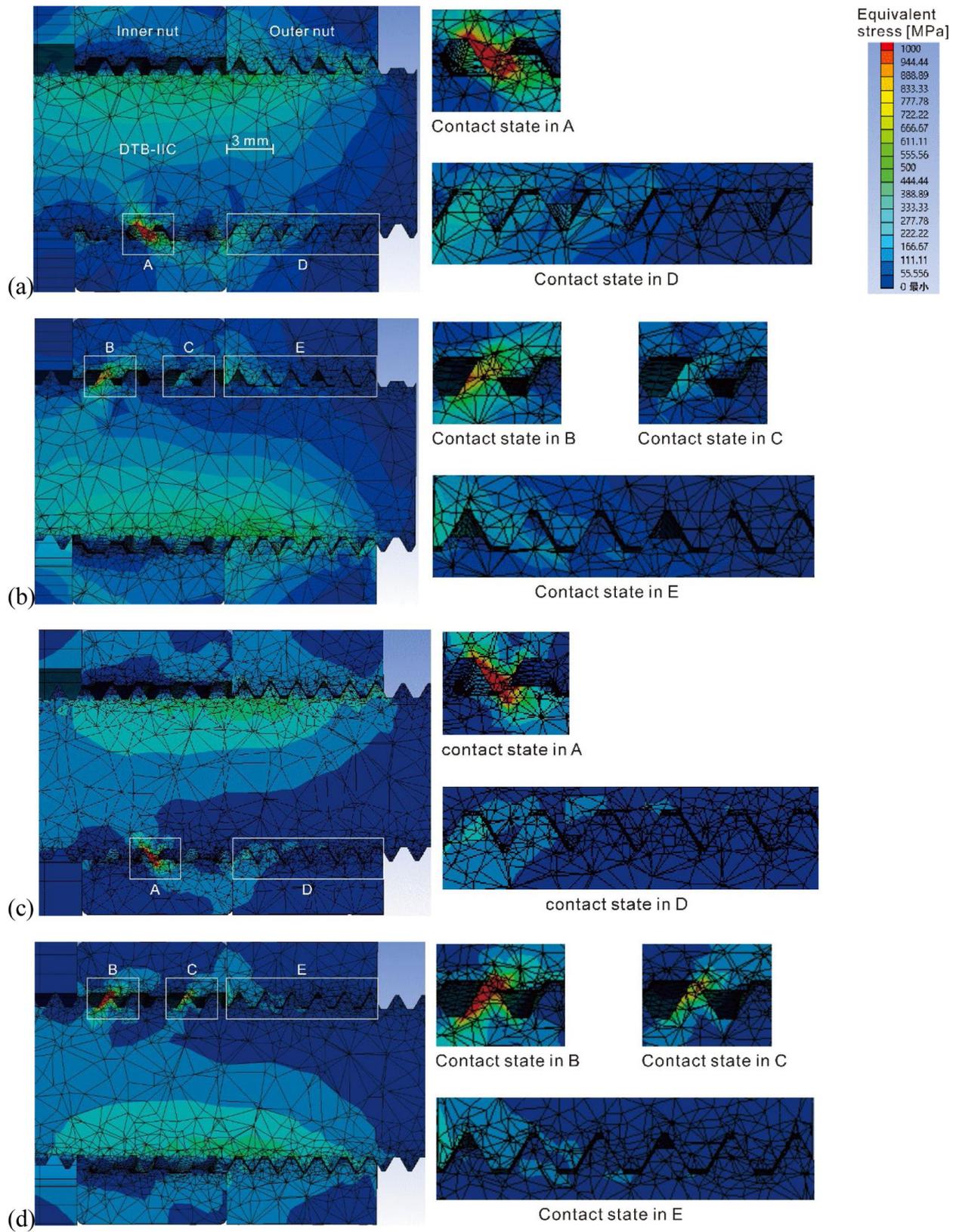


Fig. 18. Equivalent stress distribution in thread mating state for DTB-IIC and both nuts without SW: (a) DTB-IIC50 at top dead center of GP, (b) DTB-IIC50 at bottom dead center of GP, (c) DTB-IIC70 at top dead center of GP, and (d) DTB-IIC70 at bottom dead center of GP.

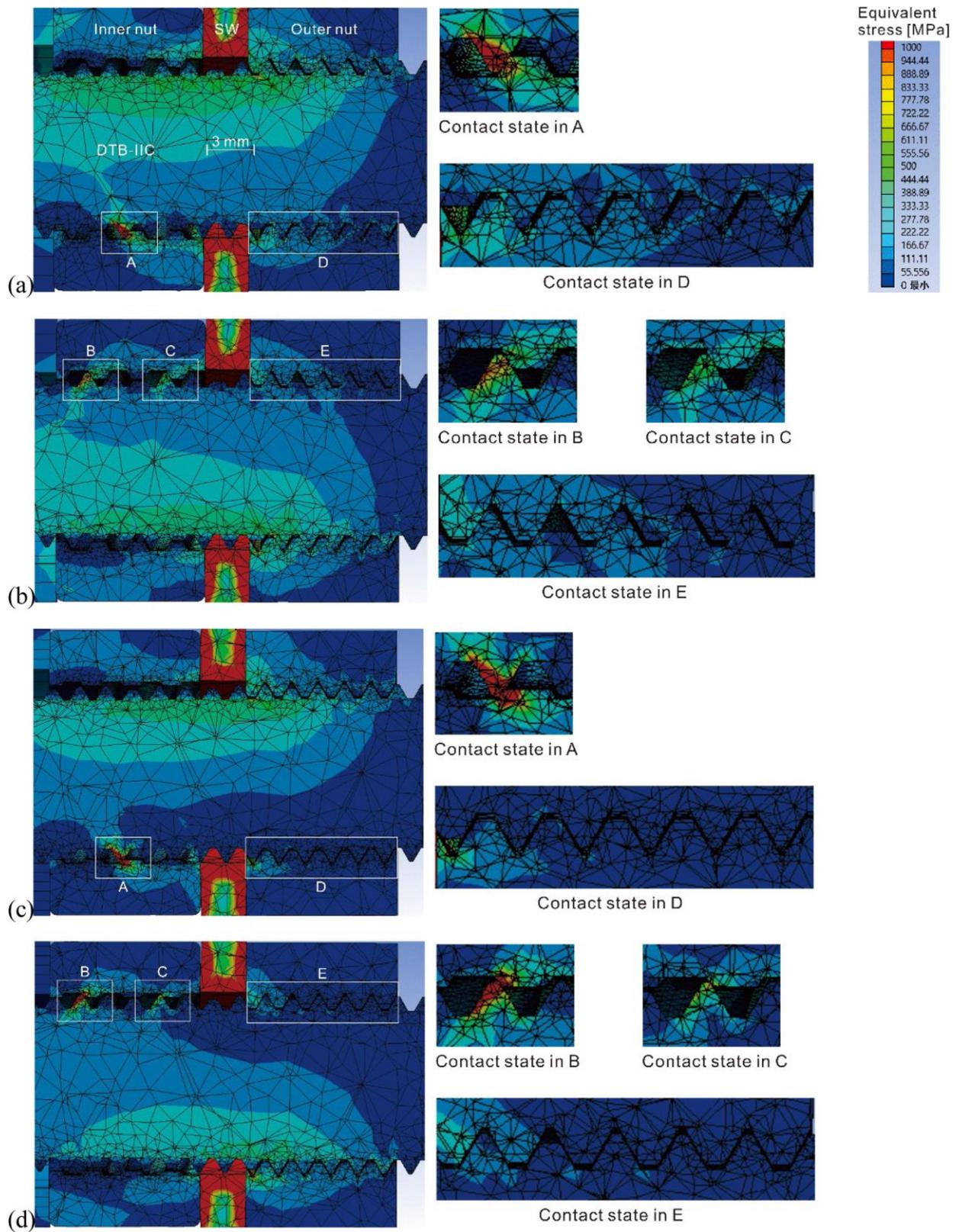


Fig. 19. Equivalent stress distribution in thread mating state for DTB-IIC and both nuts with SW: (a) DTB-IIC50 at top dead center of GP, (b) DTB-IIC50 at bottom dead center of GP, (c) DTB-IIC70 at top dead center of GP, and (d) DTB-IIC70 at bottom dead center of GP.

研究の将来的展望

これまで、主に DTB のねじ山形状の最適化に焦点を当てた開発研究が行われてきた (Takemasu and Miyahara, 2005; Shinbutsu et al., 2017; Shinbutsu et al., 2018; Amano et al., 2024) が、転造成形性と緩み止め性を同時に向上させるという課題は、まだ完全に解決されたわけではない。本報では、それをこれまで緩み止め性の向上にはほとんど効果が無いとされていた SW をナット間に挿入することにより、一つの解決の糸口が示された。一方、これまでには内多条ナットのねじ山は、各 DTB の多条ねじ溝の形状に合わせ、JIS 規格に基づいて設計されるだけで、その形状最適化はほとんど考慮されなかった。ところが、DTB-IIC60 に対し従来ナットより内径が 0.1mm 小さい内ナット (Fig. 3 のねじ先端クリアランス 0.05mm) を使用してユンカー試験を実施したところ、Fig. 20(a と b) に示すように、ゆるみ抵抗が大幅に改善され、 κ_f の値は Fig. 12(b) および Fig. 13(b) の場合と比較して各々 10% 以上増加し、SW を使用した場合は ISO 規格の rating-1 を完全に満たした。これはほんの一例に過ぎないが、それ以外にも多条ねじの溝底の形状や角度をさまざまに変えた構造も考案され、有望視されている。今後は、ナットを含めたねじ全体の形状を最適化することで、ゆるみ止め性能、量産性、使いやすさを総合的に向上させた新しい DTB の開発につながるものと期待される。

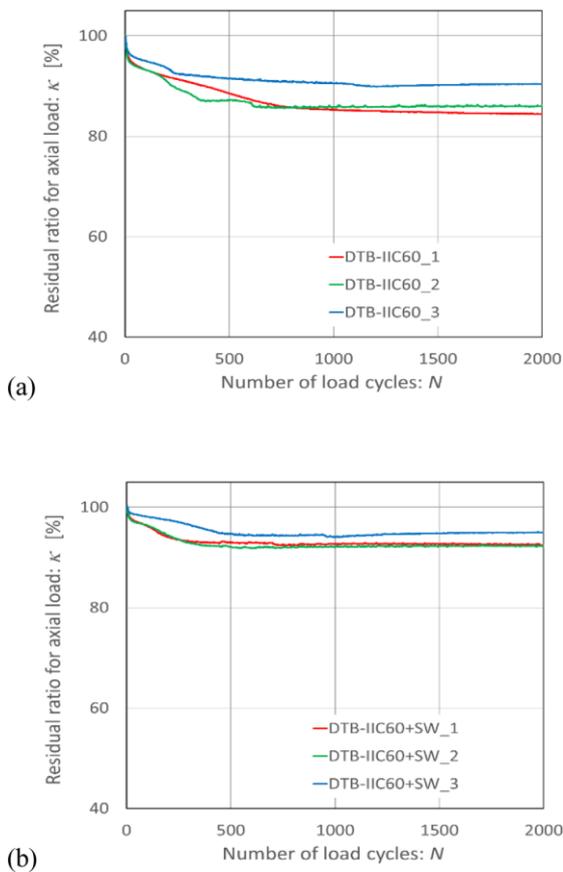


Fig. 20. Variation in residual ratio for axial load κ with number of load cycles N in Junker test of DTB-IIC60 with modified inner multi-thread nut: (a) DTB-IIC60 and (b) DTB-IIC60+SW.

結 言

主な成果は以下のようにまとめられる。

- 実際のユンカー試験では、SW の有無にかかわらず、底上げ率 β が増加すると、最終軸力残存率 κ_f は低下傾向にあり、特に $\beta = 70\%$ になると、 κ_f の減少率はより顕著になった。これは、 β の増加とともにボルトの多条ねじ溝と内ナットのねじ山との接触面積 γ が減少し、それにより緩み止め力の指標となる両ナット間の初期接触力 P_{nuts} が $\beta = 70\%$ になると大幅に低下し、羽交い絞めかみ合い状態が弱くなるためである。しかし、 $\beta = 70\%$ の SW 無しの DTB-IIC70 でも、 κ_f は 68% 以上あり、ISO 規格で規定される rating-2 の緩み止め性能は満足した。
- 両ナット間に SW を挿入すると、外ナット締結時に内ナットの連れ回りが抑制され、それが平行移動しながら締め込まれるので、ボルトねじ山右フランクと内ナットねじ山左フランクの初期隙間 δ が小さくなり、 P_{nuts} は増加し、強固で安定した jammed locking state が得やすくなる。このため、 β に関係なく、SW 無しの場合より高い緩み抵抗が実現でき、また、 β が増加するにつれ κ_f の増加率は高くなる。
- FEM による Junker 振動緩み試験のシミュレーションの結果は、DTB-IIC のボルトねじ山右フランクと内ナットねじ山左フランクの初期隙間 δ を 125-150 μm の範囲に設定することにより定量的かつ定性的に実験結果とよく一致していた。
- FEM モデル断面における相当応力分布を観察すると、ユンカー振動試験の開始直後にいずれの DTB-IIC でも jammed locking state が生じていた。しかし、 β や SW の有無により外ナットとボルトの吻合状態に明確な差異が生じ、 β が大きくなると、外ナットとボルトねじ山の接触領域が小さくなった。DTB-IIC50 では、SW を使用することにより、振動中の外ナットとボルトの吻合領域の変化が小さくなるが、DTB-IIC70 ではその効果はわずかししか認められなかった。

参 考 文 献

- Amano, S., Shinbutsu, T., Okimoto, Y., Takemasu, T., Kuwabara, T., 2024. Optimization of anti-loosening bolt based on double thread mechanism: Development of ground rolling die and effect of thread accuracy on loosening resistance. *Heliyon*. 10. <https://doi.org/10.1016/j.heliyon.2024.e28631>.
- Amano, S., Shinbutsu, T., Okimoto, Y., Takemasu, T., Shimura, J., Hasegawa, O., Kuwabara, T., 2025. Rolling Formability Optimization of Locking Bolt Based on a Double-Thread Structure Composed of Coaxial Single and Multiple Threads. *J. Manu. Sci. Eng.* 147(1): 011008. <https://doi.org/10.1115/1.4067013>.
- Fukuoka, T., 2013. *Threaded Fasteners for Engineering and Design: Solid Mechanics and Numerical Analysis*. Corona Publishing Co., Ltd. 236-255, 263-321. ISBN: 978-4-339-04644-1.
- Fukuoka, T., Nomura, M., Yai, D., 2020. Numerical Analysis of Loosening Phenomena of Bolted Joints under Shear Loads Using Helical Thread Models. *J. JIME* 55(4), 522-391528.

- <https://doi.org/10.5988/jime.55.522>.
- Fukuoka, T., 2023, Neji no Hiro to Yurumi no Boushisaku. *J. JIME* 58(3), 382-391. <https://doi.org/10.5988/jime.58.382>.
- Grabon, W., A., Osetek, M., Mathia, T., G., 2018. Friction of threaded fasteners. *Tribo. Int.* 118, 408-420. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2017.10.014>.
- Ishimura, M., Yamanaka, H., Syoji, Y., Kobayashi, T., Sawa, T., 2011. Loosening of Bolted Joints under Transverse Repeated Displacement. *Trans. of the JSME Ser. A.* 77(781), 1444-1452. <https://doi.org/10.1299/kikaia.77.1444>.
- Izumi, S., Yokoyama, T., Kimura, M., Sakai, S., 2009. Loosening-resistance evaluation double-nut tightening method and spring washer by three-dimensional finite element analysis. *Eng. Fail. Anal.* 16, 1510-1519. <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2008.09.027>.
- Junker, G., H., 1969. New Criteria for Self-Loosening of Fasteners under Vibration. *SAE Trans.* 78, 314-335. <https://doi.org/10.4271/690055>.
- Karlsen, Ø., Lemu, H., G., 2019. Fretting fatigue and wear of mechanical joints: Literature study. *IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng.* 700, 012015. <https://doi.org/10.1088/1757-899X/700/1/012015>.
- Kasei, S., Ishimura, M., Ohashi, N., 1988. On Self-loosening of Threaded Joints in the Case of Absence of Macroscopic Bearing-surface Sliding: Loosening Mechanism under Transversely Repeated Force. *J. of the JSPE.* 54(7), 1381-1386. <https://doi.org/10.2493/jjspe.54.1381>.
- Koga, K., 1969. Loosening by Repeated Impact of Threaded Fastenings. *Trans. of the JSME Ser. III.* 35 (273), 1104-1111. <https://doi.org/10.1299/kikai1938.35.1104>.
- Miyata, C., 1985. Proposal of Loosening-Proof Nuts: Stress Distribution in a Bolted Joint and Pressure Distribution on Bearing Surface of Nut. *Trans. of the JSME Ser. C.* 51(467), 1833-1837. <https://doi.org/10.1299/kikaic.51.1833>.
- Nishida, S., 1993. *Failure Analysis in Engineering Applications*. Butterworth Heineman Co., Ltd. 68-104. ISBN:9781483193779.
- Noda, N., Wang, B., Sano, Y., Kawano, R., Liu, X., Inui, Y., Takase, Y., 2022. Investigation of loosening resistance based on Junker loosening test of bolt nut connections with pitch difference. *JSAE Trans.* 53(2), 410-417. <https://doi.org/10.11351/jsaeronbun.53.410>.
- Pichoff, F., Kummel, M., Schiff, M., 2018. 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, 307. <https://doi.org/10.1051/mattech/2018029>.
- Sakai, T., 1978. Investigations of Bolt Loosening Mechanisms: 1st Report, On the Bolts of Transversely Loaded Joints. *J. of the JSME* 44 (377), 279-287. <https://doi.org/10.1299/kikai1938.44.279>.
- Sakai, T., 1978. Investigations of Bolt Loosening Mechanisms: 2nd Report, On the Center Bolts of the Twisted Joints. *J. of the JSME.* 44 (377), 288-292. <https://doi.org/10.1299/kikai1938.44.288>.
- Sase, N., Nishioka, K., Koga, S., Fujii, H., 1998. An Anti-loosening Screw-fastener Innovation and its Evaluation. *J. Mater. Proc. Tech.* 77, 209-215. [https://doi.org/10.1016/S0924-0136\(97\)00419-6](https://doi.org/10.1016/S0924-0136(97)00419-6).
- Sato, S., Tumura, T., Otiai, K., 1978. Studies on Loosening Mechanism of Bolt Nut Units (1st Report): On the Friction Torque. *J. of the JSPE* 44 (518) 161-166. <https://doi.org/10.2493/jjspe1933.44.161>.
- Sato, S., Hosokawa, S., Yamamoto, A., 1985. Studies on Loosening Mechanism of Bolt Nut Units (2nd Report): A Solution for Self-loosening Mechanism in the Repeated Tensile Loads. *J. of the JSPE.* 51 (8) 1540-1546. <https://doi.org/10.2493/jjspe1933.51.1540>.
- Shinbutsu, T., Amano, S., Takemasu, T., Kuwabara, T., 2017. Thread Rolling and Performance Evaluation of New Double-Thread Bolt: Study on Development of Antiloosening Bolt Fasteners Based on Coarse-Single Coarse-Multiple Double: Thread Mechanism, 1st Report. *J. of the JSTP.* 58(676), 404-410. <https://doi.org/10.9773/sosei.58.404>.
- Shinbutsu, T., Amano, S., Takemasu, T., Shimura, J., Sakamoto, M., Kuwabara, T., 2018. Thread Rolling and Performance Evaluation of Modified Double Thread Bolt: Study on Development of Antiloosening Bolt Fasteners Based on Coarse-Single Coarse-Multiple Double-Thread Mechanism, 2nd Report. *J. of the JSTP.* 59, 71-77. <https://doi.org/10.9773/sosei.59.71>.
- Takemasu, T., and Miyahara, H., 2005. Development of Thread Rolled Anti-Loosening Bolts Based on the Double Thread Mechanism and a Performance Evaluation. *JSME Int. J. Ser. A.* 48(4), 305-310. <https://doi.org/10.1299/jsmea.48.305>.
- Yamamoto, A., Kasei, S., 1977. Investigation on the Self-loosening of Threaded Fasteners under Transverse Vibration: A Solution for Self-loosening Mechanism. *J. of the JSPE.* 43(508), 470-475. <https://doi.org/10.2493/jjspe1933.43.470>.