

博 士 学 位 論 文

題目

ナットの回転緩みを止める二重ねじ構造ボルト開発

Development of double thread anti-loosening bolt
to prevent nuts' reverse rotation

東京農工大学大学院工学府博士後期

機械システム工学

専攻 平成 28 年度入学

学籍番号 16833007

氏名

新仏利仲

指導教官氏名

桑原利彦 教授

受領印

目次

第1章 緒 論

.....	1
1.1 研究背景	1
1.1.1 ねじの現状と歴史	1
1.1.2 ねじの弱点, 「緩み」	5
1.1.3 惹起された事故	6
1.2 過去の研究	10
1.2.1 研究の傾向	10
1.2.2 緩み止め機能の原理	16
1.2.3 研究の評価	24
1.3 本研究の目的.....	25
1.4 本論文の構成	26
参考文献	29

第2章 並目一条・細目一条

二重ねじ構造ボルト DTB-I の転造加工法の開発

— 従来型 DTB のねじ転造による量産化技術の確立と疲労強度の向上 —	43
2.1 緒 言	43
2.2 並目一条・細目一条二重ねじ (DTB-I) の構造.....	45
2.3 実験方法	47
2.3.1 ねじ転造実験	47
2.3.2 振動緩み試験	50
2.3.3 疲労試験	52

2.4	ねじ転造実験結果	55
2.5	性能評価試験結果	62
2.5.1	振動緩み試験	62
2.5.2	疲労試験	63
2.6	結 言	65
	参考文献	66

第3章 並目一条・並目多条

新型二重ねじ構造ボルト DTB-II の提案

	— ねじのリード差拡大による締結手順の簡素化と振動緩み止め性の向上 —	69
	— 細目ねじを並目多条ねじに変更、2種類ねじのリード差を拡大 —	
3.1	緒 言	69
3.2	並目一条・並目多条二重ねじ構造	70
3.3	実験および解析方法	74
3.3.1	ねじ転造実験装置，方法および条件	74
3.3.2	FEMによるねじ転造シミュレーション	77
3.3.3	準静的引張り試験	79
3.3.4	振動緩み試験	80
3.4	転造実験および解析結果	82
3.4.1	ねじ転造実験	82
3.4.2	ねじ転造シミュレーション	84
3.5	性能評価試験結果	89
3.5.1	準静的引張り試験	89
3.5.2	振動緩み試験	92

3.6 結 言	94
参考文献	95

第4章 多条ねじの条数を減じた

改良型 DTB-IIB の開発と性能評価

— 条数を選択的に減じることによる耐ねじ抜け性および疲労強度の改善 —	96
4.1 緒 言	96
4.2 並目一条-並目多条改良型二重ねじのねじ部の構造	97
4.3 実験および解析方法	102
4.3.1 ねじ転造シミュレーション	102
4.3.2 ねじ転造実験	105
4.3.3 準静的引張り試験	106
4.3.4 疲労試験	106
4.3.5 振動緩み試験	106
4.4 ねじ転造シミュレーションおよび実験結果	107
4.5 性能評価試験結果	116
4.5.1 準静的引張試験	116
4.5.2 疲労試験	121
4.5.4 振動緩み試験	123
4.6 結 言	124
参考文献	125

第5章 多条ねじ溝を底上げした

新改良型 DTB-IIC の開発と成形性評価

—ねじ溝底部の塑性ひずみ低減による転造成形性及びダイス工具寿命の向上—	126
5.1 緒 言	126
5.2 並目一条・底上げ並目多条新改良型二重ねじの構造	127
5.3 実験および解析方法	132
5.3.1 ねじ転造シミュレーション	132
5.3.2 ねじ転造実験	134
5.3.3 準静的引張り試験	134
5.3.4 疲労試験	134
5.3.5 振動緩み試験	134
5.4 ねじ転造シミュレーションおよび実験結果	135
5.5 性能評価試験結果	140
5.5.1 準静的引張り試験	140
5.5.2 疲労試験	144
5.5.3 振動緩み試験	147
5.6 結 言	148
参考文献	149

第6章 結 論

.....	150
6.1 本研究の総括	150
6.2 今後の課題.....	152
謝 辞	154

第 1 章 緒 論

1.1 研究背景

1.1.1 ねじの現状と歴史

電製品やパソコン，乗りものや橋脚，鉄塔などの野外構築物など，身の回りにはねじが数多く使われている．日本ねじ工業協会の資料¹⁾によると，2016年日本でのねじ生産は301万トン，生産金額は8511億円となっている（Fig.1.1参照）．

乗用車1台1.3トン換算で230万台分，M12の首下長さ60mmのねじ重量64g換算で4,700万本となり，生産量の規模の大きさが伺える．但し，このねじ本数は単価で計算すると18,100円になることから，実際のねじはもっと小型のものが主流になっていると思われる．

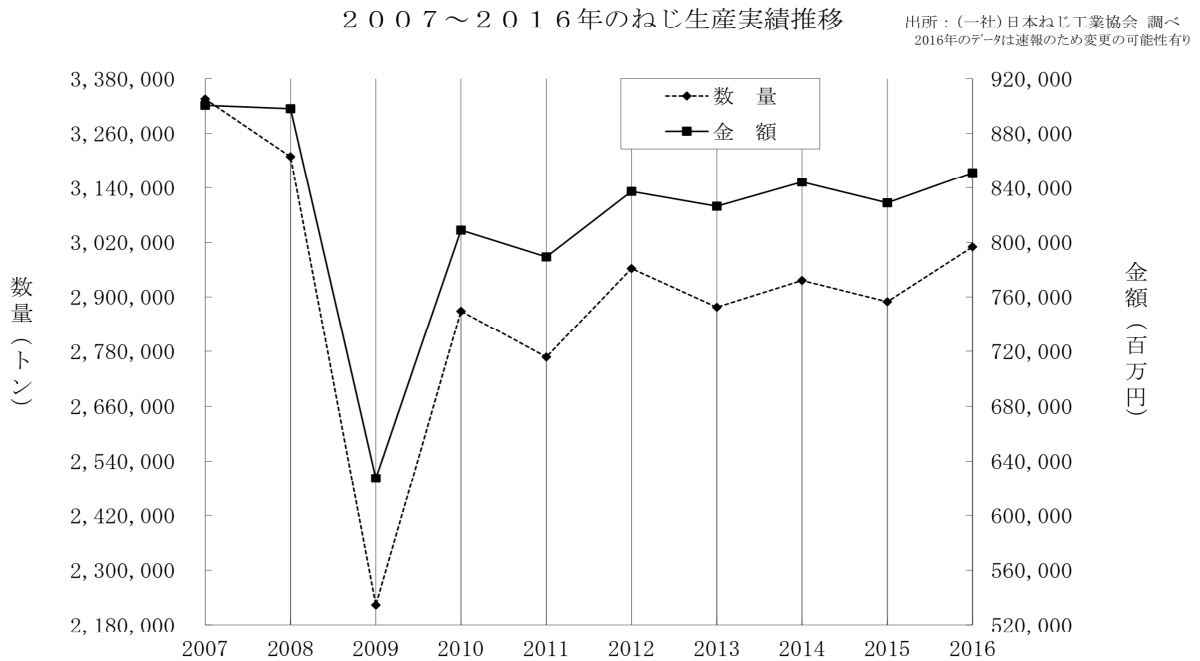


Fig. 1.1 Japanese screw production record¹⁾

半導体を現代社会に必要な不可欠なものとして「産業の米」と言い、同じく半導体よりも小さく不可欠なねじのことを「産業の塩」と言われている。

そのねじの考え方の元になるつまき線の最初の発明者はイタリア出身のプラトンとも親交のあったアルキタス (Archytas/BC430~365) と言われている。ねじと言っても、円筒面内での三次元螺旋曲線 (アルキタス曲線) の考案である。彼は空間曲線の解析に優れた見解を示し、力学的現象に初めて数学的解析手法を試みた。当時三大難問の一つとされた任意の立方体の 2 倍の体積を持つ立方体を求める問題を解くために、円筒曲面内での三次元螺旋曲線 (アルキタス曲線) を考案したといわれている。立方体倍積問題とは、一辺の長さが s 、体積が $V = s^3$ のある立方体に対し、体積が $2V$ 、つまり一辺の長さが $2^{1/3}s$ の立方体を与える問題である。彼は回転体の 3 つの面の交点としてこの問題を解いた。これがねじの発明の一つの根拠とされる ^{2),3)}。

別説では、さらに前の新アッシリア王国のセナケリブ (Sennacherib/在位・BC709-681) が現バグダードの北西 400Km、チグリス河畔のニネヴェに遷都して「空中庭園」を築き、そこでねじポンプを使用していたといわれる ⁴⁾。

その後、前 6 世紀にバビロン (現バグダード南方 90km) の庭園では螺旋揚水機が使われていた。この螺旋揚水機を元にして平面における螺旋理論を立体に拡張し、その応用でねじポンプを改良したといわれるのがギリシャのアルキメデス (Archimedes/BC287~BC212 ころ) の揚水ポンプである ⁵⁾ (Fig.1.2 参照)。

ねじらしい歴史としては下記のような経緯がある。

紀元前後には「レバー・ねじ・プレス」が、「ぶどうを圧縮してワインを作る時、あるいはオリーブの実を搾って油を採る時にプレス (圧縮機) が使われていた」とイタリアのプリニウス (Plinius) により記述されている ⁶⁾ (Fig.1.3 参照)。

また、エジプト出身、ヘロン (AD10~70) の著書「Mechanica/ (メカニカ)」 (アラビア語の写本が現存) にねじプレスの著述もある ⁷⁾。AD79 年 8 月 24 日にナポリ近郊のヴェスヴィオの噴火による火砕流で埋没したポンペイでは、縮絨 (羅紗, ラシャ) 工房の壁面にねじプレスが描かれている。当時既に左右ねじが常用化されていたことがわかる。また遺跡の食料品店跡に木製三角ねじの果汁絞り機が復元されている。当時の大型ねじは木製である (Fig.1.4 参照)。

また、ヘロンは「Mechanica」の第二巻で、五つの単一機械「てこ、輪軸、滑車、ねじ、くさび」について記している⁷⁾。彼は精密ねじを利用した測量用照準儀「dioptra/ディオプトラ」を発明した（**Fig.1.5** 参照）。

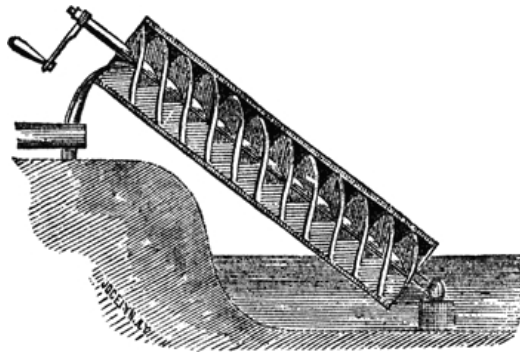
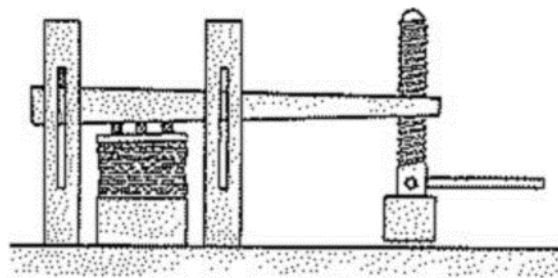


Fig. 1.2 Archimedes of water pumps⁸⁾



(b) レバー・ねじプレス (大プリニウス)

Fig. 1.3 Lever / screw press⁹⁾

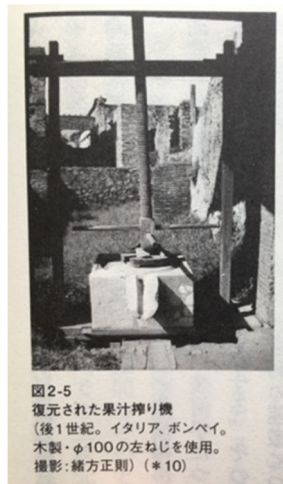


Fig. 1.4 Juice squeezer of restored wooden triangular thread¹⁰⁾

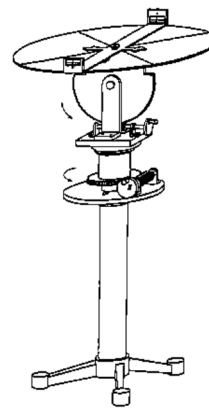


図2-3
測量儀ディオプトラ (後1世紀) (*9)

Fig. 1.5 Dioptra¹⁰⁾

木製のねじに替わって金属製ねじが使われたのは15世紀になってドイツのグーテンベルクがねじを使ったプレス機を印刷に使ってからだ。その後の製鉄技術の進歩で鉄製のねじは広く使われるようになる¹¹⁾。そして1500年ころにレオナルド・ダ・ヴィンチが機械要素としてねじを使った。これがねじの締結用として使われるようになった初めとされている¹²⁾。

続いて、18～19世紀に掛けて起こった産業革命でねじは多く使われるようになった。当初のねじは手作りで汎用性が無かった。その後不便さを解消させるためにイギリスのジョセフ・ウィットウォースがねじのピッチなどを統一して互換性を持たせるべく1841年にねじ山の角度を55度として標準化したウィットウォースねじを提案して、統一した規格が作られるようになった。

米国では、1868年にねじ山の角度が60度のウィリアム・セラーズが改良した「インチ系ねじ」を標準規格とした。1948年より更に北米圏規格として発展した。

一方、欧州では1898年に仏、独、スイスでねじ山の角度が60度の「メートル系ねじ」が採用され普及した。

1947年には国際標準化機構(ISO)が設立されて「メートルねじ」・「インチネジ」が規格化された。

日本では航空機用のインチネジを除いて、JISでメートルねじを標準とした。

このような長い開発の歴史を経て、現在、ねじは万全なる規格、製造法が確立され、技術面ではすでに完成品として扱われるようになっている。

1.1.2 ねじの弱点、「緩み」

ねじは分解、点検、補修のために、しっかり締まる機能の上に簡単に外れるという逆の機能も持ち合わせなければならない。この簡単に外れると言う機能が不要であれば溶接、リベット締め、組み込みなどでしっかり固着すれば用は足りるからだ。このように楽に締めてしっかり固定し、楽に外れると言う矛盾した用途に用いる器具なので、現在は慎重な取り扱いと点検を実施しつつ使用され、その機能を発揮している。日々進歩している各種最新鋭の機械装置の中で、ねじは装置の要素間を繋ぎ止めているが、装置の単一要素には完成度の高い製品になっているにも拘らず、それらの要素間を繋ぎ止めているボルト類が緩み、装置総体としての機能を損なうことがある。装置全体の信頼性を損なう

事に繋がるこの緩みの問題にはあらゆる分野で悩まされ続けている。緩みは問題になるにも拘らず、それを使用する企業での認識はまだ浅い。元デンソーに在籍していた岡本邦夫氏は、当社の技術者で緩みに付いてきちんと理解しているのは 20～30%位しかいないと警鐘を鳴らしている¹³⁾。

この緩みの不具合に依って惹起される事故はねじの最も大事な締結機能が失われることにより外構構築物の送電鉄塔や橋梁などの損壊をもたらす^{14),15)}。製鉄所内で設備停止時間の 20%がボルト・ナットに関するもので、そのうち緩みに起因した事故が 85%ある、との報告もある¹⁶⁾。場合によっては人命を失う重大事故にも繋がることもある。特に多数の人が利用する飛行機、電車などの公共交通機関や、車での転覆事故は痛ましいものとなり、未だに各国、各地で発生している。この深刻な事態に対し、ISO 規格 16130 や DIN 規格 65151/25201 規格が更に高度に緩み評価試験規格を更新している。

1.1.3 惹起された事故

このボルトのゆるみに関する危険性を検索してみると¹⁷⁾、日本語「ボルト 緩み事故」で、247 千件、英語「bolt loose accident」で 539 千件、更に別の検索では¹⁸⁾、各 86 千件、660 千件が検索結果数となる。近年の国内外において次のような事例がある。

- 「笹子トンネル下り、不具合 670 カ所 ボルト緩みなど」
国交省によると、笹子の下りには、つり金具をトンネル最上部に固定するアンカーボルトが約 1 万 2 千カ所ある。不具合が見つかったのは、このうちの 632 カ所で、内訳は脱落 2 カ所、緩み 608 カ所、腐食による欠損 22 カ所¹⁹⁾ (**Fig.1.6** 参照)。
- 「ボルトの緩みが原因 東京ビッグサイトのエスカレーター逆走。」大型展示場「東京国際展示場（東京ビッグサイト）」（東京・江東）で 2008 年 8 月、上りのエスカレーターが急停止後に逆走して 10 人がけがをした事故で、国土交通省の社会資本整備審議会は 19 日、ボルトの緩みでモーターの位置がずれ、ステップを動かす歯車に動力が伝わりにくくなったことを原因とする報告を公表した^{20),21)} (**Fig.1.7** 参照)。
- 海外での事例では、フランスで「Paris rail crash 'caused by loose bolt' PUBLISHED: 00:36, Sun, Jul 14, 2013」²²⁾ (**Fig.1.8** 参照)。

- 英国では「Rail Accident Report, Progress Report: Derailment at Grayrigg, Cumbria 23 February 2007」²³⁾ (**Fig.1.9** 参照) などとボルト緩みが事故に繋がるケースが報道されている。



Fig. 1.6 Sasago Tunnel Accident by loose bolt²⁴⁾



Fig. 1.7 Escalator reverse run accident by loose bolt²¹⁾



Fig. 1.8 Paris rail crash by loose bolt²²⁾



Figure 6: The train in its final position

Fig. 1.9 UK rail crash by loose bolt
Published: The Rail Accident Investigation
Branch, Department for Transport.²³⁾

国土交通省から2002年9月5日に出された「リコールの原因調査・分析検討調査報告書」によれば、リコールの原因はボルト・ナット・座金が5年間270件のリコールの中で、ホース・パイプ・チューブ、配管の52件について2番目の31件に上っている。同じく国土交通省より2016年11月4日、「大型自動車などの車輪の脱落事故防止について」で、ホイール・ボルトの締め付け点検を要請する通知が出ている。更に2017年11月31日には近年の減らない大型自動車のホイール・ボルトが原因の脱輪事故に注意喚起が促されている²⁵⁾。事実脱輪による事故は最近になって再び増えている（Fig.1.10 参照）。

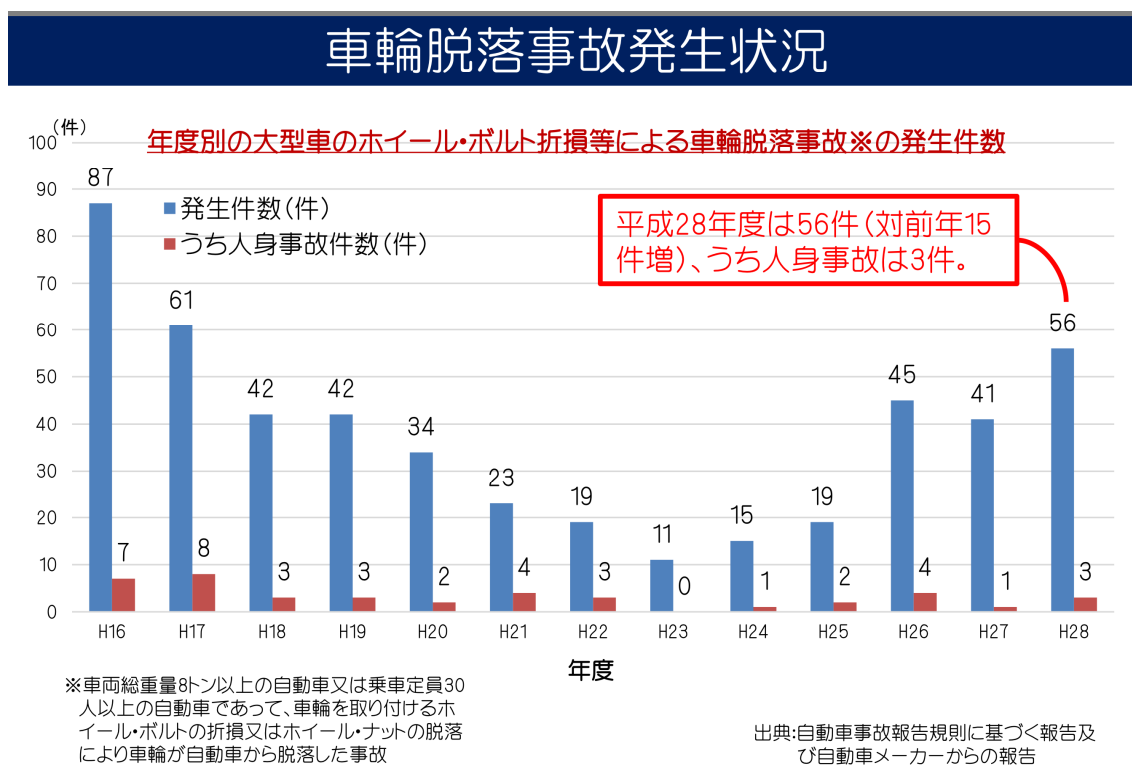


Fig. 1.10 The wheels fall off the accident situation²⁶⁾

1.2 過去の研究

NII（国立情報学研究所）が提供する、日本の学術論情報データベース・サービス、CiNii（学術情報ナビゲーター「サイニイ」²⁷⁾の「ボルト 緩み」のキーワードで日本の論文を検索し^{28)~112)}、内容をまとめると以下ようになる。

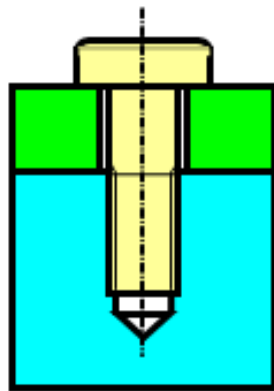
(2017年10月23日現在)

緩みの評価・予測が58%、緩み止めの開発が8%、疲労寿命延長の研究が7%、その他28%となった。多くの研究者が緩みの評価・予測を研究している。このことから、ボルトは緩むものだから、未然に察知しようとする研究傾向が存在することがわかった。

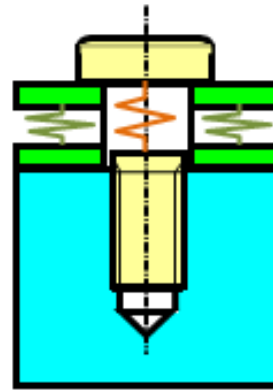
1.2.1 研究の傾向

緩みが生じた場合に続いて発生するのは軸力の低下であり、さらに進捗すれば締結の状態が損なわれての締結物の分離となる。はじめに起こる軸力の低下はボルトの脱落に至らない場合でもボルトの破損を引き起こす。軸力の低下が破損事故を引き起こすという研究は以前からなされている。即ち、軸力の低下がいかに危険かを下記する。

ねじが締結機能を達せられるのは「ボルト、被締結体、ナットのすべては力加わると変形する」からである。ボルトを回すと座面が被締結体に接触し、その後もボルトを回し続けると座面は被締結体に接触したまま回転し、ねじ面は滑りながら軸方向に進むためボルトに伸びが発生する。このときフックの法則に従いボルト軸方向に発生する力が軸力となる。それと同時に、この軸力によって被締結体が圧縮される。このような仕組みでボルトによる締結力が得られるので、もしこれらすべてが剛体ならいくらボルトを締めつけても軸力は発生しない。そのため、簡単にねじが緩んだり、被締結体が滑ったり、口開きをおこしたりする。なお、軸力がかかっている状態とは、プリロード（予張力）がかかっている状態、ということである(Fig1.11)。



剛体の場合、軸部も被締結体も変形しないので、接触部での力のやりとりは発生しない。よって接触部での摩擦力は得られない ($\mu \times$ 垂直抗力)



弾性体の場合、軸部は伸び、被締結体は圧縮を受け、接触部で互いに力のやりとりが発生する。よって、接触部で摩擦力が発生する。

Fig.1.11 Axial force generation ¹¹³⁾

さて、外力として引張り方向（被締結体を引き離す方向）に荷重 W が作用する場合を考える。ここで、ボルトのばね定数（弾性係数）を K_B 、被締結体のばね定数を K_C と設定する。

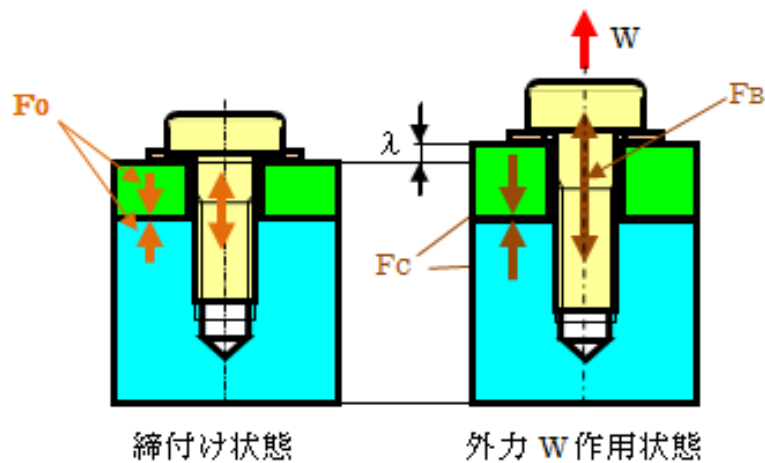


Fig.1.12 Change in axial force¹¹³⁾

締結体に外力 W が作用すると、ボルトの軸力は $F_0 \rightarrow F_B$ に変化し、被締結体の圧縮力は $F_0 \rightarrow F_C$ に変化する。すると、Fig.1.12 のようにボルトと被締結体はそれぞれ λ だけ変形する。このとき、力の釣り合いから以下の式が導き出せ F_B が求められる。

$$\begin{aligned}
F_B &= W + F_C \\
F_B - F_0 &= K_B \lambda \\
F_C - F_0 &= -K_C \lambda \\
&\downarrow \\
F_B &= F_0 + K_B W / (K_B + K_C) \quad (1.1)
\end{aligned}$$

これを図式化すると、次のようになる(Fig1.13).

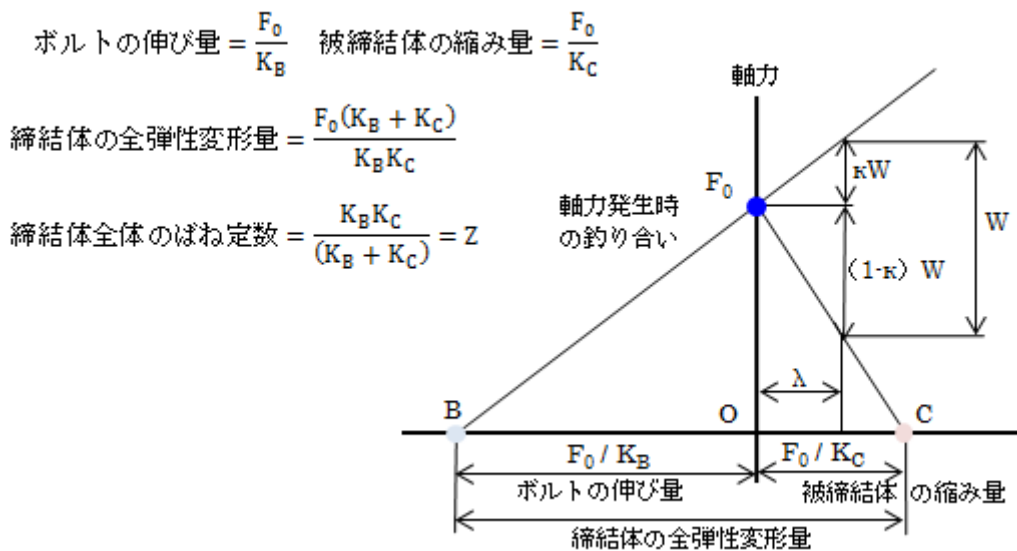


Fig1.13 Tightening diagram when external force is applied¹¹³⁾

(1-1) 式から、外力 W が締結体に作用した場合純粋に初期の軸力に外力 W が足されるのではなく、外力 W の $K_B / (K_B + K_C) = \kappa K_B / (K_B + K_C) = \kappa$ 倍 (< 1) だけ足される、ということになる。この倍数 κ を“内外力比”と呼ぶ。この内外力比が存在することによりボルトは外力より小さい κW の応力分担で対応出来ることになる。しかし、一旦緩むと締め付け力が無くなり、内外力比が消え、ボルト本来の機能を失い、切り欠き丸棒の状態となり、とたんに破損の危険性を増すことになる。

このような危険を孕みながら、産業の中心が機械から電気、電子、情報という風に変遷し技術者の機械離れが懸念されている現状¹¹⁴⁾ (Fig1.14 参照)ではあるが、一方で世界的に人の移動が盛んになるにつれ交通機関の安全性に大きく影響を及ぼす移動手段の安全を確保することは必須の状況でもある。

23. 会員数の変遷

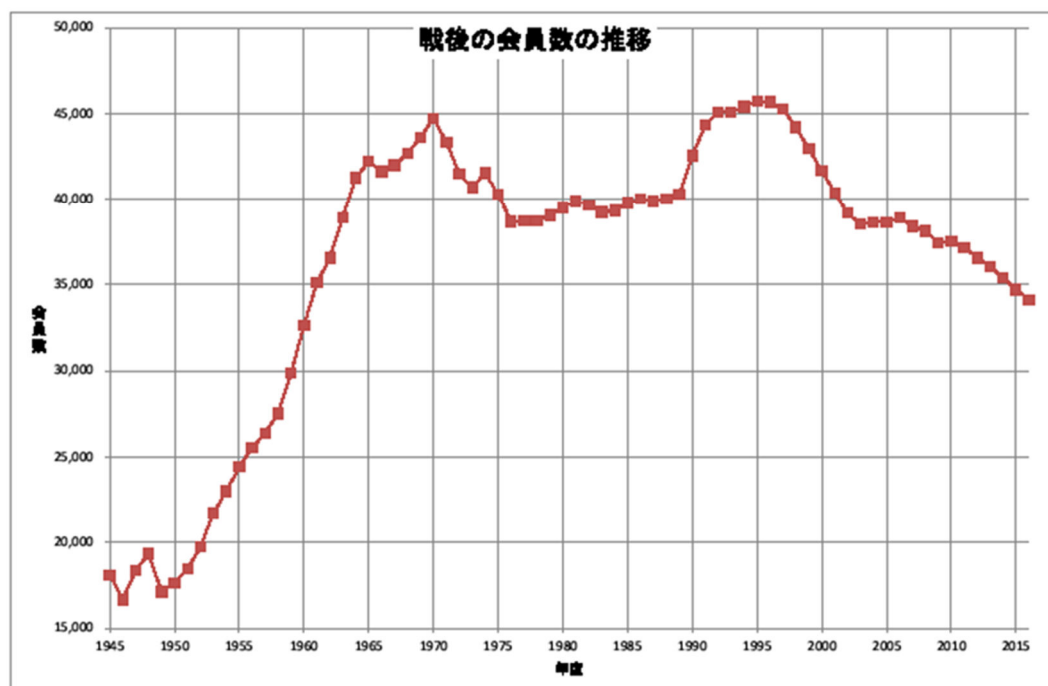


Fig. 1.14 Number of member of the Japan Society of Mechanical Engineers¹¹⁴⁾

そのためにボルトの緩み安全性の研究は更に盛んに行われている様子が研究者の論文情報から垣間見ることが出来る。

CiNii (学術情報ナビゲーター) [サイニイ] の検索設定「Article - All」で検索を試みた(2017年12月12日時点)。

「ボルト 緩み」での検索結果は134件ヒットがあり、10年区切りでの年代別に；1930年代が4件、1980年代が3件、1990年代が8件、2000年代が64件、2010年代が55件となっている。

「Bolt loosening」での検索結果は 317 件がヒットし、10 年区切りでの年代別件数は；1960 年代が 1 件，1970 年代が 11 件，1980 年代が 19 件，1990 年代が 17 件，2000 年代が 163 件，2010 年代が 106 件となっている。この様にこの 20 年間にかなりの注目度が増している（Fig.1.15 参照）。

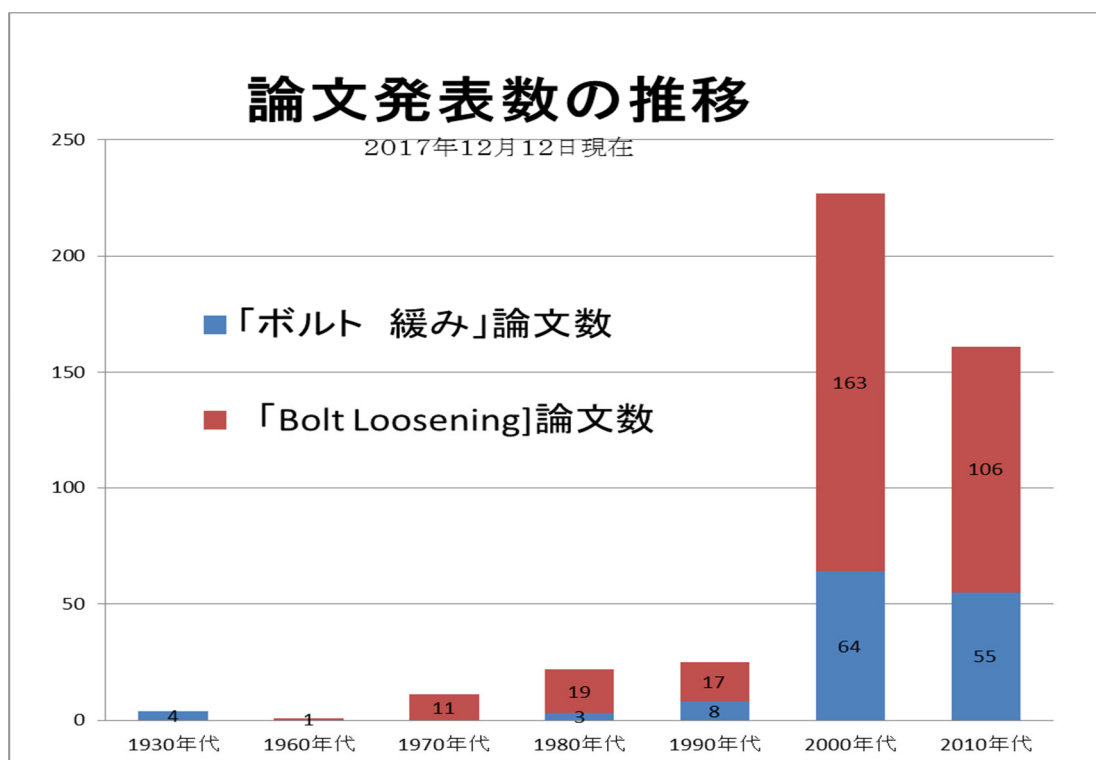


Fig. 1.15 Number of information by age

JDreamIIIという、科学技術や医学・薬学関係の国内外の文献情報を検索できる、日本最大級の科学技術文献データベースで¹¹⁵⁾、1980年よりの研究発表、或いは図書への寄稿などを対象として「ボルト 緩み防止」のキーワードで検索した（2017年10月23日時点）。ナット・ボルト間のピッチを故意に狂わせて摩擦力を増す方式が8件、本研究の元となる並目・細目ねじの二重ねじによる機械式緩み止め方式が、9件ある。他には偏心ナットでボルト・ナット間の摩擦を増加、部分的にボルトのねじ螺旋のリード角のゼロ、ボルトのねじ山にばね性を持たせてナットとの摩擦増加、ボルト・ナット間に中詰め材の挿入などを基本原理とした多種の方式がある。この様に上述した方式の殆どの緩み止めは学術分野を利用せずに開発が進んでいる。

また更に、特許・実用新案を独立行政法人工業所有権情報・研修館の特許情報プラットフォーム「J-PlatPat」¹¹⁶⁾で同様に「ボルト 緩み防止」でキーワー

ド検索すると、222件がヒットした。結果を **Fig.1.16** に示す(2017年10月24日時点)。出願公開の発効日を年別で見ると件数は下記のように直近の20年ほどでかなり関心が寄せられているのが分かる。この20年より以前にも緩みの引き起こす事故があったにも拘らず研究はあまり行われていなかった。ねじは緩むものとして点検保守を適切に行い使用するものと位置付けられていたと考えられる。ところが近年完成度の高い各種装置が生産されるにつれ、深刻な問題として点検保守に頼りすぎない「緩み」の対策が認識されることになったと思われる。

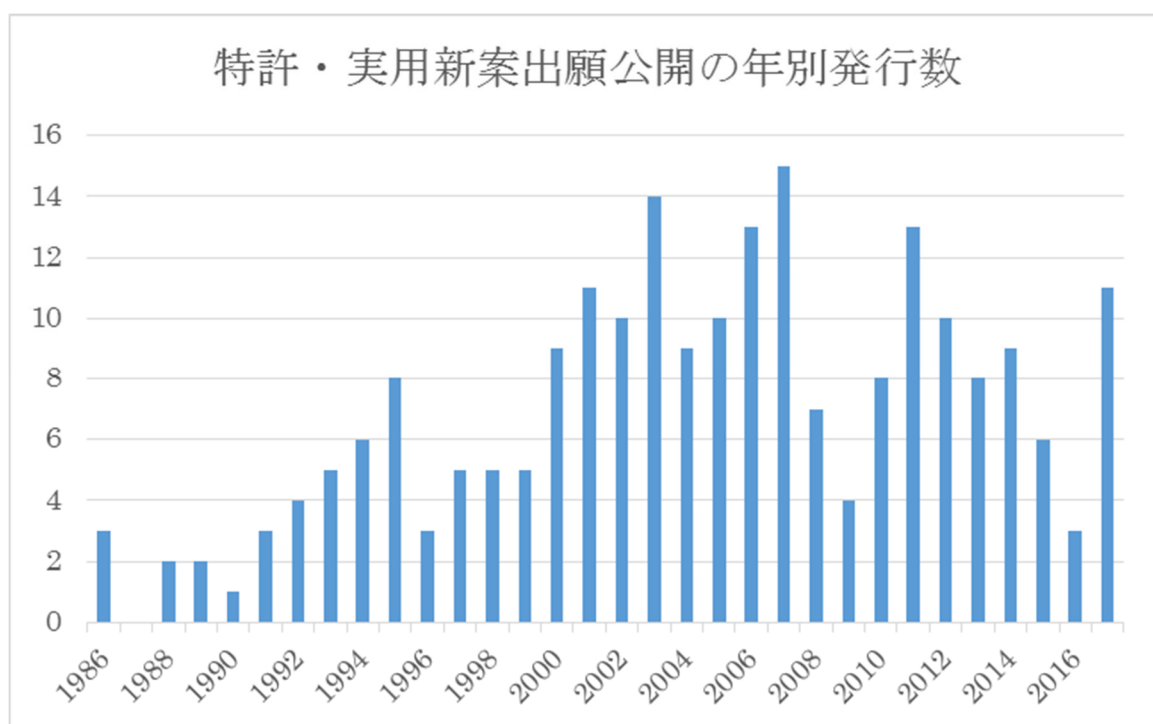


Fig. 1.16 Yearly document number of "bolt / loose prevention"

1.2.2 緩み止め機能の原理

ねじの回転緩みは、初期段階においては、ボルト・ナット・被締結物に掛かる外力により相互間の「へたり」により相互間に生じている面圧が低下し、摩擦力が低下することによって生ずる。福岡はその「へたり」には諸説があるが、その発生を防ぐことは不可避であると述べている¹¹⁷⁾。また「へたり」と同様に温度の影響によっても、膨張率の差があるボルト・被締結物の間で面圧が下がり摩擦力が減少し、振動により緩みが助長される事もある。酒井はゆるみに大きな影響を及ぼすのは軸直角方向の振動で、その外力振動がある一定以上に達し、それが繰り返されるときのボルト・ナット間に生ずる「すべり」がナットの回転緩みを引き起こすとを理論的に説明している¹¹⁸⁾。これは既にこの分野では共通の概念になっており、DIN規格、ISO規格には、軸直角振動だけが緩み評価の対象になっていることから理解できる^{119),120)}。しかし、振動は多くの方向要素が現実には複合されている。その中で軸方向振動は直接ボルト・ナット間に「すべり」起こさせる因子とはならないが、軸芯を中心とした回転振動はナットの回転緩みの因子になりうる。また、実際には回転方向の振動もあり、回転と軸直角の振動を複合させて緩みのテストをしたところ、単なる軸直角振動とは大きく違う結果も出ている。この様に緩みの原因となる誘引要素としては回転振動も加えるべき開発テーマと考える。これらの多種の緩み誘導因子に対応した緩み止ボルトを本研究の対象としその原理を下記する。

「ナットの戻り回転によるねじの緩み」を防止するための単純明快かつ最も確実な方法は、ナットが緩もうとする方向に、絶対に動かない剛体の固定壁を置くことである。しかし、一本一本のボルトに対してその種の剛体壁を設けることは現実的ではない。そのため、通常の緩み防止部品の多くは、ナットの戻り回転をできるだけ抑止するために、回転方向の摩擦力を極力増強する機構になっている。

これに対し、二重ネジは摩擦力の増強だけでなく、あたかも上述の剛体壁が存在するかのような原理になっている。これは、ねじの“斜面の原理”を用いて以下のように説明できる。

一本のボルトに二個のナットが組まれている場合 (Fig. 1.17) において、ナット I およびナット 0 は相手を乗り越えて進むことはできない。また、ナット同士が接触している場合は、ナット I と 0 が同時に緩み方向 (Fig. 1.17 では右方向) に進むためには、各々のナットの同一回転角当たりの進み距離が双方で等しいか、あるいは 0 の進み量が I のそれより大きい場合に限られる。

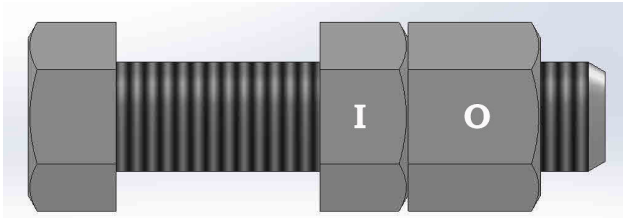


Fig.1.17

ナットが回転して進む量はねじ山のリード角により決まる。Fig. 1.18 に示すように、ナット I のリード角を α 、ナット 0 のそれを β とすると、各々のナットの同一回転角当たりの進み量は、ナット I が CA 、ナット 0 が ca となる。

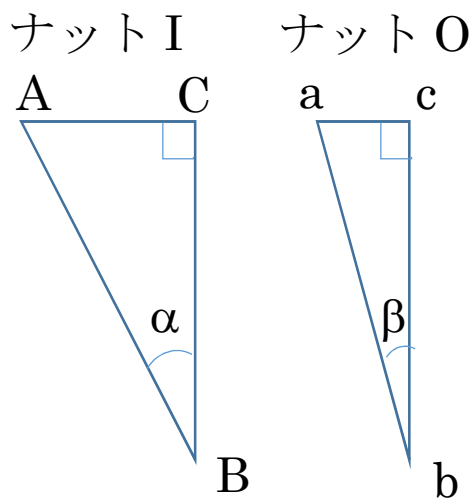


Fig1.18

CB, cb はナットの回転量。
 BA, ba はネジ山にそって移動する量
 α, β はネジのリード角。
 CA, ca は回転でボルト上を進む量
 $CA = CB \tan \alpha$
 $ca = cb \tan \beta$

このとき、二つの接触したナット I と 0 が右ねじとして緩む方向に左回転できるのは、 $CA \leq ca$ の場合、すなわち、 $\alpha \leq \beta$ の場合に限られる。それとは逆に、 $\alpha > \beta$ の場合には、ナット 0 は I に対してあたかも物理的な壁として立ち上がることになる。またそのブロック効果は、両ナットの同一回転角当たりの進み量の差 $|ca - CA|$ に比例して大きくなる。これが二重ねじの緩み防止原理であり、“機械的ロック機構”と言われる所以である。

通常の緩み防止機構は、ナットの戻り回転を抑えるために、ねじ斜面や座面等の摩擦係数をできるだけ大きくする工夫はなされてはいるが、剛体壁は存在しない。これに対し二重ねじ構造では、内ナットに対する外ナットの仮想剛体壁効果により、両ナットの戻り回転がほぼ完全に抑止され、極めて高い緩み止め性を発揮するのである。

本研究ではこのリード差の原理に基づいて、2章ではリード角が $\alpha > \beta$ ($=0.5\alpha$)となる並目ねじと細目ねじの組み合わせの二重ねじ (DTB-I) の、3章から5章では、 $\alpha > \beta$ ($=0.5\alpha, 0.3\alpha, 0.25\alpha$)となる1条並目ねじと多条並目ねじの組み合わせの二重ねじ (DTB-II) の開発を行った。

今までも、ヒラ座金、ばね座金、歯付き座金、割りピン、ワイヤ法、ダブルナット等さまざまな緩みに対応した防止策が採用されている。

- 割りピン. **Fig.1.19** 参照 ¹²¹⁾
- ロックワイヤ. **Fig.1.20** 参照. ^{122), 123)}



Fig. 1.19 Split pin¹²¹⁾

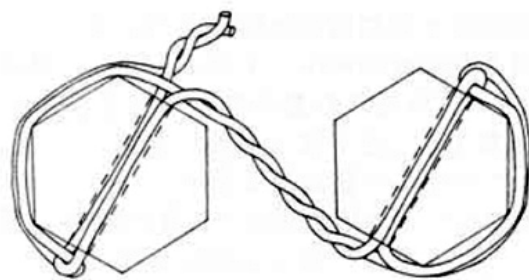


Fig. 1.20 Lock wire¹²²⁾

その他にも近年では民間の中小企業が鋭意に、様々な開発品を提供している。その主なものには下記のような製品がある。

- 偏心ナット ハードロック工業様 HP より ¹²⁴⁾ (**Fig.1.21** 参照).
- リード差利用方式座金 実川製作株式会社様 HP より ¹²⁵⁾ (**Fig.1.22** 参照).
- 板バネ抑えのナット. 株式会社富士精密様 HP より ¹²⁶⁾ (**Fig.1.23** 参照).
- ナイロンワッシャー内蔵ナット. ナイロンナット ロックファスナー株式会社様 HP より ¹²⁷⁾ (**Fig.1.24** 参照).
- スリットナット 株式会社 NKE 様 HP より ¹²⁸⁾ (**Fig.1.25** 参照).
- ナイロン樹脂ボルト 株式会社南部製作所様 HP より ¹²⁹⁾ (**Fig.1.26** 参照).

- ナットに内蔵されたスプリングによる緩み，脱落防止ナット。
ハイパーロードナット 株式会社様 HP より ¹³⁰⁾MonotaRO. (Fig.1.27 参照).
- 脱落防止 (緩み止め) 金具. エンジェルス・テイル株式会社様 HP より ¹³¹⁾
(Fig.1.28 参照).
- 互いに相反する方向に回転するナットで摩擦力に抛らない L/R ねじ.
Live Door Blog 様 HP より ¹³²⁾ (Fig.1.29 参照).

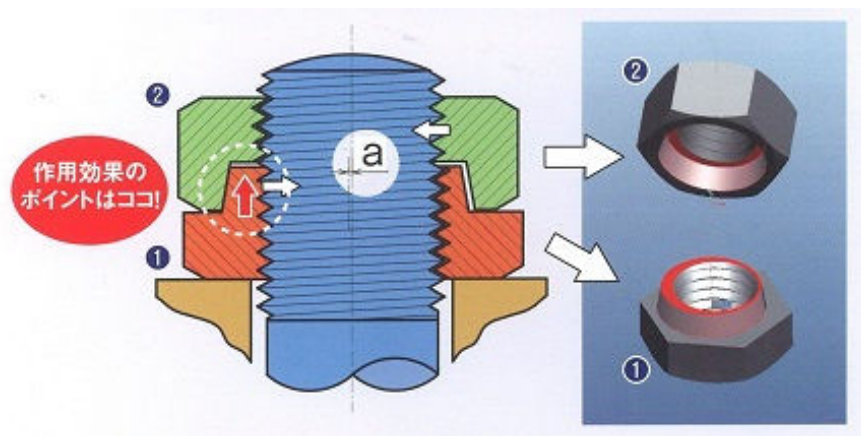


Fig. 1.21 Eccentric nut¹²⁴⁾

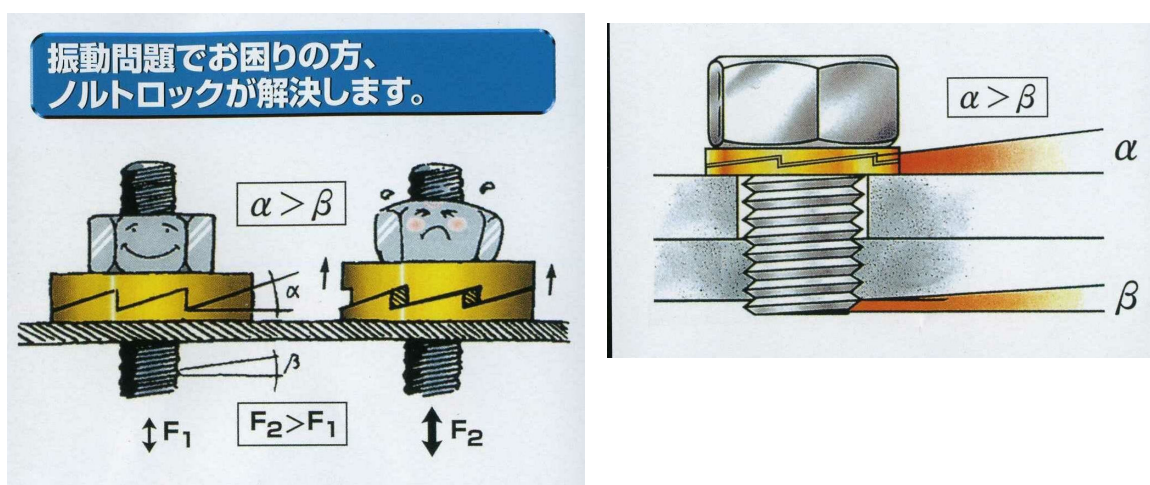


Fig. 1.22 Lead difference washer¹²⁵⁾

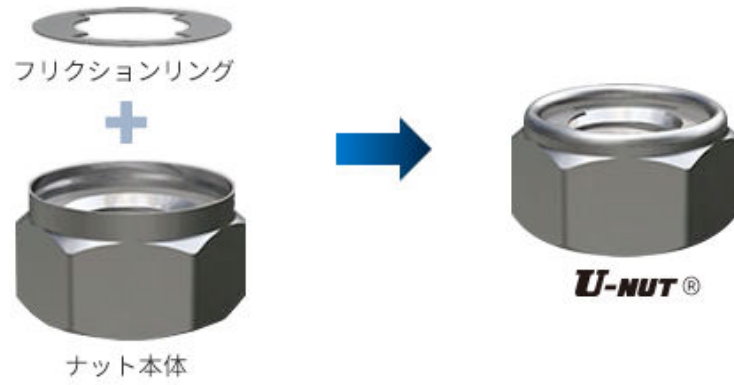


Fig. 1.23 Leaf spring retainer nut¹²⁶⁾

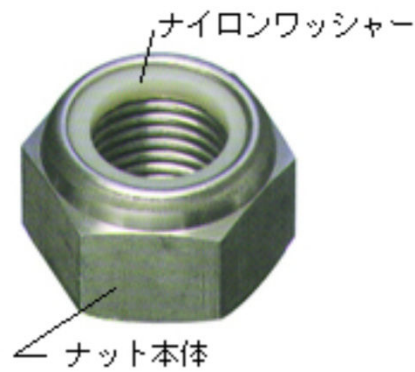


Fig. 1.24 Nylon washer¹²⁷⁾

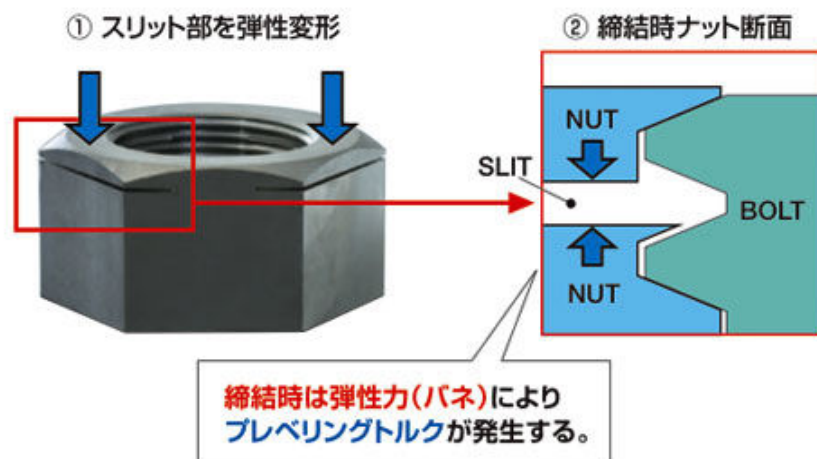


Fig. 1.25 Slit nut¹²⁸⁾



Fig. 1.26 Nylon resin bolt¹²⁹⁾



Fig. 1.27 Spring loaded nut¹³⁰⁾



Fig. 1.28 Retainer Spring¹³¹⁾

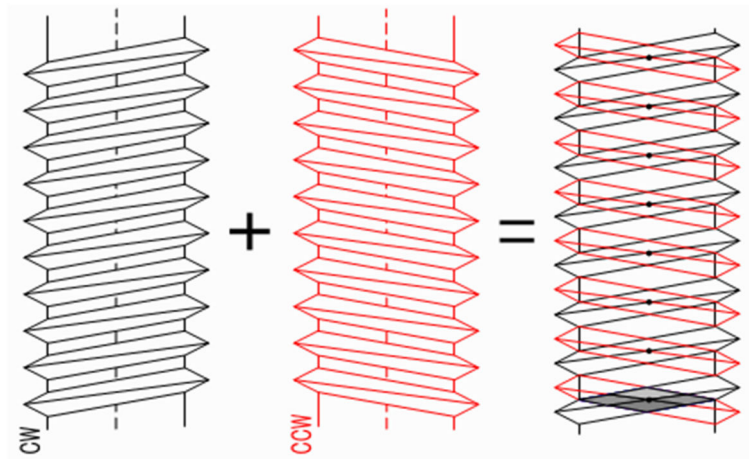


Fig. 1.29 L/R Bolt¹³²⁾

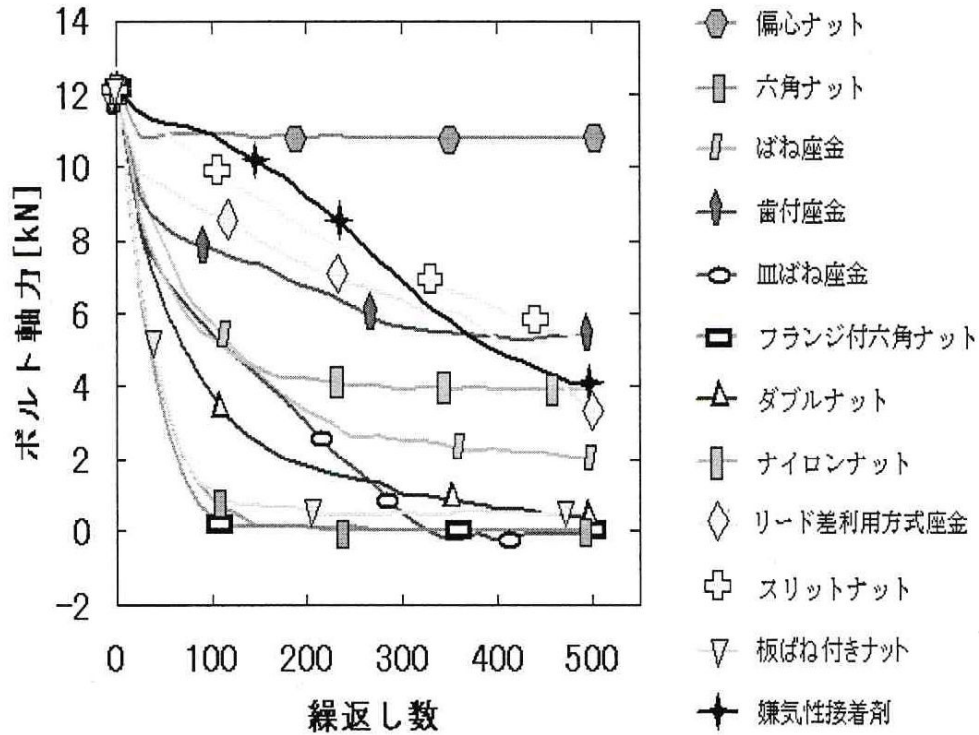
この他にもボルト・ナット間の摩擦を増加させるため、ナット内径の円形を変形させたり、ボルトの芯に穴を開けねじ径を拡げたり、ボルトやナットのネジ山を変形させたり、ボルト・ナットのピッチを変えたり、ナット・ボルト間に干渉物を楔式に押し付けたたり、脱落防止に割り切ってナットの外側に干渉スプリングを入れたりして、様々な工夫が考案されている。上述した各種製品の緩み対策原理は、通常のボルトやナットに障害物を取り付けたり、縛ったりする方式を除けば、大きく 2 通りに分けられる。一つは摩擦力を増やしナットの緩みづらさを増し、もう一つは二種類の異なるリードより機械的にロックさせる二つの方法である。上記を分類すると以下ようになる。

摩擦力法：偏心ナット¹²⁴⁾、ばね座金、歯付座金、皿ばね座金、フランジ付きくさびナット¹³³⁾、フランジ付き六角ナット¹³⁴⁾、ダブルナット、ナイロンナット¹²⁹⁾、スリットナット^{128), 135), 136)}、板バネ付きナット¹²⁶⁾、ボルト・ナット間の位相差方式のナットやボルト^{20), 22), 123)~131), 137)~143)}、嫌気性接着剤^{144)~145)}、中詰材充填法^{146)~147)}、スプリングボルト（ねじ山の山頂に沿ってスリットを設けたボルト）式¹⁴⁸⁾、ボルト先端を押し拡げ式¹⁴⁹⁾、ボルトの引っ張り降伏点を超える塑性範囲での締め付け法¹⁵⁰⁾。ほとんどの緩み止がこの方式である。

機械式法：リード差利用方式ナット¹²⁵⁾。L/R ねじ³²⁾。本研究で開発した方法^{19), 21), 151)~159)}。

1.2.3 研究の評価

日本ねじ研究協会が平成 28 年 5 月に発行した「ねじ締結体の設計法」にその代表サンプルの分析結果が出ている¹⁶⁰⁾(Fig1.30 参照).



(b) 初期締付け力 12.5kN (ボルト耐力の 70%)

図 6-7 ユンカー (Junker) 式ゆるみ試験結果

Fig. 1.30 Self-locking function evaluation¹⁶⁰⁾

摩擦力法の「偏心ナット」は、実際の現場で性能を評価されており、更に、日本ねじ研究協会でのテスト資料の中でも、一番緩みが少ないと結果が出ている。問題は、切削の加工が加わることでのコスト高だ¹⁶¹⁾。

一方機械方式で今マスコミに盛んに取り上げられているのは L/R ねじであり、緩み機能性は理解できるものである。しかし、これは今に始まった技術ではな

い。2009年3月に名古屋学院大学名古屋キャンパス・白鳥学舎で開催された第40回教員合同研究会 シンポジウム「現在経済学と21世紀の日本経済」における招待講演「中小企業の技術イノベーションへの取り組み—当地域の事例紹介を中心に—」¹⁶²⁾で次のような内容が発表されている。

(引用始め)

開発したねじ(上記と同じL/Rねじ)は、アメリカの航空規格の振動試験で試験打ち切り時間の17分間緩まず、緩み防止効果は申し分なかったが、市場からのコメントでは、右ねじナットと左ねじナットを使用する点が大きな問題となった。すなわち、ナットが通常の1個から2個に増えることによるコストアップ、そして軽量化を図る自動車では重量増加も大きな問題となった。また、外観が同じでねじの方向が異なる右ねじナットと左ねじナットを使用することは、作業現場での混乱を引き起こしかねないこと、そして最大の問題は、作業性が著しく損なわれることであつた。自動車のラインのようにナットと締め付け用の電動レンチを両手で操作する場合、右ねじと左ねじの2工程が必要となるこの開発ボルトの場合、持ち替えが発生し、作業性が大きく悪化することが明らかとなった。

(引用終わり)

これは業界の認識と一致している。

この様に緩み止機能があるにもかかわらず現場の要求に応えるものは無いといえる。

1.3 本研究の目的

本研究では振動で生じるナットの戻り回転を完全に止めるねじを作ることに目標をおく。本論文では、比較的大きなねじのうちナットを伴うものをボルトと呼称する通例に従って、ねじでは無く「ボルト」と呼ぶ。転造加工を加工法と決めることで、省資源、低コスト、高引張強度、高疲労強度を目指す。本研究で改良を重ねる二重ねじ構造は、緩みを止める際に二つのナットがぶつかり押されることにより相対的にナット同士のピッチは拡がろうとする。この現象は破壊寿命の延長に役立つ可能性がある¹⁶³⁾。開発する製品はボルトと同等の取り扱い使用性、繰返し使用性を持つものとし、安価で締め付け作業性に優れた、安心・安全な締結具を社会に提供することを目的とする。また、緩み事故以外

に破損事故があるが、その原因の 85～90%が疲労破壊と言われている^{163)~164)}。その意味からも、緩まず強度の高い加工が出来る転造加工が重要になる。具体的には、次のような項目について研究を進める。

1. ボルト生産で実用性があり広く使用されている汎用転造装置を使用して 1パス転造加工で低コスト性を確保。
2. 通常のレンチで締めて、ねじ抜けしないねじ山強度を確保。
3. 使用に当たっての通常ボルトの軸力締結能力を確保。
4. 通常のボルトの疲労強度を確保。

1.4 本論文の構成

本論文は以下の 6 章から構成する。

第 1 章「緒論」では、国内でのねじ産業の生産状況を把握し、ねじがどのような歴史を辿って現在に至っているかを概要把握する。現在に至っても解決することのできない唯一のねじの弱点「緩み」が引き起こす事故を引用する。この「緩み」について過去から現在に至るまで研究が時の経過の上でどのように取り上げられてきたか、また、緩み進捗がどのように事故に繋がるかを過去の研究者の理論を紹介する。その上で、現在「緩み」問題の対応策としてどのような製品が実用化され、その評価がどのようなものかを紹介する。次に現状を分析した上、本研究の目的を明示する。

第 2 章では、本研究の対象となる二重ねじボルトの内容を紹介する。このボルトの緩み防止機能は優秀でありながら切削加工でしか製作できず、高価で実用的にはなり得なかった。2000 年初頭に特許庁に各社からこのボルトに関する転造加工法・工具が何件か出願されている有様からも当時の各社の熱気を垣間見ることが出来る。本研究を開始する前、この転造化の相談を受けたが当時としては不可能として開発を断った。それから 4 年経ほど経って、九州大学から同じ相談を受けることになる。無理と思われたが、加工難易度が非常に高い工具（ダイス）図面を提供し「もしこのダイス（工具）が出来れば転造は可能です」と対応した。その後、この大学が以前関わった大手重工メーカーで内製した 7 軸制御の研削機を使い図面通りのダイスを作成してきた。一度目のトライアルで粗々の転造が出来た。この加工原理を市販されている加工機で達成可能になるまでその後約 10 年を要した。補助金を県や国から頂きながら開発を進

めて来たが、重なる補助金申請に対し「出来るはずが無い」と途中から不採用になった。これを切っ掛けに開発を本格化し始める事になり、3章以降の研究に本気で進むことになる。

始めに上述した並目・細目を一本のボルトに重合させた機構を有する「並目一条-細目一条二重ねじ緩み止めボルト締結体」を紹介する。構造を説明し、転造実験を実施し、転造による精度と強度向上を確認^{165)~169)}するため加工品の性能試験をボルトの基本となる「動的疲労強度試験」を実施し、引き続き、本研究の目的「緩み」に関して検証する。

第3章では、前章で確立した製品の市場での採用が始まると新たに、構造面での問題が指摘された。①鉄塔などの外交構築物に必須となるドブ漬けメッキを掛けると細目ねじの溝が埋没して消える。②並目ね事情に破線状に位置する細目ねじは締め付け過ぎでねじ抜けする。その解決のため「リードの差によるナット間の干渉」を緩み止めの原理として保持しつつ、細目ねじを無くし、並目だけの組み合わせの二重ねじを考案した。

始めに「並目一条-並目多条二重ねじ緩み止めボルト締結体」を紹介する。次に、改良された機構に転造加工性があるかをFEMで確認する。続いて転造加工実験で加工された試験品の性能実験を純正的引っ張り試験で静的強度を確認し、振動緩み試験で、目的の「緩み止め」性能を検証する。

第4章では、前章で細目ねじの微小ねじを無くしたが、引張強度を担う1条の並目ねじ山を多条ねじが寸断し弱くなりねじ抜けした。このことを解決するため、多条の乗数を減らし強度を上げた。

始めに「並目一条-並目多条改良型二重ねじ緩み止めボルト締結体」を紹介し改良された構造を説明する。続いてFEMにより転造加工性を検証し、転造実験を行う。転造によって加工された試験ボルトの準静的引っ張り強度、動的引っ張り強度、振動緩みについて試験を行う。

第5章では、前章で強度を上げることが出来たが、転造加工性に無理が生じダイス寿命が短くなった。この解決のため加工時に生ずる相当塑性ひずみ分布の平準化を考案した。同時にこの改良で強度も更に向上した。

始めに「並目一条-底上げ並目多条改良型二重ねじ緩み止めボルト締結体」を紹介する。まず、構造を紹介し、転造加工性の改良をFEMで予測し、転造を行う。加工されたねじに「静的引っ張り強度」・「動的疲労強度」・「振動緩み試験で耐緩性」の試験を行う。

第 6 章では，総括して，第 1 章～第 5 章の結果を総括し，本研究で得られた知見をまとめる． また，本研究の今後の課題について述べる．

参考文献

- 1) 一般社団法人日本ねじ工業協会;日本のねじ生産実績(2006～2016年):
<http://www.fij.or.jp/institute/data.html>
- 2) Techonlogy Museum of Thessaloniki : Ancient Greek Scientist Archytas of Tarentum, (2001).
- 3) Ted Andromidas : How Archimedes Screwed the Oligarchy, Part1&Part2, (2003).
<http://www.wlym.com/archive/pedagogicals/screwed.html>
- 4) Stephanie Daley and John Peter Oseson, Sennacherib, Archimedes, and the Water Screw: The context of Invention in the Ancient World : Technology and Culture, 44-1(2003), 1-26. The Johns Hopkins Univ. Press(USA)
- 5) 「新・機械技術史」, (2010), 52, 日本機械学会編.
- 6) 「新・機械技術史」, (2010), 57, 日本機械学会編.
- 7) 下間 頼一 : Jutta Miller translated, Heron Alexandrinus Mechanica(1999),Digital Reserch Library, 宥坐堂出版, 技術文化史 12 講, (1995), 42.
- 8) ウィキペディア 「アルキメディアン・スクリュー」
<https://ja.wikipedia.org/wiki/%E3%82%A2%E3%83%AB%E3%82%AD%E3%83%A1%E3%83%87%E3%82%A3%E3%82%A2%E3%83%B3%E3%83%BB%E3%82%B9%E3%82%AF%E3%83%AA%E3%83%A5%E3%83%BC>
- 9) 「新機械技術史」, (2012), 58, 日本機械学会.
- 10) 「新機械技術史」, (2012), 54, 日本機械学会.
- 11) 田村修 : 「ねじの知識」, (2008), 1, 養賢堂
- 12) 門田和雄 : 「ねじの本」, (2010), 2, 日刊工業新聞社.
- 13) 日経テクノロジーオンライン 2016年4月18日号
<http://techon.nikkeibp.co.jp/atcl/column/15/415548/041800010/?P=3&rt=nocnt>
- 14) 川人雄二 (四国電力), 小比賀茂樹 (テクノ・サクセス), 小野光明 (デンロコーポレーション技術本部) : 送電鉄塔のボルト緩み対策, デンロ技報, 48(2009), 1, 3-16.

- 15) 村越勝 (JR 東日本), 黒岩英治 (JR 東日本 金町保線技セ) : 改良型フックボルトの開発, 新線路, **70** (2016), 41-43.
- 16) 小野力生, 松田恵嗣, 小笠原宣夫, 高田重信 (川崎製鉄 水島製鉄所), 池田栄治 (大洋ナット工業) : 緩み防止ナットの開発, 設計シンポジウム講演論文集, **18** (2000), 81-88.
- 17) Google 検索, 検索日 : 2017 年 12 月 15 日
- 18) Internet explorer, 検索日 : 2017 年 12 月 15 日
- 19) 笹子トンネル事故, 日本経済新聞社 2012/12/13
https://www.nikkei.com/article/DGXNASDG1302X_T11C12A2000000/
- 20) 東京ビックサイトエスカレーター事故, 日本経済新聞社 2015/1/19
https://www.nikkei.com/article/DGXLASDG18HDT_Z10C15A1CR0000/
- 21) ローカルタウン情報, Livedoorblog 2008 年 08 月 06 日
<http://blog.livedoor.jp/vivit2008p2/archives/1141245.html>
- 22) Sunday Express UK, PUBLISHED, Sun, 2013 年 7 月 14 日
<http://www.express.co.uk/news/world/414623/Paris-rail-crash-caused-by-loose-bolt>
- 23) Rail Accident Investigation Branch : www.raib.gov.uk
https://assets.publishing.service.gov.uk/media/547c9038e5274a428d000181/IR22007_071003_Grayrigg.pdf
- 24) 山梨・中央道トンネル崩落事故 写真特集, 株式会社 時事通信社
https://www.jiji.com/jc/d4?p=s5g122&d=d4_soc
- 25) 平成 29 年 11 月 14 日ホイール・ボルト折損等による大型自動車等の車輪脱落事故防止について, 国土交通省自動車局整備課
- 26) 車輪脱落事故発生状況 (平成 28 年度), 国土交通省
<http://www.mlit.go.jp/common/001210241.pdf>
- 27) 学術ナビゲーター「サイニイ」: <http://ci.nii.ac.jp/>
- 28) 野田 尚昭, 久原 昌浩, 肖 陽, 朴 慶燦, 高瀬 康, 西田 新一: 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緩み止め効果について (材料力学 III), 講演論文集 **46**(2008), 71-72.
- 29) 肖 陽, 久原 昌浩, 野田 尚昭, 斉藤 金次郎, 名川 政人, 湯本 淳: 緩み止めボルト・ナットの性能に影響を及ぼす薄肉変形部の形状について (A3 材料力学 3), 日本機械学会九州支部講演論文集, **60**(2007), 23-24.
- 30) 野田 尚昭, 山田 真裕, 名川 政人, 斉藤 金次郎, 西田 新一, 竹増 家

- 光：極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の開発に関する研究(機械材料・材料加工 IV)，講演論文集，**42**(2004)，207-208.
- 31) 城戸 健利，額田 高德，上村 充範，松本 亮，関山 光晴：ボルト回転緩み挙動予測手法の提案，自動車技術会論文集，**48**(2)(2017)，305-309.
 - 32) 野田尚昭（九州工大），堀田源治（日鉄エレックス）：ボルトの緩み防止技術 ボルトの締結原理から緩み防止について考える，配管技術，**47**(2005)，27-35.
 - 33) 千葉 正伸，市川 修，中村 瑞穂，杉本 旭，鞍田 崇：安全システムにおけるボルト緩みの可視化機構の開発，日本機械学会論文集，**83**(2017)，849.
 - 34) 千葉 正伸，笹川 宏之，中村 瑞穂，岡部 眞幸，杉本 旭：てこによる変位拡大機構を用いたボルトの緩み可視化座金ユニットの開発，設計工学**52**(2)(2017)，96-106.
 - 35) 重松 望，武 雅弥，佐藤 英俊，後藤 雄治：小型電磁気センサと高張力ボルトとの空隙変化に影響されないボルトの緩み電磁計測手法の提案，センシングフォーラム資料，**33**(2016)，323-328.
 - 36) 森 健太，井上 卓見，門脇 廉，大村 和久：超音波瞬時振動数を利用したボルトの緩み評価法の開発，日本機械学会九州支部講演論文集，**69**(2016)，63-64.
 - 37) 武 雅弥，小森 博之，重松 望，後藤 雄治：電磁気を利用した高張力六角ボルトの緩み簡易検査法の開発，計測自動制御学会論文集，**52**(10)(2016)，524-530.
 - 38) 武 雅弥，小森 博之，重松 望 [他]：電磁気を利用した高張力六角ボルトの緩み簡易検査法の開発，センシングフォーラム資料，**32**(2015)，25-30.
 - 39) 門脇 廉，井上 卓見，池田 翔輝，大坪 直樹，大村 和久：ねじ山を透過した超音波の瞬時振動数に基づくボルトの緩み診断，機械力学・計測制御講演論文集，(2015)，"726-1"- "726-9".
 - 40) 三澤 真：JR 東海 センサを用いた締結ボルト緩み検知（特集 支線区，側線の保守管理），新線路，**69**(2015)，12-14.
 - 41) 笠原 利行，高戸谷 健，宇都宮 登雄：スマートボルトによる複合材せん断機械継手におけるボルト緩み検出の解析的検討，日本機械学会関東支部総会講演会講演論文集，**21**(2015)，"10705-1"- "10705-2".

- 42) 檜木 幹司, 高田 洋吾, 杉井 謙一, 宇野津 哲哉: 永久磁石を用いた橋梁検査ロボット(BIREM)の実環境への適応可能性(セッション 6 ボルト緩み評価診断・橋梁点検), 評価・診断に関するシンポジウム講演論文集, **13**(2014), 116-121.
- 43) 池田 翔輝, 井上 卓見, 門脇 廉, 宮木 啓介, 大村 和久: 超音波瞬時振動数による透適法でのボルトの緩み評価(セッション 6 ボルト緩み評価診断・橋梁点検), 評価・診断に関するシンポジウム講演論文集, **13**(2014), 110-115.
- 44) 伊藤 準, 奥川 雅之: 可変ゲイン型適応オブザーバによるスマートワッシャの固有振動数同定(セッション 6 ボルト緩み評価診断・橋梁点検), 評価・診断に関するシンポジウム講演論文集, **13**(2014), 110-115.
- 45) 伊藤 準, 奥川 雅之: 可変ゲイン型適応オブザーバによるスマートワッシャの固有振動数同定(セッション 6 ボルト緩み評価診断・橋梁点検), 評価・診断に関するシンポジウム講演論文集, **13**(2014), 104-109.
- 46) 河村 庄造, 井上 卓也, 松原 真己: 合わせ板構造のボルト締結部のモデル化に関する検討(セッション 6 ボルト緩み評価診断・橋梁点検), 評価・診断に関するシンポジウム講演論文集, **13**(2014), 100-103.
- 47) 廣畑 幹人: 接触電気抵抗を指標とした高力ボルトの緩み検知に関する研究, 鋼構造年次論文報告集 Proceedings of constructional steel, **22**(2014), 841-847.
- 48) 加藤 寛也, 上野 敏幸, 山田 外史: 磁歪式振動発電デバイスを用いた低周波数振動で動作する無線センサシステムに関する研究(セッション 8 ボルト緩み評価診断・橋梁点検), 評価・診断に関するシンポジウム講演論文集, **12**(2013), 147-150.
- 49) 田中 昂, 増田 新, 曾根 彰: 非線形波動変調によって変動する反射強度に基づくボルト締結部の健全性評価(セッション 8 ボルト緩み評価診断・橋梁点検), 評価・診断に関するシンポジウム講演論文集, **12**(2013), 142-146.
- 50) 檜木 幹司, 高田 洋吾, 川合 忠雄, 小山 圭介: 永久磁石を用いた橋梁検査ロボットの走破能力評価(セッション 8 ボルト緩み評価診断・橋梁点検), 評価・診断に関するシンポジウム講演論文集, **12**(2013), 136-141.
- 51) 伊藤 準, 奥川 雅之: スマートワッシャの適応オブザーバによる固有振動数同定問題(セッション 8 ボルト緩み評価診断・橋梁点検), 評価・診

- 断に関するシンポジウム講演論文集, **12(2013)**, 130-135.
- 52) 伊藤 祥彰, Huda Feblil, 梶原 逸朗, 細矢 直基: 非接触レーザー加振を用いた振動計測に基づくボルト緩みの検知手法(セッション 8 ボルト緩み評価診断・橋梁点検), 評価・診断に関するシンポジウム講演論文集, **12(2013)**, 125-129.
- 53) 池田 翔輝, 廣重 勇太, 井上 卓見, 大村 和久: 超音波瞬時振動数を利用したボルトの緩み評価(<OS5>振動・音響の計測,解析および制御 1), 日本機械学会九州支部講演論文集, (2013), 201-202.
- 54) 池田 翔輝, 廣重 勇太, 井上 卓見, 大村 和久: 6-1-3-523 超音波瞬時振動数によるボルトの緩み検出(6-1-3,機械力学・計測制御講演論文集 (2013), "523-1"- "523-10").
- 55) 大江 眞紀子, 広兼 道幸, 小西 日出幸, 鈴木 直人: カオス理論を用いた鋼橋の高力ボルトの打音データ分析, 日本知能情報ファジィ学会ファジィ システム シンポジウム 講演論文集, **29(2013)**, 218-218.
- 56) 広兼 道幸, 大江 眞紀子, 小西 日出幸, 鈴木 直人: 鋼橋の高力ボルト軸力診断へのカオス理論の適用に関する研究, 土木学会論文集 F6 (安全問題), **69(2)** (2013), I_63-I_68.
- 57) 向井 健, 後藤 雄治, 高橋 則雄: 高張力ボルトの緩み非破壊検査方法, 検査技術, **17(2012)**, 5-10.
- 58) 杉本 雅俊, 竹内 将人, 梶原 逸朗, 細矢 直基, 河村 庄造: 非接触レーザー加振技術によるボルト緩み検知に関する研究, 年次大会: Mechanical Engineering Congress, Japan 2012, "J044034-1"- "J044034-5".
- 59) 手嶋 康暁, 後藤 雄治, 高橋 則雄: 電磁現象を利用した高張力ボルトの緩み非破壊検査手法, 非破壊検査: journal of N.D.I **61(5)(2012)**, 227-234.
- 60) 山中 駿平, 井上 卓見, 中野 貴裕: 超音波瞬時振動数を用いたボルト緩みの評価(セッション 6 超音波応用技術), 評価・診断に関するシンポジウム講演論文集, **10(2011)**, 100-104.
- 61) 奥川 雅之, 高田 祐治, 渥美 辰哉: スマートワッシャによるボルト緩み評価を目的とした適応オブザーバを用いたスーパーバイザシステムの検討(セッション 4 振動利用・評価技術), 評価・診断に関するシンポジウム講演論文集, **10(2011)**, 65-70.
- 62) 高田 祐治, 奥川 雅之, 渥美 辰哉: オブザーバを利用したスーパーバイ

- ザによるボルト緩み評価に対する精度向上(OS4 スマート構造システム 2),「運動と振動の制御」シンポジウム講演論文集, **12**(2011), 333-338.
- 63) 植木 拓哉, 細矢 直基, 松村 雄一: Detect of loosening of bolts by spatial filtering, 日本機械学会関東支部総会講演会講演論文集, **17**(2011), 73-74.
- 64) 細川 恭彦, 細矢 直基, 梶原 逸朗: 打撃試験を用いた高周波帯域の特性変動検知に基づくボルトの緩み診断(一般 02 機械力学・制御工学 3), 日本機械学会関東支部総会講演会講演論文集, **17**(2011), 71-72.
- 65) 高田 祐治, 奥川 雅之, 渥美 辰哉: スマートワッシャによるボルト緩み評価を目的とした適応オブザーバを用いたスーパーバイザ, 自動制御連合講演会講演論文集, **54**(0)(2011), 147-147.
- 66) 奥川 雅之, 高田 祐治: ボルト締結体の緩み評価診断を目的としたリモートヘルスマニタリングシステムの構築(セッション 6 診断システム (1)), 評価・診断に関するシンポジウム講演論文集, **9**(2010), 109-112.
- 67) 黒河 卓弘, 吉松 和久, 山内 将行 [他], 田中 衛: 本研究では,ボルトなどの緩みを検出し,緩んだ角度を計測できる,スパイラルインダクタを用いた安価なシステムの構築を提案する, 電子情報通信学会技術研究報告. NLP, 非線形問題, **110**(122)(2010), 71-76.
- 68) 高田 祐治, 奥川 雅之: ボルト緩み評価手法の紹介と WEB ベース診断システムの構築方法について, 自動制御連合講演会講演論文集, **53**(0)(2010), 224-224.
- 69) 奥川 雅之: ボルト締結体の緩み評価および診断(セッション 6 スマート構造システム(2)), 評価・診断に関するシンポジウム講演論文集, **8**(2009), 114-119.
- 70) 中原 健志: 材料 振動を利用したボルト緩み検知, 検査技術, **14**(7)(2009), 72-78.
- 71) 岩崎 篤, 中島 一憲, 横山 喬 [他]: 三次元有限要素法解析による金属複合材料ボルト継ぎ手の緩み解析 (JCOM-38 プログラム--材料・構造の複合化と機能化に関するシンポジウム), JCOM 講演論文集, **38**(2009), 149-152.
- 72) 佐藤 裕, 宇都宮 登雄, 高戸谷 健: スマートボルトによる複合材/金属せん断機械継手におけるボルト緩みの検出(材料特性と診断,一般講演): 日本機械学会関東支部総会講演会講演論文集, **15**(2009), 369-370.
- 73) 塗壁 健治, 服部 敏雄, 山下 実, 西村 尚哉, 福田 顕司, 飯田 義瑞:

- 東海支部総会講演会講演論文集, **58**(2009), 77-78.
- 74) 塗壁 健治, 服部 敏雄, 山下 実, 西村 尚哉, 福田 顕司, 飯田 義瑞 : 半導体ひずみセンサによるボルト締付力・緩みモニタリングシステム (OS2-1 締結・接合部の力学と信頼性評価 1(ねじ締結体の力学と信頼性)), 東海支部総会講演会講演論文集, **58**(2009), 77-78.
- 75) 服部 敏雄, 塗壁 健治, 西村 尚哉, 山下 実, 飯田 義瑞, 小針 利明 : ホイール/ハブ締結ボルトの負荷・緩みオンラインモニタリングシステムの開発(接合・非破壊検査,破壊の発生・進展とその解析・評価・計測, オーガナイスドセッション 7), 学術講演会講演論文集, **58**(2009), 77-78.
- 76) 奥川 雅之 : スマートワッシャによるボルト締結体の緩み検知([W0402] 知的材料システムのエネルギー維新への貢献, ワークショップ), 年次大会講演資料集, **9**(2009), 271-272.
- 77) 奥川 雅之, 田中 亨 : スーパーバイザを適用したスマートワッシャによるボルト締結体の緩み検知(セッション 5 センサ), 評価・診断に関するシンポジウム講演論文集, **7**(2008), 92-97.
- 78) 田中 亨, 奥川 雅之 : スーパーバイザを適用したスマートワッシャによるボルト締結体の緩み検知, 日本機械学会論文集 C 編, **74**(747)(2008), 2669-2676.
- 79) 松井 伸一, 水谷 義弘, 黛 正己, 黒川 悠, 井上 裕嗣 : 繰り返し荷重によるボルト・ナット締結体の緩み挙動に関する研究(OS01-03 モニタリング技術, OS01 非破壊評価と構造モニタリング(2)), M&M 材料力学カンファレンス (2008), "OS0108-1"- "OS0108-2".
- 80) 田中 亨, 奥川 雅之 : スーパーバイザを適用したスマートワッシャによるボルト締結体の緩み検知, Dynamics & Design Conference (2008), "224-1"- "224-6".
- 81) 田中 亨, 奥川 雅之 : スーパーバイザを適用したスマートワッシャによるボルト締結体の緩み検知, 日本機械学会論文集 C 編, **74**(747)(2008), 2669-2676.
- 82) 中原 健志, 大熊 政明 : ボルト緩み検知用薄板形センサの小型化, 日本機械学会論文集. C 編, **72**(721)(2006), 2980-2987.
- 83) 増田 新, 米村 裕一郎, 曾根 彰 : 非線形波動変調を用いたボルト接合部の健全性モニタリング, Dynamics & Design Conference 2006(2006), "655-1"- "655-6".

- 84) 中原 健志, 大熊 政明: ボルト緩み検知用スリット付き薄板形センサに関する研究, *Dynamics & Design Conference 2006(2006)*, "654-1"- "654-6".
- 85) 金元 啓幸, 井上 卓見, 末岡 淳男, 平尾 剛: ハーモニックウェーブレットによる振動波形の異常性検出: 信号平面の検討, *Dynamics & Design Conference 2006(2006)*, "135-1"- "135-6".
- 86) 中原 健志, 大宅 由佑, 大熊 政明: ボルト緩み検知用薄板形センサの初期緩み感度向上に関する研究, *日本機械学会論文集 C 編*, **72(719)(2006)**, 2232-2239.
- 87) 田中 亨, 奥川 雅之: ボルト締結体緩み検知用スマートワッシャの実用化, *システム制御情報学会 研究発表講演会講演論文集, SCI06(0)(2006)*, 337-337.
- 88) 村上 琢哉, 盛川 仁: 時間 - 周波数解析を用いたボルトの緩み検出方法に関する一考察, *応用力学論文集*, **9(2006)**, 1111-1120.
- 89) 中原 健志, 大熊 政明: ボルト緩み検知用薄板形センサの小型化, *日本機械学会論文集 C 編*, **72(721)(2006)**, 2980-2987.
- 90) 中原 健志, 大宅 由佑, 大熊 政明: ボルト緩み検知用薄板形センサの初期緩み感度向上に関する研究, *日本機械学会論文集 C 編*, **72(719)(2006)**, 2232-2239.
- 91) 田中 亨, 奥川 雅之: ボルト締結体緩み検知用スマートワッシャの実用化, *ロボティクス・メカトロニクス講演会講演概要集*, (2006), "1P1-B34(1)"-"1P1-B34(2)".
- 92) 中原 健志, 大宅 由佑, 大熊 政明: 薄板の振動特性を利用したボルト緩み検知用センサ(セッション 6 振動評価・診断), *評価・診断に関するシンポジウム講演論文集*, **4(2005)**, 123-127.
- 93) 中原 健志, 大宅 由佑, 大熊 政明: ボルト緩み検知用薄板形センサの感度向上に関する研究, *Dynamics & Design Conference (2005)*, "505-1"- "505-6".
- 94) 中原 健志: 薄板形センサによるボルト緩みモニタリング--薄板の固有振動数変化を利用したボルト緩み診断法, *配管技術*, **47(2)(2005)**, 61-65.
- 95) 奥川 雅之: ボルト緩み検知用スマートワッシャにおける諸寸法に関する実験的検証(損傷・診断, OS-17 知的材料・構造システム), *Dynamics & Design Conference (2004)*, "557-1"- "557-6".

- 96) 中原 健志, 山本 正晃, 大宅 由佑, 大熊 政明: 薄板形センサを用いたボルト緩みモニタリング(センサー関連技術, OS-18 計測・評価・診断), Dynamics & Design Conference, (2004), "334-1"- "334-5".
- 97) 奥川 雅之: スマートワッシャによるボルト締結体の緩み検知, 評価・診断に関するシンポジウム講演論文集, **2**(2003), 63-68.
- 98) 奥川 雅之: 部分空間同定法を適用したスマートワッシャによるボルト緩み検知法, Dynamics & Design Conference (2003), "603-1"- "603-6".
- 99) 奥川 雅之: 部分空間同定法を適用したスマートワッシャによるボルト緩み検知法, Dynamics and Design Conference: 機械力学・計測制御講演論文集: D & D, 2003(abstract), (2003), 301.
- 100) 奥川 雅之, 江川 幸一: ボルト緩み検知のための圧電素子を用いたスマートワッシャの検討, 非破壊検査, **52**(9)(2003), 511-516.
- 101) 矢吹 信喜, 植田 国彦, 小谷 隼: 設備診断を目的とした Web サービスによる遠隔音響情報データベースの構築, 土木情報利用技術論文集, **12**(0)(2003), 257-264.
- 102) 奥川 雅之, 江川 幸一: 圧電素子を用いたスマートワッシャによるボルト締結体の緩み検知, 年次大会講演論文集, (2003), 89-90.
- 103) 後藤 雄治, 田中 穰, 矢野 博明: 電磁力による共振を用いたボルト緩み検査法の検討, 非破壊検査, **51**(1)(2002), 24-31.
- 104) 江川 幸一, 奥川 雅之: ボルト緩みの一検出法: 保守検査の観点から, 年次大会講演論文集, **6**(0)(2002), 181-182.
- 105) 田中 成典, 三上 市藏, 窪田 諭: 鋼橋高力ボルトの軸力と締め付け長さの測定システム, 日本ファジィ学会誌, **13**(5)(2001), 470-485. .
- 106) 田中 成典, 三上 市藏, 樋渡 達也 [他], 窪田 諭: 鋼橋高力ボルトの軸力推定ニューラルネットワークシステムの実用化に関する研究, 日本ファジィ学会誌, **13**(1)(2001), 57-69.
- 107) 田中 成典, 三上 市藏, 樋渡 達也 [他], 窪田 諭: ニューラルネットワークを適用した鋼橋の高力ボルトの軸力測定方法に関する研究, 日本ファジィ学会誌, **12**(4)(2000), 539-551.
- 108) 北川 茂, 松田 勝利, 藤田 洋佐, 矢野 博明: ボルト緩み検査器の開発, 大会講演概要集, **(1)**(1996), 137-140.
- 109) 三上 市藏, 田中 成典, 樋渡 達也, 山浦 忠彰: 鋼橋の高力ボルトの軸力推定システム, 土木学会論文集, **549**(1996), 77-90.

- 110) 三井造船 K.K.鉄構土木事業部：高力ボルト自動緩み検知機,三井造船技報, **148**(1993), 22-28.
- 111) 三井造船鉄構土木事業部：高力ボルト自動緩み検知器, 三井造船技報, **148**(1993), 22-28.
- 112) 榎園 正義, 安達 径治, 金成 昌美：弾性波によるボルトの緩み・疲労亀裂検知および軸力測定に関する実験的研究, 非破壊検査, **38**(4)(1989), 309-314.
- 113) 技術計算製作所：
http://gijyutsukeisan.com/mech/engineer/element/thread/thread_2.php
- 114) 創立 120 周年記念「日本機械学会 最近 10 年のあゆみ」第 5 部 資料集, 日本機械学会
- 115) JDreamIII：<http://jdream3.com/>
- 116) 特許情報プラットフォーム J-PlatPat：
<https://www.j-platpat.inpit.go.jp/web/all/top/BTmTopPage>
- 117) 福岡俊道：ねじの力学, (2015), 248-250, コロナ社.
- 118) 酒井智次：増補「ねじ締結概論」, (2014), 44-54, 養賢堂
- 119) SAWA Toshiyuki, YAMANAKA Hiroshi (Hiroshima Univ.), ISHIMURA Mitsutoshi(ShonanInst.Techol.)SHOJI, Yasumasa(ABAQUS,Inc):Experimental Evaluation fo Screw Thread,Loosening In Bolted Joints with Some Parts and Analytical,Approach of Loosening Mechanism of the Joints Under Repeated, Transverse Loadings, SAE Tech Pap Ser(Soc Automotive Eng),The, minutes of the proceedings(2006)12.
- 120) ESSER J, PEUKES N: Bewertungsmassstab fur Sicherungselemente. Alf dem Ruettelpruefstand, Ind Anz, 111(1989), 22-25.
- 121) 株式会社 BRC (割ピン)：<http://www.brcinc.co.jp/>
<http://www.brcinc.co.jp/shopkobo/upfile/item2/0987.jpg>
- 122) 株式会社 MonotaRO (ロックワイヤ)：
<https://www.monotaro.com/topic/readingSeries/nejiKisoKouza/0307/>
- 123) The Japanese Historic Racing Motorcycle Association.(JHRMA)：「ブレーキキャリアパー取り付けボルト等へのワイヤーロック の画像」
https://blogs.yahoo.co.jp/jhrma2007/GALLERY/show_image.html?id=37465367&no=2 (2018 年 1 月 1 日調べ)

- 124) ハードロック工業株式会社 : <https://www.hardlock.co.jp/about/cause/>
- 125) 実川製作株式会社 (リード差利用座金) : <http://jitukawa.net/>
<http://jitukawa.net/wa001.jpg>
- 126) 株式会社富士精密 (板バネ抑えナット) :
http://www.fun.co.jp/u_nut/u_nut.html
- 127) ロックファスナー株式会社 (ナイロンワッシャー入りナット) :
<http://www.lockfastener.com/c21619.html>
- 128) 株式会社 NKE (スリットナット) : <http://nke-inc.jp/enginia-ssn.html>
- 129) 株式会社 南部製作所 (ナイロン樹脂塗布のボルト) :
<http://www.nanbu-s.co.jp/>
<http://www.nanbu-s.co.jp/al.pdf>
- 130) 株式会社 MonotaRO (スプリングバネ入りワッシャー) :
<https://www.monotaro.com/p/3944/5515/> (2018年1月1日現在)
- 131) エンジェルズ・テイル株式会社 (脱落防止スプリングバネ) :
https://banecom.jp/html/etc_tmnt.html
- 132) Livedoor Blog (L/R ネジ) :
http://blog.livedoor.jp/zo_roku/archives/51895583.html
(L/R ネジ (2)) :
http://blog.livedoor.jp/zo_roku/archives/2017-02-12.html
- 133) 株式会社八幡ねじ : <http://fn.yht.co.jp/FN/develop/nut.html> (2018年1月2日調べ)
- 134) 田中秀樹, 入江光司, イチヤナギ, 入江工業 (株) イチヤナギ : 保線関係用品のカラクリスカートナットがなぜ緩まないか?, 新線路, **62**(2008), 58-59.
- 135) 青山達哉, CHEN Dai-Heng, 増田健一, (東京理大) : スリットを有するナットの緩み防止機構に関する研究, 日本機械学会最適化シンポジウム (CD-ROM) 9, (2010) ROMBUNNO.206.
- 136) 野田秀樹 : 保線関係用品のからくり 大喜工業 (株) スーパーシリーズ (SSN・SSB) の緩み防止能力, 新線路, **62**(2008), 42-43.
- 137) XIAO Yang, KUHARA Masahiro, NODA Nao-Aki(Kyushu Inst.Technol., Fukuoka, JPN), SAITO Kinjiro(Nittetsu Yawata Engineering Co., Ltd. Fukuoka, JPN), NAGAWA Masato(Daiki Kogyodai Co., Ltd. Fukuoka, JPN), YUMOTO Atsushi, OGASAWARE Ayako(Nittetsu Plant Designing Co., Ltd.Fukuoka JPN: Optimum

Dimensions of Thin Walled TUBE on the Mechanical Performance of Super Stud Bolt, Key Eng Mater, 385(2008),249-252.

- 138) 野田 尚昭, 佐野 義一, 高瀬 康 [他], 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, **46**(2015), 121-126.
- 139) 丸山 光, 陳 寰, 王 寰, 藤澤 良太, 野田 尚昭, 佐野 義一, 高瀬 康 : 異なるピッチ差を有するボルト・ナット締結体の疲労寿命と緩み止め性能の向上, 日本機械学会九州支部講演論文集, **67**(2014), "415-1"- "415-2".
- 140) 陳 = (Chen Xin), 赤石 雄一郎, 王 = (Wang Huan), 丸山 光, 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緩み止め性能の向上について(OS.2 弾性数理解析の発展と新展開) : 日本機械学会九州支部講演論文集, **66**(2013), 109-110.
- 141) 肖 陽, 野田 尚昭, 守田 昌弘, 西田 新一 : 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緩み止め効果について(OS1 機械要素の強さと性能向上 II), 日本機械学会九州支部講演論文集, **10-06** (2008), 61-62.
- 142) 肖 陽, 久原 昌浩, 野田 尚昭 [他], 齊藤 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 = Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, **A 74**(743)(2008), 954-960.
- 143) 佐野義一, 野田尚昭, 高瀬康, CHEN Xin, 藤澤良太, ZHOU Yuzan(九州工大) : ナットねじピッチを微小量大きくすることによるボルトナット締結体の緩み防止及び破壊寿命の延長メカニズムの考察, 破壊力学シンポジウム講演論文集, **17**(2015) , 73-78.
- 144) 株式会社スリーボンドホールディング : <https://www.threebond.co.jp/ja/technical/seminar/adhesion2.html>
- 145) 3M ジャパングループ : <http://www.mmm.co.jp/tape-adh/adh/anaerobic/howto/index.html>
- 146) 株式会社タナカプリコート名古屋工場 : 緩み止めを中心とした塗布加工技術 : 接着剤及び塗布剤をボルト, ナットに塗布する技術 (非嫌気性, 水溶性) , 日本ねじ研究協会誌, **45**(2014), 338-344.
- 147) 吉岡仁志 (サンスター技研), 星野利幸 (長岡技科大 大学院), 清水敬二, 橋本親典 (長岡技科大工) : 中詰め材料に砂粒, 樹脂, 防錆油, などを使用したレール締結ボルトの緩みの機構と防止法, 土木学会年次学術講演会講演概要集, **41**(1986), 345—346.
- 148) SPRINGBOLT 社 : <http://www.idea-inc.tv/>
- 149) ねじニュース 2012/08/09 付, 金属産業新聞 :

http://www.neji-bane.jp/kiji/20120809031023_n.html

- 150) OKUBO T, TANAKA S, GORUMARU K (Komatsu Ltd.):Reliability evaluation of bolts tightened in plastic region and their application to Diesel engines,SAE Pap Ser(Soc Automot Eng),(1984),8.
- 151) 竹増光家 (九大大学院工学研究院) :ねじ締結体の抱える問題をすべて解決できるきわめて緩みにくい転造二重ねじボルト, 塑性と加工, **47(2006)**, 110-114.
- 152) 竹増光家, 宮原洋 (九大工学院工学研究院), 新仏利仲 (ニッセー), 西田新一 (佐賀大 理工), 野田尚昭 (九州工大工), 野田秀樹 (大喜工業) :二重ねじ機構に基づく極めて緩みにくいボルト締結体の転造加工, 塑性と加工, **47(2006)**, 44-48.
- 153) 西田新一, 服部信祐 (佐賀大), 中原健太 (佐賀大 大学院), 岩切宏宣 (名村造船) :二重ねじ機構を有する締結体の疲労特性評価に関する研究, 日本機械学会材料力学部門講演会講演論文集, (2005), 469-470.
- 154) 竹増光家 (九大 大学院), 新仏利仲 (ニッセー) :極めて緩みにくい転造二重ねじボルト締結体の成形プロセスとその性能評価, 塑性加工連合講演会講演論文集, **55(2004)**, 33-34.
- 155) 竹増光家 (九大 大学院), 新仏利仲 (ニッセー) :二重ねじ機構に基づく極めて緩みにくいボルト締結体の転造加工, 塑性加工連合講演会講演論文集, **55(2004)**, 31-32.
- 156) 竹増光家, 宮原洋 (九大) :二重ねじ機構に基づく極めて緩みにくいボルト締結体の転造加工, 日本機械学会機械材料・材料加工技術講演会講演論文集, **12(2004)**, 419-420.
- 157) 岩切宏宣 (佐賀大 大学院), 西田新一, 服部信祐 (佐賀大), 内迫昭博 (全日空整備), 野田秀樹 (大喜工業), 竹増光家 (九大), 野田尚昭 (九州工大) ;新しいねじ機構を用いた締結体の疲労特性に関する研究, 材料力学部門講演会論文集, **2004 (2004)**,443-444.
- 158) 西田新一, 服部信祐 (佐賀大), 岩切宏宣 (佐賀大 大学院), 内迫昭博 (全日空整備), 野田秀樹 (大喜工業), 竹増光家 (九大), 野田尚昭 (九州工大) :二重ねじ機構に基づく極めて緩みにくいねじ締結体の開発, 日本機械学会九州支部講演論文集, **57(2004)**, 15-16.
- 159) 西田新一, 服部信祐, 内迫昭博 (佐賀大 理工) :極めてゆるみにくいスーパーロックボルトの疲労特性評価, 佐賀大学科学技術共同開発センタ

- 一年報, **13**(2002), 101-103.
- 160) 「ねじ締結体の設計法」, (2016), 65-67, 日本ねじ研究協会.
- 161) 事業者向けサイト モノタロウ 2017年12月31日調べ:
M12 ステンレス;
ハードロックナット 5セット 789円 (@158), 50セット 16,900円 (@338),
通常ナット M12, 1種, 200個 3,890円 (2個で39円)
- 162) 三宅卓志: 名古屋地域の中小企業における 技術イノベーションへの取組みについて, 名古屋学院大学論集 社会科学篇, **46**-1 (2009年7月):
chrome-extension://ecnphlgnajanjnkcmbpancdjoidceilk/content/web/viewer.html?source=extension_pdfhandler&file=http%3A%2F%2Fwww2.ngu.ac.jp%2Furi%2Fsyakai%2Fpdf%2Fsyakai_vol4601_03.pdf
- 163) 西田新一: ねじの破損と防止対策 (9) 第7報ボルトの緩みとその防止, クレーン, **46**(2008), 9-16.
- 164) 西田新一: ボルトの破損の85%~90%は披露に起因, 日本ねじ研究協会誌, **44**(2013), 296-302.
- 165) 門田和雄: ねじの本, (2010),45, 日刊工業新聞社.
- 166) 川井謙一: 鑄造工学, (1999), 71-12.
- 167) 葉山益次郎: 回転塑性加工学, (1981)、2, 近代編集社.
- 168) 益田 亮: ねじの塑性加工による強度の改善(資料), 塑性と加工, (1973-02), 116-124, 日本塑性加工学会.
- 169) 山本晃; 転造ねじの精度と強度, 機械の研究 **4**-6 (1952-6), 367-371.

第 2 章

並目一条・細目一条二重ねじ構造ボルト DTB-I の転造加工法の開発

— 従来型 DTB のねじ転造による量産化技術の確立と疲労強度の向上 —

2.1 緒 言

前章で述べたように、ねじ締結体は極めて使用頻度、重要度が高い機械要素であり、その使用の歴史は古く、社会的にも広く普及している。しかし、ボルト締結体に繰り返し荷重がかかると緩み^{1)~3)}や疲労破壊の原因^{4)~6)}となり、それが大事故を引き起こすことはよく知られた事実である^{7)~10)}。ねじの緩み現象は摩耗、塑性変形、へたりなどによる非回転緩みと、ナットの戻り回転による緩みとに大別され^{1)~3)}、前者は増し締めや設計変更により対処できるが、後者は激しい振動や衝撃を伴う使用環境下では避けることのできない課題であり、その機構が多面的に解明され^{1)~3), 11)~26)}、様々な防止策が考案されてきた^{27)~31)}。しかし、前章で述べたように、現在の緩み止め部品のほとんどはねじ面間の摩擦力を強化したものにすぎず、決定的な緩み防止対策とはなっていない。

一方、二重ねじ機構に基づくボルト締結体 (DTB: Double Thread Bolt と呼ぶ) は、リード角の異なる 2 種類のねじ山を同軸上にもち、リード角の大きい方のナットを最初に締め、次に小さい方のナットを締めて、ダブルナット構造にする。これにより内側のナットの緩み速度の方が外側のナットのそれより早いため、両ナットが同時に回転できないという機械的干渉効果が生まれ、それと摩擦力とによりナットの戻り回転を抑止でき、極めて優れた緩み防止効果を発揮することが分かっている^{33), 34)}。特に、並目一条ねじとそれよりピッチの小さい細目一条ねじから構成された二重ねじボルト (DTB-I または並細 DTB と呼ぶ) は、その構造の単純さから、切削加工されたものは既に製品化されていた。しかし、その価格は転造成形された市販のシングルねじボルトの 10 倍以上と高価であり、高い市場価値にも関わらずほとんど普及していなかった。

このような状況に鑑み筆者らは DTB-I を通常のシングルねじ同様転造³⁴⁾により量産できる加工法のプロトタイプを確立するための実験的研究を行った。本章ではその具体的方法、成形結果および DTB-I の動的疲労強度や振動緩み止め性などの性能評価について述べる。

尚、本論文では第 2 章～第 5 章においてほぼ統一した形式で研究成果を記述

している。すなわち、各章の最初に目的とする機能を実現すべく考案された各種 DTB のねじ部の構造を説明し、次に、それらの実験あるいは解析による転造成形結果を示し、最後に、加工された DTB の強度や緩み止め性を評価している。ここでは予めそれらの手法を採用した理由について概説する。まず、DTB の生産コストを低減するためには、数万本単位で量産する必要がある、その加工法は当然ながら成形転造法が最も望ましい³⁴⁾。なぜなら、現在量産ねじのほとんどは、Fig. 2.1 に示すいずれかの転造法により製造されているからである。但し、DTB は通常のシングルねじに比べ構造が複雑で、高い加工精度が必要であるため、ここではそれらの中で最も製品精度が良いとされる、2 丸ダイスによる寄せ転造法を用いた。また、ねじに要求される最も基本的かつ重要な性能は静的強度と疲労強度であり⁶⁾、さらに DTB には緩み止め性も必須要件となる。本報では、それらを一般に非常に広く用いられている方法（静的強度は準静的引張り試験、疲労強度は軸力疲労試験、緩み止め性は NAS 規格振動試験とユンカー式振動試験）により評価した。それらの装置、方法、条件等の詳細については後述する。

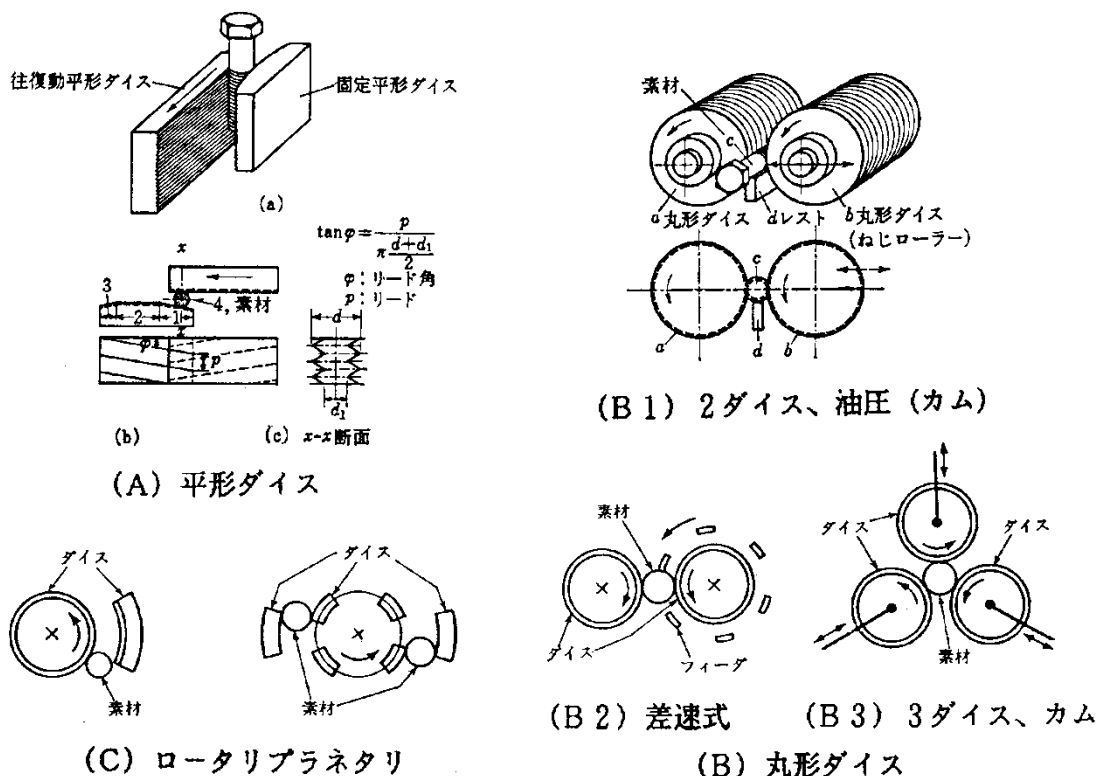
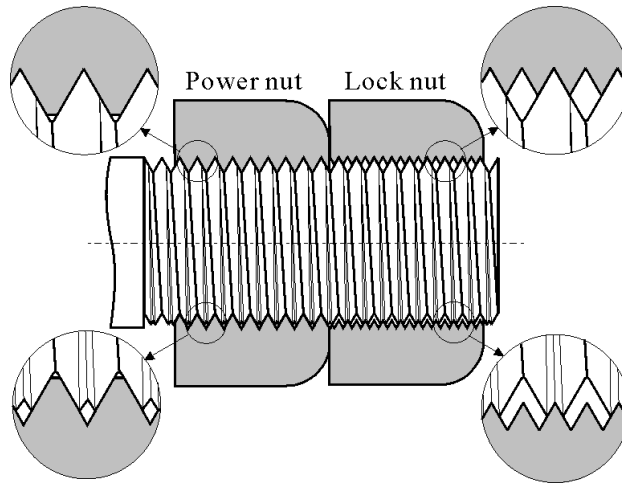


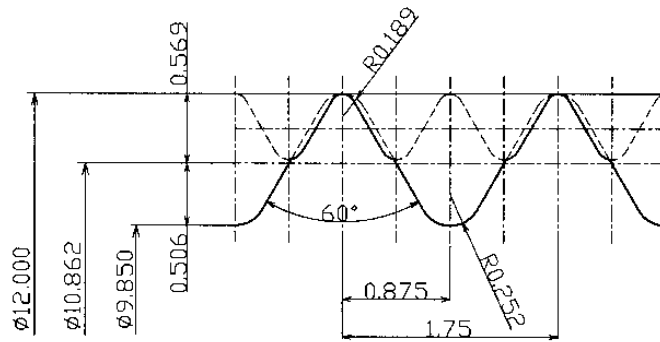
Fig. 2.1 Various thread-rolling methods

2.2 並目一条・細目一条二重ねじ (DTB-I) の構造

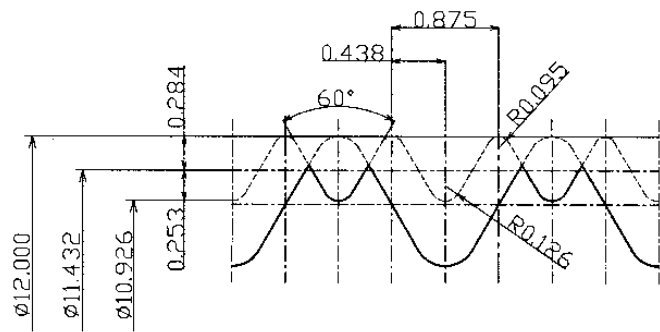
並細二重ねじ (DTB-I) とは **Fig. 2.2 (a)**に示すようなピッチの異なるねじ(並目ねじと細目ねじ)を同軸上にもち、各々のピッチに対応した並目ねじのパワーナットと細目ねじのロックナットとを締め込むことによりダブルナット構造にするねじ締結体のことである。通常のシングルねじをダブルナット構造にした場合、同一ピッチの二つのナット間の締め付けによる摩擦力のみで緩みを防いでいる。これに対し、DTB-I の緩み防止機能は、締め込まれた二種類のナットの干渉効果、すなわちナットのねじピッチが異なるために二つのナットが同時に回転移動できないことによる機械的ロックと摩擦力とにより強化されたものである³³⁾。DTB-I の並目ねじと細目ねじとのピッチの比は任意に設定でき、その値が m 対 n の整数比である場合、ねじ山形状は並目ねじの n ピッチごとに周期的に変化する³⁵⁾。ここでは需要が多く成形状態や加工精度を評価しやすい M12、ピッチ比 2 対 1 の DTB-I を成形対象にした。**Fig. 2.2 (b)** と **(c)** に代表的軸断面における設計上の二重ねじ山形状を示す。(a)の 0 度位置では並目ねじと細目ねじとの位相が完全に一致し、(b)の 180 度位置では両者の位相が最もずれている(細目ねじの半ピッチ分)。M12 の並目ねじの基準ピッチは JIS 規格で 1.75mm であるので、細目ねじのピッチは 0.875mm となる。



(a) Sketch of DTB-I



(b) Thread profile in 0 degree position



(c) Thread profile in 180 degree position

Fig. 2.2 Thread structure of DTB-I

2.3 実験方法

2.3.1 ねじ転造実験

DTB-I の成形転造では並目ねじと細目ねじとが重畳したねじ山形状を同軸上に成形しなければならない。それにはいくつかの方法が考えられるが、本報では最も単純と思われる、DTB-I の円周方向に周期的に変化するねじ山形状を転写した、**Fig. 2.3** に示すような溝形状をもつ特殊ダイス工具(以後二重ねじダイス、あるいは単に工具と呼ぶ)を用い、シングルねじ同様単一の転造工程により成形することとした。また、本研究では前述の通り、各種ねじ転造法のなかで最も加工精度が良いとされる 2 つの丸ダイスを用いるプランジ方式³⁴⁾を採用した。ダイスの大きさは転造装置の仕様に合わせ外径約 173mm としたので、図に示す形状が周期的に変化する溝はダイス外周に 22.5° おきに繰り返し現れることになる。

Fig. 2.4 に転造実験装置の加工部外観を示す。二重ねじダイスを両工具軸に取り付け、その間にボルトを支持するための支え板を設置している。二重ねじダイスの溝は非常に微細で複雑な形状をしていると同時に、通常のシングルねじダイスと異なり溝形状が周期的に変化する。このため DTB-I の加工では、2 つの丸ダイスの初期位相合わせと加工中の回転同期精度が非常に重要になる。本報では(株)ニッセー製 CNC2 ダイスプランジ式転造盤 GA-160B を使用した。この装置は 4 本支柱構造をしているため極めて高剛性であり、フィードバック制御により両工具軸の回転角度誤差は加工中常時 $\pm 0.01^\circ$ 以内に保たれ非常に高精度であるので、DTB-I の加工には最適である。

加工条件として、工具の回転速度 60rpm, 工具の半径方向送り速度 2mm/sec, 工具押込み量 1.02mm とした。転造用素材の材質は SS400 材であり、素材ねじ部の初期直径は体積一定の条件から逆算して 10.75mm とした。

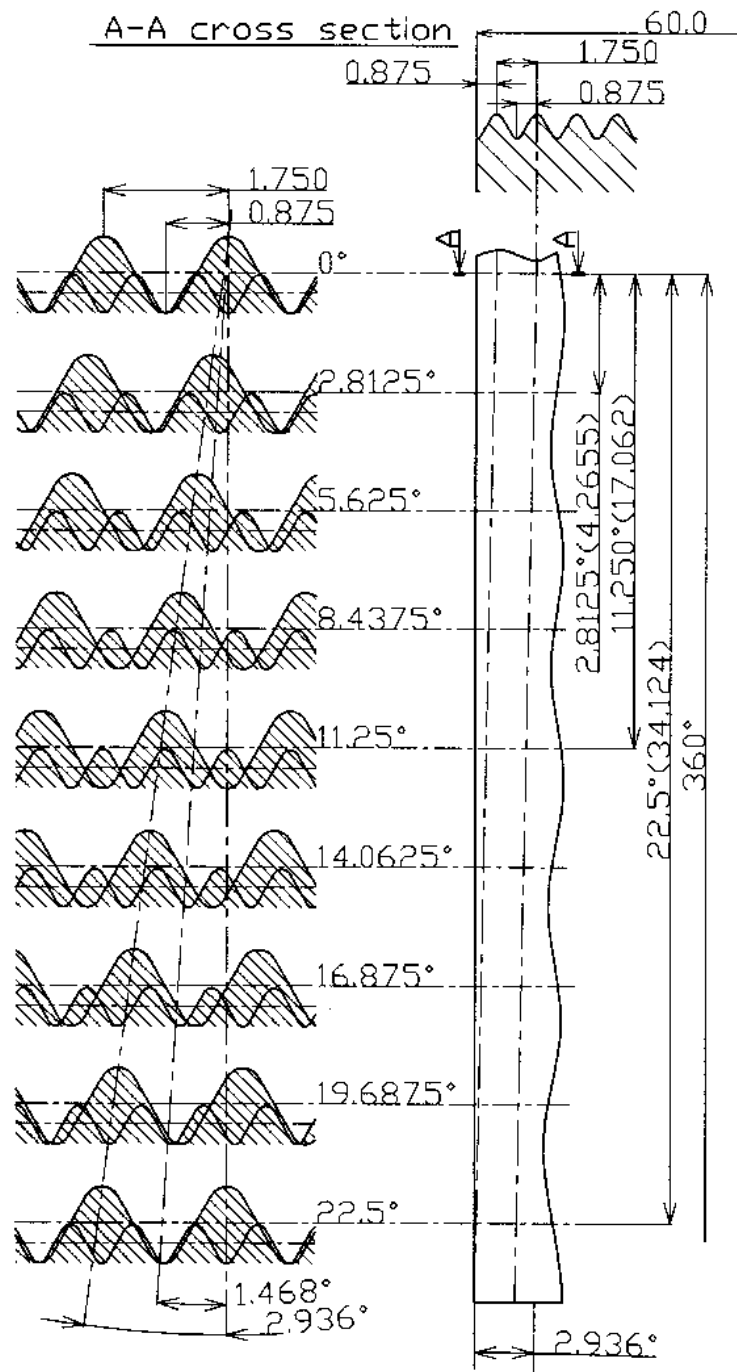
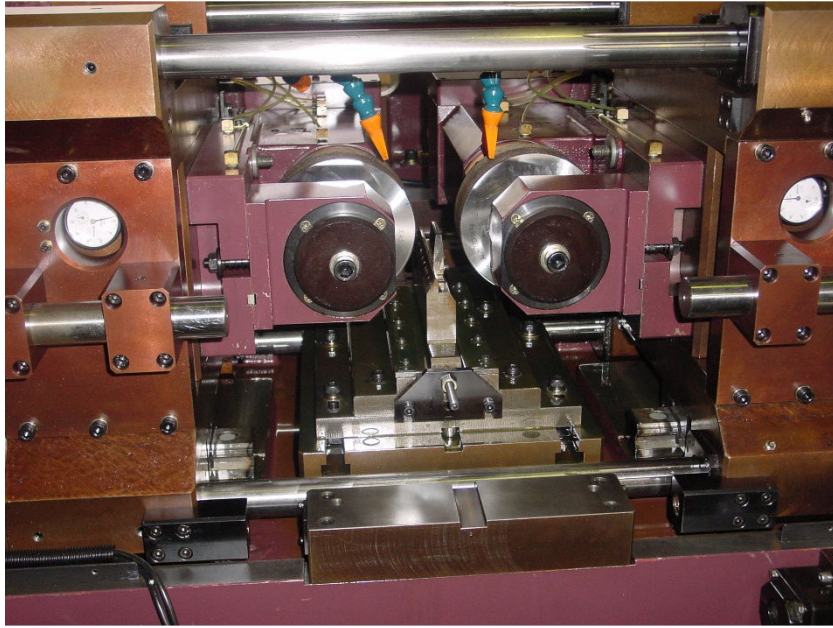
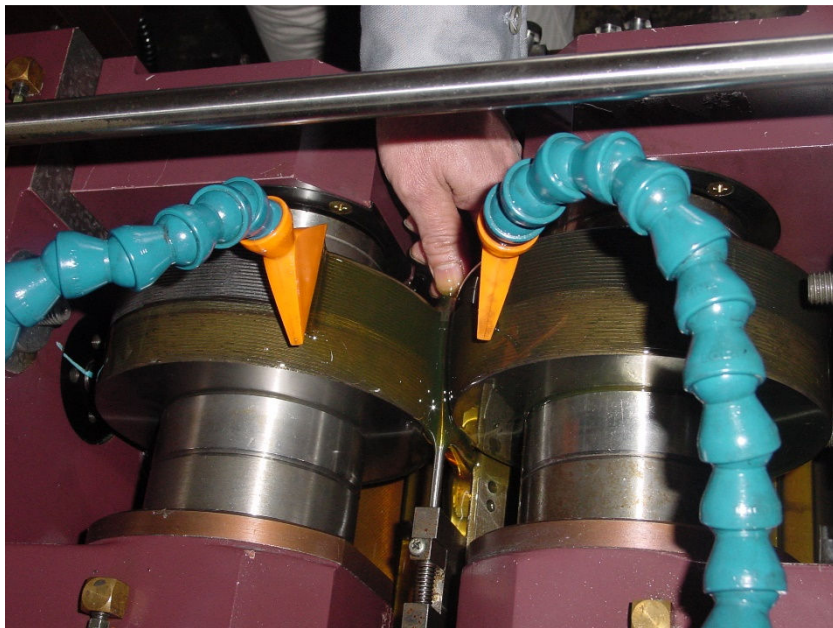


Fig. 2.3 Groove profiles of rolling die for DTB-I



(a) Outer appearance of CNC form rolling machine



(b) Thread rolling state of DTB-I

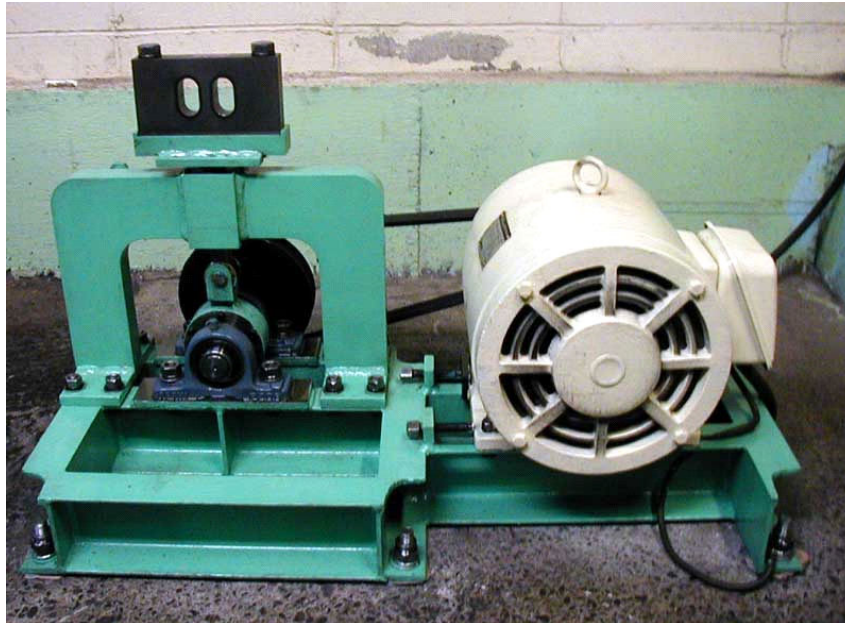
Fig. 2.4 Experimental apparatus and rolling process of DTB-I

2.3.2 振動緩み試験

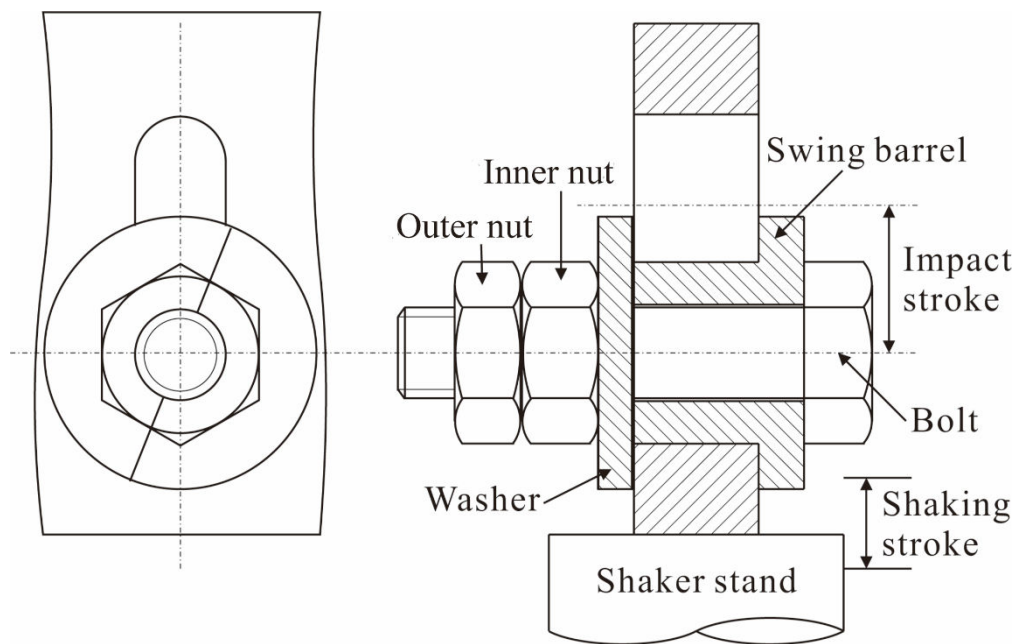
現在広く普及しているボルト・ナットの緩み止め性を検証する代表的振動試験として米国航空宇宙規格 NAS3350/3354 に規定された NAS 式衝撃振動試験³⁶⁾と、ドイツ工業規格 DIN65151 /25151 に準拠したユンカー式振動試験³⁷⁾の 2 種類がある。このうち前者は、ボルト締結体に衝撃力を繰り返し加える振動試験であり、規定の試験時間内に試験片が緩むか緩まないかで緩み止め性を評価する。この試験は、一般財団法人日本品質保証機構 (JQA) においても、ボルト・ナットの緩み止め性を評価する試験として採用されている。一方、後者は、ボルト締結体にとって最悪といえる横方向 (軸直角方向) からの微小振動に対する自己緩みの試験であり、試験中の軸力の変化を逐次モニタリングしながら、ねじ締結体の緩み止め性能を細かく評価できるという特徴がある。

本章ではこれらの試験のうち、装置の自作が容易な前者の NAS 式衝撃振動試験を、転造加工した DTB-I および市販のシングルねじについてまず実施し、緩み止め性能の比較評価を行った。後者の試験も行ったが、それについては後の章で報告する。

Fig. 2.5 (a), (b)に試験装置の外観と、試験片取付け部の模式図を各々示す。装置は米国航空規格 NAS3350/3354 に規定された通りのねじ軸直角方向の衝撃加振が行えるよう設計製作した。試験方法は、ボルトとナットとの締結体試験片を縦長の穴に置き、振動台上で上下に加振し、試験片が横穴の上下に打ち当たることにより衝撃力を加える。ボルト締結体のサイズは M12 であり、振動数 1,780cpm, 加振台ストローク 11mm, インパクトストローク 19 mm とし、30,000 回(約 17 分間)上下に打ち当てた後取り出し、締結体の緩みと傷の有無を調べた。但し、試験中視認的に緩みが生じたと判明した場合には直ちに装置を停止した。



(a) Outer appearance of test apparatus



(b) Schema of shaker stand

Fig. 2.5 Impact vibration loosening test rig based on NAS3350/3354

2.3.3 疲労試験

Table 2.1 に示す加工プロセスの異なる 4 種類の M12 ボルト締結体について、軸力疲労試験による動的強度評価を行った^{4)~6)}。ここで、ボルト試験片の識別記号として、RS は転造加工した通常のシングルねじ、CD は並目も細目も切削により加工した DTB-I、RCD は通常の転造したシングルねじに切削により細目ねじ溝を重畳させた DTB-I、RD は転造のみで加工した DTB-I である。

疲労試験に用いたボルト試験片の形状寸法を Fig. 2.6 に示す。後述するように DTB は疲労強度が高いため、試験中ボルト頭部首下角部から亀裂が発生し破壊する可能性がある⁶⁾。そこで、それを防止し破壊の起点をねじ部に限定するために、頭部首下部の素材直径はねじの呼び径より大きくし、角部丸みも極力大きくした。ねじ素材は SS400 相当材である。

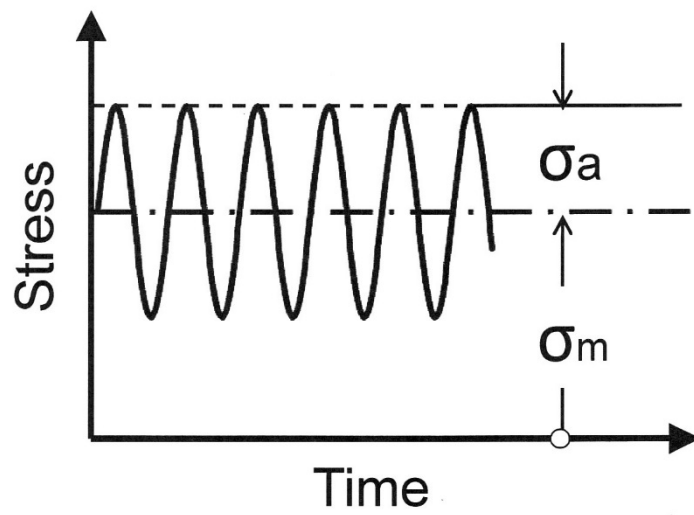
試験は Fig. 2.7 に示す島津サーボパルサー EHF10 を使用し、平均応力 $\sigma_m = 230$ MPa、周波数 10Hz の条件で行い、 2×10^6 回の繰り返しに耐える最大の応力振幅 σ_a を疲労限度とした。ここで負荷応力はねじ部の最小断面 ($\phi d = 9.6$ mm) における公称応力で計算した。

Table 2.1 Processing conditions of screw specimens

Designation of test bolt specimens	Processing conditions	
	Coarse pitch for Inner nut	Fine pitch for Outer nut
RS	Rolling	—
CD	Cutting	Cutting
RCD	Rolling	Cutting
RD	Rolling	Rolling



(a) Test rig installed in the hydraulic servo-controlled fatigue test machine

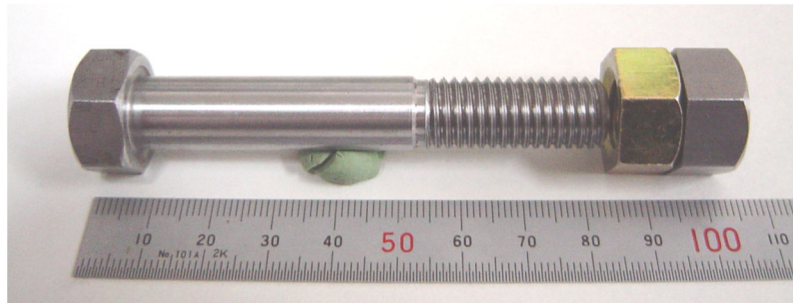


(b) Tensile fatigue test conditions

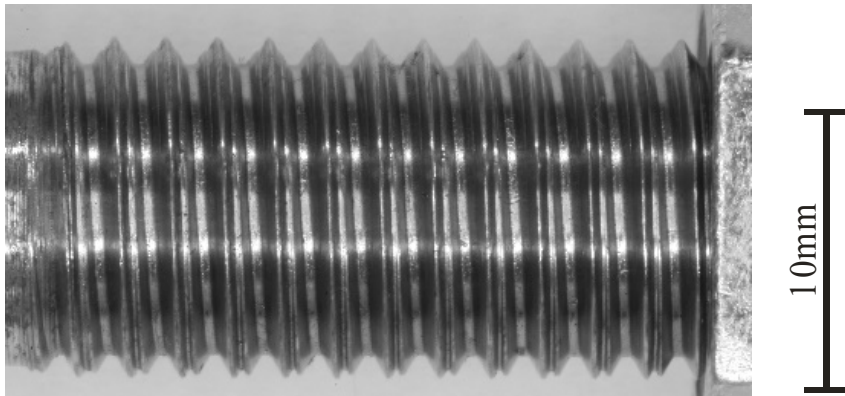
Fig. 2.7 Tensile fatigue test apparatus and conditions

2.4 ねじ転造実験結果

Fig. 2.8 に転造された並細二重ねじ (DTB-I) の外観写真を, Fig. 2.9 (a)と(b) に転造 DTB-I に二種類のナットをはめたねじ中央断面の拡大写真を各々示す. 図よりねらい通りの同軸 DTB-I が素材外周に成形され, パワーナットもロックナットもスムーズにねじ込むことができた. DTB-I のねじ山と二種類のナットのねじ山とは適度なあそびはあるが非常にうまく嵌合している. また, 加工中切り屑やバリを発生することはなく, 基本的に本報で提案した特殊ダイスを用いる転造法により DTB-I を問題なく成形できることが分かった.



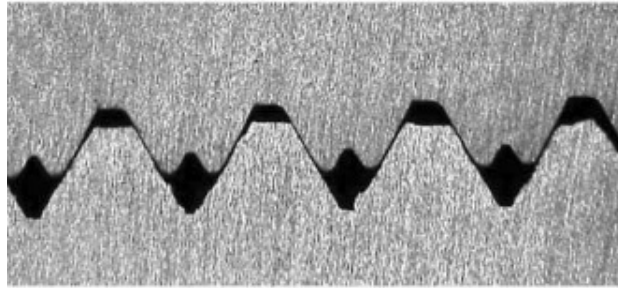
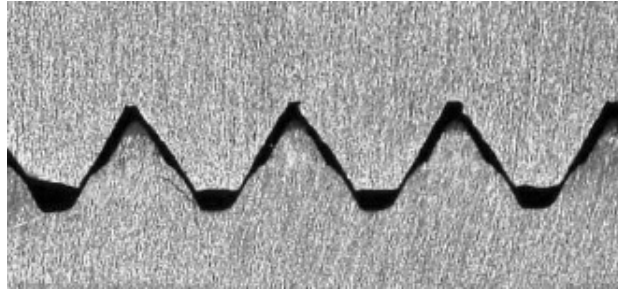
(a) Overall appearance



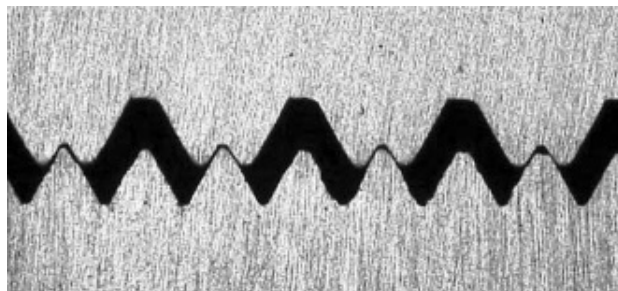
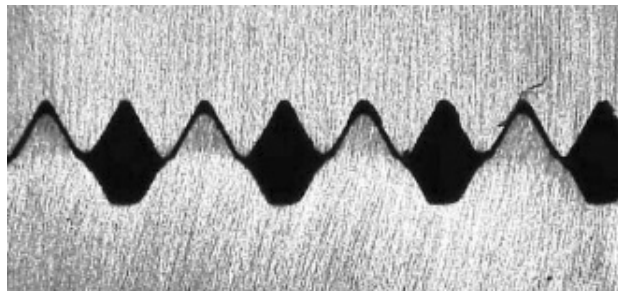
(b) Screw-thread portion

Fig. 2.8 Outer appearance of rolled DTB-I

1.75mm



(a) Power nut



(b) Lock nut

Fig.2.9 Fitting state between double screws bolt and two kinds of nut

Fig. 2.10 に転造成形された DTB-I と切削加工された DTB-I との代表的円周方向におけるねじ山形状の比較を示す. 図より各位置のねじ山高さは両者でほぼ同等であり, 形状もよく一致している. しかし, 切削されたものは加工中発生する切り屑やバリのため面粗度が粗い ($5 \mu\text{mRa}$, $12 \mu\text{mRy}$). これに対し, 転造されたものは研削加工されたダイスの面粗さがそのまま転写され, 非常に滑らかで光沢のある仕上げ面となり ($3 \mu\text{mRa}$, $8 \mu\text{mRy}$), 細目ねじ溝もより明確に刻印されている

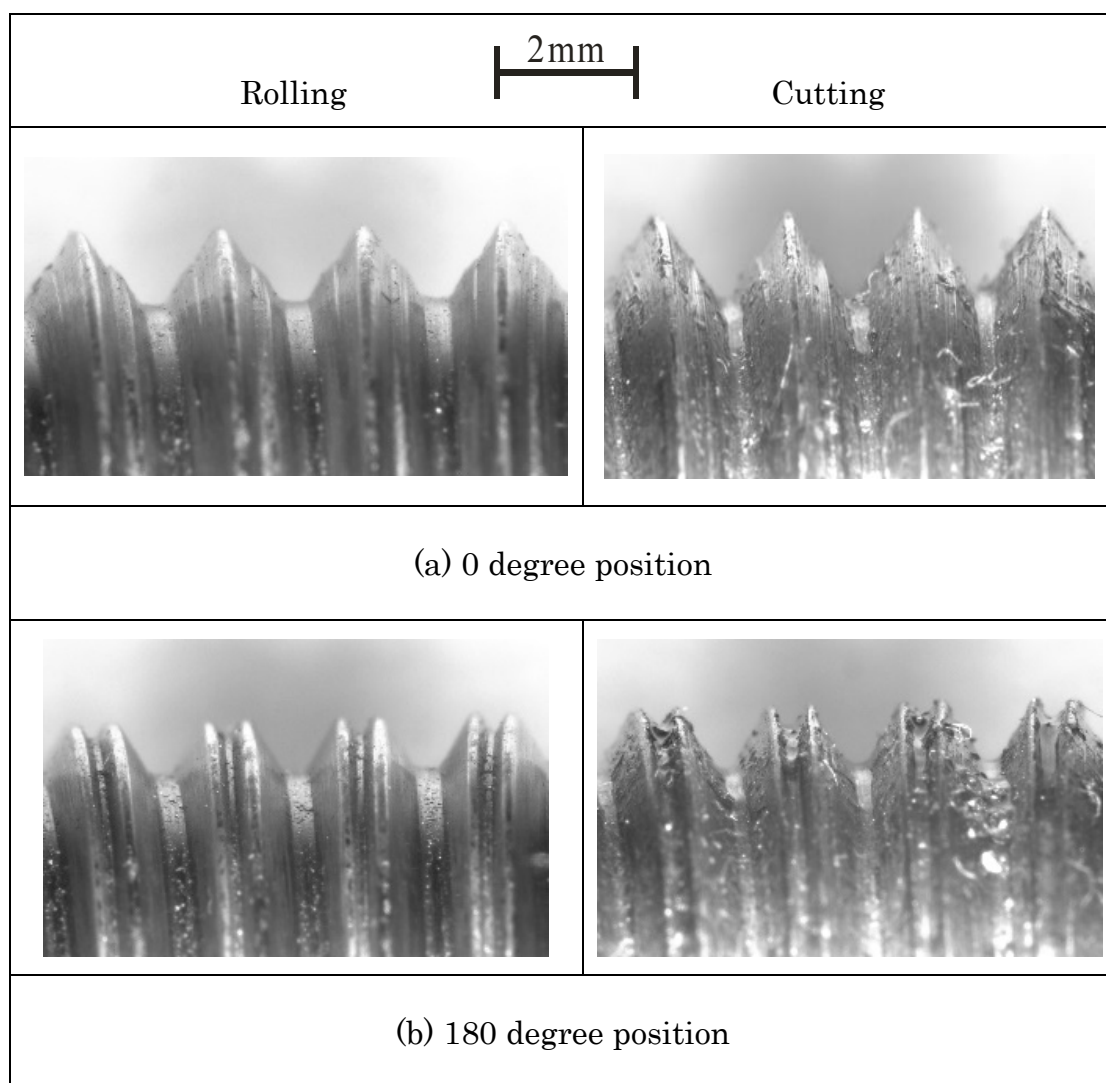


Fig. 2.10 Comparison of thread surface appearance between rolled double DTB-I and cutting DTB-I

Fig. 2.11 に工具の半径方向押込み量 0.62mm~1.02mm の間を 0.1mm おきに 5 段階に分け(以後 Step-1~Step-5 と呼ぶ), 各ステップごとにねじの代表的軸断面に対応する工具溝に材料が充満していく状態の推移を示す. Step-1 までは並目ねじ部のみが成形されるので, どの断面の材料も全く同様に變形している. この段階で既にねじ山頂部が凹み, フォールディングの状態が現れている. Step-2 以降は各円周方向位置により溝底部の形状および断面積が異なるので, 材料の變形や工具溝の充満状態も異なる. 並目ねじ山と細目ねじ山との位相が一致する A 断面では通常のシングルねじの場合と同様, フォールディング部が徐々に折りたたまれ, 最終的には完全に潰されて溝部へ材料が充満する. 位相が最もずれている C 断面では, 變形が進行するとフォールディング部中央の最も凹んだ部分が工具溝底部の突起先端と接触し, その後は材料がその突起を包み込むように工具溝の隙間に充満する. このため他の断面と比較して變形状態は最もスムーズである. また, この断面では材料の充満率が最も早く 100%に達し, 既に Step-4 でほぼ成形が完了している. A 断面と C 断面の中間に位置する B 断面では, まずフォールディングした材料左端の盛り上がり部が工具の浅い方の溝底部を完全に埋め, その後は材料右端の盛り上がり部が工具溝底部の突起を包み込みように變形し, 深い方の溝が完全に充満する. D 断面でも左右は反対になるが B 断面と同様の變形状態が観察される.

さて, 二重ねじ工具は円周方向位置により溝形状が周期的に変化し, それに伴い断面積も連続的に変化するので, 特に細目ねじ部が成形される Step-2 以降の變形段階では各断面位置における材料の充満量や充満率(=充満量/工具溝横断面積)が異なる. **Fig. 2.12** (a)および(b)に Step-1 以降の各断面の工具押込み量と材料の充満量および充満率の関係を各々示す. (a)より材料充満量は Step-1~Step-4 までは C 断面が最も多く, B 断面から A 断面に移行するにしたがい減少している. これは A 断面や B 断面では並目ねじ部と細目ねじ部との境界部に段差があり, これが抵抗となるためである. ところが, C 断面では工具押込み量の増加とともに充満速度が徐々に減少し, 充満率が 95%を越える Step-4 以降は **Fig.2.8** に示すように隙間面積が著しく小さくなるため, 充満量や充満率の勾配が急に小さくなる. 最終充満率はほぼ 100%に達している. 一方, A 断面では Step-3 を過ぎる辺りから充満量や充満率の勾配が急に大きくなる. この断面は他に比べ面積が最も大きく, このため最終充満率は約 98%である. これらに対し B 断面では充満量も充満率も工具押込み量に比例してほぼ直線的に増加し, 最終充満率はほぼ 100%に達している.

以上のように各断面における材料の充填状態に差異があるということは、DTB-Iの転造工程ではシングルねじの場合と異なり、加工中円周方向への材料流動が発生していると考えられる。このことを確かめるために、各変形ステップごとにA断面からC断面までの半周分のねじ山形状を三次元的に平面展開し、それらを比較して材料の変形状態の推移を調べた。結果を **Fig. 2.13** (a)~(d)に示す。これらの図より、特に **Step-4** から **Step-5** の加工の最終段階で、並目ねじと細目ねじの位相が最もよく一致する領域近傍のねじ山頭頂部の材料が急激に盛り上がり、フォールディング部が潰され、全体として理想的な二重ねじ山が成形されていることが分かる。つまり、**Step-4** でほぼ加工が終了したC断面からA断面へ向かう方向へ材料が流動し、結果的に各円周方向位置で形状の異なる二重ねじ山が材料の過不足を生じることなくうまく成形されるのである。

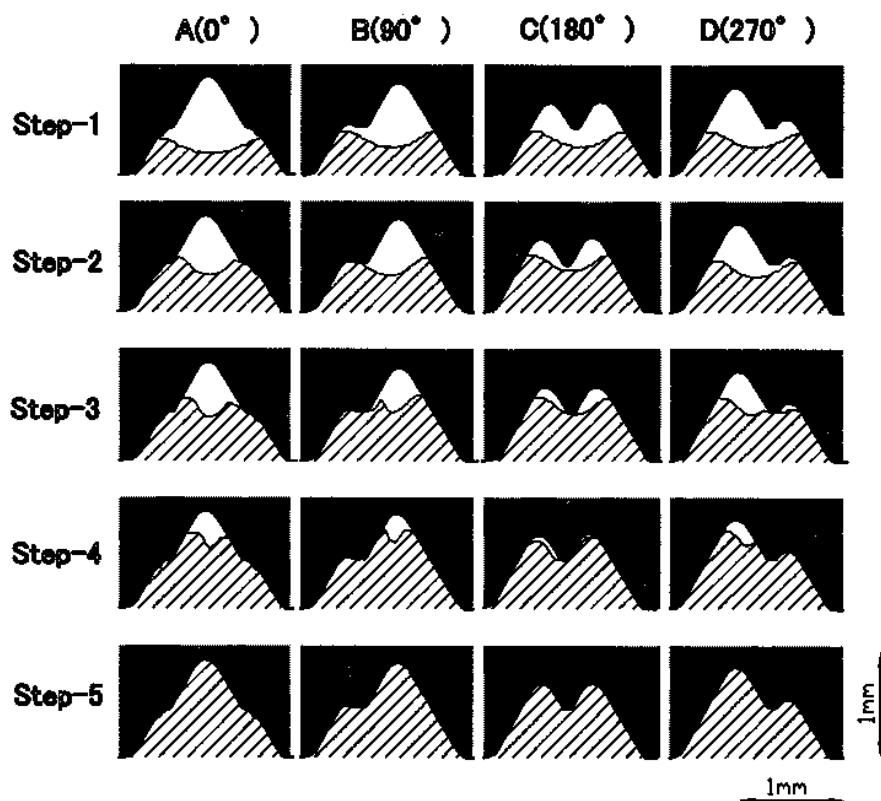
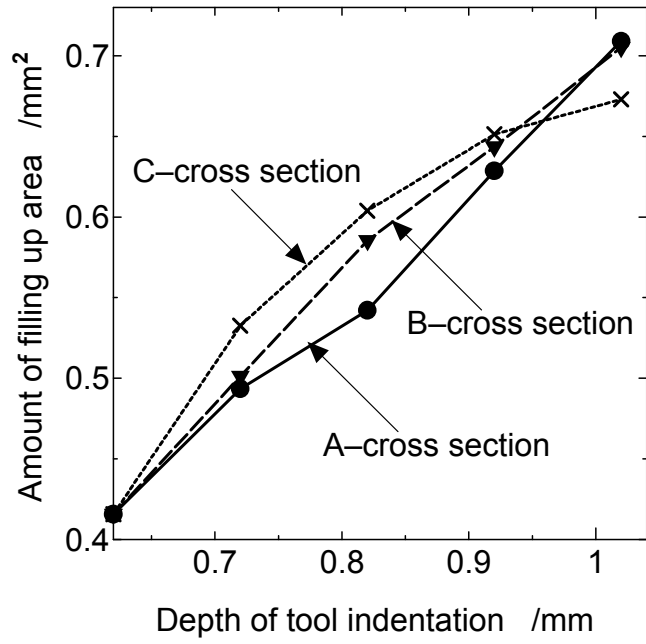
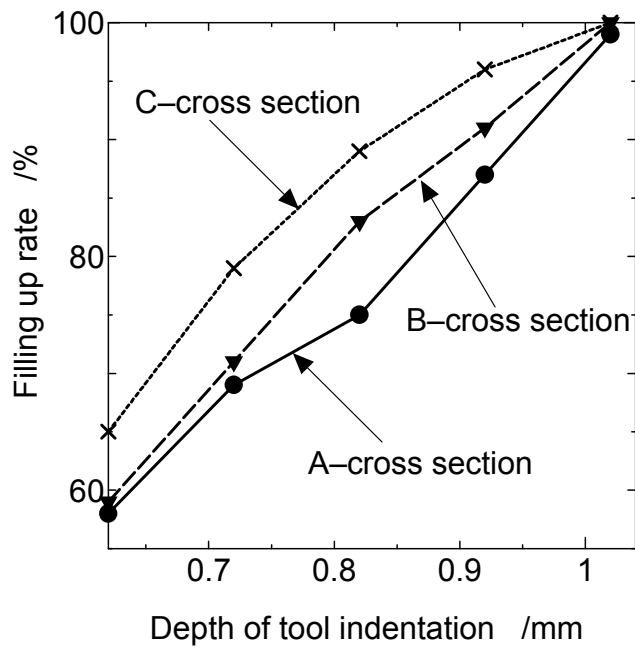


Fig. 2.11 Comparison of filling up state of material in each cross section of die groove

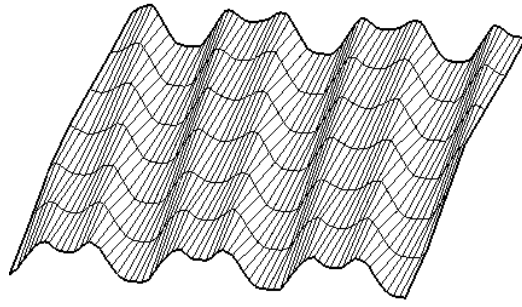


(a) Filling up area

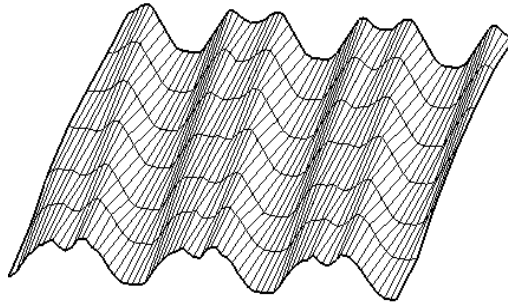


(b) Filling up rate

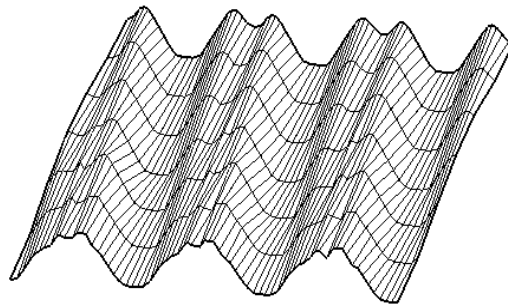
Fig. 2.12 Relationship between depth of tool indentation and filling up conditions of die groove



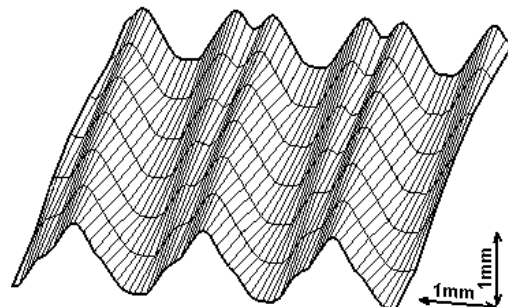
(a) Step-2



(b) Step-3



(c) Step-4



(d) Step-5

Fig. 2.13 3D deformation behavior

2.5 性能評価試験結果

2.5.1 振動緩み試験

NAS 式衝撃振動緩み試験の試験条件と結果を **Table 2.2** に示す。ナットの締め付けトルクは、ボルトとナットとが理想的に嵌合した状態における両者の幾何学的接触状態から導出した式により算出した³³⁾。表よりシングルねじはダブルナット構造にした場合でも 1 分足らずで緩んでいる。これに対し、DTB-I は規定の時間緩まず、さらに試験時間を延長し 9 時間 30 分(約 10^6 回上下に打ち当てる)試験を続けても緩まず、傷や損傷も無かった。以上の結果より、転造 DTB-I の卓越した緩み止め性能を実証できた。

Table 2.2 Results of impact vibration loosening test

Specification of bolt test specimen	Fastening torque [Nm]		Test results
	Outer nut	Inner nut	
Single thread bolt with single nut	—	50	Loosen in 25 seconds
Single thread bolt with double nuts	50	50	Loosen in 45 seconds
Double thread bolt with double nuts	30	50	Not loosen for 17 minutes

2.5.2 疲労試験

軸力疲労試験により得られた $S-N$ 線図の比較を **Fig. 2.14** に示す. この図より, 転造シングルねじ RS の疲労限は 90 MPa で, ほぼカタログ値通り⁹⁾である. 一方, 並目も細目も切削により加工した CD の疲労限度は 50 MPa であり, 一般的な鋼ボルトの疲労限度 50~60 MPa と比較して向上は見られない. 一方, 並目を転造により, 細目を切削により加工した DTB-I RCD, および単一の転造工程により加工した DTB-I RD の疲労限度は 100 MPa であり, CD と比較して約 100% の大幅な疲労限度の向上を得た. このように並目ねじ部を転造により加工した DTB-I が動的強度の著しい性能向上を得た理由は, 材料組織の材料流動が生じたこと, および材料の加工硬化や圧縮残留応力の影響が相乗的に加わったためである. また, DTB-I のねじの破断は全て **Fig. 2.15** に示すように, 内側多条ナットの第 1 ねじ山とかみ合うねじ底から亀裂が入り起き, 通常のシングルねじの場合と同様であった

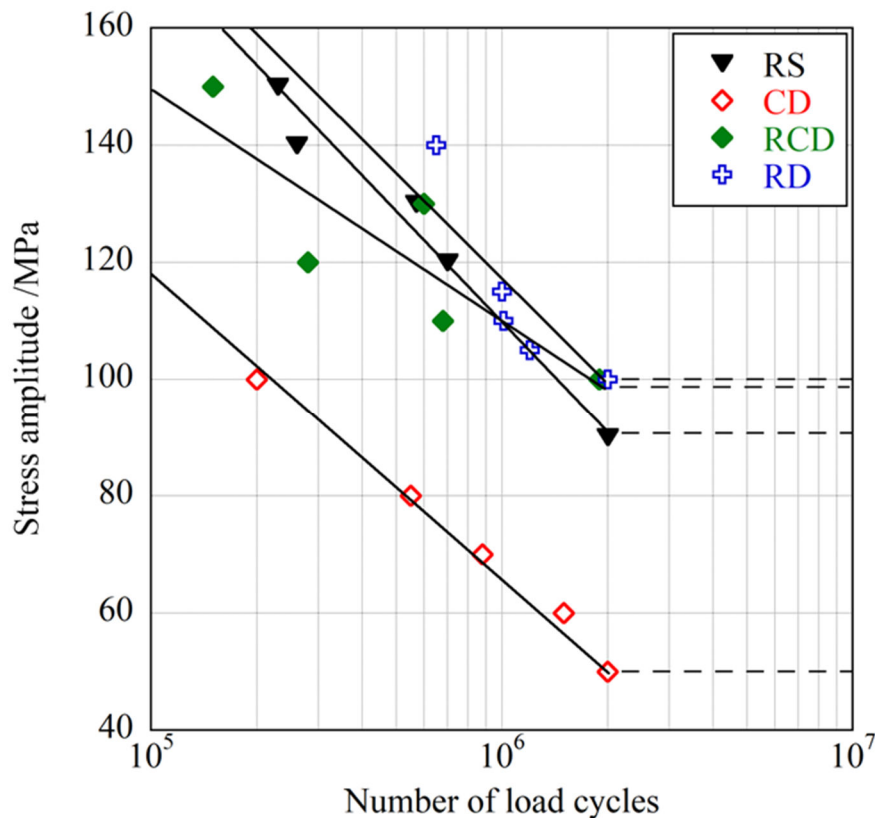


Fig. 2.14 $S-N$ curves in tensile fatigue tests

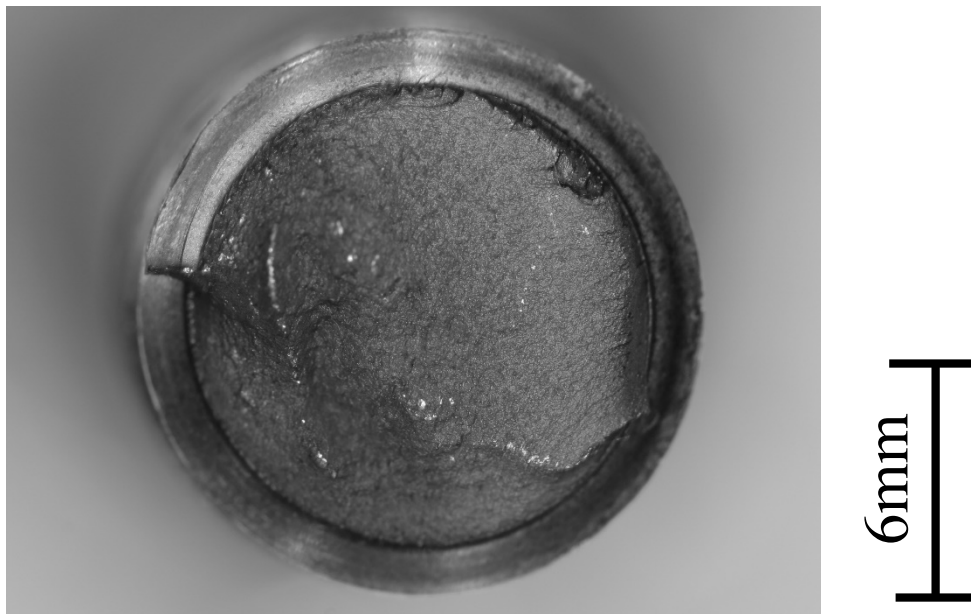


Fig. 2.15 Fractured DTB-I in tensile fatigue tests

2.6 結 言

並目ねじとそれよりピッチの小さい細目ねじを同軸上にもつ二重ねじボルト締結体(DTB-I)を量産するためのねじ転造加工法を考案し,その加工性実験と,転造加工されたボルトの静的および動的引張り強度や振動緩みなどの性能評価試験を行い,以下の知見を得た.

- (1) DTB-I の周期的に変化するねじ山形状を転写した溝形状をもつ特殊ダイス工具を用いることにより,通常のシングルねじと同様単一の転造工程で成形することができる.
- (2) 転造 DTB-I は切削 DTB-I に比べ面粗度が滑らかで,細目ねじ溝も明確に刻印される.
- (3) 転造中円周方向に材料が流れることにより,円周方向の各位置で形状の異なる二重ねじ山が材料の過不足を生じることなく成形される.
- (4) 転造 DTB-I は米国航空規格 NAS3354 に基づく衝撃振動緩み試験において緩まず,卓越した緩み止め性能をもつ.
- (5) 軸力疲労試験による動的強度評価から,転造 DTB-I は切削 DTB-I と比較して約 100%の大幅な疲労限度の向上を得る.

参考文献

- 1) 山本晃：ねじ締結の原理と設計，(1995)，102-146，養賢堂.
- 2) 酒井智次：増補ねじ締結概論，(2003)，44-72，養賢堂.
- 3) 福岡俊道：技術者のためのねじの力学，(2015)，236-255，コロナ社.
- 4) 文献 1)，147-178.
- 5) 文献 2)，28-35.
- 6) 文献 3)，27-33，137-207.
- 7) ねじのゆるみ破壊研究会：各種ねじボルトのゆるみ破壊資料集，(1980)，経営開発センター.
- 8) 日本機械学会：機械・構造物の破損事例と解析技術，(1984)，日本機械学会.
- 9) 西田新一：機械・構造物の破損解析と対策，(1986)，80-85，99-117，日刊工業新聞社.
- 10) 文献 3)，263-321.
- 11) 北郷薫：ボルト・ナットのゆるみについて，日本機械学会論文集（第1部），**30-215**(1964)，934-939.
- 12) 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（第3部），**35-273** (1969)，1104-1111.
- 13) 古賀一夫：ねじ山の角度が衝撃ゆるみに及ぼす影響について，日本機械学会論文集（第3部），**38-314** (1972)，2666-2674.
- 14) 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，**43-4** (1977)，470-475.
- 15) 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（第3部），**44-377** (1978)，288-2292.
- 16) 佐藤進，津村利光，落合勝治：ボルト・ナット結合体のゆるみに関する研究（第1報），精密機械，**44-2** (1978)，161-166.
- 17) 山本晃：ねじのゆるみ機構について，日本機械学会誌，**81-716** (1978)，617-622.
- 18) 古賀一夫，磯野宏秋：衝撃を受けるねじのセルフロック（理論と二，三の実験），日本機械学会論文集（C編），**46-402** (1980)，196-206.
- 19) 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), 精密機械, **51-8** (1985), 1540-1546.
- 20) 磯野宏秋, 古賀一夫: 衝撃を受けるねじのゆるみに関する研究 —衝撃摩擦特性を考慮した実験—, 精密機械, **51-12** (1985), 2247-2252.
 - 21) 矢沢信八, 北郷薫: ボルト・ナット結合体に軸直角方向の往復荷重が作用したときのボルトのゆるみ, 日本機械学会論文集 (C 編), **53-496** (1987), 2645-2654.
 - 22) 晴山蒼一, 浜田秀樹, 石丸源一郎: 実機稼働時におけるねじのゆるみおよび強度評価に関する研究 (第 1 報, ゆるみの絶対的評価法について), 日本機械学会論文集 (C 編), **54-503** (1988), 1559-1563.
 - 23) 晴山蒼一, 長嶋和雄, 中村輝雄, 奥田福也: 実機稼働時におけるねじのゆるみおよび強度評価に関する研究 (第 2 報, ねじ継手に加わる負荷の解析と強度評価), 日本機械学会論文集 (C 編), **55-511** (1989), 736-742.
 - 24) 古賀一夫, 磯野宏秋: 衝撃を受けるねじのセルフロックング (理論と二, 三の実験), 日本機械学会論文集 (C 編), **46-402** (1980), 196-206.
 - 25) 神宮利夫: ねじ締結部への応力波の伝ばにおける応力波のモードと締付けおよびゆるみの関係, 日本機械学会論文集 (A 編), **61-586** (1995), 1398-1403.
 - 26) 賀勢晋司, 孫培: 軸直角方向衝撃によるねじのゆるみ挙動の基礎的考察, 日本機械学会論文集 (C 編), **60-570** (1994), 625-631
 - 27) 吉本勇 (編集): ねじ締結体設計のポイント, (1992), 197-229, 日本規格協会.
 - 28) 田村修: ねじの知識, (2008), 197-229, 養賢堂.
 - 29) 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.
 - 30) N. Sase, K. Nishioka, S. Koga and H. Fujii: An anti-loosening screw-fastener innovation and its evaluation, *Journal of Materials Processing Technology*, **77** (1998), 209-215.
 - 31) N. Sase and H. Fujii: Optimizing study of SLBs for higher anti-loosening performance, *Journal of Materials Processing Technology*, **119** (2001), 174-179.
 - 32) 名川政人・市原寛之・山田真裕: 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，**47-7** (2003).
- 33) 名川政人・野田尚昭・山田真裕・市原寛之・西田新一・竹増光家：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（後編），機械設計，**47-10** (2003)，50-56.
- 34) 日本塑性加工学会（編）：回転加工，(1990)，12-42，コロナ社.
- 35) T. Takemasu, S. Sugimoto: Thread Rolling Process and Tensile Fatigue Strength of Anti-Loosening Bolts Based on Double Thread Mechanism Having Arbitrary Pitch Ratios, 16th International Conference on Advanced Materials & Processing Technologies 2013, (2013).
- 36) 精密工学会技術マニュアル：組み付け要素マニュアル，(1989)，125，日刊工業新聞社.
- 37) Junker, G. H.: SAE Transactions, **78** (1969), 314-335.

第3章

並目一条・並目多条新型二重ねじ構造ボルト DTB-II の提案

— ねじのリード差拡大による締結手順の簡素化と振動緩み止め性の向上 —

3.1 緒言

前章では、一条並目ねじと一条細目ねじから構成された二重ねじ (DTB-I) を研究対象とし、転造による量産技術を確立するとともに、DTB-I が通常のシングルねじと同等以上の動的引張り疲労強度を有することを実証した^{1)~4)}。ところが、それらの普及が進むにつれ製造および使用現場から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。例えば

- 1) 細目ナットは DTB に入りやすく、ナット別に締め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破損する。
- 2) 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。
- 3) 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。

などである。

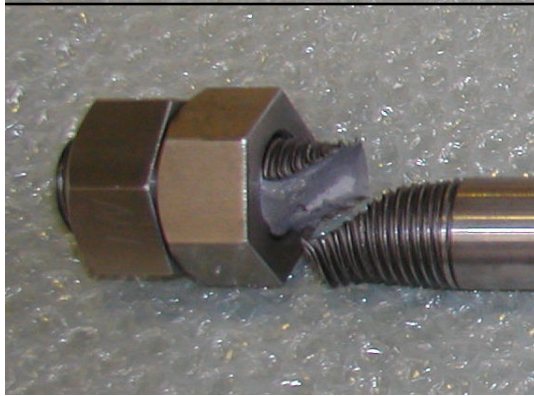
そこで本研究では次に、DTB の優れた緩み止め性、繰り返し使用性、ねじ転造による量産加工性などの特質を活かしつつ、使用性能を大幅に向上させるために、その構造の根本的な改変を種々試みた。その結果、一条並目ねじと多条並目ねじとにより DTB を構成 (多条 DTB, または DTB-II と呼ぶ) すれば、細目ねじ溝を排除できることに加え、この改変によりシングルナットを締め込むとき、先に装着されている多条ナットも連れ周りにして締め込まれるため、ナット締結とトルク管理が非常に簡便に行え、上記課題のほとんどをクリアできる可能性があることが分かった。

これらの結果を踏まえ本章ではまず、1 条並目ねじに、2 条、3 条および 4 条の多条並目ねじを重畳させた 3 種類の DTB-II の成形転造実験および FEM による数値シミュレーションを行い、各々の DTB-II の加工性を評価した。さらに、転造された DTB-II の引張り強度試験と振動緩み試験を行い、それらの基本性能を通常のシングルねじや従来型並細 DTB (DTB-I) のそれと比較評価した^{5), 6)}。

3.2 並目一条・並目多条二重ねじ構造

DTB-II の多条ねじの条数は任意に選択できるが，ここではそれを 2 条~5 条の範囲で設定した（各々 2 DTB-II, 3 DTB-II, 4 DTB-II, 5 DTB-II と呼ぶ）．その理由は，条数を多くし過ぎると，ねじ山形状が複雑になり，DTB-II および嵌合する多条ナットの製作が困難になるためである．そして，呼び径 M30 の各種 DTB-II をまず切削加工により試作し，ダブルナット状態で引張強度試験を予備的に行った．前述したように，DTB-II ではリード角の大きい多条ナットを最初に締め，次にシングルナットを締めることによりダブルナット構造にする．その結果，条数が 4 条までの DTB-II は Fig. 3.1 (a) に示すように，シングルねじの場合と同様，ナットと勘合していないねじ部にくびれが発生しその部分が破断（いわゆる“母材破断”）したが，5 DTB-II では同図(b)に示すようにダブルナット装着状態でも，破損モードがねじ山のせん断破壊（いわゆる“ねじ抜け”）になるため実用的ではないことが分かった．

そこで本研究ではこれらの結果を踏まえ，1 条並目ねじに，2 条，3 条および 4 条の DTB-II を開発対象とした．それら 3 種類の DTB-II のねじ部外観と，各々に対応する多条ナットを Fig. 3.2 に示す．DTB-II のねじ山形状は，多条ねじの条数を m とすると，円周方向に $360/(m-1)^\circ$ の周期で全く同じパターンで変化する．したがって，2 DTB-II, 3 DTB-II および 4 DTB-II のねじ山周期は各々 360° ， 180° および 120° であり，それらの半周期分の形状変化は，各角度位置で Fig. 3.3 に示すようになる．また，この図より計算した各 DTB-II のねじ山断面積比の推移は，各角度位置で Fig. 3.4 に示すようになる．ここで，ねじ山断面積比とは，DTB-II の各角度位置における n ピッチ分のねじ山断面積を，同じピッチ分のシングルねじ山の断面積で除したものである．この図より，ねじ山断面積比は各 DTB-II の半周期の角度位置で最小となり，0 度位置を 100% とすると約 33% とかなり小さくなるため，ねじ山のせん断破壊により引張り強度や疲労強度が低下するという問題が生じると考えられる．



(a) 2 DTB-II

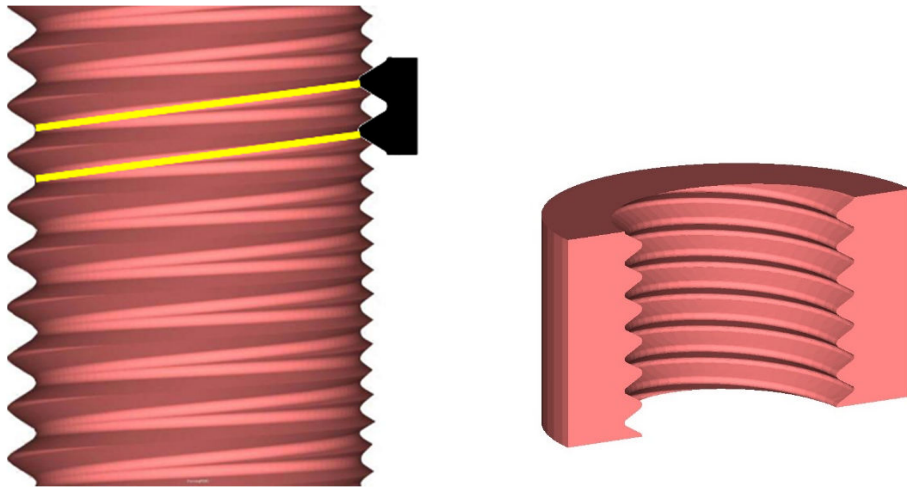


(b) 3 DTB-II

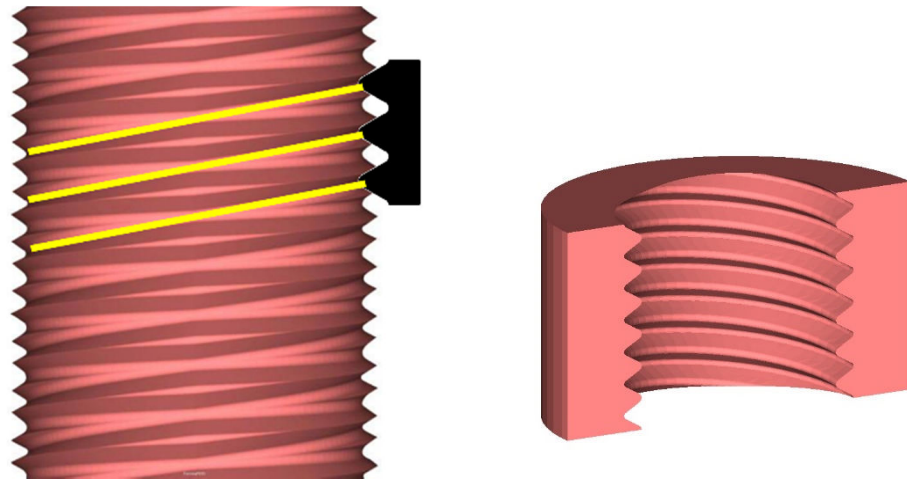


(b) 5 DTB-II

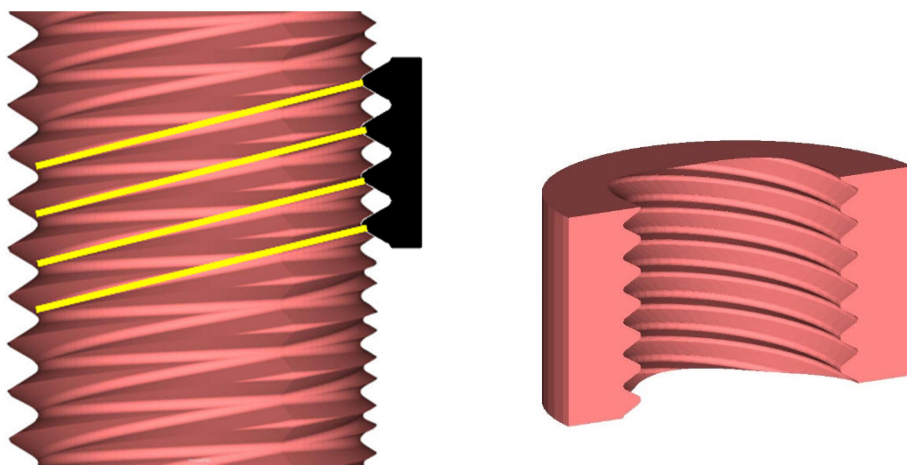
Fig. 3.1 Tensile strength test results of M30 DTB-II



(a) 2 DTB-II



(b) 3 DTB-II



(c) 4 DTB-II

Fig. 3.2 Sketch of multi-thread DTB-IIs








Angular position			Thread profiles
2 DTB-II	3 DTB-II	4 DTB-II	
0°	0°	0°	
30°	15°	10°	
60°	30°	20°	
90°	45°	30°	
120°	60°	40°	
150°	75°	50°	
180°	90°	60°	

Fig. 3.3 Screw threads profiles in each angular position of multi DTB-II in cross including bolt axis

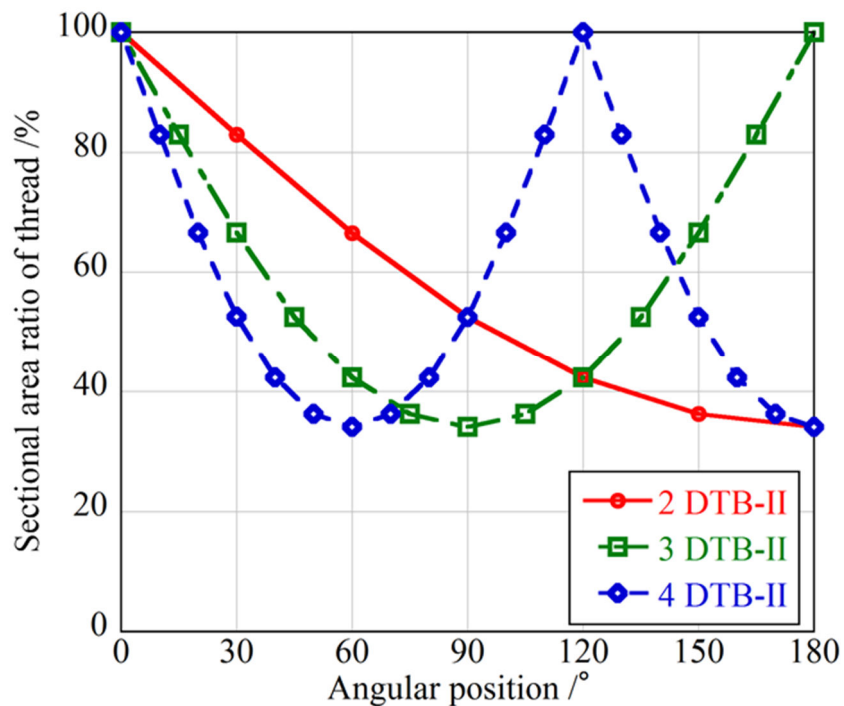
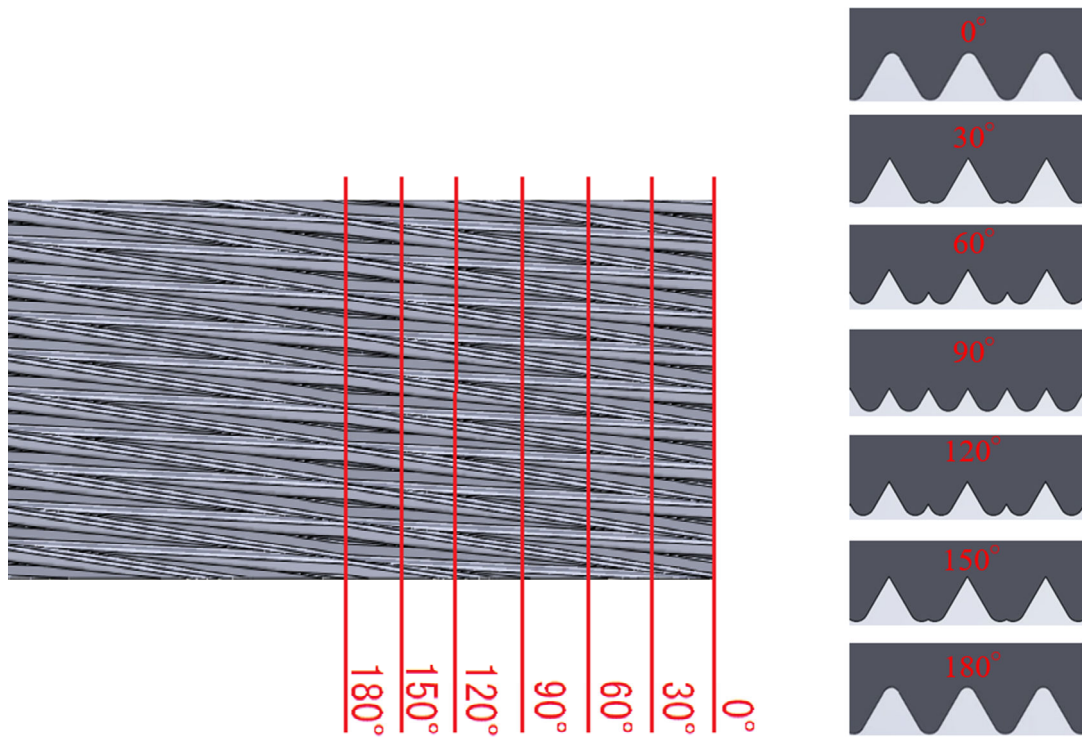


Fig. 3.4 Comparison of changes in sectional area ratio of screw-thread at each angular position

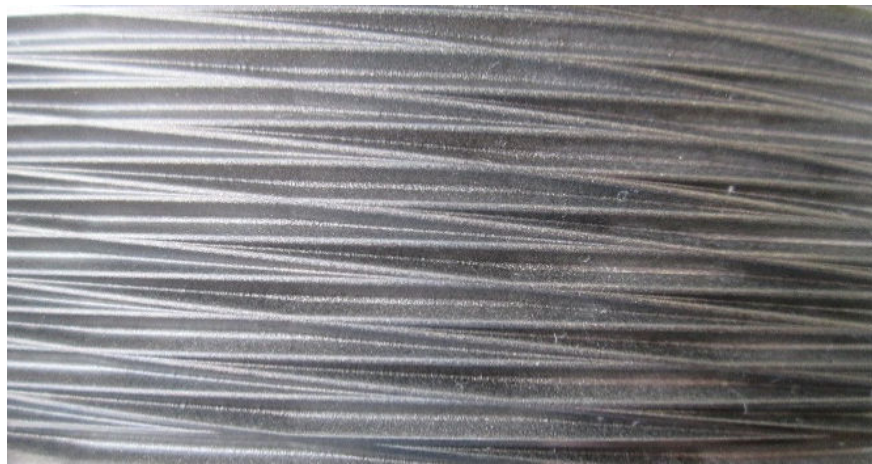
3.3 実験および解析方法

3.3.1 ねじ転造実験装置、方法および条件

DTB-II も、その生産コストを低減し、かつ強度（特に動的疲労強度）を向上させるためには、通常のシングルねじと同様単一の転造工程での量産化技術を確立する必要がある⁸⁾。ここでは、DTB-I の場合と同様^{1)~3)}、DTB-II の周期的に変化するねじ山を転写した溝形状をもつ専用丸ダイス工具（以後単に工具と呼ぶ）を用い、ねじの呼び径 M10 の上記 3 種類の DTB-II の成形転造実験を行った。例として **Fig. 3.5 (a)** に 3 DTB-II のねじ転造に用いた工具の表面性状と各角度位置における断面形状を、同図**(b)** に実際に用いた工具表面の写真を各々示す。また、DTB-II は並目ねじのみで構成されるため、加工精度的には従来の DTB-I ほど厳しくないと考え、転造は **Fig. 3.6** に示すマニュアルの 2 丸ダイスプランジ式転造盤⁸⁾ ((株)ニッセー製 COMET FA-16U) を用い、寄せ転造⁸⁾ により行った。加工条件は、**Fig. 3.7** より工具回転速度 72 rev./min、工具の半径方向送り速度 2 mm/s とし、素材の初期直径と工具押込み量はねじ山の成形状態を見ながら適宜調整した。ねじの素材は、転造成形性や強度を比較するため、DTB-I の場合と同じ SS400 相当材である。



(a) Groove profiles in each angular position of die for 3 DTB-II



(b) Outer surface appearance of thread-rolling die of 3 DTB-II

Fig. 3.5 Thread-rolling die of DTB-II

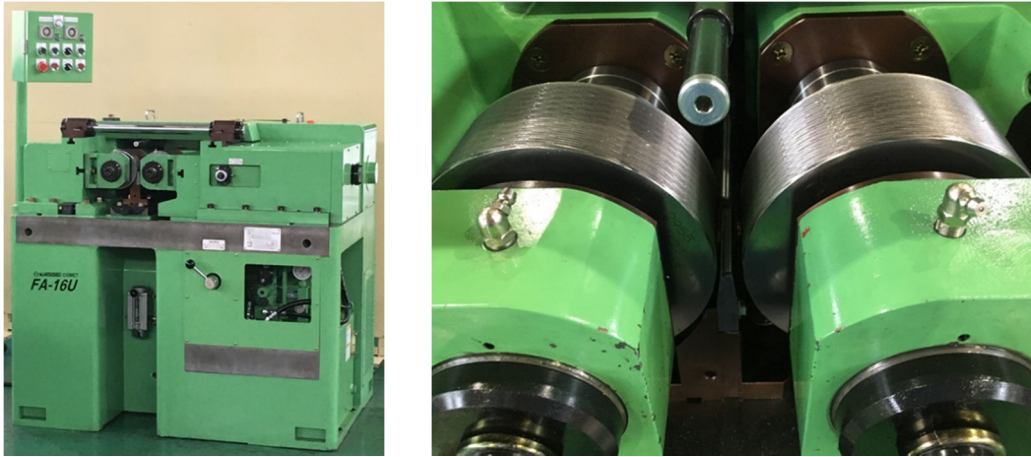


Fig. 3.6 Thread rolling machine of 2 roller-dies plunge feed type

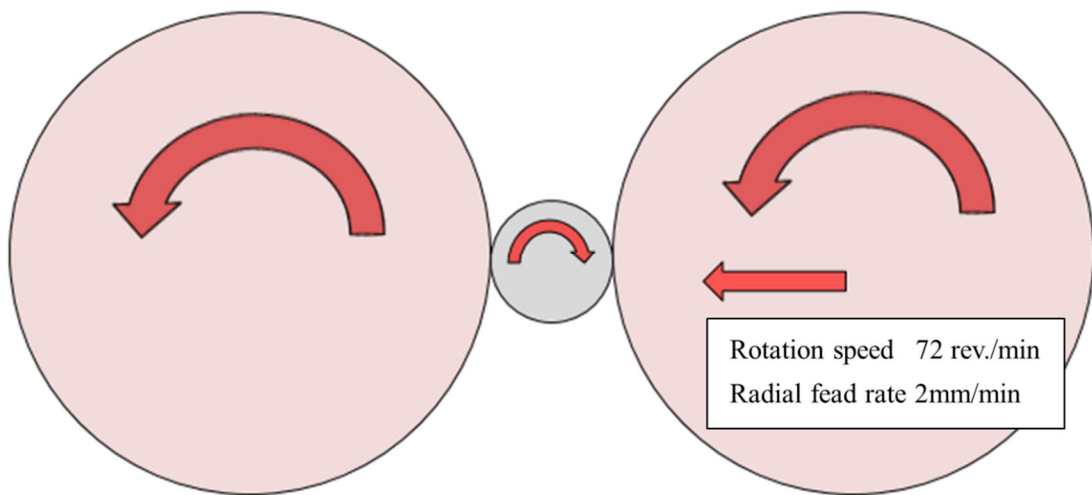


Fig. 3.7 Thread rolling conditions

3.3.2 FEM によるねじ転造シミュレーション

DTB-II は従来型 DTB-I に比べて構造が複雑であり、それを量産するための転造工程にも通常のシングルねじや DTB-I とかなり差異があると考えられる。そこで本章では実工程最適化の指針を得るために、3次元 FEM モデルによるねじ転造シミュレーションを行い、ねじ山成形状態を詳細に観察し、また、実験と比較することにより、DTB-II の成形上の問題点を解明することを試みた。解析は汎用の弾塑性静的陰解 FEM ソフト simufact. Forming ver.13.0 を用い、解析対象は実験で加工した M10 の 2 DTB-II および 3 DTB-II とした。

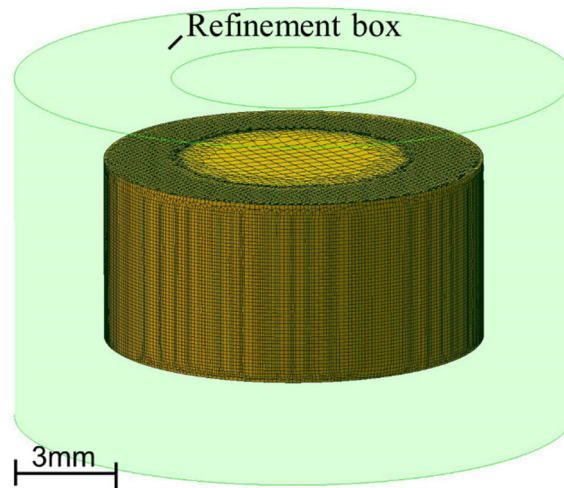
Fig. 3.8 に 3D-FEM モデルを示す。転造ねじ全体をモデル化することは計算機容量の点から無理なので、ここでは Fig. 3.8 (a)に示すように、1 条ねじ山 4 ピッチ分の円柱状素材を解析領域とした。また、素材の同心軸上に内径 $\phi 8$ mm、外径 $\phi 14$ mm の中空円筒状リファインメントボックス（指定した領域を細かくメッシングする機能）を配置し、その領域を参照サイズ 0.4 mm の 8 節点 6 面体要素で分割した。それに同図(b)に示すように、実験で使用した丸ダイス工具と同じ溝形状を加工面にもつ、長手方向に傾斜のない 2 つの対向する平ダイス工具を上下から押し当て、同図(c)に示すように矢印の方向に同一速度で移動させながら押し込むことにより加工を行った。つまりこの平ダイス工法は、直径無限大の丸ダイス工法と同等であり、これにより工具との接触面積が増大するため素材の転がり方向の保持状態が安定し、計算エラーの発生が抑制され、計算時間を大幅に短縮できた。

加工条件として、加工開始から素材 7 転がりまでは左右の工具を一定速度で規定量 ($\delta_{\max}=0.45$ mm) 押し込み、その後 2 転がりのドウェル工程を経て、最後の 1 転がりで工具を完全にリリースさせた。工具と素材の接触界面においてクーロン摩擦（摩擦係数 0.2）を仮定した。素材の変形抵抗曲線として、実際のねじ素材（SS400 材）から削り出した直径 $\phi 10$ mm、高さ 20 mm の円柱状素材を単軸圧縮試験して得られた、次式を用いた。

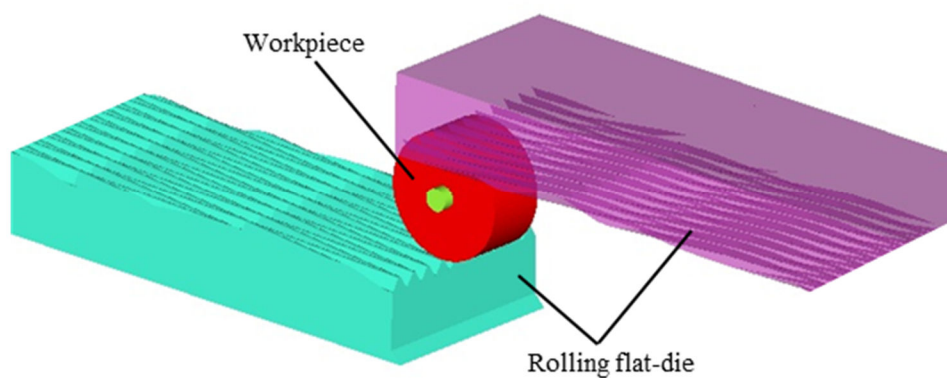
$$\bar{\sigma} = 960(\bar{\varepsilon} + 0.0177)^{0.205} \quad (3.1)$$

ここで、 $\bar{\sigma}$ は相当応力、 $\bar{\varepsilon}$ は相当塑性ひずみであり、式(3.1)は $\bar{\varepsilon}=0.0\sim 0.7$ の範囲で近似した。なお、転造で加わる素材表面層の塑性ひずみは後述するよう非常に大きくなるが、本研究の解析ではこの式をそのまま用いた。また、材

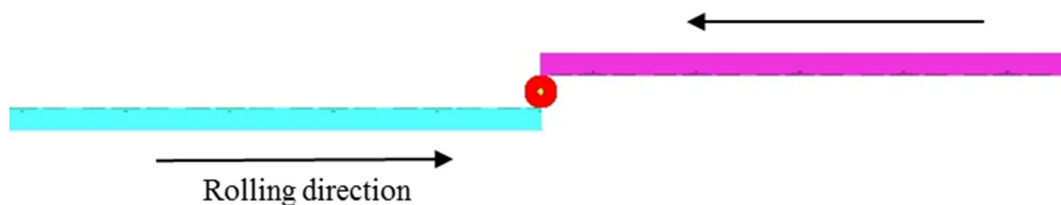
料特性として等方性を仮定した。それは、実際の材料は圧延材であるため異方性は存在するが、前述のようにねじ転造（特に DTB）の場合、加工後半における塑性ひずみが極端に大きくなるので、素材の初期異方性が転造成形性に及ぼす影響はほとんどないと考えられるからである。



(a) FEM initial mesh of workpiece



(b) Perspective view



(c) Side view

Fig. 3.8 FEM simulation model of multi DTB-II

3.3.3 準静的引張り試験

ねじの静的強度^{9), 10)}は、引張り試験により評価した。試験は **Fig. 3.9** に示すように、(株)島津製作所製万能材料試験機 UH-300kN に専用治具（試験片を引張荷重方向に自動調心できる）を取り付けて行った。試験に使用したボルトは 3 種類の転造された M10 の DTB-II と、同じ素材で同様に転造した M10 のシングルねじボルトである。試験片の首下長さは 145mm、ねじ部長さは 35mm に設定した。ダブルナットとシングルナットの 2 通りで行い、静的強度試験を得るために、引張速度は 2 mm/min 一定とした。

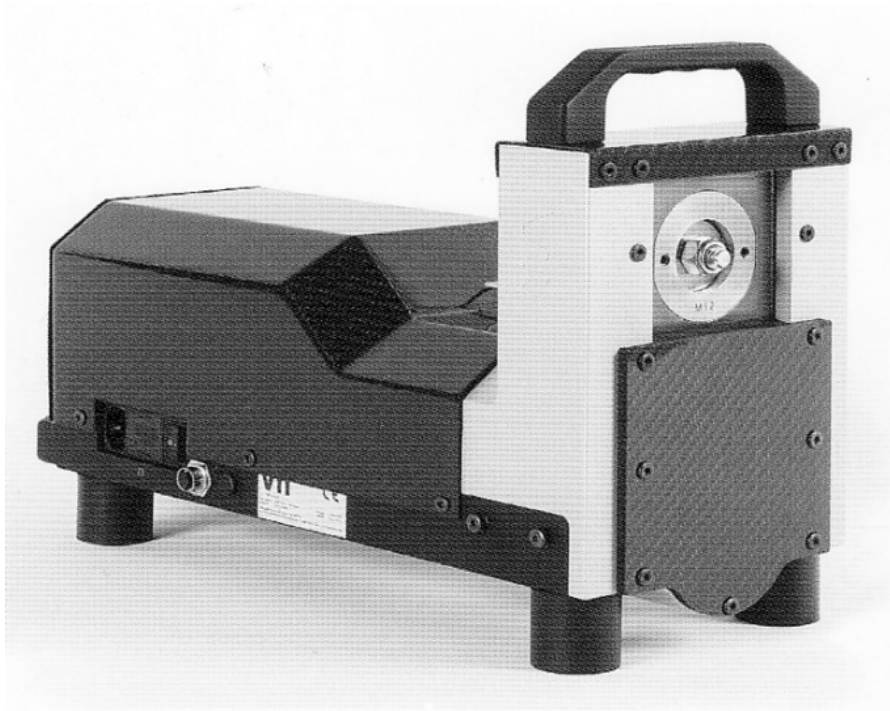


Fig. 3.9 Experimental apparatus of tensile strength tests

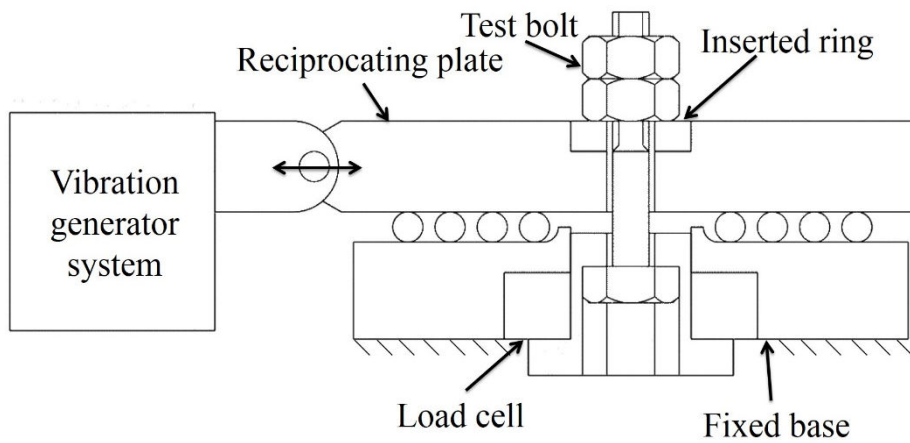
3.3.4 振動緩み試験

前述したように、現在広く普及しているボルト・ナットの緩み止め性を検証する代表的振動試験として米国航空宇宙規格 NAS3350/3354 に規定された NAS 式衝撃振動試験¹⁰⁾と、ドイツ工業規格 DIN65151 /25151 に準拠したユンカー式振動試験¹¹⁾の 2 種類がある。前章では、NAS 式衝撃振動試験により DTB-I の緩み止め性を調査した。しかし、この方法では比較対象となる緩み止め製品がいずれも規定の試験時間内に緩まない場合、緩み止め性の優劣を判定することはできない。一方、ユンカー式振動試験は、試験中の軸力の変化を逐次モニタリングしながら、ねじ締結体の緩み止め性能を細かく評価できる。

そこで本章ではこの方法を用い、転造加工した M10 の並細 DTB-I と DTB-II の緩み止め性能を比較評価した。Fig. 3.10 に実際に使用したユンカー式振動試験機 (Vibrationmaster 社製 J102) の動作原理図を示す。この試験では固定板と振動板とを試験対象のボルト・ナットで締結し、振動板をボルトに対し軸直角方向に振動させる。その際発生するナットの戻り回転によりどの程度ボルトの軸力が失われるか、あるいは軸力を完全に失ってしまう時点を特定することができる。本試験機では横変位量 δ 、振動数 f 、負荷繰返し数 N 、初期負荷軸力 P_0 が変更可能である。ここでは $\delta = \pm 1 \text{ mm}$ 、 $f = 12.5 \text{ Hz}$ という設定可能な最も厳しい条件下で、既定の $N = 2000$ サイクルまで軸力の変化を計測した。 P_0 は後述するようにボルトごとに適宜調整した。



(a) Outer appearance of Junker vibration loosening test bench



(b) Operating principal diagram of vibration loosening test

Fig. 3.10 Vibration loosening test apparatus and its operating principal

3.4 転造実験および解析結果

3.4.1 ねじ転造実験

Fig. 3.11 (a)~(c)に、転造成形された3種類のDTB-IIの外観写真を、Fig. 3.12 (a)~(c)に各DTB-IIの転造成形後の各角度位置断面における、工具溝への材料の充填状態を各々示す。各DTB-IIについて転造成形性を比較すると、2 DTB-IIの場合、1条ねじと2条ねじの位相が一致する0°位置では工具溝に材料がほぼ完全に充填され、十分な高さのねじ山が成形されている。しかし、位相が最もずれる180°位置では、材料面積充填率(充填率と呼ぶ)は半分程度でねじ山高さが不十分である。4 DTB-IIもほぼ同様に、位相が一致する0°位置では完全なねじ山が成形されているが、位相が最もずれる60°位置では充填率が非常に低くなっている。これに対し、3 DTB-IIの場合はそのどの角度位置断面の工具溝にも材料がほぼ完全に充填し、今回加工したDTB-IIの中で最も狙い通りのねじ山形状になっている。

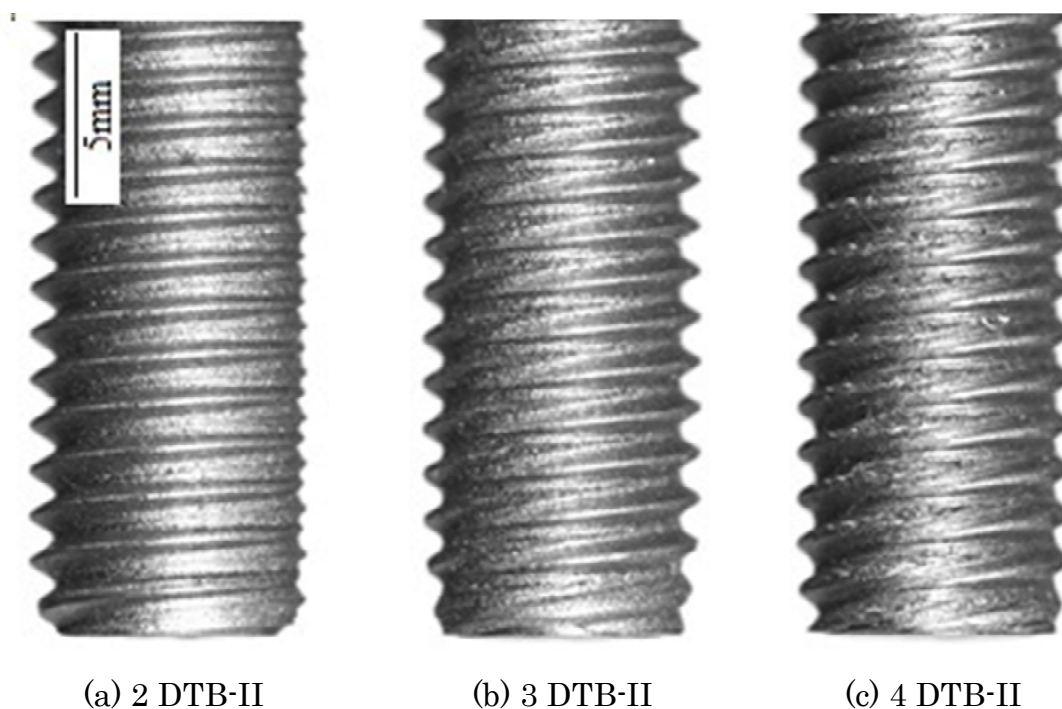


Fig. 3.11 Comparison of appearance of rolled DTB-IIs



0 degree position

180 degree position

(a) 2 DTB-II



0 degree position

90 degree position

(b) 3 DTB-II



0 degree position

60 degree position

(c) 4 DTB-II

Fig. 3.12 Comparison of filling up state of material in each cross section of die groove in thread-rolling experiments

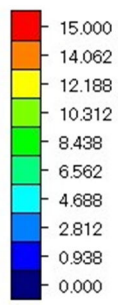
3.4.2 ねじ転造シミュレーション

次に、実験的観察が難しい加工途中の材料流動や素材の転がり運動などを、シミュレーション結果を基に観察し、条数の違いによりねじ山の成形状態、特に材料充填率に差異が生じる理由を検証する。

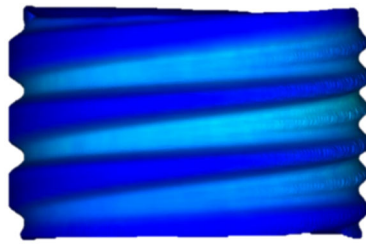
FEMシミュレーションにより得られた2 DTB-IIおよび3 DTB-IIの各工具押し込み量 δ におけるねじ山成形状態に伴う相当塑性ひずみ $\bar{\epsilon}$ の分布の推移を、**Fig. 3.13 (a)~(d)**および、**Fig. 3.14 (a)~(d)**に各々示す。また、それらのDTB-IIの転造成形後の各角度位置断面における工具溝への材料の充填状態を**Fig. 3.15 (a)**と**(b)**に、2 DTB-II および 3 DTB-II の素材が2回転するごとに代表的ねじ軸断面に対応する工具溝への充填率の推移を**Fig. 3.16(a)**と**(b)**に各々示す。

Fig. 3.13 と **Fig. 3.14** より、いずれのDTB-IIも実験同様条数の違いによるねじ山成形状態の特徴が明確に現れている。また、**Fig. 3.15** より、いずれのDTB-IIも0°位置では工具溝に材料がほぼ完全に充填している。一方、2 DTB-IIの180°位置の充填率は低く、溝ごとにばらつきがあるのに対し、3 DTB-IIの90°位置ではいずれの溝でも充填率が95%以上に達している。これより、2 DTB-IIの場合、6回転目以降は180°位置の工具溝の充填率がほとんど上がっておらず、その時点から素材は回転しながら、軸心が工具押し込み方向に揺動運動するようになった。また、実験では加工終盤に激しい振動と騒音が発生していた。これは、2 DTB-IIではねじ山の位相が180°で反転するため、一方の工具が0°位置を加工しているとき他方は180°位置を加工しており、0°位置は180°位置に比べピッチ2倍、溝面積4倍であるため材料が充填しやすく、その方向に素材軸心が移動するためである。同じ理由で4 DTB-IIでも位相が最もずれる位置で充填率が低くなったと考えられる。一方、3 DTB-IIの場合はそのどの角度位置でもほぼ均等に充填率は上昇し、位相が最もずれている90°位置の浅い溝も最終的にはほぼ完全に充填している。これは、3 DTB-IIのねじ山は90°で位相が反転するので、転造中に双方の工具が加工しているねじ山は常に同一形状で、加工圧は左右で常につき合い、素材の軸心がほとんどブレないためである。

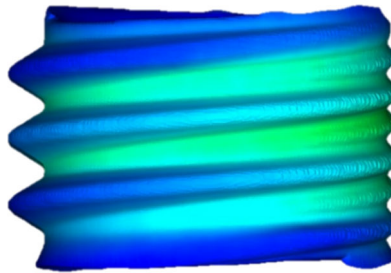
Effective plastic strain



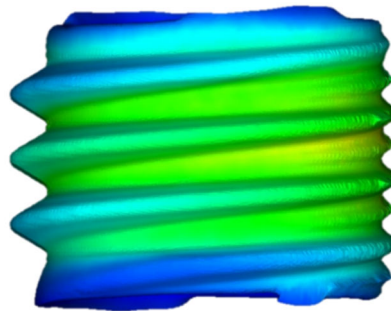
Max. 15.000
Min. 0.000



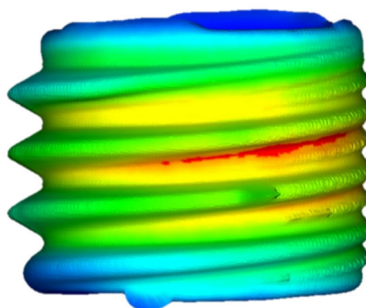
(a) 2 roll



(b) 4 roll



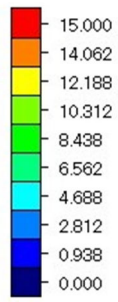
(c) 6 roll



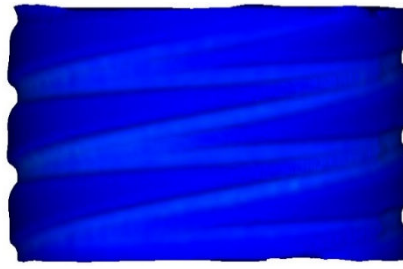
(d) 8 roll

Fig. 3.13 Equivalent plastic strain distribution of 2 DTB-II during thread rolling calculate by FEM

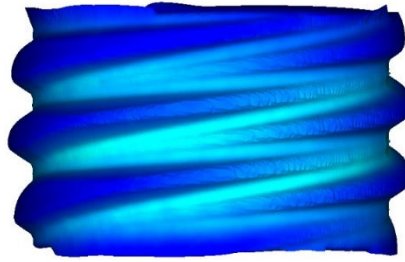
Effective plastic strain



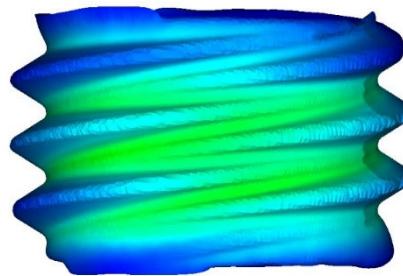
Max. 15.000
Min. 0.000



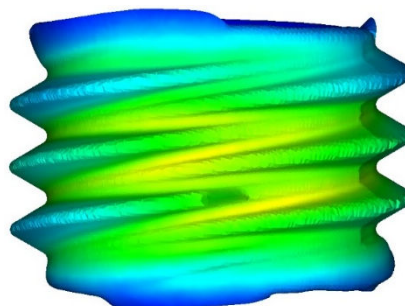
(a) 2 roll



(b) 4 roll

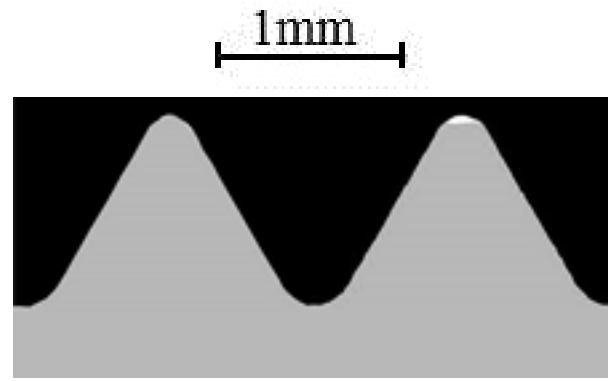


(c) 6 roll

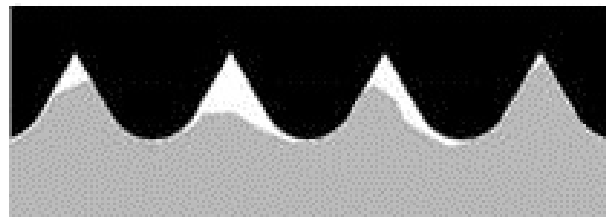


(d) 8 roll

Fig. 3.14 Equivalent plastic strain distribution of 3 DTB-II during thread rolling calculate by FEM



0 degree position

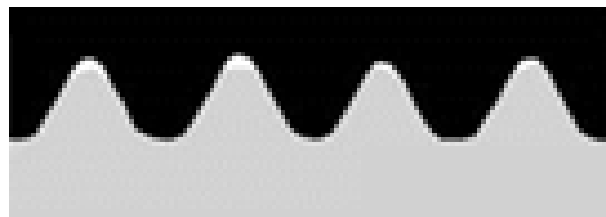


180 degree position

(a) 2 DTB-II



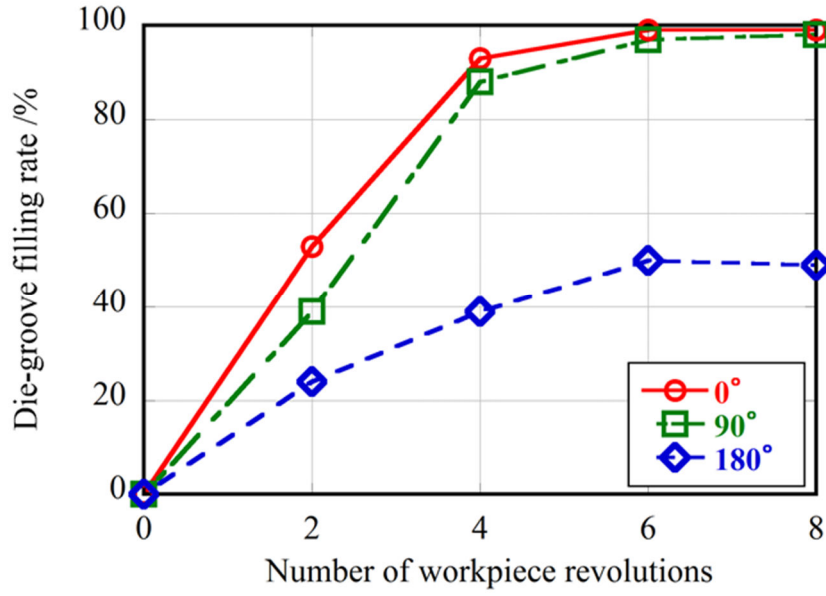
0 degree position



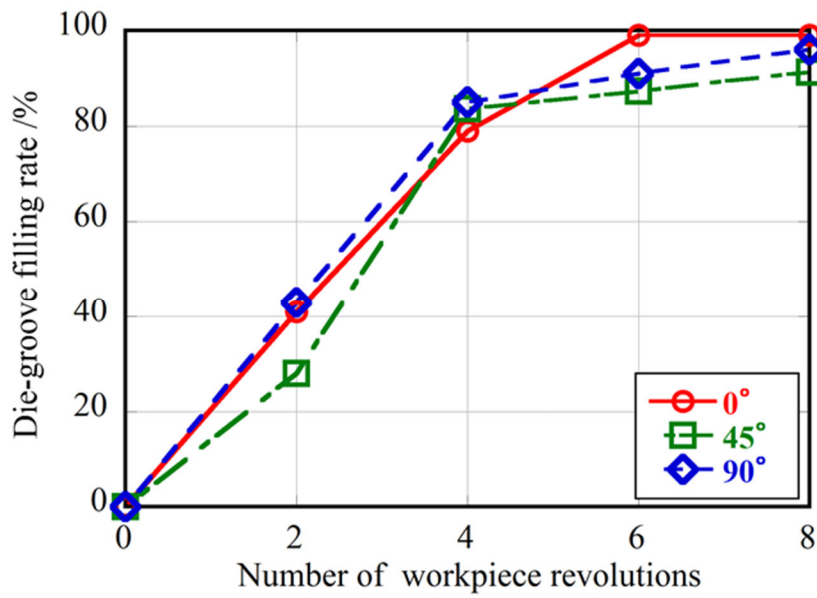
90 degree position

(b) 3 DTB-II

Fig. 3.15 Comparison of filling up state of material in each section of die groove by FEM simulation



(a) 2 DTB-II



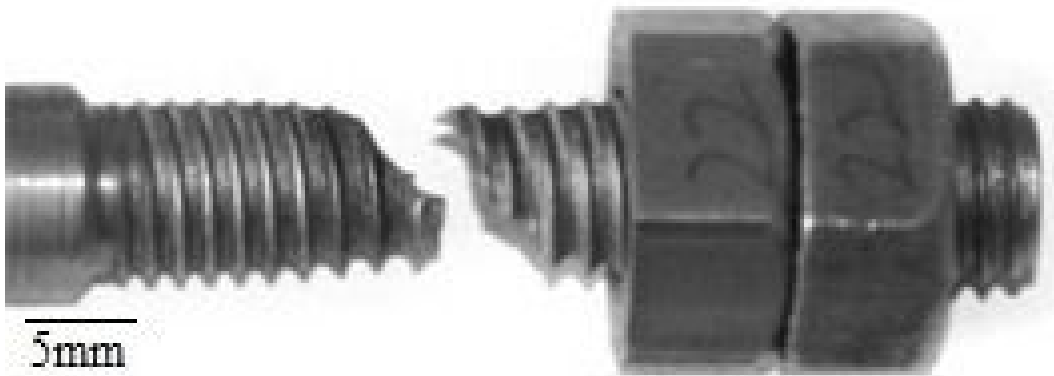
(b) 3 DTB-II

Fig. 3.16 Relationships between the die-groove filling rate and the number of workpiece revolution at each angular position calculated by FEM simulation

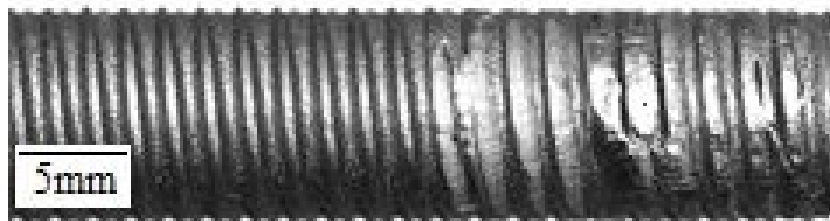
3.5 性能評価試験結果

3.5.1 準静的引張り試験

Fig. 3.17(a)と(b)に通常高さのダブルナットで引張り試験した2 DTB-II および3 DTB-IIの外観写真を、Fig. 3.18(a)と(b)にDTB-IIを通常高さのダブルナットおよびシングルナットで引張り試験したときの荷重-ストローク線図の比較を各々示す。これらより、ダブルナットの2 DTB-IIだけは標点間のねじ領域の一部がくびれ、その部分が正常に破断（母材破断）⁷⁾したため、通常使用条件下での強度は確保されている。しかし、それ以外のDTB-IIは、シングルナットの場合も含め全てねじ抜け破壊した。ダブルナットの場合の荷重-ストローク線図を比較すると、正常破断した2 DTB-IIはシングルねじとよく似たパターンであるが、ピーク荷重は若干低い。他のDTB-IIは、ねじ山がせん断破壊するたびに荷重が極大と極小を繰り返すねじ抜け破壊特有のパターンになっており、3 DTB-IIおよび4 DTB-IIの最初のピーク荷重はシングルねじのその約70%および55%である。シングルナットの場合の荷重-ストローク線図におけるDTB-IIの最初のピーク荷重をシングルねじのそれと比較すると、2 DTB-II、3 DTB-IIおよび4 DTB-IIの順に各々約60%、約35%、約25%である。したがって予備実験の結果どおり、DTB-IIはねじ山成形状態やナットの数にかかわらず、条数が増加するにつれ強度が低下している。その理由は、Fig. 3.2に示すように、DTB-IIでは基本となる1条ねじ山を多条のねじ溝が横断し、1条ねじのつる巻き線からなるねじ山は飛び石状の破線形態をしており、ねじ一周当たり（条数-1）の溝により等間隔に分断される。また、ボルト・ナットのはめあいねじ部のねじ山荷重分担率は、ナット座面に最も近い第1ねじ山で最も大きく、その近傍のボルト谷底で最大応力が発生する¹⁰⁾。DTB-IIの耐ねじ抜け性は⁷⁾、この第1ねじ山の先頭に位置する分断されたねじ山のせん断破壊強度、すなわちその長さで決まり、その部分が破壊すると、後続するねじ山も連鎖的にねじ抜けする。その結果、分断数が少なくねじ山長が大きい2 DTB-IIの引張り強度が最も高かったと考えられる。

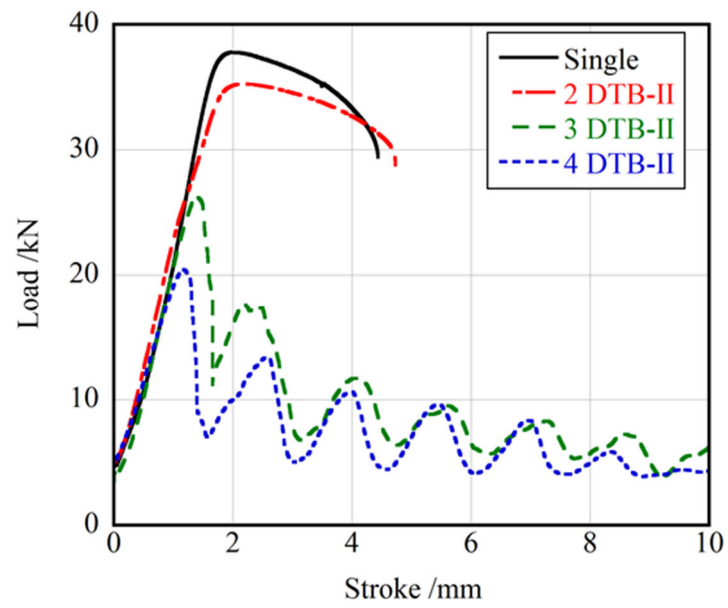


(a) 2 DTB-II with double nuts

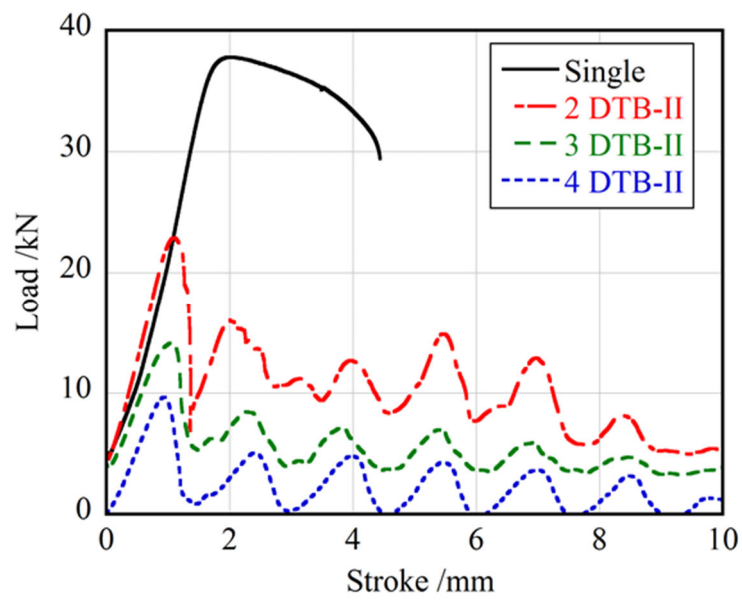


(b) 3 DTB-II with double nuts

Fig. 3.17 Tensile strength test results



(a) Double nut mounted state



(b) Single nut mounted state

Fig. 3.18 Stroke-load curves in tensile test

3.5.2 振動緩み試験

ユニカー式振動緩み試験における各種ボルト締結体の負荷振動繰返し数に対する軸力の変化を **Fig. 3.19** に、残留軸力の比較を **Table 3.1** に各々示す。DTB-II は後で装着するシングルナットの締め付けトルクのみを加減することにより軸力を適宜調整した。ただし、本報で転造加工した DTB-II はねじ山成形状態が不十分であり、初期負荷軸力 P_0 を高くし過ぎるとねじ抜けするため、ここでは $P_0 < 4$ kN と比較対象とした DTB-I のそれより低く設定した。一方、DTB-I は、並目と細目のナットを各々規定トルクで締め付けた後、正規の仕様手順通り内側の並目ナットを戻し回転させる場合 (DTB-Ia) とさせない場合 (DTB-Ib) の二通りで試験を行った。その結果、DTB-Ib の場合だけは約 600 サイクルで軸力がゼロになったが、それ以外の場合は規定繰返し数まで軸力は残留した。緩まなかった DTB の軸力の変化を比較すると、いずれの場合も試験開始直後に一気に減少し、その後は DTB-Ia はほぼ一定値保っているが、DTB-II はいずれも試験終了まで漸減し続けている。また、試験後の軸力残留率は DTB-Ia が内側のナットを戻し回転させたため最も高くなっているが、外ナットのみで機能させることを目的としているので、ここには示していないが別の試験で、DTB-Ia と同じ手順を踏めば同様の効果が得られた。DTB-II 間で比較すると、2 DTB-II と 4 DTB-II は転造成形状態が悪かったにも関わらず残留率が 50%を超えているのに対し、成形状態が良好であった 3 DTB-II はそれらより低くなっている。いずれにしても、DTB-II は条数に関わらず、簡便な外側ナットの締め付けトルクを管理するだけで規定の負荷繰返し数後も軸力がゼロにはならないことは確認できた。それ故、前述の従来型 DTB-I のかかえる、ナット別に締め付けトルク管理しなければならない使用上の煩雑さや、締め付すぎによる細目ねじの破損など、締結上の課題は克服されたとと言える。

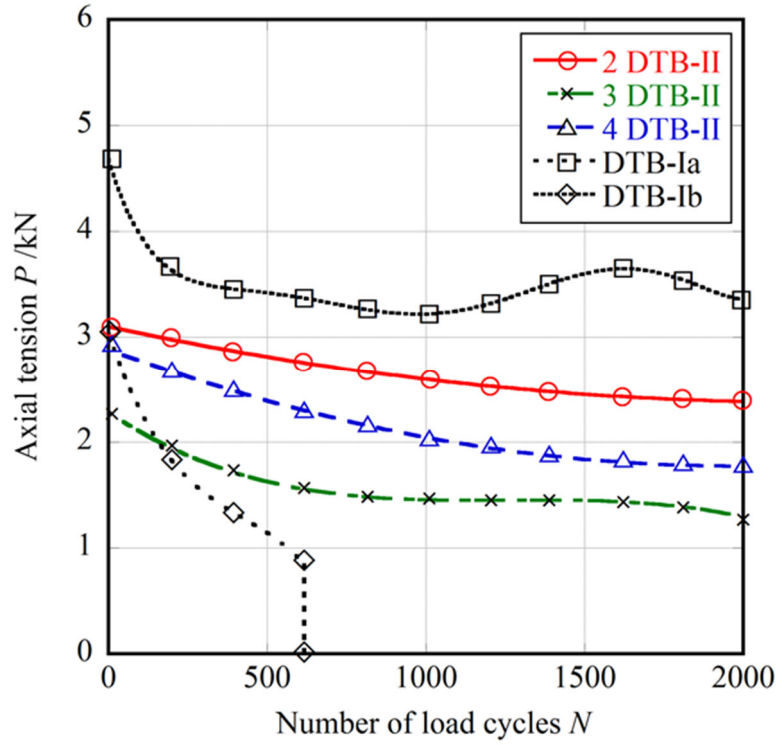


Fig. 3.19 Change of axial tension in vibration loosening test

Table 3.1 Vibration loosening test results

Bolt designation	Axial tension P /kN		Residual rate of P /%
	Before	After	
2 DTB-II	3.67	2.02	55
3 DTB-II	3.62	1.32	36
4 DTB-II	3.23	1.66	51
DTB-Ia	5.53	3.31	60
DTB-Ib	4.77	0	0

3.6 結 言

1 条並目ねじに多条並目ねじを重畳させる新型二重ねじを考案し，その成形転造実験と FEM シミュレーションおよび強度や緩みの性能評価試験から以下の知見を得た．

- (1) 3 DTB-II は，転造中双方の工具が加工しているねじ山は常に同一形状で，加工圧はつり合い，どの角度位置のねじ山もほぼ完全に成形され，今回実験を行った DTB-II の中で最も転造成形性がよかった．一方，2 DTB-II および 4 DTB-II は転造加工時にボルトの軸心が上下に大きく揺動し，低いねじ山部は十分盛り上がりならず，転造成形性は悪かった．
- (2) 3 および 4 DTB-II はダブルナット装着状態でもねじ山のせん断破壊により破損した．よって今後ねじ山構造を部分的に改良し実用性を高めることが必要である．
- (3) ユンカー式振動試験の結果，いずれの DTB-II も外側のシングルナットの締付けトルクをのみを管理すれば，内側のナットの戻し回転なしで規定の負荷繰返し数軸力は残留しほぼ一定値を保ったことから，従来型 DTB-I のかかえるトルク管理の煩雑さや細目ねじ抜け等の締結上の課題を克服できた．

参考文献

- 1) 竹増光家, 新仏利仲: 二重ねじ機構に基づく極めて緩みにくいボルト締結体の転造加工, **55** 回塑性加工連合講論, (2004), 31-32.
- 2) 竹増光家, 新仏利仲: 極めて緩みにくい転造二重ねじボルト締結体の成形プロセスとその性能評価, **55** 回塑性加工連合講論, (2004), 33-34.
- 3) 竹増光家, 宮原洋, 新仏利仲, 西田新一, 野田尚昭, 野田秀樹: 二重ねじ機構に基づく極めて緩みにくいボルト締結体の転造加工, *塑性と加工*, **47-540** (2006), 44-48.
- 4) T. Takemasu, S. Sugimoto: Thread Rolling Process and Tensile Fatigue Strength of Anti-Loosening Bolts Based on Double Thread Mechanism Having Arbitrary Pitch Ratios, 16th International Conference on Advanced Materials & Processing Technologies 2013, (2013).
- 5) 新仏利仲, 天野秀一, 竹増光家, 桑原利彦: 並一条・並多条二重ねじ機構に基づく新型緩み止めボルト締結体の転造加工および引張り強度試験, **H28** 塑性加工春季講論, (2016), 125-126.
- 6) 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—, および引張り強度試験, *塑性と加工*, **58-676** (2017), 404-410.
- 7) 酒井智次: 増補ねじ締結概論, (2003), 35-39, 養賢堂.
- 8) 日本塑性加工学会 (編): 回転加工, (1990), 12-42, コロナ社.
- 9) 酒井智次: 増補ねじ締結概論, (2003), 27-28, 養賢堂.
- 10) 福岡俊道: 技術者のためのねじの力学, (2015), 166-207, コロナ社.
- 11) 精密工学会技術マニュアル: 組み付け要素マニュアル, (1989), 125, 日刊工業新聞社.
- 12) Junker, G. H.: SAE Transactions, **78** (1969), 314-335.

第4章

多条ねじの条数を減じた改良型 DTB-IIB の開発と性能評価

— 条数を選択的に減じることによる耐ねじ抜け性および疲労強度の改善 —

4.1 緒言

前章では、従来型的一条並目ねじと一条細目ねじから構成された二重ねじ機構に基づくボルト締結体 (DTB-I と呼ぶ, DTB: Double Thread Bolt の略) ^{1)~3)} の細目ねじにまつわる種々の問題を根本的に解決するために、一条並目ねじと多条並目ねじから構成された新型二重ねじ (DTB-II と呼ぶ) を考案した ^{4), 5)}。そして、多条並目ねじの条数を 2 条, 3 条および 4 条の 3 種類に設定し、それらの転造成形性および引張り強度や緩み止め性などの比較評価を行った。その結果、最も一般的な対向する 2 つのダイスで転造する場合、DTB-II は条数により変化するねじ山断面積の円周方向周期が転造成形性に大きな影響を及ぼし、特にその周期が 180 度である 3 条 DTB-II は、両ダイスが素材への同じ押込み量を転造中常に維持できるため、工具溝への材料充填状態が最も良好であった。また、DTB-II の引張り強度は多条ねじの条数が増加するにつれて低下し、3 条以上ではダブルナット状態でもねじ山がせん断破壊 (いわゆる“ねじ抜け”) した。これは、DTB-II は基本となる 1 条ねじのつる巻線が、ねじ 1 周当たり多条ねじの条数から 1 減じた本数の溝により等間隔に飛び石状に分断され、耐ねじ抜け性が分断されたねじ山のせん断破壊強度、すなわちその長さにより決まるためである。一方、ユニカー式振動試験 ⁷⁾ の結果から、DTB-II の耐振動緩み止め性は、いずれの DTB-II も外側のシングルナットの締付けトルクをのみを管理するだけで、内側のナットの戻し回転なしで規定の負荷繰返し数軸力は残留し、ほぼ一定値を保ったことから、従来型 DTB-I のかかえる締結上の課題を克服できることが分かった。

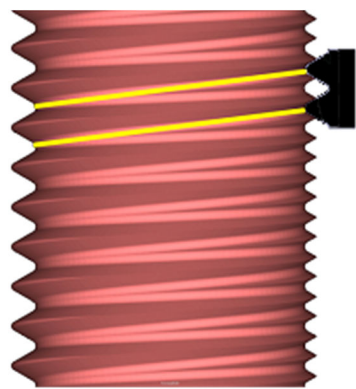
そこで本研究では、前章の研究を発展させて、DTB-II の引張り強度や転造成形性の向上を図り、実用性を高めるために、ねじ部の構造を大幅に改変する試みを種々行った。中でも有力かつ単純な方策が、 n 条 ($n=2, 3, 4$) の各 DTB-II に対して、多条ねじの条数を $n-1$ 以下の範囲で選択的に減じることであり、それに基づき数種類の改良型を考案した。さらに、それらを切削加工により製作して引張り試験を行った結果、いずれの DTB-II も条数を 1 以上減ずれば、ダブル

ナット装着状態では、ねじ抜けによる破壊⁹⁾をほぼ完全に抑止できることが分かった。そこで本章ではまず、この改変が各改良型 DTB-II の転造成形性に及ぼす影響を検証するために、FEM によるねじ転造シミュレーションと加工性実験を行い、従来型 DTB-II と比較評価した。さらに、準静的引張りや動的疲労などの強度評価試験と振動緩み試験を行い、それらの総合的性能を通常のシングルねじや従来型 DTB-I と比較することにより実用可能性を検証し、さらなるねじ部の構造上の問題点を見いだした。

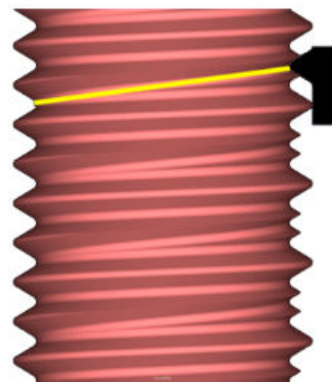
4.2 並目一条・並目多条改良型二重ねじのねじ部の構造

Fig. 4.1 に、前章で考案した 3 種類の DTB-II、および新たに考案した各々の改良型 DTB-II のねじ部の構造を比較して示す。2 DTB-II および 3 DTB-II ではシングルねじ山に重畳させる多条ねじ溝の条数を 1 減じ、4 DTB-II では 2 減じ、さらに 3 DTB-II および 4 DTB-II では残った 2 条の溝を等ピッチに並べた。これらの改良型を各々 2-1 DTB-IIA、3-1 DTB-IIIB、および 4-2 DTB-IIIB と呼ぶことにする。例えば 3-1 DTB-IIIB のねじ構造の具体的改変手順は、Fig. 4.2 に示すように、3 条ねじ溝から 1 条を減じ、残った 2 条溝のうちのどちらか一方を半ピッチずらすことにより、ピッチ間隔を等しくした。同様に、4-2 DTB-IIIB の場合は、残った 2 条溝のうちのどちらか一方を 1 ピッチずらせば等ピッチになる。また、各改良型 DTB-II に嵌合する多条ナットのねじ部の構造は Fig. 4.3 に示すようになる。

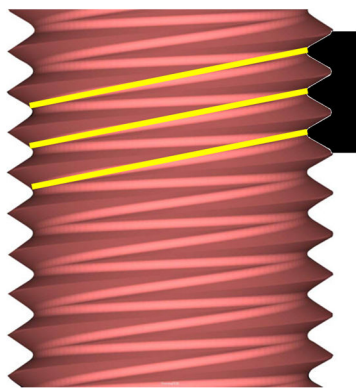
Fig. 4.4 に本章で開発対象とした 3 種類の改良型の各角度位置におけるねじ山断面形状を、Fig. 4.5 に新旧 6 種類の DTB-II の、各角度位置によるねじ山断面積比の変化を各々示す。尚、ねじ山断面積比は、2-1 DTB-IIA と 4-2 DTB-IIIB ではシングル並目ねじ 2 ピッチ分、3-1 DTB-IIIB ではシングル並目ねじ 3 ピッチ分に関して通常のシングルねじとの比較で各々計算した。Fig.4.4 より 2-1 DTB-IIA と 4-2 DTB-IIIB では、どの角度位置にも 2 ピッチに 1 つ以上の、また、3-1 DTB-IIIB では、どの角度位置にも 3 ピッチに 1 つ以上の完全なシングルねじ山が残存している。また、Fig.4.5 から、改良型ではいずれもねじ山断面積比の最小値は 67.5%と従来型 DTB-II に比べ倍増しており、特に 3-1 DTB-IIIB はその変化の幅が最も小さい。以上のことより、いずれの改良型 DTB-II も引張強度と動的疲労強度改善が見込める。



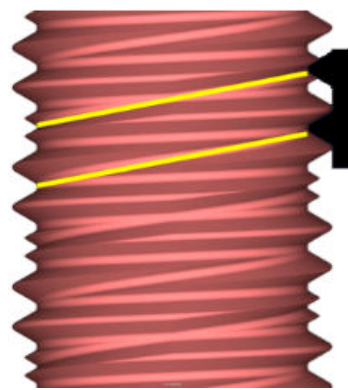
(a) 2 DTB-II



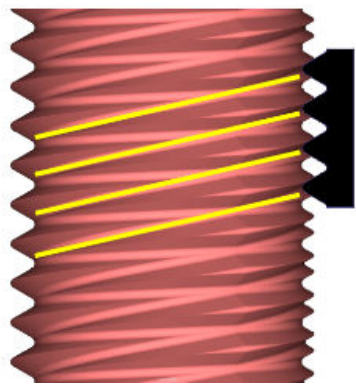
(b) 2-1 DTB-IIA



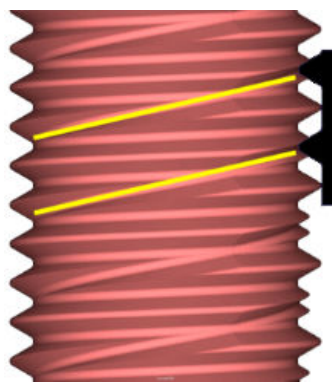
(c) 3 DTB-II



(d) 3-1 DTB-IIB



(e) 4 DTB-II



(f) 4-2 DTB-IIB

Fig. 4.1 Comparison of thread structure in various DTB-IIs

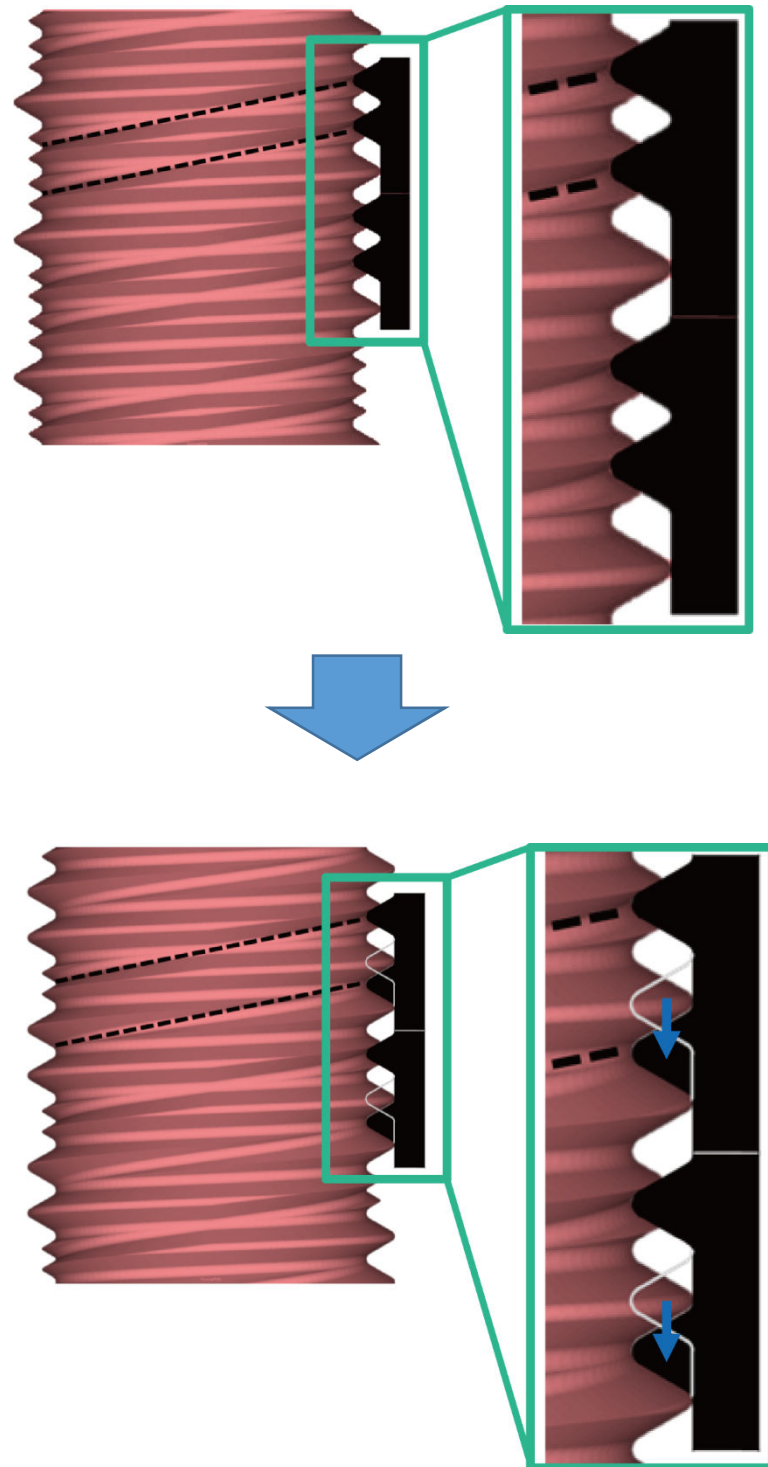
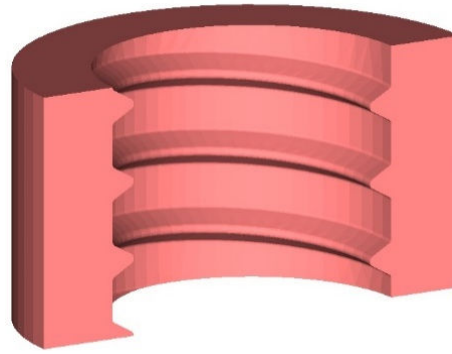
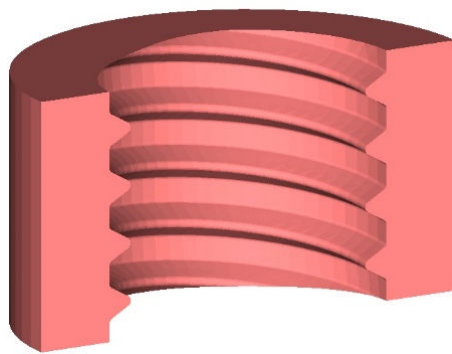


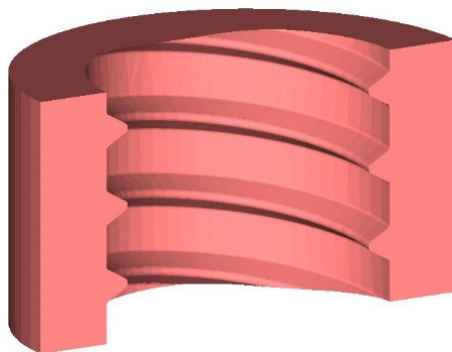
Fig. 4.2 Schematic diagram of modification procedure of thread structure in 3-1 DTB-IIB



(a) 2-1 DTB-IIA nut



(b) 3-1 DTB-IIB nut



(c) 4-2 DTB-IIB nut

Fig. 4.3 Sketch of internal thread structure of various multi-thread nut for each improved DTB-II

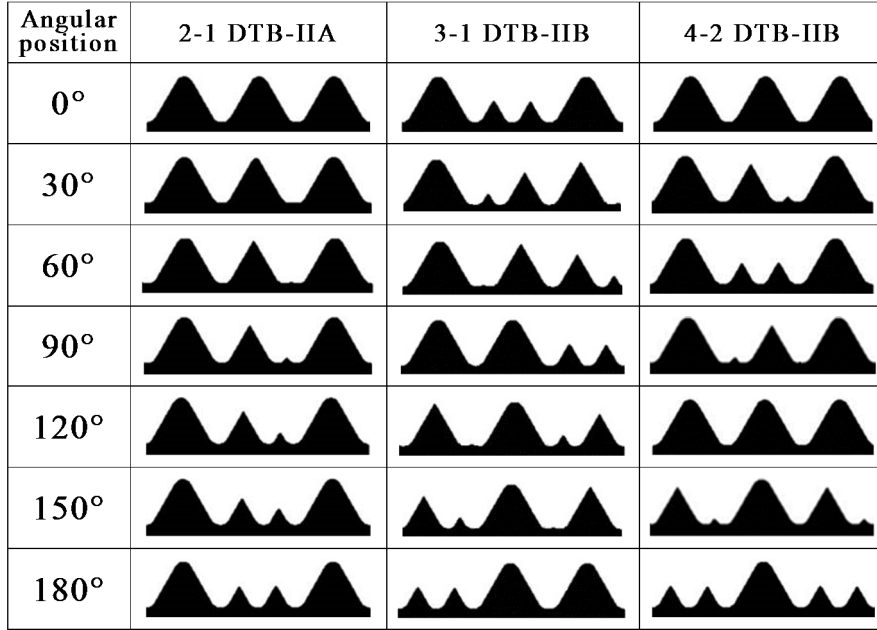


Fig. 4.4 Comparison of thread profiles in each angular position of improved DTB-IIs

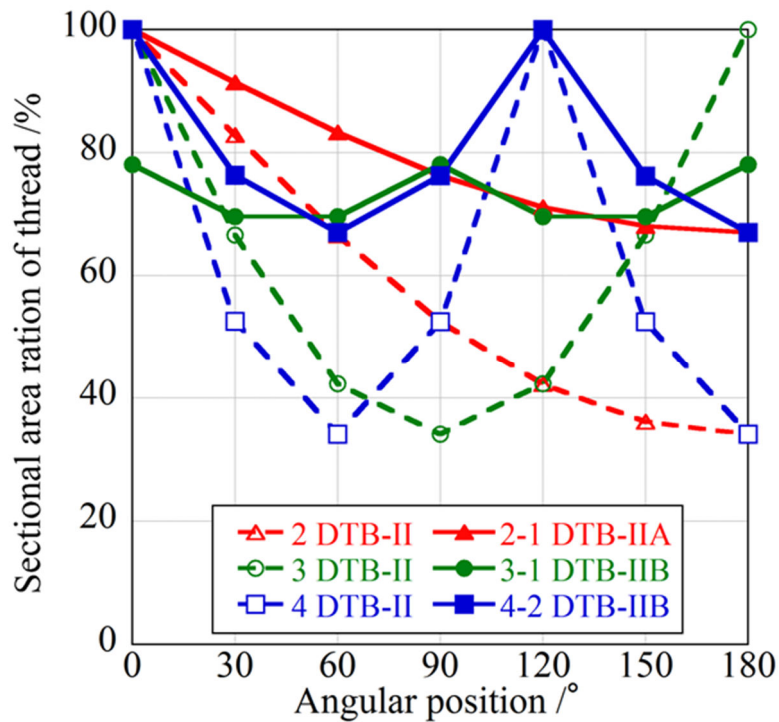


Fig. 4.5 Comparison of sectional area ratios of thread at each angular position of various DTB-IIs

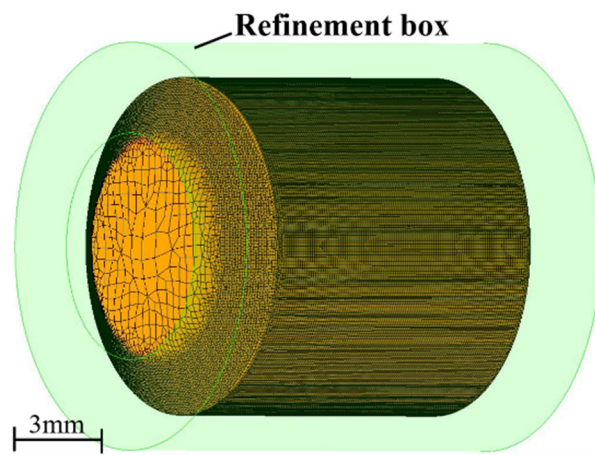
4.3 実験および解析方法

本章では前述の 3 種類の改良型 DTB-II を開発対象とした。但し、ねじの呼び径は前章の M10 から M12 にサイズアップした。その理由は、転造した改良型 DTB-II の軸力疲労試験を行い、動的強度を、既に試験が完了している M12 のシングルねじや DTB-I の結果³⁾と比較評価するためである。

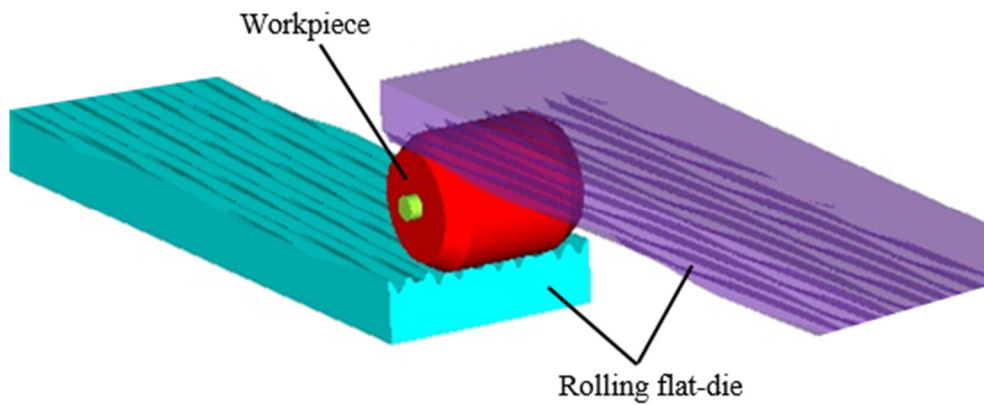
4.3.1 ねじ転造シミュレーション

改良型 DTB-II は、従来型 DTB-II に比べ構造がより複雑で、ねじ山形状は円周および軸の両方向に周期的に変化する。そのため、それらを量産するねじ転造工程において、材料流動や最終成形状態は、従来の各種 DTB^{1)~5)}に比べかなり差異があると考えられる。そこで本章ではまず、前章同様、3次元 FEM モデルによる 3 種類の改良型 DTB-II のねじ転造シミュレーションを行い、転造可能性や成形上の問題点に関する解明を試みた。

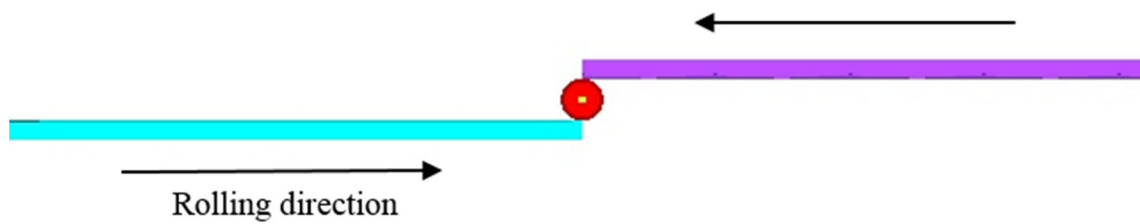
解析は汎用の弾塑性静的陰解 FEM ソフト simufact.forming ver.13.0 を用いた。Fig. 4.6 に FEM モデルを示す。2-1 DTB-IIA と 4-2 DTB-IIB のねじ山は軸方向に 1 条ねじ 2 ピッチの周期で変化し、3-1 DTB-IIB のねじ山は 1 条ねじ 3 ピッチの周期で変化する。ここでは材料の端面ダレがねじ山成形に及ぼす影響を軽減するため、その周期の 3~4.5 倍に相当する約 9 ピッチ分の円柱状素材を解析領域とし、端面角部は面取りした。Fig. 4.6(a) に直径 $\phi 10.8$ mm の素材の初期 FEM メッシュを示す。素材の同心軸上に内径 $\phi 8$ mm、外径 $\phi 14$ mm の中空円筒状リファインメントボックス（指定した領域を細かくメッシングする機能）を配置し、その領域を参照サイズ約 0.4 mm の 8 節点 6 面体要素で分割した。加工様式は前章と同様で、同図 (b) に示すように、円柱状素材に各改良型 DTB-II のねじ山を転写した溝形状を加工面にもつ 2 つの対向する平ダイス工具を上下から押し当て、同図(c) に示すように矢印の方向に同一速度で移動させながら押し込んだ。Fig. 4.7 (a)~(c)に 2-1 DTB-IIA, 3-1 DTB-IIB および 4-2 DTB-IIB のねじ転造に用いた工具の表面性状と各角度位置における断面形状を各々示す。加工条件として、加工開始から素材 8 転がりまでは上下の工具を一定速度で規定量 ($\delta_{\max}=0.56$ mm) 押し込み、その後 2 転がりのドウェル工程を経て、最後の 1 転がりで工具を完全にリリースさせた。工具と素材の接触界面における摩擦条件や、素材の応力-ひずみ特性は、前章と全く同じである。



(a) FEM mesh of workpiece

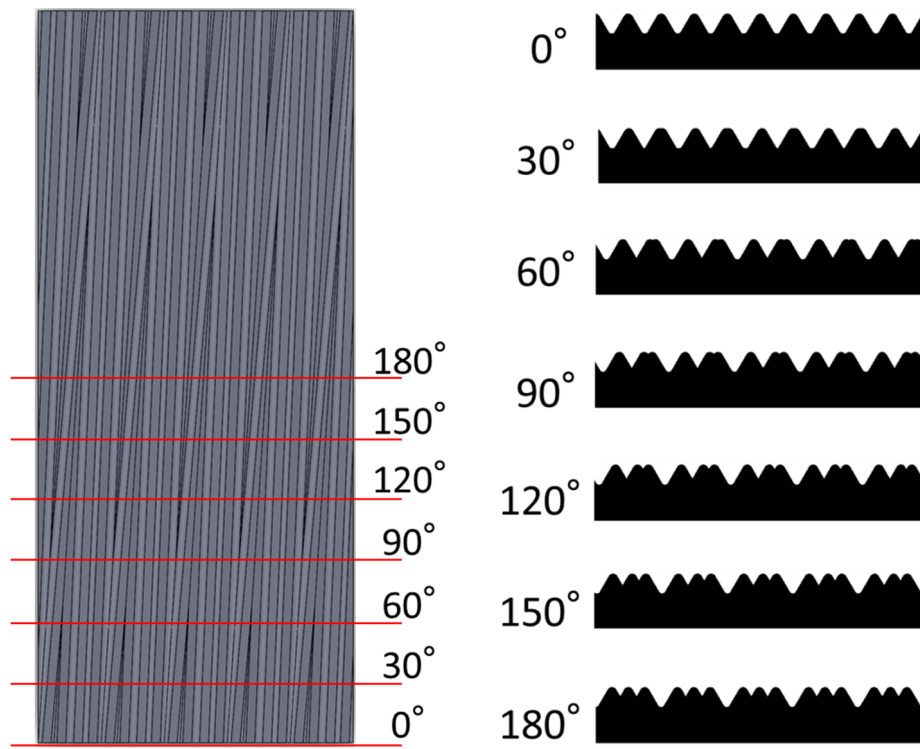


(b) Perspective view

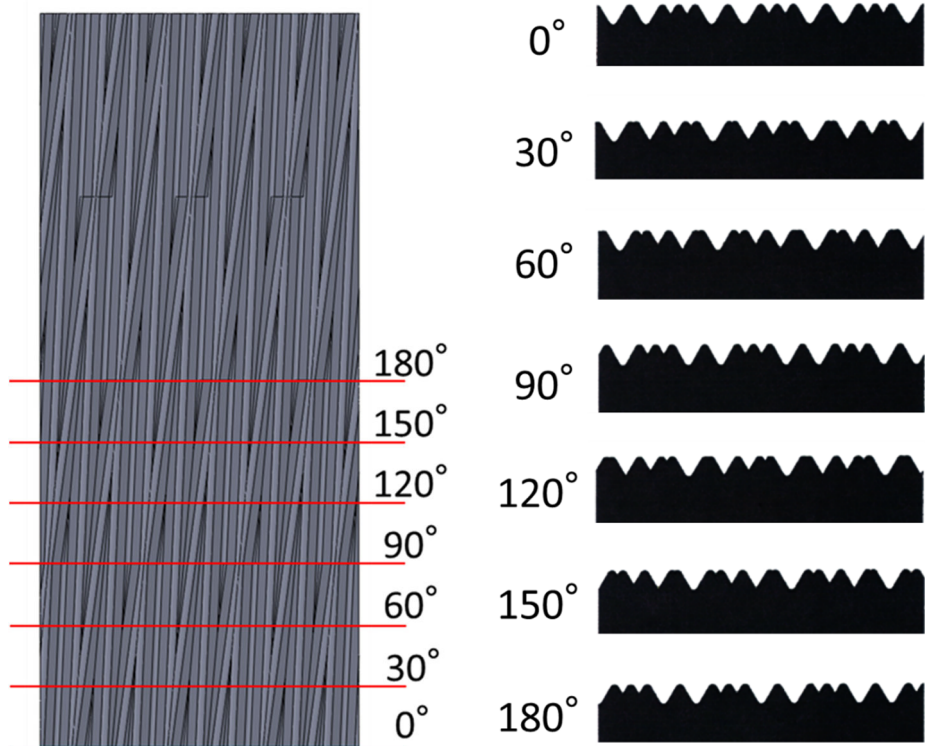


(c) Side view

Fig. 4.6 FEM simulation model of improved DTB-II



(a) 2-1 DTB-IIA



(b) 3-1 DTB-IIB

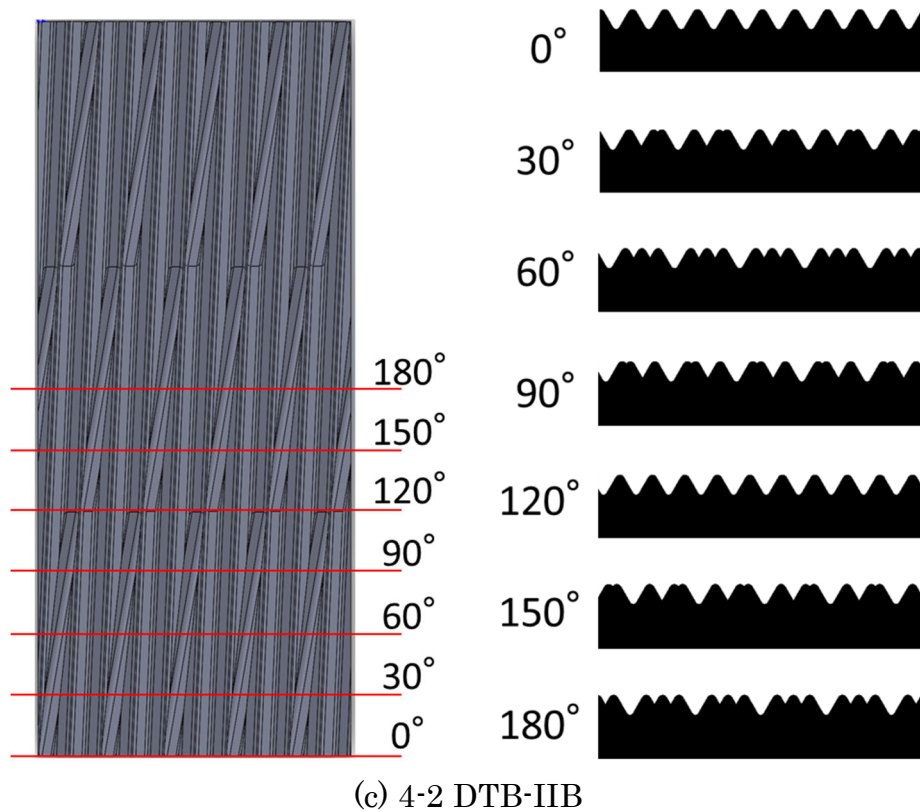


Fig. 4.7 Thread-rolling die for each improved DTB-II

4.3.2 ねじ転造実験

ねじ転造実験は、前章同様上記の3種類の改良型DTB-IIの周期的に変化するねじ山を転写した溝形状をもつ専用丸ダイス工具(以後単に工具と呼ぶ)2個を、マニュアルの2丸ダイスプランジ式精密ねじ転造盤((株)ニッセー製 COMET FA-16U)の左右の工具軸に各々取り付け、寄せ転造⁸⁾により行った。加工条件は、工具回転速度 62 rev./min, 転造時間 4 秒, ドウェル時間 1 秒とし、素材の初期直径と工具押込み量はねじ山の成形状態を見ながら適宜調整した。ねじの素材は SS400 材である。

4.3.3 準静的引張り試験

性能評価試験としてまず、前章で課題となった DTB の静的引張強度^{9), 10)}を検証した。上記で転造された 3 種類の M12 改良型 DTB-II の準静的引張り試験を、(株)島津製作所製オートグラフ AG-25TB に、前章と同様の専用治具（試験片を引張荷重方向に自動調心できる）を取付けて行った。試験片の首下長さは 110 mm、ねじ部長さは 60 mm とした。ただし、いずれの試験片もダブルナット状態では通常のシングルねじボルトと同様母材破断⁶⁾し、最大荷重もほとんど差がなかった。そのため高さを 3 通り（通常高さ（10 mm）、1.25 倍高さ（12.5 mm）、1.5 倍高さ（15 mm））に変えたシングルねじナットのみを装着し、ねじ抜け⁶⁾しない条件を求めた。引張り速度は 2 mm/min で一定とした。

4.3.4 疲労試験

次に、それら 3 種類の M12 改良型 DTB-II の軸力疲労試験による動的強度評価^{10)~12)}を、第 2 章と同じ装置、方法および条件により行い、M12 のシングルねじや、DTB-I の結果^{2), 3)}と比較した。

4.3.5 振動緩み試験

最後に、DTB にとって具備すべき最も重要な性能である振動緩み止め性を、前章同様ドイツ工業規格 DIN65151 /25201 に準拠した Vibrationmaster 社製ユニカー式振動緩み試験機 J102⁷⁾を用いて評価した。試験片は上記の転造された M12 の 3-1 DTB-IIB と従来型 DTB-I であり、首下のねじ部長さを 60 mm とした。試験条件は横変位量 $\cdot = \pm 0.7 \text{ mm}$ ε 、振動数 $f = 12.5 \text{ Hz}$ （本試験機において設定可能な最も厳しい条件）とし、既定の負荷繰返し数 $N = 2000$ サイクルまで軸力の変化を計測した。初期締付軸力に関しては結果の節で述べる。

4.4 ねじ転造シミュレーションおよび実験結果

Fig. 4.8, Fig. 4.9, および Fig. 4.10 の(a)~(d)に, FEM シミュレーションにより得られた 2-1 DTB-IIA, 3-1 DTB-IIB および 4-2 DTB-IIB の, 各工具押込み量 δ におけるねじ山成形状態に伴う相当塑性ひずみ $\bar{\epsilon}$ の分布の推移を, 各図の(e)に, 転造実験で得られたそれら製品の外観写真を各々示す. これらの図より, いずれの改良型 DTB-II も最終的なねじ山成形状態は解析と実験でよく一致しており, 十分な高さの狙い通りの形状が全周にわたり得られている. また, 解析結果より転造途中のねじ山もほぼ想定通りに成形が進行している.

Fig. 4.11, Fig. 4.12, および Fig. 4.13 に, FEM シミュレーションの結果を分析して得られた, 2-1 DTB-IIA, 3-1 DTB-IIB および 4-2 DTB-IIB の, 各 δ における代表的角度位置のねじ軸断面に対応する工具溝への材料の充填状態, および充填率の推移を比較して示す. 尚, 工具溝への材料充填率は, ねじ山形状が変化する周期に合わせ, 2-1 DTB-IIA と 4-2 DTB-IIB ではシングルねじ 2 ピッチ分, 3-1 DTB-IIB ではシングルねじ 3 ピッチ分に関して計算した. これらの図より, いずれの改良型 DTB-II も, 加工途中の各角度位置における充填率に多少のバラツキはあるが, 著しい差異はなく, いずれの位置でも工具押込み量に比例して増加し, 最終的にはほぼ 100%に達している. 従って, 前章の 2 DTB-II や 4 DTB-II で見られた, 浅い工具溝が材料充填されにくいという問題は, ほぼ解消されたと言える. ところが, 各角度位置に存在する浅い工具溝は, いずれの改良型 DTB-II でも, 加工のかなり早い段階 (すなわち $\delta < 0.28$ mm) で材料充填が完了しており, その部分が加工するねじ溝底部の微小ねじ山は, その後の加工において過転造になっている. これに伴い発生する量産加工上の課題に関しては後述する.

以上の結果から, 本章で考案したねじ構造の改変により, DTB-II の転造成形性は, 特に 2-1 DTB-IIA と 4-2 DTB-IIB に対しある程度狙い通り向上したといえる. その主な理由として, 前章の 2 DTB-II や 4 DTB-II に比べ, 2-1 DTB-IIA や 4-2 DTB-IIB は, 角度位置によるねじ山断面積比の差が大幅に縮小し, その結果, 対向する 2 つのダイスで転造加工する場合, 各々ダイスの素材に対する押込み量の差が減少し, 素材軸心がブレにくくなったためだと考えられる. 実際, FEM シミュレーションでも, それらの改良型 DTB-II の転造中の軸心のブレはほとんど発生しなかった. 一方, 3-1 DTB-IIB に関しては, ねじ山断面形状や断面積比が 90 度周期で変化するため, 双方のダイスと素材の接触面積が転

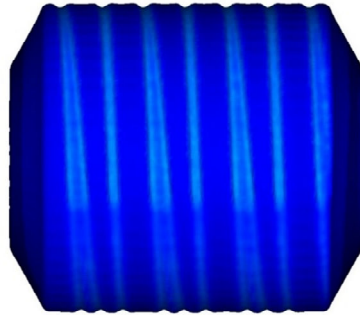
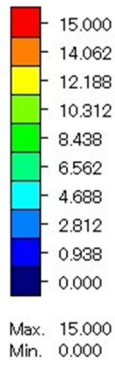
造加工中常に等しく，両ダイスが素材に対して同じ押込み量を維持できるため，前章の 3 DTB-II の場合と同様，素材軸心は加工中ほとんどブレず，転造成形性は良好なままであった。

次に，ねじ転造中の相当塑性ひずみ $\bar{\epsilon}$ の各加工段階におけるピーク値や分布を比較評価すると，それらの全体的傾向性は，ねじ構造の改良や条数の違いにより大きな差異は見受けられない。すなわち，いずれの改良型 DTB-II も，シングルねじ山を多条ねじ溝が二つに分断する各角度位置 (2-1 DTB-IIA では 180 度，3-1 DTB-IIB では 0 度，90 度，180 度，270 度，4-2 DTB-IIB では 60 度，180 度，300 度) において，ねじ溝底部に 2 つの連続した微小ねじ山が存在し，その近傍領域では $\bar{\epsilon} \approx 15$ と異常に高くなっている。これは，前述のように浅い工具溝が加工のかなり早い段階 (すなわち $\delta < 0.28$ mm) で材料充填が完了し，その部分に相当する微小ねじ山が，その後の加工において過転造になるためである。その結果として，室温 20 °C で行った実際のねじ転造実験においては，いずれの改良型 DTB-II も加工直後の素材温度は約 110 °C と，通常のシングルねじの場合 (40~50 °C) に比べ，著しく高くなっていた。また，早期に成形が完了したねじ山近傍の材料は，同一のシングルねじつる巻線上で未充填のより深い溝へ流されるようになるが，この円周方向の材料流動には大きなせん断変形を伴うため，材料剥離や工具寿命の悪化につながり望ましくない。実際，いずれの改良型 DTB-II の転造実験においても，ヒゲ状の微細切りくずが多数発生し，製品表面には所々に材料剥離が観察された。また，ダイス加工面においても，**Fig. 4.14** に示すように，総転造本数 100 ショット未満の段階で，多くの特定箇所

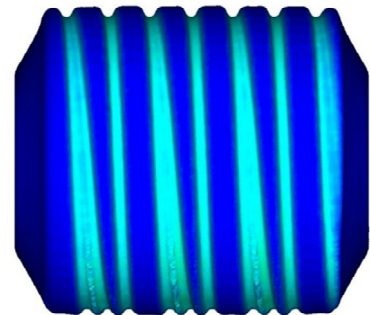
所にチッピング (欠け) が発生していた。

以上の結果を総合すると，本章で考案したねじ部構造の改変は，DTB-II の転造成形性の向上にはある程度寄与したが，それらを量産する場合には，特に工具寿命の点で大きな課題が残った。

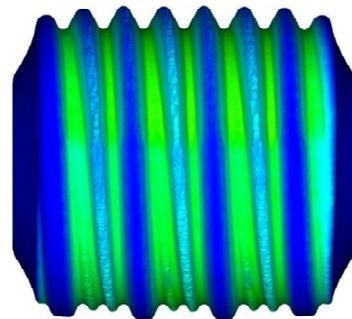
Effective plastic strain



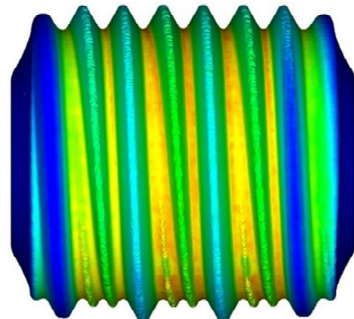
(a) $\delta=0.14$ mm



(b) $\delta=0.28$ mm



(c) $\delta=0.42$ mm



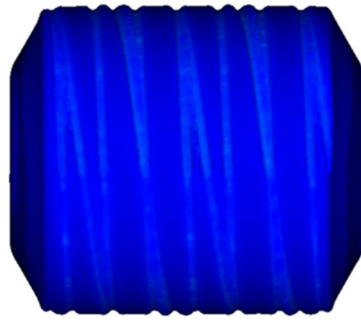
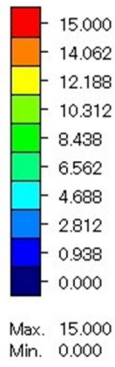
(d) $\delta=0.56$ mm



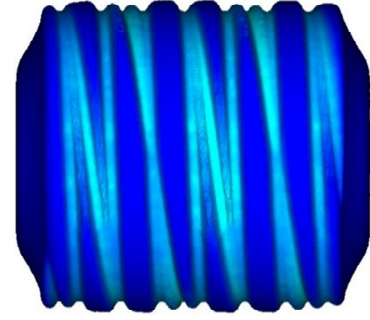
(e) Product in experiment

Fig. 4.8 Equivalent plastic strain distributions of 2-1 DTB-IIA during rolling calculated by FEM and comparison of final products between analysis and experiment

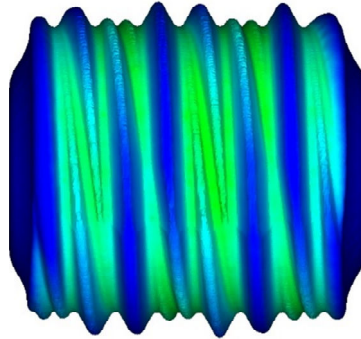
Effective plastic strain



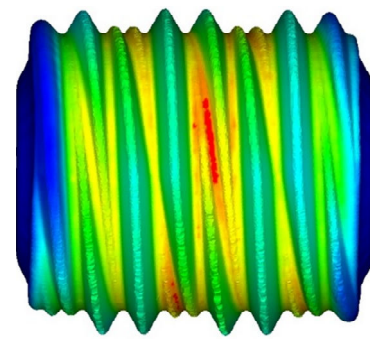
(a) $\delta=0.14$ mm



(b) $\delta=0.28$ mm



(c) $\delta=0.42$ mm



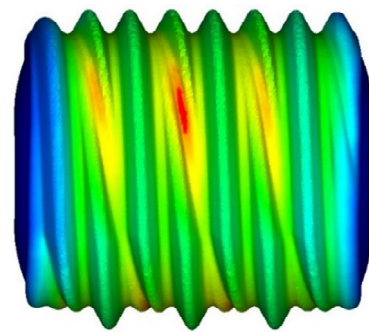
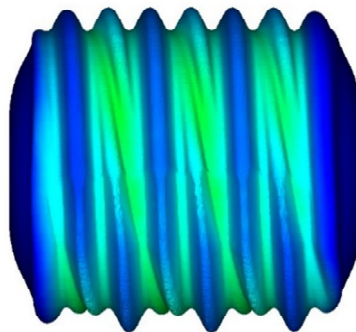
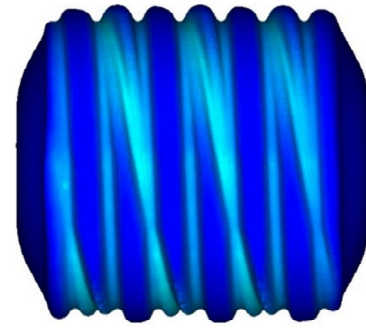
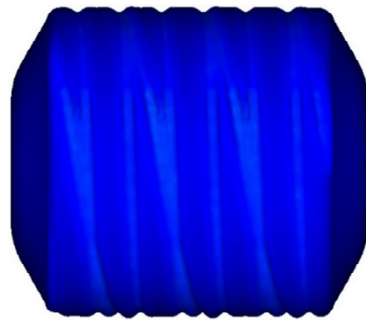
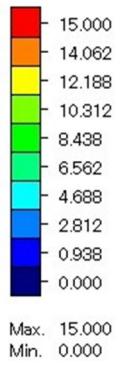
(d) $\delta=0.56$ mm



(e) Product in experiment

Fig. 4.9 Equivalent plastic strain distributions of 3-1 DTB-IIB during rolling calculated by FEM and comparison of final products between analysis and experiment

Effective plastic strain

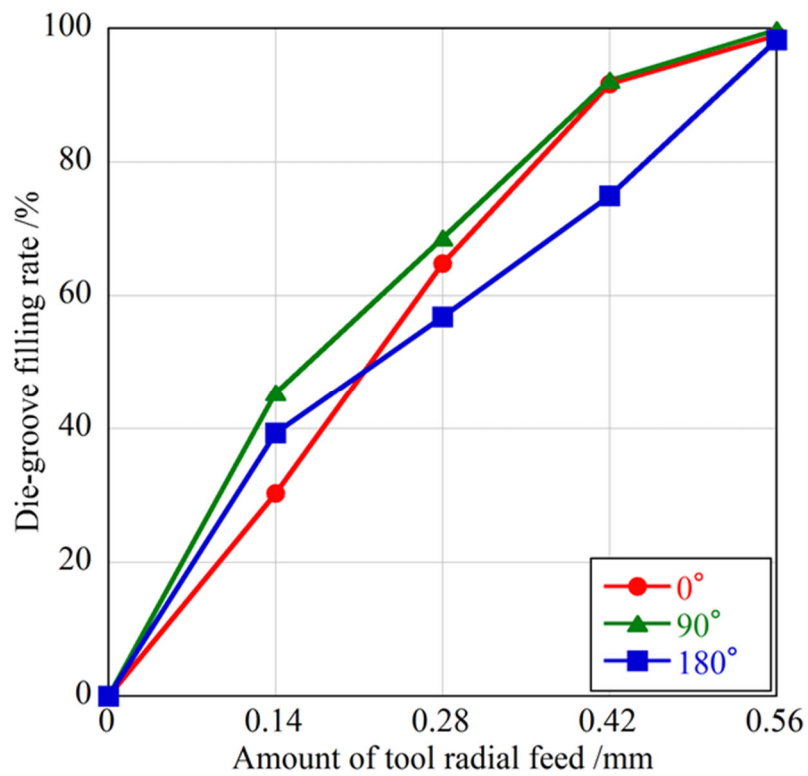


(e) Product in experiment

Fig. 4.10 Equivalent plastic strain distributions of 4-2 DTB-IIB during rolling calculated by FEM and comparison of final products between analysis and experiment













Die radial feed δ /mm	Angular position		
	0°	90°	180°
0.14			
0.28			
0.42			
0.56			

(a) Material filling state in die groove

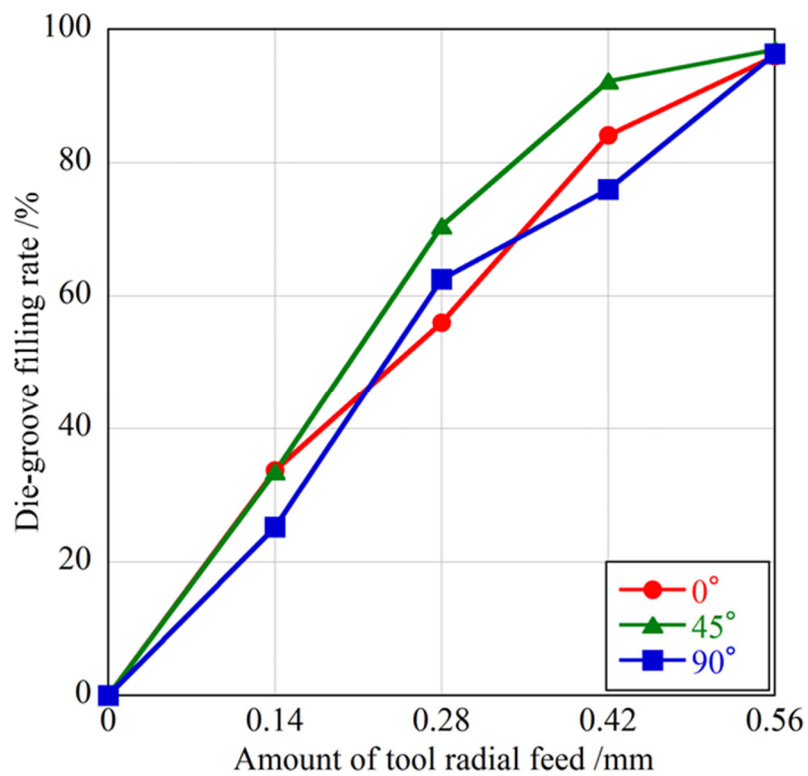


(b) Die groove filling rate

Fig. 4.11 Comparison of transition of material filling state in die groove at each angular position of 2-1 DTB-IIA













Die radial feed δ /mm	Angular position		
	0°	45°	90°
0.14			
0.28			
0.42			
0.56			

(a) Material filling state in die groove

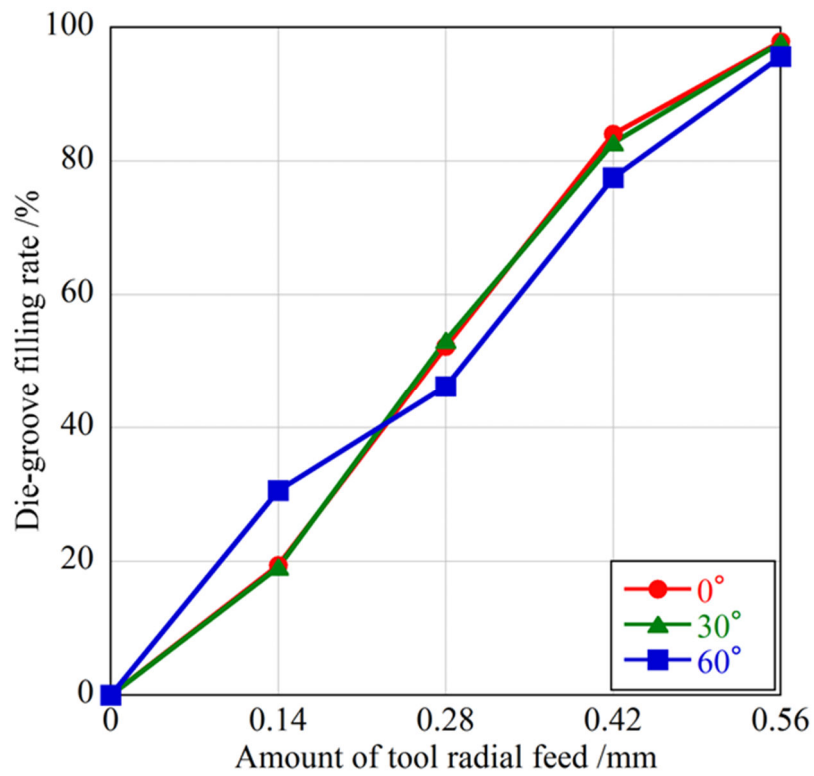


(b) Die groove filling rate

Fig. 4.12 Comparison of transition of material filling state in die groove at each angular position of 3-1 DTB-IIB

Die radial feed δ /mm	Angular position		
	0°	30°	60°
0.14			
0.28			
0.42			
0.56			

(a) Material filling state in die groove



(b) Die groove filling rate

Fig. 4.13 Comparison of transition of material filling state in die groove at each angular position of 4-2 DTB-IIB

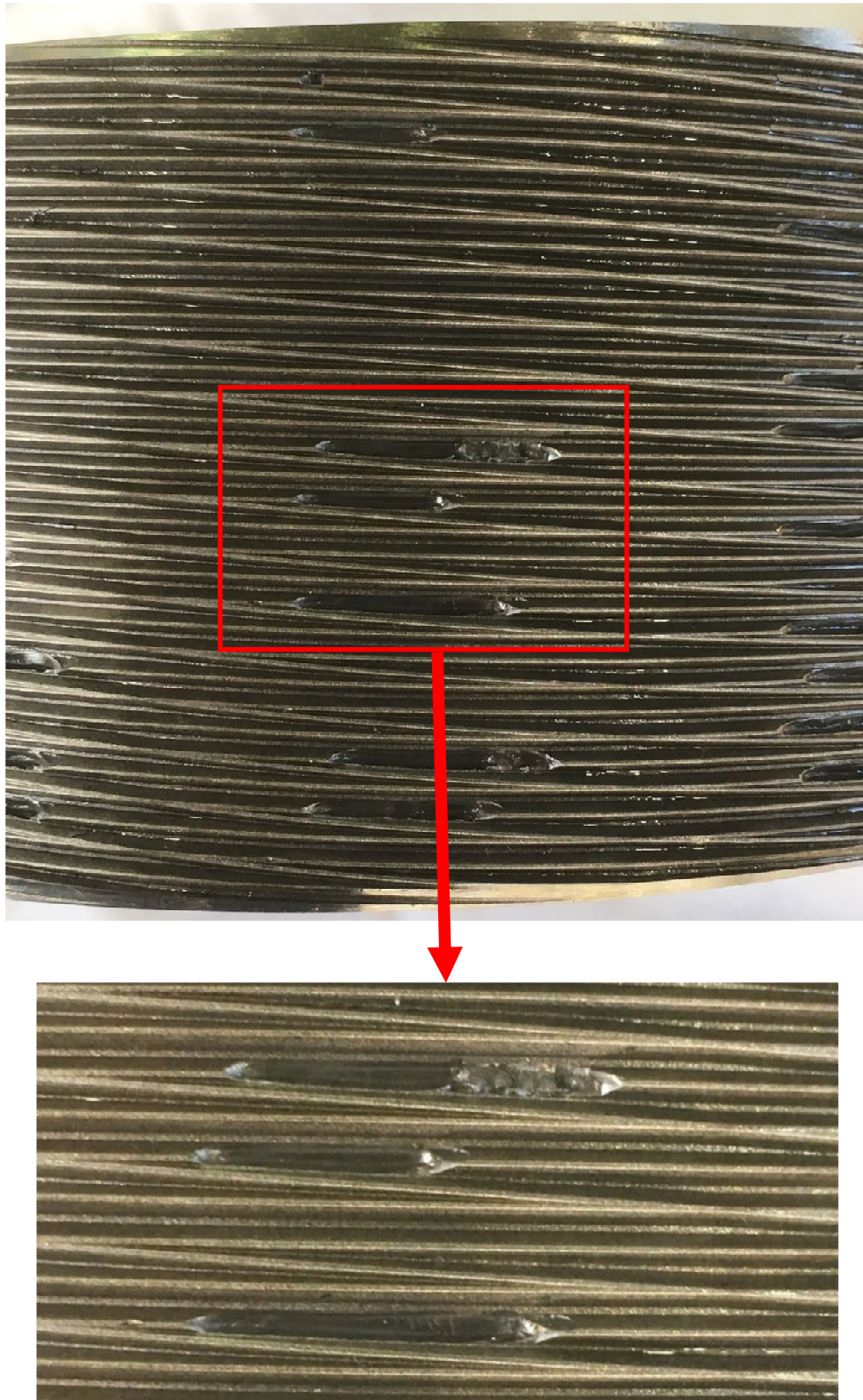


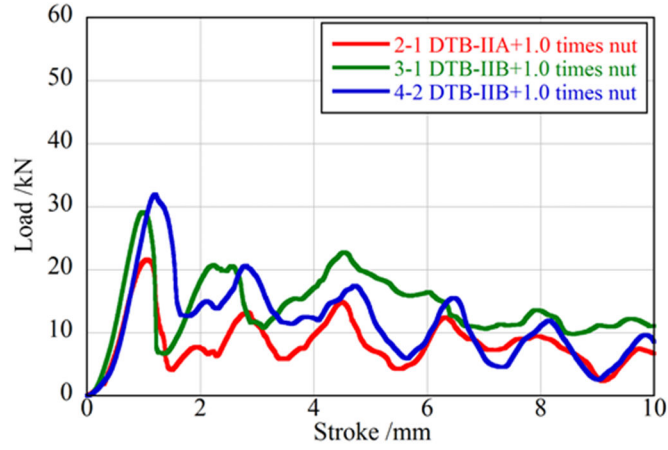
Fig. 4.14 Surface damaged portion of thread-rolling die for 3-1 DTB-IIB

4.5 性能評価試験結果

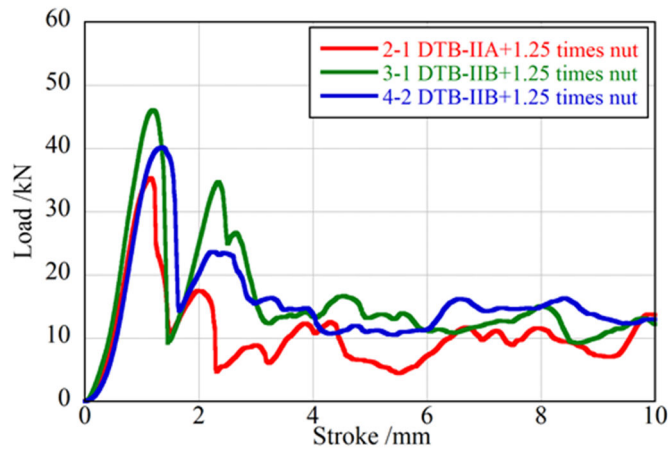
4.5.1 準静的引張試験

ねじ転造した 3 種類の改良型 DTB-II に、高さを変えたシングルねじナットのみを装着して引張試験を行った場合の荷重－ストローク線図の比較を Fig. 4.15 に、試験後の各試験片の外観写真を Fig. 4.16～Fig. 4.18 に各々示す。これらの試験はいずれも 3 回ずつ行ったが、写真に示すように全て同一の結果が得られた。要約すると、2-1 DTB-IIA は 1.5 倍高さのナットでもねじ抜け^⑥した。これに対し、3-1 DTB-IIB と 4-2 DTB-IIB は 1.25 倍高さのナットではねじ抜けしたが、1.5 倍高さのナットでは母材破断^⑥し、また、Fig. 4.15 より、双方のねじ抜け時および母材破断時の最大荷重はほぼ同等である。これらのことから、前章の改良前 DTB-II では、条数が増加するにつれ引張り強度が明らかに低下していたのに対し、改良型 DTB-II では、母材破断した場合には逆の傾向が現れた。これは条数が増加するにつれ、多条ねじ溝のシングルねじ山と干渉する長さが短くなり、その結果シングルねじ山の強度が増すためである。一方、Fig. 4.15(a) と (b) より、通常高さおよび 1.25 倍高さのナットのみを装着した場合のねじ抜け時の最大荷重は、いずれの改良型 DTB-II も約 20 kN および 35 kN を超えており、これは、母材破断したとき (約 50 kN) の約 40% および 70% に達している。ここで、M12 標準ねじの軸力の最小値と最大値は各々 14 kN および 25 kN である¹³⁾。従って、改良型 DTB-II はそれらを超える軸力強度を有するので、1.25 倍高さのナットのみでの使用もある意味問題ないといえる。

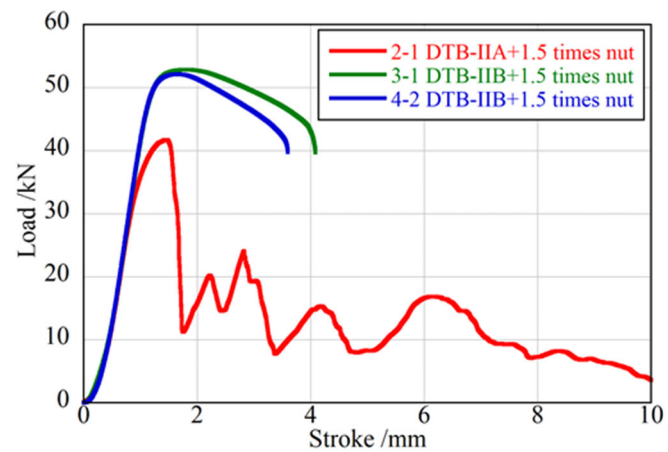
以上の結果から、本章で考案した改良型 DTB-II はいずれも前章の DTB-II に比べ引張り強度が格段に向上した。これは、条数を減じかつ多条ねじ溝を等ピッチに配置することにより、ねじ山断面積比を均一にした効果が明確に現れたためである。



(a) Improved DTB-IIs with normal height nut

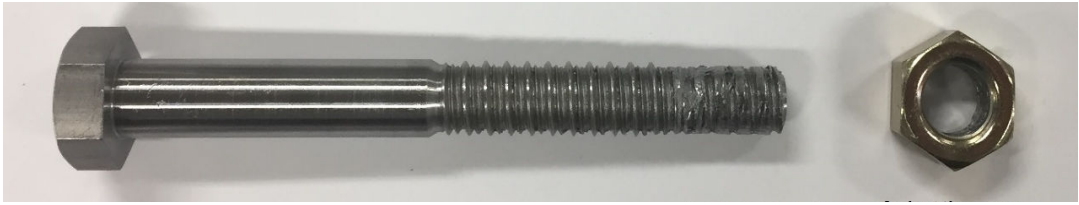


(c) Improved DTB-IIs with 1.25 times nut



(c) Improved DTB-IIs with 1.5 times nut

Fig. 4.15 Load-stroke curves in tensile strength tests of improved DTB-II



(a) 2-1 DTB-IIA with normal height nut



(b) 2-1 DTB-IIA with 1.25 times height nut



(c) 2-1 DTB-IIA with 1.50 times height nut

Fig. 4.16 Fractured bolt specimens of 2-1 DTB-IIA in tensile tests



(a) 3-1 DTB-IIB with normal height nut



(b) 3-1 DTB-IIB with 1.25 times height nut



(c) 3-1 DTB-IIB with 1.50 times height nut

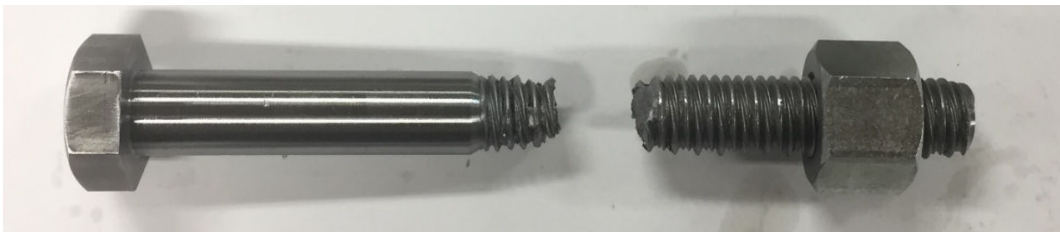
Fig. 4.17 Fractured bolt specimens of 3-1 DTB-IIB in tensile tests



(a) 4-2 DTB-IIB with normal height nut



(b) 4-2 DTB-IIB with 1.25 times height nut



(c) 4-2 DTB-IIB with 1.50 times height nut

Fig. 4.18 Fractured bolt specimens of 4-2 DTB-IIB in tensile tests

4.5.2 疲労試験

軸力疲労試験により得られた $S-N$ 線図の比較を **Fig. 4.19** に示す。ダブルナット装着状態で試験した 3-1 DTB-IIB と 4-2 DTB-IIB は、緩み止め性能が備わっていることから、時間疲労強度も疲労限（各々 97.5 MPa および 95 MPa）も、転造シングルねじボルト（RS）のそれよりやや高くなっており、従来型 DTB-I のそれ（約 100 MPa）^{2), 3)} にかなり近づいた。これに対し、2-1 DTB-IIA の時間疲労強度や疲労限（50 MPa）は RS に比べ極端に低い。これは試験中ねじ山断面積比が最大でシングルナットと完全に嵌合する 0 度位置断面を支点とする曲げ変形が繰り返されるためである。また、改良型 DTB-II ねじの破断は全て **Fig. 4.20** に示すように、内側多条ナットの第 1 ねじ山とかみ合うねじ底から亀裂が入り起き、通常のシングルねじ¹⁰⁾ や DTB-I^{2), 3)} の場合と同様であった。

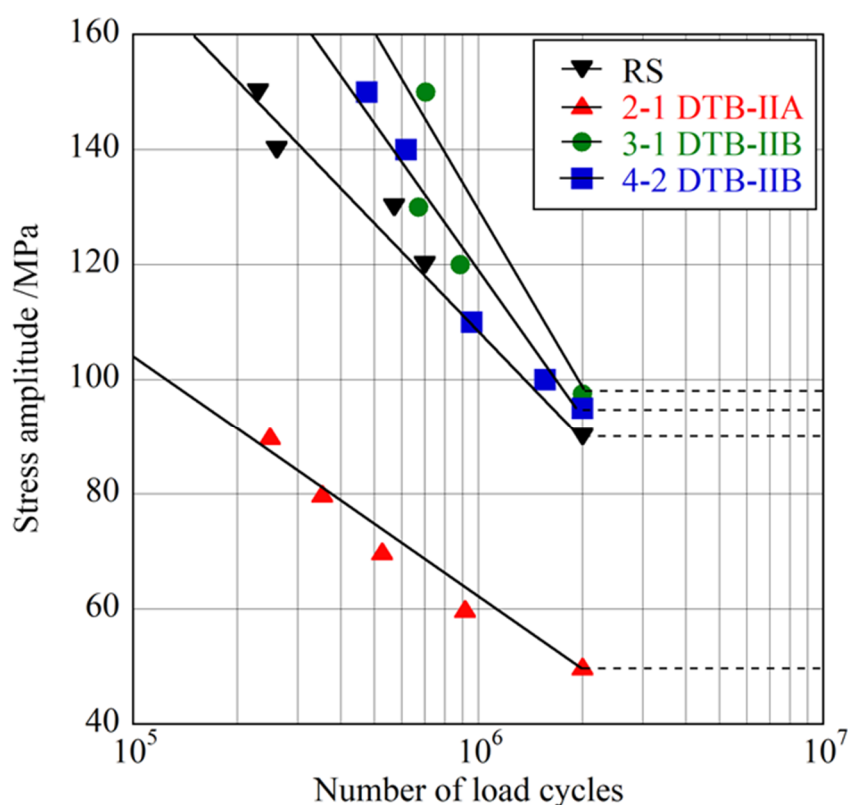
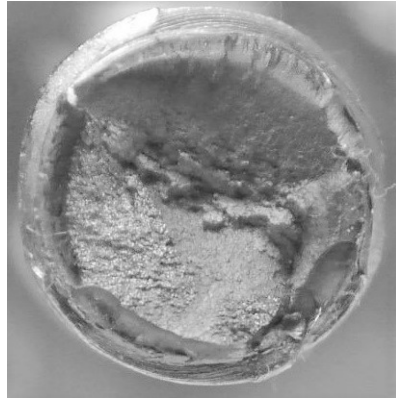
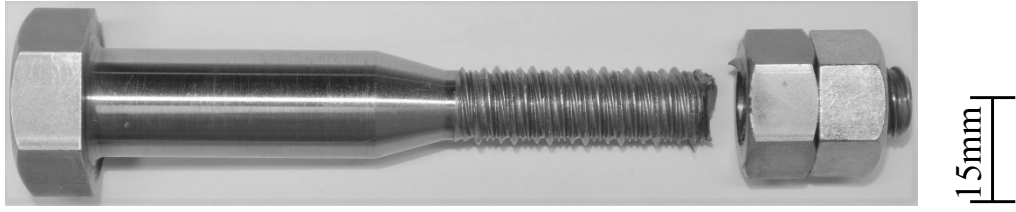
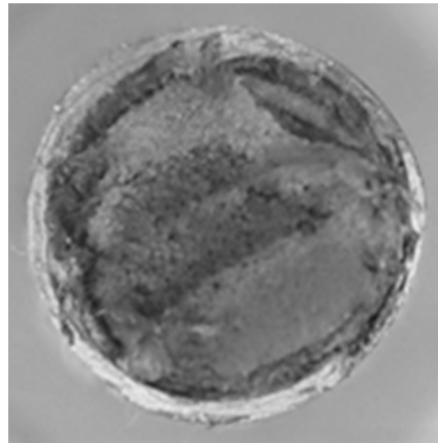
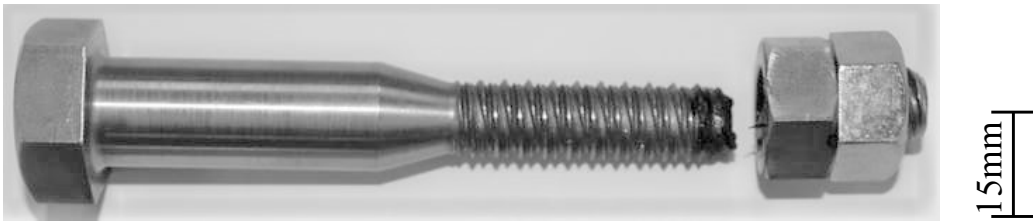


Fig. 4.19 $S-N$ curves in tensile fatigue tests



(a) 3-1 DTB-II B



(b) 4-2 DTB-II B

Fig. 4.20 Fractured DTB-II Bs in tensile fatigue tests

4.5.4 振動緩み試験

振動緩み試験における 3-1 DTB-IIB と従来型の負荷振動繰返し数に対する軸力の変化を Fig.4.21 に示す. 3-1 DTB-IIB は後で装着するシングルナットの締め付けトルクのみを加減することにより, 初期締め付け軸力 P_0 を調整した. 一方, DTB-I は, 並目ナットと細めナットを各々規定軸力になるよう締め付けた後, 正規の使用手順通り内側ナットを戻し回転させた場合 (DTB-Ia) とさせない場合 (DTB-Ib) の二通りで試験を行った. その結果, DTB-I はいずれの場合も試験中軸力は急激に減少し続け, 試験後の軸力残留率は DTB-Ia が約 15%, DTB-Ib が約 10% である. これに対し, DTB-IIB の軸力は初期緩みの後は非常に緩やかに漸減し, 残留率は約 90% で DTB-I に比べ圧倒的に高く, DIN25201-4 に規定されている良否判定の基準値である 80% を満足している.

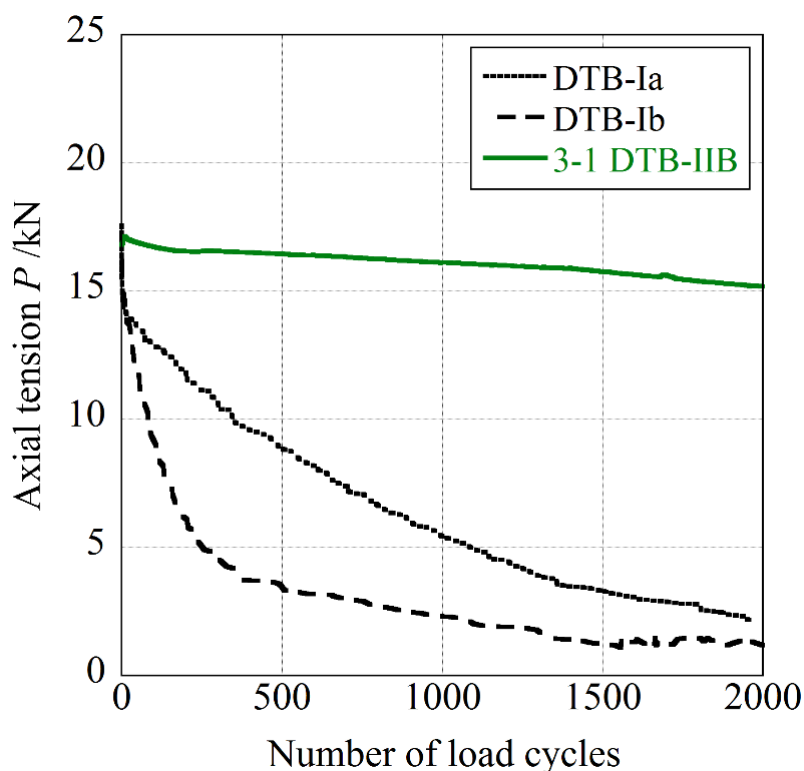


Fig. 4.21 Junker's vibration loosening test results

4.6 結 言

前章の 3 種類の DTB-II に対して、多条ねじの条数を選択的に減じ、かつ多条ねじ溝を当ピッチに配置することにより、ねじ山断面積比が均一にした各々の改良型を考案し、その転造成形シミュレーションと実験、静的および動的引張り強度や振動緩みなどの性能評価試験を行った結果から以下の知見を得た。

- (1) 本章で開発対象とした 3 種類の改良型 DTB-II は多条ねじの条数によらず、ねじ転造工程において 2 つのダイス工具が素材に対して同じ押込み量を加工中常に維持できるようになり、狙い通りの十分な高さのねじ山が全周にわたり成形され、前章の従来型 DTB-II に比べ転造成形性が大幅に改善された。しかし、いずれの改良型も、ねじ溝底部に 2 つ連続した微小ねじ山が存在する角度位置近傍が過転造になり、加工直後の素材温度（約 110 °C）が著しく高くなった。また、それが原因で、切りくず、材料剥離、ダイス工具のチッピングなどが発生し、量産化を行う上での課題が残った。
- (2) 準静的引張り試験の結果、改良型 DTB-II では、条数を減じた効果が明確に現れ、ダブルナット状態ではねじ抜けしなくなった。また、3-1 DTB-IIB と 4-2 DTB-IIB では 1.5 倍高さのシングルねじナットのみでも母材破断し、また、通常高さのシングルねじナットのみでも、標準ねじの軸力強度は有していた。さらに、改良型 DTB-II では、条数が増加するにつれ引張り強度が増加するという、従来型 DTB-II とは逆の傾向が現れた。
- (3) 軸力疲労試験の結果、ダブルナット装着状態で試験した 3-1 DTB-IIB と 4-2 DTB-IIB は、時間疲労強度も疲労限も、転造シングルねじボルトのそれらよりやや高くなっていた。これに対し、2-1 DTB-IIA の強度は RS のそれらに比べ極端に低く、ねじ構造自体に問題があることが分かった。
- (4) ユンカー式振動試験の結果、3-1 DTB-IIB は高度な緩み止め性能を実現し、外側ナットの締付けトルクをのみを管理するだけで規定の 2000 cycle 負荷繰返し数後も軸力残留率は 90%以上を保持した。

参考文献

- 1) 竹増光家, 新仏利仲: 二重ねじ機構に基づく極めて緩みにくいボルト締結体の転造加工, **55** 回塑性加工連合講論, (2004), 31-32.
- 2) 竹増光家, 新仏利仲: 極めて緩みにくい転造二重ねじボルト締結体の成形プロセスとその性能評価, **55** 回塑性加工連合講論, (2004), 33-34.
- 3) 竹増光家, 宮原洋, 新仏利仲, 西田新一, 野田尚昭, 野田秀樹: 二重ねじ機構に基づく極めて緩みにくいボルト締結体の転造加工, **塑性と加工**, **47-540** (2006), 44-48.
- 4) 新仏利仲, 天野秀一, 竹増光家, 桑原利彦: 並一条・並多条二重ねじ機構に基づく新型緩み止めボルト締結体の転造加工および引張り強度試験, **H28 塑性加工春季講論**, (2016), 125-126.
- 5) 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—, および引張り強度試験, **塑性と加工**, **58-676** (2017), 404-410.
- 6) 酒井智次: 増補ねじ締結概論, (2003), 35-39, 養賢堂.
- 7) Junker, G. H.: SAE Transactions, **78** (1969), 314-335.
- 8) 日本塑性加工学会 (編): 回転加工, (1990), 12-42, コロナ社
- 9) 酒井智次: 増補ねじ締結概論, (2003), 27-28, 養賢堂.
- 10) 福岡俊道: 技術者のためのねじの力学, (2015), 137-207, コロナ社.
- 11) 山本晃: ねじ締結の原理と設計, (1995), 147-178, 養賢堂.
- 12) 酒井智次: 増補ねじ締結概論, (2003), 28-35, 養賢堂.
- 13) 東日トルクハンドブック, Vol. 8, 28-39.

第5章

多条ねじ溝を底上げした新改良型 DTB-IIC の開発と成形性評価

—ねじ溝底部の塑性ひずみ低減による転造成形性及びダイス工具寿命の向上—

5.1 緒言

前章では、DTB-II のねじ部の構造を大幅に改変した。すなわち、多条ねじ溝の条数を、2条および3条では1減じ、4条では2減じ、残ったねじ溝を等ピッチに並べて、シングル並目ねじに重畳させた。これにより、いずれの条数の改良型 DTB-IIA および DTB-IIB も最小ねじ山断面積比が70%以上（これは従来型 DTB-II の2倍）になった。その結果、特に改良前の2条 DTB-II や4条 DTB-II で問題となった転造成形性は改善し、低いねじ山も十分盛り上がるようになり、また、いずれの改良型 DTB-II の準静的引張り強度も実用上十分な程度にまで向上した。さらに、3-1条 DTB-IIB や4-2条 DTB-II に関しては、動的疲労強度も通常のシングルねじと同等以上であったことから、それらのねじはかなり実用域に近づいたといえる^{1),2)}。

しかし、前章の FEM によるねじ転造シミュレーションの結果から、ねじ溝底部の微小ねじ山近傍の領域は過転造になり、最終成形段階ではその部分の相当塑性ひずみが $\varepsilon > 15$ と異常に大きくなった。また、それが原因となって、加工性実験では、ねじ転造中切りくずや材料表面の剥離が発生し、専用転造ダイスも特定箇所でチッピングを起こしやすいなど、この種のねじを量産化する上で幾つかの課題が明らかになった。

そこで本章では、DTB-II の製品品質や専用ダイスの工具寿命の向上を図り、量産化技術を確立することを主な目的とし、第2の改良型を考案した³⁾。その具体的方策として、並目シングルねじ山と干渉する多条ねじ溝の谷底部を底上げすることにより、ねじ溝底部から微小ねじ山を消失させた。ここで筆者らは、DTB-II の場合、外側のシングルナットがロックナットとパワーナットの両方の役割を担っているため、多条ナットのねじ山高さを低くし、ねじ溝との嵌合面積が減少しても、引張り強度への影響は少ないと考えた。但し、前章の動的疲労試験の結果から、2-1 DTB-IIA の疲労限は、他の DTB-II に比べて著しく低く（これは引張り荷重が加わった時、ナットを支点とする曲げ変形が加わるため）、多条ねじの元の条数が2である DTB-II は実用に供さないと判断し、本章では多

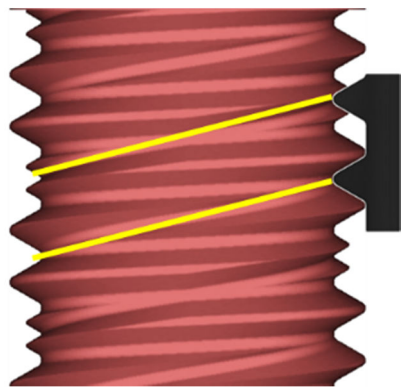
条ねじの条数を 3 または 4 に限定して、実験的・解析的研究を行った。以後それらの新改良型を各々、3-1 DTB-IIC および 4-2 DTB-IIC と呼ぶことにする。

以上の経緯から、本章では第 2 の改変が DTB-II の転造成形性や強度および緩み止め性に及ぼす影響を調査・評価するために、前章とほぼ同様のねじ転造の FEM シミュレーションと加工性実験、各種強度評価試験および振動緩み試験を行った。そして、それらの結果を、改良型 DTB-IIA、DTB-IIB や従来型 DTB-I のそれと比較することにより、最終的な実用可能性を検証した。

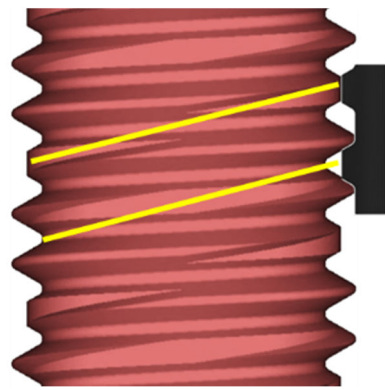
5.2 並目一条・底上げ並目多条新改良型二重ねじの構造

Fig. 5.1 に前章で考案した 3-1 DTB-IIB および 4-2 DTB-IIB と、本章で新たに考案した 3-1 DTB-IIC および 4-2 DTB-IIC のねじ部の構造を比較して示す。図の(b)や(d)に示すように、ここでは並目 1 条のねじ山と干渉する多条ねじ溝の谷底部を、ねじ山高さの 2 分の 1 だけ底上げして 1 条ねじに重畳させた。この改変により各新改良型 DTB-IIC に嵌合する多条ナットのねじ部の構造は Fig. 5.2 に示すようになる。

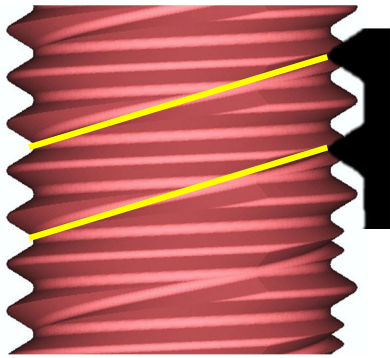
Fig. 5.3 に、前章の DTB-IIB と本章で開発対象とした DTB-IIC のシングルねじ 3 ピッチ分の各角度位置におけるねじ山断面形状の比較を、Fig. 5.4 に、角度位置によるねじ山断面積比の変化を各々示す。尚、ねじ山断面積比は、3-1 DTB-IIB と 3-1 DTB-IIC ではシングル並目ねじ 3 ピッチ分、4-2 DTB-IIB と 4-2 DTB-IIC ではシングル並目ねじ 2 ピッチ分に関して各々計算した。まず、Fig. 5.3 から分かるように、多条ねじ溝の谷底部を底上げしたことにより、どの角度位置においてもねじ溝底部から微小ねじ山は完全に消失し、前章で問題となった過転造による材料剥離やダイス加工面におけるチップングの発生がある程度抑制できるのではないかと考えられる。さらにねじ山断面積比の最小値は、新改良型 3-1 DTB-IIC と 4-2 DTB-IIC のいずれの場合も 85% となり、これは、前章の 3-1 条 DTB-IIB のそれに比べ 15% 増加しており、ねじの引張り強度や動的疲労強度のさらなる改善が期待できる。



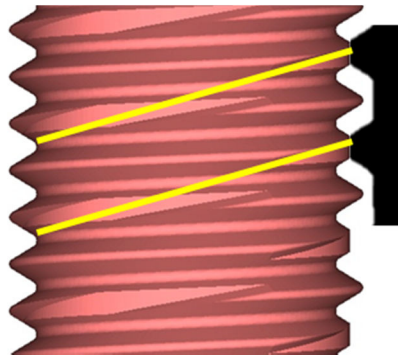
(a) 3-1 DTB-IIB



(b) 3-1 DTB-IIC

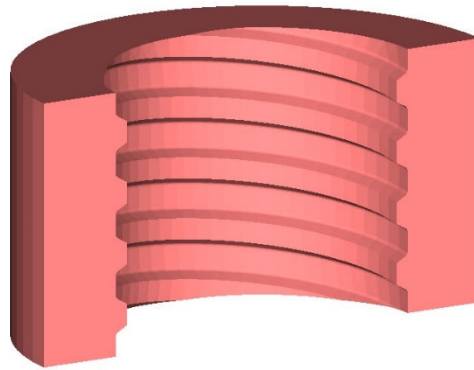


(c) 4-2 DTB-IIB

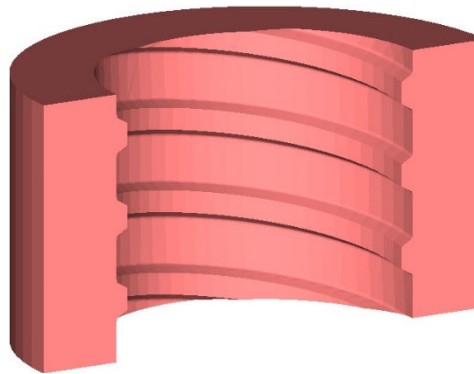


(d) 4-2 DTB-IIC

Fig. 5.1 Comparison of thread structure between DTB-IIB and DTB-IIC

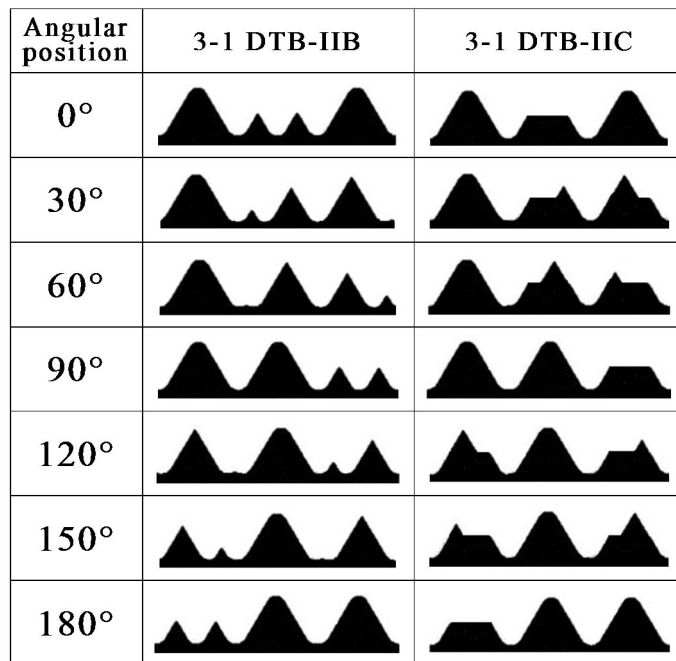


(a) 3-1 DTB-IIC nut

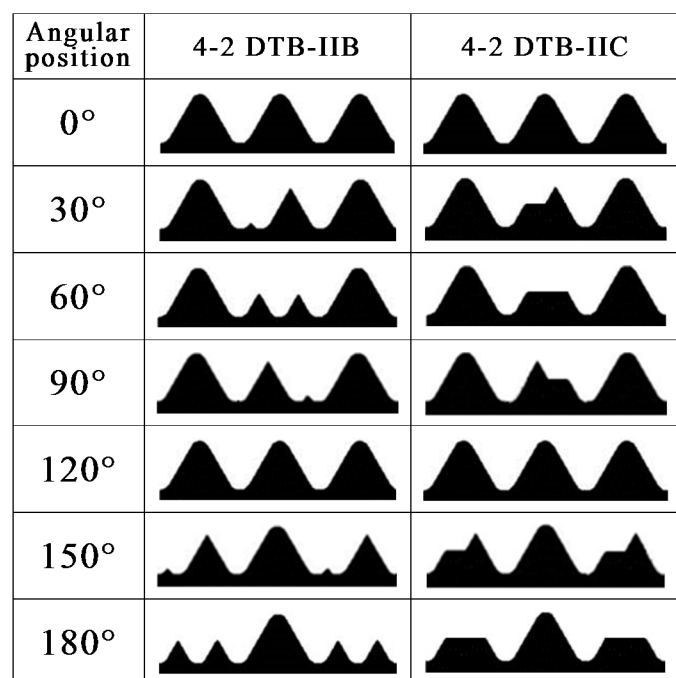


(b) 4-2 DTB-IIC nut

Fig. 5.2 Sketch of thread structure of multi-thread nut for each DTB-IIC

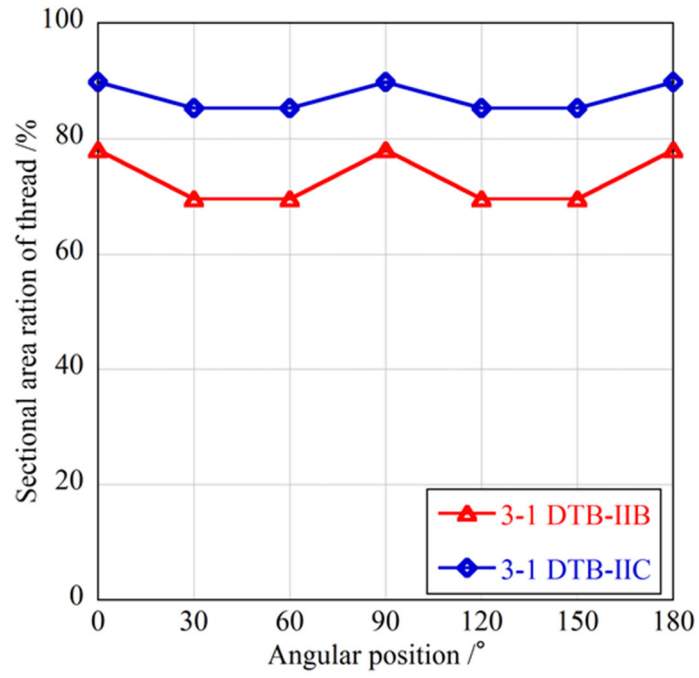


(a) 3-1 DTB-IIB & C

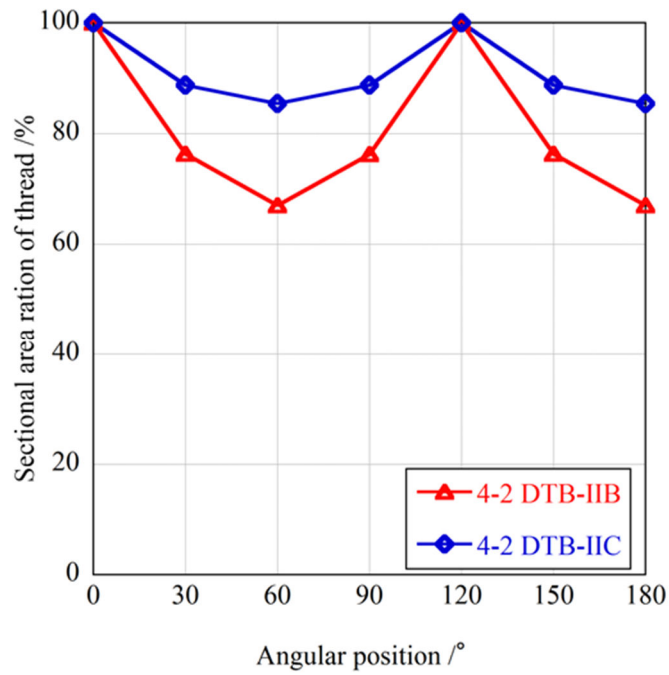


(b) 4-2 DTB-IIB & C

Fig. 5.3 Comparison of thread cross section profile in each angular position between DTB-IIB and DTB-IIC



(a) 3-1 DTB-IIB & C



(b) 4-2 DTB-IIB & C

Fig. 5.4 Comparison of changes in sectional area ratio of screw-thread at each angular position between DTB-IIB and DTB-IIC

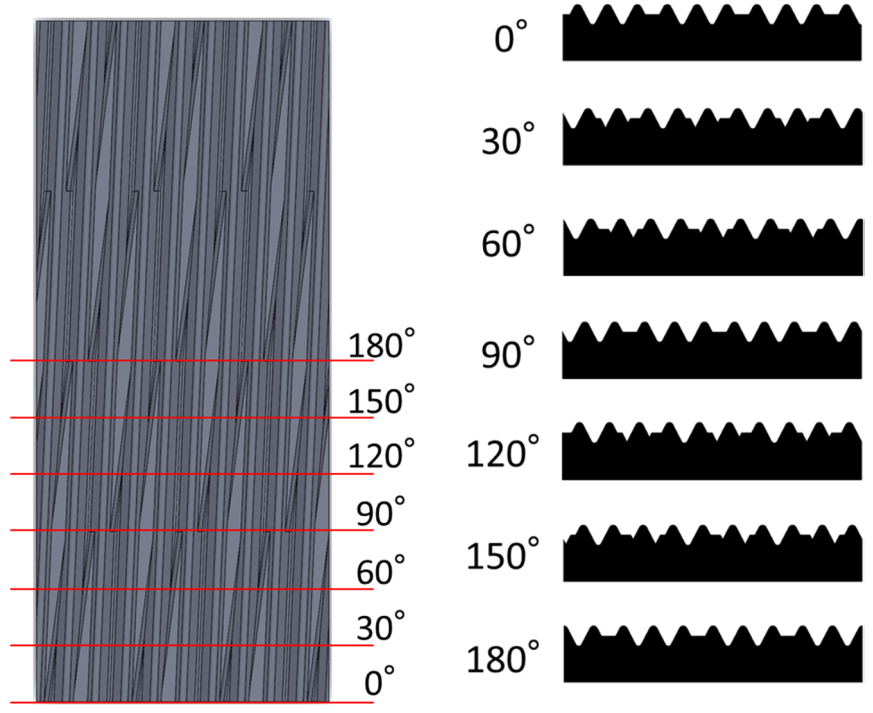
5.3 実験および解析方法

本章では前述の 2 種類の新改良型 DTB-II (3-1 DTB-IIC および 4-2 DTB-IIC) を開発対象とした。ねじの呼び径はこれまでで最も実績の多い M12 に設定し、前章と同様のねじ転造シミュレーション、加工性実験、および性能評価試験を行った。

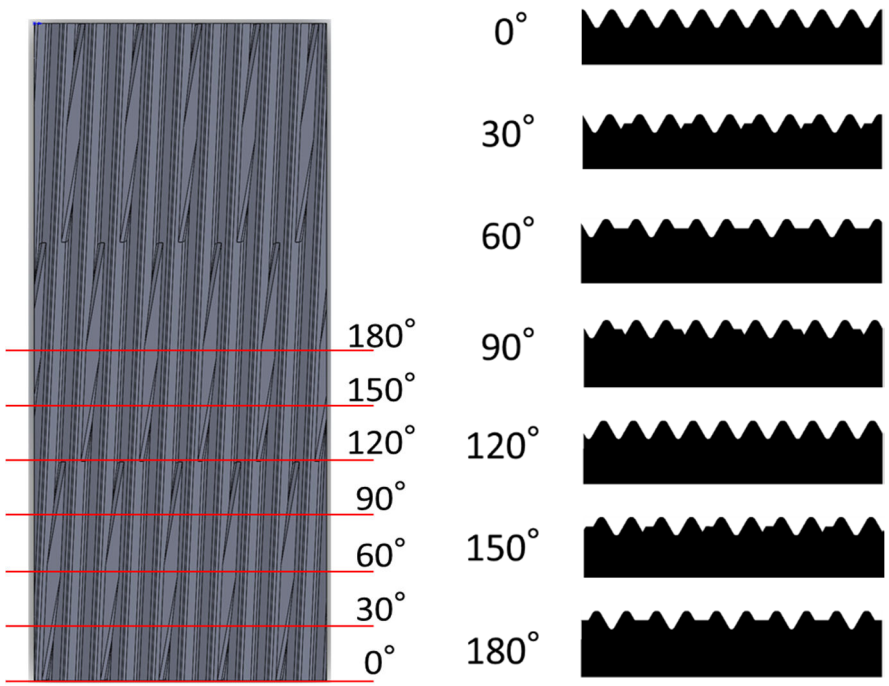
5.3.1 ねじ転造シミュレーション

前章の改良型 DTB-II では、ねじ溝底部の微小ねじ山の過転造が、加工中の切りくず、製品表面の材料剥離、およびダイス加工面のチッピング等が発生する原因となるため、量産化を行う上で大きな課題として残った。そこで本章では前述のようなねじ構造のさらなる改変により、ねじ溝底部の微小ねじ山を消失させた。ここでは、それが特にねじ溝底部の相当塑性ひずみ $\bar{\epsilon}$ の分布、材料流動や最終成形状態に及ぼす影響を検証するために、前章と全く同様の 3 次元 FEM モデルによるねじ転造シミュレーションを行い、転造可能性や成形上の問題点に関する解明を試みた。

解析は汎用の弾塑性静的陰解 FEM ソフト simufact.forming ver.13.0 を用いて行い、3 次元 FEM モデル、加工様式、および加工条件は前章のものと同様である。但し、ダイス工具は 3-1 DTB-IIC および 4-2 DTB-IIC に専用のもを用い、それらの工具表面性状と各角度位置における断面形状を **Fig. 5.5** に示す。また、工具溝の総体積が約 10%減じたので、工具の最終押込み量はその分増加させ、 $\delta_{\max}=0.62$ mm とした。



(a) 3-1 DTB-IIC



(b) 4-2 DTB-IIC

Fig. 5.5 Thread-rolling die of DTB-IIC

5.3.2 ねじ転造実験

ねじ転造実験は、前章同様上記の 2 種類の DTB-IIC の周期的に変化するねじ山を転写した溝形状をもつ専用丸ダイス工具（以後単に工具と呼ぶ）2 個を、マニュアルの 2 丸ダイスプランジ式精密ねじ転造盤（株）ニッセー製 COMET FA-16U）の左右の工具軸に各々取り付け、寄せ転造⁴⁾により行った。加工条件は、工具回転速度 62 rev./min、転造時間 4 秒、ドウェル時間 1 秒とし、素材の初期直径と工具押し込み量はねじ山の成形状態を見ながら適宜調整した。ねじの素材は SS400 材である。

5.3.3 準静的引張り試験

性能評価試験としてまず、上記で転造された 2 種類の M12 新改良型 DTB-IIC の準静的引張り試験^{5), 6)}を、前章と同じ装置、方法および条件により行った。但し、いずれの試験片もダブルナット状態では通常のシングルねじボルト同様母材破断⁷⁾し、最大荷重もほとんど差がなかったため、高さを 3 通り（通常高さ（10 mm）、1.25 倍高さ（12.5 mm）、1.5 倍高さ（15 mm））に変えたシングルねじナットのみを装着し、ねじ抜け⁷⁾しない条件を求めた。

5.3.4 疲労試験

次に、それら 2 種類の M12 DTB-IIC の軸力疲労試験による動的強度評価^{6), 8), 9)}を、前章と同じ装置、方法および条件により行い、M12 のシングルねじや、他の DTB の結果^{3), 10)}と比較した。

5.3.5 振動緩み試験

最後に、DTB にとって具備すべき最も重要な性能である振動緩み止め性を、前章と同じ装置（Vibrationmaster 社製ユニカー式振動緩み試験機 J102¹¹⁾）、方法および条件により行った。試験片は上記の転造された M12 の 3-1 DTB-IIC と従来型 DTB-I である。初期締付軸力に関しては結果の節で述べる。

5.4 ねじ転造シミュレーションおよび実験結果

Fig. 5.6 および Fig. 5.7 の(a)~(d)に、FEM シミュレーションにより得られた 3-1 DTB-IIC および 4-2 DTB-IIC の、各工具押込み量 δ におけるねじ山成形状態に伴う相当塑性ひずみ ε の分布の推移を、各図の(e)に、転造実験で得られたそれら製品の外観写真を各々示す。これらの図より、いずれの DTB-IIC も前章の DTB-IIB と同様、最終的なねじ山成形状態は解析と実験でよく一致しており、十分な高さの狙い通りの形状が全周にわたり得られ、また、解析結果より転造途中のねじ山もほぼ想定通りに成形が進行している。一方、成形中の ε の分布や値を前章の結果と比較すると、DTB-IIB ではねじ溝底部の微小ねじ山近傍で $\varepsilon \approx 15$ と異常に高くなっていたのに対し、DTB-IIC の ε は全体的に低く、その最大値も $\varepsilon \approx 7.0$ と半減している。その結果、室温 20 °C で行った実際のねじ転造実験においても、DTB-IIB の加工直後の素材温度が約 110 °C であったのに比べ、DTB-IIC のそれは約 70 °C まで低下していた。また、転造中の切りくず生成量は前章の DTB-IIA や DTB-IIB の場合に比べてかなり減少し、ダイス加工面でのチッピングも発生は半分以下程度であった。

Fig. 5.8 および Fig. 5.9 に、FEM シミュレーションの結果を分析して得られた、3-1 DTB-IIC および 4-2 DTB-IIC の、各 δ における代表的角度位置のねじ軸断面に対応する工具溝への材料の充填状態、および充填率の推移を比較して示す。尚、工具溝への材料充填率は、前章同様 3-1 DTB-IIC ではシングルねじ 3 ピッチ分、4-2 DTB-IIC ではシングルねじ 2 ピッチ分に関して計算した。これらの図より、いずれの DTB-IIC も、加工途中の各角度位置における充填率は、前章の DTB-IIB に比べバラツキが明らかに小さく、いずれの位置でも $\delta < 0.47$ mm 辺りまでは工具押込み量にほぼ比例して増加しており、最終的にはいずれの断面でもほぼ 100%に達している。これは、DTB-IIC の場合、 δ_{\max} の約 70% ($\delta \approx 0.44$ mm) までは通常のシングルねじと全く同じ状態でねじ山成形が進行するため、材料は主に半径方向にのみ盛り上げられ、角度位置による成形状態の差が生じないこと、および、加工後半には浅い台形状の溝は充填が完了するため、円周方向への材料流動が発生するが、その量は DTB-IIB の場合に比べ格段に少なく、 ε が過度に高くなる箇所が存在しないためである。

以上の結果を総合すると、本章で考案した DTB-IIC は過転造になる箇所が少なくなり、半径方向の材料流動が支配的であるため、前章の DTB-IIB に比べ転造成形性がさらに向上したといえる。

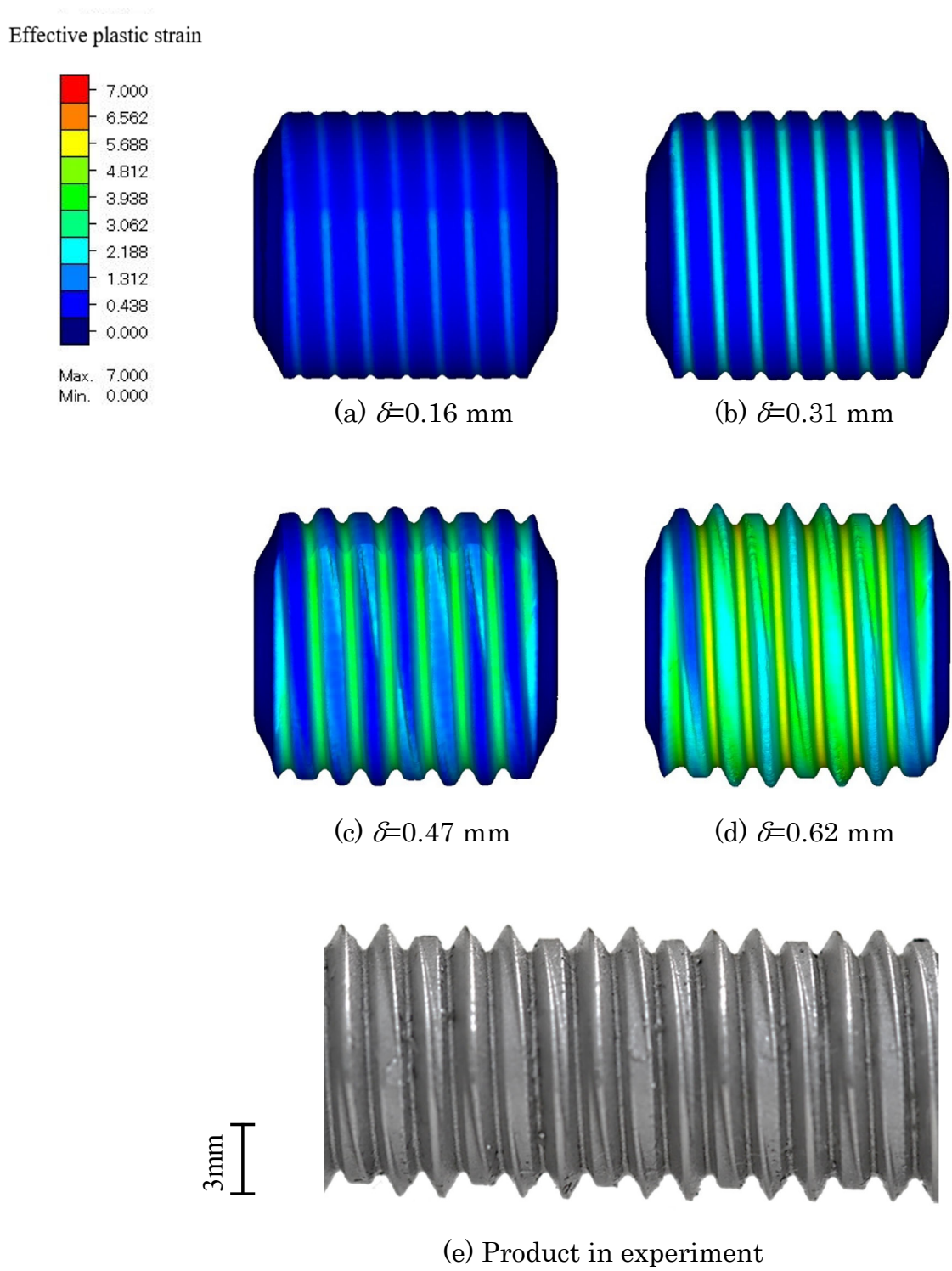


Fig. 5.6 Equivalent plastic strain distributions of 3-1 DTB-IIC during rolling calculated by FEM and comparison of final products between analysis and experiment

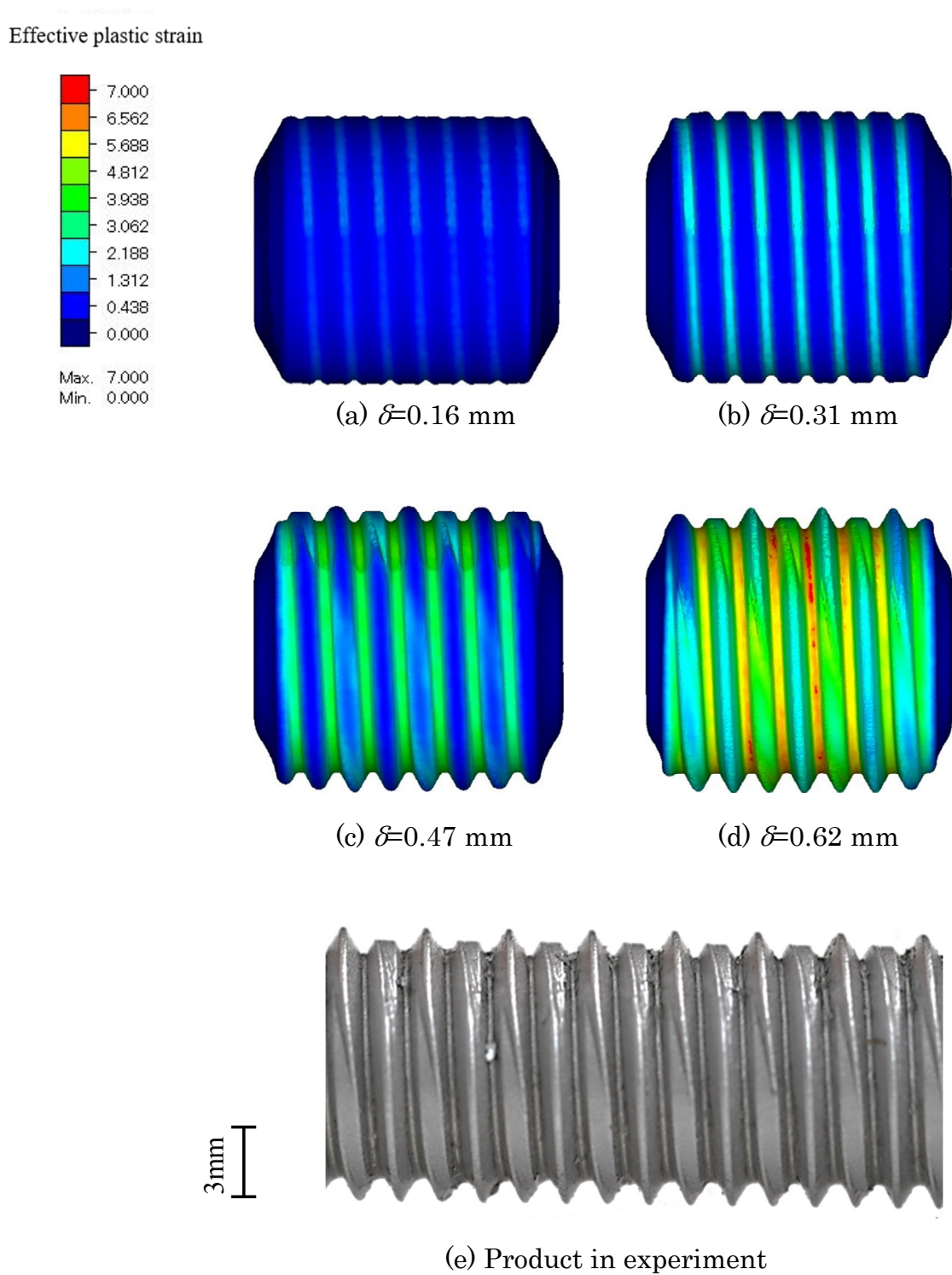












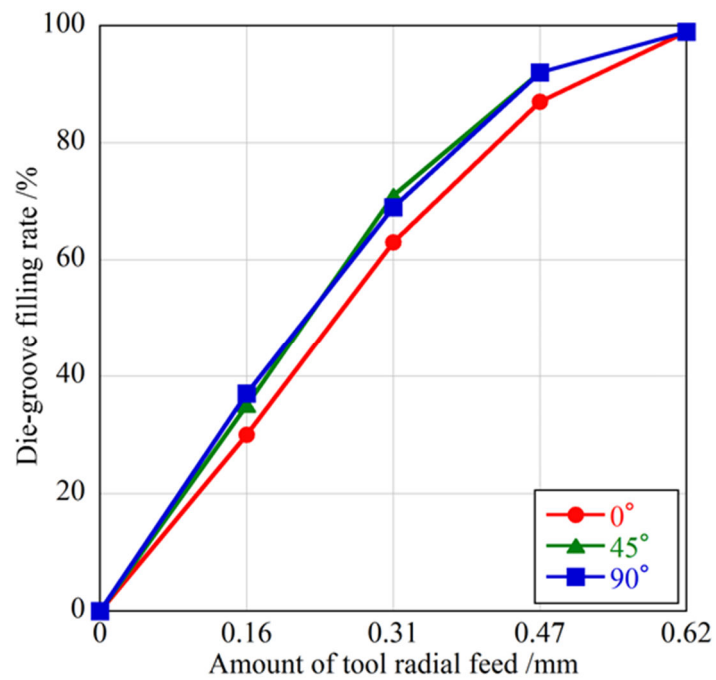


Fig. 5.7 Equivalent plastic strain distributions of 4-2 DTB-IIC during rolling calculated by FEM and comparison of final products between analysis and experiment







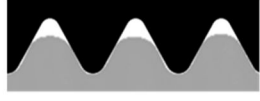


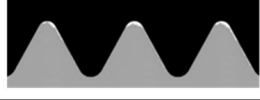


Die radial feed δ /mm	Angular position		
	0°	45°	90°
0.16			
0.31			
0.47			
0.62			

(a) Filling state transition of die groove

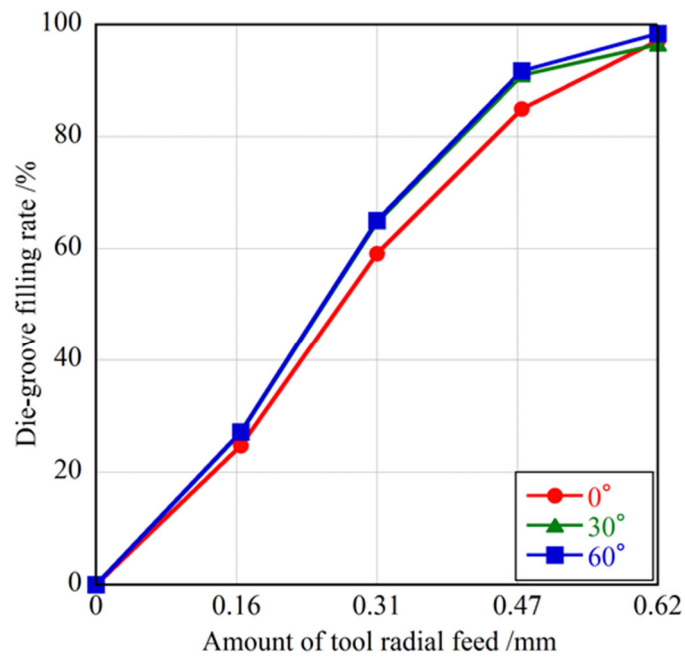


(b) Die groove filling rate

Fig. 5.8 Comparison of material deformation state in die groove at each angular position of 3-1 DTB-IIC

Die radial feed δ /mm	Angular position		
	0°	30°	60°
0.16			
0.31			
0.47			
0.62			

(a) Filling state transition of die groove



(b) Die groove filling rate

Fig. 5.9 Comparison of material deformation state in die groove at each angular position of 4-2 DTB-IIC

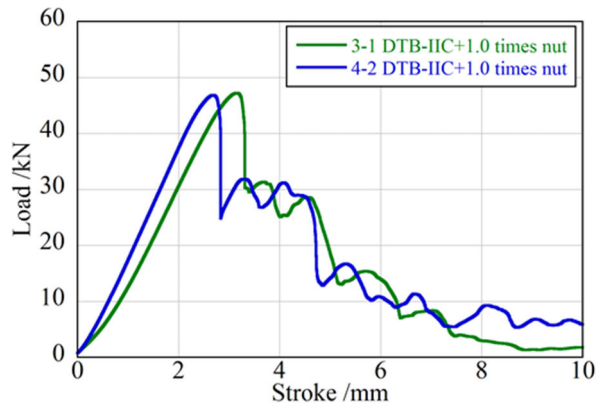
5.5 性能評価試験結果

5.5.1 準静的引張り試験

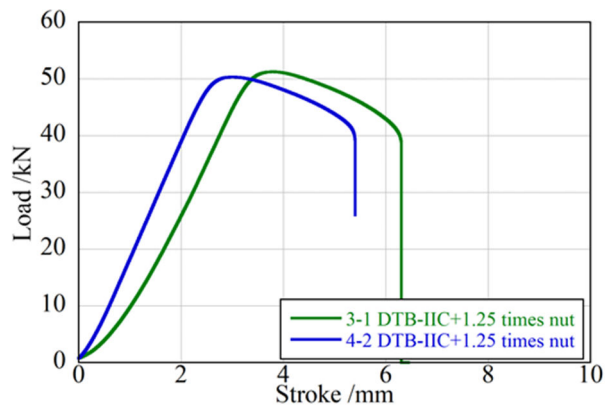
ねじ転造した 3-1 DTB-IIC および 4-2 DTB-IIC に、高さを変えたシングルねじナットのみを装着して引張り試験を行った場合の荷重－ストローク線図の比較を Fig. 5.10 に、試験後の各試験片の外観写真を Fig. 5.11 と Fig. 5.12 に各々示す。これらの試験はいずれも 3 回ずつ行い全て同一の結果が得られた。要約すると、3-1 DTB-IIC と 4-2 DTB-IIC はいずれも 1.00 倍（通常）高さのナットではねじ抜け⁷⁾したが、1.25 倍以上の高さのナットでは母材破断し⁷⁾、また、Fig. 5.10 (a)に示すように、双方のねじ抜け時および母材破断時の最大荷重はほぼ同等である。

さらに、Fig. 5.10(a)より、通常高さのナットのみを装着した場合のねじ抜け時の最大荷重は、いずれの DTB-IIC も約 47 kN で、これは、母材破断したとき（約 51~52 kN）のその 90%以上に達している。前述のように、M12 標準ねじの軸力の最小値と最大値は各々 14 kN および 25 kN であり¹²⁾、新改良型 DTB-IIC はそれらを十分超える軸力強度を有しているため、通常高さのナットのみでの使用も全く問題ないといえる。

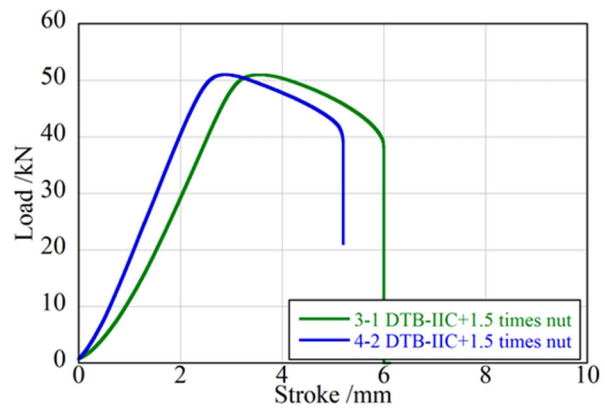
以上の結果から、3-1 DTB-IIC および 4-2 DTB-IIC のねじ抜けするナット高さは前章の 3-1 DTB-IIB や 4-2 DTB-IIB に比べさらに低くなり、引張り強度はほぼ通常のシングルねじボルトと同等程度まで向上し、実用域に十分達したといえる。



(a) DTB-IIC with normal height nut



(c) DTB-IIC with 1.25 times nut



(c) DTB-IIC with 1.5 times nut

Fig. 5.10 Load-stroke curves in tensile strength tests of DTB-IICs



(a) 3-1 DTB-IIC with normal height nut

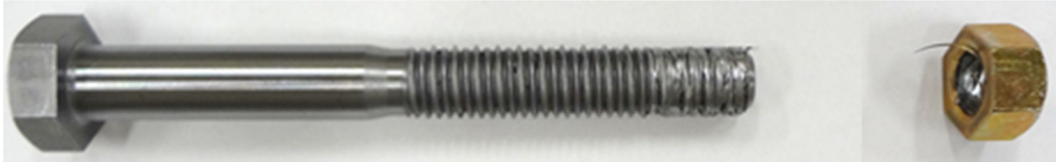


(b) 3-1 DTB-IIC with 1.25 times height nut



(c) 3-1 DTB-IIC with 1.50 times height nut

Fig. 5.11 Tensile strength test results of 3-1DTB-IIC



(a) 4-2 DTB-IIC with normal height nut



(b) 4-2 DTB-IIC with 1.25 times height nut



(c) 4-2 DTB-IIC with 1.50 times height nut

Fig. 5.12 Tensile strength test results of 4-2 DTB-IIC

5.5.2 疲労試験

軸力疲労試験により得られた、前章の 2 種類の DTB-IIB と本章の 2 種類の DTB-IIC の *S-N* 線図の比較を Fig. 5.13 に、破断した 3-1 DTB-IIB と 4-2 DTB-IIC の外観写真を Fig. 5.14 に各々示す。Fig. 5.13 より、条数ごとに時間疲労強度および疲労限を比較すると、3-1 DTB-IIC は 3-1 DTB-IIB に比べそれらの値が若干（5%未満の範囲で）低下している。これに対し、4-2 DTB-IIC は 4-2 DTB-IIB に比べそれらの値が明確に低下しており、応力振幅が小さくなるほどその差は拡大し、疲労限は約 20%も低下している。

このような差異が生じた主な理由は、ねじの破断形態に違いによると考えられる。つまり、DTB-IIB のねじの破断は全て、前章の Fig. 4.20 に示すように、内側多条ナットの第 1 ねじ山とかみ合うねじ底から亀裂が入り起きた。これに対し、DTB-IIC の破断は全て Fig. 5.14 に示すように、外側シングルナットの第 1 ねじ山とかみ合うねじ底から亀裂が入り起きた。その理由は、DTB-IIC では内側の多条ナットはねじの疲労強度に最も強く影響するねじ溝底部とはかみ合っておらず、また、外側のシングルねじナットとかみあうボルトの有効径以下の部分のねじ溝形状が、シングルねじのそれと同一であるためである。さらに、破断した DTB-IIC の試験片を詳しく観察すると、破断箇所より内側の底上げした多条ナットとかみ合っていたねじ山は、せん断破壊していた。これは、Fig. 5.3 のねじ山断面形状から、底上げした多条ナットと嵌合する台形状ねじ山の上には微細ねじ山が残り、これを疲労試験中に多条ナットが軸方向に押し、微細ねじ山底部に強いせん断応力が働いたことによる。また、この微細ねじ山がせん断破壊すると、軸力は全て外側シングルナットにかかること、および、4-2 DTB-IIC の微細ねじ山のせん断力を受ける山底面積は、3-1 DTB-IIC のそれより小さくせん断破壊しやすいため、4-2 DTB-IIC の疲労強度が顕著に低下したと推察される。

しかし、この問題は底上げした多条ナットの雌ねじ先端形状を改良する（例えば、今の平坦な状態から、少し尖らせる）ことにより容易に解決できる。また、4-2 DTB-IIC の疲労限自体は、通常の転造シングルねじのそれと大差ないので、実用的には本章で提案した DTB-IIC はいずれも十分な動的疲労強度を有しているといえる。

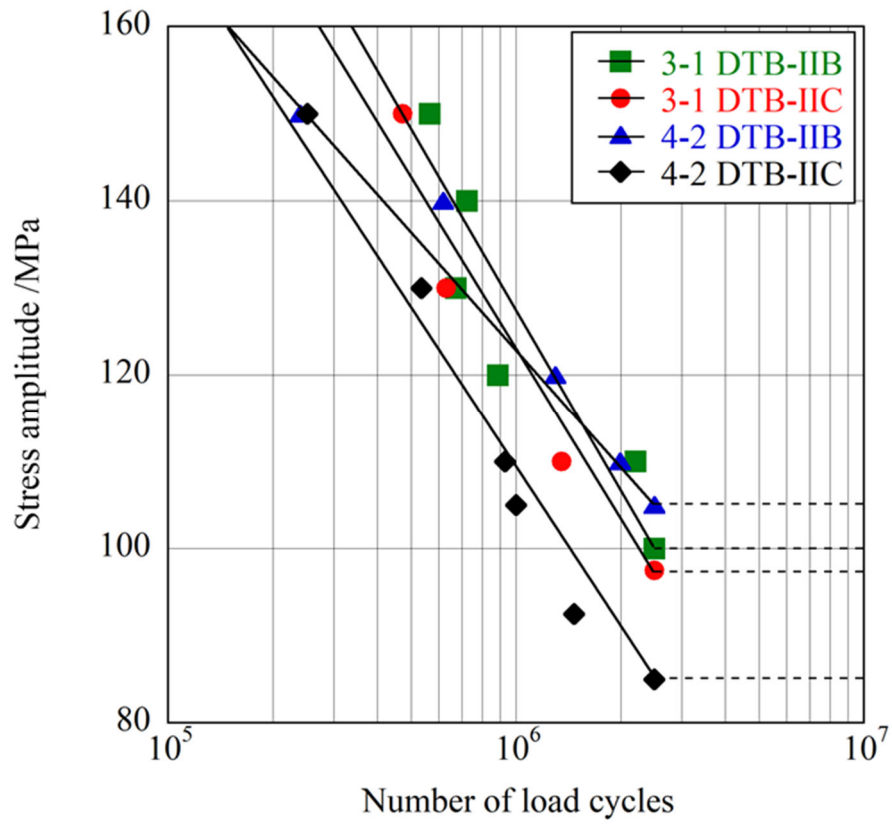
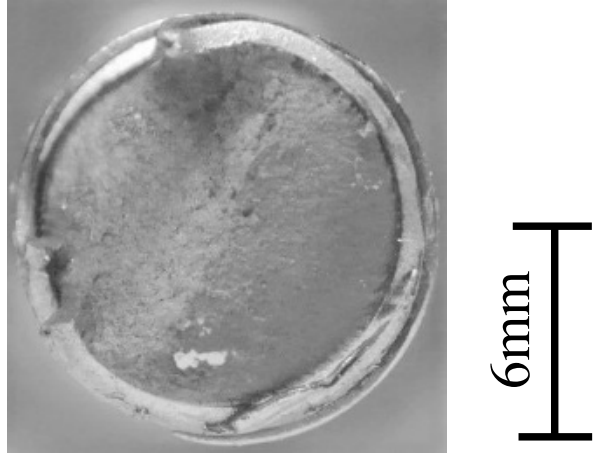
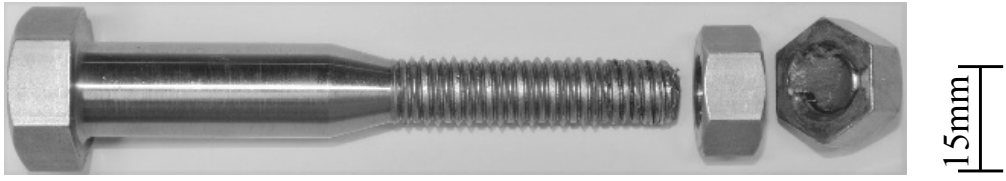
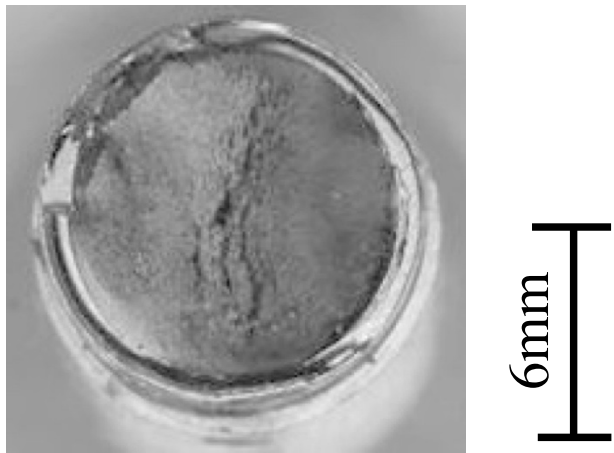


Fig. 5.13 $S-N$ curves in tensile fatigue tests



(a) 3-1 DTB-IIC



(b) 4-2 DTB-IIC

Fig. 5.14 Fractured DTB-IICs in tensile fatigue tests

5.5.3 振動緩み試験

振動緩み試験における 3-1 DTB-IIC と従来型 DTB-I の負荷振動繰返し数に対する軸力の変化を **Fig. 5.15** に示す。これらの試験片に対するナットの締付方法は、前章の場合と全く同様である。この図から、3-1 DTB-IIC の軸力は、初期緩みの後は非常に緩やかに漸減し、残留率は約 90% で DTB-I に比べ圧倒的に高く、DIN25201-4 に規定されている良否判定の基準値である 80% を満足している。これは、前章の 3-1 DTB-IIB の結果と酷似しており、従って、多条ナットのねじ山を底上げしたことによる振動緩み止め性への影響はほとんどないといえる。

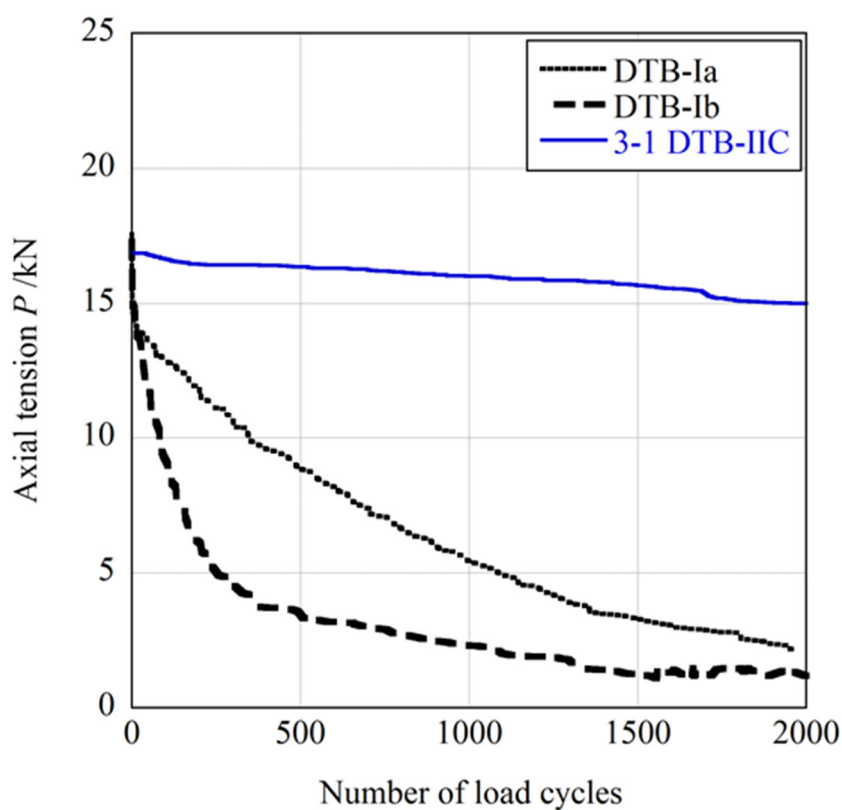


Fig. 5.15 Junker's vibration loosening test results

5.6 結 言

前章の 3-1 DTB-IIB および 4-2 DTB-IIB に対して、多条ねじのねじ溝を底上げした各々の改良型である 3-1 DTB-IIC および 4-2 DTB-IIC を考案し、その転造成形シミュレーションと加工性実験、静的および動的引張り強度や振動緩みなどの性能評価試験を行った結果から以下の知見を得た。

- (1) 本章で開発対象とした 2 種類の DTB-IIC はいずれも、前章の DTB-IIB と同様、ねじ転造により狙い通りの十分な高さのねじ山が全周にわたり成形された。また、双方の DTB-IIC の転造では、全工具押込み量の約 70%まで通常のシングルねじと同じ状態で成形が進むため、過転造域がなくなり、結果的に DTB-IIB に比べ加工直後の素材温度（約 70 °C）が大幅に低下した。さらに、前章で問題となった切りくずや材料剥離の発生は減少し、工具のチップングは今のところ起きておらず、当初目的とした量産化技術の確立にある程度目処がついた。
- (2) 準静的引張り試験の結果、2 種類の DTB-IIC では多条ねじ溝を底上げた効果が明確に現れ、1.25 倍高さのシングルねじナットのみでも母材破断し、ねじ抜けした通常高さのシングルねじナットのみでも十分使用可能な引張り強度に達した。
- (3) 軸力疲労試験の結果、3-1 DTB-IIC と 4-2 DTB-IIC は、前章の同じ条数の DTB-IIB に比べ低下はしたがそれでも通常のねじに比べれば同等以上なので、実用上問題ない。
- (4) ユンカー式振動試験の結果、3-1 DTB-IIC は高度な緩み止め性能を実現し、外側ナットの締付けトルクをのみを管理するだけで規定の 2000 cycle 負荷繰返し数後も軸力残留率は 90%以上を保持した。

参考文献

- 1) 新仏利仲, 天野秀一, 竹増光家, 桑原利彦: 改良型並一条・並多条二重ねじ機構に基づく新型緩み止めボルト締結体の転造加工および引張り強度試験, 67回塑性加工連合講論, (2016), 275-276.
- 2) T. Shinbutsu, S. Amano, T. Takemasu, T. Kuwabara, J. Shimura, Int. Conf. on the Tech. of Plasticity, ICTP2017, (2017).
- 3) 新仏利仲, 天野秀一, 竹増光家, 志村穰, 桑原利彦: 改良型並一条・並多条二重ねじ機構に基づく新型緩み止めボルト締結体の転造加工性および強度の改善, H29 塑性加工春季講論, (2017), 93-94.
- 4) 日本塑性加工学会 (編): 回転加工, (1990), 12-42, コロナ社
- 5) 酒井智次: 増補ねじ締結概論, (2003), 27-28, 養賢堂.
- 6) 福岡俊道: 技術者のためのねじの力学, (2015), 137-207, コロナ社.
- 7) 酒井智次: 増補ねじ締結概論, (2003), 35-39, 養賢堂.
- 8) 山本晃: ねじ締結の原理と設計, (1995), 147-178, 養賢堂.
- 9) 酒井智次: 増補ねじ締結概論, (2003), 28-35, 養賢堂.
- 10) 竹増光家, 宮原洋, 新仏利仲, 西田新一, 野田尚昭, 野田秀樹: 二重ねじ機構に基づく極めて緩みにくいボルト締結体の転造加工, 塑性と加工, 47-540 (2006), 44-48.
- 11) Junker, G. H.: SAE Transactions, 78 (1969), 314-335.
- 12) 東日トルクハンドブック, Vol. 8, 28-39.

第6章 結 論

6.1 本研究の総括

本論文では、使用中のナットの戻り回転によるねじの緩み現象を、2種類のナットの機械的干渉効果により強力に抑止できる二重ねじ構造ボルト (DTB) の開発とその量産化技術の確立を目的として、各種新型二重ねじ機構を考案し、それらの転造加工性実験と有限要素法による転造シミュレーション、および転造された DTB の各種性能評価試験 (静的・動的引張り強度試験, 振動緩み試験) を行い、それら技術の実用化可能性を検証した。その結果、各章において以下の結論を得た。

第2章「並目一条・細目一条二重ねじ構造ボルト DTB-I の転造加工法の開発」では、並目ねじとそれよりピッチの小さい細目ねじを同軸上にもつ二重ねじボルト締結体 (DTB-I) を量産するためのねじ転造加工法のプロトタイプを考案し、その加工性実験と、転造加工された DTB-I の性能評価試験 (NAS3350/3354 に基づく衝撃振動緩み試験や動的引張り疲労試験) を行った。その結果、DTB-I はその周期的に変化するねじ山形状をほぼ転写した溝形状を加工面にもつ専用特殊ダイス工具を用いることにより、通常のシングルねじと同様、単一の転造工程で高精度かつ高能率に成形できることを実証した。また、転造された DTB-I は、NAS 式衝撃振動緩み試験では全く緩まず、通常のシングルねじと同等以上の動的引張り疲労強度をもつなど、当初想定した通りの性能を有することを確認できた。

第3章「並目一条・並目多条新型二重ねじ構造ボルト DTB-II の提案」では、DTB-I の普及に伴い明らかになった、細目ねじにまつわる種々の問題を解決するために、1条並目ねじと多条並目ねじから構成された新型二重ねじ (DTB-II) を考案し、DTB から細目ねじを排除することとした。そして、静的引張り強度試験の結果から、多条ねじの条数は2条、3条、4条 (2 DTB-II, 3 DTB-II, 4 DTB-II) の3種類に設定し、それらの転造加工性実験と FEM による工程シミュレーション、および性能評価試験 (静的引張り試験とユンカー式振動緩み試験) を行った。その結果、3 DTB-II は転造成形性が最も良好で、2つのダイス工具は素材に対して同じ押込み量を常に維持できるため、どの角度位置のねじ山もほぼ完全に成形されたが、2 DTB-II および 4 DTB-II は転造加工時にボルトの軸心が上下に大きく揺動し、低いねじ山部は十分盛り上がらず、転造成形

性は悪かった。また、静的引張り試験の結果、3 DTB-II および 4 DTB-II はダブルナット装着状態でもねじ山のせん断破壊により破損し、ねじ山構造の改良が必要であることが分かった。一方、振動緩み試験の結果、いずれの DTB-II も外側のナットの締付けトルクをのみを管理すれば、内側ナットの戻し回転なしで規定の負荷繰返し数軸力は残留し、ほぼ一定値を保ったことから、従来型 DTB-I のかかえるねじ締結上の仕様性能は大幅に向上したことが実証できた。

第 4 章「多条ねじの条数を減じた改良型 DTB-IIB の開発と性能評価」では、前章の研究をさらに発展させ、DTB-II の引張り強度や転造成形性の向上を図り、実用性を高めるために、シングルねじ山に重畳させる多条ねじ溝の条数を選択的に減じ、かつ残った多条ねじ溝を当ピッチに配置した改良型 DTB-II を考案した。そして、前章同様、多条ねじの条数は 2 条、3 条、4 条 (2-1 DTB-IIA, 3-1 DTB-IIB, 4-2 DTB-IIB) の 3 種類に設定し、それらの転造加工性実験と FEM による工程シミュレーション、および性能評価試験 (静的および動的引張り強度試験やユンカー式振動緩み試験) を行った。その結果、改良型 DTB-II は、多条ねじの条数によらず狙い通りの十分な高さのねじ山が全周に渡り成形され、前章の DTB-II に比べ転造加工性は大幅に改善されることが実証できた。また、準静的引張り試験において、いずれの改良型 DTB-II も、ダブルナット装着状態ではねじ抜けしなくなり、3-1 DTB-IIB と 4-2 DTB-IIB の動的疲労強度は、転造シングルねじと同等以上であることが分かった。さらに、ユンカー式振動試験の結果、3-1 DTB-IIB は、外側ナットの締付けトルクをのみを管理するだけで規定の 2000 cycle 負荷繰返し数後も軸力残留率は 90%以上を保持した。しかし、いずれの改良型も、ねじ溝底部に過転造域が存在し、加工直後の素材温度が著しく高くなり、切りくず、材料剥離、ダイス工具のチッピングなどが発生し、量産化を行う上での課題が残った。

第 5 章「多条ねじ溝を底上げした新改良型 DTB-IIC の開発と成形性評価」では、改良型 DTB-II の製品品質や専用転造ダイスの工具寿命の向上を図り、量産化技術を確立するために、前章の 3-1 DTB-IIB と 4-2 DTB-IIB のねじ構造をさらに改良した、3-1 DTB-IIC および 4-2 DTB-IIC を考案した。その具体的方策として、シングルねじ山に重畳させる多条ねじ溝を底上げすることにより、ねじ溝底部に生じる過転造域を減少させた。そして、それら 2 種類の DTB-IIC に対し、前章同様、転造加工性実験と FEM による工程シミュレーション、および性能評価試験 (静的および動的引張り強度試験やユンカー式振動緩み試験) を行った。その結果、新改良型 DTB-IIC はいずれも狙い通りの十分な高さのねじ

山が全周にわたり成形され、DTB-IIB に比べ加工直後の素材温度が大幅に低下し、切りくず、材料剥離や工具のチッピングの発生は抑制されたため、量産化技術の確立にある程度目処がついた。また、DTB-IIC では、通常高さのシングルねじナットのみでも十分使用可能な静的引張り強度に達し、3-1 DTB-IIC に対するユニカー式振動試験の結果は、3-1 DTB-IIB と全く同等の結果であった。一方、3-1 DTB-IIC と 4-2 DTB-IIC は、前章の同じ条数の DTB-IIB に比べ時間疲労強度も疲労限も若干低下したが、その程度は実用上問題となるレベルではなく、底上げした多条ナットの雌ねじ先端形状を改良すれば容易に解決できる。

6.2 今後の課題

本研究は、二重ねじボルトの仕様性能を大幅に向上させるためのねじ構造の根本的改変と、新型 DTB のねじ転造による量産化技術を確立するための実験的・解析的研究、および加工された DTB の各種性能評価を行い、これら技術の実用化への道筋がついたことに大きな意義がある。その一方で、本格的な量産化や、市場の拡大を目指す上での今後の課題として、以下の項目が挙げられる。

- (1) **並目多条ねじの条数およびその抜き数の最適化：** 本論文では、並目多条ねじの条数は 2 条、3 条、4 条の 3 種類に設定し、また、条数の削減数も 1 または 2 とした。しかし、その後の研究から、条数とその削減数を 5 以上に増加させることにより、DTB-II の静的引張り強度や動的疲労強度がさらに向上する可能性があることが分かった。そこで、今後の研究では、条数とその削減数を最適化することにより、DTB-II のねじ構造のさらなる改善を図ることが必要である。

- (2) **多条並目ねじ溝の底上げ量および先端形状の最適化：** 本論文では、第 5 章において、DTB-II の転造成形性と工具寿命の向上を図るため、シングルねじ山に重畳させる多条ねじ溝をねじ山高さの 50%底上げすることにより、目論見通り転造中に出る切りくずは減少し、ダイス工具加工面のチッピングの発生も抑制された。ところで、その多条ねじ溝の底上げ量は、さらに大きくすることにより、DTB-IIC の転造状態は通常のシングルねじのそれにより近づき、成形性がさらに改善されることは明らかである。また、底上げした多条ねじ溝の先端形状を変化させることで、DTB-IIC の動的疲労強度の向上も見込めるが、それにより肝心の振動緩み止め性に

変化が現れる可能性もある。従って、今後の研究で、多条並目ねじ溝の底上げ量と先端形状の最適化を図り、DTB-II の転造成形性と総合的な性能の改善を図ることが必要である。

- (3) **DTB-II 用転造ダイス工具の高精度機械加工法の確立**： 本論文で使用した DTB-II 用転造ダイス工具の加工面の工具溝は全て放電加工により加工した。しかし、その種の方法は比較的高コストで、時間もかかり、かつ、工具面精度も悪く、二重ねじを量産する上での大きなリスク要因である。そこで今後は、その加工を DTB-I 用転造ダイス工具の場合と同様に、切削または研削加工により、高精度、高速・高能率かつ低コストに製造するための加工技術を確立する必要がある。
- (4) **転造ダイス工具の工具寿命評価**： 最終的に、多条ねじの条数とその抜き数、および多条ねじ溝の底上げ量と先端形状を最適化し、かつ機械加工されて高精度 DTB 転造ダイスを用いて、工具の耐久試験を行い、1 ダイセットで、少なくとも連続 1 万本の新型 DTB を加工できるようにすることが、最終的な目標である。

上記の課題が全てクリアされれば、本技術は全世界的に普及する可能性が十分あり、ねじ業界にとって極めて有用である。

謝 辞

本研究の遂行にあたり，終始多大なるご指導，ご協力を頂きました，諏訪東京理科大学の竹増光家先生，東京農工大学の澤田孚夫先生，桑原利彦先生，東京産業技術高等専門学校 of 志村穰先生，都立産業技術高等専門学校の坂本誠先生に謹んで感謝の意を表します。

また本博士論文の予備審査および本審査におきまして，貴重なる御意見・御助言を賜りました東京農工大学大学院工学府機械システム工学専攻の夏恒先生，小笠原俊夫先生，花崎逸雄先生，山中晃徳先生に深甚なる謝意を表します。

最後に，実験にご協力頂いた，株式会社ニッセーの天野秀一常務，薄波昭一氏，長田一希氏に感謝致します。