

修士論文

タッピンねじの  
成形過程およびゆるみ挙動の有限要素解析  
～ねじ部形状の影響の評価

令和5年2月6日提出  
指導教員 泉 聡志 教授   
37-216257 富田 悠仁

# タッピンねじの成形過程およびゆるみ挙動の有限要素解析 ～ねじ部形状の影響の評価

37-216257 富田 悠仁

指導教員：泉 聡志 教授

Keywords: Finite Element Method, Thread-forming screw, Trilobe screw, Plastic processing, Bolt loosening

## 1. 序論

### 1.1 研究背景

タッピンねじはねじ山先端部に加工されたテーパ形状が回転に伴って自ら相手材を塑性変形させることで締結を行うねじであり、下穴へのめねじ加工が不要であるという利点から電子部品の締結などに広く利用されている。円形の軸形状をもつタッピン三種(Fig. 1(a))のようなねじの他にも、三頂点で相手材に接し、成形トルクを小さくできる C タイプ(Fig. 1(b))のようなねじが開発されている。

これまでに有限要素解析を用いて摩擦係数や下穴径がタッピンねじの成形トルクに及ぼす影響の検討がされてきた[1][2]が、ねじ部形状に基づく詳細な接触状態の違いが成形トルクに与える影響は理論的に明らかにされておらず、成形後の各種タッピンねじ締結体についても、ねじ面の接触状態を考慮したゆるみ耐性の評価とメカニズムの解明が求められている。

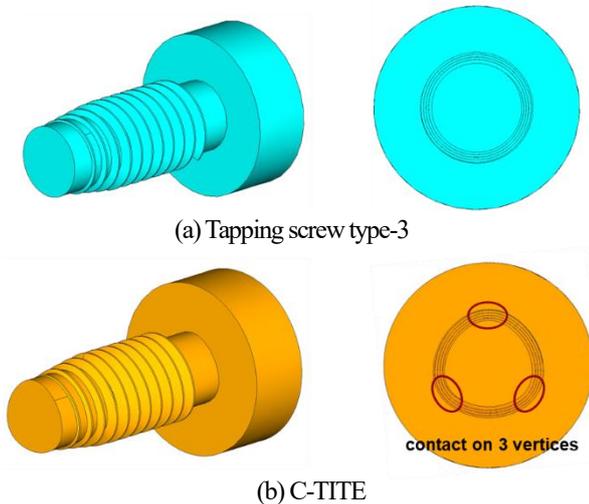


Fig. 1 Geometry of tapping screw.

### 1.2 目的と手法

本研究の目的はタッピンねじの成形過程および締結後のゆるみ挙動について、ねじ部形状が及ぼす影響を解明することである。まずタッピン三種および C タイプを再現した有限要素モデルを作成し、成形過程における材料の変形の様子を可視化した後両種のねじのトルクの違いの要因を考察した。さらに各種タッピンねじの締結状態を模擬した有限要素モデルを作成し、軸直角方向外力が加わった際のゆるみ挙動の違いとそのメカニズムを明らかにした。

## 2. タッピンねじ成形過程の有限要素解析

### 2.1 解析条件

Fig. 2 に示すようなタッピン三種あるいは C タイプ、圧縮試験を実施して作成した A5052 アルミ材の構成則を適用した相手材、および二個の治具からなるモデルを作成し、有限要素解析ソフト Simufact Forming 2021.1 を用いて準静的陰解法による接触摩擦解析を行った。解析条件について、回転数は 300rpm で一定とし、はじめ 0.13 秒間は  $V_z=4 \text{ mm/s}$  とした変位制御による予備解析とし、その後 0.27 秒間は  $F_z=68.6 \text{ N}$  の推力制御とした成形解析を実施して、合計 0.4 秒間の解析を行なった。

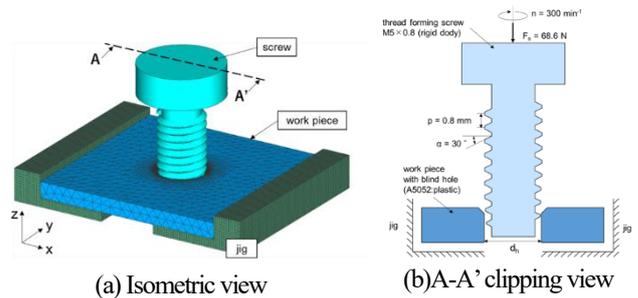


Fig. 2 Configuration of finite element model.

### 2.2 解析結果—成形トルクの時刻歴

タッピン三種および C タイプの解析 0.27 秒間の成形トルクの時刻歴を出力し、実機試験の結果と比較して Fig. 3(a)(b) に示した。図を見ると両種のタッピンねじで実験結果と解析結果はよく一致しており、定量的に解析の妥当性を確認できた。

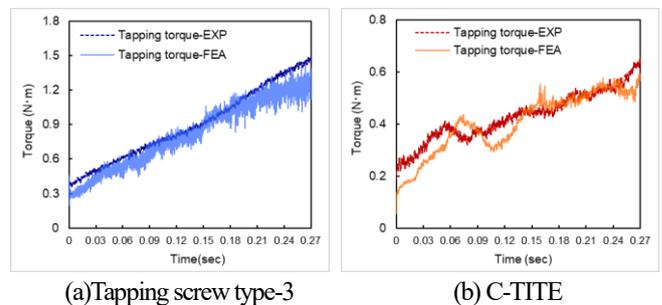


Fig. 3 Time history of forming torque.

### 2.3 解析結果—成形形状

タッピン三種について、解析終了後の雌ねじの成形形状を相当塑性ひずみのコンターとして Fig. 4(a)(b) に示す。実験結果ではめねじがねじフランク面に沿って巻くように成形され、特徴的なラビットイヤ形状が確認された。解析では推力の影響で大きく塑性流動する第一ピッチではこのような形状を再現できたものの、塑性流動が緩やかになる第二ピッチ以降では再現できなかった。これはねじ面角部付近の材料の変位が微小となり、リメッシュ時に相殺されたためと考えられる。

また、C タイプについても Fig. 5(a)(b) にそれぞれ示すように解析結果と実験結果の成形形状を比較した。タッピン三種の時と同様に実験ではラビットイヤ形状が確認されたが、内径が急拡大し変形速度の大きい C タイプにおいては、解析でも第一ピッチ、第二ピッチの両方でこのような形状を再現することができた。

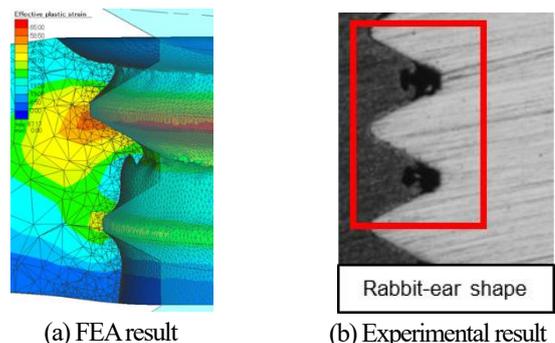
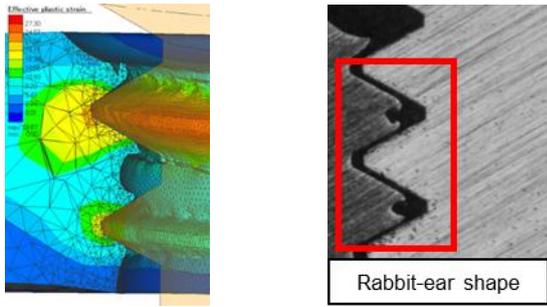


Fig. 4 Shape of formed thread: tapping screw type-3.



(a) FEA result (b) Experimental result  
 Fig. 5 Shape of formed thread: C-TITE.

## 2.4 成形トルクの分析

両種のタッピングねじで座標データから各接触節点を山頂部、フランク面上部、フランク面下部に振り分け、接触面圧と摩擦応力からねじ面部位ごとの寄与を計算した。解析時刻0.27s後の成形トルクの内訳はFig. 6のようになった。両種のねじの成形トルクの値の差は、材料の塑性ひずみ速度依存性が小さいため接触面圧の差が1.5倍程度である一方、ねじ面の接触面積に5倍程度もの差があるため、Cタイトではねじ面山頂部のトルクの値が小さくなることによるものといえる。

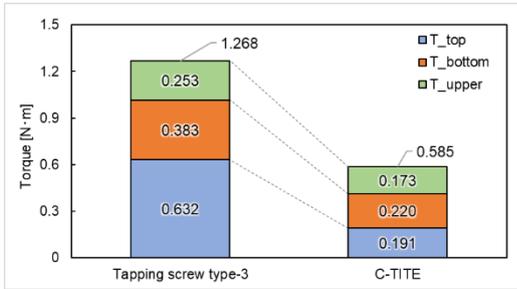


Fig. 6 Thread-forming torque breakdown.

## 3. タッピングねじのゆるみ耐性評価

### 3.1 解析条件

タッピング三種、Cタイトおよび通常ねじのゆるみ耐性を評価するため、成形解析におけるねじ面の接触状態を反映してFig. 7に示す4つの部品からなるねじ締結体モデルを作成し、有限要素解析ソフト ANSYS 2021R1(陰解法)を用いて軸直角方向への加振解析を行った。解析の入力としてねじ頭部を回転して軸力を発生させたのち、可動板端部に計4サイクル分の強制周期変位を与えた。周期変位の振幅については完全座面すべりを生じはじめる振幅を基準とし、この0.5倍、0.75倍、1倍、1.5倍、2倍とした計5パターン解析を実施した。

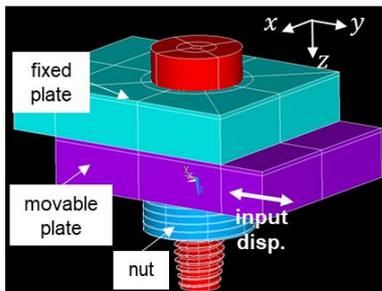


Fig. 7 Configuration of finite element model.

### 3.2 解析結果—軸力の低下

振幅ごとに1サイクル当たりの相対回転角の増加量を求めたところFig. 8のようになり、完全座面すべり域ではタッピング三種 > Cタイト > 通常ねじ の順にゆるみ耐性が高いという結果になった。

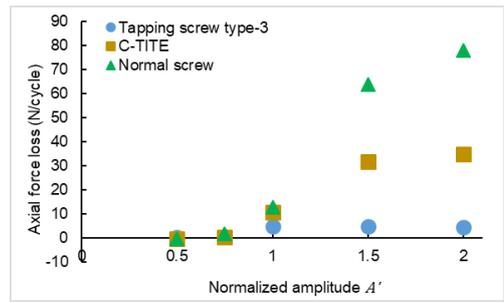


Fig. 8 Relation between relative rotation angle and amplitude.

## 3.3 ねじ面の接触挙動

各種タッピングねじの加振過程ではFig. 9に示すように、ねじに生じる曲げ変形のため変位方向と逆側のねじ山頂部が周期的に接触を繰り返す様子が確認された。よって、各種タッピングねじでは山頂部に摩擦抵抗が生じるため、通常ねじと比べてゆるみ耐性が高いと考えられる。

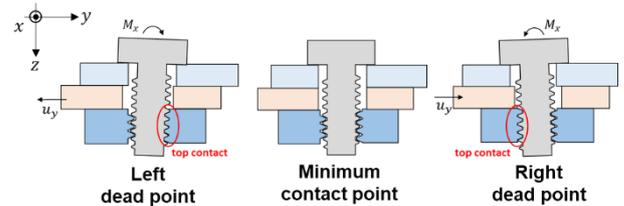
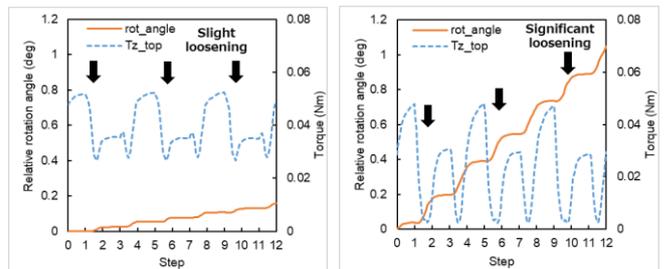


Fig. 9 Top-contact transition during vibration.

## 3.4 山頂部に生じるトルクとゆるみの進行の関係

完全座面すべりを生じる二倍の振幅とした解析結果を用い、Fig. 10に山頂部の接触反力および相対回転角の変化を示した。両死点付近でねじ山頂部が接触する間はゆるみが生じず、曲げ変形が解消した瞬間に山頂部トルクが減少してゆるみが進行することがわかる。このときタッピング三種とCタイトで軸力発生時の弾性変形量が異なるため、らせん下端周の山頂部の摩擦抵抗に差が生じ、タッピング三種のほうがゆるみにくい。



(a) Tapping screw type-3 (b) C-TITE

Fig. 10 Relation between normal force and relative rotation angle.

## 4. 結論

異なるねじ部形状を持つタッピングねじについて、その成形トルクが異なる要因と、締結後の軸直角方向加振に対するゆるみ挙動の違いを明らかにした。成形過程においては塑性ひずみ速度依存性の低さのため接触面積が少ないCタイトのほうが成形トルクを抑えるために有利であり、締結後においてはタッピング三種のほうがねじ面山頂部における摩擦抵抗を確保しやすいためゆるみ耐性が高いと考えられる。

## 参考文献

[1] G. Dinger, "Dynamic modeling and simulation of the screwing behavior of thread forming screws", Journal of Manufacturing Processes, vol.20, pp.374-379 (2015)  
 [2] F. Mathurin, J. Guillot, P. Stéphane, A. Daidié, "3D Finite Element Modeling of an Assembly Process with Thread Forming Screw", Journal of Manufacturing Science and Engineering, Vol.131 (2009)

# 目次

第1章 序論.....	8
1.1 研究の背景.....	8
1.2 研究の目的と手法.....	9
1.3 論文の構成.....	11
第2章 タッピンねじ成形過程の解析.....	12
2.1 有限要素モデリングおよび解析条件.....	12
2.1.1 有限要素モデリング.....	12
2.1.2 解析条件.....	16
2.2 タッピン三種の成形過程の解析.....	17
2.2.1 成形トルクの比較による妥当性の確認.....	17
2.2.2 めねじ成形過程の確認.....	18
2.2.3 ねじピッチずれの影響(タッピン三種).....	21
2.2.4 塑性流動の可視化—ねじ山頂部の接触の影響.....	22
2.2.5 塑性流動の可視化—ねじ下部フランク面の接触の影響.....	24
2.3 Cタイトの成形過程の解析.....	26
2.3.1 成形トルクの比較による妥当性の確認.....	26
2.3.2 めねじ成形形状の確認.....	27
2.3.3 ねじピッチずれの影響(Cタイト).....	30
2.4 ねじ部形状による接触面圧への影響.....	31
2.4.1 ねじ面各部に生じる接触面圧.....	31
2.4.2 塑性すべり線場法による理論解 [8] [9].....	33
2.4.3 ねじ部形状が接触面圧に与える影響の考察.....	35
2.5 成形トルクの比較と考察.....	38
2.5.1 成形トルクの分析手法.....	38
2.5.2 タッピン三種およびCタイトでの成形トルクの差の考察.....	40
2.6 発熱の比較と考察.....	42
2.7 推力による影響.....	43
2.7.1 成形トルクへの影響—タッピン三種.....	43
2.7.2 成形形状への影響—タッピン三種.....	44
2.7.3 成形トルクへの影響—Cタイト.....	45
2.7.4 成形形状への影響—Cタイト.....	46
2.8 結言.....	47
第3章 タッピンねじのゆるみ耐性評価.....	49
3.1 締め付け過程の解析による妥当性の確認.....	49
3.1.1 解析条件.....	49
3.1.2 トルクー軸力曲線の比較.....	51

3.2 軸直角方向加振解析.....	52
3.2.1 有限要素モデリング.....	52
3.2.2 解析条件.....	55
3.2.3 解析結果—荷重変位曲線.....	57
3.2.4 解析結果—軸力の低下速度.....	59
3.2.5 解析結果—相対回転角の増加速度.....	60
3.3 ねじ面の接触状態の変化.....	61
3.3.1 締結過程における接触状態の変化.....	61
3.3.2 加振サイクル中のねじ面の接触状態の変化.....	65
3.4 微小座面すべり域のゆるみの考察.....	69
3.5 完全座面すべり域のゆるみの考察.....	70
3.5.1 斜面の原理.....	71
3.5.2 トルクの分析.....	71
3.5.3 山頂部トルクの変化とゆるみの進行との関係.....	74
3.6 結言.....	77
第4章 結論.....	78
4.1 結論.....	78
4.2 今後の展望.....	78
4.2.1 タッピンねじの成形過程の有限要素解析.....	78
4.2.2 タッピンねじ締結体の外力加振時の有限要素解析.....	79
Appendix A : A5052 アルミ材の構成則の作成.....	80
A.1 A5052 アルミ材圧縮試験.....	80
A.1.1 試験詳細.....	80
A.1.2 試験結果.....	82
A.2 構成則の作成.....	83
A.2.1 関数形.....	83
A.2.2 パラメータフィッティング.....	83
A.3 結言.....	87
Appendix B セルフタップ実験の実施.....	88
B.1 実験の詳細.....	88
B.2 実験結果—成形形状.....	89
B.3 実験結果—トルク時刻歴.....	89
Appendix C アルミ材 A1050 を用いた成形解析の結果.....	91
C.1 解析条件.....	91
C.2 タッピン三種の結果の比較.....	91
C.2.1 成形トルクへの影響.....	91
C.2.2 成形形状の違い.....	94

# 目次

Fig. 1-1 Geometry of tapping screw.....	9
Fig. 1-2 Time history of tapping and tightening torque.....	11
Fig. 2-1 Configuration of finite element model.....	12
Fig. 2-2 Cross-section view of screw thread geometry. ....	13
Fig. 2-3 Detailed screw dimensions. ....	14
Fig. 2-4 Detailed thread mesh of tapping screw type-3. ....	14
Fig. 2-5 Detailed thread mesh of C-TITE.....	14
Fig. 2-6 Model of friction stress function.....	15
Fig. 2-7 Dimension details of work piece around the lower hole. ....	16
Fig. 2-8 Time history of forming torque with Tapping screw type-3.....	18
Fig. 2-9 Time-lapse of thread deformation with tapping screw type-3.....	20
Fig. 2-10 Comparison of formed thread shape: Tapping screw type-3.....	21
Fig. 2-11 Time history of Z-displacement with Tapping screw type-3. ....	22
Fig. 2-12 Vector contour of total nodal displacement . ....	23
Fig. 2-13 Plastic slip-line field caused by top surface.....	24
Fig. 2-14 Vector contour of total nodal displacement. ....	25
Fig. 2-15 Plastic slip-line field caused by bottom-flank surface.....	26
Fig. 2-16 Time history of forming torque with C-TITE.....	27
Fig. 2-17 Center-line discrepancy of screw-thread and formed-thread.....	27
Fig. 2-18 Time-lapse of thread deformation with C-TITE. ....	29
Fig. 2-19 Comparison of formed thread shape: C-TITE.....	30
Fig. 2-20 Time history of Z-displacement with C-TITE.....	31
Fig. 2-21 Contour of contact pressure in each screw surface.....	32
Fig. 2-22 Slip-line field around thread top surface.....	35
Fig. 2-23 Slip-line field around thread flank surface.....	35
Fig. 2-24 Thread-surface contact angle of each screw. ....	36
Fig. 2-25 Enlargement of inner diameter in screw taper.....	37
Fig. 2-26 SS-curve with different equivalent plastic strain rate. ....	37
Fig. 2-27 Equivalent plastic stress contour.....	38
Fig. 2-28 Scatter plot of contact nodes.....	39
Fig. 2-29 Modelling of contact forces on the screw thread. ....	40
Fig. 2-30 Comparison of thread-forming torque breakdown ( $t=0.27s$ ).....	42
Fig. 2-31 Time history of maximum temperature. ....	43
Fig. 2-32 Work-piece temperature ( $t=0.27 s$ ).....	43
Fig. 2-33 Time history of forming torque with Tapping screw type-3.....	44

Fig. 2-34 Comparison of formed-thread shape with different thrust value.....	45
Fig. 2-35 Time history of forming torque of C-TITE with different thrust force. ....	46
Fig. 2-36 Comparison of formed-thread shape with different thrust value.....	47
Fig. 3-1 Overall view of the tightening model.....	50
Fig. 3-2 Dimensions of the parts. ....	50
Fig. 3-3 Dimensions of work piece.....	51
Fig. 3-4 Torque-Axial force plot of analysis and experiment. ....	52
Fig. 3-5 Overall view of the vibrating model.....	53
Fig. 3-6 Dimensions of the parts. ....	53
Fig. 3-7 Modelling of bolt and nut. (a)Tapping screw type-3, C-TITE (b)normal screw .....	54
Fig. 3-8 Descriptions of dimensions.....	54
Fig. 3-9 Cyclic displacement input for movable plate. ....	56
Fig. 3-10 Load-displacement curve: normal screw (A=0.2 mm) .....	58
Fig. 3-11 Load-displacement curve: C-TITE (A=0.2 mm).....	58
Fig. 3-12 Load-displacement curve: tapping screw type-3 (A=0.15 mm) .....	58
Fig. 3-13 Axial force loss per cycle. ....	60
Fig. 3-14 Relative rotation angle per cycle. ....	61
Fig. 3-15 Contact status contour: Tapping screw type-3 .....	62
Fig. 3-16 Contact status contour: C-TITE.....	62
Fig. 3-17 Radius gap between screw and nut. ....	64
Fig. 3-18 Radial displacement on thread surface.....	64
Fig. 3-19 Contact pressure on thread surface. ....	64
Fig. 3-20 Tapping screw type-3: contact status during cycle. (A=0.15 mm) .....	66
Fig. 3-21 C-TITE: contact status transition during cycle. (A=0.2 mm) .....	67
Fig. 3-22 Normal screw: contact status change during cycle. (A=0.2 mm) .....	68
Fig. 3-23 Relationship between transverse displacement and bending displacement....	69
Fig. 3-24 Contact area transition of each screw during vibrating process.....	69
Fig. 3-26 Mechanism for generating bolt loosening torque. ....	71
Fig. 3-27 Details of torque produced on thread surface.....	72
Fig. 3-28 Transition of torque on each thread surface: Tapping screw type-3 .....	73
Fig. 3-29 Torque transition of each contact surface: C-TITE.....	74
Fig. 3-30 Relation between normal reaction force and relative slip angle:.....	76
Fig. 3-31 Relation between normal reaction force and relative slip angle: C-TITE.....	76
Fig. 3-32 Relative rotation angle: normal screw .....	77

## Appendix A

Fig. A-1 Test piece used in compression test.....	80
Fig. A-2 Heating cycles during compressing test. ....	81
Fig. A-3 SS-curve with comparison of different conditions of strain rate. ....	82
Fig. A-4 SS-curve with comparison of different conditions of temperature.....	82
Fig. A-5 Method for getting proof stress from measured SS-curve.....	84
Fig. A-6 Plot of inverse of temperature and logarithm of 3% proof stress.....	85
Fig. A-7 Plot of logarithm of strain rate and logarithm of 3% proof stress. ....	86
Fig. A-8 Plot of modified SS-curve from 6 test result. ....	87

## Appendix B

Fig. B-1 Schematic diagram of the entire actual test.....	88
Fig. B-2 Cross-section view of screw and formed thread. ....	89
Fig. B-3 Time history of tapping torque. (Tapping screw type-3).....	90
Fig. B-6 Time history of tapping torque (C-TITE) .....	90

## Appendix C

Fig. C-1 Time history of forming torque of different aluminum materials. ....	92
Fig. C-3 Contour of equivalent plastic stress. ....	93
Fig. C-4 SS-curve plot with different aluminum materials.....	93
Fig. C-5 Contour of contact pressure ( $t = 0.27$ s).....	94
Fig. C-6 Formed-thread shape with plastic strain contour.....	95

# 表目次

Table 2-1 List of screw dimensions.....	14
Table 2-2 List of material-law coefficients.....	15
Table 2-3 Descriptions of rotational and vertical control.....	17
Table 2-4 Details of analysis conditions.....	17
Table 2-5 Contact area of each screw surface ( $t=0.27$ s).....	42
Table 3-1 Dimensions of the nut. ....	50
Table 3-2 Dimensions of nut for each screw.....	54
Table 3-3 Details of analysis conditions.....	55
Table 3-4 Tightening rotation angle. ....	56
Table 3-5 Input amplitude for each case.....	57
Table 3-6 Contact status of bearing surface and thread surface in each case. ....	59
Table 3-7 Contact area status ( $A'=0.75$ ).....	70

## Appendix A

Table A-1 List of test patterns of temperature, strain rate, compression rate. ....	81
Table A-2 List of material-law coefficients. ....	87

## Appendix C

Table C-1 Value of each parameter used in the formula (C-1).....	91
--	----

# 第1章 序論

## 1.1 研究の背景

ねじ締結は機械や構造物の部材同士を結合させる手段の一つであり、取り付けおよび取り外しを簡単に行うことができ、低価格であるという利点から幅広く用いられている。

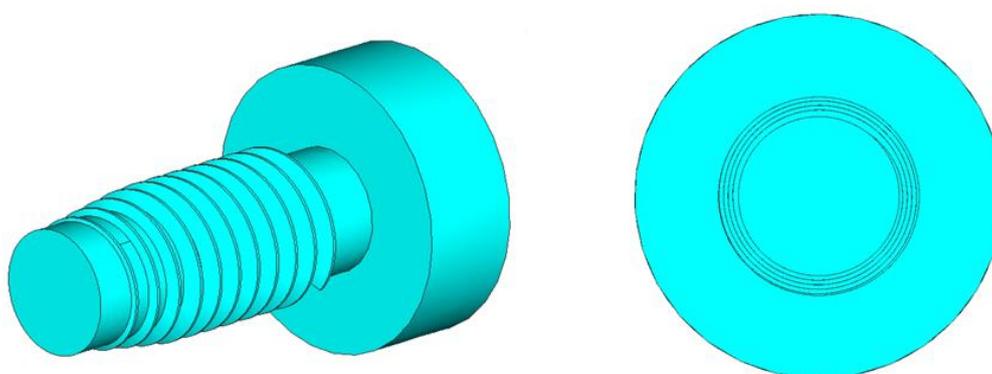
本研究で対象とするタッピンねじは通常のねじと異なり、ねじ山の先端部にテーパ加工が施されており、ねじ山の径が先端にかけて徐々に細くなるような形状となっている。これにより、タッピンねじはねじ込み回転に伴って自ら相手材を塑性変形させてめねじ形状を成形でき、十分に回転させることでねじ締結状態を完成させることができる。したがってタッピンねじは通常ねじと異なり、下穴にめねじ加工を施す必要がないという工程上の利点を持ち、電子部品の締結などに多く利用されている。

また、ねじ込みトルクの低減による加工効率の向上およびゆるみ耐性の向上を目的として様々なねじ形状のタッピンねじが開発・実用化されている。例えば、最も基本的な円形の断面形状をもつタッピン3種(Fig. 1-1(a))のようなねじのほかにも、三角形の角部を丸くしたような断面形状をもつCタイト(Fig. 1-1(b))のようなねじが用いられている。すなわち、タッピン3種ではねじ山の全領域が相手材に接触するのに対し、Cタイトではねじ山一周のうち3頂点付近のみで接するという特徴がある。また、各々のねじを用いた際の成形トルクについて、実験的にCタイトのほうがタッピン3種よりも小さくなることが確認されている。しかしながら、タッピンねじの成形過程において締結体内部のねじ接触面の様子を実験的に観察・測定することは困難であり、それらの成形トルクが異なる原因は明らかになっていない。

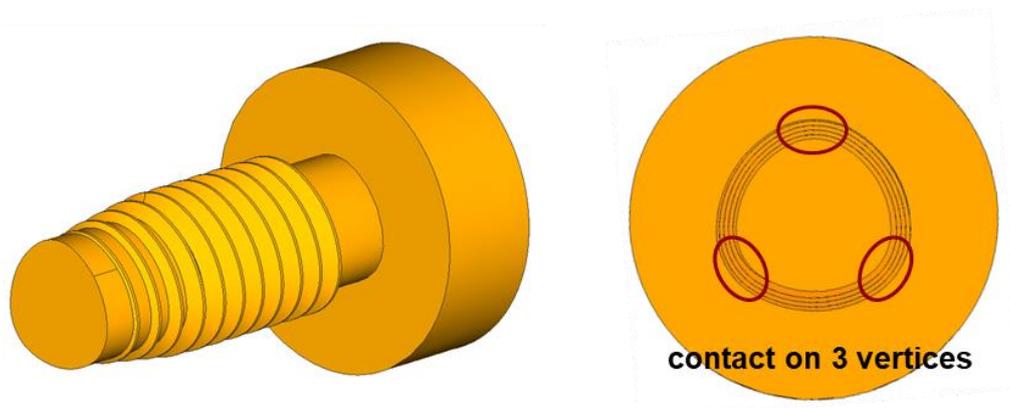
タッピンねじの成形過程のメカニズムを明らかにする手法として、近年の計算機性能の向上により有限要素解析によるアプローチが考えられてきたが、ねじ成形に要する現象時間の長さから通常の陽解法を用いて現実的な計算時間で解くのは困難であることに加え、ねじ面における詳細な接触・摩擦挙動を表現するためにより密なメッシュを作成しなければならず、さらに相手材に塑性変形を伴う大変形が生じるため成形の進行にともなってリメッシングが必要であるという問題があった。そこで、マススケーリングを用いた準静的陽解法によるタッピンねじの成形過程の有限要素解析 [1] [2]が行われ、ねじ込み試験との成形トルク時刻歴の比較によりその妥当性が確認されたのち、成形時のパラメータである相手材の下穴径やねじ面の摩擦係数が成形トルクに及ぼす巨視的な関係を明らかにした。しかしこれらの研究では、成形時のねじ面における詳細な接触状態を考慮した検討がされておらず、ねじ部形状に応じて相手材に生じる塑性流動の詳細や、それらがめねじ形状を成形するメカニズムについて解明できていないという課題がある。さらに成形時のトルクの挙動に関しても、ねじ部形状に基づいて各部に生じる応力と成形トルクの関係については理論的な検討がなされていないという課題がある。

また、タッピンねじを用いたボルト締結体のゆるみ機構についても明らかになっていな

いという課題がある。通常ねじについて、Junker は軸直角方向への加振を行う試験機を作成し、実験によってゆるみが進行することを示した。また、山本ら [3]や酒井ら [4]は Junker 試験機による実験結果から、ボルト座面のすべりによって軸のねじれが解放されゆるみが生じるというメカニズムを提案した。さらに、泉 [5]らはボルト締結体への軸直角方向の加振を模擬した有限要素解析を実施し、ねじ面や座面における接触状態からゆるみの機構を明らかにした。しかしタッピンねじについては、成形過程を経た後のねじ面の詳細な接触状態を反映した締結状態のモデリングが困難であったため、外力加振時のゆるみのメカニズムについてはこれまで明らかにされてこなかった。よって、成形によるねじ面接触状態を考慮したタッピンねじのゆるみ耐性の評価を行うことや、通常ねじにおけるゆるみのメカニズムとの違いを解明することが求められている。



(a) geometry of Tapping screw type-3.



(b) geometry of C-TITE.

Fig. 1-1 Geometry of tapping screw.

## 1.2 研究の目的と手法

本論文では、タッピンねじの成形過程および締結後のゆるみ挙動の評価を対象とする。ここで、タッピンねじを用いたねじ込み試験におけるトルク時刻歴は Fig. 1-2 のようにな

り、成形過程の前半ではテーパ部におけるねじ径の拡大に伴って単調増加するが、ピーク値を迎えた後は各々のねじ周で成形が完了するにつれて0付近までトルクが減少していき、着座後の締結過程では軸力の発生に伴って再びトルクが増加するという過程を辿ることがわかる。本研究では図中①で示した成形過程の序盤と、その後②で示した締結過程を経た後のタッピンねじ締結体のゆるみ挙動について、それぞれ有限要素解析を用いて明らかにする。

成形過程について、ねじ山のらせん形状はリード角に等しい傾斜を持つから、軸まわりの非対称性を考慮すると二次元有限要素モデルを用いるのは不適當であり、三次元の有限要素モデルを用いた解析を行うことが必要である。しかしながら要素数の増加に伴うリメッシングや接触などの非線形計算のコストの増大を考慮すると、多数ピッチのねじ山についてその成形過程の有限要素解析を行うことは困難である。そこで、本研究ではタッピンねじおよび相手材を模した三次元有限要素モデルを作成し、解析の計算コストを抑えるためねじ山1.5ピッチ分の成形過程を対象とした解析を実施した。まず、この結果と別途実施した実機試験結果について成形形状やトルクを比較し、解析の妥当性を確認する。その後ねじ面各部に生じる応力状態を示し、Cタイトとタッピン三種との成形トルクの差のメカニズムを明らかにする。ここで、相手材の板厚を薄くしたことにより鉛直方向の剛性が低下することによる影響が生じるが、実際のタッピンねじでは第1周目のねじ山がもっとも多くねじ込み推力を負担するため、その挙動の寄与が最も大きく、ねじ面の接触に伴う本質的な挙動は示されるものと考えられる。

さらに、成形解析の結果におけるねじ面の接触状態を反映してタッピン三種およびCタイトの締結体の有限要素モデルを作成し、これに通常ねじの締結体の有限要素モデルを加えて軸直角方向加振時のゆるみ評価を行った。各々のねじ締結体におけるゆるみ挙動について定量的に比較し、その要因をねじ部形状および接触状態の違いから考察することで、各種ねじのゆるみのメカニズムを明らかにする。

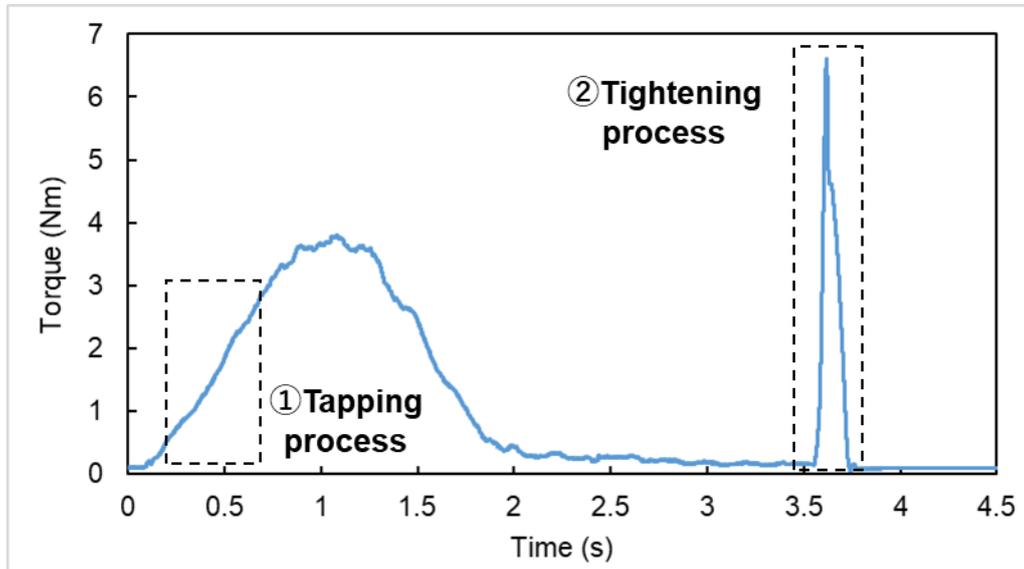


Fig. 1-2 Time history of tapping and tightening torque.

### 1.3 論文の構成

第1章では本論文の研究背景および目的について述べた。

第2章ではタッピン三種およびCタイトの有限要素モデルを作成し、成形過程の解析を実施する。また、解析結果から材料の塑性流動過程を可視化し、さらにねじ面の接触状態について考察することで成形トルクが異なる要因について明らかにする。

第3章では前章の成形解析の結果をもとにタッピン三種およびCタイトのねじ面の接触状態を模擬した締結体モデルを作成し、通常ねじの締結体モデルとともに軸直角方向への加振を模擬した有限要素解析を実施する。解析結果から各種ねじのゆるみ耐性を示し、加振サイクル中のねじ面の詳細な接触状態の変化からそのメカニズムを明らかにすることで、各種のねじでゆるみ挙動が異なる原因を明らかにする。

最後に、第4章で本論文の結論を述べる。

## 第2章 タッピンねじ成形過程の解析

本章ではCタイトおよびタッピン三種の有限要素モデルを作成し、これを用いてタッピンねじの成形過程の解析を行う。また、同様の条件で行われたセルフタップ実験の結果と比較することにより、解析結果の妥当性の確認を行う。その後、両種のねじでの結果の違いについて比較し、その原因について考察する。

### 2.1 有限要素モデリングおよび解析条件

解析を実行するための有限要素モデルの作成方法、および解析として入力した条件の詳細について述べる。

#### 2.1.1 有限要素モデリング

各種タッピンねじのらせん形状はリード角に従う傾斜角をもつから、その成形解析について軸対称問題とした二次元モデルを用いることは不適當であり、三次元モデルを用いる必要がある。そこで、Fig. 2-1に示すようにタッピンねじ、相手材、2個の治具から構成される系を考え、各々の有限要素モデルを作成した。なお着座前を対象とした解析のため、被締結材は省略している。

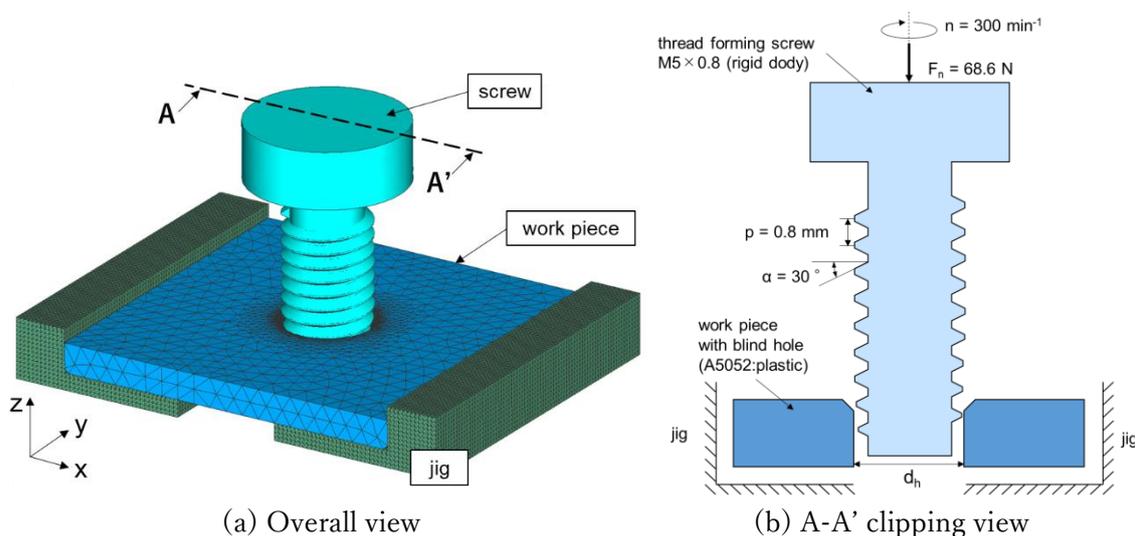


Fig. 2-1 Configuration of finite element model.

まず、タッピン三種およびCタイトを模した有限要素モデルの作成手法について述べる。ねじ寸法は実機試験に用いたものと同じく呼び径 $\phi 5$  mm、ピッチ0.8 mmとし、テーパ部の長さは3.0 mmとした。その他の詳細なねじ寸法については、Fig. 2-2(a)および

(b)に示した各種ねじのねじ断面の形状や、Fig. 2-3 に示したテーパ部の寸法詳細（両種のねじで共通）、およびそれらの具体的な値を記した Table 2-1 に示す。

このような形状をもつねじについて、Dassault Systems Solidworks 社製の 3D-CAD ソフト SolidWorks を用いてねじ面のらせん形状およびねじ軸部、ねじ頭部の形状をそれぞれ作成し STL データとして出力した。さらにこれを解析ソフト Simufact forming 2021.1 でインポートし、その表面を基準要素長 1.0 mm、最小要素長 0.03 mm とする三角形要素で分割して、タッピン三種については Fig. 2-4 に、C タイトについては Fig. 2-5 にそれぞれ示すメッシュを作成した。なお、ねじ面においては Refinement Level を 5 とし、最小で元のサイズの 1/32 倍にメッシュが細分化されるようにした。この結果、タッピン三種の有限要素モデルについては要素数 392225、節点数 196114 であり、C タイトのモデルについては要素数 412249、節点数 206126 となった。これらのタッピンねじのモデルは剛体として定義し、後述する相手材との接触を割り当て、摩擦力の計算には以下の式を用いて表されるクーロン・せん断摩擦則を適用した。

$$\tau_R = \min(k, \mu\sigma_N) \quad (2-1)$$

ここで $\sigma_N$ は垂直応力、 $\mu$ は摩擦係数、 $k$ はせん断強度（ミーゼスの降伏条件より流動応力を $\sqrt{3}$ で除して得られる）をそれぞれ表し、摩擦応力はせん断強度およびクーロン摩擦力の小さいほうの値として得られる（Fig. 2-6）。摩擦係数は日東精工において行われたアルミ A5052 材への締結試験で得られた軸力およびトルクの値から算出し、タッピン三種では 0.58、C タイトでは 0.56 とした。

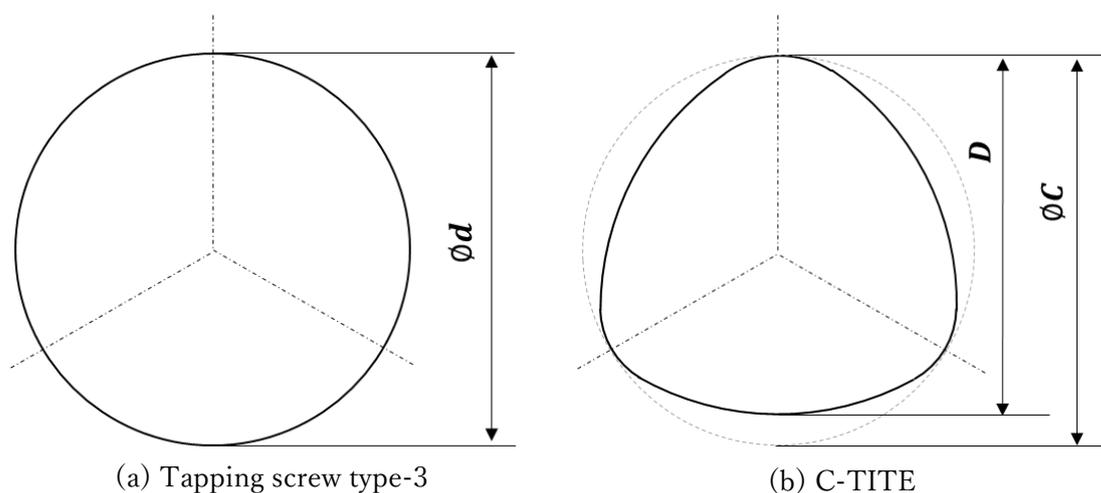


Fig. 2-2 Cross-section view of screw thread geometry.

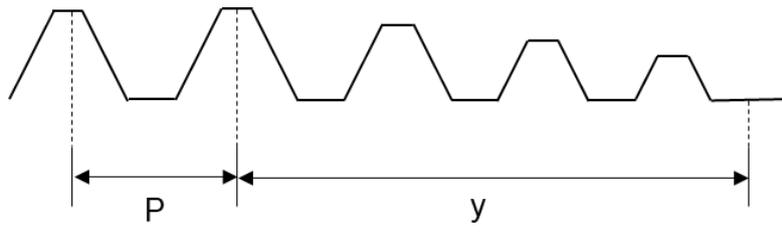


Fig. 2-3 Detailed screw dimensions.

Table 2-1 List of screw dimensions.

	pitch $P$ (mm)	Taper length $y$ (mm)	Screw diameter: C-TITE		Screw diameter: Tapping screw type-3 $\phi d$
			$\phi C$ (mm)	$D$ (mm)	
Tapping screw type-3	0.8	3.0	-	-	4.90
C-TITE	0.8	3.0	4.90	4.74	-

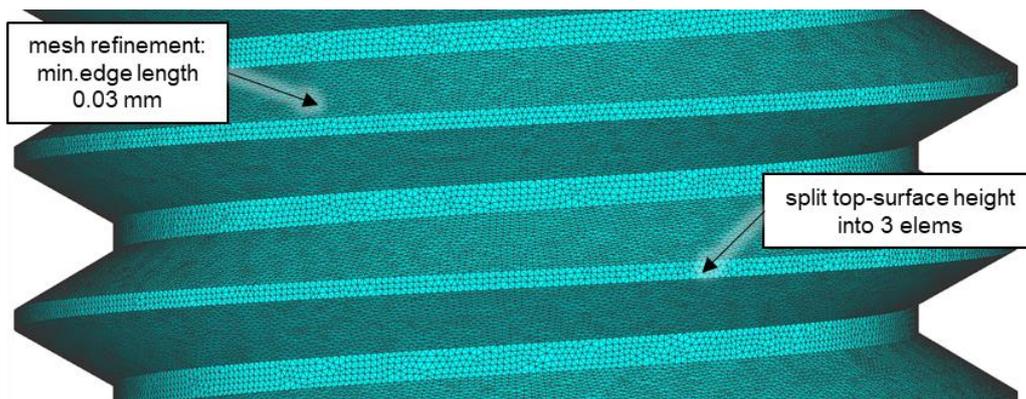


Fig. 2-4 Detailed thread mesh of tapping screw type-3.

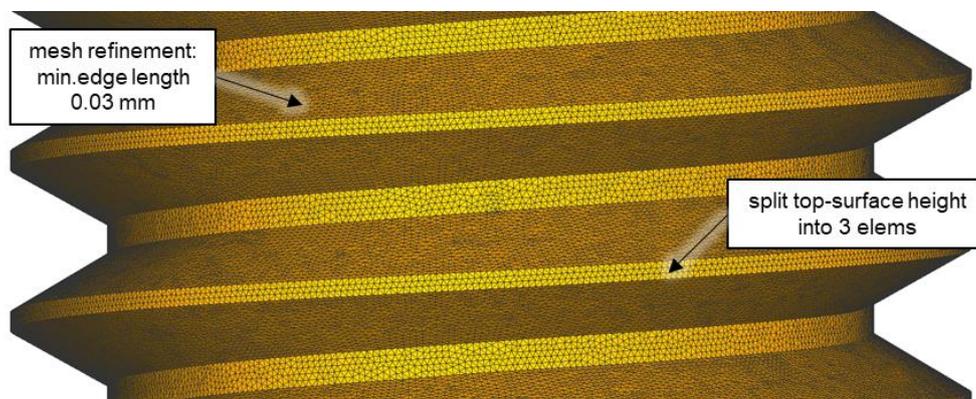


Fig. 2-5 Detailed thread mesh of C-TITE.

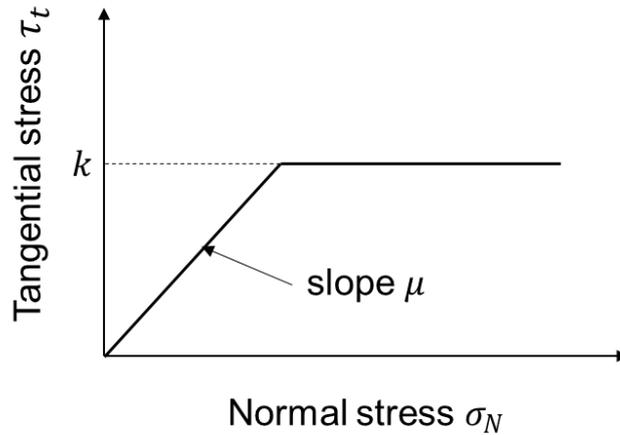


Fig. 2-6 Model of friction stress function.

また、相手材の寸法は底面を一辺 20 mm とする正方形形状とし、その板厚は 1.7mm とした。Fig. 2-7 に示すように下穴径は 4.5 mm とし、その鉛直上面の下穴付近には C 0.4 の面取りを施すこととした。このような寸法をもとに Solidworks で STL データを作成し、これを Simufact Forming でインポートしてメッシュを作成した。メッシュの寸法について基準となる要素長を 1.0 mm、最小の要素長を 0.03 mm とし、ソリッド四面体一次要素テトラ 247 を適用している。またメッシングパラメータとして、ジオメトリで角部とみなされるエッジ間の角度の最大値 Vertex angle を 170° に、メッシュに反映するジオメトリのエッジ間の角度の最小値 Edge angle を 10° にそれぞれ設定した。さらに、接触に關与する下穴付近の領域においては Refinement Level を 5 とし、元のサイズの 1/32 を最小としてメッシュが細分化されるようにした。この結果相手材の初期要素数は 170653 であった。また、めねじの成形過程においては大変形を伴うため、メッシュが歪んで品質が悪くならないよう、いずれかの要素における相当塑性ひずみが 0.25 だけ累積するごとにリメッシュを行う設定とした。相手材は弾塑性体として定義し、圧縮試験を実施して作成した式(2-2)の関数形および Table 2-2 に示す各パラメータの値で表されるアルミ材 A5052 の構成則を割り当てた。

$$\sigma_F = \sigma_0 \cdot \varepsilon^n \cdot (\dot{\varepsilon}^m) \cdot e^{\frac{A}{T}} \quad (2-2)$$

Table 2-2 List of material-law coefficients.

material	$\sigma_0$	$n$	$m$	$A$
Aluminum A5052	173.14	0.1877	0.0153	124.57

また本解析では構造および伝熱の計算を連成しており、成形の進行に伴い温度が上昇して材料特性が変化する影響を考慮している。

さらに相手材を固定するため、剛体として同一形状の治具のモデルを二つ作成した。長手寸法は相手材と同じく 20 mm とし、相手材との接触部に関して高さ 2.5 mm、幅 7 mm とした。これらを互いに向かい合うように配置し、外周部および底面の変位を完全に固定できるように相手材との間に剛接拘束を適用した。要素数は各々17,950 となり、その要素サイズは最小で 0.25 mm であった。

また各面間の接触計算には、多点拘束法をベースとした Node-to-Segment アルゴリズム [6]を用いた。この手法では特別な接触要素を必要とせず、コンタクト要素の節点の変位を接触相手のターゲット要素の面内に限定するような拘束方程式を立て、力や変位の解を求めている。

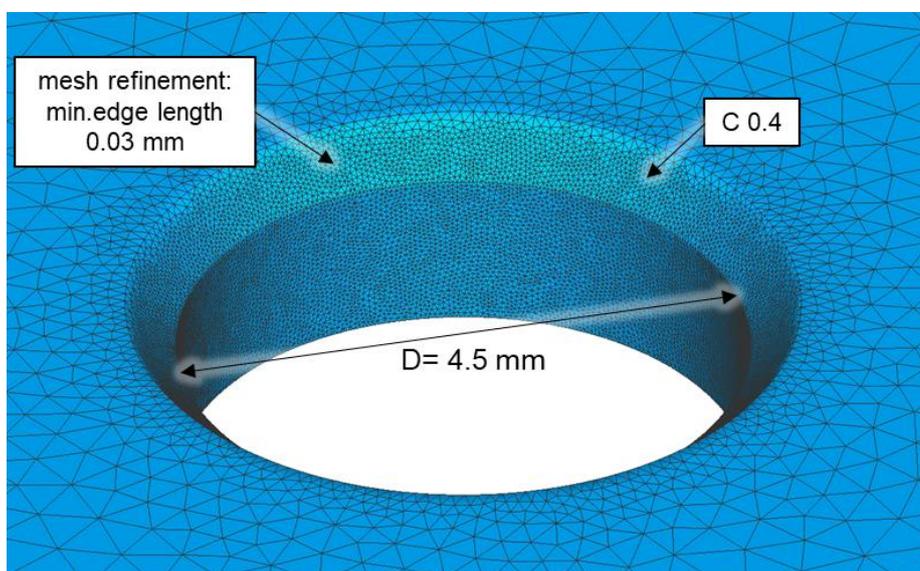


Fig. 2-7 Dimension details of work piece around the lower hole.

## 2.1.2 解析条件

タッピンねじへの入力には表 Table 2-3 に示すように、回転速度と、鉛直方向に押し込むための速度あるいは推力の二つとした。まず、回転速度については解析のあいだ常に 300 rpm とした。一方鉛直方向の制御に関しては、ねじ面と相手材の接触状態が不安定であるはじめの 0.13 秒間（約 2/3 回転に相当）について一定速度  $V_z = -4$  mm/s を与える変位制御とした。一方この結果を引継いだ後半の 0.27 秒間（約 4/3 回転に相当）は、推力の負荷によるねじ面の接触挙動および材料の塑性流動の挙動を明らかにするため、スプリング要素を用いて実験と同様に 68.6N を与える制御とした。これらを合わせて、合計おねじ 2 回転分に相当する 0.4 秒間の解析を実行した。また、時間増分は  $1.5 \times 10^{-5}$  (s) を最大として可変となるように設定した。

解析ソフトウェアには MSC software 社の Simufact Forming 2021.1 (陰解法) を用い、準静的解析として実施した。CPU には Intel® Xeon® Silver 4110 プロセッサを用い、8 コア MPP 並列計算として、解析には各々約 3 週間程度を要した。

**Table 2-3 Descriptions of rotational and vertical control.**

	Rotational control	Vertical control
0-0.13[s]	$\omega = 300$ [rpm]	$V_z = -4.0$ [mm/s]
0.13-0.40[s]	$\omega = 300$ [rpm]	$F_z = -68.6$ [N]

**Table 2-4 Details of analysis conditions.**

Analysis software	Simufact forming 2021.1 (quasistatic implicit method)
Element of work piece	Solid tetrahedral element type 247
Analysis Time (s)	0.13 s (disp. control) + 0.27 s (force control)
Contact algorithm	Node-to-segment contact
Time step (s)	Max. $1.5 \times 10^{-5}$ (variable)
Friction factor	Tapping screw type-3: 0.58 C-TITE: 0.56

## 2.2 タッピン三種の成形過程の解析

タッピン三種を用いた解析結果の成形トルクおよび成形形状について、日東精工で実施された実機試験の結果 (→Appendix B) と比較しその妥当性を確認する。また、材料の塑性流動の様子について明らかにする。

### 2.2.1 成形トルクの比較による妥当性の確認

実機試験により得られた成形トルクの時刻歴と、推力制御とした解析のうち 0.27 秒間 (ねじ込み 1 回転分に相当) の成形トルクの時刻歴を比較し、Fig. 2-8 に示した。なお変位制御とした 0.13 秒間を考慮し、実験結果を解析の時刻に合わせている。また、解析結果のトルクの時刻歴データには 5000Hz のローパスフィルタを適用している。

Fig. 2-8 を見ると、両者のトルクは最大 1.2 Nm 程度に到達するまでほぼ線形に増加しており、各時刻における実験結果および解析結果のトルクの値の差は 0.2 Nm 以下程度で安定している。解析結果のトルクは実験結果と比べるとやや値が小さいが、これは推力 68.6N を支えるために実験初期の接触状態が解析と異なっていることや、実験においてドライバーがわずかに偏心し変形抵抗が大きくなることによるものといえる。また、成形の進行に伴うトルクの増加率も解析結果と実験結果とでよく一致しているといえる。微視的にみると解析結果では細かな増減を繰り返しているが、これはリメッシュの前後で応力が

節点間で外挿して引き渡されることや、ねじ面の各要素に相手材の要素をまたぐ変位が生じて、Node-to-Segment アルゴリズムを用いた接触計算における面内拘束の方程式が変わることによる影響と考えられる。

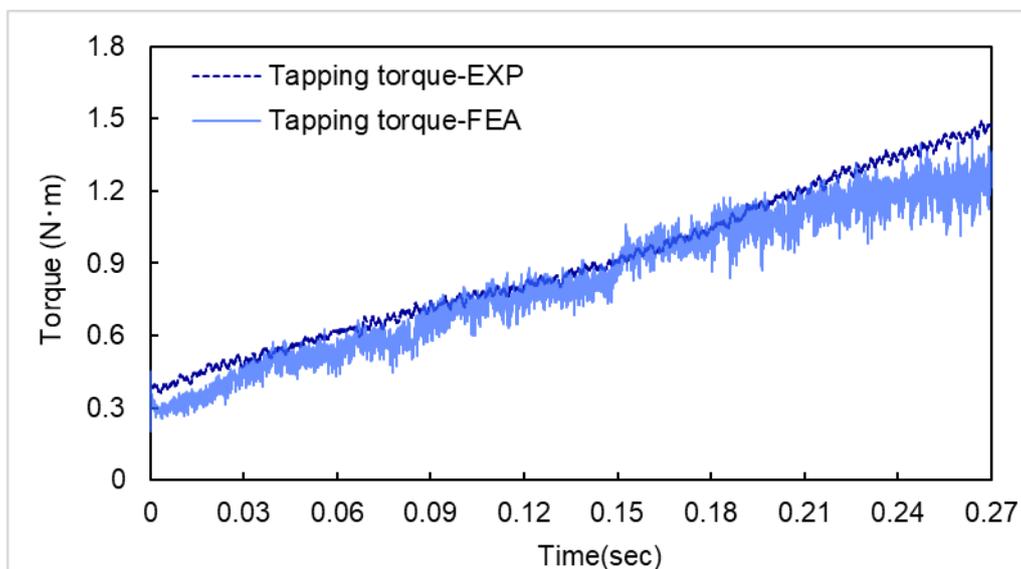


Fig. 2-8 Time history of forming torque with Tapping screw type-3.

## 2.2.2 めねじ成形過程の確認

推力制御としてから 0.27 秒経過した後のめねじの成形形状について、解析モデル全体をボルト軸を通る断面で切断し、塑性ひずみのコンターとして Fig. 2-10 に示す。なお、図中でタッピング三種は透過して示している。また、相手材のうちねじ面と接触・変形している領域を拡大したスナップショットを解析時間約 0.02 秒の間隔で作成し、連続する 14 枚の画像として Fig. 2-9 に示す。図を見ると、ねじ面各部に沿ってめねじが成形されている様子がわかる。とくにねじ山一周目においては推力のためねじフランク面下部、ねじ山頂部において接触しながら成形が進行しており、ねじフランク面上部においてはあまり接触していない。また、二周目になるとねじフランク面上部も接触するようになり、ねじ面すべてが成形に寄与するようになる。

解析結果の成形形状と、実験結果の成形形状を比較した図を Fig. 2-10 に示す。実験結果では、図下段に示すように相手材がねじフランク面に沿って巻いてくる様子が見られ、特徴的なラビットイヤ形状を成形する様子が見られた。一方解析結果では、成形序盤に推力の影響を大きく受けて下部フランク面の接触面圧が高くなる第一ピッチでは実験と同様にラビットイヤ形状を成形する様子が見られたが、第二ピッチ以降においてはラビットイヤ形状を再現できなかった。これについて、第二ピッチ以降では推力による塑性流動が小さくなり、ねじ径の拡大も緩やかなためねじ面付近の節点の変位が微小となるが、リ

メッシングの際に角部が丸められる影響でこのわずかな変位が相殺されてしまうことによるものと考えられる。メッシュを限りなく細かくし、メッシングパラメータ(edge angle など)を小さくすることで形状精度の再現性が上がると考えられるが、一方でリメッシングが失敗する確率が上がり、計算コストも増加する点が課題といえる。

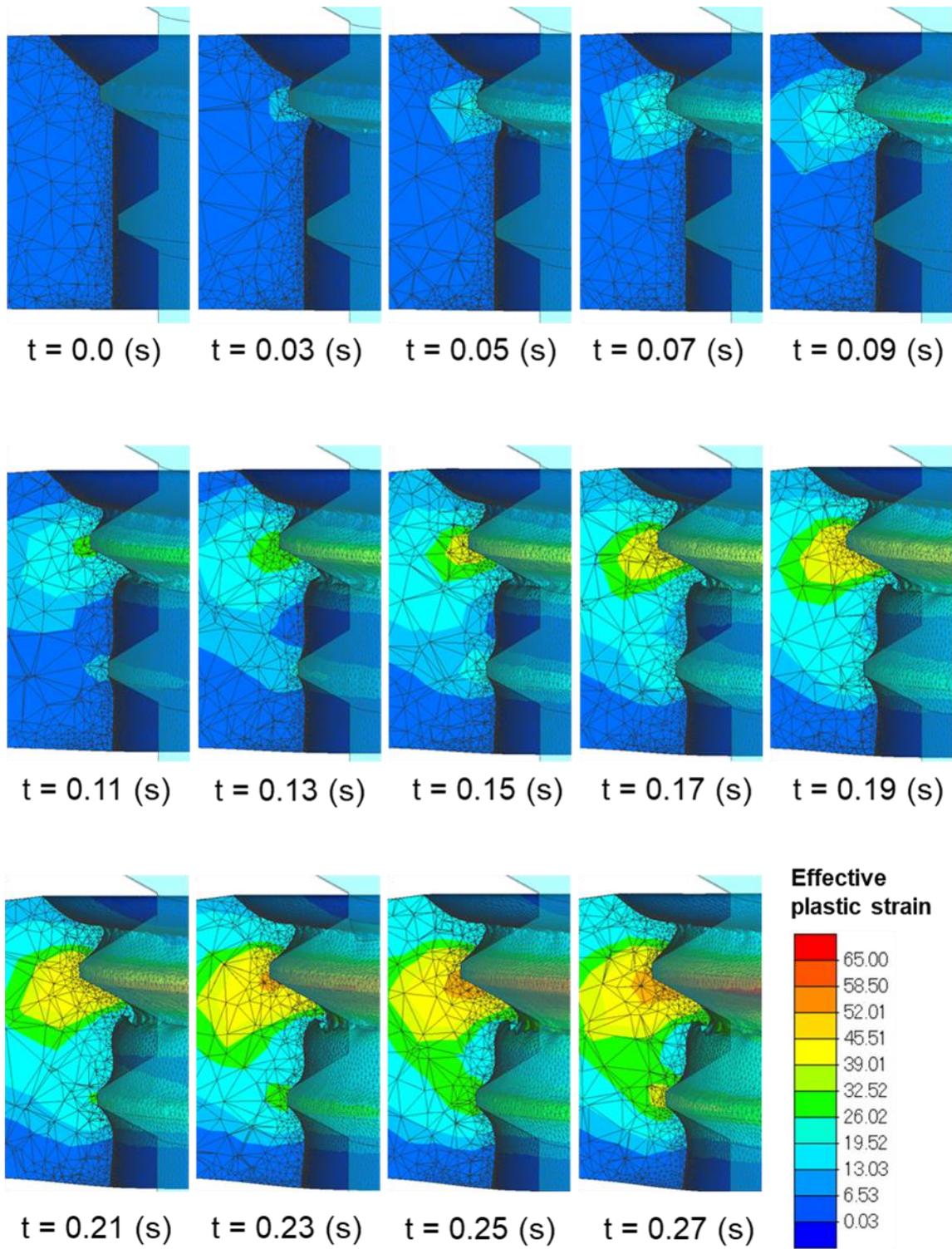


Fig. 2-9 Time-lapse of thread deformation with tapping screw type-3.

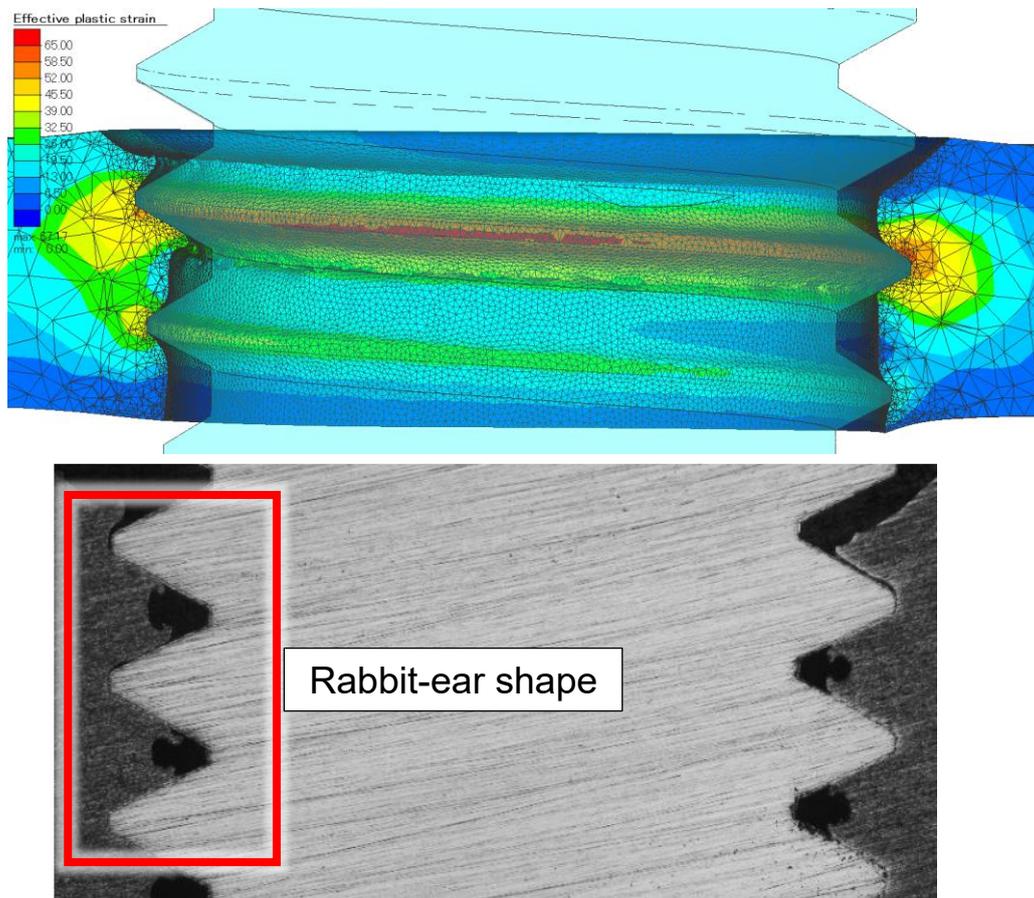


Fig. 2-10 Comparison of formed thread shape: Tapping screw type-3

### 2.2.3 ねじピッチずれの影響(タッピン三種)

解析結果では、特に序盤において推力の影響を大きく受け、ねじがピッチ以上に大きく沈み込む様子がみられた。これについて、推力に対するねじ変位の挙動を明らかにするため、Fig. 2-11におねじの代表点のZ方向変位の時刻歴を表した。ここで、仮にねじ山の中心がずれないまま成形が進行すると、 $t$  (s)後の鉛直方向変位 $z(t)$  (mm)はねじピッチ  $p=0.8$  mm, 回転数 300 rpm であるため

$$z(t) = -0.8 * \left(\frac{300}{60}\right) * t = -4t \quad (2-3)$$

と計算できる。しかし図を見ると成形初期(~0.05 s 程度)においては解析結果のボルトの鉛直方向変位はわずかに(2-3)を下回っていることがわかる。これは初期において推力 68.6 Nを支えるための接触面積が小さく、フランク面下部の接触面圧が一時的に高い値となり、鉛直方向に大きく沈み込んだことによると考えられる。このため解析序盤では材料がねじフランク面下部に大きく押し出されて内側に流動し、ラビットイヤー形状を形成しているものといえる。一方、成形が進行してくる(0.1 s~)と、解析結果での鉛直方向の変位速度もほぼ-4 mm/sに収束し、二つのプロットはほぼ平行となることがわかる。これ

は、成形の進行に伴ってフランク面下部の接触面積が増加し、平均的に接触面圧が低下して鉛直方向の変位挙動が安定してくることによるものと考えられる。この領域では、相手材はねじ面に対して上下対称に回り込むように流動し成形されていくといえる。

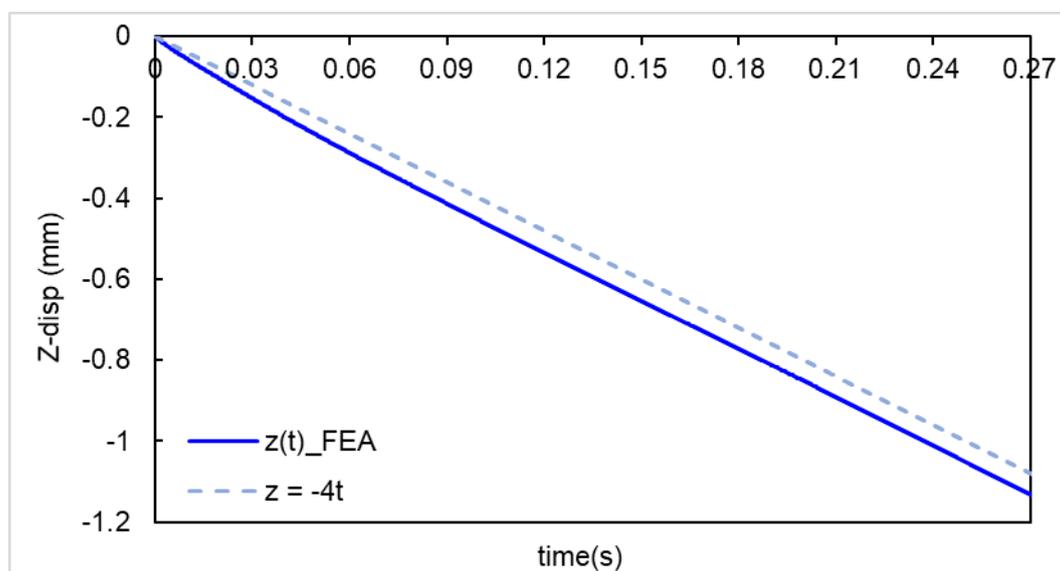


Fig. 2-11 Time history of Z-displacement with Tapping screw type-3.

## 2.2.4 塑性流動の可視化—ねじ山頂部の接触の影響

成形時の材料の塑性流動について明らかにするため、まずねじ山頂部と接触する材料の挙動について述べる。成形完了時( $t=0.27$  s)の相手材について軸を通る断面で切断し、相当塑性ひずみのコンターとして表した図を Fig. 2-12 上図に示す。このうち黒い四角で囲んだ第一ねじ山による成形部について、成形過程を通じた塑性流動の様子をコンターで色分けしたベクトル線図として Fig. 2-12 中央図に表し、さらにその模式図を Fig. 2-12 下図に示した。Fig. 2-12 下図を見ると塑性流動については回転方向の寄与が最も大きく、これにねじ面との接触に伴う鉛直方向の流動変位を加えたものとなっており、その向きは模式図で示すように一点鎖線で表したねじ山頂部の中心を境として上下に分かれていることがわかる。

この塑性流動のメカニズムは Fig. 2-13 に示すような山頂部周辺の塑性すべり線場によって説明できる [7]。塑性すべり線は最大せん断応力方向すなわちデッドメタルを伴ってねじ山頂部に押し出された材料はねじ面から離れるようにして上下に流動しはじめ、塑性すべり線の方向に沿って回転しながら流動し、それぞれねじ上下フランク面と接するようめねじ形状を成形していくものと考えられる。

また一点鎖線付近の材料の流動方向について、ねじ面がリード角に沿って下る向きとは厳密には一致せず、これと比べてやや上方に向いているが、これは2.2.3で述べたように成形初期にねじピッチがずれる影響によるものといえる。

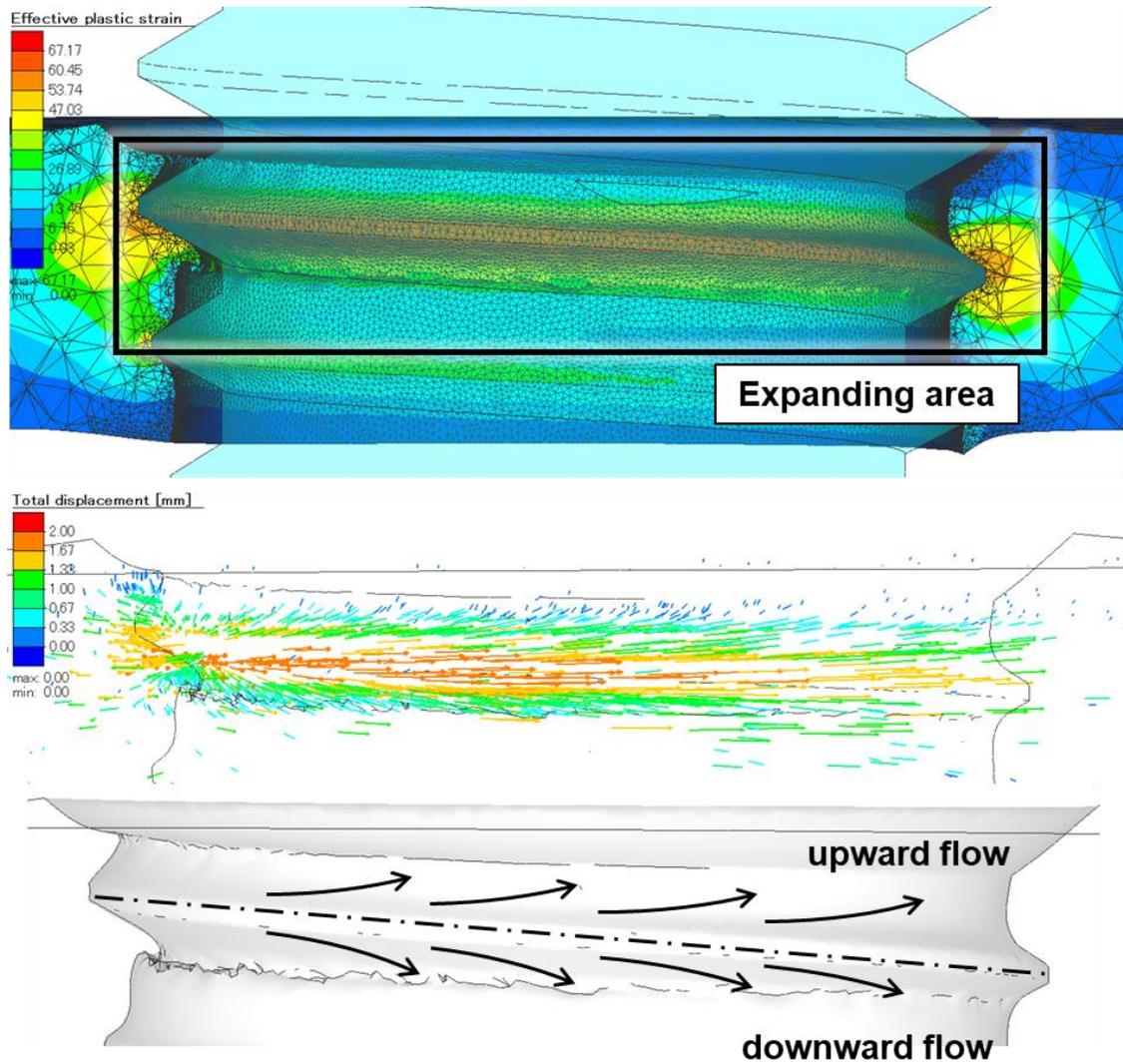


Fig. 2-12 Vector contour of total nodal displacement .

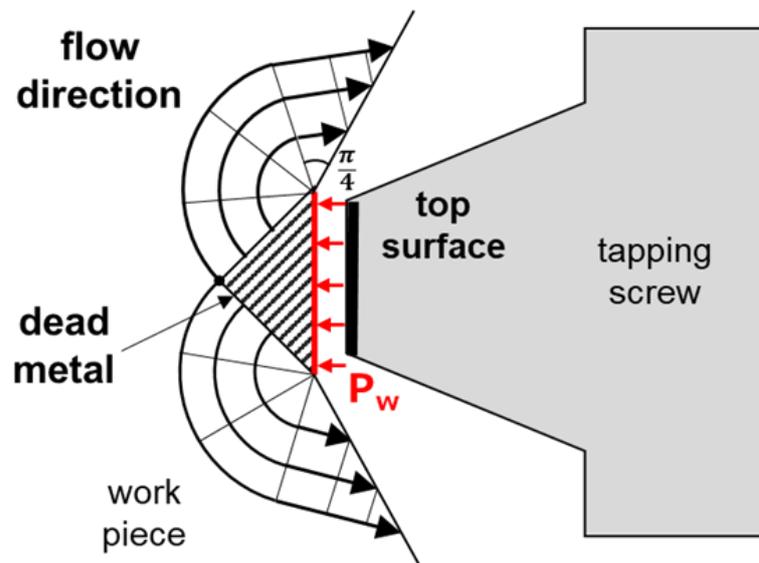


Fig. 2-13 Plastic slip-line field caused by top surface.

## 2.2.5 塑性流動の可視化—ねじ下部フランク面の接触の影響

同様に、ねじ下部フランク面と接触する材料についても塑性流動の様子を明らかにする。Fig. 2-14 上図に示した相手材の相当塑性ひずみ変形の形状のうち黒い四角で囲んだ部分について、塑性流動の様子をベクトル線図のコンターとして Fig. 2-14 中央図に表し、さらにその模式図を Fig. 2-14 下図に示した。解析結果をみると、材料の塑性流動はねじ面の回転方向に沿った変位の影響が大きく、さらにこれに加えてねじフランク面に押し出されることで模式図で示したように内外方向に分かれてそれぞれ変位していることがわかる。

ねじフランク面から圧縮応力を受けた材料の流動のメカニズムは Fig. 2-15 に示した塑性すべり線の様子 [7]を用いて考えることができ、径方向外側に位置する材料は塑性すべり線にそってさらに外側に流動する一方、径方向内側に位置する材料はさらに内側に回転するように流動してラビットイヤー形状を形成するものと考えられる。とくに成形の初期段階ではねじフランク面の接触面圧が高いためにこのような塑性流動が生じやすく、この結果ラビットイヤー形状も形成されやすいといえる。

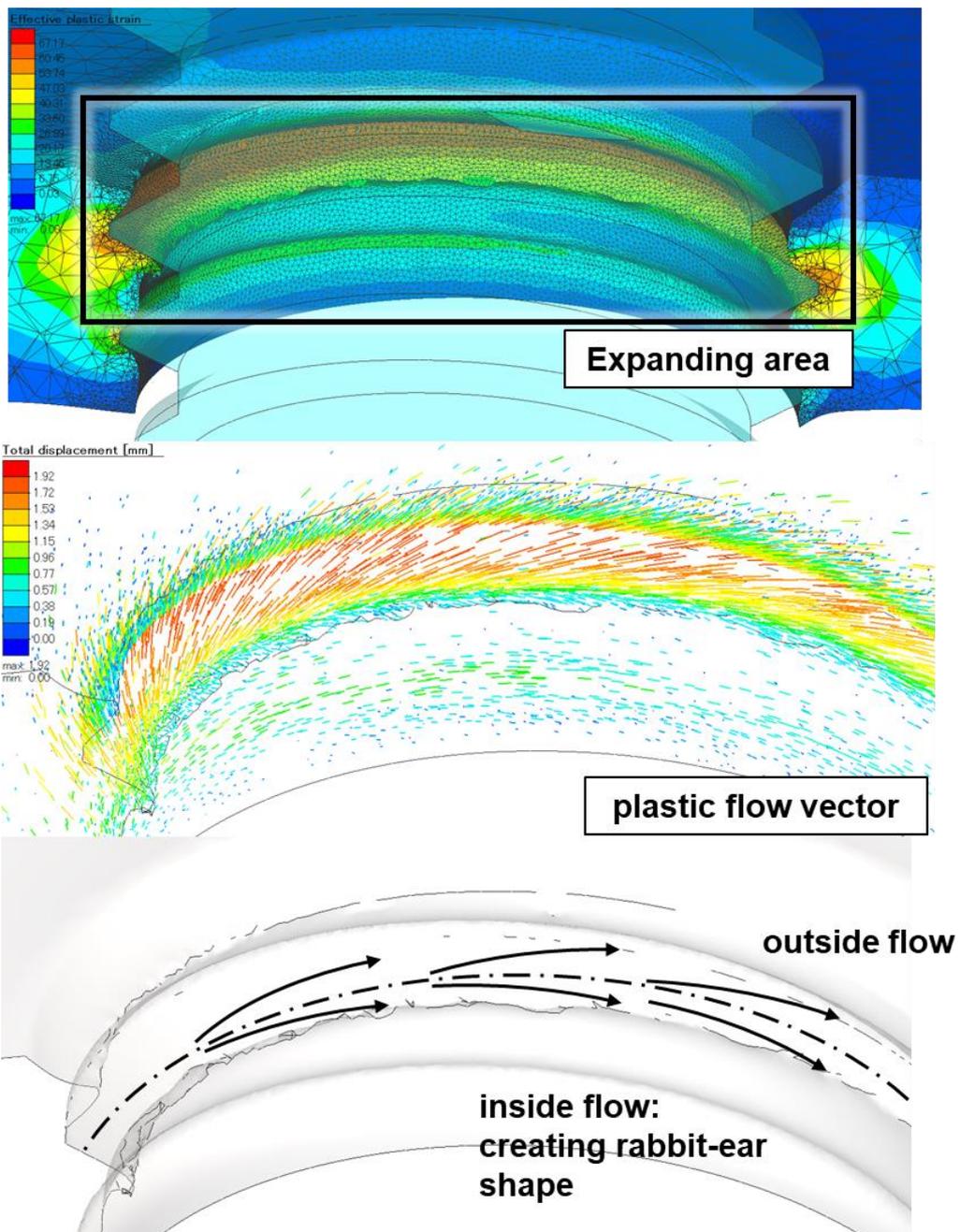


Fig. 2-14 Vector contour of total nodal displacement.

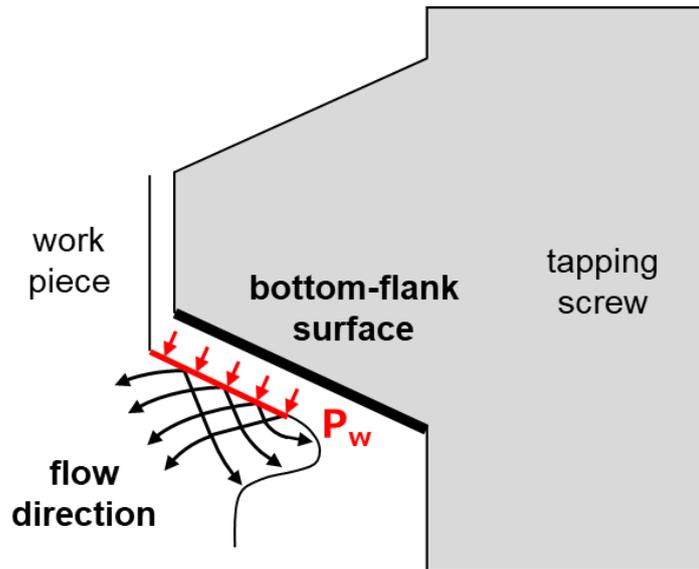


Fig. 2-15 Plastic slip-line field caused by bottom-flank surface.

## 2.3 C タイトの成形過程の解析

C タイトによる成形解析の結果について示す。また、解析結果と実験結果との比較を行い、その妥当性を確認する。

### 2.3.1 成形トルクの比較による妥当性の確認

日東精工において実施された実験により得られた成形トルクの時刻歴と、推力制御として実施した解析のうち 0.27 秒間の成形トルクの時刻歴を比較し、Fig. 2-16 に示した。なお、解析においてははじめに変位制御とした 0.13 秒間を考慮し、実験との時刻をタイムシフトして合わせている。図を見ると、解析の序盤において最大 0.1 Nm 程度トルクの差が生じているが、中盤（0.15 秒後以降）では両者の値はおおむね一致しているといえる。序盤においてトルクの値が一致していないのは、実験の初期状態では推力 68.6N を支えるためにねじが傾いて下穴にめり込んだ状態で静止しており、実験と解析とで初期接触状態が一致していない（実験では 2/3 周程度接触して静止した状態から回転しはじめていると考えられるが、解析ではテーパ先端部がわずかに接触し始めた瞬間を 0 秒と起算して回転し始めている）ことや、ねじ面の不安定な接触状態のためドライバーが偏心することによると考えられる。また解析では 0.07 s 付近において一瞬トルクが大きくなっているが、これは最初の一回転目において C タイトの各頂点間のねじピッチがずれることによる（変位挙動の詳細については 2.3.3 項で後述する）。すなわち、Fig. 2-17 に示すように、図中の青の一点鎖線で示したねじ山の上下中央線と、図中の黒の一点鎖線で示した C タイトの他頂点で以前に成形された雌ねじの上下中央線とが一致せず、これによって余剰な変形抵抗が発

生していることがわかる。したがって成形初期において、Cタイトではトルクが一時的に大きくなることをわかる。

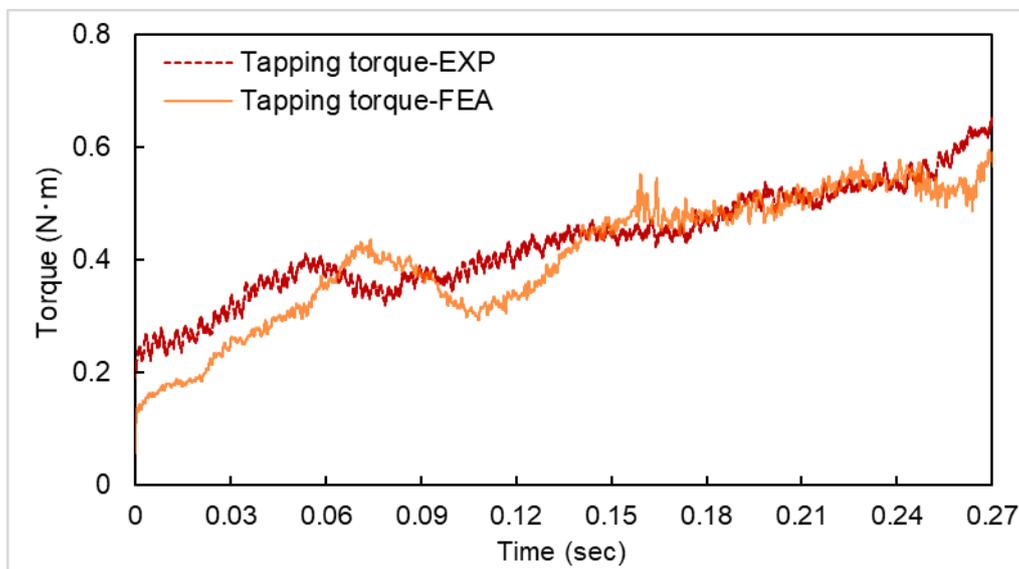


Fig. 2-16 Time history of forming torque with C-TITE.

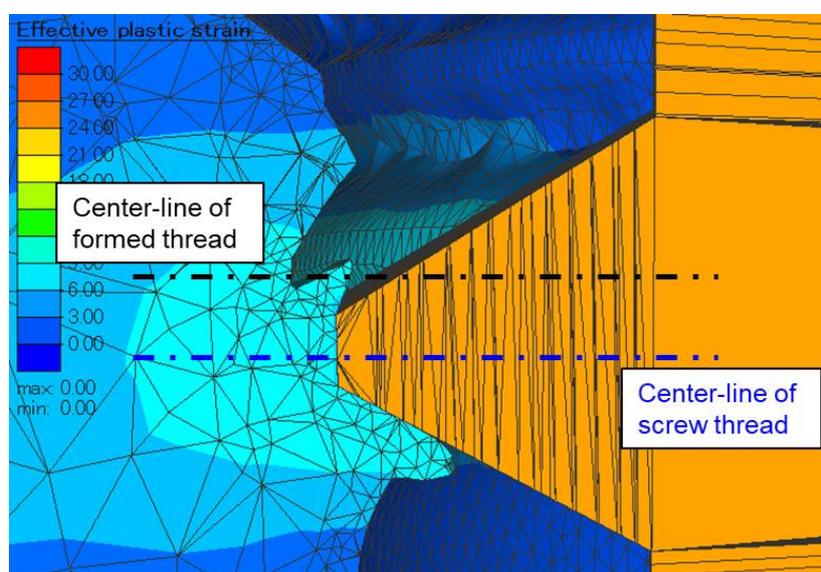


Fig. 2-17 Center-line discrepancy of screw-thread and formed-thread in early forming process.

### 2.3.2 めねじ成形形状の確認

推力制御としてから 0.27 秒経過した後のめねじの成形形状について、解析モデル全体をボルト軸を通る断面で切断し、塑性ひずみのコンターとして Fig. 2-19 に示す。なお、図中

でCタイトは透過して示している。また、タッピン三種の時と同様に相手材のうちねじ面と接触・変形している領域のスナップショットを解析時間約0.02秒の間隔で作成し、連続する14枚の画像としてFig. 2-18に示す。

図を見ると、上下のねじフランク面に沿ってめねじが成形されている様子がわかる。とくにCタイトではタッピン三種の時とは異なり3頂点と接触するタイミングでのみ成形が進行するため、材料はねじ面との接触と分離を繰り返しながら成形される様子がわかる。

解析結果の成形形状と、実験結果の成形形状を比較した図をFig. 2-19に示す。実験結果では、図下段に示すように相手材がねじフランク面に沿って巻いてくる様子が見られ、特徴的なラビットイヤ形状を成形する様子が見られた。一方解析結果では、タッピン三種の時とは異なり、第一ピッチのみならず第二ピッチ以降においても、相手材が内側方向に流動しラビットイヤ形状を成形する様子を再現することができた。タッピン三種とは異なりCタイトにおいては実験の成形形状を再現できた要因として、成形時にねじ径が急拡大することが挙げられる。すなわち接触面付近の材料についてタイムステップ当たりの変位が大きいため、リメッシングで相殺されることなく相手材の変位を反映したメッシュが作成できていると考えられる。

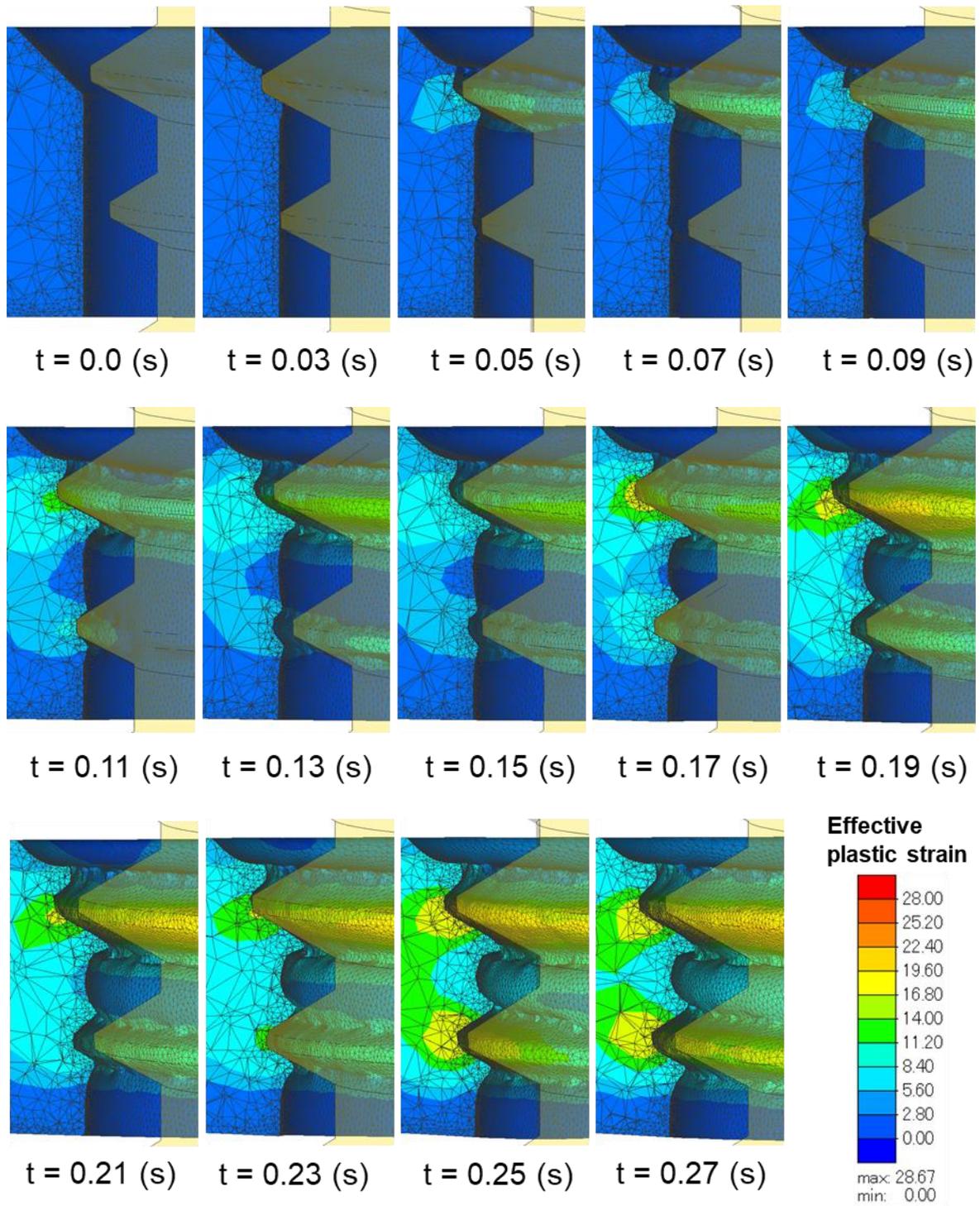


Fig. 2-18 Time-lapse of thread deformation with C-TITE.

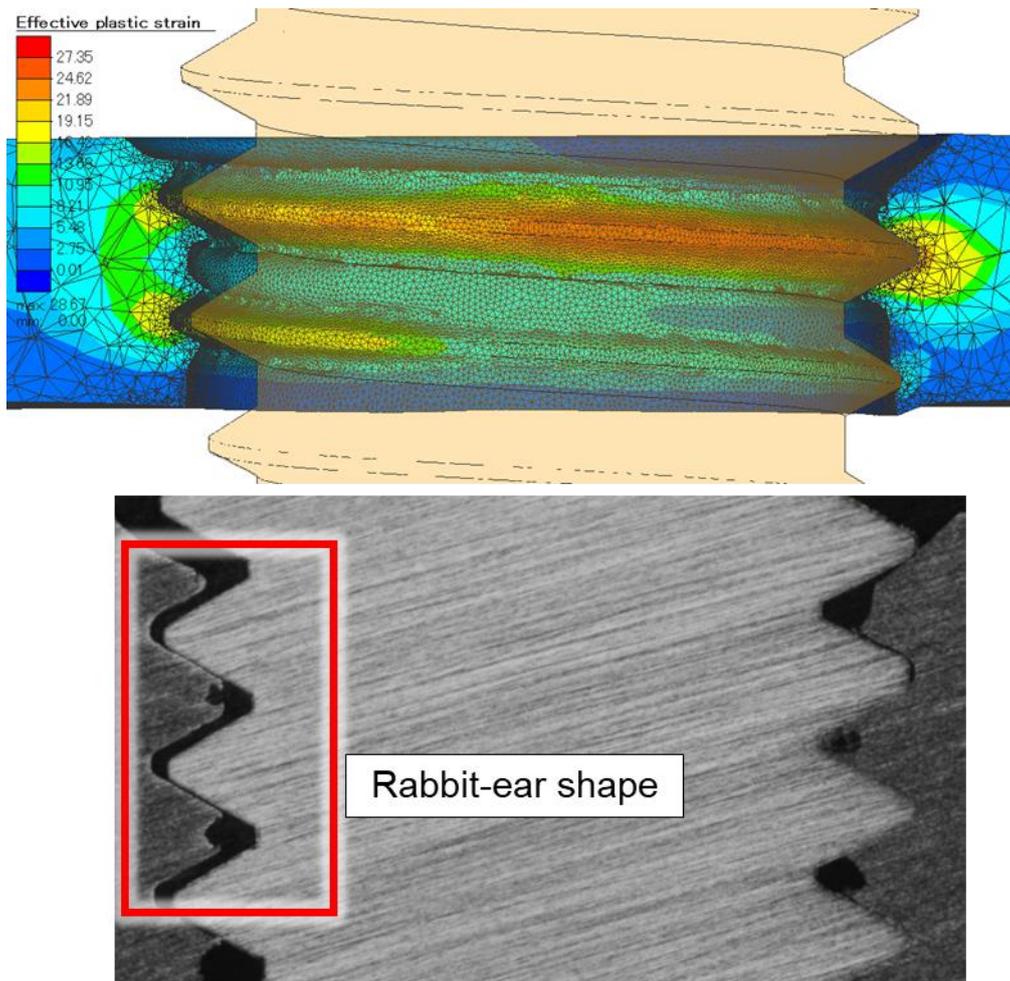


Fig. 2-19 Comparison of formed thread shape: C-TITE

### 2.3.3 ねじピッチずれの影響(C タイト)

C タイトの成形解析においてもタッピン三種の時と同様に、解析の序盤においてねじが推力の影響を大きく受け、ピッチ以上に鉛直下向きに大きく沈み込んだ。また、C タイトでは3つのねじ山の頂点が周期的に接触して成形が進行するが、この影響を受けてそれらの鉛直方向の中心がずれる様子がみられた。

タッピン三種の時と同様、仮にねじピッチが全くずれないまま成形が進行するとすれば、その変位は(2-3)で計算できる。しかし、これと解析で得られたねじのZ方向変位の時刻歴とを比較した Fig. 2-20 を見ると、特に序盤(~0.1s)において解析結果の変位が式(2-3)よりも大きくなっていることがわかる。これは、C タイトでは推力 68.6 N を支えるためのねじフランク面下部の接触面積が少なく、成形のはじめにおいて一時的に鉛直方向に大きく沈み込んだことによると考えられる。この結果として、ねじフランク面下部に大きく押し出された相手材が内側に向かって大きく流動しているといえる。解析の中盤以降(0.1s~0.27s)になると成形の進行に伴ってねじフランク面下部における接触面積が増加

し、安定して推力を支えられるようになる。この領域においては3頂点でのねじ山の中心がずれる影響は少なくなり、Z方向の変位速度もほぼ4 mm/sで一定となる。したがって解析中盤以降ではねじフランク面形状に沿うようにして塑性流動が生じるようになる。

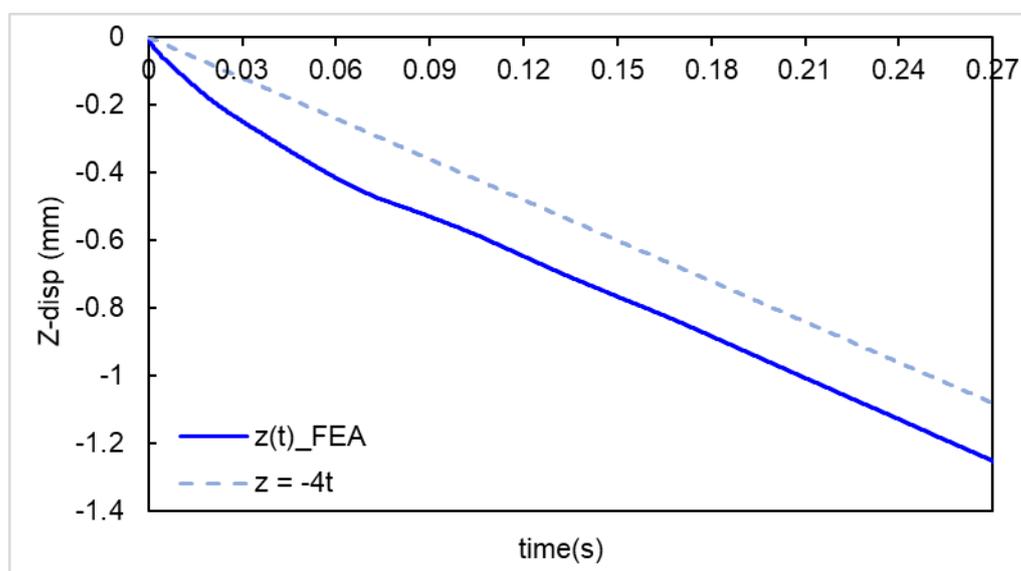


Fig. 2-20 Time history of Z-displacement with C-TITE.

## 2.4 ねじ部形状による接触面圧への影響

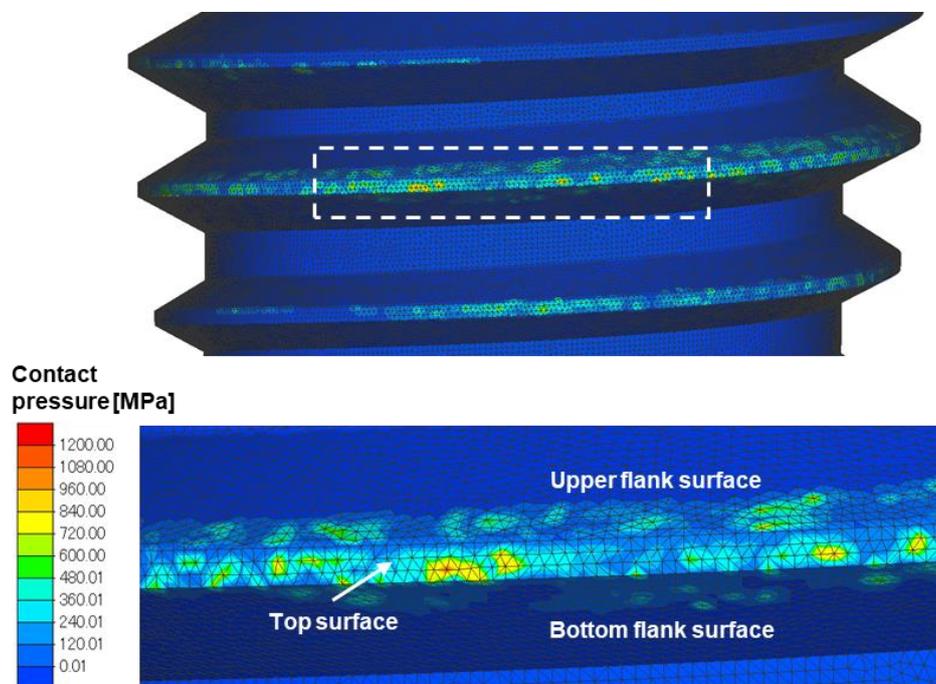
実際にタッピンねじを用いて締結する際には、発熱量を抑えることや、加工効率のために成形トルクを小さくすることが求められる。本節では両種のねじでの成形解析結果を用いて温度上昇や接触面圧およびトルクの挙動を比較し、それらが異なるメカニズムを明らかにする。

### 2.4.1 ねじ面各部に生じる接触面圧

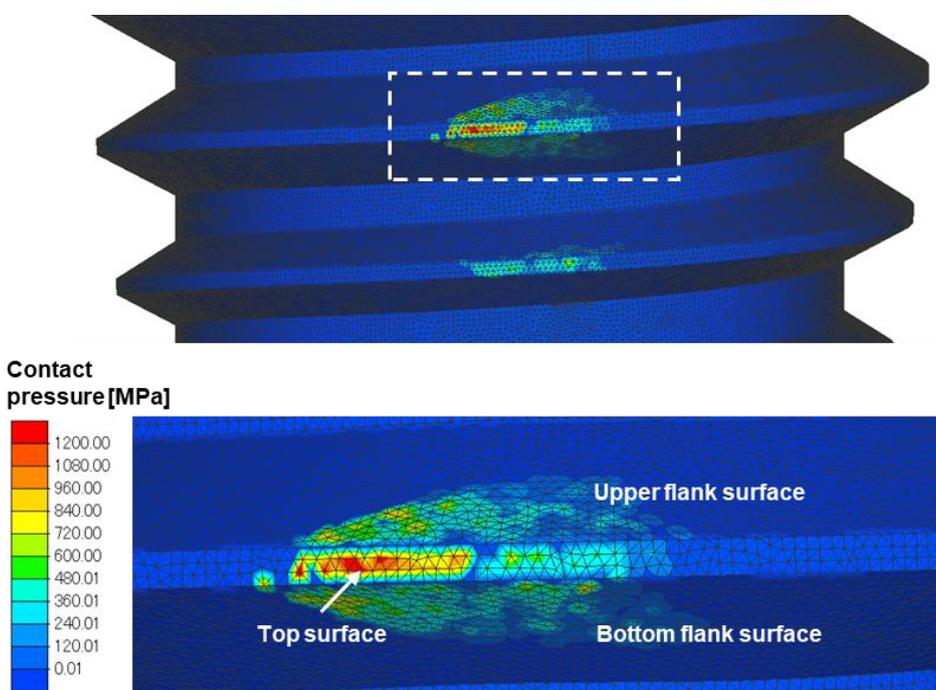
両種のねじ面に生じる接触面圧について比較する。推力制御としてから約0.27秒経過した後の接触面圧の分布について、Fig. 2-21では各々のねじ面全体のコンターとして表示し、そのうち白枠で囲んだ接触領域について下段で拡大して表示した。

まず(a)のタッピン三種について、フランク面上部および下部では500 MPa程度を最大とし、平均300 MPa程度で分布していることがわかる。一方、山頂部では他の二面よりもやや高く、局所的には最大850 MPa、平均500 MPa程度で分布していることがわかる。一方、(b)のCタイトについてみると、フランク面上部および下部では最大800 MPa、平均500 MPa程度で分布しており、山頂部ではこれら二面よりも高く、最大1200 MPa程度、平均800 MPa程度で分布しているとわかる。したがって、ねじ面各部においてCタイトのほうがタッピン三種よりも高い接触面圧となっており(1.5倍程度)、両種のねじで

ねじ面ごとに接触面圧を比較すると山頂部のほうが上下フランク面よりも高くなっていることがわかる。



(a) Contact pressure with Tapping screw type-3.



(b) Contact pressure with C-TITE.

Fig. 2-21 Contour of contact pressure in each screw surface.

## 2.4.2 塑性すべり線場法による理論解 [8] [9]

塑性すべり線場法によって求められるねじ面各部の接触面圧の理論解を求め、これと解析結果を比較する。すべり線とは各点における接線の向きが最大せん断応力の向きと一致する曲線群のことで、塑性変形している材料の内部の応力場は多数描かれたすべり線の集合によって表現することができる。

すべり線は主応力が働く向きに対し 45 度傾いた二つの方向に存在しており、最大主応力の向きから -45 度傾いた方向と一致するすべり線を  $\alpha$  すべり線、+45 度傾いた方向と一致するすべり線を  $\beta$  すべり線と名付ける。各々のすべり線上では次の Henky の方程式が成り立ち、

$$\alpha \text{ すべり線上} : p + 2k\varphi = \text{const.} \quad (2-4)$$

$$\beta \text{ すべり線上} : p - 2k\varphi = \text{const.} \quad (2-5)$$

となる。ここで、 $p$  はある点における静水圧力（圧縮を正とすることに注意する）、 $k$  はせん断降伏応力 ( $Y/\sqrt{3}$ )、 $\varphi$  は偏角を表す。すべり線場で表現された材料の応力状態がわかれば、式(2-4)および(2-5)を用いて任意の点の静水圧力を計算することができる。

タッピンねじの成形過程におけるすべり線場 [7] は、ねじ頂部に関して Fig. 2-22 のように、またねじ上下フランク面に関して Fig. 2-23 のように描くことができる。

まず Fig. 2-22 のすべり線場をもつねじ面山頂部の接触面圧について考える。A 点において、法線方向にはたらく応力  $\sigma_n$  は 0 であり、接線方向については圧縮応力を受けていることやミーゼスの降伏条件から、はたらく応力  $\sigma_n$  は  $-2k$  である。よって、静水圧  $p_A$  は  $k$  と求まり、主応力の向きは面の法線方向であるから、AB は  $\beta$  すべり線とわかる。線分 AB 上は静水圧が一定であるので、B 点の静水圧  $p_B$  も  $k$  である。点 C は点 B からすべり線上を  $\frac{\pi}{2} + \gamma$  だけ回転して至る点であるので、式(2-5)より

$$p_c = p_B + 2k\left(\frac{\pi}{2} + \gamma\right) = k(\pi + 1 + 2\gamma)$$

と求められる。よって、点 C から直線をたどっていくことにより、ねじ頂部の接触面の静水圧も  $k(\pi + 1 + 2\gamma)$  と求められる。接触面圧はこの面に生じる最大の圧縮応力であり、その大きさは

$$P_w = k(\pi + 1 + 2\gamma) + k = k(\pi + 2 + 2\gamma)$$

$$\frac{P_w}{2k} = \left(\frac{\pi}{2} + 1 + \gamma\right) \quad (2-6)$$

と求めることができる。成形の途中で平均的に  $\gamma = \pi/6$  であるとし、 $Y = 250$  (MPa) とすると  $P_w = 893$  (MPa) 程度と求められる。これは 2.4.1 にて述べた解析結果の頂部の接触面圧と比べると、タッピン三種での最大値程度であり、C タイトの最大値よりはやや小さい値となっている。

また、ねじフランク面に生じる接触面圧についても同様に考える。点 Q における応力状態について、法線方向には応力がはたらかず 0 となり、接線方向には圧縮応力  $-2k$  がはた

らくため、静水圧 $p_Q$ は $k$ である。QRは $\alpha$ すべり線であり、すべり線に沿って角度 $\alpha$ だけ回転したものとすると点Rにおける静水圧 $p_R$ は

$$k = p_R + 2k(-\alpha) \therefore p_R = k(1 + 2\alpha)$$

となる。RS上は静水圧が一定であるので、 $p_S = p_R$ である。結局AS上の接触面圧 $P_{AS}$ は

$$P_{AS} = k(1 + 2\alpha) + k = 2k(1 + \alpha)$$

と求められる。次に、点Rから出発して点Lにおける接触面圧を求める。点Rから出発して点Nに至るまでに角度 $\Delta\phi$ 刻みで描かれたすべり線を $n$ 本横切るものとすれば、

$$p_N = p_R + 2kn\Delta\phi = k(1 + 2\alpha) + 2kn\Delta\phi$$

NM上は静水圧が一定であり、 $p_M = p_N$ である。同様に、点Mから出発して点Lに至るまでに角度 $\Delta\phi$ 刻みで描かれたすべり線を $n$ 本横切るものとすれば、

$$p_L = p_M + 2kn\Delta\phi = k(1 + 2\alpha) + 4kn\Delta\phi$$

よって、点Lにおける接触面圧 $P_L$ は以下で定まる。

$$P_L = p_L + k = 2k(1 + \alpha + 2n\Delta\phi)$$

接触面圧 $P_w$ は各線分上の接触面圧の平均として得られ、 $\overline{AB} = L$ とし、 $n = k$ から $k+1$ に対応する線分の長さを $L_k$ とすれば

$$P_w = \sum_{k=1}^n 2k(1 + \alpha + 2n\Delta\phi) \times \frac{L_k}{L}$$

として求められる。Staphanら [7]によれば、上式を拡張し、ねじ寸法に応じて $P_w$ は一般に以下のような関数として与えられる。

$$\frac{P_w}{2k} = 1.28 + 0.5 \times \frac{y^*}{(0.433 - y^*)^{0.28}} \quad (2-7)$$

ただし、 $y^*$ はタッピンねじ外径から下穴径を引いて求められるねじ貫入量 $y$  (mm)をピッチ $p$  (mm)で除して無次元化した値である。よって、各種ねじ寸法を代入することにより $P_w$ は427 (MPa)程度と求められる。すべり線場法によって求めた値を2.4.1で述べた解析結果の値と比較すると、これはタッピン3種およびCタイトの成形解析における値の範囲に十分収まっていることがわかる。このようにして、ねじ各面に生じる接触面圧の値を塑性応力場から求めることができる。

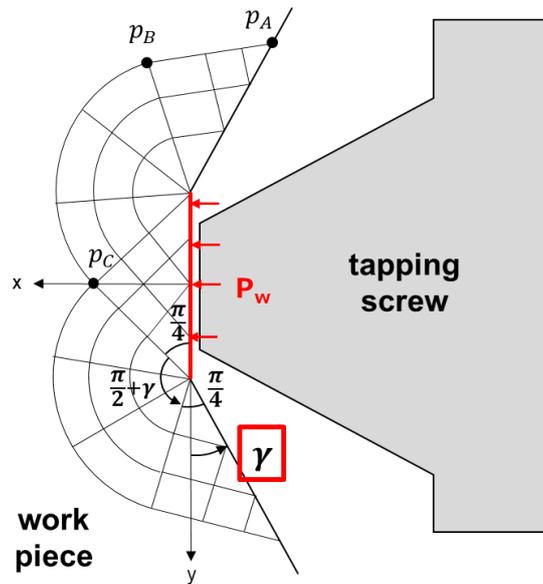


Fig. 2-22 Slip-line field around thread top surface.

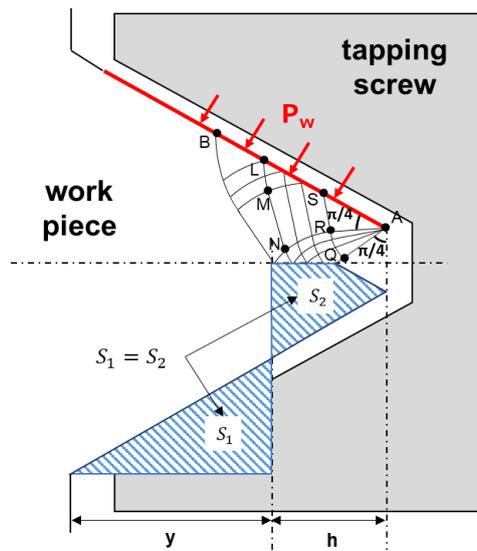


Fig. 2-23 Slip-line field around thread flank surface.

### 2.4.3 ねじ部形状が接触面圧に与える影響の考察

解析結果では、2.4.3 で示したように各ねじ面における接触面圧の値に差がみられた。この要因について、前節で述べたすべり線の様子などを踏まえつつ考察する。

まず、両種のねじに共通して上下フランク面よりも山頂部において接触面圧が高くなる理由については、材料の塑性流動の挙動の違いによるものと考えられる。タッピンねじの上下フランク面に接触している材料については、相手材の径方向内側が完全に自由端となっており、ねじ面から圧縮応力を受けた材料が自由端方向に流動することができる。した

がって 2.4.2 で述べたようにすべり線に沿った回転角 $\varphi$ が大きくならず、面圧があまり高くないと考えられる。一方でねじ山頂部から圧縮応力を受ける材料は、自由境界であるねじフランク面に向かって回り込むように流動し、回転角 $\varphi$ が大きくなることからわかる。よって、この分だけ接触面圧が大きな値となり、両者に差が生じることがわかる。

次に、主に山頂部においてタッピン三種の接触面圧よりも C タイトの接触面圧のほうが高くなる理由について述べる。Fig. 2-24 をみると、タッピン三種では緩やかに内径が拡大するため、材料が上下に掃きだされつつ浅いすくい角 $\gamma$ で流動していることがわかる。一方内径が急拡大する C タイトでは材料の上下方向への流動が追い付かず、フランク面に沿ってほぼ $\pi/3$ に等しいすくい角 $\gamma$ で相手材が流動していることがわかる。したがって、両種のねじでの接触面圧の違いは、式(2-6)における $\gamma$ の値の差によるものと考えられる。

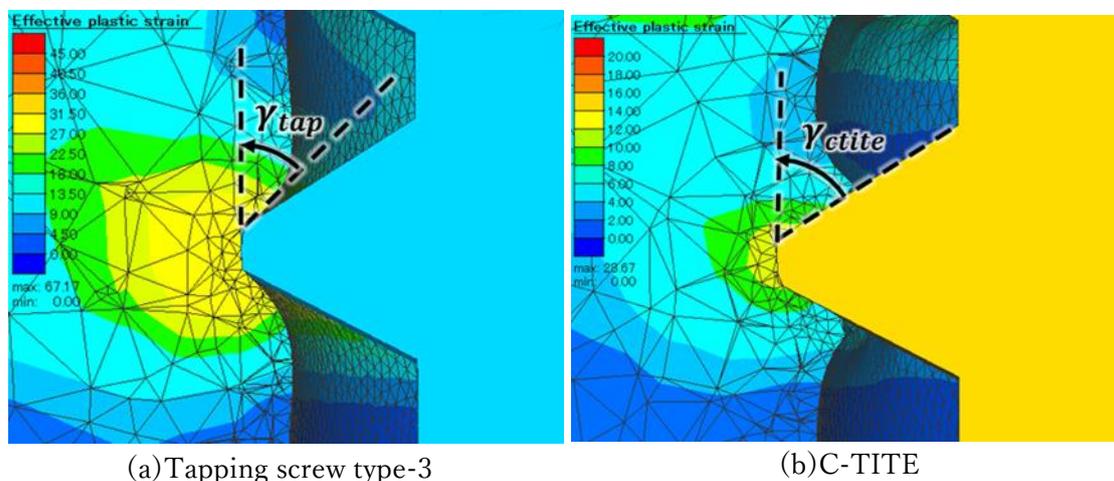


Fig. 2-24 Thread-surface contact angle of each screw.

なお、両種のねじでは内径の拡大挙動の違いのため径方向の塑性ひずみ速度が異なり、これが接触面圧に影響している可能性が挙げられる。そこで Fig. 2-25 に示したように各々のねじ形状におけるテーパ部での内径の拡大の様子をみると、下穴径  $r=2.3$  mm から完全ねじ部径  $r=2.45$  mm に至るまでタッピン三種では  $4/3$  周かけて連続的に増加していくのに対し、C タイトでは 3 頂点の各々で接する瞬間でのみ一気に増大しており、両者の内径の拡大速度が異なっていることがわかる。また、その具体的な値は図の $\Delta r/\Delta \theta$ に単位時間当たりの回転数を掛けた値となり、タッピン三種では  $0.56$  mm/s と求められるのに対して C タイトでは  $4.1$  mm/s と求められるから、約 7 倍以上の速度で内径が拡大していることがわかる。

一方、塑性ひずみ速度をそれぞれ 1 /sec, 10 /sec, 100 /sec とした A5052 アルミ材の SS カーブを参照すると、各ひずみに対する流動応力はほとんど変化せず、塑性ひずみ速度を 100 倍としてもその差は 10% 以下程度であることがわかる。これは A5052 アルミ材の塑性ひずみ速度依存性が非常に低いことを示している。ゆえに Fig. 2-27 に示した解析結果の相当塑性応力のコンターではどちらも 400 MPa 以下の範囲で分布しており、両種のねじで大きな差がないことがわかる。以上から、ねじ形状差に起因する塑性ひずみ速度の違いはほとんど接触面圧の値に影響を与えていないことがわかる。

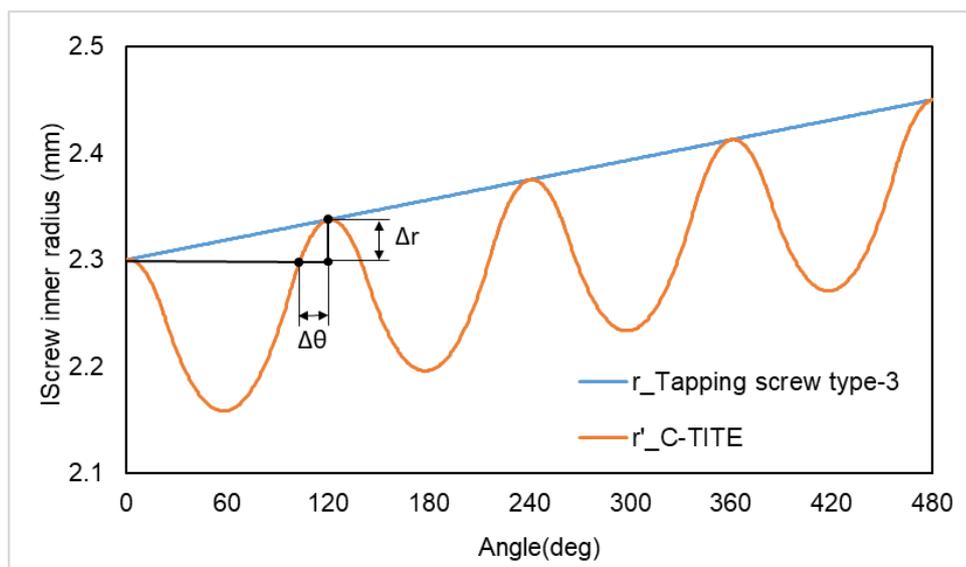


Fig. 2-25 Enlargement of inner diameter in screw taper.

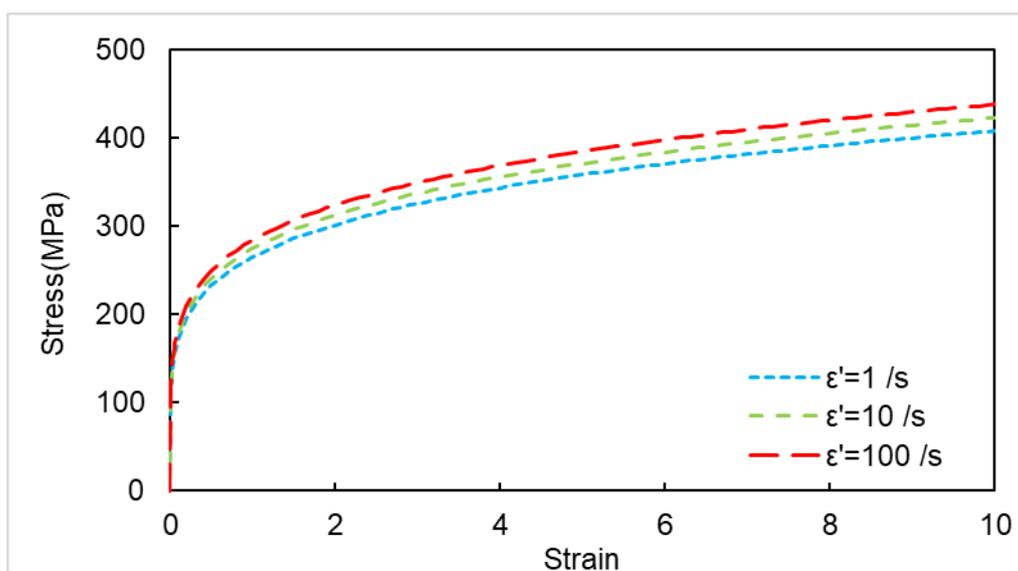
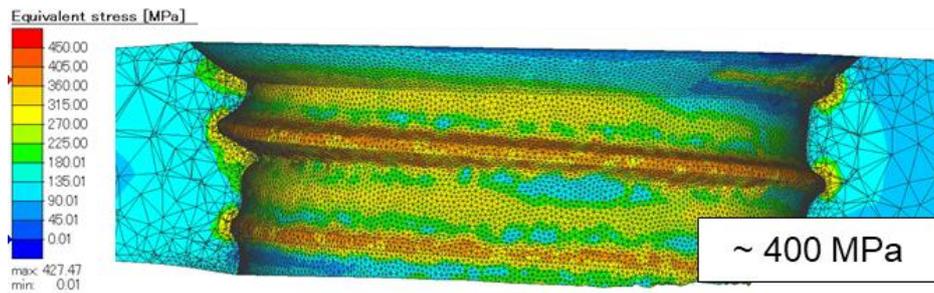
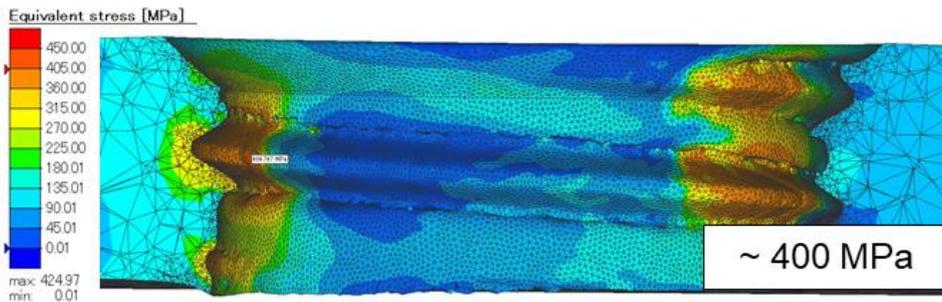


Fig. 2-26 SS-curve with different equivalent plastic strain rate.



(a) Tapping screw type-3



(b)C-TITE

Fig. 2-27 Equivalent plastic stress contour.

## 2.5 成形トルクの比較と考察

2.2.1 節および 0 節では C タイトのほうがタッピン三種よりも成形トルクが小さい値となることを示した。本節ではねじ面ごとのトルクの寄与について分析し、それらが異なる要因について明らかにする。

### 2.5.1 成形トルクの分析手法

解析結果から成形トルクの総和に対するねじ面各部の寄与をそれぞれ算出し、C タイトとタッピン三種とでの成形トルクの違いのメカニズムを明らかにする。

まず、各時刻で出力された計算結果において、ねじ寸法および節点座標データを用いて幾何的な計算処理を行うことにより、接触しているねじ面各節点をねじフランク面上部、ねじフランク面下部、およびねじ山頂部に振り分けた。その一例として、時刻 0.27(s) 経過後のねじ面の接触節点を表示したスナップショット Fig. 2-28 (a) に示し、これを各節点ごとにねじ面各部位に振り分け、散布図として可視化したものを Fig. 2-28 (b) に示す。ねじフランク面上部に属する接点が緑、ねじフランク面下部に属する接点が赤、ねじ面山頂部に属する接点が青としてそれぞれ表示されている様子がわかる。

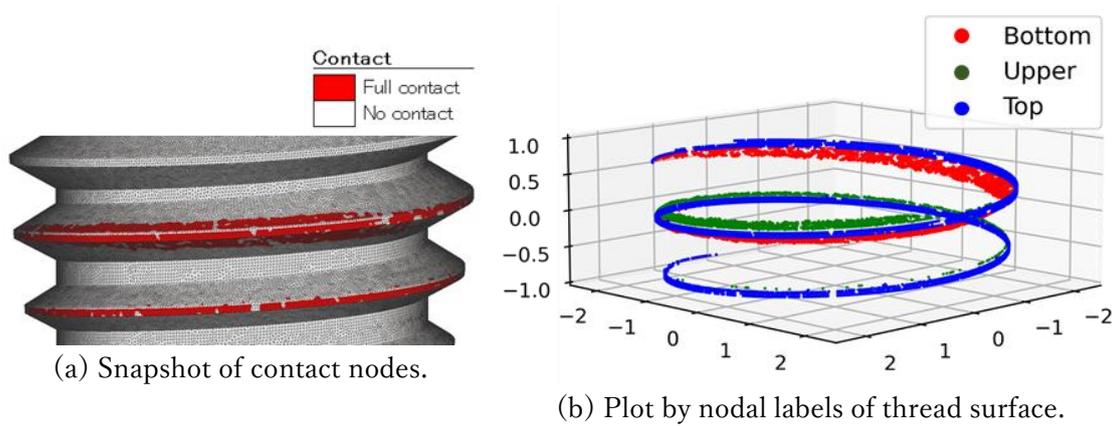


Fig. 2-28 Scatter plot of contact nodes.

このようにねじ面ごと接触接点を振り分けたのち、各節点における接触面圧や摩擦応力の値を用いてトルクへの寄与を算出した。具体的なトルクの算出について、まずCタイトのねじ山フランク面上部または下部に属する微小面積素 $dS$ に加わる力を考える。Fig. 2-29(a) に示したねじフランク面にはたらく接触力の図を参考にすると、接触面圧 $P_F$ および摩擦応力 $\mu P_F$ によって軸周りに生じるトルク $dC_F$ は、それぞれ式(2-8)および(2-9)で与えられる [7].

$$\text{Normal direction: } dC_{Fn} = P_{Fn} dS \rho (\sin \varphi \sin \alpha) \quad (2-8)$$

$$\text{Tangential direction: } dC_{Ft} = P_{Ft} dS \rho (\cos \varphi \cos \beta) \quad (2-9)$$

ただし、 $P_{Fn}$ はフランク面上部およびフランク面下部に生じる法線応力、 $P_{Ft}$ は摩擦応力であり、 $\rho$ は面積素の回転軸からの距離、 $\alpha$ はフランク角、 $\beta$ はリード角をそれぞれ表す。また、 $\varphi$ は各面積素の水平面内での法線ベクトルと向心ベクトルとがなす角に対応する角度であり、Cタイトの各節点座標およびねじ寸法から求められる。これらの値について上下のフランク面の接触要素全体で総和をとることで成形トルクへの寄与を求めることができ、

$$C_F = \int_{S_{flank}} (dC_{Fn} + dC_{Ft}) \quad (2-10)$$

として算出することができる。

また、Cタイトのねじ山頂部に生じる接触力によるトルク $C_T$ についても、同様に Fig. 2-29(b) に示したねじ山頂部にはたらく接触力から求めることができる。接触面圧 $P_{Tn}$ および摩擦応力 $P_{Tt}$ によって軸周りに生じるトルク $dC_{Tt}$ は、それぞれ以下の式(2-11)および(2-12)で与えられる。

$$\text{Normal direction: } dC_{Tn} = P_{Tn} dSr(\theta)(\sin\varphi) \quad (2-11)$$

$$\text{Tangential direction: } dC_{Tt} = P_{Tt} dSr(\theta)(\cos\varphi) \quad (2-12)$$

ただし $P_{Tn}$ はねじ山頂部に生じる法線応力、 $P_{Tt}$ は摩擦応力であり、 $r(\theta)$ は各面積素の回転軸からの距離を表す。先ほどと同様に、これらの値についてねじ山頂部の接触要素全体で総和をとることで成形トルクへの寄与を求めることができ、

$$C_T = \int_{S_{top}} (dC_{Tn} + dC_{Tt}) \quad (2-13)$$

として算出できる。

以上がCタイトにおけるトルクの算出方法であるが、円形断面であるタッピン三種については各節点における向心ベクトルおよびxy平面内の法線ベクトルの向きが完全に一致するため、(2-8)~(2-13)の各式において $\varphi=0$ とすることで計算できる。

これらの式をもとに、解析結果の要素応力データを用いてねじ面ごとのトルクの寄与を両種のねじで算出した。

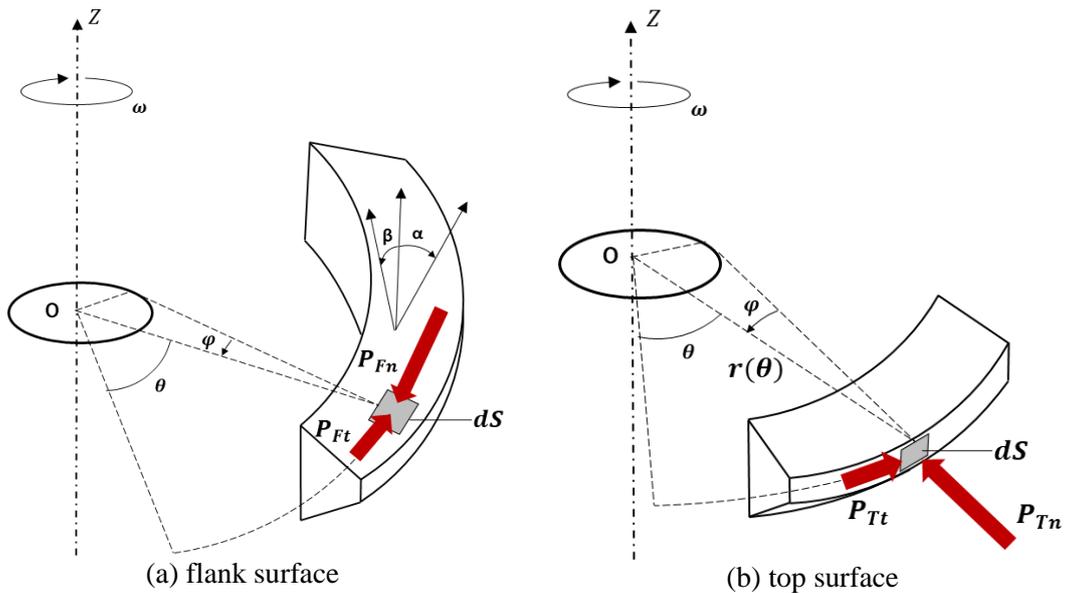


Fig. 2-29 Modelling of contact forces on the screw thread.

## 2.5.2 タッピン三種およびCタイトでの成形トルクの差の考察

前節で述べた算出方法を用い、推力制御としてから0.27秒経過した時点（解析終了直前）におけるねじ面各部の成形トルクへの寄与を求め、積み上げ縦棒図としてFig. 2-30に表した。さらに、このときの山頂部の接触面積 $S_{top}$ 、フランク面下部の接触面積 $S_{bottom}$ 、フラ

シク面上部の接触面積 $S_{upper}$ を求め、Table 2-5 に表した。

Fig. 2-30 を見ると、0.27 秒後の成形トルクの合計の値について、タッピン三種では 1.27 (Nm)、C タイトでは 0.59 (Nm) と 2 倍以上の差があることがわかる。まずタッピン三種のトルクの内訳についてみると、山頂部のトルクの寄与が最も大きく、次いでフランク面下部、フランク面上部の順になっていることがわかる。これについて、相手材の塑性変形は主としてねじ山頂部との接触によって生じるため、2.4.1 で述べたように接触面圧も山頂部において最大となるから、これに摩擦係数および内径をかけて得られるトルクも上下フランク面より大きくなることによるといえる。このねじ山頂部に生じるトルクについて、タッピン三種と C タイトでねじ面部位ごとにトルクの差を求めると最も大きい 0.44 Nm の差が生じており、合計の成形トルクの差に対する最も主要な原因となっていることがわかる。

ねじ山頂部に生じるトルクの差について、平均応力および接触面積のそれぞれの影響を考える。まず接触面積について考えると、ねじ部形状の影響のため Table 2-5 で示すようにタッピン三種の山頂部の接触面積 $S_{top}$ は C タイトと比べて 5 倍程度大きくなっていることがわかる。一方ねじ面に生じる接触面圧について考えると、2.4.1 で示したようにアルミ A5052 材の塑性ひずみ速度依存性が小さいことに起因して、内径が急拡大する C タイトにおいてもねじ面山頂部の接触面圧はタッピン三種の 1.5 倍程度にとどまっている。またこれに摩擦係数をかけて得られる摩擦応力についても同様に、両者での差は高々 1.5 倍程度であるといえる。したがってこれらを加味すると接触面積の差による影響のほうが優位となり、その結果としてタッピン三種よりも C タイトのほうが小さい成形トルクになると考えられる。

またこのことから、相手材に用いる材料の塑性ひずみ速度依存性によってタッピン三種と C タイトの成形トルクの差が変わると考えられる。今回解析の対称として用いたアルミ A5052 については、式(2-2)および Table 2-2 で述べたように構成則のひずみ速度依存項 $\varepsilon^m$ の乗数が $m=0.0153$ と非常に小さかったため、C タイトの接触面圧は大きくは上がらず、成形トルクを抑える上で有利であった。しかしながらひずみ速度依存性の高い ( $m$ の大きい) 材料とすると C タイトにおいても接触面圧が上昇するため、タッピン三種に対する成形トルクの差は小さくなり、その優位性は少なくなるといえる。

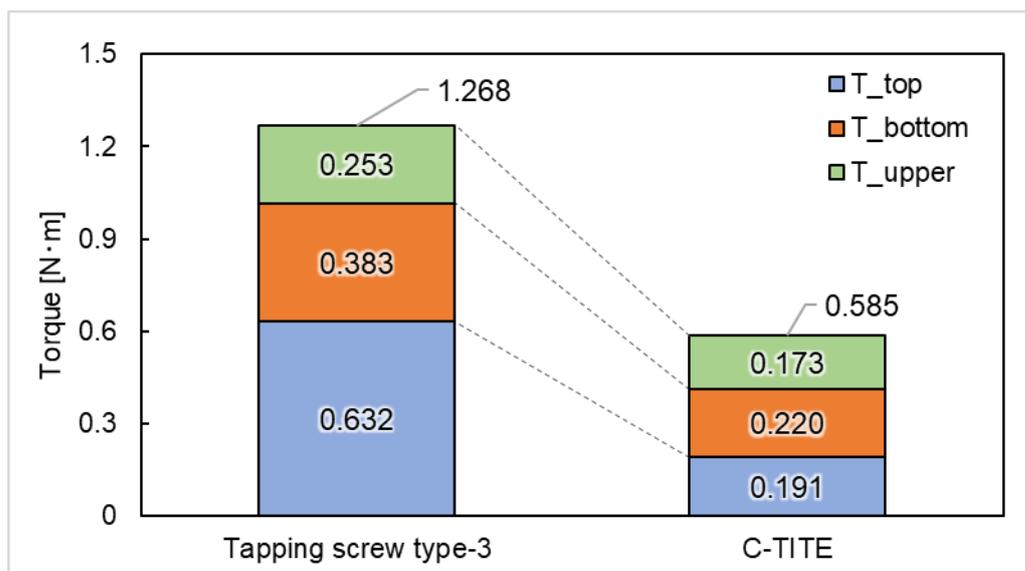


Fig. 2-30 Comparison of thread-forming torque breakdown (t=0.27s).

Table 2-5 Contact area of each screw surface (t=0.27 s).

	$S_{top}$ (mm <sup>2</sup> )	$S_{bottom}$ (mm <sup>2</sup> )	$S_{upper}$ (mm <sup>2</sup> )
Tapping screw type-3	3.36	3.26	1.62
C-TITE	0.626	0.883	0.672

## 2.6 発熱の比較と考察

解析では、両種のねじの成形の過程において摩擦や塑性変形に伴い温度が上昇した。この温度変化の挙動について、各時刻における相手材節点の最大温度を求め、Fig. 2-31 に示すように 0.27 秒間の時刻歴データとしてタッピン三種および C タイプでプロットした。さらに、解析終了時 (t=0.27 s) の温度分布のコンター図について Fig. 2-32 に示す。Fig. 2-31 を見ると、タッピン三種ではほぼ直線的に温度が上昇し、最大 177°C 程度に上昇している。いっぽう C タイプでも解析の進行に従って温度が上昇するが、その上昇速度はタッピン三種と比べると緩やかであり、最大 95°C 程度にとどまっている。

この発熱量の違いについては、両者の成形トルクの違いによるものと説明できる。成形時のエネルギー収支は成形トルクを入力として、弾性変形に寄与した分のみがエネルギーとして保存され、残りの塑性変形や摩擦に使われた仕事が熱に変換されるというバランスになっている。本解析ではねじ面と接触するほぼすべての要素が完全に塑性域に到達しており、弾性変形の影響が小さいため、結局成形トルクの違いがほぼ発熱量の違いに直結しているといえる。よって、成形トルクが小さい C タイプのほうが発熱量も小さく抑えられるといえる。また、C タイプは 3 頂点でのみ接するため、ねじ面と接していない領域では

輻射によって熱を逃がすことができ、この点からも発熱を抑えるために有利であるといえる。

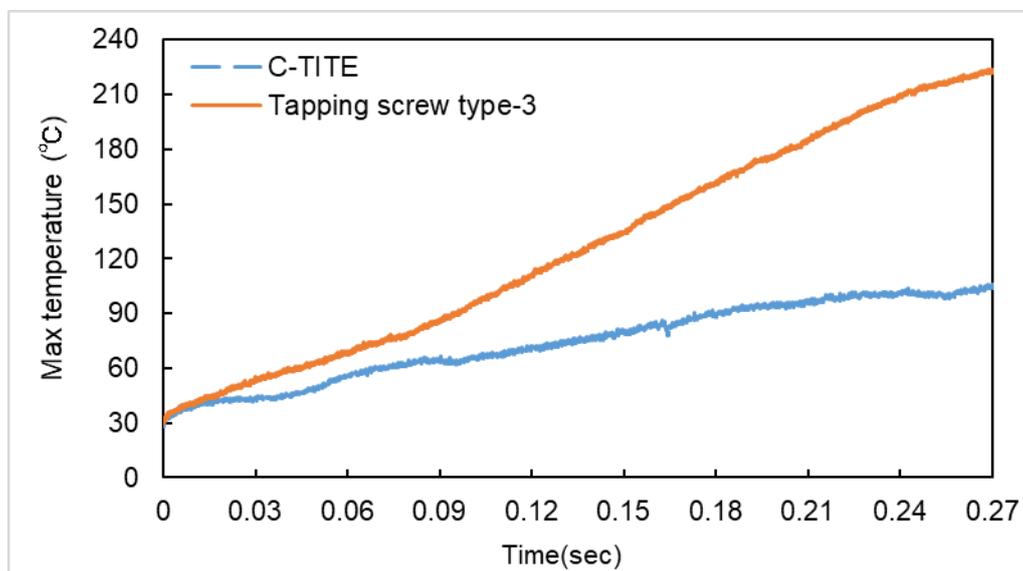


Fig. 2-31 Time history of maximum temperature.

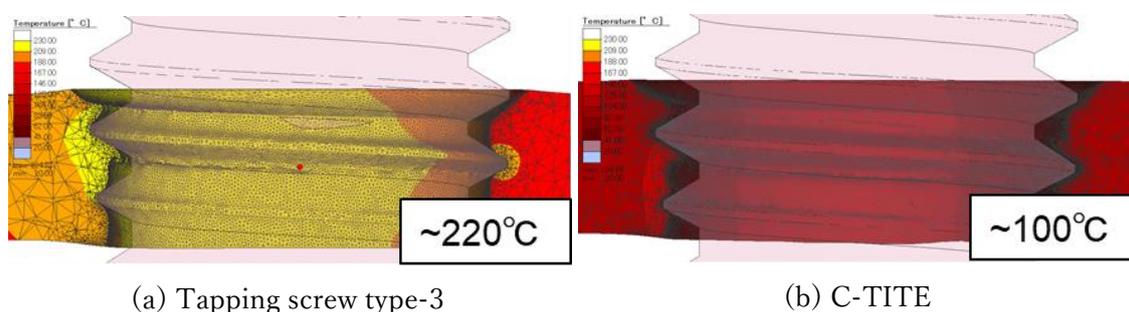


Fig. 2-32 Work-piece temperature (t=0.27 s)

## 2.7 推力による影響

2.2 節では推力を 68.6 N (7kg 重) として解析を実施したが、タッピングねじ成形時の相手材の変形挙動は推力に依存している可能性がある。そこで、本節では推力を 98.0 N (10kg 重) とし、同様の成形解析を実行した結果について比較して述べる。

### 2.7.1 成形トルクへの影響—タッピング三種

タッピング三種について、推力を 68.6 N とした場合、および 98.0 N とした場合の成形トルクの時刻歴を Fig. 2-33 に示す。図を見ると、推力を増加させても各時刻における成形トルクに大きな差は生じていないことがわかる。詳細に値を比較すると、解析の前半 (~0.1s)

においては推力 98.0 N としたときのほうがわずかに上回っている。これは推力に比例してねじ面のうちフランク面下部に生じる摩擦力の総和が大きくなるからであると考えられる。一方、解析の後半(0.15 s~)においては、推力を 68.6 N としたときのほうがわずかに上回っていることがわかる。これはねじの二周目以降において、推力が小さいとねじが鉛直下方に沈み込む影響が少ないことからフランク面上部での接触面積が大きくなり、より多くのトルクを生じさせたことによるものと考えられる。ただし、実際の締結体における相手材では多くの場合本解析で用いたモデルよりも板厚が厚いため、鉛直方向の剛性が高くなって推力の影響は無視でき、トルクはほぼ一致すると考えられる。

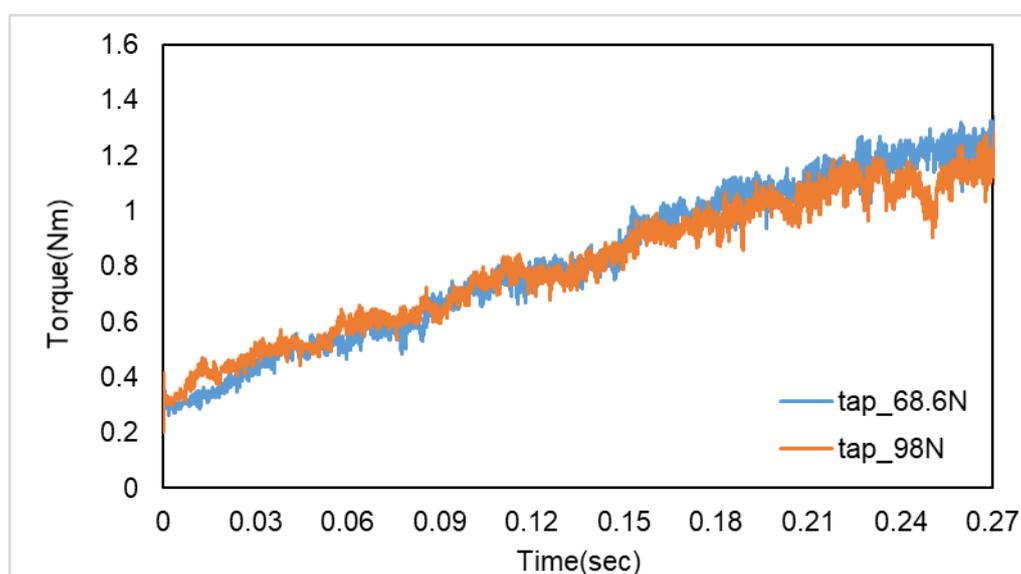


Fig. 2-33 Time history of forming torque with Tapping screw type-3 with different thrust force.

## 2.7.2 成形形状への影響—タッピン三種

タッピン三種において、推力を変えた際の成形形状の違いについて述べる。解析を始めてから 0.27 秒経過した後のタッピンねじおよび相手材について、ボルト軸を通して y 軸に垂直な面で切断し、推力を 98 N および 68.6 N とした場合でそれぞれ相当塑性ひずみのコンターとして Fig. 2-34 に示した。図を見ると、両者の相当塑性ひずみの値、およびラビットイヤー形状の発達にはほとんど差がないことがわかる。これは、タッピン三種においてはねじフランク面下部の接触面積が多いため推力を増しても接触面圧があまり上がらず、ねじ面近傍における塑性流動の挙動が大きく変わらなかったためと考えられる。

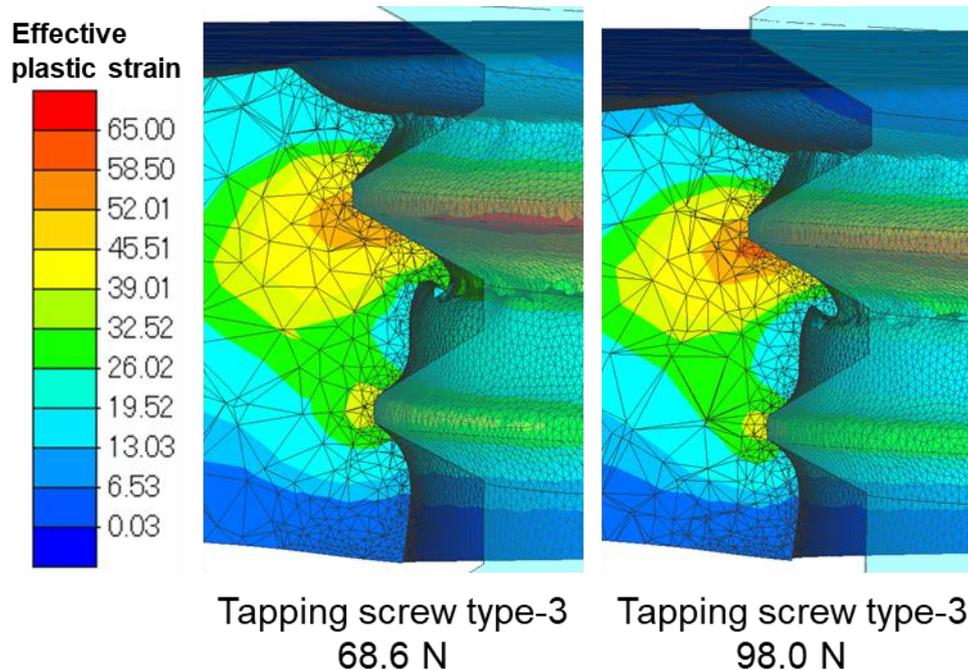


Fig. 2-34 Comparison of formed-thread shape with different thrust value.

### 2.7.3 成形トルクへの影響—C タイト

推力を 98.0 N とした場合および 68.6 N とした場合の成形トルクの時刻歴を Fig. 2-35 に示す。図を見ると、解析の序盤(~0.1s)までは推力 98.0 N としたときのほうが大きく、解析の後半に近づくにつれてほぼ同じ値に収束する様子がわかる。序盤においては 2.3.1 で述べたように成形トルクが極大となっているが、この値に差が生じるのは推力が大きくなるほどピッチずれの影響が大きくなるためであるといえる。すなわち推力が増加するにしたがってねじ山とめねじとの上下の中心のずれが大きくなるから、推力を大きくした解析では変形抵抗も増加し、成形トルクに差が生じるようになる」と説明できる。成形が進行するにしたがって鉛直方向の挙動が 4 mm/s で安定し、C タイトの各頂点間でのねじピッチのずれはともにほぼなくなるため、解析の終盤においては両者の成形トルクの値はほぼ一致する結果になったといえる。

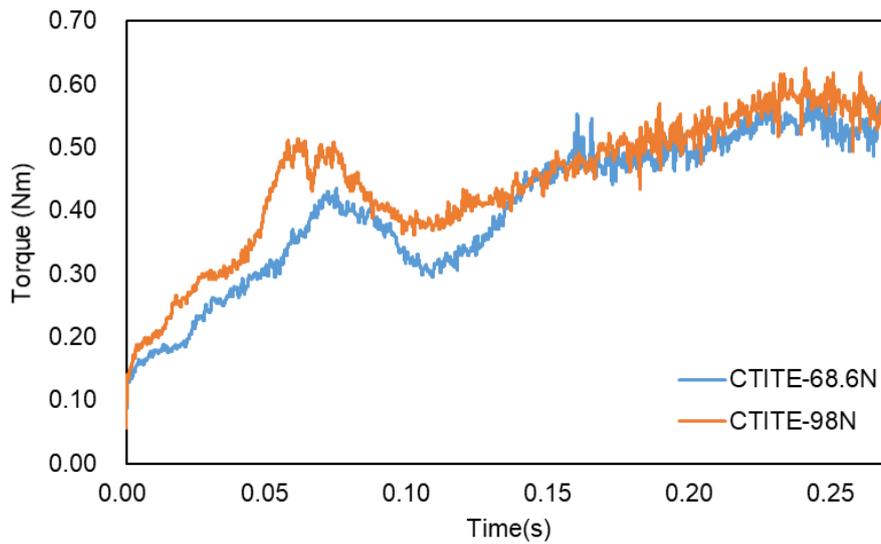


Fig. 2-35 Time history of forming torque of C-TITE with different thrust force.

#### 2.7.4 成形形状への影響—C タイト

C タイトについて、推力を 98.0 N とした解析における成形形状の違いを述べる。解析を始めてから 0.27 秒経過した後のタッピンねじおよび相手材のメッシュについて、ボルト軸を通して y 軸に垂直な面で切断し、推力を 98.0 N および 68.6 N とした場合でそれぞれ相当塑性ひずみのコンターとして Fig. 2 34 に示した。図を見ると、両者の相当塑性ひずみの値には大きな差はないが、図中黒丸で囲んだラビットイヤー形状の発達の様子が異なっており、推力を 98.0 N とした解析では 68.6 N とした解析よりもやや大きく巻いていることがわかる。これは推力を大きくすると、2.2.3 にて先述した成形初期のねじの沈み込みが大きくなり、より多くの相手材が鉛直下向きに押し出される塑性流動が生じるためである。成形中盤～後半にかけてはいずれも鉛直方向の速度が(2 3)でもとめた 4 mm/s で安定してくるため、変形の挙動に関して両者で目立った違いは見られなかった。

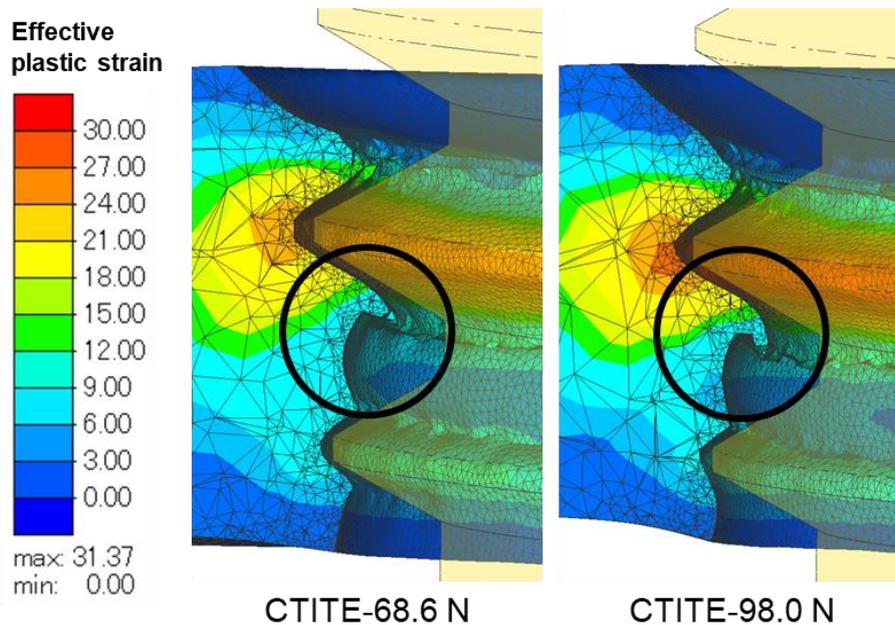


Fig. 2-36 Comparison of formed-thread shape with different thrust value.

## 2.8 結言

タッピン三種およびCタイトの成形過程について有限要素解析を行い、両者の成形結果を実験と比較したのち、両者の成形トルクの違いの要因について明らかにした。

まず、タッピン三種について解析結果の成形トルクを実機試験の結果と比較して定量的に妥当性を確認したのち、めねじの成形過程を示し、解析終了時の成形形状について実機試験の結果と比較することで定性的にも妥当性を確認した。さらに成形過程における塑性流動の様子を示し、すべり線の様子を用いてねじ山頂部およびフランク面の接触の影響を考察することで、ラビットイヤー形状の成因を含む材料の変形過程のメカニズムを明らかにした。

さらに、Cタイトについても同様に解析結果の成形トルクを実機試験の結果と比較して定量的な妥当性の確認を行い、解析終了時の成形形状について実機試験の結果と比較することで定性的に妥当性を確認した。

その後、両種のねじの成形トルクが異なる要因を明らかにした。まず、両種のねじ面に生じる接触面圧についても解析結果を用いて可視化し、それらの違いを明らかにした。次に各節点を山頂部およびフランク面上下部に振り分け、接触面圧や座標の情報からねじ面ごとの成形トルクの寄与を求めた。これによりねじ面山頂部で生じるトルクが最も支配的であることを明らかにした。この山頂部のトルクについて、両者の接触面積に5~6倍の差があり、一方で材料の塑性ひずみ速度依存性が低く接触面圧には1.5倍程度しか差がないことから、Cタイトでは山頂部のトルクが小さくなることを示し、これが両者の成形トルクの差の主たる要因であることを明らかにした。

ただし本解析では計算負荷のため、ねじ山1周半程度の成形過程に限定した検討となっている。したがって、計算時間を十分に長くとり3~4周分程度のねじ山の成形解析を実施するのが今後の課題といえる。また、本研究では計算の安定性のためタッピンねじを剛体として計算したが、今後においてはタッピンねじのメッシュにも弾塑性体を割り当て、ねじ面自身の変形が成形過程の力学挙動に与える影響を明らかにすることが求められる。

## 第3章 タッピンねじのゆるみ耐性評価

この章では、前章で述べた成形解析におけるねじ面の接触状態を考慮して各種タッピンねじ締結体をモデリングし、軸直角方向への加振解析の結果からゆるみ耐性を評価する。

### 3.1 締め付け過程の解析による妥当性の確認

本研究では有限要素法解析ソフト ANSYS 2021R1(陰解法)を用いてタッピンねじ締結体をモデリングし、ゆるみ耐性の評価のための解析を実施することとした。そこで、本節においてはまずタッピンねじの締め付け過程の解析を行い、実験において測定したトルク-軸力曲線との比較を行うことで、作成したボルト締結体の有限要素モデルの妥当性を確認する。

#### 3.1.1 解析条件

タッピンねじの締め付け過程の解析を行うため、Fig. 3-1 (a)の全体アイソメトリック図および(b)の断面図に示すように、タッピン三種、被締結材、相手材、スペーサーの4つの部品からなるモデルを作成した。

タッピン三種のねじ寸法については2.1.1節で成形解析の際に用いたものと同様である。またスペーサーについてはFig. 3-2 (a)に示すように円筒形状とし、内径5 mm、外径20 mm、厚さ12 mmに設定した。被締結材の寸法については直方体の板に下穴をあけた形状とし、下穴径を5.5 mm、面取りC0.4、一辺を各25 mm、板厚を5 mmに設定した。

相手材の寸法について、雌ねじ外径、ピッチ、山幅、高さを用いてTable 3-1に示す。前章の結果より、成形完了後のタッピン三種およびCタイトではねじ山頂部が接触していると考えられるので、ナット外径 $d_{nut}$ をねじ山の外径 $\phi=4.90$  mmよりもわずかに小さい4.898 mmとし、初期貫入をさせて山頂部が接触するようにモデリングした。また、成形結果より第一周目のねじ山は接触していないと考えられるので、この部分には空隙を設けた。

以上のように各種部品のジオメトリを作成し、六面体二次要素 SOLID186 を適用してメッシュを作成した。なお、タッピンねじの軸部や相手材の端部など、六面体要素を用いるのが困難な一部の領域には四面体二次要素を使用している。

材料特性について、締め付け過程ではすでに雌ねじの成形が完了しており、成形過程において一度塑性変形した材料は弾性回復していると考えられるため、各種部品はすべて完全弾性体として定義した。アルミを材料とする被締結材および相手材についてはヤング率 68.6GPa、ポアソン比 0.33 とし、鋼材を材料とするタッピンねじ、およびスペーサーはヤング率 205GPa、ポアソン比 0.33 とした。

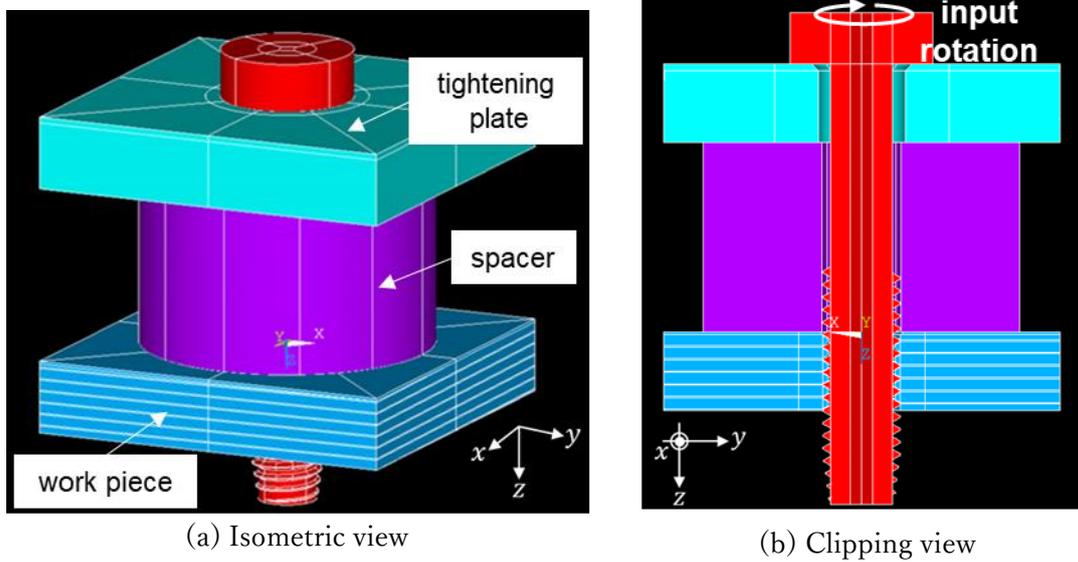


Fig. 3-1 Overall view of the tightening model.

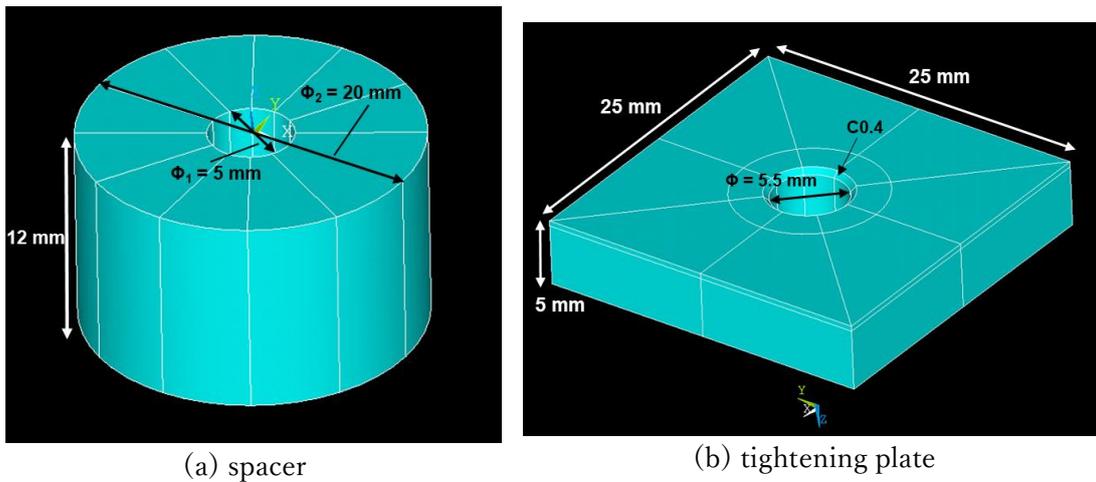


Fig. 3-2 Dimensions of the parts.

Table 3-1 Dimensions of the nut.

Inner diameter $d_{nut}$ [mm]	4.898
Pitch $P$ [mm]	0.8
Thread width $w_t$ [mm]	0.705
Thread height $h_t$ [mm]	0.35

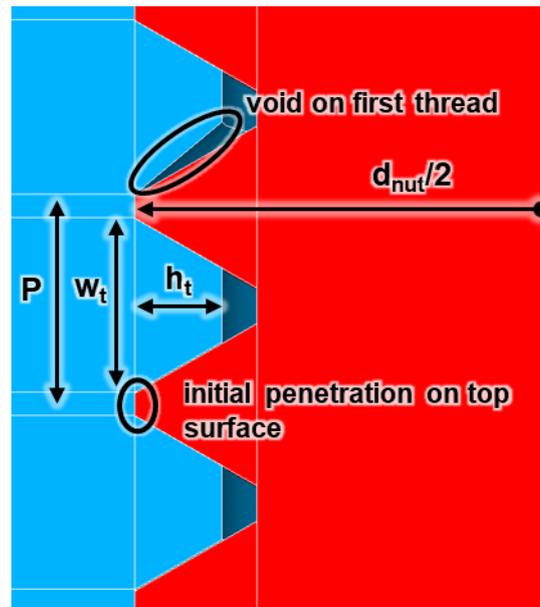


Fig. 3-3 Dimensions of work piece.

接触はねじ座面—被締結材間，被締結材—スペーサー間，スペーサー—相手材間，ねじ面—相手材間の四か所において定義した．接触要素はマスターに TARGE170,スレーブに CONTA174 を適用し，各接触ペアにおいて対称接触を定義した．また，ペナルティ剛性ファクターは 0.1 とした．摩擦係数について，長岡 [10]はねじ面・相手材間で 0.3，その他の接触面で 0.1 としたが，本研究においては日東精工実施の締結試験によって求めた値を用いて，タッピン三種の解析においてはねじ面・相手材間で 0.58，その他の接触面で 0.37 とし，Cタイトの解析においてはねじ面・相手材間で 0.56,その他の接触面で 0.32 とした．

拘束条件に関して，まず相手材については向かい合う二外周面に属する節点の xyz 方向の並進変位を拘束した．スペーサーについては外周面に属する節点に xy 方向の並進変位の拘束を施し，被締結材については相手材と同様，向かい合う二外周面に属する節点の xy 方向の並進変位を拘束した．

解析の入力について，第一荷重ステップにおいて実機試験と同様，ねじ頭部上面に Z 方向 68.6N の推力を負荷した．第二荷重ステップにおいてはねじ頭部上面を Z 軸周りに計 20 度回転し，軸力を発生させた．なお，1 度ずつ 20 サブステップに分割し，少しずつ回転させることで各状態での平衡点を計算している．締結終了後，ねじ頭部上面の変位拘束を解除し，推力を除荷した．

### 3.1.2 トルク—軸力曲線の比較

実験によって得られたトルク—軸力曲線と，解析で得られたトルク—軸力曲線とをプロットし，Fig. 3-4 に示した．図を見ると，解析結果では実験結果と比べてトルクあたりの

軸力が20%程度少ないことがわかる。また、詳細に結果を見ると、締結過程序盤の低トルク域（ $\sim 3 \text{ Nm}$ ）において一時的に両曲線の傾きに差が生じており、高トルク域（ $3 \text{ Nm} \sim$ ）においては両曲線の傾きに大きな差が見られないことがわかる。解析結果の軸力が実験結果よりもやや小さくなった原因としては、ボルトやナットのヤング率が実際のものよりもやや小さくなっていることや、スペーサーと被締結板、相手材とスペーサー間の摩擦をそれぞれやや大きく見積もっていることによるものと考えられる。

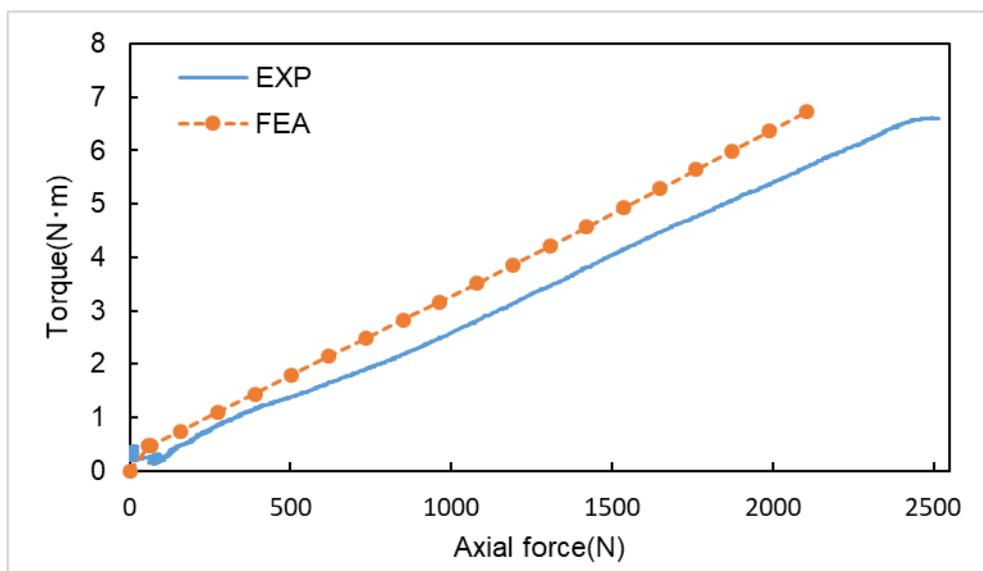


Fig. 3-4 Torque-Axial force plot of analysis and experiment.

## 3.2 軸直角方向加振解析

本節では2章の解析結果のねじ面の接触状態を踏まえてタッピン三種、Cタイト、通常ねじの締結体をモデリングし、回転ゆるみの荷重モードの一つである軸直角方向外力による加振を模擬した解析を実施する。さらにその結果から各種ねじ締結体のゆるみ評価を行い、ねじ面の接触状態の違いに基づく力学挙動からゆるみのメカニズムを考察する。

### 3.2.1 有限要素モデリング

タッピンねじ締結体に対する加振解析を行うため、各種形状のタッピンねじおよび可動板、固定板、ナットの4部品からなる有限要素モデルを作成した。モデル全体のアイソメトリック図について(a)に、またボルト軸を通る面で切断した断面図について(b)に示す。

各種タッピンねじの寸法およびねじ面形状については3.1.1節で述べたものと同様であり、ねじ軸長のみ固定板や可動板の板厚に合わせて短くしている。固定板と可動板は全く同じ形状および寸法として左右を入れ替えたように配置しており、その寸法は Fig. 3-6 (a) に示すとおりである。

またナットについて Fig. 3-6 (b)に示すように、六角はモデリングせず円筒形状として作成し、その内側にめねじのらせん形状をモデリングした。これについて、タッピン三種およびCタイトについては前章の成形解析におけるねじ面の接触状態を考慮し、ナットに対してねじ面山頂部が接触するよう、Fig. 3-7 (a)に示すようにナット径をねじ径よりもわずかに小さくして初期貫入させた。一方、通常ねじはJISで規定された公差域クラスなどに基づくわずかな隙間をもって締結されるため、Fig. 3-7(b)に示すようにナット径をボルト径よりも大きく設定し、ねじ山頂部が非接触となるようにした。

これらのモデルの境界条件について述べる。まず、固定板について、解析のあいだ端部の節点の  $x, y, z$  方向の変位を完全に拘束した。可動板については、端部の節点の  $x, z$  方向の変位を完全に拘束し、 $y$  方向に関しては加振時に変位が一致するようにカップリング拘束を施した。ナットについては、締結過程では外周部の節点の  $xyz$  方向の変位を完全に拘束し、その後の加振過程ではこの拘束を解除して完全に自由に変位できるようにした。

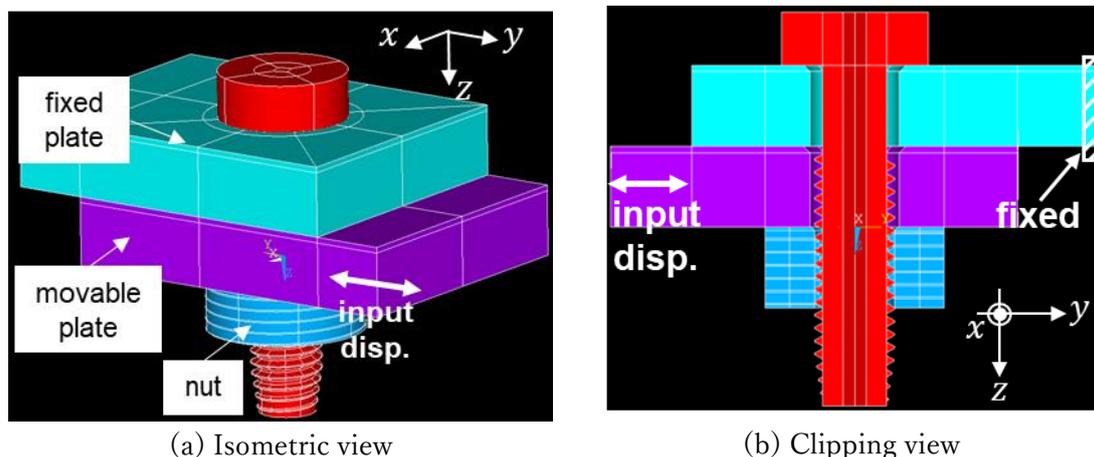


Fig. 3-5 Overall view of the vibrating model.

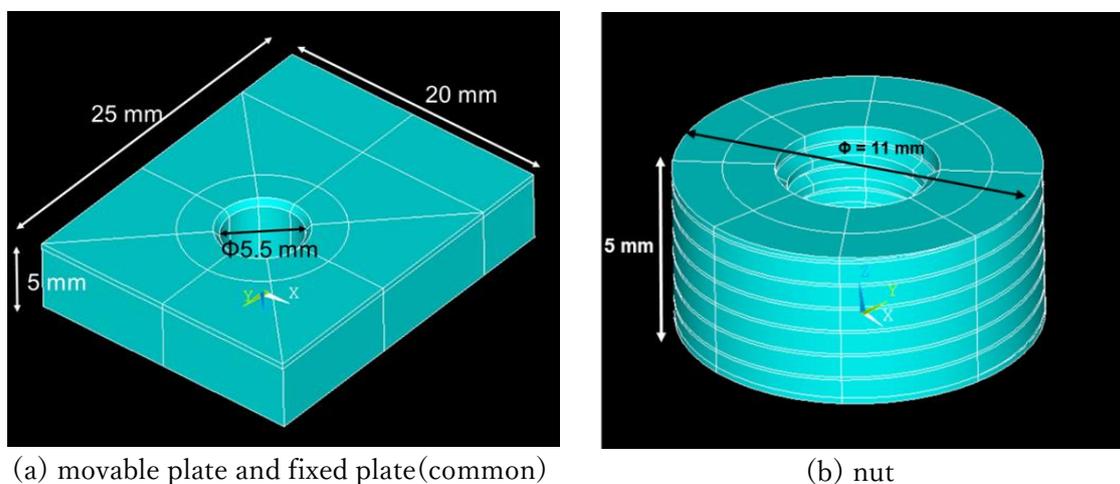


Fig. 3-6 Dimensions of the parts.

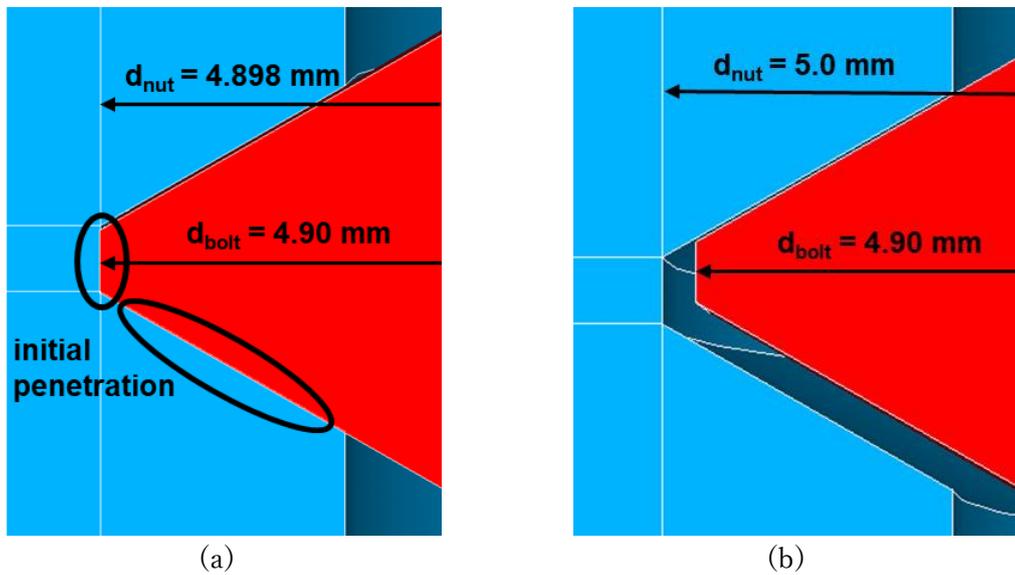


Fig. 3-7 Modelling of bolt and nut. (a) Tapping screw type-3, C-TITE (b) normal screw

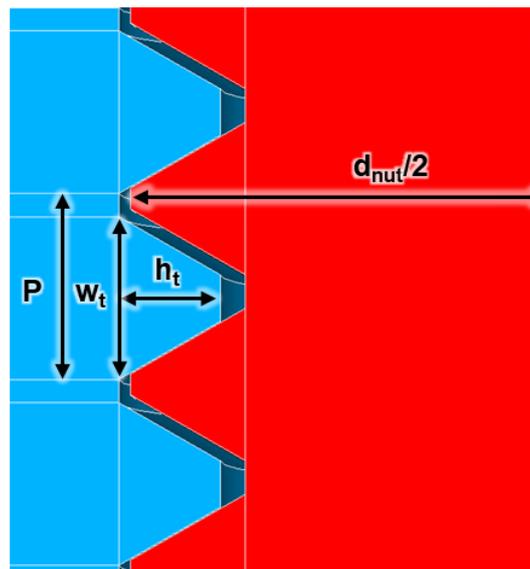


Fig. 3-8 Descriptions of dimensions.

Table 3-2 Dimensions of nut for each screw.

	Tapping screw type-3, C-TITE	Normal screw
Inner diameter $d_{nut}$ [mm]	4.898	5.0
Pitch $P$ [mm]	0.8	0.8
Thread width $w_t$ [mm]	0.705	0.7
Thread height $h_t$ [mm]	0.35	0.433

Table 3-3 Details of analysis conditions.

Analysis Software	ANSYS Mechanical APDL 2021 R1 (Quasistatic implicit method)	
Element type	Body	SOLID 186 (quadratic hexahedral) SOLID 187 (quadratic tetrahedral) MPC184 (multipoint constraint)
	Contact element	TARGE 170, CONTA 174
Number of elements	Tapping screw type-3	170506
	C-TITE	437052
	Normal screw	171093
Contact algorithm	Augmented Lagrange Method	
Contact definition and friction factor	Bolt bearing – fixed plate	0.1
	Fixed plate – movable plate	0.1
	Movable plate – nut bearing	0.1
	Nut bearing – bolt thread surface	0.1

### 3.2.2 解析条件

本解析はボルトに軸力を発生させる締結過程，および締結が完了したモデルに強制加振を与える加振過程の二つの構成によって実施した。

まず，締結過程については4ステップとした。第1ステップではねじ頭部の各節点とMPC184 多点拘束要素を用いてつながれた主動節点（以降，パイロット節点と呼ぶ）を指定し，この節点について水平方向の変位および回転変位を拘束しつつ，鉛直方向の推力68.6(N)を負荷した。次に，第2ステップではパイロット節点に強制変位として回転角を与え，ねじ全体を回転させることによって軸力を発生させた。この回転角については各モデルで締結トルクが約2.0(N・m)となるよう，Table 3-4 にそれぞれ示す値とした。第3ステップではパイロット節点の水平方向および回転方向の変位拘束を解除し，最後に第4ステップにてナット外周部の節点におけるxyz方向の変位拘束を解除した。これら4ステップを通じて，タッピンねじの締結状態を完成させた。

その後，加振過程についてはJunker 式試験を模擬し，計4サイクル分の強制周期変位を順に可動板の端部（カップリング拘束した節点）に与えた。その一例として，振幅A=0.2(mm)とした場合に入力した周期変位を Fig. 3-9 に示す。1サイクルは  $u_y=0.2, 0,-$

0.2,0とした計4つの荷重ステップからなり、各々の荷重ステップを少なくとも12サブステップに分割し、各々の平衡点を計算して求めている。

加振振幅について、予備解析により完全に座面がすべり出す値 $A_{bearing\_slip}$ はタッピン三種で0.075 mm、タッピン三種や通常ねじで0.1 mmと求められた。そこで微小座面すべり域および完全座面すべり域の両方におけるねじ締結体のゆるみ挙動を明らかにするため、Table 3-5に示すように振幅 $A$ は各々のねじ締結体で完全座面すべりを生じる値 $A_{bearing\_slip}$ の0.5倍~2倍とした合計5パターンとした。すなわち、振幅 $A$ を規格化した値 $A'$ は以下の式で与えられる。

$$A' = \frac{A}{A_{bearing\_slip}} \quad (3-1)$$

CPUにはIntel(R) Xeon(R) E5-2687W(クロック数 3.00 GHz)を用い、4コアSMP並列計算としてタッピン三種および通常ねじの加振解析には36時間程度、Cタイトの加振解析には72時間程度を要した。

Table 3-4 Tightening rotation angle.

	Tapping screw type-3	C-TITE	Normal screw
Tightening rotation angle (deg)	18.25	29.0	20.0

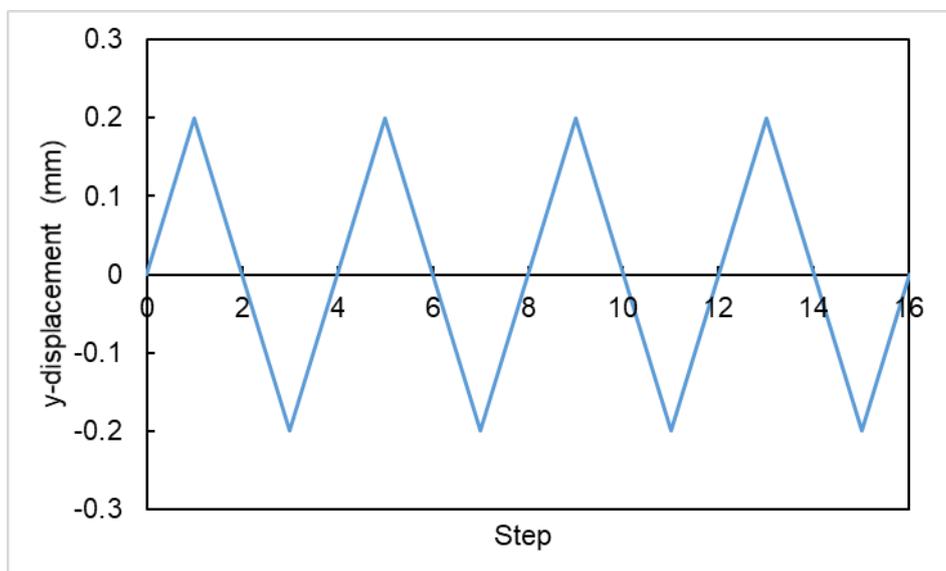


Fig. 3-9 Cyclic displacement input for movable plate.

Table 3-5 Input amplitude for each case.

	Case 1 (mm) ( $A'=0.5$ )	Case 2 (mm) ( $A'=0.75$ )	Case 3 (mm) ( $A'=1$ )	Case 4 (mm) ( $A'=1.5$ )	Case 5 (mm) ( $A'=2.0$ )
Tapping screw type-3	0.0375	0.056	0.075	0.11	0.15
C-TITE	0.05	0.075	0.1	0.15	0.2
Normal screw	0.05	0.075	0.1	0.15	0.2

### 3.2.3 解析結果—荷重変位曲線

各種ねじ締結体について、振幅が最大である $A'=2.0$ としたケース（すなわちタッピン三種では振幅 0.15 mm, C タイトおよび通常ねじでは振幅 0.2 mm）の可動板端部の荷重変位曲線を求め、通常ねじでは Fig. 3-10, C タイトについては Fig. 3-11, タッピン三種については Fig. 3-12 にそれぞれ表した。

通常ねじについて表した Fig. 3-10 を見ると、勾配部 I, II, III, IV においてそれぞれ加振時の剛性が変化している様子がみられる [11]。最も急勾配であり剛性が高い区間 I では、すべての接触域において接触面が固着しており、可動板の弾性変形によってのみ端部が変位している。次に、区間 II については可動板および固定板の間の接触面でのみ完全にすべっており、外力の増分はボルトの曲げ変形に伴う反力によって負担される。区間 III においてはねじ面において完全にすべり状態となっており、ねじおよびナット座面では固着域が存在している。区間 IV においては並進方向の剛性が完全に 0 となっているが、この領域ではボルトの曲げ変形によって生じる摩擦力が上限（軸力に摩擦係数を掛け、二倍して得られる）に達してボルトの座面が完全に滑っており、もはやそれ以上の外力を負担することができなくなっている。また、加振サイクルの進行に従って軸力が低下するため、外力の最大値も低下していることがわかる。

本研究では各種締結体ごと振幅を変えた Case1 から Case5 までの解析を実施したが、これは各図において赤丸で囲んだ 5 か所を終端として加振した場合に対応する。座面、ねじ面のそれぞれの接触状態について、固着領域を失う完全すべり、完全すべりは生じないが常時固着している領域のない微小すべり、常時固着している領域が存在する局所すべりの三通りに分けて考えることとすると、例えば Fig. 3-10 ではねじ面は Case 2,3,4,5 において完全すべりであることがわかり、座面は Case 3,4,5 において完全すべりであることがわかる。

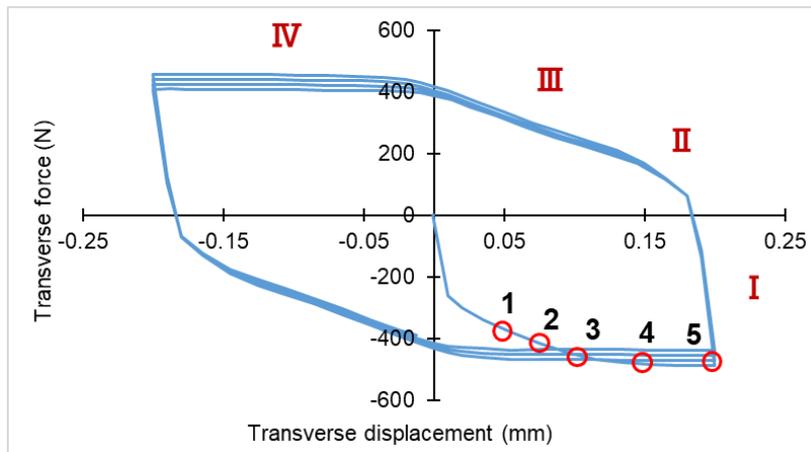


Fig. 3-10 Load-displacement curve: normal screw ( $A=0.2$  mm)

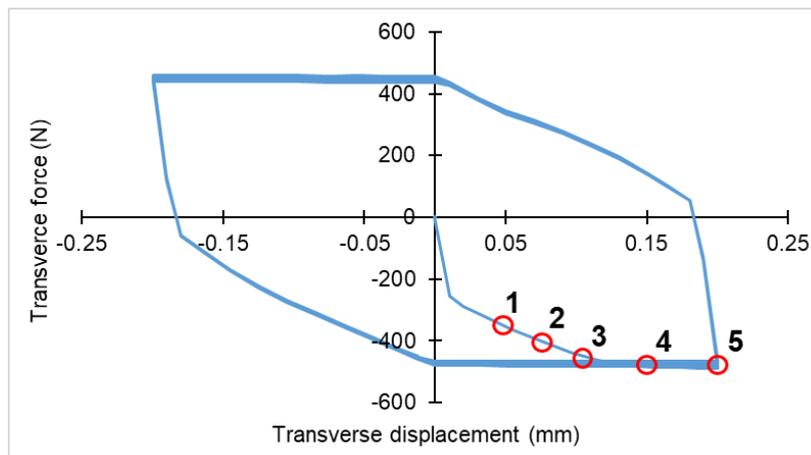


Fig. 3-11 Load-displacement curve: C-TITE ( $A=0.2$  mm)

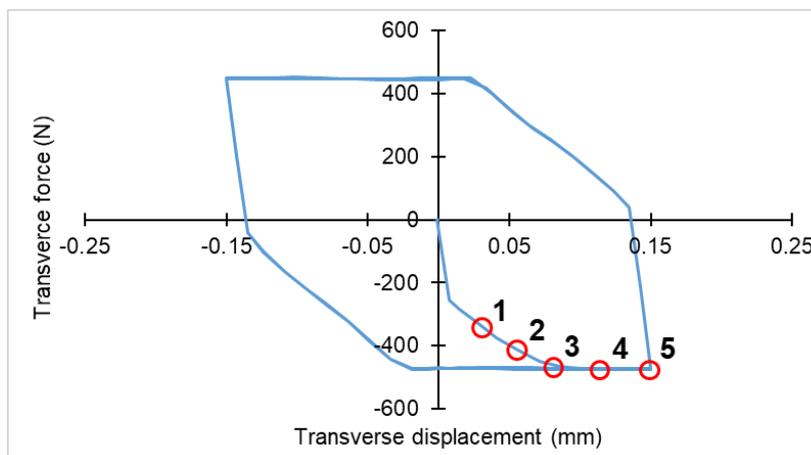


Fig. 3-12 Load-displacement curve: tapping screw type-3 ( $A=0.15$  mm)

Table 3-6 Contact status of bearing surface and thread surface in each case.

		Bearing surface		
		Complete bearing-surface slip	Micro bearing-surface slip	Localized bearing-surface slip
Thread surface	Complete thread-surface slip	C-TITE: Case <b>3,4,5</b> Normal: Case <b>3,4,5</b>	-	Normal: Case <b>2</b>
	Micro thread-surface slip	Tapping screw type-3: Case <b>3,4,5</b>	-	C-TITE: Case <b>1,2</b> Normal: Case <b>1</b>
	Localized thread-surface slip	-	Tapping screw type-3: Case <b>2</b>	Tapping screw type-3: Case <b>1</b>

### 3.2.4 解析結果一軸力の低下速度

ねじ締結体のゆるみの評価指標の一つとして、軸力の低下量が挙げられる。そこで、タッピン三種と C タイトおよび通常ねじで軸力の低下速度を比較するため、各振幅における 1 サイクルあたりの軸力の低下量を Fig. 3-13 に示した。ただし、振幅については式(3-1)で示したように規格化した値としている。また、初期の加振サイクルではボルト締結時の軸のねじれに起因する回転の影響を受ける [5]ため、1 サイクル目が終了したときの軸力の値を基準とし、残りの 3 サイクルにおける低下量から 1 サイクルあたりの値を算出している。

Fig. 3-13 のうち、まず微小座面すべりである  $A' < 1$  の領域についてみていくと、タッピン三種、C タイト、通常ねじで軸力の低下量にはほとんど差がなく、それぞれ 5 N/cycle 未満であることがわかる。すなわち高サイクル振動によるこの領域では、いずれも大きくは軸力低下しないと考えられる。

次に完全に座面がすべり出す  $A' \geq 1$  の領域についてみていくと、通常ねじにおいて顕著に軸力が低下するようになり、 $A'=2$  としたケースでは 80 N/cycle 程度減少する。次いで C タイトでも振幅の増加に伴って軸力の低下量が大きく増加し、 $A'=2$  としたケースでは 35 N/cycle 程度減少する。一方タッピン三種では振幅を増しても軸力の低下量が増加せず、 $A'=2$  としたケースでも 5 N/cycle 程度しか減少せず、低下速度が頭打ちとなっていることがわかる。とくに、ねじ形状が全く同じでナットとの接触状態のみが違うタッピン三種と通常ねじで軸力の低下量が大きく異なることから、ねじ山頂部の接触の有無がゆるみ挙動に大きな影響を及ぼしていることが示唆される。

以上から、微小座面すべり域では各者の軸力の低下速度に大きな差がなく、完全座面すべり域ではタッピン三種 > C タイト > 通常ねじの順に軸力が低下しにくいことがわかる。

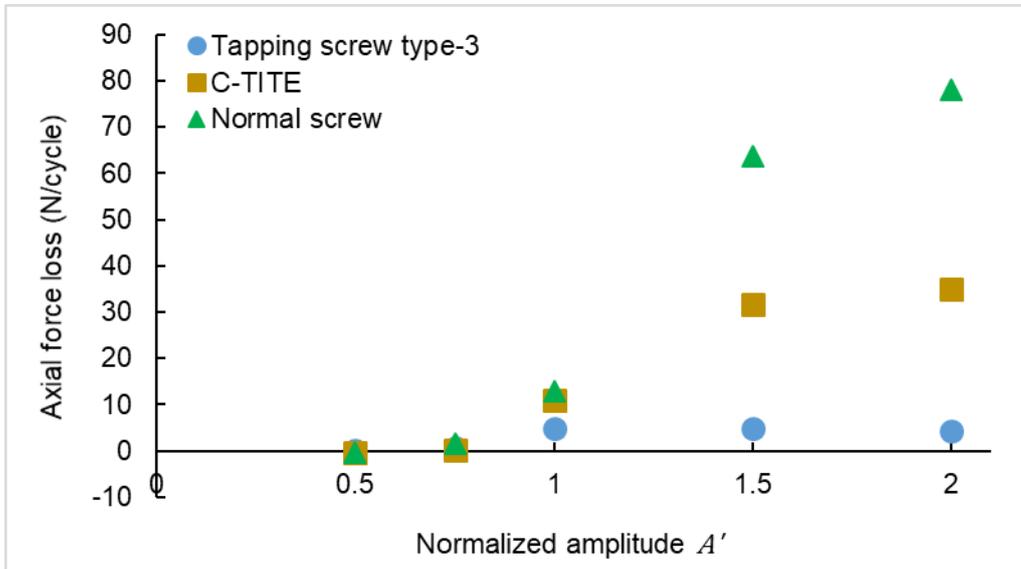


Fig. 3-13 Axial force loss per cycle.

### 3.2.5 解析結果—相対回転角の増加速度

ねじ締結体を加振した際、ボルトはゆるみの進行に伴ってナットに対しわずかに相対回転を生じる。そこで、ゆるみの指標として各振幅における1サイクル当たりの相対回転角の増加量を算出し、タッピン三種、Cタイト、通常ねじでまとめた図を Fig. 3-13 に示す。ただし前項と同じく、振幅は完全座面すべりに到達する振幅で除して規格化した値としている。また1サイクル目が終了したときのねじ面やナットの座標を基準とし、残りの3サイクルにおける相対回転角の変化から1サイクルあたりの増加量を算出している。

Fig. 3-14 をみると、相対回転角の増加速度の挙動は前節の軸力の低下速度の挙動とほぼ同様の傾向を示すことがわかる。まず微小座面すべりである $A' < 1$ の領域についてみると、各種ねじについて振幅の小さい微小すべり域での挙動には大きな差がなく、それぞれ $0.05^\circ$ 未満に収まっていることがわかる。すなわちこの領域では、いずれも急速にはゆるみが進行しないと考えられる。

次に完全に座面がすべり出す $A' \geq 1$ の領域についてみていくと、通常ねじにおいて顕著に相対回転角が増加し、 $A'=2$ としたケースで $0.65 \text{ deg/cycle}$ 程度に到達する。次いでCタイトでも振幅の増加に伴って相対回転角が大きく増加し、 $A'=2$ としたケースでは $0.35 \text{ deg/cycle}$ 程度に至る。一方タッピン三種では振幅を増しても相対回転角が増加せず、 $A'=2$ としたケースでも $0.05 \text{ deg/cycle}$ 程度で頭打ちとなっていることがわかる。ここから、ねじ山頂部の接触状態がゆるみ挙動に大きな影響を及ぼすと推察される。

よって今回用いた各種ねじの相対回転角の増加速度を比較すると、微小座面すべり域においては各々の間に大きな差が見られず、完全座面すべり域においてはタッピン三種>Cタイト>通常ねじの順に小さいといえる。

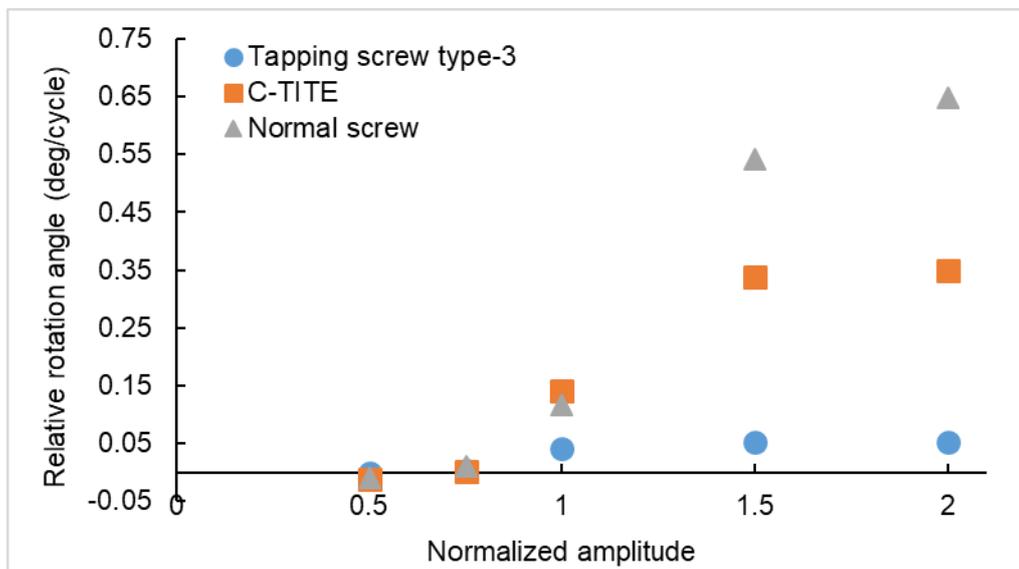


Fig. 3-14 Relative rotation angle per cycle.

### 3.3 ねじ面の接触状態の変化

#### 3.3.1 締結過程における接触状態の変化

タッピン三種およびCタイトについて、加振サイクルの前段階でねじを回転させて軸力を発生させた際、初期貫入させてモデリングしたねじ山頂部の接触状態が変化の様子がみられた。これについて、タッピン三種における軸力発生前後の接触状態のコンターを Fig. 3-15 に、またCタイトにおける軸力発生前後のコンターを Fig. 3-16 (a)(b)にそれぞれ示す。図中上方の白枠で囲んだねじ山頂部の接触状態を見ると、軸力発生前はナットと接触していた領域が軸力発生後には非接触状態へと変化している様子がわかる。また座面から最も遠い下端付近における山頂部の接触状態について注目すると、タッピン三種では下端1.5~2周分の領域において軸力発生後も接触状態を保持していることがわかる。Cタイトでも同様に接触を保持し続ける山頂部の領域がわずかに存在するが、末端の2頂点付近のみにとどまっており、その面積はタッピン三種に比べて非常に少ない。

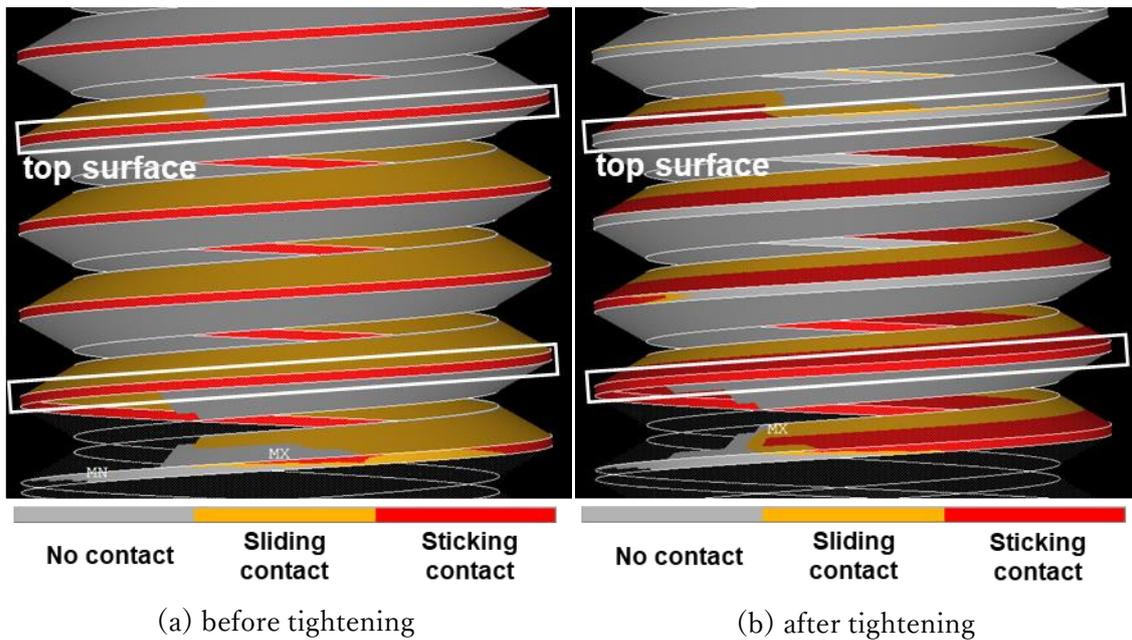


Fig. 3-15 Contact status contour: Tapping screw type-3

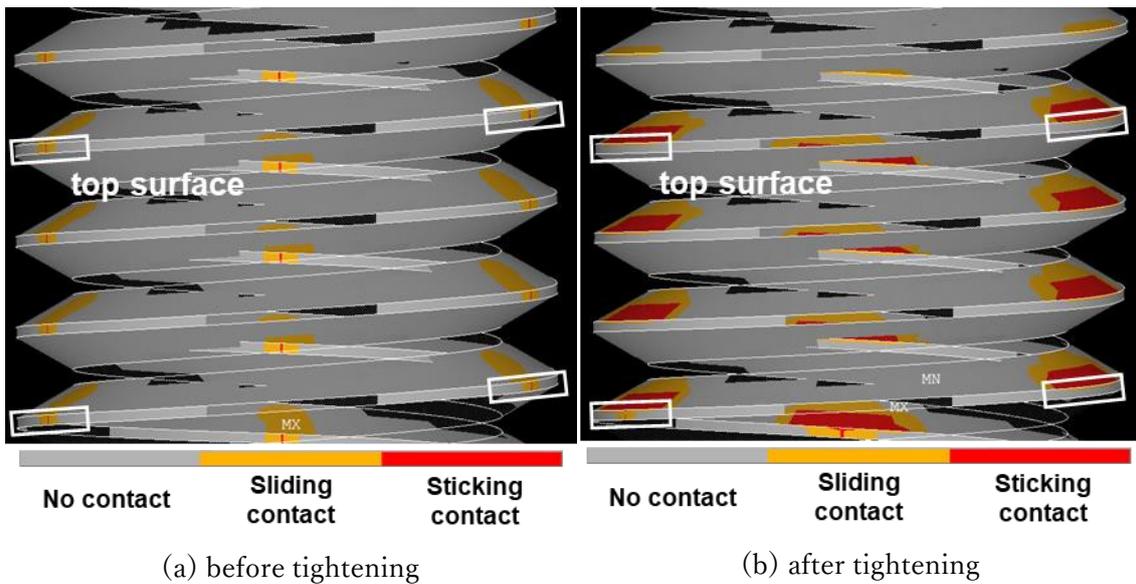


Fig. 3-16 Contact status contour: C-TITE

このような山頂部の接触挙動の変化は、軸力の発生にともなってねじ山に生じる弾性変形によるものと考えられる [12]. そこで、両種のねじとナットについてねじ巻1周あたり120度間隔で3点を選び、5周分計15点の節点を抽出して、各箇所における軸力発生前後のねじ径-ナット径の変化 $dr$ を Fig. 3-17 に表した. ここで、回転角 $\theta = 0^\circ$  はもっとも座面に近い節点に対応し、 $\theta = 180^\circ$  はもっとも座面から遠い下端部の節点に対

応する。また、 $dr=0$  はボルト山頂部とナットとが完全に接触している状態を表している。

図を見ると、いずれのねじでも座面に近づくほどボルト外径の縮小量が大きくなり、座面から離れた下端部ではほとんどボルト外径が変化しないことがわかる。ここで、軸力発生時のボルトの変形については Fig. 3-18 のように考えることができる。図で軸力を原因としてねじフランク面に  $w$  なる接触面圧が作用したとき、径方向には圧縮応力を生み出す分力  $w\sin\alpha$  が加わるからボルト径は半径方向に収縮し、一方でこの逆方向に圧縮応力がはたらくナット径は拡大することがわかる。また、ねじ巻き周ごとの軸力の分担率の傾向については実験的に確かめられており [13]、第一ねじ山の分担率を最大として、座面から離れるにつれ分担率が低下することが明らかになっている。以上のことから、座面に近い周では高い接触面圧のため締結後にねじ-ナット径の差が大きくなる一方、下端周に近づくとも軸力の分担率の低下に伴って接触面圧が低下し、締結後も接触状態を保ちやすくなるものと説明できる。

ねじ径-ナット径差の挙動をタッピン三種と C タイトで比較すると、いずれの位置においても C タイトの値のほうが大きいことがわかる。これは、接触面積が少ない C タイトではタッピン三種と比べて高い接触面圧となり、これを原因としてねじ面にはたらく圧縮応力の値にも差が生じることによるものといえる。解析における締結後の接触面圧の分布をコンター図として表した Fig. 3-19 をみると、ねじフランク面上部においてタッピン三種では  $\sim 100$  MPa 程度、C タイトでは  $\sim 500$  MPa 程度生じており、実際に大きな差となっている様子がわかる。よってこのような縮小挙動の違いからねじ周下端部における接触状態も両者で異なり、軸力発生時にタッピン三種では下端の  $5/3$  周程度が接触状態を保つ

( $dr=0$ ) ところ、C タイトでは  $1/3$  周程度しか接触状態を保たない結果となっている。

このような軸力発生時の弾性変形が加振時のねじ面の接触挙動に影響を与えており、その詳細については次項で述べる。

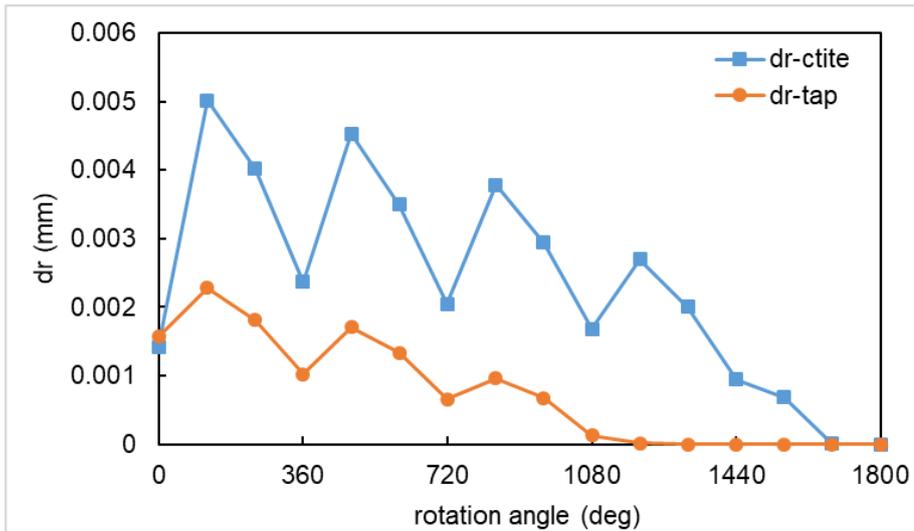
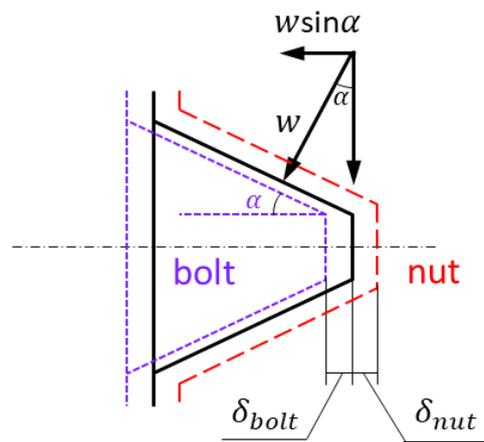
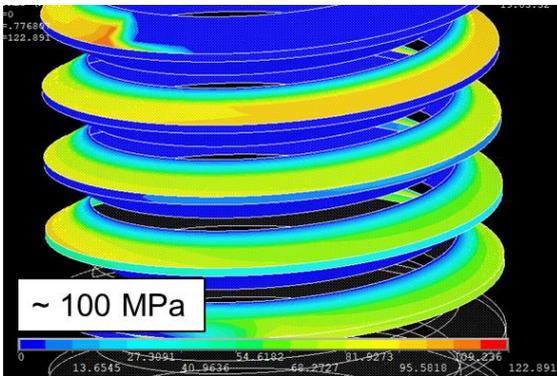


Fig. 3-17 Radius gap between screw and nut.

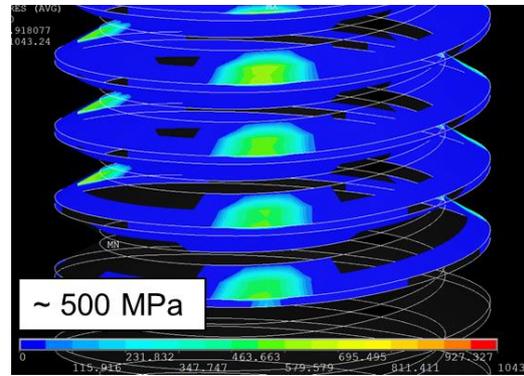


$$dr = \delta_{nut} + \delta_{bolt}$$

Fig. 3-18 Radial displacement on thread surface.



(a) Tapping screw type-3



(b) C-TITE

Fig. 3-19 Contact pressure on thread surface.

またねじの具体的な変形量については、厚肉円筒に圧縮力を加えた際に生じる変形量の公式を用いて算出することができる。ボルトの有効径が $d_p$ 、縦弾性係数が $E$ 、ポアソン比が $\nu$ であるとし、ボルトを有効径 $d_p$ を外径とする中実円筒、ナットを外径 $D_0$ 、内径 $d_p$ の中実円筒とみなせば、境界面において径方向内側に単位面積当たり $w \sin \alpha / P$ なる外圧が加わるので、ボルトの変位 $\delta_{bolt}$ およびナットの変位 $\delta_{nut}$ は以下の式で求められる。

$$\delta_{bolt} = (1 - \nu) \frac{w}{2E_b} \frac{d_p}{P} \sin \alpha \quad (3-2)$$

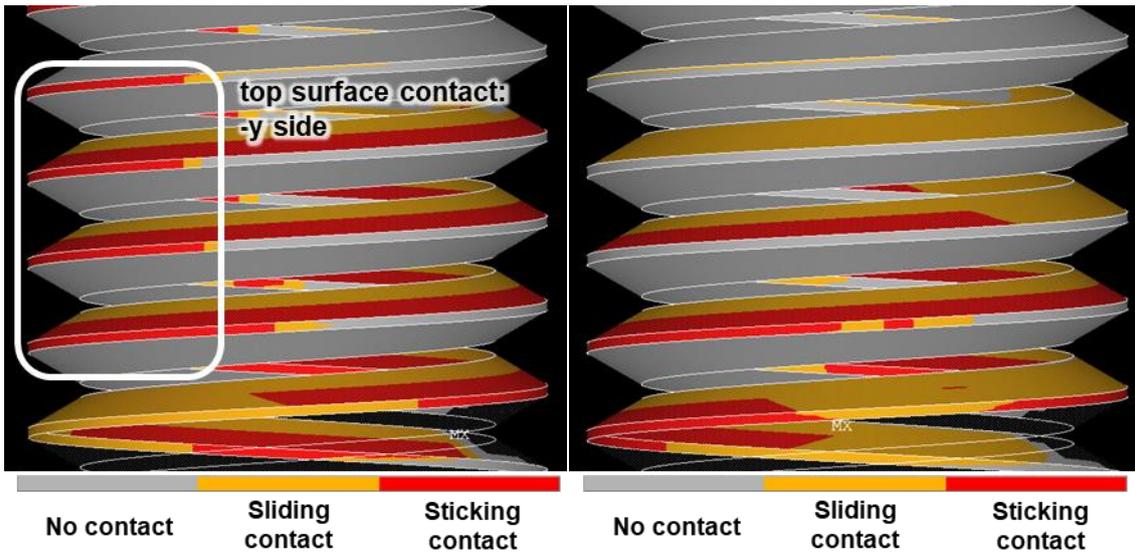
$$\delta_{nut} = \left( \frac{D_0^2 + d_p^2}{D_0^2 - d_p^2} + \nu \right) \frac{w}{2E_b} \frac{d_p}{P} \sin \alpha \quad (3-3)$$

解析で用いた値を用いて $\delta_{bolt}$ と $\delta_{nut}$ の和は $7.0 \times 10^{-3}$  (mm)程度と求められるから、両者で変位のオーダーが一致していることがわかる。

### 3.3.2 加振サイクル中のねじ面の接触状態の変化

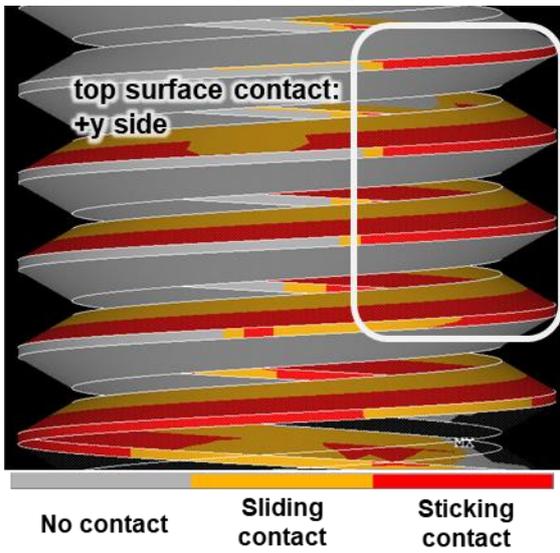
加振サイクル中のボルト締結体の挙動を明らかにするため、加振板の位置が左死点、中立点付近、右死点となる瞬間のねじ面の接触の様子をコンターで表し、タッピン三種については Fig. 3-20 に、Cタイトについては Fig. 3-21 に、通常ねじについては Fig. 3-22 にそれぞれ示した。図を見ると、通常ねじでは加振サイクル中にねじフランク面上部でしか接触しないのに対し、タッピン三種およびCタイトではねじフランク面上部に加えてねじ面山頂部も接触している様子がわかる。軸直角方向に外力を加えた際、ねじには加振方向と逆向きに曲げ変形が生じることから、これらの結果として各種タッピンねじでは変位方向と反対側のねじ面山頂部が接触することがわかる。よって曲げ変位と加振変位の関係を示した Fig. 3-23 および接触状態の変化を模式図として示した Fig. 3-24 を用いて示すように、タッピン三種とCタイトの両方において加振板左死点 (①) ではねじ面山頂部のうち左半分の領域が接触し、加振外力の増加に伴ってねじの曲げ変形が解消する瞬間付近

(②) においてねじ面山頂部の接触面積が極小となり、その後の右死点 (③) ではねじ面山頂部の右半分の領域が接触する、という挙動を加振サイクルのなかで周期的に繰り返すことがわかる。また、Cタイトでは三頂点付近でのみ接するため、山頂部の接触面積の合計はタッピン三種と比べて常に少ない。



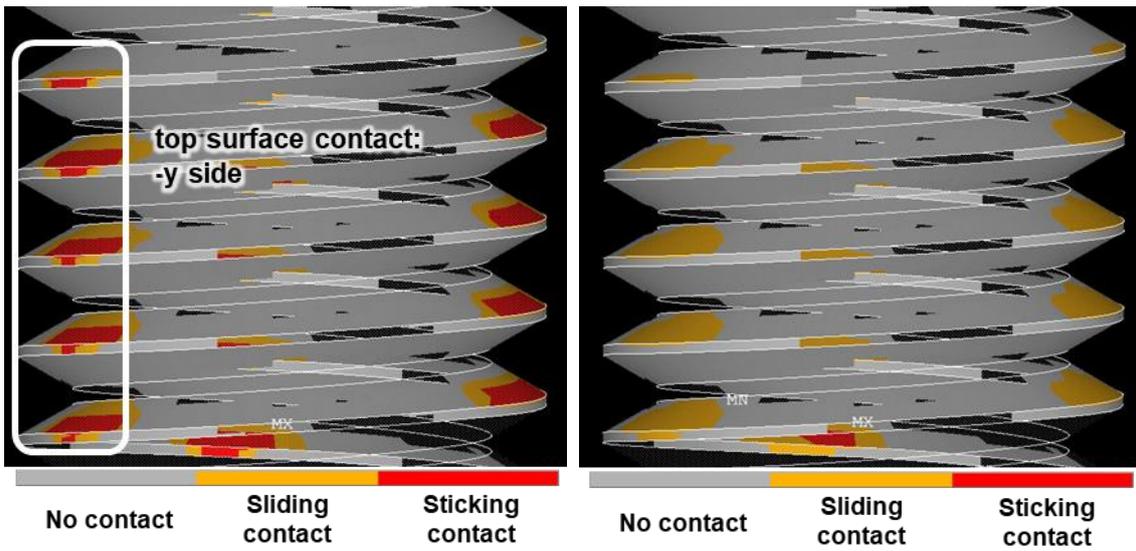
(a) Right dead point

(b) Minimum top-contact point



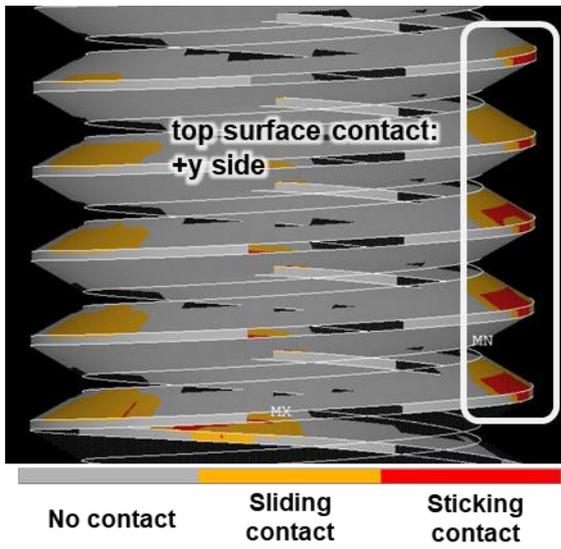
(c) Left dead point

Fig. 3-20 Tapping screw type-3: contact status during cycle. ( $A=0.15$  mm)



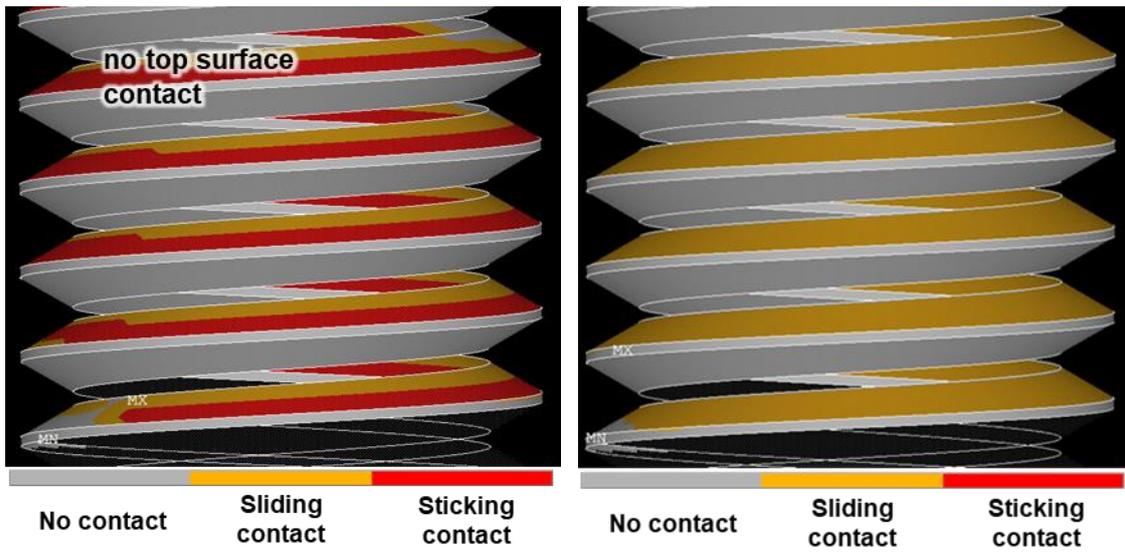
(a) Right dead point

(b) Minimum top-contact point



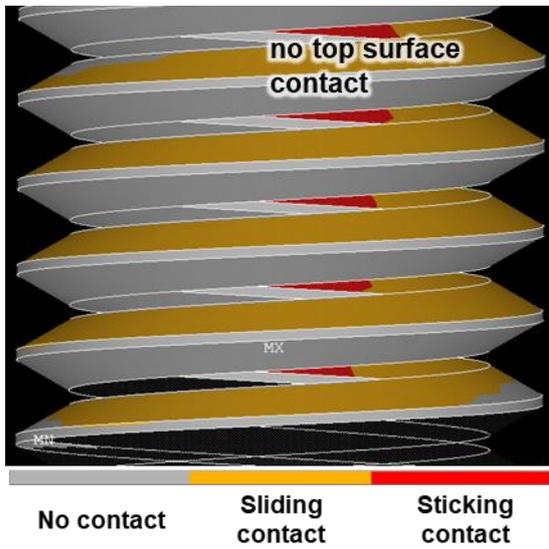
(c) Left dead point

Fig. 3-21 C-TITE: contact status transition during cycle. ( $A=0.2$  mm)



(a) Right dead point

(b) Minimum top-contact point



(c) Left dead point

Fig. 3-22 Normal screw: contact status change during cycle. ( $A=0.2$  mm)

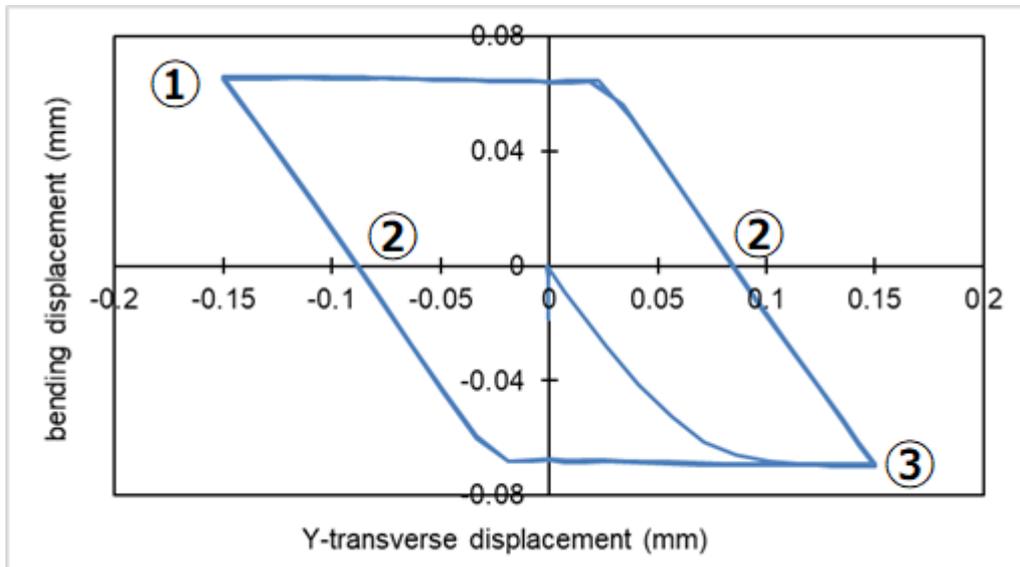


Fig. 3-23 Relationship between transverse displacement and bending displacement.

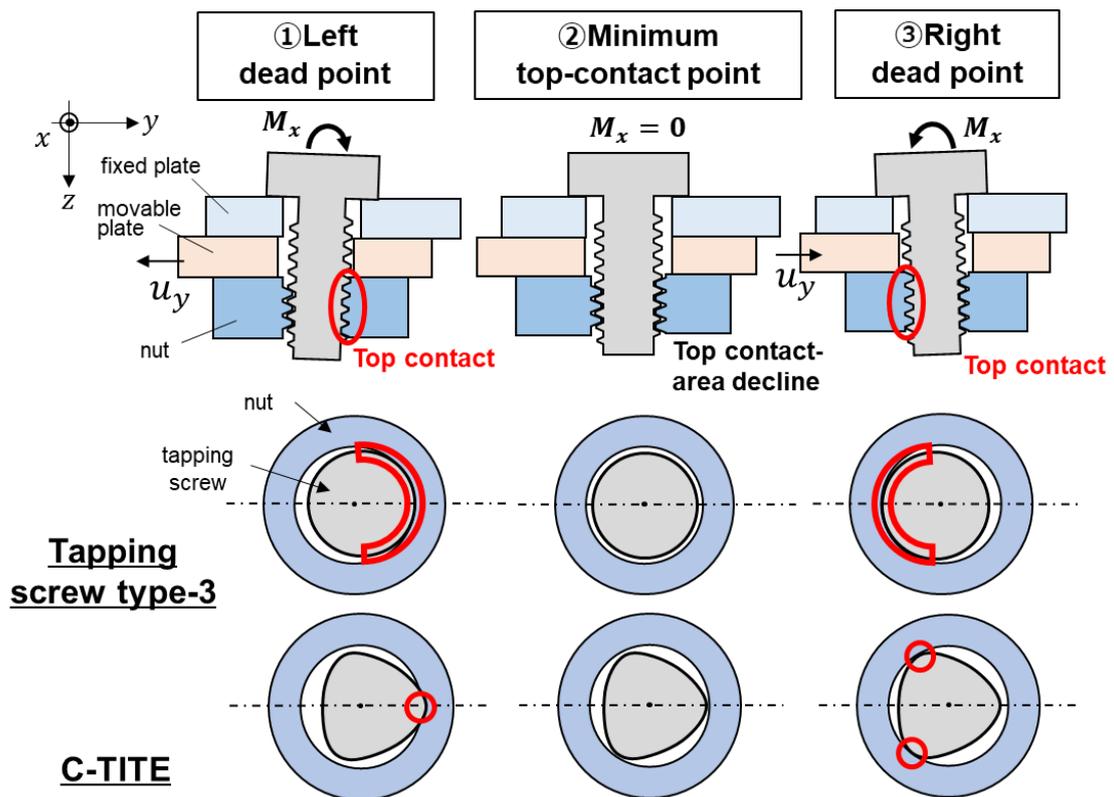


Fig. 3-24 Contact area transition of each screw during vibrating process.

### 3.4 微小座面すべり域のゆるみの考察

本節ではねじ締結体への加振モードのうち、微小座面すべりをともなう高サイクル振動を対象として、そのゆるみ挙動を各種のねじで比較する。

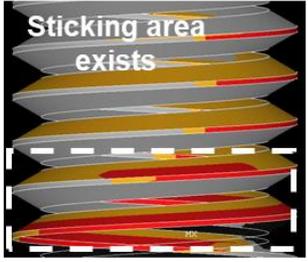
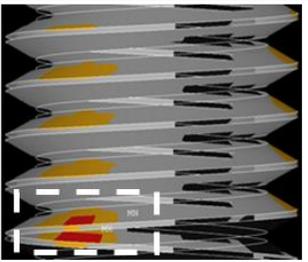
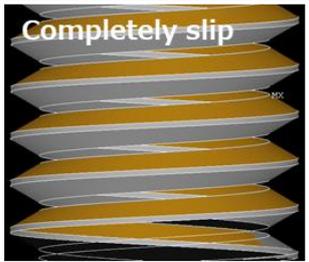
$A'=0.75$  であるときの左死点における各種のねじ面のすべり状態を Table 3-7 に示す。表を見るとタッピン三種、C タイト、通常ねじで固着面積が占める比率が異なっていることがわかる。そこで、各ステップにおけるねじフランク面上部の固着面積およびすべり面積からすべり面積比を算出し、以下の式のようにその最大値をもとめ、Table 3-7 の下段に示した。

$$r_{max} = \left[ \frac{S_{slip}}{S_{slip} + S_{stick}} \right]_{max} \quad (3-4)$$

表を見ると通常ねじでは完全にねじ面がすべりだしている ( $r_{max}=1.0$ ) ことがわかる一方、タッピン三種やC タイトでは固着領域が常に残っている ( $r_{max} < 1.0$ ) ことがわかる。特にタッピン三種は通常ねじと全く同じねじ形状であるにもかかわらず、 $r_{max}=0.655$  と 1/3 程度固着面積が残っていることがわかる。これはねじ山頂部に生じる摩擦力のため、加振方向へのすべり耐性が向上していることによるものと考えられる。よってねじ面よりも座面のほうが先にすべり出すような系となっており、加振サイクルの中でねじ軸に生じるねじれが解放されることがなく、ゆるみも進行しにくくなっていると考えられる。

よって、微小座面すべりを生じる高サイクル振動において、タッピン三種では山頂部の接触がゆるみ耐性を向上させていると考えられる。

Table 3-7 Contact area status ( $A'=0.75$ ).

	Tapping screw type-3	C-TITE	Normal screw
Contour of contact status			
			
Max. slipping area ratio $r$	0.655	0.925	1.0

### 3.5 完全座面すべり域のゆるみの考察

通常ねじとタッピンねじでゆるみ挙動が異なる要因を明らかにするため、ねじ山頂部の接触がゆるみ挙動に及ぼす寄与について述べる。

### 3.5.1 斜面の原理

通常ねじにおける軸直角方向に加振されるボルト締結体のゆるみの機構は、Fig. 3-25 に示したような斜面の原理 [14]として説明できる。ボルト締結体への外力によってねじ面にすべりが発生すると、加振方向に対して左右非対称であるねじ面のらせん形状は斜面を上る側と下る側に分かれることになる。このとき、斜面を上る側が受ける反力 $F_{ascend}$ は下る側が受ける反力 $F_{down}$ よりも大きくなるから、この差を原因としてボルトにはゆるみ方向のモーメント $T_{ss}$ が生じることになる。ねじ面のすべり方向が逆向きになっても、斜面の上り・下りが反転するため、やはりゆるみ方向のモーメントが生じることがわかる。

通常ねじにおいて完全座面すべり域では微小座面すべりとは異なってねじ面・座面ともにすべりだしているため、ボルトに剛体回転が生じ大きくゆるみが進行することがわかる。

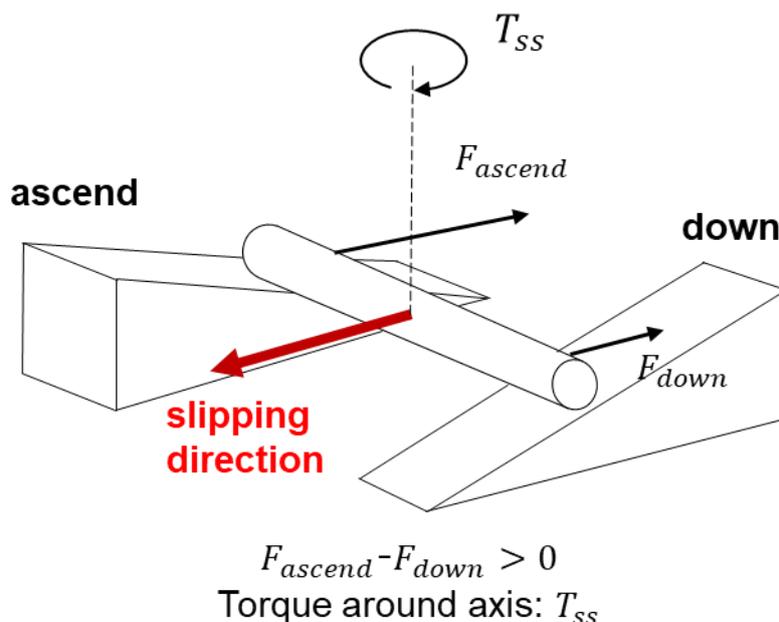


Fig. 3-25 Mechanism for generating bolt loosening torque.

### 3.5.2 トルクの分析

本節ではタッピン三種やCタイトにおいて生じるねじ面山頂部に生じる接触力がねじのゆるみ挙動に及ぼす影響を明らかにする。

前項ではねじフランク面にゆるみ方向の回転トルクが生じることを述べたが、これに対してもしもねじ山頂部に反対方向となる締め方向のトルクが生じていれば、ねじ山頂部はゆるみ抵抗の役割を果たしているといえる。そこで、ねじ面各部に生じるトルクの収支を分析して評価することとした。すなわち、Fig. 3-26 に示すように加振サイクル中に座面に生じるトルク $T_{z\_bearing}$ 、フランク面上部に生じるトルク $T_{z\_upper}$ 、ねじ面山頂

部に生じるトルク $T_{z\_top}$ を算出し、それらの合計とともにタップピン三種については Fig. 3-27 に、また C タイトについては Fig. 3-28 にそれぞれ示した。

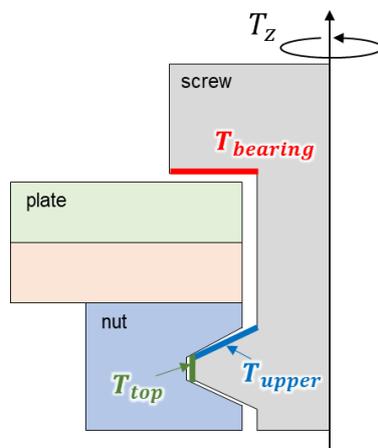


Fig. 3-26 Details of torque produced on thread surface.

まずタップピン三種についてみると、いずれのケースにおいても青色の線で示したフランク面上部にはたらくトルクの値は常に負（ゆるむ方向）であり、緑色で示した座面にはたらくトルクの値やねじ面頂部にはたらくトルクの値はほぼ常に正である（締まる方向）ことがわかる。また図中黒線で示した、これら3つのトルクを合計した値の $T_{sum}$ は常にほぼ0となっていることがわかる。よってこれらをまとめ、加振サイクル中の各接触面にはたらくトルクの寄与は以下のように表現できる。

$$T_{z\_upper} < 0, T_{z\_top} > 0, T_{z\_bearing} > 0 \quad (3-5)$$

$$T_{sum} = T_{z\_upper} + T_{z\_top} + T_{z\_bearing} = 0 \quad (3-6)$$

すなわちねじフランク面に生じるゆるみ方向のトルクの不均衡に対して、ねじ山頂部ではこれと反対の締め方向のトルクがはたらき、座面とともに打ち消すようなはたらきをしているといえる。よって、各種タップピンねじではねじ山頂部の接触に伴う摩擦トルクがゆるみ止めの役割を果たしているといえることができる。

通常ねじでは、先述した微小座面すべりにおいては座面に固着域が残っているため、回転方向に摩擦力を生じてトルクの不均衡を打ち消すことができる一方、座面が完全にすべった時には一様に加振方向に最大摩擦力が生じているため、それ以上締め方向のトルクを生じることができなくなる。しかしここにおいて、各種タップピンねじはねじ山頂部においても摩擦力がはたらくから締め方向のトルクを生じることができ、これがゆるみ止めの役割を果たしていることがわかる。

また通常ねじでは完全座面すべりに達したのち、さらに振幅を増加させていくと飛躍的にゆるみが進行しやすくなるが、各種タップピンねじにおいてはねじ山頂部がナットに高い

接触面圧で押し付けられて摩擦力も増加していくから、振幅が増加しても山頂部が接する両死点付近ではゆるみが進行しやすくなることはないと考えられる。

ここで最も加振振幅を大きくした場合（タッピン三種では Fig. 3-27(c), C タイトでは Fig. 3-28 (c)) を参照すると、 $4n+1$  ステップ目(右死点)から  $4n+2$  ステップ目 (中立点) に変位していく間、および  $4n-1$  ステップ目 (左死点) から  $4n$  ステップ目 (中立点) に変位していく間において一瞬山頂部のトルクが落ち込んでいることがわかる。これは 3.3.2 でも述べたように、ボルトの曲げ変形が解消されるタイミングで山頂部の接触面積が極小となることによる。この瞬間においては各種タッピンねじもゆるみ抵抗を失い、一時的に通常ねじと近い接触状態になると考えられるから、もっともゆるみが進行しやすい弱点となっていると考えられる。

よって、曲げ変形が解消される瞬間付近の挙動においてタッピン三種と C タイトとでゆるみに差が生じていると考え、その詳細について次項で詳しく述べる。

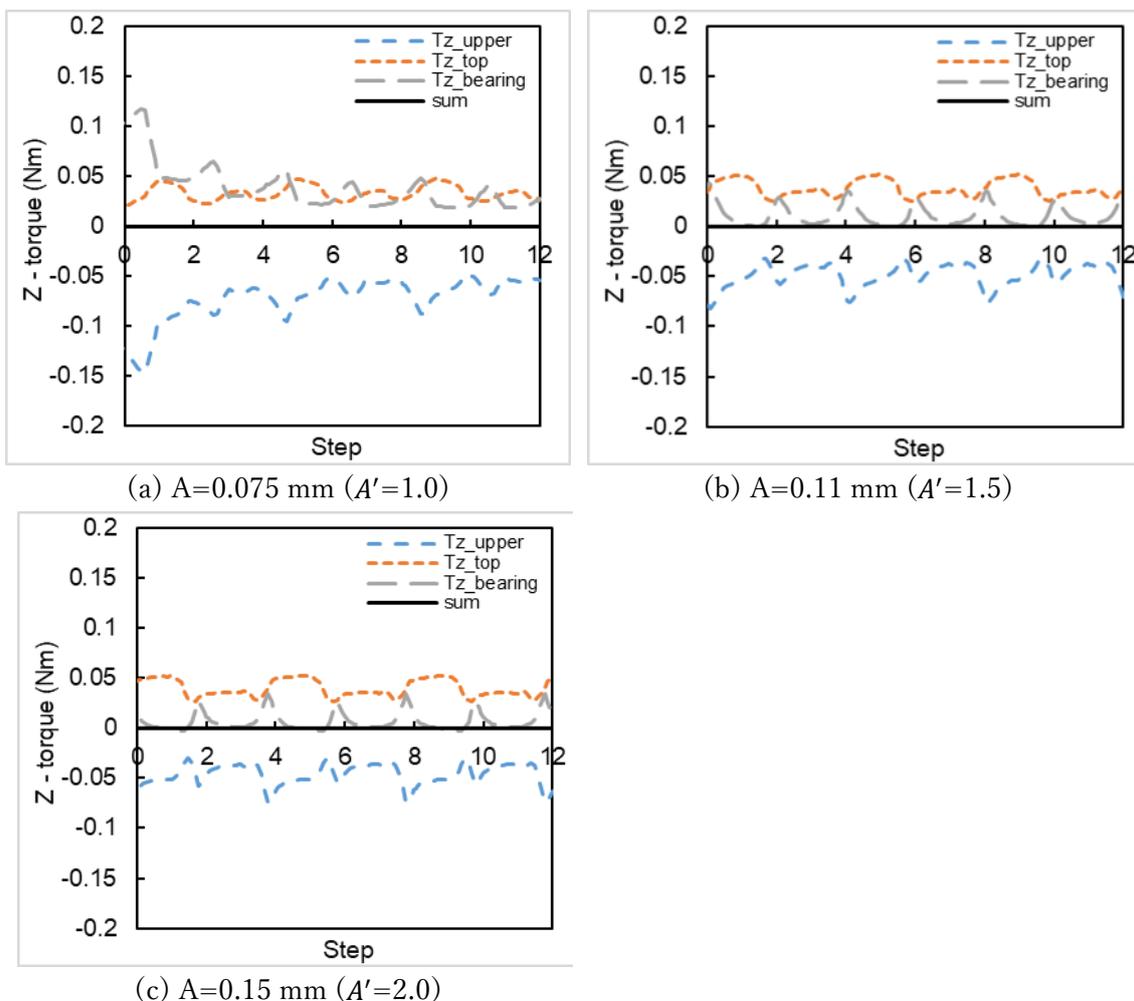


Fig. 3-27 Transition of torque on each thread surface: Tapping screw type-3

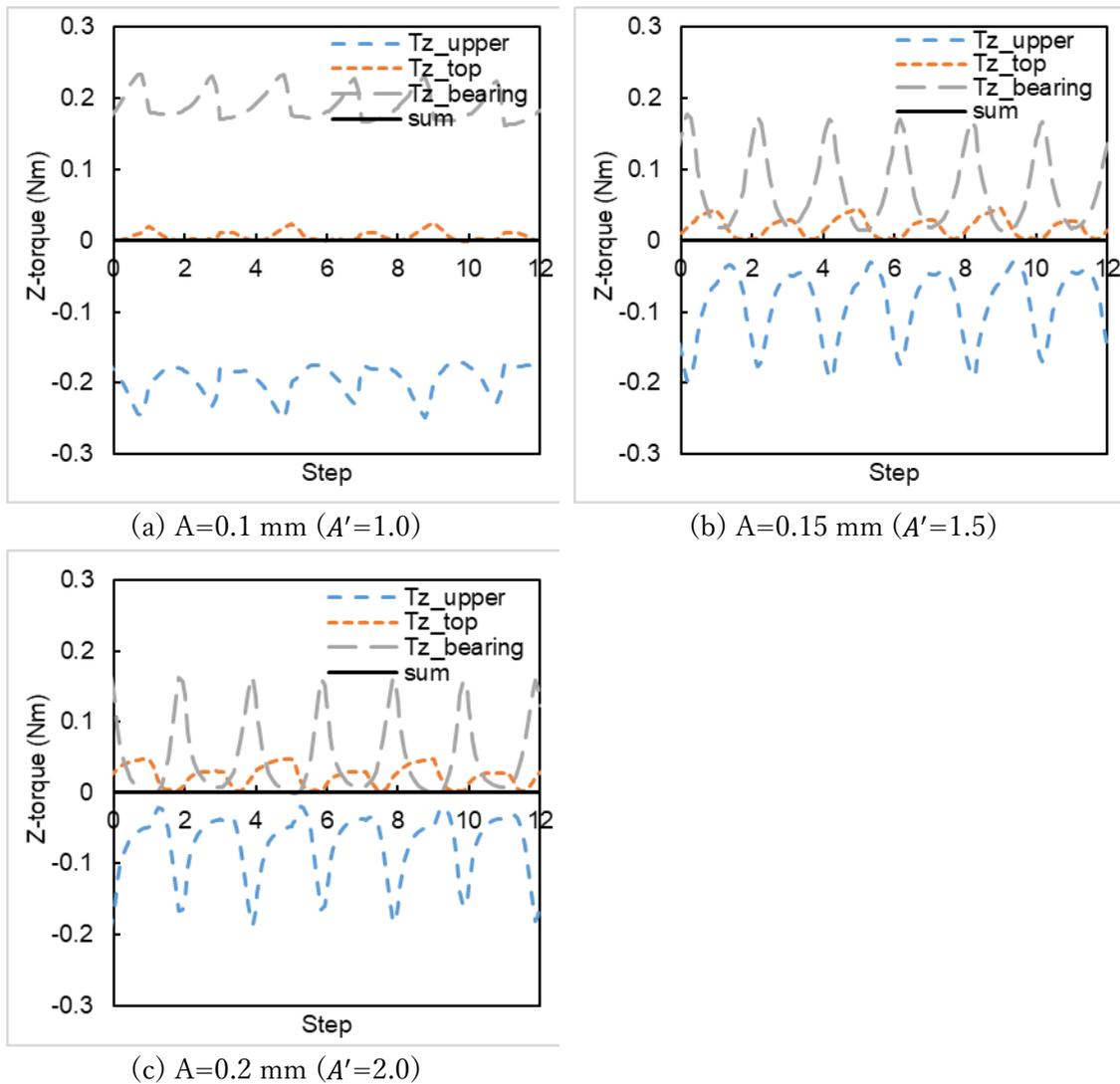


Fig. 3-28 Torque transition of each contact surface: C-TITE

### 3.5.3 山頂部トルクの変化とゆるみの進行との関係

タッピン三種とCタイトとでの完全座面すべり域におけるゆるみのメカニズムの違いを明らかにするため、前項で述べたねじ面山頂部に生じるトルクとゆるみの進行の関係について検討する。

タッピン三種については振幅 0.15 mm, Cタイトについては振幅 0.2 mm とした際の解析結果について、ねじ山頂部に生じるトルクの変化を第一縦軸に、ゆるみの進行を表すねじ面一ナット間の相対回転角の変化を第二縦軸にプロットした図を作成し、それぞれ Fig. 3-29 および Fig. 3-30 にそれぞれ示した。また山頂部が接触しない通常ねじについても、比較のため Fig. 3-31 に振幅 0.2 mm としたときの相対回転角の変化のみ示した。

まず、Fig. 3-29 に示したタッピン三種の結果についてみると、図中の青で示した山頂部トルクについて 0.05 Nm 程度を最大値としながら周期的に変動し、右死点  $4n+1$  ステップ

目から中立点  $4n+2$  ステップ目の間、および左死点  $4n-1$  ステップ目から中立点  $4n$  ステップ目の間において曲げ変形が解消されるため、それぞれ極小値をとることがわかる。ただし 3.3.1 節ですでに述べたように、タッピン三種では軸力発生時の弾性変形量が小さく下端約二周分の山頂部が常時接触状態を保つため、極小値でも最大値の半分の約  $0.03 \text{ Nm}$  程度の山頂部トルクが生じることがわかる。よってこの瞬間にねじ面の相対回転角は増加するものの、ねじ面が完全にはすべりださないことからわずかな値にとどまっていることがわかる。また、その他の右死点付近、左死点付近の領域においては山頂部が十分に接触してゆるみ抵抗を生じるため、ほとんど相対回転角が増加しないことがわかる。

つぎに Fig. 3-30 に示した C タイトの結果についてみると、タッピン三種の時と同様に右死点  $4n+1$  ステップ目から中立点  $4n+2$  ステップ目にかけて変位する途中、および左死点  $4n-1$  ステップ目から中立点  $4n$  ステップ目にかけて変位する途中の両方において、ボルト軸の曲げ変形が解消されるため、山頂部トルクが極小値をとることがわかる。このとき値がタッピン三種よりも小さい  $0 \text{ Nm}$  付近まで落ち込んでいるが、これは 3.3.1 で述べたように C タイトでは軸力発生時のねじおよびナットの弾性変形量が大きいため、曲げ変形が解消すると下端部を含めほぼ全域的に山頂部が非接触状態になるためといえる。よってこの瞬間にゆるみ抵抗となる山頂部トルクがほぼ完全に失われるため、ねじ面が完全にすべりだし、タッピン三種と比べてゆるみが速く進行する。また、山頂部に大きな摩擦力が生じる両死点付近においては、C タイトでも相対回転角は増加せず、ゆるみの進行が抑制されていることがわかる。

さらに、Fig. 3-31 に示した通常ねじの相対回転角の変化についてみると、加振サイクル中で右肩上がり相対回転角が増加し、ほぼ常にゆるみが進行することがわかる。先述したように各種タッピンねじでは曲げ変形が解消するタイミングでのみゆるみが進行するため、相対回転角は階段状に増加していたが、山頂部が接触しない通常ねじでは加振サイクル中のほぼすべての領域で相対回転角が増加することがわかる。

以上から完全座面すべり域において両種のタッピンねじと通常ねじとのゆるみ挙動を比較すると、山頂部に生じる摩擦力がゆるみ止めの役割を果たすため、タッピンねじのほうが通常ねじよりも高いゆるみ耐性を持つといえる。さらにタッピン三種と C タイトについても比較すると、軸力発生時の弾性変形量の違いに起因して曲げ変形解消時のゆるみ挙動が異なるため、タッピン三種のほうが C タイトよりも優れたゆるみ耐性をもつものと説明できる。

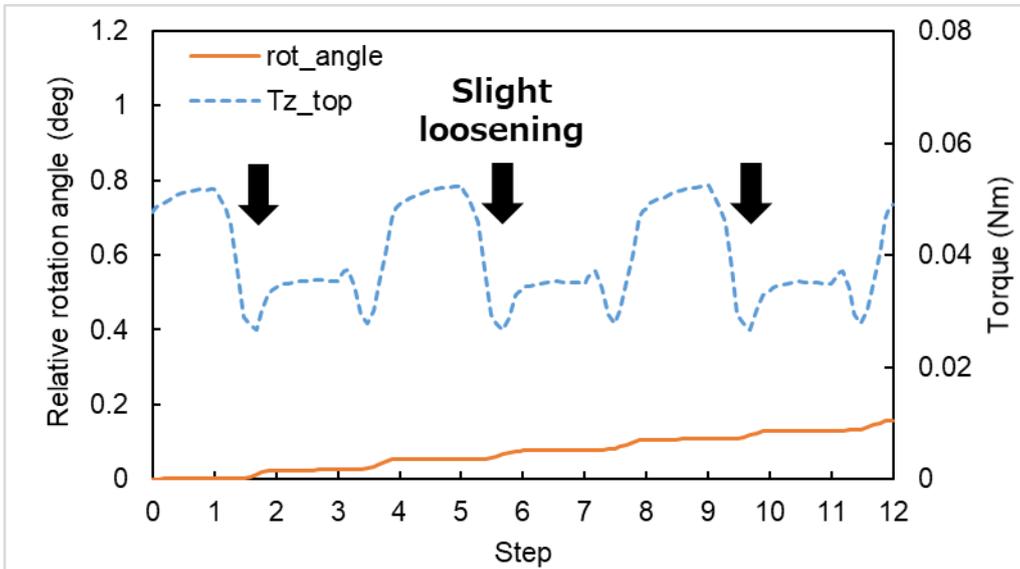


Fig. 3-29 Relation between normal reaction force and relative slip angle:  
Tapping screw type-3

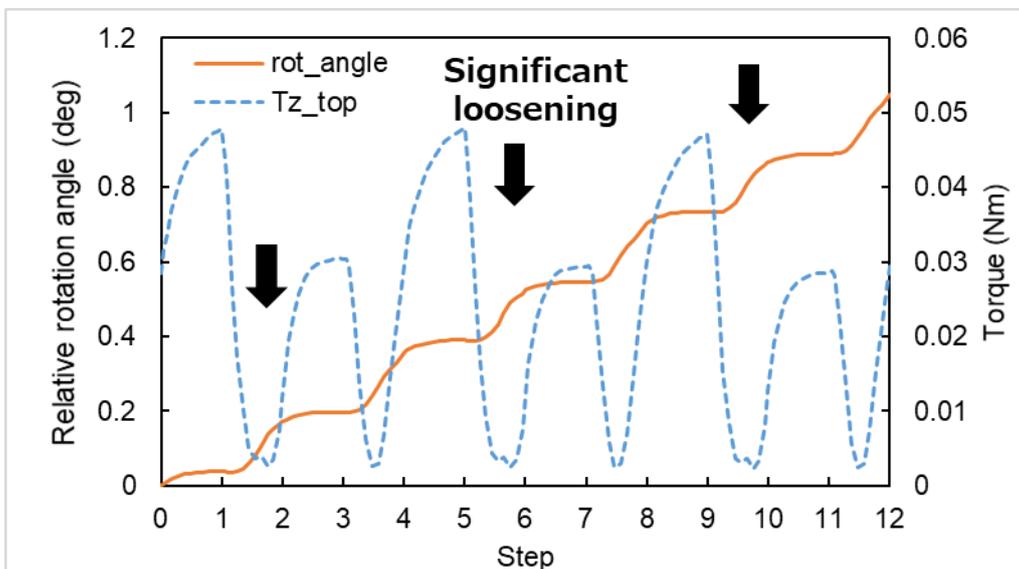


Fig. 3-30 Relation between normal reaction force and relative slip angle: C-TITE

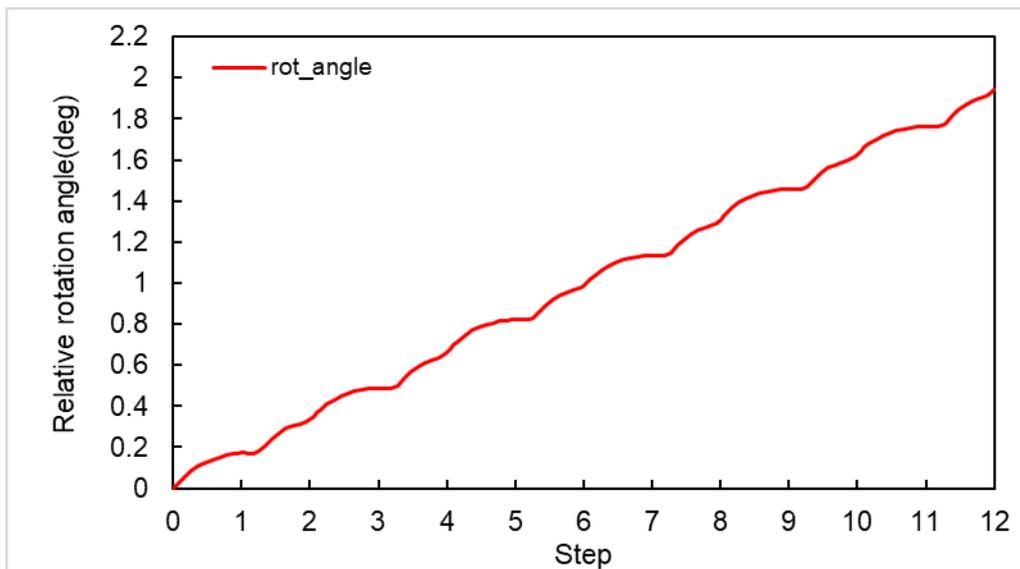


Fig. 3-31 Relative rotation angle: normal screw

### 3.6 結言

第三章で実施した成形解析におけるねじ面の接触状態を反映したタッピン三種、Cタイトの有限要素モデルと、通常ねじの締結状態を模した有限要素モデルに対して、微小座面すべり域および完全座面すべり域にまたがって様々な振幅を変えた軸直角方向の加振解析を実施した。

まずそれぞれのねじ締結体において、振幅を様々な変えた際のねじ面および座面の接触状態を示した。続いて、1サイクル当たりの軸力の減少量および相対回転角の増加量から、各種ねじのゆるみ耐性の比較を行い、完全座面すべり域においてはタッピン三種についてもっともゆるみ耐性が高く、ついでCタイト、通常ねじの順にゆるみの進行が遅いことを示した。つぎに締結前後および加振サイクル中のねじ面の接触挙動の変化を示し、タッピン三種およびCタイトにおいては両死点間で変位する際にねじ山頂部が周期的に接触することを明らかにした。

ゆるみの挙動に対する考察として、微小座面すべり域においてはねじ面のすべり面積比を算出し、タッピン三種では山頂部に生じる摩擦力のため固着域が広がっていることを明らかにした。つづいて完全座面すべり域については座面、ねじフランク面、ねじ山頂部に生じる接触力による軸まわりのトルクの収支を示し、各種タッピンねじでは通常ねじと比べるとねじ山頂部に生じる摩擦力のためゆるみ耐性が向上していることを明らかにした。また加振中の山頂部の接触反力および相対回転角の推移について述べ、曲げ変形解消時の接触状態の違いから、タッピン三種とCタイトのゆるみ耐性の差の要因を示した。

# 第4章 結論

## 4.1 結論

本研究では、異なるねじ部形状をもつタッピンねじの成形過程および外力加振時のゆるみ挙動をそれぞれ明らかにすることを目的とし、各々有限要素解析を実施してそれらのメカニズムを明らかにした。

タッピンねじの成形過程については、アルミ材 A5052 試験片の圧縮試験によって作成した構成則を適用した相手材と、タッピン三種および C タイト、治具からなる有限要素モデルを作成し、成形過程を模擬した解析を行った。その解析結果について日東精工実施の実機試験の結果と比較したところ、成形トルクの時刻歴について定量的に一致しており、定性的にも特徴的なラビットイヤ形状の成形の様子を確認したことから、解析結果の妥当性を確認した。また塑性流動の様子を塑性すべり線場の理論解とともに示すことで、各ねじ面接触部における相手材の塑性流動の過程を明らかにした。さらに、各ねじ面節点における接触面圧・摩擦応力の値から成形トルクへの寄与を明らかにし、材料の相当塑性ひずみ速度への依存性の低さから、タッピン三種および C タイトの成形トルクの違いがねじ山頂部における接触面積の違いに起因することを示した。

また、成形後のタッピンねじの接触状態を考慮したタッピン三種および C タイトの締結体モデルと、通常ねじの締結体モデルを作成し、軸直角方向への加振を模擬した有限要素解析を実施した。まずそれぞれのねじ締結体において、振幅を様々に変えた際のねじ面および座面の接触状態を示した。次に各種ねじ締結体の軸力の低下速度や相対回転角の増加量について比較し、完全座面すべり域においてはゆるみ耐性が タッピン三種 > C タイト > 通常ねじ の順であることを明らかにした。つぎに各種タッピンねじでは加振方向の左右のねじ山頂部が曲げ変形のため周期的に接触することを明らかにした。次に微小座面すべり域と完全座面すべり域のそれぞれにおいて、各種タッピンねじに固有の山頂部の接触がゆるみ耐性の向上に寄与することを示した。また、完全座面すべり域については加振サイクル中の山頂部トルクとゆるみの進行の変化の関係を示し、軸力発生時の弾性変形に起因する曲げ変形解消時のねじ山頂部の接触挙動の違いのため、タッピン三種と C タイトとでゆるみに差が生じることを示した。これらをまとめ、最終的にタッピン三種、C タイト、通常ねじにおけるゆるみ耐性の違いとそのメカニズムを明らかにした。

## 4.2 今後の展望

### 4.2.1 タッピンねじの成形過程の有限要素解析

本研究では計算コストを抑えることを目的とし、タッピン三種および C タイトの有限要素モデルを剛体として作成した。しかしながら実際のねじ込み試験ではタッピンねじ自身も弾性変形あるいは塑性変形を生じており、これが材料の変形およびねじ面の接触状態に

影響を及ぼしている可能性がある。よって、タッピンねじも弾塑性体としてモデリングし、その影響について検証する必要があると考えられる。

## 4.2.2 タッピンねじ締結体の外力加振時の有限要素解析

本研究ではねじ、ナット、板のそれぞれについて弾性体としてモデリングしたが、軸力を増していくとねじ部に塑性変形が生じると考えられる。塑性変形域においては応力が再配分されるため軸力が低下すると考えられるが、その詳細な挙動は不明であり、本研究によって得られた知見は弾性変形の範囲に限られるといえる。また、本解析で実施した解析に対応する実験として Junker 試験を実施し、軸力の低下挙動や相対回転角の増加などを比較して解析結果を検証することが求められる。さらに、実際の締結体ではねじ面やナットの表面に酸化膜が形成され、これに伴って摩擦係数が変化すると考えられるが、その挙動の予測とゆるみへの影響を明らかにすることが求められる。

# Appendix A: A5052 アルミ材の構成則の作成

本章では、アルミ材 A5052 の圧縮試験の概要と取得したデータについて説明する。また構成則の作成に用いる関数形とパラメータを定める手法、およびその結果について述べる。

## A.1 A5052 アルミ材圧縮試験

第3章にて後述するタッピンねじを用いた成形解析において相手材の構成則として用いることを目的とし、株式会社コベルコ科研にて A5052 アルミ材を用いた圧縮試験を実施した。

### A.1.1 試験詳細

本試験では A5052 アルミ合金による試験片形状を作成し、試験温度およびひずみ速度を変化させた合計 6 パターンの圧縮試験を実施した。なお、A5052 はマグネシウムを添加してできる代表的なアルミ合金であり、強度や耐食性において純アルミよりも優れている。

試験片について、寸法は  $\phi 6 \times 9$  mm の円柱形状とし、その温度変化を測定するため上下中央部に線径 0.2 mm の熱電体を一点溶着した。試験片寸法の詳細および圧縮試験後の形状の一例について Fig. A-1 に示す。

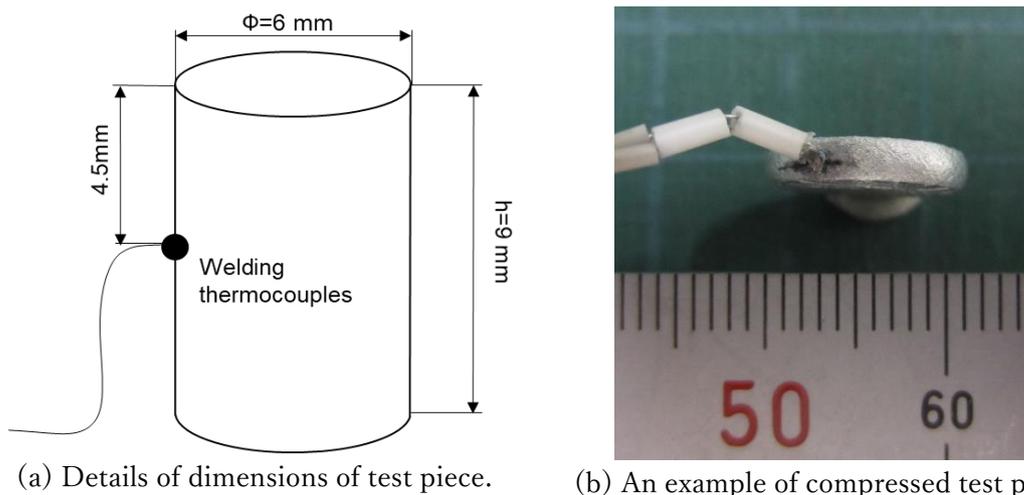


Fig. A-1 Test piece used in compression test.

試験機には富士電波工機製の熱間加工再現試験装置 THERMECMASTOR-Z を用いた。本試験装置では、雰囲気温度を変化させつつ、変位制御によって定格容量 100kN の 80% を上限とする力を発生させながら材料を圧縮でき、その試験結果については各サンプリング時刻におけるプレス荷重およびクロスヘッド変位を出力することができる。

ここで、流動応力はひずみのほかにひずみ速度、温度の依存性を持っていると考えられるため、ひずみ速度を 10(1/s),40(1/s)とした場合、および温度を室温(20°C),100°C,200°C とした場合を考え、Table A-1 に示す合計 6 パターンの条件にて圧縮試験を実施することとした。ここで Fig. A-2 に示すように、温度を 100°C と 200°C とした際の加熱サイクルについては常温から目標温度に向けて 5°C/sec で加熱し、圧縮試験が終了した後は窒素ガスで急冷するパターンとしている。なお、ここに述べる目標温度とは試験機の雰囲気温度のことを示し、熱電対にて取得される試験片の温度は試験の進行に伴って雰囲気温度よりも上昇していくことに注意する。各条件の試験においてプレス荷重およびクロスヘッド変位を出力し、これらのデータに適切な計算処理を加えて真応力や真ひずみ、および熱電対で測定した温度の時刻歴を取得した。

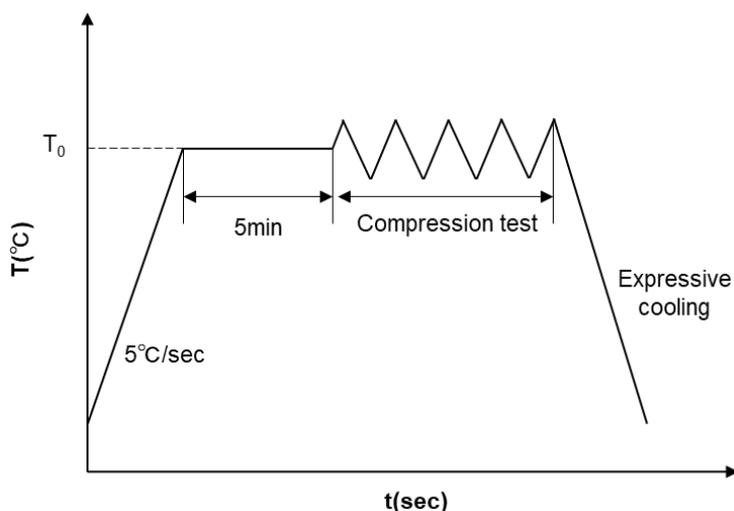


Fig. A-2 Heating cycles during compressing test.

Table A-1 List of test patterns of temperature, strain rate, compression rate.

Case ID	Ambient temperature(°C)	Strain rate (1/s)	Compression percentage (%)
1	Room temp. (20°C)	10	75
2	Room temp. (20°C)	40	75
3	100°C	10	75
4	100°C	40	75
5	200°C	10	75
6	200°C	40	75

### A.1.2 試験結果

各試験ケースにおいて取得した SS カーブの一覧から、ひずみ速度がいずれも 10(1/s)で温度が異なるケース 1,3,5 の結果について Fig. A-3 に示し、一方温度がいずれも室温でひずみ速度が異なるケース 1,2 の結果について Fig. A-4 に示した。

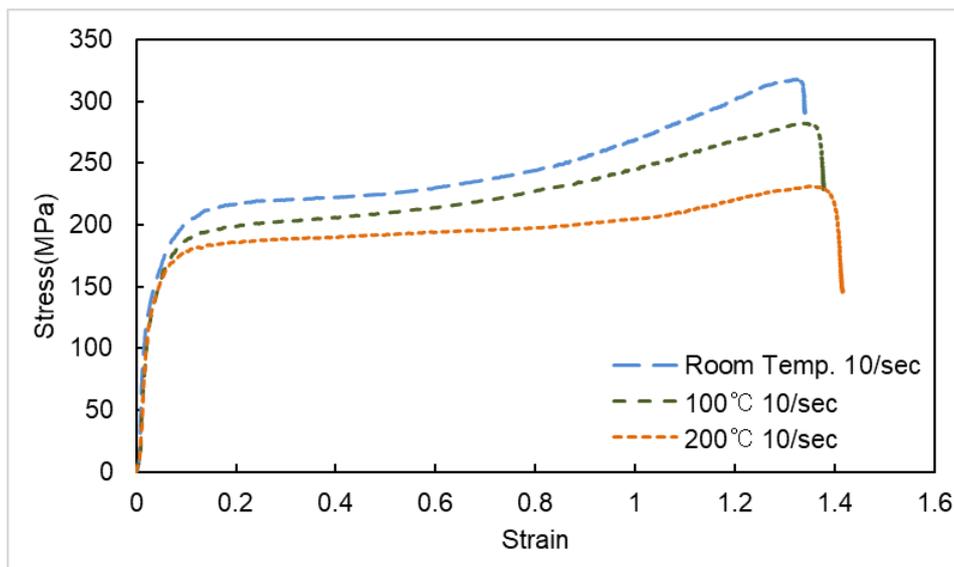


Fig. A-3 SS-curve with comparison of different conditions of strain rate.

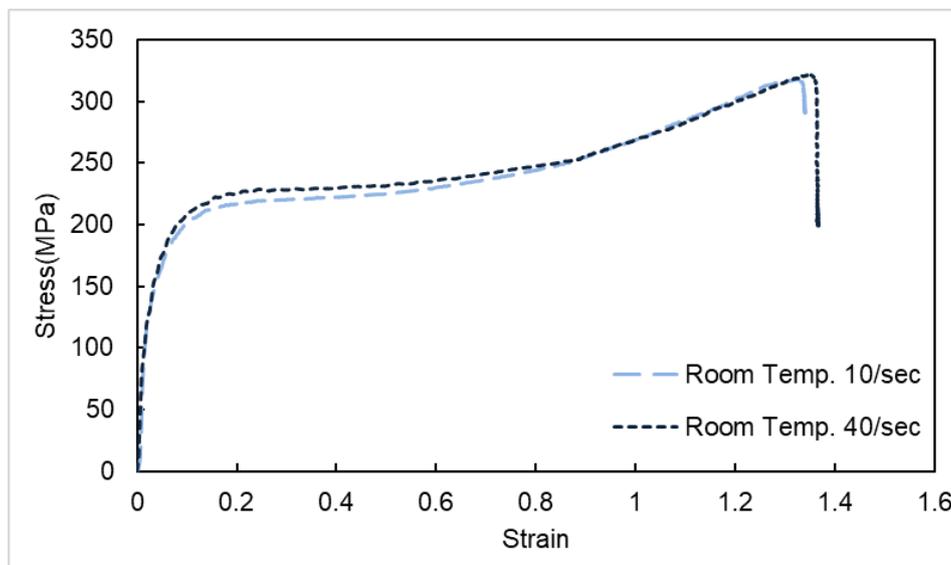


Fig. A-4 SS-curve with comparison of different conditions of temperature.

Fig. A-3 を見ると、弾性域とみなせるひずみ 0.05 以下の領域においてはいずれも挙動がほぼ同じであり、降伏点の約 150MPa に至るまで同様の傾き（ヤング率）として線形に応

力が増加した。一方その後の塑性域においてはケース間で挙動が異なり、同じ相当塑性ひずみに対して試験機温度が室温であるケース1が最も高い流動応力を与え、100°C、200°Cと高い温度にするほど順に低い値となった。一般に金属材料は温度が上昇すると軟化する性質を持ち、SSカーブが下にシフトするが、本試験結果においてもこのような特徴を確認することができた。

Fig. A-4を見ると、やはり弾性域とみなせるひずみ0.05以下の領域においてはいずれも挙動がほぼ同じであり、降伏点の約150MPaに至るまで応力が同様に線形に増加する挙動を示した。しかしその後の塑性域においてはわずかに異なる挙動を示し、ひずみ速度40(1/s)としたケース2のSSカーブはひずみ速度10(1/s)であったケース1のものよりもわずかに上側に振れる結果となった。これは、ひずみ速度が上昇することで単位時間あたりに圧縮する材料の体積が増加し、その分試験片から受ける抵抗が増したからであるといえる。

両者のグラフを比較すると、流動応力の因子としてひずみ速度が与える影響よりも温度が与える影響のほうが大きいといえる。

## A.2 構成則の作成

関数形を考え、測定した6パターンの圧縮試験の結果を用いてパラメータをフィッティングすることで構成則を作成した。

### A.2.1 関数形

材料の塑性挙動を記述する構成則の関数形には様々なモデルが提案されているが、本研究ではSwiftのモデルを拡張した式(A-1)の形式を採用した。

$$\sigma_F = \sigma_0 \cdot \varepsilon^n \cdot (\dot{\varepsilon}^m) \cdot e^{\frac{A}{T}} \quad (\text{A-1})$$

ただし、 $\varepsilon$  (-)はひずみ、 $\dot{\varepsilon}$  (1/s)はひずみ速度、 $T$  (K)は温度をそれぞれ表す。また、式中の $\sigma_0$  (MPa)は定数であり、 $n$ ,  $m$ ,  $A$  (K)はそれぞれひずみ、ひずみ速度、温度に対するパラメータである。実測した圧縮試験の結果を用い、これら4つのパラメータを定めることで構成則を作成することを目標とする。

### A.2.2 パラメータフィッティング

以下では、パラメータ $\sigma_0$ ,  $n$ ,  $m$ ,  $A$ のそれぞれを決定する方法について述べる。

#### A.2.2.1 3%耐力の導出

取得した各々のテストケースにおけるSSカーブから、材料が降伏したとみなせる箇所を定め、その点での応力の値を取得した。Fig. A-3やFig. A-4をみるとわかるように、本

圧縮試験にて取得した SS カーブにおいては明確な降伏点を確認することができなかったため、除荷後に 3% の永久ひずみが現れるような点を降伏点とみなし、この点で生じる応力を 3% 耐力とみなして取得した。

以下では Fig. A-5 で示すように、実験で求めた SS カーブから 3% 耐力を導出する方法について述べる。まず、原点近傍においてヤング率に相当する接線の傾きを取得する。次にこの傾きをもち、x 切片が 0.03 である直線を引く。なお、この直線は塑性変形した材料が弾性回復する際の挙動に対応する。そしてこの直線と SS カーブとの交点を求めることにより、3% 耐力を求めることができる。

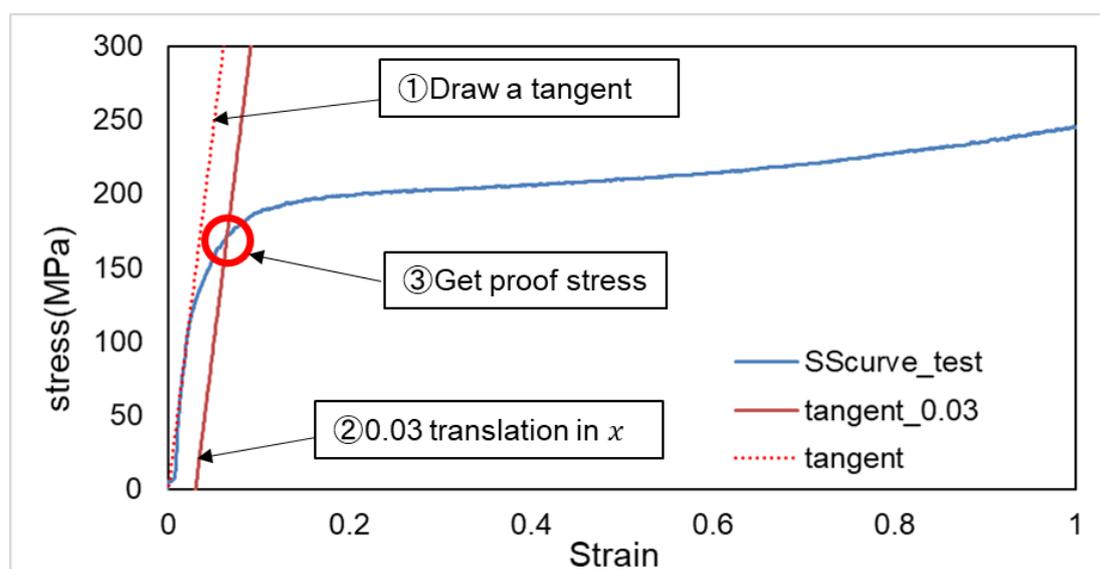


Fig. A-5 Method for getting proof stress from measured SS-curve.

#### A.2.2.2 ひずみ速度依存項、温度依存項の係数の決定

材料が弾性変形する領域においては、変形に要したエネルギーは弾性エネルギーとして保存されるため、熱エネルギーに変換されることはない。したがって、この範囲では材料は雰囲気温度で一定であり、温度依存性は無視できるとみなせる。

よって、式(A-1)を参照すれば、各温度条件における 3% 耐力は温度項に比例して

$$\sigma_{0.03} = C_1 \cdot e^{\frac{A}{T}} \quad (\text{A-2})$$

の関係があると考えることができる(ただし  $C_1$  は比例定数)。そこで、両辺の対数をとると

$$\ln(\sigma_{0.03}) = A \cdot \left(\frac{1}{T}\right) + \ln(C_1) \quad (\text{A-3})$$

となるから、3% 耐力の対数、および(絶対)雰囲気温度の逆数を両軸とするプロットを行い、その傾きを求めることで温度依存項の係数  $A$  を定めることができる。

A.2.2.1にて求めた各3%耐力の対数および温度の逆数、およびそれらの線形近似式をプロットしたグラフを Fig. A-6 に示す。最小二乗法を適用することで、傾き  $A = 124.57$  と求められた。

同様に、各ひずみ速度の条件における3%耐力もひずみ速度項に比例して

$$\sigma_{0.03} = C_2 \cdot (\dot{\epsilon})^m \quad (\text{A-4})$$

の関係があると考えられる。そこで、両辺の対数をとると

$$\ln(\sigma_{0.03}) = m \cdot \ln(\dot{\epsilon}) + \ln(C_2) \quad (\text{A-5})$$

とできる。A.2.2.1にて求めた各3%耐力の対数およびひずみ速度の対数、およびそれらの線形近似式をプロットしたグラフを Fig. A-7 に示す。ここから最小二乗法により、傾き  $m = 0.0153$  と求めることができた。

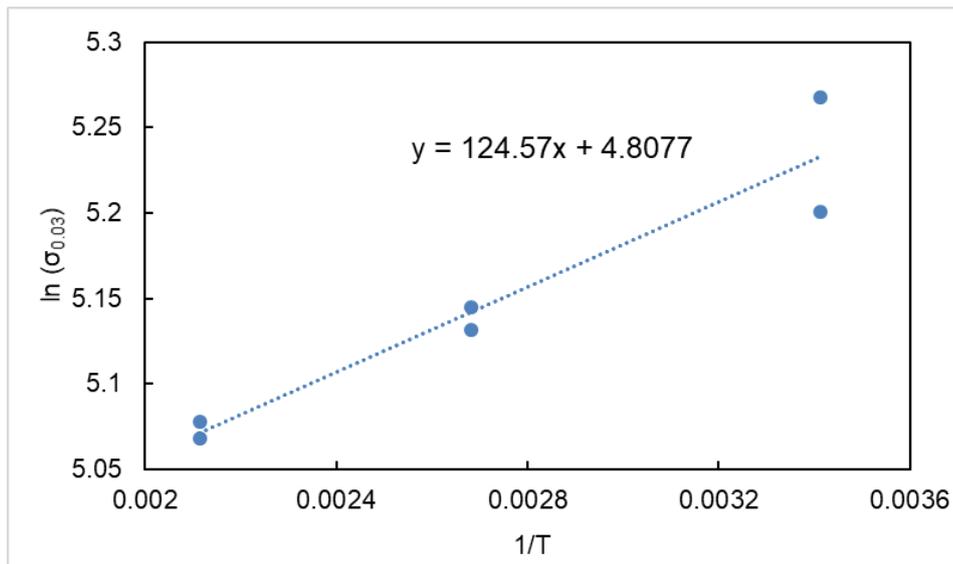


Fig. A-6 Plot of inverse of temperature and logarithm of 3% proof stress.

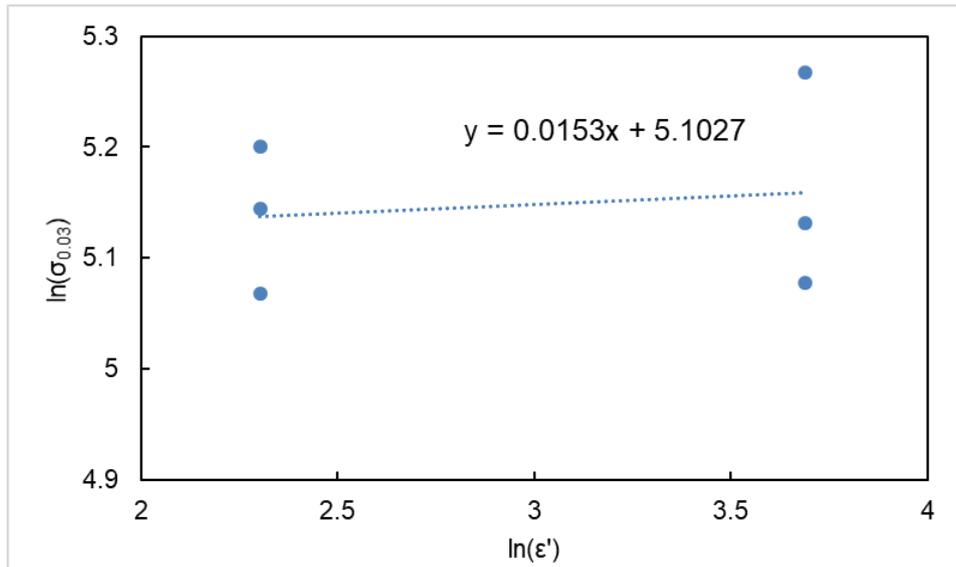


Fig. A-7 Plot of logarithm of strain rate and logarithm of 3% proof stress.

#### A.2.2.3 その他の係数の決定

残りの係数 $\sigma_0$ ,  $n$ を定める方法とその結果について述べる.

6パターンの圧縮試験の結果は、ひずみ速度および圧縮中の発熱を含む温度の影響を受けているため、そのままではひずみのみの関数として同列に扱うことができない。そこで、実験的に求めた $\sigma_{exp}$ について、A.2.2.2ですでに求めている係数 $m$ と係数 $A$ を用い、それぞれひずみ速度依存性および温度依存性を補正すると、式(A-1)は以下のように変形できる。

$$\begin{aligned}\sigma' &= (\dot{\epsilon}^{-m}) \cdot e^{\frac{-A}{T}} \cdot \sigma_{exp} \\ &= \sigma_0 \cdot \epsilon^n\end{aligned}\tag{A-6}$$

すなわち各々の依存項の逆数を掛けることにより、6パターンのSSカーブをひずみのみの関数として正規化された式(A-6)に帰着させることができる。補正後の6本の $\sigma'$ - $\epsilon$ プロットをまとめ、それらの平均値とともにまとめたものを Fig. A-8 に示す。

図を見ると、6本の補正したカーブは $\epsilon > 0.5$ の範囲においては大変形に伴う変位の測定誤差の影響などからややばらつきがみられるものの、(塑性域を十分に含む)それ以下の範囲においてはひずみの関数として互いによく一致していることがわかる。よって、この6本の平均値として求められる $\sigma'_{ave}$ をもとに係数を決定することとした。

このようにして求めた $\sigma'_{ave}$ を用いると、残りの係数 $n$ および $\sigma_0$ について両辺の対数をとることにより

$$\ln(\sigma'_{ave}) = n \cdot \ln(\epsilon) + \ln(\sigma_0)\tag{A-7}$$

とできる。よって、 $\ln(\sigma'_{ave})$ を $\ln(\epsilon)$ についての一次関数とすれば、その係数として $n$ や $\sigma_0$ を定めることができる。最小二乗法を用いて、最終的に $n=0.1877$ ,  $\sigma_0 = 173.14$ と求められた。

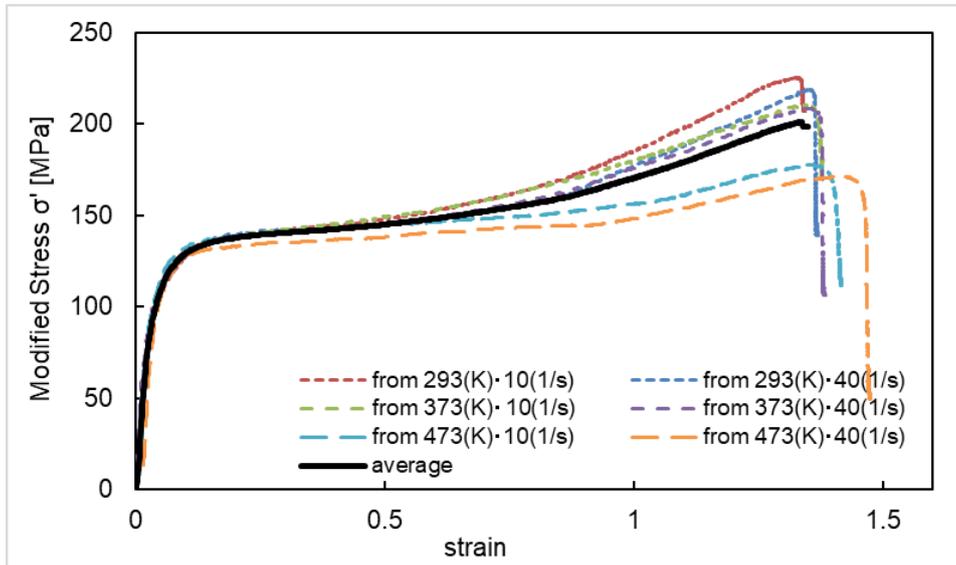


Fig. A-8 Plot of modified SS-curve from 6 test result.

最終的に求められた各係数の値を Table A-2 に示す. このようにして, 圧縮試験によって得られた SS カーブから構成則を作成することができた.

Table A-2 List of material-law coefficients.

material	$\sigma_0$	$n$	$m$	$A$
Aluminum A5052	173.14	0.1877	0.0153	124.57

### A.3 結言

A5052 試験片を用い, ひずみ速度および温度を変えた計 6 パターンの圧縮試験を実施した. 試験の結果から, ひずみ速度を変えた場合の材料の挙動の違いや温度を変えた場合の材料の挙動の違いについて, それぞれ比較し明らかにした.

また, 材料の構成則の関数形を定め, 実験結果を用いて 4 つのパラメータを定める方法について述べた. 温度依存項およびひずみ速度依存項に関する係数を定めたのち, 残りの 2 つのパラメータについても正規化することで決定できた. これらにより最終的に, 式 ((A-1) に示す関数形と Table A-2 に示す具体的な値を用いて, 圧縮試験を実施した材料の構成則を導出することができた.

# Appendix B セルフタップ°実験の実施

## B.1 実験の詳細

共同研究先の日東精工株式会社において、タッピンねじを A5052 アルミ材にねじ込み、締結を行う実験を行った。実験装置はタッピンねじのほかに被締結板、相手材、またひずみゲージによってトルクおよび軸力を測定することのできるセンサからなっており、その模式図について Fig. B-1 に示す。

実験に用いるねじとして、ともに炭素鋼 SWCH-18A を材質とするタッピン三種および C タイトの二種類を用いた。ねじ寸法は  $\phi 5 \times 0.8$ 、長さは 28 mm である。相手材はアルミ A5052 を材料とし、その径は  $\phi 4.5$ 、板厚は 5 mm である。被締結材についてもアルミ A5052 を材料とし、 $\phi 5.5$ 、厚さ 5.5 mm である。ねじ込みドライバーには日東精工製 AX100-TU を用い、回転速度を 300 rpm とした。また、重りを用いてねじ込み時に加える鉛直方向の力を制御することができ、推力を 49N, 68.6N, 98N とする 3 つのパターンについて、ねじ込み開始時から着座後 7 Nm のトルクで締結するまで、それぞれ 3 回ずつ実施した。

実験では、それぞれねじ部および座面に加わるトルク、および軸力を測定し、時刻歴データとして出力した。また、試験終了後にボルトの軸を通る断面で切断し、成形後の形状を撮影した。

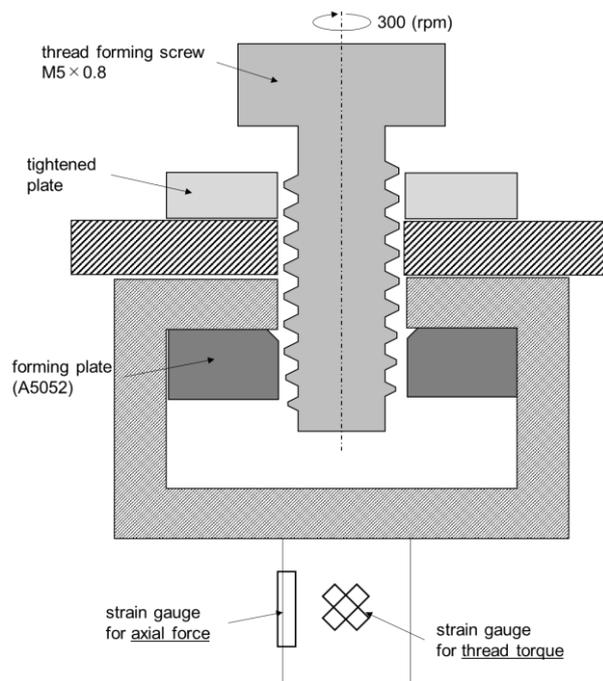


Fig. B-1 Schematic diagram of the entire actual test.

## B.2 実験結果—成形形状

また、締結完了後、両種のねじの軸を含む断面に沿ってタッピンねじおよび相手材を切断し、成形完了後のめねじ形状を確認した。この結果について Fig. B-2 に示す。

図を見ると、タッピン三種およびCタイトの両方でねじフランク面に沿って相手材が巻いてできる特徴的なラビットイヤ形状が確認された。

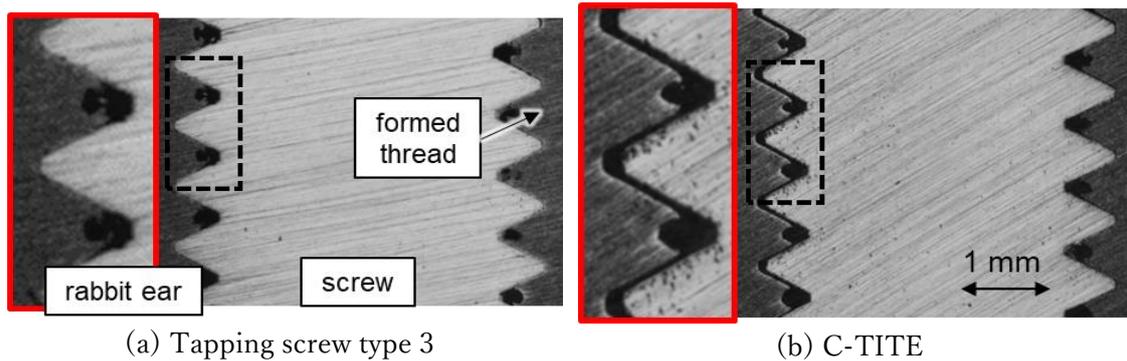


Fig. B-2 Cross-section view of screw and formed thread.

## B.3 実験結果—トルク時刻歴

推力を 68.6 N とした場合の 3 回の実機試験の結果について、得られたトルクの時刻歴をタッピン三種について Fig. B-3 に、また C タイトについて Fig. B-4 にそれぞれ示す。図を見るとそれぞれ二つのピークを持っていることがわかるが、このうちの前半は成形時のトルク挙動を表しており、はじめは時刻の経過とともにトルクが増加していき、ピークを迎えたのちすべてのねじ山で成形が完了すると一度 0 付近にまで落ち込むことがわかる。後半の山は着座した後の締結過程におけるトルク挙動を示しており、ドライバーで指定した 7 Nm に至るまで急な傾きでトルクが増加する。

前半の成形時におけるタッピン三種と C タイトのトルクを比較すると、タッピン三種では最大 4 Nm 程度生じているのに対し、C タイトではいずれも最大 2 Nm 程度しか生じておらず、同じドライバー推力・回転速度に対して異なるトルク挙動を示していることがわかる。

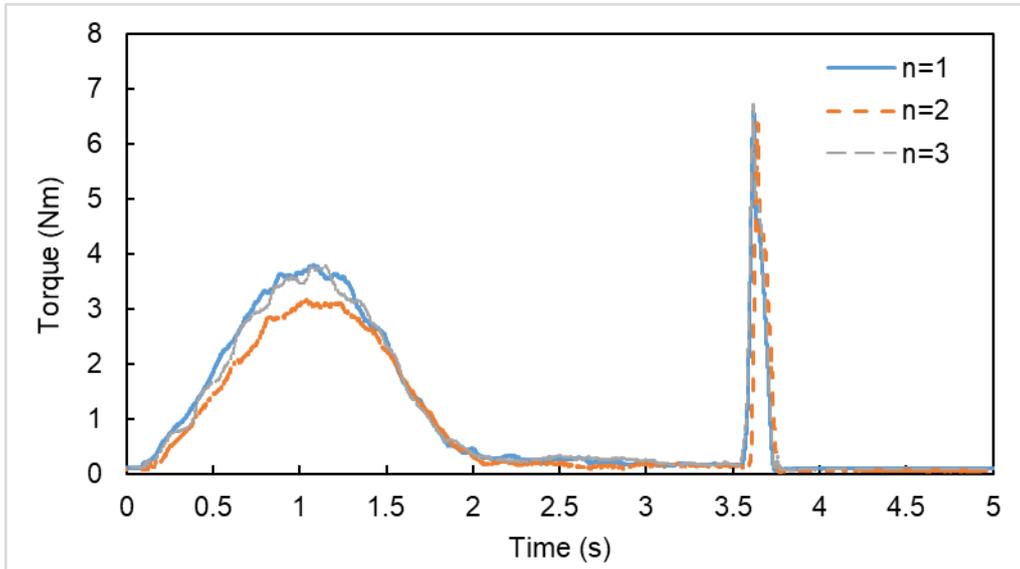


Fig. B-3 Time history of tapping torque. (Tapping screw type-3)

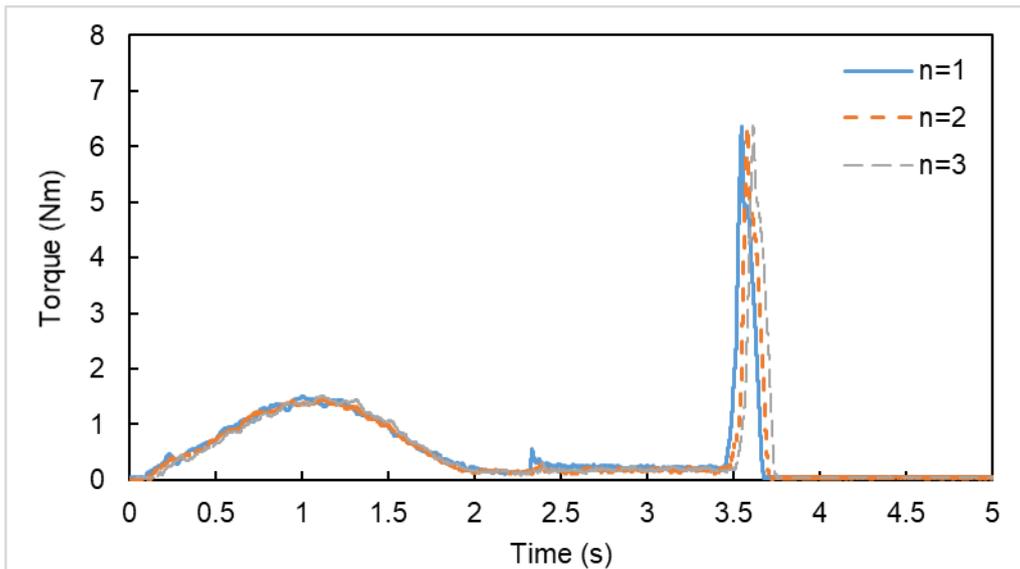


Fig. B-4 Time history of tapping torque (C-TITE)

# Appendix C アルミ材 A1050 を用いた成形解析の結果

これまでの解析では相手材の特性について、Appendix A で圧縮試験により作成した A5052 アルミ合金の構成則を適用し実施していた。本節では、相手材を A1050 純アルミとした解析結果について述べ、その違いについて述べる。

## C.1 解析条件

A1050 はアルミニウム純度 99.5%以上の純アルミであり、A5052 を含む一般的なアルミ合金と比べるとその強度が劣るものの、塑性加工の分野においては曲げや絞り加工の効率に優れているという性質をもつ。A5052 と比べると、弾性域の挙動では大きな差がないものの、塑性域において加工硬化しにくく流動応力が低いという特徴を持つ。

A1050 純アルミの構成則について、Simufact Material 2021.1 に収録されているデータを解析に適用した。その関数形は式(C-1)のとおりであり、数式中で用いられている各パラメータの値について Table C-1 に示す。

$$\sigma = C_1 e^{(C_2 \cdot T)} \cdot \varphi^{(n_1 \cdot T + n_2)} \cdot e^{\frac{l_1 \cdot T + l_2}{\varphi}} \cdot \dot{\varphi}^{(m_1 \cdot T + m_2)} \quad (\text{C-1})$$

Table C-1 Value of each parameter used in the formula (C-1).

$C_1$ [MPa]	$C_2$ [1/K]	$n_1$ [1/K]	$n_2$ [-]	$l_1$ [1/K]	$l_2$ [-]	$m_1$ [1/K]	$m_2$ [-]
187.0	$-3.2 \times 10^{-3}$	$-2.0 \times 10^{-5}$	0.18	$3.8 \times 10^{-12}$	$-2.3 \times 10^{-10}$	$2.3 \times 10^{-4}$	0.0134

その他の解析条件について、推力は 68.6N、ボルト回転数は 300rpm とし、ボルト寸法は A5052 アルミ材のときと全く同様として、0.27 秒間の成形解析を行った。

## C.2 タップン三種の結果の比較

### C.2.1 成形トルクへの影響

相手材を A1050 アルミ材とした場合、および A5052 アルミ材とした場合のそれぞれについて、成形トルクの時刻歴を Fig. C-1 に示す。図を見ると、各時刻において A1050 アルミ材を用いた時の成形トルクは A5052 アルミ材のときよりも小さく、A5052 の成形トルクの最大値が 1.2 Nm 程度であったのに対し、A1050 の成形トルクの最大値は約半分の 0.6 Nm 程度にとどまっている。これについて、0.27s 経過後の相手材に生じている相当塑性応力をコンターとして表した Fig. C-2 を見ると、ねじ面と接触している領域において(a)

の A5052 の場合では平均的に 400 MPa 程度生じているのに対し、(b)の A1050 の場合では平均して 200MPa 程度にとどまっていることがわかる。この差について、Fig. C-3 に示した両材料の SS 曲線を見ると塑性ひずみが高い領域では両者の流動応力に二倍程度の差があることがわかり、Fig. C-4 に示すようにねじ面に生じる接触面圧も流動応力に比例して大きくなるから、このような塑性域での材料の挙動の違いが両者の成形トルクの差の原因であると説明できる。

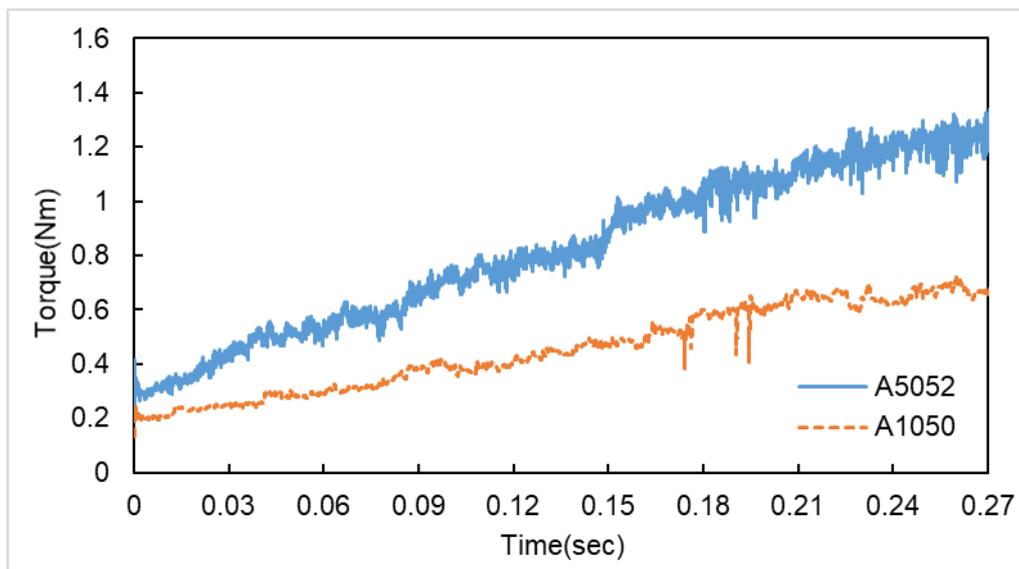
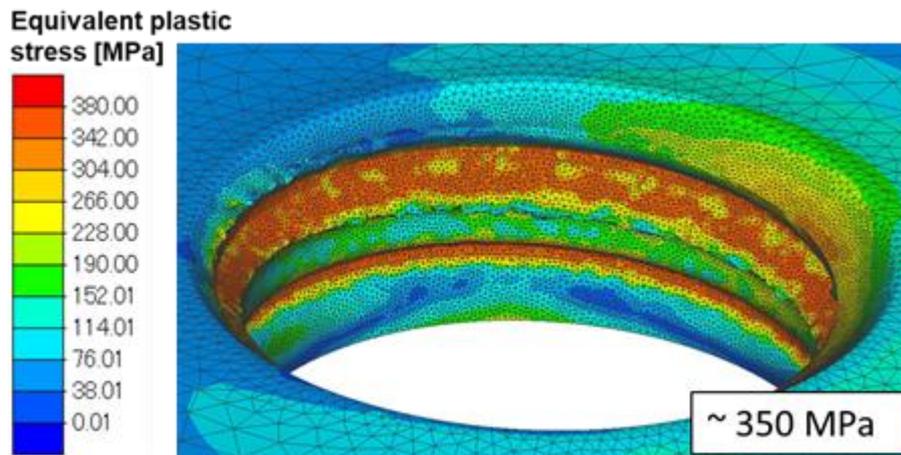
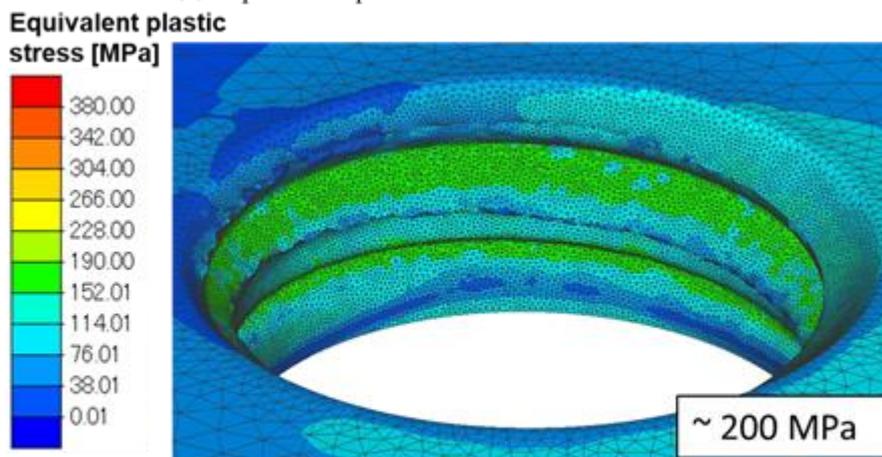


Fig. C-1 Time history of forming torque of different aluminum materials.



(a) Equivalent plastic stress with A5052 aluminum.



(b) Equivalent plastic stress with A1050 aluminum.

Fig. C-2 Contour of equivalent plastic stress.

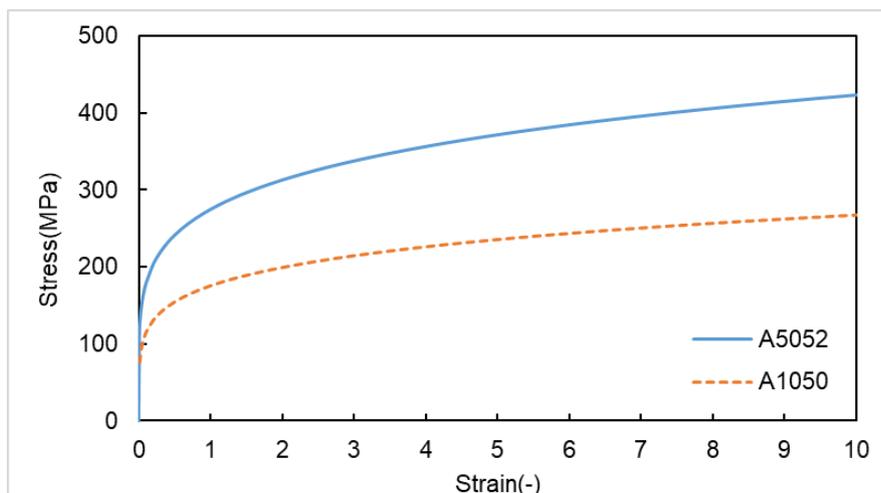
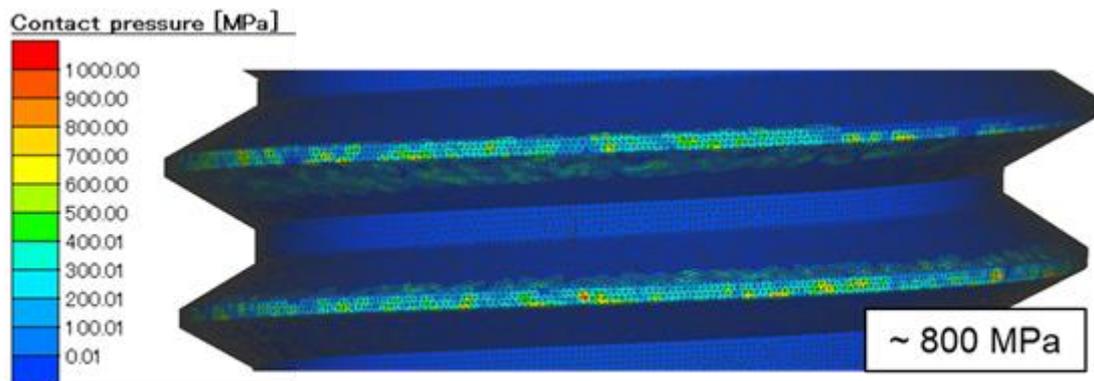
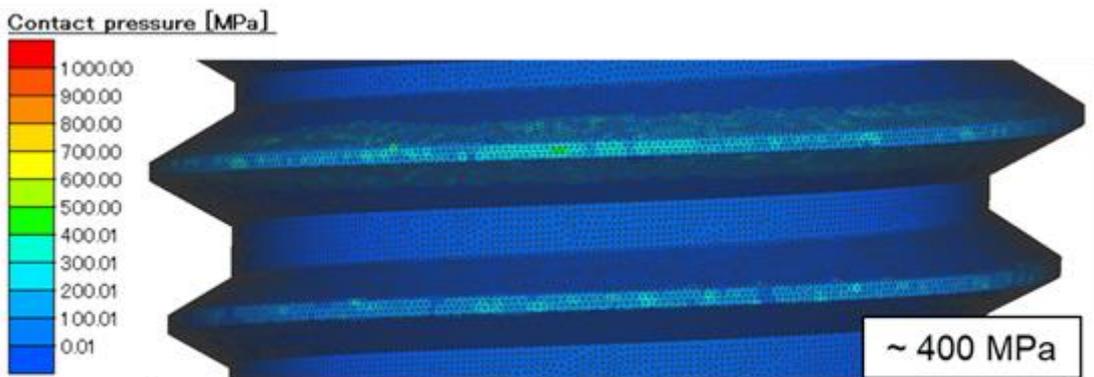


Fig. C-3 SS-curve plot with different aluminum materials.



(a) Contact pressure: work piece with A5052 aluminum.

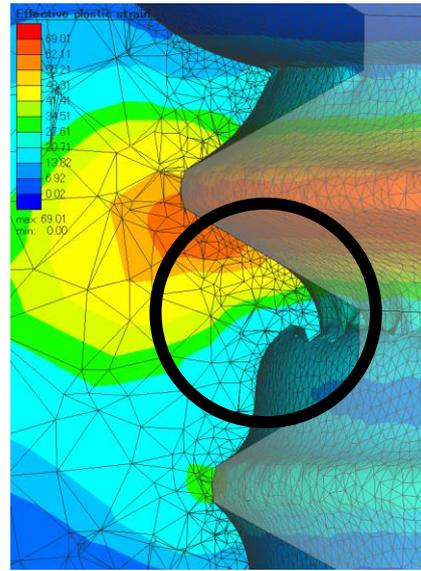
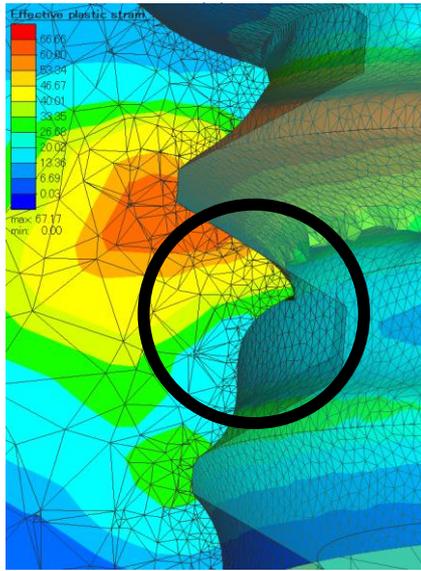


(b) Contact pressure: work piece with A1050 aluminum.

Fig. C-4 Contour of contact pressure ( $t = 0.27$  s)

## C.2.2 成形形状の違い

両材料を用いて成形した際の成形形状の違いについて相当塑性ひずみのコンターとして表した Fig. C-5 をみると、(a)の A5052 アルミ材のときよりも(b)の A1050 アルミ材のときのほうがラビットイヤー形状が顕著に発達している様子がわかる。これは、流動応力が小さい A1050 アルミ材において、タッピンねじとの摩擦に伴って塑性流動が生じやすいことによるものと考えられる。ただしこれらは本解析で扱った初めの計二回転分のみの結果の比較であり、実機試験のように成形が完了するまで十分に回転させると両者で同様なラビットイヤー形状が作られ、その違いはほぼなくなると考えられる。



(b)

Fig. C-5 Formed-thread shape with plastic strain contour.  
(a)A5052 aluminum (b)A1050 aluminum

# 謝辞

本研究は、著者が泉・波田野研究室在籍中に泉教授のご指導の下行われたものです。学部時代から3年間大変お世話になりました。泉教授には実際の機械における各種ねじの適用事例や、ねじ締結体のゆるみに関する知識、有限要素解析の手法についてなど幅広く助言をいただき心より感謝申し上げます。また、榎間助教にも研究会発表などにおいて度々アドバイスをいただき、研究の方針を考えるための助けとなりました。また、現在はカリフォルニア大学に在籍されている波田野先生におかれましても、学部生時代にご助言いただいたことが修論に活かせたと感じており、心よりお礼申し上げます。

また本研究を進めるにあたり、共同研究先である日東精工株式会社の大槻様、熊中様、鳥居様、上嶋様には定期的な進捗報告の場を設けていただき、その内容や疑問点についてご助言をいただいたことに感謝申し上げます。とくに本社の工場見学をした際にはねじの製造工程やセルフタップ試験の様子などを直接お見せいただき、実際の現象をイメージする大きな助けとなりました。また、たびたびの実験の依頼に快くご協力いただき、それらが解析の疑問点を解決する助けとなったことに感謝申し上げます。

本学機械工学専攻の柳本教授には、材料の圧縮試験による構成則の作成について相談の場を複数回用意いただきました。塑性力学に関する知見や試験結果の解釈など、その後の成形解析にもつながるたくさんのご指摘をいただき、深くお礼申し上げます。

MSC Software 社に在籍されておりました成田様には、たびたび Simufact forming を用いたモデリングに関する質問にご回答いただき、さらに解析結果について確認いただきました。心より感謝申し上げます。

さらに修士課程の2年間、もしくは学部時代からの3年間で共に過ごした同期の永長君、岡澤君、児玉君、望月さんをはじめ、すでに卒業された先輩方、ともに研究室で過ごした後輩の皆さんに感謝します。加えて、秘書の荒井さんや徳山さんにも事務手続きなどお世話になりました。ありがとうございました。

最後に、学部生のころの卒論にはじまり、就活、学会発表、修論執筆と様々なイベントの一つ一つで苦戦しながら過ごしてきた私の3年間の研究室生活を毎日支えてくれた家族に大いなる感謝を捧げます。

2023年2月

富田 悠仁

## 参考文献

- [1] G.Dinger, “Dynamic modeling and simulation of the screwing behaviour of thread forming screws,” *Journal of Manufacturing Processes*, Vol.20, pp.374-379, 2015.
- [2] F.Mathurin, J.Guillot, P.Stephan , A.Daidie, “3D Finite Element Modeling of an Assembly Process With Thread Forming Screw,” *Journal of Manufacturin Science and Engineering*, Vol.131, 041015-1-8, 2009.
- [3] 山本晃, 加勢晋司, “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*, Vol.43, 4, pp.470-475, 1977.
- [4] 酒井智次, “ボルトのゆるみ (第1報, 軸直角荷重を受けるボルトの場合),” *日本機械学会論文集*, Vol.44, No.377, pp.279-287, 1978.
- [5] 泉聡志, 木村成竹, 酒井信介, “微小座面滑りに起因したボルト・ナット締結体の微小ゆるみ挙動に関する有限要素法解析,” *日本機械学会論文集*, Vol.72, pp.186-192, 2006.
- [6] MSC Software, “Marc 2018.0 Volume A: Theory and User Information,” 2018.
- [7] P.Stephan, F.Mathurin , J.Guillot, “Analytical study of maximal tapping torque during forming screw process,” *Journal of Materials Processing Technology*, Vol.211, pp.212-221, 2011.
- [8] 青木勇, 小島之夫, 小森和武, 吉田一也, *塑性力学の基礎 -初等解析から有限要素法まで-*, 産業図書, 1996.
- [9] 小坂田宏造, *応用塑性力学 -塑性変形の力学と有限要素解析-*, 培風館, 2004.
- [10] 長岡賢人, “金属用タッピンねじの締付けおよびゆるみ機構の有限要素法解析,” *東京大学修士論文*, 2020.
- [11] 輿石和輝, “ボルト・ナット締結体の有限要素法モデル開発のための力学的挙動の解明,” *東京大学修士論文*, 2014.
- [12] 横山喬, “軸直角方向外力を受けるボルト締結体挙動の力学モデルの構築,” *東京大学博士論文*, 2010.
- [13] 福岡俊道, “ボルトのねじ山荷重分担率,” <https://www.bolt-engineer.net/lab/ridge.pdf>.
- [14] 酒井智次, 増補 ねじ締結概論, 養賢堂, 2004.
- [15] W.E.Cumbicus, M.Estremis, M.Arizmendi , A.Jimenez, “Joining polymer parts with self-tapping screws: an improvement of the screw thread geometry,” *International Journal of Material Forming*, Vol.14, pp.774-798, 2021.

以上

p.1 ~ p.97 完

令和5年2月 提出

指導教員 泉 聡志 教授

37216257 富田 悠仁