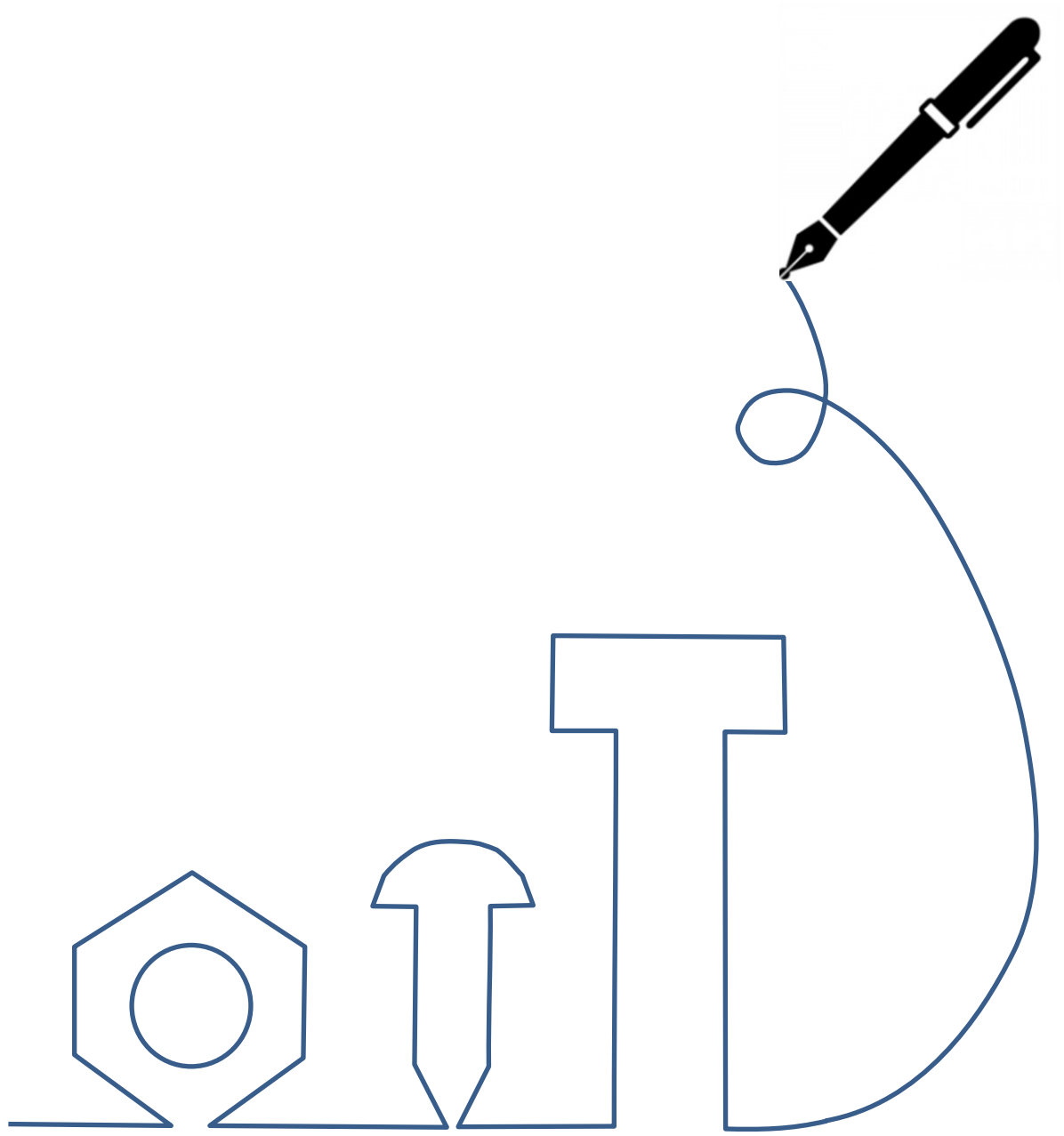
JFRI 一般社団法人 日本ねじ研究協会 ISSN 2758-772X

日本ねじ研究協会研究論文集 4巻5号

Transactions of the JFRI



日本ねじ研究協会研究論文集　4巻5号

目　　次

論文　塑性域締結における目標締付け回転角に対する遊びねじ長さの影響
…… 齊藤 貴彦　1

論文　タッピンねじ締結における適正締付けに及ぼすねじ部寸法の影響に関する研究
…… 佐藤 広嗣・加藤 信之・砂邊 康之・竹中 正人　7

Original Paper

Influence of Non-Engaged Thread Length on the Target Tightening Angle
under Plastic Region Fastening
…… Takahiko SAITO　1

Study of the Effect of Thread Dimensions on Proper Tightening
in Tapping Screw Connection
…… Koji SATO・Nobuyuki KATO・Yasuyuki SUNABE・Masato TAKENAKA　7

塑性域締結における目標締付け回転角に対する遊びねじ長さの影響

Influence of Non-Engaged Thread Length on the Target Tightening Angle under Plastic Region Fastening

齊藤　貴彦（メイドー）

Takahiko SAITO，Meidoh Co.，Ltd.，Aichi，Toyota

Received: Jan. 21, 2026; Revised: Sep. 30, 2026; Accepted: Oct. 1, 2026

Abstract

Bolts and screws are widely used in steel structures, including automobiles and other transportation equipment, as well as bridges and buildings. In recent years, the need for plastic region fastening has increased in the transportation equipment sector due to societal demands for reducing CO_2 emissions. This fastening method, which is expected to consistently generate high axial forces, is attracting attention as a technology that contributes to the miniaturization and weight reduction of parts. The rotation angle method is often used in the practical application of plastic region fastening, but it requires the setting of a target tightening rotation angle. In this study, we use bolts of three thread sizes, thread length and two hardnesses to investigate the effects of those under plastic fastening conditions. We determine the allowable rotation angle for each size at the same tightening distance, as well as the axial force difference within that range. Furthermore, we compare the allowable rotational angle during the tightening process with the plastic elongation range obtained from tensile tests, and we consider a method for determining the allowable rotational angle using bolt tensile test data.

Key Words: Plastic Region Fastening, Non-Engaged Thread Length, Target Tightening Angle

1. 緒言

ボルトやねじは，自動車をはじめとする輸送機器や橋梁や建築物など，鋼構造物全般において，広く利用されている．近年，CO_2排出削減への社会的要請を背景に，輸送機器分野では塑性域締結のニーズが高まっており，高軸力を安定的に得られるこの締結法は，部品の小型・軽量化に貢献するひとつの技術として注目されている．塑性域締結の実用にあたっては，回転角法が多く用いられているが，その場合，目標締付け回転角を設定する必要がある．ボルトの破断を抑制しつつ，信頼性のある締結性能を得ることが必要とされるが，従来の設定方法として，例えば JIS B 1083「ねじの締付け通則」[(1)] によると，目標締付け回転角の範囲がどのような因子で影響を受けるかについてはあまり知られていないようである．塑性域締結に関する知見はいくつか報告されている[(2)～(5)]が，単純引張条件下での研究が多く，実際の締結条件下における検討例は限られている．また，遊びねじ長さやボルト強度が目標締付け回転角範囲に影響を及ぼすことは経験的に知られているものの，その影響を定量的に評価した研究は十分ではない．本研究では，塑性域締結条件下において，遊びねじ長さおよびボルト硬さが目標締付け回転角範囲に及ぼす影響について実験的に検討した．また，目標締付け回転角範囲で生じる軸力差について評価するとともに，引張試験結果との関係を整理し，引張試験データを用いた目標締付け回転角範囲の推定の可能性について考察した．

2. 塑性域締結での目標締付け回転角範囲と軸力差

塑性域締結は高い締付け軸力が得られる反面，例えば，締結時に設定した回転角度を逸脱して軸力が過大になるとボルト破断の可能性が高まり，過少になるとゆるみによる機能失陥が起こり得る．自動車業界における塑性域締結では回転角法が使用されることが多く，その場合，回転角を厳守するため，部品の寸法管理や使用工具の管理も極めて厳密な管理を行う必要がある．

図 1 に JIS B 1083「ねじの締付け通則」に示されている回転角法締付けにおける締付け回転角と軸力の関係を示す．締付け開始直後は締結体のなじみ等の影響により締付け軸力の増加は緩やかであるが，snug 点到達後は回転角の増加に伴い締付け軸力がほぼ直線的に増加する．

さらに降伏点締付け軸力 F_y に達するとボルト軸部およびねじ部に塑性伸びが発生し，その後極限締付け軸力 F_u まで軸力は増加する．塑性域締結では安全性を考慮し，目標締付け回転角 θ_A を降伏締付け回転角 θ_y 以上，かつ θ_y と θ_u の中間点以下に設定する．

本研究では，目標締付け回転角範囲$\Delta\theta_A$ および目標締付け回転角範囲内での軸力差ΔF_A を式(2)および式(3)で定義する

$$\theta_y \leqq \theta_A \leqq 0.5(\theta_y+\theta_u) \quad (1)$$

$$\Delta\theta_A = 0.5(\theta_u-\theta_y) \quad (2)$$

$$\Delta F_A = F_A-F_y \quad (3)$$

ここに，

- θ_A：目標締付け回転角
- θ_y：降伏締付け軸力に対応する回転角
- θ_u：極限締付け軸力に対応する回転角
- $\Delta\theta_A$：目標締付け回転角範囲
- F_A：目標締付け回転角での軸力
- F_y：降伏点締付け軸力
- ΔF_A：目標締付け回転角範囲での軸力差

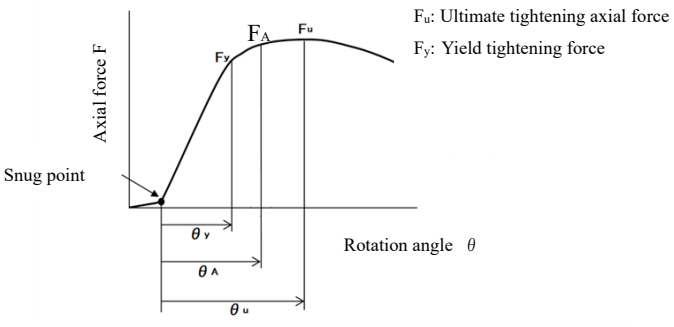


Figure 1. Target rotation angle, θ_A, in the rotation angle method [1]

3. 実験方法

3.1 供試品

本研究では，ボルトの呼び径，遊びねじ長さおよび硬さが締付け特性に及ぼす影響を調査するため，表 1 に示す M10×1.25，M12×1.25 および M14×1.5 の 3 種類のボルトを供試材とした．図 2 および図 3 は，調査に用いたボルトの外観図および外観写真を示す．各サイズにおいて首下長さ L は一定とし，ねじ部長さ L_{th} を 10mm 間隔でそれぞれ変化させることにより遊びねじ長さを変化させた．また，ボルト硬さは約 HV310 級および HV350 級の 2 水準とした．各供試ボルトの実測硬さを表 1 に示す.表 2 に供試ボルトの作成工程を示す．供試ボルトの材料は SCM440 とし，材料ロット差の影響を極力低減するため同一ロット材を用いた．圧造，転造，熱処理および表面処理はすべて同一条件で実施した．表面処理は亜鉛フレーク被膜とし，摩擦係数安定剤を塗布した．

締付け試験に使用したナットは，各ボルトサイズに対応した強度区分 12 の鋼製フランジナットを使用した．ナットは全て同一製造条件で製作し，表面には亜鉛めっきを施した．これによりナット間の摩擦特性ばらつきを極力抑制した．ナットの外観を図 4 に示す．

また，締付け試験時にはボルト頭部座面と締結体との間に座面板を配置した．座面板は締付け荷重を安定して負荷することを目的として使用しており，全試験において同一材質，同一寸法のものを使用した．これにより，座面条件の変動による締付け特性への影響を極力低減した．座面板の硬さは HV400.座面板の外観を図 5 に示す．

Table1. Principal dimension of test specimen

Size (Md×P)	Nominal length(L) [㎜]	Thread length (L_{th}) [㎜]	Hardness [HV] *1
M10×1.25	124	30～120	353
			311
M12×1.25	145	30～140	351
			309
M14×1.5	165	30～160	310
			349

*1 Actual measurements

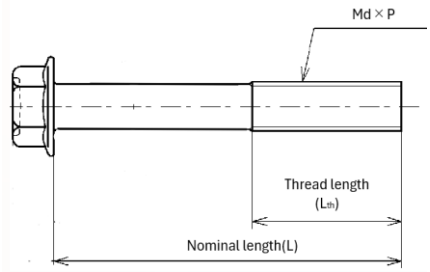
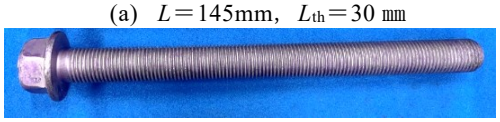


Figure2. Schematic of bolt specimen



(a) L＝145mm，L_{th}＝30 ㎜



(b) L＝145mm，L_{th}＝140 ㎜

Figure3. Examples of test specimen （M12×1.25）

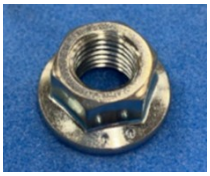


Figure 4. Nut



Figure 5. Polished plate

Table2. Manufacturing flow of test specimen

Material	SCM440（Same lot）
Wire drawing processing	Spheroidizing annealing+ lime coating
Head molding	Cold forging
Thread forming	Thread rolling
Heat treatment	Quenching and tempering
Surface treatment	Zinc flake coating＋ friction coefficient stabilizer （Friction coefficient : about 0.1）

3.2 引張試験

締付け試験で得られた目標締付け回転角範囲との関係を評価するため，引張試験を実施した． 試験は供試ボルト及びナットを用いて行い，荷重－伸び線図を取得した．取得したデータから 0.2%耐力相当時の伸び L_y および最大荷重時の伸び L_u を求め，式（4）により塑性伸び範囲 ΔL_A を算出した．

$$\Delta L_A = 0.5(L_u - L_y) \quad (4)$$

ここで，
L_y：0.2%耐力相当時の伸び
L_u：最大荷重時の伸び
である

3.3 締付け試験

図 6 に締付け試験装置の概略図を示す. 締付け試験は JIS B 1084 に準じて実施した．図 7 は，ボルトにナットをセットした写真（一例）を示す.

試験ではボルト頭部に回転を与え，締付け過程における締付け軸力および回転角を連続的に計測した．測定結果から降伏点締付け軸力 F_y，極限締付け軸力 F_u，およびそれらに対応する回転角 θ_y，θ_u を求めた.

さらに式(2)および式(3)を用いて目標締付け回転角範囲 $\Delta\theta_A$ ならびに軸力差 ΔF_A を算出した．締付け速度は 10min^{-1}一定とし，締付け間距離は M10 で 112mm，M12 で 130mm，M14 で 148mm とした.

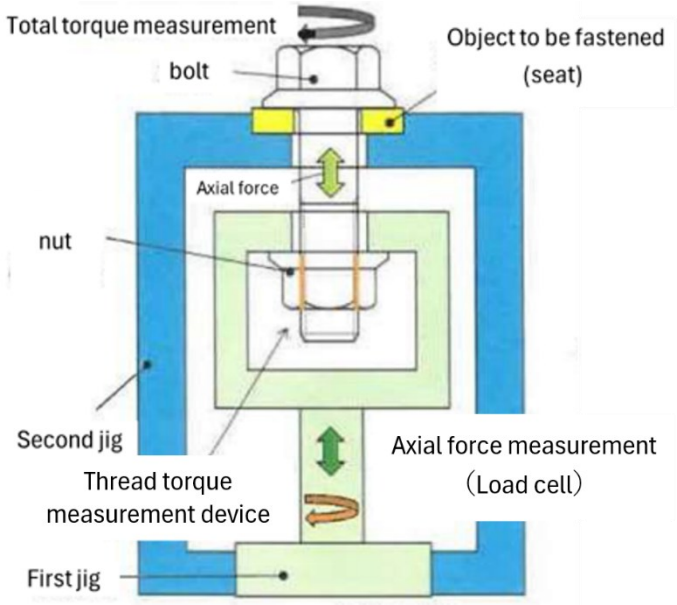


Figure 6. Schematic diagram of fastening test

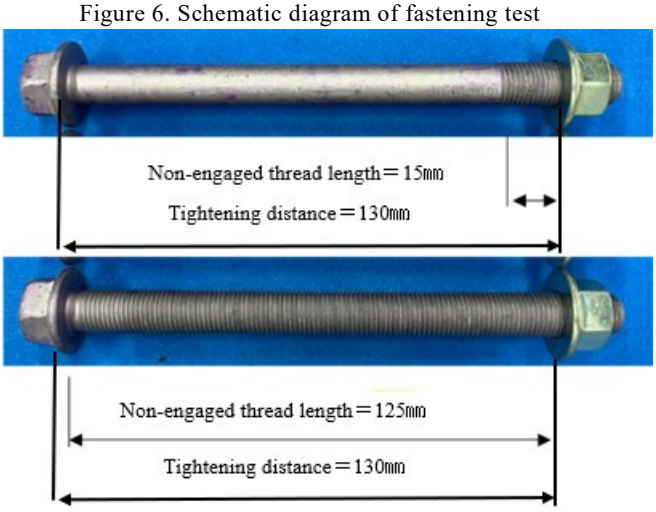


Figure 7. Schematic of bolt and nut set （M12×1.25）

4. 実験結果

4.1 遊び長さの影響

表 3 は M12×1.25 でねじ長さを 30 ㎜と 140 ㎜としたボルトを用いた試験結果を，図 8 はその際の締付け軸力と締付け回転角の比較結果を示す．締付け間距離は，両者とも 130 ㎜とし，遊びねじ長さが 15 ㎜，125 ㎜としている．表 3，図 8 より，降伏締付け軸力に対応する回転角 θ_y は両者で大きな差異が認められないが，極限締付け軸力に対応する回転角 θ_u は遊びねじ長さが長いボルトの方が大きいことがわかる．その結果，目標締付け回転角範囲 $\Delta\theta_A$ は遊びねじ長さが長いボルトの方が大きくなっている.

次に降伏締付け軸力 F_y について，遊びねじ長さが長いボルトと短いボルトを用いた試験結果を比較すると，遊び長さが長いボルトの方が低い値を示し，極限締付け軸力 F_u はほぼ同じ値となっている．目標締付け回転角範囲 $\Delta\theta_A$ での軸力差 ΔF_A は，遊びねじ長さが長いボルトの方が大きくなっている．これは遊びねじ長さの増加により締付け時の有効伸び長さが増加し，塑性変形可能領域が大きくなったためと考えられる．その結果，極限締付け軸力到達までの回転角が増加し，目標締付け回転角範囲も拡大したと推察される．以上より,遊びねじ長さの増加は,目標締付け回転角範囲を拡大することが確認された.

Table 3. Comparison with long non-engaged thread bolt and short non-engaged thread bolt of tightening test results

Steel type	SCM440	
Hardness [HV]	351	
Thread Size	M12×1.25	
Nominal length L [mm]	145	
Tightening distance L_g [mm]	130	
Thread length L_{th}[mm]	30	140
Non-engaged thread length [mm]	15	125
θ_y [°]	499	502
θ_u [°]	630	1810
θ_A [°]	680	1230
$\Delta\theta_A$ [°]	178	786
F_y [kN]	91	84
F_u [kN]	97	94
ΔF_A [kN]	3.94	5.48

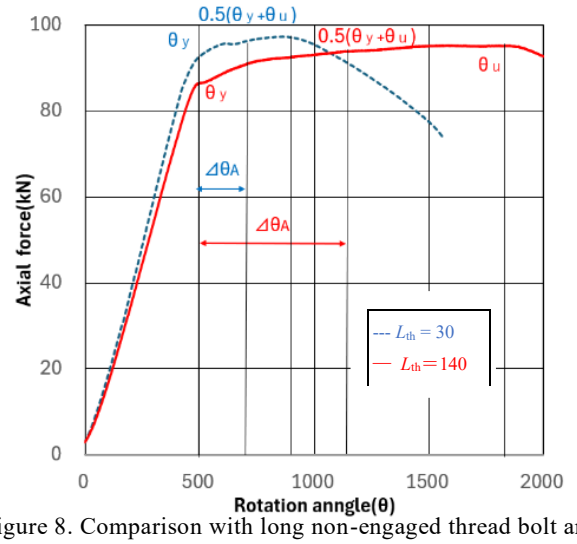


Figure 8. Comparison with long non-engaged thread bolt and short non-engaged thread bolt of tightening test chart.

4.2 遊びねじ長さと目標締付け回転角範囲関係

図 9 から図 11 は，各ねじサイズにおける遊びねじ長さと目標締付け回転角範囲の関係を示す．この結果より，ねじのサイズによらず遊びねじ長さが長くなると，目標締付け回転角範囲は大きくなっていることがわかる．

また，ボルト硬さ HV350 のボルトと HV310 のボルトを用いた試験結果を比べると，総じて硬さの低い HV310 のボルトを用いた方が，目標締付け回転角範囲が大きいことがわかる．これは，硬さの低いボルトの方が塑性変形可能量が大きく，降伏後から極限強度到達までの変形余裕が大きいためであると考えられる．以上より，低硬さのボルトほど，降伏後の変形余裕が大きく，目標締付け回転角範囲が拡大することが確認された．

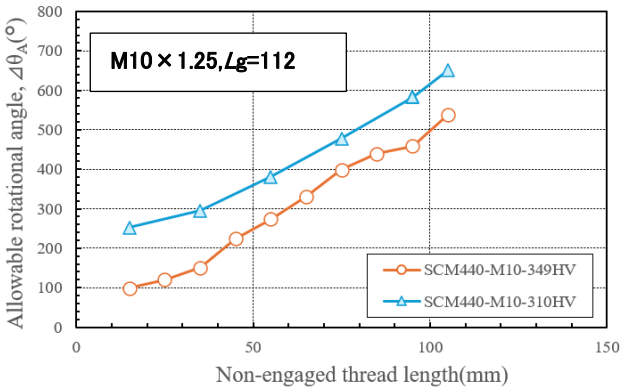


Figure 9. Effect of hardness on relationship between allowable rotational angle and non-engaged thread length (M10×1.25)

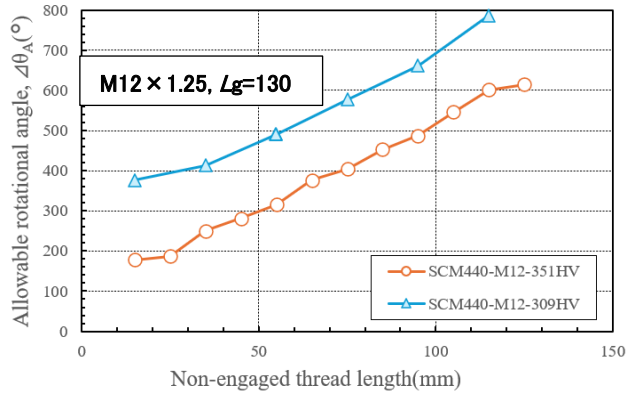


Figure 10. Effect of hardness on relationship between allowable rotational angle and non-engaged thread length (M12×1.25)

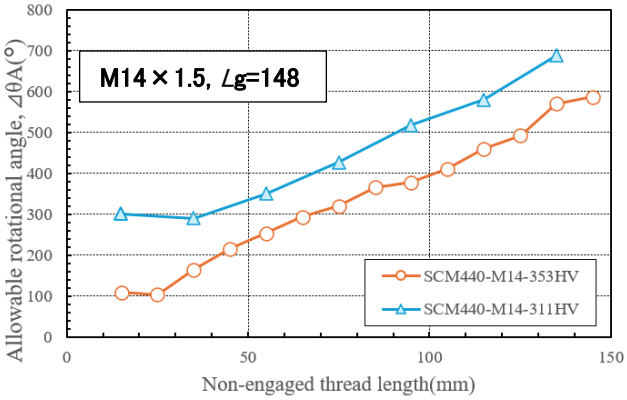


Figure 11. Effect of hardness on relationship Between allowable rotational angle and non-engaged thread length (M14×1. 5)

4.3 遊びねじ長さと目標締付け回転角範囲での軸力差

図 12 から図 14 は，各ねじサイズにおける遊びねじ長さと目標締付け回転角範囲での軸力差の関係を示す．今回の実験条件での軸力差は遊びねじ長さが変化してもほぼ変わらないこと，硬さの影響も顕著な差は見られないことがわかった．ただし硬さの影響については，より低い硬さ，より大きい硬さの実験を行い確認する必要がある．一方，目標締付け回転角範囲での軸力差ΔF_A については，遊びねじ長さおよび硬さの影響は顕著に認められなかった．

これは遊びねじ長さの変化が塑性変形量には影響するものの，降伏締付け軸力 F_y および極限締付け軸力 F_u そのものには大きな変化を与えないためであると考えられる．一方,本試験範囲では,軸力差ΔF_A に対する遊びねじ長さおよび硬さの影響は限定的であった．

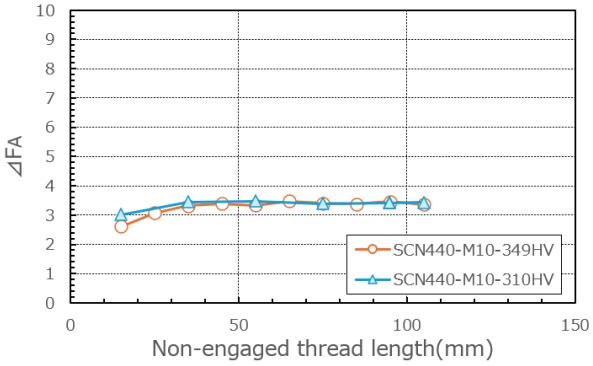


Figure 12. Effect of hardness on relationship between axial force

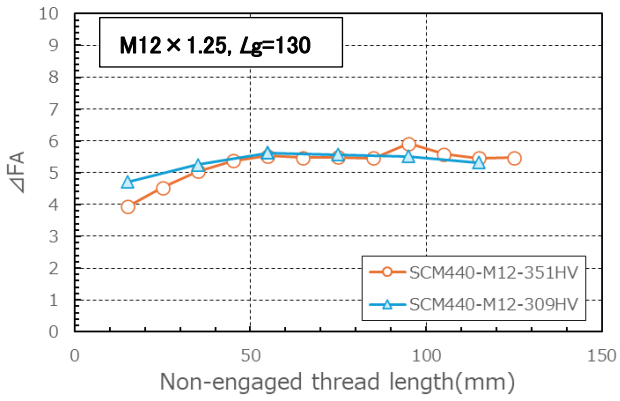


Figure 13. Effect of hardness on relationship between axial force range and non-engaged thread length (M12×1.25)

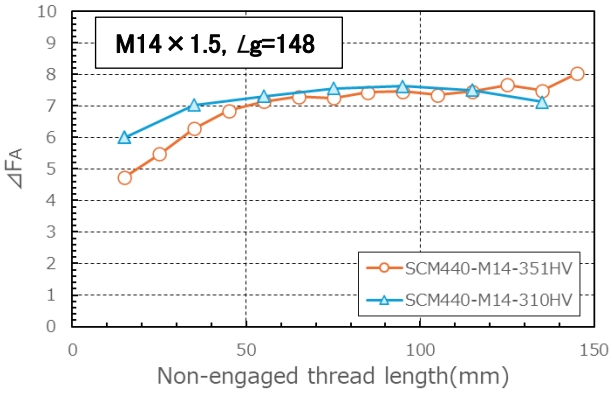


Figure 14. Effect of hardness on relationship between axial force range and non-engaged thread length (M14×1.5)

5. 考察 目標締付け回転角範囲の推定方法

図 15 および図 16 に，引張試験から求めた塑性伸び範囲 ΔL_A と，締付け試験から求めた目標締付け回転角範囲 $\Delta\theta_A$ との関係を示す．図 15 はねじピッチ 1.25 ㎜の M10 および M12，図 16 はねじピッチ 1.5 ㎜の M14 の結果である．塑性伸び範囲 ΔL_A は，引張試験で得られた荷重－伸び線図から，0.2%耐力相当時の伸び L_y および最大荷重時の伸び L_u を求め，式（4）により算出した．

いずれのボルトサイズおよび硬さにおいても ΔL_A の増加に伴って $\Delta\theta_A$ が増加する傾向を示した．この結果から，引張試験によって得られる塑性伸び範囲を用いて，目標締付け回転角範囲を式(5)により推定できる可能性が示された．

$$\Delta L_A = 0.5(L_y+L_u)-L_y = 0.5(L_u-L_y) \quad (5)$$

ここに，

- L_y ：0.2%耐力相当時の伸び
- L_u ：最大荷重時の伸び

結果より，ボルトサイズおよび硬さによらず，概ね同一直線上にプロットされることが確認された．このことから，引張試験で得られる塑性伸び範囲は締付け時に許容される回転角範囲と密接な関係を有することがわかる．

塑性域締結ではボルトの伸びと回転角との間に一定の対応関係が存在するため，引張試験結果から目標締付け回転角範囲を予測できる可能性が示された．

ただし実際の締付けでは，ねじり変形，ねじ面摩擦および座面摩擦の影響を受けるため，今後は締付け間距離，ねじサイズ，ピッチ，摩擦係数の影響を含めた検討が必要である．

さらに，本研究では締結体の締付け間距離を一定条件として実施したが，締結体剛性は塑性域締結時のボルト伸び挙動および軸力発生状態に影響を及ぼすことが考えられる．そのため，今後は被締結体厚さや締結体剛性を変化させた試験を実施し，遊びねじ長さおよびボルト特性との相互関係を評価する必要がある．

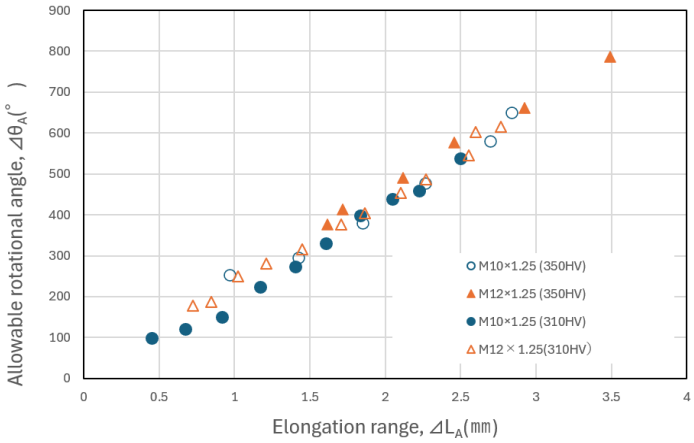


Figure 15. Relationship between elongation range and allowable rotational angle (M10×1.25 ＆ M12×1.25)

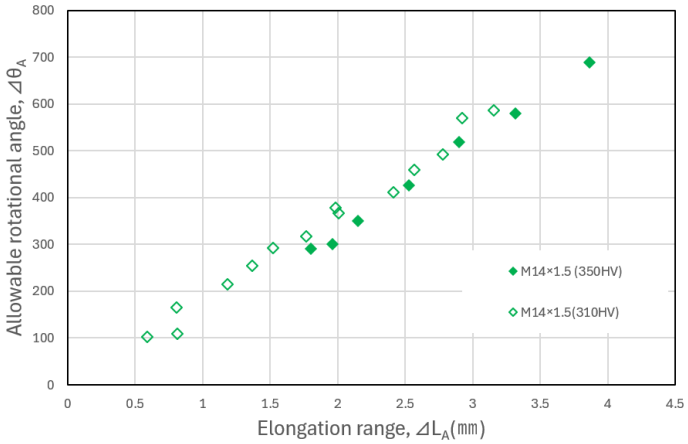


Figure 16. Relationship between elongation range and allowable rotational angle (M14×1.5)

6. 結言

本研究では塑性域締結条件下において，遊びねじ長さおよびボルト硬さが目標締付け回転角範囲に及ぼす影響について検討した．得られた結果を以下に示す．

(1)目標締付け回転角範囲 $\Delta\theta_A$ は，遊びねじ長さの増加に伴い大きくなる．
(2)ボルト硬さ HV310 のボルトは HV350 のボルトと比較して，大きな目標締付け回転角範囲を示した．
(3)目標締付け回転角範囲での軸力差 ΔF_A は，遊びねじ長さおよび硬さの影響をほとんど受けない．

(4)引張試験より求めた塑性伸び範囲ΔL_Aと目標締付け回転角範囲$\Delta\theta_A$との間には相関が認められた.
(5)引張試験における最大荷重時の伸びと 0.2%耐力相当時の伸びの差を１/２にした値をΔL_Aとし，目標締付け回転角範囲$\Delta\theta_A$との関係を求めた結果，硬さによらずほぼ直線的，同一線上にプロットされる．今後データの拡充により，引張試験結果から目標締付け回転角が予測できると考えられる.

今後，さらに締付け間距離，ねじサイズ，ピッチ，硬さ，摩擦係数ならびに締結体剛性が及ぼす影響調査を行い，データを拡充させることで，引張試験結果を活用した目標締付け回転角範囲予測手法および塑性域締結設計の高度化に寄与できるものと考える.

参考文献

(1)JIS B 1083:2008, ねじの締付け通則.
(2)橋本篤秀，日本建築学会論文報告集, (1981), 309, 11.
(3)萩原・高木，日本機械学会講演論文集, (2004), 245.
(4)高木・福岡，日本機械学会論文集 A, 67(2001), 1269.
(5)後藤・他 4 名，構造工学論文集, 68B(2022), 252.
(6)JIS B 1084:2007, 締結用部品 - 締付け試験方法

タッピンねじ締結における適正締付けに及ぼすねじ部寸法の影響に関する研究

Study of the Effect of Thread Dimensions on Proper Tightening in Tapping Screw Connection

佐藤　広嗣（ノルトロックジャパン）　　加藤　信之（池田金属工業）
砂邊　康之[1]（池田金属工業）　　竹中　正人（ノルトロックジャパン）
Koji SATO, Nord-Lock Japan Co., Ltd., 1-18-35, Saitoaominami, Minoh-shi, Osaka
Nobuyuki KATO, Ikeda Metal Industrial Co., Ltd., 4-7-11, Shinmachi, Nishi-ku, Osaka-shi, Osaka
Yasuyuki SUNABE, Ikeda Metal Industrial Co., Ltd., 4-7-11, Shinmachi, Nishi-ku, Osaka-shi, Osaka
Masato TAKENAKA, Nord-Lock Japan Co., Ltd., 1-18-35, Saitoaominami, Minoh-shi, Osaka

Received: Aug. 4, 2026; Revised: Sep. 24, 2026; Accepted: Sep. 25, 2026

Abstract
As pre-tapped threads are unnecessary, tapping screws offer cost advantages and they are used in numerous products such as automobiles, electronic devices, and daily necessities. Plastics, soft materials, and wood are also used as base material. Tapping screws form threads in the pilot holes of the base material. Applying excessive torque frequently causes thread damage and rupture of tapping screws. Apparently, appropriate tightening torque should be lower than the failure torques. Appropriate tightening torques should lie between the torque at which the screw head contacts the fastened part and the failure torque. However, the phenomenon of failure in tapping screw fastening remains unresolved. The failure mechanism of tapping screw fastening is highly complex, involving numerous conditions such as screw type, nominal diameter, tightening length, tightening component, and base material. To address this situation, preliminary experiments evaluating the relationship between tightening torque and failure torque are conducted prior to manufacturing. Nevertheless, failure accidents often occur during actual use even if tightening is performed based on the data obtained by preliminary experiments. The critical factors causing failure of tapping screw fastening remain unclear. This study aims to evaluate the effects of screw tightening length and pilot hole diameter on the failure torque of tapping screw fastenings. The failure torque of PC/ABS (a blend of polycarbonate and ABS resin) and M2.5 to M5 self-tapping screws for plastics under varying thread engagement lengths and pilot hole diameters are evaluated. A formula has been proposed to calculate the failure torque, accounting for both the stripping of the female thread in the base material and the rupture of the tapping screw from experimental results.

Key Words: Tapping screw, Failure, Pilot hole, Engaged length

1. 緒言

タッピンねじは図 1 に示すように，めねじのない下穴だけの母材に適用し，めねじを形成しながら同時に締結を行うねじである．めねじ加工が不要でコストを削減できるメリットから，自動車，家庭電化製品，生活用品など幅広く使用されている．母材には樹脂，軟質金属や木材にも使用され，特に比較的安価で大量生産が可能な樹脂製品では利益に対して製造コストが顕著に影響するため，タッピンねじは非常に幅広く採用されている．

タッピンねじは母材の下穴を”おねじで加工”しながらめねじを形成する．過度なねじ込みトルクを負荷した場合にはめねじ自体をも破損する場合もある．また，ねじ込みトルクが小さすぎると，十分におねじが母材に入らずに適切な締結がなされない．つまり，タッピンねじではおねじ頭が被締結体に着座するのに必要なねじ込みトルク以上かつ，母材のめねじが破損しない締付けトルクを負荷する必要がある．しかしながら，タッピンねじの適正締付けに関する理論はほとんど確立されていない．母材を加工しながらめねじを形成するという非常に複雑な現象であることに加え，母材の種類，被締結体の材料，タッピンねじの種類，呼び径，ねじ長さなど，多岐にわたる条件を体系立てて検討することが非常に困難なためである．この課題に対し，実際には量産の前に実験によって着座トルクとめねじが破損するトルクを確認して目標締付けトルクを設定することが多い．しかしながら，上記の通り理論がほとんどないために実験に適切な因子を考慮できず，事前実験でめねじが破損しない目標トルクを設定したにもかかわらず量産時には母材の破損が生じるということもしばしばある．また，めねじが破損するのではなく，タッピンねじ自体が破断する例もあるが，二種類の破壊がどのような条件で生じているかは十分に明らかにされていない．本研究は，タッピンねじの下穴径とねじはめあい長さがめねじ破損およびタッピンねじ破断に及ぼす影響を評価することを目的としている．ここではねじ径を 2.5，3，4，5mm とし，それぞれの下穴径とねじはめあい長さを変更した場合の適正締付けトルクを評価する．

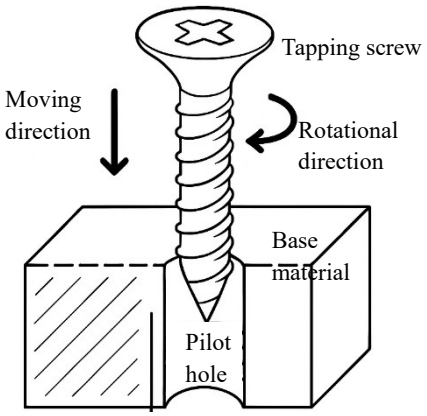


Fig. 1 Schematic view of tapping screws

[1] 現在の所属：ファスニング・ラボ



Fig. 2 Tightening set-up

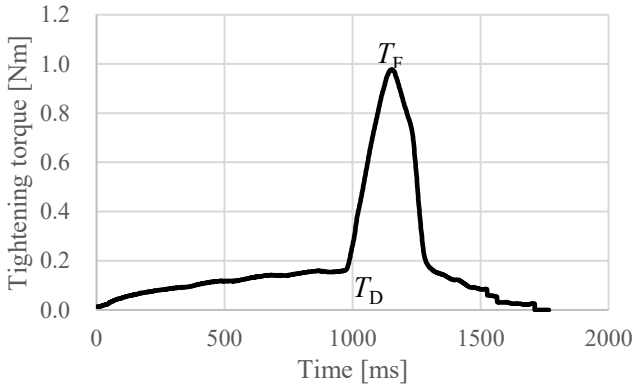


Fig. 3 Driving torque and failure torque

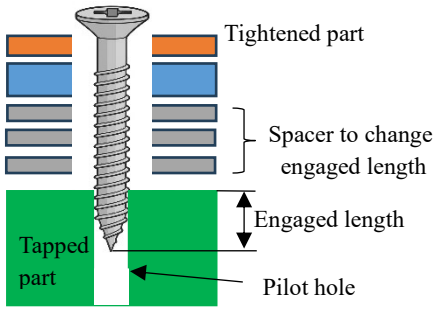


Fig. 4 Test method to change engaged length of tapping screw

2. 実験方法

実験には図 2 に示す締付け装置（ベクトリックス株式会社製）を用いる[1]．本装置では締付け回転速度を高精度で制御し，ねじ頭の着座トルク T_D およびめねじ破損トルク T_F を検出することが可能である（回転数 1～4500min^{-1} まで設定可能）．図 3 は本装置を用いた実験例を示している．縦軸は締付けトルク，横軸は締付け時間を表している．締付け開始からめねじを形成しながらねじ頭が着座する T_D までは徐々にトルクが増加して，その後の締結段階では急激に増加し，破損が生じるトルク T_F 以降は急激に低下している．破損トルク T_F はめねじ破損とタッピンねじ破断のいずれかの場合でも同様の挙動となる．量産時の目標トルクはこの着座トルク T_D と破損トルク T_F の間であることが望ましい．

図 4 は締結体の構成を示している．タッピンねじ頭と被締結体を模擬した板を設置する．本研究では被締結体に家庭電化製品で多く使われる無電解ニッケル処理をした冷間圧延鋼板 SPCC 材を用いている．ねじのはめあい長さを変化させる場合，ねじ部長さを変更するのではなく，厚さ 1mm のスペーサーの板の数を変更することではめあい長さを調整している．なお，本実験では締付け時にスペーサーがずれることもないことから枚数を重ねることによる影響はないものと考える．表 1 は主な実験条件を示している．タッピンねじは 1 種に相当する樹脂用とし，下穴を有する母材には家庭電化製品などでも広く使用される PC/ABS(ポリカーボネートと ABS 樹脂の混合材)を用いる．下穴径はそれぞれ M2.5 : 1.9, 2.0, 2.1mm, M3 : 2.3, 2.35, 2.5, 2.6mm, M4 : 3.1，3.2，3.3mm，M5 : 3.9，4.0，4.1mm とし，ねじはめあい長さは M2.5 : 5-10mm，M3 : 6-19mm，M4 : 8-19mm，M5 : 8-21mm とスペーサー板の厚さを調整して 1mm 単位で変更している[2][3]．なお，締付け時の工具の回転速度は 300min^{-1} 一定とし，各条件 3 回の評価を実施している．

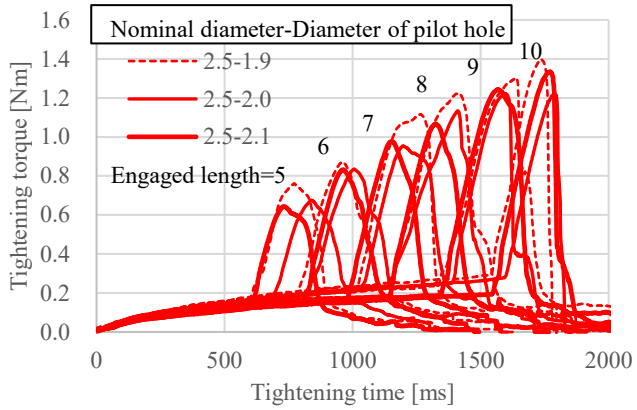
Table 1 Test conditions

Tapping screw	
Type	For resin
Material	Carbon steel (Yield stress:235MPa)
Size	M2.5×L14 M3×L25 M4×L25 M5×L25
Tapped part	
Material	PC/ABS (Yield stress:40～60MPa)
Pilot hole diameter	M2.5 : 1.9，2.0，2.1mm M3 : 2.3，2.35，2.5，2.6mm M4 : 3.1，3.2，3.3mm M5 : 3.9，4.0，4.1mm
Engaged length	M2.5 : 5-10mm M3 : 6-19mm M4 : 8-19mm M5 : 8-21mm (Change in 1mm increments)
Tightened part	
Material	Electroless nickel-plated SPCC plate
Hole diameter	M2.5 : ϕ2.7mm M3 : ϕ3.4mm M4 : ϕ4.5mm M5 : ϕ5.5mm
Tightening condition	
Rotation speed	300min^{-1}

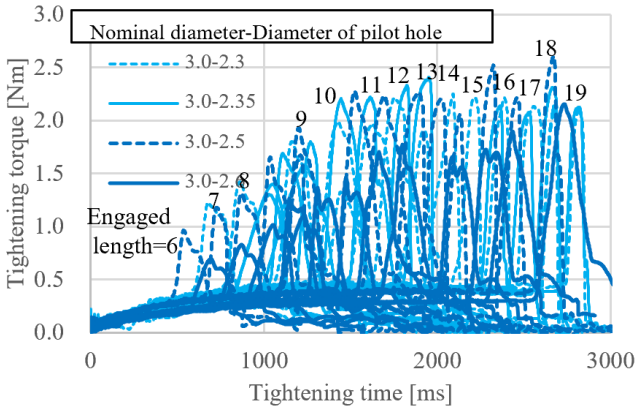
3. 実験結果

図 5(a)から(d)は各タッピンねじ呼び径が 2.5 から 5mm のねじ込みトルクと時間の関係を示している．また，同図には各はめあい長さと下穴径の実験結果が記載されている．図より，いずれのねじ径においても，はめあい長さが長いほど締付け開始からねじ頭までの距離も長くなるので着座トルクおよび破損トルクまでの時間が増加している．また，はめあい長さが長くなることで，着座トルクは緩やかに増加し，破損トルクも増加傾向にあるが一定のはめあい長さ以上では変化がない．呼び径が変わってもこれらの傾向は同様である．

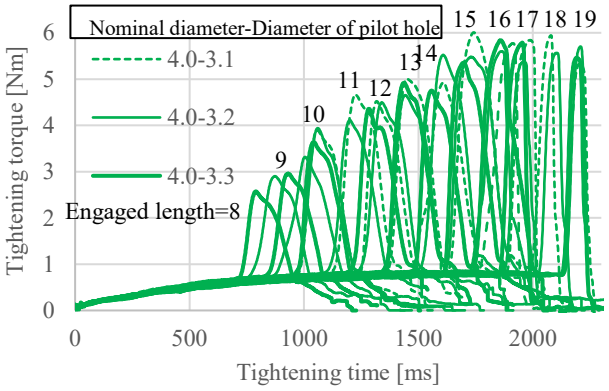
図 6 は破損トルクとはめあい幅の関係を示している．ここで，はめあい幅は半径方向のねじの母材の重なり幅を示しており，はめあい幅=（ねじ径-下穴径）/2 で定義される．また，図 7 は破損トルクとはめあい長さの関係を示している．本実験では，母材（めねじ）が破損した場合とタ



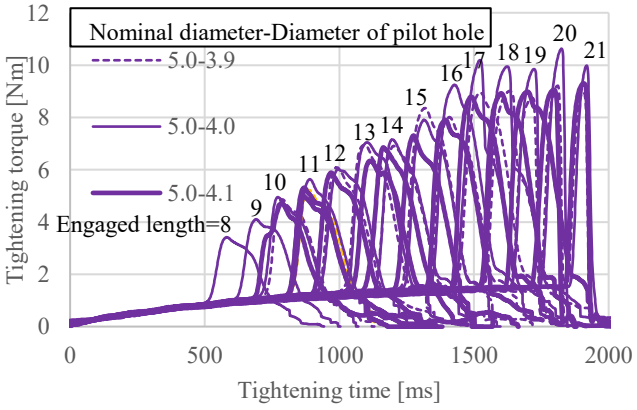
(a) The case of M2.5



(b) The case of M3



(c) The case of M4



(d) The case of M5

Fig.5 The relationship between tightening torque and time

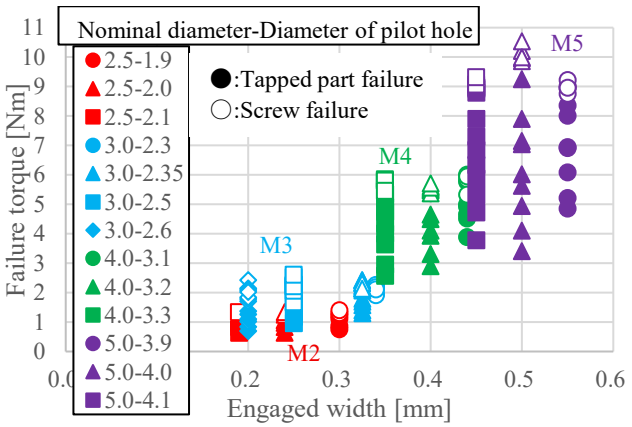


Fig. 6 Relationship between Failure torque and engaged width

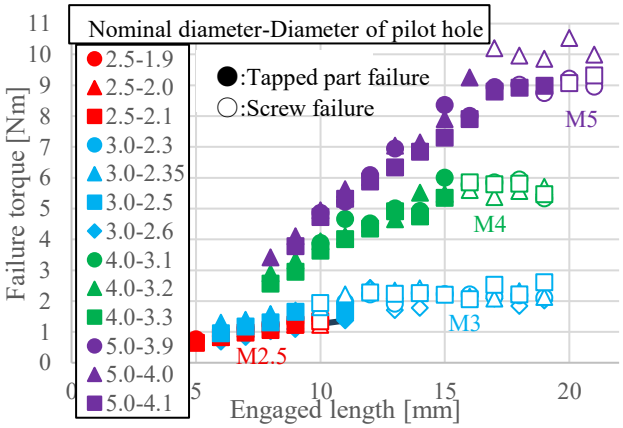


Fig. 7 Relationship between failure torque-engaged length



Fig. 8 Rupture of tapping screw

ッピンねじがねじ切れる破断（図 8）が見られた．図 6，7 にはタッピンねじ破断を白抜きの記号○△□◇，母材（めねじ）破損を塗りつぶし記号●▲■◆で示している．ねじ頭の着座後に大きなトルクを負荷した際，はめあい長さが短い場合はめねじが破損するが，はめあい長さが長い場合はめねじを成形する体積が大きくなり，ねじの回転に対する抵抗が大きくなることでタッピンねじに生じるねじり変形が大きくなりタッピングねじが破損したと考える．それぞれのねじ径においては，はめあい幅(下穴径)が変わっても破損トルクの値は同等であった．

図 7 より，各ねじ径において下穴径に関係なく母材のめねじ破損トルクとはめあい長さはおよそ線形関係が見られる．下穴径が小さい場合はねじの抵抗が大きく，めねじの破損トルクも高くなると考えられていたが，下穴径の影響は見られなかった．一方，一定のはめ合い長さ以上になると，各ねじ径においてタッピンねじの破断が生じており，こちらも下穴径の影響はなかった．本実験により，各ねじ径の破損トルクとはめあい長さの関係を明らかにした．

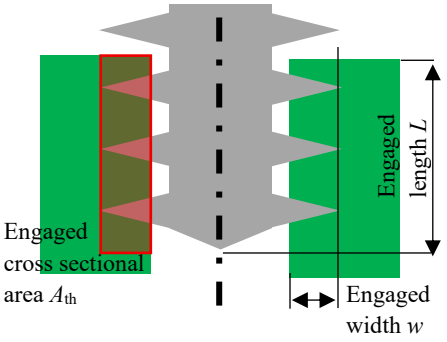


Fig. 9 Engaged cross sectional area A_{th}

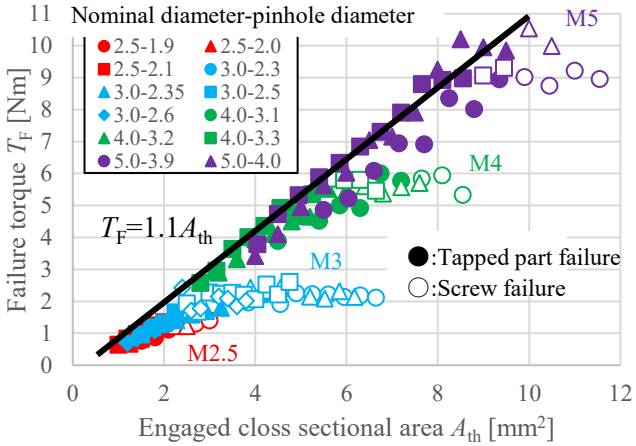


Fig. 10 Relationship between failure torque and engaged cross sectional area

4. 考察

図 7 では破損トルクがタッピンねじのはめあい長さに影響を受けることを示した．しかしながら，ねじ径によってその関係は異なっている．そこで，両者の関係を明らかにするために，破損トルクはタッピンねじがめねじを成形する際の抵抗に影響すると考えて検討を行う．その抵抗は図 9 に示すようなねじがはめあう”断面積”に関係すると仮定し，ねじのはめあい断面積 A_{th} を次式により定義する．

$$A_{th}=L\times w \tag{1}$$

ここで，L ははめあい長さ，w ははめあい幅である．

図 10 は破損トルク T_F とねじのはめあい断面積 A_{th} の関係を示している．ねじ径に関わらず，母材のめねじの破損トルク T_F とねじはめあい断面積 A_{th} はおよそ線形関係であることがわかる．同図には母材の破損トルクとねじはめあい断面積の近似式を示している．

また，図 10 からねじの破断トルク T_F は呼び径毎でほぼ一定であることもわかる．図 11 はねじ破断トルクと呼び径の関係を示している．近似式は円柱のねじりモーメントによるせん断破壊の理論を参考に呼び径の 3 乗の関数とした．

以上の結果より，タッピンねじの破損トルクは母材めねじ破損トルクとはめあい断面積との関係とねじの破断トルクと呼び径の関係から次の式で推測できると考える．

$$T_F \le 1.1A_{th} \text{ かつ } T_F < 0.0786D_N^3 \tag{2}$$

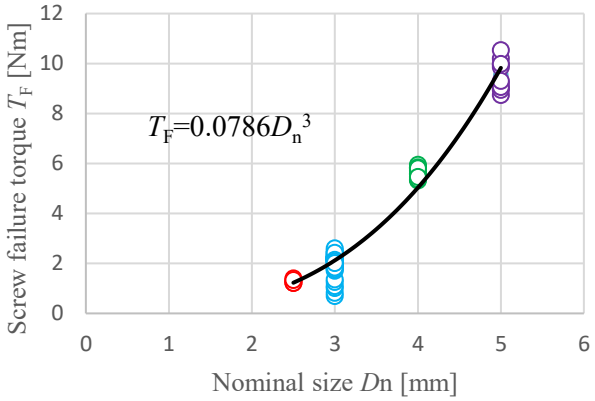


Fig. 11 Relationship between screw failure torque and nominal size

これまでは破損トルクを評価するためには呼び径，かかり長さ，かかり幅などの組み合わせ条件に合わせて事前に実験するしかなかったが，この式を用いることで破損トルクの推定が可能である．しかしながら，近似式から差のある実験結果があり，実用には安全率等の検討も必要と考える。

本研究で評価したのは限られた条件であり，タッピンねじ形状，樹脂材料，回転速度などの条件が変わった場合の影響などの検討は今後に必要がある．また，本研究で得られた結果についての力学的な検討は今後の課題とする．

5. 結言

PC/ABS(ポリカーボネートと ABS 樹脂の混合材)と M2.5 から M5 の樹脂用タッピンねじを対象に，様々なねじのはめあい長さと下穴径が変化した場合の破損トルクを評価し，以下の結論を得た．

(1) はめあい長さが長いほど破損トルクが増加する傾向である．
(2) ねじの呼び径が同じ場合，はめあい幅が変わってもタッピングねじの破損トルクへの影響は少ない．
(3) はめあい長さが長い場合，母材めねじではなくタッピンねじに破断が生じる．
(4) 母材めねじの破損トルクとはめあい長さには比例関係がある．
(5) M2.5 から M5 の呼び径においてタッピンねじの母材めねじ破損ははめあい面積と比例関係であることを示している．
(6) 母材めねじ破損およびタッピンねじ破断の両方を考慮した破損トルクを算出する実験式を提案した．

参考文献

(1) 小長井和裕, PC トルクアナライザー タッピンねじの締め付け条件選定とその対応，日本ねじ研究協会誌，第 38 巻 第 5 月号(2007).
(2) FRS9101A（2018）タッピンねじの締付け通則
(3) FRS9102A（2018）タッピンねじの締付け試験方法

日本ねじ研究協会研究論文集　4巻5号

Transactions of the JFRI

ISSN 2758-772X　2026年10月1日

一般社団法人 日本ねじ研究協会

〒105-0011 東京都港区芝公園3-5-8 (機械振興会館508)

TEL 03-3436-4988　FAX 03-3578-1038　http://jfri.jp/