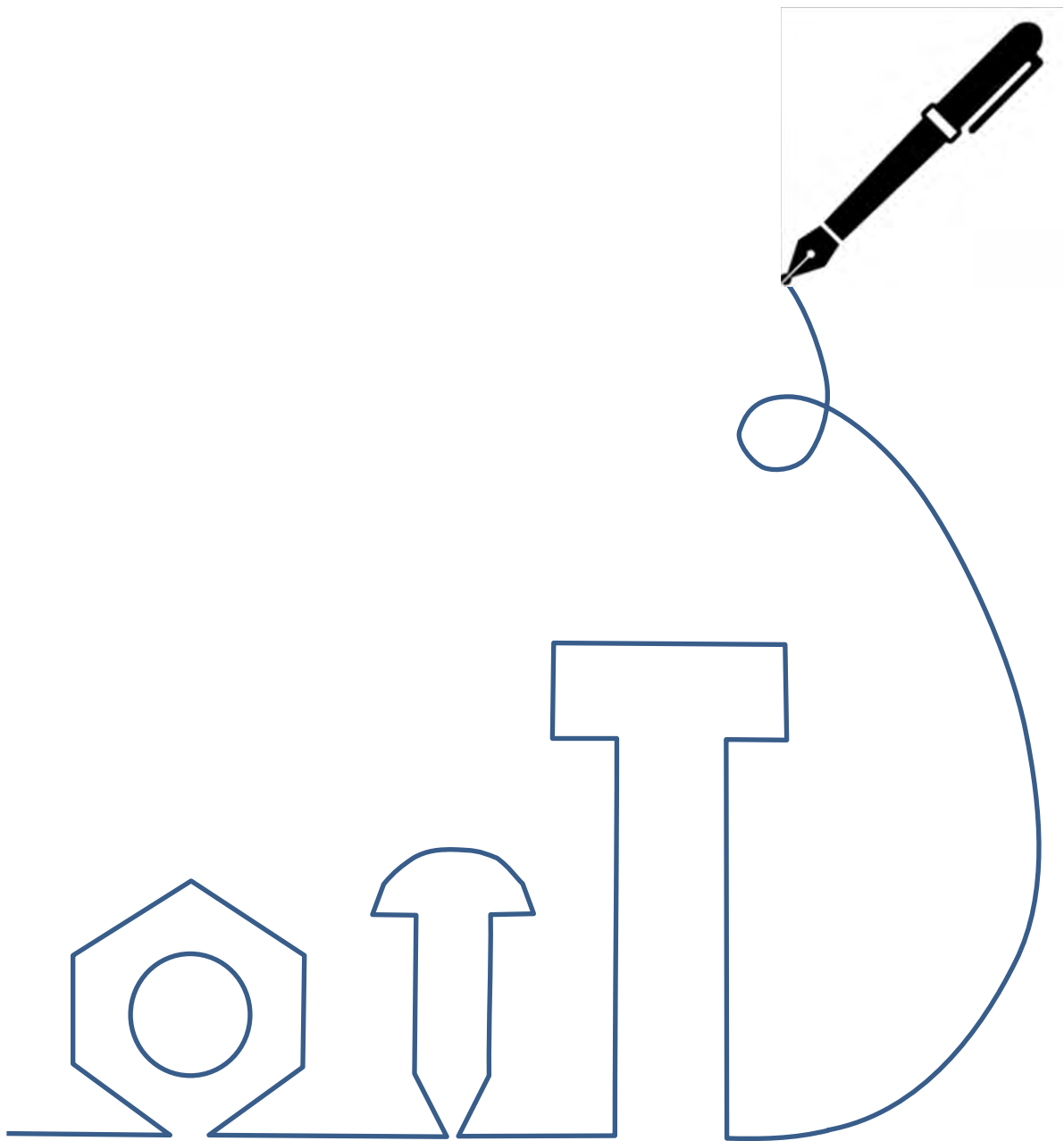


日本ねじ研究協会研究論文集 1巻2号

Transactions of the JFRI



日本ねじ研究協会研究論文集 1 巻 2 号

目 次

- 論文 アルミニウム合金ねじに関する研究 — 潤滑有無での締付けトルクと軸断面観察 —
..... 大塚 二郎・後藤 昭弘・吉見 直人・白井 康介・池谷 栄祐 15
- 論文 ボルト締めされた異種材料中空円筒締結体における被締結体の等価剛性評価
..... 蕎麦田 和也・土居 龍雄 22
- 論文 フランジ継手のボルトクリープの特性とガスケット面圧の推算
..... 山中 啓司 27

Original Paper

- A Study on Aluminum Alloy Screw Thread
— Fastening Torque and Axial Section Observation with and without Lubrication —
..... Jiro OTSUKA ・ Akihiro GOTO ・ Naoto YOSHIMI ・ Kosuke SHIRAI ・ Eisuke IKEYA 15
- An equivalent stiffness evaluation of clamped members in bolted hollow cylinders
with different Young's moduli
..... Kazuya SOBATA ・ Tatsuo DOI 22
- Characteristics of Bolt Creep and Estimation of Gasket Stress in Bolted Flanged Joints
..... Hiroshi YAMANAKA 27
-

アルミニウム合金ねじに関する研究

— 潤滑有無での締付けトルクと軸断面観察 —

A Study on Aluminum Alloy Screw Thread

— Fastening Torque and Axial Section Observation with and without Lubrication —

大塚 二郎 (静岡理工科大名誉教授) 後藤 昭弘 (静岡理工科大) 吉見 直人 (静岡理工科大)
白井 康介 (静岡理工科大) 池谷 栄祐 (元 静岡理工科大)
Jiro OTSUKA, Akihiro GOTO, Naoto YOSHIMI, Kosuke SHIRAI and Eisuke IKEYA
Shizuoka Institute of Science and Technology, 2200-2 Toyosawa, Fukuroi, Shizuoka

Received: Apr.13,2023; Revised: Jun 4, 2023; Accepted: Aug. 28, 2023

Abstract

The use of aluminum alloy screw threads is increasing because they are lighter than steel screw threads. However, its characteristics have not yet been fully elucidated. In this study, the fastening torque characteristics of commercial screw threads made of aluminum alloy A5056 the size of which were M6 were examined using a simple device with and without lubricant conditions. In the experiment, the relationship between the rotation angle and the fastening torque was measured multiple times under both conditions. As a result, the variation was large under the condition without lubrication, but it was small under the condition with lubrication. In both cases, the fastening torque transitioned from the elastic (linear) area through the snug area to the plastic area. In addition, the connected screw sets were axially cut with a wire EDM to observe the side contact surfaces of the male and female screw threads. It was found that the contact surface area changed with the increase of the fastening torque.

Key Words: aluminum alloy, screw thread, fastening torque, lubrication

1. 緒言

アルミニウムは、人類が古くから利用してきた鉄や銅に比べると新しい材料ではあるが、現在では、既に極めて身近な金属材料の1つとなっている。例えば、食品包装材や飲料缶等の日用品から、錆びることなく独特の金属光沢を有する特徴を活かして窓枠やビルの帳壁など建材としても広く利用されている。近年では、二酸化炭素排出削減を目指した軽量構造材として、自動車・鉄道車両・航空機・船舶のような輸送機器への適用が拡大している。エンジニアにとって、アルミニウムは鉄鋼材料と並ぶ構造材料の選択肢の一つとなっている⁽¹⁾。

一方、自動車は約3万点の部品より構成されていることが知られている。そのうちの3千点がねじであると言われていた。現在のところ自動車用のねじは鋼材のものが主流であるが、軽量化のため、鋼材のねじよりは弱いものの、アルミニウム合金製のねじの使用が増加している⁽²⁾。

アルミニウム合金同士の摩擦に関する過去の研究として、バウデン・テイバーの著書⁽³⁾がある。他にもアルミニウム合金の摩擦に関しては、トライボロジーの分野では盛んに行われている⁽⁴⁾。アルミニウム合金製ねじについては研究例が少ないが、橋村^{(5)・(6)}は、アルミニウム合金同士のねじ締結について、潤滑の有無での締結強度について発表している。また、日本ねじ研究協会⁽⁷⁾は、アルミニウム合金ねじの潤滑無しでの摩擦係数のデータを発表している。

本研究では、今後使用の増加が期待されるアルミニウム合金ねじの基本的な特性を調査することを目的としている。具体的には、以下の内容について調べる。すなわち、アルミニウム合金おねじとアルミニウム合金めねじ体の締結について、潤滑の有無の各場合において、①ねじ破断までのトルク特性の調査、②ねじ軸を含んだ面を切断してラッピ

ングすることでのおねじとめねじの間の接触面の状態の調査、③アルミニウム合金ねじの締結における潤滑の効果の調査、である。

笹田⁽⁸⁾では、同じ合金同士の摩擦では「ともがね」を起こす可能性があるとして述べられている。「ともがね」とは、同種類の金属の摩擦[トライボロジー辞典⁽⁹⁾]のことであり、いわゆる「焼付き」のことであるが、アルミニウム合金ねじにおいてもこの「焼付き」は懸念されている。この点についても考察する。

2. 実験条件

2.1 実験に用いたアルミニウム合金ねじ

本論文の実験では、アルミニウム合金としては一般的な材料の部類に入る A5056 合金製のねじを用いた。この合金は、Mg が 5wt% 程度含まれ、比重は 2.64 程度、ブリネル硬度 HBS は 65 の材料である。

本研究では、ねじの締結方法として、当初、自動車や船舶で用いられる一般的な方法に従い、図1のように座金を挟んでねじを締付ける方法を行ったが、ねじ山の接触面の状態の調査が目的であるため、最終的には実験方法を変更し、図2のように座金を省略した装置で実験を行った。おねじには市販の A5056 製の M6 の六角ボルト (ねじ頭二面幅 10mm、ねじ頭高さ 4mm、ピッチ 1mm、呼び長さ 30mm) を用いた。めねじ体は図2に示すような形状に A5056 で自作した。ねじ部は $\phi 5.5 \text{ mm}$ のドリルで穴開けをした後に M6 タップで切削によりねじ切りを行った。なお、上面から 5 mm の深さまで $\phi 6.5 \text{ mm}$ のザグリを行った。おねじとめねじの形状については、サンプル品を切断し、キーエンス製マイクロスコープにより形状測定を行ったところ、単一ピッチ誤差は $9 \mu\text{m}$ 以内、ねじ山角度は $60^\circ \pm 0.5^\circ$ 以内

Table 1 Composition of aluminum alloy A5056

成分	Si	Fe	Cu	Mn	Mg	Cr	Zn	その他	Al
wt%	0.30以下	0.40以下	0.10以下	0.05~0.20	4.50~5.60	0.05~0.2	0.10以下	0.05以下 (計0.15以下)	残部

Table 2 Mechanical properties of aluminum alloy A5056

Density	2.64 [g/cm ³]
Young's modulus (modulus of longitudinal elasticity)	70.6 [GPa]
Rigidity (Modulus of lateral elasticity)	25.9 [GPa]
Poisson's ratio	0.3
Tensile strength	294 [N/mm ²]
Yield strength	245 [N/mm ²]
Shear strength	221 [N/mm ²]

であることを確認した。今回の実験では、20山程度のねじ山をはめ合わせた。実際の用途でこれだけのねじ山をはめ合わせることは多くはないと考えられるが、ねじに生じる現象を観察しやすくするためあえてこの状態で実験した。

実験に使用したおねじ・めねじ体は、実験前にノルマルヘキサで脱脂洗浄した。潤滑無しの実験ではそのまま乾燥した状態で使用し（以下、潤滑無し）、潤滑有りの実験では、おねじ・めねじ体のねじ部全体およびおねじ座面に ISO VG46 のマシン油を付けた状態（以下、潤滑有り）で行った。実験中の室温は 23℃であった。各実験を 3 回～5 回繰り返し行った。

2.2 締付けトルク実験の方法

アルミニウム合金ねじのトルク特性を調べるために製作した装置の概略を図 3 に示す。めねじ体をバイスで挟んで固定した状態で、めねじ体におねじを挿入し指で軽く回して回転の負荷を感じる直前のところで止めた。その状態で、

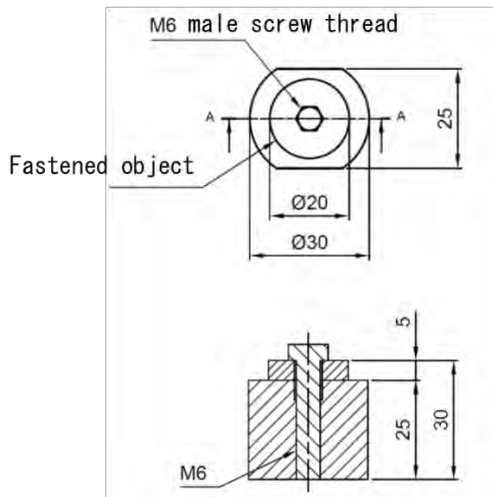


Fig. 1 Initial experimental device

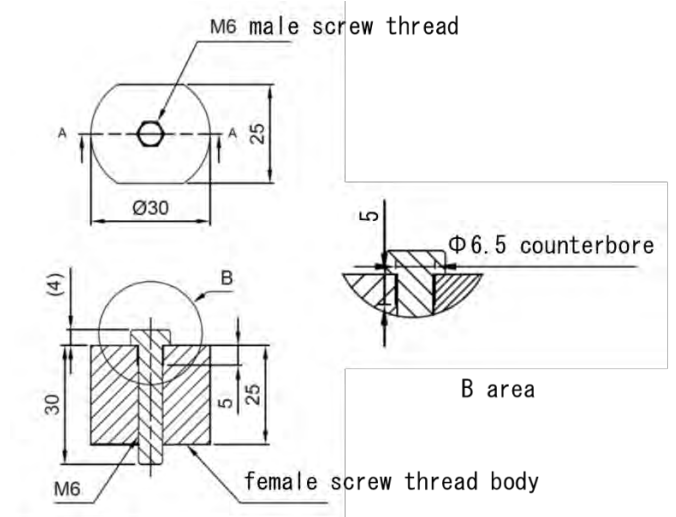


Fig. 2 Simplified experimental device

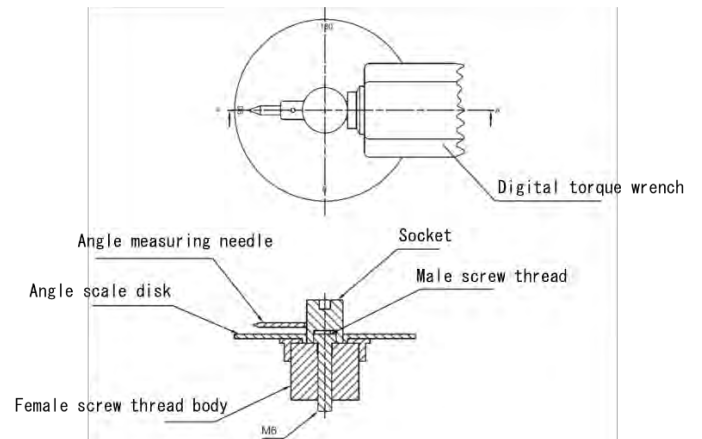


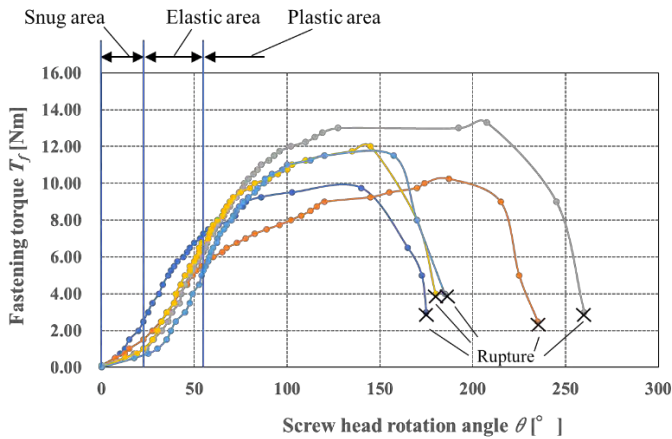
Fig. 3 Measuring method of rotation angle and fastening torque

回転角測定用円盤をめねじ体に載せ、同時におねじの頭に回転角測定用針のついたソケットを装着し、回転角測定用針が回転角測定用円盤の目盛りの回転角 θ が 0° の位置になるように合わせた。

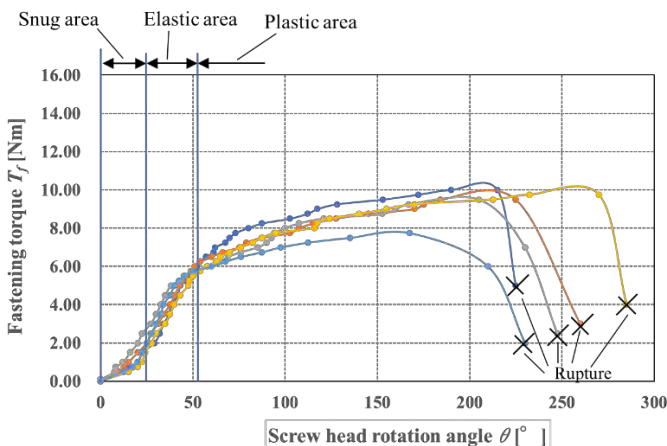
測定実験の際には、ソケットにデジタルトルクレンチを取り付け、トルクレンチを手動で 1~2rpm 程度のゆっくりとした速さで回転させながら回転角 θ とその時の締付けトルク T_f を測定していった。測定においては、所定の回転角になった時に、その時のトルクレンチの表示値を読み取り記録するという方法を使った。なお、今回の実験では軸力の測定は行えていないが、トルク特性の調査と潤滑の有無でのおねじとめねじの接触面の状態の調査を主な目的とし、軸力については、締付けトルク T_f とねじ頭回転角度 θ をもって、大小を推測するにとどめた。

2.3 実験結果

2.2 に示した方法で、ねじが破断するまで締め付けた時の回転角 θ とその時の締め付けトルク T_f の関係を調べた。図 4(a) に潤滑無しの場合の結果を、図 4(b) に潤滑有りの場合の結果を示す。それぞれのグラフの横軸はねじ頭回転角度 θ であり、縦軸は締め付けトルク T_f である。潤滑有り無しとも、5 回実験を行った結果を示している。図 4(a) の潤滑無しの結果を見ると、ねじ頭回転角度 θ に対する締め付けトルク T_f の値が大きくばらついていることがわかる。一方、図 4(b) に示す潤滑有りの場合の実験結果では、ねじ頭回転角度 θ に対する締め付けトルク T_f の値のばらつきが小さく、再現性があることがわかる。ここで、図 4(a)(b) とも「スナグ域」、「弾性域 (線形域)」、「塑性域」に分類されている⁽¹⁰⁾、⁽¹¹⁾ ことがわかる。ここで、「スナグ域」とは、ねじのピッチ誤差やねじの形状誤差を原因とするトルク特性の不安定な領域であり、「弾性域 (線形域)」とは、トルク特性が直線的な領域のことであり、「塑性域」とは、弾性域後のトルク特性が直線的でなくなりやがて破断に至る領域のことである。図 4 では、スナグ域のばらつきがあり、弾性域の立ち上がり始めの位置がずれているのでばらつきがあるが、おおよその「スナグ域」、「弾性域 (線形域)」、「塑性域」の範囲を示している。なお、いずれの場合も破断の際には、ねじ首下の遊びねじ部で破断した。図 4(a) と (b) を比べると弾

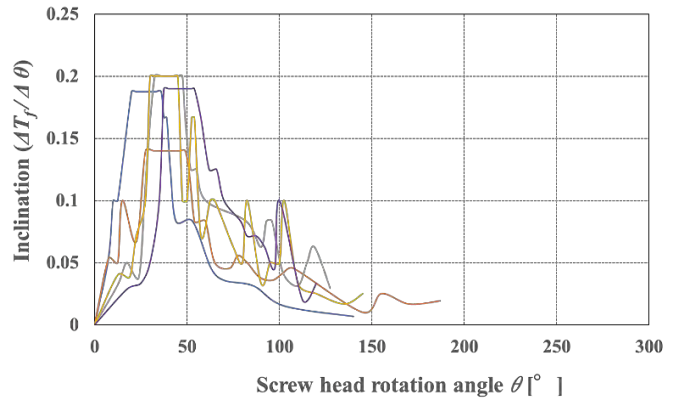


(a) Without lubrication

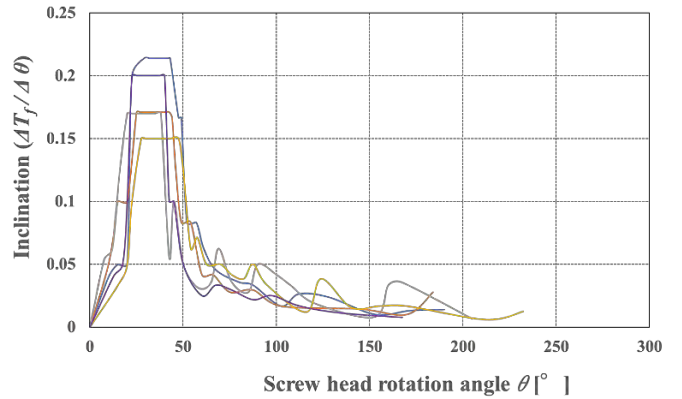


(b) With lubrication

Fig. 4 Relationship between rotation angle and fastening torque



(a) Without lubrication



(b) With lubrication

Fig. 5 Relationship between rotation angle and inclination of fastening torque

性域の締め付けトルクは潤滑有り無しに関わらず $T_f = 2 \sim 6$ Nm であった。

図 4(a), (b) のグラフの勾配 $\Delta T_f / \Delta \theta$ を図 5(a), (b) に示す。それぞれ横軸はねじ頭回転角度 θ であり、縦軸は $\Delta T_f / \Delta \theta$ である。図 5(a), (b) において、締め付けの初期段階で $\Delta T_f / \Delta \theta$ が増大している範囲は「スナグ域」、ほぼ一定に保たれている範囲が「弾性域 (線形域)」、一定値から減少に転じるところが「塑性域」である。ここで最も重要なのは「弾性域」で、「弾性域」においては $\Delta T_f / \Delta \theta = \text{const.}$ であるので、ねじ頭回転角度 θ でねじの締め付け力 F_f がおおよそ決まるといえる。

塑性域締め付けについては、文献(10)(11)に詳しいが、締め付けトルク T_{of} の決定方法について文献(12)によって決めることとした。文献(12)では、図 5(a), (b) のようなトルク勾配グラフ $\Delta T_f / \Delta \theta$ の平坦な値と比較して 1/3~1/2 となった時のトルク T_f を塑性域締め付けトルク T_{of} とするとしている。本実験の場合は潤滑無しの場合 T_{of} の値は判別がつかないが、潤滑有りの場合 $T_{of} = 6 \sim 8$ Nm (ねじ頭回転角度 $\theta \approx 60^\circ$) となる。そこで、3 章の実験では、塑性域の締め付けトルク $T_f = 7.5$ Nm とした。

3. 軸断面の観察

3.1 観察方法

前章で、破断まで締め付けた場合のねじ頭回転角度 θ と締め付けトルク T_f との関係について調べたが、破断に至る前の段階でのねじの接触面の状態を観察した。図 4 の結果から、潤滑有りの場合も無しの場合も、締め付けトルク T_f が 8 Nm

程度まではねじが破断せずに堪えていることがわかるので、締付けトルク T_f を 2.5 Nm、5.0 Nm、7.5 Nm の場合で観察した。締付けトルク T_f が 2.5 Nm と 5.0 Nm の場合は、図 4 から、潤滑有りの場合も無しの場合も弾性域（線形域）であることがわかる。締付けトルク T_f が 7.5 Nm の場合は、前章で述べたように潤滑有りの場合は塑性域であるが、潤滑無しの場合は弾性域の場合と塑性域の場合があり、どちらの可能性もあり得る。

断面の観察は以下の要領で行った。図 2 に示すねじ軸を含む A-A 断面をワイヤ放電加工機で切断し、その後、断面を研磨した。研磨については、ラッピング盤 (MARUTO LAP ML-110NT) を使用し、研磨紙 400 番、800 番、1000 番の順に研磨し、その後、ダイヤモンドペースト 1200 番、3000 番の順に研磨した。研磨紙、ダイヤモンドペーストの番手を変える際には、前の番手の砥粒や加工屑が研磨面に入り込まないように、切り替え前に超音波洗浄機を用いて（研磨対象である）ねじの洗浄を行った。研磨後の面粗さをレーザー顕微鏡 (KEYENCE 製 VK-9510) で測定したところ 0.02 μmRa 程度であった。この状態に研磨した後に、デジタルマイクロスコープ (KEYENCE VH-ZST) でねじ面の観察を行った。

3.2 観察結果

ラッピングしたねじ面全体の写真の例（複数の写真をつなぎ合わせて作成）を図 6 に示す。すべてのねじ断面を同じ倍率で観察・撮影した。かみ合っているおねじの山とめねじの山の組み合わせを断面写真で上から順に（ねじ頭に近い順に）①、②、・・・、⑩、⑩・・・と呼ぶこととし、左右ねじ山をすべて観察した。以下、右側面のねじの座面と、ねじ山①、⑩、⑩に注目した。以下、それぞれの条件で締付けたねじの観察結果について述べる。

(1) 締付けトルク $T_f=2.5$ Nm（弾性域）の場合

締付けトルク $T_f=2.5$ Nm で締付けたねじの断面写真を図 7 に示す。潤滑無しで締付けた場合の写真を図 7(a)に、潤滑有りで締付けた場合の写真を図 7(b)に示す。潤滑の有無にかかわらず、ねじの①から下に向かっていくにしたがい、応力のかかるおねじ面とめねじ面は徐々に離れていくように見える。光弾性法実験、有限要素法を用いた以前の研究⁽¹²⁾でも言われていたが、本実験で、そのことが実際のねじで確認できた。潤滑有りの場合の方が、潤滑無しの場合に比べて⑩、⑩のねじが離れているように見えるが、図 4 から、潤滑有りの方が回転角度 θ が小さいためであると推測できる。

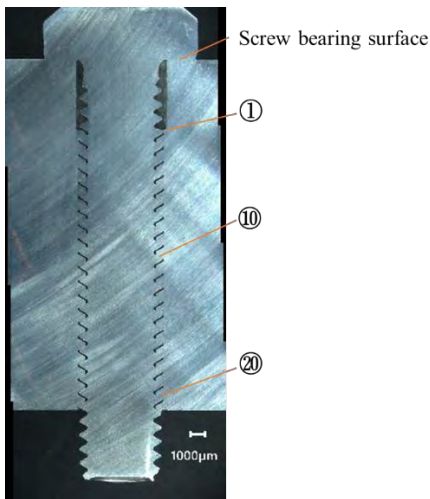


Fig. 6 Cross section photograph of screw thread

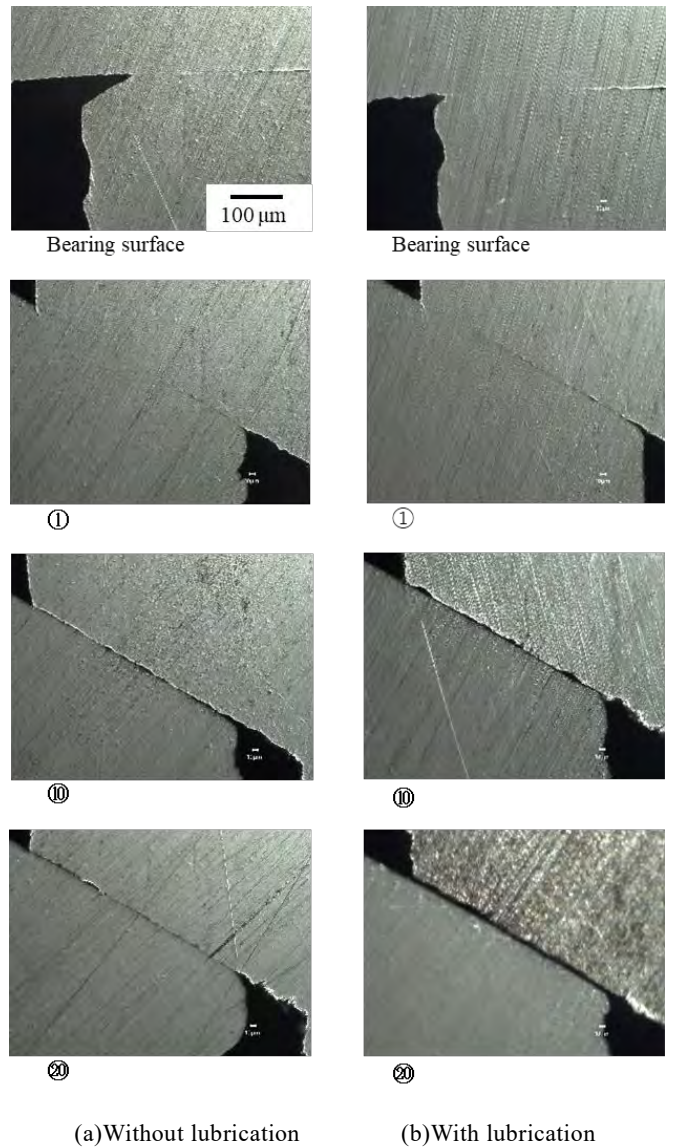


Fig. 7 Magnified contact surface in linear area ($T_f=2.5$ Nm)

(2) 締付けトルク $T_f=5.0$ Nm（弾性域）の場合

締付けトルク $T_f=5.0$ Nm で締付けたねじの断面写真を図 8 に示す。潤滑無しで締付けた場合の写真を図 8(a)に、潤滑有りで締付けた場合の写真を図 8(b)に示す。

潤滑無しの①のめねじが、切断面がねじの端の部分になったため、塑性変形しているように見える（図中に図示）が、ねじ加工時の変形の可能性もあるので、深くは議論しない。

潤滑有りの場合も無しの場合も、図 7 の締付けトルク $T_f=2.5$ Nm と異なり、ねじ全体が接触していることがわかる。

(3) 締付けトルク $T_f=7.5$ Nm（塑性域）の場合

締付けトルク $T_f=7.5$ Nm で締付けたねじの断面写真を図 9 に示す。潤滑無しで締付けた場合の写真を図 9(a)に、潤滑有りで締付けた場合の写真を図 9(b)に示す。

図 8 と比較した違いは、図 9 では、⑩、⑩のねじ面が離れているように見えることである。特に潤滑ありの場合には、潤滑なしの場合と比べて隙間が大きいように見える。また、図 9 に示したねじでは、写真からはわかりにくいですが、座面が変形し、陥没していた（座面の線を図示する）。トルクを $T_f=7.5$ Nm と大きくした場合にねじ頭から離れたねじ山が離れる原因について以下のように説明できる。本論文の実験では、図 6 に示したように締め付けているので、

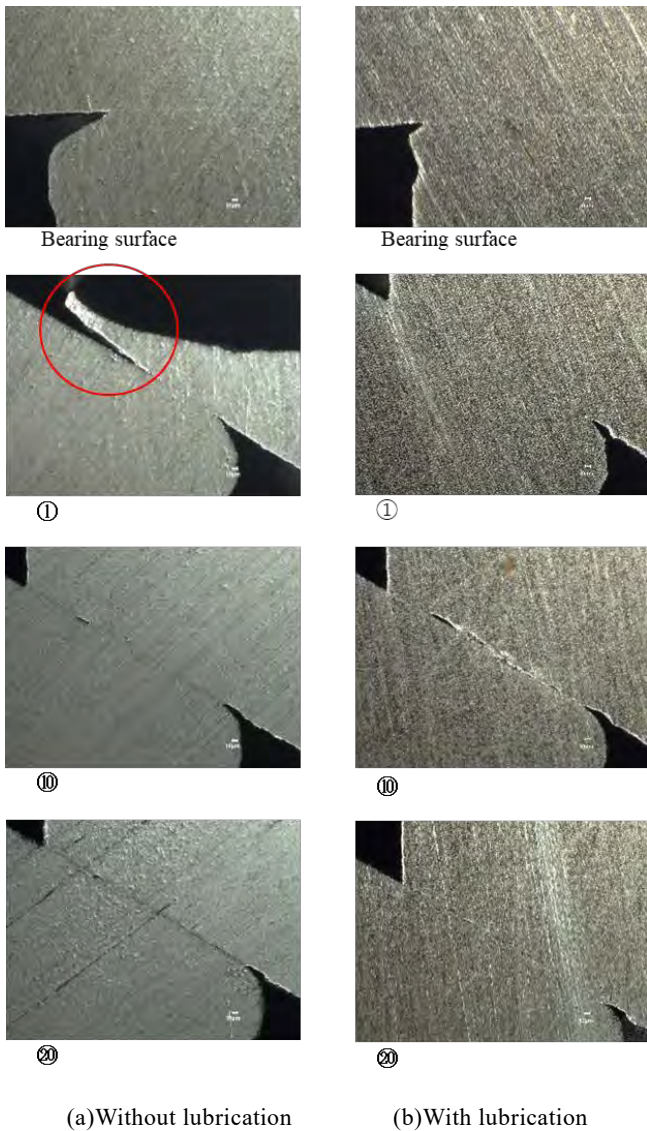


Fig. 8 Magnified contact surface in linear area ($T_f = 5.0 \text{ Nm}$)

おねじのねじ山全体が(図の)上方に受ける力の総和がねじ頭の座面で下方に受ける力と釣り合う。(断面写真で見た)個々のねじ山が受ける力を考えると、ねじ山が受ける力は、ねじ頭の座面からそのねじ山までのねじの軸の(微小な)伸びによる弾性力であるので、上方(ねじ頭に近い)ねじ山の方が大きな力を受けることになる。ねじ頭を回転させ軸力が増すに従い、ねじ山全体が強く力を受けるようになり、全ねじ山がめねじのねじ山と接触する状態になる。全ねじ山が接触してさらに締め付けた状態では、上方のねじ山が大きな力を受け持ち、下方のねじ山は小さな力を受け持つという力の分配になると考えられる。最下方のねじ山はほとんど力を受けていないような状況と考えられる。そのような状態で、さらにねじ頭を回転させ、塑性域、すなわち、ねじの軸が伸び、ねじ頭の座面が陥没する(すなわちねじ全体が下方に移動する)という現象が生じると、強い力を受けている上方のねじ山は接触を保ち上向きの力を受け持つが、力をそれほど受けていなかった下方のねじ山はめねじのねじ山と離れることになる。さらに、図4から、潤滑有りの場合の方が回転角度 θ が大きくなっていたと見られるので、潤滑有りのおねじのねじ頭に近い部分の塑性変形が潤滑無しの場合よりもさらに大きくなっていると考

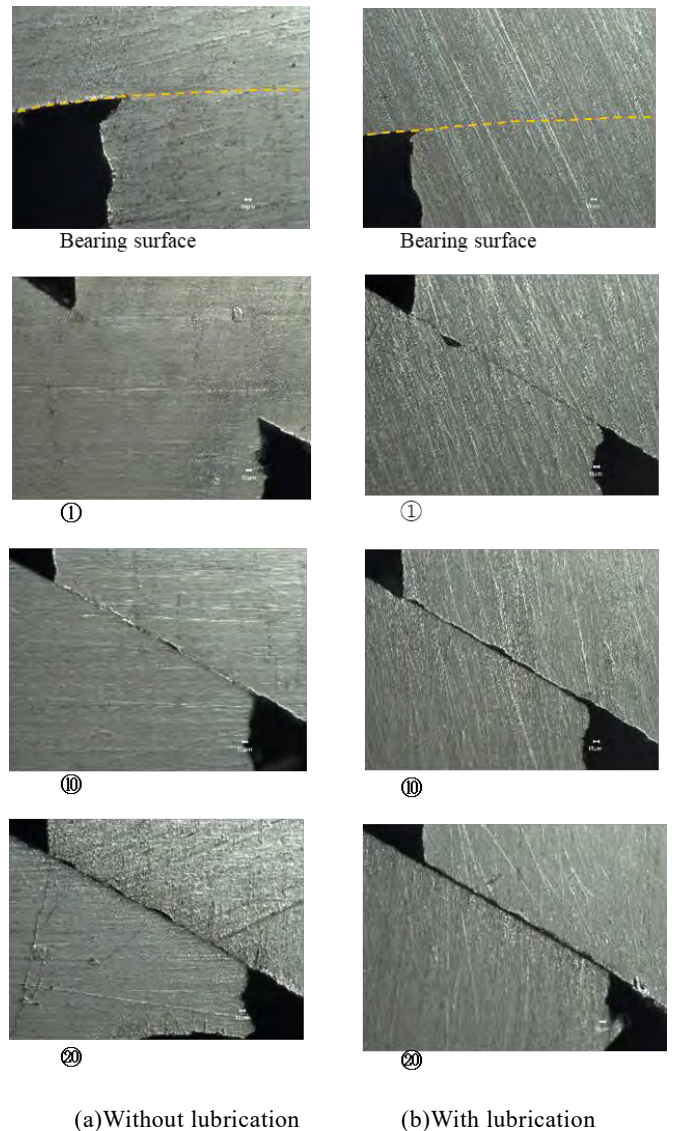


Fig. 9 Magnified contact surface in plastic area ($T_f = 7.5 \text{ Nm}$)

えられ、それが、潤滑有りの場合の方が隙間が大きくなった原因であると考えられる。この現象は、鋼材のねじでも起きる現象であろうが、より小さな力で塑性域に達するアルミニウム合金ねじにおいて顕著な現象であるといえる。アルミニウム合金ねじの研究においてこの現象がわかったことに意義があると考えられる。

なお、最後になったが、本章での観察は、それぞれの条件について、3回ずつ行い、そのうちの1つの結果の写真を図に示した。本章で述べた内容は、3回の試験において再現性のある結果であった。

4. 接触と低温焼付き

そもそも本研究を始めたきっかけは、ある部品メーカーにおいて、アルミニウム部品の締結にアルミニウム合金ねじを用いた際にねじの凝着により緩めることができなくなったという問題が持ち込まれたことであった。その時筆者は直感的に「ともがね」現象であると考えた。笹田⁽⁸⁾によると同じ金属同士の摩擦で「ともがね」をおこす可能性があるとして述べられている。すなわち、同種金属同士の摩擦では、摩擦力が大きくなり、低温焼付き(seizure)が起こるといふ説である。

本研究の実験でも、図 8(a)の座面、⑩、図 8(b)の座面、①、②、図 9(a)の座面、図 9(b)の座面、等の写真を見ると、アルミニウム合金ねじのおねじ・めねじを強く締付けると凝着して緩められなくなっているのではないかと考えた。しかし、実際には、本研究の実験の条件では、締付けトルク $T_f=5.0\text{Nm}$ の弾性域の締付けでも、締付けトルク $T_f=7.5\text{Nm}$ の塑性域の締付けでも、ねじ頭が破断するまで締付けた場合でも、ねじが凝着して外せなくなるといことはなかった。

曾田⁽¹³⁾によれば、金属の表面は一見きれいに見えるが、実は図 10 のようにいろいろな物質の薄い膜で覆われているとされている。本来の金属の素地の上に三層ないし四層の異物質の層が覆っている (10Å (オングストローム) = 10nm)。一般の汚れとは手の油やごみなどを含んだ諸般の汚れの層であり、吸着分子膜は大気中の成分の吸着層であり、金属酸化膜とは金属の酸化物の層であり、加工影響層とは削ったり磨いたりしたために金属の結晶粒が微細化して一般に素地よりも固くなっている層のことである。これらの層が存在するために、金属どうしの接触では焼き付きが生じないと述べられている。本研究のおねじとめねじの表面もこのようになっており、焼き付きは生じなかったと考えられる。本論文では、これを「接触」と表現した。

しかし一方で、アルミニウムねじの凝着現象は実際に起きている問題である。これは、実際のねじの締結の現場では、摩擦速度が大きかったり、荷重が大きかったりするために、図 10 の層がはがれて焼き付きを起こしていると推測できる⁽¹⁴⁾、⁽¹⁵⁾。あるいは、経時変化で起きる、あるいは、腐食などの変化で起きるといこともあるかもしれない。これらについては今後調査していく予定である。

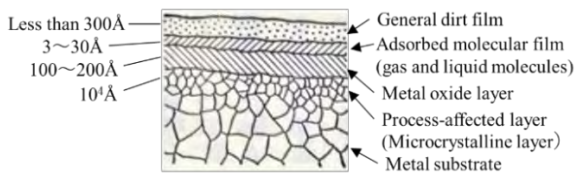


Fig. 10 Structure of metal surface⁽¹³⁾

5. 潤滑有り無しについての考察

2章において、潤滑の有無の場合において、アルミニウム合金ねじのトルク特性の比較を行った。ねじ頭回転角度 θ と締付けトルク T_f の値との関係を見た時に、潤滑無しの場合にはばらつきが大きく再現性が低いのにに対し、潤滑有りの場合には、ばらつきが小さく、再現性が高いことがわかった。実際にねじを使用する場合には、ばらつきが小さく再現性の高い潤滑有りの方が望ましいのではないかとと思われるが、実用の場においては、ねじを締結する際に潤滑を行わない場合も多いようである。その理由について考察する。

通常は弾性域で締結されると考えられるので、図 4(a)と(b)のねじ頭回転角度 60° 辺りまでの弾性域のグラフを比較すると、(a)の潤滑なしの場合は、ばらつきが大きく、(b)の潤滑有りの場合よりもトルクの低い場合もあるものの、総じて(b)の潤滑有り場合より高い締付けトルクの値を示していることがわかる。すなわち、同じ締結の軸力を得るためには、潤滑無しの場合の方が平均的に高い締付けトルクを必要とするため、逆に緩みにくいと考えられていると推測できる。

一方で、締付けトルクを管理してねじの締結を行う場合には、潤滑無しでの締結では、ねじ頭回転角度が大きくばらつくことになり、締結軸力にも大きなばらつきが出ることになる。

また、図示しないが、図 8 のねじ山の接触面を観察すると、潤滑無しの場合にはねじ山が擦れて凹凸が小さくなっている様子が観察されたのに対し、潤滑有りの場合には接触面に擦れた様子は見られなかった。この点もねじの締結においては影響があると思われるが、詳細は今後調べる。

以上の議論より、潤滑の有無の良し悪しについて考察すると、潤滑有りの方が、同一トルクの場合(すなわちトルク管理をして締結する場合)には、小さい締付けトルクで軸力を安定した状態で締結することができるということが言える。逆に、同じ軸力を得るためには、潤滑無しの方が、締付けトルクが大きくなるのがわかる。すなわち、同じ軸力を得る締結においては緩みにくいということが言えそうである。しかし、座面の摩擦係数がどのように変わるのか、ねじ山同士の摩擦係数がどのように変わるのかなど、考慮すべき内容が多く残っている。

以上、ねじ締結における潤滑の効果については引き続き、調べていくつもりである。

6. 結論

本研究では、A5056 のアルミ合金ねじの潤滑の有無による締付けトルクの影響、断面観察について研究を行った。得られた結論は以下の通りである。

- ・潤滑無しでねじを締付けた場合には、同じ回転角度に対する締付けるトルクのばらつきが大きく、特に塑性域でトルクの値自体が潤滑を用いた場合に比べて大きくなった。
- ・潤滑有りではねじを締付けた場合には、締付けトルクのばらつきが小さく、再現性があることがわかった。
- ・潤滑有りの方が、ねじ頭の回転角度に対するトルクの弾性域の現れる範囲が安定していることがわかった。
- ・締付けたねじの軸断面観察から、潤滑の有無にかかわらず、弾性域で締付けトルクが小さいときには、おねじ座面側に近いねじ山からおねじとめねじの接触が始まり、トルクが大きくなると、ねじ全体で接触が起きることがわかった。しかし、塑性域までねじを締付けると、おねじ先端の方(座面側から遠い方)でおねじとめねじの分離が起きることがわかった。
- ・大きな締付けトルクで締結した場合には、ねじが凝着すると考えていたが、実際には今回の条件ではねじの凝着は起きなかった。
- ・潤滑有りの方が、同一トルクの場合には、小さい締付けトルクで軸力を安定した状態で締結することができる。逆に、同じ軸力を得るためには、潤滑無しの方が、締付けトルクが大きくなり、すなわち、同じ軸力を得る締結においては緩みにくいということが言える。

謝辞

本研究について、初期の段階でメイラ株式会社の御指導をいただいたことに謝意を表する。

参考文献

- (1) 黒田大介: 機械・金属材料学, 実況出版, (2015)141.
- (2) 日本自動車技術協会: 自動車技術「ねじ特集」2022年4月号, (2022)
- (3) バウデン・テイバー[曾田範宗 訳]: 固体の摩擦と潤滑, 丸善, (1961)84.

- (4)例えば、日比裕子：炭化ケイ素、鋼、アルミニウムと摩擦したアルミニウムのエタノール中での摩擦摩耗特性、トライボロジスト 55 巻 12 号,(2010),899-905.
- (5) 橋村真治：非金属製ボルトの引張強度と締付け強度、機械の研究 68 巻 8 号,(2016)645.
- (6) S.Hashimura,et,al：Improving of Tightening Characteristics of Aluminum Bolts and Titanium Bolts, Proceedings of the 4th International Conference on Fracture Fatigue and wear, (2015)155-160.
- (7) 日本ねじ研究協会編：摩擦係数測定について、ねじ締結体の設計法、第 2 版、(2022)167-171.
- (8) 笹田直：摩耗、養賢堂、(2001)64.
- (9) 日本トライボロジー学会編：トライボロジー辞典、養賢堂、(1995)178.
- (10) 山本晃：ねじ締結の原理と設計、養賢堂,(1995)84-90.
- (11) 辻裕一、丸山一男：塑性域締結におけるねじ締結体の挙動－締め付け停止時のねじ部トルクの影響－、精密工学会誌、vol.56、No.3、(1990)81-86.
- (12) 吉本勇 編：ねじ締結体設計のポイント、日本規格協会、(2009)136-204.
- (13) 曾田範宗：摩擦の話、岩波新書、(1994)124.
- (14) 佐々木信也ほか：はじめてのトライボロジー、講談社、(2020)16.
- (15) 加藤孝久、益子正文：トライボロジーの基礎、培風館、(2004)104.

ボルト締めされた異種材料中空円筒締結体における被締結体の等価剛性評価

An equivalent stiffness evaluation of clamped members in bolted hollow cylinders with different Young's moduli

蕎麦田 和也 (本田技術研究所)

土居 龍雄 (本田技術研究所)

Kazuya SOBATA, Honda R&D Co., Ltd., 1-4-1 Chuo, Wako-shi, Saitama 351-0193, Japan

Tatsuo DOI, Honda R&D Co., Ltd., 1-4-1 Chuo, Wako-shi, Saitama 351-0193, Japan

Received: Jul. 20, 2023; Revised: Dec. 5, 2023; Accepted: Dec. 5, 2023

Abstract

When an external load is applied to dissimilar hollow cylinders clamped by a bolt and a nut, the external load is shared by them and deform in accordance with the respective stiffness ratio of the clamped hollow cylinders to the bolt-nut. Therefore, stiffness evaluation of clamped dissimilar hollow cylinders and bolts is necessary to assess their function and strength. W. Lori et al. proposed the formulas to calculate the equivalent stiffness of clamped hollow cylinders which can be applied to hollow cylinders clamped, where the elastic modulus of the clamped hollow cylinders is the same. For evaluating the stiffness of clamped two hollow cylinders with different Young's modulus, an equivalent stiffness formula for clamped two dissimilar hollow cylinders is derived using W. Lori's method mentioned above, and the obtained results are compared with the results obtained from 2 D axisymmetric model in FEM calculations. In the FEM model, two dissimilar hollow cylinders are clamped by a M12 bolt and a nut is replaced with a bolt head. In addition, FEM calculations are done for examining the effects of the outer diameter of the hollow cylinders, Young's modulus and the thickness of the hollow cylinders. The values of the stiffness obtained from the proposed formula are compared with those obtained from FEM calculations. It is found that a difference in the stiffness of clamped dissimilar hollow cylinders is 2%~9% between the proposed formula and the FEM calculations. So, the proposed formula can be applied to estimate the stiffness of dissimilar hollow cylinders with better accuracy.

Key Words: Bolted Joint, Flange stiffness, Different Young's modulus, Finite element method, Stress analysis

1. 緒言

ボルトに初期締め付け力を与え、被締結体を締め付けた状態で、被締結体に外力が加わると、剛性比と外力の作用点によって被締結体に変形し、ボルトと被締結体はその外力を分担する。このようにボルト及び被締結体の剛性に依りて、分担する外力が決まるため、それら剛性は、ボルトの強度や被締結体の分離や強度といった、ボルトと被締結体の機能と負荷を評価するうえで重要な意味を持つ。

被締結体の剛性に関するいくつかの研究⁽¹⁾⁻⁽⁸⁾では被締結体の剛性を算出するための計算式を提案しているが、複数の枚数の被締結体を締結した構造における剛性計算式に関しては、同一の縦弾性係数を持つ2枚の被締結体を1本のボルトで締結する構造を計算対象としている。

航空分野で使用する構造体材料においては、燃費改善のため比重の小さいアルミニウム合金やチタン合金など異なる縦弾性係数を持つ材料を使用するケースが多くなり、実設計において縦弾性係数の異なる被締結構造体の強度・機能の評価を行いたいというニーズがある。それら評価するために必要な縦弾性係数の異なる被締結体の剛性計算方法についてはVDI2230(2014)⁽⁸⁾が指針を示しているが、解析や実験と比較し、その計算精度までは言及していない。

本研究では、異なる弾性係数と厚さの2枚の中空円筒の剛性計算式を新たに導出する。この計算式に基づき数値計算を行い、その計算結果と有限要素法計算結果を比較し新たに提案した計算法の計算精度について検討している。

2. 被締結体の剛性計算方法について

図1は、外径 D_c 、厚さ $l_k/2$ 、2枚の縦弾性係数が E の中空円筒を座面径 d_w のボルト、ナットで締結した中空円筒を示している。この中空円筒形状の被締結体は圧縮力を受けるが、この圧縮力を受ける領域を円錐の等価剛性モデルとみなすことでその剛性を計算することができる。この計算

方法について山本⁽⁹⁾がすでに述べており、その等価円錐モデルの頂角 γ を式(1)とすると D_c の寸法の条件によって、等価モデル形状が変わり、 $D_c \geq d_w + l_k \tan \gamma$, $d_w \leq D_c < d_w + l_k \tan \gamma$, $d_w > D_c$ の場合で、それぞれ剛性 C の逆数の計算式は式(2), 式(3), 式(4)で表すことができる。以後3種の式が想定するモデルをそれぞれ平板, 太円筒, 細円筒と呼ぶこととする。

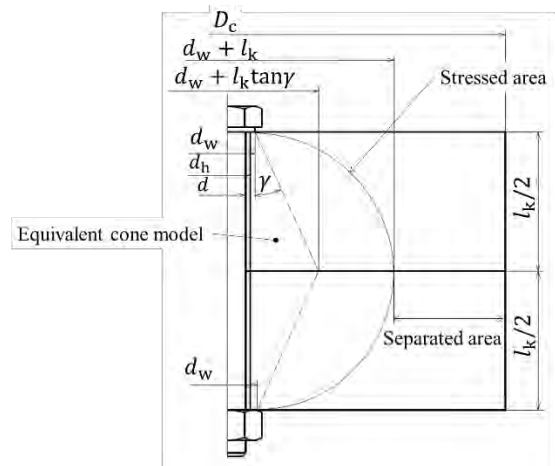


Fig. 1 Equivalent stiffness model of clamped hollow cylinders

$$\tan \gamma = 0.326 + 0.032 \ln \left(\frac{l_k}{2d_w} \right) + 0.153 \ln \left(\frac{D_c}{d_w} \right) \quad (1)$$

$$\frac{1}{C} = \frac{2}{d_h \pi E \tan \gamma} \ln \left[\frac{(d_w + d_h)(d_w + l_k \tan \gamma - d_h)}{(d_w - d_h)(d_w + l_k \tan \gamma + d_h)} \right] \quad (2)$$

$$\frac{1}{C} = \frac{2}{\pi E_1} \left[\frac{1}{d_h \tan \gamma} \ln \left[\frac{(d_w + d_h)(D_c - d_h)}{(d_w - d_h)(D_c + d_h)} \right] + \frac{2}{(D_c^2 - d_h^2)} (l_k - \frac{D_c - d_w}{\tan \gamma}) \right] \quad (3)$$

$$\frac{1}{C} = \frac{4l_k}{\pi E (D_c^2 - d_h^2)} \quad (4)$$

異なる縦弾性係数を持つ被締結体の剛性式を求める場合山本と同様の計算を行うことで導くことができる。被締結体が異なる縦弾性係数を持つ場合に加え、異なる板厚を持つ場合も含め、その式で得た剛性値と有限要素法を用いた解析で得られた剛性値との比較を行う。

3. 計算モデル

3.1 異なる弾性係数及び板厚の剛性計算式

3.1.1 平板の剛性計算式

2つの被締結体が異なる板厚、縦弾性係数を持つ平板である場合 ($D_c \geq d_w + (l_1 + l_2) \tan \gamma$) において、上下被締結体の縦弾性係数を E_1, E_2 とすると、図2に示すように3つの円錐形の等価モデルに分けられる。それぞれの剛性 C_1, C_2, C_3 を算出し、その逆数を足し合わせると平板の被締結体の剛性の逆数は式(5)で表せる。

$$\begin{aligned} \frac{1}{C_{\text{total}}} &= \frac{1}{\pi d_h \tan \gamma} \left[\frac{1}{E_1} \ln \left[\frac{(d_w + d_h)(d_w + 2l_1 \tan \gamma - d_h)}{(d_w - d_h)(d_w + 2l_1 \tan \gamma + d_h)} \right] \right. \\ &\quad \left. + \frac{1}{E_2} \ln \left[\frac{(d_w + d_h)(d_w + 2l_1 \tan \gamma + d_h)(d_w + [l_1 + l_2] \tan \gamma - d_h)^2}{(d_w - d_h)(d_w + 2l_1 \tan \gamma - d_h)(d_w + [l_1 + l_2] \tan \gamma + d_h)^2} \right] \right] \quad (5) \end{aligned}$$

3.1.2 太円筒の剛性計算式

2つの被締結体が異なる板厚、縦弾性係数を持つ太円筒で、円筒部等価モデルに被締結体分割面がある場合 ($d_w \leq D_c < d_w + (l_1 + l_2) \tan \gamma$ 且つ $l_1 < (D_c - d_w) / 2 \tan \gamma$)、上下被締結体の縦弾性係数を E_1, E_2 とすると、図3に示すように2つの円錐形及び2つの円筒形の4つの等価モデルに分けられる。それぞれの剛性 C_1, C_2, C_3, C_4 を算出し、その逆数を算出し足し合わせると太円筒の被締結体の剛性の逆数は式(6)で表せる。

$$\begin{aligned} \frac{1}{C_{\text{total}}} &= \left(\frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_2} \right) \frac{1}{\pi d_h \tan \gamma} \ln \left[\frac{(d_w + d_h)(D_c - d_h)}{(d_w - d_h)(D_c + d_h)} \right] \\ &\quad + \frac{4}{\pi (D_c^2 - d_h^2)} \left[\frac{l_1 - \frac{D_c - d_w}{2 \tan \gamma}}{E_1} + \frac{l_2 - \frac{D_c - d_w}{2 \tan \gamma}}{E_2} \right] \quad (6) \end{aligned}$$

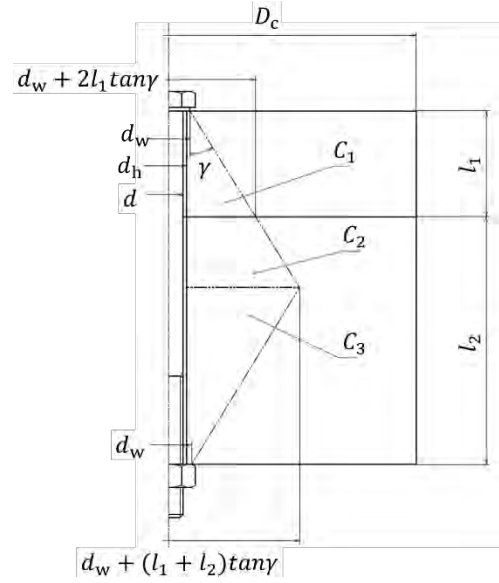


Fig. 2 Equivalent stiffness model for clamped two follow cylinders with different elastic moduli in the case of larger outer diameter ($D_c \geq d_w + (l_1 + l_2) \tan \gamma$)

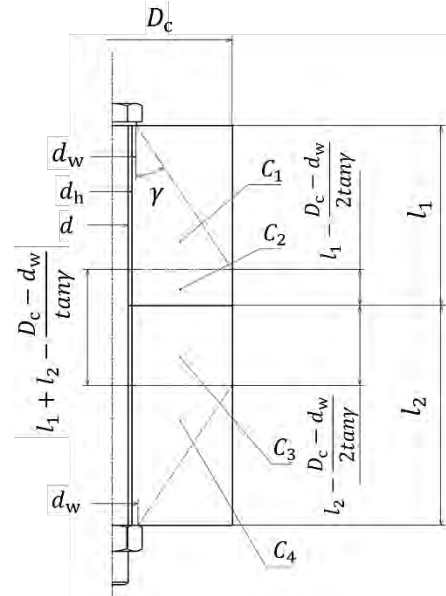


Fig. 3 Equivalent stiffness model of clamped two plates with different Young's modulus ($l_1 \leq D_c < d_w + (l_1 + l_2) \tan \gamma$ and $l_1 \geq (D_c - d_w) / 2 \tan \gamma$)

2つの被締結体が異なる板厚, 縦弾性係数を持つ太円筒で, 円錐等価モデルに被締結体分割面がある場合($d_w \leq D_c < d_w + (l_1 + l_2)\tan\gamma$ 且つ $l_1 < (D_c - d_w)/2\tan\gamma$), 上下被締結体の縦弾性係数を E_1, E_2 とすると, 図4に示すように3つの円錐形及び1つの円筒形の4つの等価モデルに分けられる. それぞれの剛性 C_1, C_2, C_3, C_4 を算出し, その逆数を算出し足し合わせると, 異なる縦弾性係数及び板厚を持つ太円筒の被締結体の剛性の逆数は式(7)で表せる.

$$\begin{aligned} \frac{1}{C_{total}} &= \frac{1}{\pi d_h \tan\gamma} \left[\frac{1}{E_1} \ln \left[\frac{(d_w + d_h)(d_w + 2l_1 \tan\gamma - d_h)}{(d_w - d_h)(d_w + 2l_1 \tan\gamma + d_h)} \right] \right. \\ &+ \left. \frac{1}{E_2} \ln \left[\frac{(d_w + d_h)(d_w + 2l_1 \tan\gamma + d_h)(D_c - d_h)^2}{(d_w - d_h)(d_w + 2l_1 \tan\gamma - d_h)(D_c + d_h)^2} \right] \right] \\ &+ \frac{4}{\pi E_2 (D_c^2 - d_h^2)} \left(l_k - \frac{D_c - d_w}{\tan\gamma} \right) \end{aligned} \quad (7)$$

3.1.3 細円筒の剛性計算式

2つの被締結体が異なる板厚, 縦弾性係数を持つ細円筒の場合($d_w > D_c$), 上下被締結体の縦弾性係数を E_1, E_2 とすると, 図5に示すように上下の円筒に分けられる. それぞれの剛性 C_1, C_2 算出し, その逆数を算出し足し合わせると細円筒の被締結体の剛性の逆数は式(8)で表せる.

$$\frac{1}{C_{total}} = \frac{4}{\pi (D_c^2 - d_h^2)} \left(\frac{l_1}{E_1} + \frac{l_2}{E_2} \right) \quad (8)$$

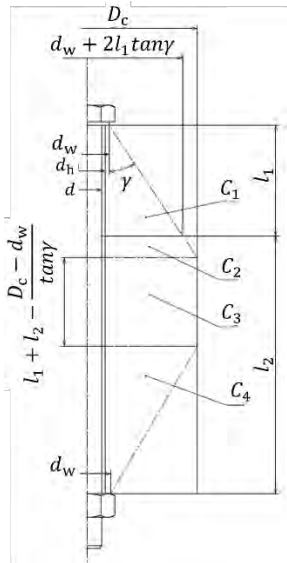


Fig. 4 Equivalent stiffness model for clamped two hollow cylinders with different elastic moduli in the case of thick hollow cylinder

$$(d_w \leq D_c < d_w + (l_1 + l_2)\tan\gamma \text{ and } l_1 < (D_c - d_w)/2\tan\gamma)$$

3.2 解析モデル

前章までで提案した剛性計算式の精度を検証するために用いた解析モデルの概要を以下に示す. 図6(a)に示す2枚の円筒形被締結体を1本の鋼製ボルトで締結した構造に, 締結軸力が加えられたときの被締結体の剛性を評価する. 図6(b)に示すように, その構造を2D軸対称の有限要素でモデル化し, 表1に示す物性, 寸法, 締結力などを解析パラメータとして与えた. なお, 解析ソルバーはAbaqus CAE 2018を用いた.

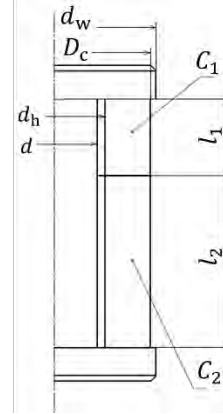
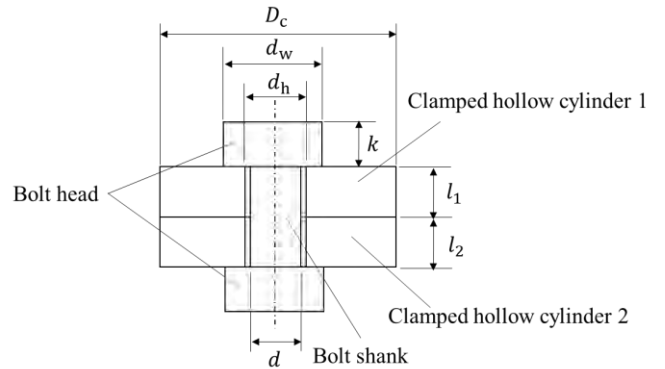
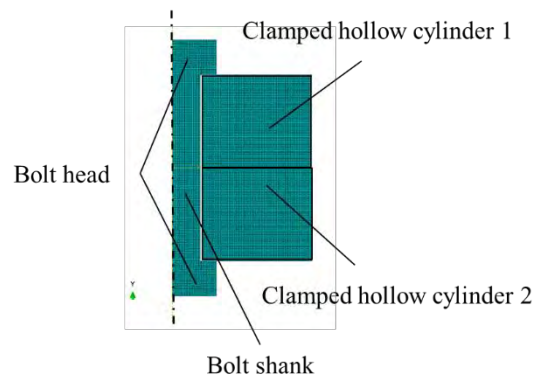


Fig. 5 Equivalent stiffness model of clamped two hollow cylinders with different Young's modulus ($d_w > D_c$)



(a) Structure and parameters of analysis model



(b) Axisymmetric 2D analysis model

Fig. 6 Bolt and clamped hollow cylinders analysis model

提案した剛性計算式の汎用性と精度を評価するため、評価 CASE としては以下の 2 CASE を設定し、表 1 に示す各 CASE のパラメータ値を用いて、式(6)、式(7)、式(8)の値を計算し、さらに有限要素法解析を行い、両結果を比較検討する。表 2 に CASE 1 及び 2 における要素数及び節点数と D_c の値を示す。要素は 1 辺 0.3 mm の四角形で 1 次の要素となる。

CASE 1：異なる縦弾性係数持つ被締結体の剛性

CASE 2：異なる縦弾性係数及び厚さ持つ被締結体の剛性
山本⁽⁹⁾に合わせボルトサイズは M12 相当を選定し、ボルト胴部、ボルト頭は単純円筒形状を想定している。ボルト頭座面と被締結体 1 及び 2 の接触面、被締結体 1 と被締結体 2 の接触面に作用する摩擦係数は 0.15 としている。

なお、有限要素解析結果を用いた被締結体の剛性値算出は簡易的に座面応力分布が一樣という条件で次のような手順で行っている。なお、実際の座面応力分布は一樣でなく、頭部の形状によっても異なってくると思われる、今後より詳細な数値で示す必要がある。

1. ボルトに初期締付け力を与え、図 7 に示すように上下の座面に押され生じた被締結体の変形断面面積（赤線で囲われた部位）をボルト軸中心に 360 度回転させて得られる体積を算出する。
2. 上記体積を座面と被締結体との接触面積で除し、上下座面の平均変位を被締結体の変位とする。
3. その変位をボルト初期締付け力で除したものを被締結体の剛性の逆数とする。

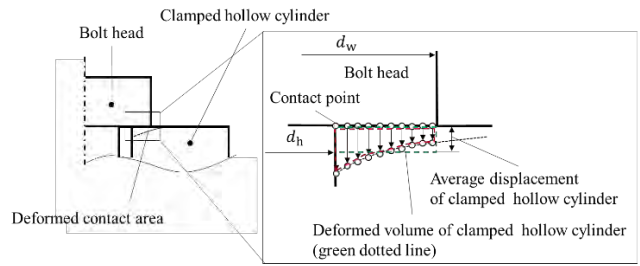


Fig. 7 Average displacement of hollow cylinders

4. 解析結果と計算結果の比較

図 8 は縦軸に被締結体の剛性 C_{total} 、横軸に被締結体外径 D_c の関係を示す。表 1 の CASE 1 の条件で、外径 D_c を 20 mm から 60 mm まで 10 mm 刻みで 5 種、被締結体 2 のみ縦弾性係数 E_2 及びポアソン比 ν_2 を 3 種で変更し、解析から得た計 15 パターンの被締結体の剛性と、今回導出した剛性計算式を用い算出した剛性を比較している。

解析及び剛性計算式では、被締結体 1 の材料が鋼で一定値、被締結体 1 と 2 の値は同一で $l_1=l_2=20$ としているため、被締結体全体の剛性は被締結体 2 の縦弾性係数の大小によって、チタン合金>アルミニウム合金の順になる。いずれも D が大きくなると剛性が増加しているが、 D_c が圧縮応力発生域の外縁 $d_w+l_1+l_2=59$ mm に近づくにつれ一定の値に漸近していることが分かる。

Table 1 Analysis model parameters of bolt and hollow cylinders

Parts	Items	Symbol	CASE 1	CASE 2
Bolt	Axial force	F [N]	55458	
	Young's modulus	E [GPa]	205 (Steel)	
	Poisson's ratio	ν	0.3	
	Outer diameter of the bearing face	d_w [mm]	19	
	Head height	k [mm]	7.5	
	Shank diameter	d [mm]	12	
Clamped hollow cylinder 1	Diameter	D_c [mm]	20,30,40,50,60	
	Young's modulus	E_1 [GPa]	205 (Steel)	
	Poisson's ratio	ν_1	0.3 (Steel)	
	Thickness	l_1 [mm]	20	10
Clamped hollow cylinder 2	Hole diameter	d_h [mm]	13	
	Diameter	D_c [mm]	20,30,40,50,60	
	Young's modulus	E_2 [GPa]	205 (Steel) 118 (Titanium) 73 (Aluminum)	118 (Titanium) 73 (Aluminum)
	Poisson's ratio	ν_2	0.3 (Steel) 0.32 (Titanium) 0.31 (Aluminum)	0.32 (Titanium) 0.31 (Aluminum)
	Thickness	l_2 [mm]	20	30
	Hole diameter	d_h [mm]	10	

Table 2 Number of elements and nodes of analysis model

Items	Symbol	CASE 1 and 2				
Diameter of clamped hollow cylinders 1 and 2	D_c [mm]	20	30	40	50	60
Number of elements	-	5940	8116	10428	12740	14858
Number of nodes	-	24005	32677	41891	51105	59545

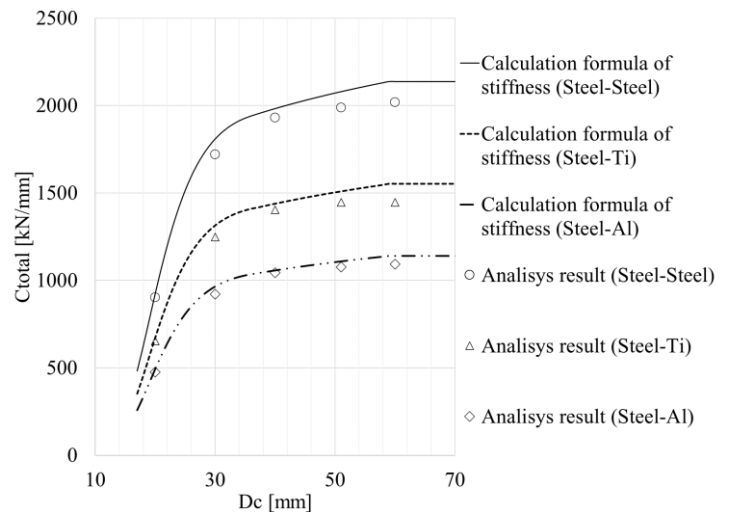


Fig. 8 Stiffness of clamped two plates with different Young's modulus ($l_1=l_2=20$)

図9の縦横軸は図8と同様で、表1のCASE2の条件で、 D_c を20mmから60mmまで10mm刻みで5種、 E_2 及び ν_2 を2種に変更したとき、解析から得た計10パターンの被締結体の剛性と、今回導出した剛性計算式から得られる剛性を比較している。

解析及び剛性計算式では、被締結体1の材料が鋼で一定値としているため、CASE1と同様に被締結体全体の剛性は被締結体2の縦弾性係数の大小によって、チタン合金>アルミニウム合金の順になる。いずれも D が大きくなると剛性が増加しているが、 D_c が圧縮応力発生域の外縁 $d_w+l_1+l_2=59$ mmに近づくにつれ一定の値に漸近する。 $l_1 \neq l_2$ 且つ $E_1 \neq E_2$ の条件である、鋼-チタン及び鋼-アルミの場合でも今回導出した式から計算される剛性は解析結果に対し-9%~+2%の精度で計算できることが確認できる。

また、Loriの式(1)は $l_1 \neq l_2$ 或いは $E_1 \neq E_2$ の条件にて近似的に導出された式ではないが、 $l_1 \neq l_2$ や $E_1 \neq E_2$ の条件であっても今回導出した式に適用すれば、CASE1,2でそれぞれ+1%~+7%及び+2%~+9%の精度で計算できることが確認できる。

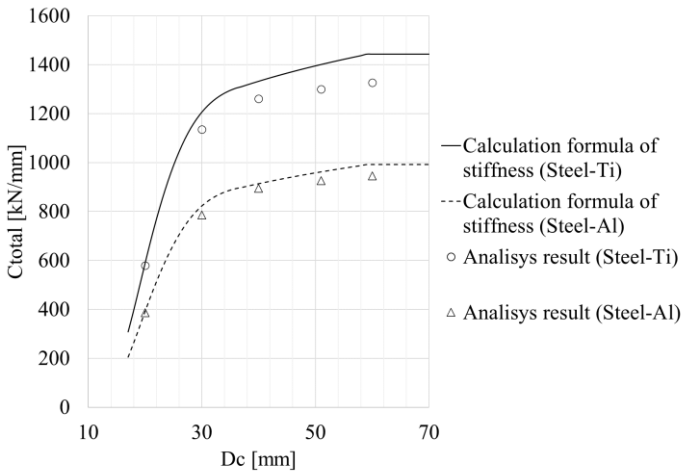


Fig. 9 Stiffness of clamped two plates with different Young's modulus ($l_1=10$, $l_2=30$)

5. 結論

ボルト締めされた異種材料中空円筒締結体における被締結体の等価剛性評価をVDI2230(2014)にて示されている指針に基づき実施した。2つの被締結体の縦弾性係数及び板厚が異なる場合の剛性計算式を導出し、その式から得られる剛性値と有限要素法を用いた解析モデルから得られた値を比較し、次の結論を得た。

- (1) 有限要素法により得られた解析結果と比較して、導出した剛性計算式は、縦弾性係数及び板厚が異なる被締結体の剛性を+2%~+9%の精度で見積もることができる。
- (2) Loriが提案するtanyの式(1)は $l_1 \neq l_2$ や $E_1 \neq E_2$ の条件を想定し導出されたものではないが、 $l_1 \neq l_2$ 且つ $E_1 \neq E_2$ の条件においても、今回導出した式に用いれば結論(1)で示した精度で、被締結体の剛性を見積もれることが分かった。

6. 今後の課題と展望

本報告では式(1)の γ の値は被締結体の縦弾性係数及びそれらの厚さによって変わらず一定の仮定で被締結の剛性を算出したが、それらパラメータの変化により被締結の圧縮応力や座面応力分布が変化し、 γ も変化すると予想される。図9で示す被締結の剛性の解析値と式(2)、式(3)、式(4)からの乖離もそれらパラメータによって生じている可能性もある。今後の展望として縦弾性係数及び厚さをパラメータ値として取り込んだ γ の値を検討する予定である。

7. 文献

- (1) 賀勢晋司・訳、ねじ締結体における被締付け板のコンプライアンスの計算
[原文：Lori, W. and Glaser, H., Berechnung der Plattennachgiebigkeit bei Schraubverbindungen, Konstruktion, Vol.42, No.9 (1990), pp.271-277.]
- (2) 柴原正雄, 尾田十八, ボルト結合体における被締付材のばね定数について, 日本機械学会論文集(第3部), 37巻296号(昭和46-5), pp.1033-1040.
- (3) 光永公一, 田中博, ねじ結合体の被締付材のばね定数について, 九州工業大学研究報告(工学) No36 1978年3月 pp.101-110.
- (4) 成瀬友博, 渋谷陽二, ボルト締結部における負荷時の被締結体の等価剛性評価, 日本機械学会論文集A編, Vol.75, No.757 (2009), pp.1230-1238.
- (5) 日本ねじ研究協会・訳, VDI 2230(1977) 高強度ねじ結合の体系的計算法 [], 日本ねじ研究協会 (1982) .
- (6) 日本ねじ研究協会・訳, VDI 2230(1986) 高強度ねじ締結の体系的計算法 : 円筒状一本ボルト締結, (1989).
- (7) 山本晃, ねじ締結の理論と計算(1970), 養賢堂.
- (8) 日本ねじ研究協会・訳, VDI 2230(2014) 高強度ねじ締結の体系的計算法, (2018).
- (9) 山本晃, ねじ締結の原理と設計(1995), 養賢堂.

フランジ継手のボルトクリープの特性とガスケット面圧の推算

Characteristics of Bolt Creep and Estimation of Gasket Stress in Bolted Flanged Joints

山中 啓司 (出光興産)

Hiroshi YAMANAKA, Idemitsu Kosan Co.,Ltd.

Received: Jul. 20, 2023; Revised: Oct. 10, 2023; Accepted: Oct. 24, 2023

Abstract

In the published standards, selection criteria for bolt materials for high temperature and high pressure environments (exceeding 540°C (1000°F) and 300 lb) has not been specified. In addition, it seems that there are few studies that summarize how the initial bolt load and the flange nominal diameter affect the change over time of the bolt load under a high temperature environment. This paper proposed formulas to calculate the changes over time in bolt stress and gasket stress easily due to bolt creep by applying the mechanical relationship of bolted flange joint. The changes over time in the bolt stress and the gasket stress calculated by the proposed formulas were fairly good agreement with the FEM and the experiments. By utilizing proposed formulas, it is possible to predict when retightening should be carried out for bolted flanged joints operated continuously for a long period of time. Furthermore, in the present paper, the effects of initial bolt load, internal pressure, bolt materials, and flange nominal diameters on the sealing performance under high temperature environments are clarified by utilizing proposed formulas and FEM. As a result, this paper shows that the increasing initial bolt load against bolt creep under a high temperature environment cannot be expected to be effective, and that the size of internal pressure and flange nominal diameter has small effects on the change over time of bolt load.

Key Words: Creep, Relaxation, Bolt, Flange, Temperature

1. 緒言

一般的に、圧力設備に使用されるフランジ継手のボルト材料は、その使用環境に応じて規格基準類に基づき選定されるが、540°C (華氏温度で 1000°F) 以上、石油学会規格 JPI-7S-15⁽⁴⁾にて分類されるクラス 300 (以下#300 と記す) を超えるような高温高圧環境に適した材料についてはほとんど記載が無く、各々のエンジニアが独自に選定している。最近の研究では、Warren Brown ら⁽¹⁾はボルト材料である SNB7 の応力緩和特性について実験により求めているが、その温度は最高でも 482°C (900°F) である。また、Robert Taylor⁽²⁾はうず巻き形ガスケット及びカンプロファイルガスケットを用いたフランジ継手について、温度サイクルを適用し、ボルトの応力緩和の変化を実験的に求めているが、適用温度は最高でも 427°C (800°F) である。このように高温環境での応力緩和は研究されているものの、540°C 以下のものが主流である。これは、ボルト温度が 540°C を超えるような設備は石油精製・化学プラントにおいて比較的少ないためと考えられる。しかしながら 540°C を超える高温環境となる設備は存在し、そのような環境では材料のクリープ現象が顕著になるため、その挙動や密封性能への影響を正しく理解し適切な対策を施さないと、漏洩事故が発生する恐れがある。

本論文では、FEM を活用し、650°C におけるボルト材のクリープ特性を考慮して、ボルトの初期締付力や内圧、フランジ呼び径の大きさやボルト材料の違いがボルトのクリープとガスケット面圧に及ぼす影響を明らかにした。さらに、ボルトと被締結物 (ガスケット) の力学関係を応用して、クリープによるボルトの経時的な伸びとガスケット面圧を計算する式を提案した。提案式は FEM や実験データ、実測データと比較することで、その妥当性を検証した。

2. 記号

2.1 本論文で定める記号

A	材料定数
A_b	総ボルト断面積 [mm ²]
A_g	ガスケット投影面積 [mm ²]

$C_1 \sim C_4$	材料定数 [-]
C_b	ボルト・ナット系の引張ばね定数 [N/mm]
C_{fr}	フランジローテーションのばね定数 [N/mm]
C_{gc}	被締結体 (フランジ・ガスケット系) の圧縮ばね定数 [N/mm]
D	ボルト端部に適用される強制変位 [mm]
E	フランジ材の縦弾性係数 [MPa]
E_b	ボルト材の縦弾性係数 [MPa]
E_{gc}	ガスケットの圧縮側縦弾性係数 [MPa]
E_{gr}	ガスケットの復元側縦弾性係数 [MPa]
F_1	初期ボルト軸力 [N]
F_{b2}	内圧による追加ボルト軸力 [N]
F_{g2}	内圧によるガスケットの圧縮荷重の減少分 [N]
F_p	内圧により胴断面に作用する引張荷重 [N]
F_{fp2}	内圧によるフランジの曲げ荷重 [N]
F_s	クリープによるボルト軸力の減少分 [N]
L_b	ボルトのグリップ長さ [mm]
L_g	ガスケット厚さ [mm]
n	ノートン則の定数
T	時間 [hrs]
t_c	クリープ時間 [hrs]
t_{ck}	微小時間増分 [hrs]
Z	ボルトフランジ締結体モデルの合成ばね定数 [N/mm]
δ_{bl}	ボルトの強制変位 [mm]
δ_{bf}	ボルトの引張方向変位 [mm]
δ_{bp2}	F_p によるボルトの伸び [mm]
δ_{fp2}	F_p によるフランジのたわみ [mm]
δ_{gf}	δ_{bl} によるガスケットの圧縮変位 [mm]
δ_{gp2}	F_p によるガスケットの復元変位 [mm]
δ_{rf}	ボルト穴中心円におけるフランジのたわみ [mm]
ε	クリープひずみ速度 [1/hr]

ε	クリープひずみの累計値 [-]
ε_c	クリープひずみ [-]
ε_{ck}	クリープひずみ増分 [-]
λ	クリープ変位の累計値 [-]
σ	ボルト軸応力 [MPa]
σ_b	クリープ開始後のある時刻におけるボルト軸応力 [MPa]
σ_{b1}	初期締付時のボルト軸応力 [MPa]
σ_{b2}	内圧による追加ボルト軸応力 [MPa]
σ_{b3}	クリープによるボルト軸応力の減少 [MPa]
σ_g	クリープ開始後のある時刻におけるガスケット応力 [MPa]
σ_{g1}	初期締付時のガスケット応力 [MPa]
σ_{g2}	内圧によるガスケット応力の減少分 [MPa]
σ_{g3}	クリープによるガスケット応力の減少分 [MPa]
τ	温度 [°C]

2.2 米国機械学会 (ASME) 規格⁽¹¹⁾で定める記号

g_o	ハブ先端の厚さ [mm]
h_G	ボルト穴の中心円からガスケット反力作用点までの半径方向の距離 [mm]
h_o	フランジの内径とハブ先端の厚さによって定まる係数
J	剛性指数
K_I	一体形フランジの剛性係数
L	フランジの種類や寸法によって定まる係数
M_o	使用状態でのフランジに作用するモーメント [N・mm]
V	一体形フランジの係数

3. 既存規格・標準類のボルト材料選定基準

代表的なボルト材料の選定について、既存の規格基準類の温度に関する規定を簡易的に整理したものを表 1 に示す。ASME B31.3⁽³⁾と JPI-7S-15⁽⁴⁾で#300 以下のレーティングだけに使用制限される低強度ボルトを除くと、ASME BPVC sec. II -D⁽⁵⁾では 540°Cが上限であり、JPI-7S-15⁽⁴⁾では 649°Cが上限である。なお、JPI-7S-15⁽⁴⁾の温度上限は表 1 の ASME BPVC sec. II -D⁽⁵⁾の () 内の値と概ね一致している。

4. 既存規格・標準類のクリープ対策の考え方

4.1 米国機械学会 (ASME) 基準

ASME B31.3⁽³⁾には特別な記載は無いが、ASME BPVC sec. II -D⁽⁵⁾にて時間依存特性で許容応力が低減する温度以下でボルト材料を選定する場合は、その温度範囲においてボルトのクリープ対策は不要である。

4.2 石油学会 (JPI) 基準

JPI-8R-15⁽⁶⁾にてボルト温度に応じて応力緩和を反映したリラクゼーションファクターが設定されている。必要最小締付力にこのリラクゼーションファクターを掛けた締付力を適用することで、ボルト材の応力緩和の影響を軽減するものである。リラクゼーションファクターは BS 4882-1973⁽⁷⁾ 図 9 の締付後 1000 時間経過後の初期応力残存値を元に定められたものである。ただし、このファクターの値は 400°Cまでしか記載がない。

Table 1 Temperature upper limits for typical bolt materials in the published standards

Bolt Strength	Material	ASME BPVC Sec.II-D ⁽⁵⁾	JPI-7S-15 ⁽⁴⁾
High	B7 (Cr - Mo)	450°C (550°C *2)	538°C
	B16 (Cr-1/2Mo-V)	540°C (600°C *3)	593°C
Middle	B5 (5Cr)	450°C (650°C *4)	649°C
Low *1	B8M (18Cr-8Ni)	595°C (825°C *5)	816°C

- *1 For ASME B31.3 and JPI-7S-15, it can be used only for 300 lb or lower.
- *2 The allowable stress table shows up to 550°C, but the allowable stress decreases due to time-dependent characteristics above 450°C.
- *3 The allowable stress table shows up to 600°C, but the allowable stress decreases due to time-dependent characteristics above 540°C.
- *4 The allowable stress table shows up to 650°C, but the allowable stress decreases due to time-dependent characteristics above 450°C.
- *5 The allowable stress table shows up to 825°C, but the allowable stress decreases due to time-dependent characteristics above 595°C.

5. ボルトのクリープによるガスケット面圧への影響特性

ボルトのクリープ変形が始まるとガスケット面圧は低下する。本論文では、初期締付力や内圧、ボルト材料、フランジの呼び径がボルトのクリープやガスケット面圧にどのように影響するかを FEM と理論的に構築した提案式により明らかにした。なお、フランジ継手の温度分布は一様とした。実際には、昇温するとフランジの方が高温になるため、ボルトとフランジの熱膨張係数が同等の場合はより締付力が高くなる。熱膨張係数が大きい SUS のボルトを使用する場合は、ボルトの伸びが大きい為締付力は低下する。しかし、後述の初期締付力のケーススタディの結果から、熱膨張差により初期の締付力が変化しても、クリープによる経時変化に影響がないと考えられることから、フランジの熱伝導解析は省略した。

5.1 FEM モデル

(1) 解析対象

石油化学工場にて使用されるフランジ継手より選定した。当該フランジ継手の仕様は以下の通りである。

- a) フランジ ; JPI #900, 8 インチ (以下, インチは”と記す), 突合せ溶接式フランジ (以下 WN と記す), 平面座 (以下 RF と記す), NCF2HTF (インコロイ)
 - b) ガスケット ; うず巻き形ガスケット (膨張黒鉛+マイカ) V#596VL
 - c) ボルト・ナット ; A193 B5・A194 Gr.3
- さらに、フランジの径の影響とボルトの材料特性の影響を検討するため、フランジ径を 4”、24”に変更したケースと、ボルト材料を B8M (SUS316) に変更したケースも対象とした。温度は、表 1 に示す ASME BPVC sec.II-D[5]の上限温度 540°Cより高い温度で、クリープ領域である 650°Cとした。

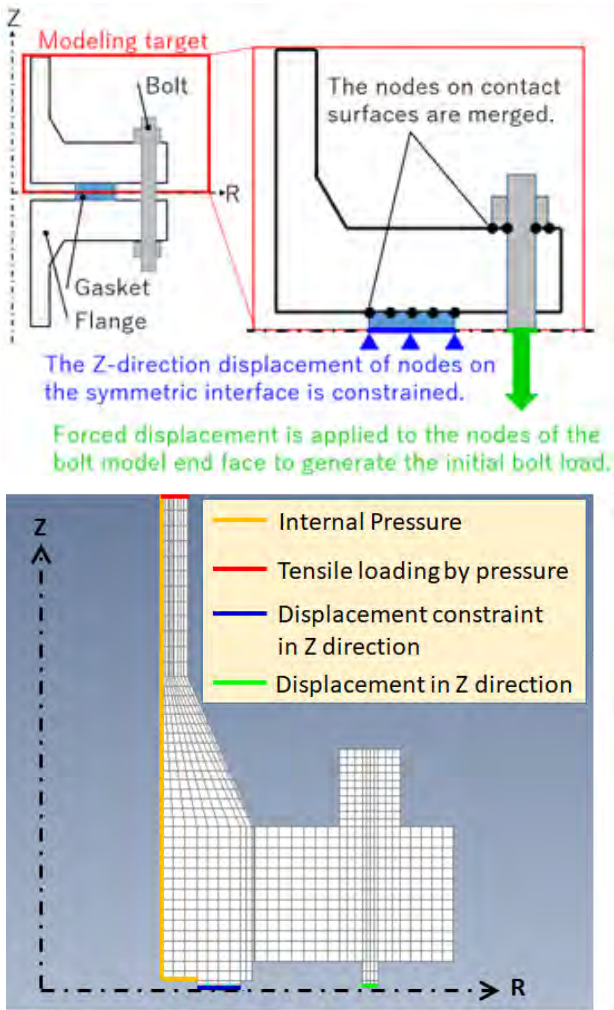


Fig.1 FEM model and boundary conditions

ASME B31.3 では、温度測定データが無い場合、フランジ継手のボルト温度は流体温度の 80%としてよいことになっている。ボルト温度が 650°Cである場合、ウェザーシールや保温の取付条件にもよるが、流体温度が 812.5°C程度となる設備のフランジ継手を対象としていることになる。なお、うず巻き形ガスケット V#596L は、内部の膨張黒鉛の酸化消失を防止するためにマイカで保護されており、使用可能温度上限はバルカーカタログ⁽⁸⁾より 810°Cとされている。従って、ここでは、一般的に 450°Cを超える酸化性雰囲気において膨張黒鉛が酸化消失する影響は考慮しない。

(2) 解析ソフト

FEM ソフト FINAS/STAR Ver. 2019_190925 による。

(3) 解析ケース

次のように条件を変えて解析を行った。

- a) 初期締付変位 ; 0.5D, D, 1.6D (D = 0.5mm)
- b) 内圧 ; 0.5P, P, 2P (P = 0.86 MPaG)
- c) フランジ呼び径 ; 4", 8", 24"
- d) ボルト材料 ; A193 B5(以下, 5Cr と記す), SUS316

(4) 境界条件と解析条件

図 1 は呼び径 8"の軸対称モデルと、適用した境界条件を示す。ボルトは等価断面積とするため径を小さくした。また、解析モデルを簡単にするため、ガスケットとフランジの境界面には接触を定義せず、節点を連結した。内圧によ

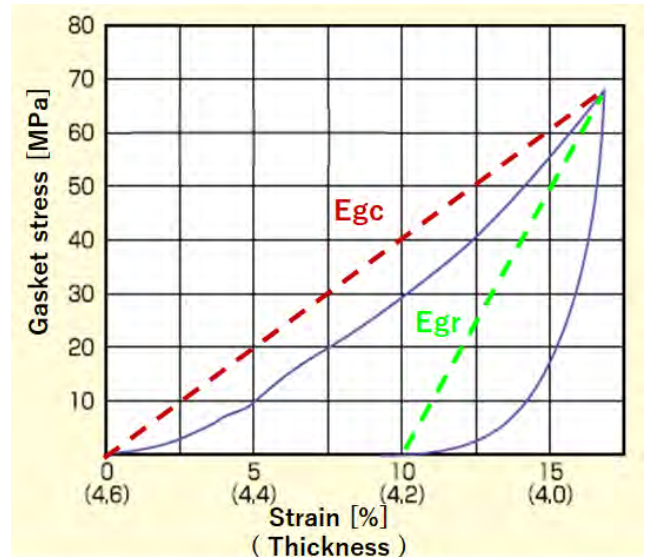


Fig.2 Stress strain characteristics of the spiral wound gasket⁽⁸⁾

Table 2 Creep constants

	5Cr	SUS316
C_1	4.224×10^{-14}	4.115×10^{-20}
C_2	6.31	7.20
C_3	0	0
C_4	1	1

る張力を管断面に負荷し、対称境界面となるガスケット下面の Z 方向変位を拘束した。橙色線で表示した内圧は影響が小さいので省略した。初期締付としてボルトモデルの下端に強制変位を定義した。解析ステップは以下の通り。

- a) STEP1 (0~0.1 hrs)
初期ボルト締付 (ボルト下端に強制変位入力)
- b) STEP2 (0.1~0.2 hrs)
内圧負荷 (引張荷重を胴断面に適用)
- c) STEP3 (0.2~36000 hrs)
36000 時間、すなわち 4 年間の時間経過。

(5) 材料特性

使用した材料特性は次の通りで弾性解析とした。

- a) 縦弾性係数
フランジ ; 156.9 GPa
ボルト・ナット ; 156.9 GPa
- b) ガスケットの圧縮復元特性
図 2 の青の実線はうず巻き形ガスケットの圧縮復元特性⁽⁸⁾を示す。本論文で用いた解析ソフト FINAS/STAR では、圧縮時と復元時の応力-ひずみ特性を非線形で考慮できない。そこで、図 2 の破線のように、圧縮時と復元時で異なる縦弾性係数を設定した。

圧縮時の縦弾性係数 E_{gc} ; 394 MPa
復元時の縦弾性係数 E_{gr} ; 957 MPa

c) クリープ

①ボルト

クリープひずみは 1 次べき乗則により次式で表される。

$$\epsilon_c = C_1 \sigma^{C_2} e^{-\frac{C_3}{T} t^{C_4}} \quad (1)$$

ボルト材料である 5Cr のクリープデータとして、NIMS の Mat Navi⁽⁹⁾に掲載されている 650°Cにおける STBA25 (5Cr) のクリープ破断データを採用した。このデータより、近似的に 1 次べき乗則に適合する材料定数 $C_1 \sim C_4$ を算出した。同様の方法で 650°C の SUS316 についても材料定数を算出した。各ボルト材の定数は表 2 の通りである。なお、5Cr-0.5Mo のクリープ特性について Saucedo-Munoz ら⁽¹⁰⁾は、600°C の場合ノートン則に基づく次式の定数 n を 6.29 と報告しており、表 2 で示した応力の指数 C_2 とかなり近い値である。

$$\dot{\epsilon} = A\sigma^n \quad (2)$$

②フランジとガスケット

フランジとガスケットのクリープ特性の入力は省略した。フランジはボルトより断面積が大きく、作用応力が小さいことから、フランジのクリープの影響は小さいと考える。また、ガスケットはボルトに比べて厚さが小さいことから、クリープ変位もボルトより十分に小さくなるので、高温下においてはボルトに比べてクリープの影響は小さいと考える。

5.2 提案式

初期ボルト締付時、内圧負荷時、クリープによる経時変化の各段階におけるボルト軸応力とガスケット面圧について次のように計算式を構築した。

(1) 初期ボルト締付

ボルトに適用した強制変位 δ_{b1} 、ボルトの引張変位 δ_{bf} とガスケットの圧縮変位 δ_{gf} 及びボルト位置におけるフランジのたわみ (フランジローテーション) δ_{rf} には次式が成り立つ。

$$\delta_{b1} = \delta_{bf} + \delta_{gf} + \delta_{rf} \quad (3)$$

また、ボルトの引張変位 δ_{bf} と初期ボルト軸力 F_1 には次の関係が成立する。ここで、ボルト・ナット系の引張ばね定数を C_b とする。

$$F_1 = C_b \delta_{bf} \quad (4)$$

同様に、ガスケットの圧縮変位 δ_{gf} と初期ボルト軸力 F_1 には次の関係が成立する。ただし、被締付物 (フランジ・ガスケット系) の圧縮ばね定数を C_{gc} とする。

$$F_1 = C_{gc} \delta_{gf} \quad (5)$$

フランジのたわみ δ_{rf} と初期ボルト軸力 F_1 には次の関係が成立する。ただし、フランジローテーションのばね定数を C_{fr} とする。

$$F_1 = C_{fr} \delta_{rf} \quad (6)$$

これら関係をばねモデルで表すと、図 3(a) となる。すなわち、強制変位を適用したボルト締結体は、ガスケットの対称境界面を固定端とし、他端に強制変位 δ_{b1} を適用された直列ばねで表される。

式(3)～式(6)より、次式が導かれる。

$$F_1 = \left(\frac{1}{\frac{1}{C_b} + \frac{1}{C_{gc}} + \frac{1}{C_{fr}}} \right) \times \delta_{b1} \quad (7)$$

ここで、 C_b と C_{gc} は次式により求められる。

$$C_b = \frac{A_b E_b}{L_b} \quad (8)$$

$$C_{gc} = \frac{A_g E_{gc}}{L_g} \quad (9)$$

なお、式(9)の圧縮ばね定数 C_{gc} は、厳密にはフランジの縦弾性係数と寸法の影響を受ける。しかし、ガスケットの縦

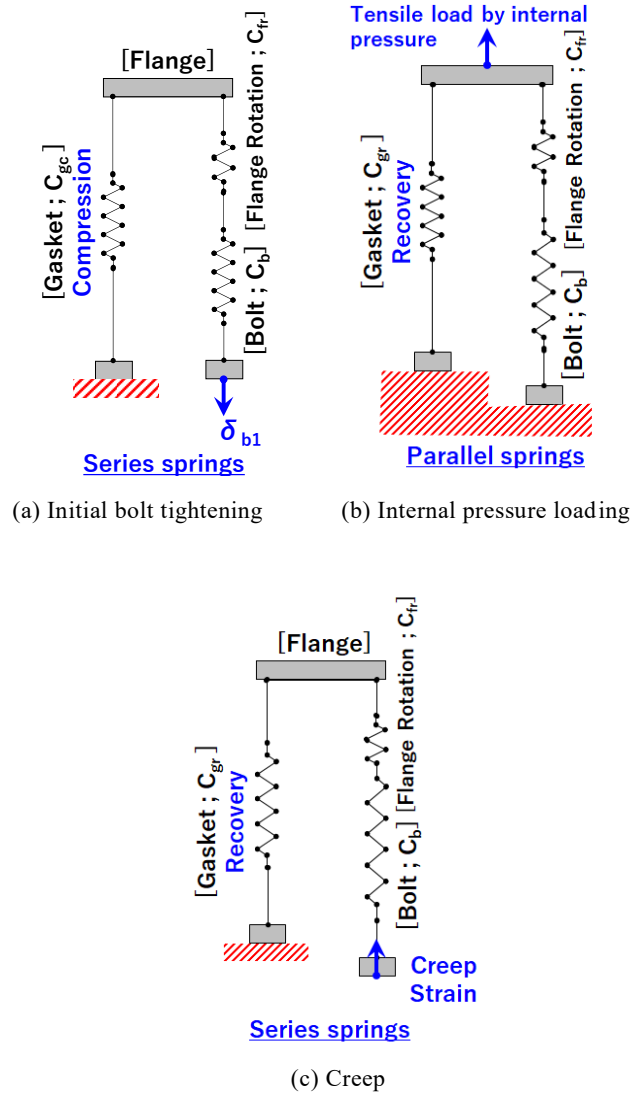


Fig.3 Spring model of bolted flange joint

弾性係数はフランジの縦弾性係数と比較して十分に小さいことから、ガスケットの縦弾性係数が支配的になるためフランジは無視した。フランジのたわみ δ_{rf} は ASME Sec. VIII Div. 1 Mandatory Appendix 2⁽¹¹⁾に記載されている剛性指数 (Flange Rigidity Factor) の式を変形して求めることができる。一体形フランジの場合、次式が記載されている。なお、各記号の意味は当該 ASME 規格を参照するものとし、ここでは省略する。

$$J = \frac{52.14VM_0}{LEg_0^2 K_I h_0} \leq 1.0 \quad (10)$$

この式を変形すると、次のようになる。

$$\frac{52.14VM_0}{LEg_0^2 h_0} \leq K_I \quad (11)$$

式(11)の左辺はフランジ 1 枚のたわみ角 ϕ (単位 ; degree) を表す。同 ASME 規格では $K_I = 0.3$ とされており、これはフランジ 1 枚のたわみ角が 0.3 度以下であることを示している。フランジのたわみ角 ϕ と、ガスケット面中心円からボルト穴の中心円までの距離 h_G を用いると、フランジのたわみ δ_{rf} は次のように表される。

$$\delta_{rf} = h_G \times \tan \left(\frac{52.14VM_0}{LEg_0^2 h_0} \right) \quad (12)$$

ここで、フランジのたわみ角は微小であるため、式(12)は次のように表される。

$$\delta_{rf} = h_G \times \left(\frac{52.14VM_O}{LEg_0^2 h_O} \right) \frac{\pi}{180} \quad (13)$$

フランジに作用するモーメント M_O は締付時(内圧 $P=0$)、次式で表される。

$$M_O = F_1 h_G \quad (14)$$

本論文では簡単にするため、内圧負荷後も上述の M_O を使用する。式(13)に式(14)を代入すると次式が得られる。

$$\delta_{rf} = \left(\frac{52.14Vh_G^2}{LEg_0^2 h_O} \right) \frac{\pi}{180} F_1 \quad (15)$$

従ってフランジのたわみのばね定数 C_{fr} は次式で表される。

$$C_{fr} = \left(\frac{LEg_0^2 h_O}{52.14Vh_G^2} \right) \frac{180}{\pi} \quad (16)$$

ボルト締付時のボルト軸応力 σ_{b1} とガスケット面圧 σ_{g1} は次式で求められる。

$$\sigma_{b1} = \frac{F_1}{A_b} \quad (17)$$

$$\sigma_{g1} = \frac{F_1}{A_g} \quad (18)$$

(2) 内圧負荷

内圧により、フランジモデルの上端(図1の赤線部)には引張荷重 F_p が生じる。内圧を受けるフランジ継手をばねモデルで表すと、図3(b)となる。すなわち、内圧による引張荷重を受けるフランジ継手は、ガスケットの対称境界面とボルト断面を固定端とする、並列ばねと直列ばねで表される。引張荷重 F_p が作用すると、ボルトには追加軸力 F_{b2} が加わり、ガスケットは圧縮力 F_{g2} が失われるため次式が成り立つ。

$$F_p = F_{b2} + F_{g2} \quad (19)$$

また、ボルトのばねとフランジローテーションのばねは直列であるため、フランジをたわませる力を F_{fr2} として次式が成り立つ。

$$F_{b2} = F_{fr2} \quad (20)$$

F_p によるボルトの伸びを δ_{bp2} 、フランジのたわみを δ_{frp2} 、ガスケットの復元変位を δ_{gp2} とすると、次式が成り立つ。

$$\delta_{gp2} = \delta_{bp2} + \delta_{frp2} \quad (21)$$

$$F_{b2} = C_b \delta_{bp2} \quad (22)$$

$$F_{g2} = C_{gr} \delta_{gp2} \quad (23)$$

$$F_{fr2} = C_{fr} \delta_{frp2} \quad (24)$$

なお、 C_{gr} は次式で表される。

$$C_{gr} = \frac{A_g E_{gr}}{L_g} \quad (25)$$

E_{gr} ; 復元時のガスケット縦弾性係数 [MPa]
式(19)~式(24)を整理すると次式が得られる。

$$\delta_{gp2} = \frac{F_p (C_b + C_{fr})}{(C_b C_{fr} + C_{gr} (C_b + C_{fr}))} \quad (26)$$

$$F_{b2} = \frac{C_b C_{fr}}{C_b C_{fr} + C_{gr} (C_b + C_{fr})} F_p \quad (27)$$

$$F_{g2} = \frac{C_{gr} (C_b + C_{fr})}{C_b C_{fr} + C_{gr} (C_b + C_{fr})} F_p \quad (28)$$

F_p により、ボルトに追加される軸応力 σ_{b2} と、失われるガスケット面圧 σ_{g2} はそれぞれ次式で求められる。

$$\sigma_{b2} = \frac{F_{b2}}{A_b} \quad (29)$$

$$\sigma_{g2} = \frac{F_{g2}}{A_g} \quad (30)$$

(3) ボルトクリープによる経時変化

ボルトを締め付けて内圧を負荷した後、昇温によりボルトのクリープが進行する。ばねモデルで表すと、図3(c)となる。すなわち、ボルトのクリープが進行するフランジ継手は、ガスケットの対称境界面を固定端とし、ボルト側の端部がクリープで変位する直列ばねで表される。クリープひずみは(1)式で表される。微小時間増分を t_{ck} とすると、クリープひずみ増分 ε_{ck} は次式となる。

$$\varepsilon_{ck} = C_1 \sigma^{C_2} e^{-\frac{C_3}{T} t_{ck}^{C_4}} \quad (31)$$

クリープが始まって、ある時刻 t_n におけるクリープひずみの累計値 $\bar{\varepsilon}$ とクリープ変位の累計値 $\bar{\lambda}$ は次式で表される。

$$\bar{\varepsilon} = \sum_{k=0}^n \varepsilon_{ck} \quad (32)$$

$$\bar{\lambda} = \bar{\varepsilon} L_b \quad (33)$$

クリープ変位の分だけガスケットは復元し、ボルト軸力は低下する。クリープ変位 $\bar{\lambda}$ とボルトの低下軸力 F_s には、図3(c)より次の関係が成立する。 Z はフランジモデルの合成ばね定数である。

$$F_s = Z \bar{\lambda} \quad (34)$$

$$Z = \frac{1}{\left(\frac{1}{C_b} + \frac{1}{C_{gr}} + \frac{1}{C_{fr}} \right)} \quad (35)$$

クリープにより失われるボルト軸応力 σ_{b3} とガスケット面圧 σ_{g3} は次のようになる。

$$\sigma_{b3} = \frac{F_s}{A_b} \quad (36)$$

$$\sigma_{g3} = \frac{F_s}{A_g} \quad (37)$$

従って、クリープ開始からある時刻 t_n におけるボルト軸応力 σ_b とガスケット面圧 σ_{g1} は次の式(38)及び(39)で表される。

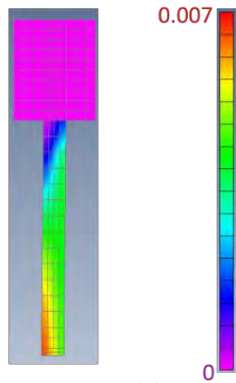
$$\sigma_b = \sigma_{b1} + \sigma_{b2} - \sigma_{b3} \quad (38)$$

$$\sigma_g = \sigma_{g1} - \sigma_{g2} - \sigma_{g3} \quad (39)$$

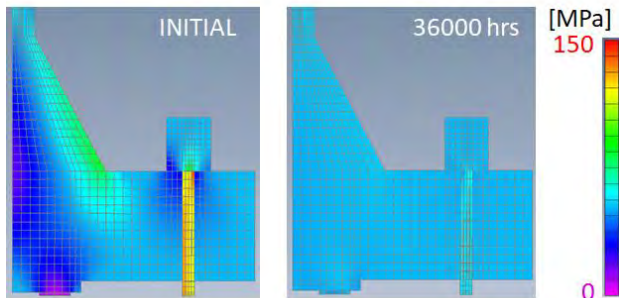
5.3 解析結果

(1) FEM

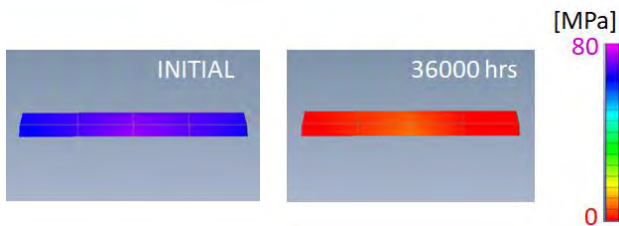
図4はJPI #900 8"フランジ継手のFEMモデルのコンタ一図を示す。図4(a)は36000時間経過後のボルトのクリープひずみである。上下端にばらつきがあるものの、中央付近では一様である。図4(b)はボルト軸方向の応力分布を示す。初期締付から36000時間経過後の応力は小さくなっている。図4(c)はガスケットの厚さ方向応力分布を示す。ガ



(a) Creep strain distribution after 36000 hours.



(b) Stress distribution in the axial direction of the bolt



(c) Gasket stress distribution (Compressive stress ; +)

Fig.4 Counter diagrams of FEM model

ケット応力も低減している。応力分布のばらつきは小さい。

(2) FEM 結果と提案式から得られた計算結果の比較

図 5 は時刻歴のグラフを示す。FEM によるボルトのクリープひずみと軸応力の値は、一様であったボルトモデルの中央付近の要素から抽出した。また、ガスケット面圧はばらつきが小さいのでガスケットモデルの内側の要素から抽出した。 $T=0.1\text{hrs}$ にて初期ボルト締付を行い、 $T=0.2\text{hrs}$ にて内圧を負荷し、以降はクリープの経時変化を示す。図 5(a) より、内圧負荷後、ボルトのクリープひずみは急速に進行し、時間経過とともに緩やかになっている。この挙動は FEM と提案式で一致した。 $T=0.2\text{hrs}$ にて、FEM 結果と提案式の計算結果でグラフの勾配が若干異なるのは、ボルトのクリープ歪みを計算する微小時間刻みの設定の違いによるものである。FEM では 0.1 時間ごとに計算結果を出力させたが、提案式の計算結果は 0.001 時間ごとの計算結果をプロットしたことによる。ボルトのクリープひずみの計算結果は、時間が経過するにつれて、提案式と FEM で差が見られるようになった。この要因として時間刻みの設定やフランジのたわみのばね定数のずれが考えられる。かなり時間が経

過した後であるため、ボルト軸応力やガスケット面圧への影響は小さい。図 5(b)では、ボルトの軸応力が内圧負荷後急激に減少していることがわかる。図 5(c)においても、ボルトのクリープにより、ガスケット面圧が大きく低下している。ボルトの軸応力とガスケット面圧の計算結果も FEM と提案式で概ね一致した。

(3) 各パラメータの影響について

初期締付力、内圧、フランジ呼び径、ボルト材料がボルトのクリープと軸応力及びガスケット面圧に及ぼす影響を明らかにするため、ケーススタディを実施した。

a) 初期締付力 (ボルト材 ; 5Cr)

図 6 はボルトに適用する初期締付変位を $0.5D$, D , $1.6D$ ($D=0.5\text{mm}$) の 3 ケースで計算した結果を示す。図 6(a) より、初期締付力が大きいほどボルトのクリープ歪みも大きい。さらに図 6(b) より、1 時間も経たない内にボルトの軸応力は、初期締付力に関わらず概ね同じ値となっている。また、図 6(c) よりガスケット面圧も概ね同じ値で経時変化していることが分かる。これらの結果から、初期締付力を大きくすることは、高温環境でのボルトのクリープに対して密封性能上効果は無く、漏洩を防ぐためには、ある程度時間が経過した後に締付を行う経年ボルトリングが有効と考えられる。同様に、スタートアップでのホットボルトリングも効果は無いと考えられる。ただし、これらはクリープひずみを温度サイクルに依存しないものとする一次べき乗則として考えた場合である。最近の研究では、Robert Taylor⁽²⁾ はフランジ継手を使用した実験 (427°C (800°F)) により、温度サイクルの 1 回目はリラクゼーションが大きく、2 回目は降はリラクゼーションが小さいことを示した。温度サイクルによるクリープ特性の変化は本論文では含んでいないが、今後温度サイクルの影響が明らかになれば、それも反映したい。

b) 内圧 (ボルト材 ; 5Cr)

図 7 は内圧を $0.5P$, P , $2P$ ($P=0.86\text{MPaG}$) の 3 ケースで計算した結果を示す。内圧の影響は小さいと考えられる。

c) ボルト材料 (ボルト材 ; 5Cr と SUS316)

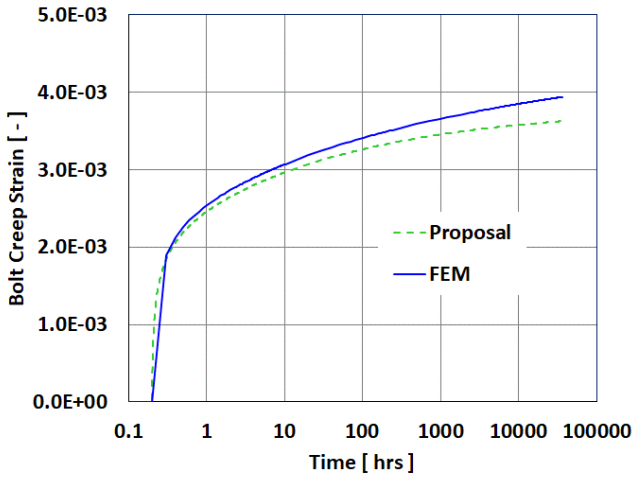
図 8 はボルト材料を 5Cr と SUS316 の 2 ケースで計算した結果を示す。図 8 より、クリープ歪みとボルト軸応力及びガスケット面圧の経時変化は、SUS316 の方が 5Cr よりも緩やかであることが分かる。ボルト材料を SUS316 とした場合でも、提案式と FEM はかなりよく一致した。

d) フランジ呼び径 (ボルト材 ; 5Cr)

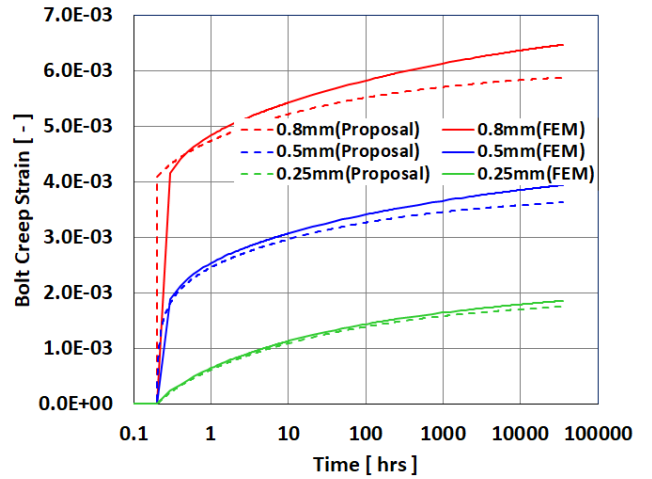
図 9 はフランジ呼び径を $4''$, $8''$, $24''$ の 3 ケースで計算した結果を示す。クリープ歪みと軸応力の結果は割愛する。計算収束の都合上、 $4''$ のケースではボルトに適用した強制変位を 0.5mm ではなく 0.4mm とした。図 9 より、初期のガスケット面圧には若干の差があるものの、経時変化によりガスケット面圧の差は小さいことが分かる。

6. 実験による提案式の検証

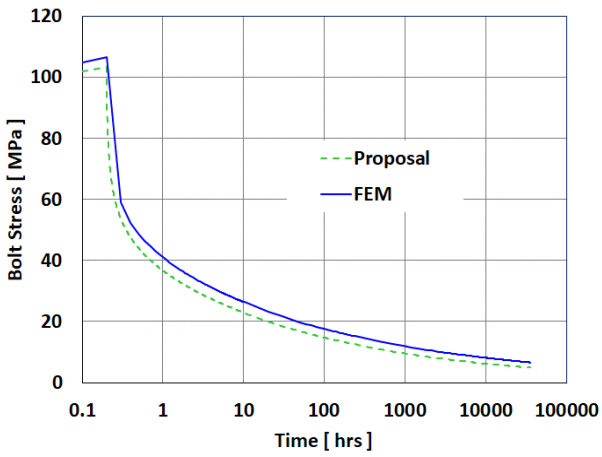
FEM による提案式の妥当性の検証に加えて、実験でも提案式の妥当性の検証を行った。図 10 はテストピースを示す。(a) は 2 枚の円板の間にガスケットを挟み、所定の軸応力でボルトを締め付けたものである。(b) はガスケットが無いテストピースである。これらテストピースに対して、超音波軸力計を用いて目標とするボルト軸力で締結した。炉に入れて加熱し、所定の時間経過後に炉から取り出して降温し、再度超音波軸力計を用いてボルト軸応力を求め、提案式による計算結果と比較した。実験条件と手順は次の通り。なお、設備都合上実験温度は 550°C とし、計算においても 550°C の物性を使用した。



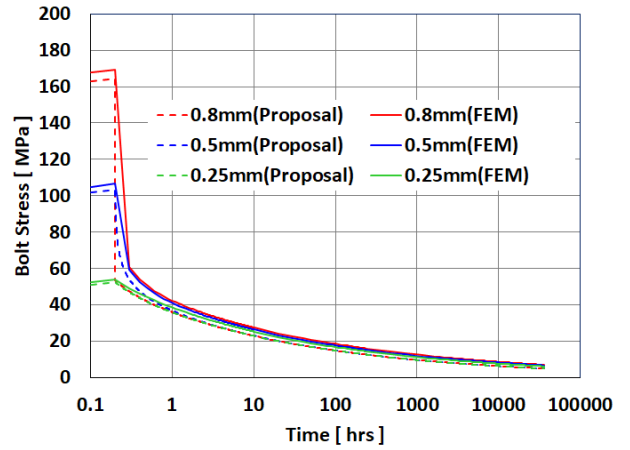
a) Bolt creep strain



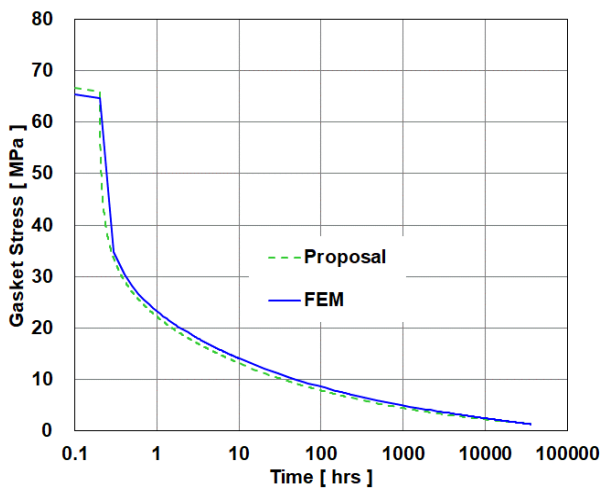
a) Bolt creep strain



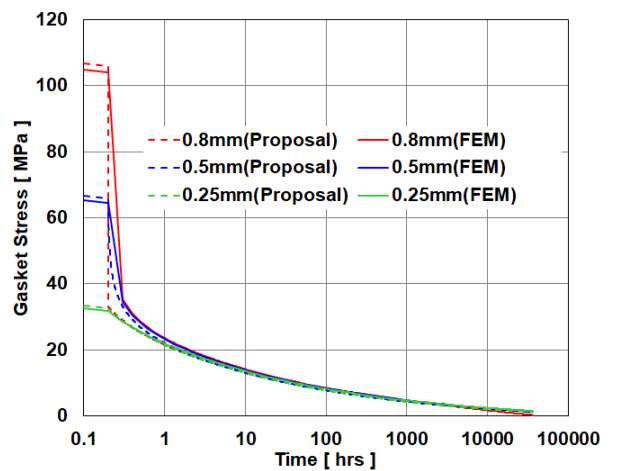
(b) Bolt stress



(b) Bolt stress



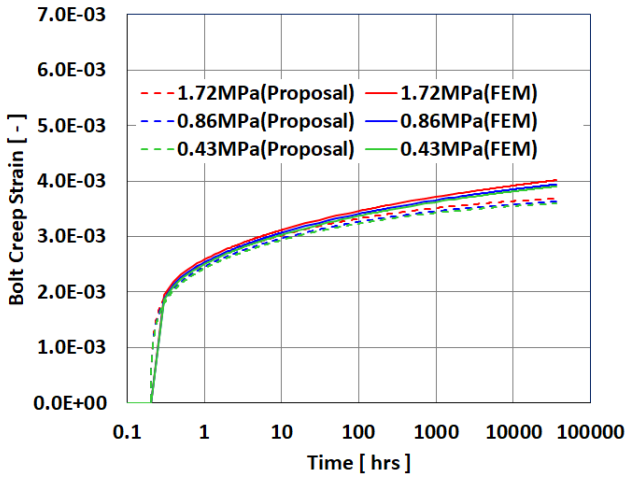
(c) Gasket stress



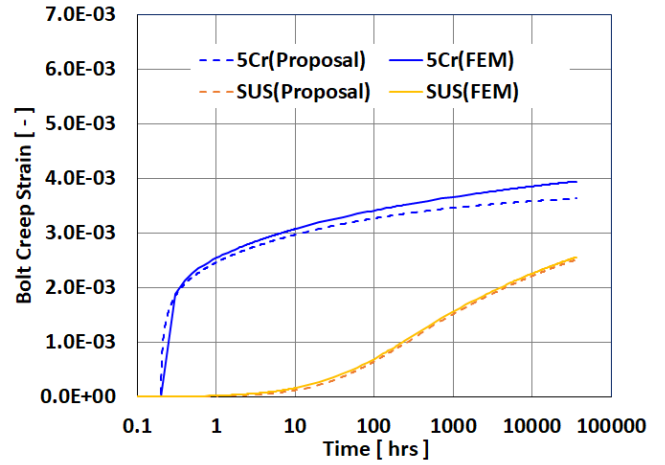
(c) Gasket stress

Fig.5 Comparison between calculated results and FEM results

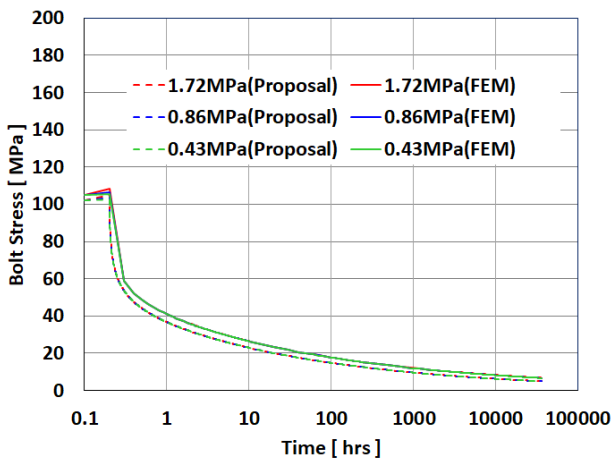
Fig.6 Comparison of initial bolt loads



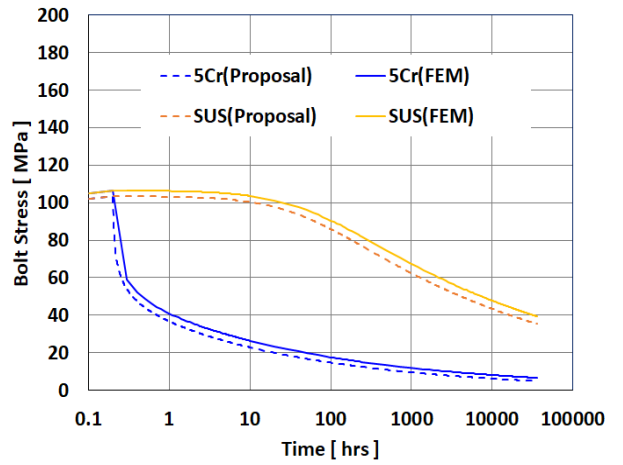
a) Bolt creep strain



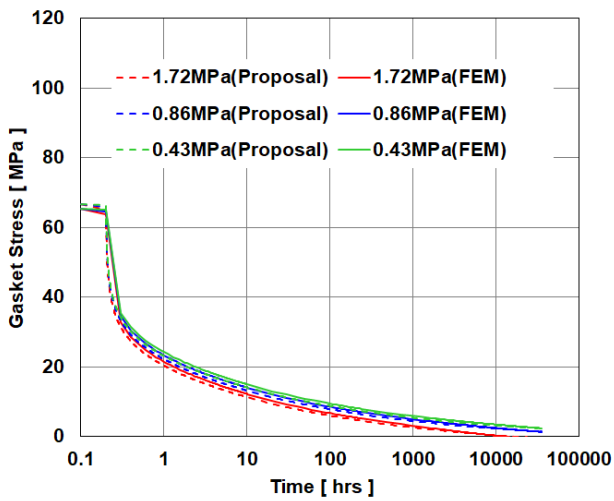
a) Bolt creep strain



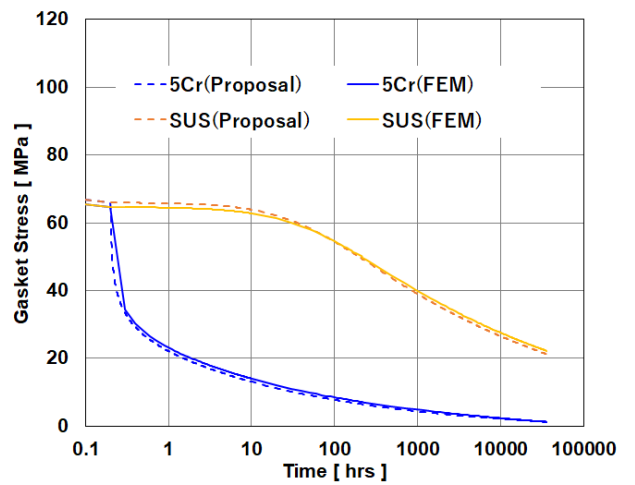
(b) Bolt stress



(b) Bolt stress



(c) Gasket stress



(c) Gasket stress

Fig.7 Comparison of internal pressure

Fig.8 Comparison of bolt materials

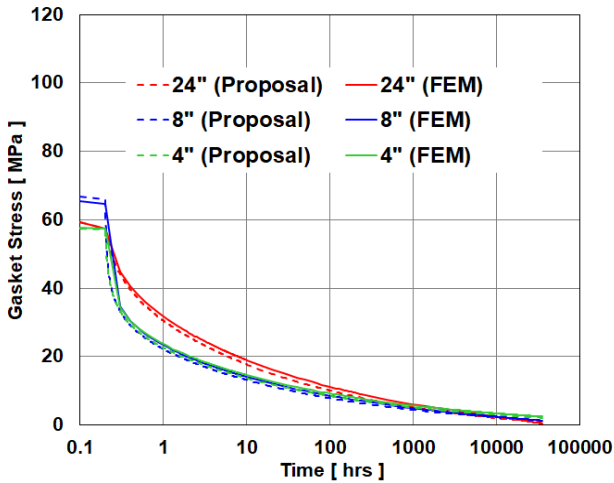


Fig.9 Comparison of flange nominal diameters

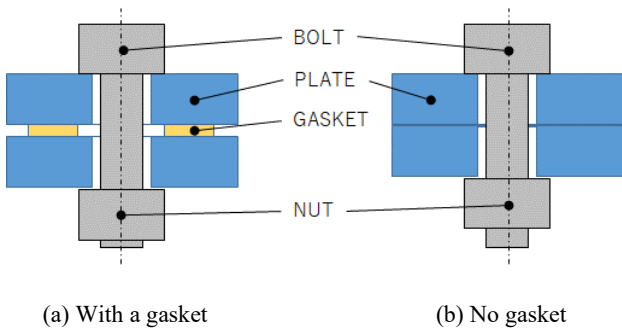


Fig.10 Bolted joints

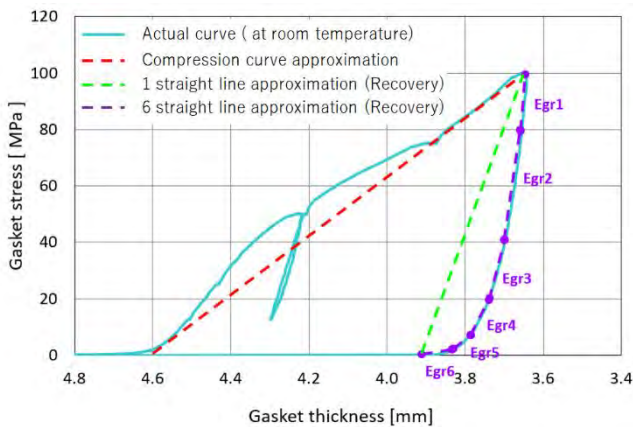


Fig.11 Stress strain characteristics of the spiral wound gasket (T#1806-GH-GOO)

6.1 実験条件

- (1) 円板 ; SCM435 (1.1Cr-0.23Mo, JIS G4053)
 外径/内径 = 58 mm/21mm
 厚さ = 24 mm
- (2) ボルト ; SNB16 (1Cr-0.5Mo-V, JIS G4107)
 呼び径 M20
- (3) ナット ; SCM435 (1.1Cr-0.23Mo, JIS G4053)

呼び径 M20

- (4) ガスケット ; SWG(T#1806-GH-GOO, 内外輪無し)
 図 11 は圧縮復元特性を示す。
 外径/内径 = 43 mm/28mm
 厚さ = 4.6 mm
- (5) テストピース数 ; 各 3
- (6) 潤滑剤 ; ネバーシーズ ニッケルスペシャル
 グレード
- (7) 初期ボルト軸応力 (目標値) ; 345 MPa
 (初期ボルト軸力 ; 86.2 kN/本)
- (8) 温度条件 ; ①550°Cまで 2 時間かけて昇温
 ②550°Cで 20 時間保持
 ③25°Cまで 5 時間かけて降温
- (9) 軸力測定 ; 超音波軸力計 (± 5 kN)

6.2 実験手順

- (1) 新品のボルトとフランジをエイジングする (550°C, 24 時間).
- (2) ボルトの全長をノギスで計測する.
- (3) 軸力校正機により, ボルトの弾性係数を計測する.
- (4) 超音波軸力計を用いてボルトを締め付ける.
 ①締結後のボルト全長をノギスで計測する.
 ②ボルト締め付前後のボルトの全長の変化を計算する.
 ③(3)で得たボルトの弾性係数と②で得た全長の変化量との積から, 適用したボルト軸力が目標値であることを確認する.
- (5) 上述の温度条件でテストピース 3 つを加熱する.
- (6) 25°Cまで降温後, ボルトの全長をノギスで計測する.
- (7) ボルトを緩めた後, ボルトの全長をノギスで計測する.
- (8) 緩め前後のボルトの全長の変化を計測する.
- (9) ボルトの弾性係数を軸力校正機で計測する.
- (10) (9)で得た, 加熱後のボルトの弾性係数と, (8)で得た全長の変化量との積から, 緩める前のボルト軸力を算出する.

6.3 実験結果

図 12 はガスケット付きのケースにおける提案式による計算結果に, 実験結果をプロットしたグラフである. 実験結果は 30%程度のばらつきはあるが, 提案式とかなりよく一致した. 図 11 のように, ガスケットの復元曲線を 6 直線近似した場合, 1 直線近似の場合と比較してより実験値に近い値を示した. なお, 提案式の計算では, 表 2 に示したボルト材 SNB16 のクリープ特性を以下のように定義した. この数値は, NIMS⁽⁹⁾に掲載されている A 193 B16 の 550°C におけるクリープ破断データより算出した.

$$C_1 = 3.33 \times 10^{-13}$$

$$C_2 = 3.83$$

$$C_3 = 0$$

$$C_4 = 1$$

また, 図 13 はガスケット無しのケースにおける計算結果と実験結果の比較を示す. 実験結果にばらつきが大きいものの, 最もボルト軸力が低減した N1 は計算結果と概ね一致している. 実験結果のばらつきが大きい理由は, ボルトのクリープ特性のばらつきによると考えられる. なお, ガスケット付きのケースとガスケット無しのケースで, 実験結果確認されたボルト軸応力はほとんど同じであった. これは, ガスケットがクリープにより復元力を失ったため, 若しくはガスケットの復元効果が 550°Cにおけるボルトのクリープ影響と比較して小さいためと考えられる. 実験結果から, 提案式の妥当性を確認できた.

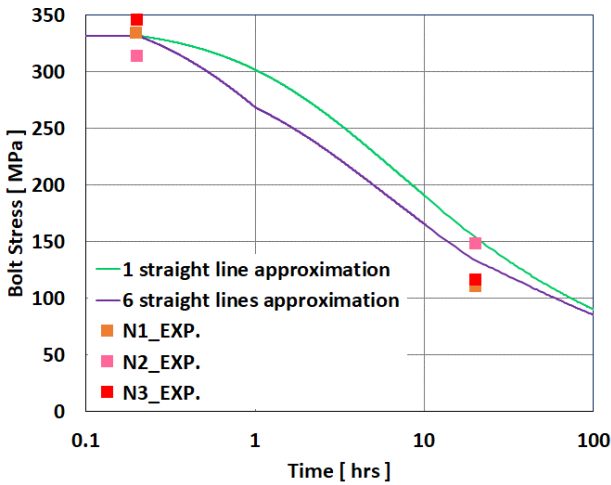


Fig. 12 Comparison between experimental results and calculated results (with a gasket)

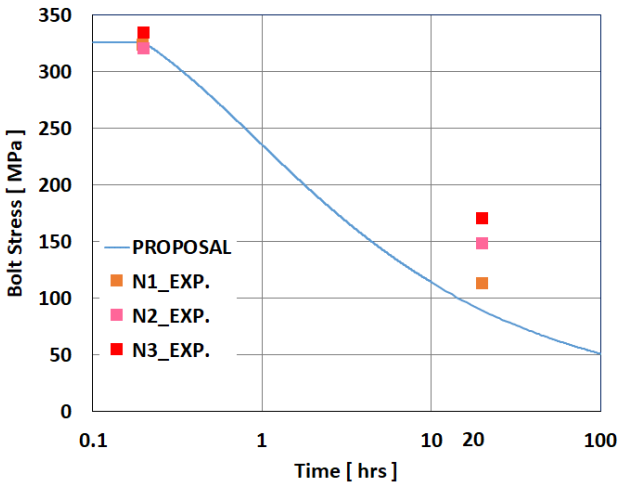


Fig. 13 Comparison between experimental results and calculated results (without a gasket)

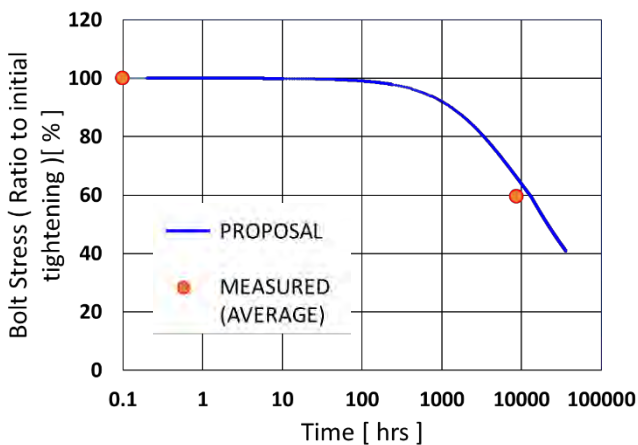


Fig. 14 Comparison between measured results of an actual equipment and calculated results

7. 実機測定結果と提案式による計算結果の比較

実装置の配管のフランジ継手について、約 9000 時間の運転前後で超音波軸力計によりボルトの全長を計測した。計測値から全ボルト軸応力の平均値を求め、提案式による計算から得られたボルト軸応力と比較した。当該フランジ継手は塔のノズルと配管を接続する部位に設置されており、運転中に内部流体の温度圧力はほとんど変化しない。また、降雨や風等がフランジとボルトの温度に与える影響を小さくするため、フランジ継手にはウェザーシール⁽⁶⁾と呼ばれるカバーが設置されている。装置の定修工事にてフランジ開放後、新品のガスケットを挿入し、超音波軸力計を用いて所定のボルト軸力で締結した。その後、約 9000 時間（約 1 年間）の運転を経て、装置停止後に再度超音波軸力計を用いて計測し残留軸力を確認した。

7.1 実装置の配管のフランジ継手の仕様・条件

- (1) 運転温度/圧力 ; 550°C / 0.70 MPa
- (2) 管の呼び径 ; 38"
- (3) フランジ ; ANSI 300lb, WN, RF, 2.25Cr-1Mo
ウェザーシール付き
- (4) ボルト ; SNB16 (1Cr-0.5Mo-V, JIS G4107)
呼び径 1-5/8", 36 本
- (5) ガスケット ; SWG (V#596L, 内外輪付き)
- (6) 運転時間 ; 約 9000 時間

7.2 計測結果と提案式による計算結果の比較

図 14 は提案式による計算結果に、実機での計測結果をプロットしたグラフである。運転開始から約 9000 時間経過後に運転停止し計測して得られたボルト軸応力は、提案式とかなりよく一致した。なお、実際のフランジ継手は 6. 項で用いたような炉ではなく内部流体からフランジを介して昇温されるため、ボルト温度は内部流体の温度より小さい。提案式の計算では、過去のデータよりウェザーシール内のボルト温度を運転温度の 87%相当である 480°Cとしたときのクリープ特性を用いた。各係数は次の通りとした。

$$C_1 = 5.17 \times 10^{-16}$$

$$C_2 = 3.95$$

$$C_3 = 0$$

$$C_4 = 1$$

図 14 のグラフは、100 時間を超えてからボルト軸応力が減少しており、図 12 や他のグラフのように昇温直後からボルト軸応力が減少したグラフと挙動が異なる。これは、図 12 の条件である 550°C におけるクリープ材料特性と、本計算で用いた 480°C におけるクリープ材料特性に大きな違いがあるためである。480°C におけるクリープは 550°C の場合と比較してかなり穏やかであることから、ボルト軸応力の減少の挙動が異なる結果となった。

8. 結言

本論文では、ボルト材のクリープ特性を考慮して、ボルトの初期締付力や内圧、ボルト材料、フランジ呼び径の違いがガスケット面圧に及ぼす影響を明らかにした。さらに、ボルトと被締結物（ガスケット）の力学関係を応用して、ボルトのクリープによるボルト軸応力やガスケット面圧の経時変化を簡単に推定できる式を提案した。提案式は FEM や実験、実機での計測結果とかなりよく一致することから、妥当性を確認できた。

9. 謝辞

実験はニチアス株式会社にご協力頂いた。

参考文献

- (1) Warren Brown, Nathan Knight, An Update on Quantifying Bolt Relaxation During High Temperature Operation, ASME PVP2019, PVP2019-93872
- (2) Robert Taylor, Relaxation of the bolted flange connection, ASME PVP2020, PVP2020-21002
- (3) ASME B31.3-2018 Process Piping
- (4) JPI-7S-15-2011 石油工業用フランジ
- (5) ASME BPVC Sec. II Part D.M - 2019
- (6) JPI-8R-15-2018 フランジ・ボルト締付管理
- (7) BS 4882-1973 Specification for bolting for flanges and pressure containing purposes
- (8) Valqua catalogue No.GC12, Spiral wound gasket, 2019.5
- (9) National Institute for Material Science, Mat Navi
- (10) M L. Saucedo-Munoz, S Komazaki, E O. Avila-Davila, V M. Lopez-Hirata and H J. Dorantes-Rosales Precipitation Characterization and Creep Strength at 600°C for Creep Resistant Cr-Mo Steel, ISIJ International, Vol.60 (2020), No.9
- (11) ASME BPVC. Sec. VIII Div. 1 - 2021

空白ページ



日本ねじ研究協会研究論文集 1巻2号

Transactions of the JFRI

ISSN 2758-772X 2023年12月20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/>