張力法によるボルト締付け過程の解析*

福岡 俊道^{*1}, 山崎 直樹^{*1}
北川 浩^{*2}, 浜田 実^{*2}

An Analysis of the Fastening Process of Bolts and Nuts with a Tensioner

Toshimichi FUKUOKA, Naoki YAMASAKI,
Hiroshi KITAGAWA, and Minoru HAMADA

In fastening structural members by using bolts and nuts, the so-called pre-tension method is frequently used now in cases where the axial tension in the bolt must be controlled with high accuracy. This method consists of two processes, i. e., (1) the pre-tension process using an oil pressure cylinder and (2) the fastening process releasing the pressure in the cylinder after rotating the nut to the contact surface. The ratio of the axial tension in the bolt in the process (2) to that in the process (1) is termed the "Effective tensile coefficient" here. It is important in design to estimate its value. In spite of the importance of the pre-tension method, no papers for the analysis of this process have been published yet. In this study, the above mentioned two processes are analyzed using the finite element method and the relations between the effective tensile coefficient and design factors such as the grip length or the nominal designation of screw thread are clarified.

Key Words: Elasticity, Fixing Element, FEM, Screw Thread, Tensioner, Grip Length

1. ま え が き

ねじは、機械・構造物を締結する場合、もっとも広く用いられる機械要素のひとつである。その締付け方法としては、ナットにトルクをかけて締付ける方法が一般的であり、その過程において発生する応力については、ねじ面およびナット座面の摩擦係数の影響も含めた解析結果をすでに報告している⁽¹⁾⁽²⁾。しかしながら実際の作業においては、この摩擦係数の値が接触面の状態、締付け方法などによって大きく変化するので、与えたトルクと発生する締付け力の関係は相当ばらつくと考えられる⁽³⁾⁽⁴⁾。そこで、締付け力を高い精度で管理する必要があるねじに対しては、発生する締付け力が接触面の摩擦係数に依存しない方法として張力法⁽⁵⁾⁽⁶⁾が注目されている。この方法によると、締付け力を数%以内の誤差で管理できるといわれており、そのために原子力関連機器、化学プラントおよび大形内燃機関の重要部品などの締付けにおいて広く使用されている。張力法による施工に際しては、目標とする締付け力と、それに対してボルトにあらかじめ与える軸力

(予張力)の比(有効張力係数)を、まえもって評価しておくことが重要である。しかし、その値を正確に評価することは容易ではなく、現状では経験値をもとに実験的手法により作成された線図⁽⁶⁾が用いられている。

そこで本研究では、張力法による締付け過程を弾性接触問題を扱うことのできる軸対称有限要素法により解析し、有効張力係数を正確に計算し、その値に及ぼすグリップ長さ、ねじの呼びなどの影響について検討を加える。

2. 解 析 モ デ ル

2・1 張力法による締付け⁽⁵⁾⁽⁶⁾ 図1は、張力法による締付けに用いられる装置(テンショナと呼ぶ)の構造の概略を示したものである。テンショナはさまざまな形態のものがあるが、主要な構成要素は、ボルトに張力を与えるグリップナット、グリップナットを持ち上げるピストンおよびシリンダの三つである。締付け手順を要約すると、以下のとおりである。

(1) ピストンに油圧をかけることにより、グリップナットが持ち上げられ、ボルトに F_t の予張力が加わる。

(2) ナットを被締結体に密着する程度に締付け

* 昭和62年4月2日 第64期通常総会講演会において講演、原稿受付 昭和61年9月1日。

^{*1} 正員、神戸商船大学 (〒658 神戸市東灘区湊江南町5-1-1)。

^{*2} 正員、大阪大学工学部 (〒565 吹田市山田丘2-1)。

る。その締付け方法としては、かき歯車を利用して回転させる機構のもの、ナット側面に数箇所穴をあけて、棒を通して直接締付ける方法などがある。

(3) ピストンにかけた油圧を取除く。この際ボルトに残る締付け力 F_f は、予張力 F_t よりも小さく、両者の比はグリップ長さなどにより変化する。

以上示した手順から明らかなように、張力法による締付けでは、回転を加えないために、ねじ面、ナット座面およびボルト頭部座面の摩擦係数(円周方向の値)の影響を受けない。したがって、トルク法に見られるような加えたトルクと発生する締付け力の間のばらつきはほとんどなく、高い精度で締付け力が管理できる。

2・2 問題の設定 張力法による締付けは、2・1節で述べたように、大きくわけて二つの手順からなっている。すなわち、ボルトに油圧をかけて予張力を与える過程と、油圧を取り除くことにより締付けが完了する過程である。ここでは、この二つの過程を個々に有限要素法により解析し、両者の解析結果を重ね合わせて締付け過程全体を評価する。また、簡単のために被締結体は1枚の厚板とする。その結果、予張力過程は、ボルトと被締結体からなる2体接触問題(接触面:ボルト頭部座面)、締付け過程は、ボルト・ナット・被締結体の3体接触問題(接触面:ボルト頭部座面、ナット座面、ねじ面)に帰着される。図2は、ボルト・ナットに類似したモデルを用いて、解析原理を示したもので

ある。初期状態においては、各ねじ山に δ の不整量があると仮定する〔図2(a)〕。つぎに、ボルトねじ山下端部に、ナット座面にもっとも近い第1ねじ山の軸方向変位が δ となるような軸方向一様変位 $\bar{v}$ を与える。この場合、ボルトに発生する予張力を F_t とする〔図2(b)〕。最終的にボルトに残留する締付け力 F_f は、各ねじ山に初期不整量 δ を与えることにより近似的に得られる〔図2(c)〕。これらの過程をボルト・ナット・被締結体モデルに対応させたものが図3である。図3(b)は、予張力を与える過程の境界条件を示している。図3(c)は、締付け完了状態を解析する場合に対応しており、各ねじ山の圧力側フランク面に垂直な方向に初期不整量 δ を与えて締付け力 F_f を求めている。なお、ここでは微小変形理論を用いており、テンションは剛体であると仮定している。図3(b)、(c)で得られた F_t 、 F_f から、有効張力係数 γ をつぎのように定義する。

$$\gamma = \frac{F_f}{F_t} \dots\dots\dots (1)$$

γ は一部の文献でプリテンション係数と呼ばれているものの逆数に相当している。すなわち、与えた予張力 F_t に対して、最終的にボルトに残る締付け力 F_f の割合を表しており、張力法による締付け作業において、あらかじめ評価しておくべきもっとも重要な因子であ

図1 テンションの構造例

図2 解析原理

図3 ボルト・ナットモデルにおける予張力過程と締付け過程

る。

2・3 接触問題の解析方法 さまざまな形態のねじ締結体の応力解析に、著者は従来より2体弾性接触問題に対する岡本の方法⁽⁷⁾を拡張した手法を適用し、その有効性を示してきた。この方法によると、接触面上の幾何学および力学的境界条件を、剛性方程式に対して独立に扱うことができ、計算が非常に効率よく実行できる。2・2節で述べた予張力過程は2体接触問題であり、その解析手順の詳細は文献(8)に示している。本節では締付け過程に対応する3体3接触面モデルの解析方法について述べる。この場合、接触面はボルト頭部座面、ナット座面およびねじ面の三つ存在し、それぞれ接触面1、接触面2、接触面3とする。また、ボルト、ナット、被締結体に関する項にそれぞれ添字 b, n, f を付し、節点変位を u 、表面力による等価節点力を Q 、接触力による等価節点力を $\bar{R}$ とする。剛性方程式に付帯条件である接触面の条件を組みこむと、解くべき式は以下ようになる。

$$\begin{bmatrix} K_f & 0 & K_{fc1} & 0 & K_{fc2} & 0 \\ 0 & K_b & K_{bc1} & 0 & 0 & K_{bc3} \\ K_{c1f} & K_{c1b} & K_{c1} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & K_n & K_{nc2} & K_{nc3} \\ K_{c2f} & 0 & 0 & K_{c2n} & K_{c2} & 0 \\ 0 & K_{c3b} & 0 & K_{c3n} & 0 & K_{c3} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_f \\ u_b \\ \bar{R}_1 \\ u_n \\ \bar{R}_2 \\ \bar{R}_3 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} Q_f \\ Q_b \\ \bar{\delta}_1 \\ Q_n \\ \bar{\delta}_2 \\ \bar{\delta}_3 \end{Bmatrix} \quad \dots\dots\dots (2)$$

ここで、 $[K_b], [K_n], [K_f]$ は、それぞれボルト、ナット、被締結体に関する剛性マトリックスであるが、接触条件が分離されているために、通常の単一弾性体の有限要素法の場合と同様、対称マトリックスである。式(2)の係数マトリックスにおいて、上記の三つの剛性マトリックス以外の成分は、接触に関するマトリックスであり、添字1, 2, 3により接触面を区別している。また、 $\bar{\delta}_1, \bar{\delta}_2, \bar{\delta}_3$ は各接触面の初期不整量を表している。 $\bar{\delta}_1$ と $\bar{\delta}_2$ は零とするが、 $\bar{\delta}_3$ は予張力を与えた場合におけるボルト第1ねじ山の圧力側フランク上の節点の面直角方向の変位量を、負の値として与える。

ここでは、図3(c)に示した境界条件から明らかのように、ボルトおよびナットモデルの剛体変位は拘束されておらず、 $[K_b], [K_n]$ は特異マトリックスとなる。したがって $[K_b], [K_n]$ に関しては、それぞれ最終節点に関する2行2列の成分を、隣接するマトリックスの成分と入れかえることにより、この問題を解決している。連立方程式を解く上で、式(2)のような形を有する方程式が持つ利点および手順については、文献(1)などで紹介している。

2・4 解析モデル 解析モデルを軸対称体と仮定

している。三角形リング要素を用いる。通常テンションが1 inch以上のねじに適用されることを考慮して、メートル並目ねじ M24, M36, M64 を解析の対象とする。ここでボルトのねじ山数はそれぞれ10, 11, 12とする。また、そのうちかみあいねじ山数は、標準のナット高さを考慮して、それぞれ6, 7, 8とする。グリップ長さ(締付け長さ) l と呼び径 d の比 l/d は、2から12まで変化させる。図4は、要素分割の一例として M24, $l/d=2$ の場合を示している。これは、締付け力 F_f を算出するためのモデルであるが、予張力を与える過程に対しては、ナットのみ取除いたモデルで解析を行う。グリップ長さが異なるモデルでは、ボルト円筒部、被締結体中央部に、グリップ長さの増加に対応して要素を追加する。また、被締結体の外径は、すべてのモデルに対して呼び径の約8倍としている。表1に解析に用いた各モデルの諸元を示す。なお、ボルト、ナット、被締結体の縦弾性係数は200 GPa、ポアソン比は0.3とする。半径方向の摩擦係数は、0から0.4まで変化させる。張力法は、接触面の円周方向の摩擦係数の影響は受けないので考慮しない。

3. 解析結果

3・1 解析モデルの妥当性 本解析の目的は、局

表1 モデル諸元

l/d	2	4	6	8	10	12
M24	Node 582	696	810	924	1038	1152
	Element 907	1099	1291	1483	1675	1867
M36	Node 622					
	Element 977					
M64	Node 817	1001	1185			
	Element 1319	1639	1959

図4 要素分割例(M24, $l/d=2$)

局部的な応力値ではなくて、締付け力の高い精度を求めることである。したがって、従来ねじ谷底の応力集中の評価などに用いた解析モデルに比べて、やや粗い分割で解析を行っている。図5は、ねじ山荷重分担率によって、本解析の精度を検討したものである。図5中の文献(2)より引用している値は、M24を3体2接触面モデルとして、細かい分割を用いて解析した結果である。この値は、本解析結果とよく一致している。また、図中の μ は各接触面の半径方向の摩擦係数である。

予張力の付加方法に関しては、ここではボルトねじ山端部の軸直角断面の全面に、軸方向一様変位として与えている。しかしながら実際のテンショナでは、図1に示したように、ボルトのねじ部を長くして、端部に近いねじ山に、グリップナットによって張力を付加する形式のことが多い。表2は、ボルト端部に一様変位を与える面積を変化させた場合の有効張力係数 γ の変化を示したものである。表2中、 A_{br} はボルトねじ谷底断面積、 A_u は一様変位を与える面積を示している。 $A_u/A_{br}=0$ は、ボルト軸中心の節点にのみ変位を与えた場合に対応している。いずれの場合においても γ の値に大きな変化はなく、このことは γ の値が予張力の付加位置にほとんど依存しないことを示している。

3.2 テンショナの座面の大きさの影響 本節で

表2 外力の付加面積の影響 (M24, $l/d=2$)

A_u/A_{br}	1	0.3563	0
γ	0.7150	0.7151	0.7156

図5 ねじ山荷重分担率

は、テンショナの座面面積が有効張力係数 γ に及ぼす影響を考察する。図6はその結果を示したものである。図6中、 A_f はテンショナ座面面積、 A_b はボルト円筒部断面積を示している。 A_f を変化させる場合、内径はナットの外径に等しい一定値とし、外径のみを変化させる。また、 σ_{zlm} はテンショナ座面で被締結体側に発生する最大軸方向応力(圧縮応力である)、 σ_n はボルト円筒部における平均引張応力である。 A_f が小さくなるほど γ が大きくなり、一定の予張力から、より大きな締付け力を得るという点では望ましいが、テンショナの座面面圧が高くなりすぎることは好ましくない。以下では、一般に使用されているテンショナの寸法を参考にして $A_f=2A_b$ とした場合の解析結果を示す。

3.3 グリップ長さの影響 有効張力係数 γ に、もっとも大きく影響する因子はグリップ長さであることは過去の研究においても報告されている⁽⁵⁾⁽⁶⁾。図7は、 γ に対するグリップ長さ l の影響を示したものである。ここでグリップ長さは、呼び径 d で除すことにより無次元化している。図7では、M24とM64に対する結果を示しているが、呼びの影響はほとんど認められない。図7中の破線は、テンショナのメーカーが締

図6 テンショナ座面面積の影響

図7 グリップ長さの影響

付け指針として与えている上下限值である。また、一点鎖線で示した値については3・6節で述べる。ここで得た解析結果は、上記の締付け指針のほぼ中央値をとる。 γ の値は、 l/d が大きくなるにしたがってその増加傾向が緩慢となり、1に漸近している。したがって、ある締付け力 F_f を得るための予張力を決定する場合、グリップ長さが短いときは、 l/d に対する γ の変化率が大きいために、とくに注意を要するといえる。

3・4 接触面の摩擦係数の影響 ボルトをトルクによって締め付ける場合、ねじ面においてはつる巻線方向、ナット座面においては円周方向の摩擦係数の値の変化により、加えたトルクと発生する締付け力の関係は相当ばらつくことが知られている⁽³⁾。張力法は、これらの摩擦係数の影響を受けないという点が大きな特色となっている。摩擦係数としては、これ以外に図5に示している半径方向の摩擦係数 μ が考えられる。張力法においても、各接触面で半径方向に相対すべりがあることから、有効張力係数 γ に対して μ がどのような影響を及ぼすかを検討する。図8は、M24に対して、グリップ長さをパラメータとして μ の影響を示したものである。ここでは、各接触面の μ の値はすべて等しいと仮定している。 μ の増加にともなって、 γ は増加している。しかし、その増加の程度はわずかであり、締付け完了後の作動状態では、各接触面のなじみなどにより、締付け力が失われる傾向にあるので、一般には $\mu=0$ の場合の γ により、予張力を決定するのが無難であると考えられる。図9は、 $l/d=2$ として、呼びを変化させた場合の結果である。M24、M36、M64とも、ほとんど1本の曲線上にのっており、 γ と μ の関係は、図7に示した γ と l/d の場合と同様、呼びによって変化しないといえる。

3・5 変形図 図10(a)、(b)は、M24、 $l/d=2$ のモデルに対して、締付け力 $F_f=10$ kNを与えた場合の変形図である。ここでは μ は零としており、変位のスケールは図10中に示している。この場合、 $\gamma=0.7150$ であるので、図10(a)に示す予張力過程では、ボルトに約14 kNの予張力が付加されている。図10(b)は、締付け状態を示しており、その変形パターンから、ボルト頭部に比べてねじ山付近の剛性がやや低いことが認められる。なお図10において、ボルト円筒部を一部切断して示しているのは、締付け状態の応力を解析する場合に、外力としてねじ面上のボルトとナットの対応節点に、初期不整量を与えたためである。すなわち、得られた変位から直接変形図を描くと、ねじ面上でボルトとナットの対応節点が見かけ上整合しないので、ボルトの切断面より上の部分に対しては、

軸方向変位を初期不整量の大きさだけ差引いて示している。

3・6 考察 張力法によりボルトを締付ける場合の有効張力係数 γ は、図7からもわかるように、ねじの呼びの影響はほとんど受けない。また、接触面の半径方向の摩擦係数が増加すると、 γ の値はわずかながら増加するが、確実に締付け力を与えるという点からは、摩擦係数が零の場合の値を基準とすべきである。したがって、 γ の値はグリップ長さ l のみによって影響されると仮定しても、実用上はさしつかえない。図7のM24に対する結果を用いて、 γ をグリップ長さと呼び径の比 l/d の関数として、最小二乗法を用いて近似すると、

$$\gamma = 1 - 0.3233 e^{-0.1129(l/d)} \dots \dots \dots (3)$$

となる。この式により計算した結果を、図7中に一点鎖線で示す。解析値を結んだ曲線と若干の差があるが、ボルトの使用箇所および状況を考慮して適用すれば、実用上は十分な値を与えると推察される。

図8 接触面摩擦係数の影響

図9 接触面摩擦係数の影響

図 10 変形図の一例

γ の算出に際しては、被締結体がナット座面と接触する部分の変形は考慮していないが、図 10(a)からわかるように、その部分の軸方向変位量はわずかである。図 11 は、この変位の影響を考慮した有効張力係数 γ' を γ と比較したものである。 l/d が小さいところでは、両者の値に若干の差があるが、 l/d の増加にともなう γ' の値はほとんど γ に等しくなっている。このことは、グリップ長さが長くなると、予張力を加えても、被締結体がナット座面と接触する部分はほとんど変形しないことを示している。したがって、グリップ長さが短い場合を除いて、 γ の値を用いて作業を行っても差しつかえないといえる。

4. 結 言

張力法によるボルトの締付け過程を、弾性接触問題を扱うことのできる有限要素法により解析を行った結果、以下に示す結論を得た。

(1) 張力法によりボルトを締付ける過程を、2 体 1 接触面、3 体 3 接触面弾性接触問題を扱うことのできる軸対称有限要素法を用いて解析する方法を考案し

図 11 有効張力係数 γ'

た。

(2) その結果得られた有効張力係数 γ (最終的にボルトに残留する締付け力 F_t と予張力 F_t の比) の値は、従来与えられている推奨値⁽⁵⁾の範囲のほぼ中央値をとる。

(3) 有効張力係数 γ は、ねじの呼びの影響はほとんど受けず、主としてグリップ長さのみにより影響される。 γ の値を、グリップ長さ l と呼び径 d の比 (l/d) の簡単な関数として表す式を提案した。

(4) 有効張力係数 γ は、接触面の半径方向摩擦係数が増加するとわずかながら増加する。また、その傾向は、ねじの呼びの影響をほとんど受けない。しかしながら、確実に所定の締付け力を得るためには、摩擦係数が零の場合の値を採用する方が望ましいと考えられる。

実際に張力法によってボルトを締め付ける箇所としては、パッキンでシールを施したフランジ形の被締結体など複雑な構造を有するものが多く、本研究で提案した解析手法は、そのような場合に対する有効張力係数の計算も可能である。

文 献

- (1) 福岡・ほか 3 名, 機論, 51-462, A (昭 60), 504.
- (2) 福岡・ほか 3 名, 機論, 52-481, A (昭 61), 2201.
- (3) 山本, ねじ締結の理論と計算, (昭 45), 74, 養賢堂.
- (4) 酒井, 機論, 43-370 (昭 52), 2372.
- (5) 土井, 配管と装置, (昭 54), 41.
- (6) Fabry, C. W., *Konstruktion*, 23-1 (1971), 13.
- (7) 岡本, 機論, 43-374 (昭 52), 3716.
- (8) 福岡・ほか 3 名, 機論, 51-465, C (昭 60), 1026.
- (9) 福岡・ほか 3 名, 機論, 52-474, A (昭 61), 552.

討 論

〔質問〕 沢 俊 行〔山梨大学工学部〕

張力法に関しての貴重な研究に敬意を表す。

(1) 締付けにあたっては接触面(ねじ面, 座面, 接合面)の粗さに基づくへたりにより軸力の低下が生じるとされている。軸力の低下は軸力に比べてどの程度とお考えか。

(2) 呼び径の大きいボルトの適正締付け力は大きくなり, 予張力も大きくなると思われる。この場合座面の陥没, へたりに対するチェックが必要と思われるがいかがお考えか。

(3) 締付けにあたってはボルトのばね定数と被締結体のばね定数の比が関与すると考えられる。貴研究ではグリップ長さ(l/d)のみ考慮されているが, ボルトと被締結体の縦弾性係数の比, 被締結体の内径に対する外径の大きさなどの影響についてはいかがなものか。

(4) 実際問題としては多数のボルトで締結する場合が一般的であり, ボルトには曲げモーメントが生じ, 他のボルトによる干渉も考えられる。今後の見通しについて伺いたい。

〔回答〕 (1) 本論文では, 接触面は完全に平滑な面であるとして解析している。したがって, 接触面の粗さが軸力の低下に及ぼす影響については申し上げられないが, 張力法に関しては, 締付け完了直前の状態においてボルト頭部座面はすでに接触しており, ナットも着座しているため, 軸力低下に対する影響は比較的小さいと考えられる。

(2) ご指摘のとおり, 予張力付加時における接触面の塑性変形に対する検討は必要であると考えられる。座面の陥没に関しては, 高強度ボルトを, とくにグリップ長さが短い箇所に用いる場合(γ が小さい場合), 注意を払わなければならない。すなわち, かなり大きな軸力を与えるボルトに対しては, 予張力付加時にボルト頭部座面に発生する面圧をあらかじめ評価しておく必要があると考えられる。

(3) γ の大きさに対しては, ご指摘の縦弾性係数の比も影響すると考えられるが, ここでは両者の値が等しい場合についてのみ解析したので, その程度については不明である。また, 被締結体の大きさの影響については, 佐々木氏のご質問とも関連するが, 本論文ではボルトの呼び径に対して外径が十分に大きい平板を締付けた場合のみを解析している。ご指摘の二つの因子の影響については, 本論文で用いたプログラムで

解析可能であるので今後の課題としたい。

(4) ご指摘の問題は張力法による締付けに限らず重要であると考えられる。複数ボルトの締付けは三次元問題となるが, 本論文で示した手法により原理的には解析可能である。しかしながら, 実際に解析するにあたってはアルゴリズムが複雑となり, 計算時間および計算機容量の点から, かなりの困難が伴うと推察される。

〔質問〕 佐々木 務

〔工業技術院機械技術研究所〕

張力法によるボルト締付け力等を解析的に求める手法を提示されたことに敬意を表す。下記の点についてお教えいただきたい。

(1) 図6は A_f/A_0 がある程度大きくなると, γ および r が一定値に近づく傾向を示している。M 36, M 64 の場合には γ および r の一定値はどのくらいであるか。また, $A_f/A_0=2$ における γ および r の値に対する呼び径の影響はどの程度であるか。

(2) ねじ結合の強度設計手引書 VDI 2230 (付1)では被締結体のコンプライアンス等を計算する際の外径は, ボルト頭またはナットの座面直径に対する比によって三つに区分されているが, 本研究において被締結体の外径を呼び径の約8倍としたのはどんな理由によるのか。

(3) テンションによって与えられるボルトの軸方向一様変位 $\bar{v}$ はコンプライアンス等から締付け長さ内のボルトねじ部の変位にかなり支配されると考えられる(付2)。図7において γ が呼び径によってほとんど変化しない結果が得られたのは, このねじ部長さが呼び径に対してほぼ直線関係にある(付図1参照, 2・4節の解析条件によれば M 24, M 36, M 64 のかみ合っていないボルトねじ山数はいずれも4であり, ピッチを考慮するとねじ部長さは 12, 16, 24 mm になる)ため

付図 1

と考えてよい。

(4) 2・1節において「予張力」という言葉が定義されているが、すでに別の意味をもった言葉として一部には使用されている(付3)ので、なんらかの注記がある方がベターと思う(これはコメントである)。

〔回答〕 (1) A_f の影響に関しては、M 24 以外は計算していないので、M 36, M 64 に対する γ , r の値は不明である。しかしながら、図 7 において γ に対しては呼び径の影響はほとんどないという結果が得られているので、 A_f/A_0 が変化しても、 γ , r に対する呼び径の影響はわずかであると推察される。次に、 $A_f/A_0=2$ における γ および r に対する呼び径の影響に関しては、計算結果を調べたところ、それがごくわずかであることがわかった。

(2) 呼び径に比べて外径が無限に大きな被締結体を締付ける場合を想定して設定したもので、8 倍という値そのものに大きな意味はなく、これまでの解析の経験から決めた寸法である。なお、ここで用いた寸法は、山本(付4)の分類によると平板の締付けに対応しており、ご指摘の VDI 2230 でもほぼ同じ基準で分類されている。

(3) ご指摘のグリップ長さ l 内に存在するねじ部長さにもある程度影響されることが考えられるが、その影響の割合に関しては、 l の大きさそのものがかかなり大きく、また l/d が一定ならば、ほぼ相似な変位場が形成されていると考えられる。 γ の大きさは、締結部分の各部の剛性の大きさに依存するが、予張力過程と締付け過程を比較すると、かみ合いねじ部は締付け過程にのみ関連している。したがって、 γ の大きさは、主として全体の変形量に対する、被締結体を含めたかみ合いねじ部の変形量により決まると推察される。その結果、グリップ長さ内に存在するねじ部の長さが極端に長い、あるいは短い場合を除いて、 γ の値はほぼグリップ長さのみによって評価できるものと考えられる。なお、本解析におけるグリップ長さ内のねじ山数は 2 山である(付図 1 でご指摘のものとは異なっている)。

(4) 用語の使用方法については、文献調査が不十分であった。ご指摘を感謝する。「予張力」という用語

の使用に不適切な点があったが、本論文の表題および記述の内容から、その意味を取り違えられることはないと思われる。

〔質問〕 田中道彦〔信州大学工学部〕

有限要素法によるねじ締結の貴重な解析結果に敬意を表す。機械の多くは複数の構成部品より成り立ち、本解析法はねじに限らず有意義な研究と思う。

(1) 式(2)において、 K を剛性マトリックスとするなら、節点変位と節点力ベクトル中の δ と R に関する記述は適当か。

(2) 不整量を各ねじ山面にとりよりも、ナット座面で考えたほうが解析が簡単にならないか。また、3 体問題から軸力 F_t を、さらにこの状態に強制変位 u を追加させ、ねじ山接触圧が零となる値より F_t を求めれば、2 体と 3 体問題とに分けなくとも、計算ジョブ数は 1 回で済むと思うが、いかがか。

(3) 式(2)と図 3(c)の説明で、ボルトとナットの K_b , K_n が特異であるとし、その対処法を述べておられるが、接触面の一部が不整量を考慮した変位境界であることを考えると、特異の意味がわからないが、ご説明いただければ幸いである。

〔回答〕 (1) ご指摘の $\bar{R}$ と $\bar{\delta}$ の関係について、 K は必ずしも剛性マトリックスの意味を持っていないが、全体的にみてそれをとくに区別することは、さほど重要でないと考えられるので、ここでは文献(7)の岡本の表記法に従った。

(2) 不整量は、ナット座面で考えても解析は可能である。本論文では、ねじ面上の節点の接触状態を圧力側フランクを基準として考えているので、その場合でも解析の容易さという点では同じである。また、計算のジョブ数に関してはご指摘のとおりであるが、二つの過程をともに 3 体問題として扱えば、増分計算を実行しなければならないと考えられる。その場合、必ずしも全体の計算時間は短くなるとは考えられないので、ここでは 2 体と 3 体の問題に分けて解析を行った。

(3) 本論文で用いた連立一次方程式の解法(LDU 分解法)では、系の全体剛性方程式(2)の中の K_f , K_b , K_n をあらかじめ「分解」して、そののち反復計算により接触状態を定めている。この場合、 K_b , K_n に関しては、単一弾性体において変位拘束の境界条件を与える前の状態になっており、そのままでは特異マトリックスである。

(付1) VDI 2230(1977)、高強度ねじ結合の体系的計算法、(昭57)、9、日本ねじ研究協会。

(付2) 例えば、文献(1)の8ページまたは小林・ほか2名、日本ねじ研究協会誌、13-12(昭57)、351。

(付3) 高強度ボルトの締結性能に関する標準化のための調査研究報告書(第4報)、(昭56)、15、日本ねじ研究協会。

(付4) 文献(3)の60ページ。