室蘭工業大学
学術資源アーカイブ
Muroran Institute of Technology Academic Resources Archive

偏心外力を受けるねじ締結体のボルトの応力挙動―T型フランジの場合―

メタデータ	言語: Japanese
	出版者: 室蘭工業大学
	公開日: 2014-03-04
	キーワード (Ja):
	キーワード (En):
	作成者: 田中, 稔
	メールアドレス:
	所属:
URL	http://hdl.handle.net/10258/1095

偏心外力を受けるねじ締結体のボルトの応力挙動
―― T型フランジの場合 ――

田 中　　稔

Stress Behavior of the Bolt on the Bolted Joint Received Eccentric Force
— A Case of Tee Flange —

Minoru TANAKA

Abstract

The Analysis by finite element method on the model which is constructed by spring-beam element has been performed to obtain stress behavior of the bolt on tee flange. Some experiments are simultaneously carried out under the same condition of the above model.

The following results are obtained :

(1) On the axial stress of the bolt on the flange recived external force the calculated stress are consistent with the experimental results.

(2) The bending stress parallel to the bolt axis decrease with the increase of distance from its underhead.

(3) When external force are acting on the flange, the rate of increase for axial stress and bending stress of the bolt become lower in the following case ;

i) the flange is applied with large tightening force and

ii) the flange thickness become larger and

iii) the distance from the application point of external force on the flange to the nutral axis of bolt is shorter.

1. は じ め に

ねじ締結はあらゆる産業分野で常用されているが，ねじ締結体に外力が作用する場合，ボルトに発生する内力の状態は簡単な場合を除いては，まだ不明な点が多く，従来，この設計は経験や勘によるところが多い。これは，ねじ締結体が複雑な形状の部品で構成されているため，理論的な強度解析が難しいためである。しかし，近年，機械および構造物が高性能化するなかで，精密化，軽量化と同時に安全性，信頼性への要求が高まり，精度良く機能を発輝する設計法を確立することが課題となっている。このような観点から多くの研究がなされている[(1)~(6)]が，これらは一般に解析が複雑であったり大型計算機を必要とする[(5)]など，設計に不便な点が多

い。

本研究では，偏心外力を受けるねじ締結体としてT型フランジを取り上げ，これを，ばねとはりを要素として組立てた単純な構造体にモデル化し，このモデルを有限要素法により解析することにより，設計上重要なボルトの応力挙動を，平面や立体要素に分割する一般的な有限要素解析よりもはるかに簡単に求める方法を示す。

また，フランジ厚さやボルト穴中心から外力の着力点までの距離を変化させたフランジを製作し，実験を行ない，これらのボルトの応力挙動に与える影響を検討するとともに，実験結果と解析結果について比較検討を行なう。

2．T型フランジのモデル化

2-1　圧縮領域のモデル化

各々等しい厚さの被締結体を初期締付け力 Fv で締付けたねじ締結体を Fig. 1 に示す。この場合，締結体のボルト・ナット座面および接合面には初期締付け力による圧縮力が発生している。被締結体に圧縮力が発生している領域を圧縮領域と定義する。圧縮領域は座面 ϕB の外端から角度 α の領域に分布していると仮定する。この締結体に接合面を引き離す方向に外力が作用すると，座面側では圧縮力が更に増加し，接合面側では圧縮力が解放される。このような状態をモデル化するために，圧縮領域を座面側と接合面側に分離する。

圧縮領域は，頂面がボルト・ナット二面幅 B を直径とし，半頂角 α の円すい台と仮定すると，二枚の被締結体の圧縮領域はそろ盤玉状になっている。この圧縮領域を各々の被締結体厚さの中立面で座面側と接合面側に分離し，各々円筒に置き換える。すなわち，締結体に外力が作用したとき，座面側では圧縮力が増加し，接合面側では圧縮力が解放される円筒となる。接合面側円筒は，円すい台の底面を直径とし，座面側円筒は，円すい台の高さ $H/2$ における横断面を

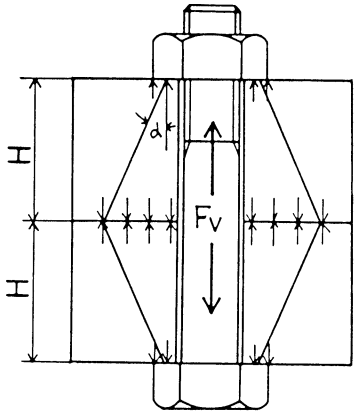


Fig. 1　Bolted joint

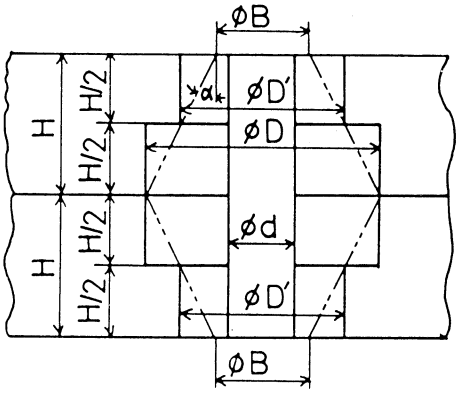


Fig. 2　Compression area of clamped plates

直径としている。これを Fig. 2 に示す。各々の円筒の直径は，次式で表わされる。

$$\phi D=2H\tan\alpha+B,\ \ \phi D'=H\tan\alpha+B \tag{1}$$

次に，円筒に置き換えた圧縮領域をばね要素にモデル化する。

座面側および接合面側円筒は，各々一個のばね要素にモデル化することも可能であるが，締結体に外力が作用すると接合面の圧縮力は減少し，更に外力が増加すると，接合面が分離し，圧縮領域は減少する。この過程を考慮するため接合面側円筒は，断面を Fig. 3 に示すように n 等分し，各分割部の面積 A_i に比例したばね定数 k_{pi} を持つ n 個（n は奇数）のばね要素にモデル化する。ばね定数 k_{pi}は円筒の断面積を A（ボルト穴断面積を除く），被締結体の厚さを H，縦弾性係数を E とすると，次式で表わされる。

$$k_{pi}=K_tA_i/A,\ \ K_t=2EA/H \tag{2}$$

各ばね要素は各々図心に配置する。

座面側円筒は，ばね定数が等しい三個のばね要素にモデル化し，接合面側のばね要素の中央三ケ所に，それに直列に結合するように配置される。このばね定数 k_{ci} は，座面側円筒の断面積を A'（ボルト穴断面積を除く）とすると，次式で表わされる。

$$k_{ci}=K_c/3,\ \ K_c=2EA'/H \tag{3}$$

圧縮領域をばね要素にモデル化したものを *Fig. 4* に示す。

2-2　締付けボルトのモデル化

ねじ締結体に偏心外力が作用すると，ボルトには引張力と曲げモーメントが作用する。このことを考慮して，ボルトは三個のばね要素にモデル化する。すなわち，*Fig. 5*（a）に示すように，ボルトに曲げモーメント M_B が作用し，座面が φ_b 傾いたとき，これを（b）に示すように，ボルトの曲げ剛性を考慮したばね要素と引張のみを考慮したばね要素の三個のばね要素にモデル化する。

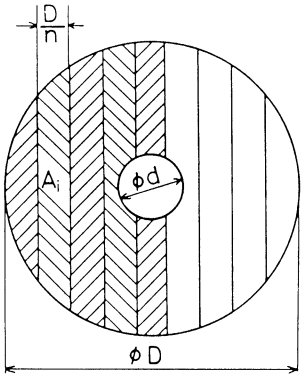


Fig. 3　Divided compression area of contact surface

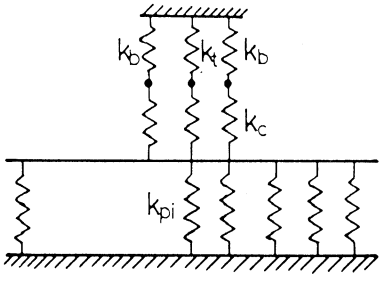


Fig. 4　Model using spring-beam element

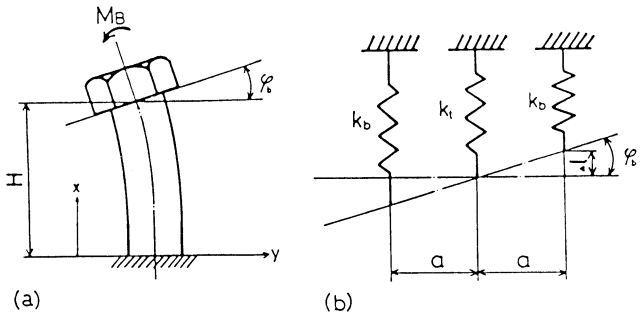


Fig. 5 Model of bolt using spring-beam element

曲げ剛性を考慮したばね要素のばね定数 k_b は，(a)のボルトを片持ばりと考え，ボルトの断面二次モーメントを I_b，縦弾性係数を E とすると，座面のたわみ角 φ_b は

$$\varphi_b = M_B H / EI_b \tag{4}$$

曲げコンプライアンス γ_b は

$$\gamma_b = M_b / \varphi_b = EI_b / H \tag{5}$$

また，(b) において，曲げモーメントを求めると，

$$M_B' = 2k_b a \Delta l \quad (\Delta l = a \tan\varphi_b \fallingdotseq a\varphi_b)$$
$$= 2k_b a^2 \varphi_b \tag{6}$$

曲げコンプライアンス γ_b' は

$$\gamma_b' = M_B' / \varphi_b = 2k_b a^2 \tag{7}$$

式（5）と式（7）は等価とすると，曲げを考慮したばね要素のばね定数 k_b は，

$$k_b = EI_b / 2a^2 H \tag{8}$$

引張のみを考慮したばね要素のばね定数 k_t は，山本の式[7] より求めたボルトのばね定数を K_B とすると，モデルのボルト長さは締付け長さの半分であるから，

$$k_t = 2(K_B - k_b), \quad 2K_B = k_t + 2k_b \tag{9}$$

のように求められる。

これらのばね要素は，Fig. 4 に示すように，圧縮領域の座面側のばね要素に直列に連結される。

2-3　T型フランジのモデル化

Fig. 6 において，(a) はT型フランジ締結体に外力 F_t が作用している状態を示す。T型フランジが対称であると仮定して，4分の1の部分をばねとはりを要素として組立てたモデルを (b) に示す。すなわち，フランジの圧縮領域および締付けボルトをばね要素で，フランジ全体は曲げ剛性を考慮してはり要素として組み立てた構造体にモデル化している。図中，K_b，K_t は各々ボルトおよび圧縮領域の座面側ばね要素が直列に連結していることから，これらを合成

したばね要素を示す。

圧縮領域接合面側のばね要素数は，座面側の3個のばね要素がボルト二面幅を越えない範囲で最大の間隔となるように分割数を選択することにより求まる。

3．解 析 方 法

解析は，Fig. 6のモデルをばねとはりを要素として有限要素法により行なう。モデルは，フランジ端の上下方向および外力の作用する中心部の横方向と回転が拘束されている。

計算過程は，実際の過程に合わせて，外力 F_{ti} が作用しない状態でボルトに相当するばね要素 K_b，K_t に初期締付け力に相当する変位を与える。次に外力 F_{ti} を徐々に増加させる。この過程で，座面側のばね要素は圧縮力が増加し，接合面側のばね要素は圧縮力が解放される。外力の増加により圧縮力が完全に解放された接合面側のばね要素はモデルを構成している要素から分離する。実際の使用条件を考えて，ボルト穴中心に配置されているばね要素が構成要素から分離されるまで計算を繰り返えす。この操作は，外力が増加することにより，接合面が分離し，圧縮領域が減少して行く過程を示す。

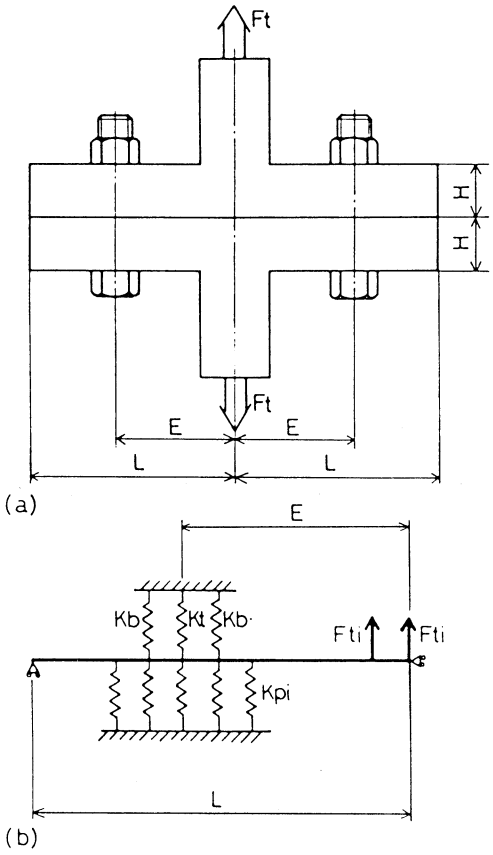


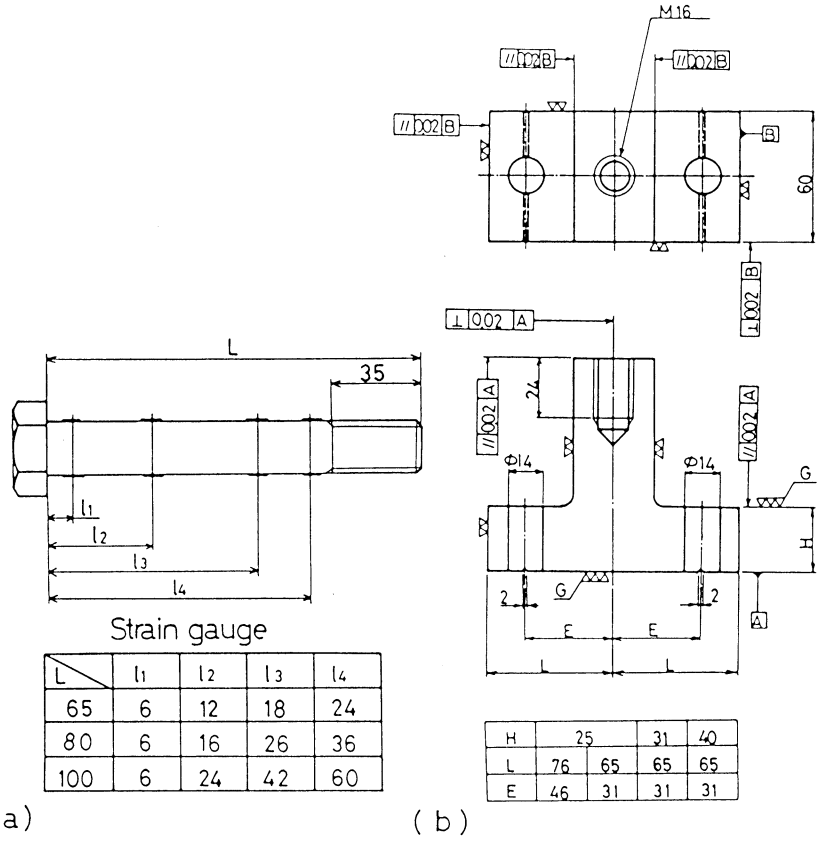
Fig. 6 Tea flang and its model using spring-beam element

計算では，フランジの圧縮領域を円すい台の半頂角 α を25度，縦弾性係数を206 GPaとし，その他の寸法は，実験に用いたフランジおよびボルト・ナットの寸法より求めた。

4．実験装置および実験方法

実験に用いたT型フランジとボルトをFig. 7に示す。ボルトは，締付け力，追加軸力および曲げ応力を測定するため軸部4ケ所に歪ゲージを180度の位相差で各2枚，計8枚貼り，あらかじめ較正しておく。各ボルトの歪ゲージの位置を図中の表に示す。ボルトはM 12，強度区分10.9である。また，フランジは，厚さを2種類，ボルト穴中心－着力点距離を変えたもの2種類，計4種類を各一組づつ製作した。各部の寸法は図中に示した。

実験は，一組のT型フランジを2本のボルトが等しく目標締付け力となるように締付け，ア



L	l1	l2	l3	l4
65	6	12	18	24
80	6	16	26	36
100	6	24	42	60

H	25		31	40
L	76	65	65	65
E	46	31	31	31

Fig. 7　Bolt and tee flange used in experiment

ムスラー型万能試験機のチャックが一直線になるように調整してからT型フランジ締結体をチャックに取付け，試験機により外力を負荷する。このときの締付け力、追加軸力および曲げ応力は，ボルトに貼った歪ゲージの出力をディジタル静歪計（共和電業製　UCAM－5A）で測定，記録する。外力は4.9 KN（500 kgf）きざみで負荷した。

目標締付け力（初期締付け力）は，ボルトの耐力から30.4，37.2，45.1 KN（各々3100，3800，4600 kgf）の3種類とした。

4．結果および考察

Fig. 8は，初期締付け力を変化させた場合の外力と応力の関係を示す。（a）はボルト軸応力の変化で，図中×印は解析において，接合面側ばね要素が構成要素から分離した点を示し，実際には接合面の分離を意味しているが，実験では，接合面がどこまで分離したかは測定が困難なためデータは取れなかった。（b）はボルト首下の曲げ応力の実験結果を示す。軸応力に関し

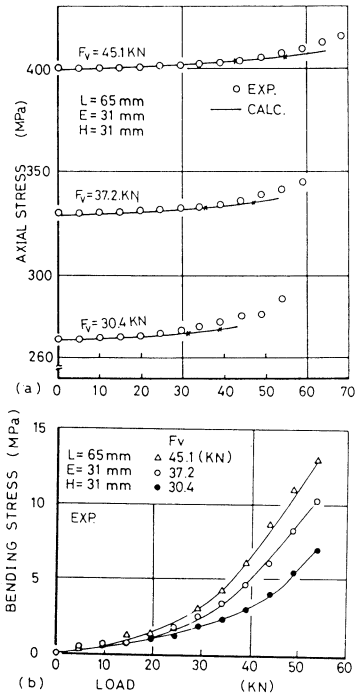


Fig. 8 Relation between load and stress for tightening force

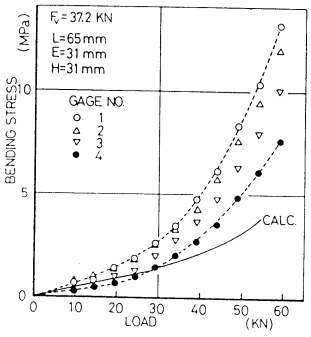


Fig. 9 Relation between load and bending stress at eath locaton

て，解析結果は実験結果と良く一致している。軸応力も曲げ応力も，初期締付け力が高くなると，外力の増加に対する応力の増加割合は低くなっている。これは，初期締付け力が高い場合，圧縮領域の変位が大きくなり，外力の増加に対して圧縮領域が減少しずらいため応力の増加割合が低くなると考えられる。

Fig. 9は，ボルトに貼った各歪ゲージ位置における外力と曲げ応力の関係を示す。曲げ応力は首下側で高くナット側で低くなっている。また，外力の増加に対する曲げ応力の増加割合も首下側で高く，ナット側で低くなっている。これは，ボルトの軸部とねじ部で剛性が異なり，ねじ部の剛性が低いことと，ナットとのはめ合ねじ部の剛性が影響していると考えられる。この現象は，切欠きを持つねじ部で応力が低くなることから，ボルトに繰り返し外力が作用する場合の疲労を考えるうえで，ボルトに有利な現象と考えられる。

解析結果と実験結果を比較すると，外力の低いところでは，解析結果と実験結果は近似するが，外力が高くなると，解析結果は実験結果より低くなる。これは，ボルトをモデル化する際に曲げ剛性を一様としていること，はめ合ねじ部の剛性を考慮していないことなどが原因と考えられる。

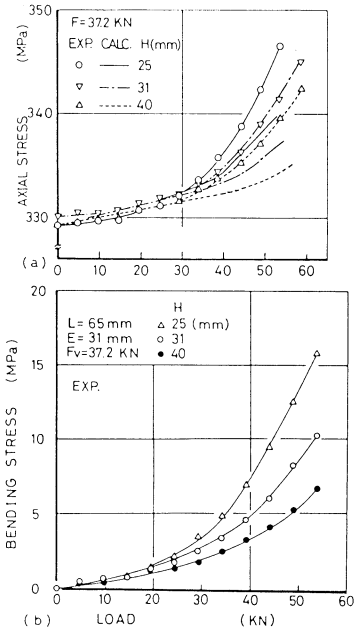


Fig. 10 Relation between load and stress for flange thikness

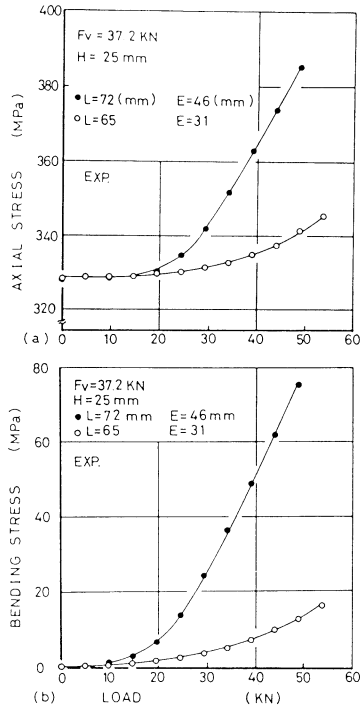


Fig. 11 Relation between load and stress for distance from apprication point of load to neutral axis of bolt

Fig. 10 は，フランジ厚さを変化させた場合の応力変化を比較したものである。軸応力に関して実験値は初期締付け力が若干ばらついているが，外力の低いところでの応力の増加割合はフランジ厚さによる差がほとんどない。しかし，外力が約 30 KN 以上になると，フランジ厚さが厚いものの軸応力の増加割合は低くなっている。曲げ応力の増加割合もフランジ厚さが厚いものの方が低くなっている。これは，フランジが厚い場合，圧縮領域が広くなり，外力の増加により圧縮領域が減少しずらい。また，剛性も高いのでたわみずらくなっている。このため軸応力も曲げ応力も厚いものの方が増加割合が低くなると考えられる。

軸応力に関して，解析結果は外力が高くなると実験値より低い値を示しているが，その差は数%であり，この範囲では実用上問題ないと考えられる。

Fig. 11 は，ボルト軸中心－着力点の距離を変えた場合の外力と応力の関係を比較したものである。ボルト軸中心－着力点の距離が長くなると軸応力も曲げ応力もその増加割合が高くなる。この場合，フランジ厚さは同じであるから圧縮領域は等しい。また，ボルト軸中心－フランジ端距離もほぼ等しい。このことから，圧縮領域のある点に支点を考え，ボルト位置を作用点とすると，着力点に働く力が等しければ作用点に働く力は，着力点－作用点間の距離が長いほど大きくなることから，これは，てこ作用によりボルト軸中心－着力点の距離の長いものの方が

軸応力の増加割合が高くなると考えられる。また，曲げ応力についても同様と考えられる。

5．ま　と　め

本研究では，T型フランジ締結体におけるボルトの応力挙動を実験により求めると同時に，T型フランジをばねとはりを要素とする構造体にモデル化し，有限要素法により解析を行なった。この結果をまとめると以下のようになる。

(1) ボルト軸応力について，解析結は実験結と良く一致した。

(2) ボルトに発生する曲げ応力は，首下側よりねじ部側に行くに従って小さくなる。

(3) ボルトに発生する軸応力および曲げ応力は，ｉ）初期締付け力を高くする，ii）フランジを厚くする，iii）ボルト軸中心－着力点間の距離を短くすることによって，その増加割合を低くすることができる。

最後に，本研究の遂行にあたり終始ご指導いただいた工学院大学・北郷薫教授に深く感謝いたします。

(昭和59年5月19日　受理)

参　考　文　献

(1) D. Kawalske, INDUSTRIE-ANZEIGER 95. Jg. Nr 9. V30. 1 S145 (1973)
(2) D. Kawalske, Konstruktion 25, H2, S47 (1973)
(3) P. Agatonovic, Konstruktion 26, H7, S266 (1974)
(4) 向坂他２名，機械学会論文集　44-377（昭53-１）p 293（1978）
(5) 田中他２名，機械学会論文集　47-418（昭56-６）p 766（1981）
(6) 沢　他２名，機械学会論文集　48-432（昭57-８）p 1200（1982）
(7) 山木晃，ねじ締結の理論と計算　着賢堂（昭50）

(昭和58年度精機学会春季大会学術講演会にて発表)