曲げモーメントを受けるねじ込みボルトによる
ねじ締結体の特性について*
(ガスケットあるいはフィーラプレートを用いた T 形フランジモデルの場合)

諸 星 常 志**, 沢 俊 行***

The Characteristics of Bolted Joints with Tap Bolts
Subjected to External Bending Moments

(The Case Where a Clamped Part is T-Flange with a Full Face Metallic Gasket or
a Filler Plate)

Tsuneshi MOROHOSHI and Toshiyuki SAWA

Few investigations have been carried out on the characteristics of a bolted joint with tap bolts subjected to external bending moments. In this paper, the characteristics of a T-flange connection with tap bolts, including a full face metallic gasket or a filler plate, are examined. For analysis, a T-flange, gasket (filler plate) and base were replaced with finite strips. Contact stress distribution, the force ratio for the external bending moment (the relationship between an increment (decrement) of the bolt axial force and the external bending moment) and the maximum stress produced in the bolts are analyzed using a two-dimensional theory of elasticity. Furthermore, the characteristics of a circular flange connection are estimated by using the two-dimensional model. For verification, experiments were performed with respect to the force ratio for the external bending moment, contact stress distribution and the maximum stress in the bolt. Analytical results are in fairly good agreement with experimental ones.

Key Words: Fixing Element, Elasticity, Bolted Joint, Bending Moment, Contact Stress, Force Ratio, Gasket, Filler Plate, T-Flange, Tap Bolt

1. 緒 言

従来より内力係数(ボルト軸力の増加分と外力との比)に関して多くの研究がなされ^{(1)~(3)}, 最近になりかなり正確に推定できるようになってきた。しかしこれらの研究の多くは軸方向外力が作用する場合を扱ったもので、曲げ荷重が作用した場合の締結体の特性に関しては、いくつかの研究^{(4)~(11)}を除いてあまりなされていないようであり、VDI 2230⁽¹²⁾にも体系化されていない。前報⁽¹³⁾では、T 形フランジにガスケットあるいはフィーラプレートをはさみ、ボルト・ナットで締結した締結体に曲げモーメントが作用した場合の特性について、理論と実験の両面より検討した。他方ボルト・ナットによる締結のほか、ねじ込みボルトによる締結法がしばしば用いられる。この締結体についても従来より内力係数に関していくつかの研究^{(14)~(16)}がなされ、ねじ部締め付け位置が締結体の特性に影響を及ぼすことが示されている。しかし曲げモーメントを受ける場合についての研究は現在までのところほとんど

で見当たらないようである。

本研究では全面座金属平形ガスケット(フィーラプレート)を用いた T 形フランジを、それに比べて十分大きな本体に 2 本のねじ込みボルトで締結した締結体モデルに曲げモーメントが作用した場合について、接触面応力分布、曲げ内力係数(ボルト軸力の増減分と曲げモーメントの関係を表す因子)およびボルトに発生する最大応力などの特性について、三体接触問題として二次元弾性論により検討し、曲げモーメントを受けるガスケット(フィーラプレート)付きねじ締結体の強度設計の体系化への基礎資料を提供することを目的としている。曲げ内力係数、接触面応力分布およびボルトに発生する最大応力に関しては実験を行い、解析結果と実験結果を比較している。ついで実用上の観点より、同一円周上にボルトが配置される円形フランジ締結体の曲げ内力係数についても、T 形フランジモデルの計算法の適用により推定を行っている。

2. 理 論 解 析

2.1 曲げ内力係数 図 1 に示すように被締結体の T 形フランジとこれに比べて十分大きな本体との間に、T 形フランジの全面で接触する全面座金属平形ガスケット(フィーラプレート)をはさみ、2 本のねじ

* 昭和 61 年 11 月 23 日 関西支部第 246 回講演会において講演、原稿受付 昭和 61 年 5 月 28 日。

** 正員、朝日石綿工業(株)(〒409-36 山梨県西八代郡市川大門町 1488)。

*** 正員、山梨大学工学部(〒400 甲府市武田 4-3-11)。

込みボルトで初期締め付け力 F_f で締結する。この締結体に曲げモーメント M が中心まわりに作用するとき、引張側のボルトには軸力の増加分 F_t が、圧縮側のボルトには軸力の減少分 F_c が生じると考えられる。この曲げモーメント M に対しての F_t の値を求めるために、著者らの一人が示した曲げ内力係数の算出式⁽⁴⁾を適用する。このため本研究では図1に示すT形フランジ、ガスケット（フィーラプレート）および本体を図2に示す有限長帯板〔I〕、〔II〕および〔III〕におき換える。曲げモーメント M は図2(a)に示すようにウェブ幅 $2e$ にわたって作用する線形荷重におき換える。被締結体の曲げばね定数 K_b を座面相当部分 $2a$ およびねじ部相当部分 $2a'$ の平均変位 ϵ_1, ϵ_1' を用いて $K_b = (3M/4e)/(\epsilon_1 + \epsilon_1')$ とおく。圧縮ばね定数 K_c は図2(b)に示すように座面相当部分に引張りおよび圧縮の座面力 F_t が一様分布で作用するものとし、はめあいねじ部に作用するせん断力は帯板〔III〕の下端面に作用すると仮定した場合の平均変位 ϵ_2, ϵ_2' を用いて $K_c = F_t/(\epsilon_2 + \epsilon_2')$ とおく。またボルトのばね定数⁽¹⁷⁾を K_t 、ボルト1本まわりの被締結体の圧縮ばね定数⁽¹⁴⁾を K_c とおく。このように各ばね定数をおくとき、曲げ

モーメント M に対しての軸力の増加分(減少分) F_t を求める因子としての曲げ内力係数 Φ_b は次式⁽⁴⁾⁽⁵⁾で与えられる。

$$\Phi_b = \frac{F_t}{3M/4e} = \frac{K_t}{K_t + K_c} \left(\frac{K_c}{K_b} \right) \dots\dots\dots (1)$$

なお、 K_c を求めるにあたって中空円筒の外径が必要であるが、ここでは一つの方法として文献(14)と同様に、被締結体、ガスケット（フィーラプレート）および本体についてそれぞれ、その幅を用いる。曲げモーメントが作用した場合の接触面応力分布は図2(a)、(b)の場合にさらに図2(c)の初期締め付け状態の場合の解析結果を重ね合わせることによって推定される。

2.2 ボルトに発生する曲げモーメントの解析

T形フランジ締結体に曲げモーメント M が作用すると、ボルトには2.1節で得られる軸力の増加分(減少分)による応力のほかに、ボルトに発生する曲げモーメント M_b による応力が付加される。この M_b は文献(14)および文献(15)に示されている被締結体の曲げモーメントと座面の角度変化の比 $\gamma_b, \gamma_c, \gamma_c$ およびボルトのそれ γ_b を図2に示す本研究の場合に適用して解析することによって求められる。 M_b を考慮すると、ボルトに発生する応力の最大値は次式⁽¹⁴⁾となる。

$$\sigma_{\max} = \frac{F_f + F_t}{A} + \frac{M_b}{Z} \dots\dots\dots (2)$$

ここで A はボルト軸の断面積、 Z は断面係数を表す。

2.3 解析方法 図2(a)の有限長帯板の境界に作用する応力をフーリエ級数に展開すると、境界条件は次式となる。ただし $b_s, b'_s (s=1, 2, 3, \dots)$ はフーリエ係数である。

有限長帯板〔I〕(T形フランジ) に対して、

$$y_1 = h_1 : \sigma_y^I = \sum_{s=1}^{\infty} b_s \sin \lambda_s x, \tau_{xy}^I = 0$$

$$x = \pm l_1 : \sigma_x^I = 0, \tau_{xy}^I = 0$$

有限長帯板〔II〕(ガスケット) に対して、

$$y_2 = \pm h_2 : \tau_{xy}^{II} = 0$$

$$x = \pm l_1 : \sigma_x^{II} = 0, \tau_{xy}^{II} = 0$$

図1 曲げモーメントを受けるガスケット（フィーラプレート）付きねじ込みボルト締結体

図2 解析モデル

有限長帯板〔Ⅲ〕(本体) に対して,

$$y_3 = -h_3 : \sigma_y^{\text{III}} = \sum_{s=1}^{\infty} b'_s \sin \bar{\lambda}_s x, \tau_{xy}^{\text{III}} = 0$$

$$x = \pm l_2 : \sigma_x^{\text{III}} = 0, \tau_{xy}^{\text{III}} = 0$$

有限長帯板〔Ⅰ〕,〔Ⅱ〕の接触面に対して,

$$(\sigma_y^{\text{I}})_{y_1=-h_1} = (\sigma_y^{\text{II}})_{y_2=h_2}$$

$$\left(\frac{\partial v^{\text{I}}}{\partial x}\right)_{y_1=-h_1} = \left(\frac{\partial v^{\text{II}}}{\partial x}\right)_{y_2=h_2}$$

有限長帯板〔Ⅱ〕,〔Ⅲ〕の接触面に対して,

$$(\sigma_y^{\text{II}})_{y_2=-h_2} = (\sigma_y^{\text{III}})_{y_3=h_3}$$

$$\left(\frac{\partial v^{\text{II}}}{\partial x}\right)_{y_2=-h_2} = \left(\frac{\partial v^{\text{III}}}{\partial x}\right)_{y_3=h_3}$$

.....(3)

ここで, v は y_1, y_2 および y_3 方向の変位を示し, 右肩添字 I, II および III はそれぞれ帯板〔Ⅰ〕,〔Ⅱ〕および〔Ⅲ〕に関するものを示す. なお接触面のせん断力は無視している. 境界条件式(3)を持つ有限長帯板〔Ⅰ〕,〔Ⅱ〕および〔Ⅲ〕を解析するためにエアリーの応力関数⁽¹⁴⁾をそれぞれ以下のように $\chi^{\text{I}}, \chi^{\text{II}}$ および χ^{III} とおく.

$$\begin{aligned} \chi^{\text{I}} &= \chi(\bar{A}_n^{\text{I}}, \bar{A}_n^{\text{I}}, \bar{B}_s^{\text{I}}, \bar{B}_s^{\text{I}}, \bar{a}_n, \bar{a}'_n, \bar{\lambda}_s, \bar{\Delta}_n, \bar{\Delta}'_n, \bar{\Omega}_s, \bar{\Omega}'_s, h_1, l_1) \\ &= \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\bar{A}_n^{\text{I}}}{\bar{a}_n^2 \bar{\Delta}_n} [\{\cosh \alpha_n l_1 + \alpha_n l_1 \sinh \alpha_n l_1\} \sinh \alpha_n x - \cosh \alpha_n l_1 (\alpha_n x) \cosh \alpha_n x] \cos \alpha_n y \\ &+ \sum_{s=1}^{\infty} \frac{\bar{B}_s^{\text{I}}}{\bar{\lambda}_s^2 \bar{\Omega}_s} [\{\sinh \lambda_s h_1 + \lambda_s h_1 \cosh \lambda_s h_1\} \cosh \lambda_s y - \sinh \lambda_s h_1 (\lambda_s y) \sinh \lambda_s y] \sin \lambda_s x \\ &+ \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\bar{A}_n^{\text{I}}}{\bar{a}_n^2 \bar{\Delta}_n} [\{\cosh \alpha'_n l_1 + \alpha'_n l_1 \sinh \alpha'_n l_1\} \sinh \alpha'_n x - \cosh \alpha'_n l_1 (\alpha'_n x) \cosh \alpha'_n x] \sin \alpha'_n y \\ &+ \sum_{s=1}^{\infty} \frac{\bar{B}_s^{\text{I}}}{\bar{\lambda}_s^2 \bar{\Omega}_s} [\{\cosh \lambda_s h_1 + \lambda_s h_1 \sinh \lambda_s h_1\} \sinh \lambda_s y - \cosh \lambda_s h_1 (\lambda_s y) \cosh \lambda_s y] \sin \lambda_s x \dots \dots \dots (4) \end{aligned}$$

ただし,

$$\alpha_n = n\pi/h_1, \alpha'_n = (2n-1)\pi/(2h_1), \lambda_s = (2s-1)\pi/(2l_1)$$

$$\bar{\Delta}_n = \cosh \alpha_n l_1 \cdot \sinh \alpha_n l_1 - \alpha_n l_1, \bar{\Delta}'_n = \cosh \alpha'_n l_1 \cdot \sinh \alpha'_n l_1 - \alpha'_n l_1$$

$$\bar{\Omega}_s = \sinh \lambda_s h_1 \cdot \cosh \lambda_s h_1 + \lambda_s h_1, \bar{\Omega}'_s = \cosh \lambda_s h_1 \cdot \sinh \lambda_s h_1 - \lambda_s h_1$$

$$\chi^{\text{II}} = \chi(\bar{A}_n^{\text{II}}, \bar{A}_n^{\text{II}}, \bar{B}_s^{\text{II}}, \bar{B}_s^{\text{II}}, \bar{a}_n, \bar{a}'_n, \bar{\lambda}_s, \bar{\Delta}_n, \bar{\Delta}'_n, \bar{\Omega}_s, \bar{\Omega}'_s, h_2, l_1) \dots \dots \dots (5)$$

$$\chi^{\text{III}} = \chi(\bar{A}_n^{\text{III}}, \bar{A}_n^{\text{III}}, \bar{B}_s^{\text{III}}, \bar{B}_s^{\text{III}}, \bar{a}_n, \bar{a}'_n, \bar{\lambda}_s, \bar{\Delta}_n, \bar{\Delta}'_n, \bar{\Omega}_s, \bar{\Omega}'_s, h_3, l_2) \dots \dots \dots (6)$$

なお $\bar{A}_n^{\text{I}}, \bar{A}_n^{\text{II}}, \bar{B}_s^{\text{I}}, \bar{B}_s^{\text{II}}, \dots \dots \bar{B}_s^{\text{III}}, \bar{B}_s^{\text{III}}$ などは境界条件によって決定される未定係数である. エアリーの応力関数 $\chi^{\text{I}}, \chi^{\text{II}}$ および χ^{III} を用いて有限長帯板〔Ⅰ〕,〔Ⅱ〕および〔Ⅲ〕の各応力, 変位が求められる. これらを境界条件式(3)と等置することによって各未定係数が決定される. 決定された係数を用いることによって各応力, 変位が求められる. 図2(c)の場合の解析は文献(14)と同様である.

3. 実験方法

3.1 超音波による接触面応力の測定 本研究では Ito らの研究⁽¹⁸⁾に基づいて接触面応力の測定を行う. 測定方法は文献(14)と同様に行い, 測定位置は被締結体の中心から超音波探触子の中心までの距離を 0, 5, 10, 45 mm と変化させた. 図3は実験におけるねじ部締め付け位置を示している. 実験に用いたねじ込みボルトの寸法は文献(15)と同一である. 図4は実験に用いたねじ込みボルト締結体の各寸法を示す. T 形フランジとガスケット(フィーラプレート)の長さは等しく, それぞれの厚さを2種類, 幅を2種類, ボルト穴中心間距離を2種類変化させた. なお, T 形フランジとガスケット(フィーラプレート)の厚さの和が 26

mm になるように組合せて実験を行った. ここで T 形フランジと本体の材質は鋼(S45C), ガスケット(フィーラプレート)は軟鋼(SS41)およびアルミニウム

図3 ねじ部締め付け位置

(Al-1/2 H) であり、接触面の最大あさはいずれも $1.0\ \mu\text{m}$ 以下である。

3.2 曲げ内力係数の測定 図5は曲げ内力係数測定のための実験装置の概略を示す。T形フランジ①と本体③の間にガスケット（フィーラプレート）②をはさみ、ねじ込みボルト④で締結する。次にフレーム⑤にとりつけた圧縮用ボルト⑥を回すことにより、締結体に曲げモーメントが作用する。曲げモーメントの大きさは、圧縮用ボルトとT形フランジのウェブの間にはさんだロードセルにより、またボルト軸力はボルト軸力にはられたひずみゲージにより取り出し、それらを同時に X-Y レコーダに記録する。

図4 実験に用いたねじ込みボルト締結体の寸法

図5 曲げ内力係数に関する実験装置の概略

4. 解析結果と実験結果の比較

数値計算にあたっては実験に対応した寸法で計算を行い、級数の項数は50項とした。ここでポアソン比はいずれも0.3、縦弾性係数は $E_1=E_3=206\ \text{GPa}$, $E_2=206\ \text{GPa}$ (軟鋼の場合), $68.7\ \text{GPa}$ (アルミニウムの場合) とし、座面直径 $2a=17.6\ \text{mm}$, はめあいねじ部の直径 $2a'=10.86\ \text{mm}$, ボルト穴中心間距離 $2c=45, 55\ \text{mm}$, $2l_1=140\ \text{mm}$, $2l_2=250\ \text{mm}$, $2(h_1+h_2)=26\ \text{mm}$, $2h_3=55\ \text{mm}$ とした。なお本研究において接触面応力分布は実験との比較のために、ガスケット（フィーラプレート）と本体の間 ($y=-h_2, h_3$) の応力分布を示す。図6に接触面応力分布の解析結果と実験結果の比較を示す。横軸はT形フランジの中心からの距離、縦軸は接触応力を示す。実線は初期締め付け状態、破線は曲げモーメント ($M=100\ \text{kN}\cdot\text{mm}$) が作用した場合の解析結果を示している。超音波による測定結果は解析結果に比べてやや小さいが、かなりよく一致している。

図7に曲げ内力係数に関する解析結果と実験結果の比較の一例を示す。横軸に曲げモーメント、縦軸にボ

図6 接触面応力分布に関する実験結果と解析結果の比較
 $E_1/E_2=1.0$, $2h_2=10$, $2c=45$, 締め付け位置 (下), $y=-h_2$

図7 曲げ内力係数に関する実験結果との比較の一例
 $E_1/E_2=3.0$, $2h_2=10$, $2c=45$, 締め付け位置 (下), $F_f=10\ \text{kN}$

表 1 曲げ内力係数の計算値と実験値の比較

No.	1	2	3	4	5	6	7	8
2b ₁	30	30	30	30	30	22	-	-
2c	45	45	45	45	55	45	55	55
2h ₁	16	16	16	21	16	16	16	16
2h ₂	10	10	10	5	10	10	10	10
E ₁ /E ₂	3	1	3	3	3	3	3	1
F.P.B.	L	L	U	L	L	L	L	U
Φ _b NUM	0.0260	0.0173	0.0318	0.0190	0.0186	0.0389	0.0162	0.0087
Φ _b EXP (Ten)	0.027	0.019	0.031	0.019	0.017	0.033	0.013	0.009
Φ _b EXP (Com)	0.023	0.017	0.029	0.017	0.017	0.032	0.013	0.009

F.P.B.: Fastening position of bolt thread
U: Upper L: Lower

ルト軸力 $F_f + F_t$ を示しており、初期締め付け力 $F_f = 10 \text{ kN}$ である。曲げモーメント M が増大すると引張側にあるボルトの軸力は増加し、圧縮側は減少する。解析結果と実験結果はかなりよく一致している。表 1 に他の場合の曲げ内力係数の計算結果と実験結果の比較を示す。曲げ内力係数は T 形フランジとガスケット（フィーラプレート）の縦弾性係数の比 E_1/E_2 および厚さの比 h_2/h_1 が大きいほうが、またねじ部締め付け位置が上のほうが大きいことがわかる。ボルト穴中心間距離 $2c$ と T 形フランジの幅 $2b_1$ が大きくなると曲げ内力係数は小さくなる。いずれの場合も解析結果と実験結果はかなりよく一致している。

つぎに試験片 No. 5 の T 形フランジの寸法に対応させて、4 本のボルトで締結された円形フランジ締結体⁽¹⁶⁾に関して図 5 と同様の実験を行った。その結果を No. 7 および No. 8 として示す。このような同一円周上に配置されたボルトの曲げ内力係数を 1 本のボルトが受け持つ曲げモーメントを文献(11)に基づいて考え、式(1)による本解析モデルにより推定する。この場合にも実験結果と解析結果はかなりよく一致している。このことより円形フランジ締結体について、本解析法によってもかなり正確に推定することができる。図 8 はボルトに発生する曲げモーメントを考慮した最大応力の比較を示している。曲げ内力係数によって得られる F_t による応力も図示している。計算結果と実験結果はかなりよく一致している。

5. 結 言

本研究はガスケットあるいはフィーラプレートをはさんだねじ込みボルトによるねじ締結体に曲げモーメントが作用した場合の締結体の特性を把握し、基礎的資料を得ることを目的とし、被締結体が T 形フランジの場合の接触面応力分布、曲げ内力係数およびボルトに発生する最大応力について検討し、次の結果が得

E₁/E₂=3.0, 2h₂=10, 2c=45, 締め付け位置 (下), $F_f=20 \text{ kN}$

図 8 曲げを考慮した応力に関する比較

られた。

(1) このような締結体に曲げモーメントが作用したときの接触面応力分布を三体接触問題として二次元弾性論により解析する方法を示し、超音波による測定によって確かめた。

(2) 曲げ内力係数およびボルトに発生する最大応力の解析方法を示した。

(3) ガスケット（フィーラプレート）の厚さ、剛性、T 形フランジのボルト穴中心間距離、ねじ込みボルトのねじ部締め付け位置などが曲げ内力係数に及ぼす影響を数値的に明らかにした。

(4) 円形フランジ締結体の曲げ内力係数を本解析モデルを用いて推定する方法を示した。

(5) (3), (4) によって得られた結果を確かめるために実験を行い、両結果はかなりよく一致することが示された。

文 献

- (1) 吉本・ほか 3 名, 機論, 42-359 (昭 51), 2174.
- (2) 萩原, 機論, 48-428, C (昭 57), 622.
- (3) 熊野・ほか 4 名, 機論, 51-463, A (昭 60), 621.
- (4) 沢・ほか 4 名, 機論, 47-419, C (昭 56), 873.
- (5) 沢・ほか 3 名, 機論, 49-442, C (昭 58), 1092.
- (6) 伊藤・ほか 3 名, 機論, 51-469, C (昭 60), 2414.
- (7) 沢・ほか 4 名, 機論, 51-465, C (昭 60), 1135.
- (8) Pavlov, P. A., Russ. Eng. J., 56-10 (1976), 16.
- (9) Dreger, H., Draht- Welt, 11-11 (1979), 497.
- (10) 浅井・ほか 3 名, 機論, 46-402, A (昭 55), 158.
- (11) 沢・ほか 4 名, 機論, 52-480, C (昭 61), 2249.
- (12) VDI 2230 (賀勢・ほか訳) 高強度ねじ結合の体系的計算法 (昭 57), 日本ねじ研究協会.
- (13) 諸星・沢, 機論, 52-475, C (昭 61), 1080.
- (14) 沢・ほか 4 名, 機論, 51-468, C (昭 60), 2092.
- (15) 沢・ほか 3 名, 機論, 49-447, C (昭 58), 2028.
- (16) 沢・ほか 3 名, 機論, 50-450, C (昭 59), 407.
- (17) Junker, G. H., Sub-Assembly-components-fastening, 11-3 (1973), 22.
- (18) Ito, Y., ほか 2 名, Trans. ASME, J. Mech. Des. 101-2 (1979), 330.