はりを用いたねじ締結体の内力係数に関する研究*

清水 秀 治^{*1}, 片 岡 真 澄^{*1}
船 見 国 男^{*1}, 植 草 昌 彦^{*1}

Study on Force Ratio of Bolted Joints Using Beam

Hideharu SHIMIZU^{*2}, Masumi KATAOKA,
Kunio FUNAMI and Masahiko UEKUSA^{*2} Chiba Institute of Technology, Dept. of Mechanical Engineering,
Tsudanuma 2-17-1, Narashino, Chiba. 275-0016 Japan

In the case of fixing the tower crane on the base at the building site, the fastening method where the frame is held down by a beam called "Kanzashi" and bolts are inserted in it is widely used. This "Kanzashi" often deflects because of insufficient rigidity when bolts are fastened. This paper describes the results of an experiment employed a crane frame model, derivation of a practical formula based on strength of materials and comparisons of the theoretical and experimental values. The results obtained are that the force ratio became smaller and the bending force ratio became larger with decreasing the thickness or increasing the bolted distance. The theoretical values agreed well with the experimental values.

Key Words: Force Ratio, Load Factor, Bolted Joints, Beam, Kanzashi, Structural Analysis

1. 緒 言

ビルの建築現場におけるタワークレーンの設置では、接合するクレーン脚部と架台部双方に穴をあけ「かんざし」と呼ばれるはりをそれぞれに貫通させ、これをボルト締結する方法がある。この方法は、一般的に用いられているフランジ接合のように密着させた接合面をボルト締めするのとは異なり、接合部から突出したはりの部分をボルトで締結するため、被締付け物であるボルト軸線上のはりは面どうしが密着しない。このためボルトを締付けるとはりにたわみが生じ、必然的にボルトが湾曲する。またこのような締結体に外力が作用するとボルトには追加軸力に加えて、追加曲げ応力が生ずることになる。

ところで、ボルト締結体に外力が作用するとき、ボルトに生ずる追加軸力と外力の比である内力係数はボルト締結体設計上重要な因子とされ、フランジを用いた締結体については、それらに関する多くの研究⁽¹⁾がなされている。しかし被締付け物がたわみ、ボルトが湾曲するような場合の内力係数を調べた研究は少な

く、また追加曲げ応力等を調べた報告例は見当たらないようである。

そこで本研究では、はりを用いた接合体に外力が作用する場合をとりあげ、はりの剛性等の相違がボルトに作用する追加軸力や追加曲げ応力に及ぼす影響を調べた。また追加曲げ応力を評価するため、内力係数に対応した新たな物理量として「曲げ内力係数」を提案した。理論解析では、フランジ締結体の解析に従来用いられている手法^{(2)~(4)}と、これを一部修正した手法を用いて上述の諸係数を求めるための簡便な式を導出した。そしてこれら2手法から得られた理論値と実験値等を比較することから、これらの式の有効性も検討した。

2. 実 験

実物のクレーン脚部は矩形断面をしたフレームで、本体と一体に加工されており、それらは本体から放射状に3本張り出していることが一般的である。しかし本報では簡単のため1本の脚部とその据付架台一組を本体から切り離しモデル化した。実験に使用したモデルを図1に示す。このモデルは脚部と架台を同形とし、万能材料試験機で引張荷重が負荷できるよう実物の1/12程度の寸法にしたものである。ボルトは

* 原稿受付 1999年1月21日。

^{*1} 正員、千葉工業大学 (〒275-0016 習志野市津田沼2-17-1)。
E mail: P01simiz@pf.it-chiba.ac.jp

M 20, ピッチ 2.5 のスタッドボルトを使用した。またはりは、ボルト締結時のたわみ状態が変化するように板厚および長さの異なる 6 種類を準備した。図 2 および表 1 に締結体、ボルトおよびはりの寸法を示す。なお、脚部、架台、はりおよびボルトの材質は S 45 C であり、それらすべてについて塑性変形を防ぐため引張強さが 1 200 MPa 位になるよう熱処理を施した。また脚部および架台のはりを貫通させるための穴寸法は、はりのたわみが拘束されることのないように縦方向 35 mm, 横方向 46 mm とした。またボルト穴径は JIS 1 級の $\phi 21$ とした。ボルトの軸力および曲げ応力測定のため、両ボルトの中央円周上長手方向にひずみゲージを 4 枚はり、またはりにも追加曲げモーメントの値を確認するためひずみゲージをはった。ボルトを任意の締付け力で締付けた後、万能材料試験機で荷重を負荷し、各荷重における応力および軸力を求めた。

3. 理 論

3.1 各種内力係数の定義 図 1 において、架台に外力 $2W$ が作用するとはりがたわむため、ボルトには追加軸力 F_{at} と追加曲げモーメント M_{ab} が作用し、ボルトに生ずる最大応力増加分 σ_{amax} は

$$\sigma_{amax} = \frac{F_{at}}{A_b} + \frac{M_{ab}}{Z_b} \quad (1)$$

ただし

Table 1 Dimensions of beam

Model	t (mm)	l_k (mm)	l_b (mm)
t20l60	20	60	7.87
t25l60	25	60	4.15
t30l60	30	60	23.6
t20l30	20	30	3.53
t25l30	25	30	1.81
t30l30	30	30	1.02

Fig. 1 Schematic representation of "Kanzashi" model

A_b : ボルト軸部の断面積

Z_b : ボルト軸部の断面係数

また式 (1) の両辺にボルト軸部の断面積 A_b を乗じたのち外力 W で除すことから

$$\frac{\sigma_{amax} \times A_b}{W} = \frac{F_{at}}{W} + \frac{M_{ab}}{Z_b} \cdot \frac{A_b}{W} \quad (2)$$

ここで式 (2) 右辺第 1 項はいわゆる内力係数であるからこれを ϕ_e , また第 2 項を内力係数に対応させて曲げ内力係数 ϕ_{ben} と定義し、追加曲げ応力を評価するための物理量とする。一方左辺の $\sigma_{amax} \times A_b$ は最大軸力増加分であるから、これを W で除した物理量を最大内力係数 ϕ_{max} と定義すると

$$\phi_{max} = \phi_e + \phi_{ben} \quad (3)$$

3.2 従来の手法を用いた ϕ_e , ϕ_{ben} の導出 式 (3) の ϕ_e , ϕ_{ben} を求めるためには追加軸力 F_{at} と追加曲げモーメント M_{ab} を知る必要がある。従来フランジ継手のように被締付け部材どうしが密着している

Fig. 2 Shape and dimensions of bolted joints and specimen

場合、すなわちナット座面部と被締付け部材も全面で接触している締結体に作用する追加軸力 F_{at} は、ナット座面部とボルト軸線の交点(以下では釣合い点と呼ぶ)におけるボルト長手方向の変位の釣合いより、またボルトに発生する曲げモーメント M_{ab} は、この釣合い点におけるボルトと被締付け物のたわみ角を等値することから求めている⁽²⁾⁽³⁾。そこで本モデルにもこの手法(以下では従来の手法と呼ぶ)の適用を試みる。したがって、ここでははりの剛性によらず、ナット座面部とはりは密着しているものと仮定することになる。

図3(a)は任意の締付け力で左右のボルトを対称に締付けた締結体の架台部に $2W$ の引張外力を負荷した場合の模式図である。このときボルト1本当たりに

(a) Bolted joint

(b) Bolt-nut system

(c) Beam

(d) Frame (leg)

Fig. 3 Model to find force ratio

生ずる追加軸力 F_{at} によって生ずるボルトの伸びを δ_b [図3(b)], 釣合い点すなわちC点における F_{at} の反力によるはりのたわみを δ_k [図3(c)におけるA点とC点の相対たわみ量], また架台部の外力 $2W$ による伸びを δ_{pt} , 反力 $2F_{at}$ による縮み量を δ_c [図3(d)] とすると

$$\delta_b = \delta_{pt} - (\delta_c + 2\delta_k) \dots\dots\dots (4)$$

ここで、ボルトおよびはりのばね定数を C_b , C_k とし、架台部の引張り、圧縮のばね定数をそれぞれ C_{pt} , C_{pc} とおき以下で用いる記号を

d : ボルト軸部直径

d_A : ねじ部有効径

E_b : ボルトの縦弾性係数

E_k : はりの縦弾性係数

E_f : 架台の縦弾性係数

I_{b1} : ボルトねじ部の断面二次モーメント(有効径)

I_{b2} : ボルト軸部の断面二次モーメント

I_k : はりの断面二次モーメント

とすると式(4)は

$$\frac{F_{at}}{C_b} = \frac{2W}{C_{pt}} - \left(\frac{2F_{at}}{C_{pc}} + \frac{2F_{at}}{C_k} \right)$$

となり、これより

$$F_{at} = \frac{W}{C_{pt}} \cdot \frac{1}{1/(2C_b) + 1/C_{pc} + 1/C_k} \dots\dots\dots (5)$$

ここで C_b は、文献(2)等に示されている周知のボルトのばね定数式を本モデルを用いているスタッドボルト [図2(b)] 用に変形することから

$$C_b = \frac{E_b}{4l_{b2}/(\pi d^2) + 8(l_{b1} + 0.7d)/(\pi d_A^2)} \dots\dots\dots (6)$$

次に C_k を決定する。図3(c)は集中荷重 F_{at} が作用するはりの状態を示したもので、はりと架台の接触部分(区間 l_{k2} 部分)は、はりがたわむため、中央に近づくほど荷重の小さくなるアーチ形の荷重分布と考えられるが、ここでは簡略化のため等分布荷重と仮定した。また同様の理由によりボルト穴も無視した。したがってはりのばね定数 C_k は両端支持はりとしてのC点とA点の相対たわみ量から

$$C_k = \frac{12E_k I_k}{l_{k1}(4l_{k1}^2 + 6l_{k1}l_{k2} + l_{k2}^2)} \dots\dots\dots (7)$$

C_{pt} , C_{pc} の導出にあたっては、締付け物であるはりの幅 b_k に比べて被締付け物である架台部の幅 b_f が大きいことから架台部における応力分布を以下のように補正した。すなわち本報ではフリッチェらが提案している影響円すい⁽⁵⁾の代わりに図3(a)に示すような二つの台形柱(台形 $moo'm'$ と矩形 $acc'a'$ で形成される立体および $noo'n'$ と $bcc'b'$ で形成される立体)を考え、応力はこの二つの台形柱と等価な四角柱(ハッチ

ング部分)内に分布するものとした。これより等価四角柱の断面積 A_{eq} は

$$A_{eq} = l_{k2} \{ b_k + (l_f \cdot \tan \gamma) / 2 \} \quad \dots\dots\dots (8)$$

となり

$$C_{pc} = \frac{A_{eq} \cdot E_f}{l_f} = \frac{l_{k2} \{ b_k + (l_f \cdot \tan \gamma) / 2 \} E_f}{l_f} \quad \dots\dots\dots (9)$$

ただし γ は影響円すいの半頂角に相当する角度である。ここで $C_{pt} = C_{pc}$ と仮定することから、 γ の値を与えれば式(5)～(7)、式(9)より F_{at} が決定され、 ϕ_e が求まることになる。そこで、 γ の値はフリッチェの提案する $\gamma \cong 11^\circ 20'$ を採用した⁽⁵⁾。次にボルトに作用する曲げモーメント M_{ab} は釣合い点におけるボルトとはりのたわみ角を等値することから求まる。図3(a)のように曲げモーメント M_{ab} によるボルトのたわみ角 θ_b は

$$\theta_b = \frac{M_{ab}}{E_b} \left(\frac{l_{b1}}{I_{b1}} + \frac{l_{b2}}{2I_{b2}} \right) \quad \dots\dots\dots (10)$$

またりのたわみ角 θ_k は

$$\theta_k = \frac{F_{at}}{12E_k I_k} (l_{k2}^2 + 6l_{k1}^2 + 6l_{k1} \cdot l_{k2}) \quad \dots\dots\dots (11)$$

式(10)、(11)のたわみ角を等しいとおくことから

$$M_{ab} = \frac{F_{at} \cdot E_b}{12E_k I_k} \cdot \frac{(l_{k2}^2 + 6l_{k1}^2 + 6l_{k1} \cdot l_{k2})}{\{ l_{b1}/I_{b1} + l_{b2}/(2I_{b2}) \}} \quad \dots\dots (12)$$

よって F_{at} の値を式(12)に代入すれば M_{ab} 、また式(2)の右辺第2項より ϕ_{ben} が決定できる。

3・3 修正した手法による ϕ_e 、 ϕ_{ben} の導出

3・2節では、ナット座面部とはりが全面で接触すると仮定し、釣合い点、すなわち F_{at} 、 M_{ab} を求めるために、ボルトとはりのたわみおよびたわみ角を等値する点をボルト軸線上のC点に定めた。しかし、本研究のはりを用いた締結体では、ナット座面部とはりの接触状態が図4(a)、(b)に示すようにはりの剛性の違いにより異なると考えられる。すなわち(a)ははりの剛性が大きい場合で、ナット座面部とはりは全面接触と考えられる。一方(b)は剛性が小さい場合でC点におけるナット座面部とはりは分離しており、この分離の

(a) Surface contact (b) Partial contact

Fig. 4 State of contact

程度は、はりの剛性が小さいほど大になると考えられる。そこで以下では実際に接触している位置を考慮し、釣合い点の修正を試みる。

図5(a)に示すようにC点より l_g 離れたナット座面部の位置G(ナット座面部とはりの接触区間に作用する分布荷重の重心点を通る位置)に追加軸力 F_{at} が集中荷重として作用するものと仮定し、釣合い点をこのG点に定める。これによりボルトには追加曲げモーメント

$$M_{ab} = F_{at} \times l_g \quad \dots\dots\dots (13)$$

が作用することになり、G点でのボルトのたわみ角 θ_b は

$$\theta_b = \frac{F_{at} l_g}{E_b} \left(\frac{l_{b1}}{I_{b1}} + \frac{l_{b2}}{2I_{b2}} \right) \quad \dots\dots\dots (14)$$

一方図5(b)は追加軸力 F_{at} の反力がG点に作用しているはりの状態を示したもので(先と同様に l_{k2} 部分に作用する荷重は等分布荷重と仮定)G点におけるたわみ角 θ_k は

$$\theta_k = \frac{F_{at}}{12E_k I_k} \{ l_{k2}^2 + 6(l_{k1} - l_g)^2 + 6(l_{k1} - l_g)l_{k2} \} \quad \dots\dots\dots (15)$$

ここで $\theta_b = \theta_k$ とおくことから

$$l_g^2 - \left\{ l_{k2} + 2l_{k1} + \frac{2E_k I_k}{E_b} \left(\frac{l_{b1}}{I_{b1}} + \frac{l_{b2}}{2I_{b2}} \right) \right\} l_g + \frac{l_{k2}^2}{6} + l_{k1} \cdot l_{k2} + l_{k1}^2 = 0 \quad \dots\dots\dots (16)$$

となり、これを解くことから l_g が簡単に定まる。

次に F_{at} はG点でのボルト長手方向変位の釣合いから求められ、その導出過程は従来の手法と同様に行えばよい。すなわち釣合い点をG点に移したことによる式(4)の修正式は

$$\delta_b + 2l_g \tan \theta_b = \delta_{pt} - (\delta_c + 2\delta_k) \quad \dots\dots\dots (17)$$

ここで $\tan \theta_b \cong \theta_b$ とし、式(16)、(17)から式(5)の修正式は

(a) Slope of bolt (b) Slope of Kanzashi

Fig. 5 Model to find l_g value

$$F_{at} = \frac{W}{C_{pt}} \cdot \frac{1}{1/(2C_b) + 1/C_{pc} + 1/C_k + 1/C_{lg}} \quad \dots\dots\dots (18)$$

となる。ただし C_{lg} は、釣合い点の移動により生じたボルトの修正ばね定数で

$$C_{lg} = \frac{E_b}{l_g^3 \{ l_{b1}/I_{b1} + l_{b2}/(2I_{b2}) \}} \quad \dots\dots\dots (19)$$

また C_k は式(7)の l_{k1} を $l_{k1} - l_g$ に置き換えたもので

$$C_k = \frac{12E_k I_k}{(l_{k1} - l_g) \{ 4(l_{k1} - l_g)^2 + 6(l_{k1} - l_g)l_{k2} + l_{k2}^2 \}} \quad \dots\dots\dots (20)$$

なお、ここでは M_{ab} を求めるための釣合い点を集中荷重 F_{at} が作用する G 点に定めたが、この仮定の妥当性の検討と 3・2 節の C_k 導出過程で省略したボルト穴、およびナット幅に対するはりの幅の影響を調べるため、初期締付け力を零とした簡単な有限要素法解析を行った。図 6 は解析モデルの一例で要素分割を簡単にするためナット、ボルト軸部断面およびボルト穴の形状は正方形とし、系は左右、上下対称であることから 1/8 モデルとした。使用した解析ソフトはプリブ

ロセッサ MSC/PATRAN 解析プログラム (ADVANCEDFEA) で要素形状は 8 節点六面体要素とし、要素数 2975~6548 の三次元解析を行った。ナットとはりおよびはりと架台の接合面には外力が作用したとき、分離が生じることを想定し接合要素を挿入し摩擦係数は 0.2 とした。また、ボルト、はり、架台部は同一材料とし、用いた縦弾性係数 $E=206$ GPa、ポアソン比 $\nu=0.3$ 、はりの寸法は表 2 に示す 5 通りとした。表中の b_n はナット幅、 b_k ははりの幅である。ボルト、ナットの断面形状は 20 mm、36 mm の角、ボルト穴は 24 mm の正方形で、これらの値は一定とした。

図 7 は外力 9.8 kN を負荷した場合のボルトに生ずる曲げモーメントの理論値と FEM 解析値の比較である。FEM 解析値はボルト表面に生ずる曲げ応力より換算した。理論値 1 (実線) は従来の手法すなわち式 (12) より求めた値であり、理論値 2 (破線) は修正した手法、すなわち式 (13)、(16) より求めた理論値で、これらの値は、初期締付け力が零であることから $F_{at} = W(19.6$ kN) とし、はりのボルト穴を無視した場合のものである。一方、理論値 3 (一点鎖線) は図 8 に示す

Table 2 Dimensions of analysis model

Model	t	l_{k1}	$b_n/2$	$b_k/2$
b206018	20	90	18	18
b256018	25	90	18	18
b306018	30	90	18	18
b206026	20	90	18	26
b206036	20	90	18	36

Fig. 6 FEM analysis model to find bending moment

(a) Relationship between thickness of beam and bending moment

(b) Relationship between width of beam and bending moment

Fig. 7 Comparisons of theoretical values and FEM analysis values of bending moment

ようにはりのボルト穴(24 mm の正方形)を考慮した場合の修正した手法により求めた値である。このはりには断面形状の変化するはりとなるから G 点におけるたわみ角 θ_k は次式となる。

$$\theta_k = \frac{F}{12E_k I_k} \{ l_{k2}^2 + 6(l_{k1} - l_g)^2 + 6(l_{k1} - l_g)l_{k2} - 6(l_{k0} - l_g)^2 \} + \frac{W}{2E_k I_{k0}} (l_{k0} - l_g)^2 \quad \dots\dots\dots (21)$$

ここで I_{k0} , I_k ははりの穴のある部分(AC' 間または BC' 間), 穴のない部分(AB 間)の断面二次モーメントである(図 8 参照)。

図 7(a) は, はりの幅とナットの幅を同一寸法(36 mm)とした場合のはりの板厚と曲げモーメントの関係を示したものであり, 図 7(b) は, はりの板厚 20 mm, ナット幅 36 mm とした場合のはりの板厚と曲げモーメントの関係を調べたものである。また, 図 7(a) において板厚約 19 mm 以下の範囲で理論値 2, 3 の曲げモーメントが一定となっているが, この範囲では l_g の値がナット幅 b_n (図 6 参照) の 1/2 を超えることから, $l_g = b_n/2$ としているためである。

図 7 よりはりの板厚やナット幅に対してはりの板幅を変化させた場合においても, 理論値 2, 3 は FEM 解析値とよく一致している。また理論値 1 は板厚, 板幅が大になるほど, すなわち, はりの曲げ剛性が大になるほど FEM 値や理論値 2, 3 に近づくことがわかる。これより曲げモーメントを求めるための釣合い点は, はりの曲げ剛性の大小によらず集中荷重 F_{at} が作用する G 点に定めたほうが良いことがわかる。また理論値 2 と 3 は非常に近い値を示すことから, ボルト穴の有無は曲げ応力にあまり影響を及ぼさないことがわかる。

4. 結果および考察

4.1 内力係数の理論値と実験値の比較 図 9 は

Fig. 8 Shape of beam when considering bolt hole

各種はりの内力係数の理論値と実験値の比較を示したもので(a)は $l_{k1}=60$ mm, (b)は $l_{k1}=30$ mm の結果である。図中の理論値 1(実線)は従来の手法, すなわち式(2), (3), (5), (12)により求めた値, 理論値 2(破線)は修正した手法, すなわち式(2), (3), (13), (16)より求めたものである。また○印は内力係数, ●印は曲げ内力係数, □印は最大内力係数の実験値である。図 9 より板厚の減少とともに内力係数および最大内力係数は減少し, 曲げ内力係数は増加することがわかる。また同一板厚の場合 l_{k1} が大きいほうが内力係数および最大内力係数が小さく, 曲げ内力係数が大きくなる。すなわち, はりがたわみやすいほど内力係数, 最大内力係数は減少し, 曲げ内力係数は増加することがわかる。また両理論値と実験値はかなり一致していると言える。

(a) $l_{k1}=60$ mm

(b) $l_{k1}=30$ mm

Fig. 9 Comparisons of theoretical values and experimental values of force ratio

Fig. 10 Comparison between theoretical values and experimental values of (ϕ_{ben}/ϕ_e)

ここで、最大内力係数の値では理論値 1, 2 間に差がないが、これは ϕ_e , ϕ_{ben} で生じている差が相殺されているためであり、 ϕ_{ben}/ϕ_e で比べると板厚の小さい範囲では差が生じていることが図 10 よりわかる。これより曲げ内力係数と内力係数の比で比べると理論値 2 が理論値 1 に比べて実験値に近い値を示している。以上のことから、剛性の大きいはりでは両理論値に大きな差はなく、両理論式とも有効であると言える。一方両理論値に差が生ずる剛性の小さいはりでは締結体の機能を満たさないことも考えられるが、実際にはどの程度の剛性で締結体の機能を満たさなくなるのか不明であることから、剛性の大小を問わず理論 2 を用いたほうがより安全と言える。

4.2 ボルトに生ずる曲げモーメントの比較 図 7(a)の理論値 1, 2 では板厚が小さくなると曲げモーメントに大きな差が生じているのに、図 9 の曲げ内力係数の両理論値には大きな差が見られない。この理由は、図 7 ではボルトの断面形状を正方形としたため、ボルトに対するはりの剛性比が円形断面ボルトのそれより小さくなり、したがって同一軸力では、曲げモーメントは大きくなるためである。すなわち理論値 1, 2 の追加曲げモーメントを $M_{ab}(1)$, $M_{ab}(2)$ とおき、式 (12), (13) より同一軸力に対する両モーメントの比 R_m を求めると

$$\frac{M_{ab}(1)}{M_{ab}(2)} = \left[\frac{E_b}{12E_k I_k} \cdot \frac{(I_{k2}^2 + 6I_{k1}^2 + 6I_{k1} \cdot I_{k2})}{\{I_{b1}/I_{b1} + I_{b2}/(2I_{b2})\}} \right] / l_g$$

$$\equiv R_m \dots\dots\dots (22)$$

そこで一例として図 7(a) および図 9(a) の板厚 20 mm に対する R_m を求めてみる。図 7 では $R_m=1.6$ 、図 9 では $R_m=1.3$ となり同一軸力では図 7 の曲げモーメントの比のほうが大きいことがわかる。また理論 1, 2 における内力係数を $\phi_e(1)$, $\phi_e(2)$ 、曲げ内力係数を $\phi_{ben}(1)$, $\phi_{ben}(2)$ とおくと、式 (2), (3), (12), (13), (21) より

$$\frac{\phi_{ben}(1)}{\phi_{ben}(2)} = \frac{\phi_e(1)}{\phi_e(2)} \cdot R_m$$

となる。ここで図 9(a) の板厚 20 mm では $\phi_e(1)/\phi_e(2)=0.87$ となるから $R_m=1.3$ であっても $\phi_{ben}(1)/\phi_{ben}(2)=1.13$ となり、あまり差が生じないことになる。

5. 結 言

はり(かんざし)を用いた締結体について現物を縮小したモデルを作成し実験を行い、はりの剛性が各種内力係数に及ぼす影響を調べた。また、従来フランジ締結体の解析に用いられている手法、およびこれを一部修正した手法を用いて各種内力係数を求めるための簡便な式を導出し、実験結果との比較を行った。得られた知見は以下のとおりである。

- (1) はりの剛性の低下に伴い内力係数と曲げ内力係数の和である最大内力係数は減少する。
- (2) はりの剛性の低下に伴い内力係数は減少し、逆に曲げ内力係数は増加する。
- (3) 修正した手法による理論値は実験値とよく一致したことから、この手法による理論式は有効であると言える。

最後に本研究を遂行するにあたり、貴重なご助言をいただいた千葉工業大学の江藤元大教授、(株)吉永機械の池永憲章氏、毛内司氏、また本研究に積極的に協力いただいた当時千葉工業大学大学院生の本下俊夫君、根本淳一君並びに塚越理陽君に感謝の意を表す。

文 献

- (1) 例えば、沢俊行・丸山一男、機論、44-383(1978)、2516-2527。
- (2) 例えば、澤俊行、日本ねじ研究協会誌、24-2(1993)、36-44。
- (3) 例えば、澤俊行、日本ねじ研究協会誌、24-3(1993)、70-78。
- (4) 例えば、VDI 2230、(1977)、高強度ねじ結合の体系的計算方法、(1982)、日本ねじ研究協会。
- (5) 山本晃、ねじ締結の理論と計算、(1970)、61、養賢堂。