

接触面平坦度を考慮したスプリット・ティー接合部挙動の 解析的検討

AN ANALYTICAL STUDY OF EFFECTS OF CONTACT SURFACE FLATNESS ON MECHANICAL BEHAVIOURS OF SPLIT-TEE CONNECTIONS

黒田充紀*・増田陳紀**・皆川 勝***・西脇威夫****

By Mitsutoshi KURODA, Nobutoshi MASUDA, Masaru MINAGAWA and Takeo NISHIWAKI

Many studies on tension-type connections have been carried out. However, there are still many points which must be clarified. Fundamentally, this type connection transmits the external loads by "metal-touch". Therefore, it is very important to investigate effects of contact surface conditions on mechanical behaviours. In this paper, the effects of contact surface flatness on the split-tee connection behaviours are investigated as a contact-problem by finite element method. It is revealed that the bolt axial force, axial stiffness and stress in T-flange are influenced considerably by the degree of contact surface flatness.

Keywords: high strength bolt, contact-problem, finite element method, weld deformation

1. はじめに

高力ボルト引張接合のうち短締め形式、特にスプリット・ティー型接合（以下ST接合という）に対しては、1960年代～70年代に主として建築分野で精力的に実験的研究および解析的研究が行われた。その多くの成果は文献1)～3)にまとめられている。文献4)では有限要素法によって接合部挙動の解析がなされているが、それ以外の解析的研究^{5)～8)}では、Tフランジをはりに置換し、はりの理論を基礎として塑性ヒンジを導入して弾塑性解析の理論の展開がなされている。これらの解析的研究は、橋本⁹⁾も指摘しているように、応力に対して理論展開がなされ、終局耐力を求めることを主な目的としており、終局耐力と並んで最も重要な問題である継手の剛性についてはほとんど論じられていない現状であり、引張接合に関してはさらに解明・検討すべき問題点が残されてい

る。

土木鋼構造の分野では、引張接合は高力ボルト接合の一形式として認識されながらも、いまだ道路橋示方書¹⁰⁾には規定が設けられておらず、自由に採択されるには至っていない。引張接合に関する設計指針を構成しようとする場合、前述のような膨大な研究の蓄積を有効に活用していく一方で、既往の研究で明確になっているとはいえない事項を新たに検討し解明する必要がある。

基本的に、引張接合は面タッチによって応力伝達がなされるため、面タッチの状態によって継手の力学的性状は著しく変化すると考えられ、これについて十分検討しておく必要があると思われる。ST接合に関して接触面の状態と疲労挙動との関係が実験的に検討された例はある¹¹⁾が、ST接合部の力学的特性が接触面の平坦度を考慮して理論的あるいは解析的に検討された例はなく、多くの場合接触面の平坦度は理想的であるとして取り扱われてきている。著者らは高力ボルト引張接合の一形式である長締め形式に対する一連の研究^{12), 13)}で、接触面の平坦度と長締め形式接合部の性状の関係を実験的に検討した。長締め形式においては接触面が平坦でない場合には接触面積が小さくなり、母材内に応力の集中部が生じ、その結果接合部の剛性が低下して荷重によってボルトに生ずる付加軸力の増大を招くなど、接合部の挙動に対し

* 学生会員 工修 武蔵工業大学大学院博士後期課程

(〒158 世田谷区玉堤 1-28-1)

** 正会員 工博 武蔵工業大学助教授 工学部土木工学科
(同上)

*** 正会員 工博 武蔵工業大学講師 工学部土木工学科
(同上)

**** 正会員 工博 武蔵工業大学教授 工学部土木工学科
(同上)

て接触面平坦度が大きく影響することを示した。

本論は、引張接合全般においてきわめて重要な問題の1つである接触面の平坦度と力学的性状の関係を、ST接合部について数値解析的に解明することを目的としている。溶接によって組み立てられるT部材のフランジに生ずる溶接変形を初期変形として考慮した接触問題解析を行い、フランジの初期変形がボルト軸力、変形、および応力度などにどのように影響するかを検討する。

2. T部材の溶接組立てによる初期変形

ST接合を構成するT部材はその製造過程から2つの種類に分類することができる。Fig. 1に示すように1つは圧延H形鋼を2つに切断してT部材とするもの、もう1つは鋼板をT形溶接してT部材とするものである。前者はH形鋼そのものの寸法許容差が規定されている¹⁴⁾が、冷却時に内部応力が残留することからも推察されるようにフランジ面が完全に平坦であるかどうかは保証されない。また、後者はT形溶接部に溶接変形が生じるために溶接したままでは接触面の平坦度は確保されない。しかし、溶接組立てによるT部材は板厚寸法の組合せが任意に選定できることなどからその有用性は捨てがたく、事実、既往の多くの実験的研究および実施例では溶接組立てによるT部材が用いられてきた。本論では、T部材の初期変形として溶接による変形を考える。

3. 数値解析概要

(1) 接合部のモデル化に導入する仮定

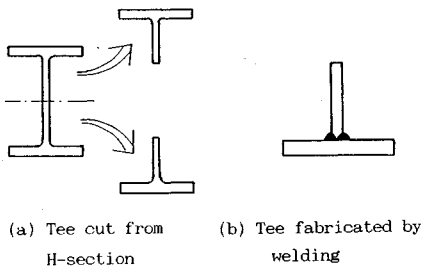
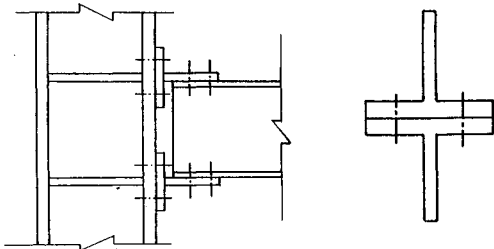


Fig. 1 Production methods of Tee-stub.



(a) Beam-to-column connection (b) T-T connection

Fig. 2 Typical Split-tee connections.

ST接合はアメリカなどでは積極的に用いられているが、最も頻繁に適用される箇所はたとえば Fig. 2(a) のようなはりと柱と接合部である。柱にT部材が取り付け位置にはスチフナーが配置されるのが一般的であり、このような場合には、柱はT部材に比して剛となるので、柱を近似的に剛壁と仮定できる場合が多い¹¹⁾。するとT形接合部は、接触面の摩擦の接合部挙動に及ぼす影響が小さいとすれば、Fig. 2(b)に示す同寸法のT部材が突き合わされている形式(TT形式)として近似的に扱うことができる¹¹⁾。このようなことから、本論では最も基本的なTT形式におけるT部材の接触面の平坦度と力学的挙動との関係に焦点を当てて検討を行うこととした。

種々の実施例や実際的な制約からボルト1本当たりのTフランジ幅は実際にはボルト径の4倍から6倍程度になり¹¹⁾、この範囲内では、引張荷重によってT部材は奥行き方向にほぼ一樣な変形をすることが種々のST接合部について実験的に確かめられている¹⁵⁾。一方、接合部に生ずる溶接変形は、フランジがウェーブ位置を中心にして跳ね上がる角変形と溶接線方向に沿って生ずる縦曲がり変形があるが、その大きさは一般的に前者の方がかなり大きくなる。以上の点などを考慮して、次に示す仮定を接合部をモデル化する際に導入した。

- ① 接合部は引張荷重によってT部材奥行き方向にわたって一樣な変形をする。
 - ② Tフランジの溶接変形は角変形のみを考慮する。
- これらの仮定を用いて接合部挙動を二次元問題として扱うこととした。

(2) 解析プログラム

解析プログラムは、既存の有限要素法による弾塑性解析システム²⁰⁾を基礎として必要な修正を施して作成した。相当応力-相当ひずみ関係にはバイリニア型モデルを用い、履歴特性は移動硬化則に従うものとした。

(3) 接触問題の扱いと増分計算方法

a) 接触問題の扱い 接触問題解析法に関しては主として機械工学の分野で精力的に研究が行われてきたが、提案されている解析法は、①不連続面における節点間の変位の適合条件や力のつり合い条件を剛性方程式に取り込む方法¹⁶⁾、②接触面に特殊な要素(接触要素)を挿入する方法^{17),18)}、③ペナルティ関数等を用いる方法¹⁹⁾などに大別できる。

本論では接触要素による方法を用いた。接触要素のタイプは1節点2自由度定ひずみ三角形要素である。接触面に垂直な方向にn軸を、水平な方向にs軸をとった局所座標系を考える(Fig. 3)。この座標系における接触層の構成方程式を増分形式で次のように記述する。

$$\{d\sigma\} = [D]\{d\varepsilon\} \dots \dots \dots (1)$$

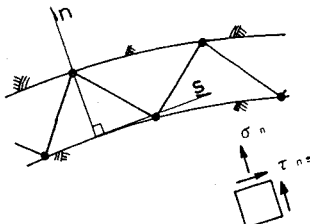
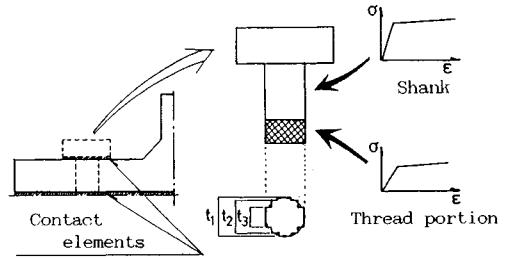


Fig. 3 Contact element.

Table 1 Material properties in the analyses.

Material properties	Bolt		T-stub
	Shank	thread	
Young's modulus (GPa)	211.	123.	206.
Poisson's ratio	0.3	0.3	0.3
Yield strength (MPa)	1079.	834.	255.
Strain hardening coeffi. (Gpa)	3.92	3.92	2.06



For contact elements;

$$G_1 = \frac{E(1-\nu)}{(1+\nu)(1-2\nu)}$$

$$G_2 = \frac{E}{2(1+\nu)}$$

Young's modulus E and Poisson's ratio ν are equal to those of T-stub material.

Fig. 4 Modeling of the connection.

Table 2 Analysis models.

Analysis Models	Weld deformation *		t_f (mm)	t_w (mm)	a (mm)	b (mm)	w (mm)	Initial bolt strain	Specimen No. in Ref. 21)	Geometry of the connections
	δ (mm)	θ (rad)								
A 0	0.0	0.0	15	18	45	36	90	3000×10^{-6}	No. 1 (A-11-3000-45)	
A 1	0.1	1.11×10^{-3}								
A 2	0.2	2.22×10^{-3}								
A 3	0.3	3.33×10^{-3}								
AM 2	-0.2	-2.22×10^{-3}	20	18	45	36	90	3000×10^{-6}	No. 4 (A-22-3000-45)	
B 0	0.0	0.0								
B 1	0.1	1.11×10^{-3}								
B 2	0.2	2.22×10^{-3}								
B 3	0.3	3.33×10^{-3}	20	18	45	36	90	3000×10^{-6}	No. 4 (A-22-3000-45)	
BM 2	-0.2	-2.22×10^{-3}								

*: Refer to Fig.6

ここで、

$$|d\sigma| = \begin{Bmatrix} d\sigma_n \\ d\tau_{ns} \end{Bmatrix}, [D] = \begin{bmatrix} G_1 & 0 \\ 0 & G_2 \end{bmatrix}, |d\varepsilon| = \begin{Bmatrix} d\varepsilon_n \\ d\gamma_{ns} \end{Bmatrix}$$

すると、接触状態は次のように記述できる。

- ① 固着状態 $G_1 = G_2 = \text{適当な正值}$
- ② 離間状態 $G_1 = G_2 = 0$
- ③ すべり状態 $G_1 = \text{適当な正值}, G_2 = 0$

要素剛性行列 $[K]$ はよく知られているとおり次式で計算できる。

$$[K] = A t [B]^T [D] [B] \dots \dots \dots (2)$$

ここに、A: 接触要素の面積、t: 接触要素の板厚、

[B]: 接触要素の変位-ひずみ関係マトリックス。

接触の判定は、各接触要素の局所 n-s 座標系における全ひずみの n 方向成分 ε_n の値で行っている。摩擦条件はクーロンの摩擦則に従うものとする。

- ① 固着状態 $\varepsilon_n \leq 0, |\tau_{ns}| < \mu |\sigma_n|$
- ② すべり状態 $\varepsilon_n \leq 0, |\tau_{ns}| = \mu |\sigma_n|$
- ③ 離間状態 $\varepsilon_n > 0$

ここで、 μ は静摩擦係数である。接触要素の解の精度については付録 1 に示す検討によって確認した。

b) 荷重増分の決定 基礎とした解析プログラム²⁰⁾ は、荷重増分の決定にいわゆる“ r_{min} 法”²¹⁾を用いているが、本論ではさらに接触要素の接触状態の変化(①離

間している要素が接触する、②接触している要素が離間する、③固着状態にある要素がすべり状態に変化する)に対しても“ r_{min} 法”を導入し、接触要素を1つずつ接触、離間あるいは滑动させる方法をとった。接触状態が変化するために必要な最小荷重倍率を r_{cmin} 、要素が1つ降伏するのに必要な最小荷重倍率を r_{min} とすれば、各ステージにおいて、

- ① $r_{min} < r_{cmin}$ の場合は、通常要素が1つ降伏する。
- ② $r_{min} > r_{cmin}$ の場合は、1接触要素が離間・接触あるいは滑动する。

すべり状態にある要素が再び固着の条件を満足する場合には、次の増分段階でその要素のせん断剛性 G_2 を再び「適当な正值」に戻す方法をとっており、反復修正計算は行っていない。

(4) 解析モデル

解析モデルの概要を Fig. 4 に示す。接触要素は、Tフランジの下面および上面に配置した。ここで、座金とボルト頭部は一体で挙動すると仮定している。Tフランジ下面に配した接触要素は TT 形式の対称条件に対応して $\mu = 0$ とし、Tフランジの上面では $\mu = 0.4$ とした。要素分割についての検討は付録 2 に示した。

解析対象とする接合部の寸法等は文献 22) において用いられた試験体と同じとした。この実験的研究では、ボルトの素材試験において、ボルトと同材質の丸鋼によ

る引張試験結果と、全長にわたってねじを切ったねじ棒の同試験結果の両方が与えられている。本解析では、Fig. 4 に示すようにボルトモデルを軸部とねじ部に分割し、軸部には丸鋼の引張試験結果から得られるヤング係数、降伏応力、およびひずみ硬化率を直接与え、ねじ部ではモデルに与える断面積は軸部に一致させ、ねじ棒の引張試験結果から軸部の断面積を用いて換算したヤング係数、降伏応力、ひずみ硬化率を材料特性として与えた。ボルトは円形断面を Fig. 4 中に示すように要素の板厚を段階的に変化させて近似している。実際用いられたボルトは片側ナットであり、ボルトセットの形状は接触面に対して対称ではないが、ここでは実際に用いられたボルトの軸部長さ、およびねじ部長さのそれぞれ 1/2 の長さをモデル化した。ボルトの軸部の初期ひずみは 3000×10^{-6} を与えている。これを応力度に換算すると現在用いられている F10 T ボルト²³⁾ の素材の最小耐力の約 70% に相当し、実際的な値である。解析に適用した材料特性を Table 1 に示す。T フランジは平面ひずみ状態を仮定している。簡単のため溶接部の材料特性はウェブおよびフランジと同等であると仮定した。接触要素の剛性 G_1, G_2 は、それぞれ Fig. 4 中に示すように設定した。解析モデルの諸数値と文献 22) に示される試験体との対応を Table 2 に示す。 t_f はフランジ厚、 t_w はウェブ厚、 a はフランジ端部からボルト軸までの距離、 b はウェブ面からボルト軸までの距離、 w は T フランジの幅をそれぞれ表す。ボルトは旧 JIS²⁴⁾ の F11 T、 $w 5/8$ である。また、K 溶接部のフィレット脚長は 10 mm である。これらの試験体の静的耐力はすべてボルトの破断で決まっている。また、これらの試験体の接触面は、切削などの処理は施されていない。

溶接による角変形量は、溶接方法、入熱量などの要因によってばらつくことが知られているが、ここでは、文献 25) で示されている測定例を参考にして、フランジ端部の浮き上がり量 δ (Fig. 6 参照) を接触面平坦度が良好である 0.0 の場合を含めて、0.1, 0.2, 0.3 mm に設定した。また、比較のため逆に反ったケースとして $\delta = -0.2$ mm の場合も解析した。これらの角変形量を角度 θ で表示すれば、それぞれ 0.0, 1.11×10^{-3} , 2.22×10^{-3} , 3.33×10^{-3} , -2.22×10^{-3} rad である。 δ および θ が負となるような状態は、たとえば、製作時に角変形を見込んでフランジに逆ひずみを与えた後溶接を施したが、ひずみが戻りきらずに依然として逆ひずみが残留しているような場合に生じ得る。

(5) 解析手順

a) 溶接による変形形状および残留応力の解析 本論では、溶接による T 部材の変形を考慮した解析を行うため、接合部の挙動解析に先立って溶接による変形形状

および残留応力・残留ひずみを求めておく必要がある。溶接によって残留する変形あるいは応力を厳密に求めようとすれば、溶融・凝固・収縮という諸現象を解析する

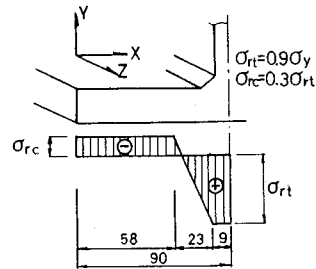


Fig. 5 Residual stress distribution in z-direction.

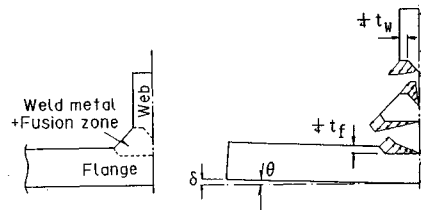


Fig. 6 Analysis of weld deformation.

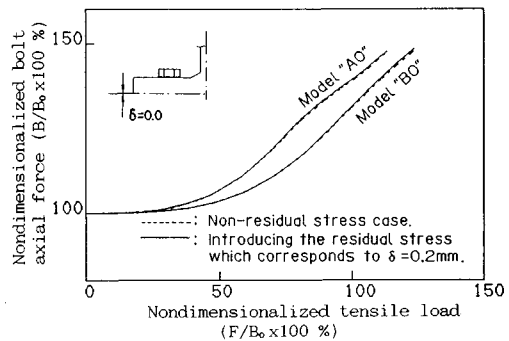


Fig. 7 Relationships between monotonous tensile load and bolt axial force ; comparison of non-residual stress case with introducing residual stress case. (F : External load, B : Bolt axial force, B_0 : Initial bolt axial force)

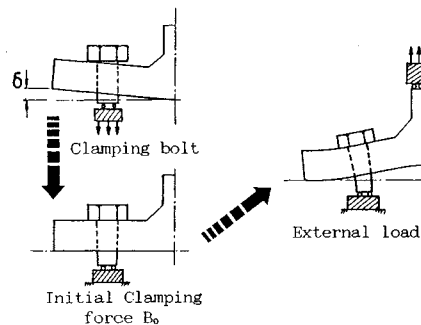


Fig. 8 Procedure of the analysis of Split-tee connection.

必要があるが、ここでは大略的な値を求めることを目的として以下に示す簡易的な方法を用いた。溶接線方向に生ずる残留応力分布を Fig. 5 に示すように仮定し、この応力値を初期応力として T 部材の各要素にセットし、その後 Fig. 6 に示すようなフィレットの収縮を想定した荷重をフランジ端部の変形量が所定の δ の値になるまで増分的に載荷する。溶接する前のフランジ板の面は完全に平坦であると仮定している。溶融部の範囲は一律に定まるものではないが、種々の溶接断面の写真を参考にして、ここでは Fig. 6 に示すようにフランジ厚 t_f およびウェブ厚 t_w の 1/4 までを溶融部とした。後に示すように、残留応力はボルト軸力や離間量に対して本解析の範囲では大きな影響を及ぼさないが、二次元の範囲でより忠実な ST 接合部の力学的挙動を解析するためにこれを考慮することとした。

角変形量が正である接合部については、この解析によって得られた変形、応力およびひずみをそれぞれ T 部材の初期変形、残留応力および残留ひずみとした。ここで、 δ が 0 または負の場合の残留応力をどのように設定するかが問題となる。Fig. 7 は平坦度良好な場合（すなわち形状は $\delta=0.0$ ）について残留応力のレベルを、①残留応力なし、② $\delta=0.2\text{ mm}$ に対応するもの、に変化させた場合の引張荷重とボルト軸力の関係の解析結果（解析手順の詳細は後述する）であるが、両者にはほとんど差はないことがわかる。この結果と Fig. 9 に示すところの結果を比較すれば、ボルト軸力に対しては、角変形量の大きさの影響が支配的であり、残留応力の大小の影響はそれに比して非常に小さいことがわかる。引張荷重による離間量に対しても同様の検討を行ったが、ボルト軸力と同様に残留応力の大小の影響は小さかった。このようなことから、簡単のため $\delta=0.0$ である解析モデルには、本論で設定した角変形量の範囲では中間的な $\delta=0.2\text{ mm}$ の場合と等しい残留応力および残留ひずみを

便宜的に想定した。 δ が負値となる場合の実際のプロセスは 3. (4) で述べたとおりであるが、上述と同様な理由で、簡単のため $\delta=-0.2\text{ mm}$ の解析モデルの場合の残留応力および残留ひずみは便宜的に $\delta=0.2\text{ mm}$ の場合と等しいものを想定した。また、この場合の初期変形は $\delta=0.2\text{ mm}$ の場合の初期変形の符号を逆に与えることとした。

b) ボルトの締付けと引張荷重の載荷 ST 接合部の解析に先立って、平坦度良好な場合の各節点座標に 3. (5) a) によって求められた初期変位置（溶接変形量）を加える。各要素には残留応力値・残留ひずみ値を与え、さらにすでに降伏している要素には降伏曲面の中心を表わすベクトルと曲面の大きさを与える。このような準備の後、ST 接合部の挙動解析を Fig. 8 に示すごとく行う。ボルト締付けに対しては、ボルト端部に強制変位を与え、ボルト軸部の平均ひずみ値が所定の値になるまで増分計算を行う。平均ひずみ値が所定の値に達した後、ボルト端部の軸方向変位を拘束し、続いて T ウェブに引張の強制変位を与える。

4. 接触面の平坦度と力学的性状

(1) ボルト軸力

解析によって得られた単調引張荷重とボルト軸力の関係を Fig. 9 に示す。(a) 図はモデル A 系列、(b) 図はモデル B 系列の結果である。縦軸・横軸ともボルト初期軸力 B_0 で無次元化している。角変形量が正側に大きくなるにつれて荷重に対してボルト軸力が直線的に増加する領域が $\delta=0.0$ の場合に比して増大しており、ボルト付加軸力も減少している。そして、ある荷重に達すると急激にボルト付加軸力の増加が始まる傾向がある。一方、 $\delta=-0.2\text{ mm}$ の場合はきわめて小さい荷重域からボルト軸力は増加し始めており、 $\delta=0.0$ の場合に比してボルト付加軸力は増大している。実測値は、モデル A 系列

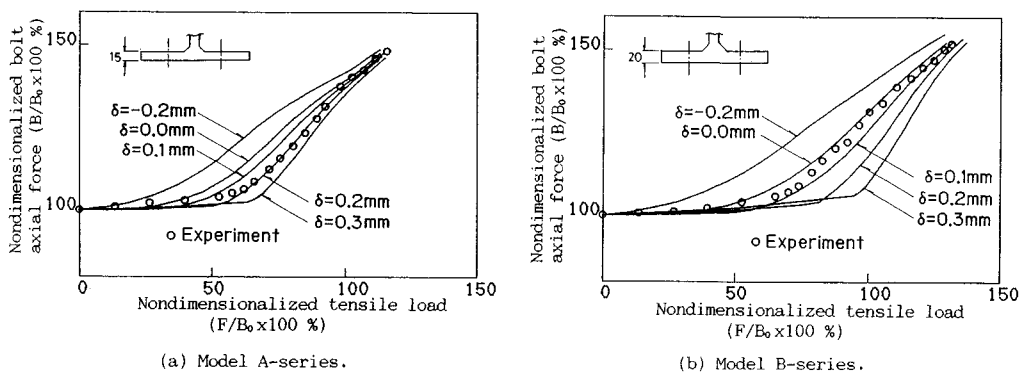


Fig. 9 Relationships between monotonous tensile load and bolt axial force.
(F : External load, B : Bolt axial force, B_0 : Initial bolt axial force).

においては $\delta=0.2\text{ mm}$ の解析結果とほぼ一致しており、モデル B 系列では $\delta=0.0$ と 0.1 mm の解析結果の中間にある。溶接形式およびサイズはいずれの試験体においても等しいので、板厚が薄い文献 22) の No.1 試験体 (Table 2 参照) の方が角変形量が大きくなっていることは容易に推察され、この傾向を解析結果は良くとらえているといえる。このように、角変形量が正側に大きくなるとボルト付加軸力は低減され、一方、角変形量が負の場合は著しいボルト付加軸力の増大を招くことが明らか

かとなった。ボルト軸力の観点からは明らかに負の角変形は好ましくない。

(2) 離間量

Fig. 10 は単調引張荷重と接触面中央部 (ウェブ直下の接触面) の離間量の関係を示したものである。 $\delta=0.0$ および $\delta=-0.2\text{ mm}$ の場合の離間量は荷重が载荷され始めると同時に増加し始めるのに対して、正の角変形量を有する接合部はそれぞれ異なるある荷重値までは全く離間しないことがわかる。正の角変形量を有する接

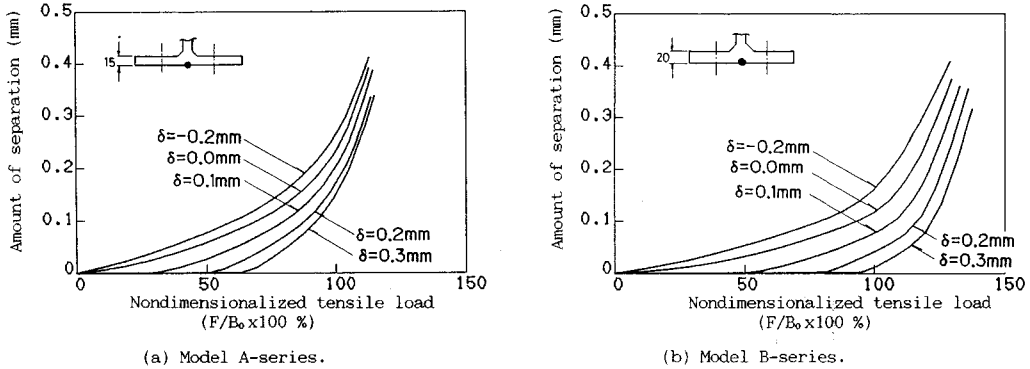
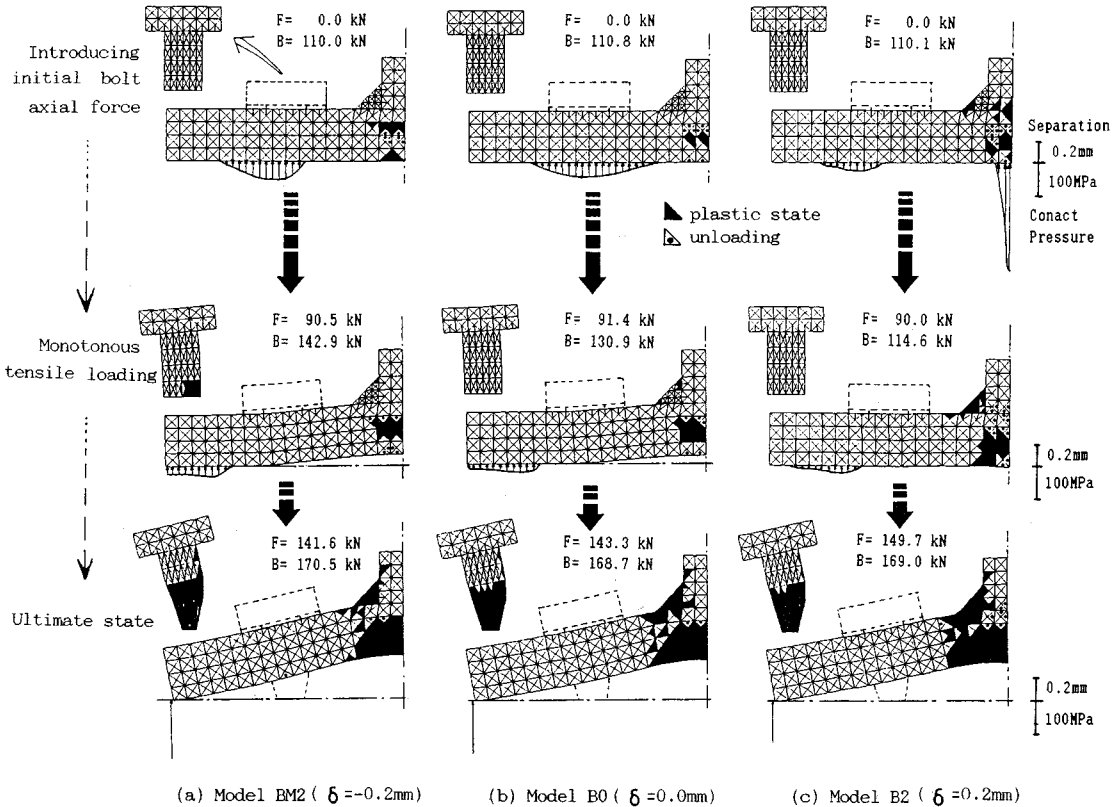


Fig. 10 Relationships between monotonous tensile load and amount of separation at the center of flange.



(a) Model EM2 ($\delta = -0.2\text{mm}$) (b) Model B0 ($\delta = 0.0\text{mm}$) (c) Model B2 ($\delta = 0.2\text{mm}$)

Fig. 11 Deformation (scaled up, $\times 40$), contact pressure and plastic zone of the connection.

合部は、平坦度が良好な接合部に比べて相対的に高い剛性をもつといえる。負の角変形量を有する接合部は、平坦度が良好な場合に比べその剛性が低下することがわかる。

(3) 接触圧力の分布と接合部の挙動

角変形によって、ボルト付加軸力の大きさおよび剛性は著しく変化することを前節および前々節において示したが、本節ではこれらの挙動と接触面の接触現象との関係について示す。Fig. 11は、モデルBM2, B0, B2の接触圧力、変形、塑性域進展状況を示したものである。変形は40倍に拡大している。最上段は、ボルト初期軸力導入時の状況である。モデルB0では、接触圧力はボルト軸を中心にしてほぼ対称形に分布している。それに比べて、モデルBM2ではフランジ端部に偏って分布している。モデルB2では接触圧は、ウェブ直下とボルト軸とフランジ端部の間の2か所に分かれて分布しており、ウェブ直下の圧力は非常に大きく、ボルト軸とフランジ端部の間に分布している圧力は小さい。この状態から徐々に荷重を載荷していくと、モデルB2の場合には荷重はそのほとんどがウェブ直下に存在する材間圧力とつり合うために、この部分の圧力が零となるまで

離間は生じない。その結果、接合部の剛性は非常に大きくなる。それに対して、モデルB0およびBM2の場合はウェブ直下の材間圧力は最初から存在しないために、載荷開始と同時に離間が始まる。第2段目は、モデルB2のウェブ直下に存在していた圧力が零となった荷重レベルに対応する状況である。モデルB2ではいまだウェブ直下の接触面に離間が生じておらず、フランジ端部に近い方の圧力分布もフランジ端部には達していない。一方、モデルBM2およびB0ではすでに離間がかなり進展しており、圧力分布はフランジ端部に到達している。モデルBM2ではすでにねじ部の塑性化が始まっている。第3段目は、ボルト軸力がほぼ実験による破断軸力に達した場合である。この状態では、その程度には差があるがフランジとウェブの取合い部は塑性ヒンジ的な挙動を示し、接触圧力はフランジ端部に集中して

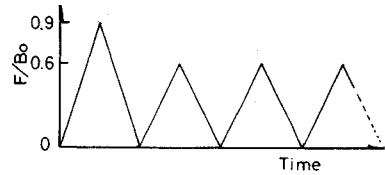


Fig. 12 Repetitive loading pattern.

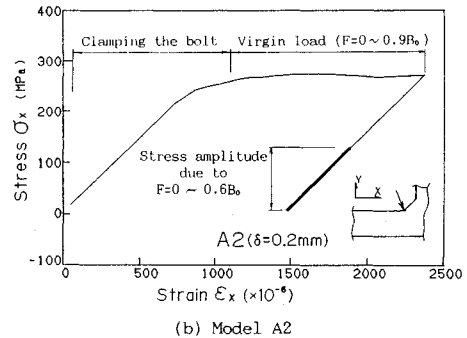
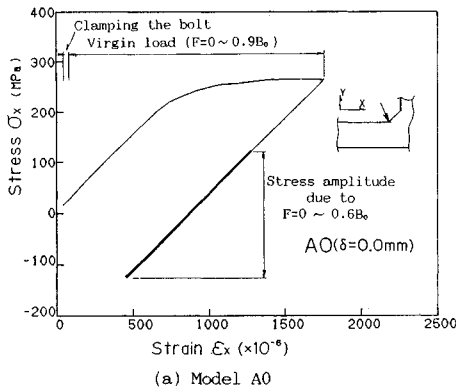


Fig. 13 Stress-strain relations at toe of the weld by the loading pattern shown in Fig. 12 (Model A-series).

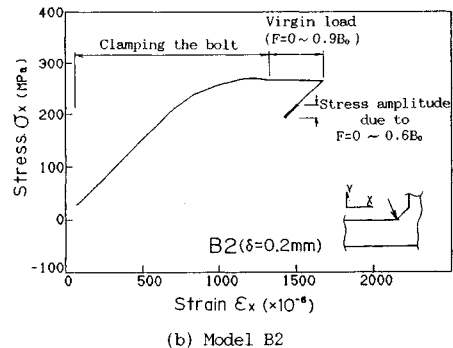
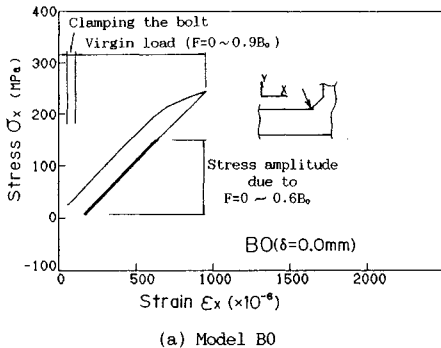


Fig. 14 Stress-strain relations at toe of the weld by the loading pattern shown in Fig. 12 (Model B-series).

おり、BM 2, B 0, B 2 の挙動はかなり近くなっていることがわかる。Fig. 9 において、最大荷重付近ではボルト軸力挙動に対して角変形量の影響が小さくなっていることがわかるが、これは上に述べた挙動によるものである。

(4) フランジの曲げ応力

すでに示したように、負側の角変形はボルト付加軸力を著しく増大させるばかりでなく、接合部剛性を低下させるので実際上好ましくない。一方、正側の角変形はボルト軸力および剛性の観点からは接合部に対してむしろ有利に働く。しかし、Fig. 11(c) の最上段の図において溶接部が塑性化していることからわかるように、角変形を有する接合部にはボルト締付けによってフランジに曲げ応力と曲げひずみが生ずる。正の角変形量を有する接合部が平坦度が良好なそれに比べて力学的に有利であるか不利であるかを判断するためには、このボルト初期導入軸力によって生ずるフランジの曲げ応力が、その後載荷される荷重による挙動にどのように影響するかを検討する必要がある。

ここでは、繰返し荷重による応力変動について検討する。載荷パターンは Fig. 12 に示すものである。荷重 $F = 0.9 B_0$ は、高力ボルト接合設計施工指針²⁶⁾に示されるので反力を考慮しない場合の短期許容外力であり、 $F = 0.6 B_0$ は長期許容外力である。得られた溶接止端部の要素のフランジ面に平行な方向の応力-ひずみ関係の履歴を Fig. 13 および 14 に示す。平坦度が良好であるモデル A 0 および B 0 の場合には、ボルト締付けによって発生するひずみはきわめて小さい。それに対して、 $\delta = 0.2 \text{ mm}$ であるモデル A 2 および B 2 の場合は、ボルト締付けによって材料は塑性領域に達している。処女載荷によってモデル A 0 および B 0 も塑性領域に達して、除荷によって弾性挙動に復帰している。モデル A 2 および B 2 は処女載荷によって塑性化が進行し、やはり除荷によって弾性的挙動に復帰する。ここで、その後の $F = 0 \sim 0.6 B_0$ による $\delta = 0.0$ の場合の応力範囲と $\delta = 0.2 \text{ mm}$ の場合のそれとを比較すると、明らかに後者が小さいことがわかる。これは、正の角変形量を有する接合部は、平坦度が良好な接合部に比べてウェブ直下の接触面の離間が遅れて生ずるために、載荷によるフランジの変形量が小さくなり、曲げひずみが小さく抑えられたためである。ここで示した応力-ひずみ関係における応力・ひずみそれぞれの値そのものは要素分割の細かさ等によって影響を受ける(付録 2 参照)が、定性的には、正の角変形量を有する接合部のフランジ-ウェブ取合い部の繰返し応力範囲は、平坦度が良好な場合に比べて小さくなることは明らかである。

5. ま と め

高力ボルト引張接合の一形式であるスプリット・ティー接合部の初期不整として溶接によって生ずる角変形を考え、接触面の平坦度を考慮した接合部の力学的挙動を接触問題手法を導入した数値解析によって検討した。得られた主な結論を以下に述べる。

(1) 引張ボルト接合部の接触問題を導入した解析方法を示した。本方法は、ボルトの締付けから荷重が載荷される過程をできるだけ忠実に追跡するように配慮したものであり、数値計算と実測結果との比較を通して十分有効であることが確認された。

(2) 負の角変形量を有する接合部は、接触面の平坦度が良好な接合部に比べてボルト付加軸力が著しく増大し、接合部剛性は低下する。

(3) 正の角変形量を有する接合部は、接触面の平坦度が良好な接合部に比べてボルト付加軸力は低減し、接合部剛性は増大する。

(4) 正の角変形量を有する接合部はボルト初期軸力導入時にウェブ直下の接触面に接触圧力が分布し、荷重はその大部分がこのウェブ直下に存在する接触圧力とつり合うために、この部分の圧力が零となるまでウェブ直下の接触面に離間は生じない。これは、(3) で示した現象が生ずる直接の原因である。

(5) 正の角変形量を有する接合部の繰返し載荷によるフランジ-ウェブ取合い部の曲げひずみは、接触面の平坦度が良好な場合に比べて小さくなる。

(6) 上記(3)~(5)より、繰返し荷重を受ける場合、正の角変形量を有する接合部は、接触面の平坦度が良好である接合部に比べて力学的にむしろ有利になる。

(7) ボルト軸力の増加量および接合部の変形に対して溶接残留応力が及ぼす影響は、角変形がそれに及ぼす影響に比して十分小さい。

6. おわりに

従来、ST 接合部における接触面平坦度の影響についてはほとんど検討されず多くの場合影響は少ないものとして扱われてきたが、本論における検討によって、正の角変形量を有する接合部は接触面平坦度が良好な接合部に比べて力学的に有利な点が多いことがわかった。接合部の力学的性状に着目すれば、角変形量が負でないことを確認していれば、一般的にコスト高となる切削加工など接触面の平坦度を確保するための特別な処理は必要がないといえる。しかし、実際の構造物の施工上は角変形が施工における部材の直角度に対して悪影響を及ぼすことは十分あり得る。要求される施工精度はその構造物個々によって異なり、適用箇所によっては接触面を切削

加工して平坦に仕上げることが必要になろう。本論では、接合部単体の力学的挙動に着目したが、構造物としての施工精度に関連する接触面の平坦度の問題はまた別の問題であり、今後の課題でもありと考えている。

なお、本論における数値計算は東京大学大型計算機センターの HITAC-M-680 H/682 H を用いて行った。一例として計算時間を示せば、Fig. 9 (b) に示した $\delta = 0.2 \text{ mm}$ の場合（節点数：324，要素数：573）で CPU-Time は約 90 秒（188 ステージ）であった。この場合で、計算時間の約 40 % はボルトの締付けの部分に要した。

謝 辞：本研究を実施するにあたり千葉工業大学建築学科 橋本篤秀教授には多大なるご助言を頂き、ここに記して深謝する次第であります。また、武蔵工業大学機械工学科 大谷真一助手には溶接工学に関して有益なご助言を頂戴しました。心より感謝致します。

付録 1 接触要素の解の精度について

Fig. A-1 (a) に示す球と剛床の弾性接触問題を、本論で用いた接触要素を用いて解析した。接触領域近傍の要素分割を Fig. A-1 (b) に示す。接触要素の剛床面方向の寸法は、それと球の半径 R との比が、本論中の正の角変形量を有する ST 接合部の解析（要素分割は付録 2 の MESH (a) における接触要素の寸法と同接合部のウェブ直下の接触面において円弧とみなすことができる部分の曲率半径との比とほぼ同じになるように決定した。得られた接触圧力の分布を Fig. A-2 に示す。

付録 2 要素分割についての検討

本論中で用いた要素分割 (Fig. 11 参照, ST 接合部の解析モデル A 系列, B 系列とも同じで 324 節点, 573 要素) を MESH (a) とし, Fig. A-3 に示す要素分割 (973 節点, 1809 要素) を MESH (b) とする。モデル A 系列についてこれらの要素分割によって解析された引張荷重とボルト軸力の関係を比較して Fig. A-4 に示す。より細

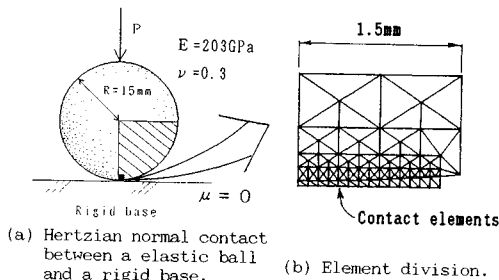


Fig. A-1 Hertzian contact problem for confirmation of accuracy of analyses by the contact element.

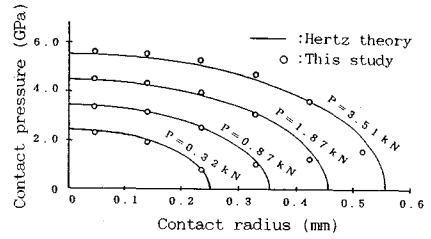


Fig. A-2 Analytical results of contact pressure distributions.

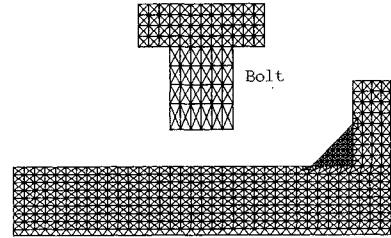


Fig. A-3 Mesh pattern (b) (MESH (b)), 973 nodes, 1809 elements, Minimum mesh size : 1.25 mm x 0.625 mm.

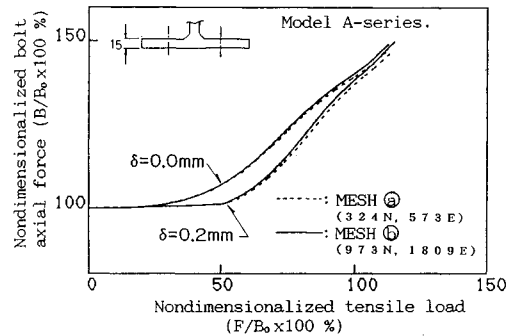


Fig. A-4 Relationships between monotonous tensile load and bolt axial force by MESH (a) and MESH (b).

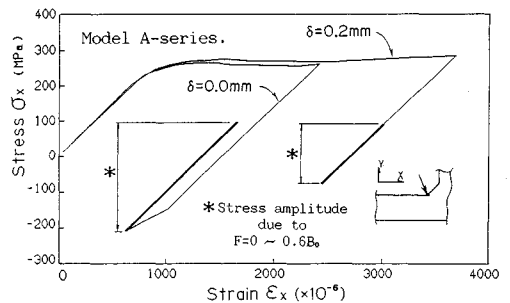


Fig. A-5 Stress-strain relations at toe of the weld by the loading pattern shown in Fig. 12 (MESH (b)).

かい分割を行った MESH (b) による解析結果の方がボルト軸力の増加量がやや大きくなっているが、このようなマクロ的な挙動の追跡に対しては MESH (a) で十分で

あると判断できる。

Fig. 12 に示した繰返し载荷パターンによって、モデル A 系列について MESH[ⓑ] を用いて解析した溶接し端部の要素のフランジ面平行方向の応力とひずみの関係を Fig. A・5 に示す。MESH[ⓐ] の場合 (Fig. 13) に比べて応力およびひずみの値は大きくなっているが、繰返し荷重による応力範囲が、正の角変形量を有する接合部の場合が接触面平坦度が良好な接合部の場合に比べて小さくなるという傾向は、MESH[ⓐ] においても MESH[ⓑ] においても不変である。なお、MESH[ⓐ] におけるこの要素の寸法は 2.5×1.25 (底辺×高さ (mm))、MESH[ⓑ] では 1.25×0.625 である。本論では応力、ひずみの値の定量的な評価を目的とはしていないことから総自由度の少ない MESH[ⓐ] を用いて解析することとした。

参考文献

- 1) 日本鋼構造協会：鋼構造接合資料集成，pp. 549～642，技報堂，1977。
- 2) Fisher, J. W. and Struik, J. H. A. : Guide to Design Criteria for Bolted and Riveted Joints, John Wiley & Sons, pp. 257～280, 1973.
- 3) Kulak, G. L., Fisher, J. W. and Struik, J. H. A. : Guide to Design Criteria for Bolted and Riveted Joints, 2nd edition, John Wiley & Sons, pp. 263～288, 1987.
- 4) Nair, R. S., Birkemoe, P. C. and Munse, W. H. : High strength bolts subject to tension and prying, Proceedings of ASCE, Vol. 100, No. ST 2, pp. 351～372, 1974.
- 5) Douty, R. T. and McGuire, W. : High strength bolted moment connections, Proceedings of ASCE, Vol. 91, No. ST 2, pp. 101～128, 1965.
- 6) 加藤 勉：高力ボルト引張接合の設計式，JSSC, Vol. 5, No. 46, pp. 73～80, 1969.
- 7) 藤本盛久・橋本篤秀：高力ボルト引張り接合に関する研究・第 2 部・スプリットティー型引張接合の解析 (その 1)，日本建築学会論文報告集，第 190 号，pp. 59～68，1971；同 (その 2)，日本建築学会論文報告集，第 191 号，pp. 7～18，1972。
- 8) 田中 尚・田中淳夫：高力ボルト引張接合部の設計式について，JSSC, Vol. 11, No. 120, pp. 5～10, 1975.
- 9) 橋本篤秀：高力ボルト引張接合の設計式について，JSSC, Vol. 13, No. 141, pp. 28～32, 1977.
- 10) 日本道路協会：道路橋示方書 (I 共通編・II 鋼橋編)・同解説，日本道路協会，1980。
- 11) Mann, A. P. and Morris, L. J. : Lack of fit in high strength bolted connections, Journal of structural engineering, ASCE, Vol. 110, No. 6, pp. 1235～1252, 1984.
- 12) 西脇威夫・増田陳紀・皆川 勝・黒田充紀・鈴木康弘：長締めボルト引張接合のボルト軸力，構造工学論文集，Vol. 35 A, pp. 991～999, 1989.
- 13) Nishiwaki, T., Masuda, N., Minagawa, M., Kuroda, M. and Suzuki, Y. : Stress behaviours of tension type connections by long bolts, Proceedings of the international colloquium 'Bolted and special structural connections', Vol. 2, pp. 63～70, 1989 (Moscow).
- 14) 日本規格協会編：熱間圧延形鋼の形状，寸法，重量及びその許容差，JIS G 3192, 1977 (1982, 1987).
- 15) 加藤 勉・田中淳夫：高力ボルト引張接合に関する実験的研究 (その二，単純引張力をうける接合部の性状)，日本建築学会論文報告集，第 147 号，pp. 33～41, 1968.
- 16) たとえば，葛 紀夫・山地成一：接触問題の有限要素法に関する研究，日本機械学会誌，第 76 巻，第 651 号，pp. 348～358, 1973.
- 17) 山田嘉昭・江沢良孝：接合要素とその有限要素解析における応用，生産研究，第 31 巻，第 6 号，pp. 519～524, 1979.
- 18) Goodman, R. E., Taylor, R. L. and Brekke, T. L. : A model for the mechanics of jointed rock, Proceedings of ASCE, Vol. 94, No. SM 3, pp. 637～659, 1968.
- 19) 矢川元基・平山 浩・安藤良夫：ベテルティ法による二次元およびはりの接触問題の解析，機械学会論文集 (A)，第 46 巻，第 411 号，pp. 1220～1228, 1980.
- 20) 山田嘉昭・横内康人：有限要素法による弾塑性解析プログラミング—EPIC—IV 解説一，培風館，1981.
- 21) Yamada, Y., Yoshimura, N. and Sakurai, T. : Plastic stress-strain matrix and its application for the solution of Elastic-plastic problems by the finite element method, International journal of mechanical sciences, Vol. 10, pp. 343～354, 1968.
- 22) 日本鋼構造協会・技術委員会・安全性分科会・接合小委員会・引張ボルト接合班：特集・高力ボルトの引張接合について，JSSC, Vol. 3, No. 24, pp. 15～34, 1967.
- 23) 日本規格協会編：摩擦接合用高力ボルト・六角ナット・平座金のセット，JIS B 1186, 1979 (1984).
- 24) 日本規格協会編：摩擦接合用高力ボルト・六角ナット・平座金のセット，JIS B 1186, 1964.
- 25) 佐藤邦彦・向井芳彦・豊田政男：溶接工学，理工学社，pp. 80～88, 1985.
- 26) 日本建築学会：高力ボルト接合設計施工指針，日本建築学会，pp. 26～29, 1984.

(1989. 9. 12・受付)