# 高張力ボルト摩擦継手の力の伝達について

Mechanism of the Force-Transmission of High-Strength Bolted Structural Joints

八 木 重 憲<sup>\*</sup> 井 上 忠 雄<sup>\*</sup> Shigenori Yagi Tadao Inoue

#### 内 容 梗 概

最近,鋼構造物の継手として,高張力ボルト摩擦継手の使用がさかんになり,これに関する研究も数多く行 なわれているが,まだ設計資料として十分とはいえない。

われわれはこの事情にかんがみて,一連の研究を行なっているが,ここでは継手の力の伝達機構の解析結果 と実験結果について述べる。

#### 1. 緒 言

EV.

高張力ボルト摩擦継手は、従来のリベット継手が主として、リベ ットのせん断とリベット穴の支圧によって力を伝達するのに対し、 継手板を高張力ボルトによって強力に締付け、継手板相互間の摩擦 によって力を伝達する。したがってリベット継手にくらべ、継手板 円孔縁の応力集中が緩和され、継手の疲れ強さが向上するとともに、 施工に当たってリベット打ち作業という高度の熟練を要する作業が 不要になり、さらに市街地工事などの騒音の問題もなくなるなどの



第1図 継手の局部すべりの説明図

利点がある。このような関係で最近,鋼構造物の継手として,高張 カボルト摩擦継手がクローズアップされ,世界各国で実用化されて いる。中でもアメリカ,ドイツではそれぞれ現場継手の90,50%が この方式を使用しているといわれている。国内でも急激に発展する 傾向がある。

本継手に関する研究はアメリカ,ドイツなどの諸外国をはじめ, 国内でも多数にのぼっているが,これら多くの研究は実用化を急ぐ あまりか,すべり耐力(継手がすべり出す荷重)に関するものが多 く,継手の力の伝達状態を解析し,継手強度特に疲れ強さに影響を 及ぼすボルトの締付力,継手板材料,摩擦係数,継手寸法などの諸 因子の関係を明確にしたものは,筆者らの知っている範囲では見当 たらない。筆者らはこの事情にかんがみ,継手に関する摩擦係数か ら疲労試験の一連の研究を行なっているが,ここでは継手の力の伝 達機構の解析,継手の疲れ強さの簡単な推定法およびこれに関する 静的実験の結果を述べる。

#### 2. 継手の力の伝達機構

いま第1図のように分布する締付力のもとで、接線力Pが加わった場合、接触面にすべりがなく、各板が連続体であると仮定すれば、接触表面のせん断応力は接触両端より少し内部にはいった所では非常に大きくなる<sup>(1)</sup>。そしてすべりが起こらないためには各部で $\tau < \mu N$ でなければならない。したがって図でわかるように、接触面の外端付近でまず局部的なすべり(Slip)がおこり、 $\tau$ のピークは内側に移動し、さらに外力を増すと、局部的なすべりは内部に進行し、外力Pが次式の値にいたって接触面全域にすべりが広がる。

 $P=2 \ \mu m N \dots (1)$ 

ここに P: 継手に作用する外力



が生じている。ここでは、このようなすべりを「局部すべり」と呼 ぶことにする。

以上局部すべりの概念を定性的に説明したが,上述の事項をその まま数式化することは解析をかなり複雑にするので,次のような仮 定を設けて解析を容易にする。

- 仮定:(1) 解析の対象にする継手は第2図に示す2摩擦面,1 列ボルトの基本形とする。
  - (2) ボルト1本当たりの締付力Nはボルトの両側の区間 に等しく配分される。
  - (3) 局部すべりは便宜上第2図に示すような各区間単位 で考える。
  - (4) 局部すべりがどこの区間にも生じていない場合,外 カPは各穴位置断面で外板,中板にそれぞれ板厚の 比に配分される。
  - (5) 中板と外板の板厚比 a(=t<sub>2</sub>/t<sub>1</sub>) は 1<a≤2 (設計上 一般にこの間にある)とする。

また記号を次のように定めると,

*t*<sub>1</sub>, *t*<sub>2</sub>: それぞれ外板, 中板の板厚

µ: 継手板表面間の摩擦係数
 m: ボルト本数
 N: ボルト1本当たりの締付力
 これが普通,われわれが継手のすべり (Slide) と呼んでいるもの
 で,継手板間の摩擦係数の測定に当たって観察するものである。こ
 のように巨視的なすべりが起こる以前に接触面には局部的なすべり
 \* 日立製作所亀有工場

 $P_{1\cdot1}, P_{1\cdot2}\cdots P_{1\cdot(n-1)}$ : 外板の各穴位置部を通る力で, 添字の最初 のものは外板であることを表わし, 次のも のはそれぞれ穴位置を表わす  $P_{2\cdot1}, P_{2\cdot2}\cdots P_{2\cdot(n-1)}$ : 中板の各穴位置部を通る力で, 添字は上の 説明に準ずる いずれの区間にも局部すべりが生じていない場合の各穴部を通る 力は, 仮定(4)により

---- 95 -----

2026 昭和38年12月

17.

$$P_{1\cdot 1} = P_{1\cdot 2} = \dots P_{1\cdot (n-1)} = \frac{t_1}{2t_1 + t_2} P = \frac{1}{a+2} P \dots (2)$$

同様に

$$P_{2\cdot 1} = P_{2\cdot 2} = \cdots P_{2\cdot (n-1)} = \frac{a}{a+2} \cdots (3)$$

次に各区間に局部すべりが起こり始めるときの外力の大きさを考 える。最初に区間1に局部すべりがないときには,前述の仮定(4) により,外板の穴-1部を通る力P1.1は(2)式によって与えられるが, この力は区間1の摩擦力によって伝えられる。しかしこの摩擦力に は限界があるから、外力Pを増して P1.1 が大きくなり、この限界を 越えると区間1はすべることになる。したがって区間1がすべり始 める外力を Ps-1 で表わせば、 Ps-1 は次式で表わせる。

$$\frac{1}{2}\mu N = \frac{1}{a+2} P_{s.1} \qquad \therefore \quad P_{s.n} = \frac{1}{2}\mu N(a+2)\dots(4)$$

同様な考え方で区間nがすべり始める外力Ps.nは

$$\mu N = \frac{a}{a+2} P_{s.n} \qquad \therefore \quad P_{s.1} = \mu N \frac{(a+2)}{a} = \frac{2}{a} P_{s.1}$$
(5)

したがって前述の仮定(5)と上式(5)より、一般に区間1は区間nより先にすべり出し、板厚比a=2の場合にのみ同時にすべり始め ることがわかる。このようにして順次考えていくと、接触面の両端 の区間がすべり始めた後は、区間2, (n-1), 3, ……の順にすべりが 内部に進行し、ついには、全区間がすべりを起こすことがわかる。



P<sub>0</sub>: 継手に作用する上限荷重

- P<sub>u</sub>: 継手に作用する下限荷重
- Pm: 継手に作用する平均荷重
- Pr: 継手に作用する振幅荷重

P20, P2u, P2m, P2r: 中板穴-1部に作用する荷重で, それぞれ上記 の荷重に対応する。

- A<sub>2</sub>: 中板穴-1 部の純横断面積
- $\sigma_{2r}$ :  $P_{2r}/A_2$

さて,局部すべりが起きてもなおその部分の摩擦係数と締付力の 積だけは板相互間に力を伝え得るわけであるから,中板の穴部を通 る力は 1, 2, 3, …… (n-1)の順で減少し, 逆に外板の場合は(n-1), (n-2),……1の順で減少することがわかる。したがっていちばん大 きな力を受ける穴の位置は中板に関しては1,外板では(n-1)であ る。

高張力ボルト摩擦継手は上でのべたような局部すべりが、どこの 区間にも生じないような状態で使用するのが、最も効率がよいわけ であるが、これは不可能であり、一般には接触面の両区間に局部す べりが生じた状態で使用することになる。そこでこのような区間1 と区間 n に局部すべりが生じている場合の穴-1 部と穴-(n-1) 部を 通過する力を求めると次のようになる。

$$\begin{array}{l}
P_{1\cdot 1} = \frac{1}{2} \mu N \\
P_{2\cdot 1} = P - \mu N \\
P_{1\cdot (n-1)} = \frac{1}{2} (P - \mu N) \\
P_{2\cdot (n-1)} = \mu N
\end{array}$$

(6)式の第二および第三式の力を穴部の純断面積で除して求めたそ れぞれの称呼応力  $\sigma_{2\cdot 1}, \sigma_{1\cdot (n-1)}$  で比較してみると  $\sigma_{2\cdot 1}/\sigma_{1\cdot (n-1)} = 2/a$ となり、仮定(5)によれば、中板の穴-1部が最も危険な断面であ る。ただし板厚比が2であるときには、外板の穴-(n-1)部も同等 に危険断面となる。したがって継手の強度は中板の穴-1部で決定さ れ、外力方向にボルト本数を増しても、継手のすべり耐荷力は増大 するが強度は向上しないことがわかる。これは意味は異なるが、リ ベット継手の各リベットに対するせん断力の負荷配分に類似してい

- σ2w: 継手の中板に相当する有孔板の疲労限で、応 力振幅で表わす。
  - σs: 継手板材料の降伏点

いま平均荷重 Pm が正のときのみについて考えると、継手に繰返 し荷重が作用した場合区間1の局部すべりの状態は荷重状態によっ て以下に示すような各場合に分けられる。すなわち第3図に示すよ うに縦軸に振幅荷重, 横軸に平均荷重をとったグラフにおいて, 横 軸に区間1が局部すべりを起こし始める荷重Ps.1をとり、図の1点 鎖線で示すような直線を引く。このようなグラフでは、任意の点 P(Pm, Pr) で示される荷重状態の上限荷重, 下限荷重はそれぞれ図 に示すように、P点より横軸に 45 度の方向で引いた線が横軸と交 わる点で与えられるから, 点 P(Pm, Pr) が

- (1) 図中 ABCD の範囲にある場合は上限荷重ですべって、下 限荷重ですべらない。
- 図中 DCE の範囲にある場合は上下限とも引張荷重ですべ (2)ろ。
- 図中 ABM の範囲にある場合は上限が引張, 下限が圧縮荷 (3)重でともにすべる。

(4) 図中 OBC の範囲にある場合は上下限荷重ですべらない。 したがって中板穴-1部の受ける力は上記の各場合によって異なっ てくるから,継手の耐久線を求めるためにはそれぞれの荷重範囲で 分けて考えねばならない。以下、上記の各すべり状態について耐久 線の式を求めてみる。

(1) 上限荷重ですべって, 下限荷重ですべらない場合 前述の(3)および(6)の第2式より



したがって

\_\_\_\_\_ 96 \_\_\_\_\_

## 3. 継手の耐久線

る。

いま述べた伝達機構に従って継手の疲れ強さを推定し、耐久線図 を描く方法を示す。前述のように継手強度は中板の穴-1部で決定さ れるから,以下の説明ではこの穴-1部のみについて考えることにす る。また使用する記号を次のように定める。

 $2P_{2r} = P_{20} - P_{2u} = \frac{2}{a+2}P_m + \frac{2(a+1)}{a+2}P_r - \mu N$  $(:: P_0 = P_m + P_r, P_u = P_m - P_r)$  $\therefore \quad \frac{2}{a+2} \{P_m + (a+1)P_r\} = 2 A_2 \cdot \sigma_{2r} + \mu N$ 

ゆえに上式の σ<sub>2</sub>, に σ<sub>2</sub> を代入して次の耐久線の式が求められる。

$$\frac{2}{a+2} \{P_m + (a+1)P_r\} = 2 A_2 \cdot \sigma_{2w} + \mu N.....(8)$$

(2) 上下限両荷重ですべる場合

(a) 上下限とも引張荷重の場合

この場合は明らかに継手に作用する振幅荷重 P,と中板に作用する振幅荷重 P2,とは等しいから,耐久線は Pm軸に平行で

 $P_r = A_2 \bullet \sigma_{2w} \quad \dots \quad (9)$ 

(b) 上限が引張, 下限が圧縮荷重の場合

ゆえに(1)の場合と同様にして耐久線は

(3) 上下限両荷重ですべらない場合

ー般にこの範囲で継手を使用しても疲労破壊は起こらないと思 われるし、またこのような範囲で使用するのは経済的でないから 省略する。

以上で全範囲の耐久線が求まったわけであるが, さらに次にのべ る二つの制限をつけ加えねばならない。第1の制限は, 上限荷重が 継手のすべり耐荷力を越えてはならないことで, ここではこの限界 線を「すべり耐荷力線」と呼ぶ。すべり耐荷力線は次式で与えられ



第4図継手試験片

ンゲージをはり付け直接測定した。

実験は50tアムスラー引張試験機によって行ない,試験片に1 トンごとの段階的引張荷重を継手全体がすべり出すまで負荷し, 各荷重におけるひずみを測定した。

#### 4.1.2 光弹性実験

模型はアラルダイトで作成したが、この材料は凍結法による三 次元光弾性実験においては、凍結温度 (130℃) によって軟化する

2027

 $P_r = -P_m + (\sigma_s \cdot A_2 + \mu N)$  .....(13) この両者はボルトの本数,締付力,継手板接触面間の摩擦係数,継 手材料および継手寸法などの関係で互いに内側にも外側にもなる。

なお上で求めた(8),(9),(11)式の $\sigma_{2w}$ はそれぞれ継手の中板 に相当する有孔板(材料,形状係数が等しい)の疲労試験によって 求めなければならないが,疲労限 $\sigma_{2w}$ が平均応力に無関係であると 見なしてさしつかえないときには,たとえば片振試験の結果の $\sigma_{2w}$ をすべての式に適用することも可能である。

以上の方法によって、次に示すデータを使用して耐久線図を求めると第3図に実線で示す JIHS になる。

(デ ー タ)

疲労限  $\sigma_{2w}$ は平均応力に無関係とし、 $t_1=9$  mm、 $t_2=14$  mm、  $\mu=0.459$ 、ボルト本数 m=2、N=15 ton、 $A_2=595$  mm<sup>2</sup>、 $\sigma_s=53.9$ kg/mm<sup>2</sup>、 $\sigma_{2w}=14.3$  kg/mm<sup>2</sup>。

#### 4. 継手の応力測定

前述の継手の力の伝達機構をチェックするため、継手各部の応力 状態を抵抗線ひずみ計および三次元光弾性実験によって調べた。

4.1 実 験 方 法

4.1.1 抵抗線ひずみ計による実験

ため、摩擦状態が金属の場合と相似関係にならず、局部すべりに 関係するような応力分布を求めることは困難と考えられる。した がって光弾性実験では、局部すべりの影響の少ない締付力による 継手板接触面間の面圧、せん断応力分布および締付力による円孔 縁の応力分布を求めることを目的とした。試験片の形状および寸 法は第4図に示すとおりであるが、次の二種類の試験片を準備し た。すなわち一つは外板と中板が完全に一体となっているもの、 他の一つは外板、中板の三枚構成のものである。前者をA、後者 をBと名付けた。

試験片Aの応力凍結に際しては,コイルスプリングでボルト締 付力に相当する荷重を与えると同時に,引張荷重をデッドウエイ トによった加えた。1穴当たりの締付力Nは7.38kg,引張荷重 は13kgとした。応力凍結完了後は第5図に示す位置でスライス し,継手板接触面間の面圧およびせん断応力の分布を求めた。

また試験片Bについては引張力は作用させず, 締付力のみ作用 させ円孔縁の応力を調べた。このときの締付力は1穴当たり 65.8 kgとした。この場合,予備実験によって板厚方向であまり 応力が変化しないことを確認したので,スライスは行なわずそれ ぞれ外板,中板について応力解析を行なった。応力解析の際スラ イス位置によってはしま次数が少ないので 0.5 次未満のしま次数 の読取りには光電管利用のフリンジトレーサを使用し, Tardy<sup>(2)</sup> の方法で行なった。またせん断応力差積分法を用いて応力分離を 行なった。

#### 4.2 実験結果と検討

— 97 —

抵抗線ひずみ計による実験結果から継手板の円孔部の最小横断面 におけるひずみ分布を求め第6図に示す。図で明らかなように,中

る。

継手供試験片はリベット継手に準じて,実物継手の基本形とな るよう第4図に示す2本ボルト,2摩擦面のものを使用した。継 手板の摩擦面にはショットブラスト処理を行なった。応力測定用 の抵抗線ゲージは単軸形のBB-4(東洋測器製)で,継手板の円孔 縁をはじめ必要と思われる箇所にはりつけた。継手組立の際のボ ルト締付力の検出は、トルクレンチによって行なうのが一般的で あるが、本実験では、ボルト首下のネジ部でない箇所にストレー







板の穴-1部円孔縁の方に,外板の穴-2部よりもかなり高い応力が生 じていて、2章で指摘した事実と一致している。いまこの実験結果 を前述の伝達機構による計算値と比較し,両者の関係をさらに明確 にしてみる。局部すべりが生じている場合といない場合とに分けて 考えて、継手に作用する引張り荷重 P と円孔縁の最大応力 omax の 関係を求めてみると、(6)式より、

(1) 局部すべりのある場合

外板穴-2 
$$P = \frac{2A_1}{\alpha} \cdot \sigma_{\max} + \mu N$$
 .....(14)

α: 形状係数(継手板に相当する一つの円孔を有する

(14)~(17)式に以下に示す数値を代入し、実験値との比較を示し たのが第7図である。同図の点線は理論曲線を示し、局部すべりの ある場合とない場合の両曲線の交点として与えられる荷重はそれぞ れの区間に局部すべりが起こり始める荷重である。実験値は外板穴 -2部と中板穴-1部のいずれの場合も、低荷重では局部すべりがない とする理論曲線に沿い、そろそろ局部すべりが始まろうとする荷重 付近から局部すべりが生じているとした理論曲線の方に移ってい て,理論値にかなりよく一致している。この理論値は中心に一つの 円孔を有する帯板に引張荷重が作用するものとして求めたものであ るが,実際の継手板は純然たる引張荷重と板表面の摩擦によるせん 断力が作用している状態である。しかるに本実験の結果では、実験 結果と計算値がかなりよく一致して、このような仮定でもさしつか えないことがわかる。

(数値)  $A_1 = 392 \text{ mm}^2$ 

---- 98 -----

中板穴-1

局部すべりのない場合 (2)

外板穴-2 
$$P = \frac{(a+2)}{\alpha} A_1 \sigma_{\max}$$
 .....(16)  
中板穴-1  $P = \frac{(a+2)}{a} \cdot \frac{A_2}{\alpha} \sigma_{\max}$  .....(17)

 $A_2 = 610 \text{ mm}^2$ (実測値)  $\mu = 0.39$ N = 18 ton $\alpha = 2.26$ (理論値) 次に光弾性実験の結果を示す。第8図は試験片Aのスライス前の 等色線写真である。第9図は継手板接触面上のせん断応力での分布 を示すもので、縦軸には て/て…なる無次元量をとってある。

高張力ボルト摩擦継手の力の伝達について



5 1



第12図 継手板接触面上のフレツティング・コロージョン

て軸対称にはならないが、その最大値はいずれも継手の長手方向に 直角な中心線上にあり、その大きさはほぼ同じである。この結果、 いま仮りにボルト締付力 N=18 ton とすると、円孔縁の最大応力は 2.6 kg/mm<sup>2</sup>になるはずであるが、この程度では、疲労破壊に対し、 傾向的には有利に作用するであろうが、大きな影響はおよばさない と考えられる。なお目下各種の継手材と表面状況を組み合わせて、 ボルト継手の疲労試験を続行中で、その詳細をここでは述べない が、その結果によると継手の疲労破壊は指摘したとおりすべて中板 の穴-1の円孔縁から始まっている。そして本文で述べた継手の疲れ 強さの推定値は実験値と約 10~25% の誤差で一致している。さら に疲労試験に供し、破壊しなかった試験片を解体してみると、区間 1、区間 2 にはフレッティング・コロージョンのココアが現われて いて、たしかに局部すべりが生じたことを示している。第12 図 の 写真はココアの出現状態を紙にうつしとって展開して示したもので ある。

第11図 中板自由縁の応力分布

ここに  $\tau_m$ : 平均せん断応力で  $\tau_m = P/A (= 0.000063 \text{ kg/mm}^2)$ 

P: 引 張 荷 重 (=13 kg)

A: 継手の全接触面積 (=17,290 mm<sup>2</sup>) である。 同図によれば、前述の Bleich の計算結果と同じ傾向を示してい る。第10図はボルト締付力による面圧 n の分布を示すものである が、これもせん断応力の場合同様、ワッシャと板面間の平均面圧  $n_m = 0.00267 \text{ kg/mm}^2$  との比をとって無次元化して表わしたもので ある。面圧は円孔縁付近で高く、円孔中心より離れるにしたがい、 低い山状になっている。本試験片のような寸法比をもつボルトピッ チでは、2本のボルトの締付力はほとんど干渉を起こさず、伝達機 構の解析のさい設けた仮定(2) はほぼ妥当であることがわかる。 第11 図にはボルト締付力による中板の円孔縁の接線応力  $\sigma_{\theta}$ をはじ めとする自由縁の応力を一穴当たりのワッシャと板面間の平均面 圧  $q=0.0223 \text{ kg/mm}^2$  で除して、その分布を示してある。円孔縁 の接線応力  $\sigma_{\theta}$ は圧縮で、二つの円孔の干渉と板側面の影響によっ

### 5. 結 言

以上述べた継手の力の伝達機構の解析はきわめて大胆な仮定にも とづくものであるが、実験とよく一致している。したがってこれに よればボルト締付力、継手板材料、摩擦係数、継手寸法などの諸因 子と継手の疲れ強さとの関係も明らかになり、疲れ強さの推定法と してかなり有効ではないかと考える。

終わりに,本研究の遂行に当たってご助言,ご指導を賜った九州 大学石橋教授ならびに実験に協力された各位に深謝する。

#### 参考文献

- (1) Friedlich Bleich: 鋼橋の理論と計算(上巻) 348 (昭 29-1, コロナ社)
- (2) 応力測定技術研究会編: 応力測定法 535 (昭 30-9, 朝倉書店)

