

摩擦接合継手の局部すべり応力と疲労応力 範囲との相関性に関する一考察

A STUDY ON CORRELATIVITY BETWEEN PARTIAL SLIP STRESS AND FATIGUE STRESS
RANGE OF FRICTION-TYPE JOINTS

長 嶋 文 雄 *
By Fumio NAGASHIMA

The correlativity between partial slip stress at the first bolt and fatigue stress range of friction-type bolted joint is investigated.

The results show the possibility that some sort of correlation exists between partial slip behavior and the fatigue strength. If the fact that stress concentration behavior is affected by the partial slip is considered together with the fact that the partial slip itself becomes larger at the location where the stress concentrates, it is supposed to have an important significance for itself to get thorough knowledge on the partial slip behavior and for estimating the fatigue strength as well. According to this assumption, an attempt has been made for prediction of relative fatigue strength of the joints from partial slip stress.

1. 序

摩擦接合継手の疲れ強さについては静的引張強度に関する研究と殆んど平行して実験的研究が多数行なわれている¹⁾。これらの過去の研究成果によれば、継手の疲れ強さは有孔板と平板の中間的なものとなるようである。これはボルト軸力を増加させた実験において疲れ強さが有孔板の疲れ強さよりも次第に増加する結果が得られていることから、ボルトの締付け力によってボルト孔周辺の応力集中が緩和されることによるものであると考えられている。

しかし、それでは疲労による破断位置は全てボルト孔を通る最小断面であるかということとそればかりではなく、ボルト孔から少し離れた位置から亀裂が発生し、継手側縁に進展する場合もあるようである。

西村・三木は疲れ亀裂発生位置に関して考察している¹⁾。ここでは母材-添接板間の接触面上にはボルト孔から少し離れた所に環状の白く光る領域を確認している。この白く光る領域は高井接触圧のもとで、微小なすべりが繰返し起こり、表面が強くこすられた(フレッチング)ためであると考えられた。そして、疲れ亀裂はこの環状部のボルト孔側の境界部付近で発生する場合があることが報告されている。

また、最近行なわれた、一条・高木の疲労試験²⁾において、座金外周が添接板に接する部分でフレッチングが生じ、これがクラックスタータとなる可能性もあること等を報告している。

田島は平均的すべり応力と疲労応力の関係を調べている³⁾。筆者も摩擦接合継手のすべり挙動解析用に

* 工修 東京都立大学助手 工学部土木工学科 (〒158 世田谷区深沢 2 - 1 - 1)

開発した剛体-ばねモデルを用いて摩擦接合継手の疲れ強さ等について実験結果⁴⁾と比較検討したところ疲れ強さと端ボルトのすべり限界荷重の間に何等かの相関性があるように思われる結果が得られた。すなわち、常時繰返される荷重のもとで局部的な微小すべりが繰返し発生することが摩擦面の状態を劣化させ、これが原因となり疲労破断が生じる可能性もあり得るように思われた。

他方、疲れ強さとボルト孔内壁に生じる応力集中との関係を実験的に究明しようとする試みもなされている。現段階では摩擦接合継手が疲労破壊に至るメカニズムは明らかにされてはいないが、原因として主にこの2通りが考えられている。また、疲労亀裂がボルト孔の隅角部から発生した例も報告されており⁴⁾、両者が競合する場合もありうる事が十分予想される。応力集中問題も微小すべりの影響を受けること、また微小すべりそのものも応力の集中するところで大きくなることを考え併せると、主すべり以前の局部的な微小すべり挙動を把握することは疲れ強さを推定する上でも重要な意味を持つものと思われる。

本報告では、まず摩擦接合継手の疲れ強さと端ボルトのすべり限界力との相関性等について考察する。ここで得られた相関性を認めた場合には、端ボルトのすべり限界力によって相対的な疲れ強さの評価が可能となる。そこで、単一ゲージ幅の継手に対しては既発表の剛体-ばねモデル⁵⁾、⁸⁾、そして複数ゲージを持つ継手に対しては新たに作成したバラボリック・アイソパラメトリック有限要素との混合型モデルを用い、種々の形状をした継手の端ボルトのすべり限界力を求め、これから相対的な疲れ強さを推定し、若干の検討を行なう。

2. 継手の静的すべり特性と疲れ強さとの相関性について

図-1は文献4)で示されている、F10T-M22 高力ボルトを用いて締結された突合せ型摩擦接合継手の疲労応力範囲(総断面について整理したもの) σ_r と筆者が先に開発した剛体-ばねモデル(RBSM)⁵⁾を用いて同じ断面を持つ継手の端ボルトの微小すべり限界応力 σ_{ps} ($= L_{ps} / A_g$; ここで、 L_{ps} : 端ボルトの微小すべり限界荷重、 A_g : 継手総断面積である。)、を比較した図である。

ここで微小すべり限界応力を解析により求めたのは供試体の摩擦面に防錆塗料が塗布されているためにせん断変形による相対変位とすべりによる変位が連続してしまい、実測による荷重-相対変位関係から両者を分離するのが難しかったためである。疲労試験はボルト列数 $n = 4, 8, 12, 16$ の4ケース、計15の供試体について行なわれているが、ここには疲労により端ボルト付近で破断した11ケースのみを示した。 σ_r は片振疲労試験結果の点を式(1)に示す摩擦接合継手の設計寿命曲線⁹⁾の対数勾配を用いて200万回の時間強度に換算したものである。

$$(\sigma_r)^5 \cdot N = \text{Const.} \dots\dots (1)$$

ここで、 σ_r : 応力範囲(kg/mm²)、 m : 繰返し回数である。また、微小すべり応力の計算

には実験で計測された初期ボルト軸力、およびすべり係数(摩擦係数は主すべり荷重との比較により、すべり係数の1~2割増として計算した。)の平均値を用いたため、各ケース毎に同一の値となっている。 $n = 16$ の場合で、 σ_r が低めに出ているものを除けば、 σ_r と σ_{ps} の間に線形に近い関係があるように思われたので、直線回帰式を求めたところ式(2-a)が得られた。

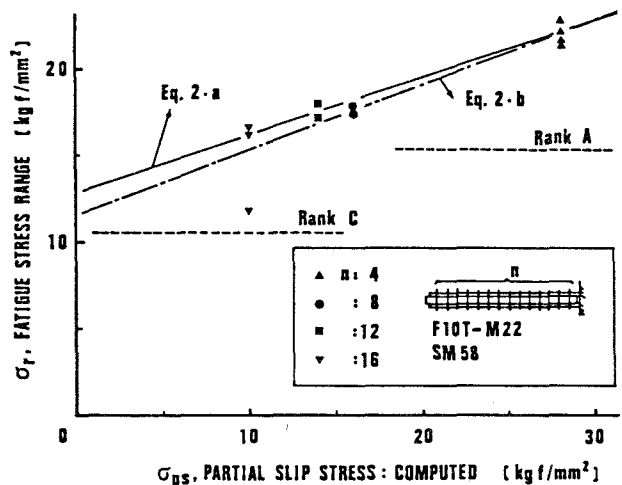


図-1 RBSMを用いて算定した端ボルトの微小すべり応力と疲労応力範囲(2.0×10⁶ cycles)の相関関係

$$\sigma_r = 12.8 + 0.339 \sigma_{ps} \quad \dots\dots\dots (2-a)$$

このときの相関係数は 0.962であった。また、総てのデータを用いた場合は次式となり、このときの相関係数は 0.919であった。

$$\sigma_r = 11.5 + 0.376 \sigma_{ps} \quad \dots\dots\dots (2-b)$$

摩擦継手の疲れ強さと孔あき板の疲れ強さの関係については、回帰直線が縦軸と交わる点、すなわち回帰式の定数値は孔あき板の疲れ強さに近い値を示すのではないと思われる。また、回帰式の上限は充実断面を持つ平板の疲れ強さで頭打ちとなるであろう。図中には国鉄建造物設計標準¹⁰⁾（以後、国鉄標準と略す。）における基本疲労許容応力範囲のうち Aランクおよび Cランクを参考までに破線で示してある。

他方、田島は文献 3) においてボルト配置と接触面の状態を変えた試験片に対して、継手の疲れ強さと「平均的すべり応力」との関係を調べている。平均というのは同種継手のすべり応力の最小、最大値の平均値である。ここではすべり応力が大きい継手は疲れ強さも大きくなるような結果が得られている。これに対して試みに、同じデータを用いて疲れ強さと最小すべり応力（端ボルトのすべり限界応力）の関係を図示したのが図 - 2である。ここで B-2、B-5は 2*2のボルト配置のものであり、その他は 1*4である。また、B-3、B-4はエナメル等を摩擦面に塗布し、すべり応力に変化をつけたものである。図中の破線は平均的すべり応力で整理したときのものであるが、端ボルトのすべり応力で整理した場合には前者の結果よりも直線性の強い相関関係が得られるように思われる。

これらの結果は、高い接触圧の作用下で微小すべりが繰返し起こることによって生じる摩擦面の劣化が疲労寿命に影響を及ぼす可能性もありうることを疲労試験結果に基づいて報告している例²⁾があること等にも裏付けされるものである。

一方、摩擦接合型継手の疲れ強さと端ボルト孔付近の応力集中との相関性についても実証的研究が進められており、また事実、継手の疲労現象のほとんどが応力集中問題として説明されている。例えば、摩擦型継手の疲れ強さは支圧接合型継手や孔あき板よりも強いことは以前より実験的に明らかにされているが、これはボルトの締め付けによる効果として、あるいは摩擦面を介して内部応力の一部が添接部材に伝達されるためボルト孔付近の応力集中が緩和されることによるものであると解釈されている。このことは国鉄標準において疲れ強さを算定するとき純断面ではなく総断面を用いていることにも現れているのではないと思われる。

ただし、これらの応力集中問題も継手の微小すべり問題とそれに付随する内部応力の流れの変化等と切り離して考えることはできず、また摩擦面の接触具合が疲れ強さにも影響する場合もあると思われる。これらのことから継手の実用上の最終耐荷力と考えられる、主すべり荷重にはほとんど影響しないとして従来摩擦接合型継手ではあまり重要視されていなかった主すべり以前の継手内部のすべり特性を把握する意味合いが生じてきたのである^{11), 12)}。

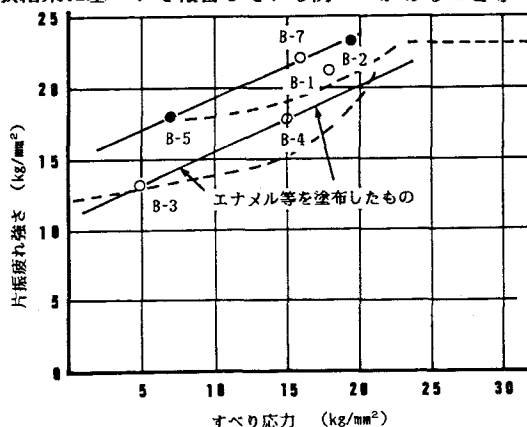


図 - 2 片振り疲れ強さと最小すべり荷重との関係（データは文献 3）に基づいたもの）

3. 継手の形状効果解析用の数値実験モデル

3-1. 剛体-ばねモデル (RBSM)

継手の剛体-ばねモデルは突合せ型単一ゲージ幅継手の主すべりに至るまでの局所的な微小すべり挙動および内部応力分布特性を調べるために考案されたものである。計算自由度が少ない（ボルト総本数の2倍）

ことが最大の特長であり、しかも、かなり良く実測データを説明できる解析結果が得られることが文献 13) の継手試験結果との比較等によって確認されている⁷⁾。図 - 3 はモデル化を示したものである。対称性により、母材中央水平面から片側(図中2点鎖線で囲われた部分)を図 - 3 (B)のようにモデル化する。

ボルト中心軸を含む垂直面および母材中央水平面で分割される一つの継手要素((b)の薄墨部分)は、2個の伸びばね k_e^{SP} と k_e^{BP} および、せん断ばね k_s で連結された4個の半剛体によって構成される。ここで添字 SP, BP はそれぞれ添接板(Splice Plate)、母材(Base Plate)を表わしている。

伸びばね定数は継手要素の伸び歪みエネルギーと伸びばねの歪みエネルギーが等しくなるように設定されており、またボルト孔による断面欠損の影響を考慮することも容易にできる。母材-添接板間の相対変位 $\beta = W_{BP} - W_{SP}$ に対するせん断ばね力 S はボルトによる締め付け力 N と部材の引張応力による痩せ等を考慮し、式(3)で示されるすべり限界せん断力 S^* に達した後は S^* と同じ値をとるようにしている。下式でユニット番号またはボルト番号を表わす添字(i)は省略した。

$$S^* = \mu N$$

$$= \mu \left\{ N_{1n} - \frac{A_B E_B}{t_0} \frac{\nu (\bar{\sigma}_z^{BP} t_{BP} + 2 \bar{\sigma}_z^{SP} t_{SP})}{E} \right\} \dots\dots (3)$$

ここで、 μ : 摩擦係数、 N_{1n} : 初期ボルト軸力、 t_0 : 無応力状態における総板厚、 A_B : ボルト軸等価断面積、 E_B, E : ボルトおよび部材の弾性係数、 ν : ポアソン比であり、また $\bar{\sigma}_z^j, t_j, (j = BP, SP)$ はそれぞれ継手内部の応力を用いて計算される平均応力度($\bar{\sigma}_z^j = (\sigma_z^j + \sigma_z^j)/2$)と板厚であり、各々母材、添接板に対するものである。

せん断ばねの初期ばね定数 k_{s0} は継手部材内部のボルト位置付近に生じる全せん断歪みエネルギーから計算されるが、このとき、2種の補正係数 ϕ (分布型せん断応力が作用したときのせん断歪みエネルギー V_s の純せん断応力下のせん断歪みエネルギー $\bar{V}_s$ に対する比、 $V_s/\bar{V}_s$)と ψ (せん断面積に関する係数であり、座金の直径に乘じられる係数)を用いている。これらの係数についての詳細は文献7)で論じている。継手のすべり特性に関する一連の数値実験において、ほとんどの継手に対してこの剛体-ばねモデル(RBSM)を用いて解析を行なっている。

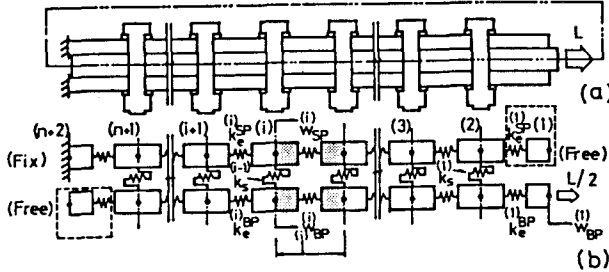


図 - 3 高力ボルト摩擦接合継手のすべり挙動解析用剛体-ばねモデル (Rigid Body - Spring Model)

3-2. 有限要素-せん断ばねモデル (PIFESM)

剛体-ばねモデルは、ボルトが直交配置されている継手で、各ゲージ幅の挙動が近似的に同一である場合には有効であるが、千鳥配置の場合等には直接用いることができず、このときには継手板の平面的変形を取り扱えるような新しい解析モデルが必要になる。そこで、継手部材の平面的変形に対してはバラボリック・アイソパラメトリック有限要素^{14), 15)}(1要素 8節点)でモデル化し、ボルト打設位置付近におけるせん断歪みと摩擦面に生じるすべり変位に対しては RBSM モデルで用いたせん断ばねをそのまま使い、応力方向(k_{sz})およびその直角方向(k_{sx})に配置した混合型モデルを新たに作成した。図 - 4に要素分割の例と当モデルの概略図を示す。図中の丸印が節点であり、黒丸の所がボルト位置を示しており、ここにせん断ばねを取り付ける。ボルト孔による断面欠損の影響は考慮していないが、実際にはボルトによる締め付け効果により充実断面と純断面との中間的な断面となっていると思われる。

8 節点アイソパラメトリック要素は一般の四辺形要素に比べて精度が良く、筆者の試算によれば、後者を用いて前者と同様な精度を得るには辺の分割数を2～3倍（従って面積に対して4～9倍）にする必要があった。

千鳥配置継手等複数ゲージを有する継手はこの混合型モデル（Parabolic Isoparametric Finite Element - Spring Model: PIFESM）によって解析している。メッシュ分割は母材、添接板とも同じ分割にしている。

要素剛性はガウスの3点積分法を用いて求めており、またボルト軸力の変化量を算定する際の応力はボルト周縁の2あるいは4個のガウスポイントにおける平均値を使うことにした。

本数値実験に先立って、1ゲージラインの突合せ継手に対して混合型モデルによるすべり挙動解析を行なったところ、RBSMを用いた場合と同様に、極めて良い一致が得られた。ただし、RBSMでは一律であったボルト軸力抜けの割合がPIFESMにおいては一律とはならず、端ボルトの軸力抜けが僅かに大きくなるという違いがあった。実験においても端ボルトの軸力抜けが大きいことが報告されている例²⁾があり、上記の解析結果と良く似た傾向を示している。

4. 数値実験供試体の作成方法

数値実験供試体はボルトの種類と本数および継手部材鋼種を予め設定し、主すべり応力 σ_{ms} の継手純断面降伏応力 σ_y に対する比（応力比： $\kappa = \sigma_{ms} / \sigma_y$ ）と断面の充実率（ $\rho = A_n / A_g$ ；ここで、 A_n ：純断面積、 A_g ：総断面積）等により断面設計した。

全ての数値実験供試体に対してすべり応力比 κ の値は κ の効果を検討する以外は0.9～1.0とし、すなわち主すべり応力と純断面降伏応力をほぼ一致させ、この意味でバランスドデザインされたものとした。

このとき、必要純断面積 A_n はすべり係数 μ' 、設計ボルト軸力 N 等により2面せん断継手の場合には次式で計算される。

$$A_n = 2 \mu' N n / (\kappa \sigma_y) \quad \dots\dots\dots (4)$$

従って、すべり係数 μ' を過小評価すると断面が不足することになるので、ここでは実測値をそのまま用いるべきである。

一方、継手に繰返し応力が作用し、疲れ強さの検討を必要とする場合には部材断面はほとんど疲労強度で決まってくる。従って、このときの断面は主すべり応力度と総断面に対する疲労応力度が等しくなるように設計されたときにバランスのとれた断面となる。国鉄標準のAランクは総断面に対して1530 kg/cm²であり、これは断面の充実率 $\rho = 0.7$ 程度に対して純断面換算すると約2200 kgf/cm²となる。5章4項においては断面設計時にこの値を用いている。数値実験供試体の板厚は、本論文の主旨により、マーケットサイズに拘らず、母材と添接板の断面積比（ $\eta = A_{SP} / A_{BP}$ ）を優先して決めている場合もある。摩擦係数 μ は0.45～0.60を用いている。すべり係数は摩擦係数の約9割であるので、0.40～0.55程度である。また、継手部材のポアソン比は総て0.3とした。

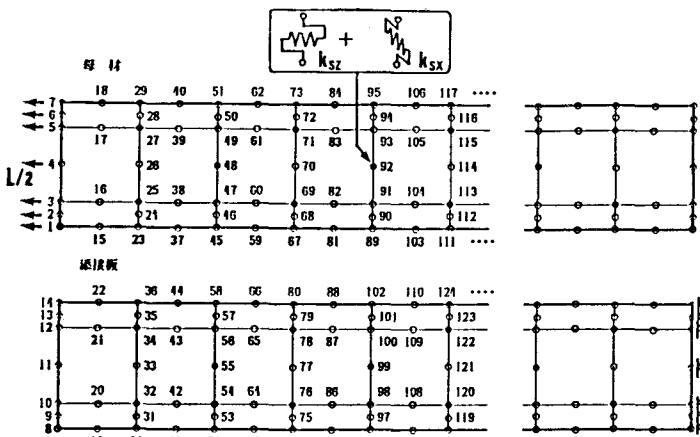


図 - 4 パラボリック・アイソパラメトリック有限要素－せん断ばねモデル (PIFESM)

5. 数値実験による継手のすべり特性の検討

継手のボルト配置や断面形状の違いが端ボルト部の微小すべり挙動または内部応力伝達特性に及ぼす影響をそれぞれの形状パラメータ毎に検討した結果を列挙する。この結果は第2章で示したように、微小すべり発生時応力と疲れ強さの間にほぼ線形に近い関係があることを認めた場合には継手の相対的な疲れ強さを推定する際の資料として用いることもできる。

5-1. ボルト配置間隔（ピッチ）がすべり特性に与える影響

ボルト列 $n = 6$ 列 (F10T-M22, $\kappa = 0.9$, $\rho = 0.7$, $\mu = 0.60$) について、ピッチ ℓ_e の大きさを75, 112.5, 150 mm の3通りとした場合を検討した。図-5は各ボルトの局部すべり (Partial Slip; PS) または主すべり (Major Slip; MS) 荷重 L を示したものであり、図-6は端ボルトに局部的な微小すべりが生じた直後の各ボルト位置の摩擦面に生じるせん断力の値を平均せん断力に対する応力集中係数で表示したものである。

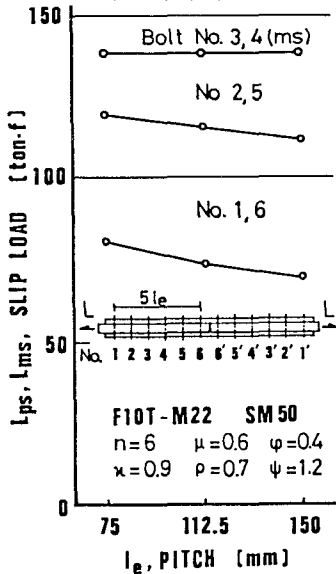


図 - 5

ボルト配置間隔
がすべり荷重に
及ぼす影響

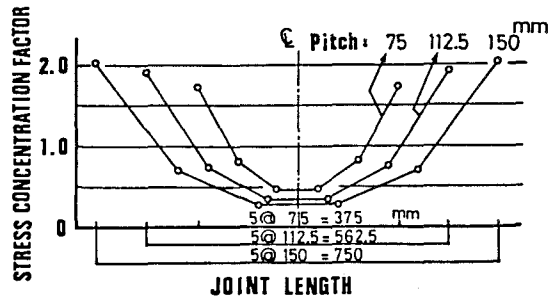


図 - 6 ボルト配置間隔が応力集中
特性に及ぼす影響

ピッチが大きくなるにしたがって局部的な微小すべりが早く発生するようになり、また応力集中係数の値も大きくなる。この現象を数値実験モデルにおいて説明するならば次のようになる。ピッチの大小は伸びばねの剛性に関係し、ピッチが大きい場合は相対的に伸び剛性が低くなる。伸び剛性の低下すなわち相対的なせん断ばね剛性の増加が端ボルト部の母材-添接板間の相対変位量を増加させ、これが微小すべり荷重を低下させる原因となっている。このことから、ピッチはできるだけ小さくし、必要以上に大きくしない方が良さそうである。ただし、主すべり荷重に対するピッチの大小による影響は殆んどない。

剛体-ばねモデルにおける初期せん断ばね定数 k_{so} は2種の補正係数 ϕ 、 ψ を用いて算定するようになっているが、これらの係数を大きくすると、すなわちせん断ばね剛性を大きくしたときにも微小すべり荷重の低下傾向が見られる。ただし、この場合にも主すべり荷重値は変わらないため、継手のせん断剛性と主すべり荷重の相関はほとんどないと結論づけることができるように思われる。

5-2. ボルト軸力分布がすべり特性に与える影響

同一断面を有するボルト列数 $n = 9$ の継手 (F10T-M22, $\kappa = 0.9$, $\rho = 0.7$, $\mu = 0.60$, $\ell_e = 75$ mm) に、総ボルト軸力は等しいが、軸力分布が異なる3タイプについて数値実験を行なった。すなわち、ボルト軸力 N の分布形状が (a) 全て同じもの、(b) 放物線分布 (端ボルト軸力を中央ボルト軸力の1割り増しとしたもの)、(c) 逆放物線分布 (端ボルト軸力を中央ボルト軸力の9割としたもの) の3種類についてPS荷重およ

びMS荷重を比較した（図 - 7）。

解析モデルが非線形系であるため軸力の総和が等しくともMS荷重に僅かではあるが差が現れる。bタイプがPS荷重に対しても3者の中で最も有利であり、b)>a)>c)の関係がある。すなわち、すべり荷重は端部ボルトの導入軸力の影響を少なからず受けることがわかる。施工時におけるボルト軸力調整の難しさを考えると、この結果を直接活かすことはできないが、締め付けボルト軸力の最終確認においては端部の数本のを最優先すべきであると言えるのかもしれない。

5-3. ボルト列数がすべり特性に与える影響

継手の大型（多列）化に伴いすべり耐力が低下する現象は多くの実験によって確かめられている。継手のすべり耐力は引張り応力場における部材の痩せによるボルト軸力の低下が主な原因である。これについて筆者は文献5)で考察しており、1割程度割り増して導入されたボルト軸力がリラクセーションや施工誤差を伴ってちょうど設計ボルト軸力と等しくなったとすると、主すべり発生時のボルト軸力の減少率 ζ は近似的に次式のように表わすことができる。

$$\zeta = - \frac{\nu \kappa \rho}{a} \frac{A_B}{A_{Be}} \frac{A_{BP}}{A_{BP} + 2 A_{SP}} \frac{\sigma_{zy}}{\sigma_{By}} \dots\dots\dots (5)$$

ここで、 ν 、 κ 、 ρ はそれぞれポアソン比、応力比、充実率であり、 a はボルト材料の降伏点に対する比率（F10T: $a=0.75$ ）、 A_B 、 A_{Be} はボルトの断面積および有効断面積、 σ_{zy} 、 σ_{By} は部材の降伏応力度、ボルトの降伏応力度である。

式(5)を用いて計算した結果と実測結果²⁾を比較したところ両者は非常に良く合致することが確かめられた。従って、ボルト軸力の減少率は継手の断面形状、使用鋼種および応力比に関係することになる。また式(5)にはボルト本数が含まれていないことからボルト列数と主すべり耐力には直接的な相関はないと言えよう。ただ、多列ボルト継手の場合には充実率 ρ が大きくなる傾向にあるためボルト軸力の低下率が大きくなるものと考えられる。6~22のボルト列を持つ継手に対して、M22、M30ボルトのそれぞれについて主すべり荷重および端ボルト部の微小すべり荷重を数値実験により求めたところ、ボルト列数の増加に対する微小すべり荷重の増加割合の傾向は主すべり荷重に比べて非常に僅かなものであることが判った。これはボルトが多列になるに従って断面積も増すことを考慮すると微小すべり発生時の内部応力度は次第に減少することを示している。

5-4. ボルト配置がすべり特性に与える影響

ボルトを千鳥に配置した場合や変則的に配置した場合の継手性能を第3章の2で述べたPIFESモデルを用いて解析的に明らかにすることを試みた。さらに、片振り応力に対する疲れ強さに関する若干の考察を行なった。

数値実験用供試体は総て3ゲージラインを有する千鳥配置高力ボルト継手とし、その総ボルト本数 n に対して図 - 8に示すように a~eの分類をした（a:6+5+6=17, b:7+6+7= 20, c:6+6+7= 19, d:8+7+8= 23, e: 10+9+10= 29）。ケース aでは配置角度を3通り（33°、45°、57°）に変化させ、その他のケースでは45°に統一した。ケース cはコーナークットのある場合を想定してボルト本数を1本減らしたものである。

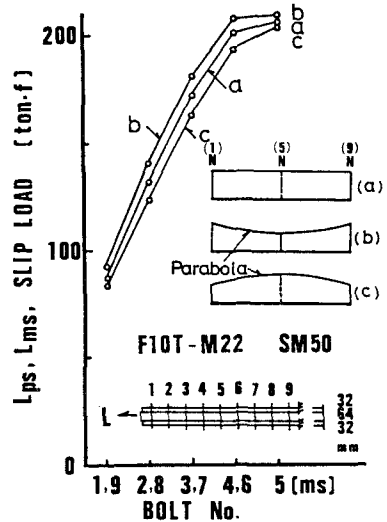


図 - 7 ボルト軸力分布がすべり特性に与える影響

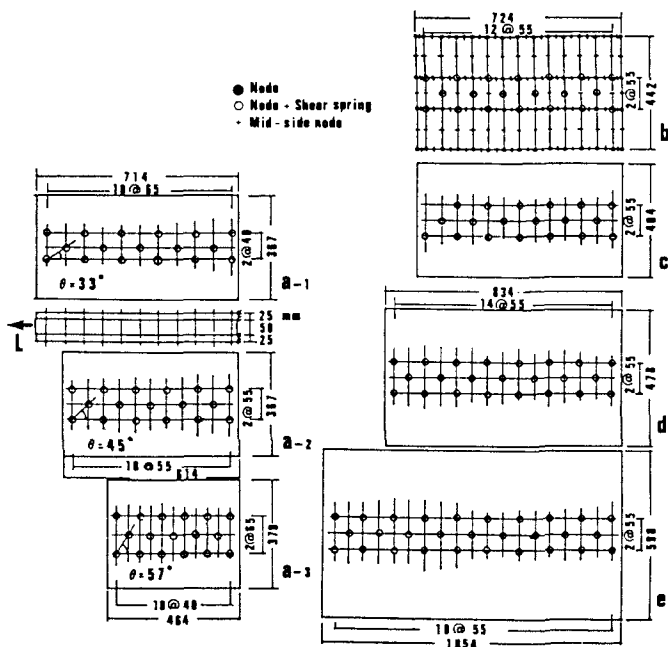


図 - 8 数値実験用供試体の寸法とボルト配置

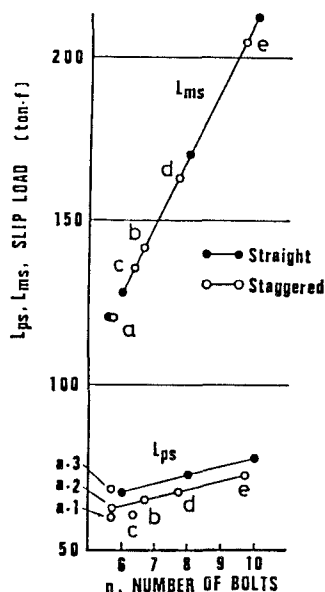


図 - 9 直交配置と千鳥配置のすべり荷重

継手の板厚は板厚の違いによる影響を避けるために母材50mm、添接板25mmに統一した。

摩擦係数は全ての供試体で一定値、0.55とし、また初期ばね定数を求める際に必要な補正係数もそれぞれ一定値、 $\phi = 0.4$ 、 $\psi = 1.2$ とした。

表 - 1に a～e の供試体の数値実験結果（すべり荷重またはすべり応力）を示す。図 - 9は主すべり荷重 L_{ms} および端ボルトの微小すべり荷重 L_{ps} を、総ボルト本数をゲージラインの数で除した値 $\bar{n}$ を横軸にとって表わしたものである。図中、●印は単一ゲージ幅継手 ($n = \bar{n} = 6, 7, 8, 9, 10$) のすべり荷重を示したものである。 $\bar{n}$ を用いてすべり荷重値を整理した場合、両者の主すべり荷重 L_{ms} には総てのケースにおいて非常に良い対応が見られるが、微小すべり荷重 L_{ps} には若干の差が現れ、千鳥配置の場合が低くなる。この差は総てのケースについて同程度のものとなっており、単純平均ボルト本数 $\bar{n}$ から2を差し引いたボルト本数で整理すると単一ゲージの場合にほぼ合致するようになる。

ケース a の場合には配置角度の違いにより継手長さが異なり、その影響で微小すべり荷重に差が出ている。配置角度を $\theta = 57^\circ$ とした短い継手は単一ゲージ継手に匹敵する L_{ps} 値を持つことがわかる。

端ボルト本数が少ない、ケース c の場合には L_{ps} 値がさらに下がっている。この場合は単一ゲージ継手の微小すべり荷重値に相当させるための換算ボルト本数としては上記の値にさらに1本除き、単純平均ボルト本数から3本割り引く必要がある。

	n	$\bar{n}$	(ton) L_{ps}	(ton) L_{ms}
a-1	17 (6+5+6)	5.7	180.1	362.5
a-2	"	"	188.8	362.6
a-3	"	"	205.1	362.8
1 gage	6	-	67.2	128.1
b	20 (7+6+7)	6.7	195.3	425.9
c	19 (6+6+7)	6.3	182.5	404.6
d	23 (8+7+8)	7.7	202.0	489.2
1 gage	8	-	72.8	170.4
e	29 (10+9+10)	9.7	217.0	614.9
1 gage	10	-	77.4	212.6

表 - 1 直交配置と千鳥配置のすべり荷重

摩擦接合継手の疲れ強さについて、国鉄標準ではボルト本数に応じて A(1～4 本)、A'(5～15本) および C(16本以上) の 3 ランクを設定し漸次低減することになっている。ただし、千鳥配置の場合は、列数をそのまま本数に読み替えるには多過ぎるよう思われ、また単純平均ボルト本数 n をそのまま使うには抵抗がある。そこで端ボルト部の微小すべりが摩擦接合継手の片振り応力に対する疲れ強さと第 2 章で述べたような相関があると仮定し、上記の数値実験結果 (L_{PS}) から相対的な疲労寿命の推定を行なって単一ゲージ継手に対する換算ボルト本数に関する検討を試みれば次のようにまとめられる。

千鳥配置の疲労設計における換算ボルト本数は「1 ゲージラインに含まれる本数の最大値」で読み替えても一般に差し支えないと結論づけられるように思われる。ただし、配置角度が小さくて、継手が長くなる場合や、ケース c のように端ボルトの本数が少ない場合は上記の値に不規則配置されたボルト本数に応じて数本加えるべきであろう。千鳥配置継手に関する実証的研究が現在のところ不足しており、上記の結論を確認することはできていない。今後この方面の実証的研究成果の蓄積が望まれるものである。

5-5. 添接板を 2 枚重ねにして変断面とした継手のすべり特性

摩擦接合継手は母材内の応力を摩擦面を通して添接板に次々に伝達し、継手の中央部ではほぼ半分程度、そして最終的には母材端部で全ての応力が添接板に伝わることになる。従って、添接板の端部から前半分は添接板の耐荷許容能力の 1/2 以下の応力しか加わっていないことになる。この部分の添接板断面を 1/2 程度に減らし、継手の経済化を計ったのが 2 枚添接板継手である。これを用いた場合、添接板の鋼重は通常の継手に対し、約 3/4 程度となり、継手箇所の多い吊橋の補剛トラス等では構造物の軽量化という面で決して無視しえない問題となる。ただし、実証的あるいは解析的研究が現在のところ不足しているため、特に疲労許容応力度は通常の継手に対して幾分低く抑えて設計されているようである。さらに経済的あるいは力学的により優れた断面を追及すれば、添接板の枚数を増やして添接板内の応力分布に対応した断面変化をつけてやれば良いことになるが、これは施工面で添接板の枚数が増えることによるデメリットがあろう。また、添接板内の応力が急変する箇所は継手端部付近と母材の切れている付近であることも考慮すれば、むやみに添接板の枚数を増やしても 2 枚添接板継手以上の経済効果は期待できないと思われる。

添接板内部応力度、また荷重－相対すべり関係について実験結果¹³⁾と RBSM を用いた解析結果とを比較したところ両者は良い対応を示し、2 枚添接板継手の解析にも RBSM が有効であることが確認されている¹⁰⁾。

2 枚添接板継手において、添接板前半の断面を減らした事による影響が内部応力分布形状 (f_{BP} , f_{SP-1} , f_{SP-2}) や伝達摩擦力分布形状 (f_{r1} , f_{r2}) に対してどのように現れるかをこの RBSM を用いて調べたところ、端ボルトにすべりが発生した直後において図 -10 に示すような結果が得られた。2 枚添接板継手の添接板応力分担は内側と外側の添接板の断面積が同じである場合でも継手中央部 (母材の切れている所) で異なっており、内側添接板の負担が大きい。この応力分担の差はボルト列数が少ないとき著しく、多列になるに従って緩和される傾向がある。また、継手の設計荷重は最終的なすべり荷重よりも十分小さくとってあるため使用時において内側添接板が降伏するという心配はないと思われる。

図 -11 はボルト列数 8 列の 2 枚添接板継手 (a) におけるすべり荷重と 1 枚添接板継手 (b) におけるすべり荷重を比較したものである。板厚寸法に端数があるのは断面の充実率を優先して数値実験供試体を設計したためである。ここで、2 枚添接板継手の外側添接板と内側添接板の間のすべり位置 (ボルト番号 5～8 に対するもの) には便宜上 9～12 の番号を付けてある。

2 枚添接板継手は継手中央部端ボルト付近 (すべり位置番号 8) のボルトでの内側添接板の応力分担が大きいので、ここで最初の微小すべりが発生する。その時のすべり荷重値は一般の突合せ継手 (b) の場合に比べて低くなっている (この例では 8% 程度低下している)。また、2 枚添接板継手は添接板が 1 枚から 2 枚に変わるところ (すべり位置番号 8) では以外に早い段階で微小すべりが生じるようである。但し、主すべり荷重は殆んど変わらない。

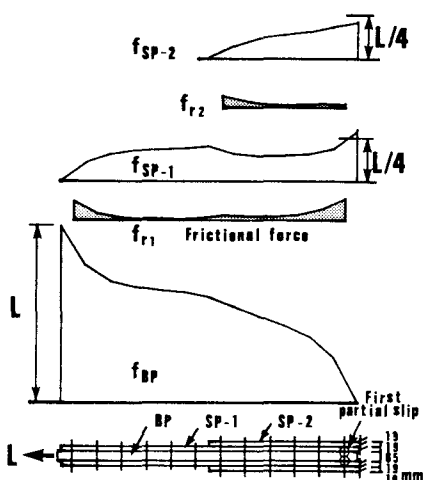


図 - 10 2枚添接板継手における内部応力分布形状と摩擦力分布形状

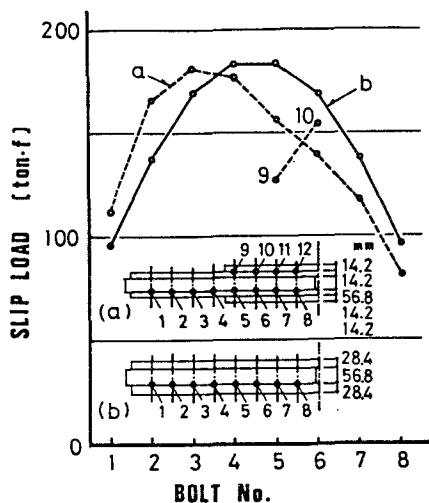


図 - 11 2枚添接板継手と1枚添接板継手のすべり荷重の比較 (1)

2枚添接板継手の応力分担の不均衡を改善するために内側と外側の添接板断面を調整する方法が考えられるが、添接板の全体積一定の条件下では内側添接板断面を増やすと内部応力度に関しては改善されるが応力分担率はかえって大きくなり、逆に外側添接板断面を増やした時は応力分担率は改善されるが内部応力度に関してはかえって悪く、結局添接板断面調整効果はあまり期待できない。

そこで、1枚添接板と2枚添接板継手のすべり荷重を数値実験によって求め、両者の比較をすることにより2枚添接板継手に対する低減をどの程度にしたらいかを調べた(図-12)。

その結果、2枚添接板継手の主すべり耐力は1枚の場合に対して若干低いものの両者には殆んど差が見られなかった。しかし、端ボルト部の微小すべり荷重値には明確に差が現れており、1枚添接板継手に対して1割程度低くなっている。また、これはボルト列数に関して4本程度の差である。

応力分担の不均衡を改善するもう一つの方法は外側添接板の長さをボルト数本分長くすることである。ただし、この方法も多列ボルト継手に対してはあまり効果が上がらないようである。

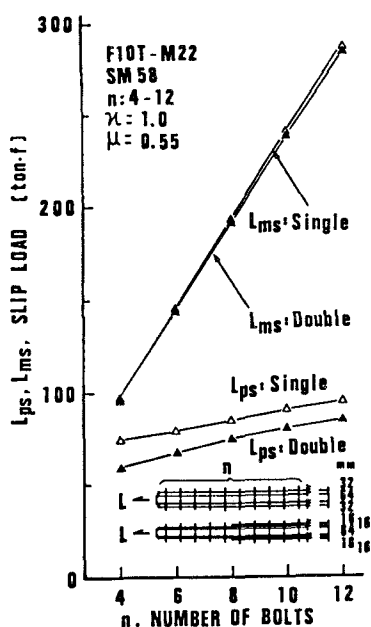


図 - 12 2枚添接板継手と1枚添接板継手のすべり荷重の比較 (2)

5-6. その他の継手形状要素がすべり特性に与える影響

主すべり発生時の継手内部の応力度 σ_{ms} の純断面降伏応力度 σ_y に対する比 ($\kappa = \sigma_{ms} / \sigma_y$)、すなわち「すべり応力比」の影響をボルト列 $n = 8$ (F10T-M22, $\rho = 0.8$, $\mu = 0.60$, $\ell_e = 75$ mm) の継手に対して検討を行なった。すべり応力比の差はその他の形状要素が同じ場合、断面積あるいは継手部材の板厚の違いとなって現われる。 $\kappa = 0.8 \sim 1.0$ までの5種(部材の板厚は一定値、125 mmとした。)について主すべり荷重 (L_{ms}) および微小すべり荷重 (L_{ps}) を比較したところ、 $\kappa = 0.8$ の場合は $\kappa = 1.0$ の場合に対して断面積または板厚が 25% 大きいにも係わらず、主すべり荷重は殆んど差がなかった (1 ~ 2 % 増)。ただ

し端ボルトの微小すべり荷重は増加した。従って、すべり応力比 κ は微小すべり荷重に対して幾分影響を及ぼすものの、主すべり荷重に対しては殆んど影響はなく、継手断面を必要以上に大きくしても主すべり荷重を増加させる効果が小さいことがわかる。

単一ゲージ幅の継手においては充実率（純断面積 A_n の総断面積 A_g に対する比； $\rho = A_n / A_g$ ）とゲージ幅 b 、ボルト孔径 d との間には $b = d / (1 - \rho)$ の関係がある。従って、使用ボルトの径があらかじめ与えられるならば、 ρ の値により、ゲージ幅が一義的に定まる。ボルト列 $n = 8$ 、（F10T-M22， $\mu = 0.60$ ， $\ell_e = 75$ mm， $\kappa = 0.9$ ）、純断面積を一定とした場合に、 $\rho = 0.6 \sim 0.8$ の5通りについて検討を行なった。その結果、充実率が大きくなるに従ってPS荷重値が低下する傾向が見られた。ここで、充実率が大きいというのは純断面積は等しいが、総断面積と板厚の値が相対的に小さいということである。解析例では $\rho = 0.7$ に対して $\rho = 0.8$ の場合は総断面積は87%、板厚は58%程度であり、とりわけ板厚の変化が大きい。板厚の効果は実験的に調べるのは難しく、まだ明らかにされていない。上記の解析結果は厚板の場合はせん断歪みエネルギーが薄板の場合に対して大きくなるため、微小すべり発生時期がやや遅れると解釈できる。この点だけに注目するならば厚板を用い、板幅をなるべく狭くする方が良いことになるが、例えば千鳥配置では継手の長さが長くなり、この影響で微小すべり発生時期が逆に早くなる点にも配慮すべきである。

6. 結語

片振り応力下の継手の疲れ強さに対する疲労試験結果と数値実験による端ボルトの微小すべり荷重を比較したところ、両者にほぼ線形の相関が見られた。これは両者に直接的な相関があるからではなく、微小すべりと応力集中特性に密接な関係があるためであると判断された。しかし、間接的には端ボルトの微小すべり荷重から継手の相対的な疲れ強さの推定が可能であるように思われた。継手の破断箇所が殆んど端ボルト部であることも考え併せて、この点に関する実証的な検討も加えるべきではないかと思われる。

端ボルトの微小すべり応力と疲れ強さの相関性を認めた場合には数値実験で簡単に得られる微小すべり応力から疲れ強さを推定できることになる。このことから本論文では突合せ型摩擦接合継手に対して、ピッチの大小、断面形状、ボルト軸力分布、ボルト配置等の継手片形状がすべり特性に与える影響を剛体-ばねモデルあるいは有限要素-せん断ばねモデルを用いた数値実験により明らかにすることを試みた。

一連の解析により、継手片の形状は主すべり荷重には殆んど影響しないのに対して微小すべり特性および内部応力伝達性状に種々の影響を与えることが明らかとなった。この結果は例えば添接板に断面変化を与えるような、より経済的な継手の開発をするときの資料として活用できると思われる。

[参考文献]

- 1) 鋼材倶楽部・日本鋼構造協会接合小委員会編：鋼構造接合資料集成ーリベット接合・高力ボルト接合、昭和52年、技報堂。
- 2) 一条・高木：高力ボルト継手の疲労試験、構造物設計資料 No.70, 1982-6。
- 3) 田島：高力ボルト摩擦接合概説、技報堂、昭和41年。
- 4) 本四公団上部構研究小委員会：昭和58年度報告書、疲れに関する検討、昭和59年 3月。
- 5) Nagashima, F. and Itoh F. : Application of RBSM to Slipping Problem of Friction-Type Joints, Memoirs of Faculty of Technology, Tokyo Metropolitan University No.33, 1983.
- 6) 長嶋・伊藤：すべりを考慮した高力ボルト摩擦接合継手のシミュレーションモデル、土木学会第38回年次講演概要集（1 -166）、昭和58年 9月。
- 7) 長嶋・伊藤：剛体ーばねモデルを用いた高力ボルト摩擦接合継手のすべり挙動解析、土木学会論文集、第 350号／1 - 2, 1984年10月。
- 8) 川井編：生研セミナーテキスト（コース 116）離散化極限解析法に関する最近の話題、昭和61年 1月。
- 9) 本四公団第二建設局：太径高力ボルト摩擦接合継手試験報告書、昭和57年11月。
- 8) 土木学会・本四連絡橋鋼上部構研究小委員会：本州四国連絡橋鋼上部構造に関する調査研究報告書、昭和58年 3月。
- 9) 一条・高木：高力ボルト継手の疲労試験、国鉄構設資料 No.70, 1982- 6 。
- 10) 土木学会：国鉄建造物設計標準解説（鋼鉄道橋・鋼とコンクリートとの合成鉄道橋）、昭和58年 5月。
- 11) 長嶋・伊藤：剛体ーばねモデルによる高力ボルト摩擦接合継手の形状効果に関する一考察、土木学会第39回年次講演概要集（1 - 158）、昭和59年10月。
- 12) 長嶋・伊藤：千鳥配置多列高力ボルト摩擦接合継手の疲労設計における列数、土木学会第40回年次講演概要集（1 - 469）、昭和60年 9月。
- 13) 本四公団第二建設局：太径高力ボルト摩擦接合継手試験報告書、昭和57年11月。
- 14) Zienkiewicz, O. C. :The Finite Element Method (Third Edition), McGraw-Hill、1977。
- 15) Hinton, E. and Owen, D. R. J., 川井監訳：有限要素プログラミング、昭和54年11月、丸善。
- 16) Nagashima, F. : Analytical Study on Shape Effect of Friction-Type Bolted Joints. Structural Eng. / Earthquake Eng. Vol. 3. No. 2 (Proc. of JSCE, No. 374 / 1-6), October 1986.

(1987年10月16日)