

修士論文

鉄道車両用ボルト締結体の有限要素モデルの
妥当性評価と高精度化

p.1 — p.75 完

2018年2月23日

指導教員 酒井 信介 教授

37-166232 柳原 崇志

鉄道車両用ボルト締結体の有限要素モデルの妥当性評価と高精度化

柳原 崇志, 指導教員: 酒井 信介 教授

キーワード: Finite Element Method, Bolt and nut fastening body, Stress analysis, Simplified model, Transverse load

1. 緒言

1.1 研究背景

ボルト締結を有する機械構造物において締結部は強度上特異脆弱な部位であり、設計段階において十分な信頼性を確保することが求められる。また、鉄道車両は、長さ 20m 以上の大型構造物であり、ボルト締結は数千本が採用されているために、締結部は車体性能に大きな影響を及ぼす。有限要素法による車両全体解析は接触を考慮しない線形解析である上、計算負荷やモデリング工数の点で、締結部はシェル・ビーム要素による簡素なモデル化が必須である。以上のような制約条件下では、成瀬[1]によって提案された、被締結体の剛性および締結による圧縮力が伝播する領域（以下、等価圧縮体）を考慮することで高い剛性精度を持つ簡易モデル（以下、スパイダーモデル）が有効とされる。しかし、スパイダーモデルは継手全体としての変形挙動に関して十分な精度が確認されている一方で、強度上の特異場となるボルト締結近傍について十分な妥当性確認がされておらず、適用上の課題である。

1.2 本研究の目的

継手状締結体における主要な荷重モードである軸直角方向外力に対する締結部剛性と座面近傍応力に対し、スパイダーモデルの精度評価を行う。また、精度の悪化要因に対する考察を踏まえ、改善モデルを提案し、一点締結継手と実際の鉄道車両車体にも適用される多点締結体へと応用する。

2. 締結体ソリッドモデルの妥当性確認

2.1 試験条件および解析モデル

スパイダーモデルの挙動評価では、精度基準として興石[2]による先行研究で使用された「ねじ山の螺旋形状と接触を考慮した締結体ソリッドモデル」を用いる。そこで、継手引張試験によってソリッドモデルの被締結体表面ひずみ値に対する妥当性確認を行った。締結体形状は純せん断・せん断継手（Fig. 1）とし、有限要素法ソフト ANSYS17.0（陰解法）を用いて、幾何学的非線形を考慮した接触解析を行った。

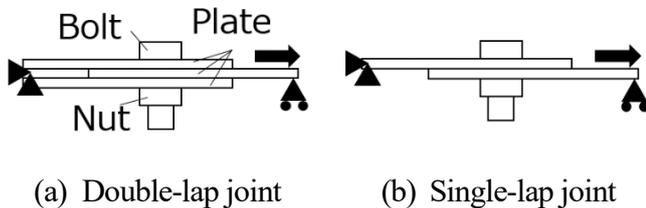


Fig. 1 Configuration of lap joints

2.2 バリデーション結果

座面による応力集中の及ばない公称部では十分なひずみ予測精度を確認し、また、座面から 3mm~12mm における近傍部においては公称部ひずみ値の 20% 程度の誤差範囲内でひずみ量を予測できることを示した。

3. スパイダーモデルの挙動評価

3.1 解析条件および解析モデル

前章の 2 種の継手形状を用いて、並進剛性と座面近傍応力の評価を行った。スパイダーモデル（Fig. 2）は中立面シ

ェル上節点の回転自由度をビーム要素節点により拘束するか否か、等価座面領域（等価圧縮体の中立面シェル上断面）を空孔とするかにより計 3 種類のモデルがあり、全てのモデルを用いて解析を行った。

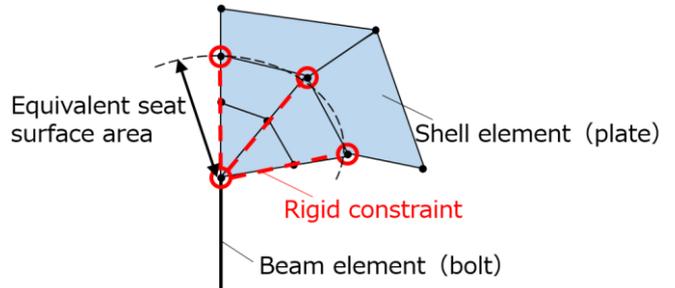


Fig. 2 Spider model

3.2 並進剛性

締結部並進剛性はソリッドモデルよりも最大で 45% 高い値を示した。完全な被締結体間すべり以前の締結部は軸直角方向外力に対し、等価圧縮体のせん断変形により並進剛性が表現されるべきであるが[3]、スパイダーモデルはせん断荷重に対し、ボルトの剛性も含めた等価ビームの曲げ変形によって並進変位を生んでおり、今回のケースでは 10^2 オーダー高剛性側に誤った剛性を示していたことが主な要因と考えられる。

3.3 締結部近傍応力

Fig. 3 は被締結体表面の応力の引張方向（z 方向）成分のコンター図であり、等価座面領域内要素を除いて示した。等価座面領域近傍に関して、剛体拘束の影響で特異的な応力の上昇や応力分布の傾向の違いが生じる。特に、純せん断継手の様に、中立面シェルに対して面内方向へ荷重が伝達される場合においてその影響が著しく、Fig. 3 の A 部では座面領域端から座面径の 2 倍程度の位置までソリッドモデルの応力から 5% 以上のずれがあった。

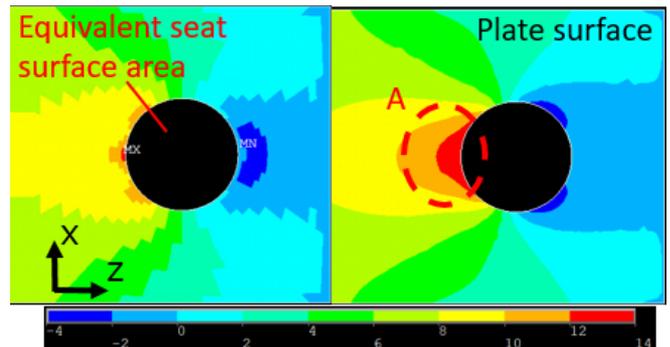


Fig. 3 Contour maps of stress σ_z

4. 改善モデルの提案と適用

4.1 ボルト軸部のモデリング

ボルト軸を表すビーム要素に等価圧縮体のせん断変形と同等の並進変位を生じさせるため、Kou ら[3]の等価圧縮体のせん断剛性式をもとに、2 種の継手に対して等価ビームせん断剛性式を提案した。

4.2 等価座面領域内節点の拘束手法

実際の等価座面領域は被締結体間接触面から摩擦力を受

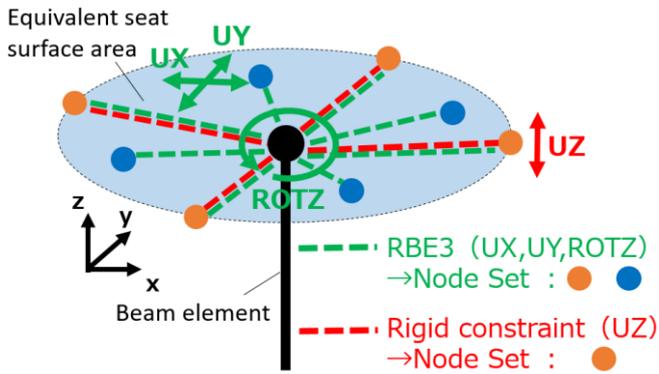


Fig. 4 Proposed method for connecting

け、弾性体として等価座面領域外と共に面内方向変形していくと考えられる。そこで、等価座面領域を剛体化せずに、面内方向荷重を座面領域へ分配する様な点-面拘束関係を適用する。これは有限要素法ソフト ANSYS, NASTRAN 等の RBE3 (Rigid Body Element 3: 補間剛体要素) により定義でき、ビーム節点の自由度を領域内節点自由度の線形結合で表す拘束方程式が作成される。面外方向自由度に関してはボルト・ナットの座面により強く拘束されるとし、従来の剛体拘束を適用する。以上 2 種の拘束手法を組合せ、シェル・ビーム間を結合する (Fig. 4)。

4.3 従来モデルとの比較解析

第 3 章と同様の解析に対し提案モデルを適用したところ、純せん断剛性、せん断剛性はソリッドモデルに対してそれぞれ 105%, 92% となり、共に従来モデルよりも高い剛性精度を示した。純せん断剛性に着目すれば、従来モデルはソリッドモデルに対して 145% の剛性であったのに対し、そこへ等価圧縮体のせん断変位による剛性低下が生じたとすれば、117% と算出できる。従って、残り 12% の剛性低下分は等価座面領域内の変形によって生じたといえる。この等価座面領域の変形が正しいかについて確認するため、領域近傍の周方向応力分布を Fig. 5 に示す。提案モデルの分布がソリッドモデルの分布により近づいていることから、座面領域の変形とそれによる剛性低下は適切であると言える。

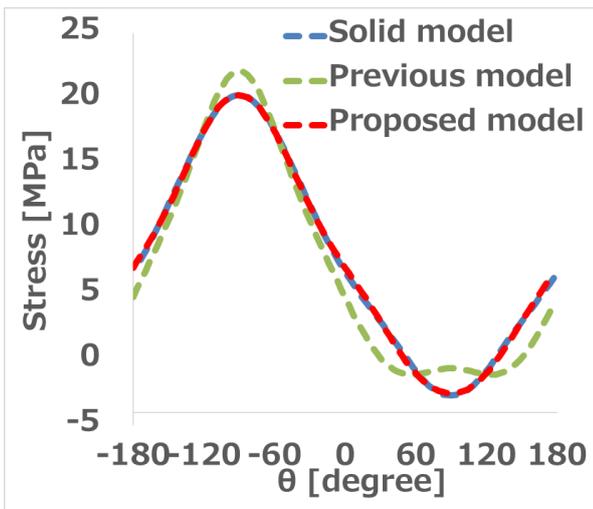


Fig. 5 Stress distribution in the circumferential direction

5. ボルト多点締結体解析

5.1 解析条件及びモデル

提案モデルを鉄道車両車体にも用いられる多点締結へと応用するため、直列 5 点締結せん断継手 (Fig. 6) の解析を

行った。ボルト径、材料値は前章までと同様とし、車体締結部への適用を想定した範囲で板厚を $t=2,4,9$ mm と変更し、板厚に依らない精度向上が為されるかについて確認を行った。

5.2 解析結果

Table 1 に 3.0 kN までの平均剛性値の結果を示す。いずれの板厚においても従来モデルと比較して並進剛性が改善された。せん断継手の並進変位は締結部のせん断変形と面外変形の重ね合わせであるが、板厚の厚い場合ほど面外変形量が減るため、締結部のせん断変形が支配的となる。提案モデルにより締結部のせん断変形が改善されたため、板厚の増加に伴って従来手法よりも相対的に剛性が改善されており、正しい傾向と言える。

Table 1 Averaged transverse stiffness

	t = 2 mm	t = 4 mm	t = 9 mm
Previous model	115.7%	110.1%	114.8%
Proposed model	106.5%	99.3%	98.7%

次に、等価座面領域内要素を除いた被締結体表面の荷重方向成分応力のコンター図を Fig. 6 に示す。板厚は 9 mm の場合である。コンター図最右側の等価座面領域が最大荷重を負担するボルトであるが、提案モデルにより近傍の応力集中が緩和されていること、また、全体として応力分布がソリッドモデルへ近づいていることが分かる。

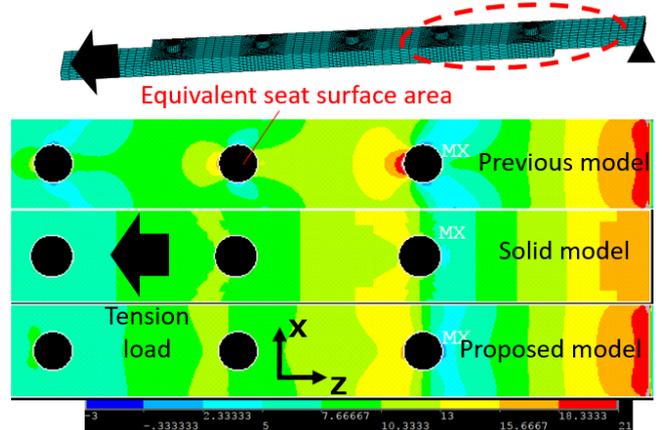


Fig. 6 Multi-fastener single-lap joint and contour maps of stress σ_z

6. 結言

本研究では、ボルト締結体ソリッドモデルによる詳細解析との比較により、スパイダーモデルの並進剛性、等価座面領域近傍応力の妥当性を考察し、高精度化を図るモデリング手法の提案を行った。また、提案モデルにより、純せん断、せん断の 2 種類の荷重モードにおいて、板厚に依らず剛性値と応力分布の改善が為されることを示した。

参考文献

- [1]成瀬 友博, ほか 2 名, “シェル要素とビーム要素を用いたボルト締結部の簡易モデル化手法と強度評価: 第 1 報” 日本機械学会論文集.A 編, 73, 728, 522-528, 2007.
- [2]興石 和輝, “ボルト・ナット締結体の有限要素法モデル開発のための力学的挙動の解明,” 東京大学大学院修士論文, 2014.
- [3]J. Kou *et al*, “A theoretical 4-stage shear model for single-lap torqued bolted-joint with clearances,” *Compos. Struct.*, 86, Oct. 2017, 1-16, 2017.

目次

図目次.....	4
表目次.....	7
1 序論.....	9
1.1 研究背景.....	10
1.2 本研究の目的.....	12
1.3 本論文の構成.....	13
2 継手引張試験による締結体ソリッドモデルのバリデーション.....	14
2.1 緒言.....	15
2.2 試験条件.....	15
2.3 解析条件および締結体モデル.....	17
2.4 ひずみ測定.....	20
2.4.1 純せん断試験.....	20
2.4.2 せん断試験.....	24
2.4.3 ソリッドモデルによる締結部近傍ひずみの予測精度.....	27
2.5 結言.....	30
3 軸直角方向外力に対するスパイダーモデルの挙動評価.....	31
3.1 諸言.....	32
3.2 スパイダーモデル[7], [8].....	32
3.3 解析条件.....	35
3.4 解析結果と考察.....	36
3.4.1 並進剛性.....	36
3.4.2 締結部近傍応力.....	45
3.5 結言.....	50
4 改善モデルの提案と適用.....	51
4.1 緒言.....	52
4.2 モデリング手法の提案.....	52
4.2.1 ボルト軸部のモデリング.....	52
4.2.2 等価座面領域内節点の拘束手法.....	53
4.3 従来モデルとの比較解析.....	57
4.3.1 解析条件.....	57
4.3.2 解析結果.....	57
4.4 結言.....	61

5	ボルト多点締結体解析	62
5.1	諸言	63
5.2	解析条件および解析モデル	63
5.3	解析結果	65
5.3.1	せん断荷重分担.....	65
5.3.2	並進剛性	66
5.3.3	応力分布	67
5.4	結言	69
6	結論	70
6.1	結論	71
6.2	今後の展望	71
	謝辞	72
	参考文献	73

図目次

図 1-1	解析精度とモデリング・計算負荷によるボルト締結簡易モデルの分類.....	10
図 1-2	スパイダーモデル.....	11
図 2-1	継手形状と寸法 (a)純せん断継手 (b)せん断継手.....	16
図 2-2	有限要素モデル.....	18
図 2-3	垂直ひずみ分布 (section A).....	21
図 2-4	ボルト座面-被締結体間接触状態.....	21
図 2-5	座面位置のひずみ分布への影響.....	22
図 2-6	垂直ひずみ分布 (section B).....	23
図 2-7	主応力ベクトル図 (白色：第一主応力).....	23
図 2-8	戻り回転方向トルクによる継手の変形図 (スケール×70).....	24
図 2-9	被締結体間接触状態.....	24
図 2-10	垂直ひずみ分布 (section C).....	25
図 2-11	せん断継手の2次曲げ変形 (caseA 2.5kN スケール×30).....	25
図 2-12	垂直ひずみ分布 (section D).....	26
図 2-13	継手のねじれ変形と被締結体間接触状態.....	26
図 2-14	ボルト締結部近傍のひずみ値の実験値と解析値における比較.....	28
図 3-1	等価圧縮体とせん断継手[23].....	33
図 3-2	主節点と従節点の拘束関係.....	34
図 3-3	せん断継手のスパイダーモデル.....	35
図 3-4	純せん断継手の荷重-変位曲線.....	36
図 3-5	せん断継手の荷重-変位曲線.....	37
図 3-6	モーメントを受けるスパイダーモデルの変形形状.....	38
図 3-7	摩擦力を受ける等価圧縮体のせん断変形.....	38
図 3-8	被締結体間接触面の微小すべり.....	41
図 3-9	純せん断継手における各接触面の荷重分担.....	42
図 3-10	せん断継手における各接触面の荷重分担.....	42
図 3-11	締結部の軸力方向応力コンター図 (6mm×2枚).....	44
図 3-12	締結部の軸方向応力コンター図 (4mm×3枚).....	44
図 3-13	純せん断継手 σ_z コンター図 (3.0kN時).....	46
図 3-14	σ_z 分布 (section A).....	46
図 3-15	等価座面領域近傍の主応力ベクトル図 (3.0 kN時).....	47
図 3-16	せん断継手 z方向応力コンター図 (1.5kN時).....	48
図 3-17	σ_z 分布 (section C).....	48
図 3-18	面外方向変位分布 (section C).....	49
図 4-1	各種継手における寸法.....	53

図 4-2 RBE3 による多点拘束.....	54
図 4-3 提案モデルの拘束関係.....	55
図 4-4 等価座面領域近傍の主応力ベクトル図（提案モデル：3.0 kN 時）.....	58
図 4-5 純せん断継手における垂直応力分布.....	59
図 4-6 せん断継手における垂直応力分布.....	60
図 5-1 鉄道車両車体における多点締結事例[28].....	63
図 5-2 5 点締結せん断継手モデル.....	64
図 5-3 有限要素モデル.....	64
図 5-4 各ボルトのせん断荷重分担（ $t=2\text{ mm}$ ）.....	65
図 5-5 各ボルトのせん断荷重分担（ $t=4\text{ mm}$ ）.....	66
図 5-6 各ボルトのせん断荷重分担（ $t=9\text{ mm}$ ）.....	66
図 5-7 被締結体表面 σ_z コンター図（6.0 kN 時）.....	68
図 5-8 被締結体表面 σ_z 分布（6.0 kN 時）.....	68

表目次

表目次

表 2-1 試験条件	16
表 2-2 試験 case ごとの摩擦係数	19
表 2-3 各試験 case における精度指標ER.....	29
表 2-4 ボルト面, ナット面の精度比較 (荷重: 水準 2)	29
表 3-1 各スパイダーモデルのモデリング条件	35
表 3-2 各モデルのせん断荷重に対する 50mm 標点間平均剛性値	37
表 4-1 従来モデルと提案モデルの平均剛性値の比較	58
表 5-1 3.0 kN までの平均剛性値 (標点間 450 mm)	67

1 序論

1.1 研究背景

ボルト締結は構造物を組み上げる際、コストが安い点、作業者個人の技量に依らない締結を行える点、取り外しが可能なために点検が容易な点等の理由により、輸送機器、プラント、橋梁をはじめとした幅広い機械製品に採用されている。一方、ボルト締結を有する機械構造物において締結部は強度上特異脆弱な部位であり、例えばボルト締結における問題の一つとしては、動的外力によるゆるみの進行が挙げられ、被締結物の脱落による事故も多く報告されている[1]。この様にボルト締結部は設計段階において十分な信頼性を確保することが要求されるため、CAEを用いたより高精度な締結部の強度評価手法が求められる。

CAEにおけるボルト締結のモデル化手法は現在まで様々に提案されており、近年のCAEソフトには標準的に自動モデリング機能が備わっていることも多い。ボルト締結モデルは主に解析精度とモデリング作業・計算負荷の2つの指標で適切なものが選択される(図 1-1)。例えば詳細な応力解析を目的とする場合には、ねじ山の螺旋形状までをソリッド要素で再現し、ボルト・ナット・被締結体各々の接触面に接触を定義したモデルを使用する[2][3]。しかし、このようなモデルは接触面のすべりやねじ山への応力集中等を高精度に表現できる一方で、計算負荷やモデリング工数の点で全ての設計現場において用いることは現実的ではない。

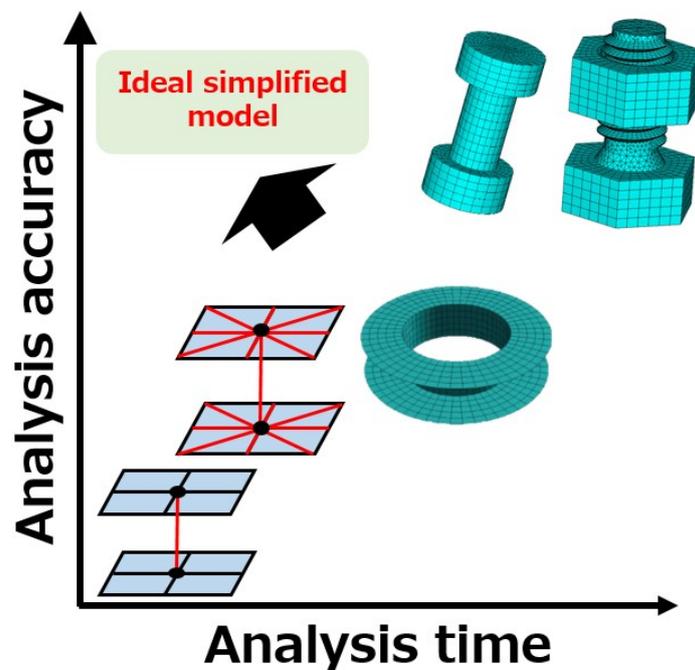


図 1-1 解析精度とモデリング・計算負荷によるボルト締結簡易モデルの分類

また、最も簡素なモデル化手法としては、被締結体同士を一本のビーム要素やカップリング拘束等で結合するものが挙げられる[4]–[6]。要素数を大幅に削減できることや接触を考慮しないことにより計算負荷が非常に低く、ボルト締結を多数含む大型構造物の解析が可能になるものの、剛性の表現や締結部の局所変形といった観点から、解析精度には十分注意が必要になる。

後者の様なボルト締結部を簡素にモデリングすることが求められる構造物例として、鉄道車両車体が挙げられる。車両車体の多くは、長さ 20m 以上の大型構造物であり、ボルト締結は数千本が採用されているために、締結部は車体性能に大きな影響を及ぼす。有限要素法による車両全体解析は、締結部はシェル・ビーム要素による簡易的なモデル化が必須である一方で、安全性を確保するために実用上十分な予測精度が求められる。以上の様な制約条件下では、成瀬ら[7][8]によって提案された被締結体の剛性と締結による圧縮力が伝播する領域（以下、等価圧縮体）を考慮することで高い剛性精度を持つ簡易モデル（以下、スパイダーモデル）の適用が有効とされる（図 1-2）。

スパイダーモデルの CAE 導入にあたり、モデルの妥当性確認に関してもいくつか研究が為されている。成瀬らは単純な形状の継手に対するハンマリング試験と固有値解析結果の比較を行い、複数のボルト径で実験値との一致を確認した[7]。また、森田らは 2 点のボルト締結を有する複雑な形状の継手に関して発生応力を実験値と比較し、被締結体間の接触を考慮しないことにより局所的に変形が不適切であった影響を除けば、複雑形状の構造物においても応力予測が高精度に行えることを示した[9]。田中らは、5 点のボルト締結を有する純せん断継手に対し、引張試験と解析との比較を行い、スパイダーモデルが剛体ビームによる一節点間結合モデルよりも精度良く荷重分担を予測できることを示した [10]。

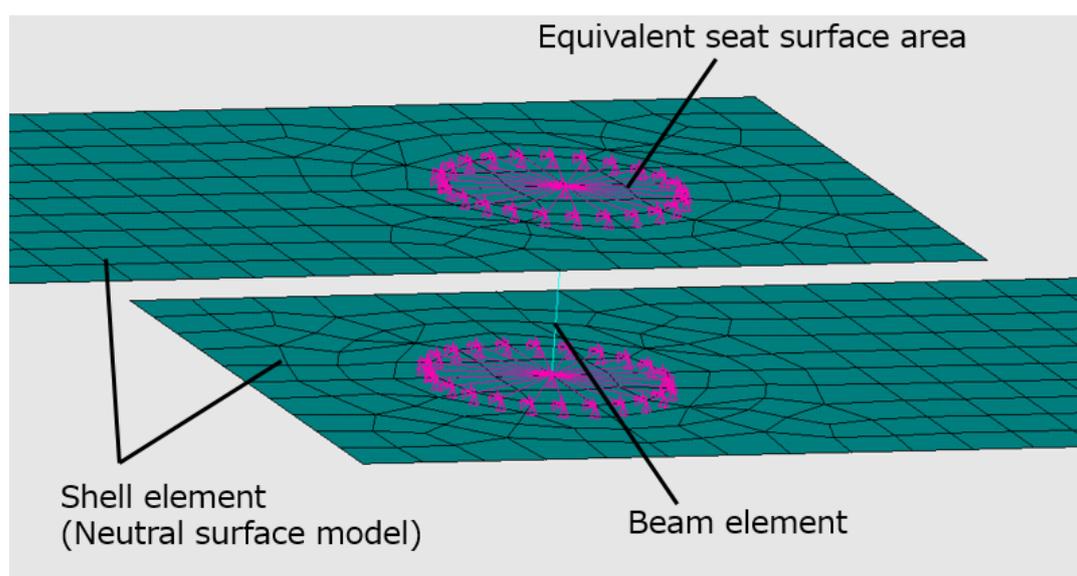


図 1-2 スパイダーモデル

以上の様にスパイダーモデルに関して、継手構造のスケールでの変形挙動に十分な精度が確認されている一方で、実験との妥当性確認のみのため、部分的な応力評価にとどまっております。強度上の特異場となるボルト締結近傍について十分な妥当性確認がされていない点や、厳密に締結部のみの剛性を抽出した妥当性確認が困難な点など、適用上の課題が多く存在する。

1.2 本研究の目的

本研究ではまず、ねじ山の螺旋形状までを模擬した接触解析によるボルト締結体有限要素モデル（以下、ソリッドモデル）を用い、実験による妥当性評価が困難な締結部剛性と座面近傍応力に関して、継手状締結体における主要な荷重モードである軸直角方向外力下で精度評価を行う。次に、ソリッドモデルとの相違点に関する考察を踏まえ、スパイダーモデルの改善手法を提案し、一点締結継手と実際の鉄道車両車体にも適用される多点締結体へと応用してその精度の向上を確認する。

1.3 本論文の構成

本論文の構成を以下に示す.

第1章「序論」

本研究の背景および研究の目的について述べた.

第2章「継手引張試験による締結体ソリッドモデルのバリデーション」

継手引張試験によりソリッドモデルの妥当性評価を行い、ひずみ予測精度の確認を行う.

第3章「軸直角方向外力に対するスパイダーモデルの挙動評価」

スパイダーモデルについて、軸直角方向外力が作用する場合の並進剛性、締結部近傍応力の解析精度を確認し、ソリッドモデルとの相違点に関して考察を行う.

第4章「改善モデルの提案と適用」

前章の考察から改善モデルを提示し、従来モデルとの比較解析を行う.

第5章「ボルト多点締結体解析」

提案モデルの板厚を変えた多点締結体への応用により、精度向上の妥当性確認を行う.

第6章「結論」

本研究の結論についてまとめ、今後の展望を述べる.

2 継手引張試験による締結体ソリッドモデル のバリデーション

2.1 緒言

本章では、次章においてスパイダーモデルの締結部剛性と締結部近傍応力の妥当性評価を行うに先立ち、その精度基準とする、ねじ山のらせん形状までを考慮した接触解析によるボルト・ナット締結体モデル[11]–[13]（以下、ソリッドモデル）に対して精度検証を行う。純せん断・せん断継手に対して引張試験を行い、ソリッドモデルの被締結体表面におけるひずみを測定し、予測精度を確認する。

2.2 試験条件

本試験に用いた継手試験片の形状・寸法を図 2-1 に示す。(a) 純せん断試験、(b) せん断試験の 2 種類の試験条件により行った。

被締結体の材質は、車両用構体部材としても使用される[14] A6061 合金板を用い、板厚は (a) 純せん断試験において $t = 4 \text{ mm}$ で統一、面外変形による傾向を確認するため、(b) せん断試験においては $t = 3, 4, 5 \text{ mm}$ の異なる板厚を用いた。

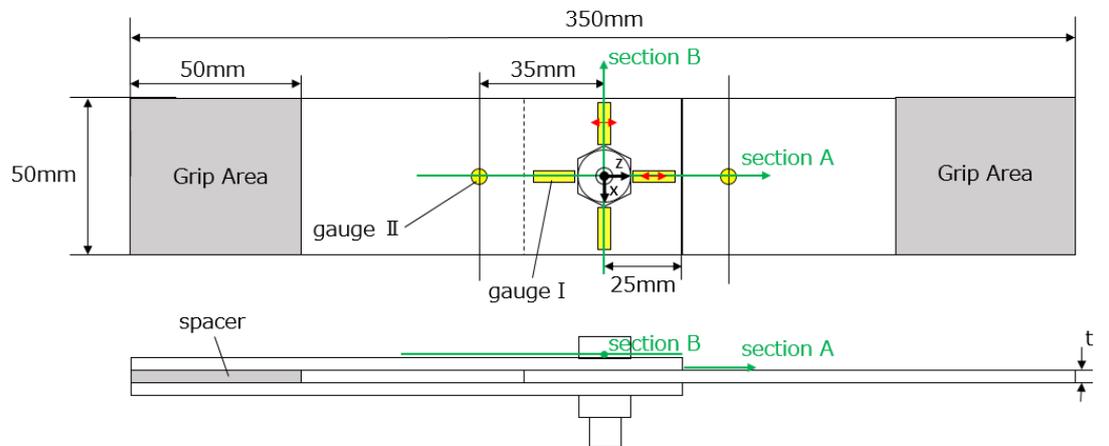
ボルトは ISO 強度区分 8.8 のメートル並目ねじで、材質は SCM435、呼び径 M10・M12 を用いた。ナットの材質は S45C である。

ひずみゲージは、トルクレンチによってナットを締め付けた後、ボルト・ナット座面近傍 (gauge I) と遠方部 (gauge II) の 2 カ所に貼付した。gauge I はピッチ 2 mm、グリッド長さ 1 mm の 5 素子ゲージ、gauge II はグリッド長さ 5 mm の 1 素子ゲージである。いずれも締結体の表裏 (ボルト頭部側とナット側) 両面に対し、同一位置に貼付した。チャッキングは図 2-1 の Grip Area において、被締結体板厚と同じものを用いて行った。

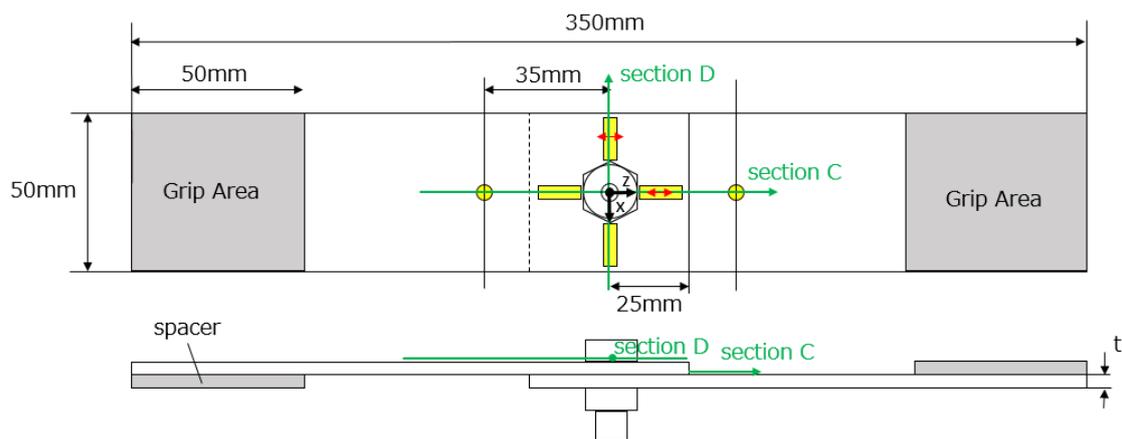
引張試験は表 2-1 に示す様に、ボルト径・板厚・初期締結力・ボルト穴径をパラメータとした計 8 ケースについて行った。1 点締結のため、ボルト穴径は JIS B 1001[15] の 1 級を基本としたが、caseD に関してはボルト軸径に対して十分に裕度を持たせた 4 級の穴径の被締結体を用いた。これは、1 級のボルト穴ではボルト軸とのクリアランスが小さく、締結時に接触してしまう恐れがあり、その影響を排除した実験値を取得する目的である。

荷重はひずみゲージ値より弾性変形範囲内であることを確認しながら行った。また、ひずみゲージを貼付面へならず目的で数回の引張、除荷を行った後、完全被締結体間すべりが生じるまでの引張荷重を加え、実験値とした。

2 継手引張試験による締結体ソリッドモデルのバリデーション



(a) Double lap joint



(b) Single lap joint

図 2-1 継手形状と寸法 (a)純せん断継手 (b)せん断継手

表 2-1 試験条件

	純せん断試験				せん断試験			
	caseA	caseB	caseC	caseD	caseE	caseF	caseG	caseH
ボルト径	M10	M12	M10	M10	M10	M10	M12	M10
板厚[mm]	4	4	4	4	3	4	3	5
初期締結力 (計測値)[kN]	12.66	12.89	6.86	12.46	12.05	11.63	12.11	12.24
ボルト穴径 [mm]	10.5	13	10.5	13	10.5	10.5	10.5	10.5

2.3 解析条件および締結体モデル

解析対象とするモデルは興石[11], 横山[12], [13]の先行研究において用いられたボルト・ナット締結体モデルをもとに, 一部改善を加えて作成した. 図 2-2 に(a) 純せん断継手, (b) せん断継手のモデルを示す. 本解析は有限要素法解析ソフト ANSYS17.0 (陰解法) による, 幾何学的非線形を考慮した準静的解析により行った.

被締結体・ボルト・ナットいずれも主に六面体二次要素 SOLID186 によってモデリングされているが, おねじやめねじと隣接する領域ではらせん形状と円柱形状の不一致のために六面体要素によるメッシングが困難であり, 一部四面体二次要素を用いてモデリングしている. 材料定数は等方性材料とし, ボルト・ナットに対してはヤング率 205 GPa, ポアソン比 0.30, 被締結体に対してはヤング率 68.6 GPa, ポアソン比 0.33 を定義した.

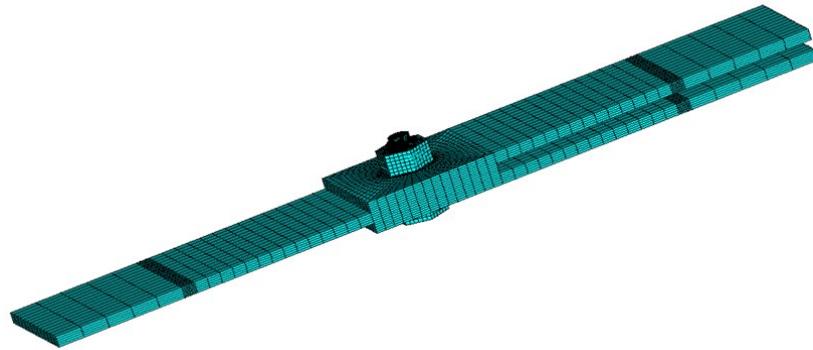
接触・摩擦は被締結体間, ボルトとナットねじ面接触部, ナット座面と被締結体間, ボルト座面と被締結体間の計 4 か所にて考慮した. 接触要素は CONTA174, TARGE170 を用い, 接触アルゴリズムは拡大ラグランジュ法で, いずれの部位も対称接触により定義した. ペナルティ剛性は全荷重ステップにおいて 0.1 とし, 摩擦係数は簡単のために全ての箇所で統一した. 摩擦係数の値は, 実験と解析で被締結体間すべり荷重を揃える目的から, 実験の初期締結力と被締結体間すべり荷重から case 毎に算出したものを用いた. 純せん断試験においては 2 枚目被締結体の表裏の二面で均等に引張荷重を分担するとして摩擦係数の算出は容易である. 一方でせん断試験においては, 引張荷重を座面と被締結体間接触面で分担して支持する[16]. この分担率を理論的に導出することは困難であり, 今回は各 case で予備解析から荷重分担率を求め, 実験時の被締結体間負担荷重を推定することから, モデルに与える摩擦係数を算出した. 各 case で用いた摩擦係数を表 2-2 に示す.

グリップ部の拘束に関しては, McCarthy ら[17]のせん断継手有限要素モデルのバリデーションを参考に継手表面節点のみの拘束定義とした. グリップ部の被締結体は表面のみチャッキングされており, 被締結体内部は引張方向へ弾性変形すると考えられるためである. 片側グリップ部を完全拘束, 荷重負荷側のグリップ部は荷重方向のみカップリング拘束とし, 他自由度は拘束した.

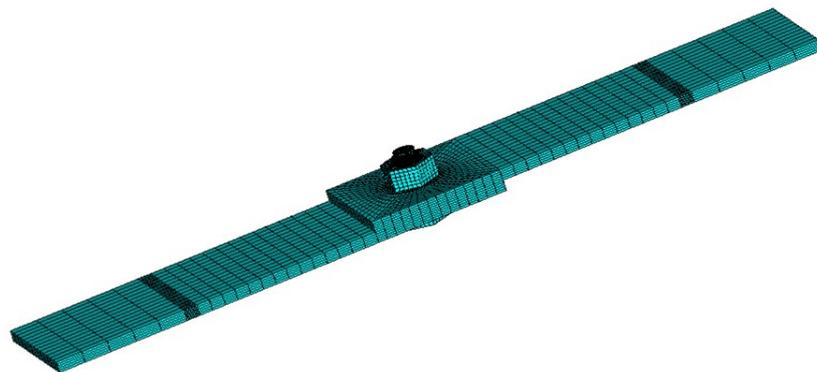
興石[11]のモデルからの変更点は以下の 3 点ある. 1 点目は, 座面近傍のひずみ値を評価するため, ボルト頭及びナットの形状を従来の二面幅を径とする円形から, 実際の六角形へと修正した (図 2-2(c)). 実験と解析で六角形の配置方向を揃えることが好ましいが, ナットの締め終わり位置を揃えることは困難なため, ボルト側のみ実験と解析で六角形の配置方向を統一した. 2 点目は, ナットの不完全ねじ部をモデリングに加えた (図 2-2(d)). 3 点目はボルトの初期締結力の発生方法を, ナット座面を初期的に被締結体へと陥入させる手法から, ナットにトルクを加え, ねじを締め込む手法へ変更した. 座面が完全なすべりに達

2 継手引張試験による締結体ソリッドモデルのバリデーション

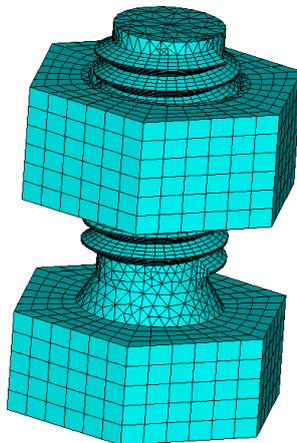
する以前では、締め込みによるボルト軸のねじれが十分に解消されないこともあり[18]、本試験では締結後に数回の荷重・徐荷の後、間もなく完全座面すべりに達する以前の荷重を負荷するため、軸ねじれの解放はされていないものと仮定し、被締結体がボルト軸のねじれによるトルクを支持する状況を厳密に再現した。



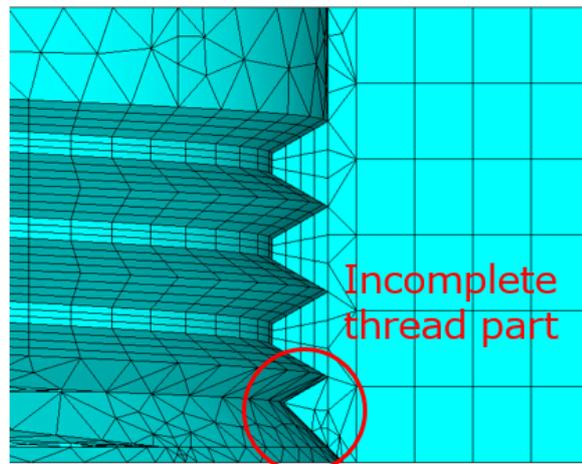
(a) 純せん断継手



(b) せん断継手



(c) ソリッドモデル



(d) ナット不完全ねじ部

図 2-2 有限要素モデル

2 継手引張試験による締結体ソリッドモデルのバリデーション

表 2-2 試験 case ごとの摩擦係数

	caseA	caseB	caseC	caseD	caseE	caseF	caseG	caseH
摩擦係数	0.1422	0.1241	0.1313	0.1204	0.1660	0.1742	0.1140	0.1112

2.4 ひずみ測定

2.4.1 純せん断試験

実験値と解析値を、純せん断試験のボルト中心を通る長手方向線上（図 2-1 における section A）にプロットしたものを図 2-3 に示す。荷重値は被締結体間すべりが生じる直前とそれに至るまでの 3 水準の荷重値、計 4 水準を示した。

$z = -35 \text{ mm}$ でのひずみ値はいずれも公称ひずみの理論解と大よそ一致しており、ボルト締結による応力集中の影響が及ばない部位では十分な予測精度が確認できた。一方で $z = 35 \text{ mm}$ では、高荷重時にひずみの勾配があり、わずかに応力集中が及んでいるものの、ひずみの予測精度は十分と考えられる。

ボルト中心から 20 mm 以内の締結部近傍領域では、荷重増加に伴うひずみの増加傾向が非線形となっており、各 case の最大荷重値ではひずみ分布形状が実験と解析で異なっている。特に、 z 座標負側では、いずれの荷重値でも解析値がボルト座面に近づくに従って一定の上昇傾向を示すのに対し、実験値では高荷重時に座面直近のひずみ値が低下している。ボルト座面が被締結体に完全に固着しており、面外曲げの入らない純せん断荷重を仮定すれば、この部部位の応力は公称応力と構造的応力集中の和で表され、座面に向かって線形な応力上昇を示すと考えられる[19]。一方、実験では高荷重になるにつれて座面近傍でひずみ量が落ち込むことから、解析との座面位置のずれや局所的なすべりによるソリッドモデルとの座面接触状態の違いが生じたと考えられる。

そこで、座面の位置・接触状態が座面近傍のひずみ値にどの程度の影響を与えるかを確認するため、caseA に対してボルトの軸心をボルト穴の中心からずらした解析を行った。今回はねじ山がボルト穴への接触しない程度の変位とし、ボルト軸中心を x 軸に沿って $\pm 0.3 \text{ mm}$ の変位を与えた。図 2-4 は 3.5 kN 時のボルト座面の接触状態を示しており、各 case で座面接触状態が異なっていることを確認できる。図 2-5 は section A での z 座標負側のひずみ分布を示しており、特に x 軸正方向に 0.3 mm ずらした場合には、実験結果と同様なボルト座面に向かってひずみ値が減少する様な傾向が見られた。

2 継手引張試験による締結体ソリッドモデルのバリデーション

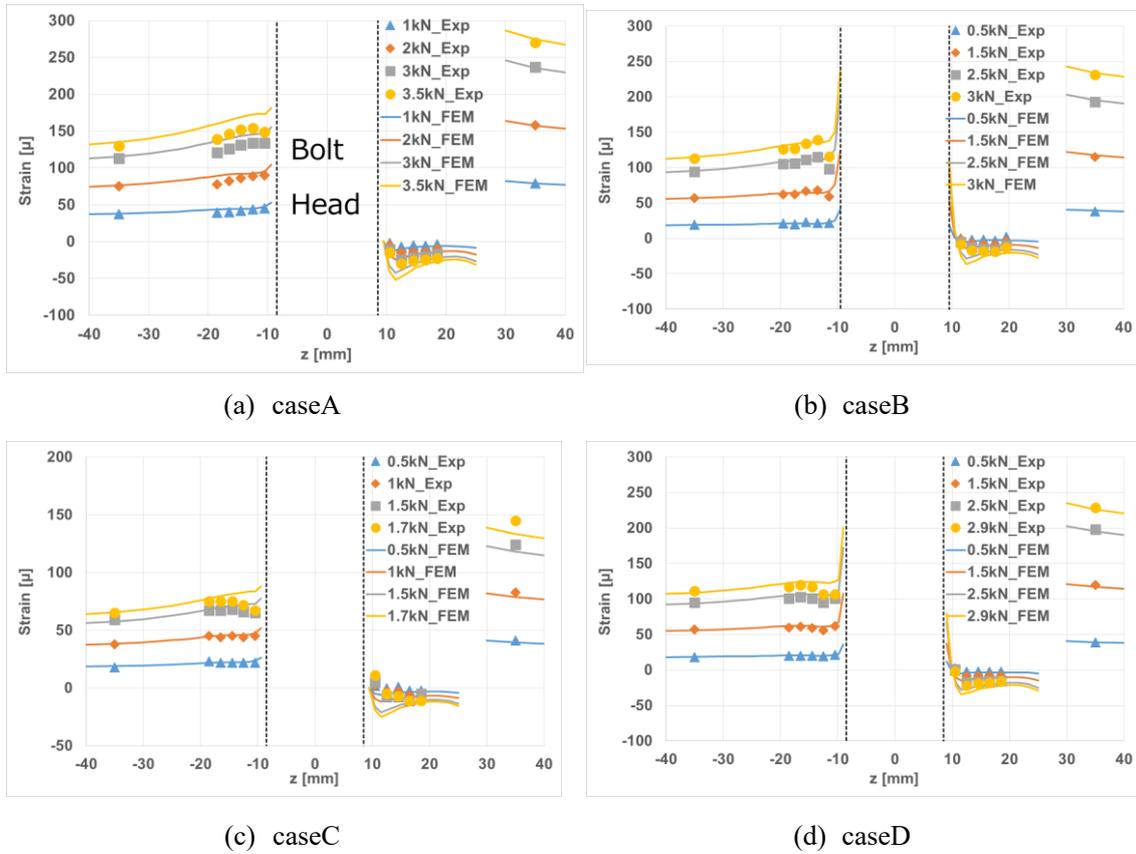


図 2-3 垂直ひずみ分布 (section A)

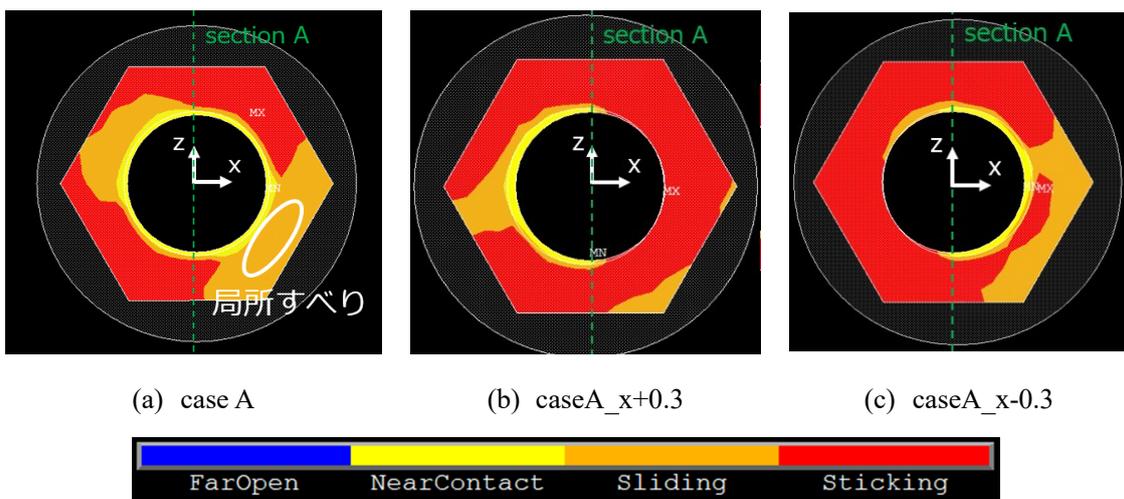


図 2-4 ボルト座面-被締結体間接触状態

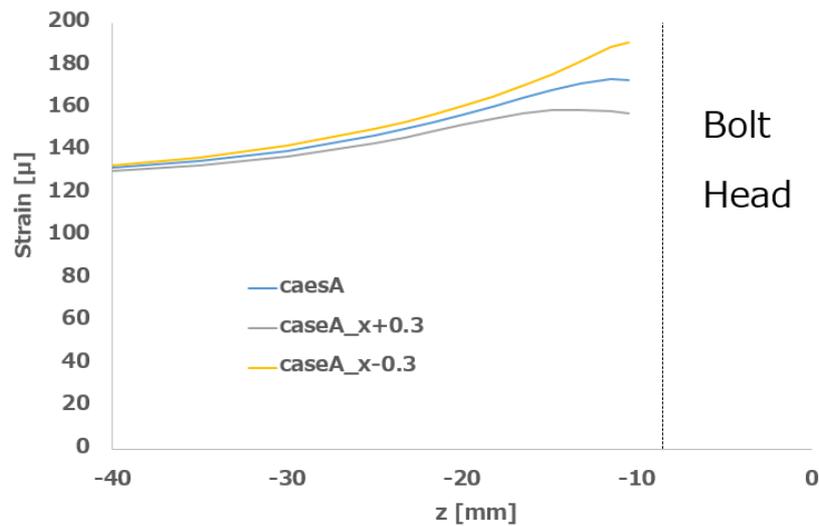


図 2-5 座面位置のひずみ分布への影響

次に、ボルト中心を通る被締結体幅方向線上（図 2-1 における section B）でのひずみ分布を図 2-6 に示す。ボルト締結による応力集中から、座面近傍に向かってひずみが増加しており、荷重増加に伴ってその勾配が大きくなっていることが分かる。

実験と解析結果で異なる点としては、解析では高荷重時に x 座標正側のひずみ値が負側よりも高くなるのに対し、実験では z 座標の正・負側によるひずみ値の大小関係が case により異なっている点が挙げられる。解析のひずみ分布に一定傾向の非対称性があることは、被締結体がボルト軸から戻り回転方向へのトルクを受けることで変形しており、被締結体間接触状態が不均一になることより説明できる。図 2-7 は被締結体表面の主応力ベクトル図であるが、白色の第一主応力ベクトルが示すように被締結体はボルトから反時計回りのトルクを受けている。このトルクにより、純せん断継手は図 2-8 の様に yz 平面に対して非対称な変形をする。この変形が原因となり、ボルト側の被締結体間面では高荷重になると x 座標正側のみ固着領域として残り（図 2-9）、section B のひずみ分布は x 座標正側のみひずみが増加したと考えられる。実験結果に以上考察の傾向が現れない要因としては、ひずみ量自体が小さいため、チャッキング時の y 軸回転方向への僅かなずれや引張時のねじれ等が戻り回転方向トルク以上に分布の非対称性に影響していると考えられる。

2 継手引張試験による締結体ソリッドモデルのバリデーション

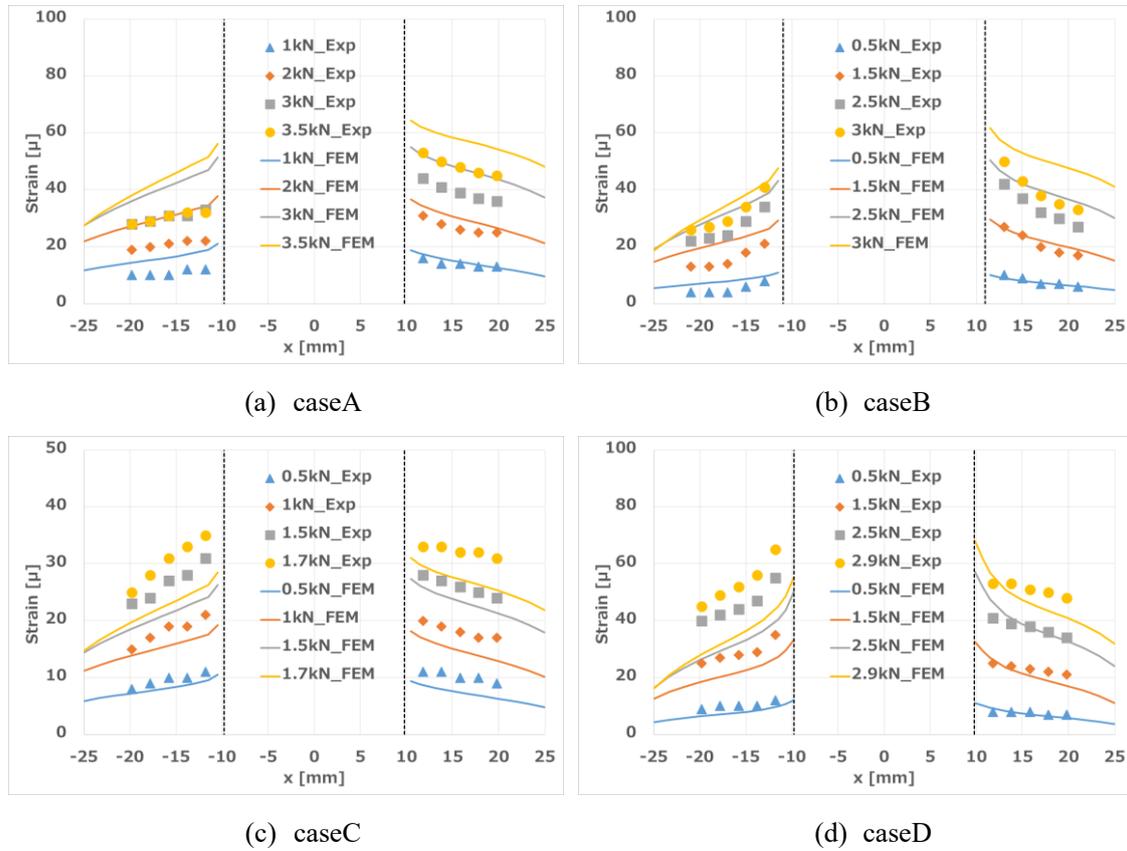


図 2-6 垂直ひずみ分布 (section B)

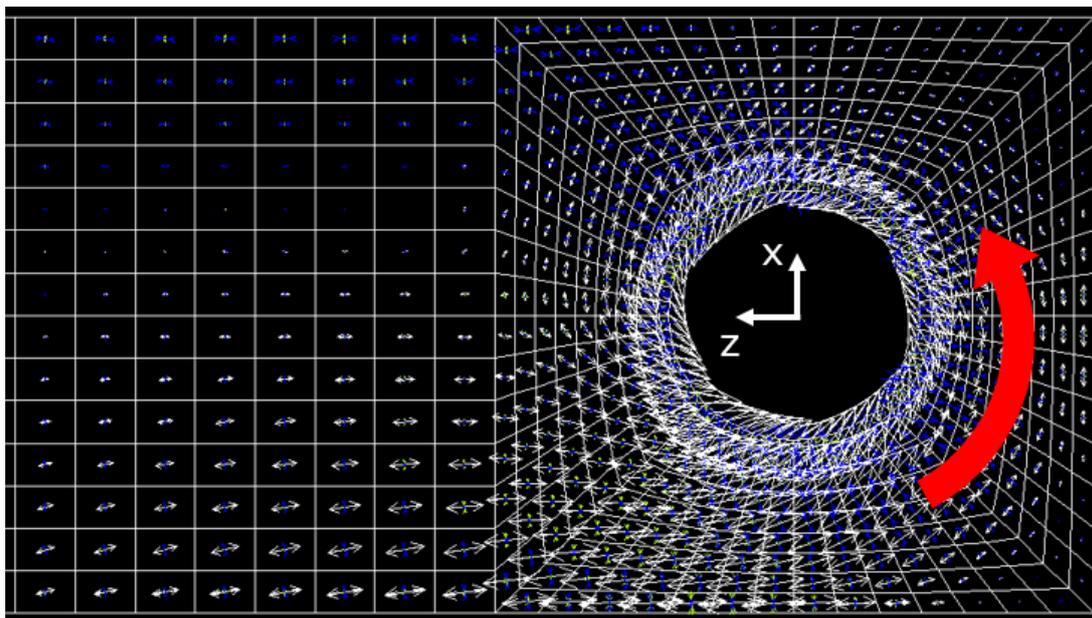


図 2-7 主応力ベクトル図 (白色：第一主応力)

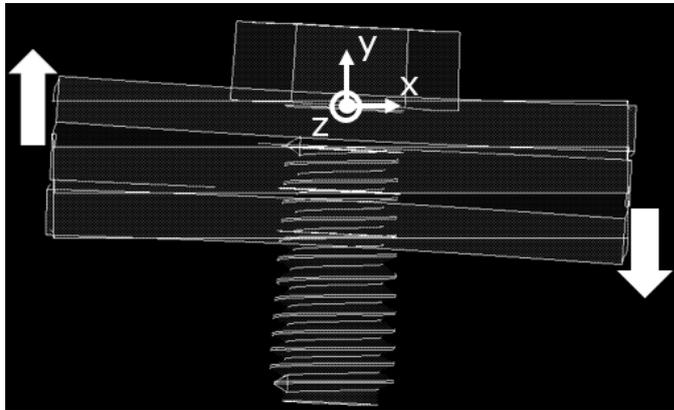


図 2-8 戻り回転方向トルクによる継手の変形図
(スケール×70)

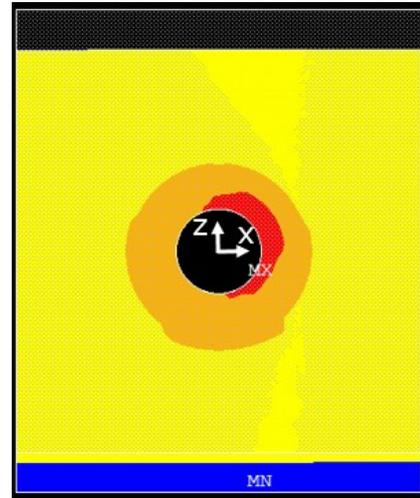


図 2-9 被締結体間接触状態

2.4.2 せん断試験

せん断試験の被締結体長手方向線上（図 2-1 における section C）でのひずみ分布を図 2-10 に示す。被締結体が薄板なため、せん断試験においては大きく 2 次曲げモードの変形が現れることが図 2-11 の変形図から分かる。gauge II が貼付されている箇所では曲げ応力が大きく出ており、特に $z = 35\text{mm}$ の箇所では引張荷重による膜応力と曲げ応力が同程度となり、ひずみがほぼ 0 となっている。いずれの case でも締結部遠方では十分なひずみ予測精度を確認できた。gauge I が貼付されている締結部近傍では、 z 座標正側で特に大きなひずみ勾配が生じているが、これはせん断荷重によりボルトにかかる曲げモーメントを z 座標正側の座面からの反力で支持しているため、接触圧力が局所的に高くなることに由来する。次に、せん断試験の被締結体幅方向線上（図 2-1 における section D）でのひずみ分布を示す。解析結果に関して、高荷重時に x 座標負側でひずみ値が高くなることは前項の考察と同様に、ボルトから戻り回転方向のトルクを受けることによる固着領域の偏りが原因である（図 2-13）。純せん断試験の場合よりも幅方向分布の値のずれが大きいのは、締め付け長さが短くなることにより、引張時のねじれや曲げの影響がより反映されやすくなったためと考えられる。

2 継手引張試験による締結体ソリッドモデルのバリデーション

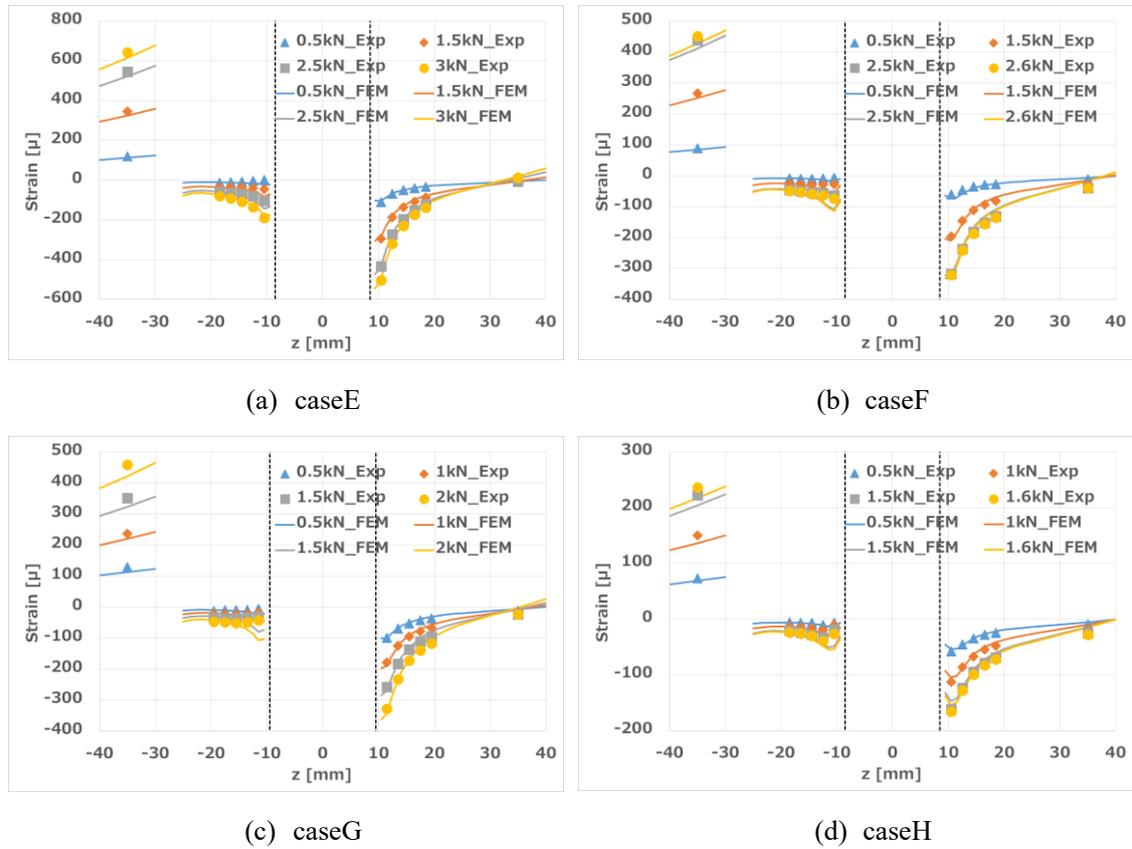


図 2-10 垂直ひずみ分布 (section C)

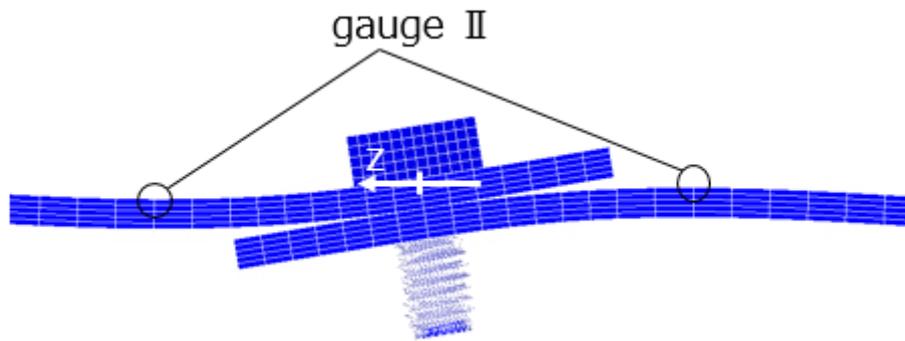


図 2-11 せん継手の2次曲げ変形 (caseA 2.5kN スケール×30)

2 継手引張試験による締結体ソリッドモデルのバリデーション

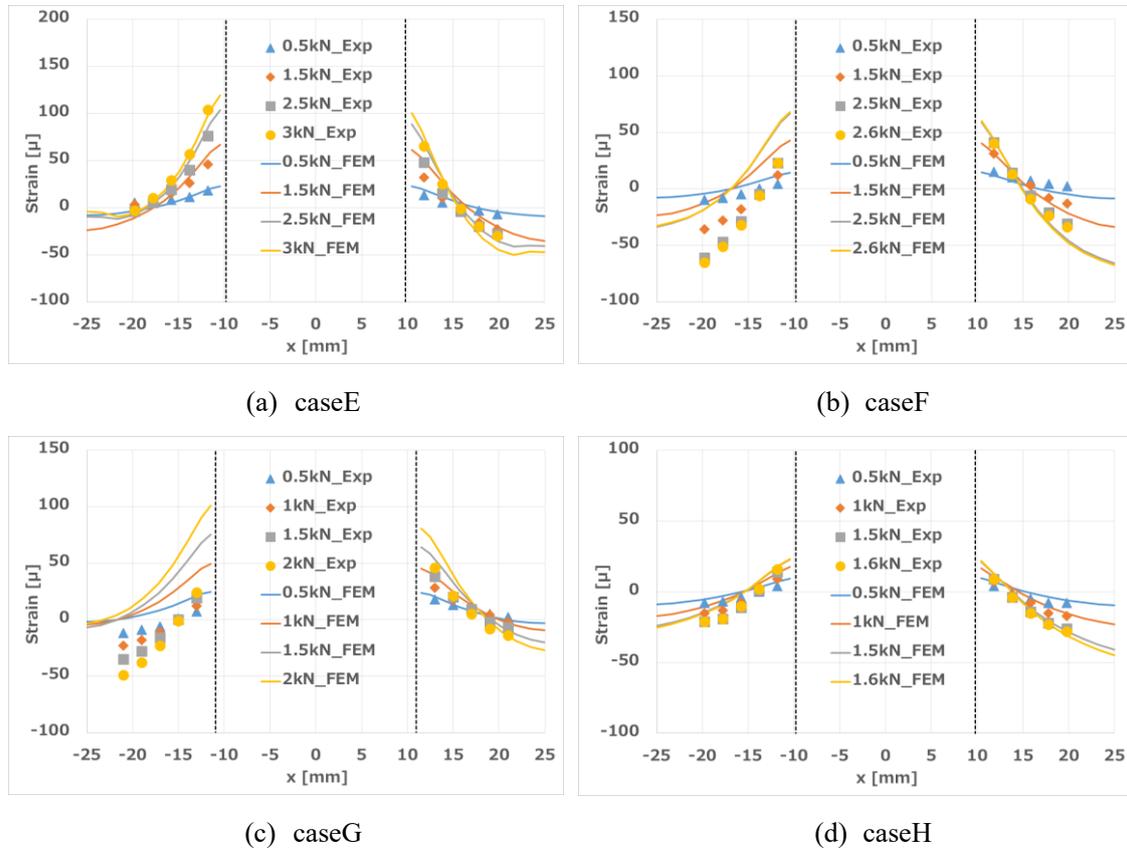


図 2-12 垂直ひずみ分布 (section D)

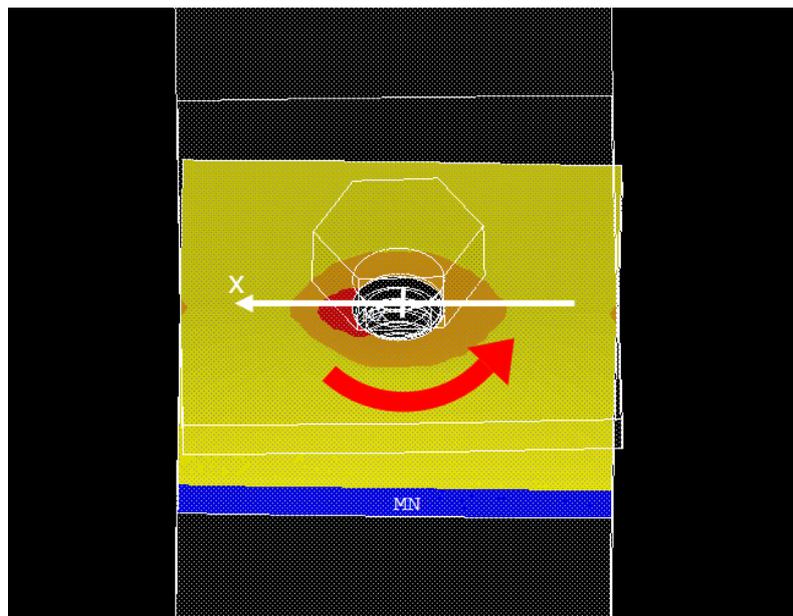


図 2-13 継手のねじれ変形と被締結体間接触状態

2.4.3 ソリッドモデルによる締結部近傍ひずみの予測精度

前項までは各断面に沿って各ひずみ分布の部分的な評価を行ってきたが、ボルト穴に対するボルト軸心位置や僅かな締結部の接触状態の差異等の不確定な要因により、締結部近傍部のひずみ量に影響することが明らかになった。そこで本項ではソリッドモデルの締結部近傍の予測精度について簡潔にまとめるため、継手の表裏合計 8ヶ所に貼した gauge I に関して統計的な処理を行う。実験値と解析値の比較にあたっては Vijayaraghavan ら[20]の手法をもとに、縦軸に解析値、横軸に実験値をとって各 case で 40 計測点をプロットしたものを図 2-14 に示す。なお、荷重に関してはいずれの case においても 2 水準目のものを使用している。

決定係数 R^2 はいずれも 0.9 を上回っており、回帰直線の傾きも caseG を除けば 10 %以内の誤差となるため、ソリッドモデルによって締結部周辺の挙動を正確に表現できていると言える。ここで、荷重値に依らない締結部近傍のひずみ予測精度をまとめるため、継手の締結部から十分に離れた位置における垂直ひずみ値に対する二乗平均平方誤差 (RMSE) の比率を式(2-1)に示すような精度指標 E_R とし、表 2-3 にまとめた。

$$E_R = \frac{RSME}{\varepsilon_n} \quad (2-1)$$

E_R 値は純せん断試験においては 9.0%~14.9%、せん断試験では 7.3%~21.5%の範囲となった。せん断試験における値の振れ幅が広いことは、section D におけるひずみ分布精度差が case によってばらついていることに起因する。また、表 2-4 にボルト面側、ナット面側を分けて E_R 値を算出した結果をまとめた。ボルト・ナットの六角形の配置角はボルト面にて実験と一致し、ナット面では統一されていない。しかし、表 2-4 における各面の比較から、配置角の影響は少ないと考えられ、モデリング上で考慮する必要は無いと考えられる。以上より、ソリッドモデルによって、ボルト座面から 3 mm~12 mm の近傍ひずみ値は、公称部ひずみ値の 20%程度の誤差以内で予測できるといえる。

2 継手引張試験による締結体ソリッドモデルのバリデーション

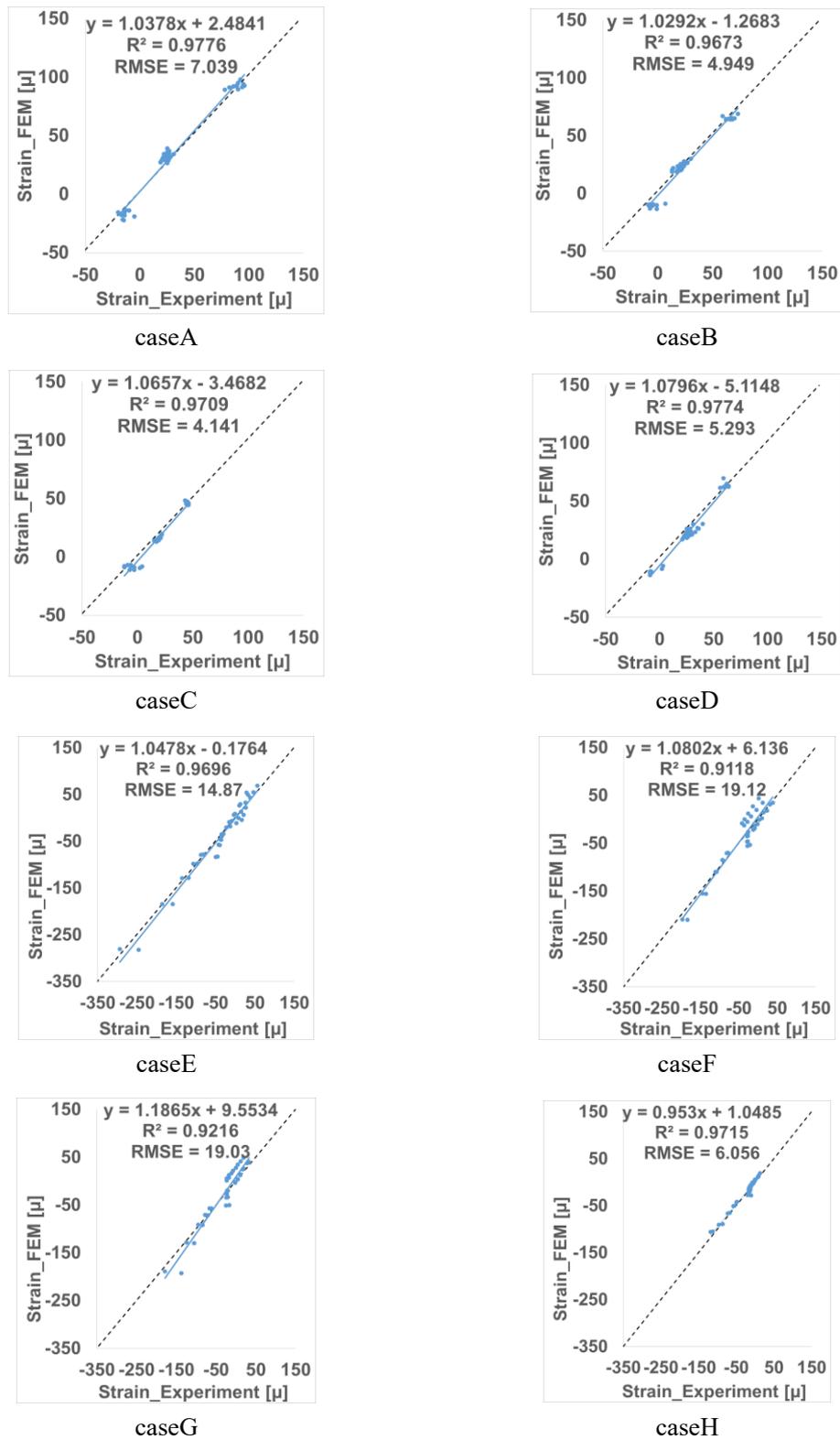


図 2-14 ボルト締結部近傍のひずみ値の実験値と解析値における比較

2 継手引張試験による締結体ソリッドモデルのバリデーション

表 2-3 各試験 case における精度指標 E_R

荷重水準	caseA	caseB	caseC	caseD	caseE	caseF	caseG	caseH
1	9.5%	11.1%	14.9%	11.9%	15.4%	21.5%	19.5%	9.6%
2	9.7%	9.1%	11.4%	9.7%	10.2%	17.5%	19.6%	10.4%
3	10.4%	9.3%	11.4%	9.0%	8.1%	19.6%	19.9%	11.9%
4	11.1%	10.3%	13.2%	9.2%	7.3%	20.0%	20.7%	10.9%

表 2-4 ボルト面, ナット面の精度比較 (荷重: 水準 2)

	caseA	caseB	caseC	caseD	caseE	caseF	caseG	caseH
ボルト面	10.3%	8.8%	11.3%	8.7%	9.0%	13.6%	16.9%	10.4%
ナット面	9.0%	9.3%	11.4%	10.6%	11.3%	20.6%	21.9%	10.4%

2.5 結言

本章ではボルト・ナット締結体の並進剛性に関する先行研究[11]–[13]において用いられたソリッドモデルに対し、純せん断・せん断継手による引張試験を実施し、新たに被締結体表面に生じるひずみに関して精度評価を行った。板厚・初期締結力・呼び径をパラメータとしたバリデーションにより継手公称部では十分な予測精度を確認し、また、座面から 3 mm～12 mm の近傍ひずみ値は、公称部ひずみ値の 20%程度の誤差以内で予測できることを示した。次章以降において、ソリッドモデルによる解析解を正としたスパイダーモデルの妥当性評価を行う。

3 軸直角方向外力に対するスパイダーモデル の挙動評価

3.1 諸言

本章では、前章においてバリデーションを行ったソリッドモデルを用いて、シェル・ビーム要素によるモデリングで、被締結体とボルトの合剛性を考慮することにより締結部挙動をより厳密に表現することを目的に開発されたスパイダーモデル[7],[8]について、鋼製ボルトによるアルミニウム合金薄板締結体を対象とし、軸直角方向外力に対する並進剛性とその近傍応力に関して妥当性評価を行う。

3.2 スパイダーモデル[7],[8]

スパイダーモデルは成瀬らによって、多数のボルト締結を有し、接触・摩擦解析を行うことが困難な大型の構造物において、締結部を簡易的にモデリングする手法として開発された。従来の中立面シェルモデルに対する結合方法としては、ボルト締結位置の節点同士を一点でビームもしくは剛体によって結合する手法が挙げられるが[21]、結合点においてボルトの負担荷重を支持するため、局所的に大きな変形を起こすことが問題となる。

ボルト締結部は座面によって平面で被締結部を支持しており、ボルト軸モデルが中立面シェルを面で支持することでより正確な締結部挙動を表現できると考えられ、いくつかのモデリング手法も存在している[4]。これらの多くはその支持範囲をボルトの座面領域やCADからの中立面シェルモデルにはボルト穴が残っている場合が多いためボルト穴周上とビーム要素等で結合するといった形式をとっている。

しかし、締結による影響を受ける被締結体中立面シェル上の領域はボルト座面領域よりも広い範囲となっており、これは等価圧縮体と呼ばれる領域と関連している。等価圧縮体はボルトの締結力による圧縮応力が伝わる被締結体の領域であり、有孔円錐体形状で表される(図 3-1)。等価圧縮体の大きさを決定する円錐角 ϕ について、成瀬らはVDI2230(2003)[22]において定められた式に対し板厚比による影響の項を加え、式(3-1)の様に定式化した。

$$\tan\phi = 0.323 + 0.032 \ln\left(\frac{l_f}{2d_w}\right) + 0.153\left(\frac{D_c}{d_w}\right) + 0.0717 \ln\left(\frac{t_1}{t_2}\right) \quad (3-1)$$

(ただし、 $t_1 \leq t_2$)

3 軸直角方向外力に対するスパイダーモデルの挙動評価

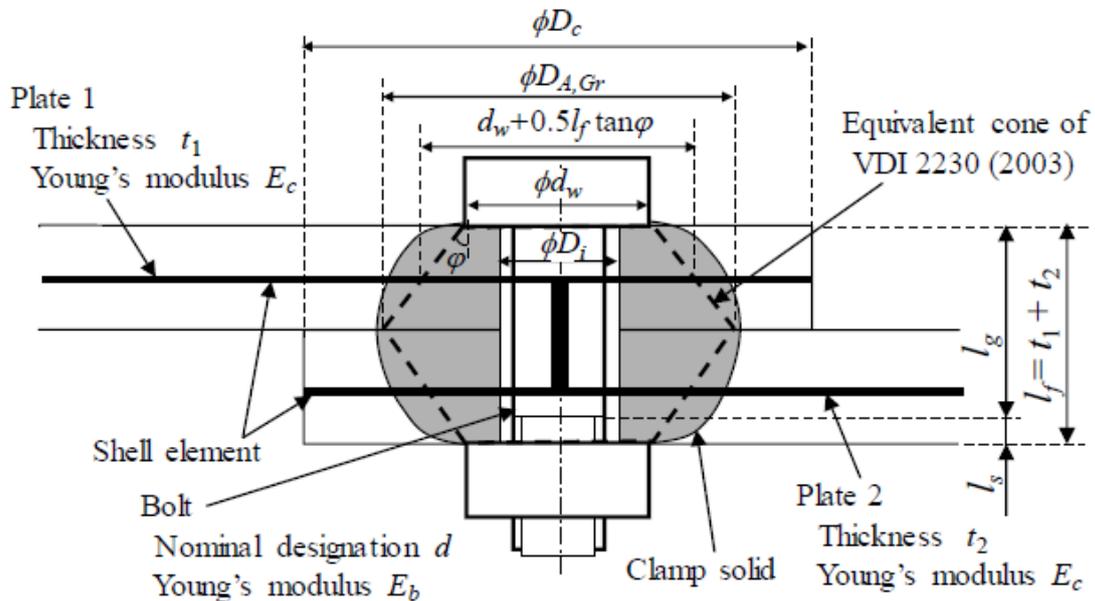


図 3-1 等価圧縮体とせん断継手[23]

そして、式(3-1)より中立面上の等価圧縮体断面，即ち，等価座面領域径 ϕD_{eq} が以下の様に求まる。

$$D_{eq} = d_w + 0.5l_f \tan\phi \quad (3-2)$$

スパイダーモデルは，十分に締結力が生じている状況下でボルト締結部に荷重が負荷される場合，ボルト・ナットと等価圧縮体が一体の弾性体となるように振舞うという考え方から，中立面シェル同士を結ぶビーム要素の端節点を等価座面領域径 ϕD_{eq} 上の節点と拘束関係を結ぶことにより一体の挙動を再現する。

ビーム端節点を主節点，等価座面領域径上の節点を従節点とし（図 3-2），これらの節点の間には式(3-3)の様な拘束方程式を定義する．等価座面領域径上節点の並進自由度を主節点の並進自由度と回転自由度により表す．これは主節点と従節点を剛体で結合し，従節点側のみをヒンジ結合にしたものと同義である。

$$\begin{aligned} u_{xi} - u_{x0} &= (z_i - z_0)r_{y0} - (y_i - y_0)r_{z0} \\ u_{yi} - u_{y0} &= (x_i - x_0)r_{z0} - (z_i - z_0)r_{x0} \\ u_{zi} - u_{z0} &= (y_i - y_0)r_{x0} - (x_i - x_0)r_{y0} \end{aligned} \quad (3-3)$$

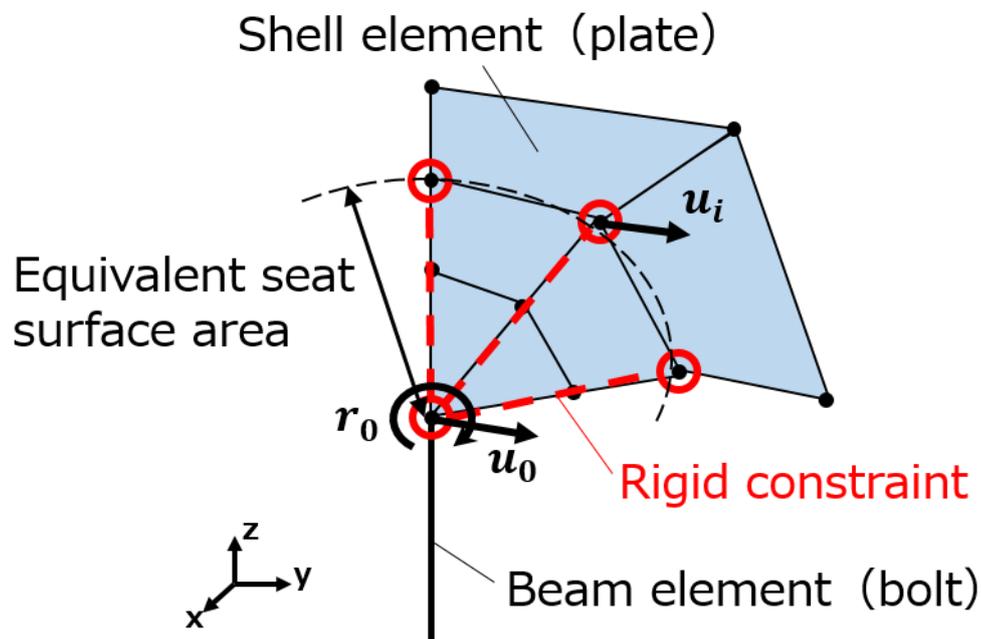


図 3-2 主節点と従節点の拘束関係

$$r_{xi} = r_{x0}, \quad r_{yi} = r_{y0}, \quad r_{zi} = r_{z0} \quad (3-4)$$

森田らによるスパイダーモデルのアルミニウム合金製中空押出型材に対する適用検討[9]の際、式(3-3)の拘束条件に加えて式(3-4)の様に従節点に回転自由度の拘束を付与することを行っている。このことに加え、等価座面領域径内を空孔としているケースもあり、スパイダーモデルに関する各モデリング手法の精度について整理する必要がある。

また、中立面シェル同士結ぶビーム要素には、ボルトと等価圧縮体が一体の弾性体として振舞う考え方から、それらの合剛性を定義する。ボルトと等価圧縮体の軸方向剛性、曲げ剛性、ねじり剛性は[22]において定義されており、これらの和からビーム要素における等価ビーム剛性を算出する。等価ビーム要素には荷重モードに対して異なる断面を持つような理論上の断面を定義する必要があるため、通常のビーム要素では対応できない。以上の様な機能の例として、有限要素法ソフト ANSYS では「非線形一般ビーム断面」等が相当する。

スパイダーモデルには初期締結力や外力に対する静的強度、軸方向の繰り返し応力による疲労強度、すべり、座面陥没等といった、様々な強度評価手法が検討されており、大規模モデルにおいても簡易的に締結部の強度評価を行うことができる。

3.3 解析条件

締結体モデルは前章と同様に純せん断継手・せん断継手を用い、各種寸法は純せん断継手に関しては caseA、せん断継手に関しては caseF の試験条件を使用する。また、本解析においては前章のモデルから継手のグリップ部のモデリングは省略し、継手の端面をソリッドモデルの場合は拘束側端面を完全拘束、荷重側端面を荷重方向にのみ全節点でカップリング拘束を用いてモデリングを行い、スパイダーモデルの場合は回転自由度に関しても拘束を行った。材料定数に関しても前章と同様である。

ソリッドモデルの摩擦係数は全ての部位で 0.15 と統一した。初期締結力に関して前章ではボルト締結後すぐに引張試験を実施したため、ボルト軸のねじれにより被締結体に負荷される戻り回転方向のトルクを考慮する必要があったが、今回はボルト締結の一般的な使用条件下を想定し、ボルト軸の初期締結によるねじれが解放されているものとし、ナット座面を被締結体に初期的に食い込ませ、ペナルティ法による締結力発生方法をとった。

スパイダーモデルは拘束方程式の定義方法とボルト穴の有無により 3 パターンの解析を行い、各モデルの条件を表 3-1 に示す。並進・回転 6 自由度拘束の場合は、等価座面領域内は完全な剛体となるため、空孔の有無による差が無いために等価座面領域内をシェルで埋めたケースのみの解析とした。中立面シェル要素は四角形二次要素を用い、接触要素は定義しない。特にせん断継手の場合、面外方向への変形が大きいと考えられ、いずれの継手に対しても幾何学的非線形を考慮した解析を行った。

表 3-1 各スパイダーモデルのモデリング条件

スパイダーモデル A	並進・回転 6 自由度拘束
スパイダーモデル B	並進 3 自由度拘束
スパイダーモデル C	並進 3 自由度拘束（等価座面領域は空孔）

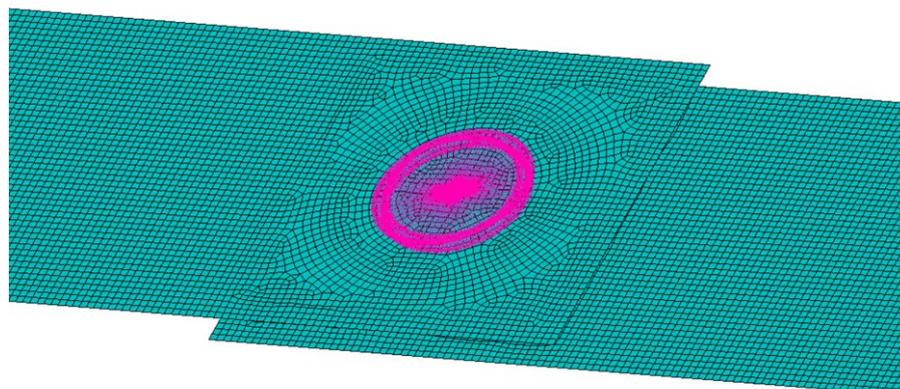


図 3-3 せん断継手のスパイダーモデル

3.4 解析結果と考察

3.4.1 並進剛性

ソリッドモデルの初期締結力は純せん断継手で 12.0 kN, せん断継手で 11.8 kN であった。スパイダーモデルは完全被締結体間すべり以前の使用が前提であり, 完全すべりの生じるせん断荷重 F_{slip} は, せん断継手の場合に接触面の摩擦係数 μ_c とボルトの締結力 F_b を用いて式(3-5)の様に表される。

$$F_{slip} = \mu_c F_b \quad (3-5)$$

純せん断継手の場合, 2つの被締結体間接触面で2枚目の継手を支持するため, この値の2倍のせん断荷重ですべりが生じる。従って, 今回の初期締結力では純せん断継手の場合に 3.60 kN, せん断継手の場合に 1.77 kN 以下を評価範囲とする。

被締結体が薄板であり, 本解析条件ではボルト・ナットと比較しても弾性率が低い。被締結体の剛性を除いた厳密な締結部剛性を比較するため, 標点間距離を締結部近くに設定する必要がある。今回は被締結体が重なる領域 50 mm を標点間として標点上の節点の変位平均を標点変位とした。各継手の軸直角方向荷重に対する標点間伸びをプロットしたものを図 3-4, 図 3-5 に示す。また, 純せん断継手は 3.0kN, せん断継手は 1.5kN までのプロットデータに対する回帰直線の傾きを平均剛性値と定義し, 表 3-2 にまとめた。

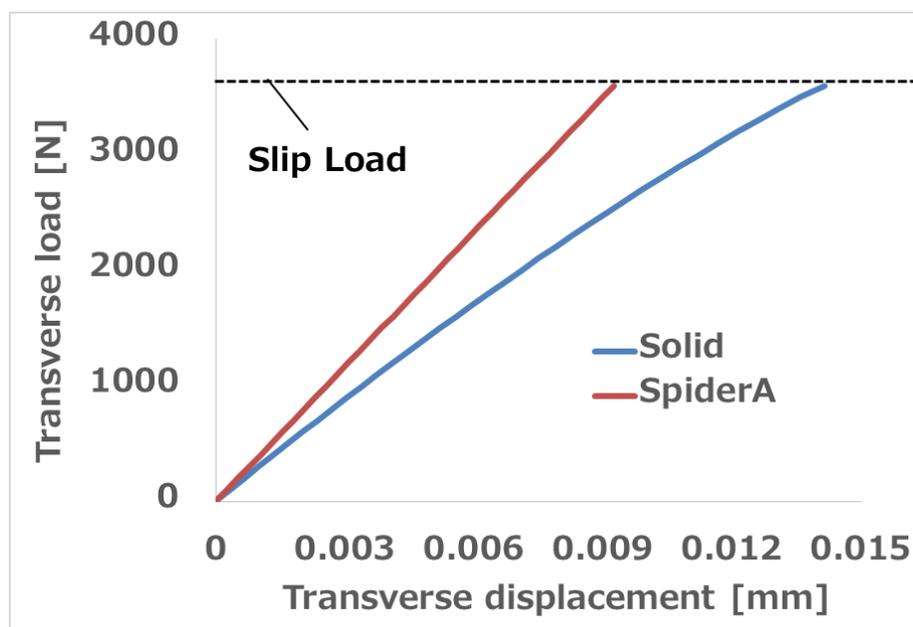


図 3-4 純せん断継手の荷重-変位曲線

3 軸直角方向外力に対するスパイダーモデルの挙動評価

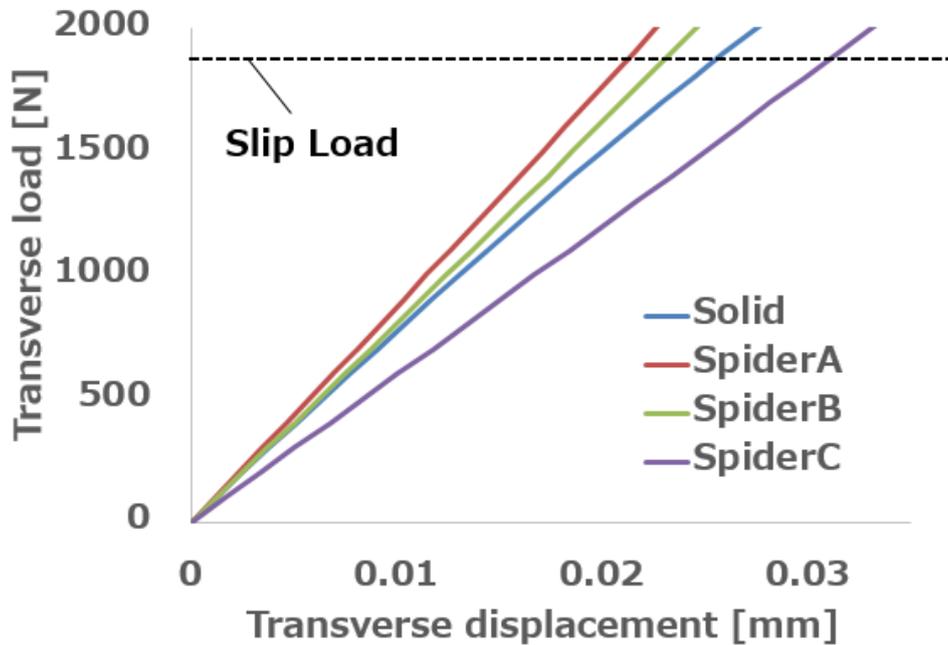


図 3-5 せん断継手の荷重-変位曲線

表 3-2 各モデルのせん断荷重に対する 50mm 標点間平均剛性値

	純せん断剛性[N/mm]	せん断剛性[N/mm]
ソリッドモデル	267881(100%)	75006(100%)
スパイダーモデル A	388658(145%)	87738(117%)
スパイダーモデル B	388658(145%)	80932(108%)
スパイダーモデル C	388658(145%)	60082(80%)

3.4.1.1. 等価座面領域径上節点への回転拘束の影響

純せん断継手におけるスパイダーモデルの剛性は各モデル間で差異は無く、同一直線上のプロットデータとなるため、スパイダーモデル A のみの結果を記載している。これは純せん断継手においては面外方向への変形が起きず、等価座面領域径上節点の回転が起きないために、回転自由度への拘束の有無が影響しないことに由来する。

一方でせん断継手の場合にはスパイダーモデルの剛性が $A > B > C$ といった関係となった。これらの剛性差は等価座面領域径上節点の回転量によるもので、A においては領域内外の境界上で曲率が 0 となるよう拘束されるのに対し、B では主節点との回転量を一致させる拘束が無く、C ではそれに加えて等価座面領域内のシェルが存在しないことから回転変位が抑制されないためである（図 3-6）。締結部の実際の変形は等価圧縮体内部からその外側の被締結体にわたって中立面の曲率がなめらかに増加していくと考えられ、特にスパ

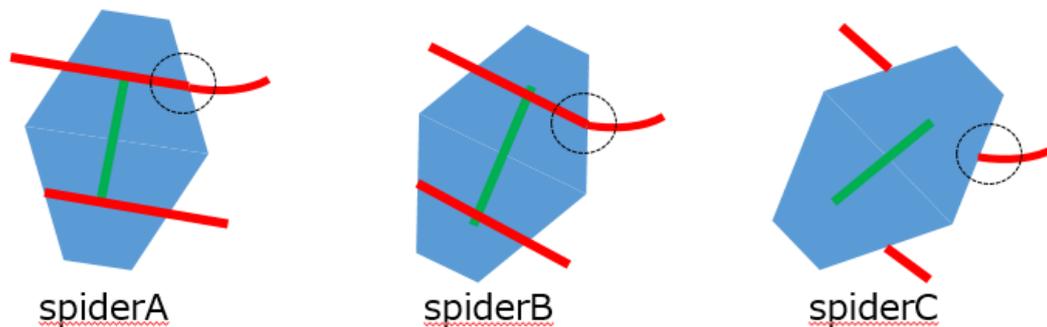


図 3-6 モーメントを受けるスパイダーモデルの変形形状

イダーモデルCでは曲率が急激に変化してしまうため、実現象と異なる。

せん断継手の並進変位は締結部の相対変位とボルトの回転を引き起こす面外曲げとの重ね合わせであり、等価座面領域径上節点の回転変位は面外曲げによる変位に対する精度に関係している。

3.4.1.2. 等価圧縮体のせん断変形の影響

せん断荷重を受けるせん断継手の締結部並進剛性に関しては Kou らによって定式化されており[16]、被締結体の横弾性係数 G_C 、板厚 t 、ボルト座面径 d_w 、等価圧縮体の円錐角 ϕ 、ボルト穴径 d_h 、被締結体間の負担荷重 F_C 、被締結体の摩擦係数 μ_p 、ボルトの初期締結力 P_{pre} を用いると、 i 枚目の被締結体の並進剛性 k_{pli} は以下の様に表される。

$$k_{pli} = \frac{G_C}{4t} \pi ((d_w + 2t \tan \phi)^2 - d_h^2) \left(1 - \frac{F_C}{\mu_p P_{pre}} \right)^{\frac{2}{3}} \quad (3-6)$$

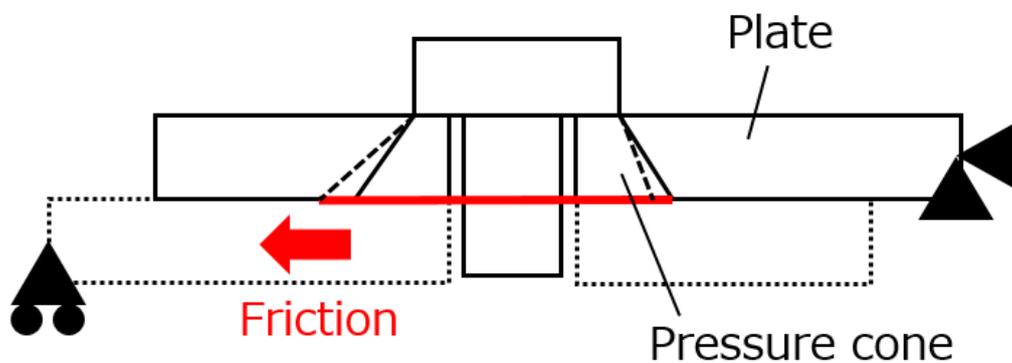


図 3-7 摩擦力を受ける等価圧縮体のせん断変形

3 軸直角方向外力に対するスパイダーモデルの挙動評価

式(3-6)から、2枚板を考慮してせん断継手の締結部の並進剛性 $k_{\text{bolt-1lap}}$ を求めると、以下の様になる。

$$k_{\text{bolt-1lap}} = \left(\frac{1}{k_{pl1}} + \frac{1}{k_{pl2}} \right)^{-1} \quad (3-7)$$

また、この考え方を純せん断継手に応用すると、ボルト・ナットと接する表面側被締結体の並進剛性を k_{pl1} とし、これらの板厚が等しいとすると、並進剛性 $k_{\text{bolt-2lap}}$ は式(3-8)となる。

$$k_{\text{bolt-2lap}} = k_{pl1} \quad (3-8)$$

この剛性はすべりの起きる以前において、ボルト締結部に対する軸方向、曲げ、ねじり荷重の影響が十分に小さいという仮定の下、図 3-7 の様に等価圧縮体が相対する被締結体からの接触摩擦を受け、せん断変形を起こすことにより締結部の並進変位を生むとしており、面外曲げを制限したせん断継手の有限要素法解析によって妥当性が確認されている。

一方で、スパイダーモデルは締結部へのせん断荷重に対し、ビーム要素の曲げにより並進変位を生む。スパイダーモデルの曲げ剛性は以下の様に導かれる[23]。まず、ボルトの曲げコンプライアンス β_b は、呼び径 d 、ねじ部を除くボルト軸部の径 d_g 、ボルトの谷径 d_3 、ボルトのヤング率 E_b 、軸部の長さ l_g 、締付長さ l_s とすると以下の様に表される。

$$\beta_b = \frac{0.5d}{E_b \frac{\pi}{64} d^4} + \frac{l_g}{E_b \frac{\pi}{64} d_g^4} + \frac{l_s}{E_b \frac{\pi}{64} d_3^4} + \frac{0.5d}{E_b \frac{\pi}{64} d_3^4} + \frac{0.4d}{E_b \frac{\pi}{64} d^4} \quad (3-9)$$

また、被締結体が十分に広く、等価圧縮体が円錐形として表される場合、等価圧縮体の最大径 $D_{A,Gr}$ を用いると、等価圧縮体の断面二次モーメント I_{Bers} は以下の様に求まる。

$$I_{Bers} = \frac{3\pi (D_{A,Gr}^3 - d_w^3) d_w^3 D_{A,Gr}^3}{64 (D_{A,Gr}^3 - d_w^3)} - \frac{\pi}{64} D_i^4 \quad (3-10)$$

従って式(3-10)から、締付け長さ l_f 、被締結体のヤング率 E_c を用いれば、被締結体の曲げコンプライアンス β_c が求まる。

$$\beta_c = \frac{l_f}{E_c I_{Bers}} \quad (3-11)$$

3 軸直角方向外力に対するスパイダーモデルの挙動評価

式(3-9), (3-10)を用いて, 曲げモーメントが等価圧縮体の外側に加わる場合の修正係数を n_β とすれば, 曲げに対する内力係数 $\Phi_{\beta n}$ は式(3-12)となる.

$$\Phi_{\beta n} = n_\beta \frac{\beta_c}{\beta_b + \beta_c} \quad (3-12)$$

以上から, スパイダーモデルにおける等価ビームの曲げ剛性を表す断面二次モーメント I_{beq} が式(3-13)の様になり, 等価ビームのたわみを考えると, 荷重 F_c に対する締結部の並進剛性はせん断継手, 純せん断継手それぞれ式(3-14), (3-15)で表される. ただし, これらの剛性値は締結体を構成する板の板厚が全て等しいとした場合である.

$$I_{beq} = \frac{l_f}{\Phi_{\beta n} \beta_b E_b} \quad (3-13)$$

$$k'_{bolt-1lap} = \frac{3E_b I_{beq}}{t^3} \quad (3-14)$$

$$k'_{bolt-2lap} = \frac{24E_b I_{beq}}{t^3} \quad (3-15)$$

例えば, 今回のせん断継手の条件で考えると, 式(3-6)において, $F_c = 0$, 即ち被締結体間接触面の等価座面領域が完全に固着している時点での締結部の並進剛性は, 式(3-7), 式(3-8)から $k_{bolt-1lap} = 7.88 \times 10^5$ N/mm, $k_{bolt-2lap} = 1.60 \times 10^6$ N/mmと求まる. 一方で, 式(3-14), (3-15)よりスパイダーモデルの締結部並進剛性は $k'_{bolt-1lap} = 5.55 \times 10^7$ N/mm, $k'_{bolt-2lap} = 6.50 \times 10^8$ N/mmとなり, 10^2 オーダーで高剛性側に締結部剛性を表現していることになる. 被締結体間すべり以前においては, せん断荷重を受ける締結部は被締結体のみ形状, 材料定数をパラメータとして並進剛性を表すため, 特に今回の様なボルトのヤング率が被締結体よりも大きいケースにおいて, ボルトの剛性を含む等価ビームでは高剛性を示すこととなる.

3.4.1.3. 被締結体間微小すべりの影響

図 3-8 は各継手の被締結体間の接触状態を表すコンター図である. 赤色コンターが固着部位であり, 橙色コンターの部位がすべりの生じている領域である. この様に完全な被締結体間すべり生じる以前のすべりは微小すべりと呼ばれている[18]. 図 3-4 図 3-5 において, ソリッドモデルの剛性が荷重の増加と共に減少している分は微小すべり領域の拡大によるものと考えられ, 式(3-5)より得られる完全すべり荷重の理論値が,

3 軸直角方向外力に対するスパイダーモデルの挙動評価

純せん断継手：3.60 kN，せん断継手：1.77kN であるのに対し，それよりも十分以前から微小すべり領域は拡大し始めていることが確認できる．スパイダーモデルは接触面の完全な固着状態を仮定しており，この微小すべりによる剛性の低下を考慮していない．

等価圧縮体のせん断変形に関する式(3-6)は McCarthy らの式[24]に微小すべりの影響を考慮したものであり，被締結体間接触面が負担する荷重 F_c が増加するほど固着域が減少し，剛性が低下していくことを表している．図 3-9 は純せん断継手における 2 カ所の被締結体間接触面の荷重分担を表したグラフであるが，いずれの接触面の負担荷重も外力に比例して増加していることが分かり，その分の固着領域が減少し，剛性低下が生じる．

せん断継手における接触面間での荷重分担の様子を図 3-10 に示す．せん断継手においては完全すべりに至るまでに，ナットもしくはボルトの座面が荷重 F_b を負担し始めていることが分かる．座面が負担する荷重に対してはボルトの曲げによって支持され，その剛性に関してはいくつかの理論式が提案されている[11], [16]．一般に座面の負担する荷重に対する剛性の方が被締結体間接触面の負担する荷重に対する剛性よりも低いため，座面へと荷重分担が進行するにつれて締結部剛性の低下が生じる．

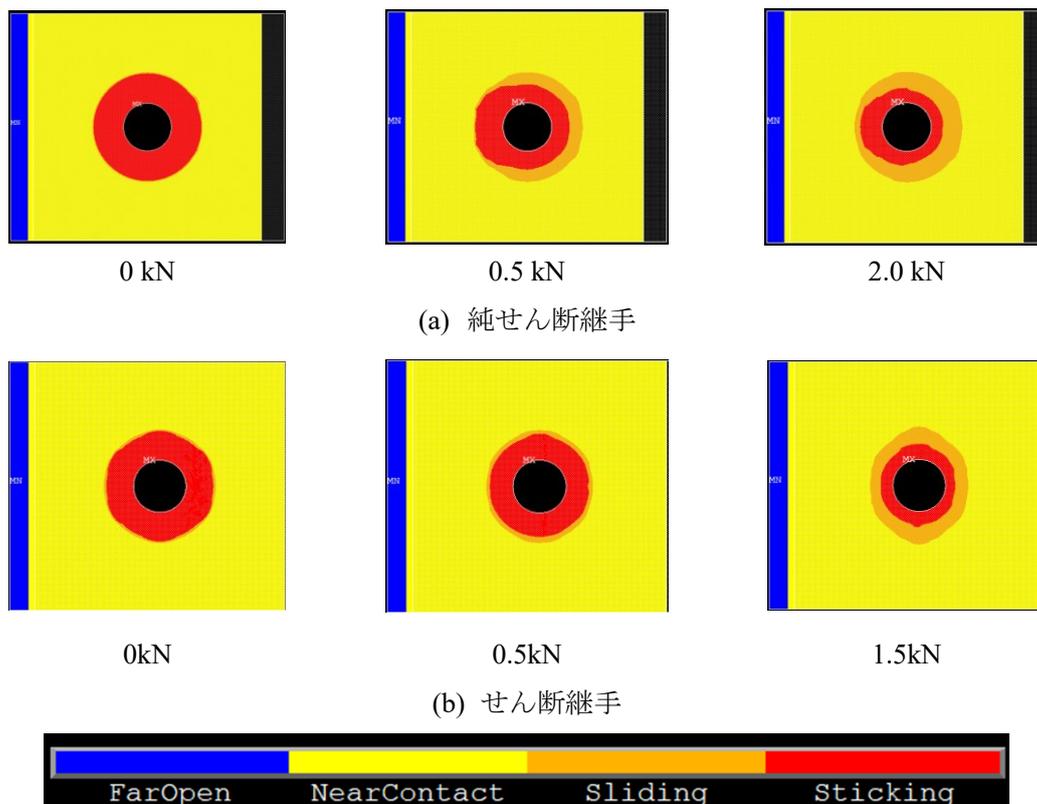


図 3-8 被締結体間接触面の微小すべり

3 軸直角方向外力に対するスパイダーモデルの挙動評価

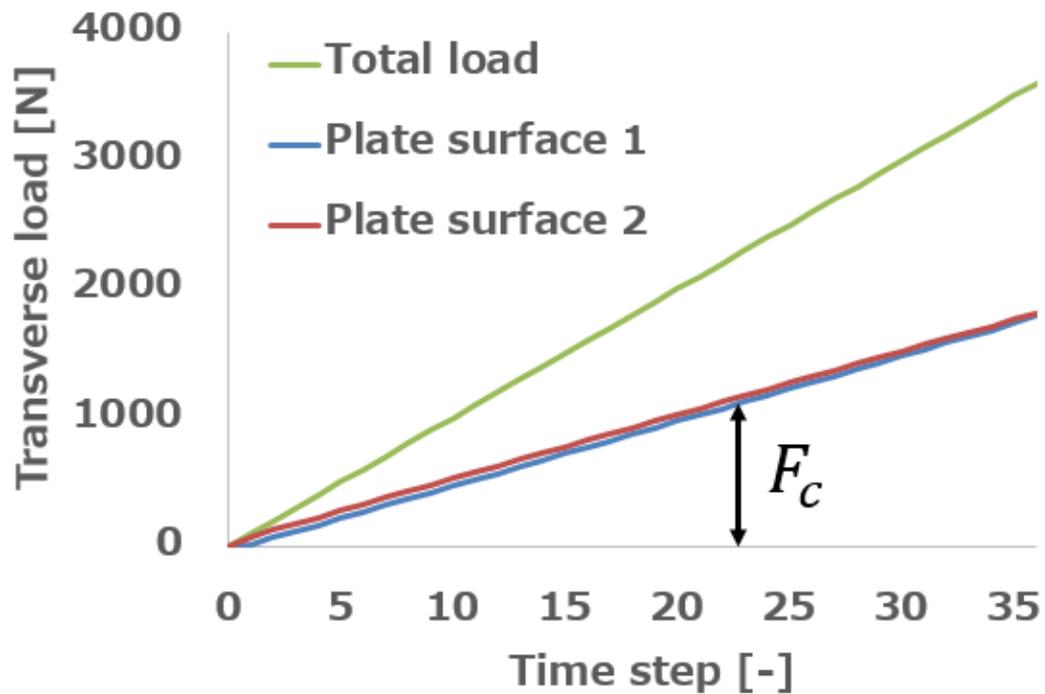


図 3-9 純せん断継手における各接触面の荷重分担

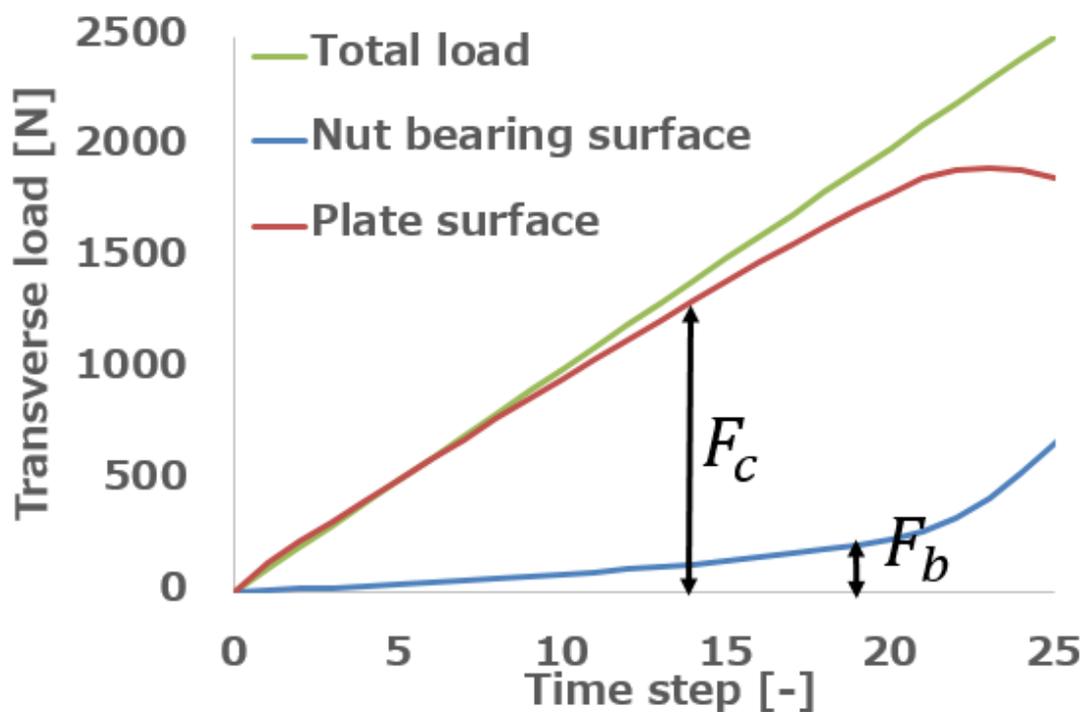


図 3-10 せん断継手における各接触面の荷重分担

3.4.1.4. 純せん断継手における等価座面領域径の影響

従来の VDI2230 Blatt1 (2003) [22]においては等価圧縮体に関して、それを構成する板全体の厚みの和、被締結体の外径、座面径によって等価円すい角の大きさ $\tan\phi$ を決定していたが、成瀬による被締結体間の接触と分離を考慮した有限要素法解析により、板厚比の影響を含めた等価円すい角の式が提案された。式(3-1)によれば、板厚比の大きい被締結物を締め付けるほど、等価円すい角が小さくなることが分かる。しかし、等価円すい角の式は締結体が2枚板で構成される場合のみ適用が可能であり、3枚以上の場合は提案されていない。

従って本解析では純せん断継手に対し、従来の VDI2230 Blatt1 (2003) による式を用いて各中立面上の等価座面領域径を決定したが、等価座面領域径を広めに見積もっている可能性がある。等価座面領域径の妥当性の確認のため、材料値は継手解析と同様にし、板厚の和がいずれも 12 mm となるよう、一方を 6 mm×2 枚、もう一方を 4mm×3 枚とし、締結力を 12.0 kN で統一した締付け解析を行った。締結体断面における軸力方向応力のコンター図を図 3-11 図 3-12 に示す。2枚板では座面から中立面に向かって圧縮応力が円すい形状に拡大していくのに対し、3枚板では1枚目と2枚目、2枚目と3枚目の境界で圧縮応力の拡大が抑えられている。これは締結力を受けた1枚目、3枚目板の反りによる接触面の分離の影響であり、2枚板と比較して3枚板の場合は等価圧縮体を円すい形と近似することが難しい。

以上の様に、従来の VDI2230 Blatt 1 (2003) における円すい角の式を構成枚数3枚以上の締結体に適用し、スパイダーモデルの等価座面領域径を決定することは座面領域を広めにとっていること考えられ、締結部剛性が高めに表現される恐れがある。

3 軸直角方向外力に対するスパイダーモデルの挙動評価

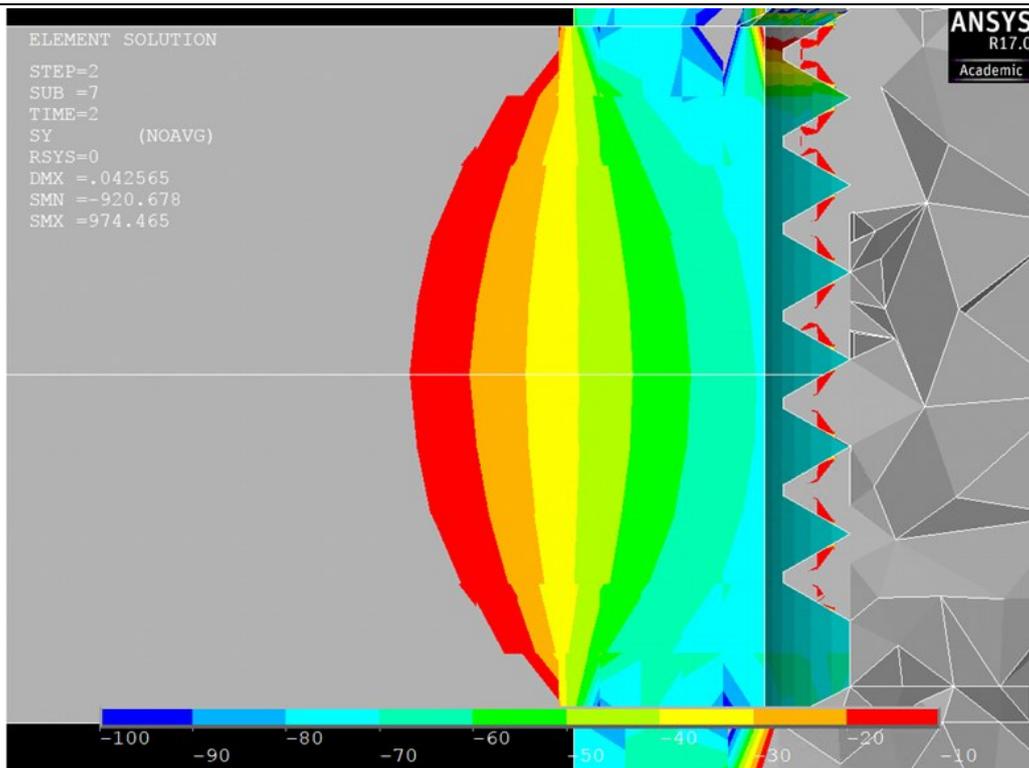


図 3-11 締結部の軸力方向応力コンター図 (6mm×2 枚)

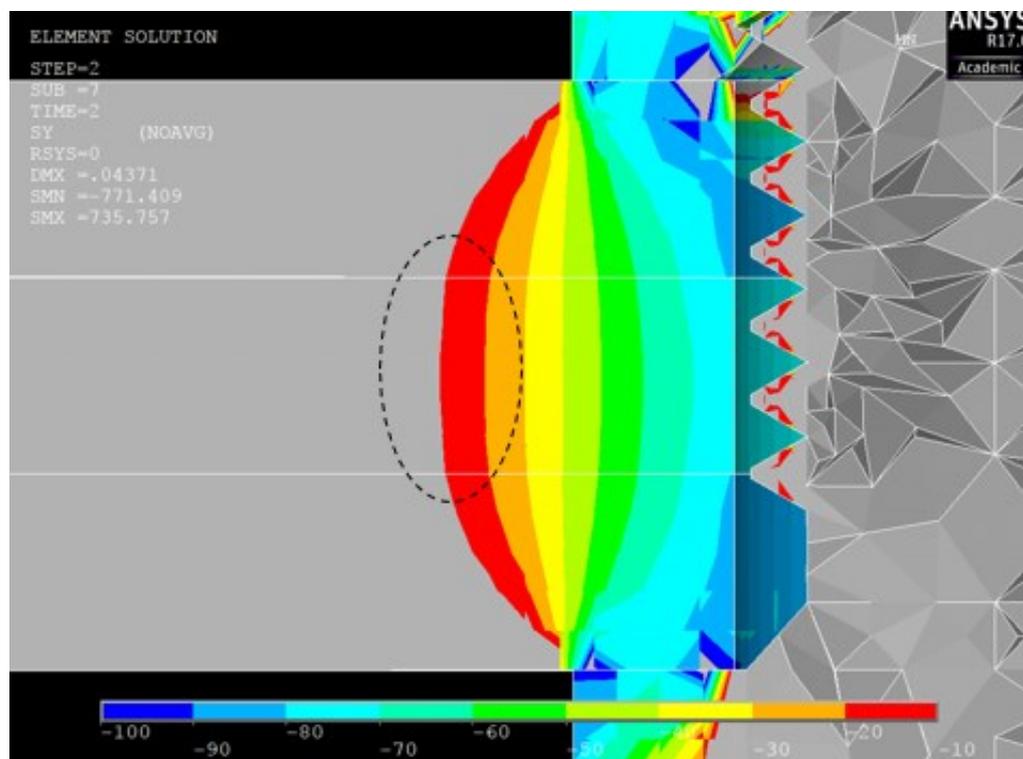


図 3-12 締結部の軸方向応力コンター図 (4mm×3 枚)

3.4.2 締結部近傍応力

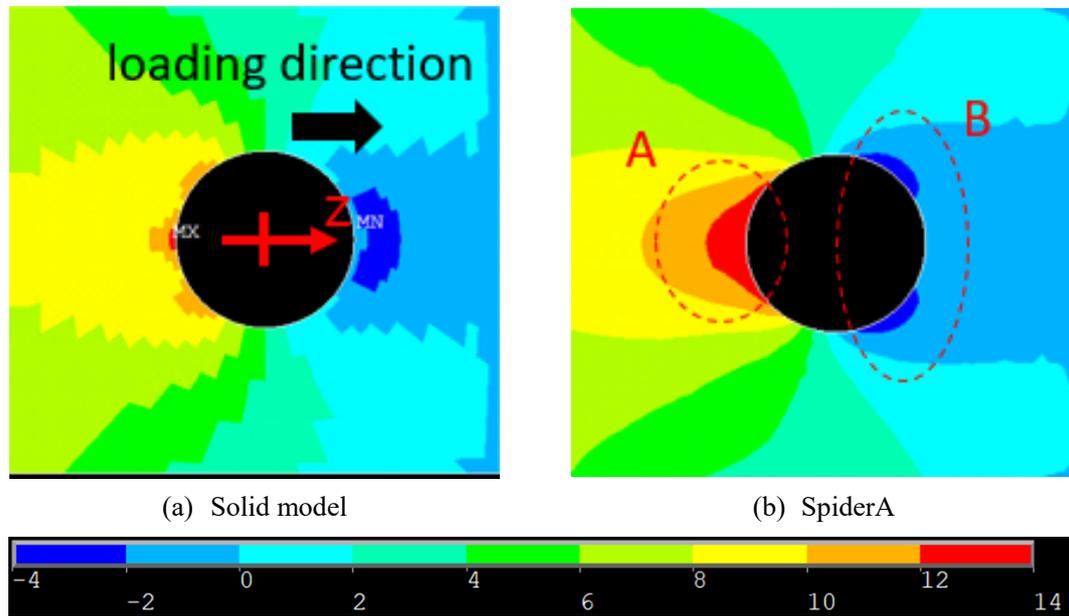
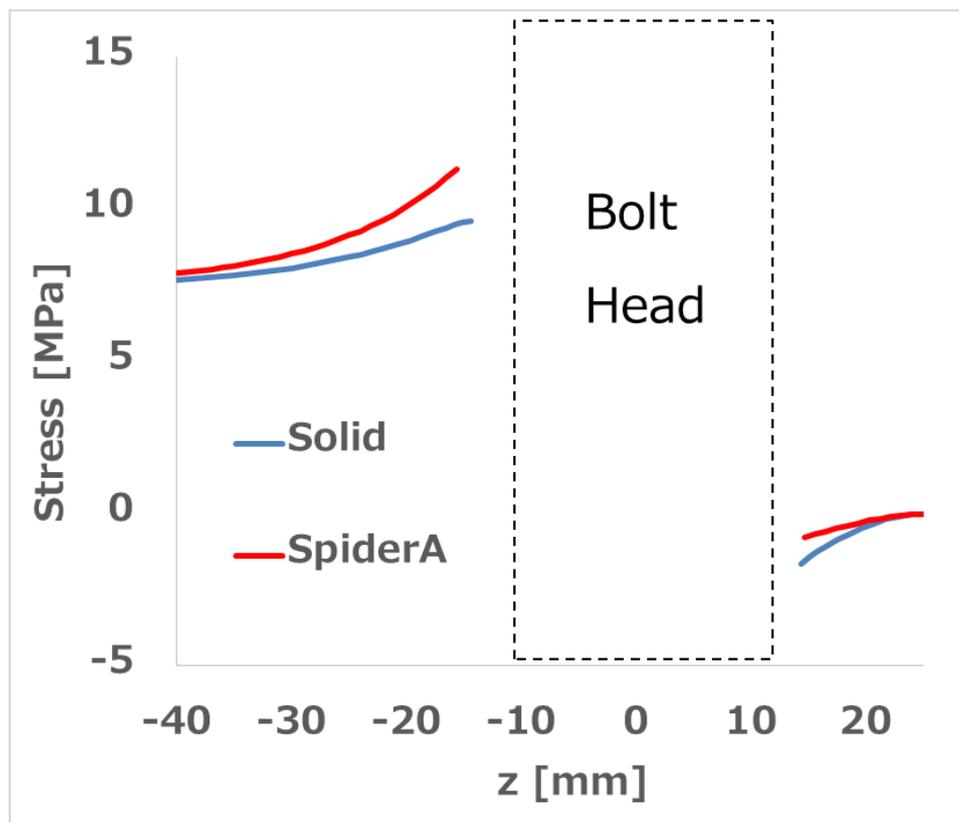
次に、等価座面領域近傍の応力精度を確認する。スパイダーモデルは接触要素を用いない簡易モデルのため、ボルトの締結力により発生する応力を含めた応力場を評価することは困難であり、また、疲労評価の観点から、応力振幅に寄与する外力によって生じる応力を高精度に予測することが重要と考えられるため、本研究ではソリッドモデルの応力値から締結力によって生じる応力を減じたものを評価する。

純せん断継手の荷重 3.0 kN における外側被締結体表面（第 2 章における section A, B を含む面）の z 方向応力コンター図を図 3-13 に示す。前項において言及した様に、純せん断継手に関してはスパイダーモデル間の差異は無いため、モデル A のみの結果を掲載した。図中では等価座面領域内の要素は見やすさのために除いている。まず、z 座標負側の等価座面領域近傍でスパイダーモデルに特異的な応力の上昇が見られる（図 3-13 A 部）。これは、等価座面領域内の面内方向変位が拘束されることによる応力集中の影響であり、図 3-14 に示す section A（第 2 章）上の応力分布によれば、ボルト座面から 30mm 以内の領域でソリッドモデルとの応力誤差が 5%以上となった。このような応力集中はボルトの多点締結部位や締結部近傍に円孔や溶接部などの応力集中部がある場合に、その評価に影響を与える恐れがある。また、z 座標正側における最大圧縮応力部の位置もソリッドモデルと異なっている（図 3-13 B 部）。図 3-15 に等価座面領域近傍の主応力ベクトル図を示したが、等価座面領域径上節点による拘束により、周辺領域の変形が抑えられていることで、ソリッドモデルと異なる主応力方向を示す。この座面領域外の変形の抑制が高剛性側を示すことに少なからず影響していると考えられる。

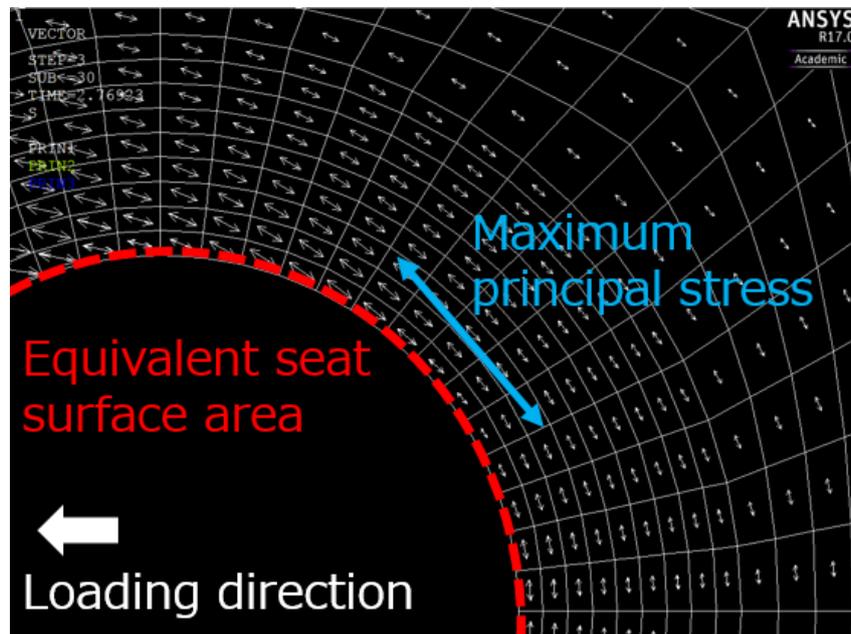
次に、せん断継手の荷重 1.5 kN における被締結体外側表面の z 方向応力コンター図を図 3-16 に、section C（第 2 章）上の応力分布を図 3-17 に示す。スパイダーモデル A, B に関してはおおそソリッドモデルと同傾向の応力分布であり、応力集中の程度と範囲も純せん断継手と場合と比較して小さいことが分かる。一方スパイダーモデル C に関しては圧縮と引張のピーク位置がいずれもソリッドモデルと異なる。原因としては、図 3-18 に示す section C 上節点の y 方向変位分布から分かるように、等価座面領域径上節点が拘束されていないことから、過剰な面外方向変形が引き起こされているからである。

以上より、スパイダーモデル C の使用は避けるべきであり、剛性精度を加味すれば、スパイダーモデル B の使用が推奨される。

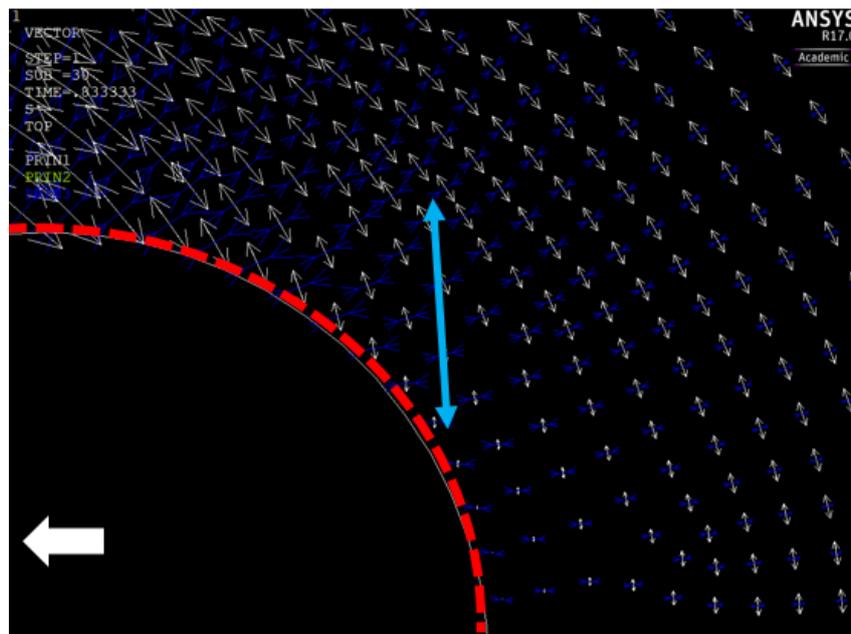
3 軸直角方向外力に対するスパイダーモデルの挙動評価

図 3-13 純せん断継手 σ_z コンター図 (3.0kN 時)図 3-14 σ_z 分布 (section A)

3 軸直角方向外力に対するスパイダーモデルの挙動評価



(a) Solid model



(b) SpiderA

図 3-15 等価座面領域近傍の主応力ベクトル図 (3.0 kN 時)

3 軸直角方向外力に対するスパイダーモデルの挙動評価

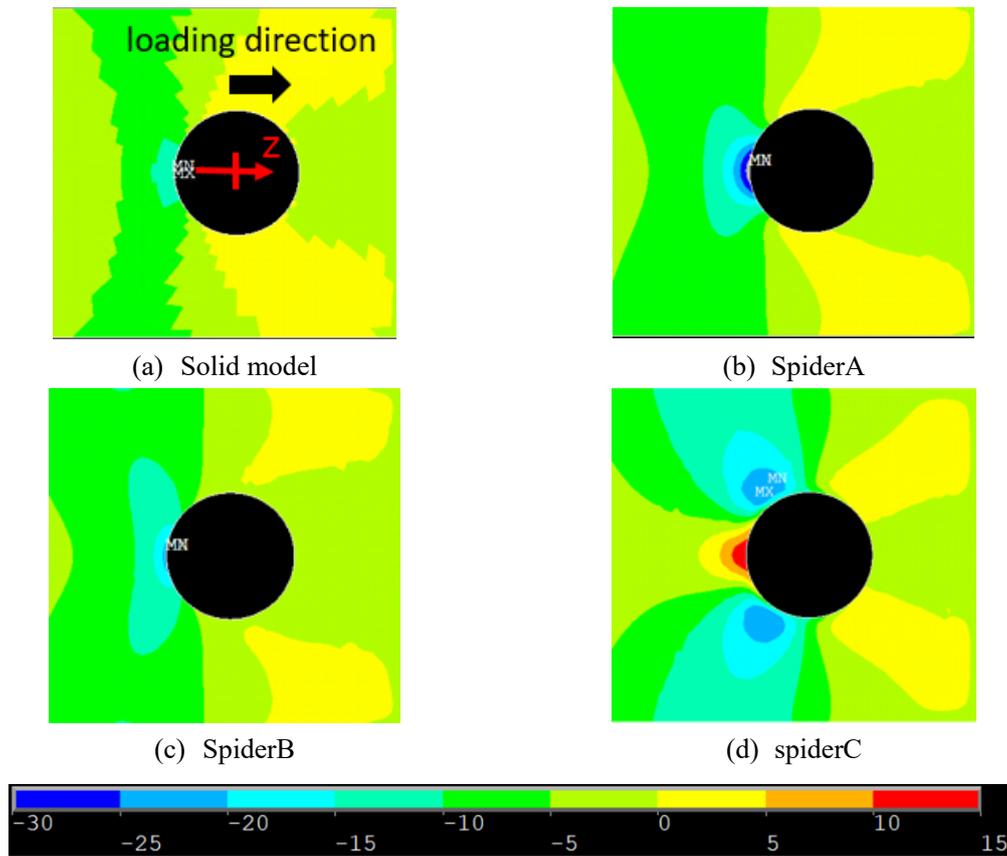
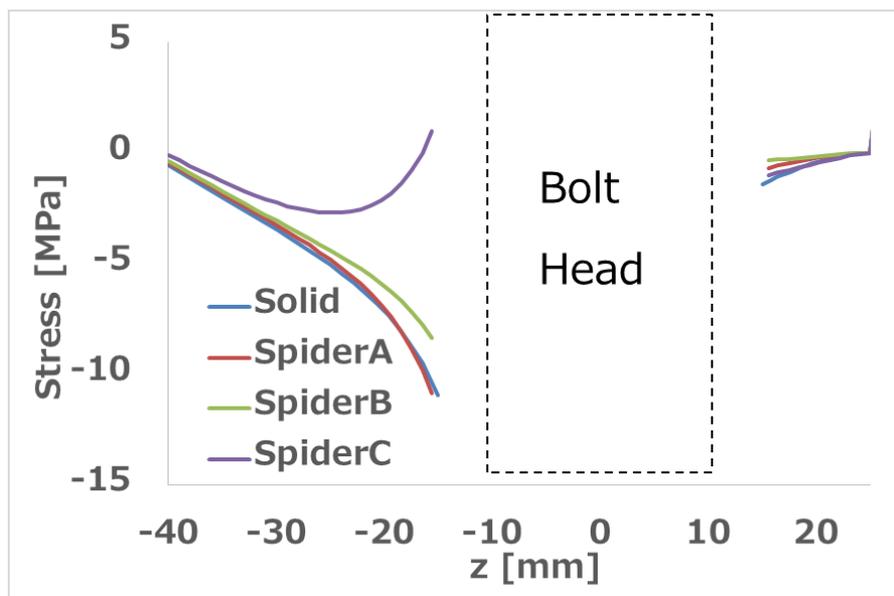


図 3-16 せん断継手 z 方向応力コンター図 (1.5kN 時)

図 3-17 σ_z 分布 (section C)

3 軸直角方向外力に対するスパイダーモデルの挙動評価

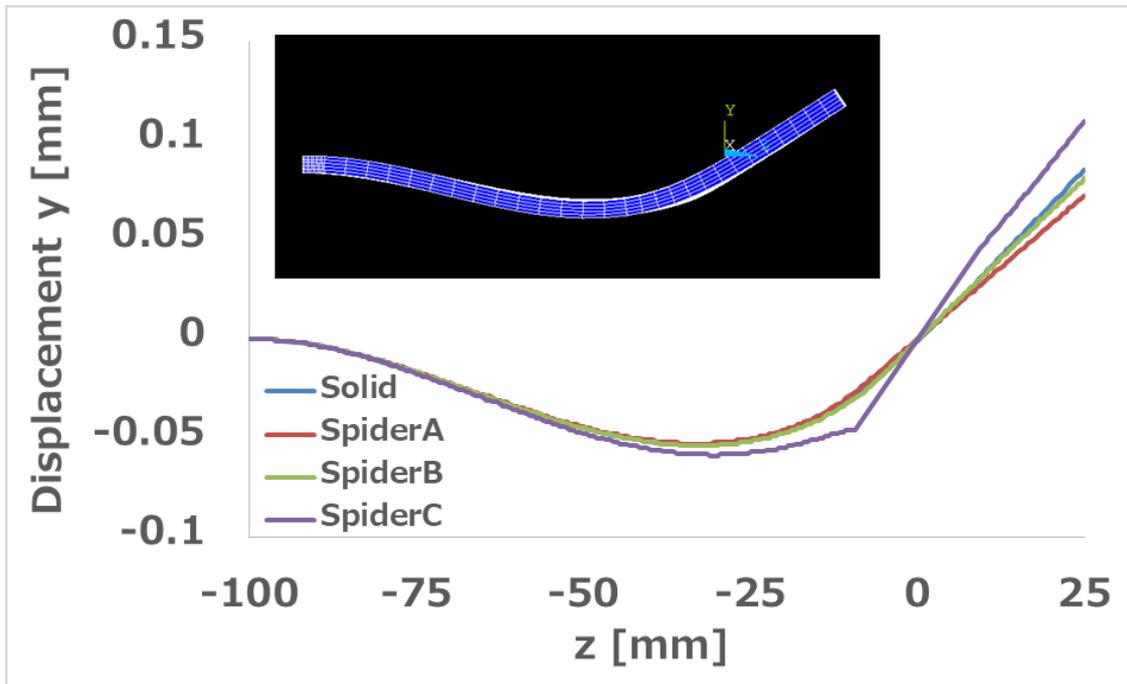


図 3-18 面外方向変位分布 (section C)

3.5 結言

本章でスパイダーモデルの軸直角方向外力に対する挙動評価を行い，明らかになったことを以下にまとめる．

- 並進剛性に関して，従来のモデルではソリッドモデルに対し，8~45%程度の平均剛性の誤差が生じた．その要因として以下のことが挙げられる．
 - (a) せん断継手においては等価座面領域径上節点の境界条件が 2 次曲げモード変形の再現性に影響し，特にスパイダーモデル C では中立面上に大きな曲率変化を生じさせるため，不適切である．
 - (b) 被締結体間すべり以前の締結部は軸直角方向外力に対し，等価圧縮体のせん断変形により並進剛性が定義されるべきであるが，スパイダーモデルはせん断荷重に対し，等価ビームの曲げ変形によって並進変位を生み，高剛性側に誤った剛性を示す．
 - (c) 外力負荷後に生じる剛性低下は被締結体間接触面の微小すべりによるもので，特に純せん断継手の場合，完全すべりの理論値よりも十分に小さい荷重で微小すべり領域の拡大が見られ，その影響は大きい．
 - (d) 純せん断継手において従来の VDI2230 Blatt1 (2003) による円すい角の式を適用した場合，等価座面領域径を広めに定義する恐れがある．
 - 等価座面領域近傍の応力に関して，剛体拘束の影響で近傍に特異的な応力の上昇や応力分布の傾向の違いが生じる．特に，中立面シェルに対して面内方向へ荷重が伝達される場合においてその影響が著しい．
-

4 改善モデルの提案と適用

4.1 緒言

本章では、前章の考察から従来のスパイダーモデルに対し、等価ビーム剛性とビーム-シェル間の結合方法に改善案を提示する。また、純せん断継手、せん断継手を用いて従来モデルとの比較解析を行う。

4.2 モデリング手法の提案

4.2.1 ボルト軸部のモデリング

前章の締結部剛性に関する考察より、スパイダーモデルが高めの剛性値を示す要因としてせん断荷重に対する等価圧縮体のせん断変形が考慮されていないことが明らかになった。そこで、スパイダーモデルの使用条件を被締結体間すべり以前と仮定し、等価ビーム要素の一般化応力と一般化ひずみを規定する剛性マトリックスに対し、ボルト剛性を含めない、等価圧縮体のせん断剛性を定義することで、等価圧縮体のせん断変形と等価な剛性を表現する。

等価ビーム要素に定義する等価横せん断剛性 G は、横せん断力 S 、横せん断ひずみ γ を用いれば以下の様に表される。

$$S = G\gamma \quad (4-1)$$

Kou ら[16]の締結部並進剛性をもとに式(3-7)を用いて、せん断継手の場合、等価ビームの横せん断剛性 G_{1lap} は以下の様に表すことができる。

$$G_{1lap} = \frac{t_1 + t_2}{2} \left(\frac{1}{k_{pl1}} + \frac{1}{k_{pl2}} \right)^{-1} \quad (4-2)$$

また、純せん断継手の場合は図 4-1 (b) の様に、外側被締結体の厚みを t_1 、中央被締結体の厚みを t_2 として、以下の様に定義する。

$$G_{2lap} = \frac{t_1 + t_2}{2} k_{pl1} \quad (4-3)$$

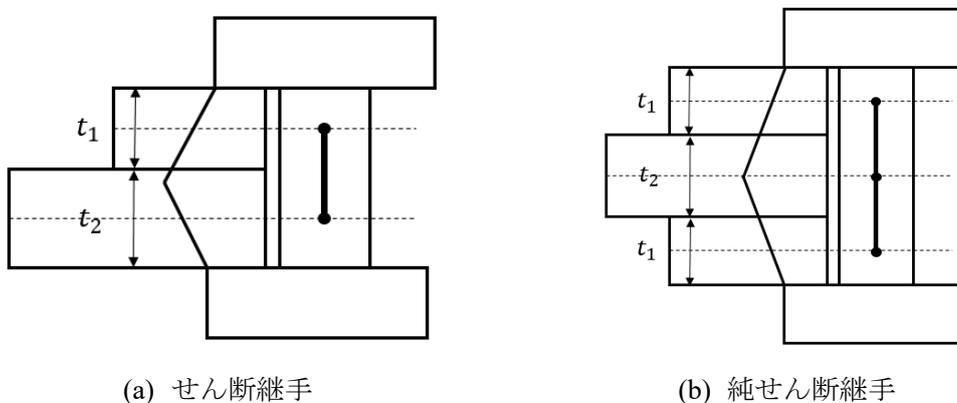


図 4-1 各種継手における寸法

4.2.2 等価座面領域内節点の拘束手法

前節の「純せん断継手における締結部近傍応力」考察より，スパイダーモデルでは等価座面領域が面内方向荷重に対して剛体面として振舞うことにより，応力の特異的な上昇や，周辺領域の応力場に関してのソリッドモデルとの相違が生じることが明らかとなった．本項では，一部の有限要素法ソフトで実装される多点拘束機能を用い，等価座面領域内節点の面内方向自由度に対して剛体拘束を用いない結合表現を適用することで，上記課題の解決を図る．

4.2.2.1 RBE3 による多点拘束

RBE3 (Rigid Body Element 3 : 補間剛体要素) は有限要素法ソフト NASTRAN, ANSYS において実装される多点拘束 (MPC : Multi-Point Constraint) 手法の一種である．RBE3 による MPC はボルト締結や溶接接合の簡易モデルにおいて用いられている事例もあり [6][25]，特にソリッド要素でモデリングされたボルト軸を RBE3 によって被締結物である中立面シェル要素と結合する ACM2 モデルは国内外の自動車メーカーにおいて車体の振動解析等において標準的に用いられている [11][19]．ACM2 は定義の際，中立面シェル上の結合節点を指定する必要が無いため，メッシュ位置に依らない結合表現が可能な点で優れている．

有限要素法において点-面の結合関係を最も簡潔に表現するには，点 (主節点) と面上の個々の節点 (従節点) 同士に 1 対 1 の拘束方程式を定義する手法が挙げられる．式 (3-3) はその一例である．これは NASTRAN における RBE2 や ANSYS における CERIG コマンド等で定義でき，スパイダーモデルもこの手法により，ビーム端点と等価座面領域径上節点を拘束している．一方，RBE3 では主節点对従節点セットで拘束方程式を定義し，これを MPC 方程式と呼ぶ．図 4-2 の様に，xy 平面内における主節点と従節点セットに対して MPC 方

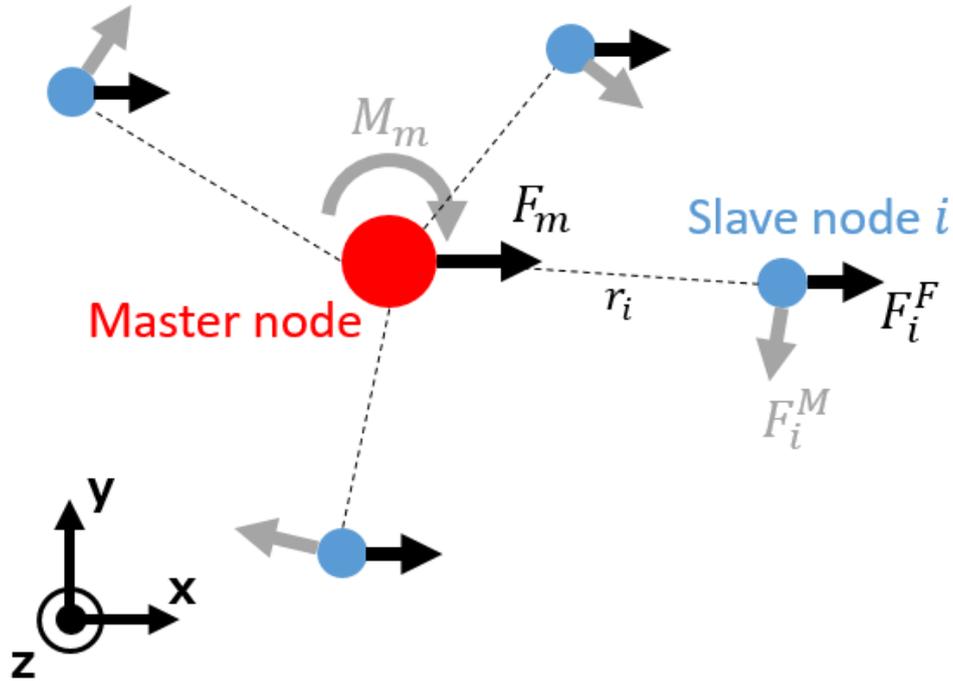


図 4-2 RBE3 による多点拘束

程式を定義すれば、式(4-4)の様に表される。上付き添え字 m は主節点、 s は従節点を表す。

$$\begin{aligned}
 u_x^m &= \sum a_{xi} u_{xi}^s + \sum a_{yi} u_{yi}^s \\
 u_y^m &= \sum b_{xi} u_{xi}^s + \sum b_{yi} u_{yi}^s \\
 u_z^m &= \sum c_{zi} u_{zi}^s \\
 r_x^m &= \sum d_{zi} u_{zi}^s \\
 r_y^m &= \sum e_{zi} u_{zi}^s \\
 r_z^m &= \sum f_{xi} u_{xi}^s + \sum f_{yi} u_{yi}^s
 \end{aligned} \tag{4-4}$$

主節点の並進・回転自由度が従節点の並進自由度の線形結合によって表されており、主節点の運動が従節点セットの運動の平均となるように拘束方程式の係数を決定する。MPC 方程式の係数は各節点に分配される力により決定し、各節点への力とモーメントの分配方法は NASTRAN の要素リファレンス[27]に記載してあり、式(4-5)の様に表される。

$$\begin{aligned}
 F_i^F &= \frac{w_i}{\sum w_k} F_m \\
 F_i^M &= \frac{w_i r_i}{\sum w_k r_k^2} M_m
 \end{aligned} \tag{4-5}$$

ここで、 w_i は任意に設定可能な各従節点に対する重み係数、 r_i は主節点から従節点までの距離である。MPC 方程式における従節点の自由度が並進自由度のみであるのは、主節点に負荷されるモーメントは従節点へ分配される際に力 F_i^M として与えられるためである。式(4-5)により導かれる分配力から MPC 方程式の係数の決定方法は NASTRAN により公開されていないが、Kuratani らによって導出され、詳細に説明されている[26]。

4.2.2.2. スパイダーモデルへの適用

等価座面領域はせん断力負荷時、被締結体間接触面から面内方向への摩擦を受けつつ、弾性体として等価座面領域外と共に変形すると考えられる。そこで、ビーム節点と等価座面領域内節点の面内方向に関する自由度を RBE3 によって定義することで、等価座面領域の面内方向変形を許容する。図 4-3 に主節点と従節点の位置関係を示す。等価座面領域半径内にある全ての従節点 (Node Set 1) と主節点の間に式(4-6)で示される MPC 方程式を定義する。

$$\begin{aligned} u_x^m &= \sum \alpha_{xi} u_{xi}^s + \sum \alpha_{yi} u_{yi}^s \\ u_y^m &= \sum \beta_{xi} u_{xi}^s + \sum \beta_{yi} u_{yi}^s \\ r_z^m &= \sum \gamma_{xi} u_{xi}^s + \sum \gamma_{yi} u_{yi}^s \end{aligned} \quad (4-6)$$

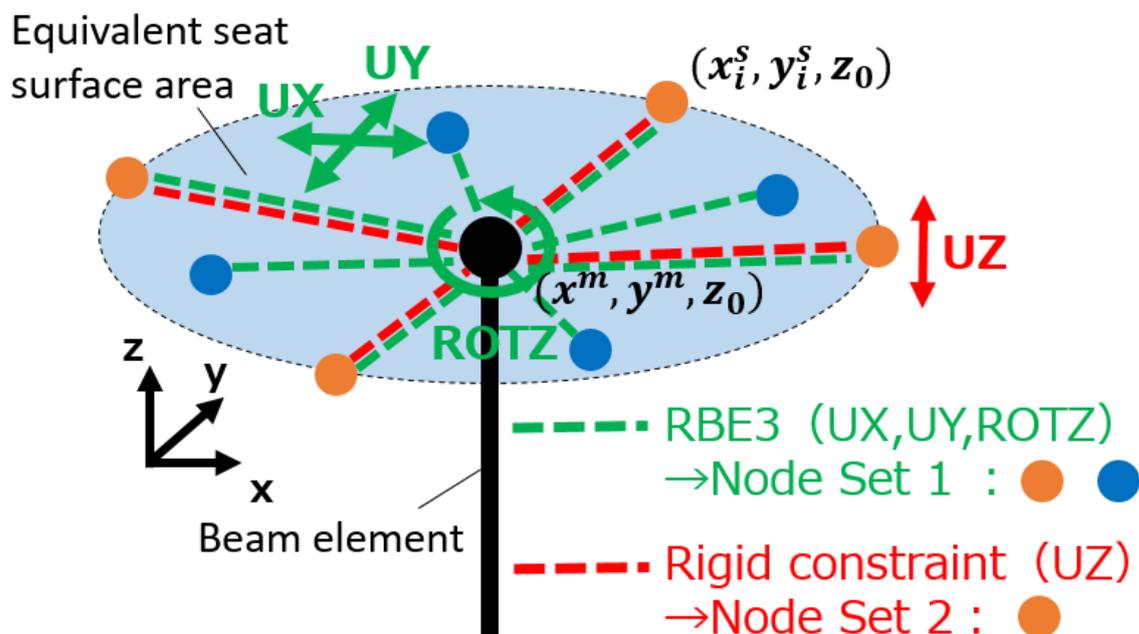


図 4-3 提案モデルの拘束関係

次に、面外方向変位に対する拘束であるが、等価座面領域は面外方向に関してボルト座面によって押さえつけられ、拘束されていると考えられる。そこで、面外方向変位に関しては従来の拘束方法を適用する。図 3-18 より、面外方向変形に関してスパイダーモデル B の拘束関係がソリッドモデルとよく一致を示しているため、半径 R_{weq} 上節点 (Node Set 2) と主節点の間に式(4-7)の拘束方程式を定義する。

$$u_{zi}^s - u_z^m = (y_i^s - y^m)r_x^m - (x_i^s - x^m)r_y^m \quad (4-7)$$

提案手法では以上 2 種類の拘束方法を組合せ、ビーム-シェル間を結合を定義する。

4.3 従来モデルとの比較解析

4.3.1 解析条件

前章にて解析を行った純せん断継手試験 caseA, せん断継手試験 caseF に関して, 前節提案モデルによる解析を行い, 従来手法の中でソリッドモデルと最も平均剛性値の近かったスパイダーモデル B (以下, 従来モデル) との比較を行う。

等価ビームの横せん断剛性は線形とし, 被締結体間接触面が微小すべりを起こしていない場合を仮定して, caseA では 6.394×10^6 N, caseF では 3.154×10^6 N を定義した。また, RBE3 での荷重分配比を決める重み係数であるが, すべての従節点に対して ANSYS のデフォルト設定である 1 を定義した。即ち, せん断荷重によりビーム要素端に負荷される面内方向の力は等価座面領域内節点に対して等しく分配され, モーメントは主節点と各従節点の距離に比例した力として分配される。

4.3.2 解析結果

表 4-1 に 50mm 標点間の平均剛性値の結果を示す。純せん断剛性について, 提案モデルではよりソリッドモデルに近い剛性となった。従来モデルに対し, 単に等価ビームのせん断変形による剛性低下が加わったとすれば, その平均剛性値は 312642 N/mm と算出でき, ソリッドモデルの平均剛性に対して 117% の値となる。従って, 残り 12% の剛性低下分は等価座面領域の面内方向変形によるものと考えられる。

等価座面領域の面内方向変形を許容したことによる影響を確認するため, 図 3-15 と同様に提案モデルにおける主応力ベクトル図を図 4-4 に示す。図 3-15 のソリッドモデルと同様に等価座面領域周方向に沿った主応力方向となっており, 座面領域が変形していることが分かる。これが適切な変形であるかを確認するため, 締結部近傍における垂直応力の周方向分布を確認する。純せん断継手における 3.0 kN 時の各断面の表面上の垂直応力分布を図 4-5, せん断継手の 1.5 kN 時のものを図 4-6 に示す。周方向分布は, M10 ボルト座面の二面幅が 17 mm であるのに対し, ボルト軸心から直径 33 mm の位置のものである。各周方向分布 (section E, G, H, J) において, 提案モデルはいずれも従来モデルよりソリッドモデルに近い応力分布となっている。特にせん断荷重が負荷される面 (section G, J) においては特に良い一致を示しており, 提案手法が摩擦を受ける被締結体表面の応力分布を良く表せていると考えられる。また, section A の z 座標負側に見られる応力集中についても緩和されており, その影響範囲が狭くなっていることが分かる。

4 改善モデルの提案と適用

表 4-1 従来モデルと提案モデルの平均剛性値の比較

	純せん断剛性 [N/mm]	せん断剛性 [N/mm]
ソリッドモデル	267881 (100%)	75006 (100%)
従来モデル	388658 (145%)	80932 (108%)
提案モデル	280793 (105%)	69233 (92%)

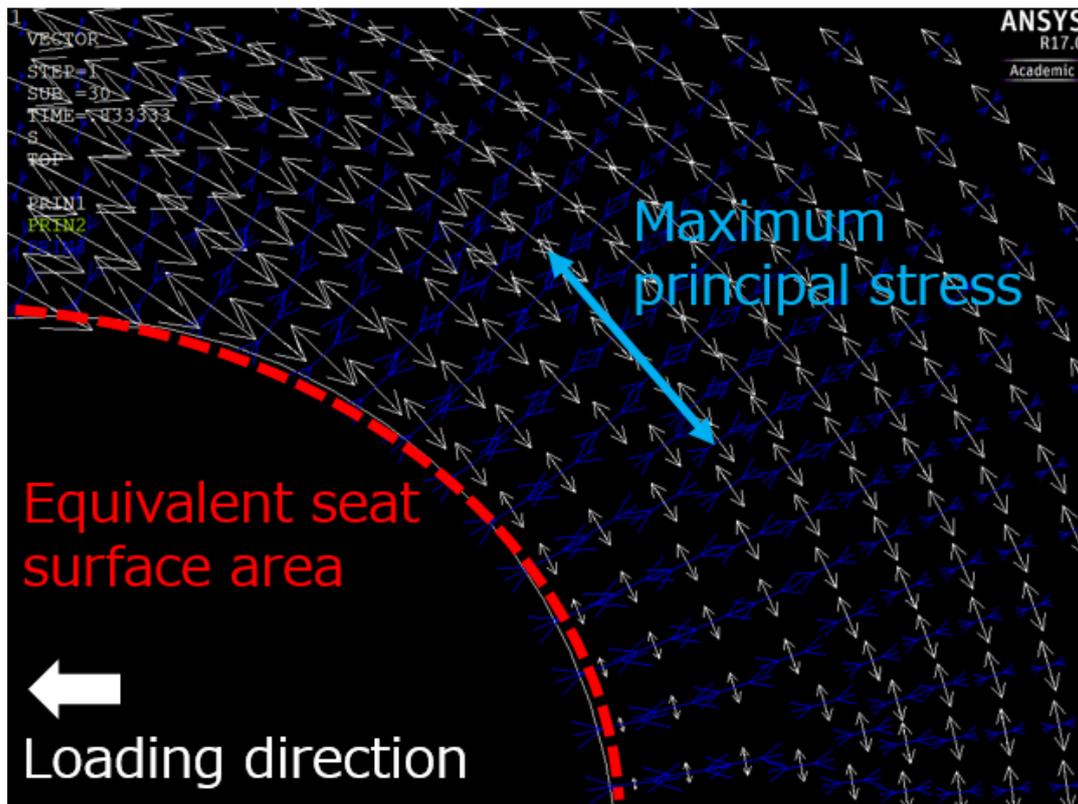


図 4-4 等価座面領域近傍の主応力ベクトル図（提案モデル：3.0 kN 時）

4 改善モデルの提案と適用

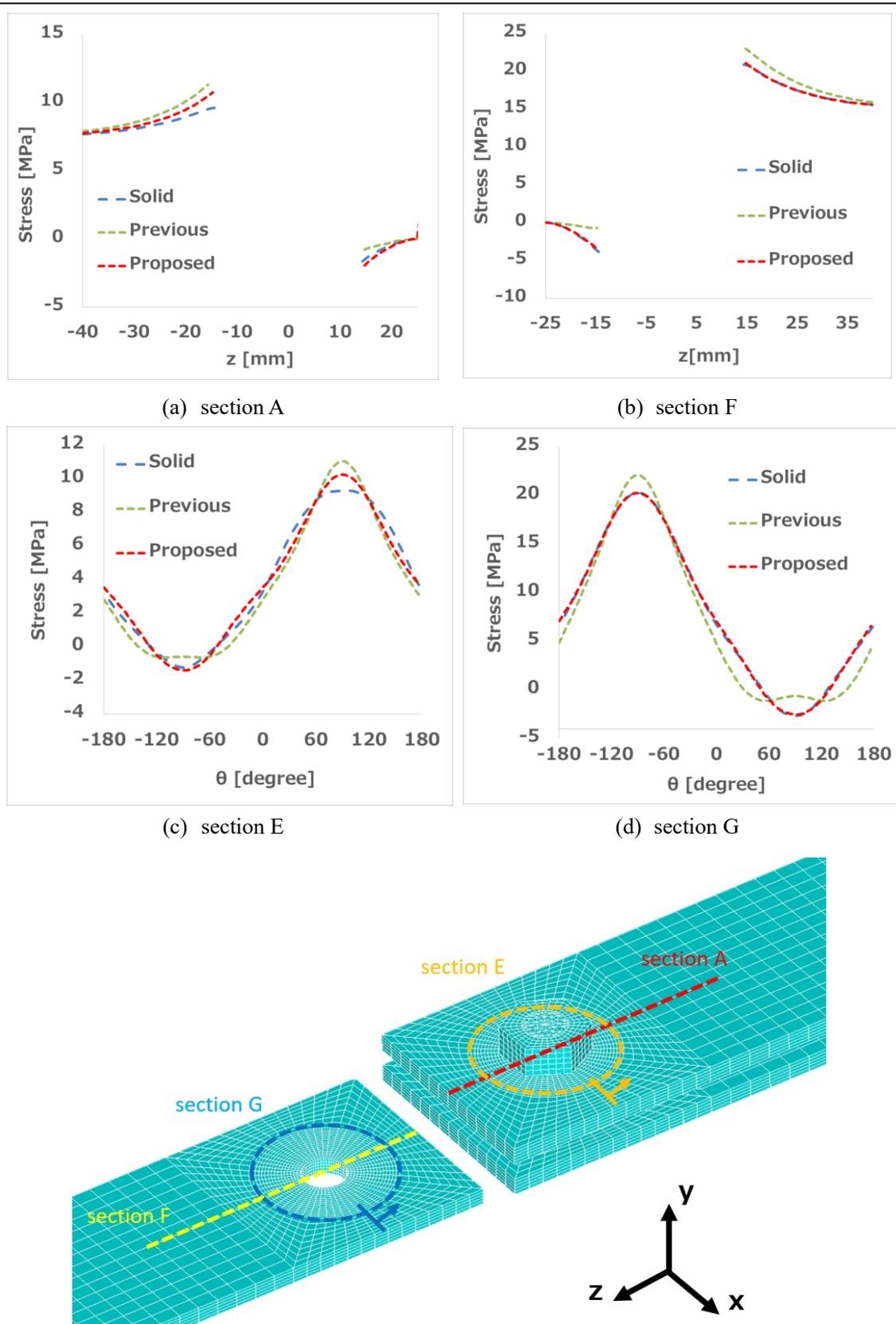


図 4-5 純せん断継手における垂直応力分布

4 改善モデルの提案と適用

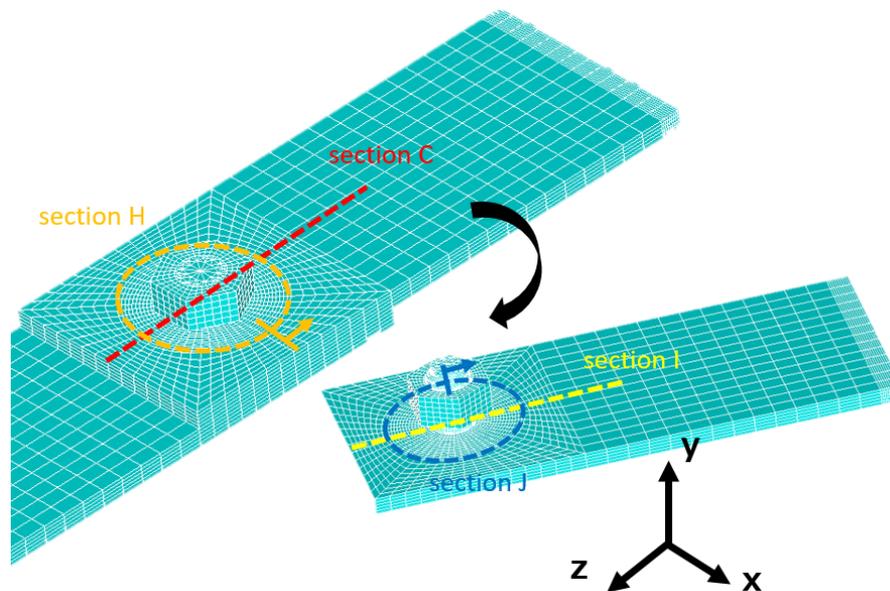
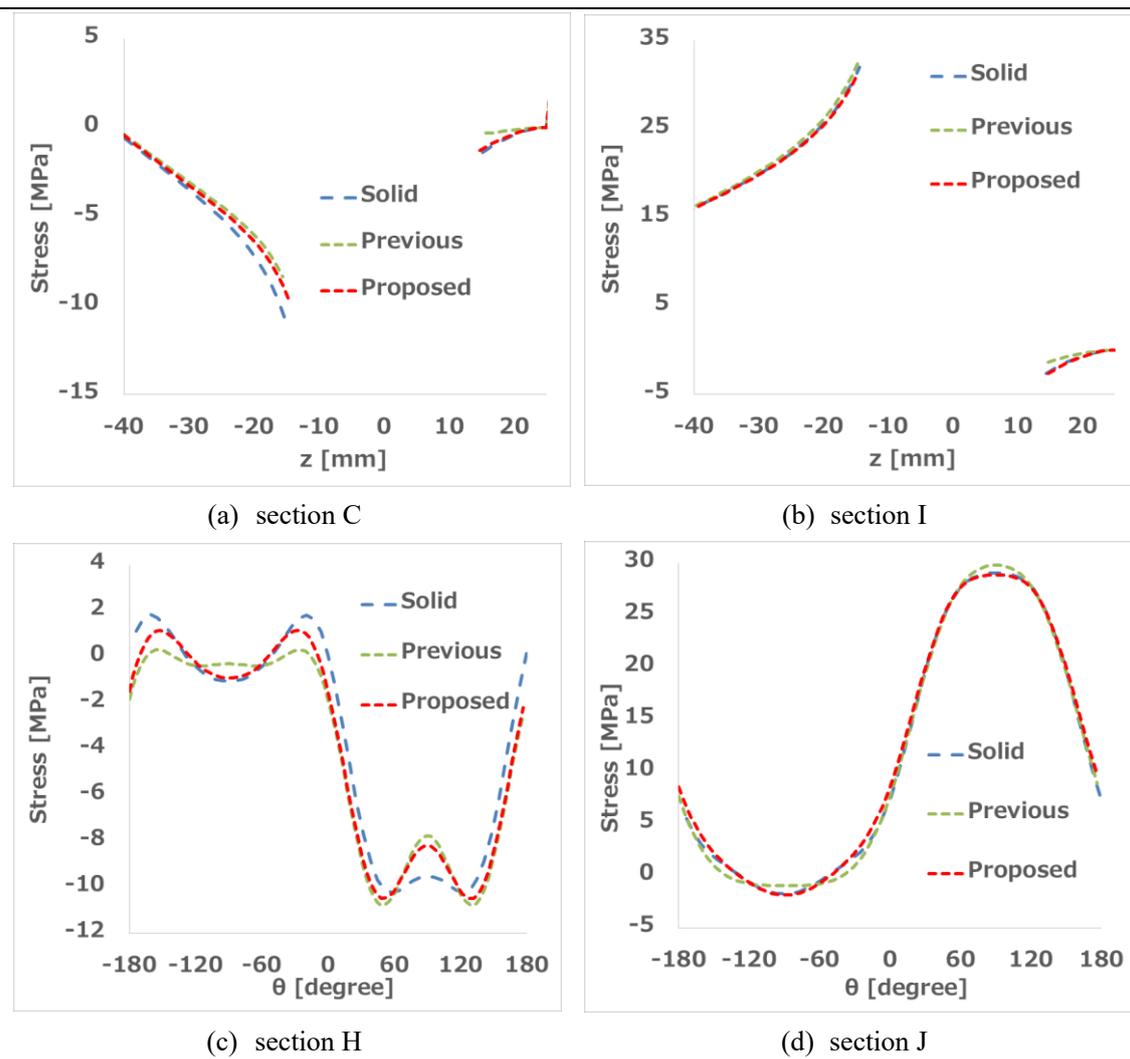


図 4-6 せん断継手における垂直応力分布

4.4 結言

本章では，第 3 章の考察を踏まえ，既存のスパイダーモデルに以下の改善手法を提案した．

- 等価圧縮体のせん断変形を考慮し，Kou ら[16]による剛性式を用いて，等価ビームに対して等価せん断剛性を定義する．
- ビーム-シェル間の結合について，従節点の面内方向並進自由度に対して RBE3 による多点拘束を，面外方向並進自由度に対して従来の拘束を適用する．

これら提案手法を適用したモデルと従来モデルとの比較解析により，並進剛性，等価座面領域近傍応力分布共にソリッドモデルの解析解へ近づくことを確認した．

5 ボルト多点締結体解析

5.1 諸言

本章では、第4章にて提案した改善モデルの適用を実際の鉄道車両車体にもみられる多点締結体へと拡張し、その解析精度の確認を行う。

車両車体に用いられる多点締結を欧州特許庁の特許事例（Rail vehicle car body and method of assembly CN102083667(A)）[28]から図5-1に示す。図5-1中の連結器（部品64）に作用する荷重は部品47を介し、車体のフロア下面部とボルト締結されたアセンブリ（部品40）へと伝達される。これは、直列のボルト多点締結体へ軸直角方向外力が作用するケースである。本章ではこれを簡易的に模擬し、直列5点締結のせん断継手引張解析を行う。

多点締結体においては各ボルトが負担する荷重分担を予測し、強度上最もクリティカルなボルトの負担荷重を正確に把握することが求められるが、スパイダーモデルは締結部剛性表現が従来の一節点締結等の簡易モデルよりも正確なため、接触解析を用いずに精度良く荷重分担を予測できることが田中ら[10]によって示された。今回についても荷重分担率を確認し、また、前章と同様に並進剛性、被締結体表面の発生応力についての評価も行う。

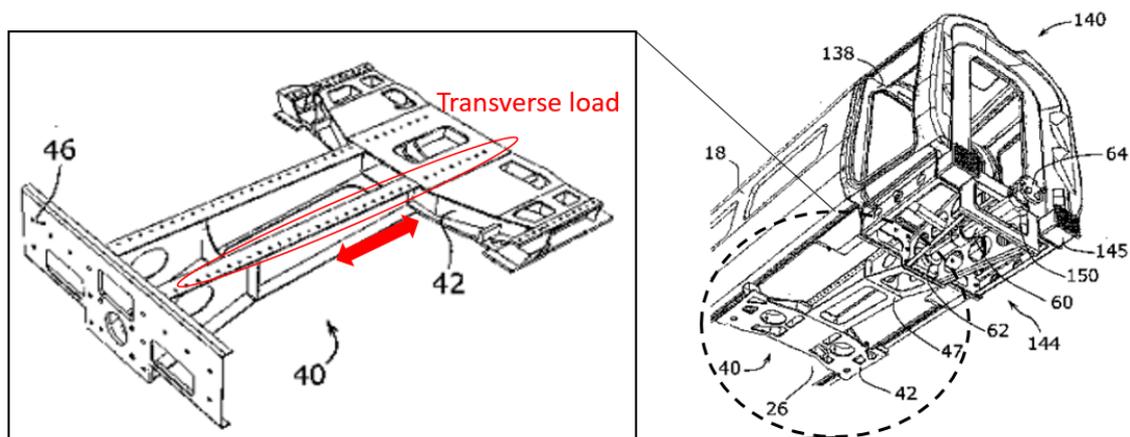


図 5-1 鉄道車両車体における多点締結事例[28]

5.2 解析条件および解析モデル

本章の解析では直列5点締結体を対象とし、モデル形状と各種寸法を図5-2に示す。また、解析に用いた有限要素モデルを図5-3に示す。提案モデルの並進剛性に対する板厚の影響を評価するため、今回は3水準の板厚に対する解析を行った。板厚値はアルミニウム合金車両の文献値[29]を参考に、 $t=2, 4, 9$ mmとした。

5. ボルト多点締結体解析

本解析では計算負荷軽減のため、ボルトのモデリングについては前章までと異なり、ねじ山螺旋形状を省略、また、ボルト・ナットと一体化し、頭部を二面幅、軸部を呼び径の円形としたリベットモデルを使用した (図 5-3 (a)). リベットモデルは中嶋[30]による先行研究において、完全被締結体間すべり以前の剛性に関し、前章までのソリッドモデルとの十分な一致が確認されている。また、ボルト頭部の形状に関しては第 1 章の考察より円形としても締結部近傍応力への影響は小さいと考えられる。

各部品の材料定数は前章までと同様に、等方性材料としてリベットはヤング率 205 GPa, ポアソン比 0.30, 被締結体はヤング率 68.6 GPa, ポアソン比 0.33 を定義した。接触はすべての座面-被締結体, 被締結体間へ定義し, 摩擦係数は 0.015 とした。境界条件は図 5-2 の様に, 片側被締結体端面を完全拘束, もう一方の端面は z 方向のみカップリング拘束し, xy 方向には変位拘束を行った。引張荷重は準静的に 100 サブステップで 10.0 kN までを加えた。提案モデルの比較対象は前章同様にスパイダーモデル B を従来モデルとした。

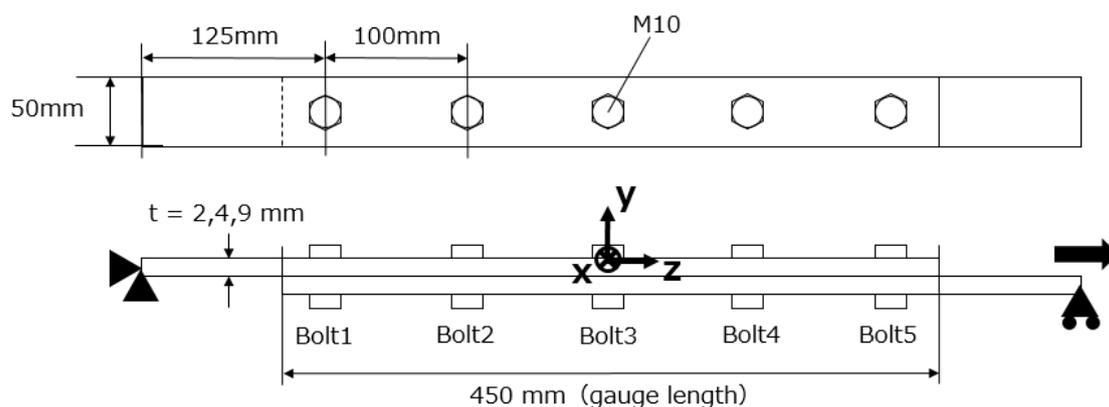
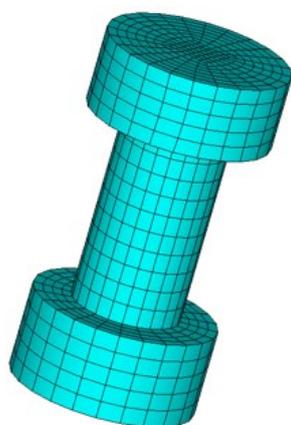
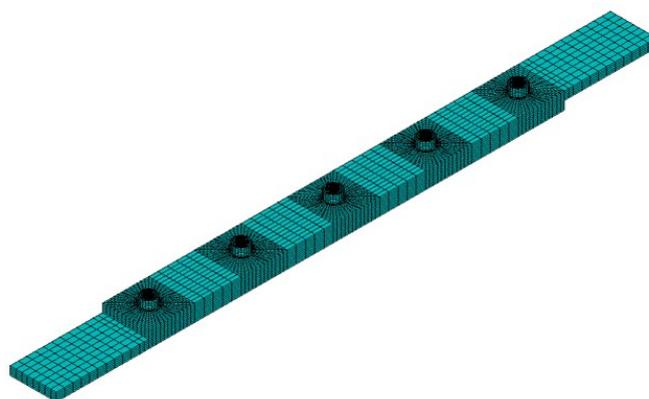


図 5-2 5 点締結せん断継手モデル



(a) リベットモデル



(b) 5 点締結せん断継手

図 5-3 有限要素モデル

5.3 解析結果

5.3.1 せん断荷重分担

まず、各ボルトが負担するせん断荷重を板厚ごとに図 5-4, 図 5-5, 図 5-6 に示す。せん断継手では最端に配置されるすべりに達していないボルトが最も荷重を負担するとされ [31][32], 今回の最端ボルト (Bolt1 及び Bolt5) の完全被締結体間すべり荷重は解析結果より, 板厚 $t=2\text{ mm}$ で 7.9 kN , $t=4\text{ mm}$ で 9.0 kN であり, $t=9\text{ mm}$ では 10.0 kN まで固着領域が存在した。従って, それ以前の 5.0 kN , 7.5 kN 時の荷重分担を示している。荷重分担の算出方法については, ソリッドモデルは各ボルト間の被締結体断面における応力 σ_z を積分した断面力から求め, 中立面シェルモデルでは各ビーム要素にかかるせん断荷重を出力した。

Heslehurst[32]は直列多点締結のせん断継手において, ボルトの荷重分担は締結部剛性 K_f と被締結体剛性 K_p の比 K_f/K_p に依存し, 同材料間の比較では K_f/K_p が大きい場合ほど, 最端ボルトへの分担率が上がるとしている。解析結果においても同様の傾向がみられ, $t=2\text{ mm}$ で最も高い荷重分担となった。

全体として, 従来モデル・提案モデル共にソリッドモデルの傾向を良く捉えており, 特に外力がすべり荷重よりも十分低い場合 ($t=4\text{ mm}$, 9 mm の 5.0 kN 時) には良い一致を見せた。 7.5 kN 時にはソリッドモデルにおいて微小すべり領域が拡大することで最端ボルトの剛性が低下し, 荷重分担率が下がる。従って, スパイダーモデルでは最大分担荷重を高めに見積もることになるが, 安全側の評価である。

分担率に関して, 提案モデルと従来モデル差は僅かであり, 本解析の様な薄板締結の場合, 被締結体剛性 K_p が低いため, 提案モデルによる締結部剛性改善の影響が少なかったと考えられる。

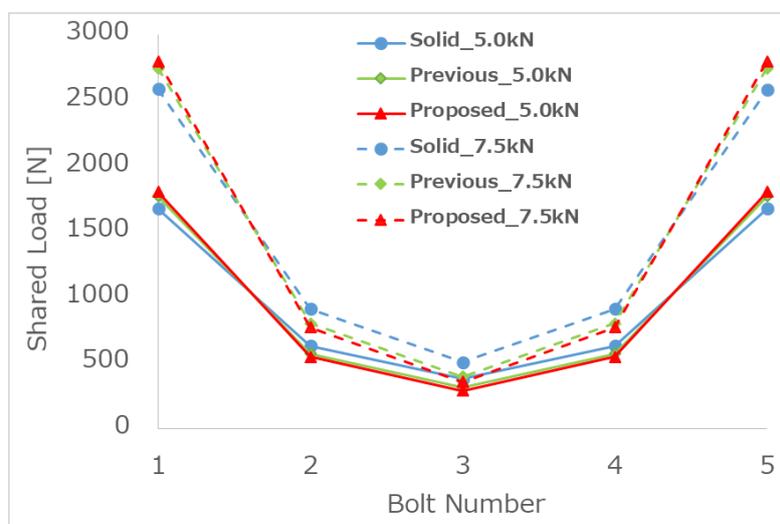


図 5-4 各ボルトのせん断荷重分担 ($t=2\text{ mm}$)

5. ボルト多点締結体解析

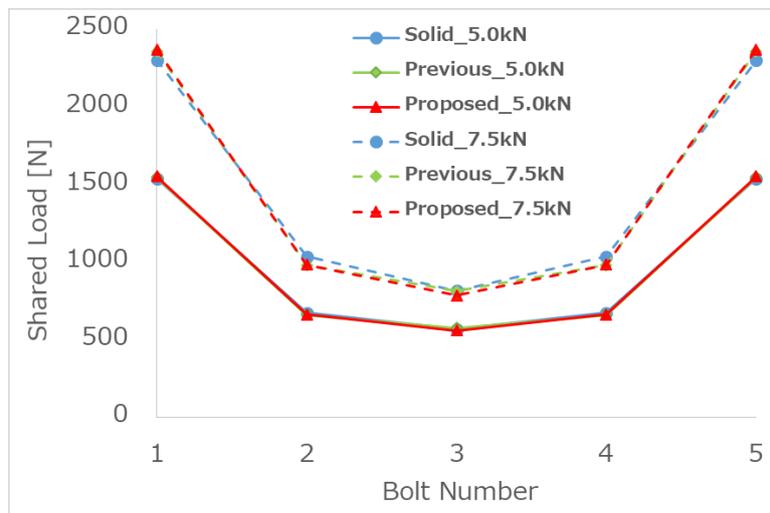


図 5-5 各ボルトのせん断荷重分担 (t = 4 mm)

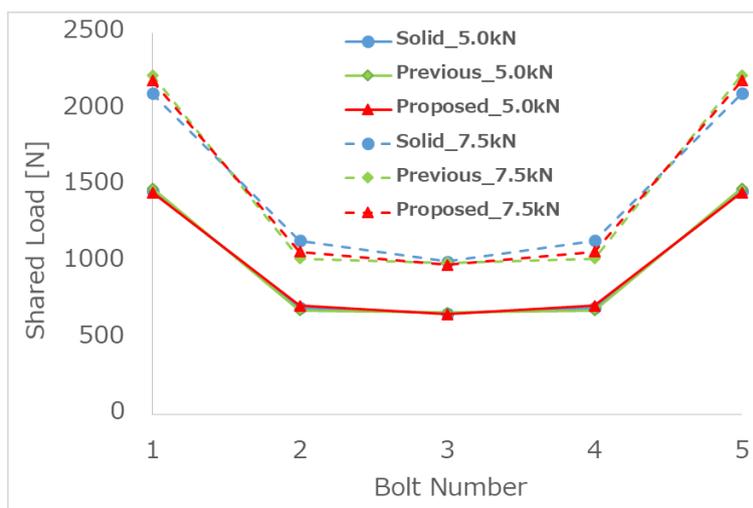


図 5-6 各ボルトのせん断荷重分担 (t = 9 mm)

5.3.2 並進剛性

次に、表 5-1 に被締結体の重なり部分を標点間 (図 5-2) とした 3.0 kN までの平均剛性値を板厚ごとに示す。いずれの板厚においても提案モデルが従来モデルと比較してソリッドモデルに近い値を示した。せん断継手の並進変位は締結部のせん断変形と面外変形の重ね合わせであるが、板厚の厚い場合ほど面外変形量が減るため、並進剛性に対して締結部のせん断変形が支配的となっていく。提案モデルにより締結部のせん断変形が改善されたため、板厚の増加に伴って従来手法よりも相対的に剛性が改善されており、正しい傾向と言える。より板厚が厚いケースや、例えば図 5-1 の様な被締結体の面外変形が制約されて

5. ボルト多点締結体解析

いる構造において提案モデルを適用することで、従来と比較してより正確な剛性が表現されると考えられる。

表 5-1 3.0 kN までの平均剛性値 (標点間 450 mm)

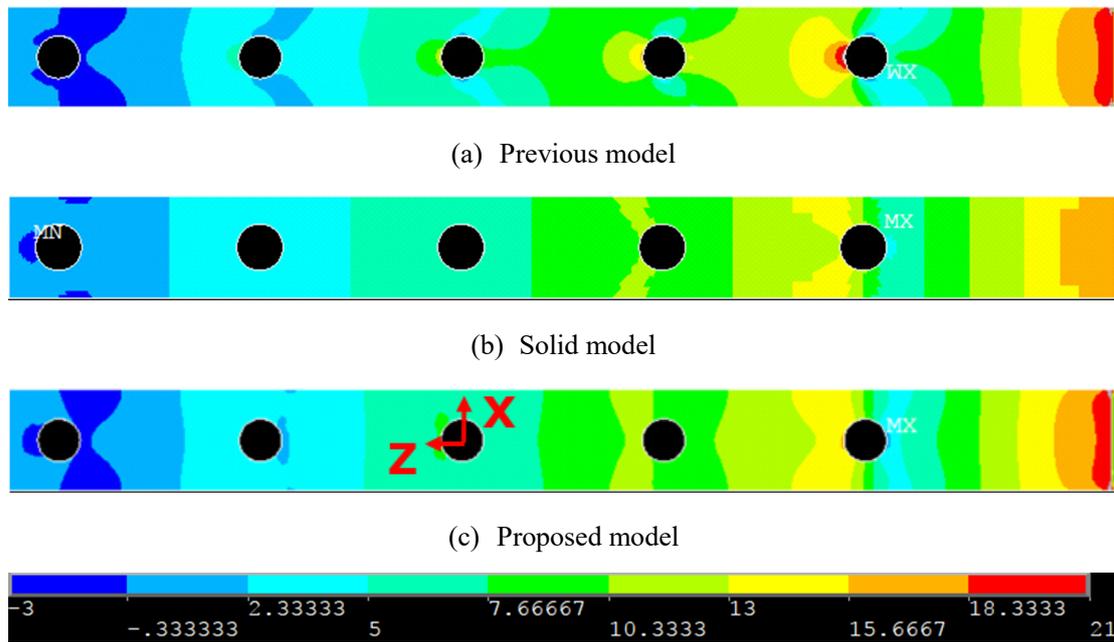
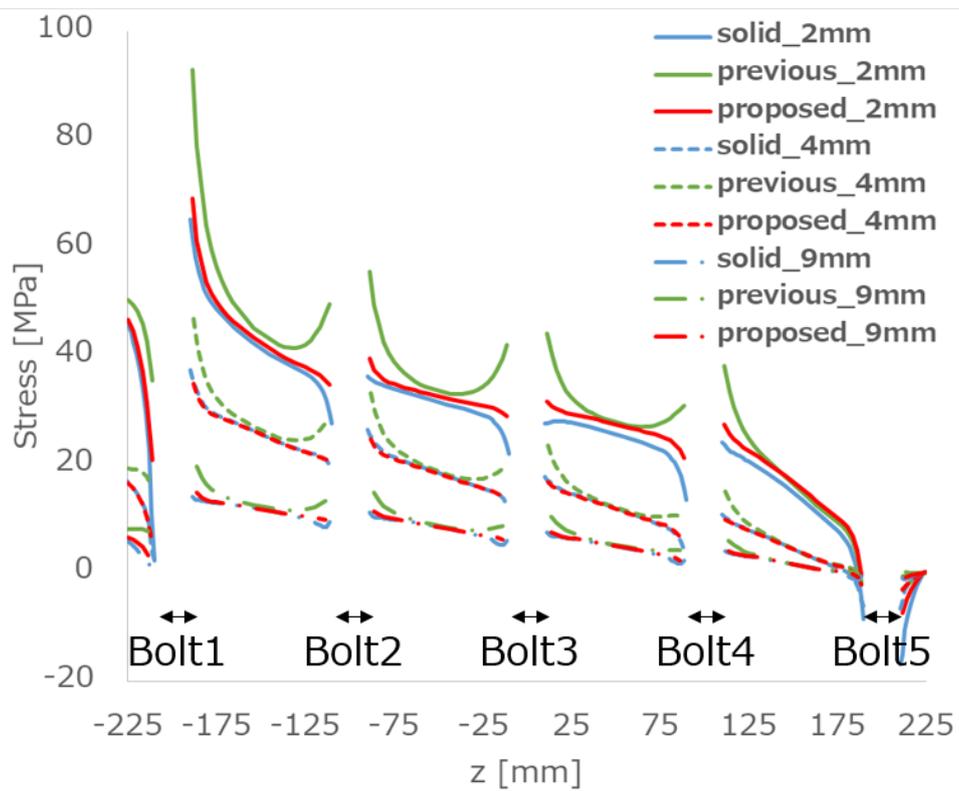
板厚	締結モデル	せん断剛性 [N/mm]
t = 2 mm	ソリッドモデル	22905 (100.0%)
	従来モデル	26500 (115.7%)
	提案モデル	24405 (106.5%)
t = 4 mm	ソリッドモデル	46882 (100.0%)
	従来モデル	51615 (110.1%)
	提案モデル	46547 (99.3%)
t = 9 mm	ソリッドモデル	102351 (100.0%)
	従来モデル	117519 (114.8%)
	提案モデル	101052 (98.7%)

5.3.3 応力分布

t = 9 mm の被締結体表面の 6.0 kN 時における σ_z コンター図を図 5-7 に示す。いずれも等価座面領域内要素を除いてある。全体のコンターの傾向が提案モデルによりソリッドモデルに近づいていることが分かる。

次に、幅方向中央 (x=0) 断面上の被締結体表面の σ_z 分布に関して、全ての板厚でまとめたものを図 5-8 に示す。Bolt1 と Bolt5 間の領域では面外曲げが制限されることで面内方向に荷重が負荷される。従って従来モデルでは応力集中がよく現れ、板厚が薄い程影響が大きくなるが、提案モデルでは板厚に依らずソリッドモデルと良い一致を示している。

5. ボルト多点締結体解析

図 5-7 被締結体表面 σ_z コンター図 (6.0 kN 時)図 5-8 被締結体表面 σ_z 分布 (6.0 kN 時)

5.4 結言

第4章にて提案した締結モデルを多点締結体へ適用し、せん断荷重分担・並進剛性・応力分布について、板厚をパラメータとして従来モデルとの比較を行った。

- アルミ合金製車両車両を想定した板厚範囲では、従来モデル・提案モデルいずれも十分な精度で荷重分担を予測でき、完全すべり荷重付近では安全側の評価を行う。
 - 板厚に依らず並進剛性は改善し、締結部外の剛性が高い程、改善の影響が大きい。
 - 板厚に依らず応力分布は改善し、特に面外曲げが制約される領域では従来モデルと比較して応力集中の影響が減る。
-

6 結論

6.1 結論

本研究では、鉄道車両車体解析への適用が有効とされるスパイダーモデルについて、詳細な締結体ソリッドモデルとの比較により、実験では困難な締結部剛性と座面近傍応力に関して妥当性評価を行った。また、ソリッドモデルとの不適合要因の考察から得られた知見をもとに、高精度化を図るモデリング手法の提案を行った。そして、提案モデルを一点締結継手、多点締結継手へと適用し、改善手法の有効性を示した。以下に具体的な結論を示す。

- 先行研究[11]-[13]において用いられたボルト締結詳細ソリッドモデルに対し、継手引張試験とのバリデーションを実施し、被締結体表面ひずみ量に関して精度評価を行った。継手公称部では十分な予測精度を確認し、また、座面から 3 mm～12 mm の近傍部は、公称部ひずみ値の 20%程度の誤差以内で予測できることを示した。
- スパイダーモデルでは軸直角方向外力に対し最大 45%高い剛性を示し、その主要因の改善策として、等価圧縮体のせん断変形を考慮した等価ビームせん断剛性の定義を提案した。
- 中立面シェル面内方向への入力荷重に対し、特異的な応力の上昇や応力分布の傾向の違いが生じる。改善策として、従節点面内方向並進自由度に対し RBE3 による多点拘束、面外方向並進自由度に対し従来拘束を定義する結合手法を提案した。
- 提案モデルにより、純せん断、せん断の 2 種類の荷重モードにおいて、また、板厚に依らず剛性値と応力分布の改善が為されることを示した。

6.2 今後の展望

以下に今後の展望を記す。

- 本研究ではすべり評価精度に最も影響する軸直角方向外力に限定したが、部品・車体スケールの挙動においては複数の荷重モードの重ね合わせを考慮する必要がある。軸方向外力、被締結体間に口開きを生じさせる偏心軸方向外力、軸回りねじり外力等のモードに対する個別の妥当性評価と、相互依存について検討が求められる。
 - 本研究では外力によって生じる応力に限定し、ボルトの締結力から生じる応力を考慮しなかったが、座面近傍部の平均応力に対しては後者が支配的である。限界面圧以下の弾性変形内においては、両者の線形和で応力場が表せると考えられるため、締結力による応力分布を解析的に同定する手法が求められる。
-

謝辞

本研究を進めるにあたり、様々な方にお世話になりましたので以下感謝の意を述べたいと思います。

酒井信介教授には、2年間指導教員としてご指導頂きました。研究会発表でのご指摘や信頼性に関するお話など、多く勉強の機会を与えて頂きました。心より御礼申し上げます。

泉聡志教授には、本研究テーマに対して直接のご指導を頂きました。多く回り道をしてしまいましたが、お忙しい中でも相談に乗って頂き、最後まで温かくご指導頂いたことを大変感謝しております。また、研究に限らず、日常で様々なお話を伺ったことでも学びを深めることが出来ました。厚く感謝申し上げます。

波田野明日可助教には、打ち合わせ時のご指導を通して本研究を後押しして頂きました。説明下手な私の意図を汲み取り、議論が円滑に進む様何度も手助け頂きました。また、研究環境の整備に関してもご尽力頂き、不自由なく研究を進めることが出来ました。深く感謝致します。

本研究は株式会社日立製作所笠戸事業所のご協力の下に行われました。川崎様には開始当初から手厚くサポートして頂き、鉄道に関連する知識や研究内容に関していつも快くご教示頂きました。また、笠戸事業所訪問の機会は大学院生活の中でも特に貴重な経験となりました。小野里様には、データの整理から、研究室へ何度も足を運んで頂いたことなど、遠方ながら共同研究を進める上で大変ご苦勞をお掛けしました。中村様、森田様には、笠戸事業所での打ち合わせの際に鋭いご指摘やご助言を頂きました。奥原様には時間を要する継手試験を多く実施して頂き、貴重なデータをご提供頂きました。日立製作所にてお世話になった皆様に深くお礼申し上げます。

また、研究室の多くの皆様にもお世話になりました。博士課程の高本さん、榊間さん、中井さんには研究会を初めとし、多くの助言を賜りました。同期の後藤君には3年間苦樂を共にすることで研究生活を楽しませて頂きました。同期の田村君には早起きの難しさ、大切さを教えて頂きました。同期の中川君には効率よく研究生活を送る手本を示して頂きました。研究にもゲームにも家事にも熱心な同期の松下君には何事に対しても努力する大切さを教えて頂きました。受託研究員の上村君とはボルトテーマを一緒に進めることで、内容を客観視する機会を与えて頂きました。修士1年の田處君にはお菓子スペースの充実で研究を支援して頂きました。その他多くの皆様にも感謝致します。

最後に、修士課程まで支えて頂いた家族に感謝し、以上を謝辞とさせていただきます。

2018年2月

柳原 崇志

参考文献

- [1] 科学技術振興機構 (JST) , “JST 失敗知識データベース カテゴリー機械.” [Online]. Available: www.sozogaku.com/fkd/lis/cat001.html.
 - [2] J. J. Chen and Y. S. Shih, “Study of the helical effect on the thread connection by three dimensional finite element analysis,” *Nucl. Eng. Des.*, vol. 191, no. 2, pp. 109–116, 1999.
 - [3] 福岡 俊道, 野村 昌孝, and 森本 雄哉, “ねじ山らせん形状の高精度なモデリングと有限要素解析,” *日本機械学会論文集. A編 = Trans. Japan Soc. Mech. Eng. A*, vol. 72, no. 723, pp. 1639–1645, 2006.
 - [4] N. Tanlak, F. O. Sonmez, and E. Talay, “Detailed and simplified models of bolted joints under impact loading,” *J. Strain Anal. Eng. Des.*, vol. 46, no. 3, pp. 213–225, 2011.
 - [5] J. Kim, J.-C. Yoon, and B.-S. Kang, “Finite element analysis and modeling of structure with bolted joints,” *Appl. Math. Model.*, vol. 31, no. 5, pp. 895–911, 2007.
 - [6] J. Montgomery, “Methods for Modeling Bolts in the Bolted Joint,” *ANSYS User’s Conf.*, 2002.
 - [7] 成瀬 友博, 川崎 健, and 服部 敏雄, “シェル要素とビーム要素を用いたボルト締結部の簡易モデル化手法と強度評価: 第1報, モデル化手法,” *日本機械学会論文集. A編 = Trans. Japan Soc. Mech. Eng. A*, vol. 73, no. 728, pp. 522–528, 2007.
 - [8] 成瀬 友博, 川崎 健, and 服部 敏雄, “シェル要素とビーム要素を用いたボルト締結部の簡易モデル化手法と強度評価: 第2報, 強度評価法,” *日本機械学会論文集. A編 = Trans. Japan Soc. Mech. Eng. A*, vol. 73, no. 728, pp. 529–536, 2007.
 - [9] 森田 庸介, 中村 英之, 金保 忠正, and 田中 行平, “等価圧縮体を考慮したボルト締結部の簡易モデル化手法とアルミ構造物への適用検討(OS0-1 交通・物流システムの解析と開発, OS0 交通・物流一般, オーガナイズド・セッション(OS)),” *交通・物流部門大会講演論文集*, vol. 2014, no. 23, pp. 21–22, 2014.
 - [10] 田中 行平, 森田 庸介, and 川崎 健, “ボルト締結体の解析モデル化手法の検討,” *日本機械学会講演論文集 茨城講演会*, pp. 41–42, 2010.
-

-
- [11] 輿石 和輝, “ボルト・ナット締結体の有限要素法モデル開発のための力学的挙動の解明,” 東京大学修士論文, 2014.
- [12] 横山 喬, “鉄道車両艀装レール締結部の破損リスク評価と三次元有限要素法に依るゆるみ挙動解析,” 東京大学修士論文, 2004.
- [13] 横山 喬, “軸直角方向外力を受けるボルト締結体挙動の力学モデルの構築,” 東京大学博士論文, 2010.
- [14] 森 久史 and 辻村 太郎, “車両用材料技術の変遷,” *RRR*, vol. 67, no. 3, pp. 8–11, 2010.
- [15] 日本規格協会, “JIS B1001 ボルト穴径及びざぐり径,” 1985.
- [16] J. Kou, F. Xu, W. Xie, X. Zhang, and W. Feng, “A theoretical 4-stage shear model for single-lap torqued bolted-joint with clearances,” *Compos. Struct.*, vol. 186, no. October 2017, pp. 1–16, 2018.
- [17] M. A. McCarthy, C. T. McCarthy, V. P. Lawlor, and W. F. Stanley, “Three-dimensional finite element analysis of single-bolt, single-lap composite bolted joints: part I—model development and validation,” *Compos. Struct.*, vol. 71, no. 2, pp. 140–158, 2005.
- [18] 木村 成竹, “三次元有限要素法解析によるダブルナット締結法およびばね座金のゆるみ止め性能評価,” 東京大学修士論文, 2007.
- [19] 仁瓶 寛太, “ホットスポット応力算出法の問題点と改善策(フォーラム「溶接構造物の疲労照査と照査に用いる応力」),” 溶接学会全国大会講演概要, no. 63, p. “F-44”-“F-50,” 1998.
- [20] V. Vijayaraghavan and S. Castagne, “Computational model for predicting the effect of process parameters on surface characteristics of mass finished components,” *Eng. Comput.*, vol. 33, no. 3, pp. 789–805, 2016.
- [21] J. Andersson and J. Deleskog, “Fatigue Life and Stiffness of the Spider Spot Weld Model,” 2014.
- [22] Verein Deutscher Ingenieure, *VDI-Richtlinien Blatt 1 2230 (2003) Systematic calculation of high duty bolted joints -Joint with one cylindrical bolt-*. 2003.
- [23] 成瀬 友博, “ボルト締結体の等価剛性と それを用いた構造物の解析手法 および強度評価に関する研究,” 大阪大学大学院, 2010.
- [24] C. T. McCarthy and P. J. Gray, “An analytical model for the prediction of load
-

-
- distribution in highly torqued multi-bolt composite joints,” *Compos. Struct.*, vol. 93, no. 2, pp. 287–298, 2011.
- [25] D. D. Heiserer, M. Chargin, and D. J. Siela, “High Performance , Process Oriented , Weld Spot Approach,” *1st MSC Worldw. Automot. User Conf.*, pp. 1–14, 1999.
- [26] F. Kuratani, M. Okuyama, T. Yamauchi, and S. Washior, “Finite Element Modeling of Spot Welds for Vibration Analysis,” *5th Asian Conf. Multibody Dyn.*, no. c, 2010.
- [27] Siemens Industry Software, *Element Library Reference*. 2014.
- [28] M. James Roe, D. Rhodes, and D. Mitchell, “EP20080010337 (Rail vehicle car body and method of assembly) ,” 2011.
- [29] アルミニウム車両委員会, “平成10年～平成16年 アルミニウム車両委員会報告書 No.7.”
- [30] 中嶋 一裕, “ボルト締結の有限要素法モデリング手法の 有効性評価,” 東京大学修士論文, 2007.
- [31] B. L. Shankar, T. S. Kumar, and G. S. S. Shankar, “Numerical and experimental analysis on load sharing & optimization of the joint parameters of polymer composite multi bolted joints,” *IOP Conf. Ser. Mater. Sci. Eng.*, vol. 149, no. 1, 2016.
- [32] R. B. Heslehurst, *Design and analysis of structural joints with composite materials*. 2013.
-

以上

修士論文

鉄道車両用ボルト締結体の有限要素モデルの
妥当性評価と高精度化

p.1 — p.75 完

2018年2月23日

指導教員 酒井 信介 教授

37-166232 柳原 崇志