

卒業論文

座金を用いた長穴ボルト締結の  
簡易モデリング手法の開発

平成31年2月1日提出

170226 長岡 賢人

指導教員 泉 聡志 教授

# 座金を用いた長穴ボルト締結の簡易モデリング手法の開発

長岡 賢人 指導教員: 泉 聡志 教授

Keywords: Finite Element Method, Bolt and nut fastening body, Simplified model, Washer, Slot

## 1. 緒言

### 1.1 研究背景

ボルト締結は安価かつ簡便な締結手法であり、機械構造物に多数使用されている。強度解析において全てのボルト締結を詳細にモデル化することは計算時間の観点から非現実的であり、軽負荷の簡素なモデルが求められる。一方で、締結点は荷重が集中しやすく、強度的な弱点となることが多いため、高精度な解析を行いその信頼性を評価する必要がある。

高精度かつ低負荷で計算可能なモデルとして、柳原が考案した簡易モデル[1]が挙げられるが、丸穴・座金なし・軸直角方向荷重という限られた条件下でのみ解析や妥当性評価が行われてきた。そのため、より多様な条件下で適用可能なモデリング手法が求められる。

### 1.2 目的

本研究は、座金有条件や長穴締結体、あるいは面外方向に荷重が負荷される条件下でも使用可能なボルト締結体の簡易モデリング手法の開発を目的とする。手法としては、柳原の簡易モデルを基本として様々な条件下に拡張を行い、必要に応じて改良を行う。

## 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

簡易モデルの精度評価では、ボルト締結体有限要素モデル（以下、ソリッドモデル）を基準とする。そこで、共同研究を行っている日立製作所にて行った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継手（Fig. 1(a)）とし、穴形状を縦方向長穴、横方向長穴の2種類用いた（Fig. 2）。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。

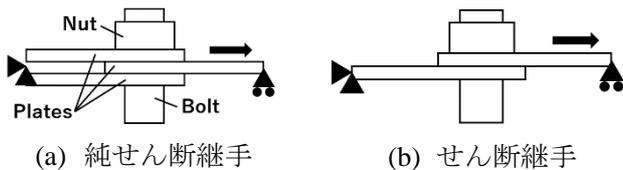


Fig.1 継手のモデル形状

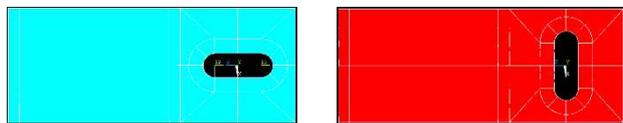


Fig.2 ボルト穴形状

### 2.2 バリデーション結果

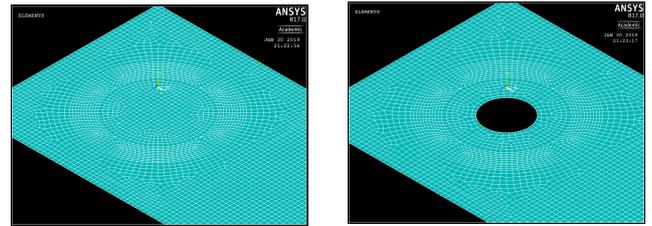
試験測定値と解析値の回帰係数が99~114%、また決定係数 $R^2$ が0.98以上であり、十分な精度を確認した。

## 3. 簡易モデルの精度評価

### 3.1 軸直角方向荷重

純せん断継手・せん断継手（Fig.1）のそれぞれについて、座金の有無、およびボルト穴形状（丸穴、縦方向長穴、横方向長穴）を変化させ、それぞれの条件下に対して柳原の簡易モデルを適用した。

被締結体をシェル要素にモデル化する際、従来柳原はボルト穴部分の穴開けを行っていなかった。しかし、長穴締結体への適用に際して大幅な予測誤差が見られたため、2枚目の被締結体に対してのみボルト穴部分の穴開けを行う改良を行った（Fig. 3）。これにより、丸穴締結体も含めた全ての条件下で10%程度の誤差範囲で剛性を予測することが確認された（Table 1, Table 2）。



(a) 従来のモデル (b) 改良後のモデル

Fig.3 2枚目のシェル要素の締結部近傍

Table 1 座金不使用時の並進剛性の予測精度

	純せん断継手	せん断継手
丸穴	103%	92%
縦方向長穴	104%	89%
横方向長穴	109%	99%

Table 2 座金使用時の並進剛性の予測精度

	純せん断継手	せん断継手
丸穴	104%	93%
縦方向長穴	104%	89%
横方向長穴	107%	98%

### 3.2 面外方向荷重

せん断継手に対し面外方向に荷重を負荷する解析（Fig. 4）をソリッドモデルと柳原の簡易モデルで行い、たわみを比較した。Table 3に示した通り、5%以内の誤差で剛性を予測しており、柳原の簡易モデルが面外方向荷重に対しても有効であることが分かった。

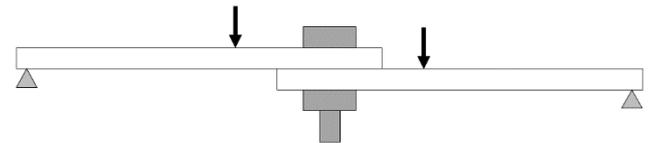


Fig.4 面外方向荷重の負荷条件

Table 3 面外方向荷重に対する剛性の予測精度

	座金不使用時	座金使用時
丸穴	95%	95%
縦方向長穴	96%	96%
横方向長穴	104%	104%

## 4. 結言

本研究では、柳原の簡易モデルを座金有条件や長穴締結体、あるいは面外曲げ条件に対して拡張し、改良を加えることで、多様な条件下で使用可能なボルト締結体の簡易モデリング手法を提案した。これにより、対象とした全ての条件下で10%程度の誤差範囲で剛性予測を行えることが確認された。

## 参考文献

[1] 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” 東京大学大学院修士論文, 2018.

# 目次

図一覧.....	4
表一覧.....	6
<b>第1章 序論.....</b>	<b>7</b>
1.1 研究背景.....	7
1.2 本研究の目的.....	8
1.3 本論文の構成.....	9
<b>第2章 締結体ソリッドモデルの妥当性確認.....</b>	<b>10</b>
2.1 緒言.....	10
2.2 試験条件.....	10
2.3 解析条件および締結体モデル.....	13
2.4 ひずみ測定.....	15
2.4.1 試験結果の誤差評価.....	15
2.4.2 縦方向長穴.....	17
2.4.3 横方向長穴.....	20
2.5 考察.....	26
2.5.1 初期締結力の影響.....	26
2.5.2 ソリッドモデルの初期締結方法.....	31
2.6 結言.....	34
<b>第3章 柳原の簡易モデルの座金有条件への適用.....</b>	<b>36</b>
3.1 緒言.....	36
3.2 柳原の簡易モデル [5].....	36
3.3 解析条件.....	38
3.4 解析結果と考察.....	40
3.5 結言.....	43
<b>第4章 柳原の簡易モデルの長穴締結体への適用.....</b>	<b>44</b>
4.1 緒言.....	44
4.2 長穴締結体の等価剛性.....	44
4.2.1 軸方向弾性コンプライアンス.....	44
4.2.2 曲げコンプライアンス.....	47
4.2.3 横せん断剛性.....	49

4.2.4	シェル要素への穴開け .....	49
4.3	解析条件.....	51
4.4	解析結果と考察.....	54
4.4.1	等価圧縮体の形状 .....	60
4.4.2	軸力低下の影響.....	62
4.4.3	変形形状の比較.....	64
4.5	結言 .....	68
<b>第5章</b>	<b>長穴締結体簡易モデルの精度改善 .....</b>	<b>69</b>
5.1	緒言 .....	69
5.2	長穴部分のモデリング.....	69
5.3	解析条件.....	71
5.4	解析結果と考察.....	71
5.5	結言 .....	73
<b>第6章</b>	<b>面外方向外力に対する柳原の簡易モデルの精度評価 .....</b>	<b>74</b>
6.1	緒言 .....	74
6.2	解析条件.....	74
6.3	解析結果と考察.....	75
6.4	結言 .....	79
<b>第7章</b>	<b>結論 .....</b>	<b>80</b>
<b>参考文献</b>	<b>.....</b>	<b>81</b>
<b>謝辞</b>	<b>.....</b>	<b>82</b>

# 図一覽

図 1-1	計算時間と解析精度によるボルトのモデル化手法の分類.....	8
図 2-1	純せん断継手（縦方向長穴）の試験片形状 .....	11
図 2-2	純せん断継手（横方向長穴）の試験片形状 .....	12
図 2-3	長穴の寸法及び形状 .....	12
図 2-4	純せん断継手（縦方向長穴）のソリッドモデル .....	14
図 2-5	純せん断継手（横方向長穴）のソリッドモデル .....	14
図 2-6	純せん断継手（縦方向長穴）の試験結果におけるひずみの平均値と変動係数の関係...16	
図 2-7	純せん断継手（横方向長穴）の試験結果におけるひずみの平均値と変動係数の関係...17	
図 2-8	純せん断継手（縦方向長穴）の長手方向ひずみ分布（SECTION A） .....	18
図 2-9	純せん断継手（縦方向長穴）の長手方向ひずみ分布（SECTION B） .....	18
図 2-10	純せん断継手（縦方向長穴）の長手方向ひずみ分布（SECTION C） .....	19
図 2-11	純せん断継手（縦方向長穴）の長手方向ひずみ分布（SECTION D） .....	19
図 2-12	純せん断継手（縦方向長穴）の試験と解析の結果比較.....	20
図 2-13	純せん断継手（横方向長穴）の長手方向ひずみ分布（SECTION E） .....	22
図 2-14	純せん断継手（横方向長穴）の長手方向ひずみ分布（SECTION F） .....	23
図 2-15	純せん断継手（横方向長穴）の長手方向ひずみ分布（SECTION G） .....	24
図 2-16	純せん断継手（横方向長穴）の長手方向ひずみ分布（SECTION H） .....	25
図 2-17	純せん断継手（横方向長穴）の試験と解析の結果比較.....	26
図 2-18	純せん断継手（縦方向長穴）の軸力による長手方向ひずみの差.....	29
図 2-19	純せん断継手（横方向長穴）の軸力による長手方向ひずみの差.....	31
図 2-20	初期締結方法によるひずみ分布の違い（SECTION B） .....	33
図 2-21	初期締結方法によるひずみ分布の違い（SECTION D） .....	34
図 3-1	等価圧縮体の形状 .....	37
図 3-2	座金有条件での等価圧縮体の形状 .....	39
図 3-3	座金を用いたせん断継手の柳原の簡易モデル .....	40
図 3-4	座金を用いた純せん断継手の柳原の簡易モデル .....	40
図 3-5	せん断継手（座金有）の荷重-変位曲線.....	41
図 3-6	純せん断継手（座金有）の荷重-変位曲線.....	42
図 3-7	2枚目と3枚目の被締結体の接触面の接触状態 .....	42
図 4-1	丸穴締結体の等価圧縮体の形状 .....	45
図 4-2	円と長穴の共通部分 .....	47
図 4-3	縦方向長穴のせん断継手の柳原の簡易モデルの締結部近傍.....	50
図 4-4	横方向長穴の純せん断継手の柳原の簡易モデルの2枚目の被締結体.....	51

図 4-5 縦方向長穴のモデル.....	53
図 4-6 幅方向長穴のモデル.....	53
図 4-7 せん断継手（縦方向長穴）の荷重-変位曲線.....	55
図 4-8 せん断継手（横方向長穴）の荷重-変位曲線.....	55
図 4-9 純せん断継手（縦方向長穴）の荷重-変位曲線.....	56
図 4-10 純せん断継手（横方向長穴）の荷重-変位曲線.....	56
図 4-11 せん断継手（縦方向長穴・座金有）の荷重-変位曲線.....	57
図 4-12 せん断継手（横方向長穴・座金有）の荷重-変位曲線.....	57
図 4-13 純せん断継手（縦方向長穴・座金有）の荷重-変位曲線.....	58
図 4-14 純せん断継手（縦方向長穴・座金有）の荷重-変位曲線.....	58
図 4-15 せん断継手（縦方向長穴）の被締結体（1 枚目）のナット側表面のボルト軸方向応力 分布図.....	60
図 4-16 せん断継手（縦方向長穴）の被締結体（2 枚目）のナット側表面のボルト軸方向応力 分布図.....	60
図 4-17 純せん断継手（縦方向長穴）の被締結体（1 枚目）のナット側表面のボルト軸方向応 力分布図.....	60
図 4-18 純せん断継手（縦方向長穴）の被締結体（2 枚目）のナット側表面のボルト軸方向応 力分布図.....	60
図 4-19 純せん断継手（縦方向長穴）の被締結体（3 枚目）のナット側表面のボルト軸方向応 力分布図.....	61
図 4-20 純せん断継手（縦方向長穴）の締結部近傍断面のボルト軸方向応力分布図.....	61
図 4-21 せん断継手（縦方向長穴）の締結部近傍断面のボルト軸方向応力分布図.....	62
図 4-22 せん断継手のソリッドモデルでの軸力変化.....	63
図 4-23 純せん断継手のソリッドモデルでの軸力変化.....	63
図 4-24 純せん断継手（横方向長穴）のソリッドモデルの変形図（変位×150）.....	65
図 4-25 純せん断継手（横方向長穴）の柳原の簡易モデルの変形図（変位×150）.....	65
図 4-26 純せん断継手（横方向長穴）の被締結体中立面の長手方向変位分布.....	67
図 4-27 純せん断継手（横方向長穴）の長穴幅の変位の推移.....	68
図 5-1 純せん断継手・丸穴 A の締結部近傍のモデリング.....	70
図 5-2 純せん断継手・横方向長穴 B の締結部近傍のモデリング.....	71
図 6-1 面外方向荷重を負荷する条件.....	75
図 6-2 丸穴締結体の B 点における荷重-たわみ曲線.....	76
図 6-3 丸穴締結体の C 点における荷重-たわみ曲線.....	76
図 6-4 丸穴締結体の D 点における荷重-たわみ曲線.....	77

# 表一覽

表 2-1	純せん断継手（縦方向長穴）の試験における初期締結力.....	12
表 2-2	純せん断継手（横方向長穴）の試験における初期締結力.....	12
表 2-3	SECTION B におけるソリッドモデルのひずみ予測誤差.....	34
表 2-4	SECTION D におけるソリッドモデルのひずみ予測誤差.....	34
表 3-1	座金を用いた継手の等価座面領域径 .....	39
表 3-2	座金を用いた継手の柳原の簡易モデルのパラメータ .....	40
表 3-3	座金有条件下での並進剛性.....	42
表 4-1	長穴締結体の等価座面領域径 .....	52
表 4-2	長穴締結体の柳原の簡易モデルのパラメータ .....	52
表 4-3	座金有条件下の長穴締結体の等価座面領域径 .....	53
表 4-4	座金有条件下の長穴締結体の柳原の簡易モデルのパラメータ.....	54
表 4-5	長穴締結体の並進剛性の比較 .....	59
表 4-6	長穴締結体（座金有）の並進剛性の比較 .....	59
表 4-7	荷重負荷前後の軸力の比較（せん断継手） .....	64
表 4-8	荷重負荷前後の軸力の比較（純せん断継手） .....	64
表 5-1	純せん断継手の並進剛性の予測精度の比較 .....	72
表 5-2	純せん断継手（座金あり）の並進剛性の予測精度の比較.....	72
表 5-3	せん断継手の並進剛性の予測精度の比較 .....	73
表 5-4	せん断継手（座金あり）の並進剛性の予測精度の比較 .....	73
表 6-1	座金不使用時の各モデルの 4 点曲げ剛性の比較 .....	78
表 6-2	座金使用時の各モデルの 4 点曲げ剛性の比較 .....	78

# 第1章 序論

## 1.1 研究背景

ボルト締結は、部材同士を締結する際に用いられる方法の一つである。その取り外しの簡便さや価格の安さから、機械や構造物を組み立てる際にはボルト締結が多用されている。そのため、全てのボルト締結を複雑にモデル化することは計算時間の観点から非現実的であり、短い時間で解析を行える簡素なモデルが求められている。

一方で、締結部には荷重が集中しやすく、一般に構造体中の強度的な弱点となることが多い。そのため、設計にあたっては高精度な解析を行い、その信頼性を評価する必要がある。

こうした要求のもとに、CAEにおけるボルト締結のモデル化手法はこれまで様々に提案されてきた。その代表例を抜粋して図 1-1 に纏めた。ボルトのねじ山の螺旋形状まで含めてソリッド要素で再現するソリッドモデルは、座面やねじ面の接触状態まで高精度に予測が行えるが、モデルが複雑となるため、計算負荷が大きいことが欠点として挙げられる。

一方で、ボルト締結体の最も簡易なモデル化手法として、ボルト締結をビーム要素に置き換え、被締結部材をシェル要素で模擬する方法がある。この方法では、簡素なモデルのため、計算負荷がソリッドモデルと比較して著しく小さいことが利点である。一方で、荷重がシェル要素とビーム要素の結合点 1 点に集中するため、その近傍で局所的な変形が起きてしまう。そのため、ボルト締結部近傍の応力分布や変形を高精度に予測できない欠点がある。

シェル・ビーム要素によるモデル化手法の欠点を改善したモデルとして、成瀬らにより提案されたスパイダーモデル [1][2]が挙げられる。成瀬らは、ボルト締結部近傍の変形を抑制するため、シェル要素の結合点近傍を剛体として拘束した。この改善により、ボルト締結体全体としての挙動を従来のモデルと比較してより正確に予測できるようになった。複雑な構造物における応力予測 [3]や、多点締結体における荷重分担の予測 [4]の精度がこれまで確認されている。

しかし、スパイダーモデルにおいても締結部近傍の剛性や応力分布を正確に予測することが難しいという難点は依然として残っていた。そこで、柳原 [5]はシェル要素の結合点近傍の剛体拘束を RBE3 (Rigid Body Element 3 : 補間剛体要素) に置き換えること

で、締結部近傍の解析精度向上を行った（以下、柳原の簡易モデルと呼称する）。これにより、解析精度と計算負荷を両立できる、ボルト締結体の理想的なモデル化手法を確立した。

しかしながら柳原は、座金を用いていない丸穴締結体に軸直角方向外力が作用する条件下でのみ柳原の簡易モデルの精度評価を行った。そのため、座金を用いた場合やボルト穴が長穴形状の場合、継手に面外方向の外力が作用した場合など、種々の条件下で柳原の簡易モデルの精度評価を行い、その適用範囲を広げる必要がある。

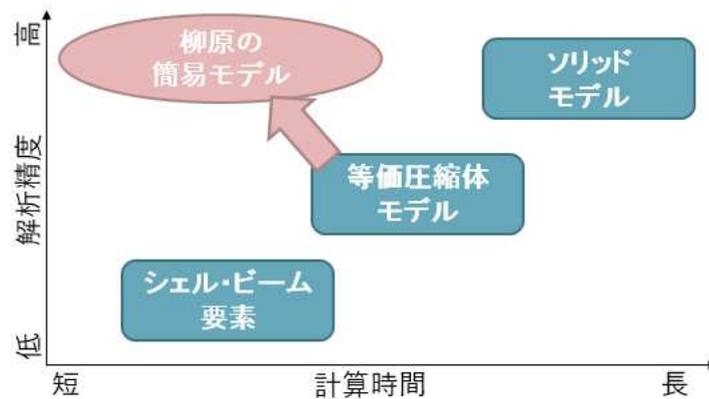


図 1-1 計算時間と解析精度によるボルトのモデル化手法の分類

## 1.2 本研究の目的

本研究では、様々な条件下で使用可能であり、高精度かつ低負荷で解析可能なボルト締結体の簡易モデリング手法の構築を目的とする。

まず、柳原が座金を用いていない丸穴締結体に対して構築した柳原の簡易モデル [5] を、座金有条件下や長穴締結体に対して応用する。その上で、ボルト締結体有限要素モデル（以下、ソリッドモデル）との比較により、柳原の簡易モデルの軸直角方向外力下での精度評価及び改善を行う。

次に、これまでに精度評価が行われていない面外方向外力下での柳原の簡易モデルの挙動をソリッドモデルと比較し、実使用条件下における柳原の簡易モデルの精度を確認する。

### 1.3 本論文の構成

本論文は、本章を含め全7章で構成される。各章の概要を以下で述べる。

第1章では、本研究の背景および研究の目的、本論文の構成について述べた。

第2章では、長穴締結体にせん断荷重を負荷する実験を行い、ソリッドモデルと結果を比較することでモデルの妥当性を評価する。

第3章では、柳原の簡易モデルを座金有条件下に拡張し、ソリッドモデルとの比較解析によりその精度評価を行う。

第4章では、柳原の簡易モデルを長穴締結体に適用する。結果をソリッドモデルと比較し、相違点について考察を行う。

第5章では、第4章の結果をもとに柳原の簡易モデルを修正し、改めてソリッドモデルと比較解析を行い、その精度評価を行う。

第6章では、継手に面外方向の外力が作用した際の挙動をソリッドモデルと柳原の簡易モデルをそれぞれ用いて予測し、結果を比較することで予測精度を評価する。

第7章では、本研究の結論についてまとめ、今後の展望を述べる。

## 第2章 縮結体ソリッドモデルの妥当性確認

### 2.1 緒言

本章では、長穴縮結体にせん断荷重を負荷する条件でソリッドモデル解析を行い、実験と比較することにより、ソリッドモデルの妥当性を評価する。

### 2.2 試験条件

ボルトにより縮結した継手試験片に対し、継手の長手方向に荷重を負荷する試験が行われた。これは、日立製作所が行った試験である。

本試験に用いた継手試験片の形状と寸法を図 2-1 及び図 2-2 に示す。また、図 2-1 に示した通り、継手が最も長い方向を長手方向、継手が重なっている方向を厚さ方向、残りの方向を幅方向と呼称する。さらに、長手方向に被縮結体が 2 枚の側から 1 枚の側へ向けて z 軸、厚さ方向にナット側からボルト頭側へ向けて y 軸を定義し、右手系となるように x 軸を幅方向に定義する。ただし、原点はナットと被縮結体の接触面の中心に設定する。

継手の長手方向に長い長穴（以下、縦方向長穴と呼称する）と継手の幅方向に長い長穴（以下、横方向長穴）のそれぞれについて、せん断荷重を負荷する試験を 5 回ずつ行った。以降、縦方向長穴について行った試験を実行順に Case A ~ Case E、横方向長穴について行った試験を Case F ~ Case J と呼称する。

被縮結体の材質は、鉄道車両用構体部材などに用いられる A6061 合金板を用いた [6]。板厚は全て  $t = 4[mm]$  で統一している。

ボルトは ISO 強度区分 8.8 のメートル並目ねじで、呼び径は M10、材質は SCM435 である。また、ボルト穴は長穴とし、形状及び寸法は図 2-3 に示した。長穴は被縮結体が重なる領域の中央に配置している。

トルクレンチによってナットを締め付けしボルトを締結後、締結部近傍にひずみゲージを設置した。設置したゲージは3種類で、ピッチ2mm、グリッド長さ1mmの5素子ゲージ（以下、gauge1 と呼称する）と、グリッド長さ5mmの1素子ゲージ（以下、gauge2），グリッド長さ1mmの1素子ゲージ（以下、gauge3）である。それぞれ締結体の表裏（ボルト頭側とナット側）の同一位置に設置している。また、チャッキング部分は継手の両端50mm（図の灰色に着色した部分）である。

試験はそれぞれの継手について5回ずつ行った。いずれの試験も同じ条件を目標に行ったが、初期締結軸力は調整が難しく、試験回ごとに値が異なる。そのため、引っ張り荷重を負荷する直前の軸力を測定し、表 2-1 及び表 2-2 に纏めている。

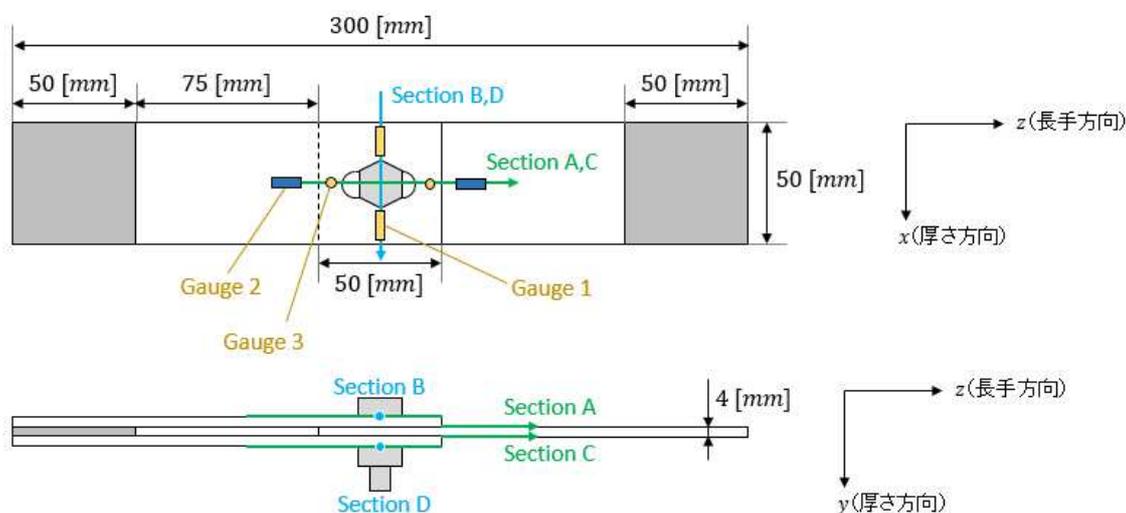


図 2-1 純せん断継手（縦方向長穴）の試験片形状

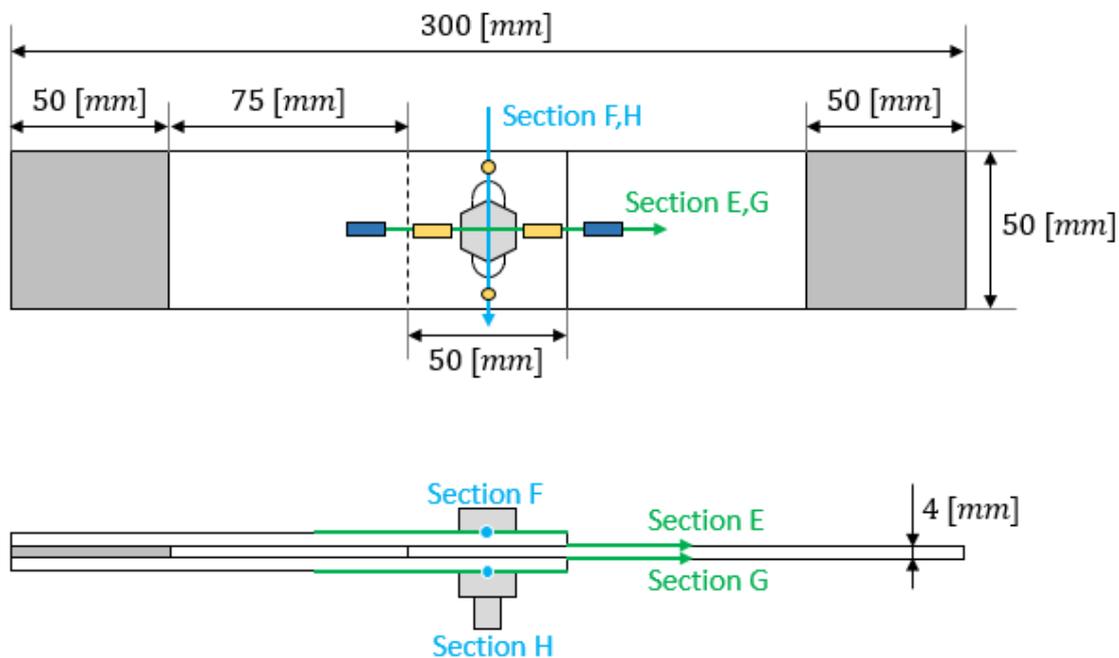


図 2-2 純せん断継手（横方向長穴）の試験片形状

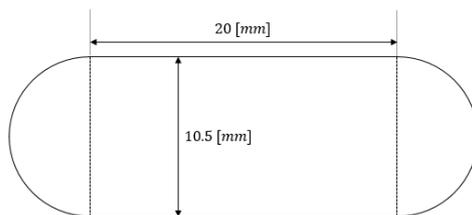


図 2-3 長穴の寸法及び形状

表 2-1 純せん断継手（縦方向長穴）の試験における初期締結力

	Case A	Case B	Case C	Case D	Case E
初期締結力 [kN]	13.25	11.19	11.17	11.04	11.28

表 2-2 純せん断継手（横方向長穴）の試験における初期締結力

	Case F	Case G	Case H	Case I	Case J
初期締結力 [kN]	10.80	11.11	10.96	11.11	11.06

## 2.3 解析条件および締結体モデル

ソリッドモデル解析は、柳原 [5]の先行研究において用いられたボルト締結体のモデルをもとに、座金を挿入する改良を加えた。使用した有限要素法解析ソフトは ANSYS17.0（陰解法）で、幾何学的非線形を考慮した純静的解析を行った。被締結体、ボルト、ナット、座金それぞれ六面体二次要素 SOLID186 を主に用いてモデリングした。なお、ねじ面の一部には四面体二次要素を用いた。材料は等方性材料とし、ボルト及びナットはヤング率 205[GPa]、ポアソン比 0.30 とした。また、被締結体はヤング率 68.6[GPa]、ポアソン比 0.33 とした。接触及び摩擦は被締結体間、ボルトとナットのねじ面接触部、ナット座面と座金座面の間、座金座面と被締結体の間、ボルト頭座面と被締結体との計 5 か所において考慮した。接触要素は CONTA174, TARGE170 で、接触アルゴリズムは拡大ラグランジュ法を用い、いずれの接触においても対称接触により定義した。ペナルティ剛性は全ての荷重ステップにおいて 0.1 とし、摩擦係数は全ての接触面において 0.15 として統一した。なお、グリップ部のモデリングは省略し、継手の一方の端面を完全拘束、もう一方の端面を荷重方向にのみカップリング拘束、他 2 方向は完全拘束することでチャッキングを再現した。

なお、柳原 [5]のモデルから初期締結力の発生方法を変更している。柳原は、ナットにトルクを負荷し、ねじを締め込むことで初期締結力を発生させていた。しかし、この方法にはねじ面の接触の計算収束性が悪いという実用的な支障があるほか、ボルト軸のねじれをモデル上で再現するか否かによる差異が、ボルトの締め付け位置の偏りや摩擦面の状態の違いによる物理現象のばらつきと比較して小さいという問題点がある。よって、本研究では積極的にトルクによって初期締結を行う方法を選択する必要はないと考え、輿石 [7]が用いた、ナット座面を被締結体へと陥入させ、ペナルティ法によって軸力を発生させる方法を用いることとした。

試験における初期締結力は、それぞれ表 2-1, 表 2-2 の通りであった。そこで、それぞれの初期締結力を平均し、純せん断継手（縦方向長穴）の初期締結力を 11.0[kN]、純せん断継手（横方向長穴）の初期締結力を 11.59[kN]と設定して解析を行った。

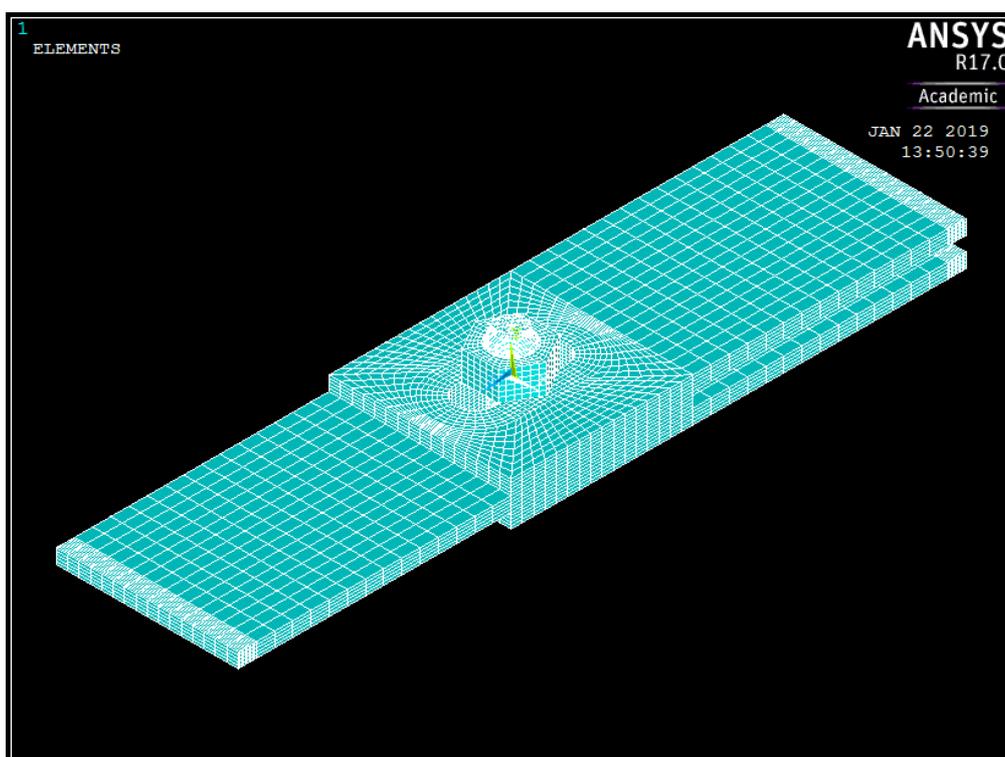


図 2-4 純せん断継手（縦方向長穴）のソリッドモデル

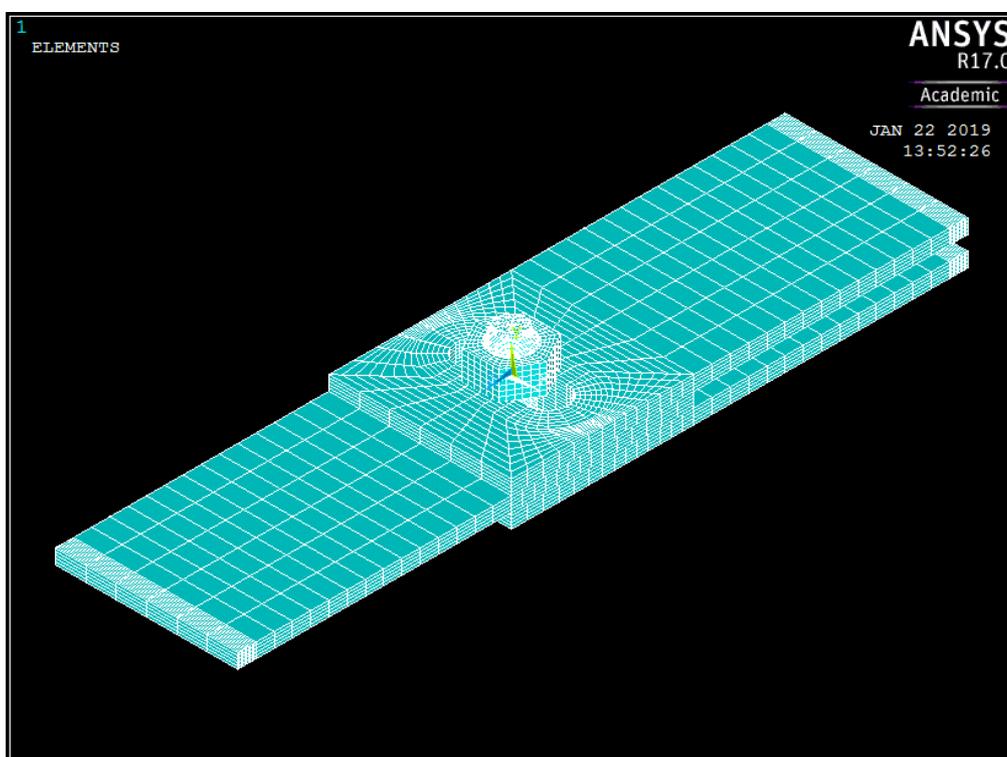


図 2-5 純せん断継手（横方向長穴）のソリッドモデル

座金を用いた長穴ボルト締結の簡易モデリング手法の開発

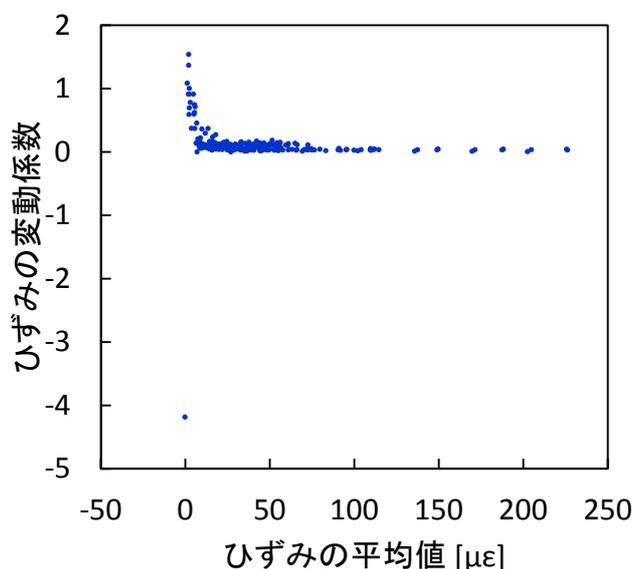
## 2.4 ひずみ測定

### 2.4.1 試験結果の誤差評価

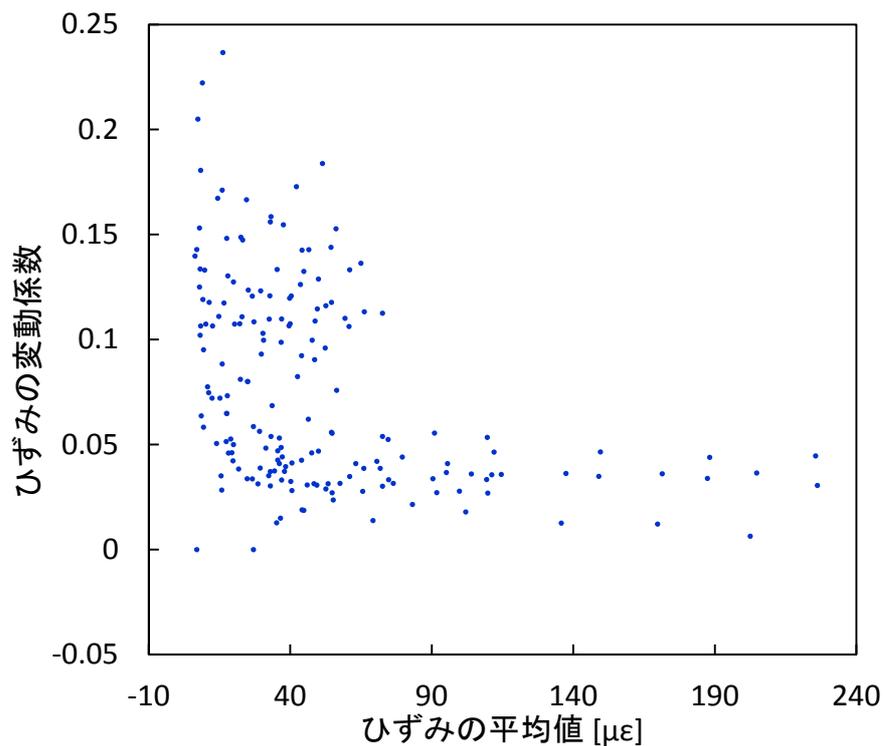
実試験においては、表面状態の違いによる摩擦係数の変化やボルトの締結位置の偏心など、様々な要因から結果が影響を受ける。そこで、結果のバラつきを評価するため、今回それぞれの条件下で5回ずつ行った試験について、各所におけるひずみの平均値と標準偏差を求め、標準偏差を平均値で割った変動係数を算出した。試験で測定したひずみの平均値と標準偏差の関係を図 2-6 及び図 2-7 に示す。

長穴の方向に関わらず、ひずみの平均値が大きくなるにつれて、変動係数は小さくなる傾向が見られた。すなわち、ひずみが小さい点においては測定値と比較して標準偏差が大きく、今回の測定の平均値で見られた傾向に再現性があるとは考えにくい。一方で、ひずみの絶対値が  $25[\mu\epsilon]$  以上の点では変動係数が  $0.25$  以下であり、測定値と比較して標準偏差が十分小さく、信頼できると考える。

以下では、そうした誤差を踏まえた上で結果の考察を行う。

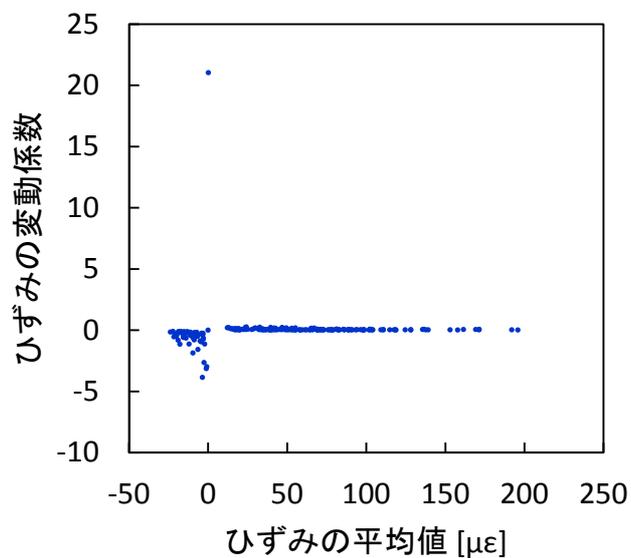


(a) 全体図

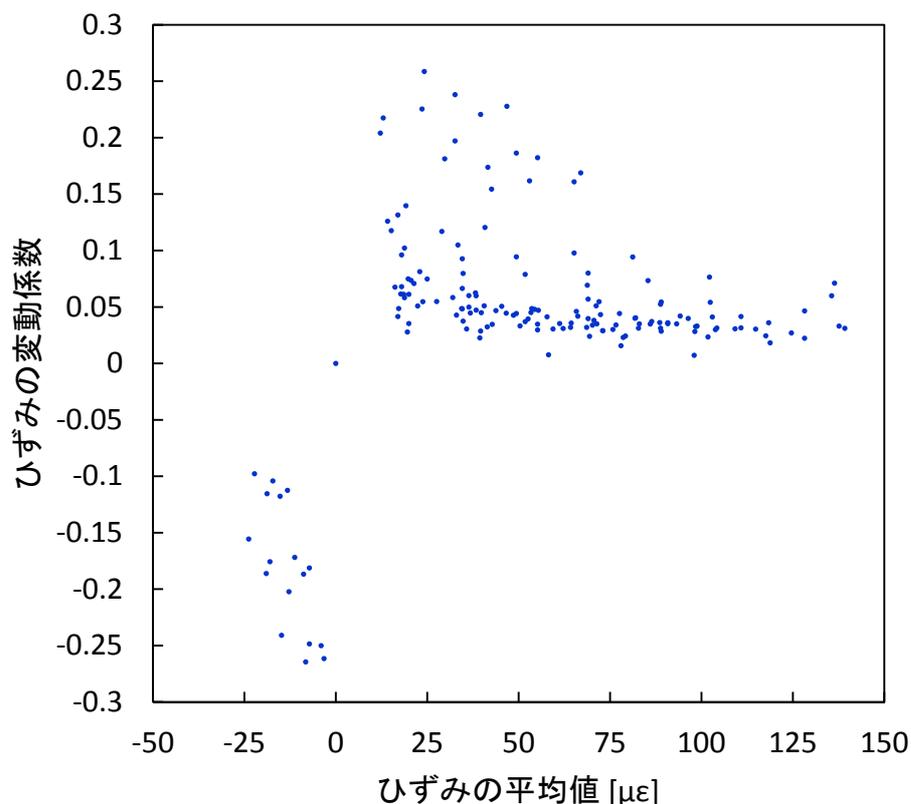


(b) 変動係数がゼロ近傍の拡大図

図 2-6 純せん断継手（縦方向長穴）の試験結果におけるひずみの平均値と変動係数の関係



(a) 全体図



(b) 変動係数がゼロ近傍の拡大図

図 2-7 純せん断継手（横方向長穴）の試験結果におけるひずみの平均値と変動係数の関係

#### 2.4.2 縦方向長穴

純せん断継手（縦方向長穴）について、継手の長手方向のひずみ分布を示したものが図 2-8、図 2-9、図 2-10 及び図 2-11 である。なお、各図が示しているひずみ分布の場所は、Section A（図 2-8）が継手のボルト頭側表面の長手方向、Section B（図 2-9）が継手のボルト頭側表面の幅方向、Section C（図 2-10）が継手のナット側表面の長手方向、Section D（図 2-11）が継手のナット側表面の幅方向である。これらの記号は、図 2-1 で示した位置と対応している。

長手方向のひずみ分布は試験を精度良く解析で再現できている一方で、幅方向のひずみ分布には誤差が見られた。特に試験結果のひずみ分布には、幅方向に非対称性が見られたのに対し、解析の結果は対称性が高く、両者で特徴が異なる。

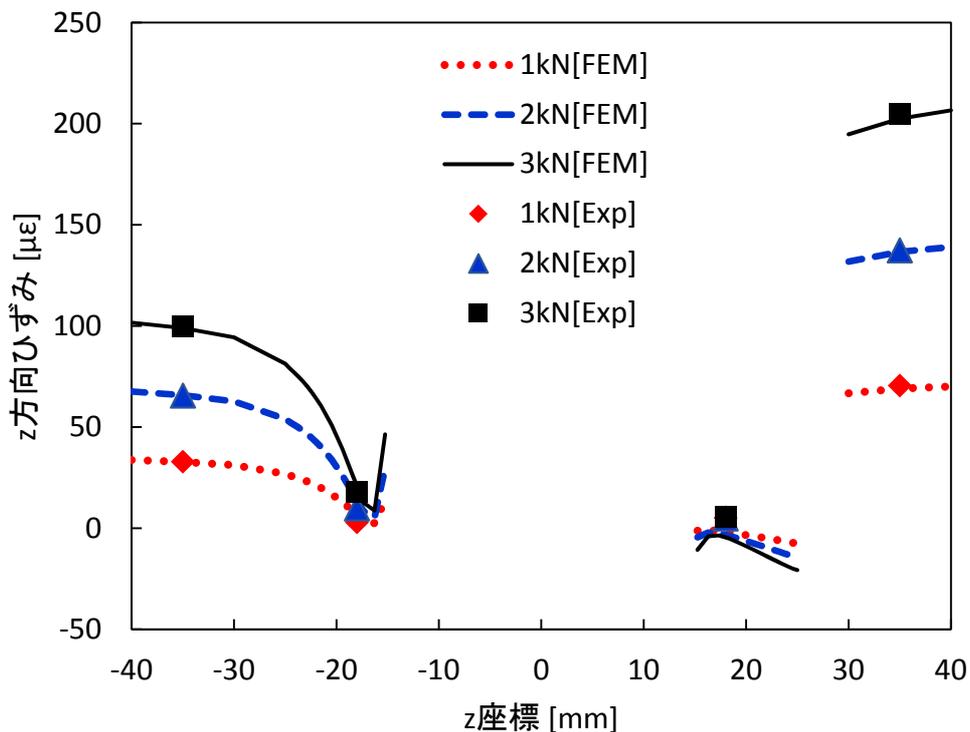


図 2-8 純せん断継手（縦方向長穴）の長手方向ひずみ分布（Section A）

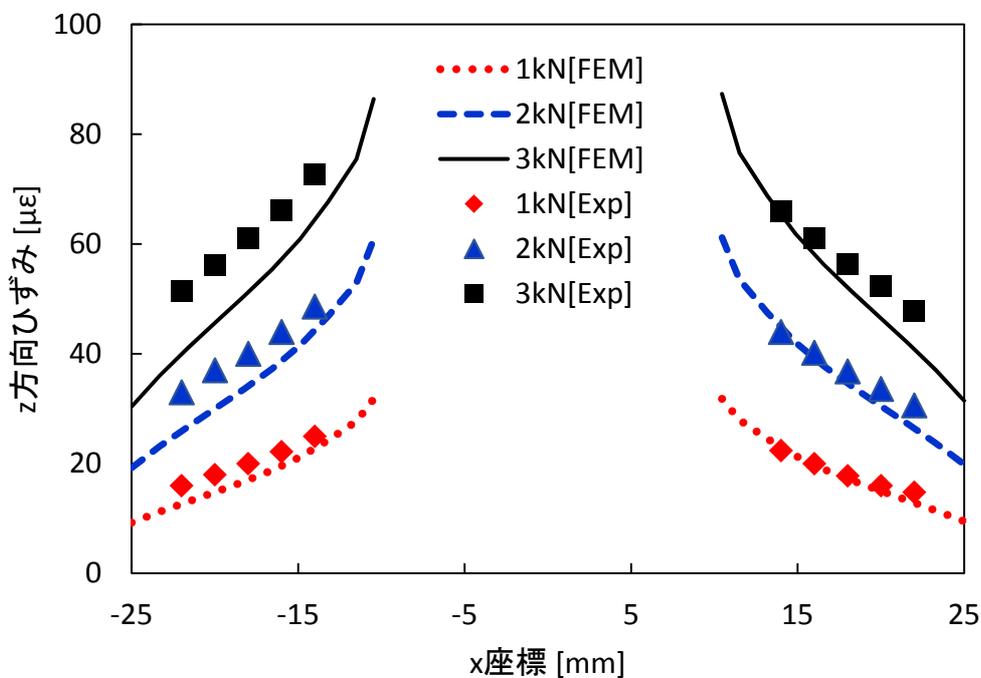


図 2-9 純せん断継手（縦方向長穴）の長手方向ひずみ分布（Section B）

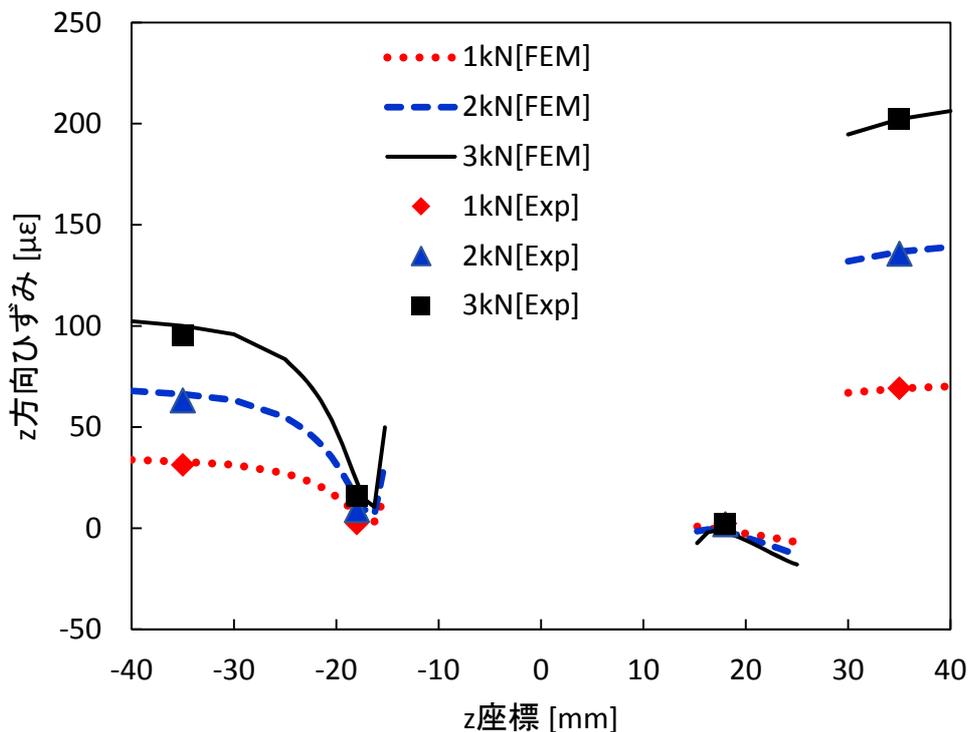


図 2-10 純せん断継手（縦方向長穴）の長手方向ひずみ分布（Section C）

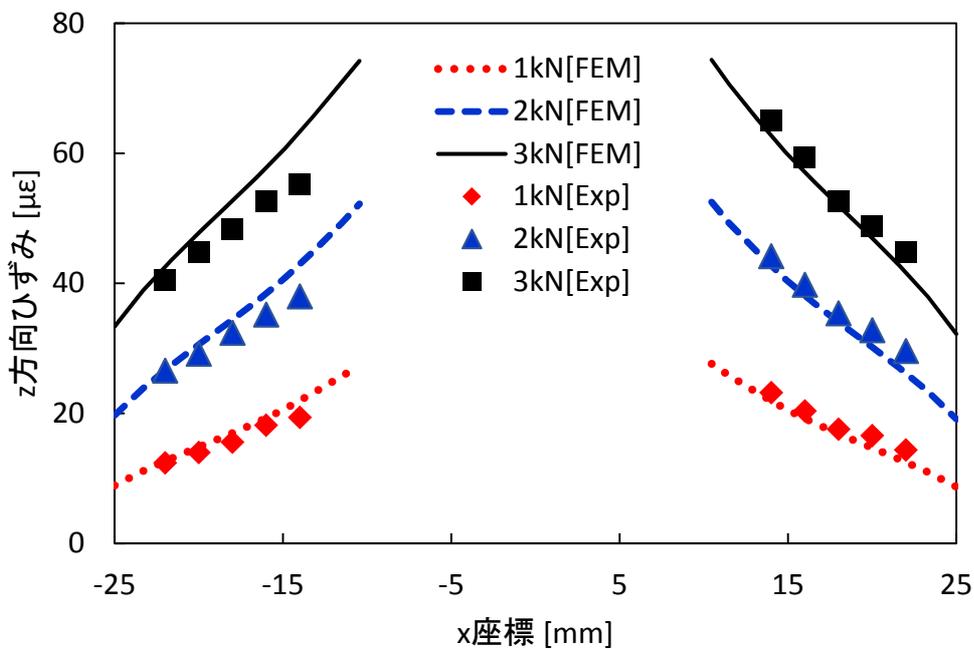


図 2-11 純せん断継手（縦方向長穴）の長手方向ひずみ分布（Section D）

ひずみの予測誤差を評価するため、試験と解析の結果を比較したものが図 2-12 である。これは、横軸に試験で測定されたひずみの平均値、縦軸にソリッドモデル解析で得られたひずみの値を示したものである。全体として、試験と解析の結果に強い相関があることが見て取れる。

また、回帰直線の数式と決定係数  $R^2$  を併記している。回帰直線の傾きは 1 に非常に近い値を示しており、また決定係数  $R^2$  も 0.98 を上回っているため、ソリッドモデルにおいて試験のひずみ分布を高い精度で再現できていることが分かる。

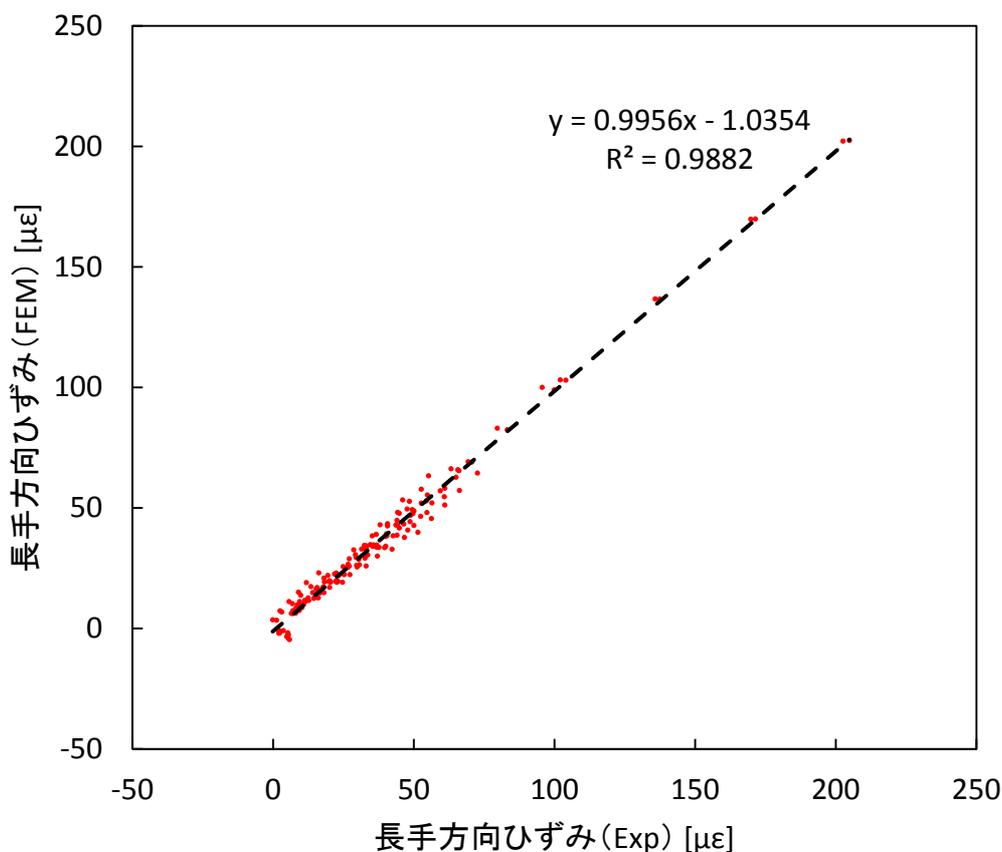


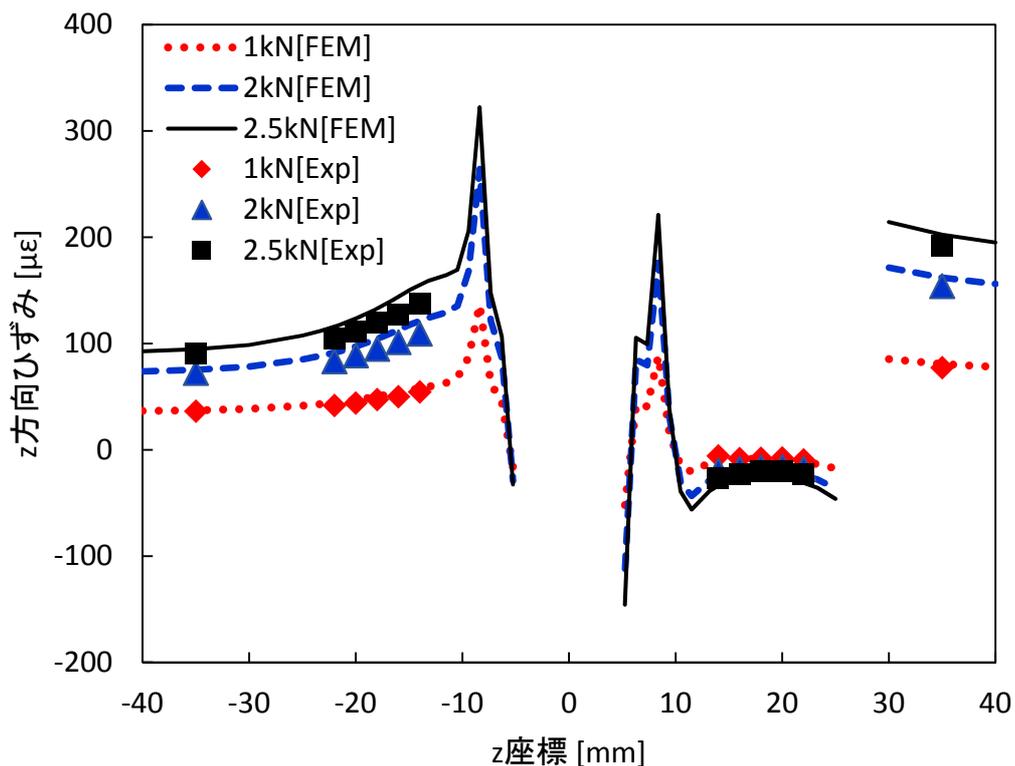
図 2-12 純せん断継手（縦方向長穴）の試験と解析の結果比較

### 2.4.3 横方向長穴

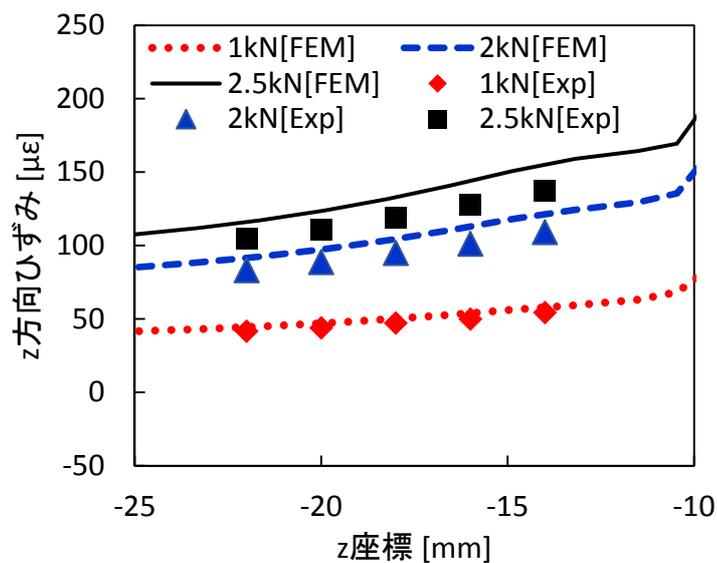
純せん断継手（横方向長穴）について、継手の長手方向のひずみ分布を示したものが図 2-13、図 2-14、図 2-15、図 2-16 である。なお、各図が示しているひずみ分布の場所は、Section E（図 2-13）が継手のボルト頭側表面の長手方向、Section F（図 2-14）が

継手のボルト頭側表面の幅方向，Section G（図 2-15）が継手のナット側表面の長手方向，Section H（図 2-16）が継手のナット側表面の幅方向である．これらの記号は，図 2-1 で示した位置と対応している．

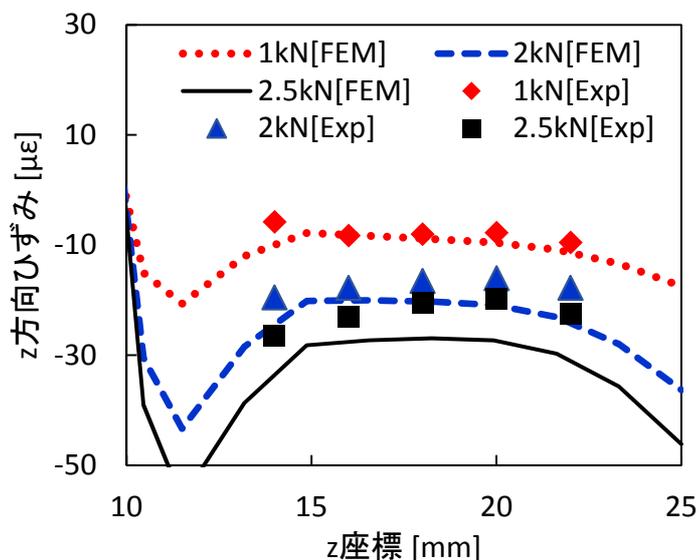
いずれの図においても，試験におけるひずみ分布の特徴をソリッドモデルにおいても再現できていることが分かる．



(a) 全体図



(b) z = -18 近傍の拡大図



(c) z = 18 近傍の拡大図

図 2-13 純せん断継手（横方向長穴）の長手方向ひずみ分布（Section E）

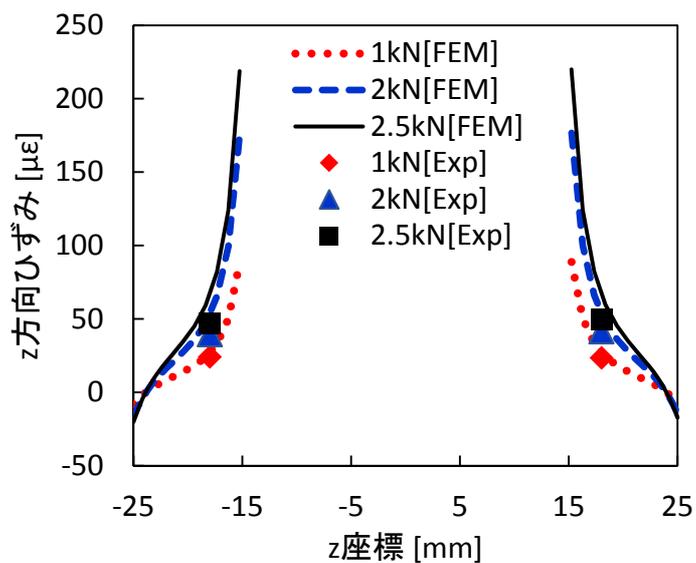
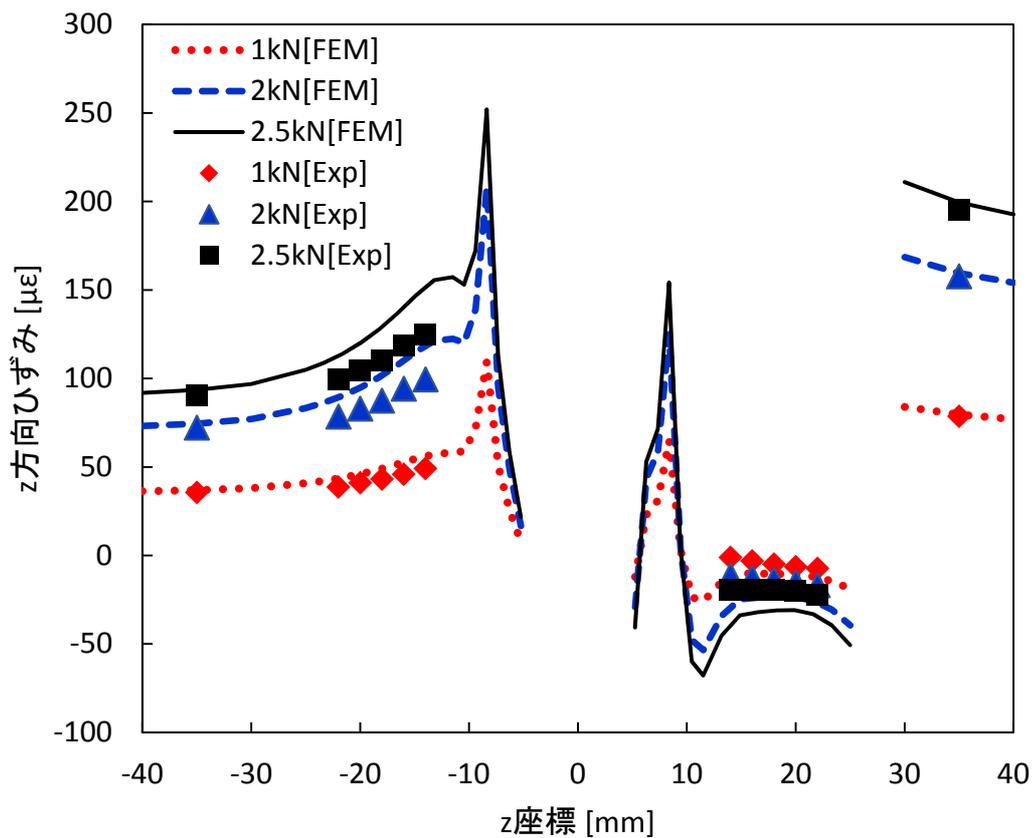
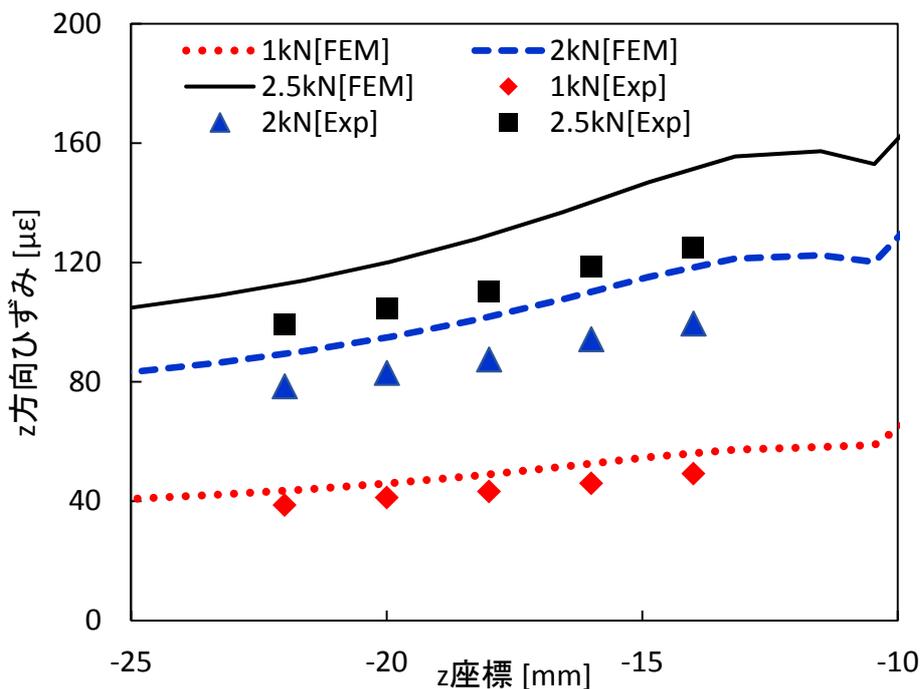


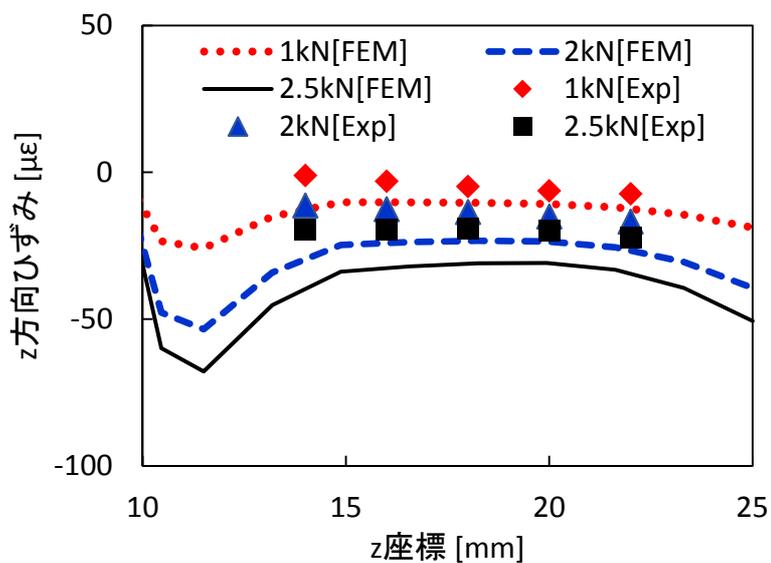
図 2-14 純せん断継手（横方向長穴）の長手方向ひずみ分布（Section F）



(a) 全体図



(b)  $z = -18$  近傍の拡大図



(c)  $z = 18$  近傍の拡大図

図 2-15 純せん断継手（横方向長穴）の長手方向ひずみ分布（Section G）

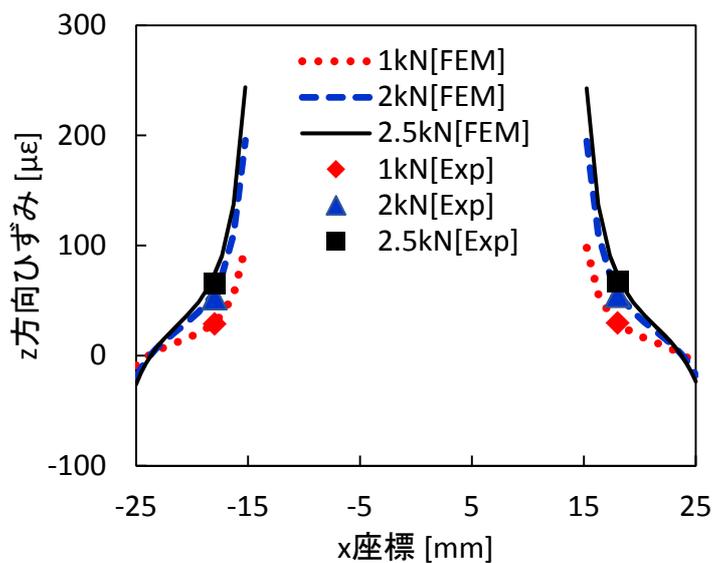


図 2-16 純せん断継手（横方向長穴）の長手方向ひずみ分布（Section H）

また、ひずみの予測誤差を評価するため、試験で測定されたひずみの平均値を横軸、ソリッドモデル解析で得られたひずみの値を縦軸に示して比較したものが図 2-17 である。分布全体の特徴として、試験と解析の結果に強い相関があることが見て取れる。

また、回帰直線の数式と決定係数  $R^2$  を併記している。回帰直線の傾きは 1.14 であり、15% 程度の誤差範囲にあることが確認できる。また決定係数  $R^2$  も 0.98 を上回っているため、ソリッドモデルにおいて試験のひずみ分布を高い精度で再現できていることが分かる。

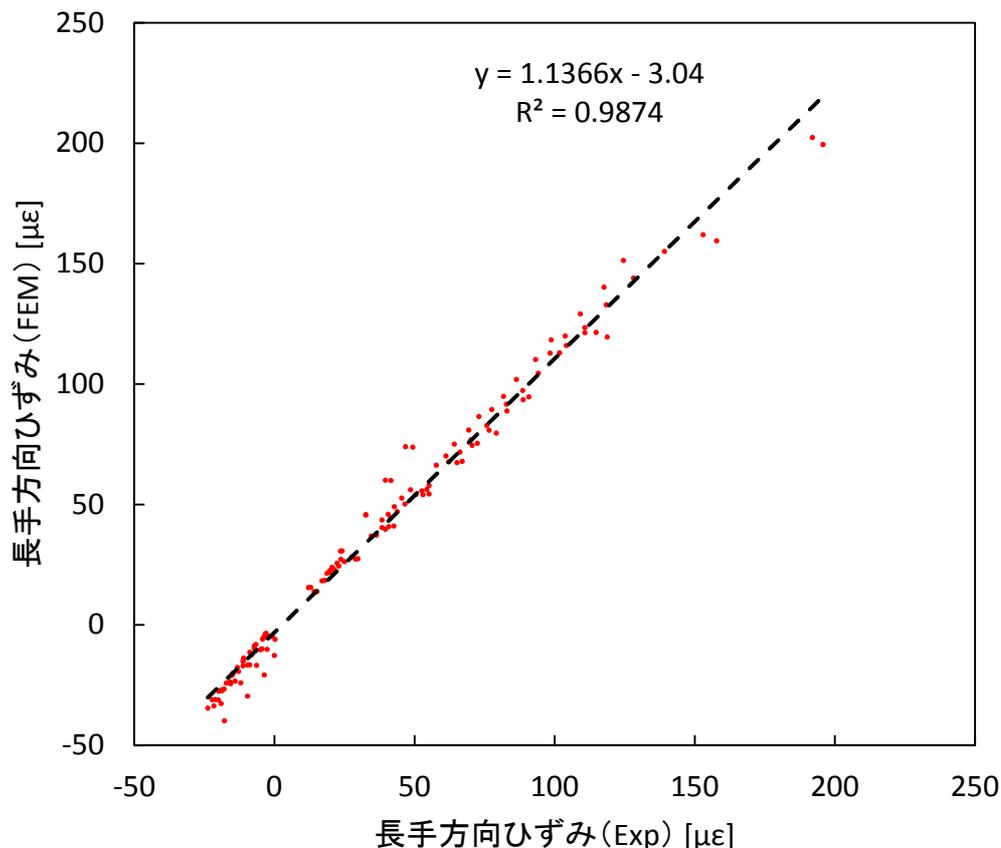


図 2-17 純せん断継手（横方向長穴）の試験と解析の結果比較

## 2.5 考察

### 2.5.1 初期締結力の影響

本章においては、試験とソリッドモデル解析の比較にあたって、試験における初期締結軸力の平均値を解析において再現した。しかしながら、初期締結軸力がひずみに大きな影響を及ぼす場合、試験結果を平均化して比較せず、それぞれの試験条件（初期締結軸力）に合わせた解析を行った上で結果を比較する必要がある。

そこで、縦方向長穴と横方向長穴のそれぞれについて、試験における初期締結軸力の最小値と最大値に合わせてソリッドモデル解析を行い、ひずみの分布を比較した。

純せん断継手（縦方向長穴）については、前節までに行った初期締結力 11.59[kN]でのソリッドモデル解析を Case 1-1、全 5 回の試験のうちで最も初期締結力が小さかった

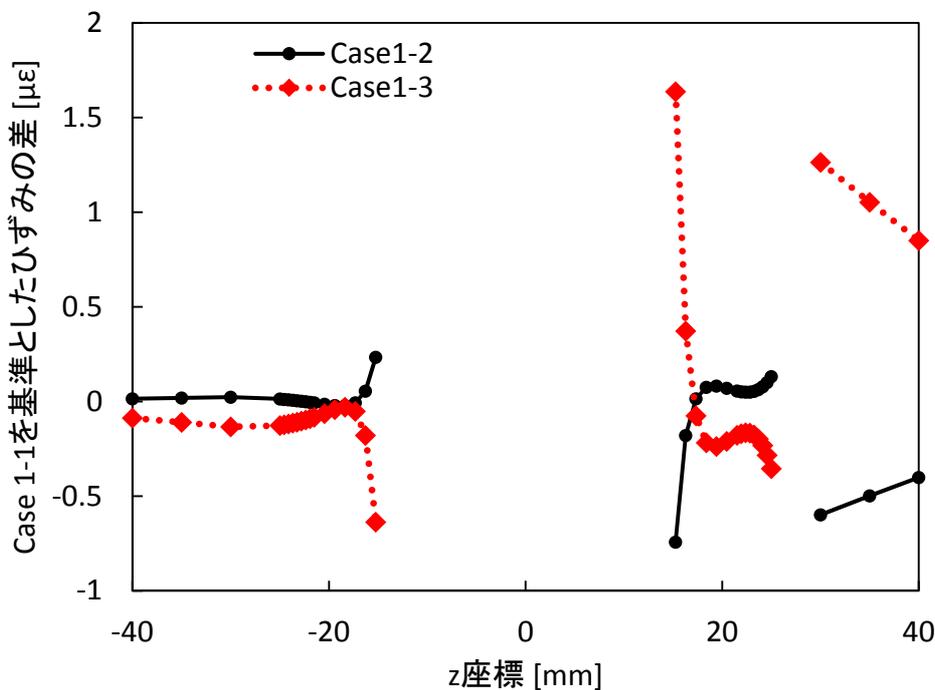
Case D の試験に合わせて初期締結力 11.04[kN]で行ったソリッドモデル解析を Case 1-2, 最も初期締結力が大きかった Case A の試験に合わせて初期締結力 13.25[kN]で行ったソリッドモデル解析を Case 1-3 と呼称する.

純せん断継手（横方向長穴）については，前節までに行った初期締結力 11.00[kN]でのソリッドモデル解析を Case 2-1, 全 5 回の試験のうちで最も初期締結力が小さかった Case F の試験に合わせて初期締結力 10.80[kN]で行ったソリッドモデル解析を Case 2-2, 最も初期締結力が大きかった Case G 及び Case I の試験に合わせて初期締結力 11.11[kN]で行ったソリッドモデル解析を Case 2-3 と呼称する.

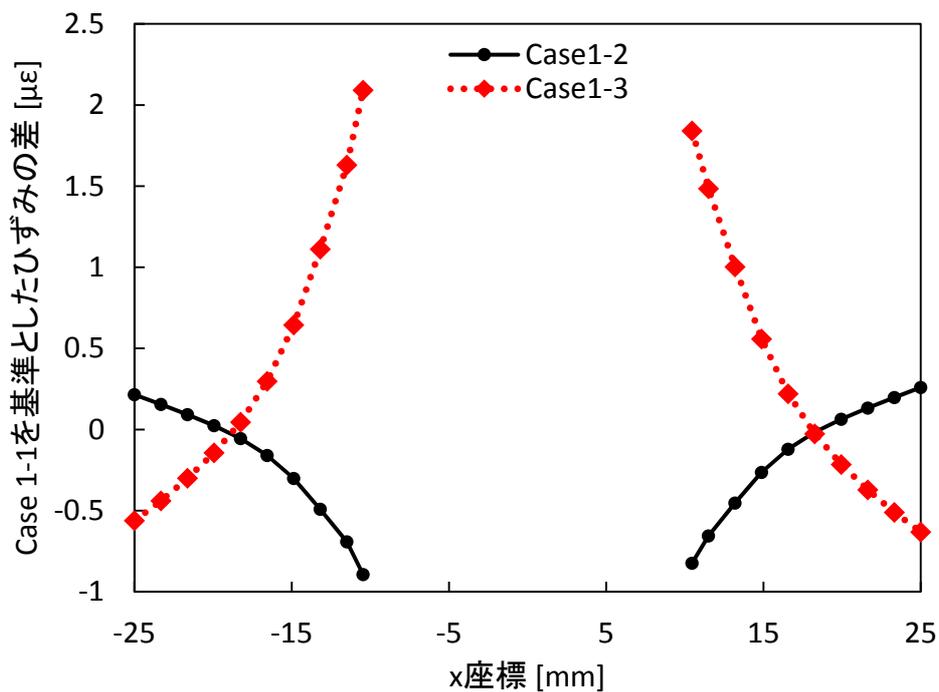
このとき，最大荷重負荷時（縦方向長穴：3.0kN，横方向長穴：2.5kN）のひずみ分布を図 2-18 及び図 2-19 にて比較した．図 2-18 では，Case 1-1 のひずみを基準として，Case 1-2 と Case 1-3 のそれぞれについて，Case 1-1 とのひずみの差を図示している．同様に図 2-19 では，Case 2-1 のひずみを基準として，Case 2-2 と Case 2-3 のそれぞれについて，Case 2-1 とのひずみの差を図示している．

いずれの条件下においても，軸力を変えたことによるひずみ分布の違いはほとんど見られない．全ての点において， $3[\mu\epsilon]$ 以上のひずみの差は見られなかった．

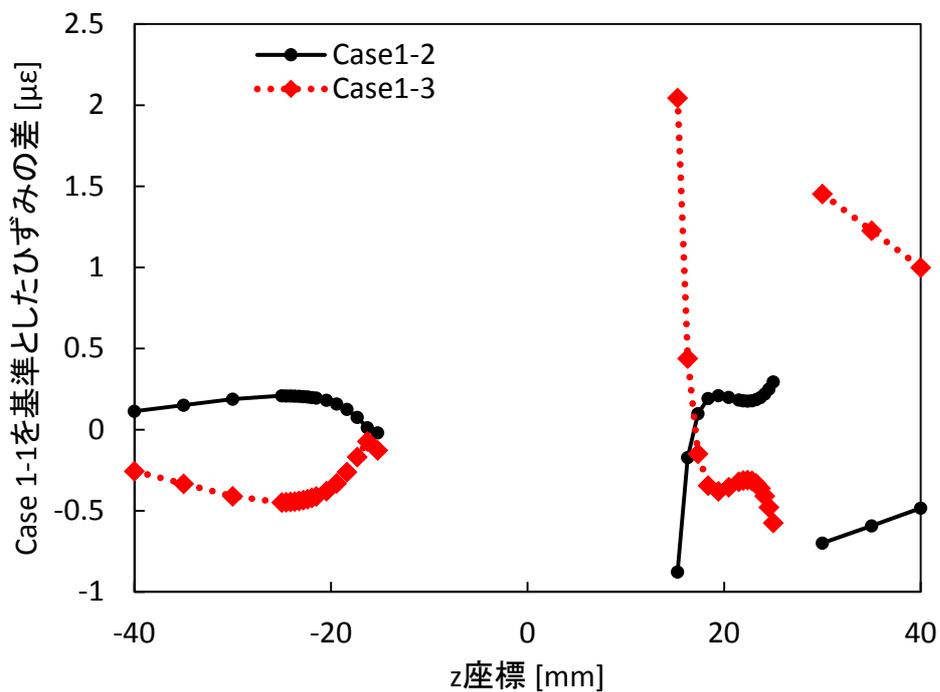
以上のような不確定性を考慮して結果を比較する必要があると言える．



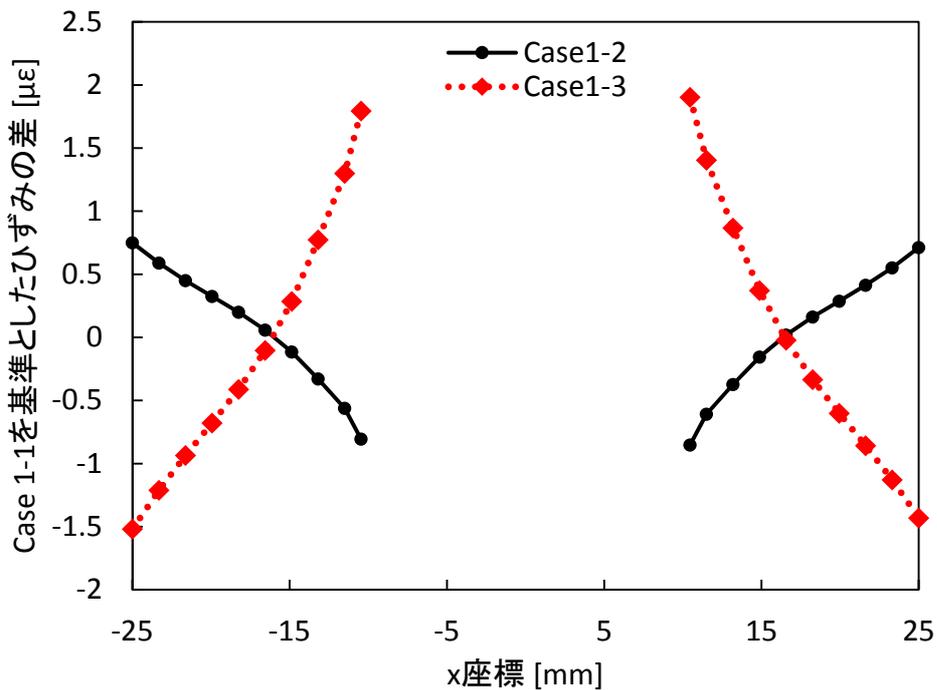
(a) Section A



(b) Section B

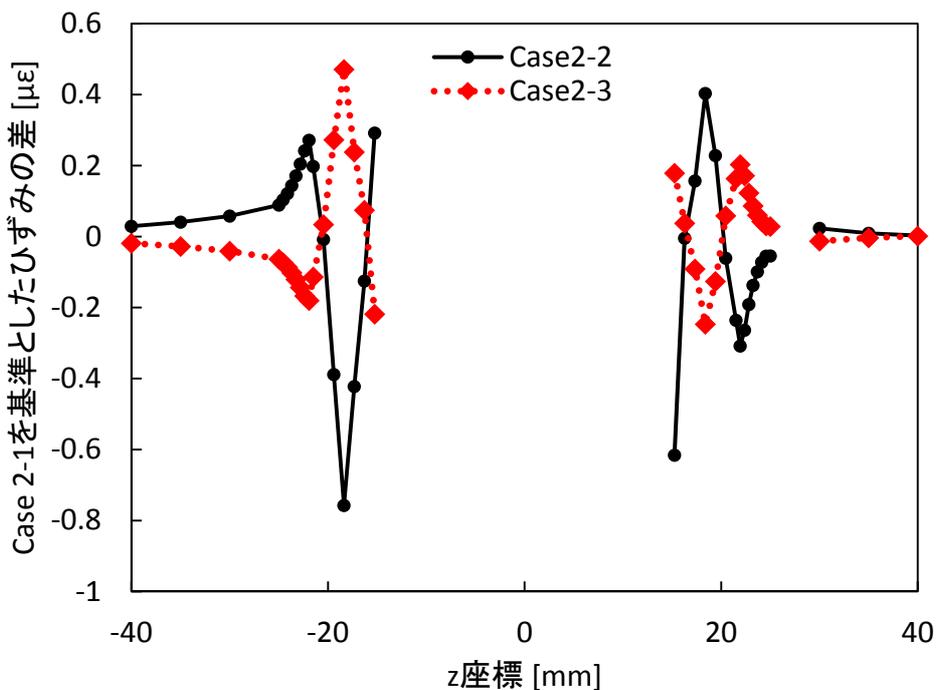


(c) Section C

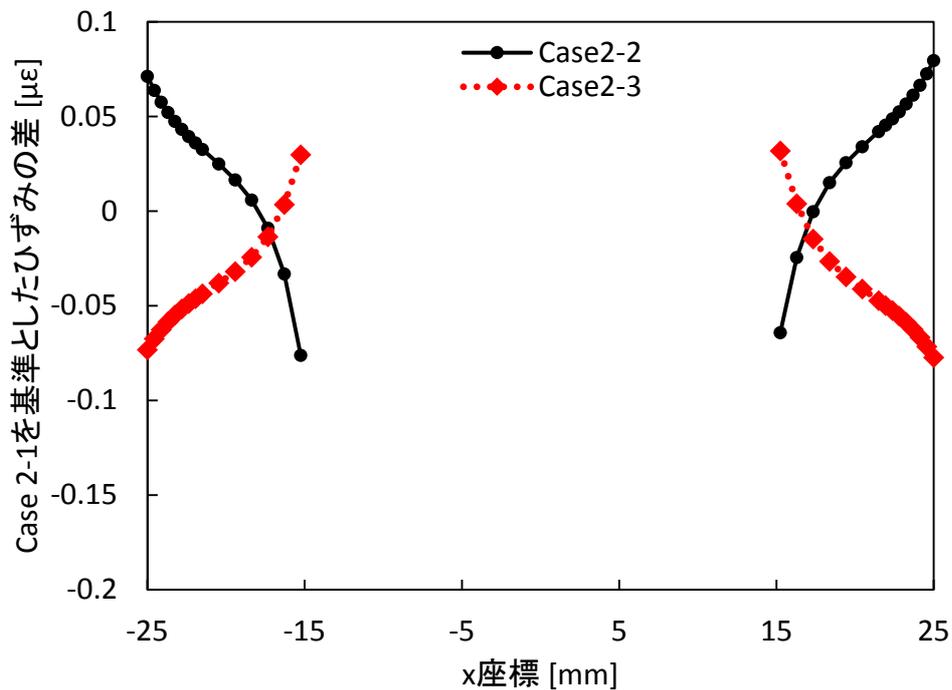


(d) Section D

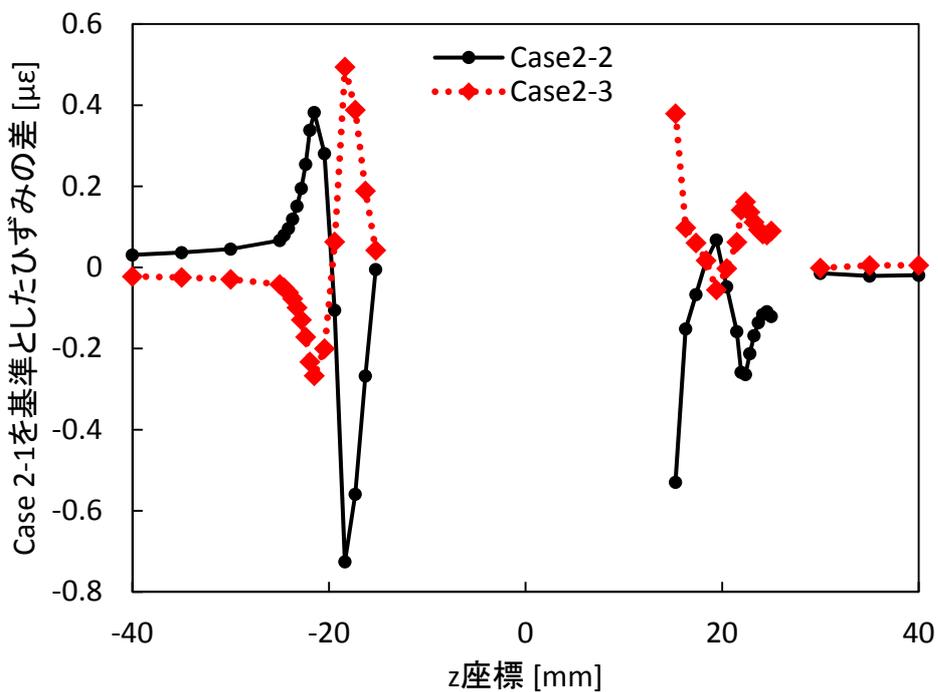
図 2-18 純せん断継手（縦方向長穴）の軸力による長手方向ひずみの差  
Case 1-1 の時の長手方向ひずみを基準として，Case 1-2，Case 1-3 のそれぞれについて，Case 1-1 のひずみとの差を図示している。



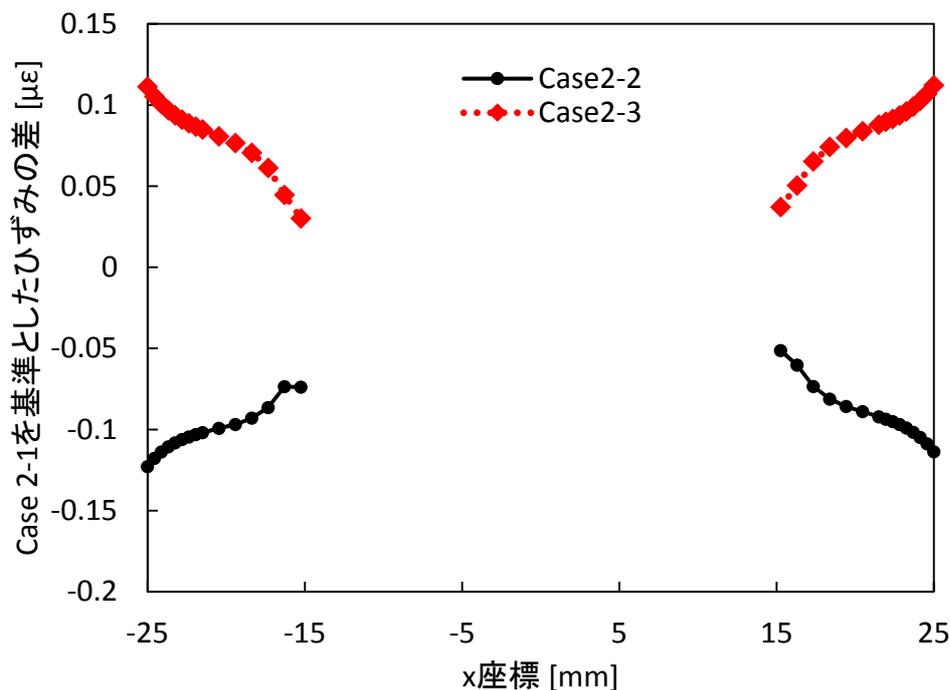
(a) Section E



(b) Section F



(c) Section G



(d) Section H

図 2-19 純せん断継手（横方向長穴）の軸力による長手方向ひずみの差  
Case 2-1 の時の長手方向ひずみを基準として，Case 2-2，Case 2-3 のそれぞれについて，Case 2-1 のひずみとの差を図示している。

### 2.5.2 ソリッドモデルの初期縮結方法

純せん断継手（縦方向長穴）の試験におけるひずみの測定結果には，幅方向に非対称性が見られた（図 2-9，図 2-11）．解析結果には非対称性が見られず，特徴に違いがあることを前節において述べた．これは，ボルト縮結の際にナットにトルクを負荷し，ボルトの軸にねじれが生じることに起因するのではないかと考えられる．柳原 [5]はこのねじれを再現するため，ソリッドモデル解析においてもナットにトルクを負荷して初期縮結を行っていた．

本研究のソリッドモデル解析では，ボルト座面を被縮結体に初期陥入させることにより軸力を発生させている．前節において試験と解析のひずみ分布の違いが見られたのは，この初期縮結方法の違いに起因している可能性がある．そこで，本項ではソリッドモデル解析の初期縮結方法の違いによるひずみ分布の違いを考察する．なお，以下では簡便のため，ボルト座面を被縮結体に初期陥入させる方法を「陥入縮結」，ナットにトルクを負荷する方法を「トルク縮結」と呼称する．

トルク縮結では，陥入縮結と同様のモデルを使用した．ただし，陥入縮結のモデルで

は初期陥入させる長さだけボルトが短くなっていたが、トルク締結では規格通りの長さとしている。また、陥入締結では継手のチャッキング部分のモデリングを省略していたが、トルク締結ではチャッキング部分を含めてモデリングを行い、該当部分の表面を拘束することでチャッキングを再現している。

以上の条件で比較解析を行い、最大荷重（3.0kN）負荷時のひずみ分布を図 2-20（Section B）、図 2-21（Section D）に示した。

トルク締結では、継手の幅方向に非対称性が見られた。これは、初期締結の際にナットにトルクを負荷しており、その際に生じるボルト軸のねじれに起因していると考えられる。これは、陥入締結では見られなかった傾向である。

一方で、試験結果のひずみ分布と比較すると、トルク締結で見られた非対称性は、試験結果と違った傾向を示していることがわかる。具体的には、試験において Section B では x 座標が正の箇所と比較して負の箇所より大きなひずみが生じ、逆に Section D では x 座標が負の箇所と比較して正の箇所より大きなひずみが生じた。一方で、トルク締結では、Section B では x 座標が負の箇所と比較して正の箇所より大きなひずみが生じ、逆に Section D では x 座標が正の箇所と比較して負の箇所より大きなひずみが生じると予測する結果となっている。また、図 2-20 及び図 2-21 から分かる通り、Section B と Section D でひずみを測定した全 20 点の中で、陥入締結と比較してトルク締結がより小さい誤差でひずみを予測している点は 1 点もない。

また、Section B と Section D のそれぞれにおいて、試験でひずみを測定した各 10 点において試験で実測した値とソリッドモデルで予測した値を比較し、予測誤差の割合を求め、その平均と最大を表 2-3 及び表 2-4 に纏めた。継手の表裏どちらにおいても、陥入締結ではトルク締結と比較してより小さい誤差でひずみを予測していることが分かる。

以上のように、ボルトの締結を実際の手順に沿って再現したトルク締結が、陥入締結と比較して誤差が大きい結果となった。その原因は、実際の試験においては締結後徐々にボルト軸のねじれが解放されているためではないかと考えられる。一般に、ボルトは締結後、ボルト軸のねじれは徐々に解放されていく。一方、ソリッドモデル解析では、そうしたねじれの解放を再現できていない。そのため、より現実に即した条件下であるかに思われるトルク締結が、試験結果と乖離していると考えられる。

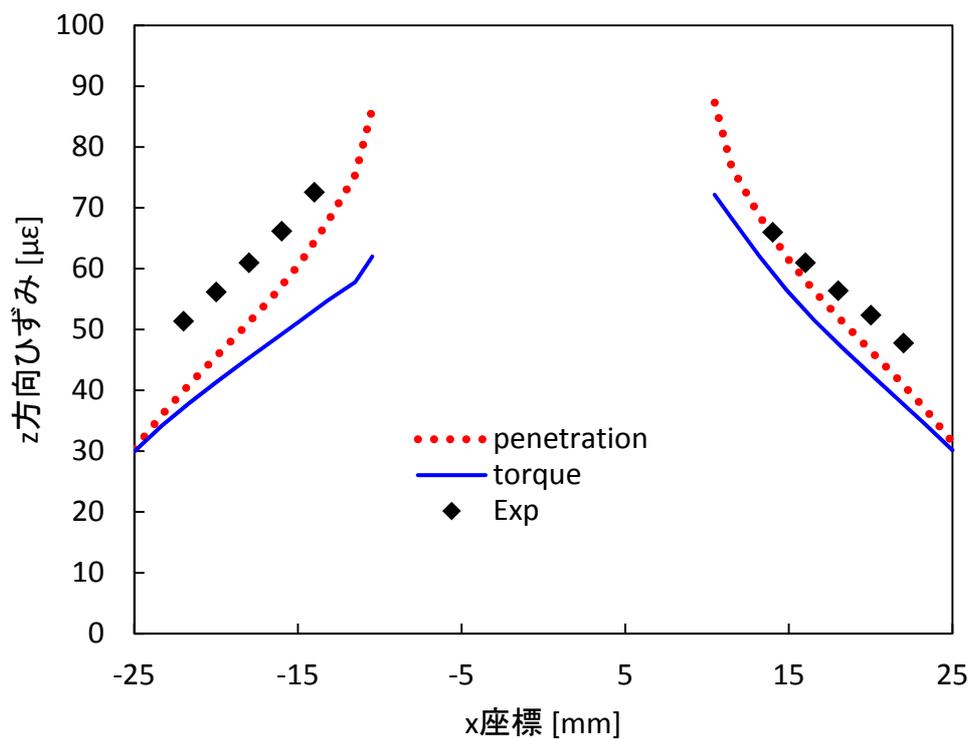


図 2-20 初期締結方法によるひずみ分布の違い (Section B)

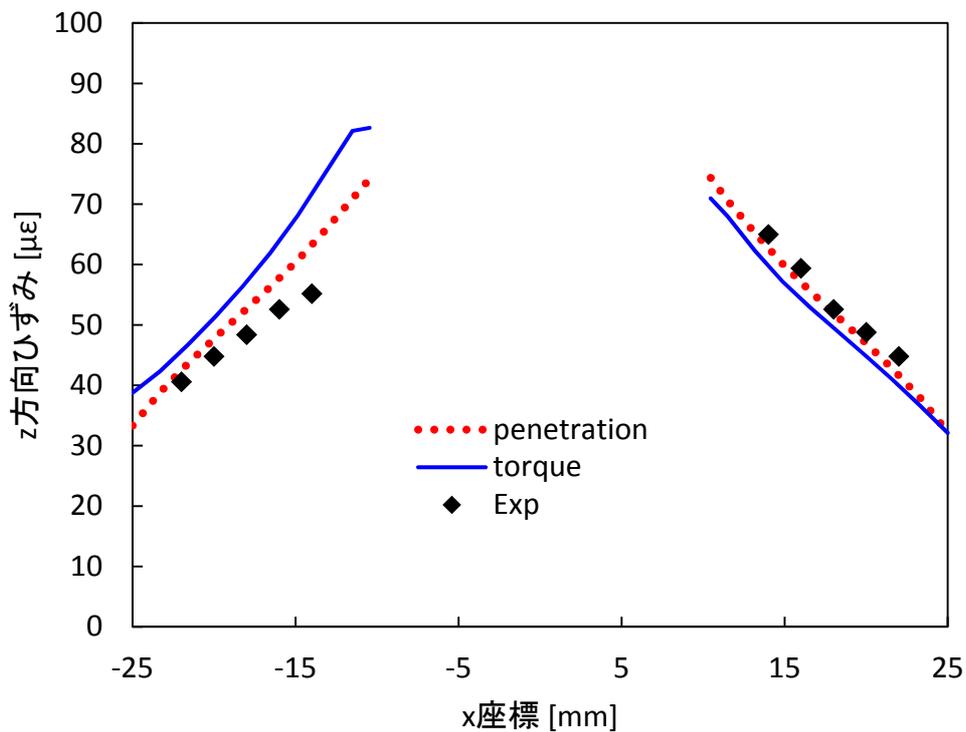


図 2-21 初期締結方法によるひずみ分布の違い (Section D)

表 2-3 Section B におけるソリッドモデルのひずみ予測誤差

	陥入締結	トルク締結
平均誤差 [%]	12.1	21.1
最大誤差 [%]	22.4	27.8

表 2-4 Section D におけるソリッドモデルのひずみ予測誤差

	陥入締結	トルク締結
平均誤差 [%]	6.3	13.8
最大誤差 [%]	14.7	30.0

## 2.6 結言

長穴の純せん断継手に対して引っ張り試験を実施し、ひずみ分布をソリッドモデルと比較することにより、予測精度評価を行った。

長穴の方向によらず、ひずみ分布の特徴を高い精度で予測できている。それぞれ試験測定値と解析値の回帰係数が99~114%、また決定係数 $R^2$ が0.98以上であり、十分な精度を確認した。

次章以降においては、ソリッドモデルによる解析結果との比較により簡易モデルの妥当性を評価する。

# 第3章 柳原の簡易モデルの座金有条件への適用

## 3.1 緒言

本章では，成瀬ら [1][2]が考案し柳原 [5]により修正された柳原の簡易モデルを座金有条件下に適用し，前章においてバリデーションを行ったソリッドモデルとの比較により，軸直角方向外力に対する並進剛性の妥当性評価を行う。

## 3.2 柳原の簡易モデル [5]

ボルト締結体の簡易モデリング手法として，中立面シェルモデルがある．このモデルは，被締結体をシェル要素でモデル化し，シェル要素の節点同士を剛体，もしくはビーム要素で結合する [8]．この手法においては，ボルトが負荷する荷重全てを結合点が支持することとなり，シェル要素が局所的に変形してしまう問題がある．

そこで，ボルト締結部近傍の局所変形を抑えるために成瀬らによって考案された簡易モデリング手法が，スパイダーモデル [1][2]である．この手法では，ボルトが負荷する荷重を被締結体が中立面上で受け持つ領域を等価座面領域と設定し，等価座面領域内を剛体として拘束することで局所変形を抑えている．

等価座面領域は，等価圧縮体と呼ばれる領域と関連している．ボルトの締結力は，被締結体に圧縮応力として伝わるが，その領域は有孔円錐体形状に広がっていると考えられる (図 3-1)．等価圧縮体の角度 $\varphi$ は，VDI 2230 (2003) [9]において以下のよう

に定式化されている (3-1)．  
ここで， $l_f$ は締付け長さ， $d_w$ はボルト頭径， $D_c$ は被締結体の外径である．

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

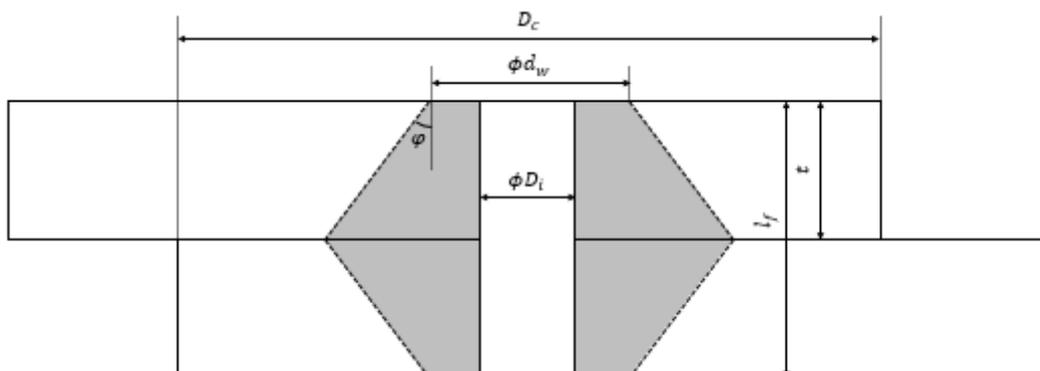


図 3-1 等価圧縮体の形状

等価座面領域は、シェル要素の等価圧縮体内に含まれる領域として定義される。そのため、等価座面領域の径 $\phi D_{eq}$ は、ボルト頭もしくはナットから中立面までの距離を $l_d$ とおくと幾何的に (3-2) の様に求まる。

$$D_{eq} = d_w + 2l_d \tan \varphi \quad (3-2)$$

また、被締結体が2枚であり、かつ両板の厚さが等しいとき、それぞれの等価座面領域径は以下の通りである。

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

以上の形状をもとに、等価ビーム要素の断面積 $A_{beq}$ および断面二次モーメント $I_{beq}$ が求まる [5] [9] [10].

一方で、せん断継手の  $i$  枚目の被締結体の並進剛性 $k_{pli}$ は Kou ら [11]によって (3-4) の通り定式化されている。

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

ここで、 $G_c$ は被締結体の横弾性係数、 $t$ は板厚、 $d_w$ はボルト座面径、 $\phi$ は等価圧縮体の円錐角、 $d_h$ はボルト穴径、 $F_c$ は被締結体間の負担過重、 $\mu_p$ は被締結体の摩擦係数、 $P_{pre}$ はボルトの初期締結力である。本式は、並進剛性が被締結体の接触面における等価圧縮体の断面積  $(\frac{\pi}{4}((d_w + 2t \tan \phi)^2 - d_h^2))$  に比例することを意味する。

これにより、せん断継手の等価ビームの横せん断剛性 $G_{1lap}$ 、純せん断継手の等価ビームの横せん断剛性 $G_{2lap}$ はそれぞれ以下のように表される [5].

$$G_{1lap} = \frac{t_1 + t_2}{2} \left( \frac{1}{k_{pl1}} + \frac{1}{k_{pl2}} \right)^{-1} \quad (3-5)$$

$$G_{2lap} = \frac{t_1 + t_2}{2} k_{pl1} \quad (3-6)$$

以上のようにしてモデル化されたスパイダーモデルだが、ボルト締結体の並進剛性の予測精度などに依然として課題があった。そのため、等価座面領域内の拘束を剛体拘束から RBE3 要素へ置き換えたものが、柳原によって提案された柳原の簡易モデルである [5].

### 3.3 解析条件

せん断継手と純せん断継手のそれぞれについて、厚さ $t_{wa} = 2[\text{mm}]$ 、内径 $d_{wa\_in} = 11[\text{mm}]$ 、外径 $d_{wa} = 21[\text{mm}]$ の座金をナットと被締結体の間に挿入した条件下で解析を行った。

ソリッドモデル解析は、前章で用いた方法を踏襲する。初期締結についても、前章と同様に初期陥入によって締結軸力を発生させた。

座金を用いたボルト締結体では、座金中においても被締結体中と同様に円錐台状に軸力が分布すると考えられる。そのため柳原の簡易モデルでは、被締結体と座金を含めて等価圧縮体としてモデル化した。すなわち、等価座面領域の径は式 (3-2) より表 3-1 の通りとなる。ただし、被締結体はナットから近い順に 1 枚目、2 枚目 (、3 枚目) と呼称する。

表 3-1 座金を用いた継手の等価座面領域径

	せん断 継手	純せん断 継手
1 枚目の被締結体の等価座面領域径 $D_{weq1}$ [mm]	20.6	20.7
2 枚目の被締結体の等価座面領域径 $D_{weq2}$ [mm]	18.8	22.5
3 枚目の被締結体の等価座面領域径 $D_{weq3}$ [mm]	—	18.8

また、等価ビームの断面積や断面二次モーメントについても、締付長さに座金の厚さ  $t_{wa}$  を足し合わせることで算出した (図 3-2, 表 3-2)。ただし、純せん断継手の等価ビームについてもナットから近い順に 1 本目, 2 本目と呼称する。

なお、横せん断剛性はせん断荷重負荷に伴う剛性低下を考慮に入れず、無負荷時の剛性値を用いることとした。すなわち、式 (3-4) において  $F_c = 0$  のときの値を等価ビームの剛性値として用いている。また、それぞれ被締結間の接触面における等価圧縮体の断面積を考え、表 3-2 の通り算出した。

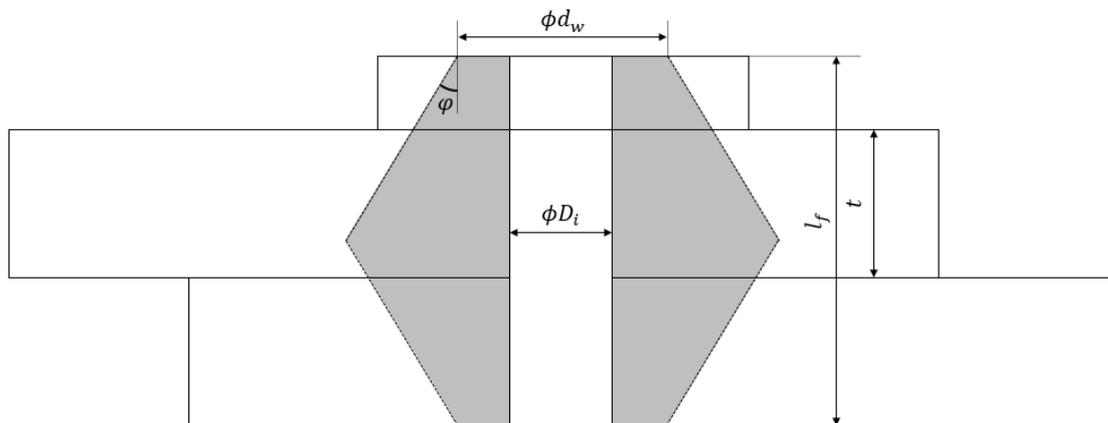


図 3-2 座金有条件での等価圧縮体の形状

表 3-2 座金を用いた継手の柳原の簡易モデルのパラメータ

	せん断継手	純せん断継手
締付長さ $l_f$ [mm]	10	14
等価ビームの断面積 $A_{beq}$ [ $10^2 mm^2$ ]	2.57	3.25
等価ビームの断面二次モーメント $I_{beq}$ [ $10^3 mm^4$ ]	0.703	1.01
せん断継手の等価ビームの横せん断剛性 $G_{1lap}$ [ $10^6 N$ ]	3.18	—
純せん断継手の1本目の等価ビームの横せん断剛性 $G_{2lap\_1}$ [ $10^6 N$ ]	—	8.04
純せん断継手の2本目の等価ビームの横せん断剛性 $G_{2lap\_2}$ [ $10^6 N$ ]	—	6.43

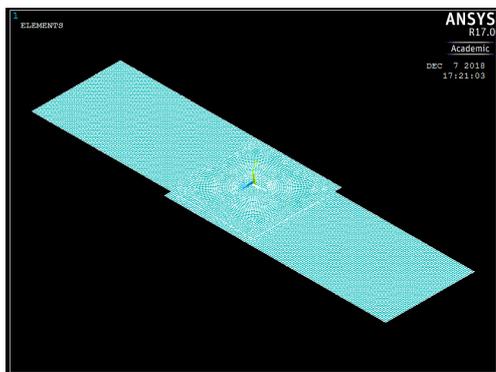


図 3-3 座金を用いたせん断継手の柳原の簡易モデル

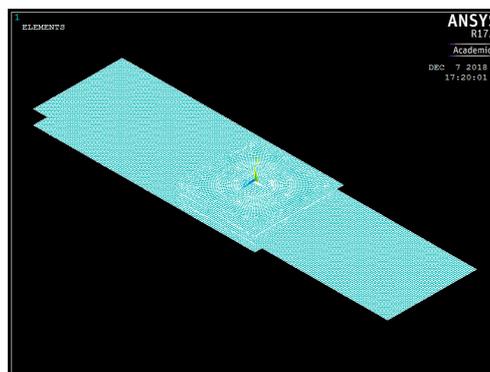


図 3-4 座金を用いた純せん断継手の柳原の簡易モデル

### 3.4 解析結果と考察

ソリッドモデルの初期締結力が 12.0kN、摩擦係数が 0.15 であった。これより、せん断荷重の被締結体間で完全すべりが生じるせん断荷重  $F_{slip1}$ 、純せん断荷重の被締結体間で完全すべりが生じるせん断荷重  $F_{slip2}$  は (3-7) (3-8) で表される。

$$F_{slip1} = \mu_c F_b = 1.8 \text{ [kN]} \quad (3-7)$$

$$F_{slip2} = 2\mu_c F_b = 3.6 \text{ [kN]} \quad (3-8)$$

ここでは、ボルト締結部近傍の変位予測精度について評価を行う。そのため、被締結体が重なっている領域を標点間とし（標点間 50mm）、各標線上の節点の変位平均を標点変位と呼ぶ。標点変位と継手に負荷したせん断荷重の大きさをプロットした荷重-変位曲線が図 3-5 および図 3-6 である。

また、これらの荷重-変位曲線について、せん断継ぎ手は 1.5kN 以下、純せん断継手は 3.0kN 以下のデータを対象として回帰直線の傾きを算出した。算出した傾きを並進剛性として表 3-3 に纏めた。

表 3-3 の通り、せん断継手、純せん断継手ともに誤差 8% 以内の高い精度で並進剛性を予測できている。これは、座金無条件下 [5] と同水準の精度である。

一方純せん断継手のソリッドモデルでは、図 3-6 より負荷荷重が増えるにしたがって剛性が低下する傾向が見て取れる。

また、純せん断継手のソリッドモデルでは、負荷荷重が大きくなるにつれて剛性が低下することが図 3-6 から分かる。これは、(3-8) で算出した完全すべり荷重以下であっても、被締結体間で局所すべりが起きているためであると考えられる。

2 枚目と 3 枚目の被締結体間の接触状態を図 3-7 に示す。図は 2 枚目の被締結体側から見ており、図の下方方向がせん断荷重を負荷している方向である。図のように、せん断荷重を負荷する前は円形に固着領域が広がっている。荷重を負荷するにつれて、荷重点の反対側から局所すべりが進んでいく。このように被締結体間の固着領域が減少していくため、剛性が徐々に低下していくと考えられる。

以上の理由により、純せん断継手では柳原の簡易モデルがソリッドモデルと比較して剛性を大きく予測する特徴が見られた。これは、せん断継手とは異なる傾向である。

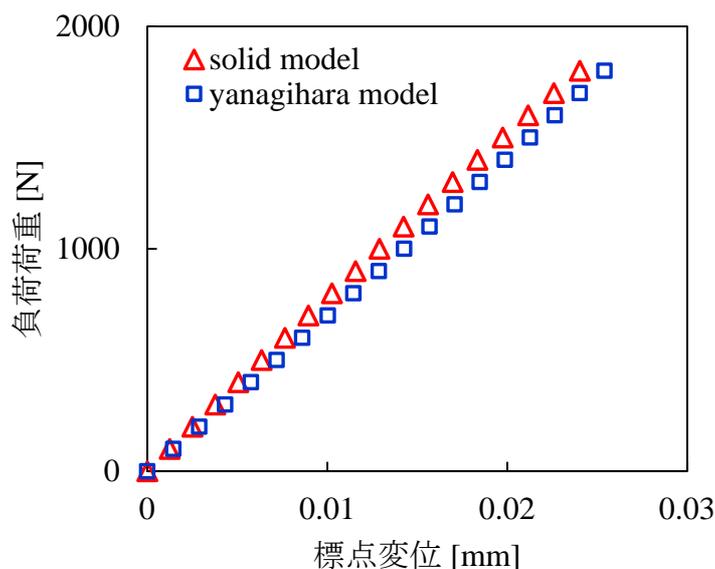


図 3-5 せん断継手（座金有）の荷重-変位曲線

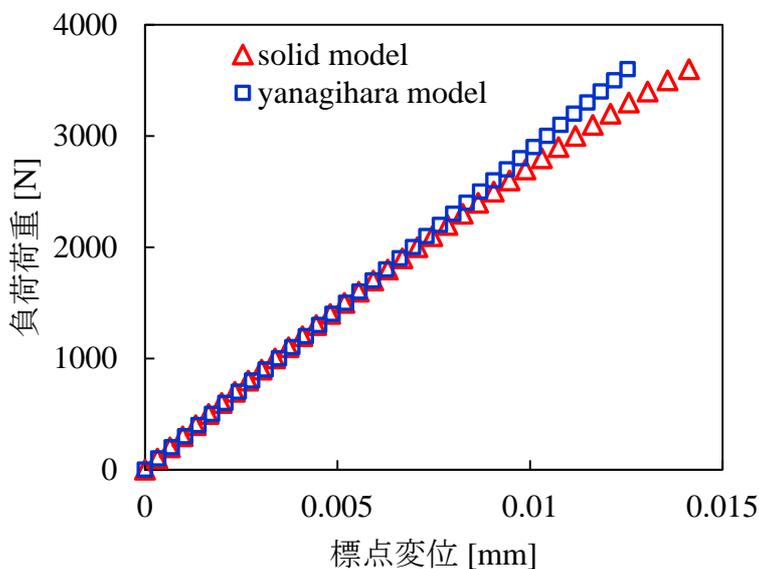


図 3-6 純せん断継手（座金有）の荷重-変位曲線

表 3-3 座金有条件下での並進剛性

ただし、表中に括弧書きした割合表記は、ソリッドモデルを基準としている。

	せん断剛性 [ $10^4$ N/mm]	純せん断剛性 [ $10^4$ N/mm]
ソリッドモデル	7.61 (100%)	26.9 (100%)
柳原の簡易モデル	7.08 (93%)	28.7 (107%)



図 3-7 2枚目と3枚目の被締結体の接触面の接触状態

### 3.5 結言

被締結体と座金に跨って等価圧縮体を定義することで、柳原の簡易モデルの座金有条件への適用を行った。

またソリッドモデルとの比較により、10%以内の誤差範囲で締結部近傍の剛性を予測することを確認した。即ち、柳原の簡易モデルが座金有条件下でも座金無条件と同水準の高い精度で剛性を予測することが分かった。

# 第4章 柳原の簡易モデルの長穴締結体への適用

## 4.1 緒言

本章では、丸穴の場合と同様に長穴によるボルト締結体の剛性を算出し、長穴ボルト締結体の簡易モデルを構築する。剛性の算出に当たっては、丸穴の剛性の算出方法 [9] を参考とし、幾何学および材料力学的洞察から長穴に応用することで算出した。

また、構築した簡易モデルを用いてソリッドモデルとの比較解析を行うことで、簡易モデルの軸直角方向外力および面外方向外力に対する挙動の評価を行う。

## 4.2 長穴締結体の等価剛性

### 4.2.1 軸方向弾性コンプライアンス

長穴締結体の被締結体中では、ボルトの軸力は丸穴締結体と同様に円錐台状に分布すると考える。ここでは、等価円錐体の形状がボルト穴の形状に依存しないと仮定し、長穴締結体においても式 (3-2) を用いることとする。

丸穴締結体の等価圧縮体の軸方向弾性コンプライアンスは、以下のようにして材料力学的に求めることができる。

まず、図 4-1 のように被締結体の表面を原点とする  $x$  軸をとる。このとき、 $x = x_0$  の断面における等価圧縮体の外径を  $R(x_0)$  とおくと、式 (3-2) より式 (4-1) のように表される。

$$\begin{aligned}
 R(x_0) &= d_w + 2x_0 \tan \varphi \quad (0 \leq x_0 \leq \frac{l_f}{2}) \\
 &= d_w + 2(l_f - x_0) \tan \varphi \quad (\frac{l_f}{2} \leq x_0 \leq l_f)
 \end{aligned}
 \tag{4-1}$$

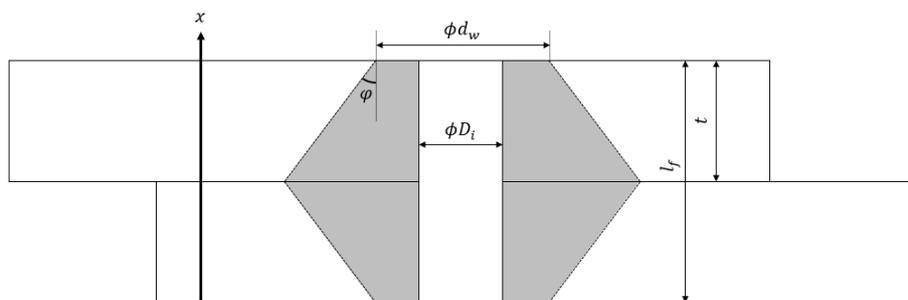


図 4-1 丸穴締結体の等価圧縮体の形状

よって、 $x = x_0$ の断面における等価圧縮体の断面積を $S(x_0)$ とおくと、式 (4-2) のように表される。

$$S(x_0) = \frac{1}{4} \pi \left\{ (R(x_0))^2 - D_i^2 \right\} \tag{4-2}$$

ボルトの軸力による圧縮力 $P_b$ が等価圧縮体に均等に分布していると仮定すると、 $x = x_0$ の断面において等価圧縮体中に分布する圧縮応力 $\sigma(x_0)$ は式 (4-3) である。

$$\sigma(x_0) = \frac{P_b}{S(x_0)} \tag{4-3}$$

被締結体のヤング率を $E_c$ とおくと、 $x = x_0$ の断面における等価圧縮体の圧縮ひずみ $\varepsilon(x_0)$ は式 (4-4) で表される。

$$\varepsilon(x_0) = \frac{\sigma(x_0)}{E_c} = \frac{P_b}{E_c S(x_0)} \tag{4-4}$$

よって、ボルトの軸力によって被締結体が縮む長さ $\Delta l$ は式 (4-5) のようにして求まる。

$$\Delta l = \int_0^{l_f} \varepsilon(x_0) dx_0 = \int_0^{l_f} \frac{P_b}{E_c S(x_0)} dx_0 \tag{4-5}$$

$$\begin{aligned}
&= \int_0^{l_f} \frac{P_b}{E_c} \frac{\pi}{4} \frac{1}{\{(R(x_0))^2 - D_i^2\}} dx_0 \\
&= \frac{4P_b}{E_c \pi} \int_0^{l_f} \frac{1}{(R(x_0))^2 - D_i^2} dx_0 \\
&= \frac{4P_b}{E_c \pi} \int_0^{l_f} \frac{1}{2D_i} \left\{ \frac{1}{R(x_0) - D_i} - \frac{1}{R(x_0) + D_i} \right\} dx_0 \\
&= \frac{2P_b}{E_c \pi D_i} \int_0^{l_f} \left\{ \frac{1}{R(x_0) - D_i} - \frac{1}{R(x_0) + D_i} \right\} dx_0 \\
&= \frac{2P_b}{E_c \pi D_i} \cdot 2 \int_0^{\frac{l_f}{2}} \left\{ \frac{1}{d_w + 2x_0 \tan \varphi - D_i} \right. \\
&\quad \left. - \frac{1}{d_w + 2x_0 \tan \varphi + D_i} \right\} dx_0 \\
&= \frac{4P_b}{E_c \pi D_i} \left[ \frac{1}{2 \tan \varphi} \left\{ \ln \left( \frac{d_w + 2x_0 \tan \varphi - D_i}{d_w + 2x_0 \tan \varphi + D_i} \right) \right\} \right]_0^{\frac{l_f}{2}} \\
&= \frac{2P_b}{E_c \pi D_i \tan \varphi} \ln \left( \frac{(d_w + l_f \tan \varphi - D_i)(d_w + D_i)}{(d_w + l_f \tan \varphi + D_i)(d_w - D_i)} \right)
\end{aligned}$$

以上より、丸穴締結体の等価圧縮体の軸方向弾性コンプライアンス $\delta_c$ は式(4-6)で表される [9].

$$\delta_c = \frac{\Delta l}{P_b} = \frac{2 \ln \left( \frac{(d_w + D_i)(d_w + w l_f \tan \varphi - D_i)}{(d_w - D_i)(d_w + w l_f \tan \varphi + D_i)} \right)}{w E_c \pi D_i \tan \varphi} \quad (4-6)$$

長穴締結体においても、同様に各断面におけるひずみを算出し、数値積分することで軸方向弾性コンプライアンスを算出することができる。

また、丸穴締結体において引張コンプライアンスは式(4-7)で算出した [9].

$$\delta_{ct} = \frac{l_f/2}{E_c \frac{\pi}{4} (D_{A,Gr}^2 - D_i^2)} \quad (4-7)$$

式(4-7)の分母の $\frac{\pi}{4} (D_{A,Gr}^2 - D_i^2)$ は、等価圧縮体の最大径部分における断面積である。

よって、この式は式 (4-8) で長穴締結体に適用できると考えられる。ただし、 $h_w$ は長穴の長方形部分の幅、 $D_i$ は長穴の両端の半円部分の径である。また、 $S_{sh}(D_1, w, D_2)$ は径  $D_1$ の円と幅  $w$ 、径  $D_2$ の長穴の共通部分の面積を求める関数として定義しており (図 4-2)、その値は幾何的に算出可能である。

$$\delta_{ct} = \frac{l_f/2}{E_c \left\{ \frac{\pi}{4} D_{A,Gr}^2 - S_{sh}(D_{A,Gr}, h_w, D_i) \right\}} \quad (4-8)$$

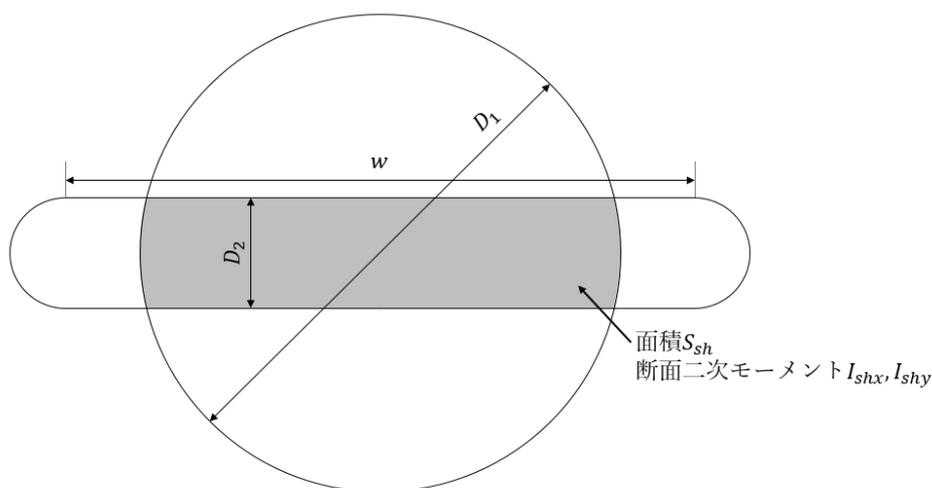


図 4-2 円と長穴の共通部分

#### 4.2.2 曲げコンプライアンス

長さ  $l$ 、断面二次モーメント  $I$  の棒の曲げコンプライアンス  $\beta$  は一般に式 (4-9) で求められる。

$$\beta = \frac{l}{EI} \quad (4-9)$$

丸穴の場合には、円錐変形体を断面二次モーメント  $I_{Bers,c}$ 、長さ  $l$  の円柱に近似して曲げコンプライアンスを算出している [9]。なお、 $I_{Bers,c}$  は式 (4-10) で表される。

$$I_{Bers,c} = \frac{3\pi(D_c - d_w)d_w^3 D_c^3}{64(D_c^3 - d_w^3)} \quad (4-10)$$

よって、丸穴締結体の等価圧縮体の断面二次モーメント $I_{Bers}$ は、円錐変形体の断面二次モーメント $I_{Bers,c}$ からボルト穴部分を引いた値を用いていた（式（4-11））。

$$I_{Bers} = \frac{3\pi(D_c - d_w)d_w^3 D_c^3}{64(D_c^3 - d_w^3)} - \frac{\pi}{64} D_i^4 \quad (4-11)$$

しかし、丸穴の場合はボルト穴が全て等価圧縮体内に含まれていたのに対し、長穴の場合はボルト穴が等価圧縮体の内外に跨って開いているため、等価圧縮体の断面二次モーメントを算出するにあたっては、ボルト穴のうち等価圧縮体内に存在する部分の断面二次モーメントのみを差し引く必要がある。

ただし、円錐変形体の断面二次モーメントを近似的に求めたのと同様に、長穴と等価圧縮体の共通部分も柱状でないため、断面二次モーメントを近似的に求めざるを得ない。そこで、円錐変形体の断面二次モーメントの等価径 $d_{eq,l}$ を式（4-12）で求め、径 $d_{eq,l}$ の円と長穴の共通部分の断面二次モーメントを算出することで長穴の断面二次モーメントとした。

$$\frac{\pi}{64} d_{eq,l}^2 = \frac{3\pi(D_c - d_w)d_w^3 D_c^3}{64(D_c^3 - d_w^3)} \quad (4-12)$$

よって、式（4-9）より長穴締結体の曲げコンプライアンス $\beta_{c,x}$ 、 $\beta_{c,y}$ は式（4-13）、（4-14）により求まる。ただし、 $l_f$ は締付長さ、 $E_c$ は被締結体のヤング率である。また、 $I_{shx}(D_1, w, D_2)$ 及び $I_{shy}(D_1, w, D_2)$ は径 $D_1$ の円と幅 $w$ 、径 $D_2$ の長穴の共通部分の断面二次モーメントを求める関数として定義しており（図 4-2）、その値は断面積 $S_{sh}(D_1, w, D_2)$ と同様に幾何的に算出可能である。

$$\beta_{c,x} = \frac{l_f}{E_c I_{Bers,x}} = \frac{l_f}{E_c \left( \frac{3\pi(D_c - d_w)d_w^3 D_c^3}{64(D_c^3 - d_w^3)} - I_{shx}(d_{eq,l}, h_w, D_i) \right)} \quad (4-13)$$

$$\beta_{c,y} = \frac{l_f}{E_c I_{Bers,y}} = \frac{l_f}{E_c \left( \frac{3\pi(D_c - d_w)d_w^3 D_c^3}{64(D_c^3 - d_w^3)} - I_{shy}(d_{eq,l}, h_w, D_i) \right)} \quad (4-14)$$

また、丸穴締結体のとき、円柱の曲げコンプライアンス $\beta_{ct}$ は式（4-15）で算出していた。

$$\beta_{ct} = \frac{l_f/2}{E_c \frac{\pi}{64} (D_{A,Gr}^4 - D_i^4)} \quad (4-15)$$

本式も、引っ張りコンプライアンス（式（4-8））と同様に、式（4-16）、（4-17）によって長穴締結体に応用できる。

$$\beta_{ct,x} = \frac{l_f/2}{E_c \left\{ \frac{\pi}{64} D_{A,Gr}^4 - I_{shx}(D_{A,Gr}, h_w, D_i) \right\}} \quad (4-16)$$

$$\beta_{ct,y} = \frac{l_f/2}{E_c \left\{ \frac{\pi}{64} D_{A,Gr}^4 - I_{shy}(D_{A,Gr}, h_w, D_i) \right\}} \quad (4-17)$$

### 4.2.3 横せん断剛性

横せん断剛性の算出式（3-4）は、並進剛性が被締結体の接触面における等価圧縮体の断面積に比例することを意味している。すなわち、式（4-18）によって長穴締結体に応用できる。

$$k_{pli} = \frac{G_c}{t} \left( \frac{\pi}{4} (d_w + 2t \tan \varphi)^2 - S_{sh}((d_w + 2t \tan \varphi), h_w, D_i) \right) \left( 1 - \frac{F_c}{\mu_p P_{pre}} \right)^{\frac{2}{3}} \quad (4-18)$$

以上の計算をもって、柳原の簡易モデルの等価ビームの剛性を長穴締結体に対しても丸穴締結体と同様に定義することが可能となった。

### 4.2.4 シェル要素への穴開け

被締結体のうち、ボルト締結部の近傍を等価圧縮体と呼ぶ。柳原の簡易モデルでは、ボルトと等価圧縮体を含めてビーム要素にモデル化している。その際、ボルト穴部分は予め等価圧縮体から計算上除かれており、その後のシェル要素のモデル化の際にはボル

ト穴を考慮する必要がなかった。シェル要素への穴開けの有無による精度の違いは柳原[5]によって比較検討されており、柳原の簡易モデルでは穴開けを行わない方法が採用されている。

長穴締結体への適用の際、前節まではボルト穴のうち等価圧縮体の内側に含まれる部分のみを考慮に入れ、等価ビームの剛性算出を行った。そのため、長穴のうち等価圧縮体の外側にある部分は計算上もモデリング上も考慮されていないという問題がある。

長穴全体を簡易モデルに組み入れるための対処法として、等価圧縮体から長穴全体を計算上除いて算出を行う方法が考えられる。この方法では、長穴部分の断面積や断面二次モーメントの計算が簡便になることや、シェル要素のモデリングを変更しなくてよいことなどが利点として挙げられる。しかし、長穴の穴幅が長くなると、差し引く断面積や断面二次モーメントが大きくなり、等価圧縮体の断面積や断面二次モーメントが負になる可能性があり、モデル化として不適切である。

そこで、次なる方策として、シェル要素に穴開けを行う方法を考える。すなわち、長穴のうち等価圧縮体の内側に含まれる部分は等価ビームの剛性算出の際に差し引き、等価圧縮体の外側に含まれる部分はシェル要素に穴開けを行うことで差し引く。これにより、長穴全体を簡易モデル内で考慮することが可能となると考えられる。

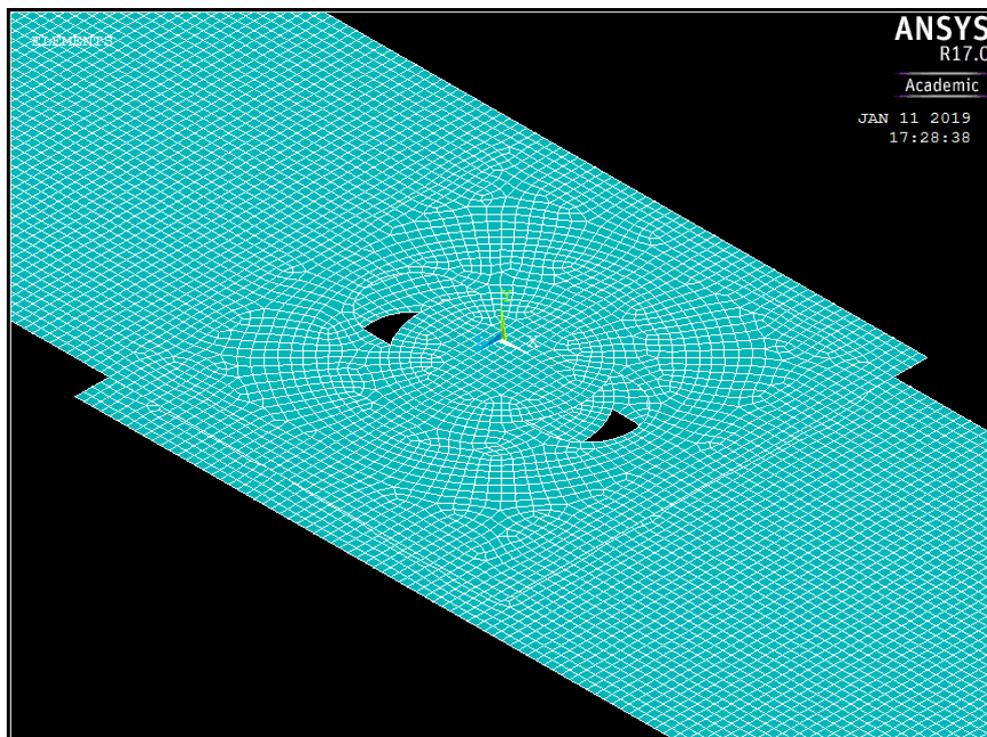


図 4-3 縦方向長穴のせん断継手の柳原の簡易モデルの締結部近傍

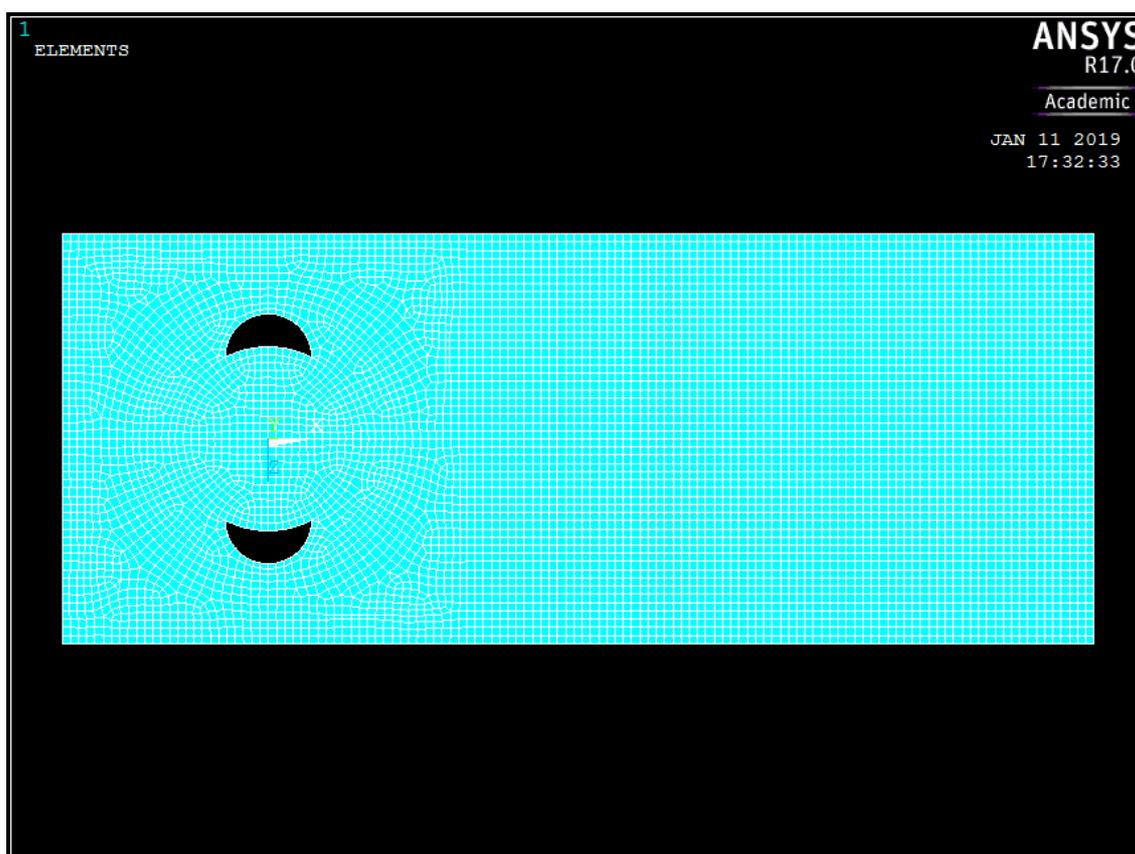


図 4-4 横方向長穴の純せん断継手の柳原の簡易モデルの 2 枚目の被締結体

### 4.3 解析条件

せん断継手，純せん断継手のそれぞれについて，穴径 $D_i = 10.5[mm]$ ，長穴幅 $h_w = 20[mm]$ の長穴を開け，板長手方向にせん断荷重を負荷する解析を行った．長穴の方向は，板の長手方向，幅方向の 2 種類である．なお，以下では長手方向の長穴を縦方向長穴（図 4-5），幅方向の長穴を横方向長穴（図 4-6）と呼称する．

ソリッドモデル解析は，前章同様に柳原 [5]の先行研究に倣って解析を行った．被締結体の長穴周縁部は，丸穴締結体の場合と同様に六面体二次要素 SOLID186 によってモデリングを行っている．初期締結力は  $12.0[kN]$ ，各接触部分の摩擦係数は  $0.15$  で統一している．

柳原の簡易モデル解析に当たっては，前節にて求めた算出式をもとに等価座面領域径および等価ビーム剛性を算出している（表 4-1，表 4-2）．また，シェル要素に対しては等価座面領域外のみ長穴部分の穴開けを行った．

表 4-1 長穴締結体の等価座面領域径

	せん断 継手	純せん断 継手
1 枚目の被締結体の等価座面領域径 $D_{weq1}[mm]$	18.8	18.8
2 枚目の被締結体の等価座面領域径 $D_{weq2}[mm]$	18.8	22.5
3 枚目の被締結体の等価座面領域径 $D_{weq3}[mm]$	—	18.8

表 4-2 長穴締結体の柳原の簡易モデルのパラメータ

	せん断 継手	純せん断 継手
締付長さ $l_f[mm]$	8	12
等価ビームの断面積 $A_{beq}[10^2mm^2]$	1.49	2.08
長穴長手方向軸に関する 等価ビームの断面二次モーメント $I_{beqx}[10^3mm^4]$	1.83	3.09
長穴幅方向軸に関する 等価ビームの断面二次モーメント $I_{beqy}[10^3mm^4]$	4.98	7.54
せん断継手の等価ビームの横せん断剛性 $G_{1lapx}[10^6N]$	162	—
純せん断継手の 1 本目の等価ビームの 横せん断剛性 $G_{2lap\_1}[10^6N]$	—	3.29
純せん断継手の 2 本目の等価ビームの 横せん断剛性 $G_{2lap\_2}[10^6N]$	—	3.29

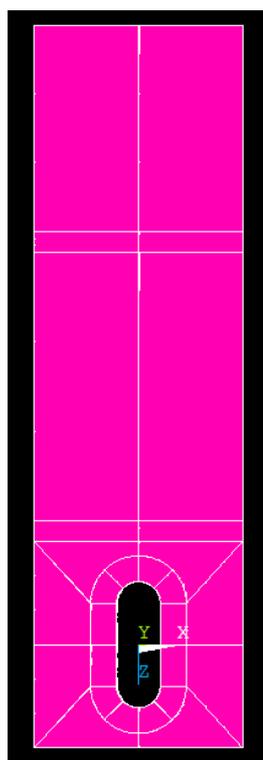


図 4-5 縦方向長穴のモデル

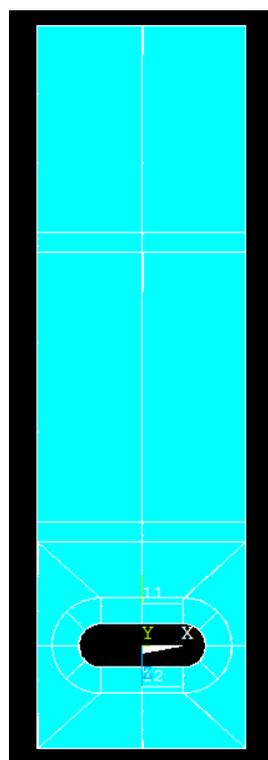


図 4-6 幅方向長穴のモデル

また，前章にて精度評価を行った座金有条件下についても，長穴締結体における解析を行った．せん断継手，純せん断継手における等価座面領域径と等価ビームの剛性は，表 4-3 および表 4-4 の通りである．

表 4-3 座金有条件下の長穴締結体の等価座面領域径

	せん断 継手	純せん断 継手
1 枚目の被締結体の等価座面領域径 $D_{weq1}$ [mm]	20.6	20.7
2 枚目の被締結体の等価座面領域径 $D_{weq2}$ [mm]	18.8	22.5
3 枚目の被締結体の等価座面領域径 $D_{weq3}$ [mm]	—	18.8

表 4-4 座金有条件下の長穴締結体の柳原の簡易モデルのパラメータ

	せん断 継手	純せん断 継手
締付長さ $l_f$ [mm]	10	14
等価ビームの断面積 $A_{beq}$ [ $10^2\text{mm}^2$ ]	1.78	2.38
長穴長手方向軸に関する 等価ビームの断面二次モーメント $I_{beqx}$ [ $10^3\text{mm}^4$ ]	2.40	3.91
長穴幅方向軸に関する 等価ビームの断面二次モーメント $I_{beqy}$ [ $10^3\text{mm}^4$ ]	6.17	9.12
せん断継手の等価ビームの横せん断剛性 $G_{1lapx}$ [ $10^6\text{N}$ ]	1.63	—
純せん断継手の1本目の等価ビームの 横せん断剛性 $G_{2lap\_1}$ [ $10^6\text{N}$ ]	—	4.40
純せん断継手の2本目の等価ビームの 横せん断剛性 $G_{2lap\_2}$ [ $10^6\text{N}$ ]	—	3.31

以上のように、せん断継手と純せん断継手のそれぞれについて、縦方向長穴、横方向長穴、縦方向長穴（座金有）、横方向長穴（座金有）の4種類の条件において比較解析を行った。

## 4.4 解析結果と考察

前章と同様に、被締結体が重なっている領域を標点間とし（標点間 50mm）、各標線上の節点の変位平均を標点変位と呼ぶ。標点変位と継手に負荷したせん断荷重の大きさをプロットした荷重-変位曲線を図 4-7 から図 4-14 に示す。ただし、長穴締結体では完全すべり荷重（式 (3-7) (3-8)）に達するより前に完全すべりが起きた。そのため、せん断継手では 1.5[kN]以下、純せん断継手では 3.0[kN]以下を評価対象とする。

多くの条件下で高い精度で荷重-変位曲線が一致しているが、せん断継手（縦方向長穴）において柳原の簡易モデルがソリッドモデルと比較して変位を小さく予測する傾向が見られたほか、純せん断継手（縦方向長穴）においてはソリッドモデルと柳原の簡易モデルで結果に大きな乖離が見られた。

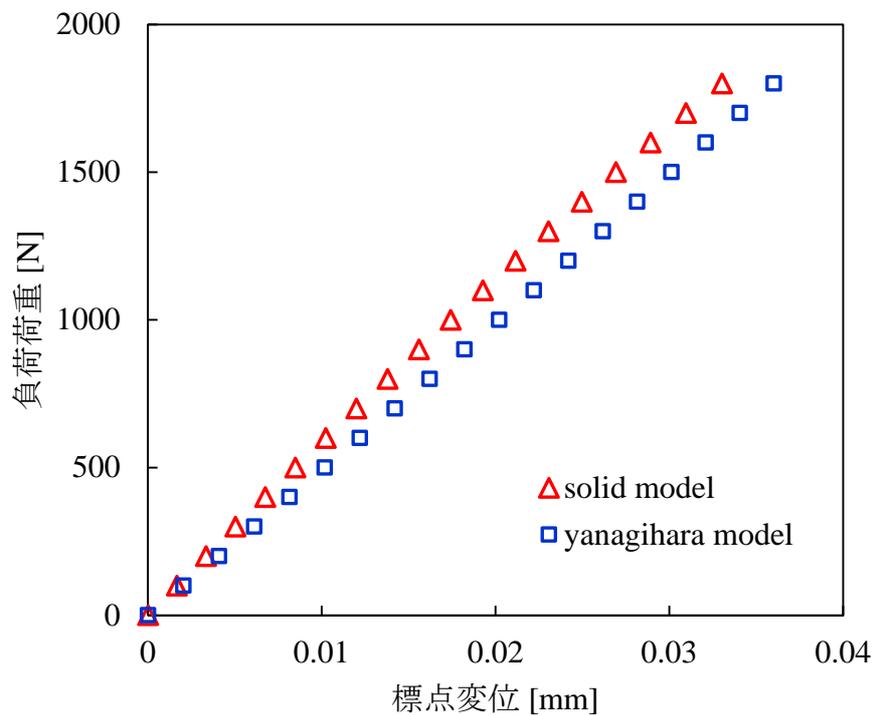


図 4-7 せん断継手（縦方向長穴）の荷重-変位曲線

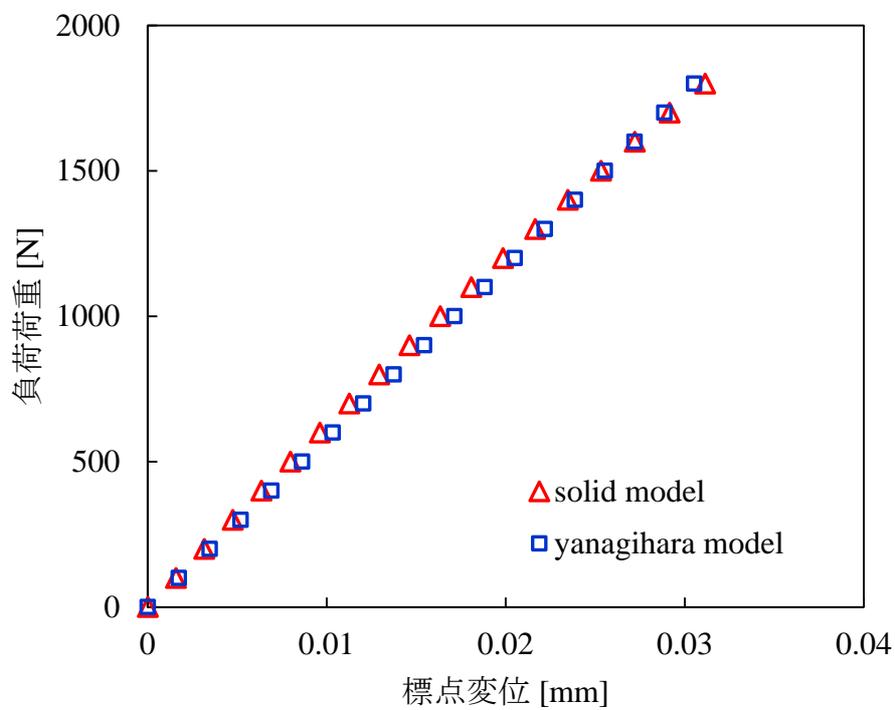


図 4-8 せん断継手（横方向長穴）の荷重-変位曲線

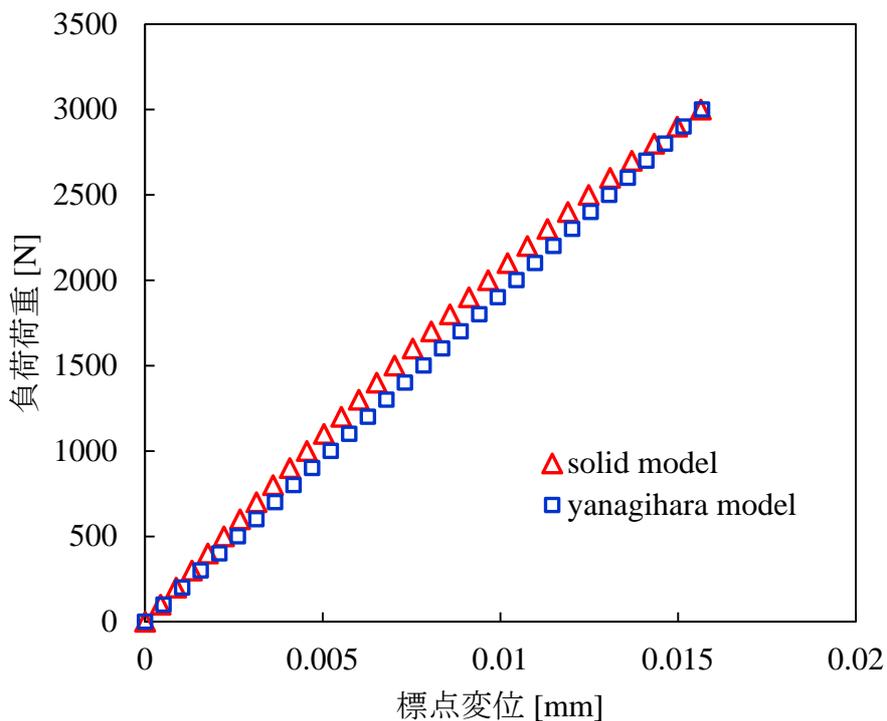


図 4-9 純せん断継手（縦方向長穴）の荷重-変位曲線

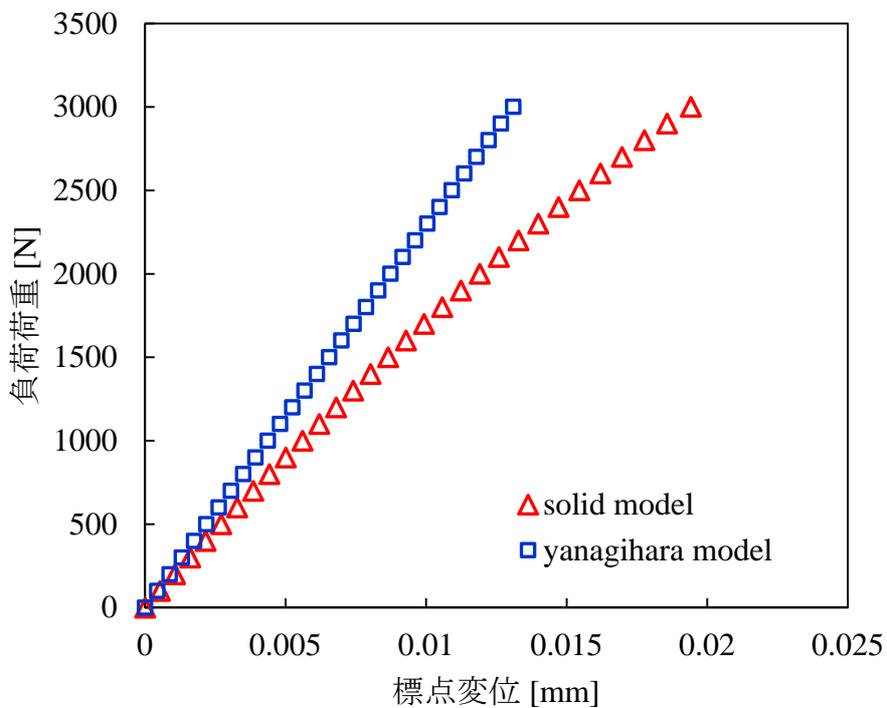


図 4-10 純せん断継手（横方向長穴）の荷重-変位曲線

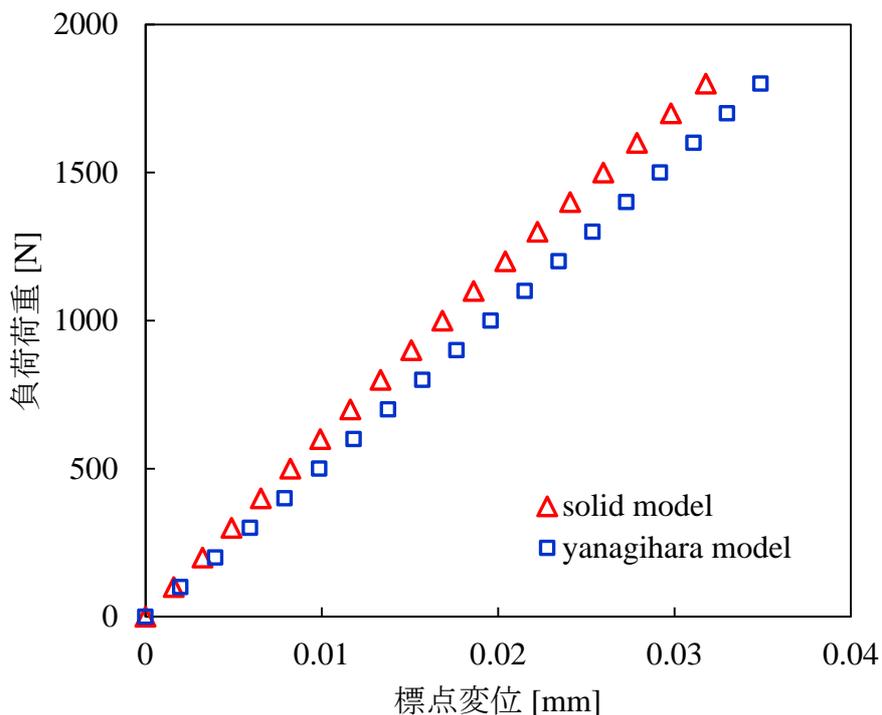


図 4-11 せん断継手（縦方向長穴・座金有）の荷重-変位曲線

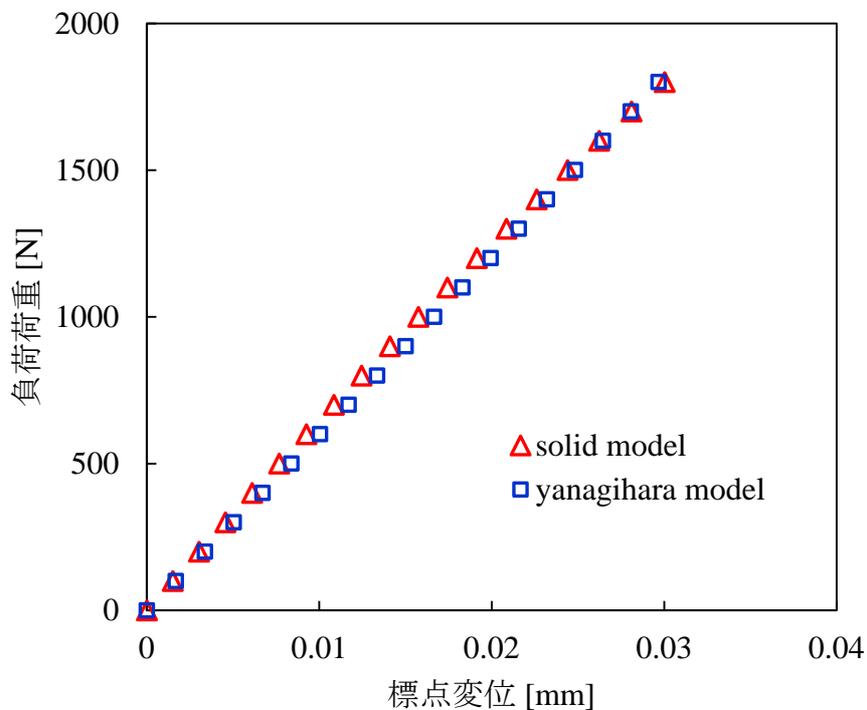


図 4-12 せん断継手（横方向長穴・座金有）の荷重-変位曲線

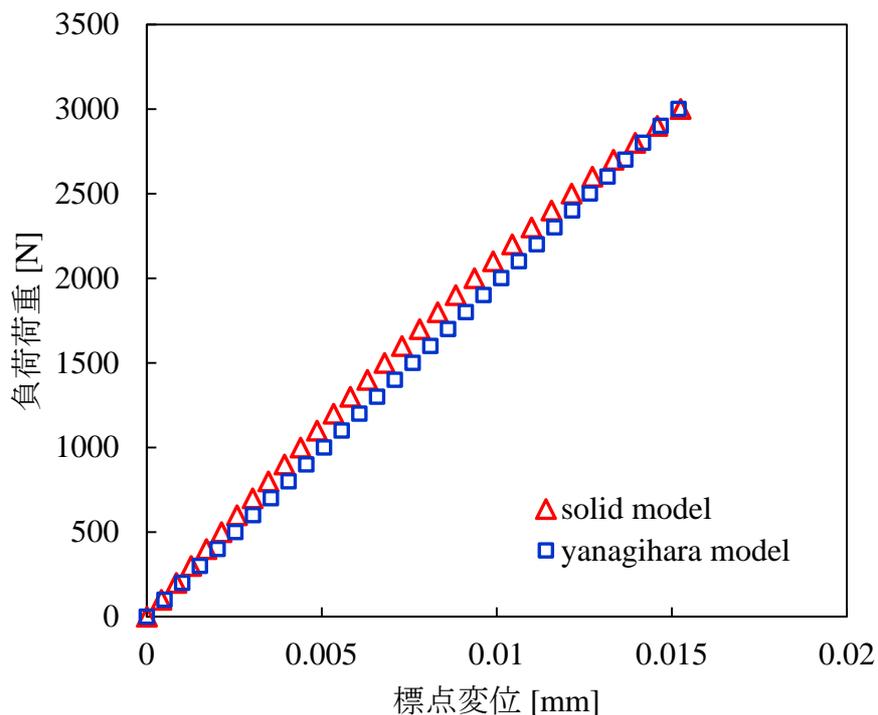


図 4-13 純せん断継手（縦方向長穴・座金有）の荷重-変位曲線

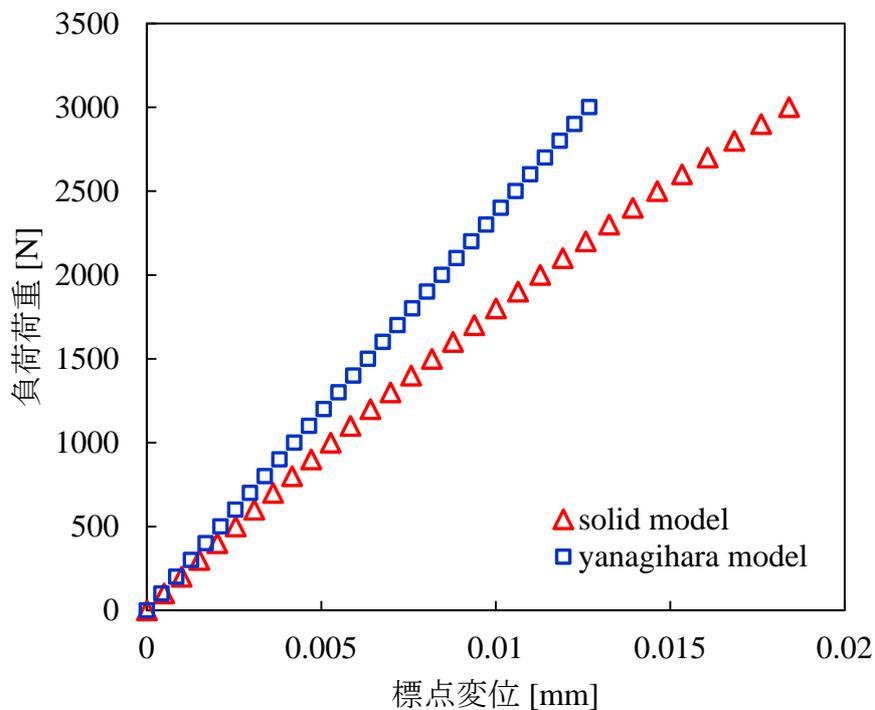


図 4-14 純せん断継手（縦方向長穴・座金有）の荷重-変位曲線

また、これらの荷重-変位曲線から算出した並進剛性を表 4-5 及び表 4-6 に纏めた。多くの条件下で剛性予測誤差 11%以下の高い精度で剛性予測が行えている。これは、丸穴締結体や座金有条件下と比較してほぼ同水準の精度である。また、縦方向長穴では剛性を小さく、横方向長穴では剛性を大きく予測する傾向がせん断継手、純せん断継手に共通して見られた。

一方で、ソリッドモデルと柳原の簡易モデルで荷重-変位曲線に大きな乖離が見られた純せん断継手の横方向長穴では、剛性を 50%近く高く予測する結果となった。これは他の条件と比較して大幅な誤差である。

表 4-5 長穴締結体の並進剛性の比較

ただし、表中に括弧書きした割合表記は、ソリッドモデルを基準としている。

	縦方向 長穴の せん断剛性 [10 <sup>4</sup> N/mm]	横方向 長穴の せん断剛性 [10 <sup>4</sup> N/mm]	縦方向 長穴の 純せん断剛性 [10 <sup>4</sup> N/mm]	横方向 長穴の 純せん断剛性 [10 <sup>4</sup> N/mm]
ソリッド モデル	5.58 (100%)	5.94 (100%)	19.3 (100%)	15.6 (100%)
柳原の簡易 モデル	4.98 (89%)	5.88 (99%)	19.1 (99%)	22.9 (147%)

表 4-6 長穴締結体（座金有）の並進剛性の比較

ただし、表中に括弧書きした割合表記は、ソリッドモデルを基準としている。

	縦方向 長穴の せん断剛性 [10 <sup>4</sup> N/mm]	横方向 長穴の せん断剛性 [10 <sup>4</sup> N/mm]	縦方向 長穴の 純せん断剛性 [10 <sup>4</sup> N/mm]	横方向 長穴の 純せん断剛性 [10 <sup>4</sup> N/mm]
ソリッド モデル	5.79 (100%)	6.16 (100%)	19.8 (100%)	16.4 (100%)
柳原の簡易 モデル	5.14 (89%)	6.04 (98%)	19.8 (100%)	23.7 (144%)

## 4.4.1 等価圧縮体の形状

長穴締結体への柳原の簡易モデルの適用にあたって、等価圧縮体の形状が丸穴締結体と同様に円錐台形状であると仮定した。その仮定の妥当性について、本項で検討する。

各被締結体のナット側表面のボルト軸方向応力分布図を図 4-15 から図 4-19 に示す。ナットに直接接触している表面ではナットの形状である六角形状に応力が分布するものの、全体として穴形状によらず円状に分布する傾向が見られた。これは、丸穴締結体と同様の傾向である。

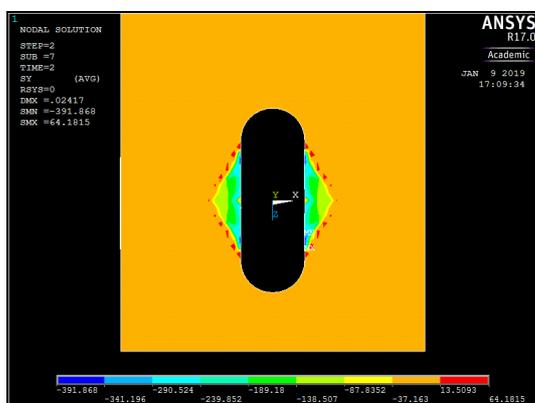


図 4-15 せん断継手（縦方向長穴）の被締結体（1 枚目）のナット側表面のボルト軸方向応力分布図

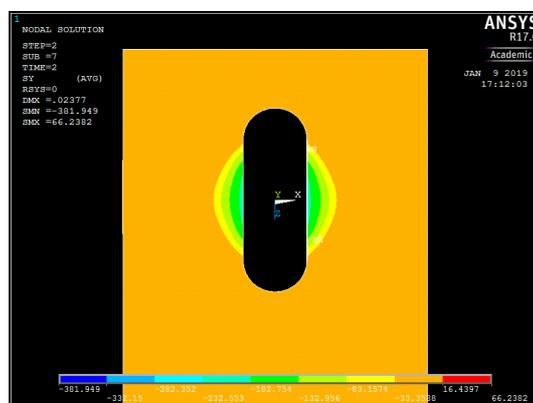


図 4-16 せん断継手（縦方向長穴）の被締結体（2 枚目）のナット側表面のボルト軸方向応力分布図

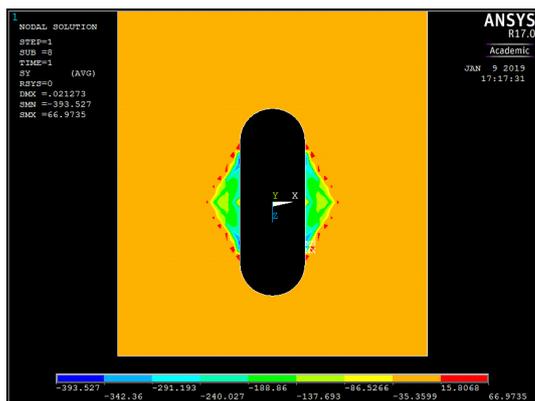


図 4-17 純せん断継手（縦方向長穴）の被締結体（1 枚目）のナット側表面のボルト軸方向応力分布図

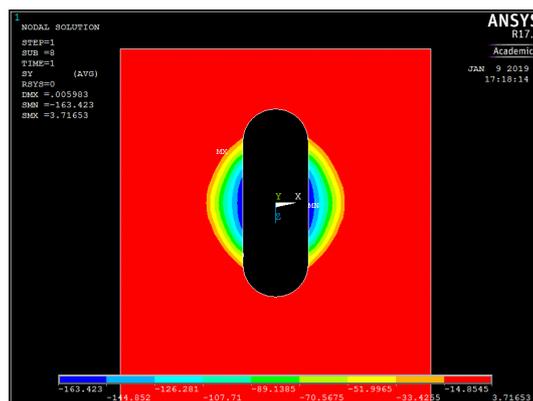


図 4-18 純せん断継手（縦方向長穴）の被締結体（2 枚目）のナット側表面のボルト軸方向応力分布図

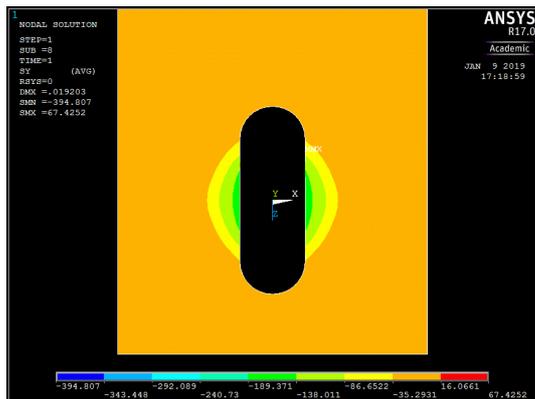


図 4-19 純せん断継手（縦方向長穴）の被締結体（3枚目）のナット側表面のボルト軸方向応力分布図

また、締結部近傍断面のボルト軸方向応力分布図を図 4-20 および図 4-21 に示した。ボルトまたはナットの座面から遠ざかるにつれて、ボルトの軸力の及ぶ範囲が広がっていることが見てとれる。その分布形状は丸穴締結体の場合 [5]と比較して歪ではあるものの、全体を円錐台形状と比較して大幅な形状の違いは見られない。よって、等価圧縮体の形状を円錐台形状と仮定したことに問題はなかったと考えられる。

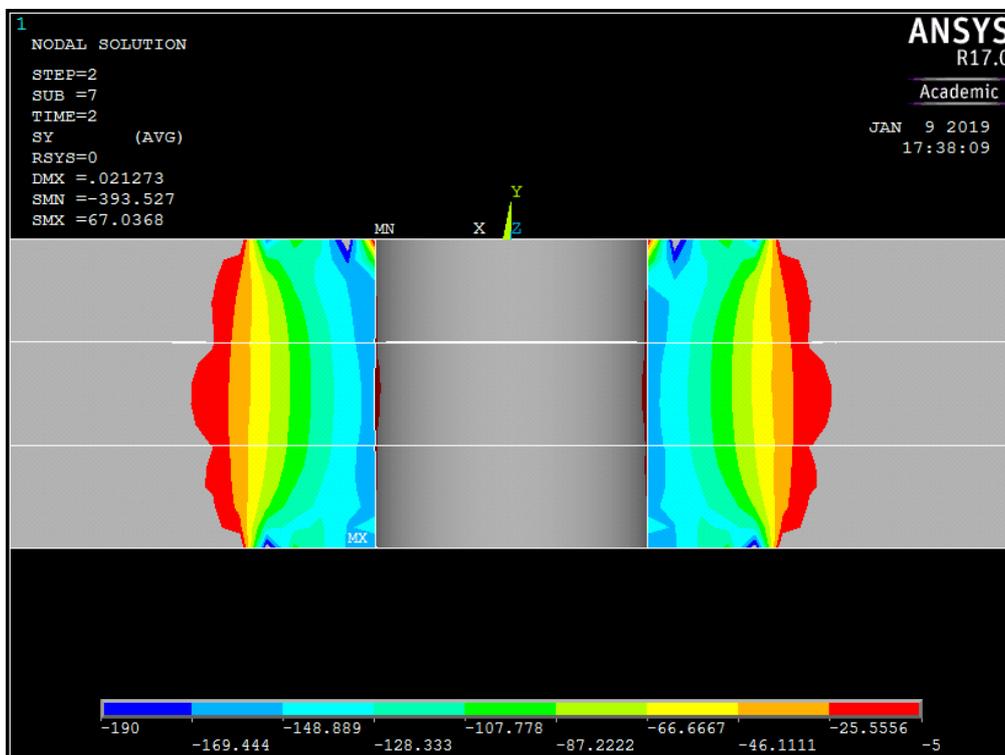


図 4-20 純せん断継手（縦方向長穴）の締結部近傍断面のボルト軸方向応力分布図

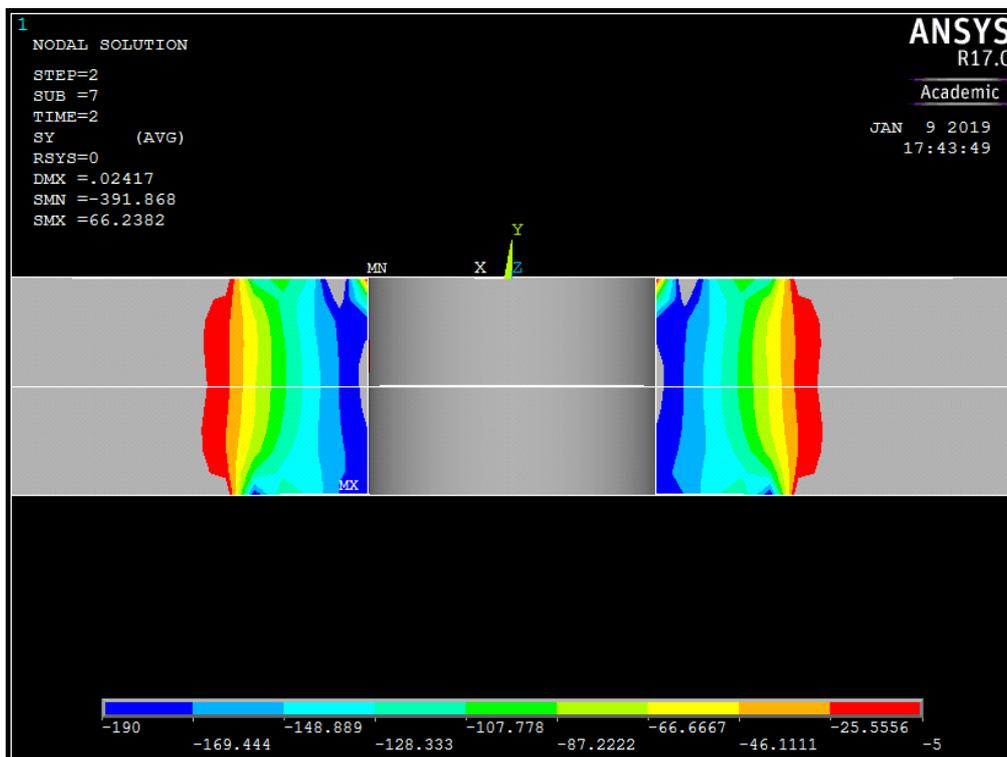


図 4-21 せん断継手（縦方向長穴）の締結部近傍断面のボルト軸方向応力分布図

#### 4.4.2 軸力低下の影響

せん断荷重を負荷する過程で、ボルトの軸力が低下し、ボルト締結体の横せん断剛性が低下する（式 (3-4)）。しかし、柳原の簡易モデルでは剛性の低下を考慮していない。そのため、ボルトの軸力の減少割合が継手の条件によって異なる可能性があり、その結果としてソリッドモデルと柳原の簡易モデルの結果に乖離が生じている可能性がある。本節では、軸力低下の影響について検討する。

せん断継手と純せん断継手のそれぞれについて、せん断荷重負荷時のソリッドモデルでの軸力の変化を図 4-22 及び図 4-23 に示した。また、荷重負荷前と荷重負荷後の軸力の比較を表 4-7 及び表 4-8 で行った。

せん断継手、純せん断継手の双方において、横方向長穴、丸穴、縦方向長穴の順に軸力低下が起りやすいことが分かる。すなわち、横方向長穴における剛性の予測誤差が純せん断継手においてのみ起こることを説明する根拠としては不十分である。

一方で、軸力低下の度合いは 1%～3%程度に過ぎないことも分かり、数十%の剛性の予測誤差を生むような顕著な軸力低下は起きていないと考えられる。

以上より、長穴締結体における柳原の簡易モデルの剛性予測誤差を軸力低下の影響と

して説明することは難しいと考えられる。

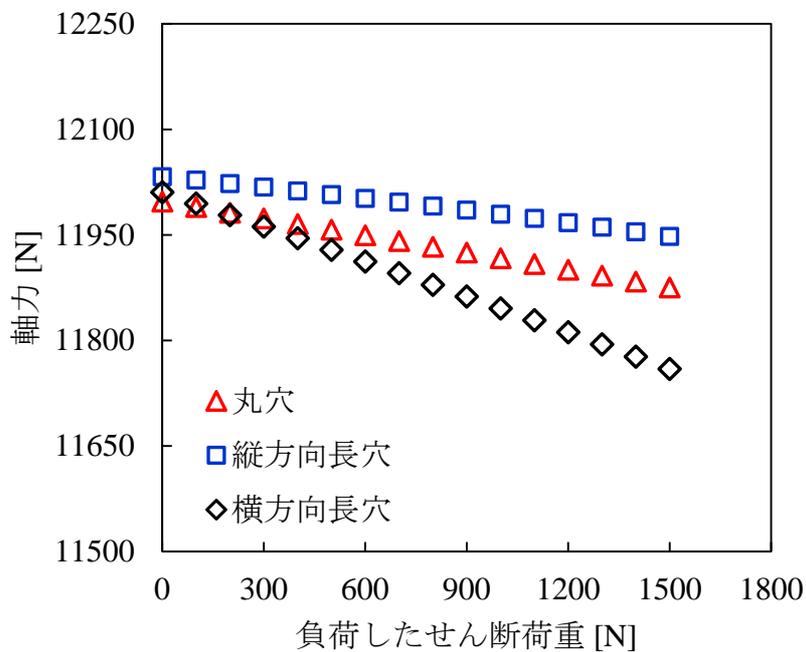


図 4-22 セン断継手のソリッドモデルでの軸力変化

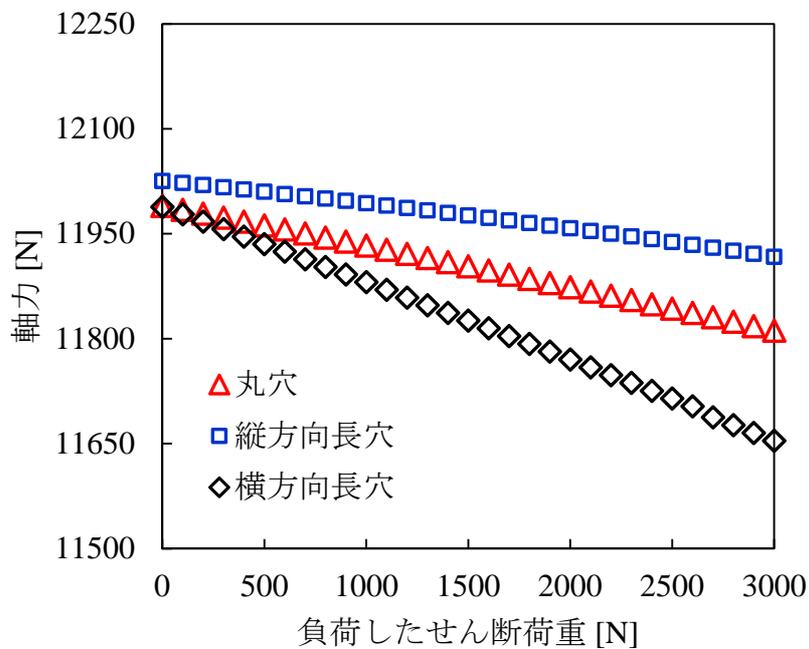


図 4-23 純せん断継手のソリッドモデルでの軸力変化

表 4-7 荷重負荷前後の軸力の比較（せん断継手）

ただし、表中に括弧書きした割合表記は、荷重負荷前の軸力を基準としている。

	丸穴	縦方向長穴	横方向長穴
荷重負荷前の軸力 [kN]	12.00 (100%)	12.03 (100%)	12.01 (100%)
1.5kN 負荷時の軸力 [kN]	11.88 (98.9%)	11.95 (99.3%)	11.76 (97.9%)

表 4-8 荷重負荷前後の軸力の比較（純せん断継手）

ただし、表中に括弧書きした割合表記は、荷重負荷前の軸力を基準としている。

	丸穴	縦方向長穴	横方向長穴
荷重負荷前の軸力 [kN]	11.99 (100%)	12.03 (100%)	11.99 (100%)
3.0kN 負荷時の軸力 [kN]	11.81 (98.5%)	11.92 (99.1%)	11.65 (97.2%)

#### 4.4.3 変形形状の比較

剛性予測に大きな誤差が見られた純せん断継手（横方向長穴）について、変形形状を比較することによりその要因を探求する。

純せん断継手（横方向長穴）のソリッドモデルの変形図を図 4-24 に、柳原の簡易モデルの変形図を図 4-25 に示す。いずれも最大荷重（3.0kN）負荷時の 2 枚目の被締結体の変形図である。引張荷重が負荷されている方向は図の下向きである。

ソリッドモデルでは、長穴の両端が下方向に変形しているほか、荷重負荷方向に穴幅が広がるように変形している。

一方で、柳原の簡易モデルにおいては、シェル要素に穴開けした部分は図の下方向に変形している。これは、ソリッドモデルと同様の特徴である。一方で、長穴の中央部分はシェル要素で埋めた上で RBE3 要素により拘束されているため、大きな変形は見られない。よって、ソリッドモデルで見られたような穴幅が広がるような変形は、柳原の簡易モデルでは見られない。

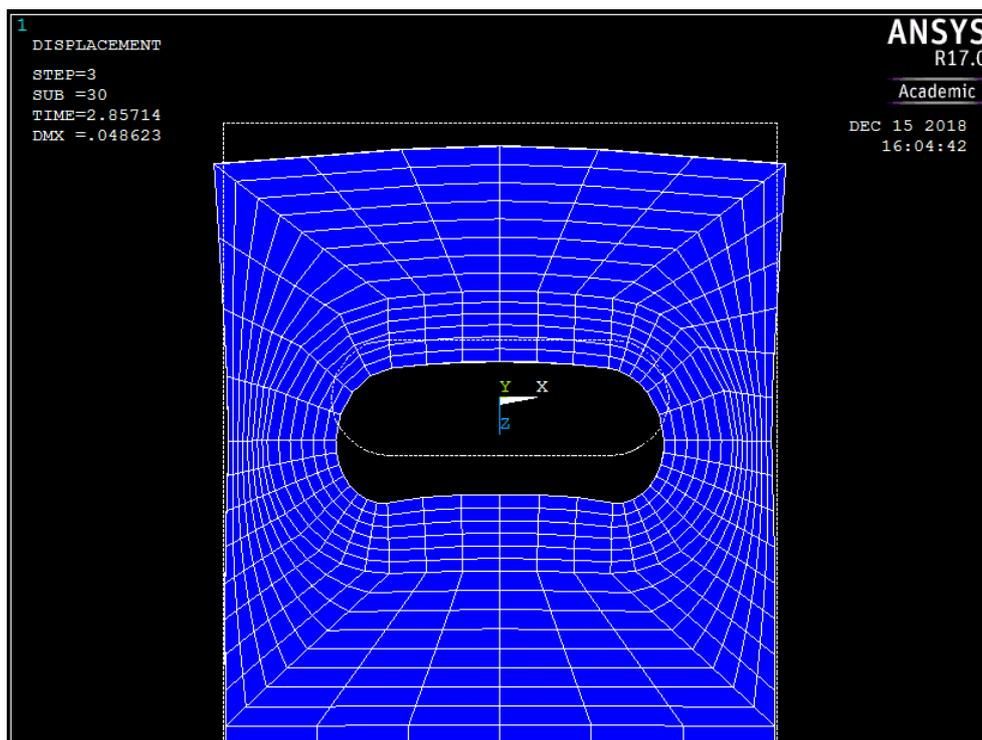


図 4-24 純せん断継手（横方向長穴）のソリッドモデルの変形図（変位×150）

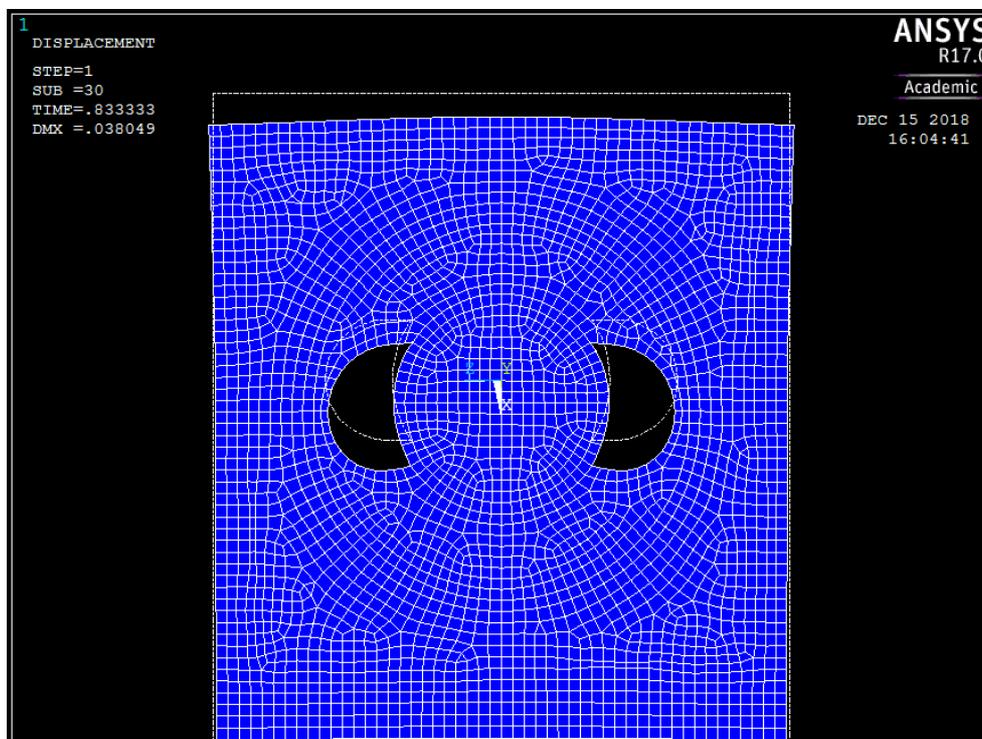
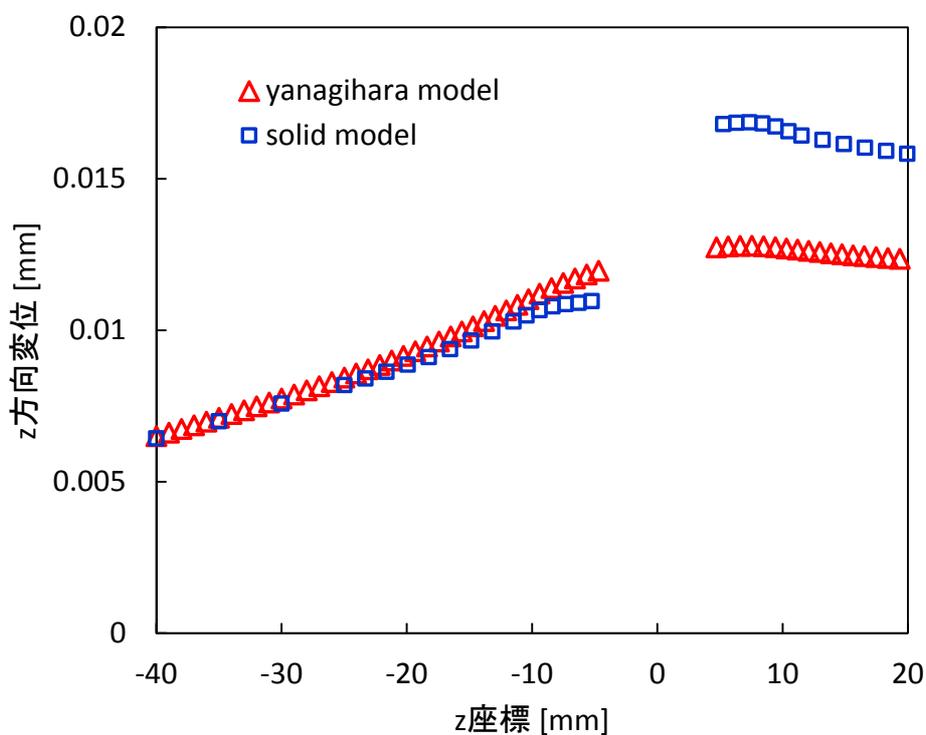


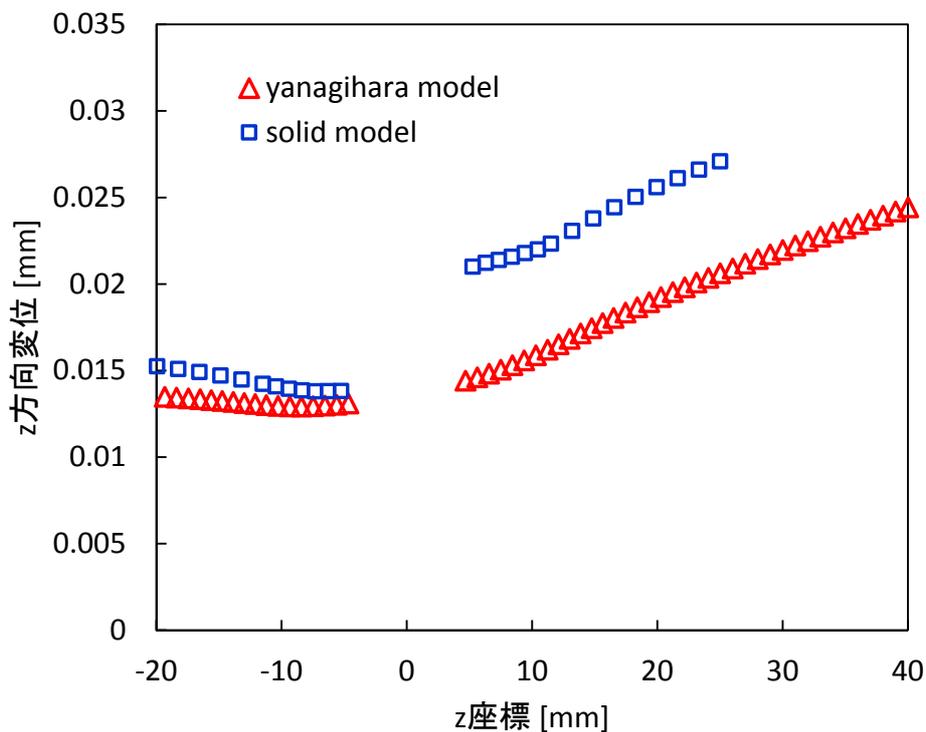
図 4-25 純せん断継手（横方向長穴）の柳原の簡易モデルの変形図（変位×150）

長穴の穴幅の変形量について比較するため、被締結体（1枚目、2枚目）中立面の長手方向変位の分布を図 4-26 に示す。ただし、継手の長手方向を  $z$  軸とし、ボルト穴の中央を原点としている。

ソリッドモデルでは長穴部分（ $z=0$  の近傍）を挟んだ前後で変位に大きな差が見られたのに対し、柳原の簡易モデルでは当該部分の変位の差がほとんどない。即ち柳原の簡易モデルでは、等価座面領域を埋めたことにより長穴部分の変形が抑制されていると考えられる。その結果として締結部近傍の標点間変位がソリッドモデルと柳原の簡易モデルで乖離し、剛性の誤差に繋がったと考えられる。



(a) 1枚目の被締結体の中立面



(b) 2枚目の被締結体の中立面

図 4-26 純せん断継手（横方向長穴）の被締結体中立面の長手方向変位分布

各被締結体の長穴部分の変形量を評価するため、それぞれの被締結体中立面における長穴幅の変位を図 4-27 に示した。図のように、最も荷重が集中する 2 枚目の被締結体において長穴が大きく変形している。また、1 枚目や 3 枚目の被締結体では、2 枚目と比較して長穴部分の変形が小さい。これは、負担するせん断荷重が小さいことに加え、片側がボルトやナットの座面と接触しており、座面が完全に滑っていない条件下では変形がボルトによって抑制されているためと考えられる。

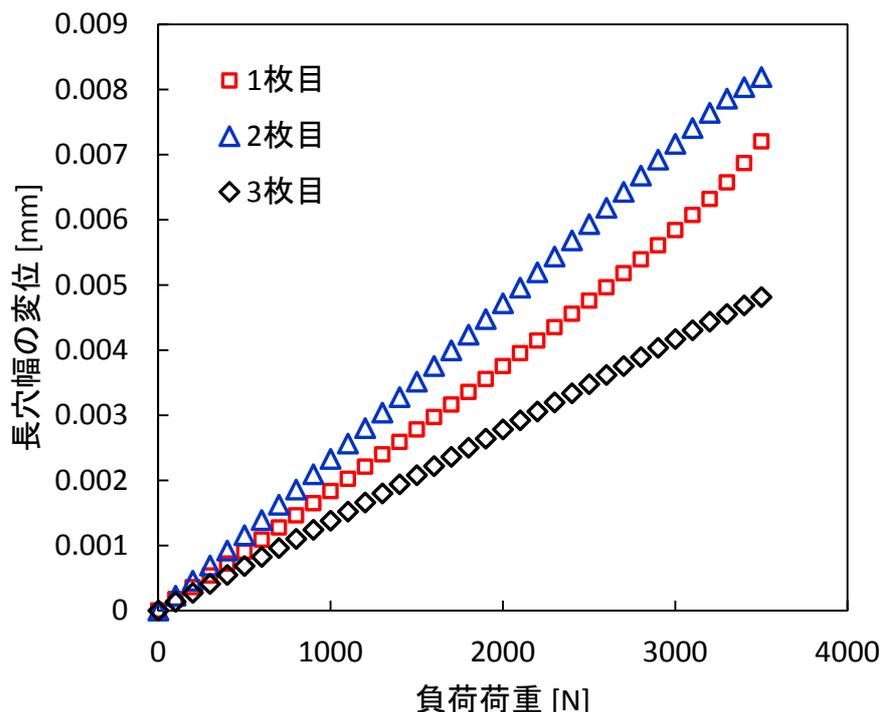


図 4-27 純せん断継手（横方向長穴）の長穴幅の変位の推移

以上より、純せん断継手（横方向長穴）において、締結部近傍の並進剛性を柳原の簡易モデルが大幅に高く予測した要因は、等価座面領域をシェル要素で埋めるモデリング手法により、長穴部分の変形を正しく予測できなかったためであると考えられる。

## 4.5 結言

長穴締結体に対して柳原の簡易モデルの適用を行った。

ソリッドモデルとの比較の結果、多くの条件下で丸穴締結体と同程度の精度で剛性予測が行われた。一方で、純せん断継手（横方向長穴）の場合に限っては50%程度の大幅な剛性予測誤差が見られた。これは、等価座面領域をシェル要素で埋める柳原の簡易モデルのモデリング手法に起因していると考えられる。

# 第5章 長穴締結体簡易モデル の精度改善

## 5.1 緒言

前章において、柳原の簡易モデルの長穴締結体に対する拡張を行ったが、特定の条件下で剛性の予測に大幅な誤差が生じることが分かった。本章では、長穴締結体の剛性予測に適した改善を行う。

## 5.2 長穴部分のモデリング

前章において考察した通り、横方向の長穴を持つ締結体はせん断荷重を負荷した際に長穴幅が広がる方向に変形することが分かった。また、柳原の簡易モデルでは等価座面領域をシェル要素で埋めているため、ソリッドモデルで起きる変形を正しく再現できないことも確認されている。そこで、締結部近傍の変形を正しく再現するには、等価座面領域内についても長穴部分の穴開けを行う必要がある。

しかしながら、前章において導出を行った通り、等価座面領域内のボルト穴については等価ビームの剛性算出の過程で考慮に入れており、改めてシェル要素に穴開けを行うことで剛性が過剰に小さくなる可能性がある。

前章の考察で、長穴部分の変形は純せん断継手の2枚目の締結体において特に顕著に見られることが分かった。そこで本章では、せん断継手と純せん断継手の全てのシェル要素に対してボルト穴部分の穴開けを行うモデリング方法（以下、手法Aと称し、またその手法で行った柳原の簡易モデル解析を丸穴A、縦方向長穴Aなどと呼称する）のほかに、純せん断継手の2枚目のシェル要素に限って穴開けを行うモデリング方法（以

下, 手法 B と称する) を検討する. また, 前章までのモデリング手法を比較のため手法 C と呼称する.

手法 A, B それぞれについて, モデリング例を図 5-1 及び図 5-2 に示す. なお, ビーム要素の剛性は前章までに構築した計算方法から変更は加えていない. また, 手法 B は純せん断継手についてのみ変更を加えているため, せん断継手の手法 B は手法 C と同様の条件である.

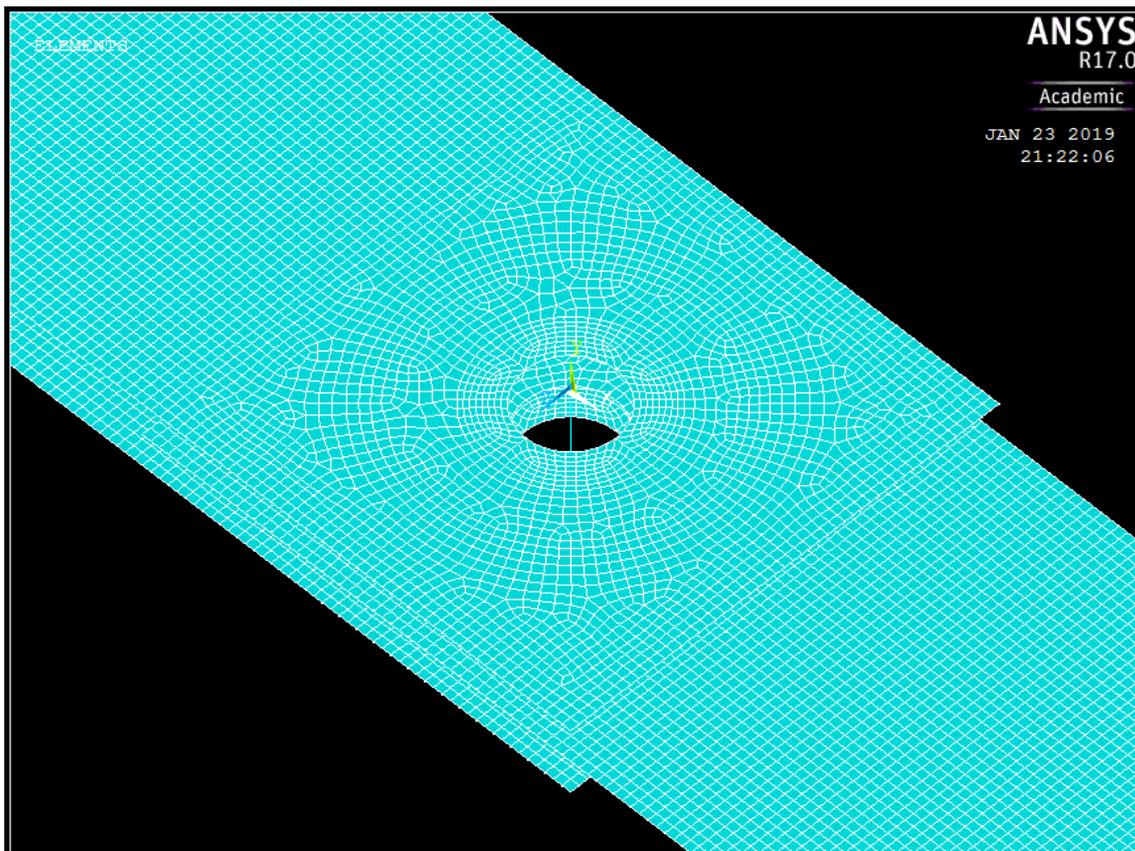
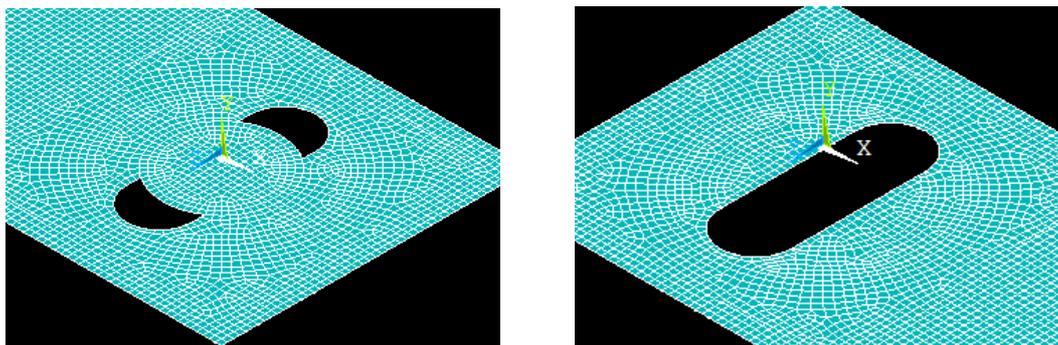


図 5-1 純せん断継手・丸穴 A の締結部近傍のモデリング



(a) 1 枚目及び 3 枚目の被締結体

(b) 2 枚目の被締結体

図 5-2 純せん断継手・横方向長穴 B の締結部近傍のモデリング

### 5.3 解析条件

継手の形状およびソリッドモデルの解析条件は前章と同様である。せん断継手、純せん断継手のそれぞれについて、ボルト穴の形状 3 種類（丸穴、縦方向長穴、横方向長穴）と座金の有無を掛け合わせた 4 条件で解析を行う。

柳原の簡易モデル解析では、手法 A を純せん断継手及びせん断継手に対して、手法 B を純せん断継手に対して行った。ビーム要素の剛性は前章までと同様である。

### 5.4 解析結果と考察

純せん断継手、せん断継手のそれぞれについて、ソリッドモデルと柳原の簡易モデルの並進剛性の値を表 5-1 から表 5-4 に示した。なお前述の通り、せん断継手の手法 B は手法 C と同条件であり、ゆえに結果も同じである。

純せん断継手については、手法 A, B のいずれについても剛性の予測誤差が 10% 以内に収まっており、前章の結果から十分な改善効果があったことが分かる。また、手法 B で 2 枚目のシェル要素に対してのみ行った穴開けによって横方向長穴の並進剛性の予測値は 30% 近く減少している。このことから、純せん断継手（横方向長穴）において 2 枚目の被締結体における長穴部分の変形が全体の変形量の中でも大きな割合を占めて

いたことがわかる。

一方でせん断継手においては、シェル要素に穴開けを行うことで並進剛性の予測精度は大幅に悪化している。特に横方向長穴においては30%近い予測誤差が生じる結果となった。これは、ボルトやナットの座面と被締結体の接触が柳原の簡易モデルでは再現されておらず、実際にはボルトやナットと直接接触している被締結体においても摩擦の影響を受けず自由に変形できるためであると考えられる。その結果として、せん断継手では剛性を過小に予測する傾向となった。

よって、手法 A はせん断継手及び純せん断継手に共通して適用するには不相当であり、手法 B を用いることが剛性予測には相当であると結論づけられる。

表 5-1 純せん断継手の並進剛性の予測精度の比較

ただし、表中に括弧書きした割合表記は、ソリッドモデルを基準としている。

	丸穴	縦方向長穴	横方向長穴
ソリッドモデル [ $10^4$ N/mm]	26.6 (100%)	19.3 (100%)	15.6 (100%)
柳原の簡易モデル 手法 A [ $10^4$ N/mm]	27.2 (102%)	20.8 (108%)	15.0 (97%)
柳原の簡易モデル 手法 B [ $10^4$ N/mm]	27.4 (103%)	20.0 (104%)	16.9 (109%)
柳原の簡易モデル 手法 C [ $10^4$ N/mm]	28.1 (106%)	19.1 (99%)	22.9 (147%)

表 5-2 純せん断継手（座金あり）の並進剛性の予測精度の比較

ただし、表中に括弧書きした割合表記は、ソリッドモデルを基準としている。

	丸穴	縦方向長穴	横方向長穴
ソリッドモデル [ $10^4$ N/mm]	26.9 (100%)	19.8 (100%)	16.4 (100%)
柳原の簡易モデル 手法 A [ $10^4$ N/mm]	27.6 (103%)	21.3 (108%)	15.5 (95%)
柳原の簡易モデル 手法 B [ $10^4$ N/mm]	27.9 (104%)	20.6 (104%)	17.5 (107%)
柳原の簡易モデル 手法 C [ $10^4$ N/mm]	28.6 (106%)	19.8 (100%)	23.7 (144%)

表 5-3 セン断継手の並進剛性の予測精度の比較

ただし、表中に括弧書きした割合表記は、ソリッドモデルを基準としている。

	丸穴	縦方向長穴	横方向長穴
ソリッドモデル [10 <sup>4</sup> N/mm]	7.50 (100%)	5.58 (100%)	5.94 (100%)
柳原の簡易モデル 手法 A [10 <sup>4</sup> N/mm]	6.59 (88%)	4.95 (89%)	4.30 (72%)
柳原の簡易モデル 手法 B [10 <sup>4</sup> N/mm]	6.93 (92%)	4.98 (89%)	5.88 (99%)
柳原の簡易モデル 手法 C [10 <sup>4</sup> N/mm]	6.93 (92%)	4.98 (89%)	5.88 (99%)

表 5-4 セン断継手（座金あり）の並進剛性の予測精度の比較

ただし、表中に括弧書きした割合表記は、ソリッドモデルを基準としている。

	丸穴	縦方向長穴	横方向長穴
ソリッドモデル [10 <sup>4</sup> N/mm]	7.61 (100%)	5.79 (100%)	6.16 (100%)
柳原の簡易モデル 手法 A [10 <sup>4</sup> N/mm]	6.74 (89%)	5.09 (88%)	4.45 (72%)
柳原の簡易モデル 手法 B [10 <sup>4</sup> N/mm]	7.06 (93%)	5.14 (89%)	6.04 (98%)
柳原の簡易モデル 手法 C [10 <sup>4</sup> N/mm]	7.06 (93%)	5.14 (89%)	6.04 (98%)

## 5.5 結言

柳原の簡易モデルのモデリング手法を長穴締結体に適した形式に改良した。

また、ソリッドモデルとの比較により、全ての条件下において10%程度の誤差範囲で締結部近傍の剛性を予測できていることが分かり、予測精度が向上していることを確認した。

# 第6章 面外方向外力に対する 柳原の簡易モデルの精度評価

## 6.1 緒言

本章では、面外方向に外力を負荷した条件下での柳原の簡易モデルの挙動を、ソリッドモデルとの比較により評価する。

## 6.2 解析条件

せん断継手について、座金の有無、および3種類の穴形状（丸穴、縦方向長穴、横方向長穴）を掛け合わせた6種の条件下で解析を行う。解析条件は図 6-1 の通りである。図の A 点と E 点を単純支持し、B 点と D 点に荷重を負荷する。負荷荷重は、はじめに 225g の錘を B 点に 1 枚、D 点に 2 枚載せた後、両点に 59g の錘を 1 枚ずつ、最大 24 枚まで載せていく状況を想定している。このとき、B 点、C 点、D 点のたわみをソリッドモデルと柳原の簡易モデルで比較し、その精度を評価する。

ソリッドモデル解析では、A 点および E 点の被締結体表面を上下方向に拘束したほか、A 点上の代表点 1 点を図の左右方向に拘束した。また、面外方向外力を負荷する際に、B 点および D 点の下面の上下方向変位をカップリング拘束した。その他の解析条件は前章以前と同様である。

柳原の簡易モデル解析では、シェル要素上の A 点および E 点を上下方向に拘束したほか、面外方向外力を負荷する際に、B 点および D 点の上下方向変位をカップリング拘束した。モデルは前章までで構築したものをを用いている。

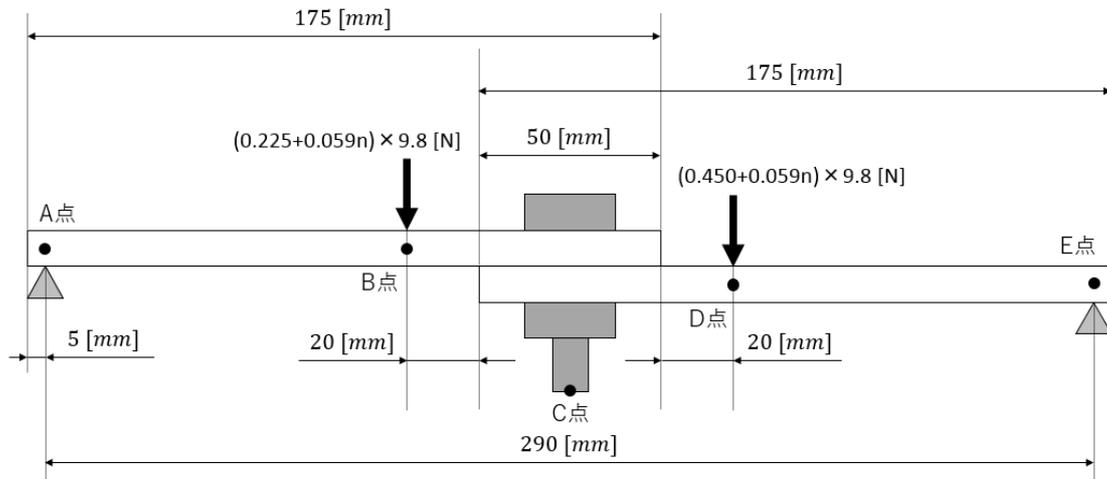


図 6-1 面外方向荷重を負荷する条件

### 6.3 解析結果と考察

座金を用いない丸穴締結体の B 点における荷重-たわみ曲線を図 6-2 に示す。ただし、荷重は最初の錘（B 点に 225g、D 点に 450g）を載せた直後を 0[N]とし、以降それぞれの荷重点に負荷される外力の大きさをプロットしている。また、たわみは最初の錘を載せる直前（ボルト締結後）のたわみを 0[mm]としている。同様に、C 点および D 点における荷重-たわみ曲線を図 6-3 及び図 6-4 に示す。

いずれの点においても、ソリッドモデルと柳原の簡易モデルの荷重-たわみ曲線が高い精度で一致している。また、面外方向の外力をした時には、せん断方向外力の場合と異なり座面の部分すべりが起きないため、大きな荷重を負荷しても剛性が低下しない。そのため、荷重を大きくしても変位の大幅な予測誤差が見られなかった。

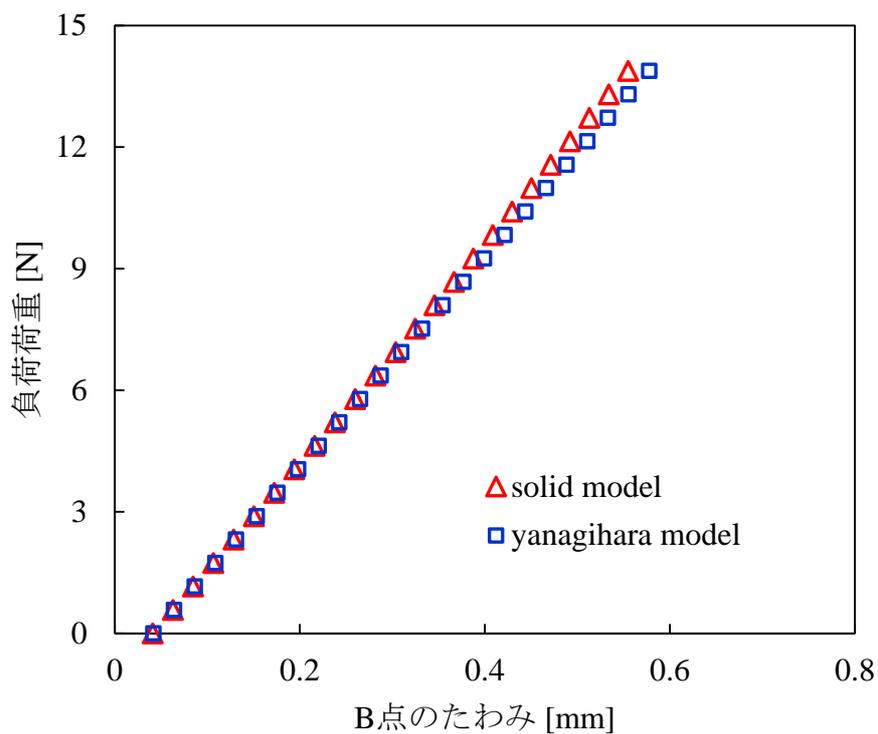


図 6-2 丸穴締結体の B 点における荷重-たわみ曲線

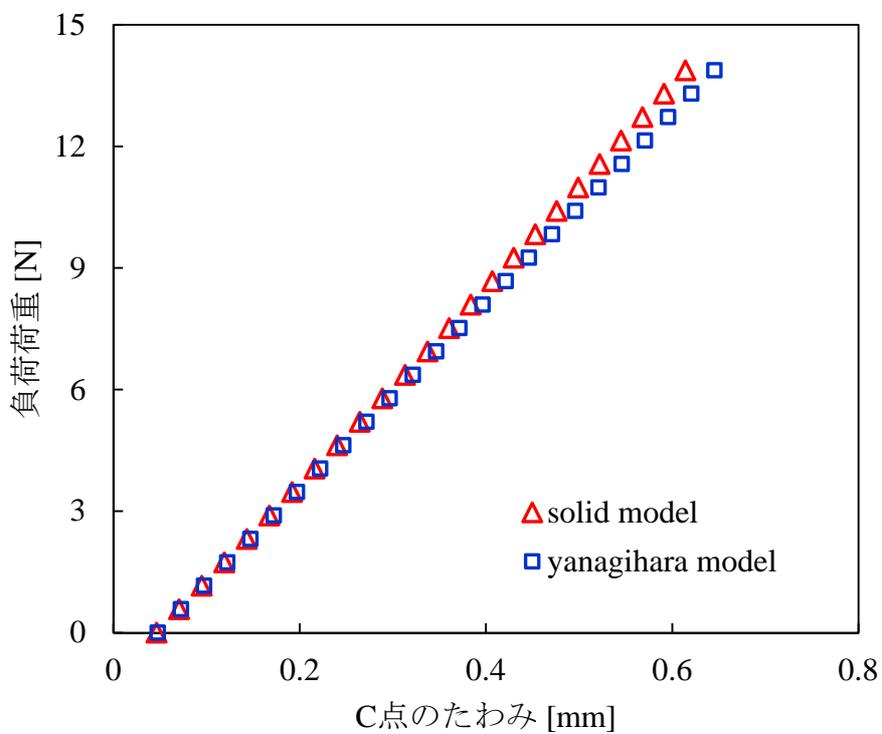


図 6-3 丸穴締結体の C 点における荷重-たわみ曲線

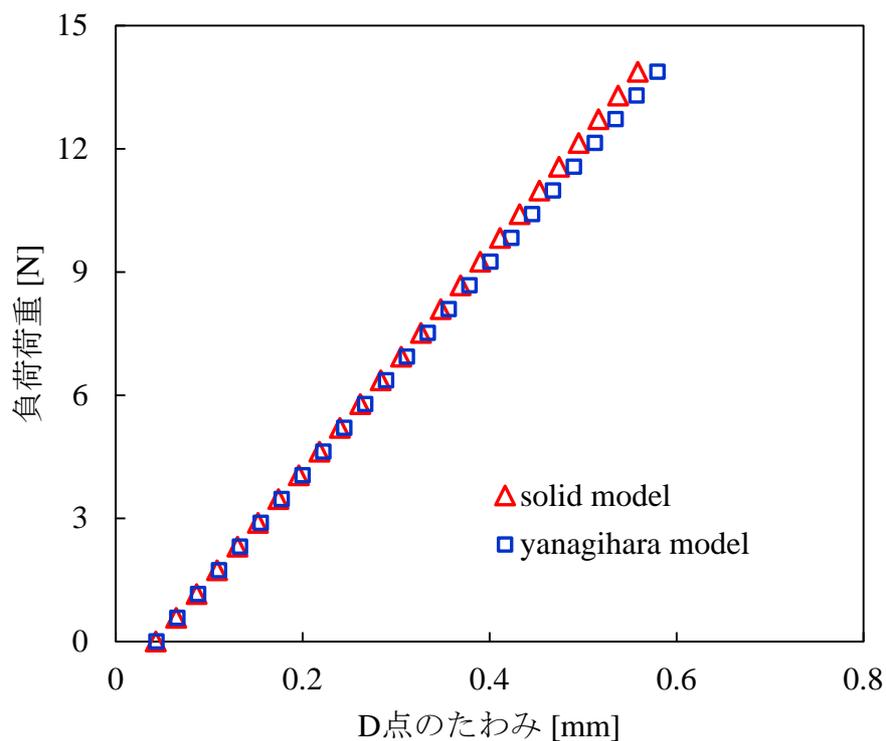


図 6-4 丸穴締結体の D 点における荷重-たわみ曲線

次に、各点における荷重-たわみ曲線の回帰直線の傾きを 4 点曲げ剛性 (B 点), 4 点曲げ剛性 (C 点), 4 点曲げ剛性 (D 点) と呼称する. これらの 4 点曲げ剛性の値を表 6-1 及び表 6-2 に纏めた.

全ての条件において、各点における 4 点曲げ剛性が誤差 5%以内という高い精度で予測ができています. これは、面外曲げにおいて、ビーム要素の剛性が大きな影響を与えないためと考えられる.

表 6-1 座金不使用時の各モデルの4点曲げ剛性の比較

ただし、表中に括弧書きした割合表記は、それぞれ各点におけるソリッドモデルの4点曲げ剛性を基準としている。

穴形状	丸穴	縦方向長穴	横方向長穴
ソリッドモデルの 4点曲げ剛性 (B点) [N/mm]	27.0 (100%)	24.6 (100%)	24.5 (100%)
柳原の簡易モデルの 4点曲げ剛性 (B点) [N/mm]	25.9 (96%)	23.7 (97%)	25.4 (103%)
ソリッドモデルの 4点曲げ剛性 (C点) [N/mm]	24.4 (100%)	21.8 (100%)	21.8 (100%)
柳原の簡易モデルの 4点曲げ剛性 (C点) [N/mm]	23.2 (95%)	20.9 (96%)	22.7 (104%)
ソリッドモデルの 4点曲げ剛性 (D点) [N/mm]	26.9 (100%)	24.5 (100%)	24.5 (100%)
柳原の簡易モデルの 4点曲げ剛性 (D点) [N/mm]	25.9 (96%)	23.7 (97%)	25.4 (104%)

表 6-2 座金使用時の各モデルの4点曲げ剛性の比較

ただし、表中に括弧書きした割合表記は、それぞれ各点におけるソリッドモデルの4点曲げ剛性を基準としている。

穴形状	丸穴	縦方向長穴	横方向長穴
ソリッドモデルの 4点曲げ剛性 (B点) [N/mm]	27.2 (100%)	24.9 (100%)	24.8 (100%)
柳原の簡易モデルの 4点曲げ剛性 (B点) [N/mm]	26.1 (96%)	24.0 (96%)	25.6 (103%)
ソリッドモデルの 4点曲げ剛性 (C点) [N/mm]	24.6 (100%)	22.1 (100%)	22.0 (100%)
柳原の簡易モデルの 4点曲げ剛性 (C点) [N/mm]	23.4 (95%)	21.2 (96%)	22.9 (104%)
ソリッドモデルの 4点曲げ剛性 (D点) [N/mm]	27.0 (100%)	24.8 (100%)	24.7 (100%)
柳原の簡易モデルの 4点曲げ剛性 (D点) [N/mm]	26.1 (96%)	24.0 (97%)	25.6 (104%)

## 6.4 結言

ボルト締結体に対して面外方向に荷重を負荷した際の柳原の簡易モデルの挙動をソリッドモデルと比較し、その適用可能性を評価した。

いずれの条件下においても誤差 5%以内という高い精度で剛性を予測しており、せん断荷重を負荷した場合と同程度の精度で変位予測が可能であるとの結論を得た。

## 第7章 結論

本研究では、多様な条件下で使用可能であり、高精度かつ低負荷で計算可能なボルト締結体の簡易モデリング手法の開発を行った。具体的には、試験との比較により妥当性評価を行ったソリッドモデルを基準として、座金有条件下、長穴締結体、面外曲げ荷重負荷時の3条件下において柳原の簡易モデル [5]の精度評価を行い、また必要に応じて条件に即した改良を加えた。以下に具体的な結論を示す。

まず、先行研究 [7][5]において用いられているボルト締結体のソリッドモデルを用いて、長穴により締結された3枚板の継手（純せん断継手）をモデリングした。日立製作所にて行った試験の結果とひずみを比較し、十分な予測精度を確認した。具体的には、 $50[\mu\epsilon]$ 以上のひずみが測定される点においては、22%以内の誤差範囲で予測できることが確認された。

次に、純せん断継手とせん断継手（2枚板の継手）のそれぞれにおいて、座金有条件下、および長穴締結体に対し柳原の簡易モデルを適用し、改良を加えた。継手の長手方向に荷重を負荷した際の締結部近傍の予測剛性をソリッドモデルと比較し、10%程度の誤差範囲で剛性を予測できることを確認した。

また、継手の面外方向に荷重を負荷した際のたわみの予測精度を、柳原の簡易モデルとソリッドモデルで比較した。座金の有無やボルト穴形状に関わらず、誤差5%以内の精度で剛性を予測することが確認された。

# 参考文献

- [1] 成瀬 友博, 川崎 健, 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.
- [2] 成瀬 友博, 川崎 健, 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.
- [3] 森田 庸介, 中村 英之, 金保 忠正, 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.
- [4] 田中 行平, 森田 庸介, 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.
- [5] 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,” 東京大学修士論文, 2018.
- [6] 森 久史, 辻村 太郎, “車両用材料技術の変遷,” RRR, vol. 67, no. 3, pp. 8-11, 2010.
- [7] 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,” 東京大学修士論文, 2014.
- [8] J. Andersson and J. Deleskog, Fatigue Life and Stiffness of the Spider Spot Weld, 2014.
- [9] V. D. Ingenieure, VDI-Richtlinien Blatt 1 2230 (2003) Systematic calculation of high duty bolted joints -Joint with one cylindrical bolt, 2003.
- [10] 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.
- [11] 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, 15 February 2018, Pages 1-16, 2018.

# 謝辞

日立製作所の皆様には、要素試験のデータを提供いただき、また打ち合わせ等に際しては貴重なご意見を度々頂戴し、ありがとうございました。

また、泉教授、波田野講師、高本助教には論文執筆にあたってご指導ありがとうございました。研究面でいつも面倒を見て下さった榎間さんを始め、研究室の先輩方にも感謝しています。

最後に、東京での大学生活を様々な面から支えてくれている両親と、いつも新たなことに挑戦して私に刺激をくれる弟、そして友に感謝。

以上

P.1~P.82 完

卒業論文

170226 長岡 賢人

指導教員 泉 聡志 教授