

市大橋梁研 内部検討会

高力ボルト摩擦接合継手モデリング  
ガイドライン

—ボルトモデリング検討会BMR—

2021年10月

大阪市立大学橋梁工学研究室  
Bridge Engineering Laboratory, OCU

# まえがき

同じ研究室なのに，作られたモデルの剛性が若干違う．じゃ，研究室内部でのモデリング手法を統一するため，この検討会を行いませんか．zzz...

– 陳 瑜  
2021/10/14

zzz...

– 佐倉 亮  
2021/10/14

編集:

---

佐倉 亮 (Ryo Sakura)  
陳 瑜 (Yu Chen)  
藤原 眞幸 (Masaki Fujiwara)  
松井 駿 (Shun Matsui)  
石田 健人 (Kento Ishida)  
堀井 いずみ (Izumi Horii)  
頼 健鵬 (Jianpeng Lai)

監督：山口 隆司 (Takashi Yamaguchi)

Ver. 1.0  
Last Edit: 2021/10/6

# 目次

<b>第 1 章</b>	<b>序論</b>	1
1.1	目的	1
1.2	用語および記号の定義	1
1.2.1	用語	1
1.2.2	記号	2
1.3	本ガイドラインの適用範囲	3
1.4	Abaqus における境界非線形の計算方法	3
1.5	相互作用の設定	4
1.5.1	サーフェイス間の離散化方法	4
1.5.2	接触の追跡	5
1.5.3	摩擦挙動	6
1.5.4	摩擦モデルの定式化	7
1.6	Increment の設定	8
1.7	材料構成則	9
<b>第 2 章</b>	<b>母板・連結板のモデル化</b>	10
2.1	モデル化範囲の設定	10
2.1.1	1/1 モデル	11
2.1.2	1/2 モデル	11
2.1.3	1/4 モデル	11
2.1.4	1/8 モデル	12
2.2	母板のメッシュ分割	12
2.3	連結板のメッシュ分割	14
2.4	マスタ面とスレーブ面の選択	15
<b>第 3 章</b>	<b>ボルトセットのモデル化</b>	17
3.1	ボルトセットのメッシュ分割	17
3.1.1	ボルト頭部・ナットのモデル化	19
3.1.2	断面変化点のモデル化	20
3.1.3	座金と連結板接触条件	20
3.2	ボルト軸力導入方法	21
<b>第 4 章</b>	<b>エラー発生時の対処法</b>	24
	<b>参考文献</b>	25

# 1. 序論

## 1.1 目的

本ガイドラインは、高力ボルト摩擦接合継手部の有限要素解析を実施するにあたって、それらのモデル化手法や材料非線形性・幾何学的非線形性・境界非線形性の再現手法について記述したものである。有限要素解析において非線形問題を考慮する場合、要素サイズや要素の種類が解析時間や解析精度に大きく影響する。そのため、解析時間を最小限に抑えつつ、解析精度を担保する適切なモデル化手法を提示し、研究室内でのモデル化手法のばらつきを無くすことを本ガイドラインの目的として、本ガイドラインは Abaqus を用いた高力ボルト摩擦接合継手のモデル化手法やその妥当性に関する項目を示している。

本ガイドラインは、初めて高力ボルト摩擦接合継手の解析モデルを作成し実行する時や解析精度に関わる項目を検討する際に参照されることを期待している。

高力ボルト摩擦接合継手部は、母板、連結板、高力ボルト、座金といった部材から構成される。各要素の接触面にはボルト軸力による材間圧縮力が作用し、それによる摩擦力によって荷重伝達を行う。有限要素解析における摩擦挙動は節点对に定義される相互作用によって計算される。

高力ボルト摩擦接合継手をモデル化する際の留意点は、摩擦挙動に加えて母板と連結板、高力ボルトの弾塑性挙動の両方を正確に表現する必要がある。

ガイドラインの内容は以下の通りである。まず、母板・連結板のモデル化手法を説明する。解析時間を短縮するため、継手の対称性を考慮したモデル化手法を説明する。また、母板・連結板のメッシュサイズによってそれらの弾塑性挙動や接触計算の解析精度が変化するため、それら最適なメッシュサイズや定義手法について説明する。次に高力ボルトのモデル化手法を説明する。ここでは主に高力ボルトのメッシュサイズや高力ボルトと座金、座金と連結板との接触挙動に着目している。

## 1.2 用語および記号の定義

### 1.2.1 用語

接合部	：	2つ以上の部材を接合する部分の総称。
継手	：	材片あるいは部材を接合する方法またはその部分
接合面（接触面）	：	母板と連結板が接合（接触）する面
高力ボルト	：	熱処理によって引張強さが管理された、引張強さが $800N/mm^2$ 以上のボルト
母板（母板）	：	高力ボルト摩擦接合部での部材間の応力を伝達するための接合部材。2面接合の場合では、連結板に挟まれた部材。
連結板（連結板）	：	高力ボルト摩擦接合部での部材間の応力を伝達するために母板に添えられて取り付けられる材片。
フィラー	：	高力ボルト接合面に生じた隙間に挿入する板。
肌ずき	：	高力ボルト接合面に生じた隙間。
総断面積	：	ボルト孔などの欠損部を除いていない断面積。
純断面積	：	部材の総断面積から、ボルト孔などの欠損部を除いた断面積。

設計ボルト軸力	:	高力ボルト接合部の設計すべり耐力算定に使用する高力ボルトの軸力.
標準ボルト軸力	:	ボルト軸力導入後のリラクセーションにより軸力が低下することを考慮して高力ボルトに導入される軸力.
すべり耐力	:	高力ボルト摩擦接合部ですべりが生じることのない限界の耐力.
すべり係数	:	高力ボルト摩擦接合部のすべり荷重を高力ボルトの設計ボルト軸力の和と接合面の数で除した値. 摩擦係数は, すべりに転じた時の垂直荷重すなわちボルト軸力を用いて算出するが, すべり係数は設計ボルト軸力に対して発揮されるすべり耐力を算出するものである.
降伏耐力	:	継手部の材辺が降伏に達するときの耐力.
すべり/降伏耐力比	:	母板の純断面降伏耐力に対するすべり耐力の比率. 最初に発生する非線形挙動に含まれる純断面降伏の割合を評価するための指標. 0.7 以下がすべり先行型, 0.7 1.0 が遷移区間, 1.0 以上が降伏先行型.
疲労限界	:	繰返し荷重に対する継手の破壊強度
終局限界	:	母板および連結板の破壊, ボルトの破断に対する継手の強度
ステップ	:	Abaqus において荷重, 強制変位熱衝撃, クリーブ, 動的過程などモデルに変形を付加するときにそれぞれで設定する任意の区間. 荷重がある値から別の値に変化する Abaqus/Standard の静的解析は, 最も単純なステップとすることができる.
メッシュサイズ・要素サイズ	:	重心に 1 つの積分点を有する 1 つの要素の大きさ. また, その要素の 1 辺の長さ.
サーフェイス	:	変形体および剛体の表面
マスタ面	:	接触条件が定義されているサーフェス対のサーフェス形状が優先されるサーフェス.
スレーブ面	:	接触条件が定義されているサーフェス対のマスタ面に追従して相対経路が計算されるサーフェス.
イテレーション	:	1 つのステップを完了するために実行する計算回数. イテレーション総時間は 1 である.
インクリメント	:	1 回のイテレーションの増分量.
相互作用特性	:	サーフェス対に定義する摩擦挙動や接触挙動, 粘弾性挙動の特性のことをいう.

## 1.2.2 記号

### (1) 幾何学的諸量に関する記号

$d$	:	ボルトの公称軸径
$d_0$	:	ボルト孔径
$w$	:	板幅
$e$	:	縁端距離
$p$	:	部材軸方向のボルト中心間隔
$g$	:	部材軸直角方向のボルト中心間隔
$m$	:	接合面数
$n$	:	ボルト本数

$t_{mp}$  : 母板の板厚  
 $t_{sp}$  : 連結板の板厚

(2) 耐力に関する記号

$\mu$  : すべり係数  
 $P$  : 継手に作用する力  
 $N_d$  : 設計ボルト軸力  
 $\beta$  : すべり/母板純断面降伏耐力比  
 $\gamma$  : 連結板/母板純断面降伏耐力比

### 1.3 本ガイドラインの適用範囲

すべり/降伏耐力比  $\beta$  : 0.72~1.15  
 連結板/母板降伏耐力比  $\gamma$  : 1.26~1.5

本ガイドラインは、土木学会で提示されている標準すべり試験体を参考に作成した、Table 1.1 に示す継手諸元の解析結果をもとに記述している。対象とした解析モデルのすべり/降伏耐力比  $\beta$  は 0.72 と 1.15 である。また、連結板/母板降伏耐力比  $\gamma$  はそれぞれ 1.26 と 1.5 である。対象とする限界状態は、母板と連結板間のすべりと母板あるいは連結板の降伏である。疲労限界や終局限界については、適用範囲外である。

対象とする継手の諸元範囲は、以下のように設定する。

耐力比によって規定した理由は、高力ボルト摩擦接合継手の力学的挙動は板厚単体のみではなく、母板や連結板の降伏耐力、すべり耐力の相互関係に大きく影響を受けるためである。

Table 1.1 Geometrical configurations

	Bolt Diameter	Bolt Hole Diameter	Width	End Distance	Bolt Pitch	Thickness of Connected Plate	Thickness of Splice Plate	Designed Bolt Tensions
FEA Cases	$d$ [mm]	$d_0$ [mm]	$w$ [mm]	$e$ [mm]	$p$ [mm]	$t_{mp}$ [mm]	$t_{sp}$ [mm]	$N_d$ [kN]
n2-b072	22	24.5	100	55	80	19	12	205
n2-b115	22	24.5	100	55	80	12	9	205

### 1.4 Abaqus における境界非線形の計算方法

有限要素解析における非線形問題は、材料非線形、幾何学的非線形、境界非線形の 3 種類に大別できる。

材料非線形は、弾性範囲を超えた材料の非線形挙動を扱う問題を指す。一般的で簡易な有限要素解析は、各要素の節点が微小変形であることを仮定して解を求める。しかし、座屈などの大変形を扱う場合は、幾何学非線形を考慮して解析を実行する必要がある。

境界非線形は、境界・接触の状態によって荷重と変形の関係に連続性が成立しなくなる特性である。主なものに物体の接触摩擦や接触圧が挙げられる。

非線形解析では計算時間が長くなり、収束計算のためパラメータ調整や解析条件の設定に技術が必要とされ、合理的な非線形解析モデルを作成するのに工夫しなければならない。

Abaqus/Standard が接触問題を解くために使用するアルゴリズムは、メッセージファイルに出力された診断メッセージによって理解することができる。

Figure 1.1 に示す Abaqus/Standard の接触アルゴリズムは、非線形性解法 Newton Raphson 法を中心に構築されている [1]。

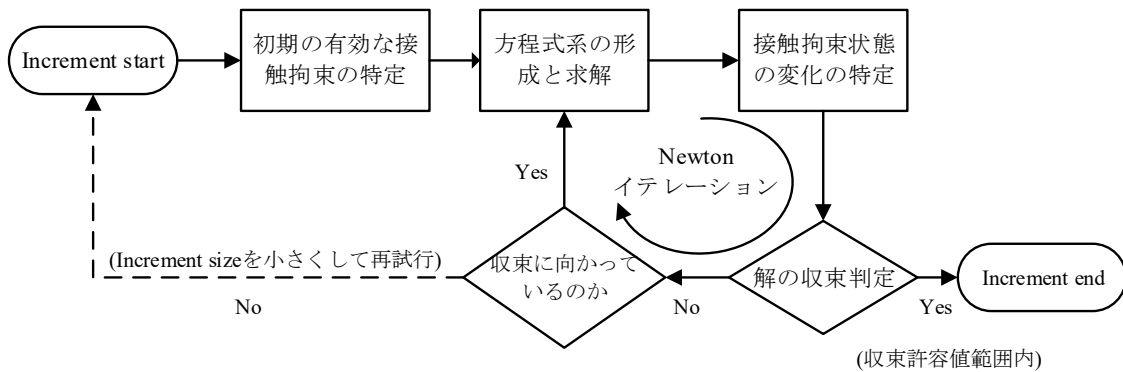


Figure 1.1 Algorithm for contact problems

Abaqus/Standard は、各インクリメントの開始時にすべての接触相互作用の状態を調べて、スレーブ節点を開または閉に分類する。節点が閉じている場合には、Abaqus/Standard は、その節点がすべりと固着のいずれの状態にあるかを決定する。閉じている節点にはそれぞれ拘束を与え、接触状態が閉から開に変化する節点からは拘束を削除する。その後、イテレーションを実行し、計算された修正量を用いてモデルの配置を更新する。

更新後の配置で、Abaqus/Standard は、スレーブ節点での接触状態に変化があるかどうかをチェックする。イテレーション後の間隙量が負またはゼロになる節点は、状態が開から閉に変化する。接触圧が負になる節点は、状態が閉から開に変化する。現在のイテレーションで接触の変化が検出されると、そのイテレーションは過酷な不連続性イテレーション (severe discontinuity iteration) とされる。

## 1.5 相互作用の設定

摩擦解析のための相互作用設定方法：比較的大きい相対変位が生じるとき、有限すべりを選択する。一般的に有限すべりの離散化方法は「サーフェイス-サーフェイス」となり、接触の追跡は「2つの配置 (パス)」である。面と面の実際距離は0となる時、スレーブは普通調整を行わない。

### 1.5.1 サーフェイス間の離散化方法

デフォルトでは、Abaqus/Standard での一般接触は、有限すべりのサーフェス-サーフェスの接触の定式化を使用する。サーフェス-サーフェスの離散化は接触拘束の領域内でスレーブ面とマスタ面の両方の形状を考慮する。

サーフェス-サーフェスの離散化には、以下の重要な特徴がある [1]。

- サーフェス-サーフェスの定式化は、接触条件を、個々のスレーブ節点のみに対してではなく、ス

スレーブ節点の近傍の領域にわたって平均的に与える。考慮するスレーブ節点が平均化する領域のほぼ中心となる。したがって、各接触拘束は、隣接するスレーブ節点も考慮するが、中心となる1個のスレーブ節点を最も考慮する。個々の節点にはわずかな貫入が見られる可能性があるが、この離散化では、スレーブ面へのマスタ節点の大きな貫入が、検出されないことはない。

- サーフェス-サーフェスの接触は、節点-サーフェスの接触よりも接触面におけるマスタとスレーブの選択による影響を受けにくい。ただし、マスター面のメッシュサイズがスレーブ面よりも細かい場合には、計算コストが大幅に増加するかもしれない。（詳細は 2.4 マスタ面とスレーブ面の選択に参考してください。）

メッシュが粗いために表面形状が適切に表現されない場合は、サーフェス-サーフェスの接触と節点-サーフェスの接触のいずれを使用しても、解の精度は大幅に低下する可能性がある。場合によっては、サーフェス-サーフェスの接触で使用可能な表面平滑化テクニックにより、粗いメッシュでも解の精度を大幅に改善できる。

一般に、サーフェス-サーフェスの離散化の方が、拘束1つあたりの節点数が多くなり、結果として計算コストが増加する。計算コストの上昇は、ほとんどの解析で問題とならない程度であるが、場合によっては非常に大きくなることもある。以下は（特に組み合わせると）、サーフェス-サーフェスの接触の計算コストを増加させる可能性のある要因である。

- モデルの大部分が接触に含まれる。
- マスタ面のメッシュがスレーブ面よりも細かい。
- 複数のシェルの層が接触に含まれており、1つの接触対のマスタ面が別の接触対のスレーブ面となっている。
- サーフェス-サーフェスの定式化は、主に、接触する表面の法線方向がほぼ相対している一般的な状況を対象としている。有効な接触領域においてそれぞれのスレーブ小平面とマスタ小平面の法線方向が相対していない場合は、特徴線エッジまたはコーナーが含まれる接触を扱うには、節点-サーフェスの接触の定式化が適していることが多い。

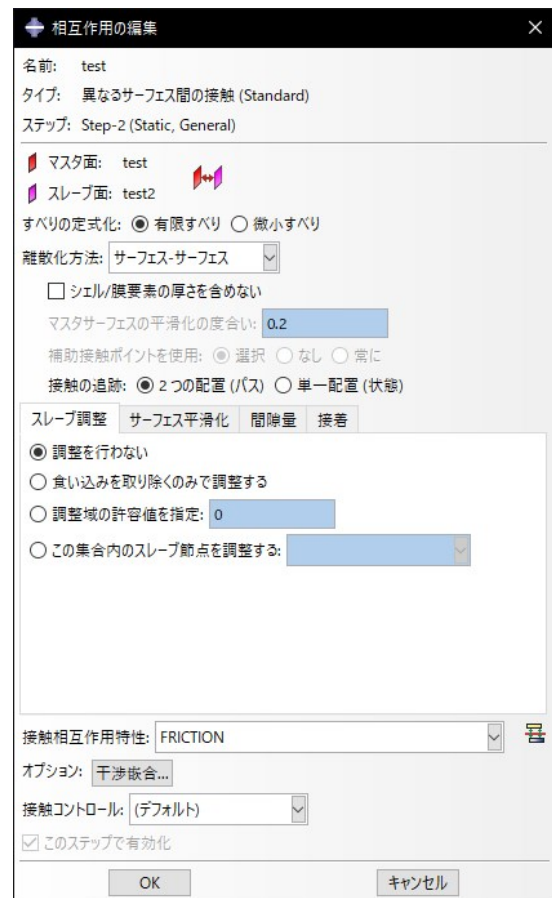


Figure 1.2 Editing interactions

### 1.5.2 接触の追跡

「経路に基づく追跡」(2つの配置 (path)) のアルゴリズムでは、各インクリメント内でのマスタ面に対するスレーブ面上の各点の相対経路が詳細に考慮される。また、シェル要素や膜要素を両面接触のマスタ面として使用できる。

Abaqus/Standard では、大きい相対運動増分が含まれる解析では、「経路に基づく追跡」を推奨する [1]。



### 1.5.3 摩擦挙動

Abaqus/Standard で使用可能な摩擦モデルはいくつか存在するのが、ここで、最も使われている「古典的な等方性 Coulomb 摩擦モデル」のアルゴリズムおよび設定方法を説明する。

Coulomb 摩擦モデルの基本概念は、界面での最大許容摩擦 (せん断) 応力を、接触する物体間の接触圧に関係付けることにある。

古典的な等方性 Coulomb 摩擦モデルは以下のようなパラメータを設定できる。

- 摩擦係数を、すべり速度、接触圧、接触点での平均表面温度、および場の変数によって定義することができる。
- 静摩擦係数と動摩擦係数を定義するオプションが用意されており、前者は指数関数により滑らかに後者へ移行する。

#### 接合面の固着状態の定義

Coulomb 摩擦モデルの基本形では、接触している 2 つの表面間に作用するせん断応力が特定の大きさに達するまで、接触面が相対的に滑り始めることはない。この状態は、固着と呼ばれる。

#### すべりの定義

Coulomb 摩擦モデルでは、表面が滑り始める臨界せん断応力  $\tau_{crit}$  を、表面間に作用する接触圧  $p$  の一定の割合として定義する。

$$\tau_{crit} = \mu p \quad (1.1)$$

#### 微小すべり (small sliding)

微小すべりの接触は、表面同士が相対的にほとんどすべらないと仮定しており、マスタ面は拘束ごとに線形近似される。微小すべりの接触では、個々の接触拘束に関する節点のグループは、解析全体をとおして固定される。ただし、解析のなかでこれらの拘束を有効/無効に変化させることはできる。微小すべりの接触を使用すれば、計算時間が節約され、堅牢性も増すため、近似が妥当な場合には、微小すべりの接触の使用が推奨される。

Figure 1.3 に示すように、**微小すべりの適用範囲**

\*スレーブとマスタ面各節点の相対すべり量が一つ要素長さとなる場合。

#### 有限すべり (finite sliding)

有限すべりの接触は、最も一般的な追跡方法であり、接触面間の任意の相対的な分離、すべり、回転を考慮できる。

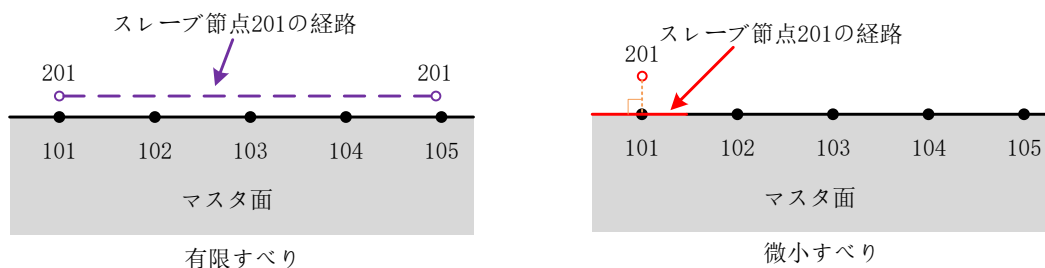


Figure 1.3 Contact tracking algorithms

## 1.5.4 摩擦モデルの定式化

「基本的な Coulomb 摩擦モデル」は二種類設定できる。それぞれの設定画面を Figure 1.4, 1.5 に示す。

**ペナルティ計算法を用いた基本有界すべりモデル：**

摩擦係数を、相当すべり速度と接触圧の関数として定義する。以下のような式で定式化できる。

$$\mu = \mu(\gamma_{eq}, p, \theta, f) \quad (1.2)$$

ここで、 $\gamma_{eq}$  は相当すべり速度、 $p$  は接触圧、 $\theta$  は温度変数、 $f$  は接触場の変数。

摩擦係数は、すべり速度、接触圧、温度、および場の変数に依存させることができる。デフォルトでは、摩擦係数は場の変数に依存しないものと仮定される。

特に、接触圧依存の摩擦係数に関しては、高接触圧領域では摩擦係数が低くなる結果が報告されているため、今後のモデル化の方針としても重要となる。その設定方法は、Figure 1.4 の「接触圧依存データを使用する」にチェックを入れ、実験データから得た接触圧と摩擦係数の関係を導入する。また、この接触圧と摩擦係数の関係は接合面処理によって変化する関係であることに注意する必要がある。

Coulomb 摩擦モデルにおけるせん断応力と接触圧力の関係を Figure 1.6 に、固着状態とすべり状態におけるすべり量とせん断応力の関係を Figure 1.7 に示す。

ペナルティ計算法を用いた接触問題においては、収束性の観点から固着状態においてもわずかなすべりが許容される。しかし、その増分はわずかであるため、許容されることがほとんどである。

**静摩擦 - 動摩擦の指数的減少モデル：**

このモデルは接触面の摩擦力が臨界せん断応力に到達した後の動摩擦挙動をモデル化するものである。しかし、现阶段において本モデルを適用する手法は日本および本研究室では確立されておらず、解析における収束性が極端に悪化することから使用することは推奨されない。

動摩擦係数はすべり速度に依存することが知られており、静摩擦から動摩擦への移行は中間のすべり速度で得られる値により定義される。Figure 1.5 に示すように、Abaqus では、静摩擦と動摩擦の係数を直接に指定できる。モデルは以下のような式に定義する：

$$\mu = \mu_k + (\mu_s - \mu_k) e^{-d_c \dot{\gamma}_{eq}} \quad (1.3)$$

ここで、 $\mu_k$  は動摩擦係数、 $\mu_s$  は静摩擦係数、 $d_c$  はユーザ定義の減少係数、 $\dot{\gamma}_{eq}$  はすべり速度である [2]。また、静 - 動摩擦モデルは試験データから当てはめることもできる。

Figure 1.4 Penalty method

Figure 1.5 Specifying static and kinetic friction coefficients

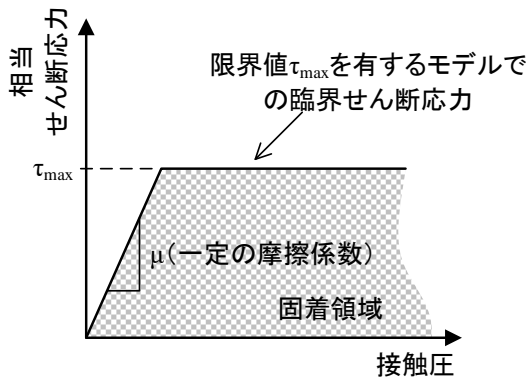


Figure 1.6 Slip regions for the friction model with a limit on the critical shear stress

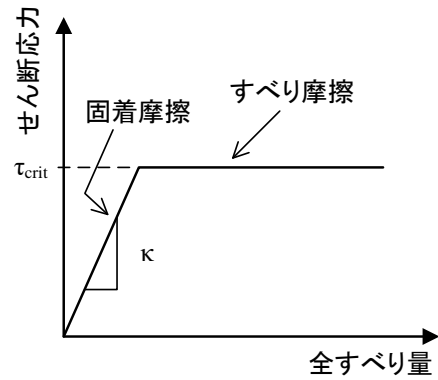


Figure 1.7 Elastic slip versus shear traction relationship for sticking and slipping friction

## 1.6 Increment の設定

必要なデータを得る、かつ解析結果の妥当性を保証するために適切なインクリメントを設定する必要がある。着目点付近に少なくとも 5% 以内の誤差精度を確保する必要がある。

### ボルト軸力を入れるステップ

イテレーション総時間 1 に対して、インクリメントの時間初期値を 0.1、最大値を 1 とする。解析が流れない場合は初期値を 0.5 とすると流れる場合がある。最小値はデフォルト (1E-5) のままでよい。

### 引張力を入れるステップ

イテレーション一回で 0.01mm の強制変位を与えるようにインクリメントの初期値および最大値を設定する。すべりが発生することによって収束性が悪化することが多いため、最小値は 1E-15 程度とする。

なお、上記はあくまで最初の推奨値となる。

### 【解説】

例えば、0.2mm を着目するため、0.01mm の増分データを取得する必要がある。あるいは主すべりが生じるまで曲線が 20 分割以上とする。

Abaqus/Standard の基本解析アルゴリズムは Newton-Raphson 法である。目的値を得るために、イテレーションしつつマトリックス方程式の解を収束に向かう。

解析では、イテレーションの回数 (いわゆるインクリメント) のデータしか残らないので、着目する時の解析結果をちゃんと取得できるようにそうしないと、着目するところのインクリメントが粗すぎると正確なデータを得られない。そのために、適切なインクリメントの設定が必要である。

適切なインクリメントを設定するにはインクリメントおよびイテレーションの計算方法を把握する必要がある。以下の式はインクリメントおよび増分の計算式を示す。

$$\delta = \Delta \times INC \quad (1.4)$$

ここで、 $\delta$  は変位増分量、 $\Delta$  は強制変位設定値、 $INC$  はインクリメント。

Figure 1.8 はインクリメントの設定画面に示す。

最大インクリメント数は該当ステップまでイテレーション最大何回できるのを指す。イテレーション回数が多ければ多く程、データ数が多い、計算精度が細かい。代わりに、計算コストが向上する。インクリメントを調整する時十分検討した方がいい。

時間増分の「初期値」は文字通りイテレーション開始する時の初期増分となり、マトリックス方

程式が収束しにくいとき、Abaqus は時間増分値（インクリメントサイズ）を「最小値」自動的に小さくし、方程式を解けるような時間増分を調整する（収束計算いわゆる過酷な不連続性イテレーションは最大5回まで）。方程式が収束しやすい場合、時間増分値を「最大値」まで自動的に大きくなる。

イテレーション計算のプロチャートは Figure 1.1 に参考してください。

Figure 1.8 の.sta データに示すように、時間の総数は1に到達したら計算は無事に完了したことを意味する。時間の総数は時間増分値（インクリメントサイズ）の累加から計算される。なお、例えば強制変位で载荷する場合、変位の増分は時間増分値かける最初設定した強制変位量となる。時間ごとの総変位は最初設定した強制変位量かける時間総数となる。すなわち、時間総数=1の時強制変位量=総変位、計算終了となる。

なお、Figure 2.10 に示したのは失敗例。インクリメントを粗すぎると、すべり付近のデータがかなり少なく解析結果の妥当性は欠けている。

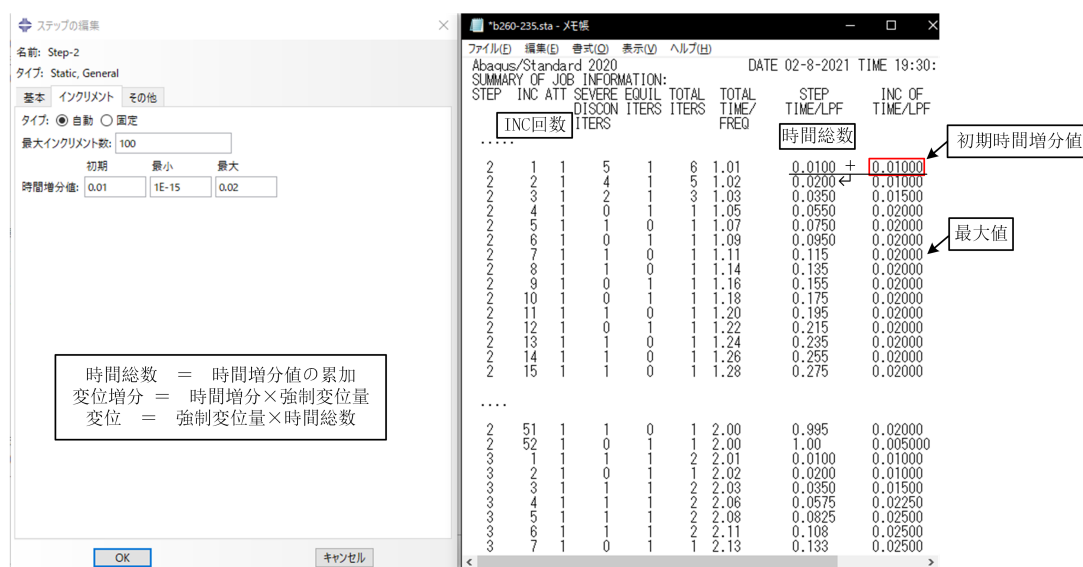


Figure 1.8 Increment settings

## 1.7 材料構成則

母板・連結板，高力ボルトセットに導入する材料構成則は，材料試験結果をもとにした，ひずみ硬化開始点やひずみ硬化挙動を考慮したマルチリニア型を使用する．材料試験結果が無い場合は，公称値もしくはミルシート値の降伏点，E/100の二次勾配を用いたバイリニア型とする．

本ガイドラインの解析に用いている材料構成則は，Figure 1.9 に示す応力-ひずみ関係である．ひずみ硬化はバイリニア型とし，二次勾配はE/100でモデル化している．

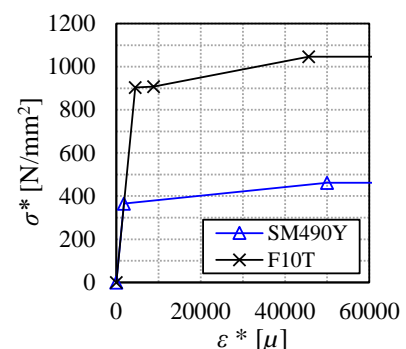


Figure 1.9 Mechanical properties

## 2. 母板・連結板のモデル化

### 2.1 モデル化範囲の設定

継手部が有している対称性を考慮し、解析時間や収束計算の短縮を図る。遊間部および板幅中央において対称性を有しており、固定側の挙動を考慮しない場合は、高力ボルト摩擦接合継手のモデル化は 1/4 モデルとする。固定側の挙動を考慮する場合や板幅中央で非対称な場合は、1/2 モデルを用いる。

#### 【解説】

一般的に対象とされる高力ボルト摩擦接合継手は遊間部と板幅の中央に対称性を有している場合が多い。高力ボルトにおいては、ヘッド側とナット側で詳細には対称性を有していないが、接触面に生じる接触力がヘッド側とナット側で同じであることを考慮すると、板厚方向にも対称性を有していると言える。そこで、高力ボルト摩擦接合継手の解析モデルを作成するにあたって、Table 2.1 に示すような対称性を考慮しない 1/1 モデルと遊間部の中央もしくは板幅の中央で対称性を考慮する 1/2 モデル、遊間部と板幅の中央で対称性を考慮する 1/4 モデル、遊間部と板幅と板厚の中央で対称性を考慮する 1/8 モデルが作成可能である。以下では、それぞれのモデル化が有している特徴を説明する。

Table 2.1 Modeling method considering symmetry

	継手部のモデル化	用いる継手形状の特徴	長所	短所
1/1モデル		・板幅中央および遊間部で非対称なもの	・実験での固定側の挙動を再現することが出来る。 ・板幅方向や遊間部を挟んで締付け順序を変化させることが出来る。	
1/2モデル (遊間部)		・板幅方向のみに非対称なもの(板幅方向に追加孔を有する場合やスロット孔の中心が板幅中央にない場合など)	・板幅方向に締付け順序を変化させることが出来る。	・要素数や接触計算の増大によって、収束性の悪化や解析時間の増加が発生する可能性がある。
1/2モデル (板幅中央)		・板幅中央では対称性を有するが、遊間部では非対称なもの(フィラーを有するもの、肌すきを有するもの)	・実験での固定側の挙動を再現することが出来る。 ・遊間部を挟んで締付け順序を変化させることが出来る。	
1/4モデル		・板幅中央および遊間部で対称なもの	・すべり後の支圧によるボルトのせん断変形も再現することが出来る。	
1/8モデル		・板幅中央、板厚中央および遊間部で対称なもの	・最も解析時間が少なく解析の収束性が高い。	・ボルト軸部が1/4されているので、支圧によるボルトのせん断変形を考慮することが出来ない。 ・ボルト軸力を母材中央に与えることが出来ない。(強制変位を入れることはできるが、対称条件をボルトに入れることが出来ない)



### 2.1.1 1/1 モデル

対称性を考慮しない 1/1 モデルは、再現しようとしている継手部全体をモデル化することである。一般には、1/1 モデルは要素数や接触計算の増大によって収束性の悪化や解析時間の増加が発生する。したがって、継手片側のすべり・すべり後挙動のみを評価する場合は 1/1 モデルは用いるべきではない。しかし、実験における固定側の再現や継手部全体の締付け順序（板幅方向や遊間部を挟んで締付け順序が変化する場合）を再現し、それがすべり挙動や残存軸力に及ぼす影響を評価する場合は、1/1 モデルを作成する必要がある。

### 2.1.2 1/2 モデル

1つの断面において対称性を考慮する 1/2 モデルは、遊間部の中央で対称性を考慮するものと、板幅の中央で対称性を考慮するものに分けられる。

遊間部の中央で対称性を考慮する場合、固定側の影響はないものとして、片側の継手部をモデル化する。一般的な供試体は板幅方向にも対称に製作されることが多い。しかし、板幅方向に追加孔を有する場合は遊間部のみで対称性を有するため、遊間部のみで対称性を考慮した 1/2 モデルとする必要がある。

板幅の中央で対称性を考慮する場合は、板幅方向にのみ対称性を有している場合に用いることができる。特に固定側との締め付け順序の違いを考慮する場合や、フィラーを有する場合、すべり側と固定側の母板断面積や継手形状が異なる場合、面内曲げを受ける場合などは、固定側をモデル化し、板幅中央のみで対称性を考慮する 1/2 モデルとする必要がある。また、短冊継手ではなく桁接合部を対象とする場合、面外変化が発生する可能性があるため板幅方向に対称性を考慮すべきではない。

Figure 2.1, 2.2 に 1/1 モデルと 1/2 モデルの荷重と相対変位の関係と荷重とボルト軸力の関係を示す。Figure 2.1, 2.2 より、1/1 モデルと 1/2 モデルでは相対変位およびボルト軸力に大きな影響がないことが分かる。

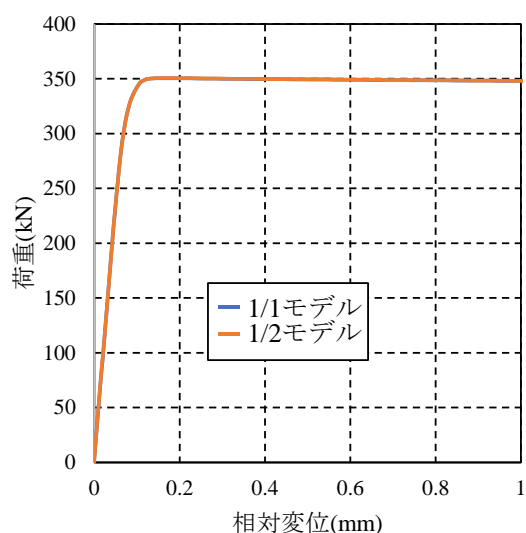


Figure 2.1 Load vs. bolt tension

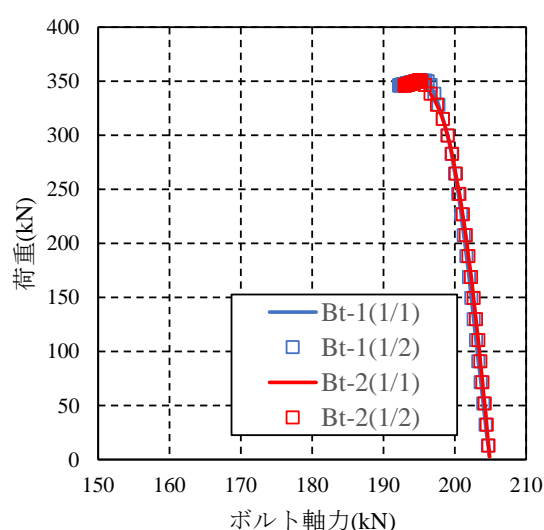


Figure 2.2 Load vs. relative displacement

### 2.1.3 1/4 モデル

遊間部と板幅の中央の 2つの断面において対称性を考慮する 1/4 モデルは、ボルトの非対称性や支圧力や面内曲げによるボルト軸部の曲げ変形、各連結板における作用力の違いを考慮する場合に最も一般的に用いられる。それら影響を無視できる場合は 1/8 モデルを用いることが可能である。

## 2.1.4 1/8 モデル

遊間部と板幅と板厚の中央の3つの断面において対称性を考慮する1/8モデルは、すべりのみに着目する解析において最も一般に用いられる解析モデルである。しかし、このモデル化はボルト軸部の母板板厚中央位置で境界条件を付与することとなることに注意する必要がある。すなわち、すべりによる変形がヘッド側とナット側で対象とならない場合やすべり後の支圧挙動を考慮する場合は板厚中央で対称性を考慮してはならない。また、ボルト軸力を作用させる位置や手法によってボルト軸力の低下率が変化するため、注意が必要である。その影響については3章で後述している。

## 2.2 母板のメッシュ分割

母板のメッシュ分割は板厚方向に5分割以上とする。また、板厚中央に節点を設けるためには、板厚方向に6分割以上の偶数個分割とする。また、要素サイズが5mmを超えないように、要素分割数を調整する。

母板一般部のメッシュ分割については、Figure 2.7 に示すように、継手端部からある程度離れた位置でメッシュ分割を変化させることで、要素数および解析時間の低減させる。

メッシュのアスペクト比は、デフォルトではなるべく立方体に近づくようにメッシュ分割が実行されるが、長辺が短辺の3倍以上にならないようにする。孔周りのメッシュ分割方法については、接触圧分布などの同心円状に分布するコンターや応力性状を評価する場合は、Figure 2.3 に示すようなパーティションを作成しメッシュ分割を行う。

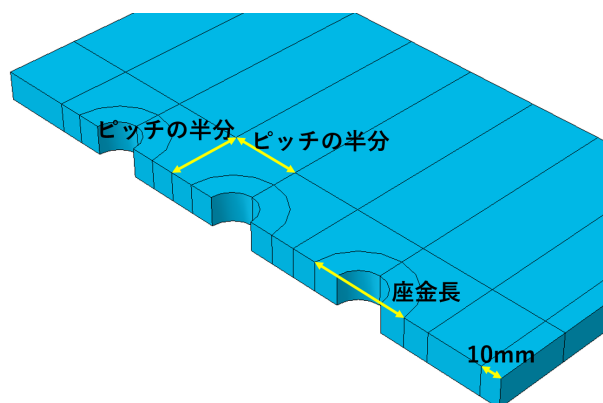


Figure 2.3 Partition around a hole

### 【解説】

Figure 2.4 に、母板と連結板、ボルトのメッシュ分割を変化させた解析モデルを示す。Figure 2.5, 2.6 に、その解析結果として荷重-ボルト軸力関係と荷重-相対変位関係を示す。

Figure 2.5, 2.6 より、板厚方向に対して6分割したものより4分割したものの方が初期剛性が小さくなった。また、板厚方向に5分割したものと6分割したものでは、初期剛性はおおよそ一致したことから、母板のメッシュ分割は板厚方向に5分割以上とすることが望ましい。また、板厚中央に節点を設けるためには、板厚方向に6分割とすることが望ましい。これは、母板のメッシュ分割によって、母板の降伏やポアソン効果の影響を正確に再現することができ、それによってボルト軸力の抜けや板の伸びが変化するためと考えられる。また、板厚方向の分割数によってメッシュ分割方法を規定する理由は、板厚方向のメッシュ分割が小さいと、軸方向の変形と摩擦力によるせん断変形を詳細に再現することが出来ないためである。ボルト軸力への影響は、Figure 2.6 の荷重-ボルト軸力関係からもわかる。以上より、継手部がすべり先行・降伏先行のどちらであっても母板のメッシュ分割はすべり挙動に大きく影響し、母板の変形に起因してすべり耐力の低下やボルト軸力変動

が変化する。

上述した板厚方向へのメッシュ分割を母板の全範囲に採用すると、要素数が非常に多くなる。そこで、Figure 2.7 に示すように、連結板端部からある程度離れた位置において、メッシュ分割数を変化させることが望ましい。メッシュ分割変化点の決め方としては、純断面位置に進展する降伏線が最初に母板コバ面に到達する位置より外側であることが望ましい。メッシュ分割遷移区間は4面体低減積分2次要素を用いる。また、メッシュ分割遷移区間外のメッシュ分割を減少させた範囲においても、最小のメッシュ分割は板厚方向に2分割以上とする必要がある。ここでも、母板自体に曲げ変形が生じるモデルでは3分割以上とすることが望ましい。

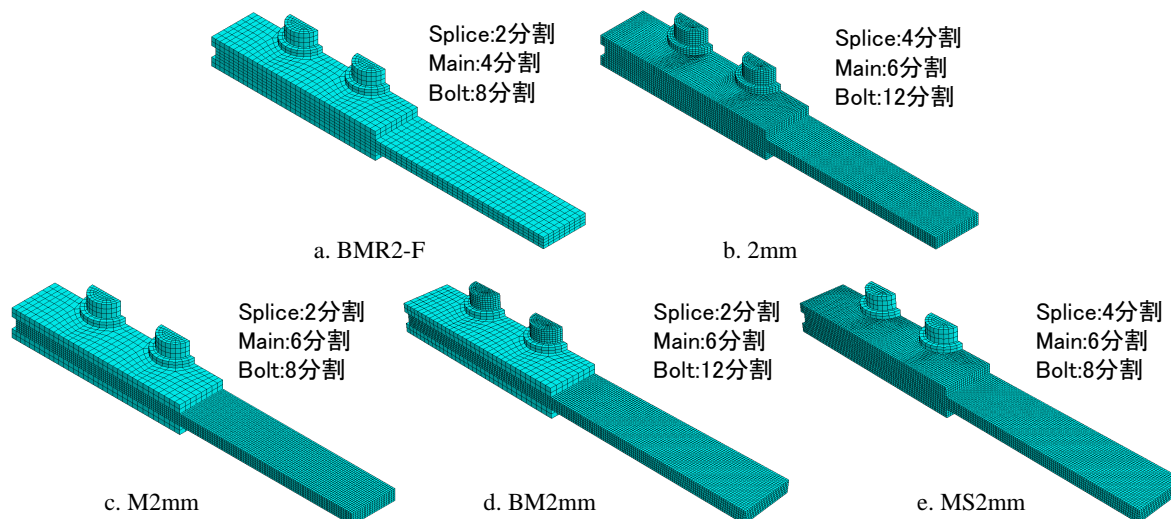


Figure 2.4 Summary of FE model for meshing

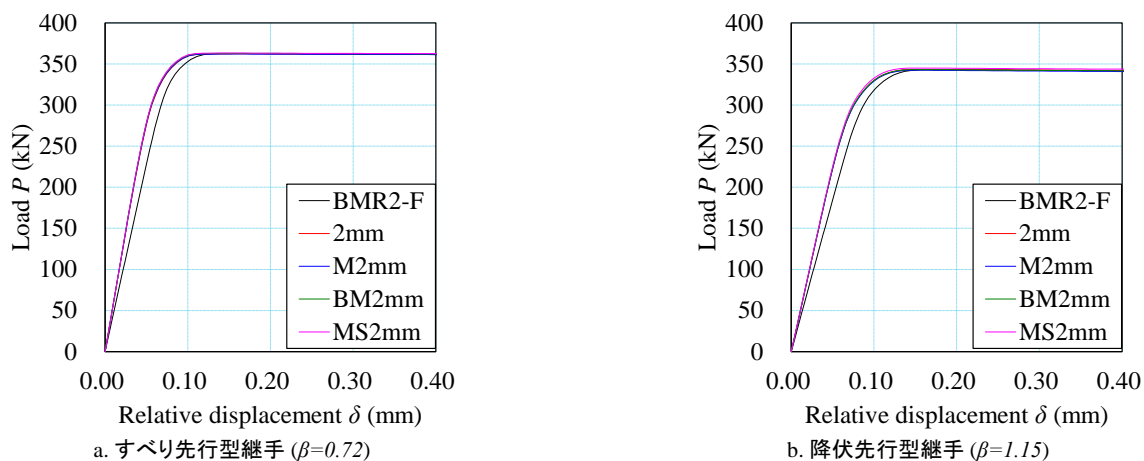


Figure 2.5 Load vs. relative displacement



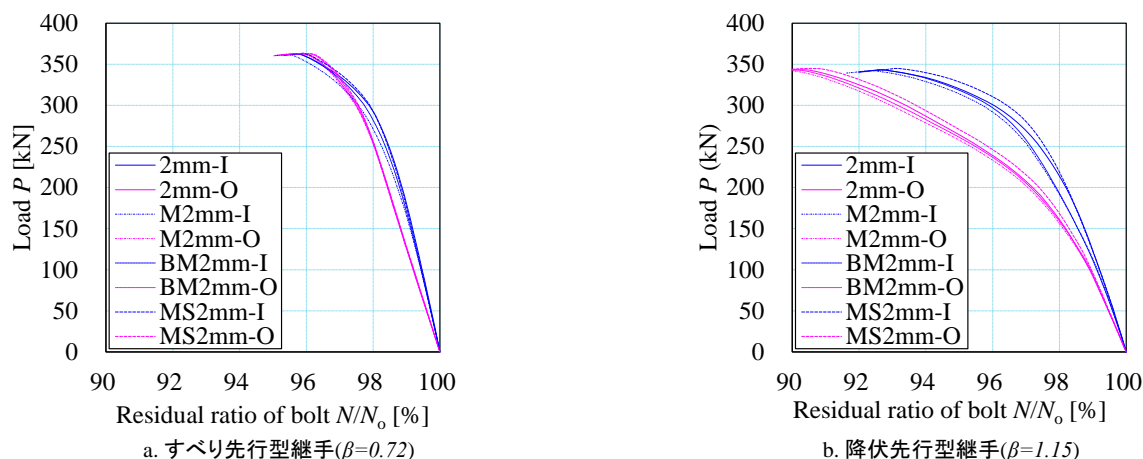


Figure 2.6 Load vs. bolt tension

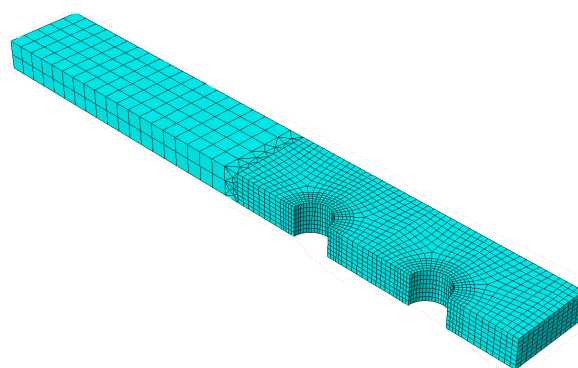


Figure 2.7 Example of mesh division in the general part

### 2.3 連結板のメッシュ分割

連結板のメッシュ分割は母板と同様に板厚方向に4分割以上とする。  
 継手の連結板/母板純断面降伏耐力比  $\gamma$  が本ガイドラインの適用範囲より小さい（連結板の降伏が顕著になる）場合は、連結板のメッシュ分割が降伏に及ぼす影響を追加検討・評価する必要がある。

#### 【解説】

Figure 2.4, 2.5, 2.6 では、連結板のメッシュ分割を板厚方向に2分割するものと、4分割するものとを比較している。しかし、連結板のメッシュ分割で荷重と相対変位関係は大きく変化せず、ボルト軸力の挙動も母板のメッシュ分割状況に依存する結果となった。これは、解析モデルの母板と連結板の降伏耐力比  $\gamma$  が比較的小さく、降伏による影響が連結板より母板の方が大きいためと考えられる。逆に、 $\gamma$  が大きい継手を対象とする場合は、メッシュ分割の影響は母板と同様の結果となると予想される。

すべり挙動には大きな影響はなかったものの、Figure 2.8 に示すように、連結板の降伏する領域はメッシュ分割の状況によって変化し、メッシュ分割が粗い場合は降伏領域を過小評価している。また、Figure 2.9 に示すように、連結板の板厚方向への応力の伝達も板厚方向に2分割した場合の方が連結板外側が過大評価、連結板内側（接触面側）が過小評価していることが分かる。したがって、連結板のメッシュ分割は母板と同様に板厚方向に5分割以上とすることが望ましい。

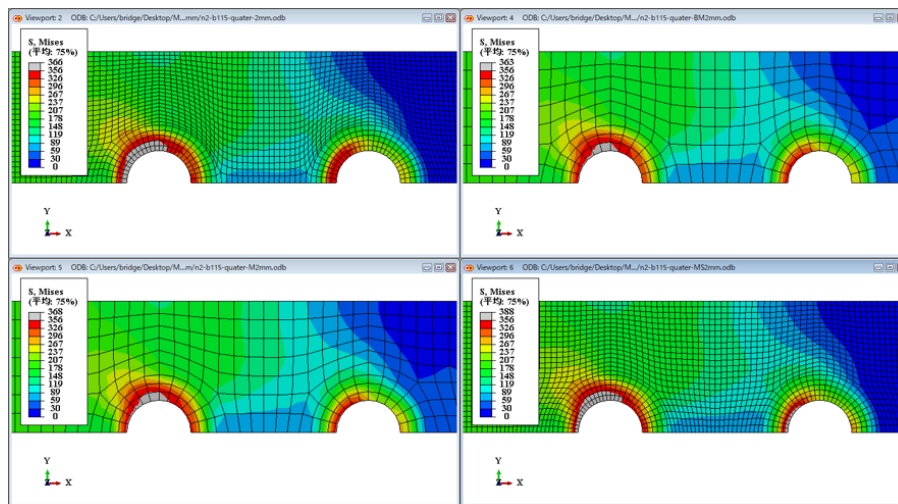


Figure 2.8 Mises stress distribution of connecting plates

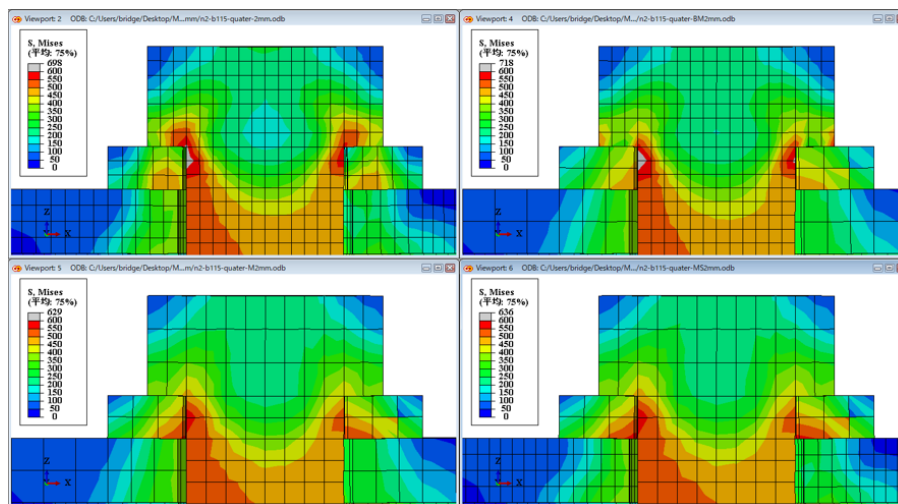


Figure 2.9 Mises stress distribution of bolts

## 2.4 マスタ面とスレーブ面の選択

接触面における相互作用の定義は、メッシュサイズが大きい方をマスタ面とし、メッシュサイズが小さい方をスレーブ面とする。

### 【解説】

Table 2.2 に母板と連結板のマスタ面とスレーブ面およびそれらのメッシュサイズを変化させた解析ケースを示す Figure 2.10, 2.11, 2.12 に相互作用を付与するマスタ面とスレーブ面およびそれらのメッシュサイズを変化させた解析モデルおよびその結果を示す。

Figure 2.10 より、母板メッシュサイズを 4mm、連結板のメッシュサイズを 8mm とした場合は、母板をマスタ面としたものより連結板をマスタにしたものの方が初期勾配が小さくなった。逆に、母板のメッシュサイズを 8mm、連結板のメッシュサイズを 4mm とした場合は、連結板をマスタ面としたものより母板をマスタにしたものの方が初期勾配が小さくなった。すなわち、メッシュサイズが小さい方をマスタ面にすると初期勾配が小さくなる結果となった。メッシュサイズをおおよそ一致させた場合は、スレーブ面のメッシュサイズを細かくしたものの結果と一致した。以上の結果より、接触面における相互作用の定義は、荷重の流れ方ではなく、メッシュサイズの大小関係からマスタ面とスレーブ面を選択する必要がある。その対応関係としては、Abaqus ドキュメンテーション

に記載されているものと同様に、マスタ面がメッシュサイズが大きい方、スレーブ面がメッシュサイズが小さい方が望ましい。これは、マスタ面の1つの節点に対して最も近いスレーブ面の1つの節点を選択されて摩擦力と変形の計算が実行されることに起因している。すなわち、スレーブ面のメッシュ分割が粗い場合、最初のスレーブ節点と比較される2番目に近いスレーブ節点の距離が遠いため、相互作用が計算される間隔が遠くなる。その相互作用が計算される距離は線形計算によって外挿されるため、それに伴う誤差も増加すると考えられる。

Figure 2.11, 2.12 より、母板と連結板のメッシュ分割およびマスタ面とスレーブ面の関係はボルト軸力に及ぼす影響は小さい。

母板と連結板のメッシュサイズが同じである場合は、どちらをマスタ面あるいはどちらをスレーブ面にするかは、必ずしも自明ではない [1].

Table 2.2 Considered parameters

FEA Cases	Master Surface	Mesh Size		
		Bolt set	Connected Plate	Splice Plate
b072-MC-C4S4	Connected Plate	2	4	4
b072-MC-C4S8	Connected Plate	2	4	8
b072-MC-C8S4	Connected Plate	2	8	4
b072-MS-C4S4	Splice Plate	2	4	4
b072-MS-C4S8	Splice Plate	2	4	8
b072-MS-C8S4	Splice Plate	2	8	4

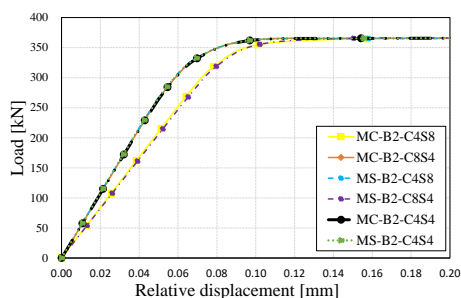


Figure 2.10 Load vs. relative displacement

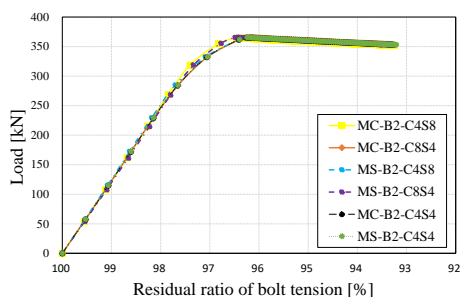


Figure 2.11 Load vs. bolt tension(inner bolt)

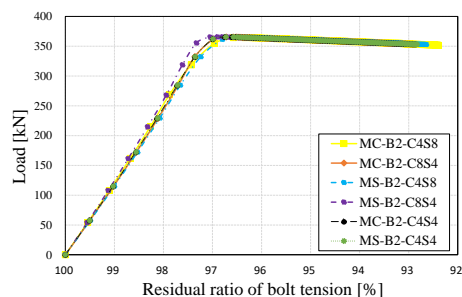

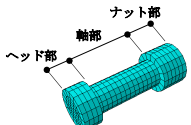
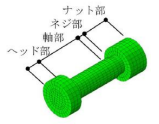
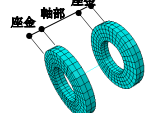


Figure 2.12 Load vs. bolt tension(outer bolt)

### 3. ボルトセットのモデル化

高力ボルトセット（高力ボルトおよび座金，ナット）のモデル化は，全てソリッド要素でモデル化することを基本とする．初期検討としてすべりのみに着目する場合は，Table 3.1 の軸部は要素モデルを用いることもできる．トルシア型高力ボルトをモデル化する場合，ヘッド部の R 形状を忠実に再現する必要がある．

Table 3.1 Typical bolt modeling

高力ボルトセット		 トルシア型高力ボルト 六角高力ボルト		
ボルトのモデル化		用いる継手形状の特徴	長所	短所
ヘッド・ナット一体型		一般的な高力ボルト摩擦接合継手	<ul style="list-style-type: none"> <li>・支圧力による軸部の変形を考慮することが出来る。</li> <li>・軸部のひずみを取得でき，実験の軸ひずみと比較することが出来る。</li> </ul>	引張接合のように，軸部に作用する引張力が増加する挙動を示す場合は，軸部の伸びや降伏の程度が過小評価される。
ねじ部再現型		<ul style="list-style-type: none"> <li>・引張接合などの高力ボルトに引張力が作用し，降伏や引張強度が継手の挙動に影響を及ぼすもの</li> <li>・摩擦接合部において，ネジ部でボルトのせん断破断するもの</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>・有効断面積が減少するネジ部を再現することで，その部分の降伏や破断を再現することが出来る</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>・ボルトネジ部の降伏や破断が継手の挙動に影響を及ぼさない場合は，要素形状が不均一になるため，解析時間に影響を及ぼす可能性がある。</li> </ul>
軸部は要素型		一般的な高力ボルト摩擦接合継手	<ul style="list-style-type: none"> <li>・簡易的にボルト軸力を継手に作用させることが出来る。</li> <li>・最も解析時間が少なく</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>・軸部がはり要素でモデル化されるため，ボルト軸部とボルト孔の接触を再現できない。</li> <li>・軸力は取得できるが，ボルト軸部のひずみは取得できない。</li> </ul>

#### 3.1 ボルトセットのメッシュ分割

ボルト（ヘッドとナットを含む）のメッシュ分割は，ボルト軸径  $d$  に対して 8 分割以上とする．座金のメッシュ分割は板厚に対して 2 分割以上とする．

**【解説】**

Figure 3.1 に，母板と連結板，ボルトのメッシュ分割を変化させた解析モデルを示す．Figure 3.2, 3.3 に，その解析結果として荷重-ボルト軸力関係と荷重-相対変位関係を示す．

Figure 3.2, 3.3 より，ボルト軸部のメッシュ分割はボルト軸径に対して 8 分割としても 12 分割としても，荷重-相対変位関係と荷重-軸力関係には大きな影響は見られなかった．しかし，2.1 でも述べたようにボルト部に幾何学的な要因や作用力の影響から曲げ変形が生じる場合は更なる追加の検討が必要になると考えられる．また，すべり後の支圧状態における荷重伝達や変形状態も対象とす

る場合は、支圧力はボルト軸部と母板・連結板の孔壁における接触力(支圧力)によって荷重を伝達するため、2.3で述べたマスタとスレーブの関係および曲げ変形に対するメッシュ分割を検討する必要がある。

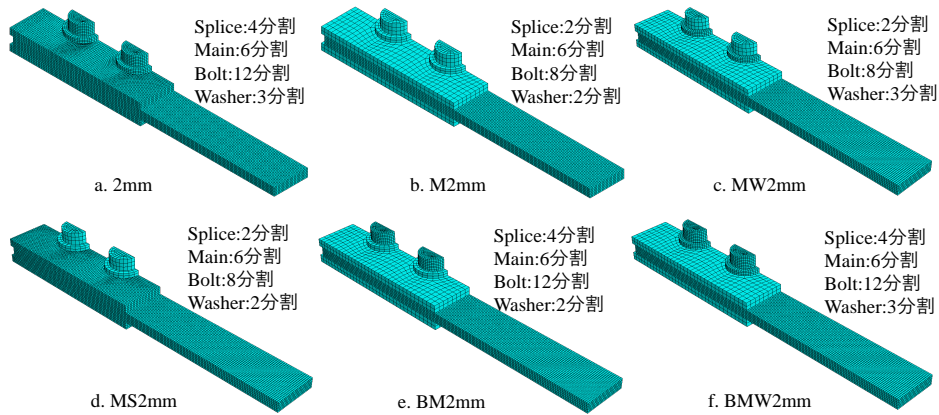


Figure 3.1 FE model

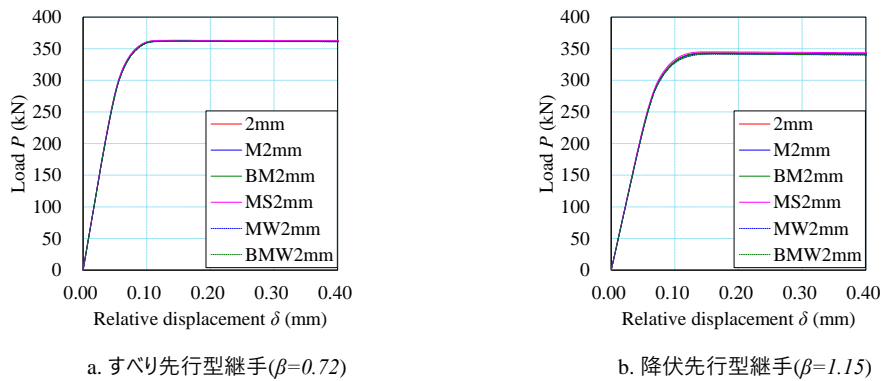


Figure 3.2 Load vs. relative displacement

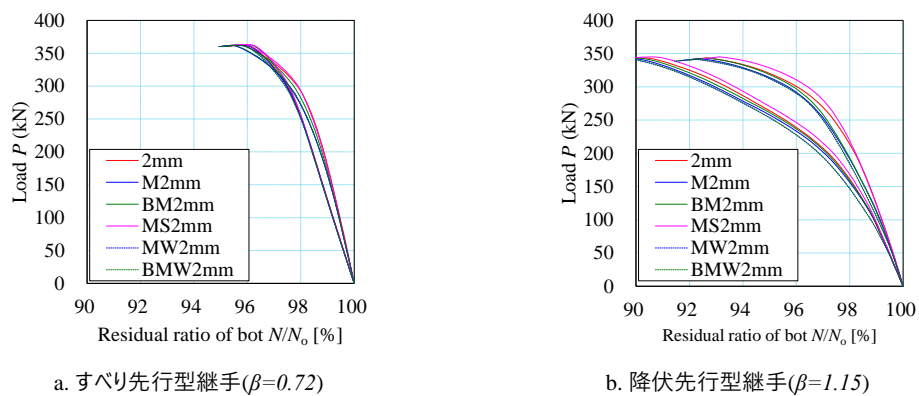


Figure 3.3 Load vs. bolt tension

### 3.1.1 ボルト頭部・ナットのモデル化

ボルト頭部・ナットについては、その形状のモデル化の簡便性を考慮して円柱とする。また、円柱の直径は Figure 3.4 に示す  $D_1$  とする。

#### 【解説】

ボルト頭部および座金のモデル化については、参考文献 [3] の結果をもとに提示する。ボルト頭部・ナットについては、モデル化の簡便性を考慮して円形とする。また、円形の直径は Figure 3.4 に示す  $D_1$  の範囲とすることが望ましい。これは、座金とボルト頭部およびナットが実際に接触する範囲であり、それより外側の部分はヘッドとナットの応力集中を低減するため部分であるためである。すべり挙動において、ボルト頭部およびナットの大きさの影響はわずかであると予想されるが、直径を実際の接触部より大きくすることによって接触圧が幾分小さくなると考えられる。以上の観点から、円形の直径を  $D_1$  としている。また、ボルト頭部・ナット部の接触状況および応力性状を評価する場合は、それらの形状を忠実に再現する必要がある。

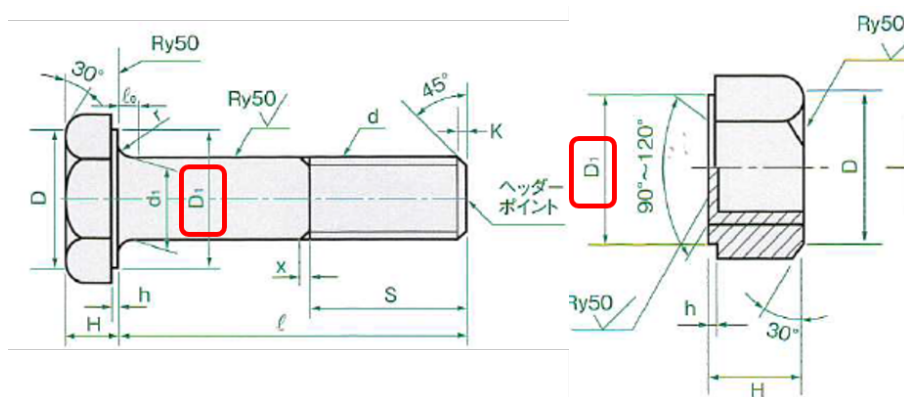


Figure 3.4 Modeling area of bolt head and nut

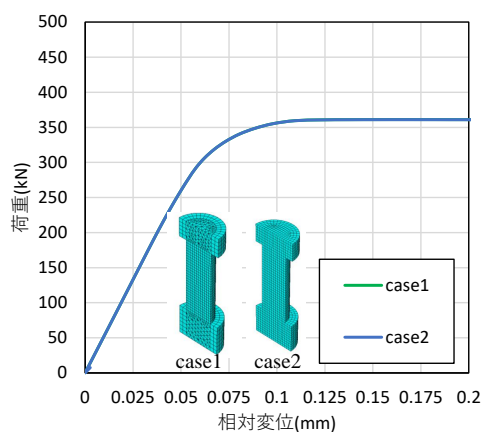


Figure 3.5 Load vs. relative displacement

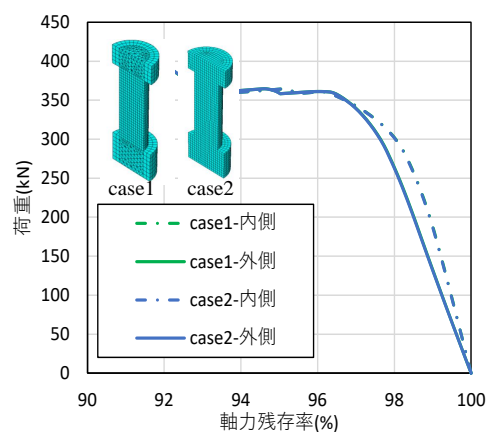


Figure 3.6 Load vs. bolt tension



### 3.1.2 断面変化点のモデル化

ボルト軸部のメッシュ分割をボルト全てに適用することも可能であるが、ボルトヘッドおよびボルトナット部の断面変化部において、4面体要素を用いてメッシュ分割を変化させることも可能である。

#### 【解説】

そこで、断面変化点においてメッシュ分割を変更し、比較したものを Figure 3.5, 3.6 に示す。この結果より、ボルトヘッドおよびボルトナット部の断面変化部に4面体要素を用いても、すべり挙動に与える影響は小さいことが分かる。

この時、ボルトヘッドおよびボルトナット部の連結板と接触する部分においてはボルト軸力による曲げ変形が作用する。そのため、この部分を1分割としてしまうと、ボルト自体の変形が大きくなり、誤差が生じることが予想される。したがって、断面変化点でメッシュ分割を変化させることは可能であるが、その範囲より外側の部分では、ボルトヘッドおよびボルトナット部の連結板と接触する部分が2分割以上されるメッシュサイズとすることが望ましい。

### 3.1.3 座金と連結板接触条件

座金-連結板間の接触条件は相互作用を付与し、摩擦係数は0.01とする。ボルト頭部-座金間のそれは接点共有による拘束とする。

#### 【解説】

座金と連結板のすべり係数をパラメータとして検討した。Figure 3.7 に座金と連結板のすべり係数を変化してその荷重と継手全体変位関係を示す。

Figure 3.7 より、座金と連結板のすべり係数を変化してもすべり耐力まで挙動は変わらなかった。しかし、継手部のすべりは以下の順で発生する。① 母板と連結板の接触面のすべり→② 母板のボルト孔壁とボルト軸部が接触し、座金と連結板の接触面のすべり(ボルト頭部・ナット部と座金が拘束されている場合)→③ 連結板のボルト孔刃器とボルト軸部が接触する→完全な支圧状態。したがって、①から③の挙動は、②のすべりに起因するため、ボルト・座金と連結板間の摩擦係数によって大きく挙動が変化する。

実験結果における①から③の挙動は、瞬間的にすべりが発生するため、①の影響はほとんど荷重-継手全体変位や相対変位関係には表れない。有限要素解析では、静的に解を求めるため、②における摩擦係数によって実験結果との乖離が発生する。しかし、この影響は主すべり発生以降の挙動であることから、すべり耐力をするにあたって大きな影響はないと言える。③における摩擦係数の影響を最小限にするためにも、現在最も用いられている摩擦係数である0.01を付与することを推奨する。

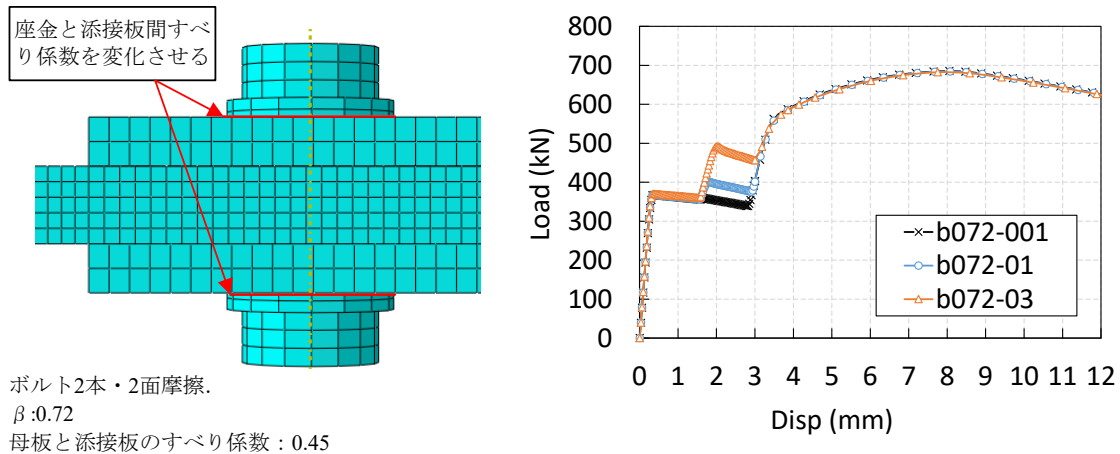


Figure 3.7 Effect of friction coefficient between washer and connection plate

## 3.2 ボルト軸力導入方法

ボルト軸力は、Abaqus/Standard のボルト荷重オプションを用いて導入する。また、軸力の定義手法として、ボルト軸力を直接導入する方法と強制変位量を指定する方法があるが、基本的には前者を選択する。ここで、引張荷重を作用させるステップでは、板痩せや支圧による板の変形がボルト軸力に及ぼす影響を考慮するため、「カレント長さで固定」に変更しなければならない。複数本のボルトからなる継手の軸力導入は1つのステップで実施することを基本とする。軸力導入の順番がその他のボルト軸力に与える影響を考慮する場合は、1ステップ1本ずつ軸力を導入する。孔形状や母板・連結板の形状によってボルト軸力と材間圧縮力が一致しない場合は、後者の強制変位によってボルト軸力を導入し、ボルト軸ひずみを実験結果と一致させる。

### 【解説】

Abaqus はボルト軸力の導入方法について、温度作用でボルト軸力を導入する方法、ボルト軸部を強制変位で軸力を導入する方法、ボルト軸断面に締付力で軸力を導入する方法の3つが挙げられる。温度作用についてはボルト軸方向の他にボルト軸直角方向にも収縮を作用させているため、座金と連結板の間のせん断力が過大に生じる問題点があることを報告されているおり、詳細は文献 [4] を参照されたい。ボルト荷重モデルは Abaqus/Standard のボルト荷重オプションを用いて導入した。定義された軸断面にボルト軸力に相当する締付力を作用させる。締付力によって断面の片側にある要素長さが修正されることによってボルト長さが調整され、設定したボルト軸力が導入される。強制変位モデルについては、ボルト軸力によって生じるボルト軸部の収縮に着目して、ボルト軸部をボルト長さの中央断面で分割し、分割された断面に強制変位を作用させてボルト軸力を導入する。強制変位量は、任意の強制変位を作用させる予備解析を実施し、所定軸力を導入するための強制変位量を算出する。本ガイドラインは最も使われている強制変位法と Abaqus オプションのボルト荷重法に着目して説明する。

ボルト軸力を導入するステップの設定方法としては、解析時間短縮のため、1つのステップで全てのボルト軸力を導入する。しかし、実施工においてボルトの締付け順序が決まっているように、厳密には先行して締付けられたボルトの軸力は、そのあとに締め付けられたボルト軸力の影響を受ける。ボルト本数や締付総厚(母板厚+連結板厚×2)が小さいほど、ボルト配置間隔が大きいほど、その影響は小さく。逆に、箱断面の継手部などの複数の部材から構成される継手部や肌すきを有している場合などを対象とする場合は、連結板および母板の拘束度が大幅に増加するため、注意が必



要である。また、施工手順を考慮しそれがボルト軸力変動に及ぼす影響を考慮する解析を実施する場合は、必ず1ステップ1本ずつボルト軸力を導入する必要がある。

Figure 3.8 に解析モデルを、解析結果のすべり荷重を Table 3.2 に示す。荷重-相対変位関係と荷重-ボルト軸力関係を Figure 3.9, 3.10, 3.11 に示す。

Table 3.2 より、同じ  $\beta$  値 (0.72 or 1.15) のケースにおいて軸力の導入手法による求められたすべり荷重はほぼ一致している。ボルト荷重モデルにおいて、1/4 および 1/8 モデルのすべり荷重は同等となる、強制変位モデルのすべり荷重はボルト荷重モデルよりわずかに小さくなった。これはボルト軸力低下率の違いによるものと考えられる。

Figure 3.9, 3.10, 3.11 より、Figure 3.9 より、いずれのケースにおいても荷重と相対変位関係に差は確認できなかった。また、ボルト荷重モデルにおいて、1/4 と 1/8 モデルの軸力残存率は同等となっているが、強制変位モデルの軸力残存率はその他より若干下回っているが、その影響はすべり挙動に対しては無視できると考えられる。

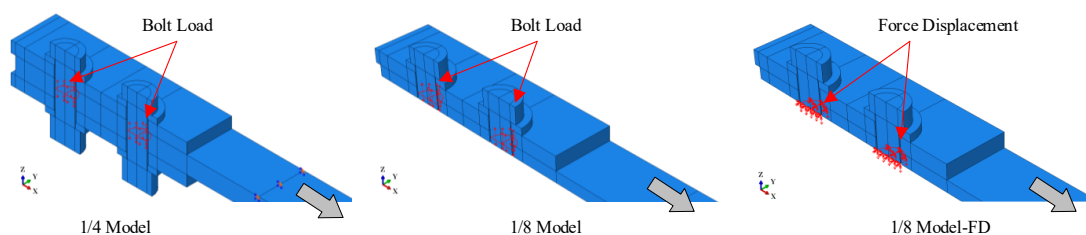


Figure 3.8 Installation of bolt tension

Table 3.2 Analysis results

FEA Cases	Slip Resistance	Slip Coefficient	Slip Resistance to Designed Value
	$P_s$ [kN]	$\mu_2$	$p_s/p_{sd}$
b072-1/4	363	0.44	1.11
b072-1/8	363	0.44	1.11
b072-1/8-FD	362	0.44	1.10
b115-1/4	343	0.42	1.05
b072-1/8	343	0.42	1.05
b072-1/8-FD	342	0.42	1.04

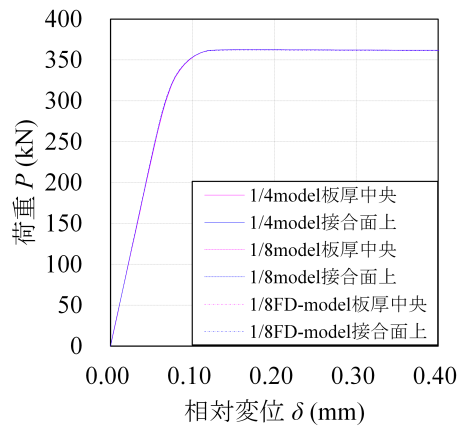


Figure 3.9 Load vs. relative displacement

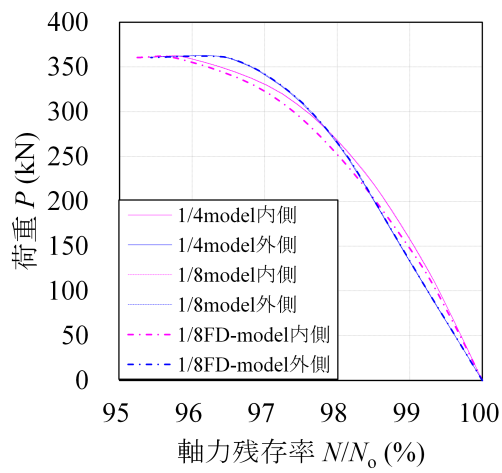


Figure 3.10 Load vs. bolt tension(inner bolt)

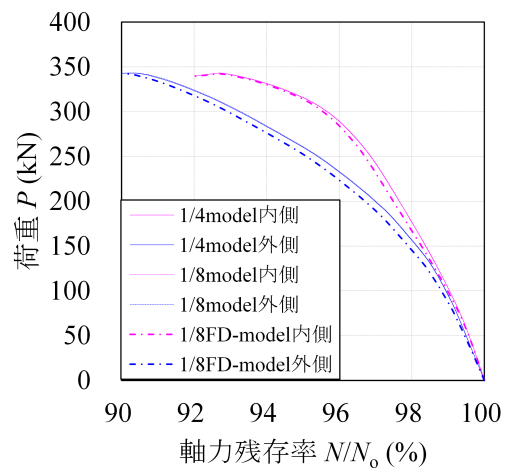


Figure 3.11 Load vs. bolt tension(outer bolt)

## 4. エラー発生時の対処法

### データチェックが流れない時：

- ・ボルト-座金間の拘束の入れ忘れ
- ・座金-連結板間の接触の入れ忘れ
- ・パーティションを追加したことによって、作成したサーフェスが削除された場合.

→サーフェスを選択しなおす

- ・作成した集合が削除され、履歴出力などに設定が残っている場合.

→集合を選択しなおす or 履歴出力を削除する

### 軸力導入のステップで計算が収束しない時：

- ・拘束や接触の入れ忘れ
- ・拘束や接触で選択しているサーフェスが被っている

→多点拘束されている部分を修正する

- ・食い込みなどに関する計算が収束しない

→軸力導入の初期インクリメントを 1.0/0.5 に変更する.

→相互作用設定時を食い込みを取り除く.

→許容値 0.1mm に変更する.

→連結板-座金間の接触を 1 つずつ設定する.

- ・連結板の変形が収束しない

→連結板の端部 (対称条件を入れていない部分) の変位を固定する.

→この場合、引張荷重を作用させるステップでは、この境界条件を無効にする必要がある.

### 作用力のステップで計算が収束しない時：

- ・ステップの大変形をオフにする (降伏変形が大きくなる場合や終局限界を対象とする場合はオンのまま)

- ・母板・連結板のメッシュ分割を細かくする

### 解析手法に関する Tips の保存場所：

NAS\_sy21\_common\_便利グッズ\_Tips\_解析

[https://help.3ds.com/2020/japanese/dssimulia\\_established/simacaeitnrefmap/simaitn-c-contacttrouble.htm?contextscope=all](https://help.3ds.com/2020/japanese/dssimulia_established/simacaeitnrefmap/simaitn-c-contacttrouble.htm?contextscope=all)(Abaqus ドキュメンテーション)

ガイドラインで参照した解析結果の保存場所

NAS\_sy21\_common\_R3 年度\_BMR\_第 4 回

## 参考文献

- [1] Michael Smith. *ABAQUS/Standard User's Manual, Version 2020*. Dassault Systèmes Simulia Corp, United States, 2020.
- [2] J.T. Oden and J.A.C. Martins. Models and computational methods for dynamic friction phenomena. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, Vol. 52, No. 1, pp. 527–634, 1985.
- [3] 森山仁志, 高井俊和, 山口隆司, 山本佑大. 高力ボルト摩擦接合継手の支圧挙動評価のための解析モデルの検討. *鋼構造年次論文報告集*, Vol. 26, pp. 526–533, 2018.
- [4] 玉越隆史, 石尾真理, 横井芳輝, 健次郎, 水口知樹. [高力ボルト摩擦接合のボルト軸力導入に着目した解析モデルに関する研究](#). *鋼構造論文集*, Vol. 21, No. 84, pp. 95–110, 2014.