

卒業論文

ボルト座面の限界面圧設計のための  
有限要素法シミュレーション  
p.1~p.45 完

平成 23 年 2 月 4 日提出  
指導教員 泉聡志 准教授  
90213 森住 竜雄

# 目次

<b>第1章</b>	<b>序論</b> .....	<b>6</b>
1.1	研究の背景 .....	6
1.2	本研究の目的.....	6
1.3	本論文の構成.....	7
<b>第2章</b>	<b>基本モデル解析</b> .....	<b>8</b>
2.1	緒言 .....	8
2.2	基本形状について.....	8
2.3	材料特性.....	10
2.3.1	弾性解析 .....	10
2.3.2	弾塑性解析.....	10
2.4	解析モデル, 荷重・拘束条件.....	11
2.5	解析結果.....	14
2.5.1	座面応力分布 .....	14
2.5.2	座面変形量.....	14
2.5.3	相当塑性ひずみ領域 .....	15
2.6	考察.....	15
<b>第3章</b>	<b>形状パラメータ影響度解析</b> .....	<b>16</b>
3.1	緒言 .....	16
3.2	形状パラメータの設定範囲 .....	16
3.3	解析結果.....	17
3.3.1	フランジ径.....	17
3.3.2	ボス外径 .....	18
3.3.3	ボス穴径 .....	19
3.3.4	締結長さ .....	20
3.3.5	テーパ角 .....	22
3.3.6	ワッシャ外径 .....	23
3.3.7	ワッシャ内径 .....	24
3.3.8	ワッシャ厚さ .....	25
3.4	考察.....	26
3.4.1	フランジ径.....	26
3.4.2	ボス外径 .....	26
3.4.3	ボス穴径 .....	26
3.4.4	締結長さ .....	27
3.4.5	テーパ角 .....	27

3.4.6	ワッシャ外径 .....	27
3.4.7	ワッシャ内径 .....	28
3.4.8	ワッシャ厚さ .....	28
<b>第 4 章</b>	<b>永久変形量抑制についての検討 .....</b>	<b>29</b>
4.1	緒言 .....	29
4.2	応力中心 .....	29
4.3	検討モデル .....	30
4.4	解析結果 .....	31
4.4.1	フランジ厚さ：3mm のモデル .....	31
4.4.2	フランジ厚さ：4mm のモデル .....	33
4.4.3	解析結果まとめ .....	35
4.5	考察 .....	35
<b>第 5 章</b>	<b>締結試験・座面高さ測定 .....</b>	<b>36</b>
5.1	緒言 .....	36
5.2	締結試験 .....	37
5.3	座面高さ測定 .....	38
5.3.1	測定手法 .....	38
5.3.2	測定結果 .....	39
5.4	解析結果との比較 .....	40
5.5	考察 .....	41
<b>第 6 章</b>	<b>結論 .....</b>	<b>42</b>
6.1	本研究における結論 .....	42
6.2	今後の課題 .....	42
	参考文献 .....	43
	謝辞 .....	44

## 図表目次

図 2.1	ボルト締結部各部の名称	8
図 2.2	ワッシャ各部の名称	9
図 2.3	解析モデル（全体）	12
図 2.4	解析モデル（計測部拡大）	13
図 2.5	座面応力分布（弾性，弾塑性）	14
図 2.6	座面変形量（弾塑性）	14
図 2.7	相当塑性ひずみ分布	15
図 3.1	応力分布（フランジ径）	17
図 3.2	永久変形量（フランジ径）	17
図 3.3	応力分布（ボス外径）	18
図 3.4	永久変形量（ボス外径）	18
図 3.5	相当塑性ひずみ分布（ボス外径： $\phi 30$ ）	19
図 3.6	応力分布（ボス穴径）	19
図 3.7	永久変形量（ボス穴径）	20
図 3.8	応力分布（締結長さ）	20
図 3.9	永久変形量（締結長さ）	21
図 3.10	相当塑性ひずみ分布（締結長さ：5mm）	21
図 3.11	応力分布（テーパ角）	22
図 3.12	永久変形量（テーパ角）	22
図 3.13	応力分布（ワッシャ外径）	23
図 3.14	永久変形量（テーパ角）	23
図 3.15	応力分布（ワッシャ内径）	24
図 3.16	永久変形量（ワッシャ内径）	24
図 3.17	応力分布（ワッシャ厚さ）	25
図 3.18	永久変形量（ワッシャ厚さ）	25
図 4.1	応力分布（解析値と基準値）	30
図 4.2	応力分布（フランジ厚さ：3mm）	31
図 4.3	座面変形量（フランジ厚さ：3mm）	31
図 4.4	テーパ角と応力中心の相関（フランジ厚さ：3mm）	32
図 4.5	変形量の最大値とテーパ角の関係（フランジ厚さ：3mm）	32
図 4.6	応力分布（フランジ厚さ：4mm）	33
図 4.7	座面変形量（フランジ厚さ：4mm）	33
図 4.8	テーパ角と応力中心の相関（フランジ厚さ：4mm）	34

図 4.9	変形量の最大値とテーパ角の関係（フランジ厚さ：4mm）	34
図 5.1	試料写真（①：ボルト・ワッシャ，②：被締結体）	37
図 5.2	座面測定部位	38
図 5.3	座面高さ分布（実測値）	39
図 5.4	座面高さ分布（傾き補正）	39
図 5.5	実測値と解析値の比較	41
表 1.1	ねじゆるみの原因の分類	6
表 2.1	ボルト締結部基本形状	9
表 2.2	材料特性	10
表 2.3	解析条件表	11
表 3.1	パラメータの設定範囲	16
表 4.1	テーパ角と最大応力[MPa]および最大変形量の関係 [μm]	35
表 4.2	応力中心が基準値をとる時の推定テーパ角	35
表 5.1	各部品の物性	37
表 5.2	解析モデル形状パラメータ	40

# 第1章 序論

## 1.1 研究の背景

様々な機械製品において、取り付け・取り外しが容易に出来、尚且つ安価なボルト締結は欠かせないものである。実際の機械製品にも、ボルト締結は多く用いられている。

ボルト締結が確実に機能するには、初期締結力が適切に与えられ、それが保持されなければならない。しかし、どのような場合においても、ボルト締結後の時間の経過に伴う締結力の低下、すなわち「ゆるみ」が発生する。

ボルトのゆるみの原因には、ボルトが戻り回転しないで生じるものと、戻り回転して生じるものがあり、それらは表 1.1 のように分類できる[1]。ボルトの戻り回転を伴わない場合は、通常ボルト締結力が消失するほどにはならない。しかし、初期締結力が非常に大きい場合や被締結体がアルミ材料である場合は、被締結体の応力分布が塑性域に近くなる、若しくは塑性域に達するため、温度の温度変化や外力・振動などの影響で座面に大規模な塑性変形が生じ、ボルト軸力が大幅に下がることもある。

戻り回転によらないゆるみの評価法は、ユンカーによるものや VDI (ドイツ技術者協会) によるものなどがあるが、いずれも実験に基づいた数値を用いた評価法であり[2]、明確な根拠は示されていない。実際のボルト締結体では複雑な条件が絡み合うため、軸力の低下量を厳密に評価するには、経験的評価だけでなく個々の事例に対応する評価法を考案する必要がある。

今回、自動車企業の依頼に応じて、被締結体にアルミ材を用いた際のボルト締結体の挙動について詳細に解析することが求められている。

表 1.1 ねじゆるみの原因の分類

戻り回転 “なし”	(1) 初期ゆるみ
	(2) 陥没ゆるみ
	(3) 微動摩耗によるゆるみ
	(4) 密封材の永久変形, 塗装材の破損によるゆるみ
	(5) 過大外力によるゆるみ
	(6) 熱的原因によるゆるみ
戻り回転 “あり”	(1) 軸周り方向繰返し外力によるゆるみ
	(2) 軸直角方向繰返し外力によるゆるみ
	(3) 軸方向繰返し外力によるゆるみ

## 1.2 本研究の目的

ボルト締結体の締結力低下は、単純な時間経過、環境の温度変化、外力・振動などの条件の下に起こる現象であるが、締結直後（初期状態）の座面応力分布や永久変形量が、軸力低下量に大きく関係することは明らかであるので、ボルト締結体の形状からそれらを推定することは重要である。

よって、本研究の目的を以下の二つに定める。

一つ目の目的は、フランジ付きボルトの基本的なモデルで FEM 弾塑性解析を行い、解析値と実験値の比較をして、解析結果の妥当性を確認することである。

もう一つの目的は、ボルト締結体の形状パラメータが、初期締結時における被締結体の座面応力分布、および永久変形量に与える影響を FEM 解析により明らかにすることである。

## 1.3 本論文の構成

第 1 章では、本研究の背景と目的を述べた。

第 2 章では、ボルト締結部基本モデルについて説明し、その解析方法と解析結果、それに対する考察を述べた。

第 3 章では、基本モデルからパラメータを変更して作ったモデルの解析結果とその考察を述べた。

第 4 章では、第 3 章の結果を踏まえ、フランジ径  $\phi 30$  のモデルについて永久変形量を抑えるための形状とはどのようなものか検討した。

第 5 章では、実際に締結試験の行われた試料の表面を測定し、結果をまとめ、FEM 解析の結果と照らし合わせた。

第 6 章として、本研究のまとめを行った。

## 第2章 基本モデル解析

### 2.1 緒言

ボルトやワッシャの形状のパラメータが、座面の応力分布や永久変形量にどのように影響を与えるのか明らかにするには、パラメータの異なるモデルを多数作って、それぞれについて解析を行う必要がある。そこで、本章では基準となるモデルを用いた解析の条件や結果について述べたいと思う。

### 2.2 基本形状について

本研究では、あるパラメータを持ったボルト締結部モデルを基本とし、その基本形状モデルから一つずつパラメータを変更して解析を行った。本節では、その基本形状について説明する。本研究では、基本形状モデルとして、以下のモデルを採用した。基本モデルの形状パラメータ、条件は以下の通りである。

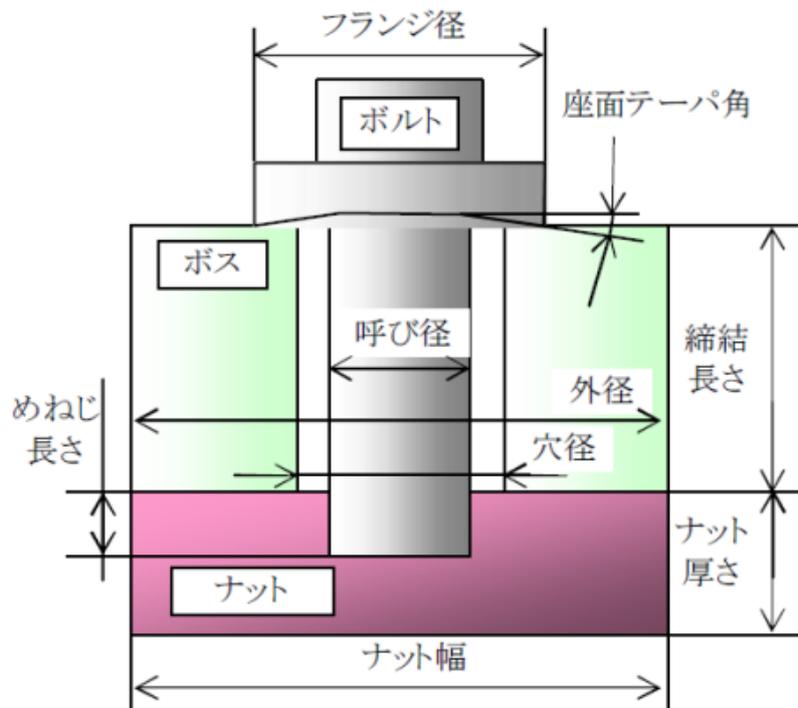


図 2.1 ボルト締結部各部の名称

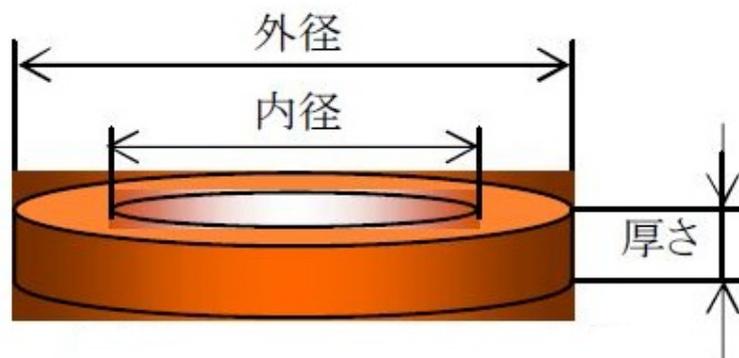


図 2.2 ワッシャ各部の名称

表 2.1 ボルト締結部基本形状

ボルト	呼び径×ピッチ	M12×1.25
	フランジ径 [mm]	φ 24
	座面テーパ角	0°
	強度区分	10.9 鋼
ボス	外径 [mm]	φ 70
	穴径 [mm]	φ 13
	締結長さ [mm]	50
	材質	ADC3-F
ナット	ナット厚さ [mm]	25
	ナット幅 [mm]	70
	強度区分	10.8 鋼
	めねじ長さ	15
ワッシャ	外径 [mm]	φ 34
	内径 [mm]	φ 15
	厚さ [mm]	3
	材質	SPCC
締結条件	軸力 [kN]	60

## 2.3 材料特性

本節では、2.2 節で示したボルト締結体に用いる材質の特性について記述する。

### 2.3.1 弾性解析

弾性解析においては以下の表 2.2 の値を使用した。

表 2.2 材料特性

部品	ボルト・ナット	ボス	備考
材質	強度区分 10.9 鋼	アルミ材 ADC3-F	-
ヤング率 [GPa]	206	72	文献引用値[3]
ポアソン比	0.3	0.345	文献引用値[3]
摩擦係数	0.15	0.15	適当

### 2.3.2 弾塑性解析

次に、弾塑性解析時の各材質の特性について説明する。

本研究の解析条件では、ボルト・ナット材(10.9 鋼)はほとんど塑性域に達しないので、弾性体として扱って問題ないと考え、弾性解析時と同じ材料特性とした。

被締結体で使用されているアルミ材については、ポアソン比と摩擦係数は弾性解析時と同じ値を使用し、アルミ材の応力ひずみ線図から、代表値として 9 点の値を抽出し、多直線近似して解析ソフトに入力した。

## 2.4 解析モデル, 荷重・拘束条件

ボルト締結体は, 理想的にはボルト中心線まわりに対称であるので, 本研究では図 2.3 のような二次元モデルを作成し, 軸対称の条件の下で解析を行う.

ボルトのフランジ部とボスの間, ナットとボスの間, それぞれに接触要素を定義し, 第一荷重ステップとして, ボルトに軸力を与えて解析し, フランジとボスの接触部分のボス側の軸方向変形量, 軸方向応力を調べた.

また, 第二荷重ステップで軸力を取り除き, 座面の永久変形量, ボスの相当塑性ひずみの分布を調べた.

表 2.3 解析条件表

要素	二次元ソリッド要素, 軸対称
拘束条件	下端 z 方向ライン拘束
荷重条件	プレテンション荷重, 軸力 60 [kN]
材料特性	2.4 節を参照
単位系	[N] [mm] [MPa]

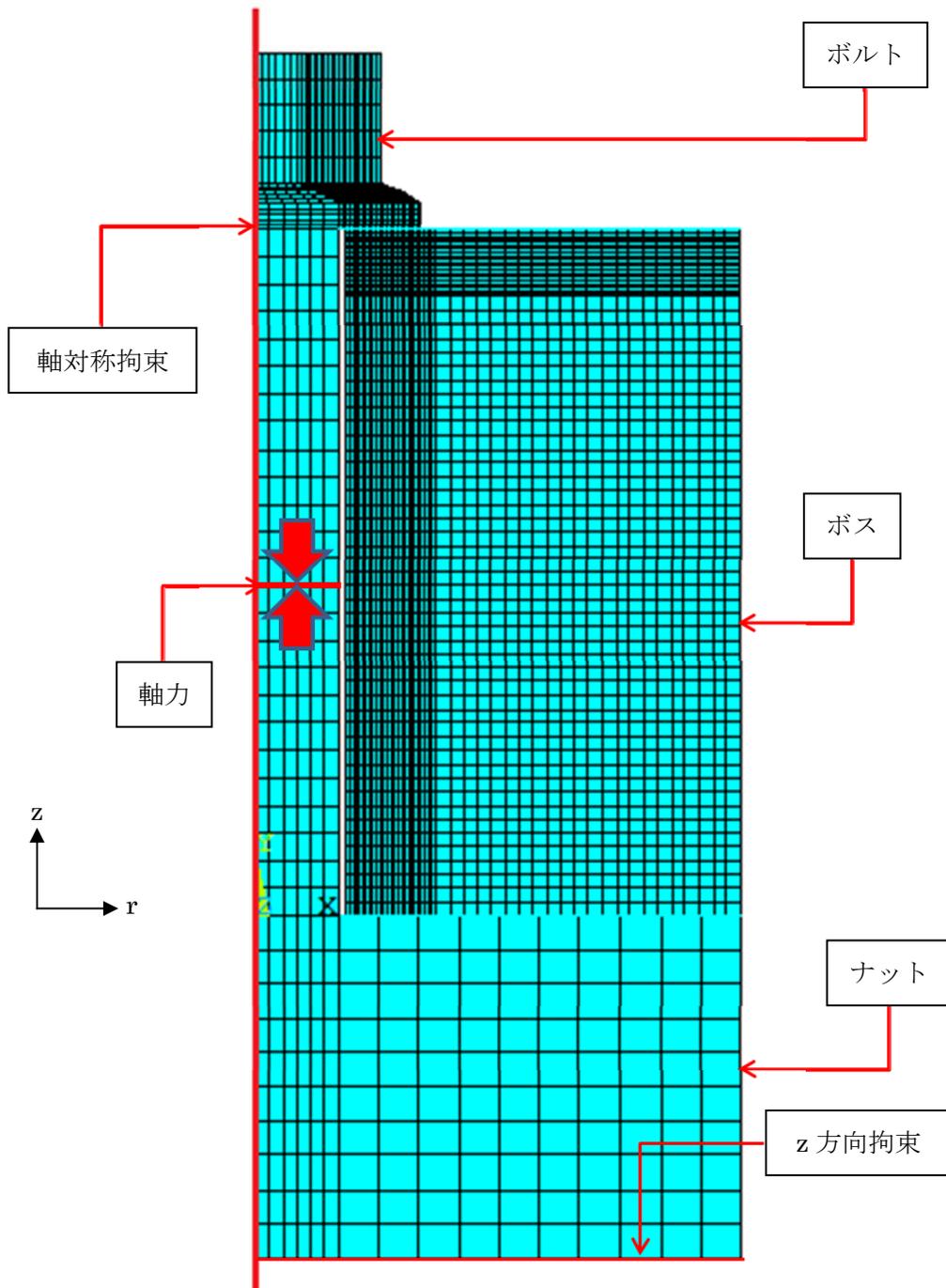


図 2.3 解析モデル (全体)

計測対象部分

図 2.4 解析モデル (計測部拡大)

径方向位置  $r$  [mm]

## 2.5 解析結果

本節で、基本モデル解析によって得られた結果をまとめておく。

### 2.5.1 座面応力分布

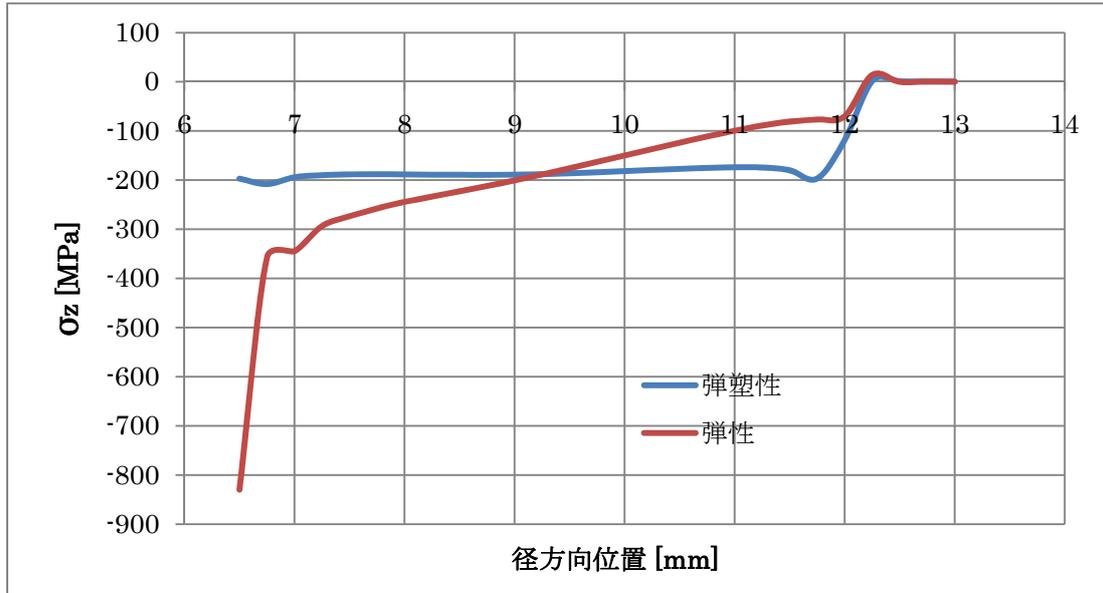


図 2.5 座面応力分布（弾性，弾塑性）

### 2.5.2 座面変形量

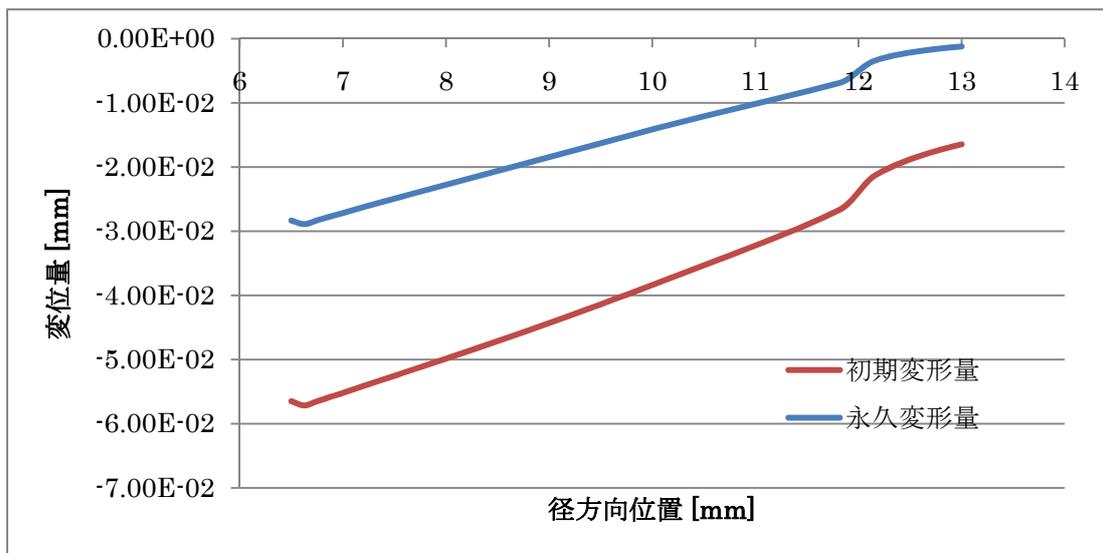


図 2.6 座面変形量（弾塑性）

### 2.5.3 相当塑性ひずみ領域

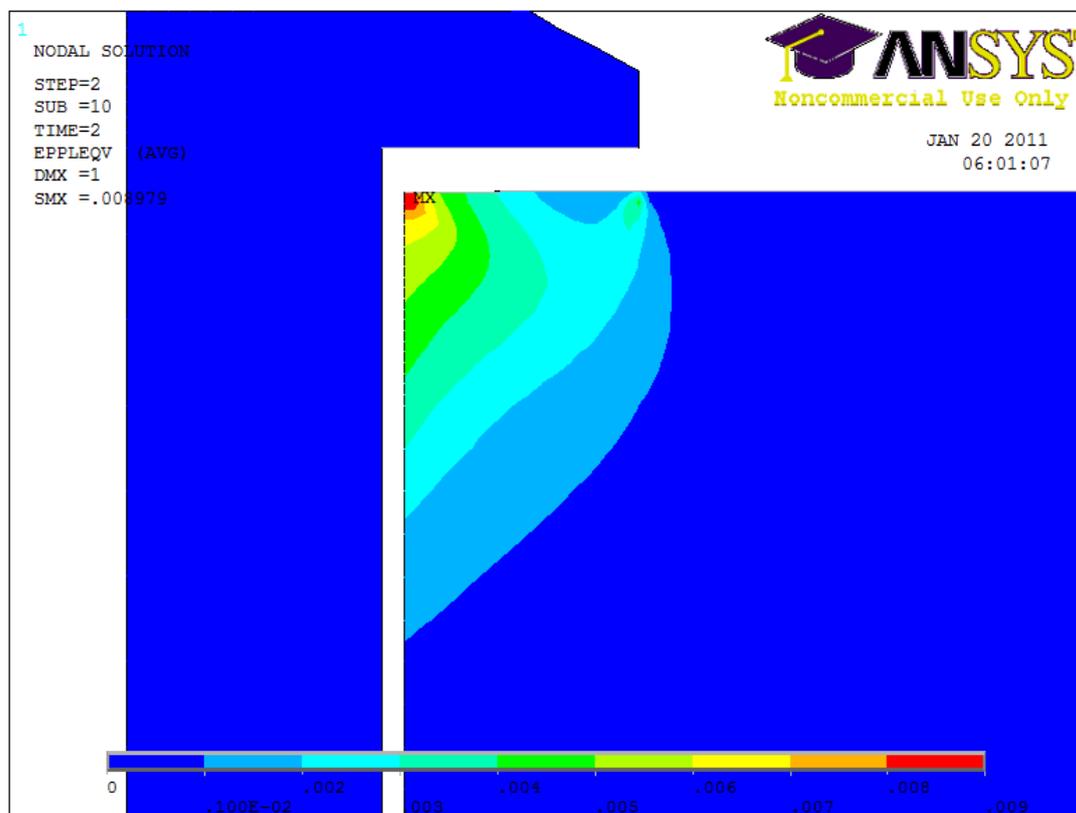


図 2.7 相当塑性ひずみ分布

## 2.6 考察

弾性解析では、座面内の経方向位置が小さい領域で応力が大きくなっているが、弾塑性解析では内側が大きく塑性変形を起こしたことにより、座面応力分布は均質化されている。

相当塑性ひずみは座面内端で最大値を取り、かなり広範囲で 0.1%以上の相当塑性ひずみが生じている。

## 第3章 形状パラメータ影響度解析

### 3.1 緒言

本章では，基本モデルから各パラメータを変更して作った変形モデルを用いて行なった解析の結果から，それぞれのパラメータが座面応力分布や変形量にどのように影響を及ぼすかをまとめる．また，応力や変形量の分布を均質にして，塑性ひずみを最小に抑えるためにはどうすべきか記述する．

### 3.2 形状パラメータの設定範囲

本節では解析モデルを作成する際に変更する形状パラメータの設定範囲について，述べたいと思う．パラメータは，形状の効果を調べるのに適当でありそうな値に設定した．以下の表に各パラメータの設定範囲をまとめた．

表 3.1 パラメータの設定範囲

パラメータ名	設定範囲
座面テーパ角	0° ~1.2°
フランジ径 [mm]	φ 20~ φ 70
ボス外径 [mm]	φ 16~ φ 70
ボス穴径 [mm]	φ 13~ φ 23
締結長さ [mm]	5~80
ワッシャの有無	有り or 無し
ワッシャ外径 [mm]	φ 16~ φ 70
ワッシャ穴径 [mm]	φ 13~ φ 23
ワッシャ厚さ [mm]	0.5~5

### 3.3 解析結果

本節で各解析の結果だけ示しておき、3.4節でまとめて考察を述べることとする。

#### 3.3.1 フランジ径

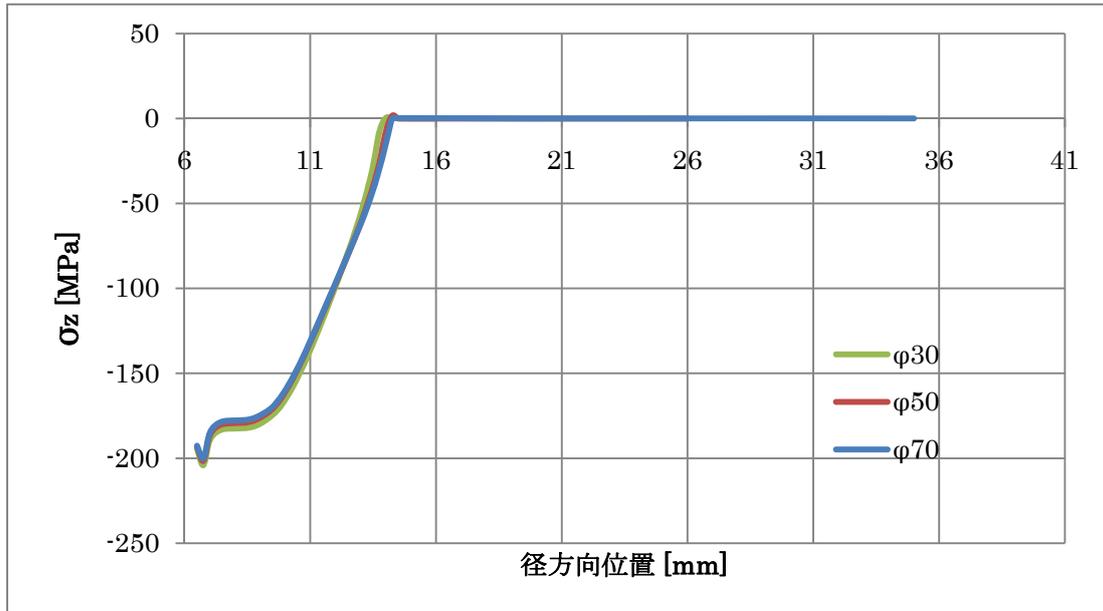


図 3.1 応力分布 (フランジ径)

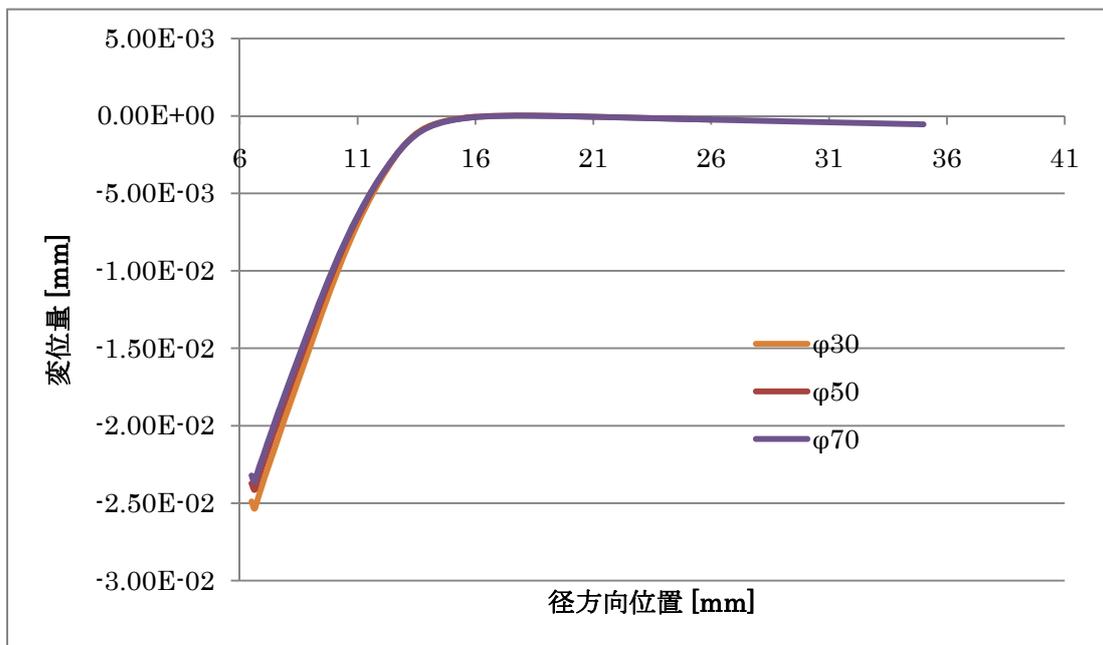


図 3.2 永久変形量 (フランジ径)

### 3.3.2 ボス外径

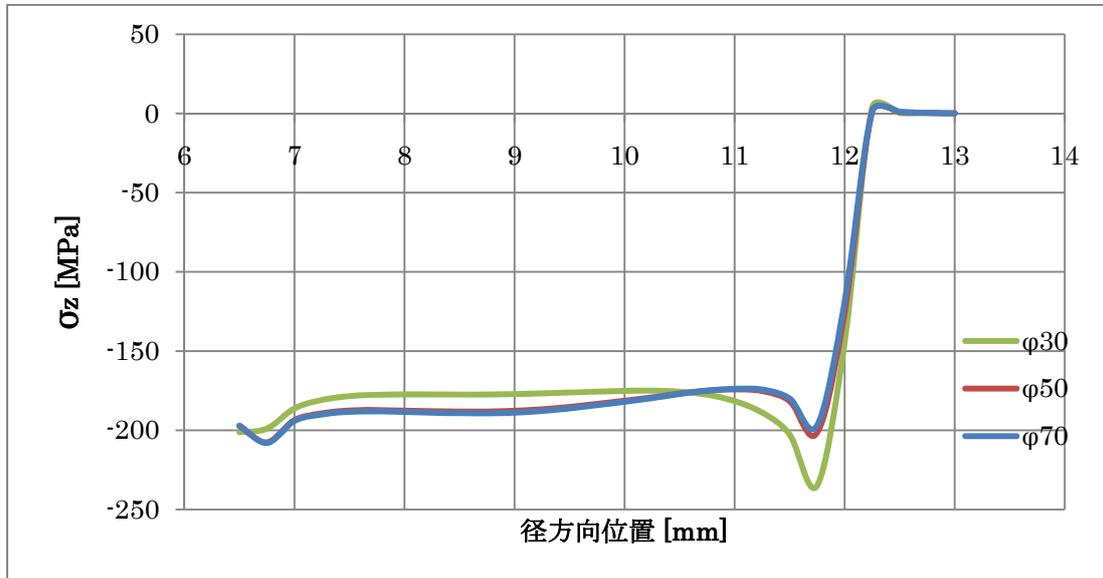


図 3.3 応力分布 (ボス外径)

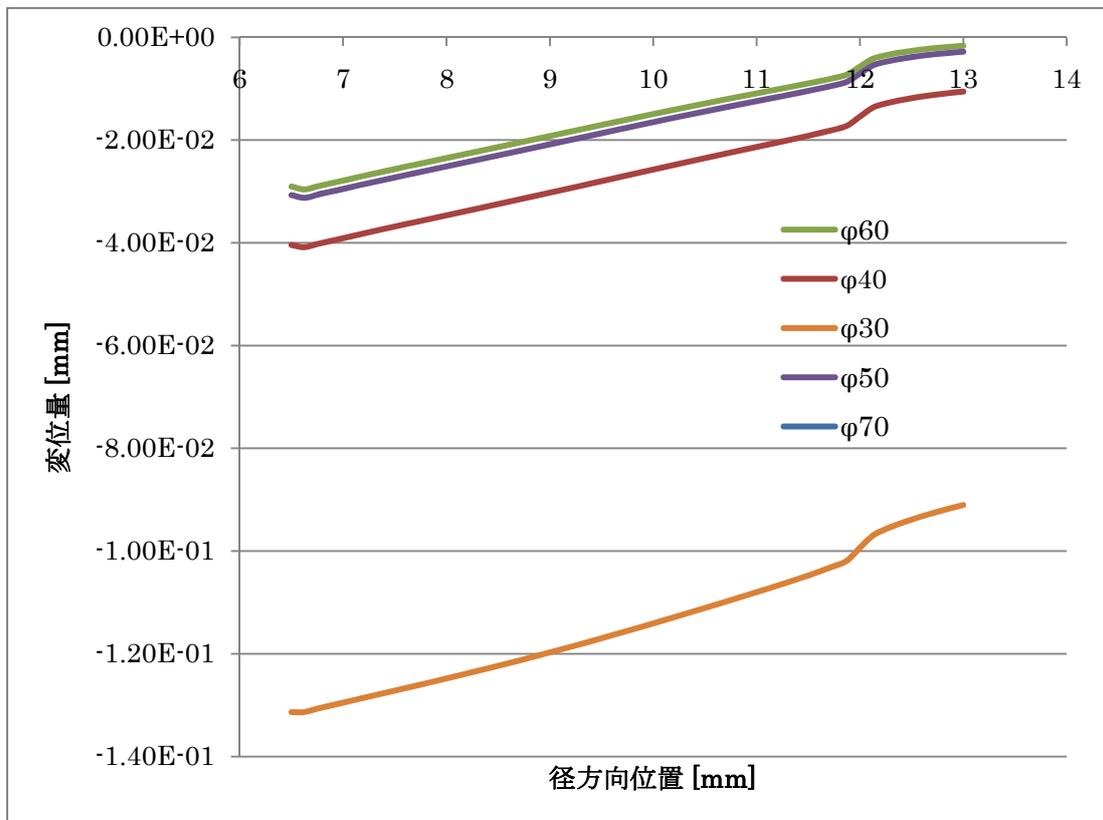


図 3.4 永久変形量 (ボス外径)

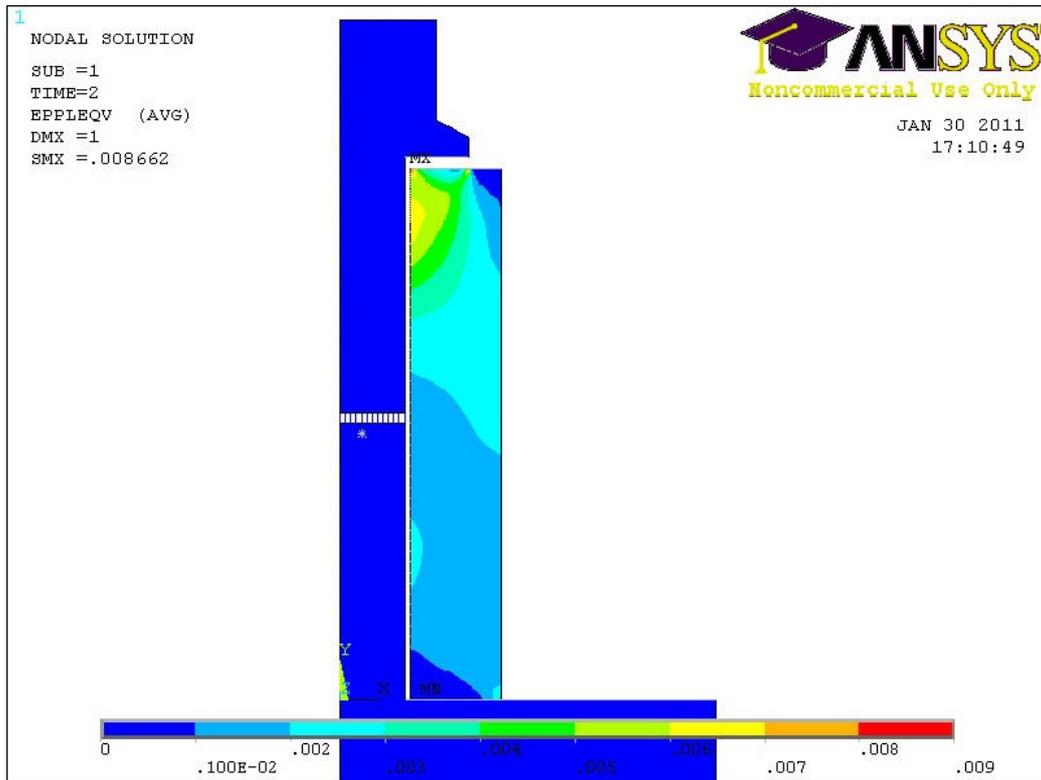


図 3.5 相当塑性ひずみ分布 (ボス外径:  $\phi 30$ )

### 3.3.3 ボス穴径

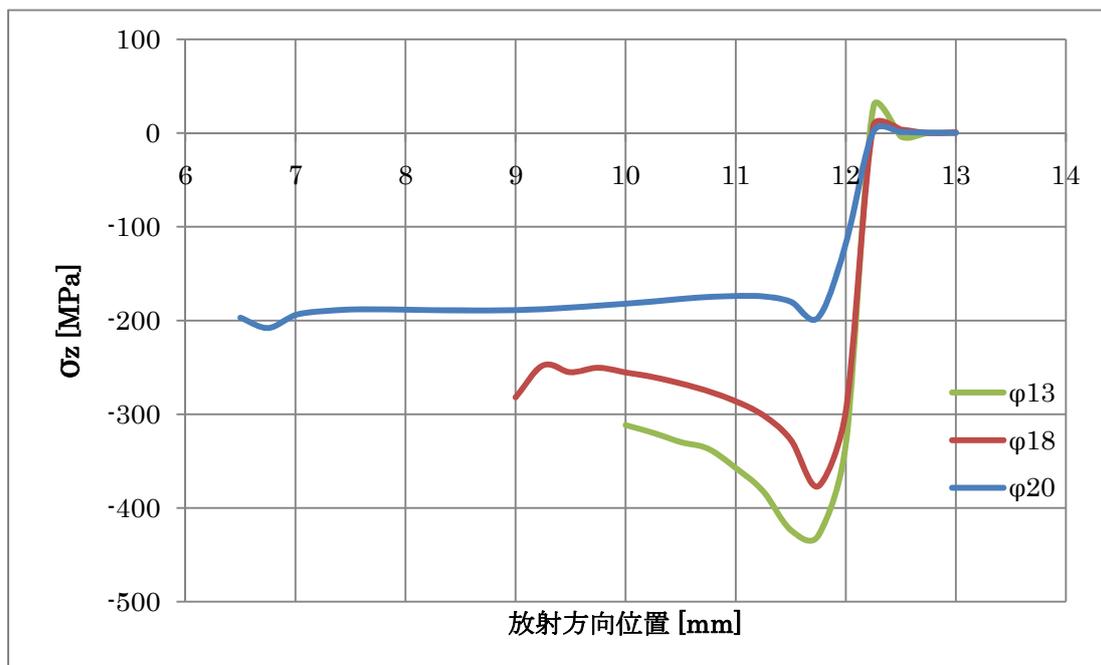


図 3.6 応力分布 (ボス穴径)

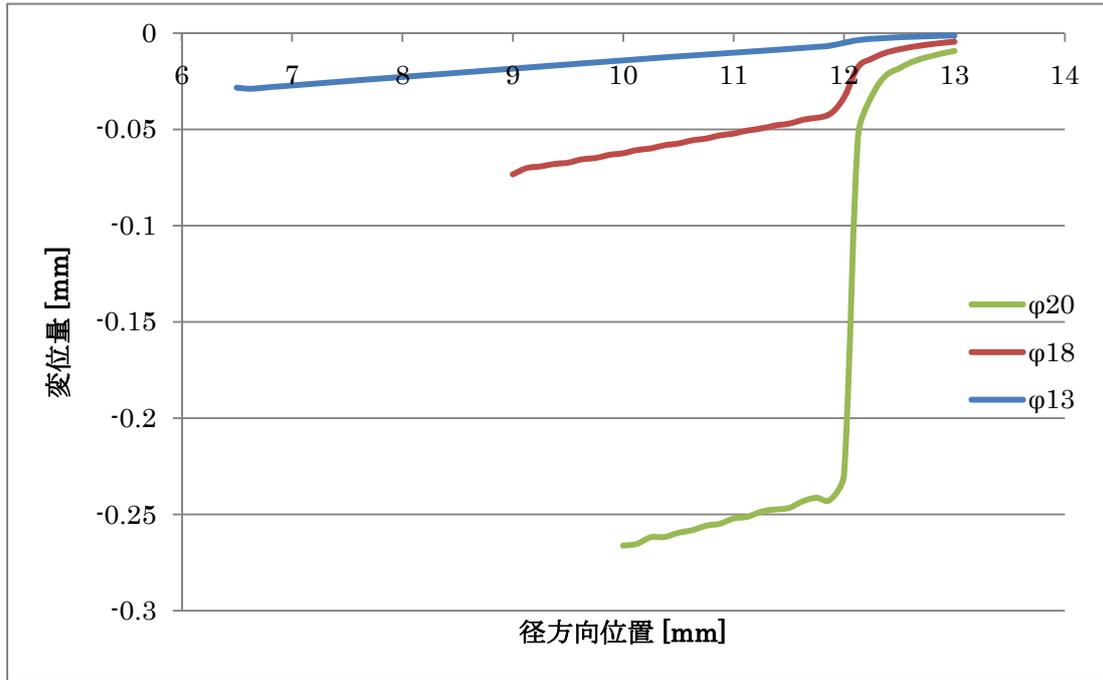


図 3.7 永久変形量 (ボス穴径)

### 3.3.4 締結長さ

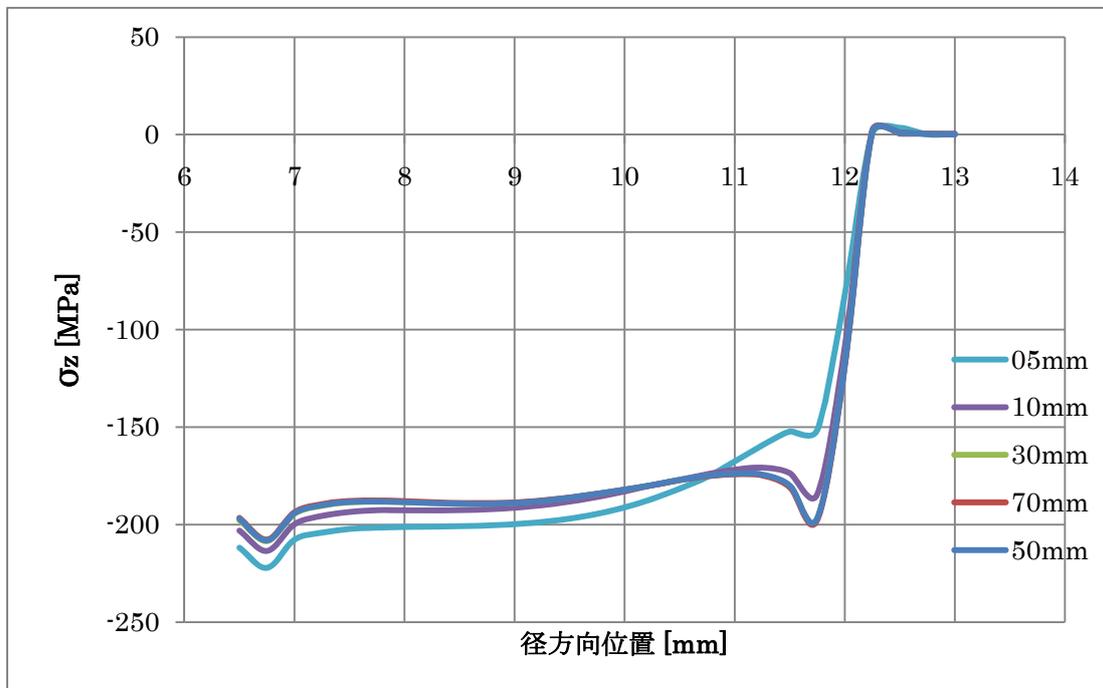


図 3.8 応力分布 (締結長さ)

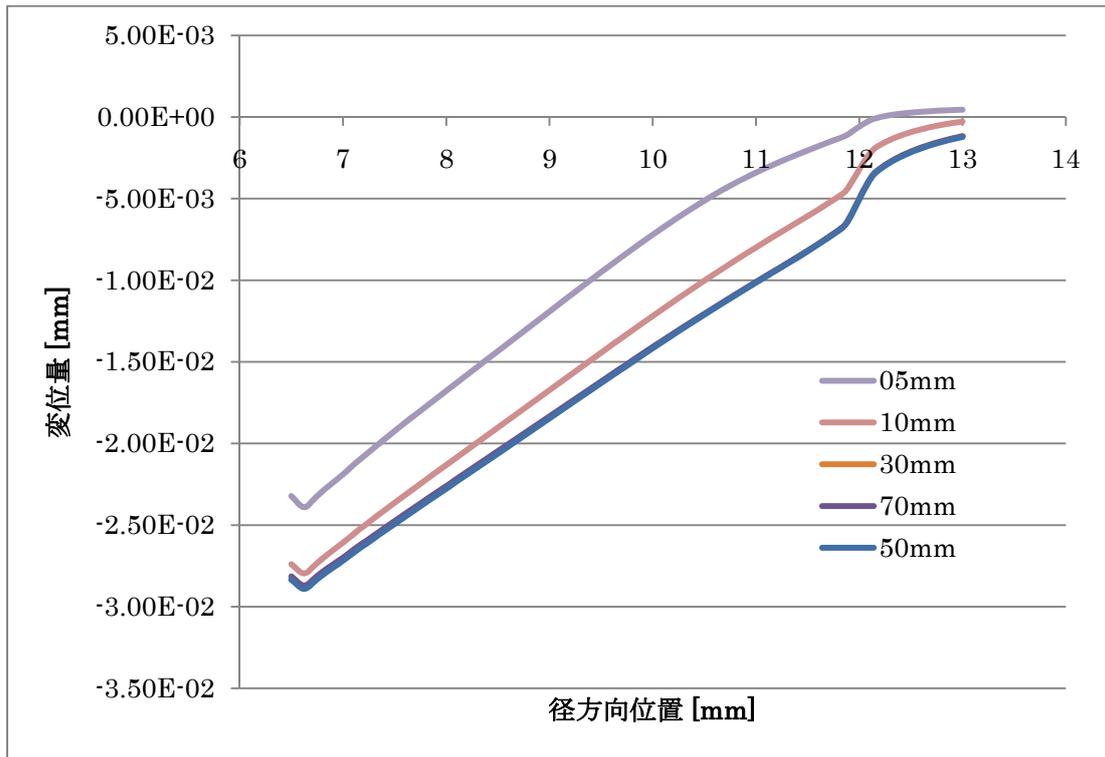


図 3.9 永久変形量（締結長さ）

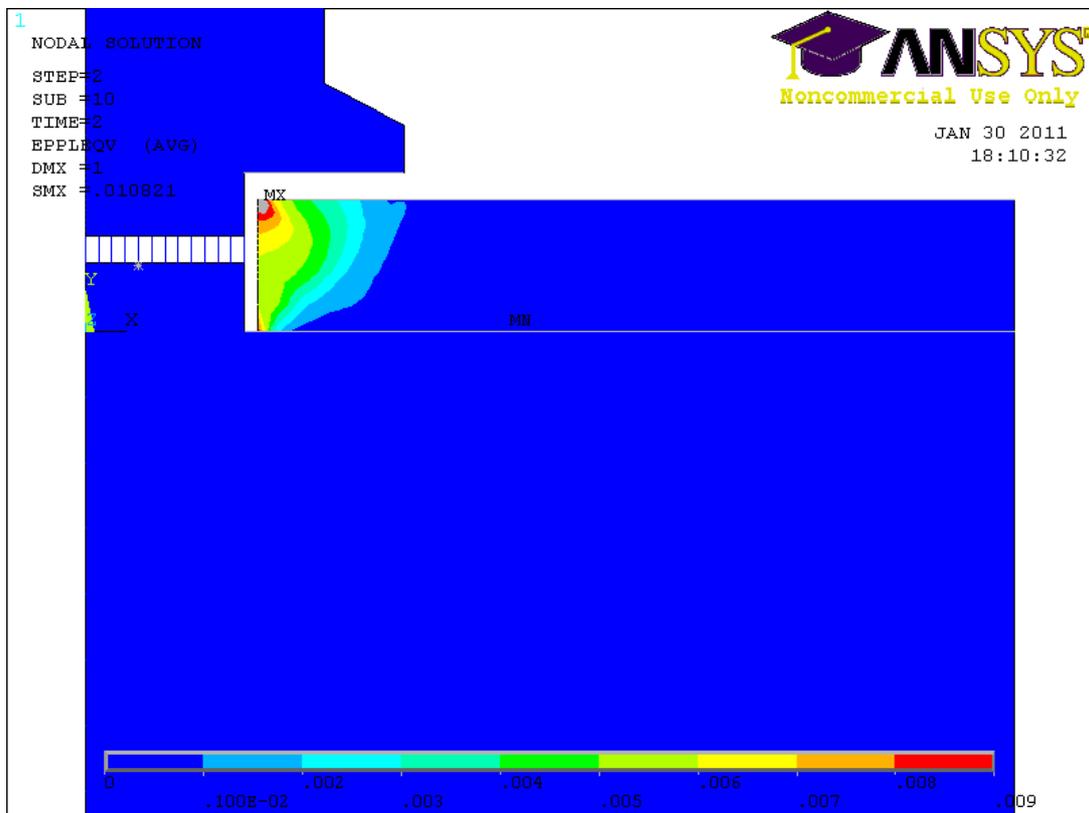


図 3.10 相当塑性ひずみ分布（締結長さ：5mm）

### 3.3.5 テーパー角

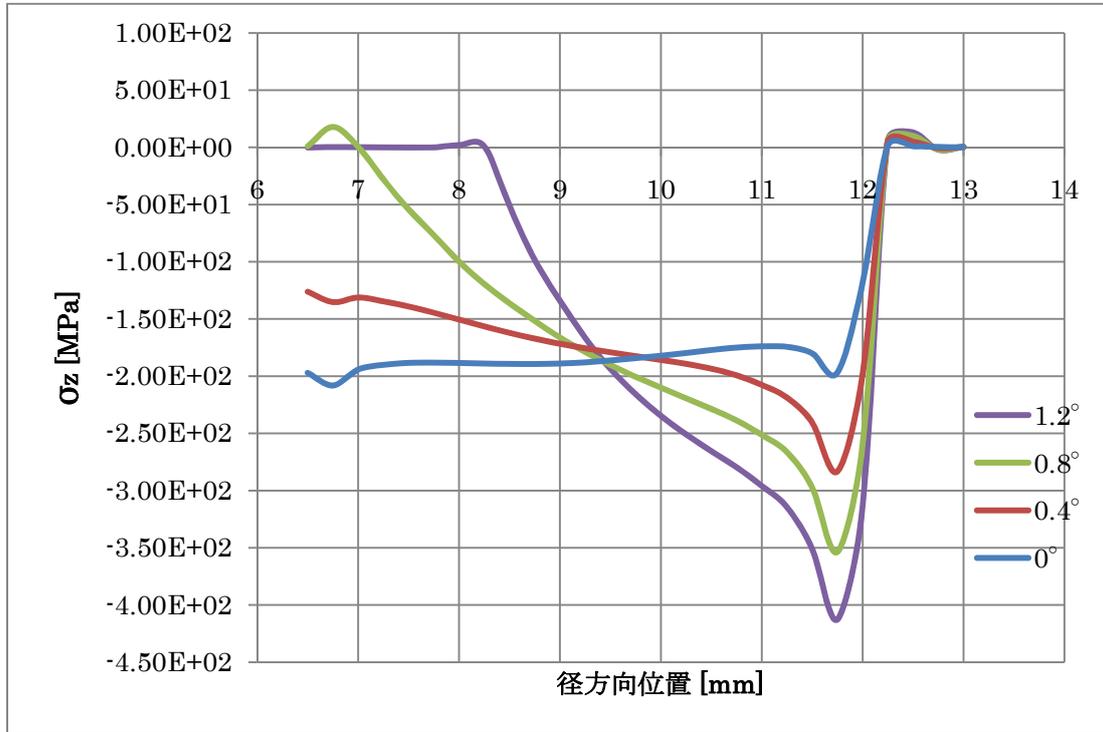


図 3.11 応力分布 (テーパー角)

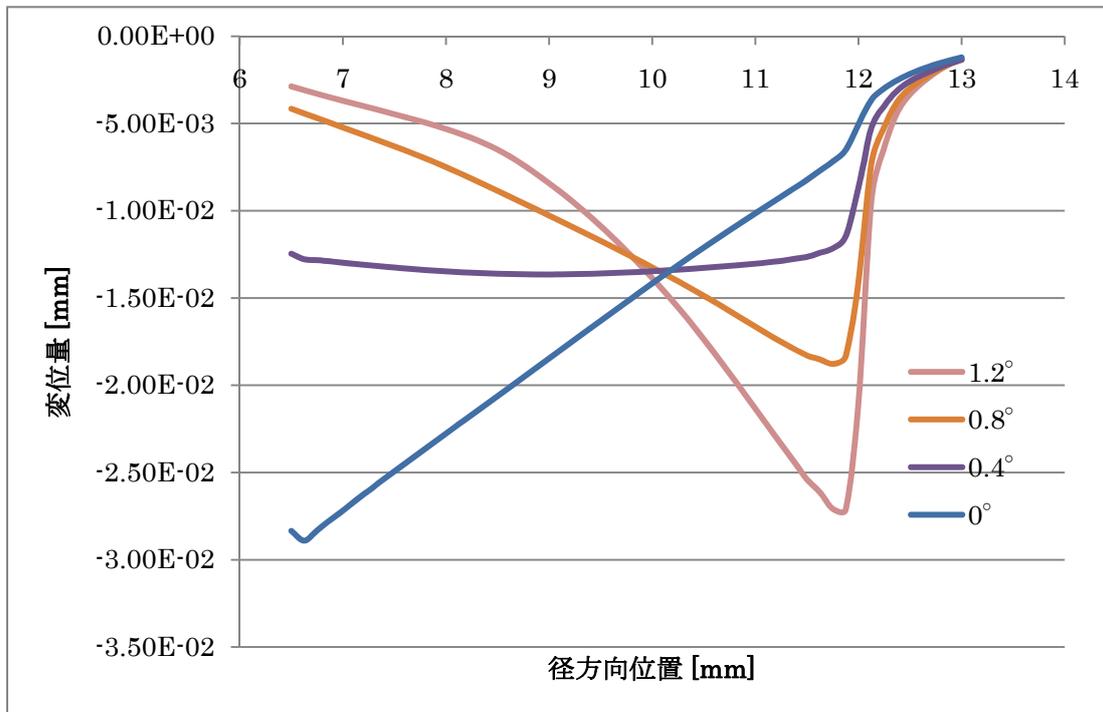


図 3.12 永久変形量 (テーパー角)

### 3.3.6 ワッシャ外径

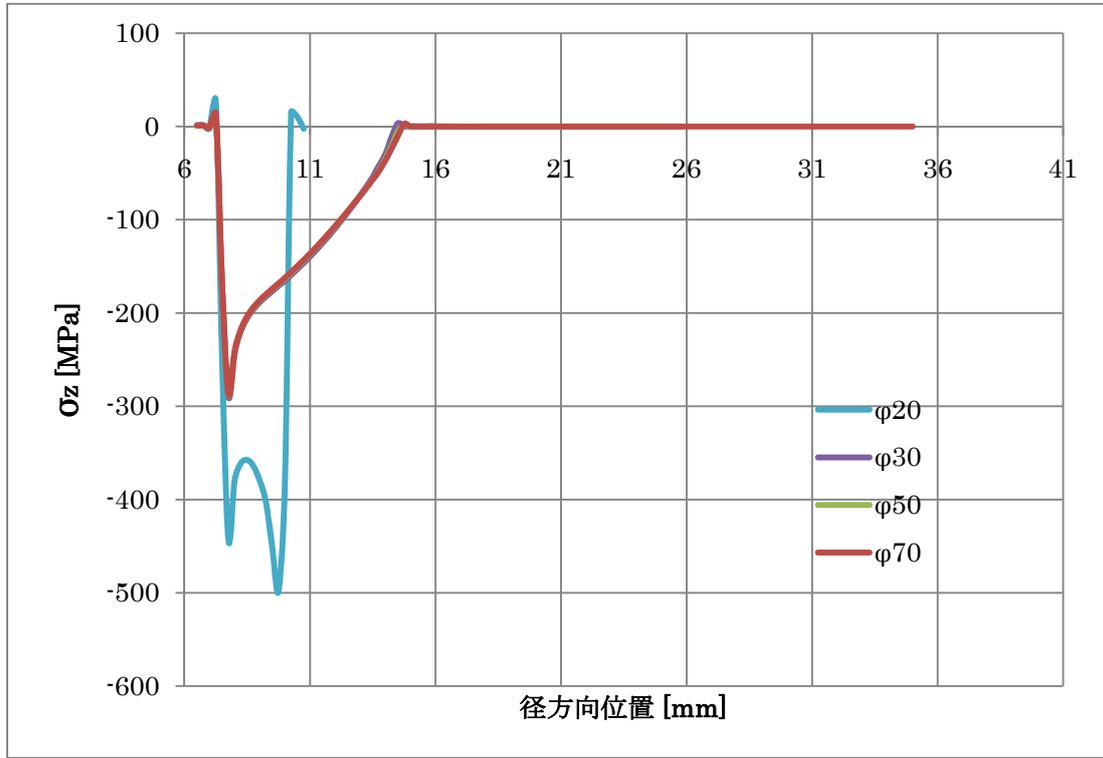


図 3.13 応力分布 (ワッシャ外径)

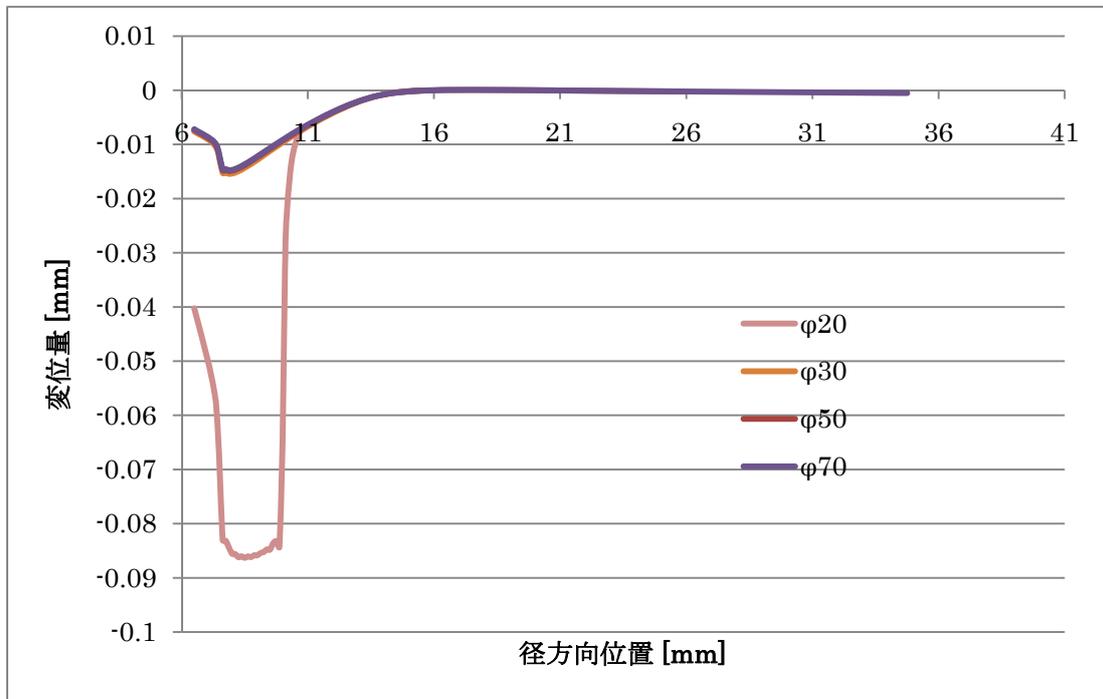


図 3.14 永久変形量 (テーパ角)

### 3.3.7 ワッシャ内径

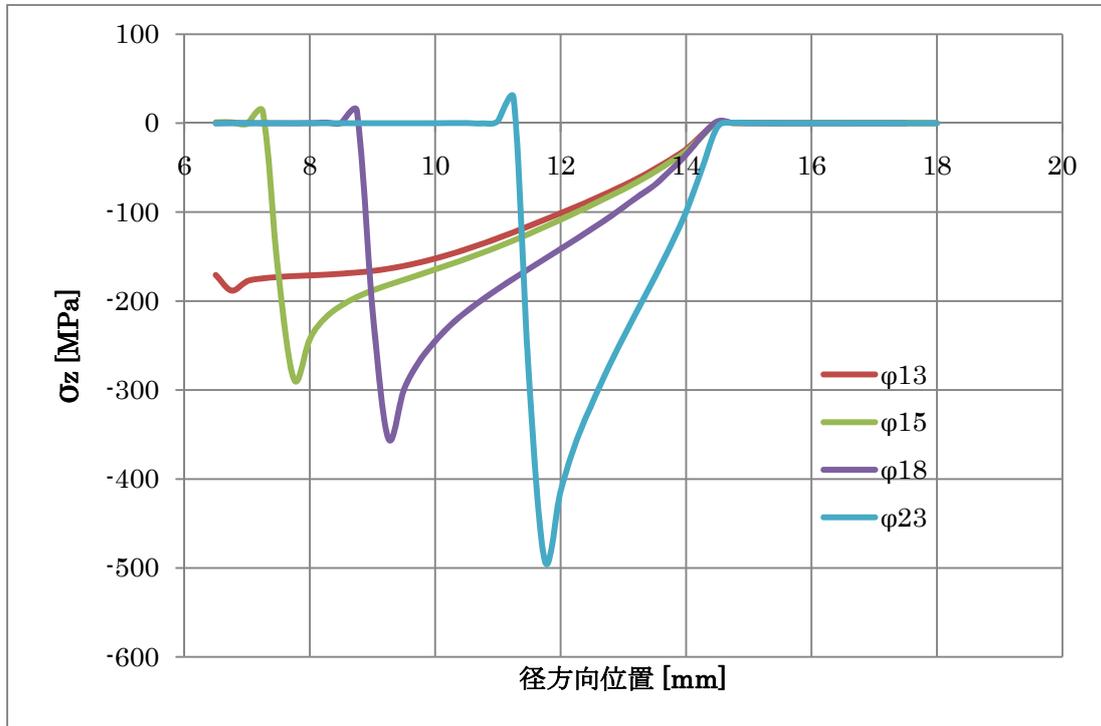


図 3.15 応力分布 (ワッシャ内径)

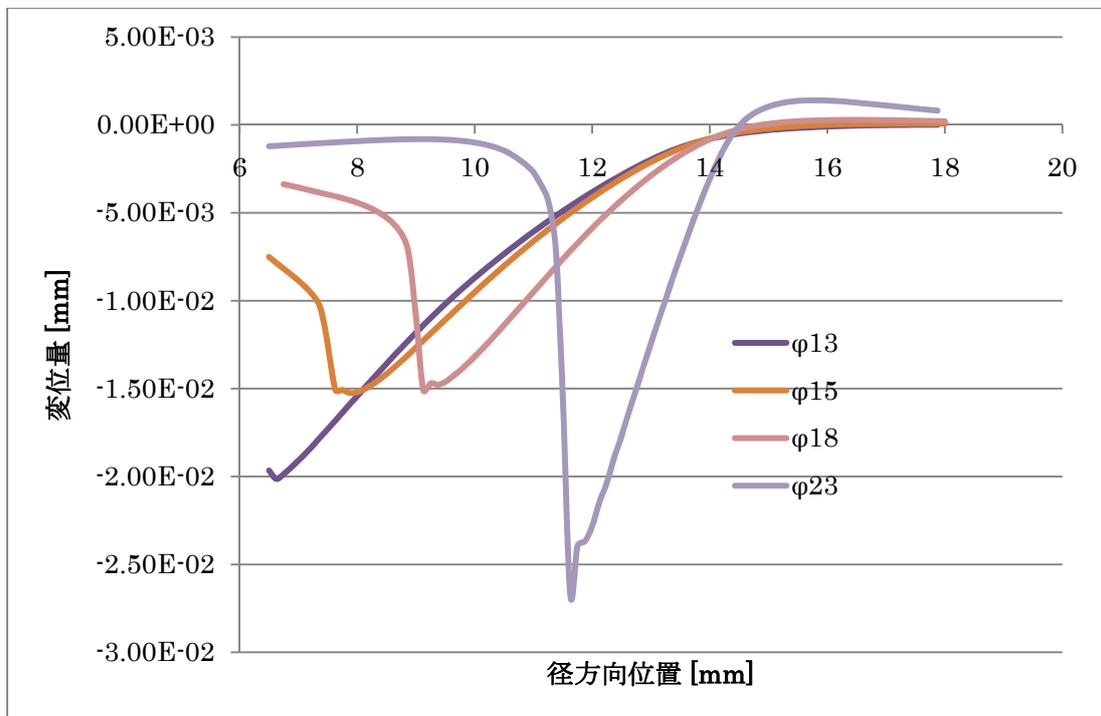


図 3.16 永久変形量 (ワッシャ内径)

### 3.3.8 ワッシャ厚さ

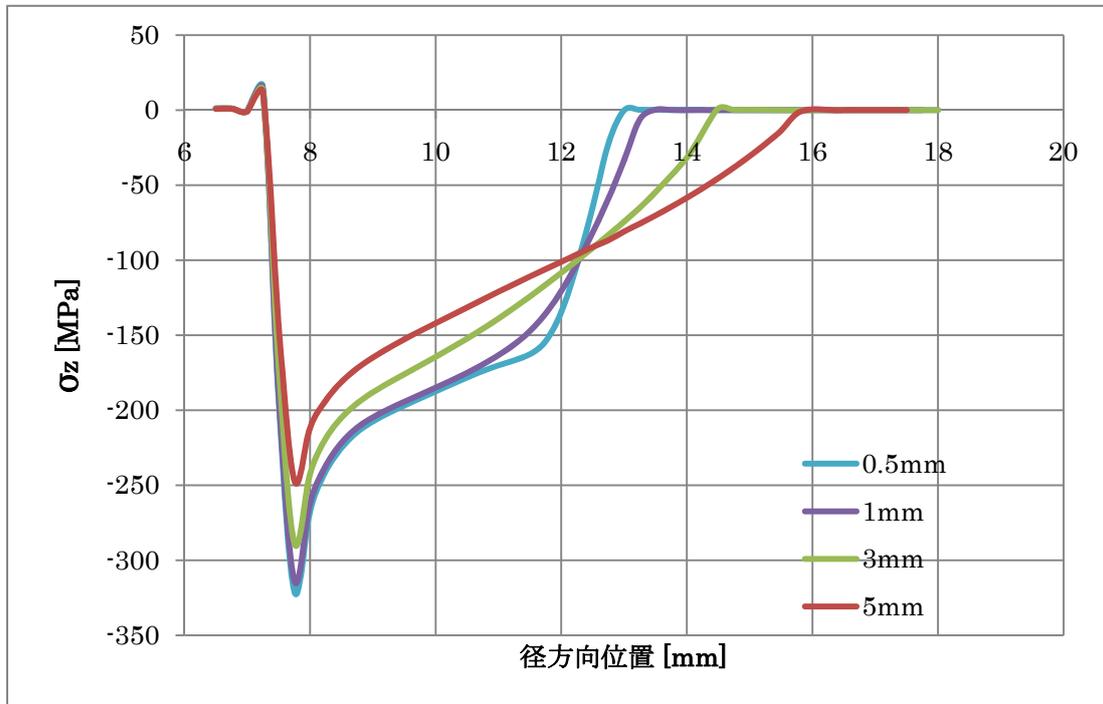


図 3.17 応力分布 (ワッシャ厚さ)

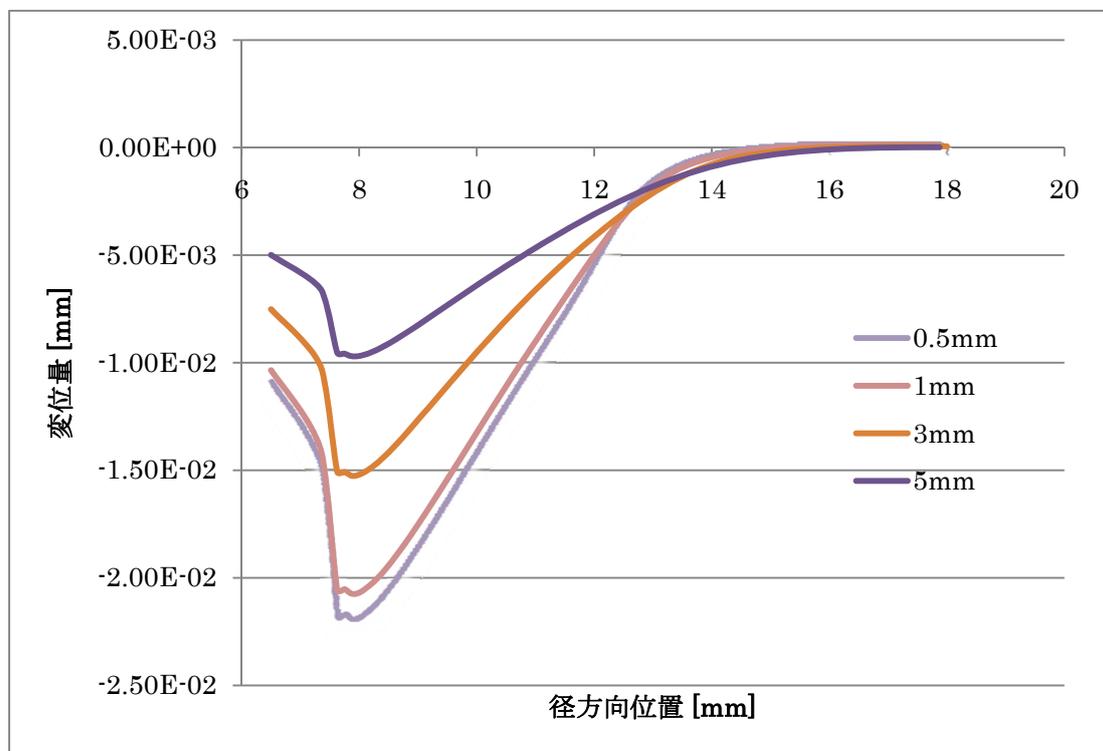


図 3.18 永久変形量 (ワッシャ厚さ)

## 3.4 考察

### 3.4.1 フランジ径

フランジ径を変更したモデルの解析結果において、応力分布についても座面変形量についても、各モデル間で差はほとんど見られなかった。

どのモデルの結果においても径方向位置：約 14 mm の位置で応力が 0 MPa になってしまっている。このことから、これらのモデルでは径方向位置：14 mm 以上の範囲で被締結体とフランジ下面が乖離してしまっていると予測される。

フランジ径を大きくすると接触領域が広くなり、座面圧が広範囲に分散すると考えていたが、本研究では、フランジ径のみ拡大し、ボルトヘッドを拡大しなかったため、径を大きくしてもフランジの剛性が低く、曲げ変形が起こり、接触領域が広くならなかった。

フランジ径を大きくして座面圧を分散させるには、ボルトのフランジの剛性を高くする、もしくはテーパ角を与える必要があると予想される。

### 3.4.2 ボス外径

フランジ径を変更したモデルの解析結果において、応力分布には大きな差は見られなかった。しかし、永久変形量のグラフを見ると、ボス外径が小さくなるほど値が大きくなっていることがわかる。

モデル間で、座面に加わる圧力に差はないと考えられるが、ボス外径が小さくなると、ボス全体の断面積が小さくなるため、ボス内部の広範囲にわたって塑性ひずみが生じ、座面の変形量が大きくなったと考えられる。

図 3.5 はボス外径： $\phi 30$  のモデルの相当塑性ひずみ分布のコンター図であるが、基本モデルの相当塑性ひずみ分布（図 2.8）と比較して、かなり広範囲で塑性ひずみが生じていると分かる。

### 3.4.3 ボス穴径

締結長さを変更したモデルの解析結果より、穴径が大きくなるほど応力の値も高くなり、永久変形量も大きくなることが分かった。穴径が大きくなるほど接触領域が狭くことが原因だと考えられる。

設計に余裕を持たせるために大きいバカ穴を開けることは不可避だと思われるが、その際は注意が必要である。

#### 3.4.4 締結長さ

締結長さを変更したモデルの解析結果においても、応力分布には大きな差は見られなかった。永久変形量については、締結長さ：30mm, 50mm, 70mmの結果はほぼ同じであったが、締結長さ：10mm, 5mmと、徐々に変形量が小さくなっていった。

締結長さ：30mm, 50mm, 70mmの時の相当塑性ひずみ分布は、基本モデルの相当塑性ひずみ分布（図 2.8）とほぼ同じ分布になった。しかし、図 3.10 に示す締結長さ：5mmの相当塑性ひずみ分布を参照すると、ボス下面まで塑性ひずみ 0.1%以上の分布が広がっていることが分かる。ひずみ値は大きくなっているが、ひずみの範囲が狭くなったことで、座面の塑性変形量は小さくなったと予測される。

#### 3.4.5 テーパー角

テーパー角を変更したモデルの解析結果から、テーパー角が大きいモデルほど座面外側に応力が集中すると見える。応力集中部の応力値がかなり高いことから、表面付近の部材がかなり大きくひずんでいることが分かる。

永久変形量についても、テーパー角を大きくするほど座面外側で値が大きくなることが分かる。テーパー角： $0.4^\circ$ のグラフに注目すると、座面全体で変形量がほとんど一定になっていて、変形量の最大値も小さくなっている。永久変形量が小さいほど、締結後の軸力低下が起こりにくいと言われているので、実際の設計もこのような状態を目指すべきだと考えられている。

#### 3.4.6 ワッシャ外径

ワッシャ外径を変更したモデルの解析結果において、ワッシャ外径： $\phi 20$ のモデルは特別に接触範囲が狭いので、応力も永久変形量も大きい値となっているが、他のパラメータのモデル間では、値にほとんど相違がない。

フランジ径を変更したモデルの結果のように、径方向位置[mm]：7.5～14.5程度の範囲で接触していて、その外側の部分ではワッシャが座面から浮いてしまっていると考えられる。

ワッシャ外径を大きくして座面圧力を分散させるには、ワッシャ自体にテーパー角を与えるか、ボルトのフランジにテーパー角を与える必要があると考えられる。

### 3.4.7 ワッシャ内径

ワッシャ内径を変更したモデルの解析結果において、内径が大きくなるほど応力の最大値、永久変形量の最大値は大きくなっている。また、応力分布も永久変形量もワッシャ内端で最大値を取っている。すなわち、ワッシャ内端が座面に食い込む形になっていると考えられる。

ワッシャ外径はφ34なので、径方向位置：17mmの部分まで接触していてもおかしくないが、どのモデルも径方向位置：14.5mm以上の部分ではワッシャが座面から乖離してしまっている。

フランジ径を変更したモデルも乖離が生じていたが、ワッシャを挿入して見た目の接触領域を広くしても無意味だということが分かる。

### 3.4.8 ワッシャ厚さ

ワッシャ内径を変更したモデルの解析結果から、ワッシャの厚いモデルの方が、応力が広い範囲に分散していて、永久変形量も小さく抑えられていると分かる。これは、ワッシャが厚くなることによって、ワッシャの剛性が高まり、ワッシャが変形しづらくなって、座面外側でワッシャの乖離する部分が減少したことが原因だと考えられる。

座面と接触する部分の剛性を高めた方が、座面に均等に応力を加えることが出来るのではないかと考えられる。

## 第4章 永久変形量抑制についての検討

### 4.1 緒言

実際のボルト締結部設計において、被締結側の形状は制約が多く、応力分散のための設計変更が実施されづらい場合が多いと考えられる。また、ボルト締結部の上側にスペースが無い場合、厚いワッシャの挿入やフランジ径の拡大によって座面応力を分散させることも出来ない。

そこで本章では、フランジ径  $\phi 30$  のフランジ付きボルトのフランジ厚さとテーパ角を調整して解析を行うことによって、応力が座面全体に均等に分布し、座面の永久変形量を最小に抑えられる形状について検討した。

### 4.2 応力中心

ボルト締結後の座面表面の平坦化やクリープ変形による軸力低下、外力による変形から起こる軸力低下を防止するため、座面応力は可能な限り小さい方が良く考えられる。

ボルト締結体にある軸力が与えられた時、座面応力の最大値が最も小さくなるのは、座面全体で応力  $\sigma_z$  が一定値を取る場合である。軸力 60 kN、フランジ径  $\phi 30$ 、ボス穴径  $\phi 13$  の場合は、座面全体が  $\sigma_{z0} = \{60/(\pi/4) \times (30 \times 30 - 13 \times 13)\} \times 10^3 \approx 104.5$  の一定応力値を取るものが理想であるが、テーパ角を与えるだけでは、解析結果は図 4.1 のような応力分布となり、応力値を一定にすることは出来ず、分布に偏りが生じてしまう。

最適形状では応力分布を出来るだけ応力値一定状態に近づけたいのだが、異なるモデルの解析結果から得られた応力分布をグラフにプロットするだけでは、分布がどの程度どちら側に偏っているのか、定量的に比較出来ない。そこで、応力中心という数値を導入する。

応力中心  $r_c$  とは、座面圧がボルトに与える曲げモーメント  $M$  を、ボルト軸力  $F$  で割ったものである。これを数式で表すと以下ようになる。但し、 $r$  : 径方向位置、 $dA$  : 微小面積、 $D$  : 座面外径、 $d$  : 座面内径、 $M$  : 曲げモーメント、 $F$  : 軸力、 $\sigma(r)$  : 位置  $r$  における座面圧力である。

$$M = \int_{d/2}^{D/2} \sigma(r) r dA$$
$$r_c = \frac{M}{F}$$

理想的な応力分布は  $\sigma(r) = 104.5$  (一定) であるので、この場合の応力中心は、上式より  $r_c \approx 11.31$  [mm] となる。これを応力中心の基準値として、各解析結果の応力分布の偏りの程度を考察する。

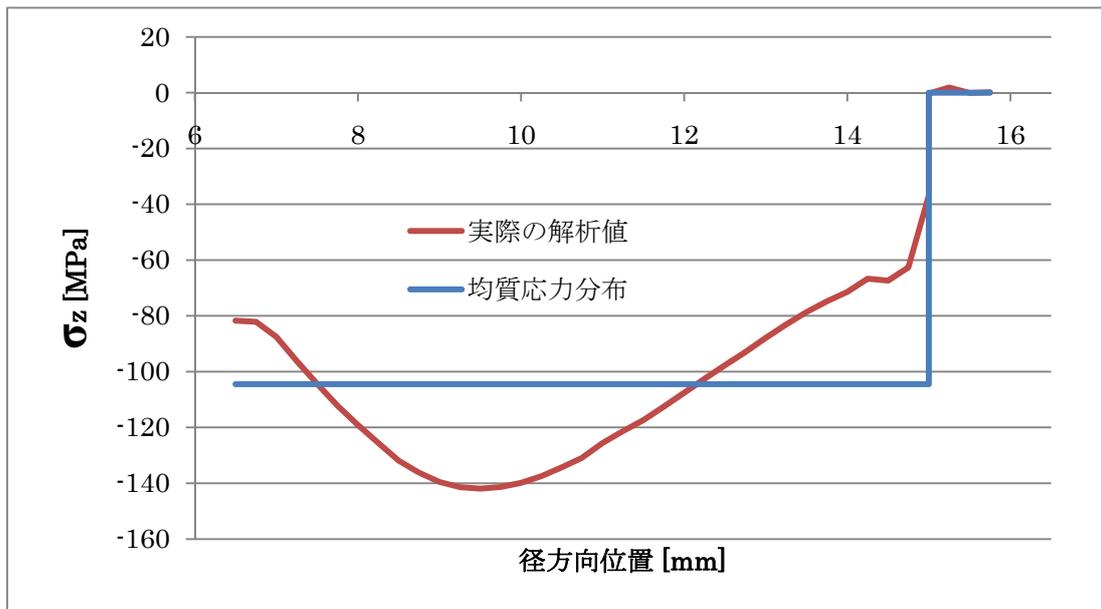


図 4.1 応力分布（解析値と基準値）

### 4.3 検討モデル

3.3の結果から、フランジが薄くて剛性が低い場合、フランジが曲げ変形を起こしてしまい、応力分布を均等にするのが難しいと考えられる。そこで、本章では、フランジ厚さを基本モデルの1.8mmより厚くした3mm、4mmのモデルについて解析を行った。

## 4.4 解析結果

### 4.4.1 フランジ厚さ：3mm のモデル

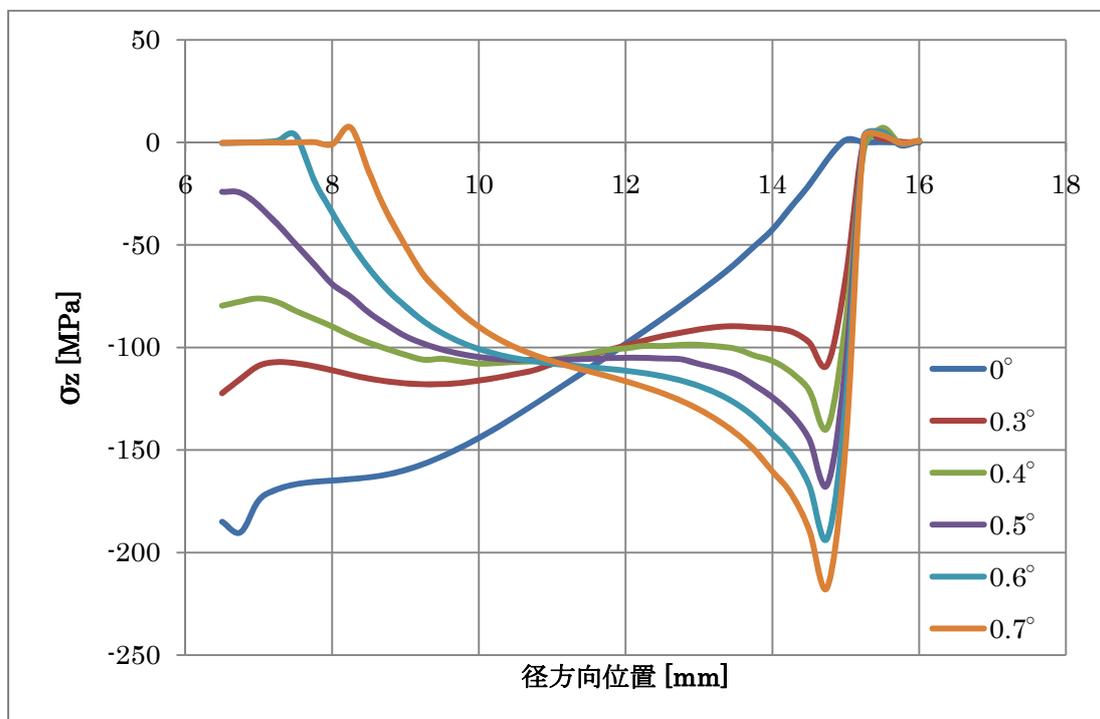


図 4.2 応力分布 (フランジ厚さ：3mm)

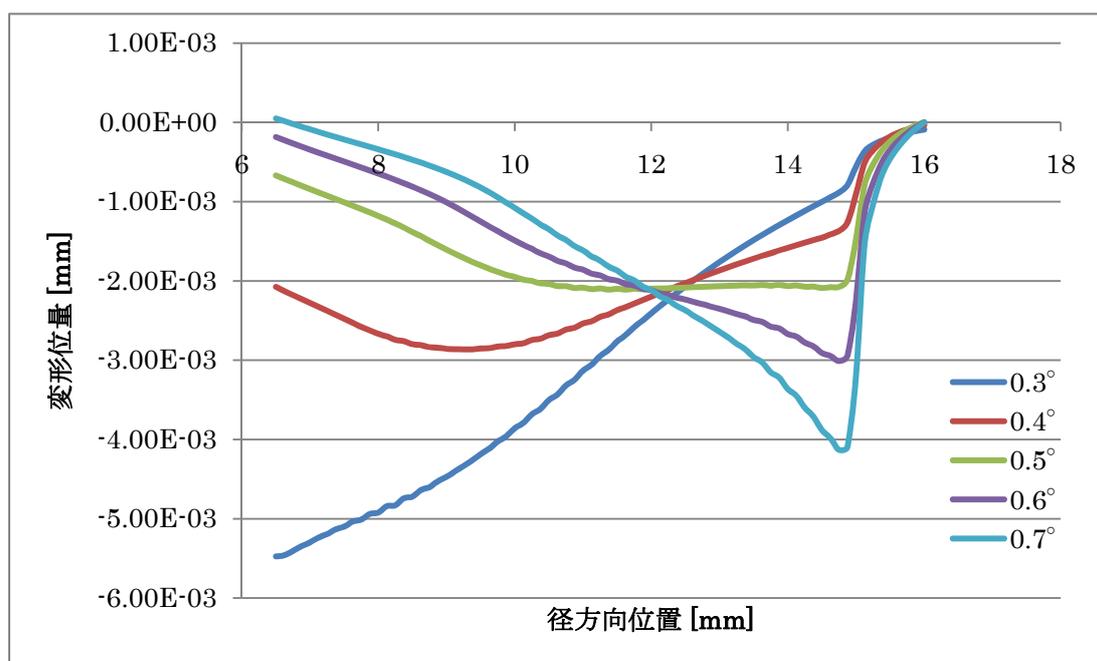


図 4.3 座面変形量 (フランジ厚さ：3mm)

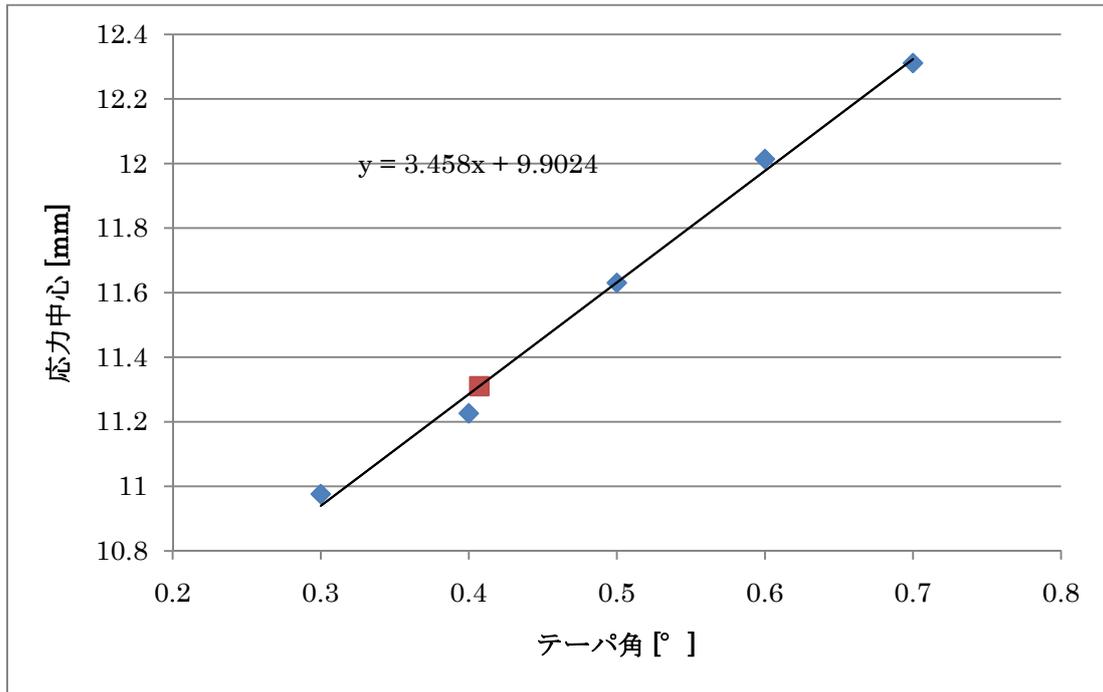


図 4.4 テーパ角と応力中心の相関 (フランジ厚さ : 3mm)

※但し、■はグラフの線形近似式に、理想応力中心の値を代入した点である。これにより、テーパ角 : 0.407° の時に、応力中心が基準値に近付くことが分かる。

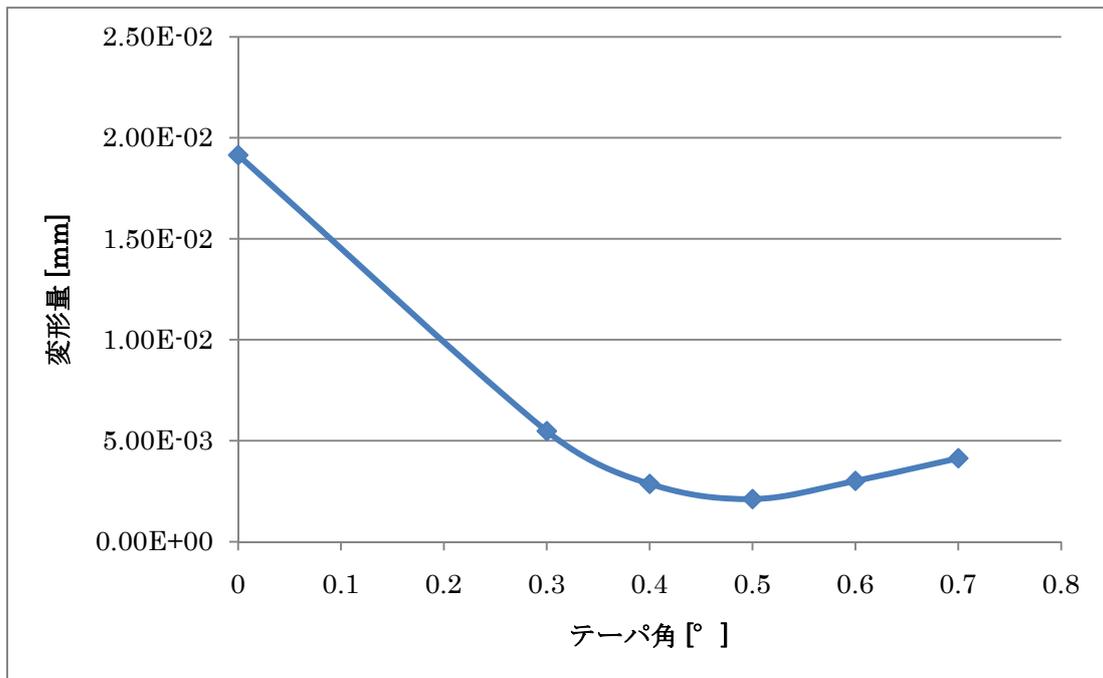


図 4.5 変形量の最大値とテーパ角の関係 (フランジ厚さ : 3mm)

4.4.2 フランジ厚さ：4mm のモデル

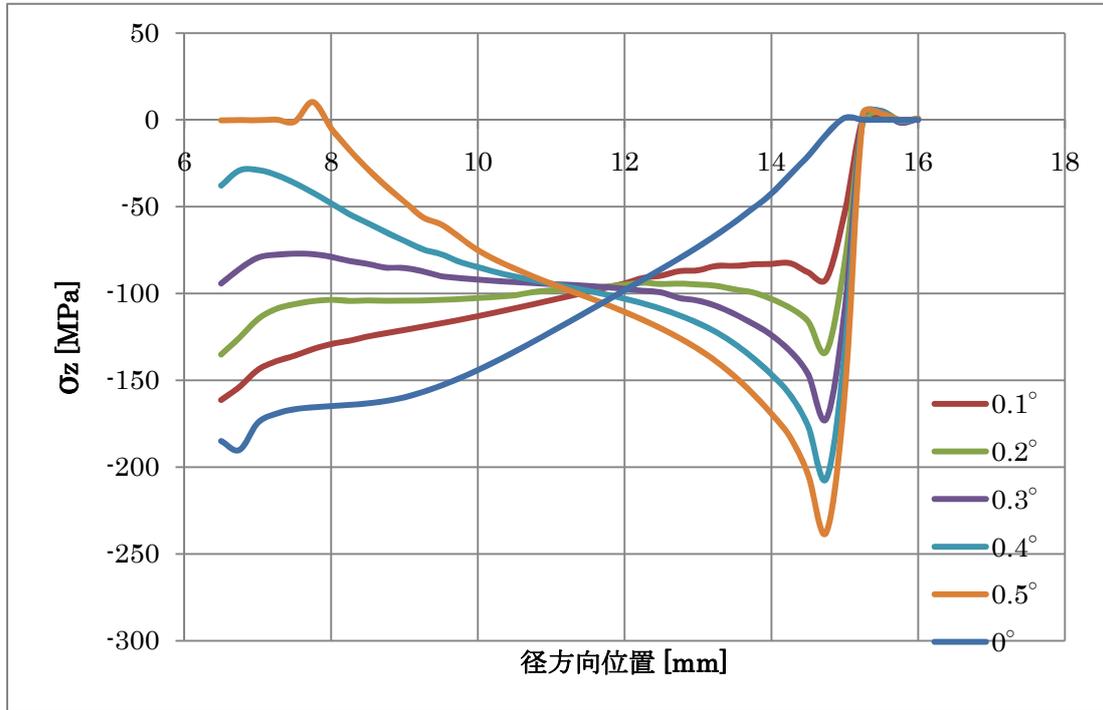


図 4.6 応力分布 (フランジ厚さ：4mm)

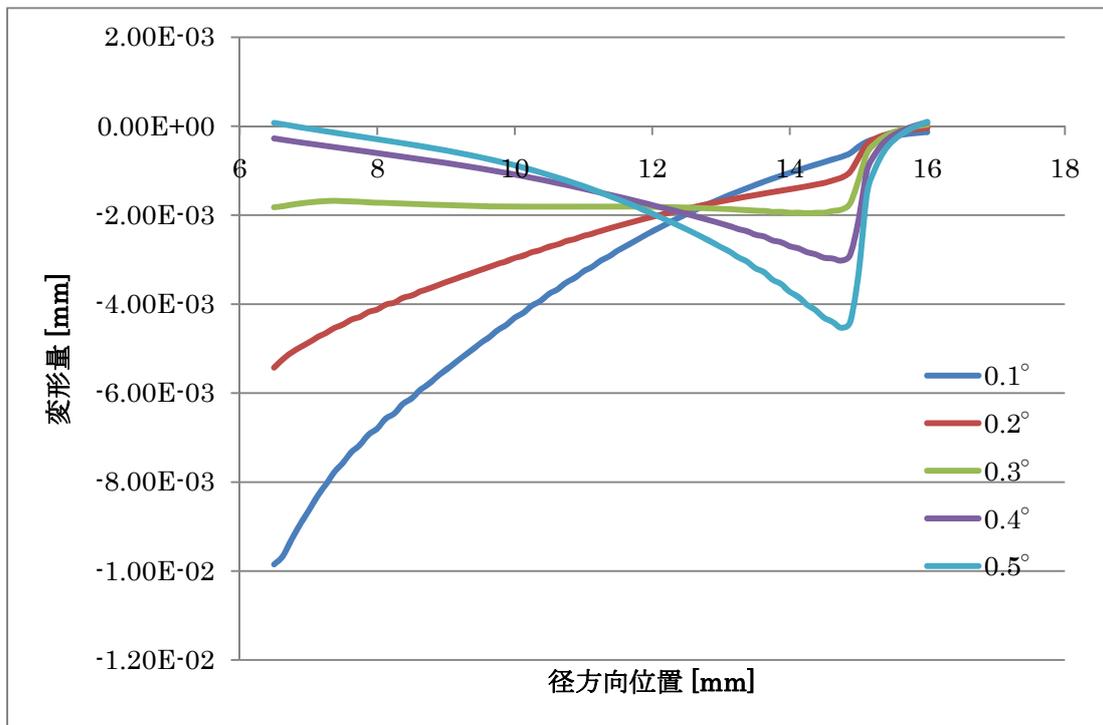


図 4.7 座面変形量 (フランジ厚さ：4mm)

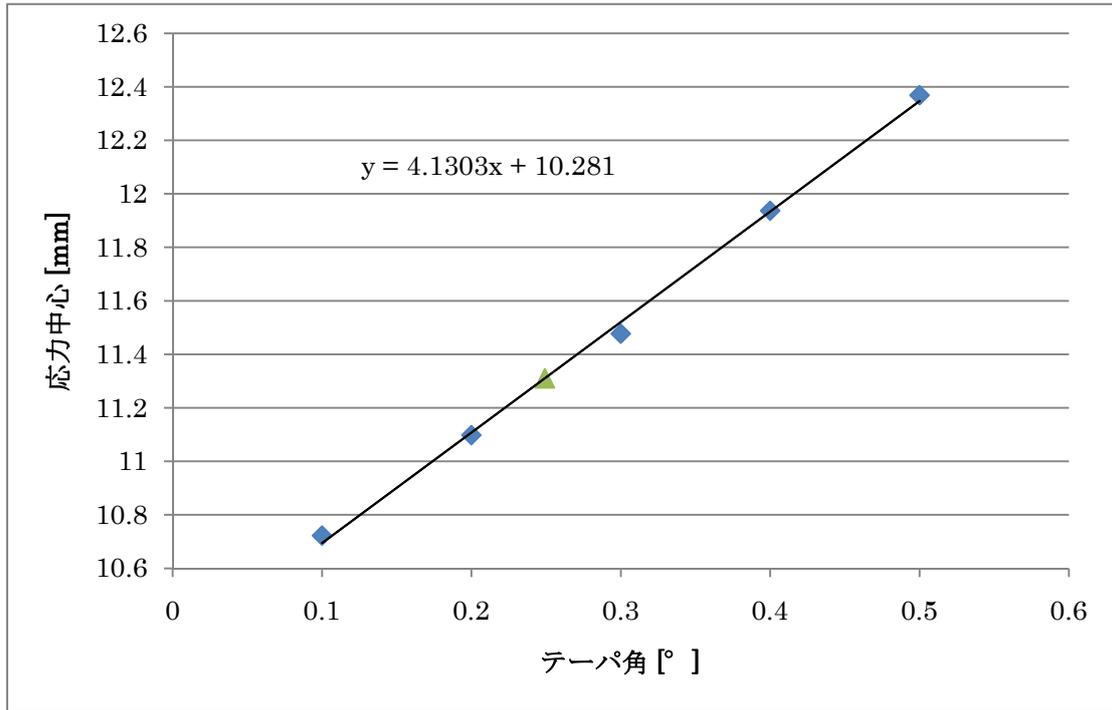


図 4.8 テーパ角と応力中心の相関（フランジ厚さ：4mm）

※但し、▲はグラフの線形近似式に、理想応力中心の値を代入した点である。これにより、テーパ角：0.249°の時に、応力中心が基準値に近付くことが分かる。

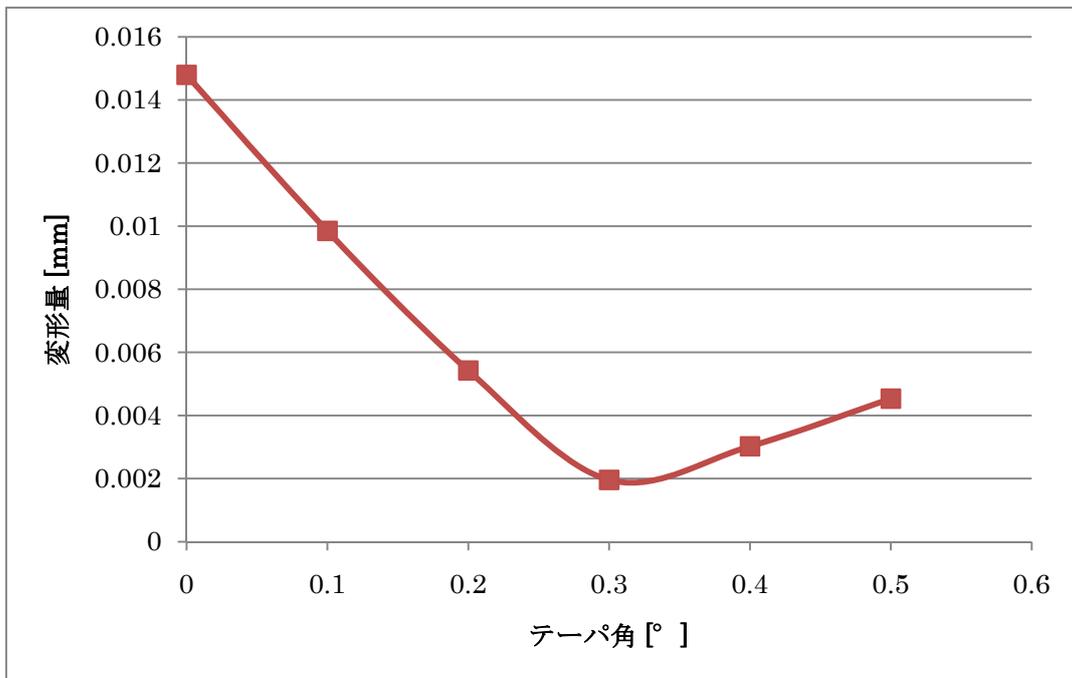


図 4.9 変形量の最大値とテーパ角の関係（フランジ厚さ：4mm）

#### 4.4.3 解析結果まとめ

表 4.1 テーパー角と最大応力[MPa]および最大変形量の関係 [ $\mu\text{m}$ ]

—	テーパー角	0°	0.3°	0.4°	0.5°	0.6°	0.7°
厚さ 3 mm	$\sigma_z(\text{Max})$	190.14	122.31	139.11	166.87	192.83	216.85
	$u_z(\text{Max})$	19.1	5.48	2.86	2.11	3.01	4.13
—	テーパー角	0°	0.1°	0.2°	0.3°	0.4°	0.5°
厚さ 4 mm	$\sigma_z(\text{Max})$	178.65	161.36	135.19	172.16	206.6	237.43
	$u_z(\text{Max})$	14.9	9.85	5.43	1.96	3.02	4.53

※但し、各項目の最小値に網掛けを施している。

表 4.2 応力中心が基準値をとる時の推定テーパー角

	基準テーパー角[°]
フランジ厚さ：3 mm	0.407
フランジ厚さ：4 mm	0.249

#### 4.5 考察

座面応力分布はテーパー角に大きく影響され、0.1° 程度の変化にも敏感であることが明らかになった。

永久変形量のグラフを比較すると、フランジを厚くして剛性を高めた方が、被締結体の永久変形量を座面全体でより均質に（グラフを直線に近く）することが出来ることが分かった。

表 4.1 を参照すると、フランジを厚くすることで永久変形量の最大値を低く抑えられることが分かった。また、テーパー角が、基準値より少し小さい時に応力の最大値は最小になり、基準値より少し大きい時に変形量の最大値は最小になることが分かった。

## 第5章 締結試験・座面高さ測定

### 5.1 緒言

CAE を開発現場で有効に活用するためには、現実に行われている現象 CAE によりしっかり再現できていることが重要である。そのため、FEM 解析結果を実測値と比較することによって検証することが不可欠である。

本章では、よって行われた締結試験、レーザー顕微鏡による試料の観察、観察結果と FEM 解析結果との比較について述べる。

## 5.2 締結試験

締結実験は、トルクレンチを用いて人手によって行われた。なお、ボルトや被締結体に対して潤滑材などは塗布されていない。実際の試料（ボルト・ワッシャ、被締結体）を図 5.1 に示す。



図 5.1 試料写真 (①：ボルト・ワッシャ，②：被締結体)

また、試料の物性値は以下の通りである。

表 5.1 各部品の物性

部品	ボルト・ナット	ボス	備考
材質	強度区分 10.9 鋼	アルミ材 ADC3-F	-
ヤング率 [GPa]	206	72	文献引用値
降伏応力, 耐力 [MPa]	900	110 (0.2%)	測定値
硬さ	32~39 HRC	66~73 HRF	測定値
線膨張係数 [ $^{\circ}\text{C}$ ]	$11.3 \times 10^{-6}$	$21.0 \times 10^{-6}$	文献引用値

## 5.3 座面高さ測定

### 5.3.1 測定手法

レーザー顕微鏡を用いて、締結試験を行った試料（被締結体）の座面の高さを測定する。測定部は図 5.4 に示す 4ヶ所である。高さ方向のキャリブレーションは 0.01 [ $\mu\text{m}$ ]となっている。

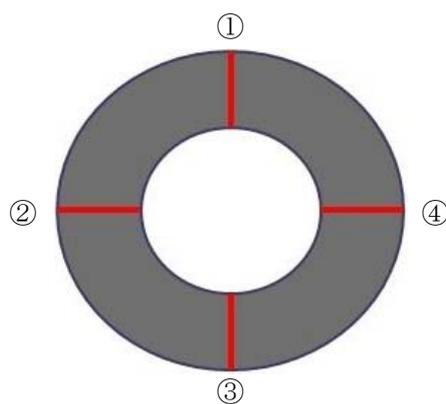


図 5.2 座面測定部位

### 5.3.2 測定結果

以下に測定結果の高さ分布を示す。なお、以下のグラフは、座面内端の点を原点とし、内端からの水平距離を横軸に、内端からの高さを縦軸に取ったものである。

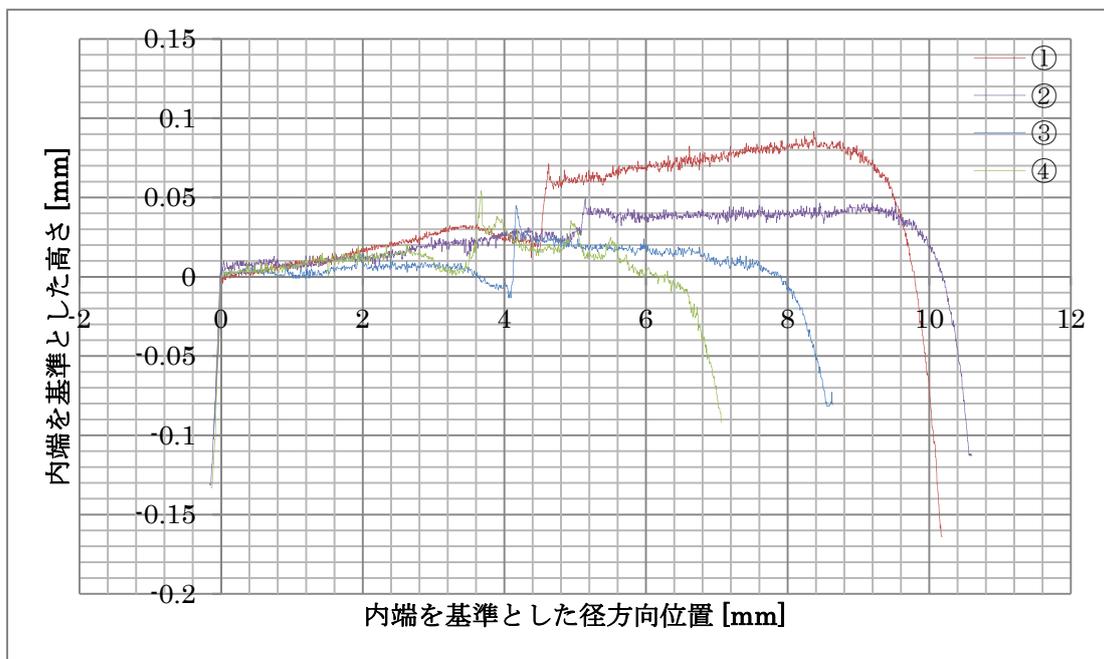


図 5.3 座面高さ分布 (実測値)

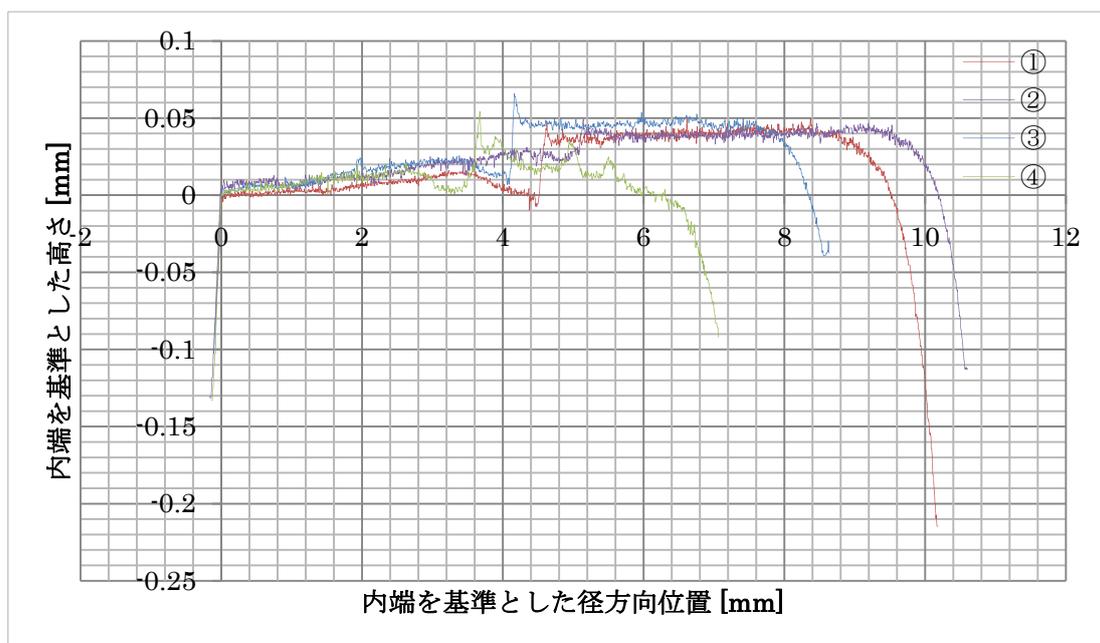


図 5.4 座面高さ分布 (傾き補正)

#### 5.4 解析結果との比較

実験結果と比較するための解析モデルは、実際に試料の寸法を測り、以下の表 5.3 の軸対称モデルにおおよそ近似できると考えた。

表 5.2 解析モデル形状パラメータ

ボルト	呼び径	M14
	フランジ径 [mm]	$\phi 28.5$
	座面テーパ角	$0^\circ$
ボス	外径 [mm]	$\phi 38$
	穴径 [mm]	$\phi 18$
	締結長さ [mm]	50
ナット	ナット厚さ [mm]	25
	ナット幅 [mm]	70
	めねじ長さ	15
締結条件	軸力 [kN]	60

図 5.7 は, 解析結果の永久変形量とある実測値の高さ分布を同じグラフにプロットしたものである.

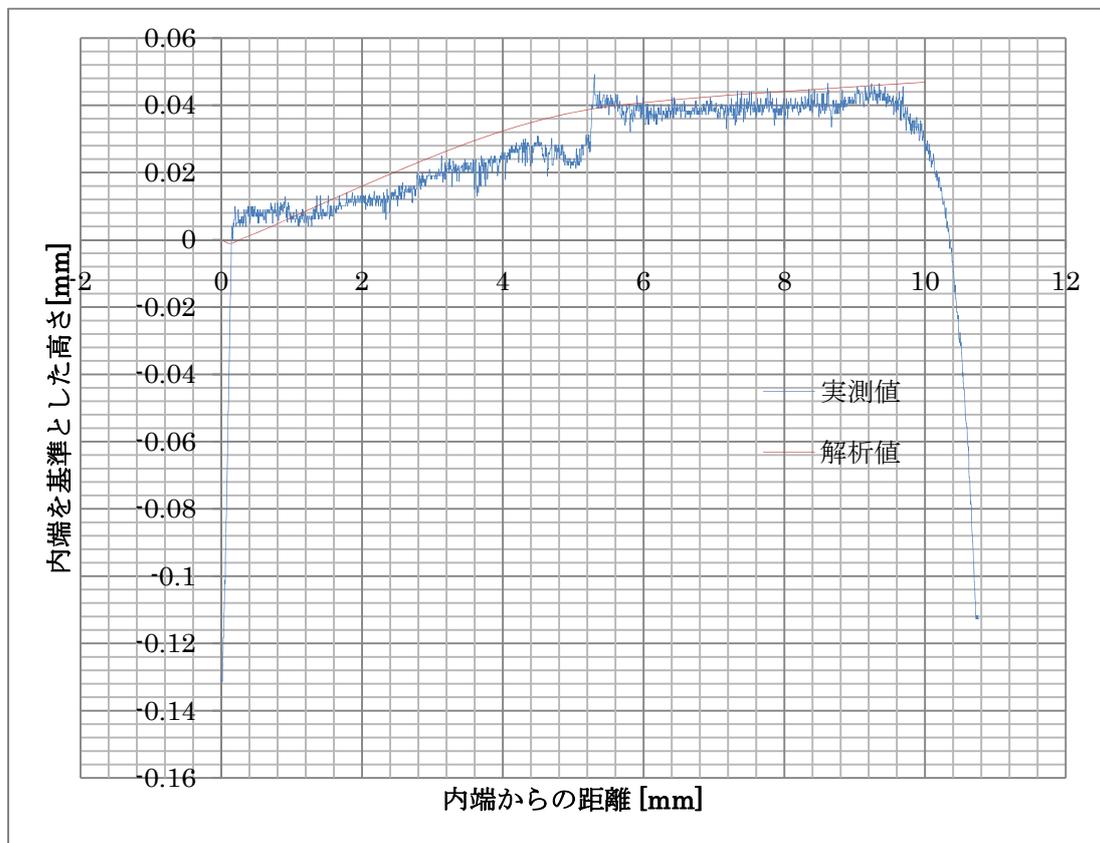


図 5.5 実測値と解析値の比較

両端には R や C が付いているために大きく値が外れているが, オーダーとして変形量の実測値と解析値は一致していると言える.

## 5.5 考察

計測部①～④でかなりバラつきがあった. これは, ボス穴の中心とボルトの中心軸がずれていたこと, 被締結体が軸対称でないこと, ボスに鑄造の巣が見られたこと等, 様々な要因が考えられる.

オーダーとしては実測値と解析値が一致したが, 座面外端付近で大きくずれているので, 今後はその影響を調べていく必要がある.

## 第6章 結論

### 6.1 本研究における結論

ボルト締結部形状が座面応力と永久変形量に与える影響について検討した。

ボルト締結部の様々なパラメータが座面応力，あるいは永久変形量に少なくない影響を与えることが分かった。また，ボルト締結部の形状を恣意的に選ぶことによって，ボルト座面応力や永久変形量をある程度調整出来ることが分かった。

また，ボルト締結部の永久変形量について，FEM 解析の結果と実験結果はオーダーレベルでは一致した。

よって，実際の機械設計においても，ボルト締結部の形状パラメータを調整することによって，ボルト座面応力や永久変形量を理想の値に近付けることが出来，いずれはボルトのゆるみを未然に予測，防止することにつながると思われる。

### 6.2 今後の課題

本研究ではボルト締結部が軸対称であるものとして扱った。しかし，実際の締結部はより複雑な形状をしているため，今後は三次元的影響も考慮して解析を行っていく必要がある。また，実際に機械において，熱応力やクリープ変形がボルトの軸力低下に大きく寄与する可能性があるため，締結簿の環境温度変化も解析条件に組み込む必要がある。

さらに，実験結果と解析結果の比較方法を検討し，解析結果には表れない変形や表面粗さ，材料組織の影響について考察することで，解析結果と実験結果がより一致するように解析手法を改良することが求められる。

## 参考文献

- [1] 吉本 勇 (1992) : JIS 使い方シリーズ ねじ締結体設計のポイント 改訂版, 日本規格協会, p.218
- [2] 吉本 勇 (1992) : JIS 使い方シリーズ ねじ締結体設計のポイント 改訂版, 日本規格協会, p.220
- [3] 国立天文台編 (2008) : 理科年表, 丸善

## 謝辞

本論文作成にあたり，一年間ご指導して下さった酒井教授・泉准教授に深く感謝致します。

また，日常のコミュニケーションの中で，的確な指摘やアドバイスを下さった田中展助教に深く感謝致します。

自らの研究で忙しい中，貴重な時間を割いて私の相談に応じ，方針を示して下さいました緒方さん，神谷さんに深く感謝致します。

研究室全体が明るく和やかな雰囲気であり，研究室に楽しく通うことができました。研究室の先輩や同期，設備にも感謝致します。

また，私のことをいつも気にかけて，支えていただいた，最愛の家族，祖父，祖母，愛する一号さん，二号さん，三号さん，よっちゃん，稚内のおじちゃん，おばちゃん，親戚のおじちゃん，おばちゃん，あとさっき言ったのとは違うおばちゃん，菅原さん，神林さん，よっちゃん，仙石先生，仙石先生の奥さん，浜さん，浜さんの見習いの吉さん，山さん，山さんの別れた奥さん，ナベさん，ナベさんの奥さん，池上さん，林さん，若林さん，若林さんのところの長男の宗一郎ちゃんにも感謝致します。

以上，研究に関わった全ての人に感謝の意を表します。

以上

p.1～p.45 完

卒業論文

平成 23 年 2 月 4 日提出

90213 森住 竜雄