

修士論文

ボルト締結の有限要素法モデリング手法の
有効性評価

p.1～77 完

平成 19 年 2 月 9 日 提出
指導教員 泉聡志 助教授

56190 中嶋 一裕

第1章 序論.....	4
1.1 研究の背景.....	4
1.2 本研究の目的.....	5
第2章 有限要素法モデル詳細.....	6
2.1 各部寸法と物性値.....	6
2.2 解析条件.....	8
2.3 各種モデリング手法.....	8
2.3.1 ねじ山モデル.....	8
2.3.2 リベットモデル.....	8
2.3.3 スパイダーボルトモデル.....	9
2.3.4 ボルト穴なしモデル.....	10
第3章 並進方向荷重に対する挙動解析.....	11
3.1 境界条件.....	11
3.2 ねじ山モデルによる解析結果.....	11
3.2.1 加振幅による現象の変化と緩みの発生.....	11
3.2.2 初期締結力と摩擦係数の影響.....	16
3.2.3 ねじ長さの影響.....	18
3.3 他モデリング手法による解析結果比較.....	19
3.3.1 リベットモデル.....	19
3.3.2 スパイダーボルトモデル.....	20
3.3.3 ボルト穴なしモデル.....	23
3.4 考察.....	25
第4章 軸回りのねじり荷重に対する挙動解析.....	27
4.1 境界条件.....	27
4.2 ねじ山モデルによる解析結果.....	27
4.3 他モデリング手法による解析結果比較.....	32
4.3.1 リベットモデル.....	32
4.3.2 スパイダーボルトモデル.....	33
4.3.3 ボルト穴なしモデル.....	34
4.4 考察.....	35
第5章 軸方向の曲げ荷重に対する挙動解析.....	39
5.1 境界条件.....	39
5.2 ねじ山モデルによる解析結果.....	39
5.3 他モデリング手法による解析結果比較.....	43
5.3.1 リベットモデル.....	43

5.3.2	スパイダーボルトモデル	44
5.3.3	ボルト穴なしモデル	45
5.4	考察	46
第 6 章	偏心軸方向荷重に対する挙動解析	48
6.1	境界条件	48
6.2	ねじ山モデルによる解析結果	48
6.3	他モデリング手法による解析結果比較	52
6.3.1	リベットモデル	52
6.3.2	スパイダーボルトモデル	53
6.3.3	ボルト穴なしモデル	54
6.4	考察	55
第 7 章	結言	57
付録A	二重ねじボルトによるゆるみ止め効果の検証	60
A.1	緒言	60
A.2	有限要素法解析手法	61
A.3	解析結果	64
A.3.1	左ねじナットの締付け度合いによるゆるみ止め性能の変化	64
A.3.2	左ねじナットの締付けによる挙動	70
A.3.3	ピッチ・ねじの向きによる影響	72
A.4	結言	74
謝辞	75
参考文献	76

第 1 章 序論

1.1 研究の背景

機械・構造物を組み立てる際に使用される結合法の一つであるねじ締結は、取り付け・取り外しのしやすさや低価格なことから幅広く使用されている。ボルト・ナット締結では、ボルトに対してナットを相対回転させて締めこむことによってボルトに締結力を発生させるが、締結体に衝撃、振動、あるいは熱負荷のような動的な外力が作用すると、しばしばナットは戻り回転を開始し、そのためボルトは締結力を失い、締結体はその機能を果たさなくなる。締結部のゆるみは、機械の停止や修復のためのコストにつながるだけでなく、時には被締結物の遊離や脱落により事故につながるという危険性がある。

締結体に作用する動的な外力によって発生するゆるみに関する研究は、半世紀以上前から主に実験的手法を用いて行われてきた。対して、有限要素法を用いたボルト締結体に関する研究は 1970 年代から盛んに行われてきたが、軸対称モデルによる応力解析が主であった。しかし、近年では非線形解析技術の発達や計算機性能の向上に伴い、ねじ締結体のねじ山を螺旋形状にモデリングし、ねじの締め付け工程やゆるみ過程の三次元接触・摩擦シミュレーションが可能になっている[1]。これにより、単一のねじ締結体の力学挙動を理論的に解明できる見通しが立った。

一方、現在では様々な分野の製品開発において CAE によるモデリングが一般的になっており、汎用の設計支援ソフトにはパラメーター(軸長、軸径、材料、座面、初期締結力など)を入力するだけでボルト締結部が自動的にモデリングされる機能も備わっている。しかしながら一般の機械構造物は多数の締結より成っており、その全てをねじ山の螺旋形状まで再現して精密にモデリングすることは計算負荷やモデリング工数の関係上未だ難しい。そのため設計支援ソフトでは、ボルトとナットを一体化したリベット状のモデルや、ビーム要素などを組み合わせた独自のモデリング手法によってボルト締結を簡易的にモデリングしている。

日本機械学会・機械材料・材料加工部門の「締結・接合・接着部の CAE 用モデリング及び評価技術の構築」分科会における Working Group1 では、ねじ締結体の詳細解析手法をベースに、どのような手法を使えば締結体の挙動を簡単に扱え、多数の締結部からなる構造物の解析が可能かを考察し、これらの研究成果をもとに、ねじ締結体を CAE でモデリングする際のガイドラインや CAE による評価技術(疲労やゆるみの設計手法)を作成することを提案しており、多くの企業に協力を呼びかけている。具体的な活動としては、締結体をばねで置き換えた時の等価剛性や、振動の際の等価減

衰率などを詳細解析モデルで求め、実験との比較検討を通して、どのような近似手法が締結体のモデリングに有効なのかを検討する。

このように、ねじ山を再現しない簡易モデリング手法による解析結果がどの程度実際の現象を再現するかを検討することにより、そのモデリング手法の利用にあたって明確な指針を示すことは、汎用ソフトの解析結果を盲目的に信頼しすぎる危険性の有無を考慮するうえでも重要であると考えられる。

1.2 本研究の目的

本研究では、有限要素法解析ソフト ANSYS9.0 を用いて、最も単純な 2 枚板のボルト締結モデルに対していくつかの代表的な荷重を負荷し、その力学的挙動(剛性・ゆらみ)の解析を行う。ねじ山の螺旋形状を含めたモデリングによる解析結果が実際の現象に最も近いものとし、他の簡易的なモデリング手法による解析結果をこれと比較することで、精度・計算コストの観点からその有効性と使用に際する注意点を評価することを目的とする。

締結体に加わる代表的な荷重として、軸直角方向の並進荷重、軸を中心とした回転方向の荷重、軸方向の曲げ荷重、偏心軸方向荷重の 4 種類を選んだ。

実際の設計現場で多く使用されていると考えられる代表的な簡易モデリングとして、リベットモデルとスパイダーボルトモデルを選んだ[2][3]。また、非常に多数のボルト締結を対象とした場合、計算コストの軽減が非常に重要になってくることから、このような簡易モデリング手法よりもさらに計算負荷を軽減できないかを検討するために、接触要素を用いず、またボルト穴すらモデリングせずに締結体の剛性を再現することを目的としたモデリング方法を提案し比較対象とした。

第 2 章 有限要素法モデル詳細

2.1 各部寸法と物性値

解析対象とする 2 枚板のボルト締結モデル図を Fig.2.1 に示す. 図のように X 軸を被締結物の長手方向, Y 軸をボルトの軸方向, Z 軸をこれらと垂直にとる. 被締結物の上板上面を $Y=0$ とし, ボルト軸の中心に原点がくるとして以降の座標を表記する.

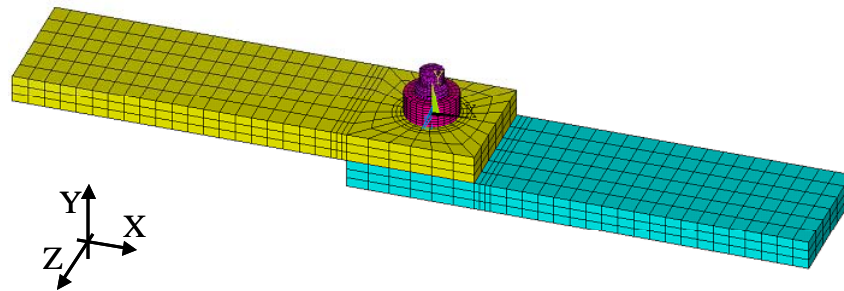


Fig.2.1: Two plates model fastened with a bolt.

被締結物の寸法を Fig.2.2 に示す. $145\text{mm} \times 40\text{mm} \times 9\text{mm}$ の板の端から 20mm の位置に直径 11mm のボルト穴があけてある. 2 枚の被締結物は全く同一なものとする. 座面に接触要素を定義する場合は軸を中心として直径 24mm の範囲(図中の円状メッシュ部分)までとし, 被締結物間に接触要素を定義する場合は端から 45mm の範囲までとする.

ボルト・ナットの寸法を Fig.2.3 に示す. 解析対象はメートル並目ねじ M10(おねじ外径の基準寸法(呼び径) $d = 10\text{mm}$, ピッチ $P = 1.5\text{mm}$)である. 表記したボルト頭部・ナット直径は二面幅の寸法とする.

ボルト・ナット・被締結物全てについて, ヤング率 205GPa , ポアソン比 0.3 とする. デフォルトの摩擦係数は全ての接触面で等しく 0.2 とする. デフォルトの初期締結力を 8000N とする.

なお, 本モデルは別途実験が行われている岐阜大学服部研究室のサンプルサイズと同じものとした.

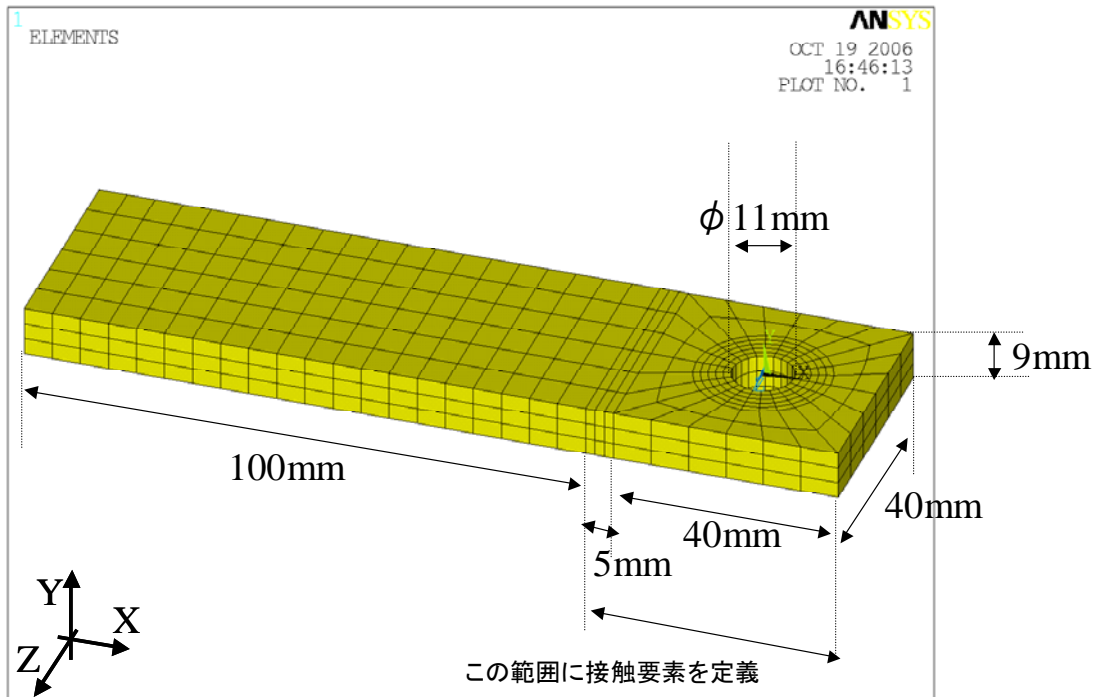


Fig.2.2: Dimension of fastened plate.

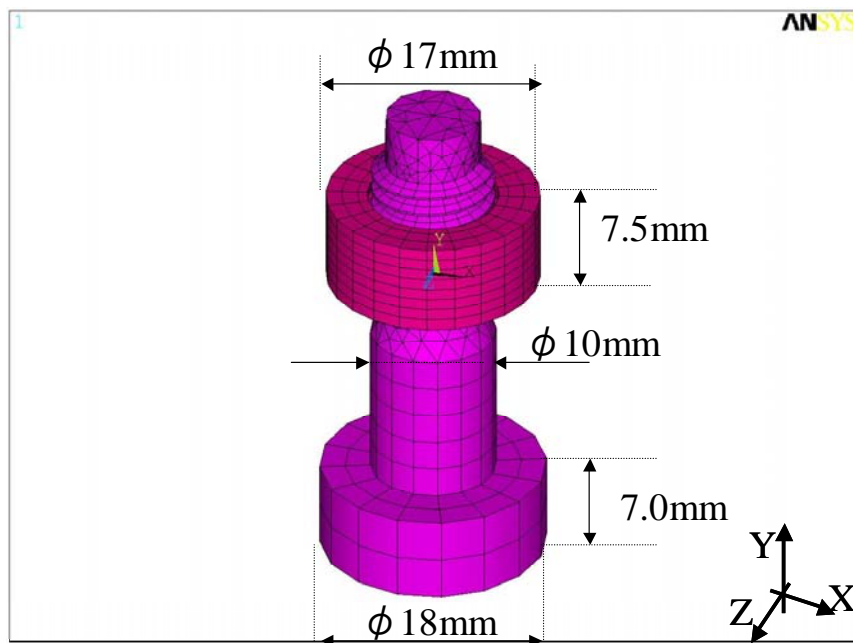


Fig.2.3: Dimension of bolt and nut.

2.2 解析条件

被締結物は六面体二次要素 SOLID186 を用いてモデリングする。

接触の定義には面-面接触要素である TARGE170 と CONTA174 を使用し、接触アルゴリズムはペナルティ法を用いる。また、幾何学的非線形性を考慮するため大変形効果を ON とする。解析は準静的解析として行う。

2.3 各種モデリング手法

2.3.1 ねじ山モデル

Fig.2.3 のように、ねじ山の螺旋形状を含めてボルト・ナットのモデリングを行う。モデル作成に必要なとされるねじ谷底、ねじ山先端の寸法は JIS B 0205 に従って計算することができる。ねじ山寸法は 6G/6h の公差域の中央とする。ただし、モデルの簡略化のためにねじ谷底の丸みは考慮していない。おねじ、めねじのねじ山数はそれぞれ 8 ピッチ、4 ピッチであり、ナットのねじ面が全ておねじに接するように配置してある。ナット・ボルト頭は二面幅を直径とする円柱状にモデリングする。

六面体二次要素 SOLID186 を使用し、一部に四面体二次要素も用いている。ねじ面・ナット座面・ボルト頭座面・被締結物間の 4 箇所 contacts を定義する。初期締結力の発生のために、軸部にプリテンション断面を定義し、プリテンション要素 PRETS179 を利用する。ただし、計算の安定のために解析ステップ 1 で接触面を微小に初期干渉させてわずかに締結力を発生させてから、ステップ 2 でプリテンション要素により目標の締結力を発生させ、ステップ 3 でその変形を固定し、ステップ 4 から加振を行う。

2.3.2 リベットモデル

現在の設計現場で最も主流の手法と考えられ、ボルトとナットを一体化してモデリングを行う (Fig.2.4)。寸法はボルト・ナットに合わせてあるが、ナットから飛び出た部分のボルト先端は剛性に影響がないとして省略してある。

六面体二次要素 SOLID186 を使用している。ナット座面・ボルト頭座面・被締結物間の 3 箇所 contacts を定義する。初期締結力の発生は軸部にプリテンション要素 PRETS179 を利用し、解析ステップ 1 で締結力を発生、ステップ 2 で固定し、ステップ 3 から加振を行う。

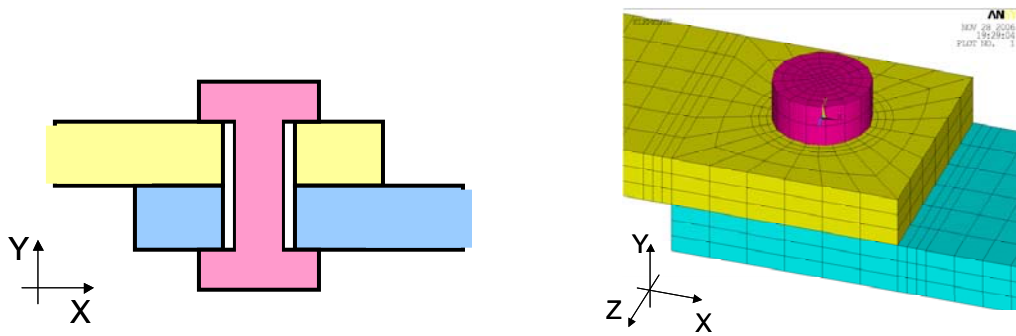


Fig2.4: Schematic of rivet model.

2.3.3 スパイダーボルトモデル

ボルトの軸部をビーム要素によって表し、その両端を座面上の節点とビーム要素によって接続する (Fig.2.5). ボルト・ナットの剛性を実験等と比較して合わせ込んで使用する.

軸部に三次元ビーム要素 BEAM189 を使用し、節点との接続には BEAM188 を使用する. どちらも断面形状とその寸法を定義可能であり、本研究では円柱状のビームとして定義した. プリテンション要素 PRETS179 を軸の BEAM189 上に適用し、リベットモデルと同様の手順で初期締結力を発生させている.

接触要素を必要としない線形解析においても利用されるようであるが、その場合は被締結物間をどのように扱うかの情報が得られなかった. 本研究では、接触要素を用いずに結果を検討したところ、ボルト自身の剛性よりも被締結物間の取り扱い方が全体の剛性に対して支配的となったため、被締結物間に接触要素を定義した.

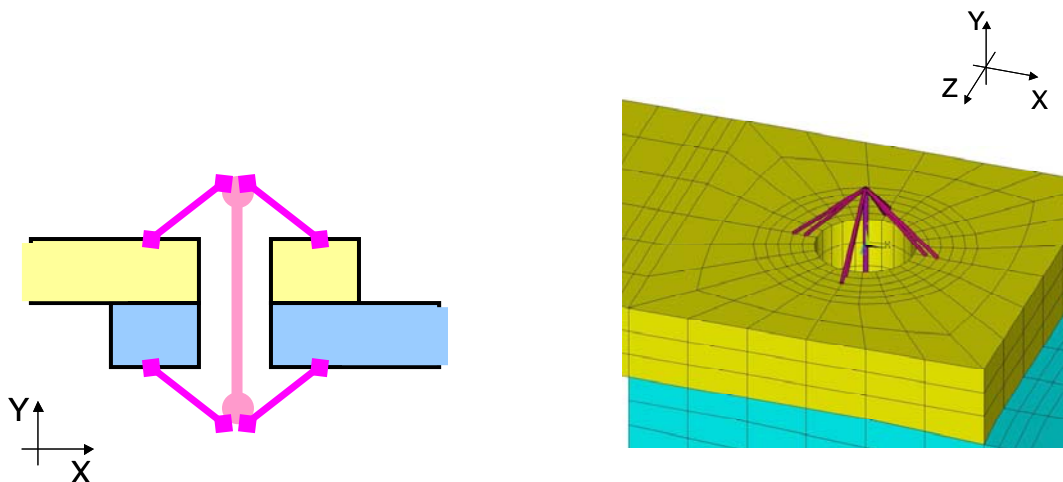


Fig2.5: Schematic of spider-bolt model.

2.3.4 ボルト穴なしモデル

計算負荷とモデリング工数を削減することを目的として、最も単純にボルト用の穴すら再現していない被締結物へと変更する(Fig.2.6). 初期締結力は与えていない.

接触要素による計算負荷の増加を防ぐため、接触は定義していない. そのため、被締結物間は完全には離れないものと仮定し、両板の接触部分における節点を変位カップリング拘束により一体化する. ボルトによる剛性を再現するために非線形ばね要素 CONBIN39 を使用する.

与える荷重に合わせて一部条件を変更しており、詳細は各荷重の解析結果の章に記す.

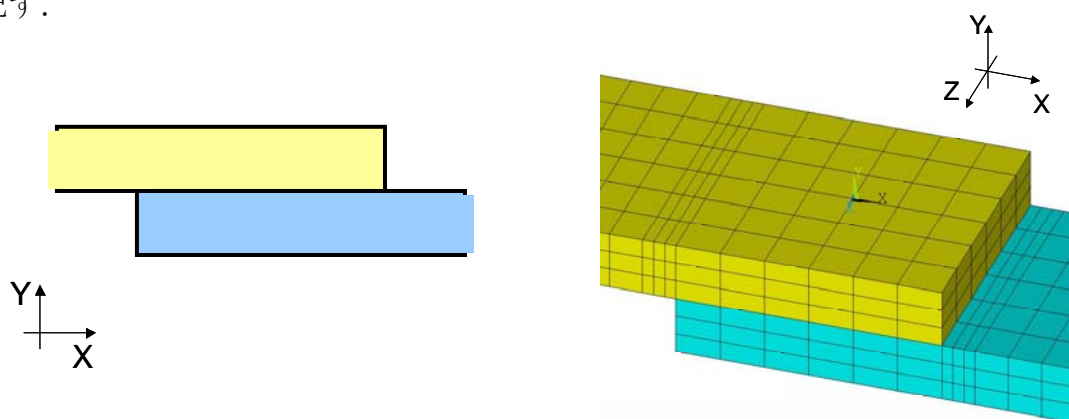


Fig2.6: Schematic of no-hole model.

第3章 並進方向荷重に対する挙動解析

3.1 境界条件

上板は $X=-125\text{mm}$ の端面で Y,Z 方向に変位拘束, X 方向に変位カップリング拘束する. その代表節点に $\pm X$ 方向の強制変位を与え, 加振を行う (Fig.3.1). 下板は $X=125\text{mm}$ の端面で X,Y,Z 方向に変位拘束する.

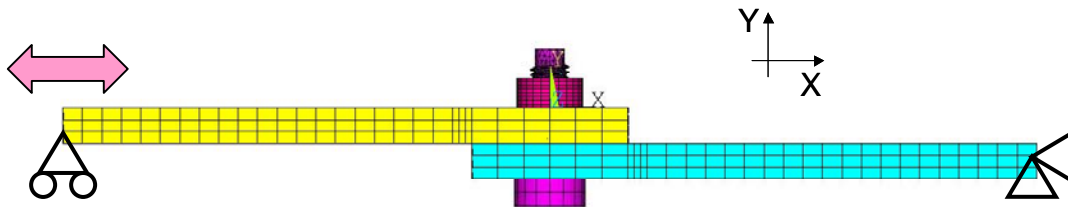


Fig.3.1: Boundary condition of transverse loading (X direction).

3.2 ねじ山モデルによる解析結果

3.2.1 加振幅による現象の変化と緩みの発生

X 方向正負の向きに移動して 1 サイクルとする振幅 0.2mm の加振を 5 サイクルまで行った. このときの, ボルト・ナット付近の変形図 (加振折り返し時), 並進方向の剛性, ボルト・ナット回転角と加振回数との関係, 軸力と加振回数との関係をそれぞれ Fig.3.2, Fig.3.3, Fig.3.4, Fig.3.5 に示す. 回転角はナットがゆるむ向き (Y 方向視点で時計回りの向き) を正とした. 並進方向荷重は強制変位を与える代表節点における反力を出力した. 並進方向変位は $X=20\text{mm}$ における断面周上 6 節点の平均 X 方向変位をとり, 被締結物同士の相対変位として算出した.

加振を繰り返すことで, ナット・ボルトの相対回転によりゆるみが発生し, 軸力の低下から並進方向の剛性が変化することが確認できた.

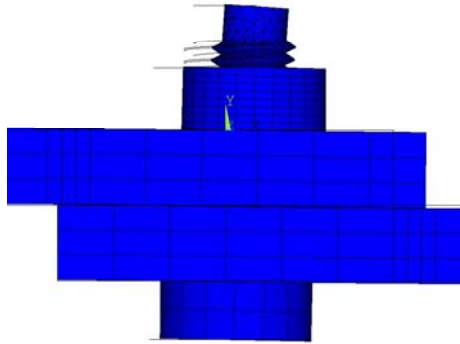


Fig.3.2: Deformation to transverse load (scale $\times 20$).

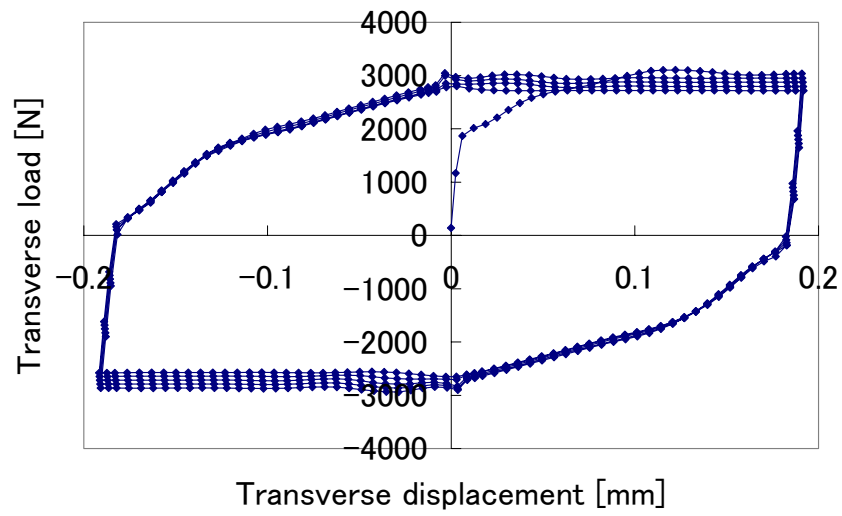


Fig.3.3: Transverse stiffness.

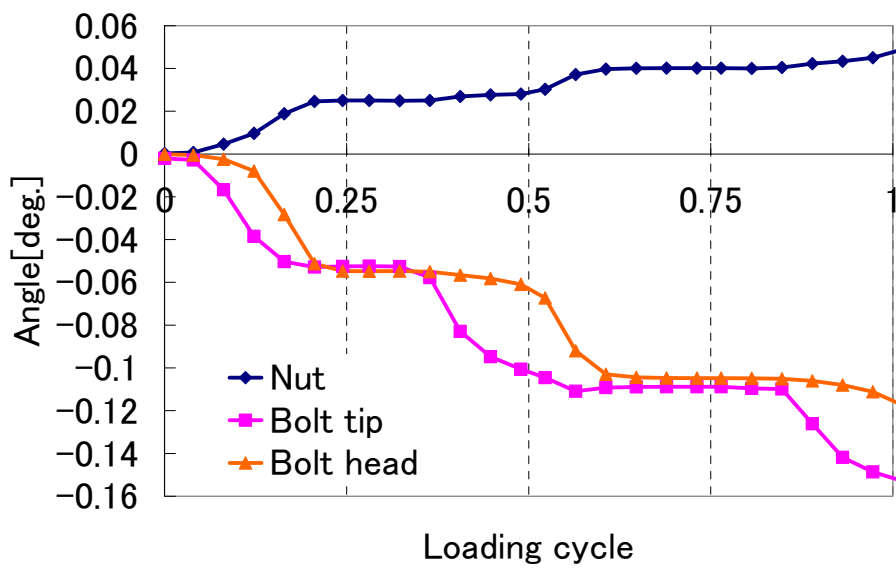


Fig.3.4: Rotation angle of nut and bolt.

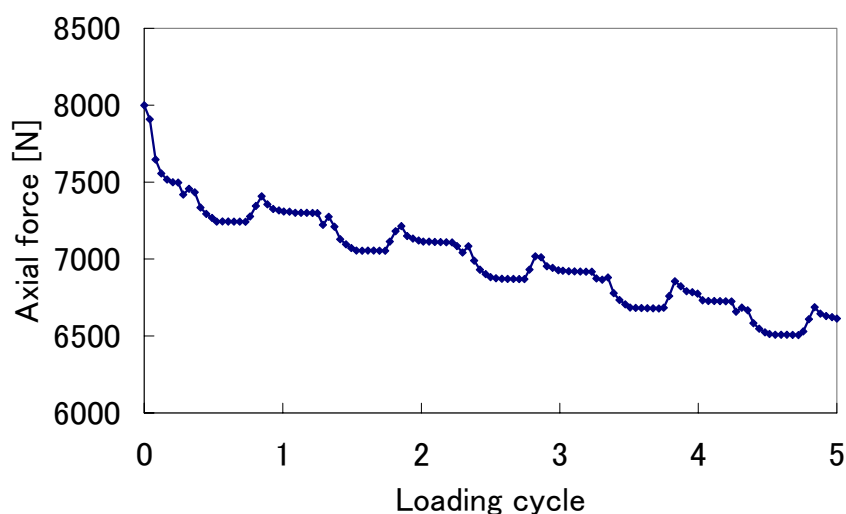


Fig.3.5: Variation of axial force.

加振幅(並進方向変位)によって各接触面(ねじ面・座面・被締結物間)における接触状態は変化し,異なる現象が発生することを確認した. Fig.3.6, Fig.3.7, Fig.3.8を参考に詳細を以下に説明する.

(i)被締結物の弾性変形区間(並進方向変位=0~0.005mm 程度)

被締結物間には並進方向に摩擦力(締結力×摩擦係数)が働き,この値を超える力が働かない限り被締結物間に滑りは発生しない. ねじ面・座面・被締結物間全ての接触面は固着したまま,被締結物の弾性変形が生じる. 本研究の条件では理論的に1600Nの荷重において被締結物間に滑りが発生するはずだが,ほぼ近い値で現象が発生していることが確認できる(Fig.3.6). ただし,解析精度の関係上,滑りの開始位置において並進剛性のグラフはやや波打ったように乱れている. サブステップ数を700/mmから7000/mmへと細かく変更することでこの問題は解消された(Fig.3.9).

(ii)ボルトの弾性変形区間(並進方向変位=0.005~0.03mm 程度)

被締結物間に滑りが発生した後は,ねじ面・座面が固着したままボルトは弾性変形し曲がる.

(iii)ねじ面滑り区間(並進方向変位=0.03~0.1mm 程度)

座面はほぼ固着したまま,ねじ面において滑りが発生し,リード角の影響からボルトねじ面は回転方向に力を受けボルトは弾性的にねじれる(Fig.3.7). ボルトのねじれが開放されない限りはボルト・ナットに大きなゆるみは進行しない. しかし,座面の固着域が偏ることで微小座面滑りが発生し,この区間においても少しずつボルト・ナットは回転を生じてゆるみが進行する[4].

(iv)座面滑り区間(並進方向変位=0.1mm 程度～)

ねじ面はほぼ固着し、座面で滑りが発生する(Fig.3.8)。このとき、ねじ面滑り区間において蓄えられたボルトの弾性ねじれが開放されるため、ボルトとナットは初期状態と比較して相対的にゆるみ方向へ回転したことになる(Fig.3.7)。そのため座面滑り区間までの加振を繰り返した場合は大きくゆるみが進行する。

座面滑りが発生する限界の振幅は限界滑り量と呼ばれ、材料力学的に導出された計算式によって求めることが可能である[5]。

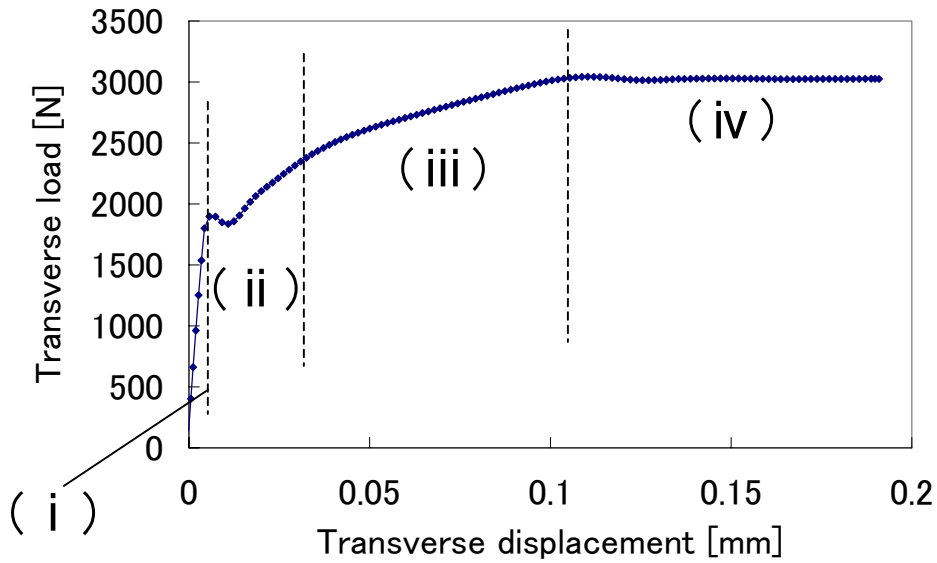


Fig.3.6: Transverse stiffness (1/4 cycle).

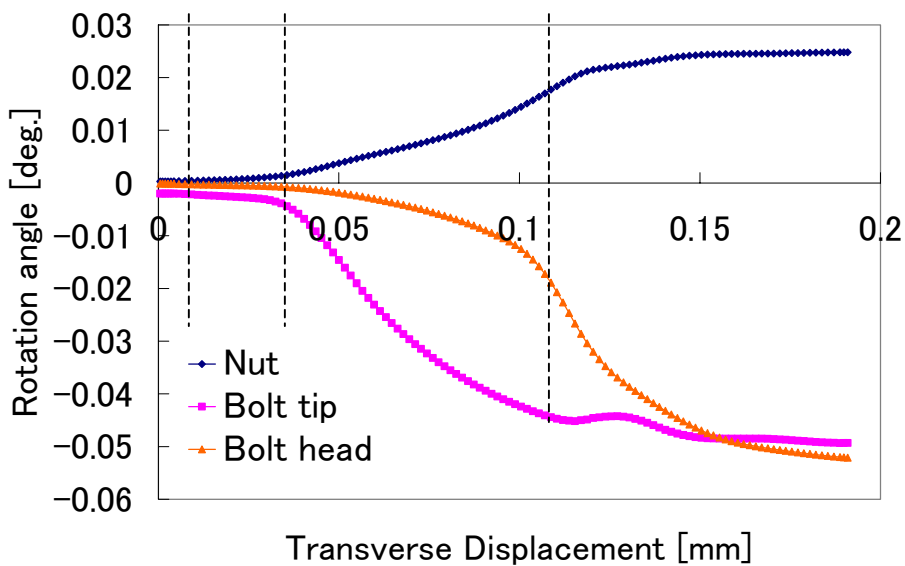


Fig.3.7: Rotation angle of nut and bolt (1/4 cycle).

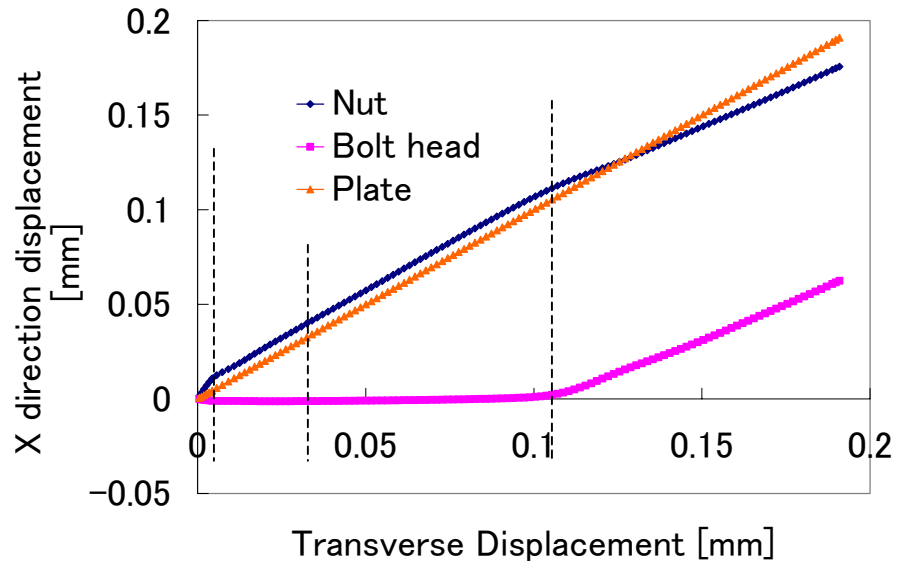


Fig.3.8: X direction displacement of nut and bolt head.

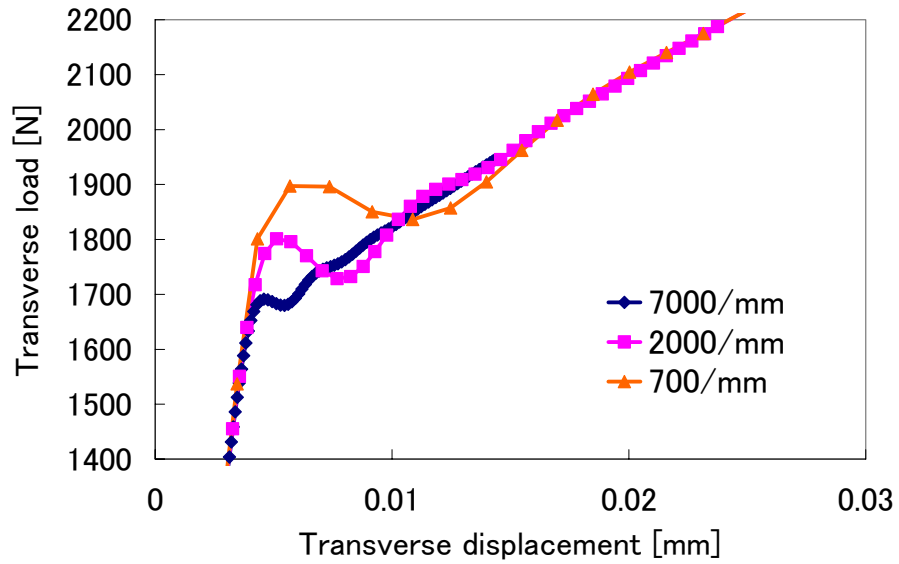


Fig.3.9: Effect of sub-step number.

3.2.2 初期締結力と摩擦係数の影響

初期締結力を 10kN, 20kN, 30kN と変化させた場合の並進方向剛性, 摩擦係数を 0.1, 0.2, 0.25 と変化させた場合の並進方向剛性をそれぞれ Fig.3.10, Fig.3.11 に示す. 摩擦係数を 0.3 とした場合, 軸力やゆるみの挙動が他の場合と変化したため評価から除外した. 座面滑りの発生位置に合わせて適宜加振の振幅を変更した.

被締結物間に滑りが発生する荷重, ねじ面滑りが発生する荷重と変位, 座面滑りが発生する荷重と変位をグラフから読み取り, 数値化したものを初期締結力と摩擦係数についてそれぞれ Table3.1, Table3.2 に示す. 多少のばらつきはあるが, ほぼ全ての値が初期締結力と摩擦係数に比例していることが確認できる. このことから, ある条件についての解析を一つ行えば, 初期締結力と摩擦係数を変化させた場合でもどのようなヒステリシスを描くか予測できると思われる. ただし, 限界滑り量はねじ面摩擦係数と座面摩擦係数の関数となっており, 本研究では両摩擦係数を等しい値に定義したために比例関係になっている[5]. 従って, ねじ面と座面で摩擦係数が異なる場合は検討が必要である. ねじ面滑りが発生する荷重は座面滑りが発生する荷重の約 85% 程度であった.

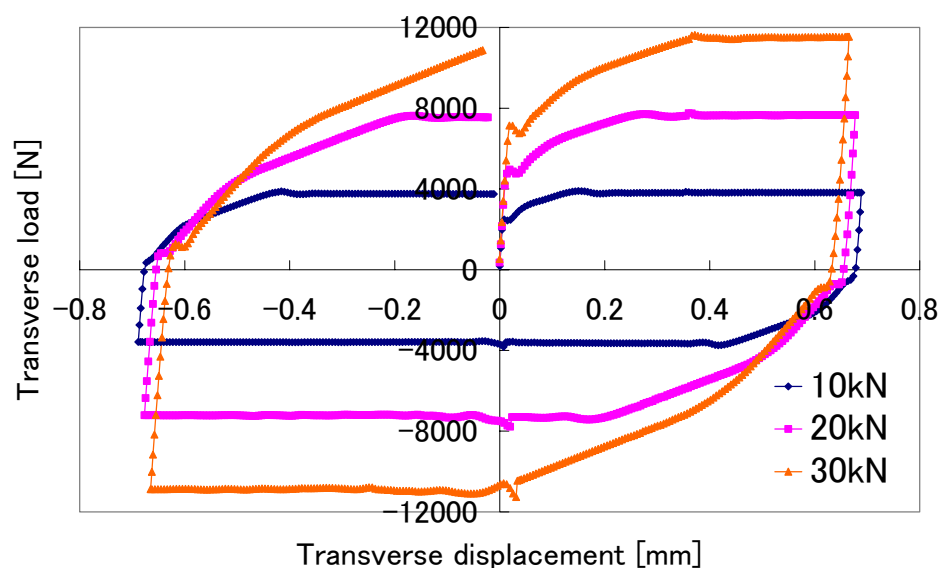


Fig.3.10: Comparison of transverse stiffness (Initial fastening power).

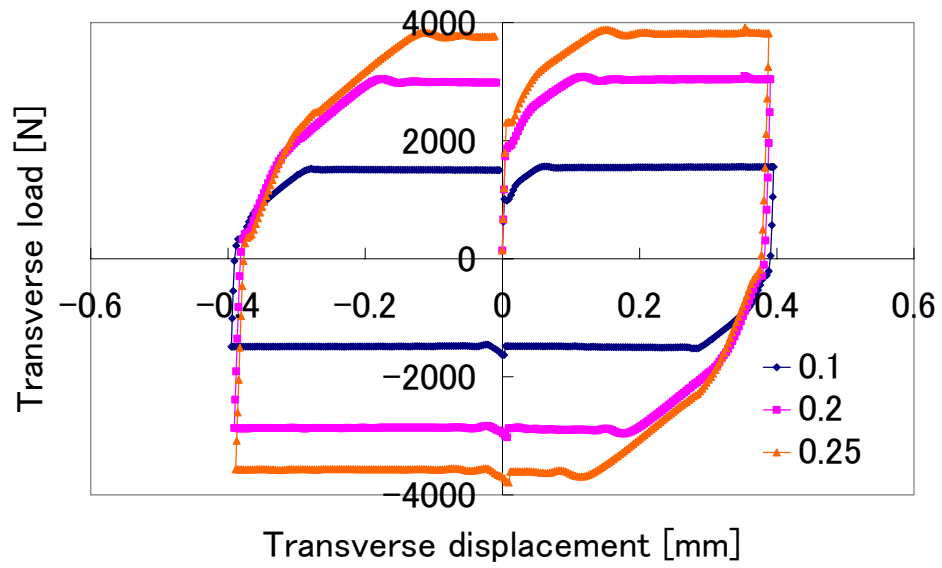


Fig.3.11: Comparison of transverse stiffness (Friction coefficient).

Table3.1: Initial fastening load.

Initial fastening load [N]	Force to slip between plates [N]	Force to slip on thread surface [N]	Force to slip on bearing area [N]	Displacement to slip on thread surface [mm]	Displacement to slip on bearing area [mm]
10000	2000 (1.00)	3200 (1.00)	3800 (1.00)	0.05 (1.00)	0.13 (1.00)
20000	4500 (2.25)	6400 (2.00)	7600 (2.00)	0.11 (2.20)	0.25 (1.92)
30000	6200 (3.10)	9500 (2.97)	11300 (2.97)	0.15 (3.00)	0.36 (2.77)

Table3.2: Friction coefficient.

Friction coefficient	Force to slip between plates [N]	Force to slip on thread surface [N]	Force to slip on bearing area [N]	Displacement to slip on thread surface [mm]	Displacement to slip on bearing area [mm]
0.1	880 (1.00)	1310 (1.00)	1500 (1.00)	0.023 (1.00)	0.054 (1.00)
0.2	1760 (2.00)	2570 (1.96)	3020 (2.01)	0.041 (1.78)	0.100 (1.85)
0.25	2300 (2.61)	3200 (2.44)	3800 (2.53)	0.053 (2.30)	0.134 (2.48)

3.2.3 ねじ長さの影響

本研究で解析対象としたボルト形状 (Fig.3.12.a) と、軸部が全ねじであるボルト形状 (Fig.3.12.b) の並進方向剛性を比較した。軸直径 10mm に対しておねじの谷径は小さいため、全ねじ形状の方がボルト弾性変形区間とねじ面滑り区間の両方で剛性は低くなり、限界滑り量に大きな差ができた (Fig.3.13)。全ねじモデルの軸において、めねじとの接触に関係しない軸部のねじ山までモデリングした形状と、軸部のねじ山を省略しおねじ谷径の円柱とした形状 (Fig.3.12.c) を比較したが剛性に違いはなかった。

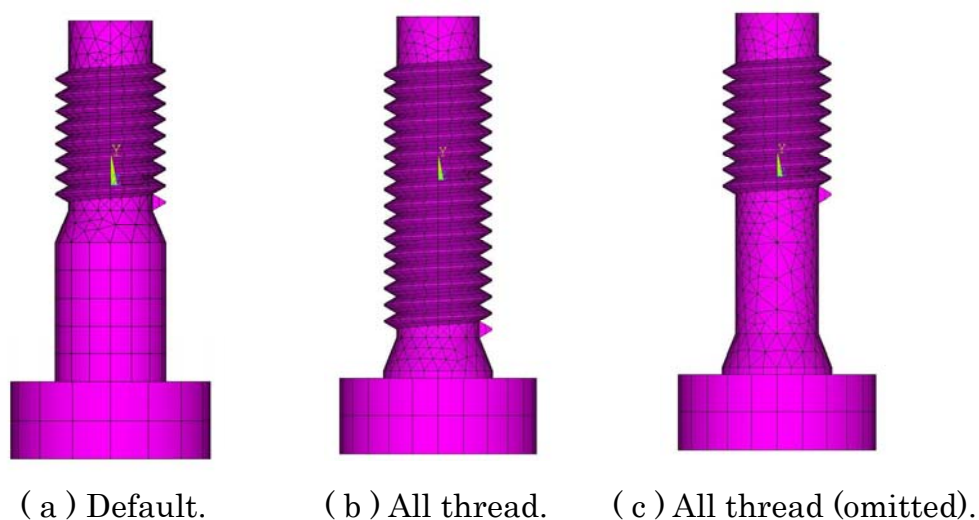


Fig.3.12: Difference of shape of axis.

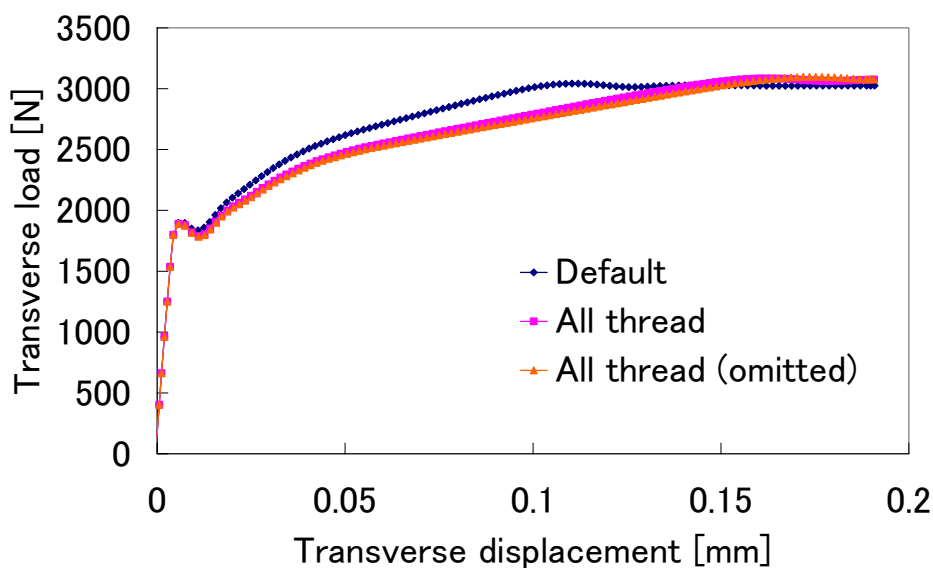


Fig.3.13: Difference of stiffness among axial shapes.

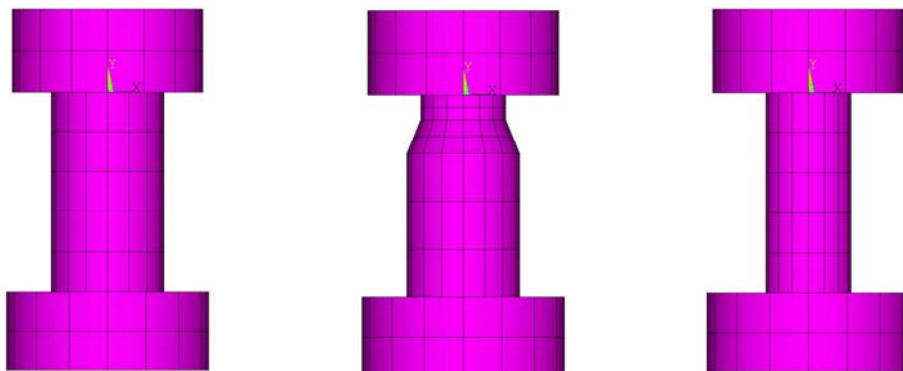
3.3 他モデリング手法による解析結果比較

3.3.1 リベットモデル

ねじ山モデルの結果から、軸形状によって剛性が変化することが予想される。従って、軸部の直径が 10mm (Fig.3.14.a), 実際の形状に合わせた径 (Fig.3.14.b), おねじ谷径 (Fig.3.14.c) の3通りに対して解析を行った。その結果を Fig.3.15 に示す。

リベットモデルでは、ボルトとナットを一体化してモデリングしているため、当然ねじ面滑り区間は再現できない。よってねじ面滑りが発生しているはずの変位においてもボルト弾性変形区間の高い剛性のままとってしまい、ねじ山モデルとのずれが生じる。軸部に過度な曲げ方向の力が加わることになるため、座面滑りはねじ山モデルよりも小さな加振幅で発生する。

ボルト弾性変形区間において、軸形状が等しいねじ山モデルとリベットモデルを比較すると、リベットモデルは剛性がねじ山モデルに対して若干大きかった。これもボルト・ナットが一体化していることにより、軸部に過度の曲げモーメントが発生してしまうためと考えられる。任意の軸直径をとってリベットモデルを作成することで、並進方向の剛性をよりねじ山モデルに近く合わせ込むことが可能であるが、後述する軸のねじれ方向に対する剛性も変化してしまうため、そのような荷重が同時に発生する場合は注意が必要である。



(a) 10mm in diameter. (b) Default. (c) Thread valley diameter.

Fig.3.14: Difference of axial shape of rivet model.

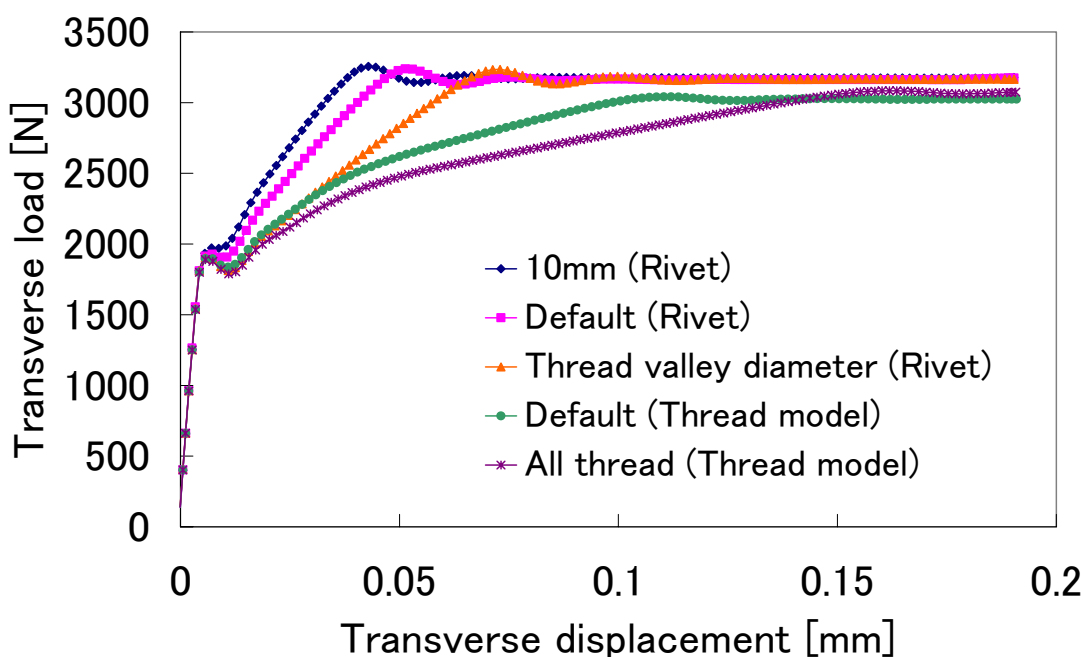


Fig.3.15: Difference of stiffness among axial shapes (Rivet model).

3.3.2 スパイダーボルトモデル

本研究においては、剛性合わせ込みのパラメーターとしてビーム要素本数・ビーム要素直径・軸直径・軸長を選び、これらパラメーターによる並進方向剛性の変化を解析した。デフォルト値について、ビーム要素は 16 本、ビーム要素直径は 6mm、軸直径は 10mm、軸長は座面から+7.5mm とした。

ビーム要素 BEAM188 の本数を 16 本、32 本、48 本と変化させたところ、本数が増加すると並進方向剛性は上昇した (Fig.3.16)。ビーム要素を局所的に座面と接続した場合、1 本では深く入り込んでしまうと考えられるため、座面が面状に押し込まれるよう、局所的には 2 本セットとした。さらに、被締結物を上面から見て 0 度、90 度、180 度、270 度の位置に両座面ビーム要素を張り、16 本とした。32 本は 16 本に対してさらに 45 度の位置を加え、48 本は 30 度と 60 度の位置を加えた (Fig.3.17)。要素数の増加による計算時間の増加はほとんど見られなかったが、手作業でビーム要素を定義する場合は要素数の増加により工数が増えるため本数は少なく抑えた方がよいと考えられる。しかし、本数が少なかった場合は計算がやや不安定になる傾向も見られた。

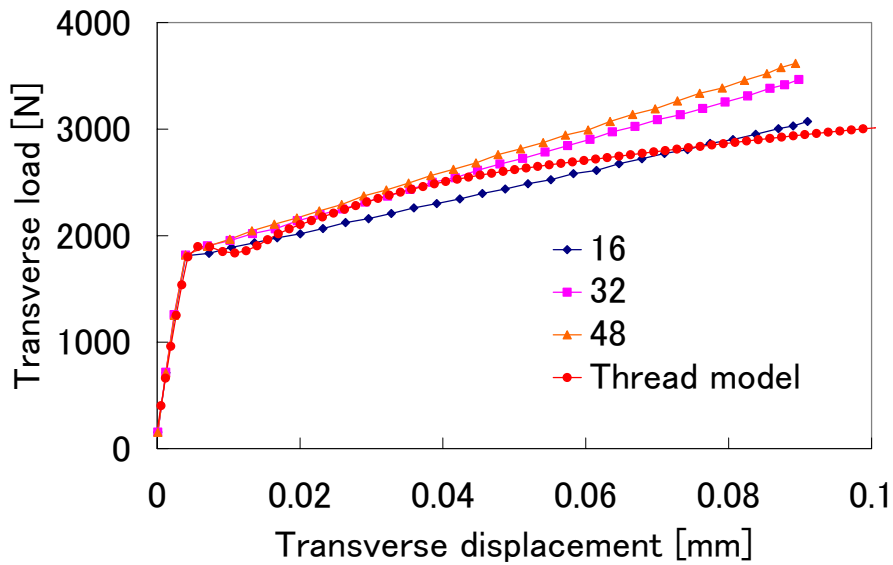


Fig.3.16: Difference of transverse stiffness (Beam element number).

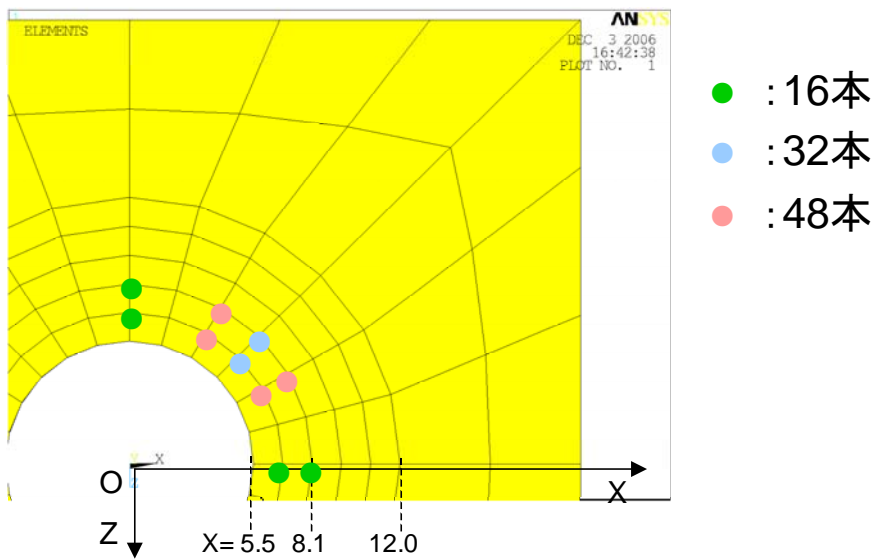


Fig.3.17: Way of choosing nodes on bearing area.

ビーム要素 BEAM188 の直径を 4mm, 6mm, 8mm と変化させたところ, 直径が増加すると並進方向剛性は上昇した (Fig.3.18). この値は対象とするボルト形状から幾何学的に値を抽出できるわけではないため, 最もパラメーターとして適していると考えられる. また, ビーム要素の本数等, 軸端と座面上節点の結び方による剛性への影響は被締結物のメッシュ形状に依存してしまうため, ビーム要素を結んだ後にその直径を変化させ剛性を合わせ込むことが効率的であると考えられる.

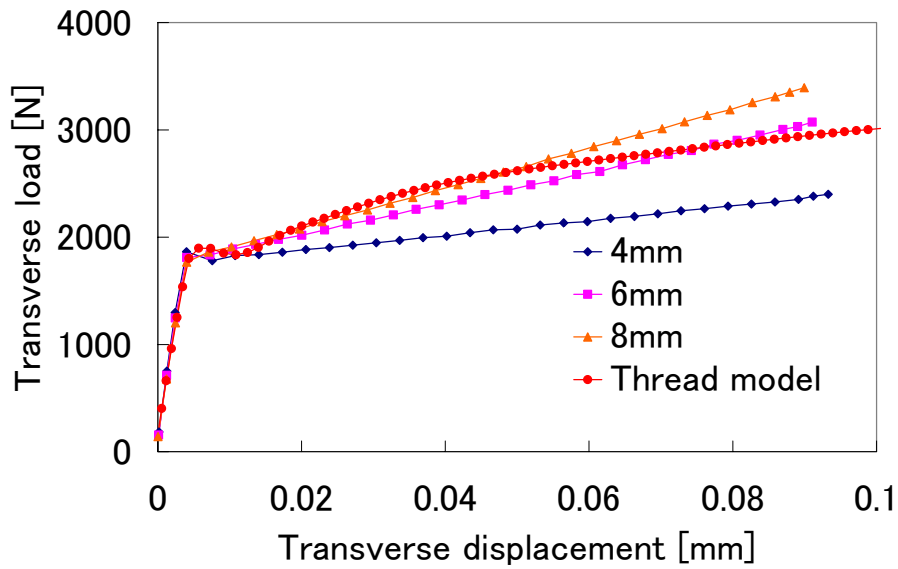


Fig.3.18: Difference of transverse stiffness (Beam element diameter).

ボルト軸に相当する BEAM189 の直径を 8mm, 10mm, 12mm と変化させたところ, 軸直径が増加すると並進方向剛性は上昇した (Fig.3.19). 任意の軸直径を選ぶことで並進方向剛性を合わせ込むことができるが, ねじれ等他の荷重に対するボルトの剛性にも大きく影響がある値であると予測できるため, 実際の軸直径 10mm から大きく変更するべきではないと考えられる.

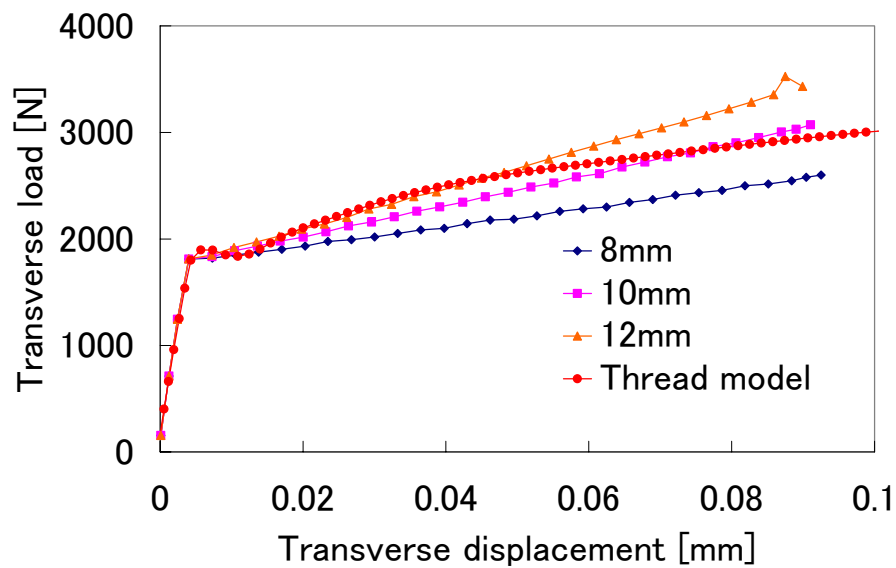


Fig.3.19: Difference of transverse stiffness (Axial diameter).

軸部 (BEAM189) が座面からどの程度離れた位置でビーム要素 (BEAM188) と接続するかを軸長の変数とした。軸長を +0mm, +4mm, +7.5mm (ナット高さに相当) と変化させたところ, 軸長が増加すると並進方向の剛性は低下した (Fig.3.20)。この値もナット高さという基準になり得る寸法があるため, パラメーターとして大きく変更するべきではないと考えられる。

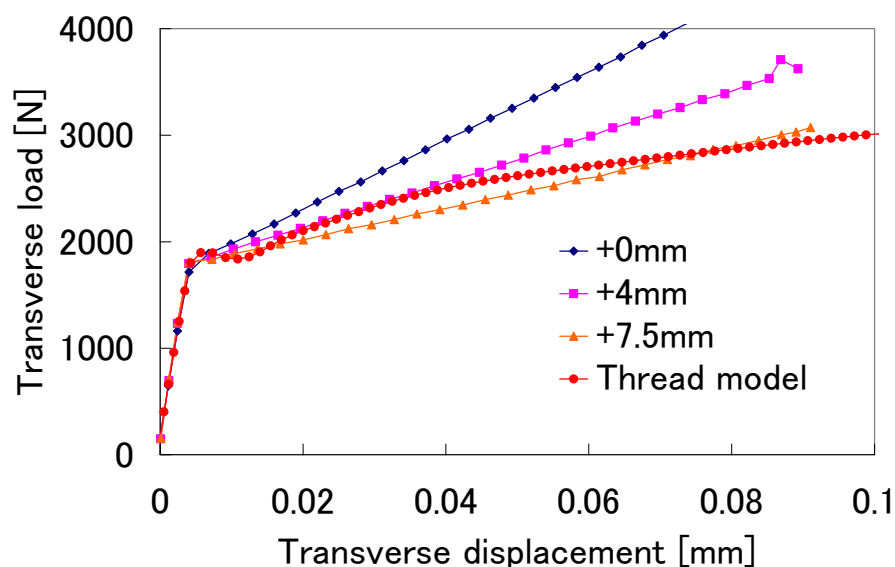


Fig.3.20: Difference of transverse stiffness (Axial length).

3.3.3 ボルト穴なしモデル

被締結物間は離れないものと仮定し, 全面 Y 方向に変位カップリング拘束を行う。並進方向の抵抗を作り出すために, 被締結物間全面に X 方向の変位カップリング拘束を行い, 非線形ばね要素 CONBIN39 によりその代表節点同士を結ぶ。さらに対称性のため, ばね要素は定義していないが Z 方向にも同様にカップリング拘束を行っている。

非線形ばね要素 CONBIN39 は剛性を自由に定義できる。オプションとして, 要素の自由度は X 方向変位のみ的一次元とし, ヒステリシスを描くように除荷時は原点での傾きを使用するものと設定する。並進方向の剛性を定義するために, ねじ山モデルの解析結果を参考にした。定義するばね要素の本数による合わせ込み結果の比較を Fig.3.21 に示す。また, それぞれの定義した非線形ばね要素の剛性を Fig.3.22 に示す。加振の折り返し後は加振開始時とは各現象区間の長さが異なり, 非線形ばね要

素 CONBIN39 の特性上, 1 本のばねで折り返し後も合わせ込む事はできなかった. そのためボルト弾性変形区間までの合わせ込みには2本, ねじ面滑り区間以降までの合わせ込みには3本のばねを定義してある. このように必要な本数を定義した場合は折り返し後もほぼねじ山モデルの剛性を再現できている.

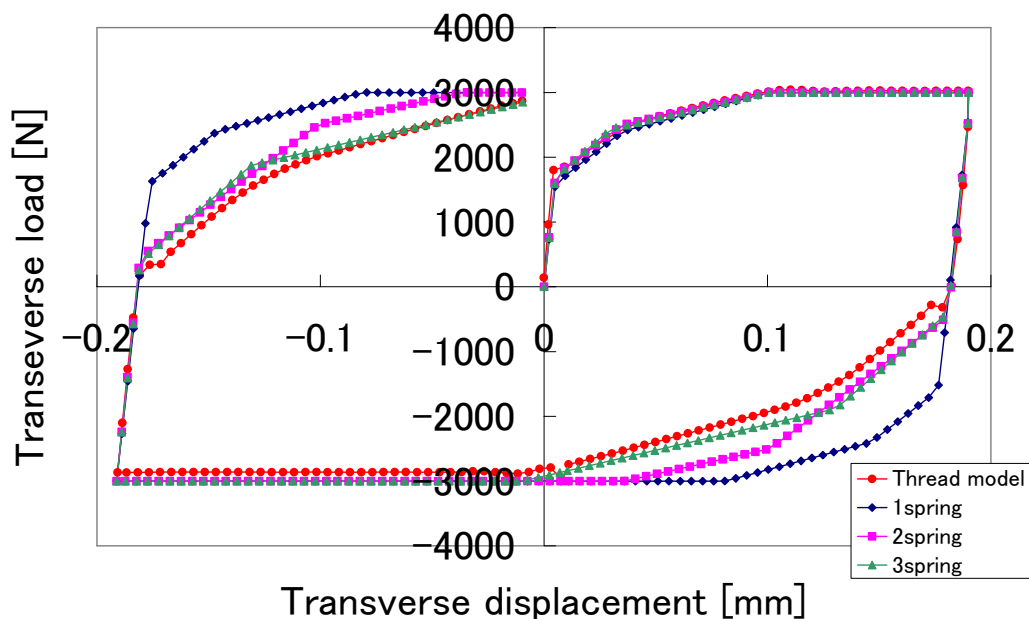


Fig.3.21: Comparison of transverse stiffness (Non-linear spring element number).

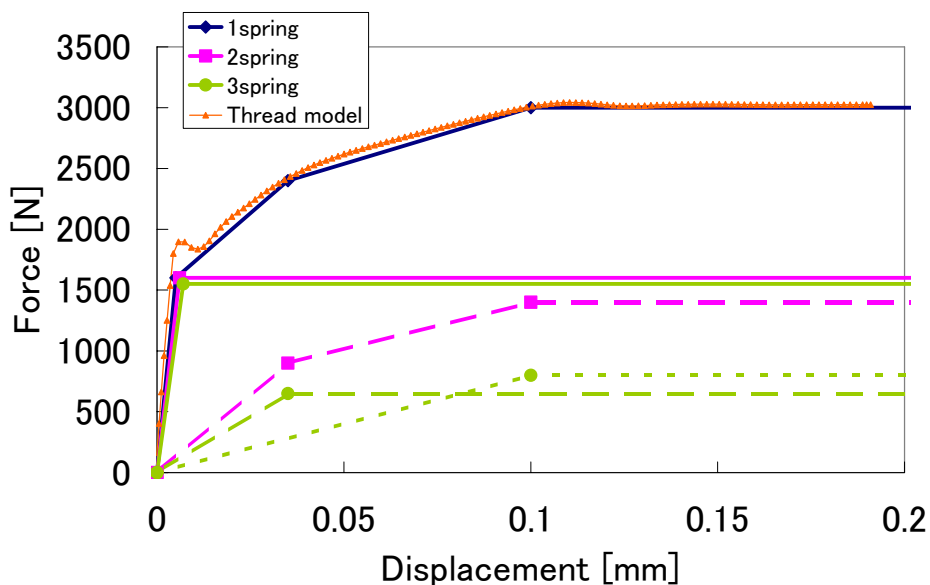


Fig.3.22: Definition of stiffness of non-linear spring elements.

3.4 考察

並進方向荷重が加わった場合、ボルト弾性変形区間以上の振幅による加振が発生するとボルト・ナットの締結にゆるみが生じることを考慮しなくてはならない。このようなゆるみの評価が行えるのはねじ山モデルだけであり、やはり計算コストが許す限りはねじ山モデルを使用すべきである。

一方、座面滑りの発生する荷重は理論的に計算で求められるため、微小座面滑りによる微小なゆるみの進行や剛性の変化を許容するとした場合は、その荷重内で他の簡易モデルを利用可能であると考えられる。また、限界滑り量に関しても理論式によって求めることは可能だが、実験的に求められる係数(ボルト頭の傾き係数)を含んでおり、実験による結果と解析による結果には若干のずれが発生することから、設計においてその理論式が利用できるかは検討が必要である。

ボルト弾性変形区間内であることを前提とした場合、本研究で比較した全てのモデルによる剛性解析は有効である。サブステップ数の下限値と振幅をそろえてボルト弾性変形区間までの加振を1サイクル行った場合の各モデリングによる並進剛性の解析結果を Fig.2.23 に、計算時間の比較結果を Table3.3 に示す。

リベットモデルはねじ山モデルの半分以下の計算時間であり、既に汎用設計支援ソフトには自動モデリング機能も備わっているため計算コストは非常に低いと考えられる。また、メッシュ形状をより粗くすることで計算コストをさらに低減できる可能性もある。ボルト弾性変形区間における使用を前提とした場合はねじ山モデルによる解析と合わせ込む必要もなく非常に推奨される。ただし、軸が同形状でも剛性はやや高くなってしまいうため、M10 ならば直径を 10mm とするのではなく、直径をおねじの谷径とした方が安全である。

スパイダーボルトモデルは Fig.3.23 においてビーム要素 16 本、ビーム要素直径 8mm、軸直径 10mm、軸長+7.5mm の場合の結果をプロットした。ボルト弾性変形区間までの剛性合わせ込みが可能だが、接触要素が被締結物間のみであっても計算時間を比較するとリベットモデルと大差なく、計算コスト・精度の点からリベットモデルを用いずにスパイダーボルトを使用するメリットは乏しい。

ボルト穴なしモデルは計算時間がねじ山モデルの 10 分の 1 程度に抑えられるため、計算コストを優先的に考えると非常に推奨される。ただし、被締結物間に拘束を行うため他の荷重に対する剛性への影響は別途検討する必要がある。また、剛性を合わせ込むためにねじ山モデルによる解析結果を必要とするため、解析手順・方法に工夫が必要となる。

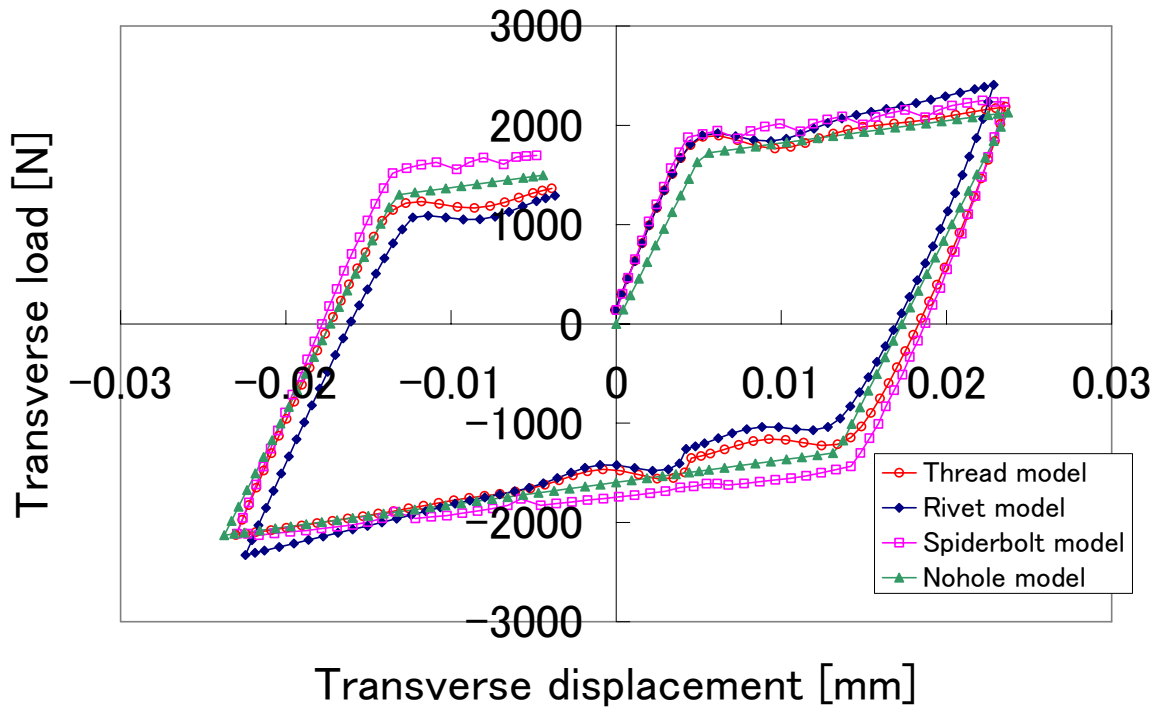


Fig.3.23: Comparison of transverse stiffness among various modeling methods.

Table3.3: Comparison of computational cost.

	Node number	Element number	Contact element number	Computational time[s]
Thread model	24015	7764	4	8173 (100%)
Rivet model	13639	3329	3	3722 (46%)
Spider-bolt model	10221	2227	1	3940 (49%)
No-hole model	6006	1046	0	686 (9%)

第4章 軸回りのねじり荷重に対する挙動解析

4.1 境界条件

上板は $X=-125\text{mm}, Z=20\text{mm}$ の位置にある左端面手前の辺で Y, Z 方向に変位拘束, X 方向に変位カップリング拘束する. 下板は $X=125\text{mm}, Z=20\text{mm}$ の位置にある右端面手前の辺で X, Y, Z 方向に変位拘束する. $X=\pm 25\text{mm}, Z=-20\text{mm}$ の位置にある節点をそれぞれ Z 方向に変位カップリング拘束し, その代表節点に等しく $\pm Z$ 方向の強制変位を与えて加振する (Fig.4.1).

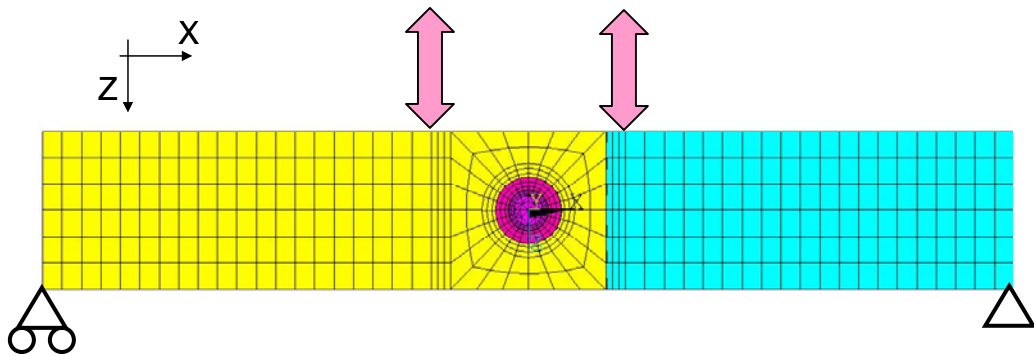


Fig.4.1: Boundary condition of rotating load (Z direction).

4.2 ねじ山モデルによる解析結果

Z 方向正負の向きに移動して 1 サイクルとする振幅 1.0mm の加振を 3 サイクルまで行った. このときの, ボルト・ナット付近の変形図 (加振折り返し時), Z 方向の剛性, ボルト・ナット回転角と加振回数との関係, 軸力と加振回数との関係をそれぞれ Fig.4.2, Fig.4.3, Fig.4.4, Fig.4.5 に示す. 回転角はナットがゆるむ向きを正とした. Z 方向荷重と Z 方向変位は強制変位を与える代表節点における反力と変位を出力した.

ナット座面・ボルト頭座面はほぼ常に固着したままであり, ナットとボルト頭座面は被締結物の動きに従って逆方向に回転し合った.

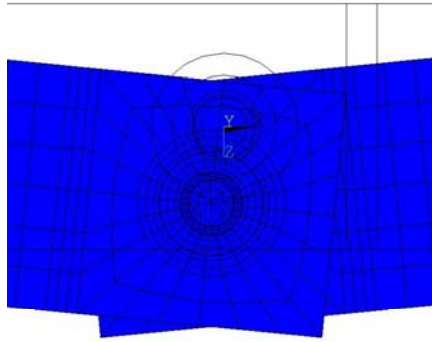


Fig.4.2: Deformation to rotating load (scale $\times 10$).

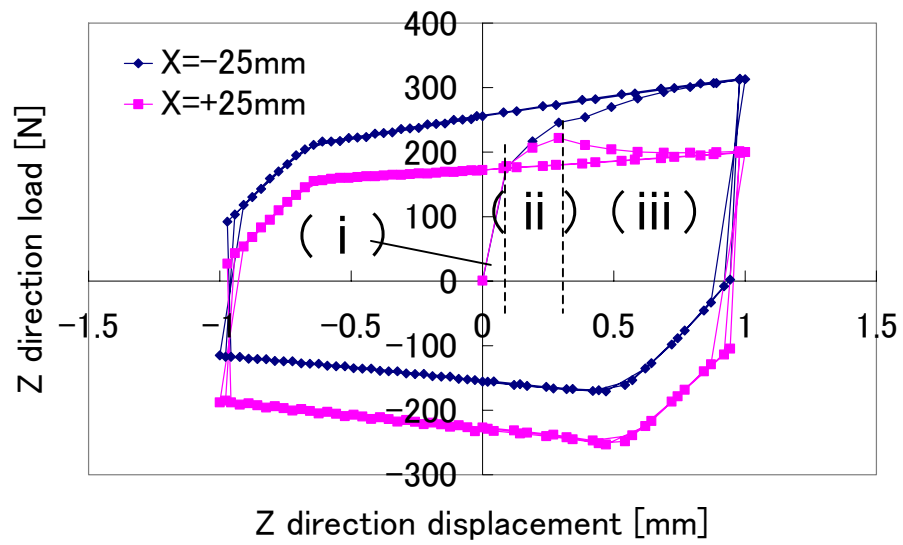


Fig.4.3: Rotational stiffness.

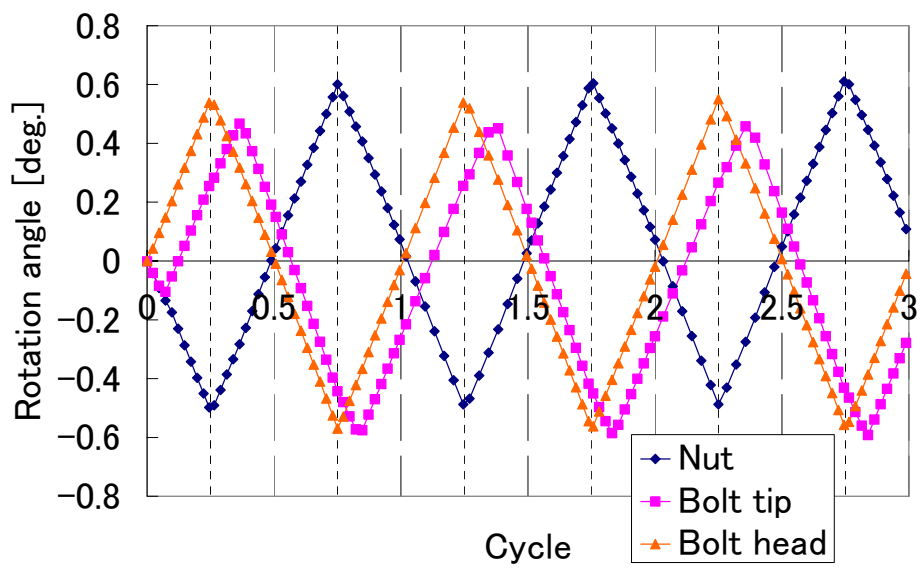


Fig.4.4: Rotation of nut and bolt.

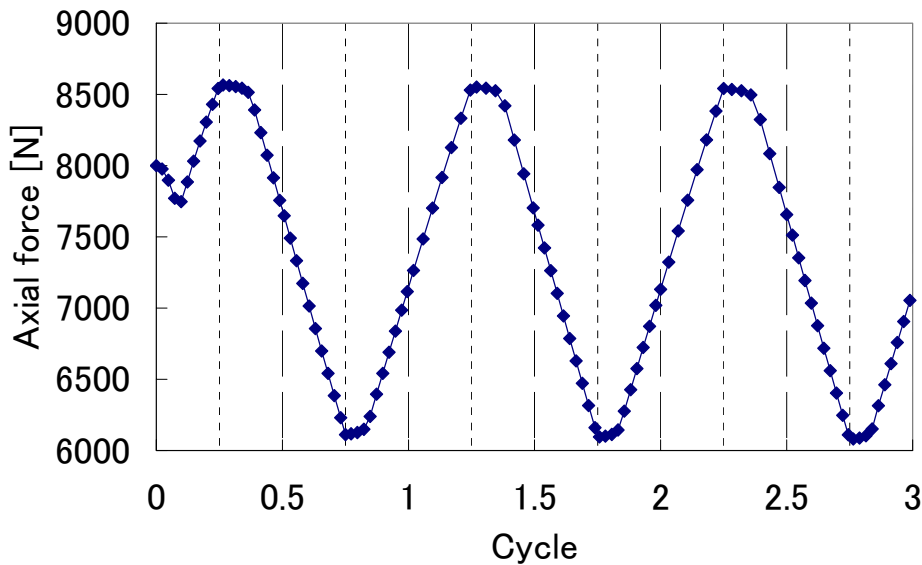


Fig.4.5: Variation in Axial force.

加振幅(Z方向変位)によって各接触面(ねじ面・座面・被締結物間)における接触状態は変化し、異なる現象が発生した。Fig.4.3を参考に詳細を以下に示す。

(i) 被締結物の弾性変形区間(Z方向変位=0~0.1mm程度)

被締結物間には摩擦力が働いており、この値を超える力が働かない限り被締結物間に滑りは発生しない。ある点を回転中心とした滑りの場合、滑りが発生するトルクは(締結力×等価摩擦半径)で表されるが、被締結物間の接触面形状によって等価摩擦半径は変化するため、滑り開始時のトルクも異なる。ねじ面・座面・被締結物間全ての接触面は固着したまま、被締結物に弾性変形が生じる。

(ii) ボルトの弾性変形区間(Z方向変位=0.1~0.3mm程度)

被締結物間に滑りが発生した後は、ねじ面・座面が固着したままボルトは弾性変形しねじれる。

(iii) ねじ面滑り区間(Z方向変位=0.3mm程度~)

ボルトが弾性ねじれを解放しようとするトルクによって、座面はほぼ固着したままねじ面において滑りが発生し、ボルト・ナットが相対的に回転する。加振によってナットがゆるみと締まりを繰り返すため軸力が変動する。

ボルト弾性変形区間以降、ねじ面と座面のどちらで滑りが発生するかは当然ねじ面

摩擦係数と座面摩擦係数の関係によって変化する. ナットが締まる向きにトルクが加わったときに座面で滑り, ナットがゆるむ向きにトルクが加わったときにねじ面で滑った場合, ナットは戻り回転のみを生じてゆるみが進行する. ねじを右ねじとし, ねじ面における締めトルクを T_{sf} , 座面における摩擦トルクを T_w , ねじ面におけるゆるめトルクを T_{sl} とすれば, ゆるみの進行する条件は,

$$T_{sf} > T_w > T_{sl} \quad (4.1)$$

で表される.

T_{sf} , T_w , および T_{sl} は, それぞれ次の式で表される.

$$T_{sf} = \frac{1}{2} F_s d_p (\tan \beta_p + 1.155 \mu_s) \quad (4.2)$$

$$T_w = \frac{1}{2} F_s D_v \mu_w \quad (4.3)$$

$$T_{sl} = \frac{1}{2} F_s d_p (-\tan \beta_p + 1.155 \mu_s) \quad (4.4)$$

ここで,

F_s : ボルト軸力

d_p : おねじの有効径(おねじの有効径の基準寸法 d_2 を用いる)

D_v : ナット座面における摩擦トルクの等価直径
座面の面圧が一定である場合,

$$D_v = \frac{2}{3} \frac{(d_w^3 - d_h^3)}{(d_w^2 - d_h^2)} \quad (4.5)$$

μ_s : ねじ面における摩擦係数

μ_w : 座面における摩擦係数

β_p : ねじのリード角

$\tan \beta_p = P / (\pi d_p)$, P : ねじのピッチ

である[5][6][7]. このように各トルクの関係がどのような大小関係にあるかによって, ナットが締まりとゆるみを繰り返したり, ねじ面滑りではなく座面滑りのみが生じてゆるまなかったりと現象が異なる.

初期締結力を 10kN, 20kN, 30kN と変化させ 3 サイクルの加振を行った場合の剛性, 同様に摩擦係数を 0.1, 0.2, 0.3 と変化させた場合の剛性をそれぞれ Fig.4.6, Fig.4.7 に示す. 摩擦係数 0.1 の場合のみ, 加振によってナットのゆるみが進行し剛性が低下した. 各場合において(4.2)式, (4.3)式, (4.4)式, (4.5)式から各トルクを算出したものを Table4.1 に示す. 各トルクが(4.1)式を満たすのは摩擦係数が 0.1 の場合のみであることが確認できた.

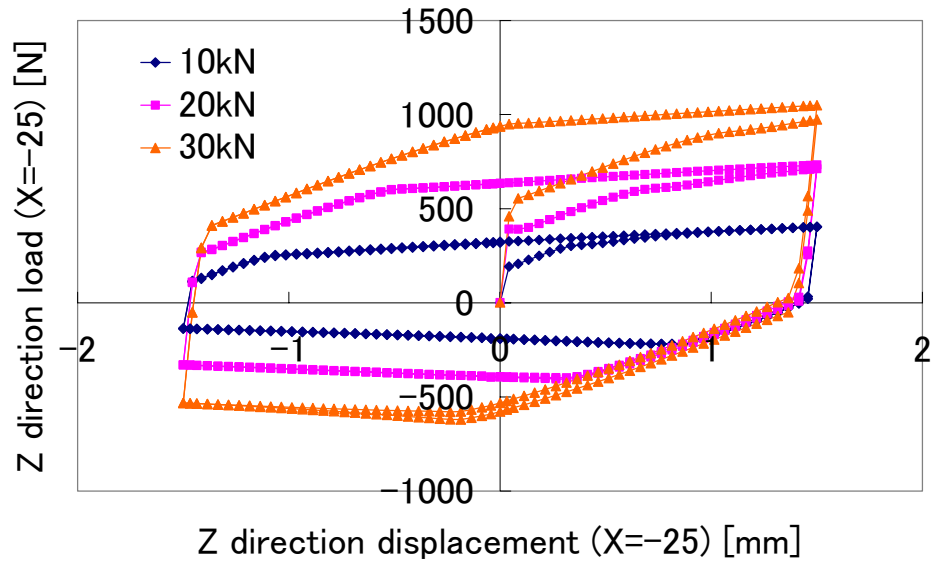


Fig.4.6: Comparison of rotational stiffness (Initial fastening power).

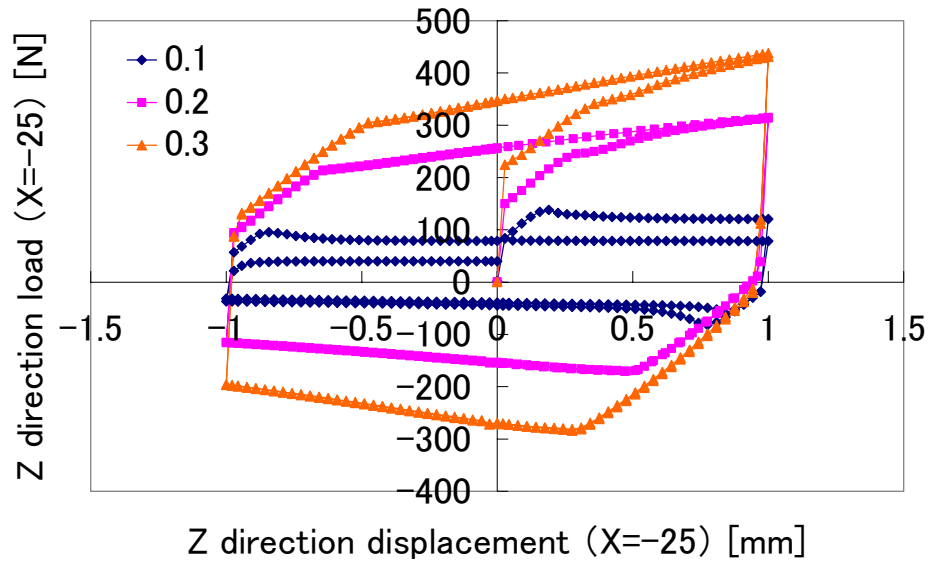


Fig.4.7: Comparison of rotational stiffness (Friction coefficient).

Table4.1: Comparison of torque to slip on thread surface or bearing area.

F_s	μ	T_{sf}	T_w	T_{sl}
10000	0.2	12812	14214	8037
20000	0.2	25624	28429	16075
30000	0.2	38436	42643	24112
8000	0.1	6080	5686	2260
8000	0.2	10250	11371	6430
8000	0.3	14420	17057	10600

4.3 他モデリング手法による解析結果比較

4.3.1 リベットモデル

並進方向の剛性解析と同様に軸形状による剛性比較を行った. その結果を Fig.4.8 に示す. 軸形状によってボルトの弾性変形区間における剛性が大きく異なった. デフォルトの軸形状をねじ山モデルと比較すると, ボルトの弾性変形区間まではほぼ一致した. ねじ面滑りは発生しないため, ボルトの弾性変形区間の後には座面滑りが発生した.

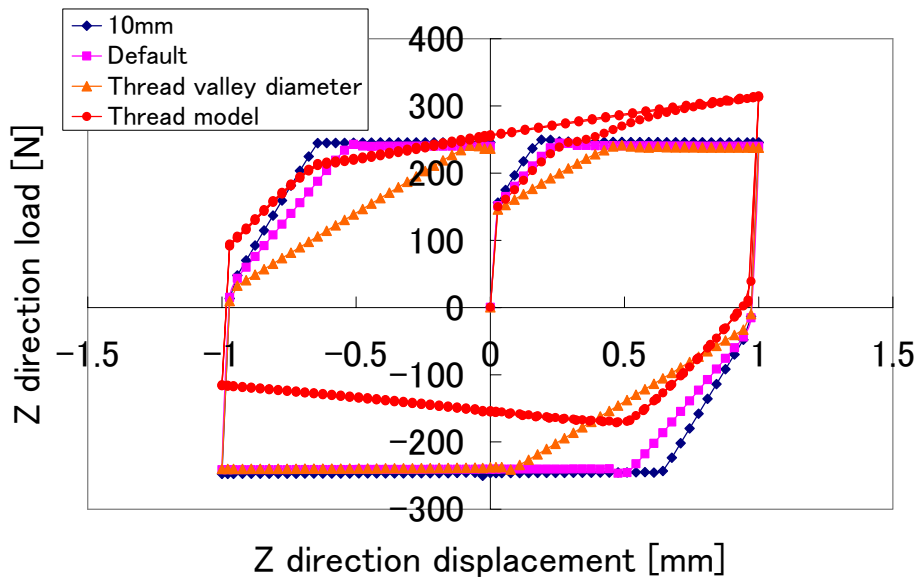


Fig.4.8: Difference of stiffness among axial shapes (Rivet model).

4.3.2 スパイダーボルトモデル

並進方向の剛性解析と同様にパラメーター(ビーム要素数, ビーム要素直径, 軸直径, 軸長)を変更して解析を行った結果を Fig.4.9, Fig.4.10, Fig.4.11, Fig.4.12 に示す. 並進方向の剛性とほぼ同様で, ビーム要素数が増加するとねじり方向の剛性も増加, ビーム要素直径が増加するとねじり剛性も増加, 軸直径が増加するとねじり剛性も増加, 軸長が増加するとねじり剛性は低下した.

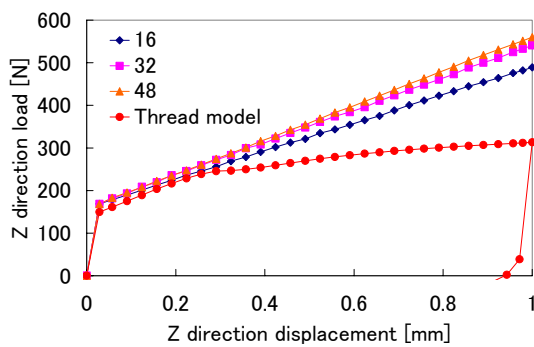


Fig.4.9: Difference of stiffness (Beam element number).

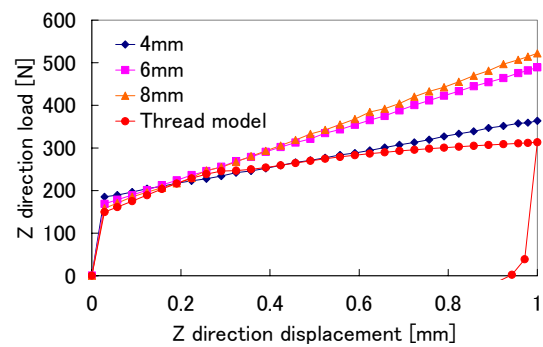


Fig.4.10: Difference of stiffness (Beam element diameter).

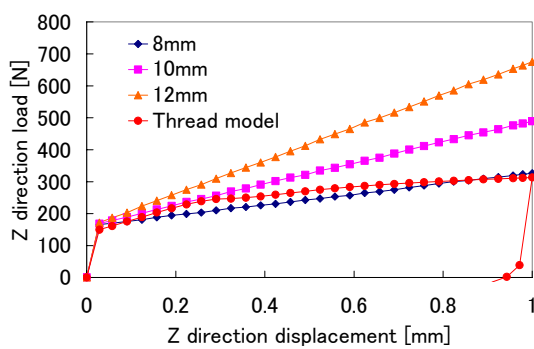


Fig.4.11: Difference of stiffness (Axial diameter).

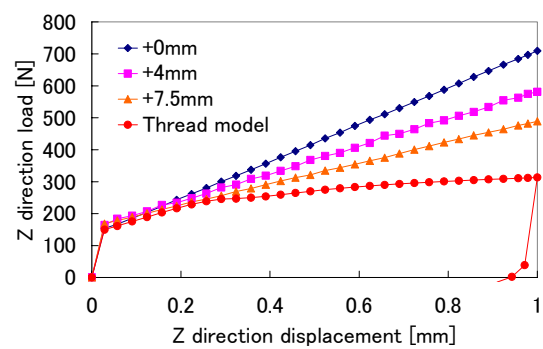


Fig.4.12: Difference of stiffness (Axial length).

4.3.3 ボルト穴なしモデル

回転方向の抵抗を作り出すために非線形ばね要素 CONBIN39 を使用し、被締結物の上板上面・下板下面におけるボルト軸中心位置の節点を結ぶ。オプションとして、要素の自由度はY軸方向中心の回転のみの一次元とし、ヒステリシスを描くように除荷時は原点での傾きを使用するものと設定する。ねじ山モデルの解析結果を参考に定義した剛性(トルクと回転角の関係)を Fig.4.13 に示す。並進方向の解析同様に、CONBIN39 の特性からボルト弾性変形区間までの剛性定義のためにばねは 2 つ定義する。SOLID186 に含まれる節点は回転の自由度を持たないことから、回転抵抗を伝達するために、直系 10mm の円柱状に定義した BEAM188 を用いて、非線形ばね要素を定義する節点をその周りの 8 節点と結ぶこととする (Fig.4.14)。

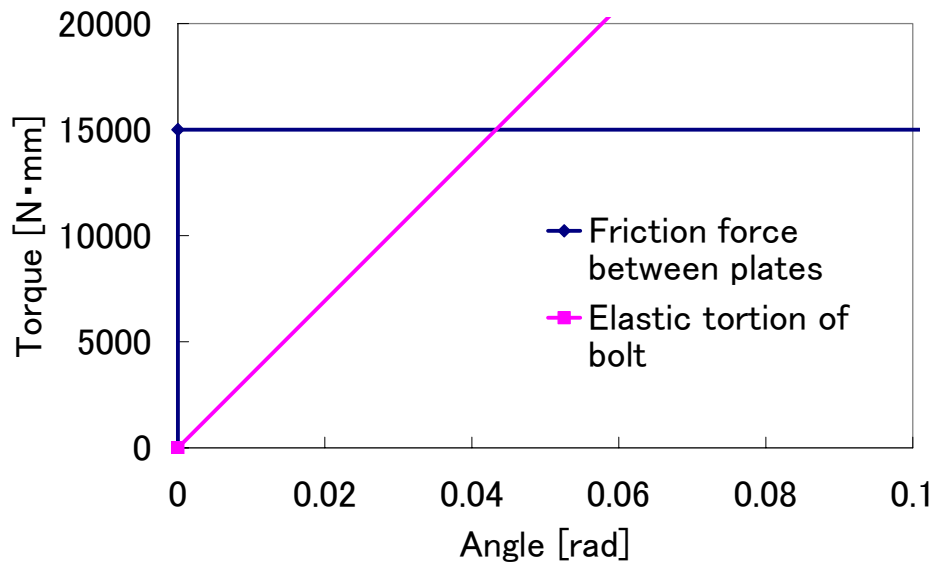


Fig.4.13: Definition of stiffness of non-linear spring element.

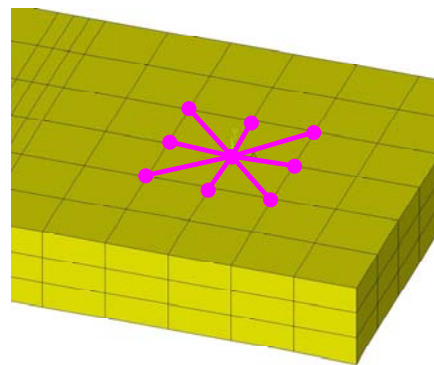


Fig.4.14: Application of beam elements to transmit rotation.

4.4 考察

軸回りのねじり荷重が加わった場合、ボルト弾性変形区間以上のねじれが発生するとボルト・ナットが相対回転を生じることを考慮しなくてはならない。ナットのゆるみの進行、または締まりとゆるみの繰り返しにより軸力は変動する。このような挙動の再現が行えるのはねじ山モデルだけであり、やはり計算コストが許す限りはねじ山モデルを使用すべきである。

しかし一方、ボルト弾性変形後にゆるみが進行する条件は前述のように(4.1)式、(4.2)式、(4.3)式、(4.4)式から求まり、またゆるみが進行しないための最大限界の角度幅 θ_{cr} も以下に示す(4.6)式から求められることから、ボルト弾性変形区間内かどうかを予測でき、その区間内に収まるようであれば他のモデリング手法も利用可能になると考えられる。

$$\theta_{cr} = \frac{32}{\pi G} \left(\frac{l_g}{d^4} + \frac{l_s}{d_s^4} \right) (T_w + T_{sl}) \quad (4.6)$$

ここで、

G : ボルト材料の横弾性係数

l_g : ボルト円筒部の長さ

l_s : グリップ長さ内にある遊びねじ部の長さ

$d_s = 0.86d$

θ_{cr} の単位は[rad]である[5][7].

サブステップ数の下限値と振幅をそろえてボルト弾性変形区間までの加振を2サイクル行った場合の各モデリングによる剛性の解析結果を Fig.4.15 に、計算時間の比較結果を Table4.2 に示す。

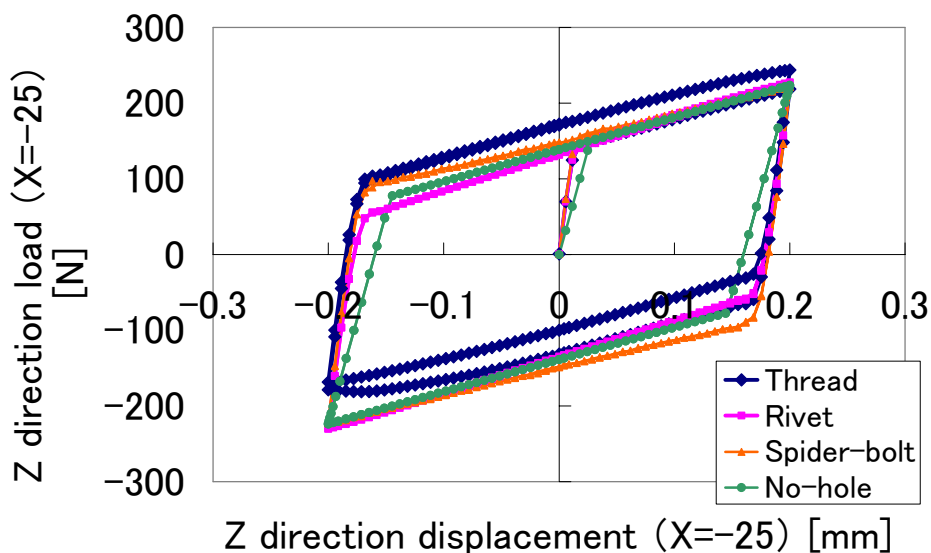


Fig.4.15: Comparison of stiffness among various modeling methods.

Table4.2: Comparison of computational cost.

	Node number	Element number	Contact element number	Computational time[s]
Thread model	24015	7764	4	14368 (100%)
Rivet model	13639	3329	3	7096 (50%)
Spider-bolt model	10221	2227	1	6912 (49%)
No-hole model	6004	1062	0	1847 (13%)

Fig.4.15 では、ボルト弾性変形区間に合わせ込んだつもりが、折り返し後にねじ面滑りが発生してしまった。横軸を被締結物同士の相対回転角、縦軸をナットとボルト先端の相対回転角(ゆるみ量)としてプロットしたものを Fig.4.16 に示す。ただし、座面がほぼ固着していることから、被締結物間の相対回転角はナットとボルト頭部の相対回転角を同一とみなして出力した。

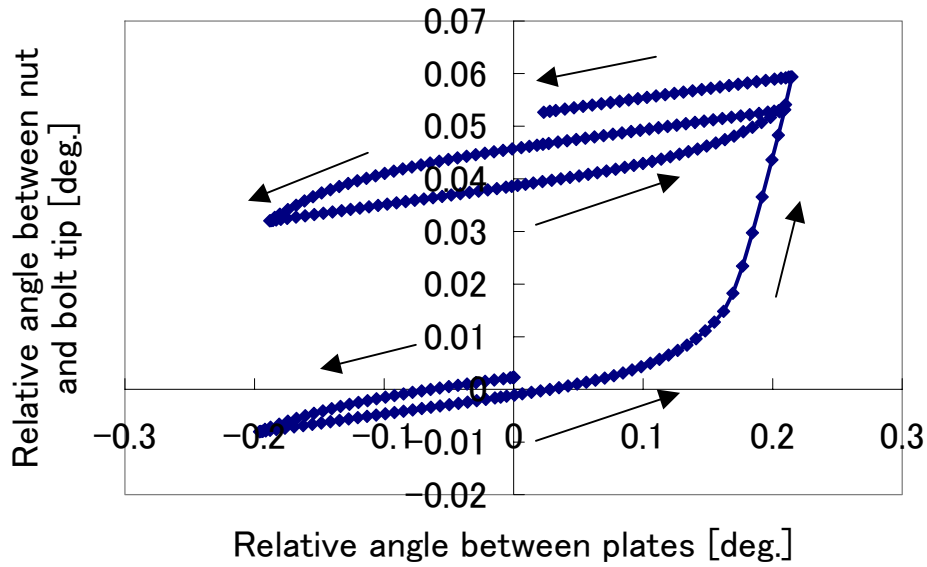


Fig.4.16: Relative angle between nut and bolt tip (Thread model).

ここで、(4.6)式から求められる θ_{cr} と同様に、ねじ面における締めトルク T_{sf} が発生する角度を θ_{sf} 、ねじ面におけるゆるめトルク T_{sl} が発生する角度を θ_{sl} とすると、

$$\theta_{sf} = \frac{32}{\pi G} \left(\frac{l_g}{d^4} + \frac{l_s}{d_s^4} \right) T_{sf} \quad (4.7)$$

$$\theta_{sl} = \frac{32}{\pi G} \left(\frac{l_g}{d^4} + \frac{l_s}{d_s^4} \right) T_{sl} \quad (4.8)$$

で計算できると考える。 $G = 80 \text{ kN/mm}^2$ 、 $l_g = 14.25 \text{ mm}$ 、 $l_s = 3.75 \text{ mm}$ として軸力 8000 N 、両摩擦係数 0.2 の場合を計算すると、 $\theta_{sf} = 2.75 \times 10^{-3} \text{ [rad]} = 0.316 \text{ [deg]}$ 、 $\theta_{sl} = 1.73 \times 10^{-3} \text{ [rad]} = 0.198 \text{ [deg]}$ であった。Fig.4.16から、相対回転角が約 0.2 度では、締まる方向に回転する場合は限界値に対して十分小さいため滑りが発生せず、ゆるむ方向に回転する場合は限界値を超えてしまったためねじ面滑りが発生したことが確認できる。ただし、解析結果ではゆるみ方向に 0.15 度を越えた辺りで大きくゆるみが進行しており、理論式から求めた値よりも若干小さい。これは、(4.5)式で求めた等価摩擦直径が面圧一様であると仮定しており、実際には軸中心に近い座面ほど強い面圧を受けているための差ではないかと予想されるが、検討が必要である。

リベットモデルは並進方向の剛性解析とほぼ同様の傾向を示す結果であった。ねじ山モデルの半分程度の計算時間であり、ボルト弾性変形区間における使用を前提とした場合はねじ山モデルによる解析と合わせ込む必要もなく非常に推奨される。ねじ山モデルと剛性をより近づけようとした場合、並進方向の解析ではリベットの軸直径をおねじの谷径とした場合にデフォルトのねじ山モデルと剛性がほぼ一致したのに対し、ねじり方向ではその場合にリベット側の剛性が小さくずれてしまった。そのことから、どちらか一方の荷重に対して剛性を合わせ込むことは他方の剛性を大きく変えることが確認できた。従って、どちらの荷重に対してもやや剛性は高くなるものの、ねじの遊び長さまで含めた軸形状を再現したリベットモデル(本研究でデフォルトと呼称しているモデル)が最も推奨される。

スパイダーボルトモデルは Fig.4.15 において並進方向剛性合わせ込みと同じ条件であるビーム要素 16 本, ビーム要素直径 8mm, 軸直径 10mm, 軸長+7.5mm の場合の結果をプロットした。並進方向と同じ条件でほぼ合わせ込みができていた点から、パラメーターとした軸直径と軸長をそれぞれ実際の軸直径とナット高さに合わせたことが大きく影響しているのではないかと予想される。並進方向の剛性解析と同様に、ボルト弾性変形区間までの剛性合わせ込みが可能だが、接触要素が被締結物間のみであっても計算時間を比較するとリベットモデルと大差なく、計算コスト・精度の点からリベットモデルを用いずにスパイダーボルトを使用するメリットは乏しい。

ボルト穴なしモデルは若干計算が不安定になり、計算時間がねじ山モデルの 5 分の 1 程度であった。計算コストを優先的に考えると推奨される一方、並進方向の剛性を定義するために行った X 方向の変位カップリング拘束と干渉してしまうため、両荷重が同時に働く場合にはモデリングの改善を検討する必要がある。また、剛性を合わせ込むためにねじ山モデルによる解析結果を必要とするため、解析手順・方法に工夫が必要となる。

第5章 軸方向の曲げ荷重に対する挙動解析

5.1 境界条件

上板は $X=-125\text{mm}, Y=-9\text{mm}$ の位置にある左端面下の辺で Y, Z 方向に変位拘束, X 方向に変位カップリング拘束する. 下板は $X=125\text{mm}, Y=-18\text{mm}$ の位置にある右端面下の辺で X, Y, Z 方向に変位拘束する. $X=-25\text{mm}, Y=0\text{mm}$ の位置にある節点, $X=25\text{mm}, Y=-9\text{mm}$ にある節点をそれぞれ Y 方向に変位カップリング拘束し, その代表節点に等しく $-Y$ 方向の荷重 2000N を与え, その後除荷する.

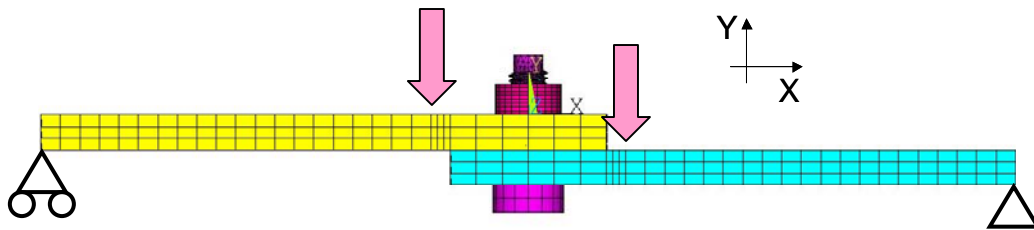


Fig.5.1: Boundary condition of bending load (Y direction).

5.2 ねじ山モデルによる解析結果

加振を 10 サイクルまで行ったときの, ボルト・ナット付近の変形図(加振折り返し時), Y 方向の曲げ剛性, ボルト・ナット回転角と加振回数との関係, 軸力と加振回数との関係をそれぞれ Fig.5.2, Fig.5.3, Fig.5.4, Fig.5.5 に示す. 回転角はナットがゆるむ向きを正とした. 曲げ荷重と Y 方向変位は $X=-25\text{mm}$ の位置で荷重を与えるためにカップリング拘束した節点群の節点力の和とその代表節点における変位を出力した.

被締結物が曲がるとボルトが引き伸ばされ, 軸力は最大で 11000N 程度まで増加した. ボルト頭部座面はほぼ固着したまま回転しなかった. ナットとボルト先端は軸力の変動によりねじ山からトルクをうけ微小な回転を繰り返すが, ゆるみが進行するわけではなかった.

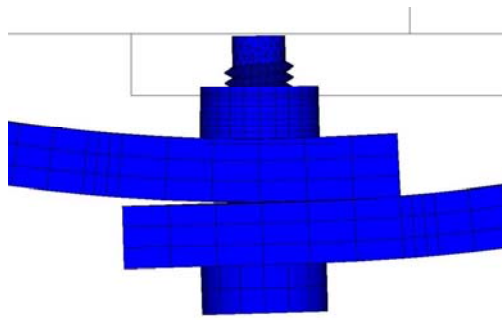


Fig.5.2: Deformation to bending load (scale $\times 10$).

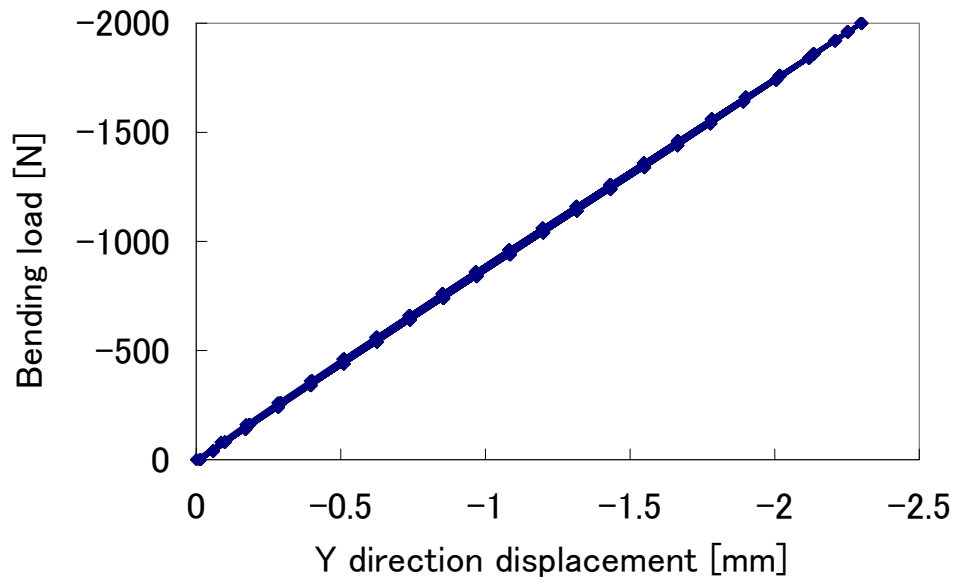


Fig.5.3: Bending stiffness.

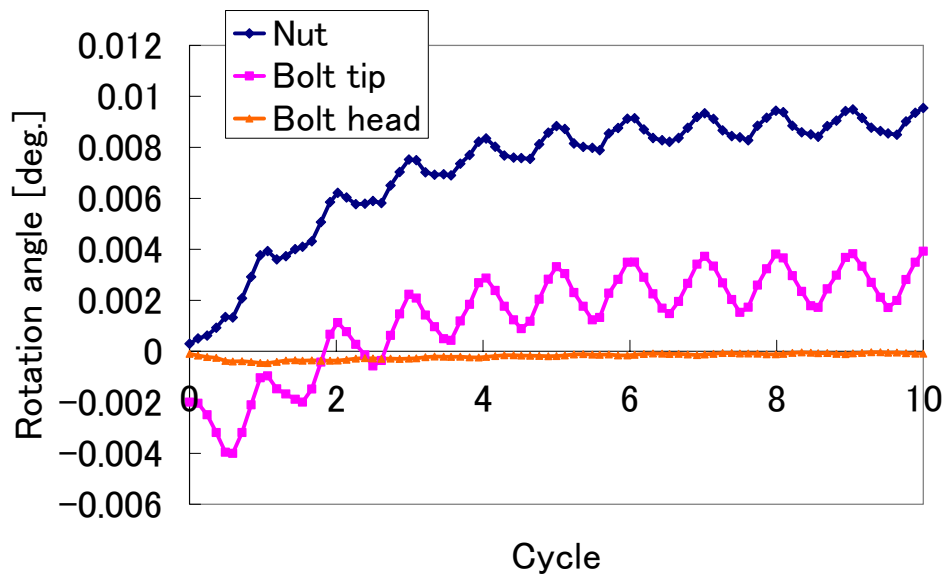


Fig.5.4: Rotation of nut and bolt.

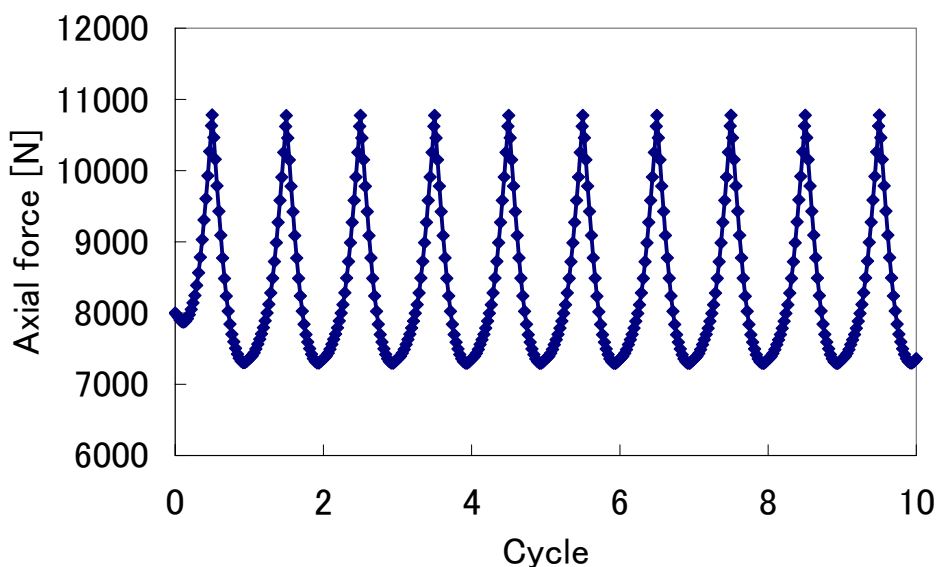
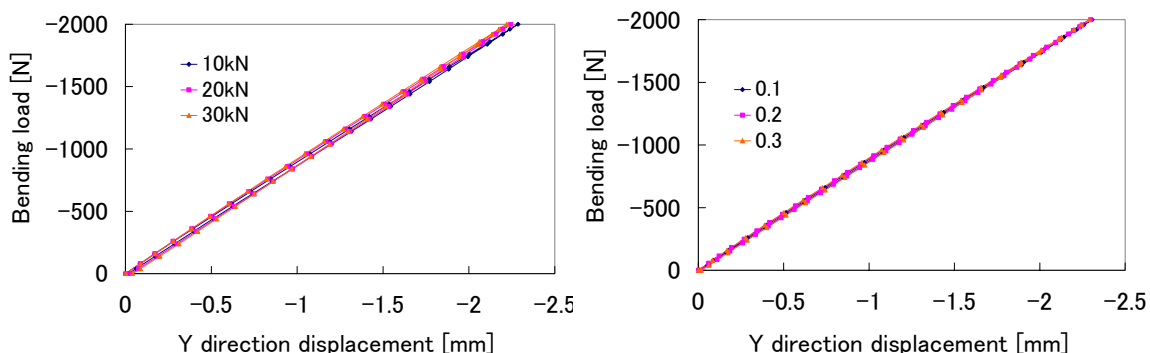


Fig.5.5: Variation in axial force.

初期締結力 (10kN, 20kN, 30kN)・摩擦係数 (0.1, 0.2, 0.3) について解析した結果, 曲げ剛性はどちらにも依存しなかった (Fig.5.6).



(a) Initial fastening force.

(b) Friction coefficient.

Fig.5.6: Comparison of bending stiffness.

軸力が増加した場合, ねじ山角の影響でボルトには半径方向に収縮する力が働き, ナットには半径方向に拡大する力が働くことで接触面に滑りが発生する. 軸力が減少する場合は半径方向に反対の変形が生じる. どちらの場合も, リード角の影響からねじ山にはナットと相対的に回転させようとするトルクが働き, ボルト頭部は半径方向の変形がなく座面で滑らないため, ボルトにねじれが蓄積する. また, そのねじれを解放し

よとすトルクによりナットはゆるみ方向へ回転しようとする. このようにして, 軸力の変動によりナットのゆるみが進行する可能性はあるが, 現実的には疲労破壊させるほどの大きな軸力変動を必要とし, この種のゆるみは考慮しなくてもよいようである[5][7]. 確認のため, $-Y$ 方向の曲げ荷重を 8000N に増加して 10 サイクルの加振解析を行った. このときのボルト・ナット回転角と加振回数の関係, 軸力と加振回数の関係をそれぞれ Fig.5.7, Fig.5.8 に示す. 軸力は 40000N まで増加しており, 除荷の過程でナットが回転しゆるみが進行した.

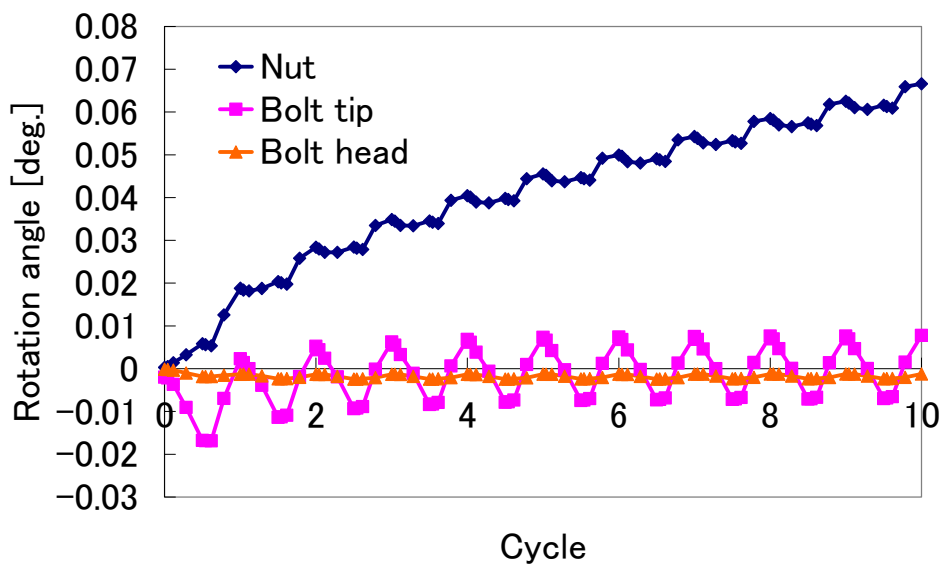


Fig.5.7: Rotation of nut and bolt in the case of large bending load.

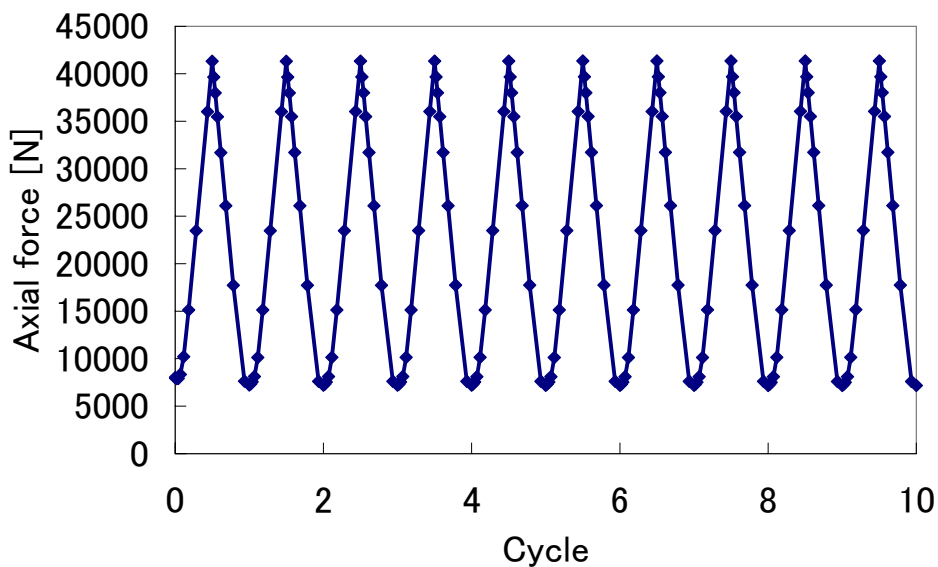


Fig.5.8: Variation in axial force in the case of large bending load.

5.3 他モデリング手法による解析結果比較

5.3.1 リベットモデル

軸形状による曲げ剛性の比較結果を Fig.5.9 に示す. 曲げ剛性は軸形状によらず, ねじ山モデルと一致した. また, 軸力の挙動を Fig.5.10 に示す. ねじ山モデルとほぼ同じ挙動であり, 軸力の評価も十分にできることが分かった.

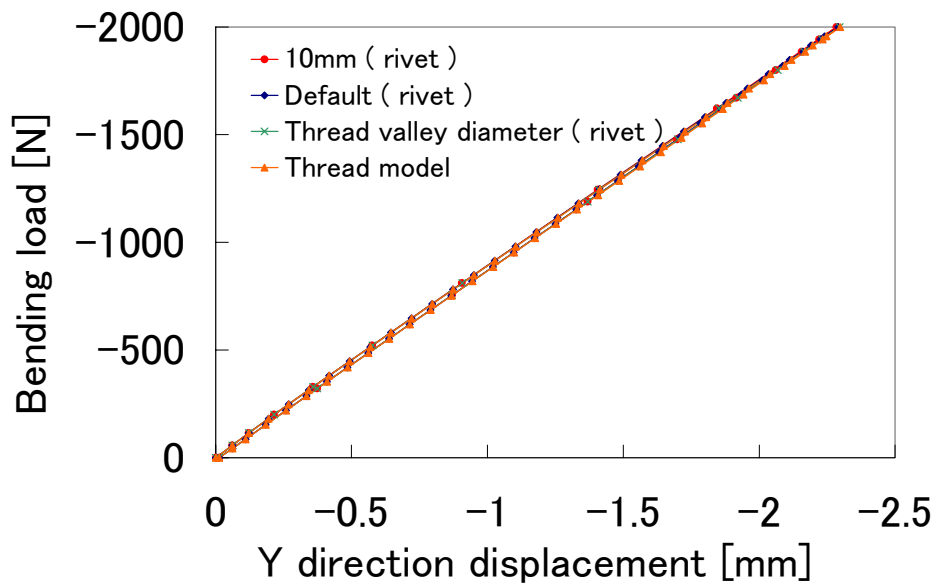


Fig.5.9: Difference of stiffness among axial shapes of rivet model.

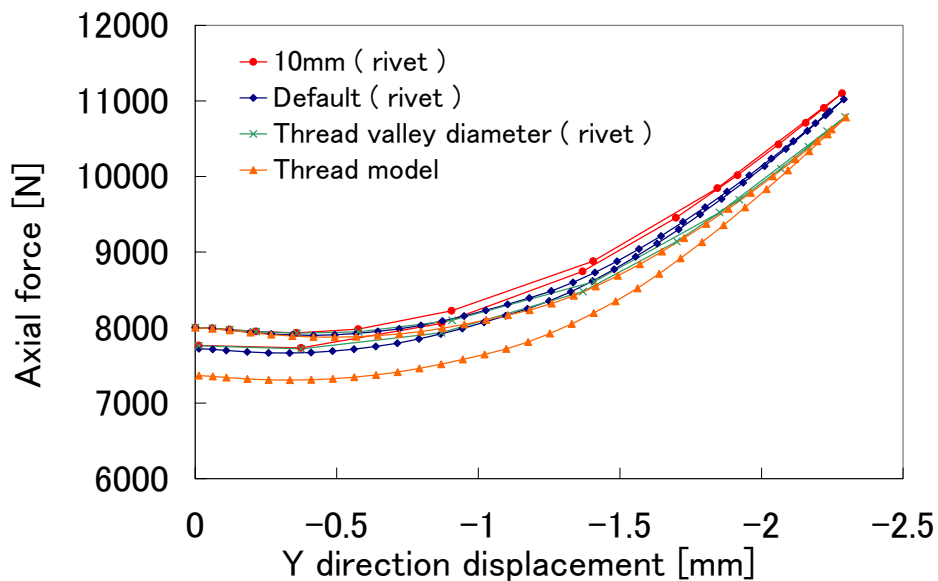


Fig.5.10: Difference of axial force among axial shapes of rivet model.

5.3.2 スパイダーボルトモデル

並進方向の剛性解析と同様に、パラメーターを本研究の範囲で変更して比較した結果、曲げ剛性はビーム要素数・ビーム要素直径・軸直径・軸長で変化が見られず、ねじ山モデルと一致した。またリベットモデル同様に軸力の挙動もほぼ一致した (Fig.5.11, Fig.5.12, Fig.5.13, Fig.5.14)。

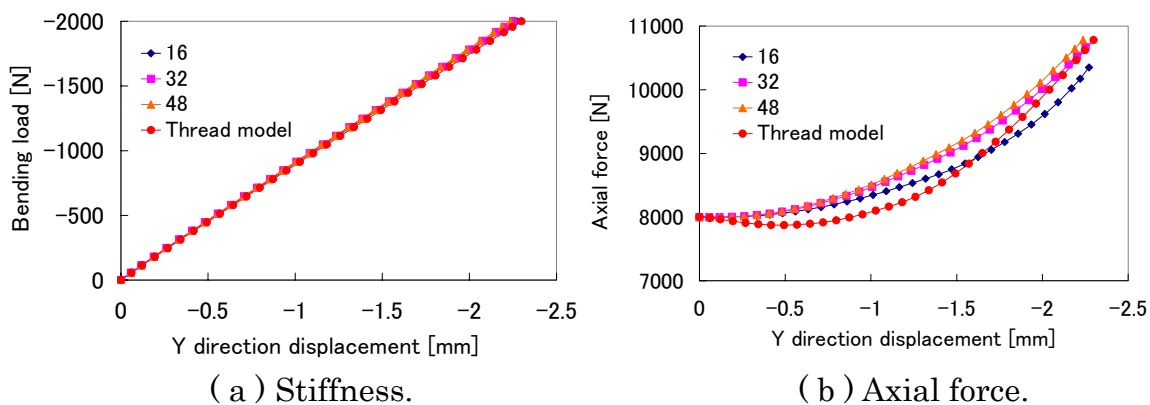


Fig.5.11: Beam element number.

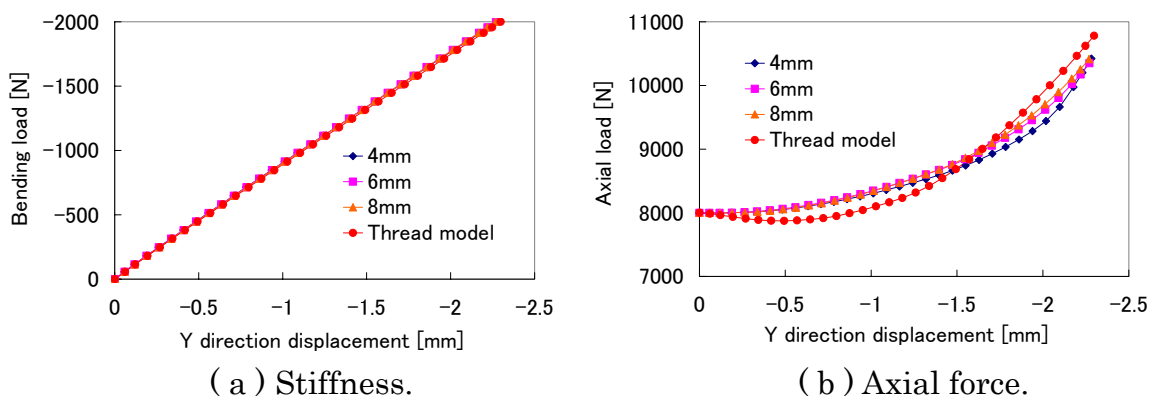


Fig.5.12: Beam element diameter.

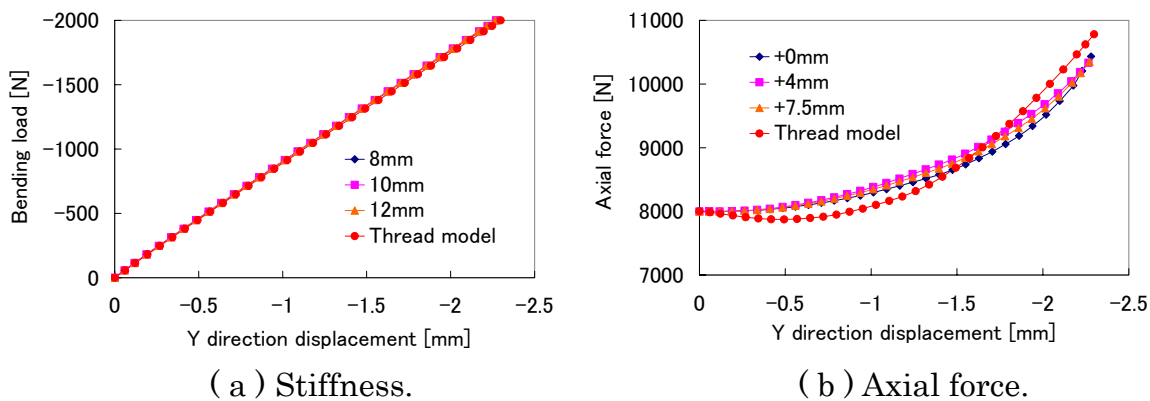
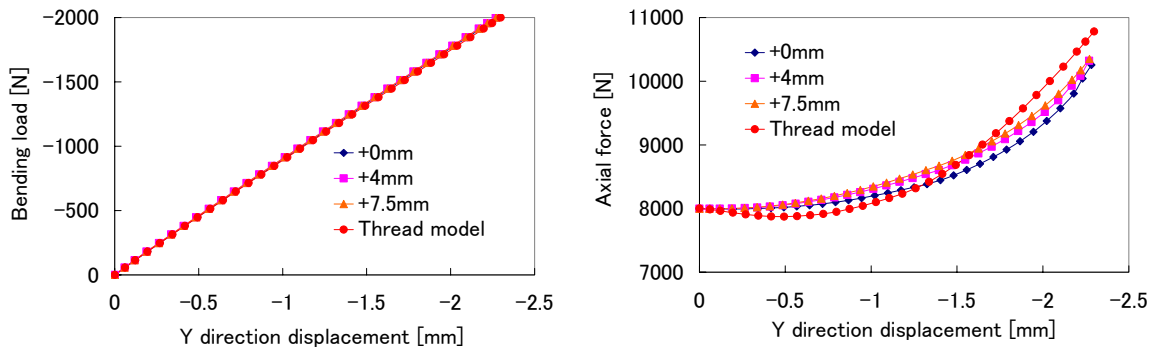


Fig.5.13: Axial diameter.



(a) Stiffness.

(b) Axial force.

Fig.5.14: Axial length.

5.3.3 ボルト穴なしモデル

Fig.5.2 に見られるように、この現象では被締結物間において接触部分が偏り、一部が遊離する。並進方向の剛性解析用モデルをそのまま利用した場合、被締結物間を離れないものとして全面 Y 方向に変位カップリング拘束しており、これが過度な拘束となって曲げ剛性が非常に大きくなった。そこで、Y 方向のカップリング拘束をする節点の範囲を軸周りに縮小し、さらに非線形ばね要素を定義するために行った X,Z 方向のカップリング拘束の範囲も同様に縮小することで曲げ剛性を合わせ込んだ。また、並進と回転の解析では全ての節点をまとめてカップリングしていたが、ここでは同一座標にある節点同士を個別にカップリングした。全面を拘束した場合と、軸を中心とした半径 12mm 内の節点を拘束した場合 (Y 方向に関しては個別に)、同様に半径 9mm 内の節点を拘束した場合の曲げ剛性比較結果を Fig.5.15 に示す。

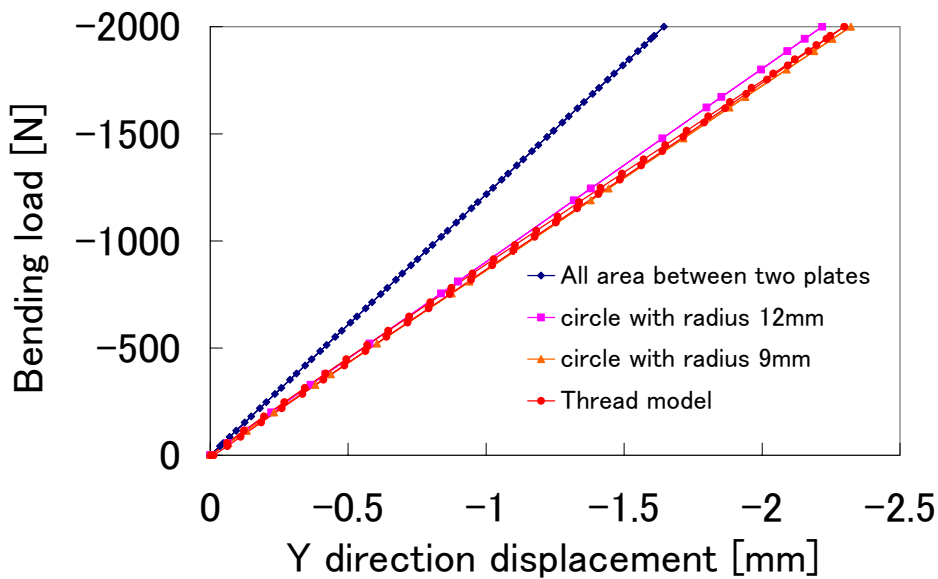


Fig.5.15: Difference of bending stiffness among various restraint areas.

5.4 考察

サブステップ数の下限値と振幅をそろえて加振を1サイクル行った場合の各モデリングによる剛性の解析結果と軸力の挙動をそれぞれ Fig.5.16 と Fig.5.17 に、計算時間の比較結果を Table5.1 に示す。

軸方向の曲げ荷重に対しては、適切な設計による軸力挙動ならばゆるみは発生しないと考えられるため、ねじ山モデルを利用する必要はなく、計算コストを考慮するとむしろリベットモデルやスパイダーボルトモデルが推奨される。また、これらはねじ山モデルと同様に軸力の変動も確認できる。Fig.5.16 において、スパイダーボルトモデルは並進方向剛性合わせ込みと同じ条件であるビーム要素 16 本、ビーム要素直径 8mm、軸直径 10mm、軸長+7.5mm の場合の結果をプロットした。計算時間を比較するとスパイダーボルトモデルがリベットモデルの 7 割程度とさらに少なく、軸方向の曲げ荷重に対しては最も有効であると考えられる。

ボルト穴なしモデルでは被締結物間の取り扱いが大きく関わってきた。Fig.5.18 を参考に説明すると、実際にはボルト軸から受ける反力と下板から受ける反力によって上板の曲げ剛性に寄与するモーメントは決まる。それに対してボルト穴なしモデルでは、Y 方向の変位カップリング拘束により板同士を一体化してしまうことで、集中して力が作用する位置は変わり、拘束面積を調節することで発生するモーメントを実際のものにつりあわせている。よって被締結物の形状によって軸から板端までの距離 L が変化すれば、適切な拘束面積の半径 X も再び合わせ込む必要があると考えられる。そのため、ボルト穴なしモデルは計算コストが非常に小さいものの、多くの対称性を必要とし適用できる解析対象は限られてしまう。軸力評価も行えないため、有効ではない。

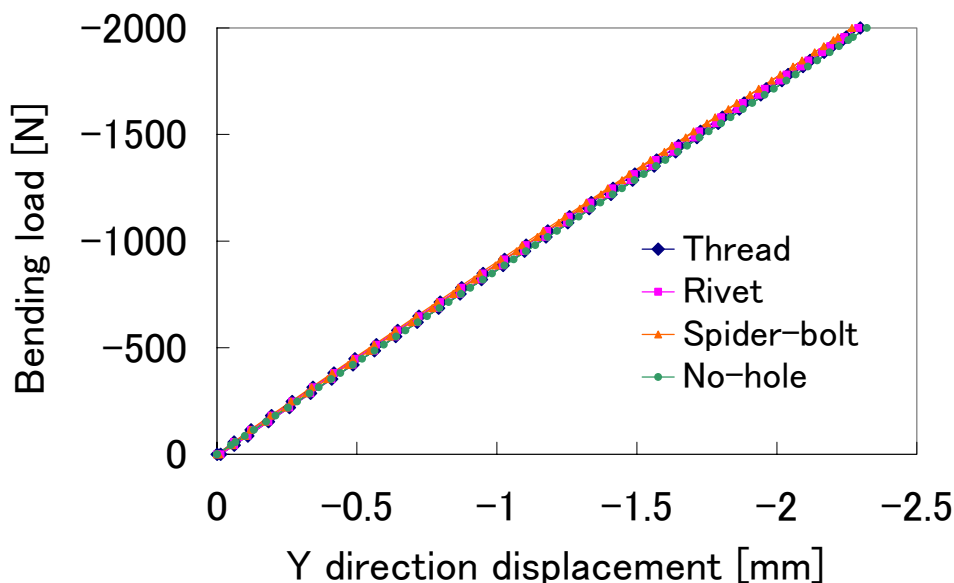


Fig.5.16: Comparison of stiffness among various modeling methods.

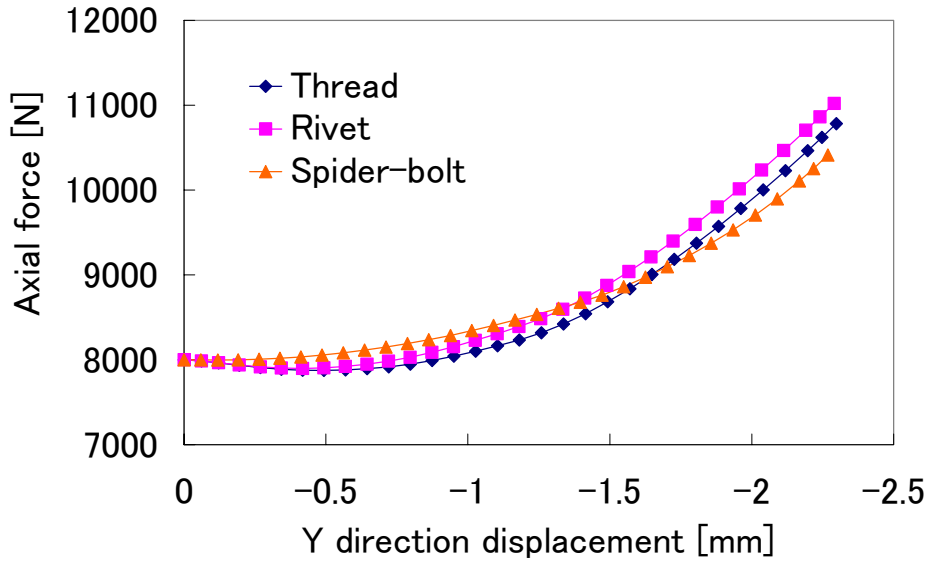


Fig.5.17: Comparison of axial force among various modeling methods.

Table5.1: Comparison of computational cost.

	Node number	Element number	Contact element number	Computational time[s]
Thread model	24015	7764	4	5468 (100%)
Rivet model	13639	3329	3	2564 (47%)
Spider-bolt model	10221	2227	1	1841 (34%)
No-hole model	6006	1047	0	421 (8%)

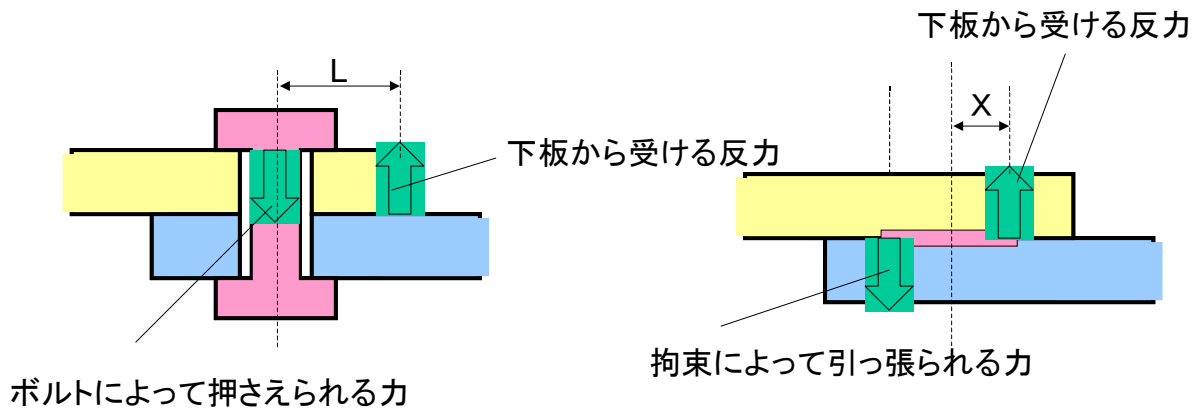


Fig.5.18: Moment balances of with-hole model (left) and no-hole model (right).

第 6 章 偏心軸方向荷重に対する挙動解析

6.1 境界条件

上板は $X=-125\text{mm}$ の左端面で X,Z 方向に変位拘束, Y 方向に変位カップリング拘束する. その代表節点に $+Y$ 方向に強制変位を与え, 加振する. 下板はこれまでの荷重条件と異なり, 軸を中心に 180° 回転させた締結状態へと変更している. $X=-125\text{mm}$ の左端面で X,Y,Z 方向に変位拘束する.

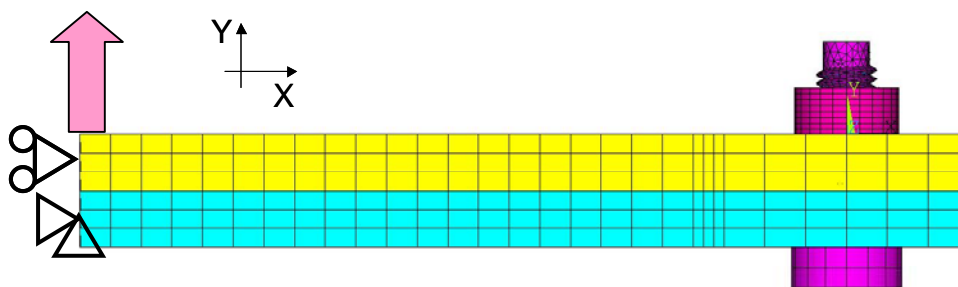


Fig.6.1: Boundary condition of eccentric axial direction load (Y direction).

6.2 ねじ山モデルによる解析結果

Y 方向正の向きに 1.0mm 移動した後に初期位置まで戻して 1 サイクルとする加振を 8 サイクルまで行った. このときの, ボルト・ナット付近の変形図 (加振折り返し時), Y 方向の剛性, ボルト・ナット回転角と加振回数, 軸力と加振回数の関係をそれぞれ Fig.6.2, Fig.6.3, Fig.6.4, Fig.6.5 に示す. 回転角はナットがゆるむ向きを正とした. Y 方向荷重と Y 方向変位は強制変位を与える代表節点における反力と変位を出力した.

Y 方向変位が増加することでボルトは引き伸ばされ, 軸方向の曲げ荷重の解析とほぼ同様に軸力は 10000N 程度まで増加した. 軸力が増加し始めると剛性が若干変化した. 軸方向の曲げ荷重の場合はボルト頭部座面が常に固着していたが, 偏心軸方向荷重では回転している. これは, 被締結物に変形し座面同士が傾くことで, ボルトが並進方向へと押し出される力が働き座面に滑りが発生しやすいためではないかと考えられる.

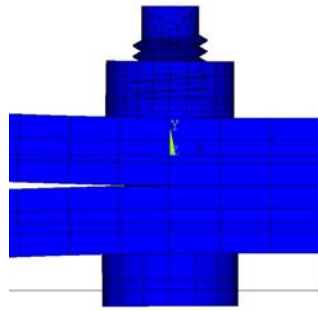


Fig.6.2: Deformation to eccentric axial direction load (scale $\times 10$).

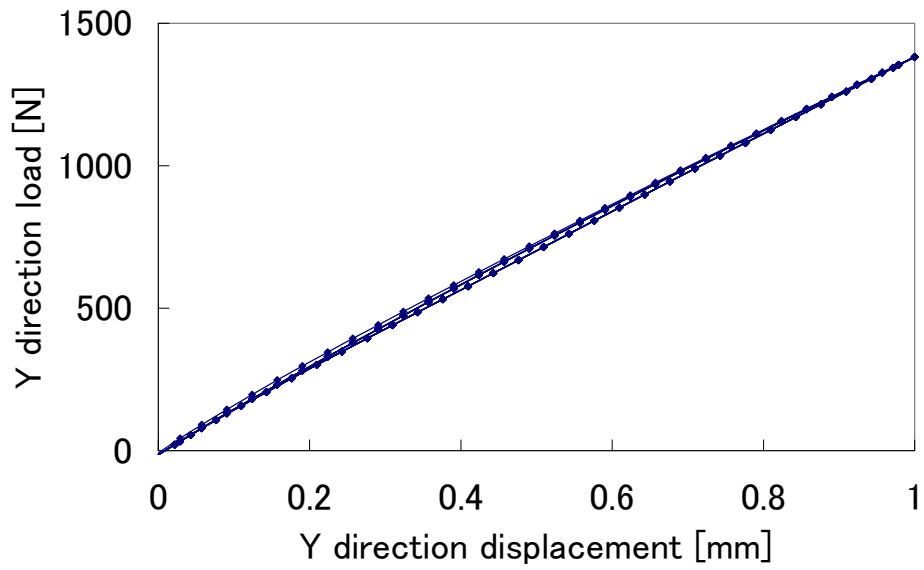


Fig.6.3: Load-displacement curve (Eccentric axial direction load).

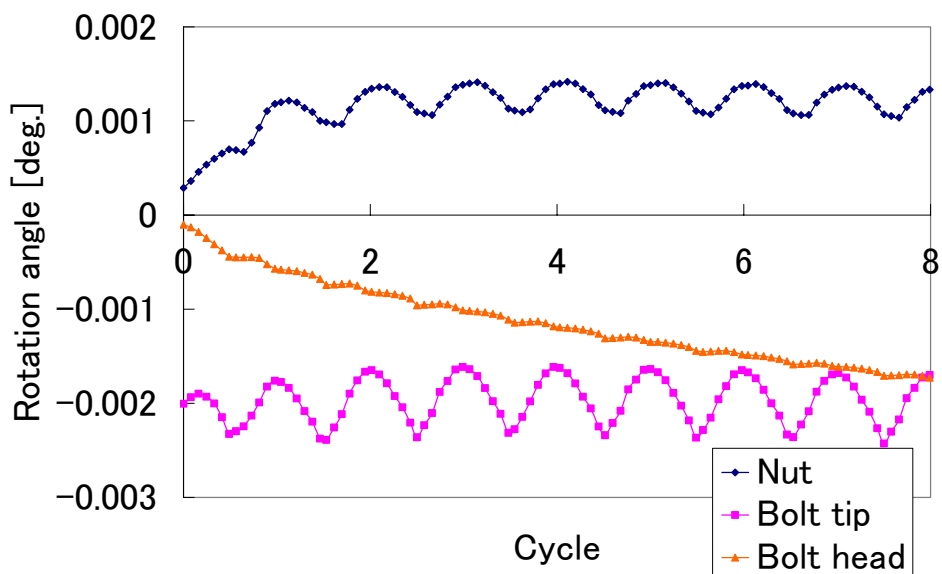


Fig.6.4: Evolution of rotation angles.

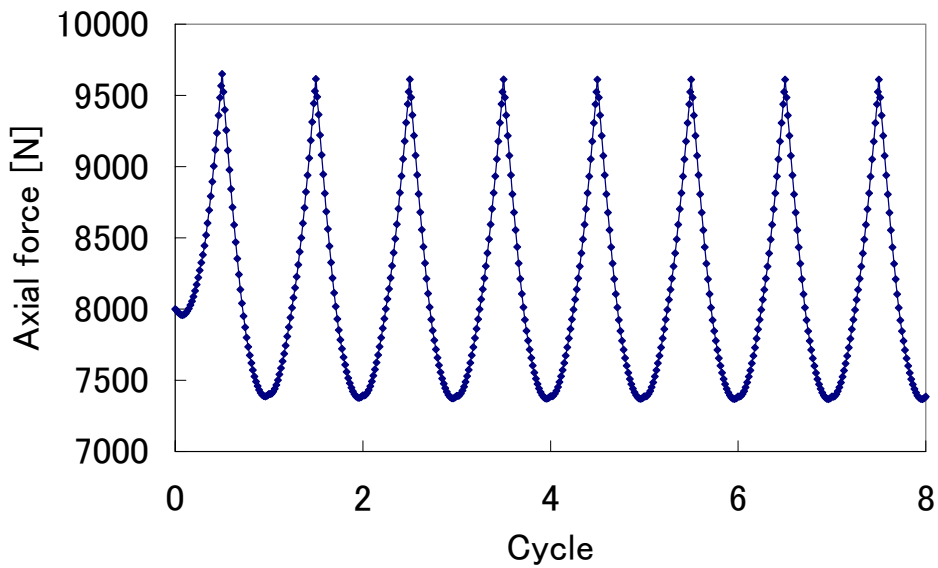
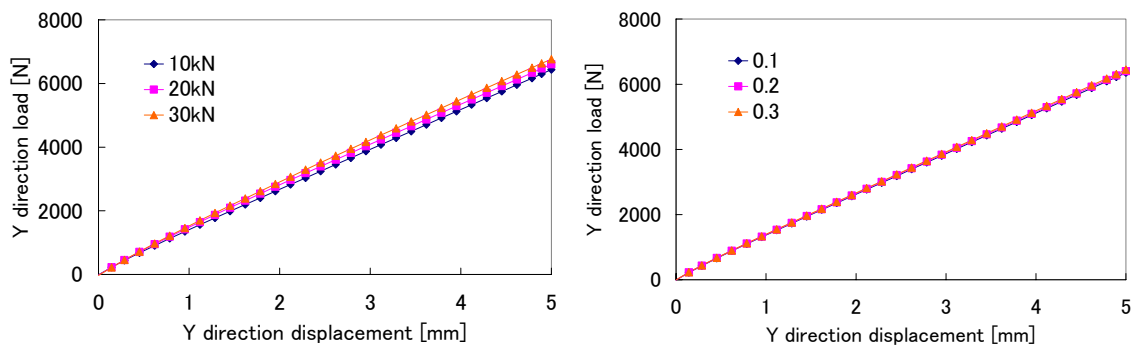


Fig.6.5: Variation in axial force.

初期締結力 (10kN, 20kN, 30kN)・摩擦係数 (0.1, 0.2, 0.3) について解析した結果を示す。偏心軸方向荷重に対する剛性は初期締結力により若干変化したがる、ほぼ無視できる程度であった。また、摩擦係数には依存しなかった (Fig.6.6)。



(a) Initial fastening force.

(b) Friction coefficient.

Fig.6.6: Comparison of stiffness (Eccentric axial direction load).

曲げ荷重の解析と同様に、軸力の変動を大きくした場合の挙動を確認するため、加振の振幅を 3mm に増加して 10 サイクルの加振解析を行った。このときのボルト・ナット回転角と加振回数の関係、軸力と加振回数の関係をそれぞれ Fig.6.7, Fig.6.8 に示す。軸力は約 30000N まで増加しており、ゆるみが進行した。しかし曲げ荷重の解析と異なりボルト頭部も回転していることからゆるみの発生条件は異なると考えられ、

偏心軸方向荷重に対してもゆるみの発生が疲労破壊を引き起こすほどの軸力変動を必要とするかは検討が必要である。

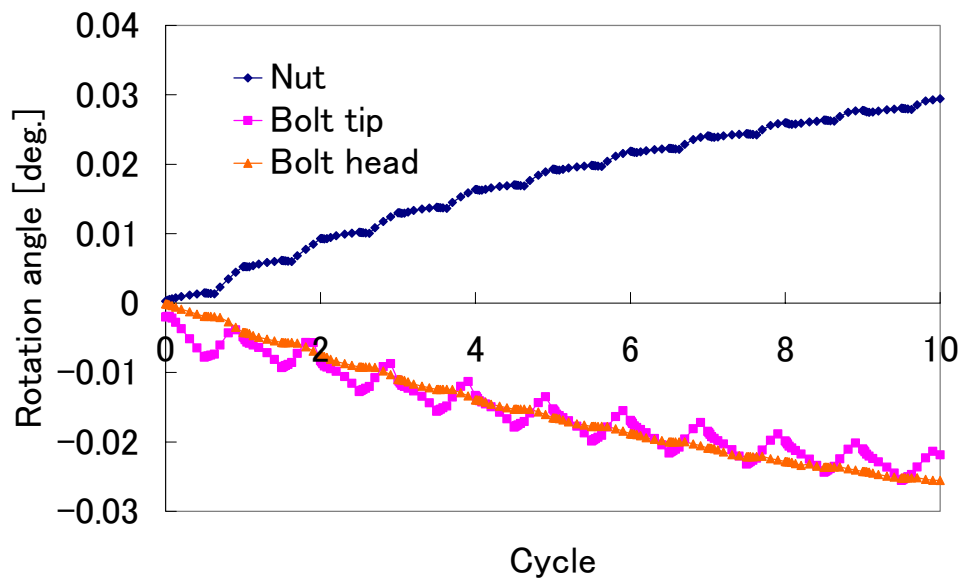


Fig.6.7: Rotation of nut and bolt in the case of large load.

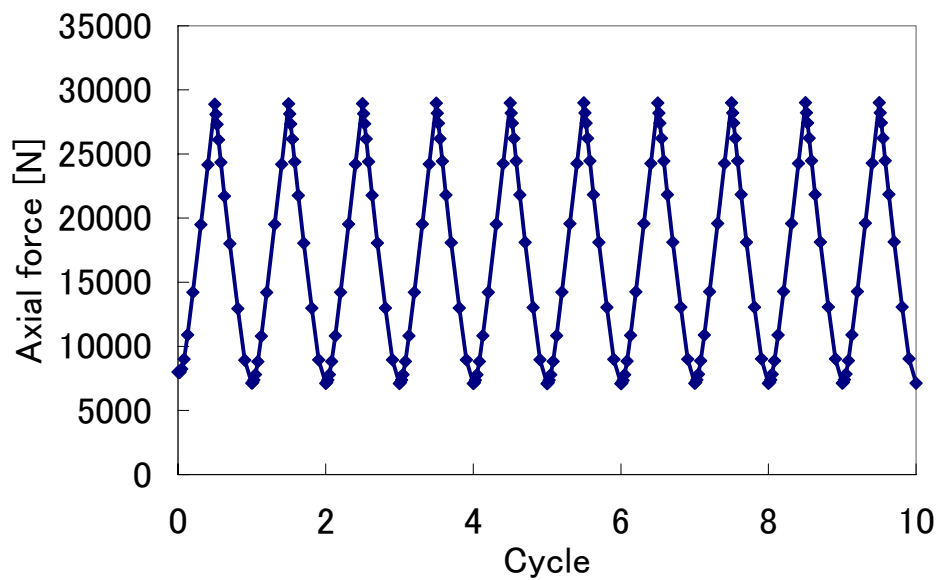


Fig.6.8: Variation in axial force in the case of large load.

6.3 他モデリング手法による解析結果比較

6.3.1 リベットモデル

軸形状による曲げ剛性の比較結果を Fig.6.9 に示す. 曲げ剛性は軸形状によらず, ねじ山モデルと一致した. また, 軸力の挙動を Fig.6.10 に示す. ねじ山モデルとほぼ同じ挙動であり, 軸力の評価も十分にできることが分かった.

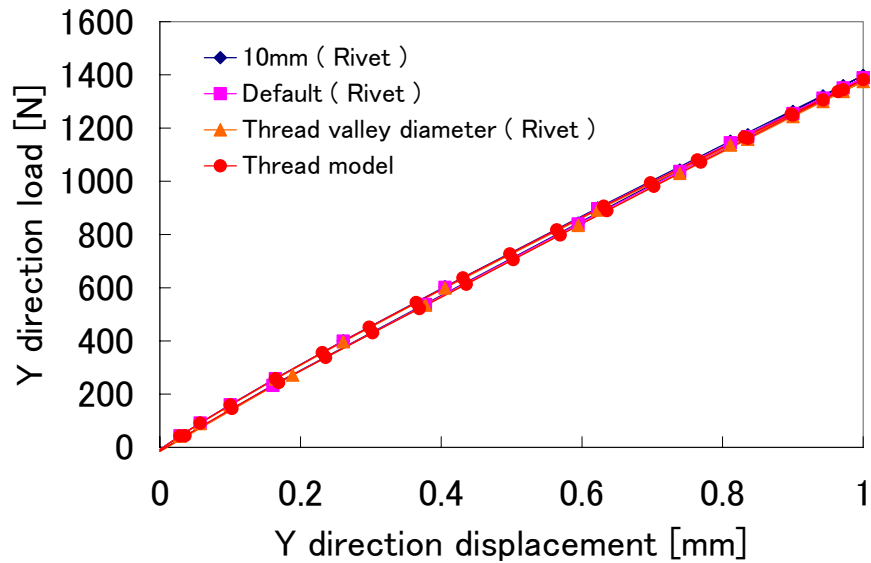


Fig.6.9: Difference of stiffness among axial shapes of rivet model.

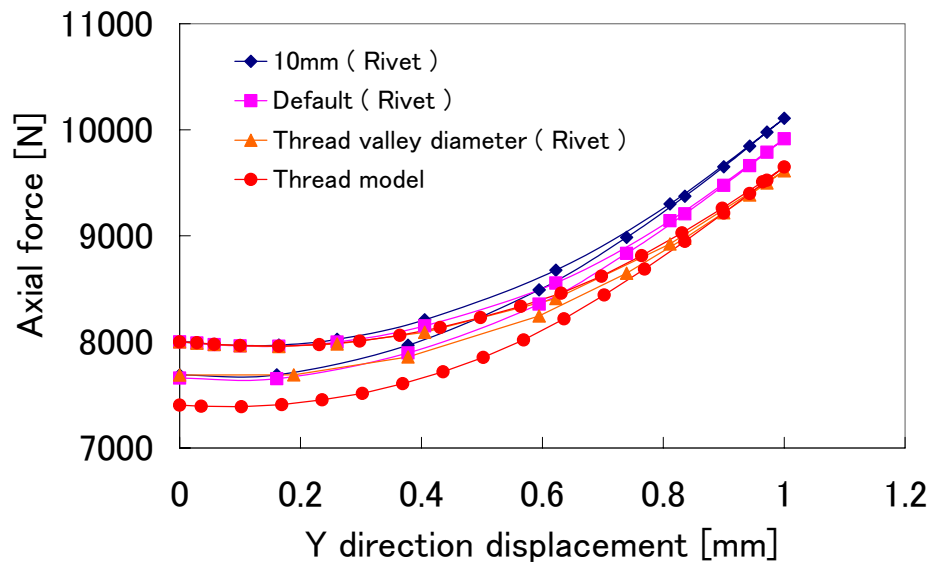


Fig.6.10: Difference of axial force among axial shapes of rivet model.

6.3.2 スパイダーボルトモデル

並進方向の剛性解析と同様に、パラメーターを本研究の範囲で変更して比較した結果、偏心軸方向荷重に対する剛性はビーム要素数・ビーム要素直径・軸直径・軸長で変化が見られず、ねじ山モデルと一致した。またリベットモデル同様に軸力の挙動もほぼ一致した (Fig.6.11, Fig.6.12, Fig.6.13, Fig.6.14)。

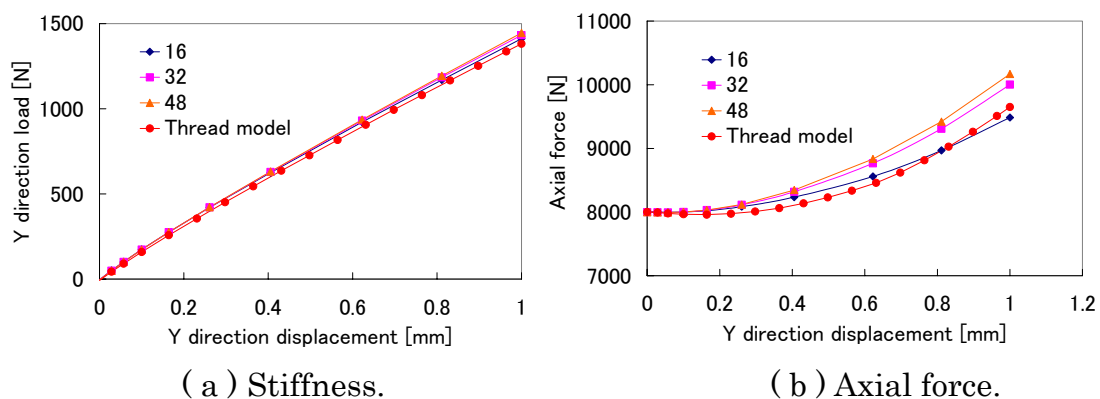


Fig.6.11: Beam element number.

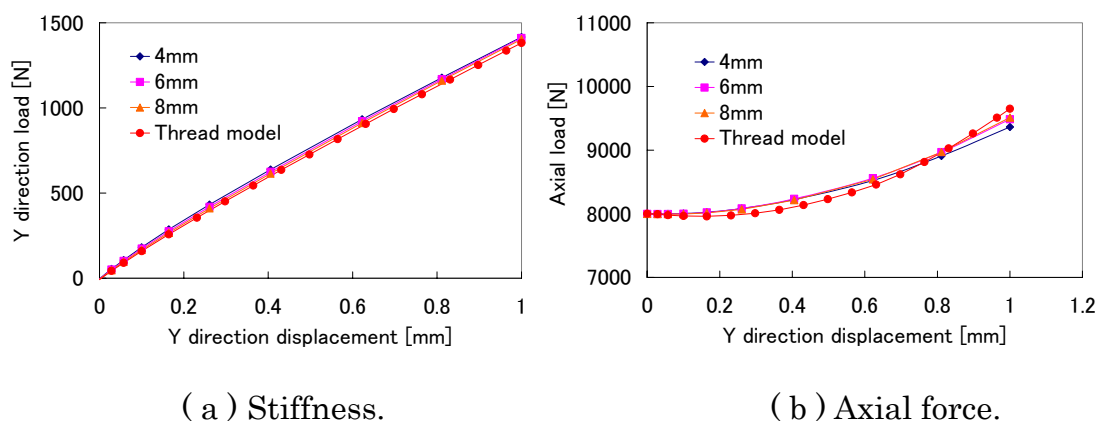


Fig.6.12: Beam element diameter.

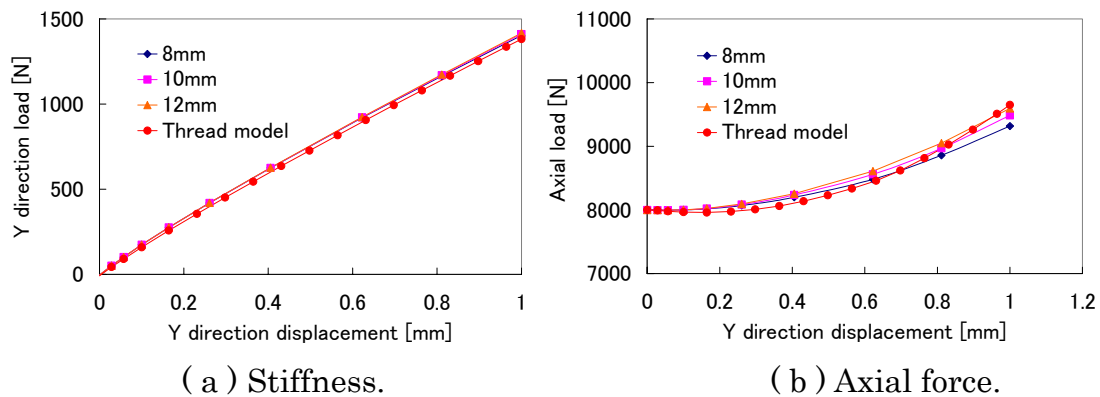
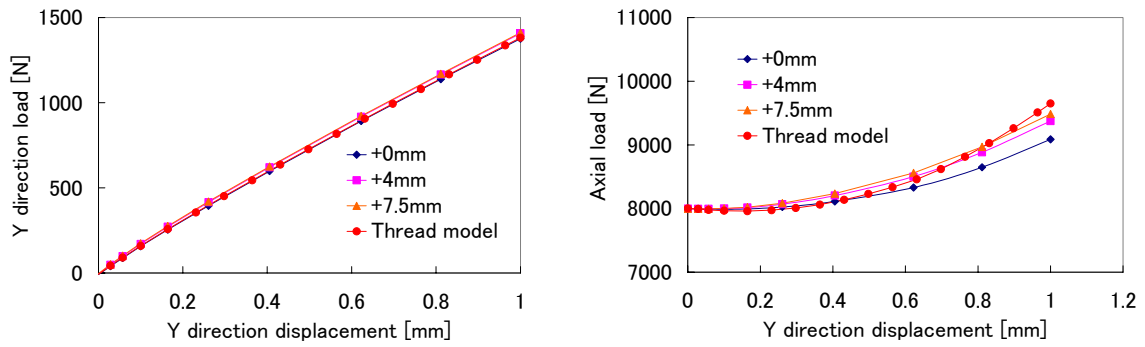


Fig.6.13: Axial diameter.



(a) Stiffness.

(b) Axial force.

Fig.6.14: Axial length.

6.3.3 ボルト穴なしモデル

軸方向の曲げ剛性を合わせ込んだ被締結物間の拘束条件(軸を中心として半径 9mm の範囲にある同一座標の節点を個別に Y 方向変位カップリング拘束する)をそのまま用いて解析した剛性結果を Fig.6.15 に示す. この荷重に対する剛性はやや非線形となっており, ボルト穴なしモデルではそれが再現されなかった.

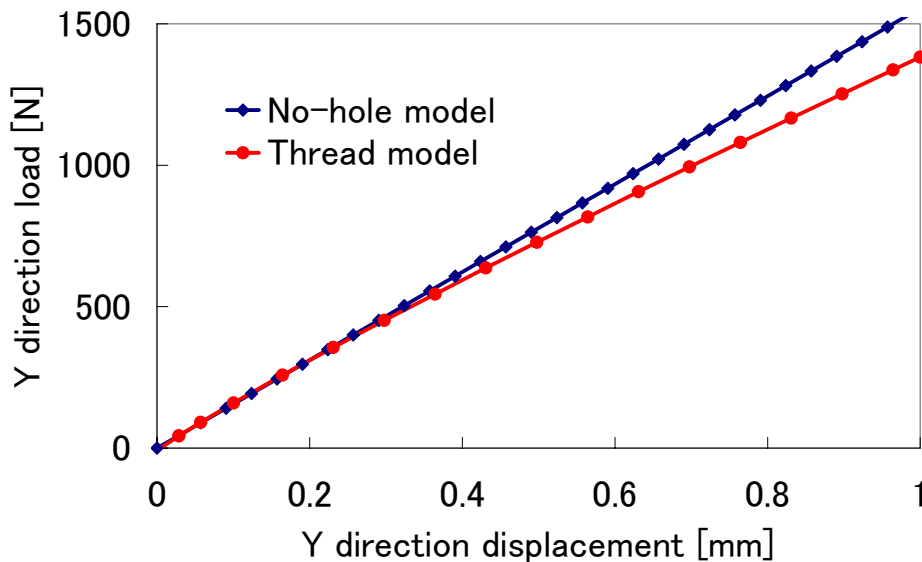


Fig.6.15: Difference of stiffness among various restraint areas.

6.4 考察

サブステップ数の下限値と振幅をそろえて加振を1サイクル行った場合の各モデリングによる剛性の解析結果と軸力の挙動をそれぞれ Fig.6.16, Fig.6.17 に、計算時間の比較結果を Table6.1 に示す。

偏心軸方向荷重に対しても軸方向の曲げ荷重が作用した場合と同様に適切な設計による軸力挙動ならばゆりみは発生しないと考えられるかどうかは検討が必要であるが、仮にゆりみは発生しないと考えられるならば、ねじ山モデルを利用する必要はなく、計算コストを考慮するとむしろリベットモデルやスパイダーボルトモデルが推奨される。これらはねじ山モデルと同様に軸力の変動も確認できる。スパイダーボルトモデルは並進方向剛性合わせ込みと同じ条件であるビーム要素 16 本、ビーム要素直径 8mm、軸直径 10mm、軸長+7.5mm の場合の結果をプロットした。計算時間を比較するとスパイダーボルトモデルがリベットモデルの 7 割程度とさらに少なく、偏心軸方向荷重においてはスパイダーボルトモデルが最も有効であると考えられる。

ボルト穴なしモデルは軸方向の曲げ荷重が作用した場合と同様に被締結物間の取り扱いが大きく関わってくる。被締結物間に行う Y 方向の変位カップリング拘束の範囲を調節することで、板に働くモーメントをつり合わせているが、被締結物の形状により適切な拘束範囲が変わってくること、また軸力の評価を行えないことから有効ではない。

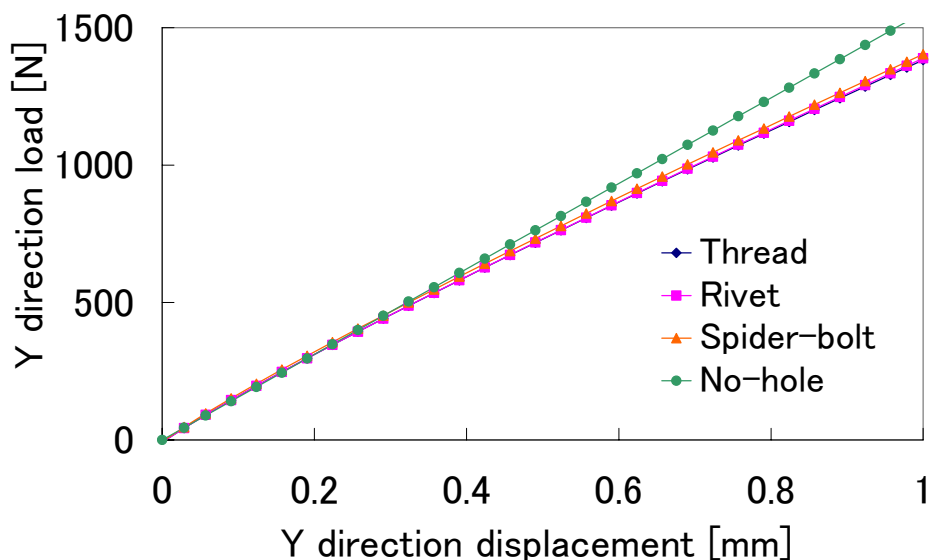


Fig.6.16: Comparison of stiffness among various modeling methods.

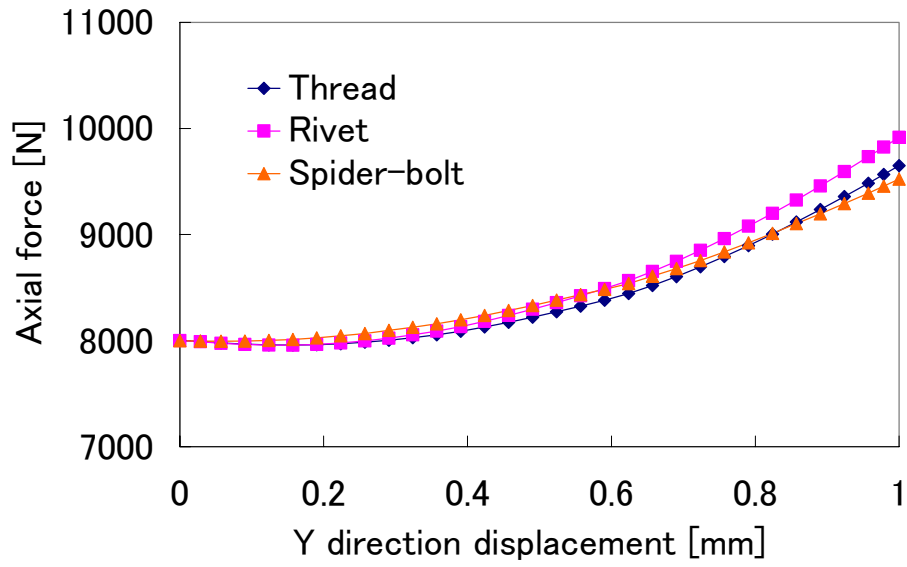


Fig.6.17: Comparison of axial force among various modeling methods.

Table6.1: Comparison of computational cost.

	Node number	Element number	Contact element number	Computatioanal time [s]
Thread	24015	7764	4	4853 (100%)
Rivet	13639	3329	3	1992 (41%)
Spider-bolt	10221	2227	1	1303 (27%)
No-hole	6006	1047	0	357 (8%)

第7章 結言

2 枚板のボルト締結モデルに対して代表的な荷重を作用させ、三次元有限要素法解析における様々なボルト締結のモデリング手法について、その有効性を評価した。以下に各モデリング手法の有効性に関する本研究の結論を示す。

・ねじ山モデル

ねじ山を再現してナットとボルトを分離してモデリングすることにより、ボルト・ナット間の相対回転を再現可能であり、ゆるみの評価ができた。そのため、ゆるみが発生し得る並進方向荷重と軸回りのねじり荷重に対しては計算コストの許す限り使用するのが望ましい。一方で、単純にボルトが軸方向に引き伸ばされるだけである軸方向の曲げ荷重と偏心軸方向荷重に対しては適切な荷重域で設計を行った場合にゆるみを考慮する必要がなく、あえてねじ山を再現することで計算コストを増大させる必要はないと考えられる。

・リベットモデル

剛性の精度、計算コストの点からバランスがよかった。ただし、使用はボルト・ナットに相対回転が発生しない前提条件を必要とする。よって並進方向荷重と軸回りのねじり荷重が作用する場合は別途ゆるみの検討を行う必要がある。また、これらの荷重に対する剛性は軸径に依存するため、ねじの遊び長さまで再現した軸形状をモデリングした方が剛性の精度が上がる。ボルト・ナットを一体化しているため、ボルト弾性変形時の剛性はややねじ山モデルより大きくなった。軸方向の曲げ荷重と偏心軸方向荷重に対しては、ゆるみ発生の評価は軸力の評価が兼ねると考えられ、リベットモデルはねじ山モデルと同様の軸力挙動を再現できたことから計算コストの点でむしろ推奨される。

・スパイダーボルトモデル

リベットモデルと同様にゆるみが発生しないことを使用の前提とする。被締結物間に接触要素を用いた場合、座面と接続するビーム要素の本数と直径、軸直径と軸長をパラメーターとすることで剛性を合わせ込むことができた。ただし、軸直径を実際のまま、軸長はナット高さに合わせ、座面と接続するビーム要素の本数と直径を優先的に変更した方がよいと考えられる。計算時間は並進方向荷重と軸回りのねじり荷重においてリベットモデルとほぼ同じであり、単純にボルトが軸方向に引き伸ばされるだけである軸方向の曲げ荷重と偏心軸方向荷重においてはリベットモデルの 7 割程度と小さくなっ

た。しかし、剛性を合わせ込む手数を考慮するとリベットモデルと比較してメリットがあるとは言えない。

被締結物間に接触要素を用いなかった場合、並進方向荷重と軸回りのねじり荷重においては被締結物間に発生する摩擦力を再現できず、軸方向の曲げ荷重と偏心軸方向荷重においては被締結物同士が一部離れる現象を再現できないため、剛性の合わせ込みに弊害が生じた。スパイダーボルトを適用している実際の汎用設計支援ソフトがどのように被締結物間を取り扱っているか、今後の調査・検討が必要である。

・ボルト穴なしモデル

並進方向荷重と軸回りのねじり荷重に対しては、ねじ山モデルの結果を参考に剛性を定義した非線形ばね要素と被締結物の拘束を用いて、挙動を再現することができた。計算時間はねじ山モデルの10～20%程度に抑えられ、計算コストの削減に非常に有効であると考えられる。ただし、両荷重が同時に働く場合には対応しておらず、その場合にはモデリングに工夫が必要となる。軸方向の曲げ荷重と偏心軸方向荷重に対しては、被締結物間の拘束が剛性に大きく影響し、その拘束範囲を調節することで剛性を合わせ込むことは可能であった。しかし、適切な拘束面積は被締結物の形状に依存すること、また軸力の評価が行えないことから、ごく限られた対象にしか用いることができないと考えられ、有効ではない。被締結物間が一部離れる現象が発生する荷重に対しては、接触要素を用いずに剛性を再現することは困難である。

本研究における結論から、各モデリングの有効性をまとめたものを Table7.1 に示す。計算精度を優先的に考え、計算コストも考慮して各モデリング同士の相対的な評価を行った。有効な順に◎、○、△、×によって評価を表した。

Table7.1: Summary of validity of various modeling methods.

Modeling method	Load		•Transverse (X direction)		•Bending (Y direction)	
			•Rotating (Z direction)		•Eccentric axial (Y direction)	
Thread	◎ ※1	×	◎	×	◎	×
	◎			○		
Rivet	○ ※1	○	○	△	○	△
	○			◎		
Spider-bolt	△ ※1, 2	○	○	○	○	○
	△			◎		
No-hole	△ ※2, 3	◎	◎	×	◎	◎
	○			×		
	Stiffness	Cost	Stiffness	Cost	Stiffness	Cost

※1, ゆるみが発生しない条件での利用が前提である。

※2, 剛性を合わせ込む必要がある。

※3, 並進方向荷重と軸回りのねじり荷重の両方に同時には利用できない。

付録 A 二重ねじボルトによるゆるみ止め効果の検証

A.1 緒言

ボルト締結におけるゆるみ防止のためには、作用する外力を正確に予測した上で締結部設計を行い、適切な締付け方法により十分な締結力を発生することが必要である。その際に、ゆるみ止めねじ部品を使用することも選択肢の一つである。現在、ゆるみ止め性能を有すると称した製品は数多く存在するが、限られた使用条件でのみ性能を発揮する製品も少なくないため、その選定には注意が必要である。また、ダブルナット法のように所望の性能を発揮するためには適切な手順を要するものも存在する。

Fig.A.1 に示すように、ピッチの異なる右ねじと左ねじを重ねて切っただけのボルトもゆるみ止め性能を謳う製品の一つである。使用方法は、右ねじナットによって通常のボルト締結同様に締付けを行い、その上から左ねじナットを締め込むことで、両ナットが羽交い絞めに固定されるようにする。右ねじナットがゆるみ方向に回転しようとした場合、両ナット間の摩擦により左ねじナットが同じ向き(左ねじナットにとっては締まる向き)に回転しようとし、両ナットが干渉し合うことでゆるみ回転を防止する。このような効果を狙った製品は数多くあり、そのメカニズム、ゆるみ止め性能、及び適切な使用条件を解析によって検証することは意義があると考えられる。

本研究では、このように二重ねじのボルトを用いた締結モデルに対して三次元有限要素法解析を行い、ゆるみの発生条件(軸直角方向外力によるナット座面滑りの発生)を作用させた場合のゆるみ量を通常のボルト締結と比較することで、そのゆるみ止め効果を明らかにすることを目的とする。ねじ山の強度など、疲労・破壊に関する評価は行っていない。

また、左ねじナットの締付け具合によるゆるみ止め効果の変化、左ねじナットの適切な締付けトルク、ピッチが異なること・ねじの向きが異なることの影響に関しても評価を行う。

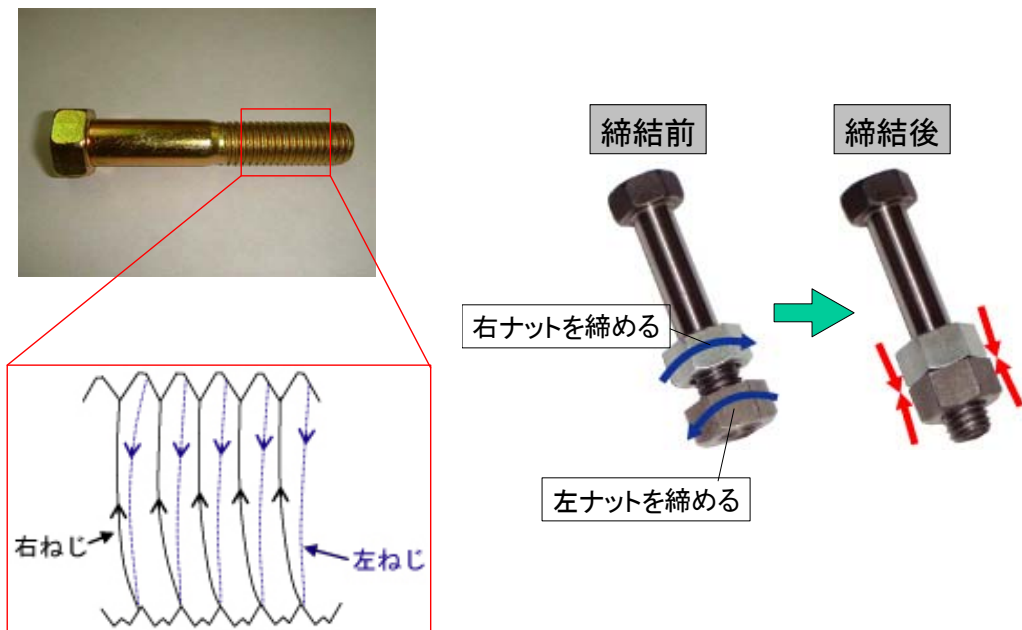


Fig.A.1: A bolt which has right and left screw at the same position, and its in-use view.

A.2 有限要素法解析手法

使用する解析ソフトは ANSYS9.0 である。本研究における有限要素法モデル図とその寸法をそれぞれ Fig.A.2 と Fig.A.3 に示す。右ねじ、左ねじのピッチはそれぞれ 1.5 mm, 0.75mm である。ピッチの異なる右ねじと左ねじが同時に切っている実際のねじ山形状は非常に複雑であるため、本研究では Fig.A.4 のように右ねじ部と左ねじ部を分けてモデリングした。右ねじナットと左ねじナットが接しているときの断面図を Fig.A.5 に示す。左右ねじ間は開いているが、実際にもナットの不完全ねじ部があることから、問題ないとした。モデルの簡略化のためねじ谷底の丸みは考慮していない。

ボルト・ナット・可動板の全てにおいてヤング率 205GPa, ポアソン比 0.3 とする。右ねじ部のねじ面・左ねじ部のねじ面・左ねじナットと右ねじナット間(左ねじナット座面)・右ねじと可動板間(右ねじナット座面)の 4 箇所に接触を定義する。摩擦係数は全ての接触面で 0.1 とする。接触アルゴリズムはペナルティー法を用いる。

Y 軸をボルト軸方向にとり、可動板の上表面を $Y = 0$ とする。ボルト軸中心に原点をとる、Fig.A.3 において右向きに X 軸、手前向きに Z 軸をとる。ボルト頭部上面と側面を全

方向に変位拘束し、可動板の下面を Y,Z 方向に変位拘束する。X 軸に垂直な可動板側面を両面変位カップリング拘束し、ゆるみ解析においてはその代表節点に X 方向 $\pm 0.3\text{mm}$ の強制変位を与え加振を行い、左ねじナットの締付け解析においては代表節点を X 方向に拘束して可動板は動かないものとする。大変形効果を ON とし、準静的解析とする。

初期締結力は 10kN とし、右ねじナット座面を可動板と初期干渉させることで発生させている。また、左ねじナットの座面を右ねじナットの上面と初期干渉させることで、両ナット間に反力を作り出す。この左ねじナット座面垂直方向荷重を P [N] とおき、左ねじナットの締付け度合いを示すパラメーターとする。

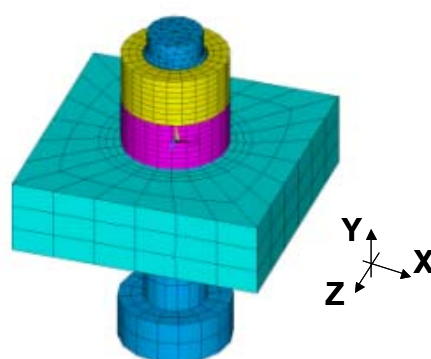


Fig.A.2: Finite element model of fastening by using right screw nut and left one.

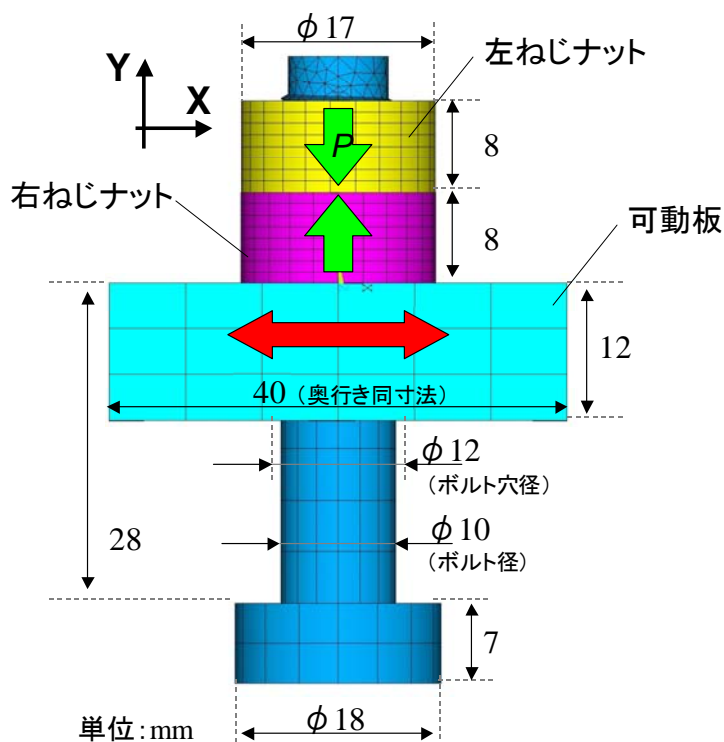


Fig.A.3: Dimension of bolt, nuts, and moving plate.

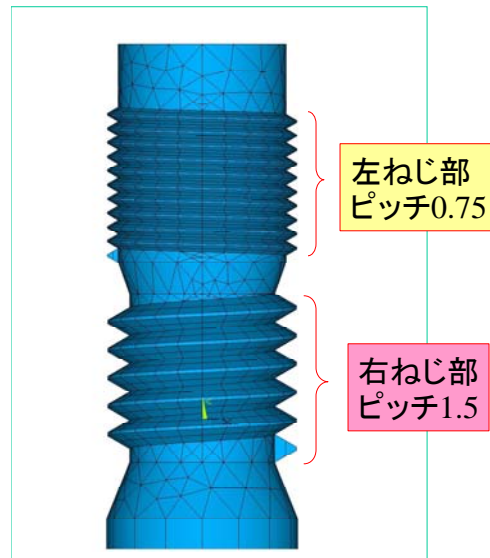


Fig.A.4: Simplification of thread shape.

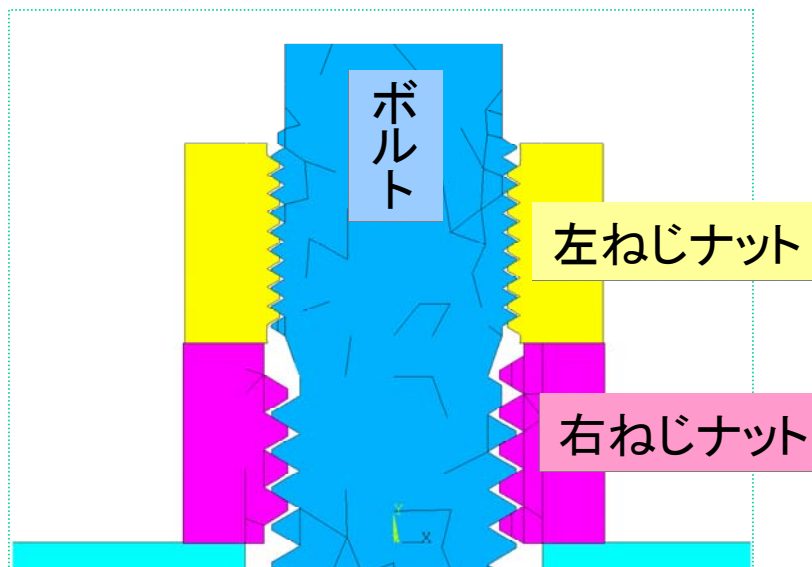


Fig.A.5: Section of bolt and nuts being in touch.

A.3 解析結果

A.3.1 左ねじナットの締付け度合いによるゆるみ止め性能の変化

$P = 0\text{N}$, つまり左ねじナットが右ねじナットに一切干渉していない状態から加振を開始した場合における, 両ナット及びボルトの回転角, 軸力変化, P の変化, 両ナットの並進変位をそれぞれ Fig.A.6, Fig.A.7, Fig.A.8, Fig.A.9 に示す. 回転角は右ねじナットがゆるむ向き(Y 方向視点で時計回りの向き)を正とする. 加振は正負の向きに移動して1サイクルとする.

加振によって右ねじナットのゆるみが進行すると, その動きにつられて左ねじナットも回転し, 徐々にナット同士の干渉が増大した. それによって軸力の低下幅が徐々に0へと収束し, ゆるみ止め効果が確認できた. 本研究の条件では軸力が収束するまでに初期状態から約 20%低下した.

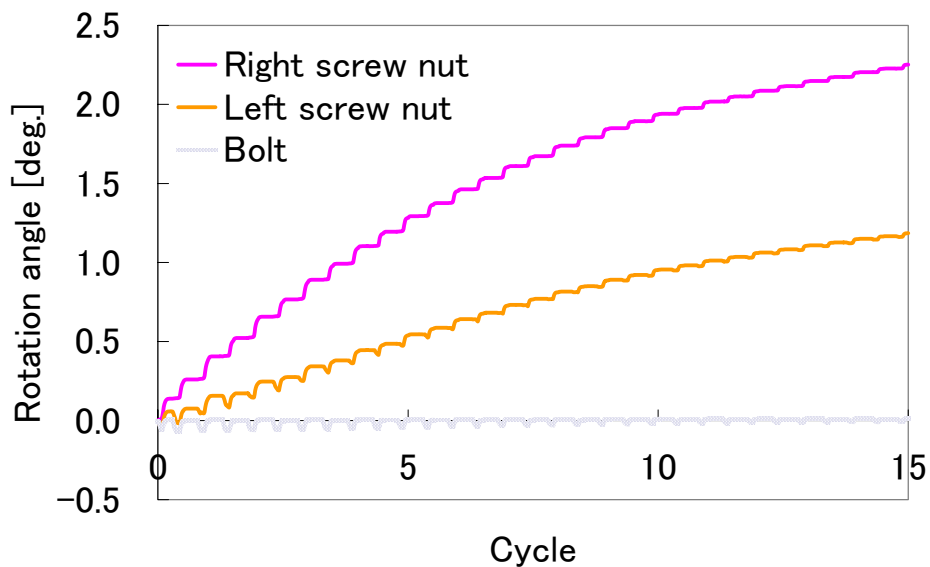


Fig.A.6: Rotation angle of nuts and bolt.

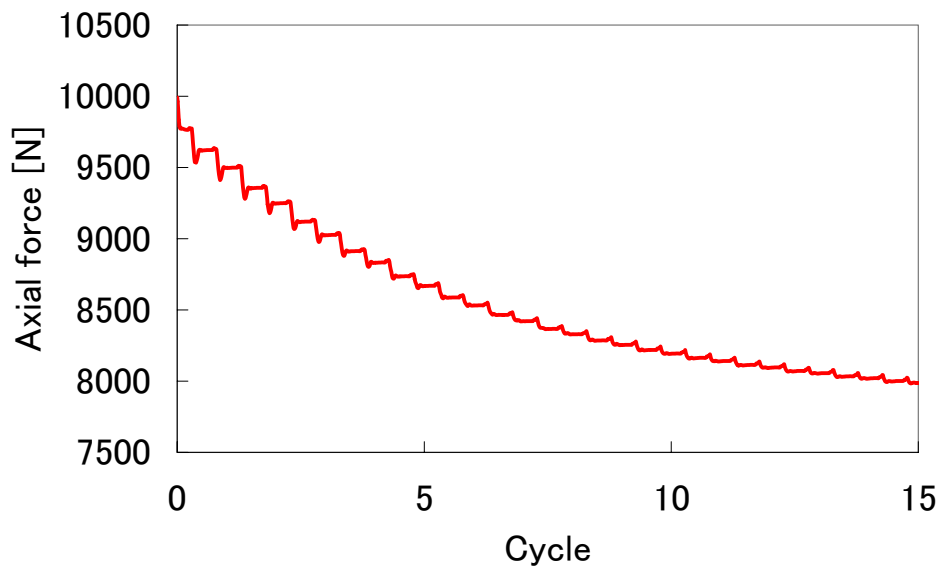


Fig.A.7: Change of axial force.

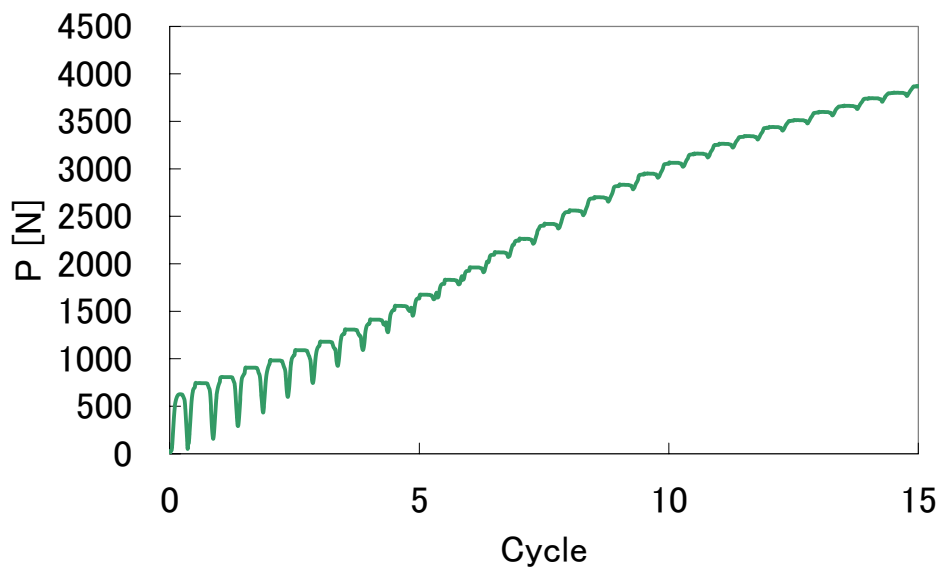


Fig.A.8: Change of force vertical to bearing area of left screw nut.

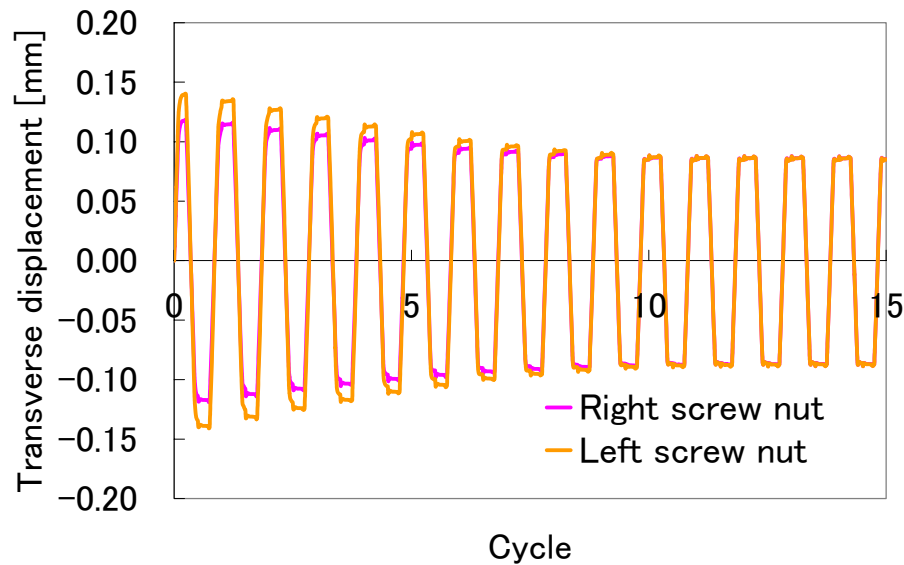


Fig.A.9: Change of transverse displacement of nuts.

$P = 3000\text{N}$, 5000N , 9000N の状態から加振を開始した場合における右ねじナット回転角, 左ねじナット回転角, 軸力変化, P の変化の比較をそれぞれ Fig.A.10, Fig.A.11, Fig.A.12, Fig.A.13 に示す. 左ねじナットが右ねじナットに干渉する度合いが強くなる (P が大きくなる) につれ回転角は減少し, 加振サイクルの初期から高いゆるみ止め効果が得られた. しかし, 9000N では両ナットの回転方向が逆転した. これは, 本来ならば締結力の大部分を負担するのは右ねじ部であるはずが, 左ねじ部の負担する割合の方が勝ってしまったために, 左ねじナットがゆるむ向きに回転したと考えられる. Fig.A.14に示すねじ面の圧力コンター図から, $P = 5000\text{N}$ では両方のねじ山がバランスよく荷重を分担しており, 9000N では左ねじ部の方が荷重を多く負担していることが確認できた. このような状態ではゆるみ止めのメカニズムが働かないため, 左ねじナットは締付けを行った方がゆるみ止め効果は高い一方, 締めすぎないように適切なトルク管理が必要であるといえる. ただし, ねじ山の強度を考慮すると左ねじ部が荷重を多く支えることは不可能であり, 現実的にはゆるみ止めのメカニズムが働かないことよりも強度の問題から左ねじナットの締付けトルク管理が必要となってくるようである.

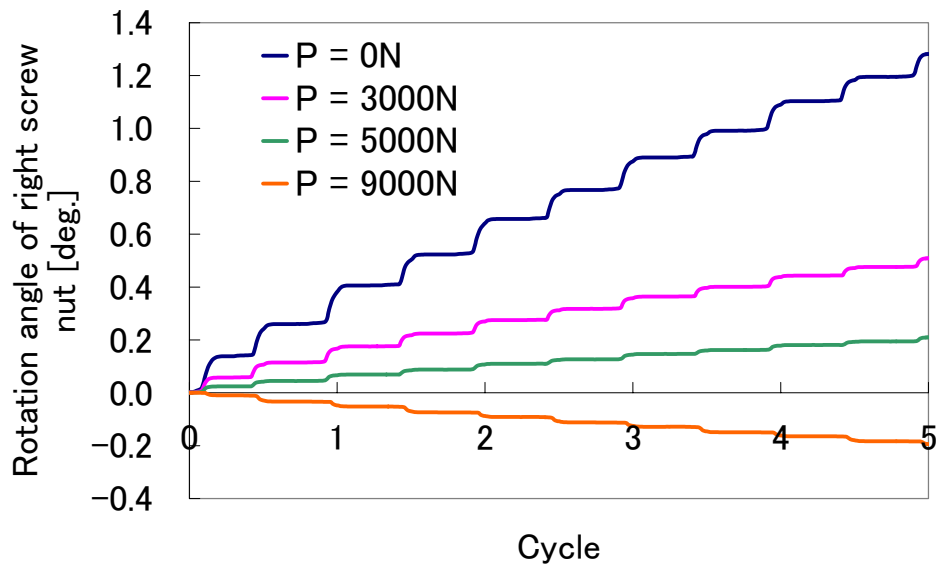


Fig.A.10: Loosening angle of right screw nut.

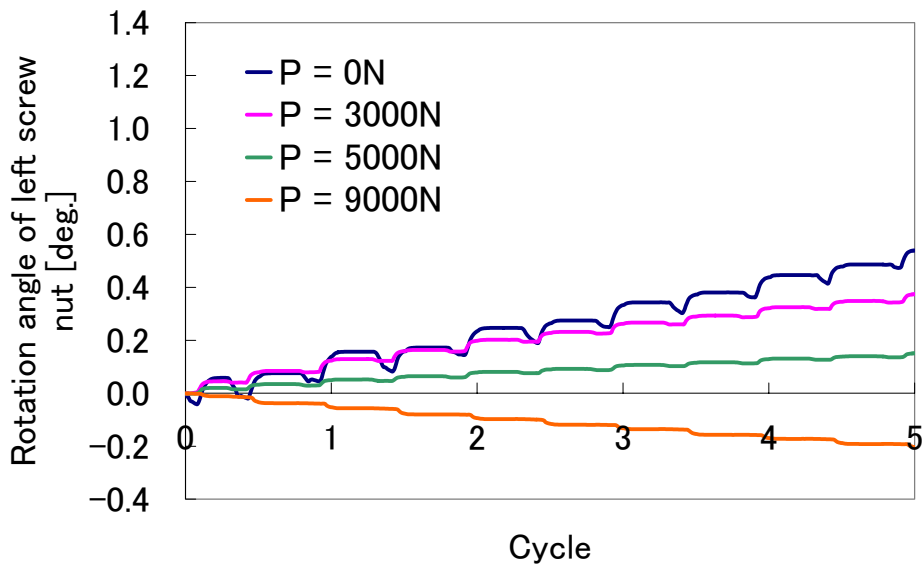


Fig.A.11: Clenching angle of left screw nut.

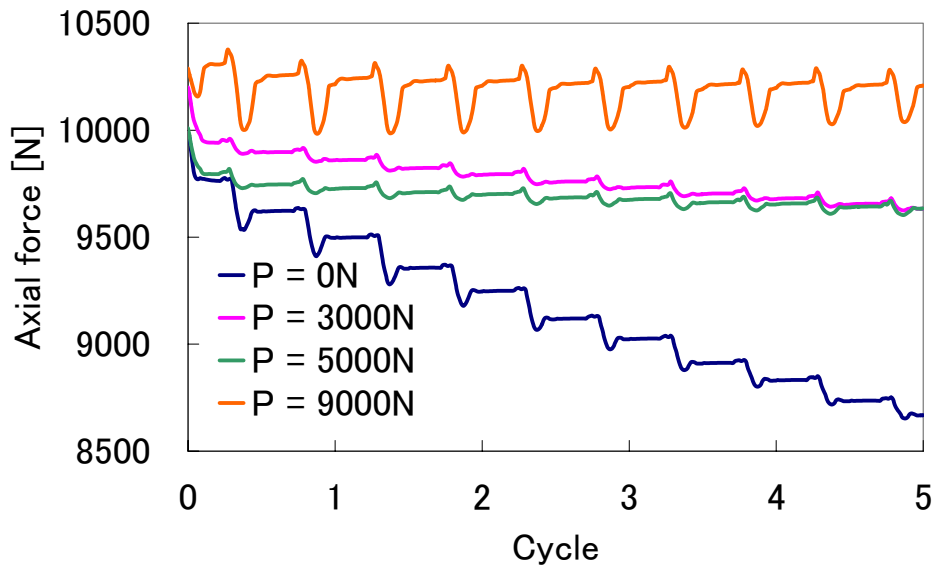


Fig.A.12: Change of axial force.

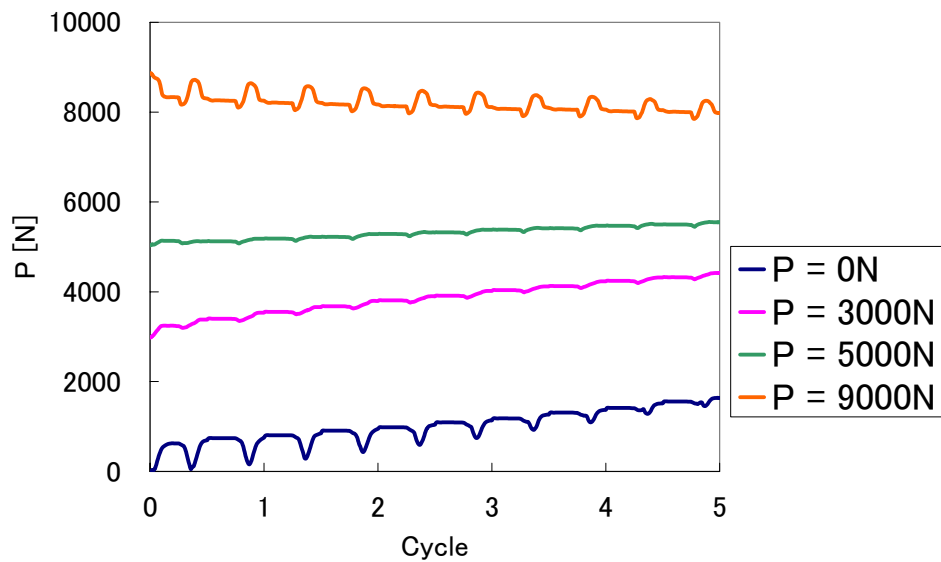
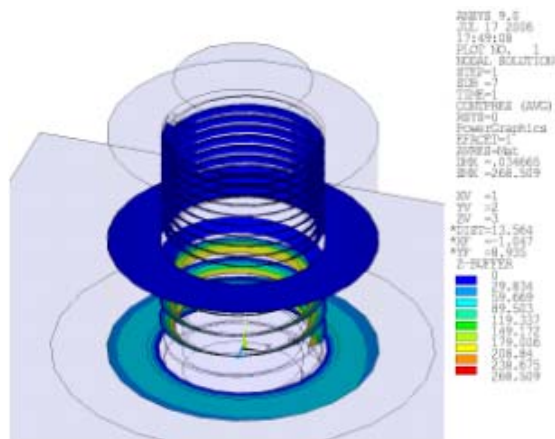
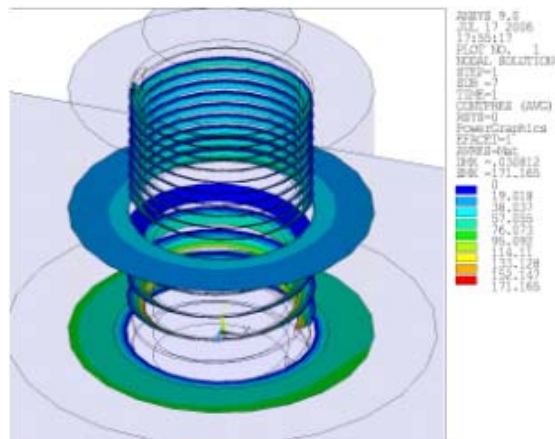


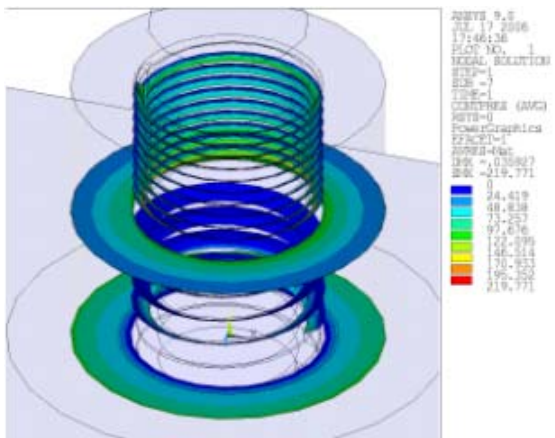
Fig.A.13: Change of force vertical to bearing area of left screw nut.



(a) $P= 0$ [N]



(b) $P= 5000$ [N]



(c) $P= 9000$ [N]

Fig.A.14: Contact pressure on thread surface.

右ナット一つのみを使用する通常のボルト締結についても同様に加振解析を行い、軸力の低下量を比較したものを Fig.A.15 に示す。左ねじナットが適切に締付けられていた場合は高いゆるみ止め効果が得られ、左ねじナットをほとんど締めない場合も通常のボルト締結よりはゆるみにくかった。

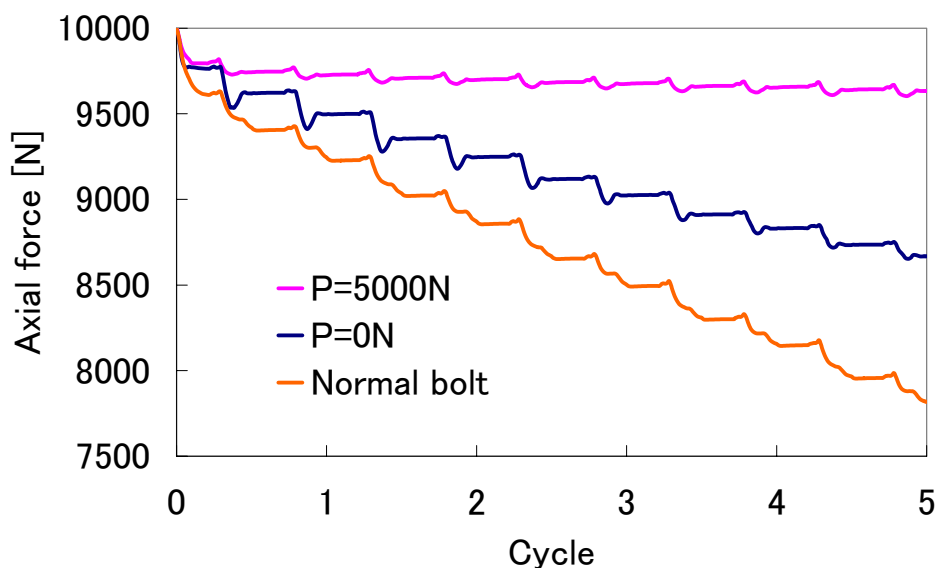


Fig.A.15: Comparison of axial force loss by loosening.

A.3.2 左ねじナットの締付けによる挙動

右ねじナットのみで初期締結力を発生させた後、左ねじナットの側面に表面要素を使用し接線方向に面荷重を与えて締付けを行った。左ねじナットの回転角に対する締付けトルクの関係、軸力との関係、 P の関係をそれぞれ Fig.A.16, Fig.A.17, Fig.A.18 に示す。加振解析結果から、軸力は 1 割程度増加しているが $P=5000\text{N}$ 程度の場合に左ねじナットは適切な締付け状態にあると仮定すると、そのときの左ねじナット締付けトルクは約 $6500\text{N}\cdot\text{mm}$ であった。

一方、軸力 F_s と締付けトルク T_f の関係は以下の (A.1) 式で表される。

$$T_f = \frac{F_s}{2} \{d_2 \tan(\rho' + \beta) + D_v \mu_w\} \quad (\text{A.1})$$

ここで、 d_2 :おねじ有効径, ρ' :相当摩擦角, β :リード角, D_v :座面の等価摩擦半径, μ_w :座面摩擦係数である。初期締結力 10kN を発生させるための右ねじナットの締付けトルクについて計算すると、約 $15000\text{N}\cdot\text{mm}$ となった。実験的にはこの約 2~3 割が適切な左ねじナットの締付けトルクといわれており、本研究の解析結果からは $6500\text{N}\cdot\text{mm}/15000\text{N}\cdot\text{mm}=0.43$ の 4 割程度となった。強度の関係からも適切な締付けトルクを検討する必要がある。また、初期締結力が変化した場合に左ねじナットの締付けトルクの割合が変化するかどうかについても検討が必要である。

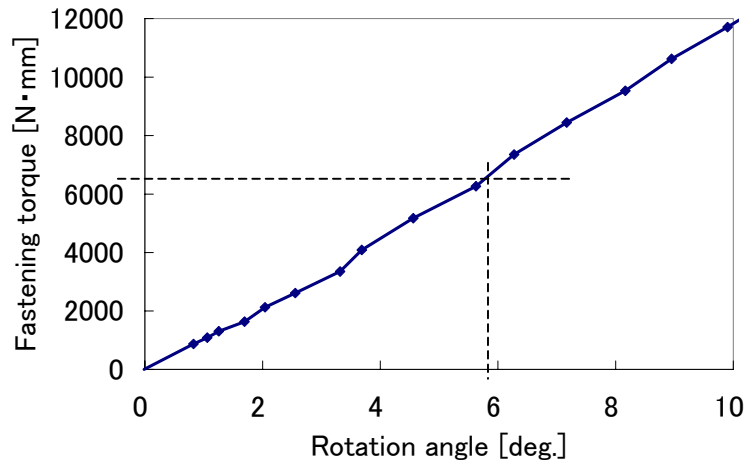


Fig.A.16: Relation between fastening torque and rotation angle of left screw nut.

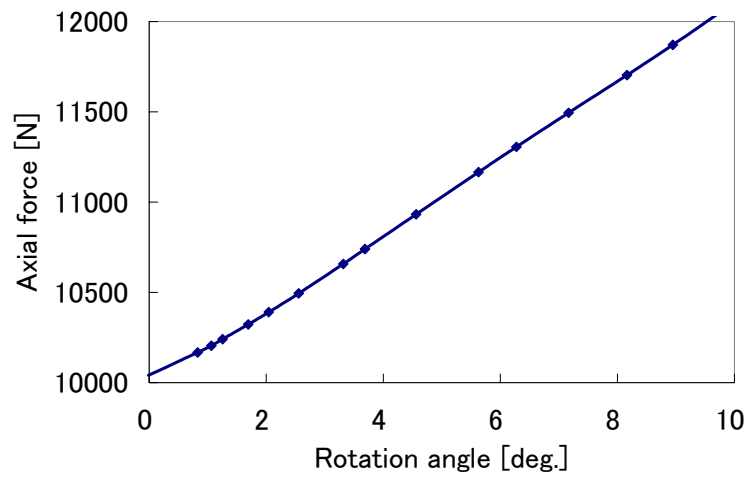


Fig.A.17: Relation between axial force and rotation angle of left screw nut.

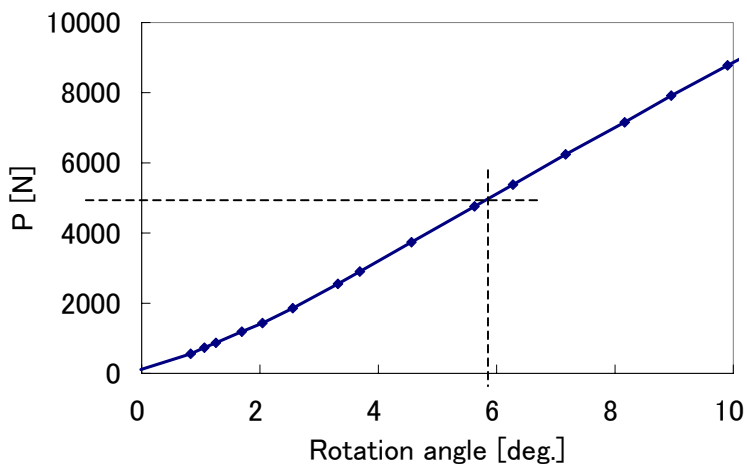


Fig.A.18: Relation between P and rotation angle of left screw nut.

A.3.3 ピッチ・ねじの向きによる影響

ピッチ・ねじの向きによるゆるみ止め効果への影響を検討するため、Fig.A.19 に示すように、ピッチが左右ねじ部で等しいモデル、ねじの向きが2段で同じモデルに対しても加振解析を行った。加振開始時の P を 3000N とした。軸力の挙動、 P の挙動の比較をそれぞれ Fig.A.20, Fig.A.21 に示す。

ピッチが等しい場合、デフォルトの形状に比べて軸力の低下率は減少し、 P の上昇率は小さくなった。軸力の低下率が減少した理由は、ピッチが等しいことによる影響というよりも左ねじナットのピッチが増加すると回転による両ナットの干渉が大きくなるためと考えられ、 P の上昇率が低下した理由は、ゆるみ止め効果の増加によって右ねじナットのゆるみ量(回転角)が小さくなるためであると考えられる。このようにゆるみ止め効果は増加したが、強度・実際の締付け手順、製造技術などの観点から、左ねじナットのピッチを増加させる効果をさらに検討する必要がある。

ねじの向きが等しい場合、デフォルトの形状に比べて軸力の低下率は増加し、 P の上昇率は小さくなった。この理由は、下側の右ねじナットがゆるんだ際に上側のナットは同じくゆるむ向きに回転し、ピッチの差による軸方向の移動量の差から両ナット間の干渉はあるものの、ねじの向きが逆の場合と比較すると干渉は非常に小さくなるためであると考えられる。

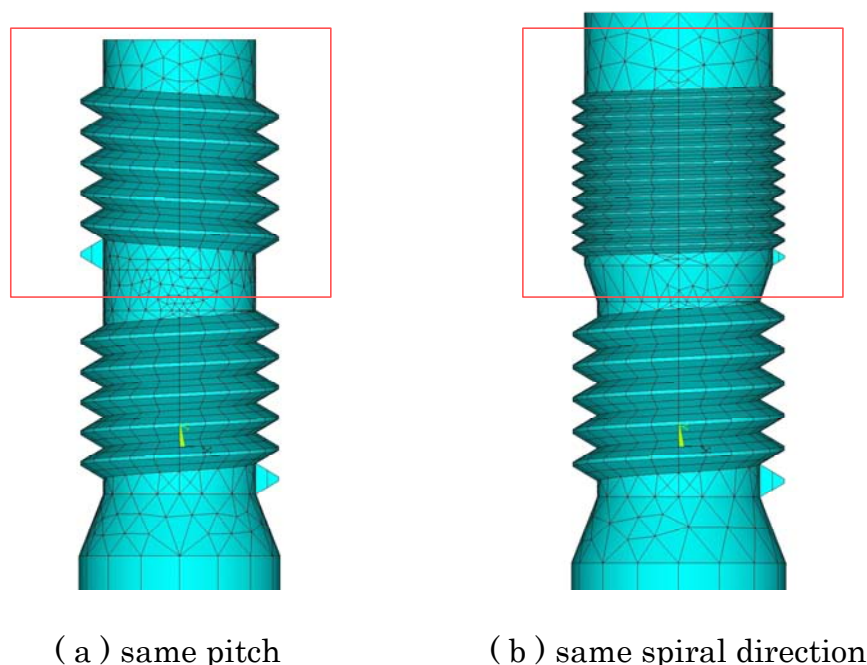


Fig.A.19: Change of thread shape.

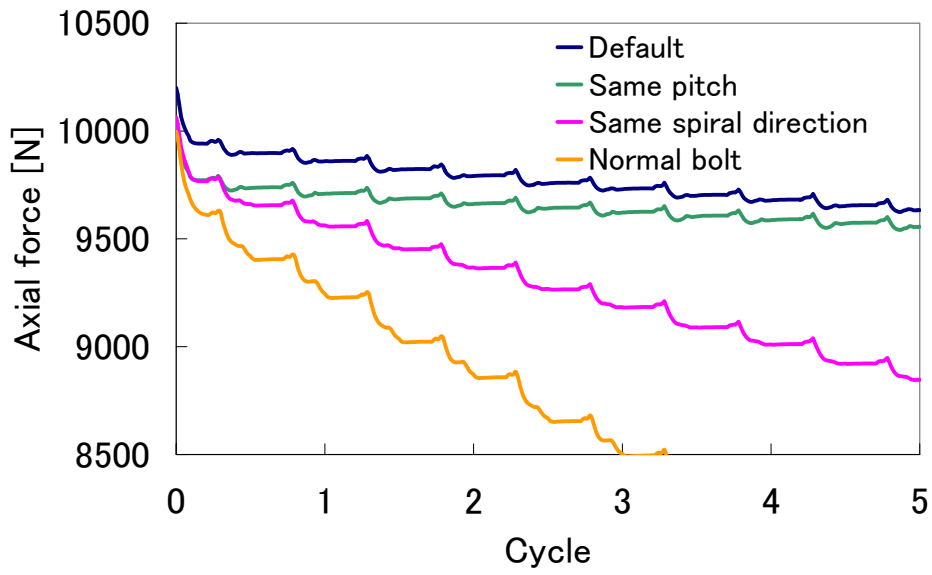


Fig.A.20: Comparison of axial force loss by shape of thread.

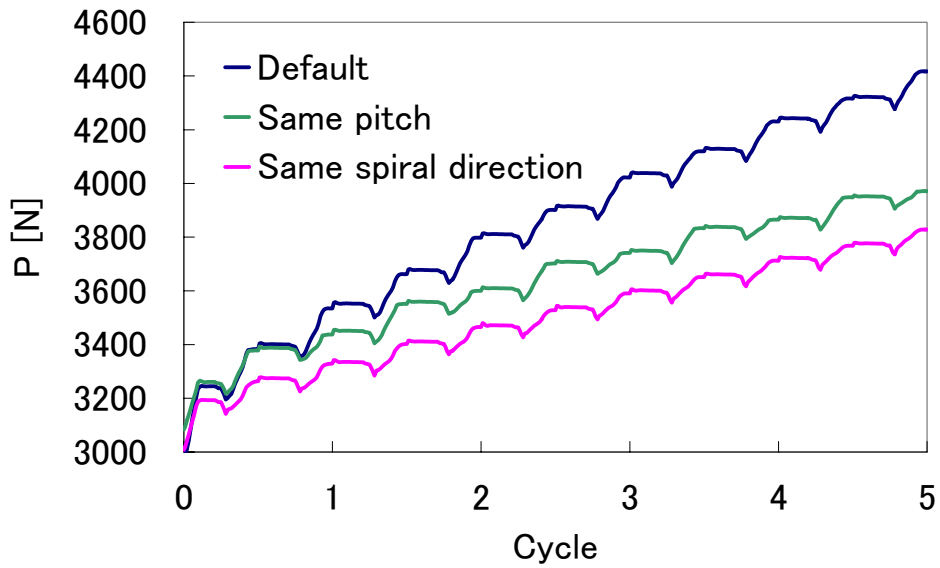


Fig.A.21: Comparison of P increase by shape of thread.

A.4 結言

二重ねじボルトを用いた締結に対して、そのゆるみ止め効果の検証を行った。以下に本章の結論を示す。

- ・二重ねじボルトを用いた締結は、左ねじナットを軽く締めるだけでも通常のボルト締結に比べてゆるみにくかった。

- ・右ねじナットがゆるむにつれ、両ナットの干渉が増大することでゆるみ止め効果も増大した。ただし、左ねじナットを軽く締めただけで加振を行った場合は、軸力低下が収束するまでに初期状態の 20%程度の軸力低下がみられた。使用においては定常状態になるまでの軸力低下量に注意しなくてはならない。

- ・左ねじナットの締付けを行うことで、初期から定常状態に近づけることが可能であり、ゆるみ止め効果は上昇した。ただし、締付けすぎて左ねじ部が右ねじ部より多くの締結力を負担した場合はゆるみ止めのメカニズムが働かないため、適切な締付け量が存在する。そのため左ねじナットに対しては締付けトルク管理を行う必要がある。

- ・左ねじナットを締付けることで軸力は増加した。本研究の条件では最もゆるみ止め効果が発揮される締付けトルクは、右ねじナットが締結力を発生させる締付けトルクの 4 割程度であった。

- ・左ねじ部のピッチを増加させることでゆるみ止め効果が上昇した。

- ・ピッチが異なる同じねじの向きのナットを重ねただけではゆるみ止め効果が小さく、左右ねじの向きが異なるナットを重ねることで大きなゆるみ止め効果が発揮された。

謝辞

本研究を進めるにあたり、酒井信介教授、泉聡志助教授、そして酒井・泉研究室の皆様には多大なご支援をしていただき大変感謝しております。

泉助教授はお忙しい中にもあっても様々な相談に乗っていただきました。本当にありがとうございました。

助手の原先生、小林さんには転位動力学のテーマを通じて大変お世話になりました。本当にありがとうございました。

熊谷さんには計算機の扱いから娯楽の時間までを含めて広くお世話になりました。本当にありがとうございました。

同じボルトの有限要素法解析というテーマを扱っていたハサンさん、木村君、武君には、数多くのアドバイスを頂きました。本当にありがとうございました。

その他、浅川さん、入口さん、廬さん、岡島さん、高梨さん、笹尾さん、川口君、久保寺君、杉本君、前君には大変お世話になりました。

4年生のみんな(中村君、松本君、藤本君、牧野君、程島君、大石君)もありがとう。

最後に、同学年の新国君、大場君、木村君、山崎君、安田君、本田さん、門脇君には本当にお世話になりました。楽しい2年間を過ごせたのはみんなのおかげです。本当にありがとう。まじありがとう。

この研究室のOBであることを誇りに思って精進していきたいと思えます。

参考文献

- [1] 横山喬, “鉄道車両艤装レール締結部の破損リスク評価と三次元有限要素法によるゆるみ挙動解析”, 東京大学修士論文, 2004
- [2] Jerome Montgomery, “Method for Modeling Bolts in the Bolted Joint”, Siemens Westinghouse Power Corporation, Orlando, FL
- [3] Jeong Kim, Joo-Cheol Yoon, Beom-Soo Kang, “Finite element analysis and modeling of structure with bolted joints”, Applied Mathematical Modelling, 2006
- [4] 木村成竹, “有限要素法解析によるねじ締結体緩み止め部品の性能評価”, 東京大学卒業論文, 2005
- [5] 山本晃, “ねじ締結の原理と設計”, 養賢堂, 1995
- [6] 吉本勇, “ねじ締結体設計のポイント”, 日本規格協会, 1992
- [7] 酒井智次, “増補ねじ締結概論”, 養賢堂, 2000

以上

p.1 ~77 完

修士論文

平成 19 年 2 月 9 日 提出

56190 中嶋 一裕