

卒業論文

3次元有限要素法による 偏心外力を受ける 締結体のゆるみ挙動解析 1P～45P 完

平成 20 年 2 月 1 日提出
指導教官 酒井 信介 教授
60187 大西 正朗

目次

第1章	序論	5
1.1	研究の背景	5
1.1.1	軸直角方向外力による座面にすべりを生じる場合のゆるみ	6
1.1.2	軸方向外力によるゆるみ	7
1.2	本研究の目的	8
1.3	本論文の構成	8
第2章	偏心外力を受ける締結体のゆるみ挙動解析	9
2.1	緒言	9
2.2	有限要素法解析手法	10
2.2.1	解析モデル	10
2.2.2	モーメントについて	12
2.2.3	回転角について	13
2.2.4	解析事例について	14
2.3	解析結果	16
2.3.1	偏心外力による締結体の挙動	16
2.3.2	荷重量と相対回転角	18
2.3.3	偏心量と相対回転角	21
2.4	考察	24
2.4.1	偏心量、荷重量とゆるみの関係	24
2.4.2	モーメントとゆるみの関係	26
2.4.3	荷重量と軸力の関係	27
2.4.4	右端長さとゆるみの関係	28
2.4.5	ヤング率とゆるみの関係	30
2.5	結言	31
第3章	軸方向外力を受ける場合との比較	32
3.1	緒言	32
3.2	有限要素法解析手法	33
3.3	解析結果	34
3.4	考察	36
3.4.1	軸方向外力を受ける場合とのゆるみ量の比較(荷重負荷時)	36
3.4.2	軸方向外力を受ける場合とのゆるみ量の比較(荷重除荷時)	38

3.4.3 軸方向外力を受ける場合との比較(相対回転角)	40
3.5 結言	41
第4章 結論	42
あとがき 謝辞	43
参考文献	44

図目次

図 1.1 完全座面すべりによるゆるみ	6
図 1.2 軸方向外力によるゆるみ	7
図 1.3 偏心外力の図	8
図 2.1 ボルト・ナットのモデル	10
図 2.2 被締結体のモデル	11
図 2.3 変形図の一例	11
図 2.4 接触圧力($X_1=120\text{mm}$ 、 $X_2=20\text{mm}$)	12
図 2.5 モーメントの支点	12
図 2.6 ナット回転角、ボルト先端ねじれ角、ボルト中部ねじれ角	13
図 2.7 1 サイクル中でのナット回転角、ボルト中部ねじれ角、相対回転角	16
図 2.8 ねじ面とナット座面の接触状態	17
図 2.9(a) 相対回転角(偏心外力 5kN)	18
図 2.9(b) 相対回転角(偏心外力 10kN)	19
図 2.9(c) 相対回転角(偏心外力 15kN)	19
図 2.10(a) 相対回転角(偏心外力 5kN、サイクル数 15)	20
図 2.10(b) 相対回転角(偏心外力 10kN、サイクル数 15)	21
図 2.11(a) 相対回転角(偏心量 40mm)	22
図 2.11(b) 相対回転角(偏心量 80mm)	23
図 2.11(c) 相対回転角(偏心量 120mm)	23
図 2.12 偏心量と相対回転角の関係	25
図 2.13 荷重量と相対回転角の関係	25
図 2.14 モーメントと相対回転角の関係	26
図 2.15 荷重量と軸力との関係	27

図 2.16	右端長さ と 相対回転角 の 関係	29
図 2.17	最大荷重負荷時の被締結体間の接触状態	29
図 2.18	ヤング率 と 相対回転角 の 関係	30
図 3.1	軸方向モデル	33
図 3.2(a)	相対回転角 (軸方向外力 15kN)	34
図 3.2(b)	相対回転角 (軸方向外力 20kN)	35
図 3.2(c)	相対回転角 (軸方向外力 30kN)	35
図 3.3(a)	ナット回転角、ボルト中部ねじれ角、相対回転角の荷重負荷時における推移 (偏心量 80mm、偏心外力 20kN)	37
図 3.3(b)	ナット回転角、ボルト中部ねじれ角、相対回転角の荷重負荷時における推移 (偏心量 0mm、軸方向外力 20kN)	37
図 3.4(a)	ナット回転角、ボルト中部ねじれ角、相対回転角の荷重除荷時における推移 (偏心量 80mm、偏心外力 20kN)	39
図 3.4(b)	ナット回転角、ボルト中部ねじれ角、相対回転角の荷重除荷時における推移 (偏心量 0mm、軸方向外力 20kN)	39
表 2.1	解析事例 (偏心量、荷重量、支点、モーメント)	14
表 2.2	解析事例 (右端長さ)	15
表 2.3	解析事例 (ヤング率)	15
表 3.1	相対回転角 (軸方向との比較)	40

第 1 章 序論

1.1 研究の背景

ボルト・ナット締結体は最も一般的な結合法であり、様々な機械・構造物に用いられている。しかし、他の結合法と比べ取り外し可能という利点の反面、外力の作用により自然にゆるんでしまうという欠点がある。ボルト・ナット締結体のゆるみは、締結力の低下だけでなく、ボルトの破損を招き、被締結体の分離・脱落による大事故につながる危険性がある。

こういった背景から半世紀以上も前からゆるみに対する研究が行われ、Junker[1]によりボルト軸直角方向外力によって最もゆるみが発生しやすいことが示され、Junker 式ねじゆるみ試験機、山本[2]らのゆるみ試験機のような実験装置が用いられ軸直角方向ゆるみに関する研究が行われている。これらから軸直角方向外力により、ボルト・ナットの座面においてすべりを生じるときに大きなゆるみを生じることが明らかになった。また近年では、賀勢らにより座面においてすべりを生じない場合でもゆるみが進行していくことが示された。一方、ボルト軸方向に外力が作用することによってもゆるみが発生する。この現象は初期のゆるみの研究で J.N.Goodier[3]らによって実験的に示されている。

近年の計算機性能の発達によりねじ面の摩擦を再現した非線形解析が可能になり、三次元有限要素法を用いたボルト・ナット締結体のゆるみシミュレーションが行われ、Pai[4]、横山[5]らによって軸直角方向外力による座面にすべりを生じる場合のゆるみ、木村ら[6]により、座面におけるすべりを生じない場合のゆるみ、武ら[7]により、軸方向外力によるゆるみのメカニズムの詳細な説明が可能になった。その結果、軸直角方向外力の場合は緩みやすく、それに比べ軸方向外力の場合は緩みにくいということがわかった。

しかし、実世界の締結体に関して軸直角方向外力や軸方向外力が作用することはむしろ稀で、偏心外力が作用することがほとんどである。しかし、このゆるみのメカニズムははっきりと分かっていない。そこで、三次元有限要素法を用いた解析を行うことで、偏心外力により発生するゆるみのメカニズムについても解明することができると考えられる。

1.1.1 軸直角方向外力による座面にすべりを生じる場合のゆるみ[8]

固定板と可動板があって、ボルト頭が固定板の下側で回り止めされ、可動板の上側からナットで締め付けられているボルト・ナット締結体をねじの軸線と可動板のすべり方向に直角な方向から見た様子を図 1.1 に示す。

締結体間に相対変位がない状態を A とする。

締結体間に相対変位が加わると、まずはボルト軸に弾性変形が生じる。このとき、ナット座面とボルト・ナットねじ山間の接触状態はともに固着となっており、ボルト・ナットねじ山間に相対的な回転は生じていない。この状態を B に示す。

さらに相対変位が大きくなると C に示すようにボルト・ナットねじ面間に相対的なすべりが生じ、ボルト軸にはねじのリードに起因するトルクによりねじれが生じる。このときボルト・ナットねじ山間で相対回転(すべり)は生じているが、これはボルト軸のねじれによるものであり、ナット座面の接触状態は固着部が存在しておりナットには回転が生じていない。

さらに締結体間に相対変位が加わると、D に示すようにナット座面にすべりが発生する。この際にナットにはねじ面からリードに伴うトルクを受けるためナットにはゆるみ方向の回転が生じる。この際にボルト軸のねじれはナットとともに回転することで解消する。

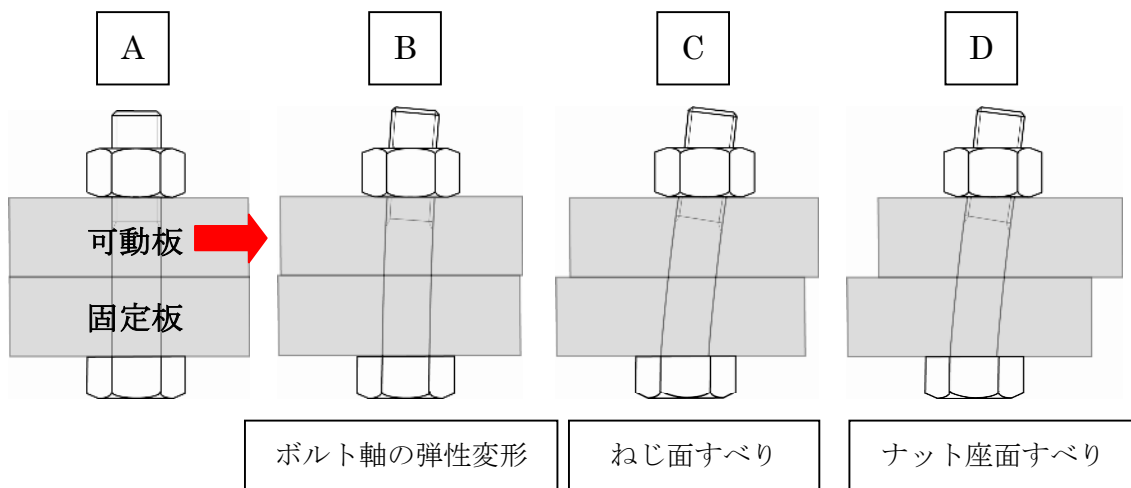


図 1.1 完全座面すべりによるゆるみ

1.1.2 軸方向外力によるゆるみ[9]

図 1.2 のように固定板の上側にナットを、可動板の下側にボルト頭を置き、固定板と可動板を離したまま引張外力を可動板に作用させる。この場合、固定板と可動板は締め付けられていないため可動板に作用する引張外力がボルト軸力と一致する。荷重の上限値を $F_{\max}$ 増減幅を ΔF とする。

荷重が増加すると、ボルトは軸方向に伸びると同時に半径方向に収縮し、ナットは半径方向に拡大する。荷重が減少するときは反対に、ボルトは半径方向に拡大し、ナットは半径方向に収縮する。そのため荷重の増減に際して、ボルト負荷ねじ面はナット負荷ねじ面上を半径方向に下ったり、上ったりする。ねじ面には、リード角に基づく周方向の傾きがあるため半径方向に下るときも上るときもリード角に沿って下る成分を持つ。その結果、ボルトねじ部は荷重増減の 1 サイクルにつき θ_s だけ、上から見て時計回りにナットと相対回転する。ナットはボルト軸部に発生した弾性トルク T_s の影響を受けて、固定板に対して 1 サイクルにつき θ_n だけ上から見て反時計回りに回転する。

もし $\theta_s > \theta_n$ ならボルト軸部に $\theta_s - \theta_n$ だけ新たに弾性ねじれが追加され、軸トルクが増大する。荷重増減のサイクルがスタートした直後は T_s が小さいため、 θ_s が大きく θ_n が小さい。サイクルが進むにつれ θ_s と θ_n の差が小さくなっていき、 $\theta_s = \theta_n$ となる。それ以後では T_s の増加がないので、ナットの戻り回転 θ_n はサイクルごとに一定となり定常化する。

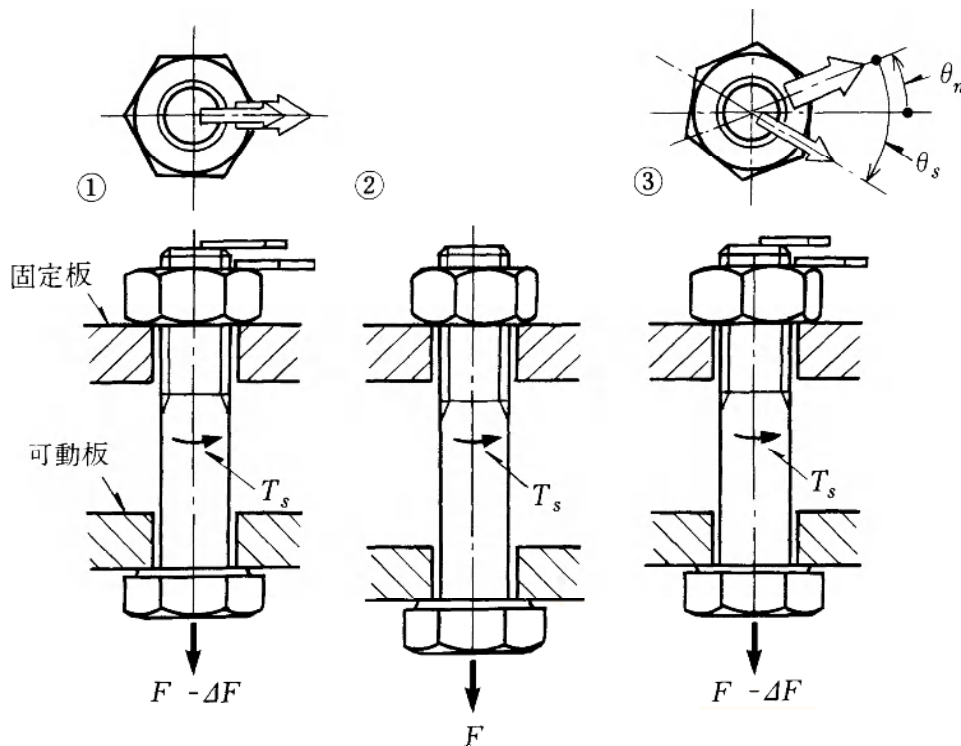


図 1.2 軸方向外力によるゆるみ[9]

1.2 本研究の目的

本研究では三次元有限要素法を用いて、ボルト・ナット締結体に偏心外力が作用することで発生するゆるみのメカニズムについて考察する。この偏心外力を受ける場合は、モーメントの作用により軸方向外力を受ける場合よりは緩みやすいと考えられる。故に、偏心量、荷重量を変えることでモーメントが偏心外力を受ける場合のゆるみに与える影響を考察する。また、荷重がかからない側の長さやヤング率が偏心外力を受ける場合のゆるみに与える影響も考察する。最後に偏心外力が作用する場合のゆるみと軸方向外力が作用する場合のゆるみとの比較を行う。

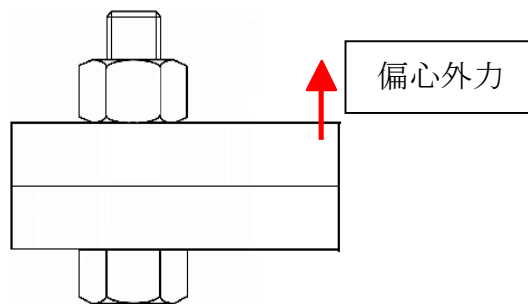


図 1.3 偏心外力の図

1.3 本論文の構成

第1章では本研究の背景と目的について述べた。

第2章では偏心外力によるボルト・ナット締結体の挙動について考察した。

第3章では軸方向外力によるボルト・ナット締結体の挙動を調べるとともに、偏心外力が作用する場合のゆるみと軸方向外力が作用する場合のゆるみとの比較を行った。

第2章 偏心外力を受ける締結体のゆるみ挙動解析

2.1 緒言

本章では、ボルト・ナット締結体に偏心外力が作用する場合のゆるみに関して三次元有限要素法解析を実施する。

本章の構成を以下に示す。

- ・緒言
- ・有限要素法解析手法
- ・解析結果
- ・考察
- ・結言

2.2 有限要素法解析手法

2.2.1 解析モデル

メートル並目ねじ M10 のボルトを締付長さ 28mm で用いボルト穴系は3級($\phi 12$)とした。おねじ、めねじのねじ山数はそれぞれ 10 ピッチ、4 ピッチであり、ボルトねじ部はナットから約4ピッチ分突き出している。モデルの簡略化のためねじ谷底の丸みは考慮せず、ナットの外径は二面幅を直径とする円形とした。被締結体は、奥行 40mm、厚さ 14mm、幅 Xmm の板を用い、板の端から X2mm の位置にボルト穴があいている。尚、偏心量は X1 の値、右端の長さは X2 の値をさすことにする。

初期締結力に関しては、締付の解析を行うことで発生させることも可能だったが、計算時間短縮のためモデリングの際にナット座面と被締結体上面を初期干渉させることで発生させ、10kN とした。接触要素は、ボルト・ナットねじ山間、ナット座面・被締結体上面間、被締結体間の3箇所に定義する。接触についてはすべてにおいてペナルティー法を用い、精度向上のため対称接触を用いた。

材料特性はすべてにおいてヤング率 205GPa、ポアソン比 0.3、摩擦係数 0.1 とした。

偏心外力は、上板の左端面において、X,Z 方向に変位拘束、Y 方向に変位カップリング拘束を施し、その代表節点に Y 方向荷重を与えることで加える。また、下板の4つの面、ボルト頭部外周は、X,Y,Z 方向に変位拘束する。尚、荷重量を F とする。

以下の解析では座標軸としてボルト軸方向上向きに y 軸をとり、x 軸を図の右方が正となるようにとった。よって z 軸は手前側が正となる。

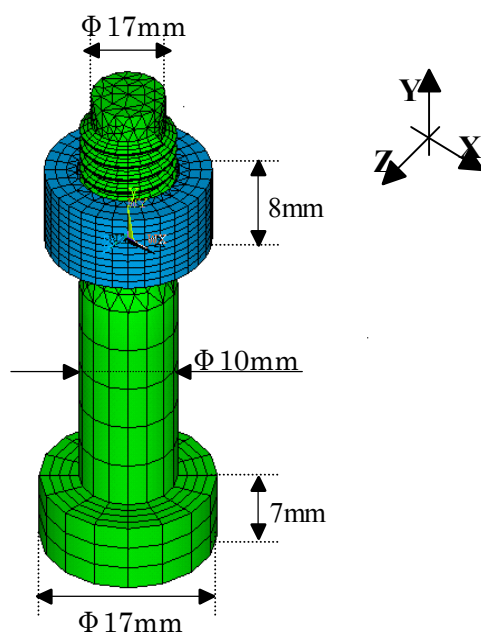


図 2.1 ボルト・ナットのモデル

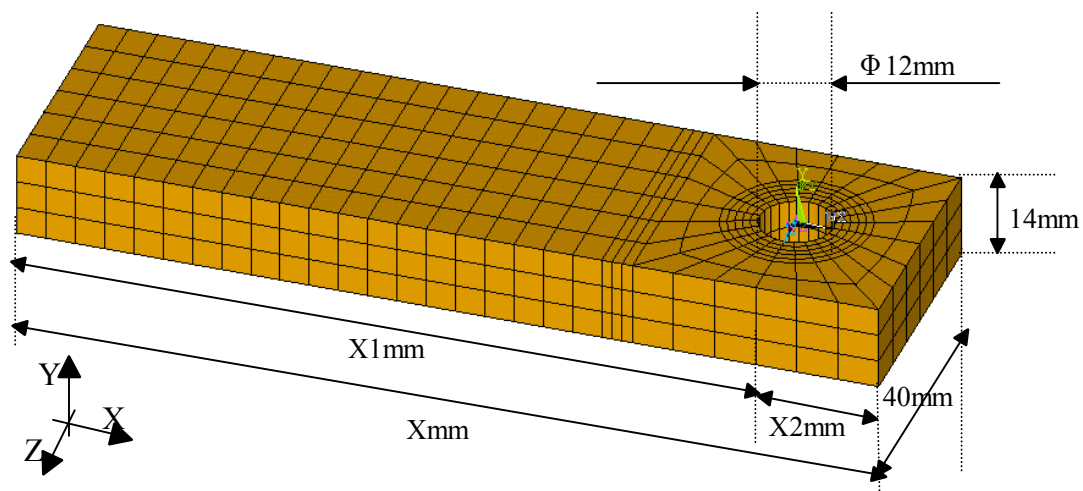


図 2.2 被締結体のモデル

Coupling surface nodes displacement in Y direction

Surface nodes constrained in X and Z direction

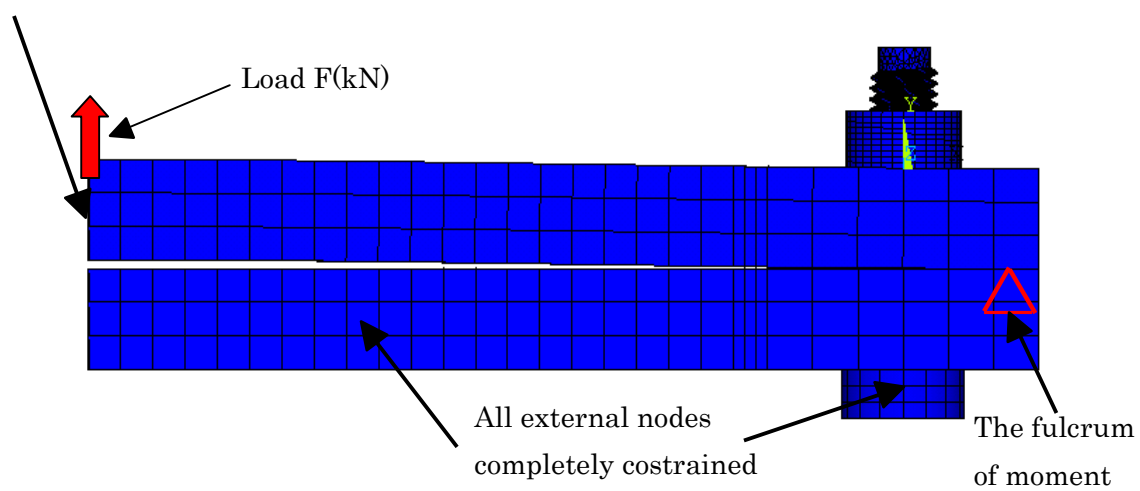


図 2.3 変形図の一例

2.2.2 モーメントについて

パラメータとして用いるモーメントの支点のとり方について説明する。図 2.3 に示すように、モーメントの支点は被締結体間に設けるが、そのとり方は被締結体間の接触状態から判断した。図 2.4 に偏心量 $X1$ の値が 120mm、右端長さ $X2$ の値が 20mm の場合の被締結体間の接触圧力状態を示す。これより接触・非接触の境界から最大圧力点の右端までほぼ一様に圧力が増加していることがわかる。ここで、接触・非接触の境界の中点を頂点、右端を底辺とする仮想的な三角形を考え、その重心の位置に荷重が作用していると考え、これ以後全てにおいて、接触・非接触の境界と右端を 2:1 に内分する点をモーメントの支点にとることとする。尚、図 2.4 の AB 断面をとり高さを圧力にしたものを図 2.5 に示す。

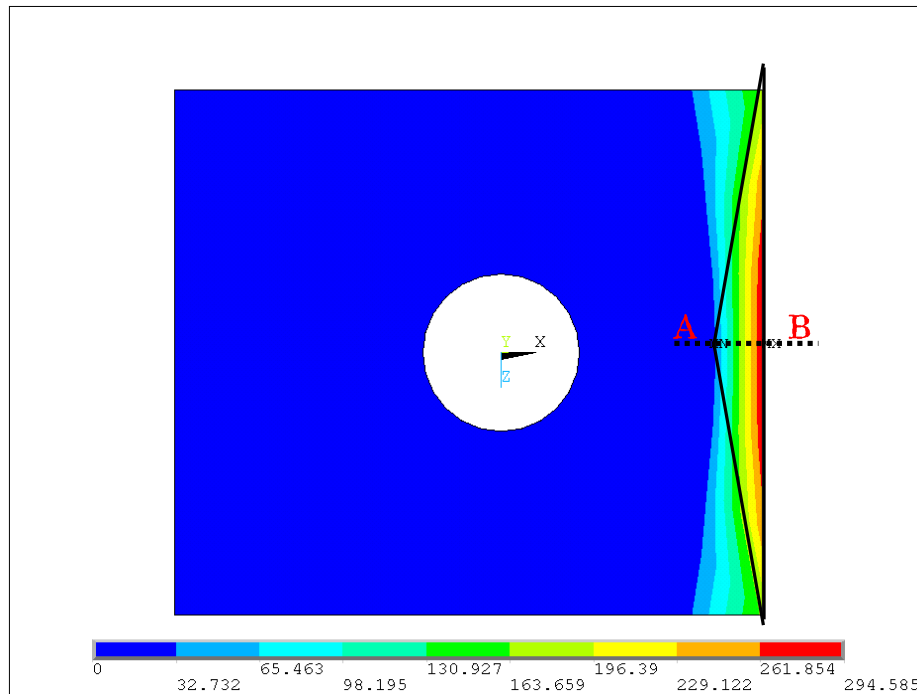


図 2.4 接触圧力($X1=120\text{mm}$ 、 $X2=20\text{mm}$)

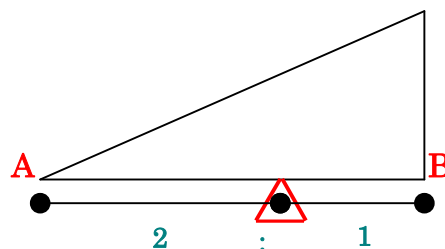


図 2.5 モーメントの支点

2.2.3 回転角について

ナット回転角はナット上端での回転角、ボルト先端ねじれ角はボルト先端でのねじれ角とし、ボルト中部ねじれ角はねじより下の部分でのねじれ角とする。また、ナットの回転角やボルトのねじれ方向の定義として y 軸に対しての回転とする。すなわち、解析モデルを上から見て反時計回りが正方向の回転となる。

ゆるみを評価するにあたりボルトのねじれを除かないと判断できないため、ゆるみの指標としてナット回転角からボルト中部ねじれ角を引いた相対回転角を用いる。

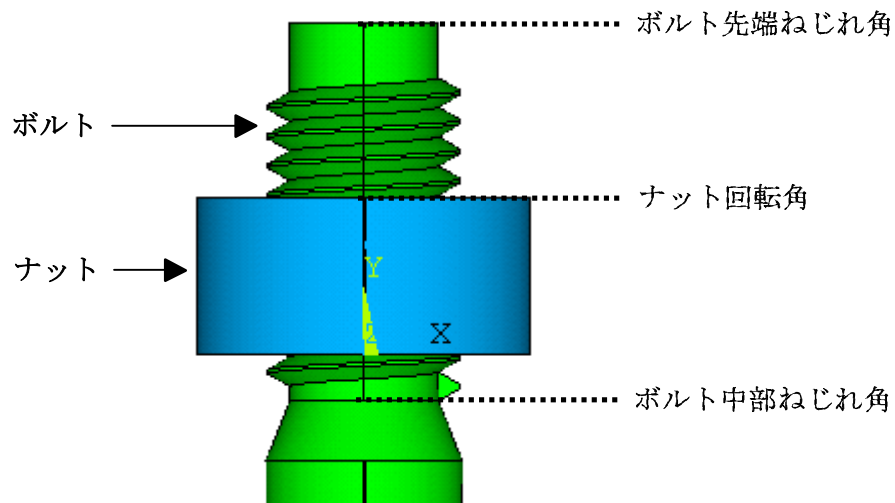


図 2.6 ナット回転角、ボルト先端ねじれ角、ボルト中部ねじれ角

2.2.4 解析事例について

表 2.1 に偏心量 X1、荷重量 F を変えて行った解析のボルト穴中心から支点までの距離とその時のモーメントの値を示す。これは、偏心量、荷重量、モーメントがゆるみに与える影響を調べるための解析事例である。

表 2.2 に右端長さ X2 を変えた解析の事例を示す。これは、右端長さがゆるみを抑えるのにどう影響するかを調べるための解析事例である。

表 2.3 にヤング率を変えた解析の事例を示す。これは、ヤング率を変化させることで剛性を変化させ、剛性の大きさがゆるみを抑えるのにどう影響するかを調べるための解析事例である。

尚、解析結果ではわかりやすくするため必ずしもすべての事例を用いているわけではない。

表 2.1 解析事例(偏心量、荷重量、支点、モーメント)

偏心量(mm)	荷重量(kN)	支点(mm)	モーメント(N・m)
40	10	18.7	586.7
40	12.5	18.8	735.4
40	15	18.8	882.5
40	16.6	18.8	976.6
40	20	18.8	1177
80	5	18.0	490.0
80	7	18.7	690.7
80	10	18.7	986.7
80	12	18.7	1184
80	15	18.7	1480
120	4	18.3	553.3
120	5	18.7	693.3
120	6	18.7	832.0
120	7	18.7	970.7
120	8	18.7	1109
120	10	18.7	1386

表 2.2 解析事例(右端長さ)

偏心量(mm)	荷重量(mm)	右端長さ(mm)
80	10	20
80	10	30
80	10	40
80	10	60
120	10	20
120	10	40
120	10	60

表 2.3 解析事例(ヤング率)

偏心量(mm)	荷重量(kN)	被締結体上板の ヤング率(GPa)	被締結体上板以外 のヤング率(GPa)
80	10	205	205
80	10	250	205
80	10	300	205
80	10	350	205
80	10	400	205
80	10	1000	205
80	10	2000	205

2.3 解析結果

2.3.1 偏心外力による締結体の挙動

図 2.7 に $X1=80\text{mm}$ 、 $X2=20\text{mm}$ 、 $F=10\text{kN}$ として行った解析のナット回転角、ボルト中部ねじれ角、相対回転角の 1 サイクルにおける推移を示す。またその時のねじ面、ナット座面の接触状態を図 2.8 に示す。またこれ以降、1 サイクルというゆりみの進行が定常化したと考えられる 5 サイクル目のことをさす。

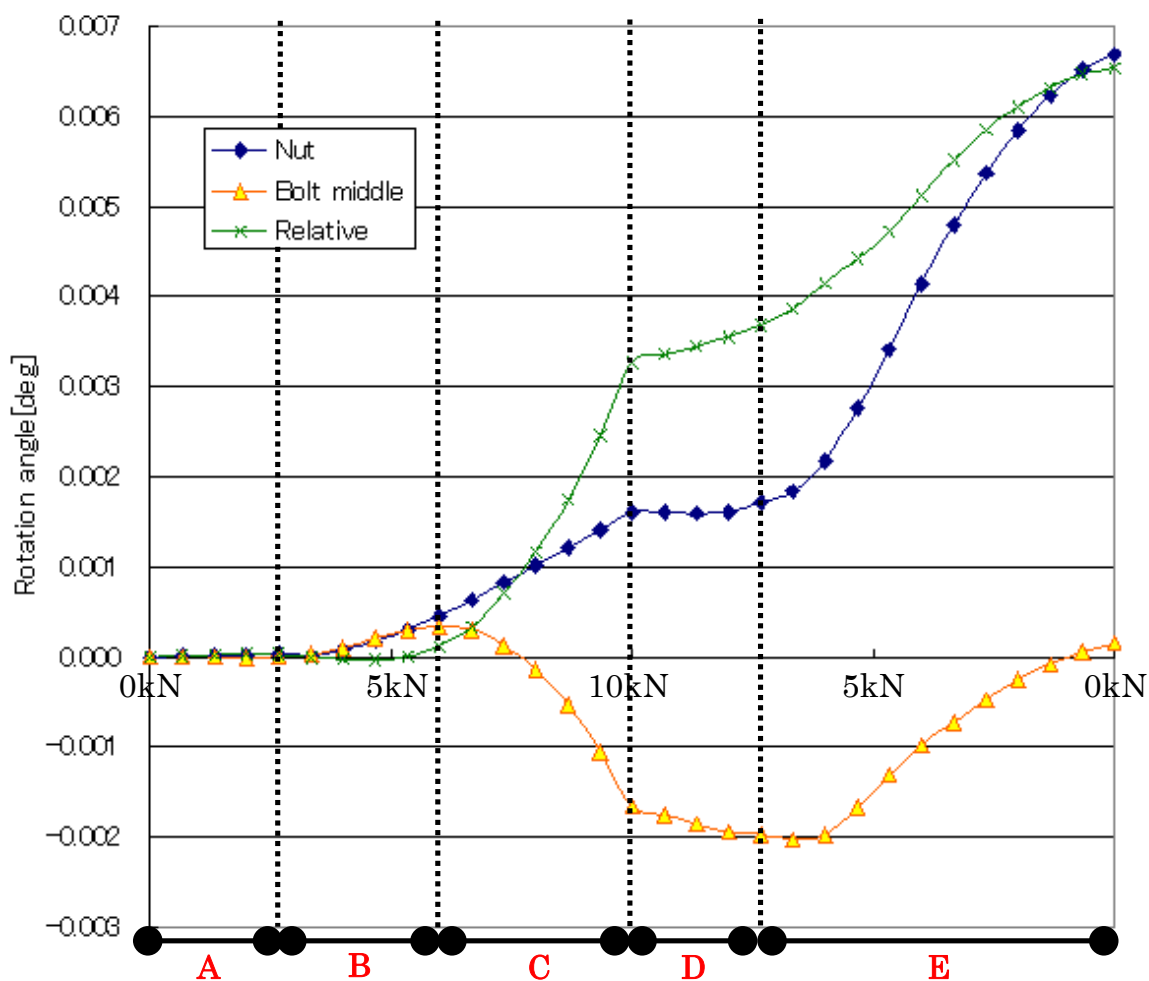


図 2.7 1 サイクル中でのナット回転角、ボルト中部ねじれ角、相対回転角

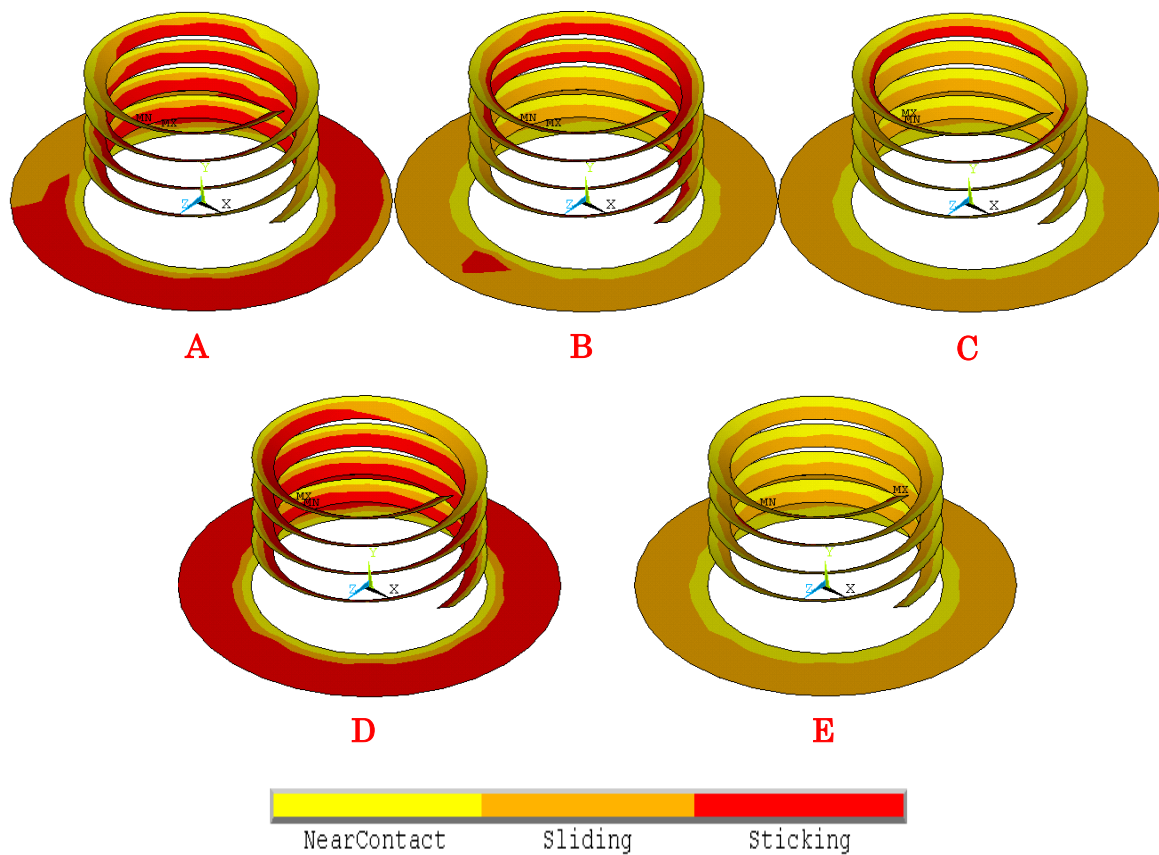


図 2.8 ねじ面とナット座面の接触状態

●A 区間、D 区間

図 2.8 の A, D の状態より、ナット座面およびねじ面の一部が固着していることがわかる。そのため、接触面で回転方向のすべりは生じず、回転角に影響はない。

●B 区間

図 2.8 の B の状態より、ねじ面の一部は固着したままであるが、ナット座面はほぼ全面ですべりが発生していることがわかる。そのため、ナット座面で回転方向のすべりが生じ、ボルト・ナット共に回転角が増加する。まだ相対回転角に変化はない。

●C 区間(荷重負荷時)

図 2.8 の C の状態より、ナット座面全面だけでなく、ねじ面も上部の一部を除きすべりが発生していることがわかる。そのため、ねじ面においても回転方向の変位がおこりボルト軸部のねじれが発生する。その差分が、相対回転角の増加につながる。

●E 区間(荷重除荷時)

図 2.8 の E の状態より、ねじ面、ナット座面全面においてすべりが発生していることがわかる。そのため、ねじ面、ナット座面共に回転方向の変位がおこりボルトのねじれを開放する。その差分が、相対回転角の増加につながる。

2.3.2 荷重量と相対回転角

図 2.9 に $X1=80\text{mm}$ 、 $X2=20\text{mm}$ 、サイクル数 5 とし、荷重量 F を 5kN 、 10kN 、 15kN として行った解析の相対回転角の推移を示す。

相対回転角が増加していく傾向は荷重量によらず同様である。

荷重量が大きいほど 5 サイクル目での相対回転角は大きくなる。

● $F=5\text{kN}$

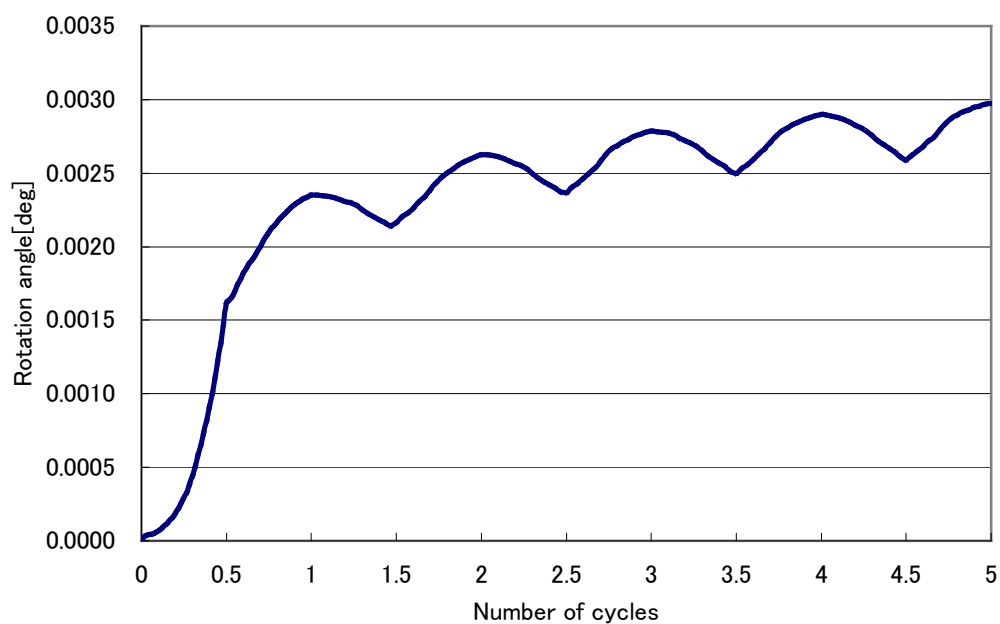


図 2.9(a) 相対回転角 (偏心外力 5kN)

● F=10kN

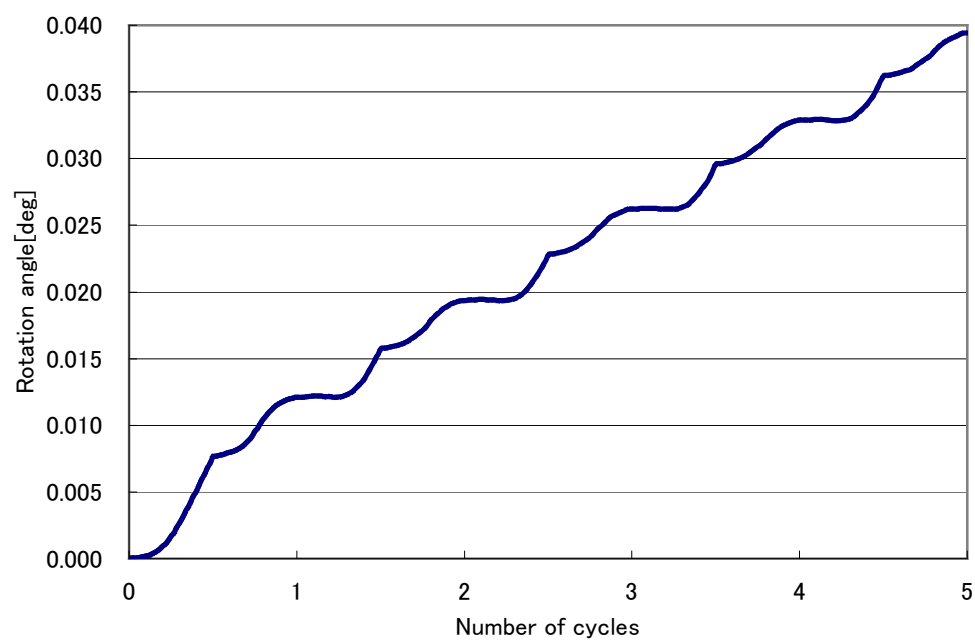


図 2.9(b) 相对回転角(偏心外力 10kN)

● F=15kN

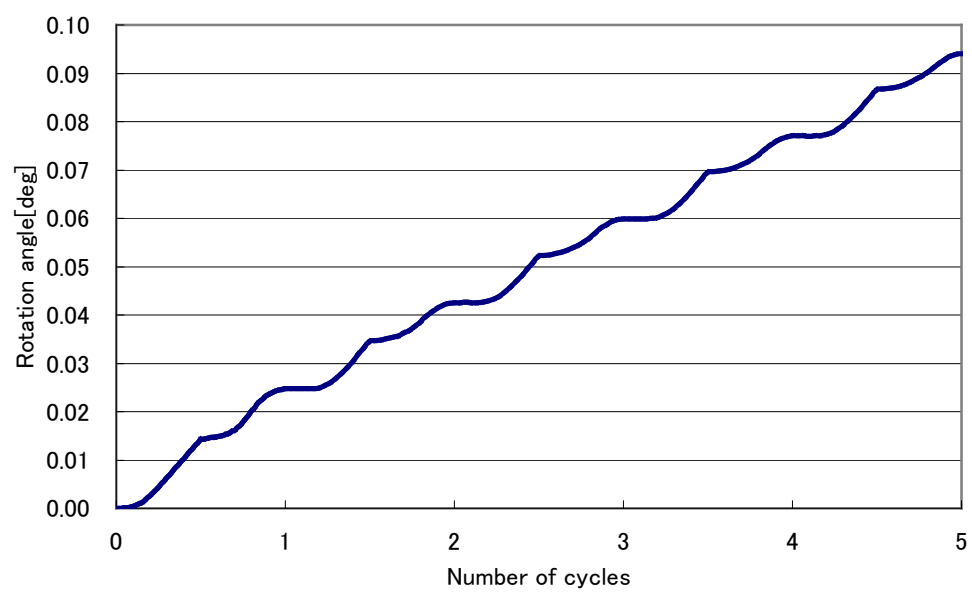


図 2.9(c) 相对回転角(偏心外力 15kN)

図 2.10 に $X1=80\text{mm}$ 、 $X2=20\text{mm}$ 、サイクル数 15 とし、荷重量 F を 5kN 、 10kN として行った解析の相対回転角の推移を示す。これは、サイクル数 5 の範囲では、荷重量によらず相対回転角が増加していく傾向がみてとれたが、サイクル数を増やした場合では相対回転角にどのような変化がみられるかを示すものである。

$F=10\text{kN}$ に関しては、同じくサイクル数の増加と共に相対回転角が増加している傾向を示すが、 $F=5\text{kN}$ に関しては、サイクル数が増加しても一定値以上相対回転角が増加しなくなるという傾向を示す。

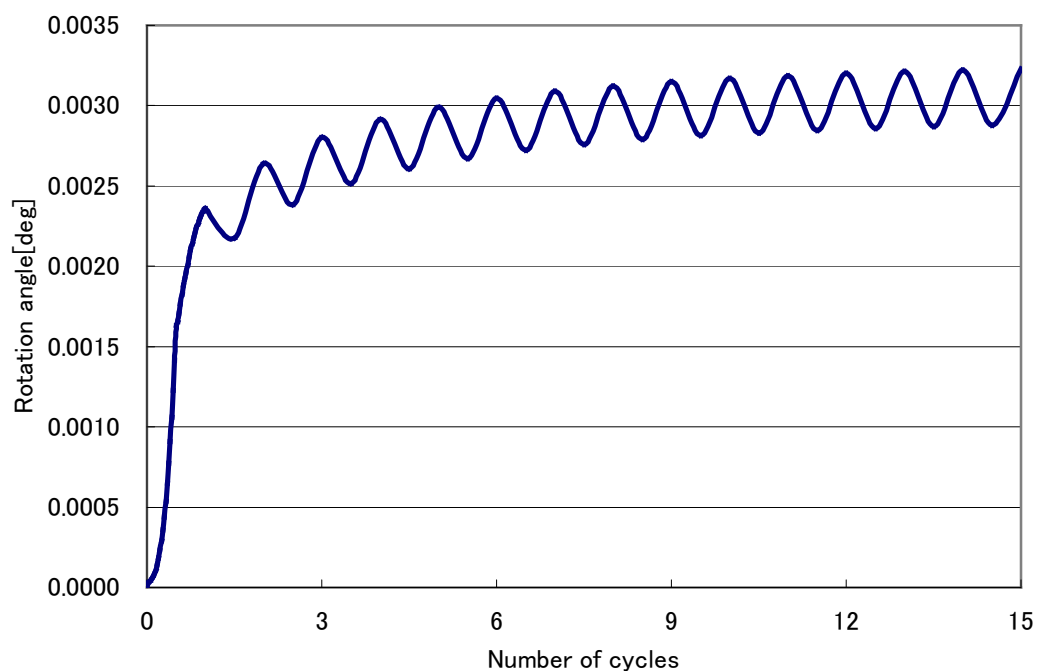


図 2.10(a) 相対回転角(偏心外力 5kN 、サイクル数 15)

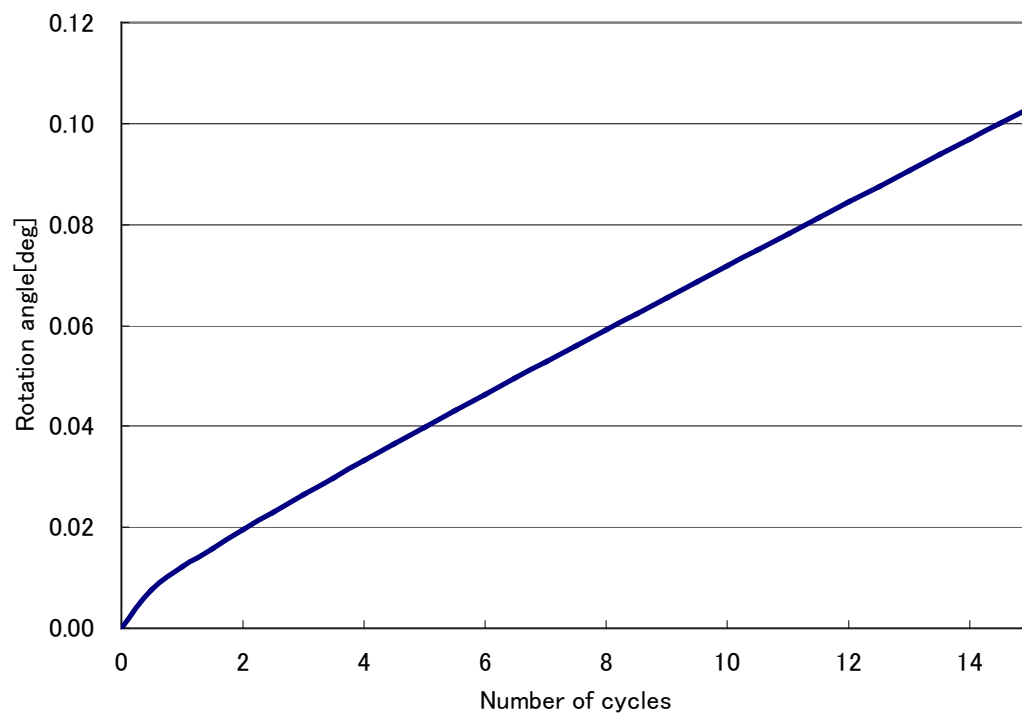


図 2.10(b) 相対回転角(偏心外力 10kN、サイクル数 15)

2.3.3 偏心量と相対回転角

図 2.11 に $F=10\text{kN}$ 、 $X_2=20\text{mm}$ 、サイクル数 5 として、偏心量 X_1 を 40mm 、 80mm 、 120mm と
して行った解析の相対回転角の推移を示す。

相対回転角が増加していく傾向は荷重量によらず同様である。

偏心量が大きいほど 5 サイクル目での相対回転角は大きくなる。

● $X_1=40\text{mm}$

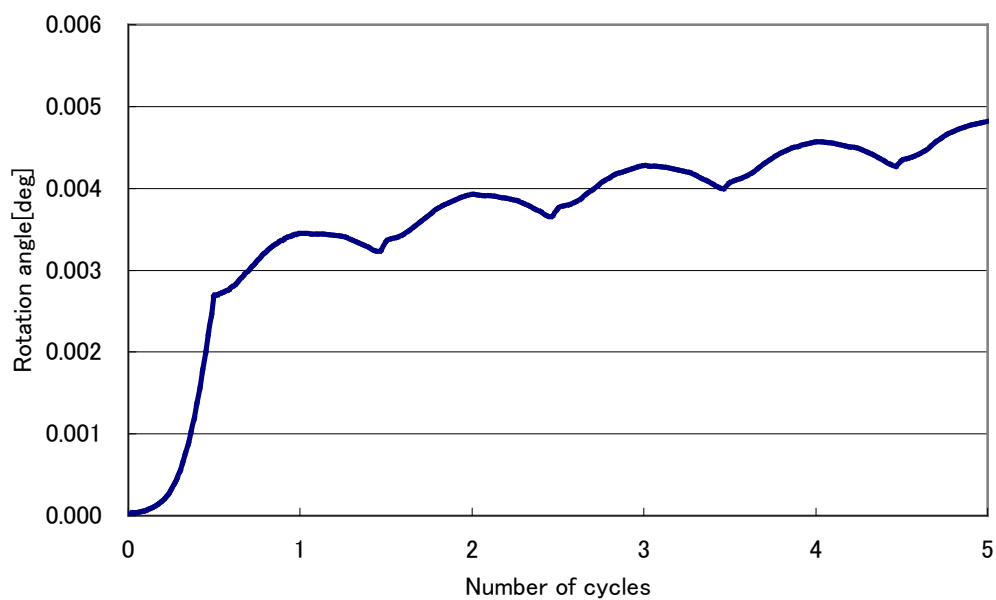


図 2.11(a) 相対回転角 (偏心量 40mm)

● X1=80mm

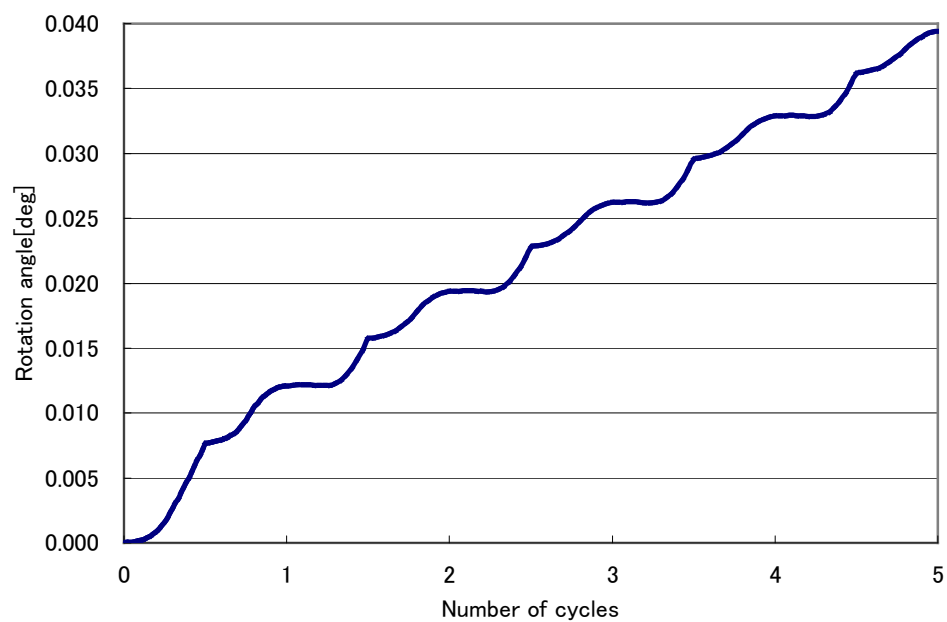


図 2.11(b) 相对回転角 (偏心量 80mm)

● X1=120mm

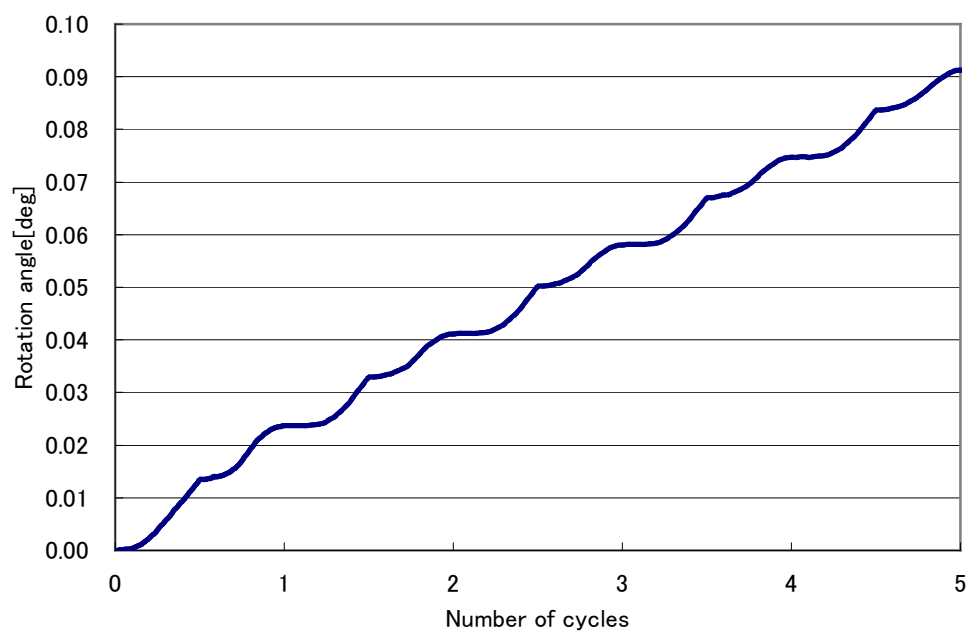


図 2.11(c) 相对回転角 (偏心量 120mm)

2.4 考察

2.4.1 偏心率、荷重量とゆりみの関係

X2=20mm、サイクル数 5、荷重量 F を 5kN、10kN、15kN、20kN、偏心率 X1 を 0mm、20mm、40mm、80mm、120mm と変化させて解析を行った。偏心率と相対回転角の関係と荷重量と相対回転角の関係のグラフをそれぞれ図 2.12、図 2.13 に示す。ここで相対回転角とは 1 サイクルあたりの値とし、ゆりみの進行が定常となるサイクル数 2～5 の相対回転角の平均とする。

図 2.12 の偏心率と相対回転角の関係より、荷重量が小さいほどゆりみを起こすには偏心率を大きくする必要があるが、荷重量が大きいと(この場合 20kN)偏心率 0mm、つまり軸方向外力でゆりむことがわかる。また、同じ荷重量では偏心率が大きくなるほど 1 サイクルあたりの相対回転角は大きくなるが、これは軸にかかるモーメントが大きくなることが原因ではないかと考えられる。荷重量 5kN、10kN、15kN における偏心率 80mm 時の傾きは順に、およそ 3.0×10^{-5} 、 1.8×10^{-4} 、 4.5×10^{-4} と大きくなり、また荷重量が大きい方が相対回転角も大きくなることから荷重量が大きくなるほどゆりみやすいと考えられる。

図 2.13 の荷重量と相対回転角の関係より、偏心率が小さいほどゆりみを起こすには荷重量を大きくする必要があることがわかる。また、同じ偏心率では荷重量が大きくなるほど 1 サイクルあたりの相対回転角は大きくなるが、これは軸にかかる力が大きくなることが原因ではないかと考えられる。偏心率 0mm、20mm、40mm、80mm における荷重量 15kN 時の傾きは順に、およそ 2.0×10^{-4} 、 3.0×10^{-4} 、 1.0×10^{-3} 、 2.5×10^{-3} と大きくなり、また偏心率が大きい方が相対回転角も大きくなることから偏心率が大きくなるほどゆりみやすいと考えられる。

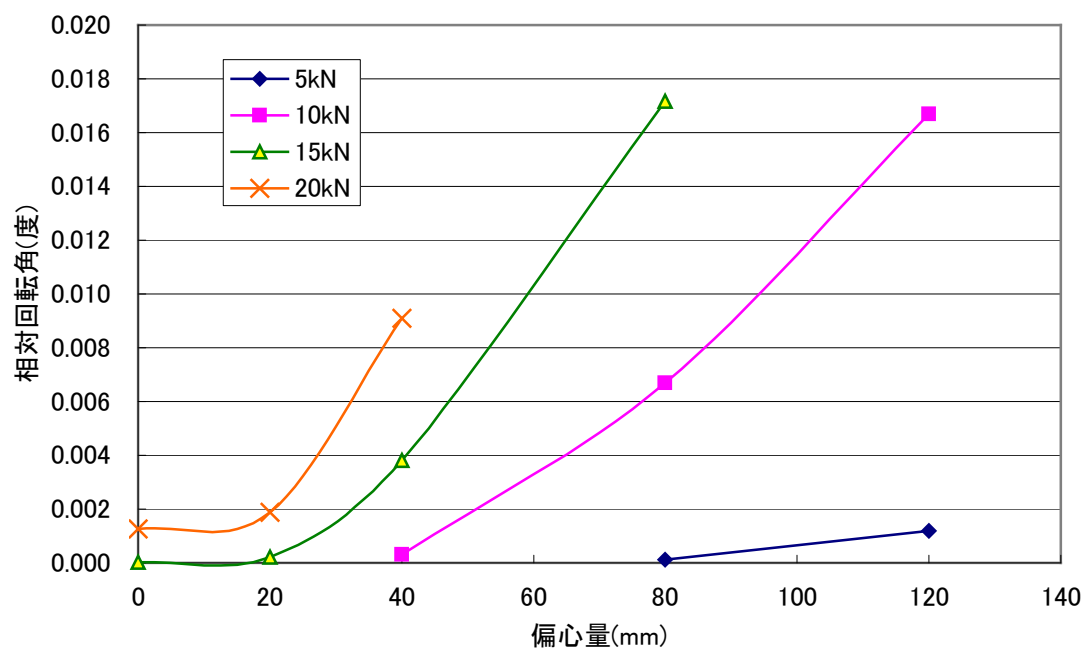


図 2.12 偏心量と相対回転角の関係

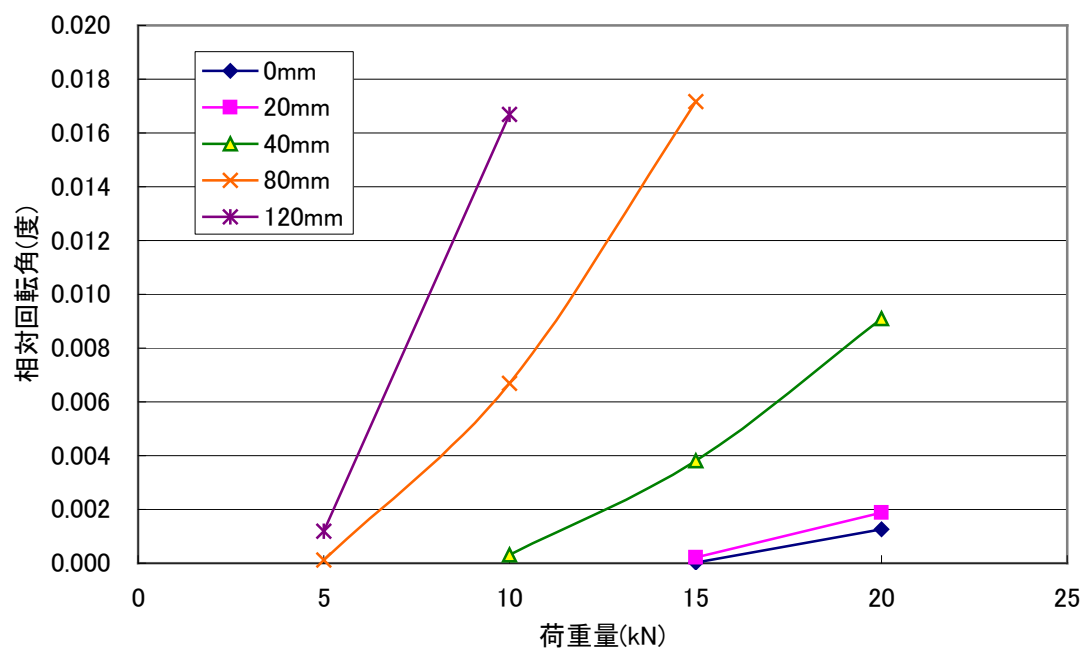


図 2.13 荷重量と相対回転角の関係

2.4.2 モーメントとゆるみの関係

X2=20mm、サイクル数 5、偏心量 X1 を 40mm、80mm、120mm、荷重量 F を変化させて解析を行った。図 2.14 にモーメントと相対回転角の関係を示す。ここでも相対回転角とはサイクル数 2～5 の相対回転角の平均とする。

どの偏心量においてもモーメントが大きいほど 1 サイクルあたりの相対回転角も大きくなり、またモーメントに関して、ゆるむかどうかの境界があることがわかった。(この解析では 400～600(Nm)のあたり)

偏心量が大きいほどグラフの傾きも大きくなり、偏心量が違えばモーメントが同じでも相対回転角に多少の誤差がでることがわかった。つまり、偏心量の差が大きいとモーメントだけで偏心外力を受ける締結体のゆるみをまとめることは厳しいと考えられる。

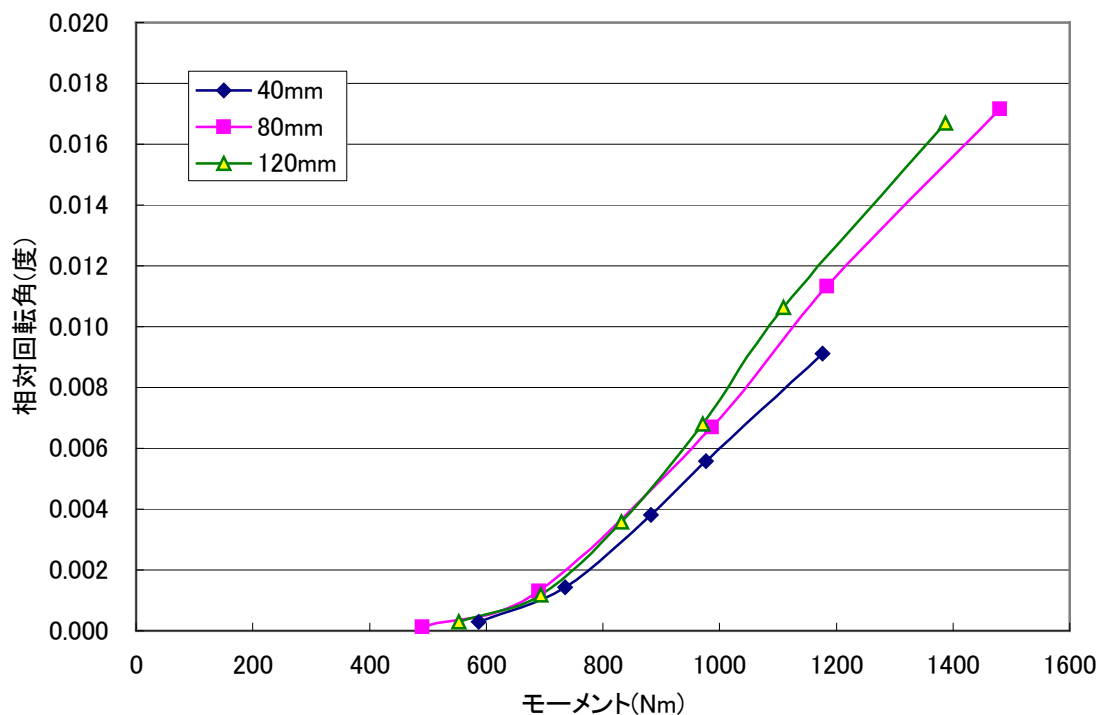


図 2.14 モーメントと相対回転角の関係

2.4.3 荷重量と軸力の関係

X2=20mm、偏心量X1を0mm、40mm、80mm、120mm、荷重量Fを5kN、10kN、15kN、20kNと変化させて解析を行った。図 2.15 に荷重量と軸力の関係を示す。尚、ここで軸力は、サイクル数 4～4.5 の荷重負荷時における値をとった。

偏心量が同じであると、通る経路は同じである。

偏心量 0mm、つまり軸方向荷重を受ける場合、荷重量が初期締結力を超えるまではほとんど軸力の変動はないが、偏心量を与えると荷重量が初期締結力を超える前から軸力に影響を及ぼすことがわかる。また、偏心量を大きくするほど小さい荷重量で軸力に影響を及ぼすことがわかる。このことから偏心量を大きくするほど、軸力変動が大きくなりボルトの疲労につながると考えられる。

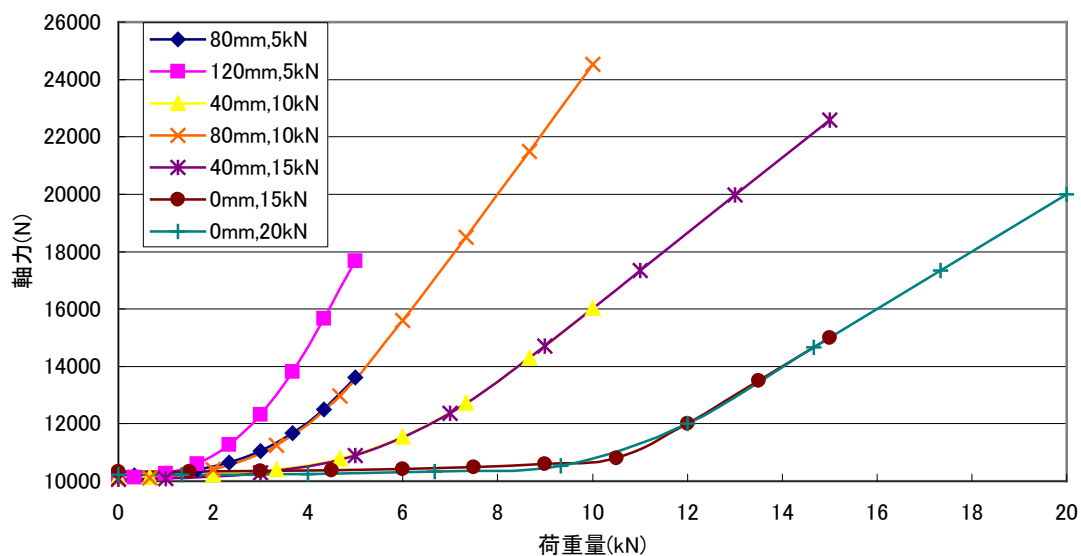


図 2.15 荷重量と軸力の関係

2.4.4 右端長さとゆるみの関係

右端長さが長くなるとゆるみを抑えられるのではないかと考え、右端長さがゆるみに与える影響を調べるために、 $X_1=80\text{mm}$ 、 $F=10\text{kN}$ 、右端長さ X_2 を 20mm 、 30mm 、 40mm 、 60mm と変化させて解析を行った。図 2.16 に右端長さと相対回転角の関係、図 2.17 に X_2 の値が 20mm 、 40mm 、 60mm の被締結体間の接触状態の変化を示す。相対回転角とはサイクル数 2～5 の相対回転角の平均とする。

図 2.16 の右端長さと相対回転角の関係より、右端長さを長くするほど相対回転角は減少するが、右端長さが 40mm 、 60mm では相対回転角はほとんど変化しない。つまり、右側長さがある一定以上(この場合 40mm 以上)あれば、相対回転角はほぼ一定になると考えられる。

図 2.17 の最大荷重負荷時の被締結体間の接触状態より、右端長さを長くするほど接触・非接触の境界の位置は右にずれ、ボルト軸中心から離れるが、相対回転角がほぼ一定になる右端長さの 40mm 、 60mm では、接触・非接触の境界の位置は同じであることがわかる。

以上のことから、ゆるみを抑えるには右端長さ、つまり外力がかからない側に関してある一定以上長さの長さが必要であると考えられる。(この場合 40mm 以上)

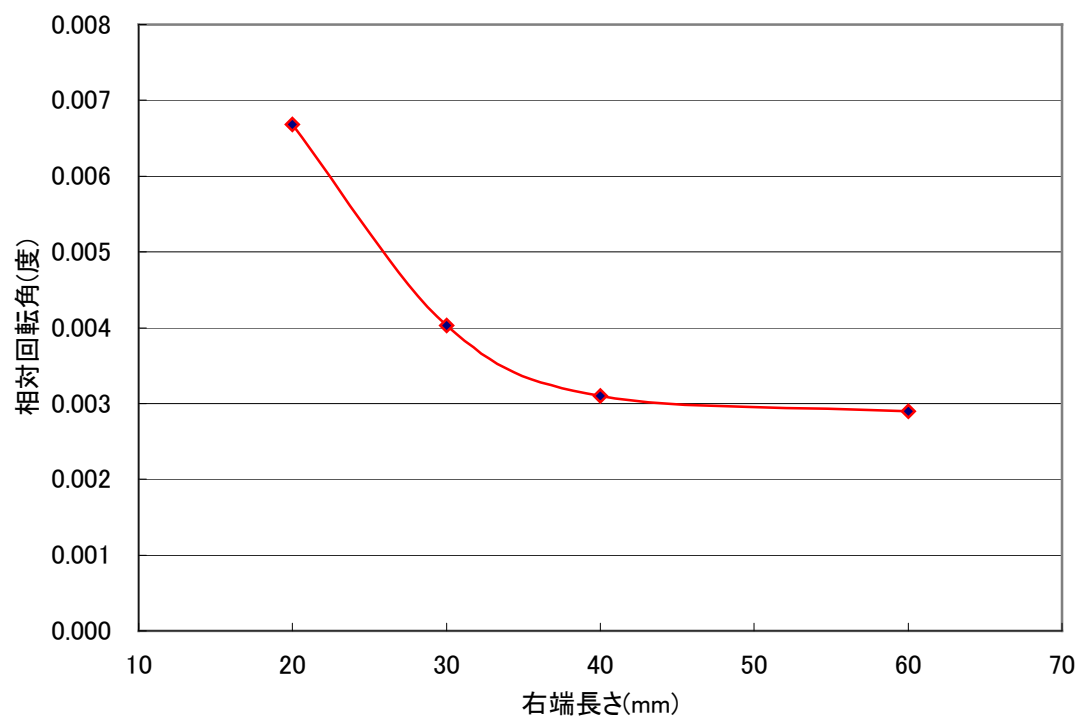


図 2.16 右端長さと相対回転角の関係

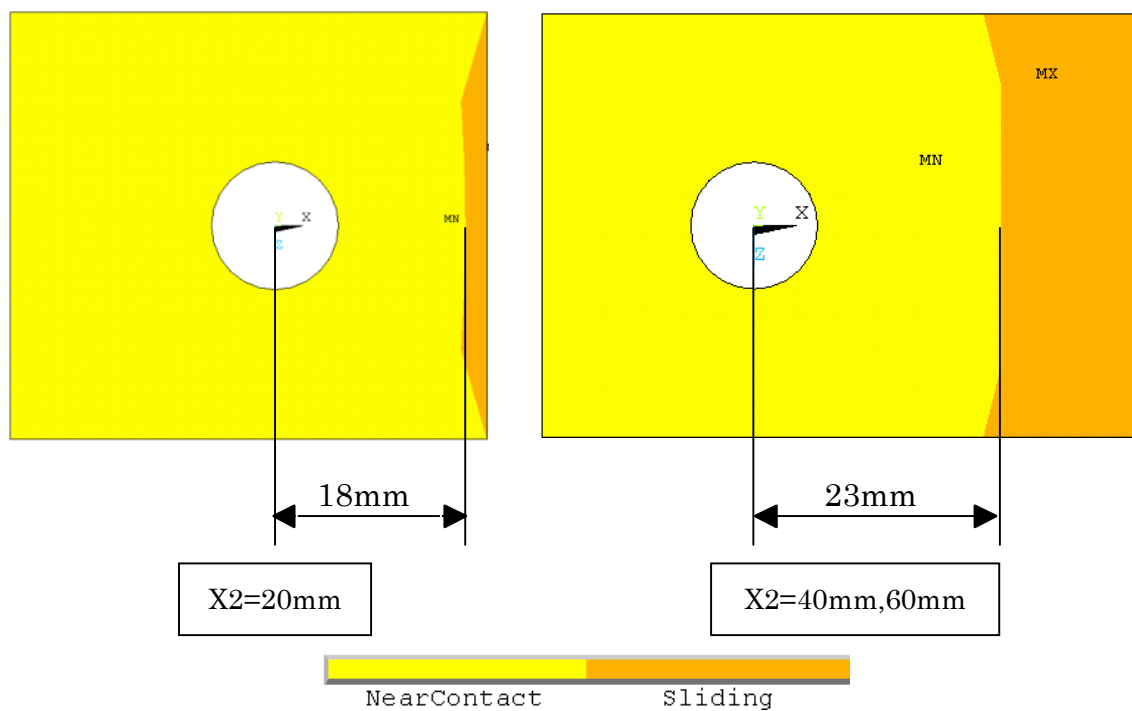


図 2.17 最大荷重負荷時の被締結体間の接触状態

2.4.5 ヤング率とゆるみの関係

剛性を高めた場合、被締結体のたわみが抑えられゆるみにくくなると考えられる。故に剛性のゆるみへの影響を調べるため、実際は物の形状や補強を施すことによって剛性を高めるが、今回は簡単のためヤング率を用いた。ただし、ヤング率に関して実際の物性値を参照したわけではない。

$X1=80\text{mm}$ 、 $X2=20\text{mm}$ 、 $F=10\text{kN}$ 、被締結体上板のヤング率のみ 205GPa、300GPa、400GPa、1000GPa、2000GPa と変化させて解析を行った。図 2.18 にヤング率と相対回転角の関係を示す。尚、その他のヤング率はすべて 205GPa とし、相対回転角とはサイクル数 2^5 の相対回転角の平均とする。

荷重をかける被締結体上板のヤング率が大きくなるほど相対回転角は小さくなる。

ヤング率をあげるとただ締結体の剛性・強度を高めるだけでなく、ゆるみにくすることができると考えられる。つまり、剛性を高くするとゆるみにくくなると考えられる。

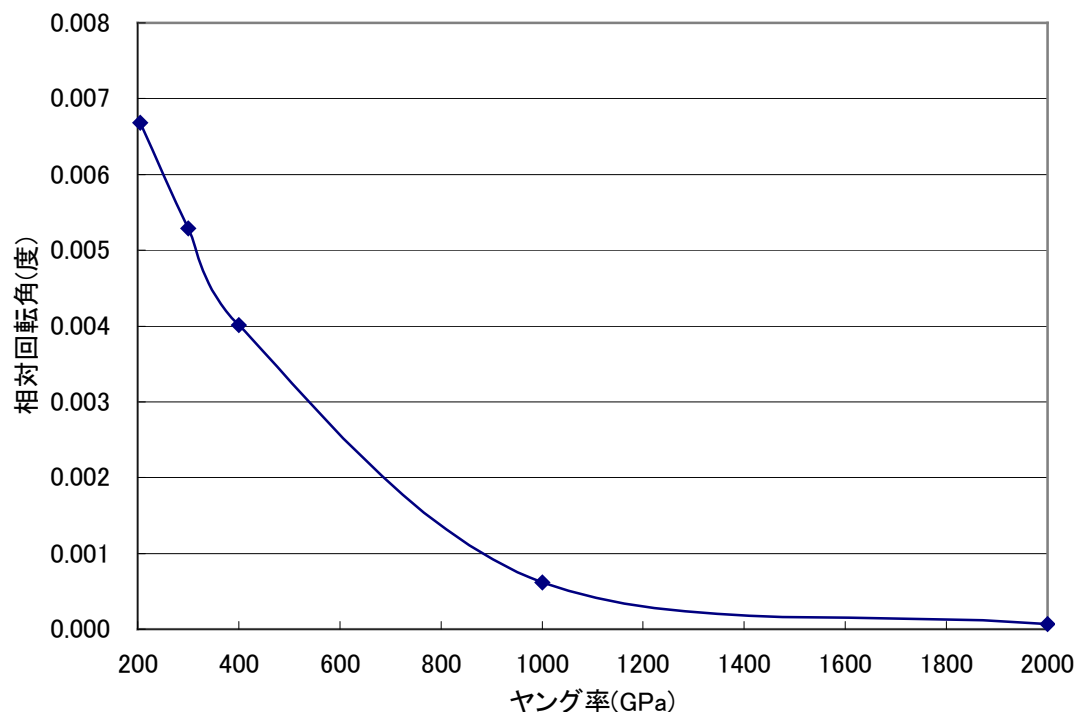


図 2.18 ヤング率と相対回転角の関係

2.5 結言

本章では偏心外力を受ける締結体のゆるみについて、偏心量、荷重量などのパラメータを変え三次元有限要素法を用いて検証した。以下に本章における結論について示す。

偏心量、荷重量とも増加すると相対回転角も増加することがわかった。

偏心量の差が大きいとゆるみをモーメントでまとめることは難しいが、モーメントが増加すると、相対回転角も増加することはわかった。また、モーメントに関してゆるむかどうかの境界があることがわかった。

ゆるみを抑えるには、荷重のかからない側の長さをある一定以上にすると効果的であることがわかった。

ヤング率を大きくすると相対回転角は小さくなることから、剛性を高くするとゆるみを抑えるのに効果的であることがわかった。

第 3 章 軸方向外力を受ける場合との比較

3.1 緒言

本章では、ボルト・ナット締結体に軸方向外力が作用する場合のゆるみに関して三次元有限要素法解析を実施し、第 2 章で述べた偏心外力を受ける場合のゆるみと比較する。

本章の構成を以下に示す。

- ・緒言
- ・有限要素法解析手法
- ・解析結果
- ・考察
- ・結言

3.2 有限要素法解析手法

メートル並目ねじ M10 のボルトを締付長さ 28mm で用いボルト穴系は3級($\phi 12$)とした。おねじ、めねじのねじ山数はそれぞれ 10 ピッチ、4 ピッチであり、ボルトねじ部はナットから約4ピッチ分突き出している。モデルの簡略化のためねじ谷底の丸みは考慮せず、ナットの外径は二面幅を直径とする円形とした。被締結体は、40mm×40mm×14mm の板を用い、板の端から 20mm の位置にボルト穴があいている。

初期締結力に関しては、締付の解析を行うことで発生させることも可能だったが、計算時間短縮のためモデリングの際にナット座面と被締結体上面を初期干渉させることで発生させ、10kN とした。接触要素は、ボルト・ナットねじ山間、ナット座面・被締結体上面間、被締結体間の 3 箇所定義する。接触についてはすべてにおいてペナルティー法を用い、精度向上のため対称接触を用いた。

材料特性はすべてにおいてヤング率 205GPa、ポアソン比 0.3、摩擦係数 0.1 とした。

軸方向外力は、上板の 4 つの面において、X,Z 方向に変位拘束、Y 方向に変位カップリング拘束を施し、その代表節点に Y 方向荷重を与えることで加える。また、下板の 4 つの面、ボルト頭部外周は、X,Y,Z 方向に変位拘束する。尚、荷重量を F とする。

以下の解析では座標軸としてボルト軸方向上向きに y 軸をとり、x 軸を図の右方が正となるようにとった。よって z 軸は手前側が正となる。

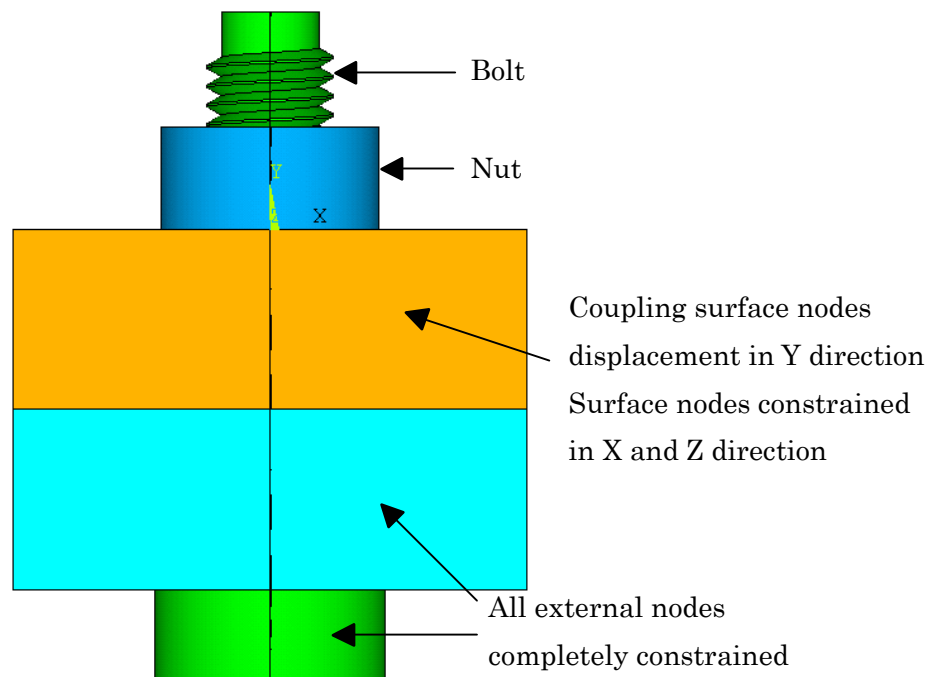


図 3.1 軸方向モデル

3.3 解析結果

図 3.2 にサイクル数 5、荷重量 F を 15kN、20kN、30kN として行った解析の相対回転角の推移を示す。

荷重量が 20kN、30kN のときは、サイクル数の増加とともに相対回転角も増加を続けている。
荷重量が 15kN のときは、サイクル数が増加しても一定値以上相対回転角は増加しなくなる。

荷重量が大きいほど 5 サイクル目での相対回転角は大きくなる。

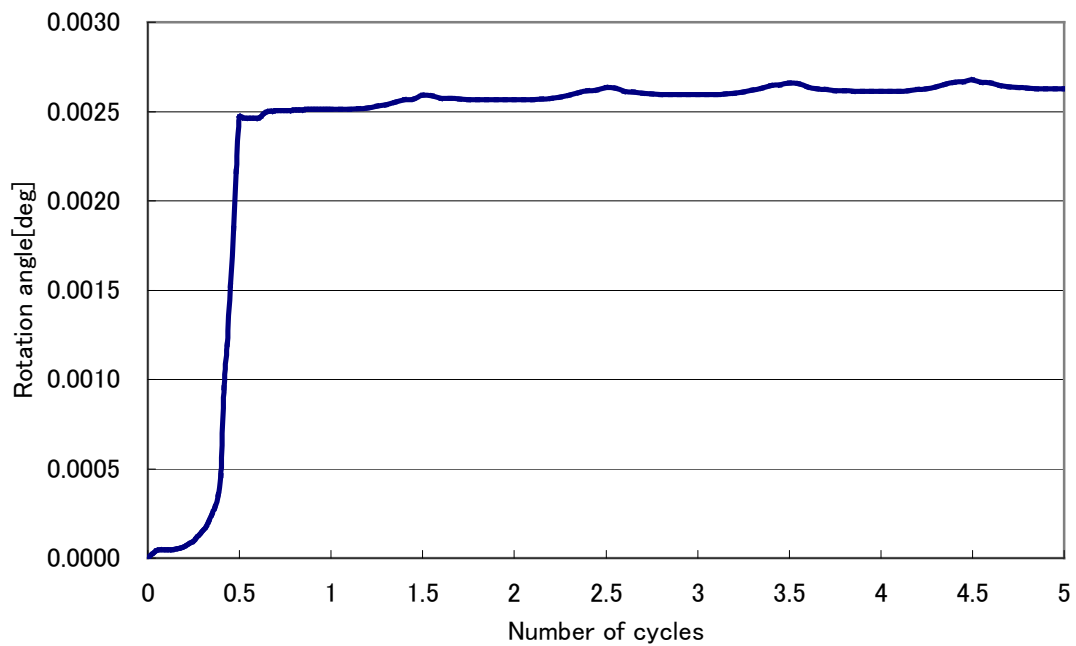


図 3.2(a) 相対回転角(軸方向外力 15kN)

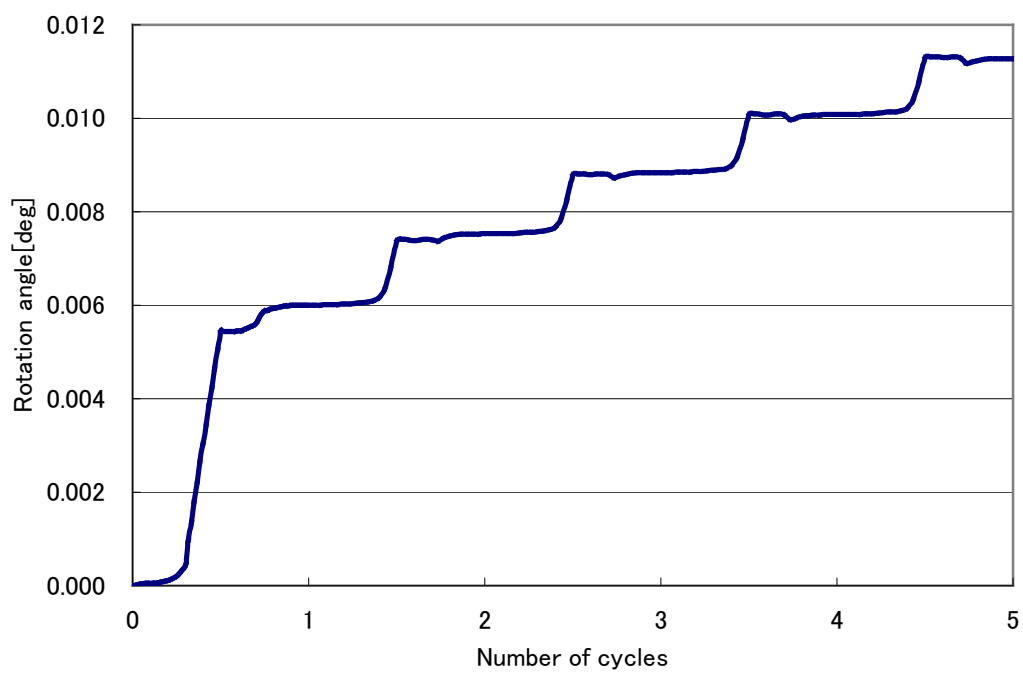


図 3.2(b) 相対回転角(軸方向外力 20kN)

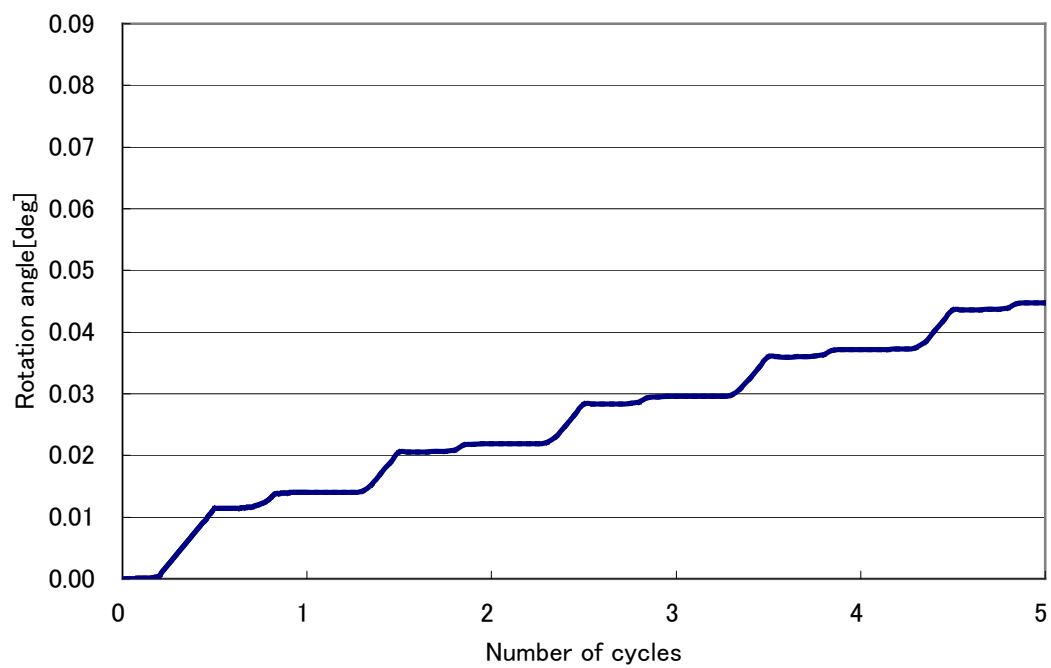


図 3.2(c) 相対回転角(軸方向外力 30kN)

3.4 考察

3.4.1 軸方向外力を受ける場合とのゆるみ量の比較(荷重負荷時)

図 3.3 に $X1=80\text{mm}$ 、 $X2=20\text{mm}$ 、 $F=20\text{kN}$ として行った偏心外力の解析と $F=20\text{kN}$ として行った軸方向外力の解析のナット回転角、ボルト中部ねじれ角、相対回転角の荷重負荷時(4～4.5 サイクル)における推移を示す。

共通点としては、偏心外力の場合も軸方向外力の場合も荷重が増加し始めてすぐはボルト・ナット共に回転せず相対回転はおきないということと、ナット回転とボルト中部がねじれ回転した分の差分が相対回転角になるということである。

相違点としては、偏心外力の場合の方が軸方向外力の場合に比べ小さい荷重量(この解析では、偏心外力時 5kN、軸方向荷重時 15kN)で、ボルト中部がねじれ始め、相対回転角が増加し始めるということである。

また、最大荷重(この解析では 20kN)負荷時の相対回転角に関して、偏心外力の場合の方が軸方向荷重の場合よりもはるかに大きいことから、偏心外力を受ける場合の方がゆるみやすいと考えられる。

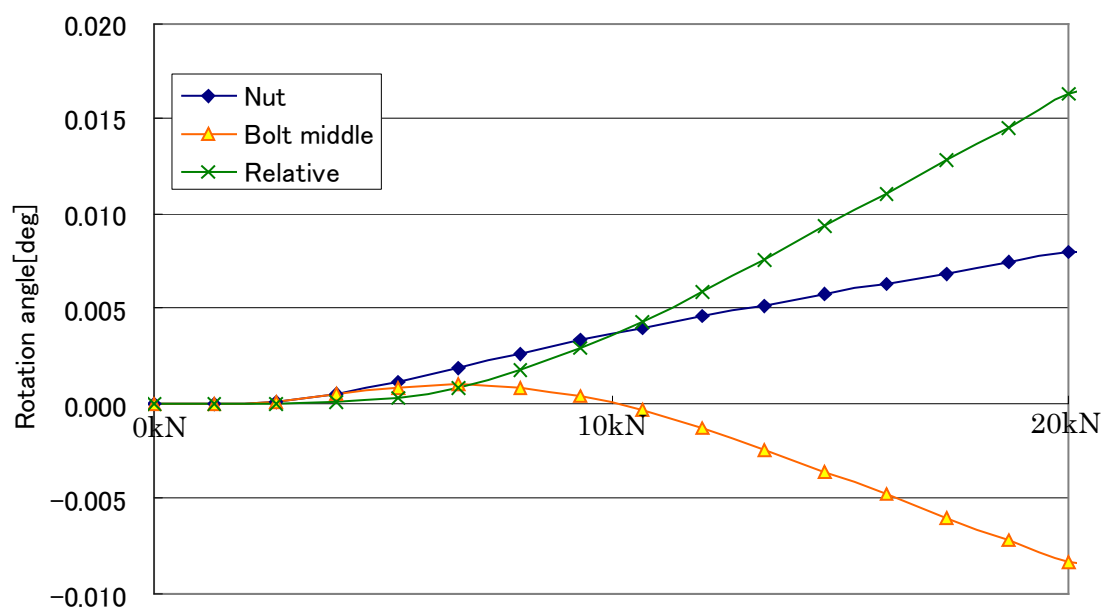


図 3.3(a)ナット回転角、ボルト中部ねじれ角、相対回転角の荷重負荷時における推移
(偏心量 80mm、偏心外力 20kN)

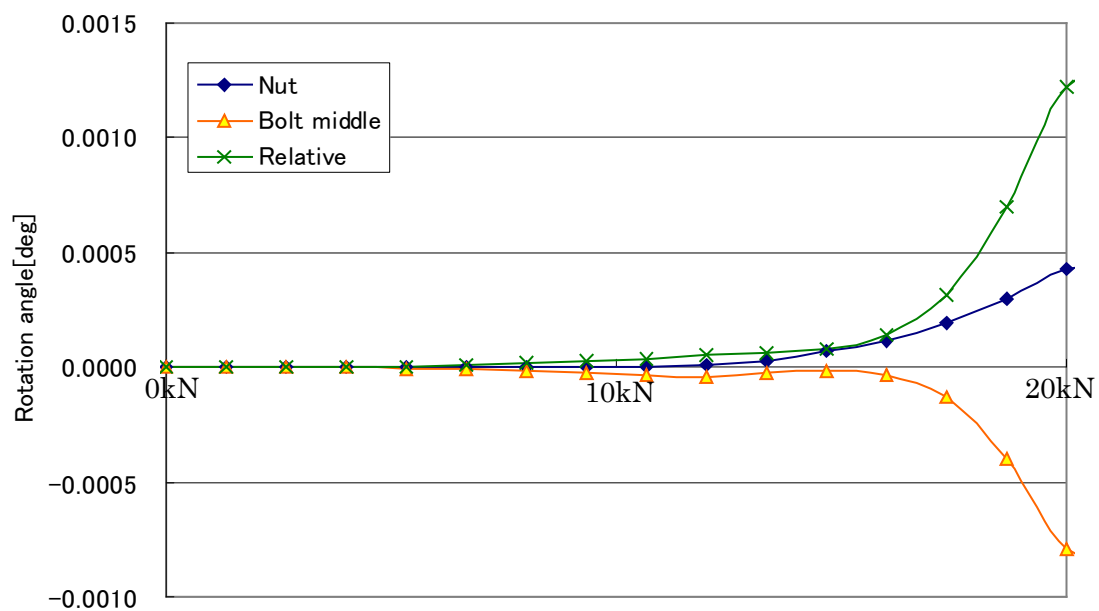


図 3.3(b)ナット回転角、ボルト中部ねじれ角、相対回転角の荷重負荷時における推移
(偏心量 0mm、軸方向外力 20kN)

3.4.2 軸方向外力を受ける場合とのゆるみ量の比較(荷重除荷時)

図 3.4 に $X1=80\text{mm}$ 、 $X2=20\text{mm}$ 、 $F=20\text{kN}$ として行った偏心外力の解析と $F=20\text{kN}$ として行った軸方向外力の解析のナット回転角、ボルト中部ねじれ角、相対回転角の荷重除荷時(4.5～5 サイクル)における推移を示す。

共通点としては、偏心外力の場合も軸方向外力の場合も荷重が減少し始めてすぐはボルト・ナット共に回転せず相対回転はおきないということと、荷重が減少すると(この場合、**12kN** 程)ナット回転角は増加し、ボルトはねじれを開放する方向に回転し、ボルト中部ねじれ角も増加する。

相違点としては、荷重が減少すると(この場合、**12kN** 程)軸方向外力の場合、ナットとボルト中部が同じだけ回転するため相対回転はおきないが、偏心外力の場合、ナットの方がボルト中部よりもより回転するため相対回転角は増加するということである。これは、おそらく偏心外力の場合の方がナット座面の圧力分布に偏りがあること、またナット座面において回転方向のすべりだけでなく並進方向のすべりが生じることによるのではないかと推測される。

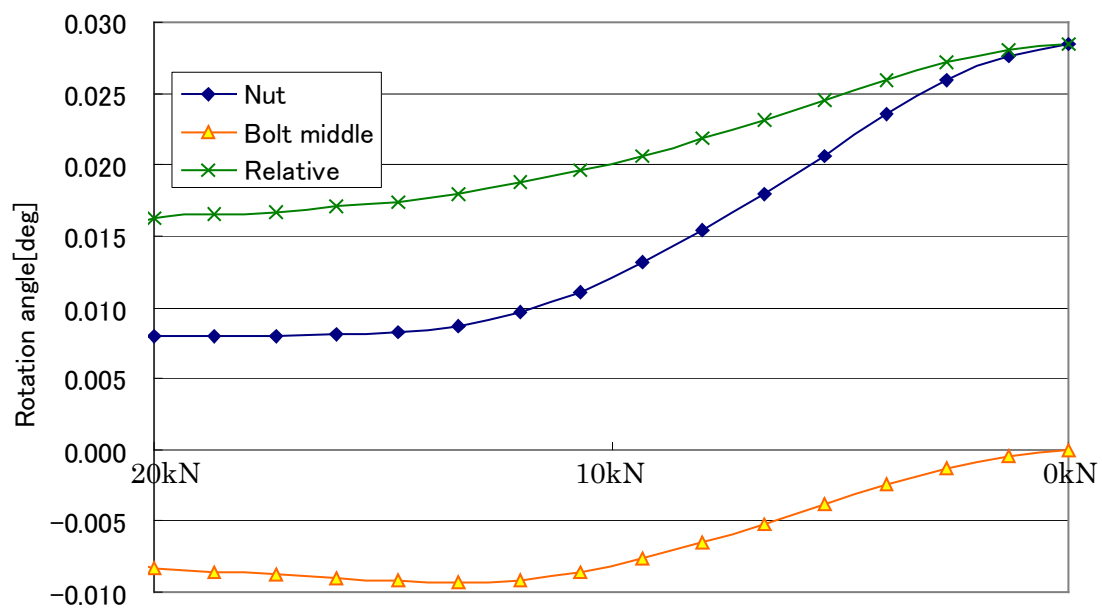


図 3.4(a)ナット回転角、ボルト中部ねじれ角、相対回転角の荷重除荷時における推移
(偏心量 80mm、偏心外力 20kN)

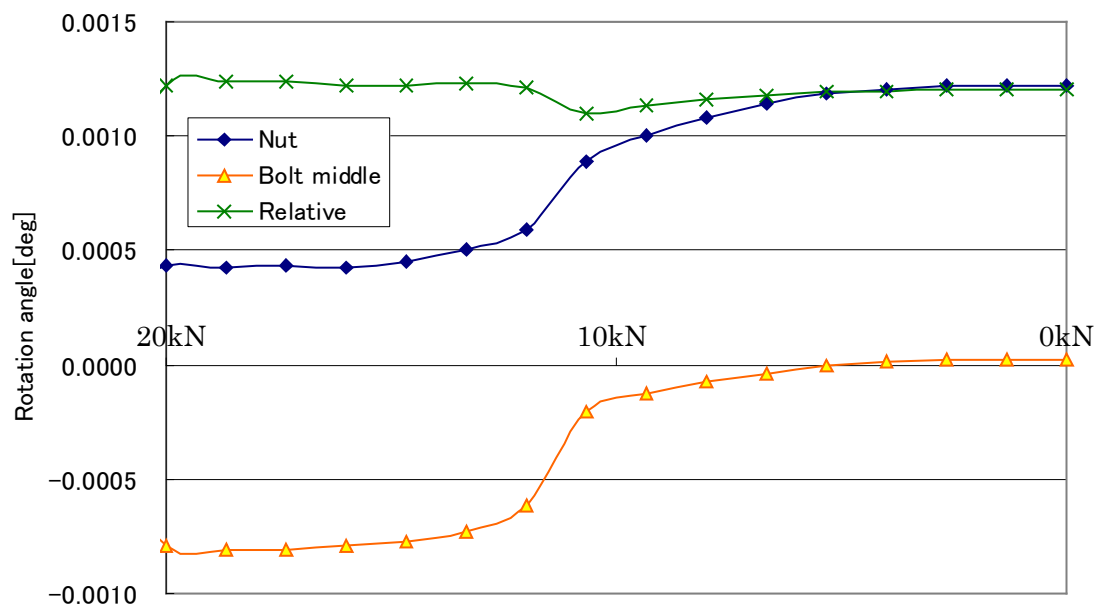


図 3.4(b)ナット回転角、ボルト中部ねじれ角、相対回転角の荷重除荷時における推移
(偏心量 0mm、軸方向外力 20kN)

3.4.3 軸方向外力を受ける場合との比較(相対回転角)

表 3.1 に、 $X_2=20\text{mm}$ 、 $F=20\text{kN}$ 、 X_1 を 20mm 、 40mm 、 80mm として行った偏心外力の解析と $F=20\text{kN}$ として行った軸方向外力の解析の相対回転角を示す。ここで相対回転角とは 1 サイクルあたりの値とし、ゆるみの進行が定常となるサイクル数 2~5 の相対回転角の平均とする。

軸方向外力の場合(偏心量 0mm)に比べ、偏心外力の場合(偏心量 20mm 、 40mm 、 80mm)の方が相対回転角は大きい。

すなわち、偏心外力を受ける場合の方が軸方向外力を受ける場合よりもゆるみやすいと考えられる。

表 3.1 相対回転角(軸方向との比較)

偏心量	平均相対回転角(2~5 サイクル)
0[mm]	$1.25 \times 10^{-3} [\text{deg}]$
20[mm]	$1.87 \times 10^{-3} [\text{deg}]$
40[mm]	$9.11 \times 10^{-3} [\text{deg}]$
80[mm]	$2.85 \times 10^{-2} [\text{deg}]$

3.5 結言

本章では軸方向外力を受ける締結体のゆるみについて、三次元有限要素法を用いてシミュレーションを行い、前章の偏心外力を受ける締結体のゆるみとの比較を行った。以下に本章における結論について示す。

荷重負荷時に関して、ボルト中部がねじれ、相対回転角が増加するという傾向は偏心外力の場合も軸方向外力の場合も同じであるが、偏心外力の場合の方が小さい荷重量でボルトねじれが始まることがわかった。

荷重除荷時に関して、荷重が減少するとナット回転角は増加し、ボルトはねじれを開放する方向に回転するという傾向は同じであるが、軸方向外力の場合、ナットとボルトが同時回転するため相対回転はおきないが、偏心外力の場合、ナットの方がボルト中部よりもより回転するため相対回転角は増加することがわかった。

軸方向外力を受ける場合は、1 サイクル中で荷重負荷時にのみゆるむが、偏心外力を受ける場合は1 サイクル中、荷重負荷時・除荷時の両方でゆるむことがわかった。

1 サイクルあたりの相対回転角を比較することで、偏心外力を受ける場合の方が軸方向外力を受ける場合よりもゆるみやすいとわかった。

第4章 結論

三次元有限要素法解析により、偏心外力を受ける締結体のゆるみについて検証した。それにより、軸方向外力を受ける締結体のゆるみとの違いがわかった。まず、荷重負荷時に関してはボルト中部がねじれ、相対回転角が増加するという傾向は同じであるが、偏心外力の場合の方が小さい荷重量でボルトねじれが始まることがわかった。また、荷重除荷時に関しては、荷重が減少するとナット回転角は増加し、ボルトはねじれを開放する方向に回転するという傾向は同じであるが、軸方向外力の場合、ナットとボルトが同時回転するため相対回転はおきないが、偏心外力の場合、ナットの方がボルト中部よりもより回転するため相対回転角は増加することがわかった。この違いに関しては、おそらく偏心外力の場合の方がナット座面の圧力分布に偏りがあること、またナット座面において回転方向のすべりだけでなく並進方向のすべりが生じることによるのではないかと推測されるが、これには更なる検討が必要であるということもわかった。

以上のことをまとめると、軸方向外力を受ける場合は、1 サイクル中で荷重負荷時にのみゆるむが、偏心外力を受ける場合は1 サイクル中、荷重負荷時・除荷時の両方でゆるむことがわかった。

また、偏心量、荷重量とも増加すると相対回転角も増加することがわかり、偏心量 0mm、つまり軸方向外力を受ける場合よりも偏心外力を受ける場合の方がゆるみやすいということがわかった。さらに、モーメントが増加すると、相対回転角も増加することがわかり、モーメントに関してゆるむかどうかの境界があることもわかった。

偏心量や荷重量が偏心外力を受ける場合のゆるみに影響するのはわかったが、その他のパラメータとして今回荷重のかからない側の長さ、つまり右端長さや剛性に関わる因子としてヤング率を変化させた場合のゆるみへの影響も調べた。それにより、ゆるみを抑えるには、荷重のかからない側の長さをある一定以上にすることが効果的であることがわかった。また、ヤング率を大きくして被締結体の剛性を高めることもゆるみを抑えるのに効果的であることがわかった。

あとがき

謝辞

本研究を進めるにあたり、酒井信介教授、原祥太郎助教、横山さん、そして酒井研究室の皆様には多大な御支援をしていただき大変感謝しています。

特に酒井教授、原助教、横山さんには、遅々として進まない私の研究に対して、温かく見守っていただき、困った時には深遠なる知識に基づく適切なアドバイスをくださり、本当に感謝しています。普段は自由にやらせてもらえ、詰まると的確に方向修正をしていただけるこの環境にとっても感謝しています。これからはこの経験をいかし、大学院でも頑張っていきたいと思います。

また、何かと節目節目に開かれていた研究室でのイベントや研究室旅行など、とても楽しかったです。準備をしてくださった中村さんをはじめ M1 の方々本当にありがとうございました。

以上、簡単ではありますが、私からの謝辞とさせていただきます。1 年間本当にありがとうございました。

参考文献

- [1] G.H.Jnker, “New Creteria for Self-Loosening of Fasteners Under Vibration”, SAE Transactions, 78, 314 (1969)
- [2] 山本晃,賀勢晋司 “軸直角振動によるねじのゆるみに関する研究－ゆるみ機構の解明”, 精密機械 43 巻 4 号p82(1977)
- [3] J.N.Goodier, R.J.Sweeney, “Loosening by vibration of threaded fastenings”, Mechanical Engineering, 67 , (1945) , 798
- [4] N.G.Pai, D.P.Hess, “Three-dimensional finite element analysis of threaded fastener loosening due to dynamic shear load”, Engineering Failure Analysis, 9, 383 (2002)
- [5] 泉聡志,横山喬,岩崎篤,酒井信介“ボルト締結体の締付けおよびゆるみ機構の三次元有限要素法解析”日本機械学会論文集(A 編)71 巻 702 号p204(2005-2)
- [6] 泉聡志,木村成竹,酒井信介“微小座面すべりに起因したボルト・ナット締結体の微小ゆるみ挙動に関する有限要素法解析”日本機械学会論文集(A 編)72 巻 717 号p780(2006-5)
- [7] 泉聡志,武太地,木村成竹,酒井信介“三次元有限要素法による軸方向外力作用下でのボルト・ナット締結体のゆるみ挙動解析”日本機械学会論文集(A 編)73 巻 732 号p869(2007-8)
- [8] 木村成竹“三次元有限要素法解析によるダブルナット締結法およびばね座金のゆるみ止め性能評価”2007 年度 修士論文
- [9] 山本晃“ねじ締結の原理と設計”p127 (1995) 養賢堂

以上

1P～45P 完
卒業論文

平成 20 年 2 月 1 日提出
60187 大西 正朗