

卒業論文

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
1P ~ 57P 完

平成 17 年 2 月 4 日提出
指導教官 泉 聡志 講師
30165 木村 成竹

目次

第1章	序論	6
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
第2章	微小座面すべりにおけるゆるみ	8
2.1	緒言	8
2.2	ボルトのゆるみについて	9
2.2.1	座面すべりによるゆるみのメカニズム	9
2.2.2	微小座面すべりによるゆるみ	12
2.3	有限要素法解析手法	13
2.3.1	解析モデルの全体像	13
2.4	解析結果	15
2.5	考察	22
	賀勢らの実験との比較	27
2.6	結言	29
第3章	座金のゆるみに対する性能評価	30
3.1	緒言	30
3.2	座面すべりの解析	31
3.2.1	解析手法	31
3.2.2	解析結果	33
	座金のサイズによる緩み挙動の違い	33
3.2.3	考察	36
	座金サイズによる違い	36
	座金の有無について	38
3.3	微小座面すべりの解析	40
3.3.1	有限要素解析手法	40
3.3.2	解析結果	40
3.3.3	考察	41
3.4	結言	42
第4章	摩擦トルクの等価直径のゆるみに防止効果とフランジ付六角ナットの性能評価	43
4.1	緒言	43
4.2	座面すべりの解析	43

4.2.1	有限要素法解析手法	43
4.2.2	解析結果	45
4.2.3	考察	47
4.3	微小座面滑りの解析	50
4.3.1	解析条件	50
4.3.2	解析結果	50
4.3.3	考察	51
4.4	結言	52
付録(有限要素モデル)		53
	ナットの有限要素法モデル	53
	フランジつき六角ナットの有限要素法モデル	55

目次

Fig 2-1	Finite element model used in the analysis by Yokoyama [4]	9
Fig 2-2	Contact states of the bolted joint and hysteresis loops	10
Fig 2-3	Loosening angles and contact states of the bolted joint	11
Fig 2-4	Experimental system proposed by Kasei [5]	12
Fig 2-5	Finite element model for loosening analysis of bolted joint	14
Fig 2-6	Loosening angles of bolted joint under various loading conditions	15
Fig 2-7	Experimental result obtained by Kasei[5] (The unit of y axis is minute.)	16
Fig 2-8	Nuts used in Kasei's experiment	16
Fig 2-9	Rotation angle of the nut	17
Fig 2-10	Rotation angle of the top of the bolt	17
Fig 2-11	Hysteresis loop	17
Fig 2-12	Rotation angle of the nut	18
Fig 2-13	Rotation angle of the top of the bolt	18
Fig 2-14	Hysteresis loop	18
Fig 2-15	Rotation angle of the nut	19
Fig 2-16	Rotation angle of the top of the bolt	19
Fig 2-17	Hysteresis loop	19
Fig 2-18	Rotation angle of the nut	20
Fig 2-19	Rotation angle of the top of the bolt	20
Fig 2-20	Hysteresis loop	20
Fig 2-21	Rotation angle of the nut	21
Fig 2-22	Rotation angle of the top of the bolt	21
Fig 2-23	Hysteresis loop	21
Fig 2-24	Contact states of the nut thread and bearing surface	23
Fig 2-25	Contact state and rotation angle in the case of 1000N loading	24
Fig 2-26	Contact state and rotation angle in the case of 700N loading	25
Fig 2-27	Contact state and rotation angle in the case of 500N loading	26
Fig 2-28	Experimental result obtained by Kasei [5]	27
Fig 2-29	Loosening rotations of nut under various loading conditions	27
Fig 3-1	Finite element model for loosening analysis of the washer	32
Fig 3-2	Rotation angles of the bolted joints with various washer	33

Fig 3-3	Comparison of hysteresis loop between the bolted joints with various sizes of washers.....	34
Fig 3-4	Comparison of rotation angles between Bolt(With washer) and Bolt(No washer) in first 1/4 cycle	35
Fig 3-5	Comparison of hysteresis loop between No washer and With washer	35
Fig 3-6	Comparison of bolt rotation angles with various sizes of washers for 1/4 cycle	36
Fig 3-7	Comparison of bolt rotation angles of four cases for 1/8 cycle	37
Fig 3-8	Schematic illustration of bolt axis.....	38
Fig 3-9	Rotation angles of Bolt(With washer) and Washer.....	39
Fig 3-10	Hysteresis loop.....	40
Fig 3-11	Progress of bolt rotation.....	41
Fig 4-1	Finite element model for loosening analysis of Flange	44
Fig 4-2	Comparison of hysteresis loop between conventional nut and Flange.....	45
Fig 4-3	Comparison of hysteresis loop between Washer and Washer(Stick)	45
Fig 4-4	Loosening rotations in the cases of four kinds of nuts	46
Fig 4-5	Rotation angles of the bolt top in the cases of four kinds of nuts	47
Fig 4-6	Rotation angles of the bolt top in the cases of Nut and Flange	48
Fig 4-7	Rotation angles of bolt top in the cases of Washer and Washer(Stick).....	48
Fig 4-8	Rotation angles in the cases of four kinds of nuts.....	50
Fig 4-9	Hysteresis loop.....	51
Fig 4-10	Rotation angles of the bolt top in the cases of four kinds of nuts	52
Fig 1	Volume of nut	
Fig 2	Mesh of nut.....	53
Fig 3	Volume of nut thread	
Fig 4	Mesh of nut thread	53
Fig 5	Volume of cylinder A	
Fig 6	Mesh of cylinder B.....	54
Fig 7	Volume of cylinder B	
Fig 8	Mesh of cylinder A	54
Fig 9	Size of nut.....	54
Fig 10	Volume of nut with flange	
Fig 11	Mesh of nut with flange	55
Fig 12	Cross section of flange	
Fig 13	Mesh of flange	55
Fig14	Size of nut with flange	56
Table 1	Relationship between vibrational force and transverse displacement	15
Table 2	Size of each washer	32
Table 3	Sizes of each washers	40
Table 4	Equivalent diameter of each nut	47

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、ほかの結合法と比べ取り外し可能という利点の反面、外力が働くことで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、ゆるみが生じることでボルトの破損を招き、大事故につながるという危険性も含んでいる。

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の外力により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。しかし、こうした実験では計測装置の精度などによりボルト締結体のゆるみの詳細なメカニズムは正確に分かっていなく推測による様々な説が存在する。

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 Pai [3] や横山 [4] によ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、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のメカニズムの詳細な説明が可能になった。今後は賀勢によって示された座面におけるすべりを生じない場合のメカニズムの解明も可能であると考えられる。

また、現在までに様々なゆるみ止め対策部品も開発され、実験的手法によりゆるみ止め対策部品の性能評価が行われてきた。しかし一般的に用いられている評価手法はNAS式高速ゆるみ試験機 (米国航空機規格NAS3350) といったもので、短時間に衝撃外力を繰り返し与える方法であり、締結力が消失するまでの耐久時間を評価するものであるが、この手法では結果のばらつきが大きく正しい評価がされているとは考えにくい。

そこで上記の三次元有限要素法モデルを応用することで今まではあいまいな評価指標しかなかったゆるみ止め部品の性能評価に対し定量的な評価をすることが可能になると考えられる。

1.2 本研究の目的

本研究では三次元有限要素法モデルを用いてねじ締結体ゆるみ止め部品のゆるみ防止効果の検証とともに緩み防止メカニズムについて考察する。また、ゆるみ防止の際にはゆるみのメカニズムを理解することが必要となる。しかし現在のところゆるみのメカニズムは

はっきりとは分かっていない。そこで、ゆるみのメカニズムについて詳しく考察することも目的とする。

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章としてねじ締結体の微小座面すべりの元でのゆるみのメカニズムを考察した。

第3章として JIS B1256 平座金のゆるみ防止の性能評価を行った。

第4章として摩擦トルクの等価直径のゆるみ挙動への影響を調べるとともに、JIS B1190 フランジつき六角ナットのゆるみ防止性能評価を行った。

第2章 微小座面すべりにおけるゆるみ

2.1 緒言

ボルト締結体の緩みに対しては長い間研究されてきたが、以前は座面において完全なすべりを起こす場合のゆるみについての研究がほとんどだった。以降このゆるみは座面すべりによるゆるみと呼ぶ。一方で、近年になって座面にすべりを起こす以前にもゆるみを生じることが賀勢らによる実験により示されている[1]。このような座面にすべりを起こす以前に生じるゆるみを以降では微小座面すべりによるゆるみと呼ぶ。

微小座面すべりによるゆるみは非常に小さいがその積み重ねにより軸力の低下を招き、最終的には小さな外力で座面すべりを生じることにつながると考えられ、実際のねじの使用状況下における緩みの多くもこの微小座面すべりによるのではないかと考えられる。

微小座面すべりによるゆるみは非常に小さいため、賀勢らにより行われた実験による考察では限界があると思われ、有限要素法による考察が必要になる。

そこで本章では、未だに明らかにされていない微小座面すべりによるゆるみの挙動を明らかにすることを目的とする。

本章の構成を以下に示す。

- ・ 緒言
- ・ ボルトのゆるみについて
- ・ 有限要素法解析手法
- ・ 解析結果
- ・ 考察
- ・ 結言

2.2 ボルトのゆるみについて

2.2.1 座面すべりによるゆるみのメカニズム

座面すべり状況下においてのゆるみについて説明していく。座面すべり状況下でのゆるみの挙動は山本 [2]らによって提案され、横山の行った有限要素法による解析でも再現されている。以下は横山により行われた解析の結果である [4]。このときの解析モデルを以下に示す。

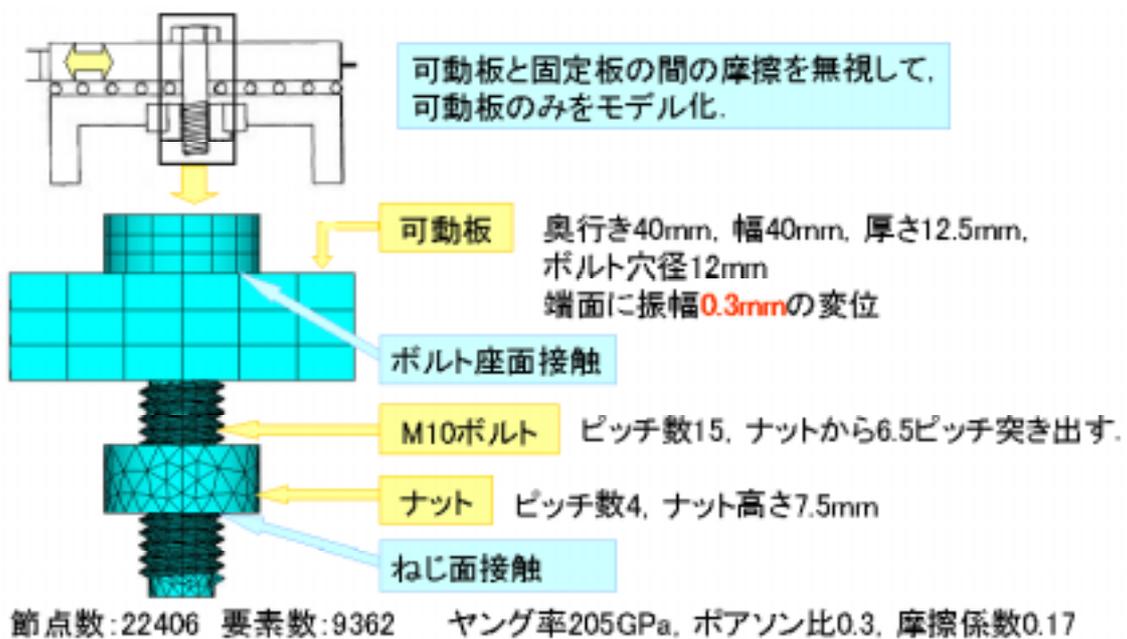


Fig 2-1 Finite element model used in the analysis by Yokoyama [4]

接触面の様子について、以下のボルトへ与えた並進変位を x 軸、それに要する並進力を y 軸としたヒステリシスループを用いて説明する。

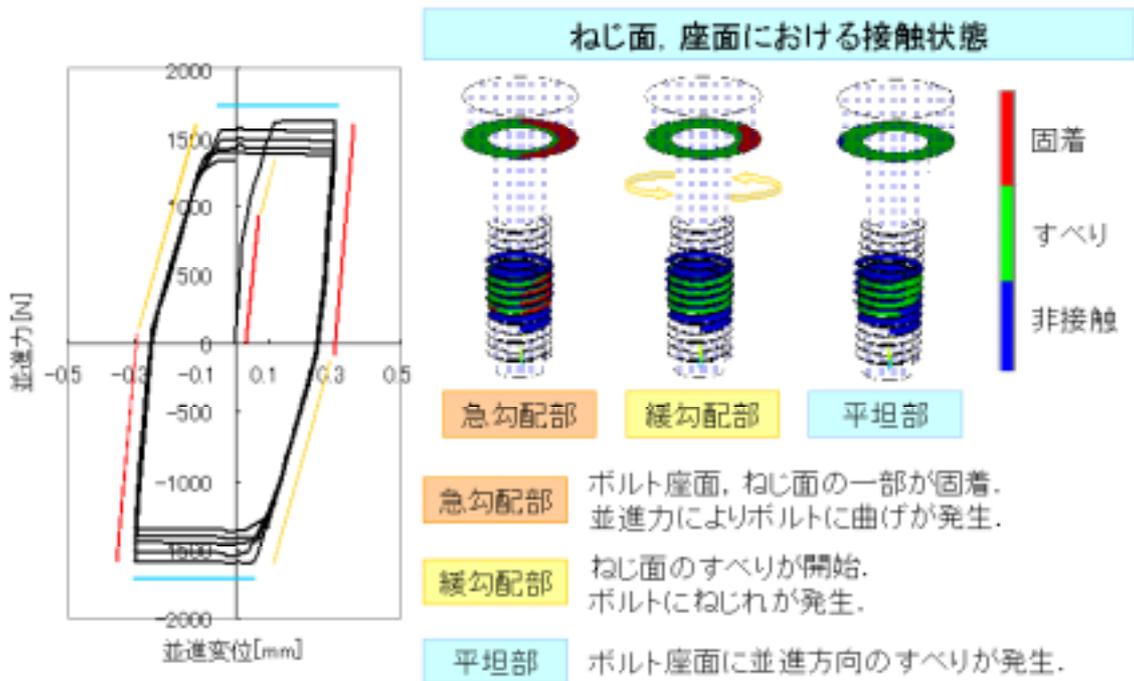


Fig 2-2 Contact states of the bolted joint and hysteresis loops

2004 横山喬 修士論文 PPT

ボルトに並進方向外力を与えたときのヒステリシスループは急勾配部、緩勾配部、平坦部の3通りの状況に分けられる。まずはじめにボルトに力を加えていくとヒステリシスループが急勾配の部分がある。急勾配部においてはボルト座面、ねじ面の一部が固着していき、並進力によりボルトに曲げが生じている。さらに並進力を増加させると、ボルト座面より先にねじ面においてすべりが生じる。ねじにはリード角があるためすべりの方向にはねじがゆるむ方向への成分を持っているため、ボルトがゆるむ方向にボルト軸部にねじれを生じる。さらに並進力を増加させるとヒステリシスループが平坦になるところがある。ここではボルト座面において座面すべりを生じ、ボルト軸部に生じたねじれを解消しようとボルト頭部がボルトをゆるめる方向に回転する。

以下にボルトの3点での回転角を求めたグラフを示す。

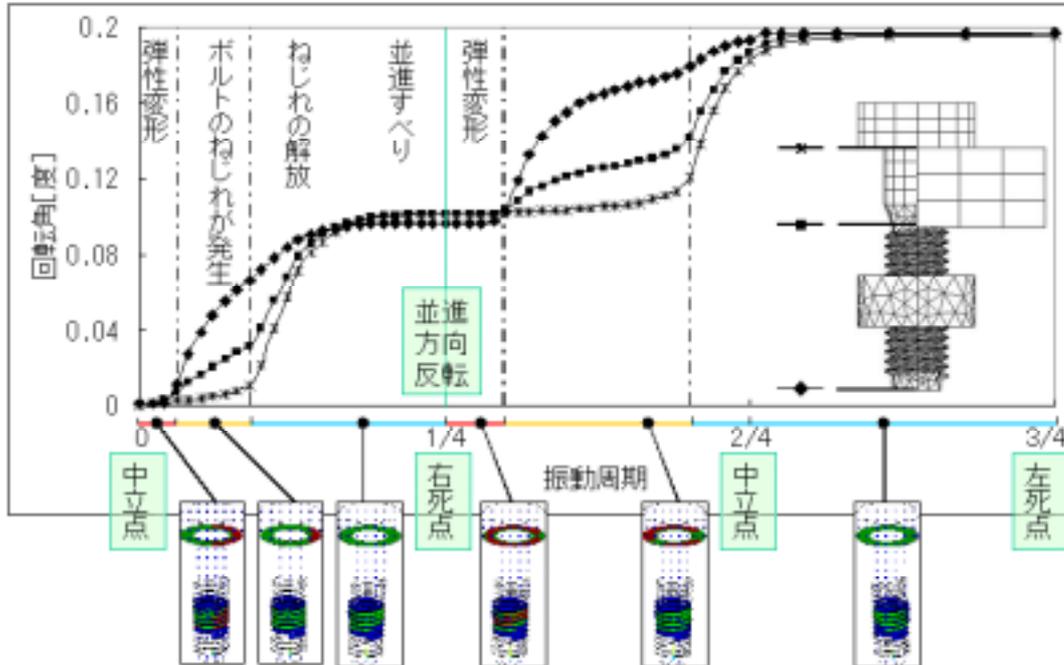


Fig 2-3 Loosening angles and contact states of the bolted joint

2.3 有限要素法解析手法

2.3.1 解析モデルの全体像

賀勢[5]らの実験を模擬した有限要素法モデルを以下に示す。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 (12) とした。おねじ、めねじのねじ山数はそれぞれ 15 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。実験において可動板と固定板をベアリングで摺動させていたが、モデリングでは摺動部での摩擦抵抗は無視し可動板のみをモデル化した。ボルトについては横山[4]が解析で用いたモデルと同じ作り方で作成した。今回の解析ではナットが回転するため、ナット座面の接触状態が重要となると考え、ナットの作成方法について変更をくわえた。ナットの形状や作成方法については付録にのせてある。

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、計算時間の短縮のためモデリングの際にボルト座面とナット上面を初期干渉させることで発生させている。接触要素は、ボルト圧力側ねじ山・ナット圧力側ねじ山間、ボルト非圧力側ねじ山・ナット非圧力側ねじ山間、ボルト座面・座金上面間、可動板上面・座金下面間の 4 箇所にて定義する。ボルト軸部と可動板穴内面に対してはこの解析では接触が起こらないので接触を定義しなかった。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、摩擦係数はすべてにおいて 0.15 とした。摩擦係数については詳しくは分からなかったため、横山の解析 [4] の結果が山本の実験結果と一致するのが摩擦係数が 0.15 のときであったため今回はこの値を採用した。

可動板を加振するとき力による加振と変位による加振が考えられる。賀勢らは変位加振で実験を行っていたが、静的解析として行い軸力の低下もわずかなため複数回サイクルでの挙動を見るのにはどちらも違いはないと考えられる。そのため解析においては力加振で行った結果を用いている。

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、可動板変位方向に 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。

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。

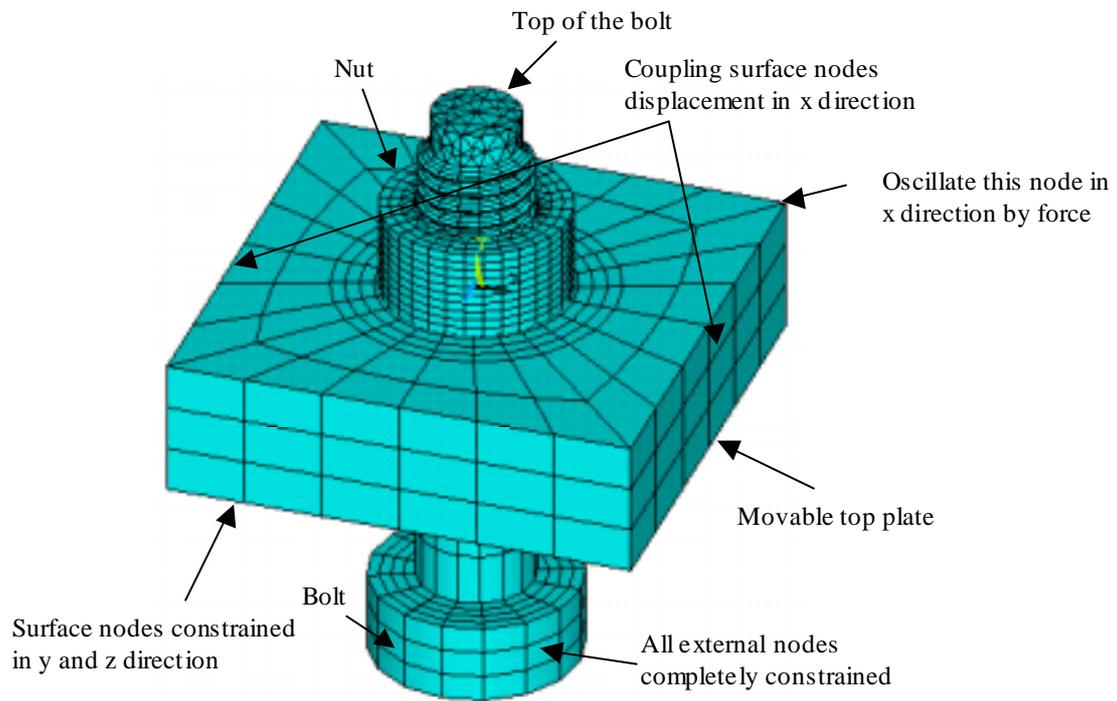


Fig 2-5 Finite element model for loosening analysis of bolted joint

2.4 解析結果

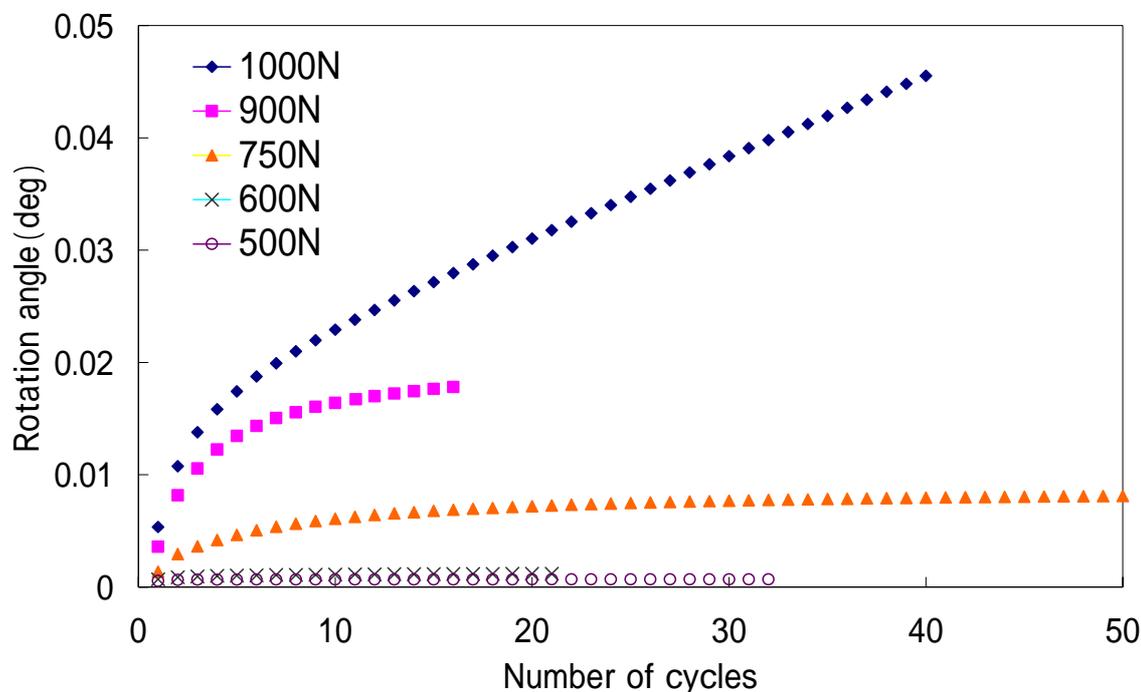


Fig 2-6 Loosening angles of bolted joint under various loading conditions

以下に加振力を変えた場合のゆるみの進行の様子を示す。データ数が多かったため見やすいようにプロットするデータ数は減らしてある。また、以下のテーブルにそれぞれの加振力についておよその並進変位を示す。並進変位については振幅を表し、x 軸正、負双方向に振幅分ずつ変位が繰り返されることになる。

また、賀勢らの実験結果について比較のために載せる。賀勢らの実験ではナット回転角の正方向が逆となっている。賀勢らによる実験と比べて繰り返し回数が少ないが、並進変位量によって緩みが急速に進行していくか微小な速度でゆるんではいるが、ほとんど停留してしまうと考えられる場合があるという結果は一致している。

加振力	1000N	900N	750N	600N	500N
並進変位 (mm)	0.082	0.065	0.046	0.035	0.027

Table 1 Relationship between vibrational force and transverse displacement

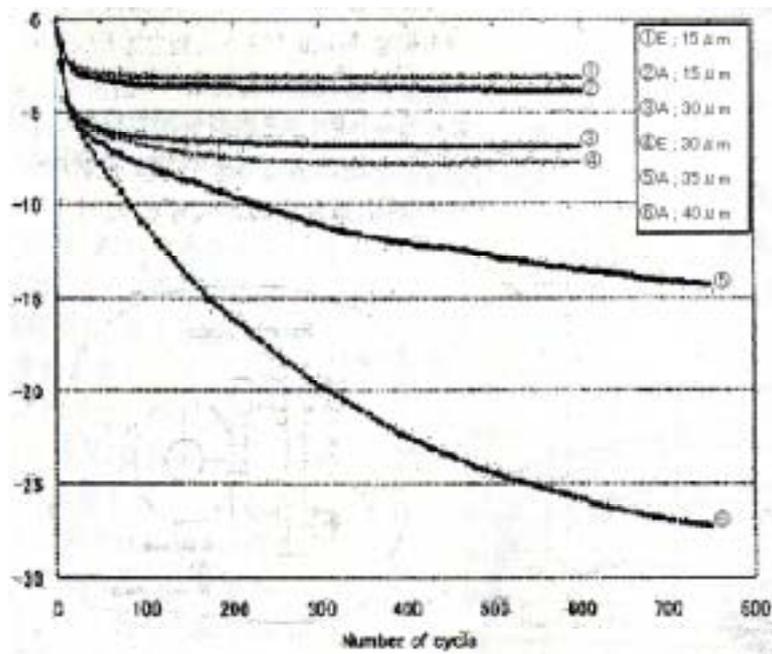


Fig 2-7 Experimental result obtained by Kasei[5] (The unit of y axis is minute.)

Mark	Kinds / surface treatment	*
A	M10, hex. /black oxide coating	17
B	M10, hex. /plain	17
C	M10×1.25, hex. /zinc plating -chromate treatment	17
D	M10×1.25, hex. /zinc plating -chromate treatment	14
E	M10×1.25, hex. with flange /zinc plating-chromate treatment.	14

Fig 2-8 Nuts used in Kasei's experiment

はナット二面幅

Loading of 1000N

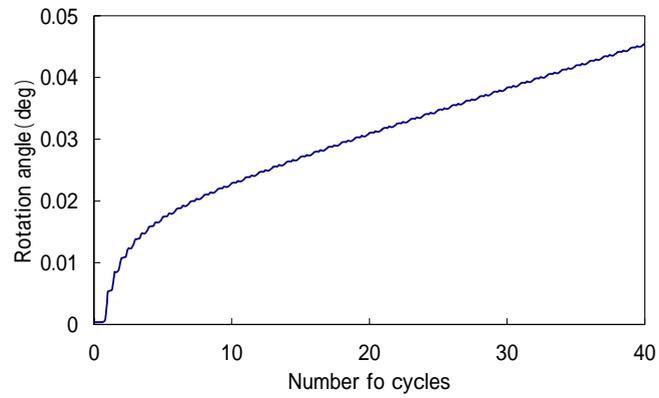


Fig 2-9 Rotation angle of the nut

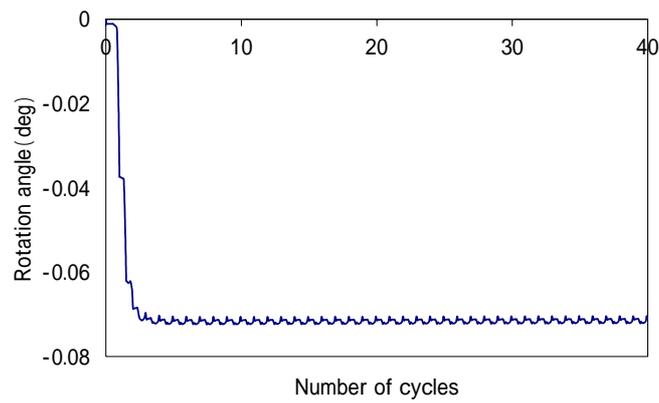


Fig 2-10 Rotation angle of the top of the bolt

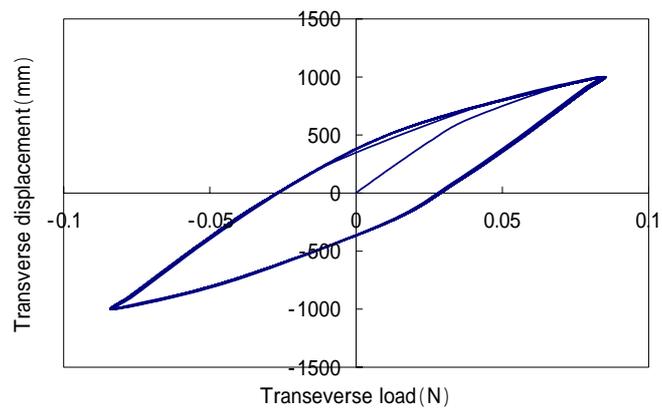


Fig 2-11 Hysterisys loop

Loading of 900N

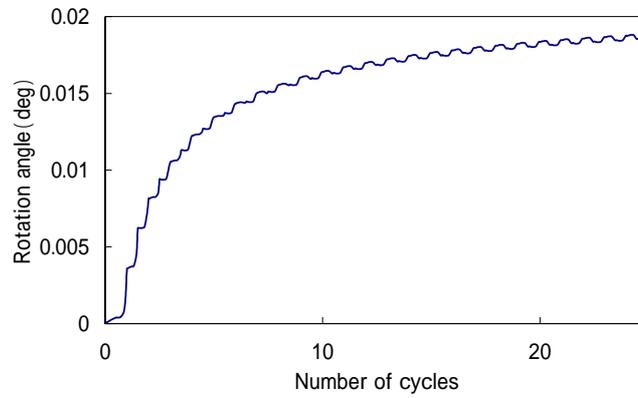


Fig 2-12 Rotation angle of the nut

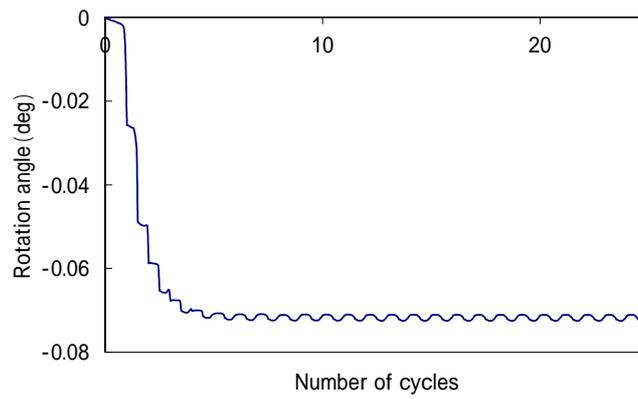


Fig 2-13 Rotation angle of the top of the bolt

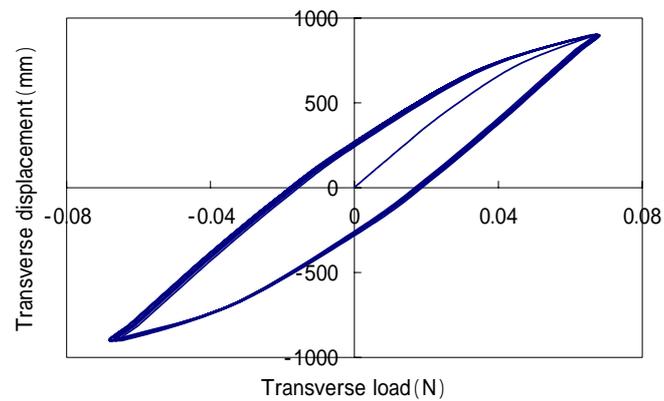


Fig 2-14 Hysterisys loop

Loading of 750N

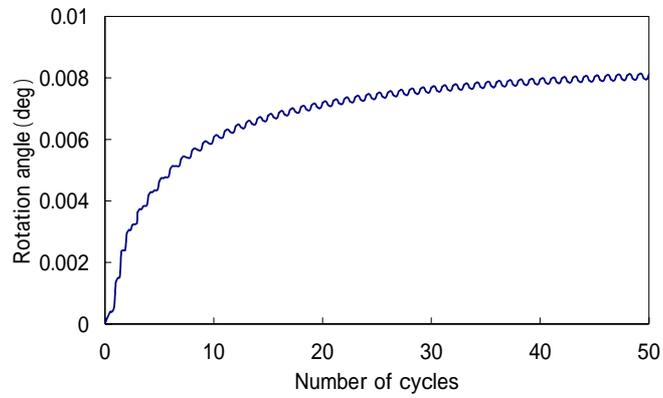


Fig 2-15 Rotation angle of the nut

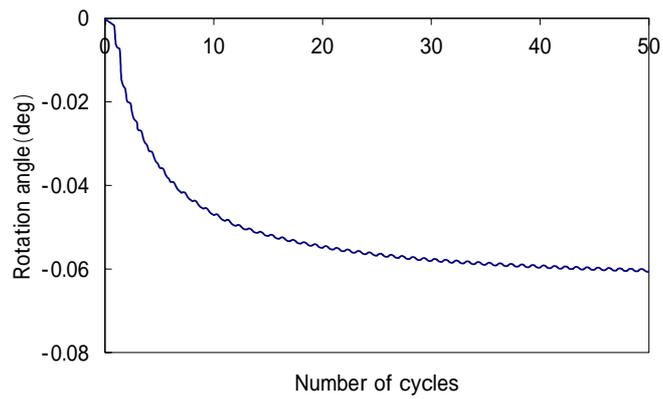


Fig 2-16 Rotation angle of the top of the bolt

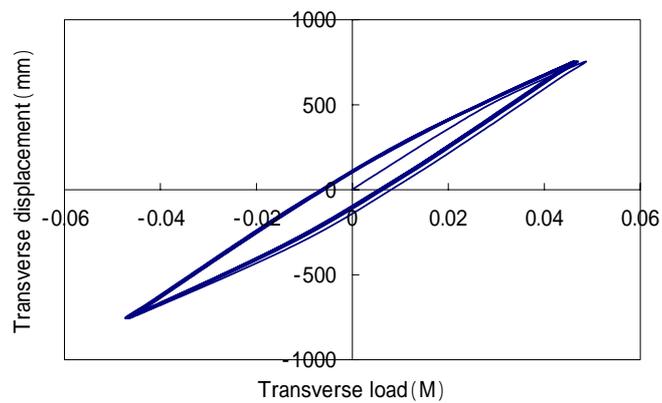


Fig 2-17 Hysterisys loop

Loading of 600N

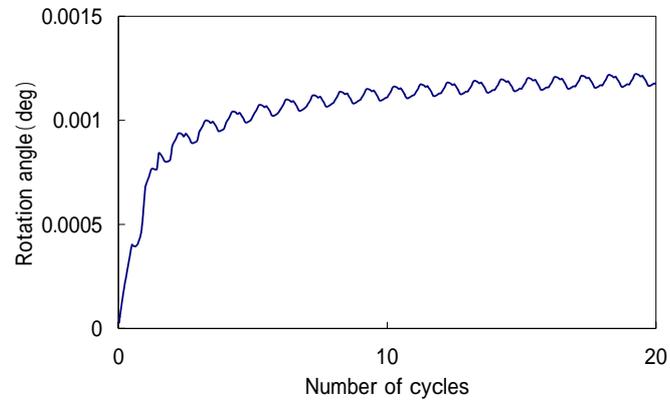


Fig 2-18 Rotation angle of the nut

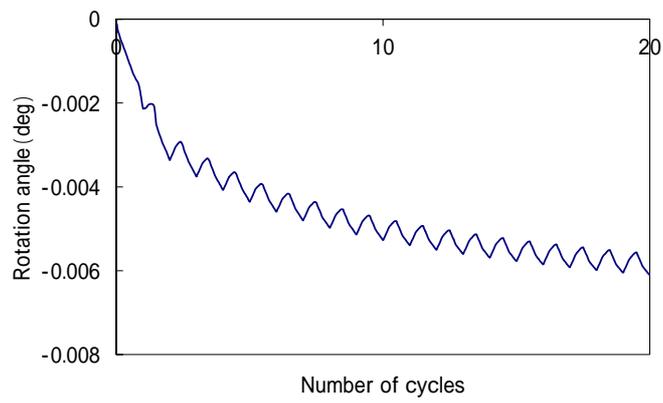


Fig 2-19 Rotation angle of the top of the bolt

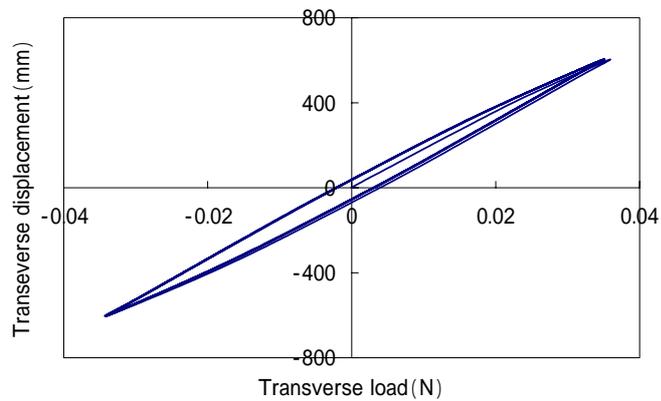


Fig 2-20 Hysterisys loop

Loading of 500N

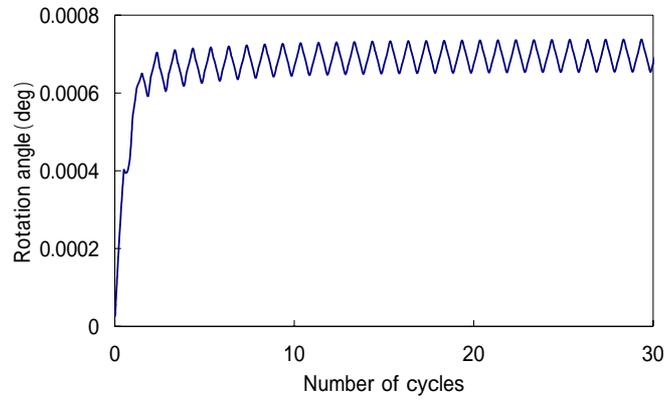


Fig 2-21 Rotation angle of the nut

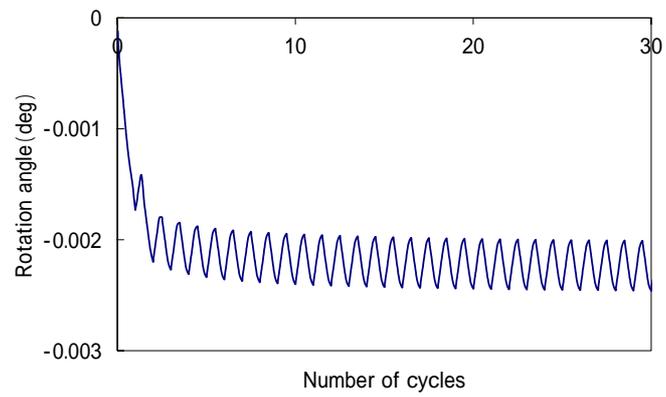


Fig 2-22 Rotation angle of the top of the bolt

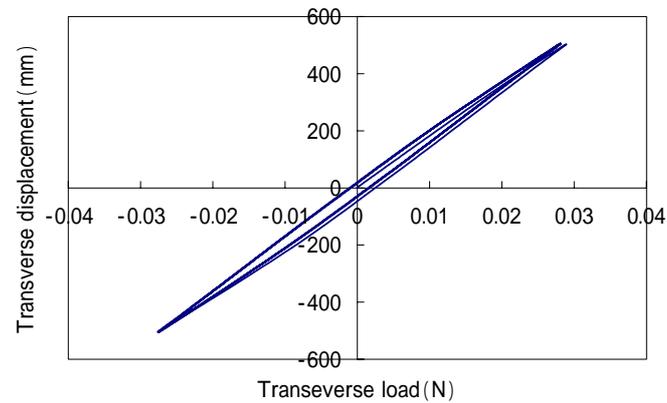


Fig 2-23 Hysterisys loop

2.5 考察

ナット回転角はボルト軸にねじれの生じていないはじめの数サイクルで急激にゆるみ方向へ進み、その後はボルト軸のねじれが一定の値に収束するにつれ次第に傾きが緩やかになり最終的には直線となり一定の回転角を保ってゆるんでいくかほとんどゆるみが進行しないかに分かれる。一定の傾きとなり緩みが進行する場合でも最終的に収束する直線の傾きは並進変位量により大きな違いがある。

ボルト軸のねじれは y 軸に対して負の方向であり、締結時に発生するねじれの方向と同じ方向のねじれが生じる。

加振力 1000N, 900N, 750N の場合はいずれも 0.07deg 程度のねじれが生じるようであり、0.07deg のねじれを解消しようとするトルクとねじ接触面での摩擦力と締結力のねじのリード角に沿ってねじ山を緩む方向に下る成分がつりあうものと考えられる。

加振力 1000N, 900N の時に共通していえることは、ねじ接触面での完全な滑りを生じていることである。これにより数サイクルのねじ面での滑りによりボルト軸にねじれが蓄積し、およそ -0.07deg になりつりあいの状態に至るまで進行すると考える。座面すべりを生じず、ねじ面での完全すべりを起こす場合のゆるみは Pai ら [3] により提案されたゆるみのメカニズムである。加振力 1000N, 900N の時を比べると分かるように、座面すべりを生じず、ねじ面での完全すべりを起こす場合の最終的なゆるみの進行速度は加振力（並進変位）により大きく変わってくる。

加振力が 600N, 500N の場合はねじ接触面上部において完全な固着部分があり、それによりボルトねじれ角の進行がないと考えられる。750N においてはねじ接触面すべてが同時に滑り出すことはないが、1 サイクルの間ずっと固着したままのねじ接触部があるわけではなく、固着部の位置もサイクル内で移り変わっていくためボルトのねじれが進行すると考えられる。750N の時がねじ面同士が完全にすべり出すか否かの境目であると思われる。加振力 1000N や 900N の場合のヒステリシスループにおいても約 750N で急勾配部から緩勾配部に移り変わっていることが見て取れる。

以下の図に加振力 750N の解析における 1 サイクル内でのナットねじ山の接触状態を 3 つ選んで示す。これらを見ると分かるようにナットねじ山のどの部分でもサイクル内で最低一度は滑りが生じている。ねじ面すべてで同時に滑りが生じることはないのでボルト軸のねじれの蓄積はゆっくりであるが、複数回サイクルで微小なねじれの蓄積で最終的には約 - 0.07deg のねじれを生じると予測される。

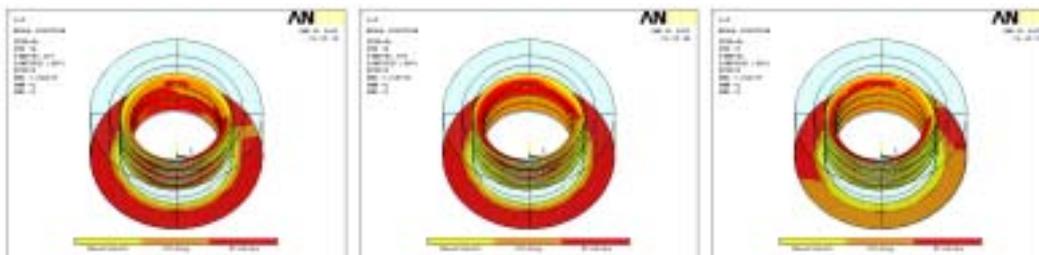


Fig 2-24 Contact states of the nut thread and bearing surface

以下に加振力 1000N , 750N , 500N の場合における 30~31 サイクルのナットのゆるみの進行がおよそ一定になったときのナット回転角とボルト先端のねじれの振動の様子を示す。また、そのときのナット座面およびナットねじ面の接触状態を示す。

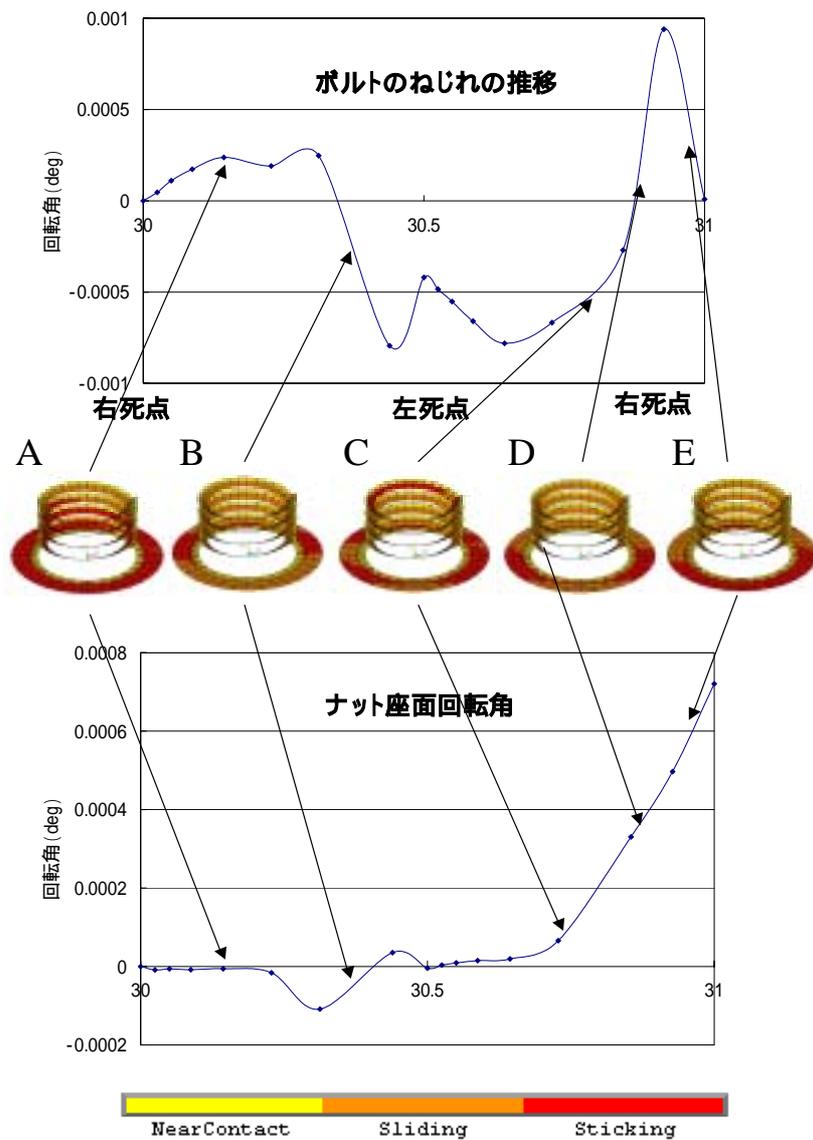


Fig 2-25 Contact state and rotation angle in the case of 1000N loading

上図の A においてはナットねじ面に滑りが生じていない。左死点に向け変位すると、B のようにナットねじ面に完全な滑りが生じる。このときナット座面での接触状態は座面 z 軸負方向側においてのみ固着している。その後左死点に到達後は C に示すようにねじ面の接触が一度回復する。さらに右死点方向に変位が進むと D、E のように再びねじ面において滑りを生じ今度はナット座面における固着域が z 軸正方向側となる。

座面滑り時は 1 サイクルで右死点側と左死点側で 2 回同じような滑りの挙動があったが、微小座面滑りの場合は右死点側と左死点側でまったく異なる挙動を示した。

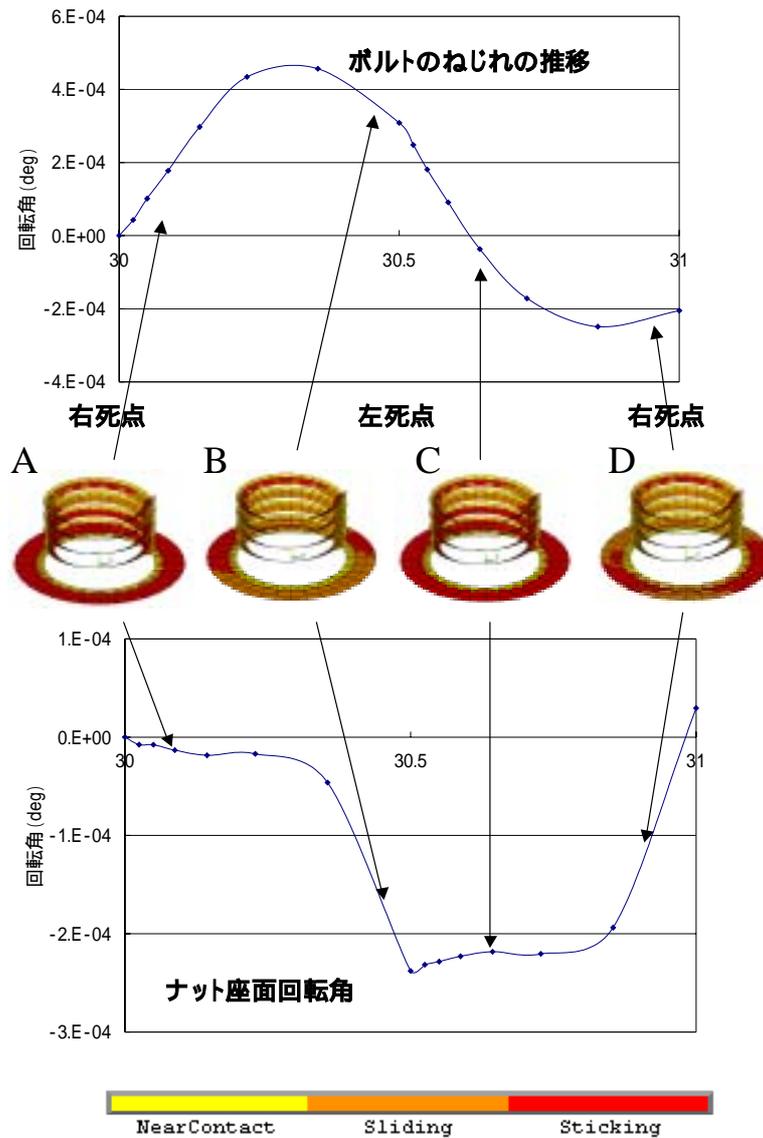


Fig 2-26 Contact state and rotation angle in the case of 700N loading

上図の A においてはナットねじ面に滑りが生じていない。左死点に向け変位するとナットねじ面の座面側から滑りが生じていくが、B のように座面から最も離れたねじ山には完全な滑りが生じない。しかし、Fig に示すように、座面から最も離れたねじ山においても 1 サイクルの間中固着している部分はないため、少しずつねじ接触面において滑りを生じる。このときナット座面での接触状態にも加振力 1000N のときと同様に 1 サイクル内で上図の手前側で固着しているときと奥側で固着している時間帯がある。

右死点側と左死点側でまったく異なる挙動を示すのは加振力 1000N のときと同様である。

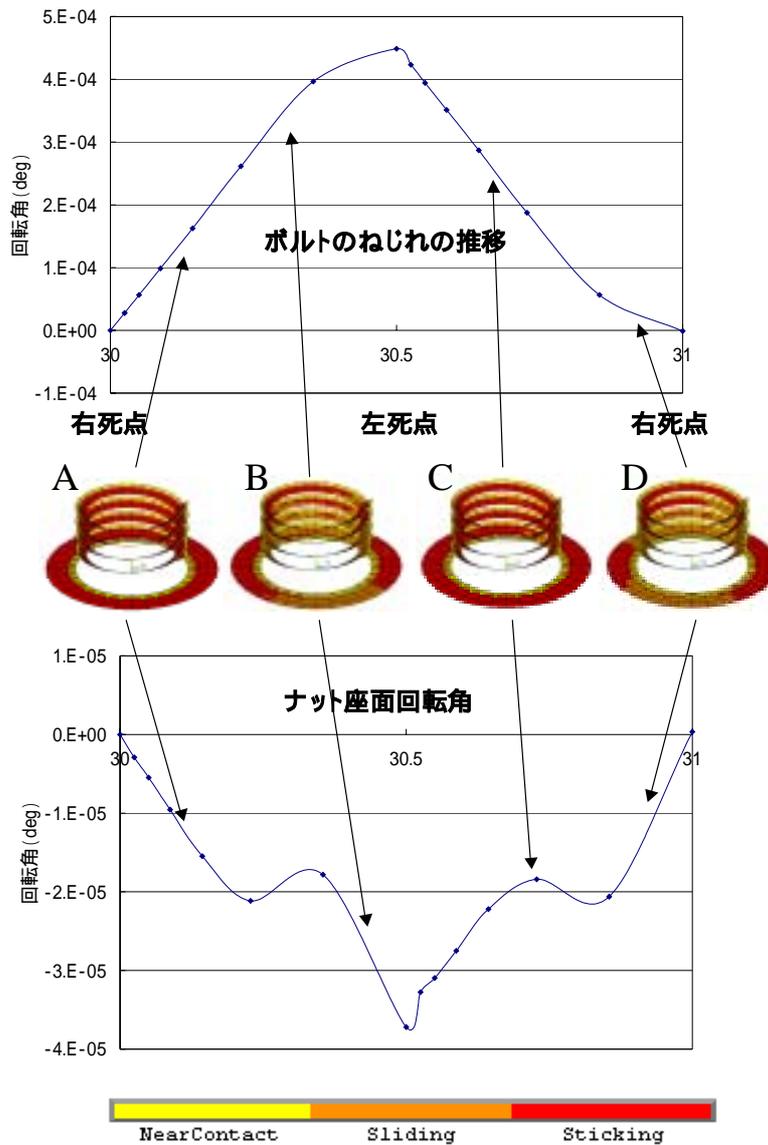


Fig 2-27 Contact state and rotation angle in the case of 500N loading

A ~ Dの間すべてにおいて座面から最も離れたねじ山で滑りは生じず、固着状態を保っているため Fig に示すようにボルト軸にねじれはほとんど生じない。B と C のように右死点、左死点においての座面接触状態が加振力 1000N や 750N のときと異なり z 軸方向（上図の接触状態の前後）で固着しているのではなく、座面の x 軸方向（上図の接触状態の左右）において固着状態となっている。ねじ面に滑りが生じた場合にナットにも緩み回転が生じるのは、ユニカー式試験機 [1] でナットを固定した場合の有限要素解析で Pai [3] らが提案している localized slip によると考えられる。しかし、1000N や 750N の座面接触状態をみると、ナット座面の場合サイクル内で座面に部分的な滑りが生じたときの固着部が加振方向と垂直方向の接触状態図手前側と奥側に偏ることが見て取れる。

賀勢らの実験との比較

以下に賀勢らの実験実験結果を示す。サイクル数が少ないときのグラフの値が読み取りにくいため約 150 サイクルまでの結果を対数近似したものを示してある。また、解析結果実験と対比するために再び示す。

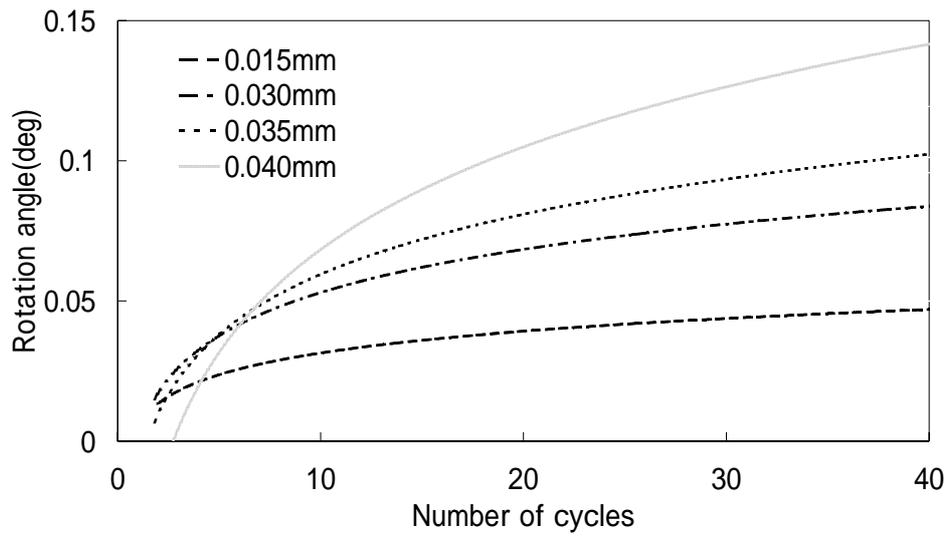


Fig 2-28 Experimental result obtained by Kasei [5]

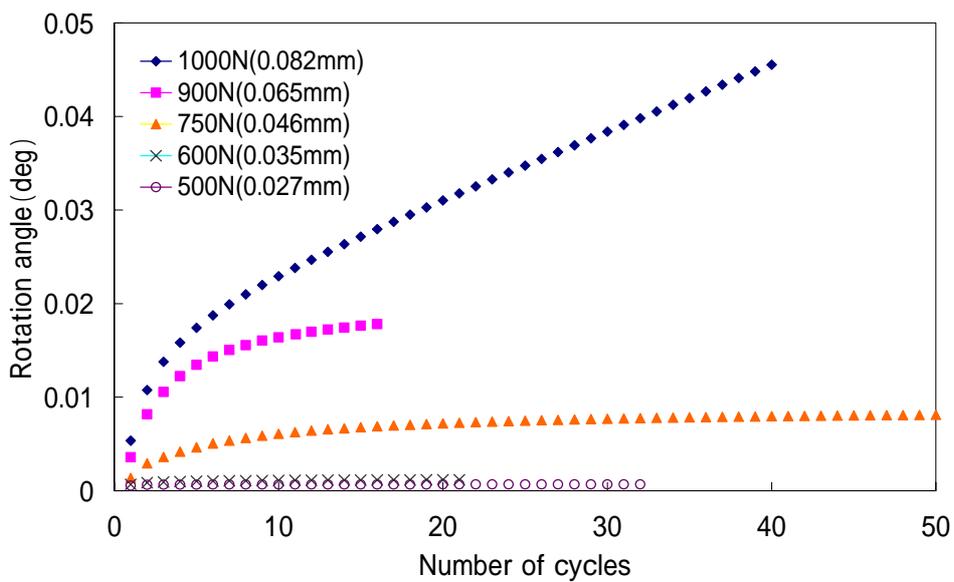


Fig 2-29 Loosening rotations of nut under various loading conditions

傾向は似ているものの、実験のほうがかなり初期のゆるみの進行が速くなっている。これは座面におけるへたりが初期段階では起こるため解析結果との一致が得られなかったと考えられる。

また、実験においては締付時のボルトのねじれが残っていると考えられ、それにより解析と一致しないのではないかと考えられる。今後締め付け時のボルト軸のねじれの影響を追加検討していく必要があると考えられる。

しかし、被締結体可動板に加える加振力（変位量）により大きく変わるという傾向については定性的な一致が得られた。

2.6 結言

本章では微小座面すべりを3次元有限要素法を用いてシミュレーションを行い、賀勢らの実験との比較を行った。以下に本章の結論を示す。

- ・ 微小座面すべりによるゆるみ速度が被締結体可動板に加える加振力（変位量）により大きく変わることを示した。また、ねじ面に完全なすべりを生じない場合のゆるみ速度は非常にゆっくりであるため、ねじ面で完全な滑りが生じないような設計が推奨されることを提案した。
- ・ 3次元有限要素法解析により、実験による微小座面すべりのゆるみの進行の傾向と定性的な一致を得た。

第3章 座金のゆるみに対する性能評価

3.1 緒言

もっとも単純なゆるみ止め部品として座金があげられるが、何のために用いられどんな効果があるのかが理解されずに用いられている場合が多い。座金の機能としては座面機能として

- ・ 座面確保
- ・ 座面面圧低下・均一化
- ・ 座面摩擦係数安定化
- ・ 座面保護

といったものがある。また、スペーサー機能として

- ・ 非回転ゆるみ低減
- ・ 回転ゆるみ低減

といったものがあげられるが、ここでは回転ゆるみ低減の効果に絞ってついて有限要素法を用いて考察していく。スペーサー機能としての回転ゆるみ低減は、ボルト・ナット座面と被締結体に相対すべりがある場合に厚い座金を入れることで回転ゆるみ（座面すべりによるゆるみ）が発生するかしないかの限界すべり量を大きくして回転ゆるみをなくすか低減することである[6]。

座面すべりでのゆるみの解析では座金のサイズによる緩み止めの効果を検証するために、JIS B1256 に規定される小形平座金、並形平座金、特大形平座金の三種と座金なしの場合の挙動を比較する。また、座金によるグリップ長さの増加によるゆるみへの影響を除いて考察を行うためにグリップ長さが同じ場合の座金の有無でのゆるみ挙動への影響を調べた。

また、微小座面すべりの解析では厚みの影響と座金の径の影響を別々に考察するために厚みのみを変えた解析、座金の径のみを変えた解析をそれぞれ行い比較することを目的とする。本章の構成を以下に示す。

- ・ 緒言
- ・ 座面すべりの解析
- ・ 微小座面すべりの解析
- ・ 結言

3.2 座面すべりの解析

3.2.1 解析手法

Junker 式ねじ緩み試験機 [1] を模擬し、メートル並目ねじ M10 のボルトを用いボルト穴系は 3 級 (12) とした。おねじ、めねじのねじ山の数はそれぞれ 15 ピッチ、4 ピッチであり、ボルトねじ部はナットから 6.5 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。実験において可動板と固定板をベアリングで摺動させていたが、モデリングでは摺動部での摩擦抵抗は無視し可動板のみをモデル化した。被締結体可動板は $40 \times 40 \times 12$ の大きさの直方体とした。座金をはさむ場合、ボルト軸部を長く作っておきボルト頭部を座金の厚みの分だけ上方に作り、その隙間に座金をはさんだ。この方法では締結体のグリップ長さが座金の厚みの分だけ厚くなる。

一方、座金を入れることによるグリップ長さが長くなることによる影響を除外して考察を行う必要もあると考えられる。そこで、グリップ長さをそろえるため被締結体可動板の厚みを座金の厚みの分だけ薄く作っておき空いた隙間に座金をはさんだ解析も行った。解析対象としては座金なしの場合と、並形平座金を対象とした。

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、計算時間の短縮のためモデリングの際にボルト座面とナット上面を初期干渉させることで発生させている。初期締結力は 9.8 kN で統一してある。

接触要素は、ボルト圧力側ねじ山・ナット圧力側ねじ山間、ボルト非圧力側ねじ山・ナット非圧力側ねじ山間、ボルト座面・座金上面間、可動板上面・座金下面間の 4 箇所に定義する。ボルト軸部と可動板穴内面に対してはこの解析では接触が起こらないので接触を定義しなかった。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 205 GPa 、ポアソン比 0.3 、摩擦係数はすべてにおいて山本の実験の締結力と可動板変位に必要な力の関係から求められる 0.17 とした。

ゆるみは被締結体端面に x 軸正方向と負方向にそれぞれ 0.3 mm ずつの変位を繰り返し与えることで発生させた。よって 1 サイクルは、被締結体可動板の x 変位が 0 mm 0.3 mm 0 mm -0.3 mm 0 mm の 4 ステップとなる。

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、可動板変位方向に 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。

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。

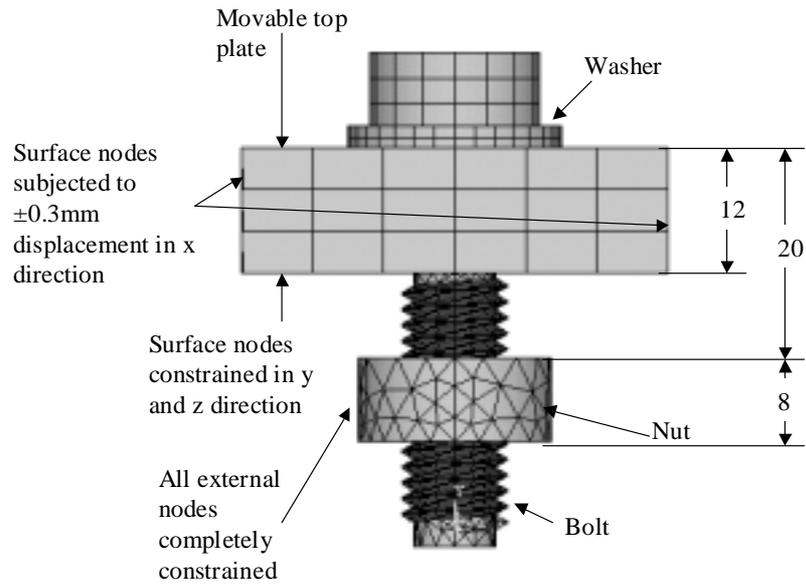


Fig 3-1 Finite element model for loosening analysis of the washer

以下に今回の解析で用いた座金のサイズを示す。

	Small	Normal	Extra large
Internal diameter (d_1)	10.7	10.7	11.2
External diameter (d_2)	18	20	34
Height (h)	1.6	2	3

Table 2 Size of each washer

3.2.2 解析結果

座金のサイズによる緩み挙動の違い

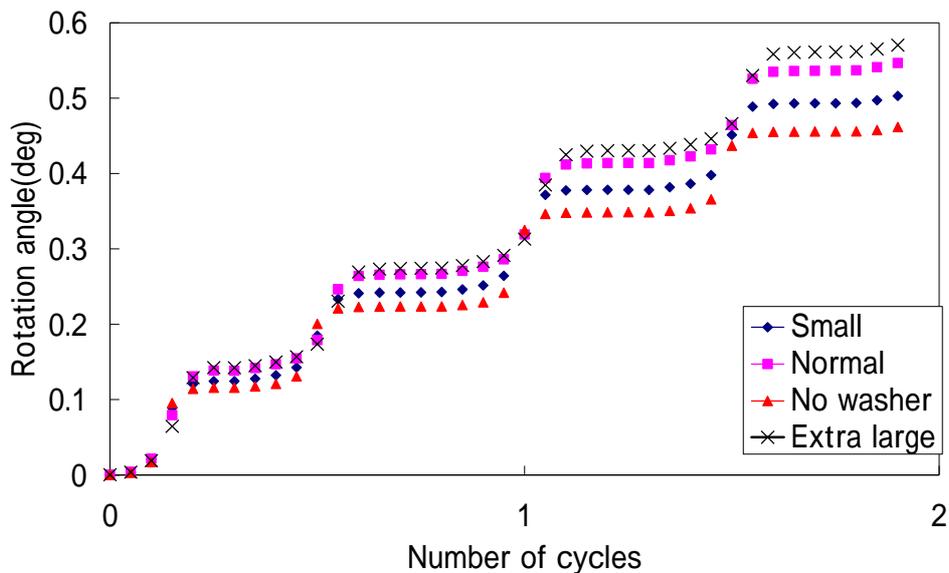


Fig 3-2 Rotation angles of the bolted joints with various washer

それぞれのサイズの座金を入れた場合と座金なしの場合の回転角の推移を Fig3-2 に表す。座金なしのものが回転角がもっとも少なく、座金のサイズが大きくなるにつれて回転角が大きくなり、多く緩んでいる。

並進方向変位を x 軸、変位を与えるのに必要な並進力を y 軸にとってプロットしたヒステリシスループを Fig3-3 に示す。並進すべりを生じるのに必要な並進力は締結力と摩擦係数の積となるのでどの場合も変わらないが、「往復滑りによるゆるみが発生しない最大限界の滑り幅[7]」「並進すべりを生じない限界すべり量[6]」は座金の径が大きいほど大きくなる。

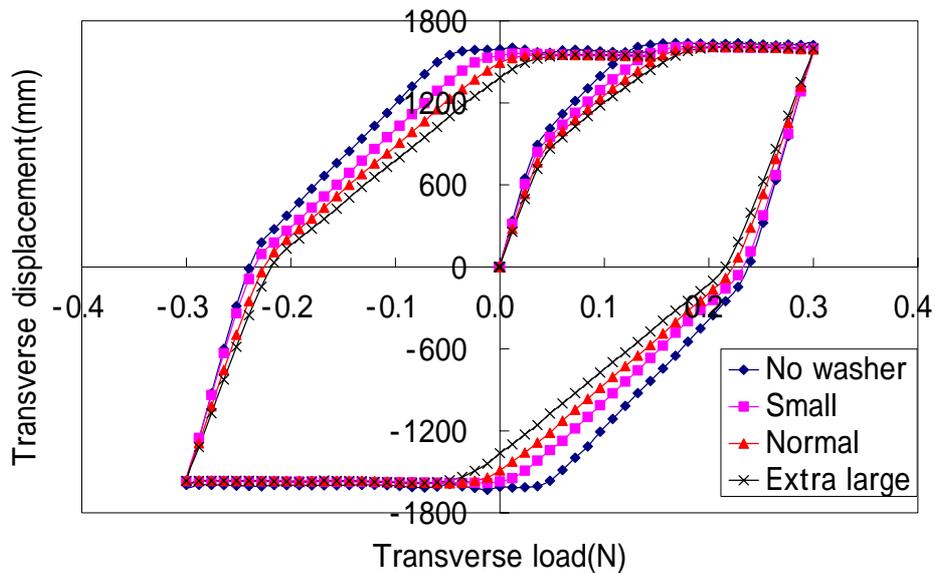


Fig 3-3 Comparison of hysteresis loop between the bolted joints with various sizes of washers

グリップ長さをそろえた座金の有無による比較

以下にグリップ長さをともに 20mm にそろえた場合における座金の有無でのボルト頭部の回転角を比較したものを示す。また、参考に座金の回転角も示す。

座金ありのほうが座面すべりが生じたときの緩み角が大きくなっているのが見て取れる。また、座金がない場合座面すべりが起こる前の回転角は小さく座面すべりが生じると急激に緩みが進むが、座金があると座面すべりが生じる以前から徐々にゆるみが進行しているため座面滑り後の回転角の増加が緩やかである。

ヒステリシスループは緩勾配部においての傾きが座金を入れた場合弱冠緩やかになる。

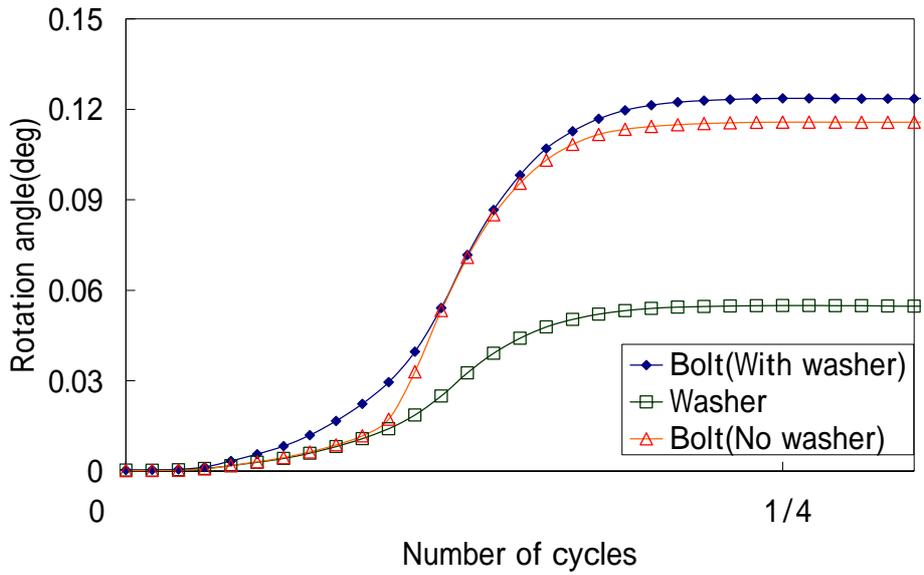


Fig 3-4 Comparison of rotation angles between Bolt (With washer) and Bolt (No washer) in first 1/4 cycle

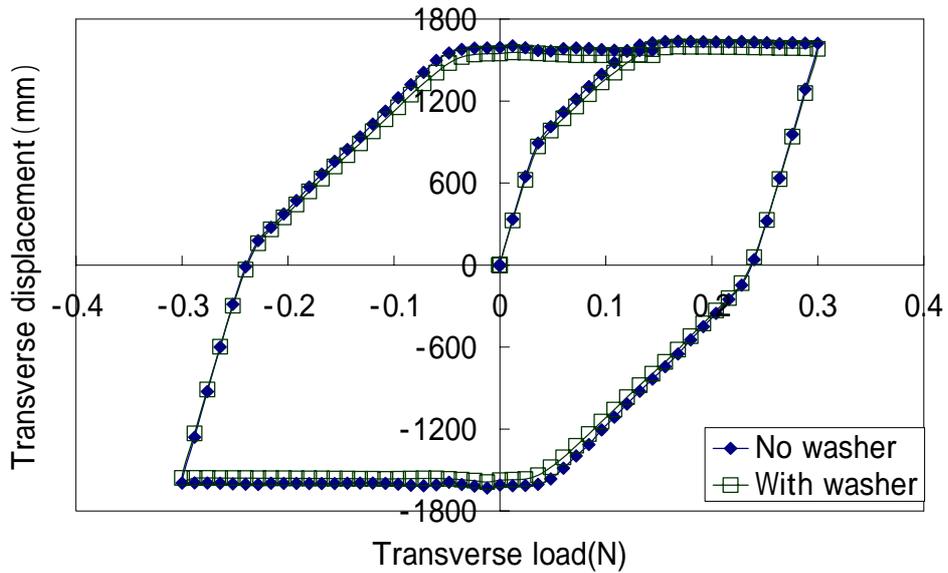


Fig 3-5 Comparison of hysteresis loop between No washer and With washer

3.2.3 考察

座金サイズによる違い

緩みの様子を細かく見るため、最初の1/4サイクルについて回転角の比較を Fig3-6 に示す。

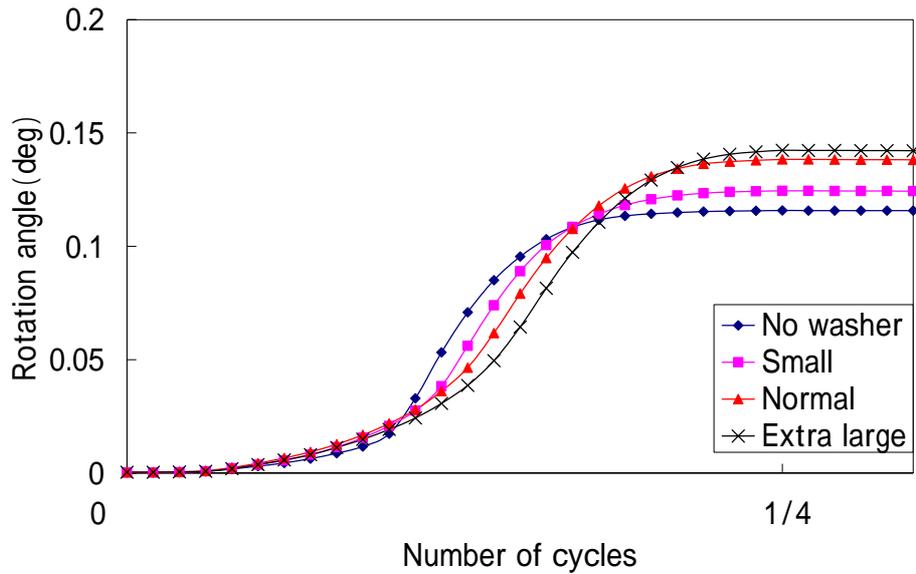


Fig 3-6 Comparison of bolt rotation angles with various sizes of washers for 1/4 cycle

これから分かるように、回転角の傾向のほか座金のサイズが大きくなるにつれて緩みの発生が遅れる。また、さらに細かく初期の挙動を考察するため Fig3-7 に約 1/8 サイクルを示す。

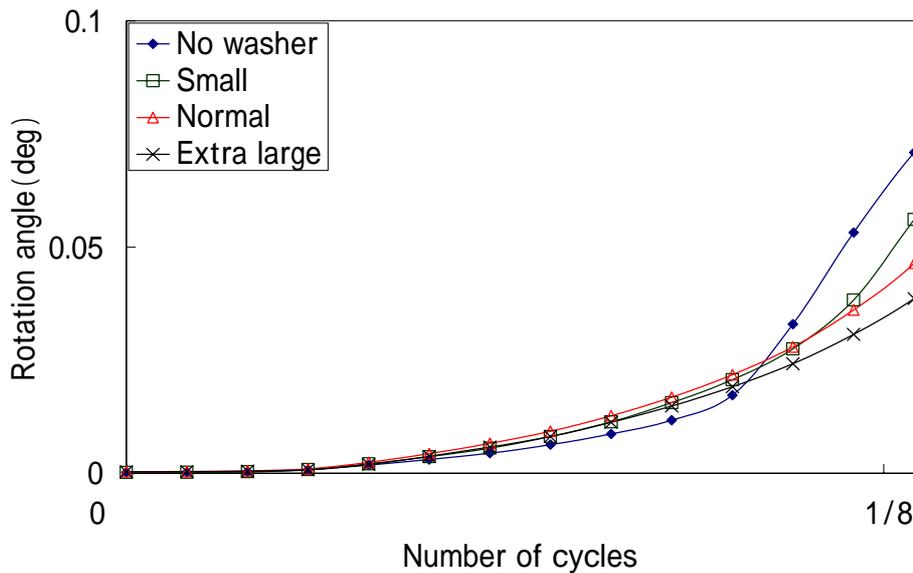


Fig 3-7 Comparison of bolt rotation angles of four cases for 1/8 cycle

座面すべり状況下での緩みについて、座金の径が大きいほど緩みの進行が速いという結果が得られた。これは下の Fig に示すボルト下端の回転角と頭部の回転角が影響していると考えられる。通常ボルトの緩みについては、ボルト座面が固着している際にねじ面ですべりが生じることでボルトにねじれが生じ、そのねじれを解消しようと座面のすべりを生じ、ボルト下端の回転角に頭部の回転角が追いつくと考えられている。ここでボルト下端の回転角が問題となってくるが、このボルト下端の回転角はナット内でのボルト軸の傾きが影響していると考えられている[2]。座金の径が大きくなると座面すべりが起こる並進変位量が大きくなるため、ボルト軸の傾きが大きくなる。そのためゆるみが多く生じる結果となったと考えられる。

ボルト軸のナット内での傾き量について以下の考察を行った。

今回の解析ではナットを完全拘束して被締結体を加振し、ナットと被締結体可動板（ボルト頭部も一体となって動く）の間に相対変位を与えている。ボルト頭部は被締結体可動板上面に対してほとんど傾かないと考えられ、ボルト軸はナット内で自由に傾けると考えると、Fig3-8 のようなボルトをボルト頭部を固定端とした梁と考えられる。ここで L はボルト座面からナット中心までの長さ、 y は Fig3-8 で並進力が加わる点における並進変位、すなわちナットとボルト頭部の相対変位とする。このモデルではナット内部でのボルト軸の傾きは $2y/3L$ のようになり、ナットとボルト頭部の相対変位に比例し、ボルト座面からナット中心までの長さ L に反比例する。

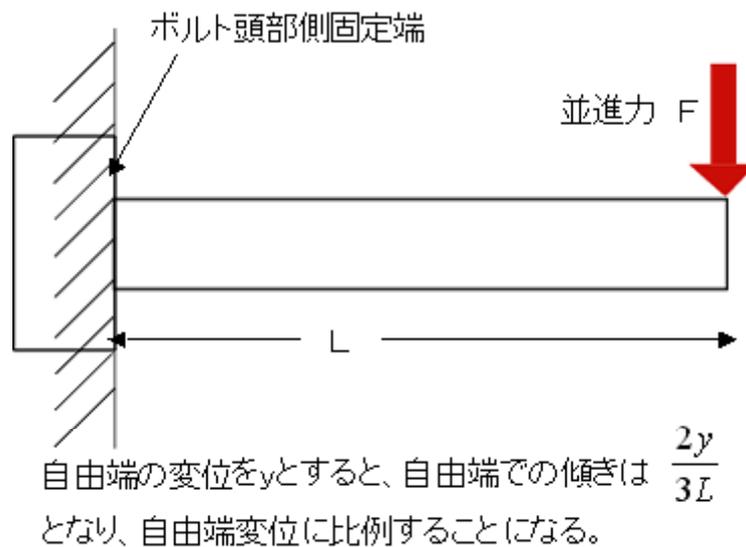


Fig 3-8 Schematic illustration of bolt axis

座面すべりを起こさない最大並進方向変位については山本の式[7]を見るとおよそ L の3乗に比例することとなる。よって結果としてボルト軸のナット内での傾きはおよそ L の2乗に比例することとなり、座金のサイズが大きいほど L が大きくなるため緩むという結果となったと考えられる。

ただ、今回の解析ではボルト頭部と下端がともに回転している範囲があるためボルト軸のねじれ量がどのように影響してくるのかを詳しく考察することはできなかった。

座金の有無について

以下に座金を入れた場合のボルトと座金の回転角を示す。接触状態の違いでA~Dの区間に分けた。Aにおいてはねじ面、ボルト座面座金上面間、座金下面被締結体間すべてにおいて完全な滑りは発生していない、固着部分が存在する。Bではねじ面においてのみ完全な滑りが生じている。Cになるとねじ面のほかにボルト座面座金上面間に完全な滑りが生じる。Dではすべての接触箇所において完全な滑りが発生する。

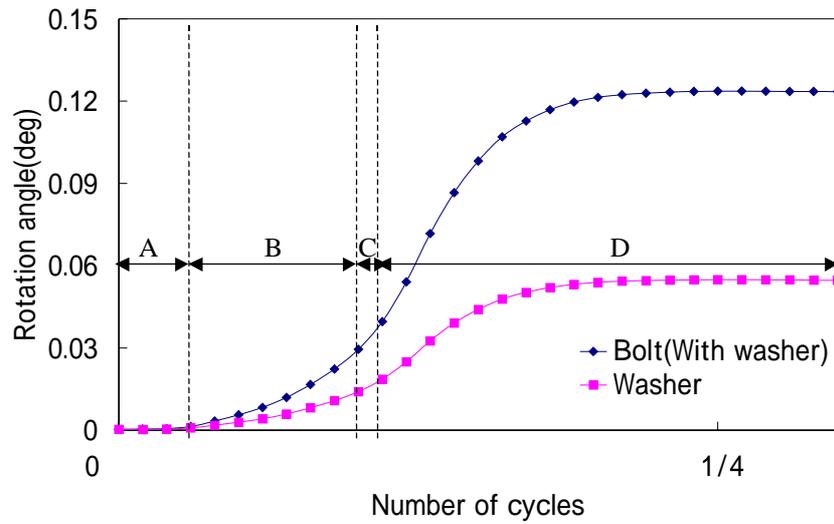


Fig 3-9 Rotation angles of Bolt(With washer) and Washer

Fig3-4 を見ると分かるように、座金を入れた場合と入れない場合で差が出てくるのは Fig3-9 における B 区間であり、この区間での回転角の差がその後の差につながっている。

区間 B での回転角は微小座面すべりで生じる。座金を入れた場合微小座面すべりは ボルト座面座金上面間 座金下面被締結体間の 2箇所 で生じるため結果としてボルトの回転角は大きくなると考えられる。また、ヒステリシスループから見て取れるわずかな剛性の変化は、座金下面被締結体間が固着していないためであると考えられる。

3.3 微小座面すべりの解析

3.3.1 有限要素解析手法

座面すべりの解析と解析モデルは同様で、解析対象として以下のようなサイズの座金を用いた。微小座面すべりは被締結体可動板端面の x 変位をカップリングし、端面を $\pm 1000\text{N}$ で力加振することにより発生させた。1サイクルは $+1000\text{N} - 1000\text{N}$ となり、はじめの1サイクルを除いて左死点 右死点 左死点となる。

	Normal	thick	large
Internal diameter (d_1)	10.5	10.5	10.5
External diameter (d_2)	20	20	30
Height (h)	2	4	2

Table 3 Sizes of each washers

3.3.2 解析結果

以下にヒステリシスループを示す。Normal と Thick を見比べるとほとんど違いが見られず、座金のサイズによる剛性への影響は少ないと考えられる。座金の厚みが厚くなりグリップ長さが増えるにつれてヒステリシスループが横に寝たようになり、剛性が落ちていく様子が分かる。

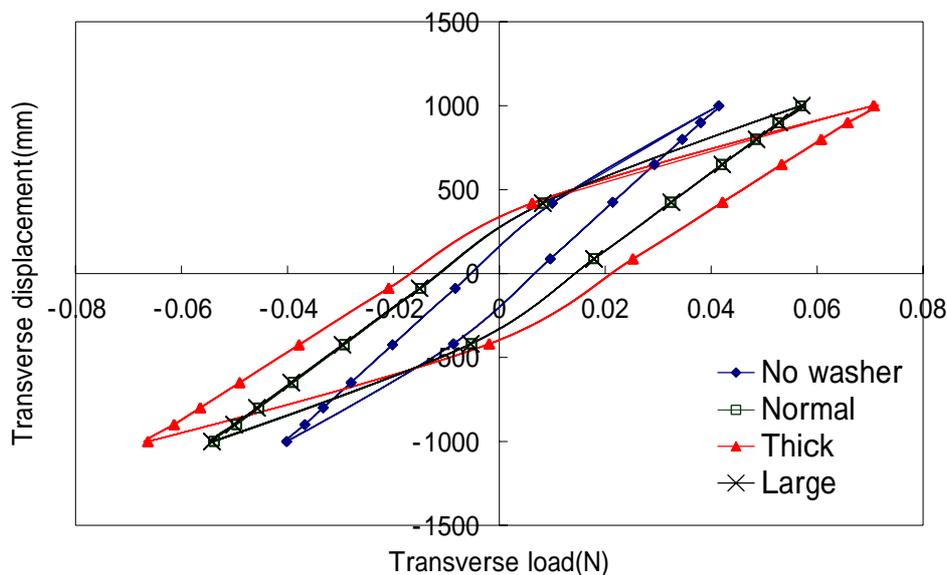


Fig 3-10 Hysteresis loop

以下にこのときのボルト頭部の緩みの進行を示す。

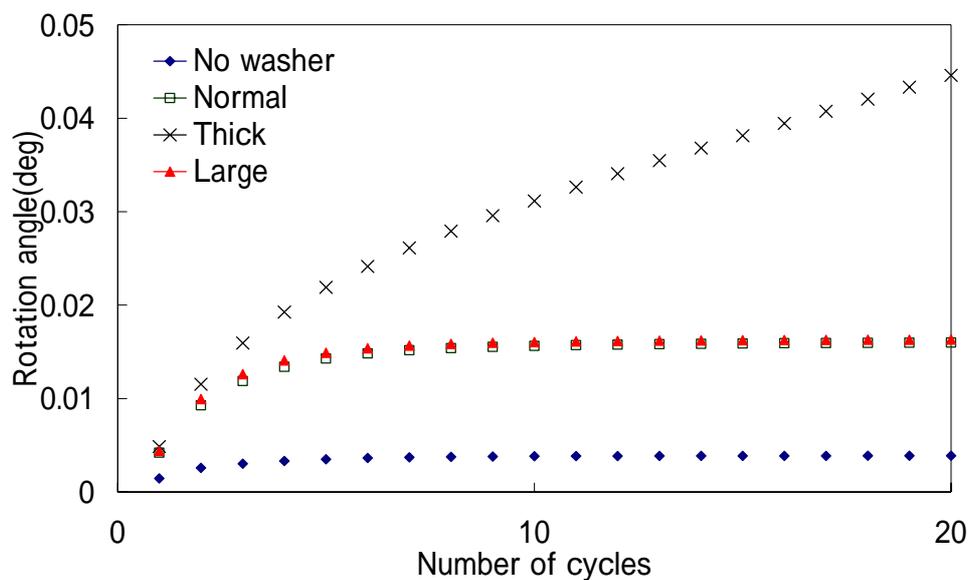


Fig 3-11 Progress of bolt rotation

3.3.3 考察

Normal と Large を比べると、ヒステリシスループでも回転角においてもほとんど差はなく、座金の径の大きさがゆるみにはあまり影響しないことがわかる。

座金の厚みが増すとボルト軸が長くなることによりボルト軸の剛性が低下し同じ力で加振した場合のナット内部でのボルト軸の傾きが大きくなる。それによりねじ面同士における接触状況が変化し微小座面すべりでのゆるみが停留するか進行するかの差につながると考えられる。

3.4 結言

三次元有限要素法解析により、ボルト側に各種座金を入れた際の緩みに関する挙動の変化を明らかにした。以下に本章の結論を示す。本章では座金の回転緩みに対する効果を見てきたが、へたり防止などの非回転緩みに対する効果については考慮に入れていないことを明示しておく。

座面すべりについて

- ・ ボルト側に座金を入れることでグリップ長が長くなり並進すべりのおこる最大限界のすべり量を大きくすることができるため、並進すべりを防ぐことができるという従来理論を有限要素法により定量的に証明した。
- ・ ボルト側に座金を入れることの弊害として、並進すべりを起こしてしまった際には逆に大きな緩み回転を生じるという結果となることを示した。
- ・ 座面すべりを起こす場合、締結物を薄くし締付長さを変えずに座金を用いたとしても座面すべりが生じる前の微小座面すべりが ボルト座面座金上面間 座金下面被締結体間の2箇所で生じるため、結果として緩みは大きくなることを示した。

微小座面すべりについて

- ・ 力過振で繰り返し過振され座面すべりを起こさない場合はボルト締結部の剛性を上げるためなるべくグリップ長さを短くして使うべきであり、座金を入れることでグリップ長さが長くなり、緩みやすくなることを提案した。

第4章 摩擦トルクの等価直径のゆるみに防止効果とフランジ付六角ナットの性能評価

4.1 緒言

一般にボルト・ナット締結体におけるボルトおよびナットの座面は被締結体と接触しており、その接触圧力分布は締結によるボルト・ナットの変形の影響などにより、均一ではない。しかし、トルク法でボルト・ナットの締結を行う際には締付トルクから締結力を予測する必要があり、その際に座面における摩擦力の作用中心を知る必要がある。この作用中心が摩擦トルクの等価直径である。

締付の際に同じ軸力を発生させたいなら、摩擦トルクの等価直径が大きいほど大きい締め付けトルクを要する。また、摩擦トルクの等価直径が大きいと緩みに対しても摩擦力による抵抗が大きいことにより効果があると考えられている。

今回性能評価を行うフランジつき六角ナットなどは摩擦トルクの等価直径を大きくすることで緩みに対する効果を狙ったものである。

以下に本章の構成を示す。

- ・ 緒言
- ・ 座面すべりの解析
- ・ 微小座面すべりの解析
- ・ 結言

4.2 座面すべりの解析

4.2.1 有限要素法解析手法

M10 ボルトによる締結をグリップ長さ 28mm で行い被締結体可動板を左右に加振する山本らの実験を模擬した。ナット側としては JIS B1181 六角ナット - スタイル ， JIS B1190 フランジ付き六角ナット，座金，座金とナットの接触面を固着させ一体化したものの 4 種を用いた。座金のサイズは内径 10.5mm、外径 20mm、厚さ 3mm とした。モデリングの際に簡略化した点として、ナットの六角をモデリングせずに、二面幅を直径とする円形とした。作成方法や詳細な寸法は付録に示す。

解析におけるすべりや摩擦の再現はクーロン摩擦を再現したペナルティー法を用い ナ

ット圧力側ねじ面，ボルト圧力側ねじ面 ナット非圧力側ねじ面，ボルト非圧力側ねじ面
非締結物，ナット座面間の3箇所 contacts を定義した。またすべての接触箇所において摩
擦係数は 0.15 とした。

ボルトの締結力はすべての解析において 10kN とし，ねじを締め付けることで発生させ
ることも可能だったが計算時間の短縮のためボルト，ナットをわずかに下方に移動させナ
ット座面と被締結体可動板を初期干渉させることで発生させた。

拘束条件としてはボルト頭部の側面および座面を全自由度拘束，非締結物については振
動方向の自由度以外は拘束した。

被締結物被締結体端面に x 軸正方向と負方向にそれぞれ 0.3mm ずつ並進変位を与えるこ
とにより座面すべりを発生させたときのゆるみについて評価した。

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、可動板変位方向に 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。

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。

解析メッシュの一例としてフランジ付きナットのメッシュ図を以下に示す。

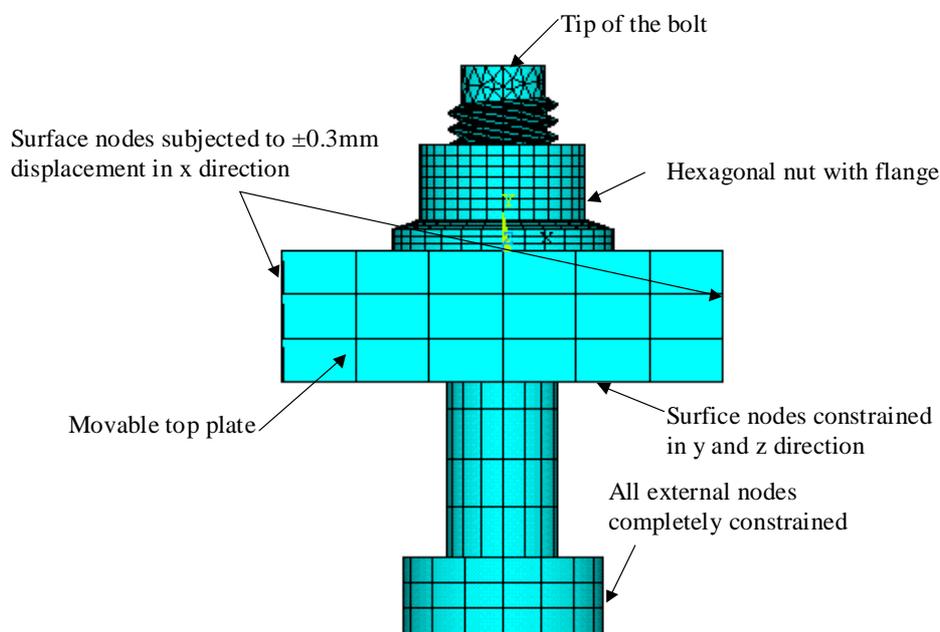


Fig 4-1 Finite element model for loosening analysis of Flange

4.2.2 解析結果

以下にそれぞれの解析におけるヒステリシスループを示す。Fig4-2 と Fig4-3 を見比べると座金を入れた場合ヒステリシスループの傾きが緩やかになりボルト軸の剛性が下がり同じ並進力を加えた時の変位が大きくなるのが分かる。

ナットとフランジつきナットの間にはほとんど差は見取れない。

座金と座金（固着）の差はヒステリシスループが平坦になる座面すべりのあたりで見取れる。そのほかの緩勾配部、急勾配部ではほとんど一致している。

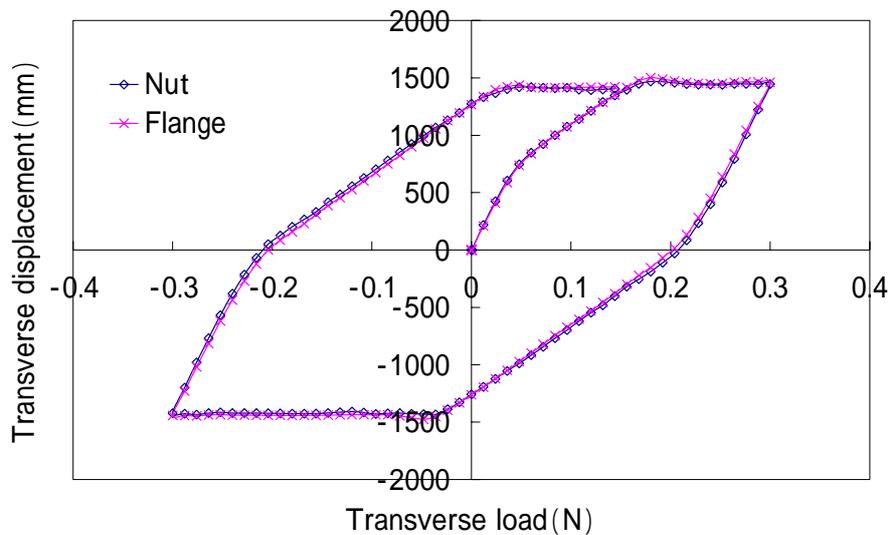


Fig 4-2 Comparison of hysteresis loop between conventional nut and Flange

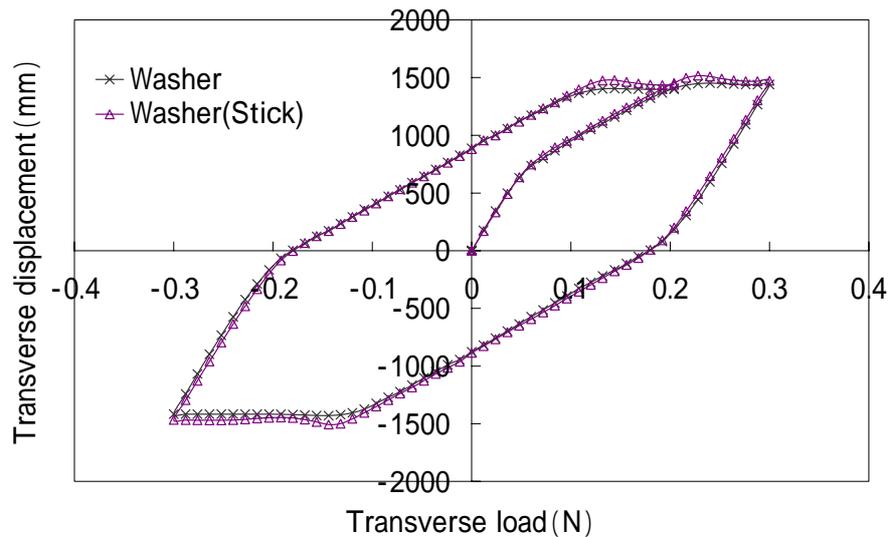


Fig 4-3 Comparison of hysteresis loop between Washer and Washer(Stick)

以下に各種ナット類におけるナットの回転角の推移を示す。データ数が多かったため見やすいようにプロットするデータ数は減らしてある。

ナットとフランジ付きナットの違いはわずかである。座金を入れることで緩みは大きくなり、座金 B のほうが座金 A よりも多く緩む。座金とナットの座面を固着させると、固着していないものより緩みにくくなるのがわかる。

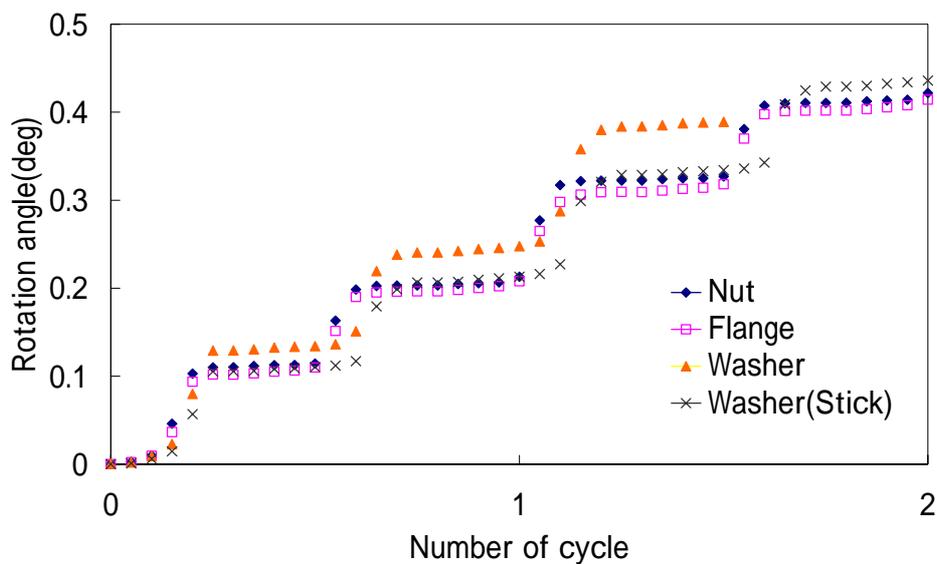


Fig 4-4 Loosening rotations in the cases of four kinds of nuts

4.2.3 考察

以下にそれぞれの場合の摩擦トルクの等価直径を示す。座金の場合にはナット座面における等価直径を、座金(固着)の場合は座金座面における等価直径を求めた。また、緩み回転が生じるのは座面すべりが生じているときなので座面すべり時の等価直径も重要と考え、変位 0.3mm の地点における座面滑り時の等価直径についてもものせておく。

	Nut	Flange	Washer	Washer(Stick)
Equivalent diameter(Sticking)	13.66	14.44	13.38	15.32
Equivalent diameter(Slipping)	13.6	14.32	13.44	15.18

Table 4 Equivalent diameter of each nut

ナットの等価直径については並進滑りが開始しても摩擦トルクの等価直径は静止時とあまり変化は見られない。

以下にボルト先端の回転角を示す。座金を入れた場合と座金がない場合でボルト先端の回転量（ボルト頭部は拘束されているためボルト軸のねじれとなる）が多くなり、ボルトに多くのねじれが蓄積されているのが分かる。また、ナットとフランジ間の違いと座金と座金（固着）間の違いを考察するため Fig4-6 と Fig4-7 に分けてグラフを示しなおす。

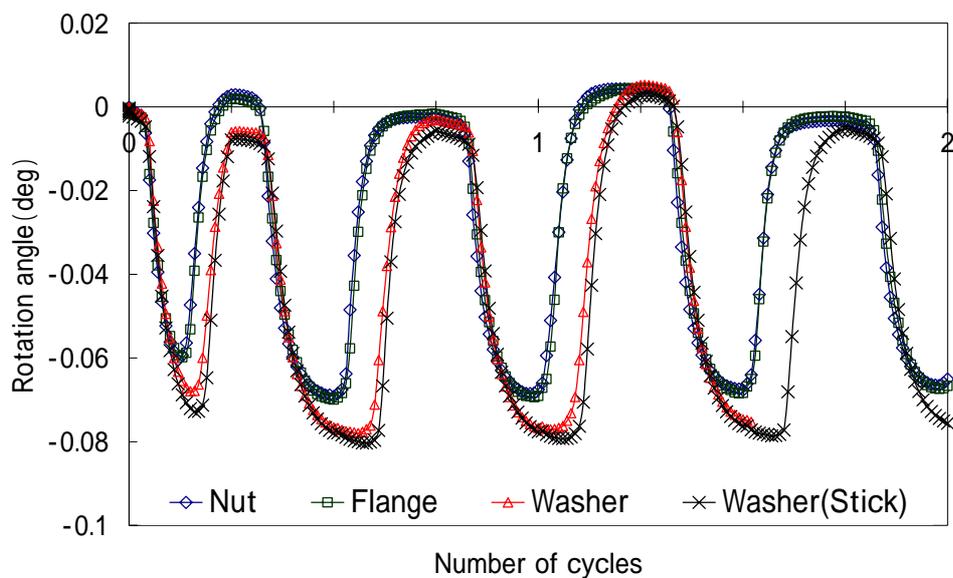


Fig 4-5 Rotation angles of the bolt top in the cases of four kinds of nuts

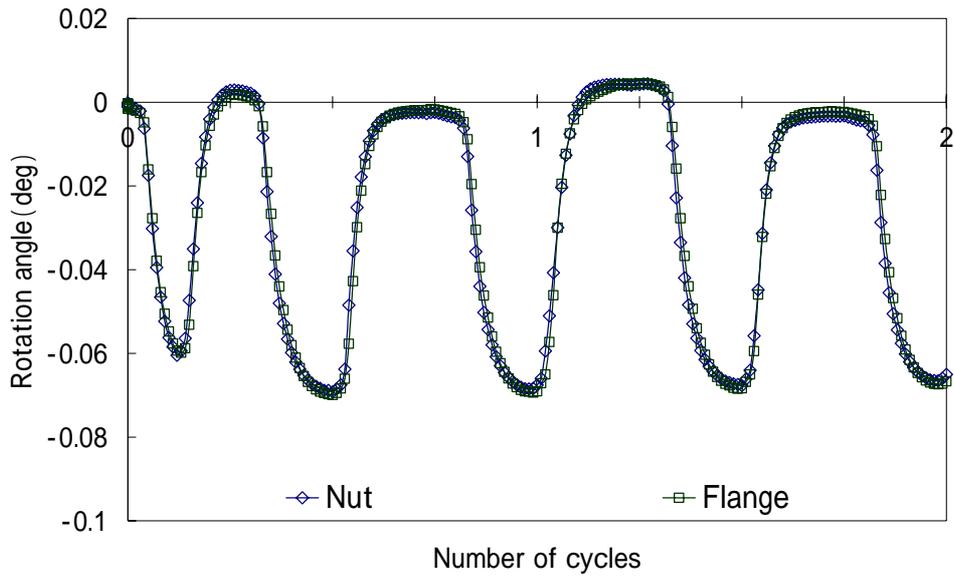


Fig 4-6 Rotation angles of the bolt top in the cases of Nut and Flange

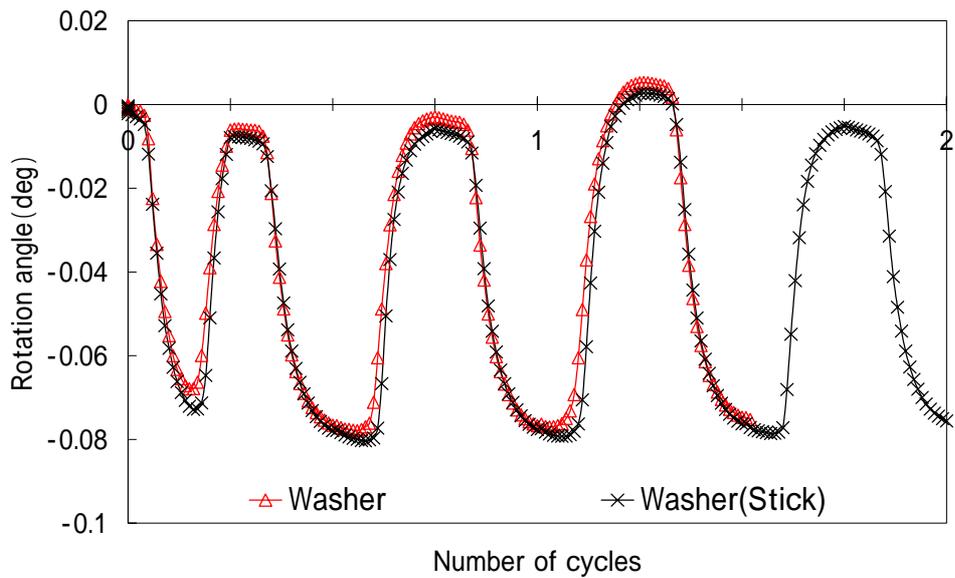


Fig 4-7 Rotation angles of bolt top in the cases of Washer and Washer(Stick)

Washer と Washer(Stick)の場合にボルト先端回転角、すなわちボルトのねじれ角が Nut と Flange の場合と比べて大きくなっていることについて考察する。

ボルト軸のねじれ量が大きくなる要因として、締め付け長さの座金の厚さ分の増加を挙

げる。

ボルト軸のねじれはボルトねじ面とナットねじ面の接触部で滑りが生じることにより発生する。この滑りの向きは、ボルト軸がねじれを解消しようとするトルクと接触部での抗力、摩擦力のつりあいである[5]。ボルト軸が長くなるとボルト軸のねじれ量が等しくても被ねじれ角は小さくなるため、ねじれを解消しようとするトルクは小さくなる。ねじれを解消しようとするトルクが接触部での抗力と摩擦力とつりあうまでさらにねじれが生じ結果としてねじれ量は大きくなることになる。実際、ナットの中心からボルト座面までの長さは締付長さ 28mm + ナット高さの半分の 4mm の 32mm であるが、座金を入れることで座金の厚みの分 3mm 増加して 35mm となるためボルト先端のねじれ量の差は概算で 1 割弱生じると考えられる。Fig4-5 を見ると確かに 1 割程度のねじれ角の差が生じている。

Fig4-5 や Fig4-7 を見ると座金と座金（固着）の場合のボルト先端ねじれ量について 1/4 サイクル（右死点）、3/4 サイクル（左死点）を見ると、ねじれ量の曲線が傾きを持っている。これはまだボルト軸のねじれが開放しきる前に死点に達してしまっているためと考えられる。ナットやフランジの場合はねじれは完全に開放されねじれ量の曲線は傾きを持っていない。

一般に、ねじれが開放しきった後は可動板変位をさらに与えてもナット座面が被締結体可動板上を滑るだけでゆるみが進行しないことが知られている[2][5]。しかし、座金と座金（固着）の場合ねじれが開放しきっていないため、可動板変位をさらに与えれば残りのねじれが開放しナットの回転角は大きくなると考えられる。

摩擦トルクの等価直径の効果について見ていくと、ナットとフランジ間でナット回転角がわずかにフランジ付きナットのほうが小さくなっている。また、座金と座金（固着）を見比べると座金（固着）の方がボルト軸のねじれ角が弱冠大きくなっているにもかかわらずナット回転角が小さくなっている。ボルト軸のねじれが解消される際にはナット座面と、おねじとめねじの接触部両方において滑りが生じている期間があり、そのときに摩擦トルクの等価直径が大きいとボルト軸のねじれの戻り回転量に対しナットの緩み回転量が小さくなると考えられる。

しかし、これらの差はわずかであり座面滑りにおいて摩擦トルクの等価直径が大きいことによるゆるみ止めの効果は概して小さいといえる。

4.3 微小座面滑りの解析

4.3.1 解析条件

座面すべりと同様のモデルを用いて微小座面すべりを発生させた。解析対象も同様に、ナット、フランジ、座金、座金（ナット座面と固着）の4種を用いた。

微小座面すべりの発生させるために被締結体可動板端面のx変位をカップリングし、そのうち1点を±1000Nで繰り返し力加振した。

4.3.2 解析結果

摩擦トルクの等価直径については同じモデルを用いているため、座面すべりの解析のTableに示すとおりである。

以下に微小座面すべりによるナット回転角の推移とヒステリシスループを示す。データ数が多かったため見やすいようにプロットするデータ数は減らしてある。

ナットとフランジ間ではヒステリシスループではあまり差は見られないが、微小座面すべりでの緩みの進行の様子に大きな違いが見られる。

また、座金と座金（固着）間でも同様にヒステリシスループではあまり差は見られないが、微小座面すべりでの緩みの進行の様子に大きな違いが見られる。

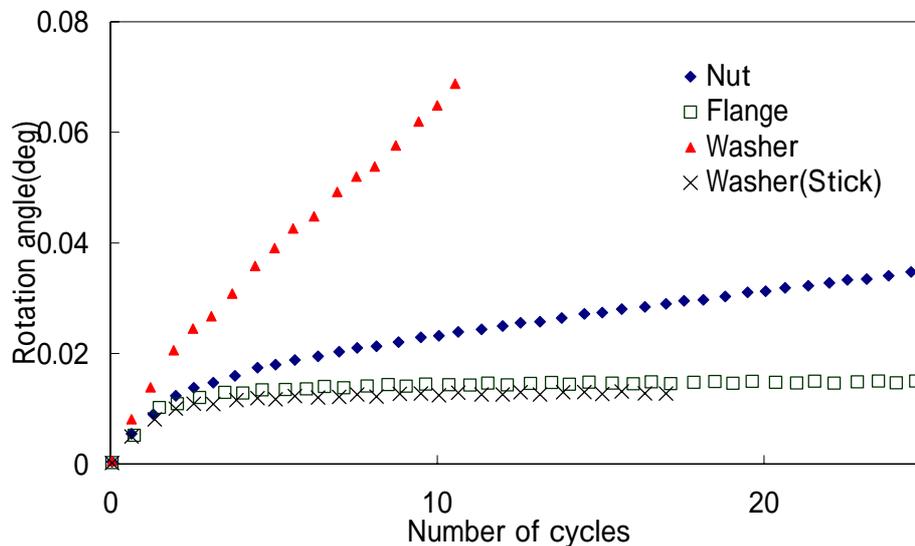


Fig 4-8 Rotation angles in the cases of four kinds of nuts

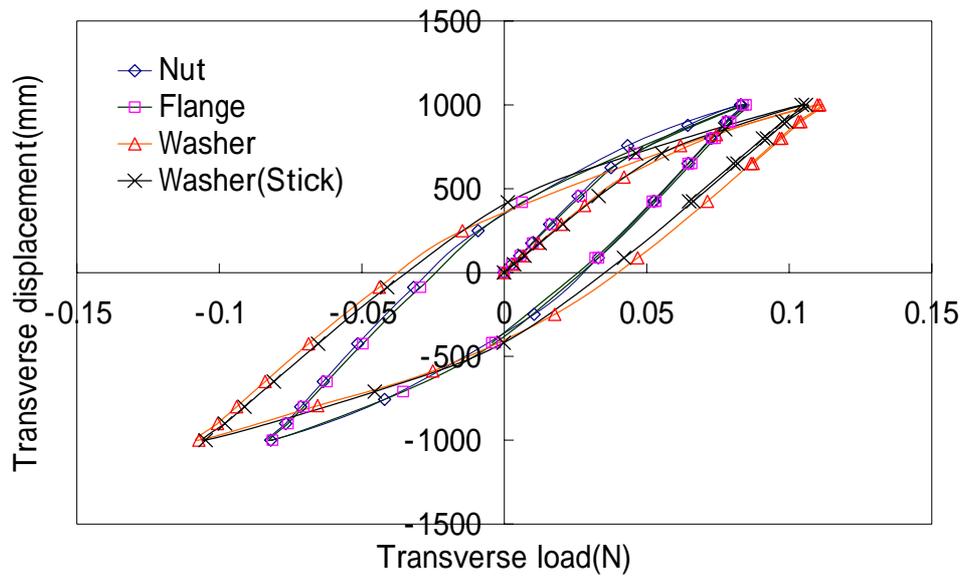


Fig 4-9 Hysterisis loop

4.3.3 考察

以下にボルト先端の回転角（ボルトのねじれ）を示す。1000Nでの力加進では4種の解析においていずれもねじ面での完全すべりを生じ、ボルト軸のねじれは数サイクルで一定の値に収束する。

ねじれ角はナットとフランジが同程度で座金と座金（固着）がやや大きくなっている。これはねじれを受けるボルト軸の長さの違いであると考えれ、比ねじれ角はおよそ一致する。また、ナットとフランジ間ではフランジのほうがわずかにねじれ角が大きくなり、座金と座金（固着）間では座金（固着）のほうがわずかにねじれ角が大きくなっている。これは摩擦トルクの等価直径が大きくなることにより座面のすべりによるねじれの解消が起こりにくいためと考えられる。

Fig4-8のナット回転角を見てみるとフランジと座金（固着）においてゆるみの進行が抑えられる傾向が見られる。特に、座金（固着）においてはボルトの長さが長いため剛性が落ち、加振力によりフランジよりも大きい変位を加えられているが、ゆるみ回転のほうは抑えられている。

どのナットも徐々にゆるみが進行しているが摩擦トルクの等価直径が大きいとゆるみの進行の速度を遅くすることができる効果があると考えられる。また、この進行速度は等価直径によって顕著な違いを示す。

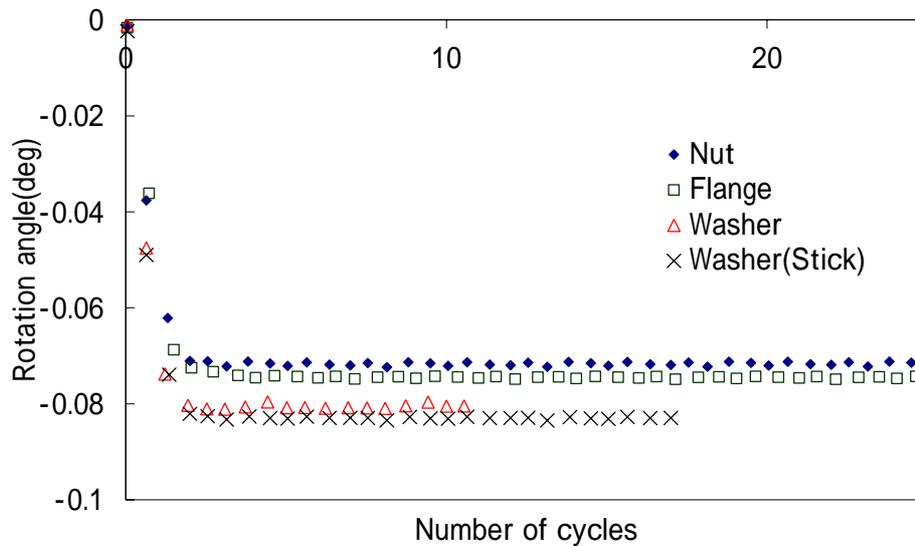


Fig 4-10 Rotation angles of the bolt top in the cases of four kinds of nuts

4.4 結言

本章ではそれぞれ座面すべり、微小座面すべりの状況下において摩擦トルクの等価直径の効果について、3次元有限要素法を用い検証を行った。以下に本章における結論を示す。

- 座面すべり状況下では摩擦トルクの等価直径はわずかな違いしか示さず、ゆるみ防止に効果はあまりないことを提案した。
- 微小座面すべり状況下では摩擦トルクの等価直径が大きいことでゆるみの進行速度が劇的に変化するため、微小座面すべりに対するゆるみにくさを評価する基準として非常に重要であることを示した。
- フランジつき六角ナットは摩擦トルクの等価直径を六角ナットに比べ拡大できるため、微小座面すべりにおいて非常に効果的であることを示した。

付録（有限要素モデル）

ナットの有限要素法モデル

横山の解析ではナットの外周を ANSYS の三次元二次要素 solid95 の四面体要素とピラミッド型要素を用いてメッシュ分割していたが、この方法を用いると座面の接触状態などを考察する際に補間に難がある。今回はナットが回転するモデルであるのでナット座面の圧力分布を考察しやすいようにナット外周のメッシュ分割のしかたを変更した。なるべく六面体要素を用いてメッシュ分割するため、ねじ山ボリュームの外側に円筒ボリューム A を作成しその外側にもうひとつ円筒ボリューム B を作成し連結することでソリッドモデルを作成してある。まずはじめにねじ部を横山の方法で規則的に六面体でメッシュ分割を行う。次に、円筒ボリューム B を六面体でメッシュ分割し、円筒ボリューム B とねじ面との結合部がピラミッド型要素で分割されるように ANSYS の自動メッシュを用い円筒ボリューム A を四面体とピラミッド型要素を用いメッシュ分割した。こうすることで座面が四面体要素で分割されている部分を減らし、考察しやすいようにした。

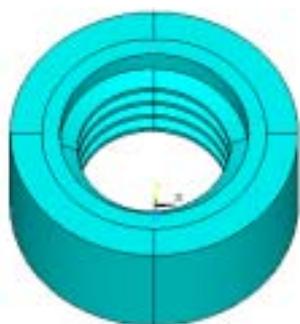


Fig 1 Volume of nut

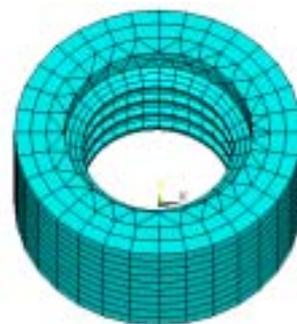


Fig 2 Mesh of nut

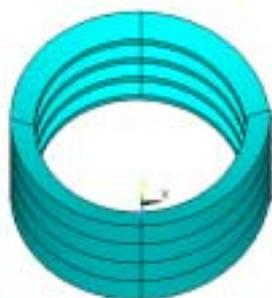


Fig 3 Volume of nut thread

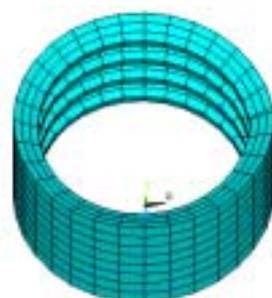


Fig 4 Mesh of nut thread

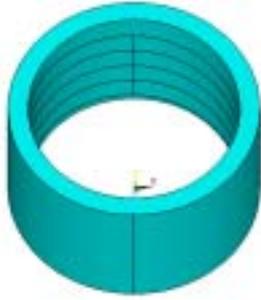


Fig 5 Volume of cylinder A

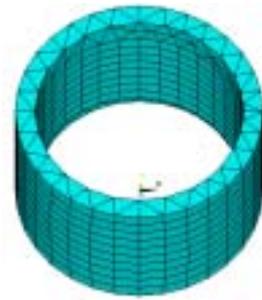


Fig 6 Mesh of cylinder B

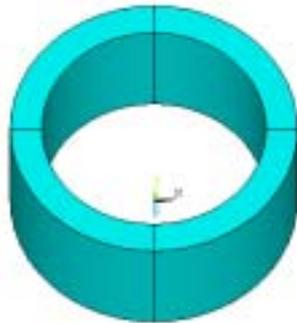


Fig 7 Volume of cylinder B

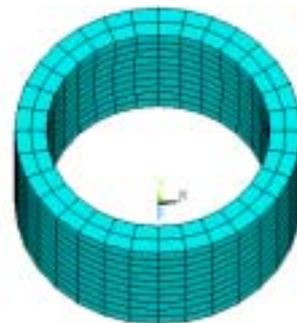


Fig 8 Mesh of cylinder A

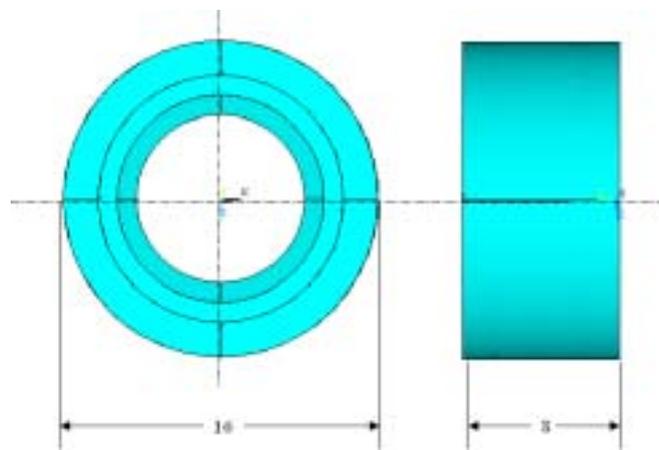


Fig 9 Size of nut

フランジつき六角ナットの有限要素法モデル

フランジつきナットの作成法は通常のナットにフランジ部を追加した形になっている。フランジ部の作成は Fig に示すフランジ部断面をボルト軸周りにスウィープすることで作成した。

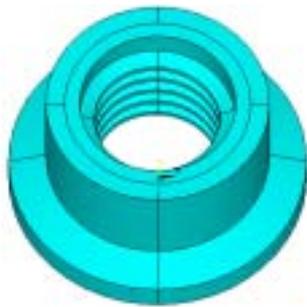


Fig 10 Volume of nut with flange

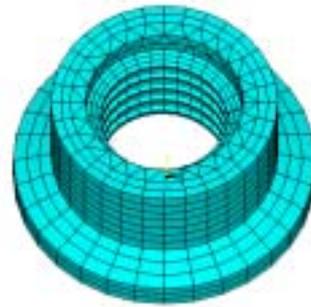


Fig 11 Mesh of nut with flange

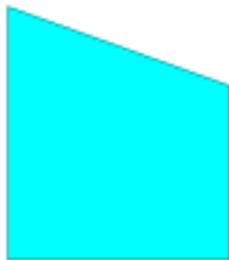


Fig 12 Cross section of flange

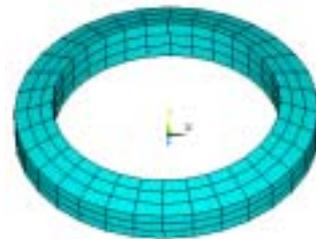


Fig 13 Mesh of flange

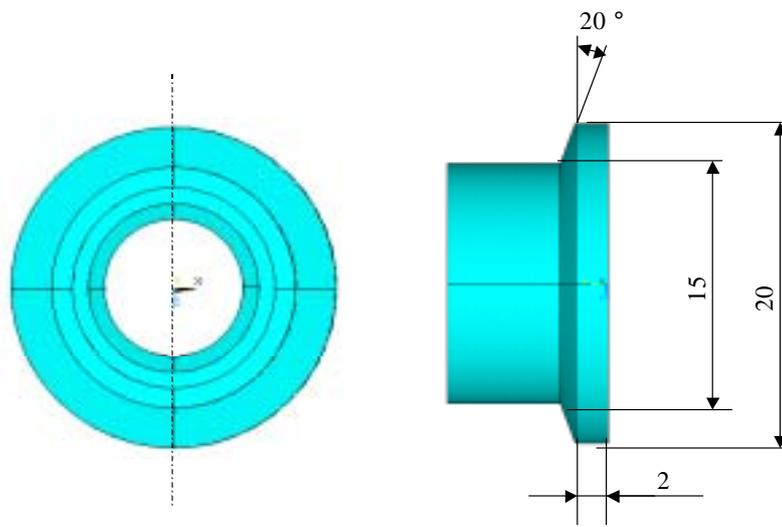


Fig14 Size of nut with flange

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 p 82 (1977)

- [3] 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)

- [4] 横山僑 “ 鉄道車両偽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緩み挙動解析 ” 2004 年度 修士論文

- [5] 賀勢晋司 , 吉田諭 , 石橋久典、岡田学 “ ねじの座面滑りとゆるみ (微小滑り時に関する考察) ” , 日本機械学会 2004 年度年次大会講演論文集 (4) , 233 , 3225

- [6] 酒井智次 “ 増補 ねじ締結概論 ”

- [7] 山本晃 “ ねじ締結の原理と設計 ” p 122 (1999) 養賢堂

以上

1 P ~ 57P 完
卒業論文

平成 17 年 2 月 4 日提出
30165 木村 成竹