有限要素法によるボルト・ナット締結体の ゆるみ機構の解明と ゆるみ止め部品の性能評価

東京大学大学院工学系研究科機械工学専攻 〇泉 聡志·木村正竹·酒井信介 2005年7月27日 自動車技術会 第2回疲労信頼性部門委員会

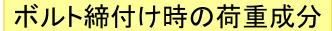
東京大学大学院工学系研究科機械工学専攻 酒井・泉研究室

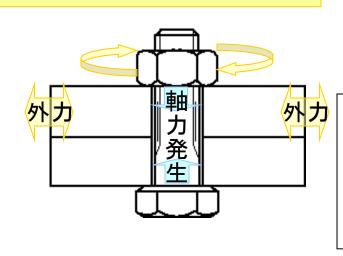
- 強度 信頼性工学
 - _ リスクベースメンテナンス
 - 余寿命評価(高温硬さ試験・ランダム荷重疲労)
 - MEMSの微小荷重強度試験
- 分子スケールから連続体のCAE
 - 量子/古典分子動力学
 - 転位動力学
 - 有限要素法
 - ボルト・ナット締結体
 - 他

本日の発表内容

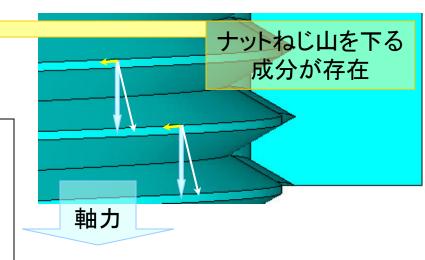
- 1. ボルト・ナット締結体の三次元有限要素法による締め付け解析
- 2. ボルト・ナット締結体の三次元有限要素法によるゆるみ解析
 - 1. 座面すべりの解析
 - 2. 微小座面すべり解析
- 3. ゆるみ止め部品の性能評価
 - 1. スーパースリットナット
 - 2. 座金、フランジナット
 - 3. ダブルナット
 - 4. ばね座金

ボルト・ナット締結体はゆるむ!





締結体に外力 (軸直角方向)が 作用し, つりあい が崩れると急速 にゆるむ.



ボルト脱落事例(鉄道)

ゆるみのメカニズムは未だ未解明な点が多い

「はやて」ボルト脱落 一斉点検で判明 3個にはゆるみも - 読売新聞 (2003. 11)

新幹線ボルト脱落 JR西日本発表 31本中5本も – 山陽新聞 (2003. 11)

<上越新幹線>「Maxとき」のボルト3個外れる – 毎日新聞 (2003. 11)

特急「サンダーバード」台車ボルト脱落 乗客乗せかえ – 読売新聞 (2003.4)

走行電車から部品落下 踏み切り待ちの車に衝突 JR九州 – 熊本日日新聞 (2003.1)

研究の背景

最近のねじ締結体ゆるみ関連事故事例

ポンプのボルト脱落 美浜1号あわや冷却水漏れ Yahooニュース2005/3/22 日航機、エンジン取り付けボルトが脱落 高松空港で判明 朝日新聞 2005/4/8 山陽新幹線、軌道ボルトに緩み 朝日新聞 2005/4/28 ポイントの固定ボルト7本にゆるみ 静岡の東海道新幹線 gooニュース 2005/5/6

ねじ締結体は様々な分野で用いられているが、メンテナンスの容易さの反面、ゆるみの問題を抱えている。



ゆるみ防止のために様々なゆるみ止め部品 が使用されている。

問題点

ゆるみ止め性能についての評価はあまり行われていない。

本研究の目的

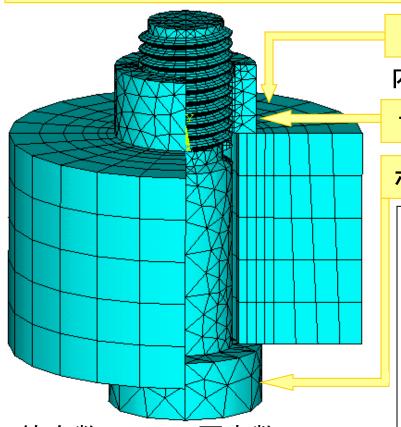
- 1. ボルト・ナット締結体の締付け・ゆるみ過程のメカニズムを三次元有限要素法解析により明らかにする
- 2. 締付け・ゆるみ過程に対する従来理論(材料力学・実験) の検証及び修正
- 3. ゆるみ止め部品の性能評価による従来理論の修正、導入の考え方提示

1. ボルト・ナット締結体の三次元有限要素法による締め付け解析

ボルト・ナット締結体の締付けの解析

一組のM16ボルト・ナットと円筒形の被締結物で構成される締結体

応力解析ではないため、ボルト頭付け根やねじ谷底の詳細な形状は省略.



円筒形被締結物

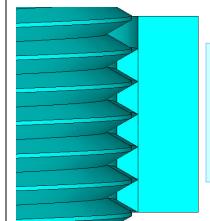
内径18mm, 外径50mm, 厚さ35mm

ナット

1種六角ナットをモデル化 ピッチ数5

ボルト

ピッチ数10, ナットから3ピッチ突き出す.



- •らせん形状を考慮
- •ねじ谷底の丸みは省略
- •ねじ面における接触・摩擦を考慮

節点数:23946 要素数:12821

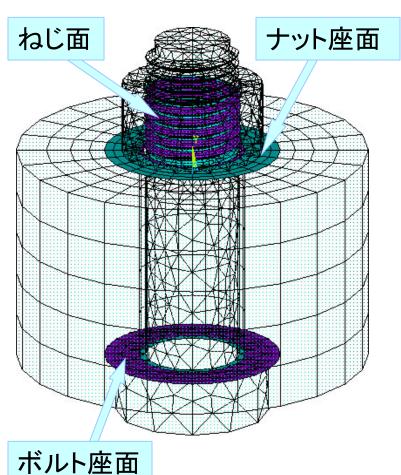
(ANSYS8.0 を使

ヤング率205GPa, ポアソン比0.3, 摩擦係数0.15

用)

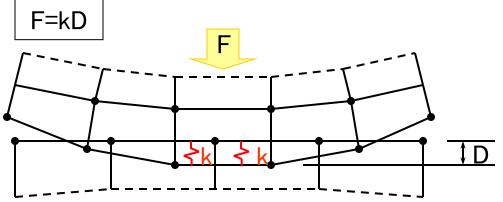
接触のモデル化

接触面



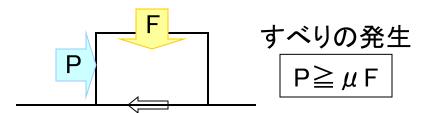
接触要素

2つの領域が接触するときの関係を剛性により 定義する. 本研究では、接触面間にばね剛性 を使用するペナルティ法を採用.

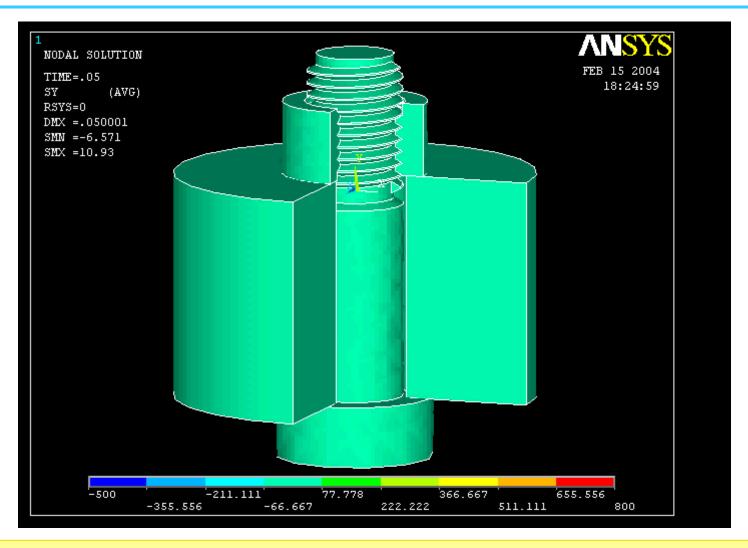


摩擦のモデル化

クーロン摩擦を採用.

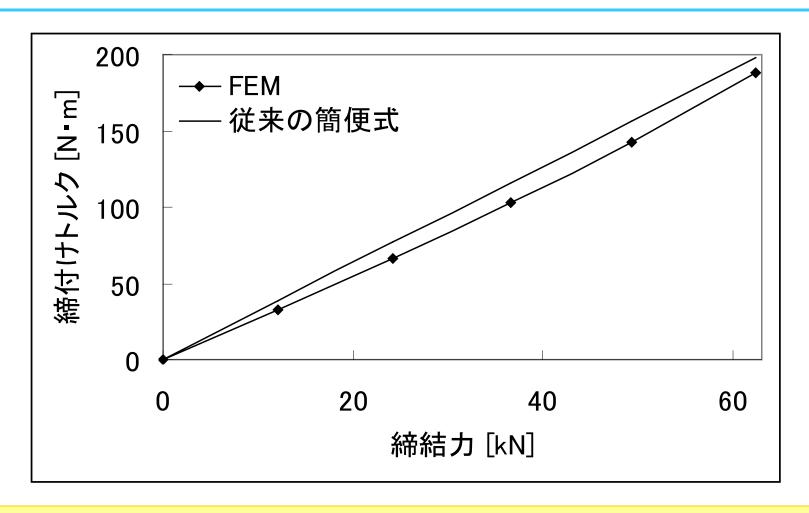


ナットの締付けによるボルト軸方向応力変化



ナットの回転に伴い、応力が増大していく様子を観察できる.

締結力と締付けトルクの関係

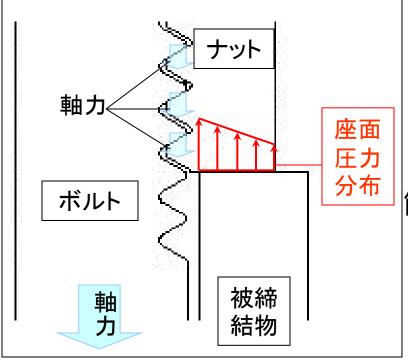


本解析結果は従来の簡便式とよく一致しているものの、 要する締付けトルクが若干小さい

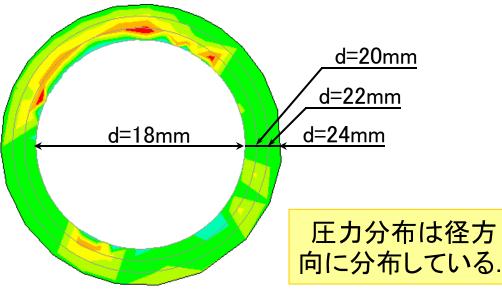
ナット座面の圧力分布

解析結果の締付けトルクが小さいのは、ナット座面における圧力分布が原因であると考えられる.

ボルトに発生する軸力は、ナットの内側に存在するめねじが支持するため、ナット座面においても内側の方が接触圧力が高いと考えられる.



ナット回転角24.6°におけるナット座面圧力分布



簡便式における摩擦トルクの等価直径 21.1mm ∨

本解析における最大圧力発生位置 約19mm

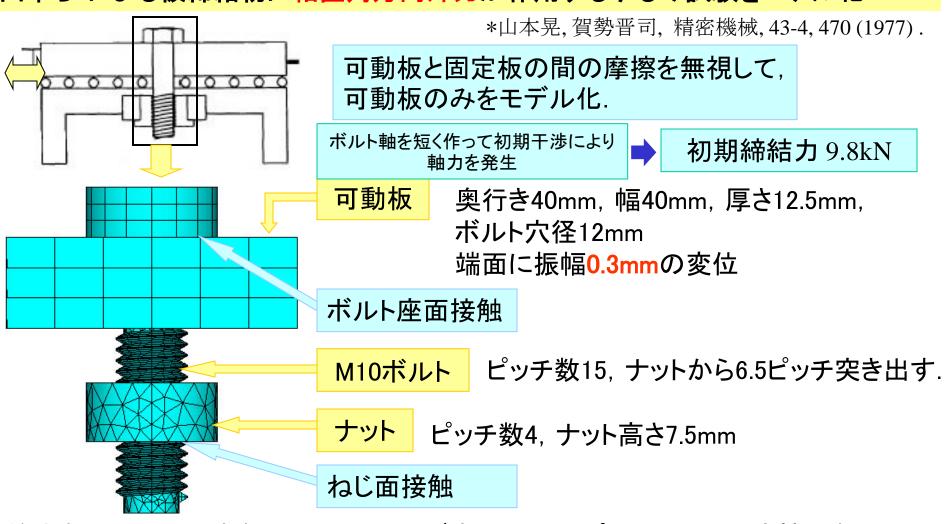
締付けの解析より簡便式における圧力分布の 仮定を修正することができると考えられる.

2. ボルト・ナット締結体の三次元有限要素法によるゆるみ解析

2-1. 座面すべりの解析

ボルト・ナット締結体のゆるみ解析

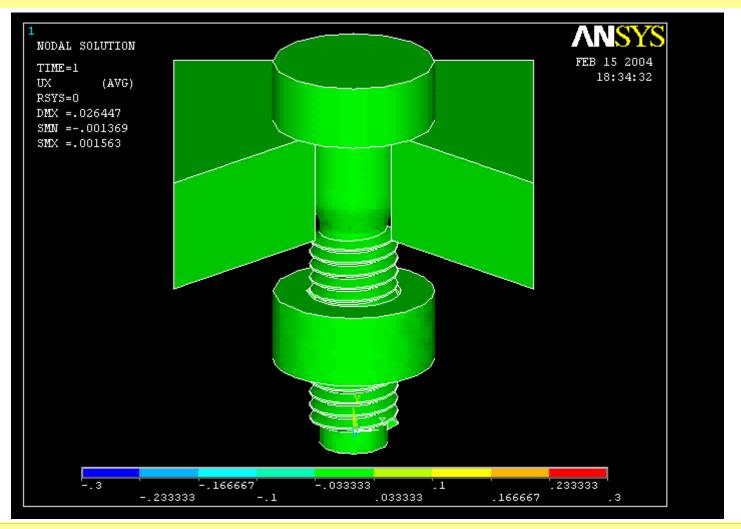
山本ら*による被締結物に軸直角方向外力が作用するゆるみ試験をモデル化



節点数: 22406 要素数: 9362 ヤング率205GPa, ポアソン比0.3, 摩擦係数0.17

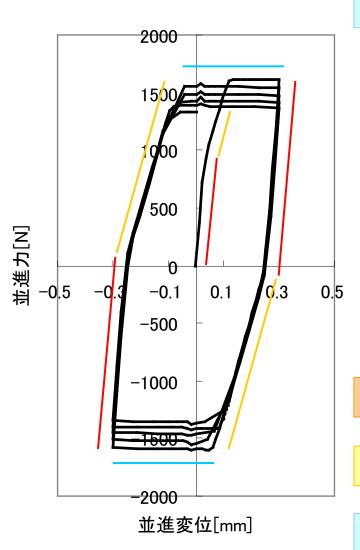
ボルトゆるみ回転の様子

並進方向変位コンタ一図(変位は5倍に拡大)

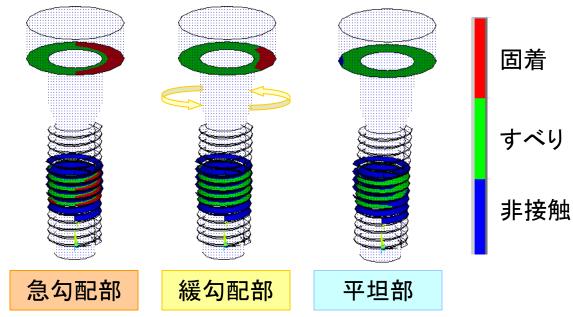


周期が進むにつれて、ボルト頭の手前と奥とで並進変位に差が生じる.

可動板に作用する並進力と並進変位の関係



ねじ面,座面における接触状態



急勾配部

ボルト座面, ねじ面の一部が固着. 並進力によりボルトに曲げが発生.

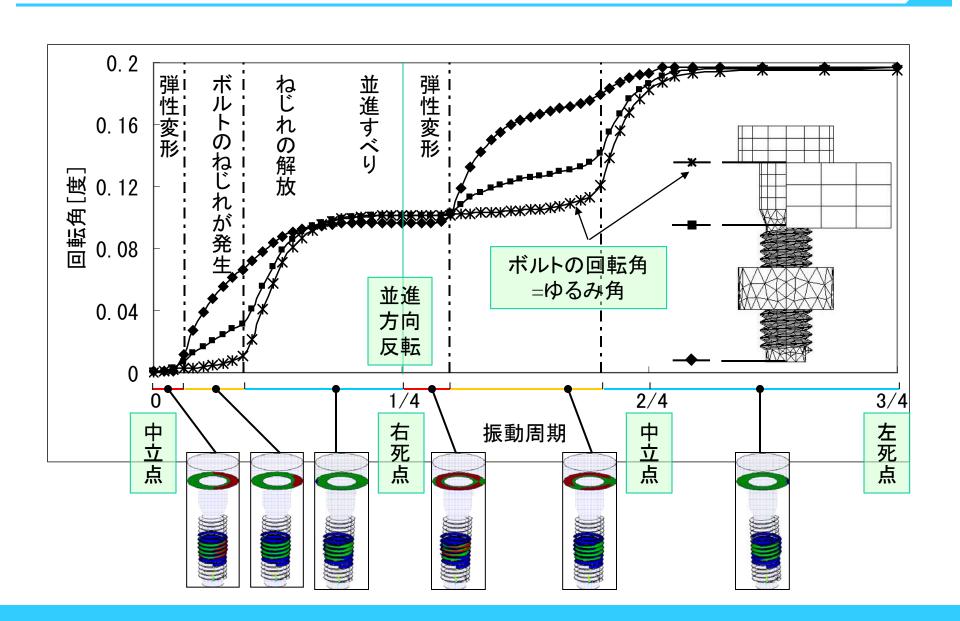
緩勾配部

ねじ面のすべりが開始.ボルトにねじれが発生.

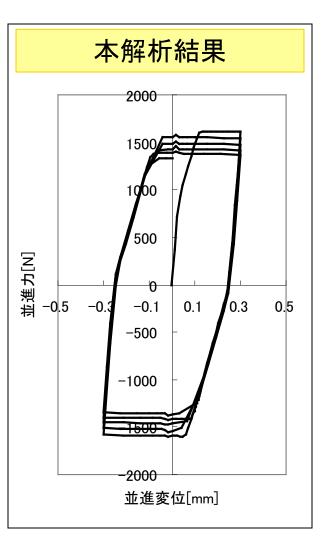
平坦部

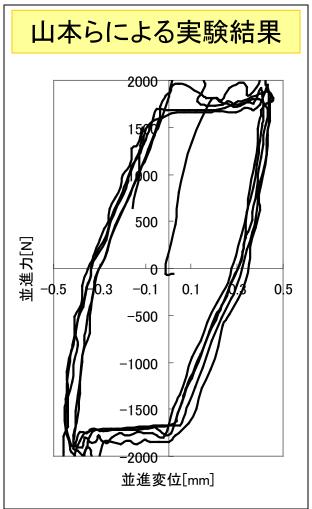
ボルト座面に並進方向のすべりが発生.

ボルト回転角の推移



山本らの実験との比較

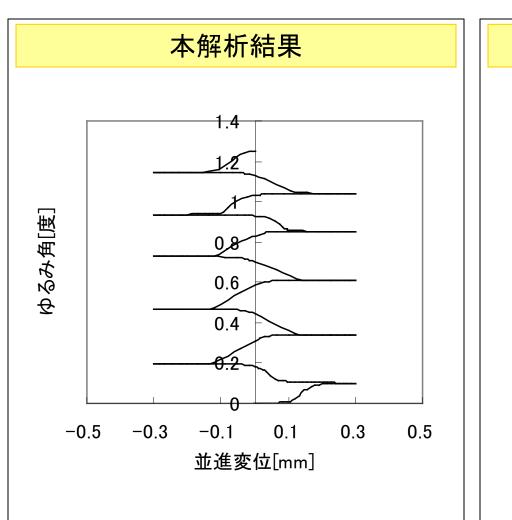


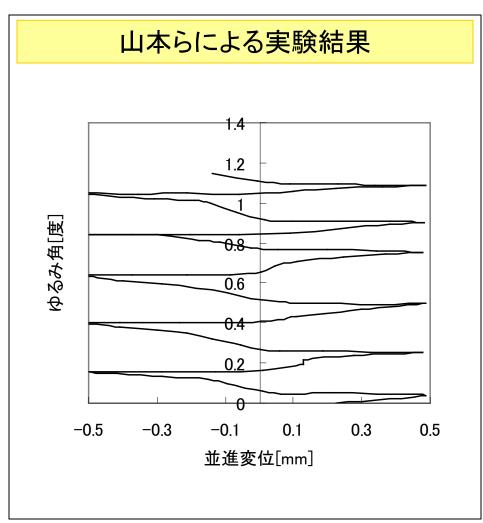


ナット外周を完全固定しているため、剛性に若干の違いが見られるが、定性的には良く一致している。

モデリングの問題

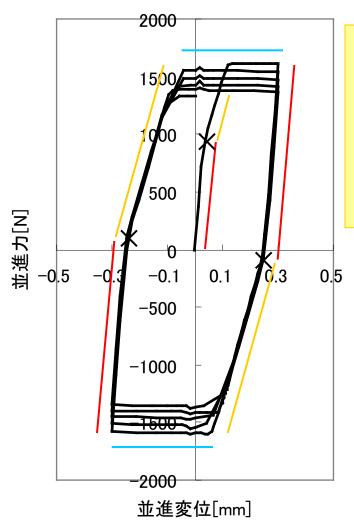
山本らの実験との比較 ~ゆるみ角~



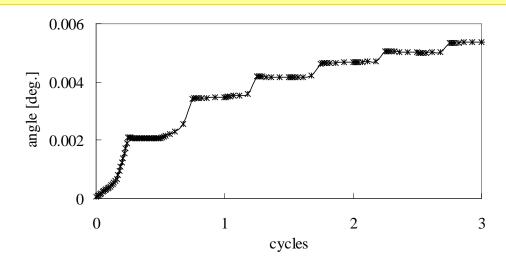


非常に良い一致を示す。

ゆるみの開始点



- ・平坦部(座面すべり時)ではなく、早い段階の緩 勾配部でゆるみが発生。
- ゆるみに要する荷重は、従来の考え方の60% 程度。
- → 賀勢らの提案する微小座面すべりに対応! (※ 賀勢ら、2004年機械学会年次大会)



最大変位 0.06mm.

2. ボルト・ナット締結体の三次元有限要素法によるゆるみ解析

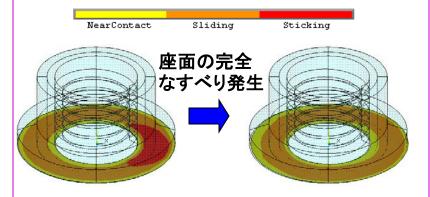
2-2. 微小座面すべりの解析

~座面すべり以前に生じる微小なゆるみの解析 信州大学 賀勢晋司先生との共同研究

微小座面すべりによるゆるみ

座面すべりによるゆるみ

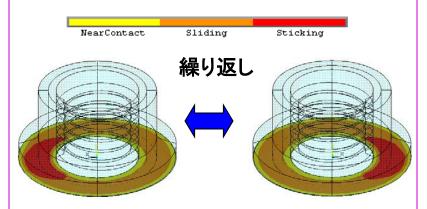
従来ボルト・ナット締結体は座面に完全なすべりを生じるときにゆるむと考えられていた。



過大な外力により**座面すべり**(座面において完全なすべり)を生じた際急速にゆるむ

微小座面すべりによるゆるみ

近年、座面すべりが生じなくてもわずかなゆるみが生じ、繰り返しにより徐々に進行することが注目されている。



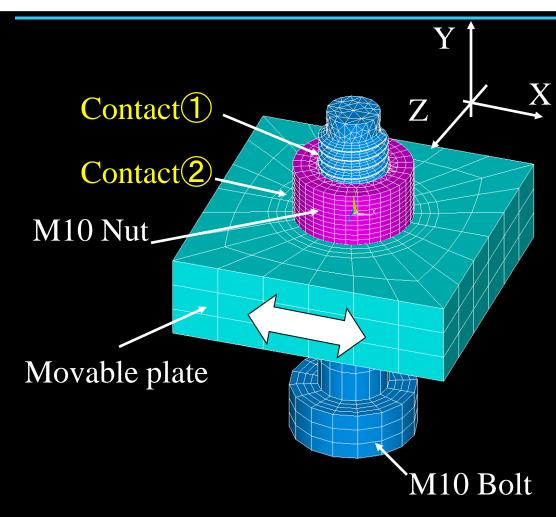
座面の固着部が移り変わることで少しずつ ゆるむと考えられている。軸力の低下は微 小ずつだが、この繰り返しにより確実に軸 力低下が進行すると考えられる。

微小座面すべりによる微小ゆるみ の進行による軸力の低下



座面すべりによる急激なゆる みの進行による事故

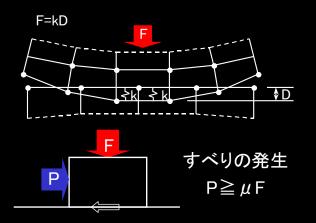
解析モデルと手法



<u>締め付け解析→ゆるみ解析</u> (締め付けによるボルト軸ねじれを考慮)

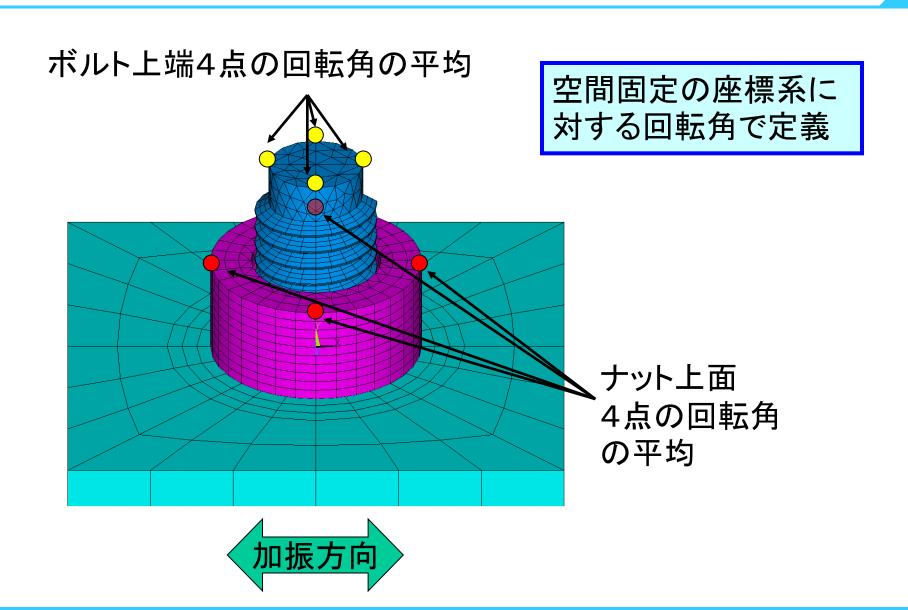
- •接触
- ①ボルト・ナットねじ山間
- ②ナット座面・被締結体間

接触アルゴリズムはペナルティー法

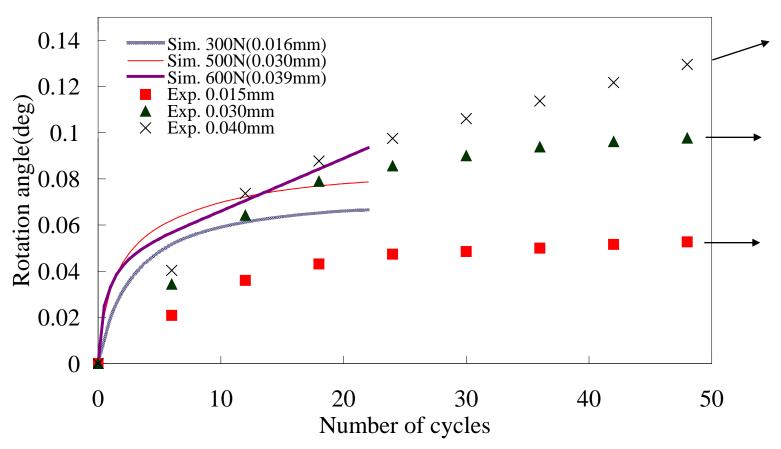


- ・ グリップ長さ28mm ボルト穴系 12mm ナット外径 17mm
- 初期締結力 10kN
- 摩擦係数0.10 ヤング率205GPa、 ポアソン比0.3

ボルト、ナット回転角の定義

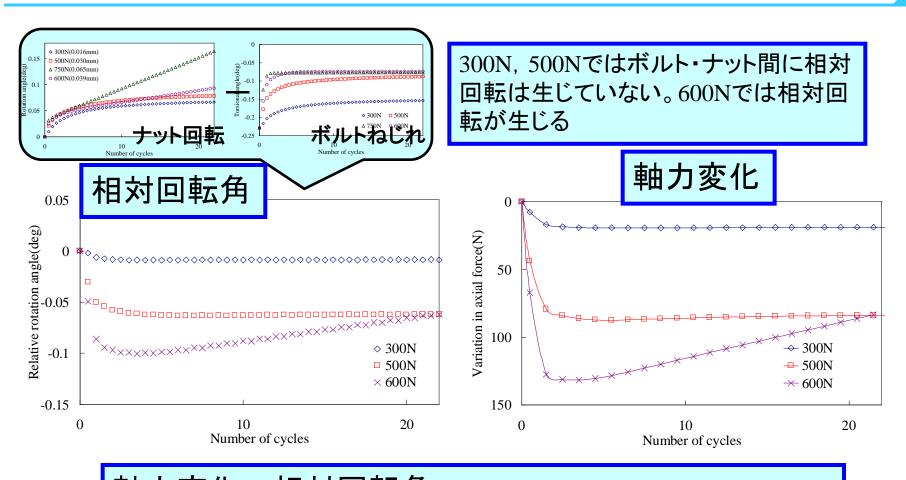


実験結果(ナット回転角)との比較



- •初期にナットが大きく回転
- •300N, 500Nではナット回転は停留 •600Nでは一 定速度で進行 (座面すべり1000N)

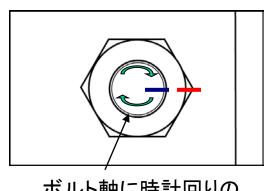
相対回転角とゆるみ



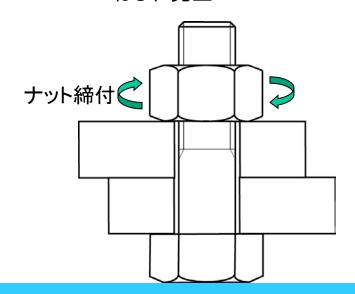
軸力変化=相対回転角 ゆるみはナットの回転角でなく、 ボルトとナットの相対回転角で評価すべき

締付時のねじれによるボルトーナットの同時回転

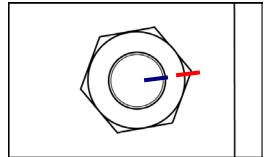
300N, 500Nにおけるナット回転について



ボルト軸に時計回りのねじれ発生







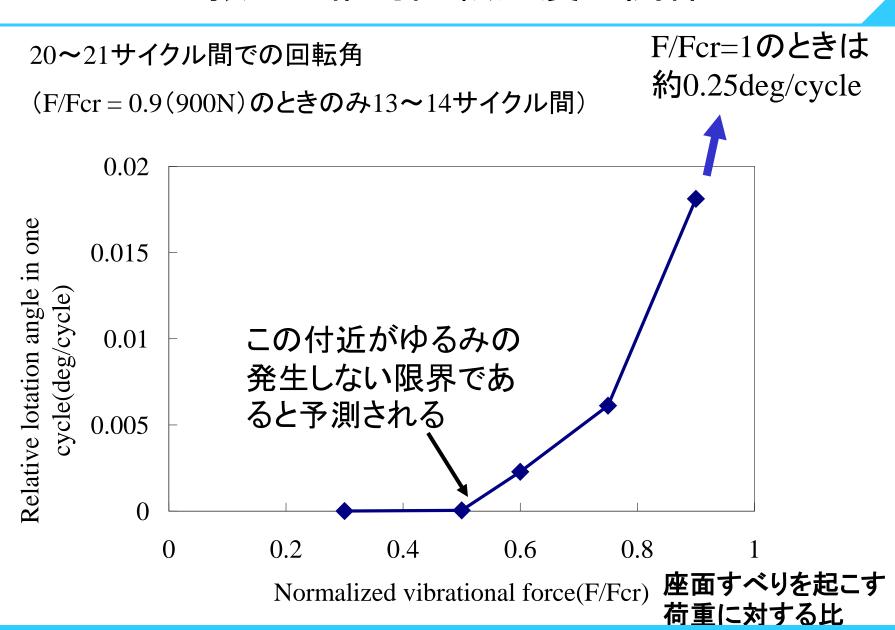
ボルト軸ねじれが解消する際、 ボルト - ナットねじ山が接触した まま一体となった状態での回転

ボルトーナットねじ山での相対的な回転ではないため軸力の低下はない。



ゆるみ回転とはいえない。

加振力と相対回転速度の関係



ここまでの結論

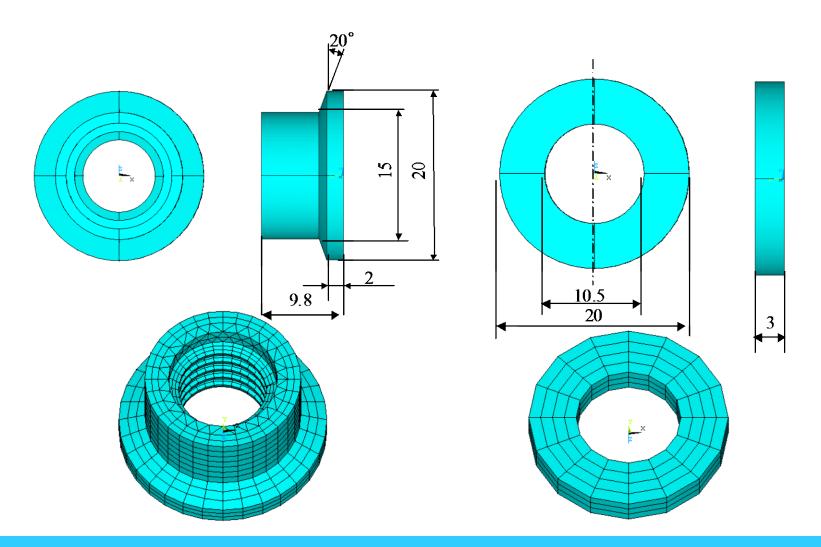
- 締め付けの従来理論の精度は高い
- 座面すべり・微小座面すべりのゆるみ、共に実験 結果を精度良く再現した。
- 新たに微小座面すべりによるゆるみのメカニズムを明らかにした。
- 従来のゆるみの理論は座面すべり中心の議論であり、微小座面すべりも考慮するように修正しなければならない。
 - → 設計に反映

3. ゆるみ止め部品の性能評価

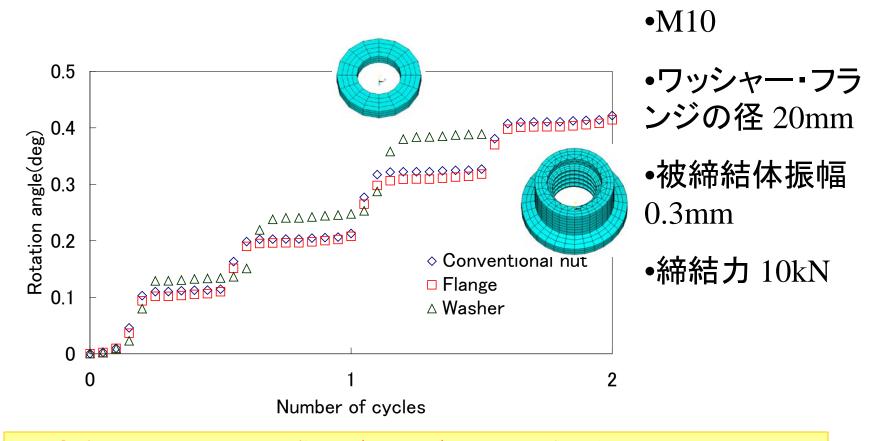
- 3-1. スーパースリットナット
- 3-2. 座金、フランジナット
- 3-3. ダブルナット
- 3-4. ばね座金

3-2 座金・フランジナット

①通常ナット ②フランジナット ③平座金+ナット

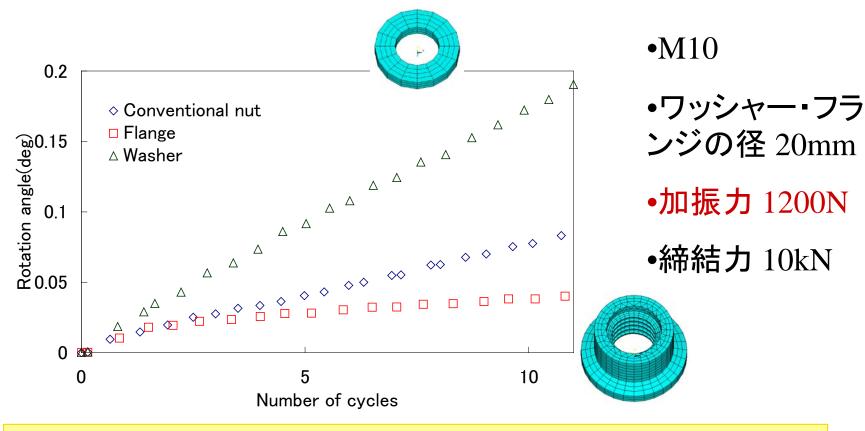


ゆるみ止め部品の性能評価(座面すべり)



- ・平座金は若干ゆるみの進行が早いが、大きな差はない。
- <u>・フランジナットは通常ナットと同じ(効果なし)</u>

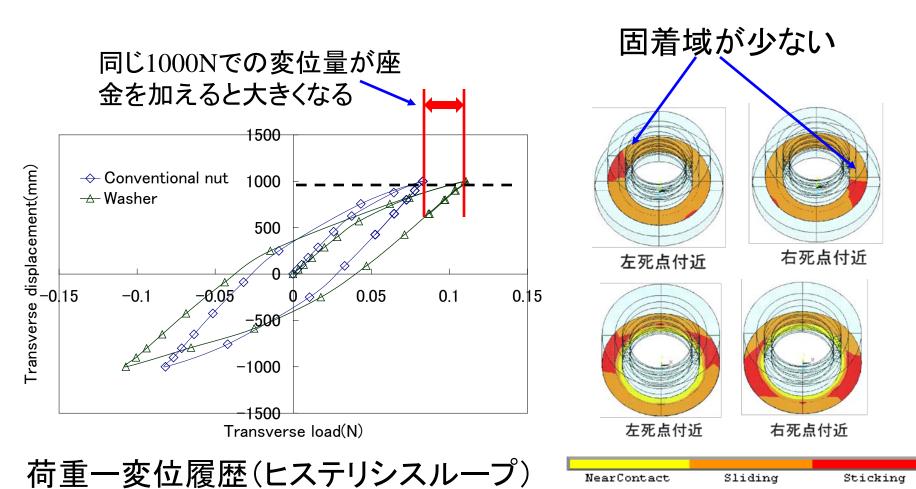
ゆるみ止め部品の性能評価(微小座面すべり)



- •平座金はゆるむ→剛性低下から来る接触状態の偏り
- •フランジナット(固着平座金)はゆるみ止め効果がある
 →<u>摩擦トルクの等価直径が大きくなるため?</u>
 (通常13.7mm,フランジ14.4mm)

平座金のゆるみの進行が速い理由

座金の厚み分のグリップ長さ増大による締結体の剛性低 下からくる座面の接触状態の偏り



従来の理論~限界すべり量Scrによる評価

表 4.3 六角ナット,各種緩み止めねじ部品および緩み止め装置の緩みを生じない 限界の軸直角振動全振幅 Scr とその傾向

	がデッキョロ 71x 第1 主 3c 報 3 c で く シーラバッ										
	名	称	歯付き座金 (外歯形)	ば ね 座 金	皿ばね 座 金	六 角ナット	フランジ付き 六角ナット	ナイロンリング 入りナット	ダブル ナット	嫌気性 接着剤	
	略	図		9	Ø - S	ф	曲				
	規	格	JISB 1255 外歯形 呼び:10	JISB 1251 本書の表 1·8 呼び:10	JISB 1252 1種,軽荷重 呼び:10		JISB 1190 M10	JASOF106 1 極,並形 M10	JISB 1181 スタイル l および低ナット	-	
	51	号	*	×	ø /	9	ø'	ø /	7	•	
	ゆるまない 限界の軸直角 振動全振幅 S_{cr} , mm		0.30	0.42	0.43	0.65	0.85	0.87	0.83	1.18	
	傾向		緩みやすい ◆──			基準	→ 緩みにくい				

<u>※山本晃, "ねじ締結の原理と設</u> 計",133 (1995) 養賢堂

従来理論ではゆるみ止め効果を限界すべり量で整理!

○本解析の限界すべり量

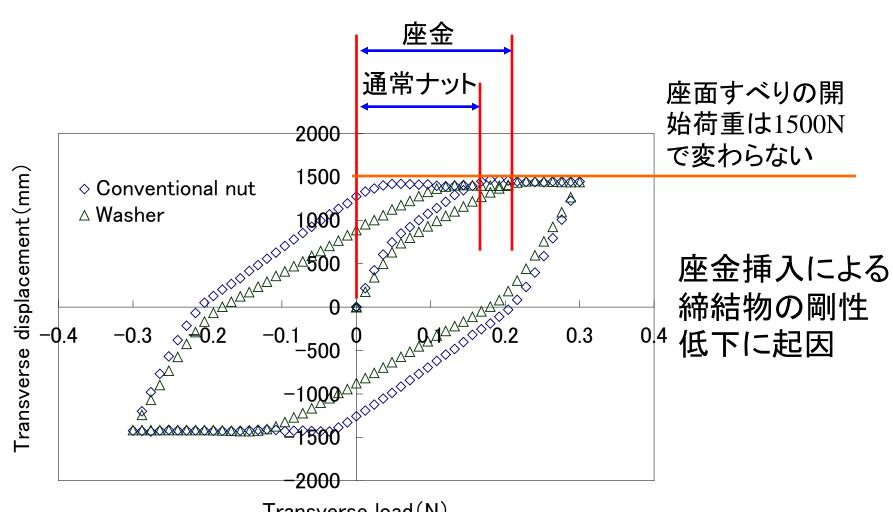
座金(0.38mm) < 通常ナット(0.33mm) = フランジナット

○有限要素法による微小ゆるみ 座金>通常ナット>フランジナット

逆の結論!

座金の限界すべり量

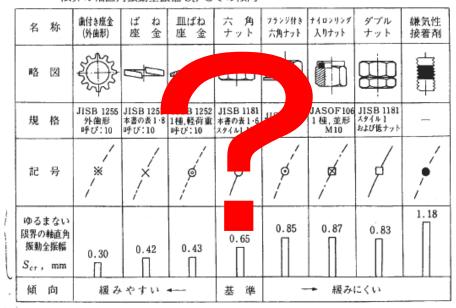
座面すべりの生じない最大限界のすべり幅の反幅の拡大



Transverse load (N)
荷重一変位履歴 (ヒステリシスルー

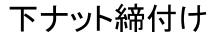
ゆるみ止め部品の理論の修正

表 4.3 六角ナット、各種緩み止めねじ部品および緩み止め装置の緩みを生じない 限界の軸直角振動全振幅 Ser とその傾向



- 1. <u>限界すべり量をゆるみ止め部品の評価の指標として用いるべきではない!!(ボルトの長さ・太さを変える場合は有効な指標)</u>
- 2. <u>ゆるみ止めの指標として、座面すべりと微小座面</u> すべりへの効果を区別すべき!

3-3 ダブルナット

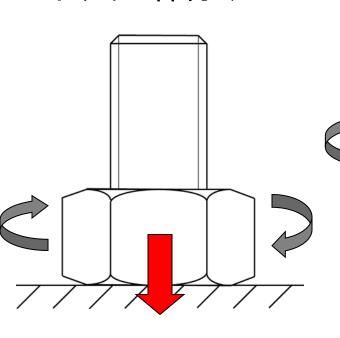




下ナット逆転

ロッキング

力Floc発生



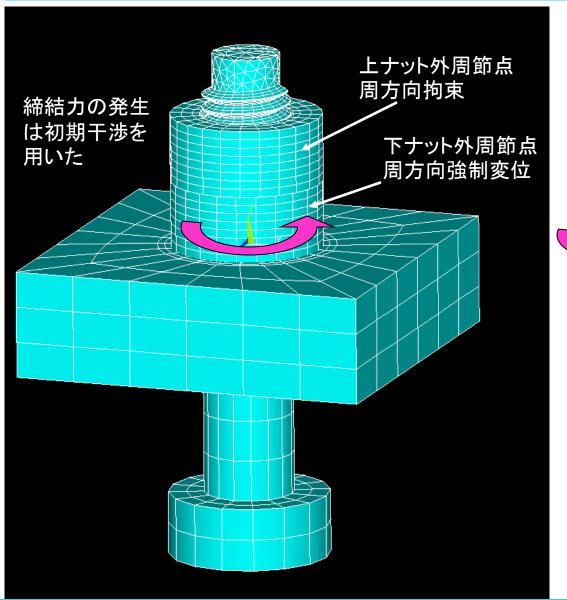
赤矢印はボルトねじ山からの接触力

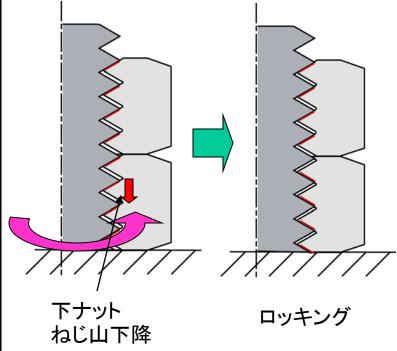
上ナットを締め付けること 軸力 = $\mathbf{F_1}$ $-\mathbf{F_{loc}}$ で下ナットへのねじ山から の接触力は減少

下ナットのねじ面は 通常とは逆側で接触

 \mathbf{F}_1

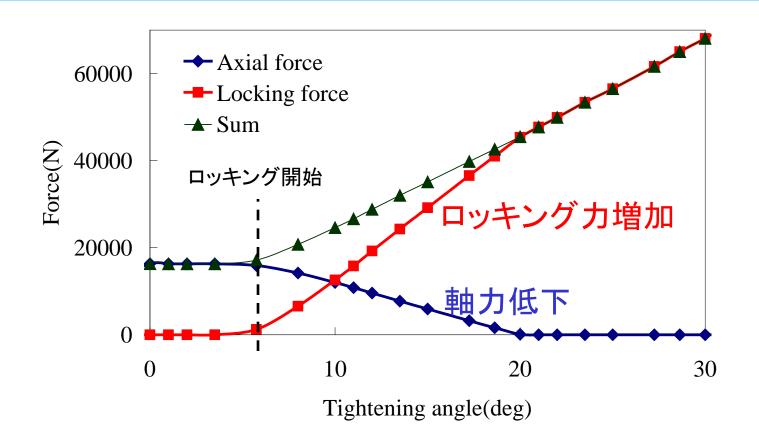
ダブルナットの締付ロッキング解析





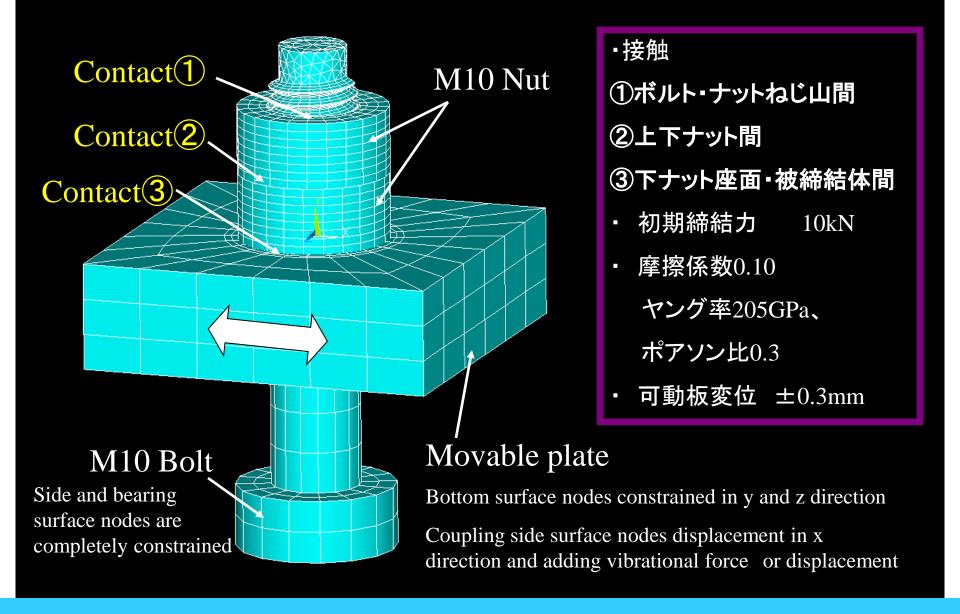
締結力を与えた状態から、 ロッキング完了まで下ナット をゆるめ方向に閉めていく 解析

締結力とロッキングカのナット締付角に伴う変化

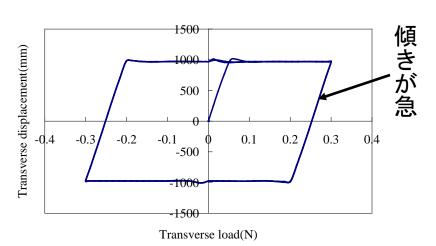


軸力、ロッキング力ともほぼ線形に推移する。 将来的には締付指針を提供可能

ダブルナットゆるみ解析手法

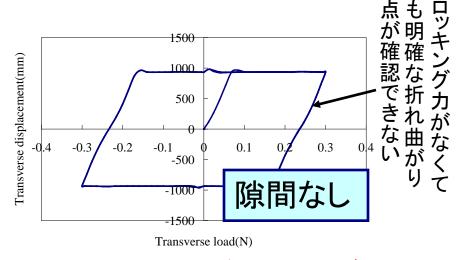


並進変位一荷重曲線(座面すべり)



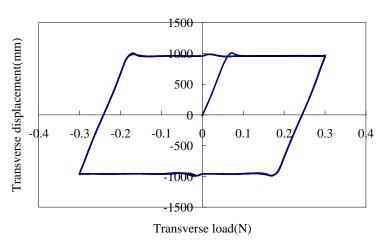
締結力9682N

<u>高ロッキング力8810N</u>

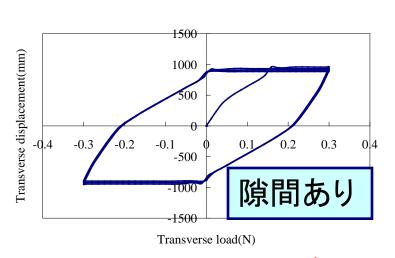


締結力10017N

ゼロロッキング力2N



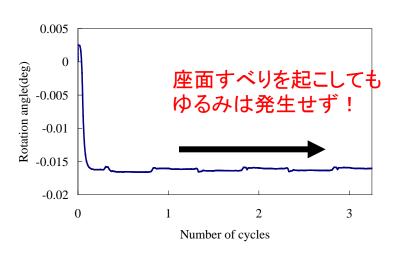
締結力10171N <u>低ロッキング力</u>1117N



締結力10171N

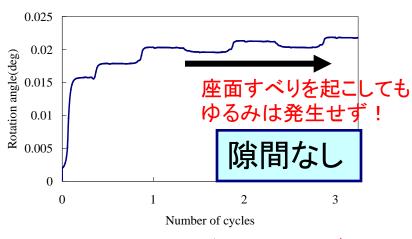
ロッキングなし

ナット回転角



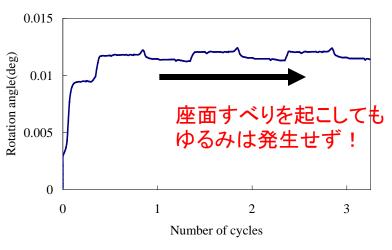
締結力9682N

高ロッキングカ8810N

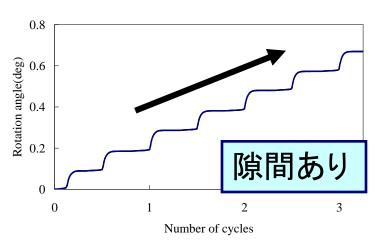


締結力10017N

ゼロロッキングカ2N



締結力10171N 低ロッキング力1117N



締結力10171N

ロッキングなし

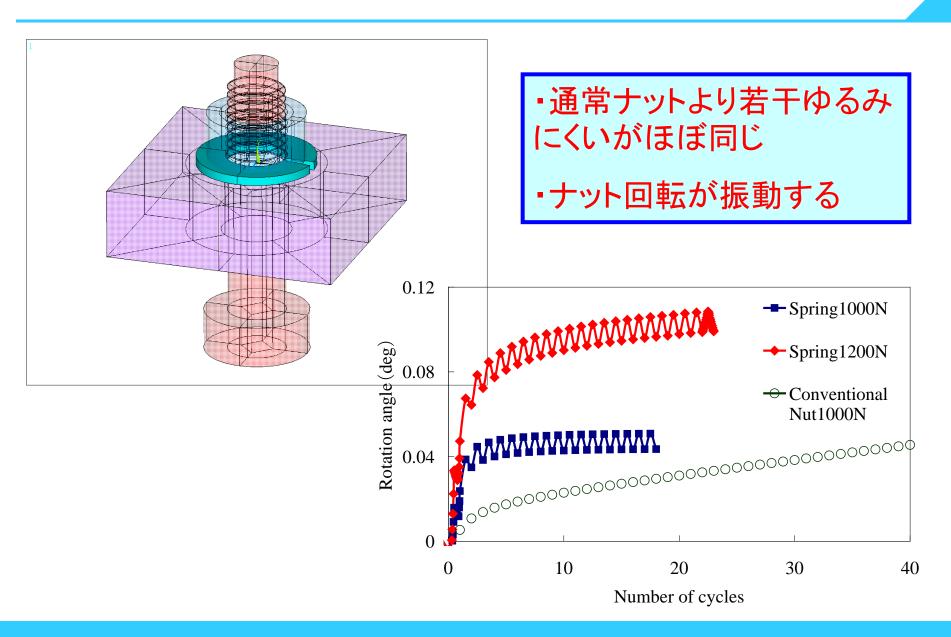
ダブルナットのゆるみ止め効果

- ロッキング力が発生していれば(下ナットが逆の面で接して、ねじのすべり隙間がなくなれば)
 座面すべりが起こっても全くゆるまない。
- ゆるみ止め効果はロッキング力に依存しない。



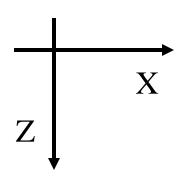
→ しかし! ゆるまなくとも、ロッキングカの ため軸力が低下し、座面すべりが起こると実 際には問題になると考えられる。

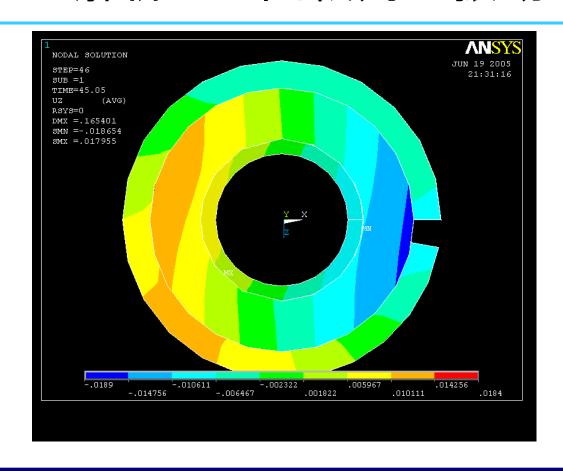
3-4 ばね座金(途中)



ばね座金の解析での回転角の振動

Z方向変位 コンター図





1サイクルでナットが ゆるみ回転 🛶 戻り回転

座金の角が特異点になっているため → フレッチングの原因

結 言

	スーパース リットナット	座金	フランジナッ ト	ダブルナット	ばね座金
座面すべりに対する効果	0	×	Δ	0	_
微小座面すべりに対す る効果	0	×	0	0	0
備考	プレベイリング トルク型			より座面すべ	フレッチング を起こす可 能性あり

展望

- 〇他のゆるみ止め部品への展開
 - ·接着剤
 - ·ナイロンナット等
- ○衝撃ゆるみの問題
- 〇ゆるみ以外の要素の取り扱い
- →機械要素としてのボルト・ナット締結体設計へのフィードバック

研究室では、企業との気軽な議論(悩み相談)<u>・</u> 共同研究を歓迎します。

詳細はhttp://www.fml.t.u-tokyo.ac.jp/~izumi/Bolt/



もしくはgoogleで"ゆるみ""有限要素法"など

ご清聴ありがとうございました。

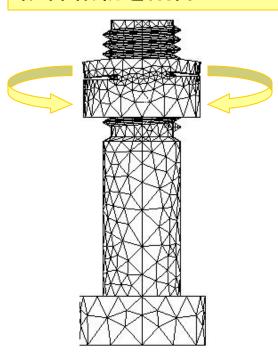
締結力0の状態におけるゆるみの抑制

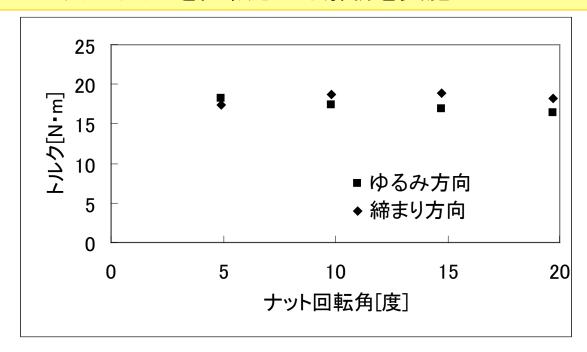
締結力0の状態でも、ねじ面には接触力が存在する.



スーパースリットナットの回転にはトルクを要する.

被締結物を削除してスーパースリットナットを回転させる解析を実施.





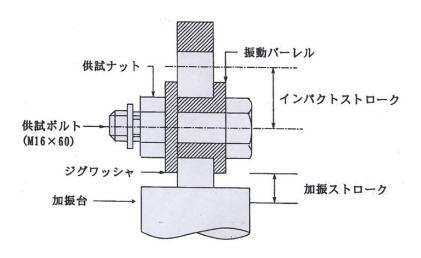
実験結果13.5N•m



スーパースリットナットの性質をよく再現でき、 ナットの脱落を防止できることを示した.

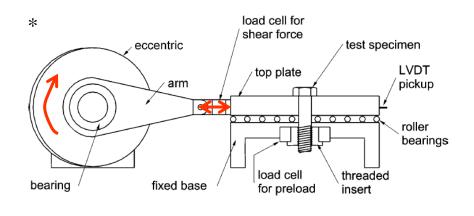
ゆるみ試験方法

NS式高速ねじゆるみ試験



- •30Hzで締結体に軸直角方向振動を 加える.
- -17分間試験を行い, ジグワッシャが 手で回せるかどうかでゆるみの判定 を行う.
- ・(財)日本品質保証機構において採用されている.

Paiらによるゆるみ試験



- ・偏心器を用いて、可動板に軸直角方向振動を作用させる.
- ・摩擦を抑え、焼付きを防ぐために、 可動板と固定板の間にはローラーベ アリングを挿入する.
- ・ゆるみの研究の際にしばしば使用される.

限界すべり量 Scr

評価式

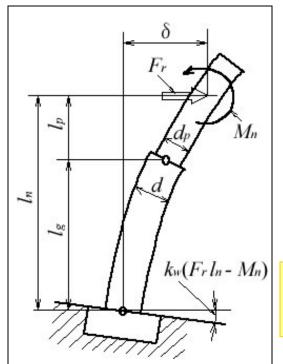
$$S_{cr} = 2F_{s} \left[\mu_{w} \left(\frac{l_{g}^{3}}{3EI_{g}} + \frac{l_{p}^{3}}{3EI_{p}} + \frac{l_{g}l_{p}l_{n}}{EI_{g}} + \frac{0.168l_{n}^{2}}{d^{3}} \right) - \frac{m}{4} \frac{\mu_{s}}{\cos^{2}\alpha} \left(\frac{l_{g}^{2}}{2EI_{g}} + \frac{l_{p}^{2}}{2EI_{p}} + \frac{l_{g}l_{p}}{EI_{g}} + \frac{0.168l_{n}}{d^{3}} \right) \right]$$

ボルトの曲げの項ボルト頭の傾きの項

ボルトの曲げの項 ボルト頭の傾きの項

座面に作用する摩擦力の項

はめあいねじ部の反力モーメントの項



計算值: *Scr*=0.42mm



実験結果(0.4mm)に一致, 本解析結果(0.25mm) よりも大きな値.

ボルト頭の傾きに関する項に、接触面における微小な凹凸の変形などの要因が含まれていると考えられる.

ボルト頭の傾きの項を除いて計算

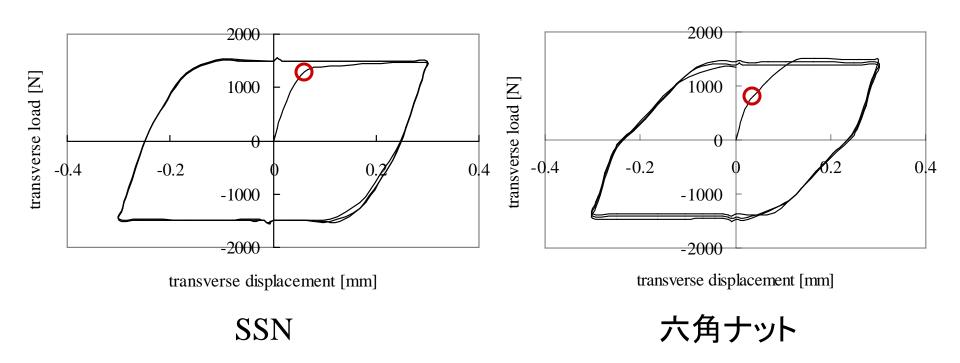


 $S_{cr}=0.14$ mm

本解析結果は、ボルトの曲げに加えて、接触面における 巨視的な弾性変形の効果を含んでいる.

* 中村眞行ほか、機論C, 67(661), 2976(2001).

スーパースリットナットの並進変位一荷重関係



微小並進すべりが発生する荷重がSSNのほうが大きい!