

日本機械学会講習会

締結・接合部の設計の実際と今後の展開

# 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

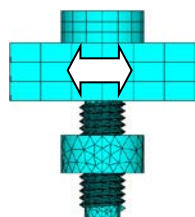
東京大学大学院工学系研究科機械工学専攻

泉 聡志(東大)

# 酒井・泉研究室におけるボルト締結体の研究

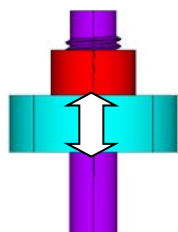
## メカニズムの解明

・軸直角方向外力  
／完全座面すべり



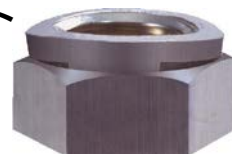
・軸直角方向外力  
／微小座面すべり

・軸方向外力

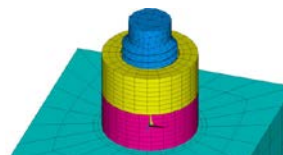


## ゆるみ止め部品の評価

・スーパースリット  
ナット

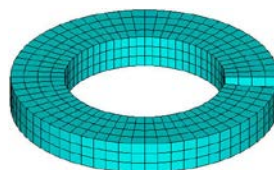


・ダブルナット  
・平座金  
・フランジナット

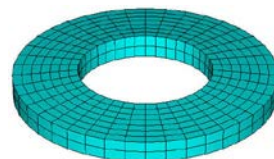


・ピストンナット

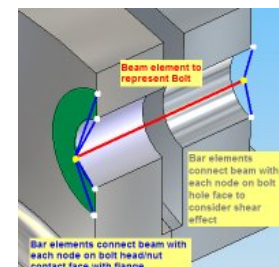
・ばね座金



・皿ばね座金



## 締結体の簡易モデル化



・ビーム要素を用いた簡易  
モデル（ねじ締結WG）

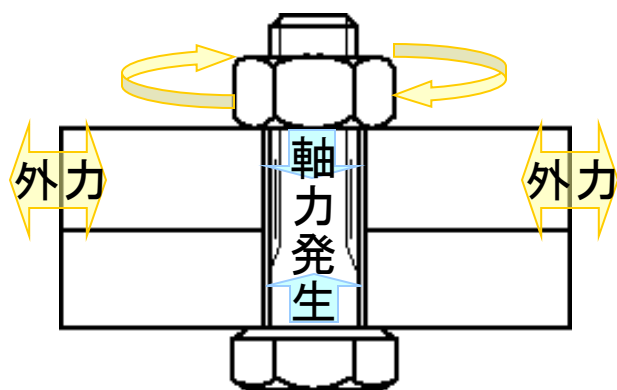
# 本日の発表内容

1. ボルト・ナット締結体の三次元有限要素法による締付けの解析
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の解析  
(軸直角方向外力)
  1. 完全座面すべりによるゆるみの解析
  2. 微小座面すべりによるゆるみの解析
3. ゆるみ止め部品の性能評価
  1. ダブルナット締結法
  2. ばね座金
  3. 皿ばね座金

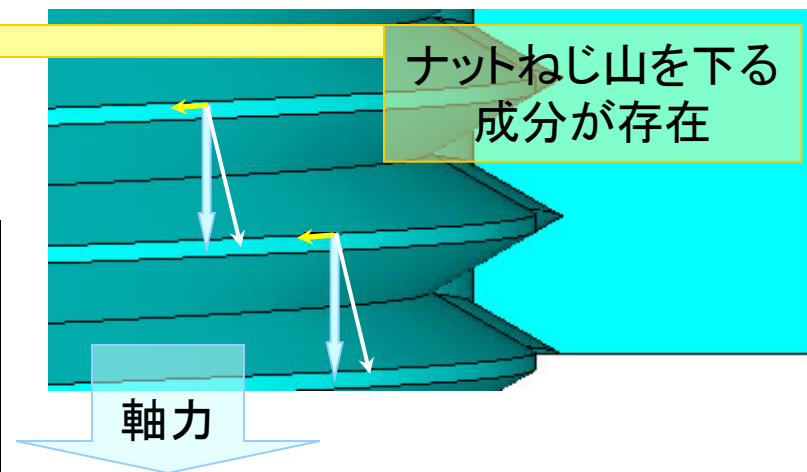
(WGの活動報告(ねじ締結体の簡易モデルの適用性検討))

# ボルト・ナット締結体はゆるむ！

## ボルト締付け時の荷重成分



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。



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。

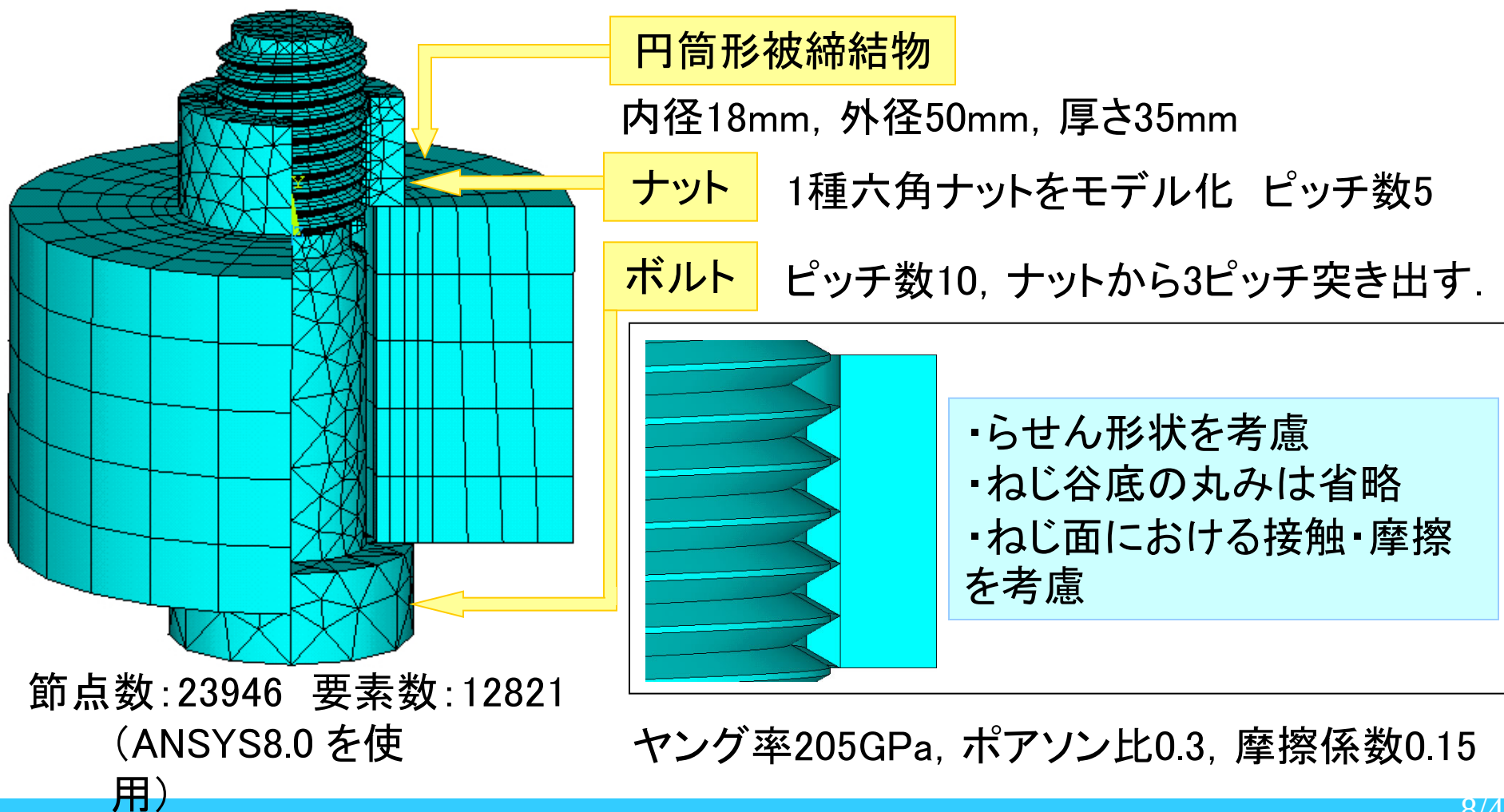
# 本研究の目的

1. ボルト・ナット締結体のゆるみの理論を三次元有限要素法解析により構築する。
2. ゆるみ止め部品の性能評価に関する従来理論の修正、ゆるみ止め部品導入の指針を提示する。

# 1. ボルト・ナット締結体の三次元有限要素法 による締付けの解析

# 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



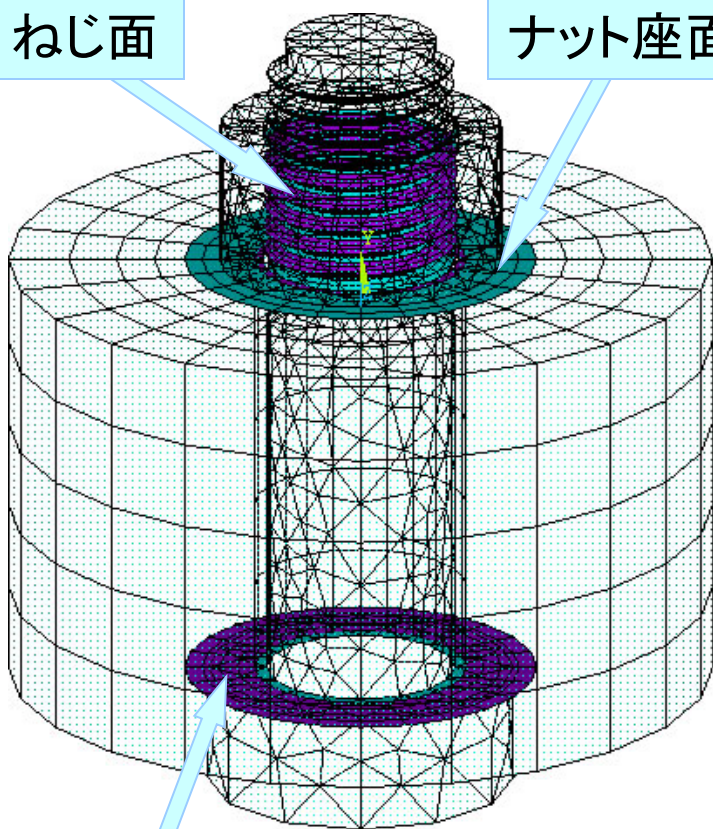
# 接触のモデル化

## 接触面

ねじ面

ナット座面

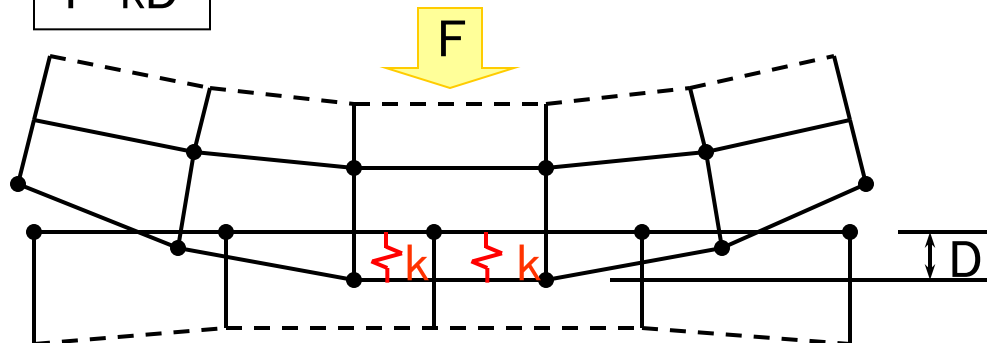
ボルト座面



## 接触要素

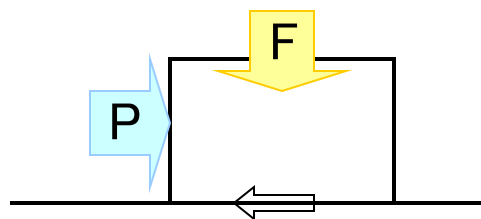
2つの領域が接触するときの関係を剛性により定義する. 本研究では, 接触面間にはばね剛性を使用するペナルティ法を採用.

$$F=kD$$



## 摩擦のモデル化

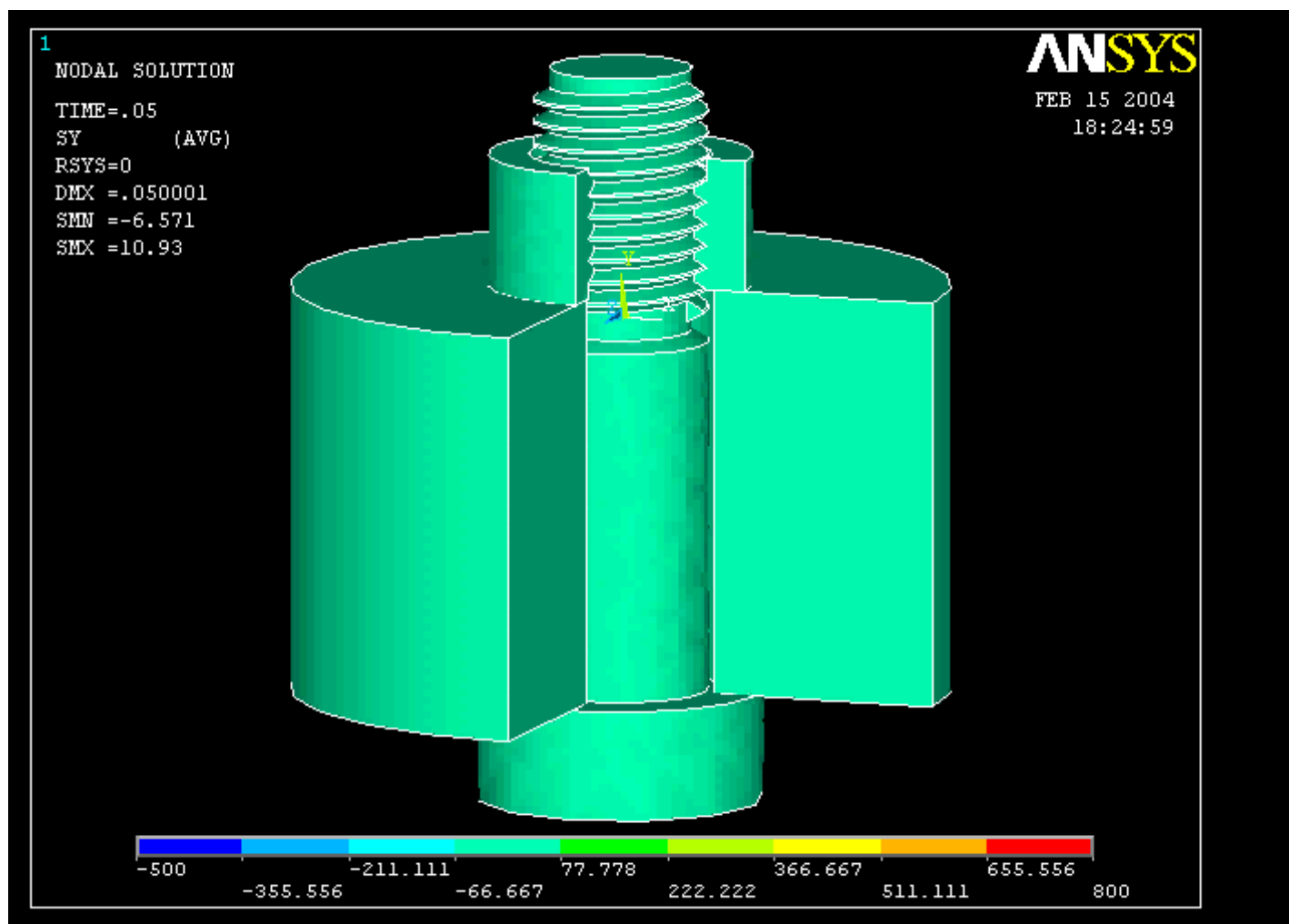
クーロン摩擦を採用.



すべりの発生

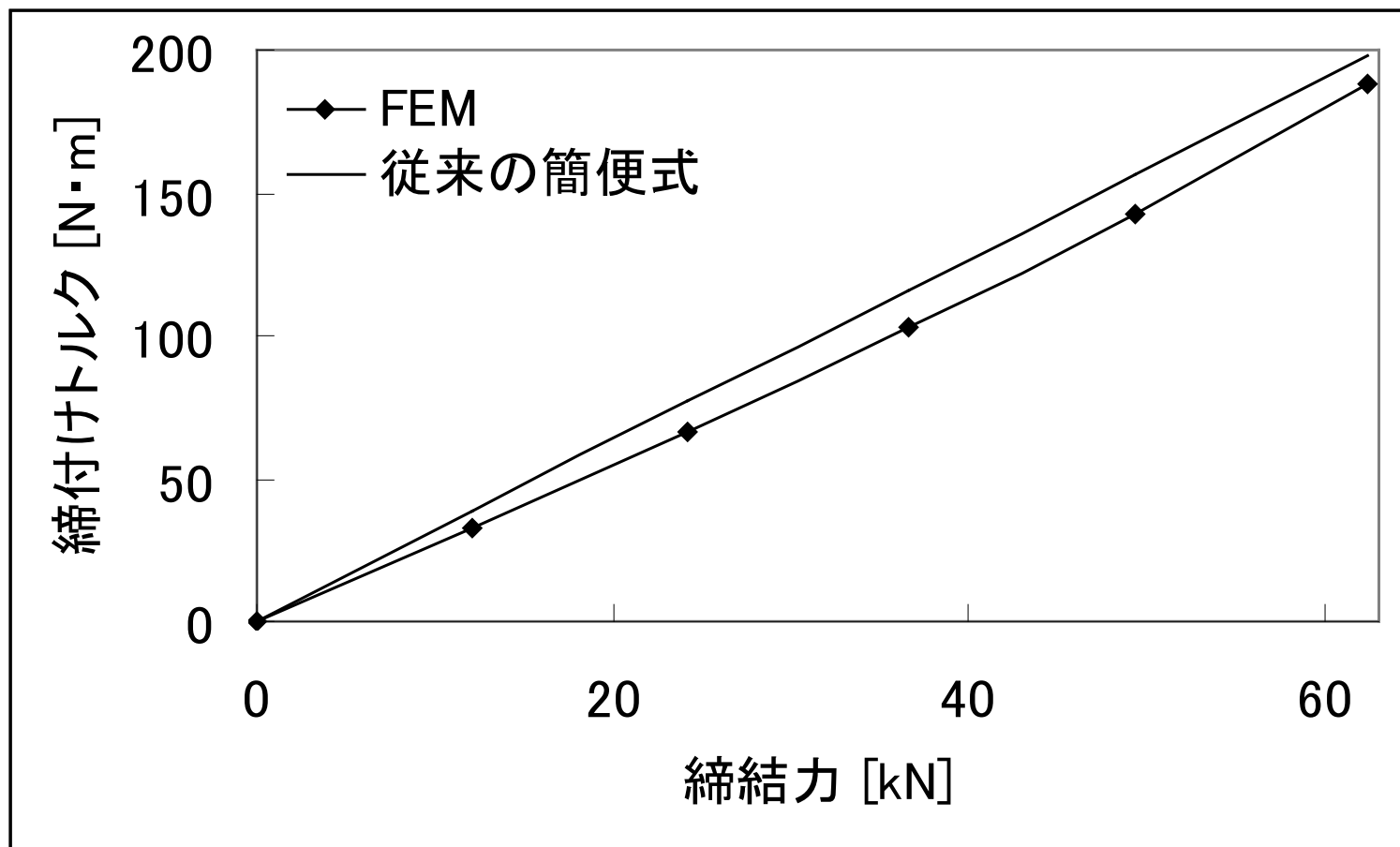
$$P = \mu F$$

# 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

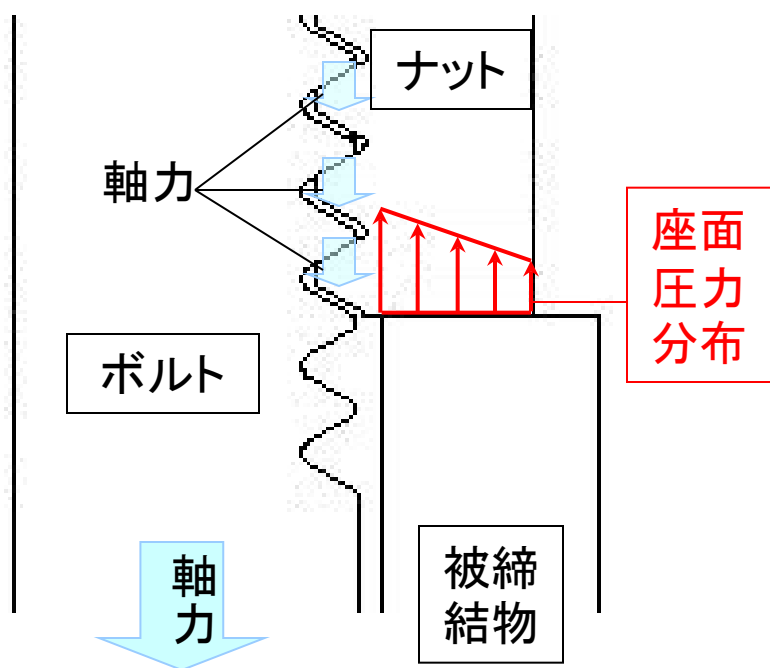


本解析結果は従来の簡便式とよく一致しているものの、  
要する締付けトルクが若干小さい

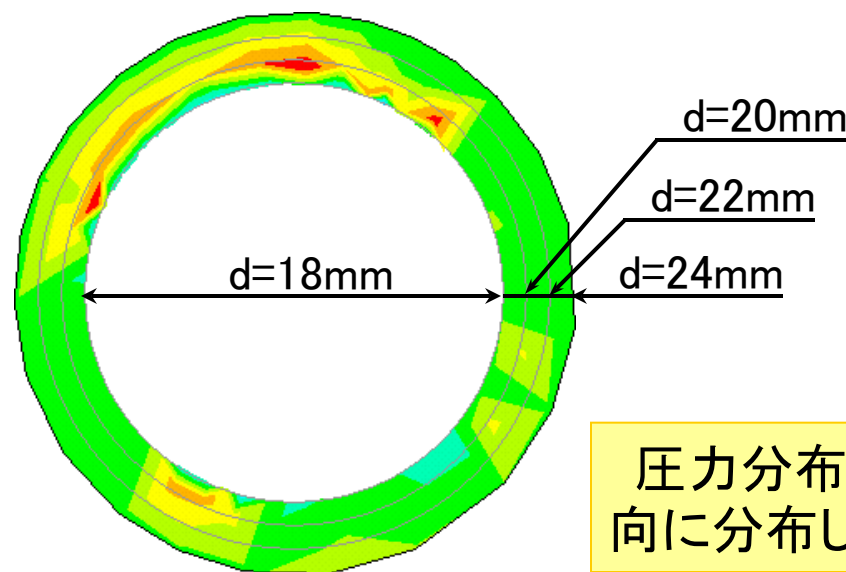
# ナット座面の圧力分布

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 $24.6^\circ$ におけるナット座面圧力分布



圧力分布は径方向に分布している。

簡便式における摩擦トルクの等価直径 21.1mm

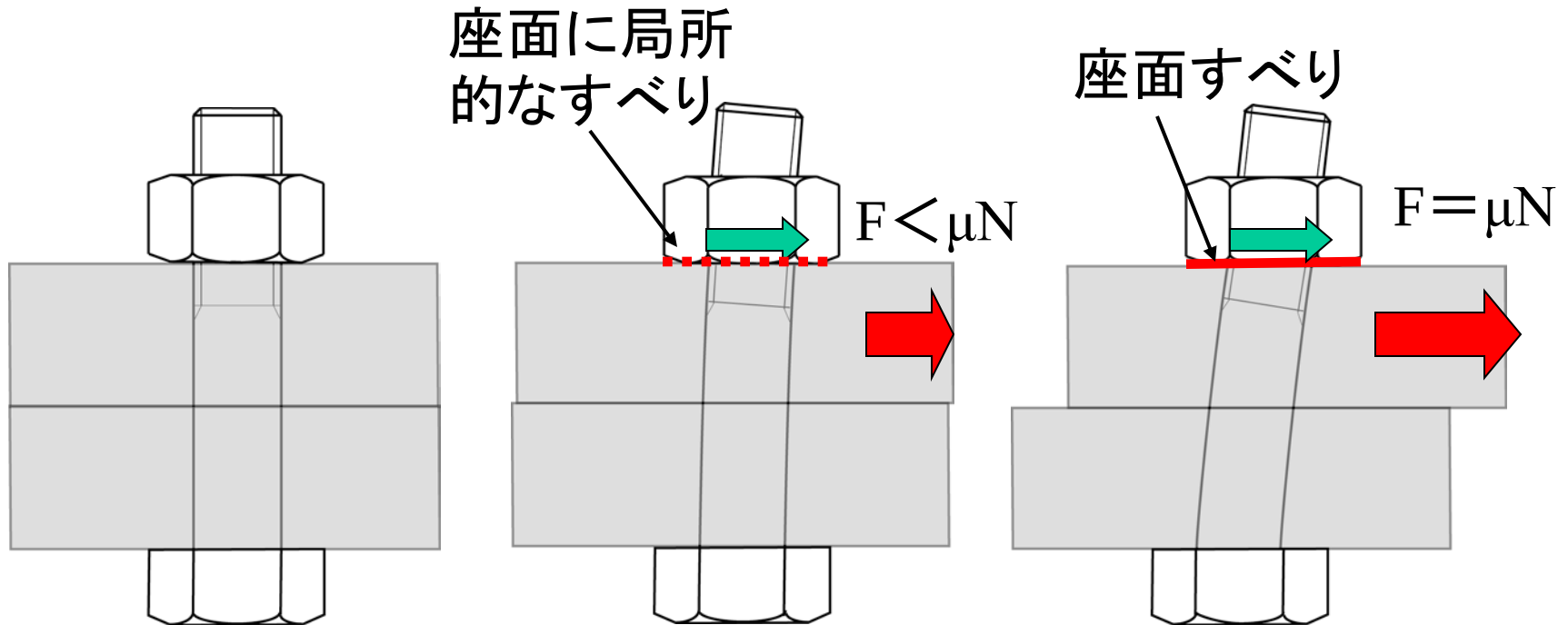
本解析における最大圧力発生位置 約19mm

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

### 1. 完全座面すべりによるゆるみの解析

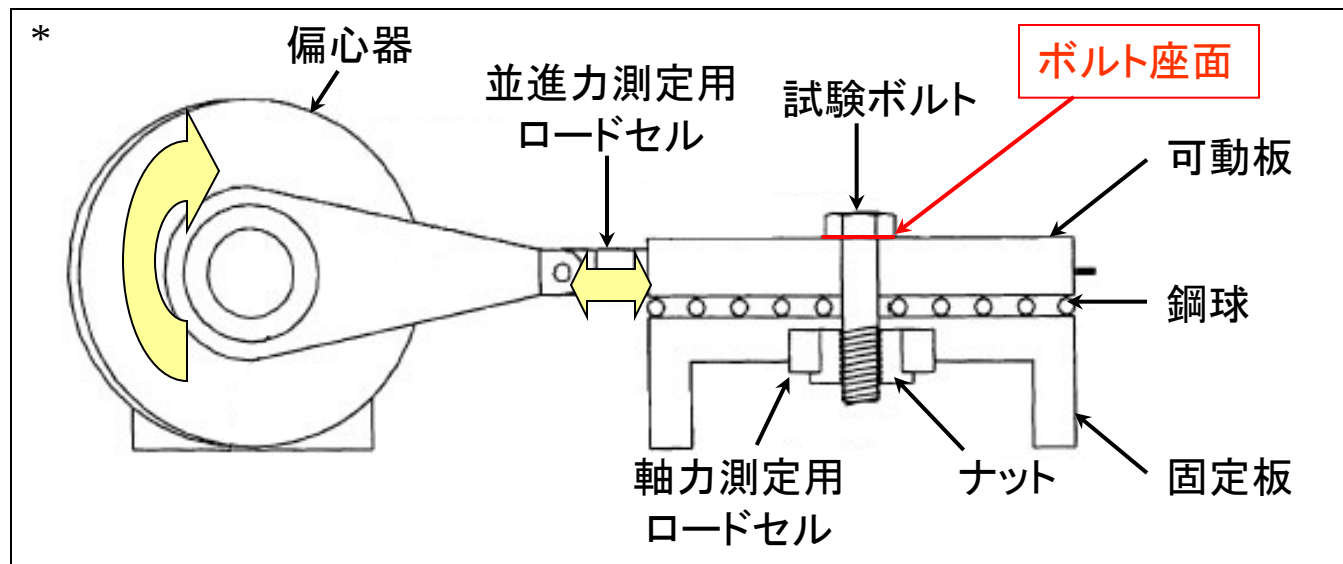
# (完全)座面すべり



ナット座面に完全なすべりを生じたときに大きくゆるむ

# ボルトのゆるみに関する研究

Junkerが締結体に軸直角方向外力を作用させるゆるみ試験機を開発。



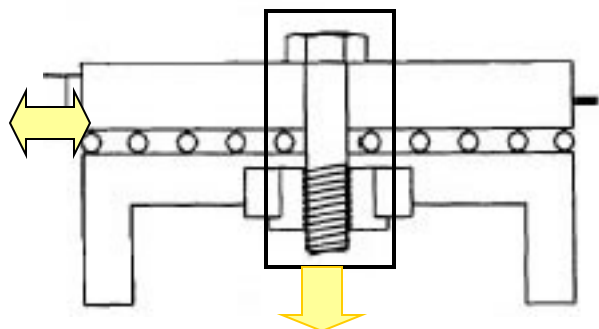
- ・偏心器を用いて、可動板に軸直角方向振動を作用させる。
- ・摩擦を抑え、焼付きを防ぐために、可動板と固定板の間には鋼球を挿入する。
- ・並進変位と並進力の関係や、軸力の減少を測定することができる。
- ・ねじれ角の測定やねじ面における接触状態(すべり)を観察することは難しい。

ボルト座面における並進方向のすべりがゆるみを引き起こすと結論。

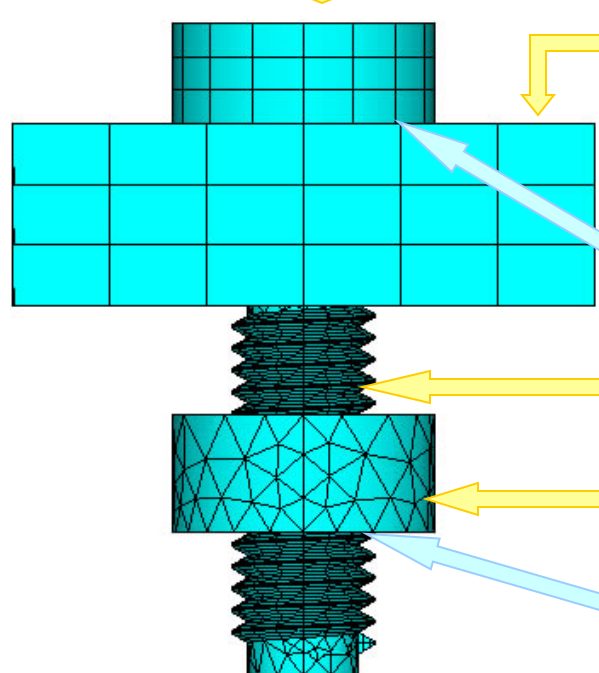
# ボルト・ナット締結体のゆるみ解析

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

\*山本晃, 賀勢晋司, 精密機械, 43-4, 470 (1977).



可動板と固定板の間の摩擦を無視して,  
可動板のみをモデル化.



可動板

奥行き40mm, 幅40mm, 厚さ12.5mm,  
ボルト穴径12mm  
端面に振幅**0.3mm**の変位

ボルト座面接触

M10ボルト

ピッチ数15, ナットから6.5ピッチ突き出す.

ナット

ピッチ数4, ナット高さ7.5mm

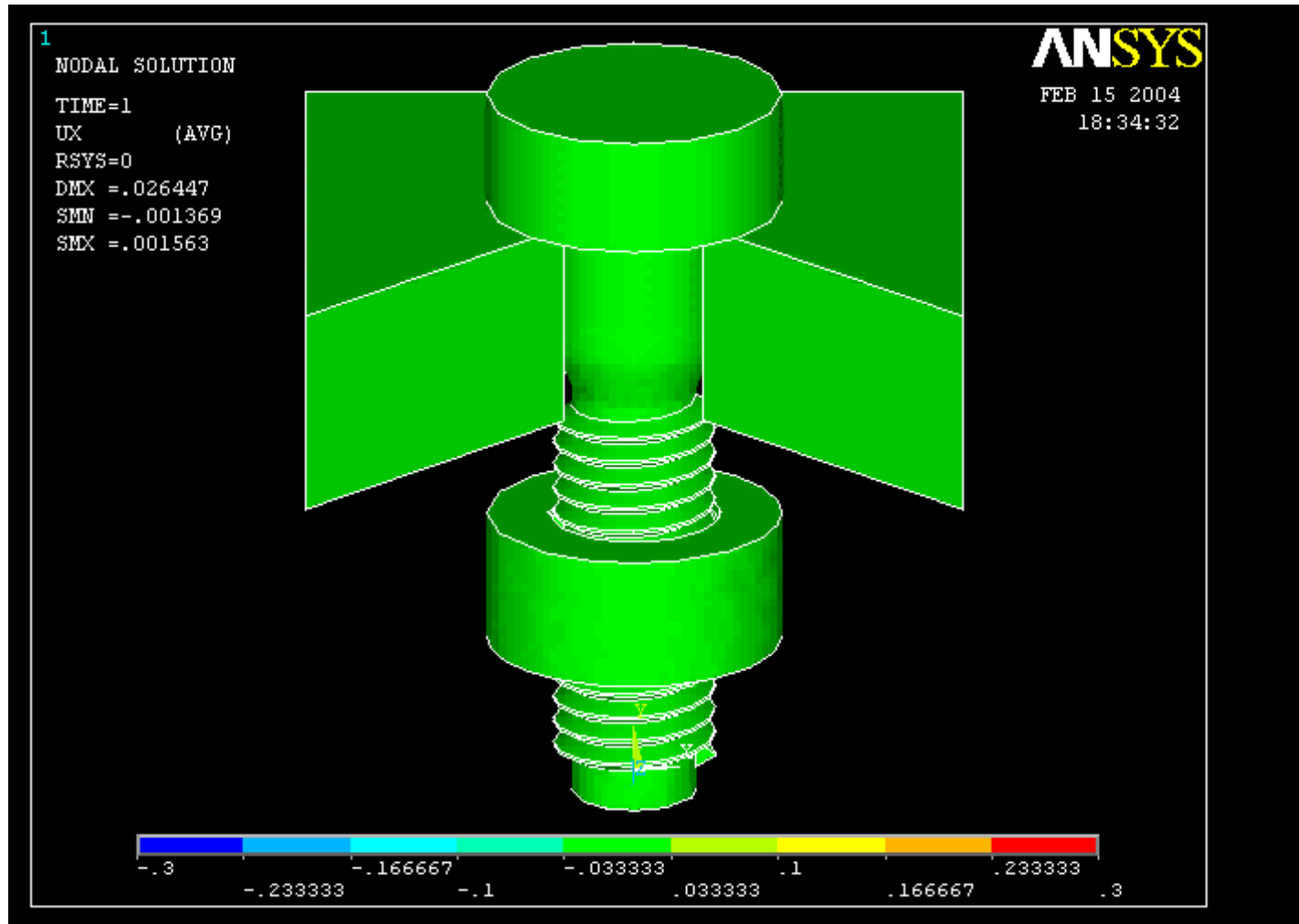
ねじ面接触

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

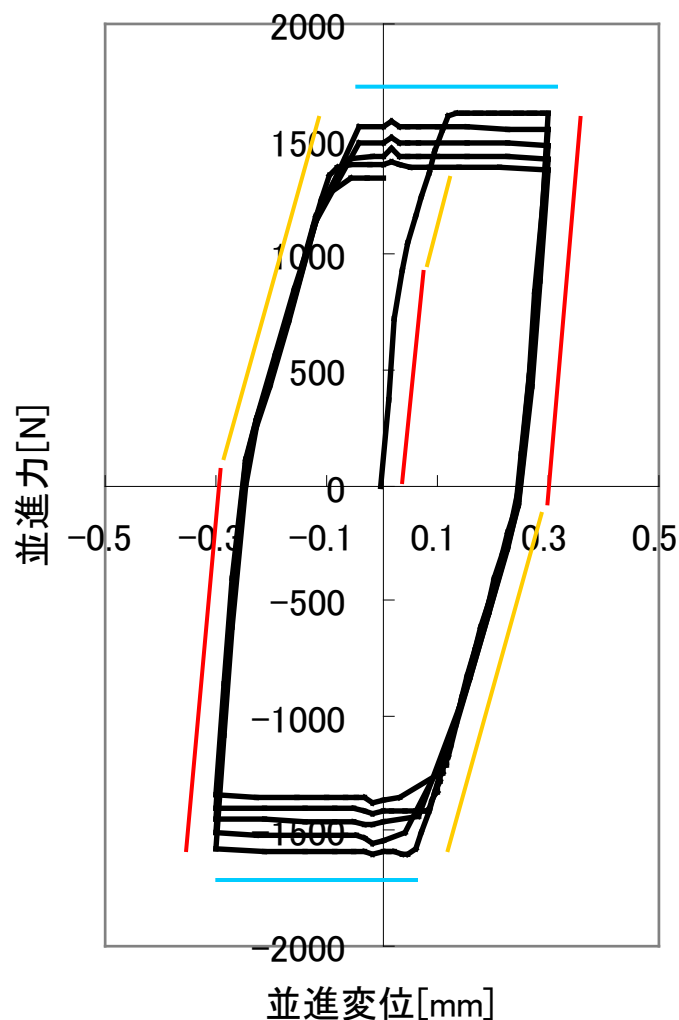
# ボルトゆるみ回転の様子

並進方向変位コンター図(変位は5倍に拡大)

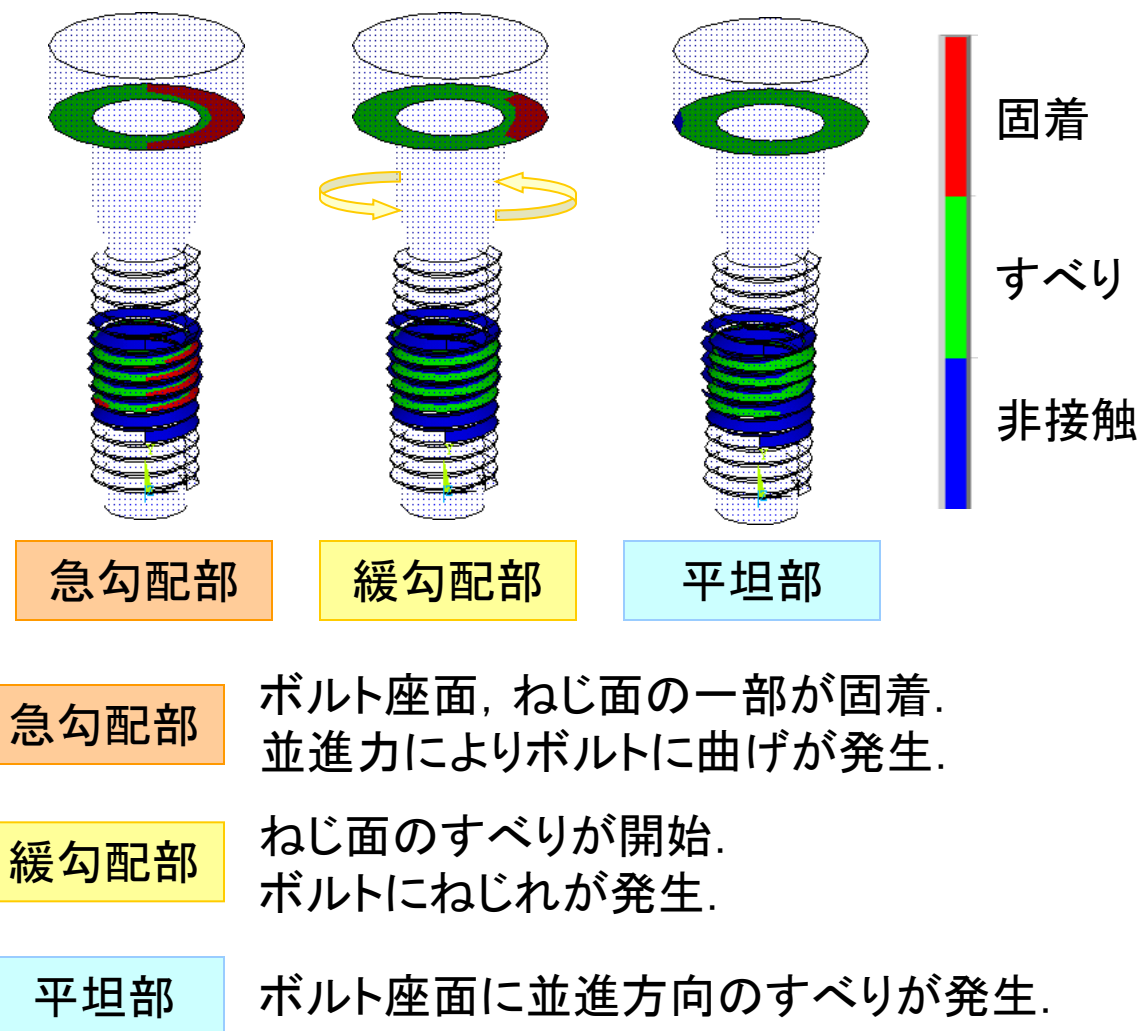


周期が進むにつれて、ボルト頭の手前と奥とで並進変位に差が生じる。

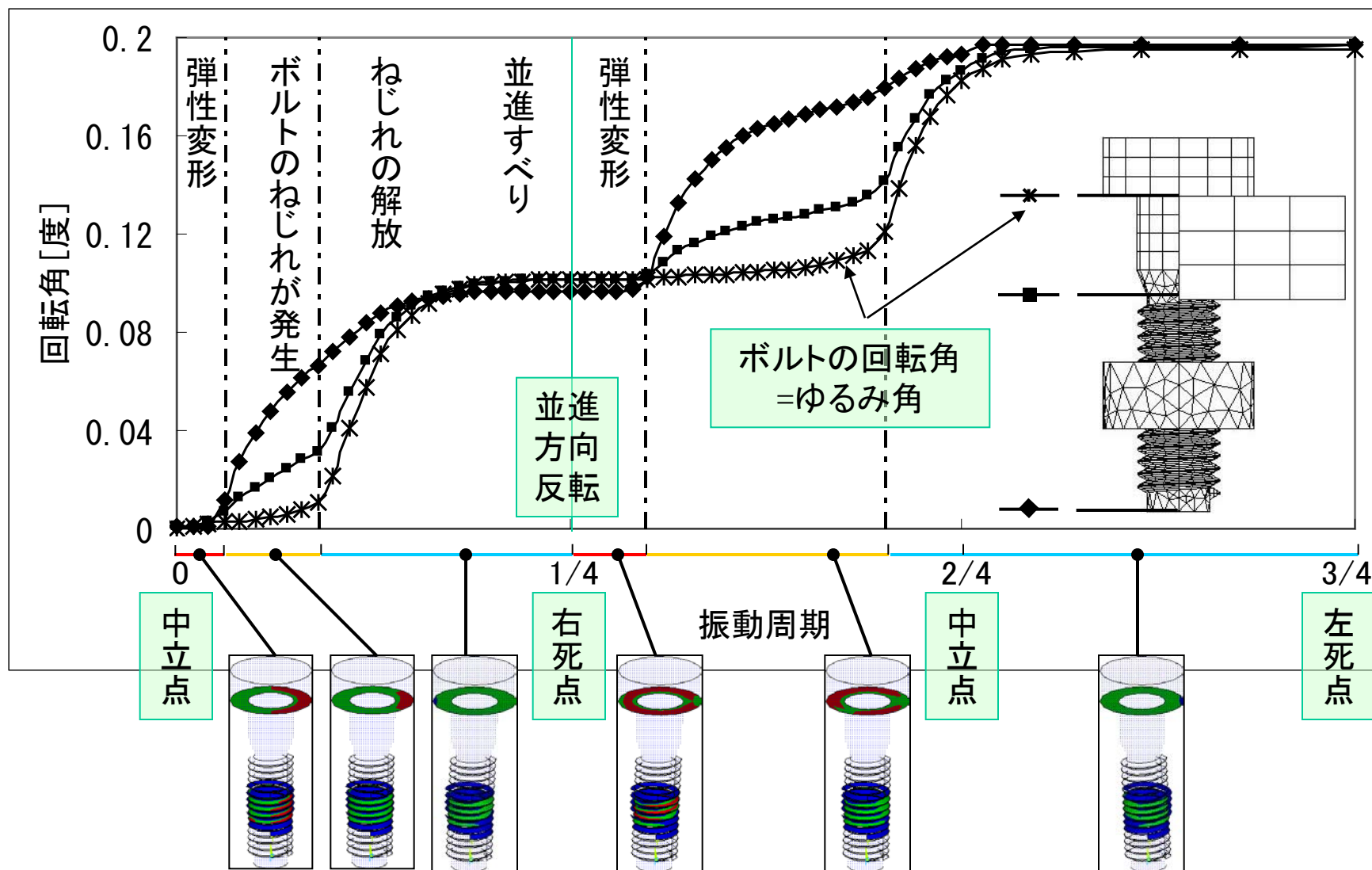
# 可動板に作用する並進力と並進変位の関係



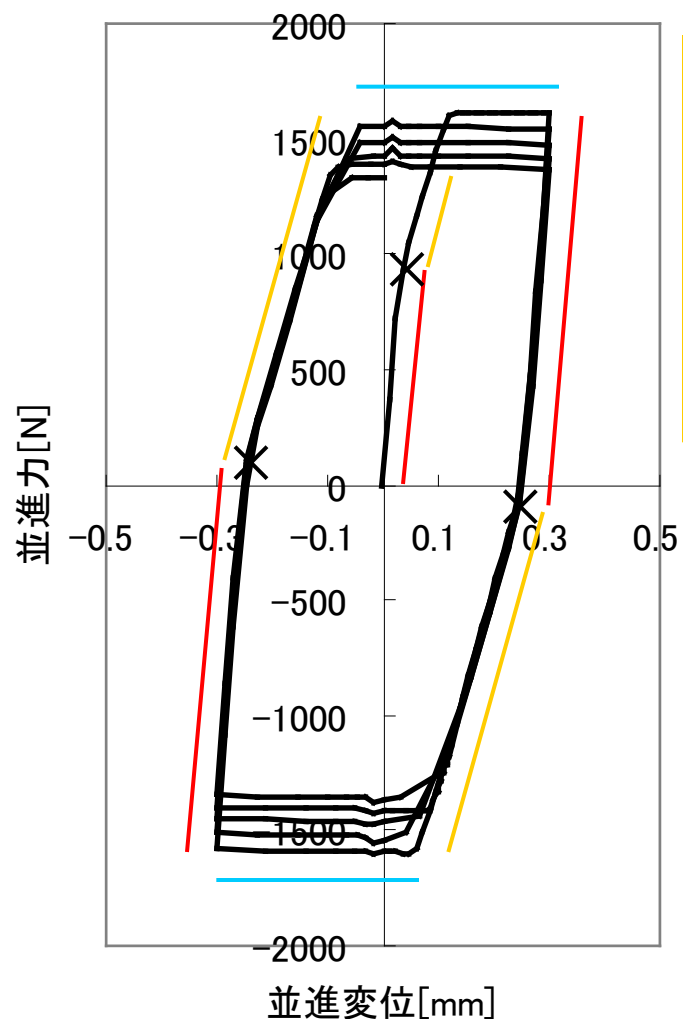
## ねじ面, 座面における接触状態



# ボルト回転角の推移



# ゆるみの開始点

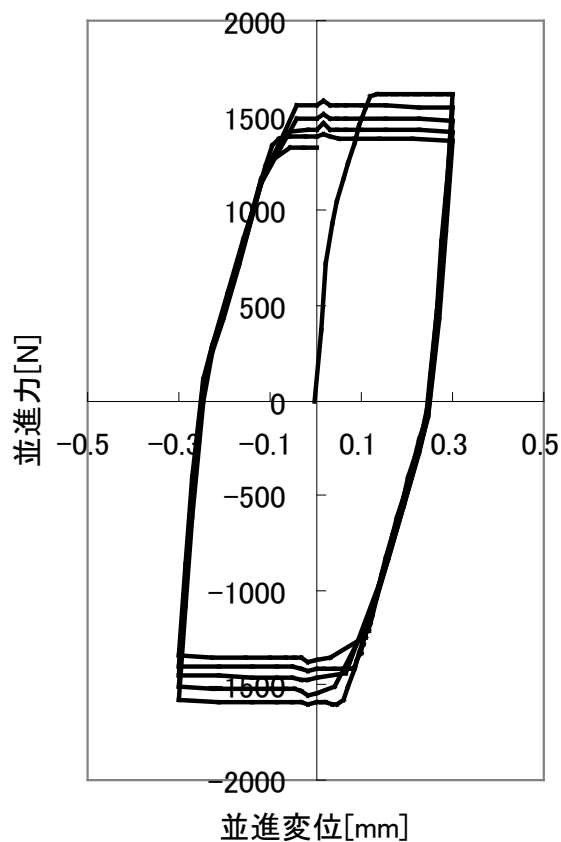


- ・平坦部(座面すべり時)ではなく, 早い段階の緩勾配部でゆるみが発生.
  - ・ゆるみに要する荷重は, 従来の考え方の60%程度.
- 賀勢らの提案する微小座面すべりに対応!  
(※賀勢ら、2004年機械学会年次大会)

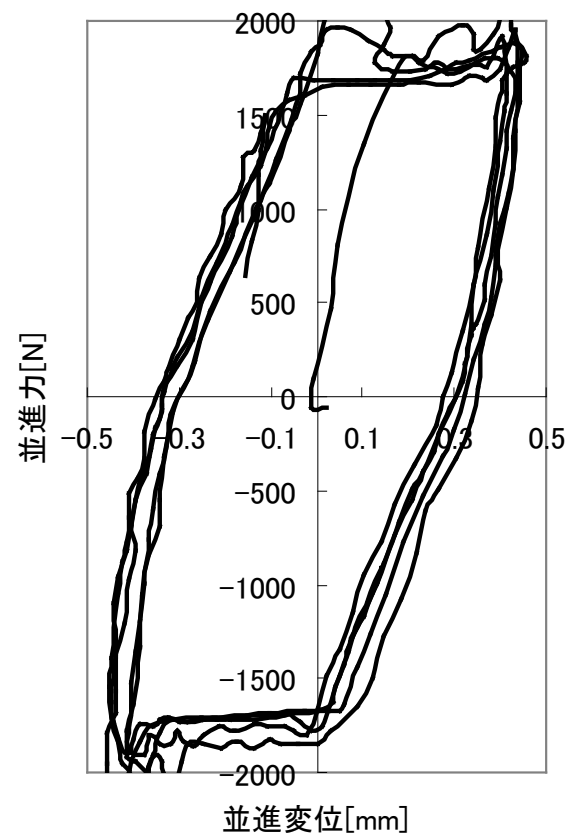
※賀勢晋司, 吉田諭, 石橋久典, 岡田学 “ねじの座面滑りとゆるみ (微小滑り時に関する考察)”, 日本機械学会2004年度年次大会講演論文集 (4), 233, 3225

# 山本らの実験との比較

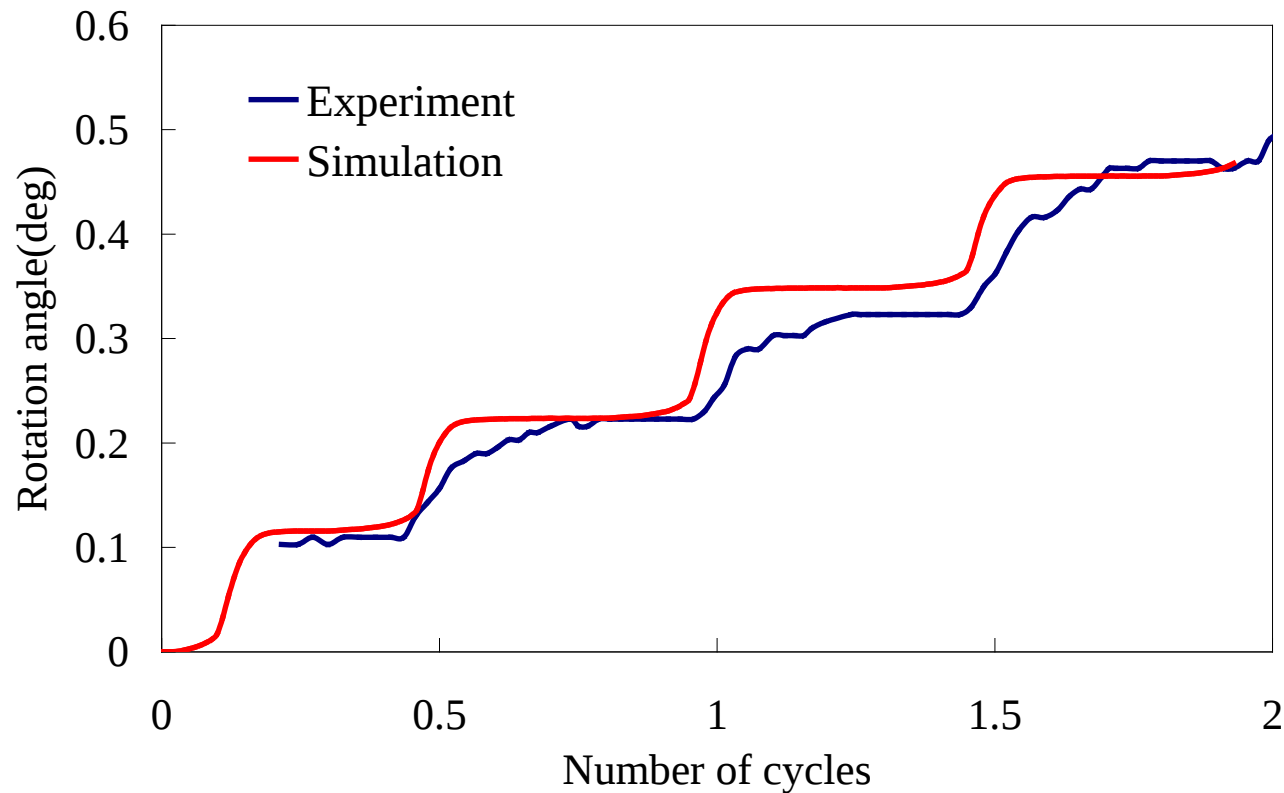
本解析結果



山本らによる実験結果



# 実験結果との比較



山本らによる実験※と一致

※山本晃ら 精密機械, 43(4), 470(1977)

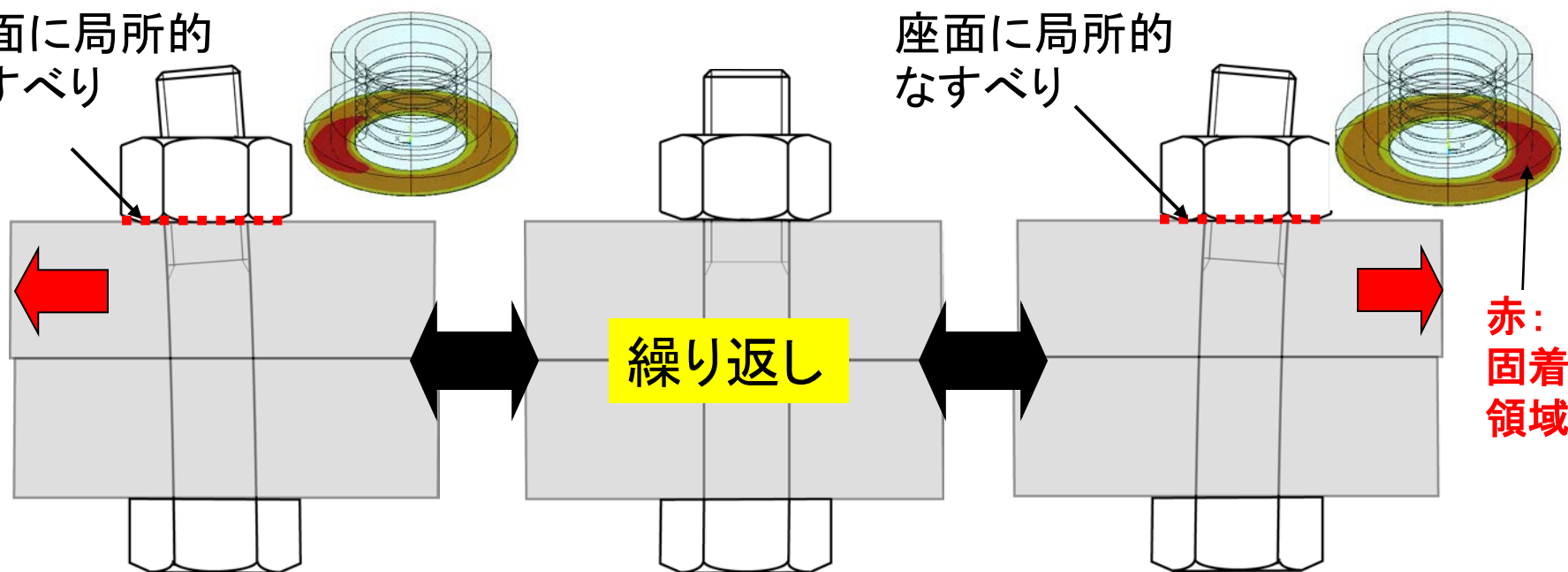
## 2. ボルト・ナット締結体の三次元有限要素法 によるゆるみ解析

### 2. 微小座面すべりによるゆるみの解析

# 微小座面すべり

座面に局所的  
なすべり

座面に局所的  
なすべり



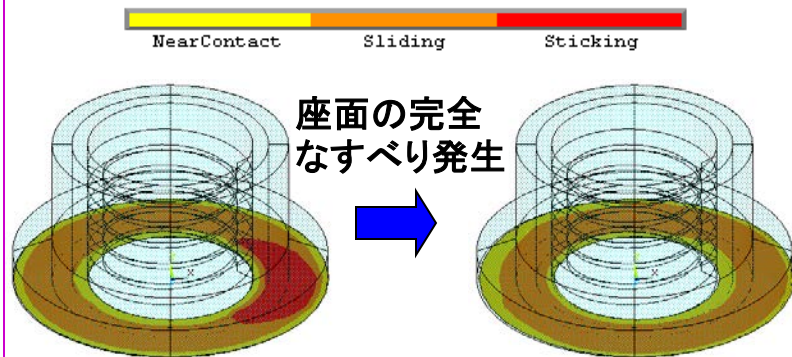
完全座面すべり発生以前の外力の繰り返しもゆるみ  
がわずかずつ進行するのが確認されている。

微小座面すべり ➡ 軸力低下 ➡ 完全座面すべり

# 微小座面すべりによるゆるみ

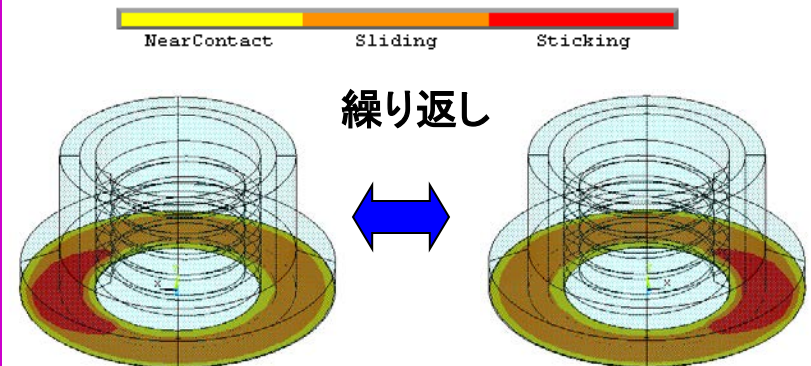
## 座面すべりによるゆるみ

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。



## 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、繰り返により徐々に進行することが注目されている。



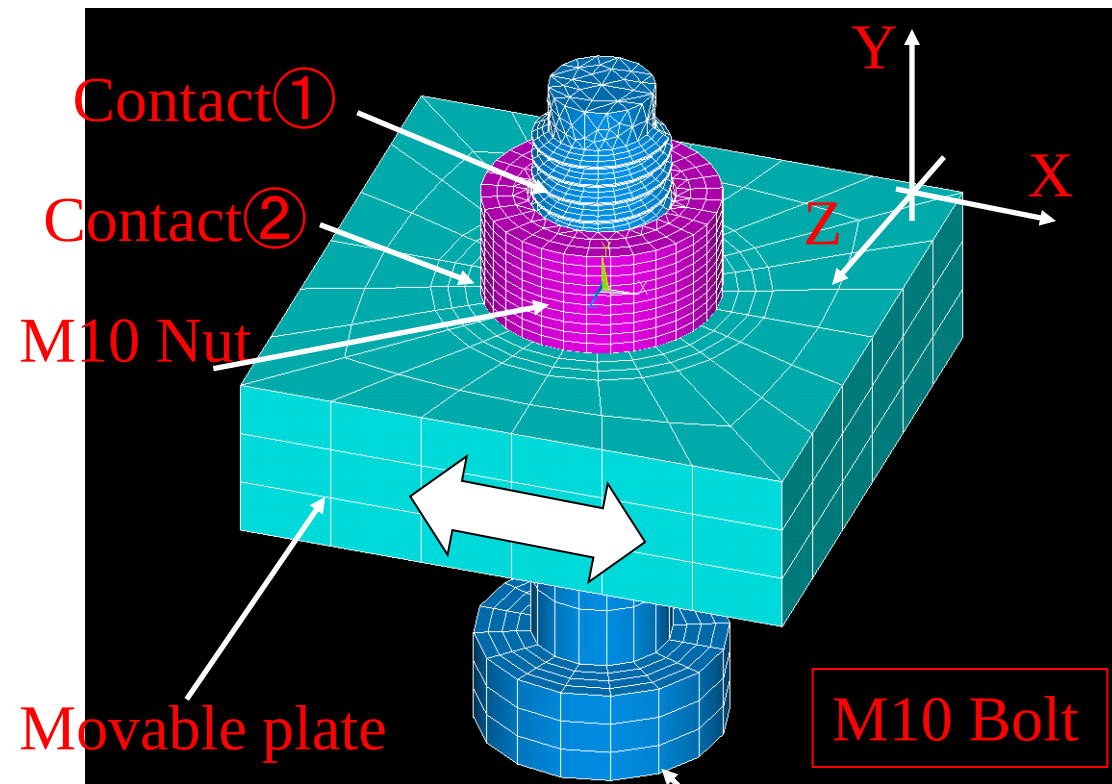
微小座面すべりによる微小ゆるみの進行による軸力の低下



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

賀勢らの実験をモデル化



節点数29656 要素数11218

・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

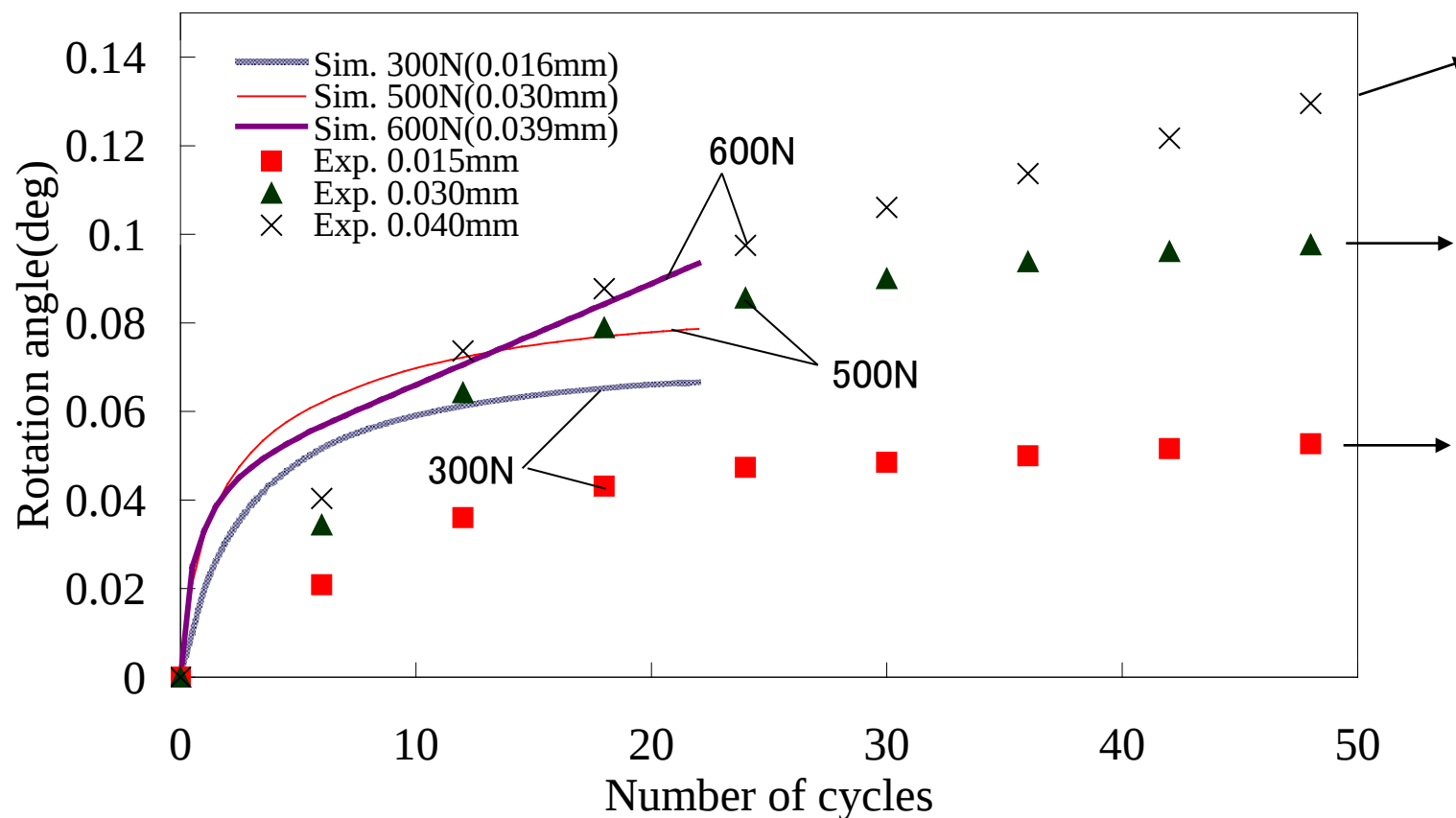
ナット外径 17mm

・ 初期締結力 10kN

・ 摩擦係数0.10 ヤング率205GPa、  
ポアソン比0.3

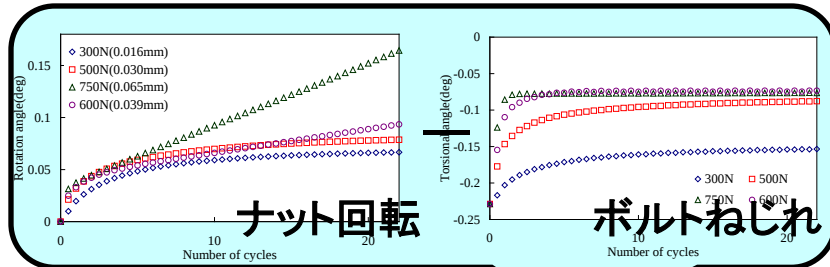
外力1000Nで完全座面すべり

# 実験結果(ナット回転角)との比較



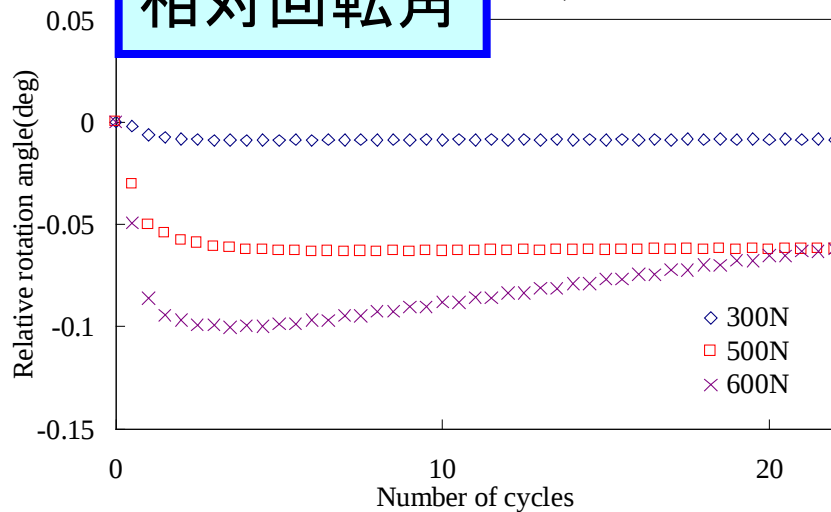
- ・初期にナットが大きく回転
- ・300N, 500Nではナット回転は停留・600Nでは一定速度で進行（完全座面すべり1000N）

# 相対回転角とゆるみ

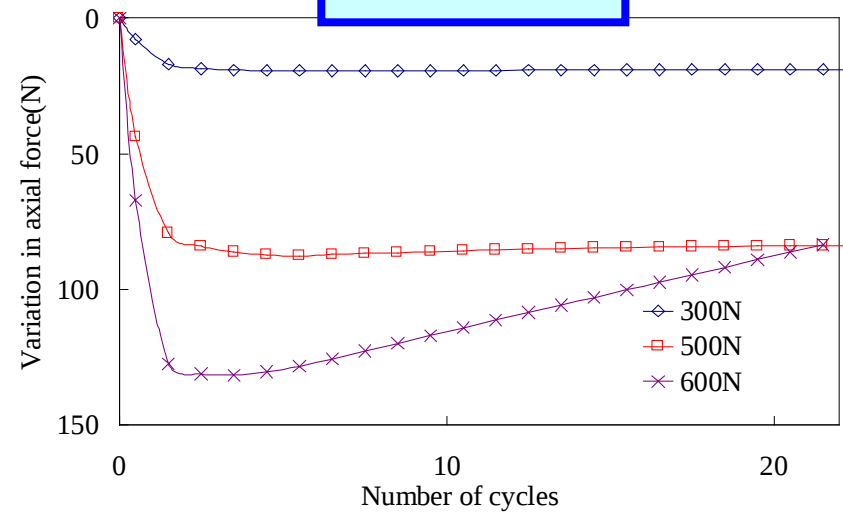


300N, 500Nではボルト・ナット間に相対回転は生じていない。600Nでは相対回転が生じる

## 相対回転角



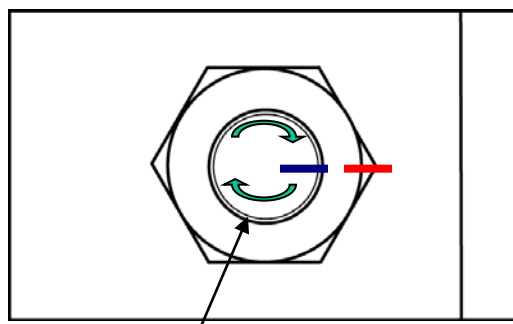
## 軸力変化



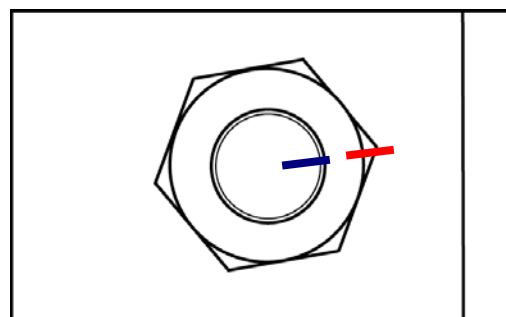
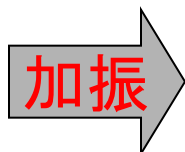
軸力変化＝相対回転角  
ゆるみはナットの回転角でなく、  
**ボルトとナットの相対回転角**で評価すべき

# 締付時のねじれによるボルト・ナットの同時回転

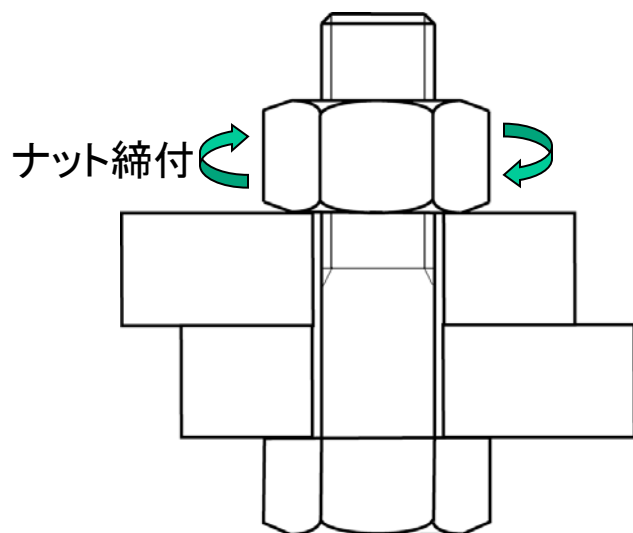
300N, 500Nにおけるナット回転について



ボルト軸に時計回りの  
ねじれ発生

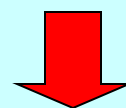


ボルト軸ねじれが解消する際、  
ボルト - ナットねじ山が接触した  
まま一体となった状態での回転



ナット締付

ボルト・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。



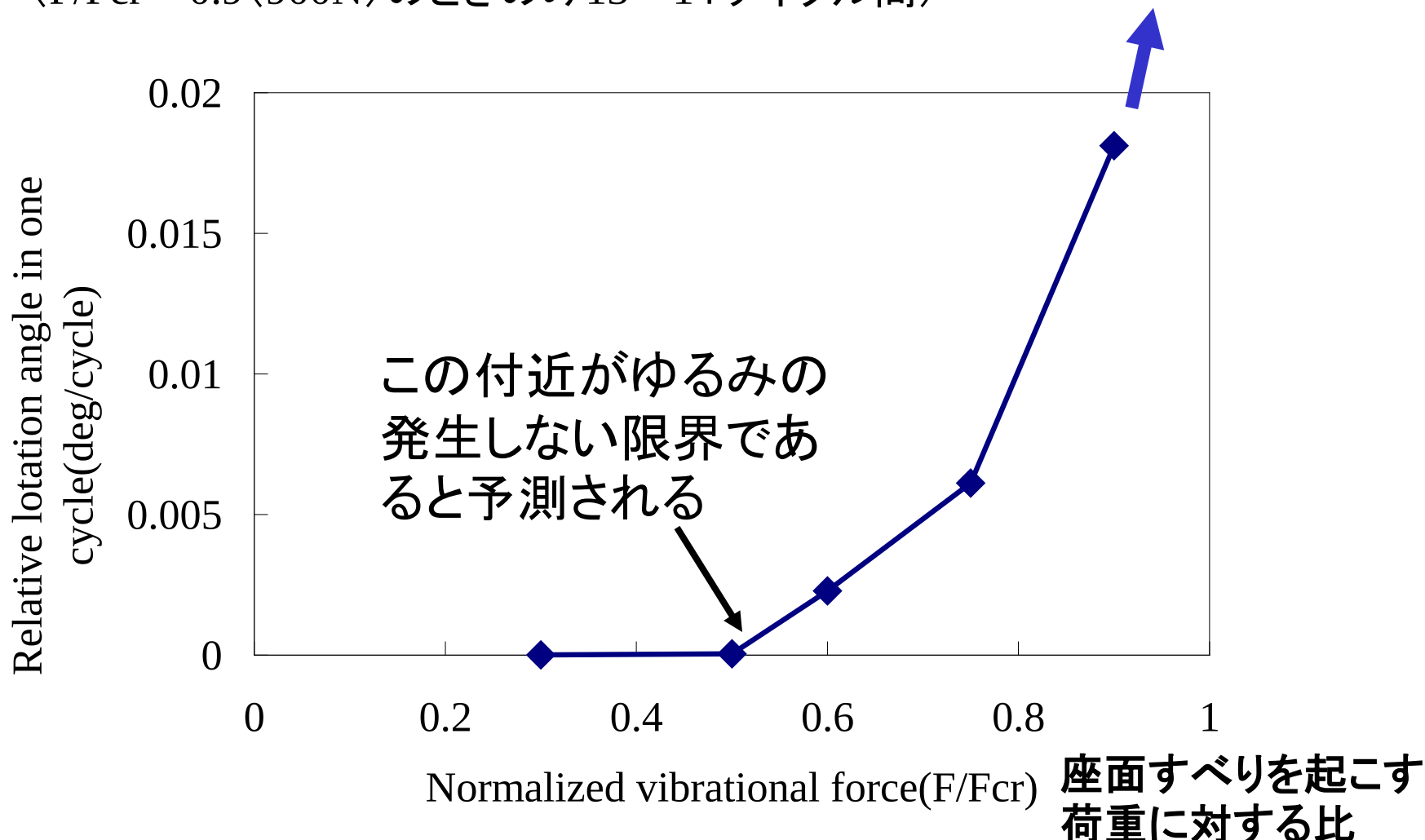
ゆるみ回転とはいえない。

# 加振力と相対回転速度の関係

20～21サイクル間での回転角

( $F/F_{cr} = 0.9$  (900N) のときのみ13～14サイクル間)

$F/F_{cr}=1$ のときは  
約0.25deg/cycle



# ここまでの結論

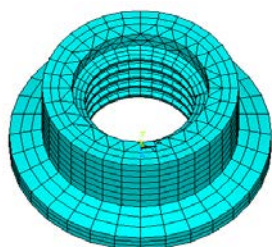
- 座面すべり・微小座面すべりによるゆるみ、共に実験結果を精度良く再現した。
- 新たに微小座面すべりによるゆるみのメカニズムを明らかにした。
- 従来のゆるみの理論は座面すべり中心の議論であり、微小座面すべりも考慮するように修正しなければならない。  
→ 設計に反映

### 3. ゆるみ止め部品の性能評価

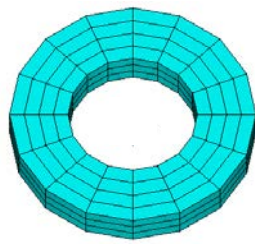
3-1 ダブルナット締結法

3-2 ばね座金

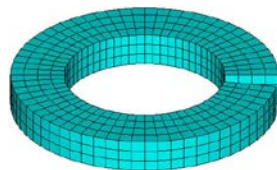
3-3 皿ばね座金



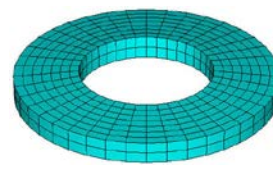
フランジナット



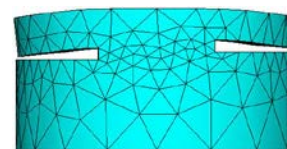
平座金



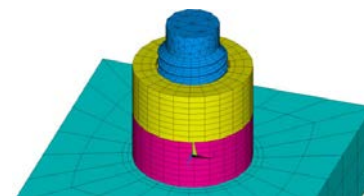
ばね座金



皿ばね座金

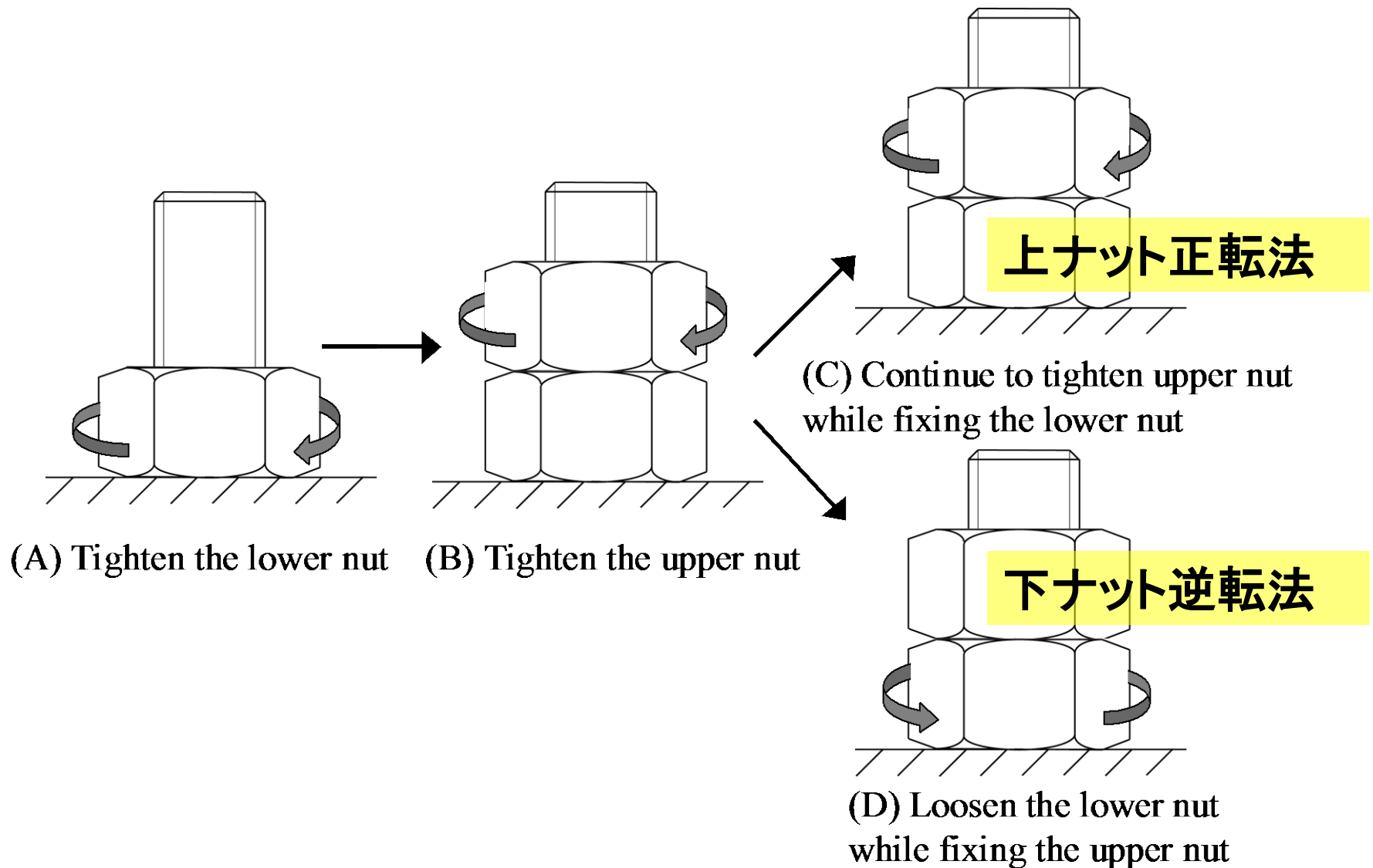


スーパー  
スリットナット



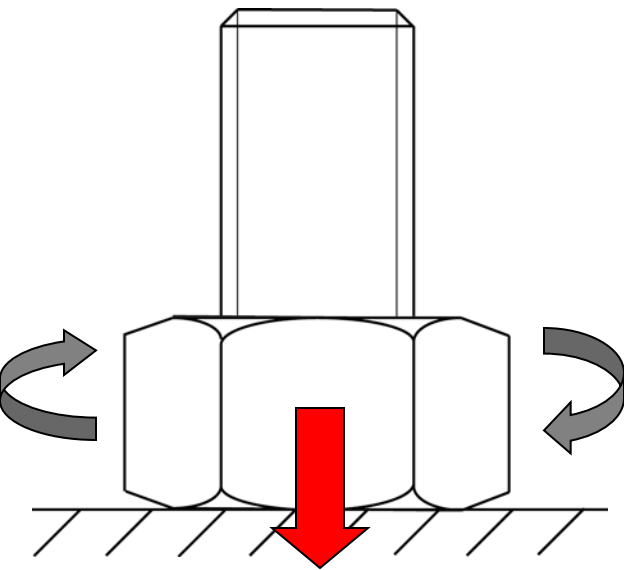
ダブルナット

## 3-1 ダブルナット締結法

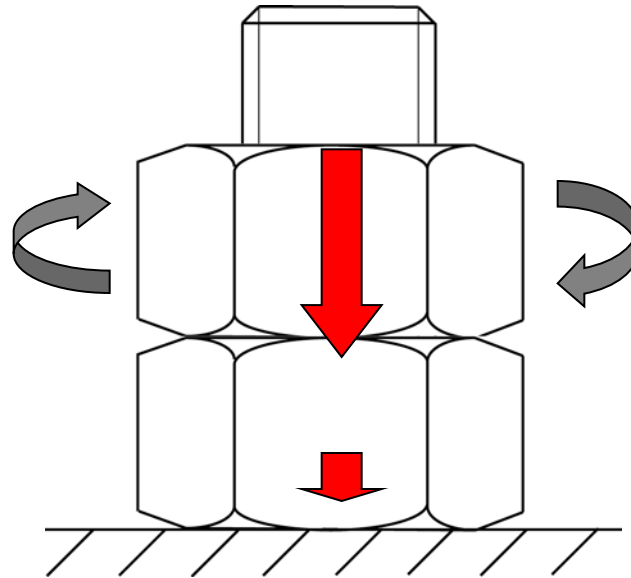


# 下ナット逆転法

## 下ナット締付け

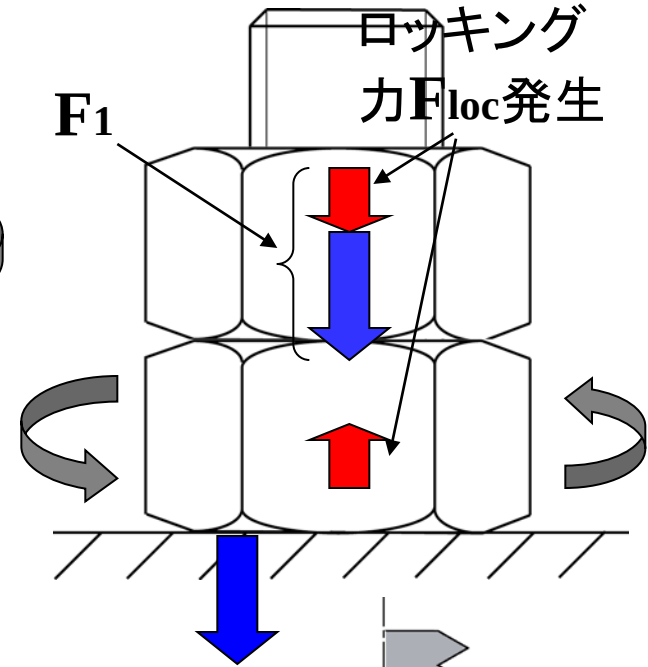


## 上ナット締付け



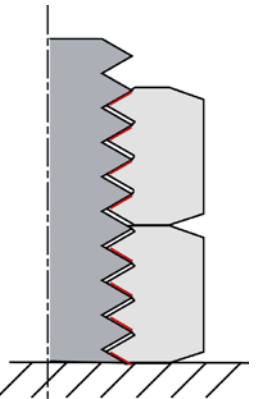
上ナットを締め付けることで下ナットへのねじ山からの接触力は減少

## 下ナット逆転



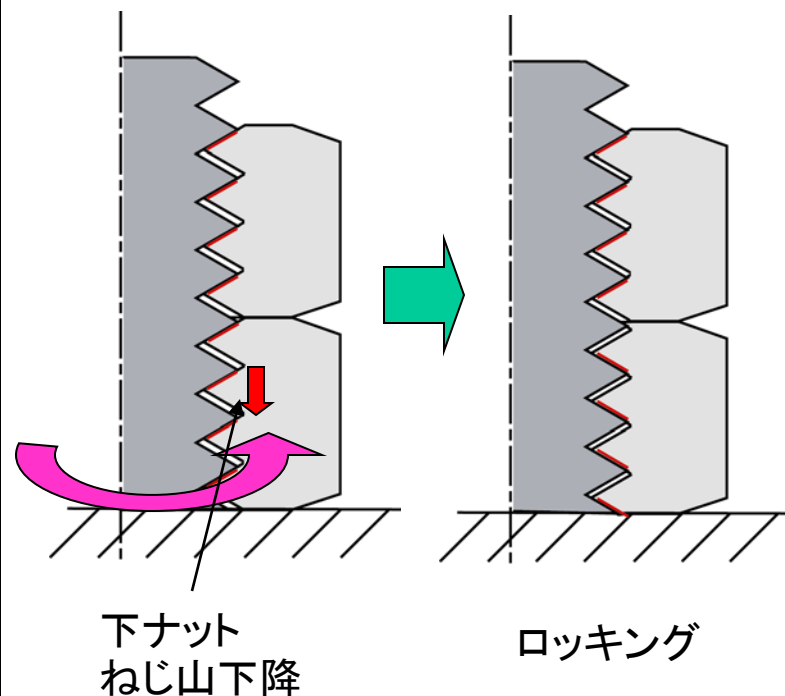
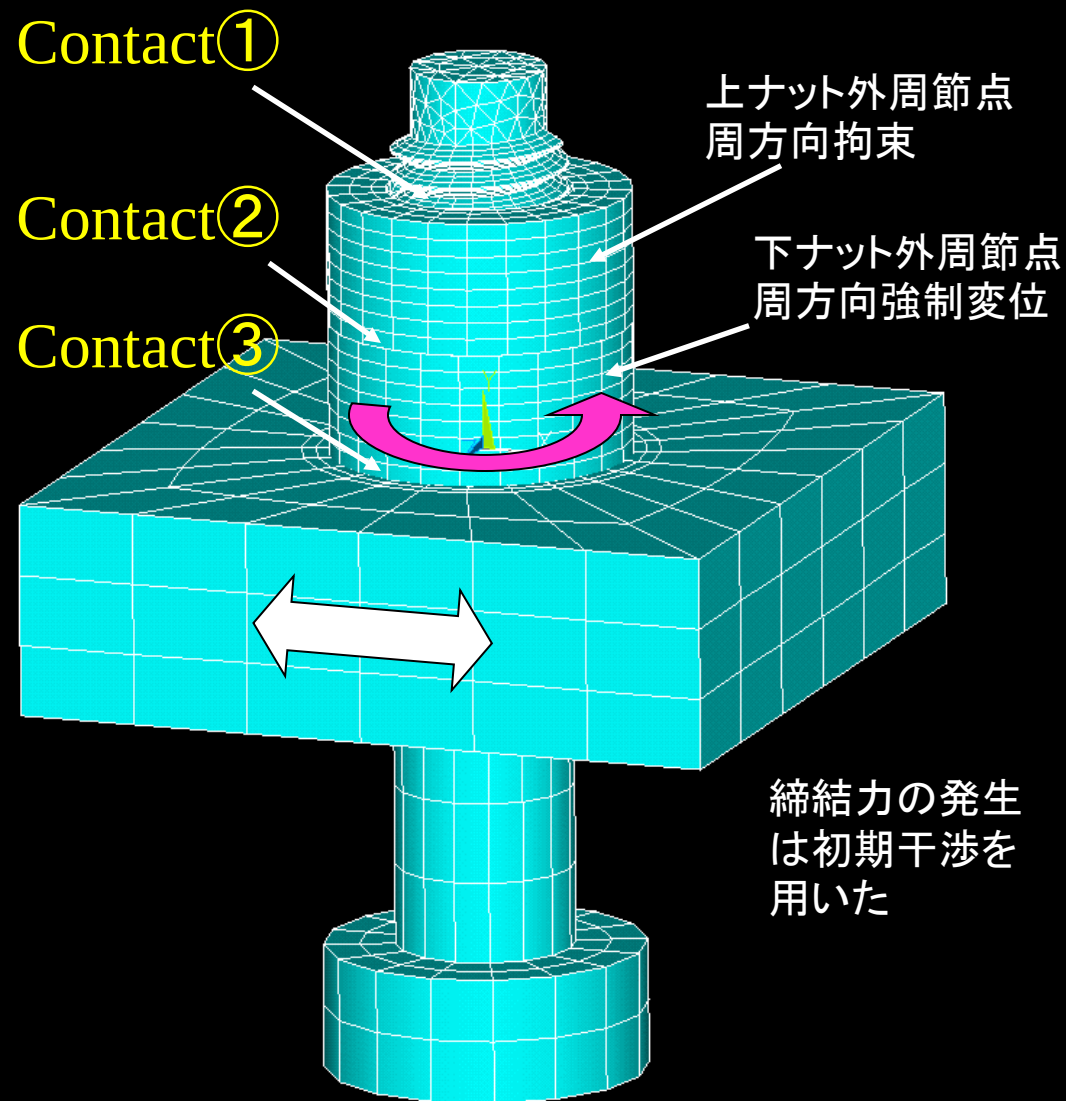
$$\text{軸力} = F_1 - F_{loc}$$

下ナットのねじ面は通常とは逆側で接触



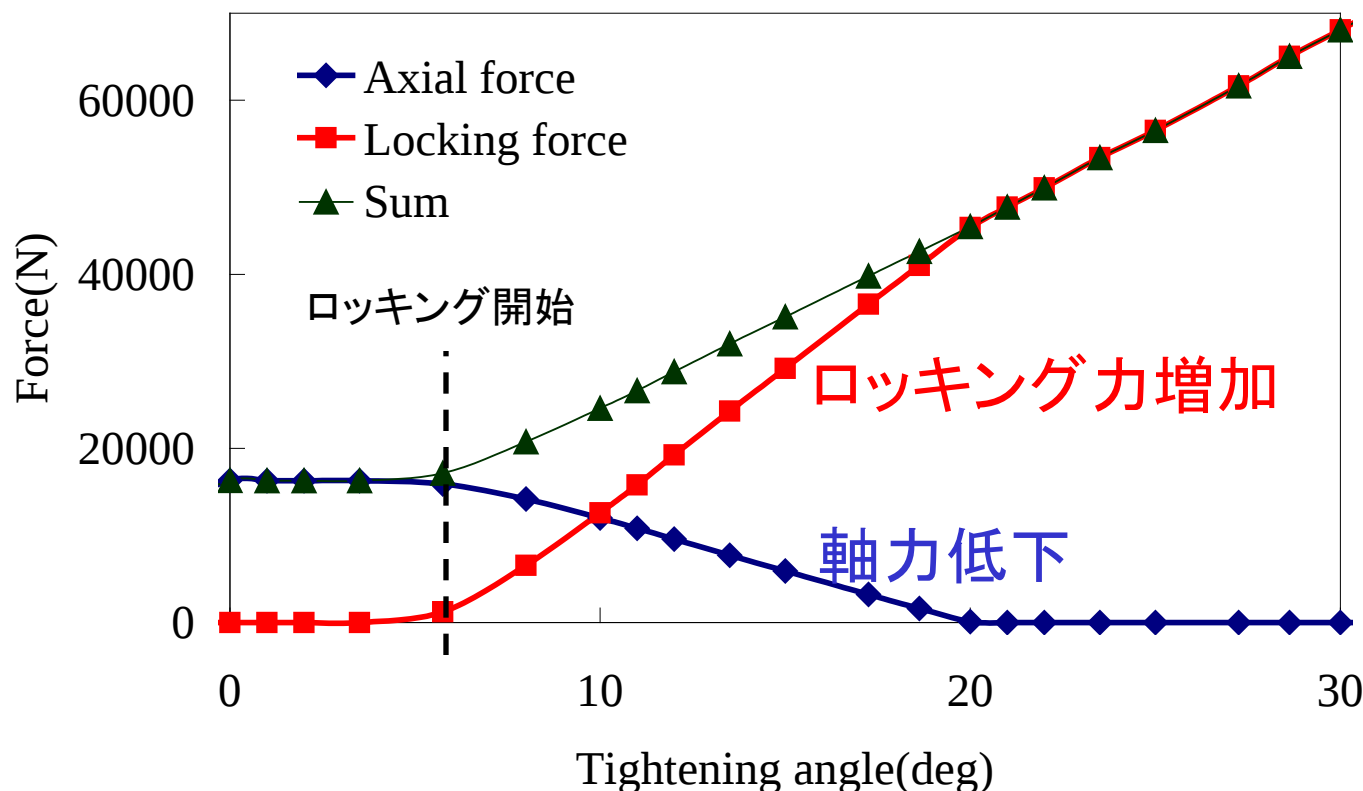
赤矢印はボルトねじ山からの接触力

# ロッキング、ゆるみの解析



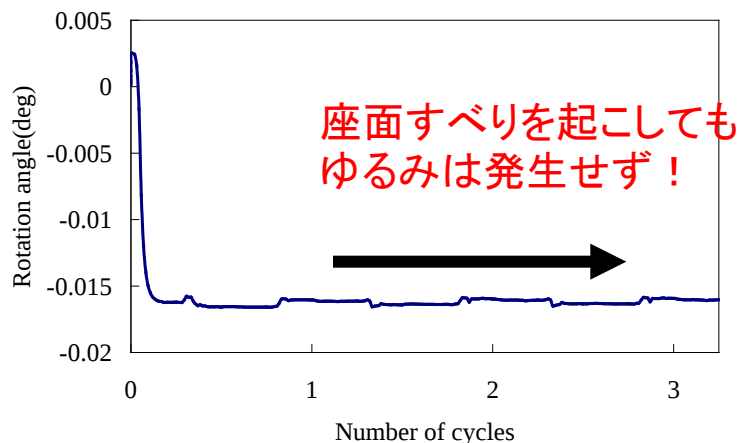
締結力を与えた状態から、  
ロッキング完了まで下ナット  
をゆるめ方向に閉めていく  
解析。その後、外力作用。

# 締結力とロックング力のナット締付角に伴う変化

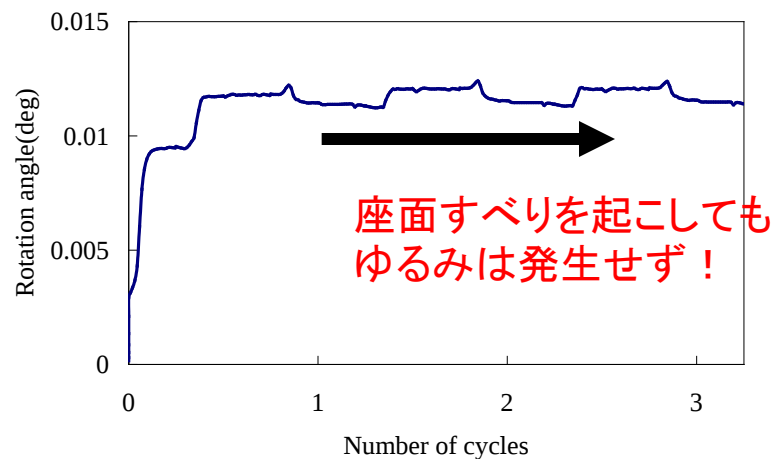


軸力、ロックング力ともほぼ線形に推移する。  
将来的には締付指針を提供可能

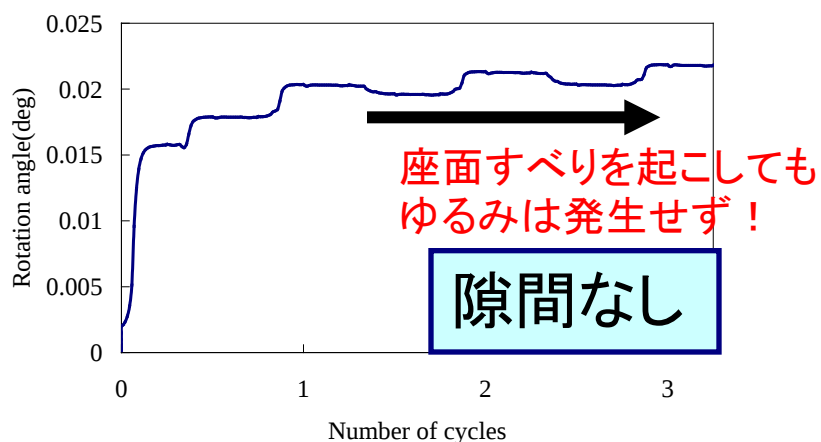
# ナット回転角(完全座面すべり)



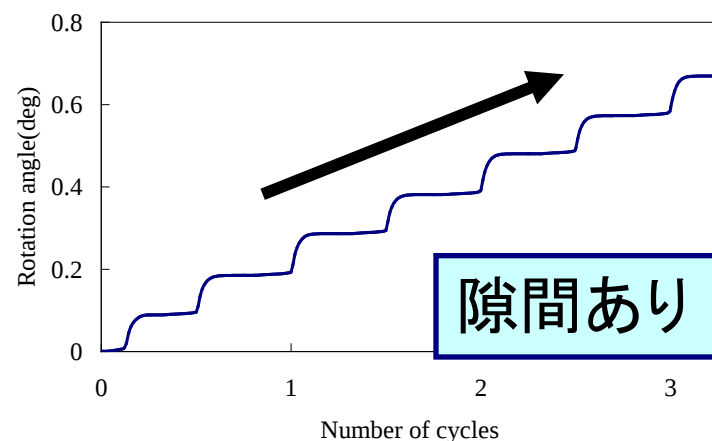
締結力9682N 高ロックンク力8810N



締結力10171N 低ロックンク力1117N



締結力10017N ゼロロックンク力2N



締結力10171N ロックンクなし

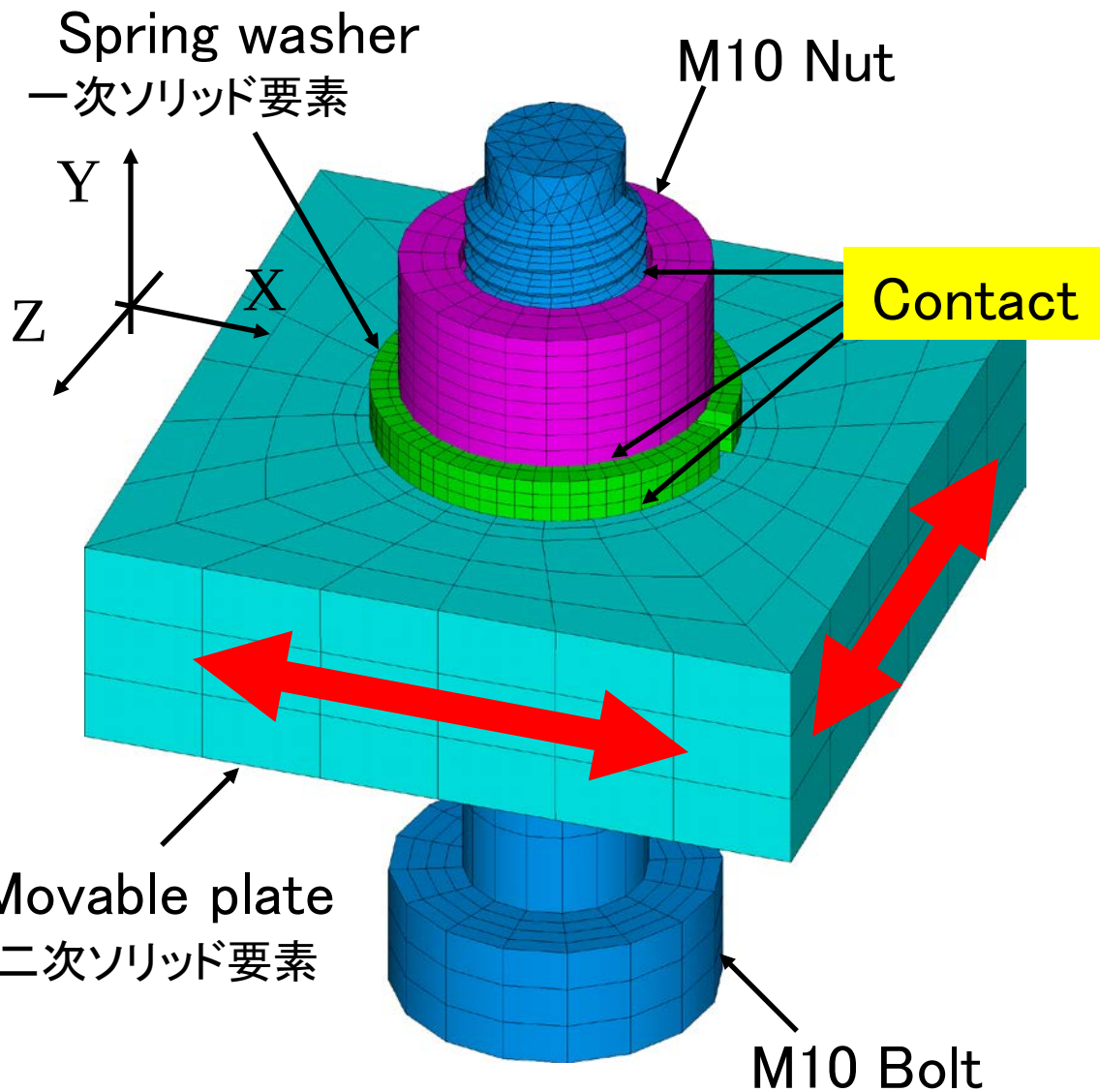
# ダブルナットのゆるみ止め効果

- 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。



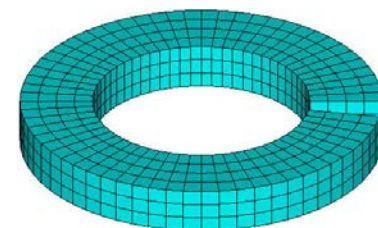
→ しかし！ ゆるまなくとも、ロッキング力のため軸力が低下し、座面すべりが起こると実際には問題になると考えられる。

## 3-2 ばね座金

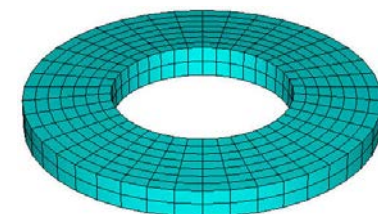


座金の接触のモデル化:

面一面接触のみ  
(角の点接触は考慮しない)



ばね座金

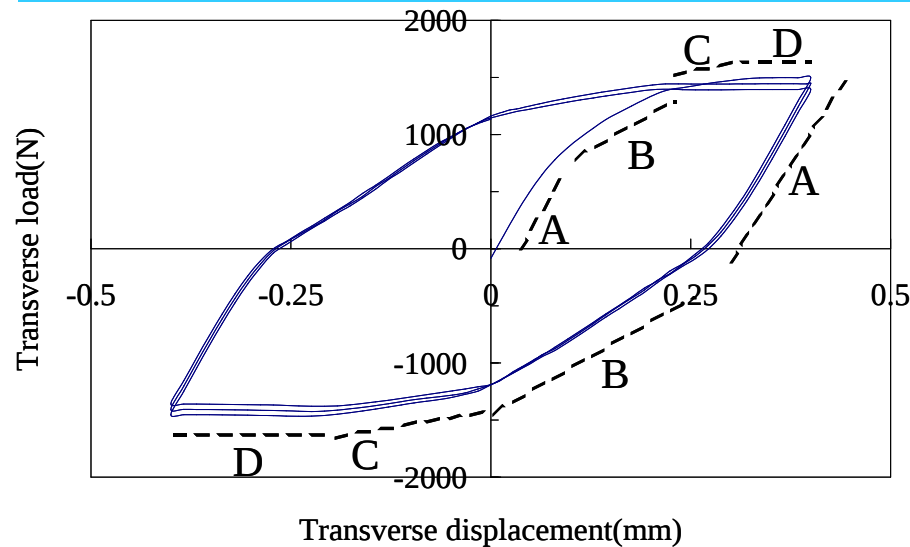


皿ばね座金

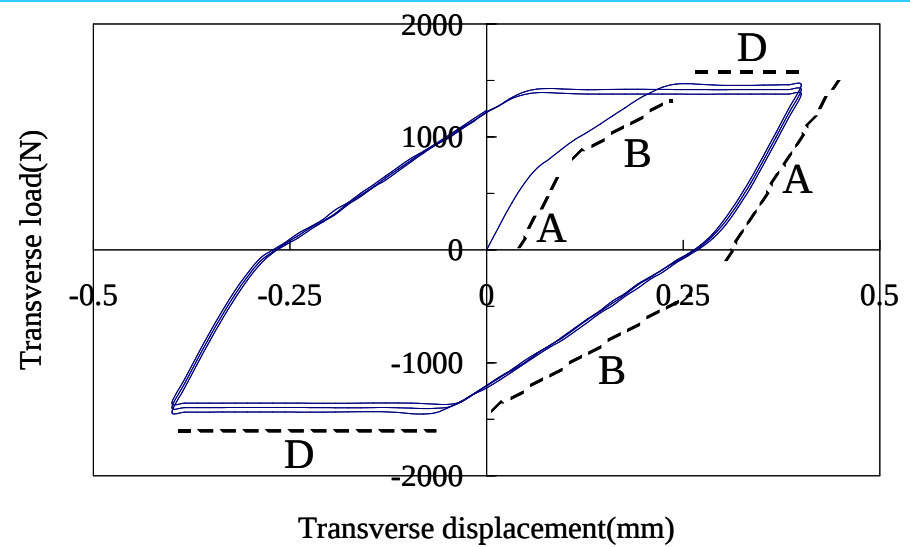
$\mu=0.15$

可動板変位  $\pm 0.4\text{mm}$

# 荷重-変位関係



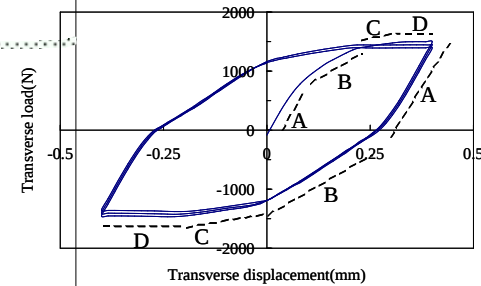
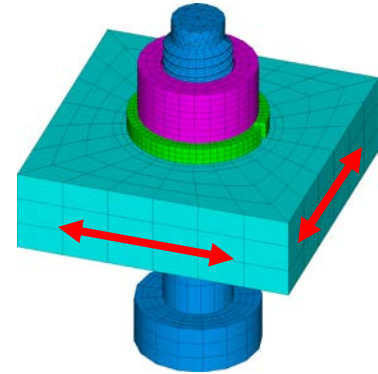
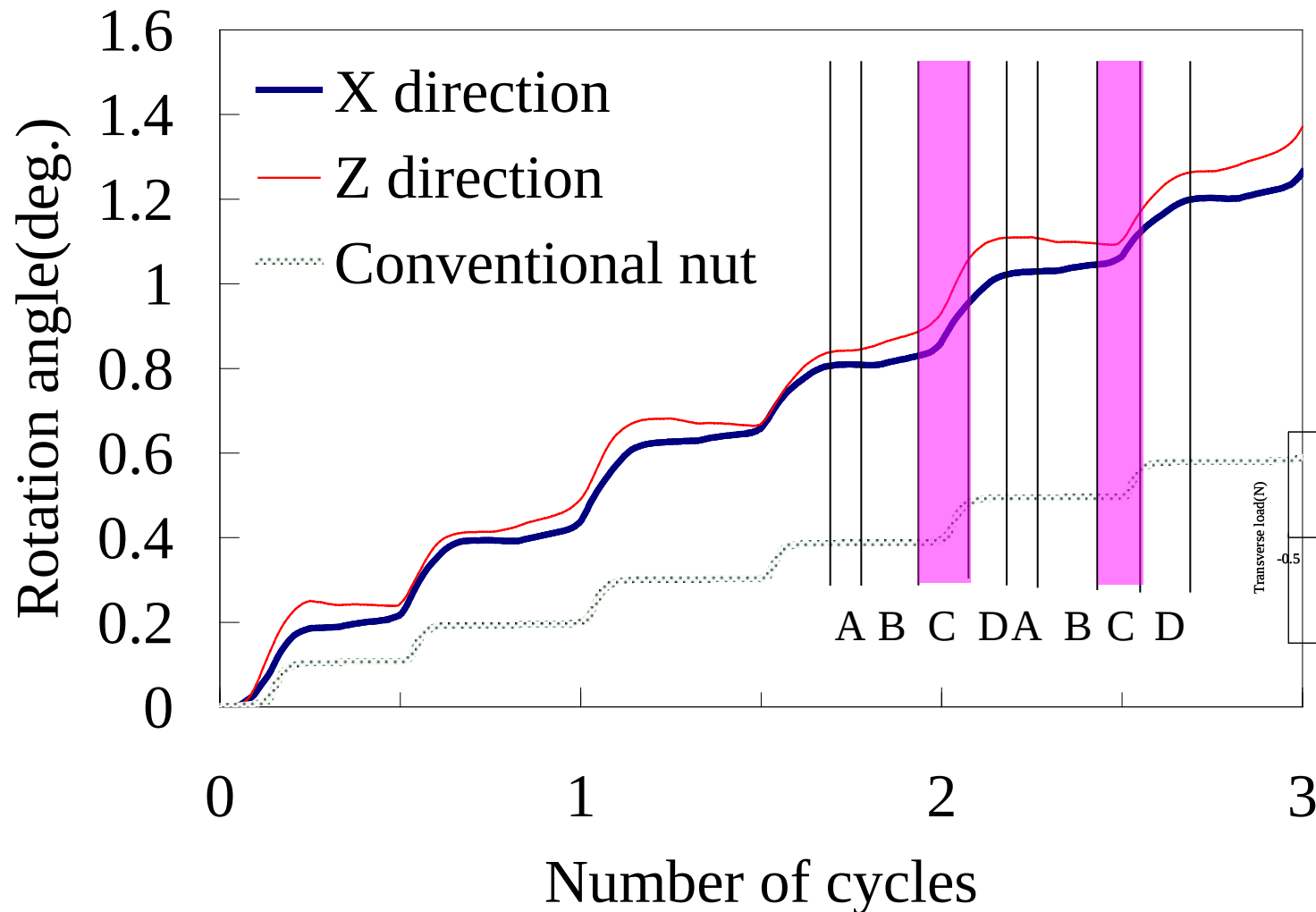
ばね力あり



ばね座金なし

- A: 急勾配部.....弾性変形
- B: 緩勾配部.....完全ねじ面すべり
- C: ごく緩勾配部.....ばね座金ありのみで確認
- D: 平坦部.....完全座面すべり

# ナット回転角



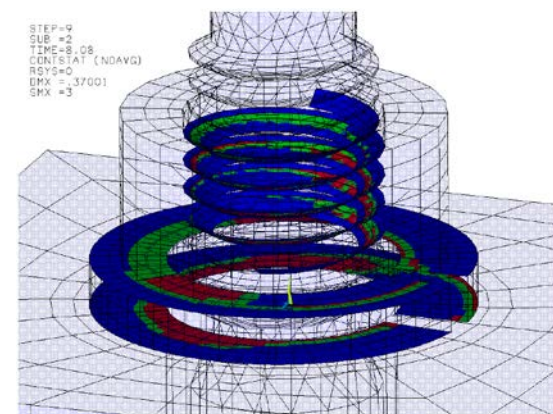
C過程(角2点で固着時)においてナットは大きく回転  
原因としては・・・ 厚み、座面接触面圧の偏り

# 接触状態の推移

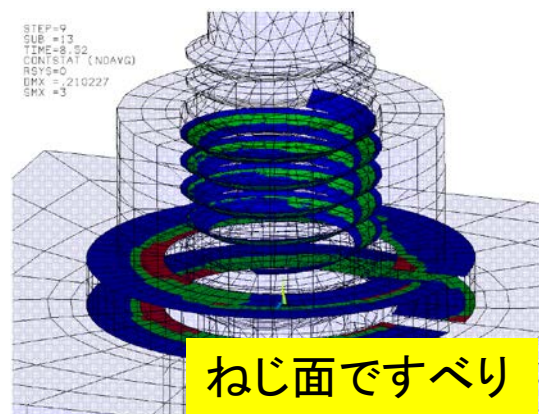
Stick

Slip

Not contact

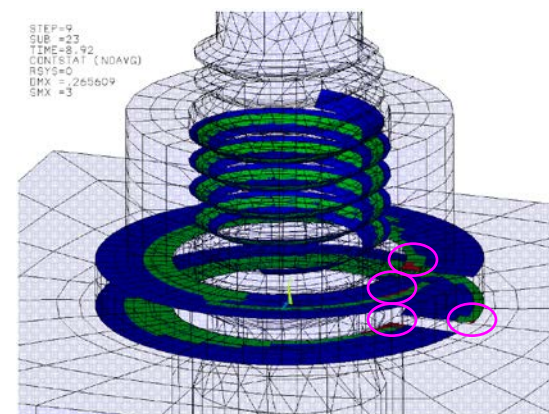


A:ねじ面、座面固着



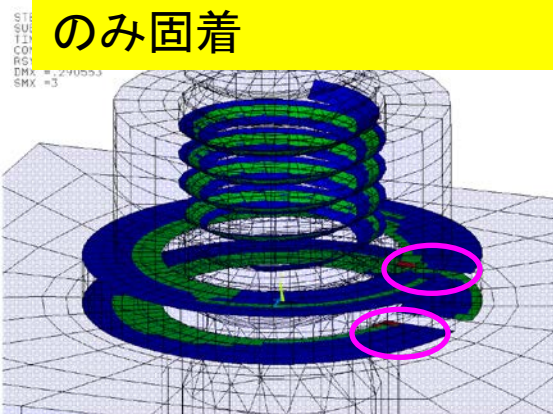
ねじ面ですべり

B:座面固着

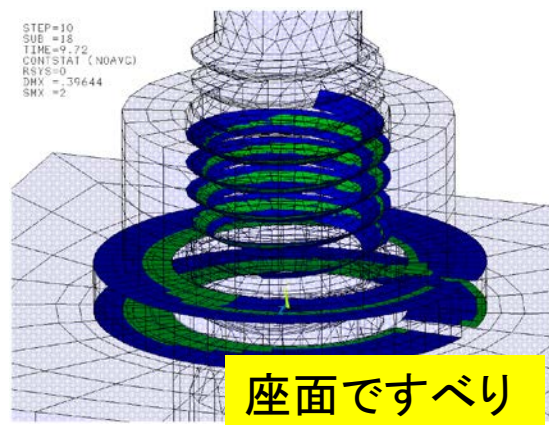


Bの最後:角の4点で固着

ばね座金の角の2点でのみ固着

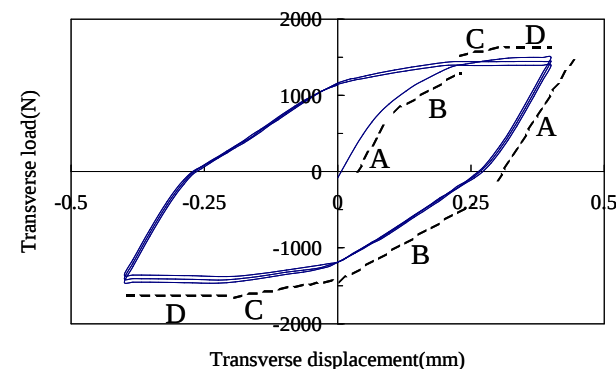


C:角の2点でのみ固着

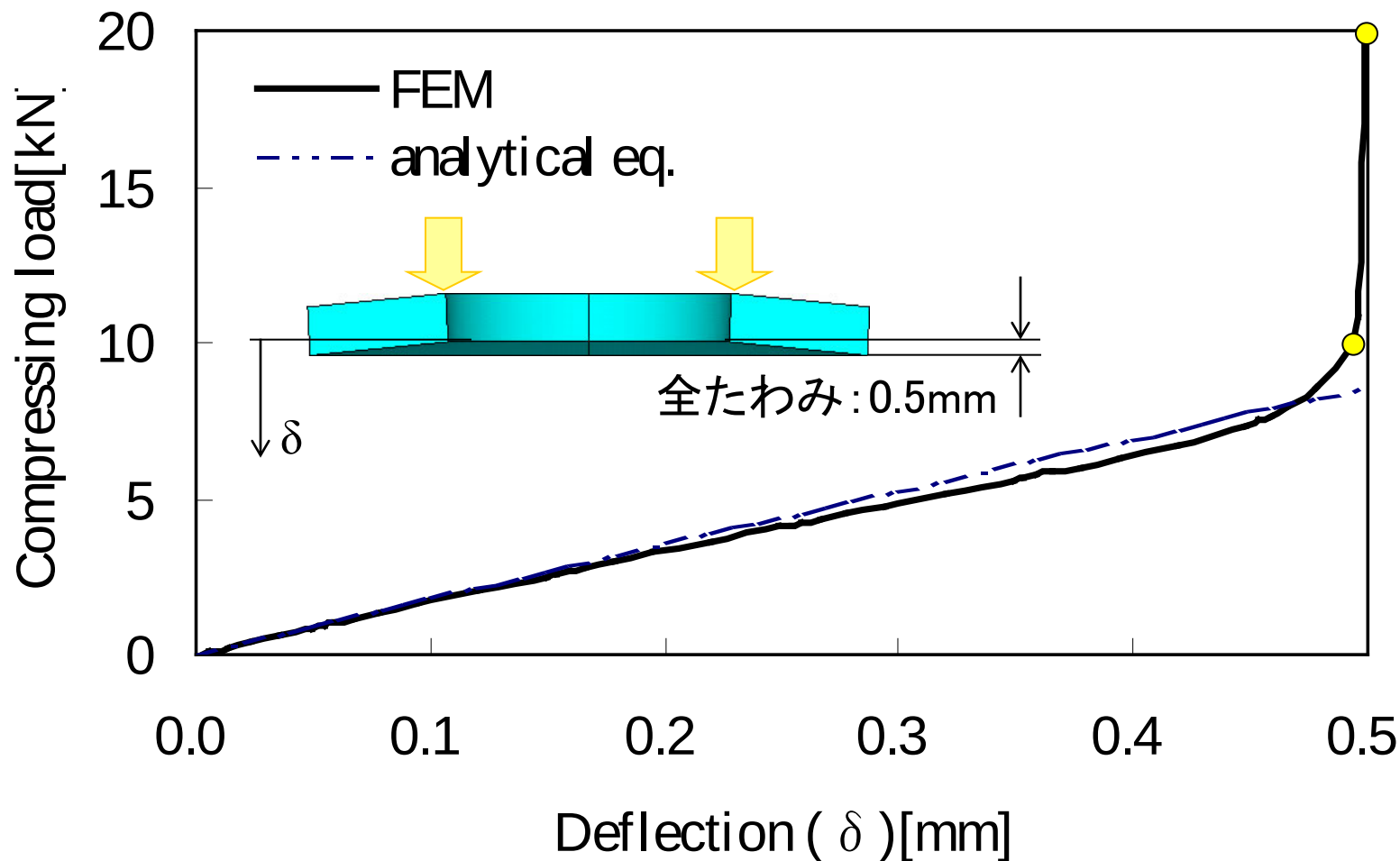


座面ですべり

D:完全すべり



### 3-3 皿ばね座金

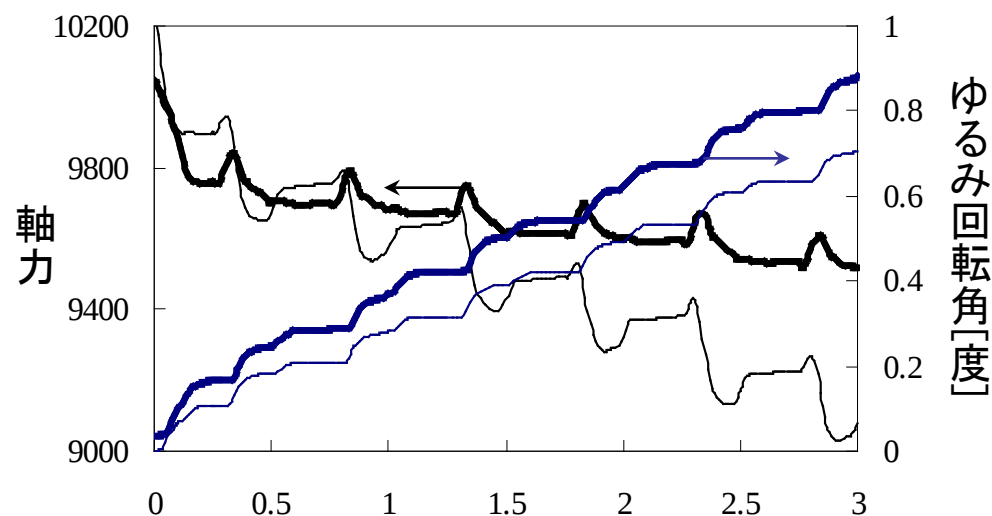


ばね座金が全たわみに達する前の軸力10kN、  
全たわみに達した軸力20kNでゆるみの解析を実施。

# ナット回転角、軸力変化

## 軸力10kNの場合

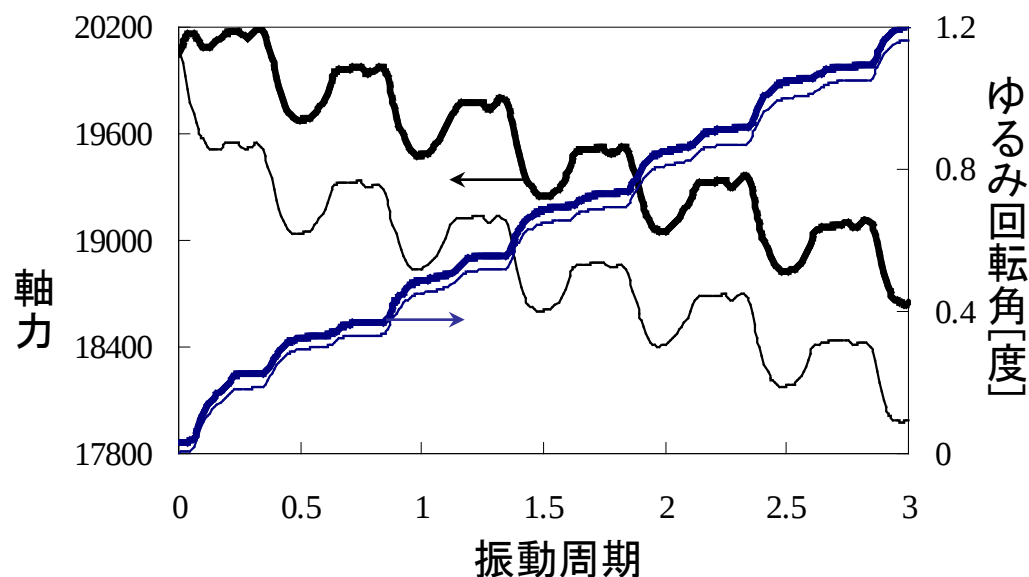
— 皿ばね座金あり  
— 皿ばね座金なし



・ゆるみ回転の進行は速い。  
・軸力低下の進行は遅い。

## 軸力20kNの場合

— 皿ばね座金あり  
— 皿ばね座金なし



・ゆるみ回転の進行、軸力低下の進行とも差はない。

# メカニズム

## ゆるみ回転角

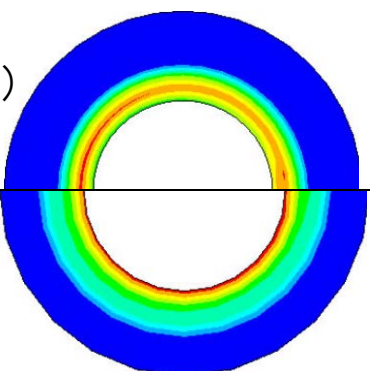
座面の圧力分布の違いが原因

軸力10kN

(max : 200MPa)

皿ばね座金あり

皿ばね座金なし

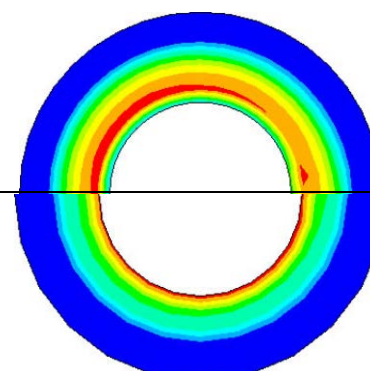


軸力20kN

(max : 400MPa)

皿ばね座金あり

皿ばね座金なし



0 max

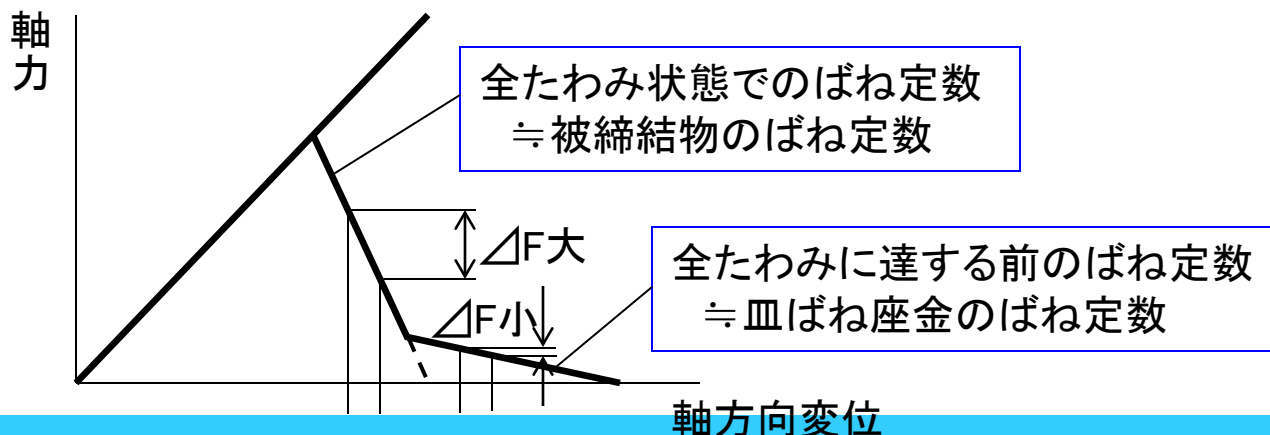
軸力10kNの場合：  
内径付近に圧力が偏る。

軸力20kNの場合：  
座金なしの場合に近い。

## 軸力低下

被締結物の圧縮ばね定数の違いが原因

締付け線図(山本晃、“ねじ締結の原理と設計”、p.134)



軸力10kNの場合：  
軸方向変位による  
軸力低下小

軸力20kNの場合：  
軸方向変位による  
軸力低下大

# ばね座金、皿ばね座金の効果

ばね座金、皿ばね座金の回転ゆるみに及ぼす影響をFEMにより考察し、ゆるみ促進のメカニズムを明らかにした。

ばね座金により座面接触面圧に偏りが生じ、角を支点とした回転を生じる。→ゆるみやすい

皿ばね座金は、低軸力の場合には圧力分布の偏りによりナット回転を増大させる効果と、ばね定数の低下により軸力低下を妨げる効果がある。

# 各種ゆるみ止め部品の効果

|         | 座金 | フランジ<br>ナット              | ダブルナット                                | ばね座金 | ナイロン<br>ナット  | スーパース<br>リットナット       |
|---------|----|--------------------------|---------------------------------------|------|--------------|-----------------------|
| 座面すべり   | ×  | △                        | ◎                                     | ×    | △            | ◎                     |
| 微小座面すべり | ×  | ○                        | ◎                                     | ×    | ○            | ◎                     |
| 備考      |    | 等価摩<br>擦直径<br>が少し<br>大きい | 軸力低下によ<br>り座面すべり<br>が生じる(全く<br>ゆるまない) |      | 温度が高<br>いと注意 | プレベリン<br>グトルクが<br>大きい |

# 展 望

- ねじ締結体の剛性
- 解析的モデルの作成
- 衝撃ゆるみの問題

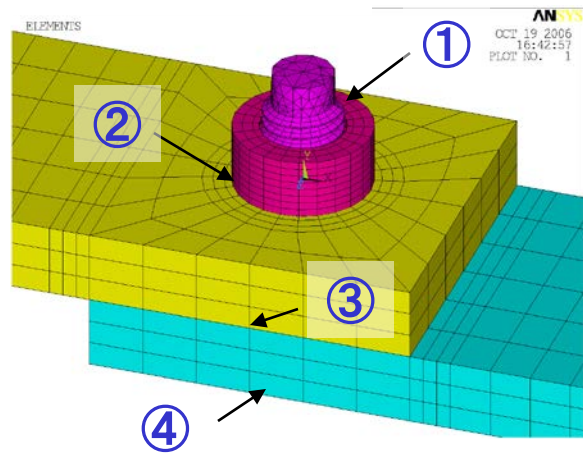
研究室では、企業との気軽な議論(悩み相談)・  
共同研究を歓迎します。

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

# ボルトのモデリング手法

## i. ねじ山モデル

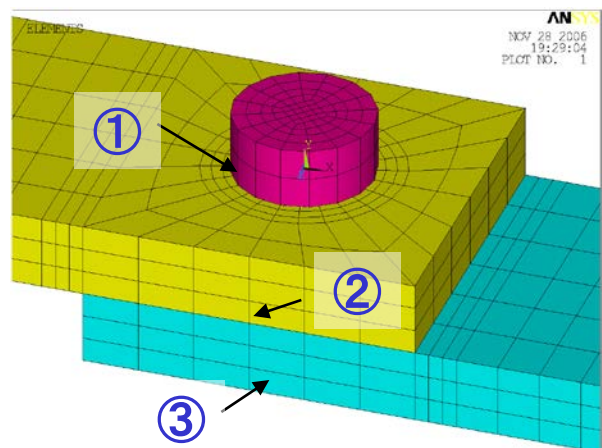


- ・ねじ山の螺旋形状を再現
- ・ナットとボルトは分離
- ・実際の現象に最も近い結果

<接触定義箇所>

- ①ねじ面
- ②ナット座面
- ③板間
- ④ボルト座面

## ii. リベットモデル



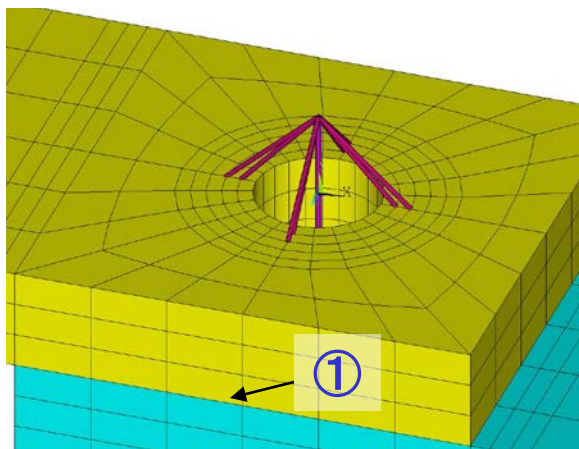
- ・ボルト・ナットを一体化  
(リベット状)
- ・設計現場では一般的

<接触定義箇所>

- ①ナット座面
- ②板間
- ③ボルト座面

# ボルトのモデリング手法

## iii. スパイダーボルトモデル

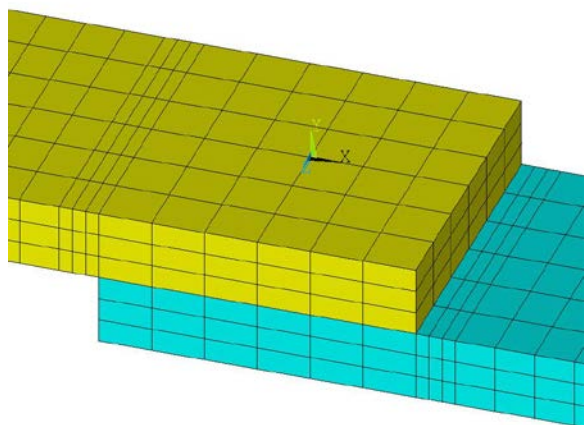


- ・ボルト軸はビーム要素
- ・両端を座面上の節点と接続
- ・ボルト自身の剛性を合わせ込んで使用

<接触定義箇所>

①板間

## iv. ボルト穴なしモデル



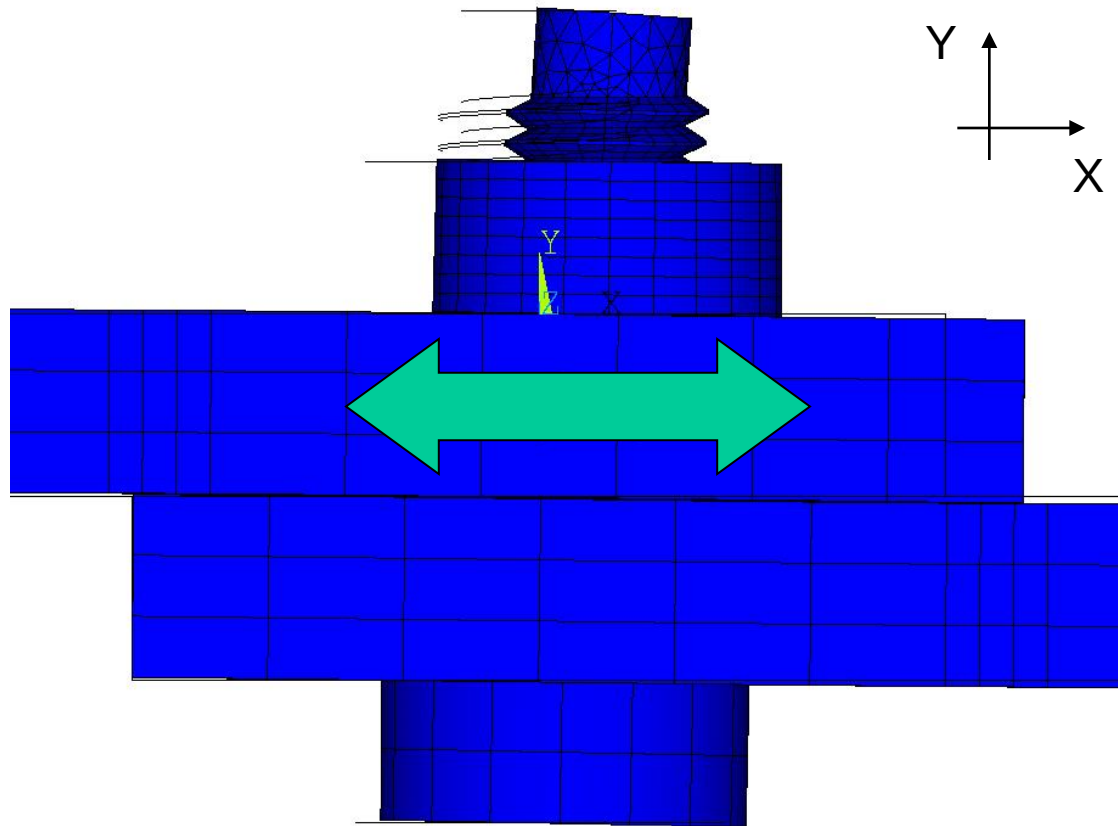
- ・ボルト穴をモデリングしない
- ・接触要素を使用しない
- ・非線形ばね要素で剛性定義

<接触定義箇所>

なし

計算コストを抑えて  
どこまで再現できるか？

# ①並進方向荷重の解析結果

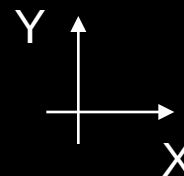


# 加振アニメーション(並進方向変位コンター)

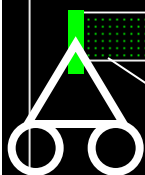
1  
NODAL SOLUTION  
TIME=3.029  
UX (AVG)  
RSYS=0  
DMX =.020472  
SMN =-.001543  
SMX =.020472

ANSYS 9.0  
FEB 13 2007  
15:59:26

変位スケール  
× 30

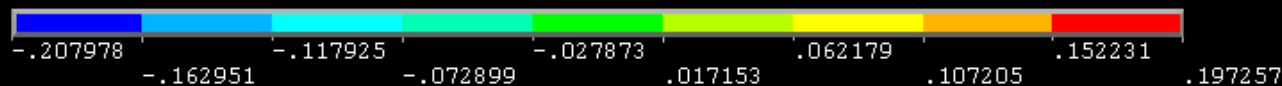


強制変位



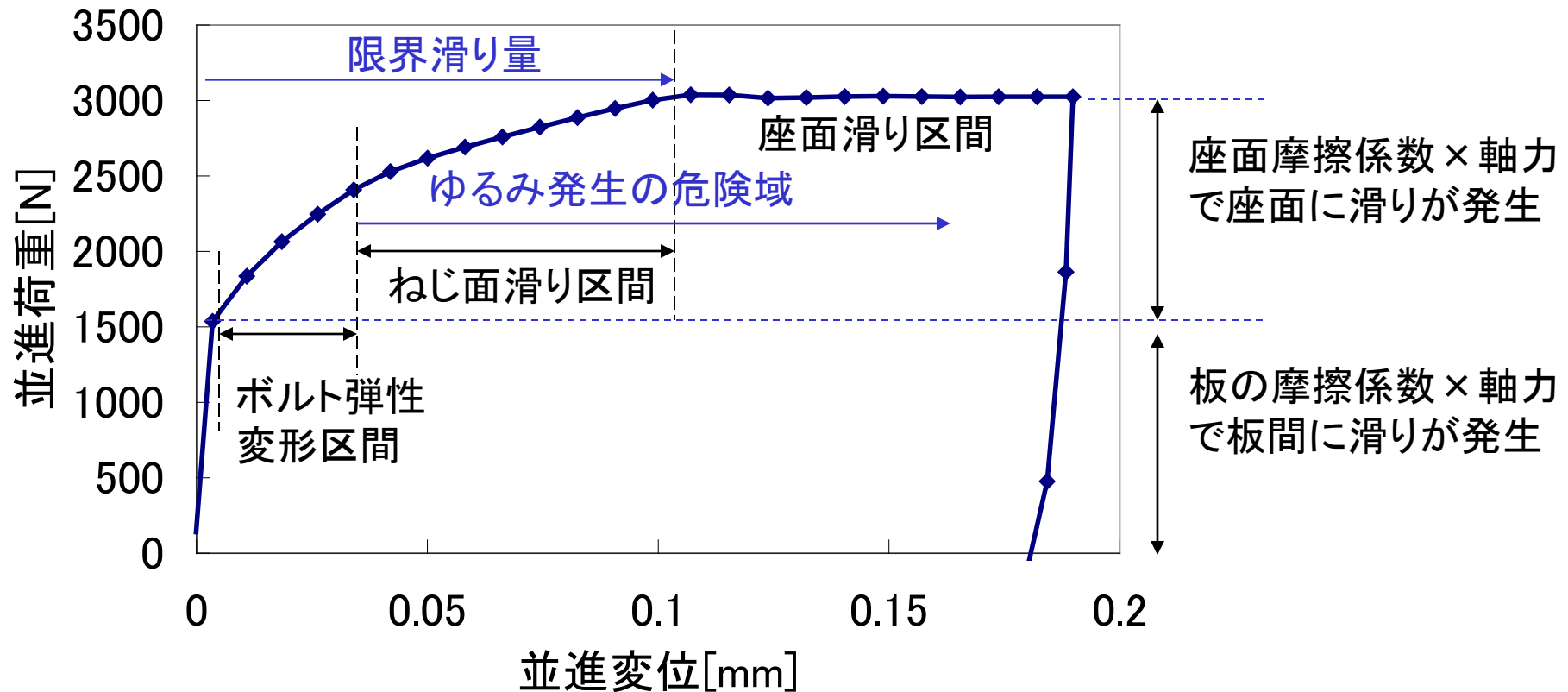
X方向にのみ動けるよう面拘束

端面を完全拘束



# ねじ山モデル解析結果

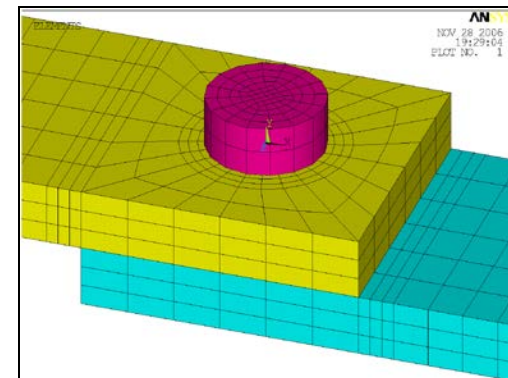
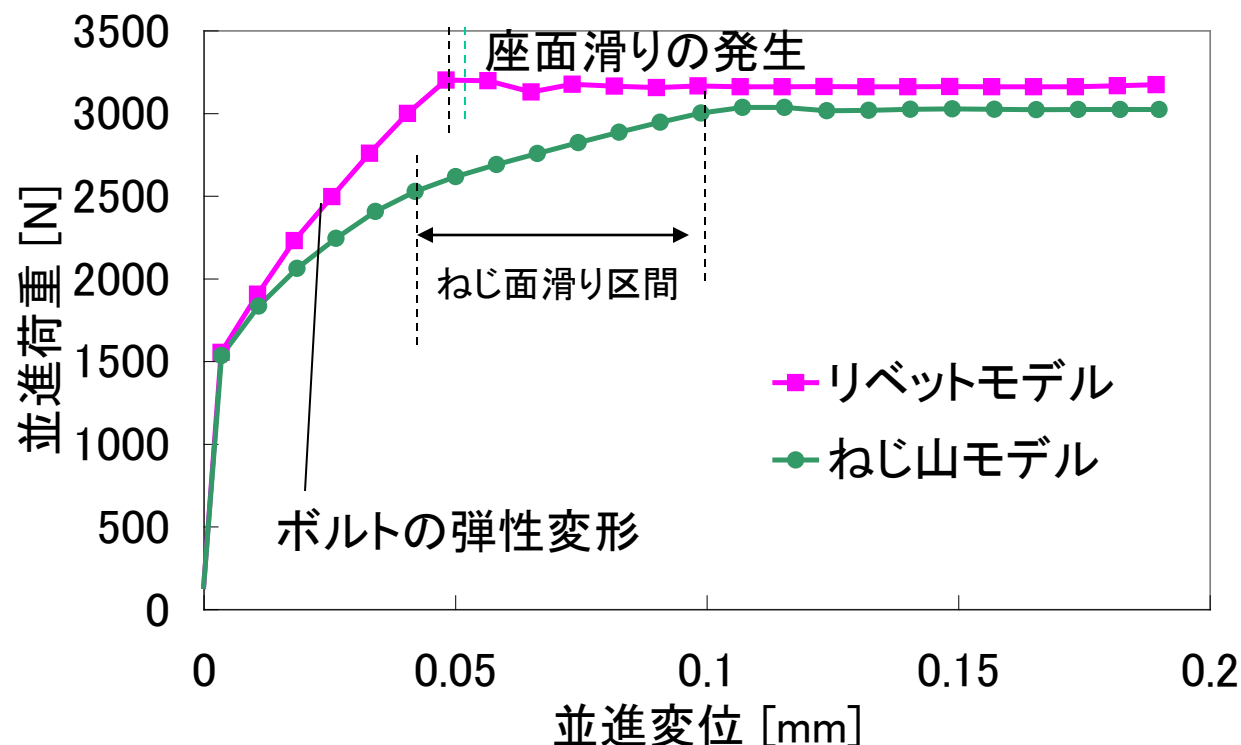
並進方向の剛性



板同士の相対変位が増加すると  
接触面に滑りが発生し剛性の傾きに変化が生じる

# リベットモデル解析結果

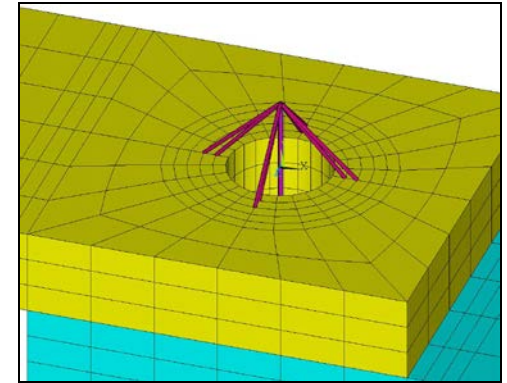
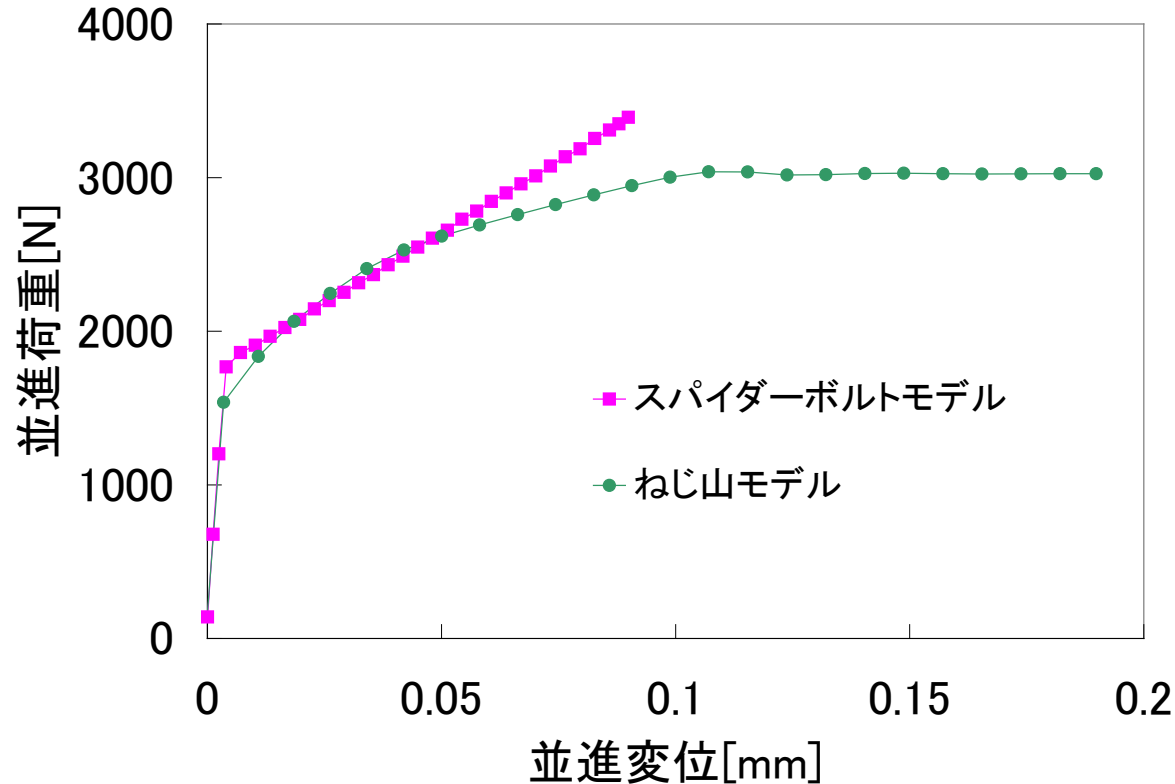
## リベットモデルとねじ山モデルの剛性比較



- ・ねじ面滑り区間(微小なゆるみの開始位置)は再現できない
- ・座面滑りは発生する  
ただしねじ山モデルよりは限界滑り量は小さく見積もられる
- ・ボルトの弾性変形区間の剛性はやや大きい(ナットとボルトが完全に固着)

# スパイダーボルトモデル解析結果

## スパイダーボルトモデルとねじ山モデルの剛性比較



- ・ねじ面滑りと座面滑りは再現できずボルトの弾性変形が続く
- ・ボルト弾性変形区間の剛性を任意に合わせ込める

# ボルト穴なしモデルによる等価剛性の再現

## 非線形ばね要素の剛性定義

非線形ばね要素

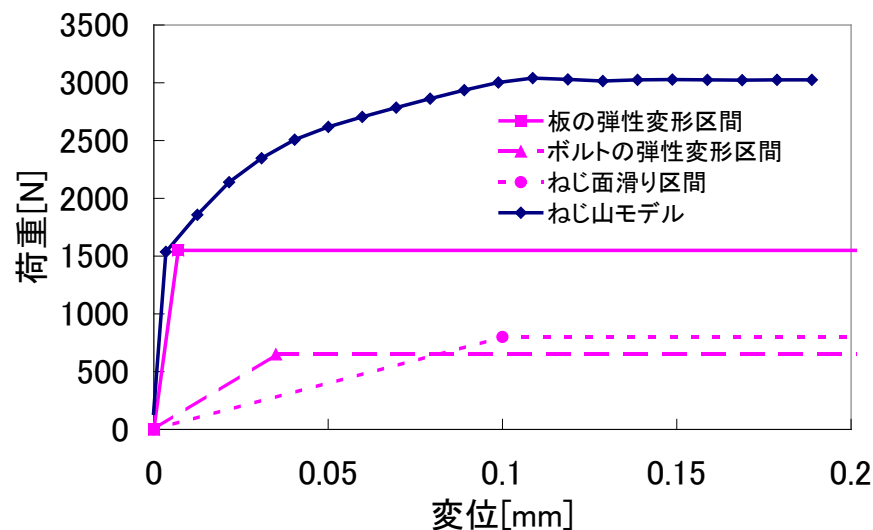
(要素の自由度:UX)

軸中心位置の節点を  
X 方向(並進方向)に  
カップリング拘束

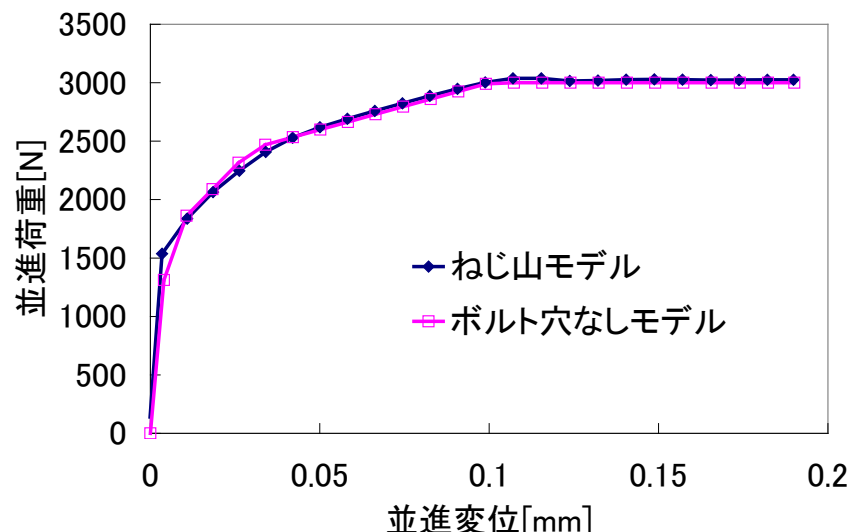
上板

下板

ねじ山モデルの結果を参考に  
非線形ばね要素の剛性を定義する



## 合わせ込み後の剛性



# 並進方向荷重の解析結果まとめ

各モデリング手法による計算コストの比較表（ボルト弾性変形区間1サイクル）

|                   | 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%)             |

## ねじ山モデル

軸直角方向荷重によるゆるみの再現が可能

## リベットモデル

ゆるみの評価は不可能

⇒ ボルト弾性変形区間までの使用（やや剛性は高い）

計算時間はねじ山モデルの半分程度

## スパイダーボルトモデル

ゆるみの評価は不可能

⇒ ボルト弾性変形区間までの使用（剛性の合わせ込み）

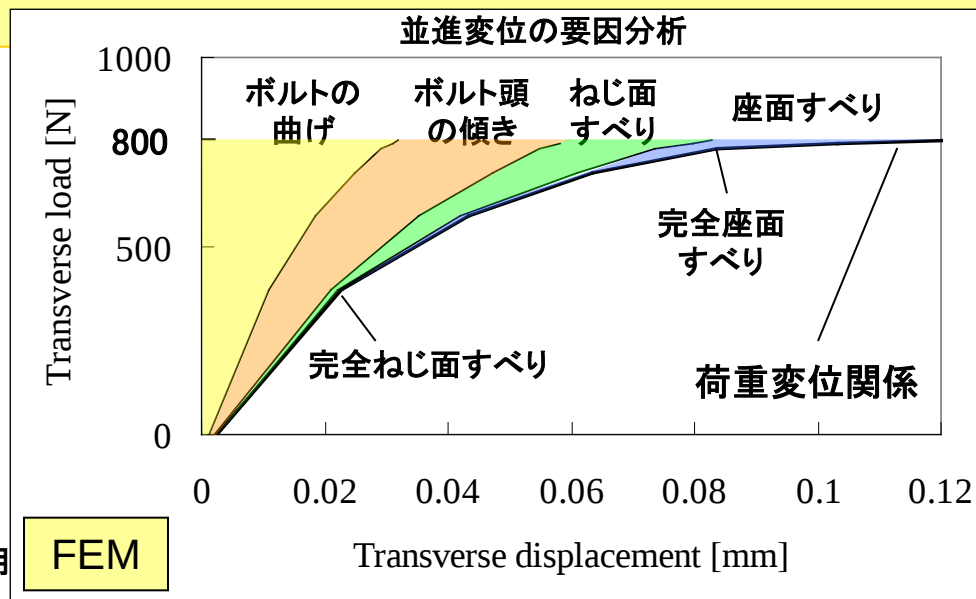
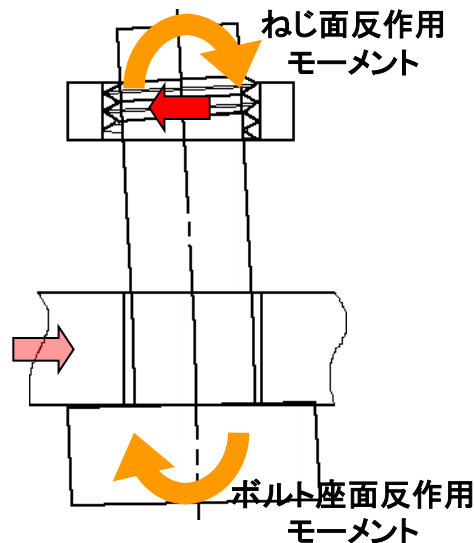
## ボルト穴なしモデル

非線形ばね要素の利用により剛性を任意に再現可能

計算時間はねじ山モデルの10分の1程度

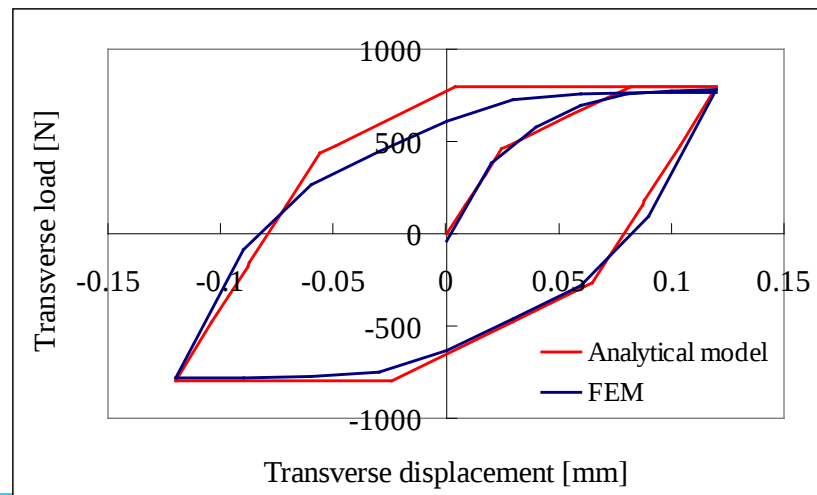
# 荷重変位関係の解析的モデルの構築

FEMによる接触面挙動（接触力、すべり変位）の分析に基づいて、ボルト締結体の挙動を定式化し、荷重変位関係を導出する。



- ・ねじ面の接触状態と、ボルト座面とねじ面に剛性比に基づき、外力とモーメントの関係の定式化

- ・接触面を周方向に分割し、外力とモーメントの作用による接触力分布と、接触力とすべり変位の関係の定式化



ご清聴ありがとうございました。

共同研究者:

座面すべりの解析、皿ばね座金:

横山喬 (現:東京大学博士課程)

微小座面すべりの解析、ダブルナット、ばね座金

木村成竹 (現:トヨタ自動車)

謝辞:

信州大学 賀勢晋司先生、岐阜大学 服部敏雄先生  
には、実験データの提供と有益な議論を頂いた