

軸直角方向外力を受けるボルト締結体挙動 の力学モデルの構築

機械工学専攻 横山 喬

研究の背景

締結部破損による事故例

年月	事例	破損モード
～2002年3月	JR東海道・山陽新幹線のブレーキディスク固定ボルトの破損	疲労
2002年10月	軽油中圧水素化分解装置における反応器出口のフランジ部からの漏洩による火災	熱サイクルによるゆるみ
～2004年10月	大型トラックのホイールボルトの破損	疲労、ゆるみ
～2007年3月	ベビーカーの背もたれ固定ねじのゆるみ	回転ゆるみ
2007年5月	ジェットコースターの車軸破断	疲労、ゆるみ
2007年8月	中華航空機の主翼内ボルトの脱落	作業ミス

重大事故に至る締結部の破損モードの多くは疲労とゆるみであると推測される。

* 科学技術進行機構(JST)、“JST失敗知識データベース”

** 経済産業省、“消費生活用製品の重大製品事故に係る公表に付いて”(2008)

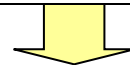
*** 朝日新聞、2007年8月24日付け

モデル構築の意義

ゆるみの分類

戻り回転なし (締結力の一部が減少)	(1) 初期ゆるみ (2) 陥没ゆるみ (3) 微動磨耗によるゆるみ 他
戻り回転あり (締結力の消失が起こりうる)	(1) 軸回り外力によるゆるみ ……メカニズムは比較的単純 (2) 軸直角方向外力によるゆるみ ……メカニズムは複雑 ├ 繰返し外力 ……メカニズムの説明が可能 └ 衝撃力 ……不明な点が多い (3) 軸方向外力によるゆるみ ……発生には過大な外力が必要

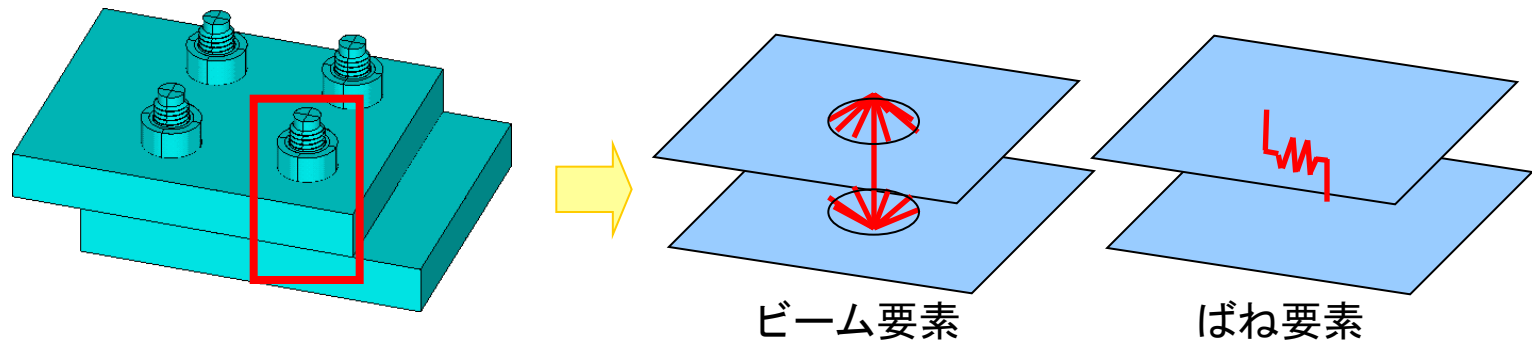
ゆるみが防げない原因…外力、形状、締付け作業、接触面の性状等のばらつきとそれによる影響の評価が不十分



締結体挙動のメカニズムに基づく理論・モデルの構築が必要

モデル構築の意義

FEMにおける締結部の簡易モデル化



計算効率には優れるものの、様々な荷重モードに対応可能な一般性のあるモデル化手法は提案されていない。

➡ 本研究で提案する力学モデルを用いて得られる特性を持つ締結部要素を作成することが可能となる。

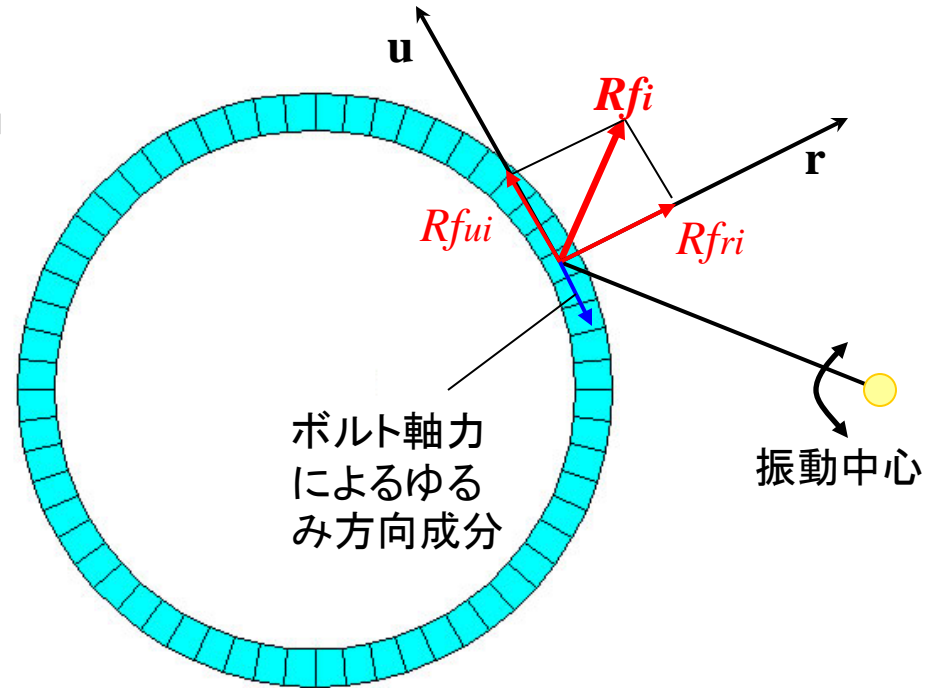
ゆるみ挙動のモデル化に関する従来研究

・富士岡らの研究(機論A、2006)

ねじ面、ボルト座面を周方向に分割し、振動中心周りに作用する外力による接触力分布をモデル化し、すべりの発生を予測する。

課題

- ・一様とした接触力分布の妥当性
- ・接触力とすべり変位の関係の定式化



・Nassarらの研究(J. Pres. Ves、2006)

時間変動する軸直角方向外力を受けるボルトについて、外力方向と周方向の運動方程式を立て、ボルトの剛体運動を解く。

課題

- ・接触力とすべり変位の分布の考慮
- ・微小座面すべりによるゆるみのモデル化

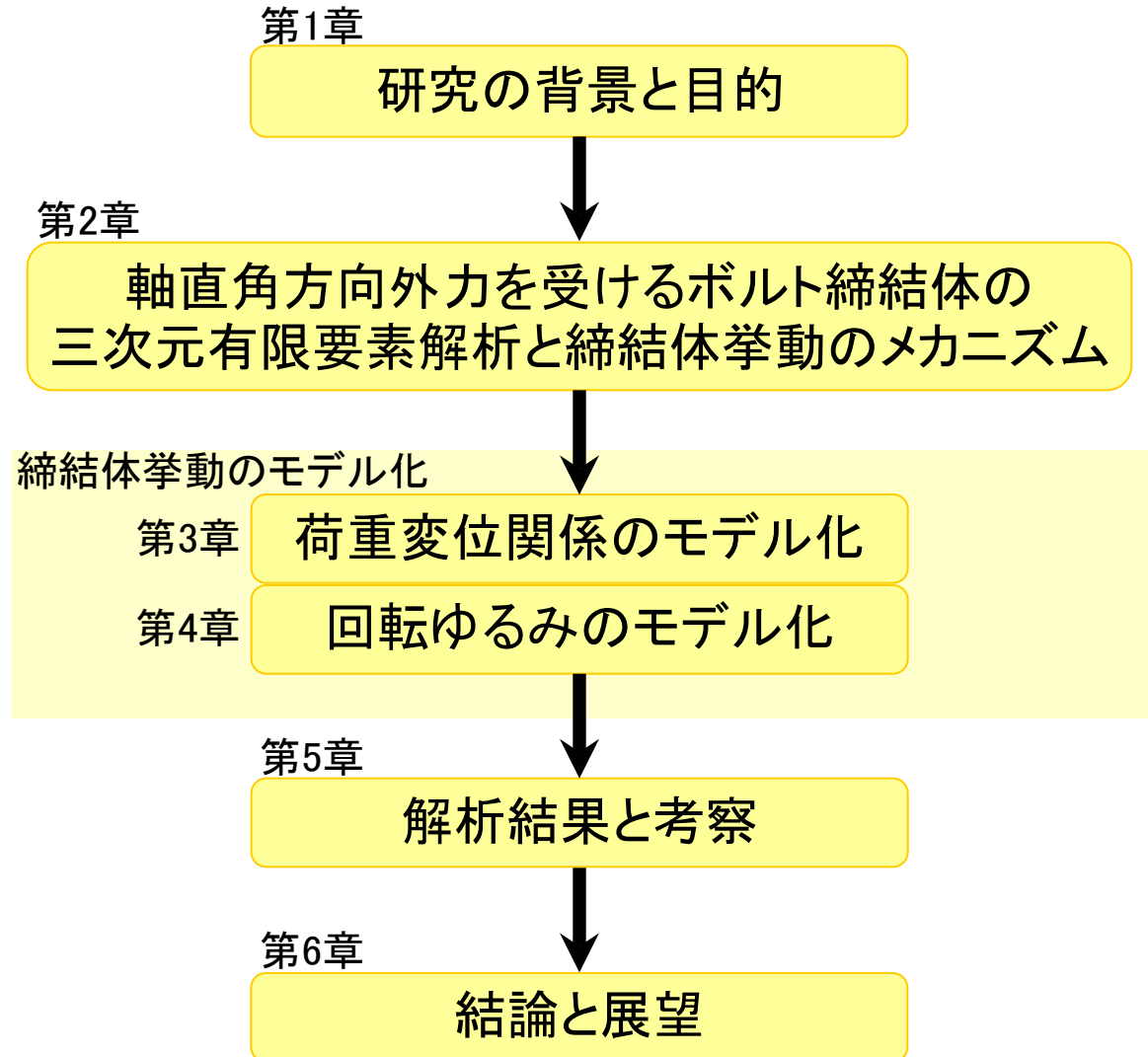
本研究の目的

軸直角方向外力を受けるボルト締結体を対象として、設計計算に使用可能な簡易な計算で締結体挙動を再現できる力学モデルを構築する。

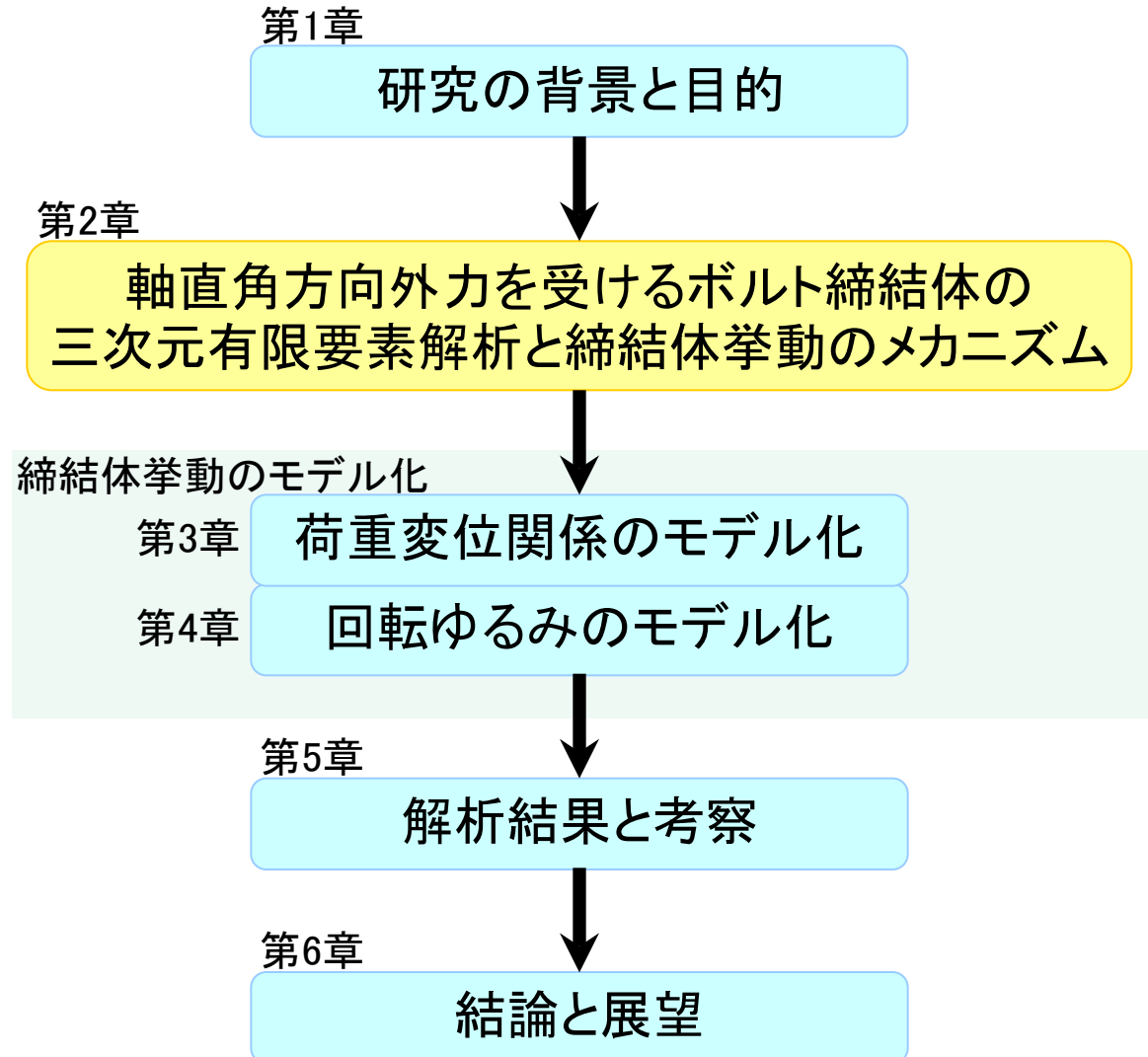


締結体の弾性挙動に関する従来理論を適用するとともに、接触面における力学的挙動のモデル化を新たに行う。

本論文の構成

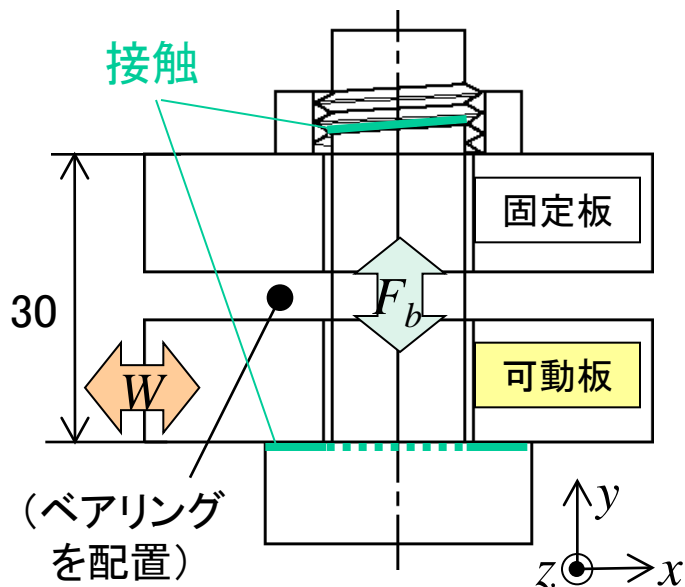


第2章 軸直角方向外力を受けるボルト締結体の三次元有限要素解析と締結体挙動のメカニズム



解析対象

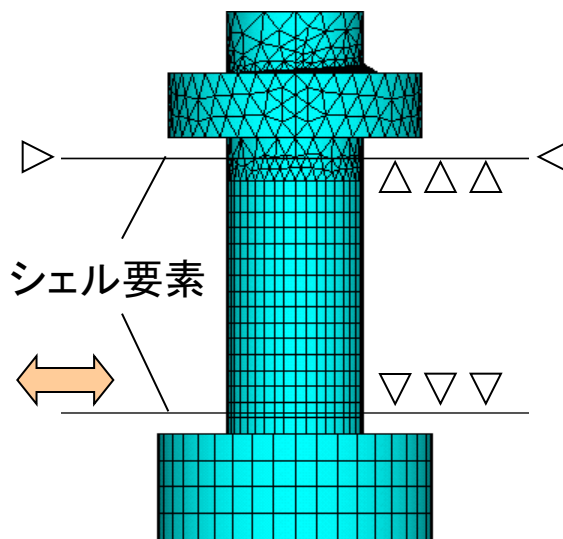
Junker式試験機をモデル化。



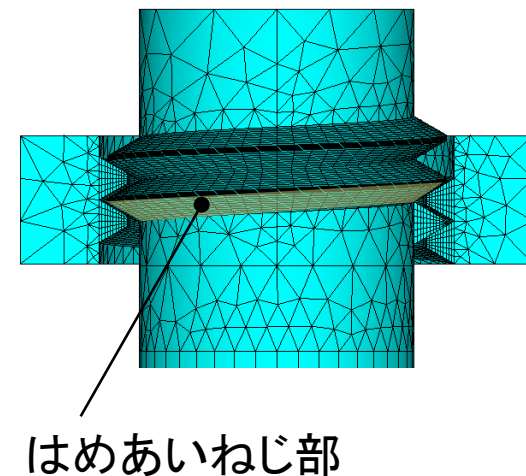
M16ボルト締結体

- ・2枚の板の間は摩擦なし。
- ・ボルト座面、ねじ面の摩擦を考慮。
- ・ナットの回り止めを仮定。
- ・はめ合いねじ部を1ピッチのみと仮定し、ねじ面における挙動を単純化。

FEMモデル



ねじ部詳細



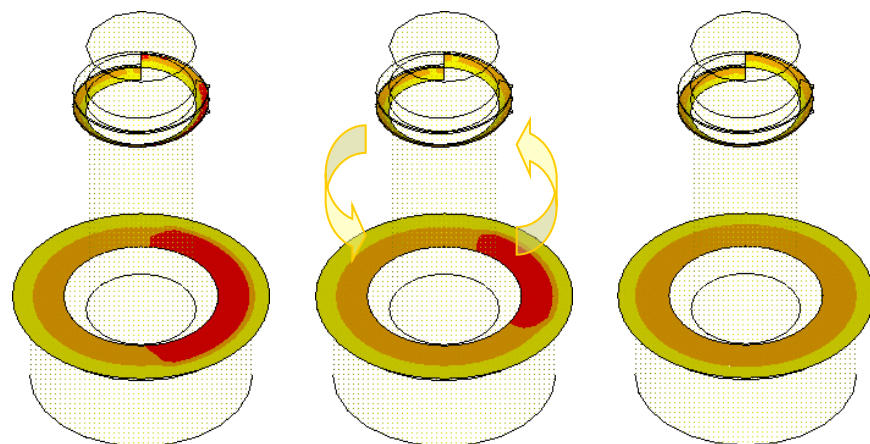
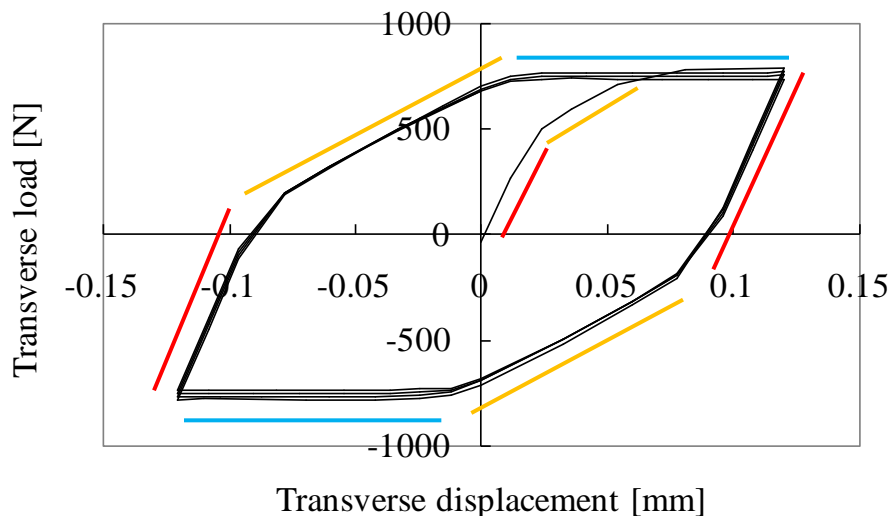
ANSYS11.0を使用。

- ・接触・摩擦を考慮した非線形弾性解析。
接触アルゴリズム: ペナルティ法
摩擦モデル: クーロン摩擦
- ➡ 法線方向の微小な食い込みと固着時の接線方向の微小変位を許容。
- ・ねじ面の接触は平面同士の接触と同等。
- ➡ チャタリングは発生しにくい。

完全座面すべりによるゆるみ*

締結力8kN、摩擦係数0.1、可動板変位0.12mm

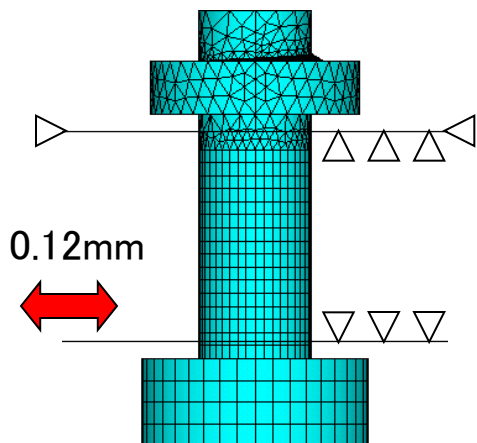
・荷重変位関係(図2.4)と、ねじ面、座面の接触状態(図2.5)



急勾配部

緩勾配部

平坦部



急勾配部

ねじ面、座面ともに固着領域が存在。
ボルトには曲げが発生するのみ。

緩勾配部

完全ねじ面すべり状態。
ボルトにはねじれが発生。

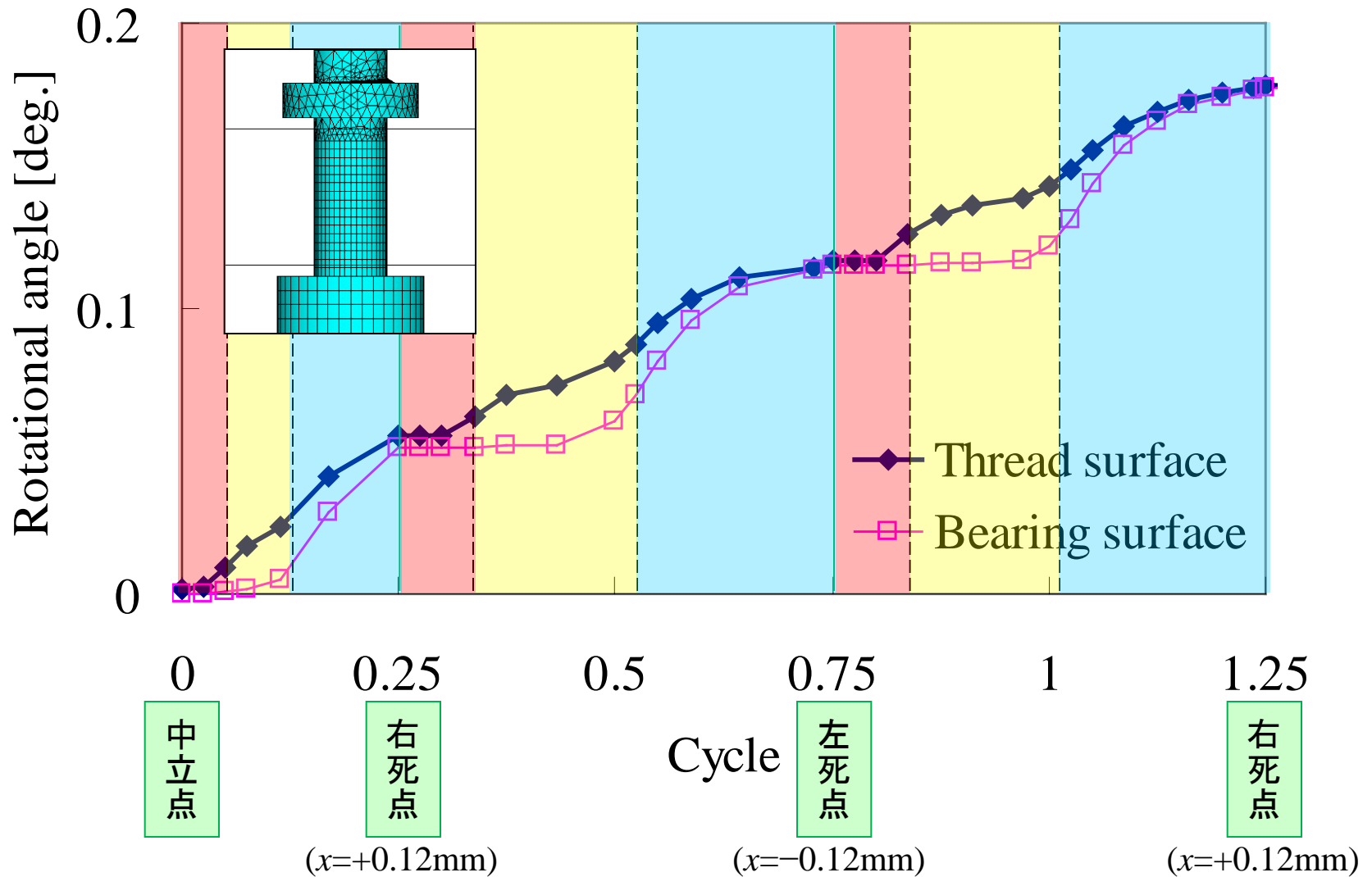
平坦部

完全座面すべり状態。
ねじれが解放され、ゆるみが進行。

* 泉、横山、岩崎、酒井、機論A(2005)

完全座面すべりによるゆるみ

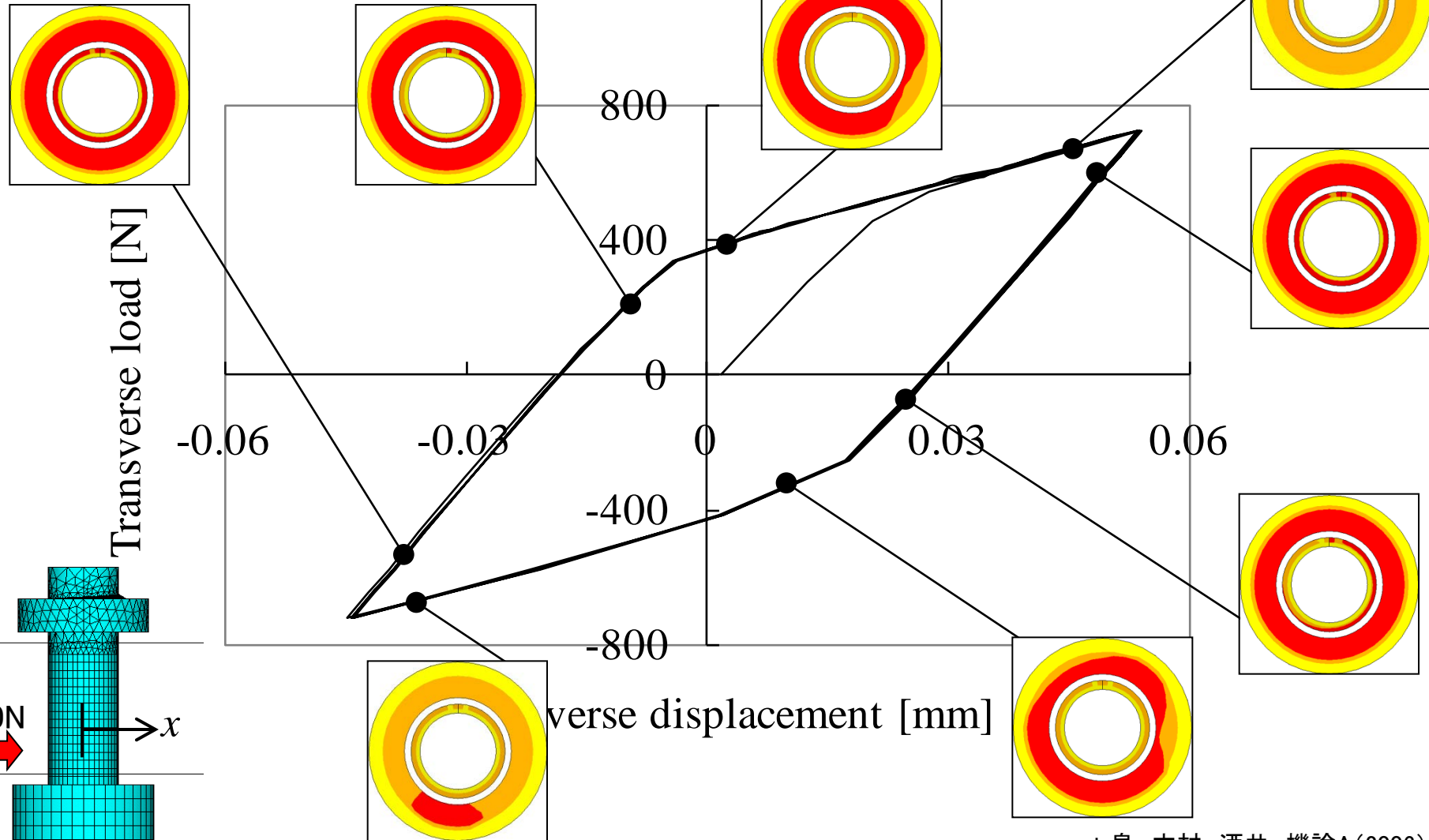
・ボルト回転角の推移(図2.6)



微小座面すべりによるゆるみ*

締結力8kN、摩擦係数0.1、外力720N(座面最大摩擦力の90%)

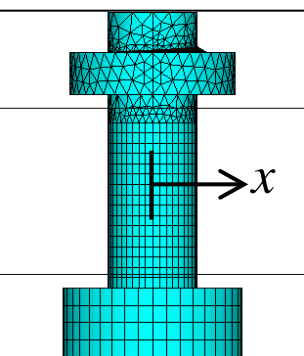
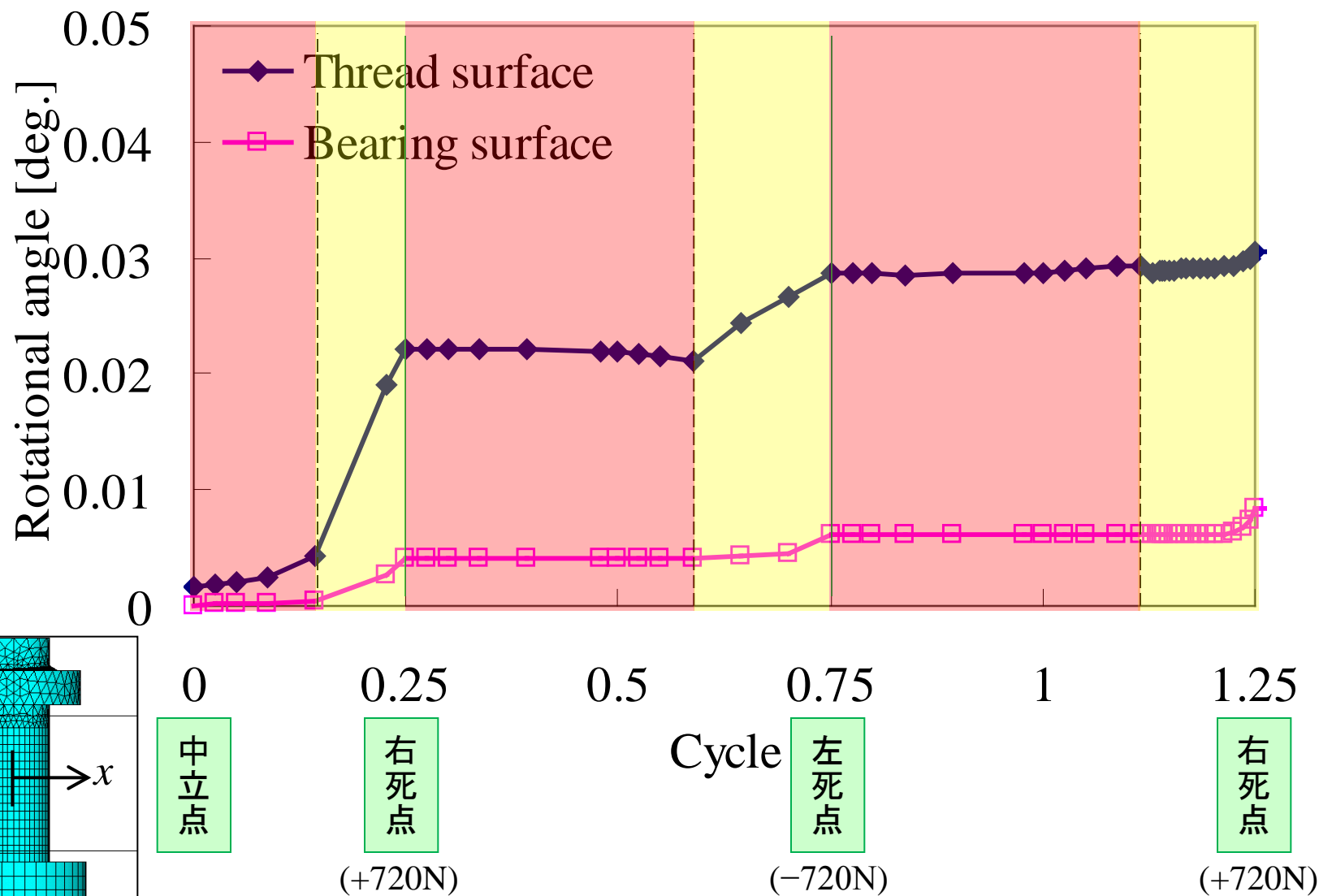
・荷重変位関係(図2.7)と接触状態



* 泉、木村、酒井、機論A(2006)

微小座面すべりによるゆるみ

・ボルト回転角の推移(図2.8)



第2章のまとめ

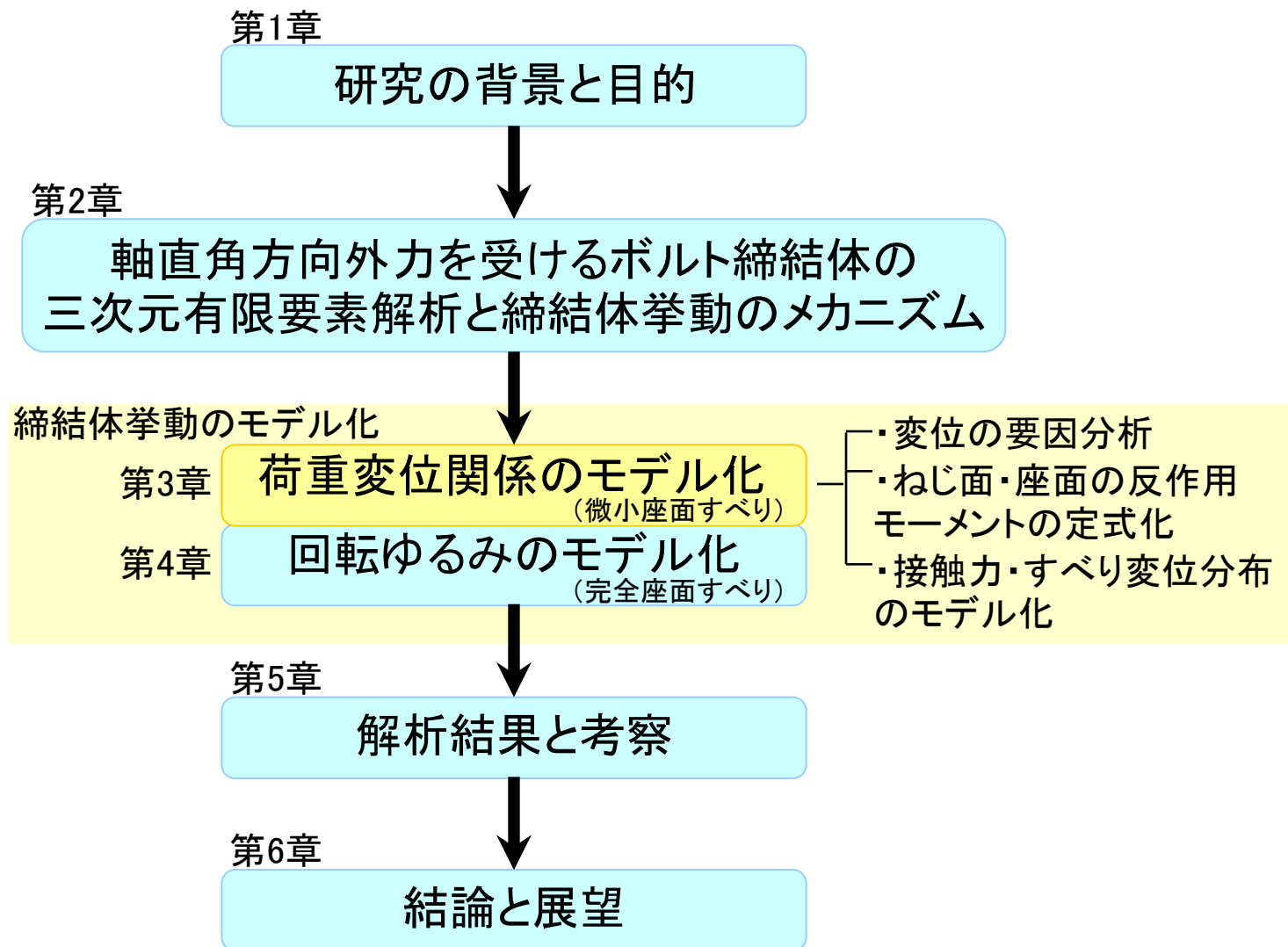
FEM解析に基づいて軸直角方向外力による締結体挙動を説明した。

荷重変位関係、接触状態、ゆるみ回転

- ・座面の完全すべりを伴う回転ゆるみ・・・完全座面すべりによるゆるみ
荷重変位関係は、急勾配部、緩勾配部、平坦部
緩勾配部でボルトがねじれ、平坦部でねじれの解放される。
ねじれの解放に伴い大きなゆるみ回転が生じる。
- ・座面の完全すべり以前の回転ゆるみ・・・微小座面すべりによるゆるみ
荷重変位関係は、急勾配部と緩勾配部
ボルトのねじれは解放されない。
座面では固着と微小なすべりを繰り返しながらゆるみ回転が進行する。

以上の挙動を3章、4章でモデル化する。

第3章 荷重変位関係のモデル化

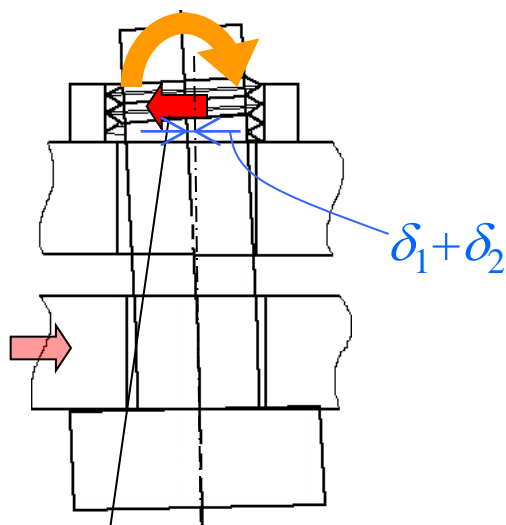


荷重変位関係の変位の要因

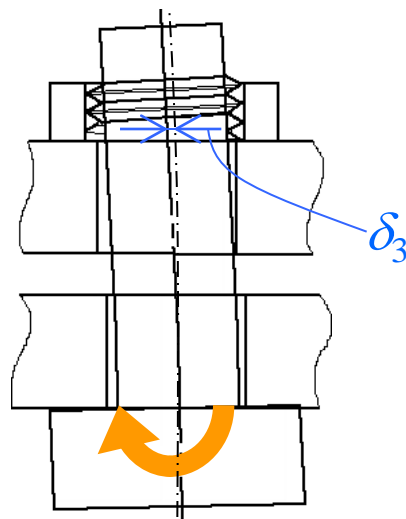
可動板の並進変位は5つの要因に分類することができる。

(b) ねじ面反作用モーメント

M^{thread} による曲げ

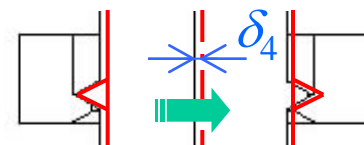


(a) 軸直角力 W
による曲げ

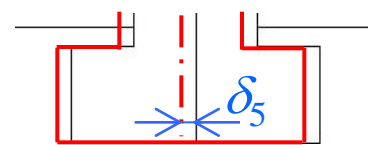


(c) 座面の傾き
(ボルト座面反作用モーメント
 $M^{bearing}$ に比例、比例定数 k_w)

(d) ねじ面並進すべり



(e) 座面並進すべり



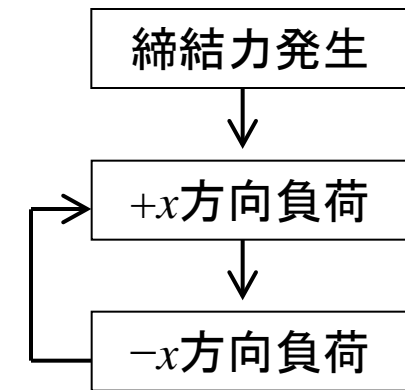
接触力・すべり変位分布
のモデル化を行う。

完全すべり時には、
すべり変位を決定する
パラメータを導入

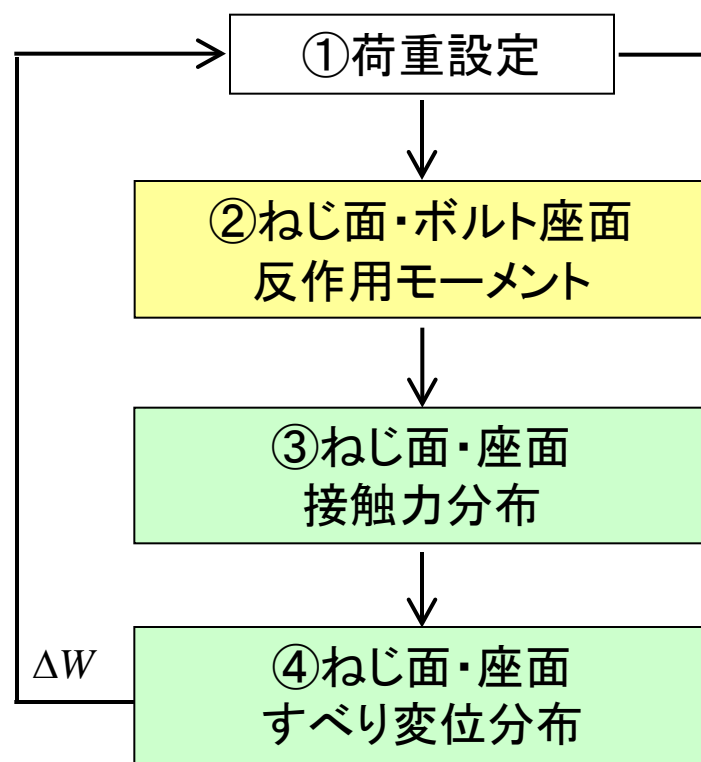
完全ねじ面すべりに達すると、各要因の寄与の大きさが変化する。
局所すべり時はボルトの曲げが主要因。完全ねじ面すべり後、すべりの要因が加わる。

荷重変位関係のモデル化の手順

(荷重ステップの設定)



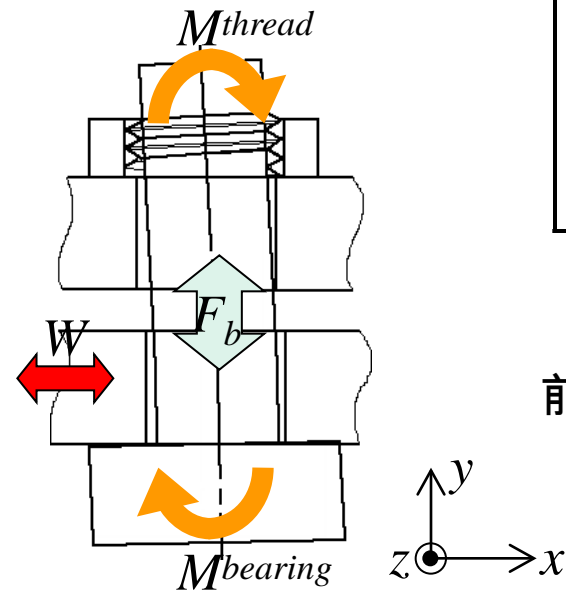
(接触力、すべり変位の計算)



(並進変位の要因)

- (a) 軸直角方向外力による曲げ変位 δ_1
- (b) ねじ面反作用モーメントによる曲げ変位 δ_2
- (c) 座面の傾きによる変位 δ_3
- (d) ねじ面並進変位 δ_4
- (e) 座面並進変位 δ_5

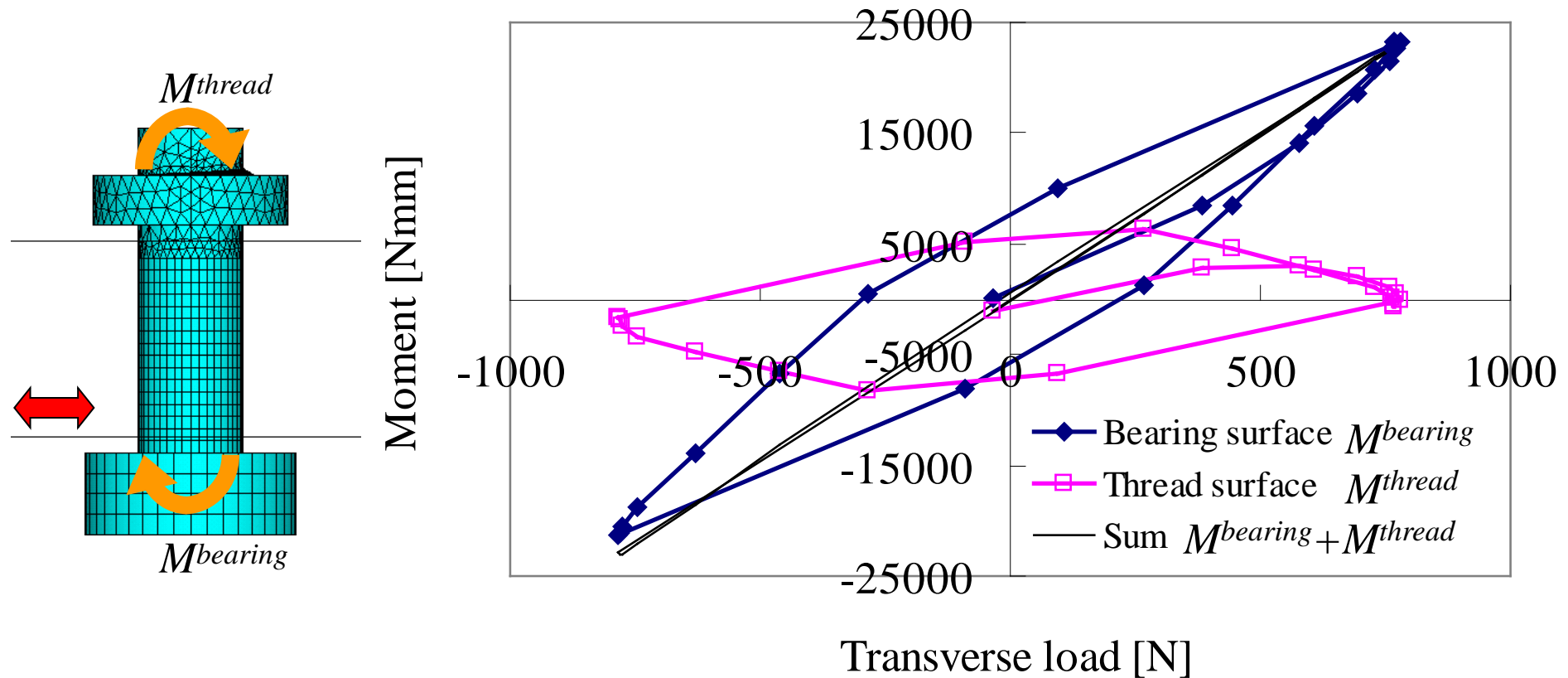
前の荷重ステップからの変化 ΔX を求める。



②ねじ面・ボルト座面反作用モーメント

・反作用モーメントの変化(図3.3)

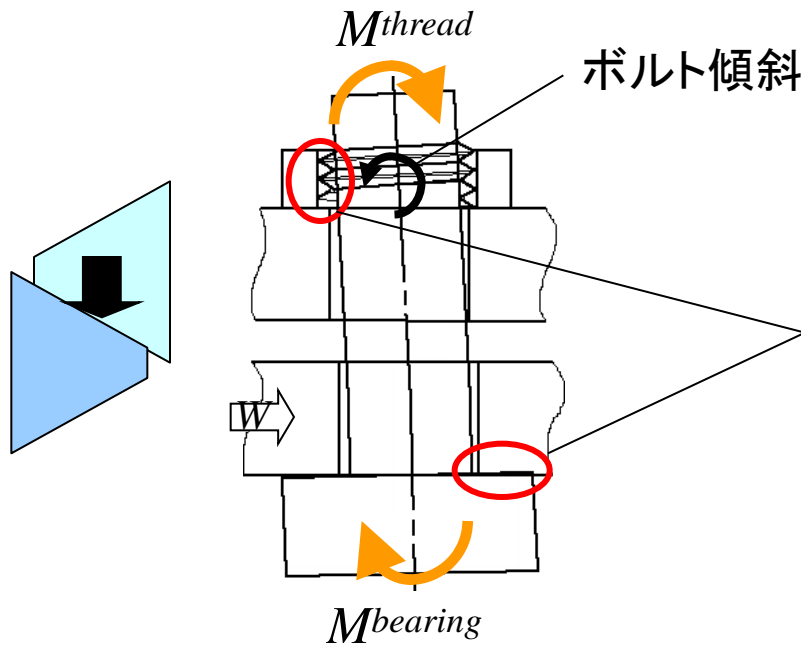
可動板と固定板における軸方向反力より計算



最初の負荷時、完全ねじ面すべりに達すると、ねじ面モーメントは減少に転じる。
ねじ面とボルト座面の反作用モーメントはヒステリシスを有する。
モーメントの総和は外力 $W \times$ グリップ長さ l (=曲げモーメント)を維持する。

反作用モーメントのメカニズム

局所ねじ面すべり時

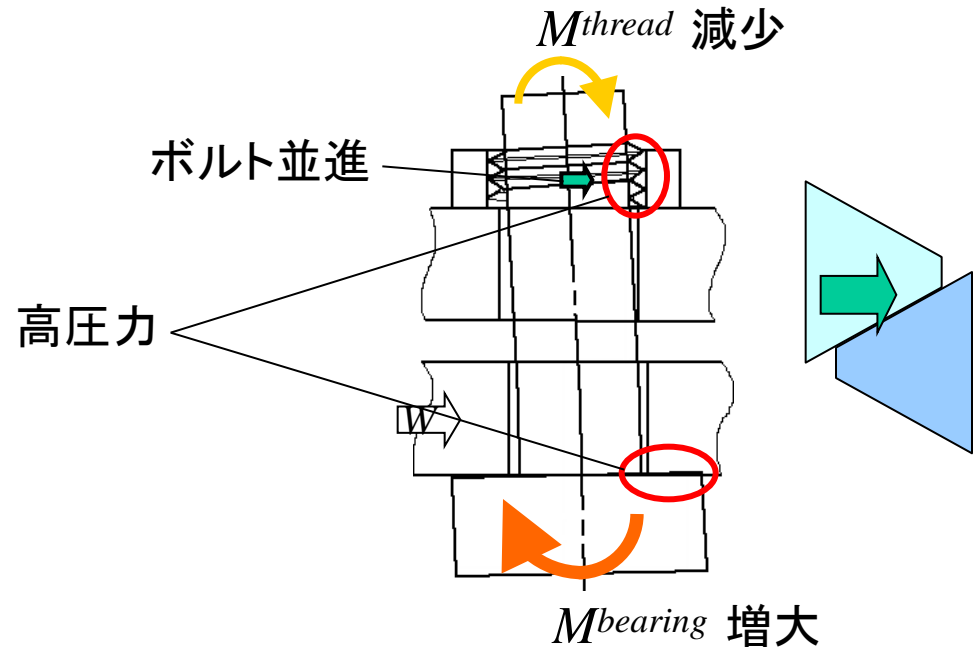


ボルト軸の傾きが増加



外力方向と反対側のねじ面反力が大きくなる。

完全ねじ面すべり時



ボルトが外力方向に並進変位

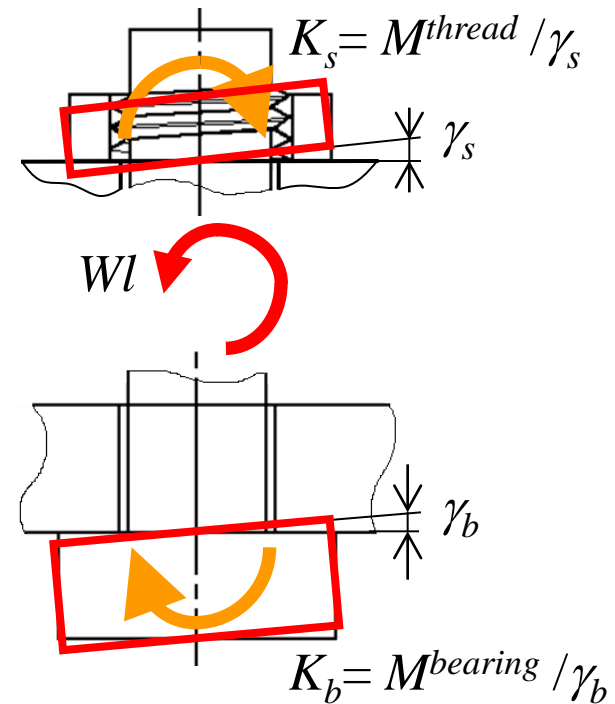
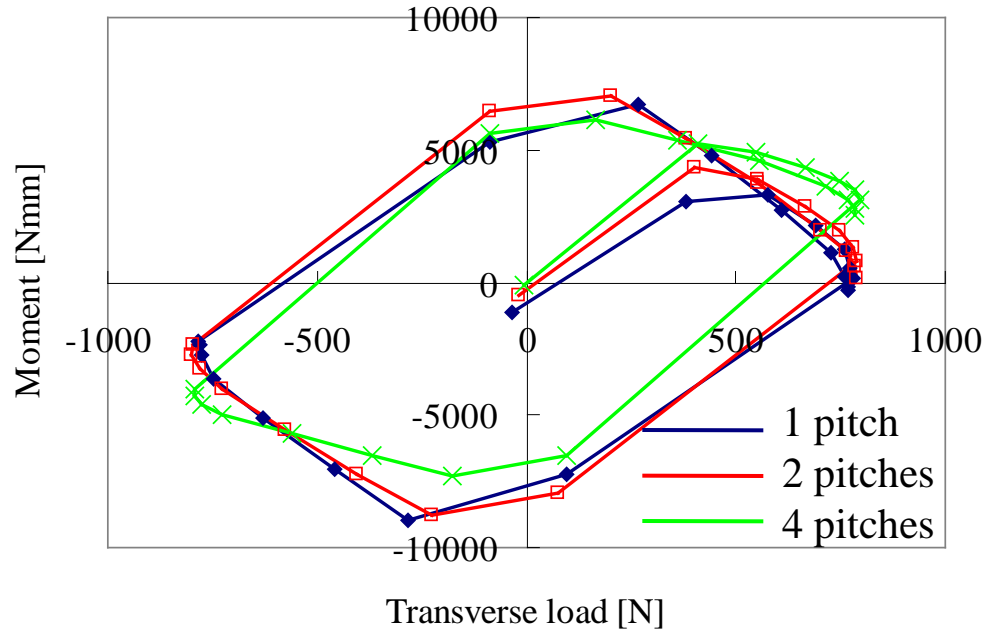


外力方向のねじ面反力が大きくなる。

反作用モーメントの定式化

ねじ面とボルト座面における反作用モーメントの割合は、はめ合いねじ部とボルト頭の傾きに対するばね定数(剛性) K_s 、 K_b に依存するものと考えられる。

・ねじ面反作用モーメントのピッチ数による影響(図3.6(b))



局所ねじ面すべり時・・・ K_s と K_b の比で配分

$$\Delta M^{thread} = \frac{K_s}{K_b + K_s} \Delta Wl$$

完全ねじ面すべり時

・・・ピッチ数が多いほどねじ面の变化小。

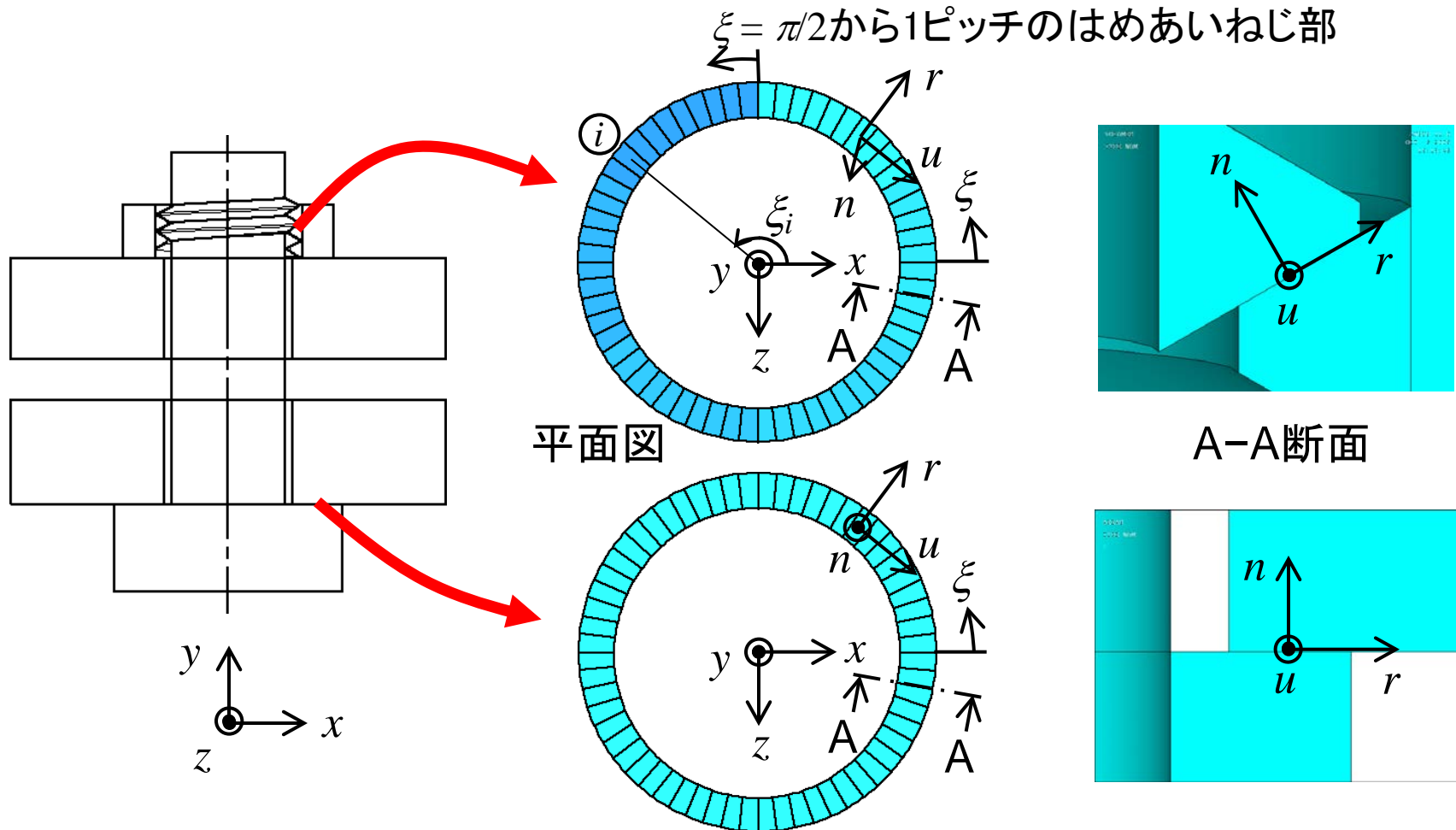
→ ねじ山数が無限大のときの $K_{s\infty}$ を用いて定式化

$$\Delta M^{thread} = -\frac{K_{s\infty} - K_s}{K_b + K_s} \Delta Wl$$

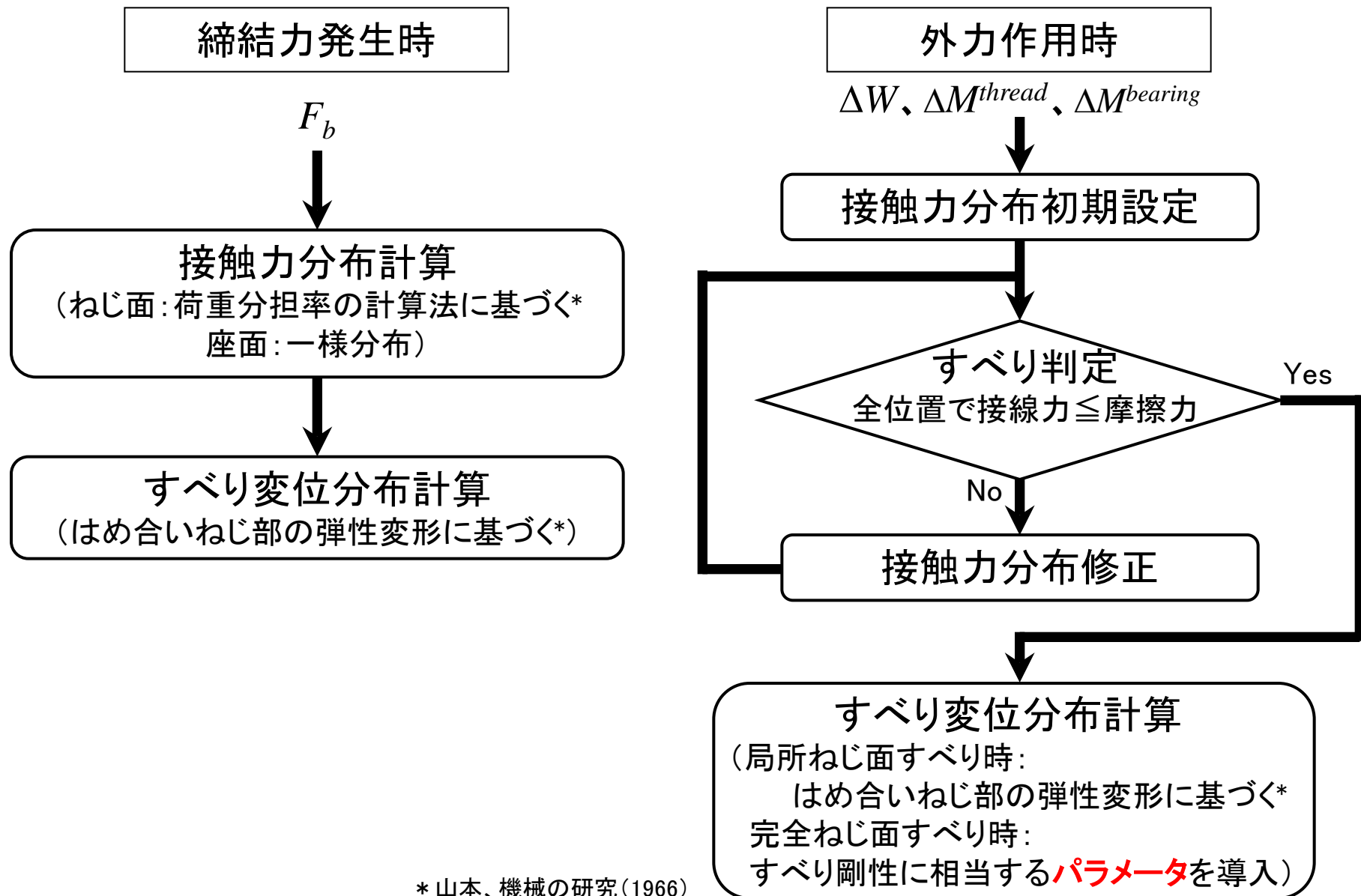
③接触力④すべり変位分布のモデル化

接触面の分割と座標系の設定

ねじ面、ボルト座面を周方向に分割し、締結力と外力の作用により各位置に発生する接触力とすべり変位を求める。



接触力・すべり変位の計算手順の概要



* 山本、機械の研究(1966)

締結力発生時③接触力分布

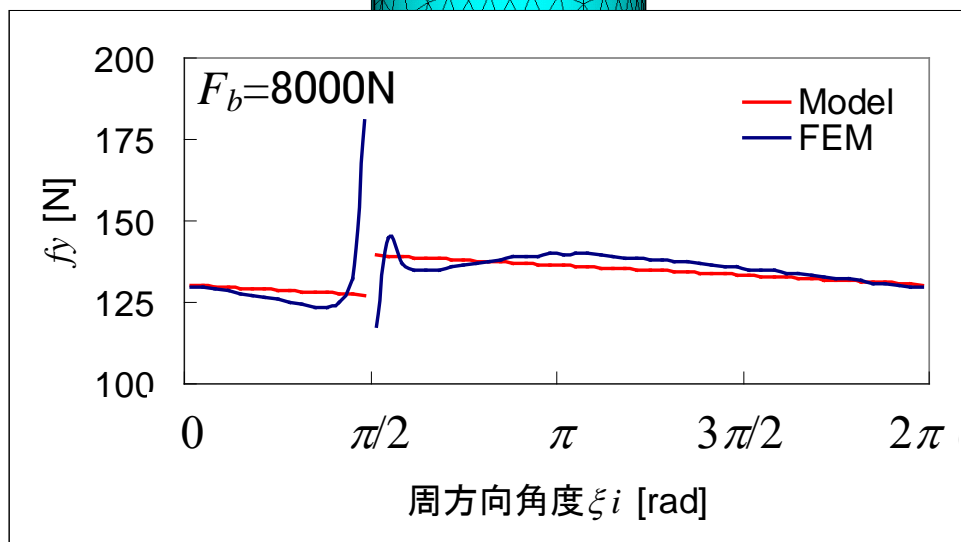
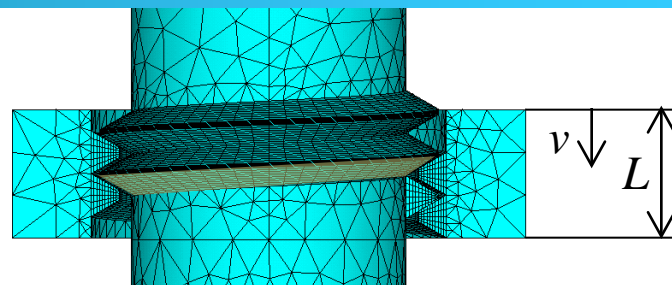
ねじ面

- ・軸方向力 (f_y^{thread})
ねじ山の荷重分担率の計算法に基づく。

$$\frac{F_v}{F_b} = \frac{\sinh \lambda v}{\sinh \lambda L}$$

- L : ナット高さ v : ナット頂面からの距離
- F_b : ボルト締結力
- F_v : v の位置に作用する軸力
- λ : はめあいねじ部の剛性に関する係数

- ・水平方向力 (f_x^{thread} 、 f_z^{thread})
接触力が最大摩擦力とつり合っていると仮定し、斜面上の力のつり合いより求める。



座面

- 座面軸方向力 ($f_y^{bearing}$) 分布に関しては、締結体の挙動が安定した後は初期の座面の傾きの影響はないものと考え、一様分布とする。

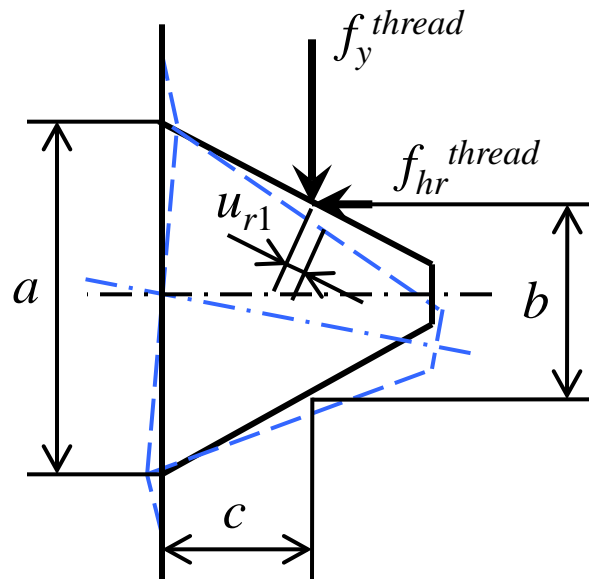
締結力発生時④すべり変位分布

ねじ面すべり変位

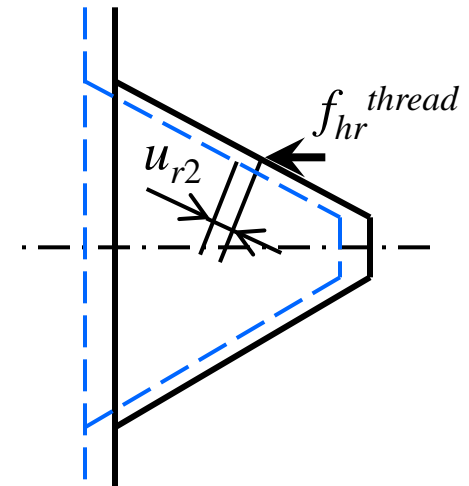
おねじとめねじの弾性変形によって生じる相対変位をすべり変位とする。

径方向変位 u_r^{thread}

(a) 接触力によるねじ山基底の傾き



(b) 水平成分によるボルト軸の収縮とナットの拡大



周方向変位 u_u^{thread}

締結力発生時のすべり方向 κ を満たす



$$u_u^{thread} = u_r^{thread} \tan \kappa$$

座面すべり変位

ボルト頭と可動板の変形に対してねじ面の場合の手法を適用する。

座面では軸対称な変位が発生すると考え、 $u_u^{bearing} = 0$ とする。

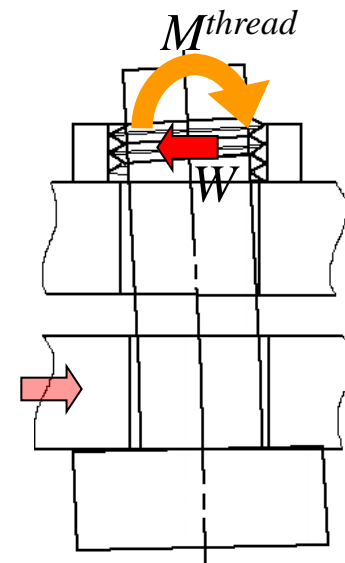
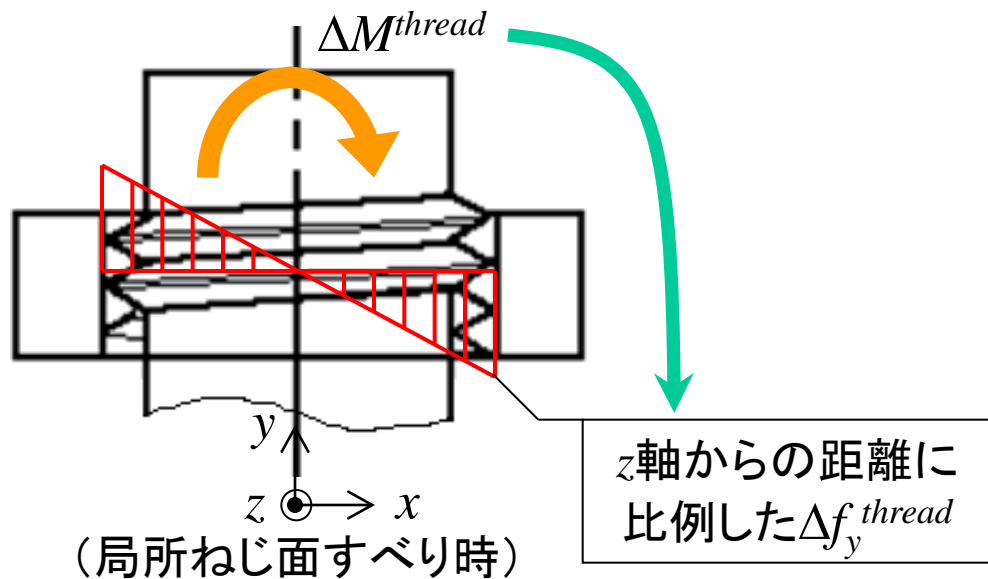
外力作用時③接触力分布

ねじ面には軸直角力 W と反作用モーメント M^{thread} が作用する。

接触力変化の分布形状を初期設定した後、すべり判定に従って修正を行い、収束解を得る。

W \Rightarrow f_x^{thread} 分布が変化・・・一様分布(修正)

M^{thread} \Rightarrow f_y^{thread} 分布が変化



外力作用時③接触力分布

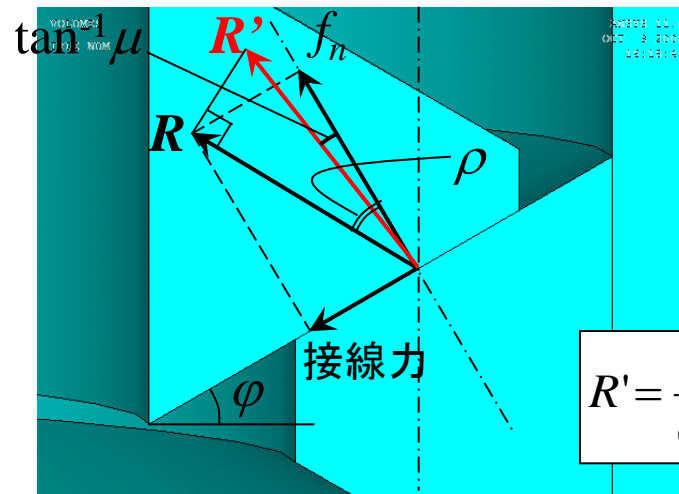
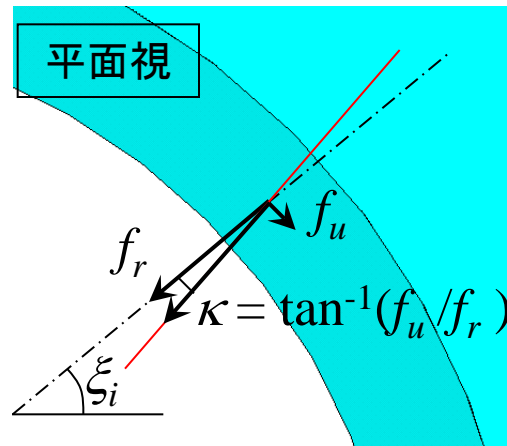
すべり判定

f_x^{thread} 、 f_y^{thread} 、 f_z^{thread} を f_n^{thread} 、 f_r^{thread} 、 f_u^{thread} に変換し、各位置についてすべり判定を行う。

$$D_1 = \sqrt{f_r^{thread^2} + f_u^{thread^2}} - \mu f_n^{thread} \quad D_1 \geq 0 \text{ のときすべり、} D_1 < 0 \text{ のとき固着}$$

接触力の修正

すべりと判定された位置では、 $D_1=0$ となるように接触力を修正する。



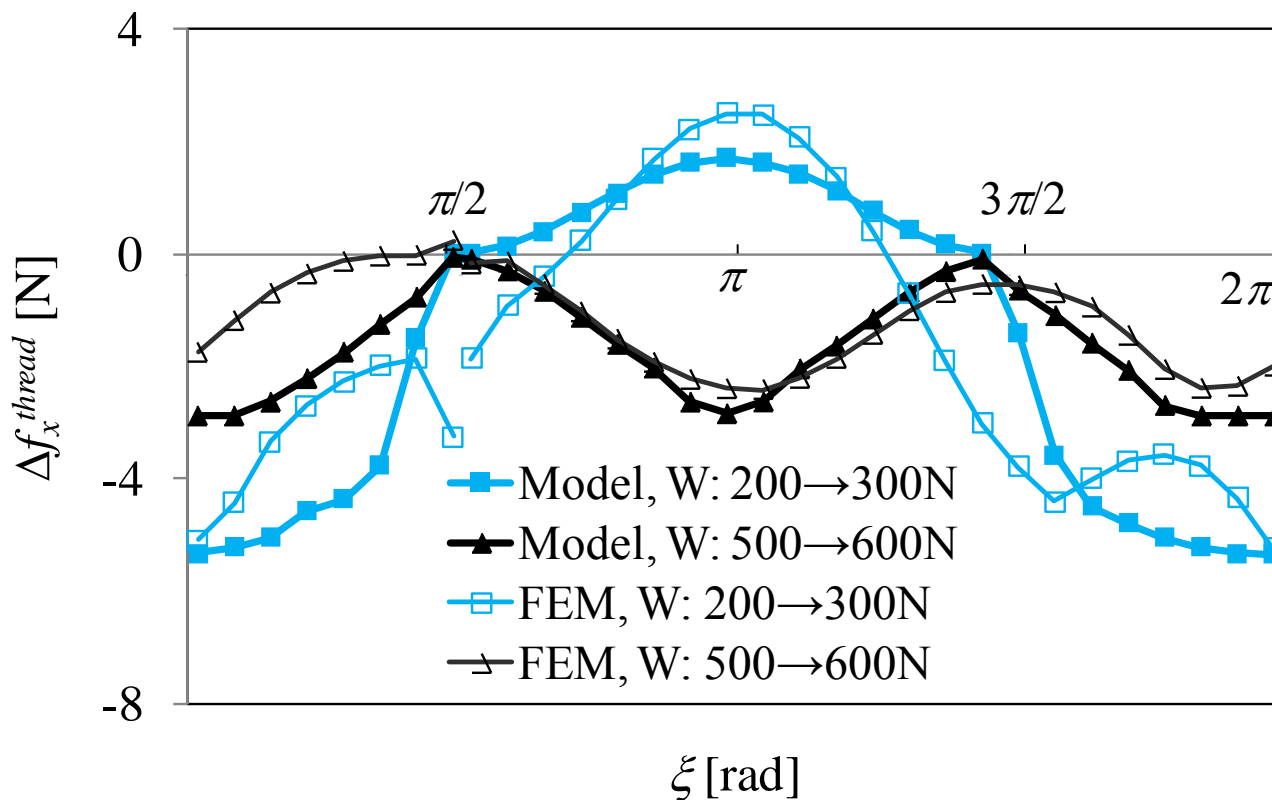
$$R' = \frac{R}{\cos(\rho - \tan^{-1} \mu)}$$

修正により、接触力成分が変化する。⇒ 外力 W と $\sum f_x^{thread}$ に差が生じる。

($W - \sum f_x^{thread}$)を配分し、もう一度すべりの判定を行う。

外力作用時③接触力分布

修正後の f_x^{thread} 分布(図3.13)



f_x^{thread} の初期設定を一様分布とした場合と三角関数状とした場合とで、収束値はほぼ一致することを別途確認した。

外力作用時③接触力分布

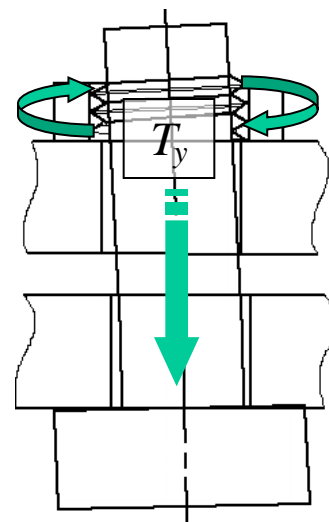
回転トルク T_y

f_x^{thread} 、 f_z^{thread} を用いて、ボルト軸まわりの回転トルク T_y を計算する。

回転トルク T_y がボルト軸を通して座面に伝達されることにより、座面においてゆるみ方向のすべりが発生する。

$$T_y = \left(- \sum_{i=1}^{N_t} f_x^{thread}(\xi_i) + \sum_{i=1}^{N_t} f_z^{thread}(\xi_i) \right) r_{mt}$$

座面の接触力計算において、回転トルク T_y を考慮する。



外力作用時③接触力分布

座面には軸直角方向外力 W 、反作用モーメント $M^{bearing}$ 、回転トルク T_y が作用する。

$M^{bearing}$ \rightarrow $f_y^{bearing}$ 分布が変化

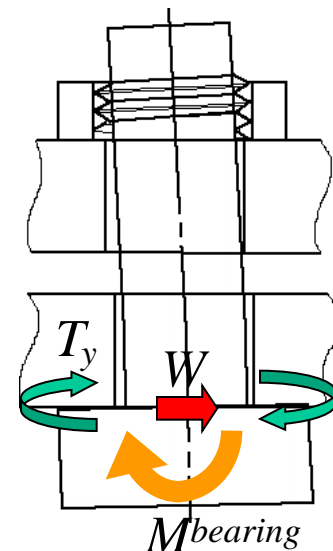
W \rightarrow $f_x^{bearing}$ 分布が変化・・・一様分布(修正)

T_y \rightarrow $f_u^{bearing}$ 分布が変化

回転トルクの変化 ΔT_y を座面平均接触半径 r_{mb} で割って一様な周方向力とし、 $f_u^{bearing}$ に加える。

$$f_u^{bearing'}(\xi_i) = f_u^{bearing}(\xi_i) + \frac{\Delta T_y}{r_{mb} N_b}$$

r_{mb} : 座面平均接触半径、 N_b : 座面分割数



分布形状を初期設定した後、ねじ面の場合と同様にすべり判定に従って修正を行い、収束解を得る。

外力作用時④すべり変位分布

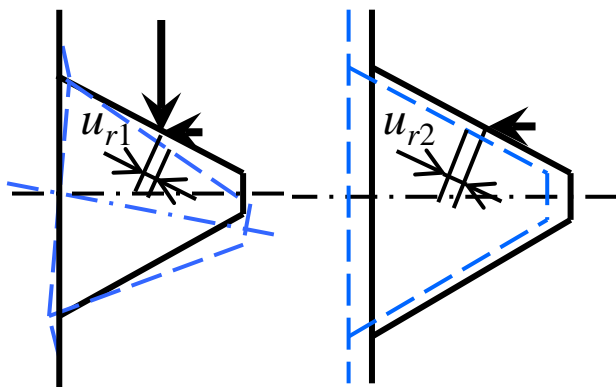
ねじ面

局所ねじ面すべり時

- ・ねじ山の弾性変形による
相対変位

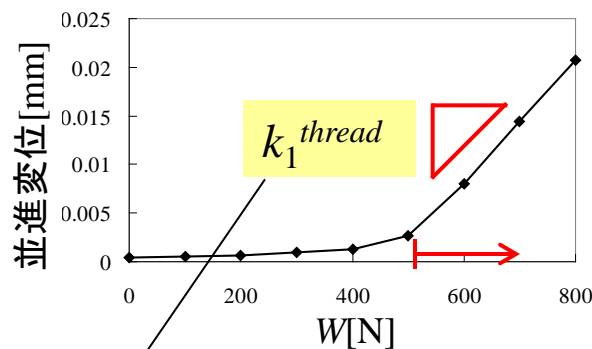
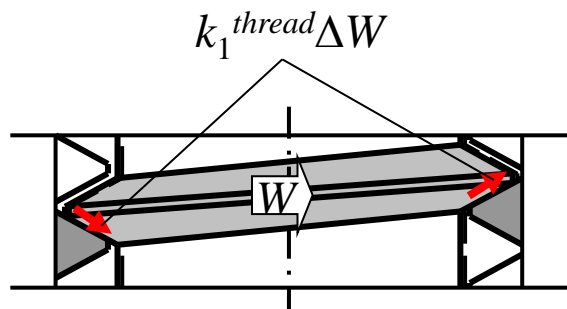
ねじ山の傾き

ボルト軸の収縮・
ナットの拡大



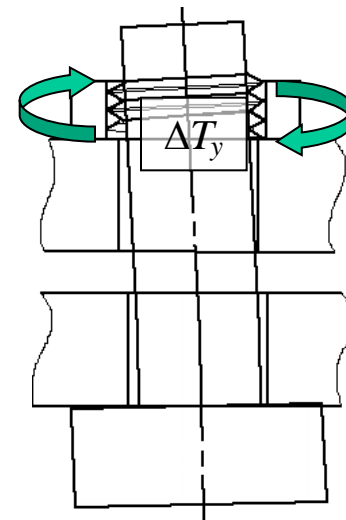
完全ねじ面すべり時

- ・外力方向の並進変位



並進方向変位に対する剛性
ねじ山サイズに依存

- ・回転トルクの変化 ΔT_y
によるねじり変位



$$\begin{cases} \Delta u_r^{thread}(\xi_i) = -k_1^{thread} \Delta W \cos \xi_i \\ \Delta u_u^{thread}(\xi_i) = k_1^{thread} \Delta W \sin \xi_i + \Delta T_y \frac{2l}{I_g G} r_{mt} \end{cases}$$

(d) ねじ面並進変位 δ_4

並進方向成分 u_x^{thread} を周方向にわたって平均した値とする。

外力作用時④すべり変位分布

座面

完全座面固着時、局所座面すべり時

接触力による弾性変形により相対変位が発生する。

(e) 座面並進変位 δ_5

並進方向成分 $u_x^{bearing}$ を周方向にわたって平均した値とする。

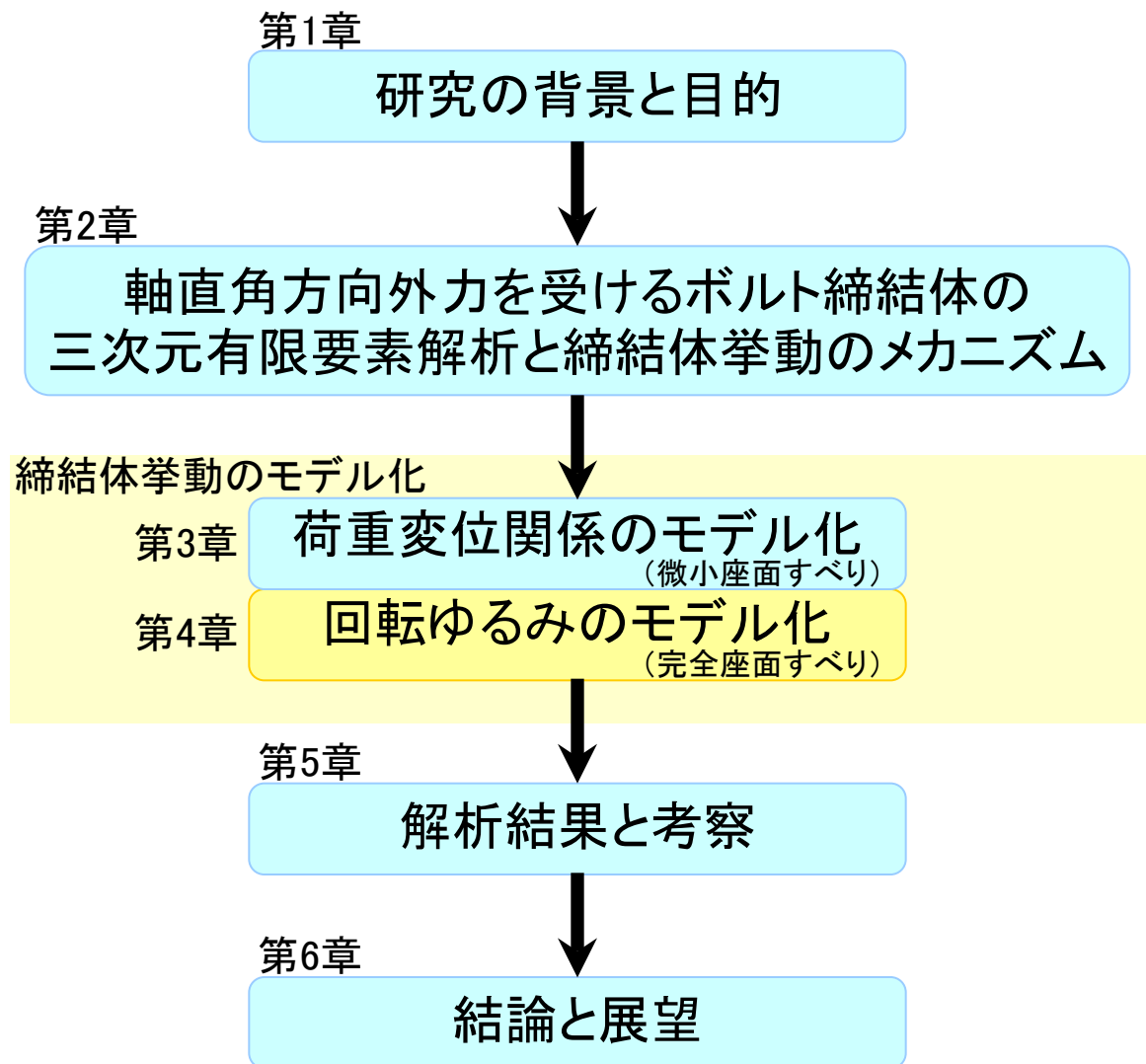
第3章のまとめ

荷重変位関係のモデル化

ボルトの曲げ変位と接触面のすべりに関する5つの要因に分類。
外力増分に対して各要因の変動を計算する。

- ・ねじ面・ボルト座面反作用モーメントの定式化
ねじ面の接触状態に応じて反作用モーメントの配分が変化。
ボルト頭とはめ合いねじ部の傾きに対するばね定数を用いて定式化。
- ・接触力とすべり変位分布のモデル化
接触面を周方向に分割し、各位置における挙動を計算。
接触力分布を初期設定した後、すべり判定と接触力の修正を行い、収束解を得る。
完全ねじ面すべり状態のねじ面すべり変位について、ねじ面の並進方向すべり剛性に相当するパラメータ k_1^{thread} を導入。

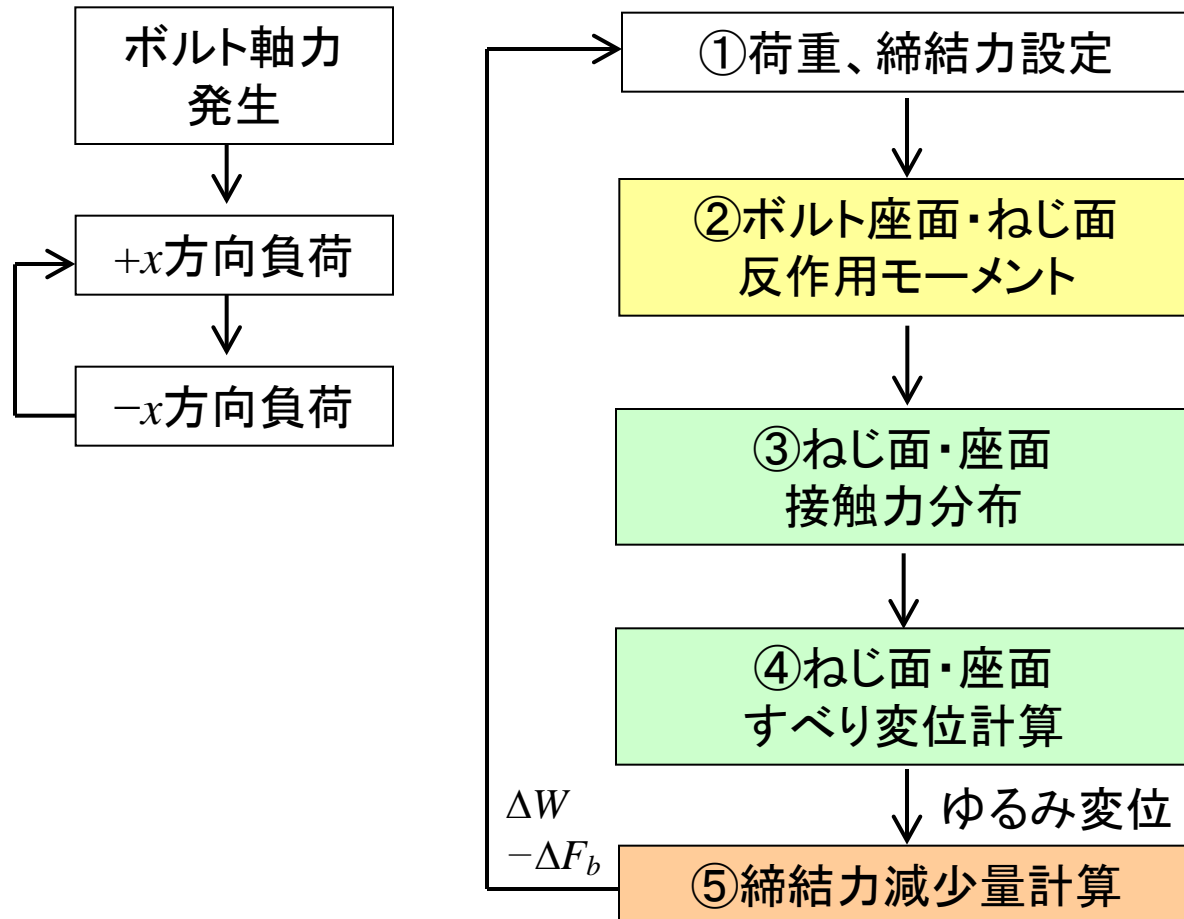
第4章 回転ゆるみのモデル化



回転ゆるみのモデル化の手順

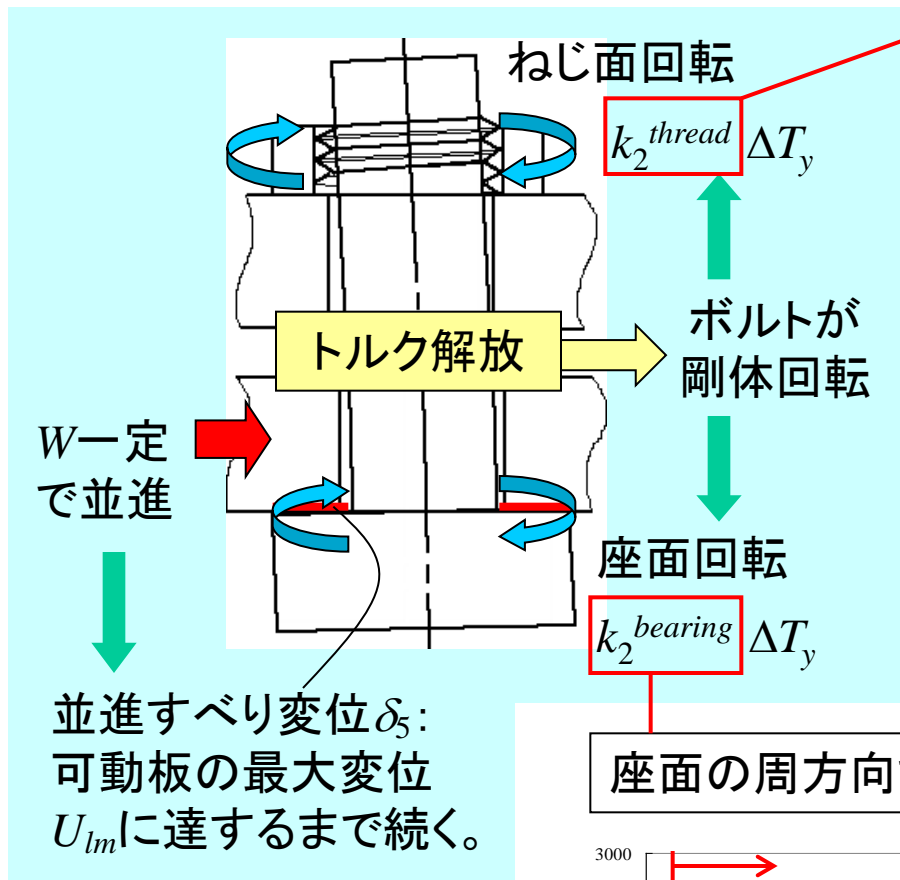
すべり変位を計算した後、座面周方向変位(ゆるみ変位) $u_u^{bearing}$ に基づいて締結力の減少量を計算する。

(荷重ステップの設定) (接触力、すべり変位の計算)

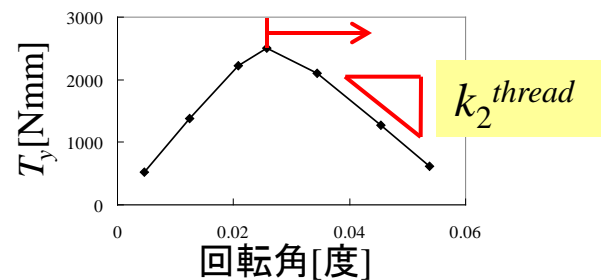


④すべり変位分布

完全座面すべり時の挙動を加え、巨視的な回転ゆるみをモデル化する。



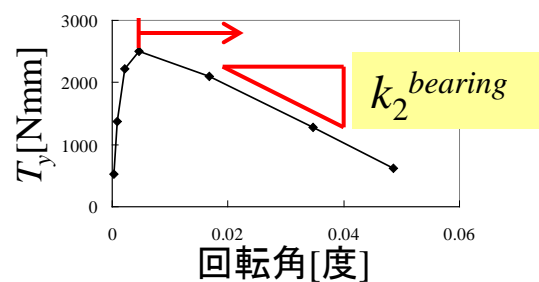
ねじ面の周方向すべりに対する剛性
摩擦係数、リード角に依存



$$\begin{cases} \Delta u_r^{thread}(\xi_i) = 0 \\ \Delta u_u^{thread}(\xi_i) = \Delta T_y k_2^{thread} r_{mt} \end{cases}$$

座面の周方向すべりに対する剛性

摩擦係数、ボルトサイズに依存



$$\begin{cases} \Delta u_r^{bearing}(\xi_i) = \delta_5 \cos \xi_i \\ \Delta u_u^{bearing}(\xi_i) = -\delta_5 \sin \xi_i - \Delta T_y k_2^{bearing} r_{mb} \end{cases}$$

⑤ 締結力減少の計算方法

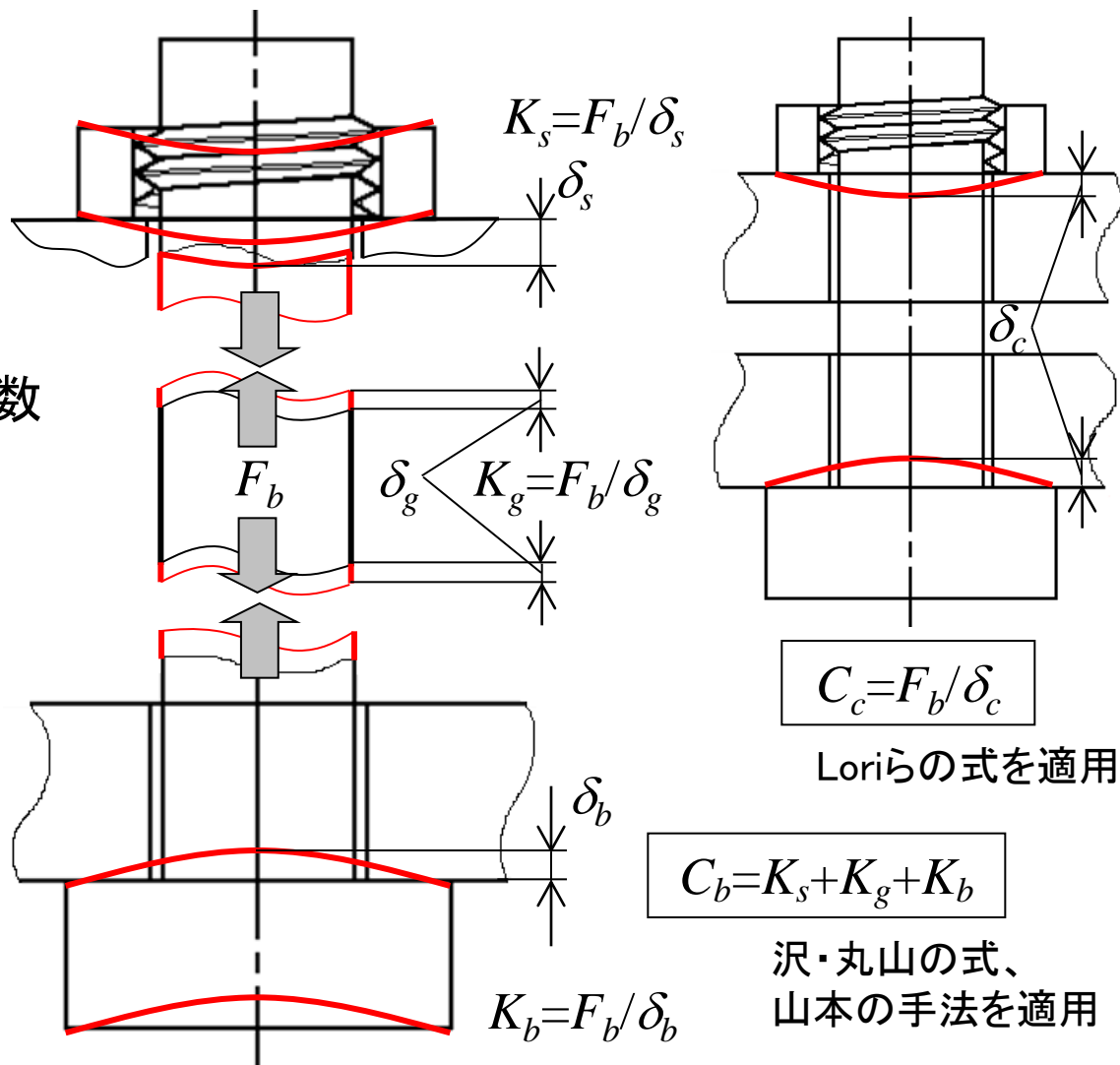
座面の周方向変位 $u_u^{bearing}$ より、ボルト伸び量の変化 Δl が求められる。
 ボルト締結力変化は Δl に比例するものとして求める。

$$\Delta l = -\frac{P}{2\pi} \frac{\Delta u_u^{bearing}}{r_{mb}}$$

$$\Delta F_b = \Delta l / \left(\frac{1}{C_b} + \frac{1}{C_c} \right)$$

C_b : ボルト・ナットのばね定数

C_c : 被締結体のばね定数



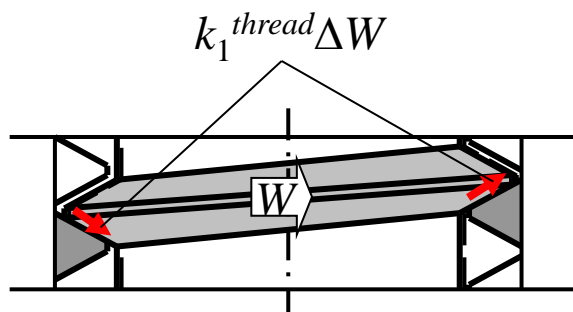
第4章のまとめ

回転ゆるみのモデル化

- ・完全座面すべり時のすべり変位をモデル化
ボルトのねじれトルクの解放に伴う周方向変位を定式化。
周方向すべり剛性に対応するパラメータ k_2^{thread} 、 $k_2^{bearing}$ を導入。
座面においては並進変位が発生。
- ・締結力の減少をモデル化
ボルト締結体の軸方向変形に対するばね定数を用いて、ゆるみ
変位と締結力の減少量の関係を定式化。

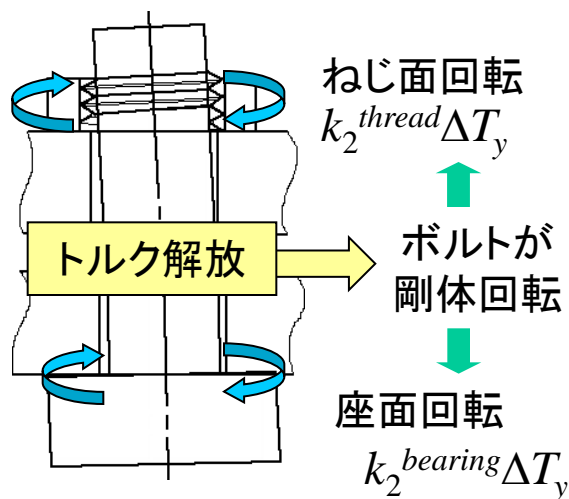
パラメータの設定について

完全ねじ面すべり時の
のねじ面並進変位



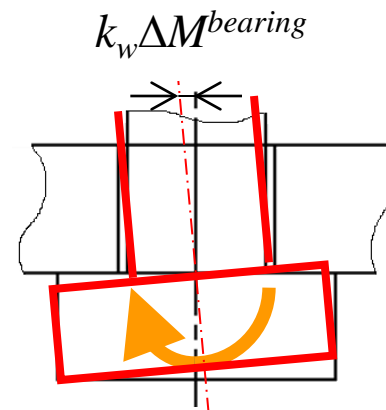
ボルト呼び径、ピッチサイズに依存

完全座面すべり時の
のねじ面・座面回転



ボルト呼び径、ピッチサイズ、
摩擦係数に依存

ボルト頭の傾き

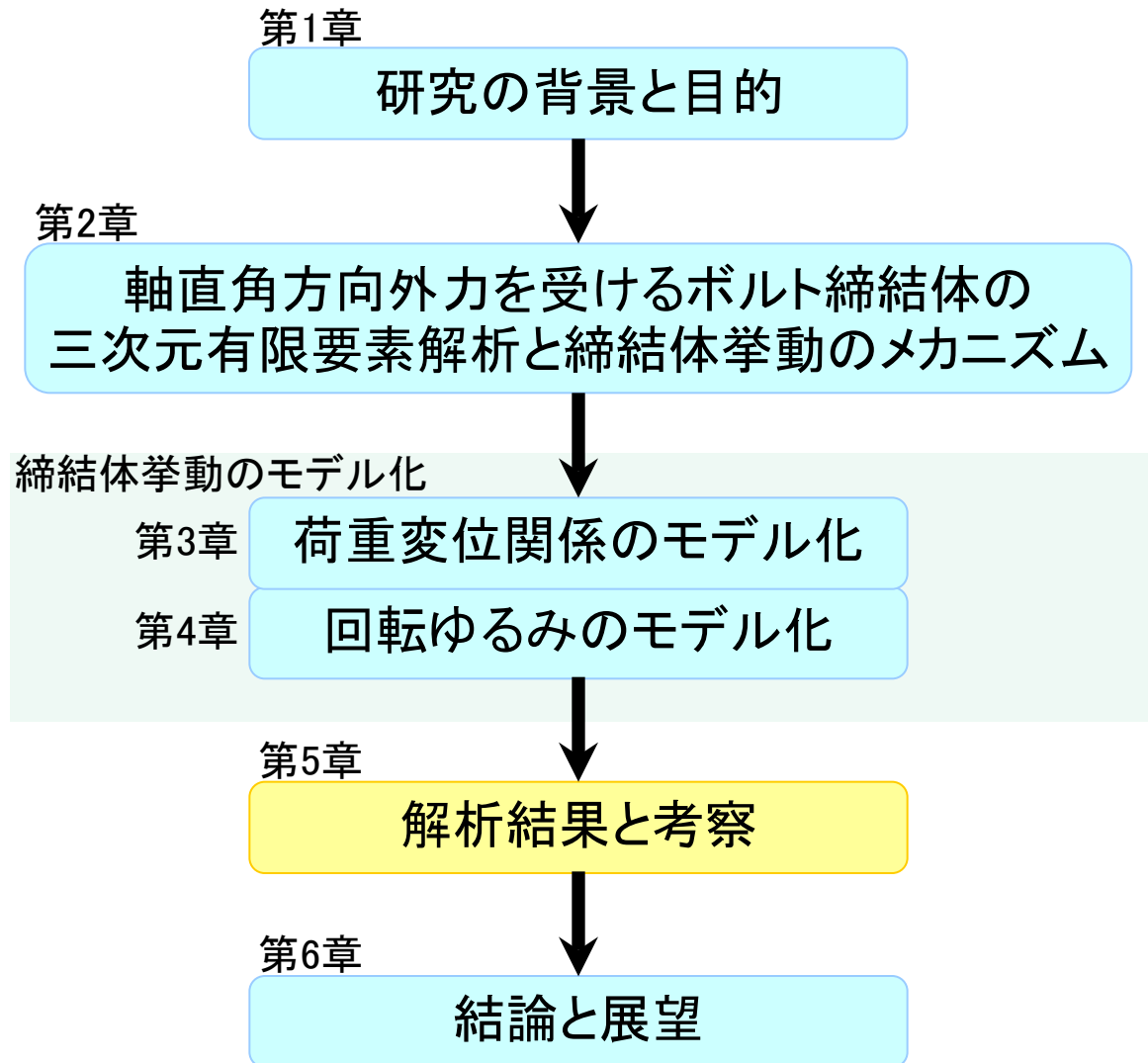


ボルト呼び径に依存

想定される範囲においてパラメータのテーブルを用意しておくことにより、力学モデルを使用した評価が可能となる。

パラメータの設定方法については今後の課題。

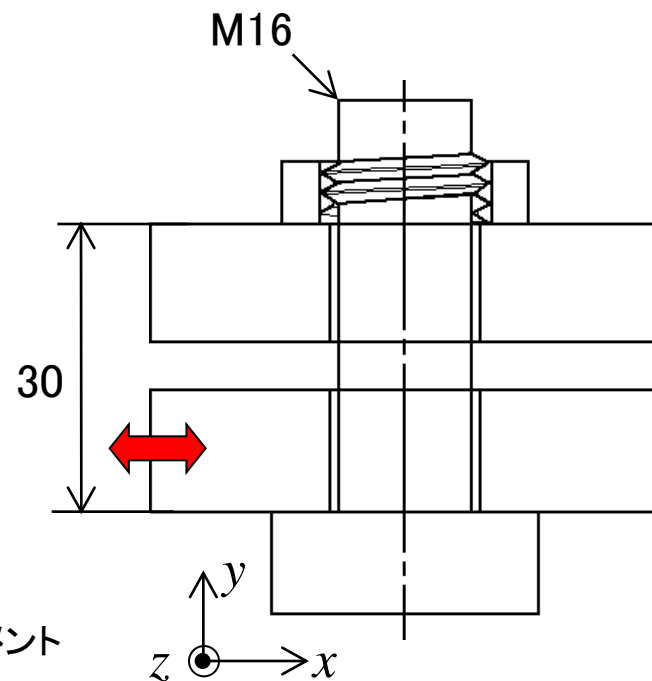
第5章 解析結果と考察



解析条件

(表5.1)

F_b [N]	8000	ボルト締結力
N_t	60	ねじ面周方向分割数
N_b	60	ボルト座面周方向分割数
μ	0.1	摩擦係数
α_1 [rad]	$\pi/6$	ねじ山半角
β [rad]	0.043277	リード角
r_{mt} [mm]	7.47	ねじ面平均接触半径
r_{mb} [mm]	11	ボルト座面平均接触半径
P [mm]	2	ピッチ
d [mm]	16	呼び径
l [mm]	30	グリップ長さ
G [GPa]	76.923	横弾性係数
E [GPa]	200	縦弾性係数
ν	0.3	ポアソン比
d_g [mm]	12.8272	ボルト軸部半径
$I_g (= \pi d_g^4 / 64)$ [mm ⁴]	1328.92	ボルト軸部断面二次モーメント
$A_g (= \pi d_g^2 / 4)$ [mm ²]	129.227	ボルト軸部断面積



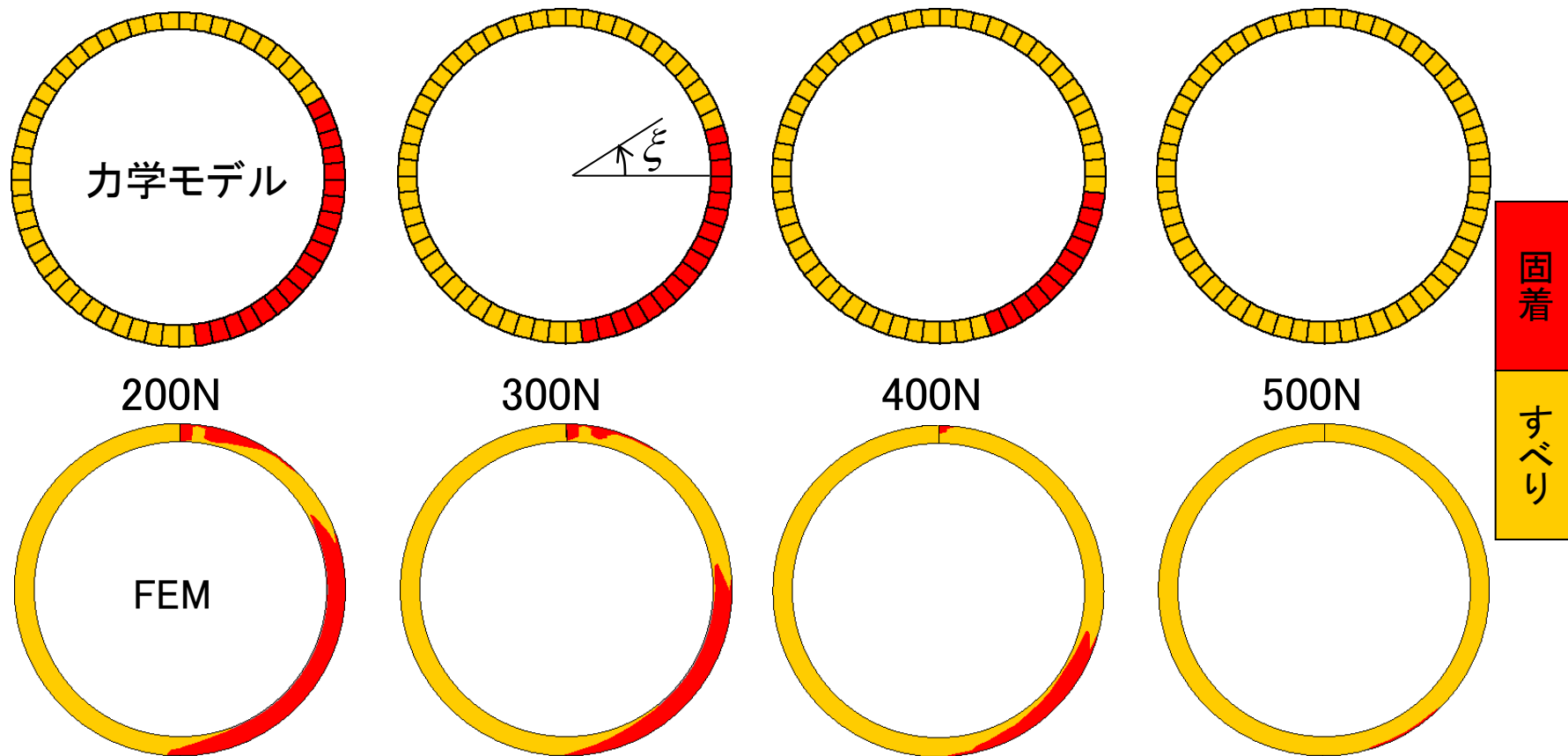
(表5.2)

k_1^{thread} [mm/N]	8.5×10^{-5}	完全ねじ面すべり係数
k_2^{thread} [rad/Nmm]	1.6×10^{-7}	完全座面すべり時のねじ面周方向すべり係数
$k_2^{bearing}$ [rad/Nmm]	2.3×10^{-7}	完全座面すべり時の座面周方向すべり係数
k_w [rad/Nmm]	3.5×10^{-8}	ボルト座面傾き係数

表5.1の条件でFEMを実施し、パラメータを設定。
条件に応じたパラメータを用意する必要がある。

3章 接触状態の変化

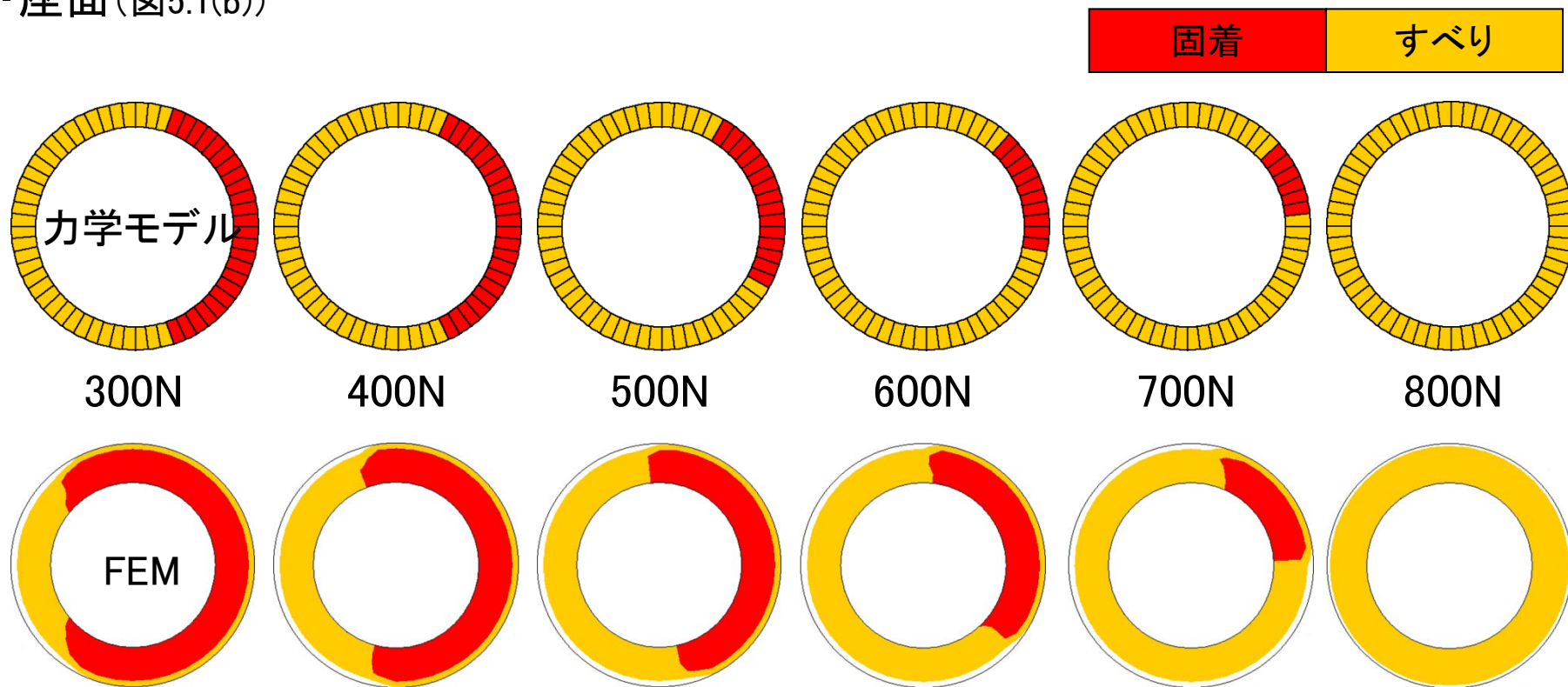
・締結力発生後、外力負荷の過程におけるねじ面の接触状態の変化(図5.1(a))



外力200Nの段階で、おおよそ $\xi=0\sim 3\pi/2$ の領域はすべり状態にある。
500Nまでに次第に固着領域が縮小していく。

接触状態の変化

・座面 (図5.1(b))



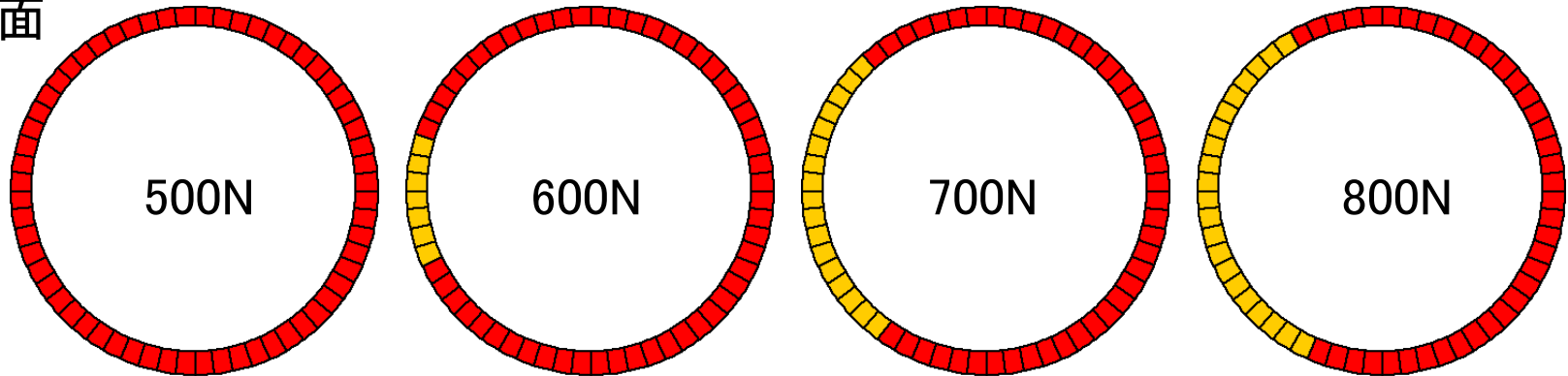
外力800Nに近づくにつれ固着領域が収縮していく様子は再現されている。締結力発生時に接触力が最大摩擦力とつり合うと仮定したことに起因して、力学モデルの方がすべり領域が大きい。

富士岡らのモデルとの比較

・接触状態(図5.34)

仮定:外力 W による接触力分布一様、反作用モーメントは考慮しない

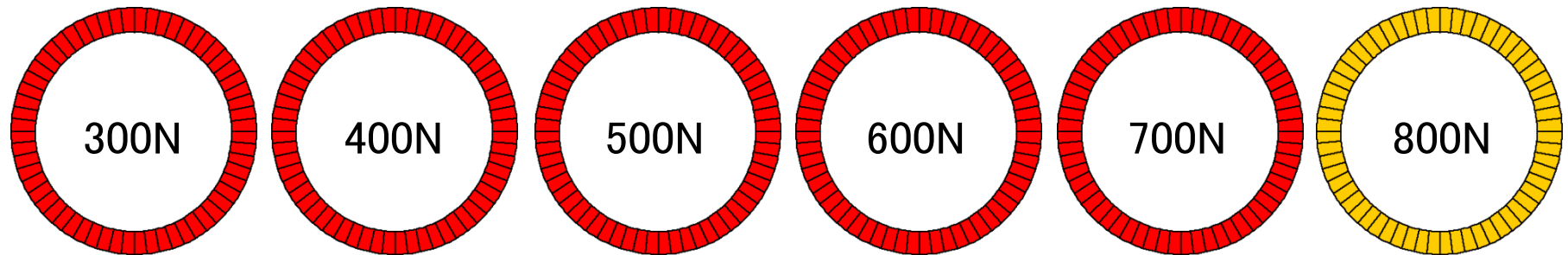
ねじ面



固着

すべり

座面

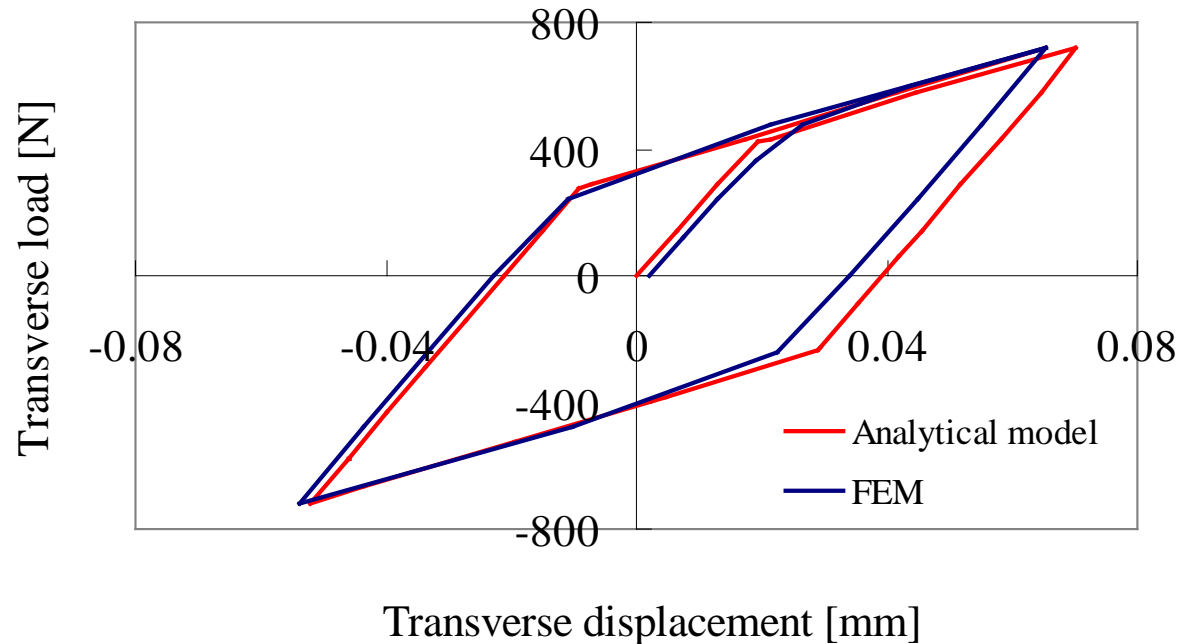


ねじ面ではすべり領域の拡大が遅い・・・反作用モーメントが考慮されていないため
(ボルト長さ0に相当)

座面では局所すべり状態が現れない・・・接触力分布が一様であるため

荷重変位関係

外力720N(図5.2)



FEMでは荷重ステップが粗いと勾配の変化点が不明確になるのに対し、力学モデルでは明確に得られる。

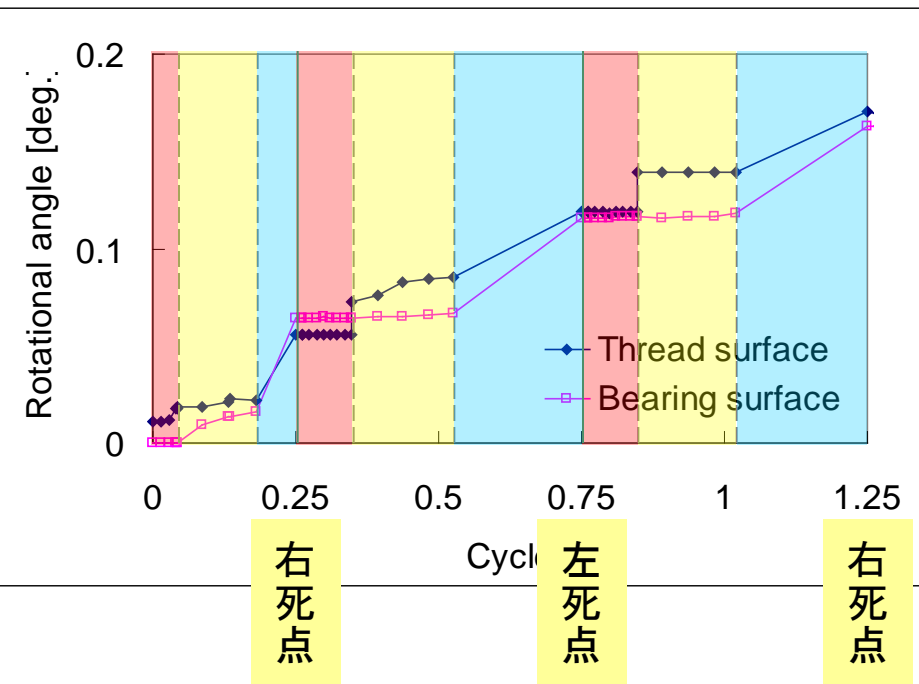
勾配へのパラメータの寄与:

急勾配部には k_w のみが寄与する。

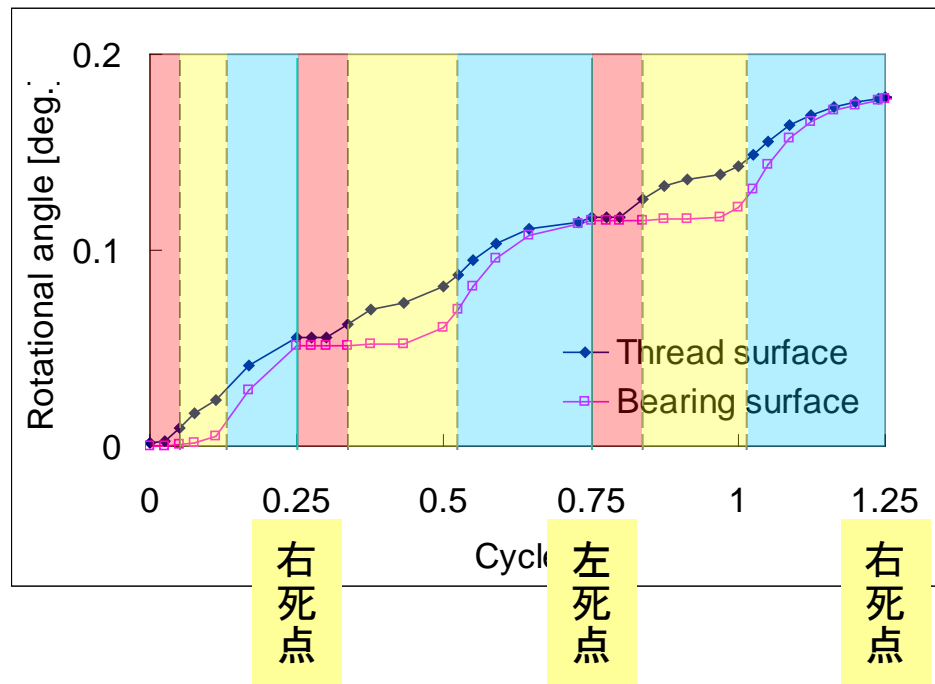
緩勾配部には k_w よりも k_1^{thread} の感度が高い。

4章 完全座面すべり時(回転角)

・力学モデル(図5.3)

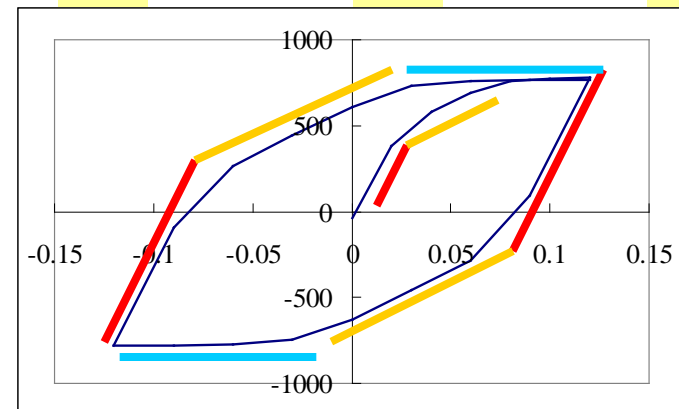


・FEM(図2.6)



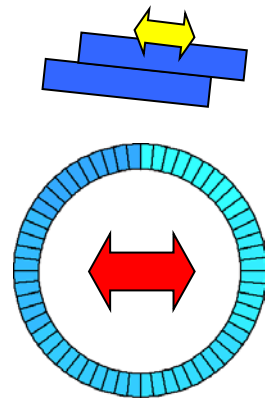
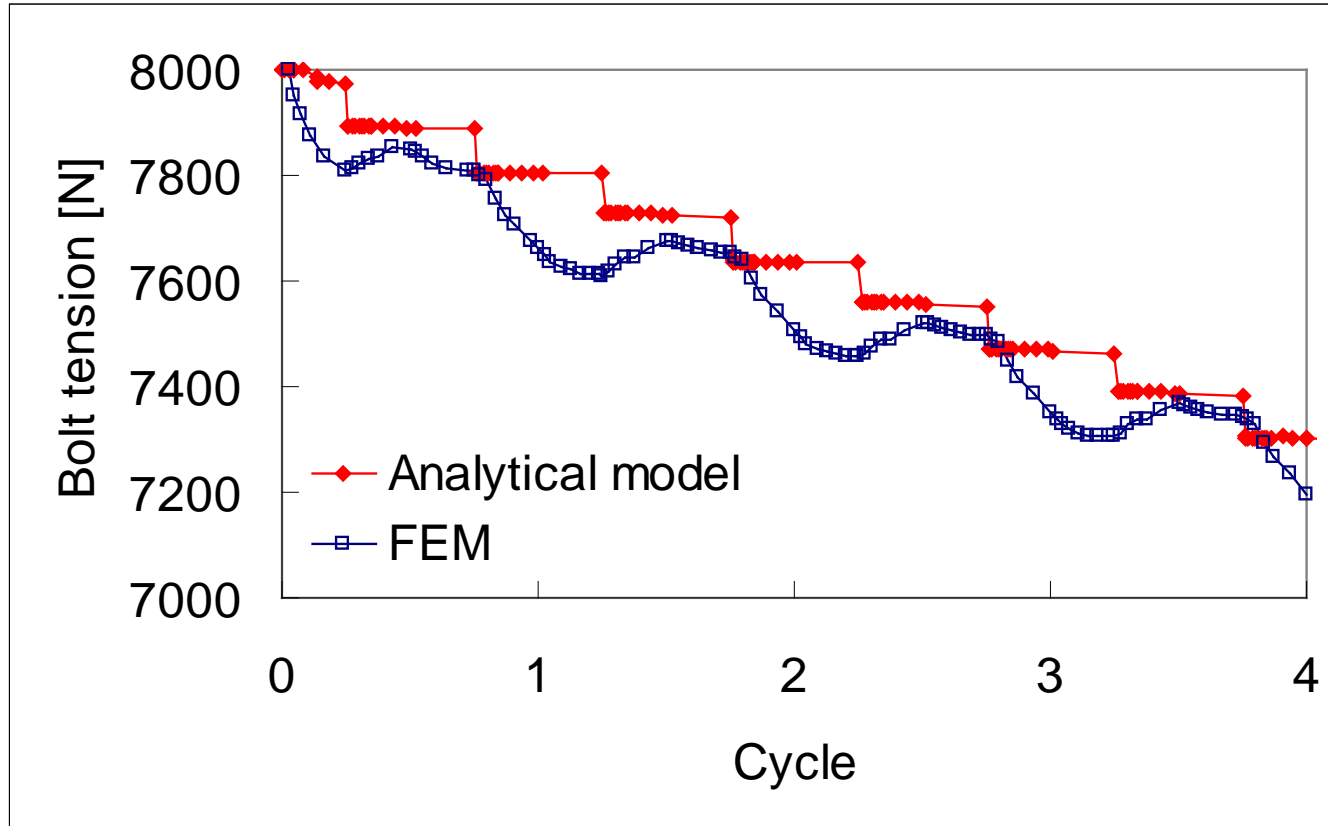
FEMで観察されるねじれの解放の過程はモデル化していない。

パラメータの寄与:
完全座面すべり後の回転に、 k_2^{thread} 、 $k_2^{bearing}$ が寄与する。



完全座面すべり時（締結力）

・締結力の減少量（図5.4）

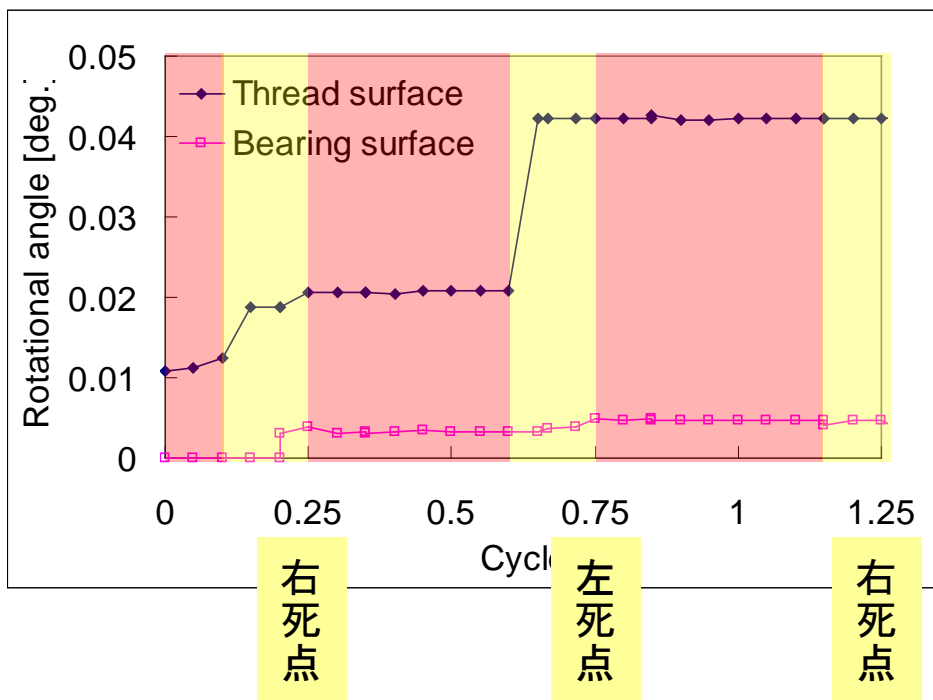


・FEMでは1周期の間に締結力の減少と増加が発生するのに対し、力学モデルでは単調に減少する。 ←ゆるみ回転の効果と、ねじ山の上り下りの効果による。

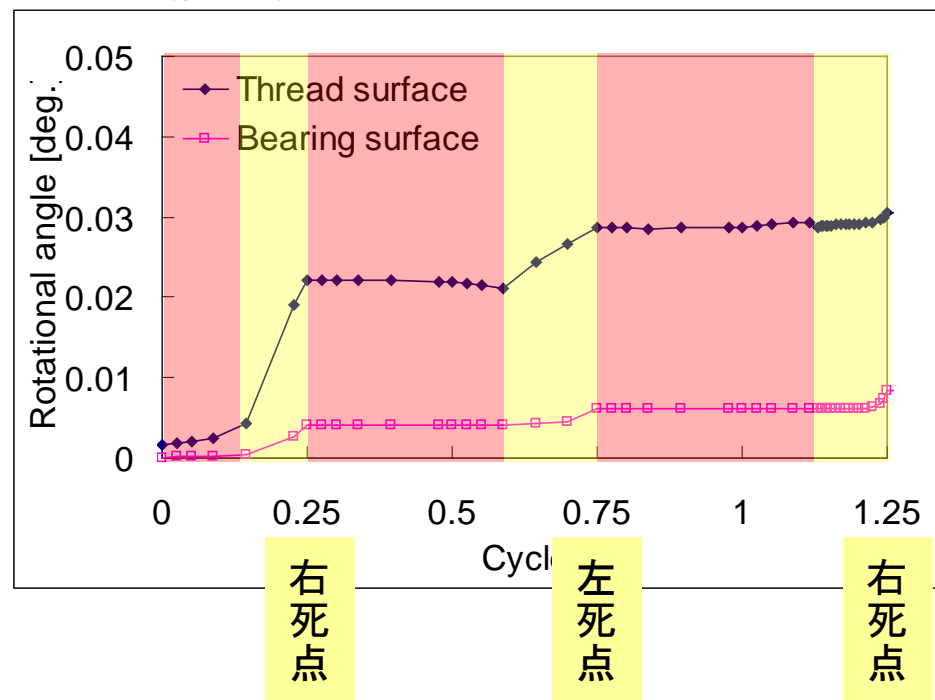
・4周期目の締結力の減少量 FEM: 153.3N 力学モデル: 163.5N

微小座面すべり時(回転角)

・力学モデル(図5.5)



・FEM(図2.8)

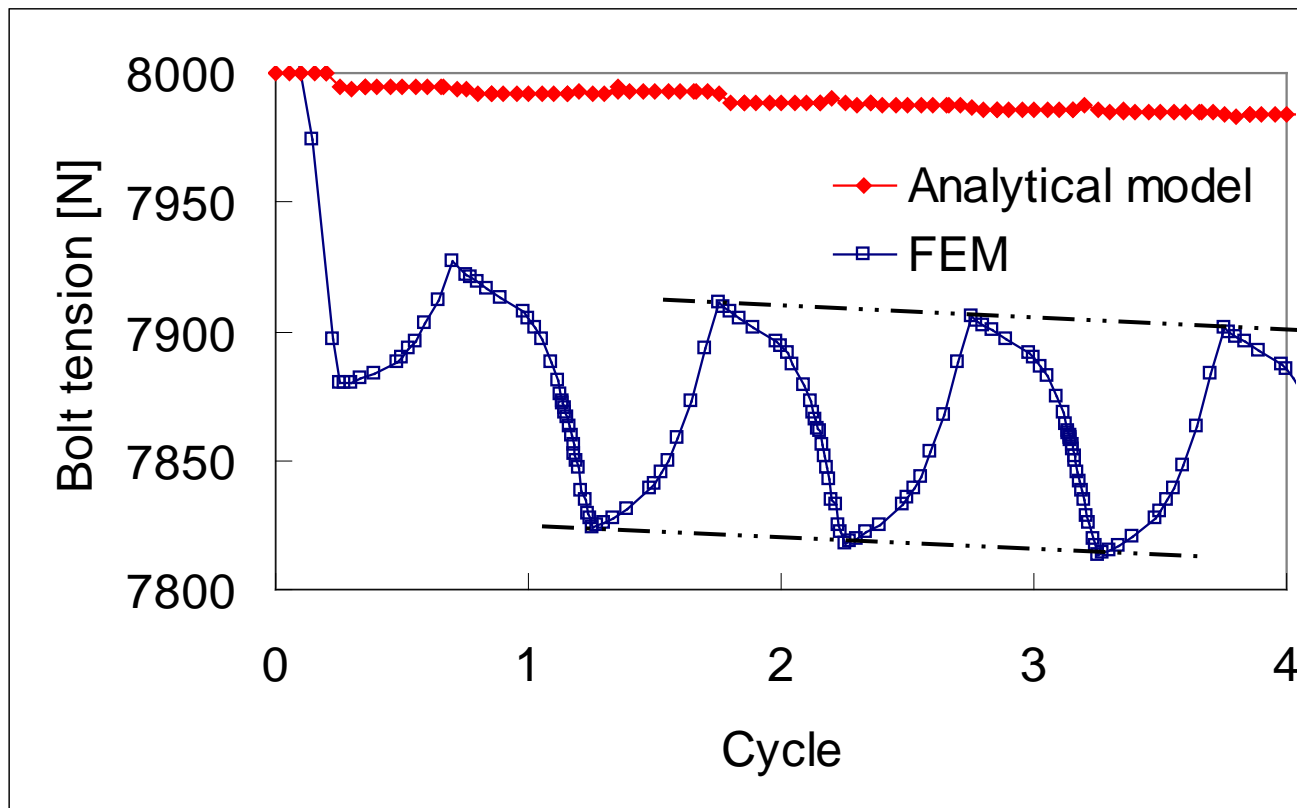


・ボルトのねじれが解放されないため、ねじれが残った状態でゆるみ回転が進行する。

・1周期あたりの回転角は完全座面すべりの場合と比較して1桁以上小さい。

微小座面すべり時（締結力）

・締結力の減少量（図5.6）



・完全座面すべりの場合と同様、FEMでは1周期の間に締結力の減少と増加が発生するのに対し、力学モデルでは単調に減少する。

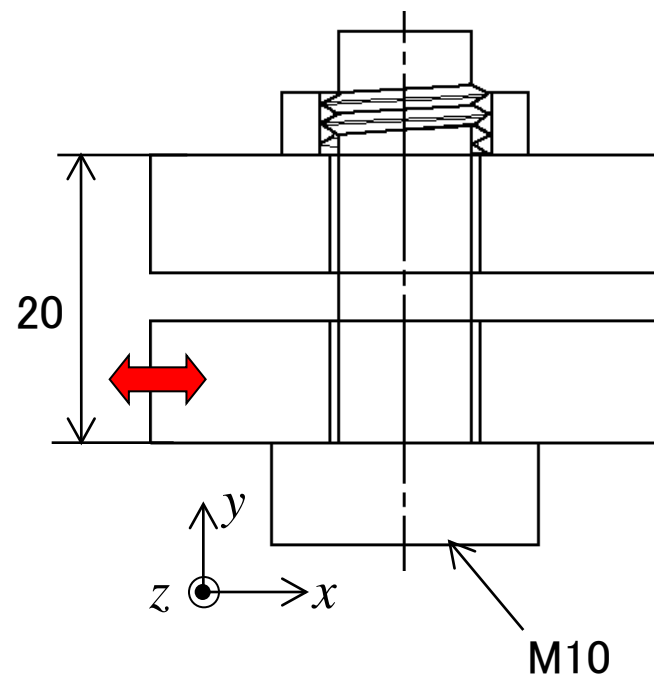
・4周期目の締結力の減少量 FEM: 4.5N 力学モデル: 2.4N

実験結果による検証

山本ら*の実験と同様の条件を設定して計算を実施し、実験結果の再現性を確認。
 k_1^{thread} 等のパラメータに関しては、ボルト呼び径や摩擦係数の違いに応じて変更。

(表5.6)

F_b [N]	9800	ボルト締結力
N_t	60	ねじ面周方向分割数
N_b	60	ボルト座面周方向分割数
μ	0.17	摩擦係数
α_1 [rad]	$\pi/6$	ねじ山半角
β [rad]	0.052885	リード角
r_{mt} [mm]	4.603	ねじ面平均接触半径
r_{mb} [mm]	7.5	ボルト座面平均接触半径
P [mm]	1.5	ピッチ
d [mm]	10	呼び径
l [mm]	20	グリップ長さ
G [GPa]	79.231	横弾性係数
E [GPa]	206	縦弾性係数
ν	0.3	ポアソン比
d_g [mm]	8.97	ボルト軸部半径
$I_g (= \pi d_g^4 / 64)$ [mm ⁴]	317.790	ボルト軸部断面二次モーメント
$A_g (= \pi d_g^2 / 4)$ [mm ²]	63.194	ボルト軸部断面積



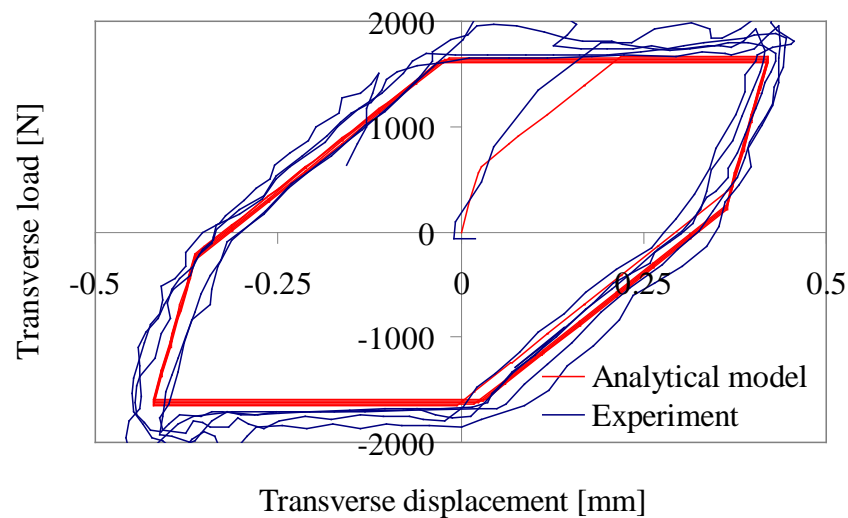
(表5.7)

k_1^{thread} [mm/N]	4.2×10^{-5}	完全ねじ面すべり係数
k_2^{thread} [rad/Nmm]	4.0×10^{-8}	完全座面すべり時のねじ面周方向すべり係数
$k_2^{bearing}$ [rad/Nmm]	3.8×10^{-7}	完全座面すべり時の座面周方向すべり係数
k_w [rad/Nmm]	1.0×10^{-7}	ボルト座面傾き係数

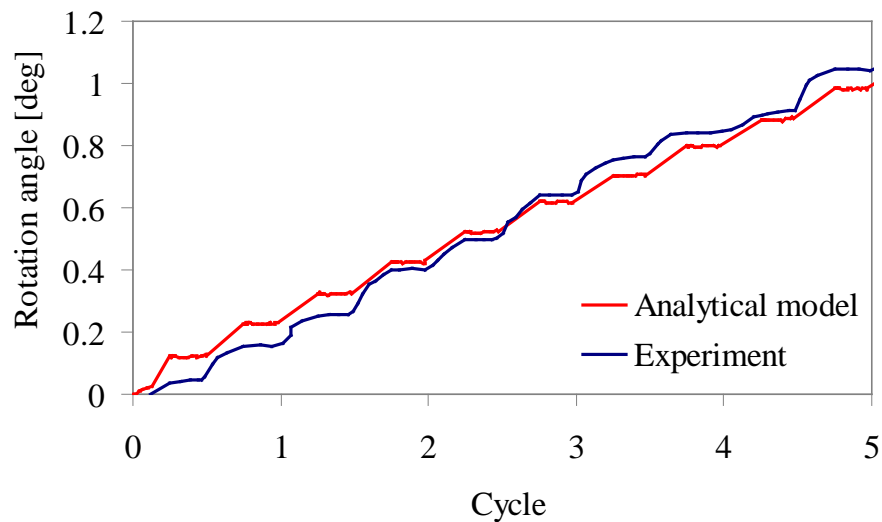
* 山本、賀勢、精密機械(1977)

実験結果による検証

- ・荷重変位関係
(図5.31)



- ・ゆるみ回転角
(図5.32)



第5章のまとめ

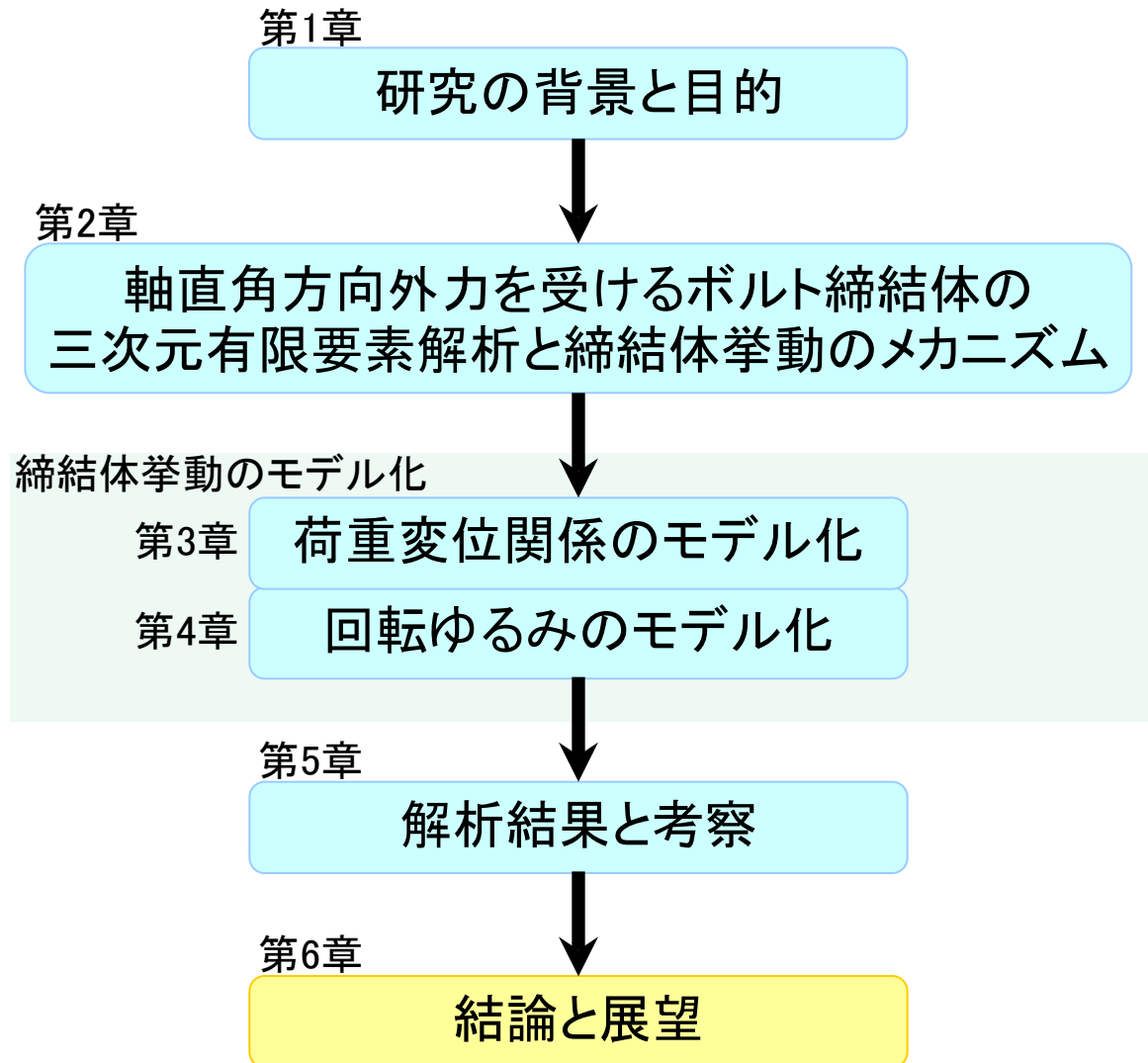
FEM結果に基づいてすべり等に関するパラメータを設定し、締結体挙動を計算した。

- ・完全座面すべりによるゆるみと微小座面すべりによるゆるみを対象として計算を行い、接触面の挙動をモデル化することにより荷重変位関係、接触状態、ゆるみの進行を再現できることを確認した。

- ・富士岡らのモデルとの比較より、本モデルにおいて行った接触力分布と反作用モーメントのモデル化が有効であることを示した。

- ・山本らの実験について解析を行い、 k_1^{thread} 等のパラメータについて、ボルト呼び径、ピッチサイズ、摩擦係数に応じて修正することにより、結果を再現できることを示した。

第6章 結論と展望



結 論

軸直角方向外力を受けるボルト締結体について、接触面の力学的挙動のモデル化をベースとして、荷重変位関係とゆるみ挙動をモデル化し、再現できることを示した。

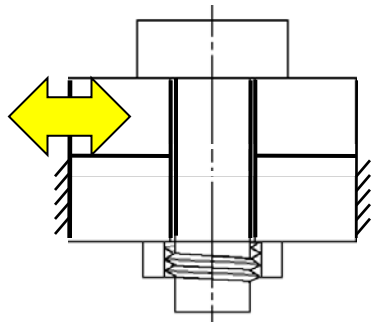
本研究において提案するモデル化は以下の2点である。

- ・ねじ面とボルト座面の反作用モーメントの定式化
- ・接触力・すべり変位分布のモデル化

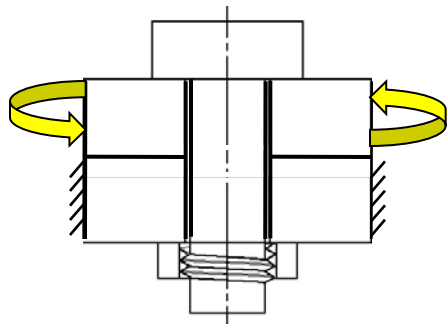
力学モデルにおいて、ボルト頭の傾きと、接触面の完全すべり後のすべり変位を決定するパラメータを導入し、これらの値を設定すれば簡易な計算で締結体の剛性やゆるみ評価を行うことが可能となる。本研究ではFEM結果に基づいて値を設定したが、本来は解析的にそれらを求めることが望ましいと考える。

展 望

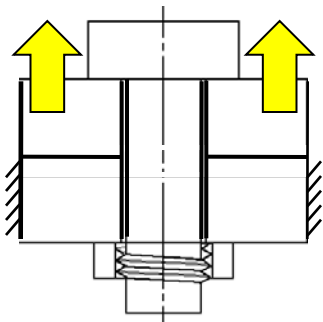
ほかの荷重モードへの拡張



- (a) 軸直角方向外力・・・4つのパラメータを設定
ボルト頭の傾き係数 k_w
完全ねじ面すべり時のねじ面並進すべり係数 k_1^{thread}
完全座面すべり時のねじ面周方向すべり係数 k_2^{thread}
完全座面すべり時の座面周方向すべり係数 $k_2^{bearing}$



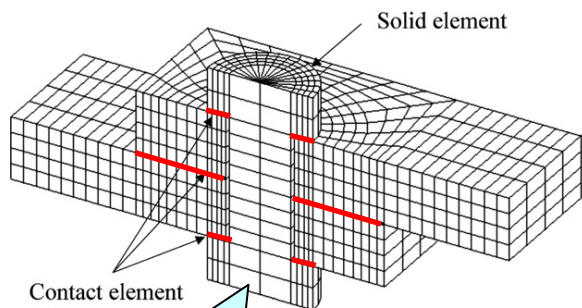
- (b) 軸回り外力
完全すべり時のゆるみ量は作用する角度で決まるため、
パラメータは不要。微小すべりによるゆるみは発生しない。



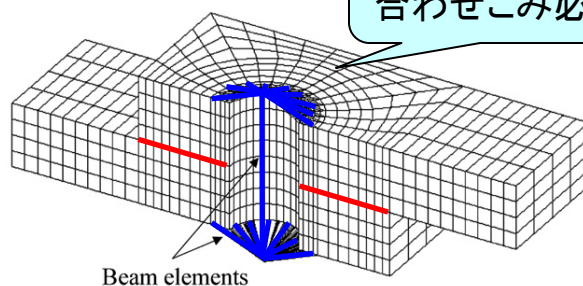
- (c) 軸方向外力、(d) 偏心外力
ねじれの蓄積と解放によりゆるみが発生
→ k_2^{thread} 、 $k_2^{bearing}$ が必要
ただし、通常は(a) (b)が支配的
→ パラメータは(a)の値を使用し、接触力分布への
寄与のみを考慮

展 望

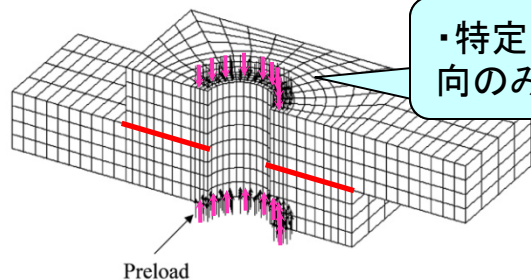
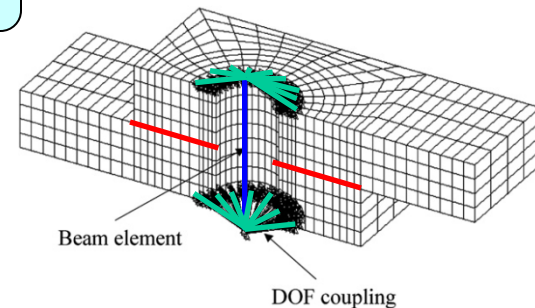
FEMにおける締結部の簡易モデル化



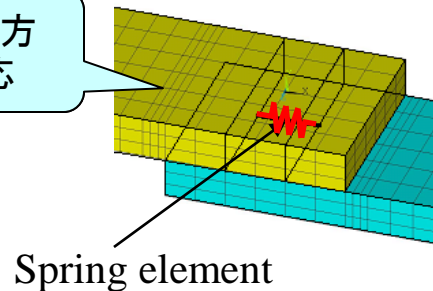
・計算コスト大
・ねじ面すべりは考慮されない



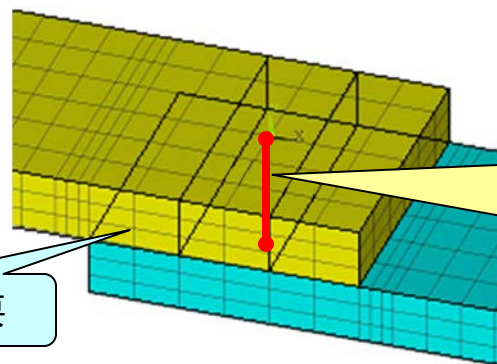
・ビーム剛性の
合わせこみ必要



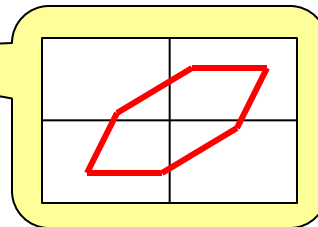
・特定の荷重方
向のみに対応



J. Kim, J.C. Yoon,
B.S. Kang, Applied
Mathematical
Modeling (2007)



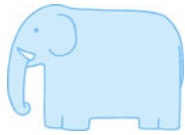
力学モデルから得られた
締結部特性



k_w , k_1^{thread} ,
 k_2^{thread} , $k_2^{bearing}$

・接触要素不要

あらゆる荷重に対応できる精度の高い締結部要素を作成することが可能。



fml

