

ボルト締結体の緩み止めと応力集中
緩和に関する研究

平成21年5月

肖 陽

目 次

第1章 緒 論-----	1
1. 1 本研究の背景-----	1
1. 2 本論文の構成-----	4
第1章の参考文献-----	6
第2章 ねじ山高さの漸減による応力集中の緩和効果について-	8
2. 1 緒 言-----	8
2. 2 研究の目的と方法-----	11
2. 3 CD ボルトの提案されている設計思想-----	14
2. 4 解析対象と解析方法-----	19
2. 5 解析結果-----	24
2. 5. 1 1つの切欠きを有する丸棒の引張り-----	24
2. 5. 2 ねじ山高さの漸減による応力集中の緩和効 果-----	27
2. 5. 3 応力集中の緩和効果と漸減勾配の関係---	31
2. 5. 4 応力集中の緩和効果とナット締結位置の関 係-----	33
2. 6 応力集中をさらに低減する方法について-----	36
2. 6. 1 ねじ山高さの漸減による応力集中緩和効果 の要因-----	36
2. 6. 2 漸減勾配を変化させた場合のボルト単体の 引張り-----	39

2. 6. 3 応力集中の緩和効果を高める条件-----	41
2. 7 三次元解析-----	45
2. 7. 1 解析方法-----	45
2. 7. 2 三次元解析における荷重分担率-----	47
2. 8 弾塑性解析-----	49
2. 8. 1 ボルトの伸びと締結力の関係-----	49
2. 8. 2 応力集中の緩和効果と締結力の関係-----	51
2. 9 まとめ-----	53
第2章の参考文献-----	54
第3章 緩み止めボルトの薄肉変形部の最適な設計-----	55
3. 1 緒 言-----	55
3. 2 解析モデルと解析方法-----	57
3. 3 加工時・締結時の軸力と変位の関係-----	61
3. 4 緩み止めの性能に影響を及ぼす薄肉変形部の形状----	64
3. 4. 1 薄肉部の長さ L -----	64
3. 4. 2 曲率半径 R -----	67
3. 4. 3 薄肉部の厚さ t -----	69
3. 4. 4 薄肉部の最適な形状-----	73
3. 4. 5 合理的な位相差-----	76
3. 5 まとめ-----	78
第3章の参考文献-----	79
第4章 スーパーロックナットの薄肉変形部の最適な設計-----	80
4. 1 緒 言-----	80

4. 2 解析モデルと解析方法-----	82
4. 3 加工時・締結時の軸力と変位の関係-----	85
4. 4 緩み止めの性能に影響を及ぼす薄肉変形部の形状----	88
4. 4. 1 薄肉部の長さ L -----	88
4. 4. 2 曲率半径 R -----	90
4. 4. 3 薄肉部の厚さ t -----	93
4. 4. 4 薄肉部の最適な形状-----	96
4. 4. 5 合理的な位相差-----	99
4. 5 まとめ-----	101
第4章の参考文献-----	102
第5章 アウターキャップ式ナットの応力集中緩和効果と緩み止め 効果-----	103
5. 1 本研究の目的-----	103
5. 2 解析方法と解析対象-----	107
5. 3 解析モデル-----	109
5. 3. 1 通常のボルト締結体の軸対称解析モデル----	109
5. 3. 2 アウターキャップ式ナットの軸対称解析モデ----- -----	112
5. 3. 3 通常のボルト締結体の三次元解析モデル----	114
5. 3. 4 アウターキャップ式ナットの三次元解析モデル -----	116
5. 4 新型アウターキャップ式ナットの応力集中緩和効果 -----	118

5. 4. 1 通常のボルト締結体のねじ山荷重分担率-----	118
5. 4. 2 アウターキャップ式ナットのねじ山荷重分担率 -----	122
5. 4. 3 初期隙間長さ l_i を変化させたときのアウター キャップ式ナットのねじ山荷重分担率-----	128
5. 4. 4 アウターキャップ式ナットの応力集中緩和効果 -----	130
5. 5 アウターキャップ式ナットの緩み止め効果-----	132
5. 5. 1 アウターキャップ式ナットの締結力と締付けト ルク-----	132
5. 5. 2 アウターキャップ式ナットのねじ面接触---	136
5. 5. 3 各アウターキャップ材料での締付けトルク--	138
5. 6 まとめ-----	140
第5章の参考文献-----	143
第6章 異なるピッチを有するボルト・ナットの組合せによる応力 集中緩和効果について-----	144
6. 1 緒 言-----	144
6. 2 解析方法及び解析モデル-----	147
6. 3 荷重の設定-----	150
6. 4 ピッチ差と緩み止め効果の関係-----	151
6. 5 静的荷重に対する応力集中緩和効果について-----	153
6. 6 変動荷重に対する応力集中緩和効果-----	161
6. 7 接触状態と最大振幅の関係-----	169

6.8 まとめ	174
第6章の参考文献	175
第7章 結論	176
謝 辞	184

第1章 緒論

1. 1 本研究の背景

ねじ・ボルトは自動車，電気・電子機器，一般機械，航空機，プラント等をはじめ，多くの製品で使用され，重要な役割を果たしている．ねじは，紀元前6～4世紀には，造船技術や舞台技術の進歩により，螺旋やねじ原理への学問的な追究が始まっていた．ねじを用いた締結は現在においても工作機械，建設機械，鉄道車両，鉄塔，橋梁，搬送機器，電気製品など幅広く使用されている．それは以下の優れた特徴をねじ締結体が有していることからわかる．

- ①分解および組立てが容易である．
- ②締付け工具が簡単で，調節しながらの取り付け，あるいは精密取付けができる．
- ③極めて厚い被締結物でも強力な締付けができる．
- ④安価である．

一方で，ねじ締結体はその機能性および重要性の割には軽視されている嫌いがある．歴史あるこのねじ締結体もその単純な構造からこれ以上改良の余地が無いと思われているせいか，あるいは破損しても部品交換するだけで良いと思われているせいか，ついなおざりにされてしまう機械要素の1つともいえる．近年のねじ締結体に起因する事故はこのことを示唆している．これまでにもねじ締結体に起因する事故が報告され，ねじ締結体に関する研究がなされてきた．これまでの多くの研究から，ボルト締結体において，破壊の起点となる大きな応力集中はボルトのねじ谷底に生じることが明らかにされた．

ボルト締結体に生じる応力集中が大きければ，それはボルトの疲労破壊を助長してしまうことになるため無視できない．よって，精度の良い応力集中の評価とともに応力集中を低減させる工夫も期待される．従来の研究によると応力集中を低減させる工夫としてはナットに加工を施す例がある⁽¹⁾．例えばナット頂面側のねじ山が負

担する荷重を大きくすることにより荷重分担の均一化を図っているため、ナットの支点を上方におく⁽²⁾。しかしながら、実際に疲労試験を行って、疲労強度の向上は期待したほど得られない。しかも場合によっては、ナットのフランジ状付根部からせん断により疲労する。そしてナット側に対策を施しても、あたかも「痒いところを靴の上から搔く」ようなもので、その効果はもともと期待できない。ボルト疲労強度を支配する一般的要因として荷重分担不均一以外にいくつかあり、ナットへの対策はこれらのいくつかの一般的要因の1つしか対策を施していないことになる。そのうえ、形状は複雑で、大量生産がむずかしいだけでなく、作業上やや面倒となる。

ボルトの場合に加工を施す例はほとんど見当たらない。例えばボルトは呼び径に比べ円筒部を細くしたもので、いわゆる「伸びボルト」と称せられている⁽³⁾。円筒部の径をその全長にわたって呼び径よりも細くすると、ボルトがその穴中心軸に対し偏って取り付けられ、ボルトに引張りだけでなく、曲げも加わる可能性がある。

この現状の中、西田はボルトのねじ山高さを漸減させることで応力集中を緩和させる方法を提案している⁽⁴⁾⁽⁵⁾。しかしながら、このねじ山高さを漸減させたボルトは実験によってその有効性が示されているが、解析による詳細な研究はされていなかった⁽⁶⁾⁽⁷⁾。ねじ山高さを漸減させたボルトを解析することによって、ねじ山高さの漸減による応力集中緩和効果を明らかにすることができ、その応力集中緩和効果を定量的に評価することができる。また、この効果に関するメカニズムの不明点が多く、より信頼性の高いボルトの形状や締め付け方法などを最適化することが期待された。

また、緩みによる事故もねじ締結体の抱えて入る問題の一つとされている。ねじ締結体の信頼性向上において、緩みは極めて重要な課題である。そして、ねじ締結体の緩みの原因を発見するため、いろいろ研究や実験が行われている。特に、ボルト軸直角方向の外力の繰り返しによる場合が最も危険なことが知られている⁽⁸⁾⁽⁹⁾。

従来は、このすべりが巨視的で明白な場合についてゆるみ機構の検討が行われた⁽¹⁰⁾⁽¹¹⁾。しかし、外力が小さくてすべりが認められない場合や微小な場合のねじの挙動にもゆるみに直結する要因がある。そして、座面に巨視的すべりがいない場合のねじの微小の緩みが重要と考えられる⁽¹²⁾⁽¹³⁾。また、ねじ締結体の緩みの要因は、ボルトに生じるねじれと負荷座面での滑りによるねじれの解放によって引きこされることも分かった⁽¹⁴⁾。コンピュータの発展に伴って、有限要素法は広汎にねじの研究に使用されている⁽¹⁵⁾⁽¹⁶⁾。

今まで緩み防止効果があるとして用いられてきた方法にも、歯付き座金、ばね座金、皿バネ座金など効果に疑問の残る物がある。また、ダブルナットのように使えるまでに時間のかかる物など、労力やコストあるいは効果などに問題の残る物も多い。このような状況の中で、安価で、作業性が高く、確実な緩み防止効果を有することを目標として、スーパーロックナット、アウターキャップ式ナットとピッチ差を有するナットが開発された。これらの詳細は本論文の第三章、第五章と第六章で紹介する。

一方、ナットを用いない植込みボルトの緩みを防止するためには、針金止めやプレート折り曲げ固定の他、丸鋼の溶接固定などが提案され、用いられている。しかし、これらは、いずれも締付けた後に取り外すのが困難で、繰り返し使用性に欠けるものである。また、部品点数も多く、構成が複雑であり、製造に工数を要する。この欠点を補う緩み止め植込みボルトとして、スーパースタッドボルトが開発された⁽⁵⁾。このスーパースタッドボルトは単独で緩み止めが可能で、繰り返し使用も可能であり、万一、締め付けが不十分でも脱落しない。また、作業工程が1工程で済むので、省力化に貢献できる。この詳細は本論文の第四章で紹介する。

1. 2 本論文の構成

本論文は、ボルト・ナットの疲労強度実験と振動実験の結果を利用して、有限要素法を用いて、特別な工夫されたボルト・ナットの応力集中緩和効果と緩み止めの効果の性能を評価する。最適な寸法を提案するため、最適な形状や応力分布などについて検討する。7章から成っており、その主要部は第2章から第6章に示されている。第1章は緒論であり、第7章は結言である。

第2章では、ボルト締結体におけるねじ谷底の応力集中を緩和させる方法として提案された、ねじ山高さを漸減させたボルト・ナットの応力集中を有限要素法で考察した。さらに、その応力集中の緩和効果を向上させる条件について詳細に検討を行った。提案された方法に従って M12 のボルト締結体を対象としてねじ山高さの漸減による応力集中の緩和効果を向上させることが可能であることを示した。また、ナットのねじ山高さを漸減することと比べて、応力集中緩和できる要因を明らかにした。さらに、ナットの締結位置やボルト頭部側のねじ山高さなどの応力集中緩和に重要な影響を検討した。

第3章では、ボルト締結体における緩みを止めさせる方法として提案された、緩み止め植込みボルト（スーパースタッドボルト）の加工過程と締め付け過程を有限要素法でシミュレーションした。その結果を実験のデータと比べて、スーパースタッドボルトの緩み止め原理と緩み止め効果を明らかにした。さらに、軸力と薄肉部の変形の関係と薄肉部の応力分布を考察して、緩み止め性能に重要な影響を与える薄肉部の最適な形状（長さ、厚さと両端丸み部の半径）と合理的な位相差を決めた。他に有効な緩み止め効果のある埋め込みボルトはほとんど見当たらない。

第4章では、ボルト締結体における緩みを止めさせる方法として提案された、緩み止めナットボルト（スーパースロックナット）の加工過程と締め付け過程を有限要素法でシミュレーションした。その結果、スーパースロックナットの緩み止め原理と緩み止め効果を明らかにした。さらに、軸力と薄肉部の変形の関係と薄肉部の

応力分布を考察して、緩み止め性能に重要な影響を与える薄肉部の最適な形状（長さ、厚さと両端丸み部の半径）と合理的な位相差を決めた。

第5章では、ボルト締結体における緩みを止めさせる方法として提案されたアウターキャップ式ナットに関して、有限要素法による軸対称・三次元の解析を行った。このアウターキャップ式ナットは、締め込みの空回しは手で回転させる事ができるが、締結後はアウターキャップの変形によって緩み止め効果が生じることを解析的に明らかにした。また、その応力集中緩和効果も考察した。さらに、アウターキャップの材質や初期隙間長さを適切に選ぶことが重要であることを示した。

第6章では、緩み防止機能を強化した高強度で優れた最高レベルの新しいボルト締結体を低コストで実現したボルト・ナットにピッチ差を与える方法を研究対象として、有限要素法による緩み止め効果とねじ山に生じる応力集中緩和効果を考察した。ピッチが異なることによるナット端部に生じる接触面圧の違いを議論すると共に、軸対称モデルによって緩み止めに重要なプリベリングトルクを求める方法を述べた。ボルト軸力として、静荷重および変動荷重をが作用する場合のボルトねじ谷底における応力集中緩和効果を明らかにした。

最後に第7章の結言において論文の総合的なまとめを行う。

参考文献

- (1) S.Nishida, *Failure Analysis in Engineering Applications*, Nikkankogyoshinbunsya, (1986), pp. 103. (in Japanese).
- (2) T.Ishibashi, *Prevention of Fatigue and Failure of Metals*, Yokendo, (1954), pp. 260-267. (in Japanese)
- (3) T.Ishibashi, *Prevention of Fatigue and Failure of Metals*, Yokendo, (1954), pp. 272. (in Japanese).
- (4) S.Nishida, et al., 1980, "Screw connection Having Improved Fatigue Strength", United States patent 4,189,975.
- (5) S.Nishida, *Failure Analysis in Engineering Applications*, Nikkankogyoshinbunsya, (1986), pp.117-123. (in Japanese).
- (6) S.Nishida, et al., *Fatigue Design of Components,ESIS Publication 22*, Elsevier Co. Ltd. (one of best papers), (1998).
- (7) S.Nishida, Failure Analysis for Engineer, A Method to Improve the Fatigue Strength of Bolt, *Plant Engineer*, Vol. 35, No.4 (2003), pp.64-67.
- (8) Junker GH, New criteria for self-loosening of fasteners under vibration. SAE Trans, (1969), pp314-35.
- (9) A. Yamamoto, S. Kasei, Investigation on the self-loosening of thread fastener under transverse vibration-a solution for self loosening mechanism, the Japan Society for Precision Eng, (1977), pp.470-475, (in Japanese)
- (10) A. Yamamoto, S. Kasei, T.Kubo, Investigation on the self-loosening of thread fastener under transverse vibration-Theorization of Locking Performance Curve, the Japan Society for Precision Eng, (1977), pp.1069-1074, (in Japanese)
- (11) A. Yamamoto, S. Kasei, Investigation on the self-loosening of thread fastener under

transverse vibration-A Method to Display the Locking Performance and Evaluation of Locking Devices, the Japan Society for Precision Eng, (1977), pp.507-511, (in Japanese)

- (12) Pai NG, Hess DP, Experimental study of loosening of threaded fastener loosening due to dynamic shear load. Eng, (2002), pp.585-602.
- (13) S. Kasei, M. Ishimura, H. Ohashi, On Self-loosening of threaded joints in the case of absence of macroscopic bearing-surface sliding-loosening mechanism under transversely repeated force, Bull Jpn Soc Precision Eng,(1998), pp.1381-6, (in Japanese).
- (14) N. Sase, K. Nishioka, S. Koga, H.Fujii, Analysis of screw fasteners loosening and development of evaluation method, Trans, JSME 62 (596)(1996), pp.1527-1532.
- (15) S. Izumi, T.Yokoyama, A. iwasaki, S. Sakai, Three-dimensional finite element analysis of tightening and loosening mechanism of threaded fastener, Engineering Failure Analysis 12(2005), pp.604-615.
- (16) Pai NG, Hess DP, Three-dimensional finite element analysis of thread fastener loosening due to dynamic shear load, Eng Failure anal 2002;9,pp.383-402.

第2章 ねじ山高さの漸減による応力集中の緩和効果について

2.1 緒言

疲労による破損もねじの抱えている問題の一つとされている。ねじの研究が進んだ現在でもねじの破壊やそれに伴う部品脱落などの事故も報告されており、ねじの強度向上はねじ締結の大きな課題の一つである。一般に使用されている機械要素の中でもねじの応力集中はその程度が顕著な部類に入る。ねじの破損は応力集中のかかるこのねじ谷部から起こる場合が多く、ねじ谷底の応力集中の正確な評価はねじの強度向上に取り組む上で不可欠である。

(1) 従来から提案されているナットへの対策

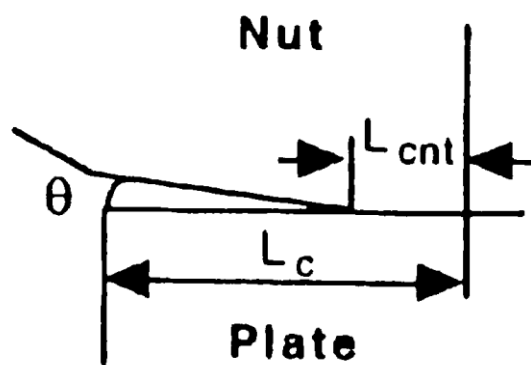
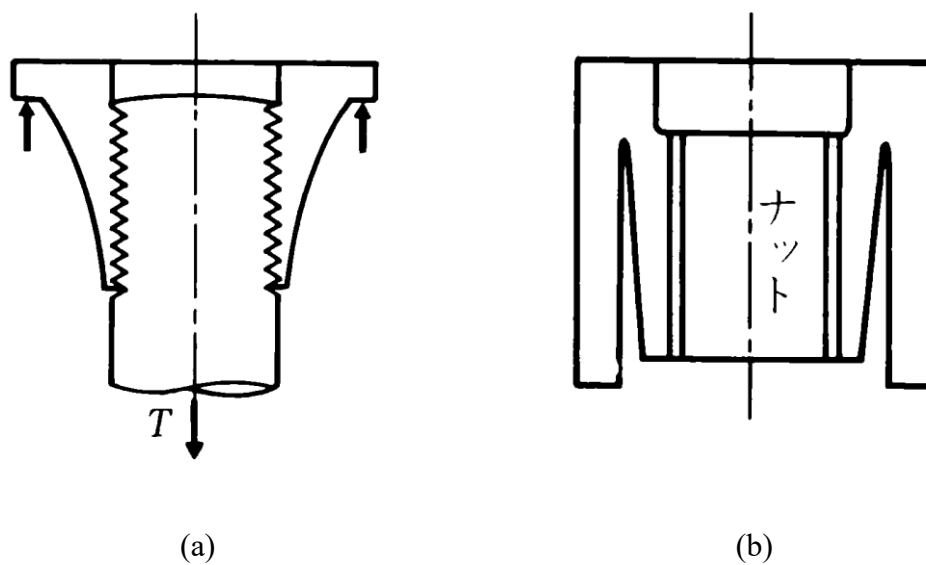
ボルト締結体ではナット座面に近いボルトねじ谷底において応力集中がピークとなる。その要因としては、はめあいねじ部における各ねじ山が負担する荷重が不均一であり、ナット座面側においてねじ山にかかる負荷荷重が最大となるためであることが知られている。このことから、はめあいねじ部における各ねじ山が負担する荷重を均一化させるという指針のもとに、いくつかの応力集中を低減させる工夫が提案されている。そのほとんどはナットに加工を施すことで応力集中を緩和させるものである。例えば図2.1に示すようなものがある。図2.1(a)はナットの支点を上方におくことで、図2.1(b)はナットの肉を下方に薄くするようにナットの肉厚を軸方向に変えることで、ナット頂面側のねじ山が負担する荷重を大きくすることにより荷重分担の均一化を図っている⁽¹⁾。

図2.1(c)はナットの座面形状を修正するという方法である。このナットについては福岡によって詳しく研究⁽²⁾されており、M12のボルト締結体においてナット座面側のねじ山が負担する荷重を低減できることを示し、十数%の応力集中の緩和効果が得られると報告している。

(2) 従来から提案されているボルトへの対策

ボルトの疲労強度向上対策は、例が少ない。たとえば図 2. 2 がある⁽¹⁾。このボルトは呼び径に比べ円筒部を細くしたもので、いわゆる「伸びボルト」と称せられている。円筒部の径をその全長にわたって呼び径よりも細くすると、ボルトがその穴中心軸に対し偏って取り付けられ、ボルトに引張りだけでなく、曲げも加わる可能性がある。ボルトに曲げも加わると、疲労強度が低下するので⁽³⁾、それを防ぐ必要がある。図 2. 2 (c) よりも (d) のほうが望ましいのは、不完全ねじ部及び頭部丸み部の応力集中を小さくすることができるからである。

この現状の中、西田はボルトのねじ山高さを漸減させることで応力集中を緩和させる方法を提案している^{(4) (5)}。しかしながら、このねじ山高さを漸減させたボルトは実験によってその有効性が示されているが、解析による詳細な研究はされていなかった^{(6) (7)}。ねじ山高さを漸減させたボルトを解析することによって、ねじ山高さの漸減による応力集中緩和効果を明らかにすることができ、その応力集中緩和効果を定量的に評価することができる。また、ボルトの形状についても最適な漸減勾配やナット締結位置について検討することができるため詳細な解析が期待される。



(c) Modification of nut shape

Fig.2.1 Previous studies to reduce stress concentration by nut profile

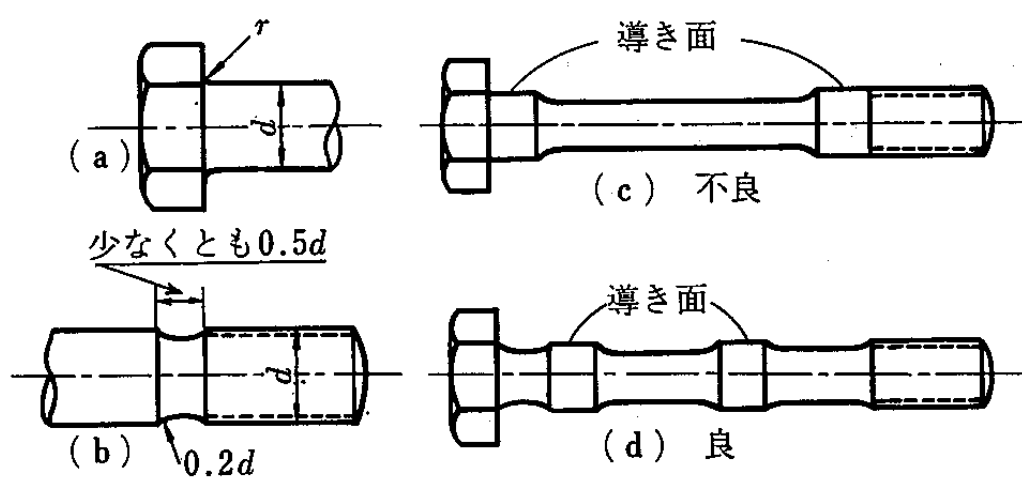


Fig.2.2 Previous studies to reduce stress concentration by bolt profile

2. 2 研究の目的と方法

一般ボルトの疲労強度は、同じ材質の単一切欠き材の場合に比べ格段に低い。それは、ボルトの荷重転達がおねじとめねじの各ねじ山の接触によって行われていることに由来する。それらをさらに分析すると以下の4つになる。すなわち①各ねじ山の荷重分担が不均一であること(表1)、②引張りの応力集中、③曲げの応力集中および④片当り、の4つの原因を挙げることができる。これらのうち、②以外は通常の切欠き材の場合には認められず、ねじ締結体特有の力学現象といえる。

表1からわかるように、たとえばボルトとナットの嵌合ねじ山数が通常の8山の場合、荷重全体を100%として、そのほぼ1/3の荷重がボルトの第一ねじ山に加わっている。第二ねじ山以降の荷重分担は急激に減少し、とくに第四ねじ山以降は10%以下になっている。この傾向はナットとの嵌合ねじ山数が、6山でも10山の場合でもほとんど変わらない。この荷重は各ねじ山の高さのほぼ半分の部分に、集中的に加わっているとみなすことができる。

図2. 3に示す荷重分担により、各ねじ谷底に生じる応力を、図2. 4を使って説明する。各ねじ山荷重分担を、ナット嵌合第一ねじ山から順に、 $P_1, P_2, P_3, \dots, P_N$ で表す。荷重分担 P_1 による第一ねじ谷底の応力を $+\sigma_{11}$ 、同じく P_1 による第二ねじ谷底の応力は $-\sigma_{12}$ 、 $\dots$ 、第Nねじ谷底の応力は $-\sigma_{1N}$ と表すことができる。同様に、荷重分担 P_2 による第一、第二、 $\dots$ 、第Nねじ谷底の応力は、 $+\sigma_{21}, +\sigma_{22}, -\sigma_{23}, \dots, -\sigma_{2N}$ で表すことができる。一般的に、荷重分担 P_m による第nねじ谷底の応力は σ_{mn} となる。ここで+は引張り、-は圧縮の応力を示す。したがって、 $m \geq n$ の場合は引張応力、 $m < n$ の場合は圧縮応力となる。以上の応力を各ねじ谷底別にそれぞれ合計した値がボルト応力となる。表1に示すようなねじ山荷重分担のもとに、各ねじ谷底に生じる応力は第二ねじ谷底以降では圧縮応力と引張り応力とがある程度キャンセルし合って小さくなるのに対し、ボルトの第一ねじ谷底では各荷重分

担による応力はすべて引張りとなるので、この部分の応力が最も大きくなることが容易にわかる⁽⁹⁾。

図2. 5にボルトの応力集中係数を示す。ナット端面ボルト第一ねじ谷底で応力集中係数 K_t は 4.6 となっており、清家らのボルト応力集中に関する実験結果⁽¹⁰⁾ ($K_t=4.5$) に近い値である。そのため、ボルト破損のほとんどはナット嵌合端面のボルト第一ねじ谷底であることが容易に理解できる。そして、実際締結用ボルトの疲労破壊に限定すると特別な疲労強度向上策を講じない限り、80～90%以上はナット端面ボルト第一ねじ谷底で破壊している。図2. 6にナット端面ボルト第一ねじ谷底での破壊写真を示す。

ボルトに加工を施すことでボルト締結体の応力集中を緩和させる工夫はほとんど見当たらなかったが、西田はボルトのねじ山を漸減させることによってボルト締結体に生じる応力集中を緩和させる方法を提案した。この方法はボルト疲労強度を支配する一般的要因の1つにしか対策をうっていないためと考えられる。(図2. 7)

これまでの応力集中を緩和させる工夫は、いずれもはめあいねじ部の荷重分担を均一化することによって応力集中を緩和する方法であったが、ねじ山高さを漸減させたボルトは以下のような力学的観点から応力集中の緩和を図っている。

- ①荷重分担が均一になること。
- ②ナット嵌合部のねじ山高さが低くなるので引張りの応力集中が緩和されること。
- ③ねじ山高さが低くなることにより、ねじ山を片持梁と考えた場合、ねじ山の負荷部分から谷底までの距離が短くなるので、ねじ谷底での曲げによる応力集中も小さくなること。

すなわち、はめあいねじ部の荷重分担の均一化のみならず、ボルトねじ谷底におけ

る引張りの応力集中と曲げの応力集中を低減させる狙いがある。

本章の研究対象は西田が提案している設計思想に基づいて設計したねじ山高さを漸減させたボルト締結体である。この「新しいボルト疲労強度向上法」はボルトに締付力が付与されるかいないかにかかわらず、ボルト自体の疲労強度を大幅に向上させるようにした。図2. 8にこのボルト（CDボルトと称する）の実物写真を示す。このねじ山高さを漸減させたボルトは「CDボルト」という商品名で販売され、多くの使用実績がある。また、CDボルトは Critical Design for Fracture の略で、現在考え得る中で究極のねじ形状という意味。疲労特性だけでなく遅れ破壊にも有効である。

CDボルトの特長として以下が挙げられている⁽⁵⁾：

- ① 疲労特性が極めて大幅に向上するため、振動部材にも安心して、使用できる。

また、ボルトの寿命も延び、ボルトの取替えが大幅に減少しコストの低減が得られる。

- ② 引張強度などの静的諸特性は、通常のボルトと同等の特性値を有している。

- ③ ボルトの締付けは、通常のボルトと同様の方法で行える。

- ④ CDボルトは、力学的に疲労強度の向上をはかったものであるから、ボルトの形状、材質、強度によって限定されることがなく、機械用ボルト、土木・建築用高力ボルトあるいは基礎ボルト等広い範囲にわたって、使用できる。

本章ではボルトの疲労破壊を防止するため、ねじ山谷底での最も大きな応力集中を緩和することを研究する。普通のボルトの疲労破壊から特別工夫された疲労強度向上ボルトまでの応力集中状態を検討する。比較するためにねじ山高さを漸減させたナットを用いたボルト締結体と通常のねじ山高さであるボルト締結体も研究対象とする。ねじ山高さを漸減させたボルト締結体を解析することで、ねじ山高さの漸減による応力集中緩和効果を明らかにし、その応力集中緩和効果の定量的評価を

行うことが本研究の主な目的である。また、これまで経験的に定められていたねじ山漸減勾配とナット締結位置を変化させることで、応力集中緩和効果の程度に及ぼす影響を検討する。そして、ねじ山高さの漸減による応力集中緩和効果の要因を力学的観点に基づいた考察を試みた後、ねじ山高さの漸減による応力集中緩和効果を高める条件を検討する。

2. 3 CDボルトにおいて提案されている設計思想

図 2. 9 に CD ボルトの典型的な形状を示す。提案されている設計思想によると、ねじ山漸減部分の勾配は 6/100 程度で、ボルト不完全ねじ部がほぼ完全に除去される程度で、ボルト軸部とはゆるやかな円弧 ($R \geq 10$) でつなぐ。ナット締結位置はナット端面がねじ山漸減部分の 70% 程度内に収まる程度である。これらはいずれも経験的に定められた値である。

Table 2.1 Load share rate of bolt thread⁽⁸⁾

Pitch number	P_1	P_2	P_3	P_4	P_5	P_6	P_7	P_8	P_9	P_{10}
6	33.7	22.9	15.8	11.4	8.7	7.5				
8	33.3	22.3	15.0	10.2	7.0	5.0	3.9	3.3		
10	33.1	22.2	14.9	10.0	6.7	4.6	3.1	2.3	1.6	1.5

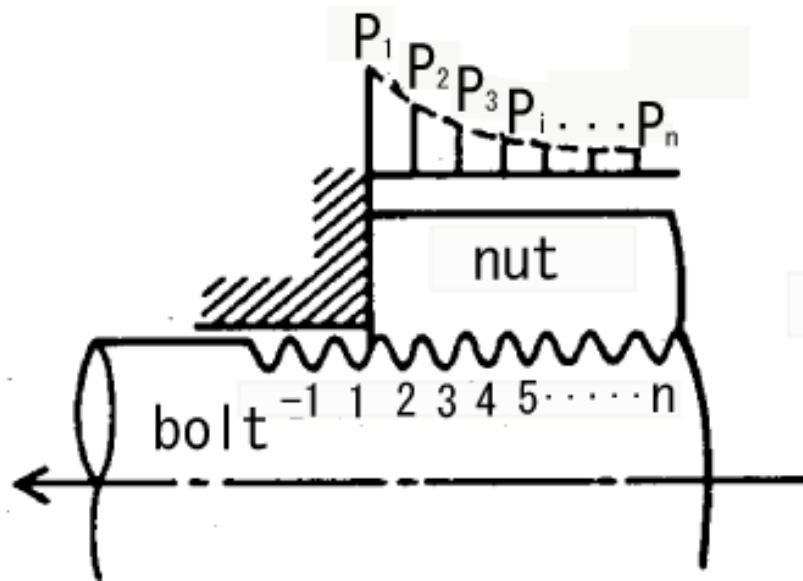


Fig. 2.3 Loading share of bolt

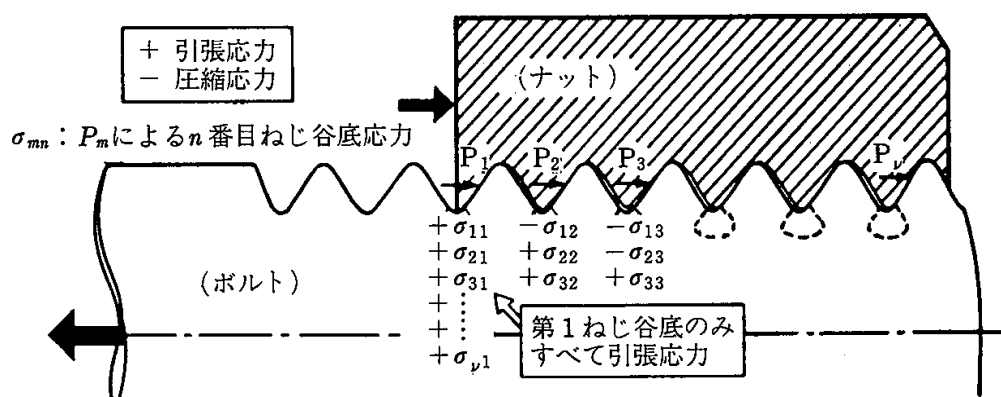


Fig. 2.4 Stress at the foot of bolt thread

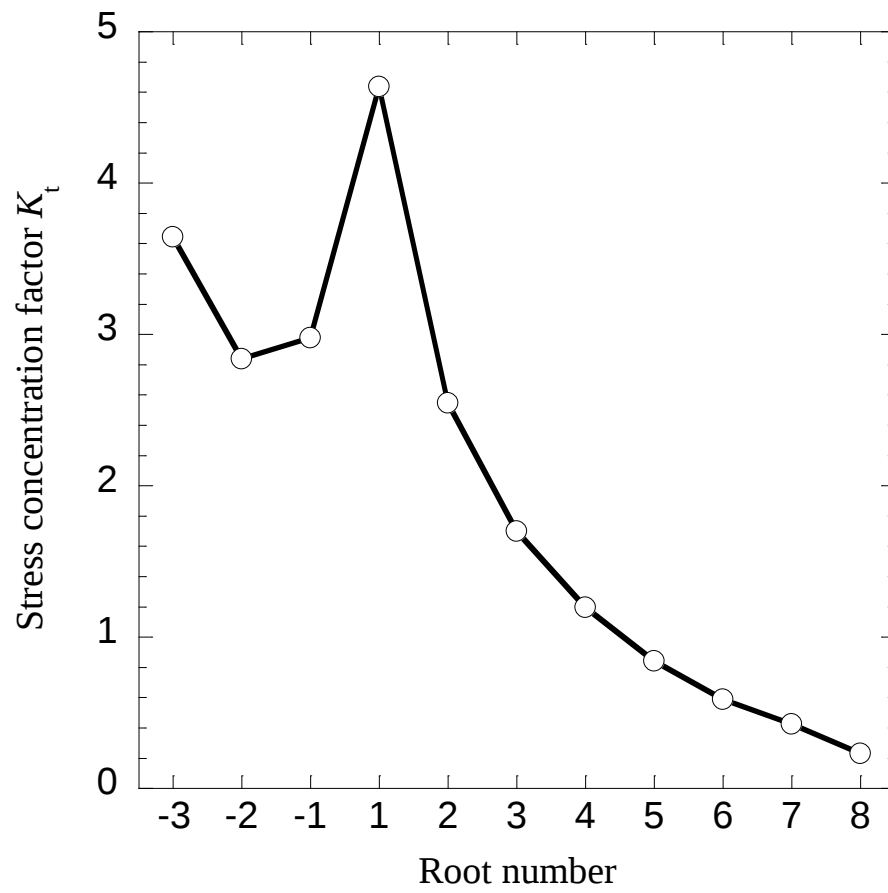
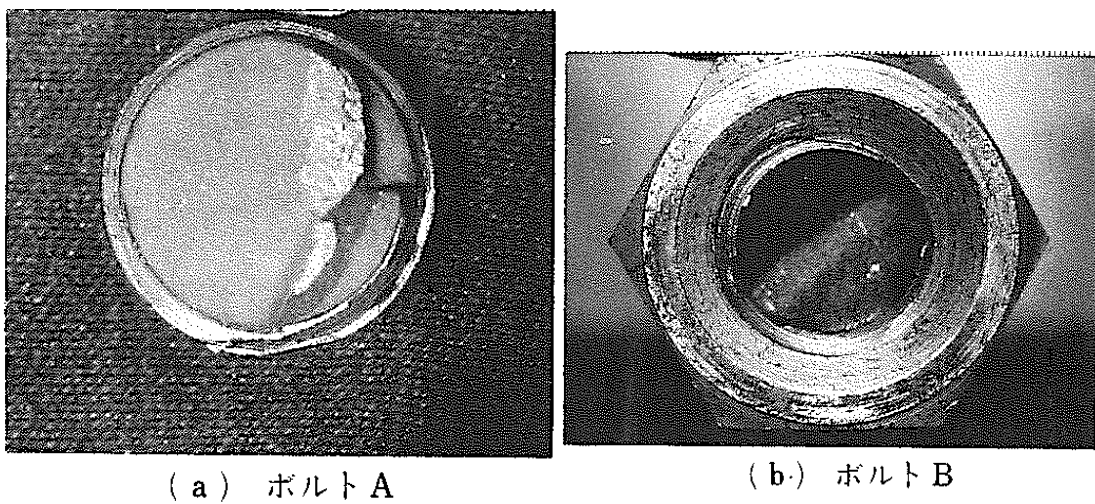
Fig.2.5 Stress concentration factor K_t 

Fig.2.6 Damage photograph of the first bolt thread

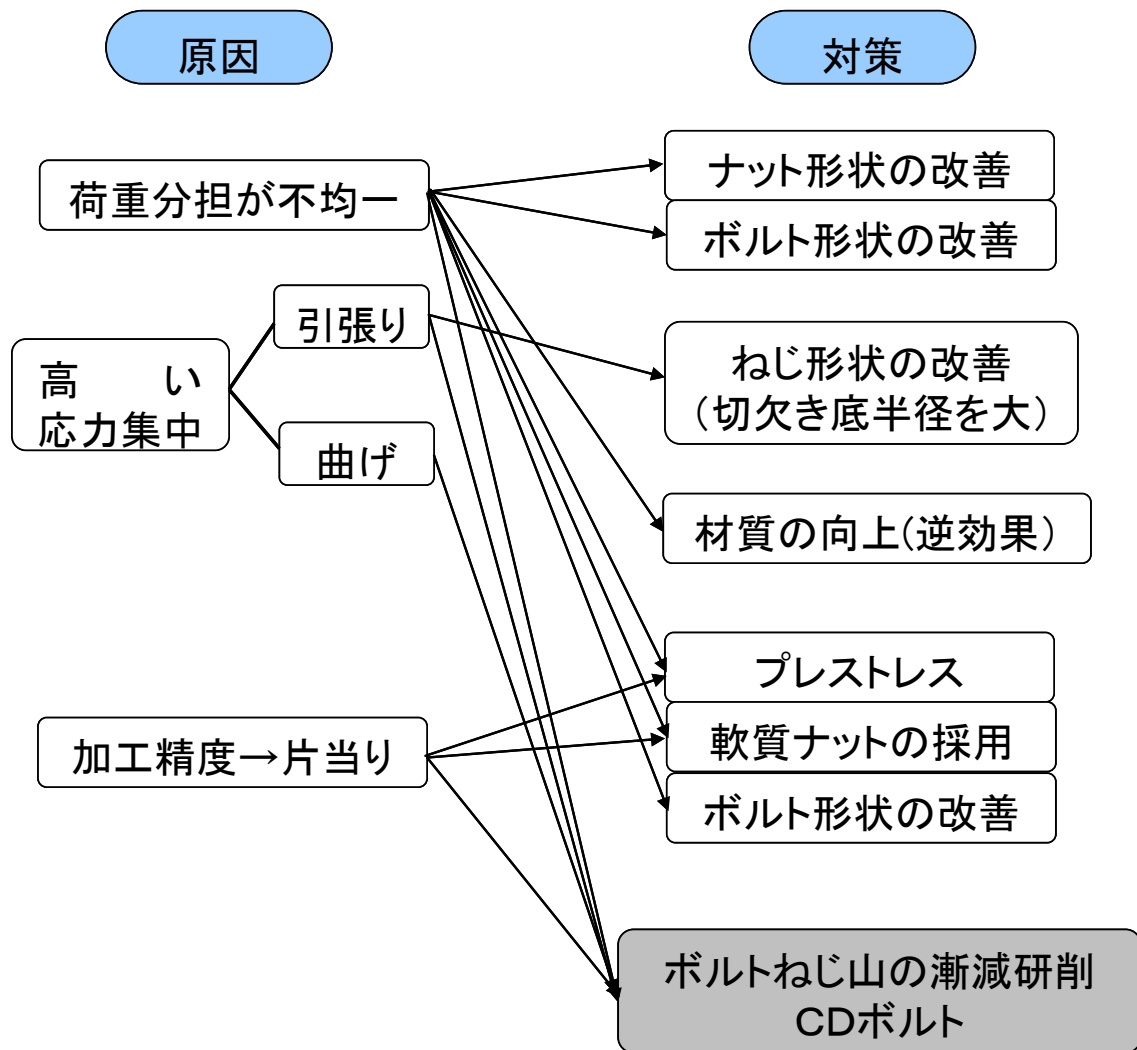


Fig.2.7 Damage causes and measures of bolt and nut



Fig.2.8 Photograph of CD bolt

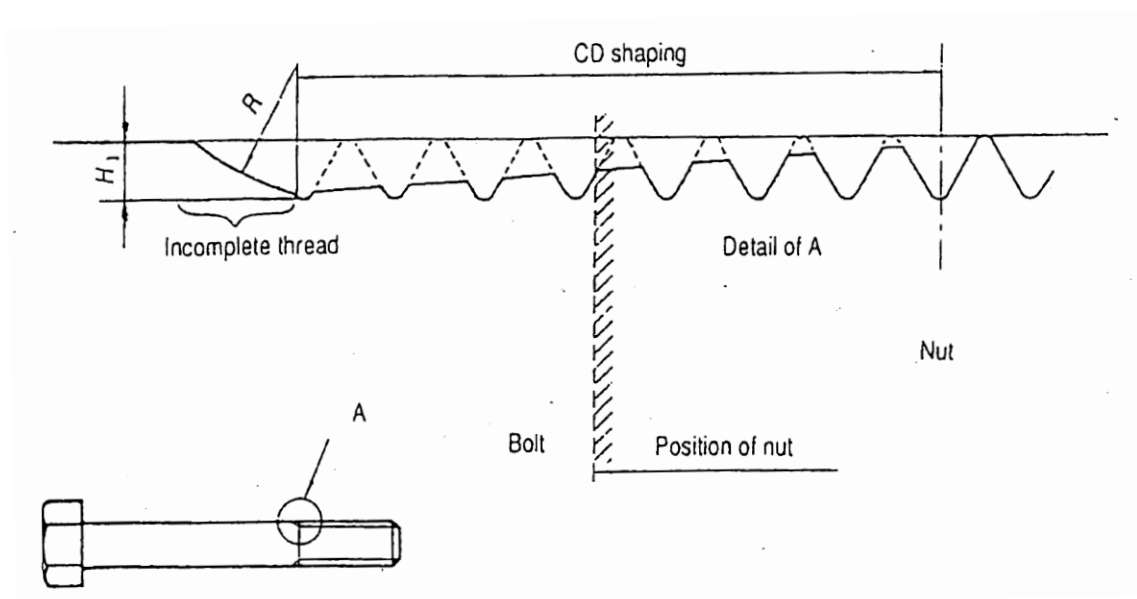


Fig.2.9 Typical shape of CD bolt

2. 4 解析対象と解析方法

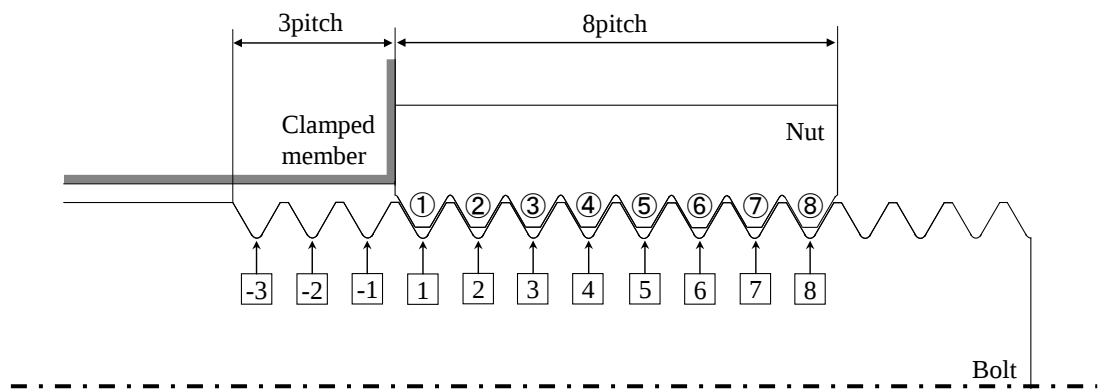
解析対象のボルト締結体の形状は JIS に基づいている．すなわち本解析ではメートル並目ねじ M12×1.75 のボルトを内径 13mm，外径 50mm，厚さ 35mm の円筒形の被締結物に通し，これをナットで締付けることによりボルト締結体に締結力を発生させる場合を想定する．この三次元形状を軸対称体とみなし，有限要素法を用いて解析を行う．M12 の場合，ねじ山のらせん角は約 2.7° と微小であるため，ねじ山のらせん形状を考慮しなくとも応力評価は可能であると考えられる．ねじ山の寸法は 6H/6g（はめあい区分“中”）の公差域の中央とし，応力集中が生じるボルトねじ谷底の丸み半径 ρ はピッチ p との比を $\rho/p=0.1$ とした．ボルト締結体における全ての接触面の摩擦係数は 0.15 とし，ボルト，ナット，被締結体の材料は全て弾性体で，ヤング率は 205GPa，ポアソン比は 0.3 である．

図 2. 10 に解析対象であるボルト締結体の概略図を示す．図中には，注目するはめあいねじ部のねじ山と，応力集中が生じるボルトのねじ谷底に，場所を指定する番号をつけている．ナット高さを 8 ピッチとしたので，ボルトとナットのねじ山同士が接触する部分であるはめあいねじ部は 8 ピッチである．また，ボルトのあそびねじ部を 3 ピッチとした．通常のねじ山高さの場合の概略図を図 2. 10 (a) に示す．ねじ山高さの漸減については提案されている設計思想に基づいている．ねじ山漸減の勾配は $6 / 100$ とし，はめあいねじ部 8 ピッチのうちねじ山漸減部分は 5 ピッチ，残りの部分は通常のねじ山高さとなるようにして 3 ピッチとした．図 2. 10 (b) はボルトのねじ山高さを漸減させた場合であり，ボルトの不完全ねじ部から円筒部にかけてはゆるやかな円弧 ($R=10$) でつないでいる．図 2. 10 (c) はナットのねじ山高さを漸減させた場合であり，ナット座面側でねじ山高さが最も低くなるようにナットのねじ山を漸減した．

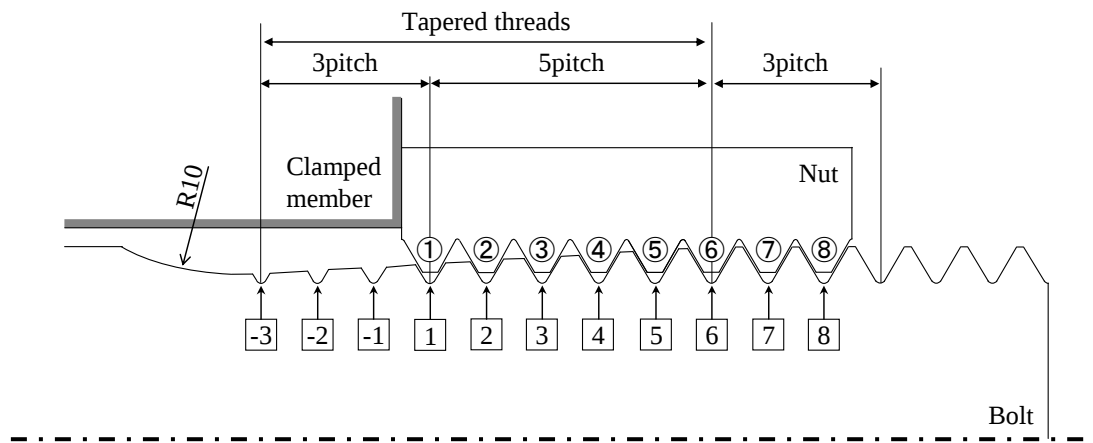
図 2. 11 に通常のねじ山高さの場合の要素分割した軸対称モデルを示す．図 2.

図 2. 1.1 (a)に示すように、軸対称モデルの境界条件はナットの締付けによる締結を表現するため、被締結物のボルト頭部側の面を軸方向に固定し、ボルト軸部を軸方向に強制変位させて締結力を 10kN 与える。要素分割については、応力集中が生じるボルトのねじ谷底を図 2. 1.1 (b)に示すように細密化している。図 2. 1.1 (c)はボルト単体が両端において引張りの作用を受ける軸対称モデルであり、その境界条件はボルト先端側の面を固定し、ボルト軸部を軸方向に強制変位させてボルトに軸力を 10kN 与える。このモデルはボルト締結体におけるはめあいねじ部で負担される全荷重によりボルト単体が引張りの作用を受ける場合とボルト締結体においてナットを介してボルトが引張りの作用を受ける場合とを比較するために用いる。

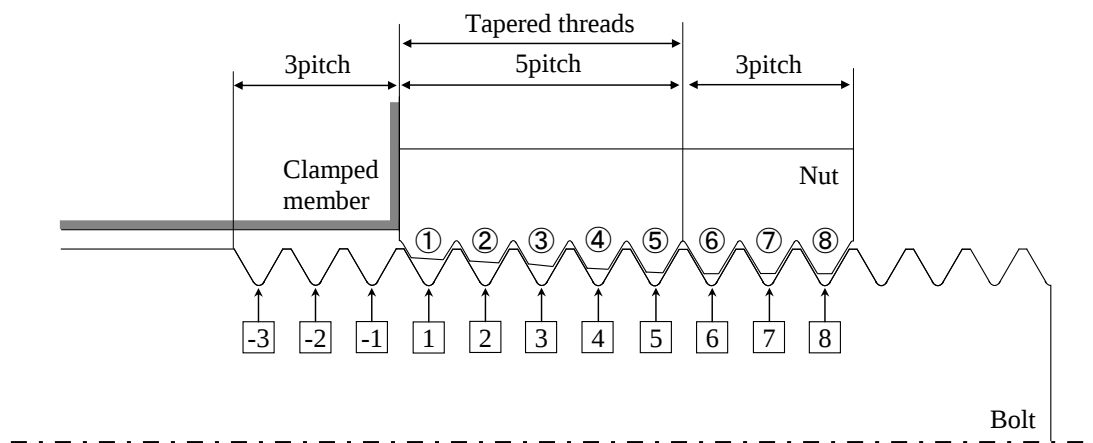
図 2. 1.2に要素分割したボルト締結体の軸対称モデルを示す。図 2. 1.2 (a)は、ボルトのねじ山高さを漸減した場合、図 2. 1.2 (b)は、ナットのねじ山高さを漸減した場合である。これらの図では、はめあいねじ部近傍のみを示しているが、ボルト締結体とボルト単体の境界条件は、図 2. 1.1の通常のねじ山高さの場合の軸対称モデルの境界条件と同様である。



(a) Standard thread

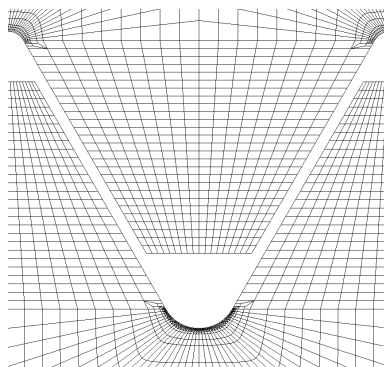
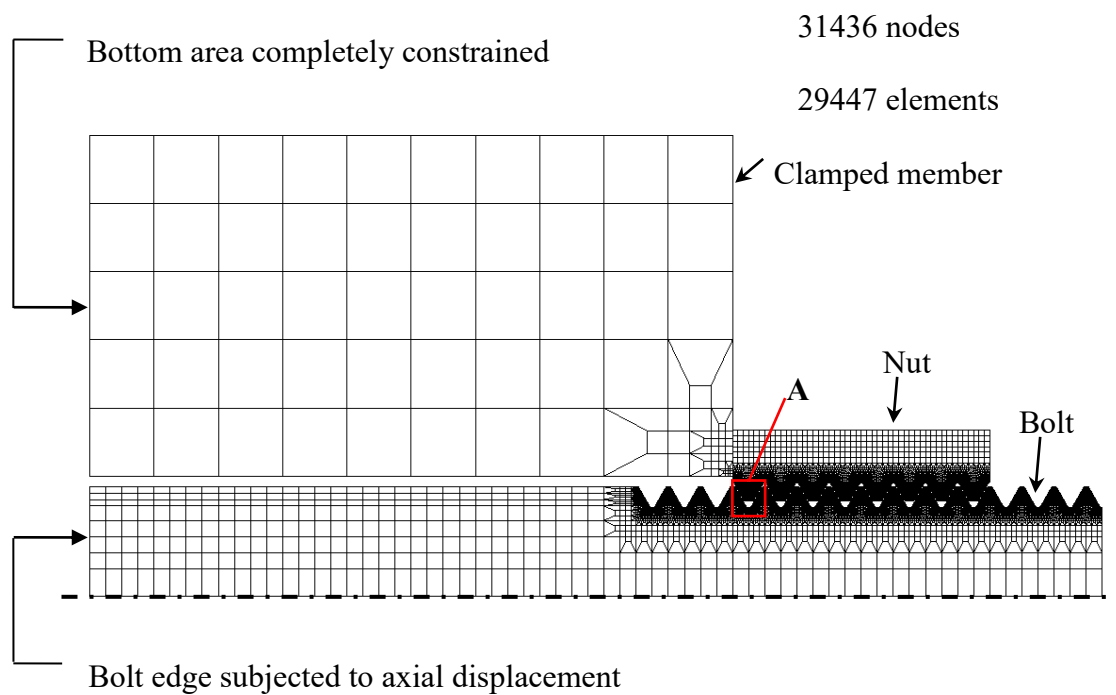


(b) Tapered bolt thread

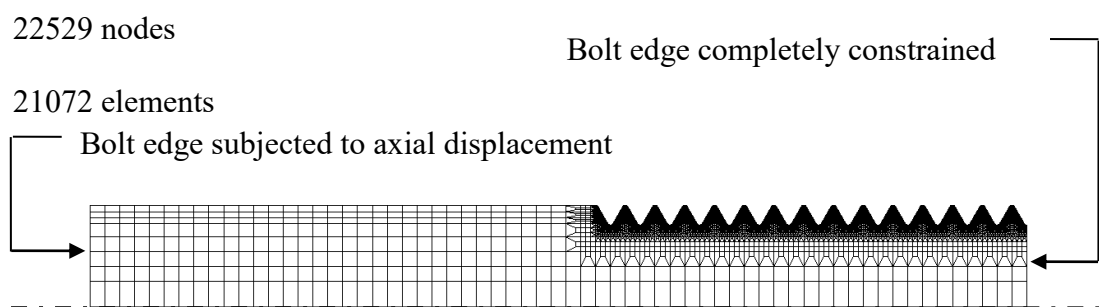


(c) Tapered nut thread

Fig. 2.10 Outline of bolted joint (○: Thread number, □: Root number)

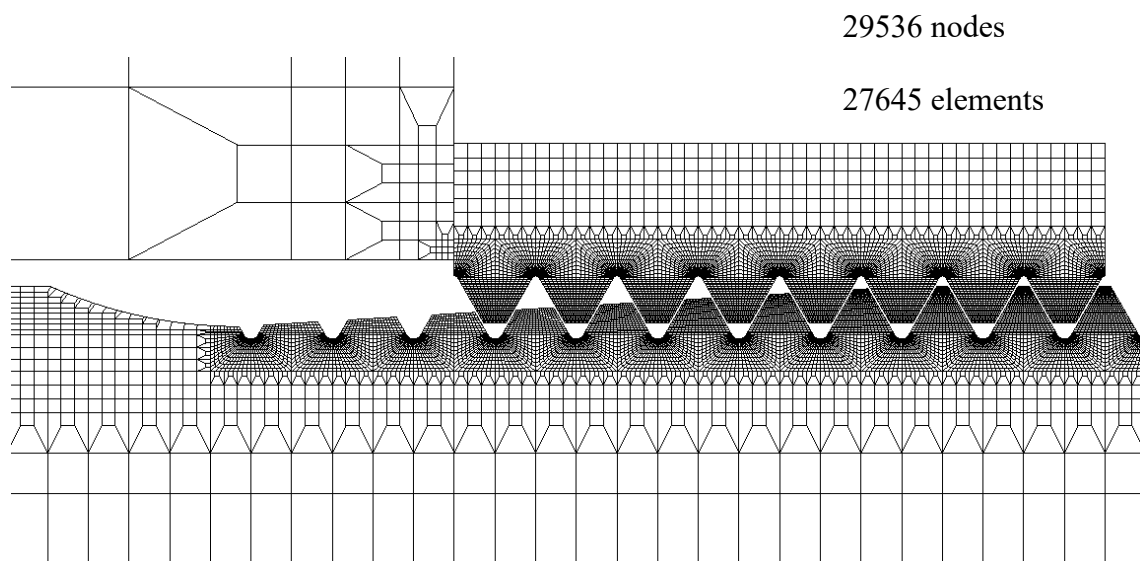


(b) Detail of A

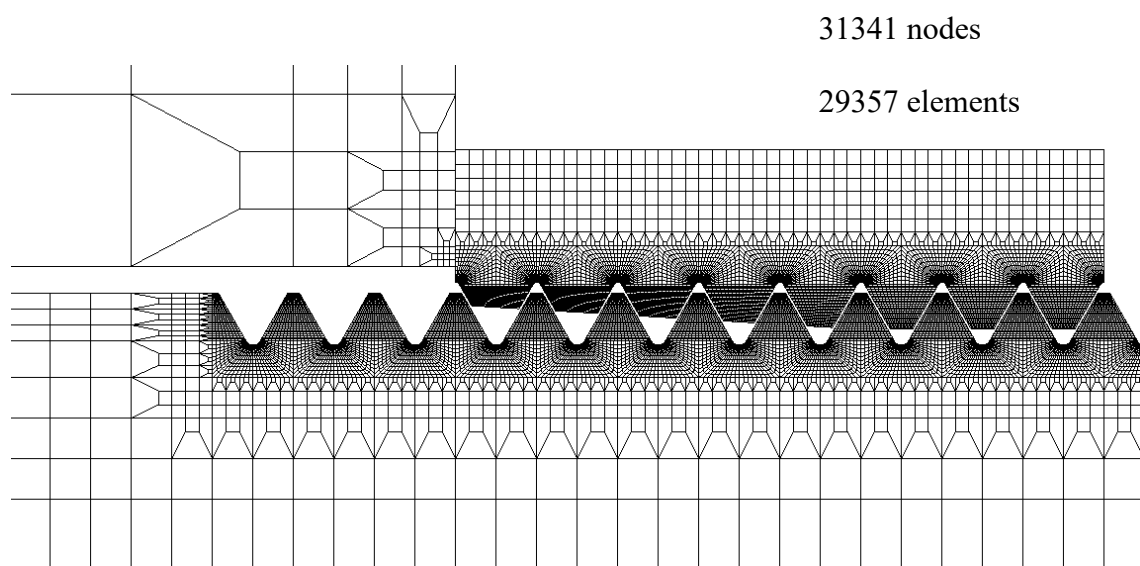


(c) Single bolt

Fig. 2.11 Axi-symmetric model of standard thread



(a) Tapered bolt thread



(b) Tapered nut thread

Fig. 2.12 Axi-symmetric model of tapered thread

2. 5 解析結果

2. 5. 1 1つの切欠きを有する丸棒の引張り

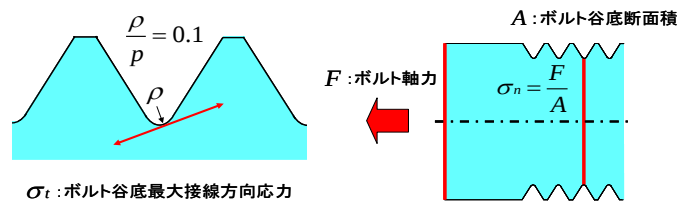
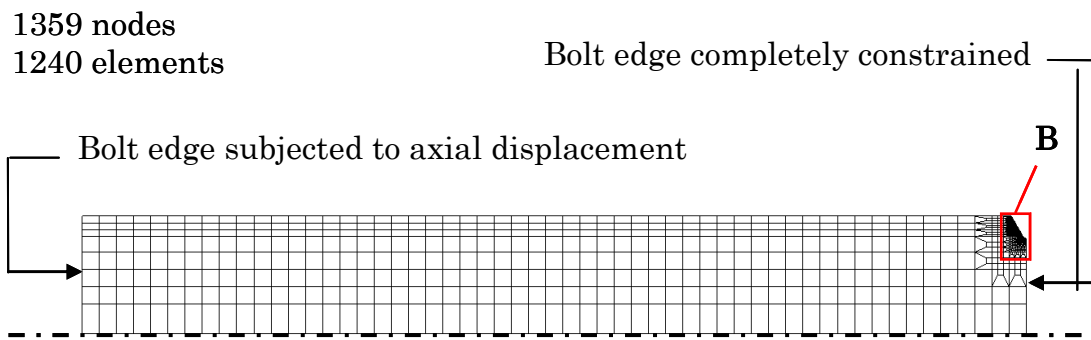
本研究では，ボルト締結体におけるボルトねじ谷底の応力集中を評価する指標として応力集中係数 K_t を定義した．応力集中係数 K_t は式（1）で定義して，ボルト谷底の最大接線方向応力 σ_{tmax} （図 2. 1 3 (a)）を基準引張り応力 σ_n （図 2. 1 3 (b)）で除して定めた値で，基準引張り応力 σ_n とはボルト軸力をボルトねじ谷底断面積で除した値である．

まず，本研究における解析の妥当性を確認するために，体積力法⁽¹²⁾によってほぼ厳密解に近い値が知られている 1 つの切欠きを有する丸棒の引張りの応力集中問題の解析を行った．図 2. 1 4 に 1 つの切欠きを有する丸棒を有限要素に分割した軸対称の解析モデルを示す．解析対象の対称性を考慮し，境界条件は図 2. 1 4 (a) のように丸棒の最小断面を軸方向に固定し，切欠きから十分離れた断面を軸方向に強制変位させて 10kN の荷重を与えた．切欠きの形状や切欠き底近傍の要素分割は図 2. 1 4 (b) に示すように M12 のねじ溝の場合と同じ形状・要素分割である．

表 2. 2 に有限要素法と体積力法との比較を示す．表 2. 2 より有限要素法(FEM)と体積力法(BFM)との誤差は 1%未満であり，本解析の妥当性を示している．

Table 2.2. Comparison of FEM and BFM on stress concentration factor K_t

	FEM	BFM	error [%]
Stress concentration factor K_t	4.803	4.790	0.269

(a) Definition of σ_{tmax} (b) Definition of σ_n Fig. 2.13 Definition of K_t 

(a) Cylindrical bar having a 60°v-shaped circumferential groove

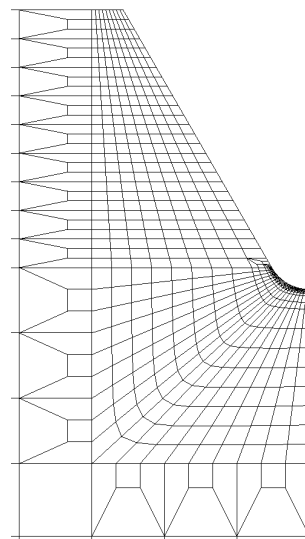
(b) Detail of **B**

Fig. 2.14 Axi-symmetric model of cylindrical bar having a 60°v-shaped circumferential groove

2. 5. 2 ねじ山高さの漸減による応力集中の緩和効果

図 2. 1 5 に応力集中係数 K_t とボルトのねじ谷底番号の関係を示す。通常のねじ山高さの場合では第 1 ねじ谷底で最も大きい応力集中が発生しており、ボルトの不完全ねじ部においても大きな応力集中が生じている。これに比べて、ボルトのねじ山高さを漸減した場合では最大の応力集中がおおよそ 8% 低減しており、応力集中の緩和効果が認められる。さらに、不完全ねじ部から円筒部にかけてゆるやかな円弧でつないだことによってボルト不完全ねじ部の応力集中も低減している。一方、ナットのねじ山高さを漸減した場合では応力集中の低減が 1% 以下であり、応力集中の緩和効果は認められない。

図 2. 1 6 にはめあいねじ部における荷重分担率とねじ山番号の関係を示す。荷重分担率とは締結力とはめあいねじ部における各ねじ山が負担する荷重との比である。通常のねじ山高さの場合には一般に知られているようにナット座面に最も近い第 1 ねじ山で荷重分担率が最大となっており、ナット頂面側に近づくに従い減少していく。これに比べて、ねじ山高さを漸減した場合はナット座面側において荷重分担率が低下しており、その分ナット頂面側の荷重分担率が増加している。ボルトのねじ山が負担する荷重が低減すれば、ボルトのねじ山に作用する曲げモーメントが低減することになり、ボルトねじ谷底における曲げの応力集中が緩和されると考えられる。ボルトのねじ山高さを漸減した場合では荷重分担率の低下と応力集中の緩和とは整合しているが、ナットのねじ山高さを漸減した場合は荷重分担率の低下と応力集中が緩和していないことが整合していない。これは次のように説明できる。すなわち、図 2. 1 7 に示すように、応力集中が最大となる第 1 ねじ山に注目すると、ボルトのねじ山高さを漸減した場合（図 2. 1 7 (a)）ではねじ山高さが低減されたボルトのねじ山と接触するのはナットのねじ山の先端側になる。そのため、荷重分担率の低下とねじ山高さが低減されたことによるモーメントのうでの長さの低下とが相まって、ボルトねじ山に作用する曲げモーメントを減少させ、ボルトねじ谷底の曲げの応力集中を緩和したと考えられる ($F < F'$ and $d > d'$)。一方、ナットのねじ山高さを漸減した場合（図 2. 1 7 (b)）ではナットの第 1 ねじ山と接触するのはボルトのねじ山の先端側になる。そのため、応力集中が生じるボルトねじ谷底からねじ山高さが低減されたナットのねじ山とボルトのねじ山との接触面までの距離が増加する。このことと荷重分担率の低下とが相殺する ($F < F'$ but $d > d'$) ため、ナットのねじ山高さを漸減した場合は応力集中の緩和効果が得られなかったものと考えられる。

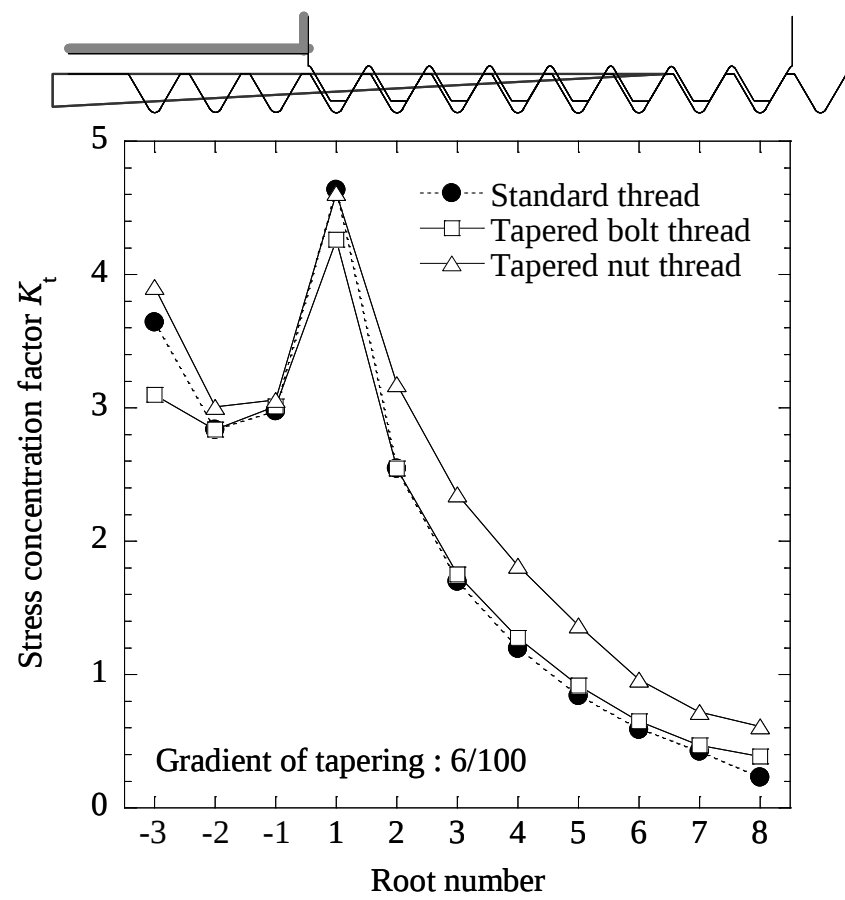


Fig.2.15 Effect of tapering threads on Stress concentration factor K_t

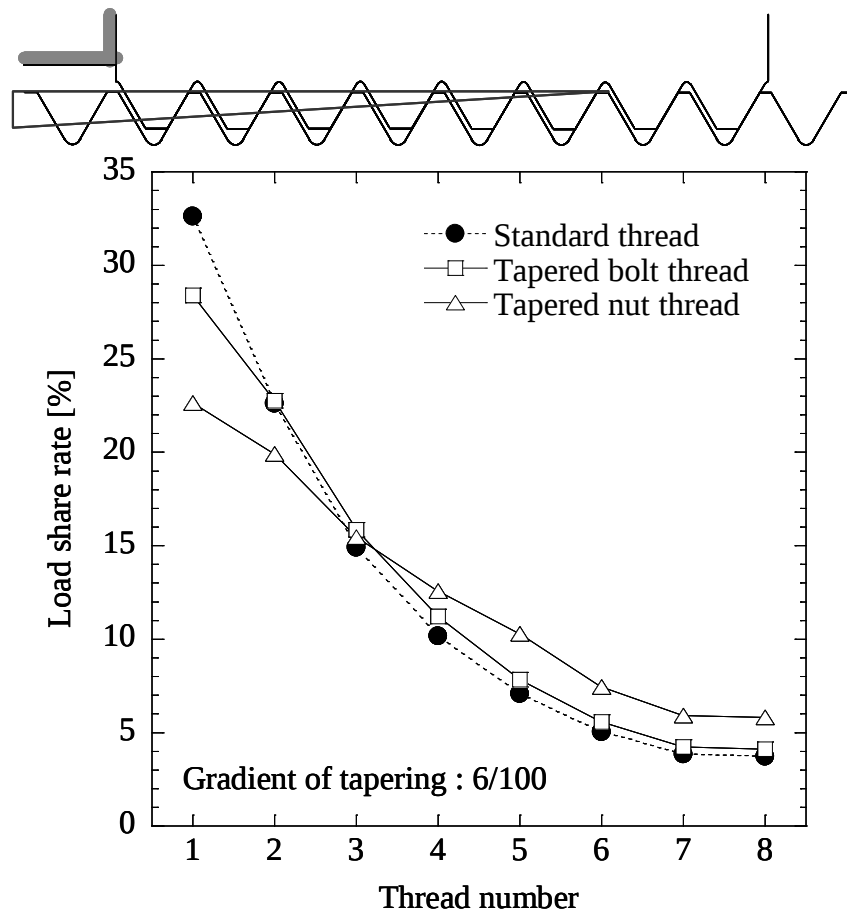


Fig.2.16 Effect of tapering threads on load share rate of mating threads

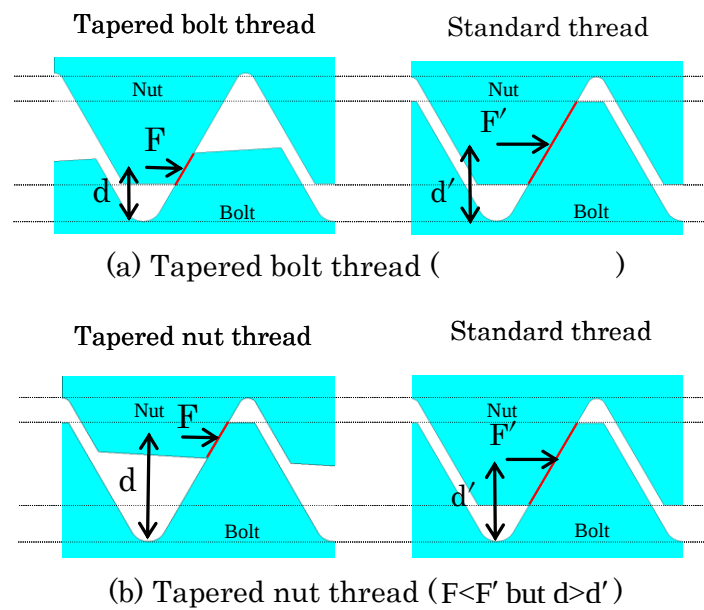


Fig.2.17 Comparison of standard thread and tapered thread on thread profile

2. 5. 3 応力集中の緩和効果と漸減勾配の関係

図 2. 1 8 に応力集中係数 K_t の最大値と漸減勾配との関係を示す。漸減勾配は 0/100 (通常のねじ山高さ), 4/100, 6/100, 8/100 と変化させた。漸減勾配を増していくにつれて、応力集中係数 K_t の最大値が低減していく。最も応力集中の緩和効果が得られた漸減勾配が 8/100 の場合では、通常のねじ山高さの場合に比べておよそ 14% の応力集中の緩和効果が得られる。

図 2. 1 9 に漸減勾配を変化させた場合のはめあいねじ部における荷重分担率とねじ山番号との関係を示す。漸減勾配を増していくにつれて、ナット座面側のねじ山において荷重分担率が低下し、荷重分担の均一化が起こっている。また、荷重分担率の最大値は低減していく。このことと応力集中の緩和とは整合しており、第 1 ねじ山の荷重分担率の低下が応力集中の緩和効果に大きな影響を与えることがわかる。これは第 1 ねじ山の荷重分担率が低下すると、ボルトの第 1 ねじ山に作用する曲げモーメントが低下し、応力集中が最大となるボルトの第 1 ねじ谷底における曲げの応力集中が緩和されることを示している。漸減勾配を増しても応力集中が最大となるのはボルト第 1 ねじ谷底であるが、このことと漸減勾配が 8/100 の場合に第 2 ねじ山における荷重分担率が最大となることとは整合していない。これは、第 1 ねじ山谷底の引張りの応力集中がはめあいねじ部の全てのねじ山が負担する荷重で引張られることにより生じていることに対し、第 2 ねじ山谷底の引張りの応力集中ははめあいねじ部の第 1 ねじ山を除いた第 2 ねじ山から第 8 ねじ山が負担している荷重の総和で引張られることにより生じていること、さらに、第 1 ねじ山に負荷される荷重によって第 2 ねじ山谷底に圧縮応力が生じることにより、第 2 ねじ山谷底の応力集中は第 1 ねじ山谷底の応力集中に比べて低減するためである。

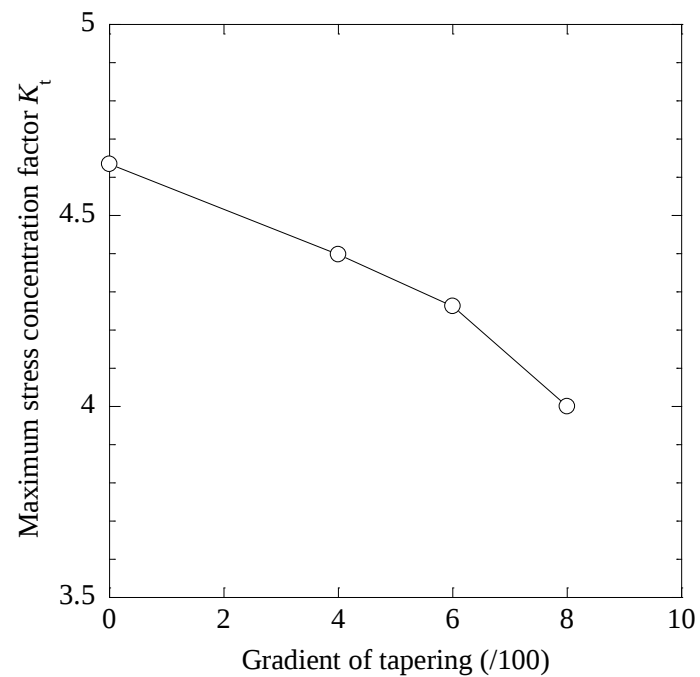


Fig.2.18 Relation between gradient of tapering and maximum stress concentration factor K_t

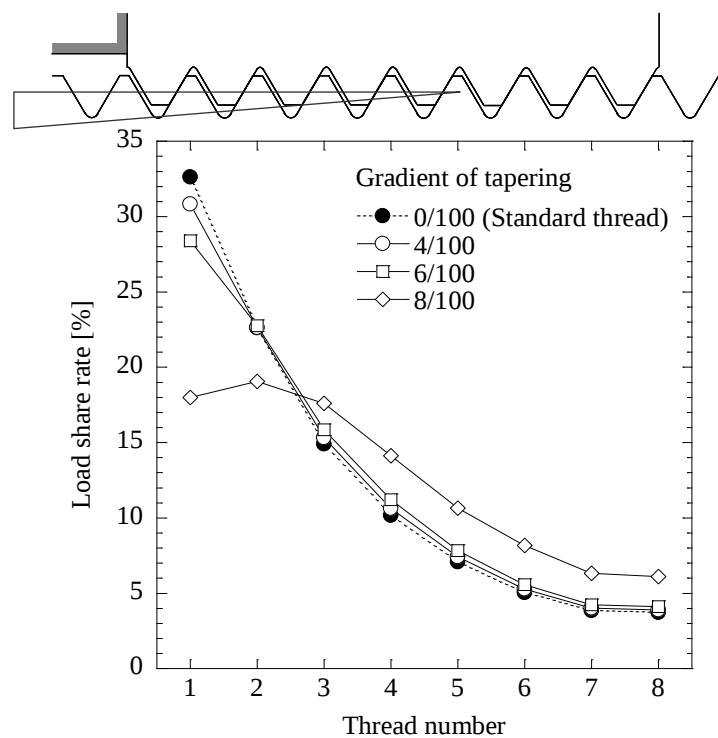


Fig.2.19 Relation between gradient of tapering and load share rate of mating threads

2. 5. 4 応力集中の緩和効果とナット締結位置の関係

図 2. 20 に応力集中係数 K_t の最大値とナット締結位置との関係を示す。ナット締結位置は図 2. 10 (b) のナット締結位置をナット位置 0 とし、その位置からボルト頭部側に 1 ピッチ寄せた位置をナット位置-1 と定め、ボルト頭部側とは反対側に 1 ピッチ寄せた位置をナット位置+1 と定めている(図 2. 21)。ナット締結位置をボルト頭部側に寄せると応力集中係数 K_t の最大値が低減し、ナット締結位置をボルト頭部側とは反対側に寄せると応力集中係数 K_t の最大値が増加した。すなわち、ナット締結位置をボルト頭部側に寄せることによって応力集中の緩和効果が高まることが認められた。

図 2. 22 にナット締結位置を変化させたときのはめあいねじ部における荷重分担率とねじ山番号との関係を示す。ナット締結位置をボルト頭部側に寄せていくにつれて、荷重分担率の最大値は低減していく。このことと応力集中の緩和とは整合しており、ナット締結位置をボルト頭部側に寄せることによって第 1 ねじ山の荷重分担率が低下し、応力集中の緩和効果が高まる傾向があることが明らかになった。このことから、ねじ山高さの漸減による応力集中の緩和効果を高めるためには、ナット締結位置は可能な限りよりボルト頭部側にすることが必要と考えられる。

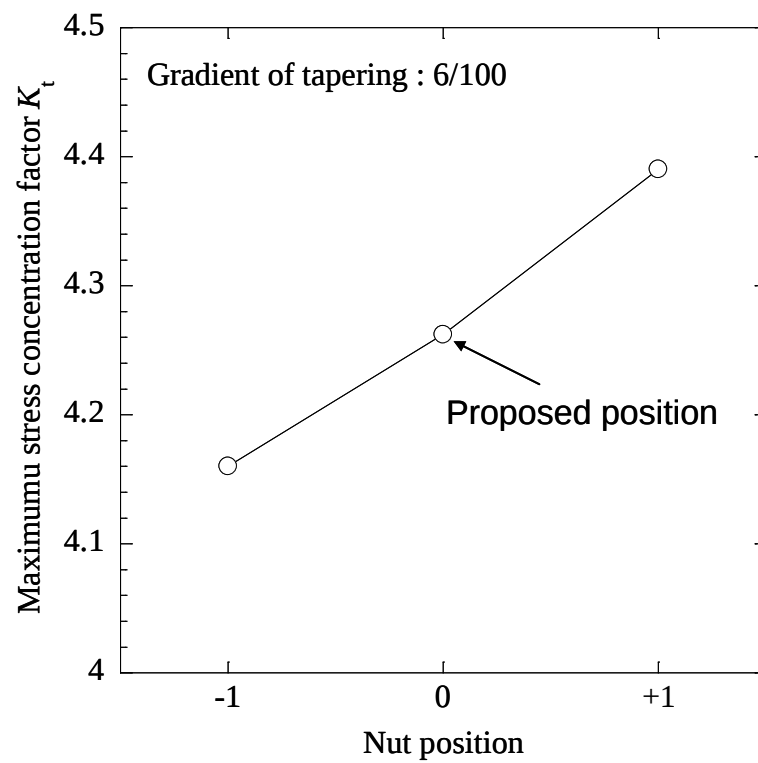


Fig.2.20 Relation between nut position and maximum stress concentration factor K_t

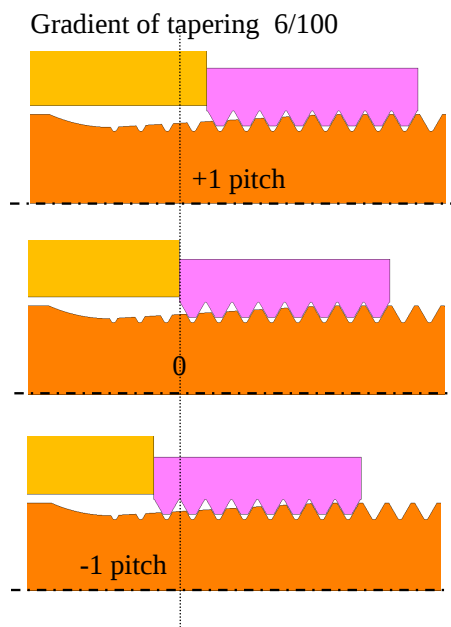


Fig.2.21 Nut position

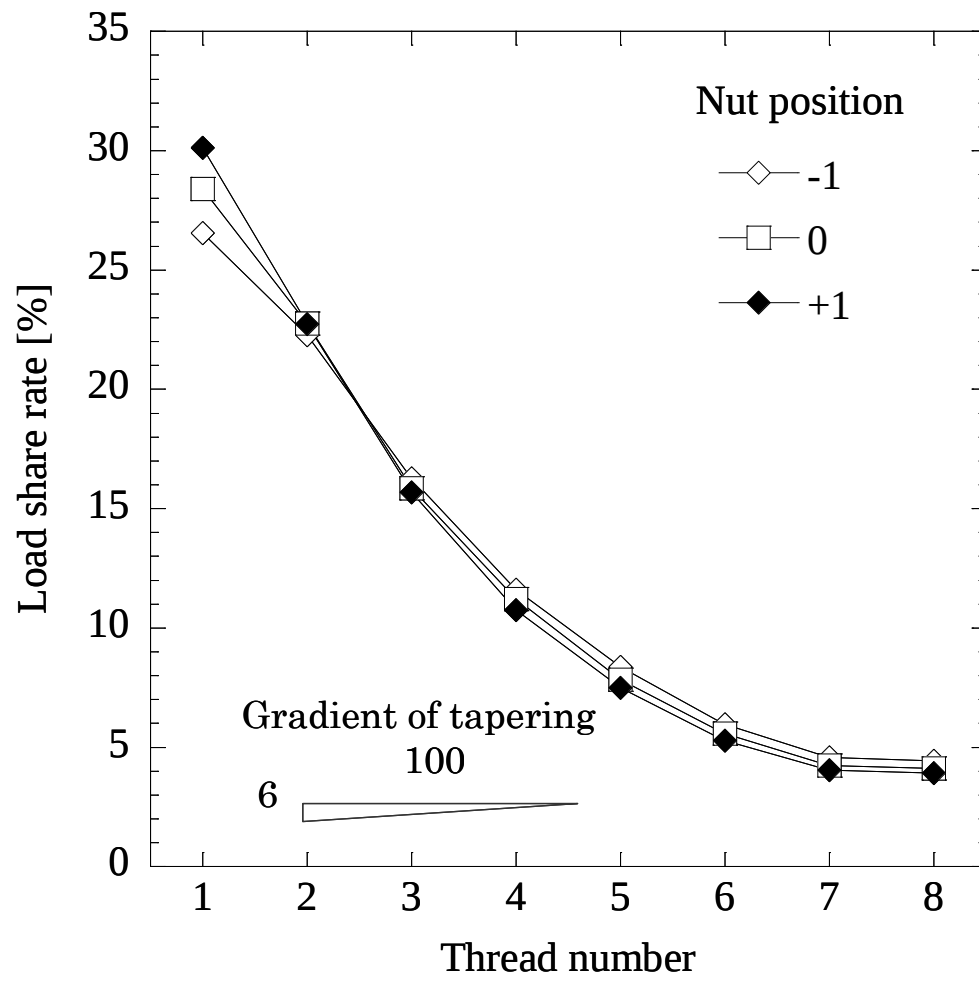


Fig.2.22 Relation between nut position and load share rate of mating threads

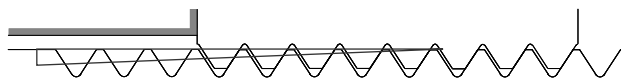
2. 6 応力集中をさらに低減する方法について

2. 6. 1 ねじ山高さの漸減による応力集中緩和効果の要因

ボルトを軸対称体とみなせばボルトねじ部は同じ切欠き形状をもつ切欠き列とみなせる。このボルト単体だけを引張るとねじ谷底には引張りの応力集中が生じる。一方、ボルト締結体はナットの締付けを介してボルトが引張られている。すなわち、ボルト締結体のボルトねじ谷底には引張りの応力集中が生じる。このように考えると、ボルト単体だけを引張る場合とナットの締付けによってボルト締結体のボルトが引張られる場合とは同じ程度の引張りの応力集中が生じているのではないかと考えられる。

図 2. 23 にボルト単体とボルト締結体の応力集中係数 K_t とねじ谷底番号の関係を示す。ここでは応力集中の緩和効果が得られなかったナットのねじ山高さを漸減した場合を比較対象から外し、応力集中の緩和効果が得られたボルトのねじ山高さを漸減した場合と通常のねじ山高さの場合とを比較する。ボルト単体の引張りの場合はねじ山高さに関わらずボルト不完全ねじ部で応力集中は最大となり、その他のねじ谷底における応力集中はねじ溝の干渉効果のためほぼ一定になっている。一方、ボルト締結体ではねじ山高さに関わらずボルト不完全ねじ部において大きな応力集中が生じていることが共通しているが、ボルトの第 1 ねじ谷底に最大の応力集中が生じている。

ここで、応力集中が最大となるボルトの第 1 ねじ谷底の応力集中に注目する。このとき、ボルト締結体におけるボルトの第 1 ねじ谷底に生じる引張りの応力集中は、はめあいねじ部の各ねじ山が負担する荷重の総和で引張られることに注意すると、ボルト単体と同程度の引張りの応力集中が生じていると考えられる。一方で、ボルト締結体の場合ではボルトの第 1 ねじ谷底においてボルト単体の引張りで生じる応力集中よりも高い応力集中が生じている。このことから、ボルト締結体においてボルト単体の応力集中よりも高い応力集中が生じるのは、ボルト締結体ではボルトのねじ谷底に引張りの応力集中だけでなく、ボルトのねじ山に作用する曲げモーメントによる曲げの応力集中が生じていると考えられる。したがって、ねじ山高さを漸減させた場合のボルト単体の引張りの結果も合わせて考えると、漸減勾配が 6/100 の場合では、ねじ山高さの漸減による応力集中の緩和効果の主要因はボルトのねじ谷底における引張りの応力集中の緩和ではなく曲げの応力集中の緩和であるといえる。



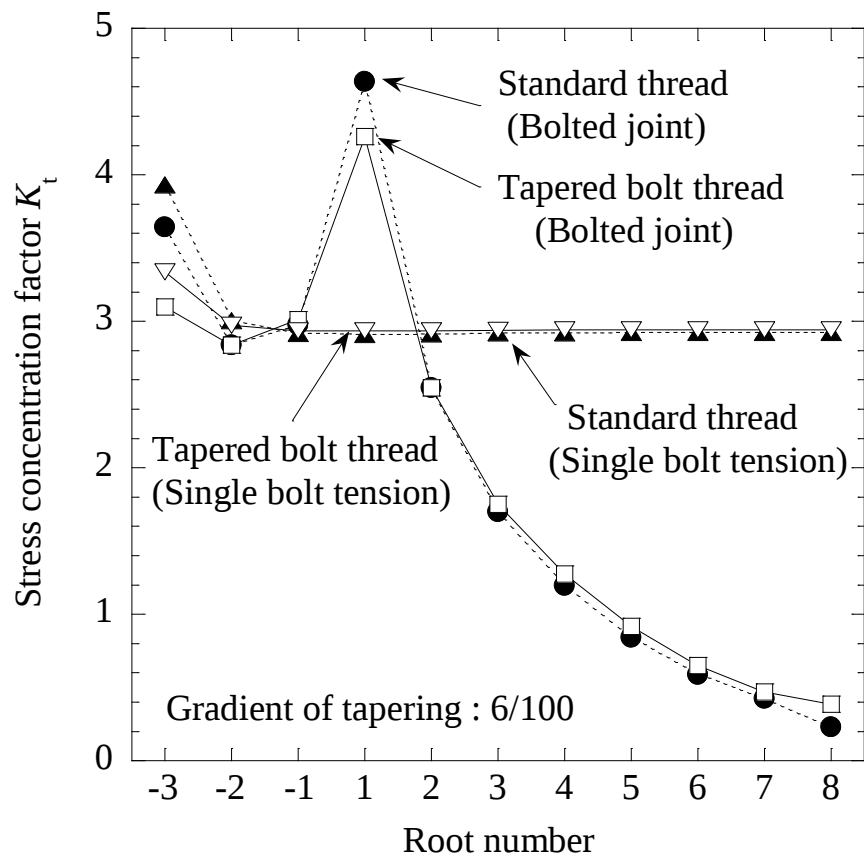
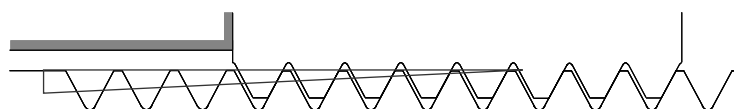


Fig.2.23 Comparison of bolted joint and single bolt under tension on stress concentration factor K_t

2. 6. 2 漸減勾配を変化させた場合のボルト単体の引張り

2. 6. 1 から、漸減勾配が 6/100 の場合では、ねじ山高さの漸減による応力集中の緩和効果の主な要因はボルトのねじ谷底における曲げの応力集中の緩和であることを示した。この曲げの応力集中の緩和効果を高めるためには第 1 ねじ山の荷重分担率を低減させればよい。ところが、この方法のみではねじ山高さの漸減による応力集中の緩和効果に限界がある。もし、第 1 ねじ山の荷重分担率を 0% に近づけたとしても引張りの応力集中が緩和しないままなので必ず限界があると考えられる。また、第 1 ねじ山の荷重分担率を 0% に近づけることは容易なことではないように思われる。ねじ山高さを漸減させたボルトの応力集中緩和効果を高めるためには、ボルトのねじ谷底の曲げの応力集中だけでなく、引張りの応力集中も緩和させなければならない。

図 2. 24 に漸減勾配を 0/100 (通常のねじ山高さ)、4/100, 6/100, 8/100 と変化させた場合のボルト単体の引張りにおける応力集中係数 K_t とねじ谷底番号の関係を示す。漸減勾配を 4/100, 6/100 と変化させてもはめあいねじ部の第 1 ねじ谷底における応力集中はほとんど変わらないが、漸減勾配が 8/100 の場合ではボルト不完全ねじ部側の応力集中が低くなっている。これは最もボルト不完全ねじ部側にある第-3 ねじ山がほぼ完全に除去されたことによって、第-3 ねじ谷底の応力集中が低くなった影響が遊びねじ部である第-2 ねじ谷底と第-1 ねじ谷底の応力集中に及んだと考えられる。すなわち、第-3 ねじ谷底の応力集中が低くなったことで、ねじ溝の干渉によって第-2 ねじ谷底と第-1 ねじ谷底の応力集中が緩和されたと考えられる。この事実から、第-3 ねじ谷底から第-1 ねじ谷底までの引張りの応力集中が低くなっているところにナットを締結させれば応力集中の緩和効果が高まる可能性があることがわかる。



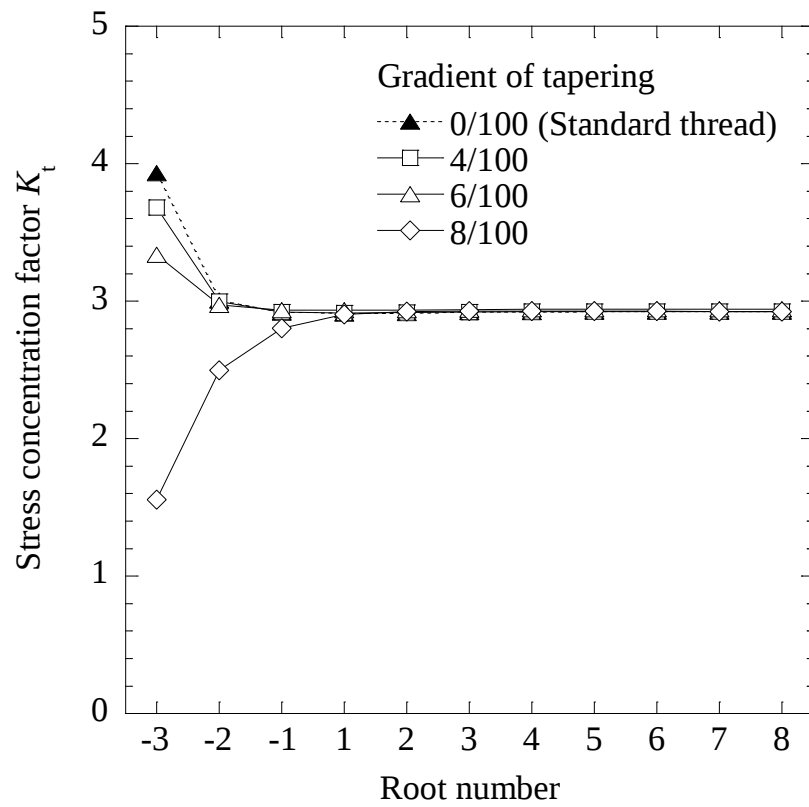


Fig.2.24 Relation between gradient of tapering and stress concentration factor K_t of single bolt under tension

2. 6. 3 応力集中の緩和効果を高める条件

2. 6. 2 よりボルトのねじ山高さを漸減勾配 8/100 で漸減させた場合はナット締結位置をよりボルト頭部側に寄せることで応力集中の緩和効果が高まる可能性があることを示した。ところが、JIS に基づき設計した本解析のモデルでは漸減勾配が 8/100 のとき、ナットを図 2. 1 2 (b) の位置からさらにボルト頭部側に寄せると、ナットの第 1 ねじ山はボルトのねじ山と接触しなくなってしまう。したがって、応力集中の緩和効果を高める目的でナット締結位置をボルト頭部側に寄せるためには、ナットのねじ山高さを JIS の規定値よりもさらに高くする必要がある。

そこで、ボルトのねじ山とかみ合わせるためナットのねじ山高さを JIS の規定値よりもさらに高くしてナット締結位置をボルト頭部側に寄せたときの解析を行った。まず、図 2. 1 2 (b) のナット締結位置をナット位置 0 とし、その位置からナット頭部側に 1 ピッチ寄せた位置をナット位置-1 と定め、2 ピッチ寄せた位置をナット位置-2 と定めた。そして、図 2. 2 5 に示すようにナット位置-2 のときにナットの第 1 ねじ山とボルトのねじ山をかみ合わせるためナットのねじ山高さを通常のねじ山高さのおよそ 1.2 倍にした。図 2. 2 6 に漸減勾配が 8/100 の場合の応力集中係数 K_t の最大値とナット締結位置の関係を示す。また、ナット位置 0 のときには通常のねじ山高さの場合も示している。ナット位置 0 における応力集中係数 K_t はナットのねじ山高さが高くなると増加してしまうが、ナット締結位置をボルト頭部側に寄せるにつれて応力集中係数 K_t の最大値は低減していく。最も応力集中の緩和効果が得られたナット位置-2 では通常のねじ山高さの場合に比べておよそ 20% の応力集中の緩和効果が得られた。

図 2. 2 7 にナット締結位置を変化させたときにはめあいねじ部における荷重分担率とねじ山番号との関係を示す。ナット締結位置をボルト頭部側に寄せていくにつれて、第 1 ねじ山の荷重分担率は低減していく。このことと引張りの応力集中が低くなっているボルトのねじ溝にナット位置を合わせたこととが相まって、高い応力集中の緩和効果が得られたといえる。

以上のことから、ねじ山高さの漸減による応力集中の緩和効果を高めるためには、ナット締結位置は可能な限りよりボルト頭部側にする必要があることが示された。したがって、ボルトのねじ山高さの漸減による応力集中の緩和効果を高めるには、ナットの最も座面側のねじ山と接触するボルトのねじ山における荷重分担率を低下させ、かつ、ボルトのねじ谷底に生じる引張りの応力集中が低下するところにナットを締結しなければならない。すなわち、ボルトのねじ山高さの漸減による応力集中の緩和効果を高める条件は、ナット締結位置を可能な限りよりボルト頭部側に寄せ、ナット座面側のボルト遊びねじ部のねじ山高さを平滑材に近くなるよう可能な限り十分に低く漸減することである。

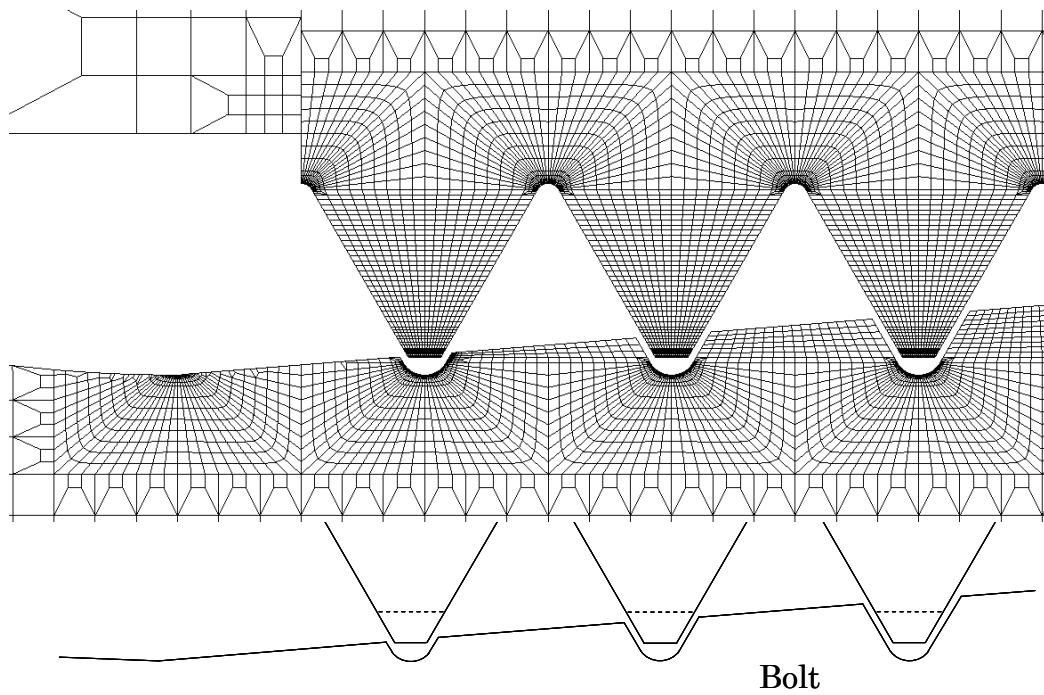
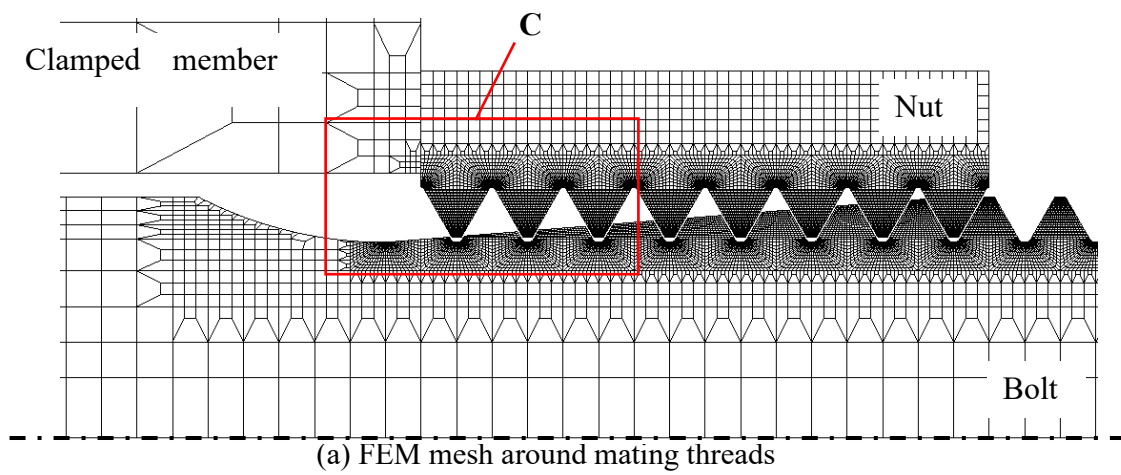


Fig.2.25 Nut threads height where nut position is -2

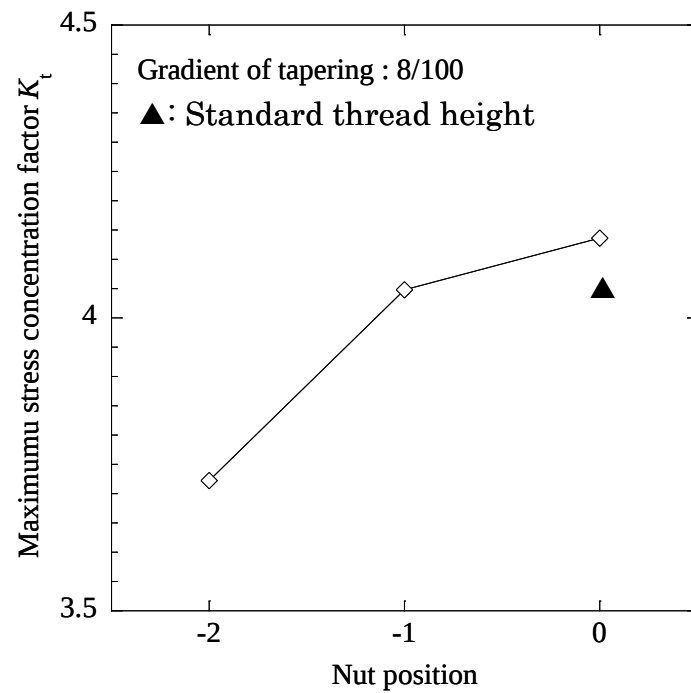


Fig.2.26 Effect of nut position on maximum stress concentration factor K_t

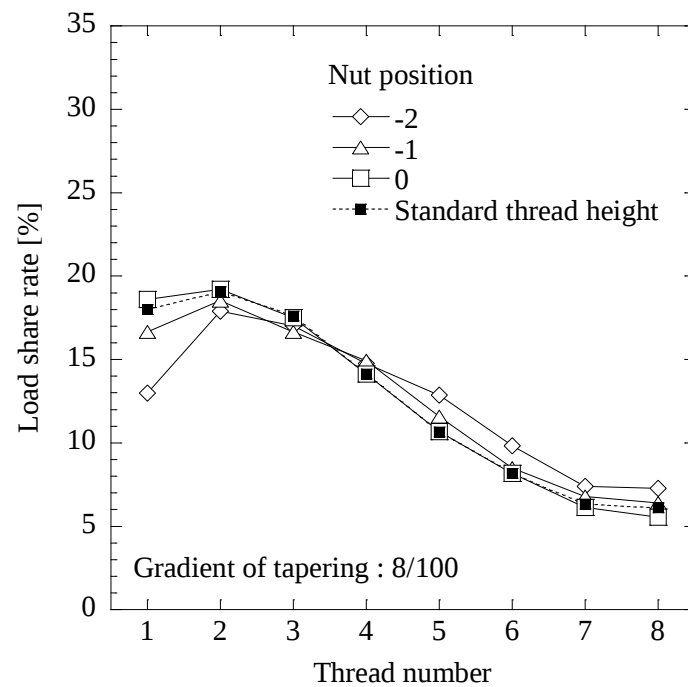


Fig.2.27 Effect of nut position on load share rate of mating threads

2. 7 三次元解析

2. 7. 1 解析方法

ねじの螺旋を考慮した実際の形状に近い三次元モデルの解析を行った。解析対象であるボルト締結体の設計は軸対称モデルと同じく JIS に基づいた。三次元解析においても、メートル並目ねじ M12×1.75 のボルトを内径 13mm, 外径 50mm, 厚さ 35mm の円筒形の被締結物に通し、これをナットで締付けることによりボルト締結体に締結力を発生させる場合を想定した。ねじ山の寸法は 6H/6g (はめあい区分 “中”) の公差域の中央としてねじ山のモデルを作成したが、応力評価はしないためにねじ谷底の丸みは考慮していない。ボルト締結体における全ての接触面の摩擦係数は 0.15 とし、ボルト、ナット、被締結物の材料は全て弾性体で、ヤング率は 205GPa, ポアソン比は 0.3 である。

図 2. 28 に有限要素に分割した (a) ボルトのねじ山高さを漸減させたボルト締結体, (b) ナット, (d) ねじ山高さを漸減させたボルト (c) 通常のねじ山高さのボルトの三次元モデルを示す。境界条件はボルト頭部を被締結物と固着した上で固定し、ナットを回転させて 40kN の締結力を与えた。

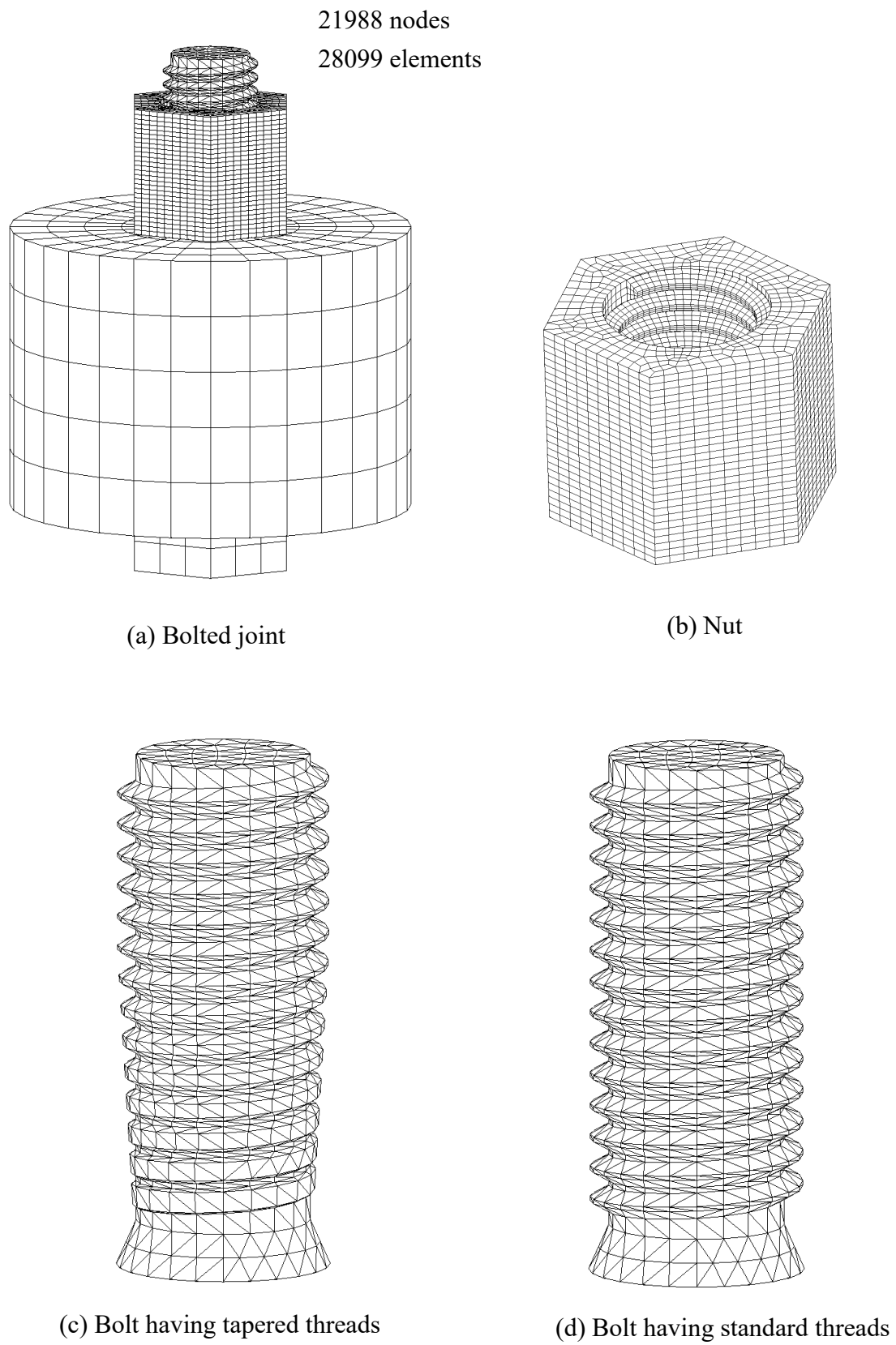


Fig.2.28 Three-dimensional finite element model

2. 7. 2 三次元解析における荷重分担率

図 2. 2 9 に三次元解析によって求めたボルト締結体のはめあいねじ部における荷重分担率とねじ番号との関係を示す．ここでは応力集中の緩和効果が得られなかったナットのねじ山高さを漸減した場合を比較対象から外し，応力集中の緩和効果が得られたボルトのねじ山高さを漸減した場合と通常のねじ山高さの場合とを比較する．ボルトの漸減勾配は 6/100，ナット締結位置は図 2. 1 2 (b) の位置として 2. 5. 2 と同じ条件にした．通常のねじ山高さの場合是一般に知られているようにナット座面に最も近い第 1 ねじ山で荷重分担率が最大となっており，ナット頂面側に近づくに従い減少していく．これに比べて，ボルトのねじ山高さを漸減した場合はナット座面側において荷重分担率が低下しており，その分ナット頂面側の荷重分担率が増加している．第 1 ねじ山の荷重分担率が低減したことは 2. 5. 2 の軸対称解析の結果と一致している．荷重分担率の低減の程度は軸対称解析に比べて三次元解析ではやや大きい．このことから，実際の形状においてもはめあいねじ部における第 1 ねじ山の荷重分担率は低減すると考えられ，応力集中が最大となるボルトの第 1 ねじ谷底の応力集中も緩和すると思われる．

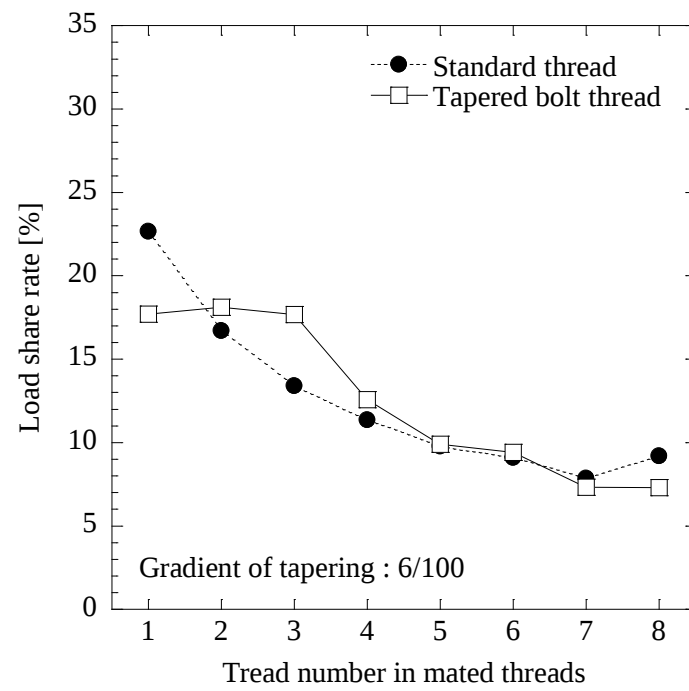


Fig.2.29 Share rate of mating threads with 3D model load

2. 8 弾塑性解析

2. 8. 1 ボルトの伸びと締結力の関係

実際に用いられる材料を考慮してボルト変形能を検討するため、ボルト、ナット、被締結物の材料をSCM435とした解析を行った。SCM435の応力－ひずみ線図を図2. 30に示す。また、ボルト締結体における締付け過程のボルトの伸びと締結力の関係を図2. 31に示す。ねじ山の漸減勾配は6/100、ナット締結位置は図2. 12(b)の位置として2. 5. 2と同じ条件にした。締付け初期においては締結力とボルトの伸びが比例関係にあるが、締結力をさらに増していくとやがて降伏の影響があらわれ始め、もはや比例関係でなくなる。この傾向はねじ山高さに関わらず同様である。わずかながらねじ山高さを漸減させると通常のねじ山高さの場合に比べて降伏の影響が現れる締結力が低下してはいるが、ボルトの変形能はねじ山高さに関わらずほとんど同じであるといえる。このことからねじ山高さを漸減させることでボルトまたはナットが容易にすっぽ抜けたりはしないことがわかる。塑性域が最初に現れる箇所はねじ山高さに関わらず応力集中が最大となるボルト第1ねじ山谷底であり、塑性域が現れる締結力はおおよそ15kNである。

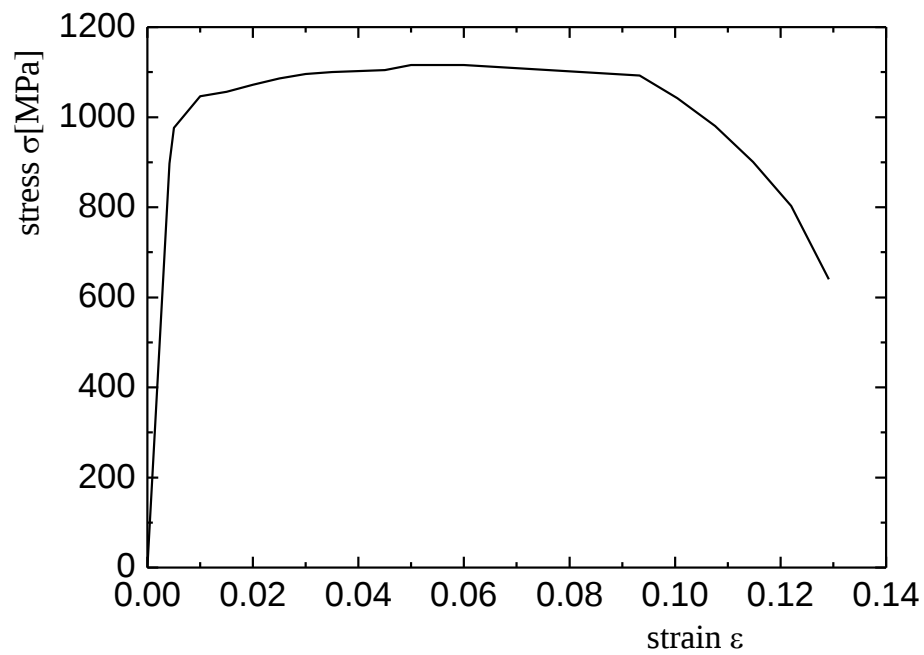


Fig.2.30 Relation between stress and strain of SCM435

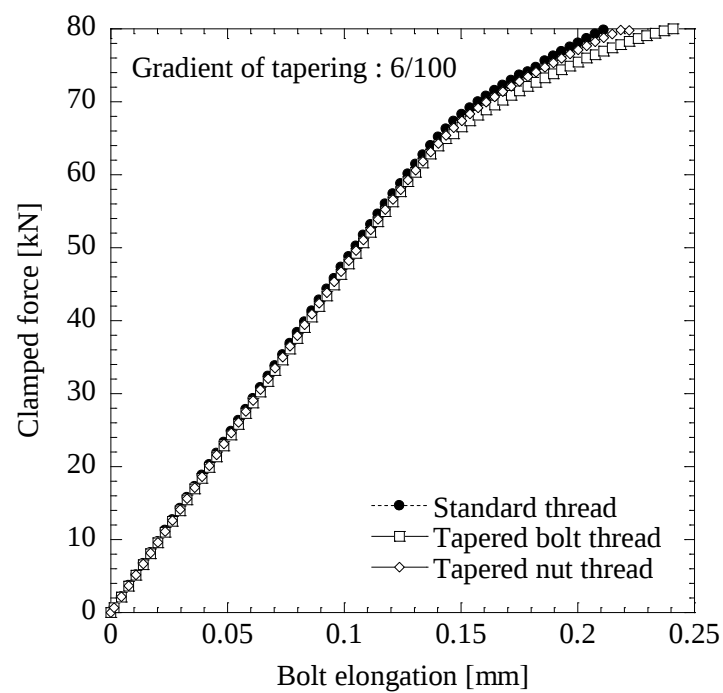


Fig.2.31 Relation between bolt elongation and clamped force

2. 8. 2 応力集中の緩和効果と締結力の関係

図 2. 3 2 に応力集中が最大となるボルト第 1 ねじ谷底における応力集中係数 K_t と締結力との関係を示す。ねじ山の漸減勾配は 6/100, ナット締結位置は図 2. 1 2 (b) の位置として 2. 5. 2 と同じ条件にした。ねじ山高さに関わらず締結力がおよそ 15kN までは応力集中係数 K_t の値はほぼ一定値をとる。ところが, これ以上に締結力を増していくとねじ山高さに関わらずに応力集中係数 K_t の最大値は減少し始め, その値もねじ山高さに関わらずにほとんど同じ値になる。これは応力集中が最大となるボルトの第 1 ねじ谷底において材料の降伏の影響が表れているためである。締結力が 80kN のときには応力集中係数 K_t の最大値はほぼ 1 となっている。このことから, ねじ山高さの漸減による応力集中の緩和効果を発揮する締結力の範囲が存在することがわかる。

図 2. 3 3 に締結力が 10kN と 80kN のときの応力集中係数 K_t とねじ谷底番号の関係を示す。締結力が 10kN のときは第 1 ねじ谷底において応力集中係数 K_t が最大となるが, 締結力が 80kN のときは応力集中係数 K_t の最大値はほぼ 1 に近い値となり, 第-3 ねじ谷底から第 5 ねじ谷底までほぼ一定値をとる。

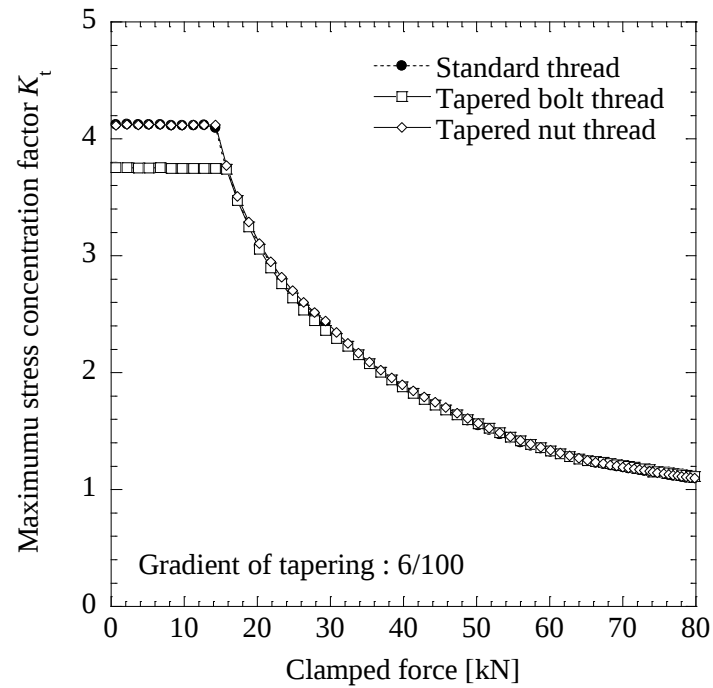


Fig.2.32 Effect of clamped force on the reduction of stress concentration

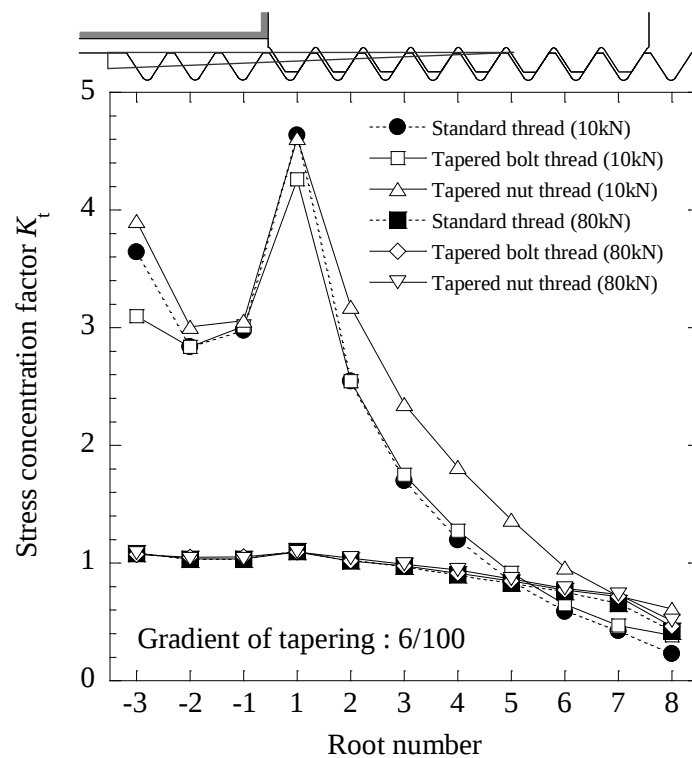


Fig.2.33 Stress concentration factor K_t with different clamped forces

2. 9 まとめ

ボルト締結体におけるねじ谷底の応力集中を緩和させる方法として提案された、ねじ山高さを漸減させたボルト・ナットの応力集中を有限要素法で考察した。さらに、その応力集中の緩和効果を向上させる条件について考察を行った。得られた結論をまとめると以下のようになる。

(1)提案された方法⁽⁶⁾に従って M12 のボルト締結体を考察した。ボルトの漸減勾配を 8/100 とすることにより、通常のボルト締結体と比べて最大で 14%応力集中を低減できる。

(2)ナットのねじ山高さを漸減しても応力集中の緩和効果はほとんど無い。これはナット第 1 ねじ山高さの減少に伴ってボルト第 1 ねじ山に作用する曲げモーメントが増加するためと考えられる。

(3)ナット締結位置をよりボルト頭部側に寄せるとともに、ボルト頭部側のねじ山高さを十分に低くなるようにすれば、ねじ山高さの漸減による応力集中の緩和効果をさらに向上させることが可能である。本論文で考察した範囲で最大応力は最大 20%まで低減された。

参考文献

- (10) T. Ishibashi, *Prevention of Fatigue and Failure of Metals*, Yokendo, (1954), pp. 260-267. (in Japanese)
- (11) T. Fukuoka, Evaluation of the Method for Lowering Stress Concentration at the Thread Root with Modifications of Nut Shape, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series A*, Vol. 60, No.580 (1994), pp. 2782-2788.
- (12) A. Yamamoto, Theory and calculation of screw connection, Yokendo,(1975),(in Japanese),pp.68.
- (13) S. Nishida, et al., 1980, "Screw connection Having Improved Fatigue Strength", United States patent 4,189,975.
- (14) S. Nishida, *Failure Analysis in Engineering Applications*, Nikkankogyoshinbunsya, (1986), pp. 117-123. (in Japanese).
- (15) S. Nishida, et al., *Fatigue Design of Components, ESIS Publication 22*, Elsevier Co. Ltd. (one of best papers), (1998).
- (16) S. Nishida, Failure Analysis for Engineer, A Method to Improve the Fatigue Strength of Bolt, *Plant Engineer*, Vol. 35, No.4 (2003), pp. 64-67.
- (17) S. Nishida, *Stress concentration*, Morikita publishing, (1973), pp. 666.
- (18) S. Nishida, *Failure Analysis in Engineering Applications*, Nikkankogyoshinbunsya, (1986) , pp. 100-102.
- (19) I. Seike , K. Sasaki, S. Hosono, Measurement of Stress Concentrations in Threaded Connections, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers* 40(329) pp.140-145.
- (11) H. Nishitani, et al., Study on the Stress Concentration Problem of a Cylindrical Bar Having a 60°V-Shaped Circumferential Groove under Tension, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series A*, Vol. 72, No.721 (1985), pp. 54-62.

第3章 緩み止め植え込みボルトの薄肉変形部の最適設計

3.1 緒言

ねじ締結体は自動車、電気・電子機器、一般機械、航空機、プラント等をはじめ、多くの製品で使用され、重要な役割を果たしている。しかし、ねじ締結体は長い歴史を持っているにもかかわらず、今日でも振動等の外力による緩みに起因するトラブルや重大事故が後を絶たない。そのため、緩みを防止することにより締結部の安全性を向上させる、ボルト又はナットが望まれている。また、この期待に応えるため、近年、種々の緩み止めナットが開発されている。一方、ナットを用いない植込みボルトの緩みを防止する工夫としては、図3.1に示す針金止めや、プレート折り曲げ固定の他、丸鋼の溶接固定などが開示されている。しかし、これらは、いずれも締付けた後に取り外すのが困難で、繰り返し使用性に欠けるものであり、部品点数も多く、構成が複雑であり、製造に工数を要するなど不便が多い。

この様な欠点を補う緩み止め植込みボルトとして図3.2のようなスーパースタッドボルトが開発された⁽¹⁾。このスーパースタッドボルトは単独で緩み止めが可能で、省力化に貢献できる。図3.2(b)にスーパースタッドボルトの緩み止めの原理を示す。図3.2(b)に示すように、上部ねじ部、下部ねじ部を分けた薄肉部が存在することに特徴がある。この薄肉部を軸方向に変形させて作製することで、ねじのはめあいに位相差を設定する。そのため、締込時に薄肉部が弾性変形することで、バネ効果を与える。これにより、ボルトのねじ山の各々内側の接触面を軸方向並びに相反する回転方向よりグリップすることで緩みを防ぐという機構になっている。

図3.2に示す緩み止めボルトにおいて、その緩み止め効果に重要な影響を与えるのは薄肉バネ部の特性である。そこで本研究では、有限要素法を用いてバネ部の形状と緩み止め効果の関係ならびに、理想的なバネ部の形状やその製作方法について検討する。

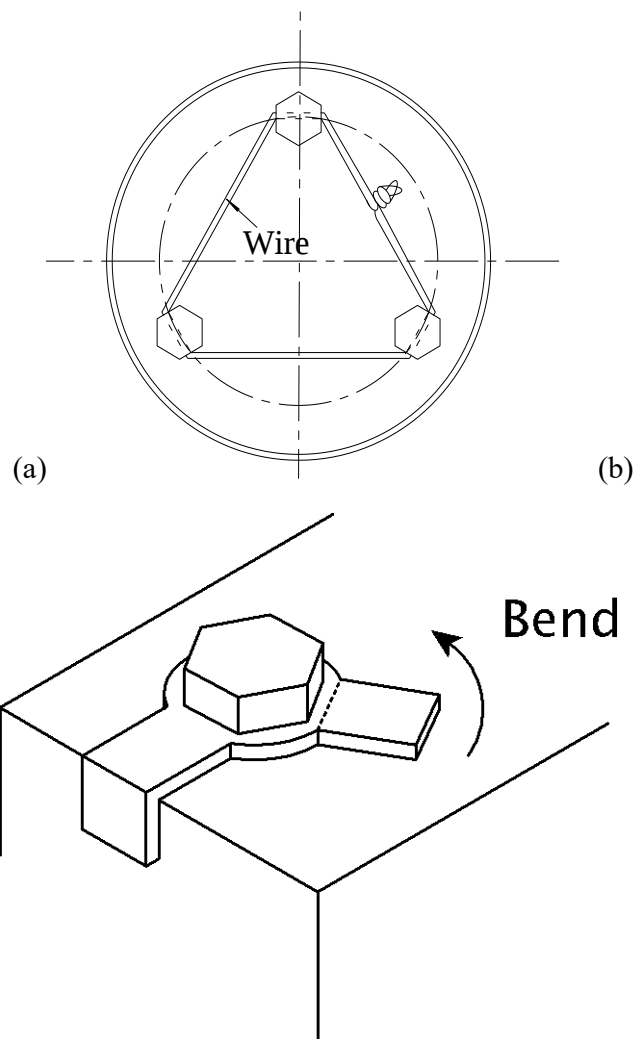


Fig. 3.1 Anti-Loosening bolt

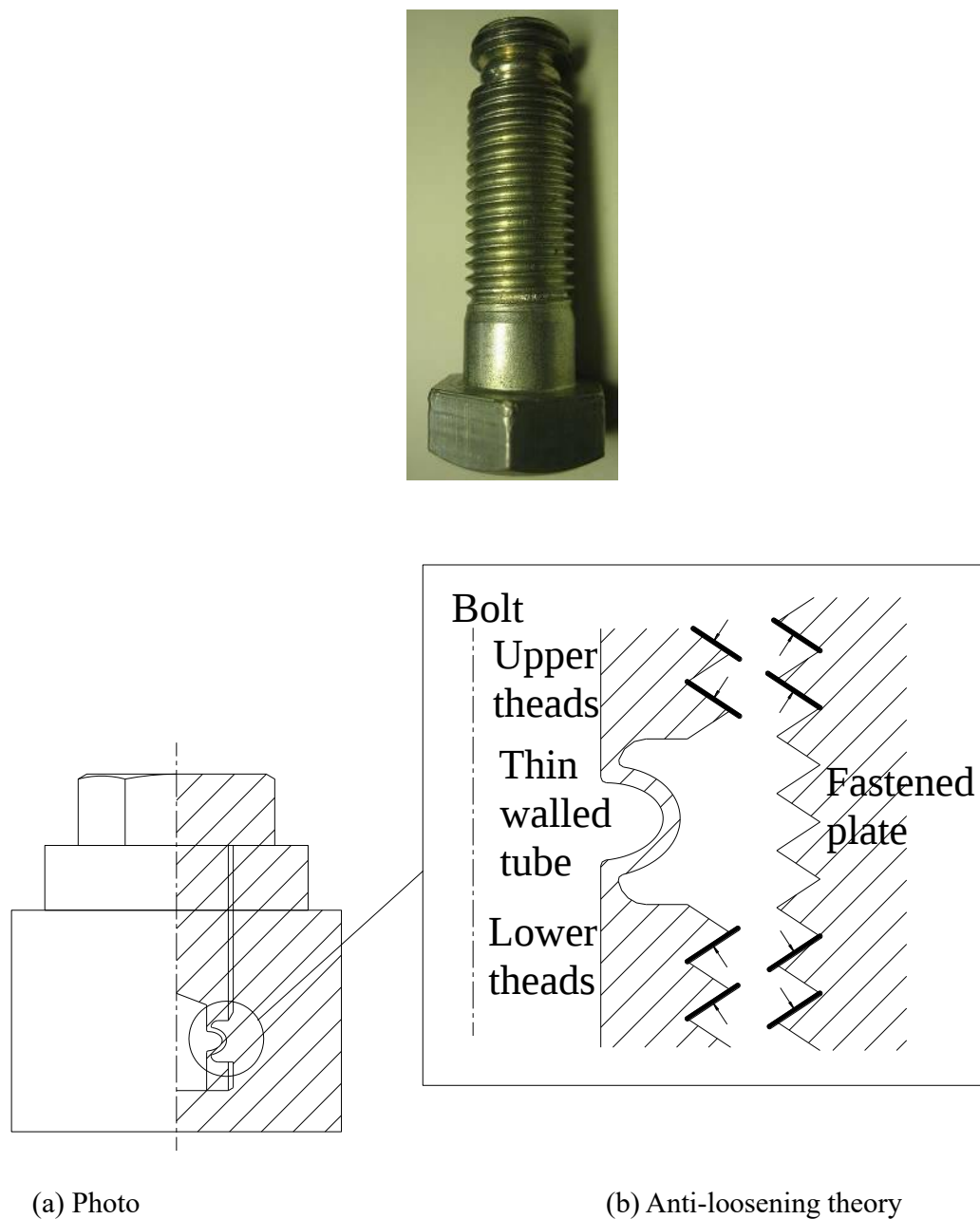


Fig. 3.2 Super stud bolt

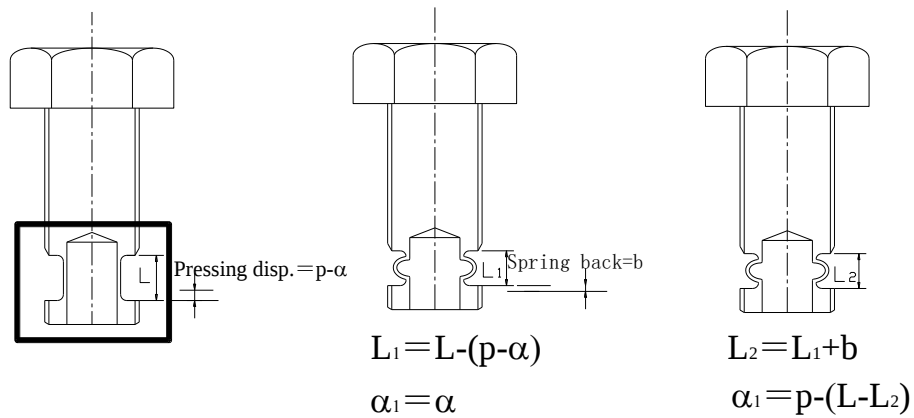
3. 2 解析モデルと解析方法

本研究では、スーパースタッドボルトの薄肉部の形状と緩み止め効果の関係を考察する．スーパースタッドボルトの加工過程を図3．3に，締結過程を図3．4に示す．図3．3 (a)は通常のM16 植込みボルトの先端に穴をあけるとともに，長さLの部分を外側から切り取り，薄肉部を作製した状態である．この状態で薄肉部前後のねじの位相差は0である．また図3．3 (b)は薄肉部にねじ山のピッチ p (M16 の場合 $p=2\text{mm}$) よりわずかに小さい $(p-\alpha)$ の圧縮変形 (α はみかけの位相差) を与えた

状態であり，薄肉部の長さ $L_1=L-(p-\alpha)$ である．次に，図 3. 3 (c) は (b) から b だけスプリングバックした状態である．長さ $L_1=L-(p-\alpha)$ ， $L_2=L-(p-\alpha)$ の関係より，加工後の図 3. 3 (c) の状態での実位相差 $\alpha_2=\alpha+b=p-(L-L_2)$ で表される．図 3. 4 (d) は締結前の状態であり図 3. 3 (c) と同じ寸法を有する ($L_3=L_2$ ， $\alpha_3=\alpha_2$)．また，図 3. 4 (e) は締結後に位相差が 0 となった状態である．次に，図 3. 4 (f) は取り外し後 b' だけスプリングバックした状態である．後述する図 3. 8 の例における $L, L_1 \sim L_5, P, \alpha_1 \sim \alpha_5$ の具体的数値を図 3. 3 と図 3. 4 に () で示す．これらの過程を解析する際，材料は SCM435 として，ヤング率 206GPa，ポアソン比 0.3 とした．計算に用いた応力とひずみの関係を図 3. 5 に示す．

解析対象は図 3. 7 (a) の枠部分で， $L=4.8 \sim 6.8\text{mm}$ ， $R=0.5 \sim 1.0\text{mm}$ ， $t=0.4 \sim 0.8\text{mm}$ の範囲でその寸法の影響を考察する．図 3. 6 のように，境界条件としてモデル底部を固定壁に完全拘束し，上より剛体を z 方向の強制変位でモデルに押し付ける．

解析には MSC. Marc を使って，スーパースタッドボルトの薄肉部の軸対称四節点一次要素モデル(図 3. 7)を作って，弾塑性大ひずみ・大変形解析を行った．全要素は 2082，全節点数は 2243 である．図 3. 3 に示すようにスーパースタッドボルトの加工では，図 3. 3 (a) $\rightarrow$ (b) の変形過程と，図 3. 3 (b) $\rightarrow$ (c) のスプリングバックの過程が含まれる．これを図 3. 7 のモデルの圧縮と除荷で表現する．さらに，図 3. 4 に示すスーパースタッドボルトの締付け過程 (d) $\rightarrow$ (e) と取り外し過程 (e) $\rightarrow$ (d) では，薄肉部の外側へのふくらみ形成後の，図 3. 6 のモデルの圧縮と除荷で表現できる．



(a) Before deforming (b) Loading and deforming (c) After unloading

Fig.3.3 Change in the course of processing

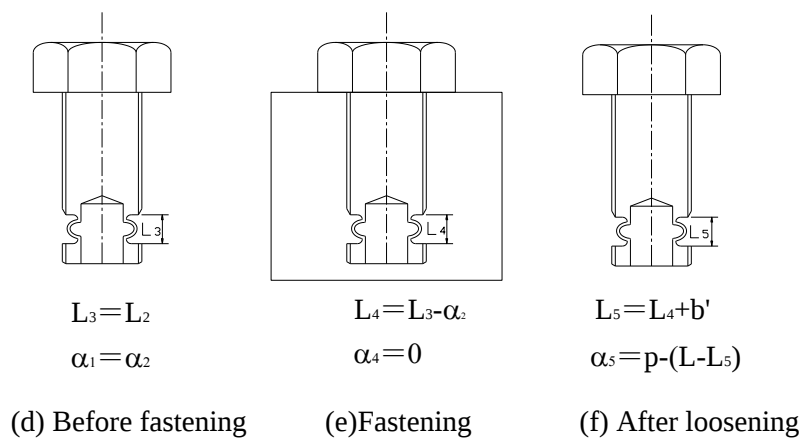


Fig.3.4 Change in the course of fastening

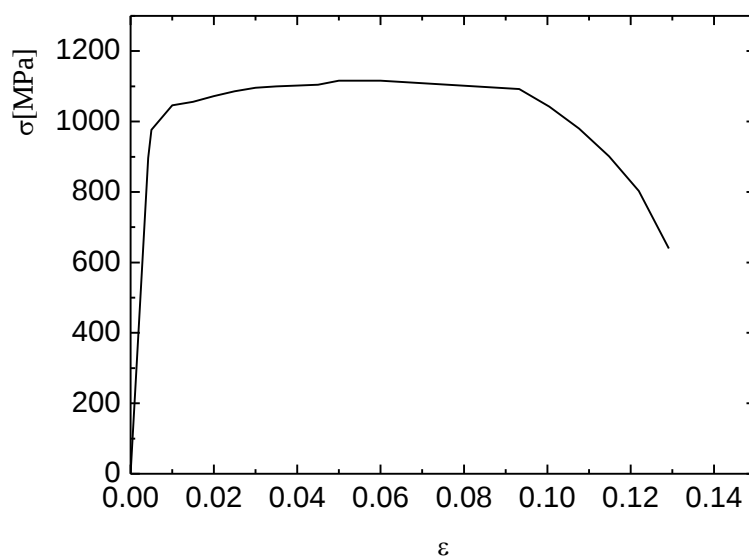


Fig.3.5 Relation between stress and strain

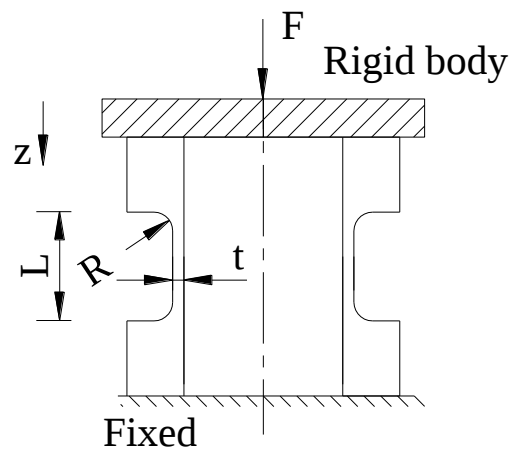
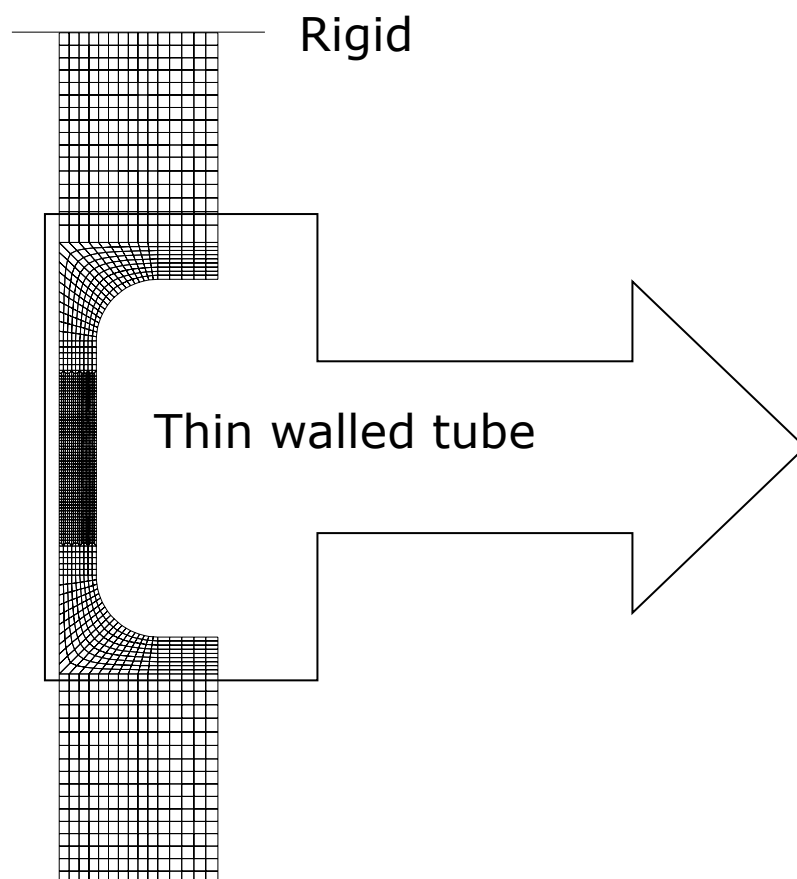
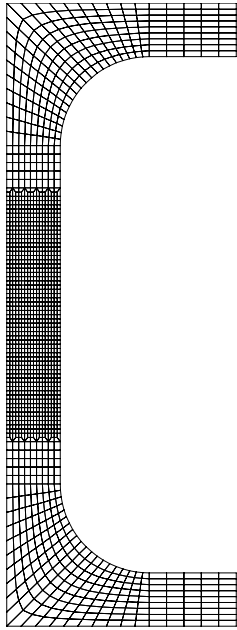


Fig.3.6 Analysis model





(a) Detail of thin walled tube

Fig.3.7 Axial symmetric finite element model

3. 3 加工時・締結時の軸力と変位の関係

$L=5.8\text{mm}$, $R=1\text{mm}$, $t=0.6\text{mm}$, $p-\alpha=1.9\text{mm}$ のときの軸力と z 方向の変位の関係を図 3. 8 に示す. 図 3. 8 中の (a)~(f) は図 3. 3, 図 3. 4 の (a)~(f) に対応する. また, 図 3. 8 中の (a)~(f) 横の数値は荷重 (kN) と変位 (mm) を示す.

図 3. 8 に示すように M16 の通常ボルトのピッチ $p=2.0\text{mm}$ に対し, (b) 押し込み量 $L-L_1=1.9\text{mm}$ を与える. このときみかけの位相差 $\alpha=\alpha_1=0.1\text{mm}$ であるが, スプリングバック $b=0.06\text{mm}$ が生じるため, 結局薄肉部の加工過程によって (c) で $L-L_2=1.84\text{mm}$ の永久変形 (実位相差 $\alpha_2=\alpha_1+b=0.16\text{mm}$) が生じる. その後 1 回目の取り付け (図 3. 8 (d) $\rightarrow$ (e)) によりボルトの薄肉部が再度塑性変形し, 取り外し後 (f) $L_3-L_5=1.94-1.84=0.10\text{mm}$ の永久変形が生じる. なお, 2 回目以降の取付け・取り外しで, 変形は全て弾性範囲となるので, 軸力と変位の関係は図 3. 8 の (e), (f) 間の移動で表現される.

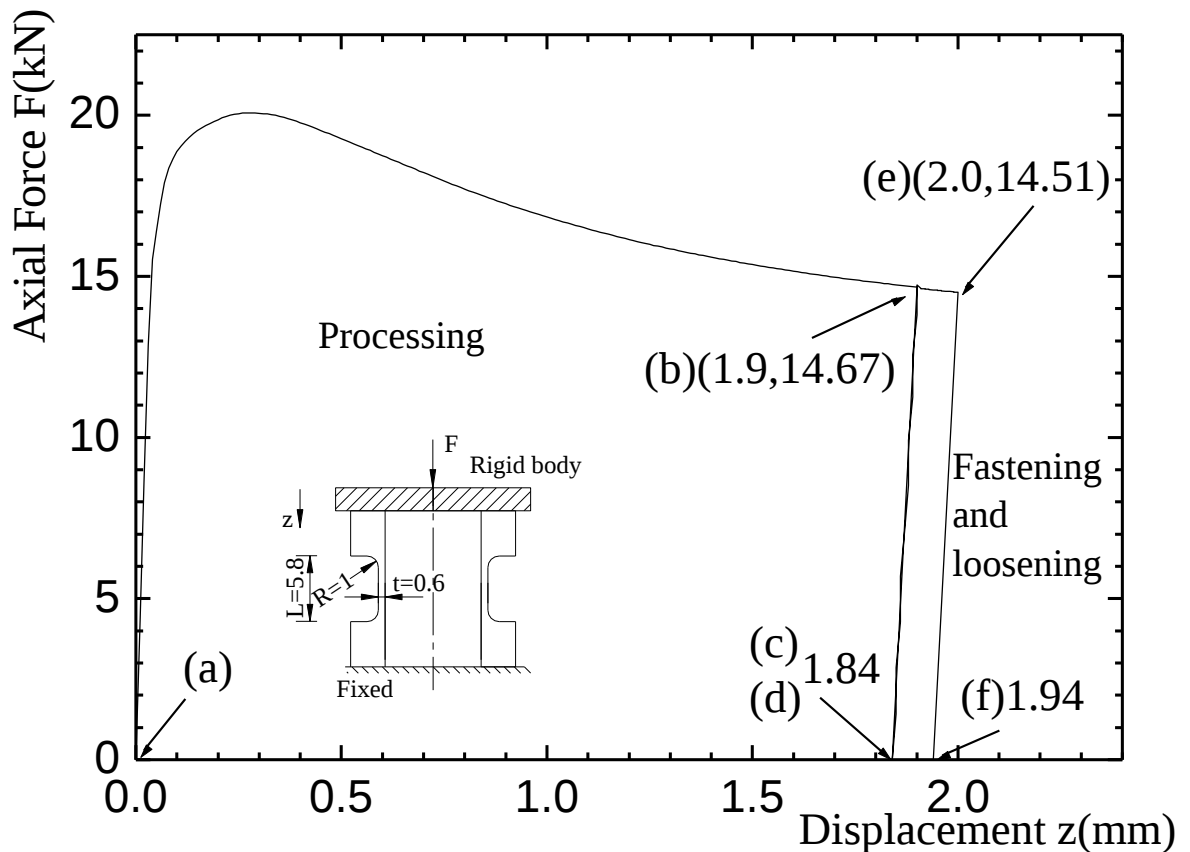


Fig.3.8 Relation between axial force and displacement ($L=5.8\text{mm}$, $R=1\text{mm}$, $t=0.6\text{mm}$)

スーパースタッドボルトのプリベリングトルク T_s は, 通常ボルトの締め付けトルク T を求める式(1) ⁽²⁾ から, 座面の有効径 $d_w=0$ とおくことで計算できる. その値は $20.64 \text{ N} \cdot \text{m}$ となる.

$$T = \frac{d_2}{2} F \tan \rho' + \frac{d_2}{2} F \tan \beta + \frac{d_w}{2} \mu_w F \quad (1)$$

- T : 締め付けトルク $[\text{N} \cdot \text{m}]$
 d_2 : 有効径の基準寸法 $[\text{m}]=0.01472\text{m}$
 F : 軸力 $[\text{N}]=14510\text{N}$
 ρ' : ねじ間の摩擦角 $[^\circ]=(\arctan 0.15)^\circ$
 β : ねじのリード角 $[^\circ]=0.043^\circ$
 d_w : 座面の有効径 $[\text{m}]=0$
 μ_w : 座面間の平均摩擦係数 $=0.15$

右辺の第一項はねじ面の摩擦トルク, 第二項はねじを進めるのに必要なトルク, 第三項は座面の摩擦トルクに相当する. プリベリングトルク T_s は空トルクであるが, 第三項は 0 である. これより, 空回しトルク (プリベリングトルク T_s) の計算式(2)を導くことができる.

ここで軸力 F^* は図 3. 2 の上部ねじ部と下部ねじ部の間の薄肉部が生じる軸力である. 締結時の空トルクがわかることで緩み止め効果を把握することが可能である.

3. 4 緩み止めの性能に影響を及ぼす薄肉変形部の形状

薄肉部の形状が異なれば、薄肉部のばね定数(図 3. 8 の(b)-(c)間および(e)-(f)間の傾き)も変わる. このばね定数 k はスーパースタッドボルトの緩み止め性能に重要な影響を与える. 式(1)よりボルト軸力が小さいとプリベリングトルク T_s が小さいため緩み易く, 大きすぎると T_s も大きいため取付けが困難になる. このため, 緩み止めの効果を発揮できるボルト軸力の範囲 ΔF が存在する. 図 3. 9 に示すように, ばね定数 k_1 について, 緩み止めの効果を発揮するためには, 設定すべき位相差の誤差の許容範囲は $\Delta \alpha_1$ となる. またばね定数 $k_2 (< k_1)$ については, 位相差の誤差の許容範囲は $\Delta \alpha_2$ となり, $\Delta \alpha_1 < \Delta \alpha_2$ となる. つまりばね定数が小さければ, 緩み止めの効果を十分に発揮できる位相差の誤差の許容範囲が広がる⁽³⁾.

3. 4. 1 薄肉部の長さ L

薄肉部の曲率 $R=1.0\text{mm}$, 厚さ $t=0.6\text{mm}$ として, 長さ L を変化させ, 一定の圧縮変形 1.9mm (みかけの位相差 $\alpha_1=0.1\text{mm}$) を与えたときの解析結果を表 1 と図 3. 10 に示す.

表 1 より, 薄肉部の長さ L を $4.8 \rightarrow 6.8\text{mm}$ と増加させると, ばね定数は減少し, スプリングバックは増加する. 即ち, L の増加に伴って加工過程における弾性変形の割合は増加し, 実位相差 ($\alpha_2 = \alpha_1 + b$) も増加する. しかし, これらの増加に関らず, 取り付け過程において再び塑性変形が生じる. その際, 図 3. 10 に示すように, L の増加に伴って薄肉部における軸力が低下することによってプリベリングトルクも低下する. さらに L の増加は加工コストの増加も伴う. このような考察から, 加工前の薄肉部長さ $L=4.8\text{mm}$ が最適であると判断できる. なお $L < 4.8\text{mm}$ では薄肉直線部 ($L-2R$) が短いため, 外側へのふくらみ形成が困難になるなどの問題が生じる.

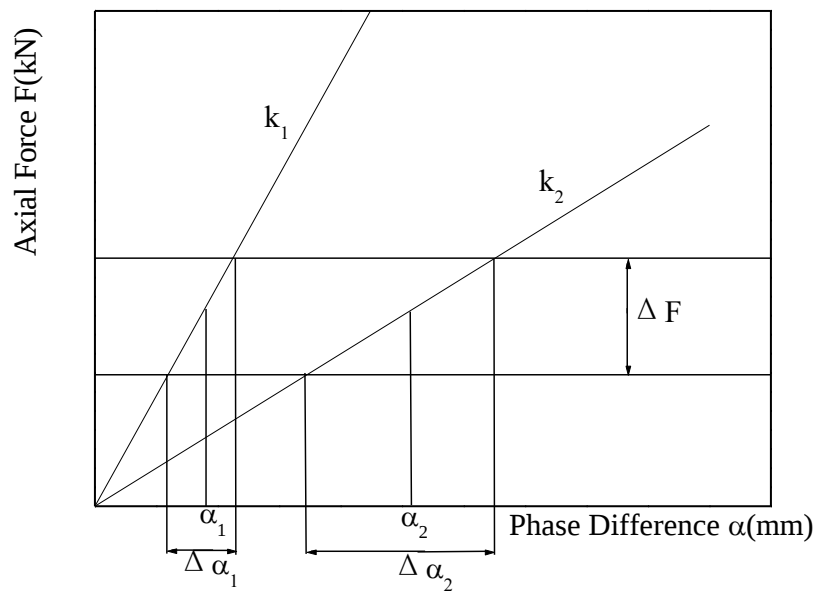


Fig.3.9 Relation between axial force and phase difference

Table.1 Dimensions of different length L
($L-L_1=1.9\text{mm}$ in Fig.3.3, $R=1.0\text{mm}$, $t=0.6\text{mm}$ in Fig.3.6)

Length of thin walled tube L (mm)	Spring factor k ($\times 10^8 \text{N/m}$)	Spring back b (mm)	Prevailing torque T_s (N-m)
4.8	4.36	0.04	25.08
5	3.88	0.04	23.86
5.8	2.63	0.06	20.64
6	2.42	0.06	19.83
6.8	1.89	0.07	17.73

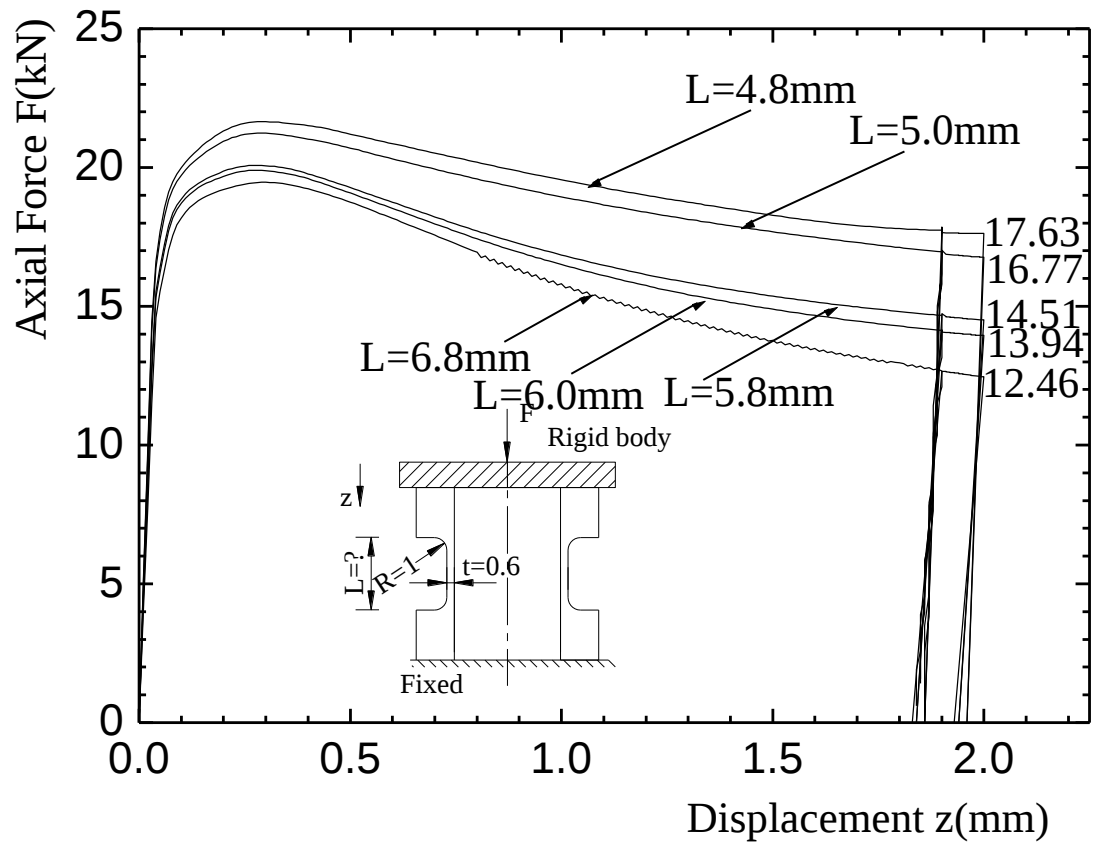


Fig.3.10 Relation between axial force and displacement of different length($R=1.0$ mm, $t=0.6$ mm)

3. 4. 2 曲率半径 R

薄肉部の長さ $L=5.8\text{mm}$ ，厚さ $t=0.6\text{mm}$ として，曲率 R を変化させ，一定の圧縮変形 1.9mm を与えたときの軸力と軸方向変位の関係を図 3. 11 に示す．

図 3. 11 より，薄肉部の長さ L と厚さ t を一定として，曲率 R が変化しても，薄肉部のばね定数や緩み止め性能の影響は少ないことがわかる⁽⁴⁾．図 3. 12 に軸方向の応力 σ_z の分布を示す．これらの図は図 3. 8 の (b) の位置，すなわち，みかけの位相差 0.1mm を与えたときの応力分布である． R が小さくなると薄肉部の両端丸み部に応力集中が生じ，逆に R が大きくなると，薄肉部の中央部に応力集中が生じる．図 3. 11 と図 3. 12 より，最適の R は 0.5mm 程度と考えられる．このように，薄肉部の曲率 R は薄肉部の応力状態に大きく影響を与える．

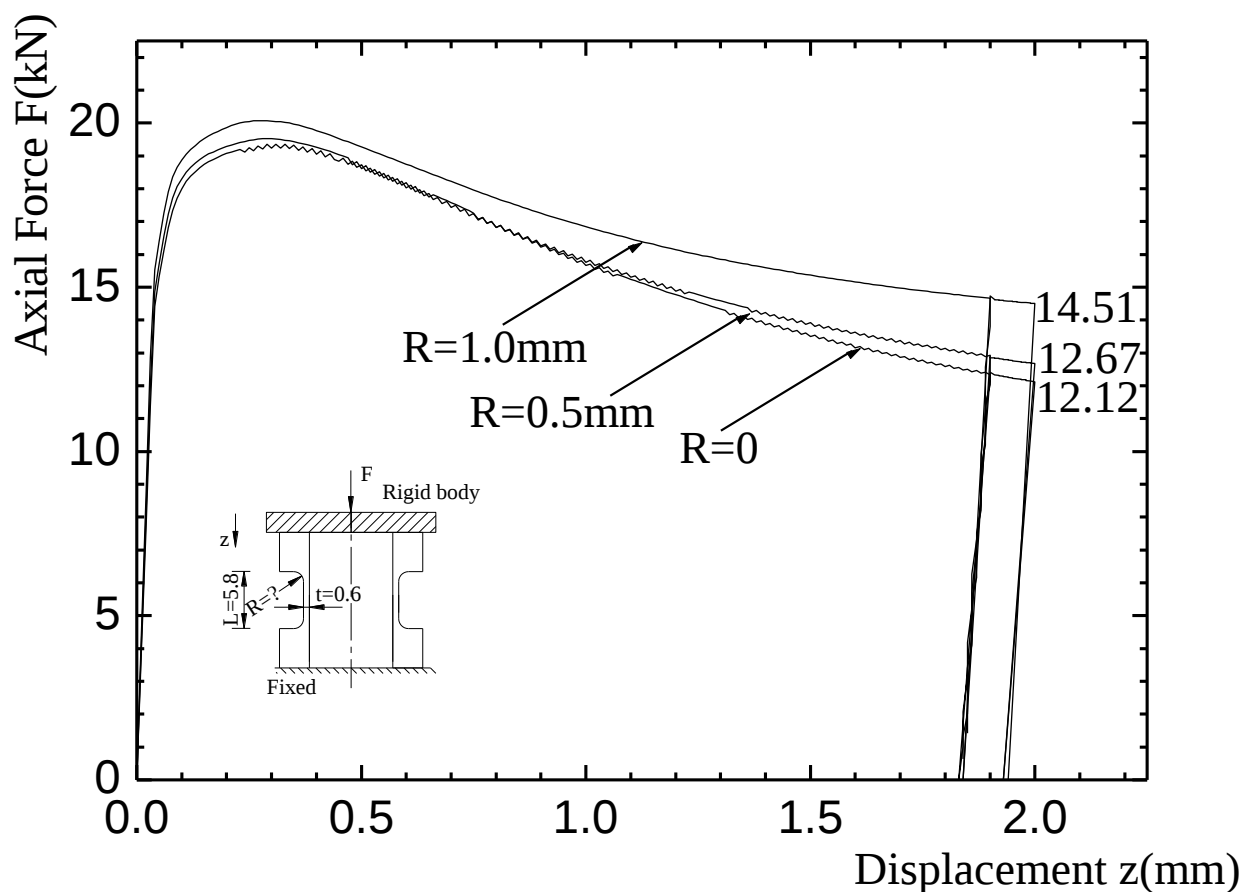
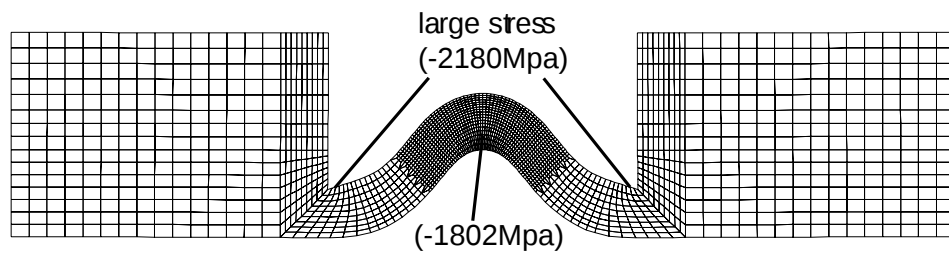
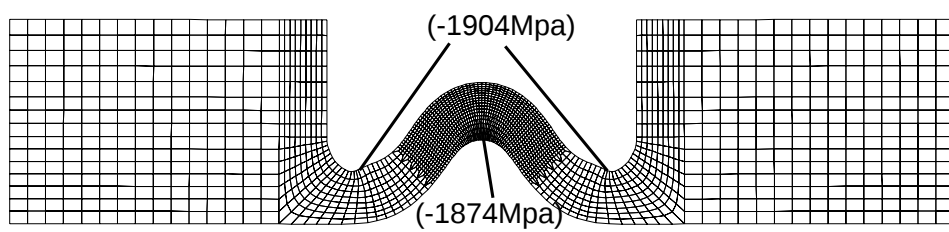


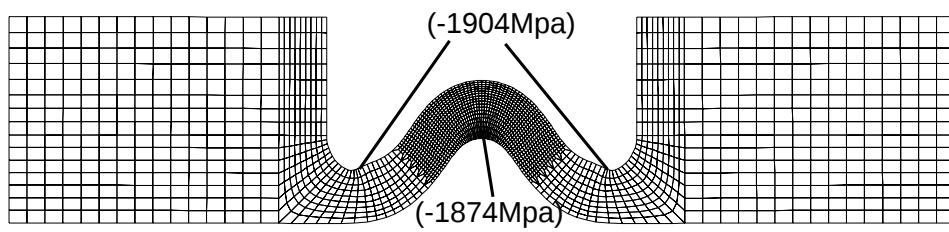
Fig.3.11 Relation between axial force and displacement of different curvature R ($L=5.8\text{mm}$, $t=0.6\text{mm}$)



(a) $R=0\text{mm}$



(b) $R=0.5\text{mm}$



(c) $R=1.0\text{mm}$

Fig.3.12 Stress distribution of different curvature R ($L=5.8\text{mm}$, $t=0.6\text{mm}$)

3. 4. 3 薄肉部の厚さ t

薄肉部の曲率半径 $R=1.0\text{mm}$ と長さ $L=5.8\text{mm}$ を一定として、厚さ t を変化させた場合の計算の結果を表 2 に示す.

表 2 より、厚さ t は薄くなるとバネ定数が小さく、スプリングバック b が大きくなる. 即ち、薄肉部の厚さ t は薄いほど、弾性域が拡大し、緩み止め性能を発揮できる位相差の誤差範囲が大きくなる. 加工過程と取り付け過程における軸力と z 方向の変位の関係を図 3. 1 3 に示す.

図 3. 1 3 より、 $t=0.4\text{mm}$ のとき、加工過程の最大加工力が非常に低くなり、使用過程の締付け力も小さくなって、加工過程と締め付け過程が容易となる.

厚さ t が変化するときの薄肉変形部応力分布を考察する. 薄肉部が変形するとき、軸方向 z の応力が一番大きい. そこで、薄肉部の応力 σ_z の分布と塑性ひずみ ε_z の分布を図 3. 1 4, 図 3. 1 5 に示す. 図 3. 1 4, 図 3. 1 5 より、 $t=0.4$ のとき、薄肉中心部にふくらみが生じた場合の最大応力が最も小さくなるので最適と考えられる.

Table.2 Dimensions of different thickness t
($R=1.0\text{mm}$, $L=5.8\text{mm}$)

Thickness of thin walled tube t (mm)	Spring factor k ($\times 10^8 \text{N/m}$)	Spring back b (mm)	Prevailing torque T_s (N-m)
0.8	5.37	0.05	36.98
0.6	2.63	0.06	20.64
0.4	0.77	0.07	7.75

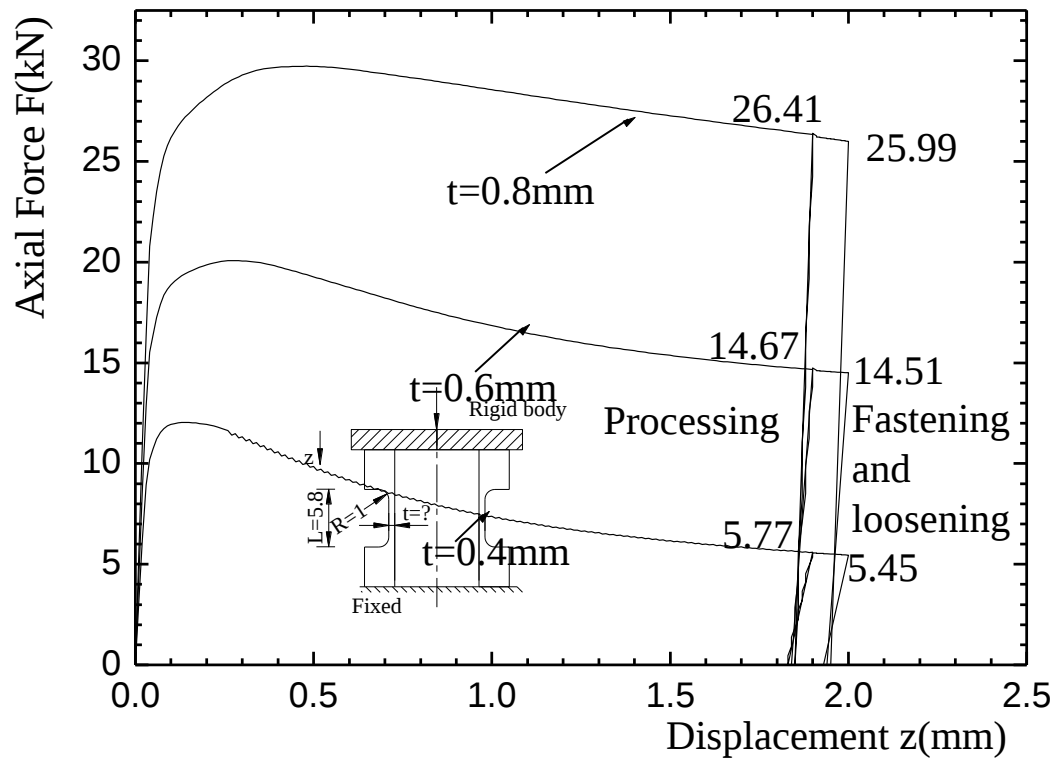


Fig.3.13 Relation between axial force and displacement of different thickness t ($R=1.0\text{mm}$, $L=5.8\text{mm}$)

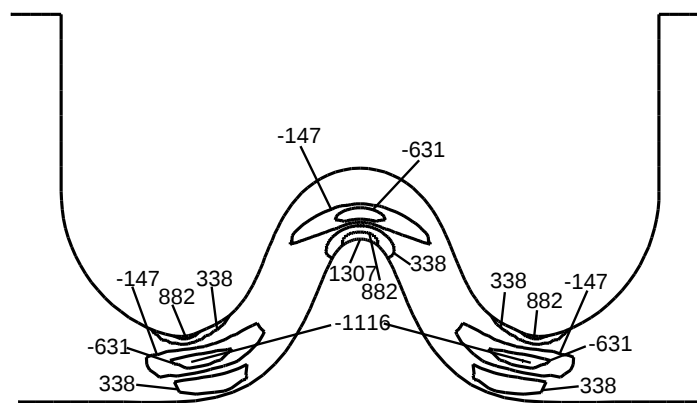
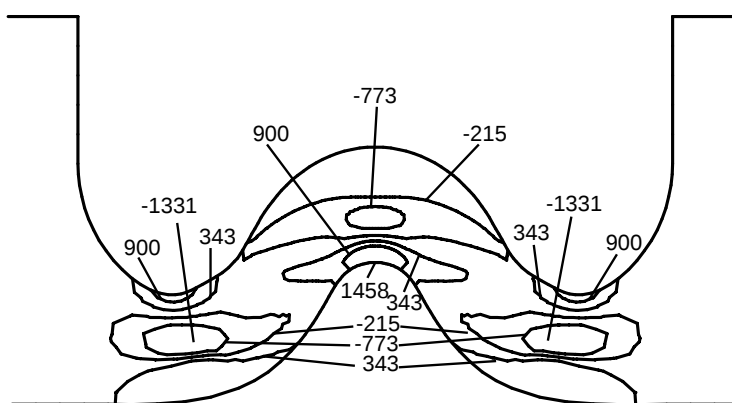
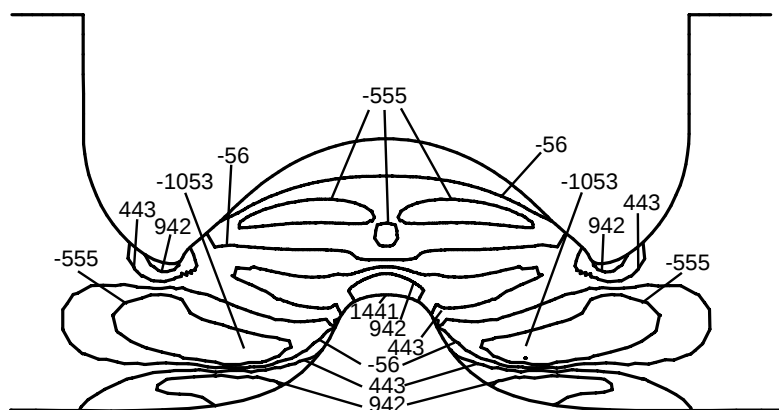
(a) $h=0.4\text{mm}$ (b) $h=0.6\text{mm}$ (c) $h=0.8\text{mm}$

Fig.3.14 Distribution of σ_z
($R=1.0\text{mm}, L=5.8\text{mm}$)

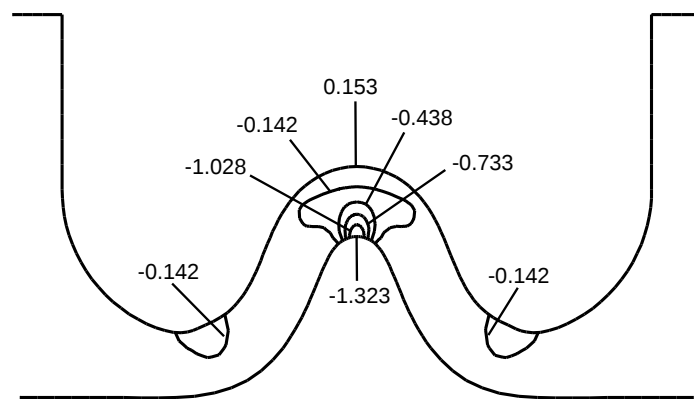
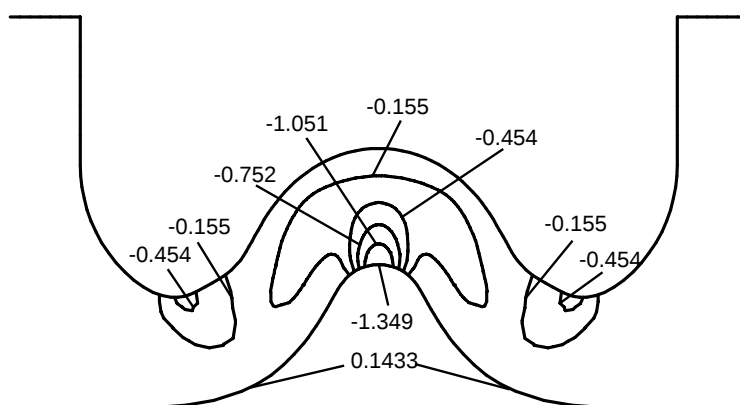
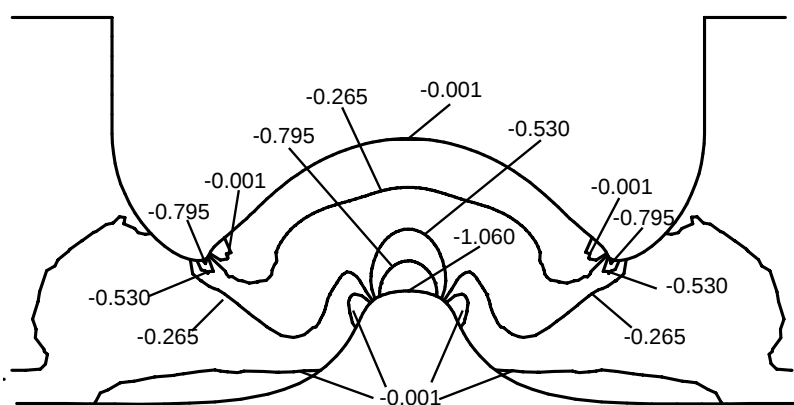
(a) $h=0.4\text{mm}$ (b) $h=0.6\text{mm}$ (c) $h=0.8\text{mm}$

Fig.3.15 Distribution of ε_z
($R=1.0\text{mm}$, $L=5.8\text{mm}$)

3. 4. 4 薄肉部の最適な形状

以上の考察から最適寸法として $t=0.4\text{mm}$, $R=0.5\text{mm}$, $L=4.8\text{mm}$ を採用した場合の軸力と変位の関係を図 3. 16 に示す. この場合の薄肉部のふくらみ形成後のばね定数 $k=8.22\times 10^7$ であり, 表 1, 表 2 と比べてかなり小さい. 一方, スプリングバック $b=0.07\text{mm}$ で大きいことから, 弾性変形範囲が大きいことが期待できる. また, プリベリングトルク $T_s=7.91\text{N}\cdot\text{m}$ は十分な大きさであり, 緩み止め性能を実験的にも確認できる⁽⁵⁾. 応力分布 σ_z と塑性ひずみ分布 ϵ_z を図 3. 17, 図 3. 18 に示す. 図 3. 14, 図 3. 15 と比べて応力やひずみの値は十分に小さい.

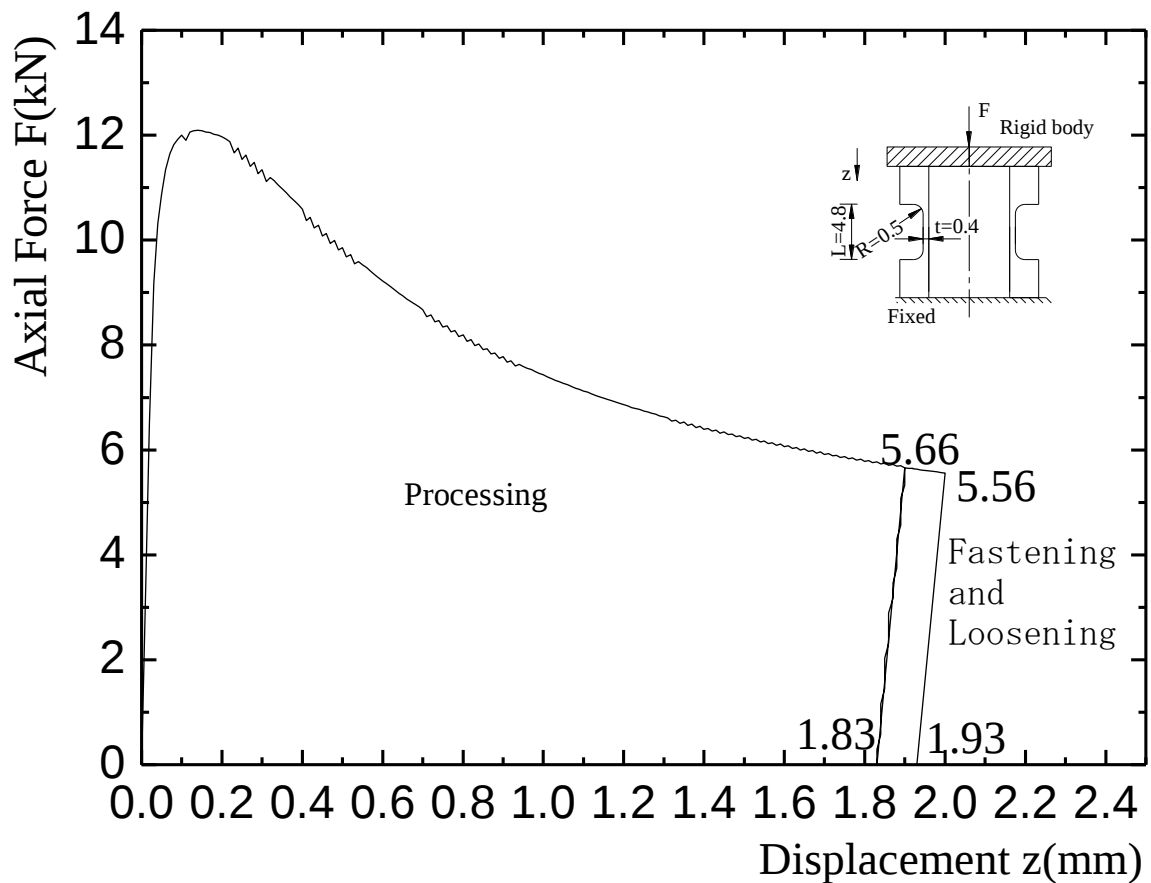


Fig.3.16 Relation between axial force and displacement
($R=0.5\text{mm}$, $L=4.8\text{mm}$, $t=0.4\text{mm}$)

3. 4. 5 合理的な位相差

薄肉部に位相差があるので，スーパースタッドボルトは緩み止め性能を発揮する．位相差がこの緩み性能に重要な影響を及ぼすと考えられるので，加工時の圧縮しろを 1.7～2.0mm(みかけの位相差 0.3～0mm)と変化させて考察する．加工過程と取り付け過程における軸力と z 方向の変位の関係を図 3. 19 に示す．

図 3. 19，表 4 より，位相差が変わっても，ばね定数と軸力もあまり変化しないので，プリベリングトルクもあまり変化しない．しかし，位相差が大きくなると，締め込むときの塑性変形が大きくなる．締め込むときに弾性変形が主となること，および位相差が極端に小さいときに加工誤差によって位相差が 0 になってしまう可能性を考慮すると，最適な位相差は 0.1mm と考えられる．

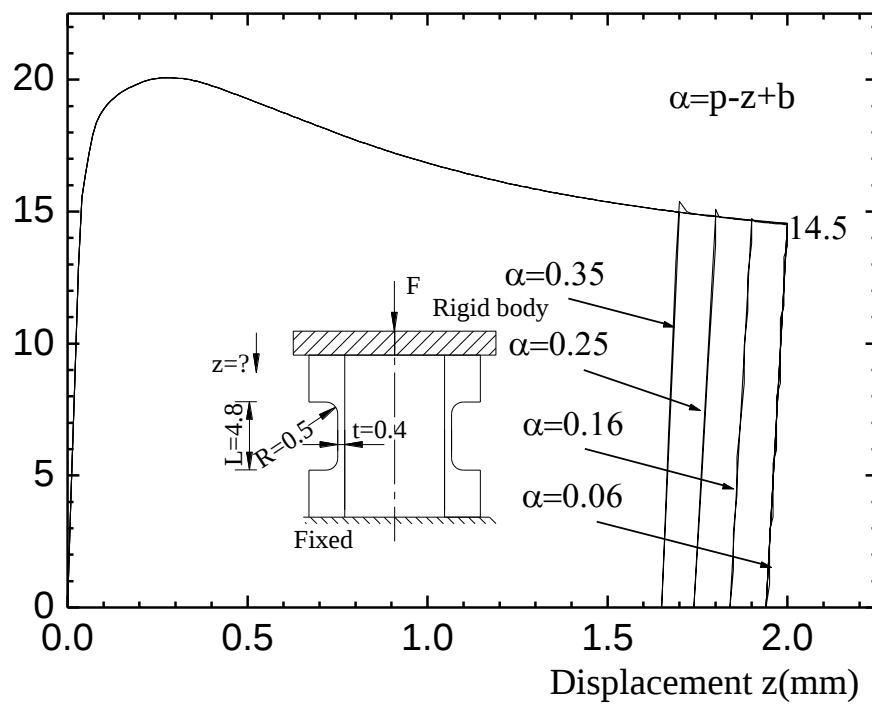


Fig.3.19 Relation between axial force and displacement under various phase differences

Table.4 Results of different forced displacements

Forced displacement x (mm)	1.7	1.8	1.9	2
phase difference α (mm)	0.35	0.25	0.16	0.06
Spring factor $k \times 10^8$ (N/m)	2.579	2.575	2.572	2.575
Axial force F (kN)	14.56	14.53	14.51	14.46
Prevailing torque T_s (N-m)	20.71	20.67	20.64	20.58

3.5 まとめ

本研究はスーパースタッドボルトの緩み止め性能を研究するため、有限要素法で加工過程と締め付け過程をシミュレーションした。その結果、軸力と薄肉部の変形との関係を明らかにした。そして、緩み止め性能に重要な影響を与える薄肉部の最適な形状を考察して、合理的な位相差を決めた。結論をまとめると以下ようになる。

- (1) 薄肉部の曲率 $R=1.0\text{mm}$ 、厚さ $t=0.6\text{mm}$ と固定して、薄肉部の長さ ($L=4.8\sim 6.8\text{mm}$) の影響を調べた。長さ L を増加させても弾性変形域は大幅には増加しない。よって薄肉部のふくらみが生じる $L=4.8\text{mm}$ が最適と考えられる。
- (2) 薄肉部の長さ $L=5.8\text{mm}$ 、厚さ $t=0.6\text{mm}$ を固定して、曲率 R ($0\sim 1.0\text{mm}$) の影響を調べた。薄肉部両端曲率半径 R はスーパースタッドボルトの緩み止め性能とばね定数にあまり影響しない。よって、応力が小さい $R=0.5\text{mm}$ が良いと考えられる。
- (3) 薄肉部の曲率半径 $R=1.0\text{mm}$ と長さ $L=5.8\text{mm}$ を固定して、厚さ t の影響を調べた。厚さが薄くなると、薄肉部の弾性性能が良くなる。そのため、強度に問題のない $t=0.4\text{mm}$ が最適と考えられる。
- (4) スーパースタッドボルトの緩み止めの性能ならびにばね定数や薄肉部の応力分布や加工コストなどを考察することにより、JIS M16 スーパースタッドボルトの最適な寸法として $R=0.5\text{mm}$ 、 $L=4.8\text{mm}$ 、 $t=0.4\text{mm}$ を得た。
- (5) 薄肉変形部の位相差はスーパースタッドボルトの緩み止め性能にあまり影響しない。よって、締め込み時の塑性域が小さい、位相差が $0.1\text{mm}\sim 0.15\text{mm}$ が望ましいと考えられる。

参考文献

- (1) Daiki Kogyo KK., 2004, Super Stud Bolt, Japan Patent (in Japanese) 2004-3585.
- (2) M. Kaneta, U. Yamamoto, Foundational Mechanical Design Engineering, Rikogakusha, (2003),(in Japanese),pp.58-59
- (3) M. Nagawa, N.-A. Noda, H. Ichihara, M. Yamada, , K. Saito, Study of Anti-Loosening Super-Lock Nut and Super-Lock Bolt, Mechanical Design, Vol. 47, No.8, (2003),(in Japanese), pp.35-42
- (4) Y. Xiao, M. Kuhara, N.-A. Noda, K. Saito, M. Nagawa, A. Yumoto, A. Ogasawara, , Influence of the Shape of Thin Walled Tube on the Mechanical Performance of Super Stud Bolt, Proceedings of the Japan Society of Mechanical Engineers, No.078-1, (2007), pp.23-24.
- (5) <http://www.superbn.jp/ssb.html>

第4章 スーパーロックナットの薄肉変形部の最適設計

4.1 緒言

近年、種々の緩み止めナットが開発されて、市販もされている。第3章のスーパースタットボルトと同じ原理で図4.1のようなスーパーロックナットが開発された⁽¹⁾。このスーパーロックナットは単独で緩み止めが可能で、繰り返し使用も可能であり、万一、締め付けが不十分でも脱落しない。また、作業工程が1工程で済むので、省力化に貢献できる。図4.2にスーパーロックナットの緩み止めの原理を示す。図4.2に示された上部ねじ部、下部ねじ部を分けた薄肉部が存在することに特徴がある。この薄肉部を軸方向に変形させることで、ねじのはめあい状態において位相差を設定する。その位相差の存在により、締込時に薄肉部が弾性変形（バネ効果）する。これより、ボルトのねじ山の各々内側の接触面を、軸方向並びに相反する回転方向よりグリップすることで緩みを防ぐという機構になっている。

図4.2に示す緩み止めナットにおいて、その緩み止め効果に重要な影響を与えるのは薄肉バネ部の特性である。そこで本研究では、有限要素法を用いてバネ部の形状と緩み止め効果の関係ならびに、理想的なバネ部の形状やその製作方法について検討する。



Fig. 4.1 Photograph of super lock nut

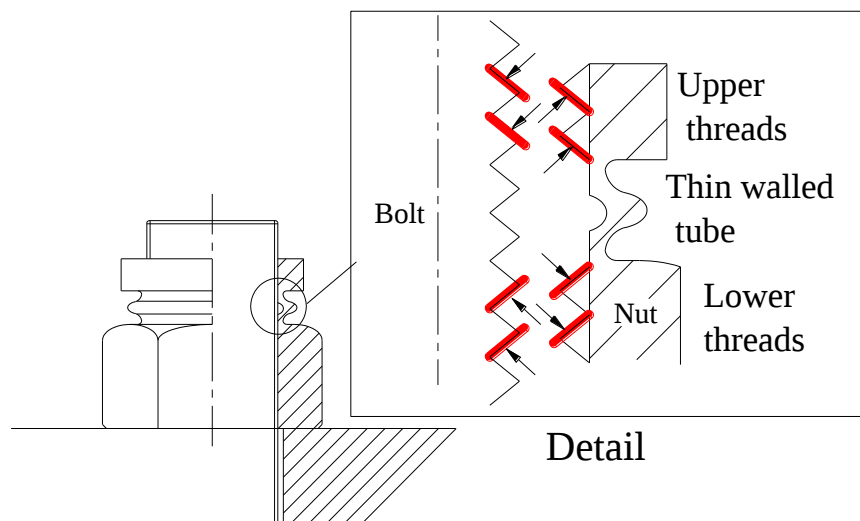


Fig.4.2 Anti-loosening theory of super lock nut

4. 2 解析モデルと解析方法

本研究では，スーパーロックナットの薄肉部の形状と緩み止め効果の関係を考察する．スーパーロックナットの加工過程を図4. 3に，締結過程を図4. 4に示す．図4. 3 (a)は通常の M16 植込みボルトの先端に穴をあけるとともに，長さ L の部分を外側から切り取り，薄肉部を作製した状態である．この状態で薄肉部前後のねじの位相差は 0 である．また図4. 3 (b)は薄肉部にねじ山のピッチ (p) よりわずかに小さい ($p-\alpha$) の圧縮変形 (α は位相差) を与えた状態であり，図4. 3 (c)は(b)から b だけスプリングバックした状態である． $L_1=L-(p-\alpha)$ ， $L_2=L_1+b$ の関係より，図4. 3 (c)の状態での位相差 $\alpha_2=\alpha+b=p-(L-L_2)$ の関係がある．また，図4. 4 (a)は図4. 3 (c)と同じ締結前の状態 ($L_3=L_2$ ， $\alpha_3=\alpha_2$) であり，図4. 4 (e)は締結体に位相差が 0 となった状態である．また，図4. 4 (f)は b' だけスプリングバックした状態である．これらの過程の解析する際，材料は S20C として，降伏応力は 289MPa，ヤング率 210GPa，ポアソン比 0.3 とした．計算への応力とひずみの関係を図4. 5に示す．

解析対象は図4. 3 (a)の枠部分で， $L=5\sim 8\text{mm}$ ， $R=0\sim 1.0\text{mm}$ ， $t=0.4\sim 0.8\text{mm}$ の範囲でその寸法の影響を考察の影響を考察する．図4. 6のように，境界条件としてモデル底部を固定壁に完全拘束し，上より剛体を z 方向の強制変位でモデルに押し付ける．

解析には有限要素法を用いて，スーパーロックナットの薄肉部の軸対称モデル (図4. 7) を作成して，弾塑性大変形解析を行う．全要素は 2082，全節点数は 2243 である．図4. 3に示すようにスーパーロックナットの加工では図4. 3 (a)→(b)の変形過程と図4. 3 (b)→(c)のスプリングバックの過程が含まれる．これを図4. 7のモデルの圧縮と除荷で表現する．さらに，図4. 4に示すスーパーロックナットの締付け過程は薄肉部の位相差が 0 となるため，図4. 6のモデルの圧縮で表現できる．

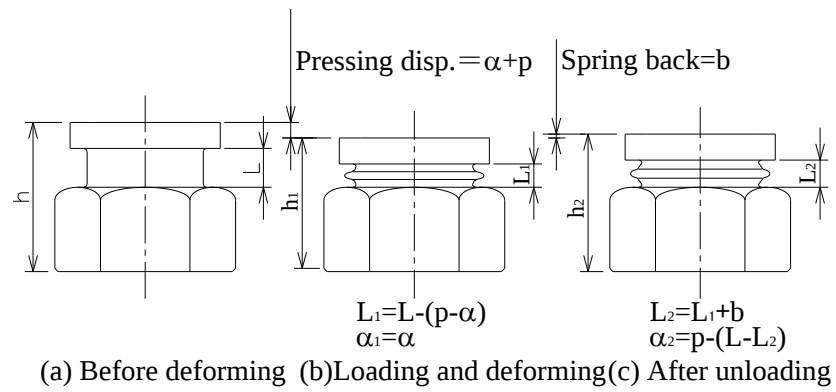


Fig.4.3 Change in the course of processing

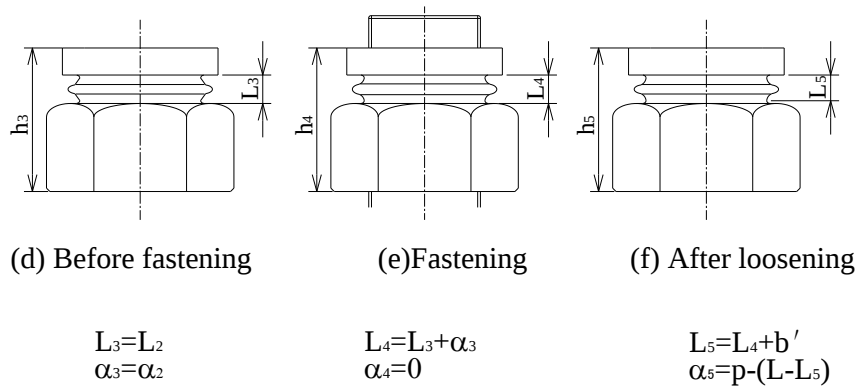


Fig.4.4 Change in the course of fastening

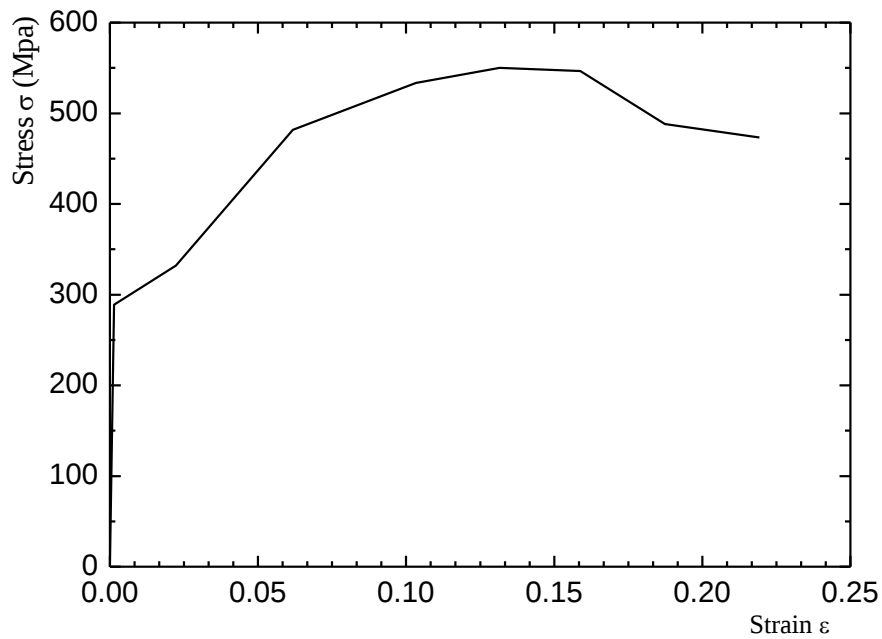


Fig.4.5 Relation between stress and strain

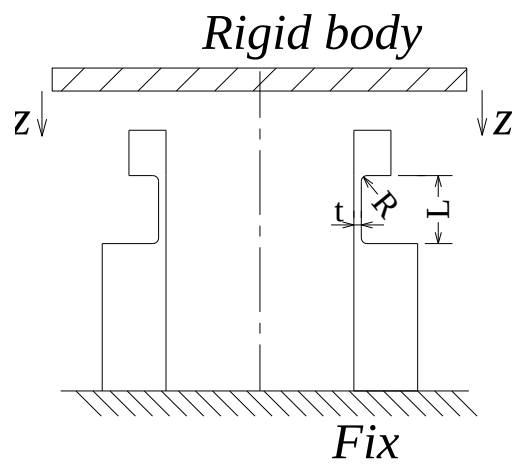


Fig.4.6 Analysis model

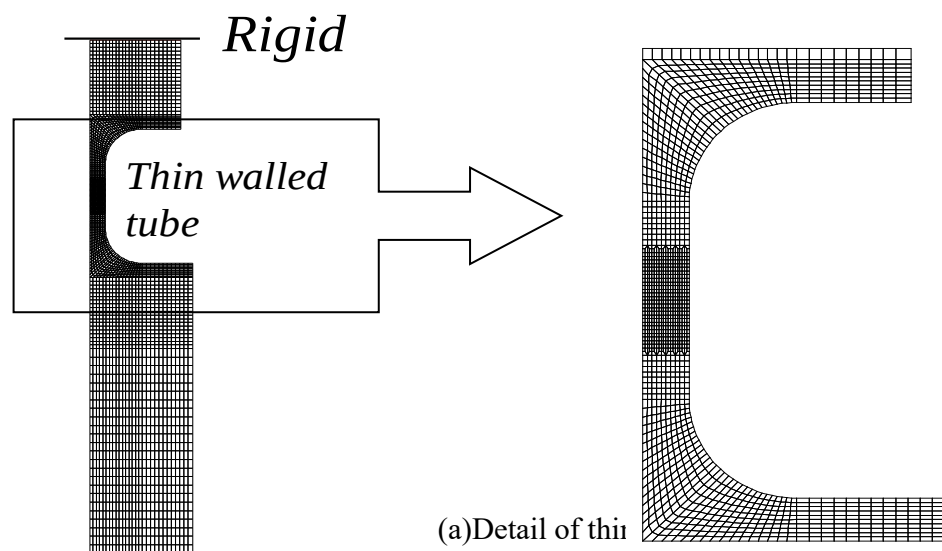


Fig.4.7 Axial symmetric finite element model

4. 3 加工時・締結時の軸力と変位の関係

実験と比べるため⁽¹⁾，薄肉部形状および基本型寸法を図4. 8に示して，設計位相差は0.4のため，圧縮しろ $\alpha + p = 2.4\text{mm}$ とした． $L=6\text{mm}$ ， $R=0.5\text{mm}$ ， $t=0.65\text{mm}$ のときに，加工過程と締結過程のナットの寸法を表1と表2で示す．反力（軸力）と z 方向の変位の関係を図4. 8に示す．図4. 8で(a)～(f)のは図4. 3，図4. 4の(a)～(f)に対応する．

表1と表2の結果を比べると，測定誤差を考慮すれば，有限要素法での結果と実験の結果は大変良く一致していることがわかる．スプリングバックが生じるため（FEM: 0.036mm ，Experiment: 0.048mm ），実際の位相差は 0.4mm より小さい（FEM: 0.364mm ，Experiment: 0.344mm ）．

図4. 9の点(c)で示されるように，加工過程によって 2.36mm の永久変形が生じる．その後1回目の取り付けによりボルトの薄肉部が塑性変形し， $2.36 - 2.035 = 0.33\text{mm}$ の永久変形が生じる（図4. 9(e), (f)）．2回目以降の取付け取はずしで，変形は全て弾性域となるので，軸力と変位の関係は図4. 9の(e), (f)間の移動で表現される．スーパーロックナットのプリベリングトルク T_s は軸力から第三章の計算式(1)から，計算することができ， $14.97\text{N}\cdot\text{m}$ となる．

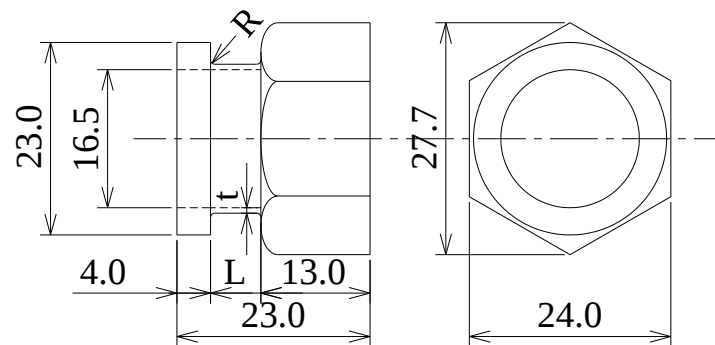


Fig.4.8 Initial dimension of M16 SLN

Table1. Dimensions in the course of processing
($L=6\text{mm}$, $R=0.5\text{mm}$, $t=0.65\text{mm}$)

	FEM	Experiment
Height before deforming h [mm] in Fig.4. 3	23.000	23.009
Height while deforming h_1 [mm] in Fig.4. 3	20.600	20.617
Height while unloading h_2 [mm] in Fig.4. 3	20.636	20.765
Spring back b [mm] in Fig.4. 3	0.036	0.048
Phase difference α [mm] in Fig.4. 3	0.364	0.344

Table2. Dimensions in the course of fastening and
loosening ($L=6\text{mm}$, $R=0.5\text{mm}$, $t=0.65\text{mm}$)

	FEM	Experiment
Height before fastening h_3 [mm] in Fig.4. 4	20.636	20.765
Height while fastening h_4 [mm] in Fig.4. 4	21.000	20.831
Height after loosening h_5 [mm] in Fig.4. 4	20.967	20.788
Permanent deformation $h_5 - h_3$ [mm] in Fig.4. 4	0.331	0.023
Prevailing torque T_s N·m	14.60	16.00

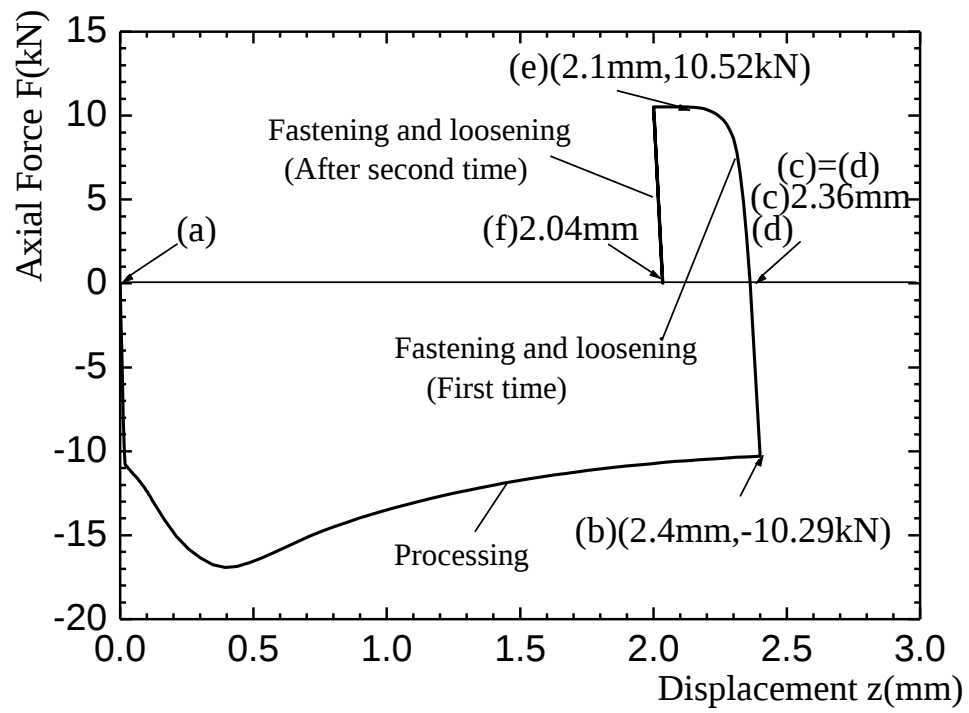


Fig.4.9 Relation between axial force and displacement
($L=6\text{mm}$, $R=0.5\text{mm}$, $t=0.65\text{mm}$)

4. 4 緩み止めの性能に影響を及ぼす薄肉変形部の形状

本章の研究対象スーパーロックナットも薄肉部の形状が異なれば，薄肉部のばね係数も変わる．このばね係数はスーパーロックナットの緩み止めの性能に重要な影響を与えるので以下で考察する．

4. 4. 1 薄肉部の長さ L

薄肉部の曲率 $R=0.5\text{mm}$ ，厚さ $t=0.65\text{mm}$ として，長さ L を変化させ，一定の圧縮変形 2.4mm を与えたことの解析結果を表 3 と図 4. 10 に示す．

表 3 より，薄肉部の長さが大きくなると，加工過程におけるスプリングバックは増加し，位相差は減少する．また，取付け過程におけるばね定数は減少するため，弾性域が拡大する．ところが，弾性域が拡大すると，取り付け過程における塑性も生じる．さらに，空トルクが小さくなるために緩み止めの性能が低下してしまうことに加えて，加工コストが高くなる．したがって，表 3 より，加工前の形状として $L=5\text{mm}$ が最適であることがわかる．

Table.3 Dimensions of different length L
($L-L_1=2.4\text{mm}$ in Fig.4.3, $R=0.5\text{mm}$, $t=0.65\text{mm}$ in Fig.4.6)

Length of thin walled tube L (mm)	Spring factor k ($\times 10^8\text{N/m}$)	Spring back b(mm)	Prevailing torque Ts(N-m)
4.8	4.36	0.04	25.08
5	3.88	0.04	23.86
5.8	2.63	0.06	20.64
6	2.42	0.06	19.83
6.8	1.89	0.07	17.73

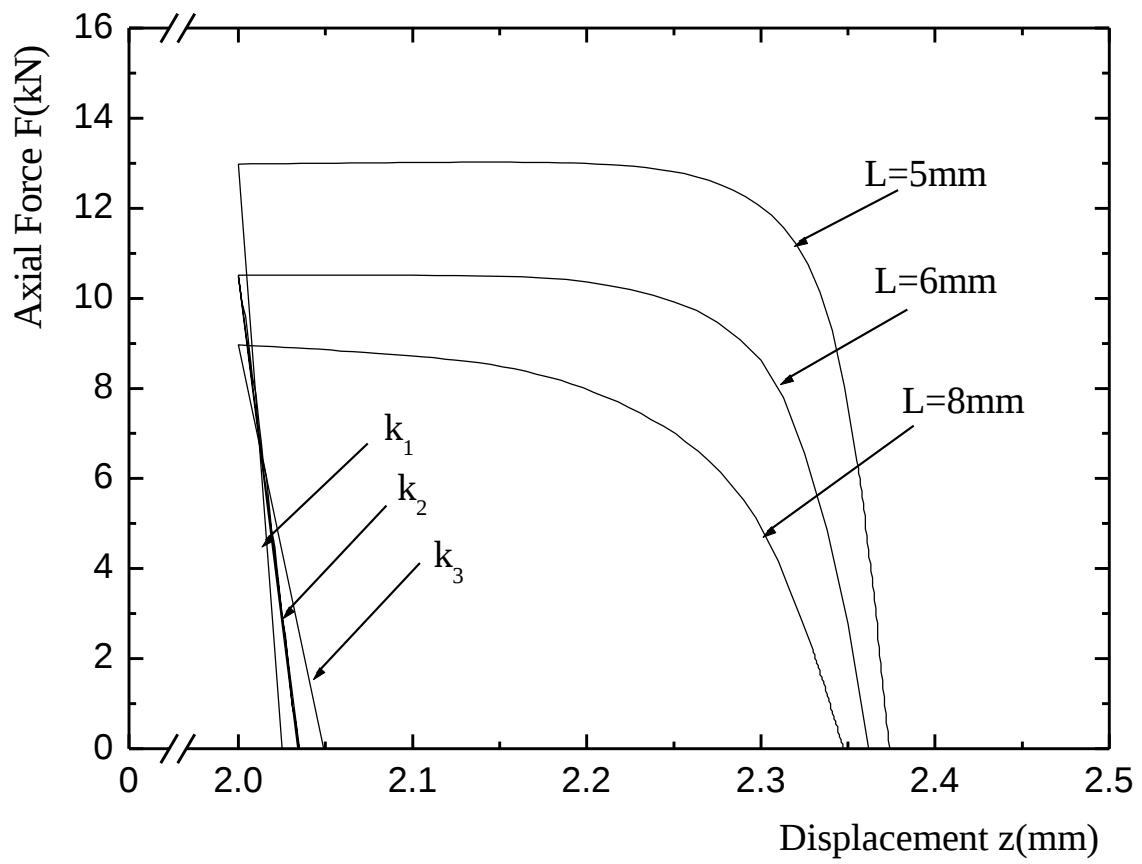


Fig.4.10 Relation between axial force and displacement of different length($R=1.0\text{mm}$, $t=0.6\text{mm}$)

4. 4. 2 曲率半径 R

薄肉部の長さ $L=6\text{mm}$ 、厚さ $t=0.6\text{mm}$ として、曲率 R を変化させた。 R を 0.0 、 0.5 、 1.0mm としたときに、一定の圧縮変形 2.4mm を与えたことの軸力と軸方向変位の関係を図 4. 1 1 に示す。

図 4. 1 1 より、薄肉部の長さ L と厚さ t は一定として、曲率 R が変化しても、薄肉部のばね定数と緩み止め性能の影響は少ない。 続いて、図 4. 1 2 に示すような応力状態を考察する。 三つの応力状態を比べると、 R が小さくなると薄肉部の両端丸み部に応力集中が生じ、逆に R が大きくなると、薄肉部の中央部に応力集中が生じる。 すなわち、薄肉部の曲率 R は薄肉部の応力状態に影響が大きい。

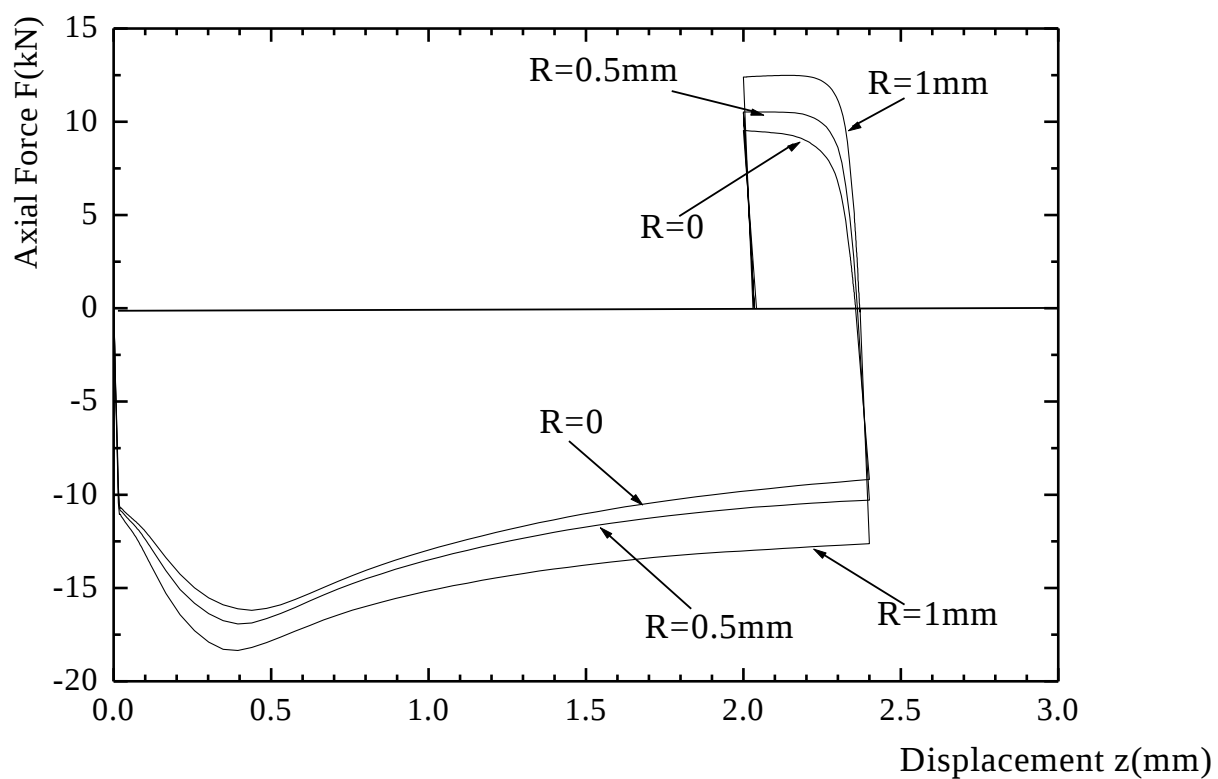
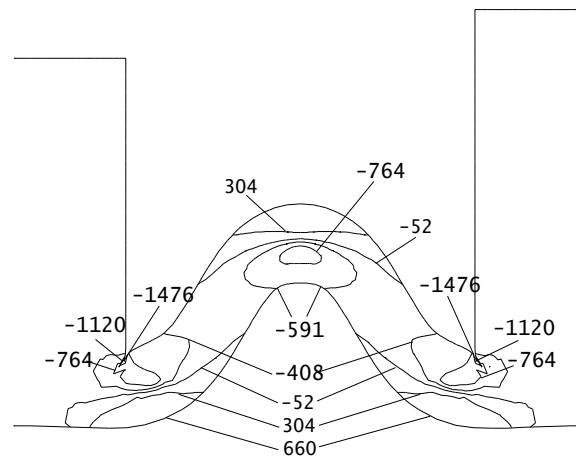
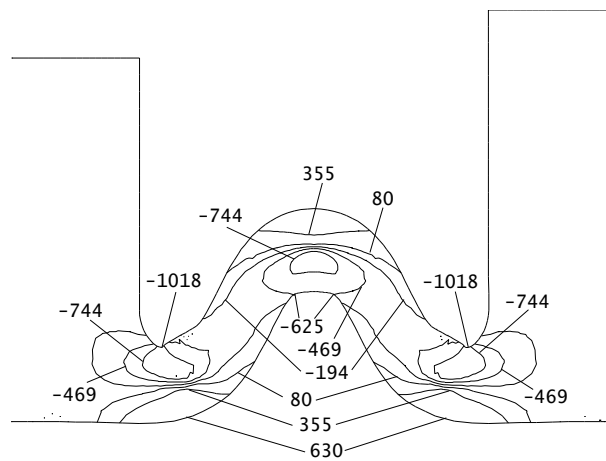
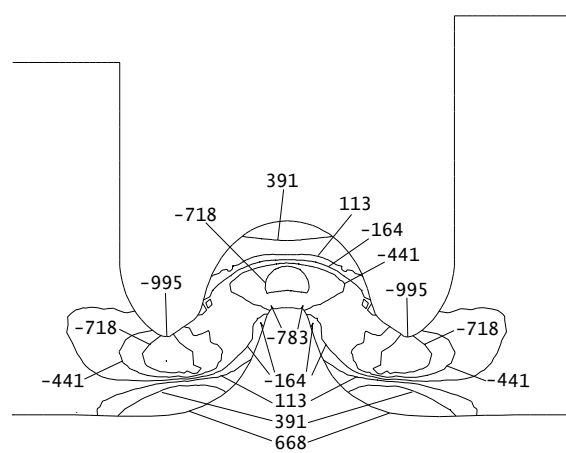


Fig.4.11 Relation between axial force and displacement of different curvature
 $R(L=5.8\text{mm}, t=0.6\text{mm})$

(a) $R=0$ (b) $R=0.5\text{mm}$ (c) $R=1.0\text{mm}$ Fig.4.12 Stress distribution of different curvature R ($L=5.8\text{mm}$, $t=0.6\text{mm}$)

4. 4. 3 薄肉部の厚さ t

薄肉部の曲率半径 $R=1.0\text{mm}$ と長さ $L=5.8\text{mm}$ が一定として、厚さ t を変化させた。計算の結果を表 2 に示す。

表 2 より、厚さ t は薄くなるとバネ係数が小さく、スプリングバックが大きくなる。即ち、薄肉部の厚さ t は薄くて、緩みとめ性能を発揮できる位相差誤差範囲が大きくなり、弾性域が拡大する。加工過程と取り付け過程に反力（軸力）と z 方向の変位の関係を図 4. 13 に示す。図 4. 13 より、 $t=0.4\text{mm}$ のとき、加工過程の最大加工力が非常に低くなり、使用過程の締付け力も小さいことがわかる。すなわち、薄肉部が薄くなると、ボルトを加工し易くなり、位相差の誤差を許容する範囲が広がるため使用が容易となる。

続いて、厚さ t が変化するときの応力分布を考察する。薄肉部が変形するとき、軸方向 z の応力が一番大きい。そこで、薄肉部の応力 σ_z の分布と塑性ひずみ ε_z の分布を図 4. 14、図 4. 15 に示す。

図 4. 14、図 4. 15 より、 $h=0.4$ のとき、応力分布とひずみ分布が一番小さいことがわかる。

Table.2 Dimensions of different thickness t
($R=0.5\text{mm}$, $L=6\text{mm}$)

Thickness of thin walled tube t (mm)	Spring factor k ($\times 10^8\text{N/m}$)	Spring back b (mm)	Prevailing torque T_s (N-m)
0.8	5.37	0.05	36.98
0.6	2.63	0.06	20.64
0.4	0.77	0.07	7.75

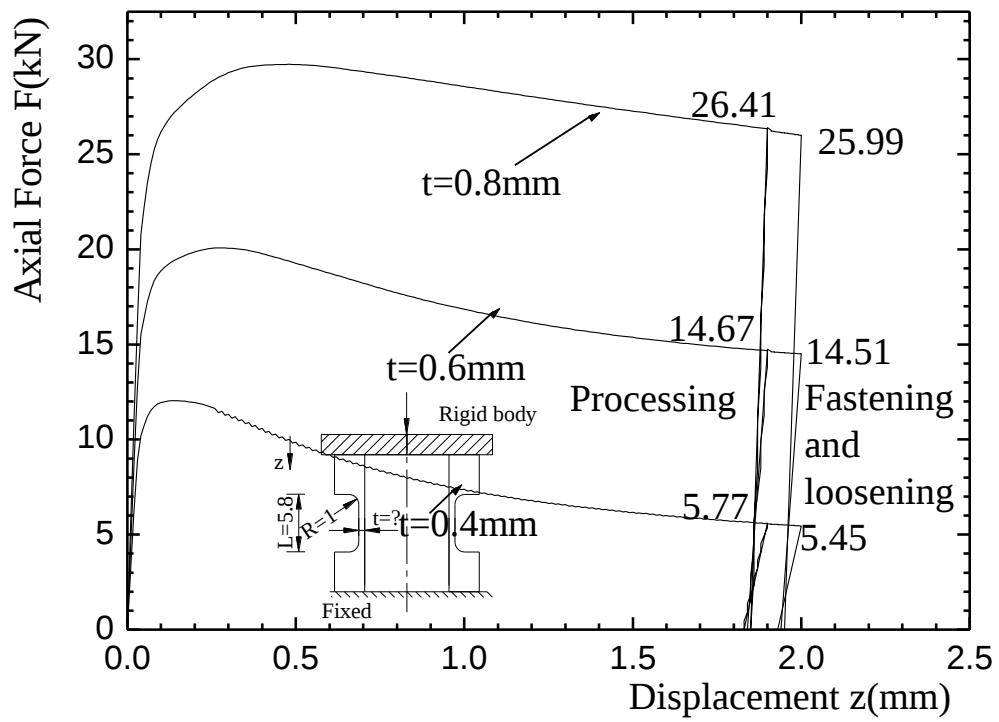


Fig.4.13 Relation between axial force and displacement of different thickness t ($R=0.5\text{mm}, L=6\text{mm}$)

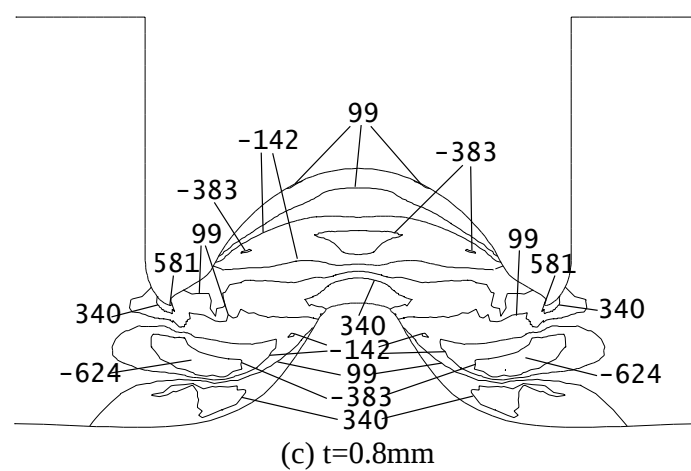
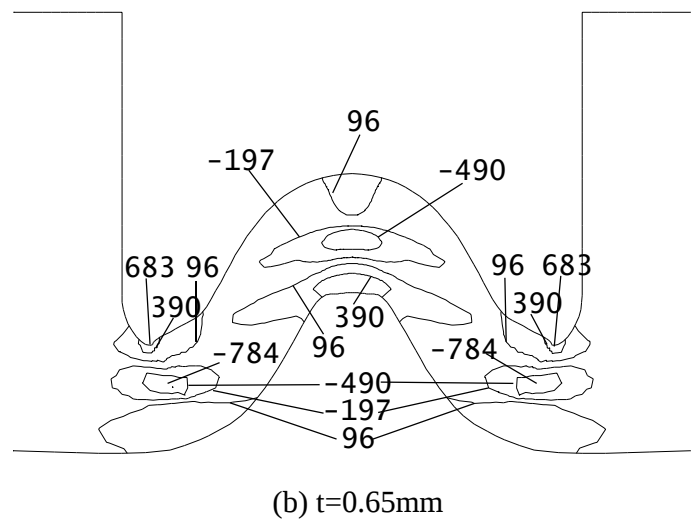
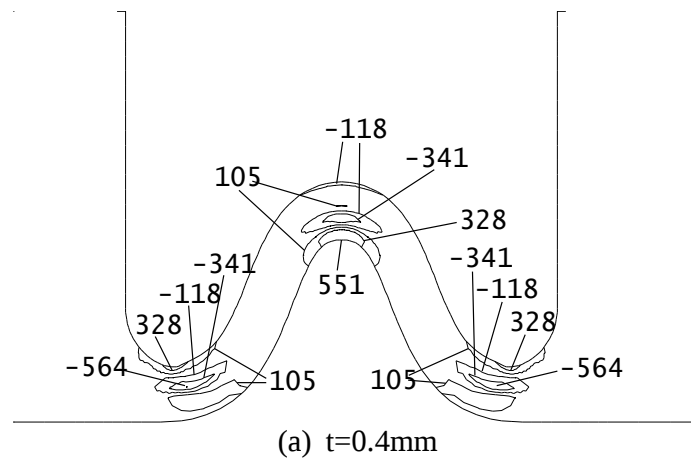


Fig.4.14 Distribution of σ_z
($R=0.5\text{mm}, L=6\text{mm}$)

4. 4. 4 薄肉部の最適な形状

厚さ $t=0.4\text{mm}$ を設定して，最適な曲率半径 R と最適な長さ L は $R=0.5\text{mm}$, $L=5\text{mm}$ とし，その加工過程と締め付け過程を検討する．加工過程と取り付け過程のときの軸力と z 方向の変位の関係を図 4. 16 に示す．図 4. 16 より，取り付け過程において軸力が低下して， 3.49kN になり，スーパーロックナットの使用が容易となることがわかる．また，プリベリングトルクは $T_s=5.0\text{N}\cdot\text{m}$ となり，緩み止め性能が満足される．バネ係数は $k=8.73\times 10^7$ であり，十分小さいので，弾性域も大きい．

応力 σ_z 分布と塑性ひずみ ε_z 分布を図 4. 17，図 4. 18 に示す．この応力分布と塑性ひずみ分布が最適であると考えられる．

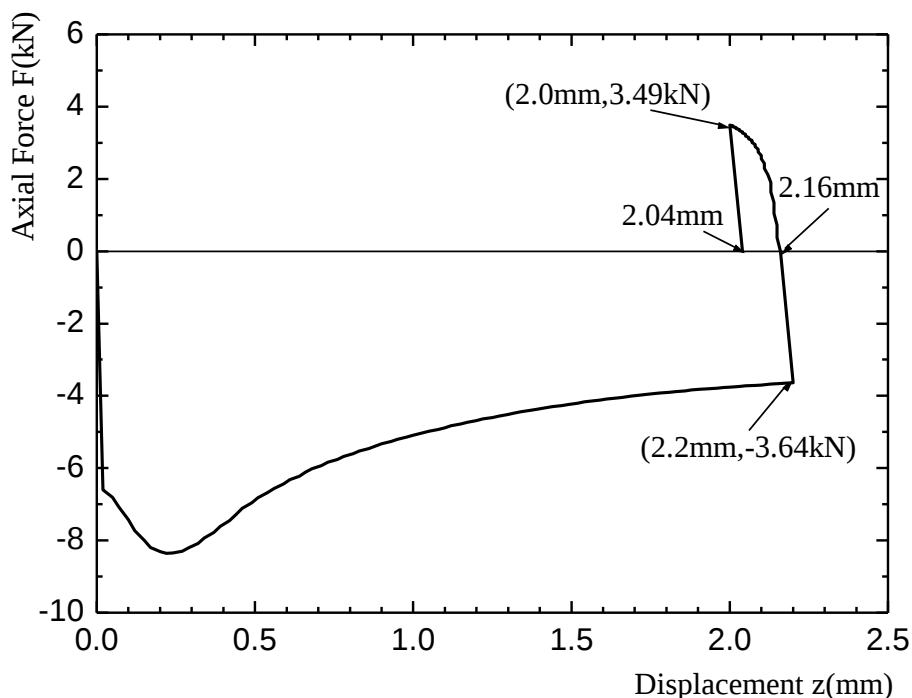


Fig.4.16 Relation between axial force and displacement
($R=0.5\text{mm}$, $L=5\text{mm}$, $t=0.4\text{mm}$)

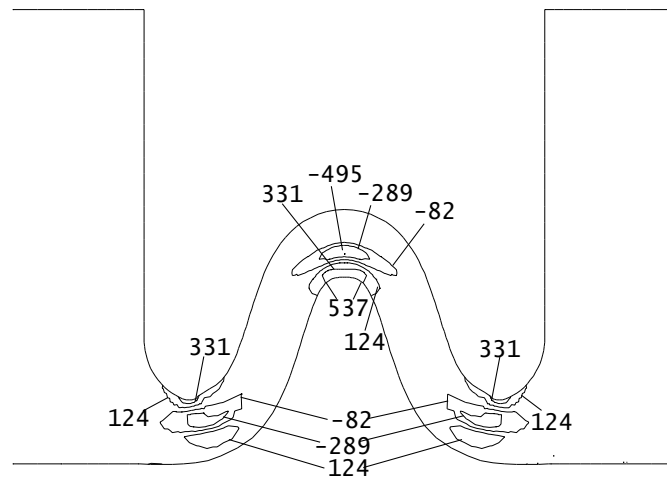


Fig.4.17 Axial stress σ_z distribution
($R=0.5\text{mm}$, $L=5.0\text{mm}$ and $t=0.4\text{mm}$)

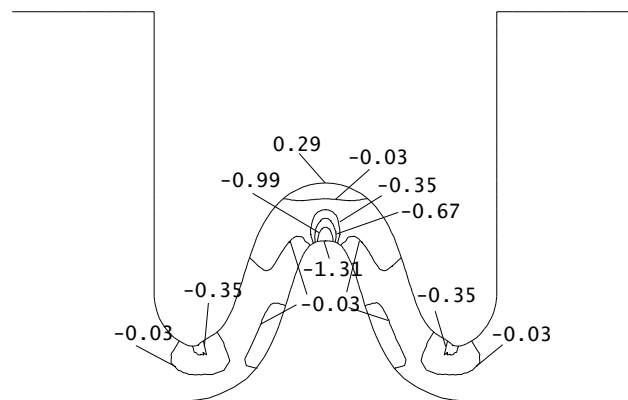


Fig.4.18 Axial strain ϵ_z distribution
($R=0.5\text{mm}$, $L=5.0\text{mm}$ and $t=0.4\text{mm}$)

3. 4. 6 合理的な位相差

位相差があるので，スーパーロックナットは緩み止め性能が発揮される．よって位相差がこの緩み性能に重要な影響を及ぼす．そこで，位相差の変化の影響を調べるため，加工時の圧縮しろを 2.1～2.4mm の範囲で変化させる．このとき，加工過程と取り付け過程のときの反力（軸力）と z 方向の変位の関係を図 4. 19 に示す．図 4. 19 と表 4 より，位相差が変わっても，ばね係数とプリベリントルクはあまり変化しないことがわかる．しかし，位相差が大きくなると，締め込むときの塑性変形は広がる．締め込むときにすべての変形が弾性変形となることと，加工誤差を考えて，理想的な位相差として 0.1mm～0.15mm が求まる．

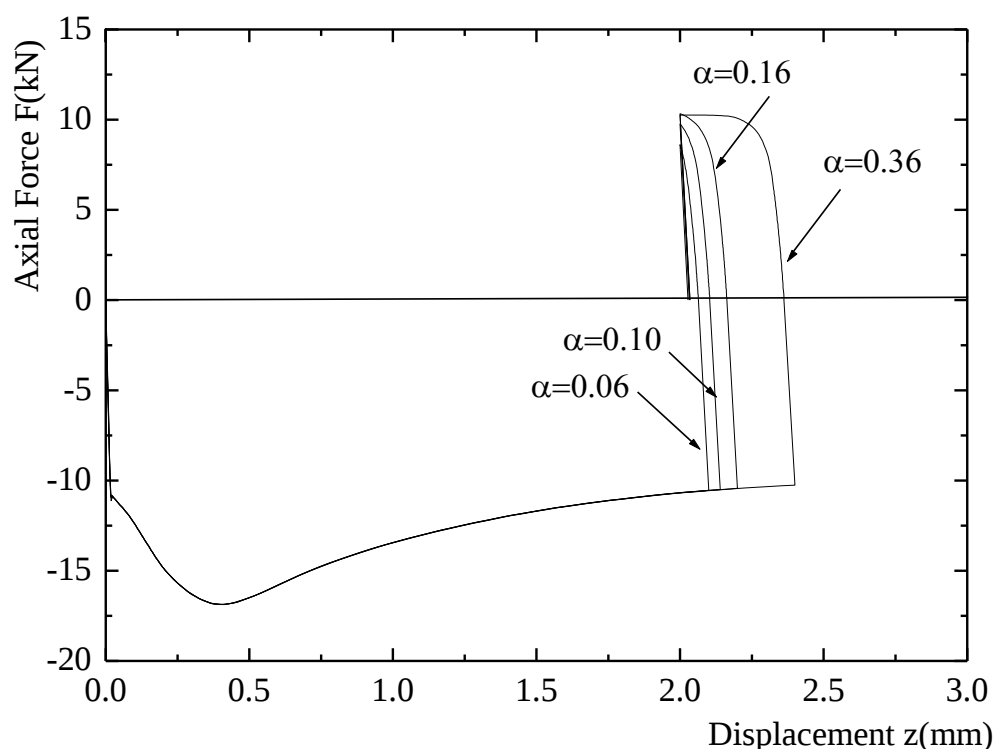


Fig.4.19 Relation between axial force and displacement under various phase differences

Table 4 Results of different forced displacements
($L=6\text{mm}$, $R=0.5\text{mm}$, $t=0.65\text{mm}$)

Forced displacement $z[\text{mm}]$	2.40	2.20	2.14	2.10
Phase difference $\alpha[\text{mm}]$	0.36	0.16	0.10	0.06
Spring factor $k \times 10^8 \text{N/m}$	3.048	3.068	3.050	3.077
Axial force $F (\text{kN})$	10.26	10.33	9.76	8.62
Prevailing torque $T_s \text{ N}\cdot\text{m}$	14.60	14.70	13.88	12.26

4. 5 まとめ

本研究ではスーパーロックナットの緩み止め性能を明らかにするため、最も重要な薄肉バネ部の特性に注目し、有限要素法で加工過程と締め付け過程をシミュレーションした。その結果、軸力と薄肉部の変形の関係を明らかにした。そして、緩み止め性能に重要な影響を与える薄肉部の最適な形状を考察するとともに、合理的な位相差を決めた。結論をまとめると以下のようなになる。

肖さん：以下の結論を3章と同じ形式にしてください

- (1) 薄肉部の寸法 (図 4. 6) が $L=6\text{mm}$, $R=0.5\text{mm}$, $t=0.65\text{mm}$, $p+\alpha=2.4\text{mm}$ のとき、締結時の空トルク $T_s=14.60\text{ N}\cdot\text{m}$ が分かることで、スーパーロックナットの緩み止め性能を把握することが可能である。
- (2) 薄肉部の曲率 $R=0.5\text{mm}$, 厚さ $t=0.65\text{mm}$ として、長さ L は $5\sim 7\text{mm}$ 変化させた。計算の結果より、長さが長くなることが弾性域を拡大させない。そして、加工コストと緩み止め性能を考えて、できれば、薄肉部長さ L は短くする。M16 スーパーロックナットの薄肉部長さ $L=5\text{mm}$ が最適と考えられる。
- (3) 薄肉部の長さ $L=6\text{mm}$, 厚さ $t=0.65\text{mm}$ は一定として、曲率 R ($0\sim 1.0\text{mm}$) の影響を調べた。薄肉部両端曲率半径 R はスーパーロックナットの緩み止め性能とばね定数にあまり影響しない。よって、応力が小さい薄肉部両端曲率半径 $R=0.5\text{mm}$ が良いと考えられる。
- (4) 薄肉部の曲率半径 $R=0.5\text{mm}$ と長さ $L=0.65\text{mm}$ が固定して、厚さ t の影響を調べた。厚さが薄くなると、薄肉部の弾性性能がよくなる。そのため、強度に問題のないうえ、薄肉部の厚さ t は小さいほうがいいである。そして、M16 スーパーロックナットの薄肉部厚 $t=0.4\text{mm}$ が最適と考えられる。
- (5) さらに、位相差の影響も考察した。位相差はスーパーロックナットの緩み止め性能に影響がない。ただし、締め込む時の塑性域が減少するため、位相差が $0.1\text{mm}\sim 0.15\text{mm}$ が望ましいと考えられる。

参考文献

- (1) Daiki Kogyo KK., 2004, Super Lock Nut, Japan Patent (in Japanese) 2004-3587.
- (2) M. Nagawa, N. Noda, H. Itihara, M. Yamada, K. Saito, Study of Anti-Loosening Super-Lock Nut and Super-Lock Bolt, Mechanical Design, Vol. 47, No.8, (2003),pp.35-42, (in Japanese).
- (3) Y. Xiao, M.Kuhara, N.-A. Noda, K. Saito, M. Nagawa, A. Yumoto, A.Ogasawara, Influence of the Shape of Thin Walled Tube on the Mechanical Performance of Super Stud Bolt, The Japan Society of Mechanical Engineers, No.078-1, pp.23-24, (2007).

第5章 アウターキャップ式ナットの応力集中緩和効果と緩み止め

効果

5. 1 本研究の目的

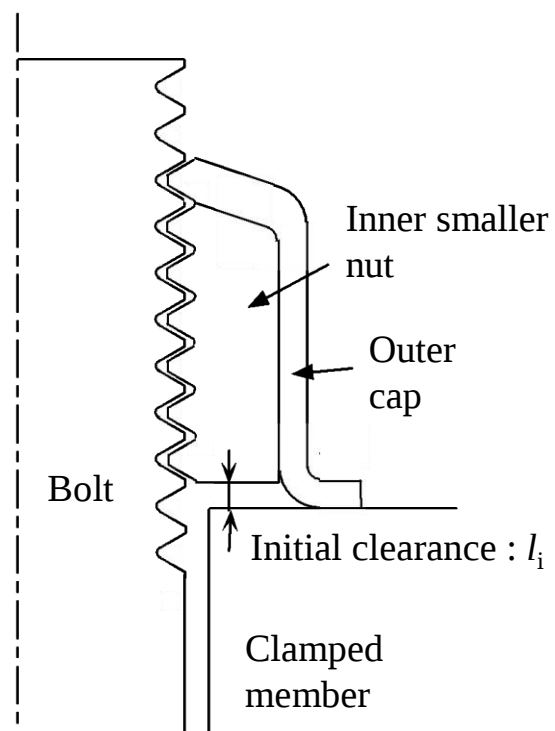
ねじを用いた締結は、着脱が容易でありながら安価であることなどから機械・構造物に幅広く使用されている。しかし、ボルトとナットで締結される対象物やボルトにかかる振動等、外力によるナットの緩みや、疲労によるねじの破損が常に問題とされている⁽¹⁾。このような通常のボルト・ナットの欠点を補うため、緩み止め効果のある種々のボルト・ナットが考案されているが⁽²⁾⁻⁽⁵⁾、従来の緩み止めナットはダブルナットのように適切な締め付け手順が2工程必要なものや、空回り時のトルクがかかるため、通常空回り作業の際にも工具が必要となる欠点がある。このため、作業性を大幅に低下させているばかりでなく、例えば高所での作業には不適切である。

このような欠点を補うため次世代の緩み止めナットとして新しく図5. 1のようなアウターキャップ式ナット(スーパールーズブーフ)が開発された。アウターキャップ式ナットはアウターキャップ部とそれに圧入された内部ナット部から構成されているが、図5. 2(a)に示すように下面は初期隙間が存在する。ねじ面は内部ナット部にあわせてキャップ部にねじ加工が施されるため、アウターキャップ式ナットは空回り時には通常の六角ナットと同じく手で回すことができるが、アウターキャップ外側が被締結物と接触し始めると、外側のアウターキャップは下部が移動できないので上部のみ変形する。このとき、内部ナットは初期隙間の分だけ下に移動できるので、図5. 2(b)のように上部に隙間が生じる。このためアウターキャップ上部の変形が促進される。このとき生じるアウターキャップのバネ効果によりねじ部に大きな接触力が発生する。この接触力によって発生する締め付け抵抗(プリベリグトルク)によってアウターキャップ式ナットは緩み止め効果を発揮する。すなわち、アウターキャップ式ナットは空回り時にプリベリグトルクは0であるが、締結時にアウターキャップの変形に伴ってプリベリグトルクが発生し、それが緩み止め効果となる。この構造によりアウターキャップ式ナットは通常の六角ナットと同様の作業性で緩み止め性能を持たせる事が可能になった。

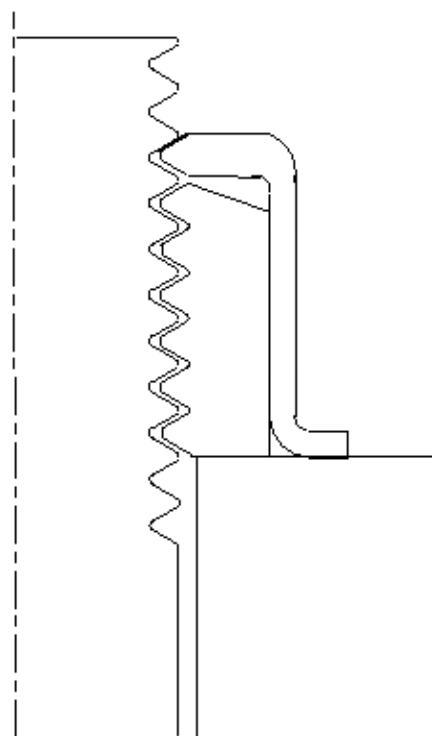
また、アウターキャップ式ナットは、その構造上、締結時にナット外側のアウターキャップが大きな荷重を分担するため、従来のボルト締結体において、第1ねじ山で3割程度の荷重を負担する強度上の問題点が改善される可能性がある。そこで、本研究では有限要素法によって、アウターキャップ式ナットの応力集中緩和効果および緩み止め効果について考察する。



Fig.5.1 Anti-loosening outer cap nut



(a) before fastening



(b) after fastening

Fig.5.2 Fastening anti-loosening outer cap nut

5. 2 解析方法と解析対象

通常のボルト締結体において、これまでにナット座面に近い第1ねじ山で3割程度の荷重を分担し、第2、第3ねじ山では次第に荷重分担が減少することが、ねじのリード角を無視した軸対称モデルのFEM解析によって指摘されている⁽⁶⁾⁻⁽⁹⁾。また、最近泉らはねじのらせん形状を考慮した三次元FEMによって同様の結果を得ている⁽¹⁰⁾。本研究では、メートル並目ねじM12のボルト・ナットによって内径13mm、外径50mm、厚さ35mmの円筒形被締結物を締結する場合に、通常のボルト締結体とアウターキャップ式ナットを比較検討する。本解析では、通常よく行われているようにM12ねじのリード角 2.7° を無視した軸対称モデルと、リード角を考慮した三次元モデルの両者により解析する。本研究では両モデルとも、ボルト、ナット、被締結物は、ヤング率205GPa、ポアソン比0.3の弾性体とする。一方、アウターキャップは弾塑性体とする。具体的には(1)SS400（一般構造用圧延材）、(2)S45C（機械構造用炭素鋼）、(3)SCM440（構造用合金鋼）、(4)SUP9（ばね鋼）、(5)SUP10M（ばね鋼）、(6)弾性体の6種類の材料を仮定して締付けと緩めの解析を行う。解析に用いた応力ひずみ線図を図5.3に示す。実際にはアウターキャップ式ナットは、アウターキャップの内径を内部ナットの直径よりもわずかに小さくして、内部ナット（小形六角ナット）をアウターキャップに圧入して製作される。そのためアウターキャップ部の材料を選定するにあたって、加工しやすさも重要となる。

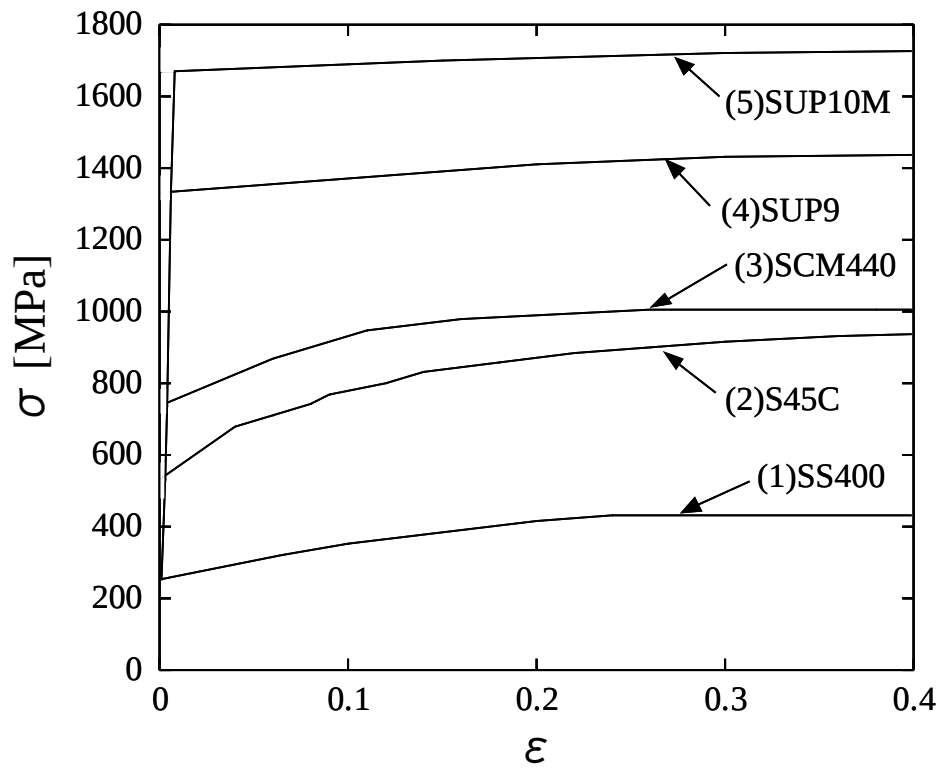


Fig.5.3 Relation between stress and strain

5. 3 解析モデル

5. 3. 1 通常のボルト締結体の軸対称解析モデル

図 5. 4 で，軸対称モデル 1 はナット両端が完全ねじ部で構成されたモデルであり，ピッチ数は 6 である．また，軸対称モデル 2，モデル 3 は，実際のナットに必ず存在する不完全ねじ部の影響を考慮するため⁽⁹⁾用いている．モデル 2 は第 1 ねじ山が不完全ねじ部 ($1/2$ ピッチ分のねじ山)，最終ねじ山が完全ねじ部の場合であり，モデル 3 はナット両端のねじ山が不完全ねじ部（第 1 ねじ山が $1/2$ ピッチ分のねじ山，最終ねじ山が $3/4$ ピッチ分のねじ山）の場合である．また，有限要素分割モデルを図 5. 5 に示す．ねじ山寸法は 6H/6g（はめあい区分“中”）の公差領域の中央とする．モデリングは小形六角ナット，ボルト，被締結物の形状作成と要素分割を行った後，図 5. 5 (a) のように組み合わせた．要素分割についてはボルトねじ部およびナットについては $1/2$ ピッチ分の形状の 4 節点四角形要素を用いて自動分割を行った後，谷部にあたる部分を図 5. 5 (b) のように細密化している．被締結物については断面が四角形となるので格子状に要素分割を行い，ナットとの接触部分を細密化している．全要素数は 23236，全節点数は 23868 である．接触条件はナットとボルト，ナットと被締結物の各接触面における摩擦係数 0.15 とする．軸対称モデルでは，ナットの締付けによる軸力を再現するため，ボルトヘッド部に軸方向強制変位を与え締結物のボルトヘッド側の面を固定した．境界条件を図 5. 4 に示す．

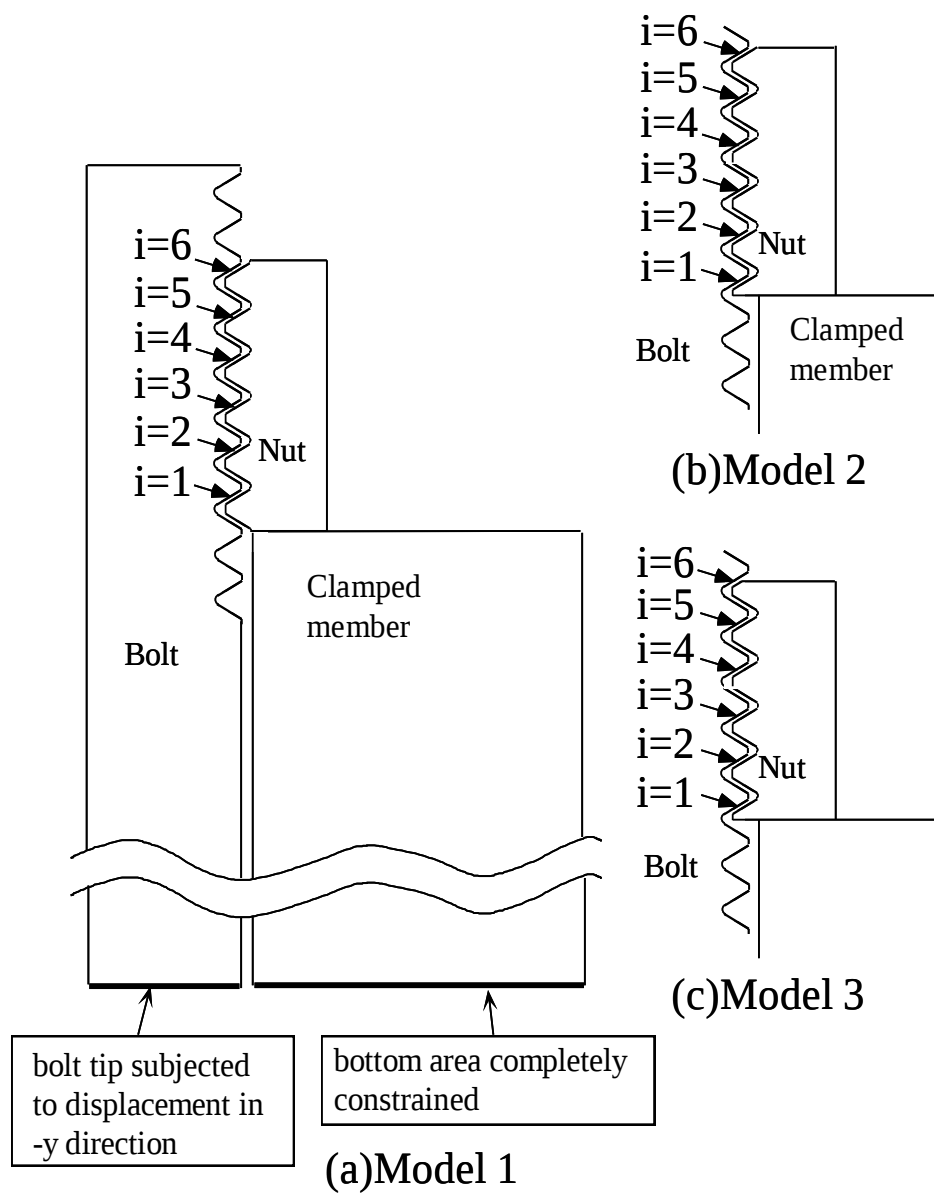


Fig.5.4 Axi-symmetric bolted joint model

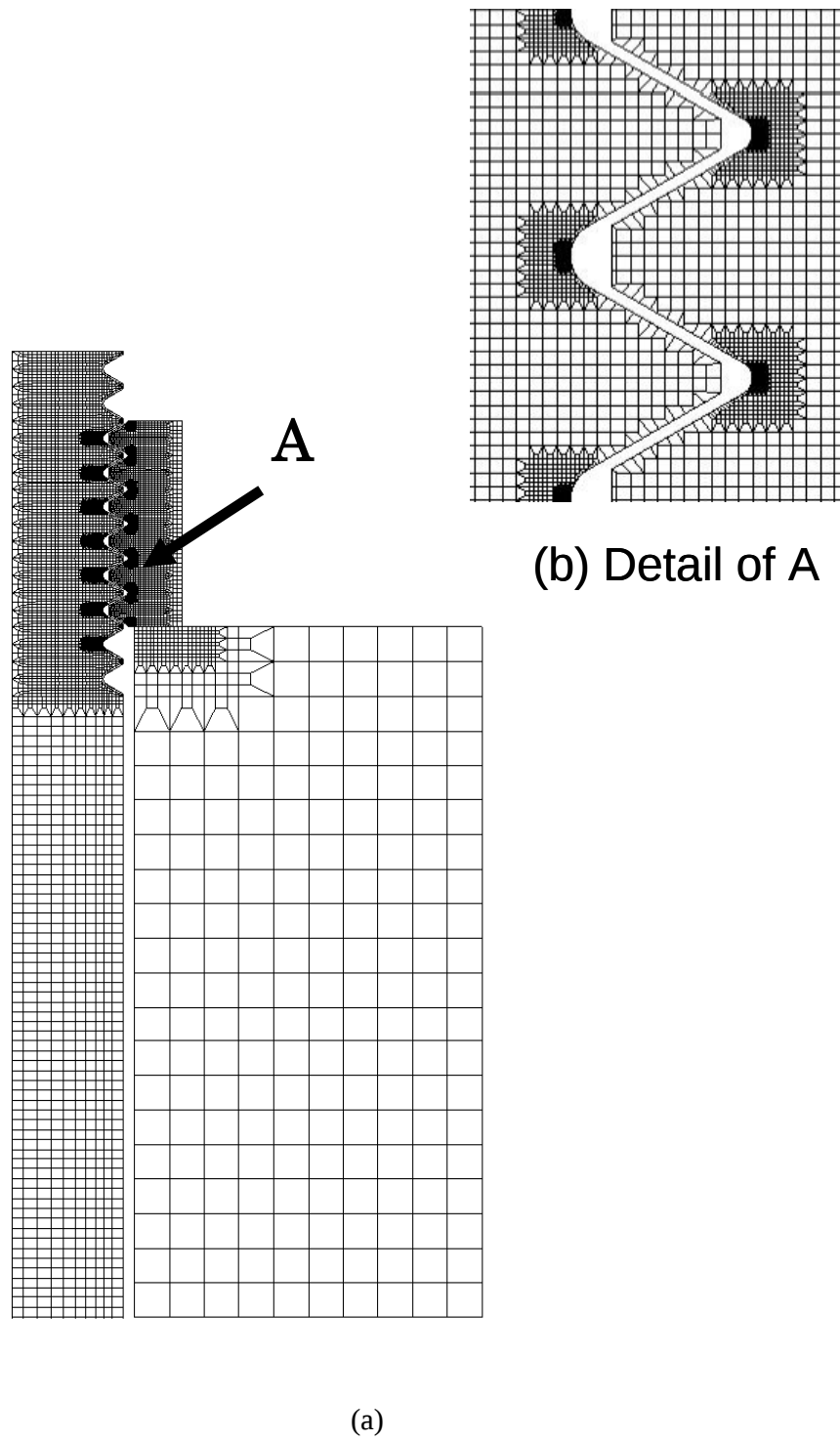


Fig.5.5 Axi-symmetric finite element model for bolted joint

5. 3. 2 アウターキャップ式ナットの軸対称解析モデル

次に、アウターキャップ式ナットの解析については、ボルトおよび被締結物は通常のボルト締結体の場合と同じモデルを用い、ナット本体については内部ナット部、キャップ部を作成・要素分割した後、図 5. 6 の様に組み合わせた。全要素数は 25453、全節点数は 26276 である。解析では、まず、小形六角ナットをアウターキャップに圧入して、圧入した状態の応力を求める。その際、アウターキャップの内径は内部ナットの外径より 0.05mm 小さくする。接触条件、境界条件は共に通常のボルト締結体のモデルと同様とし、アウターキャップと内部ナットおよびアウターキャップと被締結物の接触面における摩擦係数も 0.15 とする。なお、アウターキャップ部は第 6、第 7 ねじ山となるが、軸対称モデルでは図 5. 4 のモデル 1 に対応させるため第 7 ねじ山が完全ねじ山となり、第 6 ねじ山が不完全ねじ山となる。

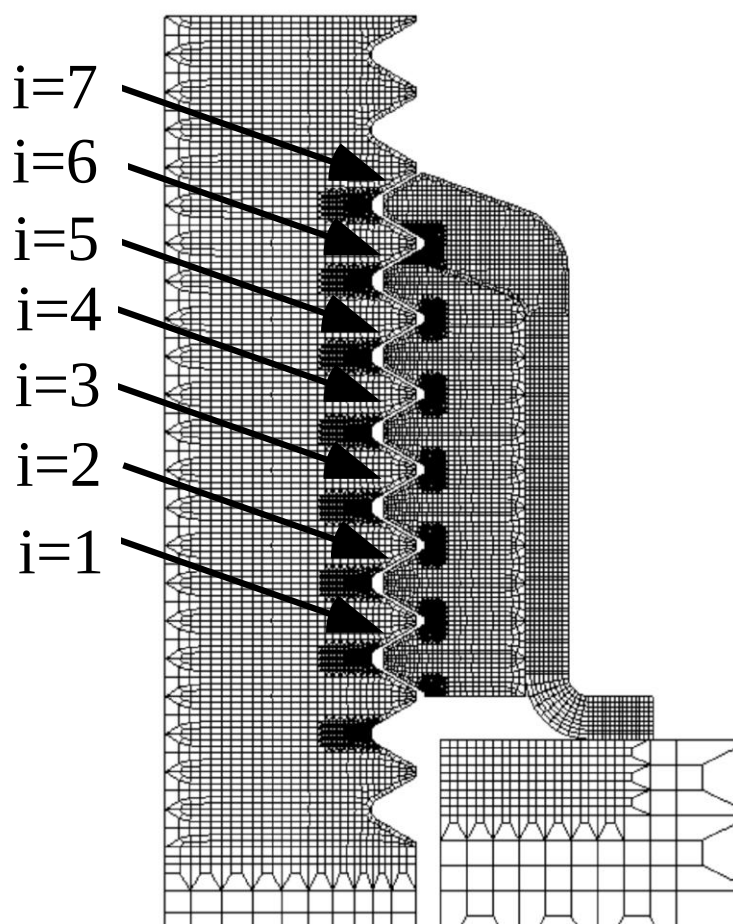


Fig.5.6 Axi-symmetric finite element model for outer cap nut

5. 3. 3 通常のボルト締結体の三次元解析モデル

リード角の影響を考慮した三次元解析の対象も、メートル並目ねじ M12 のボルト・ナットによって内径 14mm, 外径 50mm, 厚さ 35mm の円筒形被締結物を締結する場合を対象とする。ねじ山寸法は 6H/6g (はめあい区分“中”) の公差領域の中央とする。モデリングはねじ山とボルト軸部やナット外側をそれぞれ作成して接合し、要素分割を行った後、図 5. 7 (a) のように小形六角ナット、ボルト、被締結物を組み合わせた。(その分割を図 5. 7 (b), (c) に示す。図 5. 7 (a) で全要素数は 20884, 全節点数は 6762 である)。要素分割については、ねじ部について細かく分割し、その他の部分は自動分割を行った。三次元モデルでは詳細な応力解析を目的としていないのでねじ谷底の丸み等の細部の形状は考慮していない。ここで図 5. 7 (b) は実際のナットと同様に不完全ねじ部を含む。なお、不完全ねじ部がねじ山の荷重分担率に影響するので、その影響を調べるため、図 5. 7 (b) で不完全ねじ部を取り除いたモデルも一部取り扱った。ナットの締付けはナット座面が被締結物と接触開始した状態を $\theta = 0^\circ$ とし、 $\theta = 90^\circ$ まで回転させる。接触条件はナットとボルト、ナットと被締結物の各接触面における摩擦係数 0.15 とする。境界条件として、締付け時の回り止めのためにボルト頭側面を固定し、ボルト頭部と被締結物の接触状態は固着とする。

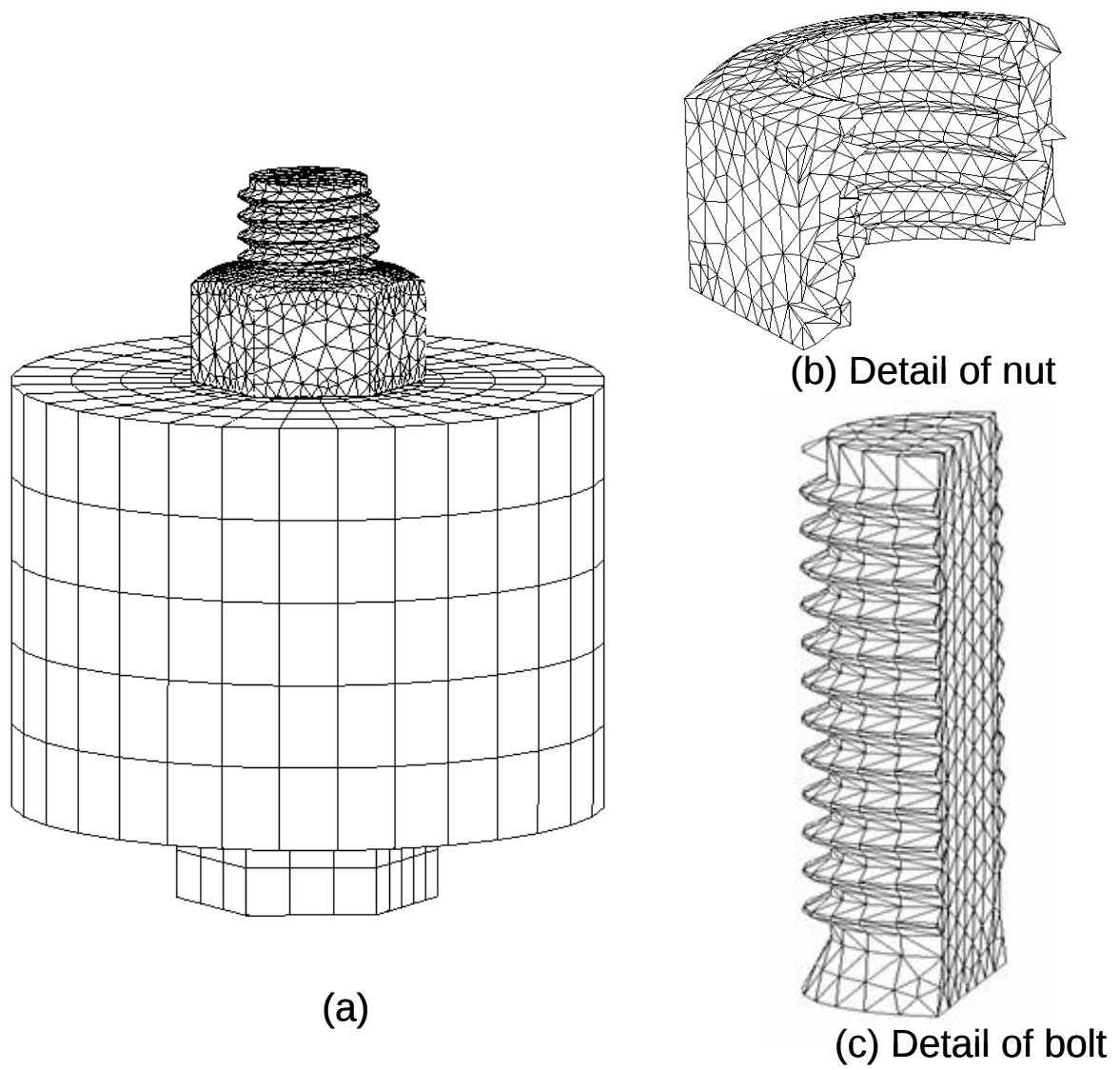


Fig.5.7 Three-dimensional finite element model for bolted joint (a) (b) (c)

5. 3. 4 アウターキャップ式ナットの三次元解析モデル

アウターキャップ式ナットの寸法として本研究では図 5. 6 を用いる。図 5. 7 (b) に小形六角ナットが圧入されたアウターキャップ式ナットの分割を示す。この場合も、ボルトおよび被締結物は図 5. 5 (a) のモデルを用いる。ナット本体については内部ナット部、キャップ部を作成、要素分割した後、図 5. 7 (b) のように組み合わせた。アウターキャップ式ナットのモデルも図 5. 5 (b) と同様に不完全ねじ部を含む。全体のモデル図 5. を図 5. 7 (a) に示す。全要素数は 37184、全節点数は 10992 である。アウターキャップ部は第 6、第 7 ねじ山となるが、図 5. 6 の寸法に基づいているので、軸対称モデルと異なり、第 7 ねじ山が不完全ねじ部となる。圧入前のアウターキャップの内径は内部ナットの外径より直径で 0.05mm 小さいとする。そして、内部ナットをアウターキャップに圧入したときの応力を求める。その後、アウターキャップに圧入されたナットを、キャップ部の座面が被締結物と接触開始した状態 ($\theta=0^\circ$) から初期隙間 l_1 を考慮して $\theta=105^\circ$ まで回転させ、締付けの解析を行う。その後緩め方向にナットを逆転させ、被締結物からおよそ 0.3mm 離れる $\theta=-45^\circ$ まで回転させる。接触条件、境界条件は共に通常のボルト締結体のモデルと同様とし、アウターキャップと内部ナットおよびアウターキャップと被締結物の摩擦係数も 0.15 とする。

軸対称モデル・三次元モデル共に各接触面では、摩擦モデルとしてクーロン摩擦モデルを用いる。接触解析には特殊な境界要素を必要とせず、接触が発生する位置が前もってわかっていなくても、接触状態の複雑な変化をシミュレートできる直接拘束法を採用する。計算モデルとして、摩擦力が働く境目を階段ではなく勾配をつけて収束しやすくする手法を用いる。

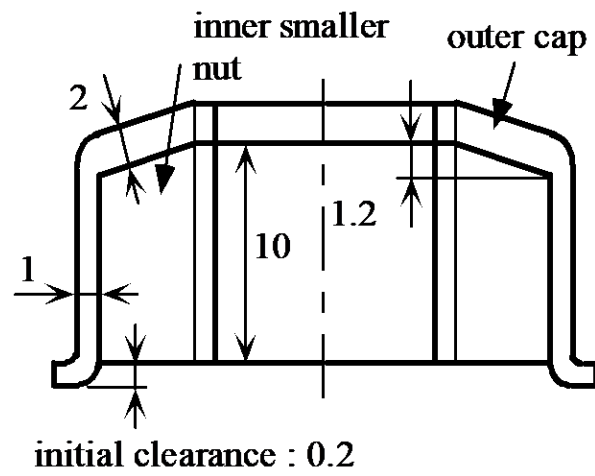


Fig.5.8 Dimension of outer cap nut

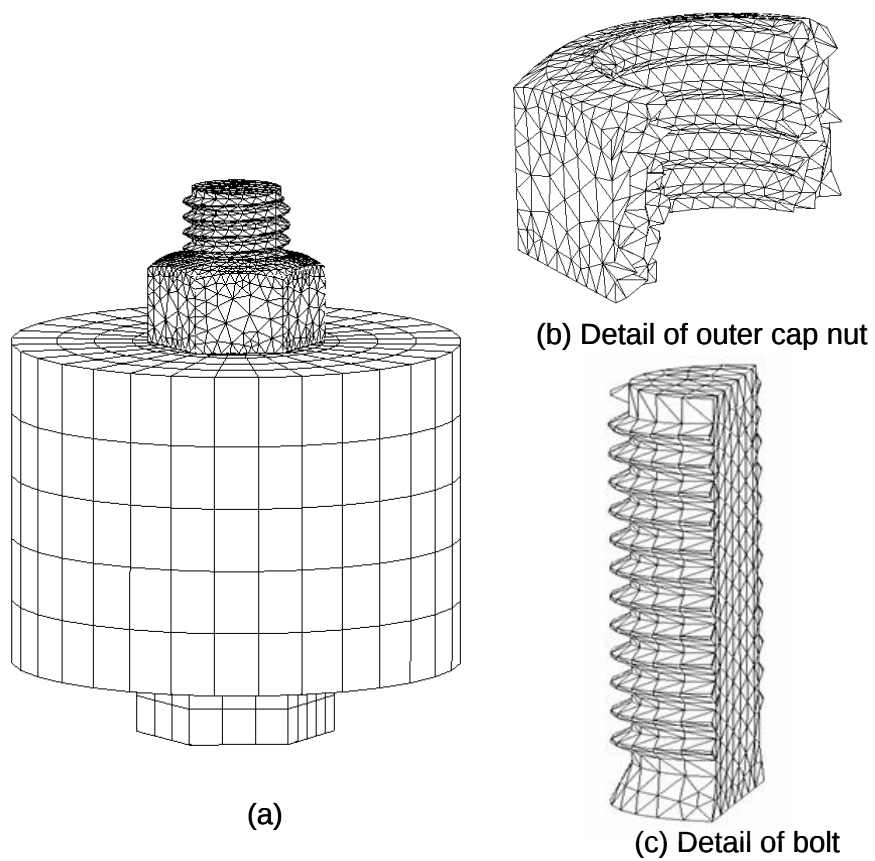


Fig.5.9 Three-dimensional finite element model outer cap nut (a) (b) (c)

5. 4 新型アウターキャップ式ナットの応力集中緩和効果

5. 4. 1 通常のボルト締結体のねじ山荷重分担率

アウターキャップ式ナットと比較のため、まず通常のボルト締結体の解析を軸対称モデルと三次元モデルで行う。締結の際に発生する軸力はボルト・ナットのはめあいねじ部で負担され、一般にナット座面に近いねじ山ほど大きな荷重を負担することが知られている。図 5. 8 に軸対称モデル 1, 2, 3 において、およそ $F_b=45\text{kN}$ のボルト軸力が与えられた場合のねじ山荷重分担率の解析結果を破線で示す。また、三次元モデルで、ナット座面が被締結物に接触開始してから、ナットを $\theta=90^\circ$ 回転させたとき ($F_b\approx 45\text{kN}$) におけるねじ山荷重分担率の結果を図 5. 8 に実線で示す。ここで図 5. 8 (a) は図 5. 5 (b) の不完全ねじ部を含む三次元モデルの結果であり、図 5. 8 (b) は図 5. 5 (b) の不完全ねじ部を取り除いた三次元モデルの結果である。なお、軸対称モデル 1 で軸力 $F_b\approx 20\text{kN}$ の場合は誤差 0.1% 程度以内で $F_b\approx 45\text{kN}$ の結果と一致しており、軸力の影響は小さい。図 5. 8 の縦軸は各ねじ山の分担する荷重が締結力に占める割合、横軸はナット座面から数えたねじ山番号で、ナット座面側から 1 山ずつを第 1 ねじ山、第 2 ねじ山…とする。

軸対称モデル 1 については、座面に近いねじ山ほど大きな荷重を分担しており、第 1 ねじ山を最大として第 2, 第 3 ねじ山と荷重分担率は減少していく。軸対称モデル 2 では、ナットねじ山が 1/2 ピッチ分しか存在せず、剛性が低いので、第 1 ねじ山の荷重分担率が軸対称モデル 1 と比べて低下し、残りの第 2～6 ねじ山の荷重分担率が全体的に増加している。その結果、軸対称モデル 2 の場合、一般に最も大きな荷重を分担していると言われる第 1 ねじ山よりも第 2 ねじ山の方が大きな荷重を受け持つ結果となる⁹⁾。

三次元モデルにおいても、図 5. 8 (a) の不完全ねじ部を含むモデルは、図 5. 8 (b) のナット両端が完全ねじ部のモデルと比較すると、第 1 ねじ山と最終ねじ山の荷重分担率は下がる。すなわち軸対称モデル、三次元モデルの結果から不完全ねじ部が存在することで剛性が低下し、第 1 および最終ねじ山荷重分担率が減少することがわかる。

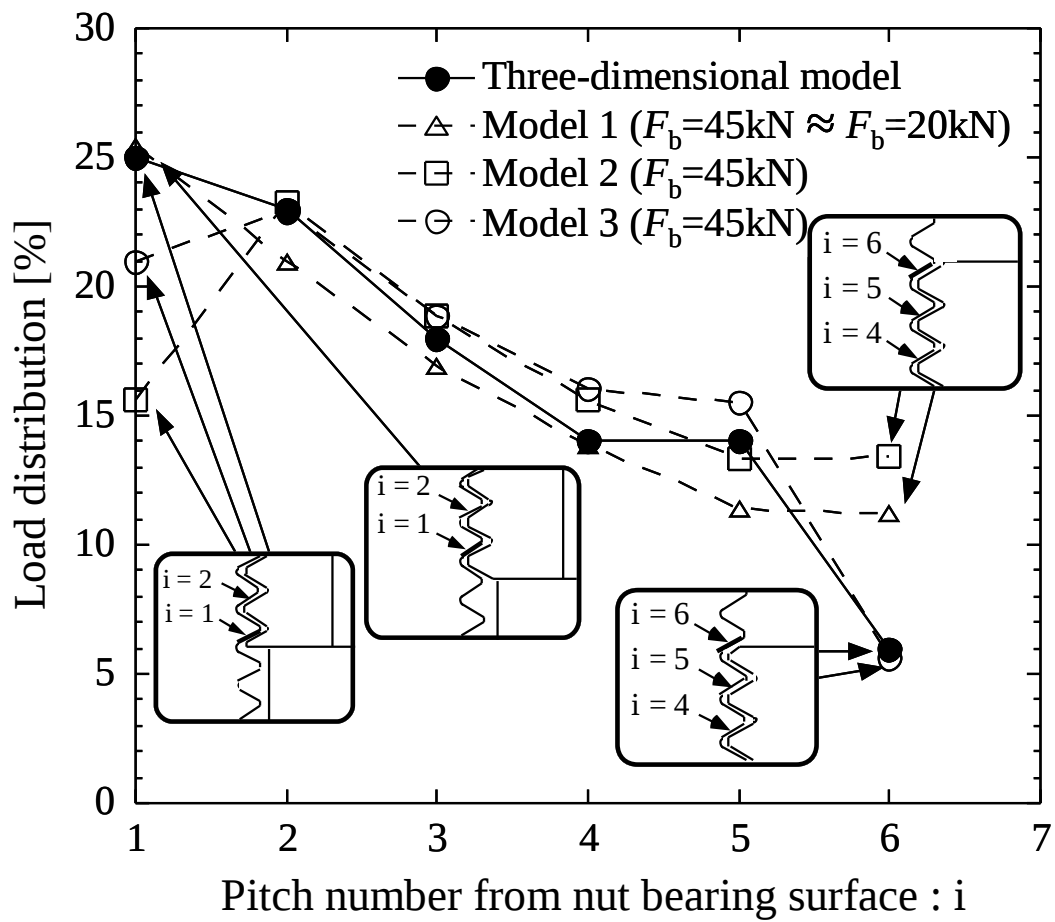


Fig.5.10(a) Load distribution of bolt-axial force of standard nut

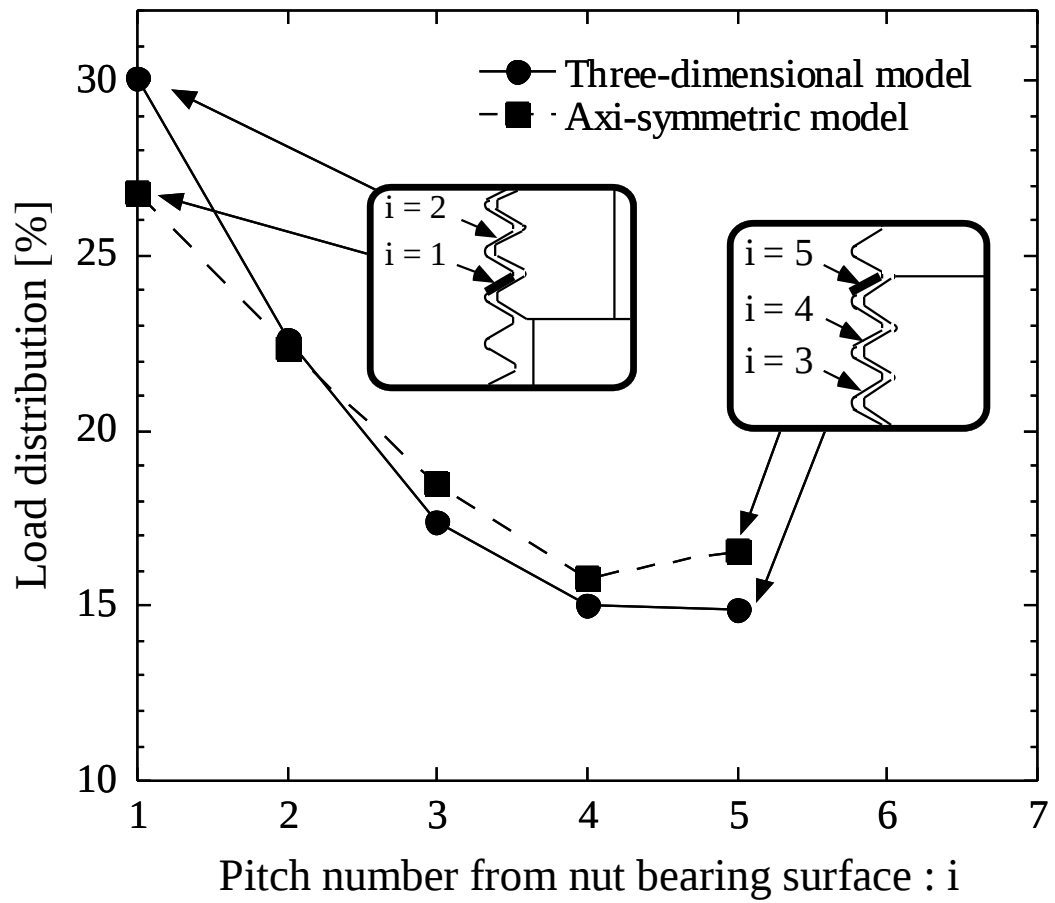


Fig.5.10(b) Load distribution of bolt-axial force by standard nut

5. 4. 2 アウターキャップ式ナットのねじ山荷重分担率

図 5. 9 に三次元モデルにおいて $\theta = 105^\circ$ 締付け方向に回転させたとき、そのときに生じるほぼ同じ軸力 ($F_b = 44.6\text{kN} \sim 52.9\text{kN}$) を与えたときの軸対称モデルのねじ山荷重分担率を示す。図 5. 9 (a) はアウターキャップ部を弾性体として解析した場合、図 5. 9 (b) は SS400 とした場合である。前述のように三次元モデルと軸対称モデルの両方で第 6、第 7 ねじ山がアウターキャップ部となっているが、三次元モデルでは第 7 ねじ山が不完全ねじ部となるのに対し、軸対称モデルでは第 6 ねじ山が不完全ねじ部となる。このため、両モデルにおける最大の荷重を負担するねじ山の位置にずれが生じる。すなわちアウターキャップ式ナットのねじ山荷重分担率は三次元モデルでは第 6 ねじ山で、軸対称モデルでは第 7 ねじ山で大きな荷重を分担している。しかしアウターキャップ部のねじ山が大きな荷重を分担している点では同様の傾向を示している。

図 5. 10 に軸対称モデルにおいて、アウターキャップの材料を SS400 として、ボルト軸力を変化させたときのねじ山荷重分担率を示す。アウターキャップ式ナットのねじ山荷重分担率は、アウターキャップの塑性変形の程度が異なるため、軸力によって変化しており、軸力を大きくするとキャップ部のねじ山が負担する荷重は低下する。図 5. 11 (a) に三次元モデルにおける各アウターキャップ材料での $\theta = 105^\circ$ 締付け回転後のねじ山荷重分担率を示す。このときのボルトに生じる軸力は各材料で異なり、 $44.6\text{kN} \sim 52.9\text{kN}$ である。図 5. 11 (b) にほぼ同じ軸力での軸対称モデルでのねじ山荷重分担率を示す。アウターキャップの材料が異なっても、アウターキャップ部のねじ山が高い荷重を分担しているが、その割合は降伏応力の高い材料の場合ほど顕著である。

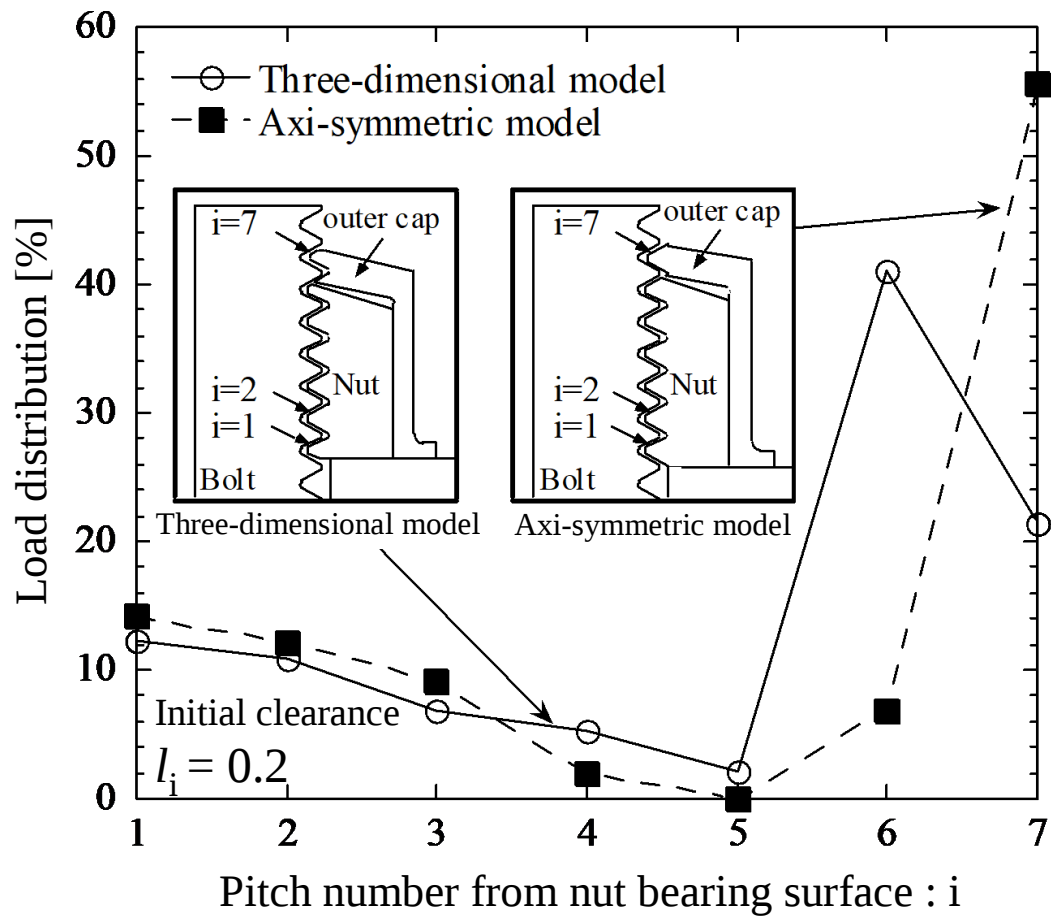


Fig.5.11(a) Load distribution of bolt-axial force of outer cap nut when outer cap is made of elasticity and initial clearance $l_i=0.2\text{mm}$ ($F_b=52.9\text{kN}$)

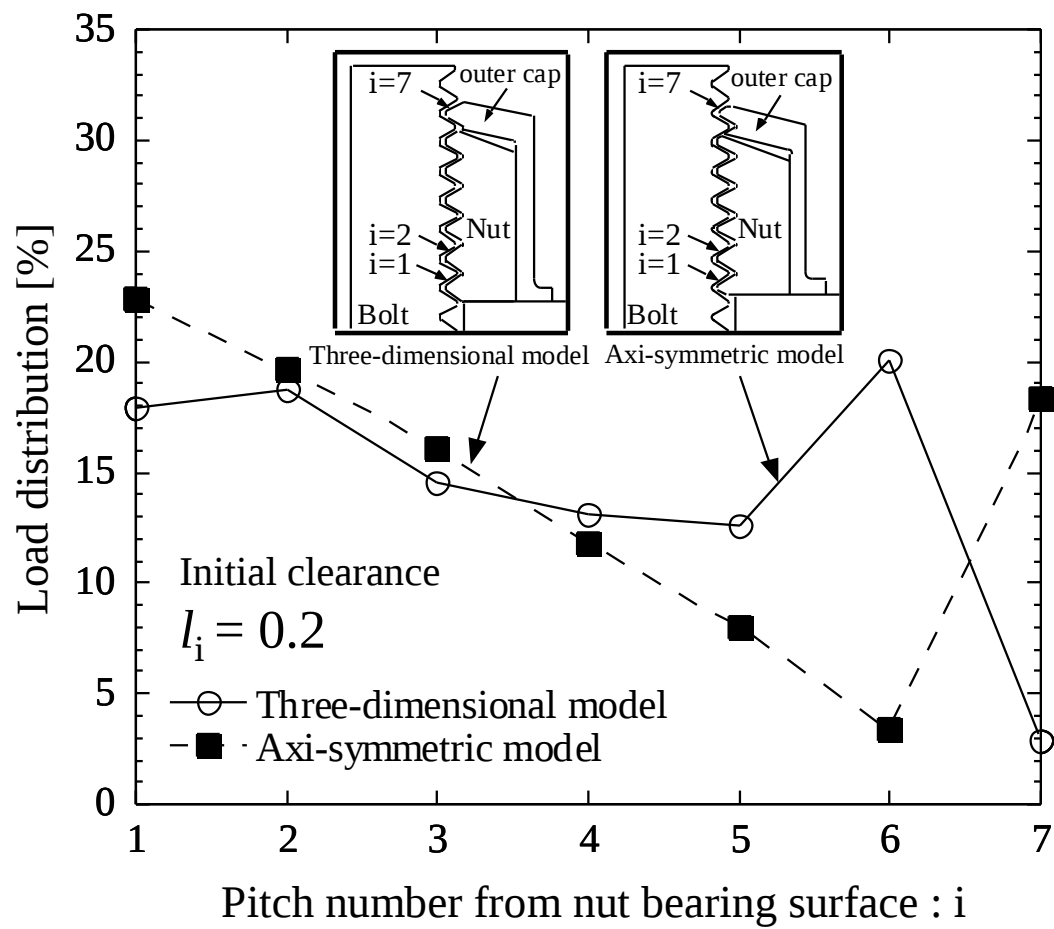


Fig.5.11(b) Load distribution of bolt-axial force of outer cap nut when outer cap is made of SS400 and initial clearance $l_i=0.2\text{mm}$ ($F_b=44.6\text{kN}$)

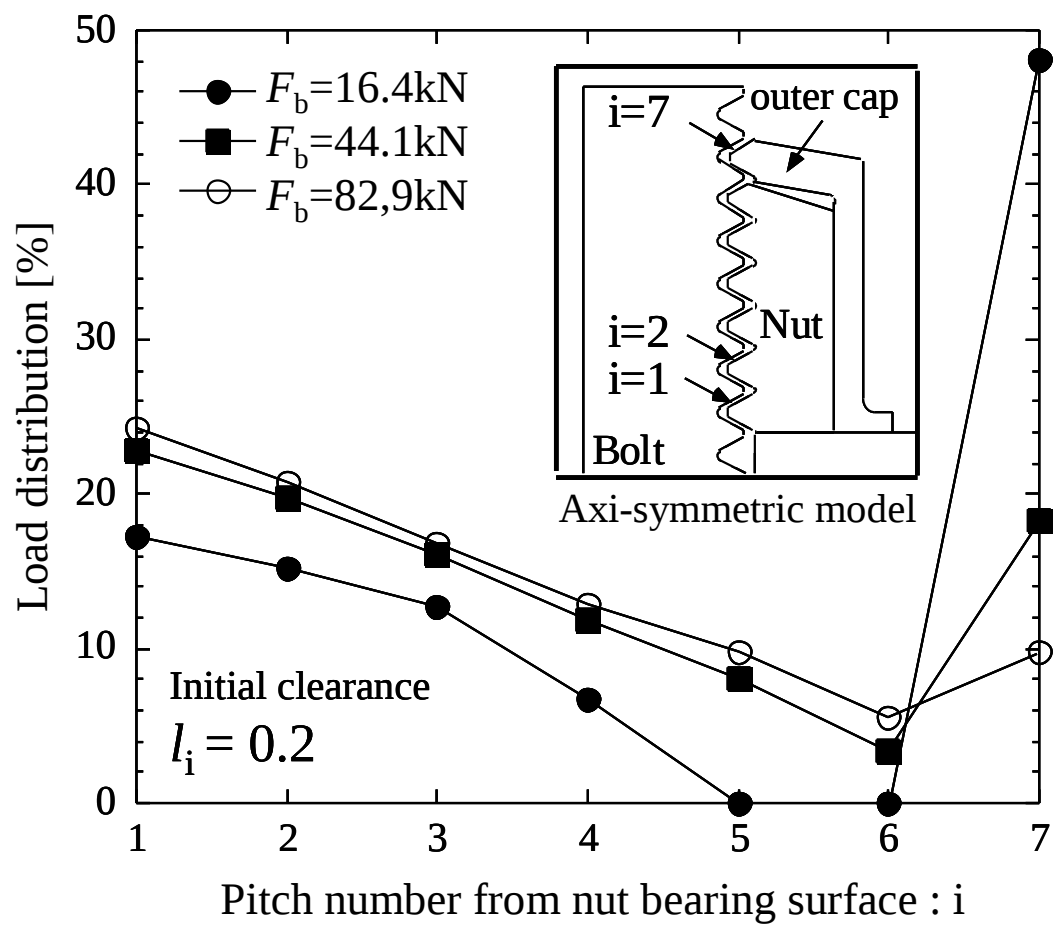


Fig.5.12 Load distribution of bolt-axial force of outer cap nut with varying bolt-axial force F_b when outer cap nut is made of SS400 and initial clearance $l_i = 0.2 \text{ mm}$

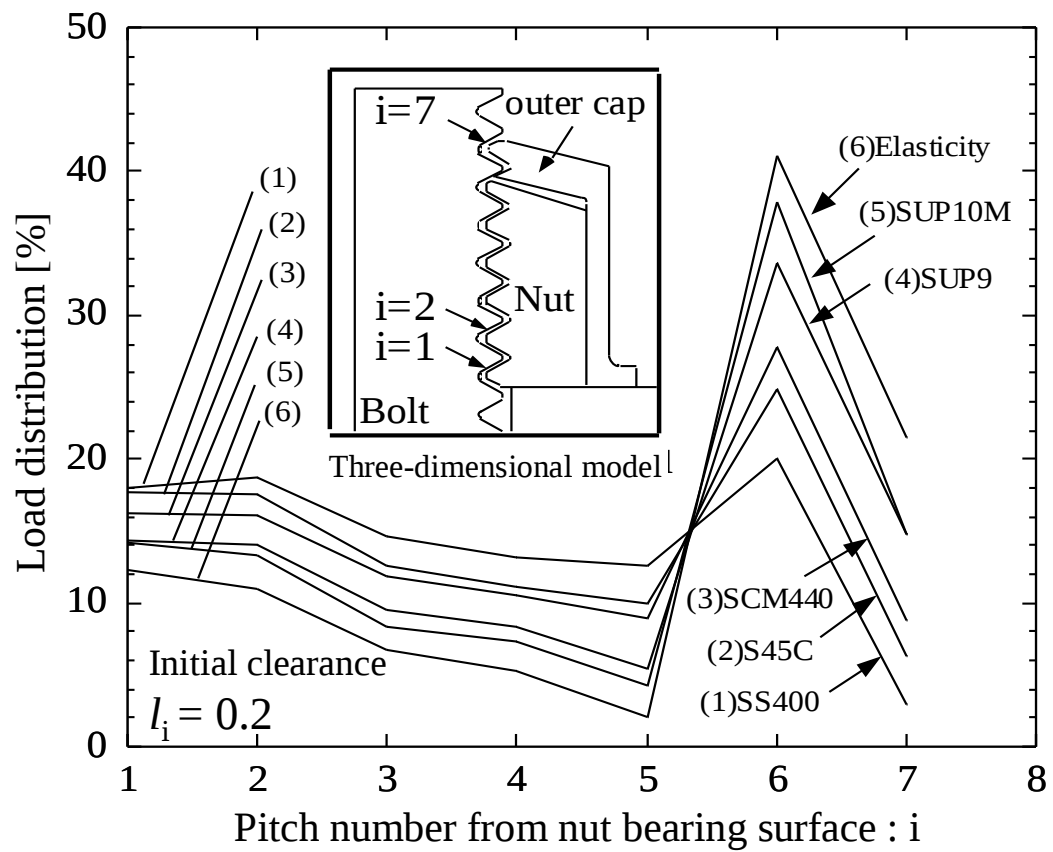


Fig.5.13(a) Load distribution of bolt-axial force of outer cap nut when initial clearance $l_i=0.2\text{mm}$ by three-dimensional model ($F_b=44.6\text{kN}\sim 52.9\text{kN}$)

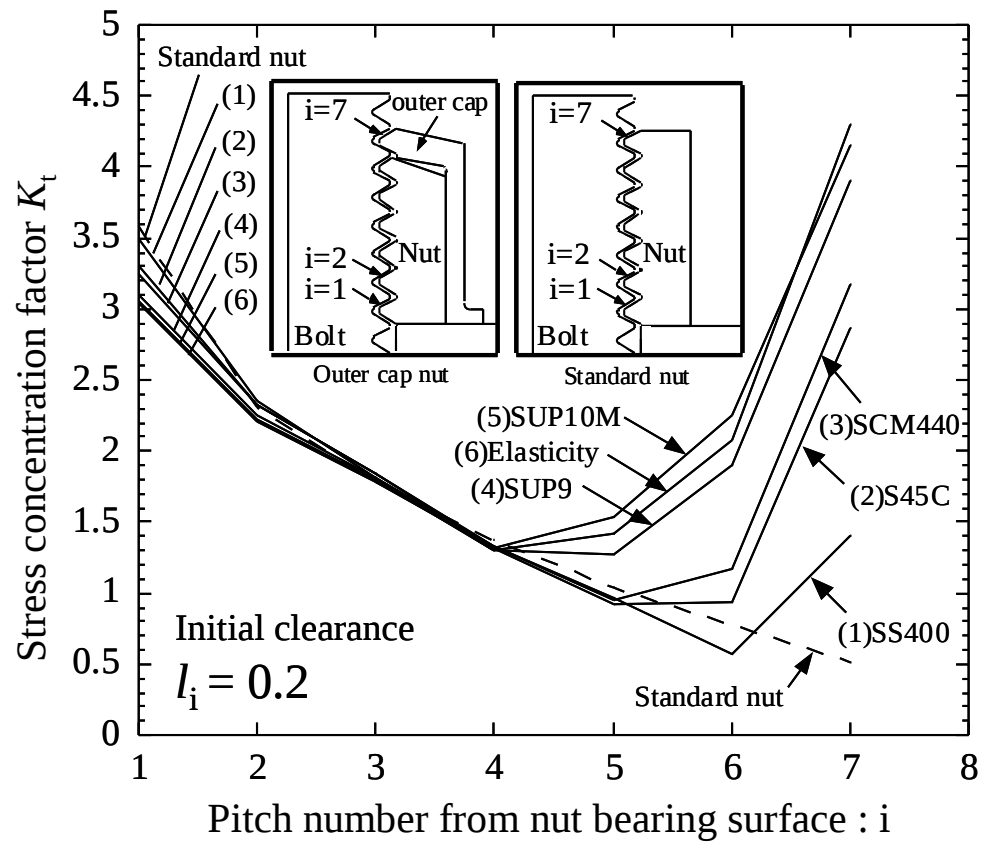


Fig.5.13(b) Load distribution of bolt-axial force of outer cap nut when initial clearance $l_i=0.2\text{mm}$ by axi-symmetric model ($F_b=44.6\text{kN}\sim 52.9\text{kN}$)

5. 4. 3 初期隙間長さ l_i を変化したときのアウターキャップ式ナットのねじ山荷重分担率

図5. 12にアウターキャップの材料をSS400として、各初期隙間長さ l_i を変えたときのねじ山荷重分担率を示す。ここでは、初期隙間長さ l_i が0mm（通常の六角ナットに相当）、0.01mm、0.2mm、0.5mm、1.0mmの場合について解析を行った。図5. 12に示すように、キャップ部の第7ねじ山では、初期隙間長さ $l_i=0 \rightarrow 1.0$ の増加に伴って、荷重分担率が増加する。また、座面側の第1ねじ山では、初期隙間長さ l_i の増加に伴って、荷重分担率が減少する。これにより、初期隙間長さ l_i を調整することで第1ねじ山の荷重分担率を25% $\rightarrow$ 22%と低減できることがわかる。

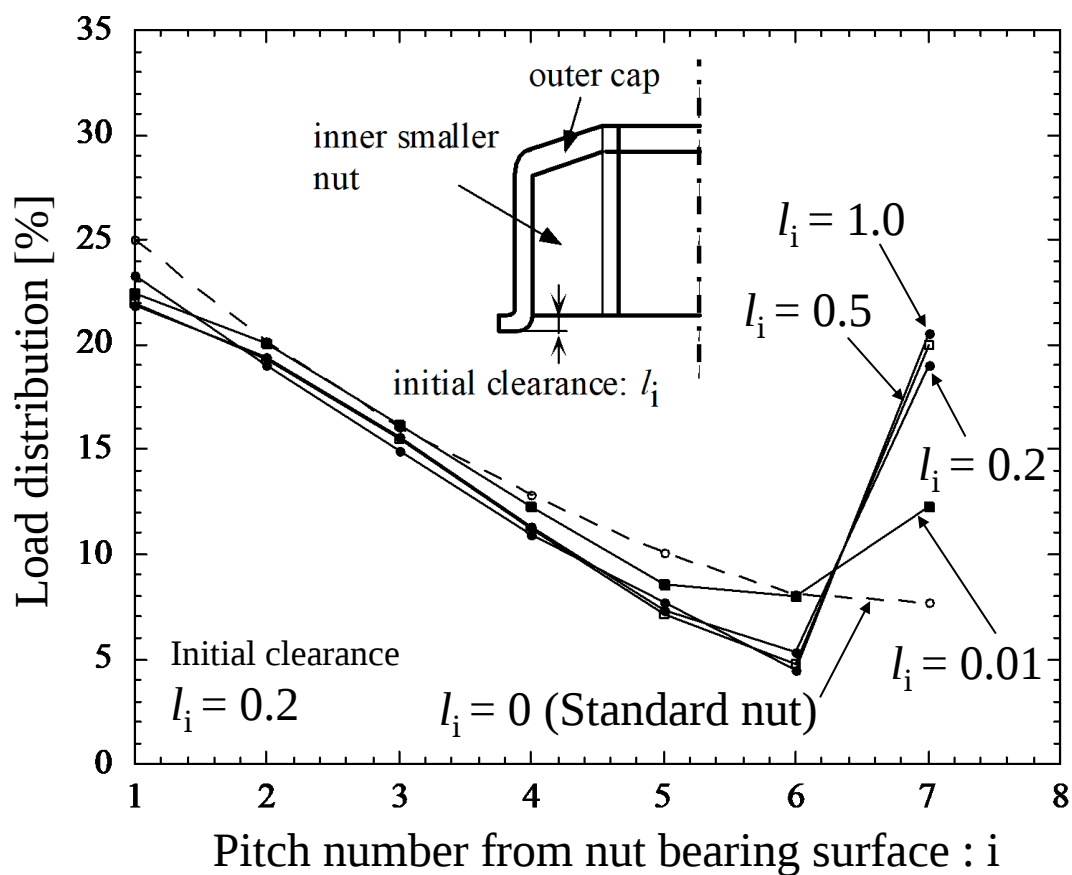


Fig.5.14 Load distribution of bolt-axial force of outer cap nut when outer cap is made of SS400 by axi-symmetric model ($F_b \approx 45\text{kN}$)

5. 4. 4 アウターキャップ式ナットの応力集中緩和効果

図5. 13にボルト各谷底部分の応力集中係数を示して、ここの応力集中係数 K_t 第二章の計算式(1)で定義する。通常の六角ナットでは最大応力は通常ナット座面に最も近いボルトの第1ねじ谷底で発生する⁽⁶⁾⁽⁹⁾が、アウターキャップ式ナットではキャップ部のねじ山と接触するボルトのねじ谷底(軸対称モデルでは7番目、三次元モデルでは6番目のボルトねじ谷底)にも大きな応力が発生する。アウターキャップの材料を降伏応力の高いSUP9, SUP10Mとした場合では、ボルト第1ねじ山の応力集中を通常のナットの場合より15%~18%程度低減できるが、キャップ部のボルトねじ谷底では第1ボルトねじ谷底を超える応力が生じる。一方、S45CやSCM440では、アウターキャップ部に最大応力を生じることなく、ボルト第1ねじ谷底応力を最大11%まで(SCM440の場合)応力集中を低減できる。

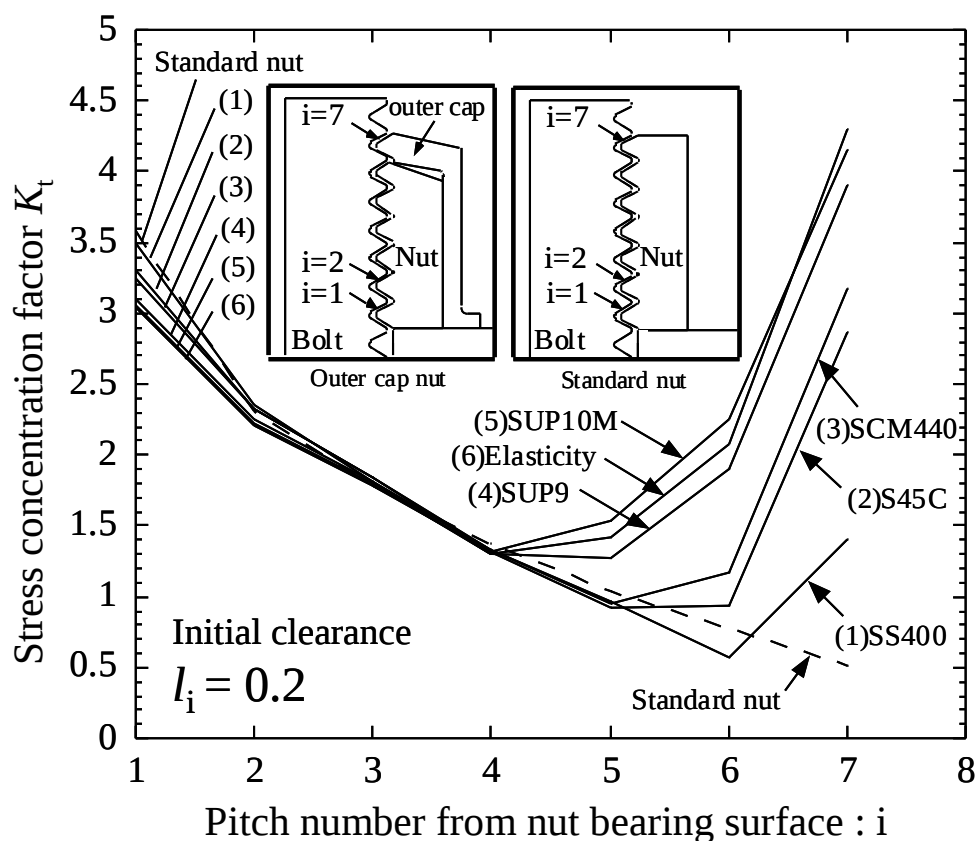


Fig.5.15 Stress concentration factor of outer cap nut when initial clearance $l_i=0.2\text{mm}$ by axi-symmetric model ($F_b=44.6\text{kN}\sim 52.9\text{kN}$)

5. 5 アウターキャップ式ナットの緩み止め効果

5. 5. 1 アウターキャップ式ナットの締結力と締付けトルク

アウターキャップを弾性体として解析したときの、アウターキャップ式ナットの締結力とナット回転角度の関係を図 5. 1 4 に示す。また、締付け－緩め回転における締付けトルクとナット回転角度の関係を図 5. 1 5 (a) に、緩め時の拡大図 5. を図 5. 1 5 (b) に示す。図 5. 1 4, 図 5. 1 5 に示すように、アウターキャップが被締結物と接触開始した状態から、 θ およそ 18° で、キャップ部のねじ山とボルトのねじ山から接触を開始し（圧入時の変形による）、内部ナットが被締結物側に移動を開始して、締結力および締付けトルクが増加していく。そして、 θ およそ 80° で内部ナットが被締結物と接触を開始し、さらに急激に締結力と締付けトルクが増加していく。その後 $\theta = 105^\circ$ まで回転させた後、緩め方向に回転させると徐々に締付けトルクは減少するが、 θ およそ 20° でアウターキャップ式ナットが被締結物から離れる。しかし $\theta < 20^\circ$ のアウターキャップ式ナットと被締結物が接触していない状態においても、8~10N・m の締付けトルクが発生しており、緩み止め効果が確認できる。

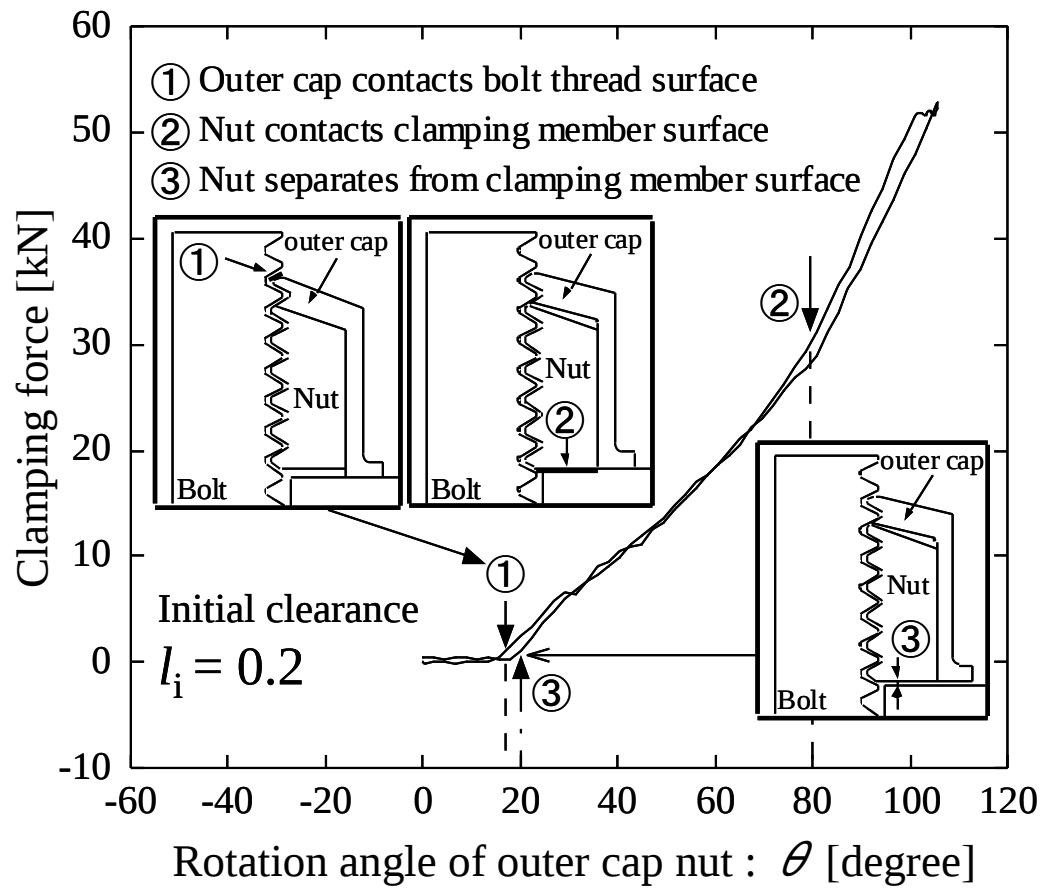


Fig.5.16 Relation between fastening force and rotation angle of outer cap nut when outer cap is made of elasticity and initial clearance $l_i=0.2\text{mm}$ by three-dimensional model

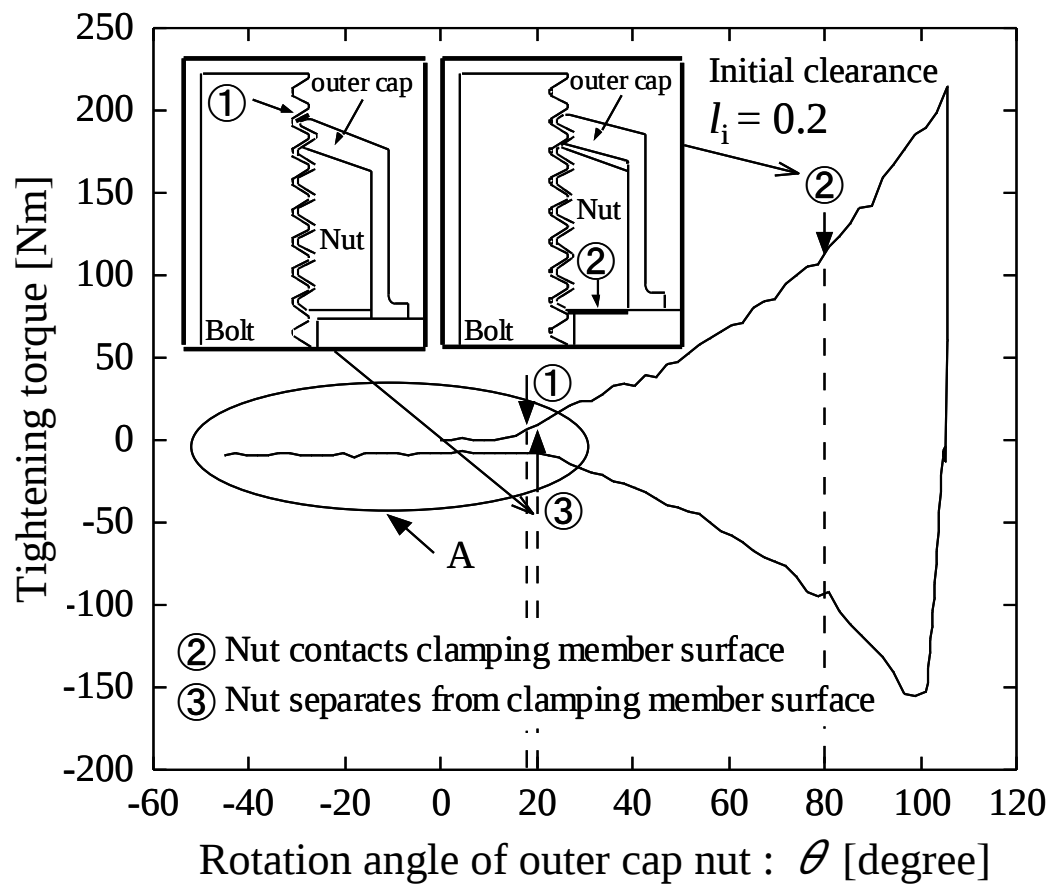


Fig.5.17(a) Relation between tightening torque and rotation angle of outer cap nut when outer cap is made of elasticity and initial clearance $l_i=0.2\text{mm}$ by three-dimensional model

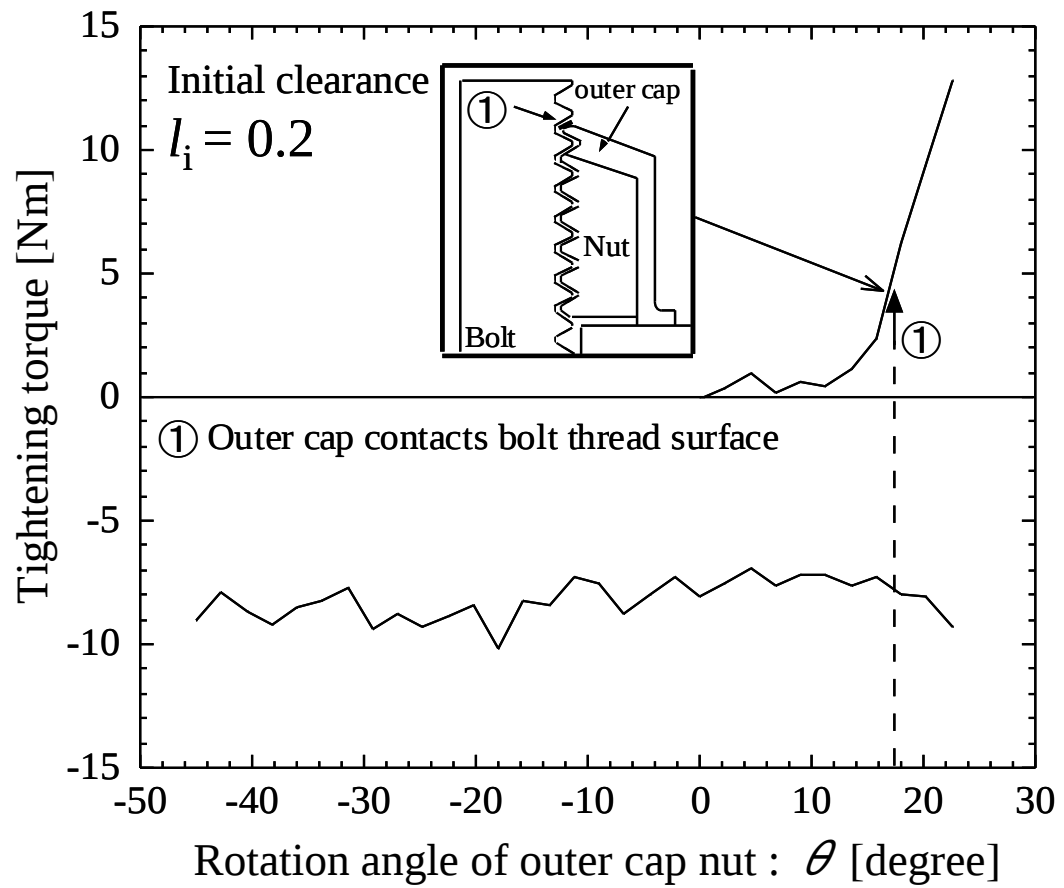


Fig.5.17(b) Detail of A

5. 5. 2 アウターキャップ式ナットのねじ面接触力

図5. 16に緩み回転終了時，すなわちナット回転角度 $\theta = -45^\circ$ のときのアウターキャップ式ナットの各ねじ山にかかる荷重を示す．アウターキャップの変形によるバネ効果によって，アウターキャップ側の第6ねじ山と第7ねじ山には，ボルトのねじ山を押し上げる方向に接触力が発生する．この接触力がプリベリングトルクを発生させる．また，この接触力の発生はキャップ部のバネ効果が重要となる．一方，内部ナット部のねじ山にはボルトを押し付ける方向に接触力が働き，両者はつり合う．図5. 16で第6ねじ山は内部ナット部とアウターキャップ部から成るが，両者は図5. 中に示すように反対方向の接触力を生ずる．

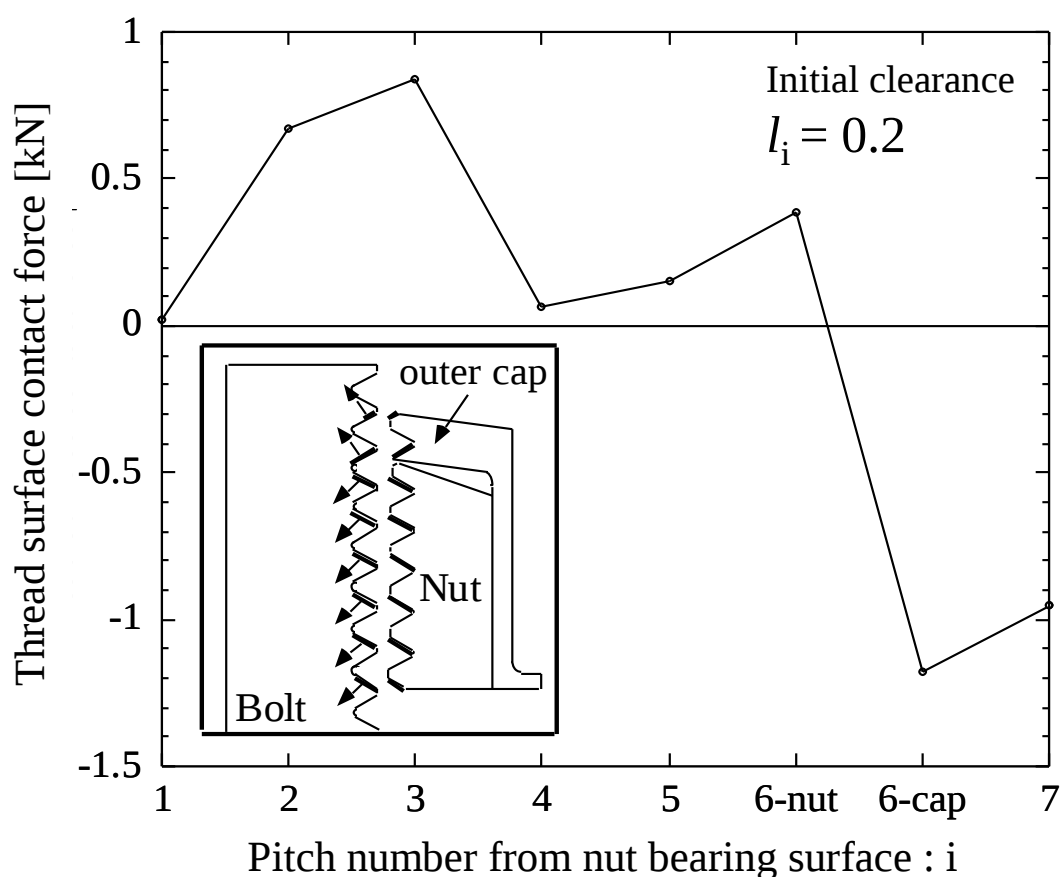
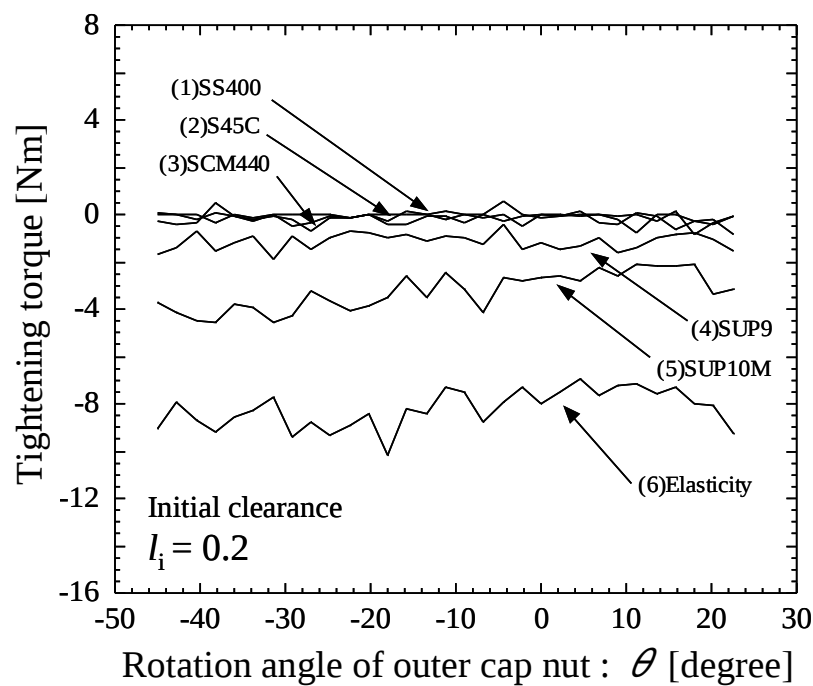
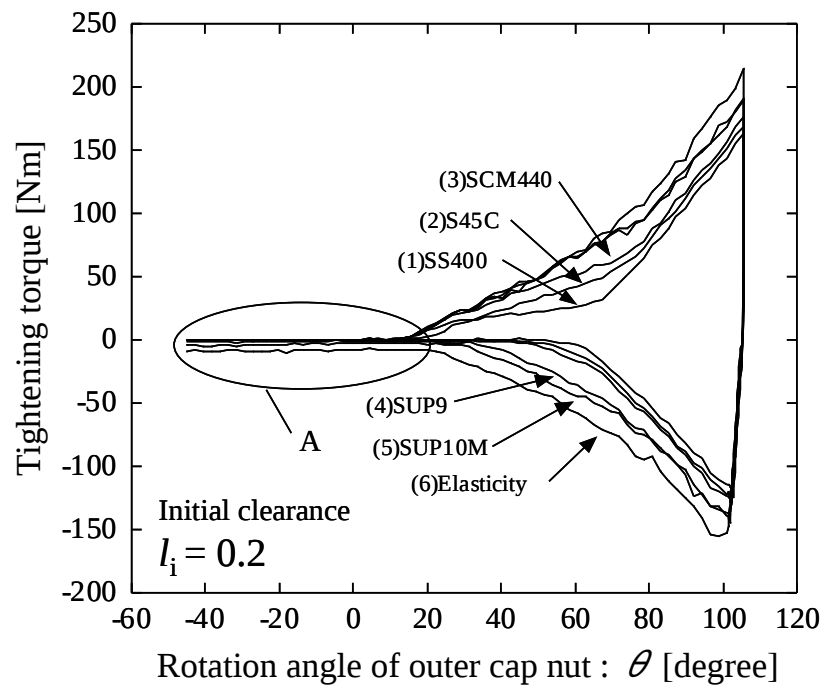


Fig.5.18 Fastening force when loosening angle of outer cap nut $\theta = -45^\circ$ when outer cap is made of elasticity and initial clearance $l_i = 0.2\text{mm}$ by three-dimensional model

5. 5. 3 各アウターキャップ材料での締付けトルク

図 5. 1 7 にアウターキャップの材料を変化させたときの締付けトルクとナット回転角度の関係を示す. アウターキャップの材料として仮定した材料は, 前述のように (1) SS400 (一般構造用圧延材), (2) S45C (機械構造用炭素鋼), (3) SCM440 (構造用合金鋼), (4) SUP9 (ばね鋼), (5) SUP10M (ばね鋼), (6) 弾性体の 6 種類である. 図 5. 1 7 よりアウターキャップ材料を SS400, S45C, SCM440 とした場合では緩め時に十分な緩み防止効果が得られない. その原因として内部ナットの圧入時にキャップ部に塑性域が発生すること, また, 締付けによってキャップ部が塑性変形し十分なバネ効果が得られなかったことが挙げられる. 十分な緩み止め機能を実現するためには, キャップ部の弾性が重要である.



(a) Detail of A

Fig.5.19 Relation between tightening torque and rotation angle of outer cap nut when initial clearance $l_i=0.2\text{mm}$ by three-dimensional model

5. 6 まとめ

従来の緩み止めナットはダブルナットのように適切な締め付け手順が 2 工程必要なものや、空回り時のトルクがかかるため、通常空回り作業の際にも工具が必要となる欠点がある。本研究ではこのような欠点を補うために考案されたアウターキャップ式ナットの応力集中緩和効果と緩み止め効果を、FEM による軸対称モデル解析と三次元モデル解析により考察した。また、比較のため通常のボルト締結体も解析した。結論をまとめると以下ようになる。

(1) 比較のため、通常のボルト締結体を軸対称モデルと三次元モデルで解析した。その際、軸対称解析では、(a) モデル 1: ナット両端が完全ねじ部の場合、(b) モデル 2: ナットの第 1 ねじ山が不完全ねじ部、最後のねじ山が完全ねじ部の場合、(c) モデル 3: ナット両端が不完全ねじ部の場合、の 3 種類を検討した。これより、不完全ねじ部の存在によってねじ山の剛性が低下するため、第 1 および最終ねじ山の荷重分担率は低下することが明らかになった。実際のナットでは、必ず不完全ねじ部が存在するが、その荷重分担率はナット両端が完全ねじ部の場合と比較して第 1 ねじ山で 30% から 25% 程度まで低下する (図 5. 8 (a), (b) 三次元弾性解析の比較)。

(2) アウターキャップ式ナットは、キャップ部のねじ山が大きな荷重を分担するため、適切な締結力 ($F_b \approx 44.6 \text{ kN} \sim 52.9 \text{ kN}$) で締結すると、通常第 1 ねじ山で 3 割程度の荷重を分担している強度上の問題を改善できる。例えば、アウターキャップの材料を SS400 とした場合、初期隙間長さ $l_i = 0 \rightarrow 1.0 \text{ mm}$ と増加させることにより、最終ねじ山の荷重分担率を 8 % から 21% に増加させ、第 1 ねじ山の荷重分担率を 22% 程度まで低下させることができる (図 5. 1 2)。

(3) 初期隙間長さ $l_i = 0.2 \text{ mm}$ と固定し、アウターキャップの材料の影響を調べた結果、材料として S45C や SCM440 を用いればボルトねじ谷底に生じる最大相当応力が 11% まで低減され、ボルトの強度を向上させることが明らかとなった (図 5. 1 3)。一方、緩み止め効果は一般に降伏応力の高い材料ほど良好な効果を発揮する (図 5. 1 7)。

以上の結果より、アウターキャップに降伏応力の高い材料を選べると、締め付け時にキャップのねじ山に大きな荷重を負担する。そのため、ボルトねじ谷底に大きな応力が発生し、通常のナットの締結よりボルトの強度が厳しくなる。一方、アウターキャップの材料を S45C, SCM440 とした場合ではボルトの強度を向上させることが可能になるが、圧入時の塑性域の発生や締め付けによる塑性変形のため、十分な緩み止め効果は得られていない。圧入時の塑性域は主にキャップ側面とキャップ上面の境目で発生している。今後の検討課題として、初期隙間長さ l_i の調節だけでなく、圧入における圧入しろを本解析で採用した 0.05 mm より小さくすることや、アウターキャップの形状を変更して、塑性域の発生を抑えることなどが挙げられる。

参考文献

- (1) T. Fukuoka, Mechanics and fastening of bolted joint(1)-(4) , *Science of machine (Kikai no kenkyu)*, Vol.54, No.2-5 (2002), pp.63-69, 65-73, 75-82, 73-80. (in Japanese).
- (2) S. Izumi, et al., Verification of Anti-Loosening Performance of Super Slit Nut by Finite Element Method, *Transaction of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series A*, Vol.71, No.703 (2005), pp.380-386.
- (3) M. Nakawa, and DAIKI KOGYO KK., 2004, “Locking Nut and Its Manufacturing Method”, Japan Patent (in Japanese) 2004-281712.
- (4) Daiki Kogyo KK., 2001, “Manufacturing Method of Bolt”, Japan Patent (in Japanese) 2001-252737.
- (5) Hard Lock Kogyo KK., 1999, “Locking Nut”, Japan Patent (in Japanese) 11-006516.
- (6) M. Tanaka, K. Hongo, Analysis of bolted joint by Finite Element Method, *Transaction of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*, Vol.46, No.410 (1980), pp.1276-1284
- (7) M. Tanaka, et al., Application of Finite Element Method for bolted joint, *Transaction of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*, Vol.48, No.434 (1982), pp.1607-1614. (in Japanese).
- (8) T. Fukuoka, et al., A Stress Analysis of Threaded Portions in Fastening, *Transaction of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series A*, Vol.51, No.462 (1985), pp.504-509.
- (9) T. Fukuoka, et al., Stress in Bolt and Nut(Effects of Contact Condition at the First Ridge), *Transaction of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series A*, Vol.52, No.474 (1986), pp.552-556.
- (10) S. Izumi, et al., Three-dimensional Finite Element Analysis on Tightening and Loosening Mechanism of Bolted Joint, *Transaction of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series A*, Vol.71, No.702 (2005), pp.204-212.

第6章 異なるピッチを有するボルト・ナットの組合せによる応力集中緩和効果について

6. 1 緒 言

ねじ締結体は、使用頻度、重要度が高い機械要素で産業界にひろく普及しているが、その欠点として破損しやすいことと緩みやすいことが挙げられる。破損はねじ底に高い応力が集中し、ねじ底の強さが大幅に低下することが原因であり、緩みはねじ面間の摩擦力で防止しているため、振動が作用すれば、ねじの螺旋形状に基づく戻り回転力が発生することが理由である。

最近異なるピッチを有するボルト・ナットを用いてナットの緩みを防ぐ方法が提案された。この方法は（１）ねじの緩み止め機能とねじ強度を同時に強化したところに大きな特徴がある。これまで多くの対策が提案されているが、一般には緩み止め機能を強化したものは、強度が低下し、強度を強化したものは、緩みやすい欠点がある。また、（２）従来の緩み止め特殊ボルト・ナットに比べて加工性に優れており、（３）作業工程が一工程で済むので安価に製作できる上、（４）繰り返しの使用が可能であるなど多くの長所が期待できる。図6. 1に、ボルトとナットに僅かのピッチ差を設定し、それを組み合わせる方法の緩み止め原理を示す。

さらに、万一、締め付けが不十分でも、図6. 2のようなピッチ差がない場合と比べ、プリベリントルクの発生により脱落しづらく、また、応力集中緩和効果も期待できるなど利点に富んでいる。

本研究では、有限要素法を用いて、異なるピッチを有するボルト・ナットと被締結物からなるボルト締結体を対象に解析を行う。まず空回し時のトルク（プリベリントルク）を求めて、その緩み止め効果を確認する。次に、締め付け過程における応力緩和効果を調べるとともに、実際のボルトの破損が疲労により生じることを考慮して、ピッチ差が疲労強度をどの程度向上させ得るかを、ボルト軸力を変化させた場合のねじ谷底の応力振幅に注目して考察する。

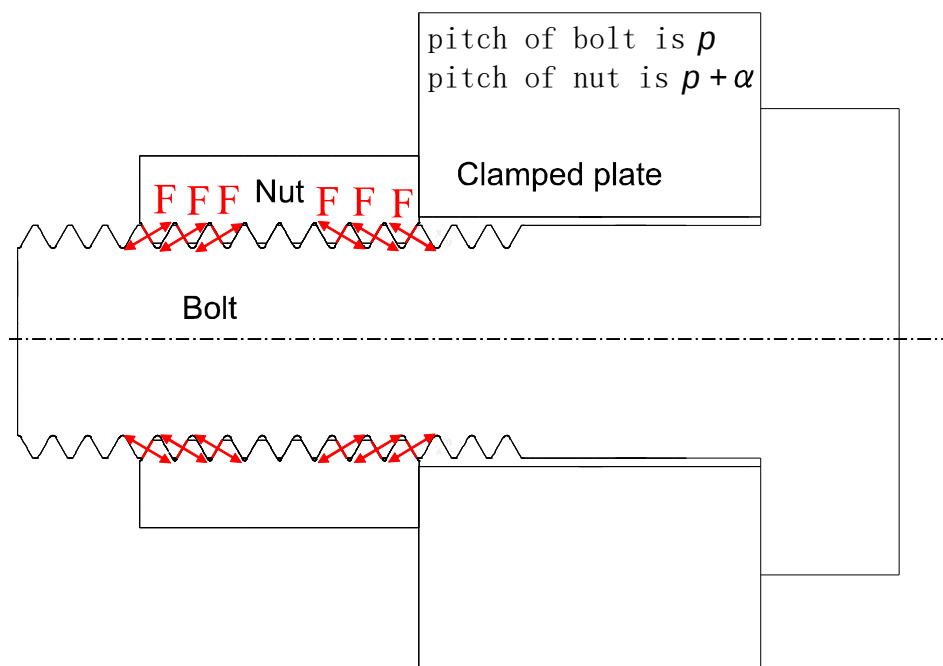
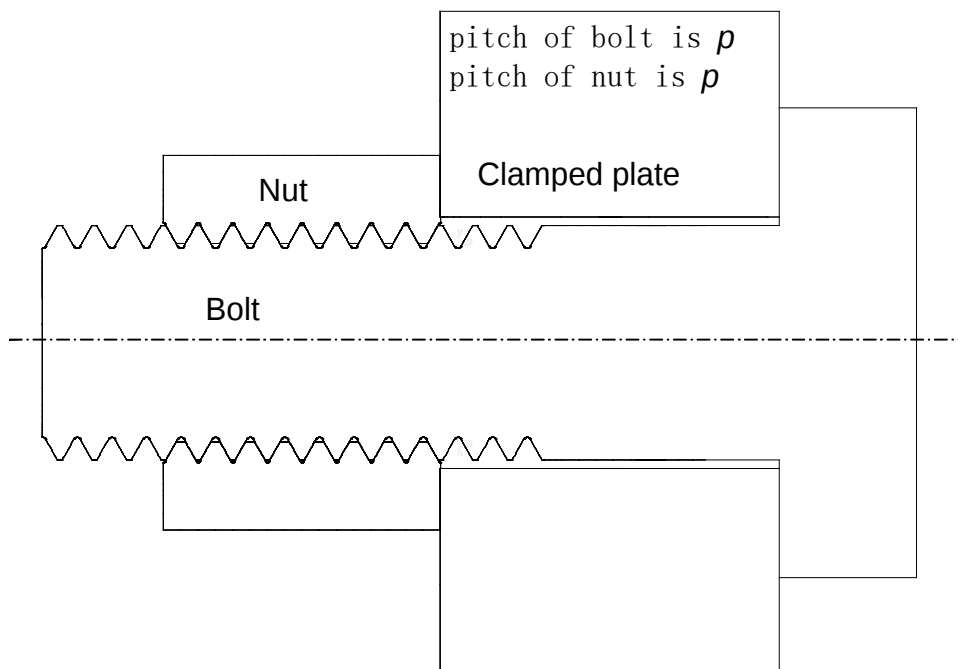


Fig.6. 1 Bolt and nut with different pitch

Fig.6.2 Standard bolt and nut (肖さん : ナットのピッチは $p + \alpha$)

6. 2 解析方法及び解析モデル

ねじ締結体の応力評価を FEM 軸対称解析によって行う．解析対象は M16 のボルト・ナットによって内径 17.5mm，外径 50mm，厚さ 35mm の円筒形被締結物を締結する場合である．ボルト・ナットのねじ部については，ボルトは普通のボルトで，ナットはボルトと比べて，ピッチ差 α がある．図 6. 3 に示すように，ボルトのピッチを 2.000mm として，ナットのピッチを $(2.000 + \alpha)$ mm とする．ボルト・ナットのはめあいねじ部のねじ山数は 8 山としている．ピッチ差があるため，ボルトとナットと締め付けるとき，ナットねじ山両端においてボルトねじ山と接触する．この接触面で接触力が生ることにより，緩み止め機構が得られる．図 6. 3 に示すように第 1 ～ 3 ねじ山では，空回し時に通常の接触面と反対側が接触するため，締結時において第 1 ねじ山谷底の応力集中の緩和ができる．ボルト，ナット，被締結物の材料は SCM435，物性値は，降伏応力は 800MPa，ヤング率 205GPa，ポアソン比 0.3 とし，各接触面における摩擦係数は 0.3 とした．計算での応力とひずみの関係を図 6. 4 に示す．図 6. 5 に有限要素に分割した軸対称モデルを示す．ねじ締結体に軸力を与える際の境界条件は，軸対称モデルでは被締結物のボルトヘッド側の面を固定し，ボルトヘッド部に軸方向強制変位を与える．ねじ山同士のクリアランスは 0 と設定する．

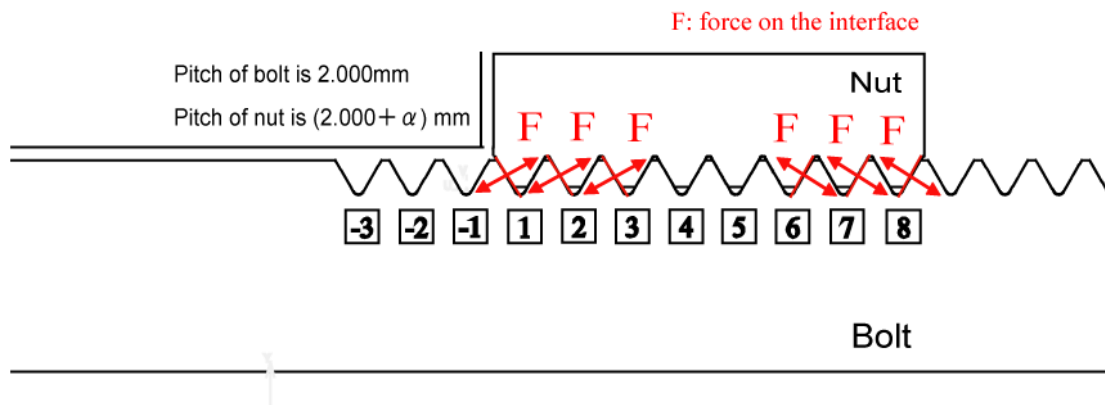


Fig.6.3 Anti-loosening theory

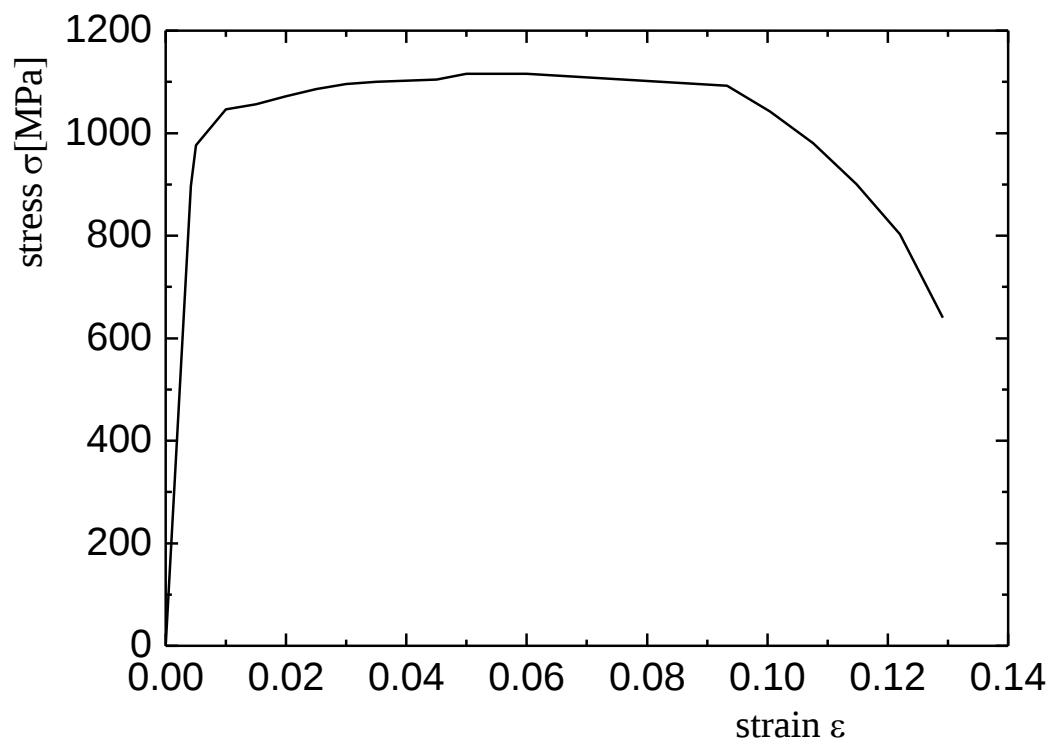


Fig.6.4 Relation between stress and strain

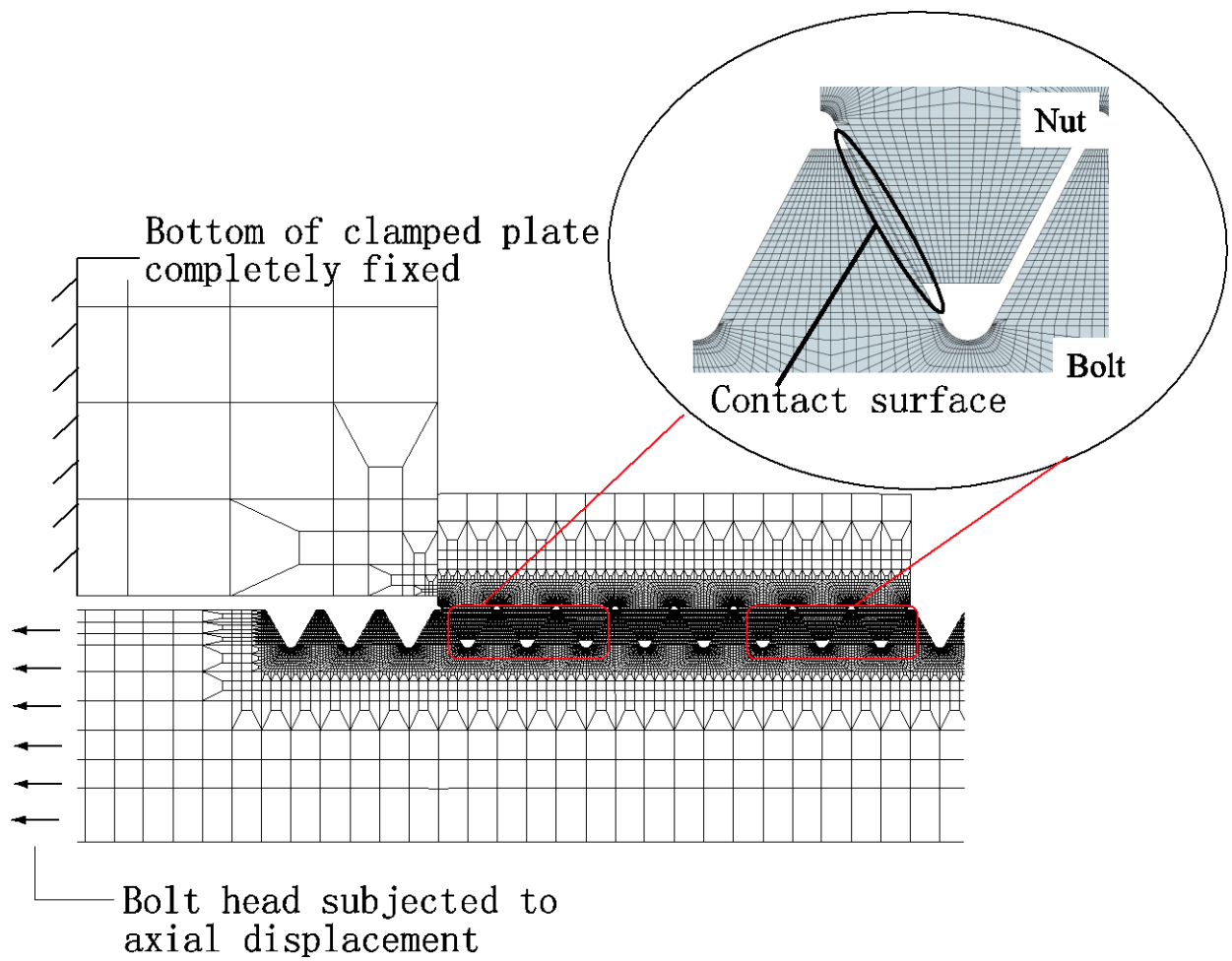


Fig.6. 5 Axi-symmetric finite element model

6. 3 荷重の設定

本研究では M16 のボルト・ナットにピッチ差がある場合を考察する．そのボルトに作用する最大荷重を以下のように設定する．

ボルト軸力を変化させる際の最大荷重に関しては以下のように決める．ボルトの降伏締め付け軸力あるいは最大締め付け力 F を求める式として式 (1) が提案されている⁽¹⁾．この公式を利用すると，ボルト軸力 $F = 0.8 \sigma_s A_s$ になるが，締め付け時のばらつきを考慮して $F = 0.6 \sigma_s A_s$ とすれば，締め付け力の目標値は $F = 75 \text{ kN}$ となる．従って，本研究ではボルト軸力が変動する場合を考察するが，最大応力を 70 kN 以下とする．

(1)

F	ボルトの降伏締め付け軸力 [N]
d_2	有効径の基準寸法 [m] = 0.01472m
σ_s	引張り降伏応力 [MPa] = 800MPa
ρ'	ねじ間の摩擦角 [°] = $(\arctan 0.3)^\circ$
β	ねじのリード角 [°] = 0.043°
A_s	有効断面積 [m ²] = $1.57 \times 10^{-4} \text{ m}^2$
d_s	有効直径 [m] = 0.01412m

6. 4 ピッチ差と緩み止め効果の関係

ピッチ差は $0 \sim 8 \mu\text{m}$ として，ねじ締結体の緩み止め効果を研究した．図 6. 3 に示すような被締結物とナットが接触しない時のナットの締め付けに必要なプリベリントルク T_s は第三章プリベリントルクの導く計算式(1)から，計算できる．表 1 に異なるピッチを有するボルト・ナットの緩み止め効果を示す．

表 1 に示すように，ピッチ差が大きくなると，プリベリントルクも増加する．すなわち，プリベリントルクとピッチ差とは正比例の関係がある．即ち，空回し時においてボルトねじ谷底にわずかに塑性変形が生じているがその影響は小さい．

Table.1 Dimensions of different length L

Pitch difference α μm	Axial force F^* kN	Prevailing torque		T_s/α $\times 10^7\text{kN}$
		T_s kN · m		
		0.3	0.15	
2	8.1	20.3	11.5	1.02(0.58)
4	16.2	40.8	23.0	1.02(0.58)
6	24.3	61.3	34.6	1.02(0.58)
8	32.6	82.4	46.4	1.03(0.58)

6. 5 静的荷重に対する応力集中緩和効果について

緩み止め効果を得るため、ピッチ差を与えることにより、ナットの空回し時にもナットとボルトのねじ同士は図 6. 3 のように接触する. ピッチ差 α を $2\mu\text{m}$ とし、図 6. 5 のモデルの解析により求めた空回し時 ($F=0$) のボルト谷底最大接線方向応力 σ_{tmax} の分布を図 6. 6 に示す. 第 3 ねじ山で最大応力 288.8MPa が生じ、第-1 ねじ山で最大圧縮応力 -385.0 MPa が生じる. 一方通常のナットの場合はナット空回し時には、ねじ山同士が接触しないので、ねじ山谷底での応力は生じない. (図 6. 6)

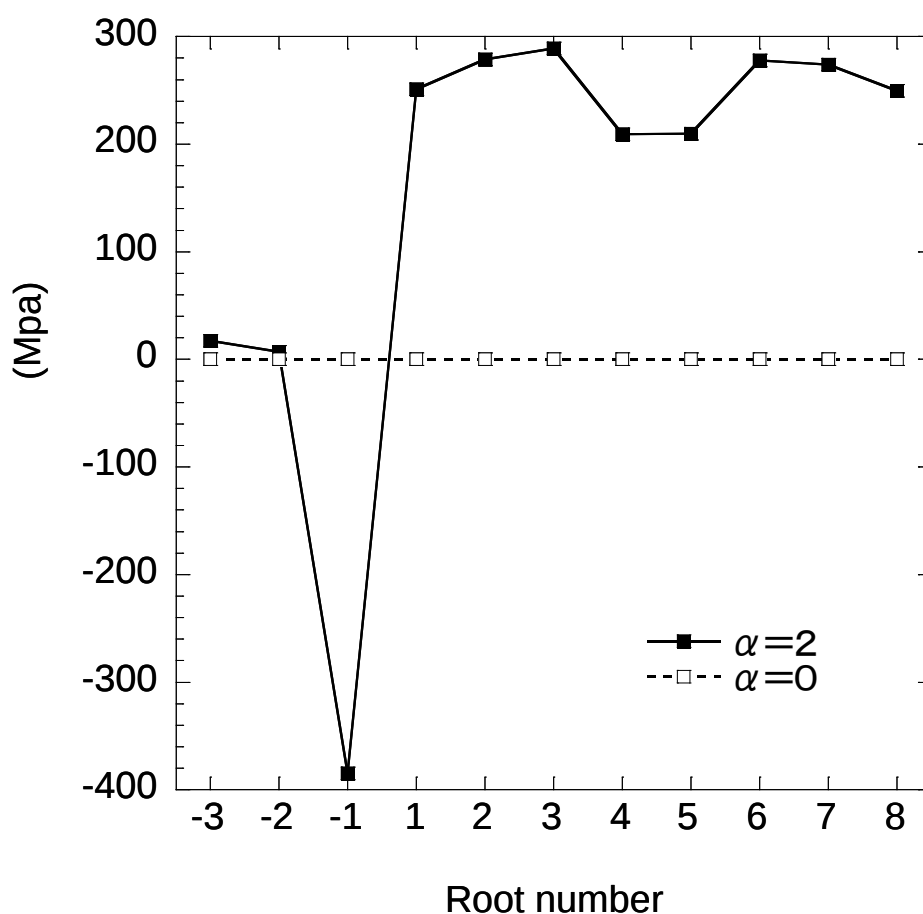


Fig.6. 6 Maximum tangential stress σ_{tmax} (MPa)

次に、ピッチ差があるボルト・ナット締結体の締め付け過程の応力を調べる．応力集中係数 K_t とボルトのねじ谷底番号の関係を図 6. 3 に示す．ボルト締結体におけるボルトねじ谷底の応力集中を評価する指標として応力集中係数 K_t を第 2 章式 (1) で定義する．

図 6. 7 にボルト軸力を $F=6.8\text{kN}$ から 70kN まで変化したときの各ねじ山に生じる K_t の分布を示す．締め付け開始時 ($F=6.8\text{kN}$) では、第 -1 ねじ山の応力は圧縮である（接触状態は図 6. 8 (a) を参照）．締め付け力 F が大きくなると第 -1 ねじ山の応力は増加し、引張応力となる（接触状態は図 6. 8 (b) を参照）．一方、第 1 ねじ谷底に生じる最大応力は F の増加とともに減少する．

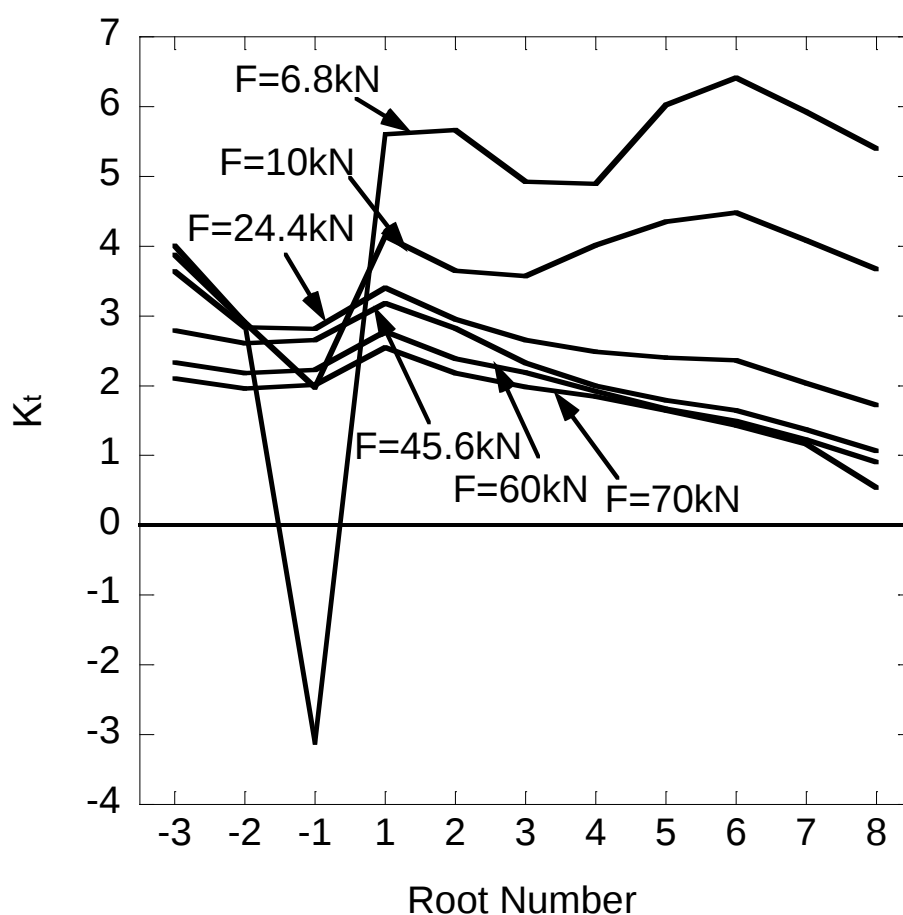


Fig.6. 7 Stress concentration factor K_t for different axial force

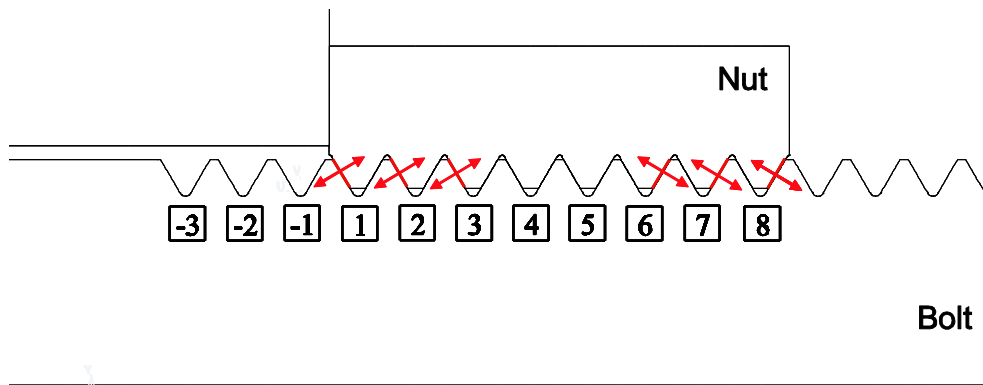
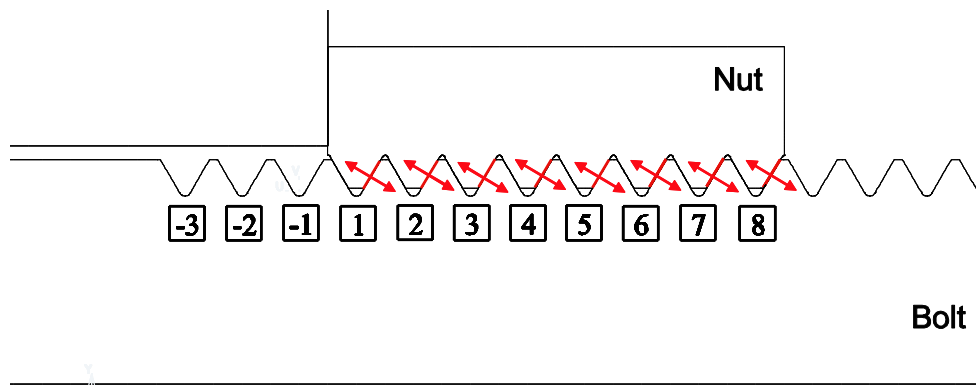
(a) F is small(b) F is large

Fig.6. 8 Contact condition

ピッチ差を $0\mu\text{m}$ から $8\mu\text{m}$ まで変化させるとき、締め付け力 F を $F=50\text{kN}$, 70kN の場合について、応力集中係数 K_t とボルトのねじ谷底番号の関係をそれぞれ図 6. 9, 図 6. 10 に、また、各ねじ谷底に生じる K_t の値を表 2, 表 3 に示す。締め付け開始時のねじ山接触状態は両者とも図 6. 8 (a) のようになっているが、 $F=50\text{kN}$, 70kN では図 6. 8 (b) のようになる。

ボルト軸力が $F=50\text{kN}$ のとき、通常のボルト（ピッチ差 $\alpha=0$ ）は第 1 ねじ谷底で最も大きい応力集中係数 $K_t=3.54$ が発生しており、ピッチ差 $\alpha=2\mu\text{m}$, $4\mu\text{m}$ の場合も第 1 ねじ谷底で最大応力が生じている。しかし、最大応力はピッチ差 $2\mu\text{m}$ では 12.7%, ピッチ差 $4\mu\text{m}$ では 20.7% 低減されている。ピッチ差がもっと増加すると、応力集中はさらに低減され、ピッチ差 $\alpha=6\mu\text{m}$ の場合第 1 ねじ山で $K_t=2.54$ となり 28.2% 程度低減されるが、第 6 ねじ山で $K_t=2.79$ が生じる。ピッチ差 $\alpha=8\mu\text{m}$ では第 1 ねじ山の応力は小さいが、第 6 ねじ山でより大きな応力が生じるので $\alpha=6\mu\text{m}$ が最適となる。

一方で、締め付け力が $F=70\text{kN}$ のとき、通常のボルト（ピッチ差 $\alpha=0$ ）では第 1 ねじ谷底で最も大きい応力集中 2.80 が発生しており、ピッチ差 $\alpha=2\mu\text{m}$, $4\mu\text{m}$ の場合も第 1 ねじ谷底で最大応力が生じている。しかし、最大応力はピッチ差 $2\mu\text{m}$ では 8.9%, ピッチ差 $4\mu\text{m}$ では 12.5% 低減されている。ピッチ差がもっと増加すると、応力集中はさらに低減され、ピッチ差 $\alpha=8\mu\text{m}$ の場合 26.8% 程度低減される。ピッチ差 α を $8\mu\text{m}$ より大きくすると第 6 ねじ山などの応力が大となるのでこの場合には $\alpha=8\mu\text{m}$ が最適と考えられる。

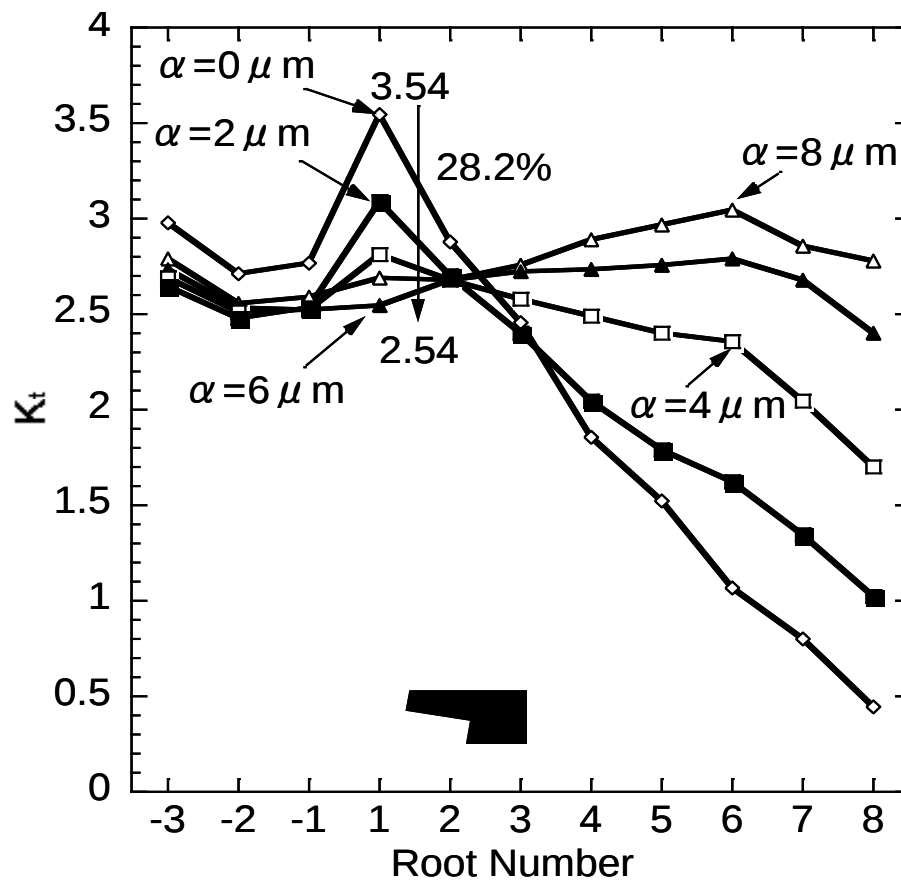


Fig.6. 9 Stress concentration factor K_t for different pitches (50kN)

Table.2 Stress concentration factor K_t for different pitches (F=50kN)

Root Number	$\alpha=0 \mu\text{m}$	$\alpha=2 \mu\text{m}$	$\alpha=4 \mu\text{m}$	$\alpha=6 \mu\text{m}$	$\alpha=8 \mu\text{m}$
-3	2.98	2.65	2.69	2.73	2.79
-2	2.71	2.48	2.51	2.53	2.55
-1	2.77	2.53	2.53	2.52	2.59
1	<u>3.54</u>	<u>3.09</u>	<u>2.81</u>	2.54	2.69
2	2.88	2.70	2.68	2.68	2.68
3	2.45	2.40	2.58	2.72	2.76
4	1.86	2.04	2.49	2.73	2.88
5	1.52	1.79	2.40	2.75	2.96
6	1.07	1.62	2.36	<u>2.79</u>	<u>3.04</u>
7	0.80	1.34	2.04	2.68	2.86
8	0.44	1.02	1.70	2.41	2.78

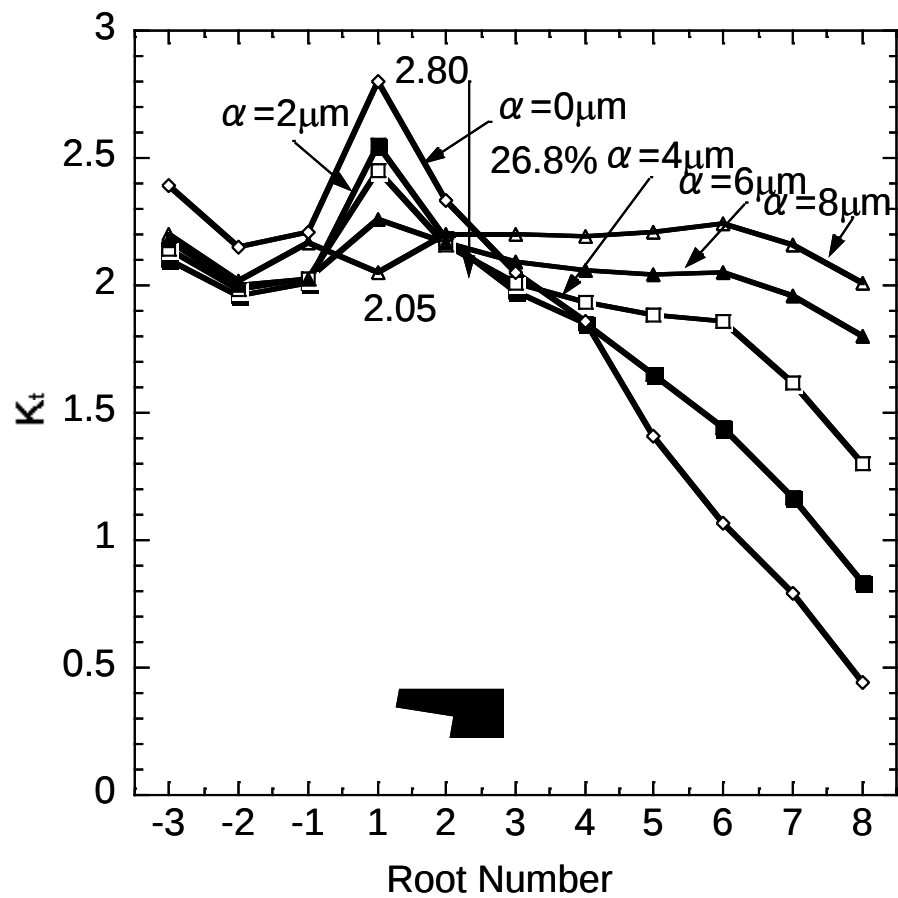


Fig.6. 10 Stress concentration factor K_t for different pitches (70kN)

Table.3 Stress concentration factor K_t for different pitches (F=70kN)

Root Number	$\alpha=0\mu\text{m}$	$\alpha=2\mu\text{m}$	$\alpha=4\mu\text{m}$	$\alpha=6\mu\text{m}$	$\alpha=8\mu\text{m}$
-3	2.39	2.10	2.14	2.17	2.20
-2	2.15	1.96	1.99	2.00	2.02
-1	2.21	2.01	2.02	2.03	2.17
1	<u>2.80</u>	<u>2.55</u>	<u>2.45</u>	<u>2.26</u>	2.05
2	2.33	2.18	2.16	2.17	2.20
3	2.05	1.98	2.01	2.09	2.20
4	1.86	1.85	1.93	2.06	2.20
5	1.41	1.65	1.89	2.05	2.21
6	1.07	1.44	1.86	2.05	<u>2.24</u>
7	0.79	1.17	1.62	1.96	2.16
8	0.44	0.83	1.30	1.80	2.01

6. 6 変動荷重に対する応力集中緩和効果

前節で最適のピッチ差 α を静的ボルト軸 $F=50\text{kN}$ と $F=70\text{kN}$ について求めた。しかし実際のボルトの破壊は金属疲労によって生じることが多い。このような金属疲労ではねじ谷底に繰返される応力振幅が問題となるので、本研究ではボルト軸力が変動する場合のねじ谷底に生じる応力振幅がどの位置での大きくなるかを考察する。まず、ボルト軸力が図 6. 1 1 に示すように $30\sim 50\text{kN}$ の範囲で変化するとき、各ねじ谷底の応力振幅を調べる。ピッチ差 $\alpha=0$ のときを図 6. 1 2 に示す。ここで各ねじ山の応力の変化は最初の応力の繰返し $30\text{kN}\rightarrow 50\text{kN}\rightarrow 30\text{kN}$ と 2 回目の繰返しでは異なるけれども、それ以降では同じとなるので、ここでは 2 回目以降の変化を示す。図 6. 1 2 よりピッチ差 $\alpha=0$ の通常のボルトでは、最大応力振幅は第 1 ねじ谷底で応力に生じ、この値は $1223-451=772\text{MPa}$ である。ピッチ差 $\alpha=2\mu\text{m}$, $4\mu\text{m}$ の場合でも、第 1 ねじ山谷底で最大応力振幅が生じ、その値は $\alpha=2\mu\text{m}$ で $1150-379=772\text{MPa}$ となり、 $\alpha=0\mu\text{m}$ と同じ応力振幅となる。一方、 $\alpha=4\mu\text{m}$ では $1074-371=704\text{MPa}$ であり約 1 割低下する。さらに $\alpha=6\mu\text{m}$ では第 1 ねじ山谷底での応力の振幅は $993-861=132\text{MPa}$ となり、 $\alpha=8\mu\text{m}$ では $1050-922=128\text{MPa}$ と顕著に低減できる。但し $\alpha=0\sim 4\mu\text{m}$ では第 1 ねじ谷底で最大振幅が生じるが、 $\alpha=6, 8\mu\text{m}$ では第 1 ねじ谷底で最大振幅が生じる。その応力振幅は $\alpha=6\mu\text{m}$ で $912-275=717\text{MPa}$, $\alpha=8\mu\text{m}$ で $953-111=842\text{MPa}$ である。よって最大応力集中に注目した場合、 $\alpha=6\mu\text{m}$ が最適である。ピッチ差 $\alpha=6\mu\text{m}$, $8\mu\text{m}$ のときの、各ねじの谷底での応力変動をそれぞれ図 6. 1 3, 6. 1 4 に示す。ピッチ差 α が $0\sim 8\mu\text{m}$ の場合について、第 1 ねじ谷底での応力の変動を図 6. 1 5 に、各ねじ谷底に生じる応力振幅の値を表 4 に示す。

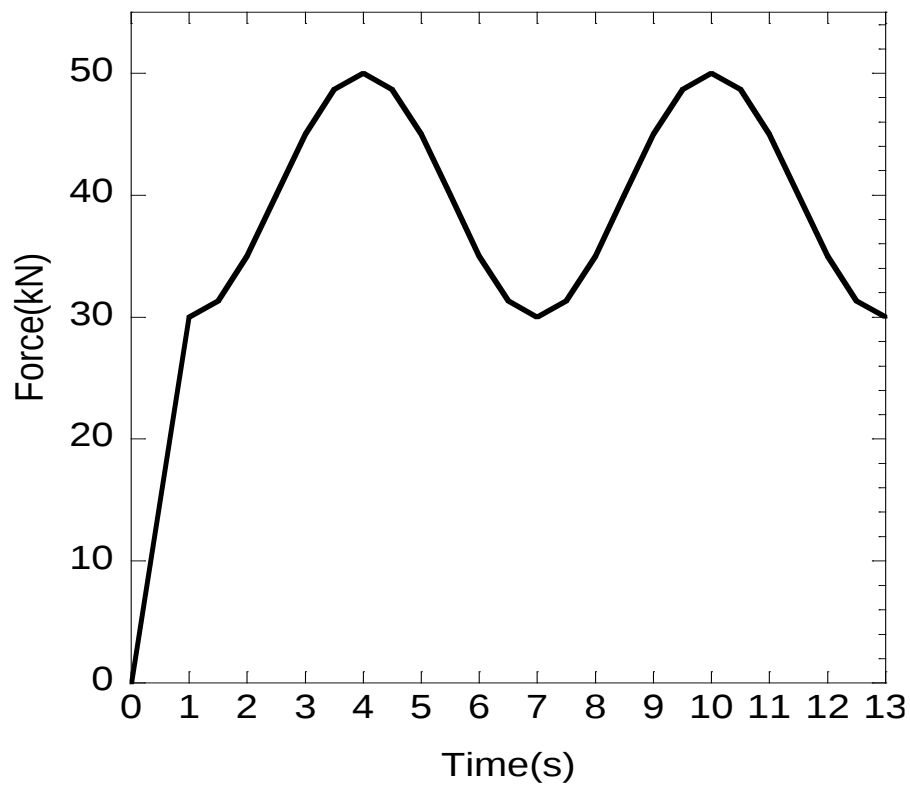


Fig.6.11 Relationship of force and time

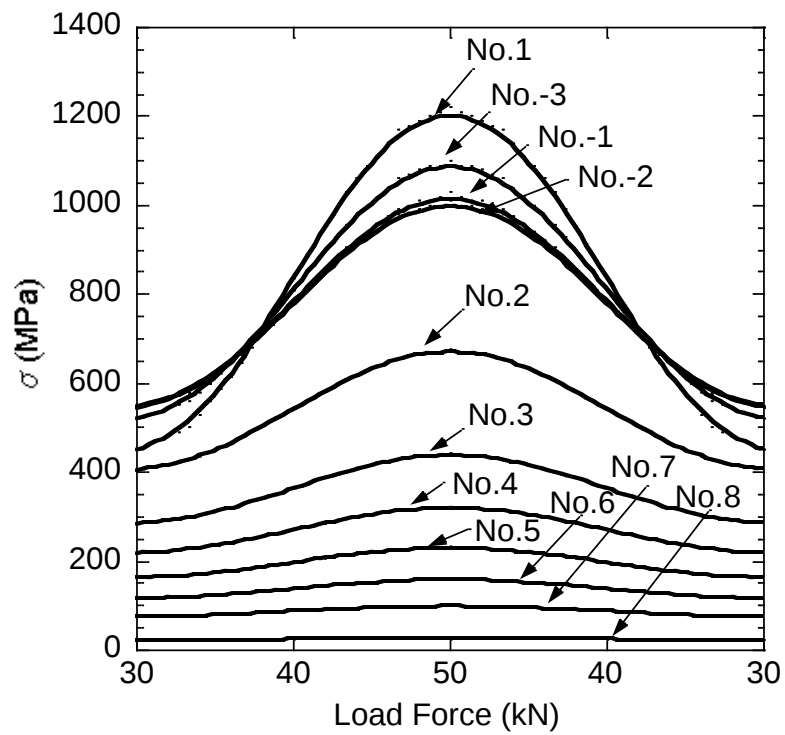


Fig.6.12 Variation of stress at every thread for normal nut

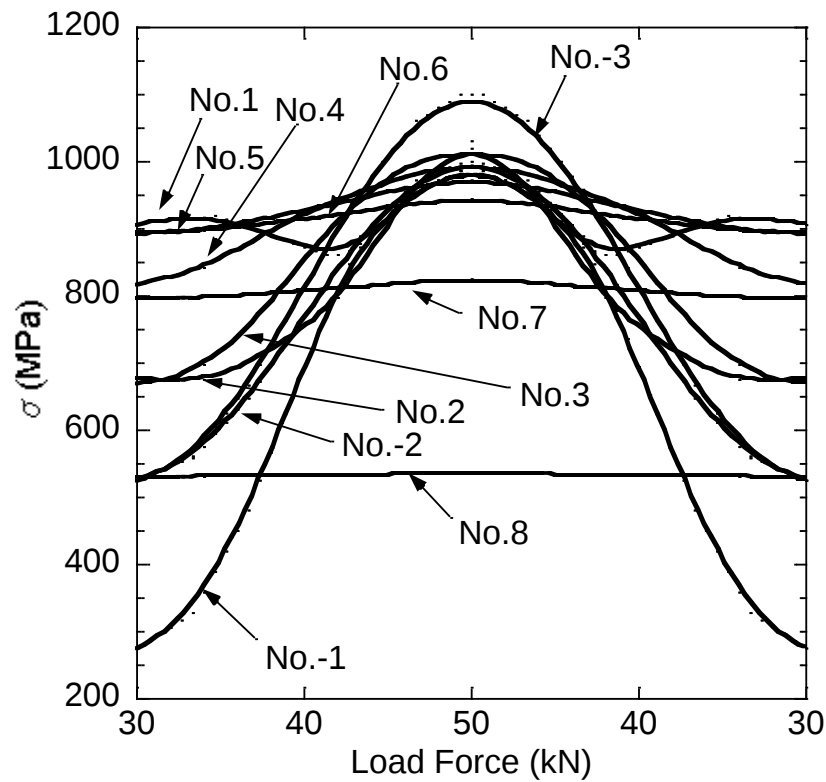


Fig.6.13 Variation of stress at every thread for $\alpha = 6 \mu\text{m}$

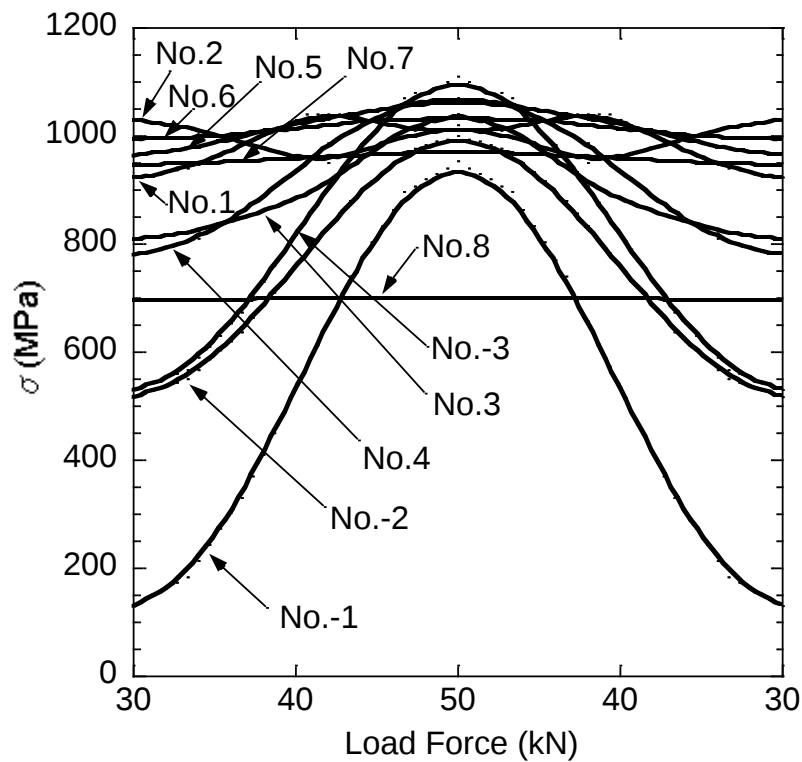


Fig.6.14 Variation of stress at every thread for $\alpha = 8 \mu\text{m}$

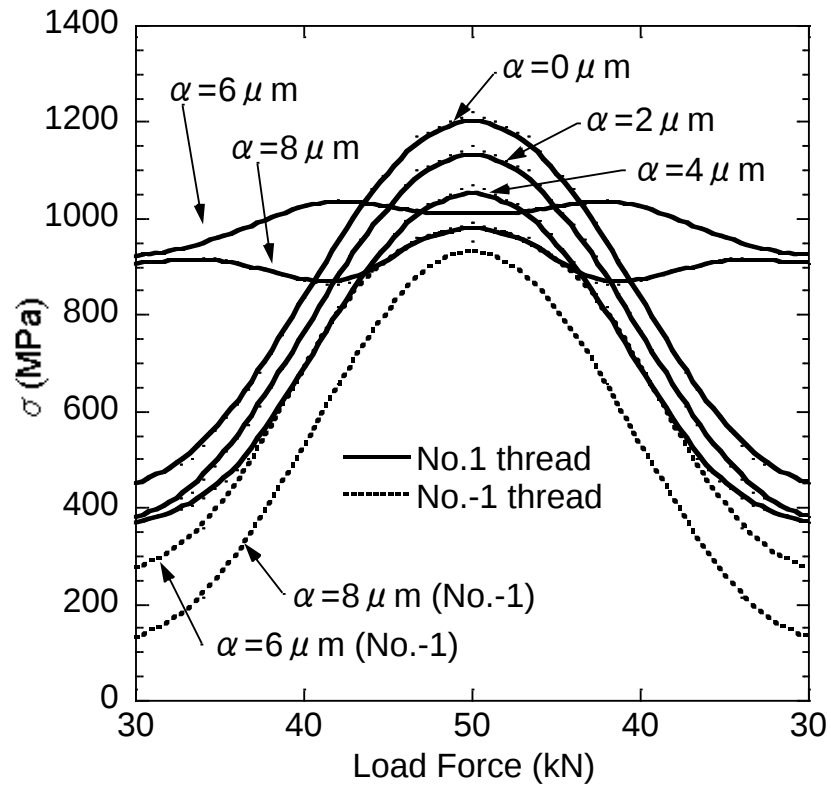


Fig.6. 15 Variation of stress at No.1 thread for different α

Table.4 Variation of stress amplitude at each thread

$\Delta\sigma = \sigma_{\max} - \sigma_{\min}$ under $F = 30 \sim 50 \text{ kN}$

Root Number	$\alpha = 0$ μm	$\alpha = 2$ μm	$\alpha = 4$ μm	$\alpha = 6$ μm	$\alpha = 8$ μm
-3	583	583	584	580	577
-2	462	462	463	477	483
-1	481	482	478	717	842
1	772	772	704	132	128
2	300	293	373	355	78
3	202	193	216	348	234
4	147	139	129	178	295
5	104	100	89	81	97
6	73	68	59	49	41
7	46	44	38	28	23
8	13	11	8	5	4

次にボルト軸力が図6. 16に示すように50~70 kNの範囲で変化するときを調べる. ピッチ差 $\alpha=0$ のときに, 各ねじの谷底での応力変動を図6. 17に示す. この場合も各ねじ山の応力の変化は最初の応力の繰り返し 50kN→70kN→50kN と 2回目の繰り返しでは異なるがそれ以降では同じとなるので, ここでは2回目以降の変化を示す. 図6. 16よりピッチ差 $\alpha=0$ の通常のボルトでは, 疲労強度に影響する最大応力振幅は第1ねじ谷底に生じ, その値は $1371-599=772\text{MPa}$ である. 図6. 18にピッチ差 $\alpha=2\mu\text{m}$ の各ねじの谷底での応力変動を示す. 図6. 18よりピッチ差 $\alpha=2\mu\text{m}$ の場合でも, 第1ねじ山谷底で最大応力振幅 $1330-557=772\text{MPa}$ が生じる. 即ち, $\alpha=0\mu\text{m}$ と最大値と最小値はことなるものの, 応力振幅の値は同じである. ピッチ差 $\alpha=4\mu\text{m}$ のとき, 第1ねじ山谷底で最大応力振幅 $1289-517=772\text{MPa}$ が生じ, その値はやはり同じである. 一方ピッチ差 $\alpha=6\mu\text{m}$ の場合, 第1ねじ山谷底で最大応力振幅 $1224-484=740\text{MPa}$ が生じ, $\alpha \geq 6\mu\text{m}$ では $\alpha=0\sim 4\mu\text{m}$ の結果と異なる. ピッチ差が $8\mu\text{m}$ になると, 各ねじ谷底の応力の振幅は図6. 19のように変化する. この場合まず第1ねじ山での応力振幅が $1123-854=269\text{MPa}$ まで低減できる点が大きく異なる. しかし, 第-1ねじ谷底で最大応力振幅が生じ, その応力振幅は $1129-546=583\text{MPa}$ である. ピッチ差 α が $0\sim 8\mu\text{m}$ の場合について, 第1ねじ谷底での応力の変動を図6. 20に, 各ねじ谷底に生じる応力振幅の値を表5に示す.

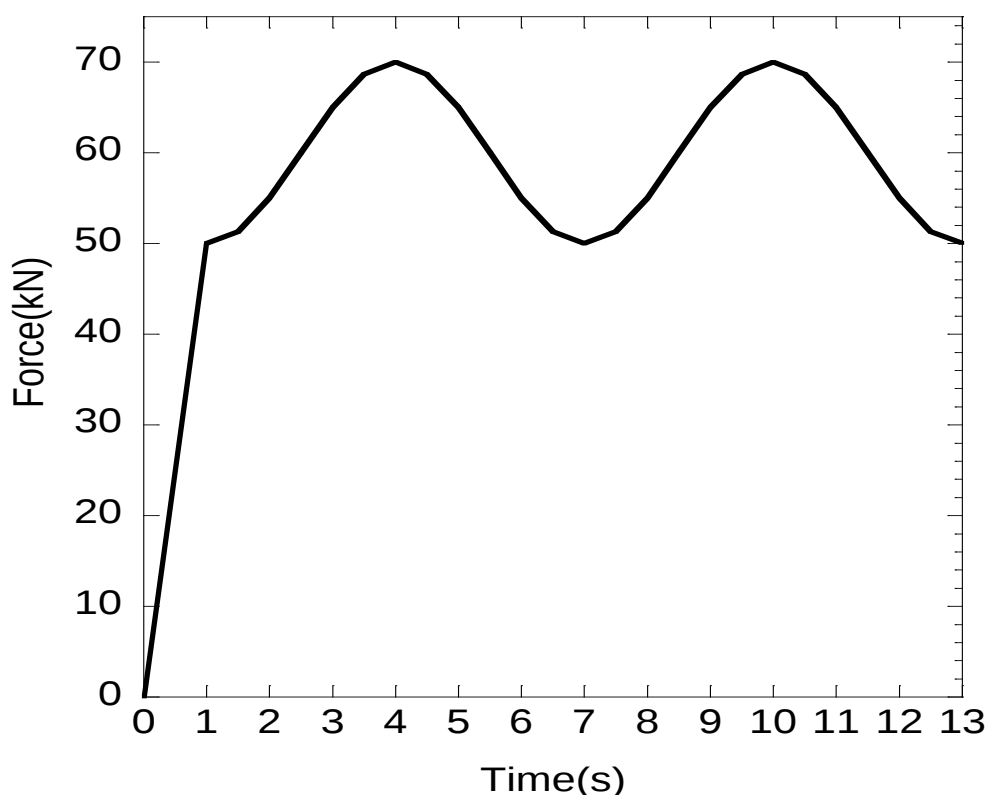


Fig.6.16 Relationship of force and time

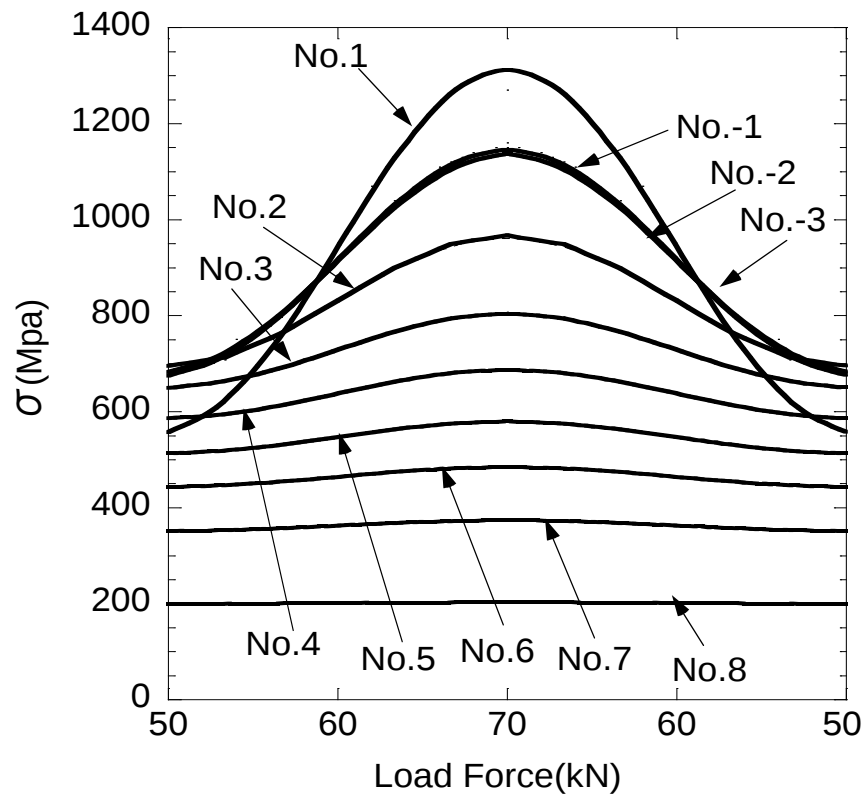
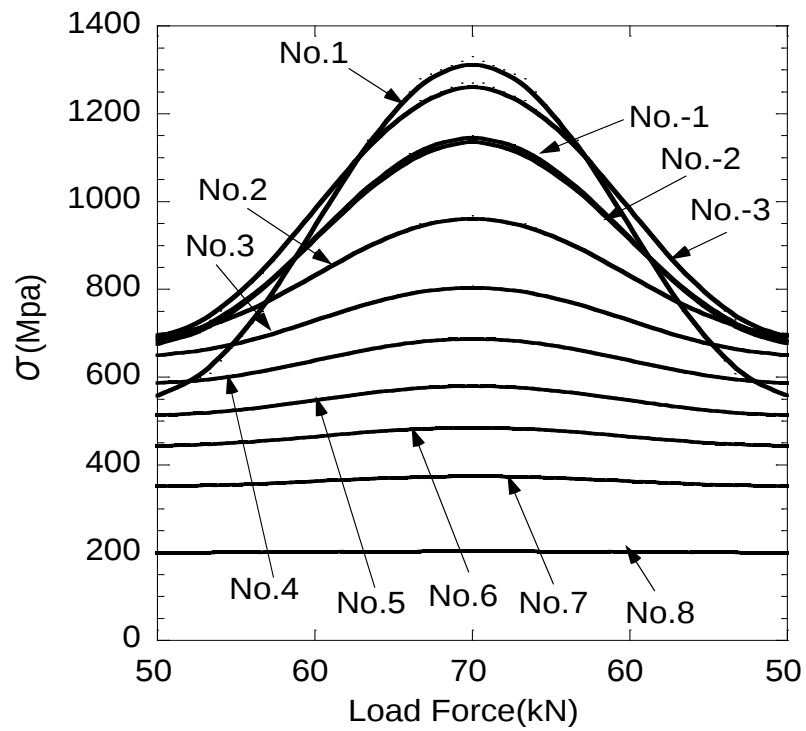


Fig.6.17 Variation of stress at every thread for normal nut

Fig.6.18 Variation of stress at every thread for $\alpha=2\mu\text{m}$

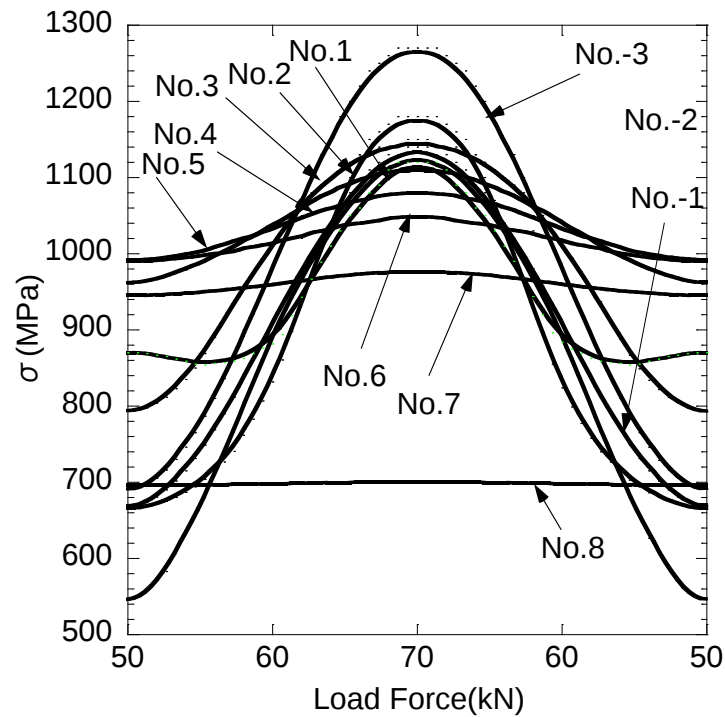


Fig.6. 19 Variation of stress at every thread for $\alpha=8\mu\text{m}$

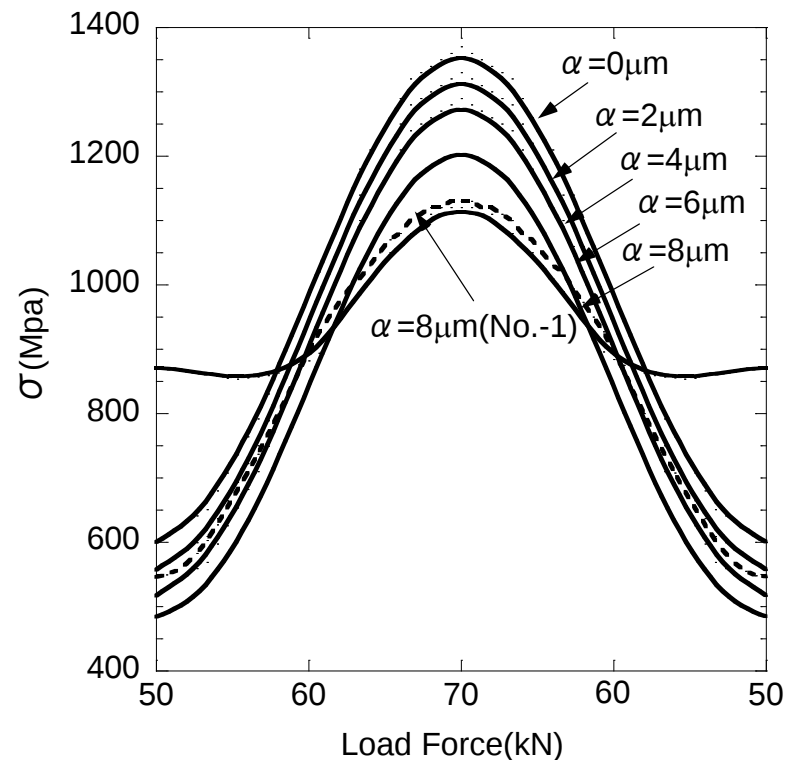


Fig.6.20 Variation of stress at No.1 thread for different α
 (---the results of No. - 1 thread for $\alpha=8\mu\text{m}$)

Table.5 Variation of stress amplitude at each thread

 $\Delta\sigma=\sigma_{\max}-\sigma_{\min}$ under $F=50\sim70\text{kN}$

Root Number	$\alpha=0$ μm	$\alpha=2$ μm	$\alpha=4$ μm	$\alpha=6$ μm	$\alpha=8$ μm
—3	583	583	583	584	584
—2	462	462	462	464	470
—1	482	482	482	482	583
1	772	772	772	740	269
2	273	272	271	315	518
3	201	186	156	165	352
4	159	158	103	109	149
5	116	116	86	72	89
6	81	79	62	46	57
7	51	51	40	31	32
8	14	13	10	10	5

6. 7 接触状態と最大振幅の関係

ピッチ差があれば，第1ねじ山の応力集中が緩和できることが前節までに示された．ねじ山同士の接触状態はこの最大振幅の変化に重要な影響があるのでこの点を調べる．ピッチ差 α が $0\sim 8\mu\text{m}$ についてボルトが軸力 $F=50\sim 70\text{kN}$ の範囲で変化するとき接触状態を図6. 2 1～6. 2 4に示す．ここで $\alpha=0\sim 4\mu\text{m}$ の結果を示す図6. 2 1と図6. 2 2に注目すると $F=50\text{kN}$ （荷重変動の最小値）でこれらのピッチ差ではいずれも通常のボルト（ $\alpha=0$ ）と同じ面が接触している（図6. 2 1 (b)と図6. 2 2 (b)の第1～第3ねじ面参照）．もちろん各ねじ山で分担する荷重は $\alpha=0\sim 4\mu\text{m}$ で異なるが， $F=0\rightarrow 50\rightarrow 70\text{kN}$ の荷重変動を第1～第8すべてのねじ山で分担する点と同じである．このことがほとんどのねじ山の応力振幅が同じになる理由であると考えられる．一方， $\alpha=6\mu\text{m}$ （図6. 2 3 (b)の第1ねじ山参照）のとき $F=50\text{kN}$ （荷重変動の最小値）では第1ねじ山は接触していない．よって $F=50\text{kN}\sim 70\text{kN}$ の荷重変動をすべてのねじ山で分担していない．従って第1ねじ山の応力振幅が低減できる．また $\alpha=8\mu\text{m}$ のとき $F=50\text{kN}$ （図6. 2 4 (b)の第1ねじ山参照）ではまだ，通常のねじと反対側の面が接触しているだけでなく， $F=70\text{kN}$ （図6. 2 4 (c)の第1ねじ山参照）でも第1ねじ山は接触していない．このため第1ねじ山の応力振幅は大幅に低減できる．なお $\alpha=8\mu\text{m}$ では第1ねじ山で最大応力振幅が生じるが，ねじ山高さを漸減する方法⁽²⁾⁻⁽⁴⁾によってそれを緩和できる可能性がある．この点は今後検討する予定である．

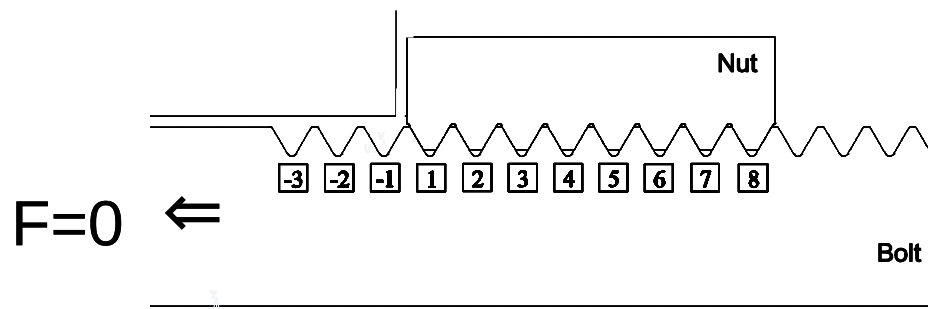
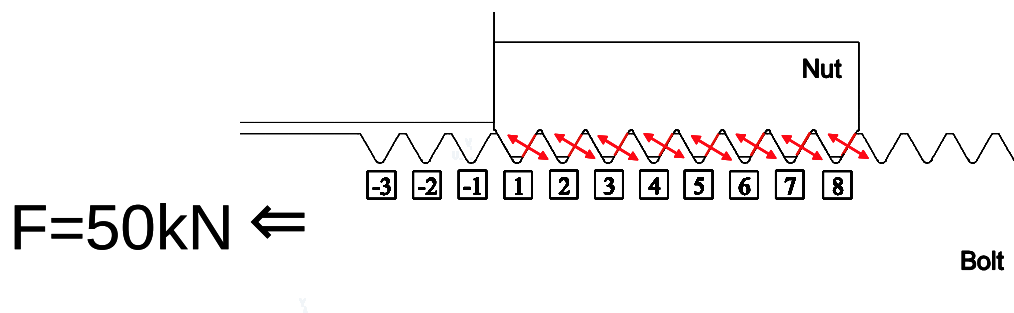
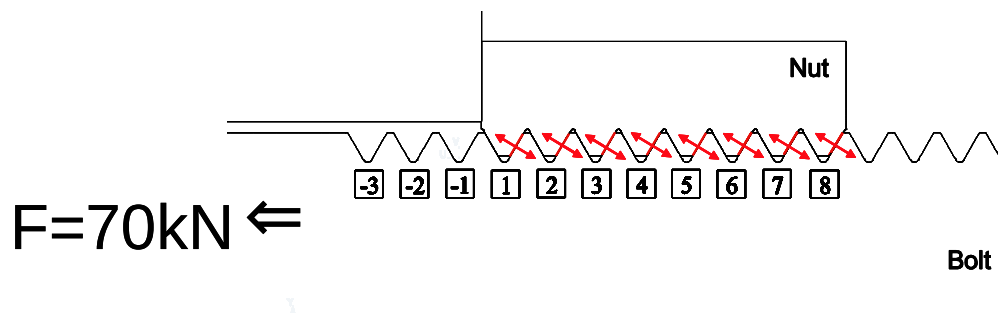
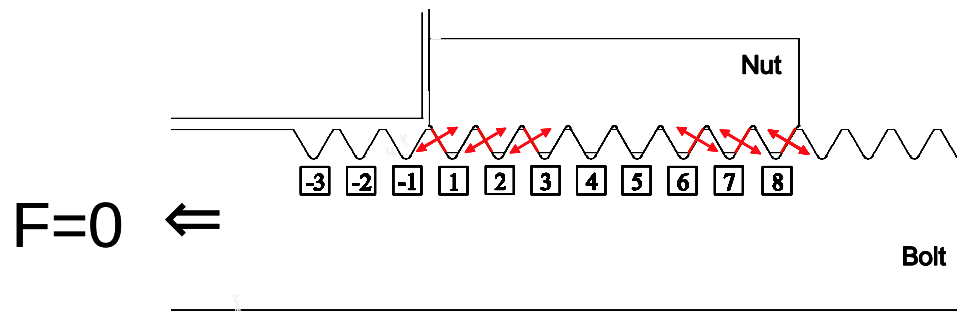
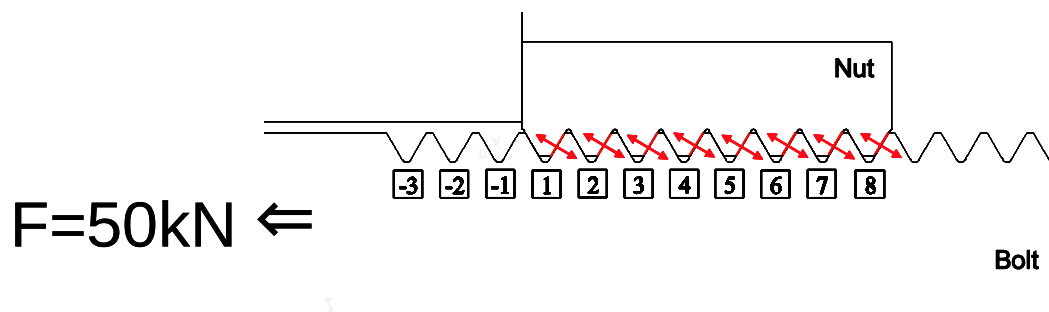
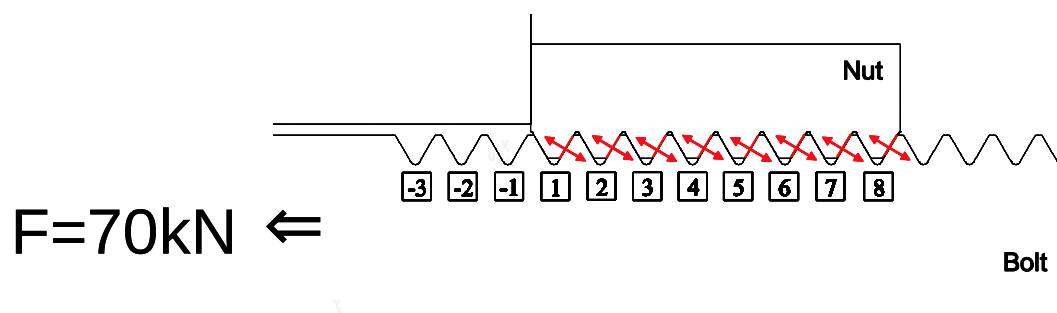
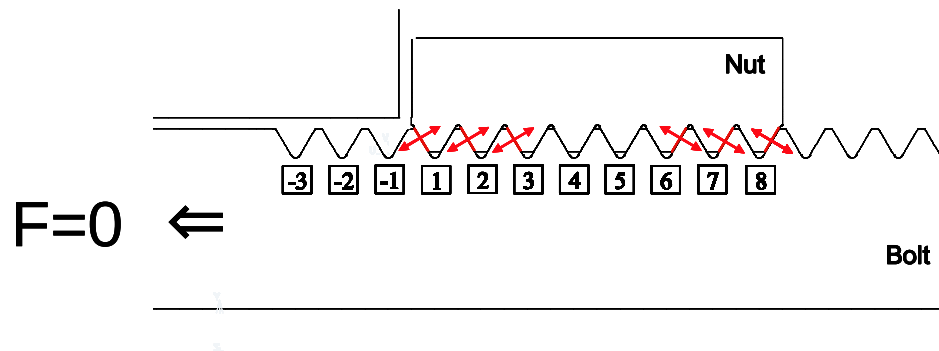
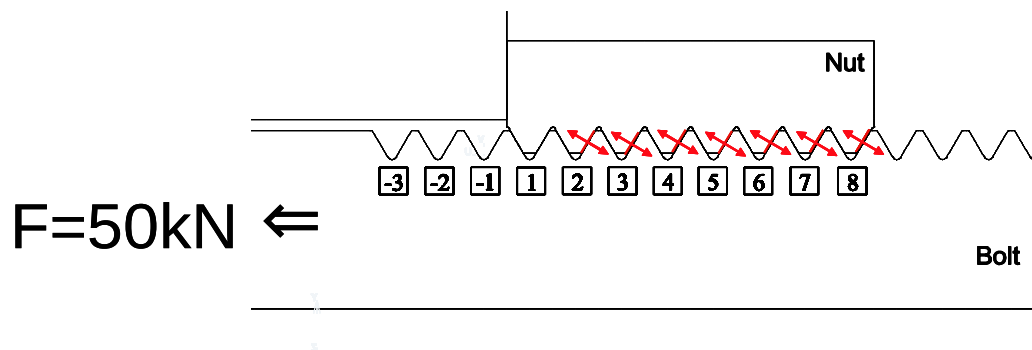
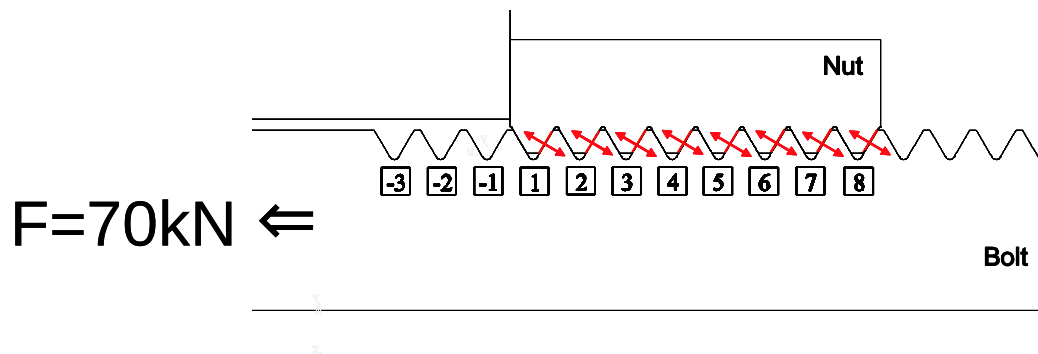
(a) $F=0$ (b) $F=50\text{kN}$ (c) $F=70\text{kN}$

Fig.6.21 Contact surface for normal nut

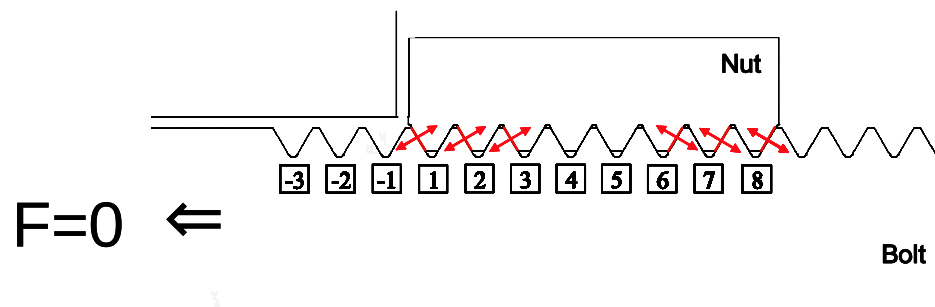
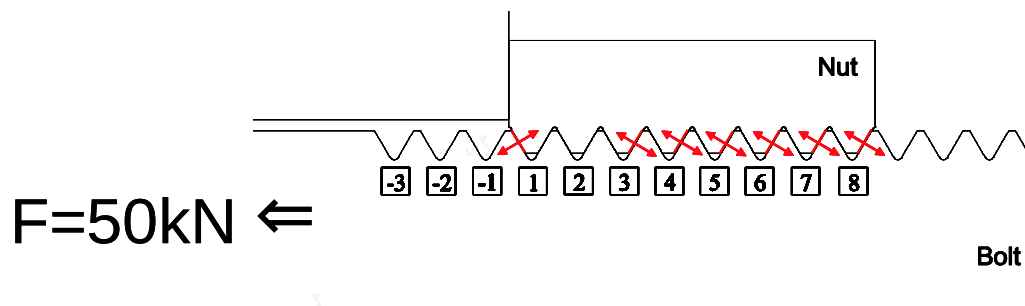
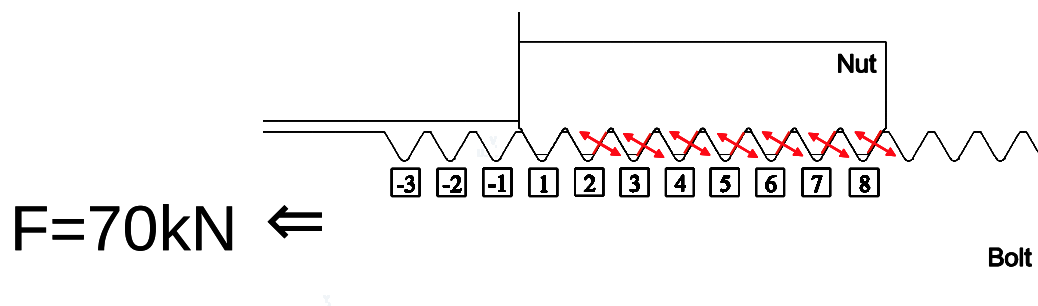
( Contact surface)

(a) $F \approx 0$ (b) $F=50\text{kN}$ (c) $F=70\text{kN}$ Fig.6.22 Contact surface for $\alpha=2$ and $4\mu\text{m}$

( Contact surface)

(a) $F \approx 0$ (b) $F=50\text{kN}$ (c) $F=70\text{kN}$ Fig.6.23 Contact surface for $\alpha = 6\mu\text{m}$

( Contact surface)

(a) $F \approx 0$ (b) $F=50\text{kN}$ (c) $F=70\text{kN}$ Fig.6.24 Contact surface for $\alpha=8\mu\text{m}$

($\times$ Contact surface)

6. 8 まとめ

ボルト締結体における緩み止め方法として提案された，ナットとボルトにピッチ差を設定する方法に関して，特にその応力集中の緩和効果を中心に，有限要素法により，考察して，以下の結論を得た．

(1) ピッチ差を $0 \sim 8 \mu\text{m}$ の範囲で変化させて，ねじ締結体の緩み止め効果を調べた．ピッチ差があることで緩み止め効果が生じることをシミュレーションにより明らかにした．ピッチ差が大きくなると，プリベリングトルクが増加して，より大きな緩み止め効果が得られる．

(2) 静的荷重がボルトに作用するとき，ピッチ差 α を適切に設定することにより各ねじ山に生じる最大応力をほぼ一定に近づけることが可能である．例えば荷重 70kN のとき $\alpha = 8 \mu\text{m}$ の場合ではそのような状態が実現できる（図 6. 10）．

(3) ボルト軸力が変動するときピッチ差 α を適切に設定することによりボルト第 1 ねじ山の応力振幅を 50% 以上低減できる．たとえば変動荷重 $50 \sim 70\text{kN}$ の範囲で変化するとき $\alpha = 8 \mu\text{m}$ の場合では第 1 ねじ山での応力振幅は $1/3$ 程度となる．但し，第 1 ねじ山以外で最大応力振幅が生じるので，実際の応力集中は 24.5% 程度低減されたことになる．

(4) ピッチ差があることによって，第 1 ねじ山に生じる応力振幅を低減できることは，各ねじ山の接触状態を調べることで説明できる．即ち， $F = F_{\min} \sim F_{\max}$ まで変化するとき $F = F_{\min}$ での各ねじ山の接触状態が同じであれば各ねじ山に生じる応力振幅はほぼ等しい．

参考文献

- (6) M. Kaneta, U.Yamamoto, Foundational Mechanical Design Engineering, Rikogakusha, (2003),(in Japanese), pp.62-63.
- (7) S.Nishida, et al., 1977, Manufacturing Bolted Connection Having Improved Fatigue Strength, Japan Patent (in Japanese) 1977-131060.
- (8) S.Nishida, et al., 1980, Screw Connection Having Improved Fatigue Strength, United States patent 4,189,975.
- (9) M.Kuhara, Y.Xiao, Noda, N.-A. The Reduction of Stress Concentration by Tapering Threads, Japan Society of Mechanical Engineers,A,Vol.746, pp.1305-1313(2008).

第7章 結論

ボルト締結体は長い歴史を持っているにもかかわらず、今日でも振動等の外力によるねじ谷底での応力集中と緩みに起因する重大事故が後を絶たない。これまでも緩み止めと応力集中緩和の対策を講じたボルト・ナットが幾つか開発されており、市販もされている。しかしながら、それらの製品の多くは、その効果の発現に関するメカニズムに依然として不明な点が多い。また、このようなボルト・ナットの各種寸法等の影響に関して必ずしも十分な検討がなされていない。従って、そのメカニズムを解明するとともに、形状や材料の影響を考察し、それを最適化する事により、より信頼性の高いボルト・ナットの開発が期待できるものと考えられる。

そこで本研究では、比較的最近、緩み止めと応力集中緩和の対策を講じて開発され、注目されている数種類のボルト・ナットを取上げ、その締付過程および加工過程を有限要素法で解析するとともに、それを実験と比較することで、解析と実験の両面から研究した。研究結果と取り扱った製品の特徴や要点をまとめて表1に示す。

Table 1 Results for special nuts and bolts

	緩み止め	応力集中緩和	性能／価格	特徴	本研究の成果
スーパーロック ナット	○	×	×	高加工コスト	最適形状
スーパースタット ボルト	○	×	△	他に成品なし	最適形状
異なるピッチ差有する ナット・ボルト	○	○	◎	低加工コスト	最適ピッチ差
アウターキャップ式 ナット	△	△	×	使いやすい	最適な材料
CDボルト	×	○	○	低加工コスト	最適形状

表1に示すように、本研究では5種類の特別に工夫されたねじ締結体の緩み止めと応力集中緩和効果発現のメカニズムを解明した。また、緩みと応力集中緩和の対策を進化させるため、ボルト・ナットの形状や材料の設計指針を提案した。得られた主な研究結果を（一）緩み止め効果に関する研究と（二）応力集中緩和に関する

研究の観点からまとめると、以下のようになる。

(一) 緩み止め効果に関する研究

緩み止め効果の研究に関して、最近開発された (A) スーパースタッドボルト (B) スーパーロックナット (C) アウターキャップ式ナット (D) 異なるピッチを有するボルト・ナットを研究対象として有限要素法による弾塑性解析によって考察した。

これらの研究において工夫した点として、緩み止め効果の評価の基準となるプリベリングトルク（空回し時のトルク）を軸対称解析で求めたボルトの軸力から算出する方法を示したことが挙げられる。通常良く用いられている方法は三次元解析から直接的にこのトルクを求める方法である。しかし、今回の研究対象では、緩み止めのため特別な工夫が施されている場合が多いので、空回しの時にも、単純な回転ではなく、ねじ面に緩みを防止する接触力が生じる。つまり、ボルトとナットのねじ山同士の接触状態がかなり複雑になるので、三次元モデルの直接解析では大きな誤差が生じる。また、実験による測定では、種々の寸法を変えて作製することが必要であるばかりでなく、常に加工誤差が含まれることや接触状態の複雑さによって、各種寸法の影響を明らかにすることは難しい。そこで空回し時のトルクを求める簡便な方法を考察した結果、通常のボルト締結体を締付ける際の、最適トルクを算出する既知の計算式を応用できることを発見した。この計算式を使えば、三次元モデルの複雑な境界（軸方向の圧縮力と回転方向）を比較的容易に解析すべき軸対称モデルの軸方向の力だけに交換して考察することが可能である。その結果、比較的容易に空回しトルクを算出できる。この方法によって緩み止め性能が得られる緩み止めボルト・ナットの空回しトルクを簡便に評価できたので、最適な形状や材料も求めることができた。

(A) スーパースタッドボルトについて

スーパースタッドボルトは、緩み止め性能を持っている埋め込みボルトである。このボルトの性能と効果のメカニズムを第三章で詳しく説明した。スーパースタッドボルトの加工コストは普通のボルトより複雑になり、値段も比較的高価となる。しかし、他に有効な緩み止め効果のある埋め込みボルトはほとんど見当たらない。本研究ではボルトサイズ M16 を対象とし、薄肉部の $L=4.8\sim 6.8\text{mm}$, $R=0\sim 1.0\text{mm}$, $t=0.4\sim 0.8\text{mm}$ の範囲で、その寸法の影響を考察した結果、より低コストで作製できて緩み止めにも理想的と考えられる寸法を見出した。このボルトに関して明らかになったことは以下の点である。

- (1) 薄肉部の曲率 $R=1.0\text{mm}$, 厚さ $t=0.6\text{mm}$ として、長さ L を $4.8\sim 6.8\text{mm}$ で変化させた計算の結果より、長さが長くなることが弾性域を拡大させないことがわかった。つまり、加工コストと緩み止め性能を考えると、できれば、薄肉部長さ L は短くすることが良いと考える。なお $L<4.8\text{mm}$ では薄肉直線部 ($L-2R$) が短いため、外側へのふくらみ形成が困難になるなどの問題が生じる。

(2) 薄肉部の長さ $L=5.8\text{mm}$ 、厚さ $t=0.6\text{mm}$ は一定として、曲率 R ($0\sim 1.0\text{mm}$) を変化させて、最適寸法 R を研究した。薄肉部両端曲率半径 R はスーパースタッドボルトの緩み止め性能とばね係数にあまり影響しないが、薄肉部の応力分布に影響が大きい。よって、 $R=0.5\text{mm}$ が最適と判断できる。

(3) 薄肉部の曲率半径 $R=1.0\text{mm}$ と長さ $L=5.8\text{mm}$ を一定として、厚さ t を変化させた。厚さが薄くなると、薄肉部の弾性性能がよくなる。そのため、もし強度を満足すれば、薄肉部の厚さ t は小さいほうが良いことが明らかとなった。

(4) 以上の設計手法と緩み止めの性能やばね係数や薄肉部の応力分布や加工コストなどから全面的に考えて、JIS M16 スーパースタッドボルトの最適な形状は $L=4.8\text{mm}$ 、 $R=0.5\text{mm}$ 、 $t=0.4\text{mm}$ である。

(5) さらに、位相差の影響も考察した。位相差はスーパースタッドボルトの緩み止め性能に影響がない。ただし、締め込み時の塑性域が減少するため、最適位相差は $0.1\sim 0.15\text{mm}$ である。

(B) スーパーロックナットについて

スーパーロックナットはスーパースタッドボルトと基本的には同じ原理で発明された。緩み止めのため、薄肉のふくらみ部をつくって、ねじ山上下部に位相差を設定した。このスーパーロックナットの解析結果を第四章で紹介した。ナットサイズ M16 を対象として考察した結果、空回し時に、スーパーロックナットは $14.97\text{N}\cdot\text{m}$ のプリベリングトルクが生じて緩み止め性能は十分満足である。使い易さの追求と加工コストの低下のため、最適な薄肉部の寸法を検討した。結果は下記のようになった。

(1) 薄肉部の曲率 $R=0.5\text{mm}$ 、厚さ $t=0.65\text{mm}$ として、長さ L を $5\sim 7\text{mm}$ の範囲で変化させて考察した。計算の結果より、長さが長くなることが弾性域を拡大させないことが示された。加工コストと緩み止め性能を考えると、薄肉部長さ L は短い場合が良い。結局 M16 スーパーロックナットの最適薄肉部長さ L は 5mm と結論できる。

(2) 薄肉部の長さ $L=6\text{mm}$ 、厚さ $t=0.65\text{mm}$ は一定として、曲率 R ($0\sim 1.0\text{mm}$) を変化させて、最適寸法 R を研究した。薄肉部両端曲率半径 R はスーパーロックナットの緩み止め性能とばね係数にあまり影響しないが、薄肉部の応力分布に影響が大きいである。そして、M16 スーパーロックナットの薄肉部両端曲率半径 R は 0.5mm である。

(3) 薄肉部の曲率半径 $R=0.5\text{mm}$ と長さ $L=0.65\text{mm}$ を一定として、厚さ t を変化させた。厚さが薄くなると、薄肉部の弾性性能がよくなる。そのため、もし強度を満足すれば、薄肉部の厚さ t は小さいほうが良いことが明らかと

なった．そして，M16 スーパーロックナットの薄肉部厚さ t は 0.4mm と結論できる．

(4) さらに，位相差の影響も考察した．位相差はスーパーロックナットの緩み止め性能に影響がない．ただし，締め込む時の塑性域が減少するため，位相差が 0.1mm～0.15mm が望ましいと考えられる．

(C) アウターキャップ式ナットについて

アウターキャップ式ナットはアウターキャップ部とそれに圧入りされた内部普通なナット部から構成されているが，下面は初期隙間が存在する．空回り時には通常六角ナットと同じく手で回すことができる．そして，使い方は簡単で高所で使える．締結時にアウターキャップの変形に伴って，プリベリングトルクが発生し，緩み止め効果となる．この論文の第五章でアウターキャップ式ナットの緩み止め性能を評価した．緩み止め性能を向上することを目標として，三次元弾塑性解析を行った．緩み止め効果は一般に降伏応力の高い材料ほど良好な効果を発揮することがわかった．

(D) 異なるピッチを有するボルト・ナットについて

緩み止めのため，異なるピッチを有するボルト・ナットを開発された．このナットのピッチはボルトのピッチより $\alpha \mu\text{m}$ 大きいので，ボルトとナットを締め付けるとき，通常空回り時においても，ナットねじ山両端においてボルトねじ山と接触する．この接触面で生じる接触力により，緩み止め機構が得られる．この論文の第六章で，この緩み止め性能に注目して，それらのメカニズムを解明することを目的として解析を行った．ピッチ差があることで緩み止め効果が生じることを明らかにした．ピッチ差が大きくなると，プリベリングトルクが増加して，より大きな緩み止め効果が得られる．

(二) 応力集中緩和に関する研究

応力集中緩和に関して，(A) CD ボルト (B) アウターキャップ式ナット (C) 異なるピッチを有するボルト・ナットを研究対象として有限要素法で弾塑性解析を行った．

研究のはじめに，有限要素法で普通ねじ締結体の破損の要因を解明した．ボルトの第一ねじ山の谷底での応力集中は最も大きい．したがって，破断したボルトの内ほぼ 60% ボルトはこの位置で破断している．そこで，本研究でも，各種ボルトの第一ねじ山谷底での応力集中係数に主として注目して研究を行った．まず，発明者の提案している方法に基づき，ボルト締結体を有限要素法によって解析することによって，その応力集中緩和効果を定量的に明らかにした．また，ボルト形状や材料などその設計の指針について考察した．さらに，応力集中の緩和効果を高める条件の検討を行った．本研究の成果をまとめて以下に示す．

(A) CD ボルトについて

ボルト締結体におけるねじ谷底の応力集中を緩和させる方法として提案された、ねじ山高さを漸減させたボルト・ナットの応力集中を有限要素法で考察した。この論文の第二章で CD ボルト応力緩和効果を評価し議論するとともに、より信頼性の高い応力集中緩和の最適方法を提案した。さらに、その応力集中の緩和効果を向上させる条件について考察を行った。得られた結論をまとめると以下のようなになる。

(1)提案された方法に従って M12 のボルト締結体を考察した。ボルトの漸減勾配を 8/100 とすることにより、通常のボルト締結体と比べて最大で 14%応力集中を低減できることを明らかにした。

(2)ナットのねじ山高さを漸減しても応力集中の緩和効果はほとんど無い。これはナット第1ねじ山高さの減少に伴ってボルト第1ねじ山に作用する曲げモーメントが増加するためと考えられる。

(3)ナット締結位置をよりボルト頭部側に寄せるとともに、ボルト頭部側のねじ山高さを十分に低くなるようにすれば、ねじ山高さの漸減による応力集中の緩和効果をさらに向上させることが可能である。本論文で考察した範囲で最大応力は最大 20%程度低減された。

(B) アウターキャップ式ナットについて

この論文の第五章でアウターキャップ式ナットの緩み止め性能を評価したが、同時に応力集中緩和効果も検討した。緩み止めのため、開発されたアウターキャップ式ナットは、キャップ部のねじ山が大きな荷重を分担するため、適切な締結力 (44.6kN~52.9kN) で締結すると、通常第1ねじ山で3割程度の荷重を分担している強度上の問題を改善できる。例えば、アウターキャップの材料を SS400 とした場合、初期隙間長さ 0→1.0mm と増加させることにより、最終ねじ山の荷重分担率を 8 %から 21%に増加させ、第1ねじ山の荷重分担率を 22%程度まで低下させることができる。

(C) 異なるピッチを有するボルト・ナットについて

異なるピッチを有するボルト・ナットの緩み性能を評価する過程で、その優れた応力集中緩和機能が明らかとなった。また、異なるピッチを有するナットと普通のナットの違いはピッチの異なることしかないので、普通のナットと同じ加工コストで生産ができる。その結果、低加工コストで緩み止めと応力集中緩和と両方ができる優れたナットが開発された。この論文の第六章で、この応力集中緩和効果に注目して、それらのメカニズムを解明することを目的として、最適なピッチ差を提案することを目標として、弾塑性解析を行った。

本研究では、通常ねじ山のピッチ 2mm のボルトサイズ M16 を対象とし、ボルト・ナットのピッチ差 α を 0~8 μ m の範囲で変化させた。そして、静的な荷重と変動荷重を与えて、それぞれのピッチ差の応力集中緩和効果を考察した。静的荷重がボルトに作用するとき、ピッチ差 α を適切に設定することにより各ねじ山に生じる最大

応力をほぼ一定に近づけることが可能であることを示した．例えば荷重 70kN のとき $\alpha=8\mu\text{m}$ の場合ではそのような状態が実現できる．ボルト軸力が変動するときピッチ差 α を適切に設定することによりボルト第 1 ねじ山の応力振幅を 50%以上低減できる．たとえば変動荷重 50～70kN の範囲で変化するとき $\alpha=8\mu\text{m}$ の場合では第 1 ねじ山での応力振幅が 66%程度低減できる．但し，第 1 ねじ山以外で最大応力振幅が生じるので，実際の応力集中は 24.5%程度低減されたことになる．ピッチ差があることによって，第 1 ねじ山に生じる応力振幅を低減できることは，各ねじ山の接触状態を調べることで説明できる．

謝辞

本研究を進めるにあたり、野田尚昭教授、松田健次教授、佐賀大学の西田新一名誉教授、大喜工業株式会社の名川政人様、日鐵プラント設計株式会社の湯本淳様、小笠原綾子様、そして弾性力学研究室の皆様には多大な御支援をいただき心より深く感謝致します。

野田尚昭教授には何不自由ない研究環境を整えていただきました。また、お忙しい中にも関わらず、様々な相談に乗っていただき、研究の大きな駆動力となりました。そして、様々な講演会に発表する機会を与えて下さり、たいへん貴重な経験を積ませていただきました。与えて頂きましたねじ締結体についての研究テーマは、非常に興味深く、充実した4年間の研究でした。これまでの御指導御激励に厚く御礼申し上げます。

松田健次教授、佐賀大学の西田新一名誉教授には大変有益な御助言を頂きました。また、本研究に不可欠な文献と多くの知識も御教示いただくなど、お二人の御高配に深く感謝致します。

日鐵プラント設計株式会社の湯本淳様、小笠原綾子様には研究に用いた解析ソフトについての知識とノウハウやアドバイスをいただきました。お仕事でお忙しい中でも相談に乗っていただいたうえ、休日にも関わらず研究室に御足労していただきましたことは感謝の念に堪えません。本当にありがとうございました。

最後になりましたが、弾性力学研究室の皆様にはたいへん感謝しております。また、材料力学研究室グループの皆様にも深く感謝致します。私が充実した学生生活を送れたのも、皆様とともに毎日を過ごせたからだと思っています。

また、実験遂行などにおいて、多大なご協力とご配慮をいただいた技術専門職員の高瀬康氏に深く感謝します。