

ねじ谷底の局所的応力変動に基づく
ボルトの疲労強度推定に関する研究

Study on the Fatigue Strength Estimation of a Bolt
Based on the Local Stress Conditions on the Thread Root

2014 年

古 川 朗 洋

目 次	頁
記号表	1
第1章 序 論	3
第2章 ボルトの疲労強度に関する従来の研究	
2.1 まえがき	8
2.2 疲労強度への影響因子に関する研究	8
2.3 疲労限度線図と切欠き係数に関する研究	13
2.4 局所的応力と材料の疲労強度に関する石橋の仮説	16
2.5 ねじ谷底の残留応力の影響に関する吉本の仮説	18
2.6 材料の降伏条件を考慮した萩原らの修正仮説	21
2.7 まとめ	25
第3章 仮説を利用した切欠き係数及び残留応力の推定	
3.1 まえがき	27
3.2 転造後熱処理ボルト及び熱処理後転造ボルトの疲労試験	
3.2.1 試験方法	27
3.2.2 試験結果	31
3.2.3 試験結果に対する考察	38
3.3 切欠き係数及び残留応力に関する考察	
3.3.1 解析モデル及び解析方法	41
3.3.2 解析結果	43
3.3.3 切欠き係数に関する考察	46
3.3.4 残留応力に関する考察	48
3.4 まとめ	49
第4章 ダブルナットを利用した疲労強度推定仮説の検証	
4.1 まえがき	50
4.2 ダブルナット締結における締付け力とロック力との関係	50
4.3 疲労試験	
4.3.1 試験方法	52
4.3.2 試験結果	54
4.4 FEMによるねじ谷底の応力解析	
4.4.1 ダブルナットによるロック力の発生	55
4.4.2 疲労負荷時の局所的応力変動の推定	57
4.5 まとめ	59

第5章 予荷重によって生じる残留応力を利用した疲労強度推定仮説の検証	
5.1 まえがき	60
5.2 かみ合い第1ねじ部におけるめねじのねじ山形状が応力分布に及ぼす影響	
5.2.1 解析モデルと解析方法	60
5.2.2 解析結果	61
5.3 予荷重による残留応力の発生とそのFEシミュレーション	
5.3.1 解析モデルと解析方法	65
5.3.2 解析結果	66
5.4 疲労試験	
5.4.1 試験方法	67
5.4.2 試験結果	70
5.5 考察	70
5.6 まとめ	72
第6章 ねじ転造によって生じる残留応力分布の推定	
6.1 まえがき	74
6.2 環状丸溝試験片に対するX線残留応力測定	
6.2.1 試験方法	74
6.2.2 試験結果	76
6.2.3 考察	81
6.3 転造加工における残留応力発生過程のFEシミュレーション	
6.3.1 シミュレーションの方法	83
6.3.2 環状丸溝試験片の残留応力分布推定	85
6.4 リードなしボルト試験片のねじ谷底における残留応力分布の推定	
6.4.1 転造ボルト試験片の仕様	87
6.4.2 シミュレーションの方法	88
6.4.3 シミュレーション結果及び考察	89
6.5 リードなしSGボルト試験片の疲労試験	
6.5.1 試験方法	91
6.5.2 試験結果	92
6.5.3 考察	93
6.6 まとめ	94
第7章 結論	
7.1 本研究の成果	95
7.2 研究課題と今後の展開	96

参考文献	97
謝辞	103
付録	105

記号表

F	: ボルトの締付け力	kN
W	: 外力	kN
F_m	: 平均荷重	kN
F_a	: 荷重振幅	kN
A_s	: 有効断面積	mm ²
d_2	: おねじの有効径	mm
d_3	: おねじの谷の径	mm
β	: 切欠き係数	
α	: 応力集中係数	
ϵ_0	: 疲労強度に影響する局所的応力の発生深さ	μm
P	: ピッチ	
σ_m	: 平均応力	MPa
σ_T	: 真破断応力	MPa
σ_a	: 応力振幅	MPa
σ_{w0}	: 丸棒の引張圧縮（完全両振り）疲労限度	MPa
σ_B	: ボルト材料の引張強さ	MPa
r	: おねじの谷底丸み半径	mm
d_r	: おねじの谷の径	mm
α	: おねじねじ山の半角	deg
η	: 切欠き感度係数	
σ_n	: 公称応力	MPa
σ^*	: 局所的応力	MPa
σ_R	: 残留応力	MPa
$\sigma_{0.2}$: ボルト材料の 0.2%耐力	MPa
R_s	: 疲労試験における応力比	
$R_{p0.2}$: ボルトの規格上の耐力	MPa
σ_{AN}	: ボルトの疲労限度	MPa
d	: おねじの外径	mm
D_1	: めねじの内径	mm
D_2	: めねじの有効径	mm
μ	: 摩擦係数	
R_{eL}	: ボルト材料の下降伏点	MPa
E	: ヤング率	GPa
T	: 締付けトルク	N·m
T_{loc}	: ダブルナット締結におけるロッキングトルク	N·m

第1章 序論

機械要素の一つである締結用ねじ部品は、歯車などと同様に、その形状や寸法、強度、表面処理に至るまでが標準化されている⁽¹⁾。ねじ部品は、入手がしやすいことに加え、締付け及び分解が容易であることや、簡単な工具（レンチやスパナなど）により大きな結合力（締付軸力）を得ることができるという特長により、建物や橋梁など建築物から、船舶や自動車など輸送機器、家電製品や精密機器に至るまでのあらゆる部分に使用されており、部品同士を結合させるための方法として最も一般的なものとなっている。しかし、誰でもが容易に使用できるが故に、これまでは締結部分の強度や信頼性に関する設計が十分に行われないうまま、過去の事例に倣って使用されている例が多く、その結果、過剰設計と言える状態で使用されたり、部品の能力が十分に発揮されないような状況で使用されることがほとんどであったと考えられる。近年、ねじ締結体に対する安全品質の要求が高まる一方で、エネルギー効率の向上やコストダウンを目的として、ねじ部品に対しても軽量化やサイズダウン、ねじの数量削減が要求される場合が多くなっている。このような要求に対して設計者は、高い安全性と信頼性を確保すべく締結体の設計を詳細に行う必要があり、そのためには個々の使用環境において締結体に作用する外力を正確に把握した上で、適切な部品を選択し、締結力の大きさを決めることが重要である。設計や組付けが不十分であれば、締結体の破壊が生じ、大事故を引き起こす原因となる。例えば、遊園地のジェットコースターにおける脱輪事故⁽²⁾は、ナットの回転ゆるみに起因して車軸先端のおねじが疲労破壊を起こしたことによって発生したものである。また、大型自動車のホイール脱落事故は、締結構造の複雑さに起因する締付け不良によって、ボルトに過大な繰返し外力が作用する状態になり、その結果ホイールボルトに疲労破壊が生じたことが原因となっている⁽³⁾⁻⁽⁵⁾。このような事例からも、経験の浅い設計者でも使用環境に応じて正しくねじを選択し、適正な締付けを行えるようにして、締結体におけるトラブルを発生させないためのガイドラインを作成することが広く求められており、そのために必要な、ねじ締結体の強度、締付け、ゆるみ等に関しての多岐に渡り、多くの研究がなされている。

ねじ締結体に作用する負荷は、静的外力と動的外力の2種類に大別される。ねじ締結体では、ボルトに作用する負荷が締付け力に大きく依存するという性質を持っており、一般に動的外力作用下では、締付け力が高ければ高いほど疲労やゆるみに対して安全であることが知られているが、疲労破壊のメカニズム自体は完全には解明されていない⁽⁶⁾。そのため、プラントや工場設備、構造建築物、航空機、原子力施設などにおいて、運転中にボルトの疲労破壊が起こり、それが構造物全体の破壊という重大な事故につながる場合がしばしばある。

そこで萩原ら⁽⁷⁾は、超音波探傷法によってボルトに発生する疲労き裂を初期の段階で発見することによってボルトの破断を未然に防ぐことの可能性に関して検討を行っているが、ねじ谷底に発生したき裂は急速に進展することから、ボルトの疲労破壊を未然に防ぐことは困難である。このことから、設計・製造の段階でボルトの疲労強度を正確に推定することは、構造物の安全性および信頼性を向上させる上で極めて重要であると言える。

切欠き材等、複雑な形状を持つ部材における疲労破壊は、最も応力集中係数が高い部位を起点に発生し、ボルト・ナット結合体における応力集中部は、一般的に図 1.1 に示すようになる。このうち、首下丸み部と不完全ねじ部については、応力集中を低減するような設計上の配慮が可能であるため、通常のボルトとナットの組合せでは、ナットと嵌合するボルトの第 1 ねじ谷底での疲労強度が問題となり、この部位で疲労破壊が生じるケースがほとんどである。

締結されたボルトに軸方向の外力だけが作用する場合を考えた場合、ボルトに作用する負荷は締付け力 F と外力 W による軸力の増加分 F_1 の合計となり、外力 W の変動から、平均荷重 F_m と荷重振幅 F_a の関係が一義的に決まる。通常、ボルトの強度は、荷重の値をねじの有効断面積（Stress area）規格値 A_s で除した公称応力で比較する。有効断面積は、直径がおねじの有効径 d_2 と谷の径 d_3 （共に基準寸法）の平均値で与えられる仮想的な円柱の断面積であり、ボルト製品の引張試験において引張強さを求めるためなどに用いられる。製品から削り出した平滑試験片の引張試験における引張強さとの整合性という観点から、その値の妥当性がしばしば問題となっており⁽⁸⁾、過去の研究⁽⁹⁾で引張強さ算定の際の断面積についての検討が行われた。結果として、ねじの公称応力と平滑材の実応力の差はそれほど大きくなく、鋼製ボ

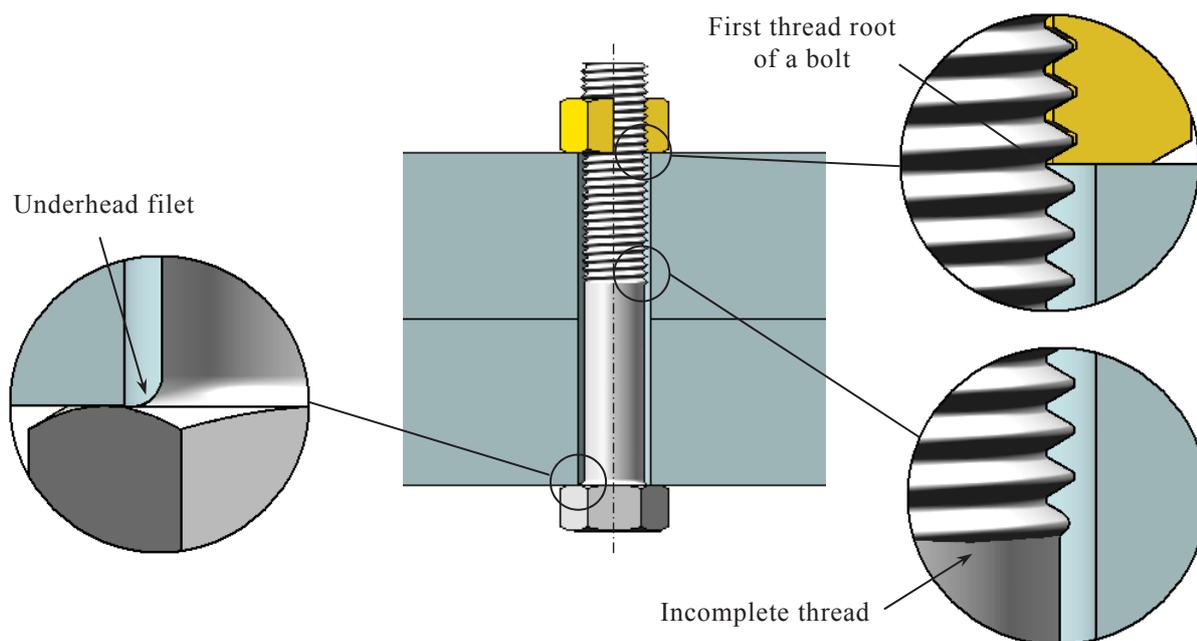


Fig. 1.1 The typical parts in which fatigue failure occurs

ルトの機械的性質を規定した ISO898-1⁽¹⁰⁾ (JIS B 1081) では、製品の強度区分やサイズなどの仕様によって、平滑試験片又は製品による引張試験を使い分ける形式となっている。一方、疲労破壊においては、局所的に発生する、高い“集中応力”が影響を及ぼすことから、公称応力に関する取扱い（考え方）も若干異なってくる。

疲労設計における従来の考え方は、ねじのように切欠きを有する試験片について、同一材料、同一直径の平滑試験片の疲労強度（ある条件で疲労破壊を起こさない限界の荷重振幅）からの低下を切欠き係数 β で表そうとする方法であった。このような考え方では、公称応力を求めるための断面積を厳密に考えなくても、 β の値の調整によって、実際の疲労強度を表現することができる。実際、1977年に発行された ISO3800 / 1 (Threaded fasteners – Axial load fatigue testing – Part 1 : Test method) では、平均応力を求める際には、ねじの有効断面積 A_s を用いるが、応力振幅の表示には、谷の基準寸法に基づく断面積 $\{=(\pi/4) \cdot d_3^2\}$ が用いられ、その後 1990年の改訂版 ISO3800 / 1 (Threaded fasteners – Axial load fatigue testing – Part 1 : Test method) において、有効断面積に統一された経緯がある。その一方で、疲労強度を材料特性と考える立場に立てば、ねじ谷底の局所的応力をどの程度に見積もるかという考え方（内容は第2章で記述）が必要になる⁽¹¹⁾。

近年、疲労試験方法を規定した JIS B 1081（ねじ部品—引張疲労試験—試験方法及び結果の評価）の普及により規格のボルト・ナット結合体の疲労強度に関して多くの研究が行われ^{(12),(13)}、データの蓄積がかなり進むと同時に、疲労強度に関するいくつかの仮説も提案されている。しかし、まだ材料の強度データからボルトの疲労強度を直接推定するには至っておらず、疲労強度を求めるためには疲労試験を行う必要があり、多大な労力と時間が必要である。

一般的に強度の高いボルトは、焼入焼戻し処理を行うことで、規定される機械的性質を付与されている。通常、この熱処理はねじ転造工具の寿命の観点から、ねじ転造加工後に行われるが、転造工具の寿命を犠牲にして熱処理後にねじ転造加工を行うと、転造効果がそのまま残るので、疲労強度が向上する^{(14)~(16)}ことが報告されている。

日本ねじ研究協会は、1977年に「ねじ締結調査研究委員会」の中に「疲れ強さ分科会」を設置して疲労強度の向上に関する共同実験を行い^{(17),(18)}、その結果、熱処理後転造（SG）ボルトの疲労強度は、転造後熱処理（SV）ボルトより高くなることが確認されている⁽¹⁹⁾。その後、吉本は、このような熱処理後転造ボルトの疲労強度が向上する要因が、転造加工によってねじ谷底に発生する軸方向の残留応力にあるという“吉本の仮説⁽²⁰⁾”を提案しているが、残留応力の値自体も不明であり、その効果を定量的に把握するには至っていない。また、切欠き材の疲労強度と平滑材の疲労強度の比を示す切欠き係数 β と応力集中係数 α との関係を説明する“石橋の仮説⁽²¹⁾”では、疲労強度に影響を及ぼすのは切欠き底最表面の応力ではなく、 ε_0 だけ内部に入った層における応力変動であり、この ε_0 は結晶粒の大きさに依存する数十

μm 程度の値であるとされているが、具体的な値は明示されていない。

これらの値の定量的な関係が明らかになり、かつ、材料そのものの疲労強度と、ねじ谷底の残留応力を正確に把握することができれば、ボルト製品の製造段階で疲労強度の予測が可能になると考えられる。

残留応力を測定するための方法は様々であり、残留応力が蓄えられた箇所を除去することで変化する供試体の寸法変化を測定する破壊測定の方法⁽²²⁾⁻⁽²⁷⁾や、X線などを用いた非破壊測定方法⁽²⁸⁾⁻⁽³⁰⁾など、これまでに多くの研究がなされているが、ねじ谷底のような局所的な部位に適用した例はほとんどない。そのような中で、萩原ら⁽³¹⁾はM10サイズのボルトにおいてX線残留応力測定を試みており、その結果、熱処理後転造されたボルトのねじ谷底最表面において約300 MPaの圧縮残留応力が測定されているが、測定精度の点で課題が残されている。また、過去に行われた疲労試験は山本によってその結果がまとめられ⁽³²⁾、ボルトねじ部の切欠き係数を計算するための実験式が提案されているが、試験片のロットは別々であり、ねじ転造や熱処理の条件が異なることから、材料特性は同一で、残留応力の大きさだけを変えた試験片を準備することができていないため、疲労強度に関する従来の仮説が疲労強度のメカニズムを正確に表現しているかどうかは明確になっていない。

本研究では、ねじ谷底の残留応力が疲労強度に及ぼす影響を定量的に明らかにし、仮説の検証を行うことで、局所的な応力変動からボルトの疲労強度を正確に推定することを目的としている。仮説の検証に当たっては、 ϵ_0 の値及び残留応力の値が共に未知であるため、まずそれらの値を推定するための工夫が必要となる。本研究では、ボルトねじ谷底の応力状態を意図的に変化させ、それが疲労強度に及ぼす影響について調べ、それらと転造過程における残留応力の推定結果を総合することで、上述の目的を達成しようとしている。

第2章では、これまでに行われてきたボルトの疲労強度に関する従来の研究の歴史的な進展として、影響因子や疲労限度線図及び切欠き係数の研究について述べ、ボルトの疲労強度を製造段階で推定できるようにするために必要な石橋の仮説及び吉本らの仮説を説明するとともに、本研究で明らかにすべき課題を明確にする。

第3章では、ねじ転造と熱処理の順序（転造後熱処理および熱処理後転造）以外まったく同一の条件で製作したボルトについて、JIS B 1081の方法で平均応力を変化させた疲労試験を行い、得られた結果に対して従来提案されている仮説を当てはめることで、切欠き係数の推定と、熱処理後転造ボルトのねじ谷底における残留応力の推定を行う。

第4章では、ダブルナット締結体においてロッキング力を発生させ、これをコントロールすることで、残留応力の代わりに、ねじ谷底に圧縮応力を発生させた状態で疲労試験を行い、それが疲労強度に及ぼす影響を確認すると共に、二次元弾塑性FEM解析によって求められるねじ谷底の局所的応力状態と比較することによって、仮説の妥当性について検討を行っている。

第 5 章では、ねじ製品と同一のねじ山断面形状を持つ軸対称体（リードなしボルト）とナット形アダプタの組合せについて、予荷重を作用させることによって第 1 ねじ谷底に均一な圧縮残留応力を発生させ、その半径方向分布を二次元弾塑性 FEM 解析によって推定すると共に、疲労負荷作用時の局所的応力状態を正確に求め、得られた結果と比較することによって、 ε_0 の値を含めた仮説の検証を試みている。

第 6 章では、ねじ転造によってねじ谷底に発生する残留応力の直接推定を可能にするため、三次元弾塑性 FEM 解析を用いて転造加工のシミュレーションを行う方法を提案し、環状丸溝試験片に適用した結果を X 線残留応力測定結果と比較することで本方法の妥当性を検証すると、そして、リードなしボルト試験片の転造加工を模擬することで、実際のボルト製品に極めて近いねじ転造加工で発生するねじ谷底の残留応力分布を推定し、得られた残留応力及び局所的応力変動から推定したボルトの疲労強度を用いることで、仮説及びボルトの疲労強度推定方法について検証を行っている。

第 7 章では、第 3 章から第 6 章までに得られた結果からねじの疲労強度に関する仮説の検証（総合的な評価）を行うと共に、今後の展望について述べる。

第 2 章 ボルトの疲労強度に関する従来の研究

2.1 まえがき

ボルトの疲労強度は，その実験方法については ISO3800⁽³³⁾に詳しく規定されている．序論でも述べたように，ボルトの疲労強度に関する研究はこれまでに多数行われており，ボルトの疲労強度は製品の機械的性質（材料特性）や形状のみでは決まらず，多くの因子の影響を受けることがわかっているが，その定量的な評価がまだ完全ではないため，その推定方法は確立されていない．そこで第 2 章では，現在までに行われたねじの疲労強度に関する研究を，影響因子に関する研究（2.2 節），疲労限度線図と切欠き係数に関する研究（2.3 節），疲労強度推定に関する石橋の仮説（2.4 節），吉本の仮説（2.5 節）及び萩原らの修正仮説（2.6 節）にまとめると共に，製造段階でボルトの疲労強度を推定できるようにするために解決すべき課題を整理する．

2.2 疲労強度への影響因子に関する研究

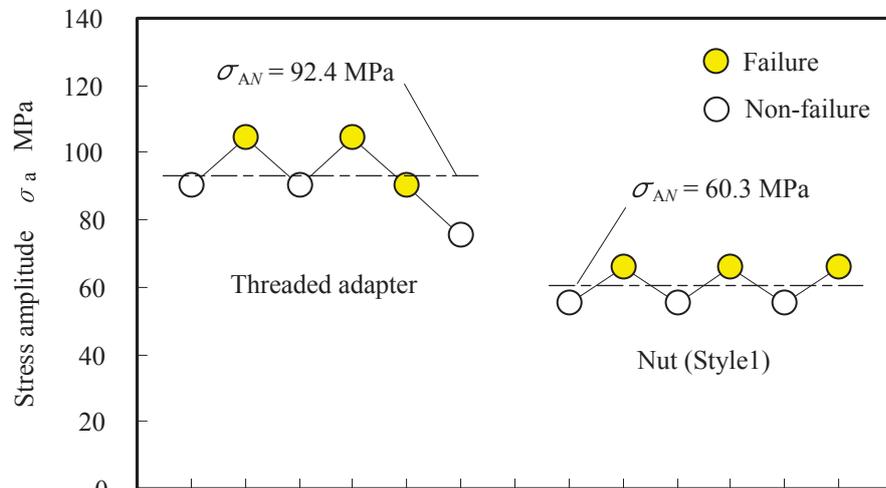
疲労強度に対する影響因子には様々な種類があるが，従来はその典型的な破壊モードであるボルトの第 1 ねじ谷底からの破断に対する強度のみを扱ってきた．しかし近年，動的荷重作用下において，ねじ山のせん断破壊が起こることが報告されるなど⁽³⁴⁾，実際の挙動はかなり複雑であり，強度設計上はそれらを含めて検討を行うことが重要である．そこでまず，疲労強度に対する影響因子を特定するために行った過去の研究のうち，代表的なものについて説明する．

(i) ピッチ

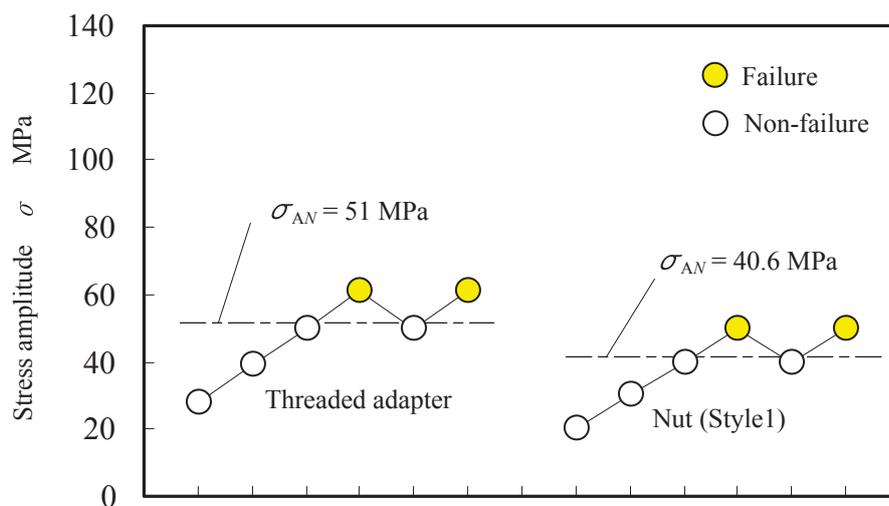
並目ねじから細目ねじへ変更すると，ナット高さが同じである場合，かみ合う山数が増加する．この結果，荷重分担率が減少する傾向となり，ボルトのねじ部（ナットとかみ合う第 1 ねじ谷底）への見かけの応力集中が減少する．さらに，有効断面積が若干増加するため疲労強度が増加する可能性があるが，一方で谷底丸み半径の減少により，ねじ谷底への応力集中係数自体が増加することや，(iii)にて詳細に説明するピッチ精度によっても荷重分担率は変化するため，その結果は個々の場合によって異なる．

(ii) ナットの仕様

図 2.1 は、強度区分 10.9（強度区分の最初の数字は呼び引張強さを MPa で表した数字の 1/100 の値を示し、2 つ目の数字は呼び下降伏点または 0.2%耐力と呼び引張強さの比の 10 倍の値を示す）のボルト（亜鉛めっきクロメート処理）に対して ISO3800（JIS B 1081）に規定される 2 種類の標準めねじ部品を組合せ、平均応力の低い条件である応力比 $R_s = 0.1$ 及び高い一定平均応力 ($\sigma_m = 0.83 R_{p0.2}$) という 2 条件を設定し、JIS B 1081 に規定される“組合せ試験法（14 S-N 試験法）”に基づいて行った疲労試験結果⁽³⁵⁾の一部である。特に、平均応力が低い場合、めねじアダプタと組合せたボルトの疲労強度は、通常スタイル 1 ナットより 50%ほど高い値を示す。これは、ボルトの疲労強度がめねじとかみ合う第 1 ねじ谷底の応力集中の大きさと関係しているからであり、その値は、平均荷重やかみ合い山数、ピッチ精度などによっても変化することに注意する必要がある。



(a) The case of low mean stress condition ($R_s = 0.1$)



(b) The case of high mean stress condition ($\sigma_m = 0.83R_{p0.2}$)

Fig. 2.1 Example of the fatigue test results (M10 property class : 10.9)

(iii) おねじとめねじのピッチ差

丸山⁽³⁶⁾は、おねじのピッチがめねじのピッチに比べて僅かに小さくなるようなピッチ修正を行うことによって疲労強度が向上することを示している。また、ピッチ修正を更に増加させることによって、疲労破壊の発生部位が変化することも知られている⁽³⁷⁾。

図 2.2 は、上述のような現象とその理由を説明したものである。一般に、ボルト・ナット結合体では、軸方向に荷重が作用すると、ボルトは伸び、ナットは縮むため、通常の状態（ピッチ修正なし）では、ねじ山の荷重分担率は座面に近いねじ山ほど大きくなる。このとき、ねじ面では斜面の作用により、軸方向の荷重によって半径方向の相対変位を起こすため、ボルトは収縮し、ナットは膨張を起こすと考えられる。このようなことから、ねじ谷底には軸方向の負荷と同時に、ねじ山の曲げによる応力が作用し、その結果、座面側の第 1 ねじ谷底（図 2.2 の A の位置）に、他の部分と比べて非常に大きな応力が作用することになる。

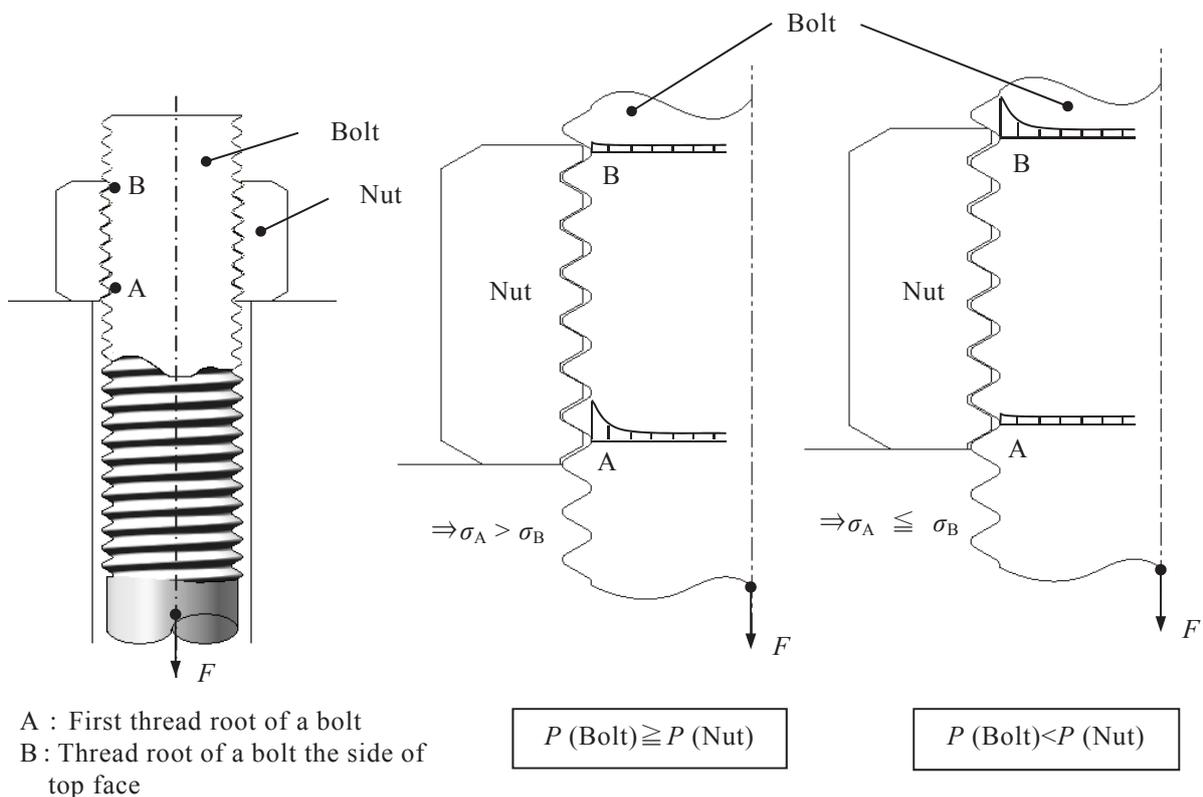


Fig. 2.2 Change of the axial stress distributions of the thread root by thread pitch modification

一方、ボルトのピッチをナットのピッチに対して相対的に縮めておけば、軸方向に荷重が作用しないときには第1ねじは接触せず、ある値以下の荷重が作用した際、通常とは全く逆に、ナットの頂面側のねじ谷底（図 2.2 の B の位置）に最も大きな応力が作用するような状態が実現されることになる。このような状況下では、疲労き裂は当然、頂面側のねじ谷底から発生することになる。M10×1.25 のボルト・ナット（ピッチ修正 0.6%）について、平均応力と応力振幅の大きさを变化させた疲労試験を行った結果⁽⁵⁾、図 2.3 に示すような 4 種類の特徴的な破壊モードが現れ、この結果からも、かみ合いねじ部の“状態”が疲労強度に大きく関与することが分かる。

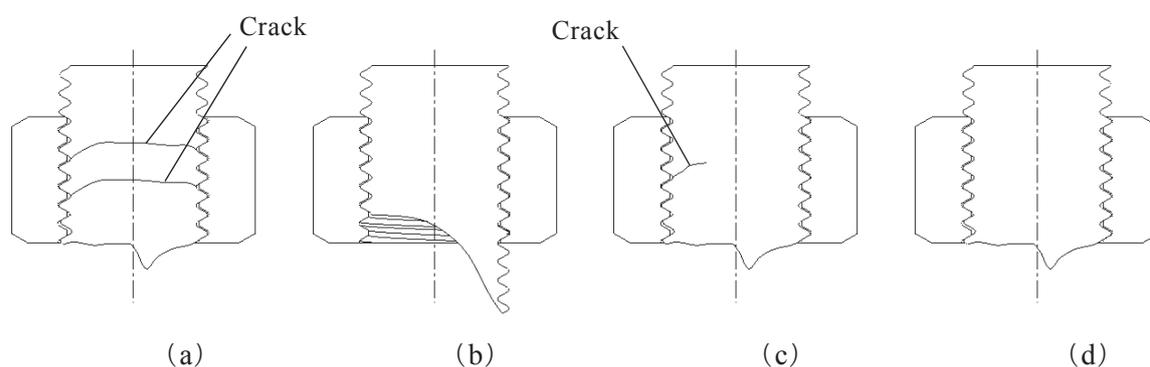


Fig. 2.3 Change of the fracture modes of the bolt/nut assembly by thread pitch modification⁽⁵⁾

(iv) 平均応力

Junker ら⁽³⁸⁾は、普通に製作された（転造ではなく切削または研削によって製作された）ねじを持つボルトでは、疲労限度は平均応力 σ_m に無関係だとしている。しかし、吉本ら⁽³⁹⁾が実験計画法に基づいて行った実験結果では、分散分析の結果から 1% で有意となっている（このような結果となる理由については、2.6 節で吉本の仮説を用いて詳細に説明することとする）。

(v) ねじ山のフランク角

疲労強度を向上させる山形として、UNJ ねじ山形⁽⁴⁰⁾および ISO 耐疲労ねじ山形⁽⁴¹⁾が提案されている。図 2.4 (a) に示す ISO 一般用ねじ山形と比較して、UNJ ねじ山形 (b) のおねじはより大きい谷底丸みを持つ。OMFS 山形 (c) は、アメリカの締結用部品工業会 (IFI) により提案されたもの⁽⁴²⁾で、ISO 一般用山形と UNJ 山形の中間の谷底丸みを持つ。ISO 耐疲労山形は (d) に示すような形状をしており、おねじは圧力側のフランクに +5° のフランク角修正および、-0.15% のピッチ修正が施さ

れている。これらのねじ山形状を持つボルトについて行った疲労試験結果は Walker ら⁽⁴³⁾, Thomala⁽¹⁵⁾, Blume⁽¹⁶⁾によって報告されており, ISO 耐疲労山形が最も効果的であるとしているが, その一方でフランク角修正はそれほど明らかな効果はないとしている。これらのことから考えると, ISO 耐疲労山形で疲労強度向上が見られるのはピッチ修正による影響であると考えられ, ねじ山のフランク角修正については明確な効果は期待できないと考えられる。

(vi) 製造工程の順序

一般的にねじ部品は, ねじ転造後に熱処理を行うという製造工程で製作される。これに対し, 熱処理後にねじ転造することは疲労強度を向上させるのにもっとも効果的であるとされている。この理由についても, 詳細は 2.6 節で述べる吉本の仮説によって, ある程度説明することができる。

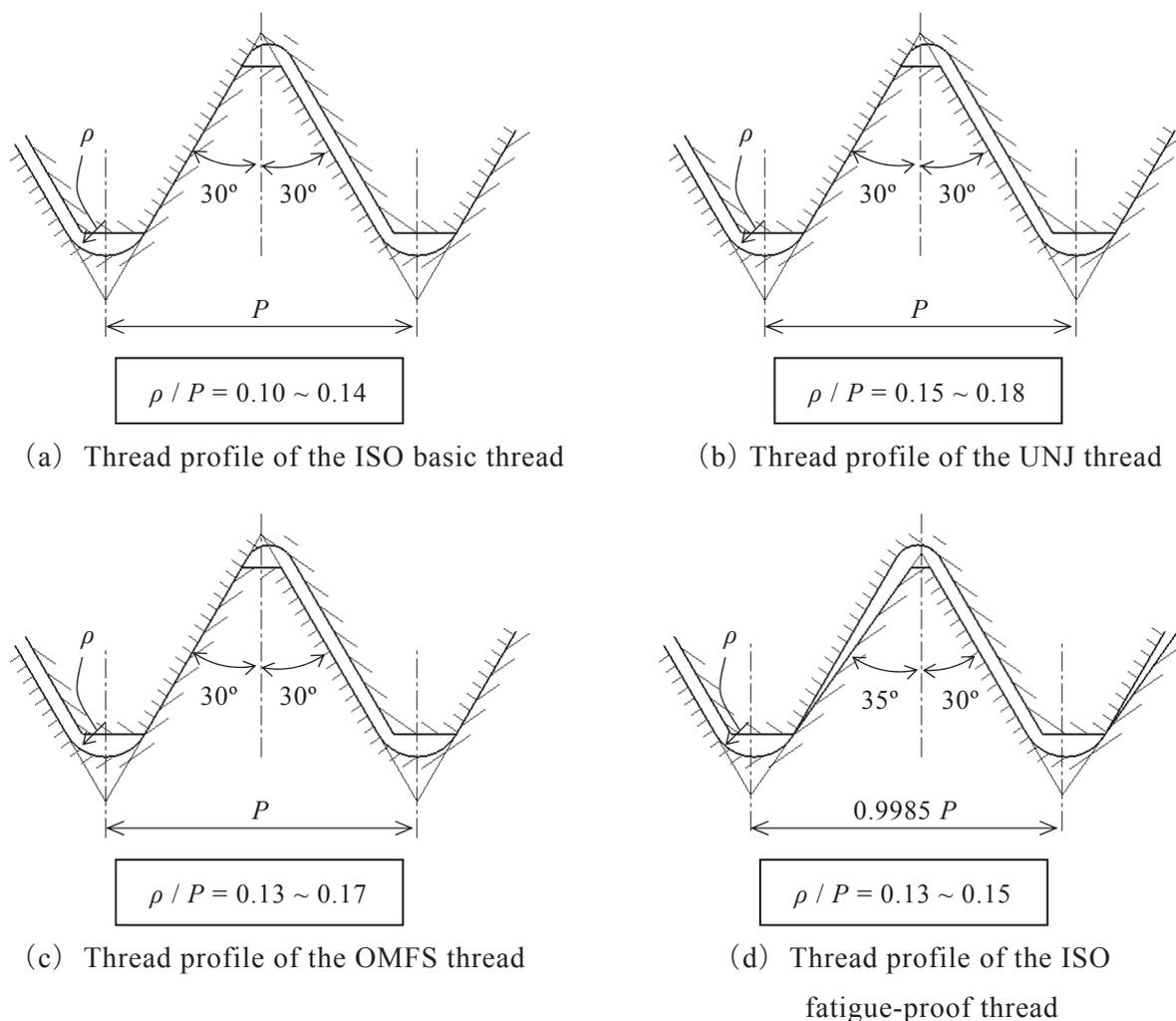


Fig. 2.4 Thread profiles which aimed at the improvement of fatigue strength

2.3 疲労限度線図と切欠き係数に関する研究

平均応力 σ_m を変えて疲労試験を行い、それぞれの条件において求めた疲労限度との関係を表すために、縦座標軸を応力振幅 σ_a 、横座標軸を平均応力 σ_m とした、図 2.5 に示すような疲労限度線図が用いられる。

切欠きのない、平滑丸棒の疲労限度線には諸説ある。西原と櫻井は大規模かつ緻密な実験を積重ね⁽⁴⁴⁾、横座標軸上にその丸棒の真破断応力 σ_T (引張破壊荷重を破断部の断面積で除した値) をとり、縦座標軸上にその丸棒の引張圧縮 (完全両振り) 疲労限度 σ_{w0} をとって、その 2 点を結んだ右下がりの直線 A のように表されることを見出した。

一般的には σ_T が求められていないことが多いことから、横座標軸に σ_T の代わりに、より安全側の引張強さ σ_B を用いて直線で結んだ修正 Goodman 線図、放物線で結んだ Gerber 線図、あるいは横座標軸に降伏強さ σ_Y を用いて直線で結んだ Soderberg 線図などが設計に用いられることが多い⁽⁴⁵⁾。また、(修正前の) Goodman 線図は、縦座標軸上に σ_{w0} 、横座標軸上に σ_T を用いて直線で結んだ線図⁽⁴⁶⁾ とする文献や、縦座標軸上に $\sigma_B/3$ 、横座標軸上に σ_B を用いて直線で結んだ線図⁽⁴⁷⁾ とする文献があり、あいまいさが残る。そのため、本研究ではその根拠が明確であることから、 σ_{w0} と σ_T を直線で結んで表される平滑丸棒 (材料) の疲労限度線を、“西原らが求めた”ものとして取り扱うこととした。

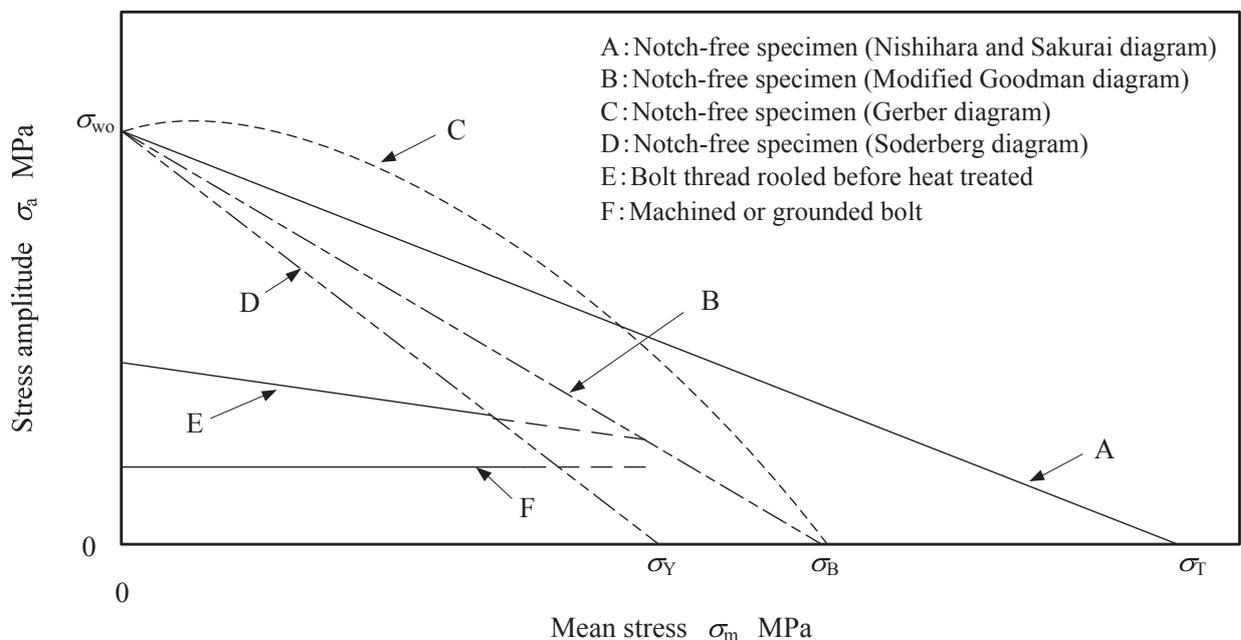


Fig. 2.5 Fatigue limit diagram (Haigh diagram)

一方、高い応力集中があるボルト・ナット締結の場合において Junker⁽³⁸⁾らは、普通に製作された（転造ではなく切削または研削によって製作された）ねじを持つボルトでは、疲労限度は平均応力 σ_m に無関係で、図 2.2 の C 線のように表されるとしている。熱処理後転造したボルトでは、疲労限度はほぼ 2 倍に向上するが、その疲労限度線図は図 2.2 の B 線のようにやや右下がりの傾向を示すとしている。これらの挙動は 2.6 節で述べる吉本の仮説によって、ある程度説明することができる。

公称応力で考えた場合、ボルトの疲労強度は見かけ上、平滑試験片の疲労強度より低下する。ここで、ボルトのねじ谷底における応力集中係数（Stress concentration factor）を α 、疲労強度を σ_w とし、平滑試験片（ $\alpha=1$ ）の疲労強度を σ_{w0} とすると、両疲労強度の比 β は、以下のように表すことができる。

$$\beta = \frac{\sigma_{w0}}{\sigma_w} \quad (2.1)$$

この β を切欠き係数（Fatigue notch factor）と呼び、従来の疲労設計においては、“切欠き（応力集中）によって疲労強度が $1/\beta$ に低下する”と考えるのが一般的であり、 α と β の関係は以下のように言われている⁽²¹⁾。

- a) α は β より常に大きい
- b) α が小さい切欠き、すなわち一般には切欠き半径が大きいか、あるいは深さが浅い切欠きの β は α にほぼ等しい
- c) α が比較的大きい切欠き、すなわち一般には切欠き半径が小さいか、あるいは切込みの深さが深い切欠きでは、 β は α と比べて相当小さくなる

ボルト・ナット結合体において一般的に疲労破壊が発生するのは、ナットと嵌合するボルトの第 1 ねじ谷底であり、この部位における α は 10 程度まで⁽⁴⁸⁾とされている。この値は非常に大きいため、 β は α と比べて小さくなることから、ボルトの疲労強度が単純に材料の疲労強度と形状から予測できるわけではないと言える。

また、石橋の説⁽²¹⁾（詳細は 2.5 節参照）によれば、 $\beta\sigma_n$ は谷底表面から深さの ε_0 層における応力で、 ε_0 は結晶粒の大きさに関係する量であり、この $\beta\sigma_n$ の値が疲労強度に影響するとしている。大滝^{(49),(50)}は、2 次元弾性理論から計算した α と石橋の説により β の値を計算している。さらに山本⁽⁵¹⁾は、従来発表された実験結果⁽⁵²⁾中に示されている両振り引張圧縮を受ける単一環状 V 溝付き丸棒に対する切欠き係数の計算式（実験式）をボルト・ナット結合体に適用するように修正し、次のような式で β を求めている。

$$\beta = 1 + \xi_1 + \xi_2 + \xi_3 + \xi_4 + \xi_5 \quad (2.2)$$

$$\xi_1 = -0.26 + 0.134\sigma_B \quad (2.3)$$

$$\xi_2 = 1 - \exp(-0.07d_r) \quad (2.4)$$

$$\xi_3 = 1 - \exp\{-0.082(d_r/r)\} \quad (2.5)$$

$$\xi_4 = 1 - \exp[-12\{1 - (d_r/d)\}] \quad (2.6)$$

$$\xi_5 = 1 - \exp\{-1.7(180 - 2\alpha)\pi/180\} \quad (2.7)$$

ここで、

σ_B : ボルト材料の引張強さ MPa

r : おねじの谷底丸み半径 mm

d_r : おねじの谷の径 mm

α : おねじねじ山の半角 deg

2.4 局所的応力と材料の疲労強度に関する石橋の仮説

従来の疲労設計において切欠き係数 β は、“切欠きによる疲労強度の低下割合” という意味で用いられてきた。 α と β の関係には諸説あるが、石橋⁽²¹⁾は、“切欠きによってねじ谷底の負荷が β 倍になる” として扱っている。このような考え方を用いると、応力集中係数 α によって局所的応力分布の勾配が変化することから、2.4 節で説明した α と β の関係を良く説明できる。そのため、材料の強度とねじ製品の製造工程及び形状から疲労強度を推定するためには非常に有効な考え方である。

β は一般的に、応力集中係数 α より小さくなるが、切欠き底の曲率半径が大きく（切欠きが浅く）なると、 β は α とほぼ等しい値となる。このような切欠き係数と応力集中係数の関係を考える場合、切欠き感度係数 η を用いる場合がある。ここで η は以下に示す (2.8) 式で表される。

$$\eta = \frac{\beta - 1}{\alpha - 1} \quad (2.8)$$

ここで一般的に $\alpha \geq \beta$ であるから、 $0 < \eta \leq 1$ となる。もし $\eta = 1$ ならば $\alpha = \beta$ となるから、材料は切欠きに対して敏感であるといい、 $\eta = 0$ ならば $\beta = 1$ となるから、切欠きがあってもその部材の疲労強度は少しも低下しないため、切欠きに対し鈍感であると言える。

もし、 η が材料に固有の値ならば、ある切欠きについて η を求めておけば、その材料に対しては (2.2) 式を用いて任意の α に対する β を求めることができるが、 η は材料に固有の値ではないこと及び α が一定（すなわち相似の切欠き材）の場合に η が試料の寸法によって変化することが明らかにされている。従って、 α と η から β を求めることは少なくとも合理的ではない。そこで石橋は、 β の意味を「疲労強度（破壊）に関係するのは、材料表面から数十 μm 内部の ε_0 層における応力である」として、応力集中係数 α と切欠き係数 β との関係について、以下のような仮説を提案している。

切欠き底から最大応力勾配の方向に、短い距離 $z = x / \rho$ だけ離れた点の最大応力を σ_1 、切欠き底の最大応力を σ_{\max} とすると、 σ_1 は (2.3) 式で表される (x : 最大応力勾配の方向に沿った長さ、 ρ : 切欠きの曲率半径)。

$$\frac{\sigma_1}{\sigma_{\max}} = 1 - a_1 z + a_2 z^2 + \dots \quad (2.9)$$

ただし,

$$a_1 = \frac{-1}{\sigma_{\max}} \frac{\partial \sigma_1}{\partial z} \Big|_{z=0} = X\rho, \quad a_2 = \frac{1}{2} \frac{1}{\sigma_{\max}} \frac{\partial^2 \sigma_1}{\partial z^2} \Big|_{z=0} \quad (2.10)$$

したがって, 第 2 の点 B の切欠き底からの距離を ε_0 とすれば, 切欠き材の疲労強度 σ_w は, (2.5) 式のように書ける.

$$\sigma_w = \frac{\sigma_{w0}}{\alpha} \frac{1}{1 - a_1 \left(\frac{\varepsilon_0}{\rho}\right) + a_2 \left(\frac{\varepsilon_0}{\rho}\right)^2 + \dots} \quad (2.11)$$

それゆえ, 切欠き係数 β は

$$\beta = \frac{\sigma_{w0}}{\sigma_w} = \left[1 - a_1 \left(\frac{\varepsilon_0}{\rho}\right) + a_2 \left(\frac{\varepsilon_0}{\rho}\right)^2 + \dots \right] \alpha \quad (2.12)$$

ε_0/ρ が 1 よりはるかに小さければ,

$$\beta = \alpha \left(1 - a_1 \frac{\varepsilon_0}{\rho} \right) \quad (2.13)$$

となる.

石橋の仮説によれば, 切欠きのない平滑材 ($\rho = \infty$) において $\alpha = \beta$ すなわち, 素材表面の応力が疲労強度に影響することになることなどからも, 切欠き材の疲労強度が見かけ上, 平滑材の疲労強度より低下することを良く説明できる. しかし, β を決定するために必要な ε_0 の値については, 検討がなされているもののまだ具体的には分かっておらず, この点が課題として残されている.

2.5 ねじ谷底の残留応力の影響に関する吉本の仮説

吉本^{(20),(53)}は、ボルト・ナット締結体に軸方向繰返し外力が作用している場合の、ナット座面に近いおねじとめねじの嵌合端である第 1 ねじ谷底の局部的応力は図 2.6 のようになると考え、公称応力を σ_n 、応力集中係数を α 、切欠き係数を β とすると、最大応力は $\alpha\sigma_n$ 、疲労強度を決定する応力は、 $\beta\sigma_n$ であると説明している。

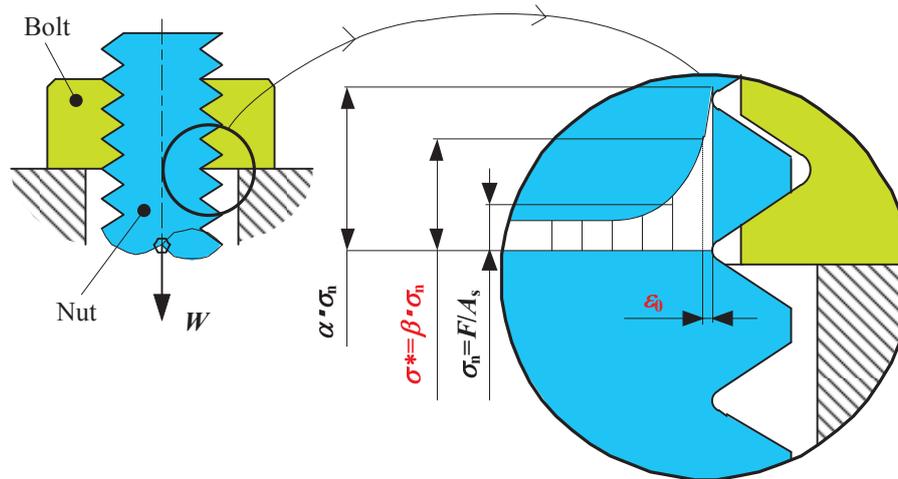


Fig. 2.6 Axial local stress distribution at the first thread root of a bolt in bolt/nut assembly

ボルトに作用する公称応力 σ_n が図 2.7 (a) のような繰返し応力であるとき、 ε_0 層における応力 σ^* は図 2.7 (b) のように変動する。つまり、ボルトのねじ谷底に作用する平均応力と応力振幅はそれぞれ、 $\beta\sigma_m$ および $\beta\sigma_a$ になる。このとき、図 2.7 (b) における最大応力 $\beta(\sigma_m + \sigma_a)$ はボルト材料の降伏応力 σ_y または 0.2% 耐力 $\sigma_{0.2}$ を超えないとしている。

$\beta(\sigma_m + \sigma_a)$ が σ_y または $\sigma_{0.2}$ より大きい場合には、局所的な降伏が起こり、最大応力は σ_y または $\sigma_{0.2}$ となり、他の部分は弾性域にあるので応力振幅は $\beta\sigma_a$ に等しいことになる。このような局所的な負荷応力が材料（平滑材）の疲労限度を超えるとき、ボルトに疲労破壊が起こる。

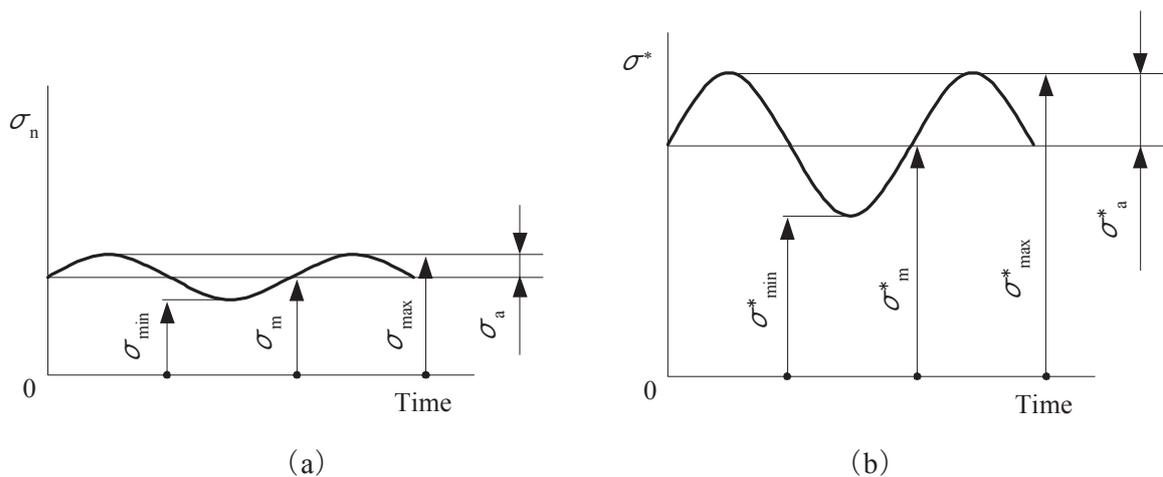


Fig. 2.7 The relationship between the repeated nominal stress and the local stress at the first thread root of a bolt in bolt/nut assembly

この仮説に従うと、ボルトの疲労限度に対する疲労限度線図は図 2.8 (a) のようになる。平滑試験片の疲労限度線図を $A_0B_0S_0$ とすれば、仮説によるボルトの疲労限度は BSP となる。

さらに、ボルトの製造工程の順序を変えて、熱処理後に転造して製造したボルトの疲労限度が向上することの理由を、ねじ転造加工時にねじ谷底に発生する軸方向の圧縮残留応力の影響によるものとしている。この場合、残留応力は負荷した平均応力と等価であると考えられるので、ねじ谷底に圧縮残留応力が存在する場合の疲労限度線は、図 2.8 (b) のように、残留応力 σ_R / β だけ正の方向にシフトし、 $B'S'P$ となる。

点 B および点 S の縦軸の値は、次式から求めることができる。

$$\sigma(B) = (\sigma_{w0} / \beta) \sigma_T / (\sigma_T + \sigma_{w0}) \quad (2.14)$$

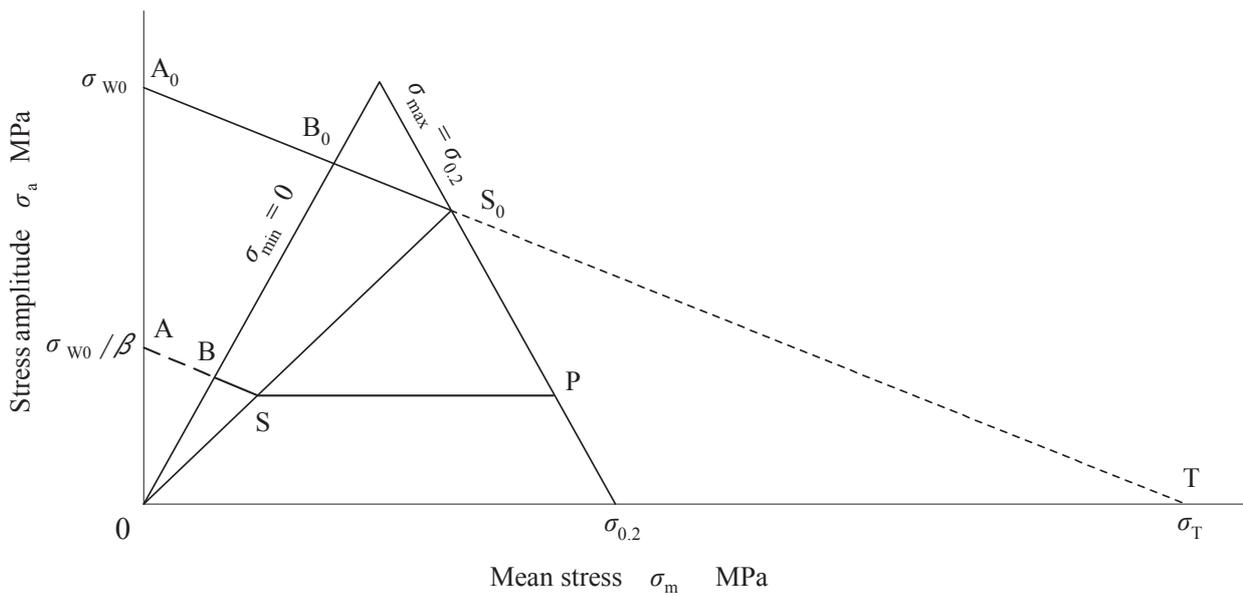
$$\sigma(S) = (\sigma_{w0} / \beta) (\sigma_T - \sigma_{0.2}) / (\sigma_T - \sigma_{w0}) \quad (2.15)$$

ただし、

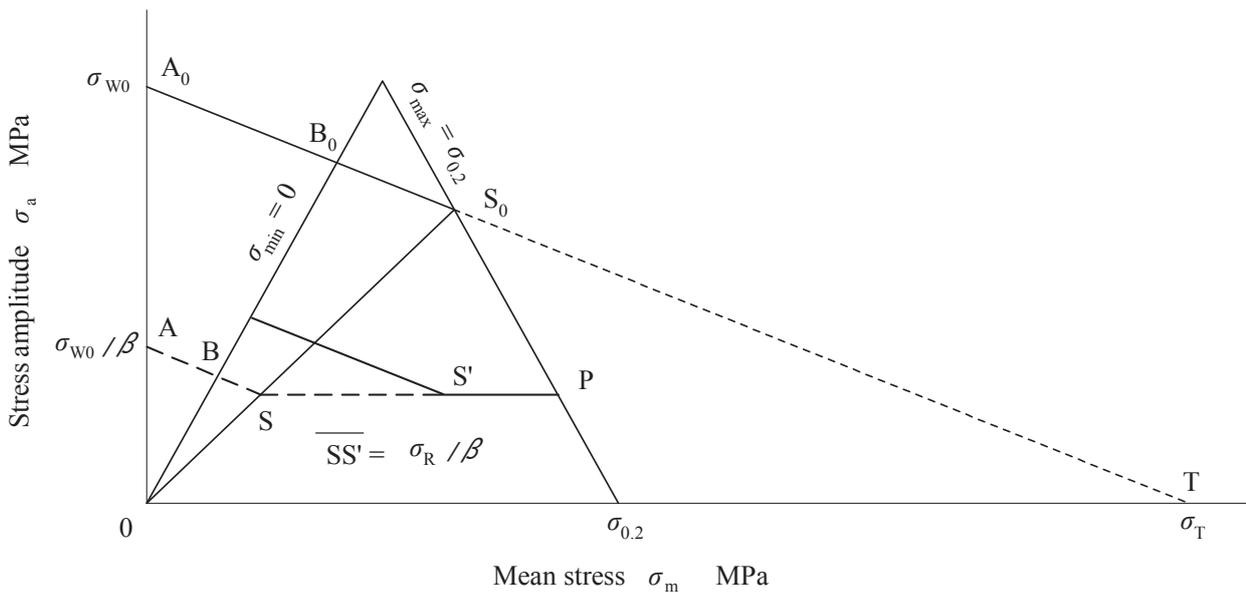
σ_{w0} : ボルト材料の両振り引張圧縮疲労限度 MPa

σ_T : ボルト材料の真破断応力 MPa

$\sigma_{0.2}$: ボルト材料の降伏応力 MPa



(a) The case of non-axial residual stress at the thread root of a bolt



(b) The case of compressive axial residual stress exists at the thread root of a bolt

Fig. 2.8 Fatigue limit diagram of a bolt derived from Yoshimoto's hypothesis

2.6 材料の降伏条件を考慮した萩原らの修正仮説

吉本の仮説では、「局所的最大応力は降伏点を超えない」としていることから、ボルト材料を弾完全塑性体であると想定していると言える。しかし実際の材料では、局所的応力は若干、降伏点を超えても増加する。そこで萩原らは実験結果^{(37),(54)}を基に、修正仮説⁽⁵⁵⁾を提案している。

図 2.9 は、ねじ谷底における公称応力と局所的応力の関係を、(軸方向の) 残留応力がある場合とない場合について示したものである⁽¹¹⁾。まず残留応力 σ_R がない場合について説明する。実線で示すように、初め、 $\sigma_{\max}^* = \beta \cdot \sigma_{\max}$ の関係が成り立つが、S 点で局所的応力が降伏点に達する。それ以後の応力変化は仮説の域を出ないが、この部分の変化が直線で近似できるとすれば、その勾配 γ は β より小さくなるはずである。すなわち、荷重の増加に伴って、局所的応力と公称応力の違いは徐々に小さくなり、少なくとも、応力が静的な破断を起こす値 (真破断応力 σ_T) になれば、両者は一致すると考えられる。“仮説” はなるべく簡単な方が良いので、この間の変化が直線的である (S 点と T 点を直線で結んだ状態) とする。圧縮の残留応力がある場合には、破線で示すように、局所的な降伏点が S' 点にずれるが、塑性域に入れば残留応力は徐々に喪失すると考えられ、最終的には T 点に到達する。

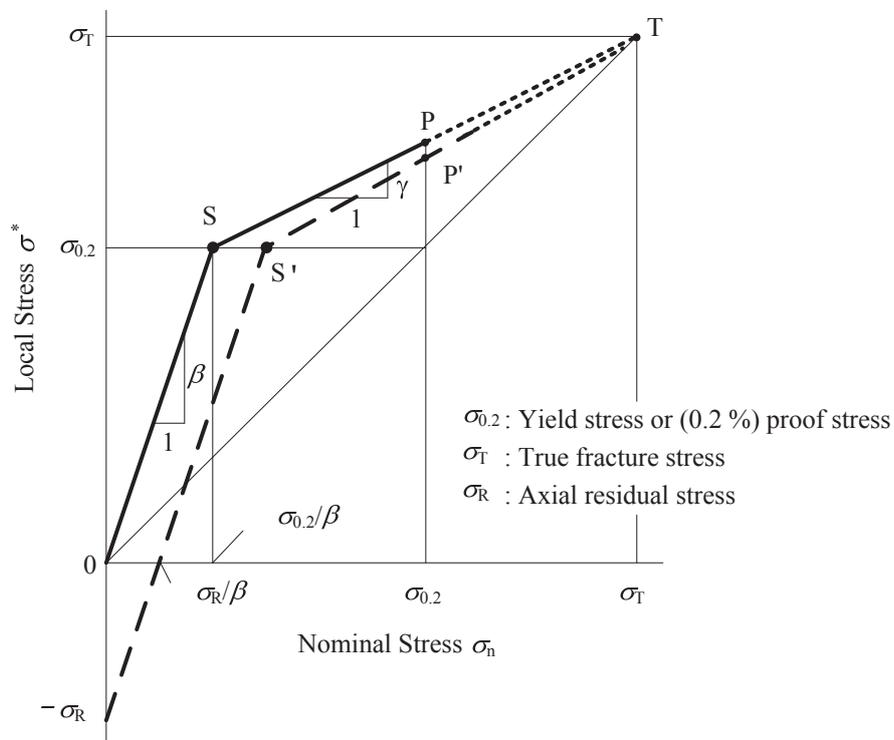


Fig. 2.9 The relationship between nominal stress and the local stress at the first thread root derived from modified Yoshimoto's hypothesis

図 2.10 は、この修正仮説に従って描いたボルトの疲労限度線図である。A 点から S 点までの間は、平滑材と同様に平均応力の影響を大きく受けるが、平均応力が高くなれば、その影響は小さくなることがわかる。また、残留応力がある場合の疲労限度は残留応力を切欠き係数で除した σ_R / β だけ、正の方向に S 点が S' 点にずれることから、見かけの疲労強度が増加し、平均応力の影響が大きい範囲が広がることになる。

なお、2003 年に大幅に改訂された VDI2230⁽⁵⁶⁾では、平均応力が $0.3 R_{p0.2} \leq \sigma_m < R_{p0.2}$ ($R_{p0.2}$: 降伏点または耐力の規格値) の範囲で、(2.16) および (2.17) の計算式を与えている。

- ・ 転造後熱処理ボルト (SV と表記) で、

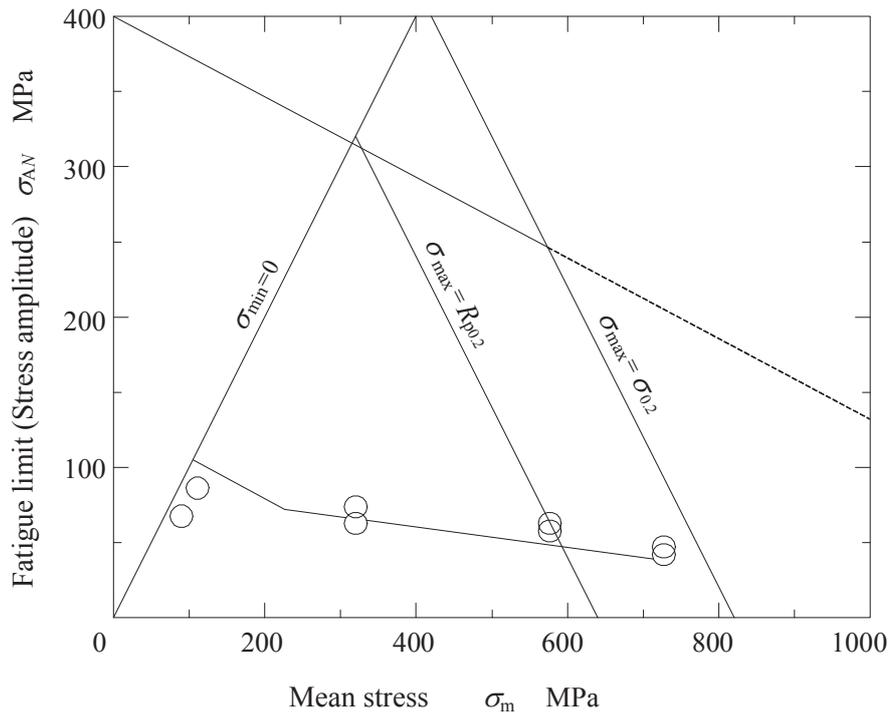
$$\sigma_{ASV} = 0.85 \left(150/d + 45 \right) \quad (2.16)$$

- ・ 熱処理後転造ボルト (SG と表記) で、

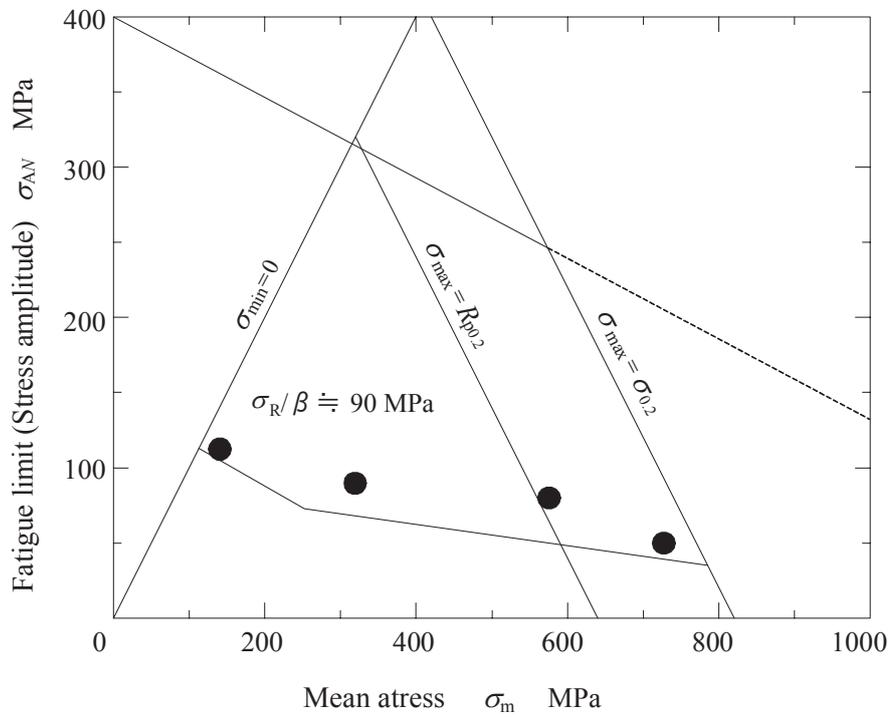
$$\sigma_{ASG} = \left(2 - \frac{\sigma_m}{R_{p0.2}} \right) \cdot \sigma_{ASV} \quad (2.17)$$

図 2.11 は、 β の値と平滑材の疲労強度データ⁽⁵⁷⁾を利用して、図 2.10 の仮説によってボルトの疲労強度を推定した結果である。試験は文献 (58) の研究で実施されたもので、残留応力は X 線によって測定された値を用いている。

実験結果と推定値は完全には一致しないが、定性的には一致している。しかし、これらの疲労試験に用いられた試験片は別々に製作 (熱処理) されたものであり、材料自体の機械的性質も若干異なっている可能性もある上、残留応力測定に関しても精度に問題があることから、完全に仮説を検証するに至っていない。



(a) Fatigue limit diagram of SV bolt derived from fatigue tests



(b) Fatigue limit diagram of SG bolt derived from fatigue tests

Fig. 2.11 Estimation of the fatigue limit derived from modified Yoshimoto's hypothesis

2.7 まとめ

本章では、ボルトの疲労強度に関する影響因子に関する従来の研究と、疲労強度を推定するための仮説について説明し、現状でその影響が定量的に明らかにされていない因子を整理した。その内容を特性要因図と合わせて以下に示す：

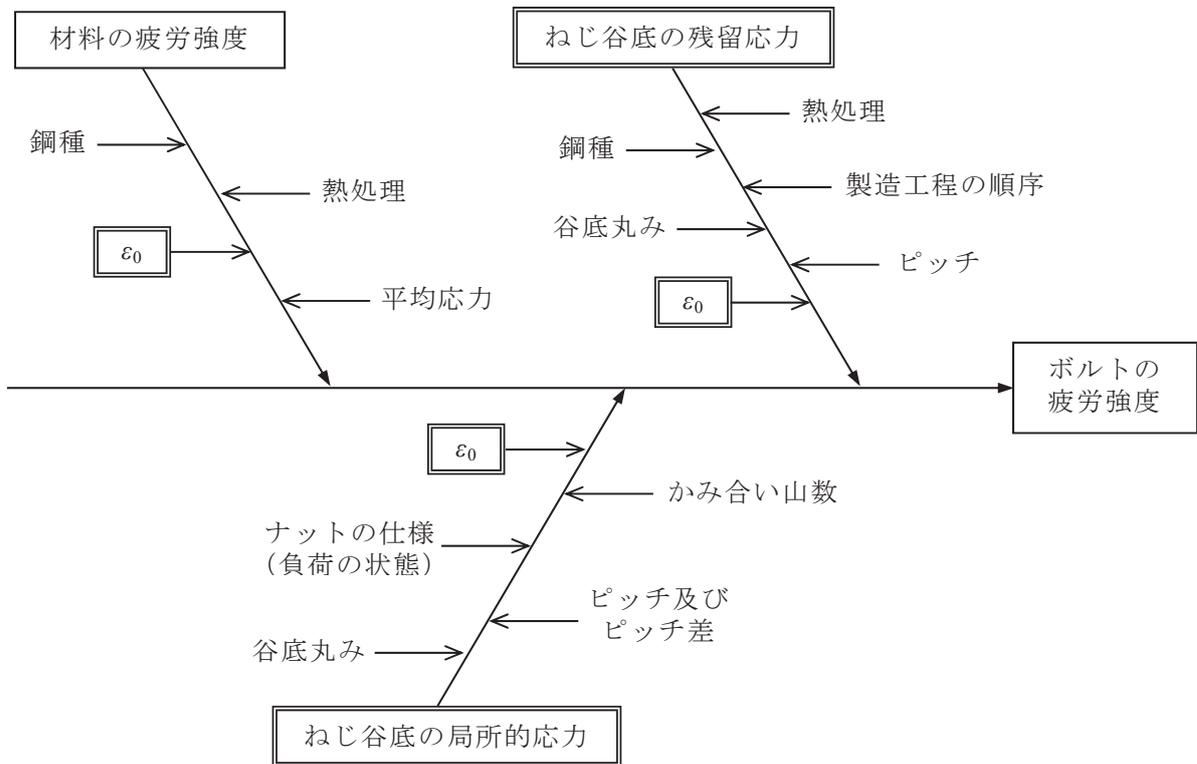


Fig. 2.12 Cause and effect diagram for the fatigue strength of the bolt in bolt/nut assembly

(1) ボルトの疲労強度に関係する影響因子については多くの研究がなされており、ナットの仕様、おねじとめねじの相対的なピッチ差、平均応力及びねじ製造工程の順序の違いなどが有意である。

(2) 切欠き係数 β は切欠き材の疲労限度 σ_w と平滑材の疲労限度 σ_{w0} の比で表され、応力集中係数 α より小さくなるのが一般的である。ただし、ボルトのように常に引張応力下で使用される切欠き材については、完全両振り疲労限度である σ_{w0} との比較が困難であり、様々な平均応力における疲労限度を表すためには疲労限度線図を用いると良い。

(3) 石橋の仮説によると、疲労強度に影響するのは材料表面の応力ではなく、結晶粒の大きさに依存する ϵ_0 だけ内部に入った層における応力である。 ϵ_0 については検討がなされているが、その具体的な値はまだ明らかにされていない。

(4) 吉本は、ボルト・ナット締結体に軸方向繰返し外力が作用している場合の、ナット座面に近い第1ねじ谷底の ε_0 層における局所的応力が公称応力 σ_n の β 倍になると考え、この繰返し応力が平滑材の疲労限度に達すると疲労破壊が生じるという仮説を提案した。同時に、転造加工においてねじの谷底に圧縮残留応力が発生し、この残留応力が平均応力を下げるため、製造工程の順序を変えることでボルトの疲労強度が変化することを説明している。

(5) 吉本の仮説においては材料が降伏するとそれ以上局所的応力は増大しないため、平均応力が高い領域ではボルトの疲労限度は変化しない。しかし、実際には材料が降伏してからも局所的応力は増大すると考えられるため、このことを考慮して萩原らは修正仮説を提案した。この修正仮説によると、ボルトの疲労限度は平均応力が高い領域でも若干その影響を受けることになり、平均応力を変化させて行った疲労試験結果を定性的に説明できるが、試験片が同時に製作されたものではないことや、残留応力の測定精度に問題があることから、仮説はまだ定量的には検証されていない。

第3章 仮説を利用した切欠き係数及び残留応力の推定⁽⁵⁹⁾

3.1 まえがき

第2章でも述べたように、SVボルトよりも、SGボルトの疲労強度が高くなる要因は、吉本の修正仮説⁽⁵⁵⁾を用いて定性的に説明することができる。しかし、仮説を検証するために行った過去の実験⁽³¹⁾に用いられたボルトは同一素材を用いているものの、熱処理が別々のロットで行われていることや、残留応力の測定精度に問題があった。

そこで、第3章では、SVボルトとSGボルト用ブランク（素材はSVボルトと同一）の熱処理（焼入焼戻し）を同時に行ってボルト試験片を製作し、素材の機械的性質が同じ2種類の試験片とナットの組合せについて疲労試験を行う。これらの実験結果から、両者の疲労強度の差を明らかにすると共に、切欠き係数 β を過去に提案されている方法⁽²⁰⁾で求め、得られた結果を基に描いたSVボルトに対する疲労限度線図を利用して、SGボルトのねじ谷底に発生している残留応力の値を逆に推定する。このようにして求めた切欠き係数 β については、SVボルト・ナット結合体について二次元（軸対称）弾塑性FEM解析を行い、ねじ谷底の局所的応力と公称応力の関係を求めることで求めた β との比較によって検証する。ねじ谷底の残留応力については、X線残留応力測定法を用いて実測した値⁽³¹⁾と比較し、考察を行っている。

3.2 転造後熱処理ボルト及び熱処理後転造ボルトの疲労試験

3.2.1 試験方法

図3.1に試験用ボルトの製造工程の概略を示す。実験に用いたボルトはM10×1.25、強度区分8.8及び12.9であり、すべて同一ロットの材料（SCM440：材料成分は付表3.1参照）から製作している。熱処理は、機械的性質のばらつきを最小限にするために、焼入れ処理については全て同一ロットで行い、焼戻し処理はそれぞれの強度区分ごとに製品とブランクを混在させて同時に行っている。ねじの転造加工は、油圧式丸ダイス転造盤（BAD DÜBEN, 2-NTR 16 CNC/AC）を用いて転造速度（転造時間とダイスの切込み量の関係）が同一となるように制御して行った（ブランクの転造条件及び転造荷重、並びに転造工具の形状及び寸法については付表3.2、3.3及び付図3.1参照）。このようにして製作したボルトと、組合せて使用するナットの形状及び寸法をそれぞれ図3.2及び3.3に、その仕様を表3.1及び3.2に示す。本実験では、強度区分によらず、すべてのボルトに対して同一のナット〔スタイル1、強度区分10（保証荷重応力1100MPa相当）〕を用いており、ナットの仕様（形状及

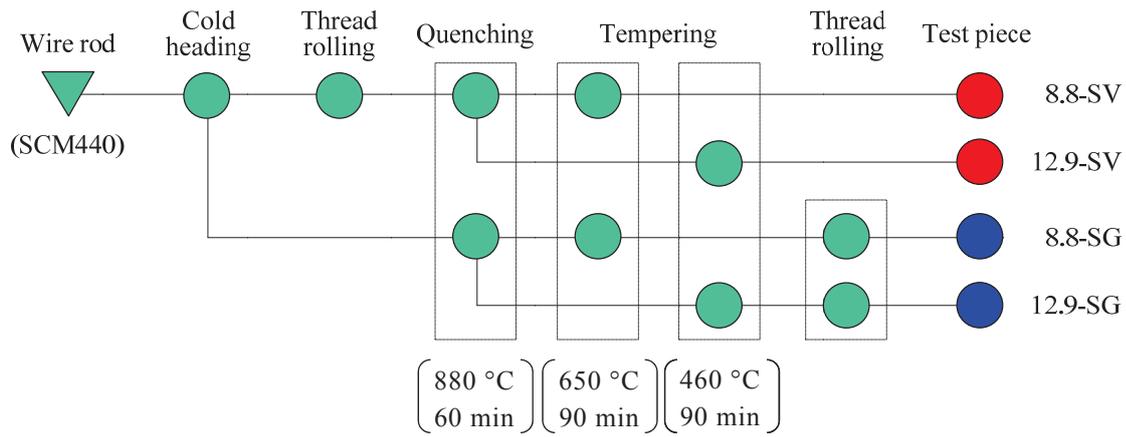


Fig.3.1 Manufacturing procedures of the test specimens

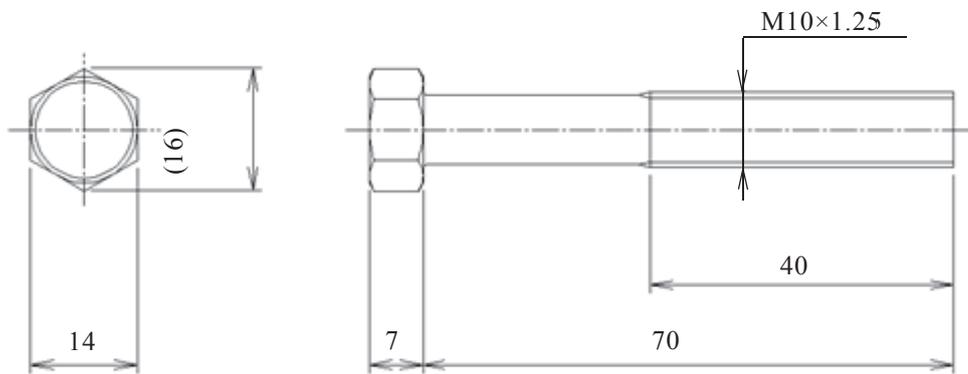


Fig. 3.2 Tested bolt

Table 3.1 Specifications of tested bolt

Material	SCM440
Heat treatment	Quenching and tempering (p.c.8.8 and p.c.12.9)
Surface treatment	Rust prevented oil

Table 3.2 Specifications of test nut

Material	S45C
Heat treatment	Quenching and tempering (32~39 HRC)
Surface treatment	Electro zinc plating and trivalent chromate coating

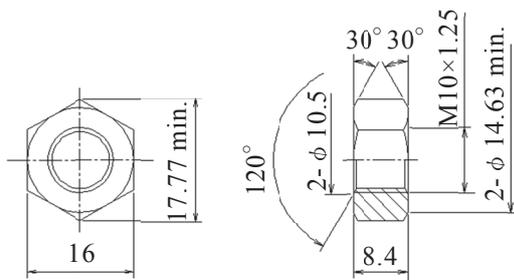


Fig. 3.3 Test nut

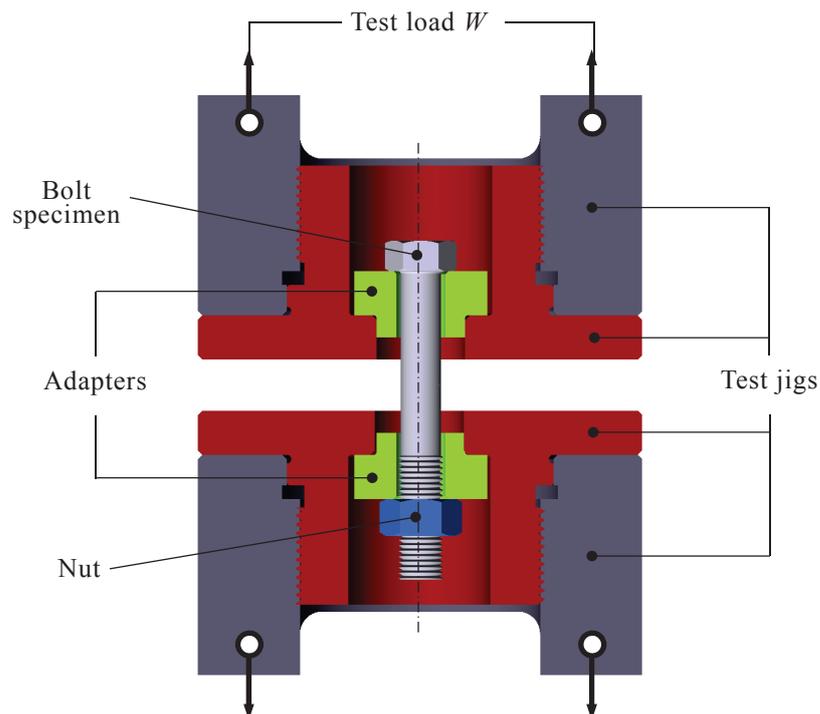


Fig. 3.4 Fatigue testing device

びピッチ精度)が疲労強度に及ぼす影響を排除しようとしている。

疲労試験は JIS B 1081 : 1997 (ISO 3800 : 1993) に規定される組合せ試験法 (14 S-N 試験法) に基づいて行い, 試験の打ち切り繰返し数についても同規格に従い, $N=5 \times 10^6$ とした. 試験におけるセットの状態を図 3.4 に示す.

吉本の仮説⁽²⁰⁾では弾完全塑性体を仮定しており, 平均応力が高い条件においてボルトの疲労強度は平均応力に依存しないため, 残留応力の有無によって差は生じないことになる. これに対し修正仮説⁽⁵⁵⁾では, 実際の材料特性により近い弾塑性体を仮定しているため, 平均応力が高い領域でも, 残留応力の影響をわずかに受けることになる. 本実験では, このような平均応力に対する依存性を確認するため, 以下のような荷重条件を選択した.

(1) 応力比一定法

通常ボルトが使用される完全引張状態のうち, 平均応力になるべく小さくなるように, 最小応力と最大応力の比を示す応力比 $R_s = 0.1$ とした. 平均応力を σ_m , 応力振幅を σ_a とすると, (3.1) 式に示す関係から, σ_m は (3.2) 式のように表すことができる.

$$R_s = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}} = 0.1 \quad (3.1)$$

$$\sigma_m = 1.22 \sigma_a \quad (3.2)$$

(2) 平均応力一定法

本実験では、 σ_m を以下の2水準に設定して行った。

(i) $\sigma_m = 0.5 R_{p0.2}$ (中間の平均応力)

(ii) $\sigma_m = 0.88 R_{p0.2}$ (高い平均応力)

ここで $R_{p0.2}$ はボルトの規格上の耐力であり、強度区分 8.8 で 640 MPa、強度区分 12.9 では 1100 MPa である。

以上の荷重条件を図 3.5 の疲労限度線図上で表すと、弾性域内で使用する場合のボルトの使用領域を示す三角形の両端及び中間を示す。中でも $R_s = 0.1$ の条件では、残留応力の影響が最も顕著に現れるものと推測される。

試験には、油圧サーボ式疲労試験機（島津製作所，サーボパルサー EHF-EB-100KN-20L）を用いており、繰返し速度はすべて 30Hz とした。試験水準を表 3.3 に示す。

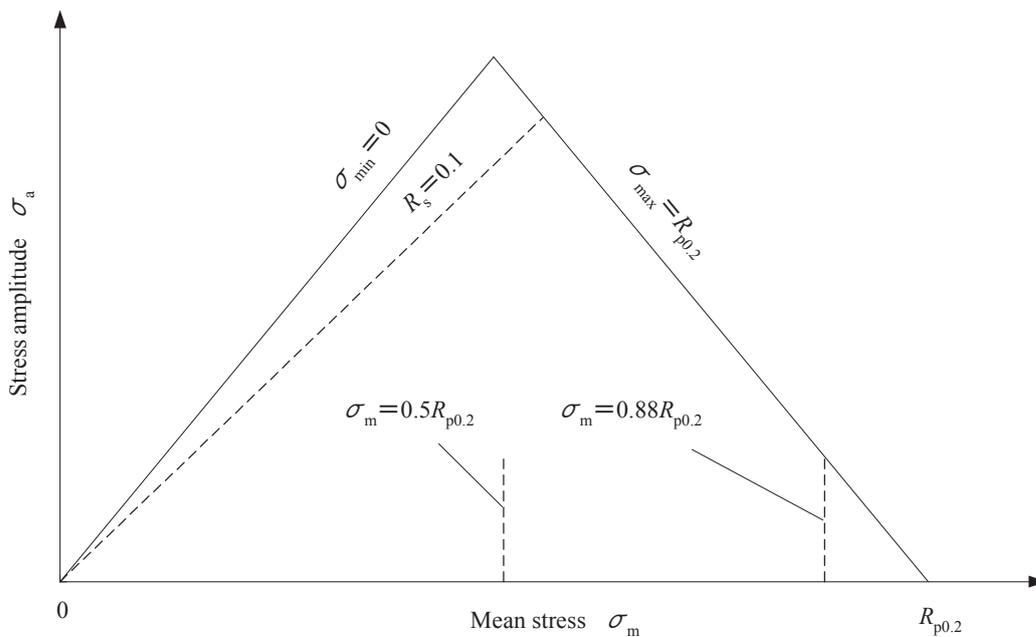


Fig. 3.5 Loading conditions of the fatigue tests

Table 3.3 Fatigue test conditions

Test No.	Property class of tested bolt	Manufacturing sequence of tested bolt thread	Loading condition
1	8.8	SV ^{*1}	$R_s = 0.1$
2		SG ^{*2}	
3		SV	$\sigma_m \cdot A_s = 19.6 \text{ kN}$ ($\sigma_m = 0.5 R_{p0.2} = 320 \text{ MPa}$)
4		SG	
5		SV	$\sigma_m \cdot A_s = 34.3 \text{ kN}$ ($\sigma_m = 0.88 R_{p0.2} = 560 \text{ MPa}$)
6		SG	
7	12.9	SV	$R_s = 0.1$
8		SG	
9		SV	$\sigma_m \cdot A_s = 33.7 \text{ kN}$ ($\sigma_m = 0.5 R_{p0.2} = 550 \text{ MPa}$)
10		SG	
11		SV	$\sigma_m \cdot A_s = 59.2 \text{ kN}$ ($\sigma_m = 0.88 R_{p0.2} = 968 \text{ MPa}$)
12		SG	

*1 : Heat treated after thread rolling

*2 : Heat treated before thread rolling

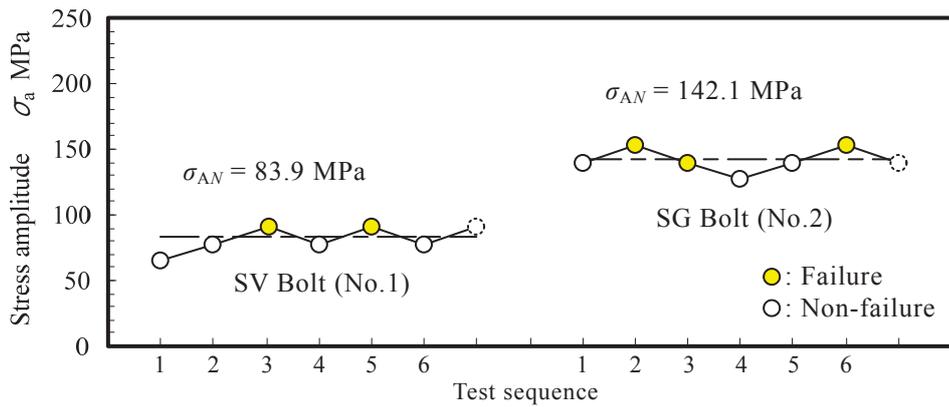
3.2.2 試験結果

表 3.3 に対する疲労試験結果（統計解析結果）を表 3.4 に、各条件におけるステアケース部の試験結果を図 3.6 及び図 3.7 にそれぞれ示す（各実験の $S-N$ 線図は付表 3.4 から 3.15 及び付図 3.2 から 3.13 参照）。JIS B 1081 では、ステアケース法の階差は、傾斜部（有限寿命領域）から求められる標準偏差 $S(\sigma_a)$ に近い値を選ぶことになっているが、試験番号 2, 4 及び 8 では、それぞれ強度区分及び荷重条件の等しい試験番号 1, 3 及び 7 と同じにして試験を行っている。

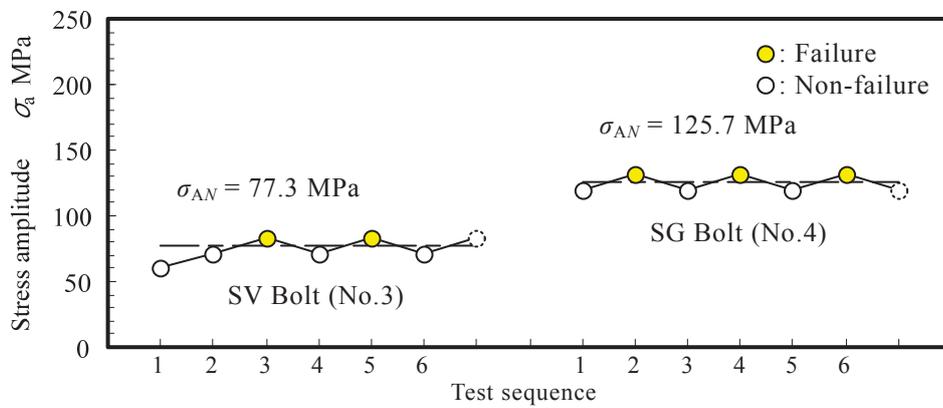
試験結果を見ると、ボルトの強度によらず、いずれの荷重条件においても、SG ボルトの方が SV ボルトよりも疲労強度が高くなっていることが分かる。また、平均荷重（応力）が高くなるに従って疲労強度は低下し、SV ボルトと SG ボルトの疲労強度の差も小さくなっていることが分かる。

Table 3.4 Fatigue test results

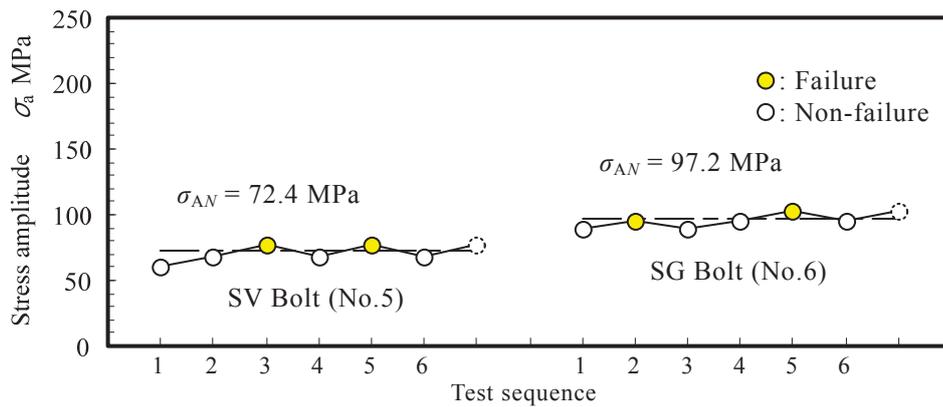
Test No.	Finite life region		Staircase region		Fracture probability p %		
	Log N = $\alpha - \beta\sigma_a$		$S(\sigma_a)$	Difference $\Delta\sigma_a$ MPa	Fatigue strength σ_{AN} MPa		
	α	β			10 %	50 %	90 %
1	7.0360	0.0116	12.6	12.6	67.8	83.9	100.0
2	—	—	—	12.6	126.0	142.1	158.2
3	7.3214	0.0152	11.5	11.5	62.5	77.3	92.0
4	—	—	—	11.5	110.9	125.7	140.4
5	6.5088	0.0114	8.3	8.3	61.8	72.4	83.1
6	7.4710	0.0154	6.2	6.2	89.4	97.2	105.1
7	7.1023	0.0121	13.8	13.8	72.1	89.9	107.7
8	—	—	—	13.8	179.2	196.9	214.6
9	7.0947	0.0137	15.7	15.7	58.3	78.5	98.8
10	7.4051	0.0133	10.4	10.4	107.3	120.6	133.9
11	6.3521	0.0114	12.3	12.3	38.6	54.3	70.1
12	7.2372	0.0148	13.7	13.7	57.5	75.1	92.7



(a) Low mean stress condition ($R_s = 0.1$)

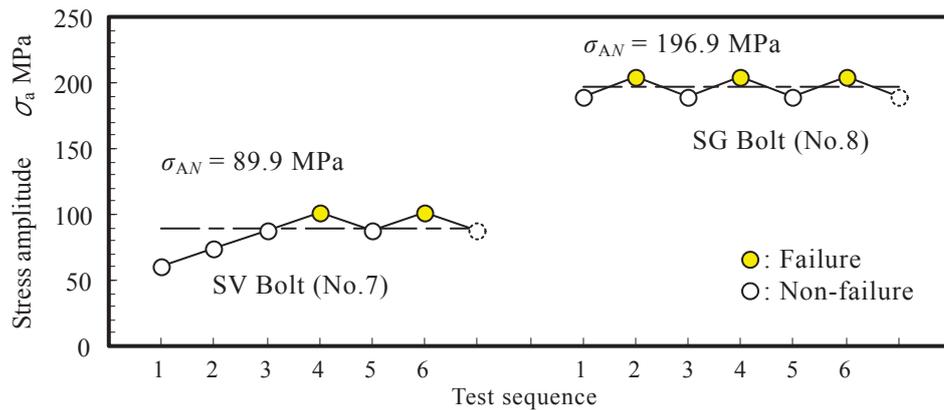


(b) Middle mean stress condition ($\sigma_m = 0.5 R_{p0.2}$)

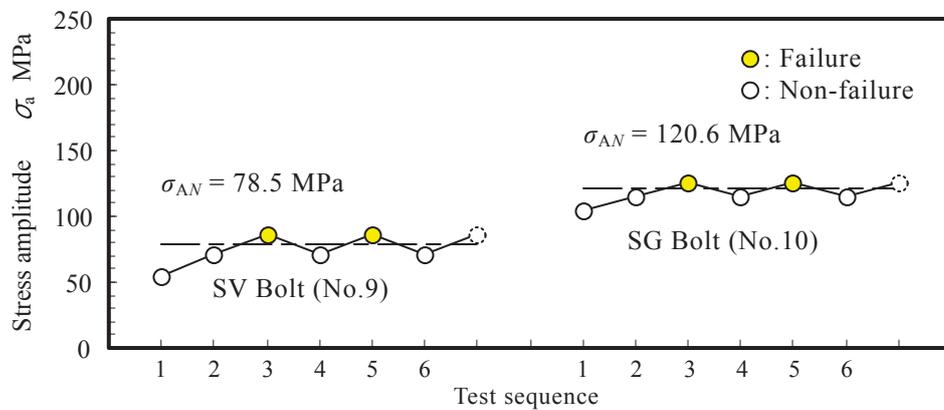


(c) High mean stress condition ($\sigma_m = 0.88 R_{p0.2}$)

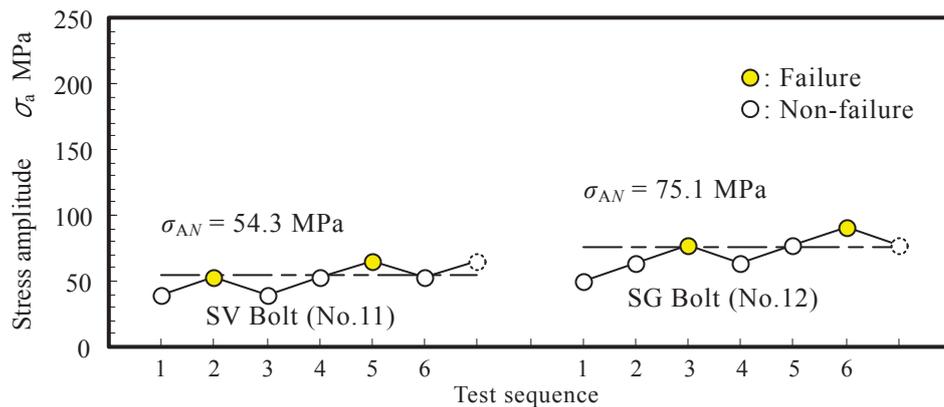
Fig. 3.6 Results from staircase fatigue test (p.c.8.8)



(a) Low mean stress condition ($R_s = 0.1$)



(b) Middle mean stress condition ($\sigma_m = 0.5 R_{p0.2}$)



(c) High mean stress condition ($\sigma_m = 0.88 R_{p0.2}$)

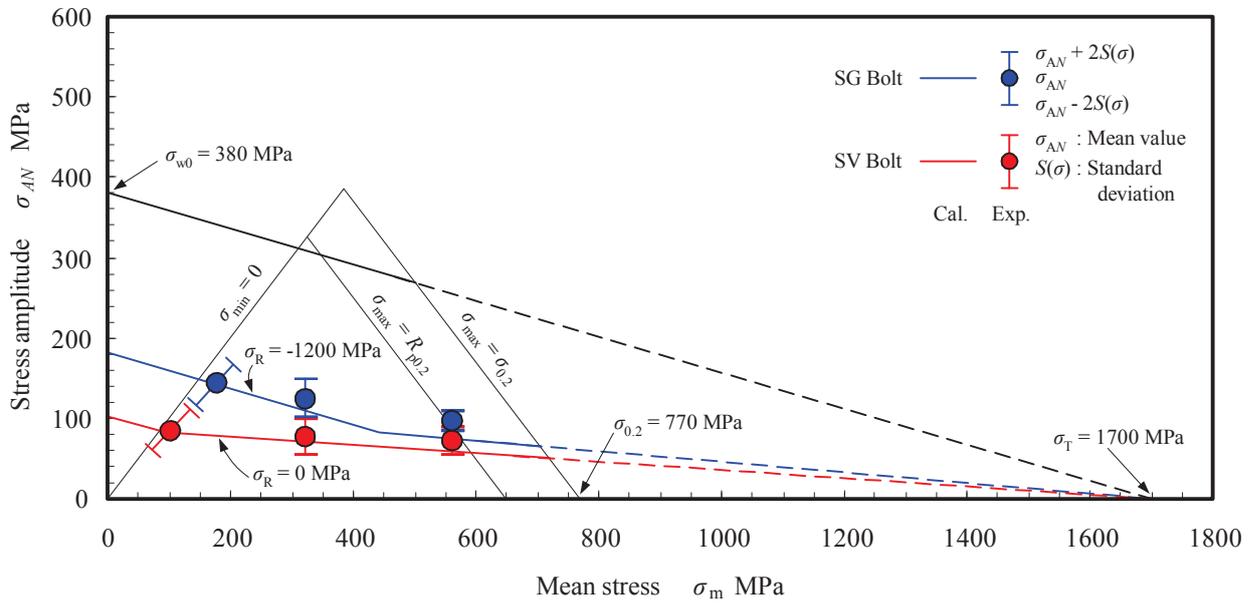
Fig. 3.7 Results from staircase fatigue test (p.c.12.9)

図 3.8 (a) 及び (b) は、実験結果を公称応力を用いて疲労限度線図にプロットしたものである。仮説による SV ボルトの疲労限度線図を作成するために用いたボルト材料（平滑試験片）の強度データを表 3.5 に示す。平滑試験片の疲労限度は西原らの方法⁽⁴⁴⁾を用いて推定しており、引張強さ σ_B 及び真破断応力 σ_T は実測値 [平滑試験片の形状及び引張試験結果（荷重－伸び線図）を付図 3.14 及び 3.15 に示す] であり、両振り引張圧縮疲労強度 σ_{w0} については、引張強さ σ_B と使用した材料を基に、文献 (57) を基に推定したデータを用いている。また、切欠き係数 β は、表 3.5 に示すように山本の実験式 (2.2) を用いて求め、更にその値を (2.14) 式に示す吉本の仮説によって修正した値を用いている。

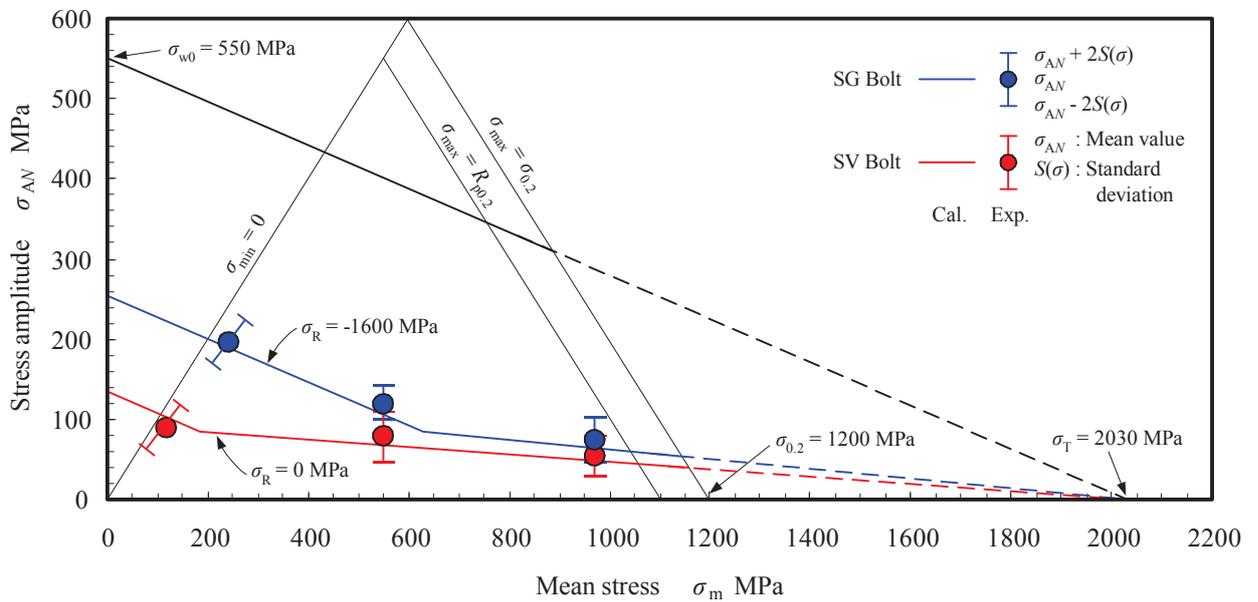
図 3.8 を見ると、先に述べたように、SV ボルトの疲労強度は、材料の局所的降伏が起こると推測される領域においても平均応力が高くなるに従って低下しており、局所的応力は材料の降伏強さを超えて以降もわずかに増加するとした修正仮説⁽⁵⁵⁾ が、実際の挙動を良く表しているといえる。ここで、SG ボルトの疲労強度増加分を仮説に従い、ねじ谷底の残留応力だけで説明できるとすると、 ϵ_0 層における残留応力は、強度区分 8.8 のボルトで $|\sigma_R| = 1200\text{MPa}$ 程度、強度区分 12.9 のボルトで $|\sigma_R| = 1600\text{MPa}$ 程度が存在することになる（ここで求めた切欠き係数 β 及び残留応力 σ_R については、3.3 節で詳しく考察する）。

Table 3.5 Values for estimation of the fatigue notch factor β

	Property class	
	8.8	12.9
Proof stress of the full size bolt $\sigma_{0.2}$ MPa	77.7	123.5
Tensile strength σ_B MPa	88.7	132.6
True fracture stress σ_T MPa	173.5	207.1
Fluctuating fatigue strength σ_{w0} MPa	38.8	56.1
Thread root radius r mm	0.18	0.18
Minor diameter d_3 mm	8.34	8.34
Nominal diameter d mm	10	10
Thread angle 2α deg	60	60
ζ_1 calculated by eq.(2.9)	11.63	17.51
ζ_2 calculated by eq.(2.10)	0.44	0.44
ζ_3 calculated by eq.(2.11)	0.98	0.98
ζ_4 calculated by eq.(2.12)	0.86	0.86
ζ_5 calculated by eq.(2.13)	0.97	0.97
Fatigue notch factor β' calculated by eq.(2.2)	5.2	7.4
Modified fatigue notch factor β calculated by eq.(2.14)	3.7	4.1



(a) Property class 8.8 bolt



(b) Property class 12.9 bolt

Fig. 3.8 Fatigue limit diagram derived from modified Yoshimoto's hypothesis

3.2.3 試験結果に対する考察

疲労強度が向上する要因として、残留応力以外にも、①ねじ転造による加工硬化の影響、②熱処理によるピッチの変化、③熱処理による表面性状の変化が考えられる。

まず、①の影響を調べるために、それぞれの試験片について硬さ分布の測定及び製品の引張試験を行った。図 3.9 及び図 3.10 にこれらの結果を示す。

硬さ分布（図 3.9）においては、いずれの強度区分においても、SG ボルトにおいてねじ谷底表面付近の硬化が見られ、また図 3.10 では製品の引張強さに若干の増加が現れているが、増加量は 1 % 程度であり、それが材料の疲労強度に直接的に影響を及ぼすとは思われない。

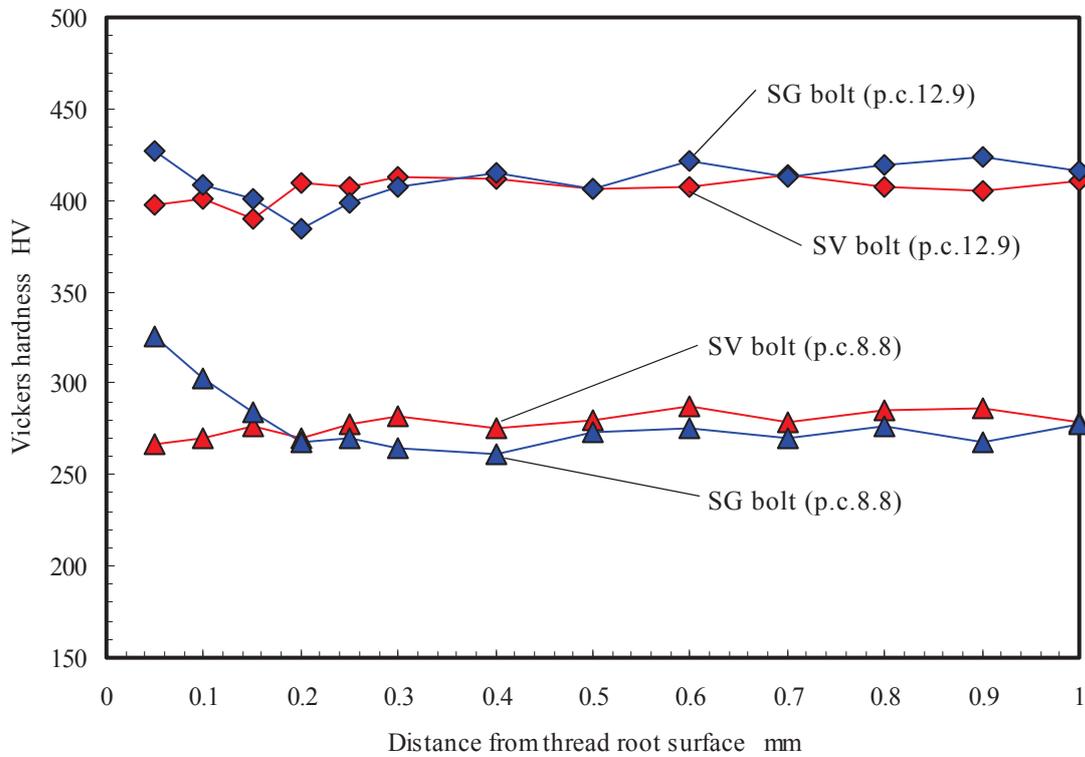
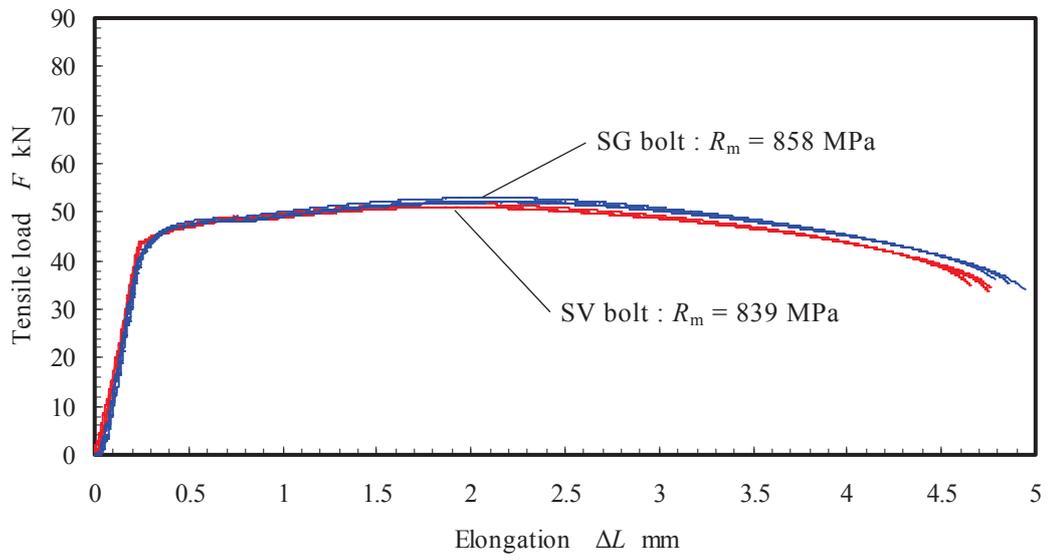
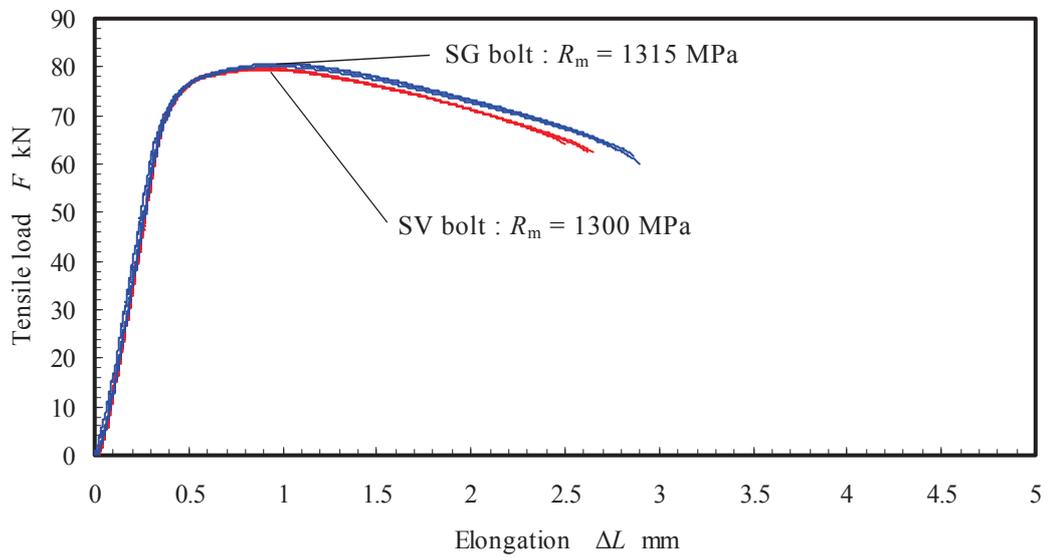


Fig. 3.9 Vickers hardness distribution around the thread root of SV and SG specimen



(a) p.c.8.8



(b) p.c.12.9

Fig. 3.10 Load-elongation curves derived from tensile test for full-size bolts

次にピッチの影響 (②) について検討する。

図 3.11 は、ねじ転造と熱処理の製造工程の順序の違いによるピッチの変化を測定した結果である。結果は、ボルトの先端から 5 山目を基準として整理している。測定結果から、SG ボルトに比べて SV ボルトの方がピッチの縮みが大きくなっていることがわかる。ナットに対してボルトのピッチが縮むと、第 1 ねじ谷底の応力集中が軽減され、ボルトの相対的ピッチ差が 0.3 ~ 0.6 % の範囲で最も軽減されるという結果が得られている⁽⁶⁰⁾。今回の実験では SV ボルトのピッチの縮み量の方が大きく、他の因子の影響がない場合、SV ボルトの方が疲労強度が高くなると考えられる。

また、転造後熱処理及び熱処理後転造という製造工程の順序の違いにより、ねじ谷底表面の表面性状に差異が生じると考えられる (③)。

文献 (61) によれば、表面粗さ $R_a = 6.3 \mu\text{m} \sim 10 \mu\text{m}$ 程度で切欠き係数が 10 % 程度増加するというデータが示されているが、その影響は限定的であり、図 3.8 の結果において SV ボルトと SG ボルトの疲労強度に差異を生じた主因は、ねじ谷底の残留応力であると推察される。

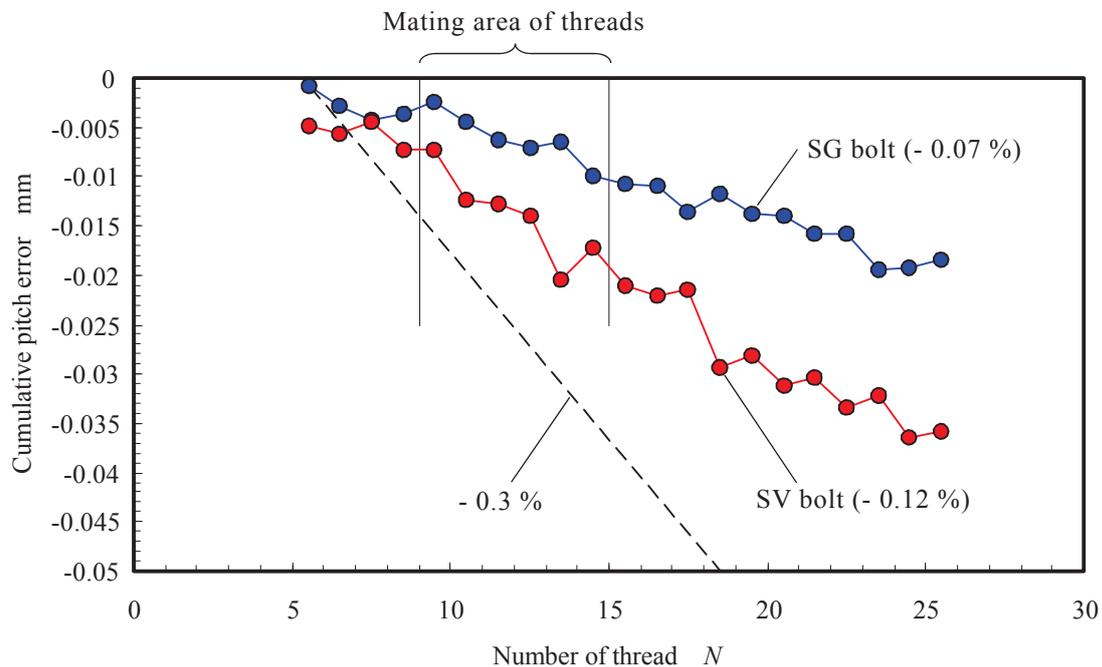


Fig. 3.11 Cumulative pitch error of SV and SG bolt specimen

3.3 切欠き係数及び残留応力に関する考察

3.2 節において、実験結果と仮説を基に、切欠き係数 β とねじ谷底の残留応力 σ_R の値を推定した。3.3 節では、二次元軸対称 FEM 解析を利用して、SV ボルト・ナット結合体を対象に、ねじ谷底における局所的応力の変動（公称応力と局所的応力の関係）について調べ（3.3.1 項～3.3.2 項）、この結果から切欠き係数を求める（3.3.3 項）ことで、推定値との比較を行う。また、残留応力については、萩原ら⁽³¹⁾が X 線回折法を用いて測定したねじ谷底の残留応力と実験結果における推定値との比較を行う（3.3.4 項）ことで、両因子についての考察を行う。

3.3.1 解析モデル及び解析方法⁽⁶²⁾

図 3.12 及び表 3.6 に FE モデルとねじ部の寸法を、図 3.13 にボルトの材料特性を示す。材料特性はいずれも、ボルト製品から削り出した平滑試験片の引張試験と、同試験を模擬した FEM 解析から得られる荷重－伸び線図が一致するように試行錯誤的に求めた値⁽⁶³⁾である。

図 3.14 に、ボルト製品の荷重－伸び線図を、実験結果と解析結果を比較して示す。これを見ると、試験結果と同様、計算で求めた線図にも明瞭な降伏点は現れておらず、計算結果と実験結果は極めてよく一致している。文献（63）の結果では、計算値より実験値の方が若干低くなる傾向が見られたが、これは、モデルの寸法（外径、

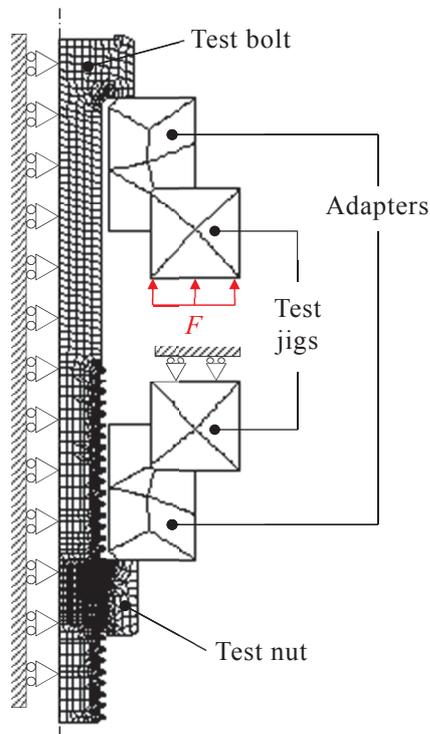


Fig. 3.12 FE model

Table 3.6 Specifications of FE model of bolt/nut assembly

Bolt	
Major diameter d mm	9.857
Pitch diameter d_2 mm	9.066
Minor diameter d_3 mm	8.340
Thread root radius r mm	0.186
Thread pitch P mm	1.2483
Nut	
Minor diameter D_1 mm	8.650
Pitch diameter D_2 mm	9.268
Thread pitch P mm	1.2503
Condition of contact surface	
Coefficient of friction μ	0.2

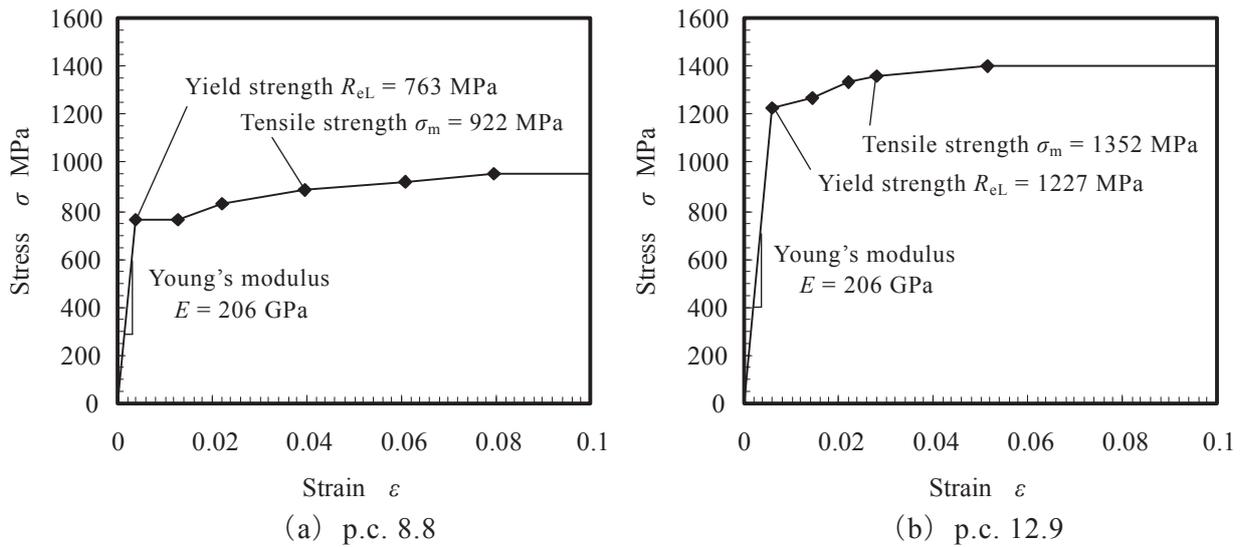


Fig. 3.13 Material properties for the FE model

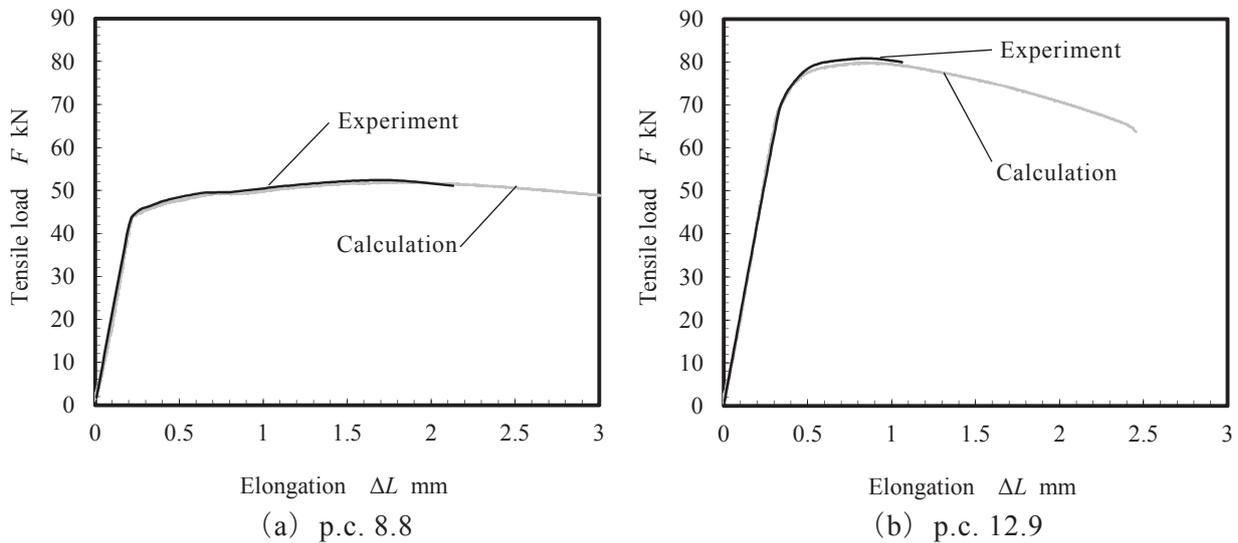


Fig. 3.14 Comparison between load/elongation curves derived from experiment and FE simulation for the M10×1.25 full-size bolt

有効径及び谷の径) を実測値ではなく、公差域の中央値に設定したためであったことを確認している。これは、リードを持たない軸対称モデルによって、実際の製品の引張試験結果を精度良くシミュレートできることを示しており、厳密に設定したボルトの寸法及び材料特性を用いることで、ボルト製品の引張試験における最大荷重点までの挙動を精度良くシミュレートできることがわかる。

従来は、有効断面積を計算するための等価直径 $[(d_2+d_3)/2]$ が谷の径より大きくなることの根拠は、ねじのリードの存在による軸直角断面積の増加の影響と説明されてきた。もしこのことが事実であれば、最弱断面の直径が d_3 となる軸対称モデルでは、破断荷重は実際のボルト製品よりかなり低くなるはずであるが、図 3.14 の結果では、リードの有無は負荷能力に影響を及ぼしていない。このことは、ボルトに引

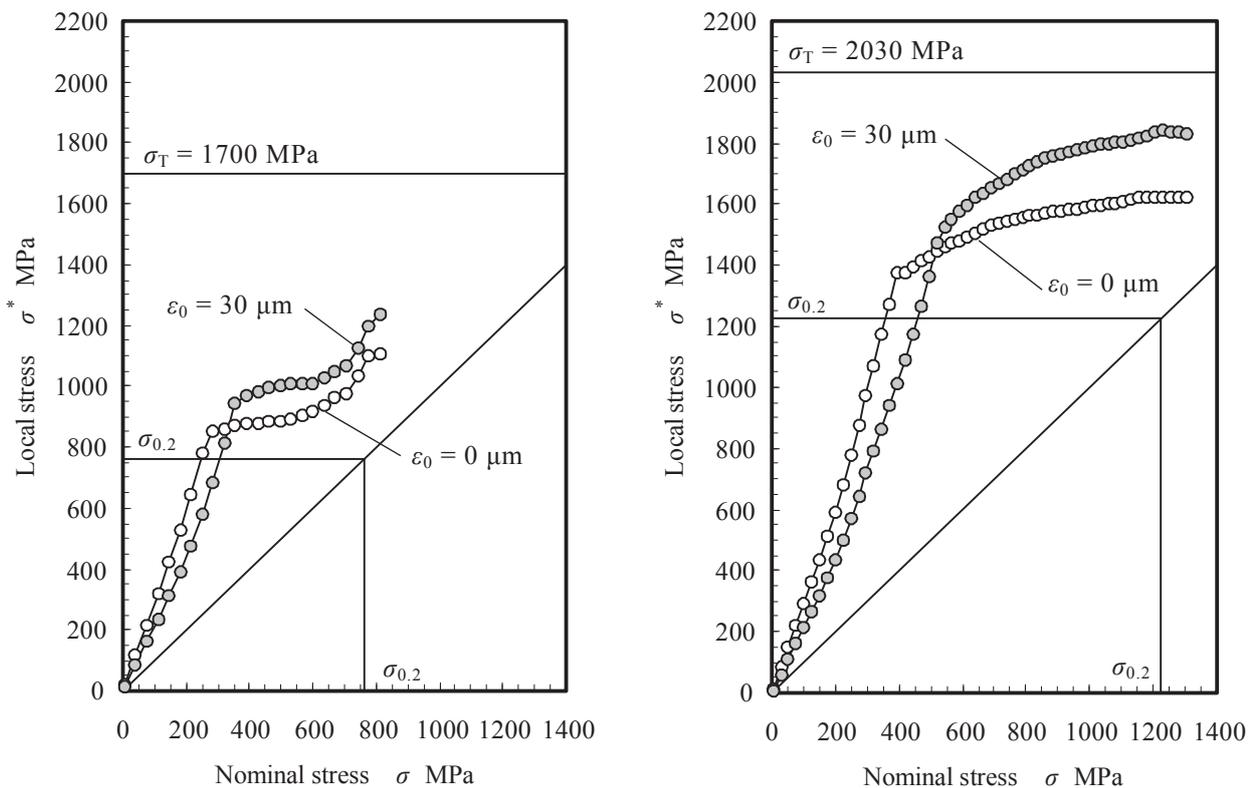
張荷重を作用させた際のねじ部における公称応力を二次元軸対称 FEM 解析によって正確に計算できることを示しており、ねじ谷底の局所的応力についても、正確に求められる可能性が十分にあると言える

3.3.2 解析結果

図 3.15 は、ボルトに引張荷重を作用させた場合に、石橋の仮説における ε_0 の値を $0 \mu\text{m}$ 及び $30 \mu\text{m}$ と仮定した場合の、公称応力と第 1 ねじ谷底 ε_0 層における局所的応力の関係を示した図である。この結果を見ると、二次元軸対称 FEM 解析によって求められた公称応力と局所的応力の関係は、修正仮説に示される公称応力と局所的応力の関係（図 2.9）と良く対応しているが、詳細に観察すると、次のような特徴があることが分かる。

- (1) 局所的応力が材料の降伏強さより小さい範囲でも、 ε_0 層における局所的応力と公称応力の関係は線形にはならない
- (2) 局所的応力が材料の降伏強さに達する付近で、 ε_0 層における局所的応力の方が、表面 ($\varepsilon_0 = 0 \mu\text{m}$) の応力より大きくなる傾向があり、その様子は材料特性によって若干異なる

このうち、(1) は、公称応力で表された疲労限度線図上で、ボルトの疲労限度が曲線的に変化する（図 2.9 に示す β 及び γ は一定ではない）ことを示しており、(2) は、平均応力が高くなると、動的な負荷を受ける場合の最小応力が、最大応力の影響によって変化することを示唆している。従って、これらのことを考慮すれば、ボルトの疲労強度を推定するためには、ねじ谷底の局所的な応力変動に基づいた評価が必要であるといえる。



(a) p.c.8.8

(b) p.c.12.9

Fig. 3.15 Relationship between nominal stress and local stress

次に、疲労試験結果から得られた疲労限度の負荷条件（公称応力の変動）に対応する、ねじ谷底 ε_0 層（ $\varepsilon_0 = 30 \mu\text{m}$ ）の局所的応力変動を図 3.14 から求め、平滑材の疲労限度との比較を行う。

図 3.16 (a) 及び (b) は、強度区分 8.8 及び 12.9 の SV ボルトについて求めた局所的負荷を平滑材の疲労限度と比較した結果を疲労限度線図にプロットして示した図である。両図は公称応力ではなく、局所的応力を用いて作成しているため、平滑材とボルトの疲労強度を直接比較することができる。

結果を見ると、平均応力が高い 2 条件（ $\sigma_m = 0.5 R_{p0.2}$ 及び $\sigma_m = 0.88 R_{p0.2}$ ）ではボルトの局所的負荷は平滑試験片の疲労限度に近い値を示しているが、平均応力が低い $R_s = 0.1$ の条件では大幅に下回っている。これは、第 1 ねじ部と嵌合するナットのねじ山形状が、不完全山から完全山に変化することにより生じる応力の不均一（めねじねじ山の形状の影響）を正確に再現できていないことが原因と推測する（詳細は 3.3.3 項で考察する）。

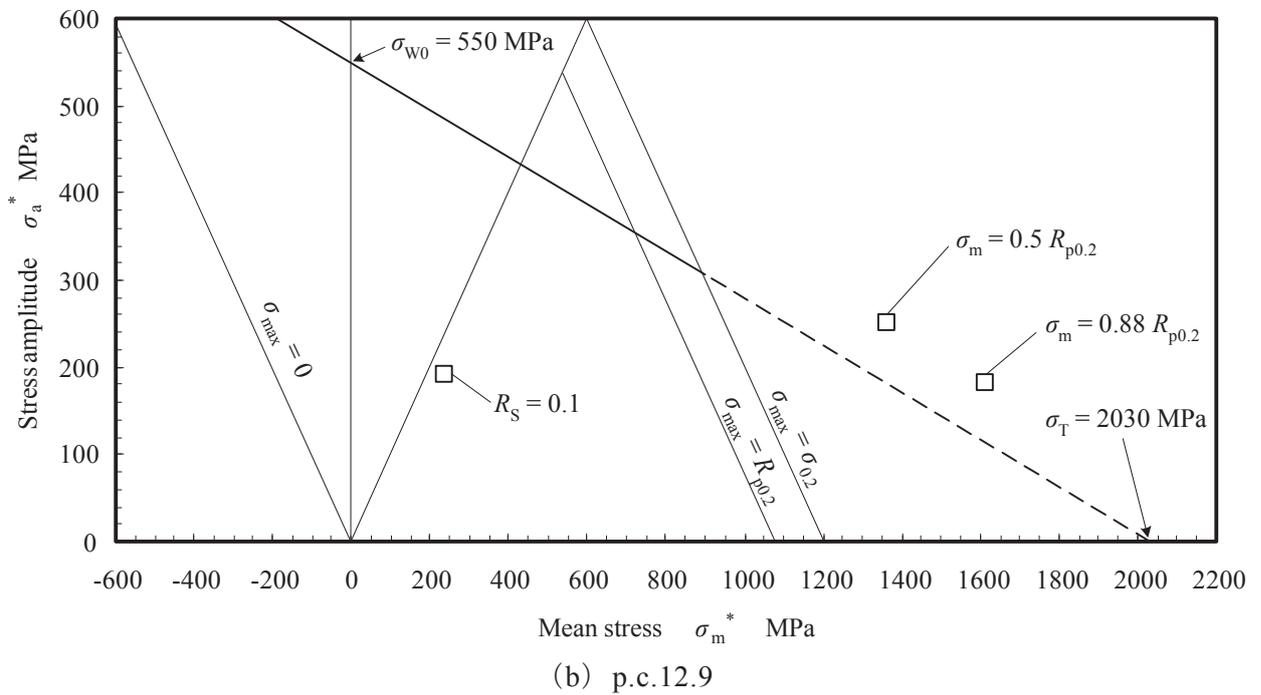
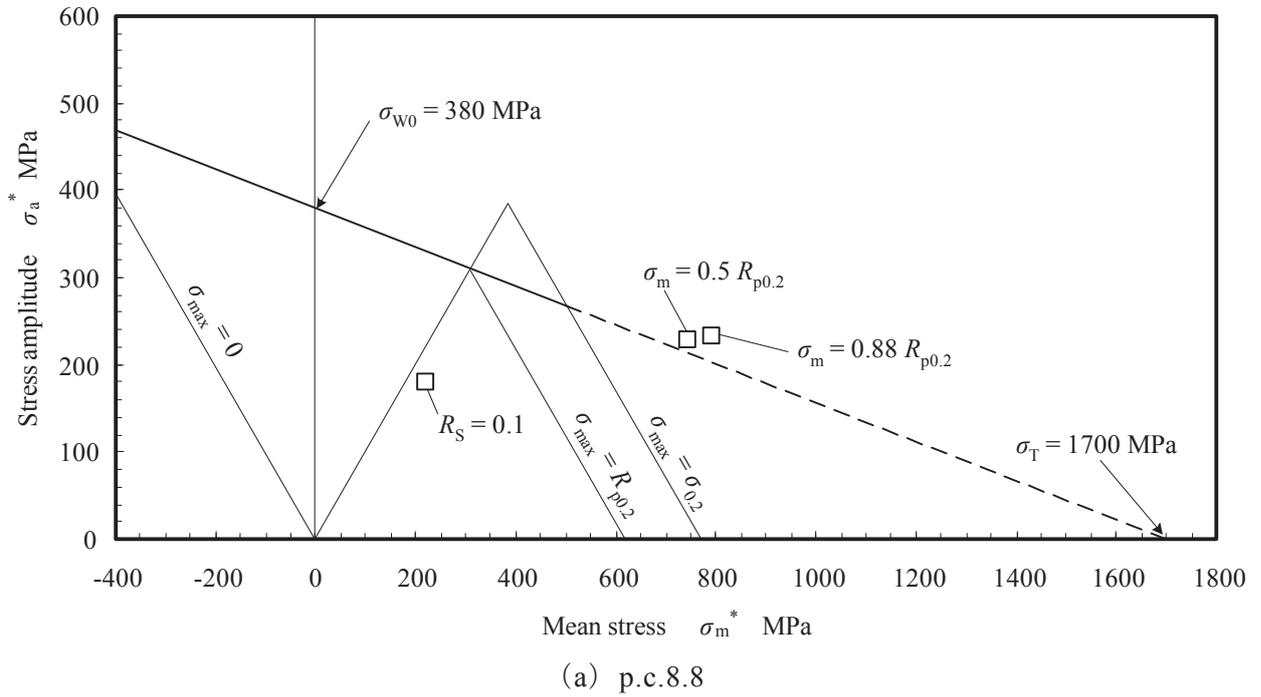


Fig. 3.16 Comparison between the fatigue strength of the notch free specimen and that of local stress at the thread root of the bolt in bolt/nut assembly ($\epsilon_0 = 30 \mu\text{m}$)

3.3.3 切欠き係数に関する考察

疲労試験に用いた SV ボルトの第 1 ねじ谷底における応力集中係数 α ($\epsilon_0 = 0 \mu\text{m}$) 及び、切欠き係数 β ($\epsilon_0 = 30 \mu\text{m}$) について、3.3.2 項の FEM 解析結果から求めた値を図 3.17 に示す。また、表 3.7 に、このようにして求めた α 及び β の平均値を、3.2 節で式 (2.14) から求めた値と比較して示す。

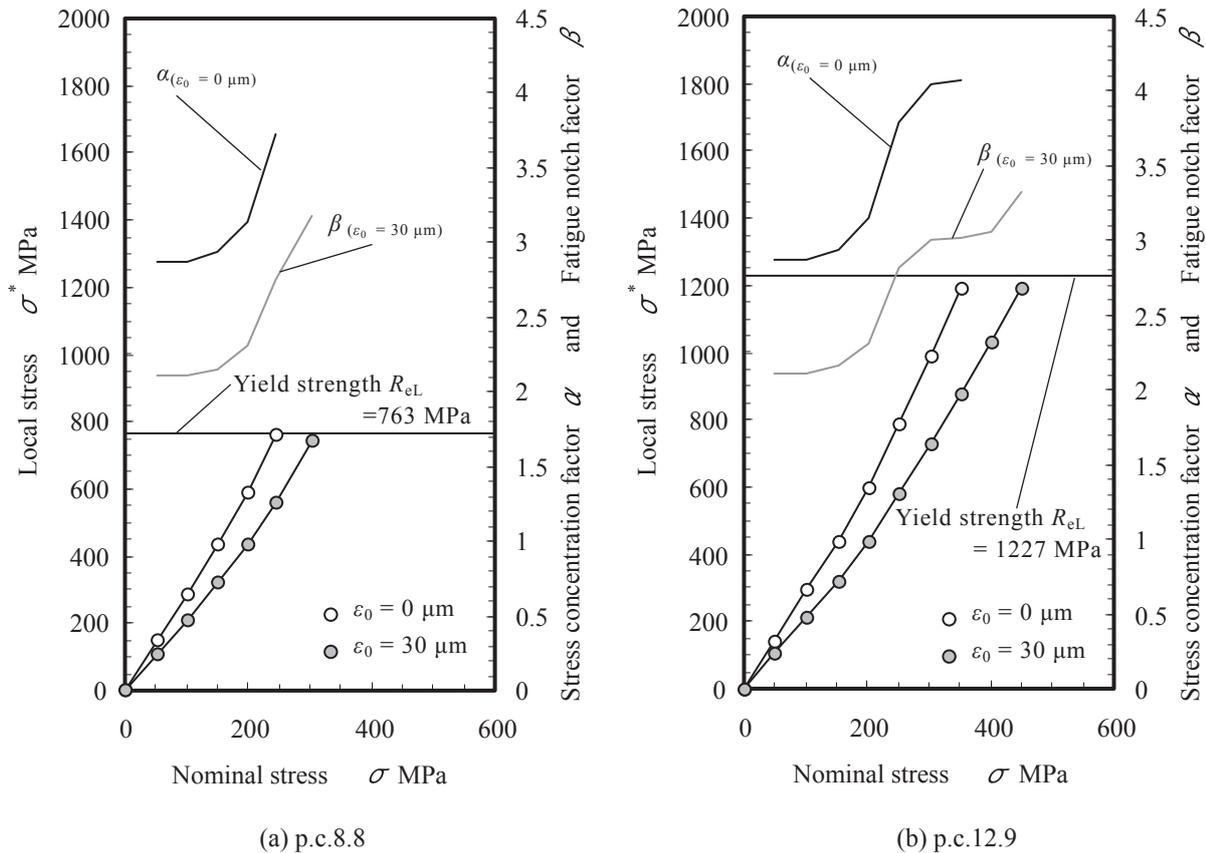


Fig. 3.17 Concentration factor α and fatigue notch factor β calculated by FEM analysis for the first thread root of a bolt in bolt/nut assembly

Table 3.7 Fatigue notch factor β calculated by equation (2.14) and FEM

	Equation (2.14)	FEM	
		$\epsilon_0 = 0 \mu\text{m}$	$\epsilon_0 = 30 \mu\text{m}$
p.c.8.8	3.7	3.11	2.44
p.c.12.9	4.1	3.39	2.66

これらの結果から、以下のようなことが言える。

- (1) 式 (2.14) から求められた β は、二次元弾塑性 FEM 解析によって求められたねじ谷底最表面 ($\varepsilon_0 = 0 \mu\text{m}$) での値 (α) より大きい。
- (2) β の値は、強度区分 12.9 の方が 8.8 よりもわずかに大きく、その傾向は式 (2.14) と二次元弾塑性 FEM 解析で変わらない。
- (3) ボルトに作用する公称応力が小さい領域 (150 MPa 程度まで) において β の値はほぼ一定値を示すが、この範囲を超えると β の値は大きくなる

(1) 及び (3) は、ボルト・ナット結合体において疲労破壊の起点となる第 1 ねじ谷底の局所的応力変動が、かみ合うめねじ (ナット) の第 1 ねじ山の形状や、作用する荷重の大きさによって複雑に変化することを示している。(2) は、材料そのものの疲労強度は、強度区分 (静的強度) と共に高くなるが、ねじ (切欠き) の存在及びその形状によって、ボルトとしての疲労強度はそれほど上昇しないことを示唆していると考えられる。ボルトの疲労強度に対し、強度区分の影響が有意であったとする吉本ら⁽¹⁸⁾の報告がある一方で、VDI2230 Blatt1 (2003)⁽⁵⁶⁾ではボルトの静的強度が疲労強度に及ぼす影響について言及していないのは、後者の見解が、製造上発生する材料強度や形状のばらつきを考慮してのことであると推測する。

3.3.4 残留応力に関する考察

表 3.8 に、疲労試験結果から仮説に基づいて推測した、疲労強度に影響を及ぼす ε_0 層 ($\varepsilon_0 = 30 \mu\text{m}$ と仮定) における残留応力の値と、萩原ら⁽³¹⁾が X 線残留応力測定法を用いて実測した値を比較して示す。

今回の実験に用いたボルト試験片が M10×1.25, 強度区分 8.8 及び 12.9 であるのに対し、萩原らの実験で製作したボルトは M10, 強度区分 8.8 である。強度区分は同一でも、材料や熱処理条件、ピッチの違いによるねじ谷底丸みの径が違うこと、更には仮定した ε_0 の値が異なることを考慮しても、両者の差は約 6 倍と非常に大きい。このことから、仮説の定量的な検証やボルトの疲労強度推定のためには、ねじ谷底の残留応力の値を正確に把握することが重要であると言える。

Table 3.8 Comparison of the compressive axial residual stress at the thread root of the bolt derived from estimation and X-ray measurement

	Estimation	Measurement ⁽³¹⁾
p.c.8.8	1200 ^{*1}	270 ^{*2}
p.c.12.9	1600 ^{*1}	—

: MPa

*1 : $\varepsilon_0 = 30 \mu\text{m}$, *2 : $\varepsilon_0 = 50 \mu\text{m}$

3.4 まとめ

本章では、製造条件を厳密にコントロールして製作したボルトとナットを組合せて疲労試験を行い、切欠き係数及び残留応力の推定を行った。そのまとめを以下に示す：

- (1) 疲労試験を行ったところ、強度区分 8.8 及び 12.9 いずれのボルトにおいても平均応力が高くなると、疲労強度は低下した。
- (2) SV 及び SG ボルトの疲労強度を比較すると、いずれの試験条件においても SG ボルトの方が疲労強度は高くなったが、平均応力が高くなると、その差は小さくなった。
- (3) 強度区分 8.8 の SG ボルトに 1200 MPa, 強度区分 12.9 の SG ボルトに 1600 MPa の圧縮残留応力がねじ谷底に存在すると仮定すると、SV ボルトと SG ボルトの疲労強度の差を、残留応力の差だけで説明できる。
- (4) 二次元弾塑性 FEM 解析によって切欠き係数 β (平均応力に対する局所的応力の増加率) を計算したところ、 β は直線性を示さないことがわかった。
- (5) 今回の疲労試験から仮説を利用して推定される残留応力の値は、過去に行われた X 線残留応力測定結果と比較すると 6 倍ほど大きくなっていることから、ボルトの疲労強度を製造段階で推定できるようにするためには、ねじ谷底の残留応力及び局所的応力の変動を正確に把握する必要があると考えられる。

第4章 ダブルナットを利用した疲労強度推定仮説の検証⁽⁶⁴⁾

4.1 まえがき

第3章では、SV及びSGボルトとナットの組合せに対して疲労試験を行い、SGボルトの疲労強度上昇を確認した。さらに、吉本の仮説⁽²⁰⁾を利用して、SGボルトのねじ谷底 ε_0 層における残留応力の値を推定したところ、強度区分8.8のボルトで1200 MPa、12.9のボルトで1600 MPa程度の圧縮残留応力が存在すれば、疲労強度の上昇を説明できることがわかった。しかし、このような大きな残留応力はこれまでに測定されておらず、また、3.2.3項で考察したように、SGボルトとSVボルトの間で他の因子の影響が完全には排除されていない。そこで本章では、ねじ谷底の軸方向圧縮残留応力の影響を定量的に評価することを目的として、回転ゆるみを防止するための方策として広く用いられるダブルナット締結に着目する。

ダブルナットを締付ける際には、上ナットと下ナットを相対的に逆回転させる“羽交い締め”を行う。この時に発生するロック力は、ねじ谷底に圧縮応力を生じさせる。

吉本の仮説⁽²⁰⁾及び萩原らの修正仮説⁽⁵⁵⁾では、ねじ谷底に生じている残留応力を純粋な局所的応力の変化（平均応力のシフト）と捉えているため、ロック力を作用させることによって、類似の状況を作り出すことができ、その疲労強度の変化を議論することが仮説の検証に繋がる。

ここでは、ボルトに組合せる下ナットの厚さを変えた2種類のダブルナット結合体に対し、異なるロック力（ロックトルク）を作用させた状態で疲労試験を行い、通常のボルト・(シングル)ナット結合体の疲労試験結果と比較すると共に、二次元弾塑性FEM解析によって、ナットとかみ合うボルトねじ谷底の局所的応力変動を求めることで、ロック力が疲労強度に及ぼす影響を確認している。

4.2 ダブルナット締結における締付け力とロック力の関係

図4.1に、ダブルナット締結の“下ナット逆転法”を示す。この方法の手順は以下の通りである。

- (1) 下ナットを T_1 なるトルクで締付け、締付け力 F を発生させる[図4.1(a)]
- (2) 上ナットを T_2 ($\approx T_1$) なるトルクで締める。この時、被締付け物に作用する締付け力は F のままである[図4.1(b)]
- (3) 上ナットが回転しないように固定した状態で、下ナットをゆるめ側に回転させ、 T_{loc} なるロックトルクを作用させる。この時、上ナットと下ナットの間でロック力 F_{loc} が発生するが、上ナットを固定しているため、締付け力 F' は、手順(1)の F のまま、ほぼ変化しない[図4.1(c)]

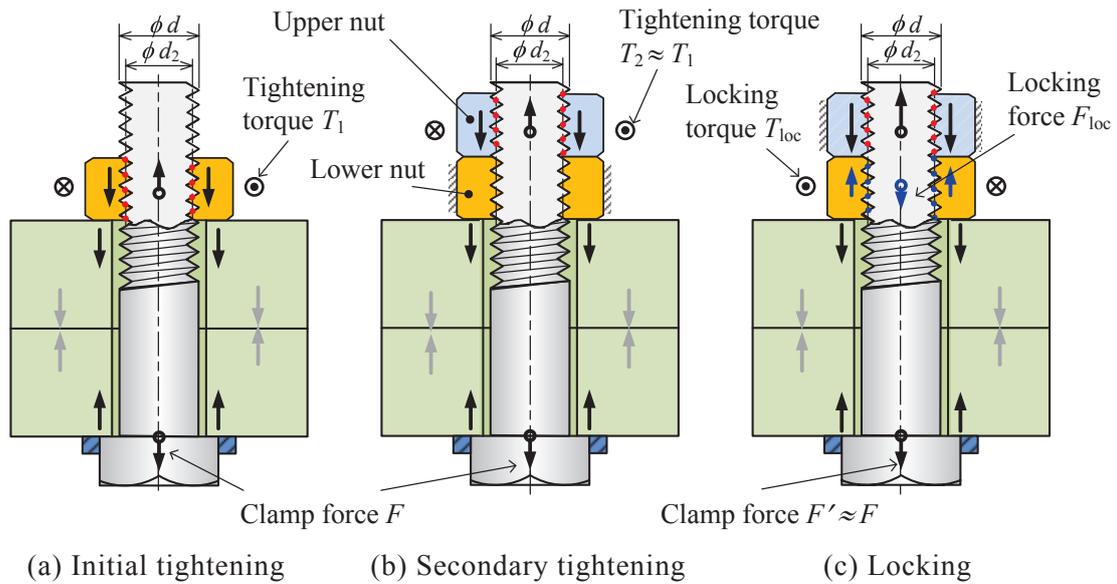


Fig. 4.1 Typical tightening procedure of bolt/double nuts assembly

手順(3)に示す、上ナットと下ナットを相対的に逆方向に締める行為を“羽交い締め”と呼び、これによってロッキング力を発生させることができる。手順(3)で下ナットを固定し、上ナットを更に締めること(上ナット正転法)でもロッキング力は発生するが、この場合の締付け力とロッキング力の関係は、かみ合いねじ部における軸方向の隙間量に依存することになり、厳密に締付け力を管理することは難しい。

ダブルナット締結は、締付け力が十分高く発生させられない場合の回転ゆるみ止めとして用いられることが多いが、締付け力の管理を行う必要があることは、一般の締結部位と全く同じであると同時に、ロッキング力がゆるみ特性に大きく影響する⁽⁶⁵⁾ことから、ダブルナット締結を行う場合には、下ナット逆転法が推奨されている⁽⁶⁶⁾。

4.3 疲労試験

4.3.1 試験方法

試験片はすべて、第3章の疲労試験で用いたボルトと同一ロットで製作されており、サイズは M10×1.25、強度区分 12.9 の転造後熱処理品である（形状と仕様は図 3.2 及び表 3.1 参照）。ナットは JIS B 1080（ねじ部品 - 引張疲労試験 - 試験方法及び結果の評価）に規定されるスタイル 1 ナット（最小ナット高さ 8.4 mm：形状と仕様は図 3.3 及び表 3.2 参照）及び、強度区分 10 相当のスタイル 3 ナット（最小ナット高さ 5 mm：形状と仕様は図 4.2 及び表 4.1 参照）である。なお、規格では強度区分 12.9 のボルトと強度区分 10 のナットの組合せは奨励されていないが、このナットを単独で使用した強度区分 12.9 のボルトに対する疲労試験でも問題が無いことは、第3章の疲労試験によって確認している。

図 4.3 に疲労試験におけるセット状態及び荷重条件を、表 4.2 に試験の組合せを示す。ボルト・ダブルナット結合体の試験は、上記ボルトとナットの組合せに対して開放状態で行い、(a) シングルナット結合体、(b) 上下共にスタイル 1 ナットを用いたダブルナット結合体（初期ロックングトルク $T_{loc} = 1 \text{ N}\cdot\text{m}$ ）、(c) 上下共にスタイル 1 ナットを用いたダブルナット結合体（ $T_{loc} = 40 \text{ N}\cdot\text{m}$ ）及び (d) 下ナットにスタイル 3 ナットを用いたダブルナット結合体（ $T_{loc} = 40 \text{ N}\cdot\text{m}$ ）の 4 種類の締結状態を対象として行った。図 4.1 と図 4.3 を比較すると、試験の荷重条件は $F = W_{min}$ で締付けられたねじ締結体に、 $0 \sim W_{max}$ の繰返し荷重が作用する場合と等価になる⁽⁶⁷⁾。なお、ロックング力をコントロールするためにねじ面及び座面を潤滑状態にしており、上ナットの座面とねじ面、それらと接する下ナットの座面、ボルトねじ面に二硫化モリブデン塗布し、その他の接触面は無潤滑とした。なお、事前に締付け試験機を用いて測定したトルク（回転角）と軸力の関係（付図 4.1）から、二硫化モリブデン塗布部の摩擦係数 μ は $\mu = 0.074$ であり、 $T_{loc} = 40 \text{ N}\cdot\text{m}$ でのロックング力はおよそ 35 kN となることが分かっている。

疲労試験は、遷移領域のステアケース部で試験片 6 本を用いて行う。試験条件は、平均応力が低い $R_s = 0.1$ ($\sigma_m = 1.22 \sigma_a$) とした。これは、疲労強度に及ぼすロックング力の影響を大きくさせたいためである。また、手締めでロックングを行うため、ロックング力のばらつきが発生することを考慮して、階差を $\Delta\sigma_a = 20 \text{ MPa}$ とした。疲労試験には島津サーボパルサー-EHF-EB100kN-20L を使用し、繰返し速度は全ての試験で 30Hz とし、試験の打ち切り繰返し数は、 $N=5 \times 10^6$ とした。

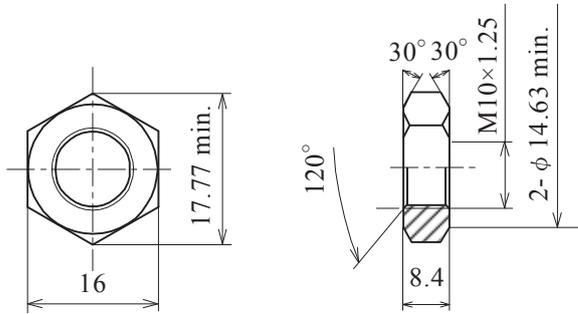


Fig. 4.2 Test nut (Style3)

Table 4.1 Specifications of test nut
(Style3)

Material	S45C
Heat treatment	Quenching and tempering (32~39 HRC)
Surface treatment	Electro zinc plating and trivalent chromate coating

Table4.2 Fatigue test conditions

Symbol	(a) S-N	(b) D-N/N-1	(c) D-N/N-40	(d) D-N/T-40
Thread $d \times P$	M10×1.25			
Bolt	p.c.12.9			
Nut	Upper	—	p.c.10, Style1 ^{*1}	p.c.10, Style1 ^{*1}
	Lower	p.c.10, Style1 ^{*1}	p.c.10, Style1 ^{*1}	p.c.10, Style3 ^{*2}
Locking torque T_{loc} N·m	—	1	40	
Loading condition	$R_s = W_{min}/W_{max} = 0.1$			
Lubricant for locking	—	MoS ₂ paste		

^{*1} : Normal nut (nut height $m = 8.4$ mm)

^{*2} : Thin nut (nut height $m = 5$ mm, machined from normal nut)

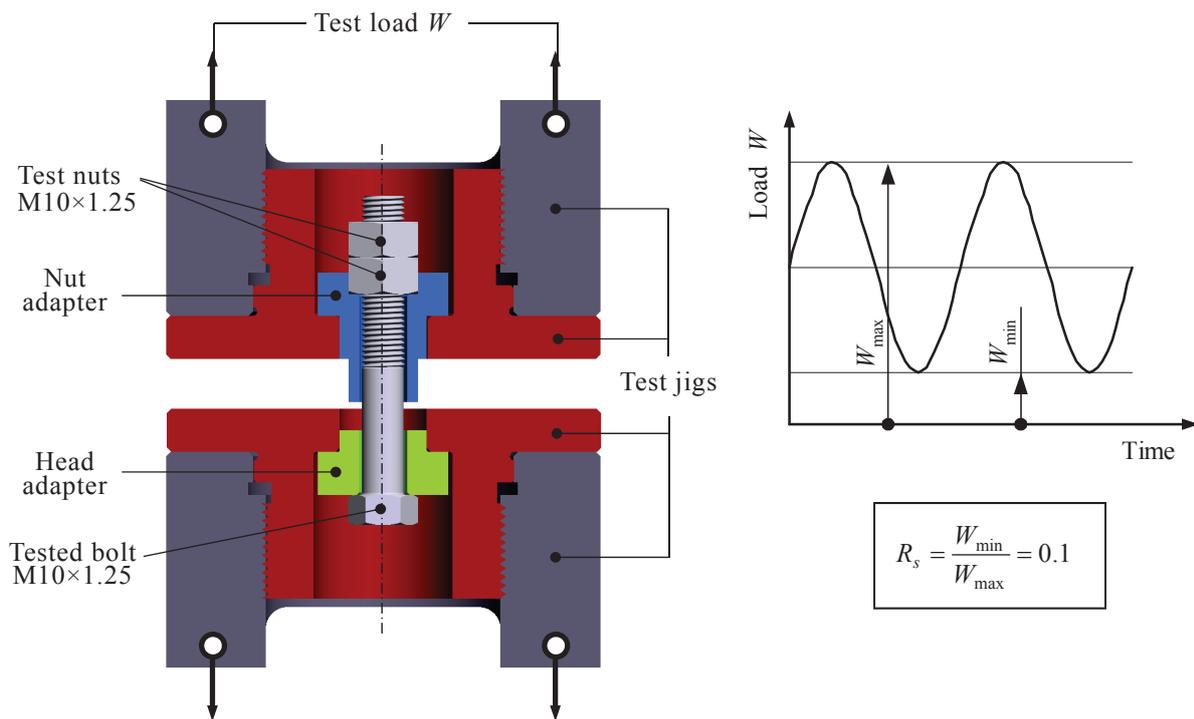


Fig.4.3 Set up and loading condition of the fatigue test
(Upper nut and lower nut : style1 nut)

4.3.2 試験結果

表 4.2 に対応する疲労試験結果を表 4.3 及び図 4.4 に示す (試験結果の詳細は付表 4.1 から 4.3 参照).

破壊はすべて、下ナットとかみ合うボルトの第 1 ねじ谷底で発生しており、ダブルナットでロックトルクを 40 N·m とした場合 [図 4.4 (c)], シングルナット [図 4.4 (a)] の場合に比べて、ボルトの見かけの疲労限度が 60 % 以上向上していることがわかる。

一方、ダブルナット結合体でロックトルクが小さい $T_{loc} = 1 \text{ N}\cdot\text{m}$ の場合、シングルナット結合体と比べて疲労限度はほとんど上昇していない。疲労試験後に試験片を調べたところ、上ナットとかみ合うボルトの第 1 ねじ谷底に、軸部を完全に横断する疲労き裂が発生していることがわかった。これは、ロックトルクが小さい場合、ロック力、すなわち下ナットの各ねじ山が負担する荷重がほとんどゼロに近く、かみ合いがほとんど上ナットで行われるため、下ナットは被締付け物と同等の扱いになり、結果としてシングルナット結合体とほぼ同じ状態になっていることによるものである。上ナット座面の位置でボルトに疲労破壊が生じると、負荷は下ナットだけで負担しなければならず、下ナットによるシングルナット結合と同じ状態になり、下ナットとかみ合う第 1 ねじ谷底で最終破断を起こすことになる。

Table4.3 Fatigue test results

	(a) S-N	(b) D-N/N-1	(c) D-N/N-40	(d) D-N/T-40
Difference $\Delta\sigma_a$ MPa	13.8	20		
Fatigue strength σ_{AN} MPa	89.9	100	150	130

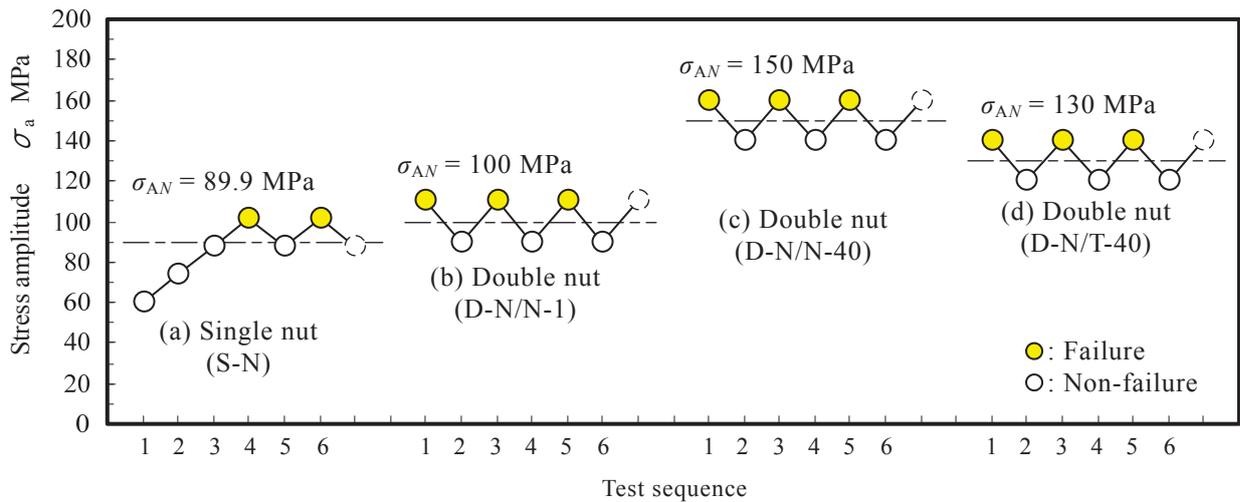


Fig.4.4 Results from staircase fatigue test

4.4 FEMによるねじ谷底の応力解析

4.4.1 ダブルナットによるロッキング力の発生

図 4.5 に FE モデルを, 表 4.4 にモデルのねじ部寸法を示す. ボルトの材料特性は, 図 3.13 (b) と同一とした.

解析モデルは二次元軸対称体であり, リード角が 0° であるため, 実際のロッキング作業を再現することができない. そこで, 上ナットと下ナットの間予め不整量 (初期食込み量) δ を与えた上で, “初期食込みを許容しない” 接触を定義したモデルを作成している. この状態で計算を開始すると, ソフト上ではナット間の食込みを 0 にしようとしてナット座面を変位させるため, 上下ナット間に反発力, すなわちロッキング力を発生させることになる.

図 4.6 に不整量 δ とロッキング力 F_{loc} の関係を示す. この結果を見ると, 両者がほぼ線形関係にあることが分かる.

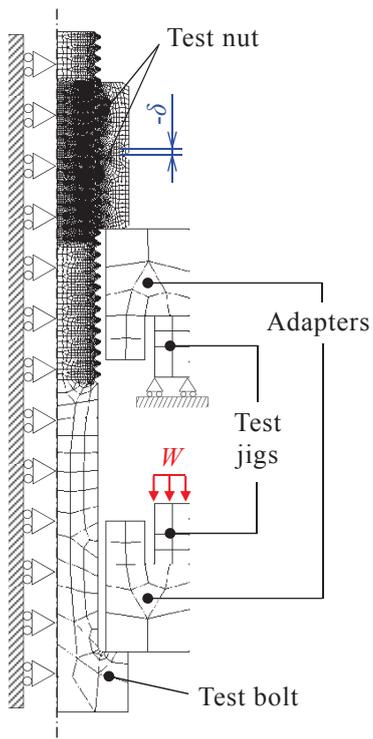


Fig. 4.5 FE model

Table 4.4 Specifications of FE model of bolt/double nuts assembly

Bolt	
Major diameter d mm	9.870
Pitch diameter d_2 mm	9.070
Minor diameter d_3 mm	8.340
Thread root radius r mm	0.176
Thread pitch P mm	1.25
Nut	
Minor diameter D_1 mm	8.780
Pitch diameter D_2 mm	9.270
Thread pitch P mm	1.25
Condition of contact surface	
Coefficient of friction μ	0.2 and 0.074 ^{*3}

^{*3} : Thread surfaces and nut bearing surfaces respectively

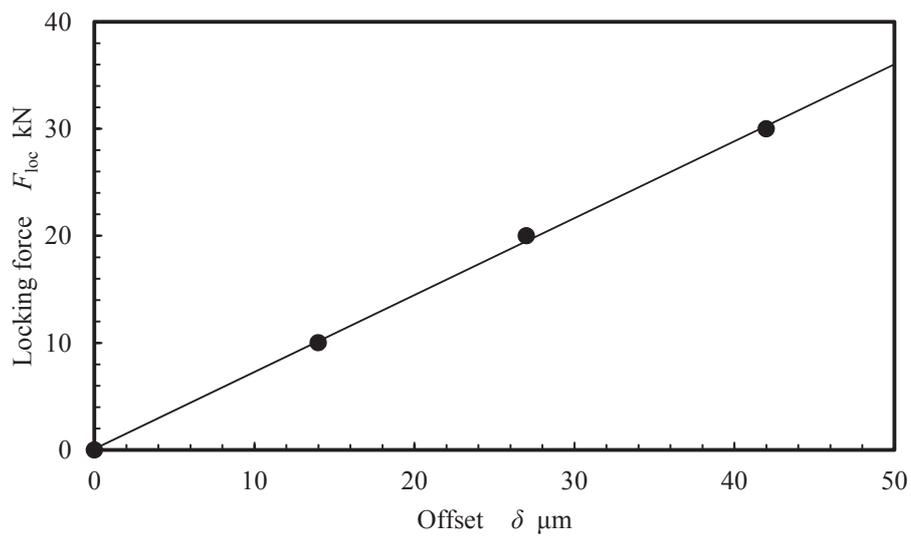


Fig. 4.6 Relationship between the locking force and the offset value

4.4.2 疲労負荷時の局所的応力変動の推定

表 4.5 は、図 4.4 の疲労限度に対応する負荷から、上下ナットとかみ合うボルトにおける、それぞれの第 1 ねじ谷底 $\varepsilon_0 = 30 \mu\text{m}$ における局所的応力変動を求めた結果である。解析ではロックングトルク $1 \text{ N}\cdot\text{m}$ の条件 (b) 及びロックングトルク $40 \text{ N}\cdot\text{m}$ の条件 (c, d) に対応するロックング力として、それぞれ $F_{\text{loc}} = 0 \text{ kN}$ 及び 35 kN を用いている。この結果を見ると、ロックング力が大きい条件 (c) 及び (d) では、その作用により、ねじ谷底の局所的な平均応力が大幅に減少していることがわかる。

図 4.7 は、表 4.5 に示した各条件における局所的負荷を、平滑材の疲労強度と比較した結果である。なお、平滑材の疲労限度線は、第 3 章と同様に文献⁽⁵⁷⁾の同種材料に対する回転曲げ疲労限度データ ($\sigma_{w0} = 550 \text{ MPa}$) と平滑材の真破断応力 ($\sigma_T = 2030 \text{ MPa}$) から、西原らの方法⁽⁴⁴⁾を用いて推定した。この図から、ロックング力がほぼゼロであるダブルナット結合体 (b) では、上ナットとかみ合うボルトの第 1 ねじ谷底における局所的応力が平滑材の疲労限度に達し (図中の 1)、その破壊によって下ナットとかみ合う第 1 ねじ谷底の応力が増大 (図中の 2) していることが推察される。また、ロックング力が高い (c) 及び (d) では、上ナットとかみ合うボルトの第 1 ねじ谷底において、極めて高い局所的平均応力 σ_m^* が発生するが、応力の変動はほとんどなく、このことが、上ナットの第 1 ねじ部では疲労破壊が発生しない原因と考えられる。

一方、下ナットにおいては熱処理後転造されたボルトの場合の圧縮残留応力の作用と同様、ロックング力が σ_m^* を低下させることにより、局所的応力振幅 σ_a^* が増大しても疲労破壊が起きず、見かけの疲労限度が向上しているものと考えられる。また、このような効果は下ナットの厚さによって若干影響を受けているが、今回の条件においては等厚ダブルナットの場合で 60 % 以上、下ナットに低ナットを用いた場合で 40 % 以上、見かけの疲労強度が上昇していることがわかる。

Table 4.5 Local stress at the first thread root of the bolt mating with the lower and upper nut ($\epsilon_0 = 30 \mu\text{m}$)

Symbol		(a)	(b)	(c)	(d)
		S-N	D-N/N-1	D-N/N-40	D-N/T-40
Nominal stress	Fatigue limit σ_{AN} MPa	89.9	100	150	130
	Mean stress σ_m MPa	109.7	122	183	158.6
Local Stress* (Lower nut)	Maximum stress σ_{max}^* MPa	682	261	730	451
	Minimum stress σ_{min}^* MPa	62	62	-264	-567
	Fatigue limit σ_a^* MPa	310	199	497	509
	Mean stress σ_m^* MPa	372	261	233	-58
Local Stress* (Upper nut)	Maximum stress σ_{max}^* MPa	—	785	1732	1797
	Minimum stress σ_{min}^* MPa	—	105	1704	1777
	Fatigue limit σ_a^* MPa	—	340	14	10
	Mean stress σ_m^* MPa	—	445	1718	1787

* : First thread root of the bolt mating with the lower and upper nut ($\epsilon_0 = 30 \mu\text{m}$)

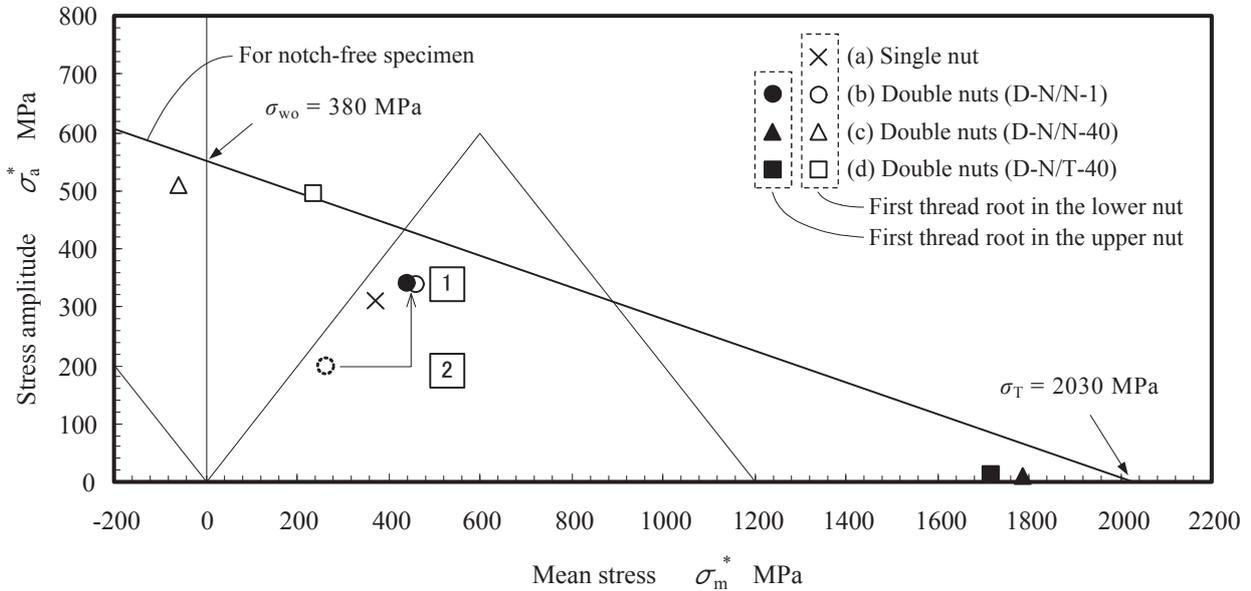


Fig. 4.7 Comparison between the fatigue strength of the notch free specimen and that of local stress at the thread root of the bolt in bolt/double nuts assembly ($\epsilon_0 = 30 \mu\text{m}$)

4.5 まとめ

本章では、ダブルナット締結におけるロッキング力を残留応力に見立てて、下ナットとかみ合う第1ねじ谷底に軸方向圧縮応力を作用させて疲労試験を行い、疲労強度に及ぼす影響の確認を行った。そのまとめを以下に示す：

- (1) 平均荷重が低い $R_s = 0.1$ の条件でダブルナット結合体の疲労試験を行ったところ、約 35 kN のロッキング力を与えることによって、ボルトの見かけの疲労強度がシングルナット結合体と比べて等厚ダブルナットの場合で 60 %以上、下ナットに低ナットを用いた場合で 40 %以上向上するという結果が得られた。
- (2) 二次元軸対称 FEM 解析において、ナットの座面間に初期の不整量（食込み）を与えることによってロッキング力を発生させ、疲労限度における負荷条件での局所的応力変動を比較したところ、平滑材の疲労特性を用いて、ボルトの見かけの疲労強度の変化が良く説明できることが分かった。

第5章 予荷重によって生じる残留応力を利用した疲労強度推定仮説の検証⁽⁶⁸⁾

5.1 まえがき

第4章では、ダブルナット結合体に対する疲労試験を行い、ロック力によってねじ谷底に圧縮応力を作用させたボルトの見かけの疲労強度が上昇することを確認した。また、二次元弾塑性 FEM 解析を用いて、上下ナットの座面間に初期の不整量（食込み）を与えることでロック力を発生させてダブルナット結合を模擬し、ねじ谷底の局所的応力変動を平滑材の疲労限度と比較することで、疲労強度上昇をよく説明できることを確認した。

二次元軸対称モデルを用いての解析は、要素分割を非常に細かく出来るため、高い応力集中が発生するような切欠き部においても精度良く計算を行うことができるという大きな利点がある。しかし、第3章でも触れたように、実際のねじにおいてはリードが存在することによって、かみ合い第1ねじ部においてめねじのねじ山形状が変化することから、疲労破壊の起点となる第1ねじ谷底に生じる圧縮応力及び応力変動の計算については、詳細に検証する必要がある。そこで第5章ではまず、ボルト・ナット結合体モデルの引張試験を対象に二次元弾塑性 FEM 解析を行い、リードが存在することにより第1ねじのかみ合い状態（おねじとかみ合うめねじの第1ねじ山の厚さ）が変化することが、ねじ谷底の局所的応力に及ぼす影響について検討を行う。その後、二次元弾塑性 FEM 解析によって正確に局所的応力を求めることができる、SV リードなしボルト試験片を製作し、このボルトと、予荷重を作用させることで推定が可能な残留応力をねじ谷底に発生させた試験片について疲労試験を行い、二次元弾塑性 FEM 解析によって求めた局所的応力変動と平滑材の疲労強度との比較を行うことで、疲労強度推定仮説の検証を試みている。

5.2 かみ合い第1ねじ部におけるめねじのねじ山形状が応力分布に及ぼす影響

5.2.1 解析モデルと解析方法

図 5.1 及び表 5.1 に、ナットの第1ねじ山の厚さを (a) $1P$ 、(b) $1/2P$ とした FE モデルとねじ部の寸法を示す。このようなボルト・ナット結合体に予荷重を作用させ、発生する残留応力の差異や、公称応力とねじ谷底の局所的応力の関係について調査する。解析には、図 3.2 (a) 及び (b) に示す強度区分 8.8 及び 12.9 の材料特性を用いた。

Table 5.1 Specifications of FE model of bolt/nut assembly

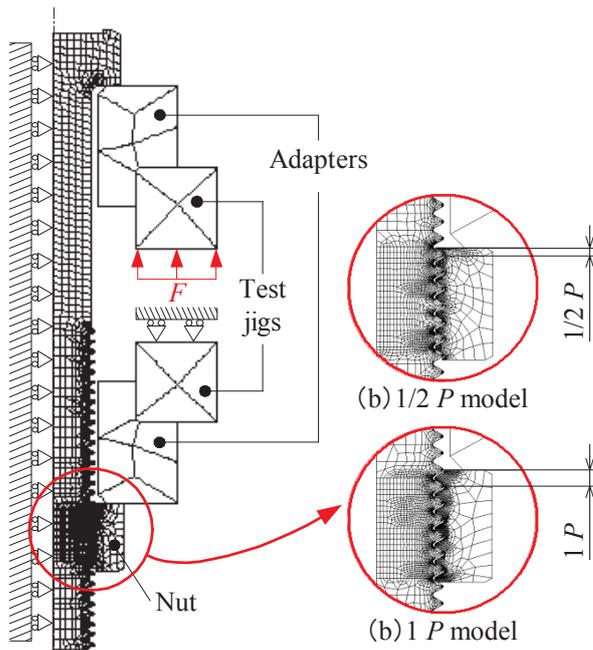


Fig. 5.1 FE model

Bolt		
Major diameter	d mm	9.857
Pitch diameter	d_2 mm	9.066
Minor diameter	d_3 mm	8.340
Thread root radius	r mm	0.186
Thread pitch	P mm	1.2483
Nut		
Minor diameter	D_1 mm	8.650
Pitch diameter	D_2 mm	9.268
Thread pitch	P mm	1.2503
Condition of contact surface		
Coefficient of friction	μ	0.2

5.2.2 解析結果

図 5.2 及び 5.3 に、強度区分 8.8, 12.9 のボルト製品に対する引張試験と FEM 解析から得られたボルト製品の荷重-伸び線図を示す。この結果から、ボルトの解析モデルに巨視的な降伏を発生させず、かつ、できるだけ大きな圧縮残留応力をねじ谷底に発生させるための予荷重 F_p を、それぞれ 35 kN, 58 kN と決定した。

図 5.4 及び 5.5 に、強度区分 8.8 と 12.9 のボルトにナットを組合せた解析モデルについて、予荷重 F_p を作用させることで発生させたボルト第 1 ねじ谷底の軸方向残留応力分布を示す。石橋の仮説における ε_0 層の深さを $\varepsilon_0 = 30 \mu\text{m}$ と仮定して残留応力の値を比較すると、ナット第 1 ねじ山の厚さが半ピッチ変わることによって、残留応力の値には強度区分 8.8 のボルトでは 140 MPa, 強度区分 12.9 のボルトでは 200 MPa の差が生じており、ボルトに組合せるナット第 1 ねじ山の厚さが、発生する残留応力に大きな影響を及ぼすことがわかる。

図 5.6 及び図 5.7 に、ボルトに引張荷重を作用させた場合の、公称応力と第 1 ねじ谷底 ε_0 層における局所的応力の関係を示す。この結果を見ると、公称応力に対する局所的応力の増加率には、残留応力に対する影響ほどではないが、ナット第 1 ねじ山の形状が影響していることがわかる。

以上のことから、ねじ谷底において局所的な塑性変形を発生させ、残留応力を発生させようとする場合にはリードが大きく影響するため、二次元弾塑性 FEM 解析によってねじ谷底の残留応力を正確に推定するためには、リードのないボルト試験片を用いる必要があるといえる。

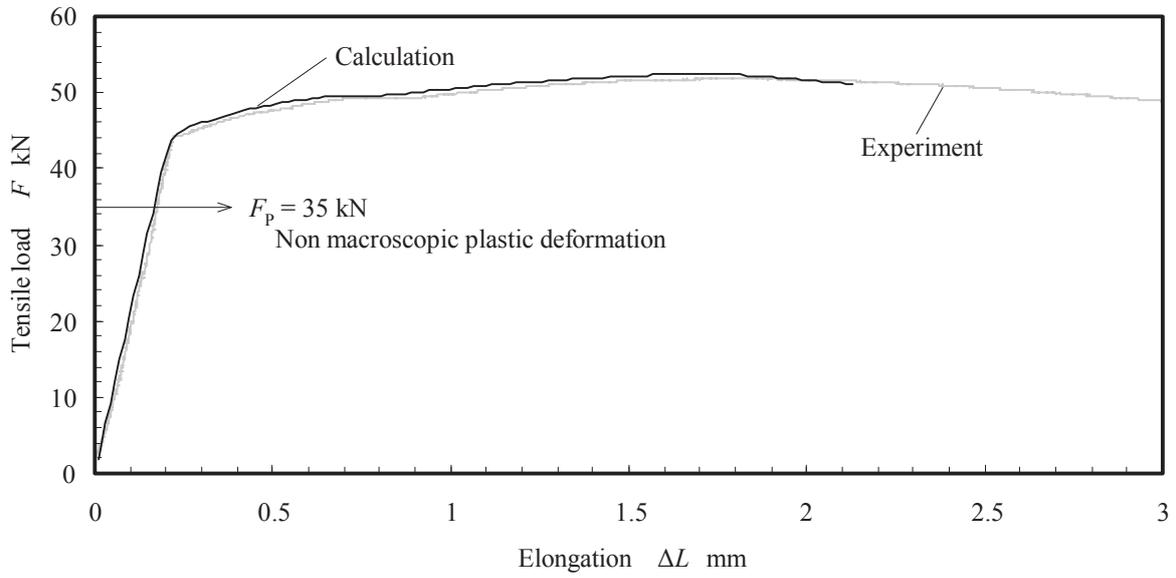


Fig. 5.2 Comparison between experiment and calculation for the load-elongation curves of the full-size bolt (p.c.8.8)

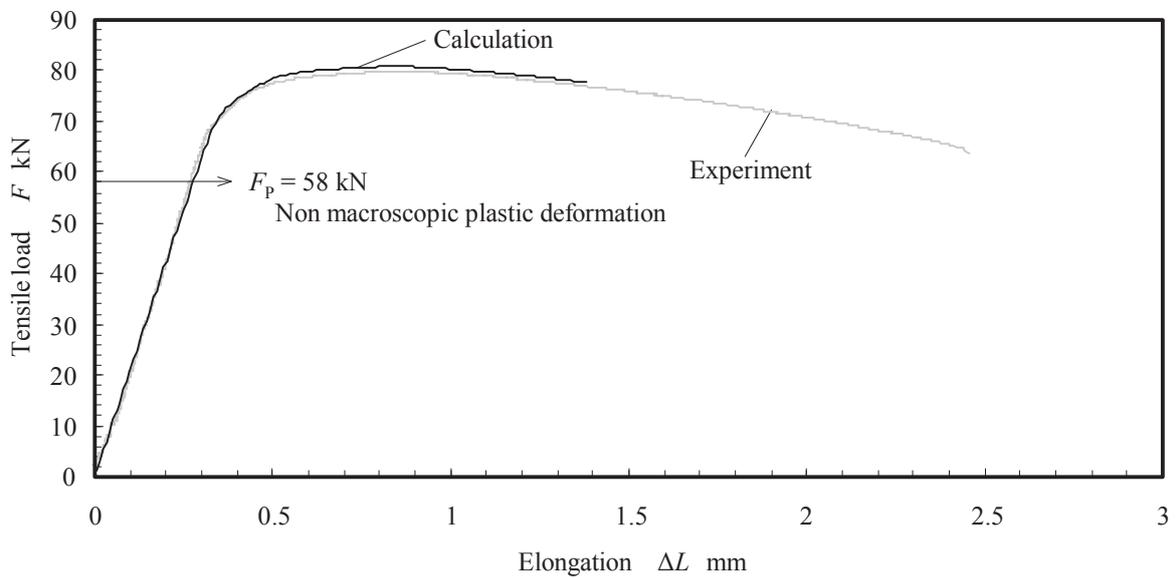


Fig. 5.3 Comparison between experiment and calculation for the load-elongation curves of the full-size bolt (p.c.12.9)

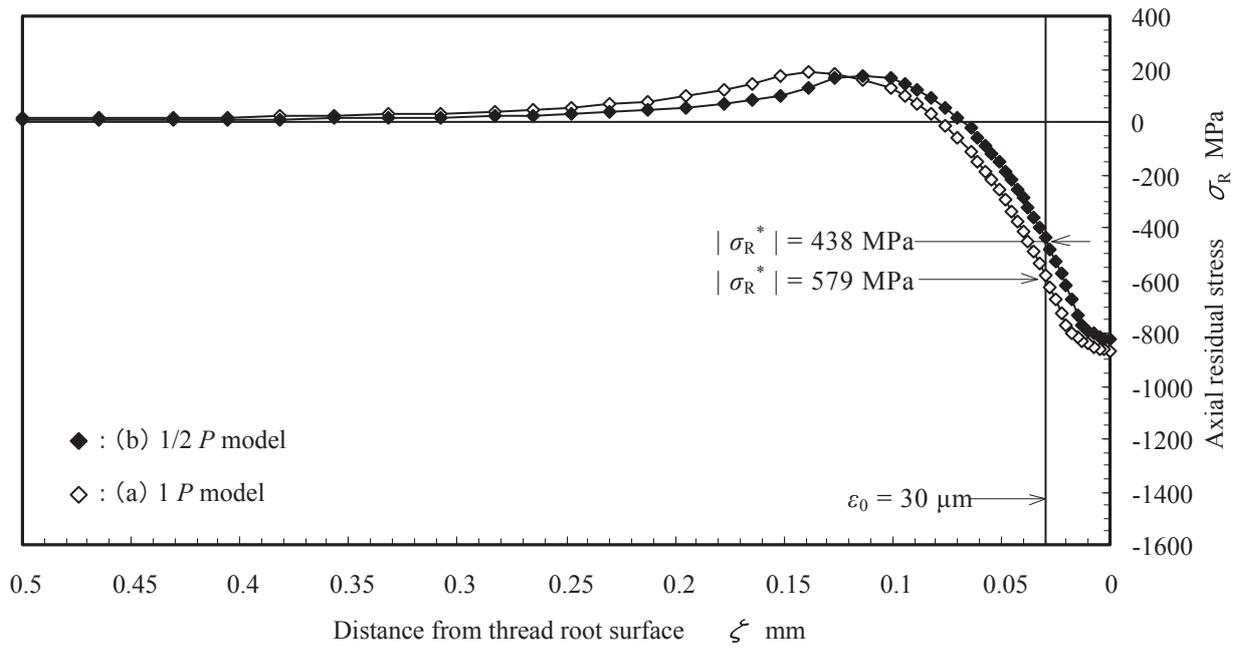


Fig. 5.4 Axial residual stress distributions at the 1st thread root of a bolt in bolt/nut assembly (p.c.8.8, $F_p = 35$ kN)

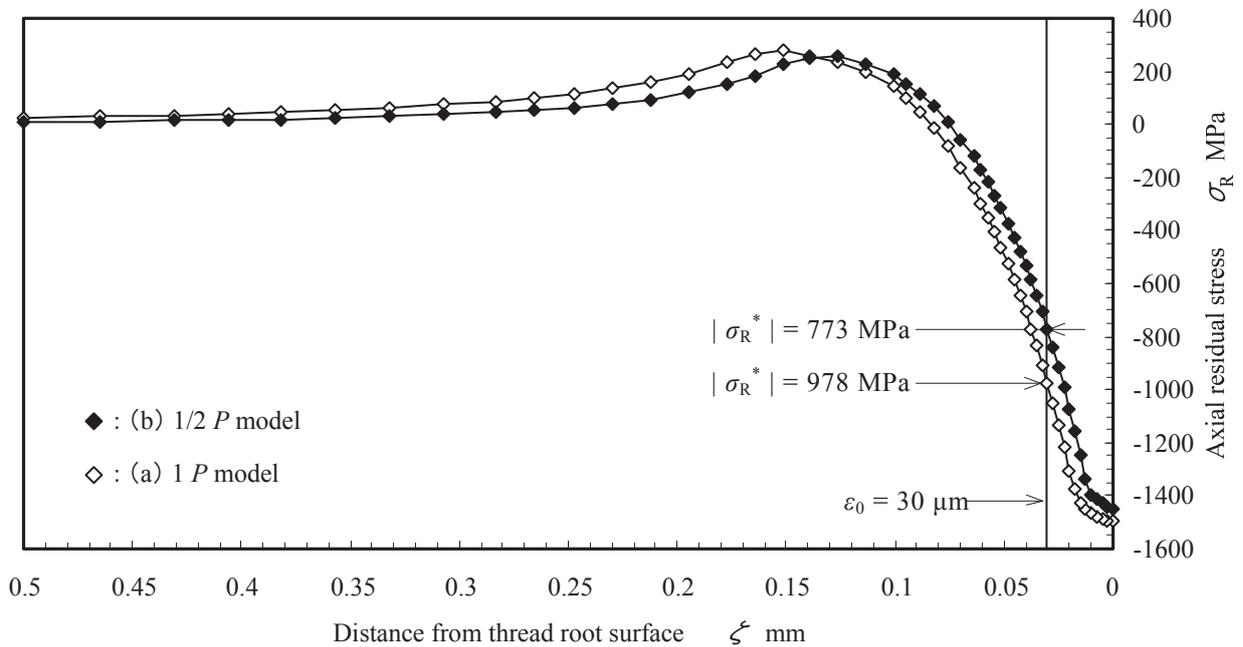
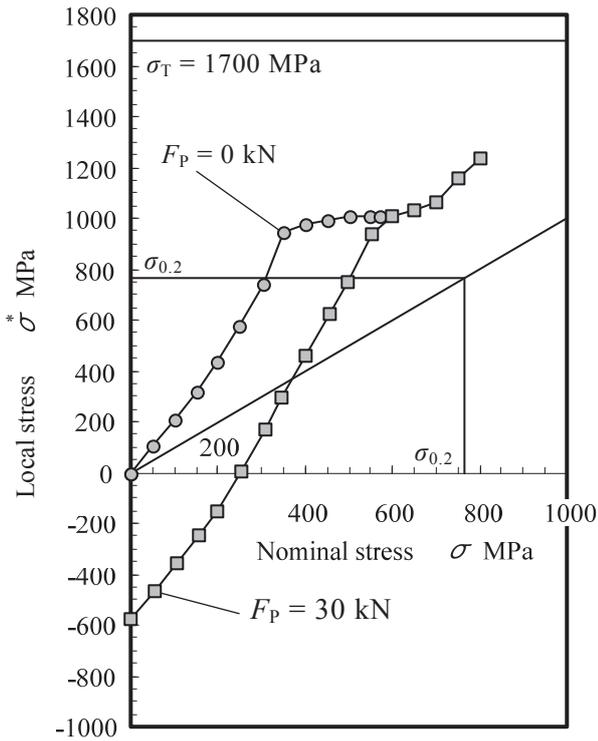
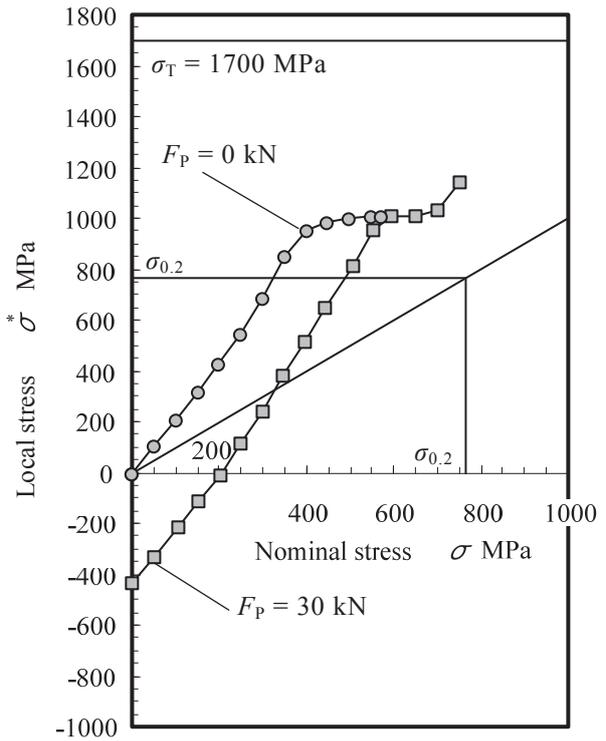


Fig. 5.5 Axial residual stress distributions at the 1st thread root of a bolt in bolt/nut assembly (p.c.12.9, $F_p = 58$ kN)

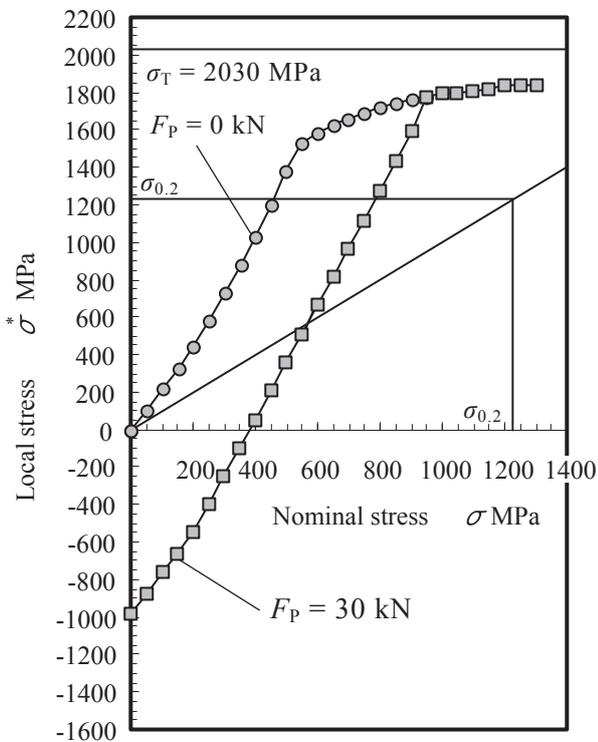


(a) 1P model

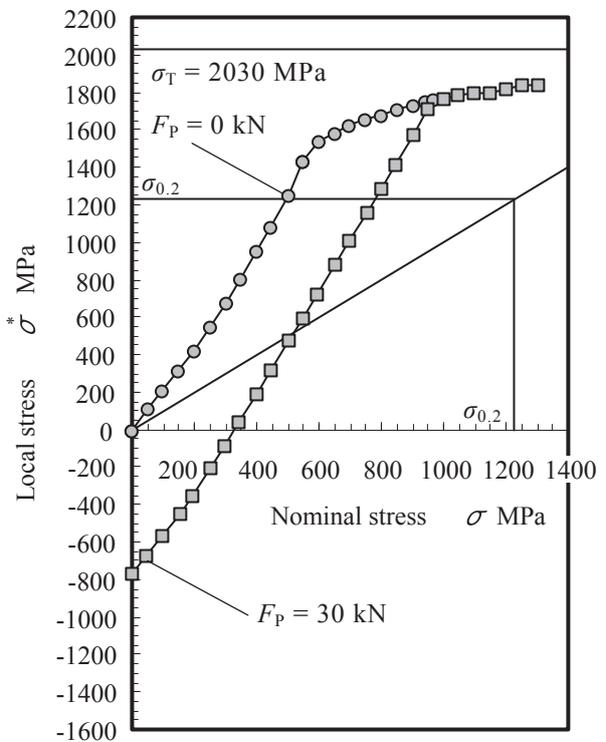


(b) 1/2P model

Fig. 5.6 The relationship between nominal stress and local stress at the 1st thread root of a bolt in bolt/nut assembly (p.c.8.8)



(a) 1P model



(b) 1/2P model

Fig. 5.7 The relationship between nominal stress and local stress at the 1st thread root of a bolt in bolt/nut assembly (p.c.12.9)

5.3 予荷重による残留応力の発生とその FE シミュレーション

5.3.1 解析モデルと解析方法

図 5.8 及び表 5.2 に、リードなしボルトとめねじアダプタの組合せに対する FE モデルとねじ部の寸法を示す。めねじアダプタの第 1 ねじ山の厚さは、5.2 節の結果より $1P$ とした。ボルトの材料特性は、図 3.13 (a) に示す強度区分 8.8 の材料特性を用いる。試験片に巨視的な塑性伸びを発生させず、かつ、ねじ谷底にできるだけ大きな軸方向圧縮残留応力を発生させるための予荷重 F_p の値についても 5.2 節と同様、 $F_p = 35 \text{ kN}$ と決定した。

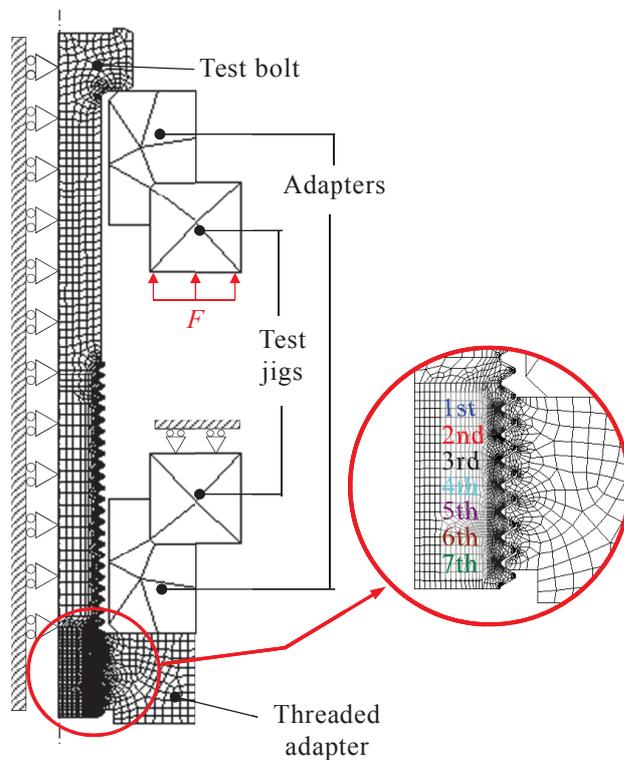


Fig. 5.8 FE model

Table 5.2 Specifications of FE model of bolt/nut assembly

Bolt	
Major diameter d mm	9.868
Pitch diameter d_2 mm	9.069
Minor diameter d_3 mm	8.342
Thread root radius r mm	0.177
Thread pitch P mm	1.2483
Nut	
Minor diameter D_1 mm	8.780
Pitch diameter D_2 mm	9.268
Thread pitch P mm	1.2486
Condition of contact surface	
Coefficient of friction μ	0.2

5.3.2 解析結果

図 5.9 に、各かみ合いねじ谷底の ε_0 層 ($\varepsilon_0 = 30 \mu\text{m}$ と仮定) における軸方向残留応力の半径方向分布を示す。この結果を見ると、めねじアダプタ座面側のねじ谷底では大きな圧縮残留応力が発生しているのに対し、頂面側 (6 番目及び 7 番目) のねじ谷底では残留応力の値はほぼゼロである。これは、使用したボルト及びめねじアダプタの相対的ピッチ誤差などにより、めねじアダプタ頂面側では、荷重分担率がほぼゼロであることを意味する。また、発生する残留応力はねじ谷底の最表面で最大となり、内部に入るに従って減少し、深さ 0.5 mm でほぼゼロになっていることがわかる。

疲労破壊の起点になると考えられる第 1 ねじ谷底 ε_0 層 ($\varepsilon_0 = 30 \mu\text{m}$) においては、790 MPa 程度の圧縮残留応力が発生していると推測される。なお、第 3 章において疲労試験結果から推測した残留応力の値が強度区分 8.8 のボルトで 1200 MPa、強度区分 12.9 のボルトで 1600 MPa であることから、これらの値と比較すると予荷重を作用させることで発生する残留応力の値は小さいが、平均応力の低い条件における疲労試験では有意な差になると推測される。

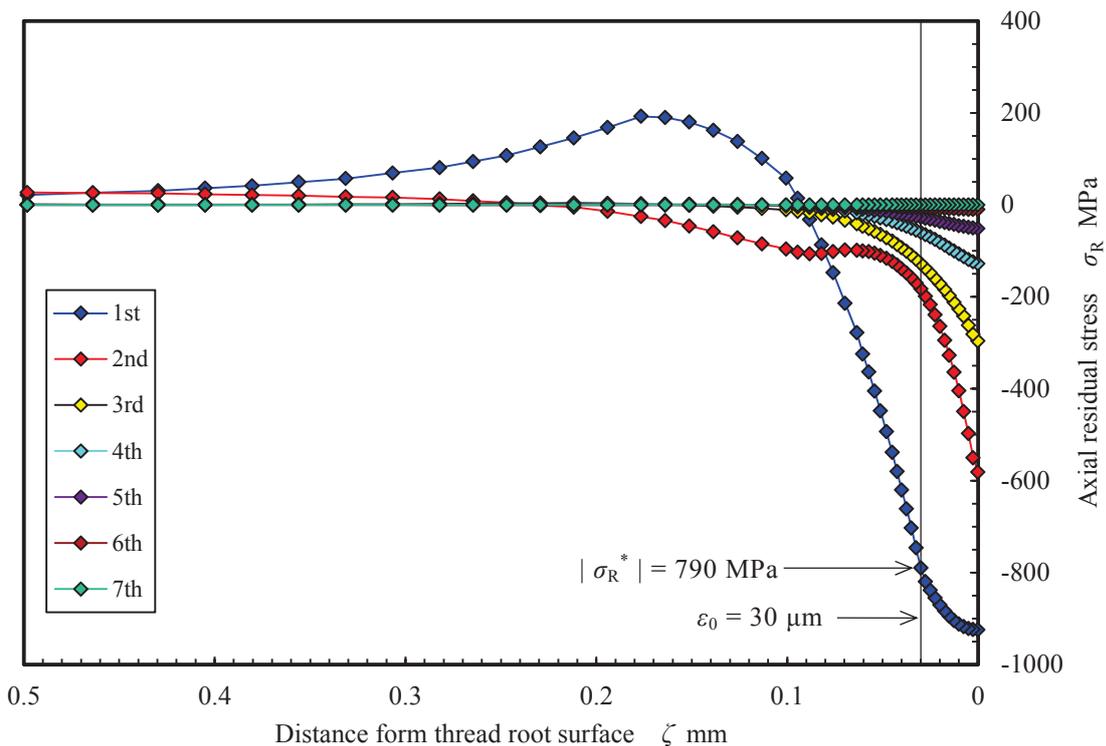


Fig. 5.9 Axial residual stress distribution at the 1st to 7th thread roots of the leadless bolt in bolt/adapter assembly (p.c.8.8, $F_p = 35 \text{ kN}$)

5.4 疲労試験

5.4.1 試験方法

図 5.10 及び表 5.3 にリードなしボルト試験片の形状及び仕様を、図 5.11 及び表 5.4 にナット型アダプタの形状及び仕様をそれぞれ示す。リードなしボルト試験片は、第 3 章及び第 4 章での実験に使用したボルト試験片と同一ロットの材料から製作し、頭部成形及び熱処理についても同時に行っている。ねじ転造は、油圧式丸ダイス転造盤 (BAD DÜBEN, 2-NTR 16 CNC/AC) を使用し、ダイスの切込み量と転造時間を制御して行った (ブランクの転造条件及び転造荷重については付表 5.1 及び 5.2 参照)。

ナット型アダプタは、リードなしボルト試験片を保持するために二つ割りになっており、試験中にアダプタがねじのフランク面に沿って滑ることを抑制するために M2 のねじ 4 本で両側から固定する構造になっている点だけが、図 5.8 に示す FE モデルと異なっている。

図 5.12 に、疲労試験のセット及び負荷条件を示す。試験は、予荷重を作用させることにより発生した残留応力の影響が最も顕著に現れると推測される、平均応力の低い条件である、応力比 $R_s = 0.1$ において実施し、試験の打ち切り繰返し数は、 $N=5 \times 10^6$ とした。

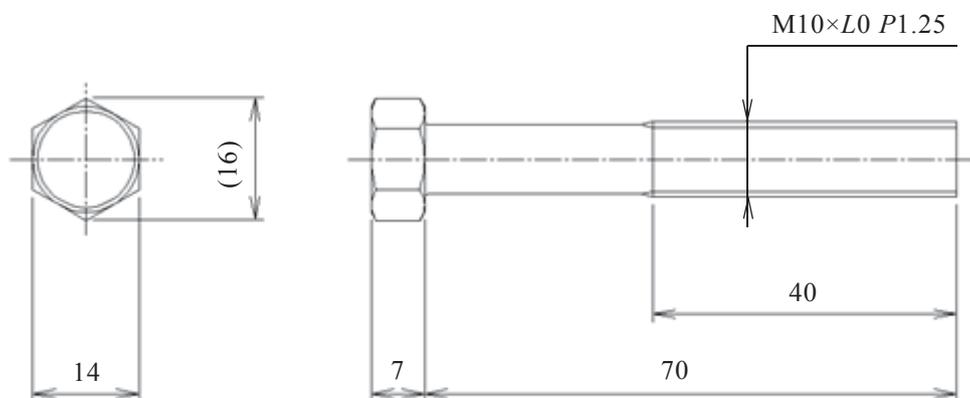


Fig. 5.10 Leadless bolt specimen

Table 5.3 Specifications of tested bolt

Material	SCM440
Heat treatment	Quenching and tempering (p.c.8.8)
Surface treatment	Rust prevented oil

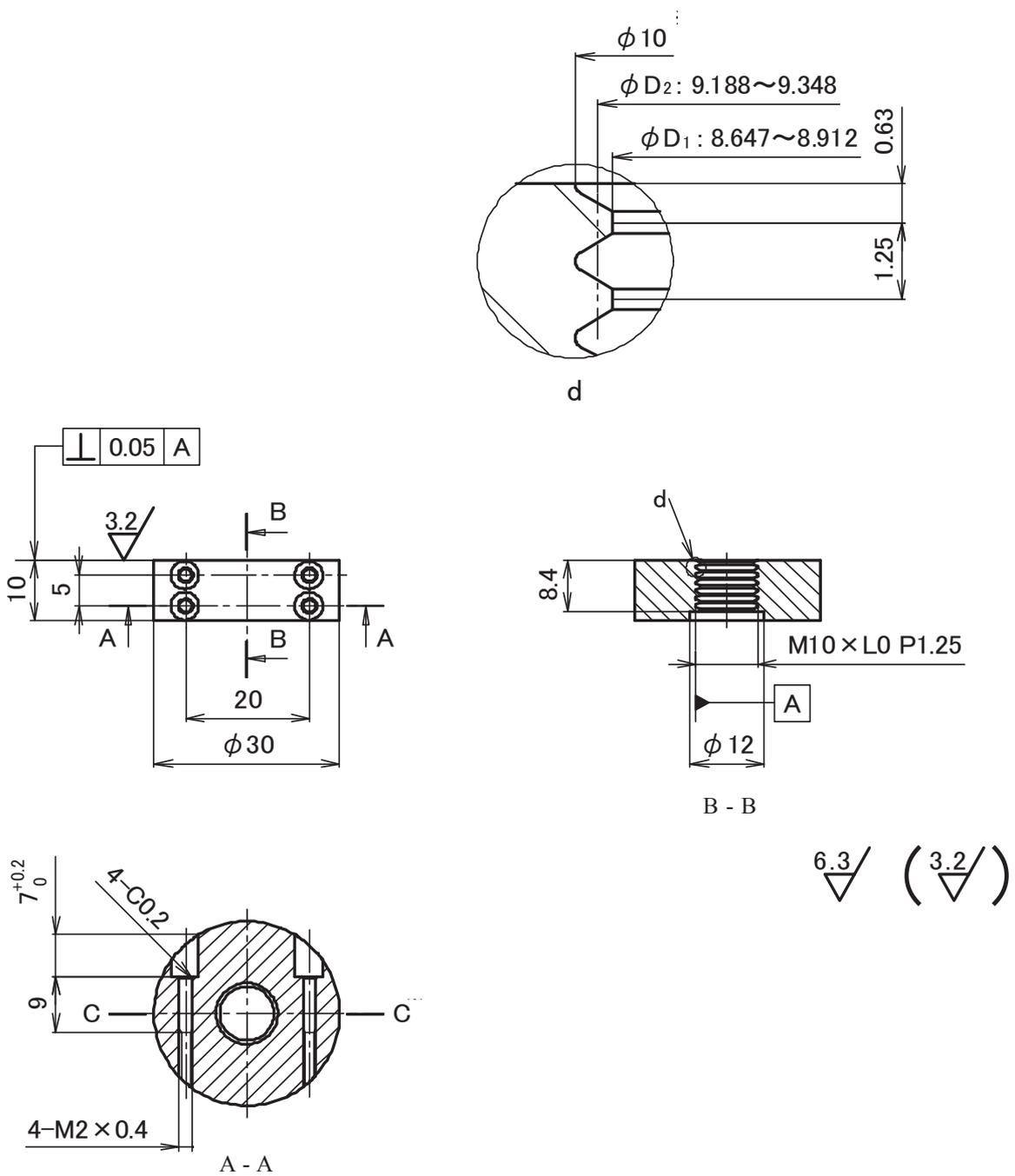


Fig. 5.11 Threaded adapter

Table 5.4 Specifications of threaded adapter

Material	HPM1
Heat treatment	Quenching and tempering (36 ~ 40 HRC)
Surface treatment	Zinc plating and trivalent chromate coating

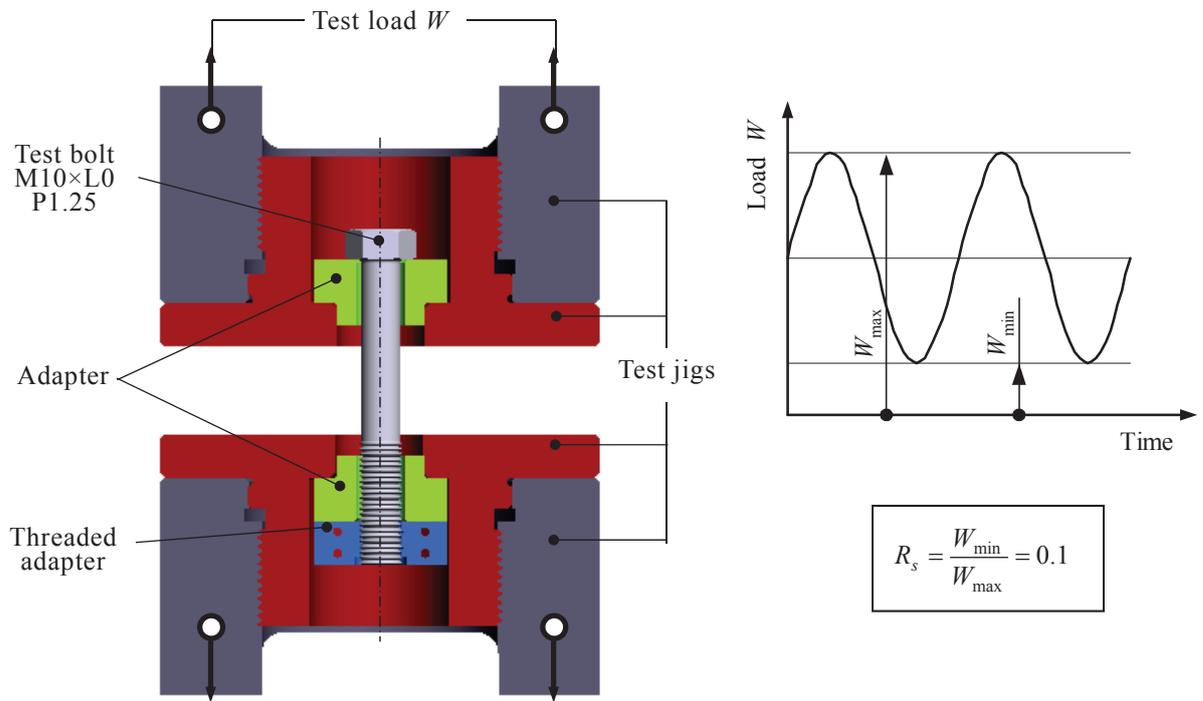


Fig. 5.12 Fatigue testing device and test condition

5.4.2 試験結果

図 5.13 に、ステアケース法を用いて行った疲労試験によって推定された (a) $F_p = 0$ kN, (b) $F_p = 35$ kN のリードなしボルト試験片の疲労強度 ($N = 5 \times 10^6$ 時間疲労強度: σ_{AN}) を示す (試験結果の詳細は付表 5.3 及び 5.4 参照). これを見ると, 予荷重を作用させたリードなしボルトの疲労強度は, 36% 上昇していることがわかる.

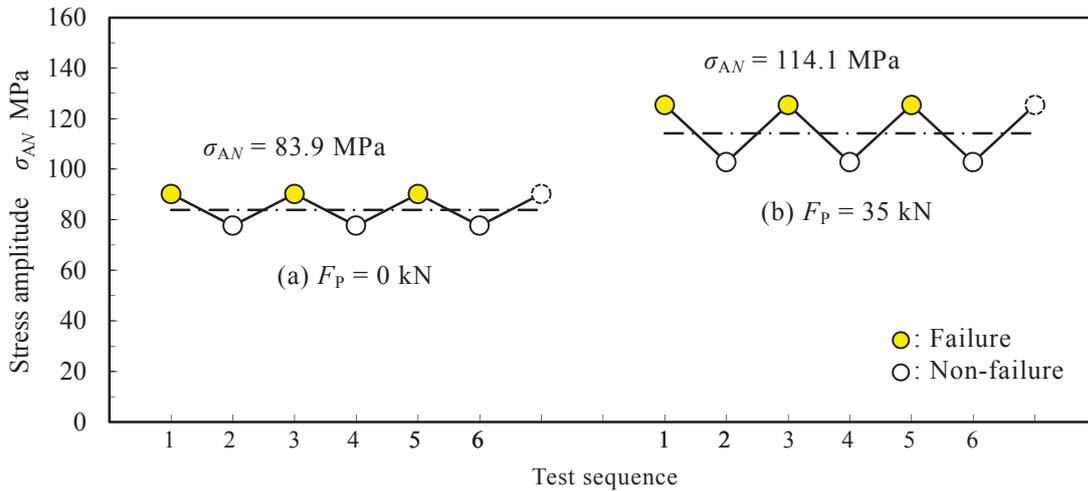


Fig. 5.13 Results from staircase fatigue test

5.5 考察

図 5.14 に, 5.3 章で行った二次元弾塑性 FEM 解析によって得られた, 第 1 ねじ谷底 ε_0 層 ($\varepsilon_0 = 30 \mu\text{m}$) における局所的応力と公称応力の関係を, 図 5.15 に, 疲労試験から得られた $F_p = 0$ kN 及び 35 kN のリードなしボルトの疲労限度における負荷条件を基に, 局所的応力負荷を求め, 局所的応力変動から推定したリードなしボルトの疲労限度を平滑試験片の疲労限度と比較した結果を示す. なお, 具体的な計算方法は以下に示すとおりである:

1. 疲労限度条件から, 最大荷重 F_{\max} 及び最小荷重 F_{\min} を求める

$$F_{\max} = (\sigma_m + \sigma_{AN}) \cdot A_s = \left(\frac{1+R_s}{1-R_s} + 1 \right) \cdot \sigma_{AN} \cdot A_s$$

$$F_{\min} = R_s \cdot F_{\max} = 0.1 F_{\max}$$

2. 二次元弾塑性 FEM 解析により, 局所的応力 σ_{\max}^* 及び σ_{\min}^* を求める

3. 局所的応力振幅 σ_a^* 及び局所的平均応力 σ_m^* を求める

$$\sigma_a^* = \frac{\sigma_{\max}^* - \sigma_{\min}^*}{2}$$

$$\sigma_m^* = \frac{\sigma_{\max}^* + \sigma_{\min}^*}{2}$$

ここで、平滑試験片の疲労限度線はこれまで同様、文献⁽⁵⁷⁾の同種材料に対する回転曲げ疲労限度データ ($\sigma_{w0} = 380 \text{ MPa}$) と平滑材の真破断応力 ($\sigma_T = 1700 \text{ MPa}$) から、西原らの方法⁽⁴⁴⁾を用いて推定している。この結果を見ると、二次元弾塑性 FEM 解析によって推定したリードなしボルトの疲労限度は、いずれも平滑材の疲労限度に近い値を示しており、予荷重を作用させることによってねじ谷底に発生した残留応力が局所的な平均応力を低下させ、その効果で疲労強度が上昇していることが分かる。このことは、吉本の仮説の妥当性を示すと同時に、局所的応力変動に基づくボルト疲労強度の推定が可能であることを示唆するものと考えられる。

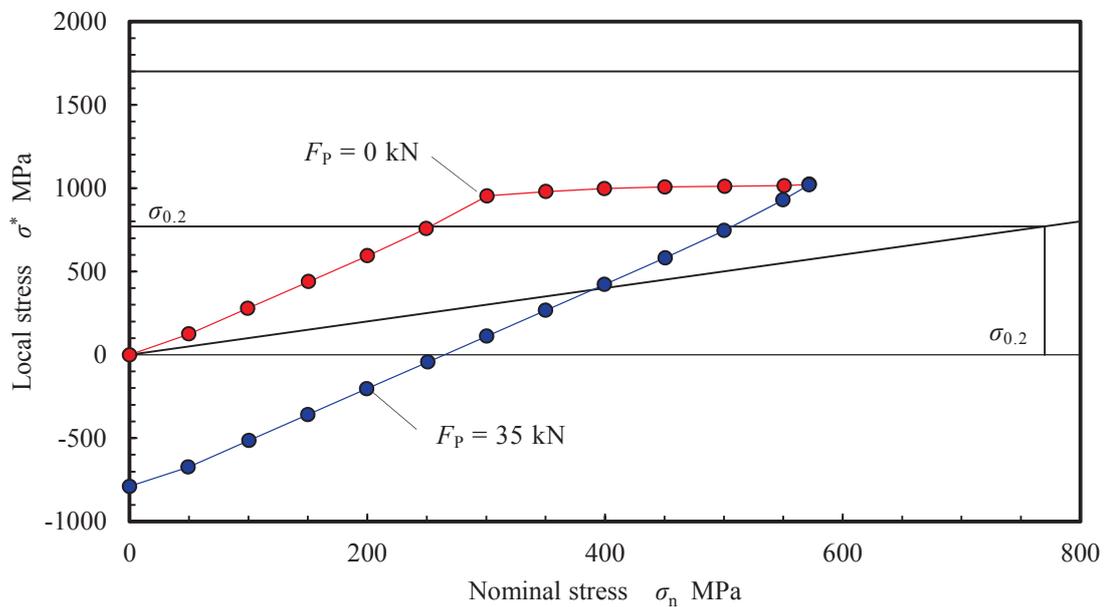


Fig. 5.14 Relationship between the local stress and the nominal stress at the 1st thread root of the leadless bolt in bolt/adaptor assembly ($\varepsilon_0 = 30 \mu\text{m}$)

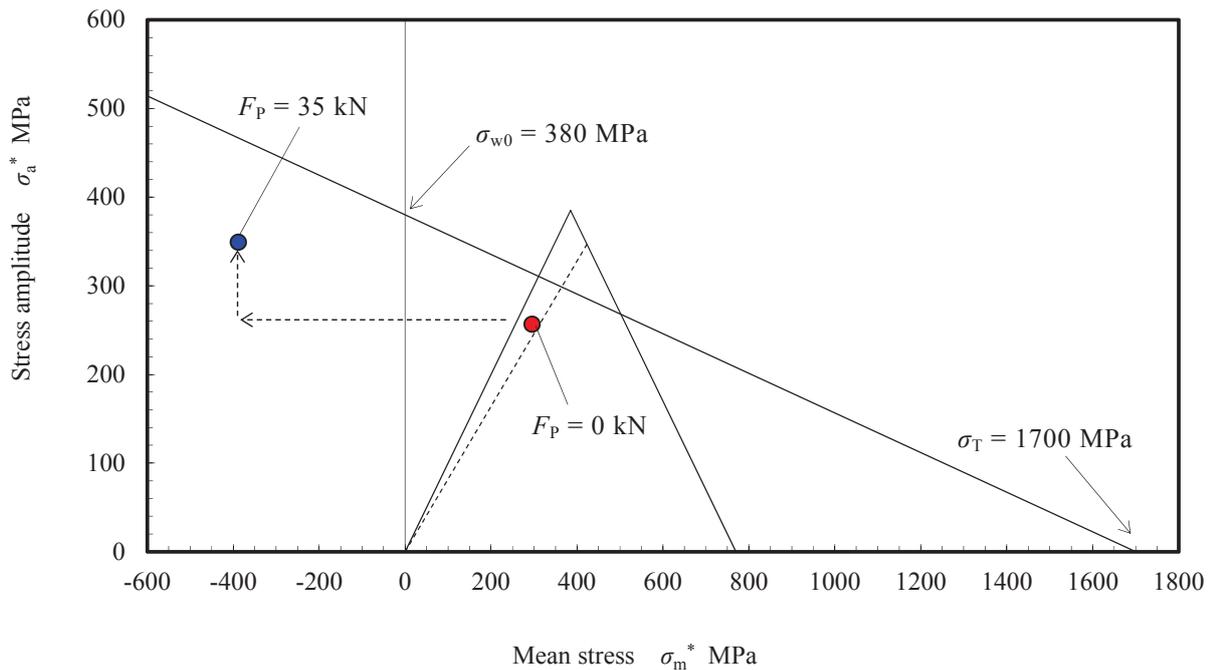


Fig. 5.15 Comparison between the fatigue strength of the notch free specimen and that of local stress at the thread root of a leadless bolt in bolt/adaptor assembly ($\epsilon_0 = 30 \mu\text{m}$)

5.6 まとめ

本章では、ボルト・ナット結合体の第1ねじ谷底において、ねじのリードが及ぼす影響について検証するとともに、SV リードなしボルトに予荷重を作用させることで、二次元弾塑性 FEM 解析によって正確に推定することが可能な残留応力が疲労強度に及ぼす影響について調査した。そのまとめを以下に示す：

- (1) ボルト・ナット結合体に予荷重を作用させることで発生する残留応力について、めねじ第1ねじ山の厚さを $1P$, $1/4P$ とした2つのモデルを作成し、二次元弾塑性 FEM 解析によって計算した結果、残留応力の値には 200 MPa 程度の差が発生することがわかった。これは、ボルト・ナット結合体の第1ねじ谷底における局所的応力変動には、ねじのリードが大きく影響することを示している。
- (2) 二次元弾塑性 FEM 解析結果より、SV リードなしボルトに予荷重 $F_p = 35 \text{ kN}$ を作用させることで、 ϵ_0 層 ($\epsilon_0 = 30 \mu\text{m}$) には 790 MPa の圧縮残留応力が発生する可能性があることが分かった。
- (3) 疲労試験結果より、SV リードなしボルトの疲労強度は、予荷重 $F_p = 35 \text{ kN}$ を作用させて残留応力を発生させることで、およそ 36% 上昇することが分かった。

- (4) 疲労試験によって得られた疲労限度の負荷条件を基に，二次元弾塑性 FEM 解析によって第 1 ねじ谷底の局所的応力変動を求めることで，予荷重 $F_p = 0$ kN 及び 35kN の SV リードなしボルトの疲労限度を推定したところ，予荷重を作用させたボルトの局所的応力は，発生した残留応力の影響によって平均応力が下がり，この効果によって疲労限度が上昇していることが分かった．このことは，吉本の仮説の妥当性を示すと同時に，局所的応力変動に基づくボルト疲労強度の推定が可能であることを示唆するものと考えられる．

第 6 章 転造加工によって生じる残留応力分布の推定

6.1 まえがき

第 4 章及び第 5 章においては、ダブルナット結合体のロックング及び予荷重の作用を利用して、ねじ谷底の局所的応力状態を意図的に変化させることによって、仮説の検証を行い、局所的応力変動からねじの疲労強度が推定できる見通しを得た。本章では、熱処理後のねじ転造によってねじ谷底に発生する残留応力の推定を行い、第 3 章の疲労試験結果から逆に推定した残留応力との比較を行う。

転造加工に関する研究の多くは、成形過程における被加工材（ブランク）の変形の様子や、転造時の加工力を、実験や FEM 解析を用いて推定を行っているものがほとんどであるが⁽⁶⁹⁾⁻⁽⁷⁸⁾、Martin^{(79),(80)}や川井ら⁽⁸¹⁾は、転造加工によって発生するねじ谷底の残留応力分布を直接測定すると共に、FEM 解析を用いてその分布の推定を試みている。しかし、材料特性に関するモデルと実際の差異や、要素数・解析時間等の制約により、シミュレーション結果の定量的な評価がきちんとは行われていないのが現状である。そこでここでは、これらの問題を解消するために、材料（平滑試験片）の引張試験結果とそれに対応する二次元弾塑性 FEM 解析結果を比較することによって材料特性（真応力-ひずみ曲線）を求める方法⁽⁶³⁾を用い、転造加工における最終工程（約 2 回転分）について三次元弾塑性 FEM 解析によってシミュレーションを行う方法を提案している。

具体的には、まず初めに、ねじ谷底部だけを拡大したような形状をもつ試験片（環状丸溝試験片）について、X 線回折により残留応力分布の測定を行い、シミュレーション結果との比較を行うことによって、提案する方法の妥当性を検証し、M10×1.25 のねじと同一な断面形状をもつ軸対称体を対象としたシミュレーションを行うことによって、ねじ谷底の軸方向残留応力分布の推定を行おうとしている。

6.2 環状丸溝試験片に対する X 線残留応力測定⁽⁸²⁾

6.2.1 試験方法

図 6.1 (a) 及び (b) に、製作した環状丸溝試験片（谷の径 $d_3 = \phi 7.59 \text{ mm}$ ）の外観及び製作に使用した転造丸ダイスの形状を示す。溝の形状は、①ねじと同様に、測定の対象となる溝の両側にも同一の溝が存在し、それによる拘束を受けること、②測定表面に、正確な X 線応力測定が可能と思われる範囲で丸みを有すること、③ X 線応力測定の際に十分な測定精度を得るために、 $\sin^2\psi$ (ψ : 試料面法線と回折面法線がなす角度) が 0~0.6 程度まで確保できること⁽⁸³⁾を考慮して決定した。

試験片は M10×1.25 のブランクと同一直径で、材質は SCM440（成分は付表 3.1 参照）、熱処理後に強度区分 12.9 のボルトと同等の機械的性質が得られるように熱処

理条件を設定し、転造は油圧式丸ダイス転造盤 (BAD DÜBEN, 2-NTR 16 CNC/AC) を用いて転造速度 (転造時間とダイスの切込み量) を制御して行った。試験片は転造後熱処理 (SV)、熱処理後転造 (SG) 及び転造後熱処理なし (SN) の各条件で、溝 (谷) の径 d_3 を3段階に変化させたものを製作した。なお、熱処理は SV, SG 試験片とも同時に行っている。SG 試験片のブランク径が SV 試験片に比べて若干小さいのは、熱処理時に発生した曲がり除去のために表層を研削しているからである。

転造条件を表 6.1 に、谷の径と最大転造荷重 F_{\max} の関係を図 6.2 に示す (丸ダイス転造盤の制御値及び各試験片の転造荷重の詳細値については付表 6.1 及び付表 6.2 参照)。

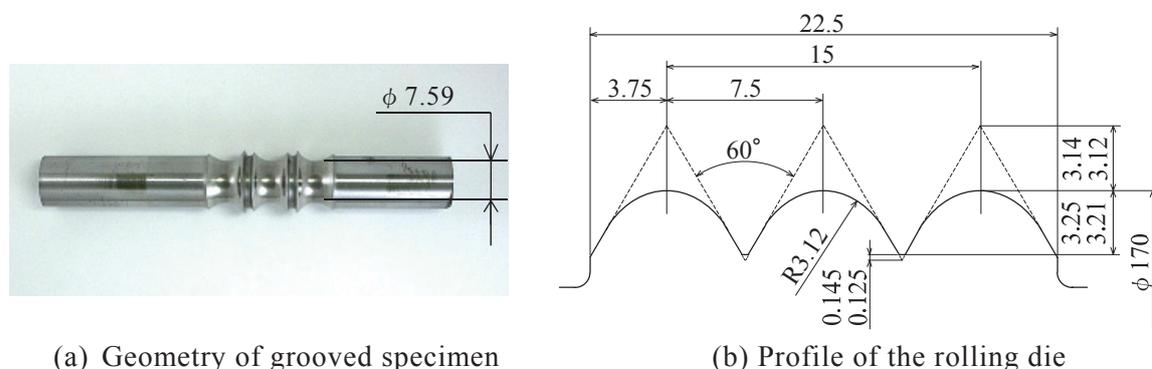


Fig. 6.1 Specifications of grooved specimen ($d_3 = \phi 7.59$ mm)

Table 6.1 The conditions of rolling process for grooved specimen

Major diameter of rolling die D_D mm	170
Rotational speed of die V_D min^{-1}	7
Processing time t s	8
(Time of forming process t_p s)	(7.6)
(Time of finishing process t_f s)	(0.4)
Diameter of workpiece d_0 mm	9.02
Minor diameter after thread rolling d_3 mm	7.59
Number of rotation for workpiece N_R	17
Penetration rate R_{pen} mm/rev.	0.04
Maximum rolling force F_R kN	52

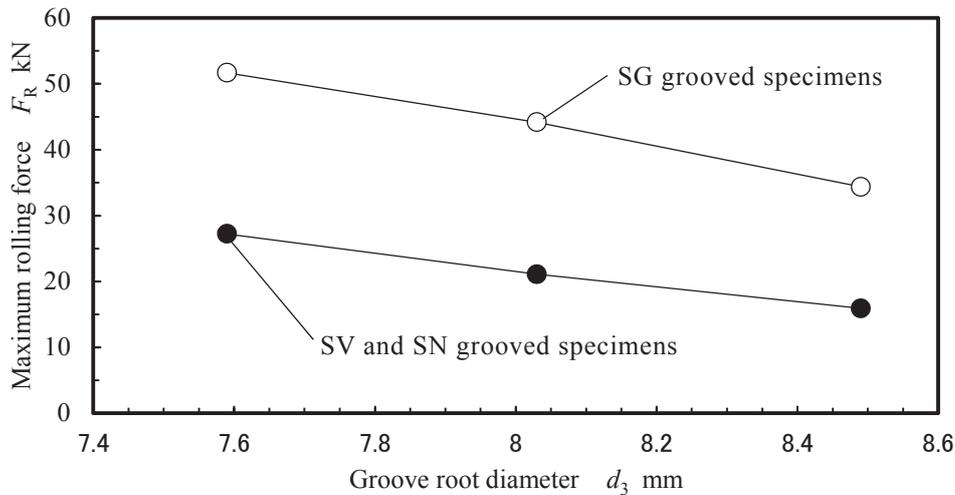


Fig. 6.2 Relationship between maximum rolling force and groove root diameter

6.2.2 試験結果

残留応力測定には、“Auto MATE”（リガク，微小部 X 線応力測定装置）を用いた．この装置には，XYZ ステージと CCD 付きズーム顕微鏡システムが装備されており，測定位置の決定を高い精度で行うことができるため，測定位置誤差の影響が大きい，曲率を持った部位での測定を精度良く行える可能性がある．表 6.2 に測定条件を示す．

今回の測定は側傾法で行っている．これは，側傾法では ψ 軸と 2θ 軸が直行しているため，環状丸溝試験片の谷底のような部位でも，広範囲の ψ 角で測定を行うことができるからである．

図 6.3 に，谷の径 $d_3 = \phi 7.59$ mm における SV 及び SG 試験片の $\sin^2\psi - 2\theta$ 線図を示す．X 線の照射範囲を小さく絞っているにも拘らず，全域で非常に直線性が良く，精度の良い測定が実現できていると考えられる．

図 6.4 は，谷底最表面における軸方向の残留応力と谷の径 d_3 の関係について，図 6.3 に示したような $\sin^2\psi - 2\theta$ 線図から求めた 95 %信頼区間と合せて示したものである．この結果から，①溝表面に発生する圧縮残留応力の大きさは，素材の硬さ（強度）が大きい SG 試験片の方が SN 試験片と比べてかなり大きな値となり，その値は谷の径 d_3 に若干影響を受けること，②発生した残留応力（SN）は，焼入焼戻し処理によってほとんど失われる（SV）ことが明らかとなった．

Table 6.2 Conditions of X-ray stress measurement

X-ray tube	Cr / K_{α} / 40 kN / 40 mA
Measurement method	$\sin^2\psi$ method, Side inclination method
Peak search method	Half-value-breadth method
X-ray stress constant	-318 MPa / deg
Collimator diameter	0.15 mm

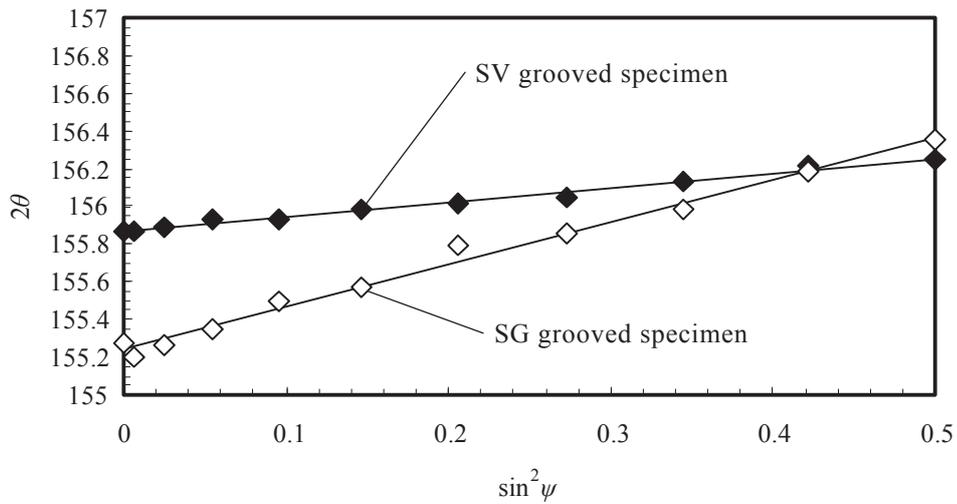


Fig. 6.3 $\sin^2\psi-2\theta$ diagram for SV and SG grooved specimen

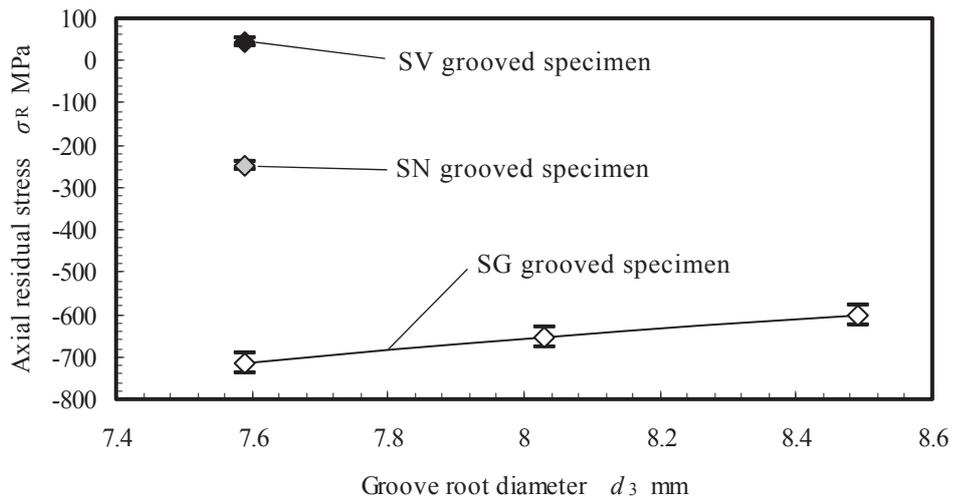
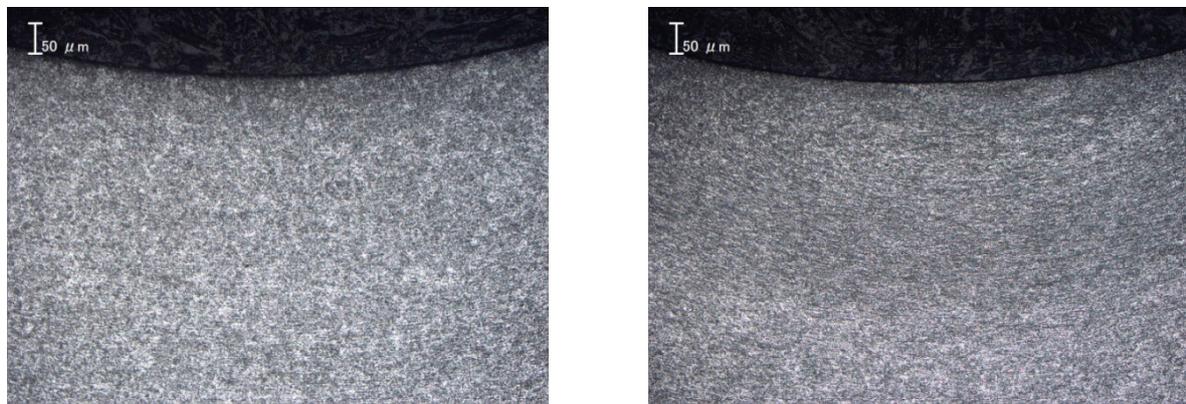


Fig. 6.4 Relationship between groove root diameter and axial residual stress at the groove root surface obtained by X-ray diffraction method

石橋の仮説⁽²¹⁾によると、疲労強度に関係するのは素材表面から ϵ_0 だけ内部に入った層における応力変動である。そのため、半径方向の残留応力分布を正確に知ることは極めて重要な課題であると言える。そこで、切込み量が最も大きい $d_3 = \phi 7.59$ mm の SV 及び SG 試験片について、軸断面における内部組織の観察及び硬さ分布測定を行った。内部組織の観察結果を図 6.5 (a) 及び (b) に、硬さ分布の測定結果を図 6.6 にそれぞれ示す。

図 6.5 を見ると、(a) SV 試験片では均一な焼入焼戻しの組織を呈しているのに対し、(b) SG 試験片では溝表面付近にファイバーフローが観察される。また、図 6.6 より、SV 試験片では半径方向にほぼ一様な硬さであるのに対し、SG 試験片では溝最表面からおよそ 0.5 mm の位置で硬さが最大となるような分布になっている。



(a) Metallographic structure of SV specimen

(b) Metallographic structure of SG specimen

Fig. 6.5 Metallographic structure (Fiber flow) around the root of grooved specimen

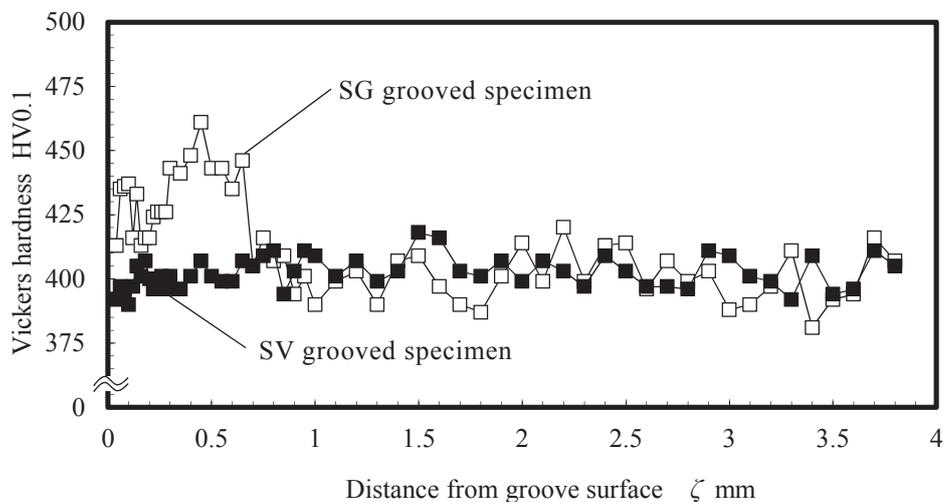


Fig. 6.6 Vickers hardness distributions around the groove root of the SV and SG specimen ($d_3 = \phi 7.59$ mm)

すべての試験片は同一ロットのブランクから転造されており、熱処理（焼入焼戻し）も同時に行っている。したがって、このような組織及び硬さの変化は転造加工によって発生したものであると考えられるため、SG 試験片の残留応力のピークも内部に発生している可能性が大きい。

軸方向残留応力の半径方向分布測定は、試験片の溝にビニールテープを用いて幅 1.5 mm 程度のマスキングを施して、電解研磨を行いながら逐次応力測定を行う方法で行った。この方法で得られる残留応力は、除去加工された部分の影響で変化すると考えられるため、ここでは文献 (84) の方法により、残留応力の開放と再分布について以下のような補正を行う。

図 6.7 に、表面を y_1 まで除去された円柱の軸直角断面を示す。この図において、測定される軸方向の残留応力の値を σ_r 、真の残留応力を σ_R 、力のつり合いによる応力を σ_1 、モーメントのつり合いによる応力を σ_2 とすると、それぞれの応力は (6.1) 式のようなになる。

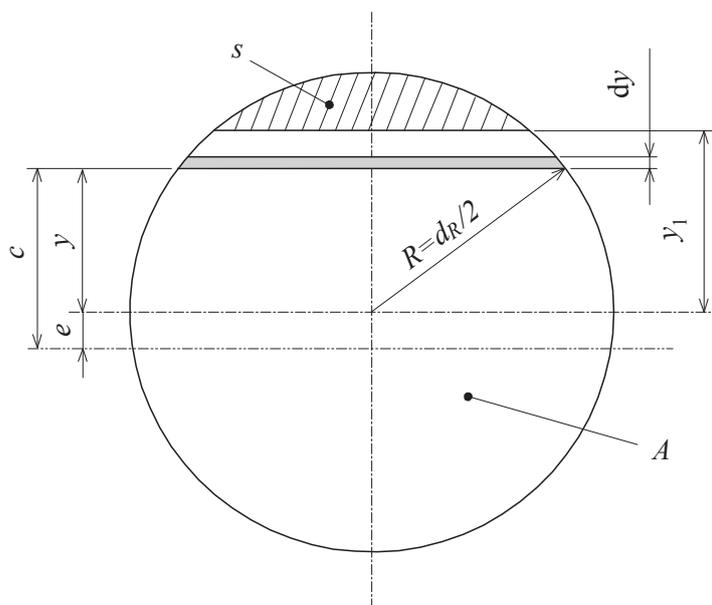


Fig. 6.7 Cross section of groove perpendicular to the axis

$$\sigma_r = \sigma_R + \sigma_1 + \sigma_2 \quad (6.1)$$

任意の位置 y から dy 除去したときに開放される力 dN 及びモーメント dM は、

$$dN = \sigma_r \cdot 2\sqrt{R^2 - y^2} \cdot dy \quad (6.2)$$

$$dM = \sigma_r \cdot 2\sqrt{R^2 - y^2} \cdot c \cdot dy \quad (6.3)$$

(c : 斜線部分を除いた後の領域における、中立軸から y までの距離)

dN 及び dM によるそれぞれの応力変化 $d\sigma_1$, $d\sigma_2$ は, (6.4) 式及び (6.5) 式のように表すことができる.

$$d\sigma_1 = dN/A \quad (6.4)$$

$$d\sigma_2 = dM \cdot c/I \quad (6.5)$$

(A : 除去加工されていない領域の面積, I : 除去加工されていない領域の中立軸まわりの断面二次モーメント)

試験片の溝を最表面から y_1 まで除去したときに補正すべき応力は, $d\sigma_1$ 及び $d\sigma_2$ を y_1 から R まで積分した値となる.

$$\sigma_1 = \int_{y_1}^R \frac{1}{A} dN = \int_{y_1}^R \frac{2\sigma_r}{A} \sqrt{R^2 - y^2} dy = \frac{\sigma_r}{A} \cdot s \quad (6.6)$$

$$\sigma_2 = \int_{y_1}^R \frac{c}{I} dM = \int_{y_1}^R \frac{2\sigma_r \cdot c^2}{I} \sqrt{R^2 - y^2} dy = \frac{\sigma_r \cdot c^2}{I} \cdot s \quad (6.7)$$

(s : 除去加工された領域の面積) したがって, 真の残留応力値 σ_R は, (6.1) 式, (6.6) 式及び (6.7) 式より, (6.8) 式のように表すことができる.

$$\sigma_R = \sigma_r \left(1 - \frac{s}{A} - \frac{c^2 \cdot s}{I} \right) \quad (6.8)$$

図 6.8 に, 谷の径 $d_3 = \phi 7.59 \text{ mm}$ の SG 試験片の溝部における, 軸方向残留応力の半径方向分布実測値と補正值を比較して示す. これを見ると, 表層除去の影響はそれほど小さくなく, ピークの位置は, 図 6.6 に示す硬さ分布とよく一致していることがわかる. このような分布形は, 川井ら⁽⁸¹⁾が行った三次元 FEM 解析による推定結果とも一致するものであるが, 同研究における測定ではこのような分布は確認されていない.

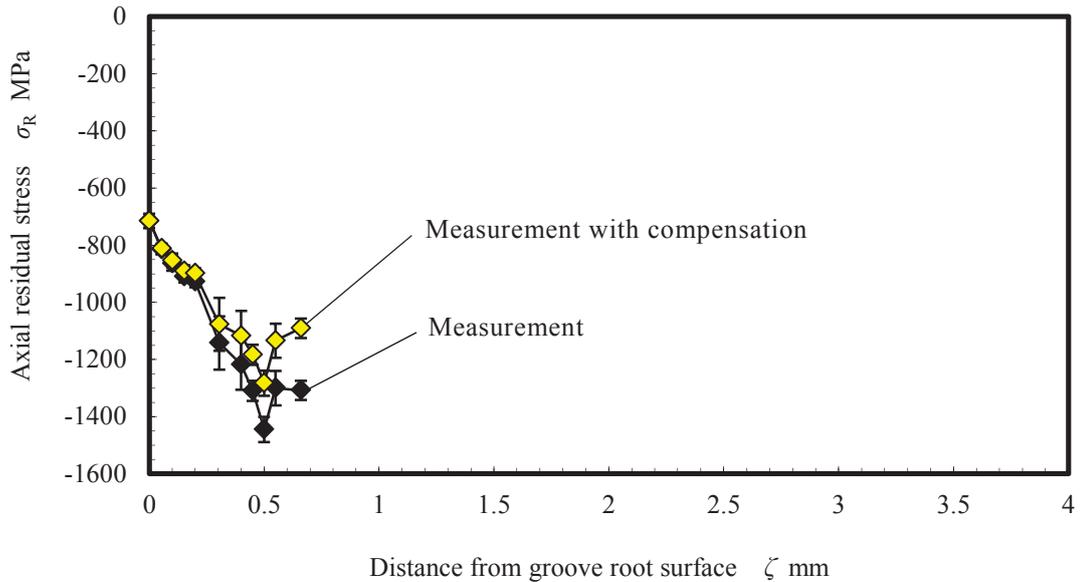


Fig. 6.8 Axial residual stress distribution around the groove root obtained by X-ray diffraction method

6.2.3 考察

環状丸溝試験片における X 線残留応力測定結果から、曲率を持った部位でも測定位置を精度良く決定することが出来れば、残留応力の評価を行うことができることが分かった。そこで、本研究の最終目標でもある、ボルト製品のねじ谷底における残留応力を測定する場合の、軸方向の測定位置誤差が測定結果に及ぼす影響について検証を行う。

図 6.9 は、谷の径 $d_3 = \phi 7.59$ mm の SG 試験片の溝部において、軸方向測定位置 L_A を変化させることによって得られた軸方向残留応力の実測値 σ_R と、被測定面の角度を考慮して求めた補正值 σ_{RC} を、95 %信頼区間と合せて示した図である。補正では、水平面と各測定位置における接線方向とのなす角度によって Ψ 角を修正し、新しい $\sin^2\psi - 2\theta$ 線図から求めた接線方向の残留応力を軸方向に換算している。この結果を見ると、残留応力の分布はおおよそ $L_A = 0$ を対称軸とした分布を示しており、このことから CCD 装置による位置決め精度は十分であることがわかる。また、実測値では測定位置が中心からずれるほど平均値及び信頼区間が大きくなる傾向があるが、補正值は $L_A = \pm 0.5$ mm の範囲でほぼ一定であることから残留応力分布も一定であるとみなすことができ、この範囲で測定できれば、疲労強度に関係する局所的残留応力の値を知ることができると考えられる。

図 6.10 は、図 6.9 の結果から軸方向の位置決め誤差に対する軸方向残留応力の測定誤差を求めた図である。この結果から、測定位置 L_A が谷底丸み半径 r に対して軸方向に 7%程度ずれることで、10%の測定誤差が生じてしまうことがわかる。

以上の結果を M10×1.25 のボルトに適用した場合に、残留応力分布が一定である

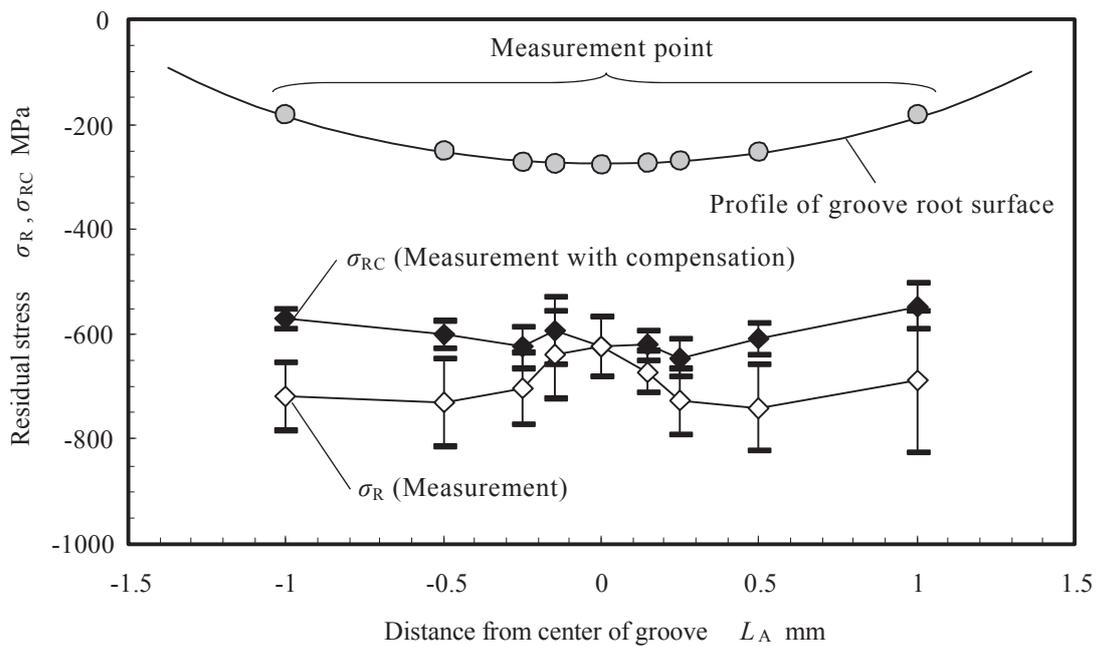


Fig. 6.9 Axial residual stress distribution on the groove root surface to the axial direction

とみなせる範囲での測定条件を表 6.3 に示す. これを見ると, ねじのピッチが 1.25 mm のねじにおいては, 残留応力分布が一定であるとみなせる範囲は $L_A = \pm 25 \mu\text{m}$ 程度であり, この範囲で測定を行えるように, 現在 “Auto MATE” で使用できる最小径 ($\phi 30 \mu\text{m}$) のコリメータを用いて測定位置誤差を $\pm 10 \mu\text{m}$ に抑えた場合でも, 約 20% の測定誤差が生じるおそれがあると言える. また, 径の小さいコリメータを使用した場合, X 線照射範囲内の結晶粒数の減少に伴う測定誤差も加わるため, ボルトの疲労強度に影響を与える残留応力を十分な精度で測定しようとする, 現状では M64 程度 (ピッチ $P = 6 \text{ mm}$) のサイズが必要になり, 製造及び疲労試験を行うことは困難である. このような結果を考えれば, 実際のボルトに対して X 線応力測定法を適用して残留応力を測定し, 同時に疲労試験を行うことは現状ではできないと考えられる. したがって本研究では残留応力推定を把握するための手法として, FEM 解析を用いた転造加工のシミュレーションを選択する.

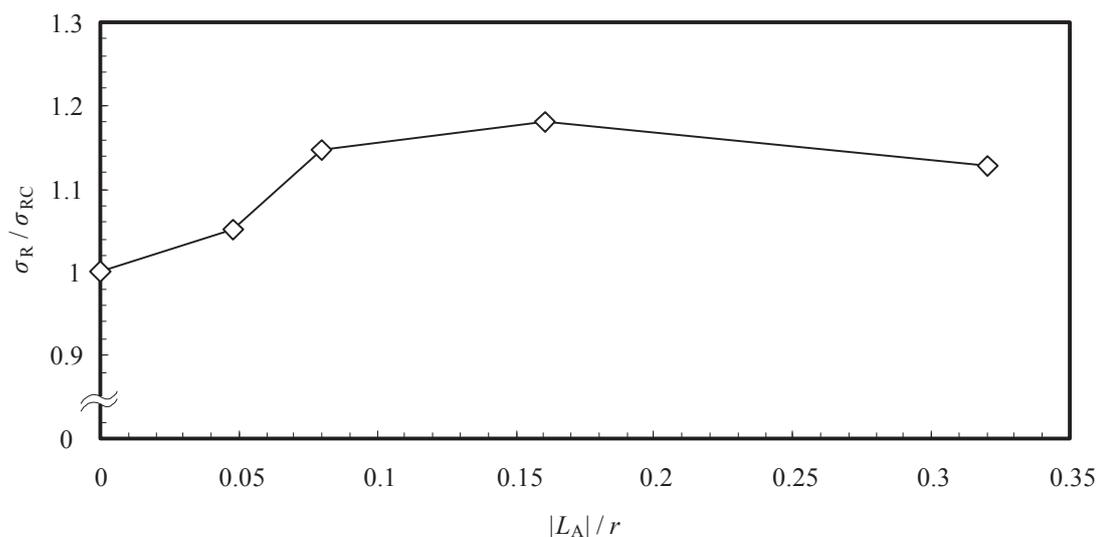


Fig. 6.10 Measurement error of the axial residual stress induced by measurement point misalignment

Table 6.3 Conditions of X-ray measurement within the definite area of the axial residual stress distribution

	Grooved specimen	M10×1.25
Thread (Groove) root radius	3.12 mm	0.156 mm
Definite area of axial residual stress distribution	± 0.5 mm	± 25 μm
Diameter of collimator	φ 0.15 mm	φ 30 μm
Misalignment allowance	± 0.42 mm	± 10 μm

6.3 転造加工における残留応力発生過程の FE シミュレーション

6.3.1 シミュレーションの方法

塑性加工のシミュレーションには専用のソフトを用いる場合が多いが、本研究では最終的に、得られた結果をボルト・ナット結合体に動的負荷が作用する場合の局所的応力解析の初期条件として利用する予定のため、汎用解析ソフトの“ANSYS”を使用している。ANSYS は計算中に要素が著しく変形した場合に再分割を行うリメッシュ機能を持たないことから、大規模変形問題を扱うことには不向きである。そこで、このような問題を解決するために、予め加工形状に近いモデル（ブランク）を用意し、以下に示す方法で、転造加工によってねじ谷底に発生する残留応力の推定を行う方法の適用を試みた。①転造加工が終了する直前（約 1 回転前）のブラン

クの形状を推定(決定)する. ②転造工具をブランクの中心軸に向かって変位させ, 圧縮荷重を作用させる(変位量は実際の転造条件から求められる, ブランク1回転あたりに工具が変位する値). ③圧縮荷重を作用させた状態のまま転造工具を回転させることで, 摩擦接触を定義したブランクを1回転させて転造加工を行う. ④転造荷重が実測値に近づくまで, ②及び③を繰り返す. なお, 仕上げでは谷の径を真円に近づけ, ブランクを約2回転させることとする. ⑤転造工具をブランクから引き離し, 圧縮荷重を除荷する. まず, この方法の妥当性を検証する意味で, 6.2章における環状丸溝試験片を対象としたシミュレーションを行い, 得られた結果をX線残留応力測定結果と比較する.

図6.11に解析モデルを示す. ブランクは, 上端面において作成した“弱いばね要素”により, 半径方向の拘束を行っている. ブランクの材料特性には, 図3.13(b)に示す, 強度区分12.9相当の材料特性を適用した. 転造工具は, 図6.1に示す形状のうち, ブランクと接触する部分だけを剛体面としてモデル化し, 中心に定義した“パイロット節点”によって, その動きを制御している. なお, ブランクと工具における接触面の摩擦係数は, 加工油による潤滑を考慮して $\mu = 0.125$ とした.

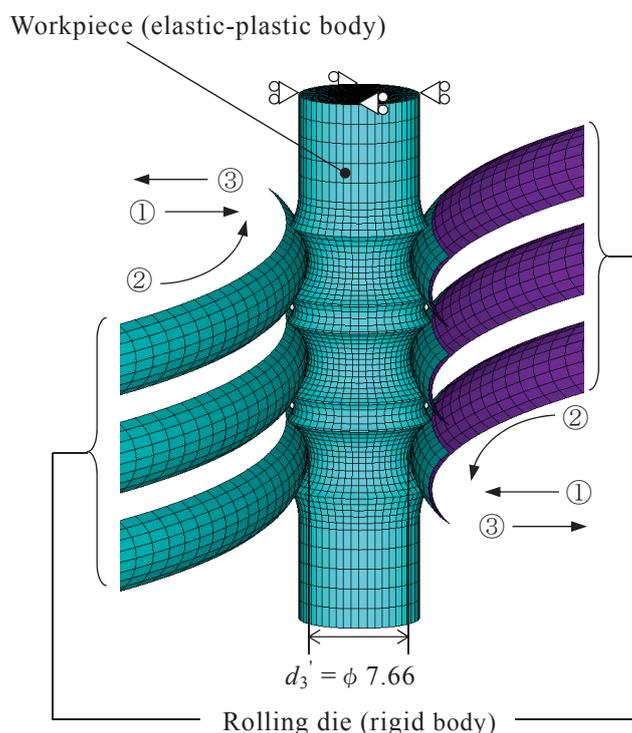


Fig. 6.11 FE model and material property for rolling process simulation of the groove rolled specimen

6.3.2 環状丸溝試験片の残留応力分布推定

実際の環状丸溝試験片の転造加工では、仕上げを除く加工中にブランクは約 17 回転しており、その際に工具は約 0.72 mm 押込まれていることから、工具はブランクが 1 回転する間に約 0.04 mm 押込まれていることになる。そこで、シミュレーション終了時の谷の径が実測値 ($d_3 = 7.59 \text{ mm}$) に近づくように、転造加工後に発生するスプリングバック量 0.01 mm を考慮してブランクの谷の径を $d_3' = \phi 7.66 \text{ mm}$ と決定して FE モデルを作成し、6.3.1 項に示す方法でシミュレーションを行った。

図 6.12 に、シミュレーションによって得られたブランクの回転角と転造荷重の関係を示す。これを見ると、6.3.1 項に示すステップ 4 が終了した時点で転造荷重が一定値に収束し、最大転造荷重の計算値は、実測値と一致していることが分かる。なお、シミュレーションによって得られた谷の径は $d_3 = \phi 7.57 \text{ mm}$ となり、実測値とほぼ同等であった。

図 6.13 に、シミュレーションによって得られた残留応力分布と、X 線応力測定によって得られた軸方向残留応力分布の補正值を示す。これを見ると、計算値は実測値とよく一致しており、本方法によって転造加工時に発生する残留応力分布を正確に推定できる可能性が確認できた。

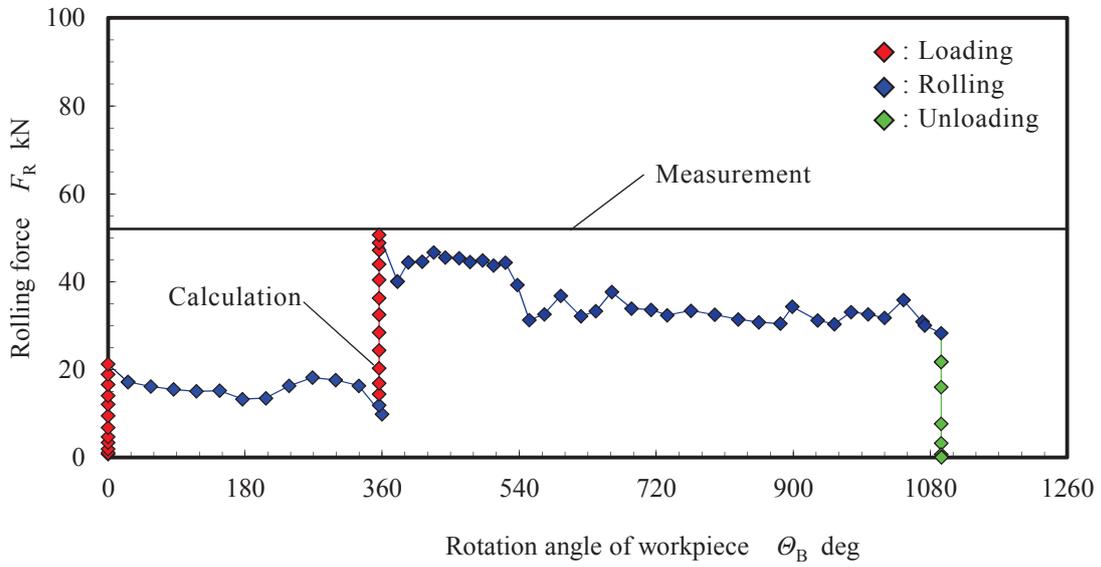


Fig. 6.12 Relationship between the rolling force and the rotation angle of workpiece

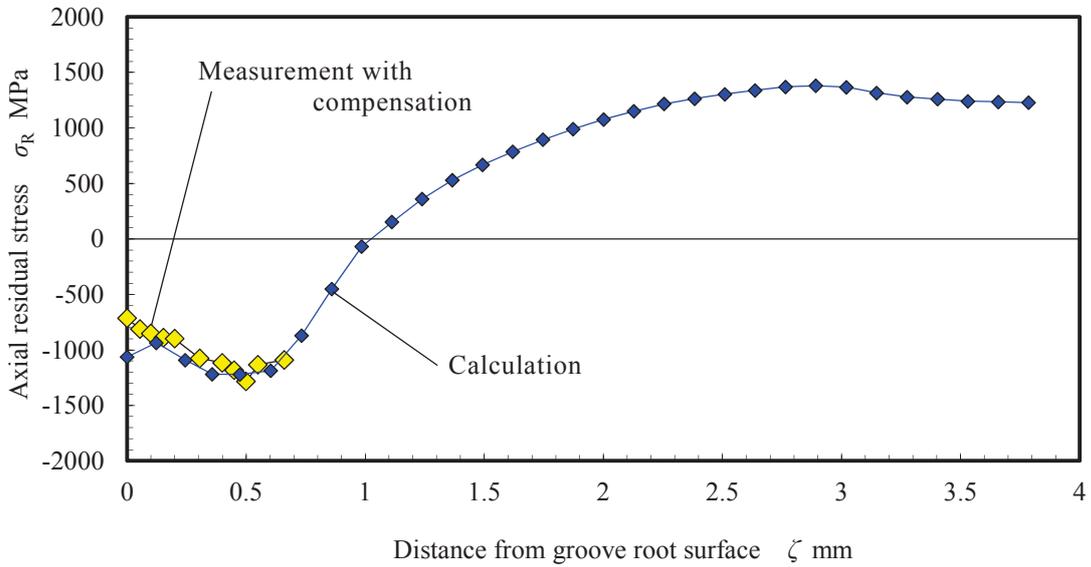


Fig. 6.13 Comparison of the axial residual stress distributions among calculation and measurement

6.4 リードなしボルト試験片のねじ谷底における残留応力分布の推定

6.4.1 転造ボルト試験片の仕様

6.3 章では、実際のねじ山形状と比較してかなり大きなねじ山について検討を行った。そこで、ここでは 6.3 章で対象とした環状丸溝試験片の山形を M10×1.25 に変更し、強度区分 8.8 用ブランク (SCM440) を用いて製造したリードなし SG ボルトを対象として、より実際のねじ部品に近い試験片でのシミュレーションを行う。なお、転造は環状丸溝試験片と同一の油圧式丸ダイス転造盤を用いて行っている。試験片の形状と転造工具を図 6.14 (a) 及び (b) に、転造条件を表 6.4 に示す (丸ダイス転造盤の制御値及び各試験片の転造荷重の詳細値については付表 5.1 及び付表 5.2 参照)。

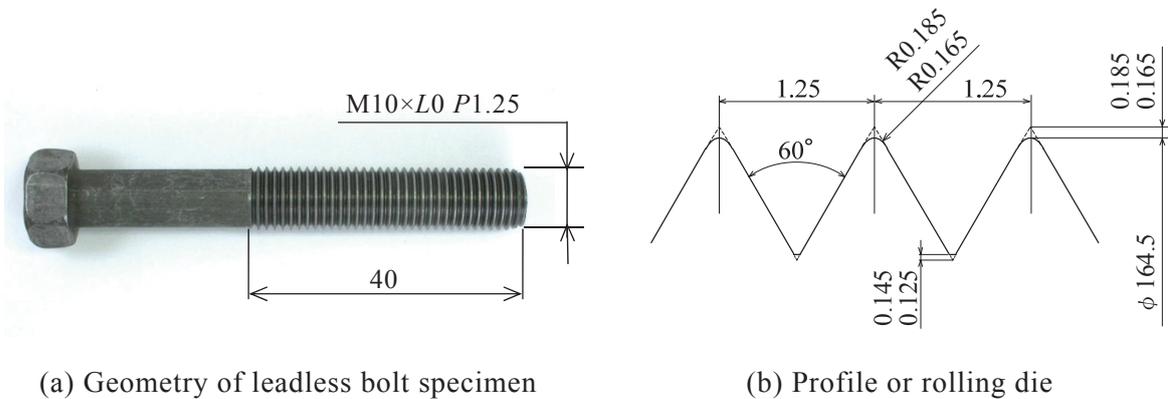


Fig. 6.14 Specifications of leadless bolt specimen

Table 6.4 The conditions of thread rolling process for leadless SG bolt specimen

Major diameter of rolling die D_D mm	164.5
Rotational speed of die V_D min^{-1}	60
Processing time t s	1
(Time of forming process t_p s)	(0.5)
(Time of finishing process t_f s)	(0.5)
Diameter of workpiece d_0 mm	9.07
Minor diameter after thread rolling d_3 mm	8.34
Number of rotation for workpiece N_R	9
Penetration rate R_{pen} mm/rev.	0.04
Maximum rolling force F_R kN	50

6.4.2 シミュレーションの方法

図 6.15 に FE モデルを示す。ブランクの材料特性は、図 3.13 (a) に示す、強度区分 8.8 相当の材料特性を適用した。

製作したリードなしボルト試験片のねじ長さは 40 mm であり、ここに成形されるねじ山の数はおよそ 32 山である。このねじ山の全てを FE モデル化した場合、解析の規模が大きくなりすぎることが懸念される。そこで本研究では、6.3 節で行った環状丸溝試験片の転造シミュレーションと計算の規模を同等にする意味でも、転造工具 3 山分を抜き出してモデル化している。実際の転造加工では、成形中にブランクを約 9 回転させており、ブランクの直径 $d_0 = \phi 9.07$ mm, 完成品の谷の径 $d_3 = \phi 8.34$ mm であることから、1 回転あたりの径方向の変化量はおよそ 0.08 mm となる。そこで、成形後にスプリングバックが発生することを考慮して、転造加工の中間形状であるブランクの谷の径 $d_3' = \phi 8.41$ mm, 工具との接触面摩擦係数を $\mu = 0.125$ と設定した FE モデルを作成し、6.3.1 項に示す方法でシミュレーションを行った。

図 6.16 に転造荷重の実測値と、FEM 解析における計算値を示す。この結果を見ると、環状丸溝試験片におけるシミュレーション結果と同様に、6.3.1 項に示すステップ 4 が終了した時点で転造荷重が一定値に収束し、最大転造荷重の計算値も実測値とほぼ一致していることが分かる。なお、シミュレーションによって得られた谷の径は $d_3 = \phi 8.35$ mm となり、実測値とほぼ同等であった。

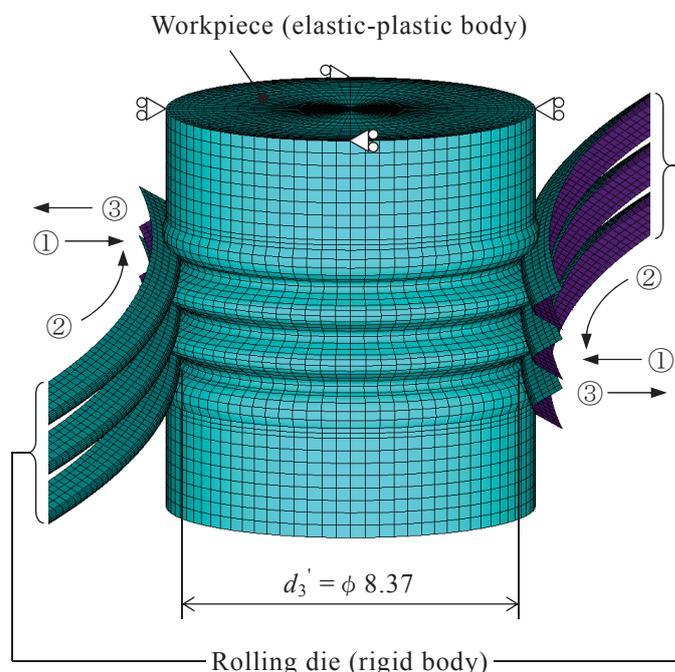


Fig. 6.15 FE model and material property for the thread rolling process simulation of the leadless bolt specimen

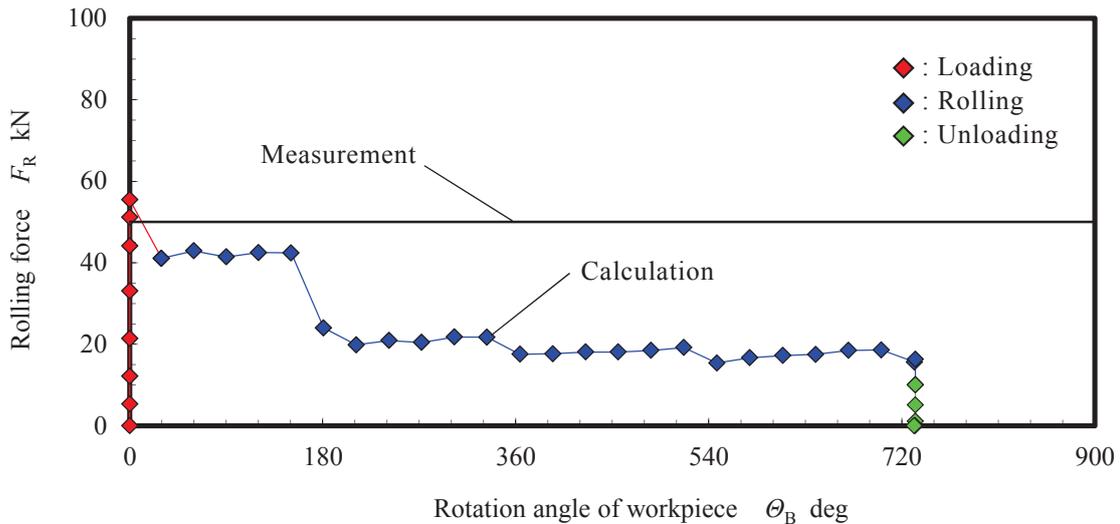


Fig. 6.16 Relationship between the rolling force and the rotation angle of workpiece

6.4.3 シミュレーション結果及び考察

図 6.17 に、転造シミュレーションによって推定した軸方向残留応力の半径方向分布を示す。これを見ると、環状丸溝試験片における計算結果と同様、圧縮残留応力のピークはねじ谷底最表面ではなく、少し内側（約 0.1 mm）に存在しており、その値はおよそ 1370 MPa であることがわかる。

SV 及び SG 試験片の軸断面における内部組織観察及び硬さ分布測定結果を、図 6.18 (a), (b) 及び 6.19 に示す。図 6.18 を見ると、環状丸溝試験片と同様、(a) SV 試験片では均一な焼入焼戻しの組織を呈しているのに対し、(b) SG 試験片では溝表面付近にファイバーフローが観察される。また、図 6.19 より、SV 試験片では半径方向にほぼ一様の硬さであるのに対し、SG 試験片では谷底表面付近で硬さが最大となるような分布になっている。

三林ら⁽⁸⁵⁾は、切欠きを有する平板に粒径の異なるショット粒を用いてピーニングを行った場合に、残留応力のピーク値及び位置が変化することを確認していることから、本研究における環状丸溝試験片とリードなしボルト試験片のピーク位置が変化していることは、押し込む工具の先端（試験片の谷底）の丸みが異なることに起因しているのかもしれない。ここで、これまで同様に石橋の仮説における ϵ_0 （疲労に関係する応力が発生する深さ）を 30 μm であると仮定し、リードなし SG ボルト試験片のねじ谷底における軸方向圧縮残留応力を推定すると、およそ 830 MPa の圧縮残留応力が存在すると考えられる。

このような残留応力の値は、過去に萩原らが行った M10、強度区分 8.8 のボルトにおける X 線残留応力測定結果⁽³¹⁾の 3 倍程度大きく、第 3 章にて M10×1.25、強度区分 8.8 の SV 及び SG ボルトとナットを組合せて行った疲労試験結果から推測した残留応力 ($\sigma_R \approx 1200 \text{ MPa}$) に近い値を示している。

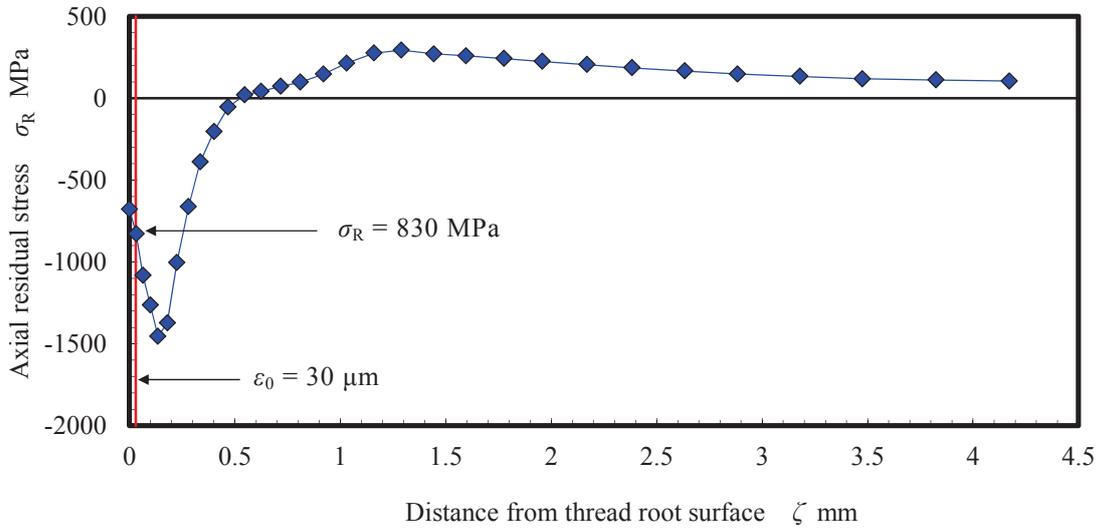
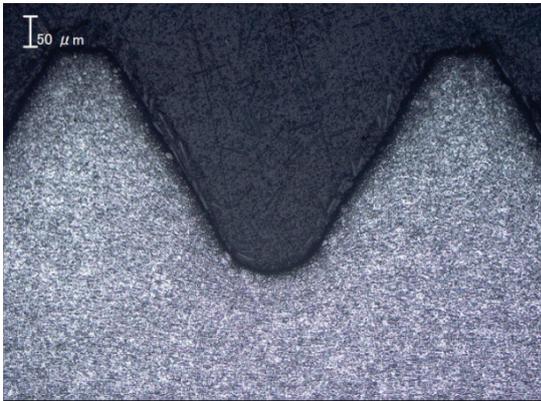
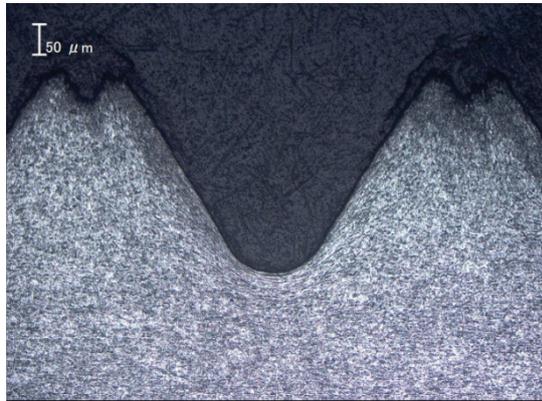


Fig. 6.17 Axial residual stress distribution calculated by 3-D FE simulation



(a) Metallographic structure of SV specimen



(b) Metallographic structure of SG specimen

Fig. 6.18 Metallographic structure (Fiber flow) around the thread root of leadless bolt

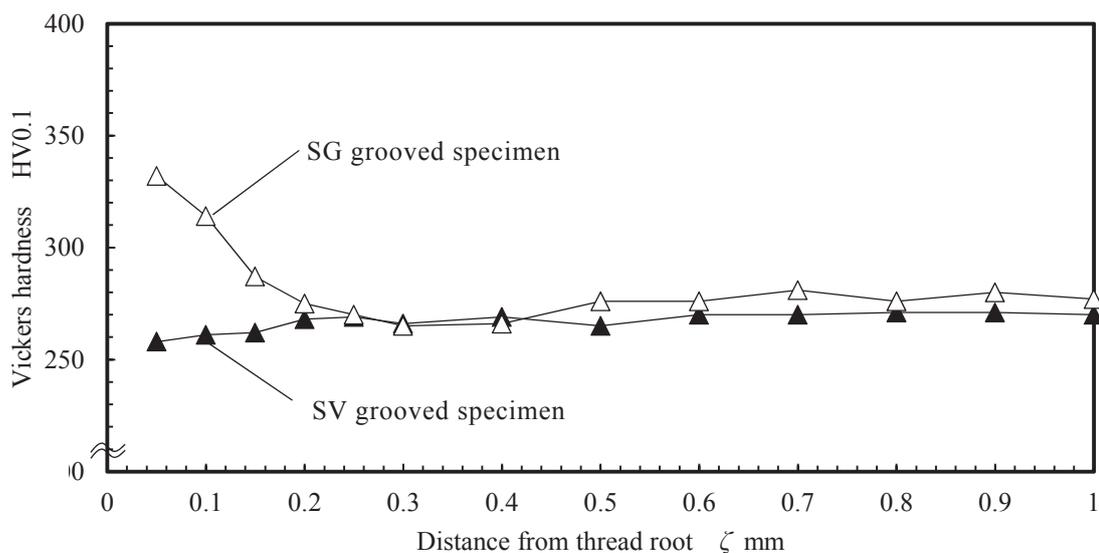


Fig. 6.19 Vickers hardness distribution around the thread root of SV and SG leadless bolt

6.5 リードなし SG ボルト試験片の疲労試験

6.5.1 試験方法

推定した残留応力の妥当性を確認するため、リードなし SG ボルトの疲労試験を行い、得られる疲労強度と第 5 章で測定したリードなし SV ボルトの疲労強度との比較を行う。図 6.20 に、疲労試験のセット及び荷重条件を示す。両試験片のプランクは同一で、転造と熱処理の順序以外は、すべて条件を揃えて加工している。本試験で用いるめねじ型アダプタは、リードなしボルト試験片を保持するために、ワイヤーカットにて軸方向に二つ割りになっており、試験中にアダプタがねじのフランク面に沿って滑ることを抑制するために M2 のねじ 4 本で両側から固定する構造になっている。試験は、残留応力の影響が顕著に現れると推測される平均応力の低い条件で行うこととし、応力比 $R_s = 0.1$ の条件で行った。

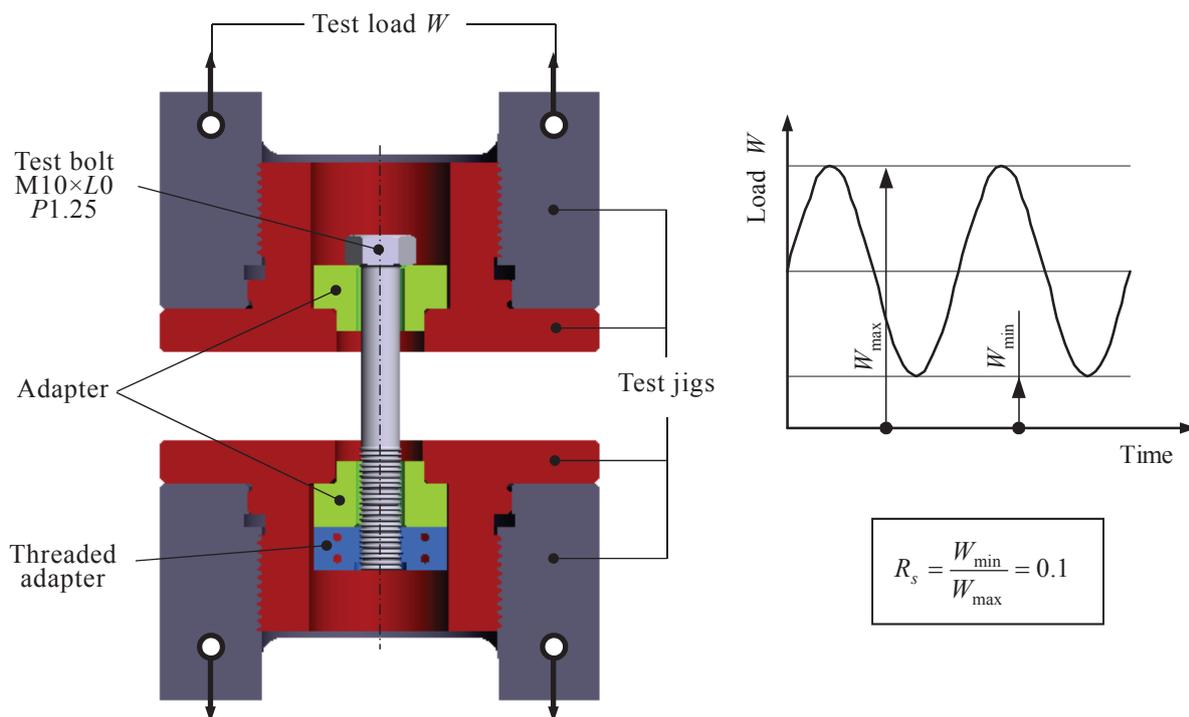


Fig. 6.20 Fatigue testing device and test condition

6.5.2 試験結果

図 6.21 に、疲労試験によって推定された SV 及び SG リードなしボルト試験片の疲労限度 ($N = 5 \times 10^6$ 時間疲労強度 σ_{AN}) の測定結果を示す (試験結果の詳細は付表 6.3 及び付表 6.4 参照)。この結果を見ると、SG リードなしボルトは、SV リードなしボルトと比べて疲労強度が 50%程度上昇していることがわかる。

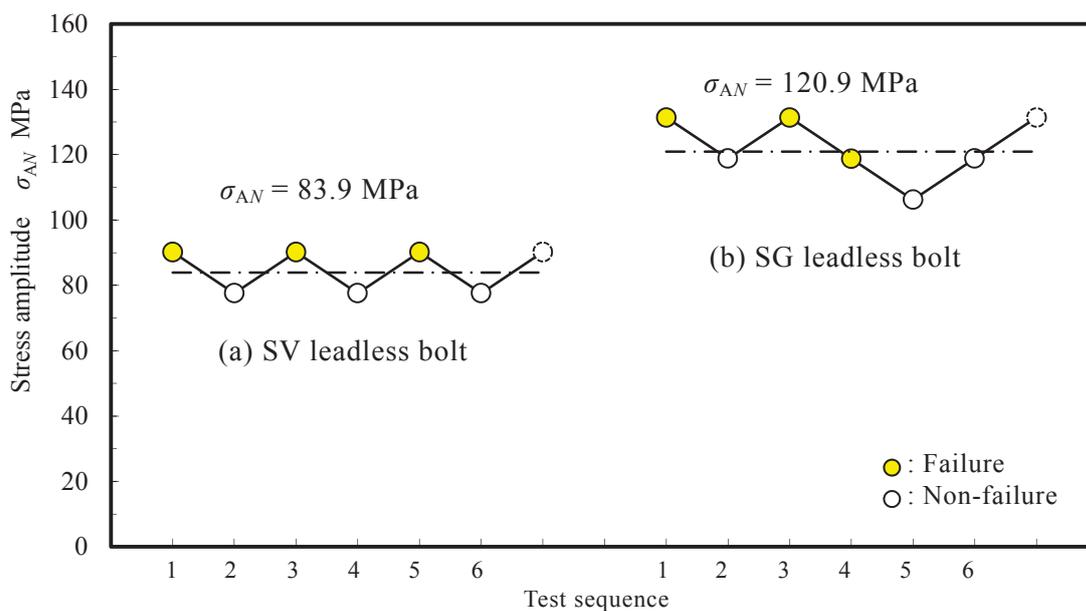


Fig. 6.21 Results from staircase fatigue tests ($R_s = 0.1$)

6.5.3 考察

図 6.22 に、実験結果を疲労限度線図に公称応力を用いてプロットした結果を示す。図中の平滑材の疲労限度線は、文献 (54) の同種材料に対する回転曲げ疲労限度データ ($\sigma_{w0} = 380 \text{ MPa}$) 及び真破断応力の実測値 ($\sigma_T = 1700 \text{ MPa}$) から、西原らの方法⁽⁴⁴⁾を用いて推定しており、SV リードなしボルトの疲労限度線 (赤色) は、平滑材の疲労限度及び 5.3 節で行った二次元弾塑性 FEM 解析 (図 5.14 参照) によって求めた切欠き係数 β (第 1 ねじ谷底 ε_0 層における局所的応力と公称応力の関係、 $\beta = 3.12$) を基に推定している。このようにして推定した SV リードなしボルトの疲労限度は、実験値と非常に良く一致していることが分かる。

ここで、吉本の仮説⁽²⁰⁾に従い、SV リードなしボルトの疲労限度線を、転造シミュレーションによって推定した残留応力値 $\sigma_R = 830 \text{ MPa}$ 及び切欠き係数 $\beta = 3.12$ を用いて $|\sigma_R|/\beta$ だけシフトさせることによって推定した SG リードなしボルトの疲労限度 (青色) を合わせて示す。これを見ると、推定結果は実験結果と比べてわずかに高いものの、良く一致しており、熱処理後転造することによって上昇した疲労強度についてもよく説明できることがわかる。これらのことは、仮説の妥当性及び局所的応力変動に基づくボルト疲労強度の推定方法の妥当性を示すと同時に、転造加工によって発生するねじ谷底残留応力分布の推定結果の妥当性を示しているものと考えられる。

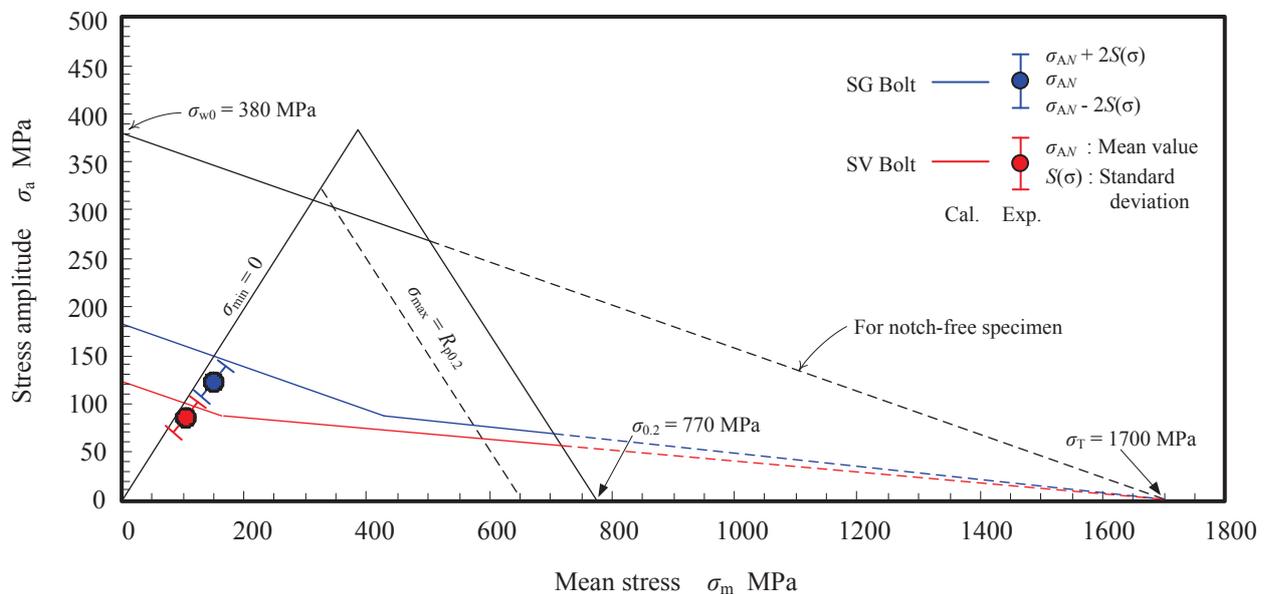


Fig.6.22 Fatigue limit diagram drawn by nominal stress

6.6 まとめ

本章では、汎用 FEM 解析ソフト“ANSYS”を用いた転造加工のシミュレーション方法を提案し、その妥当性を、転造条件をコントロールして製作した SG 環状丸溝試験片の X 線残留応力測定結果と比較することで検証を行った。また、その上で本方法を M10×1.25 のねじと同形状のねじ山を持つリードなし SG ボルト試験片に適用し、残留応力分布の推定を行った。そのまとめを以下に示す：

- (1) ねじを模擬し、転造条件をコントロールして製作した環状丸溝試験片について X 線残留応力測定を行った結果、谷底の局所的な部位においてばらつきの少ない測定結果を得ることができた。
- (2) 溝最表面の軸方向残留応力は、谷の径の大きさや、素材の強度に大きく影響を受け、転造加工後に焼入焼戻しの熱処理を行うことで消失することを確認した。
- (3) SG 試験片について軸方向残留応力の半径方向分布を測定したところ、硬さとの相関が強く、そのピークは表層ではなく内部に存在することがわかった。
- (4) 提案した三次元弾塑性 FEM シミュレーションによって推定した軸方向残留応力分布は、X 線応力測定結果とよく一致した。
- (5) 本方法をリードなし SG ボルト試験片に適用し、ねじ谷底 ϵ_0 層における残留応力を推定したところ、その値はおよそ 830 MPa であり、ボルト・ナット結合体の疲労試験結果から推定された残留応力 1200 MPa とかなり近い値を示した。
- (6) 平滑材の疲労限度、二次元弾塑性 FEM 解析によって求めた第 1 ねじ谷底の局所的応力変動及び、三次元弾塑性 FEM シミュレーションによって推定した残留応力を用いてリードなしボルトの疲労限度を推定したところ、推定値は実験値とよく一致した。このことは、仮説の妥当性及び局所的応力変動に基づくボルト疲労強度の推定方法の妥当性を示すと同時に、転造加工によって発生するねじ谷底残留応力分布の推定結果の妥当性を示すものと考えられる。

第7章 結 論

7.1 本研究の成果

締結体におけるトラブルのうち、疲労破壊はゆるみに次いで発生件数が多くなっている。ねじ部品は容易に入手ができるという利点があるが、本来ねじ締結体に求められる性能を発揮し続けることができるように、設計者が正しくねじ部品を「選択」し、締付け条件を設定できるようにするためには、ボルトの疲労強度を正しく推定できるようにすることは非常に重要な課題である。そのため、本研究では、材料の疲労強度と製造条件を基に、製造段階でボルトの疲労強度を精度よく推定できるようにすることを目的として、第2章で疲労強度に関する過去の研究結果をまとめ、第3章から第6章にわたり、二次元弾塑性 FEM 解析を用いた、ねじ谷底の局所的応力変動からボルトの疲労強度を推定する方法の検証、三次元弾塑性 FEM 解析を用いた転造加工のシミュレーションによる、ねじ谷底の残留応力推定について検討を行った。各章において得られた成果を以下にまとめる。

第2章では、ボルトの疲労強度に関する影響因子に関する従来の研究と、疲労強度を推定するための仮説について説明し、現状でその影響が定量的に明らかにされていない因子を整理した。

第3章では、製造条件を厳密にコントロールして製作したボルトとナットを組合せて疲労試験を行い、切欠き係数及び残留応力の推定を行った。その結果、ボルトの強度区分によらず、疲労試験における平均応力が高くなると疲労強度は低下し、熱処理後転造されたボルトのねじ谷底には、1000 MPa を超える圧縮残留応力が存在する可能性があることが分かった。また、ねじ谷底における局所的応力と公称応力の関係は直線性を示さないことから、ボルトの疲労強度を正確に把握するためには、局所的応力変動に基づく推定が不可欠であることを示した。

第4章では、ダブルナット締結におけるロッキング力を残留応力に見立てて、下ナットとかみ合う第1ねじ谷底に軸方向圧縮応力を作用させて疲労試験を行い、疲労強度に及ぼす影響の確認を行った。その結果、二次元弾塑性 FEM 解析において、ナットの座面間に初期の不整量（食込み）を与えることによってロッキング力を発生させ、疲労限度における負荷条件での局所的応力変動を比較することで、平滑材の疲労特性を用いて、ボルトの見かけの疲労強度の変化が良く説明できることを示した。

第5章では、ボルト・ナット結合体の第1ねじ谷底において、ねじのリードが及ぼす影響について検証するとともに、SV リードなしボルトに予荷重を作用させることで、二次元弾塑性 FEM 解析によって正確に推定することが可能な残留応力が疲労強度に及ぼす影響について調査した。その結果、ねじのリードが局所的応力変動に及ぼす影響が大きいことを明らかにするとともに、予荷重によって発生した残

留応力が疲労負荷における平均応力を低減させることで、ボルトの疲労強度を上昇させていることを示した。

第 6 章では、三次元弾塑性 FEM 解析を用いた転造加工のシミュレーション方法を提案し、その妥当性を、転造条件をコントロールして製作した SG 環状丸溝試験片の X 線残留応力測定結果と比較することで検証を行った。その結果両者はよく一致し、提案する方法によって、転造加工においてねじ谷底に発生する残留応力を精度良く推定できることが分かった。さらに、本方法を M10×1.25 のねじと同形状のねじ山を持つリードなし SG ボルト試験片に適用したところ、1000 MPa 程度の残留応力が発生する可能性があることが推定され、この値と吉本の仮説を用いて、SV 及び SG リードなしボルト試験片の疲労強度差を良く説明できることが分かった。このことは、仮説の妥当性及び局所的応力変動に基づくボルト疲労強度の推定方法の妥当性を示していると同時に、転造加工によって発生するねじ谷底残留応力分布の推定結果の妥当性を示すものと考えられる。

7.2 研究課題と今後の展開

材料の疲労強度及び製造工程を把握し、ねじ谷底の局所的応力変動を求めることで、ボルトの疲労強度を推定できる可能性が十分にあることを、リードを持たない試験片を用いて確認することができた。本研究の成果を実際のボルト製品に適用するためには、以下に示す課題について検討する必要があると考える。

- (1) ねじのリードの影響を詳細に把握するために、三次元 FEM 解析もしくは、それに相当する境界条件を付与した二次元軸対称 FEM 解析のモデルの検討
- (2) 上記 FE モデルに対し、転造シミュレーションによって推定した残留応力を初期の境界条件として付与する方法の検討
- (3) ねじ谷底における ϵ_0 の値に及ぼす影響因子を明らかにし、ボルト製品に適用する ϵ_0 の検証を行う

今後の展開としては、上記課題を解決し、ボルト製品の疲労強度を推定するための手法を確立することで、締結体の品質を保証するための設計方法の一助にしていこう予定である。

参考文献

- (1) 吉本 勇, “ねじ締結体設計のポイント”, (1992), p.13, 日本規格協会.
- (2) 沢 俊行, “ジェットコースター事故はなぜ起きたか”, 日経ものづくり, **633**, (2007.6), pp.36-39.
- (3) M.Okada, S.Kasei, “Bearing Surface Pressure Distribution of Nut with Cone-form Bearing Surface”, Journal of Advanced Mechanical Design, Systems, and Manufacturing, **2-3**(2008), pp.313-321.
- (4) 福岡俊道, 野村昌孝, 福万祥教, 上平貴弘, 杉本吉規, “大型車用ホイールボルトの軸力のばらつきと安全性の評価”, 日本機械学会論文集 (A 編), **75-759** (2009), pp.1577-1584.
- (5) 福岡俊道, 野村昌孝, 上平貴弘, 北野堅祐, “実機転用試験装置による大型車用ホイールボルトの応力振幅の評価”, 日本機械学会論文集 (C 編), **76-772** (2010), pp.3768-3775.
- (6) “ねじ締結ガイドブック”, (2004), p.35, 日本ねじ研究協会.
- (7) 萩原正弥, 岩田尚史, 藤野陽輔, 吉本 勇, “超音波探傷法によるボルトの疲労破壊予知”, 日本機械学会論文集 (C 編), **52-481** (1986), pp.2497-2502.
- (8) 辻 裕一, 丸山一男, “塑性域締結におけるねじ締結部の挙動, 一降伏軸力推定の際のねじ部の仮想直径—”, 精密機械, **58-7** (1992), pp.1227-1231.
- (9) 萩原正弥, 古川朗洋, “ねじの有効断面積について”, 日本ねじ研究協会誌, **38-2** (2007), pp.37-42.
- (10) ISO898-1, “Mechanical properties of fasteners made of carbon steel and alloy steel — Part 1 : Bolts, screws and studs with specified property classes — Coarse thread and fine pitch thread”, (2009)
- (11) 萩原正弥, “ねじ締結部のメンテナンス”, (1998), p.122, 日本プラントメンテナンス協会.
- (12) 山本 晃, “ねじ締結の理論と設計”, (1970), p.102, 養賢堂.
- (13) 吉本 勇, 丸山一男, 北郷 薫, 佐々木 務, “疲れ強さを向上させるねじ山形に関する研究”, 精密機械, **44-12** (1972), pp.1508-1513.
- (14) A.I.Yakushev, “Effect of Manufacturing Technology and Basic Thread Parameters on the Strength of Threaded Connexions” , Pergamon Press, (1964), pp.205-209.
[山本 晃訳, “ねじ随説 (24) —ねじの疲れ (3) —”, 機械の研究, **19-2** (1967-2), p.363].
- (15) W. Thomala, “Das metrische Gewindeprofil als Steitobjekt”, Industrie Anzeiger, 96-99(1974), p.2215. [枝本和彦訳, 日本ねじ研究協会誌, **6-11** (1975), p.363.]

- (16) D. Blume, “Einfluss von gewindherstellung und – profil auf die dauerhalbarkeit von schrauben”, *Maschinenmarkt*, **82-22** (1976), p.350. [丸山一男訳, *日本ねじ研究協会誌*, **8-12** (1977), p.355.]
- (17) “高強度ボルトの締結性能に関する標準化のための調査研究報告書”, 第 I 報 (1978), 日本ねじ研究協会.
- (18) 吉本 勇, 丸山一男, 北郷 薫, 佐々木 努, “高強度ボルトの疲れ強さ向上について”, *精密機械*, **45-8**, (1979), pp.975-980.
- (19) 日本塑性加工学会編, “回転加工”, (1990), p.24, コロナ社.
- (20) 吉本 勇, “ねじの疲れ強さに関する一仮説”, *精密機械*, **49-6** (1983), pp.801-803.
- (21) 石橋 正, “金属材料の疲労と破壊の防止 (増改訂版)”, (1967), 養賢堂.
- (22) G.S.Schajer, “Relaxation Method for Measuring Residual Stress , Technique and Opportunities” , *Society of Experimental Mechanics*, **50** (2010), pp.1117-1127.
- (23) G.S.Schajer, T.J.Rickert, “Incremental Computation Technique for Residual Stress Calculation Using the Integral Method” , *Society of Experimental Mechanics*, **51** (2011), pp.1217-1222.
- (24) G.S.Schajer, B.Winiarski, P.J.Withers, “Hole-Drilling Residual Stress Measurement with Artifact Correction Using Full-Field DIC” , *Society of Experimental Mechanics*, **53** (2012), pp.255-265.
- (25) P.Pagliaro, M.B.Prime, J.S.Robinson, B.Clausen, H.Swenson, M.Steinzig, B.Zuccarello, “Measuring Inaccessible Residual Stress Using Multiple Methods and Superposition” , *Society of Experimental Mechanics*, **51** (2011), pp.1123-1134.
- (26) W.Wong, M.R.Hill, “Superposition and Destructive Residual stress Measurements” , *Society of Experimental Mechanics*, **53** (2012), pp.339-344.
- (27) M.R.Viotti, A.Albertazzi Jr., “Approximated Repair Methods for Outlier Strain Data from Hole-Drilling Residual Measurements” , *Society of Experimental Mechanics*, **53** (2012), pp.393-403.
- (28) 田中啓介, 鈴木賢治, 秋庭義明, “残留応力の X 線評価”, (2006), 養賢堂.
- (29) X 線応力測定法標準 (2002 年版) —鉄鋼編—, (2002), 日本材料学会.
- (30) C.O.D.Martins, T.R.Strohaecker, A.S.Rocha and T.K.Hirsch, “Application of X-ray Diffraction, Micromagnetic and Hole Drilling Methods for Residual Stress Determination in a Ball Bearing Steel Ring” , *Society for Experimental Mechanics*, **45-4** (2005), pp.344-350.
- (31) 萩原正弥, 中原兼文, 吉本 勇, “X 線によるねじの残留応力測定”, *日本機械学会論文集 C 編*, **55-18** (1989), pp.2605-2610.
- (32) 山本 晃, “ねじ締結の原理と設計”, 養賢堂, (1995).

- (33) ISO3800, “Treaded fasteners — Axial load fatigue testing — Test methods and evaluation of results”, (1993).
- (34) 萩原正弥, “ねじ締結部におけるストリッピングに関する研究”, 平成9年度～平成10年度科学研究費補助金 研究成果報告書.
- (35) 萩原正弥, “ねじ部品の標準化とねじ締結部の信頼性”, 日本フルードパワーシステム学会, **37-6**, (2006), pp.34-37.
- (36) 丸山一男, “有限要素法及び銅メッキ法によるねじ結合体の応力解析 (第2報), 一引張荷重を受けるボルト谷底の応力—”, 日本機械学会論文集, **39-303** (1973), pp.2340-2349
- (37) 萩原正弥, 岩田尚史, 藤野陽輔, 吉本 勇, “超音波探傷法によるボルトの疲労破壊予知”, 日本機械学会論文集 (C編), **52-481** (1986), pp.2497-2502.
- (38) G.Junker, D.Blime, “Neue Wege einer systematischen Schraubenberechnung, Draht-Welt”, **50-8**・10・12,(1964-8・10・12), pp.527, 663, 791.
[山本 晃, “ねじ随説 (38-39-40) —締付けねじの新計算法 (1, 2, 3) —”, 機械の研究,20-5,6,7(1968-5,6,7), pp.762, 879, 1009].
- (39) 吉本 勇, 丸山一男, 北郷 薫, 佐々木 務, “疲れ強さを向上させるねじ山形に関する研究”, 精密機械, **44-12** (1978), pp.1508-1513.
- (40) ISO / DIS 3162.2, “ UNJ Threads, with Controlled Root Radius, for Aerospace – Inch Series” , (1975).
- (41) ISO / DIS 5410, “ISO High Fatigue Resistance Metric Screw Threads” , (1977).
- (42) Metric Fastener Standard, Industrial Fasteners Institute, (1976).
- (43) R. W. Walker, R. J. Finkelston, “Effect of Basic Thread Parameters on Fatigue Life” , SAE Trans., **79**, 700851 (1970), p.2529.
- (44) 西原利夫, 櫻井忠一, “繰返引張圧縮応力を受ける鋼の強さ”, 日本機械学会論文集, **5-18**, (1939), pp.25-29.
- (45) A. Buch, “Fatigue strength calculation”, (1986), pp.135-157, Trans Tech Publications.
- (46) 小寺沢良一, “材料強度学要論”, (1979), p.121, マグロウヒル好学社.
- (47) N.E. Frost, K.J. Marsh, L.P. Pook, “Metal fatigue”, (1974), pp.64-67, Clarendon Press Oxford.
- (48) 大橋宣俊, “ねじ締結基礎講座 (8), 2.疲労強度”, 日本ねじ研究協会誌, **35-1**, (2004).
- (49) 大滝英征, “ボルト・ナット結合体のボルト谷底における応力分布 (第1報), 一ボルト谷底に生じる最大応力について—”, 日本機械学会論文集, **37-303** (1971), pp.2197-2203.

- (50) 大滝英征, “ボルト・ナット結合体のボルト谷底における応力分布 (第2報), 一形状係数及びねじ疲れ限度の推定—”, 日本機械学会論文集, **38-311**, (1972), pp.1885-1894.
- (51) 山本 晃, “解説・ねじの疲れ (2)”, 日本ねじ研究協会誌, **22-8**, (1991).
- (52) 日本機械学会編, 金属材料の疲れ強さの設計資料, (1961), 日本機械学会.
- (53) 吉本 勇, 丸山一男, 山田良一, “残留応力によるねじの疲労強度の予測”, 日本機械学会論文集 A 編, **50-452** (1984), pp.717-721.
- (54) 萩原正弥, 大橋宣俊, 吉本 勇, “塑性域ねじ締結の特性—T 字形フランジ締結体の耐疲労特性—”, 精密工学会誌, **52-11** (1986), pp.1972-1978.
- (55) M. Hagiwara, N. Ohashi, I. Yoshimoto, “On the Fatigue Strength oh a Bolt Manufactured by Thread Rolling — Effect of Residual Stress at the Thread Root”, Proc. Of 9th International Conference on Experimental Mechanics, **3** (1990), 1255-1261.
- (56) 賀勢晋司, 川井謙一訳, “高強度ねじ締結体の体系的計算法 (VDI2230 Blatt1)”, (2006), pp.57-60, 日本ねじ研究協会
- (57) 日本機械学会編, 金属材料の疲れ強さの設計資料 I, (1982), 日本機械学会.
- (58) M. Hagiwara, I. Yoshimoto, “Fatigue Design of Bolted Joints Taking into Account Reliability Concepts”, Experimental Mechanics, **27-4** (1987), pp.398-403.
- (59) 萩原正弥, 川崎一紀, 古川朗洋, “ねじの製造法が締結用おねじ部品の強度に及ぼす影響—ねじ谷底の残留応力と疲労強度の関係—”, 豊田研究報告, **60** (2007), pp.219-223.
- (60) 丸山一男, “有限要素法および銅メッキ法によるねじ結合体の応力解析 (第3報, ピッチ誤差およびフランク角誤差の影響)”, 日本機械学会論文集 (第1部), **41-348** (1975), pp.2292-2302.
- (61) 文献 (45) と同じ, pp.94-96.
- (62) 萩原正弥, 古川朗洋, “ねじの有効断面積について”, 日本ねじ研究協会誌, **38-2** (2007), pp.37-42.
- (63) 奥林敬未, 萩原正弥, 浜田政彦, 弘岡義男, “ボルトの引張特性に及ぼす遊びねじ部の影響”, 日本機械学会論文集 C 編, **72-718** (2006), pp.1982-1986.
- (64) 萩原正弥, 古川朗洋, 加藤靖弘, 篠原信征, 石田和也, 山田将士, “ダブルナットねじ締結におけるボルトの疲労強度 (ロックンク力及びナット高さの影響)”, 日本機械学会論文集 (C 編), **79-800** (2013), pp.1189-1195.
- (65) 例えば, 木村成竹, 泉 聡志, 酒井信介, “三次元有限要素法によるダブルナットの締め付けおよびゆるみ挙動解析”, 日本機械学会論文集 A 編, **72-719** (2006), pp.967-973.
- (66) 山本 晃, “ダブルナットの正しい使い方”, 機械の研究, **38-9** (1986), pp.1023-1026.

- (67) 萩原正弥, 吉本 勇, “繰返し荷重を受けるねじ締結体における負荷と強度の関係”, 日本機械学会論文集 C 編, **52**-475 (1986), pp.1072-1079.
- (68) A. Furukawa, K. Kamiya, M. Hagiwara, Effect of the Residual Stress on the Fatigue Strength of a Bolt in Bolt/Nut Assemblies (Verification of the hypotheses using an axi-symmetric bolt model), *Journal of Advanced Mechanical Design, Systems, and Manufacturing*, **6**-1 (2012), pp.189-197.
- (69) 山本 晃, 吉本 勇, “ねじの転造”, 日本機械学会誌, **60**-489 (1959), pp.1551-1558
- (70) 山本 晃, 賀勢晋司, “V みぞ転造に関する研究 (第 1 報, 半径力について)” 日本機械学会論文集, **37**-296 (1971), pp.834-842.
- (71) 賀勢晋司, 山本 晃, “V みぞ転造に関する研究 (第 2 報, 接線力について)” 日本機械学会論文集, **40**-333 (1974), pp.1494-1502.
- (72) 堤 成晃, 加藤隆雄, 田中繁一, “転造過程に関する基礎的研究 (第 1 報, 変形過程の解析ならびに変形に関与する各種因子の検討)”, 日本機械学会論文集 (C 編), **51**-468 (1985), pp.2109-2118.
- (73) 堤 成晃, 加藤隆雄, 田中繁一, “転造過程に関する基礎的研究 (第 2 報, 転造過程の理論計算)”, 日本機械学会論文集 (C 編), **51**-468 (1985), pp.2119-2128.
- (74) 川井謙一訳, “丸ダイス式ねじ転造の力学”, 日本ねじ研究協会誌, **11**-3 (1980), pp.67-70.
- (75) N. Eduard, I. Monica, M. Marion, F. Gerard, “Evaluation of Microhardness, Effective Stress and Residual Stress in Cold Rolling of Complex Profiles – Comparison Between Experiments and Calculations”, *The annals of ‘DUNĂ DE JOS’ University of GALAȚI*, (2009), pp.113-116.
- (76) N. Eduard, I. Monica, M. Luminița, C. Isabelle, “FE-Modeling of Cold Rolling by In-Feed Method of Circular Grooves”, *Journal of Mechanical Engineering*, **57**-9 (2009), pp.667-673.
- (77) G. Boicea, M. Iordache, I. Ungureanu, E. Nitu, D. Iacomi, “Finite Element Modeling of Cold Rolling by Form Tapping of Grooves”, *Academic Journal of Manufacturing Engineering*, **9**-4 (2011), pp.18-23.
- (78) M. Tudor, M. Iordache, I. Ungureanu, E. Nitu, D. Iacomi, Ș. Tabacu, “Finite Element Modeling of Cold Rolling by Flat Wedge of Circular Grooves”, *Academic Journal of Manufacturing Engineering*, **9**-4 (2011), pp.106-111.
- (79) J.A. Martin, “Fundamental Finite Element Evaluation of a Three Dimensional Rolled Thread Form : Modeling and Experimental Results”, *ASME*, **373** (1998), pp.457-467.

- (80) J.A. Martin, “A Finite Element Evaluation of Residual Stress in a Thread Form Generated by Cold-Rolling Process”, ASME, **393** (1999), pp.239-253.
- (81) W. Kim, K. Kawai, H. Koyama, D. Miyazaki, “Fatigue Strength and Residual Stress of Groove-Rolled Products”, Journal of Materials Processing Technology, **194** (2007), pp.46-51.
- (82) 古川朗洋, 萩原正弥, ねじ谷底の残留応力とボルトの疲労強度の関係 (第 1 報, 転造丸溝試験片の残留応力について), 日本機械学会論文集 (C 編), **75-752** (2009), pp.1094-1099.
- (83) 日本材料学会 X 線材料強度部門委員会編, “X 線応力測定法標準 (2002 年版) 一鉄鋼編一”, 日本材料学会 (2002).
- (84) 田中啓介, 鈴木賢治, 秋庭義明, “残留応力の X 線評価—基礎と応用—”, 養賢堂, (2006), pp.321-322.
- (85) 三林雅彦, 宮田隆司, 相原秀雄, “ショットピーニング材の疲労強度推定と最適処理条件の検討”, 日本機械学会論文集 (A 編), **61-586** (1995), pp. 1172-1178.

謝 辞

名古屋工業大学 萩原正弥先生のご指導の下，受託研究員として私が本研究に着手したのは 2005 年のことでした．吉本勇先生が提案された，ボルトの疲労強度と残留応力に関する仮説を検証するとともに，ボルトの疲労強度を製造段階で推定できるようにするという，非常に有益なテーマをいただきましたが，研究活動を始めた当初は，その進め方さえ良く分からず，何一つ思うように進まなかったこと，その年の日本機械学会年次大会では，発表せずただ聞くだけだった私が，明確に「本研究を通して社会に貢献したい」と感じたことを昨日のここのように思い出します．

萩原先生のご指導は懇切丁寧な，非常にあたたかいものでした．本研究を進めていくということに加え，研究者として自分自身が成長するためにはどうあるべきか，学んだことを後輩に伝え，育てることがいかに大切なことか，そして，研究者であれ，企業に勤める者であれ，社会に貢献するとはいかなることかという最も大切なことを教えていただきました．ここに学位論文をまとめ，一つの形にするまでに至ることができたのは，萩原先生のご指導のおかげです．心から感謝いたします．本当にありがとうございました．また，本論文をご精読いただき，貴重な助言をいただきました名古屋工業大学 北村憲彦先生，渡邊義見先生，横浜国立大学 川井謙一先生に深謝いたします．

私にねじについての理解を深め，多くのことを学ぶ機会を与えてくださった上，学位を取得するために博士後期課程への進学を認めてくださった（株）青山製作所の青山義光会長，青山幸義社長，受託研究員として名古屋工業大学に出向する際に私を推薦し，叱咤激励し続けてくださった，関口雅夫本部長（当時），水野博道副総経理，小長谷聡グループマネージャー，高木勝美グループマネージャー，会社の業務を進めながら学位論文をまとめるにあたり，多大なご理解をくださった蟹沢秀雄本部長，村瀬義浩副本部長，藤本孝典グループマネージャー，締結技術チーム，商品開発 2 チームのメンバーの皆様に感謝いたします．

日本機械学会年次大会や，機素潤滑設計部門講演会においては，元信州大学 賀勢晋司先生，元神奈川大学 熊倉進先生をはじめとする日本機械学会機素潤滑設計部門の先生方に多くの貴重な助言をいただき，ありがとうございました．

研究室においては，ボルトの引張試験を二次元 FEM 解析によってシミュレートするための手法や材料特性の設定方法について多大な成果を残してくれた奥林敬未君，ボルト製品及びリードなしボルト試験片の疲労試験を行うに当たり，力を貸してくれた川崎一紀君，立見尚規君，神谷洋平君，神谷和成君，環状丸溝試験片の製作及び X 線残留応力測定に協力してくれた石田賢志君，稲葉直己君たちをはじめと

して、多くの有益な研究成果を残してくださった先輩方、ゼミにおいて活発な議論を行ってくれた萩原研究室の在校生、卒業生の皆様に感謝いたします。

皆様にいただいた多くのご支援におこたえする方法は、これから先も継続してねじに関する研究に携わり、ねじ締結体に生じる不具合をゼロにすることを目指して社会に貢献していくこと、私が得た経験を少しでも多くの後輩に伝えていくことだと考えます。

本論文の作成がゴールではなく、スタートであることを肝に銘じて、より一層精進していきたいと存じます。皆様のあたたかいご指導、ご協力に心より感謝いたします。

付録

Appendix Table 3.1 Chemical composition of the material (SCM440)

Elements	C ×100	Si ×100	Mn ×100	P ×1000	S ×1000	Ni ×100	Cr ×100	Mo ×100
Spec.*	Min.	38	15	60	-	-	90	15
	Max.	43	35	90	30	30	120	30
Results	39	17	63	12	6	1	95	18

* : JIS G 4053

Appendix Table 3.2 Rolling conditions

	SV	SG	
Property class	—	8.8	12.9
Processing time s	1.0	1.0	1.5
Die rotation speed rev / min	60		
Die displacement mm	1.21	1.35	1.53
Blank diameter mm	9.07		

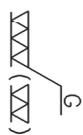
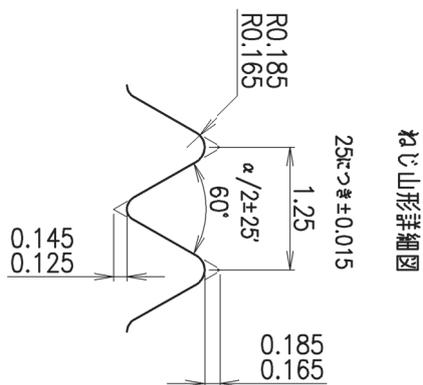
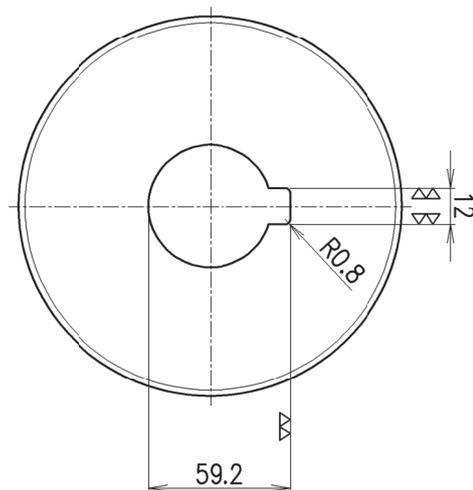
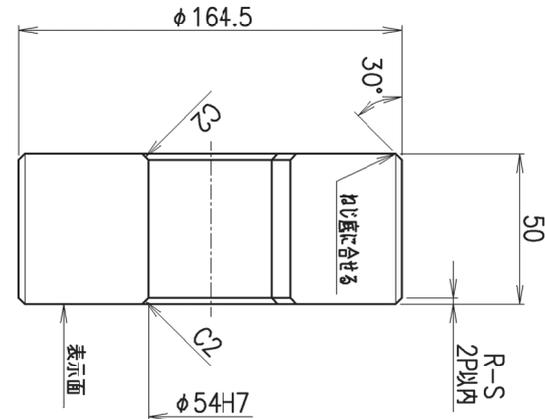
Appendix Table 3.3 Maximum rolling force of M10×1.25 bolts

	SV	SG	
Property class	—	8.8	12.9
1	37.0	46.1	65.2
2	36.0	47.9	68.3
3	35.9	53.4	70.9
4	39.3	51.5	70.9
5	39.3	52.8	70.2
6	35.3	50.0	66.9
7	36.0	51.0	66.7
8	38.4	51.9	71.4
9	39.0	51.7	66.8
10	40.2	48.1	70.1
11	40.1	47.8	67.5
12	39.0	47.8	71.2
13	37.1	50.6	70.6
14	38.4	47.5	69.0
15	38.0	48.3	69.3
16	38.8	47.0	70.4
17	38.4	51.5	71.4
18	37.2	50.4	70.6
19	37.0	51.1	69.9
20	37.6	49.8	68.9
Max.	40.2	53.4	71.4
Mean	37.9	49.8	69.3
Min.	35.3	46.1	65.2

仕様図
ダイス

ダイスの仕様

条数	18
ねじれ方向	左
リード角	2° 30'



表示

R0501181
R-S
M10X 1.25-6g

投影法	第一角法	機種	BAD DUBEN				納入先	製品名	ねじ製造用ダイス
呼び	10	ねじ形状	M	ピッチの山数	1.25	精度	6g	製品記号	品名補助
材質	SKD	形状A	BAD DUBEN	その他	B	巾50	C	穴54	D
硬さ	58HRC~	表面処理							
変更記事	資料No.	訂正承認							
設計	承認	変更記事							
設計年月日	2005/12/9	設計者	小島	承認者	渡辺				
配布先	2BB X 1								
年月日									
記号									

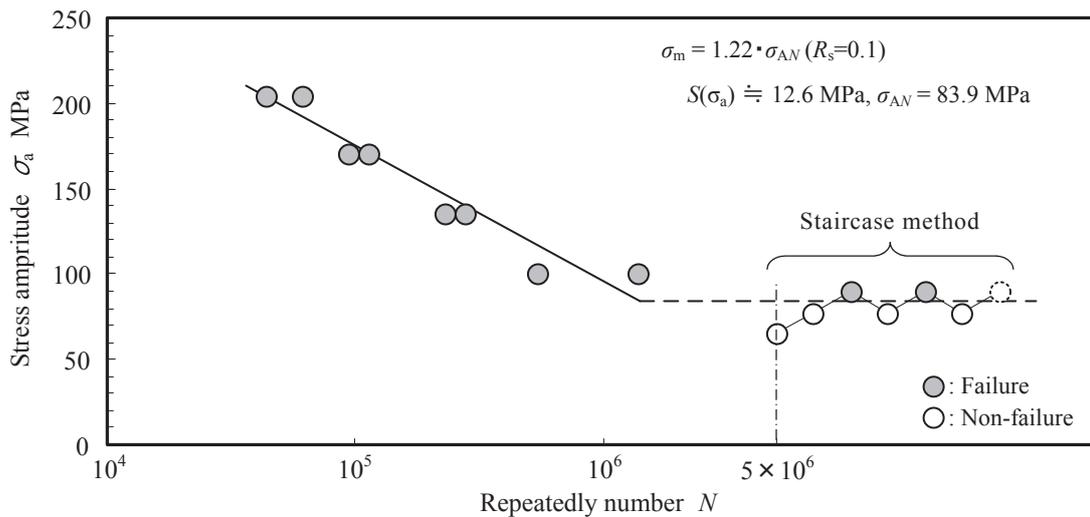
Appendix Fig. 3.1 Thread rolling die

Appendix Table 3.4 Result of fatigue test
 (Tested bolt : SV-p.c.8.8, Test condition : $R_s = 0.1$)

Test No.	σ_a MPa	Repeatedly number N	Fracture area
1	170	113470	First thread root of the bolt
2	135	230170	First thread root of the bolt
3	100	540720	First thread root of the bolt
4	65	5×10^6	Non-failure
5	205	43840	First thread root of the bolt
6	100	1387320	First thread root of the bolt
7	135	276520	First thread root of the bolt
8	170	94110	First thread root of the bolt
9	205	60900	Incomplete thread of the bolt

Staircase part

10	77.6	5×10^6	Non-failure
11	90.2	1817710	First thread root of the bolt
12	77.6	5×10^6	Non-failure
13	90.2	1004750	First thread root of the bolt
14	77.6	5×10^6	Non-failure



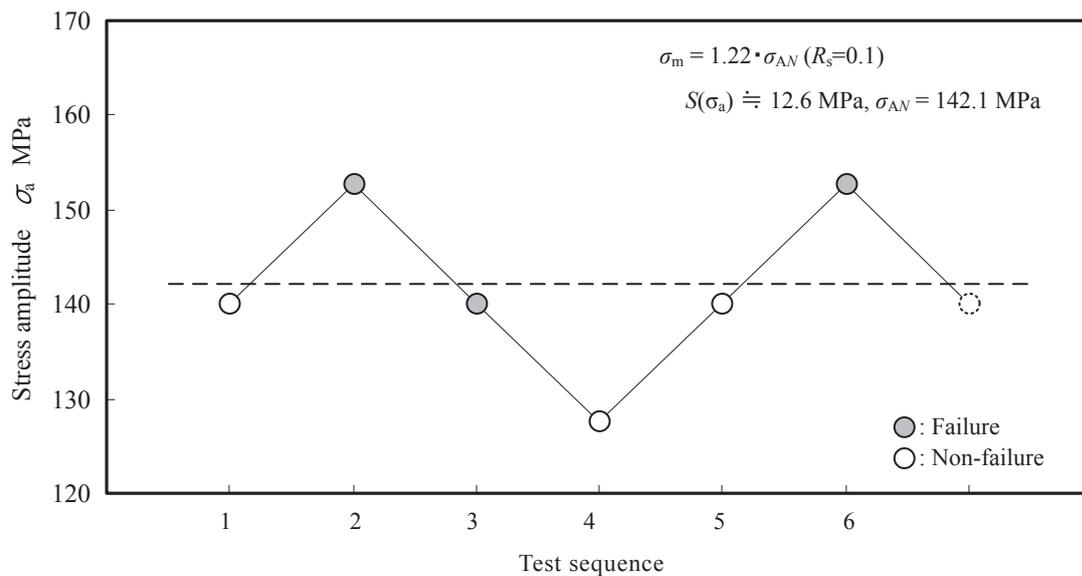
Appendix Fig. 3.2 $S-N$ diagram
 (Tested bolt : SV-p.c.8.8, Test condition : $R_s = 0.1$)

Appendix Table 3.5 Result of fatigue test
 (Tested bolt : SG-p.c.8.8, Test condition : $R_s = 0.1$)

Test No.	σ_a MPa	Repeatedly number N	Fracture area
1	190	76310	Under filet of the bolt
2	150	282860	Under filet of the bolt
3	160	779490	First thread root of the bolt
4	150	910200	First thread root of the bolt
5	140	5×10^6	Non-failure
6	145	2156360	First thread root of the bolt

Staircase part

7	140	5×10^6	Non-failure
8	152.6	867720	First thread root of the bolt
9	140	2078260	First thread root of the bolt
10	127.4	5×10^6	Non-failure
11	140	5×10^6	Non-failure
12	152.6	756850	First thread root of the bolt



Appendix Fig. 3.3 $S-N$ diagram
 (Tested bolt : SG-p.c.8.8, Test condition : $R_s = 0.1$)

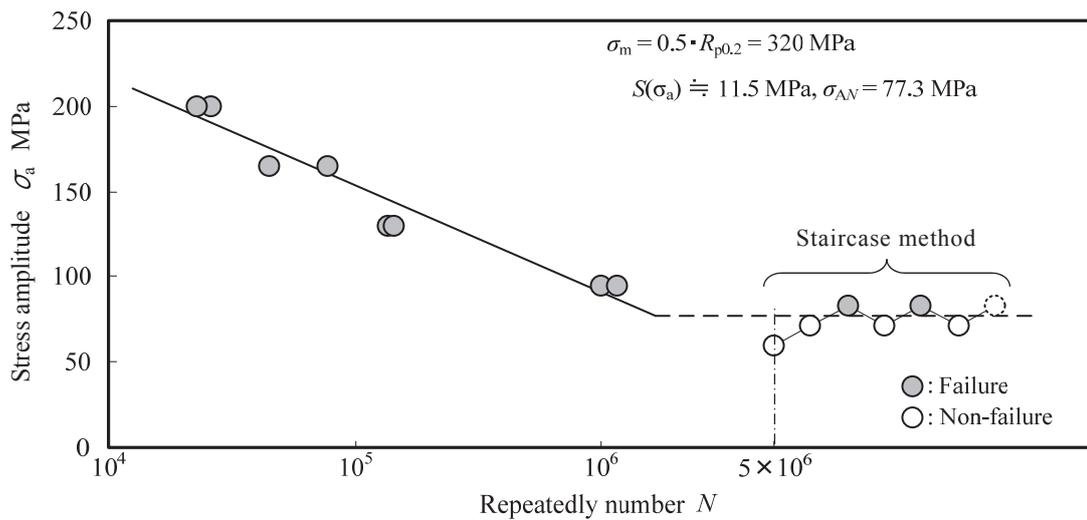
Appendix Table 3.6 Result of fatigue test

(Tested bolt : SV-p.c.8.8, Test condition : $\sigma_m = 0.5 R_{p0.2}$)

Test No.	σ_a MPa	Repeatedly number N	Fracture area
1	165	44620	First thread root of the bolt
2	130	137550	First thread root of the bolt
3	95	993000	First thread root of the bolt
4	60	5×10^6	Non-failure
5	200	26090	First thread root of the bolt
6	95	1163950	First thread root of the bolt
7	130	144530	First thread root of the bolt
8	165	77430	First thread root of the bolt
9	200	22990	First thread root of the bolt

Staircase part

10	71.5	5×10^6	Non-failure
11	83.0	1951210	First thread root of the bolt
12	71.5	5×10^6	Non-failure
13	83.0	2232660	First thread root of the bolt
14	71.5	5×10^6	Non-failure



Appendix Fig. 3.4 S-N diagram

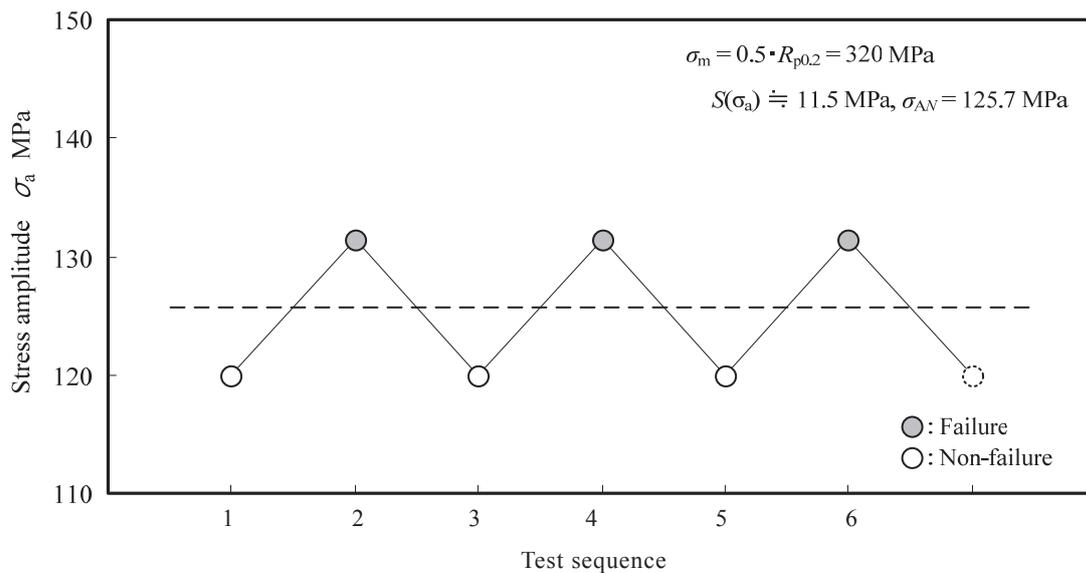
(Tested bolt : SV-p.c.8.8, Test condition : $\sigma_m = 0.5 R_{p0.2}$)

Appendix Table 3.7 Result of fatigue test
 (Tested bolt : SG-p.c.8.8, Test condition : $\sigma_m = 0.5 R_{p0.2}$)

Test No.	σ_a MPa	Repeatedly number N	Fracture area
1	100	5×10^6	Non-failure
2	120	5×10^6	Non-failure
3	135	268020	Under filet of the bolt
4	150	189210	Under filet of the bolt
5	135	207030	Under filet of the bolt
6	130	629080	First thread root of the bolt
7	120	5×10^6	Non-failure

Staircase part

8	131.5	800540	First thread root of the bolt
9	120	5×10^6	Non-failure
10	131.5	1250450	First thread root of the bolt
11	120	5×10^6	Non-failure
12	131.5	1415850	First thread root of the bolt



Appendix Fig. 3.5 $S-N$ diagram
 (Tested bolt : SG-p.c.8.8, Test condition : $\sigma_m = 0.5 R_{p0.2}$)

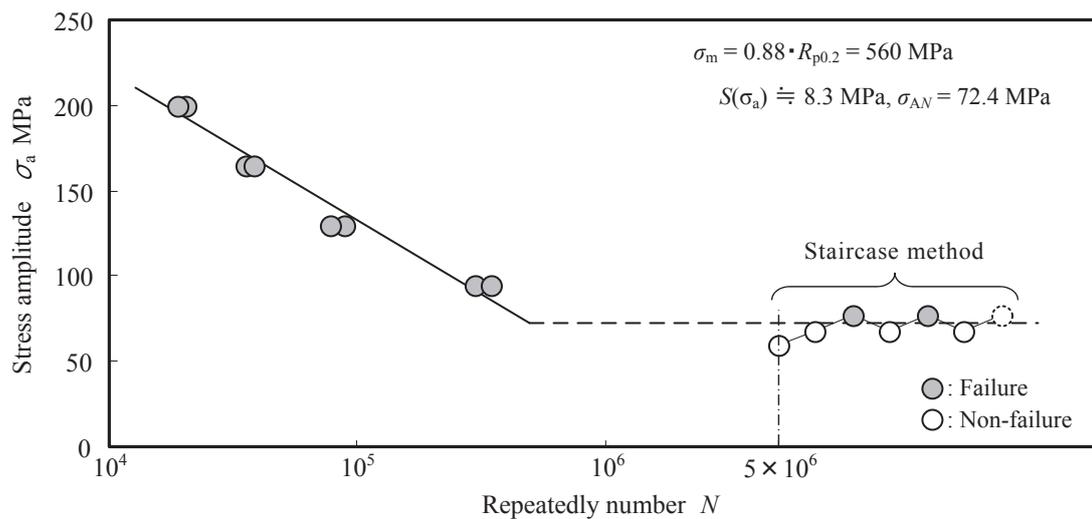
Appendix Table 3.8 Result of fatigue test

(Tested bolt : SV-p.c.8.8, Test condition : $\sigma_m = 0.88 R_{p0.2}$)

Test No.	σ_a MPa	Repeatedly number N	Fracture area
1	165	35690	First thread root of the bolt
2	130	89050	First thread root of the bolt
3	95	298110	First thread root of the bolt
4	60	5×10^6	Non-failure
5	200	20150	First thread root of the bolt
6	95	346730	First thread root of the bolt
7	130	78740	First thread root of the bolt
8	165	38180	First thread root of the bolt
9	200	19020	First thread root of the bolt

Staircase part

10	68.3	5×10^6	Non-failure
11	76.6	1724090	First thread root of the bolt
12	68.3	5×10^6	Non-failure
13	76.6	831740	First thread root of the bolt
14	68.3	5×10^6	Non-failure



Appendix Fig. 3.6 $S-N$ diagram

(Tested bolt : SV-p.c.8.8, Test condition : $\sigma_m = 0.88 R_{p0.2}$)

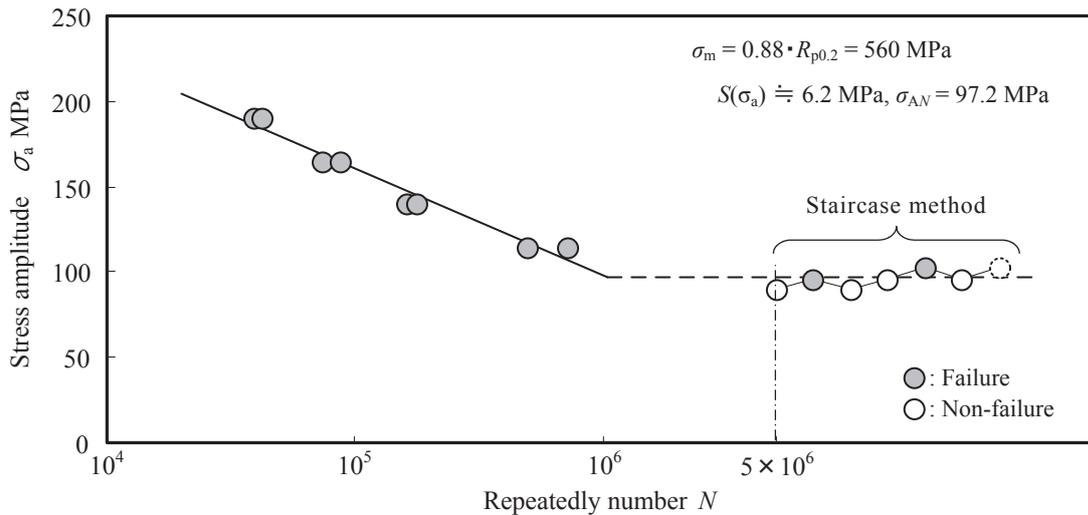
Appendix Table 3.9 Result of fatigue test

(Tested bolt : SG-p.c.8.8, Test condition : $\sigma_m = 0.88 R_{p0.2}$)

Test No.	σ_a MPa	Repeatedly number N	Fracture area
1	165	73630	First thread root of the bolt
2	140	161150	First thread root of the bolt
3	115	500280	First thread root of the bolt
4	90	5×10^6	Non-failure
5	190	39460	First thread root of the bolt
6	115	724090	First thread root of the bolt
7	140	177500	First thread root of the bolt
8	165	86770	First thread root of the bolt
9	190	41800	First thread root of the bolt

Staircase part

10	96.2	832580	First thread root of the bolt
11	90	5×10^6	Non-failure
12	96.2	5×10^6	Non-failure
13	102.4	713600	First thread root of the bolt
14	96.2	5×10^6	Non-failure



Appendix Fig. 3.7 S-N diagram

(Tested bolt : SG-p.c.8.8, Test condition : $\sigma_m = 0.88 R_{p0.2}$)

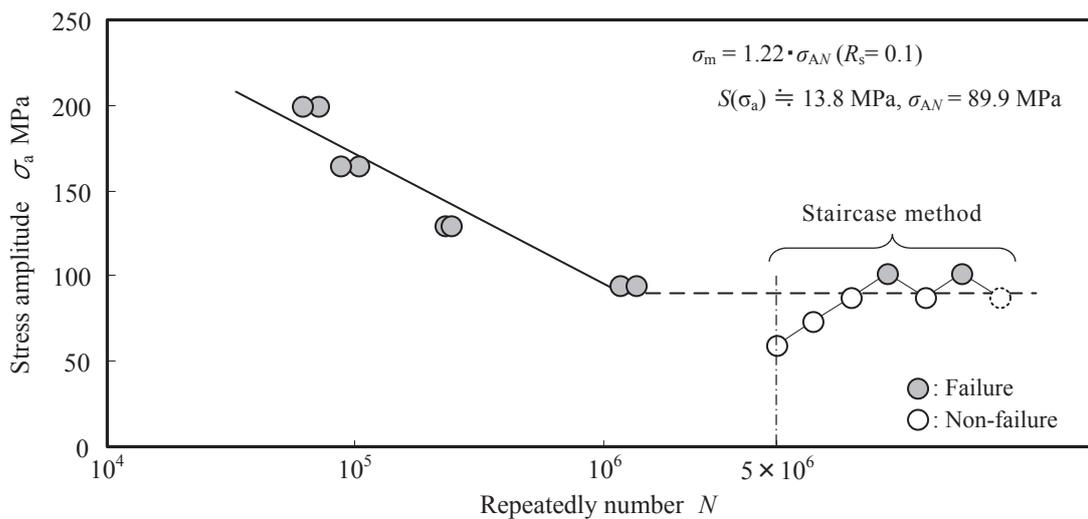
Appendix Table 3.10 Result of fatigue test

(Tested bolt : SV-p.c.12.9, Test condition : $R_s = 0.1$)

Test No.	σ_a MPa	Repeatedly number N	Fracture area
1	165	103650	First thread root of the bolt
2	130	231880	First thread root of the bolt
3	95	1171090	First thread root of the bolt
4	60	5×10^6	Non-failure
5	200	71230	First thread root of the bolt
6	95	1356200	First thread root of the bolt
7	130	242280	First thread root of the bolt
8	165	87590	First thread root of the bolt
9	200	61810	First thread root of the bolt

Staircase part

10	73.8	5×10^6	Non-failure
11	87.6	5×10^6	Non-failure
12	101.4	1724090	First thread root of the bolt
13	87.6	5×10^6	Non-failure
14	101.4	852130	First thread root of the bolt



Appendix Fig. 3.8 S-N diagram

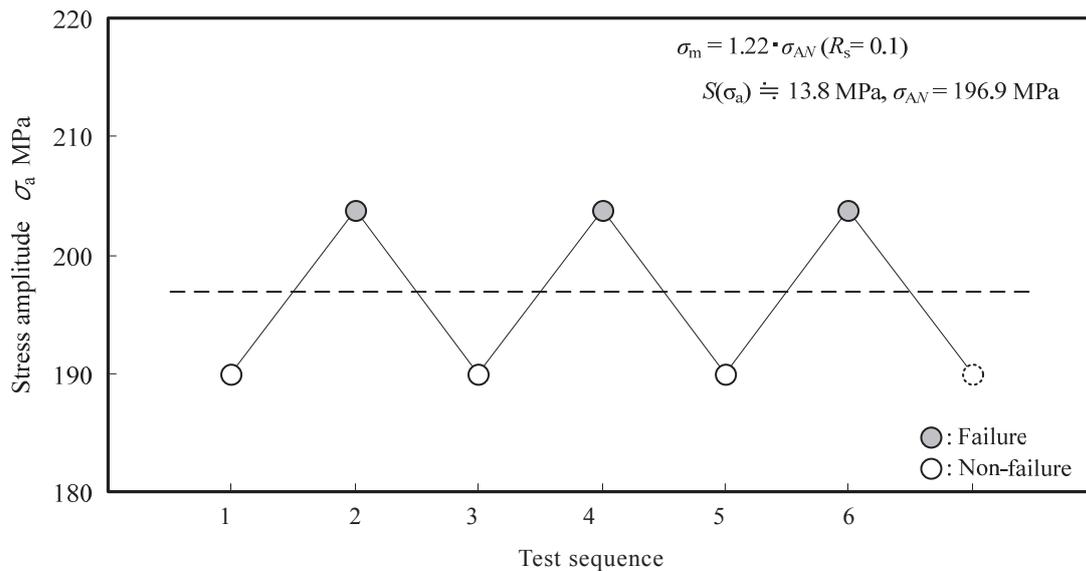
(Tested bolt : SV-p.c.12.9, Test condition : $R_s = 0.1$)

Appendix Table 3.11 Result of fatigue test
(Tested bolt : SG-p.c.12.9, Test condition : $R_s = 0.1$)

Test No.	σ_a MPa	Repeatedly number N	Fracture area
1	120	5×10^6	Non-failure
2	130	5×10^6	Non-failure
3	150	5×10^6	Non-failure
4	180	5×10^6	Non-failure
5	190	5×10^6	Non-failure
6	210	183160	First thread root of the bolt
7	200	180500	First thread root of the bolt
8	200	3798350	First thread root of the bolt
9	210	121190	First thread root of the bolt
10	205	1821110	First thread root of the bolt

Staircase part

11	203.8	991910	First thread root of the bolt
12	190	5×10^6	Non-failure
13	203.8	1415280	First thread root of the bolt
14	190	5×10^6	Non-failure
15	203.8	1036580	First thread root of the bolt



Appendix Fig. 3.9 $S-N$ diagram
(Tested bolt : SG-p.c.12.9, Test condition : $R_s = 0.1$)

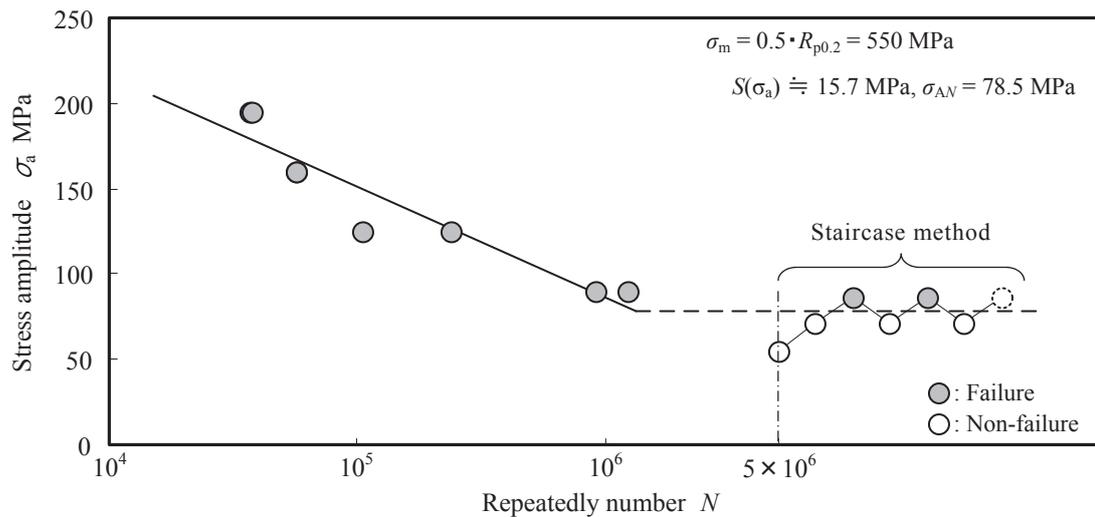
Appendix Table 3.12 Result of fatigue test

(Tested bolt : SV-p.c.12.9, Test condition : $\sigma_m = 0.5 R_{p0.2}$)

Test No.	σ_a MPa	Repeatedly number N	Fracture area
1	160	56310	First thread root of the bolt
2	125	238380	First thread root of the bolt
3	90	1230250	First thread root of the bolt
4	55	5×10^6	Non-failure
5	195	37210	First thread root of the bolt
6	90	918550	First thread root of the bolt
7	125	105750	First thread root of the bolt
8	160	56670	First thread root of the bolt
9	195	37890	First thread root of the bolt

Staircase part

10	70.7	5×10^6	Non-failure
11	86.4	484280	First thread root of the bolt
12	70.7	5×10^6	Non-failure
13	86.4	651500	First thread root of the bolt
14	70.7	5×10^6	Non-failure



Appendix Fig. 3.10 S-N diagram

(Tested bolt : SV-p.c.12.9, Test condition : $\sigma_m = 0.5 R_{p0.2}$)

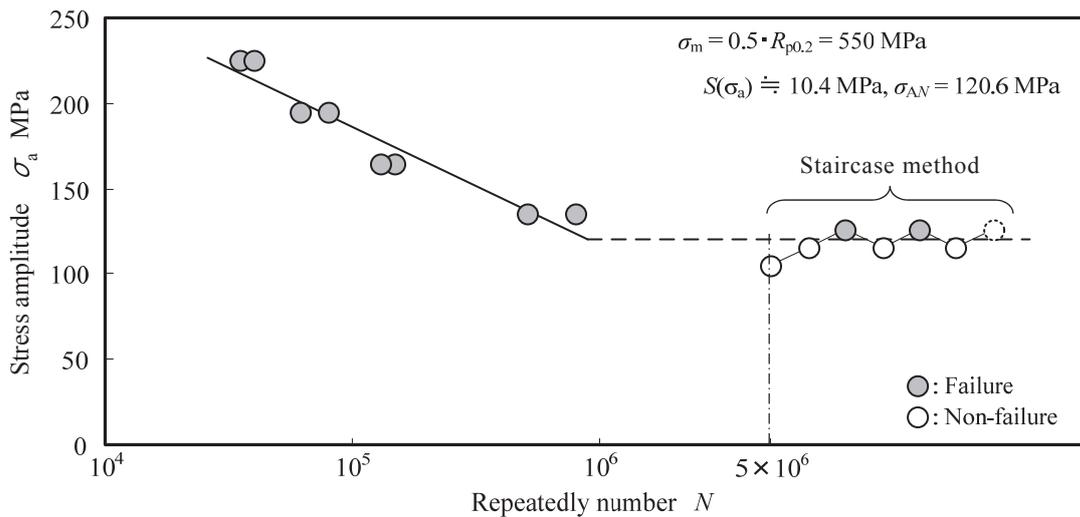
Appendix Table 3.13 Result of fatigue test

(Tested bolt : SG-p.c.12.9, Test condition : $\sigma_m = 0.5 R_{p0.2}$)

Test No.	σ_a MPa	Repeatedly number N	Fracture area
1	210	61380	First thread root of the bolt
2	175	325850	First thread root of the bolt
3	140	516920	First thread root of the bolt
4	105	5×10^6	Non-failure
5	245	38840	First thread root of the bolt
6	140	412330	First thread root of the bolt
7	175	260180	First thread root of the bolt
8	210	71190	First thread root of the bolt
9	245	29750	First thread root of the bolt

Staircase part

10	115.4	5×10^6	Non-failure
11	125.8	4769750	First thread root of the bolt
12	115.4	5×10^6	Non-failure
13	125.8	2359510	First thread root of the bolt
14	115.4	5×10^6	Non-failure



Appendix Fig. 3.11 $S-N$ diagram

(Tested bolt : SG-p.c.12.9, Test condition : $\sigma_m = 0.5 R_{p0.2}$)

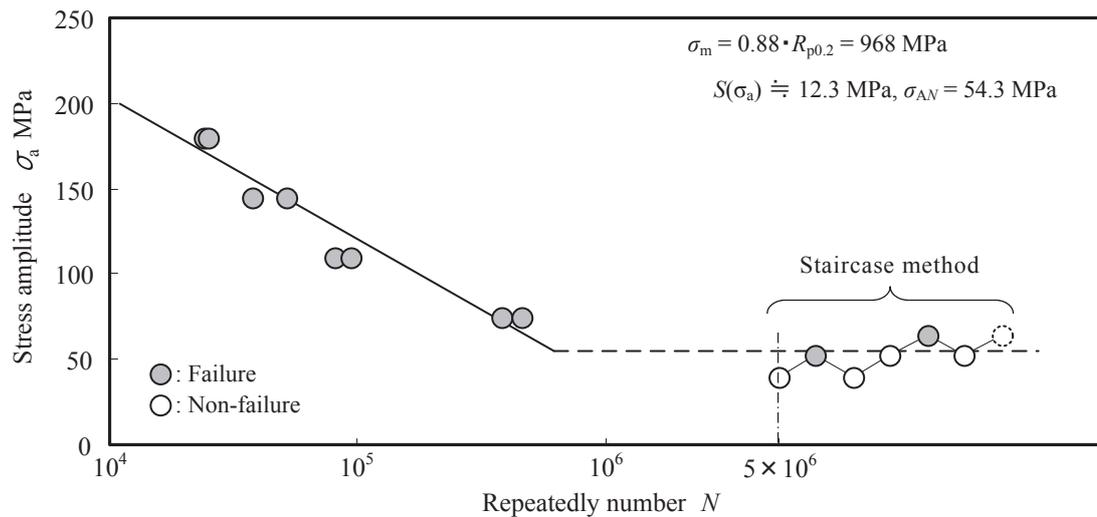
Appendix Table 3.14 Result of fatigue test

(Tested bolt : SV-p.c.12.9, Test condition : $\sigma_m = 0.88 R_{p0.2}$)

Test No.	σ_a MPa	Repeatedly number N	Fracture area
1	145	37770	First thread root of the bolt
2	110	80670	First thread root of the bolt
3	75	379440	First thread root of the bolt
4	40	5×10^6	Non-failure
5	180	24060	First thread root of the bolt
6	75	460520	First thread root of the bolt
7	110	94020	First thread root of the bolt
8	145	51790	First thread root of the bolt
9	180	25020	First thread root of the bolt

Staircase part

10	52.3	2442000	First thread root of the bolt
11	40.0	5×10^6	Non-failure
12	52.3	5×10^6	Non-failure
13	64.6	1177480	First thread root of the bolt
14	52.3	5×10^6	Non-failure



Appendix Fig. 3.12 S-N diagram

(Tested bolt : SV-p.c.12.9, Test condition : $\sigma_m = 0.88 R_{p0.2}$)

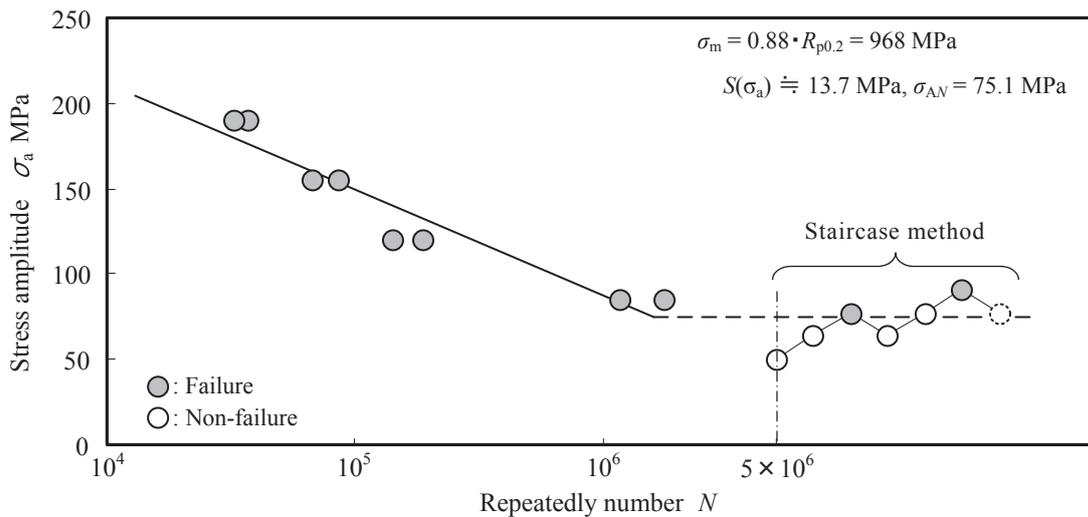
Appendix Table 3.15 Result of fatigue test

(Tested bolt : SG-p.c.12.9, Test condition : $\sigma_m = 0.88 R_{p0.2}$)

Test No.	σ_a MPa	Repeatedly number N	Fracture area
1	155	66730	First thread root of the bolt
2	120	189210	First thread root of the bolt
3	85	1767250	First thread root of the bolt
4	50	5×10^6	Non-failure
5	190	32190	First thread root of the bolt
6	85	1166820	First thread root of the bolt
7	120	142910	First thread root of the bolt
8	155	85500	First thread root of the bolt
9	190	37210	First thread root of the bolt

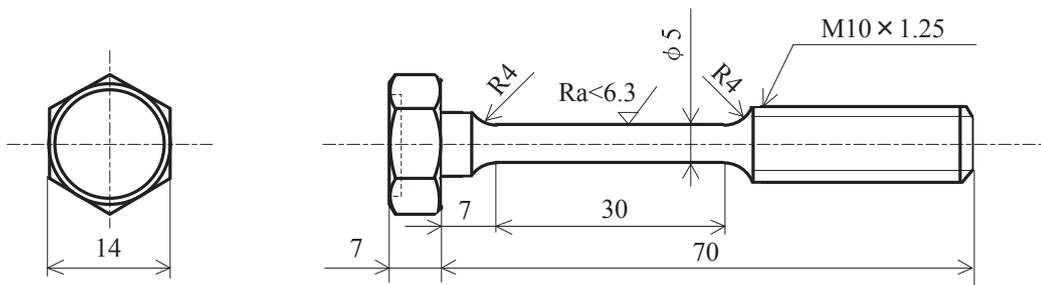
Staircase part

10	63.7	5×10^6	Non-failure
11	77.4	839690	First thread root of the bolt
12	63.7	5×10^6	Non-failure
13	77.4	5×10^6	Non-failure
14	91.1	625430	First thread root of the bolt

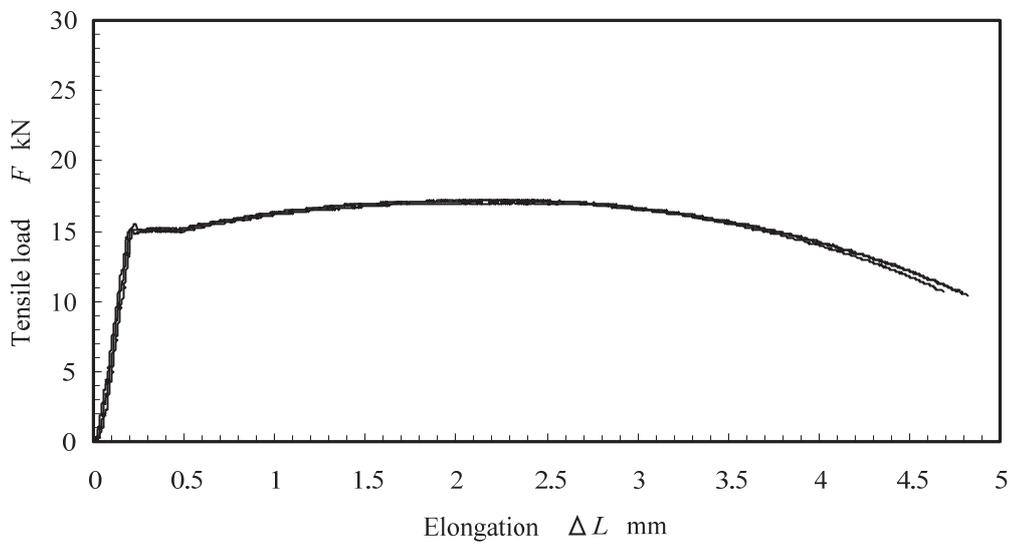


Appendix Fig. 3.13 $S-N$ diagram

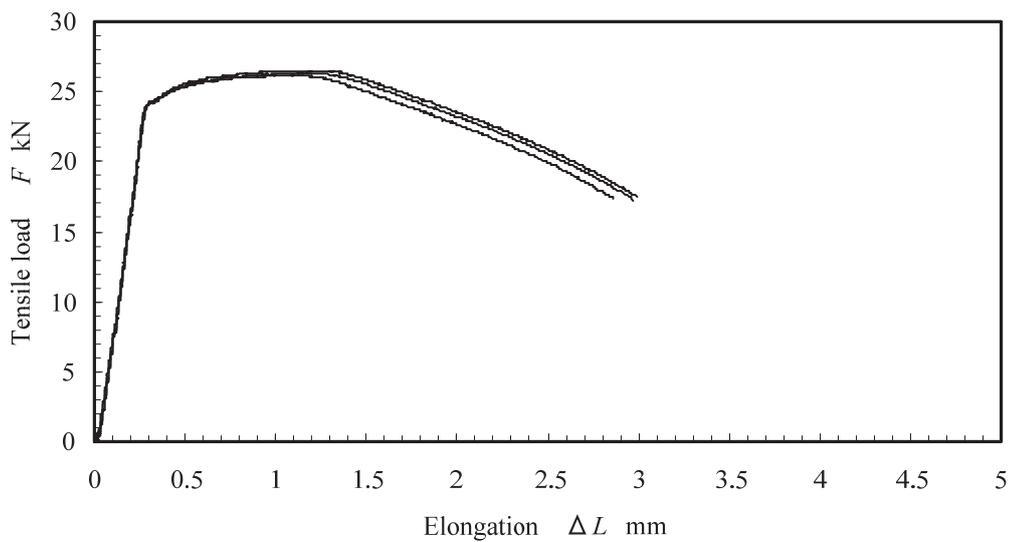
(Tested bolt : SG-p.c.12.9, Test condition : $\sigma_m = 0.88 R_{p0.2}$)



Appendix Fig. 3.14 Schematic of machined test piece

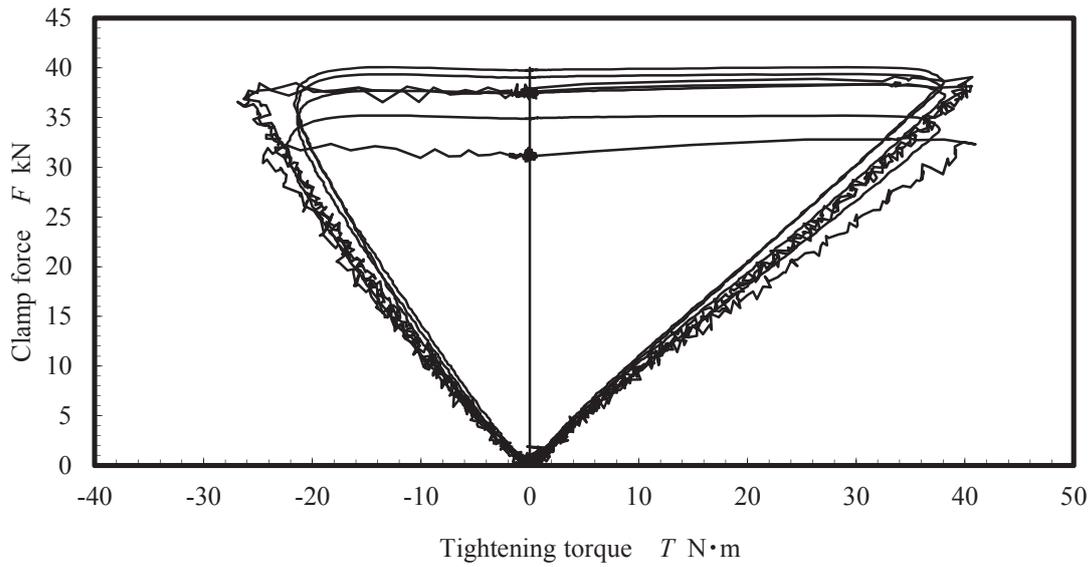


(a) p.c.8.8



(b) p.c.12.9

Appendix Fig. 3.15 Load-elongation curves derived from tensile test for machined test pieces



Appendix Fig. 4.1 Clamp force/tightening torque curve derived from experiment

Appendix Table 4.1 Result of fatigue test

(Tested bolt : SV-p.c.12.9, Upper nut : Style1, Lower nut : Style1

$T_{loc} = 1 \text{ N}\cdot\text{m}$, Test condition : $R_s = 0.1$)

Test No.	σ_a MPa	Repeatedly number N	Fracture area
1	160	341983	First thread root of the bolt (Mating with lower nut)
2	140	5×10^6	Non-failure
3	160	398246	First thread root of the bolt (Mating with lower nut)
4	140	5×10^6	Non-failure
5	160	608745	First thread root of the bolt (Mating with lower nut)
6	140	5×10^6	Non-failure

Appendix Table 4.2 Result of fatigue test

(Tested bolt : SV-p.c.12.9, Upper nut : Style1, Lower nut : Style1

$T_{loc} = 40 \text{ N}\cdot\text{m}$, Test condition : $R_s = 0.1$)

Test No.	σ_a MPa	Repeatedly number N	Fracture area
1	110	1841736	First thread root of the bolt (Mating with lower nut)
2	90	5×10^6	Non-failure
3	110	1543313	First thread root of the bolt (Mating with lower nut)
4	90	5×10^6	Non-failure
5	110	1547696	First thread root of the bolt (Mating with lower nut)
6	90	5×10^6	Non-failure

Appendix Table 4.3 Result of fatigue test

(Tested bolt : SV-p.c.12.9, Upper nut : Style1, Lower nut : Style3

$T_{loc} = 40 \text{ N}\cdot\text{m}$, Test condition : $R_s = 0.1$)

Test No.	σ_a MPa	Repeatedly number N	Fracture area
1	140	376195	First thread root of the bolt (Mating with lower nut)
2	120	5×10^6	Non-failure
3	140	107390	First thread root of the bolt (Mating with lower nut)
4	120	5×10^6	Non-failure
5	140	339799	First thread root of the bolt (Mating with lower nut)
6	120	5×10^6	Non-failure

Appendix Table 5.1 Rolling conditions for the M10×L0 P1.25 bolts

	SV	SG
Property class	—	8.8
Processing time s	1.0	1.0
Die rotation speed rev / min	60	
Die displacement mm	1.21	1.35
Blank diameter mm	9.07	

Appendix Table 5.2 Maximum rolling force of M10×L0 P1.25 bolts

	SV	SG
Property class	—	8.8
1	37.0	46.1
2	36.0	47.9
3	35.9	53.4
4	39.3	51.5
5	39.3	52.8
6	35.3	50.0
7	36.0	51.0
8	38.4	51.9
9	39.0	51.7
10	40.2	48.1
11	40.1	47.8
12	39.0	47.8
13	37.1	50.6
14	38.4	47.5
15	38.0	48.3
16	38.8	47.0
17	38.4	51.5
18	37.2	50.4
19	37.0	51.1
20	37.6	49.8
Max.	40.2	53.4
Mean	37.9	49.8
Min.	35.3	46.1

Appendix Table 5.3 Result of fatigue test

(Tested bolt : M10×L0 P1.25 SV bolt-p.c.8.8, $F_p = 0$ kN, Test condition : $R_s = 0.1$)

Test No.	σ_a MPa	Repeatedly number N	Fracture area
1	90.2	2487239	First thread root of the bolt
2	77.6	5×10^6	Non-failure
3	90.2	1015513	First thread root of the bolt
4	77.6	5×10^6	Non-failure
5	90.2	1826532	First thread root of the bolt
6	77.6	5×10^6	Non-failure

Appendix Table 5.4 Result of fatigue test

(Tested bolt : M10×L0 P1.25 SV bolt-p.c.8.8, $F_p = 35$ kN, Test condition : $R_s = 0.1$)

Test No.	σ_a MPa	Repeatedly number N	Fracture area
1	125.4	1862232	First thread root of the bolt
2	102.8	5×10^6	Non-failure
3	125.4	1922533	First thread root of the bolt
4	102.8	5×10^6	Non-failure
5	125.4	904257	First thread root of the bolt
6	102.8	5×10^6	Non-failure

Appendix Table 6.1 Rolling conditions for the groove rolled specimen

Minor diameter mm	SV			SG		
	8.49	8.03	7.59	8.49	8.03	7.59
Property class	—	—	—	12.9	12.9	12.9
Processing time s	8.0	8.0	8.0	8.0	8.0	8.0
Die rotation speed rev / min	7	7	7	7	7	7
Die displacement mm	0.85	1.35	1.85	0.98	1.53	1.92
Blank diameter mm	9.07	9.07	9.07	9.02	9.02	9.02

Appendix Table 6.2 Maximum rolling force of the groove rolled specimen

Minor diameter mm	SV			SG		
	8.49	8.03	7.59	8.49	8.03	7.59
1	16.1	21.3	27.3	34.4	43.6	52.2
2	16.6	20.8	26.6	34.5	44.4	51.4
3	15.4	21.0	27.6	33.6	44.7	51.3
4	15.5	20.5	27.7	34.4	43.9	51.8
5	16.1	22.0	27.0	34.9	44.3	51.7
Max.	16.6	22.0	27.7	34.9	44.7	52.2
Mean	15.9	21.1	27.2	34.4	44.2	51.7
Min.	15.4	20.5	26.6	33.6	43.6	51.3

Appendix Table 6.3 Result of fatigue test

(Tested bolt : M10×L0 P1.25 SV bolt-p.c.8.8, Test condition : $R_s = 0.1$)

Test No.	σ_a MPa	Repeatedly number N	Fracture area
1	90.2	2487239	First thread root of the bolt
2	77.6	5×10^6	Non-failure
3	90.2	1015513	First thread root of the bolt
4	77.6	5×10^6	Non-failure
5	90.2	1826532	First thread root of the bolt
6	77.6	5×10^6	Non-failure

Appendix Table 6.4 Result of fatigue test

(Tested bolt : M10×L0 P1.25 SG bolt-p.c.8.8, Test condition : $R_s = 0.1$)

Test No.	σ_a MPa	Repeatedly number N	Fracture area
1	131.4	1435672	First thread root of the bolt
2	118.8	5×10^6	Non-failure
3	131.4	1134954	First thread root of the bolt
4	118.8	4251258	First thread root of the bolt
5	106.2	5×10^6	Non-failure
6	118.8	5×10^6	Non-failure