

異なるピッチを有するボルト・ナットの組合せによる 疲労寿命向上とクリアランスの影響*

赤石 雄一郎¹⁾ 陳 鑫²⁾ 于 洋³⁾ 玉崎 英俊⁴⁾ 野田 尚昭⁵⁾ 佐野 義一⁶⁾ 高瀬 康⁷⁾

Fatigue Strength Analysis for Bolts and Nuts Which Have Slightly Different Pitches Considering Clearance

Yu-Ichiro Akaishi Xin Chen Yang Yu Hidetoshi Tamasaki Nao-Aki Noda Yoshikazu Sano Yasushi Takase

The fatigue strength of bolt and nut is experimentally investigated for three types of different pitch difference. The effect of fitting clearance on the strength of bolt is discussed as well as the effect of pitch difference. The conclusions are summarized as follow : (1)By introducing the pitch difference, the mean stress and stress amplitude can be reduced at the first root of bolt thread. (2)The fracture position of bolt thread is changed depending on the pitch difference. (3)The clearance affects the stress distribution along threads more significantly when the pitch difference is larger.

KEY WORDS : Materials, Pitch difference, Fatigue, Finite element method, Contact problem, Bolt joint (D3)

1. 緒 言

ねじ締結体は、使用頻度、重要度が高い機械要素で、例えば自動車 1 台に 1000 本程度使用されており、低価格で、緩みにくく破損しにくいねじ締結体が求められている。ボルトの破損はねじ底に応力が集中し、ねじ底の強さが大幅に低下することが主な原因である。緩みはねじ面間の摩擦力が抵抗しているが、振動が加わることによって、ねじの螺旋形状に基づく戻り回転力が上回って生じると考えられている。これまでに多くの対策が提案されてきたが⁽¹⁾⁽²⁾⁽³⁾、比較的安価で緩み止めと、疲労強度を両立させた理想的なねじ締結体は見当たらないようである。これまでの研究は緩みに関するものが多く、疲労強度に関するものは少ない。その理由として元々ねじ谷底には $K_t=3\sim 5$ もの高い応力集中があるため、疲労強度の大幅な向上は難しいとされてきた⁽⁴⁾。

ボルトとナットにピッチ誤差が生じた場合の応力集中への影響については、これまでに検討が行われ、ピッチ差によって疲労強度を向上できるという結果が得られている⁽⁵⁾。しかし、それぞれのねじ谷底に生じる応力に注目して、最大応力や応力振幅がピッチ差の変化に対してどのように変化するかを詳しく研究したものは見当たらない。特にボルトとナットに積極的にピッチ差を設けることによる、耐疲労・耐緩みの向上は提案されているが⁽⁶⁾、それを実証した研究は少ない。

応力集中を低減する方法としては、ボルトのねじ山高さをテーパ状に漸減させることでボルトに加わる力を分散させる方法が提案されている。その有効性は疲労試験によって考察されており、すでに使用実績がある⁽⁷⁾。著者らはその応力集中の緩和効果を向上させる条件を FEM により考察を行った⁽⁸⁾。また、

さきの研究でテーパ付ボルトに加え、ボルト・ナット間にピッチ差を付与した締結体を取り上げ、その緩み止め効果と締め付け過程における応力緩和効果を考察した⁽⁹⁾。しかし、実際のボルト・ナット間に存在するクリアランスを考慮して、その強度への影響を明らかにしていない。

そこで本研究では、まず、ピッチ差を与えたボルト締結体を用いて疲労試験を行い、繰返し寿命の変化と破断位置を明らかにする。また、異なるピッチを有するボルト締結体に疲労試験と同じ負荷条件を与え、ボルトねじ谷の応力をクリアランスを考慮し有限要素法を用いて解析する。さらに、クリアランスを変化させ、疲労強度への影響を FEM 解析によって考察する。

2. ピッチ差による疲労寿命と破断位置への影響

2.1. 疲労試験方法

図 1 にボルト締結体の概略図を示す。疲労試験に用いたボルト(図 1 (a))に対して、解析に用いたボルトのモデルは図 1(b)のように、ボルト頭部側の非嵌合部でねじ山を No. -13 から No. -3 に減少し、解析の簡略化を図った。用いた材料は M16 のボルト・ナットの強度区分 8.8(ボルト材料 SCM435)である。ナットはボルトに対して、ピッチ差 α を与えるため、ナットのピッチ p は、 $(2000 + \alpha) \mu\text{m}$ となる。ピッチ差は $0 \mu\text{m}$ 、 $5 \mu\text{m}$ 、 $15 \mu\text{m}$ とした。試験材料のねじ山同士のクリアランスを図 1(a)に示す。後述するクリアランスの影響を調べる場合を除いて、基準モデルでは、M16 で多く用いられるクリアランス $C=125 \mu\text{m}$ とした。通常、ボルトは転造で、ナットはねじ切り部をタップで製作するが、今回使用したナットは加工誤差を低減するため切削で製作する。また全てのピッチ差において締結後に 2 山(4mm)のボルト余長が残るようにした。

*2012 年 11 月 8 日受理。

1)-2) -3) -5) -6) -7) 九州工業大学 (804-8550 福岡県北九州市戸畑区仙水町 1-1)

4) KHI (800-0113 福岡県北九州市門司区新門司北 2 丁目 4 番 5 号)

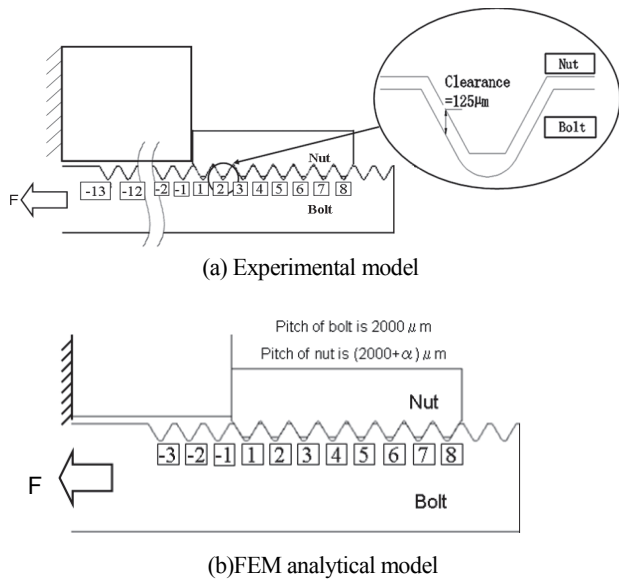


Fig.1 Schematic diagram of bolted joint

疲労試験には、島津製作所製の 60tonf サーボ疲労試験機を用いて、繰返し速度 9Hz (3.24×10^4 回/Hr) にて、破断するまで実験を実施した。負荷条件は、平均荷重 30 kN とし荷重振幅 14.1 kN とし比較的短時間で破断する条件とした。試験片とその装着状態の模式図を図 2 に示す。疲労破壊が生じ機械が停止した時の繰返し回数を疲労寿命としボルトの破断位置を調べた。

2.2. 疲労試験結果

表 1 に疲労試験の結果を示す。また、図 3 に $\alpha = 0 \mu\text{m}$, $5 \mu\text{m}$, $15 \mu\text{m}$ での疲労試験後の試験片の様子を示す。まず、 $\alpha = 15 \mu\text{m}$ に対して、軸力 $F = 30 \pm 14.1 \text{ kN}$ で疲労試験を行ったところ、 1.94×10^5 回で破断しなかった。この試験では意図的にボルトを破断させ破断位置を確認することが目的であるため、同一試料にて、さらに厳しい条件の軸力 $F = 30 \pm 18.3 \text{ kN}$ にて追加試験を行った。その結果、繰返し数 2.00×10^5 回でねじ切り始め第 1 ねじ谷で破断した。破断位置は図 1(a) での No. -13 ねじ谷で、解析モデルの No. -3 ねじ谷に相当する(図 1(b))。次に、 $\alpha = 0 \mu\text{m}$ に対して負荷 $F = 30 \pm 18.3 \text{ kN}$ で試験を行ったところ 2.19×10^5 回で第 1 ねじ谷で破断した(図 3(a))。これは通常のボルト締結体の破断位置と一致する。 $\alpha = 5 \mu\text{m}$ では、同様の負荷条件で 2.71×10^5 回後に、解析モデル No. -3 ねじ谷で破断した(図 3(b))。

$\alpha = 15 \mu\text{m}$ と $\alpha = 0, 5 \mu\text{m}$ との応力繰返し数の比較を可能とするため以下の検討を行った。図 4 に示すように実験条件が本論文に近いボルトの疲労試験⁽¹⁰⁾の S - N 曲線を参考にして $\alpha = 0 \mu\text{m}$ と $5 \mu\text{m}$ の S - N 曲線の傾きを予測した。ついでマイナー則を用いて軸力 $F = 30 \pm 14.1 \text{ kN}$ での繰返し数 1.94×10^5 回から、求めた傾きに沿って軸力 $F = 30 \pm 18.3 \text{ kN}$ での繰返し数 0.49×10^5 回を求めた。それに、追加試験での 2.00×10^5 回を加算し、 $F = 30 \pm 18.3 \text{ kN}$ に対応する破断繰返し数 2.49×10^5 回を算出した。なお、 $\alpha = 5 \mu\text{m}$ と $\alpha = 15 \mu\text{m}$ の実験結果はねじ切り始め部

第 1 ねじ谷で生じたものである。この部分は応力集中を低減させ、破断を回避することは比較的容易にできるので、ナットとかみ合うボルトの第 1 ねじ谷から第 8 ねじ谷での破断寿命はそれぞれ $\alpha = 5 \mu\text{m}$ で 2.71×10^5 回以上、 $\alpha = 15 \mu\text{m}$ で 2.49×10^5 回以上といえる(表 1 参照)。

3. ピッチ差による効果の応力解析と疲労強度評価

3.1. 解析モデルと解析条件

ねじ締結体の応力解析は、厳密には螺旋形状の非軸対称モデルであるが、ここでは軸対称モデルで近似させ FEM を用いて弾性解析を行う。解析対象は疲労実験と同様 M16 のボルト・ナットによる内径 17.5mm, 外径 50mm, 厚さ 35mm の円筒形被締結物を締結する場合である。ナットはボルトに対して、ピッチ差 α だけ大きいピッチ $p = (2000 + \alpha) \mu\text{m}$ を有するモデルを考える。ボルト・ナット間のクリアランスは実験同様に $125 \mu\text{m}$ とする。ナットのねじ山数は 8 山とする。ピッチ差が

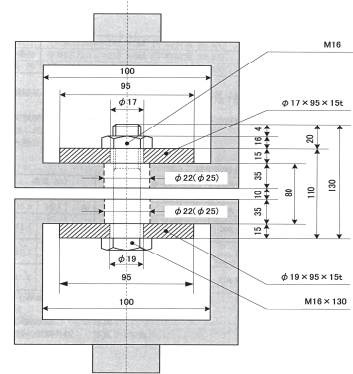


Fig.2 Experimental device

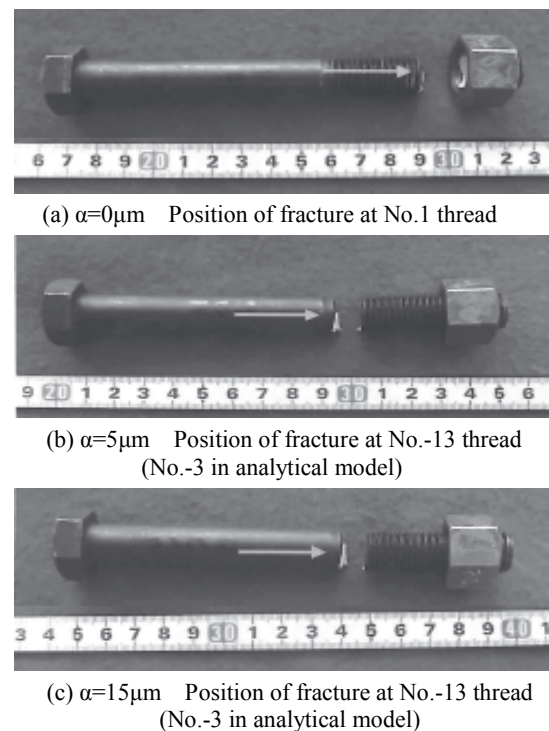


Fig.3 Specimen

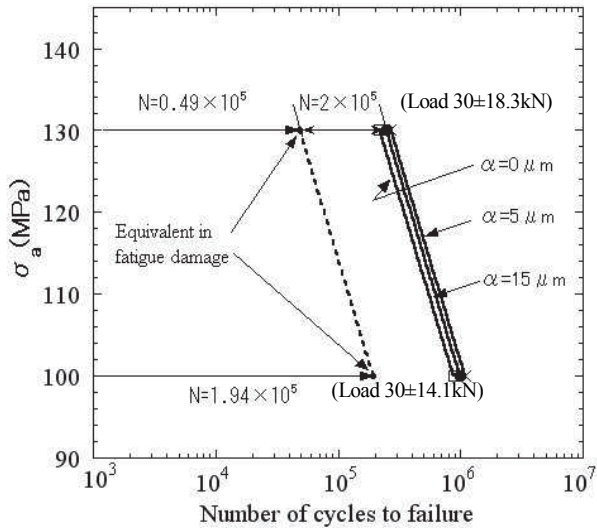


Fig.4 S-N curve

Table.1 Results of fatigue experiment

Specimen	$\alpha=0\mu\text{m}$	$\alpha=5\mu\text{m}$	$\alpha=15\mu\text{m}$
Axial force F (kN)	30±18.3		
Stress σ (MPa)	213±130		
Number of cycles until fracture at No.1~8	2.19×10^5	More than 2.71×10^5	More than 2.49×10^5 *
Position of fracture in Fig.1(a)	No.1 thread	No.-3 thread	No.-3 thread

* : Until number of cycles= 1.94×10^5 F=30±14.1 kN (Fig. 4)

ある大きさをこえると、ナット回転挿入時に、ナットねじ山両端部がボルトねじ山と接触し、その後の回転で当りが強くなり、緩み止め効果が期待される。ボルト、ナット、被締結物の材料は全て弾性体で、ヤング率 206GPa、ポアソン比 $\nu=0.3$ とする。なお、4 章では塑性変形の影響を考察するため、弾塑性体として解析する。

図 5 に有限要素に分割した軸対称モデルを示す。ねじ締結体への軸力は、軸対称モデルでは被締結物のボルト頭部側の面を固定し、ボルト頭部に軸方向強制変位を与えて等価させる。負荷条件は疲労試験同様に 30kN±18.3kN とする。

3.2 応力解析の結果と考察

締結状態で外力を与えた場合に生じるボルトねじ谷底の応力状態を解析する。ピッチ差 α のボルトねじ谷底応力の影響を比較するため、ねじ谷底を通る最小断面での平均応力 σ_n に基づく応力集中係数 K_t を用い、図 7 にその結果を示す。ここで応力集中係数 K_t は、ボルトねじ谷底の最大接線方向応力 σ_{tmax} を公称応力 $\sigma_n=F/A$ で除した値である (式 1)。また、F は図 6 に示すボルト軸力であり、面積 $A=141\text{mm}^2$ はボルトねじ谷底の断面積である。

$$K_t = \frac{\sigma_{tmax}}{\sigma_n} \quad \sigma_n = \frac{F}{A} \quad (1)$$

図 7 に軸力 30kN を負荷させたときの応力集中係数の分布を示す。まず、各ねじ谷の応力への摩擦係数の影響を考察する。 $\alpha=0\mu\text{m}$ の場合で、摩擦係数を $\mu=0, 0.15, 0.3$ と変化させて解析を行った。 $\alpha=0\mu\text{m}$ における K_t は摩擦係数によらずほぼ同一線上にあり、摩擦係数による応力への影響は小さいことが分かったため。そこで、ここでは摩擦係数 $\mu=0.3$ とする。

$\alpha=0\mu\text{m}$ の場合、第 1 ねじ谷底での応力集中係数が最も大きい。 $\alpha=5\mu\text{m}$ を与えると第 1 ねじ谷底の K_t は大幅に減少するけれども、第 8 ねじで上昇する。更に α を $15\mu\text{m}$ に大きくすると、第 8 ねじ谷について第 7 ねじ谷の K_t が増大し、その値は $\alpha=0\mu\text{m}$ での第 1 ねじ谷よりも大きい。このように、ピッチ差によりボルトねじの応力分布を大きく変化させる事ができる。具体的な応力解析結果は次章で示す。

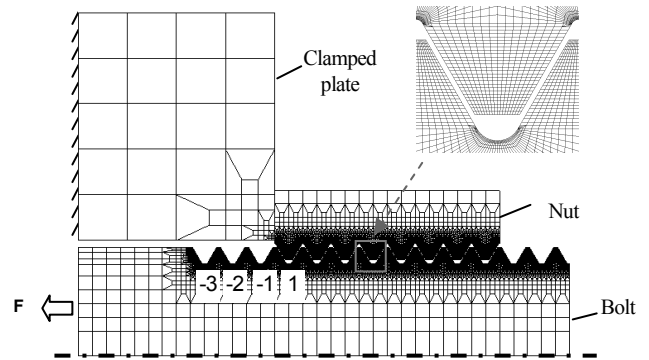


Fig.5 Axi-symmetric finite element model

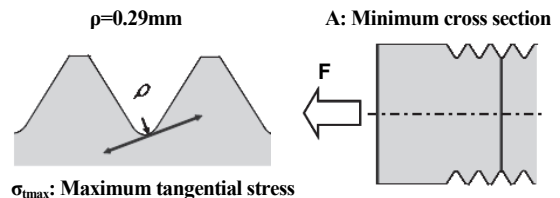
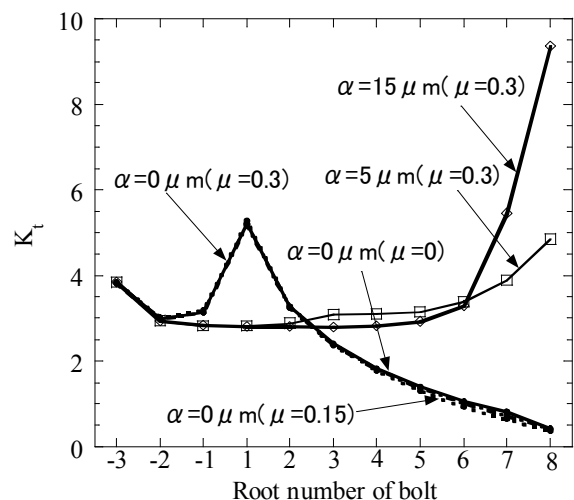
Fig.6 Definition of $K_t = \sigma_{tmax}/\sigma_n$, $\sigma_n = F/A$ 

Fig.7 Stress concentration factor for different pitches (F=30kN)

3.3 疲労強度評価

ボルトの破壊は疲労によって生じることが多く、ねじ谷底に繰り返される応力が問題となる。そこでボルトねじ谷底に生じる最大応力の応力振幅と平均応力を求め、ボルト材の耐久線図中にプロットして強度評価を行う。

図 8, 9, 10 に $\alpha=0\mu\text{m}$, $5\mu\text{m}$, $15\mu\text{m}$ それぞれの解析結果を耐久線図と対比して示す。また、図 11 には各ピッチ差の $F_{\min}=30\text{ kN}-18.3\text{ kN}$ と $F_{\max}=30\text{ kN}+18.3\text{ kN}$ のときのボルト・ナットの各ねじ山の接触状態を示す。図 8 から、ピッチ差 $\alpha=0\mu\text{m}$ の場合は、第 1 ねじ谷に最大応力振幅が生じることがわかる。図 9 から、 $5\mu\text{m}$ の場合は、第 1 ねじ谷の応力が低減し、第 -3 ねじ谷で最大応力振幅が生じることがわかる。このように $\alpha=0\mu\text{m}$, $5\mu\text{m}$ ではそれぞれのボルトは最大応力が生じる第 1, -3 ねじ部で破断しており、解析と整合する。 $\alpha=0\mu\text{m}$ における第 1 ねじ谷での最大応力の発生は、図 11(a) に示す通り、ナットとの嵌合部全ねじで接触しており、引張力が第 1 ねじに直接伝わるためである。一方、ピッチ差の大きい $\alpha=15\mu\text{m}$ の場合には図 10 に示さ

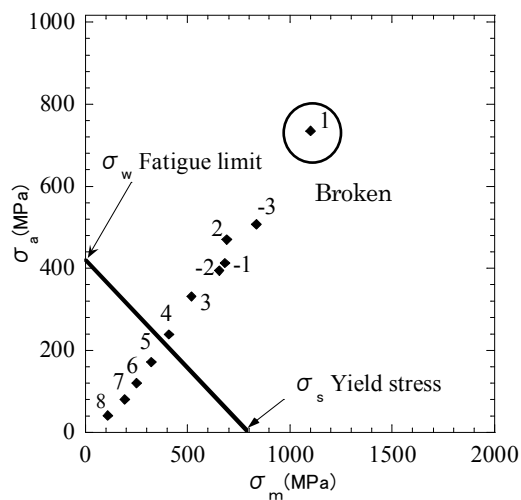


Fig.8 Endurance limit diagram ($\alpha=0\mu\text{m}$)

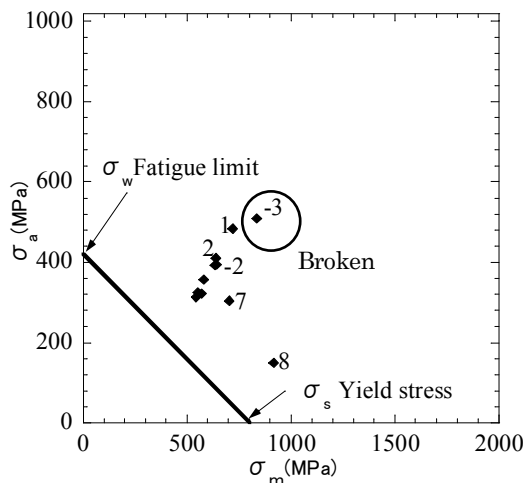


Fig.9 Endurance limit diagram ($\alpha=5\mu\text{m}$)

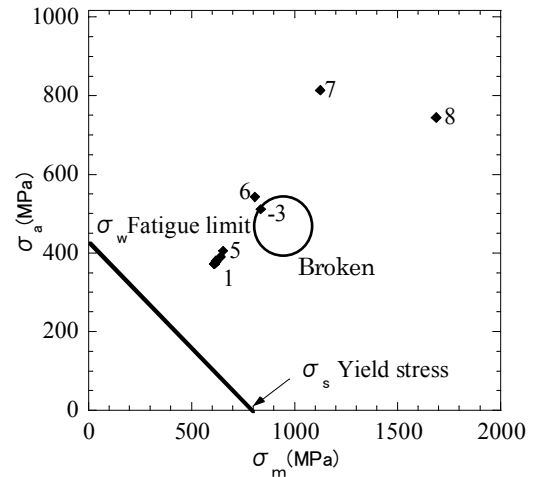


Fig.10 Endurance limit diagram ($\alpha=15\mu\text{m}$)

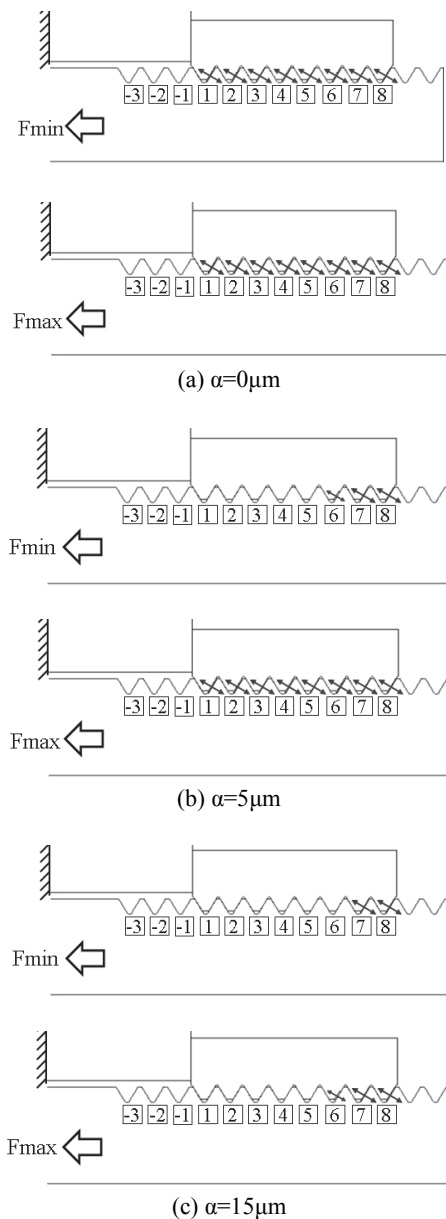


Fig.11 Contact status between bolt and nut
(∇ Contact level)

れるように第7, 8ねじ谷で最大応力が大きくなる. これは図 11(c)に示すように, 第7, 8ねじで集中的に接触しているためである. このように, $\alpha=15\mu\text{m}$ では第7, 8ねじ谷に大きな塑性変形が生じていると考えられるので, 弾塑性解析による考察が必要である.

4. ねじ山の塑性変形の影響について

$\alpha=15\mu\text{m}$ の条件で第7ねじ, 第8ねじの応力が降伏点を大きく超えており, ねじ山の広域で塑性変形している可能性がある. そこで, これまでの弾性解析に, ボルト材料 SCM435 の降伏応力 800MPa の条件を加え弾塑性解析を行った. ピッチ差は $\alpha=0\mu\text{m}$, $15\mu\text{m}$ に設定し, 軸力は実験, 弾性解析と同様に $30\text{kN}\pm 18.3\text{kN}$ とした. 塑性変形の程度と, 各ねじ谷底に生じる平均応力と応力振幅を求め, 弾性解析との違いを考察する.

図 12 と図 13 に $\alpha=0\mu\text{m}$, $15\mu\text{m}$ の場合の塑性変形領域を示す. $\alpha=0\mu\text{m}$ の場合, 応力が高い第1ねじ谷にのみ, 塑性変形が見られる. しかし, $\alpha=15\mu\text{m}$ の場合第7, 8ねじ谷に塑性変形が見られ, 特に, 第8ねじ山ではねじ山全断面にわたって生じている.

図 14 と図 15 には塑性変形による各ねじ谷における応力状態を弾塑性解析で求め, 耐久線図の形式で示す. 応力はいずれもミーゼス応力で示す. $\alpha=0\mu\text{m}$ では, 第1ねじ谷底の応力が低減した. これは, 第1ねじ谷底に塑性変形が生じたためである. $\alpha=15\mu\text{m}$ では弾性解析で高い応力が生じていた第7, 第8ねじ谷が塑性変形を起して, 応力が大きく減少した結果, 第7, 第8ねじと他のねじとの応力差は小さくなった. したがって, 第7, 8ねじ谷が他のねじ谷よりも著しく破壊しやすいとはいえない.

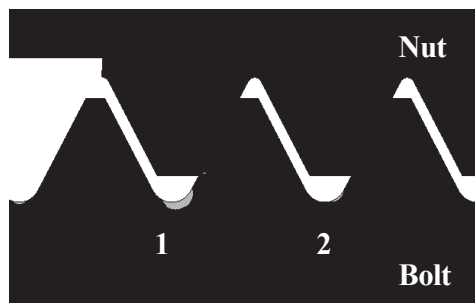


Fig.12 Plastic zone ($\alpha=0\mu\text{m}$)

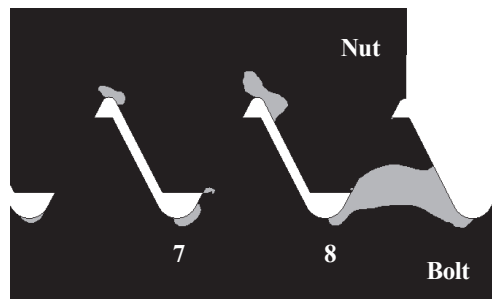


Fig.13 Plastic zone ($\alpha=15\mu\text{m}$)

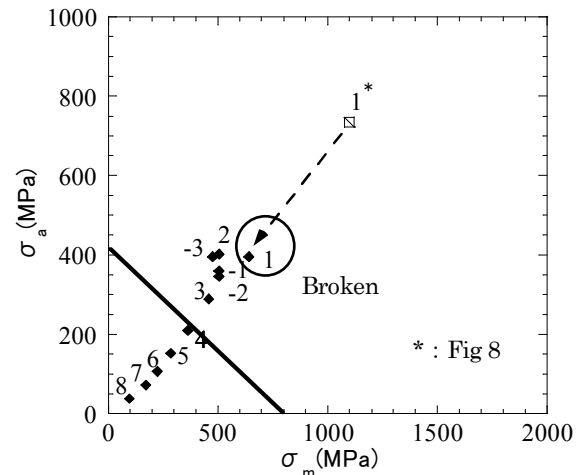


Fig.14 Endurance limit diagram based on elastic-plastic analysis ($\alpha=0\mu\text{m}$)

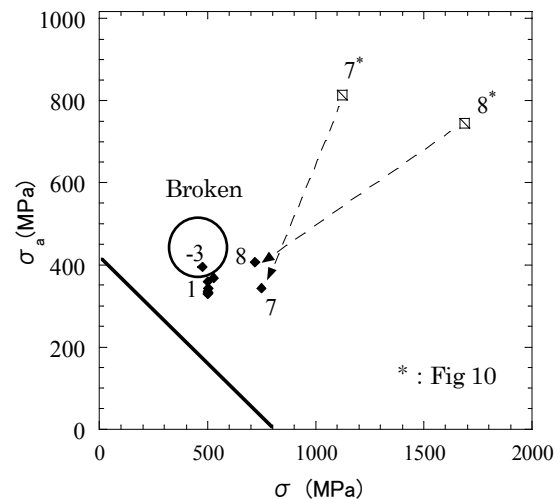


Fig.15 Endurance limit diagram based on elastic-plastic analysis ($\alpha=15\mu\text{m}$)

5. クリアランスの強度への影響

疲労実験による破断位置はピッチ差 $0, 5\mu\text{m}$ の場合, 解析結果と一致する. 一方, $15\mu\text{m}$ の場合は実験と解析が一致しないので, 更に検討の余地がある. そこで, 試験片の加工誤差の面からボルト・ナット間のクリアランスの影響について検討を加える. クリアランスの範囲は JIS により規定されており, 例えばクリアランスの最大値は, ナットの最大有効径とボルトの最小有効径との差として定義される. M16 の場合, 半径クリアランスは, $19\mu\text{m}\sim 205\mu\text{m}$ となる. その中で使用頻度の高い実際上のクリアランスの範囲を, $205\mu\text{m} \times (0.4\sim 0.7) = 82\mu\text{m}\sim 143.5\mu\text{m}$ と推定し, ここでは最小, 最大値を, $82\mu\text{m}$ と $143.5\mu\text{m}$ に設定する. 荷重は, 疲労限よりわずかに大きい $F=30\pm 11\text{kN}$ とした. 解析にはクリアランスの疲労強度への影響をより分かりやすくするため, 大きな応力値が得られる弾性解析を用いた. また, 実験による破断, および応力解析における高い応力が生じるねじ谷底に注目して, 以下では第1, 7, 8ねじ谷を対象に考察する.

ねじ山同士の接触は各ねじ谷の応力状態に直接影響を及ぼすので、ここではクリアランスによる影響が表れやすい大きなピッチ差、即ち $\alpha=15, 25\mu\text{m}$ を対象に解析した。図16と図17に解析結果を耐久線図の形で強度評価した。これらの図より $\alpha=15\mu\text{m}$ では第8ねじ谷底がクリアランスによりわずかに変化している。一方、 $\alpha=25\mu\text{m}$ の場合を見るとクリアランスが大きくなると第1, 7ねじ谷底で応力状態が安全側に大きく変化し、第8ねじ谷底の変化は小さい。

この応力の変化を考察するためにピッチ差とクリアランスによるねじ山の接触に注目する。図18と図19にねじ山の接触状態を示す。 $\alpha=15\mu\text{m}$ では同じ荷重でクリアランスの違いによって接触状態に大きな変化はないが、 $\alpha=25\mu\text{m}$ では変化が大きくなっている。この接触状態の変化が解析での応力の変化につながったと考えられる。

$\alpha=15\mu\text{m}$ の場合、疲労実験と解析によるそれぞれの破断位置は一致しなかった。この点をクリアランスの誤差の面から考察したが、本章の議論よりその影響は小さいと考えられるため、他の要因を今後検討する必要がある。

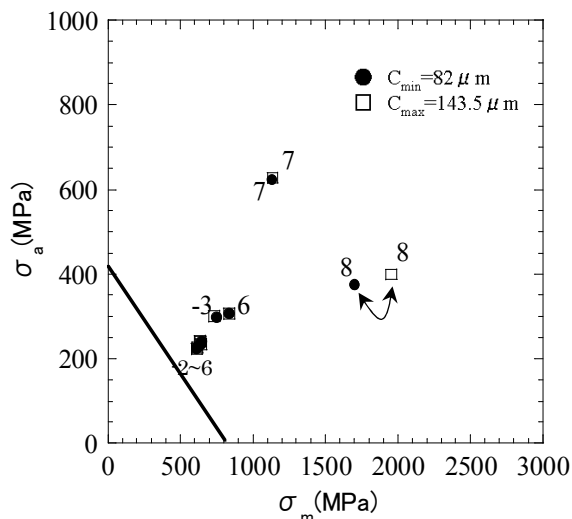


Fig.16 Endurance limit diagram ($\alpha=15\mu\text{m}$)

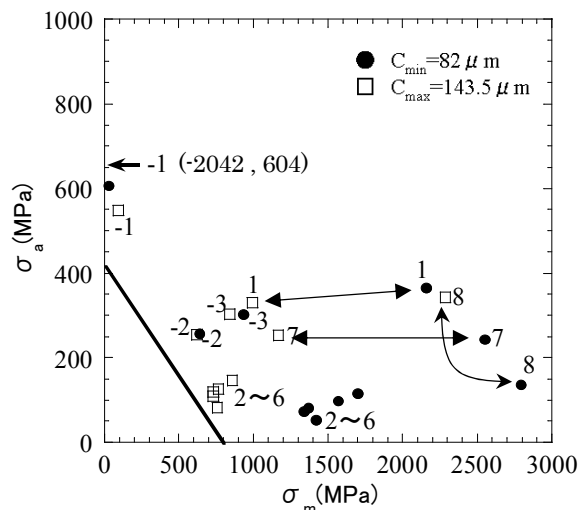


Fig.17 Endurance limit diagram ($\alpha=25\mu\text{m}$)

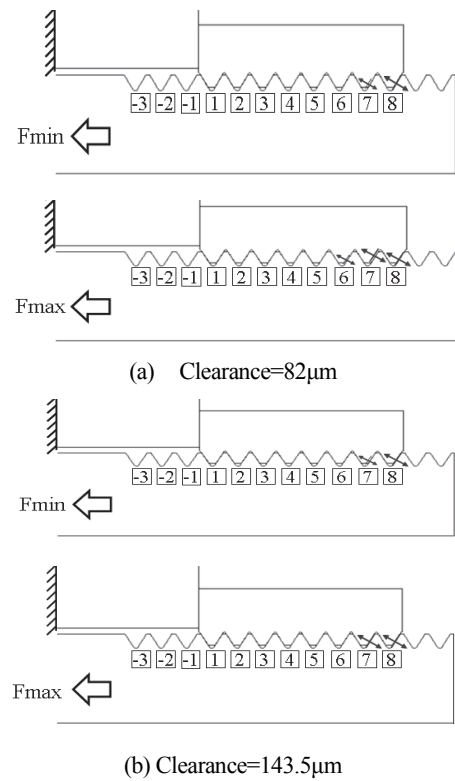


Fig.18 Contact status between bolt and nut for $\alpha=15\mu\text{m}$

($\times$ Contact level)

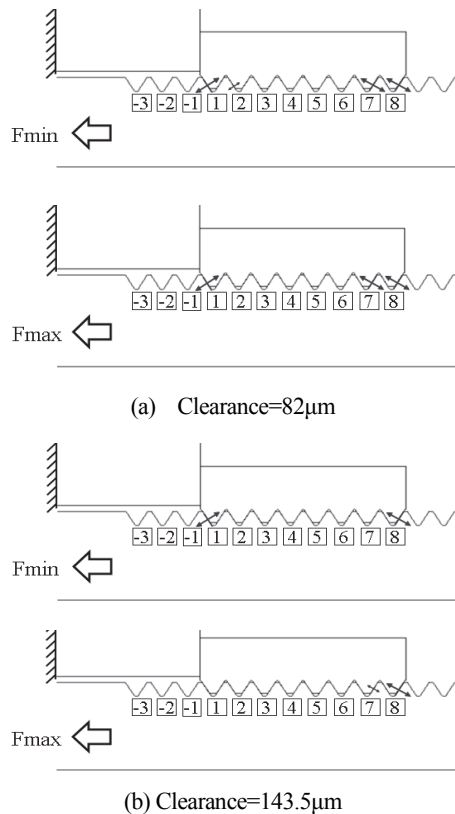


Fig.19 Contact status between bolt and nut for $\alpha=25\mu\text{m}$

($\times$ Contact level)

6. 結 言

M16 の異なるピッチ差を有するボルト・ナット締結体を対象に、ねじ谷底応力の FEM 解析と疲労試験を行った結果以下が得られた。

- (1) $\alpha=5\sim 15\mu\text{m}$ のピッチ差を与えることでボルト・ナット間の疲労寿命向上が可能となることが示された。
- (2) ボルトとナット間にピッチ差を設けることによって、通常のボルト破断位置とは異なった位置で破断が生じた。これは、ピッチ差を設けることで通常ねじで破断しやすいナットかん合端第 1 ねじ谷の応力集中が低減されたためであることを解析によって明らかにした。
- (3) 弾性解析により得られた破断位置の推定は、 $\alpha=0\mu\text{m}$ と $\alpha=5\mu\text{m}$ では、実験結果と一致した。しかし、 $\alpha=15\mu\text{m}$ では異なり、解析で高い応力が生じた第 7, 8 ねじ谷では破断しなかった。
- (4) 前記(3)の理由を明らかにするため弾塑性解析を行い、 $\alpha=15\mu\text{m}$ では第 8 ねじ山での全断面降伏と、第 8, 7 ねじ谷の応力低下が示され実験との整合性が、略々と説明できた。
- (5) ピッチ差が大きくなると、ナット両端ねじ山面が相対するボルトねじ山面に接触しやすくなるため、クリアランスの影響が大きくなる。

謝 辞

本研究には、九州工業大学の吉田龍太氏・王寰氏・丸山光氏の助力を得た。また、本研究の一部は科研費基盤研究 (C) (一般) 課題番号 23560164 (研究代表: 高瀬康) と (財) 北九州産業学術推進機構産学連携・研究開発事業助成金 (研究代表: 野田尚昭) の援助を得た。心からお礼申し上げます。

参 考 文 献

- (1) 特許 ハードロック工業株式会社: 緩み止めナット, 特開 2002-195236, 2002-7-10
- (2) 泉聡志, 横山喬, 寺岡卓也, 岩崎篤, 酒井信介, 斎藤金次郎, 名川政人, 野田秀樹: ゆるみ止め性能を有するスーパースリットナットの有限要素法による機能検証, 日本機械学会論文集 A 編, Vol. 71, No. 703, p. 380-386 (2005)
- (3) 肖陽, 久原昌浩, 野田尚昭, 斎藤金次郎, 名川政人, 湯本淳: 緩み止め植込みボルトにおける薄肉変形部の最適寸法について, 日本機械学会論文集 A 編, Vol. 74, No. 743, p. 954-960 (2008)
- (4) 西田新一, 機械機器破損の原因と対策, 日刊工業新聞社, p. 100-123 (1986)
- (5) 丸山一男: 有限要素法および銅めっき法によるねじ結合体の応力解析 (第 3 報), 日本機械学会論文集, No. 41-348, p. 2292 - 2302 (1975)
- (6) 特許 新日本製鐵株式会社: 鋼製ボルトセット, 特開 2005-265150, 2005-9-29
- (7) Nishida, S., et al.: 1980, Screw Connection Having Improved Fatigue Strength, United States patent 4, 189, 975
- (8) 肖陽, 万泉, 野田尚昭, 赤石雄一郎, 高瀬康, 西田新一: 異なるピッチを有するナットとねじ山高さを漸減したボルトの組合せによるボルト強度向上について, 自動車技術会論文集, Vol. 42, No. 4, p. 927-933 (2011)
- (9) 久原昌浩, 肖陽, 野田尚昭: ねじ山高さの漸減により応力集中を緩和させる条件, 日本機械学会論文集 A 編, Vol. 74, No. 746, p. 1305-1313 (2008)
- (10) 西田新一: ねじ破損と防止対策 (6), クレーン, Vol. 46, No. 5, p. 12 (2008)