

ピッチ差によるボルト・ナットの疲労強度向上と緩み止め効果*

(その2：疲労限度向上について)

野田 尚昭 **, 高瀬 康 ***

NODA, Nao-Aki and TAKASE, Yasushi

1 はじめに

ボルト・ナット締結体は、使用頻度、重要度が高い機械要素で産業界に広く普及しており、例えば、自動車1台に約3,000本程度使用されているため、低価格で高い疲労強度が要求される。ボルトの破損には、ボルト自身の疲労強度の不十分と緩みに伴う衝撃の付加に起因するものがある。これまで、ボルト・ナット締結体における疲労強度向上に関して、実験的研究や^{(1)~(3)}、解析的研究がある^{(4), (5)}。また、通常のボルト・ナット締結体では、ねじ谷底に常に高い応力集中が生じるため、ボルト谷底の形状を変化させて、ねじ谷底の応力緩和をした研究もなされており有限寿命が向上することが示されている^{(3), (5)}。

前稿⁽⁶⁾では、ピッチ差により疲労寿命が向上するメカニズムを説明した。本稿では、**図1**に示すボルト・ナット間のピッチ差に加えて、**図2**に示すように新たにボルトねじ谷底の曲率半径を大きくすることの影響について述べる。すなわち、ボルト形状の変更によって疲労限度が向上することを示す。

2 試験片及び疲労試験方法

* 原稿受付：2022年1月15日

** 九州工業大学教授

*** 九州工業大学野田研究室職員

図2(a)に示すように標準形状のボルト・ナット締結体のねじ底曲率は $\rho=\rho_0$ であり、新しく提案するボルト試験片の谷底曲率は $\rho=2\rho_0$ 、 $\rho=3\rho_0$ である。曲率半径増大による応力集中の低減効果の参考値として、**図2**には、切欠深さと曲率半径がボルトと同形状の60°V形円周切欠きを有する丸棒の引張りにおける応力集中係数 K_t の値を示している。ねじ谷底半径を大きくすることで円周切欠きを有する丸棒の応力集中係数は、 $K_t=4.53$ ($\rho=\rho_0$) から $K_t=2.90$ ($\rho=2\rho_0$) 及び $K_t=2.40$ ($\rho=3\rho_0$) へと大きく減少する。

試験片として用いたボルトはクロムモリブデン鋼、ナットは焼き入れ焼き戻しされた中炭素鋼S45Cであり、**表1**にそれらの機械的性質を示す。また、**図3**に解析に用いたボルト・ナットの応力ひずみ線図を示す。**図4**には疲労試験機に装着される供試ボルト締結体の組み立て状態を示す。**図4**中では、ボルト・ナット締結部の組み立て状態を明確にするため、他の部分よりも大きく描いている。**図4**の疲労試験方法に示すように、ここでは締め付けは行わず、ねじ込みによってナットをボルトねじ先端部から10mmの位置に装着した後、疲労試験を開始する。ここで、ねじ込みは、ボルトに初期締付力が生じない状態であり、締め付けとは異なる⁽⁷⁾。ねじ谷底曲

率の異なるボルトの最小断面部の平均断面積は $A_R=141\text{mm}^2$ であるので、平均応力は $\sigma_m=213\text{MPa}$ とした。この平均荷重を負荷することでボルト軸力を模擬している。負荷条件は、平均応力一定とした片振り引張疲労であり、98 kN (10 tonf) サーボ疲労試験機を用い、

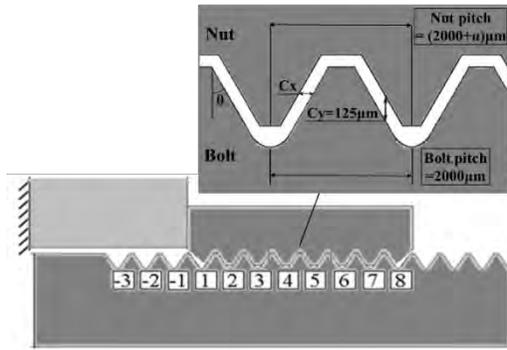


図1 ピッチ差付きボルト・ナット締結体

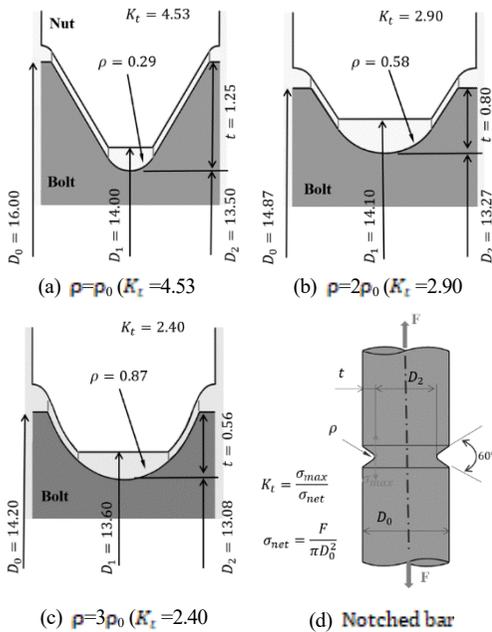


図2 ボルト・ナットのねじ部の寸法

周波数を5または10Hzとした。表2に本試験で設定した負荷条件を示す。S-N曲線は、

表1 ボルト・ナット材料の機械的性質

	Elastic modulus (GPa)	Poisson's Ratio	Yield strength (MPa)	Tensile strength (MPa)
SCM435 (Bolt)	206	0.3	800	1200
S45C (Nut)	206	0.3	530	980

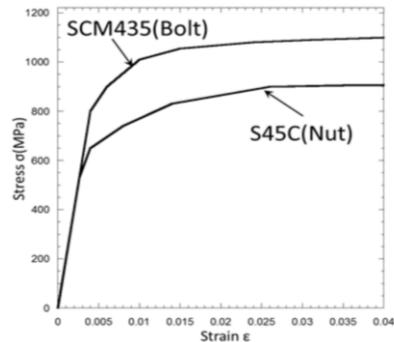


図3 ボルト・ナットの応力ひずみ線図

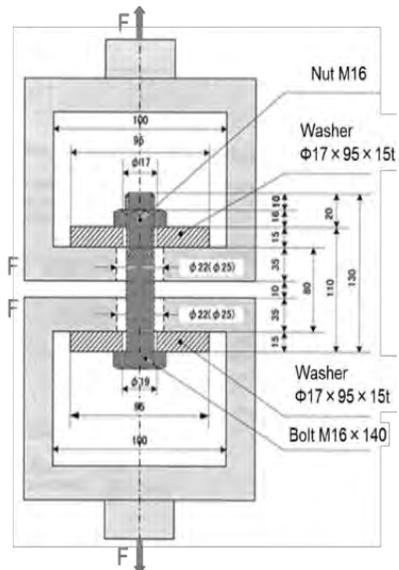


図4 疲労試験方法

表 2 応力振幅 σ_a と平均応力 σ_m

Load (kN)		Stress (MPa)		$R = \frac{\sigma_m - \sigma_a}{\sigma_m + \sigma_a}$
Mean load	Load amplitude	Mean stress σ_m	Stress amplitude σ_a	
30	22.6	213	160	0.14
30	18.3	213	130	0.24
30	14.1	213	100	0.36
30	11.3	213	80	0.45
30	8.5	213	60	0.56

繰返し数 2×10^6 回をもって疲労限とし、5 レベルの応力振幅の実験結果から求めた。

3 疲労試験結果

3.1 ボルト谷底曲率が疲労強度に及ぼす影響

図 5 にねじ谷底半径 $\rho = \rho_0, 2\rho_0, 3\rho_0$ のボルト締結体の疲労試験によって得られた S-N 曲線を示す。試験片のピッチ差は全て $\alpha = 0 \mu\text{m}$ である。図 5 に示すように、ねじ谷底半径を大きくすることで疲労寿命が 2 倍以上に向上し、疲労限度は通常のボルト・ナット締結体より約 30% 向上し、80MPa となった。西田⁽³⁾の研究では、ねじ谷底の半径増加によって明確な疲労強度向上は認められなかったが、本実験では、ねじ谷底半径の増加は疲労強度向上に寄与する結果となった。これは、ボルトねじ谷底の応力集中緩和が、疲労限度向上の主要因と考えられる。また、本実験で使用した $2\rho_0, 3\rho_0$ のボルト試験片ではねじ山高さが低くなっているため、これも応力集中の低減に貢献している。その相乗効果で、疲労強度が向上したものと考えられる。

3.2 大曲率を有する新形状ボルトへのピッチ差付与の影響

ボルトねじ谷底の曲率半径を大きくするとともに、ピッチ差を付与した新形状ボルト

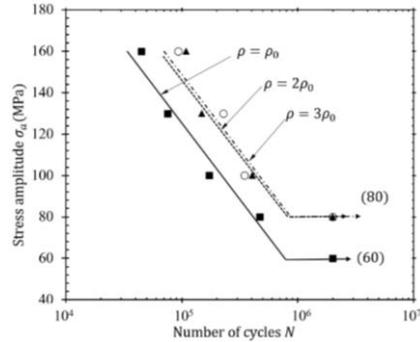


図 5 ねじ底半径を変えた場合の S-N 曲線 ($\rho = \rho_0, 2\rho_0, 3\rho_0$)

締結体における疲労寿命と疲労限度について検討した。

図 6 にピッチ差 $\alpha = 15 \mu\text{m}$ の場合の新形状ボルト・ナット締結体の S-N 曲線を示す。ナットにピッチ差 $\alpha = 15 \mu\text{m}$ を付与した場合、 $\rho = 2\rho_0$ の新形状ボルト締結体の疲労寿命はピッチ差 $\alpha = 0$ の場合より改善し、疲労限度は 100MPa と 25% 向上した。 $\rho = 3\rho_0$ の新形状ボルト締結体の疲労寿命はピッチ差 $\alpha = 0$ の場合よりさらに改善し、疲労限度は 110MPa と 38% 向上した。

疲労寿命と疲労限度の両方を改善するために、ピッチ差の効果をねじ底半径効果と組み合わせ考察した。図 7 に、 $\alpha = 0$ および $\alpha = 15 \mu\text{m}$ と $\rho = \rho_0$ および $\rho = 2\rho_0$ を組み合わせた場合のボルト・ナット締結体の S-N 曲線を示す。 $\rho = \rho_0$ の場合、図 7 に示すように、ピッチ差を $\alpha = 0 \mu\text{m}$ から $\alpha = 15 \mu\text{m}$ に増やすと疲労限度は同じであるが、疲労寿命を大幅に改善できる。たとえば、ねじ底の半径が $\rho = 2\rho_0$ では、ボルトの疲労寿命は、 $\alpha = 0 \mu\text{m}$ の場合、ねじ底の半径が $\rho = \rho_0$ のボルトの 2 倍であり、

さらに疲労限度が、60MPaから80MPaに33%改善される。図7より、 $\alpha=15\mu\text{m}$ のピッチ差を導入すると、ねじ底半径を $\rho = 2\rho_0$ に拡大することにより、疲労限度が67%向上する。つまり、ボルト・ナット接続の疲労寿命と疲労限度の両方を、ねじ底半径を拡大し、同時にボルトとナットの間に適切なピッチ差を導入することによって大幅に向上させることができる。

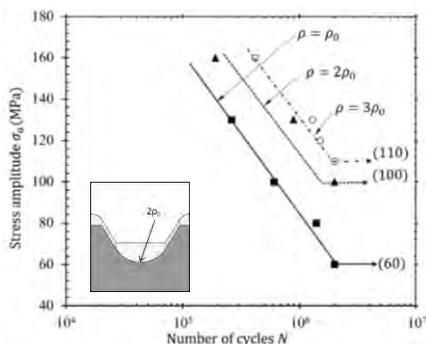


図6 ねじ底半径とピッチ差を変えた場合のS-N曲線 [$(\rho_0, \alpha=15\mu\text{m})$, $(2\rho_0, \alpha=15\mu\text{m})$, $(3\rho_0, \alpha=15\mu\text{m})$]

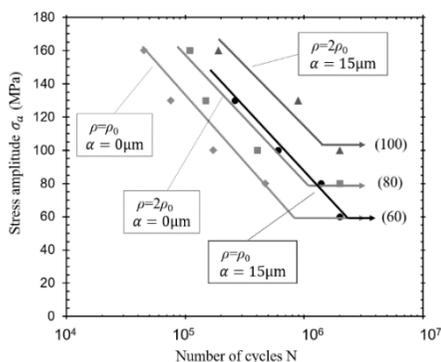


図7 ねじ底半径とピッチ差を変えた場合のS-N曲線 ($\alpha=0, 15\mu\text{m}$)

3.3 疲労限度向上のFEM解析法

図8にFEM軸対称モデルのメッシュの例を示す。図8に示すようにボルトの谷底のメッシュサイズは、約 $0.01\text{mm} \times 0.01\text{mm}$ である。材料特性を表1に示す。FEMモデルの弾塑性解析は、実験と同じ荷重条件下で実行される。クランプ体のボルト頭側を固定し、ボルト頭部に軸力 $F=30 \pm 14.1\text{kN}$ を加える。したがって、ボルトの谷底での対応する応力振幅と公称応力振幅は、それぞれ $\sigma_a=213\text{MPa}$ と $\sigma_m=100\text{MPa}$ である。

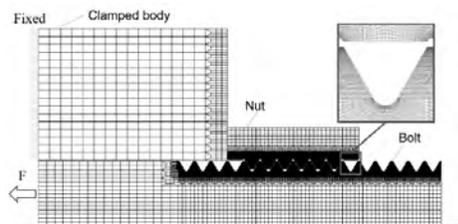


図8 FEM軸対称モデル ($\rho = 1\rho_0, \alpha = 0$)

3.4 ねじ底半径を変えた場合の疲労強度評価への影響

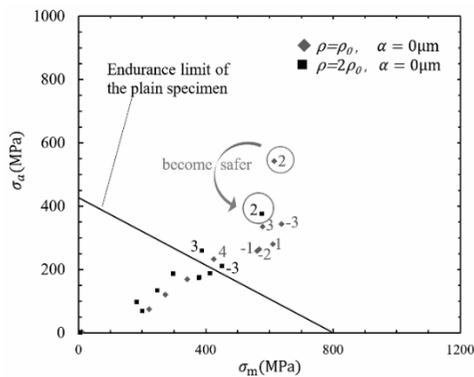
図9に、平滑試験片の修正グッドマン線を使用した耐久線図を示す。ここで、 σ_w は両振応力 $\sigma_m=0$ での疲労限度を表し、 σ_{sl} は降伏応力を表す、FEMによって得られた各ねじ山の最大接線応力は、応力振幅 $\sigma_a = (\sigma_{\text{max}} - \sigma_{\text{min}}) / 2$ および平均応力 $\sigma_m = (\sigma_{\text{max}} + \sigma_{\text{min}}) / 2$ でプロットされる。平滑試験片には応力勾配がないため、切欠付き試験片の破壊応力は常に平滑試験片の破壊応力よりも大きくなる。したがって、修正グッドマン線を超えてプロットされた応力データ ($(\sigma_m / \sigma_{sl}) + (\sigma_a / \sigma_w) > 1$)は、ボルトねじの実際の破壊を表していないこと

に注意する必要がある。以前のいくつかの研究では、一定量の平均応力レベル後の耐久限度が調査されている^{(8)~(11)}。本稿では、単純な試験片の修正グッドマン線を使用して、ボルトの谷底での相対的な危険性について説明する。 $\alpha=0$ の場合、**図9(a)**から、最も危険な部分は2番ねじにある。ねじ底半径を $\rho = \rho_0$ から $\rho = 2\rho_0$ に拡大することにより、2番ねじで平均応力が約6%減少し、応力振幅が約38%減少する。 $\alpha=15\mu\text{m}$ の場合、**図9(b)**から、最も危険な部分はボルトの6番と7番のねじ山の周りにある。ねじ底半径を $\rho = \rho_0$ から $\rho = 2\rho_0$ に拡大することにより、6番ねじ

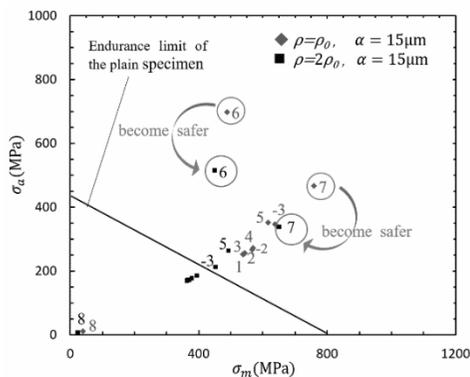
で平均応力が約8%減少し、応力振幅が約26%減少する。ピッチ差 $\alpha=33\mu\text{m}$ の場合も同様の傾向が見られる。ピッチ差 $\alpha=0$ のないボルト・ナット接続の場合、ボルトの初期き裂と最終破損の両方が、ボルト頭に近い2番ねじで発生する。ピッチ差 $\alpha\neq 0$ のボルト・ナット締結体の場合、最初のき裂はボルト頭部から離れた6番と7番のねじ山で発生し、次にボルト頭部側近くの2番のねじ山まで伸びて最後の破損が発生する。

3.5 ピッチ差を変えた場合の疲労強度評価への影響

図10は、解析結果を使用して得られた耐久線図です。ここでは、ねじ底半径 $\rho = \rho_0$ と $\rho = 2\rho_0$ を比較した場合の、2種類のピッチ差の下での平均応力と応力振幅を比較する。**図10**から、ピッチ差を $\alpha=15\mu\text{m}$ から $\alpha=33\mu\text{m}$ に増やすと、ねじ底半径が $\rho = \rho_0$ と $\rho = 2\rho_0$ のボルトの応力分布が同じであることがわかる。ボルト頭部から遠い側で発生した最大応力振幅と平均応力は、実験結果と一致している。



(a) $\rho = \rho_0, 2\rho_0$ when $\alpha = 0\mu\text{m}$



(b) $\rho = \rho_0, 2\rho_0$ when $\alpha = 15\mu\text{m}$

図9 耐久線図

4 おわりに

本稿では、ピッチ差付きボルト・ナット締結体の疲労限度の向上を目指し、ボルト・ナット間のピッチ差の付加に加えて、新たにボルトねじ谷底の曲率半径を大きくしたボルト形状の疲労試験を行った。その結果、ボルトねじ谷底半径の大曲率化およびピッチ差を有するボルト・ナット締結体 ($\rho=3\rho_0, \alpha=15\mu\text{m}$) では、標準形の場合 ($\rho=\rho_0, \alpha=0$) より疲労寿命および疲労限度が約80%程度向上し、大幅に改善されることを解説した。

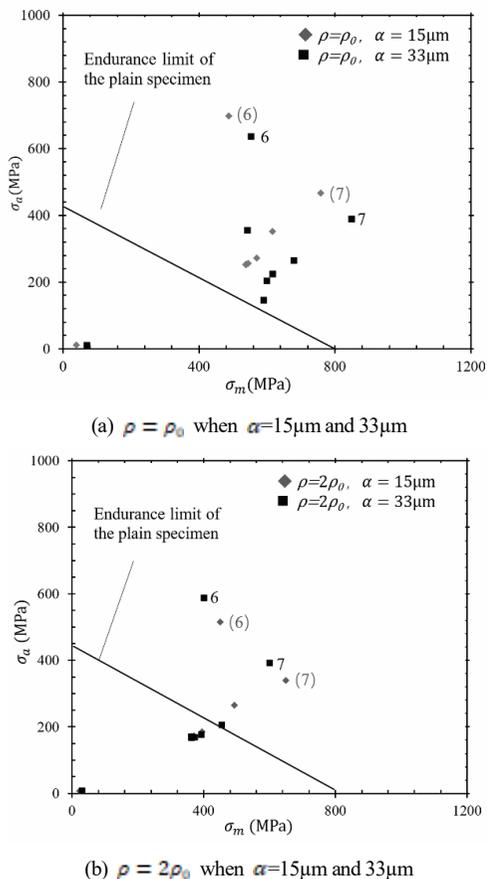


図 10 耐久線図

参考文献

(1) Nishida, S.-I., Urashima, C. and Tamasaki, H., A new method for fatigue life improvement of screws, European Structural Integrity Society, No.22 (1997), pp.215-225.

(2) 平井敬二, 宇野暢芳, 超高強度ボルトの疲労強度に関する研究, 日本建築学構造系論文集, Vol.70, No.595 (2005), pp.117-122.

(3) 西田新一, ねじの破損と防止対策 (6) ボルトの疲労強度向上策—前篇, 金属, Vol.88, No.2 (2018), pp.141-148.

(4) Maruyama, K., Stress analysis of a bolt-nut joint by the finite element method and the copper-electroplating method (3rd report, Influence of pitch error or flank angle error), Bulletin of JSME, Vol.19, No.130 (1976), pp.360-368.

(5) Honarmandi, P., Zu, J. W. and Behdinin, K., Elasto-Plastic Fatigue Life Improvement of Bolted Joints and Introducing FBI Method, Mechanics Based Design of Structures and Machines, Vol. 33, No. 3 (2005), pp. 311-330.

(6) Noda, N.-A., Chen, X., Sano, Y., Wahab, M.A., Maruyama, H., Fujisawa, R. and Takase, Y., Effect of pitch difference between the bolt-nut connections upon the anti-loosening performance and fatigue life, Materials & Design, Vol.96 (2016), pp.476–489.

(7) 野田尚昭, 劉溪, 佐野義一, 久保周太郎, 黄雲霆, 立石孝介, 高瀬康, ピッチ差を有するボルト・ナット締結体のねじ込み過程の3次元有限要素法解析, 日本機械学会論文集, Vol.85, No.876 (2019), DOI:10.1299/transjsme.19-00149.

(8) Gunn K., Effect of yielding on the fatigue properties of test pieces containing stress concentrations. *The Aeronautical Quarterly*. 6(4): (1955) 277-94.

(9) Burguete RL, Patterson EA., The effect of mean stress on the fatigue limit of high tensile bolts. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*. 209(4): (1995) 257-62.

(10) Munn BS, Li K., Investigation into the Effect of Thread Root Condition on the High Cycle Fatigue Performance of a Metric Threaded Fastener. *ASME 2010 Pressure Vessels and Piping Division/K-PVP Conference*. (2010) 381-395. American Society of Mechanical Engineers Digital Collection.

(11) Hashimura S, Kamibeppu K, Nutahara T, et al., Effects of Clamp Force on Fatigue Strength of Aluminum Alloy Bolts. *Procedia Structural Integrity*. 19: (2019) 204-13.