

科学研究費助成事業 研究成果報告書

平成 26 年 6 月 12 日現在

機関番号：17104

研究種目：基盤研究(C)

研究期間：2011～2013

課題番号：23560164

研究課題名(和文)ピッチ差を有するボルト・ナットによる緩み止め性能と応力集中緩和効果に関する研究

研究課題名(英文)The anti-loosening performance and the reduction of stress concentration of bolts and nuts which have slight pitch difference

研究代表者

高瀬 康 (TAKASE, YASUSHI)

九州工業大学・工学部・技術専門職員

研究者番号：30508445

交付決定額(研究期間全体)：(直接経費) 4,100,000円、(間接経費) 1,230,000円

研究成果の概要(和文)：本研究では、ボルト・ナット締結体の耐緩み性と疲労強度向上を同時に向上させるため、ボルトに対してナットのピッチ差を だけ大きくする方法に着目し、 の最適条件を検討した。耐緩み性は、ピッチ差 = middleが最適条件である。疲労強度は = smallで =0に対して1.5倍の寿命延長が得られたが疲労強度は向上しなかった。緩み防止と疲労強度に関して、それぞれ有限要素法解析を用いてシミュレーションできた。シミュレーションにより、疲労強度をねじ形状の大幅な改造によって向上しうることを示した。

研究成果の概要(英文)：In this paper, to improve anti-loosening performance and fatigue strength of the bolts and nuts, the loosening and fatigue experiments are performed with varying the pitch difference. Then, the most desirable conditions for the anti-loosening performance and fatigue strength of the pitch difference are discussed. To improve anti-loosening performance, the most desirable pitch difference is $\alpha = \alpha - \text{middle}$. To improve fatigue life, the most desirable pitch difference is $\alpha = \alpha - \text{small}$. Although, the fatigue limit is not improved. In the both case, the finite element method is applied to simulate the loosening and fatigue experiment. Finally, the effect of the large notch root radius is discussed by using FEM. It is found that, the fatigue strength of large notch root radius bolts and nuts is improved.

研究分野：工学

科研費の分科・細目：機械工学 設計工学・機械要素・トライボロジー

キーワード：機械要素

1. 研究開始当初の背景

一般にボルトとナットで構成されるねじ締結体においてはナット座面に近いボルトのねじ谷底で応力集中がピークとなることが知られており、重大事故の多くは、この位置に生じる最大応力でボルトが破断している。すなわち、これまでも応力集中緩和と緩み止めの対策が多く提案されているが、この応力集中がねじ締結体の疲労強度上の問題となっている。また、対策が高価であることや、締結後取り外しができないなどの問題点もある。低コストで強度と緩み止めの効果に優れた新しいボルト締結体の実現は古くて新しい課題である。

2. 研究の目的

ねじ締結体の破損はねじ底に高い応力が集中し、ねじ底の強度が大幅に低下するため生じる。緩みは、振動によって、ねじの螺旋形状に基づく戻り回転力が発生するため生じる。このため、形状を改良して応力集中を40%程度軽減して強度を高めるとともに、ボルト・ナットにピッチ差を設けることにより、低コストで、かつ強度と緩み止め効果に優れた新しいボルト締結体を開発し、ボルト破損事故の防止に貢献することを目的とする。過去に行われた研究と異なり、「緩み止め」「強度」「価格」に優れた締結機構を研究開発する点に大きな特色と優位性がある。

3. 研究の方法

研究に用いられるボルト・ナットの寸法は、M16 (ボルト外径 16mm) である。材質は、表1の通りである。

世界で最も厳しい米国航空規格 (NAS350) に合格し、かつねじ底の応力集中を40%程度削減する高強度ボルト締結体を以下の手順で開発する。

(1) ボルト・ナットのピッチ差を0~8μm程度変化させた場合における緩み止め効果を実験と解析を比較して検討する。NAS350規格ゆるみ試験機(図1)により効果を検証する。

(2) ピッチ差(0~8μm)と応力集中緩和効果の関係を解明する。

(3) 植込みボルトにピッチ差を与えた場合の最適条件を導出する。

(4) ねじ山高さを漸減させたCDボルトとピッチ差を有するボルトを組み合わせた場合の最適条件を導出する。

表1 ボルトとナットの機械的性質

	弾性係数 (GPa)	ポアソン比	降伏点 (MPa)	引張強さ (MPa)
SCM435 (Bolt)	206	0.3	800	1200
S45C (Nut)	206	0.3	530	980

(5) また、その応力集中緩和効果と緩み止め効果を確認すると共に最適なピッチ差 α を導出する。

4. 研究成果

4.1 ボルト・ナット間にクリアランスが無い場合

(1) プリベリグトルク Ts と緩み防止へのピッチ差 α の影響: ピッチ差 α (2, 4, 6, 8 μm) を与えて、プリベリグトルク (被締結体がない状態で締付けるトルクのこと) への影響を、理論式(1)と実験から調べて次のことが分かった。

$$T_s = \frac{d_2}{2} F^* \tan \rho' + \frac{d_2}{2} F^* \tan \beta + \frac{d_w}{2} \mu_w F^* \tag{1}$$

ここで、d₂:有効径の基準寸法=0.01472m, F*:ボルト軸力 N, ρ':ねじ間の摩擦角 =arctan(μ), β:ねじのリード角 =0.043°, d_w:座面の有効径 =0, μ_w:座面間の平均摩擦係数=0.3である。

①理論式(1)で与えられたプリベリグトルクとボルト・ナット締結時に生じるプリベリグトルク Ts とはほぼ等しい。また、Ts は α に比例することが分かった。

②緩み試験機(米国航空規格 NAS350 に準拠)を用いたナットの緩み・脱落試験(最大繰返数 3 × 10⁴)より、プリベリグトルク Ts13.5Nm (α=2 の場合)が緩み防止に必要な付与トルクであることを明らかにした。

(2) ボルトねじ底応力集中へのピッチ差 α の影響:有限要素法 FEM により、ピッチ差 α を 0~8 μm の範囲でかえてボルトねじ底応力に対する影響を解析し、ねじ底応力を最小にできる α を求めた。解析によって、各荷重条件に共通して、α=2~3 μm が最適であることを明らかにした。

4.2 ボルト・ナット間のクリアランスを考慮する場合

研究開始当初は、ピッチ差の影響をできるだけ簡単に評価したいために、実際のボルト・ナット間には必ず存在するクリアランス(すき間)を無視して検討を進めてきた。しかし、本研究の実用化を目指す上では、クリアランスの考慮は必須条件と考えるに至り、あわせて、外部有識者の意見を重視し、平成

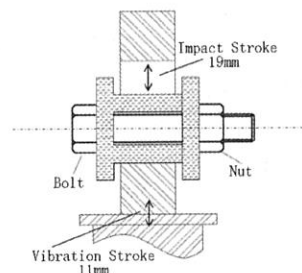


図1 NAS350規格ゆるみ試験機

24年度からモデルにクリアランスを導入して、研究を進めることにした。

(1) 緩み止めに対するピッチ差 α (図2)の適正化: ボルト・ナットの寸法, 材質は従前と同一で, クリアランスを $125\mu\text{m}$ (クリアランス変動幅のほぼ中央値)とした図2に示すモデルを対象に検討を行う。

ピッチ差 $\alpha=0 < \alpha_{\text{small}} < \alpha_{\text{middle}} < \alpha_{\text{large}} < \alpha_{\text{verylarge}}$ の条件で, 締付けトルク $70\text{N}\cdot\text{m}$ にて, 米国航空規格 (NAS3350) に合致する緩み試験機を使用し, 高速ねじ緩み実験を行った。また, 並行して弾塑性有限要素法を用いて, ボルト締結体の緩み防止の原因を解析し考察した。

①ピッチ差 $\alpha=\alpha_{\text{middle}}$ は, 本実験の範囲において最適であった。 α がこれ以下では緩みのリスクがあり, これ以上では締結軸力の低下が生じた(表2)。
②ナットの緩みは, α にともなうナット両端部に対応する位置におけるボルトねじ山の塑性変形によって, 防止されることを見出した(図3)。

(2) 疲労強度の向上に対するピッチ差 α の適正化:

①予備試験: ピッチ差 $0, \alpha_{\text{verysmall}}, \alpha_{\text{small}}$ の条件で, ねじ谷における応力の FEM 解析と平行して疲労試験を一応力水準で行った。

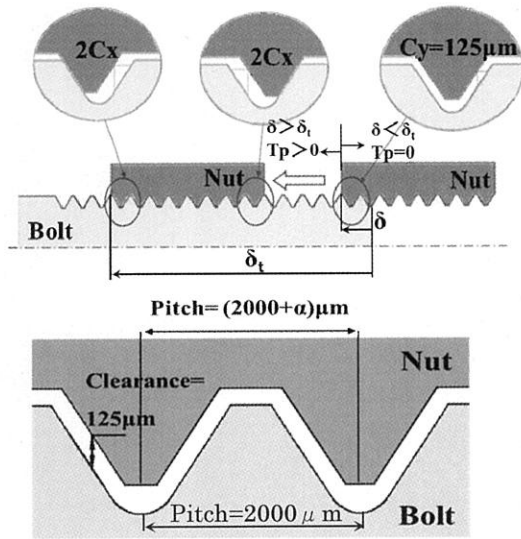


図2 ピッチ差を有するボルトとナットの接触状態

表2 ピッチ差 α による緩み止め効果

ピッチ差 α	試験片番号	脱落	脱落時の回数	緩み始めの回数	プリベリントルク(N·m)	軸力(kN)
0	No.1	有	751	-	0	24
	No.2		876	-		
α_{small}	No.3		813	-	0	24
	No.4		1528	-		
α_{middle}	No.5	無	30000	21000	30	20
	No.6		30000	30000		
α_{large}	No.7		30000	30000	67	8
	No.8		30000	30000		

(i) ピッチ差を設けることによって長寿命化し, 最も寿命の長い $\alpha=\alpha_{\text{small}}$ では約1.5倍となった。

(ii) ピッチ差を設けることで, ねじ底 No.1 (ナット先端側)の応力が低減でき, 寿命最長の $\alpha=\alpha_{\text{small}}$ では No.7, No.8 (ナット後端側)が高応力状態になることがわかった。

②疲労試験: ピッチ差 $\alpha=0, \alpha_{\text{small}}, \alpha_{\text{middle}}$ を与えて疲労試験を行った結果(図4), $\alpha=\alpha_{\text{small}}$ が最長寿命で, $\alpha=0$ の1.5倍であった。一方, 疲労強さに相当する 2×10^6 疲労限度については, $\alpha=\alpha_{\text{small}}, \alpha_{\text{middle}}$ のいずれもが破断した応力条件(応力振幅 60MPa , 平均応力 213MPa)で, $\alpha=0$ は破断しなかった。この結果, 疲労強さに対して α の付与は効果的でなかった。

③疲労試験のシミュレーション解析: FEM を用いて, ボルト・ナットの締結状態でボルトに外力を受ける疲労試験において, ボルトに生じる応力の解析に用いたモデルを図5, 解

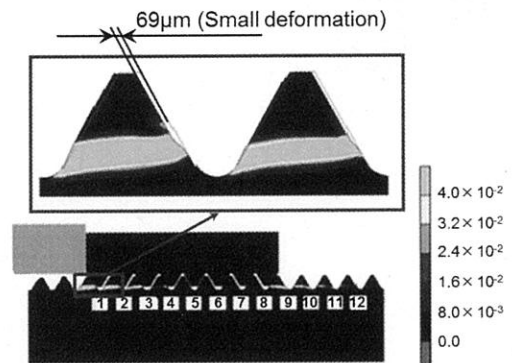


図3 緩み止め効果をもたらされる塑性ひずみの状態図 ($\alpha=\alpha_{\text{middle}}$)

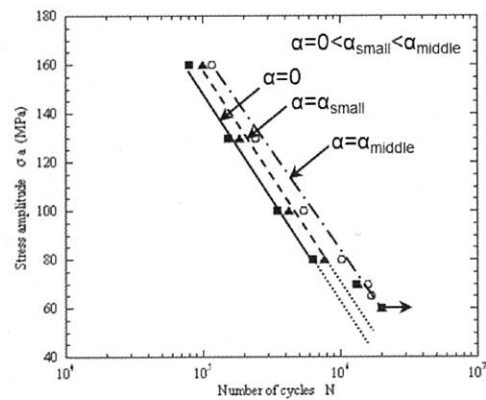


図4 S-N 曲線 ($\alpha=0, \alpha_{\text{small}}, \alpha_{\text{middle}}$)

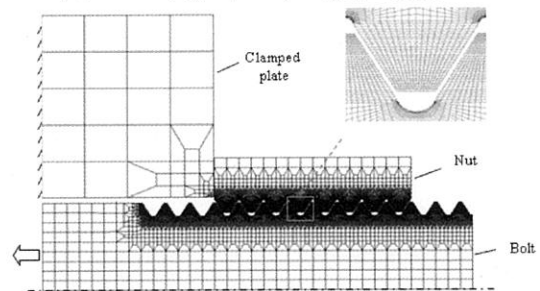


図5 疲労試験用ボルトのFEM軸対称モデル

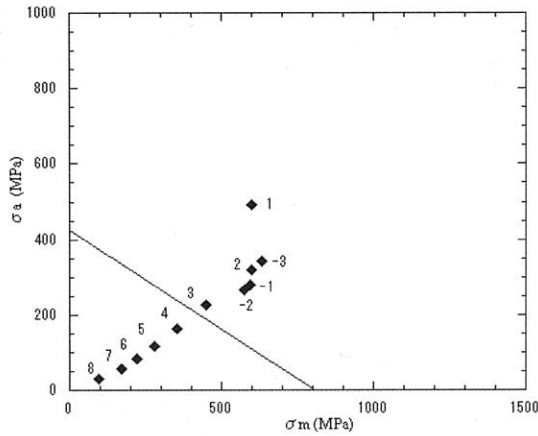


図6 耐久線図 ($\alpha=0, \sigma_a=100\text{MPa}$)

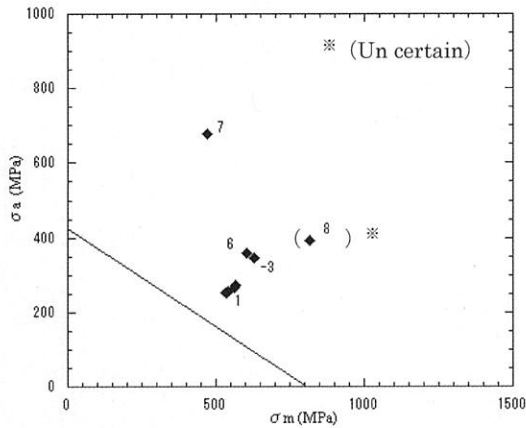


図7 耐久線図 ($\alpha=\alpha_{\text{small}}, \sigma_a=100\text{MPa}$)

析結果を図6, 7に示す. $\alpha=0$ の場合の耐久線図に基づく評価を示しており, No.1ねじの破壊リスクが最大であり, 疲労試験結果でもNo.1ねじ谷底では破断した. 図7には $\alpha=\alpha_{\text{small}}$ の場合で, No.7, 6ねじのリスクが大きく, 疲労試験の結果とほぼ合致する. また, $\alpha=0$ よりも $\alpha=\alpha_{\text{small}}$ の方が疲労破壊に対して有利とはいえない(図6のNo.1と図7のNo.7との比較)点でも疲労試験結果と一致している.

4.3 疲労強度の向上を目指す新形状ボルト・ナットの考案

これまでの疲労試験とそのシミュレーション解析の結果から, シミュレーション解析が実際の破壊状態(ボルトの破壊位置)をシミュレーションできていることが示された. そこで, シミュレーション解析によって, 新ボルト・ナット形状の検討を進める. α の付加によって, ボルトの破壊位置を変えることは可能であったが, き裂の発生・進展を有利にできなかった点を改良する.

①新形状ボルト・ナットの基本概念: ボルト・ナットの基本寸法, 材料は従前通りとする(表3). き裂の発生に対しては, 環状溝付丸棒における応力集中係数 K_t を現状より50%低下させて対応する. 緩みに対しては, 4.1節でまとめた方法で評価できる. K_t の低下はねじ谷底の曲率半径 ρ を大幅に大

表3 3種類のモデルのねじ山寸法と応力集中係数 K_t

モデル	切欠き半径 ρ	切欠き深さ t	ボルト外径 D	応力集中係数 K_t
1 ρ	0.29	1.25	16.00	4.53
2 ρ	0.58	0.80	14.87	2.90
3 ρ	0.87	0.56	14.20	2.34

きく, ここでは2倍, 3倍にする. これらを1 ρ , 2 ρ 及び, 3 ρ と呼ぶ. 表3に ρ を変えた場合の応力集中係数 K_t をまとめて示すように, 3 ρ では目標とした K_t 低下率50%をほぼ満足できている.

② $\alpha=0$ の場合: ボルト・ナットモデルでピッチ差 $\alpha=0$ の解析結果を耐久限度線図で評価した. 最大応力振幅は第1ねじ底に生じ, 規格モデル($\rho=1$)では, みかけの耐久限界に対して超過分(疲労破壊の厳しき)500MPaであるが, 2 ρ では190MPa, 62%減少する. 3 ρ は, 検討中.

ピッチ差 $\alpha=\alpha_{\text{small}}$ を付与した場合, 最大応力(応力振幅)は, 第7ねじ谷底に生じる(第8ねじ谷底での解析値は, 不完全ねじの効果の評価できないし, 疲労限度で危険部にならないので検討から外す). 最大応力振幅は, 規格モデル(1 ρ)では超過分655MPa, 2 ρ モデルでは300MPa, 1 ρ より54%減少することがわかった. 3 ρ モデルについては, 現在検討中である.

以上より, ねじ谷半径を2倍(3倍も検討)にすることで疲労強度を目標(40%向上)にそって, 向上できる見通しが得られた.

5. 主な発表論文等

(研究代表者, 研究分担者及び連携研究者には下線)

[雑誌論文] (計2件)

① 高瀬 康, 陳 鑫, 丸山 光, 王 寰, 藤澤 良太, 佐野 義一, 野田 尚昭, 異なるピッチを有するボルト・ナット締結体の疲労寿命向上のメカニズムの考察, 設計工学論文集, 査読有, 投稿中

② 赤石 雄一郎, 陳 鑫, 干 洋, 玉崎 英俊, 野田 尚昭, 佐野 義一, 高瀬 康, 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, 自動車技術会論文集, 査読有, Vol. 44, No. 4, 2013, 1111-1117

[学会発表] (計8件)

(1) 高瀬 康, 高強度ボルト締結体の疲労強度向上についての考察, 一般社団法人日本機械学会運動及び動力伝達機構 (Molten and Power Transmission) 2013 シンポジウム<伝動装置>講演会, 2013年11月14日~11月16日, 宮日会館 (宮崎)

(2) 高瀬 康, 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（解析と実験），一般社団法人日本機械学会第26回計算力学講演会，2013年11月1日，鹿児島大学

(3) 高瀬 康，高強度ボルト締結体の疲労強度向上について，一般社団法人日本機械学会九州支部鹿児島講演会，2013年9月28日，鹿児島大学

(4) 陳 鑫，異なるピッチ差を有するボルト・ナットの組合せによる緩み止め性能の向上について，日本機械学会九州支部第66期総会・講演会，2013年3月13日，福岡市

(5) 佐野 義一，Effects of Pitch Difference on the Fatigue Strength of Bolt and Nut Based on the Modeling Considering Fitting Clearance, The 2012 International Symposium on Structural Integrity, 2012年10月31日～2012年11月5日，Jinan, China

(6) 陳 鑫，Fatigue Strength of bolts and Nuts Which Have Slightly Different Pitches, Asian Pacific Conference on Fracture and Strength-Mechanics and Materials, 2012年5月13日～2012年5月16日，Korea

(7) 赤石 雄一郎，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強度向上について，一般社団法人日本機械学会九州支部講演会，2012年3月16日，国立大学法人佐賀大学

(8) 高瀬 康，ボルト・ナットにピッチ差を設けたことによるボルト疲労強度の向上について，一般社団法人日本機械学会 M&M2011カンファレンス，2011年7月16日，国立大学法人九州工業大学

〔図書〕（計 0件）

〔産業財産権〕

○出願状況（計 0件）

名称：
発明者：
権利者：
種類：
番号：
出願年月日：
国内外の別：

○取得状況（計 0件）

名称：
発明者：
権利者：
種類：
番号：
取得年月日：
国内外の別：

〔その他〕

ホームページ等

6. 研究組織

(1) 研究代表者

高瀬 康 (TAKASE, Yasushi)

九州工業大学・工学部技術部・技術専門職員

研究者番号：30508445

(2) 研究分担者

野田 尚昭 (NODA, Nao-Aki)

九州工業大学・大学院工学研究院 機械知能

工学研究系・教授

研究者番号：40172796