動的荷重下におけるねじ結合部のストリッピング発生メカニズムの検証*

萩原 正 弥**

中山 岳 之***

前 川 禎 臣†

Verification on the Failure Mechanisms for Thread Stripping in Threaded Assemblies under Dynamic Tensile Loading

Masaya HAGIWARA, Takeshi NAKAYAMA and Sadaomi MAEKAWA

Thread stripping is one of the typical failure modes of threaded assemblies subjected to static tensile overload, but it has not been recognized as a failure mode under dynamic loading. However, the accidents were reported recently that the stripping had occurred in two different types of threaded assemblies subjected to repeated tensile load. If these events are true, we should care about the stripping strength of threaded assembly in service as well as self-loosening and fatigue failure.

This study aims to confirm the possibility of the stripping in dynamically loaded threaded assemblies, and to clarify the failure mechanisms so as to avoid such types of failure. Experimental investigations for different types of bolt-nut joints are performed, and it is clarified that the stripping may occur by three different causes: (1) reduction of the number of threads engaged due to the fatigue crack growth at the first thread root of a bolt, (2) increase of the load share rate due to the permanent deformation or the permanent set of a specific thread (or threads), and (3) fatigue crack initiation at the thread root of a nut.

Key words: threaded assembly, bolt-nut joint, failure mode, failure mechanism, thread stripping, dynamic tensile-load, fatigue crack, permanent deformation

1. 結 言

ボルト・ナット結合体に一定レベル以上の動的繰返し荷重が作用すると、ナットとかみ合うボルトの座面側第一ねじ谷底、不完全ねじ部、頭部首下部などから疲労破壊が起こることはよく知られており、そのための疲労設計手法は確立されつつあるが¹⁾、近年、かみあったねじ山がせん断方向に破壊する“ストリッピング”によって、運転中に締結機能を喪失する2件の事故例が報告された。1件目は、製鉄所の厚板圧延設備におけるシリンダ・クレビスのねじ結合部（いずれのねじ山かは不明）、2件目は、車載用コンプレッサの本体とカバーを締結するねじ結合部でのアルミニウム合金製めねじ部のストリッピングであり、どちらも長時間経過後、運転中に発生した事故であった。

従来、繰返し荷重作用下でストリッピングが発生した例はほとんど報告がなく、従来の研究成果から、その原因及び発生メカニズムを説明することはできない。しかし、かなり仕様の異なるねじ結合部において、同様な事故が発生したことは事実であり、今後、機械の軽量化・高出力化等の要求がますます厳しくなり、ねじ結合部に関してもその極限的使用が要求されることを考えれば、現段階で早急に、このような事故を未然に防ぐための対策を講じる必要がある。

そこで、本研究では、このような動的荷重下でのストリッピングに対する設計指針を得る目的で、ボルトと組合せるナットの仕様を種々に変化させた条件で動的負荷試験を行い、ストリッピング発生の再現を試みると共に、得られた結果から、その原因及び発生メカニズムを解明しようとしている。

2. M16×1.5の試験片によるストリッピング再現実験

2.1 試験方法

動的荷重作用下におけるねじ山のストリッピングを再現するため、まずナットの高さを因子に選んで試験を行う。実験には、図1に示すように、M16×1.5、強度区分8.8の六角ボルトと、強度区分8の六角ナットとの組合せを選び、ナットは、標準のスタイル1 ($m=14.2$ mm) のものと、頂面側を旋盤で削って高さを $0.5d$ ($m=8$ mm) としたものの2種類とした。試験片としては、サイズの大きいものの方が精度管理や破壊部位の観察等に都合がよいが、疲労試験機の容量からこのサイズが限界であった。Alexander理論²⁾による計算によれば、ボルトと $m=0.5d$ の低ナットとの組合せでは、ボルトねじ山のストリッピング荷重の方が、ボルト軸部の破断荷重より約30%小さく、静的引張り負荷が作用した場合の破壊モードはすべて、おねじねじ山のストリッピングと考えてよい。

試験には、JIS B 1081（ねじ部品—引張り疲労試験—試験方法及び結果の評価）で規定される14S-N試験法を用い、平均応力一定 ($\sigma_m=0.6 R_{p0.2}$, $R_{p0.2}$: ボルトの規格耐力の最小値) の条件で、通常のねじ部品の疲労試験と同一の手順で実施した。

Fig. 1 Geometry of test specimens

* 原稿受付 平成13年7月19日

** 正会員 名古屋工業大学（名古屋市中区御器所町）

*** 学生会員 名古屋工業大学大学院（現：㈱マキタ；安城市住吉町3-11-8）

† ㈱川重テクノサービス（明石市川崎町3-1）

2.2 実験結果及び考察

2.2.1 破壊モード及び疲労限度

図2に実験結果(S-N線図)を示す。標準のスタイル1のナットを用いた場合の破壊モードは、すべて第1ねじ谷底からの疲労破壊[図3(a)]であったが、低ナットでは、応力振幅が比較的高い範囲で、ボルトねじ山のストリッピング[図3(b)]が発生しており、傾斜部のこう配が、標準ナットより緩やかとなっている。また、この場合には、疲労限度の推定値も、標準ナットの場合より若干低くなっているが、ナットを低くしたことによってねじ山の荷重分担率や第1ねじ谷底の応力分布が変化するため、この結果自体は十分予測できるものである。傾斜部から求めた標準偏差の推定値 $\hat{S}(\sigma_a)$ は、それぞれ、標準ナットの場合14.0 N/mm²、低ナットの場合5.8 N/mm²であり、この値を用いて、文献3)の方法で分散分析を行ったところ、疲労限度の差は有意水準5%で有意とは判定されなかった。

一方、低ナットの場合にストリッピングが発生したことは、それ自体まだ解明されていない現象である。そこで、その発生メカニズムを探るために、破壊した試験片の破面及び破壊状況の観察を行ったところ、ストリッピングを起こしたすべての試験片で、第1ねじ谷底部に疲労き裂の存在が確認された。

図4は、第1ねじ部から破断(疲労破壊)した試験片の典型的な破面の様子を示したものである。図4(a)は、比較的高い応力振幅での破面、(b)は、疲労限度に近い、比較的低い応力振幅の条件での破面である。両者の違いは、き裂の進展速度の差によって生じるものと考えられるが、いずれの場合でも“stress

area”と表示した残りの部分が、試験における最大荷重に耐えられなくなった時点で最終的な破壊(破断)を起こしている。

2.2.2 ストリッピング発生メカニズムに関する仮説(1)

上で述べた疲労き裂の進展状況の違いをストリッピングへの影響という点から考えてみると、図4(a)の場合では、ほぼ1山分のねじ山が荷重を分担しなくなるのに対し、(b)の場合には、約1/2山分程度という差があると考えられ、このことは負荷を受け持つせん断面積の減少量に違いを生じさせる。

このような推論をもとに、破壊を起こした試験片について、図4に示した“stress area”の面積を実測し、試験における最大荷重と、疲労き裂発生後の軸部の破断荷重及びボルトねじ山のストリッピング荷重との関係を比較した(表1)。ストリッピング荷重の算出には、文献4)及び5)でその妥当性が検証されているAlexander理論²⁾を用いており、上で述べた疲労き裂の影響として、図4(a)の場合には20% (5山のうち1山分)、(b)の場合には10%せん断面積をそれぞれ減少させて計算を行った。

表1の結果を見ると、き裂の進展による負荷面積減少の影響を考慮に入れた静的破壊荷重は、破壊モードが軸部の破断となるとき F_B' 、ねじ山のストリッピングになるとき F_S' の方がそれぞれ小さくなり、その値は試験における最大荷重 F_{max} を超えるか、ほぼ等しいレベルにまで低下している。せん断面積に対するき裂の効果の見積りは厳密ではないが、疲労限度の値が、通常のナットを用いた場合とそれ程異ならないという結果を併せて考えれば、この実験で起こったねじ山のストリッピングは、疲労き裂の進展によるねじ山のせん断面積の減少に起因する静的な破壊形態である可能性がかなり大きいと考えられる。

3. M10のボルト・ナットを用いた検証試験

3.1 試験方法

2で見たように、動的繰返し荷重が作用したときに起こるボルトねじ山のストリッピングは、疲労き裂の発生に起因する静的破壊の可能性はある。そこで、最も一般的に使用されるM10のボルトとナットの組合せに対し、ナットの仕様や負荷の条件を表2のように広範囲に変化させ、それらの因子が動的強度及び破壊モードに与える影響を更に詳細に調べた。

Fig. 2 Experimental result (M16)

(a) Breaking

(b) Stripping

Fig. 3 An example of test specimens after rupture

Fig. 4 Cross sections of bolts after fatigue fracture

Table 1 Comparison between maximum load and failure load

Failure mode (experiments)	Stress amplitude σ_a N/mm ²	Load ratio (estimated)	
		F_{max}/F_B'	F_{max}/F_S'
Stripping (bolt threads)	120	0.90	1.02
		0.96	
	100	0.90	0.99
		0.88	
Breaking	80	0.93	0.95
		1.07	
	60	1.03	0.79
		1.00	

3.2 試験結果

3.2.1 ナット高さの影響

図5に、ナットの高さを変化させたときの疲労試験結果〔平均荷重一定（43.5kN：規格の降伏荷重 $F_{p0.2}$ の83%）を示す。ストリッピングが発生したのは、 $m=5.5$ mm及び $m=5$ mmの場合で、部位はいずれもボルトねじ山からであったが、前者は、図2の場合と同様、 $S-N$ 曲線をほぼ共有し、また第1ねじ谷底部にも疲労き裂が発生しているのに対し、後者では、疲労き裂が発生し得ない極めて低い応力振幅でストリッピングが起こっている点に大きな違いがある。

図6は、低ナットについて行った最大荷重一定での試験結果である。図5は平均荷重一定のため、 m が大きく、また荷重振

幅 F_a が小さいほど、試験の最大荷重は静的ストリッピング荷重 F_S に対して大きな余裕をもつことになるが、この場合の最大荷重は、すべて F_S の95%に統一されている。この結果でも、疲労き裂が発生してストリッピングを起こした場合には、破壊モードが破断となる場合の $S-N$ 曲線（図中の各折れ線）とその傾向がよく一致しており、また、比較的低い応力振幅で、疲労き裂が発生せずにストリッピングが起こることが確認された。

3.2.2 ナットの強度及び材質の影響

図7に、ナットの強度区分（材質）を変えた場合の結果を示す。試験ナットの高さは、すべての場合で静的ストリッピング荷重が等しくなるように予め調整してあり、試験の最大荷重はすべて同一（ $F_{max}=55.4$ kN）である。強度の低い鋼製ナット及

Table 2 Test specimens and conditions

Property class	Bolt	Nut	Nut height m mm	Stripping load*1 F_S kN	Load conditions	
					$F_m=0.83F_{p0.2}$	$F_{max}=0.95F_S$
10.9	10	10	8.4 (style 1)	80 ($>F_B$)	○	—
			6.0	58	○	○
			5.5	55	○	○
			5.0	48	○	○
	6	6	8.4	58	—	○
			AL6	9.7	—	○

*1: Estimated by the Alexander theory

Fig. 5 Effect of nut height on the failure modes for property class combination of 10.9/10 ($F_m = 43.5$ kN)

Fig. 6 Effect of nut height on the failure modes for property class combination of 10.9/10 ($F_{max} = 0.95F_S$)

 Fig. 7 Effect of nut property class on the failure modes ($F_{\max} = 55.4 \text{ kN} = 0.95 F_s$)

びアルミニウム合金製ナットの場合、ストリッピングは共にナットねじ山から発生しているが、その発生状況はかなり異なる。

3.3 ストリッピング発生メカニズムに関する考察

3.3.1 ボルトねじ山のストリッピング

3.2.1 で見たように、最大荷重が静的ストリッピング荷重に近い条件では、2.2.2 で述べた仮説(1)にしたがう場合のほかに、第1ねじ谷底の疲労き裂が原因とならない場合もある。そこで、き裂が発生するおそれの少ない低い応力振幅 (2kN) において、 3×10^5 回の繰返し負荷を与えた試験片と、試験における最大荷重と等しい静的負荷を1サイクルだけ与えた試験片について、かみ合いねじ部の様子を比較した (図8)。

動的負荷を加えた図8(a)の場合、かみ合い山数の少ない右側のねじ面が陥没ないしせん断方向に大きく変形しているが、静的負荷(b)では、このような大きな変形は起こっていない。

文献5)の解析によれば、図8のような低ナットでは、頂面側のねじ山 (図の下側) の荷重分担率が最も高くなり、図8(b)のようなごく小規模なストリッピング (せん断方向への塑性変形) が起こることは十分予想できるが、負荷がストリッピング荷重 F_s より小さい場合、ねじ山の分担荷重の均一化によって、このような変形は進行しないと考えられる。したがって、図8(a)のような大きな変形を発生させるためには、例えば、繰返し負荷による“へたり”の進行や座面陥没等に見られる常温クリープなど、何らかの現象が関係しているものと思われる。

ボルトの疲労き裂に起因するストリッピングに対しては、締結体における締付け力を増加させ、応力振幅を低減する対策が最も効果的であるが、このように、過大なねじ山荷重や面圧が原因となる場合には、締付け力の上限も管理する必要がある。

3.3.2 鋼製ナットねじ山のストリッピング

ボルトと組合せるナットの強度区分が、標準よりかなり低い場合、ストリッピングはナットのねじ山で発生し、破壊までの繰返し数もかなり少なかった。図9は、このような場合について、図8と同様、かみ合いねじ部の様子を比較したものである。図9(a)では、ナットのねじ山が倒れ、さらに座面側 (図の上側) が半径方向に拡大するように変形している点が図8(a)との大きな違いである。ねじ山の倒れ (曲げ変形) は、ねじ面での接触面積を減少させ、接触部に局部的に高い面圧を発生させる。またナット全体の変形は、特に座面に近い側のねじ山のせん断面

積を減少させ、これらの結果から最終的なストリッピングが起こるものと考えられる。図9(b)からわかるように、これらの変形のうち、ねじ山の倒れは、静的な単一の負荷によって既に発生しており、写真から見る限り、繰返し負荷の寄与はナットの拡大変形だけである。ねじ面及び座面には、このような拡大変形を抑制する方向に摩擦力が作用しており、繰返し負荷によって変形が徐々に進行するとすれば、このような挙動の説明がつく。実際、試験結果では、負荷の振幅と破壊までの繰返し数の間に明確な相関関係がなく、このことは、摩擦等不安定な現象の関与を示唆している。

3.3.3 アルミニウム合金製ナットねじ山のストリッピング

アルミニウム合金製ナットの場合には、破壊部位は強度区分6の鋼製ナットと同様、ナットのねじ山であったが、その挙動はかなり異なっており、振幅と破壊までの繰返し数の関係 (図7参照) は、むしろ通常のボルトの疲労破壊の場合に近い。

図10(a)は、 5×10^6 回の繰返し数で破壊を起こさなかった試験片のかみ合いねじ部の様子を示している。ボルト第1ねじ谷底

 Fig. 8 Deformation of the mating threads ($m=6, 10.9/10$)

Fig. 9 Deformation of the mating threads ($m=8.4, 10.9/6$)

には疲労き裂は発生していないが、ナットの座面側第1ねじ谷底部に疲労き裂らしきものが見えられた。一方、図10(b)は、ナットねじ山のストリップング破壊直前まで静的荷重を加えた試験片であり、図10(a)の場合とは明らかに異なる変形が進行していることがわかる。

図11は、鋼製ボルトとアルミニウム合金製ナットの組合せについて、有限要素法解析によってナット第1ねじ谷底表面の主応力分布を求めた結果である。図では、ボルト軸部の公称応力に対する比を便宜的に“応力集中係数 α' ”とし、その値を谷底形状に沿った座標軸上にプロットしている。

アルミニウム合金材の疲労強度データは、鋼材のそれより遙かに少ないが、文献6)によれば、Al-7%Mg, AlCuMgなどの代表的なアルミニウム合金に対し、 5×10^7 での疲労強度として、90~150 N/mm²の値が示されており、これはねじ用合金鋼の1/3から1/6程度の値である。一方、図11の結果では、ナットねじ谷底表面の応力は、最大でボルト軸部の公称応力の1.4倍程度であり、ボルト第1ねじ谷底の応力（公称応力の5倍程度）に比べてその値は小さいが、疲労強度が低いことを考慮に入れば、ナットが疲労破壊する危険はかなり大きいといえる。また、疲労き裂の発生位置はナットねじ谷底から圧力側フランクに45度以上ずれた位置であり、この結果は、図10(a)のき裂の方向と極めてよく対応している。したがって、この場合の破壊メカニズムは、ナットねじ山に発生する疲労き裂に起因するストリップングと考えられる。

4. 結 言

鋼製ボルトと組合せるナットの仕様を変えた動的負荷試験及び解析を行い、以下のような結果を得た：

- (1) ボルトと組合せるナットの高さや強度が低い場合、動的荷重下で、ストリップングが起こり得ることを確認した。
- (2) 動的荷重下におけるストリップングには、疲労き裂が関与するものと、ねじ面又はねじ山の局所的変形に起因するものがあることを突き止め、それぞれについて、発生メカニズムを説明できることを示した。
- (3) 動的荷重が作用するねじ締結体に対する設計指針として、締付け力の下限值だけでなく、面圧や分担荷重の大きさに関

Fig. 10 Deformation of the mating threads (10.9/AL6)

Fig. 11 Stress distribution on the first thread root of nut (10.9/AL6)

係する上限についても配慮すべき場合があることを指摘した。

なお、この研究は、平成9、10年度文部省科学研究費補助金（基盤研究B、課題番号：09450068）を受けて実施された。これを付記し、謝意を表します。

参 考 文 献

- 1) 萩原正弥：ねじ締結部のメンテナンス，日本プラントメンテナンス協会(1998) 121.
- 2) E. M. Alexander : Analysis and Design of Threaded Assemblies SAE Paper, 770420 (1977) 1. [萩原正弥訳：日本ねじ研究協会誌 9, 8 (1978) 222.]
- 3) 大橋宣俊，萩原正弥，吉本勇：ねじ部品の疲労試験方法の標準化について，日本機械学会論文集 C 編, 55, 518 (1989) 2599.
- 4) M. Hagiwara, S. Itoh, S. Kondoh: Loadability of Bolt-Nut Assemblies - Determination of Critical Nut Height by Staircase Method -, International Journal of JSPE, 29, 4 (1995) 356.
- 5) 萩原正弥，大久保英崇，中村光：ねじ結合部の負荷特性 - ナットの仕様が静的破壊モード及び破壊荷重に及ぼす影響 -，精密工学会誌, 67, 12 (2001) 1945.
- 6) A. Buch : Fatigue Strength Calculation, Trans Tech Publications (1988) 332.