

ボルトの締め付け破断試験での実験結果に基づく応力・ひずみ解析

加藤泰世

1. はじめに

本学のモータースポーツ・エンジニアリング学科では、モータースポーツ関連の実習にてボルトとナットを締め付けることによるボルト破断試験を実施している。この実験の主たる目的は、ボルトとナットを締めつけるトルクが適正な値でなければボルトの緩みや破損を伴うので、適正な締め付けトルクを学生に体感させることである。そのため、ナットを締め付けるときのトルクレンチの目盛の読み取り値や回転角度などのデータに高精度が求められているわけではない。ところで、ボルト締め付け理論については締め付けトルクとボルト軸力の関係式などがよく知られているが¹⁾⁻³⁾、筆者の知る限り最近ではデータを伴う検証報告などはほとんどみられない。そこで、上述のボルト破断試験で得られたデータに基づき、締め付けトルクとボルト軸力の関係、また締め付けに伴うボルト長さの変化などについて、ボルト材料の降伏応力と対応させながら検討を行った。なお、ボルトの破断条件の解明も興味深い点であるが、この問題を検討するためには破壊力学的パラメータ⁴⁾⁻⁶⁾の導入など複雑な手法が必要と思われるためここでは取り上げていない。

以下、ボルトの締め付けによる破断試験結果および有限要素法解析の結果について報告する。

2. 実験の概要

実験に使用したのは、市販の「ユニクロ4.8」と称されているボルトおよびナットであり、ボルト呼び径とピッチはM6×1.0, M8×1.25, M10×1.5の3種類である。

図1の上の図に示すように、ボルトとナットを用いて円筒状に作成したカラーをワッシャーで挟んで締め付けた。同図の下にはナットの締め付け前と締め付け後の状態を模式的に示している。 l はボルト頭部とナットの間の長さであり、ボルト頭部を固定してナットにトルク T を作用させて締め付けることによって、ボルトには軸力 F が発生する。図に示す λ がこのときのボルトの軸方向の伸びであり、 λ' は締め

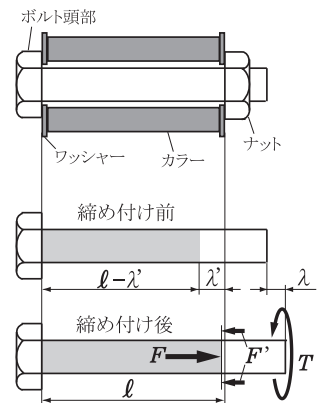


図1 ボルト・ナットの締め付け状態

付けによるナットの移動量である。また、このときボルト頭部とナットの間には図に示すように締め付け力 F' も発生する。締め付けによってボルトが変形する部分は、締め付け前の図中に薄い色を付けた長さ $l - \lambda'$ の部分であり、締め付け後の図においても変形を受けたこの部分が締め付け前と同じ薄い色で示してある。

ここで用いたワッシャーの厚さは、M6用が1.0mmで、M8およびM10用が1.6mmである。図1に示すカラーの材質はS45Cであり、その寸法は表1に示す通りである。

表1 カラーの寸法

	外径, mm	内径, mm	長さ, mm
M6×1.0	12.5	6.1	22.0
M8×1.25	18.0	8.1	34.0
M10×1.5	22.0	10.1	36.0

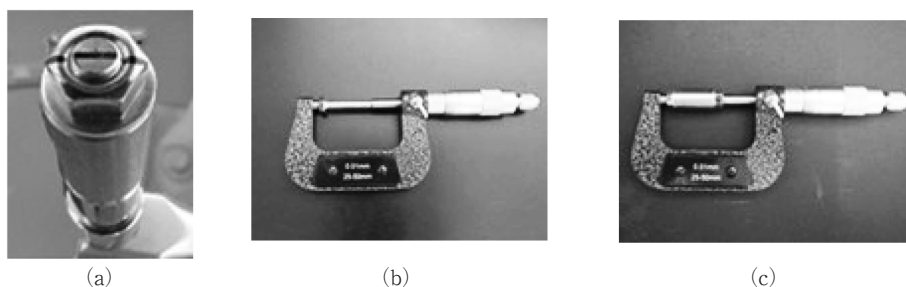


図2 ボルト・ナットを取り付けた状態、およびボルト長さの測定

実験は、図2 (a) のようにバイスに挟んだレンチのボックスでボルトの頭部を固定し、トルクレンチを用いてナットを締め付けた。また、締め付けながらナットの回転角度とボルトの軸方向の伸びの測定を行ったので、実験前にボルトの頭部の端面とねじ先の端面がボルトの中心軸と垂直な面になるように旋盤で仕上げておき、図2 (b) と (c) に示すように実験開始時および締め付け途中でボルト頭部とねじ先の間をマイクロメータにて測定し締め付けによるボルトの軸方向の伸び λ を求めた。また、図2 (a) に示すようにねじ先とナットにマーキングをしておいて、締め付けながら回転角度 θ を分度器にて読み取った。表2に示すのは、旋盤で仕上げたボルトの初期長さおよびボルトの有効断面積である。

表2 ボルトの初期長さおよび有効断面積

	ボルトの初期長さ, mm	ボルトの有効断面積, mm ²
M6×1.0	33.41	20.2
M8×1.25	49.74	36.6
M10×1.5	56.43	58.0

表3 実験結果

	締め付けトルク T , Nm	締め付け角度 θ , deg	ボルトの伸び λ , mm	ナットを外した時のボルト長さの残留変形 λ_R , mm	ボルト軸力 F , N	ボルト軸方向の応力 σ , MPa	締め付けによるナットの移動量 λ' , mm	締め付けによるボルト変形部のひずみ ε
M6 × 1.0	4.90	30	0.03	0.00	4669.83	231.18	0.08	1.25E-03
	7.35	45	0.05	0.00	7004.75	346.77	0.13	2.09E-03
	7.85	90	0.13	0.04	7471.73	369.89	0.25	5.47E-03
	8.83	180	0.37	0.28	8405.70	416.12	0.50	1.57E-02
M8 × 1.25	9.81	30	0.03	0.00	7004.75	191.39	0.10	8.09E-04
	14.71	45	0.05	0.00	10507.13	287.08	0.16	1.35E-03
	19.61	60	0.06	0.00	14009.50	382.77	0.21	1.62E-03
	24.52	90	0.08	0.03	17511.88	478.47	0.31	2.17E-03
	27.46	180	0.46	0.39	19613.30	535.88	0.63	1.26E-02
M10 × 1.5	24.52	40	0.10	0.00	14009.50	241.54	0.17	2.56E-03
	29.42	50	0.15	0.01	16811.40	289.85	0.21	3.85E-03
	34.32	90	0.27	0.15	19613.30	338.16	0.38	6.95E-03
	37.27	180	0.61	0.53	21294.44	367.15	0.75	1.59E-02

3. 実験結果

表3に示すのは実験結果である。締め付けトルク T はトルクレンチの目盛の読み取り値であり、締め付け角度 θ およびボルトの伸び λ は図1の説明で述べたとおりである。また、表中の λ_R は、締め付け途中で T 、 θ 、 λ を測定するごとにナットを外して測定したボルトの軸方向の残留伸びであり、塑性変形が生じていなければこの値は0 mm である。ボルト軸力 F は、次式^{1), 3)}により算出した。

$$T = KdF \quad (1)$$

ただし、(1)式にて d はボルト呼び径であり、 K はトルク係数でその値は0.15から0.2とされているが³⁾、ここでは中間値0.175を用いた。この値の適応性については後で検討する。また、この値を表2に示したボルトの有効断面積で割ることによってボルトの軸方向の応力 σ を求めた。また、締め付けによるナットの移動量 λ' は、次式より求めた。

$$\lambda' = \frac{\theta}{360} \times p \quad (2)$$

ただし、式中の p はボルトのピッチである。また締め付けによるボルト変形部のひずみ ε は次式より求めた。

$$\varepsilon = \frac{\lambda}{l - \lambda'} \quad (3)$$

式中の λ 、 λ' および l は図1で示したとおりである。図3はこの表から得られる締め付けトルク T と締め付け角度 θ の関係、およびボルトの伸び λ と θ の関係である。 T は θ が45°あたりまでは、ほぼ直線に近い増加傾向が認められるが、 θ が45°より大きくなるとどのボルト呼び径についても θ の増加に伴う T の増加はゆるやかになる。これは、表3に示した λ_R の結果よ

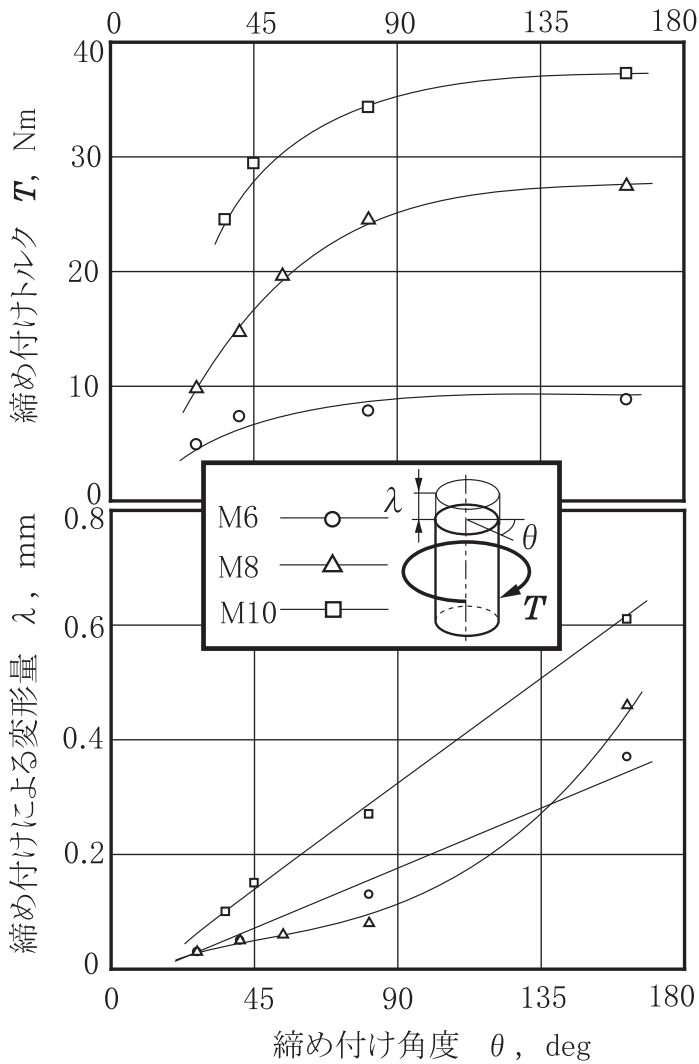


図3 ボルトの締め付けに伴うトルクとボルト長さの変形量

りボルトに塑性変形が生じたためと考えられる。

一方、 λ と θ の関係については、M6とM10の場合はデータの得られた範囲においてほぼ直線関係が認められ、またM8の場合はやや弓なりで下に凸となる傾向が観察されるが、 T と θ の関係で記したようにボルトに塑性変形が生じたことによると思われる影響は現れていない。

図3に示した結果より、 T と θ の関係はボルト材料に塑性変形が生じたことに影響を受けると考えられるので、締め付けトルク T と軸方向応力 σ との関係を調べてみた。その結果は図4に示す。図中に示した丸印、三角印および四角印はボルト呼び径の区別を示しており、また表3に示したナットを外した時のボルト長さの残留伸び λ_R の有無を、どのボルト呼び径に対しても

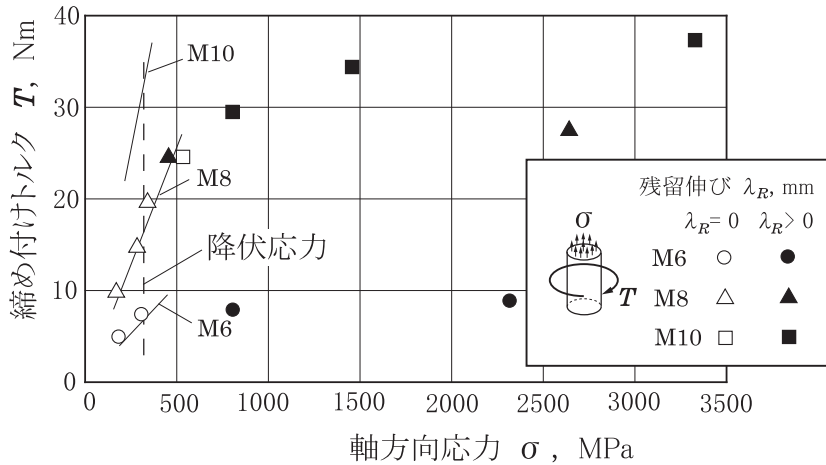


図4 締め付けトルクとボルトの軸方向応力の関係

白抜きと黒塗りで区別している。すなわち、残留伸びが生ずれば $\lambda_R > 0$ であり、残留伸びが生じなければ $\lambda_R = 0$ である。また、図中には「ユニクロ4.8」の規格で降伏応力とみなすことのできる320MPaを破線で示すが、どのボルト呼び径に対する結果についてもこの破線付近でナットを外した時の残留伸び λ_R が生じ、また破線付近で軸方向応力 σ の増加に伴う締め付けトルク T の増加が極端にゆるやかになっていく傾向の変化が認められる。なお、図中の実線は(1)式に基づく T と F の関係より導かれる T と σ の関係である。ただし、トルク係数 K は表3の説明で述べたように0.175である。また、(1)式は

$$\frac{T}{d} = KF \quad (4)$$

のように変形できるので、締め付けトルク T をボルト呼び径 d で割った T/d と F の関係を図示することで、両者の関係がボルト呼び径に関わらずトルク係数を傾きする1本の直線となることを確認することができる。図5はこうした T/d と F の関係を示しており、図中に実線で示す直線は $K=0.175$ とした(4)式の関係である。図中の記号の区別は先に示した図4と同様であるが、 F が比較的小さい範囲においては両者に良い直線性が認められ、図中に示す直線と良い対応関係が確認できる。しかし、各ボルト呼び径に対する降伏荷重を図中に破線で示すが、ボルト軸力 F が降伏荷重より大きくなると、ナットを外した時の残留伸び λ_R が生じ、どのボルト呼び径に対する実験点もこの直線から離れていく。これは、図3および図4で示したボルトに塑性変形が生じたことによる傾向の変化と関連付けられる。なお、各ボルト呼び径に対する降伏荷重は、先に記した材料の降伏応力320MPaに表2に示したボルトの有効断面積を乗じた値である。また、トルク係数 K を0.15から0.2の範囲で変化させた場合に現れる差異の程度を確認するため、図5の横軸の取り方を変えてトルク係数 K を0.15、0.2とした場合の直線も合わせて示したのが図6であるが、 K の値をこの範囲で変化させてもそれほど問題はないといえる。なお、ここで

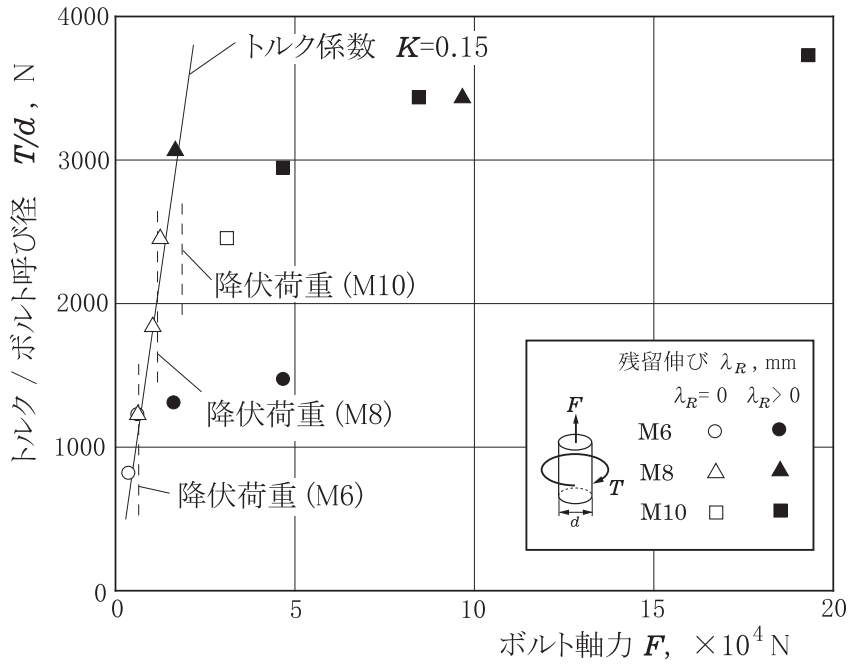


図5 $T/d-F$ 線図

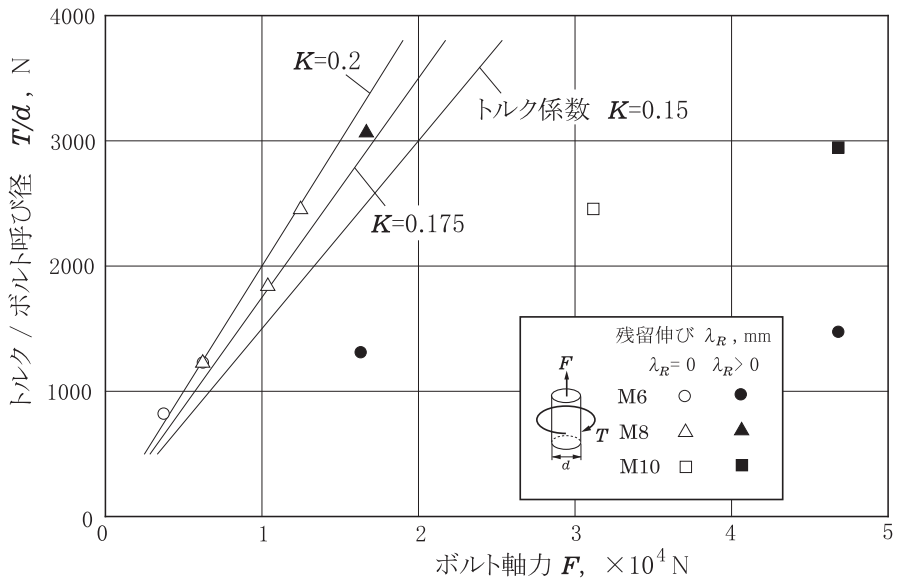


図6 $T/d-F$ 線図 (弾性変形部拡大)

の図中の記号の区別は先に示した図4、図5と同様である。また、締め付けトルク T と軸力 F の関係は、厳密にはワッシャーとの摩擦係数やボルトの形状にかかわるパラメータを含めた詳細な検討がなされているが¹⁾⁻³⁾、ここで用いた(1)式は簡便な式としてよく用いられている。

また、図7は図1に示した λ と λ' の関係である。 λ' は締め付けによるナットの移動量であるが、算出にあたり F や F' による影響を考慮していない。しかし、締め付けによるボルトの伸び λ は実測値であり、図1に示す F' の影響や締め付けによるカラーの変形も反映されているので、 λ は λ' より幾分小さな値となる。

図8はボルトの軸方向応力とボルト変形部のひずみの関係を示している。これらの算出方法は表3の説明で述べたとおりである。また、この図においても、図4、図5、図6と同様に記号の塗り分けによってナットを外したときのボルトの残留伸び λ_R の有無が示してある。図中には鋼材の縦弾性係数の標準値 $E = 2.1 \times 10^5 \text{ MPa}$ に基づく応力-ひずみ関係が細線で示してあり、弾性

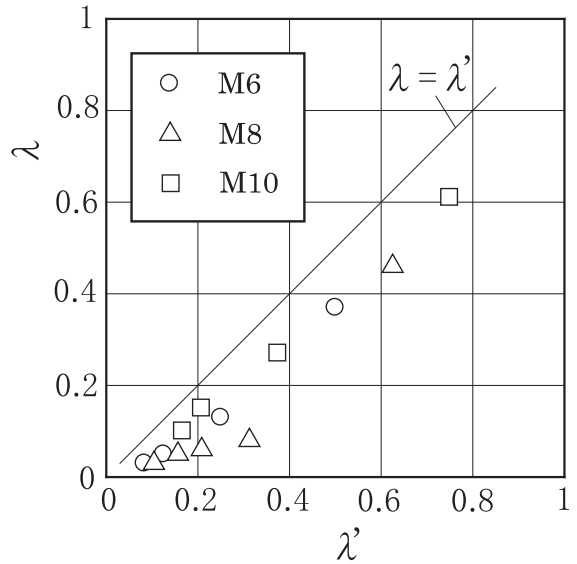


図7 締め付けによるボルトの伸び λ とナットの移動量 λ' の関係

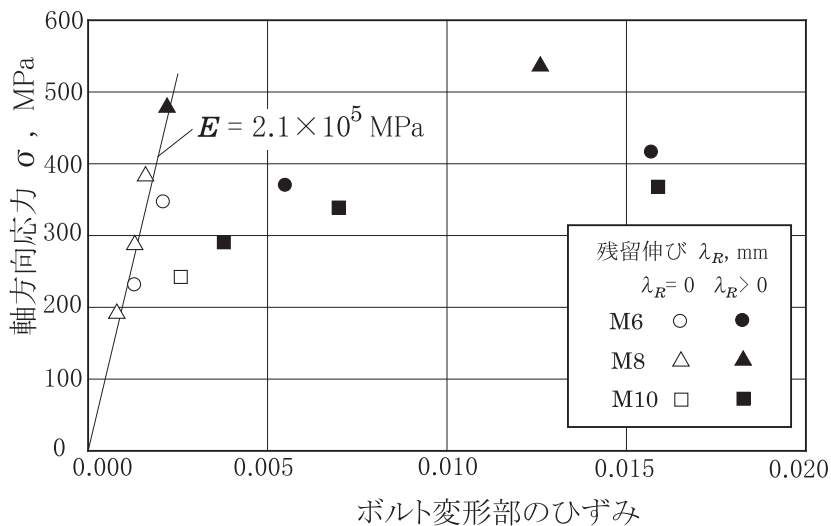


図8 ボルトの応力-ひずみ線図

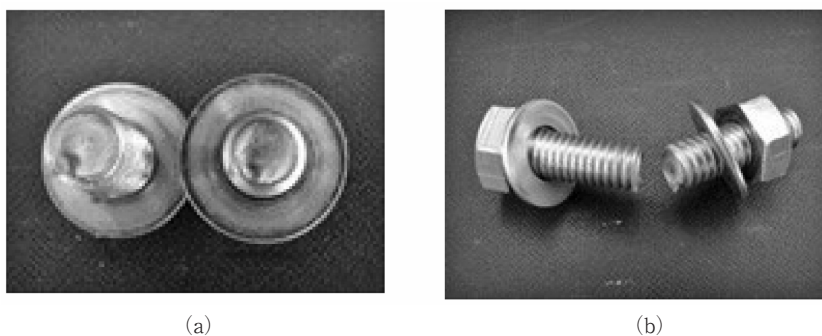


図9 破断させたボルト

変形の範囲では実験結果と良い対応が認められる。

また、図9は破断したボルトであるが、破断部には静的引張り試験でみられるような極端なくびれはなく、ボルトの破断条件としては破壊力学的パラメータとしてよく用いられるK値やJ積分に基づく破壊靱性値^{4)~6)}の導入も検討の必要があると思われるが、冒頭で述べたように今回はこの点については立ち入らないことにする。

なお、ボルトに関する応力や変形解析では、ボルトの谷底での応力集中も考える必要があると思われるが、ここで示した結果については応力集中の影響については考慮していない。そこで、次節にてボルトのモデルを作成して行った有限要素法解析結果について示すことにする。

4. 有限要素法解析

ボルト破断試験での実験結果は先に記した通りであり、ボルト材料に塑性変形が生じていなければ(1)式によってボルトの軸荷重 F がほぼ算出可能であることを示した。しかし、ボルトの谷底では応力集中が考えられるので、軸荷重を与えたときの軸方向の変位と応力分布を、応力集中の影響も含めて調べる目的で有限要素法解析を行った。解析には算生会⁷⁾がシェアウェアとしてネット上に公開している解析ソフトを使用した。なお、ボルトとナットの締め付けに関する有限要素法解析は、大規模なソフトによって既にいくつもの報告がなされているが^{3), 8)}、ここで示す結果はボルト単体に軸方向応力を与える解析である。

解析に用いたモデルは大別すると図10に示すような3種類である。図(a)は作成した平面モデルを回転体の断面として扱う二次元軸対称モデルであり、8節点四角形要素で構成されている。また、同図(b)および(c)は20節点6面体要素で構成された三次元モデルである。ねじ山をらせん状にしてほぼ実物を表現したモデルが図(c)であり、図(b)はモデルの作成が容易な回転体モデルである。

二次元軸対称モデルは図11(a), (b)および(c)に示すように3通りのモデルを作成した。ここで示したモデルはM10×1.5であるが、モデルA1とモデルA2は分割された要素が細かく全体表示では要素の境界線で塗りつぶされてしまうので、1巻分の詳細をそれぞれ同図(a'),

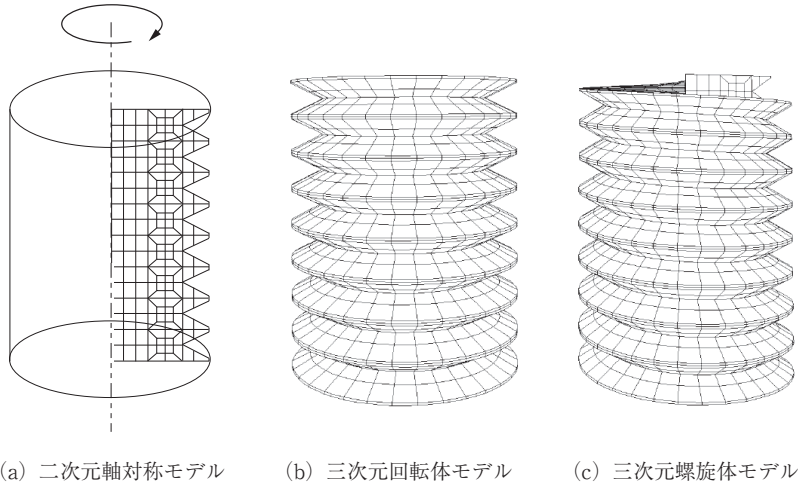


図10 解析モデル

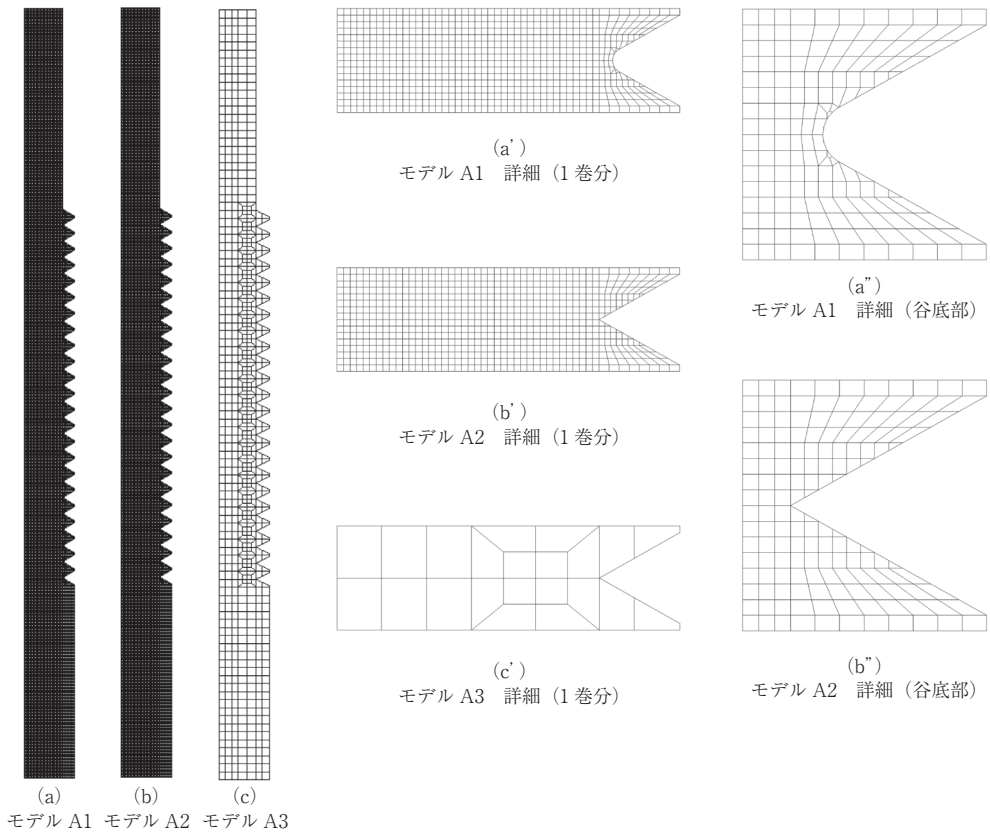


図11 解析を行った二次元モデル (M10) の全体図および詳細図

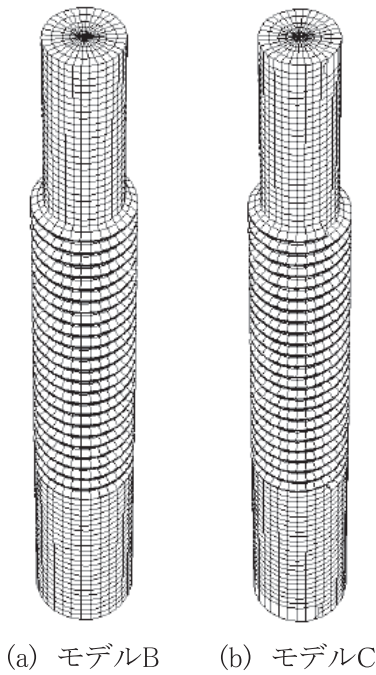


図12 三次元解析モデル

(b') に示すが両者の違いは谷底の形状のみである。モデル A1 は谷底が円形であるが、モデル A2 は V 字型であり、同図 (a''), (b'') は両モデルのねじの谷底から外周にかけての要素分割をより詳細に示している。また、これらのモデルを回転体の断面とみなした 3 次元モデルを作成することも可能であるが、モデル作成や解析に膨大な時間を要するので、今回の三次元解析は図11 (c) に示すようなモデル A3 を回転体の断面とするモデルのみで行った。モデル A3 はモデル A1, A2 に比べて粗分割な要素であるが、ねじ山の谷底に接する付近の要素を細分化している。同図 (c') はモデル A3 の 1 巻分の詳細である。

図12は解析に用いた三次元モデルであり、M10×1.5である。モデル B は回転体モデルであるので、先に示したモデル A3 を回転体の断面として 1 周360° を 32 分割して作成した。また、モデル C はねじ山をらせん状にしており、こうしたモデルの作成過程の概略を図13に示す。図13(a) はねじ山の 1 山分の断面モデルを回転体の断面とみなし、90° を 8 分割して作成した立体モデルである。このモデルは真上から眺めれば扇形であり、中心から放射状に各要素の節点が並ぶので、

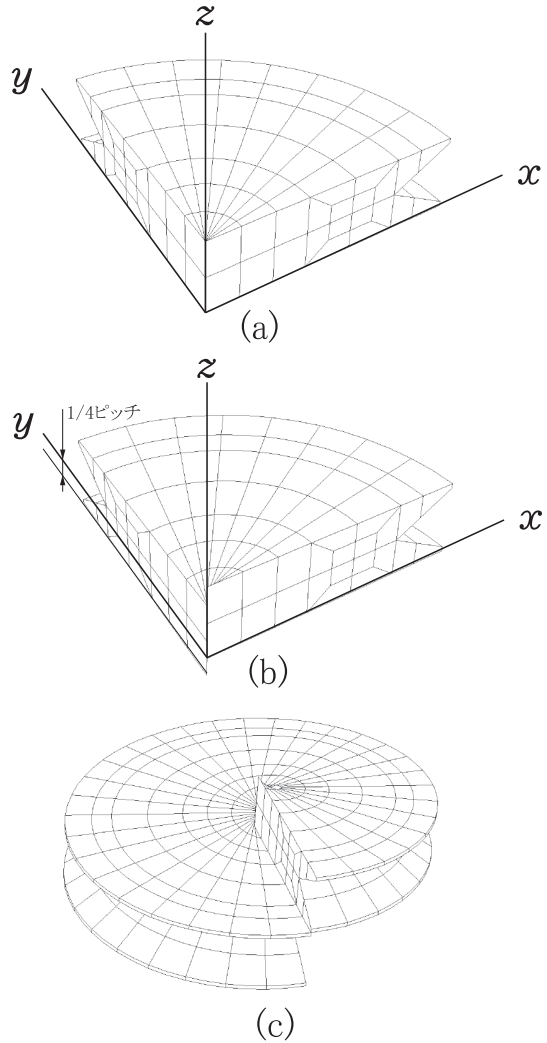


図13 らせん体モデルの作成過程

図中に示す x 方向を基準として 5.625° ($=360^\circ/64$) ずつ回転させたところの節点の z 座標を 0.0234375mm ($=1.5\text{mm}/64$) ずつ手入力で変化させれば同図 (b) のようになる。このモデルを z 軸周りに 90° ずつ回転させながらピッチの $1/4$ ずつ z 方向に移動させ、これらのモデルを合成してできたねじ山一巻分のモデルが同図 (c) に示してある。こうした手法はコイルばねのモデル⁹⁾ のときと同様である。ところで、今回のモデルの場合も中心軸から放射状に各要素の節点が並ぶことになるが、ボルトの中心軸では隣接する各要素の節点の z 座標を共有させることが容易ではないので、中央に半径 0.005mm の小さな穴を設けることにした。実際、この程度の大きさの穴であれば、解析結果には全く問題はない。

上述の手法により図12に示した三次元解析用のモデルCを概ね作成することはできるが、らせん状のモデルを作成するためには、一部の要素に形状の補正、あるいは部分的なモデルの作成も必要となるので、こうした点について図14、図15および図16を用いて示すことにする。まず、

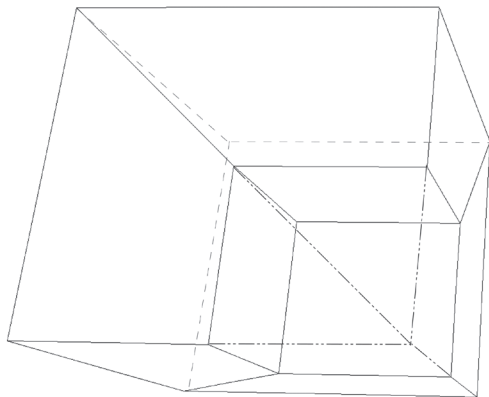
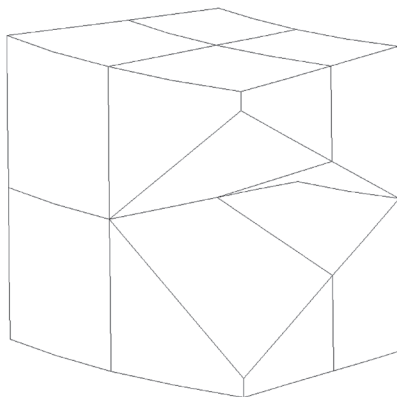
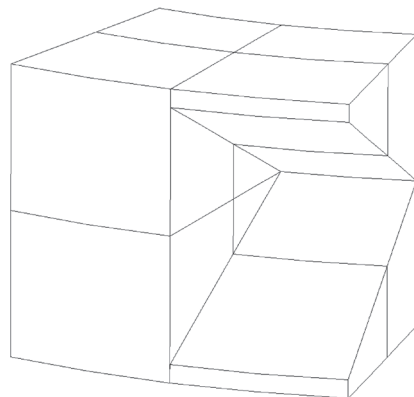


図14 三次元モデルでの細分割要素との接続部

図14はねじ山に接する細分化した要素と細分化をしていない要素との接続部であるが、ねじ山のない円筒部分については細分化の必要がないので、このように修正した要素を用いて隣接する要素の節点が共有できるようにした。また、図15 (a) はねじ部の最下端部周辺の要素であり、ねじ部とボルト円筒部の接続部分での節点が共有できるように補正した後を示している。同図 (b) は、少し向きを変えてあるが比較のために示した補正前の同じ部分である。それから、図16 (a) および



(a) 補正後



(b) 補正前

図15 ねじ部最下端部での要素の補正

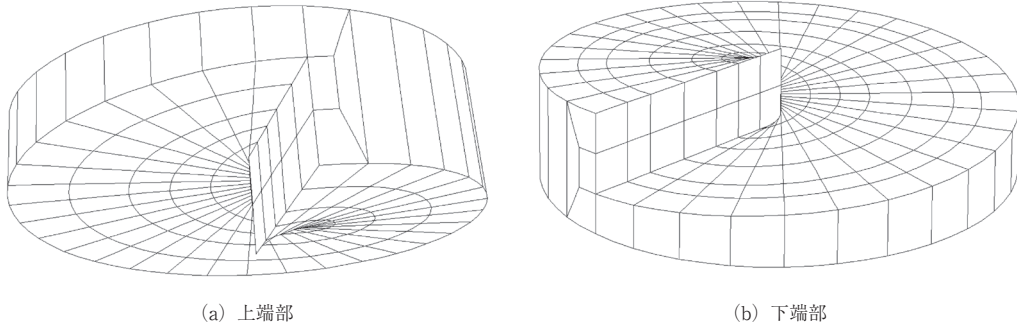


図16 三次元モデル (M10) の上端部および下端部

表4 各解析モデルでの1ピッチあたりの平均伸び および平均ひずみ (M10)

解析モデル(M10)	二次元モデル			三次元モデル	
	A1	A2	A3	B	C
1ピッチあたりの平均伸び, mm	0.001517	0.001634	0.001601	0.001601	0.001602
1ピッチあたりの平均ひずみ	0.001012	0.00109	0.001068	0.001068	0.001068

図16 (b) はらせん体モデルの上端部と下端部である。

作成された二次元および三次元の各モデルを用いて長手方向に引張応力を作用させる解析を行った。拘束条件は、二次元モデルでは、どのモデルにおいても下端面の長手方向の変位を拘束するように与えた。また、三次元解析においては下端面の全ての z 方向を拘束し、下端面で y 軸上の節点は x 方向の変位を拘束し、また x 軸上の節点は y 方向の変位を拘束した。ここで、 x 方向、 y 方向、 z 方向は、それぞれ図13 (b), (b) に示した方向である。荷重条件はどのモデルについても上端面に降伏応力を超えない範囲として250MPaの引張応力を作用させ、今回はトルクを発生させるような荷重は与えていない。材料の縦弾性係数 E は鋼材の標準値 2.1×10^5 MPaとし、またポアソン比 ν は0.3とした。

表4は、M10について図11および図12に示した二次元と三次元の全てのモデルで計算した1ピッチあたりの平均伸びと平均ひずみを示している。これらは、図17に示すように隣り合う谷底の間隔の軸方向応力による変形前後の長さ p_1 , p_2 から算

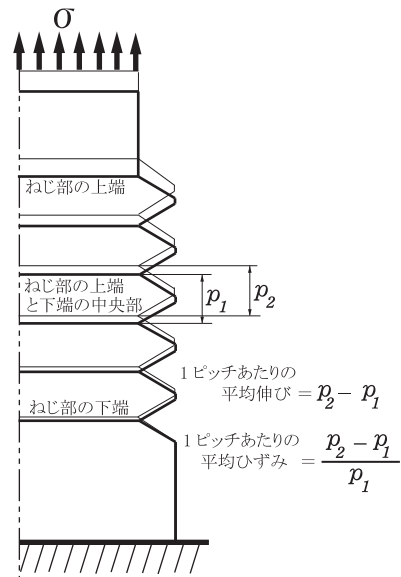
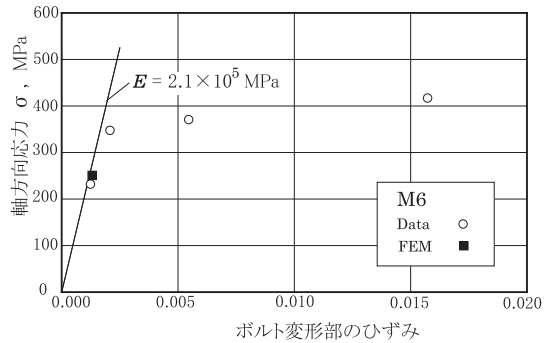


図17 1ピッチあたりの平均伸びおよび平均ひずみの定義

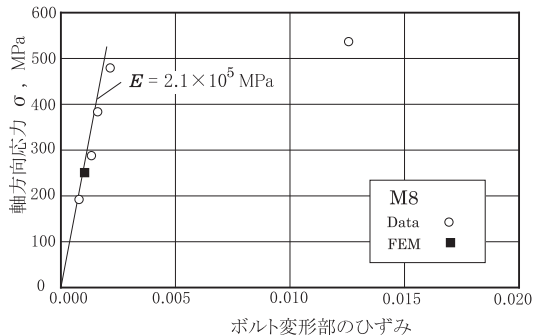
出しており、どのモデルもねじ部の上端と下端の中央部付近での値を用いた。どのモデルの結果もそれほど差異は認められないが、要素分割が細かいモデル A 1 とモデル A 2 についてみると谷底に丸みのあるモデル A 1 は他のモデルに比べて1ピッチあたりの伸びとひずみがともに幾分小さめの値であり、また谷底がV字型の形状をなすモデル A 2 は他のモデルに比べてこれらの値は幾分大きめとなる。しかしながら、どのモデルで得られた結果も大差はないので、モデル C の結果を平均的な結果とみなして、図 8 に示したボルトの応力－ひずみ線図と比較してみた。

図18は実験結果に基づく応力－ひずみ線図に表 4 に示した1ピッチあたりの平均ひずみを合わせて示している。軸方向応力は先に述べたように250MPaである。ここではM6, M8, M10の結果を同図 (a), (b), (c) に分け、どの図についても有限要素法による1ピッチあたりの平均ひずみを黒塗りの四角印にて、また実験結果で得られた応力とひずみの関係は白抜き丸印で示している。ただし、ここでは先に示したような残留変形 λ_R の有無は区別していない。また、どの図においても縦弾性係数 E を鋼材の標準値 2.1×10^5 MPaとした応力とひずみの関係を実線で示しており、M10のみ有限要素法解析の結果がこの線と少し離れたところに位置するが、M6とM8は有限要素法解析の結果は実線上にあり、ボルト軸力が生じたことによる応力集中の影響はほとんど考える必要がないといえる。

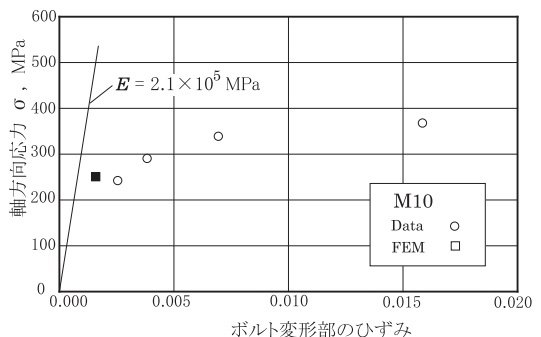
また、図19は有限要素法で得られたボルトの中心軸に垂直な面でのボルトの谷底から中心に向けての軸方向の応力分布である。どのモデルもねじ部の上端と下端の中央部付近での結果を用いており、二次元解析と三次元解析で結果を分けて示している。両図とも横軸はボルトの中心からの距離 r であり、図中



(a) M6



(b) M8



(c) M10

図18 各ボルトの応力－ひずみ線図

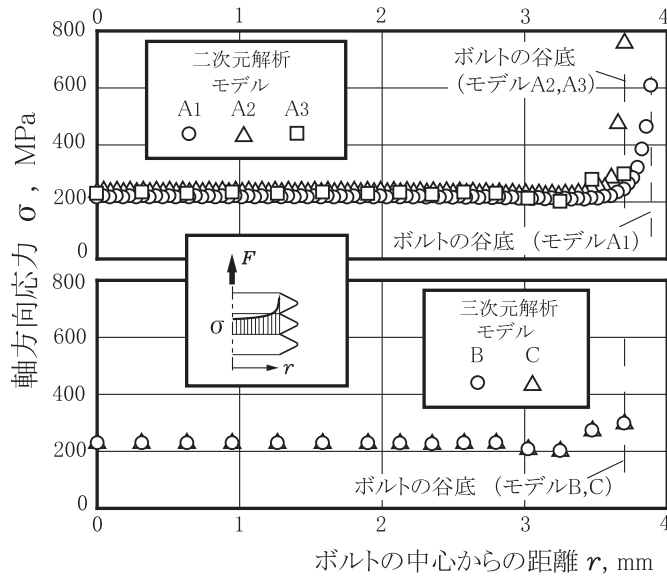


図19 軸方向応力分布 (M10)

には各モデルのボルトの谷底の位置が示してあるが、モデル A 1 は谷底に丸みのある形状のため、わずかではあるが他のモデルと谷底の位置が異なっている。図19より、どのモデルの結果も谷底付近を除けばほぼ一般的な応力分布であるといえる。しかし、谷底では明確な応力集中が認められ、モデルによる応力集中違いが顕著である。先の図18に示したひずみの結果については、谷底からボルト中心部にかけての平均的なひずみの値とみなすことができるので、ここで示したような局所的な応力集中による結果は反映されていないが、今回の解析では応力集中に関するこれ以上の検討は困難である。また、環状切欠きのある丸棒では切欠き底断面では多軸応力状態となるので¹⁰⁾、ここで行った解析についてもミーゼスの相当応力にも着目してみたが、ボルトの谷底付近では際立った応力集中が生ずるが谷底付近を除けばほぼ一般的な応力分布となった。こうした結果は、図19に示した軸方向応力の場合と同様な傾向であるので、ミーゼスの相当応力についての結果は省略する。また、冒頭で述べた破壊力学的パラメータ⁴⁾⁻⁶⁾との対応関係についても興味深い点であるが、この点については今後の検討課題としたい。

5. おわりに

ここで示したボルトとナットを締め付けることによる破断試験での締め付けトルクや回転角度のデータは、高精度が要求されていたわけではないが、締め付けによって残留伸びが生じない範囲においては、締め付けトルク M とボルト軸力 F の間に、よく知られた (1) 式が適用できることを確認した。

二次元軸対称および三次元を含めた5種類のモデルによる有限要素法解析を行ったところ、図

17で定義した1ピッチあたりの平均的なひずみと解析条件として与えた軸方向応力は、ボルト材料の応力ひずみ関係と良い対応が認められた。1ピッチあたりの平均ひずみは、ボルトの谷底から中心に向けての平均的なひずみとみなすことができるが、軸方向の応力分布からは谷底にて明確な応力集中が確認でき、解析を行ったモデルによって谷底付近での応力分布に顕著な差異が認められる結果となった。

しかし、こうした応力集中部でのより詳細な解析、ならびに破断に関する破壊力学的パラメータ^{4)~6)}の導入については今後の課題としたい。

本研究で示したボルトの締め付け破断試験は、モータースポーツ・エンジニアリング学科の発足当初から学内でのチューニングをはじめとする走行車両の整備、またサーキットでのピット作業など多くの内容を学生にご享受頂いた鈴木美記朗先生によって実施されたものであり、引用したデータは全て鈴木美記朗先生の学生指導の下で得られた結果である。鈴木美記朗先生には記して謝意を表する次第である。

参 考 文 献

- 1) 山本 晃, ねじ締結の原理と設計, 養賢堂 (1995)
- 2) 酒井智次, ねじ締結概論, 養賢堂 (2000)
- 3) 福岡俊道, 技術者のためのねじの力学, コロナ社 (2015)
- 4) 三好敏郎, 白鳥正樹, 座古勝, 坂田信二, 有限要素法 構造要素の変形・破壊挙動の解析, 実教出版, (1976)
- 5) J.F.Knott, 宮本博訳, 破壊力学の基礎, 培風館 (1977)
- 6) L.T.Anderson, 栗飯原周二 (監訳), 破壊力学基礎と応用 第3版, 森北出版 (2011)
- 7) 黒田英夫, 基礎からの数値解析-初歩から「有限要素法」による解析まで, 工学社 (2010)
- 8) 泉聡志, 横山喬, 岩崎 篤, 酒井信介, ボルト締結体の締め付けおよびゆるみ機構の三次元有限要素法解析, 日本機械学会論文集 (A 編) 71, 204 (2005)
- 9) 加藤泰世, 円錐コイルばねの静的荷重下での応力および変形に関する有限要素法解析, 中日本自動車短期大学 論叢 (2014)
- 10) 小林英夫, 破壊力学, 共立出版 (1995)