

ボルト締結体の構造解析精度向上に関する研究

坂本 智明・萩原 義人・鈴木 大介・串田 賢一・山田 博之*1・村松 茂*2

Accuracy Improvement of Structural Analysis for Bolted Joints

Chiaki Sakamoto, Yoshihito Hagihara, Daisuke Suzuki, Kenichi Kushida, Hiroyuki Yamada*1 and Shigeru Muramatsu*2

要 約

ボルト・ナットを用いた締結法は、安価で取付け取外しが容易であるため、多くの機械、構造物に用いられている。ボルト締結体の構造解析においては、簡略化の為に、ボルト部分のねじ山を考慮せずに解析を行うのが一般的であるが、実験値との数値的誤差要因を把握できていないのが現状である。そこで本研究では、ボルトで締結した基準試験片の材料試験（引張試験・曲げ試験）結果に対し、各パラメータの解析結果を比較することで、解析精度の向上と解析時間の関係を把握し、得られた成果を技術支援につなげることを目的とした。材料試験結果と、ねじ部を再現したモデルの解析結果ならびにリベット形状モデルの解析結果を比較したところ、ひずみ量や応力分布についての測定結果と解析結果は近似した値となった。しかし、ねじ部と被締結物の下穴が接触する場合、ねじ部においては応力分布が異なる結果となった。ねじ部の破壊を考慮せず、被締結部の評価を行う場合には、リベット形状のモデルでは計算効率の面で優位性が大きいものと考えられた。

1. 緒 言

構造物の締結方法には各種あるが、ボルト・ナットを用いた締結方法は、安価で取付け取外しが容易であることから、構造物、機械、精密機器等において、広い工業製品に使用されている。また、ボルト・ナットの他に、ねじを利用した締結製品は数多く存在し、ねじを利用した締結方法の一例として、樹脂製品に対してタッピングねじを使用して締結する場合もある。これらのねじ締結方法を用いた製品は、締結部分の強度が重要になる場合が多く、設計者は製品に想定される荷重負荷を正確に見積もり、負荷に耐えることが出来るねじの系やボルトの数を設定することが重要である。ボルト・ナットと被締結体との締結時における力学的な釣り合いは、ねじ部や被締結部材の摩擦係数に依存する。しかし、摩擦係数を一定にすることは容易ではないため生産時に軸力を管理しきれないといった問題から、予期しない事故につながる場合もある。また、使用環境によっては、被締結物と座面のずれによりねじにゆるみが生じるなど、複雑な外的要因を考慮する必要がある。

近年では、製品設計において有限要素法による3次元構造解析を使用した設計作業は広く普及しており、またコンピュータの性能向上によって詳細モデルで複雑な

解析も可能になりつつある。しかし、図1の左側に示す

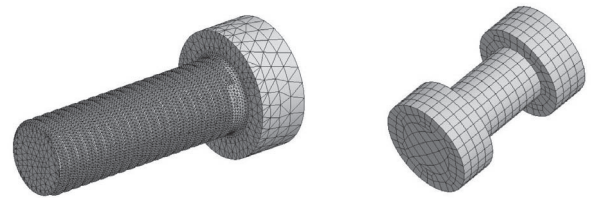


図1 ボルトの要素分割図

ねじ山を考慮したボルトの要素分割図のように、ボルトのねじ形状をモデル化した場合、要素数・節点数の増加、接触部分の多さによる計算負荷が大きくなる。そのため、図1の右側に示すような、ねじ部を簡略化したモデルにより解析が行われることが多いが、解析精度への影響が懸念される。ねじ部を簡略化した場合、ねじ部のすべりに伴う剛性の低下の影響を無視して、軸力とボルト・ナットの剛性を近似した、リベット形状のモデルにより評価する方法が考えられる。しかし、実験値との比較は用意に検証出来ないことから、具体的な数値的誤差の把握を行っていないのが現状である。

本研究では、ボルト・ナットおよび被締結部品の摩擦係数は一定と仮定し、静的な荷重によって生じる被締結部品の強度評価について報告する。金属性部品に対して2種類の静的荷重負荷状態を想定し、曲げ試験片と引張

*1 山梨県富士工業技術センター

*2 株式会社キトー

試験片を作成した。そして、これら2種類の試験片により材料試験を行い被締結部に生じるひずみ量を測定した。また、ボルトで締結した基準試験片の構造解析を実施し、材料試験のひずみ測定結果と各パラメータの解析結果を比較することで、ボルト締結体の解析誤差要因ならびに解析精度の向上と解析時間の関係についても把握した。また、共同研究機関である富士工業技術センターにおいては、電化製品や精密製品において多用されているセルフタップねじによってプラスチック製部品を締結した場合について、検討を行った。

2. 実験方法

2-1 試験片形状およびモデル形状

今回の実験では、安価で材料強度の優れた低炭素鋼 (SS400) を使用した金属性部品を想定した。図2に曲げ試験片および引張試験片の、有限要素モデルを示す。曲げ試験片については、厚さ6mmの板を上側に厚さ15mmの板を下側にそれぞれ配置し、両板にはボルトを通すためφ14mmの穴をあけた。2つの板を強度区分4.8のM12ボルト・ナットにより締結した。引張試験片については、厚さ6mmの板3枚にφ14mmの穴をあけ、図2のように配置し、強度区分4.8のM12ボルト・ナットにより締結した。曲げ試験片、引張試験片共にボルトと板およびナットと板の間には座金を配置した。

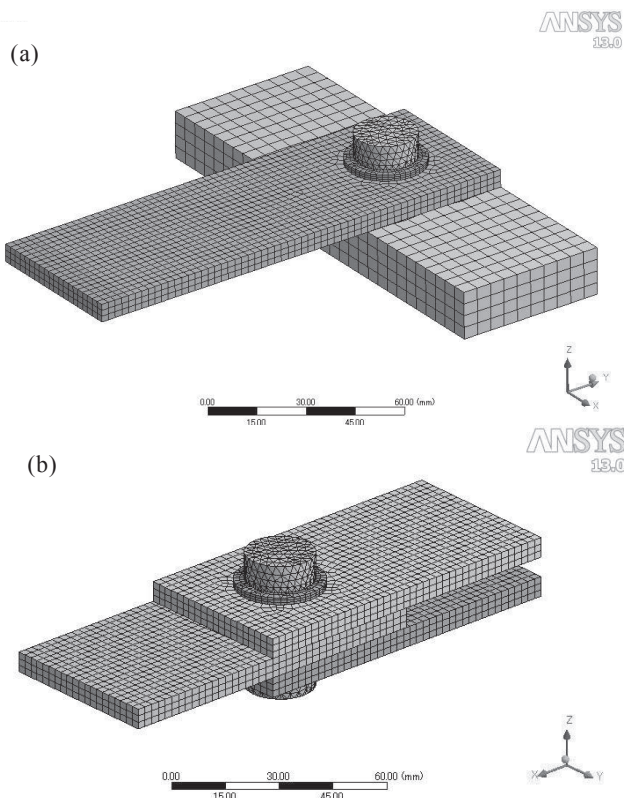


図2 各試験片モデルにおける要素分割図
(a) 曲げ試験片 (b) 引張試験片

試験片形状に近い曲げ試験片・引張試験片モデルを3次元CADソフトNX.ver7.0により作成した。各試験片モデルに使用したねじ山を考慮したボルト形状を図3に示す。ボルト・ナットは、ねじ部を実際に近い形状にモデル化したが、おねじとめねじの幾何公差までは考慮していない。また、ボルト頭やナットの六角形状は、解析結果への影響は小さいと考え円筒形状とした。

曲げ試験片モデルにおける下側板の治具固定部分、引張試験片モデルにおけるクランプ部分は省略した。各試験片モデル作成後、要素分割を行った。要素分割および有限要素解析には、汎用構造解析ソフトウェアANSYS 13.0を使用した。図2に示す各試験片モデルの要素分割図の様に、六面体低次要素を被締結部の板に使用し、四面体高次要素をボルト・ナットに使用した。

ねじ部を考慮した解析モデルの次に、ねじ部を考慮せず、ボルト・ナットを一体としたリベット形状のモデルを作成した。ボルトの軸部分に相当する円筒部の系は、M12ボルトの有効系であるφ11mmとした。リベット形状のモデルにおいて、リベット部は六面体低次要素により要素分割した。

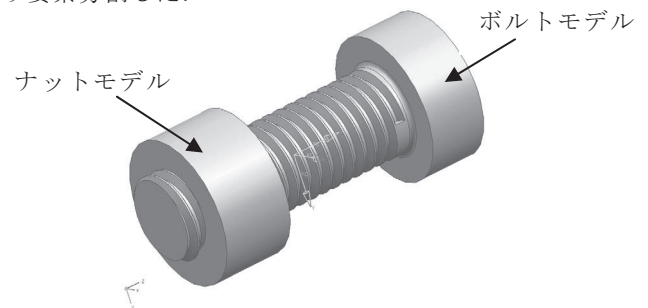


図3 ねじ山を考慮したボルト・ナットのモデル形状

2-2 構造解析条件

構造解析条件は、ねじ山を考慮した解析モデルにおいて、ねじ座面と軸部において被締結物と接触解析を行い、軸部においては軸力を考慮した。軸力は17.5kNと仮定し、ねじ周りの円筒部分に対して張力を与える形で定義した。次に、リベット形状の解析モデルでは、ねじ山を考慮した解析モデルと同様に、ねじ座面と軸部において接触解析を行い、軸部において軸力17.5kNを考慮した。接触解析時において重要となる接触定義は、拡大ラグランジュ法を使用した。また、垂直剛性は初期値を0.1とし、垂直剛性を各イタレーションごとに自動で変更させることで、収束性の改善を図った。物性値は弾性変形域を仮定して、構造用鋼相当のヤング率200GPa、ポアソン比0.3を使用し、摩擦係数は0.1をねじ山部に、その他の部分には0.2を使用した。

次に、各材料試験における解析条件について説明する。

曲げ試験における解析条件を、図4に示す。曲げ試験片モデルにおける固定条件は、片側1断面を完全固定とし、底面におけるZ方向の変位を0と指定した。荷重条件は、全体における解析荷重ステップ数を2として、軸力を荷重ステップ1で与えてから、荷重ステップ2において被締結物に対して曲げ荷重1kNを与えた。引張試験における解析条件を、図5に示す。引張試験片モデルにおける固定条件は、片側2枚板の端部を完全固定とし、反対側の1枚板の端部の変位を引張荷重の方向のみに動くように制限した。曲げ試験と同様に、全体の荷重ステップ数を2として、1荷重ステップ目で軸力を与え、2荷重ステップ目で引張荷重20kNを与えた。

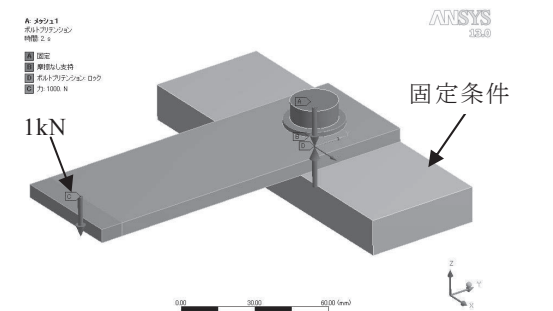


図4 曲げ試験モデルの境界条件

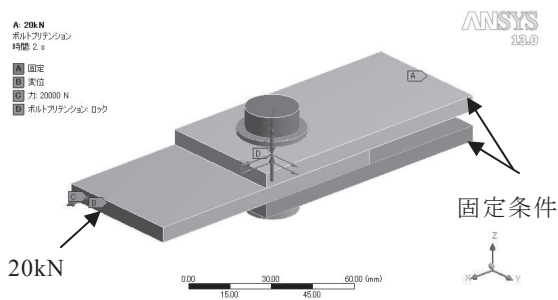


図5 引張試験モデルの境界条件

2-3 材料試験

曲げ試験において、材料試験機は、万能材料試験機（㈱オリエンテック、UTC-30T）を使用した。作成した試験片とひずみゲージを取り付けた状態の写真を図6(a)と図7(a)に示す。曲げ試験片における、荷重負荷位置と反対側における板の端部をM12ボルト4本で、曲げ試験治具に固定した。また、引張試験において、材料試験機は万能試験機（㈱東京衡機、RU300kN (TK-10)）を使用した。作成した試験片とひずみゲージを取り付けた状態の写真を図6(b)と図7(b)に示す。板の端部から50mm部分をクランプ範囲とした。引張試験、曲げ試験共にひずみゲージ（㈱共和電業）とデータロガー（㈱共和電業、USB-21A）により、各荷重値におけるひずみを測定した。

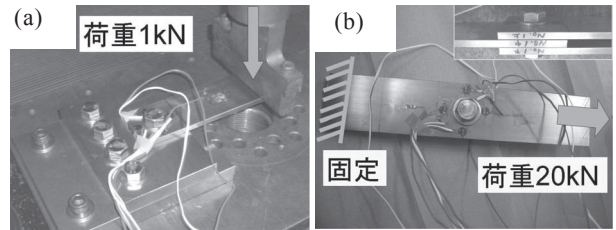


図6 実験の様子 (a) 曲げ試験片 (b) 引張試験片

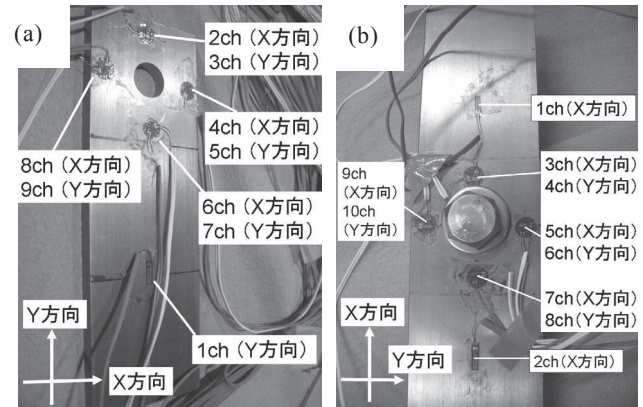


図7 ひずみゲージ取り付け状態 (a) 曲げ試験片 (b) 引張試験片

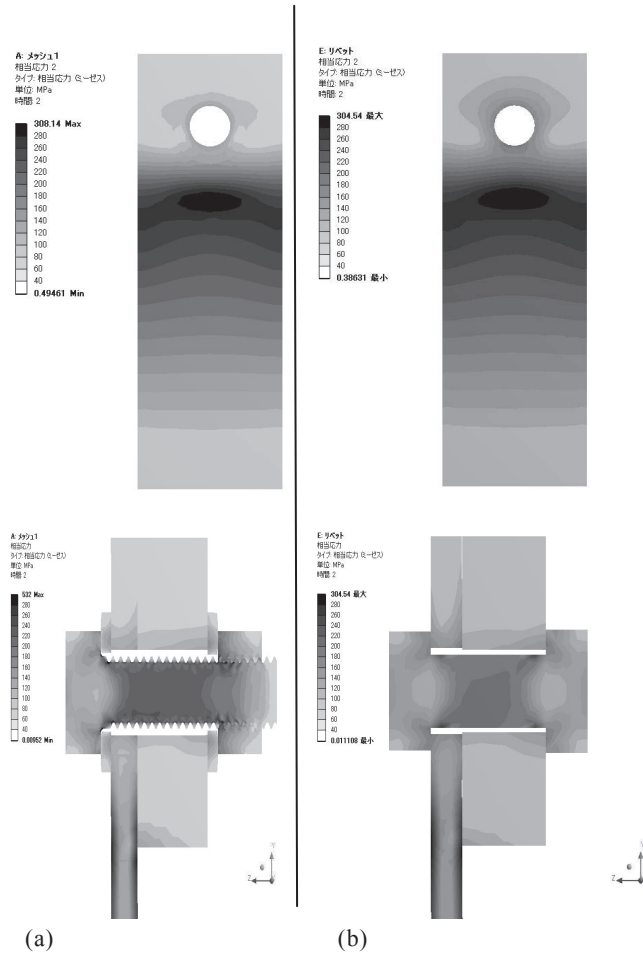


図8 曲げ試験片モデルにおける相当応力分布 (a) ねじ山を考慮したモデル (b) リベット形状モデル

3. 結果

3-1 曲げ試験を想定した構造解析の結果

まず、曲げ試験片における構造解析の結果を図 8 に示す。ねじ山を考慮したモデルの解析結果を図 8 (a)に、リベット形状のボルトモデルの解析結果を図 8 (b)に示す。両モデルにおいて解析結果を比較したところ、被締結部に生じる相当応力分布は同様の応力分布が得られた。

また、ねじ断面の応力分布を比較したところ、リベット形状のモデルに比べ、ねじ山を考慮した解析モデルの方が相当応力が大きい結果となった。ねじ山を考慮した場合、ねじ部の凹凸形状によって、応力集中が生じていることが確認できた。

3-2 曲げ試験結果と構造解析結果との比較

曲げ試験片におけるひずみゲージのひずみ測定結果（3回試験を行い測定したひずみ量の平均値）と構造解析結果との比較を行った。曲げ試験片のひずみゲージ取付け位置（図 7）における測定結果と、解析結果の値を示したグラフを図 9 に示す。曲げ試験においては9チャンネルを測定したが、ひずみの大きい1チャンネルと7チャンネルに注目すると、解析結果と測定結果は近似した値となった。ひずみの小さい他のチャンネルでは解析結果と測定結果は誤差が生じた。ねじ山を考慮したモデルとリベット形状のモデルでは、すべてのチャンネルにおいて近いひずみ量であった。

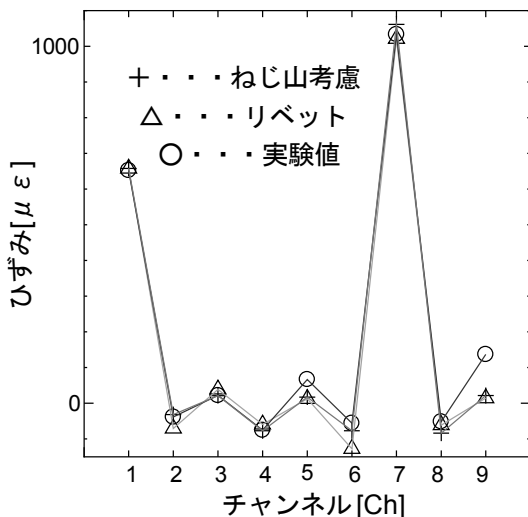


図 9 板材に生じるひずみ量分布（曲げ試験片）

3-3 引張試験を想定した構造解析の結果

引張試験片における構造解析の結果を図 10 に示す。ねじ山を考慮したモデルの解析結果を図 10 (a)(b)に、リベット形状のボルトモデルの解析結果を図 11 (c)(d)に示す。両モデルにおいて解析結果を比較したところ、被締結部に生じる相当応力分布は同様の応力分布が得られた。

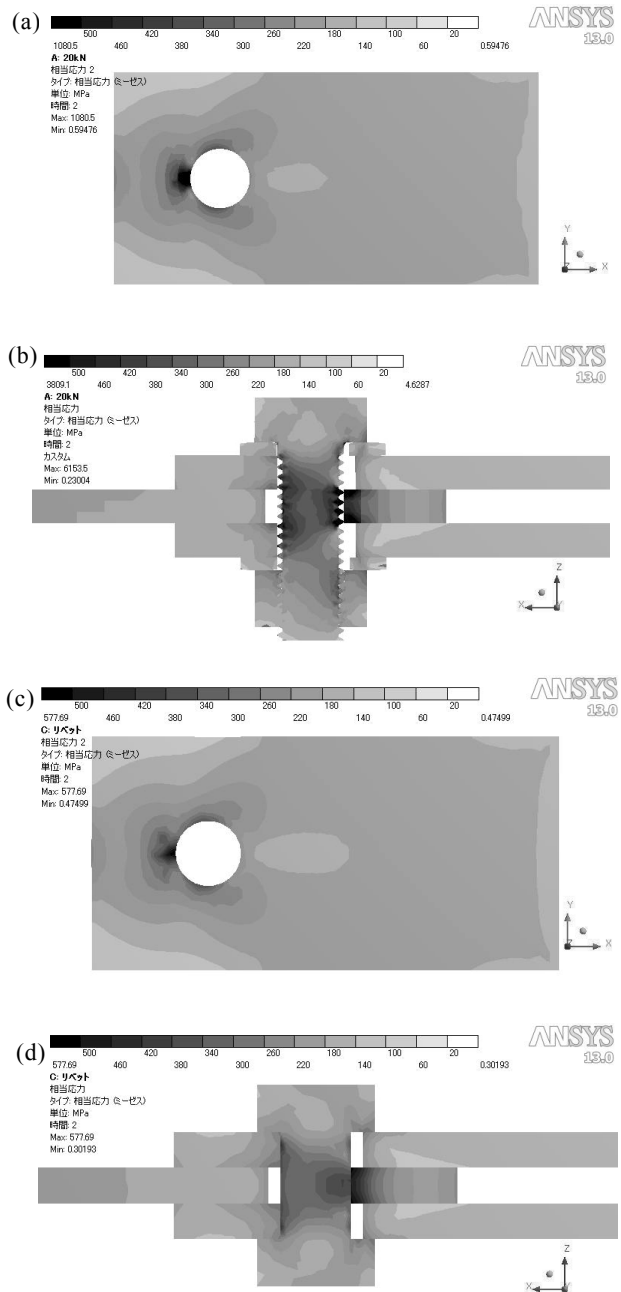


図 10 引張試験片モデルにおける相当応力分布
 (a) ねじ山を考慮したモデルの中板部分
 (b) ねじ山を考慮したモデルのボルト断面部分
 (c) リベット形状モデルの中板部分
 (d) リベット形状モデルのボルト断面部分

また、ねじ断面の相当応力分布を比較したところ、ねじ山を考慮した解析モデルの方が相当応力が大きい結果となった。特に被締結物の下穴とねじ部との接触による影響で、ねじ山を考慮したモデルにおいてはねじ山の谷の部分において応力集中が生じていた。

そのため、最大主応力と最小主応力のコンター表示を行い、ねじ山を考慮したモデルとリベットモデルにおけ

る違いを確かめた（図 12）．最大主応力は主に引張応力の強さを，最小主応力は主に圧縮応力の強さを示すものである．最大主応力を比較すると，ねじ山を考慮した解析結果では，締結物とねじ部が接触した影響で，ねじの応力集中が大きいことが分かる．一方で，リベット形状の解析結果においては，ねじ部が円筒形状である影響により応力集中が小さかった．最小主応力分布を比較す

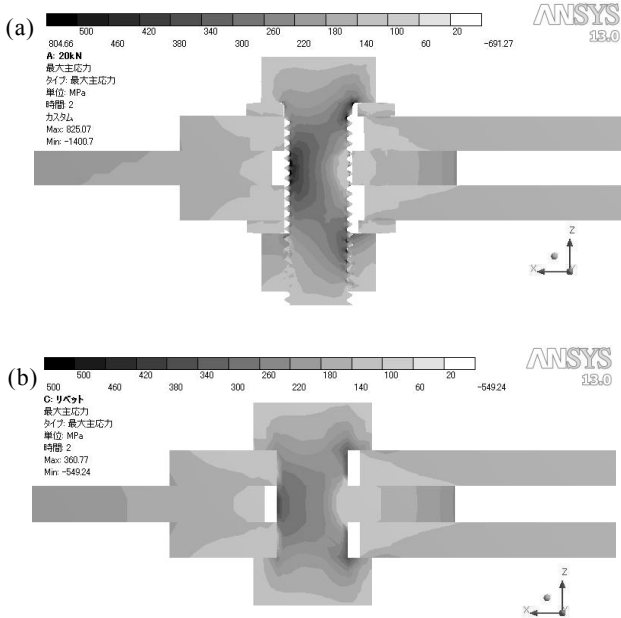


図 11 ボルト断面における最大主応力分布
(a) ねじ山を考慮したモデル
(b) リベット形状モデル

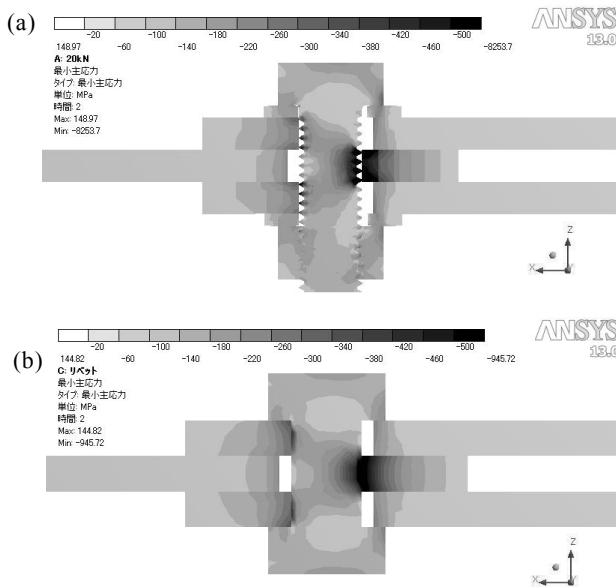


図 12 ボルト断面における最小主応力分布
(a) ねじ山を考慮したモデル
(b) リベット形状モデル

ると，ねじ山を考慮したモデル，リベット形状のモデル両方とも，ねじ部と下穴部との接触により，圧縮応力が大きく生じていた．

3-4 引張試験結果と構造解析結果との比較

引張試験片におけるひずみゲージのひずみ測定結果（3回試験を行い測定したひずみ量の平均値）と構造解析結果との比較を行った．引張試験片のひずみゲージ取付け位置（図 7）における測定結果と，解析結果の値を示したグラフを図 13 に示す．引張試験においては 10 チャンネルを測定し，全体的に解析結果と測定結果では誤差が生じていたが，ひずみの分布は近い分布状態となった．

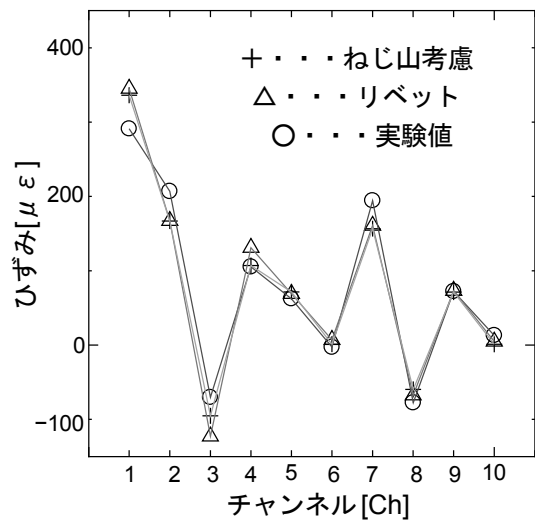


図 13 板材に生じるひずみ量分布（引張試験片）

4. 考察

4-1 解析精度について

本研究における目的として，材料試験と構造解析の結果の比較を主たる目的としているが，曲げ試験と引張試験において曲げ試験の方が実験結果と解析結果は近似した結果が得られた（図 9，図 13）．曲げ試験においてはチャンネル 1 と 7 において，ねじ山を考慮したモデル・リベット形状のモデルにおいて誤差は 1% 程度となったため，精度の良い解析結果となった（図 9）．引張試験においては，図 13 からひずみ量の分布は実験値と解析値は同様の傾向を示したが，絶対的な誤差は，チャンネル 1 と 2 において 15%～20% 程度生じていた．また，実際の引張試験においてはねじ部がつぶれ，塑性変形が生じていた（図 14）．今回行った解析では，材料の非線形性は考慮せず，静的微小形解析を行ったことから，解析上ねじ山のつぶれは考慮していない．ねじ山のつぶれを考慮するためには，材料の非線形性や要素の変形等を考慮する必要があるが，実際の設計現場ではこれらの

条件を考慮することは難しい場合が多い。荷重がより大きい場合には、ボルトの軸部まで塑性変形をする可能性があるが、この場合には非線形解析用に陽解法ソルバーを用いる必要があると考えられる。また、ねじ山が被締結物の下穴に当たらないような荷重を設定することで、線形構造解析用のソルバーで対応可能であると考えられた。今回は軸部の全体がねじになっている全ねじ六角ボルトを使用したが、軸部がねじになっていない呼び径六角ボルトや有効系六角ボルトをすることで、ねじ山部における応力集中を回避可能である。

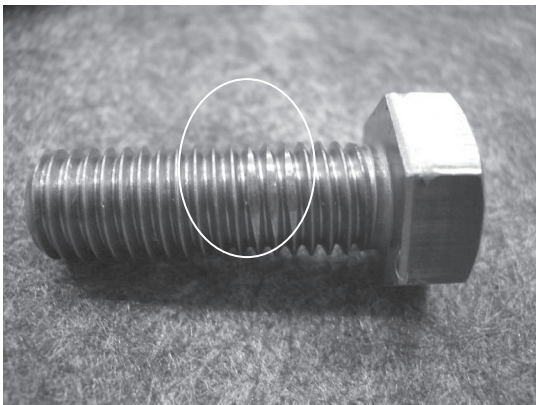


図14 引張試験片におけるねじ部のつぶれ

4-2 解析時間について

計算に使用したコンピュータの主な仕様を表1に示す。また、構造解析に要した時間および解析モデルの接点数を表2に示す。解析時間は、リベット形状のモデルの方が、ねじ山を考慮したモデルに対してかなり短かった。さらに、ねじ山を考慮したモデルを作成する際には、CADにおいてねじを作成する作業が必要になる為、効率性を考えると、ねじ部をリベット形状に簡略化すべきであると考えられる。ただし、ねじ部の変形量が弾性変形域よりも大きく、ねじ部の塑性変形による影響を考え

表1 コンピュータの主な仕様

プロセッサ	Inter(R) Xeon(R) CPU X5560 @2.80GHz (Quad-core)
メモリ (RAM)	5.98GB
OS	WindowsXP Professional x64 Edition

表2 各解析条件における数値計算時間

	解析時間
引張試験片 (ねじ山考慮)	137min
引張試験片 (リベット形状)	204sec
曲げ試験片 (ねじ山考慮)	28min
曲げ試験片 (リベット形状)	46sec

たい場合には、ねじ部の詳細な形状を考慮すべきであり、ねじ部を考慮した解析モデルを作成すべきであると考えられる。

4-3 樹脂材料による解析

ここまで、金属材料による構造物を想定した形状による解析結果と材料試験結果を比較したが、電化製品などで多用されているセルフタップネジによる樹脂材料の締結部について、ねじ山を考慮せず解析を行った。モデル形状を図15に示す。セルフタップの場合、ねじを樹脂材料に埋め込むため、解析上では軸部分を下穴に固着させて解析を行った。ねじ部以外の全接触箇所に接触条件を付与した解析においては、試験結果に近い応力値(図16)を得ることが確認できた。このことから、樹脂材料においても、弾性変形域において、ねじ山を考慮せずに被締結物の評価が可能である。ただし、金属材料の試験と同様、解析結果の絶対値については、要素分割などの要因も大きく影響するため、本研究で検討した以外の他の要因も考慮すべきであると考えられる。

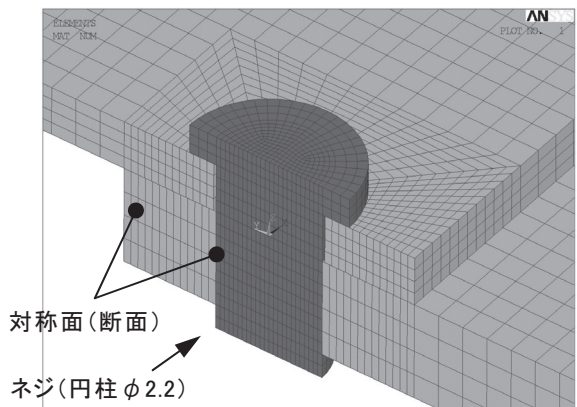


図15 要素分割の例 (ネジ周辺部)

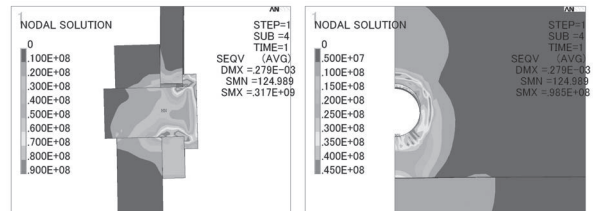


図16 相当応力分布図 (視点: 断面方向, 正面方向)

5. 結言

ボルト締結体の構造解析において、ねじ山を考慮したモデル、リベット形状のモデルを解析した時の、解析誤差の把握、解析精度、設計・開発効率などについて検討した。

(1) 曲げ試験片において、ねじ山を考慮したモデルと

リベット形状のモデルの解析結果は、ともに実験値に近い結果となった。

- (2) 引張試験片において、ボルト部と被締結物との接触が想定される場合、ボルト部の強度評価を行うためには、材料非線形性や要素の変形を考慮した解析が必要である。被締結物のひずみ量の解析結果は実験値に対して概ね近い値となった。
- (3) 今回の解析結果から、被締結物に関する強度評価は、計算精度と計算コストの面から、リベット形状のモデルでは計算効率の面で優位性が大きいものと考えられる。

ただし、今回は弾性変形域における曲げ試験・引張試験の解析値と実験値の比較を行ったが、ボルト径や材質の違い、引張や曲げ以外の荷重が生じる場合においては、各解析モデル・解析条件に応じた検討が必要である。

参考文献

- 1) J. Montgomery : Methods for Modeling Bolts in the Bolted Joint, 2002 ANSYS World Users Conference (2002)
- 2) J. Kim, J. C. Yoon, B. S. Kang : Finite element analysis and modeling of structure with bolted joints, Applied Mathematical Modeling, 31, p. 895-911 (2007)
- 3) 永田 聡, 澤 俊行, 小林 隆志, 辻 裕一 : 内圧および曲げモーメントを受ける小型管フランジ締結体の有限要素解析, 山梨講演会 2010 公演論文集, p. 162-163 (2010)
- 4) 正司 康雅, 澤 俊行 : ねじ底の応力集中 - 詳細解析による検討 -, 山梨講演会 2010 公演論文集, p. 166-167 (2010)