

九州連携 CAE 研究会における解析事例の検証 —ボルト締結時における応力解析の簡易化の検討—

清水慎吾*・橋口智和*
*機械・金属担当

Verification of the CAE example in CAE study group of Kyushu —Examination of simplification of the stress analysis at the time of bolt bolting—

Shingo SHIMIZU*・Tomokazu HASHIGUCHI*
*Mechanical and Metallurgical Engineering Group

要 旨

ものづくりのコスト削減において、CAE(Computer Aided Engineering)は広く活用されている。九州連携 CAE 研究会では九州地方知事会「工業公設試験研究機関の連携」の下、各公設試験研究機関の CAE 解析担当者が様々な共通解析課題に取り組み、解析ノウハウや各種解析ソフトによる結果の差異についてデータベースの構築を行っている。本年度は共通解析課題「パイプの3点曲げ解析」を行い、各県所有ソフトにおける接触解析の誤差について知見を得た。また鋼材にボルトを一定のトルクで締結した際の応力状態について、簡易な境界条件に置き換えた場合の解析結果と、実験結果の比較検証を行った。その結果、ボルト座部およびねじ部への単純な圧縮荷重では実験値と比較して、応力分布の傾向に食い違いが生じることがわかった。

1. はじめに

ものづくりにおいて、製品は企画立案から試作工程を経て、量産体制を整えてから量産へと移る。この試作工程の中には、製品の設計を行い、その設計を基に実際の試作、試作された試作品を評価、さらに評価結果をフィードバックし再設計するという一連のサイクルが存在する。従来のものづくりでは満足する試作品が完成するまでこのサイクルを数多く繰り返すために、試作に要する材料費や加工費、加工時間といったコストが常につきまとい、製品の価格や企業の収益に大きく影響していた。そこで現在ではパソコン上で試作対象の材料物性、形状、周辺環境等を踏まえて仮想的な性能評価を行い、試作工程において設計→試作→評価→設計と進む段階を、設計→評価→設計と可能な限り試作を省略することで、全体的なコストを削減する動きが産業界で広まっている。この仮想的な性能評価は通常コンピュータ解析、あるいは単にシミュレーション、CAE等と呼称され、専用のソフトウェアが数多く市販されている。センターにも汎用的な解析ソフトの一つである「ANSYS」が導入されている。

CAE 上での的確な実現象の再現や解析データの精度・信頼性の確認においては、解析担当者のノウハウ、事例の蓄積が重要である。しかし使用するソフトの違いによる解析結果の差や、表面化していない潜在的な誤り、多様なソフト内での設定項目の影響等への「気付き」は、一担当者の

独力では難しい。そこで解析事例やノウハウについて、広く共有することが重要である。現在九州・山口の公設試において、九州地方知事会「工業公設試験研究機関の連携」の下「九州連携 CAE 研究会」を立ち上げており、各県の CAE 担当者が様々な事例を想定して共通の解析課題の比較検討に取り組み、得られた知見でデータベースを構築している。研究会は本年度も「三次元 CAD/CAM および CAE を活用した生産工程の高度化に関する研究」をサブテーマとし活動している。本年度は新規共通課題であるパイプの3点曲げ解析と、鋼材のボルト締結時の応力分布解析の簡易化の2項目に取り組んだ。

2. パイプの3点曲げ解析

2.1 解析条件

両端を支持した中空パイプ(外径 10mm, 内径 7mm, 長さ 180mm)の中央にパンチで 50,100,150N の荷重を与え、荷重作用点の梁下部において変位量とミーゼス応力を求めた。パイプ材料は SS400 とし、ヤング率 206GPa, ポアソン比 0.3 とした。なおパンチ及び支持台は剛体もしくは疑似的な剛体とし、パイプの間には接触を定義し、任意の摩擦係数を与えた。Fig.1 に解析モデルを示す。

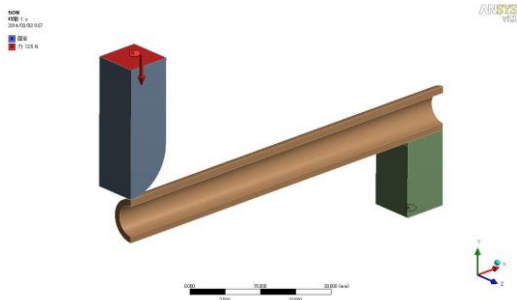
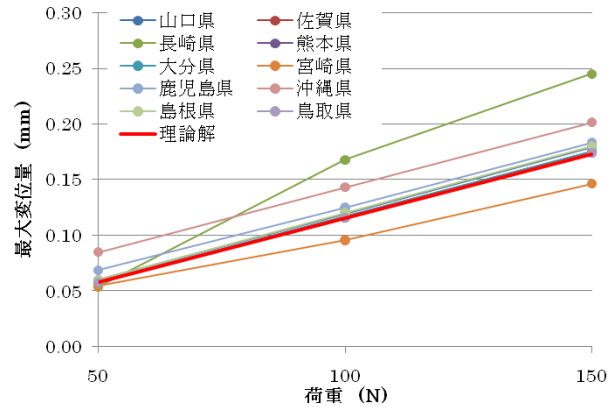


Fig.1 パイプ曲げ解析モデル

2.2 解析結果

Fig.2 に解析結果を示す。データを比較すると、弾性域での解析であるため、荷重を定数倍与えた際得られる変位はほぼ定数倍であることが予想されるが、長崎県、沖縄県のデータはそこから外れていた。沖縄県は陽解法を用いた解析を行っているため、他県の陰解法ソフトとの違いが影響している可能性が有る。ANSYS を用いて解析した大分県、熊本県、鳥取県、島根県についてはほぼ同様の結果が得られ、MARC を用いた山口県の解析結果ともほぼ合致した。ただし山口県については摩擦係数を定義しておらず、摩擦係数を ANSYS と同じく 0.2 程度与えた場合は、計算が不安定となるようである。これは摩擦係数を与えないと接触時に滑りが生じて不安定となる ANSYS とは逆の現象である。摩擦係数の設定については、接触状態の定義式にも様々な種類が存在し、ソフト上で定義の仕方が異なるため注意する必要があると考えられる。全体的には過半数の県が理論解から5%程度の差に収まっていた。



(b) 最大変位量

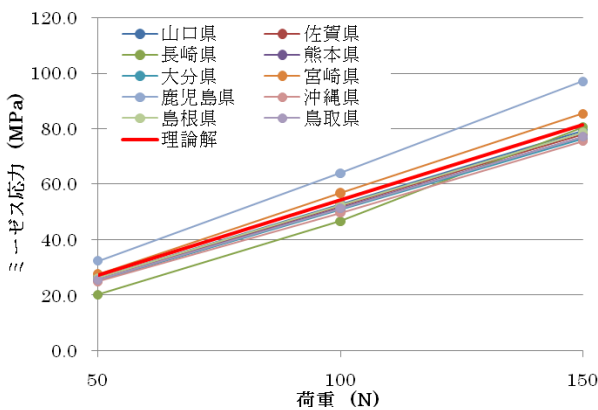
Fig.2 パイプ曲げ解析結果

3. 鋼材のボルト締結時の応力分布解析

CAE 解析では材料物性が非線形領域となる範囲での解析や、複雑なアセンブリモデルで相互に接触領域を有する解析、時系列での応答を計算する過渡解析等を行う際、非常に長い計算時間や著しく高いコンピュータスペックが必要とされ、計算自体も困難となる。しかし製造業において生じる諸問題は一般的に前述の要因に該当するケースが多い。そのような課題について、限られたマシンリソースと納期で結果を得るには、実際の形状や現象をある程度簡易化した境界条件において解析を行うことが求められる。そこで今回は鋼材にボルトを一定のトルクで締結した際の応力状態について、簡易な境界条件に置き換えた場合の解析結果と、実験結果の比較検証を行った。

3.1 ボルト締結時のひずみ測定

Fig.3 に実験に用いた鋼材の図面を示す。300mm × 50mm × 20mm の SS400 材の上面に、60mm ピッチで呼び径 M6、深さ 20mm のねじ穴が設けられている。



(a) ミーゼス応力

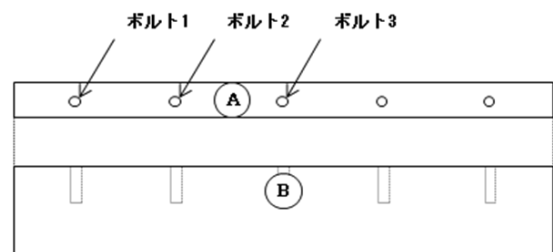


Fig.3 ボルト締結実験用鋼材図面

ねじ穴にトルクレンチを用いて M6 ボルトを 10N・m のトルクでボルト 1 から 3 まで順に締結し、各時点での鋼材のひずみを測定した。測定は図中の丸字で示す 2 点で行った。測定点 A は上面のボルト 2 と 3 の中間、B は側面中央の

上面から10mmの位置である。ひずみ測定には3軸ゲージ及びブリッジボックス(株)東京測器研究所製)を用い、測定したひずみ量から(1), (2)式を用いて最大・最小主応力を計算した¹⁾。

$$\sigma_{\max} = \frac{E}{2} \left[\frac{\varepsilon_1 + \varepsilon_2}{1-\nu} + \frac{1}{1+\nu} \sqrt{2\{(\varepsilon_1 - \varepsilon_3)^2 + (\varepsilon_2 - \varepsilon_3)^2\}} \right]$$

.....(1)

$$\sigma_{\min} = \frac{E}{2} \left[\frac{\varepsilon_1 + \varepsilon_2}{1-\nu} - \frac{1}{1+\nu} \sqrt{2\{(\varepsilon_1 - \varepsilon_3)^2 + (\varepsilon_2 - \varepsilon_3)^2\}} \right]$$

.....(2)

ここで σ_{\max} は最大主応力、 σ_{\min} は最小主応力、Eはヤング率、 ε はひずみ量、 ν はポアソン比である。今回ヤング率は200GPa、ポアソン比は0.3とした。

3.2 測定結果

Table 1 に主応力計算結果を示す。ボルト3を締めた段階でB点に比較的大きな最大・最小主応力が発生している。一方A点においてボルト2を締めた時点から最小主応力がわずかに発生していることがわかる。

Table 1 ひずみ測定による主応力計算結果

| ボルト1 | 最大主応力(MPa) | 最小主応力(MPa) |
|----------|------------|------------|
| A | 0.05 | -0.01 |
| B | 0.09 | -0.03 |
| ボルト1+2 | | |
| A | 0.00 | -0.48 |
| B | 0.11 | -0.05 |
| ボルト1+2+3 | | |
| A | 0.07 | -1.12 |
| B | 11.43 | -26.96 |

3.3 CAE解析

ANSYS Multiphysics Ver11.0を用い、ボルト締結を簡易的な境界条件におきかえた構造解析を行った。

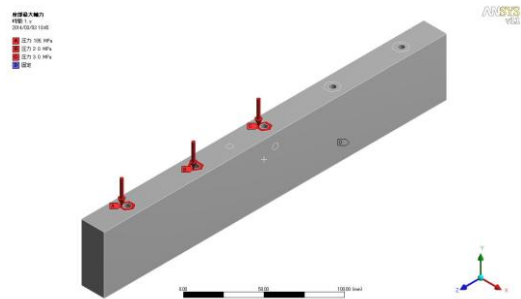
ボルト締結時の締付けトルクは、座部とねじ部の摩擦、及び軸力に消費される。一般にボルトに作用する軸力と締付けトルクの間には(2)式の関係が存在する。

$$T = K \cdot d \cdot F_f \quad \dots\dots(2)$$

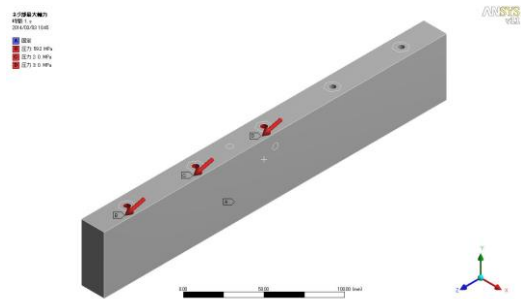
ここでTは締付けトルク(N・mm)、dはねじの呼び径(mm)、Kはトルク係数、F_fは軸力(N)である。

トルク係数は潤滑油や材料の表面状態による摩擦状態で、通常0.14から0.26程度の範囲内で変化するために、軸力も同一トルクにおいてばらつく。今回は、この範囲内で最小と最大の値(K=0.14, 0.26)を用いた。

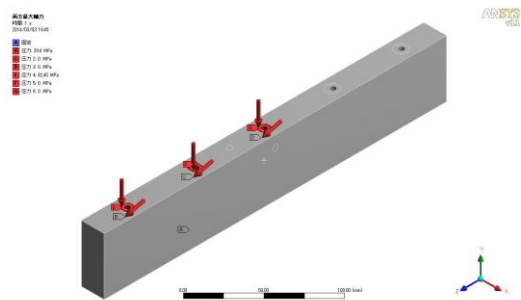
実験と同様の条件における最大軸力値をF_{fmax}、最小軸力値をF_{fmin}として計算し、F_{fmax}は11905N、F_{fmin}は6410.4Nとした。鋼材のヤング率は200GPa、ポアソン比は0.3とした。境界条件の簡易化は、それぞれ軸力を「ボルト座部からの圧縮荷重」、「ねじ部円筒面からの圧縮荷重」、「ボルト座部とねじ部円筒面からの圧縮荷重」とする3つの条件で行った。解析においては、それぞれの境界条件について最大軸力値と最小軸力値は該当する面へ加え、鋼材下面を固定拘束し、最大・最小主応力を出力した。Fig.4に解析モデルを示す。



(a)「ボルト座部からの圧縮荷重」



(b)「ねじ部円筒面からの圧縮荷重」



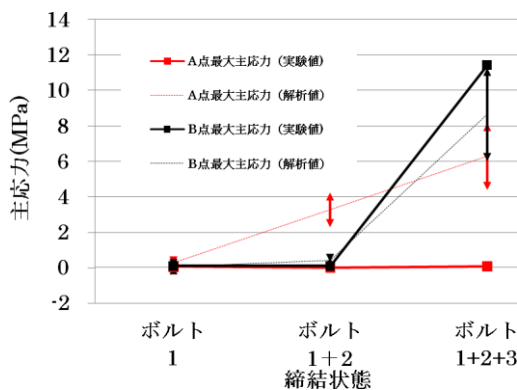
(c)「ボルト座部とねじ部円筒面からの圧縮荷重」

Fig.4 ボルト締結簡易解析モデル

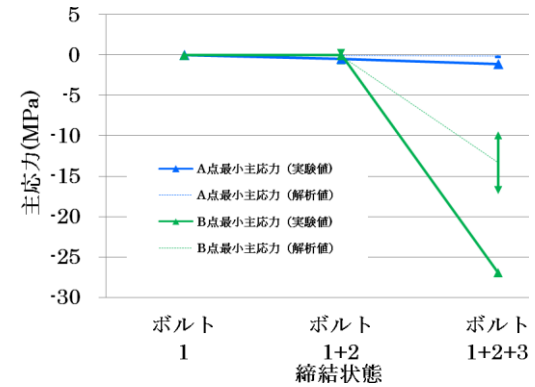
3.4 解析結果及び実験との比較

Fig.5 から Fig.7 にそれぞれの条件での最大主応力と最小主応力の解析結果と実験結果を示す. グラフ中の実線は実験結果を, 点線は最大・最小軸力値における解析結果の平均値を示している.

ここで応力の絶対値は締付け時のトルクのばらつきや, 解析と実際の試験材料の材料物性の差異による影響を受けるため, 重要となるのはボルト締結段階ごとの応力の傾向である. まず座部荷重では, ボルトを締めるごとに A 点の最大主応力が増している点が実験と異なっている. またねじ部円筒面による荷重では B 点での最小主応力がほとんど発生していない点が実験と異なっている. ボルト座部とねじ部円筒面からの圧縮荷重では両者の中間の傾向を示す. 傾向が異なった原因として, 座部荷重では単純に鋼材上面に圧縮が加わるため, 座部接触面が沈み込み, 中間点が両方から引っ張られることによると考えられる. またねじ部円筒面荷重では円筒面からの圧縮で側面が膨らんだ結果, 表面に引っ張り荷重だけを受ける形となったが, 実際は締付けの際にねじ山の角度方向への荷重が存在するために, 角度を考慮に入れた簡易条件での解析が望ましいと思われる. また今回は六角ボルトを用いた締結実験を行ったために, 締結時のボルト座部の方向が解析モデルとずれている影響も考えられるので, 座部形状が円筒形のボルトを用いた実験を行うことで誤差を減らすことが可能と思われるので, 今後さらに検証していきたい.

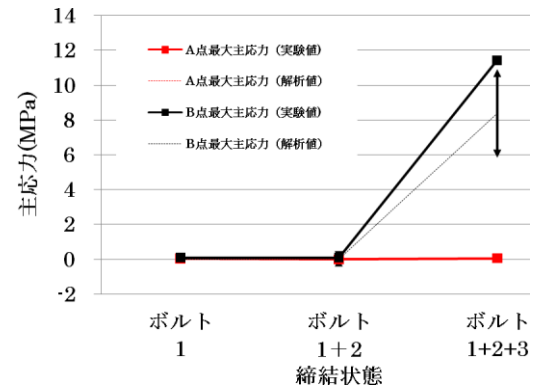


(a) 最大主応力

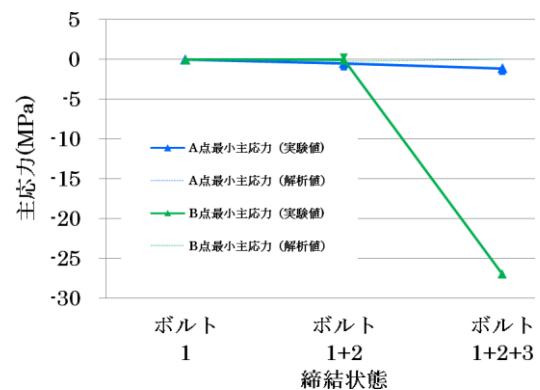


(b) 最小主応力

Fig.5 ボルト座部からの圧縮荷重解析結果



(a) 最大主応力



(b) 最小主応力

Fig.6 ねじ部円筒面からの圧縮荷重解析結果

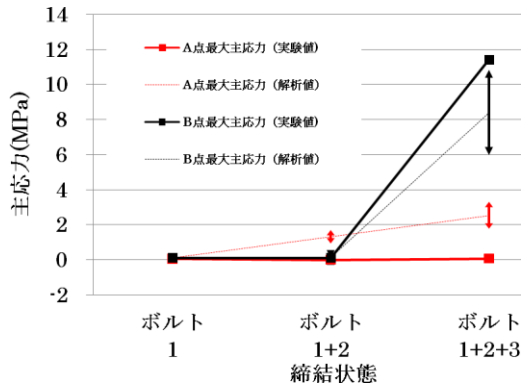
4. まとめ

九州 CAE 研究会における共通課題「パイプの 3 点曲げ」解析と、ボルト締結における測定と簡易条件解析の結果比較を行った結果、以下の結論を得た。

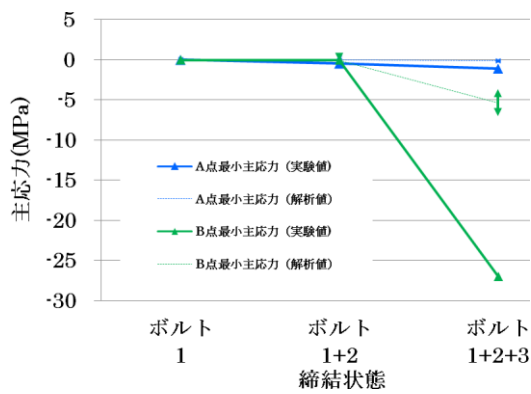
- 1) パイプの曲げ解析において、接触の定義式設定はソフト間で差異が有るので注意が必要である。
- 2) 簡易的な境界条件によるボルトの締結時の応力解析において、実験と異なる応力分布傾向が見られた。
- 3) 今後はボルト形状やねじ山の角度などを考慮した荷重条件での検証を行いたい。

参考文献

- (1) 社団法人 日本非破壊検査協会：非破壊検査技術シリーズ，ひずみ測定Ⅱ(2007),P.12-P.13



(a) 最大主応力



(b) 最小主応力

Fig.7 ボルト座部とねじ部円筒面からの圧縮荷重解析結果