

Valqua Technology News

バルカー技術誌

2002年 冬号

No.2 WINTER 2002

●新製品紹介

水道水を利用した水圧駆動装置

『WADS リフター』 1

日本バルカー工業(株) 研究開発統括部
辻 和明

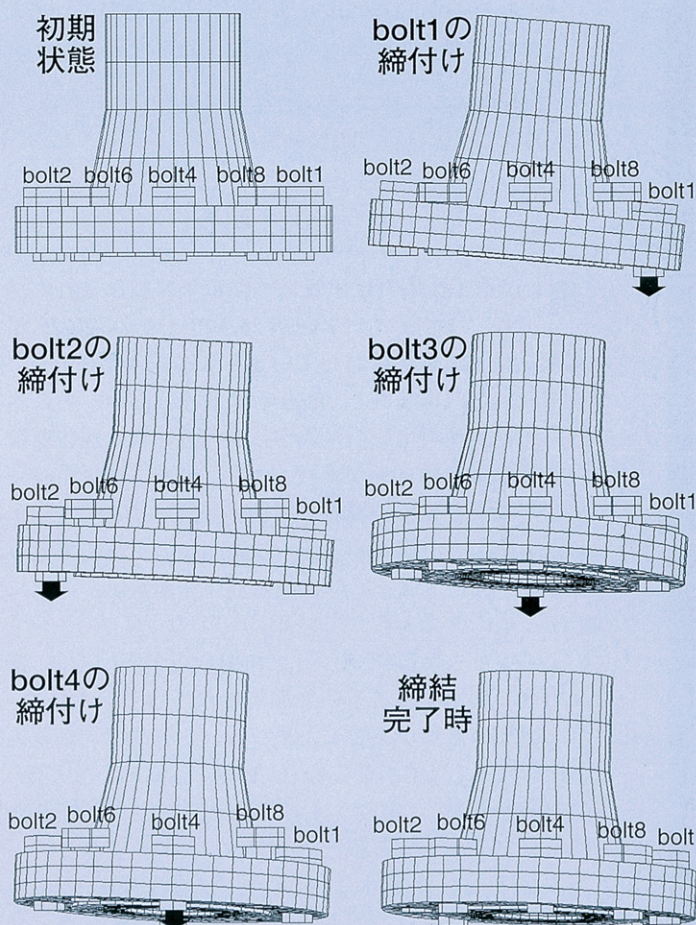
●技術論文

FEM による管フランジのボルト締付け

シミュレーション 5

神戸商船大学 商船学部 機械電子工学講座
助手 高木 知弘
教授 福岡 俊道
日本バルカー工業(株) 研究開発総括部
山中 幸

●用語の豆知識 14



ボルト締付け過程のフランジの変形(SWG)



日本バルカー工業株式会社

<http://www.valqua.co.jp>

水道水を利用した水圧駆動装置

『WADS リフター』

Water Hydraulic Driving Equipment "WADS Lifter"
which utilizes the pressure of service water system.

日本バルカー工業株式会社 研究開発統括部

辻 和明

Kazuaki TSUJI

Corporate Office of Research and Development, Nippon Valqua Industries, Ltd.

《Summary》

With the increase of apprehension on environmental problems, water hydraulic driving system is drawing attention again. Especially the driving system utilizing service water pressure is expected to be used for various purposes since its handling is easy. Hereunder is explained the mechanism and examples of use of "WADS Lifter", an actuator moving in vertical direction utilizing service water pressure, which has been developed by our company.

キーワード：水圧駆動システム、WADS リフター、入浴介助装置、昇降洗面台

1. はじめに

現 代水圧技術の始まりは、1795年に製作されたプラーマーの水圧プレスと言われる。その後、水圧は徐々に油圧に置き変わっていき、今日の産業の発展に大きく貢献した。しかし、200年以上経った今、再び水圧技術が見直されている。こうした背景には、地球環境に対する意識の高まりがあり、小型、高速、高エネルギー密度の液圧としての優れた特徴が見直されたこと、またシールを含めた構成部材等の技術開発の飛躍的な進歩によって、現在では、これまでの油圧、空気圧、電気に匹敵する技術と考えられている。

その中でも特に『水道水』を利用した水圧技術は、様々な用途に利用できるものと期待されている。なぜなら、ポンプ等の機器が不要のため、扱いが容易で、電気駆動と比較すると、耐水性に優れ、感電・漏電の心配が無く、動力密度が高い、電磁ノイズを発生しないなど優れた特性を有するからである。

本稿では、水道水圧を使用した水圧駆動システム『WADS』について、一昨年上市したWADSスライドドアエンジンに引き続き、開発を行っているWADSリフターについて、その機構および用途例を解説する。

2. WADSとは

『WADS』とは、Water Activated Driving Systemの頭文字を並べたもので、低水圧、特に水道水を利用した駆動システムである。WADSは、今まで利用されていなかった水道水の圧力エネルギーのみを利用して機器を駆動させるシステムであり、電気などの他のエネルギー源は不要である。水道水を作動流体とした部品の開発はもちろんのこと、作動流体として使用された水の再利用、雨水利用も含めた環境型総合アプリケーションシステムとしての展開を考えている。

3. 作動流体としての水

水は人間にとって最も身近に存在し、環境面、安全面に極めて優れ、また自然界の浄化作用によりリサイクルが可能である。性能面では、作動油と比較した時のメリットとして、作動時のレスポンスがよい、圧力損失が小さい、熱容量が大きく温度上昇を抑えられる、などが挙げられる。しかし、一方では、自己潤滑性が劣る、金属腐食が発生する、使用温度が限られているなどのデメリットがある。特にシールについては、水中での摩耗が

促進されやすい点と、水道水中に存在する次亜塩素酸に対する耐性に注意を払う必要がある。シールに対する信頼性については、直接機器全体の性能にも影響を及ぼすため、材料選定、シール構造に十分な検討を必要とする。我々は、当社の持つシール技術を活用し、最新のエンジニアプラスチック技術、表面処理技術を導入することで、これらの問題を解決し、作動流体として水を用いたWADSの実用化に取り組んできた。

4. WADSリフター

開発したWADSリフターの諸性能について述べる。

WADSリフターは上下方向に動作する水圧駆動アクチュエータである。低水圧、特に水道水圧用に開発した製品であり、水道水に含まれるカルキ、混入異物に強い構造となっている。

4-1 構造

図1に開発したWADSリフターの外観を示し、図2にその構造図を示す。

主に、ロッド、チューブ、ピストン、上下カバー、軸受けから構成されるが、通常のシリンダと大きく異なるのは、シール部に特殊形状のダイアフラムを使用している点である。一般的に、ダイアフラムは、補強布に合成ゴムを被覆し、強度を持たせているが、本ダイアフラムは、合成ゴム単体で成形されている。材料および他の部

材との取り合い寸法等を検討することで、十分な耐久性、耐圧性能を得ている。これにより、これまで難しいとされた長ストロークのダイアフラムを容易に製作することができる。合成ゴムは耐水性、耐次亜塩素酸性、高強度を考慮し、HNBR (V/#B5170) を採用している。

図3に示すように、ダイアフラムがチューブ内面およびロッド外面を連続的に屈曲変形しながら、ロッドを上方に押し上げる。このため、ピストンシールにUパッキン等を用いた従来型シリンダの場合と異なり、以下の項に示すような優れた特徴が得られる。

4-2 WADSリフターの特徴

①外部漏れ発生の危険性が極めて低い

シール部にダイアフラムを使用し、その両端に設けられたリブ部分が溝内に納まることで確実にシール性が確保されるため、外部へのにじみ漏れ発生の危険性が低い。

②高湿度下での運転が可能

駆動源に水道水を使用し、使用部材も耐水性の優れるものを使用しているため、特殊環境である高湿度下あるいは水中での作動が可能となる。電動式のように漏電する危険性がなく、使用環境を選ばない。

③環境にやさしい

しゅう動部が無いいため、グリース等を塗布する必要がなく、オイルフリー化が可能となる。

④低い最低作動圧力



図1. WADSリフター外観

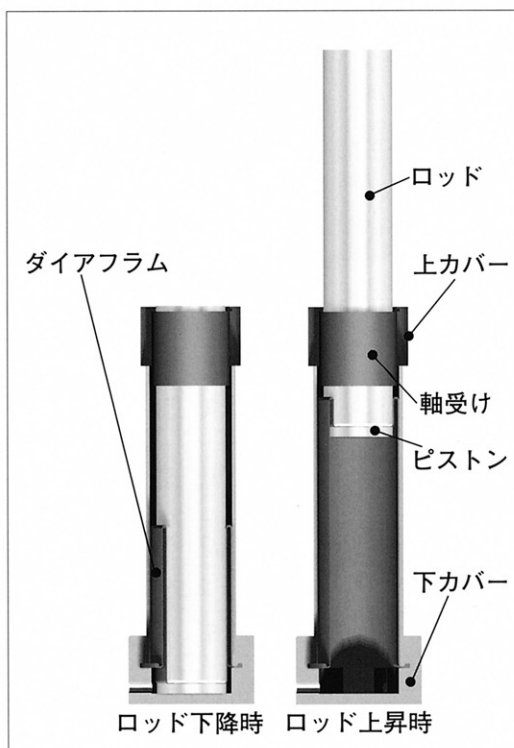


図2. リフター構造図

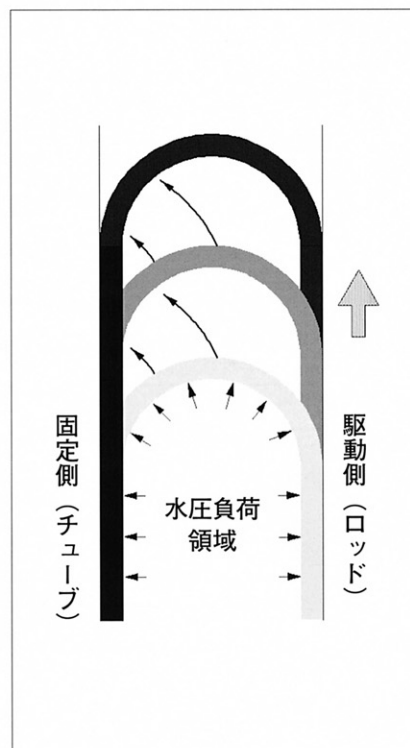


図3. ダイアフラムの変形

ダイヤフラムは連続的に屈曲変形しており、しゅう動している箇所が存在しないため、最低作動圧力が低く、高い出力効率が得られる。水道水圧という限られたエネルギー源を駆動力とする場合には、パッキンに発生する抵抗も大きな損失となるため、このようなシールシステムが有効である。

⑤極低速運転が可能

スティックスリップ現象が発生せず、極めて低速での制御が可能となる。

⑥同期運転が可能

2本以上のリフターを同時に駆動させる同期運転が容易にできる。これは液圧技術の利点であるが、仮に同期運転を電動アクチュエータで行おうとした場合には、確実に同期を取るためのギヤなど、他の付属部品が精度よく構成されていることが不可欠となり、結果的にかなりのコスト高となる。

⑦作動音が静か

駆動源として水道水圧のみを利用するため、モータ等のエネルギー源が不要となり、作動音は極めて静かである。

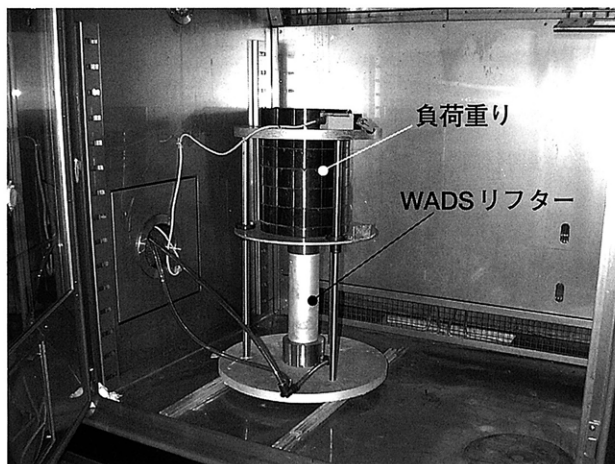


図4. 試験装置外観

表1. 耐久試験条件

項 目	条 件
水 圧	0.3MPa
ス ト ロ ー ク	200mm
負 荷 率	75% (負荷総重量75kg)
雰 囲 気 温 度	90℃
雰 囲 気 湿 度	95%
作 動 速 度	10mm/s
サ イ ク ル 頻 度	2.7サイクル/min
耐 久 回 数	20万サイクル

⑧任意の位置で中間停止が可能

リフターに供給する水道水を止めることで、任意の位置での中間停止が容易にできる。水の圧縮率は作動油の約8割と小さい値を持つため、優れた応答性を示す。

4-3 試験装置概略

図4にWADSリフターのベンチ試験装置の外観を示す。WADSリフターの特徴が活かせる場所として、水圧以外の他の駆動源では使用しにくい高湿度下が最も適している。表1に示すように、温度50℃、湿度95%という特殊な雰囲気下での性能評価を実施している。

4-4 基本性能

表2にWADSリフターの基本性能を示す。実際には、使用される製品ごとに出力、ストローク等を設計し、相手部材との接続方法を検討する必要があるため、現時点では、客先仕様に基づき製作を行っている。このため、下記表中の数値は、あくまでも一般的な基本性能であることを付け加えておく。

4-5 適用例

上下方向に駆動するアクチュエータを備えた昇降装置は、人や物を持ち上げる能力があり、高齢者や身体障害者などにとって、大きなバリアである段差をなくすることができるほか、荷役運搬などの産業用でも多くの用途が考えられる。ただし、他の水圧補器が油圧、空気圧と比較すれば、全くとってよいほど充実されていないため、産業用途向けのより高度な制御は難しい。このため現時点では一般の家庭用住宅設備への普及を目指してい

表2. WADSリフター諸性能

駆 動 源	水 道 水 圧
リフター寸法	外径φ98(チューブ外径φ70)×全長312
最低作動圧力	5kPa(無負荷時)
最低作動速度	0.2mm/s(無負荷時)
耐 久 回 数	20万サイクル以上
作 動 速 度	20mm/s (切換弁、配管等の有効断面積により変化する)
作動ストローク	200mm(600mmまで製作可能)
最大昇降荷重	100kg(水圧0.3MPa時)
適 用 水 圧	0.3MPa
耐 圧 力	0.75MPa
最低必要水圧	0.2MPa
使用温度範囲	0~60℃(凍結なきこと)

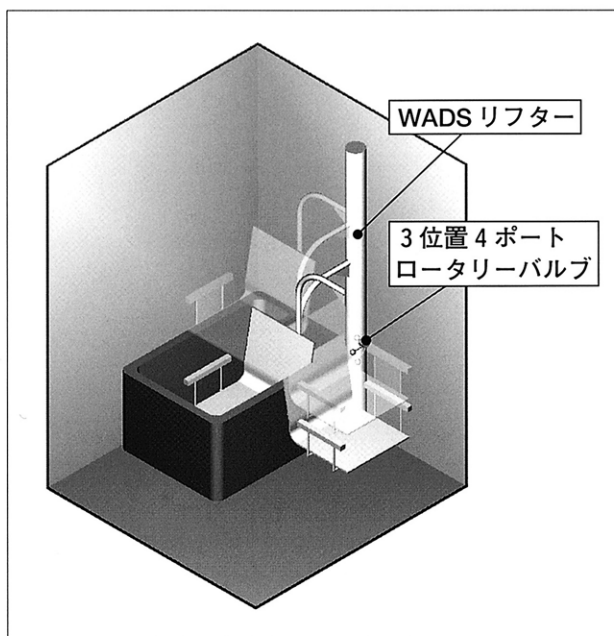


図5. 入浴介助装置

る。これまでは、一般家庭への水圧駆動の導入は、水漏れの危険性が伴うことから、敬遠され気味であったが、WADSリフターの持つ優れた特性により、十分可能であると考えられる。

以下にWADSリフターを使用した場合のアプリケーションの一例を示す。

(1) 入浴介助装置

リフターを利用したアプリケーションの一例である入浴介助装置を図5に示す。介助される人の自立促進・介助する人の負担軽減の観点から、WADSの開発コンセプト

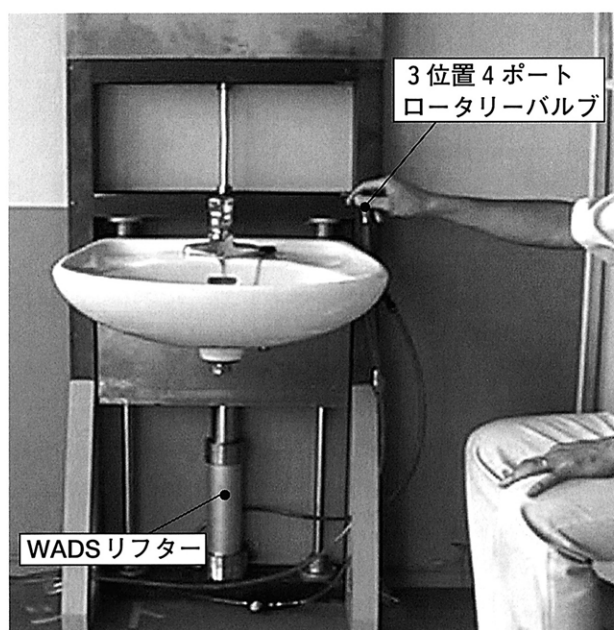


図6. 昇降洗面台試作品

トである『人・環境へのやさしさ』に合致する製品として開発を進めている。

(2) 昇降洗面台

図6は、小さなお子様からご年配の方まで、万人が不自由なく使用できるものとして試作した昇降洗面台である。WADSリフターおよびロータリーバルブを使用して、任意の位置まで洗面台を移動、停止できる。このようなユニバーサルデザイン機能は、快適な生活環境を構築する上で、近い将来不可欠なものになると考える。

5. おわりに

水道水圧を利用した部品として開発したWADSリフターを解説した。これらのアクチュエータを利用したアプリケーションは、今後益々期待され、水圧駆動という新たな市場が創造されていくものと考えられる。ユーザーの望む製品を一早く開発し、『人・環境にやさしい』製品を今後も提供していきたい。

〈参考文献〉

- 1) 宮川新平：水圧システムの現状と応用事例・展望，日本油空圧学会ウィンターセミナー論文集
- 2) 高年礼辰雄・平野耕生・辻和明：水道水圧を利用した水圧駆動システム『WADS』，フルードパワーVol.15 No.3(2001) 56/62
- 3) (社)日本フルードパワー工業会ホームページ

FEM による管フランジのボルト締付け シミュレーション

Finite Element Simulation of Bolt-Up Process of Pipe Flange Connections

神戸商船大学 商船学部 機械電子工学講座

助手 高木 知弘

教授 福岡 俊道

日本バルカー工業株式会社 研究開発総括部

山中 幸

Tomohiro TAKAKI

Toshimichi FUKUOKA

Department of Ocean Electro-Mechanical Engineering, Kobe University of Mercantile Marine

Yuki YAMANAKA

Corporate Office of Research & Development, Nippon Valqua Industries, Ltd.

《Summary》

It is well known that a large amount of scatter in bolt preloads is observed when bolting up a pipe flange connection. In actual practice, therefore, the process of tightening each bolt one by one is usually repeated several times to get uniform bolt preloads. From the practical point of view, it is important to establish a numerical method, which can simulate the bolt-up process in order to provide an effective tightening guideline, since pipe flange connections are available in a wide variety of shapes, sizes and materials. In this paper, a numerical approach based on finite element analysis is proposed, which can precisely simulate the bolt-up process of a pipe flange connection.

キーワード：ボルト締付け、管フランジ締結体、弾性相互作用、ガスケット、有限要素解析

1. はじめに

工 業プラントやパイプライン等においては、多数の管フランジ継手を使用されている。これらの組立工程においては、一般に多数のボルトを一本ずつ（または数本ずつ）締付ける作業を、数周繰り返すことにより締結を完了する。これは、1回の締付け作業ではボルトの軸力が所定の値に均一にならないためである。また、対角線上にある2本のボルトを一つのグループとして締付けていく順序が広く用いられている。

以上のような管フランジ継手の組立作業手順は、これまでの経験に基づき決定されているようである。しかしながら、具体的に何周の締付け作業を行えばよいのか？締付け順番は時計回りではいけないのか？どのように締付けを行えば最も効率よく精度が出せるのか？など不明な点は多い。このような疑問に答えるためには、多種多様なフランジ・ガスケット・ボルトの組み合わせに対して、体系的な評価を行う必要がある¹⁾。そのためには、解析的な検討が不可欠であると考えられる。

数値解析を用いた管フランジ締結体に関する研究はこれまで数多く行われている。しかしながら、その多くが全てのボルトを同時に締付ける、または全てのボルトが均一に締付けられていると仮定したものであり^{2)~7)}、ボルト一本ずつの締付け過程を評価したものはあまりみあたらないようである⁸⁾。

そこで著者らは、管フランジのボルト締付け過程を評価することのできる有限要素解析手法を開発したので、ここで紹介する⁹⁾。

2. なぜボルトの軸力はばらつくのか？

管フランジ継手の組立時にボルト軸力がばらつく理由として、主に次の二つの原因が考えられる。

一つは締付け方法によるもので¹⁰⁾、例えばトルク法で締付けた場合¹¹⁾、接触面の摩擦係数のばらつきに起因して、ボルト軸力がある程度目標値と異なることは避けられない^{12)、13)}。

もう一つは、ボルトを逐次締付けていく場合に発生する締結体各要素の変形に起因する弾性相互作用である¹⁴⁾。この作用に起因するボルト軸力のばらつきは、90%以上に達することもあるという報告がある¹⁵⁾。管フ

ランジ継手の場合、隣り合う2本のボルトが比較的近く配置されているため、ボルト軸力のばらつきに対する影響は弾性相互作用が支配的となる。

以上のように管フランジ締結体に関しては、はじめのボルトを目標とする軸力で締付けることができたとしても、引き続いて他のボルトを締付けていくと、最終的に各ボルトに残留する軸力は目標とする値とは異なることが知られている。

ここで、各ボルト間の相互作用によるボルト軸力変化のメカニズムを、図1に示す仮想的な3本のボルトで組み立てられるフランジを例に説明する。図中 F_{mn} は、ボルト m を締付けた時にボルト n に残留している軸力値を示している。

bolt1, bolt2, bolt3を初期軸力 F_i で順次締付けていく。まず、bolt1を所定の軸力 F_i で締付ける。この時、bolt1の下側のフランジおよびガスケットは局部的に圧縮変形を生じる。次にbolt2を所定の軸力 F_i で締付ける。この時、bolt2の下側のフランジおよびガスケットは局部的に圧縮変形を生じる。また、この変形はbolt1の下側にも達し、bolt1下部の圧縮変形はさらに大きくなる。結果として、bolt1の軸力は低下する。最後にbolt3を所定の軸力 F_i で締付ける。この時、bolt3の下側のフランジおよびガスケットは局部的に圧縮変形を生じる。この変形はbolt1の下側にも達し、bolt1下部の圧縮変形はさらに大きくなる。この結果、bolt1の軸力はさらに低下しこの場合は零となっている。この時、bolt2下部の圧縮変形もわずかに大きくなり、bolt2の軸力も低下する。

以上が相互作用によりボルト軸力が変化するメカニズムである。このように、弾性相互作用はボルトの軸力を低下させるように働く。

しかしながら、例えば図1のbolt3を締付けた場合、フランジが“てこ”のように作用し、bolt2の軸力を増加させるような場合もある。この現象は、平面座をもつ比較的呼びの小さいフランジで生じやすい。また各ボルト間の相互作用の影響は、フランジとガスケットの剛性が低くなるほど、またボルトの剛性が高くなるほど大きくなる性格がある¹⁴⁾。

3. 有限要素シミュレーション

管フランジ締結体の数値解析を行う場合、強い非線形特性を示すガスケットの取り扱い方法は最も重要かつ困難な問題である。ここでは、ガスケットを非線形

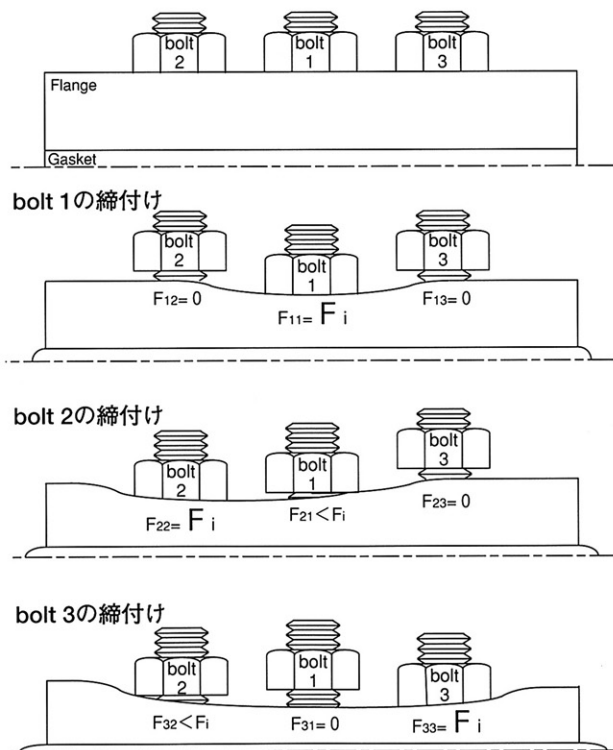


図1 弾性相互作用によるボルト軸力変化

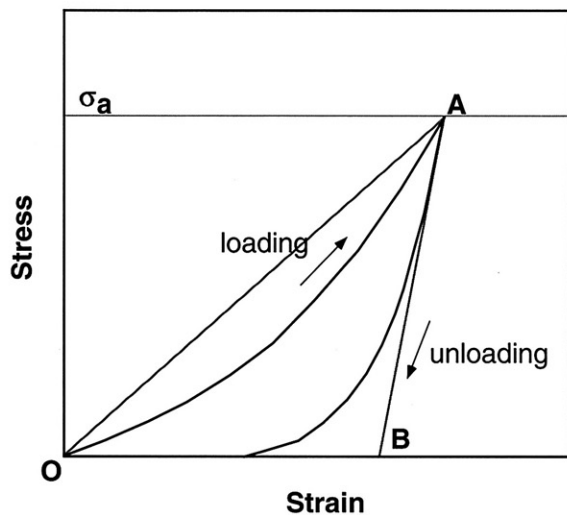


図2 多く用いられるガスケットのモデル化

ばねとして三次元有限要素解析に組み込む手法を採用する。

3-1 ガスケットの取り扱い

一般に広く用いられているうず巻形ガスケットやシートガスケットの多くは、その応力-ひずみ関係において図2に示すように負荷 (loading) 経路と除荷 (unloading) 経路が異なり、通常の金属材料で言われる「弾性域」が存在しない。

ガスケットをモデル化する方法として、ボルト初期締付け時のガスケット平均応力 σ_a に対する負荷曲線上

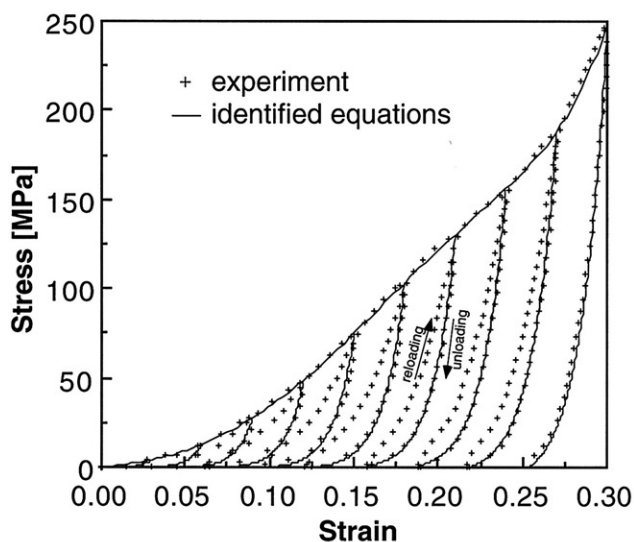
の点Aと原点Oを結ぶ直線の傾き、点Aにおける除荷曲線の接線ABの傾き、またはそれらの組み合わせ等を用いる単純な方法が多く採用されている^{2)~5)}。これらのモデル化は、ガスケット座面の面圧が均一分布に近い場合や、内圧の増加に伴うボルト軸力変化の評価など、限定された条件に対しては比較的良好な精度を与えらる。

しかしながら、ボルトの締付け過程におけるガスケットの応力レベルは場所により様々であり、さらに負荷・除荷・再負荷 (reloading) が繰り返される。そのため、ガスケットをより精度良くモデル化する必要がある¹⁶⁾。

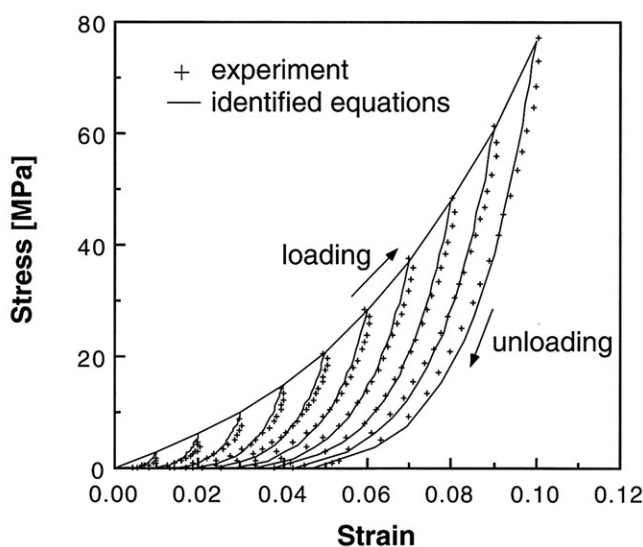
使用するガスケットは、日本バルカー工業(株)製の内外輪付きうず巻形ガスケット (製品番号 No.596: JIS40K 50A、厚さ 4.5mm) と石綿ジョイントシートガスケット (製品番号 No.1500: JIS40K 50A、内径 61mm、外径 114mm、厚さ 3 mm) である¹⁷⁾。

うず巻形ガスケットは、特殊石綿紙フィラーと SUS304 材のフープからなる。これらのガスケットのような厚さ方向の剛性の低いガスケットを使用した場合、管フランジ締結体の締付け特性はガスケットの厚さ方向の剛性に大きく影響される。その点を考慮し、さらに工学的な実用性の観点から、簡単のためガスケットを厚さ方向にのみ剛性を有する非線形ばねとしてモデル化する。

ガスケットの圧縮試験より得られた応力-ひずみ関係



(a) うず巻形ガスケット



(b) 石綿ジョイントシートガスケット

図3 ガスケットの応力-ひずみ関係

を、図3に記号“+”で示している。図3(b)の石綿ジョイントシートガスケットについては、図を見やすくするために除荷曲線のみを示している。いずれのガスケットにおいても除荷時と再負荷時においてヒステリシス特性が確認された。しかしながら、ボルトの締付け過程においてガスケットの応力が非常に低いレベルまで除荷することは少ないという点を考慮し、再負荷時も除荷曲線を通ると仮定している。試験より得られた応力-ひずみ関係は次式により同定する^{9)、18)}。

うず巻形ガスケット (SWG)

負荷時：

$$\sigma = 65.2 \cdot \varepsilon + 27.3 \times 10^2 \cdot \varepsilon^2 - 17.4 \times 10^3 \cdot \varepsilon^3 + 32.1 \times 10^4 \cdot \varepsilon^4 - 17.5 \times 10^5 \cdot \varepsilon^5 + 28.8 \times 10^6 \cdot \varepsilon^6 \dots (1)$$

除荷・再負荷時：

$$\sigma = \alpha \exp(\beta \varepsilon) + \gamma \dots (2)$$

$$\alpha = \frac{\sigma_y}{\exp(\beta \varepsilon_y) - \exp(\beta \varepsilon_r)}$$

$$\beta = 103.3 \cdot \exp(-9.9 \cdot \varepsilon_y) + 63.6$$

$$\gamma = -\alpha \exp(\beta \varepsilon_r)$$

石綿ジョイントシートガスケット (J/S)

負荷時：

$$\sigma = 12.6 \{ \exp(19.6 \varepsilon) - 1 \} \dots (3)$$

除荷・再負荷時：

$$\sigma = \alpha \exp(\beta \varepsilon) + \gamma \dots (4)$$

$$\alpha = \frac{\sigma_y}{\exp(\beta \varepsilon_y) - \exp(\beta \varepsilon_r)}$$

$$\beta = 431.0 \exp(-37.9 \varepsilon_y) + 57.6$$

$$\gamma = -\alpha \exp(\beta \varepsilon_r)$$

ここで、 ε_y 、 σ_y はそれぞれ除荷が開始した時点での負荷曲線上のひずみ、応力である。また、この点から完全に除荷したときの残留ひずみ ε_r を以下の式で表す。

$$\text{SWG: } \varepsilon_r = 1.25 \cdot \varepsilon_y^2 + 0.47 \cdot \varepsilon_y \dots (5)$$

$$\text{J/S: } \varepsilon_r = 0.47 \cdot \varepsilon_y \dots (6)$$

以上の同定結果を図3に実線で示している。同定結果は試験結果とよく一致しており、ここで用いているガスケットの特性をよく表しているといえる。解析においては、このガスケットの非線形性を増分法により線形化して扱っている。つまり、あるガスケット応力まで段階的に荷重を増加させ、そのときの応力値に対する式(1)～(4)の傾きをばね定数として導入する。

No. of Node = 3088
No. of Element = 2024

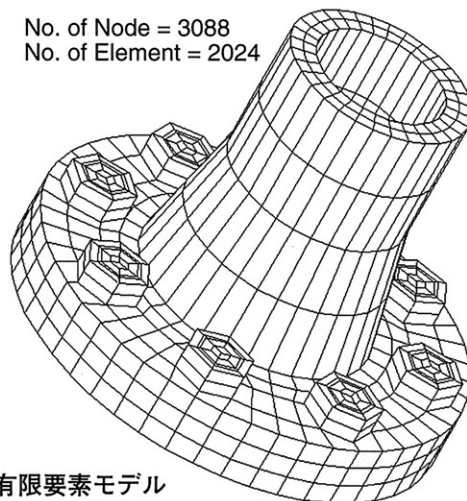


図4 有限要素モデル

そのため、増分率の決定が重要となってくる。詳細は文献⁹⁾を参照いただきたい。

3-2 有限要素モデル

使用する有限要素モデルの一例を図4に示している。対称性を考慮して半分のみをモデル化している。対象とする管フランジは、JIS B 2238呼び圧力40K、呼び径50の大平面座を有するものである¹⁹⁾。この管フランジ

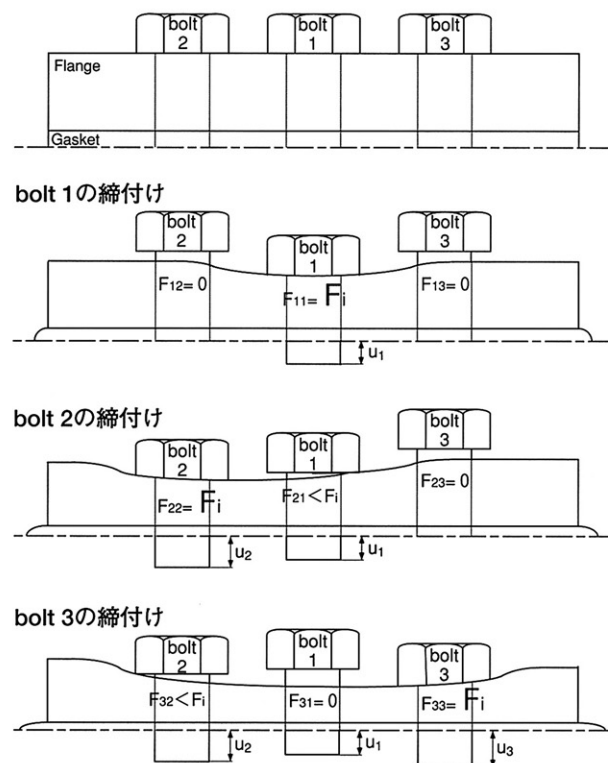


図5 シミュレーション手順

を、メートル並目ねじM16を有する8本のボルトで締付ける。ボルトとナットは単一の弾性体として扱っている。ボルト・ナットの等価モデルおよび管フランジのヤング率とポアソン比は、それぞれ200GPaと0.3一定としている。

3-3 シミュレーション手順

図5に示す3本のボルトを用いたフランジを例にシミュレーション手順を説明する。有限要素モデルでは、はめ合いねじ部をボルト頭部と類似の形状にモデル化しているため、図5では図1をより解析モデルに近いように変えて図示している。

〈bolt1の締付け〉

bolt1を所定の初期軸力 F_i で締付ける。軸力はbolt1の円筒部対称面に強制変位を与えることにより生じる。そして、bolt1の軸力が F_i になったところで強制変位を与える作業を停止する。この時の対称面の軸方向変位量を u_1 とする。また、bolt2とbolt3の円筒部対称面の変位は軸方向に拘束されている。

〈bolt2の締付け〉

bolt2を所定の初期軸力 F_i で締付ける。bolt2の円筒部対称面に強制変位を与え、軸力が F_i になったところで強制変位を与える作業を停止する。この時の対称面の軸方向変位量を u_2 とする。また、bolt1の対称面変位は u_1 一定とし、bolt3は軸方向変位を拘束されている。

〈bolt3の締付け〉

bolt1とbolt2の対称面変位をそれぞれ u_1 と u_2 に保った状態で、bolt3の円筒部対称面に強制変位を与え、bolt3を初期軸力 F_i で締付ける。最終的にbolt3の締付けが完了した時点で、各ボルトの対称面軸方向変位は u_1 、 u_2 、 u_3 となる。そして、この状態において各ボルトに残留している軸力 F_{31} 、 F_{32} 、 F_{33} が、各

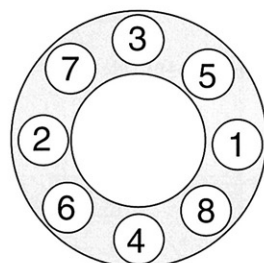


図6 ボルト締付け順序に対応したボルト番号

ボルトを等しい初期軸力 F_i で逐次締付けた場合の締結完了時のばらつきを示すことになる。

図6は、ここで用いたボルトの締付け順序に対応したボルト番号を示している。また、ボルトの初期締付け力を $F_i=10.1\text{kN}$ (ボルト軸応力=50MPa) とする。

4. シミュレーション結果

4-1 ボルト軸力の変化とばらつき

各ボルトを図6の順番に従って初期締付け軸力 $F_i=10.1\text{kN}$ で逐次締付けた場合の、締付け完了時のばらつきを図7に示している。比較のために、厚さ3mmの純アルミ材金属平形ガスケットを用いた解析結果²⁰⁾も同時に示している。また、実験値は2回の実験の平均値としている。横軸は図6に示すボルト番号、縦軸は締付け完了時のボルト軸力 F_f を初期締付け軸力 F_i で除して無次元化して示している。つまり、値が1に近いほど締結完了時のばらつきが少ないことになる。図から、いずれのガスケットを使用した場合もbolt1～bolt4の軸力が低下し、bolt5～bolt8中の数本のボルトで締付け軸力 F_i よりも高い値が確認される。

使用するガスケットによる違いを見てみると、ばらつきの大きい順にうず巻形ガスケット、石綿ジョイントシートガスケット、金属平形ガスケットを用いた場合となっている。金属平形ガスケットは、他の2つのガスケットより剛性が高いため、軸力のばらつきの最大値は10%程度と低い。うず巻形ガスケットと石綿ジョイントシートガスケットを用いた場合、ばら

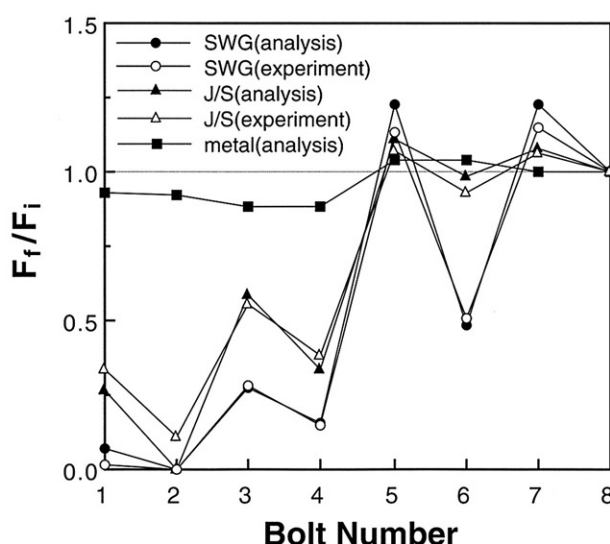
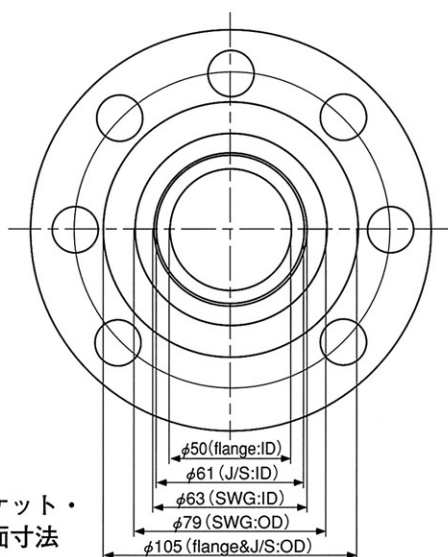


図7 締付け完了時のボルト軸力のばらつき

図8 ガスケット・フランジ座面寸法



つきの傾向は比較的似ているが、うず巻形ガスケットの方が各ボルト間の軸力の変化が大きいことがわかる。

この原因は、ガスケット座面の寸法の違いにあると考えられる。図8にガスケット座面とフランジ座面の内・外径寸法を示している。石綿ジョイントシートガスケットはフランジ座面の一番外側まで接触しているが、うず巻形ガスケットの座面の外径はフランジ座面外径より小さい。このため、うず巻形ガスケットを用いた方がフランジの変形が大きくなり、ボルトの軸力が変化しやすくなる²¹⁾。

図9はbolt1の軸力が8本のボルトの締付け過程においてどのように変化しているかを示している。金属平

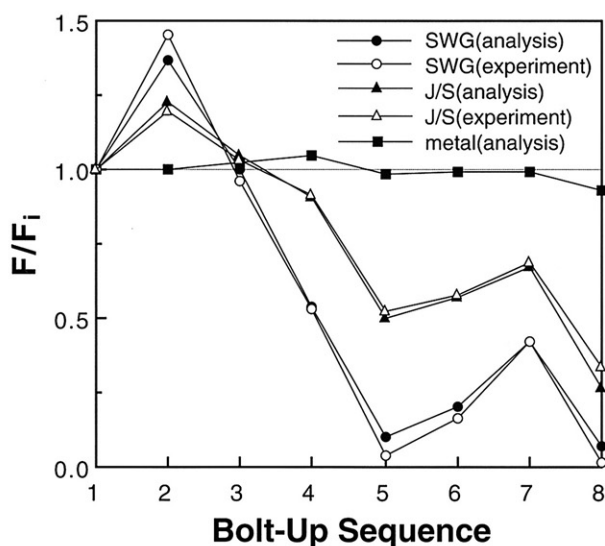


図9 ボルト締付け過程のbolt1の軸力変化

形ガスケットを用いた場合、bolt3とbolt4を締付けたときに少し軸力が増加し、両隣のbolt5とbolt8を締付けた時に軸力が低下していることがわかる。しかしながら、その変化量はわずかである。うず巻形ガスケットと石綿ジョイントシートガスケットを用いた場合、bolt1の軸力の変化は非常に大きくなっている。いずれもbolt1の向かい側にあるbolt2、bolt6、bolt7を締付けた時に軸力が増加している。これは、フランジが“てこ”のように作用し「口開き変形」を生じるためである²²⁾。また、その他のbolt3、bolt4、bolt5、bolt8を締付けた時、bolt1の軸力は低下している。bolt1の軸力の増加量、低下量ともうず巻形ガスケットの方が大きくなっている。これは前で説明したガスケット座面の寸法の違いに起因していると考えられる。

図7と図9から実験結果は解析結果と比較的よく一致しており、解析手法の妥当性が確認できると言える。しかしながら、実験においては締付けを行う前に全てのボルトを F_i の5%、つまり0.5kNで均一に締付けている。これは、各接触面における表面粗さ等の影響を消去するためであり、この作業を省略すると解析結果と実験結果には差が生じてくる。

4-2 フランジの変形

図10は、うず巻形ガスケットを用いた場合のbolt1～bolt4締付け時と締結完了時におけるフランジの変形を50倍に拡大して示している。bolt1を締付けた時、フランジが“てこ”のように作用して「口開き変形」を生じ、bolt2に反力が生じている。また、bolt2を締付けてもbolt1を締付けた時の変形が残っていることがわかる。同様な変形が、bolt3とbolt4の締付け過程においても見られる。

締結完了時は、bolt3を締付けた時と似た変形パターンになっていることがわかる。このため、bolt1とbolt3を締付けた時のフランジの大きな「口開き変形」が最後まで影響しているといえる。この現象は、ここで対象としているような口径の小さい剛なフランジで生じやすく、あまり好ましくない変形状態である。そのため、締付け前のある程度の軸力で仮締めする等の対策が必要であると考えられる。

4-3 ガスケット座面圧分布の変化

図11は、図10に対応したうず巻形ガスケットを用いた時のガスケットの座面圧分布を示している。ボルトの位置は図6と同じである。図11からわかるよう

に、bolt3の締付け以降は締結完了時まで面圧分布の傾向があまり変化していないことがわかる。これは図10で示したフランジの変形と同様の傾向である。

図12は、ガスケット座面の外縁部つまり図8では、うず巻形ガスケットの場合79mm、石綿ジョイントシートガスケットの場合105mmの径を有する部分の円周方向の面圧分布変化を示している。うず巻形ガスケットの場合は、図11の最も外側の面圧値をグラフとして示したものである。

石綿ジョイントシートガスケットの場合、bolt1を締付けた時、向かい側のbolt2の部分は面圧値が零となっており、bolt1の部分では比較的高い値を示していることがわかる。この状態からbolt2を締付けると、bolt1付

近の面圧は低下し円周方向分布が比較的一様に近づいていることがわかる。

一方、うず巻形ガスケットの場合 bolt2 を締付けた時、面圧は全体的に上昇しており、使用するガスケットによる変化の違いが確認される。またいずれのガスケットの場合も、締結完了時の面圧は円周方向に大きく変化しており、その傾向はうず巻形ガスケットの方が大きくなっている。

4-4 3回の締付け作業

ここまでは、各ボルトを1回だけ締付ける、つまり1stepで締付けを完了させる場合について検討をおこなってきた。しかしながら、実際のボルト締付け作業

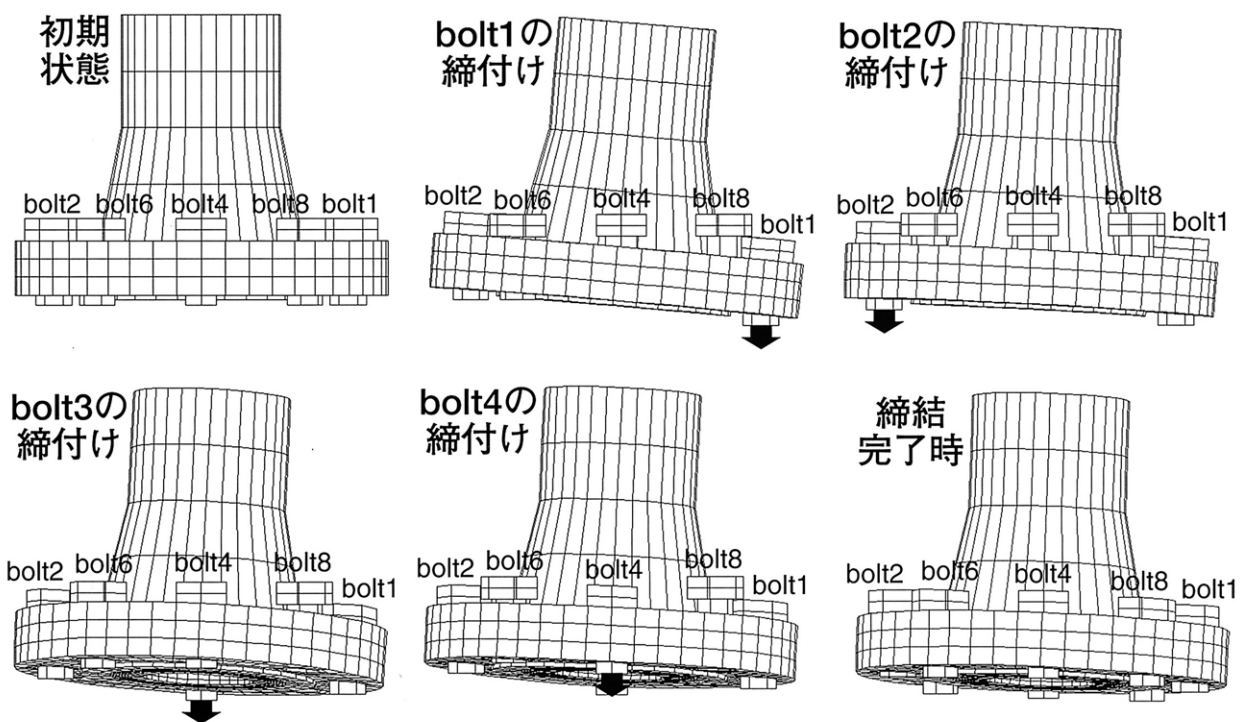


図10 ボルト締付け過程のフランジの変形(SWG)

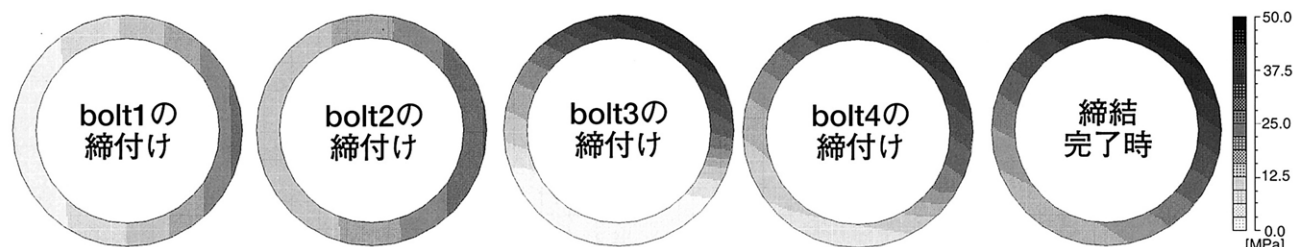
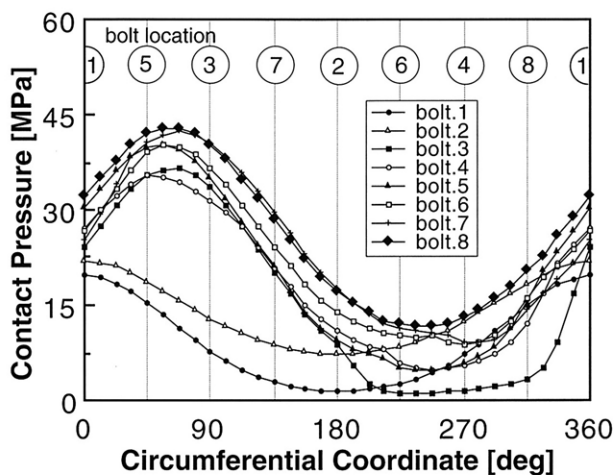
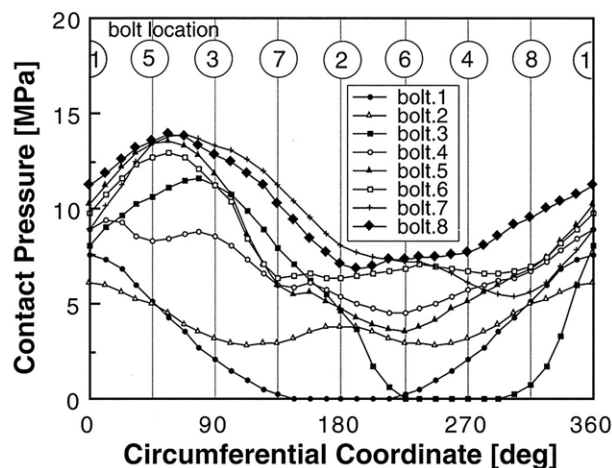


図11 ガスケット座面圧分布変化(SWG)



(a)うず巻形ガスケット

図12 ガスケット座面外縁部面圧分布変化



(b)石綿ジョイントシートガスケット

では、各ボルトを数回ずつ締付けることにより作業を完了するのが一般的である。ここでは、初期軸力 $F_i = 10.1\text{kN}$ で3回の締付け作業を行い、その時のボルト軸力のばらつきについて検討を行う。

図13は、うず巻形ガスケットを用いた場合の各step完了時のボルト軸力のばらつきを示している。step1のばらつきは図7と同じである。3回の締付け作業を行っているにも関わらず、step3における軸力のばらつきの最大値は60%程度となっている。このため、均一な軸力状態を得るためには、より多くの締付け作業が必要であることがわかる。

また、実験結果は解析結果と比較的よく一致しており、ここで採用した解析手法が任意の回数の締付け作業に適用可能であることが確認できる。

5. おわりに

管フランジ継手のボルト締付け過程を評価することのできる有限要素解析手法について説明を行った。そしてこの手法を、ガスケットとして強い非線形特性を示すうず巻形ガスケットと石綿ジョイントシートガスケットを用いた管フランジ締結体に適用し、ボルト軸力のばらつき、フランジの変形、ガスケット座面圧分布を検討した。また、実験結果と比較することにより、解析手法の妥当性を確認した。

今後ここで説明した解析手法を用いて、フランジ・ガスケット・ボルトの様々な組み合わせに対して体系的な評価を行うことにより、最適なボルト締付け指針を

作成できる可能性が出てきたと言える²³⁾。

しかしながら、まだ解決しなければならない問題点も多く残っている。例えば、うず巻形ガスケットの圧縮特性は寸法によって変化するため、各寸法について材料特性を決定する必要がある。また、実際の締結体のナット座面やガスケット座面等の接触面においては表面粗さ等が存在するため、締付けを開始する前の予備締付けをどの程度にするか検討する必要がある。

管フランジ継手に関する有限要素解析等によるコンピュータシミュレーションは数多く行われている。しかしながら、それらの結果が実際の設計や施工に十分

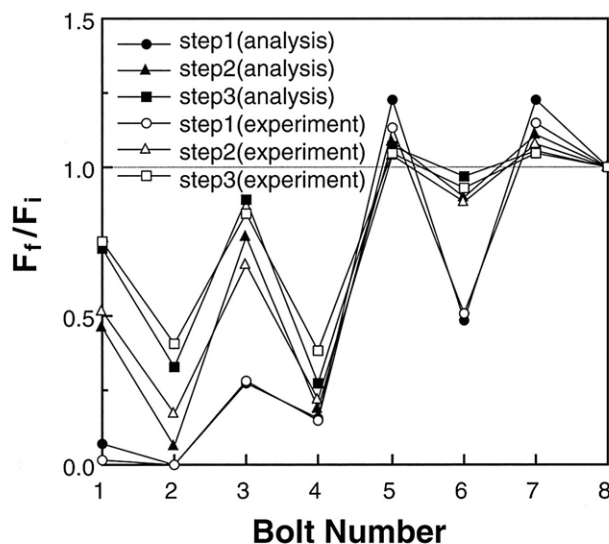


図13 各step完了時のボルト軸力のばらつき (SWG)

に反映されているとは言えないようである。今後は、シミュレーションの信頼性を向上させ、体系的な評価を行い、その結果を設計・施工・規格に有効に適用していく必要があると思われる。

最後に、ガスケットの非線形挙動の同定方法に関して貴重な助言を賜った神戸大学工学部富田佳宏教授に深甚の謝意を表します。

〈参 考 文 献〉

- 1) Bibel, G. D. and Ezell, R. M., Bolted Flange Assembly: Preliminary Elastic Interaction Data and Improved Bolt-up Procedures, Welding Research Council Bulletin, 408, (1996), 1-27.
- 2) Sawa, T., Asahina, M. and Ishihara, T., Analysis of Mechanical Behaviors and the New Gasket Factors of Pipe Flange Connections with Non-Asbestos Gaskets, ASME PVP Conference, 354, (1997), 173-178.
- 3) Nagata, S., Shoji, Y. and Sawa, T., An Iterative Method for 3-Dimensional Analysis of Gasketed Flanges, ASME PVP Conference, 405, (2000), 115-122.
- 4) Bouzid, A., Derenne, M. and Chaarani, A., Tightness Prediction of Bolted Flanged Connections Subjected to External Bending Moments, ASME PVP Conference, 367, (1998), 61-67.
- 5) Bouzid, A. and Derenne, M., Distribution of the Gasket Contact Stress in Bolted Flanged Connections, ASME PVP Conference, 354, (1997), 185-193.
- 6) 西岡邦夫・森田喜保・河嶋寿一, 一体形管フランジの強度(第1報: 応力分布の解析と従来の設計基準との比較), 機論, 45-392, A (1979), 355-362.
- 7) 西岡邦夫・森田喜保・河嶋寿一, 一体形管フランジの強度(第2報: ガスケット面圧の解析とボルト本数の影響), 機論, 45-392, A (1979), 363-370.
- 8) Weber, E. M. and Bibel, G. D., Flange Bolt-Up Simulation Using 3-D Finite Element Modeling, ASME PVP Conference, 274, (1994), 63-82.
- 9) 福岡俊道・高木知弘, 有限要素解析による管フランジ締結体のボルト締付け過程の評価(うず巻形ガスケットを用いた場合), 機論, 66-650, A(2000), 1834-1840.
- 10) 福岡俊道, ボルトの各種締付け方法について(フランジ締結と均一なボルト軸力), バルカーレビュー, 44-8, (2000), 1-9.
- 11) 福岡俊道・高木知弘, トルク法によるボルト締付け過程の力学的

特性について, 機論, 63-609, A(1997), 1083-1088.

- 12) Goddard, D. L. and Bibel, G. D., Bolt Preload Variation During Torquing of a Bolted Flange Connection, ASME PVP Conference, 274, (1994), 25-32.
- 13) 池田馨・中川元・光永公一, ボルトの締付けについて, 機論, 第3部(1970), 1735-1744.
- 14) Bickford, J. H. and Nassar, S., Handbook of Bolts and Bolted Joints, Marcel Dekker, New York, (1998), 451-477.
- 15) Bibel, G. D. and Ezell, R. M., An Improved Flange Bolt-Up Procedure Using Experimentally Determined Elastic Interaction Coefficients, ASME Journal of Pressure Vessel Technology, 114, (1992), 439-443.
- 16) Bouzid, A. and Derenne, M., A Simple Method for Analyzing the Contact Stress in Bolted Flange Joints with Non-linear Gaskets, ASME PVP Conference, 382, (1999), 103-111.
- 17) 日本バルカー工業(株), VALQUA HAND BOOK, 1996, 151.
- 18) 福岡俊道・高木知弘, 管フランジ締結体の三次元有限要素解析(石綿ジョイントシートガスケットを用いた場合), 機論, A(2001), 投稿中.
- 19) 福岡俊道・高木知弘, 管フランジの三次元有限要素解析(座面形状の影響について), 機論, 64-627, A(1998), 2402-2407.
- 20) Fukuoka, T. and Takaki, T., Finite Element Simulation of Bolt-Up Process of Pipe Flange Connections, ASME Journal of Pressure Vessel Technology, 123, (2001), 1-6.
- 21) 福岡俊道・高木知弘, 三次元有限要素法による管フランジのボルト締付け順序の評価, 機論, 64-627, A(1998), 2734-2740.
- 22) 福岡俊道, 有限要素解析による管フランジのボルト締付け手順の評価と最適化, 配管技術, 43-4, A (2001), 34-40.
- 23) 高木知弘・福岡俊道, 有限要素解析による管フランジ締結体のボルト締付け指針の検討, 山梨講演会講演論文集, No.000-4, (2000), 77-78.

《用語の豆知識》

1

HNBR

(本文 2 頁より)

水素化NBR(HNBR)は、代表的な耐油性ゴムであるアクリロニトリルブタジエンゴム(NBR)中の炭素・炭素二重結合のみを選択的に水素化することにより、NBRに比較し、耐熱老化性、耐候性、耐化学薬品性を大きく改良させた材料である。さらに耐油性ゴムの中で、非常に優れた機械的強度をもつことから、自動車用部品をはじめ、多くの用途において、注目されている。

2

Uパッキン

(本文 2 頁より)

断面形状がU形のリング状パッキンの総称。パッキンのリップ先端形状により、接触圧力勾配を大きくすることができ、密封性の向上が期待できる。一般的な材質としてはウレタンゴムやNBRなどのエラストマーが使用される。代表的な用途としては油圧や空気圧シリンダなどの往復動シールがあげられる。Oリングと比較して、摩擦抵抗も小さく、シール性、耐久性ともに優れている。

3

非線形性、ヒステリシス

(本文 6、8 頁より)

図1に示すように、外力を加えると一定の変形が起こるが、外力を取除くともとの状態に戻る性質を弾性、その変形を弾性変形といい、その外力と変形が比例し、直線関係をもつことを線形という。これは、非常に小さい変形の範囲に限りフックの法則で表される。

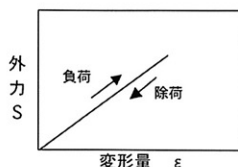


図1 線形弾性材料の外力-変形曲線

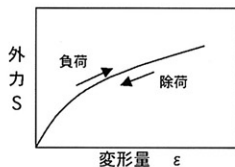


図2 非線形弾性材料の外力-変形曲線

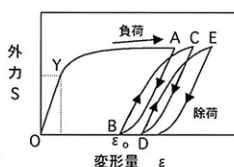


図3 非線形弾塑性材料の外力-変形曲線

4

有限要素解析

(本文 6 頁以降より)

有限要素解析は、解析対象をいくつかの要素に分割し、各要素が節点で連結された集合体として近似した数値解析の一手法である。このため、従来の弾性論や塑性論を扱う材料力学では対応不可能であった複雑な形状の解析を容易にし、さらに弾塑性問題、疲労破壊など多くの問題も扱えるようになった。近年、ABAQUSやMARCなど汎用ソフトが開発されており、装置設計などに使用されている。

5

うず巻形ガスケット

(本文 7 頁より)

薄金属板(フープ)と仕様に応じて選定した緩衝材(フィラー：非石綿紙、石綿紙など)とを重ね、うず巻状に巻き合せたガスケット。フランジ、仕様条件によって、内輪、外輪を取付けたものもある。主に高温高圧用として使用される。

6

ジョイントシート ガスケット

(本文 7 頁より)

各種の耐熱繊維に耐熱・耐化学薬品性バインダーと少量の無機充填剤を混和して、加熱ロールでシート状に圧延加硫したガスケット。安価で、しかもシート状のものを任意の平面形状や寸法に裁断して使用できるため、多用されている。主に比較的低压ラインで使用される。

一方、外力と変形が直線関係をもたないことを非線形という。

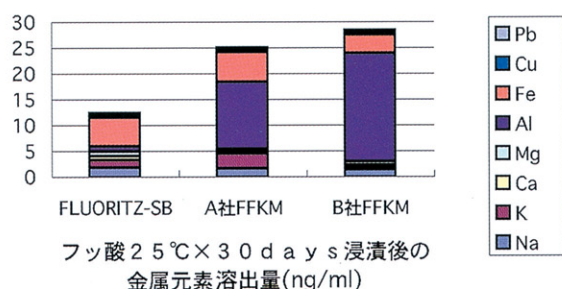
非線形特性を示す材料でも、ゴムなど高分子(弾性)材料では、図2に示すように、外力負荷時および除荷時、外力-変形曲線が同じ路を通り、もとの状態に戻る。

これに対し、図3に示したように、金属材料などでは、Y点で示される降伏応力を越えて、外力を与えた場合、塑性変形を生じることが知られている。塑性変形とは、Y点で示される降伏応力を越えてA点に達した後、除荷しても、 ϵ_0 の永久ひずみが残るような変形をいう。

なお、この永久ひずみが残った荷重ゼロの状態B点から、外力を再度負荷(B-C)した場合に、除荷時(C-D)と再負荷時(D-E)の外力-変形曲線が同じ路を通らず、別の曲線を描く現象をヒステリシスという。

パーフルオロエラストマーシール製品 「フローリッツ」販売開始

『フローリッツSB』は、パーフルオロエラストマーの標準品（黒色）として位置付けております。従来のパーフルオロエラストマーシールと同等以上の耐熱性、耐薬品性、耐プラズマ性等に加え、弊社の半導体用エラストマーの特長である純粋性、非粘着性等を付与することで独自性も発揮しており、半導体製造プロセス用途に限らず、パーフルオロエラストマーシールが使用されている航空宇宙、自動車、石油化学などの用途におきましても、広く置き換えが可能となっております。



FLUORITZ

VALQUA バルカー® 〒163-0406 東京都新宿区西新宿2-1-1 新宿三井ビルディング6階
TEL.03(5325)3421(代) FAX.03(5325)3436(代)
日本バルカー工業株式会社

〔事業所名〕	〔電話番号〕	〔FAX番号〕
本社	(03) 5325-3421(代)	(03) 5325-3436(代)
東京事業所	(03) 3560-0701(代)	(03) 3560-0727(代)
大阪事業所	(06) 6443-5221(代)	(06) 6448-1019
新城工場	(05362) 3-2158(代)	(05362) 3-3804(代)
奈良工場	(07472) 6-3330(代)	(07472) 6-3340(代)
仙台営業所	(022) 264-5514(代)	(022) 265-0266
福島営業所	(0240) 34-2471(代)	(0240) 34-2473
日立営業所	(0294) 22-2317(代)	(0294) 24-6519
横浜営業所	(045) 572-7220(代)	(045) 572-6922
甲府事務所	(055) 242-0018(代)	(055) 242-0018
豊田営業所	(0566) 77-7011(代)	(0566) 77-7002
名古屋営業所	(052) 671-6251(代)	(052) 682-7264
京滋営業所	(077) 581-3201(代)	(077) 514-3346
神戸営業所	(078) 577-0045(代)	(078) 575-2590
岡山営業所	(086) 460-1181(代)	(086) 460-1182
松山営業所	(089) 974-3331(代)	(089) 972-3567
北九州営業所	(093) 521-4181(代)	(093) 531-4755
中国営業所	(0827) 81-0230(代)	(0827) 81-0250
宇部営業所	(0836) 31-2727(代)	(0836) 32-0771
長崎営業所	(095) 861-2545(代)	(095) 862-0126
熊本営業所	(096) 364-3511(代)	(096) 364-3570

VALQUA TECHNOLOGY NEWS

冬号 No.2
WINTER 2002

発行日・・・2002年2月15日
編集発行・・・日本バルカー工業株式会社
研究開発統括部研究企画グループ
〒163-0406
東京都新宿区西新宿2丁目1番1号
新宿三井ビルディング
TEL:03-5325-3422
FAX:03-5325-3437
E-mail:k-nakano@valqua.co.jp
制作・・・創言社

日本バルカー工業株式会社



VALQUA の登録商標は VALUE と QUALITY を意味します。

<http://www.valqua.co.jp>

本誌の内容は当社のホームページにも掲載しております。