

一般に、粘弾性モデルは Kelvin モデルと Maxwell モデルの組合せ、または複数で与えられるが、直列・並列に関わらず、いかなる組合せにおいても単軸における応力とひずみの関係は次の微分方程式で表せる。

$$\sum_{k=0}^n a_k \frac{d^k \sigma}{dt^k} = \sum_{k=0}^n b_k \frac{d^k \varepsilon}{dt^k} \quad (1)$$

式(1)を図 3 に示した静水圧成分と偏差応力成分について求めれば以下の式が成り立つ。

$$A \sigma_m = B \varepsilon_m \quad (2)$$

$$A' \sigma'_{ij} = B' \varepsilon'_{ij} \quad (3)$$

ここで、 $\sigma_m$ : 平均垂直応力、 $\varepsilon_m$ : 平均垂直ひずみ、 $\sigma'_{ij}$ : 応力偏差テンソル、 $\varepsilon'_{ij}$ : ひずみ偏差テンソル、 $A, B, A', B'$ : 微分演算子である。ガスケットの応力とひずみが生じる方向を図 4 に示すが、ガスケットの応力状態を考慮し、静水圧成分、偏差成分について応力とひずみの関係を求めると、以下に示すような 3 軸応力状態を考慮した圧縮方向のクリープ式が得られる。

$$\varepsilon_{zz} = \frac{-\sigma_{zz}}{K} \left[ 1 - \frac{2}{3K E + 2} \exp\left(\frac{-3K}{3K(\mu E) + 2\mu} t\right) \right] \quad (4)$$

ここで、 $E$ : ヤング率、 $K$ : 体積弾性率、 $\mu$ : 粘性率である。また、3 次元粘弾性モデルでクリープを評価すると、半径方向及び円周方向の応力を求めることができる。半径方向及び円周方向の応力は以下の式で求められる。

$$\sigma_{rr}, \sigma_{\theta\theta} = \sigma_{zz} \left[ 1 + \frac{3}{3K E + 2} \exp\left(\frac{-3K}{3K(\mu E) + 2\mu} t\right) \right] \quad (5)$$

ガスケットのクリープ特性及び圧縮方向以外の応力を評価するためには、 $\sigma_{zz}$  を定義しなければならない。

図 2 に示すように、ガスケット応力は時間経過とともに減少する。すなわち、ガスケットは純粋なクリープ条件だけではなく、クリープ/リラクゼーションの複合条件下にある。そのため、 $\sigma_{zz}$  はリラクゼーションを考慮しなければならない。ガスケット応力を最小二乗近似したところ、以下の式となった。

$$\sigma_{zz} = -34.37 - 3.86 \exp(-0.113 \cdot t) \quad (6)$$

3 次元粘弾性モデルを構成する要素の値を決定するため、高温試験後のガスケットのヤング率を測定したところ、 $E=1.19[\text{GPa}]$ であった。ポアソン比を 0.33 として  $K$  を求めたところ、 $K=1.17[\text{GPa}]$ であり、粘性率  $\mu$  は実験結果の収束する時間と合わせたところ、 $\mu=5.80[\text{GPa} \cdot \text{h}]$  となった。

図 5 にガスケット応力の減少を考慮した半径方向及び円周方向の応力を示す。すべての応力は約 30 時間で約 34MPa に収束している。このことから、3 次元粘弾性モデルを用いた場合でもリラクゼーションを考慮して 3 軸の応力を評価できることが確認された。

図 6 にガスケット応力の減少を考慮したひずみ  $\varepsilon_{zz}$  を示す。初期のひずみ速度において若干の差があるものの、収束までにかかる時間や収束する値はよく一致している。よって、常温では 3 次元粘弾性モデルにより 3 軸応力状態のクリープを説明できる。前報<sup>(3)</sup>では、主に高温下におけるガスケットクリープの評価をおこない、熱減量によるひずみと 3 軸応力状態によるひずみを分けて考えたが、常温時の 3 軸応力状態によるひずみを考慮していない。今報で常温時のガスケットクリープを説明できたことにより、今後は高温下におけるガスケットクリープを熱減量に起因するひずみと 3 軸応力状態に起因するひずみを厳密に分けて考察する。

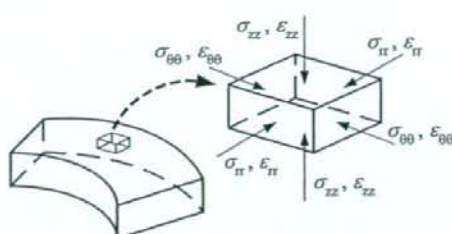


Fig.4 Definition of stress components and strain components

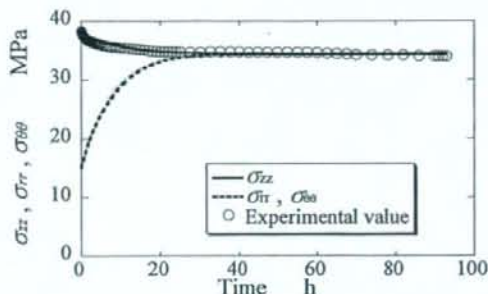


Fig.5 Change of  $\sigma_{rr}$  and  $\sigma_{\theta\theta}$  including relaxation as a function of time

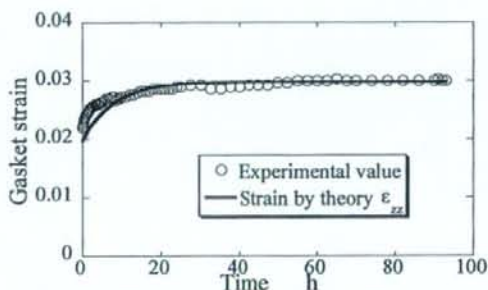


Fig.6 Behavior of  $\varepsilon_{zz}$  as a function of time

#### 4. 結言

- (1) 3次元粘弾性モデルを用いてリラクゼーションを考慮したガスケットのクリープを評価した。
- (2) 半径方向および円周方向の応力は時間とともに上昇し圧縮応力の挙動によらず、圧縮応力と同等の応力に収束する。
- (3) 常温では 3次元粘弾性モデルにより 3軸応力状態のクリープを説明できる。
- (4) 高温下におけるガスケットクリープを熱減量に起因するひずみと 3次元粘弾性に起因するひずみを厳密に分けられる。

#### 参考文献

- (1) 小林・川守, 山梨講演会論文集, (2002), 71-72.
- (2) 高木・他 3 名, 機論(C), 73-728(2007), 1245-1252.
- (3) 山口・辻・南雲, 山梨講演会論文集, (2007), 151-152.
- (4) JIS B 2251, フランジ継手締付け方法, 2008.
- (5) W. Flügge, Viscoelasticity, (1975), 159-176.
- (6) Yamaguchi, A., and Tsuji, H., VP2008-61468, CD-ROM.

## パーコレーション理論によるガスケットの高温界面漏洩特性の評価

## Evaluation of Leakage along Contact Surfaces of Gasket at Elevated Temperature by Percolation Theory

○辻 裕一 (東電大工)

Hirokazu TSUJI, Tokyo Denki University

山口篤志 (東電大院)

Atsushi YAMAGUCHI,  
Graduate school, Tokyo Denki University

萩原正洋 (東電大院)

Masahiro HAGIHARA,  
Graduate school, Tokyo Denki University

本田 尚 (安衛研)

Takashi HONDA,  
National Institute of Occupational Safety and Health

Key Words: Gasket, Leakage, Percolation theory, Elevated temperature, Flange joint, Life prediction

ガスケットの石棉代替化の鍵はプラントの高温環境下での長期信頼性と高温寿命の予測技術である。非石棉ジョイントシートガスケットの界面に高温において発生するボイドの成長を超音波映像装置により観察するとともに、二次元の連続系のパーコレーションモデルをガスケットの界面漏洩特性の評価に適用している。界面のボイドのつながりにより漏洩パスが形成されるという漏洩機構に基づき、漏洩を生じる確率および高温寿命を予測している。また、ガスケットの繊維含有量と寿命の関係について考察している。

## 1. 緒言

石棉製品の全面禁止に向けて、ガスケットなどのシール製品の石棉代替化が急速に進められている。ガスケットの代替化の鍵はプラントの高温環境下での長期信頼性であり、ガスケットの高温寿命が重要な課題となっている。現状では、プラントで大量に使用されているジョイントシートガスケットは100℃以上の高温のアプリケーションに対して、交換周期を1年に短縮することを余儀なくされている。長期信頼性の確保は実証試験に最終的に頼っているが、多種のガスケットについての系統的な長期実証試験は困難であり、高温寿命を予測する技術が求められている。

高温密封性能に対する加速試験として加熱後シール試験、蒸気シール試験がガスケットメーカーにおいて実施されている。寿命予測の例としては、高温におけるガスケットの応力緩和特性に基づく寿命推定<sup>(1)</sup>、複合型膨張黒鉛うず巻形ガスケットの膨張黒鉛の酸化消失反応から高温でのシール寿命を導く方法<sup>(2)</sup>などが提案されている。密封性能が低下する、あるいは寿命を支配するガスケットの高温劣化のメカニズムを明らかにすることが重要である。

本研究では、高温環境下におかれたジョイントシートガスケットの界面に生じる剥離領域(ボイド)の成長を観察するとともに、パーコレーションモデルを適用することにより、ガスケットの漏洩確率および高温寿命を予測した。

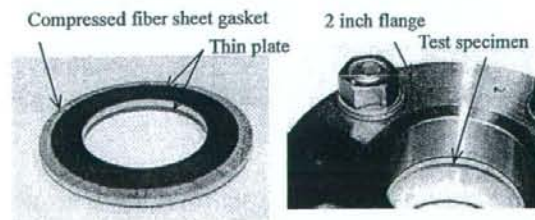
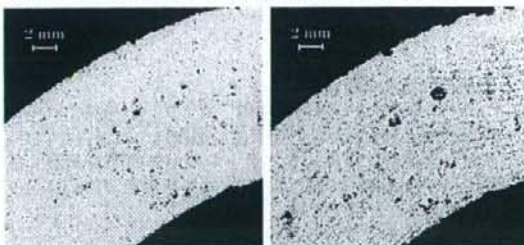


Fig. 1 Test specimen.

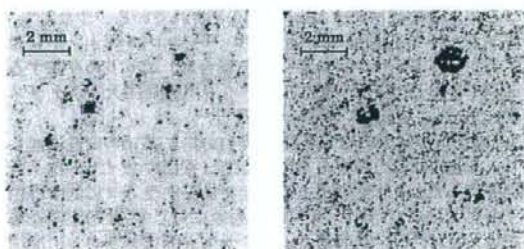
Fig. 2 Test flange joint.

## 2. 界面の分離領域の観察

2-1 観察方法および試験体 超音波映像装置(以下、SAT)を使用し、ガスケットとフランジの接触状態を観察する。図1に示すように、ガスケットをSPCC薄板で挟み、SATにより薄板とガスケットの間の界面を観察する。試験ガスケットはアラミド繊維を含有する非石棉ジョイントシートガスケット(厚さ3mm)である。図2にフランジ試験体を示す。2inchフランジにガスケット/薄板試験片を挟み、ガスケット



(a) After 24 hours (b) After 48 hours  
Fig. 3 SAT images for contact surface of gasket at furnace temperature of 180°C.



(a) After 24 hours (b) After 48 hours  
Fig. 4 Emphasized polarity images of voids on contact surface of gasket.



Table 1 Results of particle analysis of cluster consisting of voids.

items	After 24 hours, Fig. 4 (a)	After 48 hours, Fig. 4 (b)
Image size for analysis	410×410 = 168100 pixels 105 mm <sup>2</sup>	
Physical size of a pixel (mm <sup>2</sup> )	6.25×10 <sup>-4</sup> mm <sup>2</sup>	
Size of maximum cluster (pixel)	333	1501
Size of maximum cluster (mm <sup>2</sup> )	0.208	0.939
Number of clusters in image	125	120
Total number of pixels of clusters in image	2349	4627
Area fraction of cluster in image (%)	1.40	2.75

締付圧 40 MPa を与える。試験体は電気炉により 180℃ に加熱し 24 時間、および 48 時間経過後に、SPCC 薄板を介して接面を SAT で観察する。

2-2 観察結果 図 3 に SAT で得られたシートガスケットの接面の画像を示す。図 3 (a) は高温で 24 時間経過した場合、(b) は 48 時間経過した場合である。黒く表示されている領域は、SAT の焦点位置から超音波の反射があることを表す。

図 4 の(a)および(b)は、それぞれ 24 時間経過後と 48 時間経過後の試験片について、反射波の位相反転領域を極性強調表示して示す。黒い領域は密度の高い物質(薄板)から低い物質(空気層)へ超音波が伝播する場合の境界における反射を表す。図 3 で観察された反射波は、ポイド、すなわち接面の分離によるものと考えられる。

接面にポイドが散在していることが確認でき、24 時間経過後に比べて、48 時間経過後にはポイドの数、大きさともに増加している。また、ガスケット内部にはポイドは観察されなかった。

### 3. 接面漏洩特性の評価

3-1 パーコレーション理論の適用 ガスケット接面にポイドが独立に存在する場合は内部流体の漏洩につながらないが、ポイドが連続的に存在しガスケットの内外周囲を連結すると漏洩パスが形成される。さらに、この状態をガスケットの寿命と考えることができる。

つながりに支配される現象に適用されるパーコレーション理論<sup>(1)</sup>をガスケットの漏洩特性の評価に適用する。無限に大きな系における二次元正方格子のサイト過程における臨界浸透面積率は  $p_c = 0.592745$  である。また、格子を組まない系の浸透閾値の推定も行われており、二次元の連続系における臨界浸透面積率は  $p_c = 0.42$  とされている。すなわち、ガスケットの接面漏洩を連続系のパーコレーションと見なすと、ポイドがランダムに生じる場合に、ポイドの存在する面積の割合が 42% に達するとポイドが無限に大きなクラスタを形成し、漏洩パスが形成される。

3-2 接面のポイドの粒子計測 図 4 (a) および (b) の画像に対して、8 連結以上の画素を対象として、接面のポイドの粒子計測を行った。表 1 にポイドの集合であるクラスタに関する粒子計測の結果を示す。24 時間経過後に対して 48 時間経過後では、最大クラスタ面積およびクラスタ面積率が共に増加している。クラスタの総数にはほとんど変化はないが、それぞれのポイドが成長する、もしくはポイド同士が連結したためと考えられる。クラスタの面積率は 1.4% (24 時間後) →

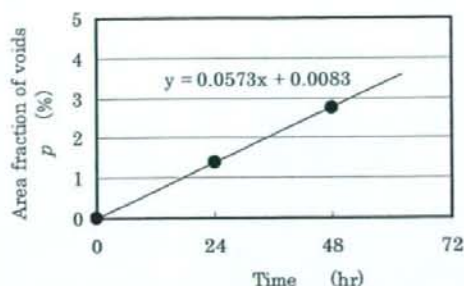


Fig.5 Variation of area fraction of voids on gasket surface with heating time.

2.75% (48 時間後) であり、臨界浸透面積率  $p_c = 0.42$  よりかなり小さい。有限な系において評価領域面積に対するその領域に存在する最大クラスタの面積の比は浸透確率を近似的に表す。画像領域に対する最大クラスタの比から推定される漏洩確率は、0.2% (24 時間後) → 0.9% (48 時間後) とかなり小さいレベルであるが、時間経過と共に上昇する。

### 4. 非石棉ジョイントシートガスケットの高温寿命予測

4-1 高温寿命予測 図 5 にポイドの面積率  $p$  の時間変化を示す。時間経過に比例してポイドの面積率が増加している。ポイドの面積率の増加率は  $5.73 \times 10^{-2} \% / \text{hr}$  であり、外挿してポイドの面積率が 42% に達する時間は 733 時間となり、これがパーコレーションモデルから予測されるガスケットの高温寿命である。

4-2 ガスケットの繊維含有率と寿命 石棉ジョイントシートは寿命を意識せず長期に使用された実績がある。石棉ジョイントシートの繊維含有率(体積分率)は 65%~80% であるのに対して、非石棉ジョイントシートのアラミド繊維含有率は 5~15% と少ない。繊維の体積分率から面積分率を換算すると、それぞれ 75%~86% および 13%~28% となる。繊維含有率の大きな非石棉ジョイントシートはゴムや充填材など、繊維以外の成分が完全に消失したとしてもポイドの面積率は 42% を超えることが無く、漏洩パスは形成されない。すなわち寿命は無限になると考えられる。一方、非石棉ジョイントシートは有限の寿命を持つことになる。

### 5. 結言

1. 高温環境下におかれた非石棉ジョイントシートガスケットの接面にポイドが成長することを超音波映像装置の観察により明らかにした。
2. 接面のポイドのつながりにより漏洩パスが形成されるという漏洩機構にパーコレーション理論を適用した。
3. 接面のポイドの集合であるクラスタの最大面積に対する評価領域の比から漏洩確率を求めたところ、0.2% (24 時間後) から 0.9% (48 時間後) と時間と共に上昇する。
4. 二次元の連続系のパーコレーションにおける臨界浸透面積率に基づき予測されるガスケットの高温寿命は 733 時間である。

本研究は厚生労働科学研究費補助金(労働安全衛生総合研究事業)の助成を受けたものである。

### 参考文献

- (1) 山中, トライボロジー学会誌, 鳥取 2004-11, (2004), 387-388.
- (2) 野々垣, 朝比奈, 配管技術, 49-13 (2007), 59-64.
- (3) 小田垣, パーコレーションの科学, 裳華房, (1993).

## フランジ継手への塑性域締結の適用

## Application of Plastic Region Tightening Bolt to Flange Joint Assembly

東京電機大学大学院

金田 忍 (Shinobu KANEDA)

東京電機大学工学部

辻 裕一 (Hirokazu TSUJI)

Plastic region tightening has been applied to the flange joint assembly. The tightening procedure follows the modified HPIS flange tightening procedure, which employs the angle control method instead of the torque control method. Tightening tests is conducted using JPI 4 inch flanges and spiral wound gaskets. Bolts of M16 with the reduced shank are used to adjust the tightening force. The estimation method is proposed for the yield tightening force of the bolt with reduced shank of hollow cylinder. The scatter of the axial force is 10% or less after the tightening process is completed. The uniformity of the bolt axial forces obtained by plastic region tightening is equivalent or superior to that of elastic region tightening by HPIS procedure. In the tightening process, the increase in axial force is very small in the plastic region of the bolt, so that the influence of the elastic interaction is also small, which is advantageous with respect to the uniformity of the bolt axial force. Application of plastic region tightening to the flange joint may downsize the bolts and the flange due to higher tightening forces and their uniformity.

Key words: Flanged joint, Bolted joint, Plastic region tightening, Angle control method

## 1. 緒言

流体を取り扱う機器に見られる接合部では、ガスケット付フランジ継手が広く用いられているが、フランジ継手からの内部流体の漏洩は古くから発生している。フランジ内部を流れる流体が高温、高圧、または有害であったりすることも少なくない。そのため、漏洩防止対策が施された設計・施工法の確立を目指して研究が行われている<sup>1)2)</sup>。

フランジ継手からの漏洩防止には、締付け軸力の均一性が重要であるが、フランジ継手は多数本

のボルトで締め付けるため、締付け軸力を一定にすることは難しい。締付け軸力が均一でないと、ガスケット応力が不足、不均一となり漏洩の原因となる。

従来からのフランジ継手の締結方法として、トルク法<sup>3)</sup>による弾性域締結がある。この方法は、ねじ部品が有する降伏点(耐力)以下の弾性域内で締め付ける方法であり、締付けにはトルクレンチが用いられる。しかし、この方法は締結時の摩擦係数の変動を必ず伴い、それに起因して締付け軸力がばらつき、締結能力が不安定な状態になりやすい。さらに多数本ボルト締結体であるフラン



ジ継手の締結には、ボルト同士の弾性相互作用<sup>9)</sup>による締付け軸力の変動、ガスケットの片締め、リラクゼーションなどフランジ継手特有の問題・困難が伴う。そのことに起因して締結部からの内部流体の漏洩の発生をひき起こす可能性がある。

一方、自動車業界では以前より弾性域締結に代わる合理的な締結方法として、締付け軸力がねじ部品の有する降伏点以上になるように締め付ける塑性域締結が注目されている<sup>5)</sup>。塑性域締結は、高い締付け軸力が得られ、締付け軸力のばらつきが小さいという利点をもつ。また、初期締付け軸力の増加およびばらつきの低減は、疲労破壊やゆるみの防止に有利に働き、ねじ締結体の信頼性の向上をもたらす。そして、小径化したねじや強度区分が低いねじを使用し同等の締結能力を得ることが可能になる。以上より、締結部の小型軽量化等の高機能化、コスト削減が達成される。

塑性域締結は各種工業分野で採用されている。塑性域締結の優位性の力学的根拠を明確にし、さらにこれに基づく強度設計の指針の確立を目指し、多くの研究が行われてきている<sup>6)~9)</sup>。塑性域締結におけるねじ締結体やねじの挙動は解明されつつあるが、フランジ継手のような多数本ねじ締結体の挙動については明確になっていない。

本研究ではフランジ継手の組立てに塑性域締結を適用し、締付け中のボルトの締付け軸力の均一性に着目し、その優位性を検討している。塑性域締結では弾性域締結と比較して高い締付け軸力が得られるので、ボルトやフランジの小型化が可能になると考えている。また、締付け軸力の均一性が得られれば、フランジ締結部からの漏洩防止に有効である。

## 2. フランジ継手の締結技術の現状

ボルト締付け軸力管理の重要性は一般に認識されており、トルク法による管理は広く適用されている。これは個々のボルトの締付け軸力管理であるが、トルクレンチを注意深く使用しても、ねじ部品各部の摩擦係数のばらつき等の影響のために一定の締付け軸力を得られず、少なく見積もって

も±17%程度の締付け軸力のばらつきが生じる<sup>3)</sup>。

日本高圧力技術協会規格 (HPIS) では、フランジ継手に対して締付け軸力の均一化および作業性を両立させた実用的な締付け手順を規定している<sup>9)</sup>。作業時間を減らすために締付けステップを減らし、人為的ミスを守るためのシンプルで容易な手順となっている。

Table 1 に HPIS フランジ継手締付け手順を示す。仮締付けとして、フランジのミスアライメントを防ぐために 4 本ないし 8 本のボルトを目標締付けトルクの 100% で締め付ける。その後、本締付けとして、締付けステップの数を減らすために全てのステップにおいて、目標トルクの 100% で締め付ける。人為的ミスを守るシンプルな手順を目的として時計回り締付けが採用されている。ガスケットのリラクゼーションによる締付け軸力低下の補償が必要であれば、4 時間以上経過後に 1~2 周の増締めを行う。

HPIS フランジ継手締付け指針では、締付け手順の簡略化、締付け周回数の短縮化が図られている。HPIS フランジ継手締付け指針の締付け試験の結果を ASME PCC-1 締付け手順<sup>10)</sup> の場合と比較すると、ガスケット種類、フランジ呼び径によらず、締付け軸力の目標軸力への収束は速い。HPIS フランジ継手締付け手順と ASME PCC-1 締付け手順による締付け完了時の締付け軸力の平均値は同等の水準であるとされている<sup>9), 11)</sup>。

Table 1 HPIS tightening procedure [3]

Step	Loading
Install	Hand tighten all bolts, then tighten 4 or 8 equally spaced bolts with gradually increased tightening torque to 100% of target torque on a cross-pattern tightening sequence. Check flange gap around circumference for uniformity.
Tightening	Tighten all bolts with tightening torque to 100% of target torque on a rotational clockwise pattern for specified iterations (6 passes for 10 inch and greater flange, 4 passes for others).
Post-tightening	If necessary, wait a minimum of four hours and tighten by the previous step, but 1 or 2 passes.

### 3. 塑性域締結の概念

Table 2 に代表的なねじの締結管理方法<sup>3)</sup>を示す。Fig. 1 にボルト伸びと締付け軸力の関係を用いて、各管理方法が目標とする締結領域を示す。表中の締付け係数  $Q (=F_{max}/F_{min})$  は、締付け軸力の最大値と最小値の比であり、締付け軸力のばらつきを表す。一般的に弾性域締結にはトルク法を用い、塑性域締結には回転角法、またはトルク勾配法を用いる。また、弾性域締結では  $Q$  が大きく、塑性域締結 (弾性限界も含む) では  $Q$  が小さい。

弾性域締結方法はねじ部品が有する降伏点 (耐力) 以下の弾性域内で締め付ける方法で、外力が作用したときにも、ねじ部品の軸力が弾性限界を超えないように十分な余裕を見込んで設計される。Fig. 1 に示す弾性限界内での締付け管理方法であるトルク法では、各部の摩擦係数の影響を受け締付け軸力がばらつき、締結能力が不安定な状態になりやすい。

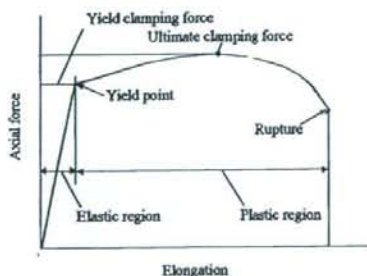


Fig. 1 Relation between axial force and bolt elongation under tightening.

塑性域締結はねじ部品が有する降伏点 (耐力) 以上になるように締め付ける方法である。Fig. 1 に示すように適用領域の軸力-伸び曲線の傾斜が緩いので、締付けの際に与えたナット回転角に誤差があってもそれが締付け軸力のばらつきに及ぼす影響が小さい。この特性に加えて、Table 2 に示す三種類の締付け法のうち最高の締付け軸力が得られる。締付け軸力はねじ部品の機械的性質やねじ部摩擦係数によって異なるがねじ部品の引張強さに対して 90% またはそれ以上になる。ねじの強度の使用効率も、弾性域締結よりはるかに高い。締付け係数  $Q$  は 1.2 と締付け軸力のばらつきも小さい。

弾性域締結ではねじ締結に必要な締付け軸力を与えるためにトルクレンチを用いるトルク法が一般的であるが、塑性域ではトルク値が一定となるのでトルクで軸力を管理することができない。そこで、ボルト・ナット間の相対的回転角を指標として締付け軸力を管理するナット回転角法を用いる。

### 4. 降伏締付け軸力の推定

辻らは全断面降伏を考慮したねじの降伏締付け軸力の推定方法を提案した<sup>12)</sup>。提案した推定方法によれば、ねじの単軸引張り試験で得られる材料定数を用い、塑性域締結における締付け軸力である降伏締付け軸力の推定が可能である。ねじの降伏締付け軸力は次式で表される。

$$F_{fy} = \frac{\pi d_s^2 \sigma_{ys}}{4 \sqrt{1 + 3 \left\{ \frac{3 d_2}{2 d_s} \left( \frac{P}{\pi d_2} + 1.155 \mu_s \right) \right\}^2}} \quad (1)$$

Table 2 Tightening control method.

Tightening control method	Index	Tightening area	Tightening coefficient Q
Torque control method	Tightening torque	elastic region	1.4 - 3.0
		plastic region	1.2
Angle control method	Tightening angle	elastic region	1.5 - 3.0
Torque gradient control method	Tightening torque gradient for tightening angle	elastic limit	1.2



ここで、 $d_2$  はねじの有効径、 $d_s$  は有効断面の直径、 $P$  はピッチ、 $\sigma_{ys}$  は単軸引張りの降伏応力、 $\mu_s$  はねじ部摩擦係数である。

中空円筒の細胴部をもつボルトに対して降伏締付け軸力を算出できるように式(1)を拡張する。

締付けによる降伏時の軸力  $F_y$  とねじ部トルク  $T_y$  (組合せ荷重による全断面降伏条件) には次式の関係が成立する。軸力とトルクの相互作用曲線の下界 (安全側の解) を表している。

$$\left(\frac{F_y}{F_y}\right)^2 + \left(\frac{T_y}{T_y}\right)^2 = 1 \quad (2)$$

ここで  $F_y$  と  $T_y$  はそれぞれ軸力とトルクが単独に作用する場合の降伏点荷重を表し、単軸引張りの降伏応力  $\sigma_{ys}$  と  $\tau_{ys}$  を用いて次式で与えられる<sup>10)</sup>。

$$F_y = \frac{\pi}{4} d_s^2 (1 - k^2) \sigma_{ys} \quad (3)$$

$$T_y = \frac{\pi}{12} d_s^3 (1 - k^3) \tau_{ys} \quad (4)$$

ここで  $d_s$  は細胴部の外径を、 $k = d_c/d_s$  は細胴部の内外径比を表す。von Mises の降伏条件より  $\tau_{ys} = \sigma_{ys}/\sqrt{3}$  となる。

さて、締付け時のねじ部トルク  $T_y$  と締付け軸力  $F_y$  には比例関係が成立し、締付け降伏時における  $T_y$  と  $F_y$  の関係は次式で表される。

$$T_y = F_y \frac{1}{2} \left( \frac{P}{\pi} + 1.155 \mu_s d_2 \right) \quad (5)$$

(2)~(5)式より  $F_y$  は次式で与えられる。

$$F_y = \frac{\pi d_s^2 (1 - k^2) \sigma_{ys}}{\sqrt{4 \left[ 1 + 3 \left\{ \frac{3 d_2 (1 - k^2)}{2 d_s (1 - k^3)} \right\} \left( \frac{P}{\pi} + 1.155 \mu_s \right)^2 \right]}} \quad (6)$$

ボルトの単軸引張り試験の結果より得られた

$\sigma_{ys} = 900 \text{MPa}$ 、M16 ボルトの有効径  $d_2 = 14.7 \text{mm}$ 、及び細胴部の内外径  $d_c = 6 \text{mm}$ 、 $d_s = 10 \text{mm}$ 、を(6)式に代入すると  $F_y = 42.8 \text{kN}$  を得る。軸力  $F_y$  は単軸引張りの降伏軸力  $F_y = 45.1 \text{kN}$  より約 8% 小さい。

## 5. ボルト単体の塑性域締付け試験

### 5.1 伸び測定用ボルト

フランジ継手の塑性域締付け試験を行う前にフランジで使用するボルト単体の塑性域締結特性を調査した。

塑性域締結ではトルクで軸力を管理することができないので、締付け回転角やボルトの伸びで軸力を管理する。そのため伸び測定用ボルトを用意した。Fig. 2 に試験ボルトを示す。M16 全長 150mm の両ナットボルトである。ボルト材質 SNB7、ナット材質 S45C である。ボルト軸部で塑性変形を生じるように、ボルト中央部に  $\phi 10 \text{mm}$  の細胴部を旋削により設ける。伸びを測定するため、ボルトに  $\phi 6 \text{mm}$  の貫通穴を加工し  $\phi 4 \text{mm}$  のインジケータロッドを通す。ロッドの一端は溶接により固定し、他端にフラット測定子を取り付ける。

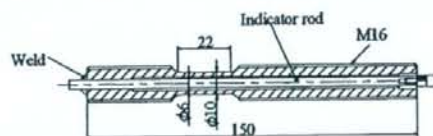


Fig. 2 Indicator-type of bolt.

### 5.2 試験方法

Fig. 3 に試験ボルトと変位測定装置を、Fig. 4 に一本締付け試験の実験装置の構成を示す。インジケータロッドの変位によるポテンシオメータの抵抗変化をデジタルマルチメータにより測定し、ボルト伸びとして PC に取り込む。

締付け試験では締付け軸力測定用のロードセルをはさみ、座面板、ボルト・ナットを組み付ける。

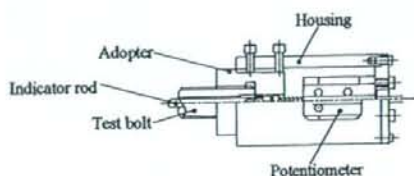


Fig. 3 Assembly of bolt and elongation detector.

ねじ部品および座面の潤滑には  $\text{MoS}_2$  乾性皮膜を用いる。締付けは、予め手で軽く締付けナットと座面をなじませた後、回転角法によりトルクレンチと10倍トルク増幅装置により行う。ナット回転角12.5度毎にボルト伸びと軸力を記録し、ボルトが破断するまで締め付ける。

### 5.3 ボルト単体の塑性域締結特性

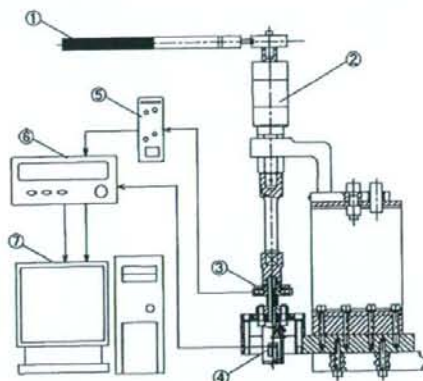
Fig. 5(a)にボルト伸びと締付け軸力の関係を、Fig. 5(b)にナット回転角と締付け軸力の関係を示す。伸び0.3mm付近でボルトは降伏し、2.1mmで破断する。降伏締付け軸力を細頸部長さ(22mm)に基づく0.2%耐力として求めると47.9kNである。試験ボルトの締付け特性は一般的な高強度ボルトを塑性域締結した場合と比較して同様である。

M16のピッチは2mmであるが、弾性域および塑性域においてナット回転角とボルトの伸びを対応させるためには、被締結部材(ロードセル)の圧縮コンプライアンスとボルトねじれ角を考慮しなければならない。後述のフランジ継手の締付けでは、ガスケットの圧縮コンプライアンスが大きいので、Fig. 5からナット回転角の目標値を決定させることはできない。フランジ継手を実際に締め付け、目標締付け回転角を設定する必要がある。

## 6. フランジ継手の塑性域締付け試験

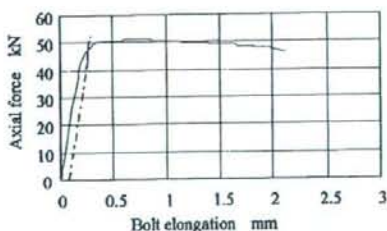
### 6.1 試験装置

Fig. 6にフランジ継手の塑性域締付け試験の試験装置を示す。締付けにはトルクレンチおよび10倍トルク増幅装置を用いる。インジケータロツ

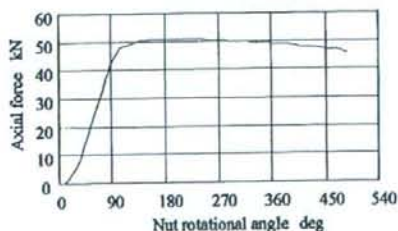


① Torque wrench ② Ten times torque amplifying device  
③ Load cell ④ Potentiometer ⑤ Strain amplifier  
⑥ Digital multimeter ⑦ Personal computer

Fig. 4 Setup for plastic region tightening test.



(a) Relation between axial force and bolt elongation.



(b) Relation between axial force and nut rotational angle.

Fig. 5 Result of plastic region tightening test.



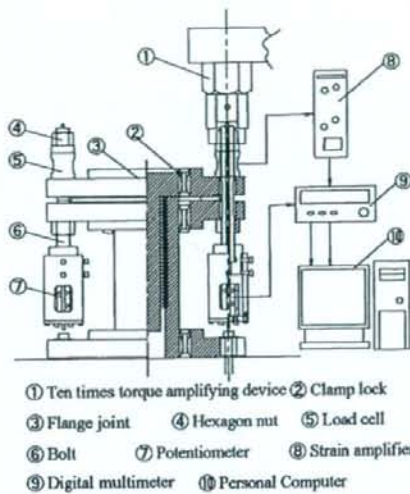


Fig. 6 Setup for flange tightening test.

ドの変位によるポテンシオメータの電圧変化をデジタルマルチメータにより測定し、ボルトの伸びとしてPCに取り込む。ボルトの上部には締付け軸力測定用のロードセルを取り付け、ロードセルの電圧の変化をボルトの軸力として、デジタルマルチメータを介してPCに取り込む。

試験ボルトは一本締付け試験で用いた、M16伸び測定用ボルトを8本使用した。試験フランジはJPI 4inch Class 150lbスリップオン型、材質SFVC2Aである。ガスケットは非石棉うず巻き形ガスケット150LB-100Aを用いる。

### 6.2 フランジ継手の目標締付け回転角の決定

Fig. 7にナット回転角の目標値 $\theta_N$ の決定法を示す。ナット回転角の目標値は、ナット回転角のばらつきが締付け軸力に及ぼす影響が最小になるという意味では、極大点Uの横座標 $\theta_U$ がよいと思われる。しかし、ボルトの破断の前兆である「くびれ」が極大点の直後から始まるので、締付け早々にくびれが発生することは避けたい。また、現場における作業能率を考慮すれば、ナット回転

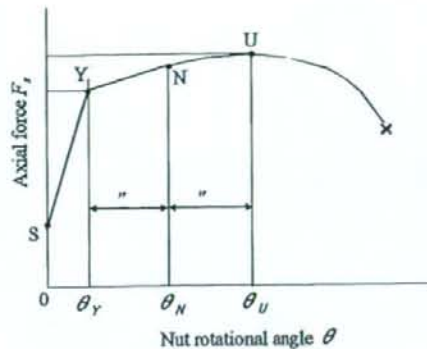


Fig. 7 Determination of target of nut rotational angle.

角はなるべく小さいほうが良い。そこで降伏点Yの横座標 $\theta_Y$ と極大点Uの横座標 $\theta_U$ との平均値、すなわち

$$\theta_N = \frac{1}{2}(\theta_Y + \theta_U) \quad (7)$$

をナット回転角の目標値 $\theta_N$ とする<sup>9)</sup>。

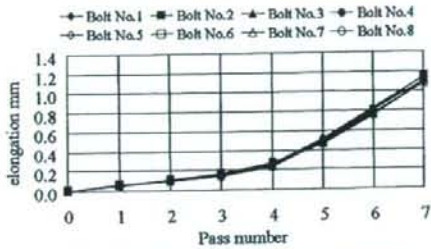
本試験ではあらかじめフランジ継手を締め付ける予備実験を行い、目標締付け回転角を420度と設定した。

### 6.3 締付け方法

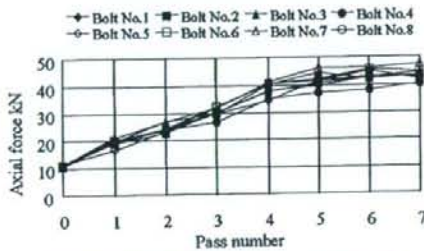
締付け手順は締付け作業の簡略化を目的としてHPIS方式<sup>9)</sup>を適用する。ただし締付け方法はナット回転角法を採用する。仮締付けとしてあらかじめ手で軽く締付けナットと座面をなじませた後、10kNの軸力に対応するスナグトルクになるまで対角締付けを5周行い締付け軸力が一定になるようにする。その後本締付けとして、時計回り締付け1周毎に回転角を60度ずつ増加させ、目標締付け回転420度まで、7周の締付けを行う。ボルトナット、座面板、ロードセル及びフランジの潤滑にはMoS<sub>2</sub>乾性皮膜を用いる。

### 6.4 フランジ継手の塑性域締結特性

Fig. 8にフランジ継手の塑性域締結試験の結



(a) Relation between pass number and bolt elongation.

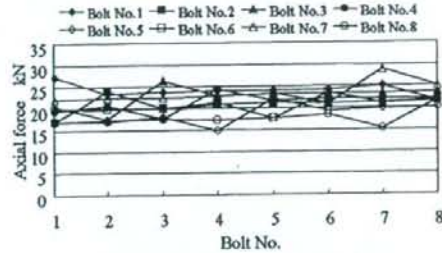


(b) Relation between pass number and bolt axial force.

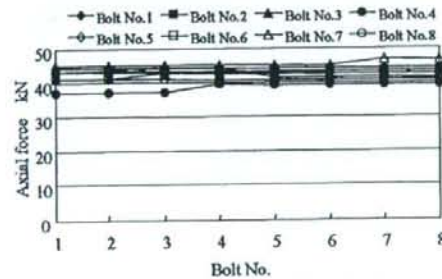
Fig. 8 Result of tightening test of flange joint.

果を示す。(a)は1周締付け後毎の各ボルトの伸びの変化を、(b)は1周締付け毎の各ボルトの軸力の変化を示す。4周目までは締付け回数にはほぼ比例してボルトの伸びは増加する。4周目以降でボルトが塑性域に達すると、Fig. 8(a)よりボルトの伸び増加率が増加し、(b)より軸力増加率は減少することがわかる。締付け5周目において締付け軸力は40kNとなり降伏点に達する。6周目において全てのボルトが確実に塑性域に達する。最終的な締付け軸力のばらつきは±9%となり、HPISフランジ継手締付け指針<sup>3)</sup>に掲載されているトルク法による弾性域締結のデータ±13%と比較して良好な結果を得ることができた。フランジ継手のような多数本ボルト締結体においても塑性域締結では締付け軸力のばらつきは小さい。

Fig. 9に締付け周回中の締付け軸力の変化を示す。(a)はボルトが弾性域にある1周回中の締付



(a) Pass at elastic region. (Pass No.2)



(b) Pass at plastic region. (Pass No.6)

Fig. 9 Variation of axial force during one pass.

け軸力の変化を、(b)はボルトが塑性域に入っている1周回中の締付け軸力の変化を示している。

フランジ継手では、あるボルトを締め付けるとその両隣のボルトの締付け軸力が減少する弾性相互作用が生じる。トルク法(弾性域締結)において、ボルトの締付け軸力のばらつきに弾性相互作用が支配的であることが知られている。本研究では回転角法で締め付けたが、途中のボルト弾性域では、トルク法による締付け時と同様に弾性相互作用の影響が見られる。ボルトが塑性域に達すると、各ボルトを締め付けても、その両隣のボルトの軸力には影響が見られない。締付け完了段階の塑性域では軸力の増分が少ないため、弾性相互作用の影響を受けにくいことが、締付け軸力の均一化に有効である。

片締め発生の有無を調べるため一周毎にフランジ外周部の4箇所においてフランジ変位を測定した。その結果最大でも0.4mm、最終的には0.0



mmと弾性域締付けによる従来のデータと同等<sup>3)</sup>であり、片締めは起こらない。

本研究では締付け力調整のためM16ボルトに断面積は50.3mm<sup>2</sup>の細胴部を設けており、降伏締付け軸力は45kNである。試験フランジ/ガスケットの組合せにおける適正締付け力は30~35kNであり、降伏締付け軸力の0.7倍である。ボルト本数およびボルト材料を変更しないという条件において、本試験フランジ塑性域締結を適用すれば、本試験ボルト細胴部断面積の0.7倍の有効断面積をもつM8ボルト(有効断面積 $A_e=36.6$ mm<sup>2</sup>)で十分な締付け軸力を得ることができる。

フランジ継手に塑性域締結を適用すると、現行の設計手順の軸力よりも大きな締付け軸力が得られるため、ボルト呼び径を小さくすることが可能である。フランジ継手の塑性域締結は軸力の均一性、フランジ継手の小型化の観点から弾性域締結よりも優位性がある。

## 7. 結 言

本研究では、フランジ継手の組立てに塑性域締結の適用を提案し以下の成果を得た。

- (1) SNB7製ボルトの塑性域締結特性を明らかにした。合金鋼製の高強度ボルトと比較して締付け特性に差異は認められない。
- (2) 中空円筒の細胴部を持つボルトの降伏締付け軸力の推定方法を示した。
- (3) ナット回転角法を採用した修正HPISフランジ継手締付け指針によりフランジ継手の塑性域締結を行った。締付け完了段階でボルトが塑性域にある場合に、弾性相互作用の影響は小さいことが締付け軸力の均一化に有効である。
- (4) JPI 4 inchフランジ継手の塑性域締付けでは、最終的な締付け軸力のばらつきは±9%となり、弾性域締結のばらつき±13%と比較して同等以上の軸力の均一性が得られた。
- (5) M16ボルトを用いている4インチ規格フランジ継手に塑性域締結を適用するとM8ボルトで十分な締付け軸力が得られる。

## 参考文献

- 1) HPI技術セミナー、第5回圧力機器および配管におけるガスケットフランジ締結体のシーリングテクノロジー、(2006)。
- 2) Sawa, T., Nagata, S, and Tsuji, H., 2006, New Development in Studies on the Characteristics of Bolted Pipe Flange Connection in JPVRC, ASME Journal of Pressure Vessel Technology, Vol. 128, pp. 103-108.
- 3) 日本工業規格, JIS B 1083, ねじの締付け通則, (1987).
- 4) HPIS(日本高圧力技術協会規格), フランジ継手締付け指針, HPIS Z103 TR 2004, (2004).
- 5) 久保田義弘, シリンダヘッドボルトの締付け技術, 自動車技術, 1998, 52 (12).
- 6) E. A. Corneliuss, F. O. Kwami: Die Steigerung der Sicherheit von Schraubenverbindungen durch uberelastisches Anziehen, Konstruktion, 18, Heft 4 (1996) 142.
- 7) T. Okubo, S. Tanaka, K. Goromaru: Reliability Evaluation of Bolts Tightened in Plastic Region and Their Application to Diesel Engines, SAE Paper, No. 840505 (1984).
- 8) M. Mizusawa, T. Tanosaki, M. Kawase, T. Oguchi: New 11 Liter Komatsu Diesel Engine, SAE Paper, No. 840511 (1984).
- 9) Hajime Yamashita, Tatsumi Makimae: Development of Plastic Region Tightening Cylinder Head Bolts for New Diesel Engine, SAE Paper, No. 851641 (1984).
- 10) ASME PCC-1 2000, 2000, Guidelines for Pressure Boundary Bolted Flange Joint Assembly, ASME.
- 11) Nakano, M. and Tsuji, H. 2002, Bolt Preload Control for Bolted Flange Joint, ASME PVP-Vol. 433, pp. 163-170 (2002).
- 12) Tsuji, H. and Maruyama, K., 1999, Estimation of Yield Clamping Force Based on Rigid-Plastic Model, 1999 ASME IMECE DE-Vol. 105, pp. 157-162.

### 【著者紹介】

金田 忍  
東京電機大学大学院  
〒350-0394 埼玉県比企郡鳩山町大字石坂  
TEL:049-296-2911 FAX:049-296-6544  
E-mail:kaneda@n.tsujiilab.dendai.ac.jp  
辻 裕一  
東京電機大学工学部  
〒350-0394 埼玉県比企郡鳩山町大字石坂  
TEL:049-296-2911 FAX:049-296-6544  
E-mail:tsuji@n.dendai.ac.jp

H0704-01  
0385-9694/07/4500論文/JCLS

〔解 説〕

# フランジ継手の設計・施工法の最適化と ガスケットの石綿代替化の取組み

東京電機大学 辻 裕一  
Hirokazu Tsuji

## 1. はじめに

アスベスト全面禁止に係る労働安全衛生法施行令の改正が行われ、平成18年9月1日から施行されたことにより、石綿製品の製造、使用等が禁止された<sup>1)</sup>。ただし、特定の条件で用いられるガスケット、パッキンなどのシール製品は、例外的に製造等の禁止が猶予されている。これらの製品についても平成20年までに全面禁止を達成することが求められており、ガスケットの石綿代替化が急務となっている。これに対応するため、ガスケットの性能評価や実証試験が実施されると共に、新しい材質や形式のガスケットが開発されつつある。

現行のフランジ継手設計では、内圧に対し必要なガスケット締付圧を決定するためにガスケット係数 ( $m, y$ ) が使用されている。しかし、ガスケット係数 ( $m, y$ ) の測定方法が明確でないため、これらの新しいガスケットに対して根拠のある係数の決定ができないという問題が生じている。ガスケット、フランジ、圧力容器等に関するJIS規格に対して、平成18年度中に石綿に関する記載を削除する改正が行われた。しかし、ガスケット係数 ( $m, y$ ) については、石綿ガスケットの数値がそのまま残されることとなった。

一方、環境問題の観点から工業プラントからの有害物質微量漏洩の排出規制が強化されつつある。プラントの配管や圧力容器の接続部に多用されているガスケット付フランジ継手は、漏洩に対し最も重要な箇所である。今後、許容される漏洩量を管理できるフランジ継手設計が必要となってくるが、ガスケット係数 ( $m, y$ ) による現行の設計規則には漏洩量という概念自体がないため対応ができない。

以上のように、現行の設計規則で用いられているガスケット係数 ( $m, y$ ) に代わる漏洩量を考慮できる新しいガスケット係数の導入、そしてガスケット付フラ

ンジ継手からの漏洩量を継手の設計段階において考慮することが求められている<sup>2)</sup>。このためには、ガスケットの漏洩特性を明らかにすることはもちろん必要であるが、それだけではなく、フランジ継手がねじ締結体の一種であることより、フランジ継手に対してねじ締結体の力学の観点からみて合理的な設計が求められている。さらには施工段階でフランジ継手が設計通りに組み立てられるための締付け方法も重要であり、設計段階から締付け方法を設計因子として考慮すべきである。

ここでは、ガスケットの石綿代替化の動向を踏まえて、日本高圧力技術協会規格 (HPIS) として発行されたガスケット密封特性試験法、フランジ継手締付け指針を紹介し、フランジ継手のねじ締結体として望ましい設計について述べる。

## 2. 石綿ガスケット禁止の動向

平成18年9月1日から施行された労働安全衛生法施行令改正の概要は次の通りである。新規の設備について石綿製品の使用を認めないこととした。既存の設備については、技術的に代替化困難な事例があるため、例外的にやむを得ない使用条件を禁止の除外とし、いわゆるポジティブリスト化した。これらについては代替製品の実証試験や代替製品を利用するための周辺技術の蓄積に一定の時間を要すると判断されたためである。ポジティブリスト中で該当する対象が最も多い条件は、100℃以上の流体に対して用いられる石綿ジョイントシートガスケットである。詳細については、「石綿製品の全面禁止に向けた石綿代替化等検討会 (厚生労働省)」での検討結果が報告書<sup>3)</sup>として2006年1月に提出されている。

一方、「アスベスト代替化製品対策検討会 (経済産業省)」により、既存の設備についても2008年に、又



第1表 レベルⅡ製品の実証試験の方針

目的	非アスベスト製品を実機に導入したときの長期間の使用による漏れ、耐久性及びトルク管理等の取扱い方を検証し、安全性を評価する。
評価項目	<ul style="list-style-type: none"> <li>取り付け時の設置方法、適切なトルク管理の検証</li> <li>運転中の漏えいの有無及び漏えい量の許容範囲</li> <li>取り外し時の圧力染みの浸透度、変形、壊れ等による耐久性評価</li> </ul>
試験方法	<ul style="list-style-type: none"> <li>実機又は実規模大モックアップ設備を用いて漏えい量等の技術データを取得する。</li> <li>得られたデータ等に基づく分析、要求仕様にも照らし合わせた評価を実施する。</li> </ul>

※ 短期間における結果をもって代替化の判断を行う場合、応力緩和による寿命予測、加速試験等の手法を用い長期健全性の確認を実施することが望ましい。

は前倒して全面的使用禁止という方針が出された<sup>(4)</sup>。検討会では、石棉製品の代替困難性をレベルⅠ、Ⅱ、Ⅲの3つに分類し、代替に当たっての技術的課題の抽出を行い、安全性と信頼性の高い非石棉製品開発の在り方を検討した。石棉ジョイントシートの代替品を始め多くのガスケットはレベルⅡの実証試験段階の製品と判断された。第1表にレベルⅡ製品の実証試験方法の方針を示す。実証試験では、実際の使用条件下における健全性の評価と漏洩等のリスクの把握及びその管理方法の妥当性を評価するとしている。同時に、非石棉製品の施工、フランジ継手のトルク管理等の適切な使用方法の検討も挙げられている。ユーザからも、早期に実証試験を進める、あるいは施工技術の習得に努め早期の代替化を進める方針が示された。

ガスケット、フランジ、圧力容器等のJIS規格についても、石棉全面禁止の流れを受け「石棉」に関する記載を削除する基本方針のもとに改正が行われた。改正原案の審議において、規格中のガスケット係数(m, y)が石棉ガスケットに対して与えられている値であるため、「石棉」という用語だけを削除することにより数値だけが残ることに懸念が出された。しかし(m, y)値について統一された評価方法がなく、新規材料の(m, y)値は、別途議論することとなった。

以上述べてきた現状より、日本高圧力技術協会規格(HPIS)として規格化されている「管フランジ用ガスケットの基本密封特性試験方法」<sup>(5)</sup>の重要性が一層増したといえる。すなわち、ガスケット係数(m, y)は経験的に決められてきたため、石棉代替ガスケットとして新しい材質や形式のガスケットが開発されても、ガスケット係数を実験的に決定することができないという問題が生じている。このことへの対応も含め、ガスケットからの漏洩量を表す新ガスケット係数

およびそのためのガスケット試験が開発され、続いて漏洩量を考慮できるフランジ継手設計法の開発も着手されている。

一方、実証試験において施工技術がクローズアップされている。具体的に述べると、非石棉ジョイントシートガスケットは、ゴム成分の熱硬化の影響が大きいため増締め(ホットボルディング)ができない。その対策として初期締付け力を高く設定することが推奨されているが、フランジ継手組立て時に初期締付け力を正確に与えられる締付け方法が石棉代替化にとっても重要な鍵となっている。HPISとして規格化されている「フランジ継手締付け指針」<sup>(6)</sup>は信頼性と作業性を両立させた実用性の高い指針として開発されており、より信頼性の高いフランジ継手の施工のために採用されることが望ましい。

### 3. ガスケット密封特性試験

#### 3-1 ガスケットの密封特性の試験方法

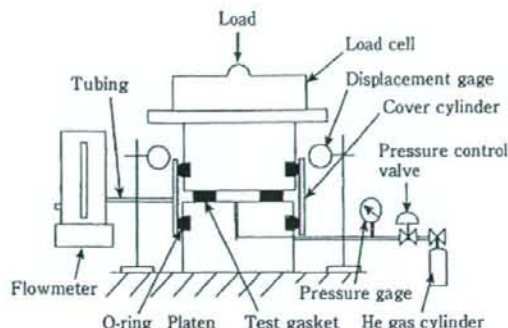
現行のガスケット係数(m, y)には漏洩量という概念がない。欧米ではフランジ継手の設計に継手からの微小漏洩量を考慮する方向で設計規格の見直しが進められている。PVRCではガスケットの漏洩特性を表すことのできる新ガスケット係数を提案している<sup>(7)</sup>。一方、EN 1591-1<sup>(8)</sup>はガスケット漏洩量を考慮できるフランジ継手設計法であり、個々で使用するガスケットパラメータはEN 13555<sup>(9)</sup>で求められる。欧米のガスケット試験方法に関して、次のような問題点が指摘されている。

- 極めて微小な漏洩量の測定要求は、現実のフランジ継手の漏洩レベルと一致していない。
- ガスケット種類による試験条件の区別が規定されていない。非金属ガスケットに対して、実用ガスケット締付け範囲での漏洩量測定点数が少なく精度に問題がある。
- 試験ガスケットと異なる寸法の場合の漏洩量予測でのガスケット幅の考慮が不適切。

日本においてもHPIS Z 104「管フランジ用ガスケットの基本密封特性試験方法」<sup>(10)</sup>が最近規定された。欧米の試験方法の問題点に対し、HPIS規格では次のような対応を取っている。

- 要求漏洩量レベルは石鹸水法の検出限界を包含し、さらに微小漏洩にも対応できる。
- 非金属ガスケットとわず巻形ガスケットの使用実績を考慮し、実用的な試験ガスケット締付けと試験内圧を決定した。





第1図 ガスケットの密封特性試験装置

- 異なる寸法のカスケットに対して、試験結果が適用できる方法を採用した。

### 3-2 HPISによる試験手順

第1図に試験装置の構成を示す。試験ガスケットを装着した試験プラテンに、ロードセルを介して圧縮荷重を負荷する。ヘリウムガスにより内圧をガスケットに作用させ、ガスケット外周から漏出したガスを捕集し、漏洩量測定装置に導く。ガスケット締付圧の負荷シーケンスにより、組立て時及び運転時のガスケット締付圧状態を模擬できる。

試験結果の整理は以下の手順による。各試験ステップにおける漏洩量 $L$ から、ガスケット寸法に依存しない基本漏洩量 $L_s$ を次式で算出する。

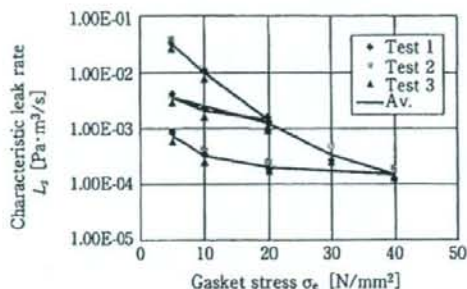
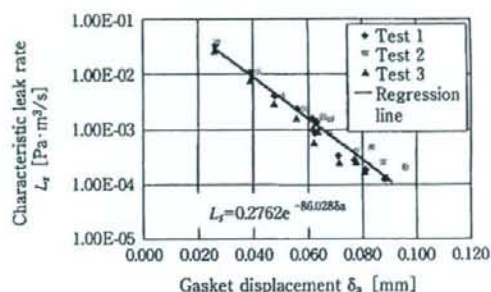
$$L_s = \frac{L}{k} \quad [\text{Pa} \cdot \text{m}^3/\text{s}] \quad \dots(1)$$

ここで次式 $k$ はガスケットの内外径比による形状係数である。

$$k = \frac{1}{d_o/d_i - 1} \quad \dots(2)$$

第2図に試験結果を示す。有効締付圧 $\sigma_e$ および圧縮変形量 $\delta_a$ に対する $L_s$ を対数表示している。圧縮変形量で整理すると、 $L_s$ が一義的に直線関係で表示でき、漏洩量に及ぼす締付圧の履歴の影響を無くせる。

一連の試験シーケンスに要する時間は欧米の方法に比べ大幅に短縮される。欧米ではヘリウムリークディテクタを用いて極めて微量な漏洩を測定している。このため、長い安定時間を必要とし、一連の試験手順を実行するのに2日程度(22ステップのガスケット応力で最短44時間、66時間の試験データ例が掲載されている)を必要とする。HPIS Z 104では、漏洩量の対象範囲を石鹸水法による検出感度程度の漏洩量に限定することにより、一連の試験手順を3時間程度で実施できるものとした。

(a) 基本漏洩量 $L_s$ とガスケット締付圧 $\sigma_e$ の関係(b) 基本漏洩量 $L_s$ とガスケット圧縮変形量 $\delta_a$ の関係

第2図 非石棉ジョイントシートガスケットの基本密封特性 (30K-40A)

今後、この規格に基づく試験データの収集と解析を行い、漏洩を起こさないフランジ設計を行うための基礎データとなるガスケット定数を検討する計画である。また、運転時の温度条件での密封特性も重要であるため、高温密封特性評価を次の課題として検討している。

ガスケット側の視点から漏洩管理に望ましい方向性を以下にまとめる。組立て時にガスケット応力を高くする、すなわちボルトの初期締付け力を高く与えるほど、漏洩量は減少する。フランジ継手の使用状態では、ガスケット変位を変動させないことが漏洩量を一定に管理するのに有効である。ただし、ガスケット変位や荷重、またはガスケット応力の平均値だけを見るのではなく、ガスケット応力、ガスケット変位のこの配およびそれらの変動にも注意が必要である。

## 4. フランジ継手締付け指針

フランジ継手の組立において、設計通りのボルト締付け力を与えることがフランジ継手に所期の性能を発揮させる前提条件である。フランジ締結体の締付け力管理の難しさは、個々のボルト締付け力のばらつきが避けられない中で、多数本のボルト締付け力の正確



さ・均一性を一定のレベルで確保することにある。このような要求に対し、ASME PCC-1をはじめ、いくつかのフランジ締付け方法の指針が発行されている<sup>6)</sup>。

高い信頼性と作業性を両立させた一層実用性の高い指針が開発され、テクニカルレポートHPIS Z TR 103として発行されている<sup>6)</sup>。このHPIS指針およびその技術的背景について紹介する。

#### 4-1 多数本ボルト締結力の管理とボルト締付け手順の課題

多数本ボルトの締付けではボルト締付け力の弾性相互作用が問題となる。隣接するボルトの締付けにより予め締め付けられていたボルトに締付け力低下が生じる。この現象はボルト締付け順序に大きく依存し、対角順より時計回り順の方が弾性相互作用の影響が少ない。

弾性相互作用を補償してボルト締結力を収束させるため、ボルトを複数回締め付けることが一般的である。ただし、ASME PCC-1ではナットが回転しなくなるまで締め続けることを要求しており、現場で行われている作業と比べて大幅な労力増加となる。

締付け手順にはフランジのミスアライメントの防止も要求される。ガスケットの弾性係数が低い片締めが起りやすく、経験的な対策として、複数ラウンドでの締付けトルクの漸増、および対角の締付け順序が一般に採用されている。

#### 4-2 HPISによるフランジ締付け指針

HPISフランジ締付け指針は、高い信頼性と作業性の両立を求めた締付け手順を与えている。作業者の負担を軽減するための総締付け回数の削減、人為的ミスが減らすための締付け順序の簡略化、締付けトルク増分ステップの削減が図られている。

第2表に締付け手順の概要を示す。締付け周回数に上限を設定する際に、FEMシミュレーション<sup>8)</sup>に基づき、締付け力の達成率85%を基準としている。これにより最大15%のボルト軸力の不足が生じるが、目標締付けトルクを設計段階の計算値から10%増加させた値とすることにより補償する。

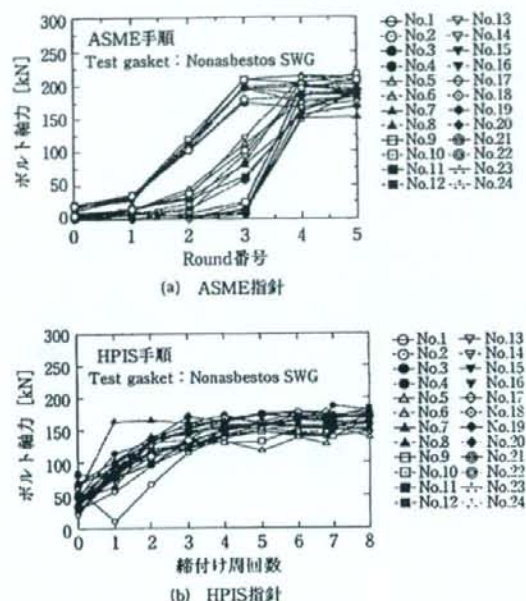
#### 4-3 フランジ継手試験体の締付け試験による検証

第3図にJPI Class 300 NPS 20フランジ(材質SFVC2A)を用い、ASME指針およびHPIS指針による締付け手順を実験的に比較検証した結果を示す。ASME手順の場合の横軸はRound番号となっており、Round 4および5には複数の周回数が含まれる。仮締

第2表 HPIS指針による締付け手順

手順	締付け方法
仮締付け (インストール)	手で軽く締め付け、その後、4本ないし8本のボルトを選び、対角締付けにより、締付けトルクを漸増させ、数巡で目標締付けトルクの100%に近い締付けトルクを与えると共に、フランジ面間距離を均等にする。
本締付け	目標締付けトルクの100%で、時計回りに規定周回(フランジ呼び径10インチ以上は6回、10インチ未満は4回)締め付ける。
増締め	必要ならば、4時間以上経過後、本締付けと同様の方法で1周ないし2周締め付ける。

※ 設計値を10%増加させた値を目標締付けトルクとする。



第3図 20インチフランジ締付け試験におけるボルト軸力変化

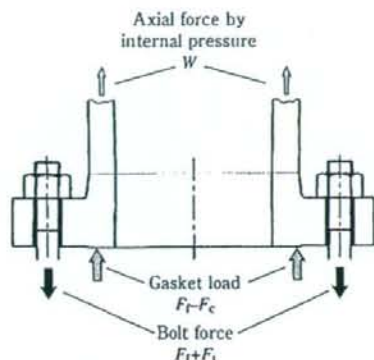
付けを除いた全締付け周回は、ASME手順での10周に対し、HPIS手順では周回数上限設定により7周と短縮された。HPIS手順をASME手順と比較すると、ボルト軸力およびフランジ変位(ガスケット変位、図省略)に関して同等の均一性が得られており、同時に、ボルト軸力の目標軸力への収束は速い。

以上のように、信頼性と作業性を両立させた実用的な締付け手順であることを実証できた。

## 5. ねじ締結体としてのフランジ継手の設計

### 5-1 フランジ継手締結体の力学

第4図にフランジ継手をねじ締結体として見た場合に作用する各種の力の関係を示す。組立て状態では、



第4図 フランジ継手に作用する力

ボルトに初期締付け力 $F_1$ が与えられることにより、ガスケットに初期の圧縮力 $F_1$ （正確にはフランジボルト本数 $N$ に対し $N \cdot F_1$ ）が生じる。運転状態では、配管に内圧が作用するため配管軸方向力 $W$ が発生する。 $W$ はフランジ継手締結体に対する外力であり、 $W/N$ の力がボルトの追加軸力 $F_1$ とガスケット圧縮力減少分 $F_c$ により分担され釣り合う。

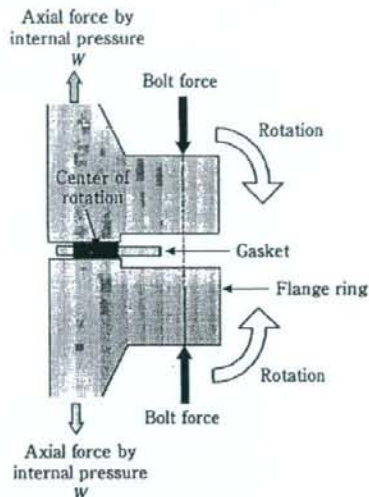
$W$ が $F_1$ と $F_c$ に分担される割合、あるいは内外力比 $\phi (=N \cdot F_1 / W)$ は、ボルト・ナット系及び被締結材のコンプライアンス（ばね定数の逆数）で決まる。フランジ継手以外の一般的な締結体では、これらの関係は締付け線図を用いて説明され、 $\phi$ は正の値で、通常0.1以下である。

内圧作用状態で漏洩を許容値以下に管理することがフランジ継手の果たすべき機能であるので、内圧作用状態でガスケット圧縮力（ $F_1 - F_c$ ）が一定値以上に確保されればよい。

### 5-2 フランジ継手締結体の变形 (フランジローテーション)

ねじ締結体は力学的には不静定問題であり、締結体やねじに作用する力を求めるには締結体各部の变形を考える必要がある。フランジ継手では、 $W$ の作用により締結体に軸方向以外の変形が生じ、各部の力の計算を複雑にしている。すなわち、第5図に示すフランジローテーション（フランジリング部のたわみ）である。

締付け直後では、ボルト初期締付け力とガスケットの反力によるモーメントでフランジローテーションが発生する。運転状態では、内圧による配管軸方向力 $W$ の作用により、フランジリングに対するモーメント成分が増加することにより、フランジローテーションも増大する。このとき、フランジローテーションはガスケットのある半径位置を回転中心として生じるが、回



第5図 フランジローテーション

転中心も $W$ の大きさによって半径方向に移動する。これらを考慮すると、フランジ継手における内外力比 $\phi$ は、フランジの形状寸法等に依存するが、負となる場合が多い。

さらに、内圧作用時にガスケット圧縮力が確保されているか確認する以外に、フランジローテーションによりガスケット応力分布が半径方向に不均一となるといった問題も生じるので設計段階での考慮が必要である。次項とも関連するがフランジリング部の剛性の確保が漏洩防止に重要である。ASME Sec. XIII Div. 1 Appendix 2 (Mandatory) にフランジ剛性のチェック方法が規定されることとなった。従来はAppendix S (Non-mandatory) で同一の内容が規定されており、改定により強制規定項目となった。しかし、この規定だけではフランジ継手からの漏洩量が規定値以下になることを保証できないという但し書きがあるように、フランジ剛性に関する最低限のチェックといった位置づけと解釈できる<sup>93</sup>。


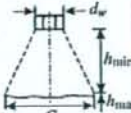


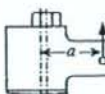
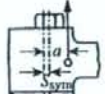
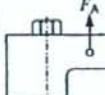
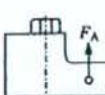
### 5-3 多数本ボルト締結体の設計指針

フランジ継手は、フランジ、ボルト・ナット、ガスケットにより構成される締結体の一種であり、さらに多数本ボルト締結体の代表例といえる。

ねじ締結体の設計手順を最も合理的な形で示しているのがドイツ技術者協会が発行しているVDI 2230である<sup>94</sup>。ここでは、締付け方法（トルク法など）・締付け条件（潤滑など）の選択は設計段階で考慮すべき事項とされている。これにより締付け力のばらつきが考慮され、さらに締結体が機能を発揮するのに必要な締



第3表 円筒状ねじ締結体に対する設計指針<sup>2)</sup>

円筒状ねじ締結体		
設計指針	不利	有利
1 初期締付け力： できるだけ高くする ●高い強度区分 ●正確な締結技術 ●低い摩擦係数	低い初期締付け力	高い初期締付け力（締付け係数が小さい締付け方法を使用）
2 剛性比： ボルトのコンプライアンスを被締結体と比べて非常に高くする（可能なら伸びボルトを使用する）	薄肉の細円筒 	円筒径 $G = d_w + h_{min}$ 
3 ボルトの偏心配置： ボルト位置の偏心量を最小に保つ（特に偏心外力が作用する場合）	大きな偏心量 $S_{sym}$ 	最小の偏心量 $S_{sym}$ 
4 外力作用位置の偏心： $a > S_{sym}$ の場合、偏心を最小にすれば、通常はボルト追加軸力が小さくなる	大きな偏心量 $a$ 	最小の偏心量 $a$ 
5 外力作用位置の高さ： 作用位置の高さは、できるだけ接合面に近くなるように下げる	外力の作用位置が上部 $F_A$ 	外力の作用位置が接合面近傍 $F_A$ 

付け圧縮力、外力、などの因子が加えられ、必要なボルト寸法・強度区分が決定されるシステムとなっている。

VDI 2230で扱っているのは、基本的に1本ボルトによる締結体である。多数本ボルト締結体に関しては、偏心締付け・偏心荷重の1本ボルト締結体へのモデル化により、限定的であるが拡張可能としている。ただし、VDI 2230で扱える締結体の接合面は金属面同士の接触を前提としているため、ガスケット付きフランジ締結体は扱っていない。ボルトの締付け手順も設計の影響因子として取り上げられていない。

#### 5-4 締結体設計の方針

第3表に締結体の設計における望ましい方針を示す。外力に対するボルト追加軸力の比として定義される内外力比は、被締結部材およびねじ部品のコンプライアンスから締付け線図に基づき、計算される。第3表に示す設計方針は、内外力比を減少させることが締

結体の疲労強度向上につながるという視点に基づいている。表中の方針1では、締結体の分離による被締結部材のコンプライアンス増加を避けるためボルトの初期締付け力をできるだけ高くするとしている。方針2では、被締結部材の断面積を増すことにより、そのコンプライアンスを低くしている。方針3、4では、偏心締付けと偏心外力が内外力比を増大させるのでこれを避ける。方針5は外力の作用位置（高さ）による内外力比の低下を狙っている。

現実のフランジ設計では、初期締付け力は引張強さの1/3程度と低いレベルである。また、被締結部材の間にガスケットが入るためコンプライアンスが著しく増大する。さらには、フランジ継手を前項のように1本ボルト締結体モデルとして見ると偏心締付け/偏心外力の典型例となる。従って、第4表に示す設計における望ましい方針と全く逆の設計を余儀なくされている。

従って、締結体として見たフランジ継手設計の方向性として以下のことが挙げられる。

- ① 高強度ボルトを用い、許容応力を高く設定し初期締付け力を高く与える。
- ② ボルトを締結体の内径よりに配置する：偏心締付け、偏心外力状態を避けることにより、フランジローテーションが緩和され、ガスケット応力も半径方向に均一となる。そのためにも高強度の小径ボルトを用いる。フランジの剛性向上も有効である。
- ③ ガスケットの剛性、あるいはフランジ面間の剛性を高くする：ガスケット変位の変動を減少させることにより漏洩特性を一定に保てる。

上記の方向性は従来からフランジ設計や漏洩防止対策において考慮されている事項や経験則も含まれている。例えば、うず巻形ガスケットを外輪が両フランジにあたるまで締め付けることが漏洩防止に有効であるという経験則は上記の③に相当する。

#### 6. おわりに

石棉ガスケットの代替化に関して緊急の対応が要求され技術開発が急がれている中で、日本高圧力技術協会の「圧力設備のシーリング技術研究委員会」においてフランジ継手およびガスケットに関する調査研究が行われており、その活動成果を中心に紹介した。本委員会が開発を進めてきた漏洩量を考慮できるフランジ設計規格、ガスケットの密封特性試験方法、フランジ締付け指針といった一連の規格の整備が欠かせない。

本稿で紹介したHPISの2規格はJIS規格化を図るための手続きに入っており、またこのことは将来のISO化を視野に入れたものである。さらに、非石綿ガスケットの高温物性と高温劣化の評価、および寿命予測を可能とする高温ガスケット評価方法の検討と共に、新しいフランジ継手設計規格の開発が進められている。

<参考文献>

- (1) 澤 俊行・辻 裕一：アスベスト代替製品化検討会の結果と今後について、配管技術、Vol.48, No.13, pp.1-6 (2006)
- (2) Toshiyuki Sawa, Satoshi Nagata, Hirokazu Tsuji : New Development in Studies on the Characteristics of Bolted Pipe Flange Connections in JPVR, Trans. ASME, J. Pressure Vessel Technology, Vol. 128, pp.103-108 (2006)
- (3) 石綿製品の全面禁止に向けた石綿代替化等検討報告書、厚生労働省 (2006)
- (4) アスベスト代替製品対策検討会報告書、経済産業省 (2006)
- (5) 日本高圧力技術協会規格：管フランジ用ガスケットの基本密封特性試験方法、HPIS Z 104 (2005)
- (6) 日本高圧力技術協会規格：フランジ継手締付け指針、HPIS Z 103 TR (2004)
- (7) Bickford H. J. : Gaskets and gasketed joints, Marcel Dekker Inc., (1997)
- (8) EN 1591-1 : 2001 : Flanges and their joints—Design rules for gasketed circular flange connections—Part 1 : Calculation

method (2001)

- (9) EN 13555 : 2004 : Flanges and their joints—Gasket parameters and test procedures relevant to the design rules for gasketed circular flange connections (2004)
- (10) ASME PCC-1-2000 : Guidelines for pressure boundary bolted flange joint assembly (2001)
- (11) 石油学会規格：フランジ・ボルト締付管理基準、JPI-8R-15-2002 (2002)
- (12) Takaki, T. and Fukuoka, T. : Systematical FE analysis of bolt assembly process of pipe flange connections, PVP-Vol. 433, pp. 147-152 (2002)
- (13) 和田臣仁：現行設計規格によるフランジの設計、HPI 技術セミナー 第5回 圧力機器および配管におけるガスケットフランジ締結体のシーリングテクノロジー、pp.99-124 (2006)
- (14) VDI 2230 Blatt 1 (2003) : 高強度ねじ締結の体系的計算法—円筒状一本ボルト締結—、日本ねじ研究協会 (2006)

【筆者紹介】

辻 裕一

東京電機大学 工学部 機械工学科 教授  
350-0394 埼玉県比企郡鳩山町石坂  
TEL : 049-296-2911 FAX : 049-296-6544  
E-Mail : tsuji@n.dendai.ac.jp

建築設備の設計・施工専門誌

# 建築設備と配管工事

- 創刊年月日：1963年(昭和38年)11月1日  
●発行日：毎月1日発行  
●発行部数：24,000部  
●判型・総頁：B5判・144頁  
●定価：2,000円  
(本体1,905円 送料別)  
●年間購読料：14冊(増刊号2冊含)  
24,000円(税・送料込)

体裁

年間購読のお申し込みは  
販売直通



**日本工業出版**

本社 〒113-8610 東京都文京区本駒込6-3-26 日本工業出版ビル  
TEL.03(3944)1181(代) FAX.03(3944)6826  
http://www.nikko-pb.co.jp/ e-mail: info@nikko-pb.co.jp

## 編集方針と特色

本誌は、空調調和、給排水衛生、電気、特殊設備等の設備技術の専門誌として35年余の歴史をもち、超高層ビルから、ホテル、病院、劇場、工場、クリーンルームや研究施設、一般商業ビル、集合住宅、地域冷暖房を含む都市設備、バイオや最近のインテリジェントビルにいたるあらゆる建築設備について、そのシステムから材料、機器・施工、運転・保守、設備更新にいたる技術についてコスト・法規など多角的かつ実務面からとりあげ、設備技術者に実際に役立つ雑誌を編集指針としております。



大阪営業所 〒541-0046 大阪市中央区平野町1-6-8-705  
TEL.06(6202)8218 FAX.06(6202)8287  
日本橋事務所 〒103-0004 東京都中央区東日本橋3-5-7 ワタナベビル4階  
TEL.03(3808)1021 FAX.03(3808)1023  
中国事務所 〒350001 福井県福井市越前区湖東路栄利大度  
東側公営ビル13階F座  
TEL.(FAX).0591-7855622





PVP2007-26442

## APPLICATION OF PLASTIC REGION TIGHTENING BOLT TO FLANGE JOINT ASSEMBLY

-Behavior of Bolt Preload in Flange Joint Subjected to Internal Pressure-

**Shinobu KANEDA**

Graduate school of Advanced Science and Technology,  
Tokyo Denki University  
Ishizaka, Hatoyama, Hikigun, Saitama, Japan  
E-mail: kaneda@tsujilab.n.dendai.ac.jp

**Hirokazu TSUJI**

Department of Mechanical Engineering,  
Tokyo Denki University  
Ishizaka, Hatoyama, Hikigun, Saitama, Japan  
E-mail: tsuji@n.dendai.ac.jp

### ABSTRACT

Elastic region tightening by means of the torque control method is a conventional method to tighten bolts. The bolt axial force is controlled by a torque wrench; however, it is not easy to achieve constant bolt axial force. When the torque control method is applied to the flange joint assembly, the scatter of the bolt axial force is significant with respect to the joint reliability, such that it may cause leakage of the internal fluid from the flange joint.

Recently, plastic region tightening has received considerable attention, which provides good uniformity in the bolt axial force. In a previous study, plastic region tightening was applied to a flange joint assembly, and the superior uniformity of the bolt axial force was demonstrated.

The present paper describes the behavior of the plastic region tightening bolt in a flange joint subjected to internal pressure. First, the flange joint is tightened to the plastic region using a downsized bolt. The internal pressure is then applied to the flange joint, and the behavior of the additional bolt axial force is investigated.

Application of plastic region tightening to the flange joint assembly is found to be effective for obtaining leak-free joints and for downsizing of the nominal diameter of the bolt. The behavior of the bolt axial force in a flange joint subjected to internal pressure was clarified. The additional bolt axial force has a sufficient margin for the allowable limit.

### INTRODUCTION

Flange joints with gaskets are widely used for the joints of piping and pressure vessels in various plants. The pressurized fluids contained in such piping and vessels are often under high temperature and are harmful. Since it is difficult to completely prevent leakage, the leakage may cause an accident. A number of studies have been carried out to establish a design

method and an assembly procedure for the leak-free flange joint, although neither has been obtained.

Plastic region tightening of the bolt is attractive as a practical tightening method in which the target of the tightening force is the yield point or the plastic region of the bolt [1]. Plastic region tightening has the advantages of a higher axial force and reduced scattering of the tightening force. The yield tightening force is determined by the mechanical properties of the bolt material and the effect of the friction coefficient of the threads is small. Plastic region tightening prevents fatigue fracture and relaxation of the joint, which increases the reliability of the joint. Provided that one obtain equivalent joint performance, the diameter of the bolt can be reduced, the number of the bolt can be decreased, or the strength class of the bolt can be lowered. Therefore, for critical applications, high performance and reduced cost are achieved.

Plastic region tightening has been applied successfully to various fields. In the automotive industry, plastic region tightening is applied to the cylinder head bolt and the connecting rod bolt in the engine assembly. In the architectural field, plastic region tightening is applied to friction grip bolts.

In the present study, plastic region tightening has been applied to the flange joint assembly. In a previous study, the bolt axial force was measured under plastic region tightening [2]. As a result, the scatter of bolt axial force was  $\pm 8\%$ , and that for elastic region tightening was  $\pm 10\%$ . Uniformity of the bolt axial force was obtained. When plastic region tightening is applied, higher axial bolt force is obtained, as compared with the required bolt axial force. Consequently, the diameter of the bolt can be downsized. The problem that should be considered next is the behavior of the flange joint subjected to internal pressure under plastic region tightening.

In the present paper, plastic region tightening is applied to the flange joint assembly using the downsized bolt, and the

internal pressure is then applied to the flange joint. An additional bolt axial force is measured when internal pressure is applied, and this behavior is compared to the results obtained for elastic region tightening.

## CALCULATION OF THE REQUIRED DIAMETER OF THE BOLT

Figure 1 shows the relation between axial force and bolt elongation obtained by a tension test and a tightening test. The method of estimating the yield tightening force of bolts based on a rigid-plastic model was proposed by Tsuji et al. [3], [4]. The yield tightening force in the plastic region tightening can be calculated by using the material constant obtained by the uniaxial tension of the bolt. The yield tightening force  $F_{fy}$  is expressed as follows:

$$F_{fy} = \frac{\pi d_s^2 \sigma_{ys}}{4 \sqrt{1 + 3 \left\{ \frac{3 d_2}{2 d_s} \left( \frac{P}{\pi d_2} + 1.155 \mu_t \right) \right\}^2}} \quad (1)$$

where  $d_2$  is the pitch diameter,  $d_s$  is the diameter of the net cross-sectional area,  $P$  is the pitch,  $\sigma_{ys}$  is the yield stress, and  $\mu_t$  is the friction coefficient of thread. Substituting  $\sigma_{ys} = 993$  MPa obtained by the uniaxial tension test for Eq. (1),  $F_{fy} = 134$  kN for the M16 bolt. The yield tightening force  $F_{fy}$  is 14% smaller than the yield force obtained by uniaxial tension.

The target bolt axial force of the test flange joint is 30 kN. Since higher bolt axial force is obtained under plastic region tightening, as compared with elastic region tightening, the diameter of the bolt can be downsized.

For the M8 bolt with  $\sigma_{ys} = 993$  MPa and  $\mu_t = 0.056$ ,  $F_{fy}$  is estimated from Eq. (1) as 32 kN, and the target axial force requirement is satisfied.

## PLASTIC REGION TIGHTENING TEST OF A FLANGE JOINT

### BOLT CHARACTERISTICS UNDER PLASTIC REGION TIGHTENING

The characteristics of plastic region tightening of the bolt used herein are examined before the tightening test of the flange joint.

Figure 2 shows a test bolt. The nominal diameter of the bolt is M8, and the material of the bolt is SNB7. In addition, the material of the nut is S45C. A load cell that measures the tightening force is placed between nuts. The lubricant used in the test is a dry coating spray of  $\text{MoS}_2$  (molybdenum disulfide), which is used in a number of plants. First, the bolt is tightened gently by hand. The bolt is then tightened by the angle control method using a torque wrench with a torque multiplier until the bolt breaks.

Figure 3 shows the relation between the nut angle and the bolt axial force. The bolt axial force increases in proportion to

nut angle from 0 to 200°. The rate of the bolt axial force increment changes when the bolt reaches the plastic region. The yield tightening force is 28.5 kN, determined as 0.2% of the permanent set of the clamping length of the bolt. Value of  $F_{fy}$  obtained by the tightening test is almost equal to  $F_{fy}$  obtained from the Eq. (1). These behaviors are similar to those of the general high-strength bolt tightened to the plastic region.

To obtain the relation between the nut angle and the bolt axial force in the joint, the compression compliance of the joint as well as the pitch of the bolt should be taken into account. Since the compression compliance of the flange joint is large due to the gasket and the flange rotation in the case of the following flange tightening test, the target value of the tightening angle should be chosen so as to ensure that the bolt is set into the plastic region by the preliminary test.

### PLASTIC REGION TIGHTENING TEST OF A FLANGE JOINT USING A DOWNSIZED BOLT

Figure 4 shows the flange joint with a joint seat gasket subjected to internal pressure. The test flange is a 4-inch class 150-lb (material: SFVC2A), raised face, slip-on welding neck

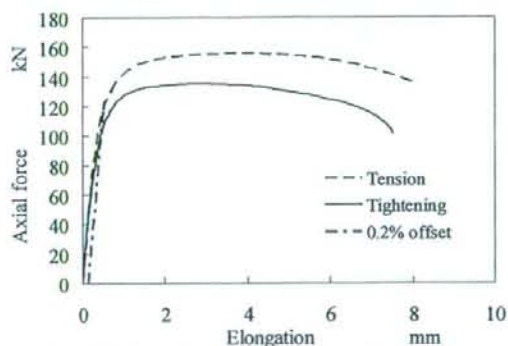


Fig.1 Relation between axial force and bolt elongation under tension test and tightening test.

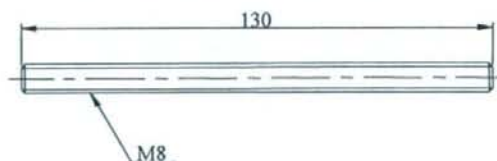


Fig.2 Test bolt.

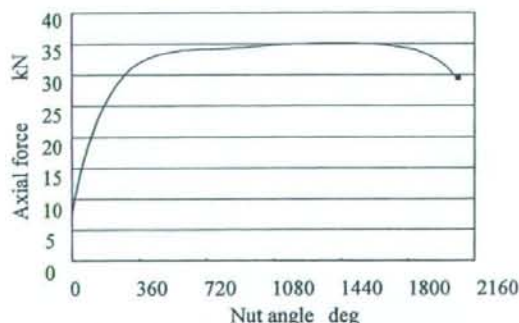


Fig.3 Relation between axial force and nut angle.