

- (1) The API 4-inch flange joint was designed for plastic region tightening. The required tightening force of 32 kN is satisfied by the M8 bolt, rather than the M16 bolt specified in the API standard. As a result, the flange rigidity was improved by downsizing the flange joint. In addition, the bolt spacing has no effect on the flange rigidity, and the flange stresses have a sufficient margin.
- (2) The behavior of the additional axial bolt force of the compact flange subjected to the internal pressure was demonstrated. The load factor of the compact flange was larger than that of the original API flange. In addition, the load factor varied according to the gasket type. When the elastic modulus of the gasket was different, it was possible for the load factor to vary.
- (3) The fatigue strength of the bolt was examined. The stress amplitude of the bolt was approximately 5% of the fatigue limit. The bolt had a sufficient margin for the fatigue strength.

REFERENCES

- [1] Takaki, T., Fkuoka, T., 2001, "Finite Element Simulation of Bolt-up Process of Pipe Flange Connections", *Trans. ASME, J. Pressure Vessel Technology*, Vol.123, pp.282-287.
- [2] Sawa, T., Maezaki, W., Nagata, S., 2004, "Stress Analysis and the Sealing Performance Evaluation of Pipe Flange Connections with Gaskets Subjected to Internal Pressure and External Bending Moment – Effects of Scatter in Bolt Preload-", *ASME PVP-Vol.478,2004-2632*.
- [3] Nagata, S., Sawa, T., 2006, "Load Factor Based Calculation for Gasketed Flange Connection with Cover Plate Subjected to Internal Pressure", *ASME PVP2006-ICPVT-11-94049*.
- [4] VDI 2230 Blatt 1, 2003, "Systematische Berechnung hoch beanspruchter Schraubenverbindungen Zylindrische Einschraubenverbindungen".
- [5] Kaneda, S., Tsuji, H., 2007, Application of plastic region tightening bolt to flange joint assembly -Behavior of Bolt Preload in Flange Joint Subjected to Internal Pressure-, *ASME PVP2007-26442*.
- [6] Tsuji, H. and Maruyama, K., 1999, "Estimation of Yield Clamping Force Based on Rigid-Plastic Model", *ASME IMECE DE-Vol. 105*, pp.157-162.
- [7] 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.
- [8] "Boiler and Pressure Vessel Code Section VIII Division 2, 2007.
- [9] TEMA, "Standards of Tubular Exchanger Manufacturers Association", 7th Edition, New York, 1988.
- [10] HPIS Z103 TR2004, 2004, "Bolt Tightening Guidelines for Pressure Boundary Flanged Joint Assembly", High Pressure Institute of Japan.

PVP2008-61468

EVALUATION OF CREEP PROPERTIES OF NON-ASBESTOS JOINT SHEET GASKETS AT ELEVATED TEMPERATURE BY THREE-DIMENSIONAL VISCOELASTICITY MODEL

Atsushi YAMAGUCHI

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

Hirokazu TSUJI

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

ABSTRACT

When the gasket in a flange joint is used over the long term at an elevated temperature, the gaskets experience creep/relaxation. The creep of the gaskets may cause leakage of the internal fluid. Many gaskets are used at elevated temperatures, so the clarification of their creep properties at elevated temperatures is urgently needed. The creep of non-asbestos gaskets at an elevated temperature was tested using four-inch flanges and compressed non-asbestos joint sheet gaskets. The test conditions are 180°C and 500 hours.

A three-dimensional viscoelasticity model that yields more accurate results compared to the viscoelasticity model, which uses the conventional single axis, was applied to the elevated temperature creep properties. Using the three-dimensional viscoelasticity model, the gasket creep is divided into the viscoelasticity component that converges on a certain strain and the volume change component that increases with time. The gasket strain is evaluated by the three-dimensional viscoelasticity model that considers the stress reduction. It is shown that the gasket strain is divided into the pure creep component of the gasket and the volume change due to the weight loss and chemical factor.

INTRODUCTION

The axial bolt force decreases when the gasket has undergone creep/relaxation, and to make matters worse, the internal fluid may leak as a result. Recently, the creep property of gaskets was evaluated by the viscoelasticity model of single axis [1, 2, 3]. Kauer defined the PTFE gasket as a visco-elastic-plastic model. The gasket stress distribution was calculated by the FE model when the creep property of the visco-elastic-plastic model was provided [1]. Bouzid defined the gasket as a viscoelasticity model and the bolt as a spring, and obtained the equation relating the bolt creep and the flange creep. Those

equations agree well with the results of FE analysis [2]. Kobayashi also defined the gasket as a viscoelasticity model, and estimated the decremental axial bolt force in the gasketed joint fastened by the bolt. The estimated results well accord with the experimental results [3]. These references present the creep property and the relaxation of the gaskets as a function of time. It is anticipated that the life of the gasket could be predicted by relating the creep property to the leakage. The creep property of gaskets occurs markedly at elevated temperatures. Therefore, there is an urgent need to clarify the creep properties at an elevated temperature. There have been reports on the creep property at room temperature, but the clarification of creep property under elevated temperatures is insufficient. In this research, the three-dimensional viscoelasticity model is applied to the creep property of a non-asbestos gasket at the elevated temperature, and the changes in the stress and strain occur in the gasket are evaluated. Also, the result calculated from the three-dimensional viscoelasticity model is compared with the experimental results at the elevated temperature. In this way, the creep mechanism of the gasket is investigated.

NOMENCLATURE

- σ_s —Recommended gasket stress (MPa)
- σ_g —Gasket stress (MPa)
- σ_m —Mean normal stress (MPa)
- σ_{ij} —Stress deviation tensor (MPa)
- σ_{zz} —Stress in thickness direction (MPa)
- σ_{rr} —Radial stress (MPa)
- $\sigma_{\theta\theta}$ —Circumferential stress (MPa)
- ε_g —Creep property of the gasket
- ε_m —Mean normal strain
- ε'_{ij} —Strain deviation tensor

ϵ_{zz} — Strain in thickness direction
 ϵ_{rr} — Radial strain
 $\epsilon_{\theta\theta}$ — Circumferential strain
 ϵ_g^* — Gasket strain which considers relaxation of thickness direction
 a, b — Coefficient that consists of spring constant and viscosity
 A, B, A', B' — Differential operators
 s — Laplace variable
 t — Time (h)
 K — Module of volume elasticity of gasket (MPa)
 E — Young's module of gasket (MPa)
 μ — Viscosity coefficient of gasket (GPa·h)
 ν — Poisson's ratio

CREEP TEST AT ELEVATED TEMPERATURE

Test device and test gasket

Figure 1 shows a test device for conducting the creep test at an elevated temperature. The flange is raised face, Class 600, blind type and four inches. The gasket temperature is measured by a thermo-couple that is mounted between the flange and the test gasket. The gasket displacement is measured by a differential transformer for high-temperatures. Copper pipe for cooling is installed in the upper part of the flange. The bolt that tightens the flange is a 7/8-9UNC. The material of the bolt and flange is SUS304.

The non-asbestos joint sheet gasket No. 6502 that is made by Nippon Valqua Corporation was used as a test gasket. The dimensions of the test gasket are 180 mm outer diameter, 116 mm inside diameter, and 3 mm thickness. The recommended gasket stress σ_g of the test gasket is 40 MPa when the internal fluid is a gas. The usable temperature range of the test gasket is from -50°C to 214°C . The gasket factor and the minimum tightening pressure of the test gasket are shown in Table 1.

Test method and test result

The test gasket is placed in the flange of the test device and then loaded by eight bolts so that the gasket stress becomes 40 MPa. The tightening procedure follows the "Bolt Tightening Guidelines for Pressure Boundary Flanged Joint Assembly," HPIS Z103 TR2004 [4], but the post-tightening isn't carried out. After tightening, the test device is put in the furnace, as shown in Figure 2. The temperature on the inside of the furnace is heated to 180°C , and the gasket displacement is measured from the start time of the test to 500 hours.

Figure 3 shows the results of compression creep test of the gasket under an elevated temperature. The gasket temperature rises to 165°C in 11 hours from the start time of the test, and the gasket temperature after 11 hours remains constant. After the temperature is stabilized, the gasket displacement gradually increases. In addition, the gasket displacement under the elevated temperature has reached approximately 0.083 mm in 500 hours.

Figure 4 shows the gasket strain and gasket stress under the elevated temperature. An each measured initial value is the time when the temperature of the gasket became 165°C . The gasket strain increases with the time, but the increment of the gasket strain decreases with time. The strain in the test end was approximately 0.028. The gasket stress decreased to 20.7 MPa by the end of the test.

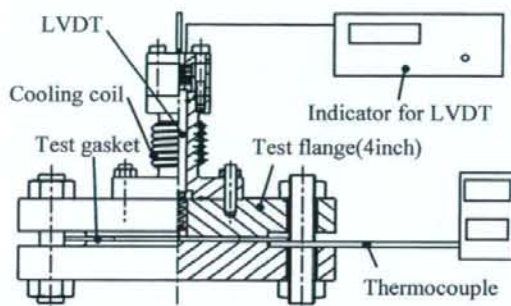


Fig. 1 Configuration of test device

Table 1 Gasket factors m and y for compressed sheet gaskets No.6502

| Thickness of gaskets t (mm) | Gaskets factor m | Minimum tightening pressure y (MPa) |
|----------------------------------|-----------------------|--|
| 1.5 | 2.75 | 25.50 |
| 3.0 | 2.00 | 10.98 |

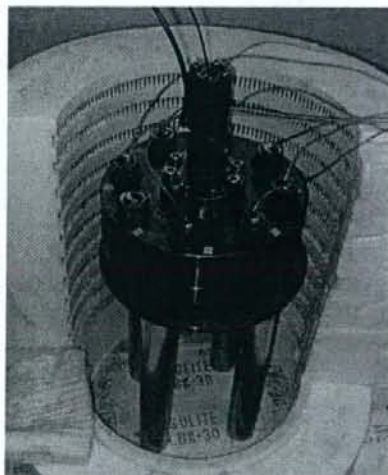


Fig. 2 Elevated temperature creep test

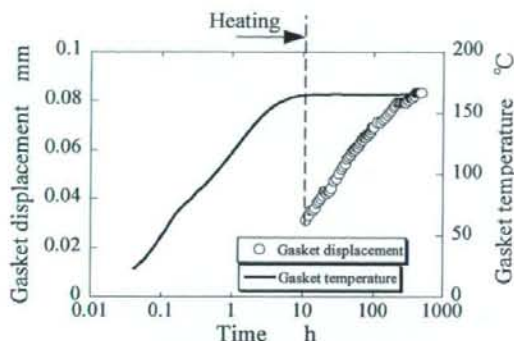


Fig. 3 Result of compression creep test

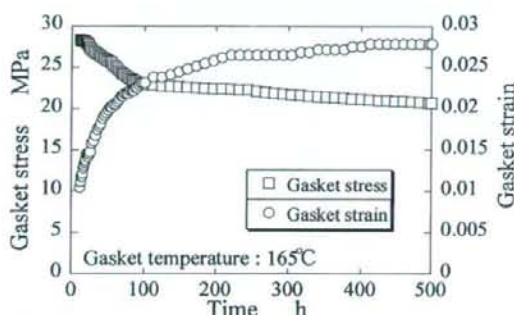


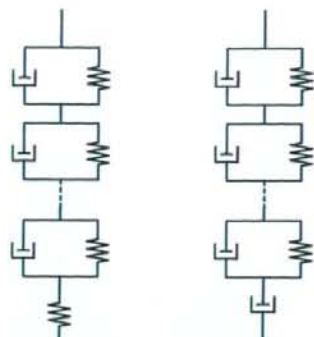
Fig. 4 Creep curves and stress reduction at elevated temperature

EVALUATION OF CREEP CHARACTERISTIC AND RADIAL/CIRCUMFERENTIAL STRESSES BY THREE-DIMENSIONAL VISCOELASTICITY MODEL [5]

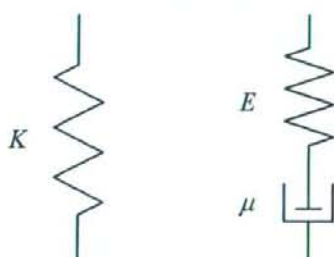
Three-dimensional viscoelasticity model

The gasket is bound by the friction between the gasket and the flange in both the radial direction and the circumferential direction and is subjected to a stress other than that in the thickness direction. Since the viscoelasticity model shown in Figure 5 is a single axis model, it can't evaluate the stress and strain in directions other than the thickness direction.

In this research, a three-dimensional viscoelasticity model that is capable of evaluating the triaxial stress state was applied to the creep property of the test gasket. The three-dimensional viscoelasticity model divides the triaxial stress state into the hydrostatic stress component and the deviator stress component, and the creep property is evaluated. Figure 6 shows the three-dimensional viscoelasticity model that is used in this research. The hydrostatic stress component and the deviator stress component are applied to the elastic model and the Maxwell model, respectively.



(a) Kelvin chain and a spring (b) Kelvin chain and a damper
Fig. 5 Viscoelasticity model of single axis



(a) Hydrostatic stress component (b) Deviator stress component
Fig. 6 Three-dimensional viscoelasticity model

Three-dimensional viscoelasticity property

As shown in Figure 5, the viscoelasticity model is usually defined as the combination of the Kelvin and Maxwell model or in the multi-model. Regardless of series or parallel, the relation between the strain and stress is calculated using the following differential equation for any kind of combination using the single axis model.

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

Equation (1) may also be written in terms of the hydrostatic stress component and deviator stress component as follows:

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

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

where A and B are differential operators as follows:

$$A = \sum_{k=0}^n a_k \frac{d^k}{dt^k} \quad (4)$$

$$B = \sum_{k=0}^n b_k \frac{d^k}{dt^k} \quad (5)$$

Figure 7 shows the directions of the stress and strain components. Replacing the gasket stress σ_g by the stress in the thickness direction σ_{zz} , the mean normal stress and the stress deviation σ'_{zz} are calculated as follows:

$$\sigma_m = \frac{1}{3} \sigma_{zz} \quad (6)$$

$$\sigma'_{zz} = \frac{2}{3} \sigma_{zz} \quad (7)$$

The gasket strain has the compression strain ϵ_{zz} and lateral contractions $\epsilon_{rr} = \epsilon_{\theta\theta}$. Therefore, ϵ_m and ϵ'_{zz} are written as follows:

$$\epsilon_m = \frac{1}{3} (\epsilon_{zz} + 2\epsilon_{rr}) \quad (8)$$

$$\epsilon'_{zz} = \frac{2}{3} (\epsilon_{zz} - \epsilon_{rr}) \quad (9)$$

Equations (6) and (7) and Eqs. (8) and (9) are applied to Eq. (2) and Eq. (3) respectively. Equations (2) and (3) can be rewritten as follows:

$$A \sigma_{zz} = B \epsilon_{zz} + 2B \epsilon_{rr} \quad (10)$$

$$A' \sigma_{zz} = B' \epsilon_{zz} - B' \epsilon_{rr} \quad (11)$$

Equations (10) and (11) are applied to the differential operator B' and $2B$ respectively, and are added. Since the differential operators are commutative, ϵ_{rr} cancels. The following equation is applied:

$$(AB' + 2BA') \sigma_{zz} = 3BB' \epsilon_{zz} \quad (12)$$

Similarly, Eqs. (10) and (11) are applied to the differential operators B' and B respectively, and are subtracted second equation from first. Since ϵ_{zz} cancels out, the following equation is applied:

$$(AB' - BA') \sigma_{zz} = 3BB' \epsilon_{rr} \quad (13)$$

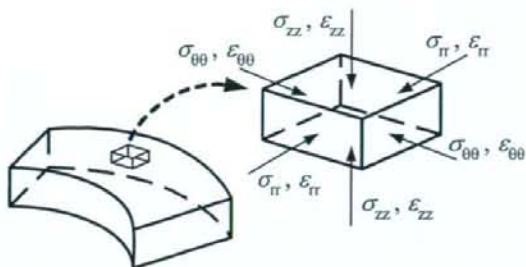


Fig. 7 Definition of stress components and strain components

Thus, the relation between σ_{zz} and ϵ_{zz} and the relation between σ_{zz} and ϵ_{rr} are obtained.

The differential equation that considers the triaxial stress state is obtained by applying each strain component as a superposition of σ_{zz} , the radial stress σ_{rr} and the circumferential stress $\sigma_{\theta\theta}$. Therefore, the equation that considers the triaxial stress state can be calculated by Eqs. (12) and (13) as follows:

$$(AB' + 2BA') \sigma_{zz} + 2(AB' - BA') \sigma_{rr} = 3BB' \epsilon_{zz} \quad (14)$$

Similarly, ϵ_{rr} is calculated by the following equation:

$$(AB' + 2BA') \sigma_{rr} + (AB' - BA') (\sigma_{zz} + \sigma_{\theta\theta}) = 3BB' \epsilon_{rr} \quad (15)$$

The gasket is subjected to radial stress and circumferential stress by the friction between the gasket and the flange. The gasket is subjected to stresses σ_{zz} and $\sigma_{rr} = \sigma_{\theta\theta}$. Also, the relation between the radial stress and the circumferential strain is $\epsilon_{rr} = \epsilon_{\theta\theta} = 0$ by the boundary condition. Equation (15) can be rewritten as follows:

$$(2AB' + BA') \sigma_{rr} = (BA' - AB') \sigma_{zz} \quad (16)$$

The creep property of the gasket is obtained by calculating Eqs. (14) and (16) with respect to ϵ_{zz} . Strain in thickness direction ϵ_{zz} is calculated using the following equation by the Laplace transform:

$$\bar{\epsilon}_{zz} = \frac{3\overline{AA'}}{2\overline{AB'} + \overline{BA'}} \bar{\sigma}_{zz} \quad (17)$$

The function of σ_{zz} and the differential operators must be defined to obtain $\bar{\epsilon}_{zz}$. The step load, defined as σ_{zs} , can be written as follows:

$$\bar{\sigma}_{zz} = \sigma_{zs} / s \quad (18)$$

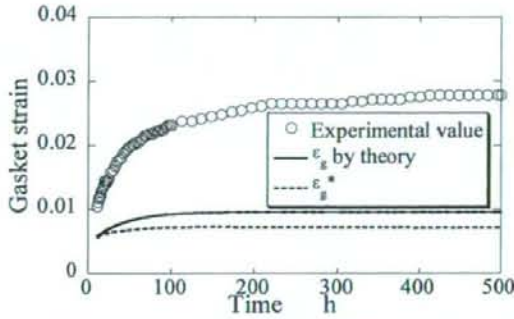


Fig. 8 Behavior of ε_g and ε_g^* as a function of time

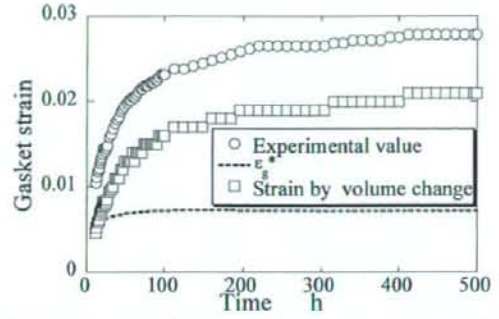


Fig. 11 Behavior of ε_g^* and the volume change as functions of time

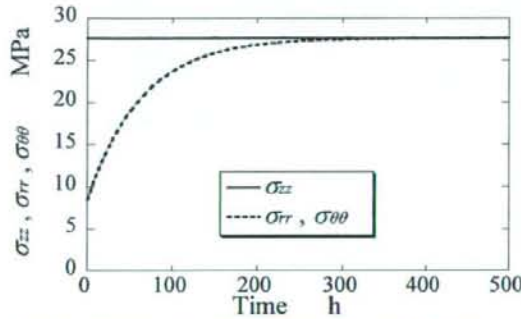


Fig. 9 Change of σ_{rr} and $\sigma_{\theta\theta}$ in defining σ_{zz} as a step load as a function of time

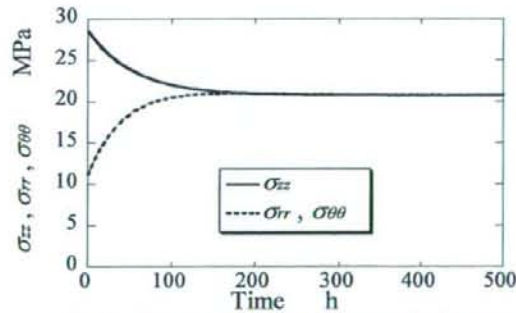


Fig. 10 Change of σ_{rr} and $\sigma_{\theta\theta}$ including relaxation as a function of time

The models of the hydrostatic stress component and the deviator stress component that are defined in Figure 6 are shown in the relation between stress and strain, respectively. Stress components σ_m and σ'_{ij} are calculated as the following equation by the Laplace transform:

$$\bar{\sigma}_m = K \cdot 3\bar{\varepsilon}_m \quad (19)$$

$$\left(1 + \frac{\mu}{E} \cdot s\right) \bar{\sigma}'_{ij} = \mu \cdot s \cdot \bar{\varepsilon}'_{ij} \quad (20)$$

By comparing Eqs. (19) and (20) with Eqs. (2) and (3), the differential operators are obtained as follows:

$$\left. \begin{aligned} \bar{A} &= 1 & \bar{B} &= 3 \cdot K \\ \bar{A}' &= 1 + \frac{\mu}{E} \cdot s & \bar{B}' &= \mu \cdot s \end{aligned} \right\} \quad (21)$$

Substituting Eqs. (18) and (21) into Eq. (17), and applying the inverse Laplace transform to Eq. (17), the creep property of the gasket that is applied to three-dimensional viscoelasticity property, which is calculated as follows:

$$\varepsilon_g = \frac{-\sigma_g}{K} \left[1 - \frac{2}{3K E + 2} \exp\left(\frac{-3K}{3K(\mu E) + 2\mu} t\right) \right] \quad (22)$$

Also, the radial stress σ_{rr} and circumferential stress $\sigma_{\theta\theta}$ are obtained by the stress in thickness direction when the creep is evaluated in the three-dimensional viscoelasticity model. σ_{rr} and $\sigma_{\theta\theta}$ are calculated as follows:

$$\bar{\sigma}_{rr} = \bar{\sigma}_{\theta\theta} = \frac{\bar{B}\bar{A}' - \bar{A}\bar{B}'}{2\bar{A}\bar{B}' + \bar{B}\bar{A}'} \bar{\sigma}_{zz} \quad (23)$$

A Young's module of the gasket E after the elevated temperature test was measured in order to decide the type of element that constitutes the three-dimensional viscoelasticity model. The Young's module of the gasket E was 2940 MPa. The module of volume elasticity of the gasket K was obtained

as a Poisson's ratio $\nu=0.33$. The module of volume elasticity of the gasket K was 2888 MPa. The coefficient of viscosity μ was adjusted to the time at which the strain of the experimental result converged. The coefficient of viscosity μ was 98.9 GPa·h. Figure 8 shows the creep property of the gasket ϵ_g . The creep property of the gasket ϵ_g^* is smaller than the experimental value. For this reason, it is considered that the gasket strain at elevated temperatures includes the strain except for viscoelasticity component.

Figure 9 shows the change of σ_r and $\sigma_{\theta\theta}$ in defining σ_{zz} as a step load. σ_r and $\sigma_{\theta\theta}$ increases with the time, and eventually converges on the value that is equivalent to σ_{zz} .

Consideration of the stress reduction of thickness direction

The gasket stress decreases with the time, as shown Figure 4. Thus, the gasket creep contains not only the pure creep component but also the combined condition of the creep/relaxation. Therefore, the gasket strain that considers the stress reduction in the thickness direction is evaluated by the three-dimensional viscoelasticity property. The stress reduction in the thickness direction is calculated by the least squares approximation, and then by the Laplace transform. The equation is written as follows:

$$\bar{\sigma}_{zz} = \frac{20.784}{s} + \frac{7.810}{s + 1.831 \times 10^{-2}} \quad (24)$$

Figure 10 shows the σ_r and $\sigma_{\theta\theta}$ that considered the stress reduction in the thickness direction. The convergence of σ_r and $\sigma_{\theta\theta}$ is briefly compared with those stresses that the step load defined as σ_{zz} . All stresses converge on 20.7 MPa in approximately 200 hours. It is possible to evaluate σ_r and $\sigma_{\theta\theta}$ in a three-dimensional viscoelasticity model that considers the stress reduction in the thickness direction.

Equation (24) is substituted into Eq. (17) and the substituted equation is calculated by the inverse Laplace transform. Figure 8 shows the strain ϵ_g^* that considers the stress reduction in the thickness direction. ϵ_g^* is smaller than ϵ_g because the stress reduction in the thickness direction is considered. The hydrostatic stress component of the three-dimensional viscoelasticity model indicates the volume change due to the elasticity of the gasket. Therefore, the strain due to the volume change can be obtained when ϵ_g^* is subtracted from the experimental value. Figure 11 shows the behavior of the strain due to the volume change. It is estimated that the volume change is generated by the structural change (e.g. weight loss [6]) and the chemical factor. Also, it is assumed that the gasket expands in both the radial and the circumferential direction due to the gasket stress σ_g , but it was confirmed that the expansion of the gasket isn't caused experimentally.

CONCLUSIONS

The creep properties of non-asbestos gaskets at an elevated temperature were evaluated by a three-dimensional viscoelasticity model. The gasket strain that considered the gasket stress reduction was also evaluated by the three-dimensional viscoelasticity model. The radial stress and the circumferential stress increased with the time, and converged to a value that is equivalent to the stress in the thickness direction independent of the initial stress state.

When the elevated temperature creep properties of non-asbestos gaskets are evaluated by the three-dimensional viscoelasticity model, the gasket strain is divided into the pure creep component of the gasket and the volume change due to the weight loss and chemical factor.

REFERENCES

- [1] Robert Kauer and K. Strohmeier, 2000, "Finite-element Simulation of Non-linear, Time and Temperature Dependent Effects of Flange Gasket Materials," ASME PVP-Vol.414-2, pp. 59-63.
- [2] Abdel-Hakim Bouzid and Akli Nechache, 2004, "Creep Modeling in Bolted Flange Joints," ASME PVP-Vol.478, pp. 49-56.
- [3] Takashi Kobayashi and Kota Hamano, 2004, "The Reduction of Bolt Load in bolted Flange Joints due to Gasket Creep-relaxation Characteristics," ASME PVP-Vol.478, pp. 97-104.
- [4] HPIS Z103 TR2004, 2004, "Bolt Tightening Guidelines for Pressure Boundary Flanged Joint Assembly," High Pressure Institute of Japan.
- [5] Wilhelm Flugge, 1975, "Viscoelasticity Second Edition," Springer-Verlag, Berlin, 171 p.
- [6] ASTM STANDARDS F495-99a, 2007 "Standard Test Method for Weight Loss of Gasket Materials Upon Exposure to Elevated Temperatures," American Society of Testing and Materials.

塑性域締付けされた大口径フランジ継手の挙動

東京電機大学大学院 ○金田 忍
東京電機大学 辻 裕一

1. はじめに

フランジ継手の塑性域締付けは、弾性域締付けと比較して高いボルト軸力が得られるため、ボルトの小径化およびフランジ継手の小型化が可能である⁽¹⁾。また均一なボルト軸力が得られるため漏洩防止に有効である。前報では、小口径フランジに塑性域締付けを適用しその優位性を明らかにした⁽²⁾。本報では大口径フランジに塑性域締付けを適用し、口径の違いによるフランジ継手の挙動を比較する。

2. 試験装置及び試験手順

図1に内圧 P が作用するフランジ締結体を示す。試験フランジはJPI Class300 lb 20inchフランジ、材質SFVC2A、試験ガスケットはノンアスベストウズ巻き形ガスケット(厚さ3mm)である。ガスケットの推奨締付け面圧から計算される目標ボルト軸力は120kNである。試験フランジの規定ボルトはM33であるが、M33ボルトの塑性域締付けでは目標ボルト軸力よりも高い軸力が発生するため、M16ボルトを用いる。ボルト全長は250mmで、ボルト材質SNB7、ナット材質S45Cである。ボルト上部にはひずみゲージを貼付したロードセルを取付け、ロードセルの出力をボルト軸力として、デジタルマルチメータを介してPCに取込む。フランジ継手の締付け手順は修正したJIS方式⁽³⁾による。締付け方法はナット回転角法を用いる。締付け完了後、フランジ締結体に内圧を1MPaずつ5MPaまで増加させながら作用させ、ボルトの追加軸力の挙動を確認する。内部流体にはヘリウムガスを使用する。

3. 内圧作用下におけるボルト軸力の挙動

図2に内圧作用時のボルト軸力の挙動を示す。縦軸はボルト軸力を、横軸は内圧の大きさを表している。内圧負荷に伴いボルト軸力は109.6kNから105.4kNまで減少する。内圧による推力に対する追加ボルト軸力の比を示す内力係数は $\Phi_g = -0.093$ である。表1に内力係数の比較を示す。永田らの内力係数法⁽⁴⁾によると、 $\Phi_g = -0.103$ であり、実験結果とよく一致する。弾性域締付け(M33ボルト使用)における本試験フランジの内力係数は $\Phi_g = -0.226$ である。本試験ではM33から小径化したM16ボルトを用いており、ボルト・ナット系のコンプライアンスはM33ボルトの4倍以上である。ボルトの小径化は内力係数を増加させる効果がある。大口径フランジはローテーションが大きく内力係数が負であるため、ボルトの小径化が内力係数の増加に有利に働く。さらに内力係数の増加はローテーションが小さくなることを意味するので漏洩防止に有利に作用する。

内圧の繰返し作用に対し、ボルトの疲労強度の検討を行う。本試験では内力係数は負であったが、追加軸力の応力振幅を考慮するため、疲労強度の検討が必要である。図3に内圧による推力の変動とボルト軸力の変動の関係を示す。ボルトの疲労強度 σ_A ⁽⁵⁾は式(1)で表される。

$$\sigma_A = 0.75 \left(\frac{180}{d} + 52 \right) \quad (1)$$

d はボルト呼び径である。応力振幅 σ_a が式(1)の値以下であれば、ボルト疲労強度は十分である。塑性域締付けされたフランジ締結体に内圧が作用するとき、内圧による推力によりボルト1本に $F_{bn} = \Phi_g \cdot W/N$ なる追加軸力が発生する。ただし M はボルト本数である。ボルトの応力振幅は $\sigma_a = F_{bn}/2A_3$ により求められる。ここで A_3 はボルトの谷径断面積である。以上よりボルトの疲労限度の判別式は次のようになる。

$$\frac{\phi_g W}{2A_3 N} \leq \sigma_A \quad (2)$$

図3の場合、 $F_{bn} = 4.2 \text{ kN}$ であり σ_a は 15 MPa である。式(1)より M16 ボルトの疲労限度は 42 MPa であるため、ボルトの疲労強度は十分である。

4. まとめ

塑性域締付けされた大口径フランジ継手に内圧を作用させ、ボルト軸力の変化を明らかにした。塑性域締結によるボルトの小径化は内力係数を増加させる効果がある。大口径フランジでは内力係数が負であるため内力係数の増加は漏洩防止に有効である。さらにボルトの疲労強度は十分である。

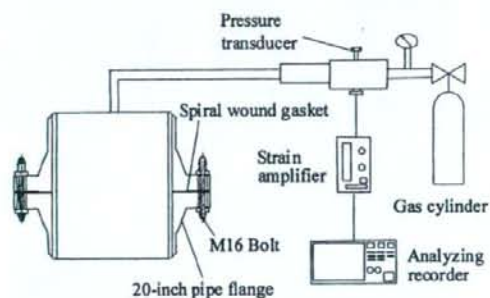


図 1. 内圧が作用するフランジ締結体

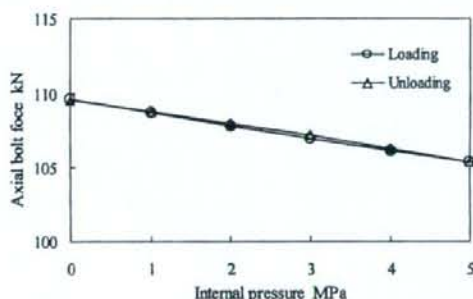


図 2. 内圧作用時のボルト軸力の挙動

表 1. 内力係数の比較

| Tightening area | Test bolt | Load factor Φ_g | |
|-----------------|-----------|----------------------|--------|
| | | Experiment | LFM |
| Elastic region | M33 | -0.229 | -0.226 |
| Plastic region | M16 | -0.093 | -0.103 |

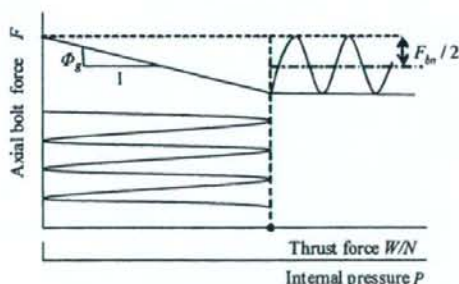


図 3. 内圧による推力の変動とボルト軸力の変動の関係

参考文献

- (1) KANEDA, S., TSUJI, H., ASME PVP2006-ICPVT-93553, 2006.
- (2) 金田, 永田, 辻, HPI 秋季講演会講演論文集, pp.38-39, 2007.
- (3) JIS B 2251, フランジ継手締付け方法, 2008.
- (4) Sawa, T., Nagata, S, and Tsuji, H., ASME Journal of Pressure Vessel Technology, Vol.128, pp.103-108, 2006.
- (5) VDI 2230 Blatt 1, "Systematische Berechnung hoch beanspruchter Schraubenverbindungen Zylindrische Einschraubenverbindungen", 2003.

Life Assessment for Non-asbestos Fiber Compressed Joint Sheet Gasket at Elevated Temperature

○学 萩原 正洋 (東電大・院) 正 山口 篤志 (東電大・院)

正 辻 裕一 (東電大・工) 正 本田 尚 (安衛研)

Masahiro HAGIHARA, Graduate school of Tokyo Denki University, Ishizaka, Hatoyama-machi, Saitama

Atsushi YAMAGUCHI, Graduate school of Tokyo Denki University

Hirokazu TSUJI, Tokyo Denki University

Takashi HONDA, National Institute of Occupational Safety and Health, Umezono 1-4-6 Kiyose-shi, Tokyo

Key Words: Bolted joint, Gasket, Life assessment, Elevated temperature

1. 緒言

労働安全衛生法施行令の改正により、石綿製品代替化の可能な製品に対しては、その製造・使用等が禁止された⁽¹⁾。しかし、特定使用条件の下で使用され代替化が困難であるガスケットおよびパッキンに関しては、石綿製品の製造・使用の禁止に猶予が設けられている。

石綿製品の全面禁止に向けて、猶予が与えられているガスケットに対しても早期の石綿製品代替化が望まれる。ガスケットの代替化のポイント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°C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。

本研究では、非石綿ジョイントシートガスケットの高温寿命評価の方法を探る。非石綿ジョイントシートガスケットを高温環境下で曝すとガスケットがフランジ座面に固着することが知られており、この固着状態を可視化している。

2. ガスケット接面の可視化

超音波映像装置 (Scanning Acoustic Tomograph 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。試験ガスケットをフランジ締結させ高温暴露を施すと、ガスケットはフランジ座面に固着してしまう。超音波の透過可能深さには限度がある。SAT ではフランジの厚み分を介した超音波の透過は不可能であり接面の映像化はできない。そこで、予め試験ガスケットを薄板で挟むことによりガスケットを薄板に固着させ、ガスケットと薄板の接面を観察する。

図2に試験片を示す。試験片は、SUS304薄板 (1mm, 3mm) でガスケットの両面を挟む。試験ガスケットはアラミド繊維を含有する非石綿ジョイントシートガスケット (厚さ3mm) である。図3にフランジ試験体を示す。試験片を2inchフランジに挟み、締付圧40MPaを与える。フラ

ンジ試験体は電気炉により、180°Cに加熱し24時間、48時間経過後に、SATでSUS薄板を介して接面を観察する。なお、SATのプロープ周波数は、50MHzを使用しており、測定可能深さは、SUS304を透過させる場合3.22mmである。

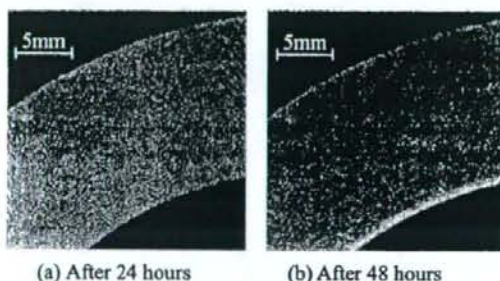


Fig. 3 SAT images for contact surface of gasket at furnace temperature of 180°C.

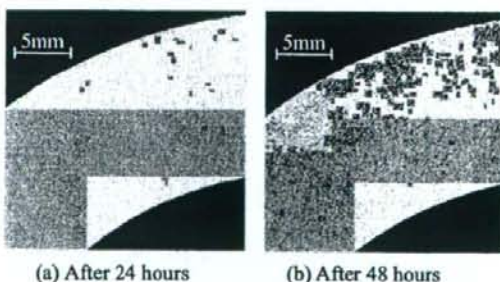


Fig. 4 Emphasized polarity images of voids on contact surface of gasket.

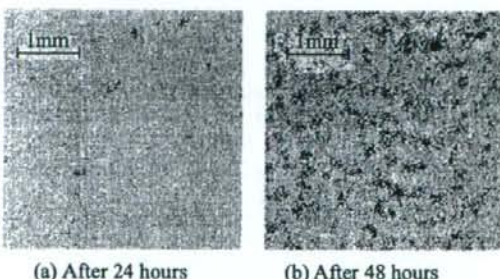


Fig. 5 Detail view of emphasized polarity images of voids on contact surface of gasket.

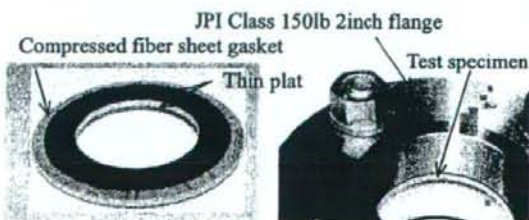


Fig. 1 Test specimen.

Fig. 2 Test Flange joint.

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

| items | | After 24 hours | After 48 hours |
|---|---------|--|-----------------------|
| Image size for analysis | | 750×750 = 562500 pixels 14.0625 mm ² | |
| Physical size of a pixel (mm ²) | | 2.5×10 ⁻⁵ mm ² | |
| Size of maximum cluster (pixel) | Outside | 80 | 456 |
| | Middle | 20 | 276 |
| | Inside | 4 | 56 |
| Size of maximum cluster (mm ²) | Outside | 2×10 ⁻³ | 11.4×10 ⁻³ |
| | Middle | 0.5×10 ⁻³ | 6.9×10 ⁻³ |
| | Inside | 0.1×10 ⁻³ | 1.4×10 ⁻³ |
| Number of clusters in image | Outside | 336 | 4159 |
| | Middle | 64 | 2803 |
| | Inside | 11 | 1804 |
| Total number of pixels of clusters in image | Outside | 1820 | 28284 |
| | Middle | 296 | 17913 |
| | Inside | 44 | 9908 |
| Area fraction of cluster in image (%) | Outside | 0.324 | 5.03 |
| | Middle | 0.0526 | 3.18 |
| | Inside | 0.00782 | 1.76 |

3. 接面の観察結果

図3にSATで得られたジョイント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。両者の画像に対して特異的な差は観測されないが、共に波模様が見られる。

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4で示される黒い領域は、ポイド、すなわち接面の分離によるものと考えられる。各々の画像から接面にポイドが散在し、時間と共にポイドが増加していることが確認できる。また図4(b)から、ポイドの密度分布に注目すると、ガスケットの内径から外径方向に従ってポイドの密度が増加している。

図5の(a)および(b)は、図4の(a)および(b)に対してガスケットの外径付近の接面の拡大画像である。ポイド同士が連結しクラスタを形成する様子が伺える。

4. 接面の評価

4.1 パーコレーション理論の適用

つながりに支配される物理現象に適用されるパーコレーション理論⁽³⁾をガスケットの漏洩特性の評価に適用する。二次元の連続系における臨界浸透面積分率は $p_c=0.42$ 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。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。

4.2 接面のポイドの粒子計測

図4(a)および(b)に示す極性強調表示画像において、接面を半径方向に対して3分割し、ガスケットの内径付近部、ガスケットの内径と外径の中央部、ガスケットの外径付近部とする。これらの3領域に対して、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。

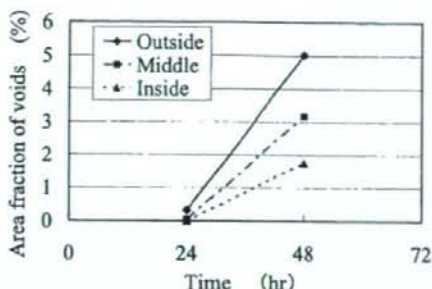


Fig. 6 Variation of area fraction of voids on gasket surface with heating time.

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。全ての領域に対して、24時間経過後に比べ48時間経過後では、ポイドの数、最大クラスタ面積、クラスタ面積分率が共に増加している。

5. 非石綿ジョイントシートガスケットの高温寿命予測

5.1 高温寿命予測

図6に、上述で分割した3領域に対して、それぞれポイドの面積分率 p の時間変化を示す。横軸は高温暴露時間、縦軸は評価領域に対するポイドの面積分率である。各々の領域において、時間経過に応じてポイドの面積分率が増加している。ポイドの面積分率の増加率が最も大きい領域は、ガスケットの外径付近部で、増加率は0.196%/hrである。また、最も小さい領域は、ガスケットの内径付近部で、増加率は0.073%/hrである。パーコレーションモデルから予測される漏洩パスの形成には、ポイドの面積分率の最も小さい領域を配慮すればよい。ガスケットの内径付近部を考慮すると試験ガスケットの高温寿命は、外挿してポイドの面積分率が42%に達するまでの時間となり、575時間である。

5.2 ポイドの密度変化

接面のポイドの密度は、ガスケットの内径から外径に向かって高くなる。ガスケットの外径付近部では漏洩パスが形成されやすく、漏洩が起こりやすいと言える。一方、フランジ締結体は力学的に、ガスケットの内径から外径に向かってガスケット面圧が増加する。ガスケット面圧が高いほど密封特性が高い事実と、ガスケット外径近傍における接面のポイドの密度が高いことは相反する。

6. 結言

- (1) 高温環境下におかれた非石綿ジョイントシートガスケットの接面でポイドが増加することをSATの観察により明らかにした。
- (2) 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分率から予測されるガスケットの高温寿命は575時間である。

参考文献

- (1) 経済産業省 アスベスト代替製品対策検討会、アスベスト代替製品対策検討会 報告書、(2006)
- (2) 朝比奈稔・岡田勝志、ノンアスベスト(非石綿製品)パッキンガスケットの現状と選定、バルカー技術誌 No.11 Summer 2006、(2006)
- (3) 小田垣、パーコレーションの科学、葦原房、(1993)

553 フランジ継手用ガスケットの常温・高温下における漏洩量評価 (非石綿シートガスケットのJ-EHOT試験)

Evaluation of Leakage of Gasket for Flanged Joint
under Room Temperature and Elevated Temperature

(J-EHOT Test of Non-asbestos fiber compressed Sheet Gaskets)

〇学 長谷川 聡 (東電大・院) 正 山口 篤志 (東電大・院)

正 本田 尚 (安衛研) 正 辻 裕一 (東電大・工)

Satoshi HASEGAWA, Tokyo Denki University, Ishizaka, Hatoyama-machi, Hiki-gun, Saitama
Atsushi YAMAGUCHI, Tokyo Denki University, Ishizaka, Hatoyama-machi, Hiki-gun, Saitama
Takashi HONDA, National Institute of Occupational Safety and Health, Japan
Hirokazu TSUJI, Tokyo Denki University, Ishizaka, Hatoyama-machi, Hiki-gun, Saitama

Key Words: Gasket, Flanged joint, Leakage test, HOTT, ROTT, EHOT, Tightness,

1. 緒言

石綿ジョイントシートの代替化が 100°C 以上で困難とされている。高温高圧用としてうず巻形ガスケットが使われているが、それよりも低温低圧では非石綿シートガスケットによる代替化が望ましい。しかし、プラント運転状況下でのシール性能が明らかにされていない。

前報⁽¹⁾では、JIS B 2490 を高温に拡張したシール特性試験法 J-EHOT により、シートガスケットである延伸 PTFE ガスケットの 180°C における高温シール特性を評価した。

本研究では、非石綿シートガスケットである膨張黒鉛ガスケットの 260°C, 180°C, 120°C における高温シール特性を評価する。

2. HPIS ガスケット試験法

JIS B 2490⁽²⁾では、ガスケット寸法に依存しないとして定義された基本漏洩量 L_s ($\text{Pa} \cdot \text{m}^3/\text{s}$) を有効締付圧 σ_e (N/mm^2) と圧縮変形量 d_s (mm) で評価する。 L_s は次式で表される。

$$L_s = \frac{L}{k} \quad (1)$$

ここで、漏洩量 L ($\text{Pa} \cdot \text{m}^3/\text{s}$)、ガスケット形状係数 k である。基本漏洩量を用いることにより試験・実用面での汎用性が増す。 k は次式で表される。

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

図 2 に示すガスケット締付圧の負荷シーケンスの前半の ROTT は、JIS B 2490 のシーケンスに相当する。JIS B 2490 では非金属ガスケットの最大締付圧は 40 (N/mm^2) である。JIS B 2490 では試験手順の簡略化および時間の短縮が図られている。現在 JIS では常温試験のみの規定である。

3. 試験装置及び試験ガスケット

図 1 に試験装置の構成を示す。試験ガスケットは油圧シリンダによって均一に圧縮される。プラテンには計 8 個のカートリッジヒータが埋め込まれており 450°C まで昇温が可能である。温度はプラテンに埋め込まれたサーズ形熱伝対により測定している。冷却装置によりロードセル、油圧シリンダは熱による影響を受けない。作動流体は He ガスを使用する。試験ガスケット・プラテン周りはメタルベローズとメタル中空 O リングにより密封されており、漏洩した He ガスはメタルチューブを通り石鹸膜流量計へと導かれる。この流量計はガラス体積管内の所定距離内を石鹸膜

が移動する時間から He ガスの漏洩量を測定する。ガスケットひずみの測定にはダイヤルゲージおよび高温用クリップゲージにて測定する。

試験ガスケットは 3 インチ膨張黒鉛シートガスケット (内径 90mm, 外径 135mm, 厚さ 1.5mm) である。膨張黒鉛を主体にアラミド繊維で補強し、バインダーに耐油性ゴムを使用している。最高使用温度は 260°C である。

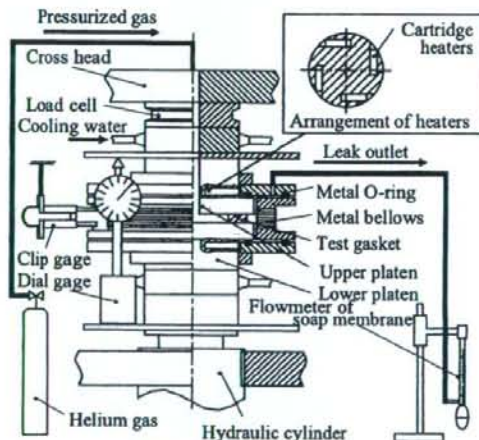


Fig.1 Testing apparatus

4. 試験結果

図 2, 図 3 及び図 4 に J-EHOT 試験の結果を基本漏洩量を対数とし、横軸に時間経過 (Test step) として示す。

ROTT 試験では各温度で漏洩レベルがほぼ一定であった。各温度を比較すると漏洩レベルの再現性が確認できる。HOTT 試験では各温度共にエージング開始直後は漏洩量は約 10^{-3} ($\text{Pa} \cdot \text{m}^3/\text{s}$) であるが時間経過と共に 10^{-4} ($\text{Pa} \cdot \text{m}^3/\text{s}$) ~ 10^{-5} ($\text{Pa} \cdot \text{m}^3/\text{s}$) に減少する。プラント運転時の外乱を想定したガスケット応力の除荷過程を 50 (N/mm^2) 及び 25 (N/mm^2) の応力で各 2 回行ったが漏洩量はあまり変化が見られず各温度共に約 10^{-3} ($\text{Pa} \cdot \text{m}^3/\text{s}$) で一定のシール性能が保たれている。

図 5, 図 6 及び図 7 に J-EHOT 試験の結果を横軸を時間経過とし、ガスケット変形量との関係を示す。各温度共に昇温時のガスケット変位の変化が最も大きく、ガスケットの使用可能温度の上限である 260°C での変位が特に大きい。

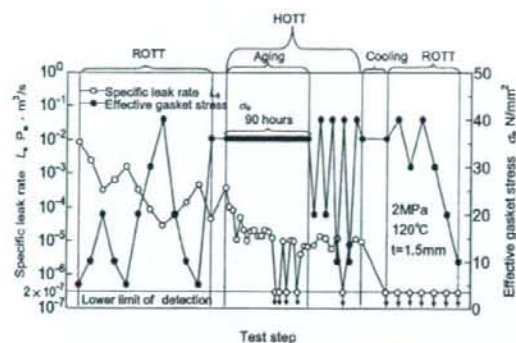


Fig.2 Result of J-EHOT at 120°C

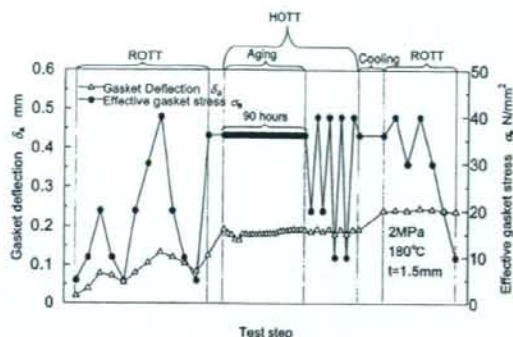


Fig.6 Result of J-EHOT at 180°C

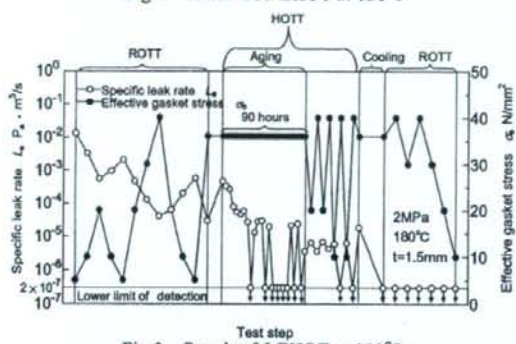


Fig.3 Result of J-EHOT at 180°C

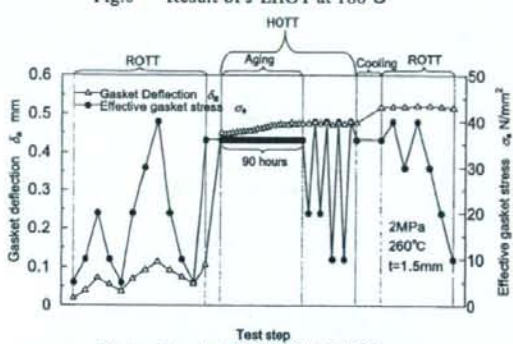


Fig.7 Result of J-EHOT at 260°C

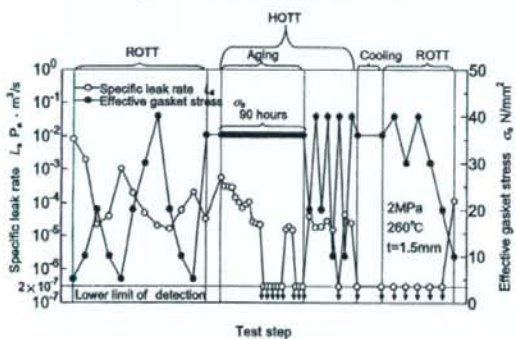


Fig.4 Result of J-EHOT at 260°C

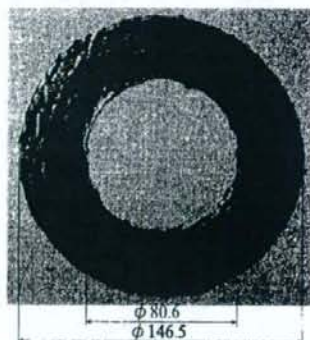


Fig.8 Test gasket after J-EHOT at 260°C

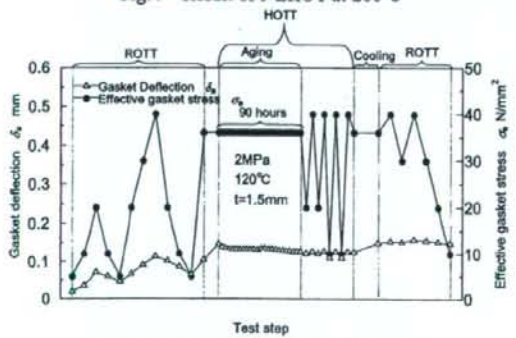


Fig.5 Result of J-EHOT at 120°C

図8に試験後のガスケットの写真を示す。本実験では応力一定で行っており、シール性能の変化は認められないが、実機のプラントでは応力緩和に対する注意が必要である。

5. 結言

膨張黒鉛ガスケットの260°C、180°C、120°Cにおける高温シール特性を評価した。以下に得られた成果を示す。

- (1) 各温度条件における膨張黒鉛シートガスケットの漏洩特性を求め、一定のシール性能が得られることを示した。
- (2) 膨張黒鉛シートガスケットの高温時のガスケット変位はガスケットの使用可能温度の上限である260°Cが特に大きいことを示した。実機のプラントでは応力緩和に対する注意が必要である。

参考文献

- (1) 長谷川, 辻: フランジ継手用ガスケットの常温・高温下における漏洩量評価, 日本機械学会山梨講演会講演論文集 No.070-4, (2007)
- (2) JIS B 2490, 管フランジ用ガスケットの密封特性試験法, (2008)

(常温におけるボルト軸力低下を考慮した場合)

Evaluation of visco-elastic properties of gasket for flange joint at elevated temperature
(Consideration of axial bolt force reduction at room temperature)

○渡辺 将広 (東電大・院) 山口 篤志 (東電大・院)
 本田 尚 (安衛研) 辻 裕一 (東電大・工)

Masahiro WATANABE, Graduate school of Tokyo Denki University, Ishizaka, Hatoyama-machi, Hiki-gun, Saitama
 Atsushi YAMAGUCHI, Graduate school of Tokyo Denki University
 Takashi HONDA, National Institute of Occupational Safety and Health
 Hirokazu TSUJI, Tokyo Denki University

Key Words: Gasket, Flange Joint, Visco-Elastic Property, Gasket Creep

1. 緒言

ガスケットは粘弾性材料であり長時間使用するとガスケットはクリープを起こし、これによりフランジ継手のボルト軸力低下を招き、内部流体が漏洩する可能性がある⁽¹⁾⁽²⁾。ガスケットのクリープ特性およびリラクゼーションは、時間の関数として表されることから、ガスケットの寿命予測につながるものとして期待される。そこで本研究では、ボルト軸力の低下を考慮したガスケットのクリープを3要素粘弾性モデルと履歴積分⁽³⁾によって評価し検討した。

2. クリープ試験

2-1 試験装置および試験ガスケット 図1にクリープ試験のためのフランジ試験体を示す。フランジは平面座 Class 600 ブラインド型 4 inch フランジを使用している。フランジを締付けるボルトには、ユニファイ並目ねじ 7/8-9UNC を使用した。フランジおよびボルトの材質は SUS304 である。ひずみゲージは常通用のものを使用し、ボルトの細頸部に接着した。なお、結線法は4ゲージ法である。

試験で使用するガスケットは日本バルカー工業製、ノンアスジョイントシート、バルカーNo.6502 である。使用可能範囲は-50~214°C、推奨締付け面圧は流体がガスの時 40MPa である⁽⁴⁾。ガスケットの寸法は外径 180mm、内径 116mm、厚さ 3mm である。

2-2 試験方法および試験結果 温度一定の部屋で試験ガスケットをフランジ試験体に挟み、締付け圧 $\sigma_s = 40\text{MPa}$ まで 8 本のボルトを締め付け、締付け終了から 90 時間までのガスケット変位およびボルト軸力を測定する。締付け方法は JIS B 2251 フランジ継手締付け方法に準じて行った⁽⁵⁾。締付け終了後、外気の影響をなるべく受けないようにするために電気炉の内部に設置した。

締付け終了直後はガスケット変位およびガスケット応力の変化が大きいため、測定間隔は1時間経過までは5分、その後10分、15分と試験時間が経過するに従い、測定間隔を広げていった。25時間経過すると変化が落ち着き始めるため、測定間隔を2時間30分に広げて測定を行った。

図2にガスケットひずみとガスケット応力について示す。ガスケットひずみは時間の経過とともに増加しており、試験終了後のガスケットひずみは0.008であった。締付けをする際にLVDTを取り付けて締付けを行えないため、ガスケット弾性域を考慮できない。そこでクリープのみを評価した。ガスケット応力は締付け終了時、約38MPaであった。試験開始から90時間で約34MPaまで減少した。ガスケットひずみおよびガスケット応力の変化は試験開始から30時間で落ち着いていることが分かる。

3. 3要素粘弾性モデルによる評価

本研究ではガスケットクリープ特性を3要素粘弾性モデルで評価した。図3に3要素粘弾性モデルを示す。ここで E : ヤング率, μ : 粘性率である。一般に粘弾性モデルは Kelvin モデルと Maxwell モデルの組み合わせ、または複数で与えられる。線形の材料だけを考慮しているので、ひずみは常に初期応力 σ_0 に比例し次のような式で表される。

$$\varepsilon(t) = \sigma_0 J(t) \quad (1)$$

ここで、関数 $J(t)$ はクリープコンプライアンスといい単位応力あたりのひずみである。粘弾性モデルのばねとダッシュポット要素の組合せ方により変化する。クリープ/リラクゼーションを起こすことによりガスケット締付け圧は低下するので式(1)のみでクリープの評価をすることはできない。

応力変化を考慮したひずみは次のような式で表される。

$$\varepsilon(t) = \sigma(t) J(0) - \int \sigma(t') \frac{dJ(t-t')}{dt'} dt' \quad (2)$$

式(2)の積分を履歴積分という。

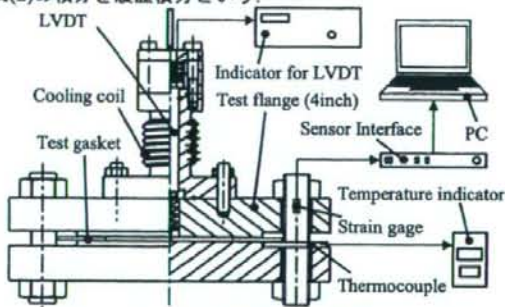


Fig.1 Configuration of test device

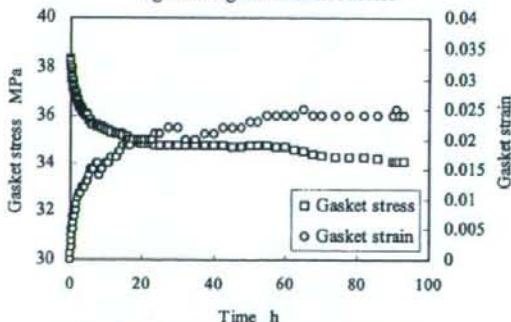


Fig.2 Creep curves and stress reduction at room temperature

3要素粘弾性モデルのクリープコンプライアンス $J(t)$ は次のような式で表される。式(3)は図3(a)の3要素固体粘弾性モデルを表し、

$$J(t) = \frac{p_1}{q_1} e^{-\mu t} + \frac{1}{q_0} (1 - e^{-\mu t}) \quad (3)$$

である。ここで p_1 , q_0 , q_1 はそれぞれ、

$$p_1 = \frac{\mu_1}{E_1 + E_2} \quad (4)$$

$$q_0 = \frac{E_1 \mu_1}{E_1 + E_2} \quad (5)$$

$$q_1 = \frac{E_1 E_2}{E_1 + E_2} \quad (6)$$

である。また、式(7)は図3(b)の3要素流体粘弾性モデルを表し、

$$J(t) = \frac{t}{q_3} + \frac{p_2 q_2 - q_3}{q_2^2} (1 - e^{-\mu t}) \quad (7)$$

である。ここで p_2 , q_2 , q_3 はそれぞれ、

$$p_2 = \frac{\mu_2 + \mu_3}{E_3} \quad (8)$$

$$q_2 = \mu_2 \quad (9)$$

$$q_3 = \frac{\mu_2 \mu_3}{E_3} \quad (10)$$

である。

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。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。

$$\sigma(t) = 34.37 + 3.86e^{-0.113t} \quad (11)$$

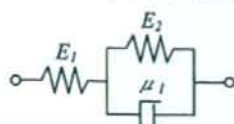
図4に式(11)と試験結果のガスケット応力について示す。式(11)とガスケット応力の試験結果は近似していることが分かる。履歴積分を適用した $\varepsilon(t)$ の式を導くために、式(2)に式(3)・(11)および式(7)・(11)をそれぞれ代入し方程式を解き、試験結果とよく一致するような各要素の値を求めた。

図5に履歴積分で求めたガスケットひずみと試験結果の比較について示す。試験開始から10時間経過するまでは3要素流体粘弾性モデル、それ以降は3要素固体粘弾性モデルのほうが試験結果とよく一致している。3要素固体粘弾性モデルは $t=0$ の時、ガスケットひずみが0.00083である。これは直列に接続されているばね要素 E_1 に初期応力 σ_0 が与えられたときの弾性変形を表していると考えられる。一方、3要素粘弾性流体モデルは $t=0$ の時、ガスケットひずみは0である。これより、ガスケットのクリープのみを評価をする場合、3要素固体粘弾性モデルより3要素粘弾性流体モデルのほうが適していると言える。また、表1に各要素の値を示す。 $E_1=4.8$ [GPa], $E_2=4.4$ [GPa] と同等の値になっている。この値はフランジ締付け部のガスケットのヤング率に近い値になっているのではないかと考えられる。

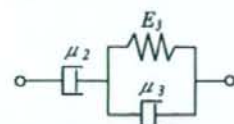
4. 結言

- (1) ボルト軸力の低下を考慮したガスケットクリープを評価した。
- (2) 3要素粘弾性モデルについて履歴積分を適用し実験値と比較を行った。
- (3) 常温におけるガスケットクリープを3要素モデルと履歴積分を用いモデル化できる。

- (4) 3要素固体粘弾性モデルより3要素流体粘弾性モデルのほうがガスケットのクリープを評価するに適している。



(a) 3 elements solid visco-elastic model



(b) 3 elements fluid visco-elastic model

Fig.3 3 elements visco-elastic model

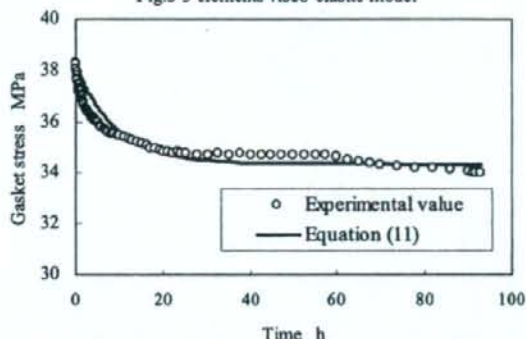


Fig.4 Experimental value and proximate equation of gasket stress comparison

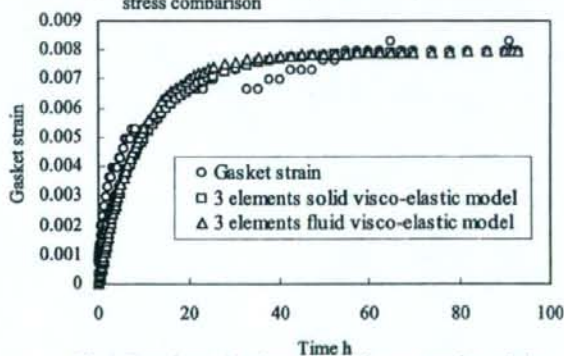


Fig.5 Experimental value and proximate equation of the gasket strain comparison

Table 1 Value of each element of 3 elements visco-elastic model

| 3 elements solid visco-elastic model | | 3 elements fluid visco-elastic model | |
|--------------------------------------|------------|--------------------------------------|---------------|
| E_1 | 46 [GPa] | E_2 | 4.4 [GPa] |
| E_2 | 4.8 [GPa] | μ_2 | 22000 [GPa·h] |
| μ_1 | 60 [GPa·h] | μ_3 | 43.5 [GPa·h] |

参考文献

- (1) 小林・川守, 山梨講演会論文集, (2002), 71.
- (2) 高木・ほか3名, 機論(C), 73-728(2007), 1245.
- (3) W. フリュージェ, 固体の力学シリーズ 1 粘弾性学, (1973), 15.
- (4) 日本バルカー工業, CATALOGUE No.YC06, (2008), 3.
- (5) JIS B 2251, フランジ継手締付け方法, (2008).

フランジ継手への塑性域締結の適用 —大口径フランジ継手の締付け—

Application of Plastic Region Tightening Bolt to Flange Joint Assembly
—Tightening of Large Diameter Flange Joints—

○学 清水 良保 (東電大・院) 正 金田 忍 (東電大・院)

正 辻 裕一 (東電大・工)

Yoshiyasu SHIMIZU, Tokyo Denki University, Ishizaka, Hatoyama-machi, Hiki-gun, Saitama

Shinobu KANEDA, Tokyo Denki University, Ishizaka, Hatoyama-machi, Hiki-gun, Saitama

Hirokazu TSUJI, Tokyo Denki University, Ishizaka, Hatoyama-machi, Hiki-gun, Saitama

Key Words: Flanged joint, Plastic region tightening, Large diameter, Nut turn angle method, Gasket

1. 緒言

弾性域締結に代わる合理的な締結方法としてボルト軸力のばらつきが少ない塑性域締結が注目されている。本研究では、フランジ継手に塑性域締結を適用しその優位性を検討している。前報では⁽¹⁾小口径フランジに塑性域締結を適用し十分なボルト軸力とその均一性が得られた。大口径フランジは各部の寸法比が小口径フランジと異なり剛性が低い。内圧作用時には、フランジローテーションによってガスケット面圧が減少し、しばしば漏洩が発生する。

塑性域締結は高いボルト軸力が得られるためボルトを小径化することが可能である⁽²⁾。ボルトの小径化によりボルトのピッチ円直径およびフランジ外径を小さくすればフランジローテーションが小さくなることが期待できる。

本研究では、小径化したボルトを用いて 20-inch のフランジ継手に塑性域締結を適用する。大口径フランジ継手の塑性域締結特性およびボルトの小径化によるメリットを明らかにする。

2. 大口径フランジに小径化したボルトでの検討

フランジ継手の塑性域締結試験を行う前に、必要ボルト呼び径を算出する。後述のフランジ締結試験で用いる 20-inch フランジ継手の規定ボルトは M33 である。ガスケットの推奨締付け面圧とガスケット接触面積から必要ボルト軸力を求めると 130kN である。

また塑性域締結におけるボルト軸力である、ねじの降伏締付け軸力 F_{fy} は次式で与えられる。

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

ここで、 d_2 はねじの有効径、 d_f は有効断面の直径、 σ_{ys} は単軸引張りの降伏応力⁽¹⁾、 μ_s はねじ部摩擦係数、 P はピッチを表している。表 1 に(1)式より算出した降伏締付け軸力 F_{fy} の値を示す。降伏締付け軸力 F_{fy} は M16 ボルトのときに 129kN となり、必要ボルト軸力を満たす。後述のフランジ締結試験では実際に M33 から小径化した M16 ボルトを用いる。

3. 実験装置

図 1 にガスケット付フランジ継手 (20-inch) を示す。試験フランジは JPI Class 300 lb 20-inch フランジ、材質 SFVC2A、試験ガスケットは非石綿うず巻き形ガスケット (厚さ 3mm) を用いる。ボルトは塑性域締結用に M33 から小径化した M16 ボルトを用いる。

ボルトに軸力測定用のロードセルおよびボルト穴調整用のスリーブをはさみ、ボルト・ナットを組み付ける。ねじ部品および座面の潤滑には MoS₂ 乾性皮膜を用いる。締付けはトルクレンチおよび 10 倍トルク増幅装置を用いて行い、全ボルト軸力の変化を動ひずみ計、デジタルマルチメータを介して PC に取り込む。

4. 実験方法

締付け手順は締付け作業の簡略化を目的として、塑性域締結用に修正した JIS B 2251⁽⁴⁾方式を用いる。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、8本のボルトを対角に 25kN の軸力に対応するスナグトルクでアライメントを調整する。その後時計回り締付けを 3 周行い、ボルト軸力が一定になるようにする。本締付けは時計回り締付け 1 周ごとにナット回転角を 180 度ずつ増加させ、ボルト軸力が完全に塑性域に入るまで 3 周の締付けを行う。

Table 1 Relation of bolt diameter and yield tightening axial force

| Bolt diameter | Yield tightening axial force |
|---------------|------------------------------|
| M16 | 129 kN |
| M12 | 69.1 kN |
| M10 | 47.5 kN |
| M8 | 29.9 kN |

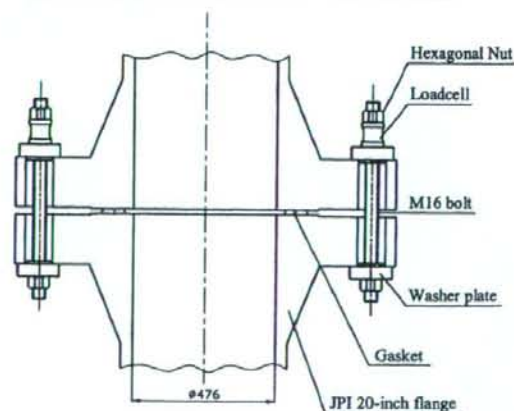


Fig.1 Flange joint with spiral wound gasket. (20-inch flange)

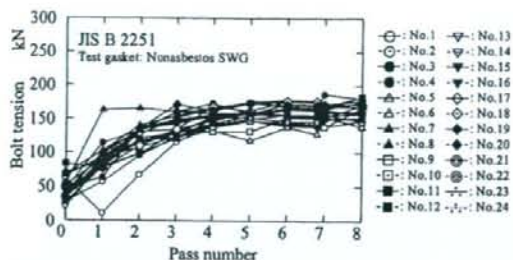


Fig.2 Relation between axial bolt force and pass number under elastic region tightening.

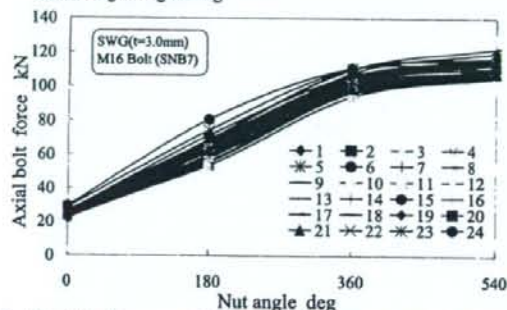


Fig.3 Relation between axial bolt force and nut angle under plastic region tightening.

5. 大口径フランジ継手の塑性域締結特性

図2に JIS B 2251 フランジ継手締付け方法^{(3),(4)}による 20-inch フランジ継手の弾性域締結試験の結果を示す。縦軸にはボルト軸力を、横軸には締付け周回数を表示している。トルク法を用いて、100%のトルクで8周の時計回り締付けを行い、締付け完了後の軸力達成率は90%となった。図3に 20-inch フランジ継手の塑性域締結試験の結果を示す。縦軸はボルト軸力を、横軸はナット回転角を表示している。ナット回転角360度、すなわち締付け2周目までは、ナット回転角に比例してボルト軸力は上昇している。ナット回転角360度で軸力上昇率が変化することからボルトは降伏したと見られ、ナット回転角540度でボルトは完全に塑性域に達する。締付け完了後の軸力達成率は86%であり、弾性域締結の8周に対して3周で同等の軸力達成率が得られた。

図4に締付け周回中のボルト軸力の変化を示す。ボルトが塑性域に入った3周回中のボルト軸力の変化を表しており、縦軸にはボルト軸力を横軸には締付けボルト No.を表している。4-inch フランジ継手の塑性域締結試験⁽²⁾では、ボルトが塑性域に達すると、各ボルトを締め付けても、その両隣のボルト軸力は変化せず、弾性相互作用の影響は見られないことが明らかになっている。本報では 20-inch フランジ継手の弾性相互作用の影響を明らかにしたが、4-inch フランジと同様に弾性相互作用の影響は少なく良好な均一性が得られた。

6. 20-inch フランジと 4-inch フランジのボルト軸力のばらつき検討

表2に各試験条件におけるボルト軸力のばらつき⁽⁴⁾を示す。4-inch フランジの最終的なボルト軸力のばらつきは、弾性域締結の±10%に対して、塑性域締結では±9%となり

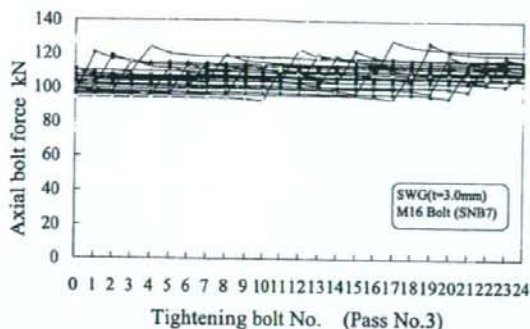


Fig.4 Scatter of axial bolt force during one pass (plstic region)

Table2 Scatter of axial bolt force

| | | Scatter of axial bolt force | |
|---------|----------------|-----------------------------|--|
| 4 inch | elastic region | ±10% | |
| | plastic region | ±9% | |
| 20 inch | elastic region | ±19% | |
| | plastic region | ±7% | |

同等の均一性が得られた。20-inch フランジの場合は、弾性域締結の±19%に対し、塑性域締結では±7%となり良好な均一性が得られた。大口径フランジは小口径フランジと比較してボルト軸力のばらつきが大きく、漏洩が発生しやすいことが知られているが、塑性域締結によりボルト軸力のばらつきは小さくなる。さらに塑性域締結によるボルトの小径化は、フランジ継手の小型化につながり、フランジ継手の剛性は向上する。すなわち、フランジローテーションが小さくなり漏洩防止に有効である。

7. 結言

本研究では 20-inch フランジに塑性域締結を適用し、ボルト軸力の挙動を明らかにした。以下に得られた成果を示す。

- (1) M33 から M16 へ小径化したボルトを用いて 20-inch フランジに塑性域締結を適用したところ、M16 ボルトで十分なボルト軸力と均一性が得られた。さらに、弾性域締結の8周に対して塑性域締結では3周で同等の軸力達成率が得られた。塑性域締結により、締付け作業の簡略化が図れた。
- (2) 20-inch フランジの最終的なボルト軸力のばらつきは弾性域締結の±19%に対して、塑性域締結では±7%となり良好な均一性が得られた。

謝辞

本研究を遂行するにあたりご支援を賜りました広島大学の澤俊行教授に厚く御礼申し上げます。

参考文献

- (1) 金田 忍, 辻 裕一: 日本機械学会論文集, 74-742(2008), pp. 909.
- (2) 金田 忍, 辻 裕一: フランジ継手への塑性域締結の適用, 圧力技術, 45, 5(2007), pp. 264-271
- (3) JIS B2251, フランジ継手締付け方法.
- (4) 辻 裕一, 高木 知弘, 澤 俊行: フランジ締付け指針の開発, 圧力技術, 42, 6(2004), pp. 337-346

Finite Element Simulation of Bolt Tightening in Plastic Region
on Stud Bolt used for Pipe Flange Connections

○正 永田 聡 (東洋エンジ) 学 金田 忍 (東京電機大 [院])

正 辻 裕一 (東京電機大) 正 沢 俊行 (広島大)

Satoshi NAGATA, Toyo Engineering Corporation, 2-8-1 Akanehama, Narashino, Chiba
Shinobu KANEDA, Tokyo Denki University, Ishizaka, Hatoyama-machi, Hiki-gun, Saitama
Hirokazu TSUJI, Tokyo Denki University, 2-2 Kanda-Nishiki-cho, Chiyoda-ku, Tokyo
Toshiyuki SAWA, Hiroshima University, 1 Kagamiyama, Higashi-hiroshima, Hiroshima

Key Words: FEM, Elastic-Plastic Analysis, Stud Bolt, Plastic Region Tightening

1. はじめに

機械の組立てに欠く事の出来ないねじ締結において、高信頼性、小型化の要求により、従来からの弾性域締結に代わり塑性域締結が注目されて久しい。塑性域締結は、弾性域締結に比して高締結力実現、小型化可能、締結力のばらつき、低減などの利点から自動車・建設など多くの分野で実用されている。プラントのフランジ継手においても、特に漏洩に対する信頼性向上や小型化による経済性向上の要求から、具体的に塑性域締結の適用を検討することが喫緊の課題である。本研究では、フランジ継手への塑性域締結適用の予備研究として、フランジ継手の締結によく用いられる高温用低合金鋼ボルト材 SNB7 製スタッドボルトに塑性域締結を適用した場合の挙動を実験的に明らかにする。また、この実験を有限要素解析により再現し、その挙動を解明する。

2. 実験方法

Fig.1 は試験装置の構成を示す。この試験装置は、ボルト・ナットを締結するトルク発生部、負荷外力発生部、ロードセル、変位計、制御部、PCより構成されている⁽¹⁾。締結は油圧モータにより締結装置を介して行われる。締結トルクは減速機を通して締結ギヤボックスのソケットレンチに伝えられナットを回転させる。締結への軸方向外力負荷は油圧シリンダにより行う。各部に貼り付けたひずみゲージにより、ボルト軸力、締結トルク、ねじ部トルクを測定する。また、変位計によりボルトの伸びとねじり回転角を測定する。

試験片は、高温用合金鋼ボルト材 SNB7 製の M16 スタッドボルトと、M16 六角ナットスタイル 2 強度区分 12 を使用する。ボルト・ナット及びナット座面をアセトンで脱脂後、ボルト・ナットのねじ部、ナット座面に二硫化モリブデンを塗布し潤滑する。締結長さは 70mm とする。締結速度は 4rpm、外力負荷時のひずみ速度は 10mm/min とする。予備実験により、本試験装置における以下の各特性値を得た。トルク係数 $K=0.080$ 、ねじ面摩擦係数 $\mu_s=0.065$ 、座面摩擦係数 $\mu_b=0.062$ 、0.2%耐力 740MPa、引張強さ 1089MPa。

実験は、単軸引張およびナットの締結のそれぞれの場合について、ボルトが破断するまで荷重を増加させて、荷重と伸びの関係を得る。

3. 有限要素解析

有限要素解析により実験を再現する。Fig.2 は解析モデルを示す。解析モデルは対称性を考慮し、片方のナットを含む締結長さの半分までの 1/2 モデルとする。ねじ部はボルト・ナットとも、ねじ山の基準寸法⁽²⁾を用いて三次元螺旋形状のねじ山形状メッシュを作成する⁽³⁾。但し、公差

は無視する。おねじ谷部の曲率半径は $H/6$ 、めねじ谷部の曲率半径は $H/8$ とする。 H は三角ねじ山の高さで $H=\sqrt{3}/2P$ である。 P はピッチで $P=2\text{mm}$ である。はめあいねじ部およびナット座面は接触を定義する。解析モデル対称面上の節点自由度は周方向変位および軸方向変位を拘束し、半径方向変位は自由とした。被締結体は簡単のため剛体面としてモデル化した。ナット外周面は便宜的に六角ナットの二面幅と対角幅の平均径の円筒とした。ボルトの引張は剛体面を軸方向に強制変位を与えることで表現する。ボルトの締結はナット外周円筒面上節点の周方向変位とパイロット節点の回転変位とを拘束方程式で関係付け、パイロット節点に回転変位を与えることで表現する。

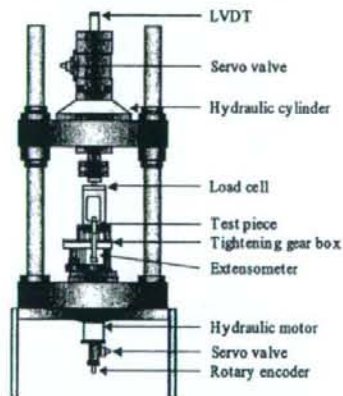


Fig.1 Schematic experimental setup.

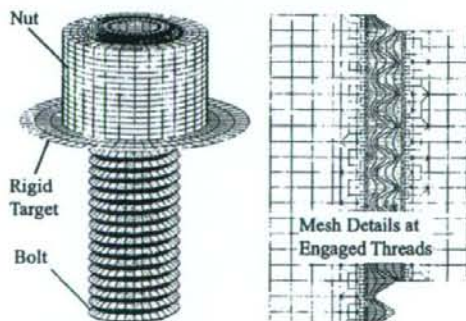


Fig.2 Finite element mesh.

解析には ANSYS Ver.11.0 を用いた。接触解析パラメータは ANSYS の標準設定を用い、ねじ部およびナット座面の摩擦係数は予備実験から得た値を用いる。解析は準静的弾塑性大変形解析とする。メッシュは周方向に 32 分割としており、締付け解析では、1 分割分のナット回転角(11.25°)の締付けを 1 タイムステップで行う。時間刻み 5/1000 でサブステップの収束を得ない時に解析を打ち切ることとする。

解析に使用した材料物性は縦弾性係数 $E=204\text{GPa}$ 、ポアソン比 $\nu=0.3$ 、弾塑性特性は降伏応力 $\sigma_y=1001.75\text{MPa}$ 、接線係数 $E'=0.01E$ の二直線近似とする。尚、降伏応力は降伏後の荷重レベルを実験結果に合わせるために便宜的に 0.2% 耐力と引張強さの間を 3/4 に内分する値を用いる。

4. 実験結果および解析結果

Fig.3 はボルトの引張および締付け試験およびその解析におけるボルトの伸びとボルト軸力の関係を示す。試験結果から締付けの場合には引張の場合より約 10%程度低いボルト軸力で降伏が生じることが分かる。解析でも同様の現象が捉えられており、試験結果とよく一致している。但し、解析ではメッシュ分割の影響で締付けに対する軸力が振動している。また、実験では降伏軸力に 10%程度の差があるが解析ではこの差がやや小さい結果となっている。

Fig.4 はボルトの締付け試験におけるボルトの伸びとトルクの関係を示す。締付けトルクはねじ部トルクと座面トルクに分解されるが、解析でもこの様子がよく再現されている。ただし、解析結果ではねじ部トルクが大きく振動しており、トルク解析結果にはメッシュ分割の影響が顕著に現れることが分かる。

Fig.5 および Fig.6 は締付けの解析から得たボルト・ナット中央断面における相当塑性ひずみ分布を示す。Fig.5 は Fig.3 中の点 A の時点での解析結果、Fig.6 は Fig.3 中の点 B の時点での解析結果である。Fig.5 は弾性域締付けの終りの段階である。はめあいのねじ部の第 1 および第 2 ねじ谷底に塑性域の僅かな広がりが見られる。また遊びねじ部のねじ谷底すべては局所的に降伏している。Fig.6 は塑性域締付けに入った段階での解析結果である。遊びねじ部は全断面で 0.2%以上の相当塑性ひずみが生じている。塑性ひずみは遊びねじ部谷底から斜め方向に広がって行き、各々のねじ谷部の塑性域が合体して、遊びねじ部全断面に成長する。また、ボルト内部では Fig.6 の X で示した領域で相当塑性ひずみが最大となっている。この位置は、締付けによりボルトを破断させた場合の破断位置とよく一致している。尚、塑性域の成長の様子は引張の場合にもほぼ同様であったが、遊びねじ部中央の解析モデル対称面でくびれを生じる解析結果を得た。引張試験では遊びねじ部中央で破断しており、これも解析結果と一致する。

5. まとめ

ねじ山三次元螺旋形状をそのまま要素分割した三次元モデルを用いてボルト・ナットの塑性域締付けシミュレーションを行った。解析結果は実験結果とよく一致し、三次元解析が塑性域締結されたボルト・ナットの挙動解明に有効であることを示した。

参考文献

- (1) 永田, 金田, 辻, 日本高圧力技術協会 H19 年度秋季講演会講演論文集, (2007)
- (2) JIS B 0205-4, 一般用メートルねじ-第 4 部: 基準寸法, (2001)
- (3) FUKUOKA, NOMURA, MORIMOTO, Proceedings of ASME PVP, PVP2006-ICPVT-11-93165, (2006)

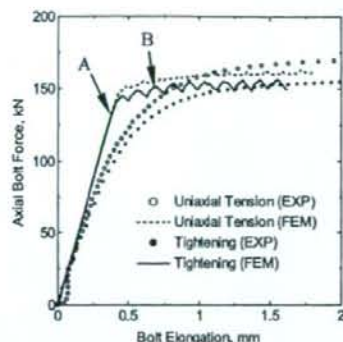


Fig.3 Relationship between axial bolt force and bolt elongation in uniaxial tensile test and bolt tightening test.

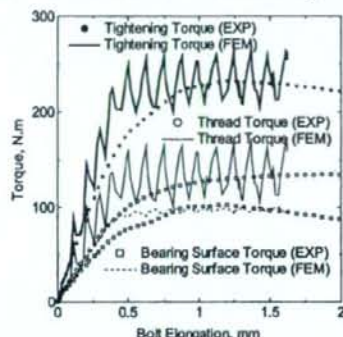


Fig.4 Relationship between torque and bolt elongation in bolt tightening test.

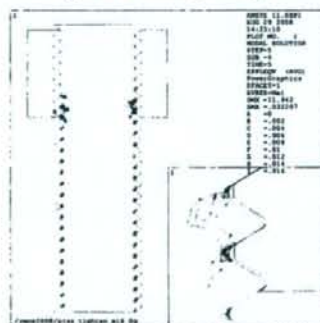


Fig.5 Calculated equivalent plastic strain at A in bolt tightening.

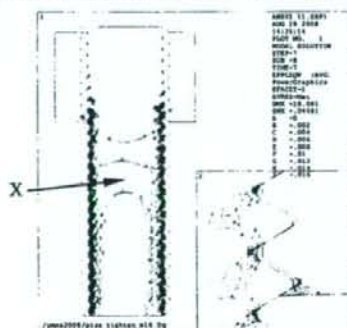


Fig.6 Calculated equivalent plastic strain at B in bolt tightening.

JIS フランジ継手締付け方法の適用範囲拡大

—延伸 PTFE ガスケットへの適用—

Extension of Scope Application of Flange Joint Assembly Guidelines

—Application to Expanded PTFE Gasket—

照井 雄貴 (東電大院)

Yuuki TERUI

Graduate School of Tokyo Denki University

辻 裕一 (東電大・工)

Hirokazu TSUJI

Tokyo Denki University

Key Words: Flange joint, Expanded PTFE gasket, Flange joint assembly

JIS B 2251 フランジ継手締付け方法を適用できるガスケットの種類を延伸 PTFE シートガスケットに拡張することを検討している。低密度延伸 PTFE ガスケット、高密度延伸 PTFE ガスケットを用いてフランジ継手の締付け試験を行った結果、ボルト軸力の達成率および均一性、フランジギャップの均一性から、適用可能と判断できる。ただし、高密度延伸 PTFE ガスケットは、12 時間以上経過後に増締めを行い、リラクゼーションによるボルト軸力低下を補償する必要がある。

1. 緒言

最近 JIS 化されたフランジ継手締付け方法 (JIS B 2251) は、適用範囲をジョイントシートガスケット、およびうず巻形ガスケットを用いるフランジ継手を対象としており、その他のソフトガスケット、メタリックガスケットを用いる場合には適用できない。ノンアスベストガスケットの一つである延伸 PTFE ガスケットは適用範囲外である。

本研究では、延伸 PTFE ガスケットについて、JIS 締付け方法の適用範囲拡大を目的としている。延伸 PTFE ガスケットは、他のガスケットと比較して大きなクリープ/リラクゼーション特性を示すことが知られているため、これに対応するための増締めの特性を検討した。

2. フランジ継手締付け方法 (JIS B 2251) ⁽¹⁾

表 1 にフランジ継手締付け方法 (JIS B 2251) が採用している締付け方法を示す。作業者の負担を軽減するための総締付け回数の削減、人為的ミス減らすための締付け手順の簡略化、締付けトルク増分ステップの削減が図られている。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ことが、目標締付けトルクを設計時の計算値から 10% 増加させた値とすることにより補償している。

3. フランジ締付け試験体および試験ガスケット

図 1 にフランジ締付け試験装置および計測装置の構成を示す。試験フランジは JPI Class150 NPS6 raised face slip-on welding type (材質 SFVC2A) を用いる。試験体は M20 両ナットボルト (ボルト材質 SNB7, ナット材質 S45C) である。潤滑剤は締結部で代表的に用いられている二硫化モリブデン乾性皮膜を用いる。ボルト軸力はボルト内部に埋め込んだひずみゲージにより検出され、ひずみ増幅器を介して PC に取り込む。締付け手順はフランジ継手締付け方法 (JIS B 2251) ⁽¹⁾ を用い、締付けはトルクレンチによるトルク法により行う。目標初期締付け力は目標ガスケット応力 30 MPa から算出し、35kN、締付けトルクは 67 N・m である。

フランジギャップは、1 周回終了ごとにノギスにより 4ヶ所測定する。試験ガスケットは高密度延伸 PTFE ガスケット、低密度延伸 PTFE ガスケットを用いる。表 2 に、延伸 PTFE ガスケットの特性を示す。

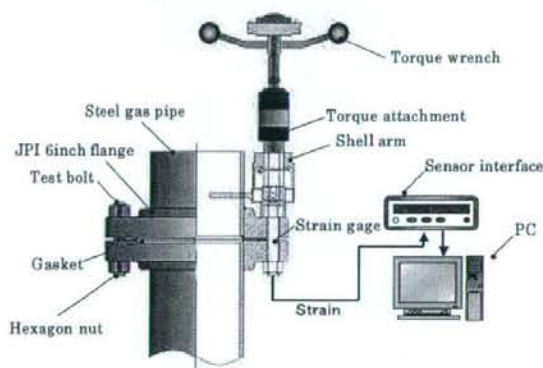


Fig.1 Test equipment of 6 inch flange

Table 1 Bolt tightening for pressure boundary flanged joint assembly (JIS B 2251)

| 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% 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 4 hours and tighten by the previous step, but 1 or 2 passes. |

*Target torque: Target value is increased by 10%.

Table 2 Properties of gasket materials

| Gasket material | Specific gravity | Compressibility (JIS R 3453) | Percentage of creep relaxation |
|--|------------------|------------------------------|--------------------------------|
| High-density ePTFE sheet ($t=1.5$ mm) | 1.7 | 23 % | 66 % |
| Low-density ePTFE sheet | 0.62 | 56.8 % | 35 % |
| Compressed fiber sheet ($t=1.5$ mm) | 1.98 | 9 % (34.3 MPa) | 31.0 % |