554 温度変動下での膨張黒鉛渦巻き形ガスケット付き管フランジ締結体の特性

(線膨張係数の影響について)

Characteristics of pipe flange connections with gaskets under thermal changes

(The effect of the thermal expansion coefficient)

正 沢 俊行 (広島大)

正 高木 愛夫 (東京電力)

正 鳥居 広康 (東京電力)

○学 河崎 直樹 (広島大)

Toshiyuki SAWA, University of Hiroshima, 1-4-1, Kagamiyama, Higashihiroshima, Hiroshima

Yoshio TAKAGI, Tokyo Electric Power Company, 4-1, Egasaki-cho, Tsurumi-ku, Yokohama, Kanagawa

Hiroyasu TORII, Tokyo Electric Power Company, 4-1, Egasaki-cho, Tsurumi-ku, Yokohama, Kanagawa

Naoki KAWASAKI, Hiroshima University, 1-4-1, Kagamiyama, Higashihiroshima, Hiroshima

Key Words : Finite Element Method, Heat Conduction, Bolted Joint, Non-asbestos Gasket, Pipe Flange

1. 緒言

流体を取り扱う機械構造物の接続部には、ガスケットを用いたねじ締結体が多用され、特に配管部には管フランジが用いられている。これらの締結体は熱的環境下で使用される場合が一般的である。高温下における管フランジ締結体を設計する場合、ガスケットの接触応力分布、温度変化により生じるフランジ・ハブ応力、ボルト軸力変動等が重要となってくる。しかしながら、熱負荷作用状態での管フランジ締結体の特性については十分な研究がなされておらず、早急な対応が望まれている。本研究では、熱応力を考慮した有限要素解析を行い、ガスケットの線膨張係数がガスケットの接触応力分布、フランジ・ハブ応力およびボルト軸力に及ぼす影響について明らかにする。また、3in および 20in の実際の管フランジ締結体を用いて、温度変化における密封性能を ASME 内の PVRC (Pressure Vessel Research Council) が提唱するタイトネスパラメータ T_p を用いてそれぞれ評価する。さらに、解析より得られた接触面における応力分布から密封性能を推定し、推定結果と実験結果との比較・検討を行う。

2. 計算方法

図1は、ガスケットを挟んだ管フランジ締結体が一般的に N 本のボルト・ナットにより初期締付け力 F_i で均一に締付けられ、内圧 P が作用する状態を示している。内圧が作用することにより、ボルト軸力の増加分 F_t およびガスケット接触力の減少量を示す F_c が発生する。また、温度条件として管フランジ締結体を一様温度 T で加熱している。図2は計算に用いた膨張黒鉛渦巻き形ガスケット(SWG)の応力-変位曲線を示している。なお、実験により常温から 200℃ の範囲では、ガスケットの応力-変位曲線は変化しないことを確認している。この応力-変位関係を与えることの出来る特殊な要素を用いることにより、非線形性およびヒステリシスを考慮した解析を行う。なお、各部の寸法は実験で用いた試験片と同様である。また管フランジとボルトの接触面には接触要素を用い、有限要素コードは ANSYS を用いた。

3. 実験方法

実際のガスケット付き管フランジ締結体を用いて ROTT および HOTT⁽¹⁾ に対応する漏洩量測定実験を行い、タイトネスパラメータ T_p を用いて温度変化での密封性能を評価する。小口径管フランジ締結体として JPI class600lb 3in 管フランジ(SUS304)、ボルトは M20(SUS304)、渦巻き形ガスケットは ASME/ANSI クラス 600 (フィラー：膨張黒鉛) を用いた。また、大口径管フランジ締結体として JPI class300lb 20in 管フ

ランジ(SFVC2A)、ボルトは M33(SFVC2A)、渦巻き形ガスケットは ASME/ANSI クラス 300 (フィラー：膨張黒鉛) を用いた。図3は大口徑管フランジ締結体の実験装置の概略を示している。初期締付け力 F_i で締結された管フランジ締結体にヒータにより熱負荷を作用させた後、内圧 P を作用させることで漏洩量を測定した。なお、管フランジ締結体を断熱材で覆うことにより、全体を均一に温度上昇させた。この時、ボルト軸力は一本締め試験により求めたトルク係数より算出した。締結体の温度を熱電対により、内圧を圧力変換機により測定・管理した。また、作動内圧にはヘリウムガスを用いた。

Fig.1 Pipe flange connection with SWG subjected to internal pressure under elevated

Fig.2 Stress-strain curve of SWG used in FEM

Fig.3 Schematic of the experimental setup

4. 線膨張係数 α に関する比較

温度変動下で、ガスケットの線膨張係数 α がフランジ締結体に及ぼす影響を明らかにするため、 $\alpha/\alpha_0=1/2, 1, 2$ について、解析を行った。ただし、 α_0 はフランジおよびボルト・ナットの線膨張係数とした。

4. 1. ボルト軸力変動に関する比較

図 4 は温度変動下でのボルト軸力変動に関する線膨張係数 α の影響を示す。縦軸はボルト軸力 F_t+F_t 、横軸は加熱温度 T を示す。初期締付け力 $F_t=50.4\text{kN}$ とし、内圧を作用させずに温度のみ変化させる。図 4 において、ガスケットの線膨張係数 α を α_0 より小さくするとボルト軸力は温度が上昇すると低下し、大きくすると増加することが分かる。また、 $\alpha/\alpha_0=1/2$ の場合のボルト軸力変化の方が $\alpha/\alpha_0=2$ の場合よりも 1.4 倍大きいことが分かる。これは、 $\alpha/\alpha_0=1/2$ の場合、ボルト軸力は温度変化とともに低下していることからガスケットの接触面応力も低下している。このため、ガスケットは除荷曲線を通ることが原因と考えられる。ガスケットの応力-変位曲線は一般に、荷重曲線よりも除荷曲線の方が急な傾きをしている。したがって、ガスケットの線膨張係数 α がフランジおよびボルトの線膨張係数よりも小さい場合、ガスケット接触面から予期せぬ漏洩が生じると考えられる。

4. 2. ハブ応力に関する比較

図 5 はハブ応力に関する線膨張係数 α の影響を示す。縦軸はハブ応力 σ_m 、(ミーゼスの降伏応力)、横軸は加熱温度 T を示す。図 5 において、ガスケットの線膨張係数 α を α_0 より小さくするとハブ応力は温度が上昇すると低下し、大きくすると増加することが分かる。ハブ応力は、ミーゼスの降伏応力の方がフランジ軸方向応力よりも高く出るが、両者の差は極めて小さいことを確認している。

4. 3. ガスケット接触応力分布に関する比較

図 6 は初期締付け力 $F_t=50.4\text{kN}$ 、加熱温度 $T=500^\circ\text{C}$ でのガスケット接触応力分布に関する線膨張係数 α の影響を示す。縦軸はガスケット接触応力 σ を平均ガスケット応力 σ_0 で無次元化した値、横軸は管フランジ締結体の中心からの距離 r をガスケット内径 r_0 で無次元化した値を示す。図 6 において、ガスケットの線膨張係数がフランジおよびボルトよりも大きい場合、ガスケット接触応力に及ぼす影響は小さい。一方、ガスケットの線膨張係数がフランジおよびボルトよりも小さい場合、ガスケット接触応力に及ぼす影響は大きくなる。ことが分かる。

5. 推定結果と実験結果の比較・検討

解析は実験との比較のため、実験に用いた管フランジ締結体の各部材に対応する物性値を、文献(2)より表 1 に示す値を用いた。図 7(a)はフランジ呼び径 3in、(b)はフランジ呼び径 20in の管フランジ締結体の密封性能変化に関する解析結果と実験結果の比較を示す。横軸は加熱温度 T 、縦軸は密封性能 T_p を示す。いずれの場合も推定値と実験値はかなり良く一致していることが分かる。

7. 結言

- (1) 熱的負荷が作用する締結体のガスケットの線膨張係数の影響を調べるために、有限要素解析を行った。
- (2) 実際のガスケット付き管フランジ締結体を用いて ROTT および HOTT に対応する漏洩量測定実験を行い、密封性能を評価し、有限要素法による推定結果と比較したところ、推定結果と実験結果はかなりよく一致することが示された。

8. 参考文献

- (1) John H. Bickford, Gaskets and Gasketed Joints, 1997, P137
- (2) 日本金属学会編, 金属データブック, 改定 3 版(1993), P121

Fig.4 Effect of thermal expansion coefficient on the axial bolt force

Fig.5 Effect of thermal expansion coefficient on the hub stress

Fig.6 Effect of thermal expansion coefficient on the contact gasket stress distribution

Fig.7 Gas leak test results