内圧を受けるガスケット付き箱型フランジ締結体の 有限要素応力解析と密封性能評価* (波型オイルパン形状の場合)

黒沢 亮^{*1}, 天満 健太郎^{*2}, 沢 俊行^{*3}, 小林 隆志^{*4}

FEM Stress Analysis and the Evaluation of Sealing Performance of the Box-Shaped Flange Connections with Gaskets Subjected to Internal Pressure (In the Case Where the Wavy Oil-Pan Shaped Flange Connection is Used)

Ryo KUROSAWA^{*1}, Kentaro TENMA, Toshiyuki SAWA and Takashi KOBAYASHI

^{*1} Yokogawa Electric Corporation
155 Takamuro-cho, Kofu-shi, Yamanashi, 400-8558, Japan

The contact gasket stress distribution in a wavy oil-pan shaped flange connection under the internal pressure was examined using finite element method (FEM) for estimating a location where a principal leakage occurred and for calculating the amount of leakage. Leakage tests were also conducted to validate the estimated results using an actual connection under the internal pressure. The effects of flange shape on the contact gasket stress distributions were examined. The sealing performance for the difference types of inner fluid (gas / liquid) was evaluated from the contact gasket stress distributions. It was seen that the estimated amount of leakage was in a fairly good agreement with the measured results. The difference of the contact gasket stress distribution and the sealing performance were shown between the box-shaped flange and the wavy oil-pan shaped flange connections. In addition, a method how to determine the bolt preload taking into account the allowable amount of the leakage was demonstrated. Furthermore, discussion was made on the effect of the bolt pitch on the sealing performance.

Key Words : Finite Element Method, Structural Analysis, Fixing, Joint, Oil-Pan Shaped Flange Connections, Sealing Performance

1. 結 言

ガスケット付きボルトフランジ締結体は、組立や保安全管理が容易であるので、石油精製、化学工学及び発電プラントなどの機械構造物に内圧作用下で多用されている。ボルトフランジ締結体は主に配管接合に用いられる円形型管フランジ締結体と、圧力容器の蓋、ボイラー及び自動車のオイルパンなどに用いられる非円形箱型フランジ締結体の二つに大別される。現在に至るまで、各種プラント内の配管接合に多用される円形型管フランジ締結体に関する研究⁽¹⁾⁽²⁾は数多く行われており、設計及び締付け方法などが提案され、その一部が JIS⁽³⁾ 及び ASME⁽⁴⁾ などに規格化されている。平成 20 年より国内ではポジティブリストの例外品を除いて非石綿ガスケットを使用することになったが⁽⁵⁾、実際の使用のための非石綿ガスケットの漏えい特性の把握は未だ十分行われていない。漏えい事故防止の観点から、非石綿ガスケットを用いた締結体からの漏えい量すなわち密封性能を考慮した最適なガスケット付きボルトフランジ締結体の設計法確立のための締結体特性をより詳細に検討することが必要である。

* 原稿受付 2010 年 12 月 13 日

^{*1} 正員, 横河電機(株) (〒400-8558 山梨県甲府市高室町 155)

^{*2} 学生員, 広島大学大学院工学研究科 (〒739-8527 広島県東広島市鏡山 1-4-1)

^{*3} 正員, フェロー, 広島大学大学院工学研究科

^{*4} 正員, 沼津工業高等専門学校機械工学科 (〒410-8501 静岡県沼津市大岡 3600)

E-mail: Ryou.Kurosawa@jp.yokogawa.com

フランジ締結体の密封性能に関する研究に関する世界的な流れは、作動流体が気体の場合にはガスケット部分から必ず微小漏えいが発生するという考えに立ち、作動流体が液体の場合には気体で許容されていれば分子量の大きい液体に対しては十分であるという考えである。米国の圧力容器研究委員会 (Pressure Vessel Research Council: PVRC) はガスケット付きボルトフランジ締結体の密封性能評価指標としてタイトネスパラメータ T_p と新ガスケット係数 G_b , a 及び G_s を提案している⁽⁶⁾。PVRC はこれらの係数を用いて許容漏えい量を満たすボルト初期締付け力の決定方法を提案している。しかしこの方法は経験的であり、明確な科学的根拠が十分ではないようである。

これらの円形管フランジ締結体に関する研究の発展に対し、非円形箱型フランジ締結体に関する研究は Blach の研究⁽⁷⁾ があるのみで、この研究に基づいて ASME の設計法⁽⁸⁾ に規定されている。しかし、これは漏えい量すなわち密封性能を考慮した設計法ではないため問題が多い。箱型フランジ締結体の漏えいを考慮した合理的設計法を確立するには、円形管フランジ締結体と同様にこの箱型フランジ締結体の漏えい量を評価し、ガスケット幅、フランジ形状などの設計因子の影響を検討する必要がある。著者ら⁽⁹⁾ ⁽¹⁰⁾ は箱型フランジ締結体の蓋材質、フランジ座面形状などが密封性能に及ぼす影響について検討し、材質による密封性能の差異は小さく、座面形状は全面座型に対し接合部の一部のみ接触する平面座型では密封性能が予想に反して極めて悪化することを明らかにした。なお、液状ガスケットの一種の接着シーラントを用いた箱型締結体に関する研究⁽¹¹⁾ がなされている。他方、自動車のオイルパンなどの容器では従来の箱型フランジ締結体に対して密封性能が向上するとされているフランジの外周部を波型に加工した締結体 (図 1) が経験的に使用されている。何故このような波型形状のフランジ締結体が有効なのかについての科学的知見は明らかにされていない。

本研究では、従来の箱型フランジ締結体に対し、今迄ほとんど検討されていない自動車のオイルパンなどに用いられるフランジの外周部を波型に加工した波型オイルパン形状フランジを有する締結体の密封性能特性について検討し、従来の箱型フランジ締結体の密封性能との比較により、このような波型オイルパン形状フランジ締結体の特性を明らかにすることを目的としている。作動流体が気体の場合を想定し、ガスケットのヒステリシスを考慮した三次元有限要素法 (FEM) により内圧作用時のガスケットに加わる圧縮応力、すなわちガスケット応力を求め、このガスケット応力分布を用いて漏えい量を推定する。さらにボルトピッチ及びガスケット幅が密封性能に及ぼす影響も検討する。実際のオイルパンとしての使用を考慮して、作動流体が液体の場合に対しても検討する。FEM によりガスケット応力が零になるときの初期締付け時の平均ガスケット応力と内圧の関係を明らかにする。実際の締結体を用いて漏えい実験を行い、漏えい量推定結果の妥当性を検討する。

2. 有限要素解析による漏えい量評価方法

2・1 有限要素応力解析方法

図 1 はボルト・ナットにより均一な初期締付け力 F_f で締結された非石綿ジョイントシートガスケット (Compressed Sheet Gasket, 以下 CSG とする。メーカー推奨最小ガスケット面圧は約 30MPa) 付き波型オイルパン形状のフランジ締結体に内圧 P が作用している状態を示す。前報⁽⁹⁾ ⁽¹⁰⁾ の箱型フランジ締結体の特性との比較のためこの締結体の寸法を参考とし、図 1 に示す寸法とした。締結体に内圧 P が作用すると各ボルトには軸力の増分 F_t が発生し、ガスケット接触面からは圧縮力 F_c (ボルト 1 本当たり) が失われ、ボルト 1 本当たりの平均ガスケット応力は F_f/A から $(F_f - F_c)/A$ へ変化する (A はボルト 1 本当たりのガスケット接触面積)。図 2 は有限要素 (FEM) 応力解析モデルを示す。締結体の対称性を考慮し 1/4 モデルでの計算を行う。フランジ部は 6 面体 8 節点要素 (SOLID 185)、ガスケットは複数の除荷曲線を定義することによりガスケットの除荷挙動をより正確にモデル化することが可能なガスケット要素 (INTER195) を用いる。解析コードは ANSYS ver. 11.0 を使用する。

解析手順は、(1) 予め解析により求めたボルト軸断面に初期締付け力に相当する変位拘束を与え、(2) 内圧 P を作用させる。初期平均ガスケット応力を 10MPa から 40MPa まで変化させ、各々に対する (1) 初期締付け時、(2) 内圧作用時のガスケット応力分布を求める。図 3 は使用する非石綿 CSG の常温時 (293K) の応力-変位線図を示す。ガスケットの平均応力が 20MPa となるまで負荷したのちに除荷し、再び平均応力が 40MPa となるまで負荷したのち除荷する負荷除荷試験を行い、ガスケット要素の物性として与える。これにより、複数回の圧力変動下でのガスケットの除荷挙動をより正確に得ることができる。

Fig. 1 A wavy oil-pan shaped flange connection with a non-asbestos compressed sheet gasket subjected to internal pressure

Fig. 3 Measured stress-displacement curves of the compressed sheet gasket used in the FEM calculations

Fig. 2 Model for FEM calculations

(a) Wavy oil-pan shaped flange ($p=30, 45$ and 60 mm)

(b) Box-shaped flange with 30 mm bolt pitch

Fig. 4 Dimensions of flange connections

図4は本研究で用いるフランジ締結体の寸法を示す。フランジ、ボルトの材質は機械構造用炭素鋼（S45C、以下炭素鋼）とし、ガスケットの厚さは1.5mmとする。ボルトの呼び径はM8とする。フランジカバーの厚さは6mm、フランジ厚さは10mmとする。自動車のオイルパンなどのフランジの外周部が波形状の締結体の密封性能を調べるため、図4(a)に示す波形状フランジ締結体の解析を行う。呼び径M8のボルト頭部の六角形の外接円直径が約15mmであるため、半径 $R=7.5$ mmの加工を施した波形状を解析対象とする。さらに、ボルトピッチ間のガスケット幅 w 及びボルトピッチ p （ボルト本数 N ）を変化させ、それらが密封性能に及ぼす影響を調べる。表1は解析したモデルのガスケット幅 w とボルトピッチ p 及びボルト初期締付け力 F_f （初期平均ガスケット応力=30MPa）の値を示す。図4(b)は図4(a)の波形状フランジ締結体との比較のために、波型加工を施さない従来の箱型フランジ締結体の寸法を示す。表1に示した5つのフランジ締結体に対して、内圧 P を2MPa作用させた場合の解析を行い、次節に従い内部流体が気体である場合の漏えい量評価を行う。また、表1のtype Aに対して、初期ガスケット応力をパラメータとして、内圧 P を増加させたときにガスケット応力が零となることを漏えいが生じる内圧として求め⁽¹²⁾、自動車のオイルパン等を想定した内部流体が液体の場合の漏えい内圧を評価する。表2は初期締付け時の平均ガスケット応力とボルト軸力の関係を示す。フランジ形状の差異によるガスケット接触面積が異なるため、同一ガスケット接触応力に必要なとされるボルト初期締付け力が異なる。

Table 1 Dimensions of gasket width and bolt pitch

	Gasket width w [mm]	Bolt pitch p [mm]	F_f [kN] for $\sigma_g=30\text{MPa}$
Box-shape	15	30 ($N=18$)	11.6
Wavy shape type A	7.5	30 ($N=18$)	8.6
Wavy shape type B	3	30 ($N=18$)	7.2
Wavy shape type C	7.5	45 ($N=14$)	10.8
Wavy shape type D	7.5	60 ($N=12$)	12.0

Table 2 The relationship between contact gasket stress and bolt preload in the connections

Average contact gasket stress [MPa]	Bolt preload [kN]	
	Wavy Oil-pan shaped flange (Fig.4(a) type A)	Box-shaped flange (Fig.4 (b))
10	2.9	3.9
20	5.7	7.7
30	8.6	11.6
40	11.4	15.5

2・2 漏えい量推定方法

JIS B2490⁽¹³⁾ で規定されている形状係数 k とガスケットの漏えい量と面圧の関係から、一般寸法形状の箱型フランジ締結体のガスケットからの漏えい量を推定することが可能である。箱型フランジ締結体の漏えい量推定方法では、締結体の中心線からガスケットまでの距離を円形ガスケットの内半径と同等の値として扱い、形状係数 k を用いて漏えい量を推定する。図5は基本漏えい量測定実験（JIS B2490）の概略図を示す。規格⁽¹³⁾で定められた円形CSG（外径2インチ）をブラテンにより一様応力分布で圧縮する。荷重はロードセルにより制御する。その後、ヘリウムガスにより圧力を加え、各荷重下での漏えい量を測定する。図6はJIS B2490に基づいて測定した本研究で使用したCSGのガスケット応力と漏えい量（Leak rate）の関係を示す。図7は漏えい量を推定するために各部に分割したガスケットのエリア、及びガスケット応力分布を調べる漏えい経路を示す。各エリアでの平均ガスケット応力と図6の関係を用いて基本漏えい量 L_s を算出する。求めた基本漏えい量 L_s に形状係数 k を乗算することにより、各エリアからの漏えい量を推定する。エリア①～⑨の漏えい量を総和することにより、締結体からの総漏えい量を求める。ただし、平均ガスケット応力が高くなる角部分からの漏えい量は図7中のエリア①～⑨からの漏えい量の500分の1以下であり、他のエリアに比べ極めて小さいため無視する。

Fig. 5 Experimental setup for leakage test specified in JIS B2490 ⁽¹³⁾

Fig. 6 Relationship between the gasket stress and the leak rate according to the leak tests specified in JIS B2490 ⁽¹³⁾

Fig. 7 Divided areas for estimating the amount of leakage

Fig. 8 Schematic of the experimental setup for measuring leakage in the wavy oil-pan shaped flange connections

3. 漏えい量測定実験方法

FEM 応力解析に基づく漏えい量推定結果の妥当性を検討するため、実際の箱型及び波形状フランジ締結体を用いて漏えい量測定実験を行う。図 8 は漏えい量測定実験の概略図を示す。ボルトの初期締付け力は埋め込み式ひずみゲージを挿入したボルトにより管理する。内圧の大きさは圧力変換器を用いて動ひずみ計を介し、その値を記録する。圧力降下法を用いて、実験開始時圧力 P_1 と終了時圧力 P_2 における締結体の内圧差から漏えい量を求める⁽⁹⁾⁽¹⁰⁾。式 (1) は圧力降下法による漏えい量算出方法を示す。

$$L = MV(P_1 - P_2)/(RT_1 t) \text{ [mg / sec]} \quad (1)$$

M : ヘリウムガスのモル質量 [mg/mol], R : 気体定数 [$\text{mm}^3 \cdot \text{MPa} / (\text{K} \cdot \text{mol})$], V : 容器体積 [mm^3], T_1 : 試験温度 [K], t : 測定時間 [sec]

内部流体が液体（水）の場合、手動ポンプを用いてフランジ締結体内に内圧を作用させる。初期平均ガスケット応力と水の漏えいを目視により確認出来た時の内圧 P の大きさの関係を調べる。

4. 有限要素応力解析結果

図 9 及び図 10 は図 7 中の漏えい経路 I 及び II でのガスケット応力分布を示す。経路 I はボルト穴、経路 II はボルトピッチ間からの漏えい経路を示す。初期平均ガスケット応力は 30MPa、内部流体は気体（ヘリウムガス）とし、内圧 P は 2MPa とする。図 9 はボルトピッチ p が 30mm の時のガスケット幅 w の影響を示す。漏えい経路 I において、ガスケット幅 w がガスケット応力分布に及ぼす影響は小さく、内圧が作用することによりガスケット応力が小さくなっている。漏えい経路 II では、 $w=15, 7.5\text{mm}$ の場合、内圧作用後に外側でのガスケット応力が経路 I の外側 ($y=40.5\text{mm}$) の応力より大きくなっている。従って、ボルトピッチ p を 30mm とした締結体では主な漏えい発生箇所は漏えい経路 I、すなわちボルト穴であることがわかる。ただし、 $w=3\text{mm}$ の場合など、ガスケット幅 w がより小さい時には経路 II の外側の応力も小さくなり、ボルトピッチ間からの漏えいも生じると推測される。

図 10 はガスケット幅 w が 7.5mm の時のボルトピッチ p の影響を示す。漏えい経路 I において、図 9 (a) と同様にボルトピッチ p がガスケット応力分布に及ぼす影響は小さい。しかし、漏えい経路 II において、ボルトピッチ p の増加に伴い、ガスケット応力が初期平均ガスケット応力を大きく下回っている。特に $p=60\text{mm}$ の場合にはボルトピッチ間で多量の漏えいが生じると推測される。ボルトピッチ p が増加することにより、主な漏えい発生箇所がボルト穴からボルトピッチ間へと変化し、密封性能がより悪化すると推測される。

内部流体が液体（水）の場合、内径面から外径面までの漏えい経路上のガスケット応力がこの全域で零になったときに漏えいが生じるとされている⁽¹¹⁾。図 11 は表 1 の type A の締結体を用いて初期平均ガスケット応力 30MPa 時に漏えい経路 I 上のガスケット応力が全て零になる時の内圧 P の大きさを調べた結果を示す。

Fig. 9 Comparisons of the gasket stress distributions
(the effect of gasket width w)

Fig. 10 Comparisons of the gasket stress distributions
(the effect of bolt pitch p)

Fig. 11 Reduction in the gasket stress due to the internal pressure on the leak pass I

Fig. 12 Relationship between the initial average gasket stress and internal pressure when the water leak occurs

内圧 P の増大に伴い、漏えい経路 I 上のガスケット応力は低下し、内圧 $P=4.1\text{MPa}$ の時にガスケット応力は全て零となる。従って、内部流体が液体（水）の場合、初期平均ガスケット応力を 30MPa となるよう締結した本締結体は内圧 $P=4.1\text{MPa}$ で液体漏えいがボルト穴から生じると考えられる。また、図 4 (b) の締結体についても同様の解析を行った結果、内圧 $P=4.1\text{MPa}$ で漏えい経路 I 上のガスケット応力がこの全域で零となった。同様の解析を各初期平均ガスケット応力（10, 20, 30 及び 40MPa）において行う。図 12 は各初期平均ガスケット応力と漏えい経路 I 上のガスケット応力がその全域で零になる時の内圧 P の大きさとの関係を示す。ガスケット面全体での初期平均ガスケット応力の増加に伴い、経路 I での初期平均ガスケット応力は増加する。そのため内圧作用により経路 I 上のガスケット応力が零になるために必要な内圧 P は増加する。

5. 推定結果と実験結果の比較及び検討

表 3 は表 1 中の各形状におけるボルト穴（図 7 中エリア①）及びボルトピッチ間（図 7 中エリア②）からの推定漏えい量 L 、各部の形状係数 k 及び平均ガスケット応力 σ_g の比較を示す。平均ガスケット応力 σ_g は、各エリアで平均化しているため、図 9 及び 10 に示す漏えい経路 I, II 上のものより高い。従来ボルト本数 N の減少に伴い、締結体の密封性能は悪化するとされてきた。しかし、適切なボルト本数 N の減少はボルトピッチ間からの漏えいを抑えたまま、ボルト穴からの漏えいを減少させるため、締結体の密封性能を向上させると言える。また、

軽量化及び作業効率の向上の観点からもボルト本数の減少による効果は大きい。漏えい量推定において、ボルト穴からの漏えい量を上回らない程度の漏えいが生じるボルトピッチ p が最適であると推測される。本研究における締結体寸法では $p=45\text{mm}$ が最適ピッチであることが示された。

図 13 は内部流体がヘリウムガス ($P=2\text{MPa}$) の場合に、初期平均ガスケット応力を 10MPa から 40MPa まで変化したときの漏えい量推定結果と漏えい量測定実験結果の比較を示す。推定結果及び実験結果において、波型オイルパン形状 (表 1 中 type A) と箱型形状 (表 1 中 Box-shape) では密封性能に大きな変化はない。また初期平均ガスケット応力の増大に伴う漏えい量の減少、すなわち密封性能の向上の傾向はかなりよく一致している。推定結果と実験結果の差異の原因は、本漏洩推定方法が内圧作用下のガスケット応力からのみ漏えい量を推定していることにある。全面座ガスケットでボルト穴から漏えいが生じる場合、ボルト座面とフランジ間、あるいはねじ山の接触により、漏えいが軽減されると推測される。これらの漏えいを考慮して推定結果とすることはかなり困難であるため、実験による漏えい量より推定による漏えい量の方が大きいと考えられる。

図 14 は初期平均ガスケット応力が 30MPa 、内圧 $P=2\text{MPa}$ において、ガスケット幅 w 及びボルトピッチ p の変化に対する漏えい量推定結果の変化を示す。type C ではボルトピッチ p の増加、すなわちボルト本数の減少によりボルト穴からの漏えいが減少するため、漏えい量が type A に比べて小さくなる。ただし、type D のような極めて大きいボルトピッチ p ではボルトピッチ間でのガスケット応力が小さくなり、ボルトピッチ間から多量な漏えいが生じるため密封性能が極めて悪化する。他方、ガスケット幅 w による密封性能の変化は小さい。図 15 は漏えい実験で確認された内部流体の漏えいの様子を示す。解析により予測された通り、ボルト穴から気体 (ヘリウムガス) 及び水が漏えいする様子が示されている。図 16 は与えたガスケット応力に対して液体 (水) の漏えいが生じるときの内圧 P の推定値と実験値の比較を示す。試験装置及び部品の耐圧が 5MPa であるため、初期平均ガスケット応力 40MPa での試験は行っていない。推定結果と実験結果はかなり良く一致し、ガスケット応力が零になると液体 (水) の漏えいが生じることが確認できる。また、図 4 (b) の締結体を用いて同様の実験を行った結果、漏えいが生じるときの内圧 P に変化はなかった。

これらの結果より、従来波型オイルパン形状フランジ締結体が箱型フランジ締結体に比べ密封性能が向上するとされてきた理由として、実際の作業現場におけるボルト初期締付け力の決定方法が考えられる。本研究及び近年のフランジ・ガスケットに関する分野の研究では、ボルト初期締付け力を目標とする初期平均ガスケット応力から算出する方法が用いられている。しかし、現場では、ボルト初期締付け力はボルトの降伏応力の 30%あるいは 50%になるようにされているようである。図 13 のように等しい初期平均ガスケットになるように締結した場合に、同等の密封性能を示す締結体同士でも、等しいボルト初期締付け力で締結した場合では、ガスケット接触面積が異なるため、ガスケット接触面積が相対的に小さい波型オイルパン形状フランジ締結体の初期平均ガスケット応力がより大きくなる。そのため、ボルト初期締付け力を締結体形状によらず、ボルトの降伏応力からのみ決定する現場の方法では、波形オイルパン形状フランジの密封性能が良いとされてきたと推測される。

最後に以上の結果を用いてボルト初期締付け力を決定する方法を示す。内部流体が気体の場合、内部流体の種類により決定される許容漏えい量と漏えい量推定結果からボルト初期締付け力を決定する⁽¹³⁾。例えば、内部流体が揮発性有機化合物 (規制値:500ppm) であれば、許容漏えい量はおよそ $5.0 \times 10^{-3} \text{Pa} \cdot \text{m}^3/\text{s}$ であるとされている⁽¹⁴⁾。これは図 13 中の初期平均ガスケット応力が約 25MPa に相当する。従って、要求される初期平均ガスケッ

Table 3 The the amount of leakage from the bolt hole and between two bolts

L : the amount of leakage [$\times 10^{-4} \text{Pa} \cdot \text{m}^3/\text{s}$], k : shape factor, σ_g : average gasket stress [MPa]

	From the bolt hole, Area①			Between two bolts, Area ②		
Flange types	L	k	σ_g	L	k	σ_g
Box-shape	2.7	12.5	23.3	0.57	2.5	33.9
type A ($p=30, w=7.5$)	2.5	12.5	24.7	0.75	5	36.9
type B ($p=30, w=3$)	1.3	12.5	26.0	4.0	12.5	17.5
type D ($p=45, w=7.5$)	2.4	12.5	24.0	2.2	5	30.0
type E ($p=60, w=7.5$)	2.4	12.5	24.1	59	5	13.7

Fig. 13 Comparisons of the leak rate between the estimated result and the experimental result

 Fig. 14 Comparisons of the leak rate concerning the effects of gasket width w and bolt pitch p

(a) gas leak (b) water leak

Fig. 15 Photographs of leakage of the inner fluids from the bolt hole

Fig. 16 Comparison of the pressure when the water leak occurs between the estimated result and the experimental result

ト応力は 25MPa 以上であり、これにガスケット接触面積を乗じ、ボルト本数 N で除することによりボルト一本あたりの初期締付け力 F_f [N] が算出される。

また内部流体が液体(水)の場合、図 16 及び運転時の最大内圧から初期平均ガスケット応力を算出することで、安全に運転できる。最大内圧が 3MPa の場合、図 16 よりおよそ 23MPa 以上の初期平均ガスケット応力で締め付けることにより水の漏えいは生じない。

6. 結 言

本研究では、内圧を受ける非石綿ジョイントシートガスケット付き波型オイルパン形状フランジ締結体の密封性能に関して有限要素応力解析結果に基づく漏えい量の推定と漏えい量測定実験の両面から検討した。さらに内部流体を気体と液体のそれぞれについて検討し、以下の結果が得られた。

- (1) 箱型フランジ締結体の外周部を波型に加工した波型オイルパン形状フランジ締結体が密封性能に及ぼす影響を検討した。波型オイルパン形状が漏えいに及ぼす影響は極めて小さく、この締結体に対してはより小さいボルト初期締付け力での締結により箱型形状と同等の密封性能を得ることが可能であることを示した。同じボルト初期締付け力ではガスケット接触面積がより小さくなる波型オイルパン形状締結体の密封性能が箱型フランジ締結体のそれより良好となることを示した。
- (2) 有限要素応力解析結果より、波型オイルパン形状フランジ締結体のボルトピッチ間のガスケット幅 w 及びボルトピッチ p がガスケット応力分布に及ぼす影響を明らかにした。ボルトピッチ間のガスケット幅 w による影響は小さく、ボルトピッチ p の増加に伴い、主な漏えい発生箇所がボルト穴からボルトピッチ間に変わることを示した。またボルトピッチ p が極めて大きい場合、ボルトピッチ間から多量の漏えいが発生すると

推測されることを示した。

- (3) 内部流体を気体としたとき、有限要素応力解析により得られた内圧作用時のガスケット応力と JIS B2490 試験結果から漏えい量を推定した。初期平均ガスケット応力の増大に伴う密封性能の向上の傾向はかなり良く一致し、推定結果は安全側に推定された。さらに、最適なボルトピッチは、ピッチ間からの漏えい量がボルト穴からの漏えい量を上回らない程度であるとし、本研究の締結体形状では $p=45\text{mm}$ であった。
- (4) 内部流体を液体としたとき、ボルト穴近傍での漏えい経路上のガスケット応力が全て零になるときの内圧の大きさを各初期平均ガスケット応力において明らかにし、実際に漏えい実験を行いその妥当性を示した。推定結果と実験結果はかなり良く一致し、作動内圧の大きさから液体が漏えいしないための必要初期平均ガスケット応力を決定する方法を提案した。

以上の結果に基づいて、従来波型オイルパン形状フランジ締結体が箱型フランジ締結体に比べ、密封性能が向上するとされてきた理由を考察し、現場でのボルト初期締付け力の決定方法が挙げられることを示した。すなわち、初期平均ガスケット応力が等しい場合、同等の密封性能を示す締結体同士でも、ボルト初期締付け力を等しくすると密封性能が異なるという現象が生じるため、ガスケット接触面積が相対的に小さい波型オイルパン形状フランジ締結体の密封性能が良いとされてきたと推測した。

文 献

- (1) 永田 聡, 沢 俊行, 辻 裕一, 前崎 渉, “ガスケット付き圧力容器ふた締結体の有限要素解析と密封性能”, 圧力技術, Vol. 43, No. 5 (2005), pp. 262-270
- (2) Water, E.O., Schneider, R.W., *Transaction of ASME*, ASME, Vol.91, No.3 (1969), pp.615
- (3) JIS B2205 “管フランジの計算基準”
- (4) ASME Boiler & Pressure Vessel Code Section VIII division 1, App.2 (2004)
- (5) 沢 俊行, 辻 裕一, “ガスケット非石綿化の動向と密封特性試験方法の検討”, 圧力技術, Vol.44, No.6 (2006), pp.380-381
- (6) Sawa, T., Ogata, N. and Nishida, T., “Stress Analysis and Determination of Bolt Preload in the Pipe Flange Connections with Gaskets under Internal Pressure,” *ASME Journal of Pressure Vessel Technology*, Vol.124 (2002), pp.1-12.
- (7) A.E.Blach, “Bolted Flanged Connections for Non circular Pressure Vessels”, *Gaskets and Gasketed joints edited by John H.Bickford*, (1998), pp.487-505
- (8) ASME Boiler & Pressure Vessel Code Section VIII division 2 (2004)
- (9) 黒沢 亮, 前崎 渉, 沢 俊行, “内圧を受けるガスケット付き非円形箱型容器ボルト締結体の有限要素応力解析と密封性能評価”, 日本機械学会論文集 A 編, Vol.73, No.727 (2007), pp.352-359
- (10) 黒沢 亮, 永田 聡, 沢 俊行, 辰巳 恭章, “内圧を受ける非石綿ガスケット付き箱型容器ボルト締結体の密封性能”, 圧力技術, Vol.47, No.1 (2009), pp.29-37
- (11) 松本 光広, 沢 俊行, “曲げモーメントを受ける渦巻き形ガスケット付フランジ締結体の有限要素法応力解析と密封性能評価：作動流体が液体の場合”, 日本機械学会論文集 A 編, Vol.71, No.704 (2005), pp.685-691
- (12) Yoneno, M., Sawa, T., Kawamura, H., Shimizu, A., “The Sealing Performance of Flexible Box-Shaped Bolted Flanged Joints Using Liquid Sealant Subjected to Internal Pressure”, International Congress & Exposition, March 1999, Detroit, MI, USA
- (13) JIS B2490, “管フランジ用ガスケットの密封特性試験方法”, 2008
- (14) 小林 隆志, 増井 貴一, 西浦 謙剛, 柴田 秀史, “フランジ継手の密封性能に与えるガスケット特性の影響”, 山梨講演会講演論文集, 2009, pp.168-169
- (15) 宮本 悟, “地球環境問題に対応のバルブ ベローズバルブ”, バルカーレビュー, 1999