

平成 22 年度  
広島大学博士論文

ガスケット付き箱型圧力容器締結体の応力解析と  
密封性能評価に関する研究

A Study on the Stress Analysis and the Sealing Performance Evaluation of  
Bolted Box-shaped Flange Connections with Gaskets

工学研究科 博士課程後期 機械システム工学専攻

黒沢 亮

## 目次

第1章	緒論	1
1.1.	緒言	2
1.2.	従来の研究の展望と概要と問題点	5
1.2.1.	円形管フランジ締結体に関する研究	5
1.2.2.	最近の気体漏えい防止に関する研究	10
1.2.3.	締結ボルトに関する研究	12
1.2.4.	箱型フランジ締結体に関する研究	14
1.3.	本研究の目的と意義	15
1.4.	結言	18
第2章	全面座型ガスケット付き箱型圧力容器締結体の 応力解析と密封性能	19
2.1.	緒言	20
2.2.	ガスケット接触応力有限要素解析	22
2.3.	密封性能実験方法	27
2.4.	ガスケット接触応力解析結果	30
2.5.	密封性能実験結果	36
2.6.	ボルト初期締付力の決定	38
2.7.	結言	42
第3章	締結体材料及びガスケット座面形状が内圧を受ける箱型圧力容器 締結体のガスケット応力分布に及ぼす影響と密封性能評価	43
3.1.	緒言	44
3.2.	ガスケット接触応力有限要素解析	45
3.3.	密封性能実験方法	47
3.4.	ガスケット接触応力解析結果	55
3.5.	密封性能実験結果	62
3.6.	結言	66
第4章	内圧と温度変動を受けるガスケット付き箱型圧力容器締結体の 有限要素応力解析と密封性能評価	67
4.1.	緒言	68
4.2.	ガスケット接触応力有限要素解析	70
4.3.	密封性能実験方法	75
4.4.	ガスケット接触応力解析結果	78

4.5.	漏えい量推定結果と実験結果の比較及び検討	81
4.6.	結言	88
第5章	オイルパン型ガスケット付き箱型圧力容器締結体の応力解析 と基礎的密封性能	89
5.1.	緒言	90
5.2.	ガスケット接触応力有限要素解析	91
5.3.	漏えい量推定方法	96
5.4.	漏えい量測定実験方法	99
5.5.	有限要素法(FEM)応力解析結果	101
5.6.	推定結果と実験結果の比較及び検討	105
5.7.	結言	109
第6章	ガスケット付き箱型圧力容器締結体の設計への指針	111
6.1	緒言	112
6.2	ボルトピッチとカバー厚さの決定方法	113
6.3	設計の指針及び流れ	117
6.4	結言	120
第7章	結論	121
	参考文献	127
	関連発表論文	138
	謝辞	142

# 第 1 章 緒 論

## 1.1 緒言

内圧を受けるガスケット付きフランジ締結体は、石油精製あるいは化学プラントや発電プラントなどの機械構造物、自動車のオイルパン等に多数用いられており、機器を構成する上で重要な役割を果たす構造物である。それらは、フランジとフランジの間にガスケットを挟み、多数本のボルトで二つのフランジを締結することにより、内部流体の圧力を保持しさらに漏えいを防止することを目的としている。

この基本構造は100年以上変わらず使用され、各種プラントの配管接続部 (Fig. 1-1) に多用されている円形管フランジについては、各国規格で寸法、材料、使用圧力と温度の関係が定められており、それらのうちの一部は ASME 規格、EN 規格及び JIS 規格など世界中で多く使用されている。Fig. 1-1 は化学プラントの全景の例を示す。このようなプラントではフランジ締結体が約5万個使用されている。他方このようなフランジ締結部の漏えい事故もまれに発生し、この防止対策及び微小漏えいが環境に与える影響が世界的な問題となっていることから、このようなフランジ締結体については以前に比べより多くの力学特性、及び密封性能の研究も行われている。



Fig. 1-1 Appearance of Chemical Plant

欧米においては1980年代になると、フランジガスケットの材料として主流であったアスベストが健康上の問題から規制され一部のアプリケーション<sup>(1)-(5)</sup>を除き使用できなくなった。この結果、ガスケット材質の変更のため、フランジ締結部の密封性能に関する研究も多くされるようになった。さらに、1990年後半には、化学物質排出移動量届出制度(PRTR法)の規制もあり、このような背景からフランジ締結体の力学特性及び密封性能に関する研究が多くされるようになってきている。

しかし多くの研究がなされているにも関わらず、未だに、フランジ締結部からの内部流体漏えいによる火災事故や爆発事故が世界中で発生しており<sup>(6)-(8)</sup>、時として人命までもが失われているのが現状である。

ガスケット付きフランジ締結体は主にプラントやパイプラインなどの配管に多用される円形管フランジ締結体と、圧力容器の蓋やボイラー、冷凍機、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2つに大きく分類される。

Fig. 1-2 は非円形箱型フランジ締結体の使用例を示す。機器の制約上、メンテナンス性及びコストの観点から非円形箱型フランジも円形管フランジと比べると数は少ないが、ボイラーの風量調整用のダンパ、吸収式冷凍機、自動車等に多数使用されている。

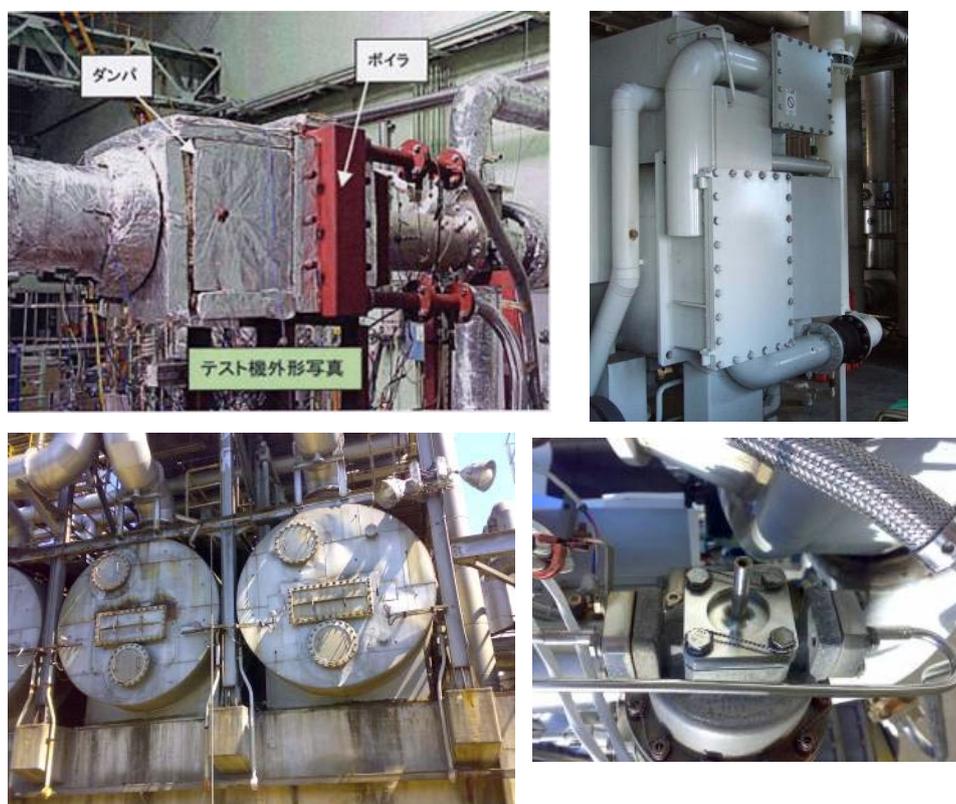


Fig. 1-2 Examples of Box-shaped Flanges used in practice

内圧作用下での円形管フランジ締結体の密封性能に関する研究は数多くなされており、一般的設計及び効率的ボルト締付方法などが提案され JIS, 及び米国機械学会 (ASME) などで規格化されている。一方, ガasket付き非円形箱型フランジ締結体に関しては, Blach<sup>(116)</sup>の研究があるのみで, さらにこの研究に基づいて ASME の設計法に規定されているが, これは漏えいが考慮されていない。このため漏えい事故防止のための対策が確立されていないのが現状であり, さらに環境規制からも検討が必要とされている。すなわち, 箱型フランジ締結体の漏えいを考慮した合理的設計法が確立していないのが現状である。

本章では, ガasket付きフランジ締結体に関する研究を概括し, その成果をまとめ, 共に問題点を指摘する。さらに, 問題点を整理し, 非円形箱型フランジ締結体の研究すべき課題を列挙し, 本研究の目的意義を明らかにする。

## 1.2 従来の研究の展望と概要と問題点

### 1.2.1 円形管フランジ締結体に関する研究

Fig. 1-3 は代表的な形状を持つ円形管フランジを示す。円形管フランジ間にガスケットを挟み、 $N$ 本のボルト・ナットにより初期締付力  $F_t$  で締結されている。

配管に内圧  $P$  が作用すると、ボルト軸力の増加分  $F_i$  がボルトに追加され、ボルト軸力は、 $F_t + F_i$  となる。一方、ガスケット面には当初ボルト 1 本あたり  $F_t$  の圧縮力が作用していたが、内圧作用により接触力  $F_c$  が失われ、ガスケット接触力は、 $F_t - F_c$  となる。内圧作用時の減少したガスケット接触力をボルト 1 本あたりのガスケット面積  $A$  で割れば、ガスケット平均応力  $(F_t - F_c) / A$  として算出できる。

力学的に円形管フランジの内圧作用時の軸方向力  $W$  ( $W = \pi a_1^2 P$  ,  $a_1$  はパイプ半径) とするとき、次式が成り立つ。

$$F_t + F_c = W / N \quad (1.1)$$

式(1.1)において、 $F_t$  と  $F_c$  が未知数であり、未知数 2 つに対して、与えられる式は 1 つのため、不静定問題となり簡単には  $F_c$  と  $F_t$  の値は得られないという基本的な問題があった。

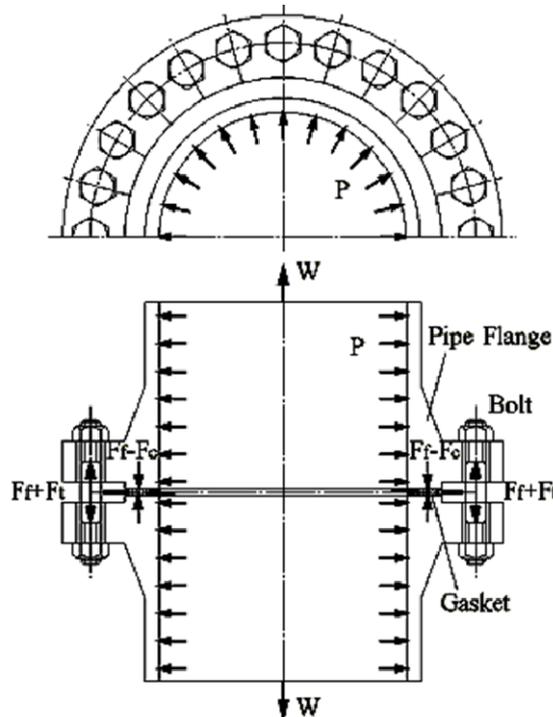


Fig. 1-3 A circular pipe flange connection with a gasket subjected to internal Pressure

これら円形管フランジ締結体の問題について、1920 年代後半に Waters, Taylao, Rossheim<sup>(9)-(13)</sup>により基本研究が行われ、現在代表的な円形管フランジの規格として、ASME B16.5 規格<sup>(12)</sup> が広く世界中で活用されてきた。この Waters らの応力の算出はボルト締付力によるモーメントで生じる応力と内圧で生じる応力を重ね合わせて応力を算出している。フランジ、ボルト及びガスケットをひとつの構造体として不静定問題として解いている訳でないため、内圧作用時のボルト荷重やガスケット接触応力は計算できていない。このため結果の妥当性については疑問が残る。

これに対して、1951 年 Wesstrom ら<sup>(12)</sup>らは、Waters らの解析から算定されるフランジの曲げ剛性を用いてボルト荷重あるいは内圧推力と変形量との関係式を導き、線形ばねとしてモデル化したガスケット、ボルトの力と変形量の式とを連立させて、ボルト初期締付状態から内圧作用状態までのボルト荷重およびガスケット荷重と各部の変形量を明らかにしている。この研究は、それまでフランジ単体を対象としたものに留まっていた解析を、締結体として解析した研究であり、ASME 設計規格には取り入れられなかったが、変形による漏えいが問題となる大口径管フランジを使用する熱交換器の設計<sup>(7)</sup>などには、よく利用されている。

日本においては、JIS 管フランジ<sup>(16), (17)</sup> (現在の JIS B 2220<sup>(18)</sup>) の寸法体系化に用いた、ASME 規格<sup>(6)</sup> とは異なった応力解析による設計法<sup>(17)</sup>があったが、設計規格としては採用されず ASME 規格をそのまま使用する形で現在の JIS 規格<sup>(20), (21)</sup>となっている。

鋼製フランジでは十分な実績のあった ASME 規格<sup>(9)</sup> の設計法も縦弾性係数が小さい非鉄金属製のフランジ設計への適用は、鋼製フランジと同様の設計を行うとフランジローテーションが大きくなり、密封性能が確保できない懸念があった。1980 年代に進められたアルミニウム合金製フランジの JIS 規格化に当たり、河村<sup>(21)-(25)</sup>はフランジ締結体に使用状態における変形および荷重条件の理論的考察の必要性を述べ、フランジ・ガスケット・ボルトを含めた締結体の変形解析を行い、使用状態における荷重条件を決定する設計法を確立した。また、これらの研究ではガスケットの扱いに特徴があり、うず巻きガスケットやジョイントシートガスケットなどソフトガスケットの圧縮復元特性は非線形負荷履歴依存性を示すが、圧縮曲線と復元曲線をそれぞれ線形近似した圧縮復元特性を用いて、ボルト初期締付時は圧縮時縦弾性係数、内圧作用時には復元縦弾性係数を解析に用いている。この解析手法は、これ以前の研究には無い簡

単かつ論理的手法により体系化された画期的な試みと考えられる。さらに、フランジリングの回転角とガスケットの圧縮量からガスケットの接触幅とガスケット圧縮力の作用点を収束計算で求めることができ、さらに、フランジローテーションによりボルト軸力の作用点がボルト中心位置からナット座面端部に移動するナットの片当たりも計算できるなどの特徴も有している。この研究成果に基づき、アルミニウム合金製フランジに関する3つのJIS規格<sup>(25) - (27)</sup>が規定されている。

尚、最近になり、ガスケット接触幅や復元量の定義に関する矛盾が大山<sup>(28)</sup>らによって指摘され、修正案が提出されている。河村らの研究<sup>(21) - (24)</sup>から約10年のち、Bouzidら<sup>(29) - (31)</sup>はガスケットはガスケットの非線形圧縮復元特性や内圧作用による周方向の変形も考慮したより精密なフランジ締結体の変形解析法を提案し、内圧作用時のガスケット接触面積分布と接触幅を解析的に求めている。この時期になると、有害物質漏えいに関する規制から、漏えい量基準のフランジ締結体設計法の確立が急務と認識され始めている。

一方、フランジ締結体をボルト締結体として捉え、フランジとガスケットで構成された被締付け物系とボルトナット締結系の相互作用を考慮し、各部の変形と応力を弾性論により厳密に解析する一連の研究も報告されている。

1970年代吉本<sup>(32)</sup>らは、中空円筒を一本のボルトで締結した締結体に軸方向外力が作用する挙動を弾性論に基づき解析し、ボルト・ナット系の引張ばね定数と被締結体の圧縮ばね定数を求めると共に、被締結体の引張ばね定数を定義している。これらのばね定数を用いて作用外力に対するボルト軸力増分の比を示す内力係数の計算式を定義し、この提案式の妥当性を実験で検証している。

また、沢ら<sup>(33)・(34)</sup>は、ボルト頭部およびナットの変形やねじ込みボルトの変形を厳密に解析し、ボルトのばね定数を算出する際の指針を示している。さらに、また、沢ら<sup>(32)</sup>は、金属平形ガスケットを2枚の中空円筒にはさみ、1本のボルトで締結した締結体に軸方向外力が作用する場合の挙動を弾性論に基づき解析している。解析は中空円筒とガスケットの接触を弾性接触問題として扱い、ガスケットの接触応力分布を計算している。また、解析で得た締結体の変形から文献<sup>(32)</sup>と同様の考え方で各ばね定数を算出して内力係数の計算式を定義し、実験によって解析および内力係数の定義の妥当性を検証している。

この研究で採られた解析手法はガスケット付きフランジ締結体の理論解析の基礎となっている。また、諸星<sup>(36)</sup>らは多数本ボルトの場合の解析および実験も行っており、ボルトの配置とガスケット接触応力分布などを検討している。

弾性論に基づくフランジ締結体の解析に関する研究が1980年頃から報告され、沢ら<sup>(37)</sup>は解析手法を拡張し、フランジ締結体の挙動解析を行った。理論解析と実験による検証を行い、接触面の分離開始荷重などを求めている。ボルト締付位置が内圧推力や外力の作用位置より外側にあるために生じるボルトの曲げ影響も考慮しており、フランジ締結体の挙動を厳密に解析した先駆的な研究として重要な意味を持つ。また、解析から得たナット座面の変位を用いて被締結体の引張ばね定数および圧縮ばね定数を算出し、ボルト・ナット系のばね定数と組合せてフランジ締結体の内力係数の計算式を提案している。

上記研究では、ガスケットを扱っていないが、沢ら<sup>(38)</sup>・<sup>(39)</sup>は平面座フランジに金属平形ガスケットをはさんだ平面座フランジ締結体の初期締付時および内圧作用時の挙動を三次元軸対象弾性論により解析している。理論解析によってガスケット厚さ、ガスケット縦弾性係数、およびボルト穴中心円直径がガスケット接触応力分布に与える影響を検討し、フランジ締結体の内力係数の計算式を提案した。また、実験により理論解析および内力係数の妥当性を検証している。

沢ら<sup>(40)</sup>は、上記研究の金属ガスケットを渦巻き型ガスケットに拡張し、渦巻き型ガスケットをはさんだ平面座管フランジ締結体の初期締付時および内圧作用時の挙動を軸対称三次元弾性論により解析している。渦巻き型ガスケットはその圧縮復元特性に非線形負荷履歴依存性を示すため、厳密な理論解析は非常に複雑になり困難であるが、圧縮曲線と復元曲線をそれぞれ線形近似し、初期締付時には圧縮縦弾性係数を内圧作用時には復元縦弾性係数を用いることで解析的に取り扱っている。また、渦巻き型ガスケットを考慮した内圧を受ける平面座管フランジ締結体の内力係数の計算式を提案している。

2000年前後には有限要素法によるフランジ締結体の非線形解析法も開発された。福岡<sup>(41)</sup> - <sup>(43)</sup>らは、フランジ・ボルト・ナットを弾性三体接触問題として解析可能な独自の解析コードを開発している。ただし、ガスケットは金属平形ガスケットを想定した弾性体モデル化であると思われる。高木<sup>(44)</sup>らはこれを汎用的なソフトガスケットが

示す非線形荷重履歴依存の圧縮復元特性を考慮できるように拡張している。その後、多くの汎用コードでガスケット要素が利用できるようになり、フランジ締結体の力学特性と密封性能評価に関する研究の発展に寄与している。

## 1.2.2 最近の気体漏えい防止に関する研究

フランジの密封特性を考慮し、フランジ継手を設計することが必要となり、1940年代に Rossheim&Marke によりガスケット係数 $m$ と最小締付圧力 $y$ が導入されている<sup>(45)</sup>。

ガスケット係数 $m$ と最小締付圧力 $y$ は、ガスケット有効幅と共に、設計においてボルト荷重を規定するために用いられる。その導入においては、明確な理論的根拠や実験検証が与えられておらず<sup>(46)</sup>、その妥当性についても多くの研究が行われている<sup>(47)</sup>。

1980年代に入り、アスベストの使用規制から、新素材ガスケットの開発が進められたがガスケット係数 $m$ と最小締付圧力 $y$ の試験方法などについて規定がなかったため、これらをどの様に規定するか問題になっている。それまでの研究では、ガスケットの密封性能を $m$ と $y$ だけで評価するのは、単純化しすぎであるとの見解であり、米国 PVRC (Pressure Vessel Research Council) では、この全面的な見直しを目的とした大規模な研究<sup>(48)-(57)</sup>が開始されている。

研究対象のガスケットは、欧米でアスベスト代替材料として有望視されていた膨張黒鉛や PTFE (フッ素樹脂)に関するものが中心的となっている。日本においては、有機化合物繊維とゴムを混練した非石綿シートガスケットに関する研究も行われている<sup>(58)-(59)</sup>。

また、実験結果の整理は、当時の環境問題への関心の高まりから注目され始めた<sup>(60)</sup>。微小漏えいに関する代表的な規制には米国環境保護庁 (EPA) が、1990年の改正大気浄化法 (CAAA) に伴って策定したものなどがあり、プラントから放出される有害大気汚染物質 (Hazardous Air Pollutant) と揮発性有機化合物 (Volatile Organic Compound) の排出量が規制されている。これらをガスケット接触応力と密封性能の関係を整理する理論体系と、材料定数としての新ガスケット係数が PVRC から提案されている<sup>(61), (62)</sup>。

新ガスケット係数を決定するための試験方法は ROTT (Room temperature Tightness Test)<sup>(63)</sup> と呼ばれ、密封性能を表す新しい概念としてタイトネスパラメータを導入している。また、新ガスケット係数を用いた要求タイトネスに基づくフランジ設計法を提案している<sup>(64)</sup>。この新しい設計法はガスケット接触応力と密封性能の関係に関しては一定の合理性はあるが、その基本となる新ガスケット係数の定義には一部仮定が入っており、結果現実との乖離がある。

また、ガスケット接触応力を決定する荷重条件の計算に関しては経験的な算出方法を採用しており、前述で述べたフランジ締結体の力学挙動解析に関する研究成果を反映したものになっていない。さらにこの設計法によってフランジを設計すると従来に比べて板厚を増す必要があり不経済になる問題が指摘されている<sup>(65)</sup>。

また、ガスケットは圧縮時と復元時で弾性率が異なるため、ガスケット接触応力との関係付けにおいてガスケットが圧縮過程にあるか復元過程にあるかを区別する必要があり設計が複雑になるなど設計規格として煩雑な部分もある。以上の理由から当初現 ASME 規格の代替案として導入する予定であった新設計法であるが、未だ審議中であり規格としての成立は困難な状況である。

ROTT<sup>(57)</sup>や欧州規格ガスケット試験法である EN13555<sup>(66)</sup>が、ガスケットの密封性能をガスケット接触応力で整理するに對して、小林ら<sup>(67)-(81)</sup>はガスケットの圧縮量と漏えい量の相関を取り、ガスケットが圧縮過程にあるか復元過程にあるかに関わらず、漏えい量がガスケット圧縮量で整理できることを示している。また、種々の寸法のガスケットで漏えい実験を行い、漏えい量はガスケットの内径に比例し、接触幅に反比例することを明らかにした。これにより、ある寸法のガスケットで漏えい試験を行えば、寸法の異なる同じ材質のガスケットの漏えい量を推定できることが示されている。

これらの研究成果に基づき、日本独自のガスケット密封性能試験法<sup>(82)</sup>が作成されている。許容漏えい量をガスケット圧縮量で規定すれば、フランジの変形計算から密封性能を推定できるため、漏えい量基準のフランジ設計法として有望である<sup>(83)</sup>と思われる。

また、高温下での長期使用で問題となるガスケットのクリープの問題についても、漏えい量がガスケットの圧縮量で整理されれば統一的に扱える可能性もあり期待される<sup>(84)-(90)</sup>。

Bouzid ら<sup>(91)-(92)</sup>はフランジ締結体に挟まれた使用状態におけるガスケットのクリープと漏えいについても検討している。

### 1.2.3 締結ボルトに関する研究

フランジ締結体の密封性能を左右する重要な要素として、ボルト締結力のばらつき及び初期締付ボルト締付け力の設定と施工が挙げられる。ボルト締結力の極端なばらつきは漏えいに繋がる。プラント設備のフランジ締結体における実際のボルト締付けは、トルクレンチなどを用いてトルク法で管理され施工されている。ボルトの締付けパターンは、対角パターンで締付けることが保全の実務者の間で半ば常識となっており、経験的にこの締付け方法によって均一な締付けが得られていると信じられているようである。ASME PCC-1<sup>(93)</sup>では、米国石油メジャーの社内マニュアルに基づいた、徐々に締付けトルクを増しながら、対角パターンのボルトを締付ける手順をフランジ締付けのガイドラインとして提示している。

しかし、一度締付けたボルトの隣のボルトを締付けると、締まっていたボルトが再び緩むことも知られている。これらの現象をボルトの弾性相互作用と呼び、フランジ締結体のボルト締付手順に対して、この弾性相互作用を考慮して理論的な考察が加えられるようになったのは最近になってからである。

Bibel ら<sup>(94)-(95)</sup>は、2サイズのフランジと数種類のガスケットの組み合わせについて幾つかのボルト締付け手順でフランジ締結体を組立てる体系的なボルト締付け実験を行わない、弾性相互作用によるボルト軸力の変化などの締付け特性を評価した。また、この弾性相互作用の特性を利用した、一回の締付けで均一なボルト軸力が得られるような締付け手順も提案している。

福岡ら<sup>(96)-(97)</sup>、高木ら<sup>(98)</sup>は三次元有限要素解析と実験により、フランジ締結体のボルト締付け特性を評価している。これによると経験的に重要と思われていた対角パターンの締付けは、フランジの平行度を維持して片締めを防ぐなどの意味はあるものの、ボルト軸力の均一化にはほとんど寄与しないことが明らかになり、従来の常識を覆す結果となっている。

アライメントにさえ気をつければ、最初から目標締付けトルクの100%でボルトを周回方向に締付けていくパターン(隣のボルトを順次締付ける)の方が、ボルト軸力の収束が早く効率的であることを示している。この研究成果に基づき、日本独自のフランジ締結体のボルト締付け手順の指針が作成され、JIS規格化されている<sup>(99)</sup>。指針によると、5周回か

ら7周回程度で平均ボルト軸力の達成率は締付けトルクの90%以上となり締付け完了となる。このときのボルト軸力のばらつきは、一般のボルト締結体の軸力のばらつきより相当小さく、±20%程度に抑えられる結果が得られている。

実際の現場におけるフランジ締結体の締付け管理については、ボルト締付け手順だけでなく、ボルト締付け力の決定やフランジ座面の養生、潤滑剤などの幅広い知識と注意深い作業が必要である<sup>(100)-(104)</sup>。石油学会規格<sup>(105)</sup>では、ASME規格<sup>(9)</sup>のフランジ応力計算式を用いて、ハブの応力がフランジ材料の降伏応力となるボルト荷重を逆算し、これを推奨ボルト初期締付け力としている。このことからASME設計規格<sup>(9)</sup>のフランジ設計条件が、現場の実際のフランジ締結体の使用条件と大きく乖離していることがわかる。

また、近年ボルトの許容応力の見直しの研究も進められており、金田、辻ら<sup>(106)-(112)</sup>はボルトの塑性域締付けについて研究を進めている。現在のASME規格<sup>(9)</sup>ではボルトの許容応力の1/3程度で締付ける指針となっており、本来ボルトが有する許容応力に対して十分すぎるマージンがある。これらの塑性域締付けが可能となればボルトの小径化、本数の削減も可能となり経済的にも有利である。

さらに、締付けた後に発生するボルトの緩みの研究も正司<sup>(113)-(114)</sup>らにより進められており、ねじの緩みの発生は、ねじ面のせん断応力の交番的な変化によって生じることも明らかになっている。

フランジ締結体の信頼性を向上するには、ボルト軸力の均一性を保証する締結手順、ガスケットの密封性能の把握、及びその上でフランジ締結体の力学特性解析に基づく強度評価と密封性能評価を行う、総合的な設計法の確立が不可欠である<sup>(115)-(121)</sup>。

#### 1.2.4 箱型フランジ締結体に関する研究

前述のように、内圧作用下での円形管フランジ締結体の密封性能に関する研究は数多くなされており、設計及び締付方法などが提案され JIS, ASME などで規格化されている。

一方、ガスケット付き非円形箱型フランジ締結体に関しては、一般の産業機械、自動車のオイルパンなどに多数使用されているが、Blach<sup>(122)</sup>および川村<sup>(123), (124)</sup>の研究があるのみである。

Blach<sup>(122)</sup>の研究結果に基づいて ASME の設計法に規定はされているが、これは漏えいが考慮されておらず、既存の非円形箱型フランジ締結体を円形管フランジに等価円法を用いて、箱型フランジ締結体の強度計算を行ったに過ぎない。近年の規制などにより、箱型フランジにも円形管フランジ同様に漏えい量基準の設計法の要求が高まっている。

このため、円形管フランジと同様に箱型容器締結体も漏えい量を評価し、ガスケット幅、フランジ形状などの設計因子を明らかにし、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必要が急務である。

Fig. 1-4 は自動車のエンジンの下部に取り付けられているオイルパンを示す。

一般の箱形締結体は四角形形状であるが、オイルパン形は締結ボルト周辺がボルト座面に沿って波型形状をしていることが多いことが特徴である。これらの波型形状を持つオイルパン形は通常の箱型に比べ漏えい特性が優れていると経験的に言われているが、理論的な研究は川村<sup>(123), (124)</sup>の研究のみで理論的な解析は不十分である。



Fig. 1-4 An oil-pan flange connection used in Automobile car as an example

### 1.3 本研究の目的と意義

1.2 において従来の研究を展望し、問題点を検討した結果を以下に述べる。

1) 円形管フランジ締結体の強度, 特性解析および漏えいに関する研究が多くなされているが, 実用上重要な箱型フランジ締結体の強度, 漏えい防止技術, 特性に関する研究はほとんどなされていない。特に, 箱型フランジ締結体の設計法に関しては Blach<sup>(122)</sup> および 川村<sup>(123), (124)</sup> らの研究があるのみで, 合理的体系的設計法の確立がなされていない。漏えい事故防止及び環境問題の観点から合理的な設計法の確立が望まれる。

2) 実際に箱型フランジ締結体を設計するにあたり, フランジを構成する材質, およびガスケット座面は重要な設計パラメータであるが, 材質およびガスケット座面形状がフランジ締結体の密封性能に及ぼす影響についての研究はほとんどなされていない。このような設計パラメータが密封性能に及ぼす影響を明らかにする必要がある。

3) 低温から高温まで幅広い条件下で使用されることが多いフランジ締結体であるが, 箱型フランジ締結体については, 常温状態以外での密封性能に関する研究はほとんどなされていない。また, ボルトピッチが密封性能に及ぼす影響に関する研究はなされていない。このためどのようにボルト呼び径, 強度区分及びボルトピッチを設計・決定すれば良いかが不明確である。

4) 自動車等で使用されている, 箱型フランジ締結体の外周部が波型形状を持つオイルパン型ガスケット付箱型フランジ締結体を実際には多用されているが, このような形状の箱型フランジ締結体の密封性能に関する研究はほとんどされていないため特性解明が必要である。

5) 箱型フランジ締結体の具体的設計に関して, ボルトピッチ, 被締付け物厚さ,

材料選定, ガasket形状及びボルト呼び径の決定に関しての設計指針が無い。

このため設計指針の確立が必要である。

従って, 以上の問題点に対して, 本研究では箱型フランジ締結体の内圧作用下における力学特性および密封性能を有限要素解析と漏えい実験の両面より検討し, 基本密封性能を明らかにし, さらに漏えい量基準の設計法を確立することである。このため本論文は以下の項目について検討することが目的であり, この検討結果より, 流体を扱う箱型フランジ締結体に関する合理的な設計法が確立されることにより, この分野の技術向上に寄与することが考えられる。本研究の目的及び意義を考えると本論文の構成と概要は以下となる。

- 1) 内圧を受ける箱型フランジ締結体の密封性能を明らかにする
- 2) 内圧を受ける箱型フランジ締結体の構成する材質およびフランジ座面が密封性能に及ぼす影響を明らかにする。
- 3) 箱型フランジ締結体が高温下で内圧を受けた際の密封性能を明らかにする。
- 4) オイルパン型ガスケット付箱型フランジ締結体の密封性能を明らかにする。
- 5) 漏えい量に基づく箱型フランジ締結体の設計手順を提案する。

以上の問題点及び目的に従い, 本論文は以下に述べる順に検討を進める。

本章, **第1章「緒論」**では, 従来のガスケット付きフランジ締結体の研究概要を明らかにし, 現状の箱型フランジ締結体に関する研究を展望し, 解決すべき課題点を挙げ, 本研究の目的意義を明確にする。

**第2章「全面座型ガスケット付き箱型フランジ容器締結体の応力解析と基本密封性能」**では, 箱型フランジ締結体のボルト締付け時のガスケット接触応力と内圧作用時のガスケット接触応力を有限要素計算で求め, ガスケット接触応力と漏えい量の関係を把握し, 箱型フランジ締結体の基本密封性能を明らかにする。また, 箱型フランジ締結体と円形管フランジ締結体との密封性能に関する特性比較も行う。

**第3章「締結体材料及びガスケット座面形状が内圧を受ける箱型圧力容器締結**

**体のガスケット応力分布に及ぼす影響と密封性能評価**」ではフランジを構成する材質, およびガスケット座面形状が箱型フランジ締結体の漏えい特性について明らかにし, これらが箱型フランジ容器締結体の密封性能に及ぼす影響を検討する。

**第4章「内圧と温度変動を受けるガスケット付き箱型圧力容器締結体の応力解析と密封性能評価**」では, 箱型フランジ容器締結体の高温状態でのガスケット接触応力分布に及ぼすガスケット特性及びボルトピッチ等の因子の影響を調べ, 密封性能に関して検討する。

**第5章「オイルパン型ガスケット付き箱型圧力容器締結体の応力解析と基礎的密封性能**」では, 自動車等で使用されている, 箱型フランジ締結体の外周部が波型形状を持つオイルパン型ガスケット付箱型フランジ締結体のガスケット接触応力分布を調べ, 密封性能を明らかにする。

**第6章「ガスケット付き箱型圧力容器締結体の設計への指針**」では, 与えられた許容漏えい量に対し密封性能が満足する箱型フランジ容器締結体の設計手順を提案する。すなわち, 与えられた内圧等の条件に対してボルト初期締付け力, ボルト強度区分, ボルトピッチ, ふた材質, ガスケット形状等の設計手順を示す。

**第7章「結論**」では, 本研究で得られた成果を要約するとともに残された課題を述べる。

## 1.4 結言

本章では,箱型フランジ締結体の漏えい防止の観点から,その密封性能把握の重要性を述べ,現状の問題点を指摘した。また,フランジ締結体全般の従来の研究につき,フランジ・ガスケット・ボルトのそれぞれの視点から展望し研究成果をまとめ問題点を明らかにした。すなわち,箱型フランジ締結体の特性に関する研究は極めて少なく,密封性能に関する不明な点が多くあり,箱型フランジの設計法が確立されていないことを指摘した。箱型フランジ締結体の合理的な設計法を確立することにより,漏えいに伴う事故の発生も防止することが可能となり,また経済的な観点からも最小のコストで信頼性が高い機器の設計が可能となることを指摘した。その結果,結果競争力の高い商品を提供することが可能となると推測される。従って本研究の目的をまとめると以下である。

1. 内圧を受ける箱型フランジ締結体の密封性能を明らかにする
2. 内圧を受ける箱型フランジ締結体の構成する材質およびフランジ座面が密封性能に及ぼす影響を明らかにする。
3. 箱型フランジ締結体が高温下で内圧を受けた際の密封性能を明らかにする。
4. オイルパン型ガスケット付箱型フランジ締結体の密封性能を明らかにする。
5. 漏えい量に基づく箱型フランジ締結体の設計手順を提案する。

以上の問題につき,以下の章で検討を行う。

**第 2 章**  
**全面座型ガスケット付き箱型圧力容器締結体**  
**の応力解析と密封性能**

## 2.1 緒言

内圧を受けるガスケット付き箱型圧力容器締結体ボルト締結体などのボルト締結体は石油あるいは化学プラントをはじめ原子力分野等の機械構造物，あるいは自動車のオイルパン等に用いられている。最適なガスケット付き箱型圧力容器ボルト締結体を設計するためには，内圧作用下での締結体の特性を把握することが必要である。従来ガスケット付きボルト締結体の密封性能評価に必要なガスケット接触応力と締結体特性に関する研究<sup>(32)-(42)</sup>がなされている。しかしガスケット付き箱型容器ボルト締結体設計法は ASME<sup>(6)</sup>に規定されているが，未だ不明な点が多く，さらに締結体の密封性能等の特性に関する研究も，わずかしかな行われていない。このため合理的設計法が確立していないのが現状である。

最近，アメリカの圧力容器研究委員会(Pressure Vessel Research Council,PVRC)がタイトネスパラメータ  $T_p$ <sup>(28)</sup>と新ガスケット係数( $G_b$ ,  $a$ ,  $G_s$ )を用いた密封性能の評価法とボルト初期締付け力の決定方法を提案している<sup>(60)-(61)</sup>。しかし PVRC が  $T_p$ と新ガスケット係数を得るために実施している常温時における漏えい量測定実験(Room Temperature Operation Tightness Tests,ROTT) は一様ガスケット接触応力下での結果であるため，ガスケット接触応力分布が不均一である実際のガスケット付きボルト締結体を使用する際には，どのように新ガスケット係数を用いて必要なボルト初期締付け力を決定すればよいかは疑問が残る。PVRC の新ガスケット係数を用いた密封性能設計法<sup>(8)-(11)</sup> は，内圧作用時のタイトネスパラメータ  $T_p$ を与え，ボルト初期締付け時の  $T_p$ を内圧作用時の  $T_p$ の 1.5 倍以上とし，このときのガスケット接触応力が実現するボルト初期締付け力を決定するとしている。しかしこの方法は経験的であり，また明確な数値が与えられていないことにも信頼性がない。

そこで本研究では，ガスケットの負荷・除荷曲線におけるヒステリシスを考慮したガスケット付き箱型容器ボルト締結体の内圧作用時のガスケット接触応力を，三次元有限要素計算により求め，このガスケット接触応力分布を用いて締結体の密封性能を評価することを目的としている。このためまず箱型圧力容器ボルト締結体と対応する円

形压力容器ボルト締結体のガスケット接触応力分布を同様に計算し、両締結体の特性を比較することにより、箱型压力容器ボルト締結体の密封性能を明らかにする。実際の箱形压力容器ボルト締結体を使用してヘリウムガスによる漏えい量測定実験を行い、漏えい量からタイトネスパラメータ  $T_p$  を算出する。さらに箱形压力容器ボルト締結体の公称ガスケット接触応力を用いた新ガスケット係数( $G_b, a, G_s$ )を求めた後、有限要素計算から得られる内圧作用時ガスケット接触応力を用いた新ガスケット係数と、PVRC方式により測定される新ガスケット係数の値<sup>(8)・(12)</sup>を比較検討する。最後に与えられた密封性能(タイトネスパラメータ  $T_p$ )を満足するため、本研究が提案する手法による初期締付け力の値と PVRC 方式による値を比較検討する。

## 2.2 ガasket接触応力有限要素解析

漏えい量とガスケット接触応力の関係を明らかにするために、有限要素(FEM)計算を行い、初期締付け時、及び内圧作用時のガスケット接触応力を算出する必要がある。

Fig.2-1 はボルト・ナットにより初期締付け力  $F_t$  で締結されたガスケット付き箱型容器ボルト締結体に内圧  $P$  が作用している状態を示している。締結体に内圧  $P$  が作用するとき各ボルトには軸力の増減分  $F_c$  が発生し、ガスケット接触面からは圧縮力  $F_c$  (ボルト 1 本あたり) が失われ、ボルト 1 本あたりの平均ガスケット接触応力は  $F_t / A$  から  $(F_t - F_c) / A$  へ変化する。(  $A$  はボルト 1 本あたりのガスケット接触面積) より正確に密封性能を評価するにはこのように締結体に内圧が作用するときの減少したガスケット接触応力を計算する必要がある。Fig.2-2 は有限要素(FEM)計算で使用する要素分割の一例を示している。対称性を考慮し 1/4 モデルでの計算を行う。

要素はボルト軸に 5 面体 6 節点要素を用い、その他の要素は 6 面体 8 節点を用い、有限要素コードは MARC を使用した。総要素数及び節点数はそれぞれ 7700 および 10870 である。

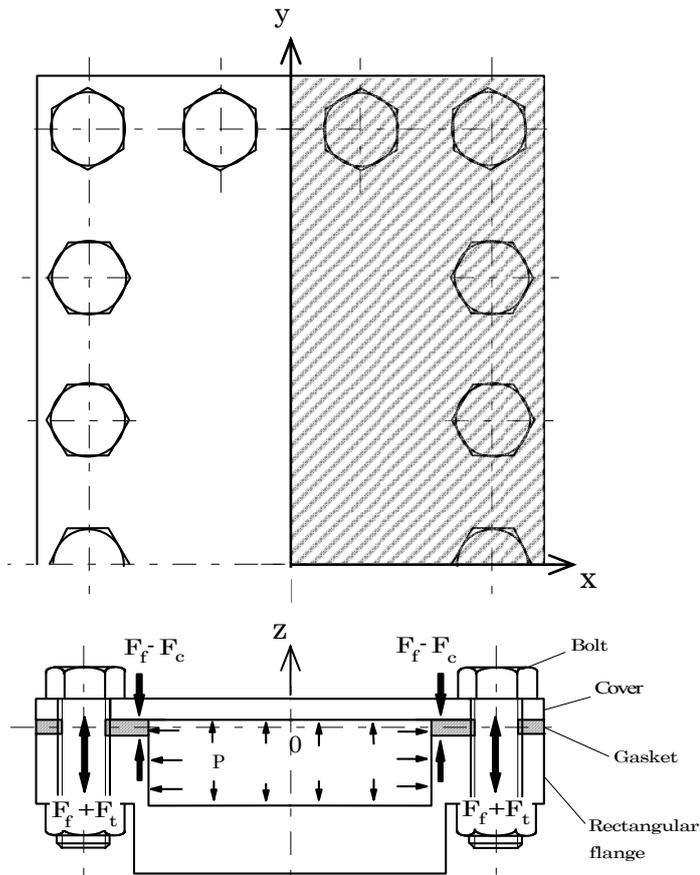
Fig.2-3 は有限要素計算の境界条件を示している。ガスケット面内の座標を ( $x - y$ ) とし、軸方向を  $z$  とし、原点を 0 としている。初期締付け時では Fig.2-3(a) のように下部ボルト軸断面に等分布荷重を作用させ、上部ボルト軸断面を拘束し、ガスケット接触面には接触条件を用いた。内圧作用時では Fig.2-3(b) のようにボルト軸断面を拘束し、内圧  $P$  を作用させている。本計算では初期締付け時と内圧作用時のガスケット接触応力を重ね合わせることで、実際の締結体に内圧が作用したときのガスケット接触応力分布を求める。

Fig.2-4 は使用したジョイントシートガスケット(厚さ 1.5mm)の応力-ひずみ線図を示している。圧縮荷重負荷時と除荷時において大きなヒステリシスが生じており、ガスケットの縦弾性係数は除荷開始点(ガスケットの圧縮量)に依存していることがわかる。有限要素計算で使用するガスケットの縦弾性係数の値は、締付けステップの締付量に応じ、負荷及び除荷時にそれぞれ一本の近似直線化(破線)し、それ

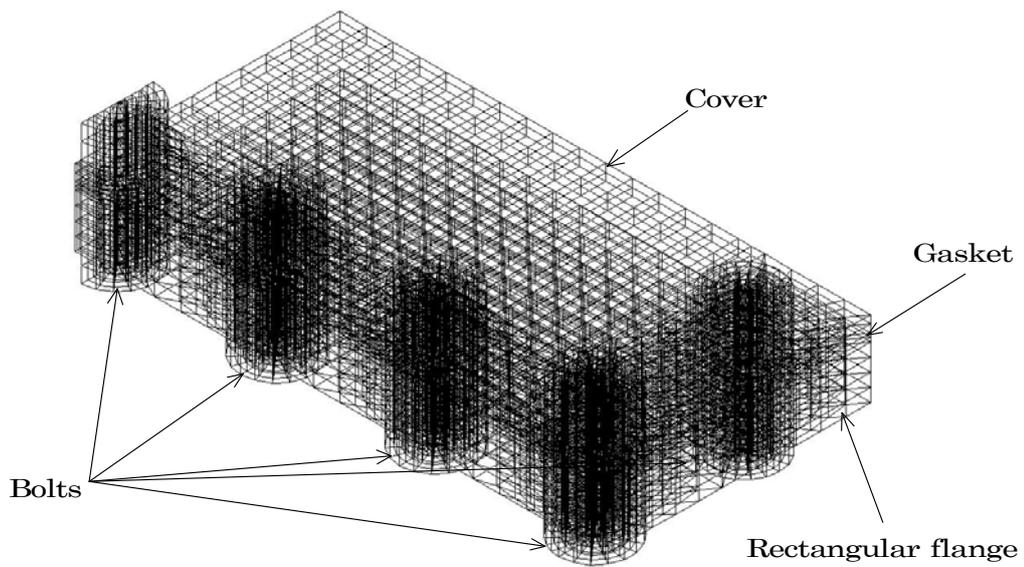
それぞれのステップで近似曲線の傾き（縦弾性係数）を決定し計算に用いた。

ボルト締結体の形状が密封性能に及ぼす影響を調べるため、非円形箱型ボルト締結体に対応する、ガスケット接触面積及び平均有効幅が同一であり、ボルト本数及びボルトピッチ距離も同一の円形容器ボルト締結体の計算も行う。

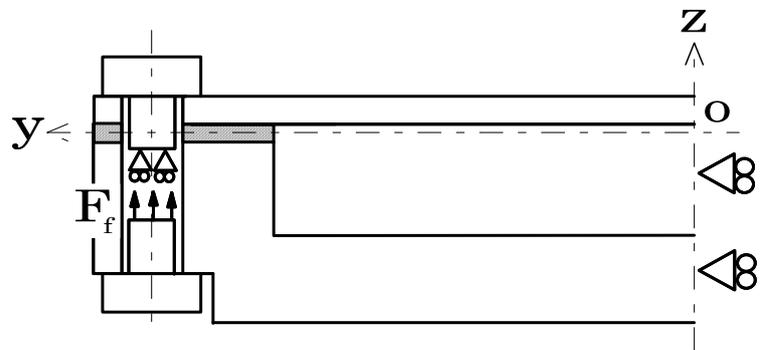
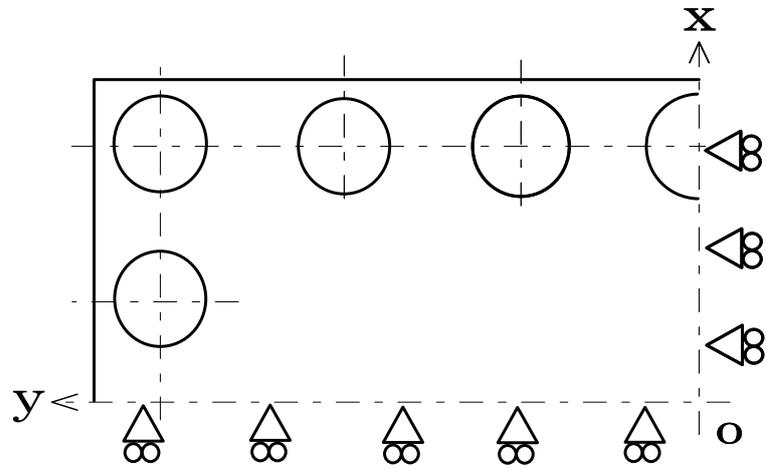
Fig.2-5 は有限要素計算で使用する等価円形容器ボルト締結体(ガスケット接触面積及び平均有効幅を箱型容器締結体ボルト締結体と同一としガスケット寸法を決定する。さらに、ボルト本数及びボルトピッチを箱型容器締結体ボルト締結体と同一とした)のモデルを示している。箱型容器締結体ボルト締結体の場合と同様の境界条件を用いて有限要素計算よりガスケット接触応力分布を求める。箱型容器締結体及び等価円形容器ボルト締結体それぞれの有限要素計算結果より求めたガスケット接触応力を比較し漏えい量推定に用いる。



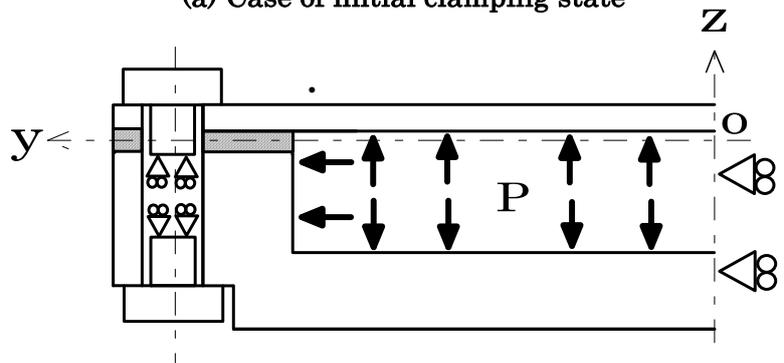
**Fig.2-1 A bolted box-shaped flange connection with a compressed sheet gasket subjected to internal pressure**



**Fig.2-2 An example of one-fourth mesh divisions employed in the FEM calculations**

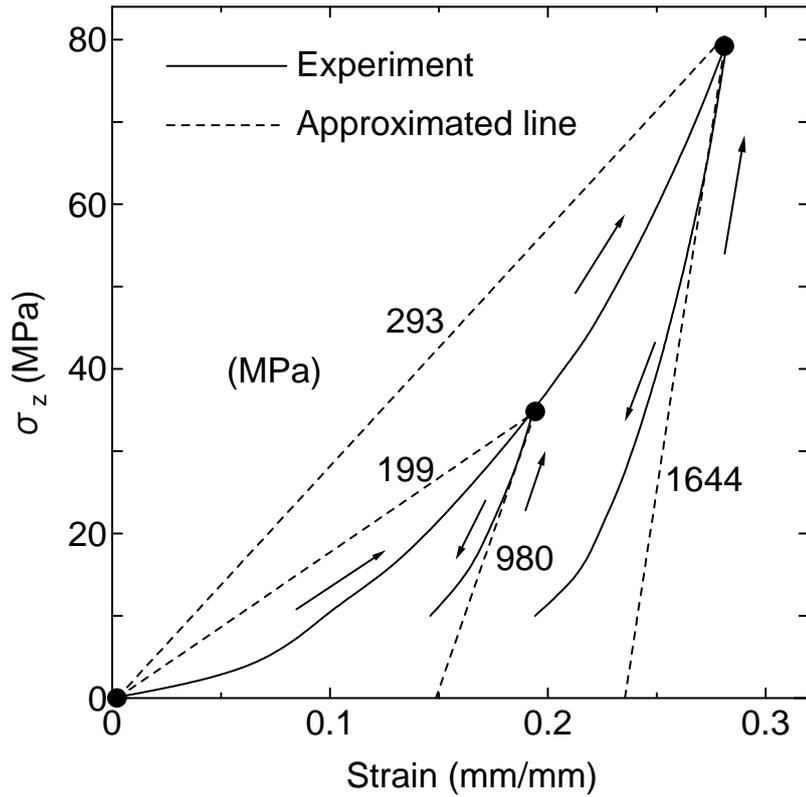


(a) Case of initial clamping state

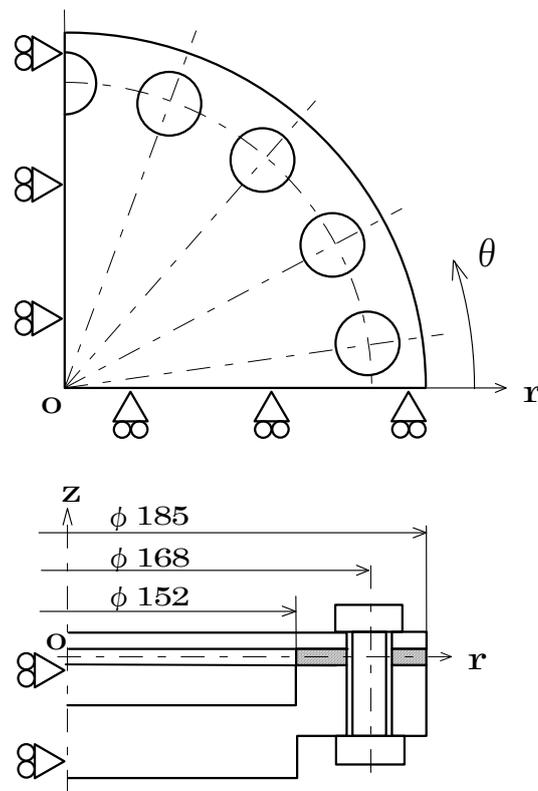


(b) Case where an internal pressure  $P$  is applied

Fig.2-3 Boundary conditions employed in the FEM calculations



**Fig.2-4 Stress-strain curves of the compressed sheet gasket applied in FEM calculations**

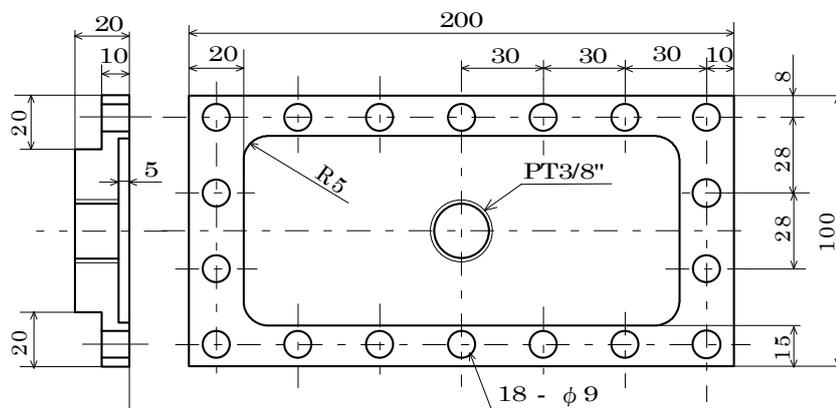


**Fig.2-5 A model of the equivalent circular flange connection employed in FEM calculations**

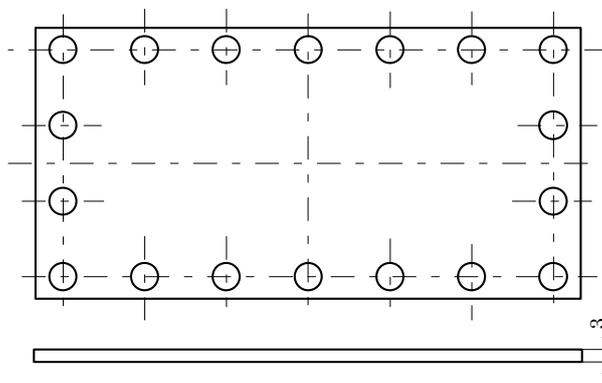
### 2.3 密封性能実験方法

実際のガスケット付き箱型容器締結体ボルト締結体を用いて漏えい量測定実験を行い、初期締付け時ガスケット接触応力とタイトネスパラメータ  $T_p$  の関係を明らかにする。Fig.2-6 は実験に用いた箱型容器締結体、蓋及びジョイントシートガスケットの寸法を示す。箱型容器締結体及び蓋の材質は構造用鋼(S45C, JIS)となり、ボルト呼び径は M8(JIS)で、軸部に 2 枚のひずみゲージを貼りつけた。

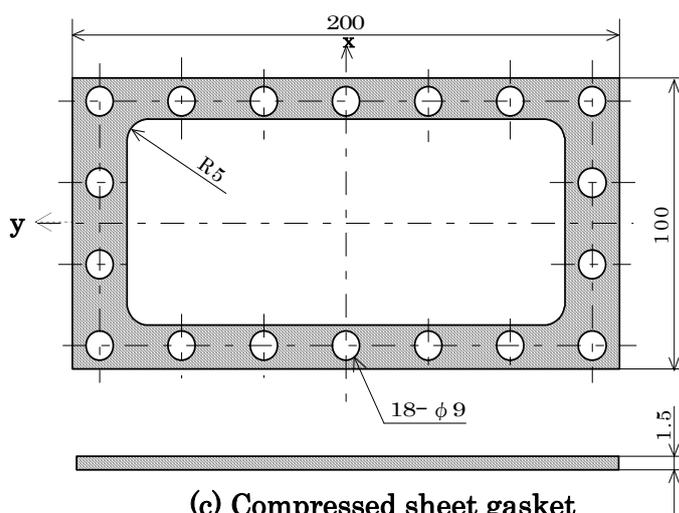
Fig.2-7 は実験装置の概略を示す。18 本のボルトにより所定の初期締付け力で締結された箱型容器締結体ボルト締結体にヘリウムガスにより所定の内圧を作用させた。なおボルト軸力はボルト軸部に貼り付けられた校正済みのひずみゲージにより検出する。内圧の大きさは電子式圧力伝送器を用いて電圧に変換後、デジタルオシロスコープに記録した。本実験では実験開始時と終了時における内圧差 (内圧変化量)及び締結体内部容積から単位時間当たりの質量漏えい量を換算した [(質量漏えい量)=(内圧差)×(容積)/(大気圧×測定時間)]。



(a) Box-shaped flange

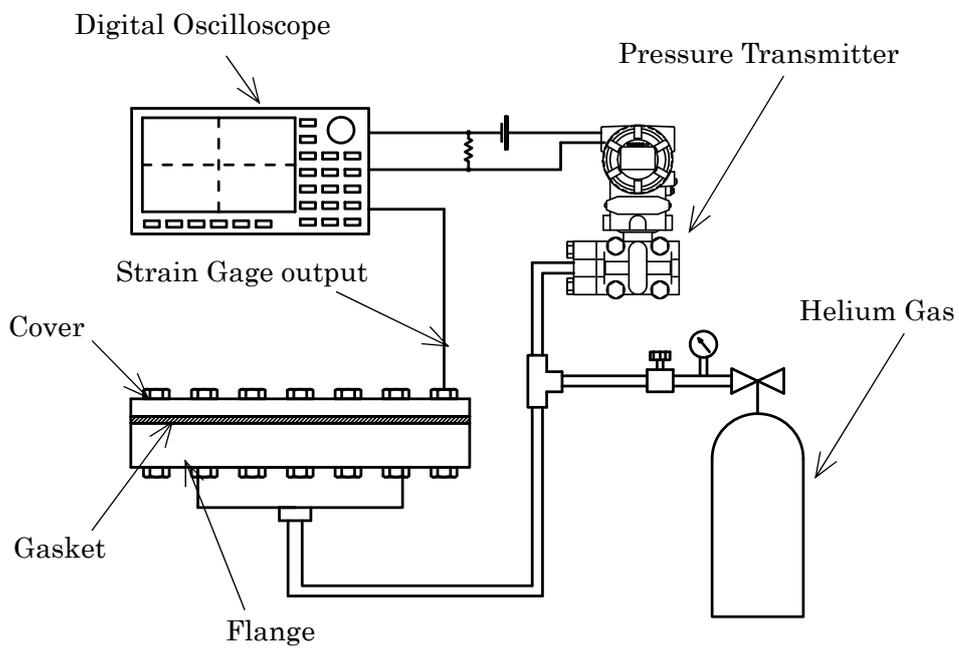


(b) Cover



(c) Compressed sheet gasket

Fig.2-6 Dimensions of the specimens used in the experiments



**Fig.2-7 Schematic of the experimental setup of the bolted box-shaped flange connection used in the experiments**

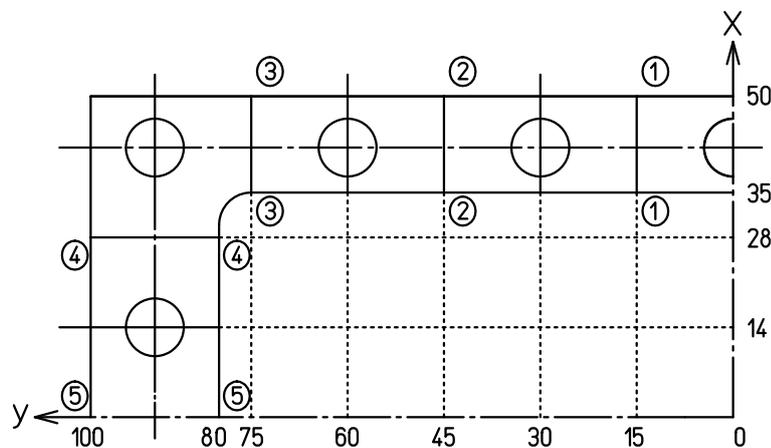
## 2.4 ガasket接触応力計算結果

実験で使用したガスケット付き箱型容器締結体締ボルト結体 (Fig. 2-6) の寸法に対して有限要素計算を行った。S45C の縦弾性係数及びポアソン比はそれぞれ 209GPa 及び 0.29, ジョイントシートガスケットのポアソン比は 0.30 とし, 縦弾性係数は Fig. 2-4 に示した値を用いた。また, ガスケット接触応力分布に関する計算の妥当性を調べるため, メッシュ数を 9000 と変えて計算を行ったが差異は小さいと考えて本研究では, 前に述べたメッシュ数で計算を行った。さらに摩擦係数に関しても, 0.1, 0.2 として計算を行った結果, 摩擦係数がガスケット接触応力分布に及ぼす影響は小さいことを確認した。

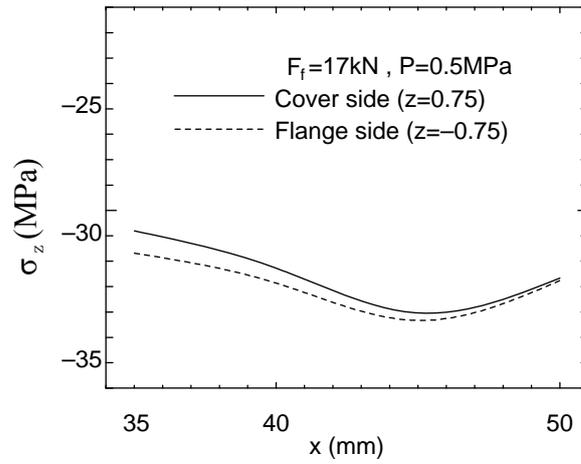
Fig. 2-8 は有限要素計算で使した締結体のモデル (Fig. 2-6(c) に対応) を示す。①, ②, ③, ④及び⑤はそれぞれ  $y=15, 45$  及び  $75, x=28$  及び  $0$  ( $y$  方向) の位置を示している。Fig. 2-9 から 12 はガスケット接触応力分布を示している。それぞれの図の縦軸はガスケット接触応力  $\sigma_z$ , 横軸は  $x$  方向あるいは  $y$  方向の位置を示している。Fig. 2-9 は蓋側 ( $z=+0.75\text{mm}$ ) とフランジ側 ( $z=-0.75\text{mm}$ ) のガスケット接触応力分布の比較を示している。初期締付け力は  $F_f=17\text{kN}$ , 内圧は  $P=0.5\text{MPa}$  である。蓋側の平均ガスケット接触応力がわずかにフランジ側の平均ガスケット接触応力よりも圧縮応力として (以降圧縮応力として考える) 小さいことがわかる。従って, 以降の計算結果は漏えい量が多いと予測される蓋側のガスケット接触応力 (圧縮) のみを示すことにする。

Fig. 2-10 は  $x$  方向と  $y$  方向のガスケット接触応力分布の比較を示す。Fig. 2-10(a) は  $y=15, 45$  及び  $75$  (Fig. 2-8 における①, ②及び③) の位置における  $x$  方向の分布を, Fig. 2-10(b) は  $x=0$  及び  $28$  (Fig. 2-8 における④及び⑤) の位置における  $y$  方向の分布を示している。Fig. 2-10(a) では  $y=75\text{mm}$  (Fig. 2-8 における③) における平均ガスケット接触応力が最も小さいことがわかる。また Fig. 2-10(b) では  $x=0$  及び  $28$  では平均ガスケット接触応力の差は大きくない。しかし, Fig. 2-10 (a) と (b) での平均ガスケット接触応力 (長さ方向の応力の平均) を比較すると, (b) の場合の方が (a) の場合に比べてより小さいことがわかる。ガスケット接触応力の変化に対する漏えい量の変化は極めて敏感なので, Fig. 2-8 の④及び⑤の位置から生じる漏えいは位置①, ②及び③から生じる漏えいよりも大きな影響を及ぼすと推測される。このことから新ガスケット係数を求めるための内圧作用時ガスケット接触応力は (b) の場合における  $x=0$  及び  $28$  での平均ガスケット接触応力を用いることにする。

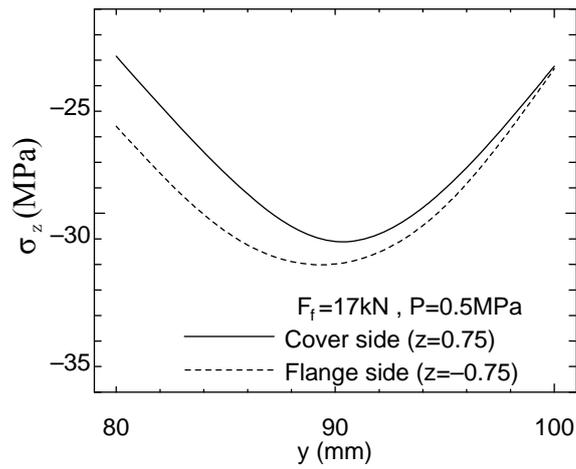
Fig. 2-11 は内圧の大きさがガスケット接触応力分布に及ぼす影響を示している。内圧が作用すると平均ガスケット接触応力が減少し、特にフランジ内周付近におけるガスケット接触応力の減少が大きいことがわかる。このように初期締付け時と内圧作用時では平均ガスケット接触応力が異なることから箱型容器締結体ボルト締結体の漏えいをより精度よく評価するためには内圧作用時におけるガスケット接触応力を用いる必要があると推測される。Fig. 2-12 は非円形(Fig. 2-1)と円形(Fig. 2-5)容器締結体のガスケット接触応力分布を示す。縦軸はガスケット接触応力  $\sigma_z$  を、横軸は標準化された距離(フランジ中心からガスケット内周までの距離を 1 と定義した、ガスケットのフランジ中心からの位置を示す)を示す。箱型容器締結体ボルト締結体の平均ガスケット接触応力が円形容器締ボルト締結体の平均ガスケット接触応力よりも小さいことがわかる。このことからボルト本数、ボルトピッチ、ガスケット接触面積、ふたの圧力を受ける面積が等しい円形容器ボルト締結体と箱型容器締結体ボルト締結体を比較すると、円形容器ボルト締結体の方が密封性能はより良いことが推測される。



**Fig.2-8 Model for the FEM calculations of the bolted box-shaped flange connection**

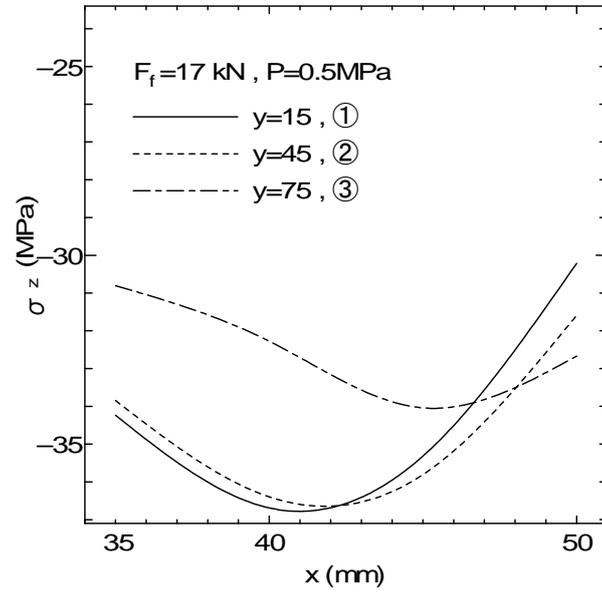


(a) x-direction ( $x=35\sim 50$ ,  $y=75$ ,  $z=\pm 0.75$ )

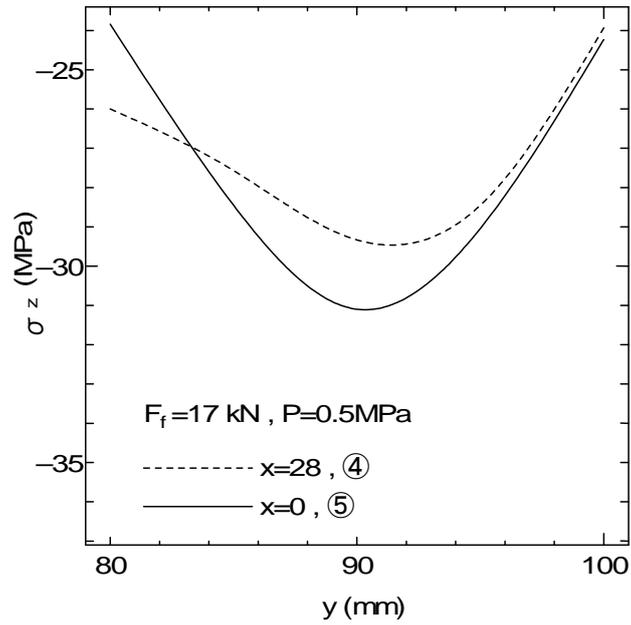


(b) y-direction ( $x=0$ ,  $y=80\sim 100$ ,  $z=\pm 0.75$ )

**Fig.2-9 Comparisons of the contact gasket stress distributions in the x and the y directions between the cover side and the flange side**

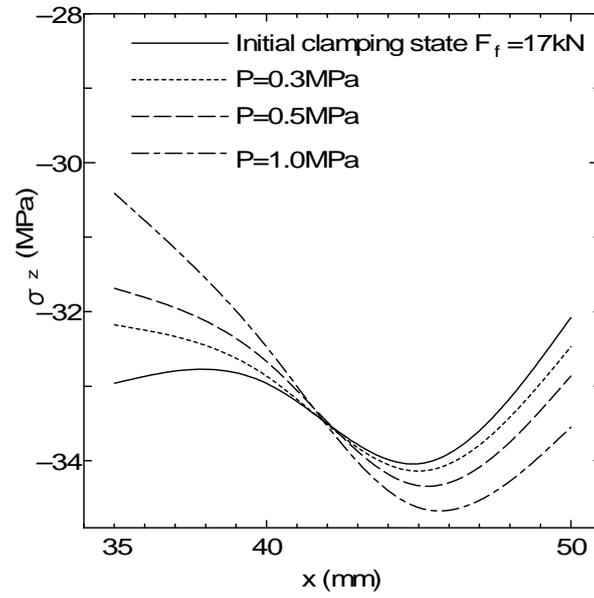


(a) x-direction ( $x=35\sim 50$ ,  $y=15,45,75$ ,  $z=0.75$ )

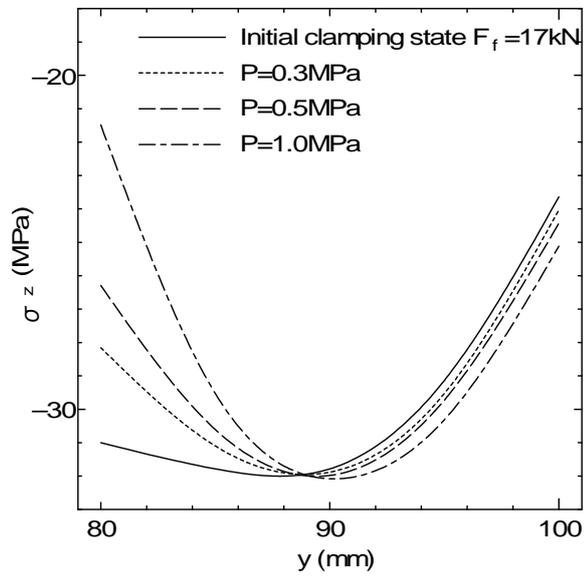


(b) y-direction ( $x=0,28$ ,  $y=80\sim 100$ ,  $z=0.75$ )

Fig.2-10 Comparisons of the contact gasket stress distributions between the x and the y directions

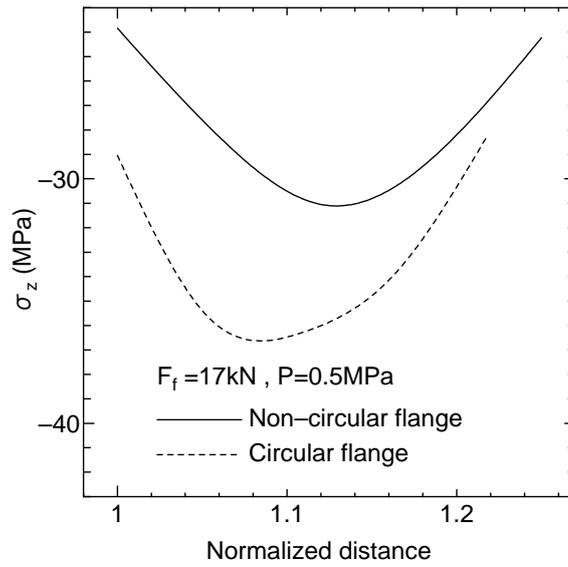


(a) x-direction ( $x=35\sim 50, y=75, z=0.75$ )



(b) y-direction ( $x=0, y=80\sim 100, z=0.75$ )

**Fig.2-11 Effect of the internal pressure on the contact gasket stress distributions in the box-shape flange connection**



**Fig.2-12 Comparisons of the contact gasket stress distributions between the box-shaped flange connection and the circular flange connection**

**(Box-shaped(Fig.2-6):  $x=0$ ,  $y=80\sim 100$ ,  $z=0.75$ , circular(Fig.2-5):  $r=76\sim 92.5$ ,  $\theta=0$ ,  $z=0.75$ )**

## 2.5 密封性能実験結果

Fig.2-13 は漏えい量測定実験結果を示す。縦軸は初期締付け時ガスケット接触応力  $S_g$ 、横軸はタイトネスパラメータ  $T_p$ を示している。なおガスケット接触応力  $S_g$ はそれぞれの実験時におけるボルト初期締付け力  $F_t$ を用いて、ガスケット接触応力を平均化して得られた応力とする。Table2-1 は Fig.2-13 から得られた新ガスケット係数と PVRC 方式により得られる新ガスケット係数の比較を示している。初期締付け時平均ガスケット接触応力(ボルト軸力から算出し、内圧によるガスケット接触応力の減少は考慮しない)を用いた場合、 $G_b$ の値を比較すると、本実験で得られた値は PVRC の値を大きく下回っていることがわかる。すなわち、密封性能が現実には極端に悪いことを示している。

また  $a$ の値の比較では、本実験の値は PVRC の値より大きいことがわかる。これらは本実験で使用した箱型容器締結体ボルト締結体が管フランジボルト締結体(円形)に比べ密封性能が劣ることを示している。この結果はフランジの形状的な相違及びガスケットの形式(全面座か平面座)が影響しているものと推測される。

Table2-2 は有限要素計算結果から得られた内圧作用時平均ガスケット接触応力を用いて修正した新ガスケット係数( $G_b$ と  $a$ )と PVRC 方式により得られるそれらの係数の比較を示しており、かなり大きな差異が認められる。すなわち、PVRC 方式では箱型容器締結体のより高い精度での漏えい推定はかなり難しいと推測される。本研究により得られた新ガスケット係数の値は内圧作用によるガスケット接触応力の減少が考慮されているため、この新ガスケット係数を用いてボルト初期締付け力を決定する。

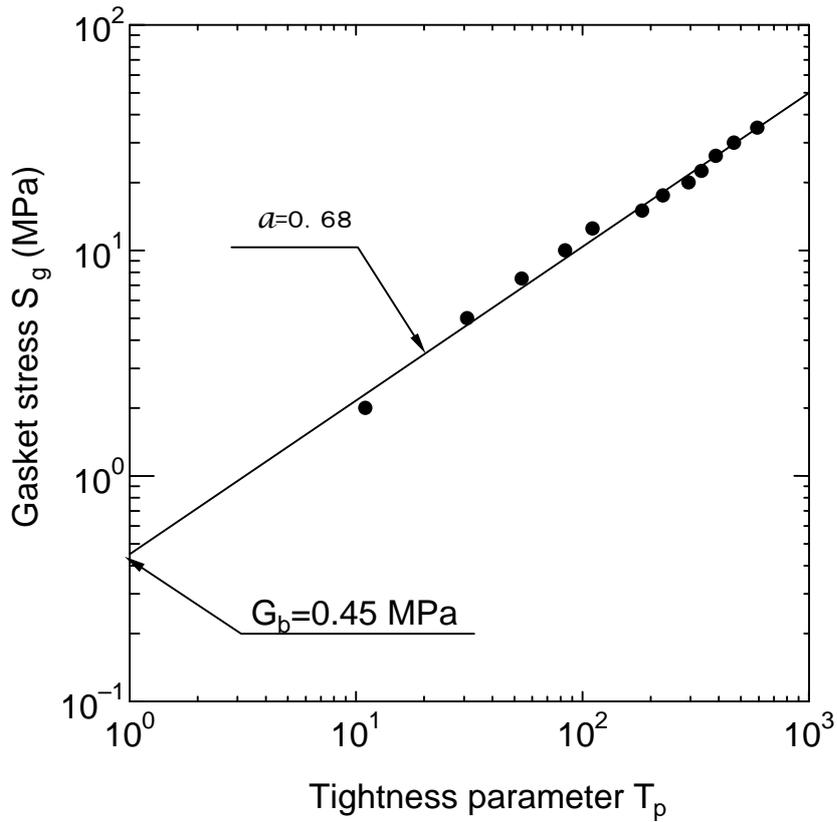


Fig.2-13 Results of the leakage test for the bolted box-shaped flange connection with the compressed sheet gasket

Table 2-1 Measured new gasket constants  $G_b$  and  $a$

	Present test	PVRC test
Gasket stress	Initial clamping state	
$G_b$ (MPa)	0.45	17.2
$a$	0.68	0.15

Table 2-2 New gasket constants obtained from the actual gasket stress  $G_b$  and  $a$

	Present test	PVRC test
Gasket stress	Pressure operating state	
$G_b$ (MPa)	1.1	17.2
$a$	0.75	0.15

## 2.6 ボルト初期締付け力の決定

本研究では, 与えられた内圧作用時タイトネスパラメータ  $T_p$  から目標ボルト初期締付け力  $F_f$  の決定を行う。Fig.2-14 は本研究で用いた箱型容器締結体ボルト締結体のボルト初期締付け力の決定方法を示している。

横軸が内圧  $P$ , 縦軸がガスケット接触応力  $S_g$  を示している。Fig.2-14(a)では内圧が作用することにより平均ガスケット接触応力が減少する様子( $F_f/A \rightarrow ((F_f - F_c)/A)$ )を示している。Fig.2-14(b)では与えられた内圧作用時タイトネスパラメータ  $T_{pmin}$  から本研究で得られた新ガスケット係数( $G_b, a$ )を用いて初期締付け時に必要な平均ガスケット接触応力の算出方法を示している。 $S_{mo}$  は内圧作用時の平均ガスケット接触応力を示しており,  $S_{ya}$  は初期締付け時の平均ガスケット接触応力を示している。 $S_{mo}$  及び  $S_{ya}$  は与えられたタイトネスパラメータ  $T_{pmin}$  と新ガスケット係数( $G_b, a$ )から次式(1)で与えられる。

$$S_{mo} = G_b \cdot (T_{pmin})^a \dots\dots\dots (1)$$

$$S_{ya} = S_{mo} + \Delta S \dots\dots\dots (2)$$

ここで  $\Delta S$  は Fig.2-8 の位置④及び⑤における初期締付け時と内圧作用時の平均ガスケット接触応力差を示している。

Table2-3 はある内圧作用時タイトネスパラメータ  $T_p$  を与えたとき, 本研究から得られる目標ボルト初期締付け力  $F_f$  と PVRC 方式<sup>(10)~(12)</sup>による  $F_f$  のボルト初期締付け力の比較を示している。内圧はそれぞれ  $P=0.5, 1.0$  及び  $2.5\text{MPa}$  の場合を想定している。 $T_p=30, 60$  及び  $90(P=0.5\text{MPa})$  のとき, PVRC 方式により求めたボルト初期締付け力  $F_f$  は, 本研究により求めた目標ボルト初期締付け力を上回っているので, PVRC 方式を用いた場合も所定の密封性能を満たすことがわかる。

しかし,  $T_p=60, 120$  及び  $180(P=1.0\text{MPa})$  のとき, PVRC 方式により求めた  $F_f$  は目標  $F_f$  を下回っているので, PVRC 方式を用いた場合には所定の密封性能を満たすことができず漏えい事故が発生する可能性があるとして推測される。さらに  $T_p=150, 300$  及び  $450(P=2.5\text{MPa})$  では, PVRC 方式による  $F_f$  が密封性能保持に必要な目標  $F_f$  と比べ大きく下回るという結果を示している。

このことから,  $P=2.5\text{MPa}$  のように高い内圧を要求される場合は, PVRC 方式

によるボルト初期締付け力では目標との乖離が大きく密封性能を保持できないことが予想され、注意が必要である。

Fig.2-15 は必要タイトネスパラメータ  $T_p$  と初期締付け時タイトネスパラメータ  $T_{pa}$  の関係を示している。Table2-3 におけるそれぞれのタイトネスパラメータ  $T_p$  の場合において、本研究による試算と PVRC 方式によって初期締付け時タイトネスパラメータ  $T_{pa}$  の値を求め、内圧ごとに点を結ぶと Fig.2-15 が得られる。

$P=0.5\text{MPa}$  の場合では、PVRC 方式による値が本研究の試算より大きいいため、PVRC 方式を使用した場合でも密封性能を保持できると推測できる。 $P=1.0\text{MPa}$  の場合、必要とされる  $T_p$  が 100 以下であれば PVRC 方式を使用しても密封性能を保持できるが、 $T_p$  が 100 以上の場合は PVRC 方式では漏えい事故が起こる可能性が生じると予想される。 $P=2.5\text{MPa}$  の場合では、PVRC 方式を使用することがかなり危険であることを示しており、本研究で使用した箱型容器締結体ボルト締結体では密封することはできないと予想される。また、PVRC<sup>(9)~(11)</sup>が定める新ガスケット係数( $G_b$ ,  $a$ )を用いて所定の密封性能を得るための方法を検討した結果、PVRC が 1.5 倍以上と定める初期締付け時と内圧作用時(目標)のタイトネスパラメータの比を、Fig.2-15 が示す  $T_{pa}$  と  $T_p$  の比に変化させることにより所定の密封性能を得られると予想できる。しかし、この方法は一般的ではなく、限定された条件でのみ適用できるため、次章以下で締結体の材料、座面形状、温度等が密封性能に及ぼす影響を検討する。

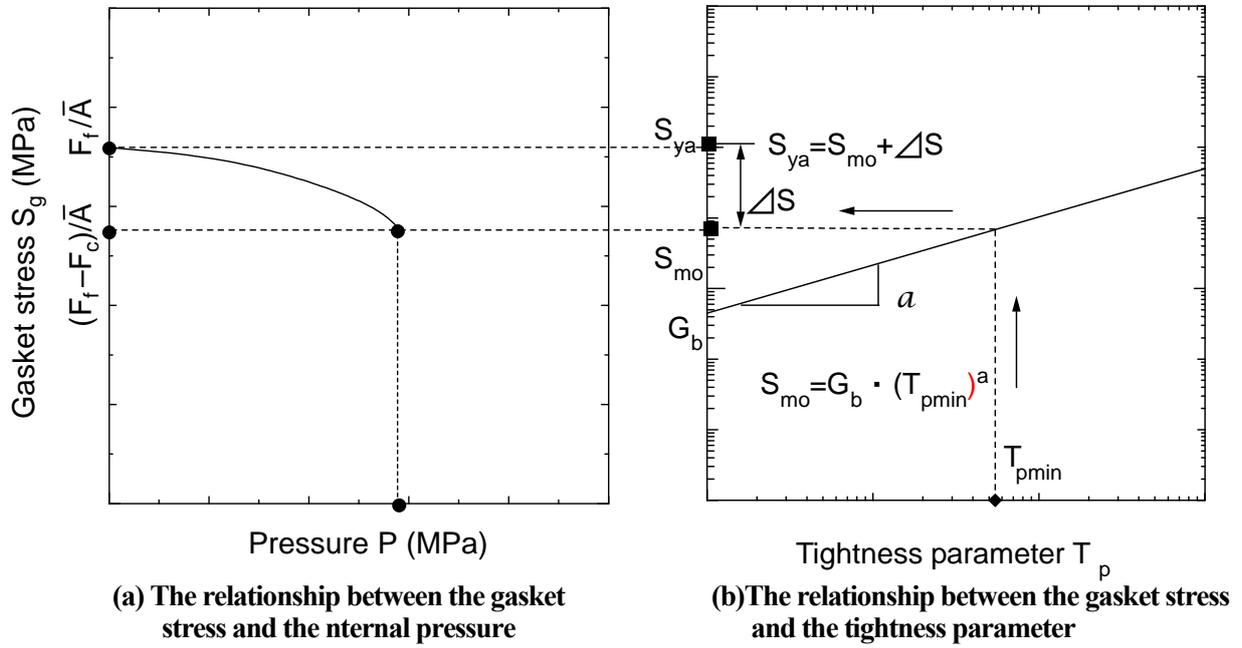


Fig.2-14 A method for determining the bolt preload in the bolted box-shaped flange connection in the present study

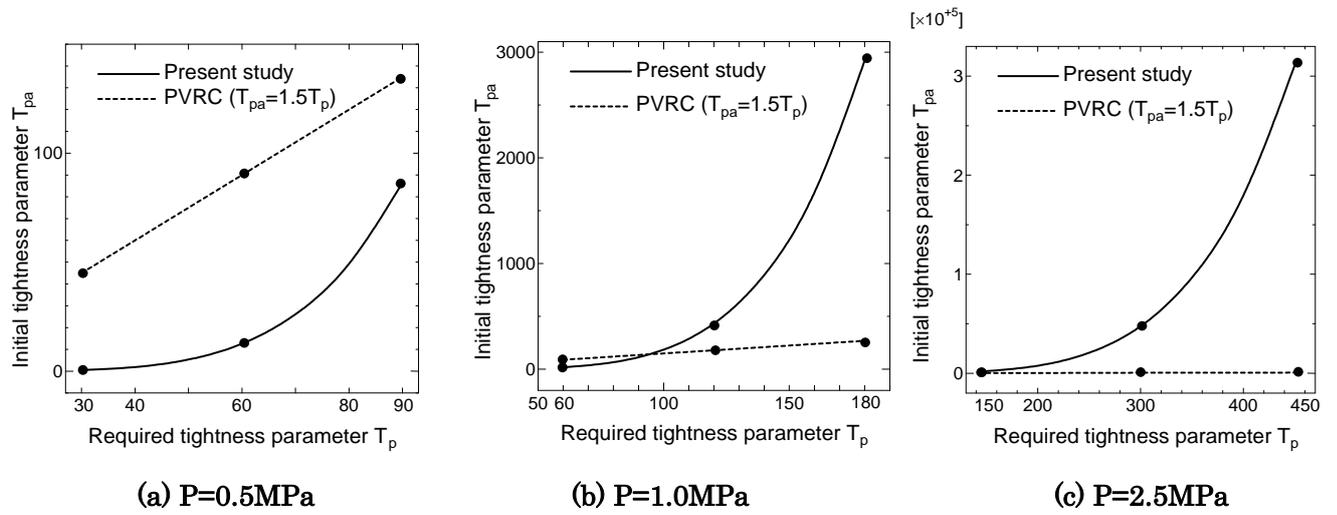


Fig.2-15 Comparisons of the initial tightness parameter between the present study and PVRC procedure

Table 2-3 Determination of bolt preload

$T_p$	Bolt preload $F_f$ (kN)		Pressure $P$ (MPa)
	Present study	PVRC	
30	6.6	13.0	0.5
60	10.7	14.4	0.5
90	14.3	15.3	0.5
60	11.4	14.4	1.0
120	18.3	16.0	1.0
180	24.3	17.0	1.0
150	23.2	16.5	2.5
300	36.9	18.4	2.5
450	49.0	19.5	2.5

## 2.7 結言

本章では内圧を受けるガスケットつき箱型容器締結体ボルト締結体の密封性能に関して有限要素計算及び漏えい量測定実験より検討し，以下に示す結果が得られた。

- (1) 有限要素法を用いて，ガスケットのヒステリシスを考慮した，ガスケット接触応力分布の計算を行った。ボルト締結体の形状（非円形および円形）の変化がガスケット接触応力分布に及ぼす影響を調べた。ガスケット接触面積及び平均有効幅が同一であり，ボルト本数及びボルトピッチ距離も同一の非円形容器ボルト締結体と円形容器ボルト締結体のガスケット接触応力分布を比較した結果，箱型容器締結体ボルト締結体の平均ガスケット接触応力が対応する円形容器ボルト締結体のそれより低く，密封性能もより劣ることが推測された。
- (2) ガスケット付き箱型容器締結体ボルト締結体の漏えい量測定実験を行った。得られた結果から初期締付け時平均ガスケット接触応力  $S_g$  を用いた新ガスケット係数を算出した。有限要素計算の結果から内圧作用時の平均ガスケット接触応力を用いた新ガスケット係数を算出し，PVRC の値と比較した結果かなり大きな差異が認められた。箱型容器締結体ボルト締結体の密封性能は円形フランジ締結体とする PVRC での値を用いる設計は，実際とはかなりの差異を生じると推測される。
- (3) 与えられたタイトネスパラメータ  $T_p$  から密封に必要な目標ボルト初期締付け力を，本研究が提案する方法と PVRC 方式を用いた場合とで比較した。その結果，内圧が小さい場合では PVRC 方式を用いても必要な密封性能は得られるが，内圧がより大きい場合 ( $P=1.0\text{MPa}$  以上) では必要となるタイトネスパラメータ  $T_p$  が大きくなるにつれ PVRC 方式では漏えいの危険性が増すことがわかった。そのためより高圧の場合，本研究で扱った箱型容器締結体ボルト締結体に PVRC 方式の設計手法を採用すると，所定の密封性能が得られないことを示した。

### 第 3 章

#### 締結体材料及びガスケット座面形状が内圧を受ける箱型圧力容器締結体のガスケット接触応力分布に及ぼす影響と密封性能評価

### 3.1 緒言

内圧を受けるガスケット付き箱型容器ボルト締結体に関する研究は Blach<sup>(122)</sup> 及び米野<sup>(123), (124)</sup>による研究以外は見当たらず、箱型容器を構成する各部位の差異が密封性能に及ぼす影響は明らかになっていない。

圧力容器を構成する部位の一つとしてガスケット座面があり、非石綿ガスケットを使用するフランジガスケットの座面形状としては主に、平面座と全面座がある。

平面座の特徴としては、全面座と比較しガスケット接触面積が小さいため同じボルト初期締付け力であれば、より高い初期ガスケット接触応力が得られる。一方全面座の特徴としては、ガスケット接触面積が大きいため平面座と同じ初期ガスケット接触応力を得るためにはより高いボルト初期締付け力を必要とする。

さらに、容器材質も設計する上で重要な項目の一つである。圧力容器の軽量化が可能となれば構造物全体の軽量化を可能とすることができる。

そこで本章では、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ガスケット座面形状および材質が密封性能に及ぼす影響を調べることを目的としている。

さらに、新たな設計法として、漏えい量の推定法を提案すると共に本法による設計漏えい量と測定結果を比較検討する。

### 3. 2 ガスケット接触応力有限要素解析

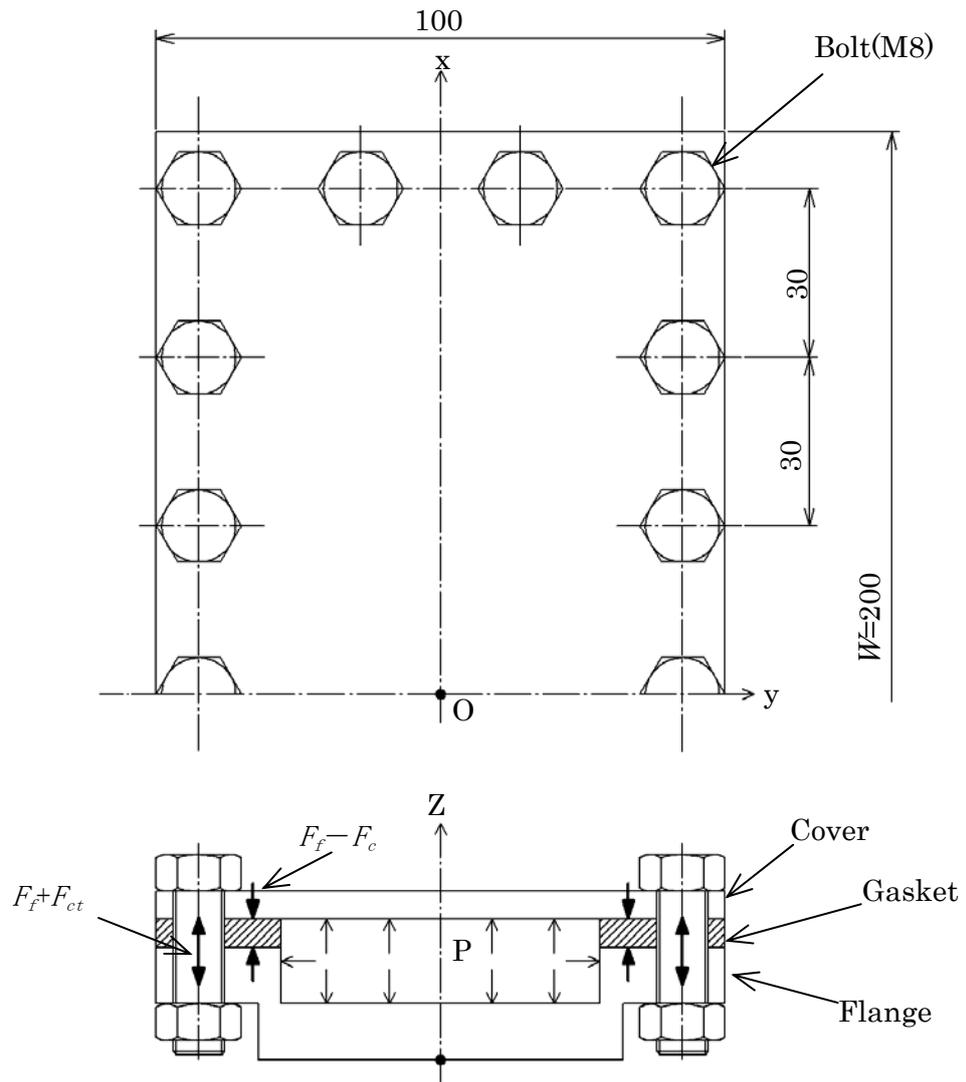
Fig. 3-1 はボルト・ナットにより均一に初期締付け力  $F_f$  で締結された非石綿ガスケット付き箱型容器ボルト締結体に内圧  $P$  が作用している状態を示す。締結体に内圧  $P$  が作用すると各ボルトには軸力の増減分  $F_c$  が発生し、ガスケット接触面からは圧縮力  $F_c$  (ボルト 1 本あたり) が失われ、ボルト 1 本あたりの平均ガスケット接触応力は

$F_f/A$  から  $(F_f - F_c) / A$  へ減少する ( $A$  はボルト 1 本あたりのガスケット接触面積)。

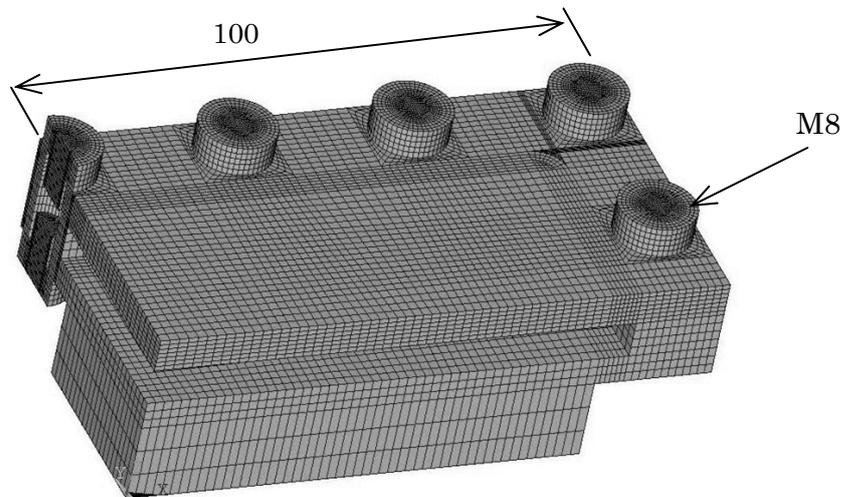
より正確に密封性能を評価するには内圧作用時の減少したガスケット接触応力を求める必要がある。非金属ガスケットは一般的に圧縮復元特性にヒステリシスが発生するため、ガスケット接触応力の計算には、このヒステリシスを考慮しなければならない。Fig. 3-2 は有限要素計算で使用した要素分割の一例を示す。対称性を考慮し 1/4 モデル計算を行う。フランジ部分の分割には 8 節点 6 面体要素を用い、ガスケットに対してはガスケット要素を用いる。解析コードは ANSYS を使用する。総要素数及び節点数はそれぞれ 23524 および 29941 である。

Fig. 3-3, 4 に有限要素 (FEM) 計算の境界条件を示す。Fig. 3-3(a) はガスケット接触座面が前面座 (Flat-face) の初期締付け時を示す。

ガスケット面内の座標を ( $x-y$ ) とし、ボルト軸方向を  $z$ 、原点を 0 としている。上下ボルト軸断面の片方を軸方向に拘束し、もう片方に等分布荷重を作用させる。Fig. 3-3(b) は内圧作用時を示す。ボルト軸断面に初期締付け時に求めた変位量を与え、内圧  $P$  を作用させる。Table 3-1 は実験における初期締付け時の平均ガスケット接触応力とボルト軸力の関係を示す。初期平均ガスケット接触応力を 10 [MPa] から 40 [MPa] まで変化させ、各々に対する初期締付け時と内圧作用時のガスケット接触応力分布を求める。ガスケット要素はガスケットの厚さ方向の剛性のみを考慮し、Fig. 3-4 はガスケットの応力-ひずみ線図を示す。FEM 計算においては Fig. 3-5 に示すガスケットの応力-ひずみ線図を用いる。Fig. 3-4 はガスケット幅を 2 [mm] とした平面座 (Raised-face) の初期締付け時を示す。前面座同様に Fig. 3-5 に示すガスケットの応力-ひずみ線図を用い FEM 計算を行い内圧作用時のガスケット接触応力を求める。



**Fig.3-1 A bolted box-shaped flange connection with a non-asbestos compressed sheet gasket subjected to internal pressure**



**Fig.3-2 An example of one-fourth division model used in the FEM calculations**

### 3. 3 密封性能実験方法

実際のガスケット付き箱型容器ボルト締結体を用いて漏えい量測定実験を行い，初期締付け時ガスケット接触応力とガスケットからの漏えい因子とし用いられるタイトネスパラメータ  $T_p$  の関係を明らかにする。タイトネスパラメータ  $T_p$  を式(3.1)に示す。

$$T_p = \frac{P}{P^*} \left( \frac{L_{rm}^*}{L_{rm}} \right)^a \cdot \cdot \cdot \cdot (3.1)$$

ここで，

$P$ : 内圧 (MPa)

$P^*$ : 基準圧力(標準大気圧 0.1013MPa)

$L_{rm}$ : ガスケットからの質量漏えい量(単位外径あたりで表示, mg/s/mm)

$L_{rm}^*$ : 150mm 外径のガスケットからのヘリウム 1mg/s の想定漏えい量  
(単位外径あたり  $6.67 \times 10^{-3}$ mg/s/mm)

$a$ : 0.5(層流理論より)

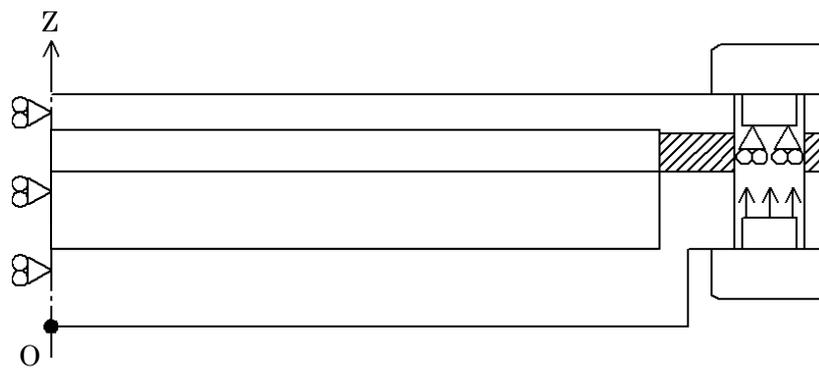
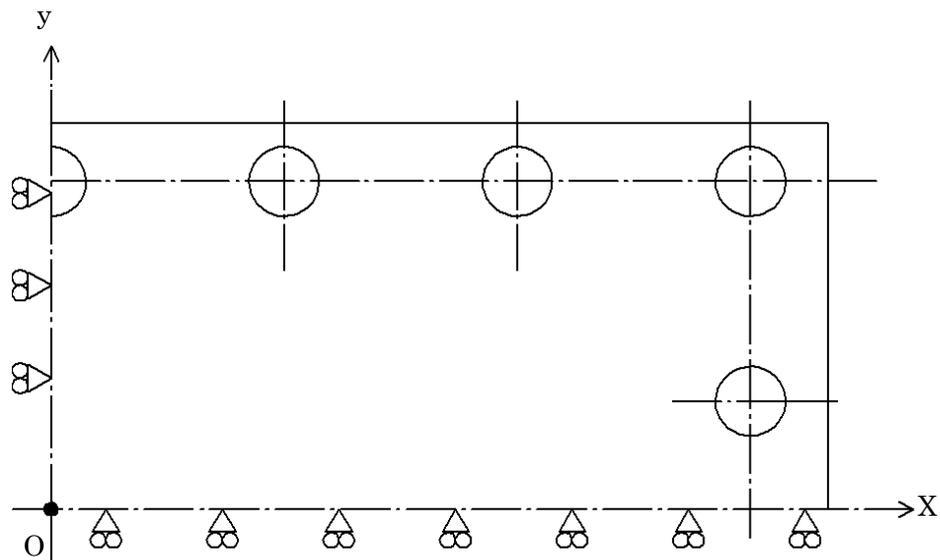
よって，同じ漏えい量であれば内圧が高いほどタイトネスパラメータ  $T_p$  は大きくなり，内圧が同じであれば，漏えい量が少ないほどタイトネスパラメータ  $T_p$  が大きくなる。つまりタイトネスパラメータ  $T_p$  が大きいほど漏れにくい状態であることを示す。

Fig. 3-5 は実験に用いた箱型容器(Fig. 3-5(a))，蓋(Fig. 3-5(b))及び非石綿ガスケット(Fig. 3-5(c))の寸法を示す。箱型容器の材質は構造用炭素鋼(S45C，以下，炭素鋼)，蓋の材質は炭素鋼とアルミニウム合金(A1050P，以下，アルミ合金)の2種類とする。ここで，炭素鋼の縦弾性係数及びポアソン比はそれぞれ 209[GPa]及び 0.29，アルミ合金は 70[GPa]及び 0.33 である。ボルト・ナットは同じく炭素鋼製，呼び径は M8 で，ボルト軸部に校正された 2 枚のひずみゲージを貼りつけボルト軸力を測定する。Fig. 3-6 は実験装置の概略を示す。18 本のボルトにより所定の初期締付け力  $F_f$  で締結された箱型容器ボルト締結体に，世界的に標準的に漏えい試験に用いられるヘリウムガスにより所定の内圧を作用させる。内圧の大きさは電子式圧力伝送器を用いて測定し，その出力を電圧に変換後，デジタルオシロスコープに記録する。漏えい量は，圧力降下法を用い，実験開始時と終了時にお

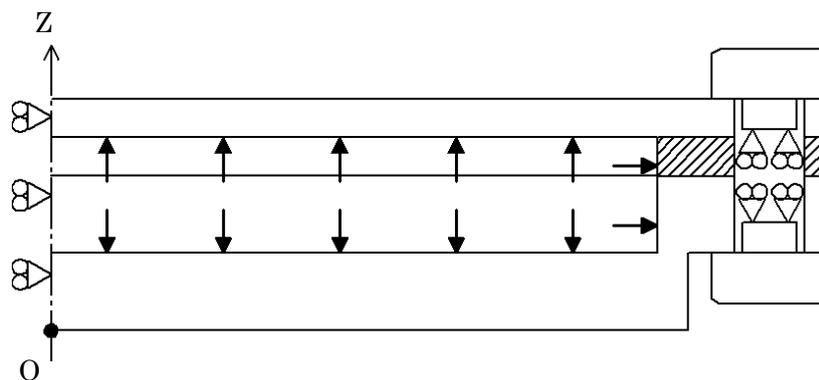
ける容器内部の圧力を測定しその差から求める。

**Table3-1 Relationship between initial clamping bolt force and average gasket stress**

Average gasket stress(MPa)	Initial clamping bolt force(kN/bolt)	
	Flat face	Raised face
10	4.27	0.56
15	6.40	0.85
20	8.53	1.13
25	10.67	1.41
30	12.78	1.69
35	14.93	1.98
40	17.06	2.26

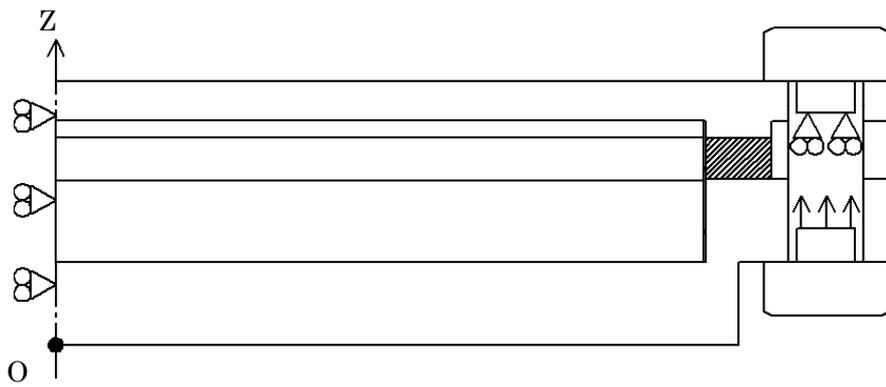
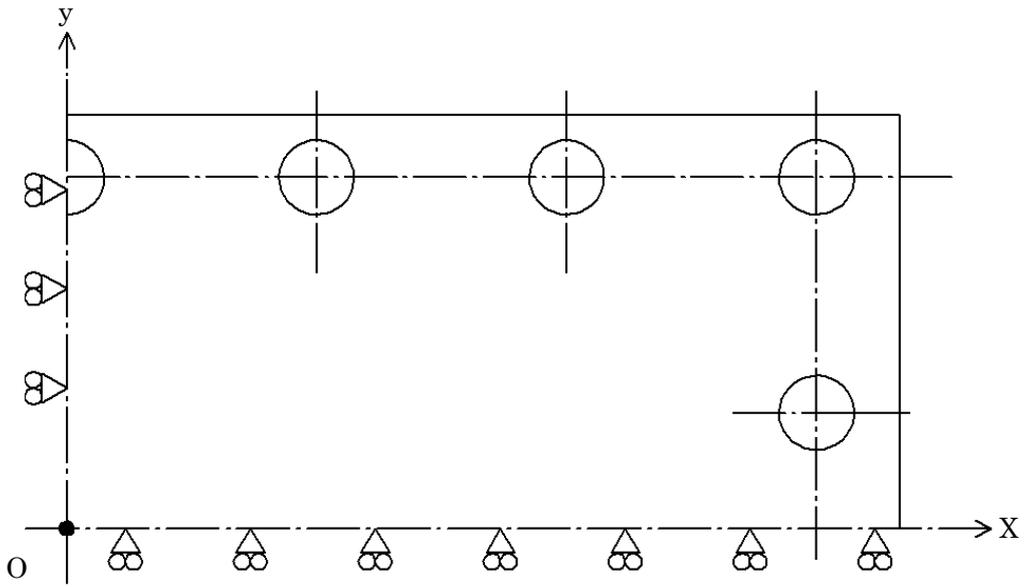


(a) Case of initial bolted clamping state

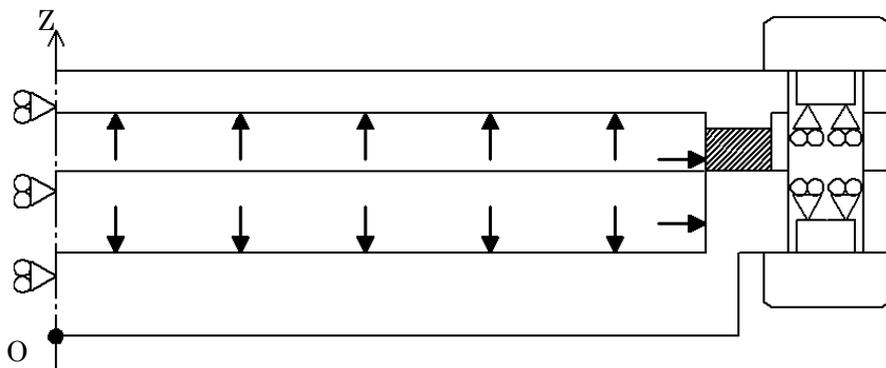


(b) Case where an internal pressure  $P$  is applied

Fig.3-3(a) Boundary conditions for flat-faced bolted box-shaped flange connection

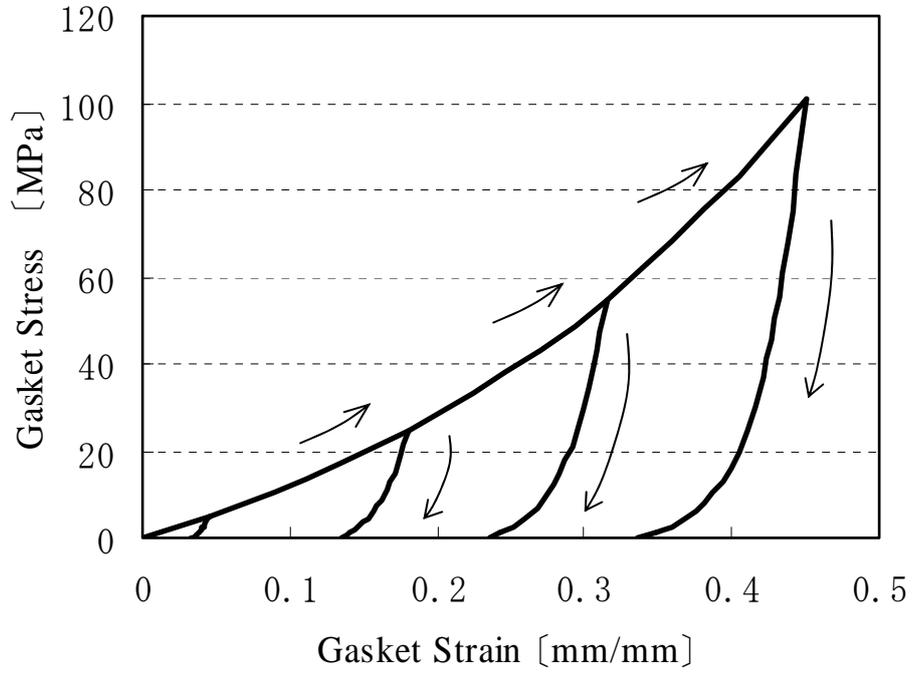


(a) Case where an internal pressure  $P$  is applied

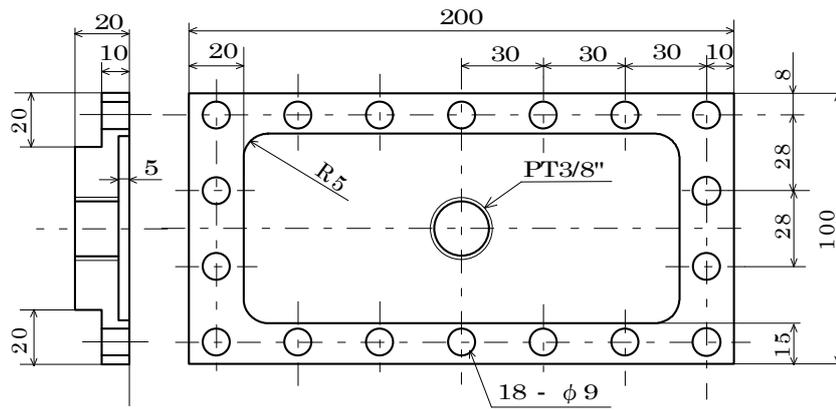


(b) Case where an internal pressure  $P$  is applied

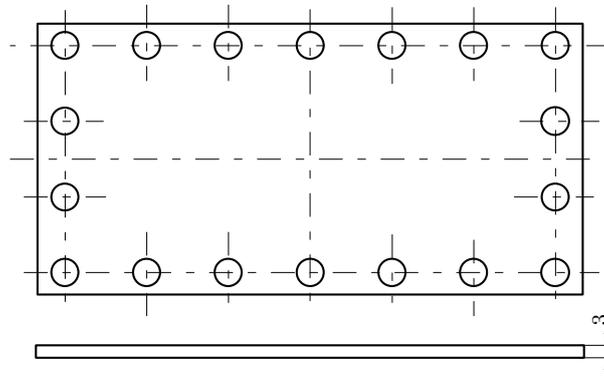
Fig.3-3(b) Boundary conditions for raised-face bolted box-shaped flange connection



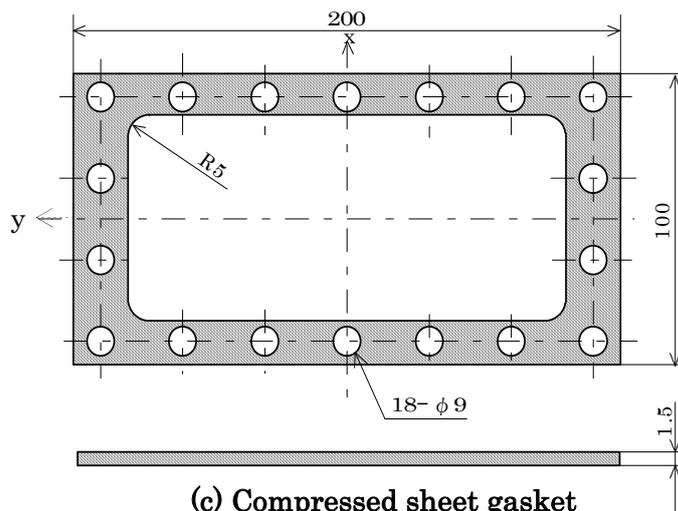
**Fig.3-4 Measured stress-strain curves of the non-asbestos compressed sheet gasket used in the FEM calculations**



(a) Rectangular box-shaped flange

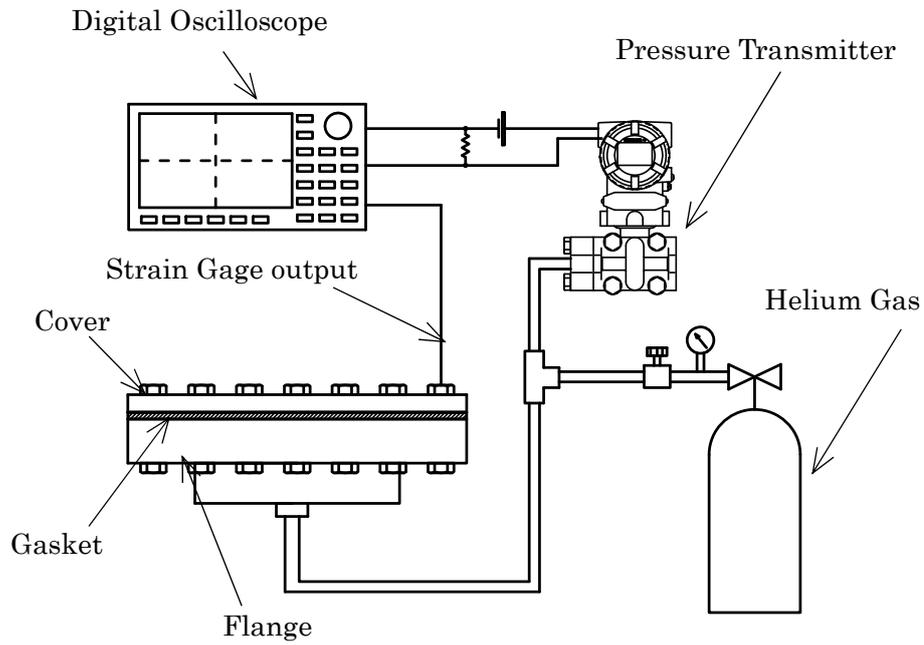


(b) Cover



(c) Compressed sheet gasket

Fig.3-5 Dimensions of the specimens used in the experiments



**Fig.3-6 Schematic of the experimental setup of the bolted box-shaped flange connection used in the experiments**

### 3. 4 ガスケット接触応力解析結果

Fig. 3-7 は有限要素法 (FEM) 計算におけるガスケット接触応力分布を求めた位置を示す。ガスケット接触応力はボルトのピッチ間で最も小さくなるため、ボルトピッチ間 (Fig. 3-7 中の①～⑤) のガスケット接触応力を評価した。ここで、密封性能を記述するための新ガスケット係数を決定する内圧作用時のガスケット接触応力は、図の中の位置①～⑤の平均値とした。Fig. 3-8 は蓋材質が炭素鋼、初期平均ガスケット接触応力 25 [MPa] の場合における初期締付け時と内圧作用時のガスケット接触応力分布をそれぞれ示す。

Fig. 3-8 (a) は Fig. 3-7 中の位置①～③、Fig. 3-8 (b) は位置④、⑤でのガスケット接触応力分布を示す。

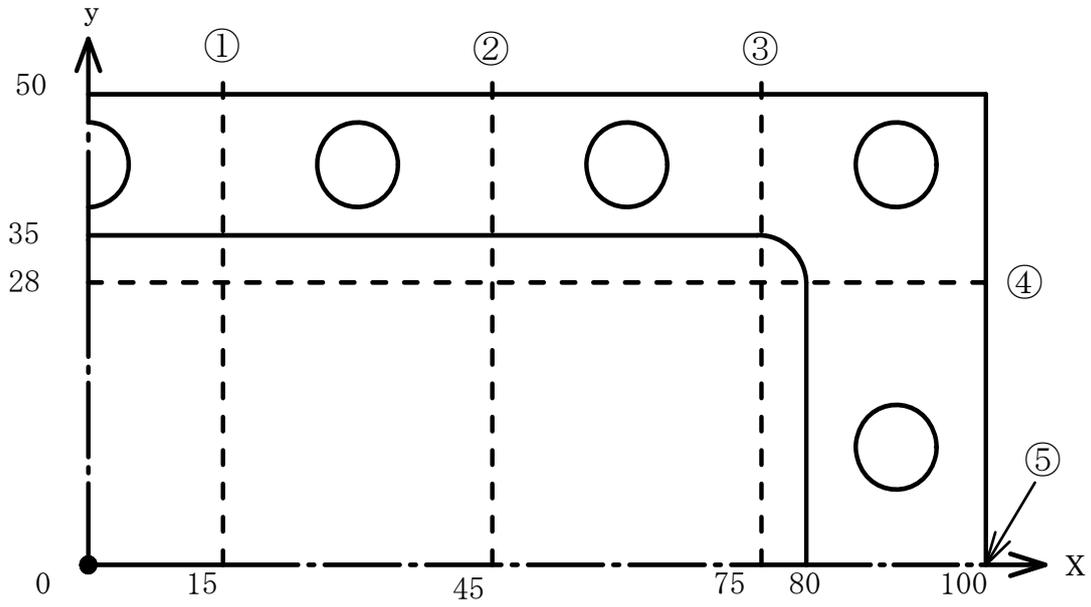
これらを比較すると、位置①～③でのガスケット接触応力よりも、位置④、⑤でのガスケット接触応力がより小さい。

Fig. 3-9 は、初期平均ガスケット接触応力  $S_g$  を 10 [MPa] から 40 [MPa] と変化させた時の内圧 0.5 [MPa] 作用時の位置⑤でのガスケット接触応力分布を示す。ガスケットの応力ひずみ曲線は Fig. 3-4 に示すように非線形のため、内圧作用時のガスケット接触応力は初期平均ガスケット接触応力には比例しないが、初期平均ガスケット接触応力が大きい程、内圧作用時のガスケット接触応力も大きくなっている。

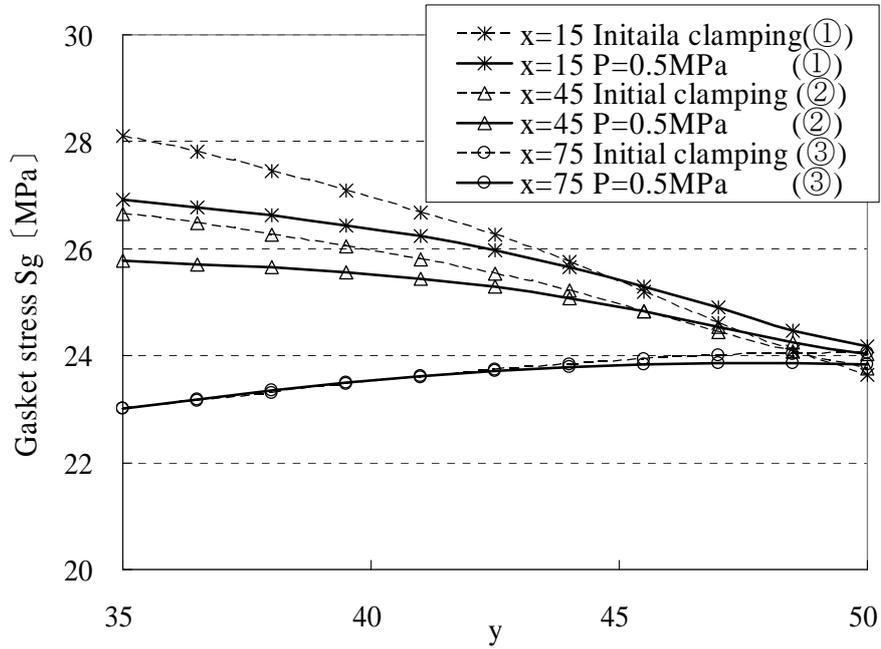
Fig. 3-10 及び 11 は蓋材質がアルミ合金の場合のガスケット接触応力分布を示す。蓋材質が炭素鋼の場合と同様に、アルミ合金においても、内圧 0.5 [MPa] 作用時のガスケット接触応力は位置⑤が最も小さく、ガスケット接触応力の値に及ぼす本研究で扱った材質の影響は極めて小さい。従って、本研究の場合には蓋材質が構造用炭素鋼 (S45C) 及びアルミニウム合金 (A1050P) とともに密封性能に大きな差は生じないと考えられる。Fig. 3-12 には、平面座ガスケットを挿入した箱型圧力容器締結体を示す。斜線部分が平面座ガスケットを示す。

Fig. 3-13 は、ガスケット座面が平面座で蓋材質が炭素鋼、平均ガスケット接触応力 25 [MPa] の場合の初期締付け時と内圧 0.5 [MPa] 作用時の Fig. 3-7 に示すボルトピッチ間の位置①～③でのガスケット接触応力分布を示す。平面座の場合  $x$  と  $y$  方向のガス

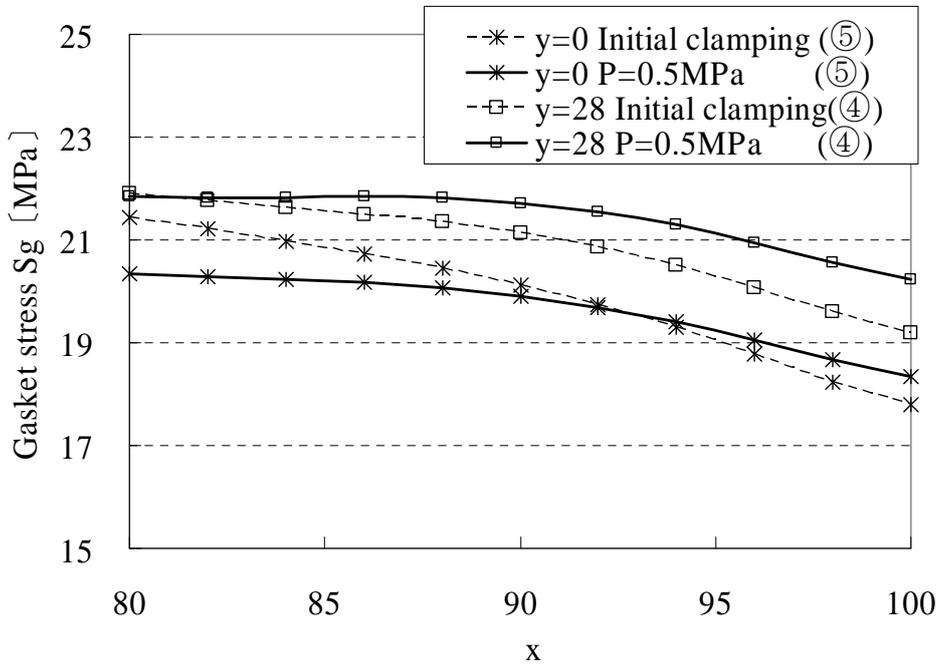
ケット幅が同一となり、ボルトピッチが大きい y 方向のガスケット接触応力が x 方向よりも小さく、特に位置①と位置②が小さくなる。また、全面座ガスケットの場合と同様に、内圧作用時のガスケット接触応力を用いて平面座の新ガスケット係数を決定する。Fig. 3-14 は、ガスケット座面が全面座で蓋材質が炭素鋼とアルミ合金、および、ガスケット座面が平面座で蓋材質が炭素鋼の場合の初期締付け時平均ガスケット接触応力と内圧作用時平均ガスケット接触応力の関係を示す。この結果から、全面座においては蓋材質の違いがガスケット接触応力に及ぼす影響は認められない。また、平面座のガスケット接触応力が最も低く、密封性能が最も劣ると考えられる。



**Fig.3-7 Positions in the connection where the gasket stress distributions are calculated in the FEM**



(a) y-direction (x=15,45,75, y=35~50)



(b) x-direction (x=80~100, y=0,28)

Fig.3-8 Comparisons of the contact gasket stress distributions in the x and y directions (Cover material: carbon steel, Average gasket stress:  $S_g=25\text{MPa}$ )

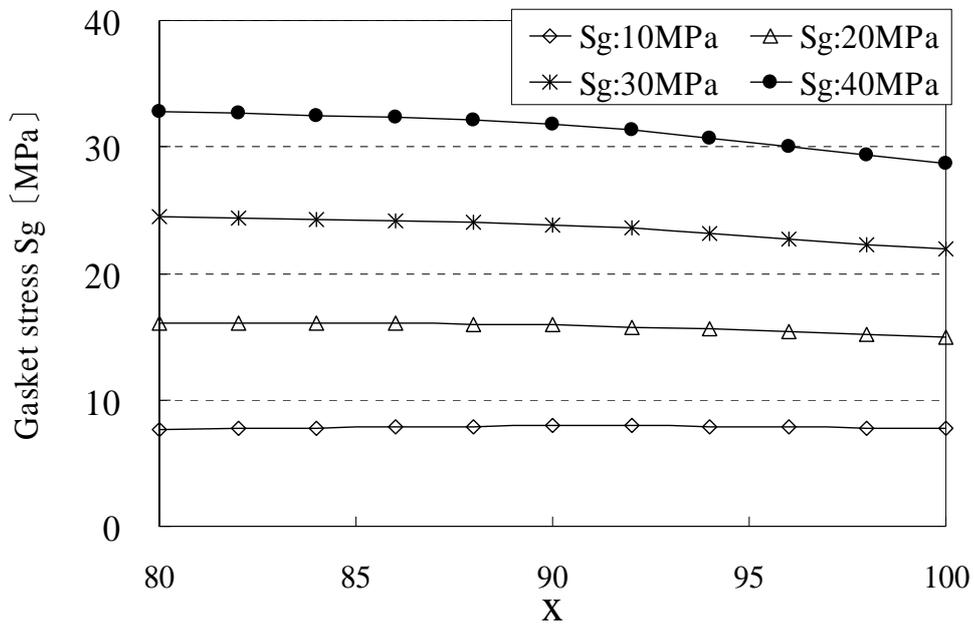


Fig.3-9 Comparisons of the contact gasket stress (Position (y=0, x=80~100), Internal pressure:0.5MPa)

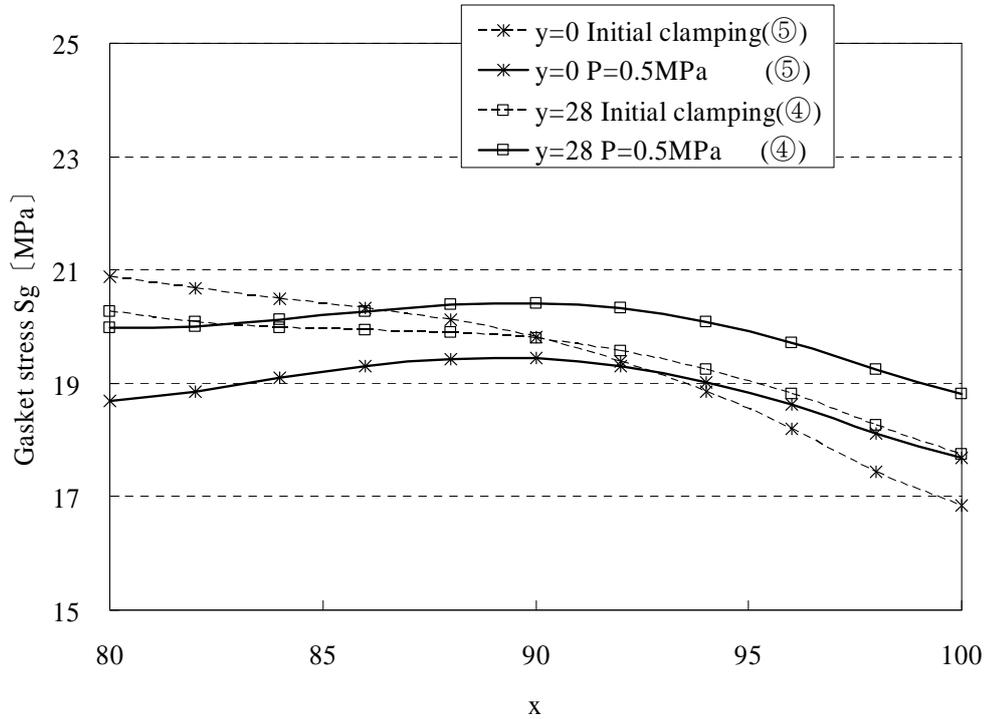
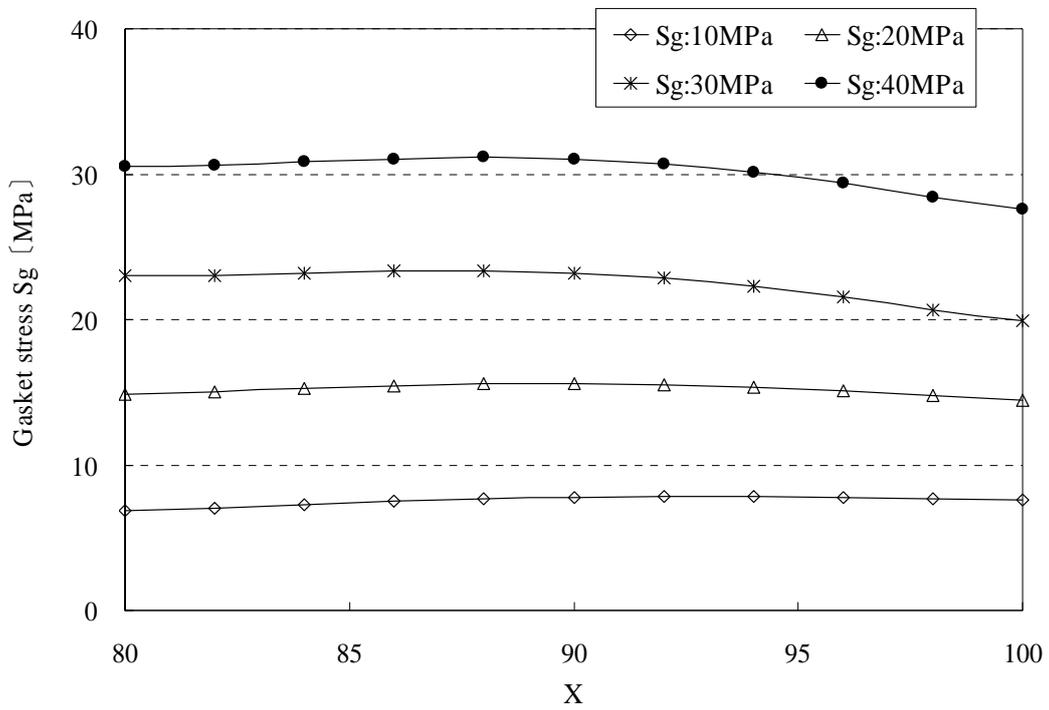
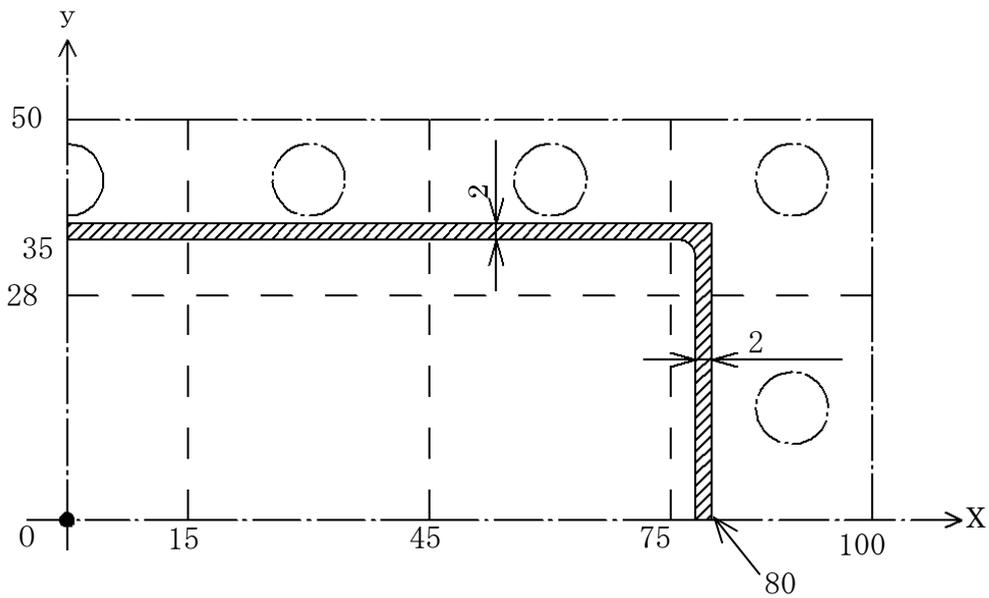


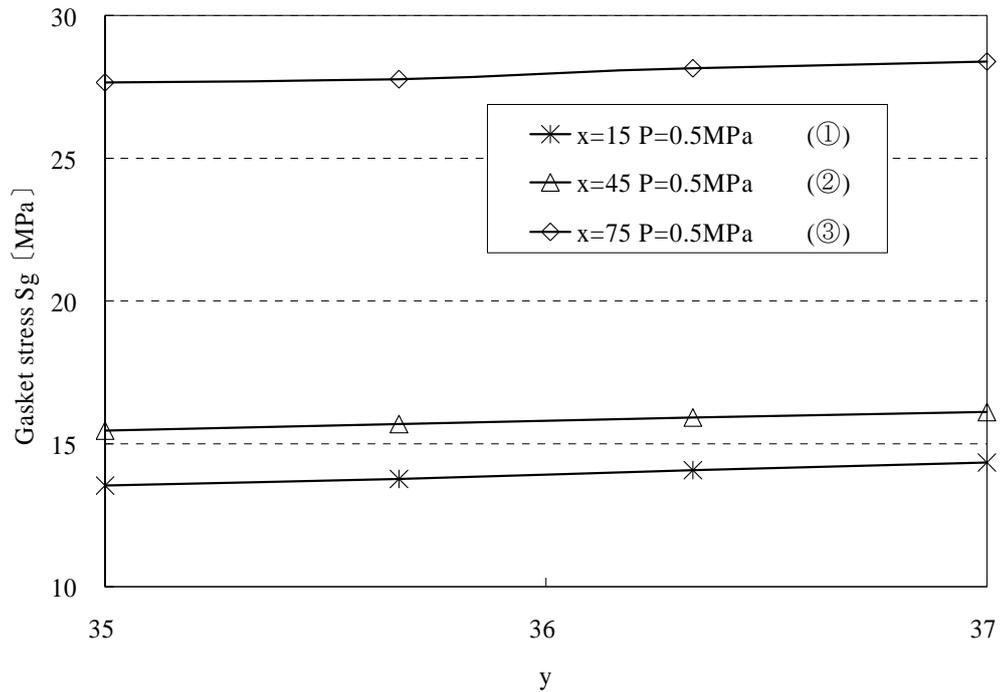
Fig.3-10 Comparisons of the contact gasket stress distributions in the x directions (Cover material: Aluminum, Average gasket stress:25MPa)



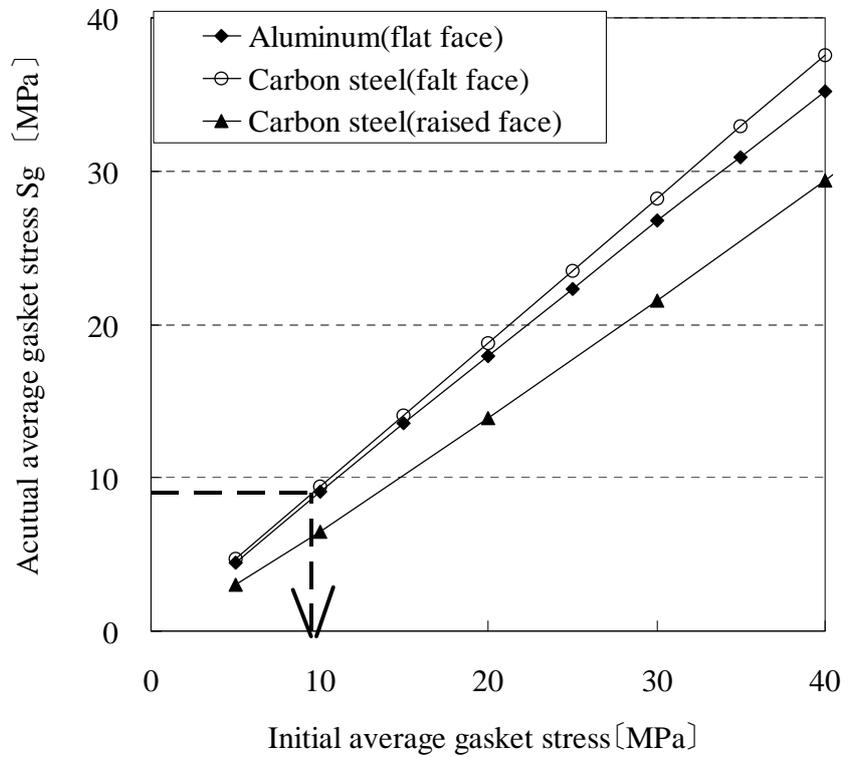
**Fig.3-11 Comparisons of the contact gasket stress (Position (y=0, x=80~100), Internal pressure:0.5MPa)**



**Fig.3-12 Model for the FEM calculations of the bolted flange connection, where raised face gasket is used**



**Fig.3-13 Comparisons of the contact gasket stress distributions in the y directions (Cover material: carbon steel, Average gasket stress=25MPa, Facing: Raised face)**



**Fig.3-14 Effect of the cover material and cover facing on the contact stress distributions in the bolted flange connection**

### 3. 5 密封性能実験結果

Fig. 3-15 は内圧 0.5[MPa]時の漏えい実験結果を示す。

Table. 3-2 は、有限要素計算で得られたガスケット接触応力を用いて算定した新ガスケット係数  $G_b$  と  $a$  の値の比較結果を示す。

全面座の場合、蓋材質が密封性能に及ぼす影響はかなり小さく、ほぼ同等との結果が得られた。一方、ガスケット座面の違いによる差は、平面座の  $a$  の値が全面座の  $a$  の値と比べて、より大きいことから、平面座の方が内圧作用による密封性能の低下が大きいことを表している。従って、本研究のようにガスケット接触応力  $S_g$  を同一とした時には、全面座より平面座の方が容器締結体の密封性能が劣る結果となる。これに対して、ボルト初期締付け力を同一とすると平面座のガスケット接触応力がより大きくなるので、平面座の方が密封性能が優れることとなる。

次に、本容器締結体において漏えい量基準のボルト初期締付け力決定方法を示す。Fig. 3-16 は JIS B 2490)に準拠した試験方法で得られた基本円形ガスケットの漏えい試験結果を示す。

横軸はガスケット平均接触応力  $\sigma$ 、縦軸は質量漏えい量を示す。Fig. 3-16 より内圧作用時の漏えい量  $L$  は

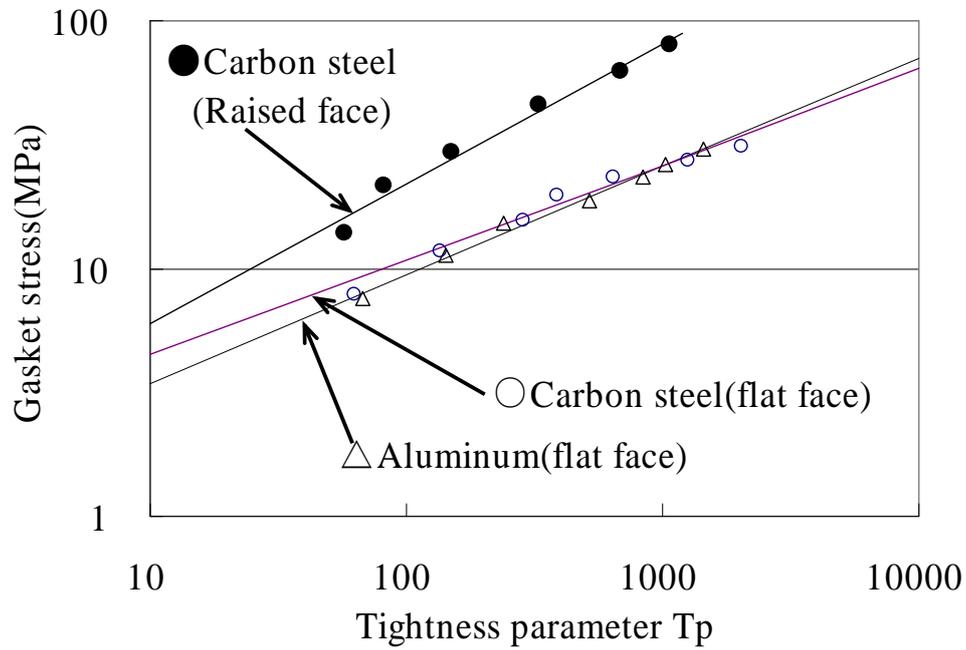
$$L = \alpha \sigma^{-0.5} \quad (3.2)$$

と近似できる。なお、 $\alpha$  は初期締付け時のガスケット接触応力によって決定される。例とし、蓋材質が炭素鋼、全座面  $T_p=50$  時の初期締付け力決定方法を示す。タイトネスパラメータ  $T_p$  は式(3.1)で定義される。

$$T_p = \frac{P}{P^*} \sqrt{\frac{L_{m^*}}{L_m}} \quad (3.1)$$

$T_p=50$  時の質量漏えい量  $L$  は、 $P=0.5$ [MPa] のとき、式(3.1)より  $L=9.36 \times 10^{-5}$ [mg/s/mm] となる。Fig. 3-16 より、この  $L$  に対するガスケット平均接触応力  $\sigma$  は 9.0[MPa] となる。Fig. 3-14 から初期締付け時のガスケット接触応力  $\sigma$  は 9.6[MPa] と決定される。Table3-1 に示す初期平均ガスケット接触応力とボルト初期締付け力の関係から、ボルトの初期締付け力は  $F_p=4.1$ [kN] と決定される。Table3-3 は与えられた  $T_p$  に対する

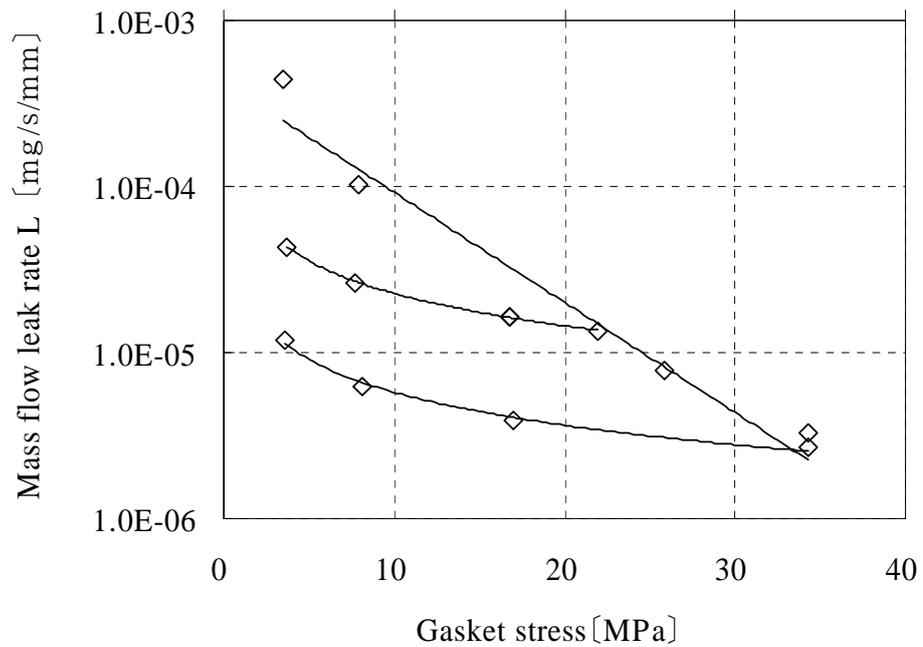
設計漏えい量 L (Estimation) と上記の方法により決定したボルト初期締付け力の下での内圧を負荷して漏えい量を測定した結果 (Experiment) との比較を示す。測定結果は設計漏えい量より小さく、安全サイドへの誤差は見られる。設計値と測定値の誤差は 100%以内である。漏えい量の評価は指数関数を用いて評価していることを考慮すると設計値と測定値の誤差 100%はかなり良く一致すると考えられる。



**Fig.3-15 Results of leakage test in the bolted box-shaped flange connection with the compressed sheet gasket**

**Table3-2 Obtained new gasket constants obtained using the actual reduced gasket stress**

	Carbon steel (Flat face)	Aluminum (Flat face)	Carbon steel (Raised face)
$G_b'$ [MPa]	1.64	1.25	1.64
$a$	0.399	0.438	0.563



**Fig.3-16 Results of leakage test in the bolted circular flange connection with the compressed sheet gasket**

**Table3-3 Comparison of the mass flow leak rate between present study and experimental results**

$T_p$	$L$ [mg/s/mm]		Error (%)
	Estimation	Experiment	
50	$9.36 \times 10^{-5}$	$7.74 \times 10^{-5}$	-17
100	$2.34 \times 10^{-5}$	$6.48 \times 10^{-6}$	-72
200	$5.85 \times 10^{-6}$	$1.41 \times 10^{-6}$	-76
500	$9.36 \times 10^{-7}$	$3.40 \times 10^{-7}$	-64

### 3. 6 結言

本章では、ガスケット付き箱型容器ボルト締結体の密封性能に関して有限要素計算と漏えい実験により検討し、以下に示す結果が得られた。

(1) 本容器締結体に関し、蓋の材質を炭素鋼からアルミ合金に変えても密封性能はほぼ同等であった。従って、軽量化を目的に蓋材質をアルミ合金に変更することが可能であることが示された。

(2) ガスケット座面（全面座及び平面座）の違いが密封性能に及ぼす影響は大きく、ガスケット接触応力を同一とした場合には平面座締結体のそれは全面座の密封性能と比べかなり劣ることが分かった。しかし、同一ボルト初期締付け力とした場合はガスケット接触応力が大きくなる平面座締結体の方が密封性能はより良好となる事が示された。

(3) 円形フランジ締結体と比べ、ガスケット接触応力分布のばらつきがより大きい箱型容器ボルト締結体において漏えい量を基準とする設計を行うためにはガスケット接触応力分布をより正確に推定する必要がある。

(4) ガスケット接触応力分布を用いて本容器締結体の漏えいを推定する方法を示した。推定漏えい量は測定値とかなり良く一致した。

## 第4章

### 内圧と温度変動を受けるガスケット付き箱型圧力容器締結体の有限要素応力解析と密封性能評価

## 4.1 緒言

前章は常温時に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た。しかし，近年では円形及び箱型フランジ締結体の使用条件が厳しくなり，高温高圧条件下での箱型フランジ締結体の密封性能に関する基礎的研究が急務である。

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なってきている。これにより米国の圧力容器研究委員会 (Pressure Vessel Research Council, PVRC) がタイトネスパラメータ  $T_p$  と新ガスケット係数  $G_b$ ,  $a$ ,  $G_s$  を用いた密封性能の評価法と，ボルト初期締付け力の決定方法を提案している<sup>(9)</sup>。しかし，PVRC の方法は経験的であり，また明確な科学的根拠が与えられていないこと，及び大口径フランジ締結体の場合にはかなりの問題が生じるなど疑問が残る。近年，国内では直接的に密封性能を評価することが困難であるタイトネスパラメータ  $T_p$  に代え，気体の漏えい量を用いて締結体の密封性能を評価する研究<sup>(10)</sup>が行われている。漏えい量で密封性能を評価することにより，円形型管フランジ締結体において，実際に使用する内部流体による許容漏えい量に基づくボルト初期締付け力の決定方法が検討されている。

また従来，ガスケット付きボルトフランジ締結体は石綿を主な材料とするガスケットが使用されてきたが，欧米では早々に石綿ガスケットの使用が自粛され，その約 20 年後，平成 20 年より国内では石綿ガスケットの使用が原則禁止された。このため非石綿ガスケットを使用することになったが<sup>(1)-(5)</sup>，実際の使用のための非石綿ガスケットの特性把握は十分ではなく，今後温度条件や耐久性問題などに関して，漏えい事故防止の観点からフランジ締結体への適用など実際的な検討が必要である。

そこで本研究では，内圧を受ける非石綿ガスケット付き箱型フランジ締結体の密封性能を評価するとともに，今後，設計時の実際の漏えい量を推定する設計法を提案することを目的としている。本章では各内部流体温度下 (293K, 353K, 373K) でのガスケットのヒステリシスを考慮した三次元有限要素応力解析 (FEM) により内圧作用時のガスケット接触応力を求め，このガスケット接触応力分布を用いて締結体の気

体の漏えい量を推定，評価する。次に実際の箱型フランジ締結体を用いて実験を行い漏えい量の推定結果と測定結果との比較検討を行う。また従来の石綿ガスケット使用の場合と非石綿ガスケット使用の場合の締結体の漏えい特性の差異についても検討する。さらに箱型フランジ締結体において，内部流体の許容漏えい量に基づくボルト初期締付け力決定方法についても検討する。

## 4.2 ガasket接触応力有限要素解析

Fig. 4-1 は、ボルト・ナットにより均一に初期締付け力  $F_f$  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, CSG) 付き箱型フランジ締結体に温度  $T$  の内圧  $P$  が作用している状態を示す。締結体に内圧  $P$  が作用すると各ボルトには軸力の増分  $F_i$  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接触応力は  $F_f / A$  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)。より正確に密封性能を評価するには内圧作用時の減少したガスケット接触応力を求める必要がある。ガスケットは圧縮復元特性にヒステリシスが生じるため、ガスケット接触応力の計算には、これを考慮している。Fig. 4-2 は有限要素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 を使用する。総要素数及び節点数はそれぞれ 75577 及び 88238 である。ボルト-フランジ間の接触条件は、今までの研究結果<sup>(40)</sup> を考慮して接触面の滑りがガスケット接触応力分布に及ぼす影響が小さいと推測されるため、固着の面接触とする

Fig. 4-3 は有限要素応力解析の境界条件を示す。ガスケット面内の座標を ( $x - y$ ) とし、ボルトの軸方向を  $z$ , 原点を 0 とする。Fig. 4-3(a) は初期締付け時を示す。上下ボルト軸断面に等分布荷重を作用させる。Fig. 4-3(b) はある内部流体温度  $T$  での状態、及び内圧  $P$  作用時を示す。解析手順は、(1) ボルト軸断面に初期締付け時に求めた変位量を与え、(2) 一様温度  $T$  を締結体内部全体に与える。その後、(3) 内圧  $P$  を作用させる。初期平均ガスケット接触応力を 10MPa から 40MPa まで変化させ、各々に対する (1) 初期締付け時、(2) 高温時及び (3) 内圧作用時のガスケット接触応力を求める。Fig. 4-4 は使用する非石綿 CS ガスケットの常温 (293K)、353K 及び 373K での応力-ひずみ線図を示す。ガスケット接触応力が 20MPa になったところで、一旦除荷し、再び 40MPa になるまで負荷する。最後に除荷することで、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。Table 4-1 は各要素の線膨張係数を示す。フランジ、ボルトは炭素鋼を用い、カバーは材質の影響を調べるため、炭素

鋼とアルミニウム合金を用いる。内部流体温度は常温、353K 及び 373K を与え、解析を行う。より厳密な高温時のガスケット接触応力分布を求めるには、ガスケット外周面の大気への熱放散を考慮し、フランジ内壁に内部流体の温度  $T$  [K] を与え、ガスケットに生じる温度分布を計算する。Table4-2 は締結体各部の熱伝導率及び熱伝達率を示す。大気温度は  $T_a=293\text{K}$ 、内部流体の温度は  $T=373\text{K}$  (ガスケットメーカー指定の最大温度) とした。Fig. 4-5 はガスケット温度分布解析例を示す。内周面温度は 373K、外周面温度は角部分で最も低く 371.8K 程度であり、本研究の場合、締結体の温度分布はほぼ一様と仮定しても誤差はかなり小さいと推測される

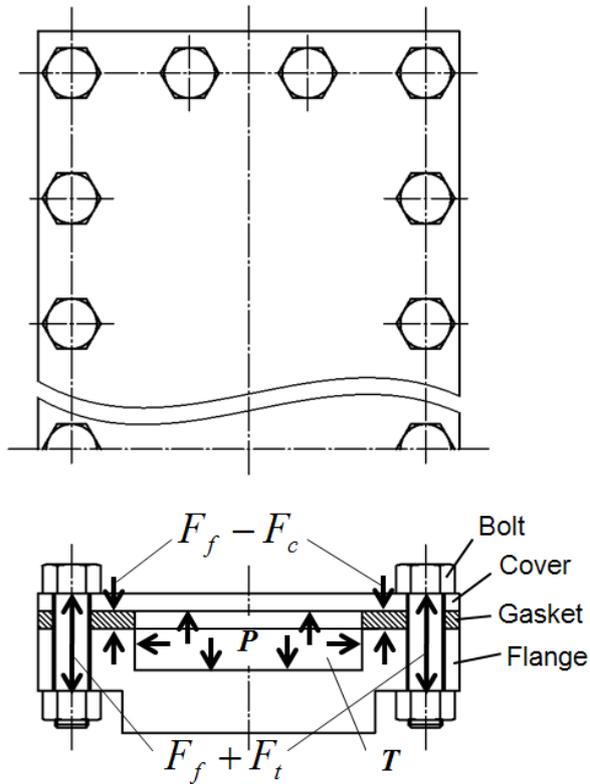
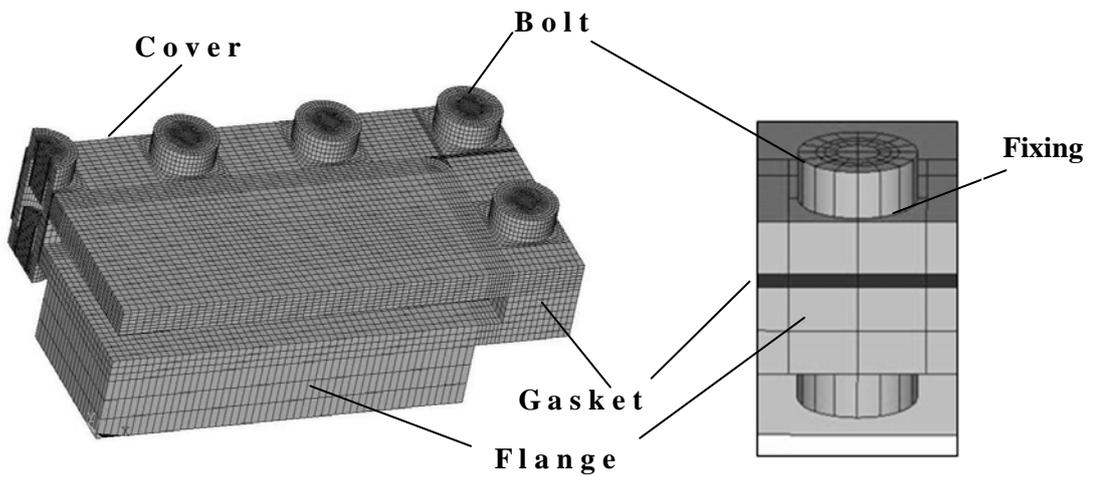


Fig.4-1 A bolted box-shaped flange connection with a non-asbestos compressed sheet gasket subjected to internal pressure at elevated temperature



a) An example of mesh divisions

b) A contact condition between bolt and flange

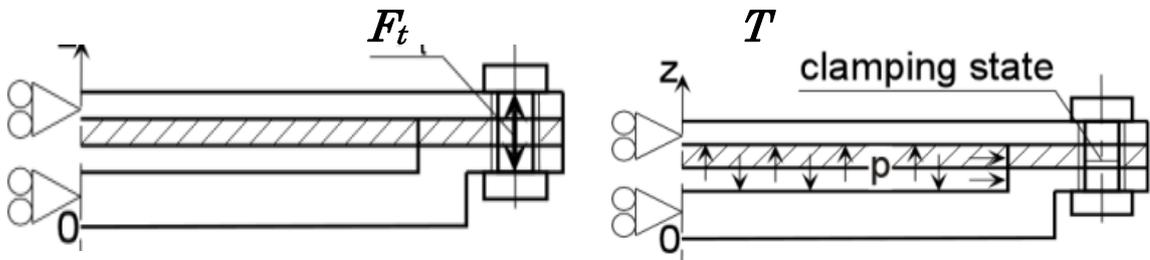
Fig.4-2 FEM model of box-shaped flange connection under internal and elevated temperature

**Table 4-1 Liner thermal expansion coefficients of components**

Component	$\alpha[\times 10^{-6} / \text{K}]$
Carbon steel	10.7
Aluminum alloy	23.8
Gasket	606.7

**Table 4-2 Thermal conductivities and heat-transfer coefficients**

Components	$\lambda_{x-y}[\text{W/mK}]$	$\lambda_z[\text{W/mK}]$	$h[\text{W/m}^2\text{K}]$
Carbon steel	50	50	6.5
Gasket	0.4	0.15	6.5



a) Case of bolt initial clamping state

b) Case where an internal pressure P is applied at an elevated temperature

**Fig.4-3 Boundary conditions used in the FEM calculations**

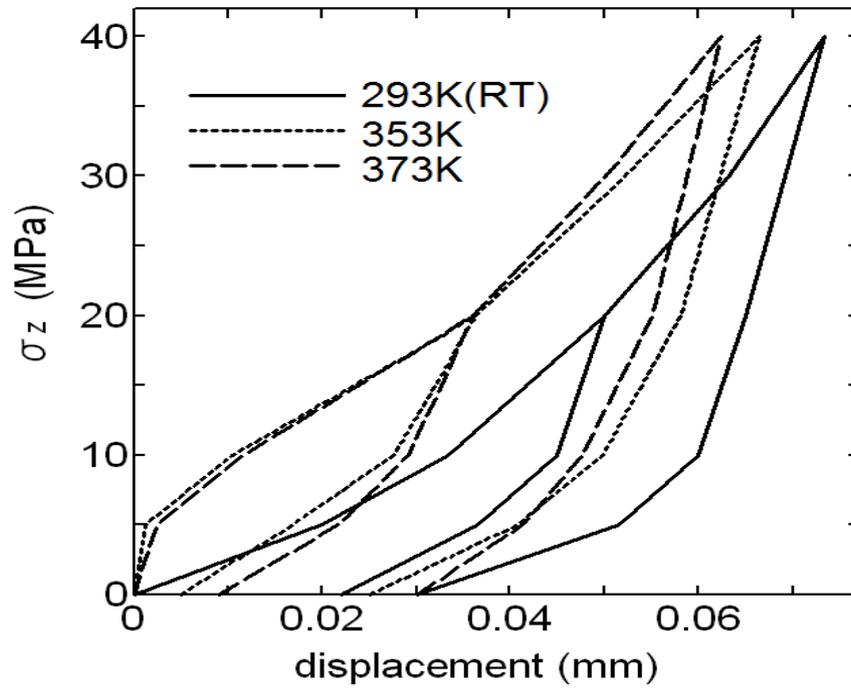


Fig.4-4 Measured stress-displacement curves of the compressed sheet gasket used in the FEM calculations

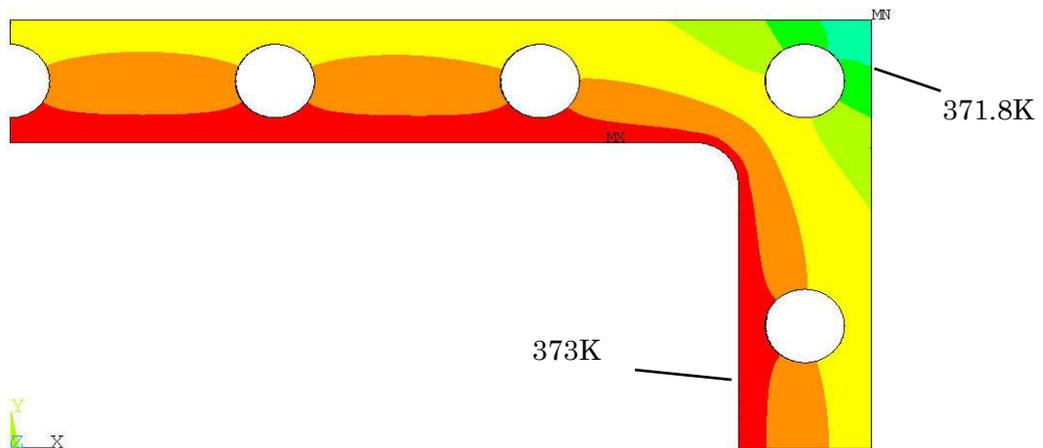


Fig.4-5 Temperature distribution of the gasket in the box-shaped flange connection under elevated temperature (temperature of inner fluid : 373K)

### 4.3 密封性能実験方法

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、実際の箱型フランジ締結体を用いて漏えい量測定実験を行う。Fig. 4-9 は漏えい量測定実験の概略図を示す。18本のボルトにより所定の初期締付け力  $F_f$  で締結された箱型フランジ締結体に、ヘリウムガスにより内圧を作用させる。内圧の大きさは電子式圧力伝送器を用いて測定し、その出力を電圧に変換後、デジタルオシロスコープに記録する。目標温度はカートリッジヒータにより与え、熱電対によって測定される温度が一定になった後に内圧を作用させる。漏えい量  $L$  は式(4.1)に示す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求める。

$$L = MV(P_1 - P_2) / RT_1 t \text{ [mg/sec]} \cdots \cdots (4.1)$$

ここで

$M$  : 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 [ $\text{mm}^3$ ]

$P_1$  : 実験開始時圧力 [MPa]

$P_2$  : 実験終了時圧力 [MPa]

$T_1$  : 試験温度 [K]

$t$  : 測定時間 [sec]

Fig. 4-10 は実験に用いた箱型フランジ締結体(Fig. 4-10 (a)), 蓋(Fig. 4-10(b))の寸法を示す。非石綿CSガスケットの寸法はFig. 4-10(a)と同じで、厚さは1.5mmとした。箱型フランジ締結体の材質は機械構造用炭素鋼(S45C, 以下、炭素鋼), 蓋の材質は、炭素鋼とアルミニウム合金(A5052)の2種類とする。ここで炭素鋼の縦弾性係数及びポアソン比はそれぞれ 209GPa, 0.29, アルミニウム合金のそれらは 70GPa 及び 0.33 である。ボルト・ナットは同じく炭素鋼製、呼び径は M8, 強度区分 10.9 とし、ボルト軸部に 2 軸ひずみゲージを 2 枚貼りボルト軸力を測定する。ひずみゲージは予め校正しておく

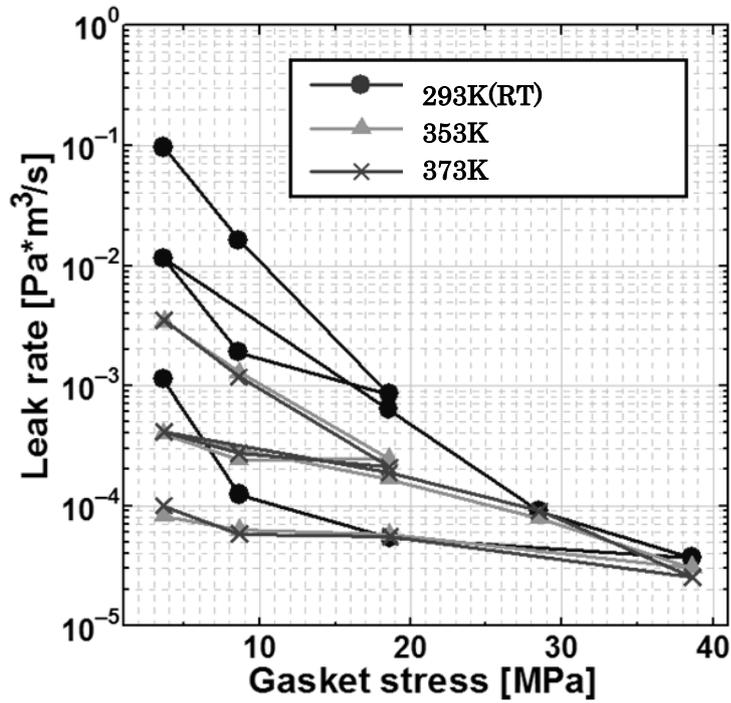


Fig.4-7 Relationship between the gasket stress and the leak rate according to the leak tests (JIS B 2490) at elevated temperature (293, 353, 373K)

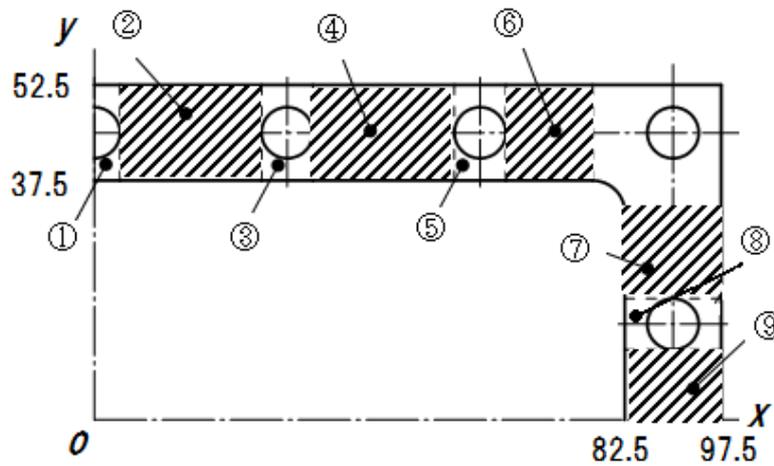
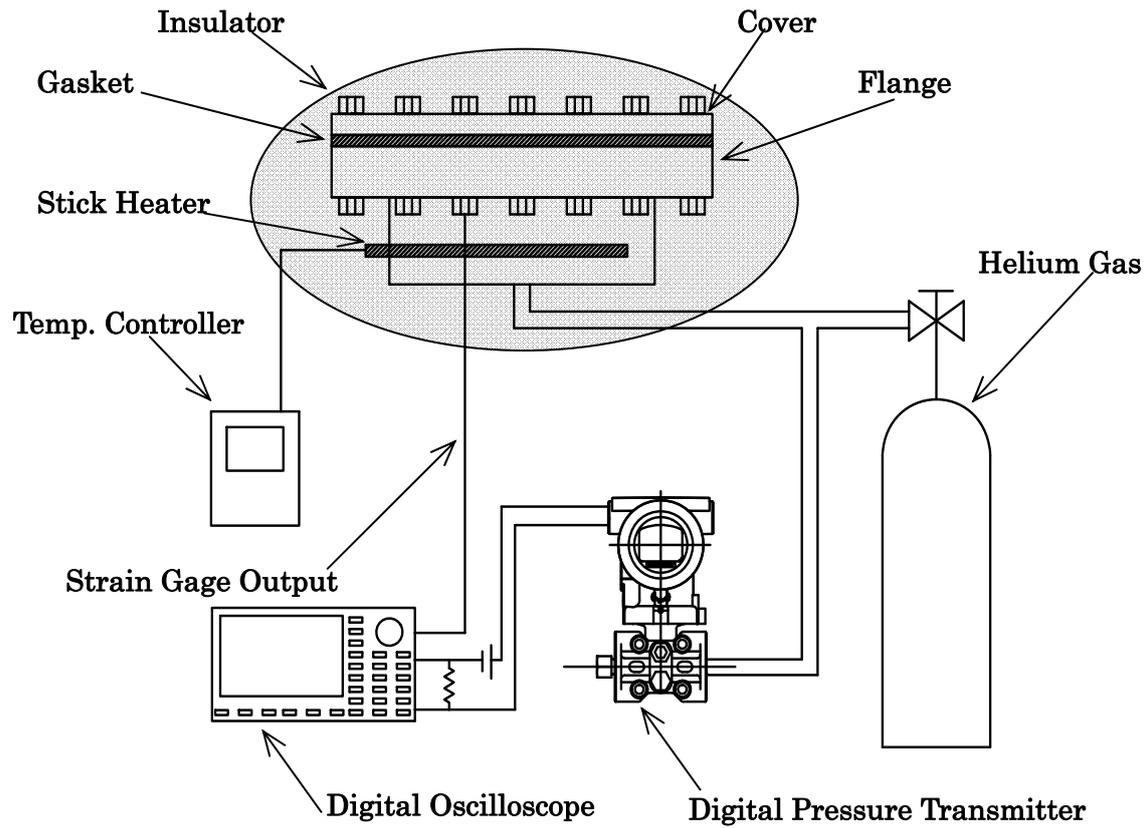
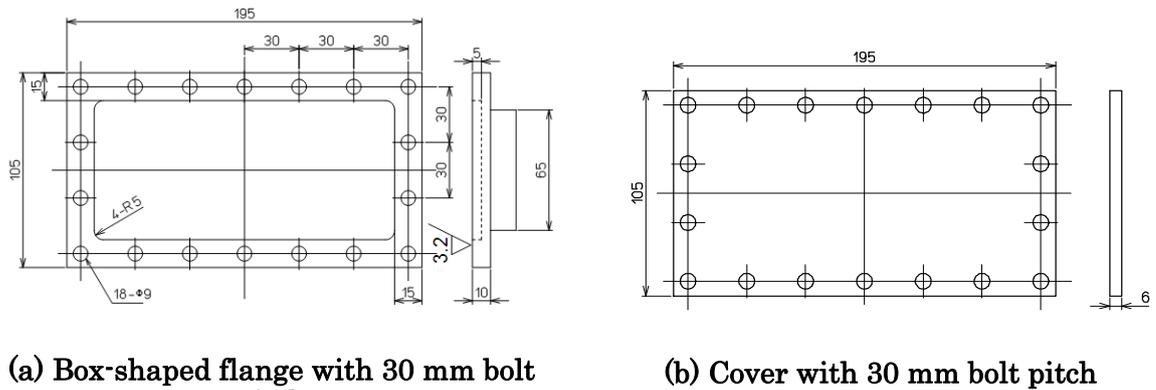


Fig.4-8 Divided area of gasket in the connection for estimating amount of leakage



**Fig.4-9 Schematic of the experimental setup for measuring leakage in the bolted box-shaped flange connection under thermal condition**



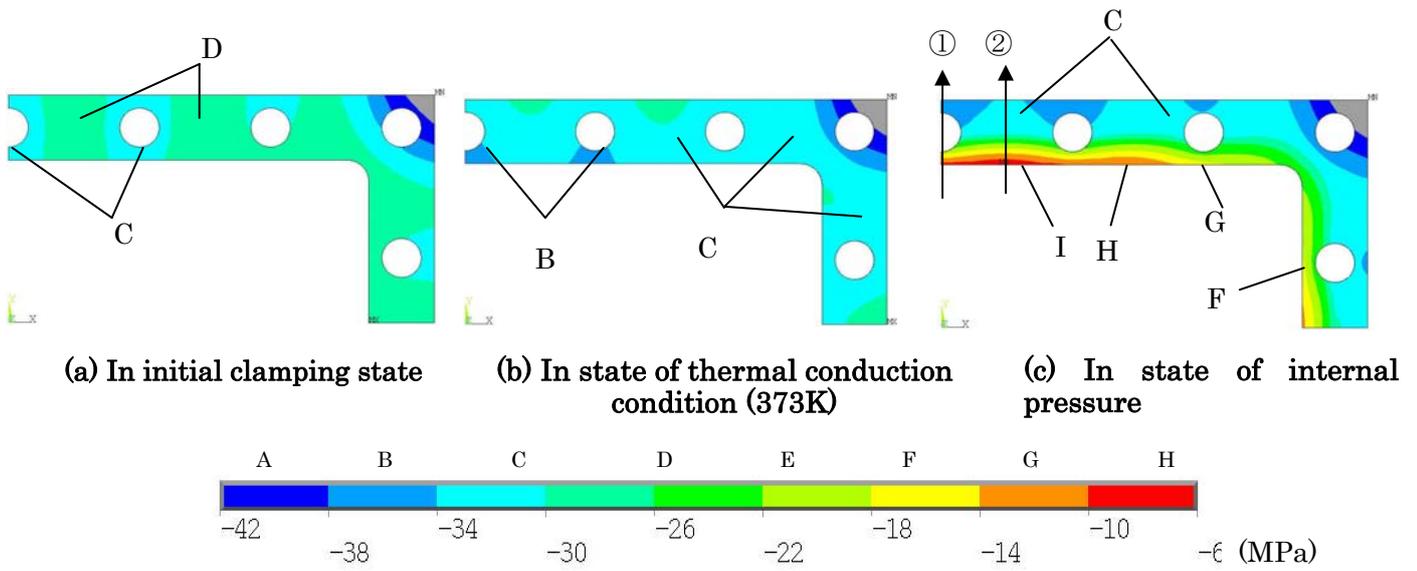
**Fig.4-10 Dimensions of the box-shaped flange and the cover used in the experiments**

#### 4.4 ガasket接触応力解析結果

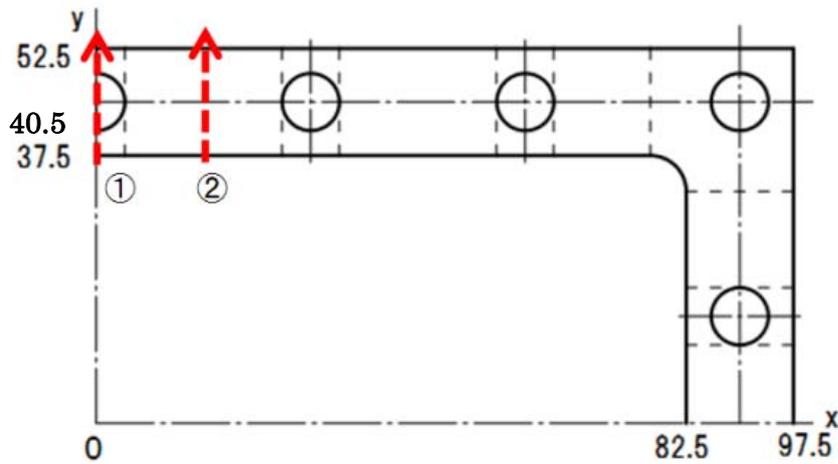
Fig. 4-11は有限要素応力解析における初期平均ガスケット接触応力30MPaでの初期締付け時(Fig. 4-11(a)), 温度373Kの時(Fig. 4-11(b))及びさらに内圧 $P=2\text{MPa}$ 作用時(Fig. 4-11(c))のガスケット接触応力分布をコンター図で示す。従来, 内圧作用時のガスケット接触応力は常にボルトのピッチ間で最も小さくなるため, ボルトピッチ間から主な漏えいが発生していると考えられてきた<sup>(123), (124)</sup>。しかし, Fig. 4-11(c)よりボルト穴の容器内周側のガスケット接触応力がかなり小さいことが推測される。

Fig. 4-12はボルト穴近傍(①)及びボルトピッチ間(②)での応力分布を求める位置を示す。Fig. 4-13はFig. 4-11と同条件下でのFig. 4-12中の位置①及び位置②における内圧作用時の応力分布を示す。横軸は $y$ 座標(Fig. 4-12), 縦軸はガスケット接触応力を示す。Fig. 4-11(c)及びFig. 4-13より, 本解析結果ではボルト穴近傍でのガスケット接触応力( $y = 40.5\text{mm}$ )がピッチ間のガスケット接触応力( $y = 45\text{--}52.5\text{mm}$ )に比べかなり小さくなっている。従って本研究での全面座型ガスケットを用いたボルトピッチ $p = 30\text{mm}$ の箱型フランジ締結体からの主な漏えい発生箇所はボルト・ナットで締結された箇所からであると推定される。

Fig. 4-14は各温度(293, 353, 373K)におけるFig. 4-12中の①の位置での内圧作用時のガスケット接触応力分布を示す。温度上昇に従い接触応力が大きくなっている。ガスケットの線膨張係数がボルトのそれに比べて大きいためである。さらにアルミニウム合金の線膨張係数がフランジ及びボルトの線膨張係数に比べかなり大きいため, 蓋材質にアルミニウム合金を用いた時, ボルト穴近傍での接触応力が最も大きくなっている。これらの解析より得られた高温下での内圧作用時のガスケット接触応力分布から漏えい量推定を行う



**Fig.4-11** Contours of the contact gasket stress distributions using the flange with the cover made of carbon steel



**Fig.4-12** Positions in the connection where the contact gasket stress distribution are compared

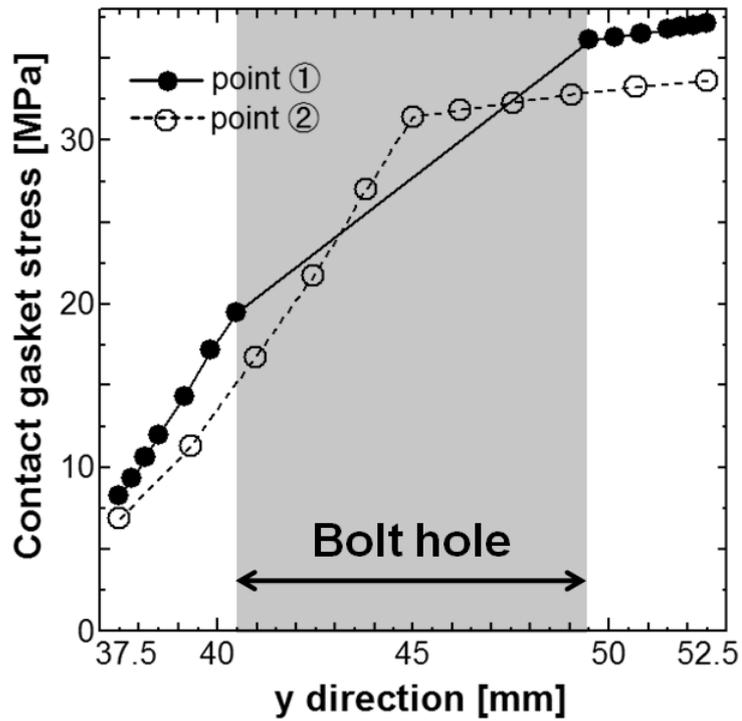


Fig. 4-13 Comparison of the contact gasket stress distribution at point ① and point ②

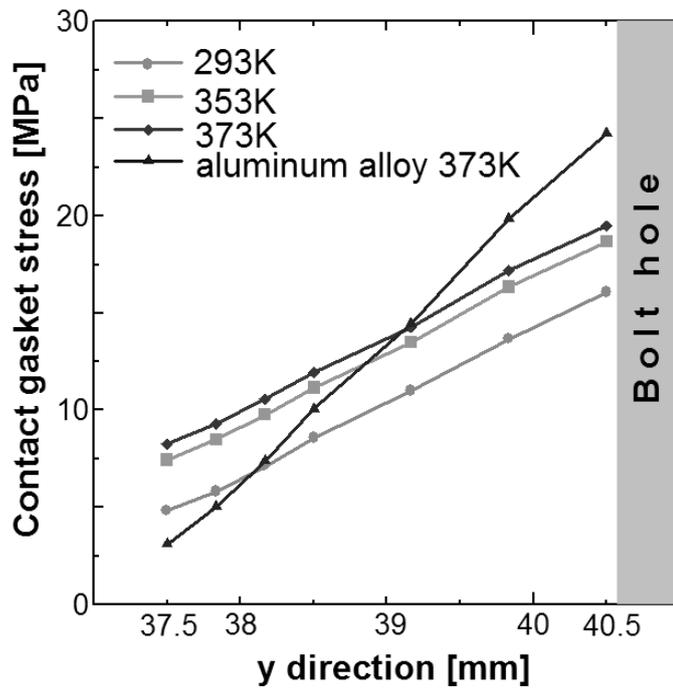


Fig.4-14 Comparison of the contact gasket stress distributions in the y direction at elevated temperature

## 4.5 漏えい量推定結果と実験結果の比較及び検討

### 4.5.1 実験結果との比較

Fig. 4-15 は漏えい量測定実験時にガス漏れ検知スプレーにより検知したヘリウムガス漏えいの様子を示す。Fig. 4-15(a)は本実験時の漏えいの様子を示す。解析結果から推定されたように、主な漏えいはボルト・ナット部からであることが観察された。この時、ボルトピッチ間(Fig. 4-12 中の位置②)からこれ程の気泡は確認されなかったが微小な漏えいは生じていたことを確認した。Fig. 4-15(b)は Fig. 4-10 の締結体のボルトピッチを 60mm とした際に発生したボルトピッチ間からの漏えいの様子を示す。これはボルトピッチが大きくなったため、ボルト穴近傍よりもボルトピッチ間のガスケット接触応力が低くなることにより、ボルトピッチ間からの漏えいが多くなったことによるものであると考えられる。

Fig. 4-16 は常温時に炭素鋼製の蓋を用いた場合の漏えい量推定結果と実験結果の比較を示す。縦軸は漏えい量、横軸は初期平均ガスケット接触応力である。ボルトピッチ  $p = 30\text{mm}$  の時、初期平均ガスケット接触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良く一致している。また推定結果は実験結果に比べ漏えい量が安全側に推定されている。ボルトピッチ  $p = 60\text{mm}$  の時、漏えい量はかなり大きいと推定されている。実際的には、石鹼水法による漏えい検出限界の漏えい量が  $10^{-3}\text{Pa}\cdot\text{m}^3/\text{s}$  以下であるため、それ以下の漏えい量が好ましいようである。

推定結果と実験結果の差異の原因は、本漏えい量推定方法にある。本推定方法では、内圧作用下のガスケット接触応力からのみ漏えい量を推定している。しかし全面座ガスケットでボルト穴からの漏えいが生じる場合、ボルト座面とフランジ間、ナット座面とカバー間、あるいはネジ山の摩擦によって、幾分漏えいが軽減される。この点を推定結果に反映することが困難であるため、実験結果より推定結果の漏えい量が多く見積もられていると考えられる

Fig. 4-17 は常温時(293K)において、蓋材質を変えた場合の締結体の漏えい量推定結果と実験結果の比較を示す。蓋材質の違い(アルミニウム合金と炭素鋼)による密封性能の差はかなり小さく、常温時にはほぼ同等の密封性能が得られた。

次に高温度下での密封性能の評価を初期平均ガスケット接触応力 30MPa、内圧 2MPa の場合で検討する。Fig. 4-18 は炭素鋼製の蓋を用いた際の漏えい量推定結果と実験結果の比較を示す。推定結果、実験結果共に温度上昇に伴いガスケット接触応力が上昇するため密封性能が向上している。

Fig. 4-19 は初期平均ガスケット接触応力 30MPa、内圧 2MPa、高温度下での蓋材質が密封性能に及ぼす影響を示す。アルミニウム合金製の蓋を用いた場合、常温時では密封性能に対する影響は見られなかったが、高温時には炭素鋼製の蓋を用いた場合に比べかなり密封性能が向上している。これは Fig. 4-13 より、主な漏えい発生箇所であるボルト穴近傍のガスケット接触応力が炭素鋼製の蓋に比べかなり大きくなるためと推測される。

最後に本漏えい量推定結果を用いて漏えい量基準のボルト初期締付け力決定方法を示す。内部流体により決定される許容漏えい量と漏えい量推定結果の初期平均ガスケット接触応力と漏えい量の関係を用いる。Fig. 4-20 は一例として内部流体が揮発性有機化合物である場合の漏えい量基準のボルト初期締付け力の決定方法を示す。揮発性有機化合物 500ppm の許容漏えい量はおよそ  $5.0 \times 10^{-3} \text{Pa} \cdot \text{m}^3 / \text{s}^{(69)}$  であるとされている。これは漏えい量推定結果の初期平均ガスケット接触応力が約 25MPa に相当する。従って、要求される初期平均ガスケット接触応力は 25MPa 以上であり、これにガスケット接触面積を乗じ、ボルト本数で除することで M8 ボルト初期締付け力  $F_f$  [N] が算出される。その結果、本締結体形状において、揮発性有機化合物 500ppm の許容漏えい量を考慮したボルト初期締付け力  $F_f$  [N] は 9.6kN であった。さらに高温度下においては、密封性能が向上することから常温時と同一の初期締付け力でボルトを締結しても十分な密封性能が得られることは本研究の結果より明らかである。また、ヘリウム分子に比べ揮発性有機化合物の分子は大きいため、より漏えいが生じ難くなる。従って、ヘリウムガスを基準として初期締付け力を算出した場合、運転時は他の物質が内部流体であっても十分な密封性能を持つと言える。



(a) Bolt pitch  $p=30\text{mm}$



(b) Bolt pitch  $p=60\text{mm}$

Fig.4-15 Observation of gas leakage in the experiment

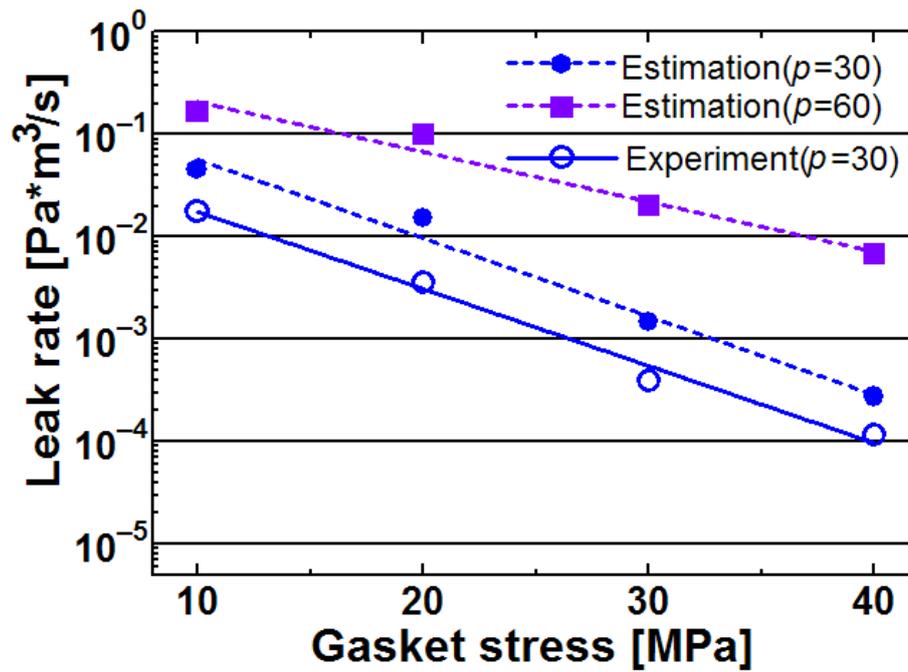


Fig.4-16 Comparisons of leak rate between the results of estimation and experiment at the room temperature

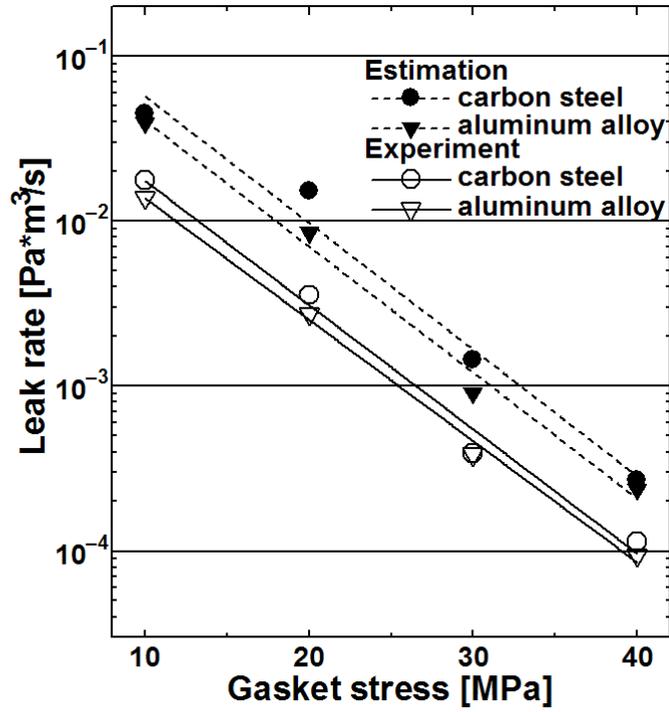


Fig.4-17 Comparison of the leak rate(the effect of the flange cover material) at the room temperature

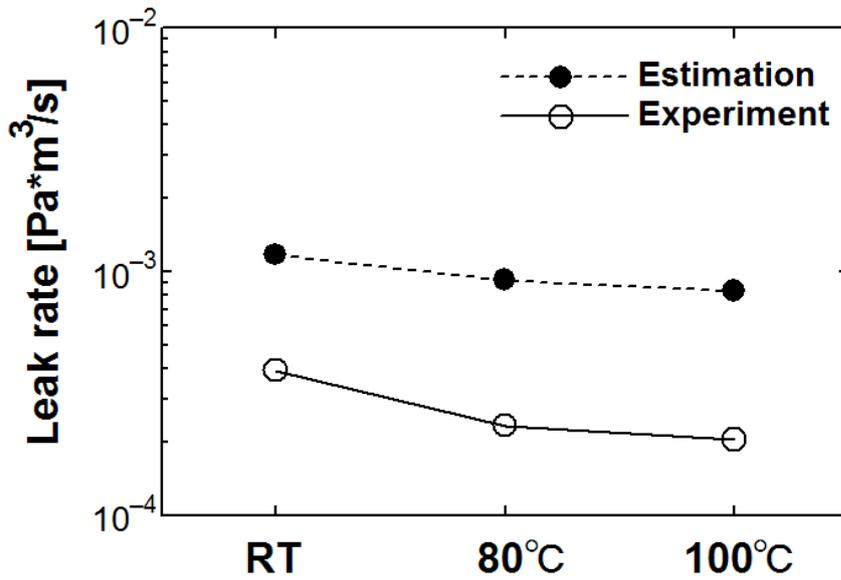


Fig.4-18 Comparison of leak rate between the estimated and the experiments at the elevated temperatures in the case where the initial average gasket stress is 30MPa

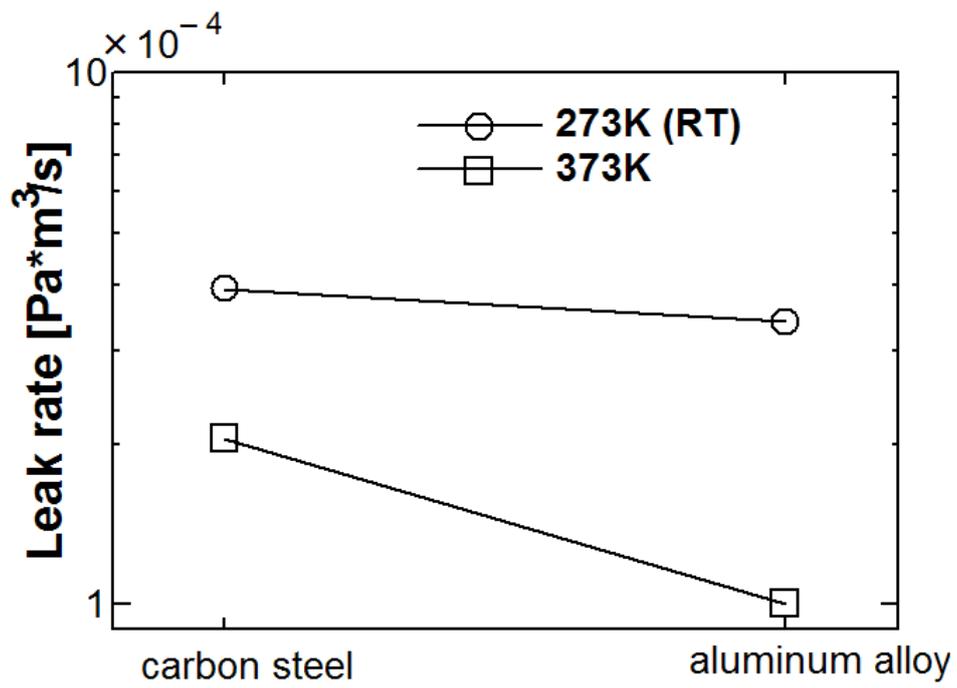


Fig.4-19 Experimental results for carbon steel and aluminum alloy materials at the elevated temperature

#### 4.5.2 石綿ガスケットとの密封性能の比較

石綿 CS ガスケットと非石綿 CS ガスケットの特性の比較をするため、常温下で密封性能試験 (JIS B 2490) を行った。Fig. 4-21 は石綿及び非石綿 CS ガスケットの応力-変位線図 (Fig. 4-21(a)) 及び変位と漏えい量の関係 (Fig. 4-21(b)) を示す。Fig. 4-21(b) より、漏えい量  $1.0 \times 10^{-3} \text{Pa} \cdot \text{m}^3 / \text{s}$  が生じる変位量は石綿 CS ガスケットで 0.08mm、非石綿 CS ガスケットでは 0.06mm であった。しかし、これらの変位量は応力-変位線図 (Fig. 4-21(a)) より、共にガスケット接触応力 18MPa 程度に相当することがわかる。従って、同一ガスケット接触応力下での密封性能の差は極めて小さいと言える。

また、石綿 CS ガスケットが従来 523K 以下であれば十分に密封性能を維持することが実際の使用で可能であったことに対し、非石綿 CS ガスケットは 373K を超える高温では主成分であるゴムバインダーが軟化するため、密封性能が低下すると言われている。Fig. 4-18 の条件で 393K における漏えい量測定実験を行った結果、373K での漏えい量が  $2.0 \times 10^{-3} \text{Pa} \cdot \text{m}^3 / \text{s}$  であることに対し、393K での漏えい量は  $2.4 \times 10^{-3} \text{Pa} \cdot \text{m}^3 / \text{s}$  (48 時間) であり、密封性能の低下がみられた。従って、非石綿 CS ガスケットは 373K 以上での長期使用では注意が必要である。

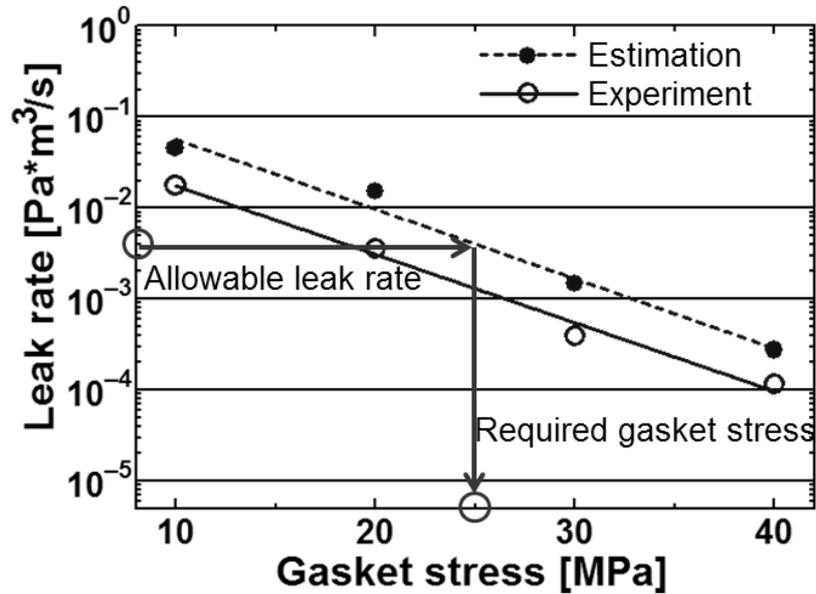
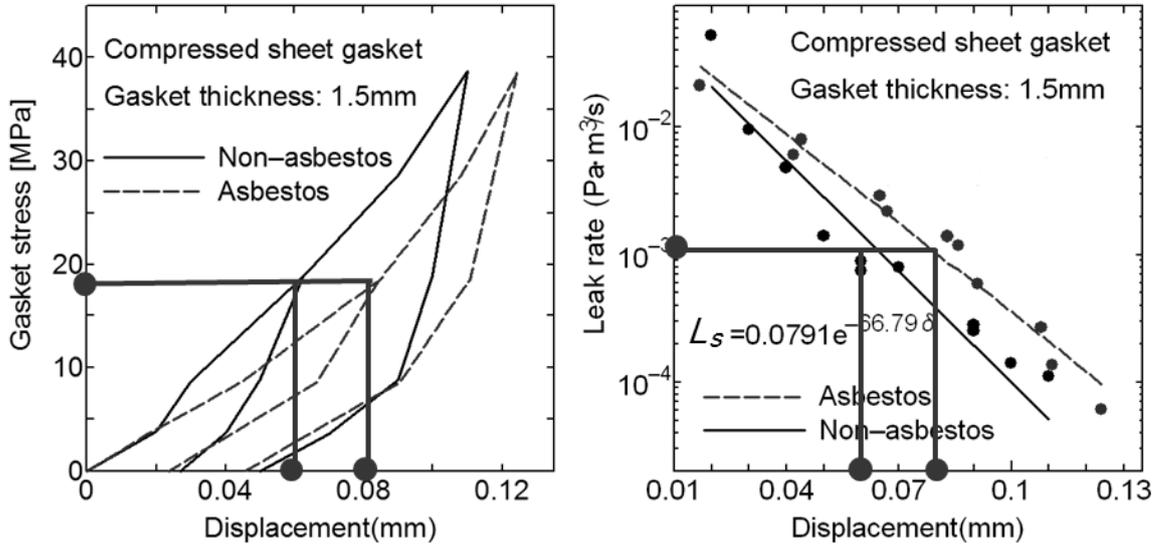


Fig.4-20 Method for obtaining the required initial gasket stress using allowable leak rate of inner fluid



(a) Relationship between stress and displacement

(b) Relationship between leak rate and displacement

Fig.4-21 Comparison of gasket characteristics between asbestos gasket and non-asbestos gasket

## 4.6 結言

本章では、ある高温下での内圧を受ける非石綿ジョイントシートガスケット付き箱型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、以下の結果が得られた。

- (1) 有限要素応力解析結果より、従来主な漏えい発生箇所はボルトピッチ間であると考えられてきたが、本研究で用いた締結体ではボルト穴近傍での応力低下が著しく、ボルト・ナット部から主な漏えいが発生していることを明らかにした。またボルトピッチ間を大きくすると、ボルト間からも多大な漏えいが発生し密封性能がより悪くなることを示した。
- (2) 本箱型フランジ締結体に関し、高温条件下ではガスケットの線膨張係数がフランジ部に比べより大きいためガスケット接触応力が増加し、密封性能が向上することを示した。
- (3) 蓋の材質を炭素鋼からアルミニウム合金に変えた場合、常温時には密封性能の変化は見られないが、高温時にはアルミニウム合金の線膨張係数がフランジ部に比べ大きいため、ガスケット接触応力が大きくなり、密封性能が向上することが示された。
- (4) ガスケット接触応力分布を用いて箱型フランジ締結体の漏えい量を推定する方法を示した。初期平均ガスケット接触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。
- (5) 内部流体によって決定される許容漏えい量を考慮したボルト初期締付け力の決定方法を箱型フランジ締結体に対して検討した。推定結果が安全側に推定されるため、本ボルト初期締付け力決定方法は箱型フランジ締結体においても有用であることを示した。さらに高温条件下では密封性能が向上するので、常温時と同一の初期締付け力で十分な密封性能が得られることを示した。
- (6) 市販されている非石綿ジョイントシートガスケットは 373K 以上での使用には密封性能の低下が予想され、長期の使用には注意が必要であることを示した。

**第5章**  
**オイルパン型ガスケット付き箱型圧力容器締結体の**  
**応力解析と基礎的密封性能**

## 5.1 緒言

本論文の第2章、3章において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。箱型フランジ締結体については、わずかに接着シーラントを用いた箱型圧力容器締結体に関する研究<sup>(123)</sup> <sup>(124)</sup>もなされているだけである。しかし、研究は少ないが自動車のオイルパンなどには非常に多くの箱型容器が用いられている。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自動車のオイルパンに多く用いられる締結体形状(Fig. 5-1)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密封性能を向上させるために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。

本章では、従来の箱型フランジ締結体に対し、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についてガスケット接触応力を検討し、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。また、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応力解析(FEM)により内圧作用時のガスケット接触応力を求め、このガスケット接触応力分布を用いての漏えい量を推定する。

さらに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。作動流体が液体の場合、内圧作用時のガスケット接触応力がほぼ零となると漏えいが発生するため、FEMによりガスケット接触応力がほぼ零になるときの初期締付け時の平均ガスケット接触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し、このような波型オイルパン形状箱型フランジ締結体の特性を明らかにすること目的としている。

## 5.2 ガasket接触応力有限要素解析

Fig. 5-1 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 と省略) 付き箱型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, Fig. 5-1 に示すオイルパン型箱型フランジ締結体の寸法とした。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asket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接触応力は  $F_f / A$  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)。より正確に密封性能を評価するには内圧作用時の減少したガスケット接触応力を求める必要がある。ガスケットはその圧縮復元特性にヒステリシスが生じるため, ガasket接触応力の計算には, これを考慮している。Fig. 5-2 はガスケット応力分布とボルト軸力の変化を解析するための有限要素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asket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) 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接触応力を 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接触応力分布を求める。Fig. 5-3 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 になったときに除荷し, 再び平均応力が 40MPa になるまで負荷する。最後に除荷することにより, 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. 5-4 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asketの厚さは 1.5mm とする。ボルトの呼び径は M8 とする。自動車のオイルパンなどに見られるフランジの外周部が波型であることが締結体の密封性能に及ぼす影響を調べるため, Fig. 5-4(a) に示す

箱型波型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  $R=7.5\text{mm}$  の加工を施した波型形状を解析対象とする。Table5-1 は、本解析におけるガスケット幅  $w$  とボルトピッチ  $p$  とボルト本数  $N$  を示す。ボルト間のガスケット幅  $w$  及びボルトピッチ  $p$  が密封性能に及ぼす影響を調べるため、 $w$  及び  $p$  を変化させた形状についても検討する。Fig. 5-4(b) は Fig. 5-4(a) の波型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。Fig. 5-4 に示すフランジ締結体において、内部流体が気体である場合を想定し、内圧  $P$  を 2MPa とした場合の解析を行う。さらに Fig. 5-4(a) の typeA 及び Fig. 5-4(b) のフランジ形状において、自動車のオイルパンなどでは内部流体が液体であるため、液体の漏えいが生じるとされるガスケット接触応力が零になるときの内圧  $P$  と初期平均ガスケット接触応力の関係を求める。

Table5-2 は初期締付け時の平均ガスケット接触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の違いにより、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。波型オイルパン形状フランジ締結体及び箱型フランジ締結体を等しいボルト初期締付け力で締結した場合、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接触応力は箱型フランジ締結体のその約 1.4 倍となる。

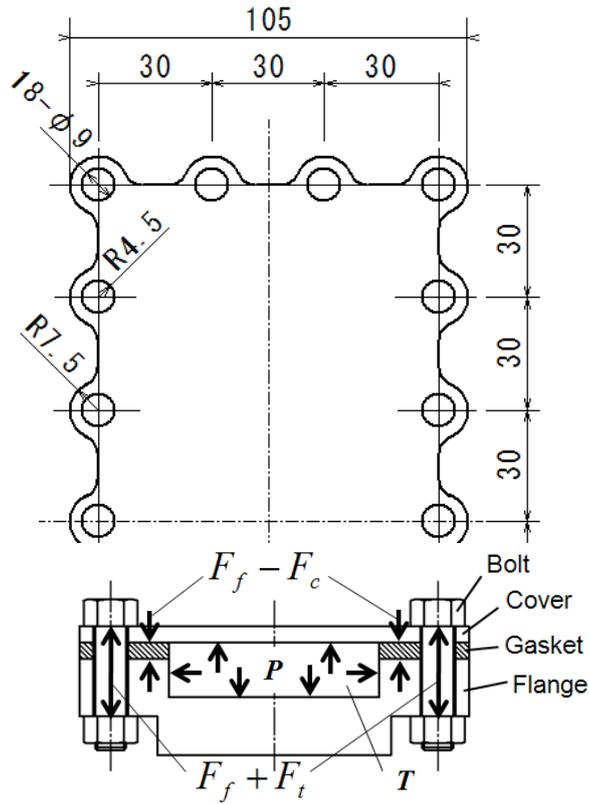


Fig.5-1 A bolted wavy oil-pan shaped flange connection with a non-asbestos compressed sheet gasket subjected to internal pressure

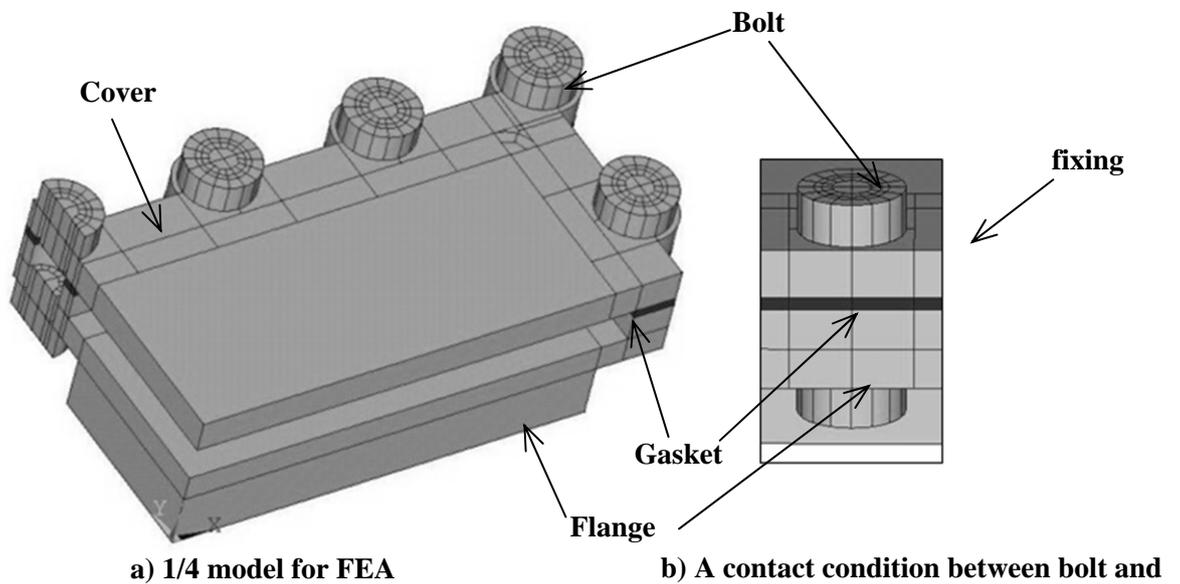


Fig.5-2 FEM model of oil-pan shaped flange connection under internal pressure

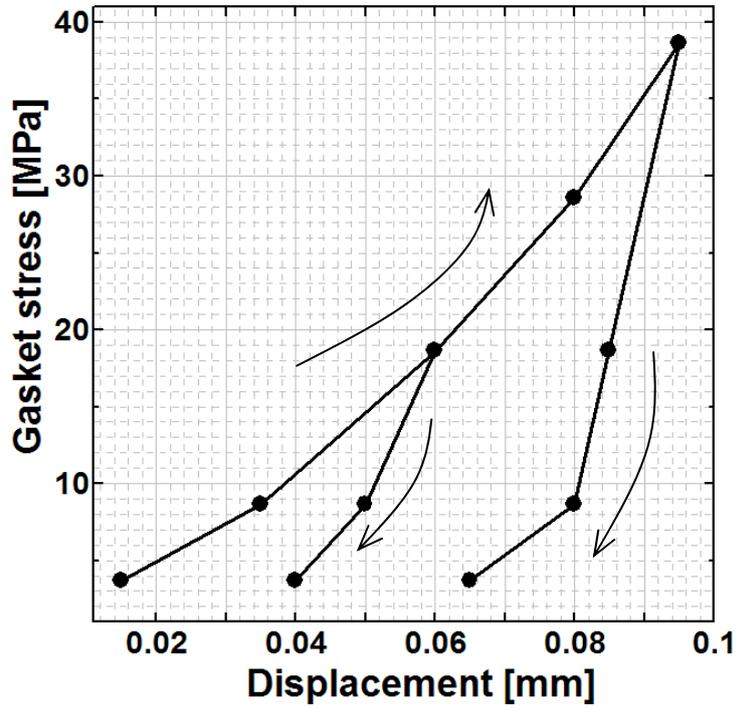
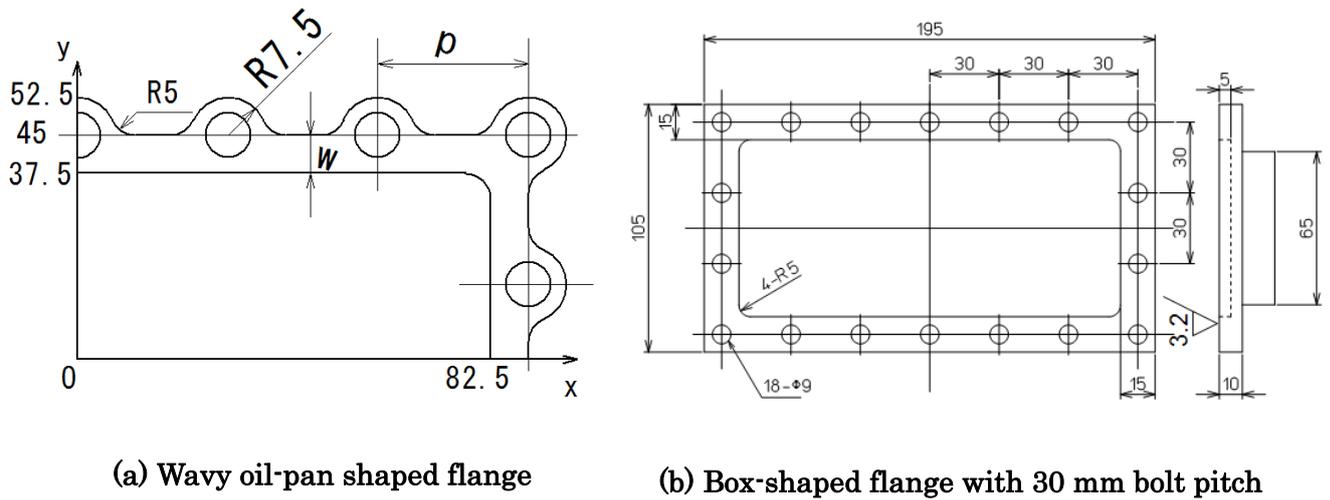


Fig.5-3 Measured stress-displacement curves of the compressed sheet gasket used in the FEM calculations



(a) Wavy oil-pan shaped flange

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

Fig.5-4 Dimensions of flange connections

**Table.5-1 Dimensions of gasket width and bolt pitch  
used in FEM calculations**

	Gasket width $w$ [mm]	Bolt pitch $p$ [mm]	Number of bolts $N$
Box-shape	15	30	18
Wavy shape type A	7.5	30	18
Wavy shape type B	3	30	18
Wavy shape type C	7.5	45	14
Wavy shape type D	7.5	60	12

**Table.5-2 The relationship between contact gasket stress  
and bolt preload in the connections**

Contact gasket stress [MPa]	Bolt preload [kN]	
	Wavy Oil-pan shaped flange (Fig.5-4(a)type A)	Box-shaped flange(Fig.5-4(b))
10	2.9	3.9
20	5.7	7.7
30	8.6	11.6
40	11.4	15.5

### 5.3 漏えい量推定方法

円形ガスケットの漏えい量はガスケット内径に比例し、ガスケット幅に反比例する。JIS B 2490<sup>(82)</sup>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。Fig. 5-5 は基本漏えい量測定実験(JIS B 2490)の概略図を示す。JIS B 2490<sup>(82)</sup>で定められた円形CSG(外径2インチ)をプ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。Fig. 5-6 はJIS B 2490<sup>(82)</sup>に基づいて測定した本研究で使用したCSGのガスケット接触応力と漏えい量(Leak rate)の関係を示す。Fig. 5-7 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、及びガスケット接触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接触応力とFig. 5-6の関係、及び形状係数  $k$  を対応させ、漏えい量を推定する。平均ガスケット接触応力が高くなる角部分からの漏えい量はFig. 5-7中のエリア①～③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。

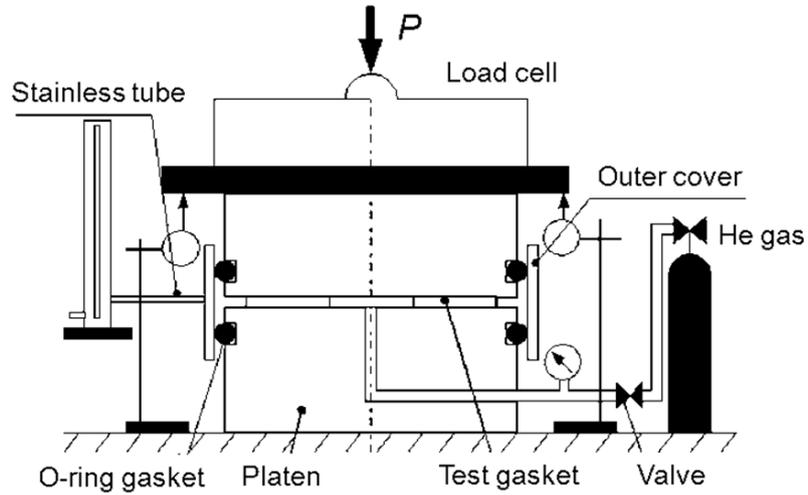


Fig.5-5 Experimental setup for leakage test specified in JIS B 2490

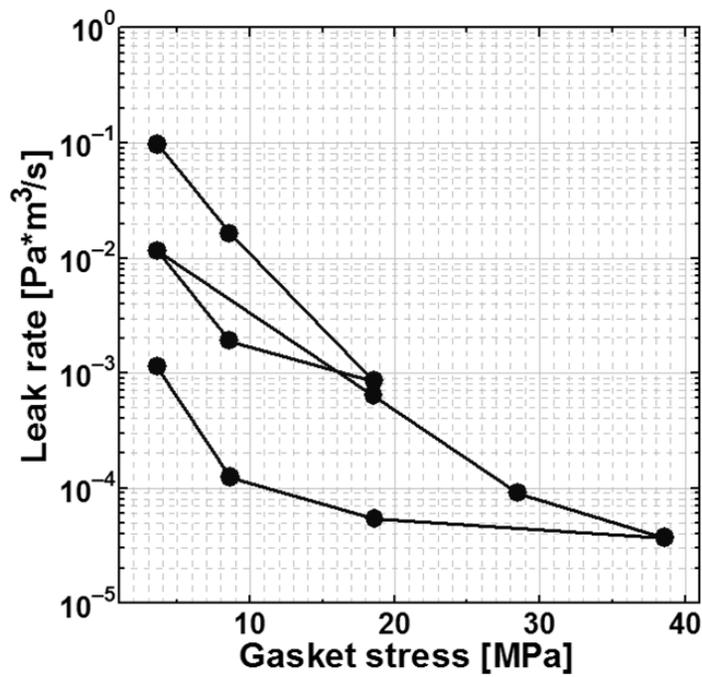


Fig.5-6 Relationship between the gasket stress and the leak rate according to the leak tests specified in JIS B 2490

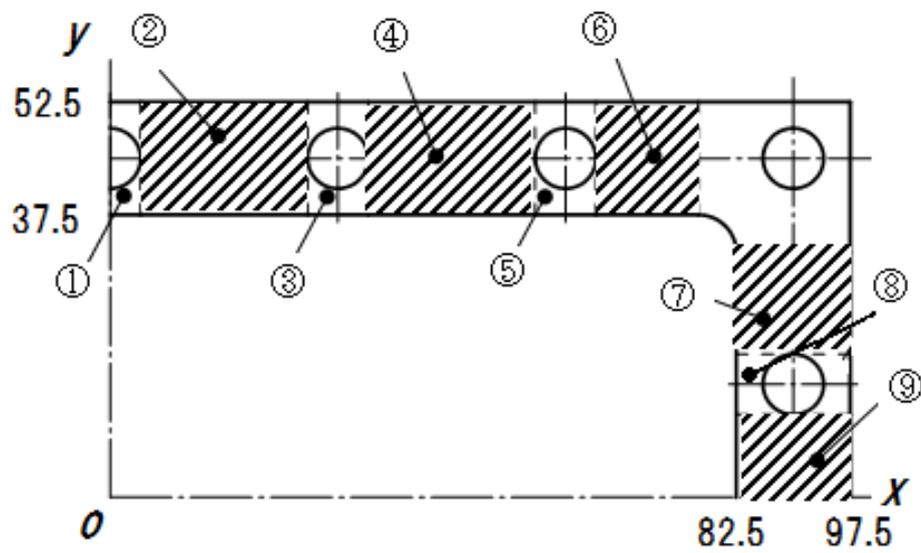


Fig.5-7 Divided areas for estimating the amount of leakage

#### 5.4 漏えい量測定実験方法

FEM 解析によって求められるガスケット接触応力分布から漏えい量推定結果の妥当性を検討するため、実際の箱型波型形状フランジ締結体を用いて漏えい測定実験を行う。Fig. 5-8 は漏えい量測定実験の概略図を示す。18本のM8ボルトにより所定の初期締付け力  $F_f$  で締結された箱型波型形状フランジ締結体にヘリウムガスにより内圧を作用させる。初期締付け力はボルト頭部に  $\phi 2\text{mm}$  の穴をあけ、埋め込み式ひずみゲージを挿入したボルトにより締結し、ボルト軸力を測定する。内圧の大きさは電子式圧力伝送器を用いて測定し、その値をデジタルオシロスコープに記録する。

漏えい量は式(5.1)に示す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求める。

$$L = MV(P_1 - P_2) / (RT_1 t) \text{ [mg/sec]} \cdots \cdots (5.1)$$

ここで

$M$  : 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 [ $\text{mm}^3$ ]

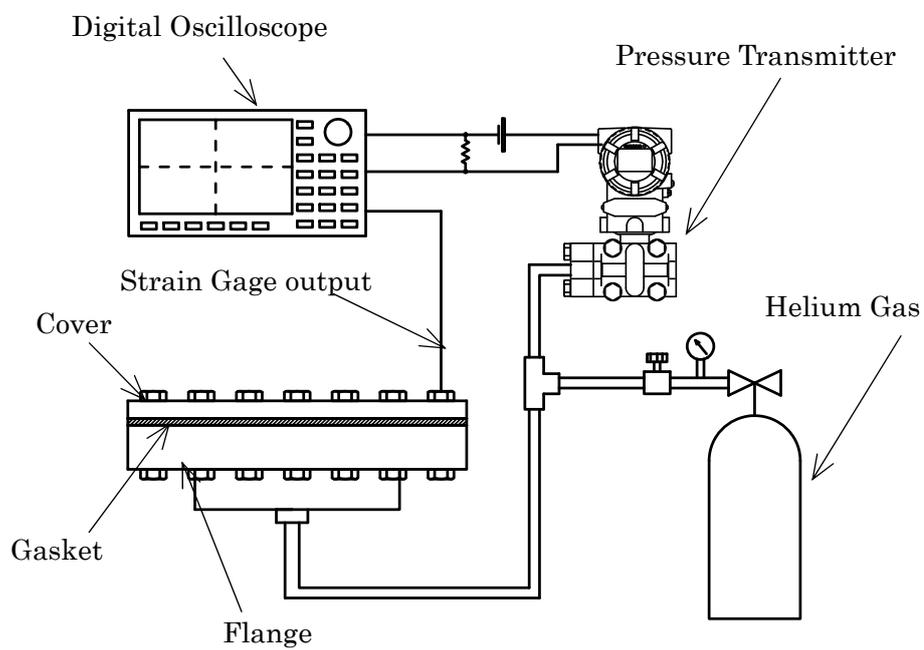
$P_1$  : 実験開始時圧力 [MPa]

$P_2$  : 実験終了時圧力 [MPa]

$T_1$  : 試験温度 [K]

$t$  : 測定時間 [sec]

内部流体が液体の場合、手動ポンプを用いてフランジ締結体内に水により内圧を作用させる。初期平均ガスケット接触応力を 10, 20 及び 30MPa となるように Fig. 5-4(a) の type A 及び Fig. 5-4(b) に示すフランジ締結体を締結し、内圧を作用させる。漏えいを目視により確認出来た時の内圧  $P$  の大きさを調べる。



**Fig.5-8 Schematic of the experimental setup for measuring leakage in the box-shaped flange connection under thermal condition**

## 5.5 有限要素法(FEM)応力解析結果

Fig. 5-9 及び Fig. 5-10 は Fig. 5-7 中の漏えい経路 I 及び II でのガスケット接触応力分布を示す。初期平均ガスケット接触応力は 30MPa, 内部流体は気体(ヘリウムガス)を想定し, 内圧  $P$  は 2MPa とする。

Fig. 5-9 はボルトピッチ  $p$  が 30mm の時のガスケット幅  $w$  の影響 (Table 5-1 中 Box-shape, type A, type B) を示す。Fig. 5-9(a) は経路 I, Fig. 5-9(b) は経路 II の初期締付け時及び内圧作用時のガスケット接触応力分布を示す。漏えい経路 I において, ガスケット幅  $w$  がガスケット接触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接触応力がより小さくなっている。漏えい経路 II では, 内圧が作用することにより, 内径面ではガスケット接触応力が小さくなっている。 $w=15\text{mm}$  (Box-shape) 及び  $w=7.5\text{mm}$  (type A) の形状では, 初期締付け時より外径面でのガスケット接触応力が大きくなっている。これにより, 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, ガスケット幅  $w$  が小さい時にはボルトピッチ間からの漏えいも生じると推測される。

Fig. 5-10 はガスケット幅  $w$  が 7.5mm の時のボルトピッチ  $p$  の影響 (表 1 中 type A, type C, type D) を示す。漏えい経路 I において, Fig. 5-9(a) 同様にボルトピッチ  $p$  がガスケット接触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, ガスケット接触応力が初期平均ガスケット接触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ガスケット接触応力が 10MPa 程度となり, 多大な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間へと変化し, 密封性能が極めて悪化すると推測される。得られたガスケット接触応力分布と Fig. 5-6 に示す漏えい量とガスケット接触応力の関係を用いてヒステリシスを考慮した上で気体の漏えい量を推定する。

内部流体が液体(水)の場合, ガスケット内径面から外径面までの漏えい経路上のガスケット接触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<sup>(69)</sup>。Fig. 5-11 は Fig. 5-4(a) の type A ( $p=30\text{mm}$ ,  $w=7.5\text{mm}$ ) の締結体を用いて初期平均

ガスケット接触応力を 30MPa として徐々に内圧  $P$  を大きくし漏えい経路 I 上のガスケット接触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。内圧  $P$  の増大に伴い、漏えい経路 I 上のガスケット接触応力は低下し、内圧  $P=4.1\text{MPa}$  の時にガスケット接触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接触応力を 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、Fig. 5-4(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 上のガスケット接触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接触応力(10, 20, 30 及び 40MPa)において行う。Fig. 5-12 は各初期平均ガスケット接触応力と漏えい経路 I 上のガスケット接触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。

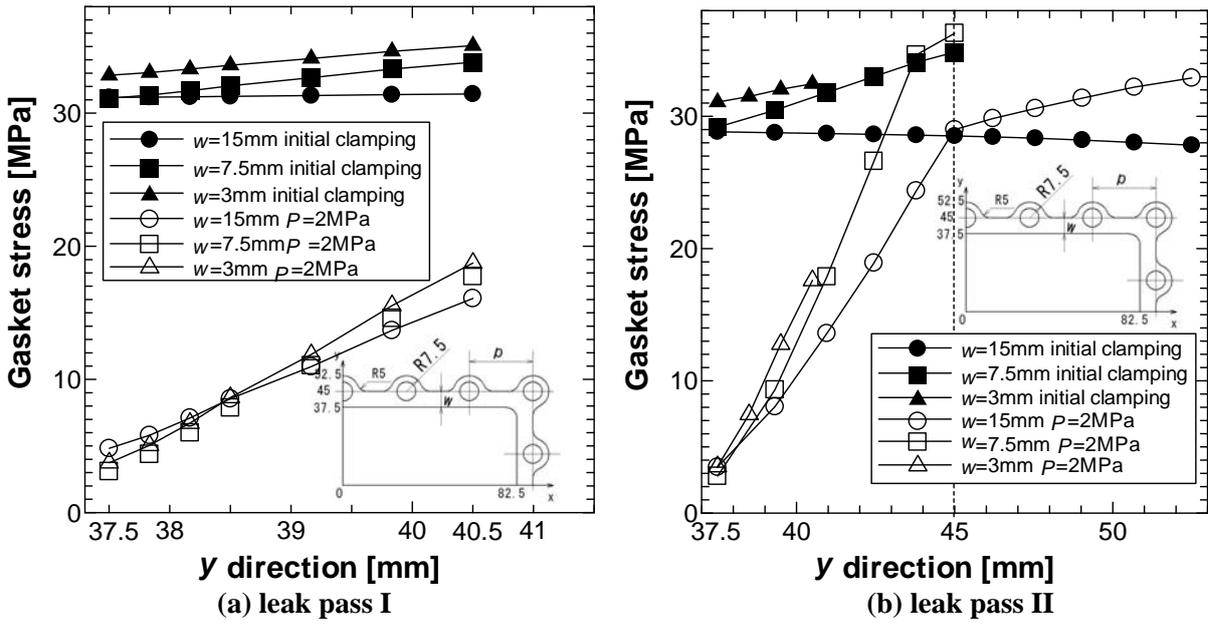


Fig.5-9 Comparisons of the gasket stress distributions for several initial clamping forces and internal pressure (The effect of gasket width  $w$ )

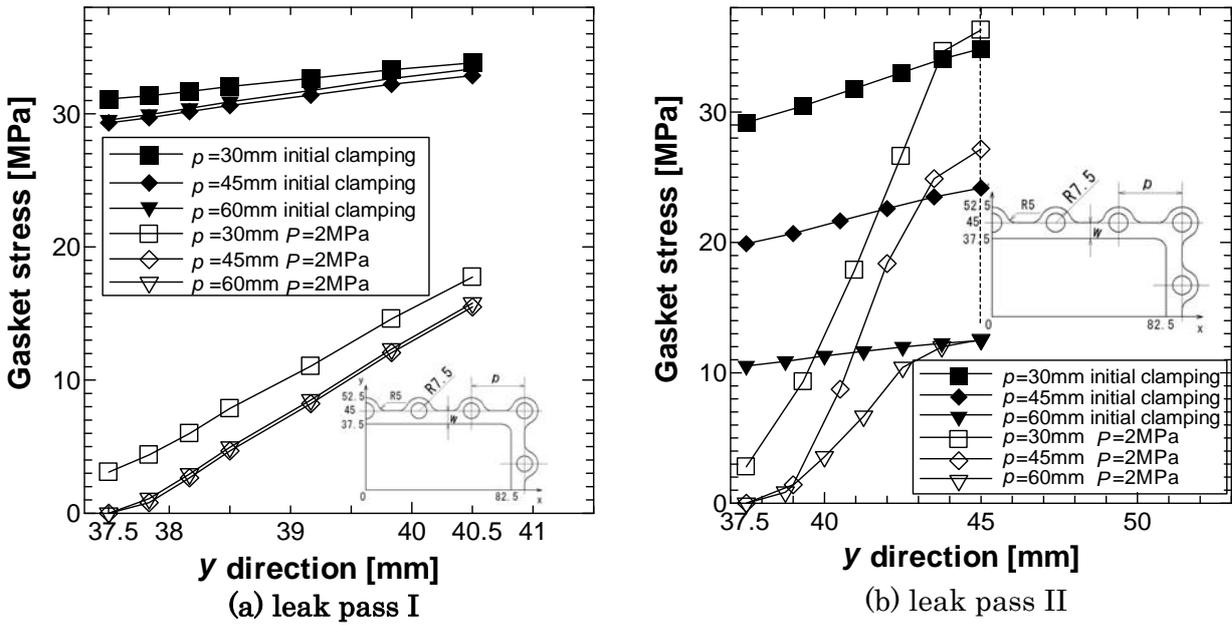
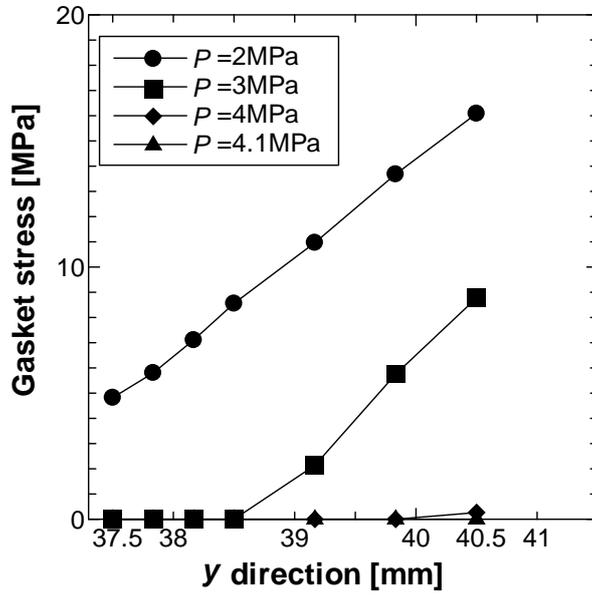
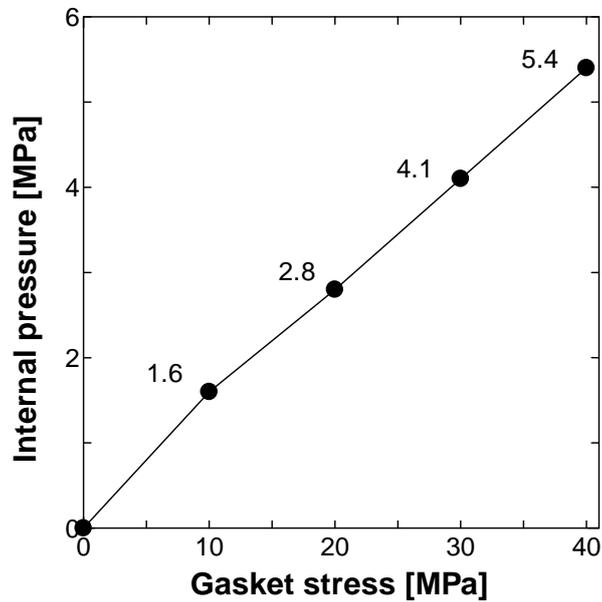


Fig.5-10 Comparisons of the gasket stress distributions for several initial clamping forces and internal pressure (the effect of bolt pitch  $p$ )



**Fig.5-11 Reduction in the gasket stress under the internal pressure on the leak pass I**



**Fig.5-12 Relationship between the initial average gasket stress and internal pressure when the water leak occurs**

## 5.6 推定結果と実験結果の比較及び検討

Fig. 5-13 は内部流体がヘリウムガスの場合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 (Table5-1 中 type A) と箱型形状 (Table5-1 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接触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。また推定結果は実験結果に比べ漏えい量が多く見積もられている。推定結果と実験結果の差異の原因は、本漏えい量推定方法が内圧作用下のガスケット接触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、ナット座面とカバー間、あるいはねじ山の摩擦により、幾分漏えいが軽減されると推測される。この点を推定結果に反映することがかなり困難であるため、漏えい量が実験結果より推定結果の方が多く見積もられていると考えられる。

Fig. 5-14 は初期平均ガスケット接触応力が 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  $p$  の変化による漏えい量推定結果の変化を示す。type C の締結体ではボルトピッチ  $p$  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 の締結体に比べて小さくなる。ただし、type D の締結体のような極めて広いボルトピッチ間距離ではボルト間でのガスケット接触応力が小さくなり、ボルトピッチ間から多大な漏えいが生じるため締結体の密封性能が極めて悪化する。また、ガスケット幅  $w$  による締結体の密封性能の変化は小さい。

Fig. 5-15 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、ボルト穴からガス及び水が漏えいする様子を確認出来る。Fig. 5-15 は Fig. 5-12 で推定された漏えいが生じるときの内圧  $P$  の大きさの妥当性を実験により検証した結果を示す。推定結果と実験結果はかなり良く一致し、ガスケット接触応力が零になるとき液体(水)の漏えいが生じることが確認できる。また、Fig. 5-4(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  $P$  に変化は認められなかった。

従って、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

締結体の密封性能が向上するとされてきた理由として、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は目標初期平均ガスケット接触応力から算出する方法を用いている。しかし、未だ現場ではボルトの初期締付け力はボルトの降伏応力の 30%あるいは 50%となるように締め付けられており、ガスケット接触面積のより小さい締結体形状では等しいボルト初期締付け力でも初期平均ガスケット接触応力がより大きくなる現象が生じる。すなわち、Fig. 5-13 のように初期平均ガスケット接触応力が等しい場合、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、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。まず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。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。これは Fig. 5-13 中の初期平均ガスケット接触応力が約 25MPa に相当する。従って、要求される初期平均ガスケット接触応力は 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、ヘリウム分子に比べ揮発性有機化合物の分子は大きいため、より漏えいが生じ難くなる。従って、ヘリウムガスを基準として初期締付け力を算出した場合、運転時は他の物質が内部流体であっても、フランジ締結体は十分な密封性能を持つと言える。

また内部流体が液体(水)の場合、Fig. 5-16 及び運転時の最大内圧から初期平均ガスケット接触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、Fig. 5-16 よりおよそ 23MPa 以上の初期平均ガスケット接触応力になるようにボルトを締め付けることにより水の漏えいを防止することができる。

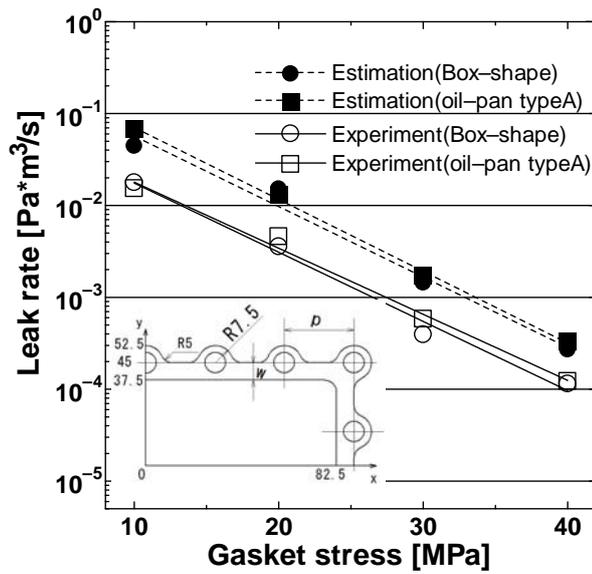


Fig.5-13 Comparisons of the leak rate between the estimated result and the experimental result

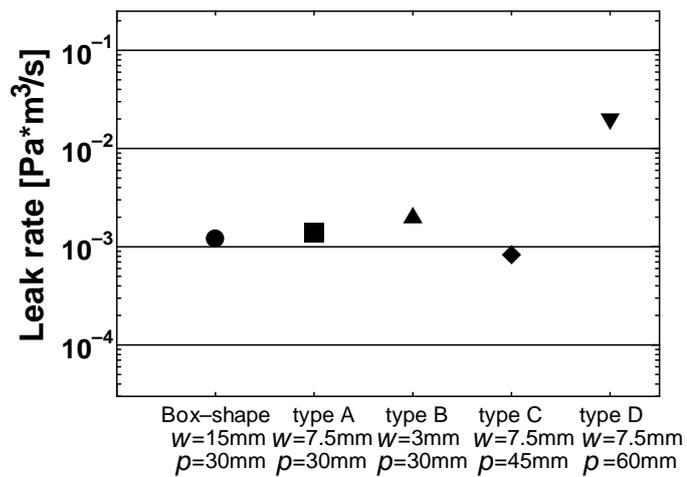


Fig.5-14 Comparisons of the leak rate the effect of gasket width  $w$  and bolt pitch  $p$



(a) gas leak



(b) water leak

Fig.5-15 Observation of Leakage of the inner fluid from the bolt hole

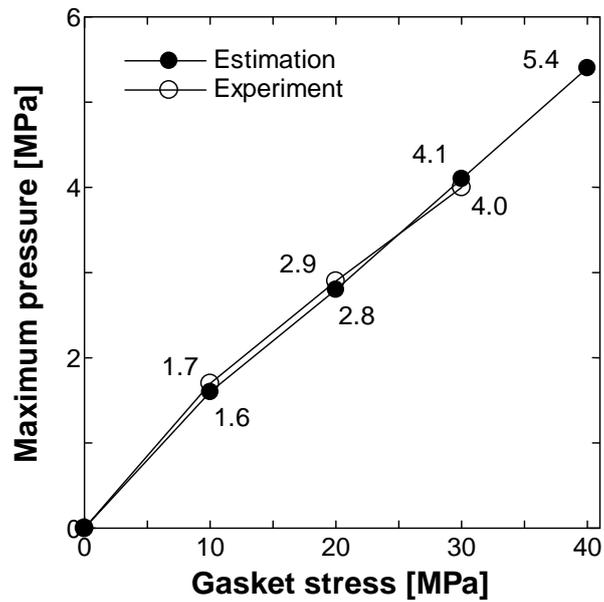


Fig.5-16 Comparison of the pressure when the water leak occurs between the estimated result and the experimental result

## 5.7 結言

本章では、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法(FEM)を用いたガスケット接触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切削した波型オイルパン形状フランジ締結体のガスケット接触応力分布を用いて密封性能に及ぼす影響を検討した。その結果、波型オイルパン形状による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によって切削しない従来の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。逆に言えば、同じボルト初期締付け力では箱型フランジ締結体の密封性能より良好となることを示した。
- (2) FEM 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  $p$  がガスケット接触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  $w$  による影響はより小さく、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大な漏えいが推測されることを示した。
- (3) 内部流体が気体の場合は、FEM 応力解析により得られた内圧作用時のガスケット接触応力と JIS B 2490 試験結果を用いて漏えい量を推定した。初期平均ガスケット接触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。
- (4) 内部流体が液体の場合は、ボルト穴近傍での漏えい経路上のガスケット接触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接触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初期平均ガスケット接触応力を決定する方法を提案した。

- (5) 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、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。

**第6章**  
**ガスケット付き箱型圧力容器締結体の設計への指針**

## 6.1 緒言

箱型圧力容器締結体の設計方法として ASME に設計法は規定されているが、既存の非円形箱型フランジ締結体を、円形管フランジに等価円法を用いて、箱型フランジ締結体の強度計算を行ったに過ぎない。また、現行の ASME の設計法では本研究で扱ってきた漏えい量という概念が取り入れられておらず、この設計法に従って設計を行えば漏えいは無いものとして取り扱ってきた。しかし、近年の規制及び地球環境問題に対する関心の高さから各種プラントからの大気汚染物質、有害物質の排出量規制が強化されつつあり、漏えいが無いという考え方は受け入れられなくなりつつある。そのような背景もあり、近年円形フランジ締結体においては漏えい量基準の設計法の提案がされている。同様に、箱型圧力容器締結体も各種装置、プラントに多く使用されていることから、円形管フランジ同様に漏えい量基準の設計法の要求が高まっている。

本章では、内圧を受ける箱型圧力容器締結体の設計法を確立するために、箱型圧力容器締結体に対し、許容漏えい量基準に対するボルト呼び径、ボルト初期締付け力、ボルト強度区分、ボルトピッチ、ガスケット座等を決定する方法について検討する。

## 6.2 ボルトピッチとカバー厚さの決定方法

前章までの研究結果より，箱型圧力容器締結体において，目標平均ガスケット応力を一定とし，ボルト初期締め付けを行った場合，ボルトピッチが増加するにつれて，ボルトピッチ中央部でのガスケット接触応力は徐々に低下し，ボルトピッチが一定距離を超えると内圧印加時に発生する漏えいはボルトピッチ間からの漏えいが支配的となり，密封性能は急激に悪化するという結果が得られた。従って，密封性能を維持出来る，あるいは向上させる最大のボルトピッチを決定する方法を検討しなければならない。ボルトピッチ間での応力分布はボルト呼び径及びフランジカバー厚さに依存する。特にフランジカバー厚さが及ぼす影響は大きい。従って，本項ではボルトピッチとフランジカバー厚さの関係について検討する。

Fig.6-1 は有限要素応力解析モデルを示す。ボルト呼び径は M8 とする。ガスケットは本研究でこれまでに用いてきた非石綿ジョイントシートガスケット(厚さ 1.5mm)とする。まず，フランジカバーの厚さを 6mm とし，ボルトピッチを 30, 36 及び 45mm と変化させボルトピッチ間の応力分布を調べる。目標平均ガスケット応力は 30MPa とする。Fig.6-2 はボルトピッチの増加によるボルトピッチ間の応力分布の変化を示す。縦軸はガスケット接触応力[MPa]，横軸はボルト穴からの距離  $x$  をボルトピッチ  $p$  で無次元化した値である。ボルトピッチの増加に伴い，ボルト穴近傍での応力は増加し，ボルトピッチ中央部( $x/p=0.5$ )での応力，すなわち最小ガスケット接触応力が大きく減少していることがわかる。

Table6-1 は本研究で用いた箱型容器締結体においてボルトピッチを変化させた際の，締結体長手側からの漏えい量を示す。ボルトピッチが 36mm の時，ボルト穴及びボルトピッチ間からの漏えいの総和が最も少ない。この時，Fig.6-2 より初期締め付け時のボルトピッチ間での最小ガスケット応力は，目標平均ガスケット応力の 85% 以上であり，これを箱型フランジ容器締結体の最適ボルトピッチの条件とする。Fig.6-3 はボルトピッチ 36mm の時の解析モデルの寸法を示す。式(6-1)は Fig.6-3 におけるカバー厚さとボルトピッチの比から求めた，最適ボルトピッチの算出式を示す。

$$Pi = t \times 3.5 + e \quad (6-1)$$

ここで,

$P_i$ : 最適ボルトピッチ

$t$ : カバー厚さ

$e$ : ボルト頭外接円直径

また, カバー厚さについては, JIS B8265 付属書 8 において, 内圧, 締結体寸法及び材質から最小カバー厚さ  $t_{min}$  を決定する簡易計算法が与えられている。式(6-2)は JIS B8265 付属書 8 で与えられる最小カバー厚さ  $t_{min}$  の簡易計算法を示す。

$$T_{min}=d(ZCP/\sigma_a)^{1/2} \quad (6-2)$$

$$Z=3.4-2.4d/D$$

ここで,

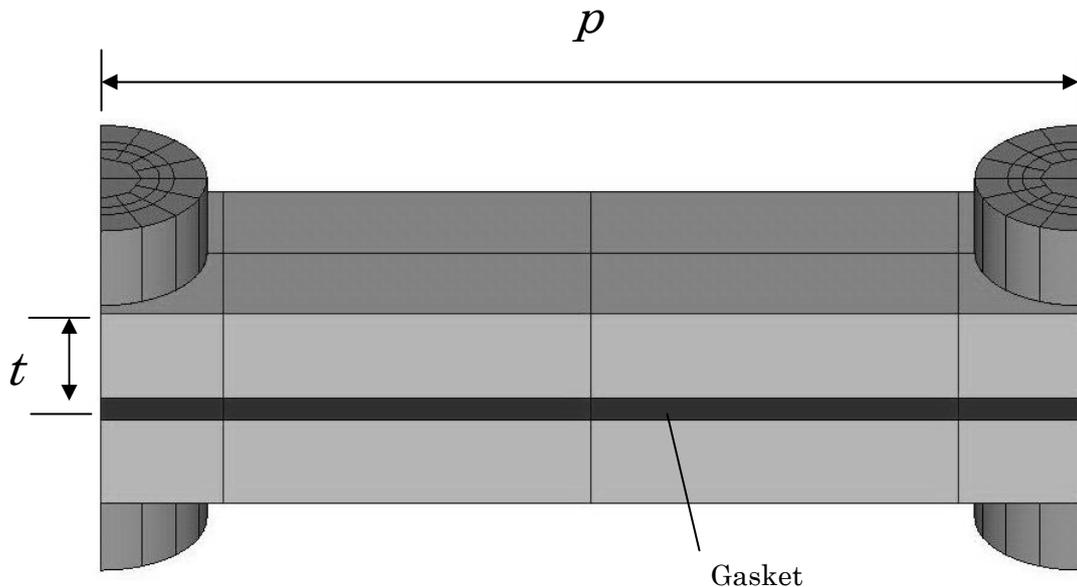
$d$ : 締結体短辺側内径とガスケット内径面からボルト穴中心までの距離の二倍の和[mm]

$D$ : 締結体長辺側内径とガスケット内径面からボルト穴中心までの距離の二倍の和[mm]

$C$ : 全面座ガスケットの場合 0.25 (規格による),  $P$ : 使用内圧[MPa]

$\sigma_a$ : 材料の許容応力[MPa]

以上の計算式から最適なボルトピッチとカバー厚さを決定することができる。



**Fig.6-1 A FEM model for obtaining the contact gasket stress distribution between bolts**

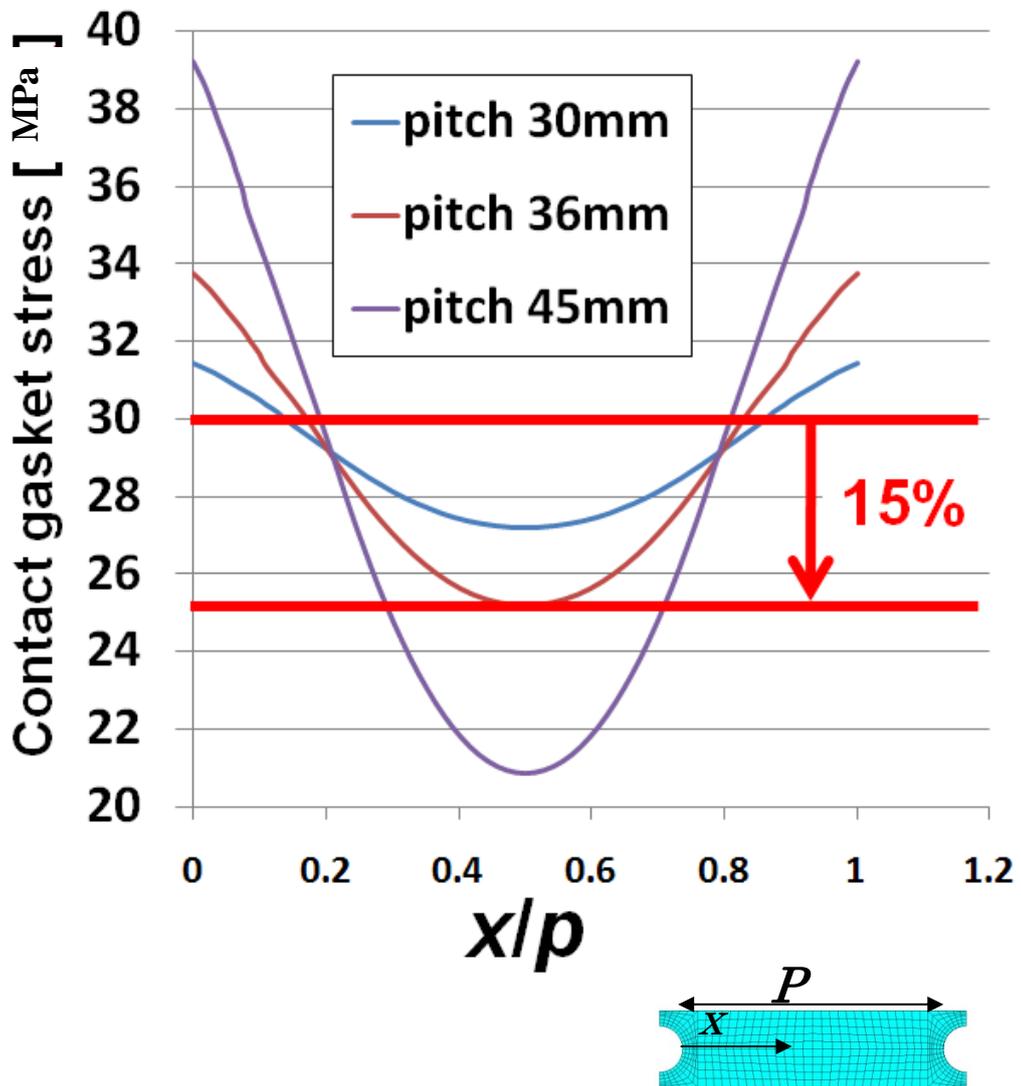
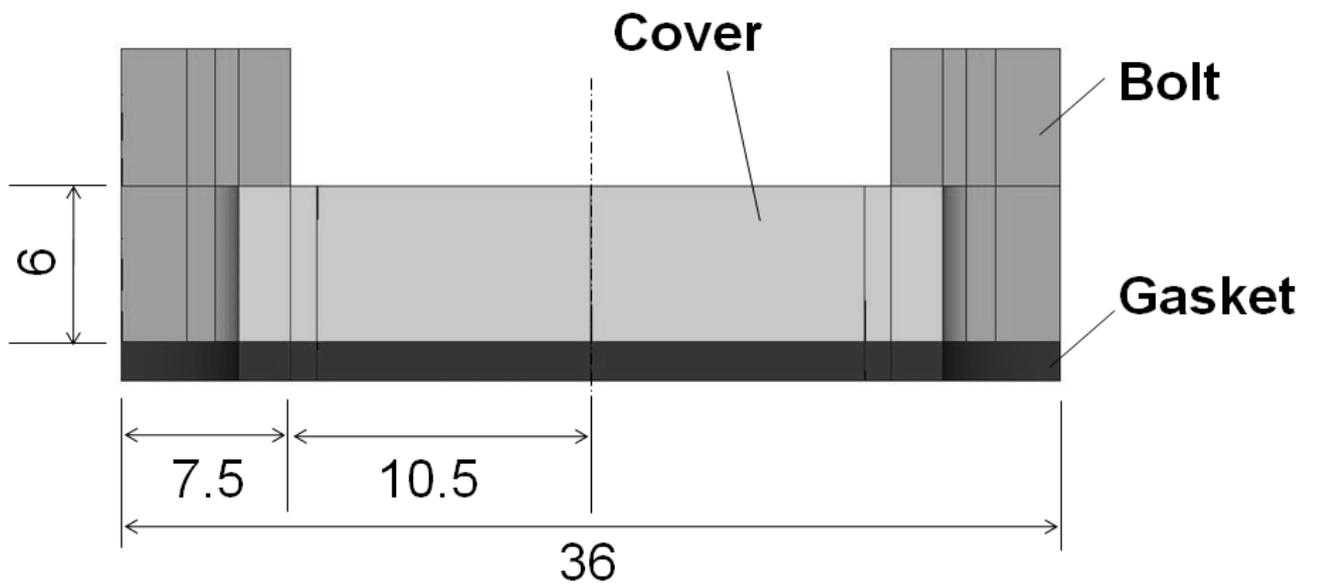


Fig.6-2 The contact gasket stress distributions between bolts in variation of the bolt pitch ( $\sigma_g=30\text{MPa}$ )

**Table6-1 Leak rates on longitudinal side**

Bolt pitch p [mm]	Leak rate on longitudinal side [ $\text{Pa} \cdot \text{m}^3/\text{s}$ ]
30	$8.42 \times 10^{-4}$
36	$7.87 \times 10^{-4}$
45	$8.98 \times 10^{-4}$



**Fig.6-3 Dimensions of the components in the case where the bolt pitch is 36mm**



#### (2)-e. フランジ材質

研究結果から、フランジ材質が密封性能に及ぼす影響は極めて小さいことがわかった。従って、フランジ材質は使用条件やコスト面から決定すべきである。

#### (2)-g. ガasket幅

研究結果から、ピッチ間でのガスケット幅を小さくする、すなわちオイルパン形状を用いることでガスケット接触面積を減少させ、低いボルト初期締付け力でも高い密封性能が得られることがわかった。従って、ガスケット幅は密封性能に及ぼす影響が小さいと推測され、ボルト頭部の外接円直径程の幅で密封性能を満足すると考えられる。更に、箱型フランジ締結体を鋳造などで製造する場合には、オイルパン形状は初期締付け力の減少のために極めて有用であると言える。

#### (2)-f. ボルト呼び径及び強度区分

ボルト呼び径及び強度区分は設計時に任意で決定し、設計完了時に要求されるボルト初期締付け力から、ボルトの降伏応力を超えるようであれば、強度区分を上げる、あるいは呼び径を大きくするなどの選択をするべきである。

#### (2)-h. ボルトピッチ

研究結果から、ボルトピッチの増加に伴い、ピッチ間からの漏えいが支配的となり、一定以上のボルトピッチではピッチ間から多量の漏えいが生じることがわかった。ピッチ間での応力分布は、ボルト呼び径とフランジカバー厚さに依存しており、本研究では、式(6-1)を用いて、ボルト呼び径とフランジカバー厚さを決定すると、その条件での最適ボルトピッチを算出する方法を提案した。

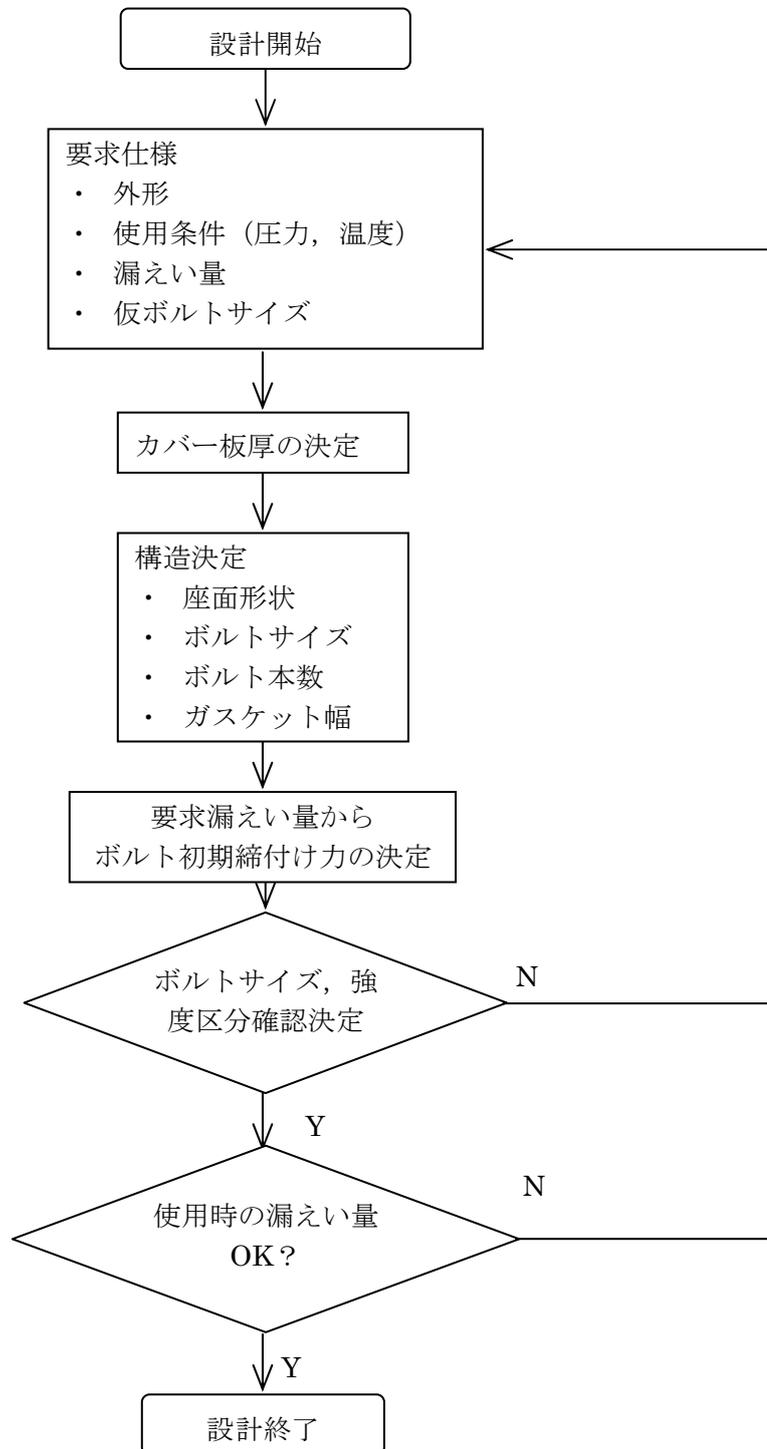


Fig.6-4 The design of Flow chart for Box-Shaped flange

## 6.4 結言

本章では、漏えい量基準の箱型圧力容器締結体の設計指針について検討し以下の結論を得た。

- (1) 許容漏えい量を満足する密封性能を有する箱型圧力容器締結体の設計に必要と考えられる各パラメータを整理し、各パラメータが密封性能に及ぼす影響を示した。
- (2) 箱型圧力容器締結体を構成する、カバー板厚、ボルトピッチ、ボルトサイズ、ボルト初期締付け力等設計のパラメータを使用し、まずカバー板厚を与えられた強度計算式により決定し、次に箱型圧力容器の構造である座面形状、ボルトサイズ、ボルト本数、ガスケット幅を決定する。次に要求漏えい量からボルトの初期締付け力を決定し、その後ボルトサイズ、ボルトの強度区分が初期締付け力に耐えるか確認するという手順に従う、密封性能基準の箱型圧力容器締結体設計手順の指針を示した。

## 第 7 章

### 結論

## 7.1 本研究で得られた結果のまとめ

内圧を受けるガスケット付きフランジ締結体は、石油精製あるいは化学プラントや発電プラントなどの機械構造物、自動車のオイルパン等に多数用いられており、機器を構成する上で重要な役割を果たす構造体である。それらは、フランジとフランジの間にガスケットを挟みこみ、多数本のボルトでそれらを締結することにより、内部流体の圧力や漏洩を防止する構造となっている。この基本構造は100年以上変わらず使用され、内圧作用下での円形管フランジ締結体の密封性能に関する研究は数多くなされており、設計及び締付方法などが提案され JIS, ASME などで規格化されている。一方、ガスケット付き非円形箱型フランジ締結体に関しては、Blach の研究があるのみで、さらにこの研究に基づいて ASME の設計法に規定されているが、これは漏洩が考慮されていない。本論文では非円形箱型フランジ締結体に対して有限要素法を用いてガスケット接触応力分布を求め、これを用いて密封性能を明らかにすると共に実験によりその妥当性を示している。さらに、漏えい量基準の箱型容器締結体の設計指針を検討し、その結果、以下に示すような結論を得た。

**第1章「結論」**本章では、ガスケット付きフランジ締結体に関する研究を概括し、その成果をまとめると、共に問題点を指摘した。さらに、問題点を整理し、非円形箱型フランジ締結体の研究すべき課題を列挙し、本研究の目的意義を明らかにした。

**第2章「全面座型ガスケット付き箱型圧力容器締結体の応力解析と密封性能」**では、内圧を受けるガスケット付き箱型容器締結体ボルト締結体の密封性能に関して有限要素計算及び漏えい量測定実験より検討し、以下に示す結果が得られた。

- (1) 有限要素法を用いて、ガスケットのヒステリシスを考慮した、ガスケット接触応力分布の計算を行った。ボルト締結体の形状（非円形および円形）の変化がガスケット接触応力分布に及ぼす影響を調べた。ガスケット接触面積及び平均有効幅が同一であり、ボルト本数及びボルトピッチ距離も同一の非円形容器ボルト締結体と円形容器ボルト締結体のガスケット接触応力分布を比較した結果、箱型容器締結体ボルト締結体の平均ガスケット接

触応力が対応する円形容器ボルト締結体のそれより低く、密封性能もより劣ることが示された。

- (2) ガasket付き箱型容器締結体ボルト締結体の漏えい量測定実験を行った。得られた結果から初期締付け時平均ガスケット接触応力  $S_g$  を用いた新ガスケット係数を算出した。有限要素計算の結果から内圧作用時の平均ガスケット接触応力を用いた新ガスケット係数を算出し、PVRC の値と比較した結果かなり大きな差異が示された。箱型容器締結体ボルト締結体の密封性能は円形フランジ締結体とする PVRC の値を用いる設計は、実際とはかなりの差異を生じると推測された。
- (3) 箱型圧力容器締結体のボルト初期締め付け時と内圧作用時のガスケット接触応力を算出し漏えい量を推定した。
- (4) 円形型フランジ締結体と箱型圧力容器締結体の密封性能を比較し、箱型圧力容器締結体は円形型フランジ締結体と比較し密封性能が劣ることを示した。

**第3章「締結体材料及びガスケット座面が内圧を受ける箱型圧力容器締結体のガスケット応力分布に及ぼす影響と密封性能評価」**では、では、ガスケット付き箱型容器ボルト締結体の締結材料及び座面形状（全面座及び平面座）が密封性能及ぼす影響に関して有限要素計算と漏えい実験により検討し、以下に示す結果が得られた。

- (1) 本容器締結体に関し、蓋の材質を炭素鋼からアルミ合金に変えても密封性能はほぼ同等であった。従って、軽量化を目的に蓋材質をアルミ合金に変更することが可能であることが示された。
- (2) ガasket座面形状が密封性能に及ぼす影響は大きく、ガスケット接触応力を同一とした場合には平面座締結体の密封性能は全面座の密封性能と比べかなり劣ることが分かった。しかし、同一ボルト締付け力とした場合はガスケット接触応力が大きくなる平面座締結体の方が密封性能はより良好となる事が示された。
- (3) 円形フランジ締結体と比べ、ガスケット接触応力分布のばらつきがより大きい箱型容器ボルト締結体において漏えい量を基準とする設計を行うた

めには応力分布を円形管フランジ以上に考慮する必要がある。

- (4) ガasket接触応力分布を用いて本容器締結体の漏えいを推定する方法を示した。推定漏えい量は測定値とかなり良く一致した。

**第4章「内圧と温度変動を受けるガスケット付き箱型圧力容器締結体の有限要素応力解析と密封性能評価」**では、ある高温下での内圧を受ける非石綿ジョイントシートガスケット付き箱型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、以下の結果が得られた。

- (1) 有限要素応力解析結果より、従来主な漏えい発生箇所はボルトピッチ間であると考えられてきたが、本研究で用いた締結体ではボルト穴近傍での応力低下が著しく、ボルト・ナット部から主な漏えいが発生していることを明らかにした。またボルトピッチ間を大きくすると、ボルト間からも多大な漏えいが発生し密封性能がかなり悪くなることを示した。
- (2) 本箱型フランジ締結体に関し、高温条件下ではガスケットの線膨張係数がフランジ部に比べより大きいためガスケット接触応力が増加し、締結体の密封性能が向上することが分かった。
- (3) 蓋の材質を炭素鋼からアルミニウム合金に変えた場合、常温時では密封性能の変化は見られないが、高温時ではアルミニウム合金の線膨張係数がフランジ部に比べ大きいため、ガスケット接触応力が大きくなり、密封性能が向上することが示された。
- (4) ガasket接触応力分布を用いて箱型フランジ締結体の漏えい量を推定する方法を示した。初期平均ガスケット接触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。
- (5) 内部流体によって決定される許容漏えい量を考慮したボルト初期締付け力の決定方法を箱型フランジ締結体において検討した。推定結果が安全側に推定されるため、本ボルト初期締付け力決定方法は箱型フランジ締結体においても有用であることを示した。さらに高温条件下では密封性能が向上するので、常温時と同一の初期締付け力で十分な密封性能が得

られることを示した。

- (6) 市販されている非石綿ジョイントシートガスケットは 373K 以上での使用には密封性能の低下が予想され、長期の使用には注意が必要であることを示した。

**第5章「オイルパン型ガスケット付き箱型圧力容器締結体の有限要素応力解析と基礎的密封特性」**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法(FEM)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切削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。その結果、波型オイルパン形状による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締付け力で切削しない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。逆に言えば、同一のボルト初期締付け力では箱型フランジ締結体の密封性能より良好となることを示した。
- (2) FEM 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  $p$  がガスケット接触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  $w$  による影響はより小さく、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大な漏えいが推測されることを示した。
- (3) 内部流体が気体の場合は、FEM 応力解析により得られた内圧作用時のガスケット接触応力と JIS B 2490 試験結果から漏えい量を推定した。初期平均ガスケット接触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。
- (4) 内部流体が液体の場合は、ボルト穴近傍での漏えい経路上のガスケット接触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接

触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。漏えいの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初期平均ガスケット接触応力を決定する方法を提案した。

- (5) 従来波型オイルパン形状フランジ締結体の密封性能が箱型フランジ締結体のそれに比べ、優れているとされてきた理由として、現場でのボルト初期締付け力がオイルパン形状と箱型形状でも同一であり、結果ガスケット接触面積が小さいオイルパン形状がより高いガスケット接触応力となったことが挙げられることを示した。

**第6章「ガスケット付き箱型圧力容器締結体の設計への指針」**では、漏えい量基準の箱型圧力容器締結体の設計指針について検討し、以下の結論を得た。

- (1) 許容漏えい量を満足する密封性能を有する箱型圧力容器締結体の設計に必要と考えられる各パラメータ（ボルト呼び径、ボルト初期締付け力、ボルト強度区分、ボルトピッチ、ガスケット座、カバー材質）を整理し、各パラメータが密封性能に及ぼす影響定義した。
- (2) 箱型圧力容器締結体を構成する、カバー板厚、ボルトピッチ、ボルトサイズ、ボルト初期締付け力等各設計のパラメータを使用し、密封性能基準の箱型圧力容器締結体設計手順の指針を示した。

## 7.2 今後の課題

本研究の残された課題を述べる

今後なすべき研究課題として以下が挙げられる。

1. ボルト初期締付け力のばらつきが漏えいに及ぼす影響の定量化と、設計指針への反映。
2. ガスケットの経年変化やクリープに関する基礎研究と、設計指針への反映。
3. 箱型以外の異形状が密封性能に与える影響。
4. 低温時のガスケット特性を考慮した密封性能評価と設計指針。
5. 低温から高温の繰り返しを受けた際の密封特性変化。

## 参考文献

## 参考文献

- (1). 厚生労働省, 労働安全衛生法施工令の一部を改正する政令(平成 15 年政令 第 457 号), (2003)
- (2). 厚生労働省, 労働安全衛生法施工令の一部を改正する政令(平成 18 年政令 第 257 号), (2003)
- (3). 経済産業省, アスベスト代替化製品対策検討会報告書, (2006) , pp.1-45.
- (4). 厚生労働省, 労働安全衛生法施工令の一部を改正する政令(平成 20 年政令 第 349 号), (2008)
- (5). 厚生労働省, 石綿等の全面禁止に係る適用除外製品等の代替化等検討会報告書, (2008) , pp.1-27.
- (6). 安藤文雄, バルブ技報, 13, 1, (1998),pp.36-40
- (7). 高压ガス保安協会, 高压ガス事事故事例,  
[http://www.khk.or.jp/activities/incident\\_investigation/hpg\\_incident/gen\\_lp.html](http://www.khk.or.jp/activities/incident_investigation/hpg_incident/gen_lp.html)
- (8). 横浜市水道局笹下ポンプ場停止事故原因調査委員会, 笹下ポンプ場停止事故原因調査報告書, (2007)
- (9). ASME Boiler & Pressure Vessel Code Section VIII Division 1 “Rules for Construction of Pressure Vessels” (2007)
- (10). Waters, E.O., Taylor, J, H., “The Strength of Pipe Flanges”, Mechanical Engineering, Vol.49,(1927),pp531-542.
- (11). “Methods of Determining the Strength of Pipe Flanges”, discussion of paper by Waters and Taylor, Mechanical Engineering, Vol.49,(1927),pp1340-1347.
- (12). Waters, E.O., Wesstrom, D.B., Rossheim, D.B., Williams, F.S.G., ”Formulas for Stress in bolted Flanged Connections”, Transactions of ASME, Fuels and Steam Power, Vol.59,No.4,-1937,pp.161-169
- (13). Waters, E.O., Rossheim, D.B., Wesstrom, D.B., Williams, F.S.G., “Development of General Formulas for Bolted Flanges”, Taylor Forge and Pipe Works Publication, Chicago, III,(1951)
- (14). Wesstrom,D.B.,Bergh,S.E., “Effect of Internal pressure on Stress and Strains in

- Bolted-Flanged Connections”, Transactions of the ASME, (1951), pp.553-568.
- (15). 化学工学協会編, “プロセス機器構造設計シリーズ 1 熱交換器”, 丸善, (1969) .
  - (16). 日本工業規格, JIS B 2210, “鉄鋼製管フランジの基準寸法”, (1984)
  - (17). 日本工業規格, JIS B 2220, “鋼製溶接式フランジ”, (1984)
  - (18). 日本工業規格, JIS B 2220-B2217, “鉄鋼製管フランジの基準寸法 解説”, (1977)
  - (19). 日本工業規格, JIS B 8265, “圧力容器の構造 一般事項”, 付属書 3 (2003)
  - (20). 日本工業規格, JIS B 2205, “管フランジの計算基準”, (2003)
  - (21). 河村 繁, “ボルト締め管フランジ継ぎ手の設計に関する研究”, 東京大学博士論文, (1986)
  - (22). 河村 繁, “アルミニウム製管フランジの設計に関する研究 (第 1 報, 一体型フランジの漏洩特性とガスケット反力の関係)”, 日本機械学会論文集 (C 編), Vol51, No.461, (1986-1), pp.196-206.
  - (23). 河村 繁, “アルミニウム製管フランジの設計に関する研究 (第 2 報, 一体型フランジの発生応力とフランジ曲げ剛性の関係)”, 日本機械学会論文集 (C 編), Vol51, No.467, (1986-7), pp.1612-1620.
  - (24). 河村 繁, “アルミニウム製管フランジの設計に関する研究 (第 3 報, 全面形ガスケットを有するフランジの解析)”, 日本機械学会論文集 (C 編), Vol52, No.483, (1987-11), pp.2946-2951.
  - (25). 日本工業規格, JIS B 2206, “アルミニウム合金製管フランジの計算基準”, (1986)
  - (26). 日本工業規格, JIS B 2207, “全面形ガスケットを用いるアルミニウム合金製全面座管フランジの計算基準”, (1988)
  - (27). 日本工業規格, JIS B 2241, “アルミニウム合金製管フランジ”, (1986)
  - (28). フランジ計算基準及びガスケットの性能評価方法の標準化に関する調査研究 平成 17 年度報告書, 社団法人バルブ工業会, (2006)
  - (29). Bouzid, A. H. Derenne, M., ”A Simple Method for Analyzing the Contact Stress in Bolted Flange Joints with Non-linear Gasket”, ASME PVP-Vol.382, pp.103-111., 1999
  - (30). Bouzid, A. H. Derenne, M., ”Analytical Modeling of the Contact Stress with Non-linear Gasket”, Transactions of the ASME, Journal of Pressure Vessel Technology, Vol.124, (2002), pp.49-53

- (31). Bouzid, A. H., Beghou, H., "The Design of Flange Based on Flexibility and Tightness", Proceedings of the ASME PVP-Vol.457,(2003-7),pp.31-38
- (32). 吉本 勇, 丸山一男, 沢 俊行, 西口信行, "ねじ締結体の内力係数 (被締結体が中空円筒の場合)", 日本機械学会論文集 (第3部), Vol.42, No.359, (1976), pp.2174-2184
- (33). 沢 俊行, 丸山一男, "ねじ結合におけるボルト頭部およびナット変形について", 日本機械学会論文集 (第3部), Vol.41, No.346, (1975-6), pp.1917-1925.
- (34). 沢 俊行, 丸山一男, 枝本和彦 "ねじ込みボルトによるねじ締結体の特性について", 日本機械学会論文集 (C編), Vol.47, No.415, (1981-3), pp.337-349.
- (35). 沢 俊行, 熊野博之, 小林文幸, 伊藤清則, "ガスケットを用いたねじ締結体の特性について (2枚の中空円筒にはさまれた金属平形ガスケットの応力解析)", 日本機械学会論文集 (A編), Vol.49, No.445, (1983), pp.1149-1157.
- (36). 諸星常志, 熊野博之, 沢 俊行, "ガスケットを用いたねじ締結体の特性について (多数本ボルト締結による影響についての考察)", 日本機械学会論文集 (C編), Vol.53, No.485, (1987-1), pp.188-193.
- (37). 沢 俊行, 丸山一男, "ねじ締結体の内力係数 (被締結体がフランジの場合)", 日本機械学会論文集 (第3部), Vol.44, No.383, (1978), pp.2516-2527.
- (38). 沢 俊行, 熊野博之, 岩川浩文, "ガスケットを用いたねじ締結体の特性について (管フランジにはさまれた全面座形金属ガスケットの応力解析)", 日本機械学会論文集 (A編), Vol.51, No.466, (1985), pp.1587-1596.
- (39). Sawa, T., Higurashi, N., Akagawa, H., "A Stress Analysis of Pipe Flange Connections", Transactions of the ASME, Journal of Pressure Vessel Technology, Vol.113, (1991-11), pp.497-503.
- (40). 沢 俊行, 尾方尚文, 西田隆仁, "内圧を受ける渦巻き型ガスケット付き管フランジ締結体の応力解析と密封性能評価", 日本機械学会論文集 (A編), Vol.68, No.671, (2002-7), pp.1120-1128.
- (41). 福岡俊道, 高木知弘, "管フランジの三次元有限要素解析 (座面形状の影響について)", 日本機械学会論文集 (A編), Vol.64, No.625, (1998-9), pp.2402-2407.
- (42). 福岡俊道, 高木知弘, "管フランジ締結体の三次元有限要素解析 (金属平形ガスケットの影響について)", 日本機械学会論文集 (A編), Vol.66, No.644, (2000), pp.651-657.

- (43). 福岡俊道, “管フランジの三次元有限要素解析”, 配管技術, Vol.42, No.14, (2000-12), pp.22-27.
- (44). 高木知弘, 福岡俊道, “管締結体フランジの三次元有限要素解析 (石綿ジョイントシートガasketを用いた場合)”, 日本機械学会論文集 (A 編), Vol.68, No.665, (2002), pp.8-14.
- (45). ASME Boiler Code Revision, "Gasket Materials and Contact Facing", Mechanical Engineering, Vol.64, No.2, (1942), pp.146-149.
- (46). 西田隆仁, "ガスケット係数  $m$  と最小設計締付け圧力  $y$ ", バルカーレビュー, Vol.24, (1980), pp.1-12.
- (47). Raut, H. D. and Leon, G. F., "Report of Gasket Factor Tests", WRC Bulletin 233, (1977), pp.1-35.
- (48). Raut, H. D. and Leon, G. F., "Report of Gasket Factor Tests", WRC Bulletin 233, (1977), pp.1-35.
- (49). Raut, H. D., Bazergui, A. and Marchand, L., "Gasket Leakage Behavior Trends", WRC Bulletin 271, (1981), pp.16-42.
- (50). Bazergui, A., Marchand, L. and Panye, J. R., "Effect of Fluid of Sealing Behaviour of Gaskets", 10th International Conference on Fluid Sealing, Paper H2, (1984), pp.365-385.
- (51). Bazergui, A. and Payne, J. R., "Progress in Gasket Testing - Milestone Results", Transactions of the ASME, Journal of Pressure Vessel Technology, Vol.106, (1984), pp.93-103.
- (52). Derenne, M., Marchand, L., Payne, J. R., "Elevated Temperature Characterization of Flexible Graphite Sheet Materials for Bolted Flanged Joints", Welding Research Council Bulletin, 419, (1997).
- (53). Derenne, M., Marchand, L., Deshaies, F., "Leakage and Emission Characteristics of Sheet Gaskets", Welding Research Council Bulletin, 427, (1997).
- (54). Birembaut, Y., Ledauphin, T., Morio, Y., "Summary of Gasket Steam Leakage Tests Report 1: Gasket Steam Leakage Tests", Welding Research Council Bulletin, 431, pp.1-18, (1998).
- (55). Nau, B. S., Reddy, M. D., "Summary of Gasket Steam Leakage Tests Report 2: Steam Leak Tests Conducted on Graphite Gaskets", Welding Research Council Bulletin, 431, (1998), pp.19-24.
- (56). Marchand, L., Derenne, M., "Summary of Gasket Steam Leakage Tests Report 3: Long Duration

- Air and Steam Screening Tests on Elastomeric Sheet Gasket Materials", Welding Research Council Bulletin, 431, (1998), pp.25-54.
- (57). Derenne, M., Marchand, L., Payne, J. R., "Polytetrafluoroethylene (PTFE) Gasket Qualification", Welding Research Council Bulletin, 442, (1999).
- (58). Asahina, M., Ishihara, T., "Analysis of Mechanical Behaviors and the New Gasket Factors of Pipe Flange Connections with Non-Asbestos Gaskets subjected to Internal Pressure", Proceedings of the ASME Pressure Vessel and Piping Conference, PVP-Vol.354, (1997-7), pp.173-178.
- (59). Asahina, M., Nishida, T., Yamanaka, Y., "Estimation of Sealability with Compressed Fibers Sheet Gaskets for Liquid and Gas Fluid", ASME PVP-Vol.367, pp.25-34, 1998
- (60). Crowley, E. D., Hart, D. G., "Minimize fugitive emissions", Hydrocarbon Processing, (1992-7), pp.93-96. Nagata, S., Shoji, Y., Sawa, T., "An Iterative Method for 3-Dimensional Analysis for Gasketed Flanges", ASME PVP-Vol.405, pp.115-122, 2000
- (61). Bickford, J. H., "Gaskets and Gasketed Joints", Marcel Dekker Inc., (1997).
- (62). 西田隆仁, "PVRC の提案する新ガスケット係数", バルカーレビュー, Vol.39, (1995), pp.5-11.
- (63). Payne, J. R., Bazergui, A., Leon, G. F., "New Gasket Factors A Proposed Procedure", Proceedings of ASME/PVP, PVP Vol.98-2, p.85, 1985
- (64). Committee Draft of "Sec.VIII Div.1 App.BFJ Draft July 16, 2000", Pressure Vessel Research Council, Bolted Flange Committee, (2000)
- (65). 大山康郎, "フランジ設計法についての一考察 (米国 PVRC の研究結果を受けて)", バルブ技報, No.38, (1997-10), pp.55-66.
- (66). European Standard, EN13555 "Flanges and their joints – Gasket Parameters and Test Procedures relevant to the Design Rules for Gasketed Circular Flange Connections", (2004)
- (67). Kobayashi, T., Nishida, T., Suzuki, M., Yamanaka, Y., "Leak Tightness Evaluation of Gaskets Based on Compressive Strain", Proceedings of the ASME Pressure Vessel and Piping Conference, PVP-Vol.405,-2000, pp.23-27.
- (68). Kobayashi, T., Nishida, T., Yamanaka, Y., "Mathematical Model for Sealing Behavior of Gaskets Based on Compressive Strain", Proceedings of the ASME Pressure Vessel and Piping

- Conference, PVP-416, (2001), pp.105-109.
- (69). 小林隆志, 山中 幸, 西田隆仁, "ガスケットひずみに基づくジョイントシートガスケットの漏洩特性評価", バルカー技術誌, No.10, (2005), pp.2-7.
- (70). 小林 隆志、西浦 謙剛、花島 完治," 低呼び圧力フランジのボルト締付け基準に関する検討" 日本機械学会山梨講演会講演論文集 pp.131-132 (2008)
- (71). 小林 隆志,増井 貴一, "フランジ継手の密封性能に与えるガスケット種類と締付け条件の影響" 日本機械学会山梨講演会講演論文集 pp.147-148(2008)
- (72). J. Waterland,H. A.Bouزيد, "Analysis Of The Compression Behavior Of Spiral Wound Gaskets", ASME PVP2009-77422
- (73). 小林隆志,増井貴一, "閉止フランジを用いた各種ガスケットの密封性能比較" 日本機械学会 日本機械学会 M&M2009 材料力学カンファレンス OS0509
- (74). 小林隆志, 山田暁史,"フランジ継手の密封性能に与える座面タイプの影響" 日本機械学会 日本機械学会 M&M2009 材料力学カンファレンス OS0507
- (75). T. Kobayashi, K. Masui,K. Nishiura,S. Hideshi, "Method To Estimate The Bolt Loads To Satisfy Tightness Criteria For Gasketed Bolted Flanged Connections" ASME PVP2010-25614
- (76). T. Kobayashi,K. Hamano,T. Kikuchi,S. Nagata,T. Sawa, "Stress And Deformation Analyses Of Flanges Subjected To Bolt Loads And Internal Pressure", ASME PVP2010 -25622
- (77).小林 隆志, 小賀坂 暢浩, 西浦 謙剛, 内山 和明, 柴田 秀史,"大口径および小口径フランジ締結体の密封性能比較"日本機械学会山梨講演会講演論文集 pp.145-146(2010)
- (78). 小林 隆志, 羽切 大生, 西浦 謙剛, 内山 和明, 柴田 秀史," フランジ締結体の密封性能に与える増し締めの影響 (長期測定による評価) "日本機械学会山梨講演会講演論文集 pp.147-148(2010)
- (79). 小林 隆志,"管フランジ締結体のシーリング技術に関する最近の研究成果と今後の展望"日本機械学会山梨講演会講演論文集 pp.159-162(2010)
- (80). T. Kobayashi, K. Masui, W. T. Soon., "The Relationship Between Sealing Behavior Of Gaskets And The Leak Tightness Of Gasketed Bolted Flanged Connections", PVP2009-77633.
- (81). T. Kobayashi, K. Hamano, T.Kikuchi, T. Sawa , S. Nagata, "Deformation Characteristics Of Pipe Flanges Due To Bolt Loads And Internal Pressure" ,PVP2009-77638.
- (82). 日本工業規格,JIS B 2490, "管フランジ用ガスケットの基本密封特性試験方法", (2008).

- (83). 山中 幸, 西田隆仁, "ガスケットひずみを用いた新しいフランジ締結体設計の提案", バルカー技術誌, No.10, (2005), pp.8-12.
- (84). 糸井 克豊、長瀬 雄一郎、小林 隆志、沢 俊行, "ジョイントシートの物性の経時変化", 日本機械学会山梨講演会講演論文集 pp.157-158(2008)
- (85). 金澤 宏紀、山口 篤志、辻 裕一, "非石綿ジョイントシートガスケットの高温密封特性評価", 日本機械学会山梨講演会講演論文集 pp.154-155(2009)
- (86). 萩原 正洋、山口 篤志、辻 裕一、本田 尚, "非石綿ジョイントシートガスケットの高温寿命評価方法の検討 — 内圧作用時の特性 —", 日本機械学会山梨講演会講演論文集 pp.156-157(2009)
- (87). 山口 篤志、辻 裕一、本田 尚, "管フランジ締結体の長期応力緩和特性の予測—3次元粘弾性特性の評価—", 日本機械学会山梨講演会講演論文集 pp.158-159(2009)
- (88). Kobayashi, T., Nishida, T., Yamanaka, Y., "Effect of Creep-Relaxation Characteristics of Gaskets on the Bolt Loads of Gasketed Joints", Proceedings of the ASME Pressure Vessel and Piping Conference, PVP-Vol.457, (2003), pp.111-118.
- (89). 岡本 和也、辻 裕一、山口 篤志, "管フランジ締結体の長期応力緩和特性の予測—延伸 PTFE ガスケットを用いた場合の漏洩量評価—", 日本機械学会山梨講演会講演論文集 pp.160-161(2009)
- (90). 佐藤 広嗣、野々垣 肇、黒河 真也、出口 聡美、高木 知弘, "ガスケット締結体のシール特性長期予測手法の構築", 日本機械学会山梨講演会講演論文集 pp.164-165(2009)
- (91). Bouzid, A. H., Chaaban, A., "An Accurate Method of Evaluating Relaxation in Bolted Flanged Connections", Transactions of the ASME, Journal of Pressure Vessel Technology, Vol.119, (1997-2), pp.10-17.
- (92). Bouzid, A. H., Chaaban, A., Bazergui, A., "The Effect of Gasket Creep-Relaxation on the Leakage Tightness of Bolted Flanged Joints", Transactions of the ASME, Journal of Pressure Vessel Technology, Vol.117, (1995-2), pp.71-78.
- (93). ASME Post Construction Code, PCC-1, Guidelines for Pressure Boundary Bolted Flange Joint Assembly, (2000).
- (94). Bibel, G. D. and Ezell, R. M., "An Improved Flange Bolt-up Procedure Using Experimentally Determined Elastic Interaction Coefficients", ASME Journal of Pressure Vessel Technology,

- 113, (1992), pp.439-443.
- (95). Bibel, G. D. and Ezell, R. M., "Bolted Flange Assembly: Preliminary Elastic Interaction Data and Improved Bolt-up Procedures", *Welding Research Council Bulletin*, 408, (1996), pp.1-27.
- (96). 福岡俊道, 高木知弘, "三次元有限要素解析による管フランジのボルト締付け順序の評価", *日本機会学会論文集 (A編)*, Vol.64, No.627, (1998), pp.2734-2740.
- (97). 福岡俊道, 高木知弘, "有限要素解析による管フランジ締結体のボルト締付け過程の評価 (うず巻きガスケットを用いた場合)", *日本機会学会論文集 (A編)*, Vol.66, No.650, (2000), pp.1834-1840.
- (98). 高木知弘, 福岡俊道, "管フランジ締結体の効率的なボルト締付け手順 (有限要素解析と弾性相互作用係数法による検討)", *日本機会学会論文集 (A編)*, Vol.68, No.668, (2002), pp.550-557.
- (99). 日本工業規格, JIS B 2251, "フランジ継手締付け方法", (2008)
- (100). HPI 技術セミナー 第3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, 社団法人日本高圧力技術協会, (2010)
- (101). 萩原正弥, "ねじ締結部のメンテナンス", *日本プラントメンテナンス協会*, (1998-3)
- (102). 亀畑智弘, "石油学会規格「フランジ・ボルト締付管理」の解説", *配管技術*, Vol.48, No.1, (2006-1), pp.60-66.
- (103). 菊池 務, "石油/石油化学プラント保全 40年におけるフランジ締結部からの漏洩防止技術" *日本機械学会山梨講演会講演論文集* pp.135-138(2008)
- (104). 熊倉 進, 高橋 宏直, "電動インパクトレンチによるフランジ継手のボルト締付けについて" *日本機械学会山梨講演会講演論文集* pp.166-167(2009)
- (105). 辻 裕一, "ガスケット非石綿化に対応するための漏洩量を管理できるフランジ継手設計法の検討", *圧力技術*, Vol.44, No.5, (2006), pp.263-270.
- (106). 金田 忍, 加藤 義博, 辻 裕一, "管用フランジ継手への塑性域締結の適用" *日本機械学会山梨講演会講演論文集* pp.139-140(2004)
- (107). 金田 忍, 井上 光樹, 辻 裕一, "管用フランジ継手への塑性域締結の適用 ボルト軸力の均一性について" *日本機械学会 M&M2008 材料力学カンファレンス* No.05-9(2005)
- (108). 金田 忍, 清水 良保, 辻 裕一, "管用フランジ継手への塑性域締結の適用 フランジ

- の小型化” 日本機械学会山梨講演会講演論文集 pp.124-125(2007)
- (109). S. Kaneda, H. Tsuji, “Application of Plastic Region Tightening Bolt to Flange Joint Assembly” ASME PVP2006-ICPVT11-93553
- (110). 清水 良保、金田 忍、辻 裕一, "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” 日本機械学会山梨講演会講演論文集 pp.153-154(2008)
- (111). 永田 聡、金田 忍、辻 裕一、沢 俊行, "管フランジ継手用ボルトの塑性域締結シミュレーション” 日本機械学会山梨講演会講演論文集 pp.155-156(2008)
- (112). 清水 良保、金田 忍、服部 圭一、辻 裕一, "ランジ継手への塑性域締結の適用 -熱負荷を受けるコンパクトフランジ継手の挙動-" 日本機械学会山梨講演会講演論文集 pp.150-151(2009)
- (113). Y. Shoji, T. Sawa, “: Stress Concentration at The Root of Bolt Thread ”, ASME PVP2010-25857
- (114). 正司 康雅、沢俊行, "ねじ底の応力集中 -詳細解析による検討-,”日本機械学会山梨講演会講演論文集 pp.157-158(2010)
- (115). Y. Shoji, T. Sawa, “: Self-Loosening Mechanism of Nuts Due to Cyclic Thermal Load ”, ASME PVP2010- 77447
- (116). 正司 康雅、山中 啓司、沢 俊行, "横荷重によるネジの緩みのメカニズム,”日本機械学会山梨講演会講演論文集 pp.170-171(2009)
- (117). Y. Oyama, T. Sawa, T. Kobayashi, S. Nagata, “A Simple Analytical And Design Method Of Bolted Pipe Flange Connections” ASME PVP2009-77589
- (118). T. Sawa, T.Kobayashi, H. Tsuji, S.Nagata, “Stress Analysis And A Design Method For Bolted Flange Joints Subjected To Internal Pressure” ASME PVP2009-77587
- (119). H. Lejeune, “Development of A New Method For “FULLFACE” Gasketed Bolted Flange Connections Based on EUROPEAN STANDARD EN1591”, ASME PVP2008-61184
- (120). 大宮 祐也、高木 愛夫、沢 俊行、鳥居 広康, "ボルト軸力のばらつきがガスケット付き大口径フランジ締結体の密封性能に及ぼす影響,”日本機械学会山梨講演会講演論文集 pp.161-162(2010)
- (121). 永田 聡、沢 俊行、小林 隆志、辻 裕一, "内圧および曲げモーメントを受ける小型管フランジ締結体の有限要素解析,”日本機械学会山梨講演会講演論文集 pp.163-164(2010)

- (122). A.E.Blach, “Gaskets and Gasketed Joints [Bolted Flanged Connections for Noncircular Pressure Vessel] “ Dekker. pp.487-505, (1997)
- (123). 米野 正博, 沢 俊行, 川村 浩 “液状シーラントを用いた内圧を受ける箱型薄板容器におけるフランジ締結体の密封性能” 日本接着学会誌 Vol.32 No.12(1996) pp.446-451
- (124). 勝尾 正秀, 米野 正博, 沢 俊行, 川村 浩 “定常温度場におけるシリコン系シーラントを用いた薄板箱型容器締結体の三次元有限要素熱応力解析” 日本接着学会誌 Vol.35 No.3(1999) pp.97-104

## 関連発表論文

## 関連発表論文

### 学術論文

- 1) 黒沢 亮、天満 健太郎、沢 俊行、小林 隆志, “高温下での内圧を受ける非石綿ガスケット付き箱型圧力容器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、76巻769号A編 P1153-1161
- 2) 黒沢 亮、沢 俊行、前崎 渉, “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、73巻727号A編 P352-359
- 3) 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フランジ締結体の密封特性” 圧力技術、第47巻第1号 29頁～37頁
- 4) T.Sawa、R.Kurosawa、S.Nagata、W.Maezaki, “ FEM Stress Analysis and an Evaluation of the Sealing Performance in Non-circular Flange Connections with Gaskets Subjected to Internal Pressure” ASME Journal of Pressure Vessel Technology 掲載決定

### 国際会議論文

- 1) Ryo Kurosawa、Wataru Maezaki、Toshiyuki Sawa , “FEM Stress Analysis and an Evaluation of the Sealing Performance in Non-circular Flange Connections with Gaskets Subjected to Internal Pressure ”, 2006 ASME Pressure Vessels and Piping Division Conference
- 2) Ryo Kurosawa、Toshiyuki Sawa、Yasuaki Tatsumi , “FEM Analysis and Evaluation of the Sealing Performance in Flexible Box-shape Flanged Bolted Joints with Gaskets Subjected to Internal Pressure (Effect of the Bolt Pitch), 2007 ASME Pressure Vessels and Piping Division Conference
- 3) R.Kurosawa、T.Sawa、 S.Nagata、Y.Tatsumi, “The Effect of Clamping Force and Material Properties on The Tightness Performance A Flexible Box-shaped Flange Bolted Joint” 2008 ASME Pressure Vessels and Piping Division Conference
- 4) R.Kurosawa、T.Sawa、K.Tenma、Y.Omiya, “The Sealing Performance Evaluation of

- Bolted Flexible Box-Shaped Flange Joints Under Thermal Conduction Conditions” 2009 ASME Pressure Vessels and Piping Division Conference
- 5) R.Kurosawa, T.Sawa, K.Tenma , “FEM Stress Analysis and Evaluation of Sealing Performance in Box-Shape Flange Gasketed Connections Subjected to Internal Pressure ” 2010 ASME Pressure Vessels and Piping Division Conference
  - 6) R.Kurosawa, T.Sawa, K.Tenma , “Sealing Performance Evaluation of Boxshaped Flange Connections Under Thermal Conduction Conditions and Internal Pressure ” 2010 ASME Pressure Vessels and Piping Division Conference

#### 国内講演論文

- 1) 黒沢 亮、沢 俊行、前崎 渉, “内圧を受けるガスケット付き非円形容器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 M&M2005 材料力学カンファレンス 講演論文集 P415-416
- 2) 黒沢 亮、沢 俊行、辰巳 恭章, “内圧を受けるガスケット付き薄板箱型圧力容器締結体の有限要素解析と密封性評価 (ボルトピッチの影響) ” 日本機械学会 山梨講演会 講演論文集 P235-236
- 3) 黒沢 亮、辰巳 恭章、沢 俊行、永田 聡, “内圧を受ける非円形容器締結体の有限要素解析”, 日本機械学会 山梨講演会講演論文集 P237-238
- 4) 黒沢 亮、辰巳 恭章、沢 俊行、永田 聡, “内圧を受ける非円形容器締結体の有限要素解析”, 日本機械学会 山梨講演会講演論文集 P118-119
- 5) 黒沢 亮、大宮 祐也、沢 俊行、永田 聡, “内圧を受けるガスケット付き非円形箱型容器締結体の有限要素応力解析” 日本機械学会 M&M2008 材料力学カンファレンス CD-ROM OS0502
- 6) 黒沢 亮、大宮 祐也、沢 俊行、永田 聡, “内圧を受けるガスケット付き非円形箱型容器締結体の有限要素応力解析”, 日本機械学会 山梨講演会講演論文集 P125-126
- 7) 黒沢 亮、天満 健太郎、沢 俊行、大宮 祐也, “内圧と温度変動を受けるガスケット付

き箱型圧力容器締結体の密封性能評価”，日本機械学会山梨講演会講演論文集  
P174-175

8) 黒沢 亮、天満 健太郎、沢 俊行、大宮 祐也，“内圧を受けるガスケット付き箱型圧力  
容器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 山梨講演会講演論  
文集 P172-173

9) 黒沢 亮、天満 健太郎、沢 俊行、大宮 祐也，“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”，日本機械学会 山梨講演会講演論  
文集 P149-150