

平成 25 年度

広島大学 博士論文

非石綿ガスケットを用いた配管フランジ締結体の応  
力解析と力学特性に関する研究

(A Study on Stress Analysis and Mechanical  
Characteristics of Bolted Pipe Flange Connections with  
Non-asbestos Gaskets)

2014年 1月

高木 愛夫

## 目次

第1章 緒論 .....	1
1. 1 緒言 .....	1
1. 2 管フランジ締結体の密封性能に関する従来の研究の展望 .....	5
1. 2. 1 ガasket特性 .....	5
1. 2. 2 管フランジ締結体の力学特性に関する研究 .....	12
1. 3 管フランジ締結体の密封性能に関する従来の研究の問題 点と本研究の目的と意義 .....	20
1. 4 結言 .....	25
第2章 ガasket特性が管フランジ締結体の力学特性および密封性 能に及ぼす影響 .....	26
2. 1 緒言 .....	26
2. 2 実験方法および応力解析方法 .....	27
2. 2. 1 ガasketの力学特性評価と管フランジの基本漏 えい量 .....	27
2. 2. 2 管フランジ締結体の応力解析 .....	30
2. 2. 3 管フランジ締結体の三次元有限要素法 (FEM) 解 析 .....	33
2. 3 実験結果 .....	34
2. 3. 1 ガasketの力学特性 (応力-変形の関係) .....	34
2. 3. 2 CSG (ジョイントシートガasket) の基本漏え い量 .....	35
2. 4 応力解析結果および考察 .....	36
2. 4. 1 ガasket接触応力分布 .....	36
2. 4. 2 漏えい量推定 .....	37
2. 4. 3 管フランジハブ応力 .....	38
2. 4. 4 内力係数 .....	39
2. 5 結言 .....	40
第3章 管フランジ呼び径が内圧を受ける管フランジ締結体の力学特 性および密封性能に及ぼす影響 .....	41
3. 1 緒言 .....	41
3. 2 有限要素法 (FEM) 解析 .....	42

3. 3	漏えい量測定実験	46
3. 4	有限要素法 (FEM) 解析結果	47
3. 4. 1	ガスケット接触応力分布	47
3. 4. 2	内力係数	50
3. 4. 3	ハブ応力	52
3. 5	漏えい量測定実験結果	53
3. 6	漏えい量測定実験結果と有限要素解析結果の比較	55
3. 7	結言	57
第4章 ボルト初期締付け力のばらつきが管フランジ締結体の密封性能に及ぼす影響		
4. 1	緒言	58
4. 2	締付け時のボルト軸力変動および漏えい量測定実験	59
4. 3	実験結果	64
4. 4	有限要素法 (FEM) 解析	69
4. 4. 1	有限要素法 (FEM) による解析方法	69
4. 4. 2	有限要素法 (FEM) 解析結果	71
4. 5	漏えい量基準の締付け効率の提案	74
4. 6	結言	76
第5章 曲げモーメントと内圧を受ける管フランジ締結体の応力解析と密封性能評価		
5. 1	緒言	77
5. 2	漏えい量測定実験	78
5. 3	有限要素法 (FEM) 解析	82
5. 4	結果および考察	84
5. 4. 1	漏えい量測定実験結果	84
5. 4. 2	有限要素法 (FEM) 解析結果	87
5. 5	ハブ応力	93
5. 6	結言	94
第6章 高温での管フランジ締結体の密封性能評価		
6. 1	緒言	95
6. 2	実験方法	96
6. 2. 1	ガスケット材料特性の評価	96
6. 2. 1	漏えい量測定実験	97
6. 3	実験結果および考察	102
6. 3. 1	ガスケット材料特性	102
6. 3. 2	漏えい量測定実験	110

6. 4 結言 .....	113
第7章 漏えい量基準の非石綿ガスケット付き管フランジ締結体設計 の考え方 .....	114
7. 1 緒言 .....	114
7. 2 設計で考慮すべき事項と課題 .....	115
7. 3 非石綿ガスケット付き管フランジ締結体の設計への提案 ...	118
7. 4 非石綿ガスケット付き管フランジ締結体の漏えい量基準 設計の流れ .....	120
7. 5 結言 .....	123
第8章 結論 .....	124
参考文献 .....	128
関連発表論文 .....	142
学術論文 .....	142
その他の学術論文 .....	143
国際会議論文 .....	144
国内講演論文 .....	146
解説・総説 .....	148
共著書 .....	149
共同翻訳書 .....	149
謝辞 .....	150

## おもな記号と略称

$a$  : 新ガスケット係数

$a_l$  : 管フランジの内半径

ASME : 米国機械学会

$A_g$  : ガスケット接触面積

CSG : ジョイントシートガスケット(Compressed Sheet Gasket)

EN : 欧州規格委員会

$E_c$  : ガスケット圧縮時縦弾性係数

$E_d$  : ガスケット復元時縦弾性係数

$E_i$  : 各部材の縦弾性係数 ( $i=1, 2, 3$ )

$F_c$  : 圧縮力減少分

$F_f$  : ボルト初期締付け力

$F_t$  : ボルト軸力増分

FEM : 有限要素法(Finite Element Method)

$G_b$  : 新ガスケット係数

$G_s$  : 新ガスケット係数

$H$  : 内圧による軸方向推力

$K_t$  : ボルト・ナット系のばね定数

$L$  : 漏えい量

$N$  : 締結ボルト本数

$P$  : 内圧

PTFE : ふっ素樹脂系ガスケット (Polytetrafluoroethylene Gasket)

PVRC : 米国圧力容器研究員会

SWG : うず巻形ガスケット(Spiral Wound Gasket)

$T$  : 締付けトルク

$T_p$  : タイトネスパラメータ

$t_g$  : 初期ガスケット厚さ

$W$  : 軸方向力, または, 内圧による軸方向推力

$W_0$  : ボルト初期締付荷重

$W_g$  : ガスケット荷重

$\sigma_g$  : ガスケット接触応力

$\Phi$  または  $\Phi_g$  : 内力係数

$\eta$  : 締付効率

# 第 1 章 緒論

## 1. 1 緒言

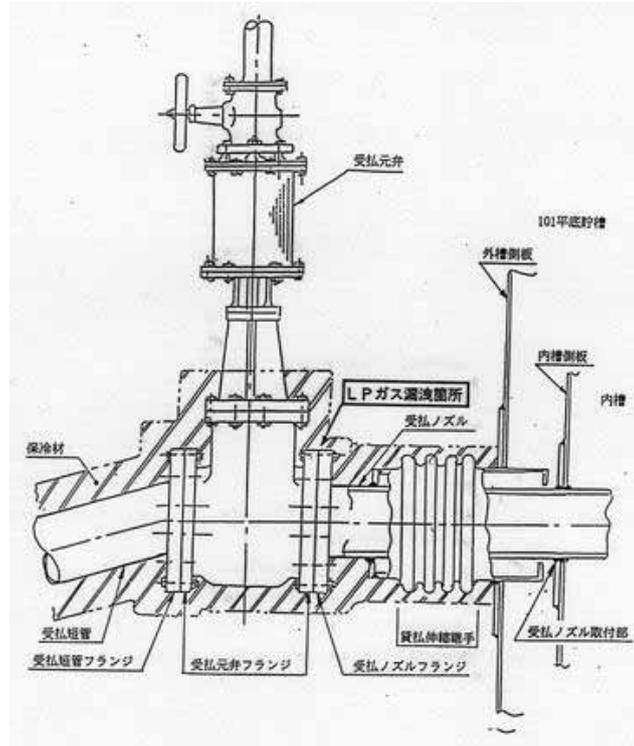
発電プラント、石油精製プラント、あるいは石油化学プラントなどのプラント設備では、配管等の接続に溶接継手あるいはガスケット付きフランジ締結体などが用いられている。圧力容器と配管、あるいは配管同士の接続の場合には溶接による接合が多用されているが、バルブなど定期的な分解点検が必要とされる機械要素と配管、圧力容器との接続部などにはガスケットを有するフランジによるボルト締結が多用されている（例えば図 1.1，フランジ締結部の例参照）。いずれの接続部においても、内部に含有する物質を漏えいさせない密封機能が要求され、また高圧力下で使用される設備においてはその圧力を維持する機能、すなわち耐圧性も必要である。このため、溶接接合部では放射線検査などにより接合部の品質保証が要求され<sup>1)</sup>、ガスケット付き管フランジ締結体においても高圧下での密封性能を保証するための締結方法<sup>2,3,4)</sup>が定められている。

配管や機器の接続部で機能の損失が生じると、内部流体の漏えいが生じ、漏えいした物質によっては火災あるいは人命の損失など重大な事故に至る可能性がある。溶接接合部において、溶接部の腐食あるいは応力腐食割れによる漏えい事故事例<sup>5,6)</sup>が報告されているが、ガスケット付き管フランジ締結部でも接合面からの漏えいあるいは外荷重による接合部の機能損失事例の報告は後を絶たない<sup>7-10)</sup>。



図 1.1 フランジ締結部の例

平成7年の兵庫県南部地震では、LPガス貯蔵施設で地盤変状により貯槽と緊急遮断弁を支持する架構の間に相対変位が生じ、フランジ締結部に過大な曲げモーメントが発生してフランジ接合面が開口し、LPガスの漏えいが生じた<sup>11)</sup>。図1.2は、開口したフランジ接合部の写真と断面図を示す。幸いにもこの事故では爆発事故には至らなかったが、約7万人に避難勧告が出されており、漏えい事故の深刻さが伺える。ボルト締付けによりガスケットに圧縮応力を発生させるフランジ締結体では、溶接接合のように溶融による物理的に一体となった密封構造を作製するわけではなく、異なる特性、形状を有する部材を力学的に固定するため、密封性能を達成、維持するためには、ガスケットの特性、使用中に発生する内圧、外荷重等の影響を考慮したフランジ締結部の設計、ボルト締付け方法の検討が極めて重要である。



(a) LPガスの漏えいが生じた部位の概略図



(b) 変形した支持部, タイロッド

図 1.2 兵庫県南部地震で漏えいが発生したフランジ接合部の概略図と変形した支持部<sup>11)</sup>

ガスケット付き管フランジ締結体の設計、施工については、従来から多くの研究が行われ、1943年にMarkleとRosseheim<sup>12)</sup>によって提唱されたガスケット設計値（ガスケット係数： $m$ 、最小設計締付圧力： $y$ ）が広く用いられており、米国機械学会（ASME）のBoiler & Pressure Vessel Code Appendix VIII<sup>4)</sup>には、ガスケット係数（ $m, y$ ）を用いたボルト荷重設計法が定められている。また近年では、米国PVRC（Pressure Vessel Research Council：圧力容器研究委員会）の中のBFC委員会（Bolted Flanged Connection Committee、現在はSealing Reliability Council; SRC）、欧州規格委員会（CEN）TC74委員会などでは管フランジ締結体の設計について検討が行われ、設計規格として、例えばEN1092<sup>13)</sup>が発行されている。これらの規格では、作動流体が気体の場合にはガスケットから微小ではあるが漏えいが必ず発生しているという観点に立ち、管フランジ締結体の性能は漏えい量で評価され、許容漏えい量が定められている<sup>2,3,13)</sup>。管フランジ締結体設計では、漏えい量を許容値以下にするために必要なガスケット平均接触面応力から平均ボルト初期締付け力を算出し、さらにボルト初期締付け力のばらつき<sup>2,4,14)</sup>を考慮して目標とするボルト初期締付け力が定められている。

このようなガスケット付き管フランジ締結体の設計、施工に関する研究が進展する一方、ガスケット材質の変更という新たな課題への対応も必要とされている。従来、フランジ締結部には石綿系ガスケットが使用されてきたが、石綿の環境問題、特に人体への影響から米国では1980年代前半から、欧州でも1980年代中盤から石綿系ガスケットの使用が自粛され、現在では代替品として非石綿ガスケットが使用されている。日本においても平成17年（2005年）に経済産業省内に設置された石綿代替化製品検討委員会で検討が行われ、ポジティブリスト<sup>15)</sup>に掲げられた例外品を除いて、石綿ガスケットは平成20年（2008年）以降の新規設備への使用は禁止された<sup>16)</sup>。その後、2008年11月に労働安全衛生施行令等の一部が改正<sup>17)</sup>され、石綿ガスケットは順次非石綿ガスケットに置き換えられ現在に至っている。しかしながら、石綿ガスケットに比べて非石綿ガスケットの特性、特に力学的な特性と密封性能については不明な点が多く、欧米でも非石綿ガスケットの使用当初は管フランジ締結体においてPTFE（ふっ素樹脂）ガスケットの吹き抜けなどによる漏えい事故が発生したことが報告されている<sup>18)</sup>。このため非石綿ガスケットの力学的特性を調べ、非石綿ガスケットの使用方法や非石綿ガスケットを使用したフランジ締結体の密封性能を明らかにすることは漏えい事故防止の観点から重要である。

本章では、ガスケット付き管フランジ締結部を対象として、従来の研究を総括するとともに、その成果をまとめる。さらに、従来の研究の問題点について検討、課題を整理し、本研究の目的と意義を明らかにする。なお本研究では、使用頻度の高い主に低温低圧用に使用されるジョイントシート、中高温中圧用に使用される渦巻き型ガスケットを使用したハブ一体型の管フランジ（以下、管フランジ締結体という）を対象として扱う。

## 1. 2 管フランジ締結体の密封性能に関する従来の研究の展望

管フランジ締結体の密封性能は、締結時にガスケットに付与される圧縮応力、すなわちガスケット接触応力に依存する<sup>19-21)</sup>ためフランジ締結部の力学的な挙動を明らかにし、ガスケットの接触応力を推定する必要がある。ガスケット接触応力の推定については、Waters<sup>22-25)</sup>をはじめ多くの研究<sup>26-50)</sup>が行われており、内圧および曲げモーメント<sup>27)</sup>などの外荷重<sup>28)</sup>を受ける管フランジ締結部の挙動についても検討されている。また沢らの研究<sup>29-33)</sup>では、弾性論を用いて管フランジ締結体の力学挙動を厳密に解析し、ガスケットの接触応力や管フランジ締結体の内力係数などを明らかにしている。これらの研究では、フランジ締結部についてボルト初期締付け力、内圧、内圧による軸方向推力および内圧によるボルト軸力変動の釣り合いをモデル化し、ボルトの軸力変動に応じてガスケット接触応力も変動することを示している。またガスケットは負荷時と除荷時で応力-変形挙動が異なり非線形的な力学挙動を示すため、そのような特性を踏まえたガスケット付き管フランジ締結体の力学的特性の評価も必要である。

ガスケット付き管フランジ締結部はフランジ、ガスケットおよびボルトなどの部材で構成される上、前述のようなガスケットの非線形特性など力学的な解析を複雑にする要因が多く、古くから弾性論を基にした多くの研究<sup>22-50)</sup>が行われ、また管フランジの設計基準が作成されてきた<sup>3,51-59)</sup>。一方、1980年代から、有限要素法による解析技術が進歩しフランジ締結部の力学的な挙動の解析にも適用が進められ、最近ではコンピュータの性能向上および有限要素法の解析技術の進展により、非線形解析はもちろん、熱伝導解析との連成など検討対象範囲も広がっている<sup>30,60-70)</sup>。しかしながら、より精度の高い有限要素解析を行うためにはガスケットの高温下での特性などのインプットデータの拡充が必要とされ、また有限要素解析結果への設計、施工への反映についても一層の検討が必要とされている。

本節では、管フランジ締結体に関する従来の研究を展望するとともに、その成果をまとめ、問題点について整理する。

### 1. 2. 1 ガスケット特性

管フランジ締結体には、ジョイントシート、渦巻きガスケットなどが使用される。ガスケットは温度、内部流体の種類などの使用条件に応じて選定され、ガスケットの適用範囲、ガスケット係数  $m$  と最小設計締付圧力  $y$  などはガスケットメーカーの製品便覧<sup>71, 72)</sup>などで提供されている。ここでガスケット係数  $m$  と最小設計締付圧力  $y$  は密封性能を維持するために必要とされるボルト軸力の算出に使用される値であり、以下のようなガスケットの特性を反映した値である。

図 1.3 はボルトで締結されたフランジの初期締付状態、内圧作用時の状態を示

す。図 1.3(a)はボルト初期締付け力  $F_f$  でフランジを締付けた状態で、この時のガスケット接触応力は  $\sigma_{g0}$  である。図 1.3 (b)はフランジ締結体に内圧  $p_i$  が作用した状態であり、内圧の影響によりガスケット接触応力は減少し、ガスケット接触応力は  $\sigma_g$  となる。漏えい開始時の内圧を  $p_i$  とすると、この内圧  $p_i$  を密封最小作用内圧  $p_i$  と呼ぶ。ボルトの初期締付け力  $F_f$  を増大させると、 $p_i$  が増大する。逆にボルト初期締め付け力の値を徐々に低下させると、 $p_i$  も減少し、図 1.4 に矢印で示すような  $\sigma_g$  と  $p_i$  の関係が得られる。このときの図中  $\sigma_c$  を最小設計締付け応力(圧力)と呼び、 $\sigma_c$  以上のガスケット接触応力ではガスケット接触応力  $\sigma_g$  と内圧  $p_i$  が線形関係にあると考えられる。この  $\sigma_c$  を一般的に  $y$  と書き、最小設計締付け圧力と呼ぶ。

ガスケット係数  $m$  は、 $\sigma_g/p_i=m$  と定義され、 $\sigma_c$  以上では  $m$  の値はほぼ一定となる。 $m$  の値はガスケットの種類、作動流体、温度および接合面の粗さなどによって異なると推測される。

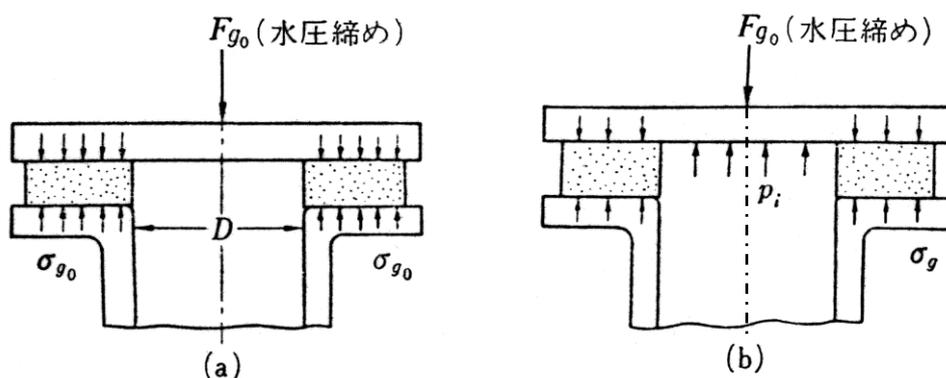


図 1.3 初期締付け状態と内圧作用時のガスケット接触応力

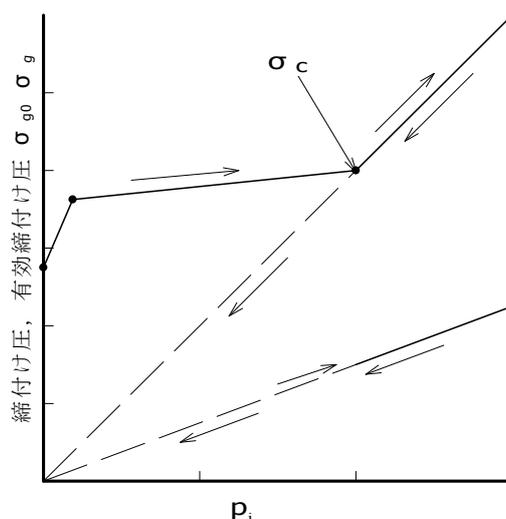


図 1.4 最小設計締付け応力  $\sigma_c$  の説明

ガスケット係数  $m$  と最小締付設計圧力  $y$  はガスケットの有効幅, ボルト荷重の規定に使用される。例えば, JIS B 8265<sup>1)</sup>では, ボルト荷重を求める方法として次式が与えられている。

1)使用状態でのボルト荷重

$$W_{m1} = \frac{\pi}{4} G^2 P + 2\pi b G m P \quad \text{-----} \quad (1.1)$$

2)ガスケット締付け時のボルト荷重

$$W_{m2} = \pi b G y \quad \text{-----} \quad (1.2)$$

$P$  : 内圧

$G$  : ガスケット有効径

$b$  : ガスケット有効幅

$m$  : ガスケット係数

$y$  : 最小設計締付設計圧力

密封性能を維持するために管フランジ締結体に必要とされるボルト荷重は,  $W_{m1}$  および  $W_{m2}$  のいずれか大きい方である。ガスケット係数  $m$  と最小締付設計圧力  $y$  は必要とされるボルト荷重を簡便に算出できるため, 1943年に Markle と Rosseheim<sup>12)</sup>によって提唱されて以降, 現在に至るまで広く使用されている。しかしながら, 理論的な根拠に欠け, また実験的な検証も行われておらず, その後多くの研究が行われてきた<sup>73-75)</sup>。さらに1980年代から, ガスケットの非石綿化に伴う新素材の適用の研究に相俟って, PVRCを中心に設計用のガスケット係数の見直しのための活発な研究が行われた<sup>76-83)</sup>。

PVRCでは, タイトネスパラメータ  $T_p$  という管フランジ締結体の密封性能を表す新しい概念を導入した<sup>84-86)</sup>。 $T_p$  の概念は, 所定のボルト軸力で締結された管フランジ締結体からでも気体を内部作動流体とするときに微小漏えいが存在するとの考え方に立脚しており, ガスケット接触応力と漏えい量の関係を調べた多くの実験結果に基づくものである。PVRCで実施した外径150mmのうず巻き形ガスケットを使用した様々な内部流体に対する管フランジ締結体の漏えい試験で, 単位時間あたりの漏れ質量を測定した結果, 内圧  $P$  と漏えい質量  $L_{rm}$  の間に,  $P=(\text{const}) \times (L_{rm})^a$  の関係があることが分かった<sup>84, 85)</sup>。実験的には内部流体の種類により“ $a$ ”の値のばらつきが大きい, 層流理論からは  $a=0.5$  とされている。 $T_p$  は, 内圧  $P$ \*作用時の外径150mmのガスケットからの単位時間あたりの漏えい質量を  $L^*_{rm}$ (参照漏えい量, 1mg/s/150mm)としたとき, 式(1.3)により定義される。

$$T_p = \frac{P}{P^*} \left[ \frac{L_{rm}^*}{L_{rm}} \right]^a \text{-----} \quad (1.3)$$

PVRCは、密封性能として実用上の目安として表1.1に示すタイトネスクラス $T_c$ を与えており、内部流体が水あるいは空気の場合には、 $T_c$ を $T_l$ とすることを推奨している。

PVRCからは、さらにガスケットと材料特性を表す係数として、新ガスケット係数 $G_b$ 、 $a$ および $G_s$ が提案されている<sup>83-86</sup>。新ガスケット係数は、室温でのガスケット漏えい試験(ROTT : Room Temperature Tightness Tsst)<sup>26</sup>)により求められる係数である。図1.5はROTTにより求められるガスケット接触応力と $T_p$ の関係を示す線図であり、縦軸はガスケット接触応力、横軸はタイトネスパラメータ $T_p$ である。ROTTでは、まずあるガスケット接触応力に対して、内圧を変化させて $T_p$ の値を測定する。さらに徐々にガスケット接触応力を増大させ、その時の $T_p$ の値を測定する。この結果から求まるガスケット接触応力と $T_p$ の関係が図1.5に示す

“Part A”の線であり、初期締め付け状態に対応していると考えられる。次に内圧を一定に保ちガスケット接触応力を減少させ、その時の $T_p$ の値を測定する。その結果が、図1.5の示す“Part B”の線であり、管フランジ締結体の内圧作用状態に対応している。

$T_p=1$ の時の“Part A”の直線が縦軸と交わる点Bのガスケット接触応力が“ $G_b$ ”の値を表す。このときの“Part A”の直線の傾きがガスケット係数“ $a$ ”を表す。さらに“Part B”の直線において、ガスケット接触応力を変化させ始める位置(図中 $S_A$ あるいは $S_{Amin}$ )によらず、Part Bは $T_p=1$ の点で交わると考え、この点の応力を“ $G_s$ ”と表している。しかしながら実際に実験を行うと、なかなか一点で交わらないようである。さらに $T_p$ が小さい部分では“Knee”(折れ曲がり)が生じるため、 $T_p$ の値が大きい部分で使用する必要がある。

表 1.1 タイトネスクラス  $T_c$

タイトネスクラス	単位漏えい質量速度 mg/s/mm	クラス名	$T_c$ ファクタ
$T_1$	0.2	economy	0.1
$T_2$	0.002	standard	1.0
$T_3$	0.00002	tight	10

新ガスケット係数などPVRCの提案する考え方は、多くの実験結果に基づいてはいるものの、実験結果のばらつきが非常に大きいこと、管フランジ締結体の力学モデルとの整合性、および実用面（設計）での不合理性などの課題が指摘され、規格化には至っていない。

欧州では、ガスケットの試験方法としてEN13555<sup>87)</sup>がある。この規格ではガスケットの密封性能をガスケット接触応力で整理している。一方、国内ではガスケットの密封性能を評価する試験方法としてJIS B 2490が制定されている<sup>88)</sup>。この規格は、小林ら<sup>89-91)</sup>が示したガスケットの漏えい量がガスケットの圧縮量と相関があるとの考えに基づいており、フランジの変形計算から密封性能を評価できるため、漏えい量基準のフランジ設計法として期待されている。

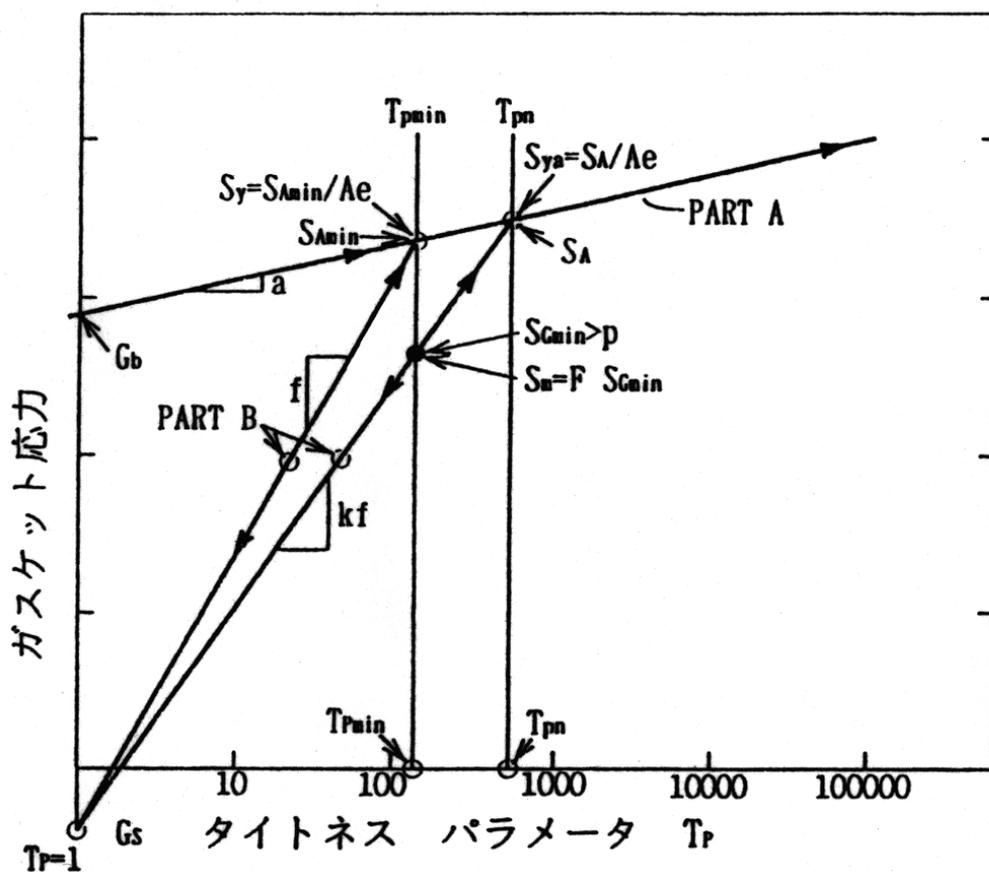


図1.5 ガスケット接触応力とタイトネスパラメータ  $T_p$  との関係

以上のようなガスケットの密封性能に関する評価に加え、実用面では供用期間中の密封性能の維持についての評価も必要となる。具体的には、供用期間中のガスケット接触応力の維持について評価する必要があり、ガスケットの応力緩和特性、供用期間中の材質の安定性などに関する評価が必要である。

ガスケットの応力緩和特性を評価する方法として JIS R3453 応力緩和試験<sup>92)</sup>がある。この試験では温度と時間を考慮した締結体の軸力挙動を評価することが可能であるが、試験時間が比較的短時間（22 時間）という問題もある。高木ら<sup>93)</sup>は、PTFE ガスケットを対象に粘弾性挙動を考慮して高温下でのボルト軸力の緩和、漏えい特性の評価を検討している。この研究では、粘弾性モデルによりガスケット接触応力の減少を精度よく推定しているが、10 時間という短時間の評価に限られた結果である。

山中ら<sup>94)</sup>はジョイントシートを対象に 200℃でガスケットの応力緩和試験を実施するとともに、漏えいが発生する密封限界応力経時変化を評価している。これらの評価では、ガスケットの経年的な挙動を推定し、密封性能の観点から管フランジ締結体の寿命を評価しているが、これらの検討はいずれも石綿ガスケットに関するものである。ジョイントシートガスケットの場合、石綿ガスケットはゴム成分が 10～20%、石綿が 65～80%の構成比率であり、ゴムが硬化した後も石綿の持つ柔軟性、耐熱性によりガスケットの機能が維持される。一方、近年使用されている非石綿ジョイントシートガスケットの構成比率は、ゴム成分は 10～20%であるが、有機繊維分（主にアラミド繊維）が 5～15%、そして充填材が 50～60%であり、ゴムの硬化後の特性は石綿ガスケットと大きく異なることが予想される<sup>95)</sup>。従って、供用期間中の非石綿ガスケットの密封性能の推定に、従来の知見をそのまま適用できるものではない。

山口ら<sup>96)</sup>は非石綿ジョイントシートを対象に、180℃で 500 時間までのガスケットの高温暴露試験を行い、そのクリープ特性を評価するとともに、実験データをもとにした三次元粘弾塑性モデルを構築して高温下でのガスケットの応力緩和挙動を評価している。山口らの結果では、ガスケット接触応力は時間とともに減少するが、約 200 時間で収束する。一方、高温下ではガスケットの熱減量による体積変化が生じることも指摘されており、力学的な特性に加え、ガスケット材料の熱的な安定性も考慮する必要がある。

橋本ら<sup>97)</sup>は、非石綿ジョイントシートガスケットの高温下での長期的な特性評価として、飽和蒸気暴露試験、加熱試験、実プラントにおける実証試験を実施している。試験時間は、加熱試験では最長 5000 時間、実プラント試験では最長 9 ヶ月であり、これまでの研究の中では比較的長期間の試験が実施されている。試験の結果、無機充填材として膨張黒鉛を配合したジョイントシートでは、ゴムが硬化した後も復元性が高く、安定した密封性能を有していることを確

認している。

糸井ら<sup>98)</sup>は、非石綿および石綿ジョイントシート単体の加熱劣化試験を実施するとともにボルト軸力、漏れ量の経時変化を測定して、200℃～300℃の高温下でのジョイントシートガスケットの経時変化について評価している。この試験により、ジョイントシートの高温下での挙動を明らかにするとともに、1000時間以上ではゴム成分の消失によるボルト締付け力の低下が生じて非石綿ジョイントシートでは石綿ジョイントシートに比べて漏えい量が大きくなることなどを報告している。しかし、この試験結果は、ジョイントシートの適用温度域を超えた高温下での加速試験であり、実機での実績にくらべて短寿命の評価である。ガスケット付き管フランジ締結体の長期的な密封性能の評価においては、ガスケット特性、特に材質面での温度依存性を考慮した試験が必要であり、また実機で行われているボルトの増締めの影響などの考慮が必要であることが指摘されている。

このように非石綿ジョイントシートガスケットの耐久性について、材質的な特性評価、実験室レベルでの検討も行われているが、昨今の有限要素法を用いた管フランジの密封性能の評価にあたっては、高温の応力ひずみ線図などのガスケットの力学的な特性、熱伝導率および比熱などの熱物性についての情報も必要である。

大村ら<sup>99,100)</sup>は、厚さの異なる石綿ジョイントシート、非石綿ジョイントシートの熱伝導率など測定し、熱的な特性について詳細に調べている。ジョイントシートは厚さ方向には3層構造（表皿－中材－裏皿）であり、厚いジョイントシートでは熱伝導率が大きい中材の構成比率が増すため熱伝導率も大きくなる。またジョイントシートは、熱伝導率のシート厚さ依存性ととも、異方性を有する。これはシート構成材料である繊維の製造時の配向に起因するもので、面内方向には熱が繊維中を伝播するために高い熱伝導率を示す。一方、厚さ方向には繊維の接触部が大きな熱抵抗になり熱伝導率が小さくなる。大村ら<sup>99,100)</sup>はさらに線膨張率の温度変化、高温下での重量変化などについても調べ、ジョイントシートは200℃以上では有機成分の分解、燃焼が生じることなども報告している。

佐藤ら<sup>101)</sup>は、ふっ素樹脂をバインダーとした非石綿ジョイントシートガスケットの室温、高温での圧縮特性、線膨張係数、比熱およびクリープ特性の評価を行い、得られたデータをもとに有限要素解析によるガスケット接触応力などの評価を行い、長期使用時の密封性能を予測している。その結果、運転サイクルによる温度変動が締付け力の低下を誘発すること、ボルト増締めやボルト初期締付け力の増加が漏えい対策に有用であることを示している。

Bouزيدら<sup>102,103)</sup>は、ボルト、フランジ、ガスケットを含む管フランジ締結体の

クリープ解析モデルを構築し、高温下での管フランジ締結体の挙動を解析している。このモデルでは、ボルト、フランジそれぞれのクリープ挙動を解析するとともに、ガスケットの応力緩和を評価し、各部材の相互干渉についても考慮してボルト軸力の緩和、ガスケット接触応力の変化について推定している。しかしながらこの研究では、ボルトとフランジについては1万時間のクリープデータに基づくモデル化が行われているのに対し、ガスケットの応力緩和が早期に収束するという観点から、数時間の短時間挙動を推測するにとどまっている。

佐藤らの研究<sup>101)</sup>のように、ガスケット特性の温度依存性、時間依存性のデータが揃うと、有限要素解析などにより管フランジ締結体の長期的な特性の予測、ガスケット接触応力の保持方法の検討などの研究を行うことが可能であり、使用実績に乏しい非石綿ジョイントシートガスケットを用いた管フランジ締結体の長期信頼性確保に有用である。しかしながら、ガスケットの種類の多様さ、ガスケット特性を評価する試験に要する時間の問題などから十分なデータが得られていないのが実状である。

## 1. 2. 2 管フランジ締結体の力学特性に関する研究

図1.6に示すように、管フランジ締結体はフランジ、ガスケットおよびボルトからなるモデルで表される。ここでボルトは初期締付け力 $F_f$ で締結され、内圧 $P$ が作用すると管フランジ締結体には軸方向に内圧による推力 $W$ が発生する。この結果、ボルト軸力は $F_f$ だけ増加してボルト軸力は $F_f+F_t$ となる。一方ガスケット面には、締結時にはボルト1本あたり $F_f$ 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、 $F_f-F_c$ となる。力学的には、管フランジの内圧作用時の軸方向力を $W=\pi a_1^2 P$  ( $a_1$ はパイプ内半径)とするとき、ボルト本数を $N$ とすると次式が成り立つ。

$$F_t+F_c=W/N\cdots\cdots(1.4)$$

式(1.4)において、 $F_t$ と $F_c$ が未知数である。未知数2つに対して、与えられる式は式(1.4)の一つだけである。すなわち不静定問題であるので、簡単には $F_t$ と $F_c$ の値は得られない。そこで内圧が作用したときの式(1.4)に加え、変位のつりあい条件を入れて弾性論を用いて解析する手法が長らく用いられ、フランジの設計規格などに展開されてきた<sup>22-59)</sup>。また最近では有限要素法による解析が展開され、管フランジ締結体の密封性能に及ぼすガスケット接触応力の評価やボルト軸力のばらつきの影響などが検討されている<sup>60-70)</sup>。

本節では管フランジ締結体の力学的特性評価に関する研究について、管フランジ締結体の設計、ボルト締結およびその方法、内圧および外荷重作用下における締結体特性に関する研究を中心に展望する。

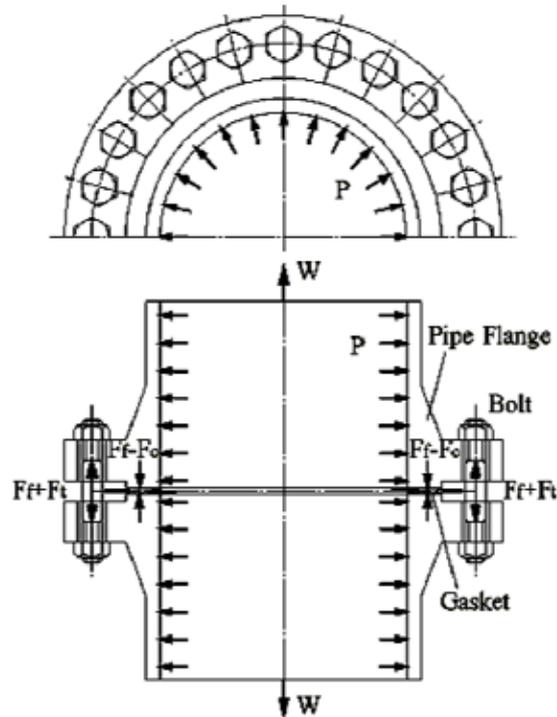


図 1.6 内圧を受ける管フランジ締結体

### (1) フランジ設計強度

管フランジの締結体の不静定問題を解く方法として、1920年代からドイツでばね定数を用いて、変位の釣り合い条件を満足させるThumの公式<sup>104)</sup>が提案され、世界で長い間用いられてきた。Thumの公式によりボルト軸力の増加分 $F_t$ が求められることが可能である。しかしながら、近年になり実験結果とThumの公式により値には差異が生じることが判明している<sup>32)</sup>。

Watersら<sup>22-25)</sup>は管フランジ締結体について、管を半無限円筒、ハブをテーパ付き有限円筒、フランジリングを中央に円孔を有する円板としてモデル化し、各部材の接続条件を満足する解を最小ひずみエネルギー理論により評価している。この解析では、ボルト締付け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るにより応力を算出している。Watersらの解析方法は、管フランジを3つのパーツにモデル化しているため、不静定問題を直接的に解くものではない。このためボルト軸力やガスケット接触応力の変動までは解析できない。しかしながらこの考えは、ASME規格<sup>3)</sup>あるいはEN<sup>87)</sup>、JIS<sup>51)</sup>にも採用され、円形フランジの設計法として広く採用されており、設計規格について、実験や有限要素解析でその妥当性が検証されている。

Wesstromら<sup>105)</sup>は、Watersらの解析をもとにフランジの曲げ剛性を用いてボルト荷重あるいは内圧による軸方向推力と変形量との関係式を導いている。ガス

ケット，ボルトを線形ばねとモデル化し，力と変形量の式とを連立させることにより，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拡張した点で注目すべき研究である。なおこの研究の成果は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>106)</sup>などには，幅広く利用されている。

国内においては，1980年代に河村ら<sup>41-44)</sup>によってフランジ，ガスケットおよびボルトを含めた締結体の変形解析が行われ，使用状態における荷重条件を決定する設計法が確立された。河村らの研究では，フランジをパイプ，ハブおよびリングに分けてシェルとプレート<sup>41)</sup>の理論としてモデル化し，ボルトとガスケットはばねとしてモデル化されている。またガスケットの変形特性については，圧縮時，復元時のそれぞれの特性を反映した弾性定数を用いて解析が行われている。この研究の成果は，アルミニウム合金製のフランジのJIS規格<sup>58)</sup>に反映されている。またこの研究については，その後，大山ら<sup>107)</sup>による修正案が提案されている。

沢ら<sup>45-47)</sup>は，円筒状の被締結体をねじ込みボルトで締結した時の接触面の圧力分布を三次元弾性論により厳密に解析するとともに，内力係数（ボルト軸力の増加分と外力の比）を解析する方法を提示し，実験結果との比較により解析モデルの妥当性を示している。またこのモデルを拡張してティーフランジ，円形フランジについて接触面応力分布，内力係数などの評価を行い，ボルト穴中心間距離の影響などを検討し，解析結果と実験結果の比較によりその妥当性を示している。さらにガスケットについても弾性三体接触モデルとして解析し，ファイラプレート，金属ガスケットについて，ガスケットとフランジの縦弾性係数比が接触面の圧力分布および内力係数に与える影響などについて明らかにしている。

沢ら<sup>50)</sup>は，軸対称三次元弾性論により金属平型を用いた平面座フランジ締結体について接触面の応力分布等を解析し，ボルト初期締付け時，内圧作用時の挙動を明らかにするとともに，ガスケットの厚さ，弾性係数の影響などを検討している。この解析結果について，超音波により接触面応力を測定し，実験結果と解析結果の比較による検証を行い，解析の妥当性を示している。また諸星ら<sup>48)</sup>により，この検討結果はさらに拡張され，ガスケットの内外径比の影響などについても検討されるとともに，ガスケットを含む締結体の圧縮ばね定数を簡便に計算する方法が提案されている。また最近では，沢ら<sup>30)</sup>はガスケットの圧縮復元特性の負荷履歴依存性についても線形近似による解析を行い，うず巻き形ガスケットを有する管フランジ締結体について厳密な解析を行っている。ガス

ケットの圧縮特性の負荷履歴依存性を考慮することにより、内圧作用時あるいは曲げなどの外荷重が作用した時のガスケット接触応力の変化が、より厳密に解析することが可能である。

ガスケットの非線形変形特性を取り入れた解析としては、Bouzidら<sup>108-110)</sup>による詳細な解析結果がある。この解析では、河村ら<sup>41-44)</sup>のモデルと同様にフランジ、ガスケットおよびボルトのモデル化を実施し、内圧作用時のガスケット接触面圧分布、接触幅が求められている。

沢<sup>45-50)</sup>、Bouzid<sup>108-110)</sup>らの研究により、復元力特性を考慮したガスケット接触応力の変化について詳細な評価が可能である。前述のように、ガスケット接触応力（あるいはガスケットの圧縮変形量）と漏えい量には相関関係があることから、ガスケット接触応力の推定が可能になると漏えい量を基準とした管フランジ締結体の設計が可能となる。沢<sup>45-50)</sup>、Bouzid<sup>108-110)</sup>らの一連の研究は、その後の漏えい量基準の設計規格の検討の根源をなす研究であり、解析による漏えい量の推定、漏えい量基準によるフランジ設計の進展に大きな影響を与えた研究である。

弾性論による管フランジ締結体の挙動の研究とともに、2000年ごろから有限要素法による非線形解析も活発に行われている。高木ら<sup>64)</sup>は、負荷、除荷時のガスケットの弾性係数をそれぞれ線形近似した有限要素解析を行い、ボルト軸力、ガスケット接触応力の評価をおこなっている。この解析により、ボルト締付け時の隣接するボルトの相互作用、締付けトルクとパス数（締付け回数）の影響などが解析的にも明らかにされ<sup>65)</sup>、その後のボルト締結手順の検討にも活用されている。また高木ら<sup>93)</sup>は、PTFEガスケットの応力緩和特性も加味した有限要素解析を実施し、室温においてもPTFEガスケットは極めて短時間でボルト軸力の低下（ガスケット接触応力の低下）を招くことを明らかにし、ガスケットのクリープ特性、粘弾性特性を加味した密封性能の評価がきわめて重要であることを指摘している。

正司ら<sup>66)</sup>は、ガスケットの圧縮時、復元時の挙動を線形近似し、ギャップ要素を用いて汎用コードによる軸対称有限要素解析を実施し、圧縮時、復元時の弾性係数がガスケット接触応力に及ぼす影響などを考察し、ガスケットの力学的な特性の考慮が重要であることを示している。永田ら<sup>67)</sup>は、管フランジ締結体について三次元有限要素解析を実施した。この研究は、内圧のみを考慮した解析では軸対称解析と三次元解析の結果に有意な差異が無いことを示したものであるが、三次元解析を行うことにより、ボルト軸力のばらつきなどを考慮した解析が可能となり、その後の三次元有限要素解析の研究にも影響を与えたものである。

沢ら<sup>30)</sup>は、ガスケットの圧縮復元特性について、非線形な挙動を多直線近似

し、有限要素解析を実施している。この研究では解析と実験の比較も行い、内圧作用時のボルト軸力変化から内力係数の妥当性を評価するとともに、密封性能を評価して米国PVRCの提案した設計方法<sup>4)</sup>ではボルト初期締付力が不足であることを示した。また有限要素解析結果から、ボルト軸力不足の原因として内圧作用時のフランジローテーションの影響であることを示している。さらに沢ら<sup>30,111)</sup>は、呼び径20インチの大口径の管フランジ締結体についても有限要素解析と実験による密封性能の評価を行い、呼び径が大きくなるとフランジローテーションの影響によりボルト軸力の低下、半径方向のガスケット接触応力分布が大きくなることを示し、密封性能に大きな影響を与えることを指摘している。一般に、実験で使用される管フランジ締結体は呼び径3インチ程度の小口径のものが多く、呼び径の大きなものは有限要素法による解析は行われても、実験による検証は少ない。その点で、沢ら<sup>30,111)</sup>の研究は、呼び径の大きな管フランジ締結体の有限要素解析で内圧作用時の挙動を明らかにするだけでなく、実験的な検証により有限要素解析の妥当性も検証しており、重要な研究成果である。

熱伝導解析との組み合わせにより、温度変動下での管フランジ締結体の挙動を有限要素法で解析する研究も行われている。福岡ら<sup>112)</sup>は、接触面の熱抵抗を有限要素解析に取り込み、非定常熱負荷を受けるボルト締結体の熱および力学的挙動を解析している。その結果、ボルト・ナットと被締結体の熱膨張係数がわずかに異なるだけでも温度変動によるボルト軸力が大きく変化する可能性があること、温度変動下ではステンレス鋼のように熱伝導率の小さな材料ではボルト軸力の変化が大きくなる可能性があることを示している。Nechacheら<sup>113)</sup>は、管フランジ締結体の三次元モデルを用いてPTFEガスケットを有する管フランジ締結体の10,000時間までの挙動を解析している。この研究は力学的な解析モデルと有限要素解析結果の比較を目的としたものであるが、有限要素解析によりボルト軸力変化に及ぼすガスケットのクリープの影響などが詳細に解析されている。福岡ら<sup>112)</sup>、およびNechacheら<sup>113)</sup>の研究では、温度変動下での管フランジ締結体の挙動、あるいは管フランジ締結体のボルト軸力変動に及ぼす時間依存因子の影響について解明されており、有限要素解析が管フランジ締結体の使用条件での挙動解明に有効に活用されている。

現在行われている有限要素法による管フランジ締結体の密封性能評価では、ガスケット要素が利用できるようになり、またコンピュータの性能も向上し、三次元非線形解析なども可能となっている。曲げモーメントなどの外力の影響や温度変動下での管フランジ締結体の挙動解析にも盛んに有限要素法が使用されているが、解析モデルあるいは解析に用いる材料データなどについて、研究者に依存する一面もある。今後の研究の進捗のためには、更なる議論、データの共有が行われることが望まれる。

## (2) ボルト締結およびその方法

ガスケット付き管フランジの締結では、ガスケットに所定の接触応力を与えることが重要である。ジョイントシートガスケット、渦巻き型ガスケットを使用する管フランジのボルト締結方法として、ASME PCC-1<sup>3)</sup>および JIS B 2251:2008<sup>2)</sup>がある。ASME PCC-1<sup>3)</sup>は、ボルトを手で仮締めした後、トルクレンチを用いて徐々にトルクを増やしてボルトを締付ける方法であり、対角線上に対向するボルトを順に締結する、いわゆる星型 (Star-like) のボルト締結方法である。トルクは、3段階に分けて目標トルクまで増加させるため、ボルト増締めまで含めると5段階のボルト締結プロセスが発生する。またボルト本数が多い大口径のフランジの場合には、ボルト締結プロセスがかなり複雑になる。これに対して、JIS B 2251<sup>2)</sup>では、締結手順が仮締め、目標トルクでボルトを締結する本締め(4~6周)、増し締めの3段階になり、また時計方向にボルトを締付するため作業も容易である。

辻ら<sup>14)</sup>は、ボルトにひずみゲージを装着し、ボルト締結の各手順でのボルト軸力を測定し、ASME PCC-1<sup>3)</sup>と JIS B 2251<sup>2)</sup>のそれぞれの締結方法を比較している。その結果、仮締め後すぐに本締めを行う JIS B 2251 では、ボルト締結過程の所期こそボルト軸力のばらつきは大きいものの、ボルト締結完了時の平均ボルト軸力は ASME PCC-1 によるボルト締結の結果とほぼ同等であり、ボルト軸力のばらつきにも優位な差異は認められなかった。一方、ASME PCC-1 と JIS B 2251 ではボルト締結作業に要する時間は異なり、JIS B 2251 のボルト締結手順のほうが作業管理も容易である。この結果、JIS B 2251 のような一方向ボルト締結手順が徐々に浸透し始めているようである。

ボルト締結手順に関する研究とともに、管フランジ締結体の密封性能に及ぼすボルト軸力のばらつきの影響に関する研究も活発である<sup>14, 111)</sup>。ガスケット付き管フランジ締結体においては、トルクを管理するトルク法によるボルト締結作業が一般的であるが、トルク法ではボルト初期締め力のばらつきが生じ、漏えい量が予想外に多くなることが経験的に知られている。米国 PVRC (Pressure Vessel Research Council : 圧力容器研究委員会) は、ボルト初期締め力のばらつきに対して締め付け効率<sup>68)</sup> (assembly efficiency)  $\eta$  を提案し、目標とするボルト初期締め力を達成するためのボルト締結方法を示している。この締め付け効率  $\eta$ <sup>68)</sup> とは、目標ボルト初期締め力になるような必要トルクでボルト・ナットを締付けても、隣接ボルト締結の影響を受け目標ボルト軸力に到達しないことを考慮したボルト軸力の補正係数であり、締め付け効率  $\eta$  の値は、ボルト軸力が目標総ボルト軸力に到達するように定められている。しかしながら、 $\eta$  にはボルト軸力のばらつきが漏えい量に及ぼす影響までは考慮されていない。

永田ら<sup>14)</sup>は従来の PVRC によるボルト軸力基準の締め付け効率に対して、漏えい量基準の締め付け効率  $\eta$  を提案している。この研究はすでに使用が禁止されている石綿ガスケットを使用した締結体に関してのみであり、最近使用されている非石綿ガスケットを用いた締結体の漏えい量基準の締め付け効率  $\eta$  に関する研究はなされていない。

さらに、管フランジ呼び径 (特に 8"以上の大口径管フランジ) が締結体の漏えい特性の及ぼす影響を調べる必要がある。大口径管フランジ締結体は締結ボ

ルト本数も多いため、小口径管フランジ締結体に比べて作業性が劣る。永田ら<sup>115)</sup>は、小口径管フランジ締結体と大口径管フランジ締結体におけるボルト締結時の軸力を詳細に測定し、評価している。JIS B 2251<sup>2)</sup>および ASME PCC1<sup>3)</sup>に準じて締結された管フランジでは、ボルト軸力に呼び径の差異は見られなかったが、密封性能には呼び径が大きく影響することを示している。これは、半径方向のガスケット接触応力分布が呼び径に依存するためと考察されている。この研究は、締付け効率  $\eta$  の規定にあたりボルト軸力分布のみの考慮では、所定の密封性能を得られないことを示唆している。このため、漏えい量を基準として締付け効率  $\eta$  の確立が必要である。

### (3) 内圧および外荷重作用下における締結体特性に関する研究

管フランジ締結体には、内圧作用時の密封性能の維持に加え、曲げモーメントなどの外荷重が作用した場合の密封性能の維持も要求される。曲げモーメント作用時のフランジの強度と密封性能については従来から多くの研究が行われており<sup>8, 116-125)</sup>、設計規格にも曲げモーメントの影響を考慮した考え方が採用されている。

海外では、米国 PVRC を中心に曲げモーメントを受ける管フランジ締結体の漏えい試験の結果が多数報告されている<sup>116-120)</sup>。また Koves ら<sup>121)</sup>は、等価内圧による曲げモーメントの評価法について検討し、ASME 設計規格との組み合わせによる設計は過度に保守的であることを示している。さらに Koves の検討結果は、Dekker ら<sup>122)</sup>により有限要素法を用いて検証されている。

一方国内でも曲げモーメントを受ける管フランジ締結体の特性に関する研究が盛んに行われている。沢ら<sup>123,124)</sup>、諸星ら<sup>125)</sup>は、曲げモーメントを受けるねじ締結体の特性について三次元弾性論による詳細な検討を実施している。このモデルでは、曲げモーメントを非軸対称荷重として扱い、ガスケットの材質、ボルト穴中心円径およびボルト本数がガスケット接触応力に及ぼす影響を明らかにするとともに、三次元光弾性実験を含む実験結果との比較によりモデルの妥当性を示している。

曲げモーメントを受ける管フランジ締結体の密封性能を評価する上では、内部流体の媒質についてもその影響を検討する必要がある。前述のように、管フランジ締結体では微小漏えいが生じているという考え方にに基づき、フランジ締結部の設計規格が構築されている<sup>4)</sup>。この考え方では、内部流体を気体とした試験結果に基づいているため、内部流体が液体である場合には過度に保守的な設計となる。松本ら<sup>69)</sup>は、内部流体として液体（水）を用いた管フランジ締結体の曲げモーメント下での密封性能評価試験を実施し、漏えいの発生とガスケット接触応力の関係を明らかにするとともに、等価内圧からガスケット接触応力

を推定する設計の妥当性を示している。

管フランジ締結体に対する曲げモーメントの影響は、主に地震荷重の影響の観点からも広く検討が行われている。池田<sup>126)</sup>は、兵庫県南部地震の LP ガス漏えい事故の事例を機に改正された「高圧ガス設備耐震設計基準」<sup>127)</sup>を引用し、地震により曲げモーメントおよび配管軸力を受ける管フランジ締結体の密封性能の評価について解説している。地震時には、地震慣性力および地盤変状により管フランジ締結体には曲げモーメントと配管軸力が作用する。「高圧ガス設備耐震設計基準」では、これらの外力により発生するガスケット面圧を内圧に加算した等価圧力と定義した簡易評価法を採用し、外力が作用した状態でも変形がないことあるいは気密性が維持されることを確認することとしている。また図 1.7 は内圧と曲げモーメントを受ける配管の曲げ試験の例を示すが、Ando ら<sup>18)</sup>は大口径の配管を用いた一連の試験により、簡易評価法による管フランジ締結体からの地震時の漏えい評価の妥当性を示すとともに、ボルト軸力を大きくすることの有効性を示している。

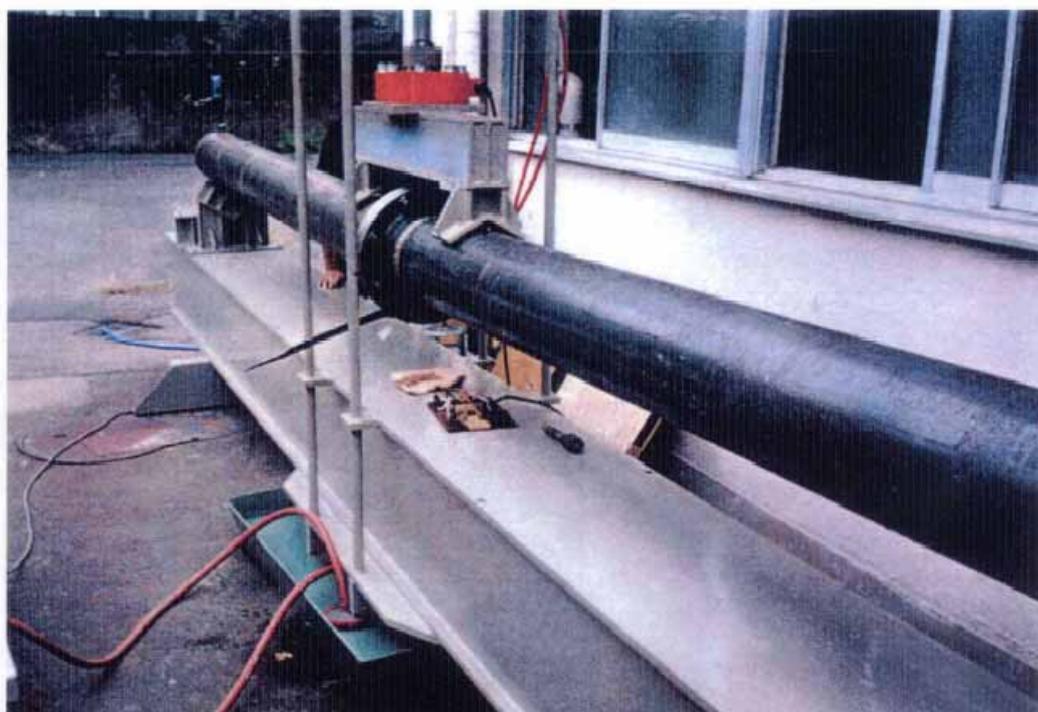


図 1.7 呼び径 200A の配管を用いた管フランジ締結体の曲げ試験の状況<sup>18)</sup>

外荷重としての曲げモーメントの影響と同様に、熱負荷に対する検討も広く行われている。これは、実際のプラントで使用されている管フランジ締結体が、高温あるいは温度変動下で使用されるためであり、近年では有限要素法を用いた研究が活発に行われている。前述のように、福岡ら<sup>112)</sup>は、温度変動下での管フランジ締結体の挙動を有限要素法により解析し、温度変動によるボルト軸力の変化などを明らかにしている。沢ら<sup>128-130)</sup>は、内圧および熱負荷が作用する管フランジ締結体の挙動と密封性能を三次元弾性論および有限要素法で解析するとともに実験により評価している。その結果、解析では温度上昇に伴い密封性能が向上すると予測されたが、実験では密封性能が低下する現象も観察されている。解析結果によれば、ガスケットはボルト、フランジよりも熱膨張係数が大きいいため温度上昇に伴いガスケット接触応力が増加する。このため、高温下では密封性能が向上することが期待できる。一方、実験結果ではガスケットの熱劣化に起因する重量減少が確認されており、温度条件によっては管フランジ締結体の密封性能が低下することも生じうる。

また管フランジ締結体の長期特性で述べたように、ガスケットの応力緩和、クリープなど温度および時間に依存する特性についても検討する必要がある。前述の有限要素法を用いた高木<sup>93)</sup>、Nechacheら<sup>113)</sup>らの研究では、実験的に得られたガスケットの応力緩和特性、クリープ特性のデータを用いて、ガスケット接触応力の時間変化を解析している。また Nassar<sup>131)</sup>らは、ガスケットの応力緩和挙動とフランジ、ボルトの相互作用をについて解析し、軟質のガスケットを使用した管フランジ締結体の締結力の低下（ガスケット接触応力の低下）が密封性能の低下を誘発することを定量的に評価している。

これまでの研究で構築されたモデルにより、熱負荷が生じる環境下でも構成材料であるフランジ、ボルトおよびガスケットの力学的な特性を把握することにより管フランジ締結体の密封性能を推定することが可能である。しかしながら、使用条件によってはガスケットの材質そのものが変化するため、力学的な因子のみならず、評価対象とする温度域でのガスケットの物理的な安定性、熱物性の変化も加味した密封性能の評価も必要である。

### 1. 3 管フランジ締結体の密封性能に関する従来の研究の問題点

#### と本研究の目的と意義

圧力容器と配管、あるいは配管同士の接続等に使用されるガスケット付き管フランジ締結体は、溶接同様にプラントで多用される接合方法であり、原子力・火力発電プラントでは発電用タービンを駆動させる高温高压の蒸気を密封する

機能が要求される。また原子力発電プラントでは、放射性物質の漏えい防止のために内部流体を密封する機能を担い、火力発電プラントでは可燃性の燃料を密封する機能を担っており、安全性の観点から非常に重要な接合部である。従って、ガスケット付き管フランジ締結体の漏えい防止技術の確立は極めて重要な技術である。

前節では、ガスケット付き管フランジ締結体の従来の研究を展望し、その成果を総括するとともに問題点を指摘した。その問題点をまとめると以下のようになる。

1. ガスケット付き管フランジ締結体の設計においては、ガスケット係数  $m$  と最小設計締付圧力  $y$ 、あるいは新ガスケット係数  $G_b$ 、 $a$ 、 $G_s$  が用いられるが、締結体の密封性能に対するこれらの係数の論理性、あるいは実験によるばらつきの問題が未解明である。さらに、多くの研究は石綿ガスケットを用いた研究であり、非石綿ガスケットを用いた管フランジ締結体の密封性能評価に関する知見が少ない。実務的には非石綿ガスケットを用いても従来の石綿ガスケットを用いた締結体の力学特性と同等ないしは向上するかが問題であり、力学特性の解明が必要である。
2. 非石綿ガスケットのフランジ応力などの評価のためには、ガスケットの復元力特性が必要になるが、非石綿ガスケットは従来の石綿ガスケットと組成が大きく異なるため、非石綿ガスケットの非線形的な圧縮時、復元時の挙動を近似した評価を行う必要がある。さらに非石綿ガスケットを用いた管フランジ締結体の密封性能は従来の石綿ガスケットのそれと比較評価すべきであり、密封性能が向上している確認が必要である。
3. 非石綿ガスケット付き管フランジ締結体のガスケット接触応力、フランジ応力、ボルト軸力変動および密封性能には呼び径の影響を受けるため、その影響を定量的に評価する必要がある。特に大口径管フランジ締結体は漏えいが生じやすいという事実に対して非石綿ガスケットを用いた締結体の力学特性がどうなるのか明確にする必要がある。
4. 必要なガスケット接触応力を得るためには、ボルト軸力のばらつきを考慮したボルト締め付け効率を設定してボルト締め付け作業を行う必要がある。また管フランジ締結体の漏えい特性には配管の呼び径の影響もあるので、ボルト軸力に加えて呼び径の影響も考慮し、必要な密封性能を得るための基準、すなわち漏えい量を基準とした締め付け効率の設定が必要である。
5. 実際のプラントで使用されるガスケット付き管フランジ締結体は、曲げモーメントや温度変動などの外荷重が作用する。外荷重が作用した状態での設計方法などは提案され、その妥当性は示されているものの、ガス

ケットの非線形特性を加味した詳細解析が行われていない。

6. 管フランジ締結体の力学特性を評価するためには、長期に及ぶ供用期間中の密封性能の維持、管理についても検討が必要であり、長期的な特性の評価に必要なガスケットの応力緩和特性、クリープ特性に関するデータが必要である。しかしながらこれらの時間依存型特性の取得には長時間を有するため非石綿ガスケットのデータが少ないことに加え、実プラントでの長期使用実績が乏しく、非石綿ガスケット付き管フランジ締結体の長期密封性能が検証されていない。

以上の問題点に対して、本研究では非石綿ガスケット付き管フランジ締結体の内圧および外荷重作用下での密封性能を含む力学特性を実験および有限要素解析で明らかにし、非石綿ガスケットを用いた管フランジ締結体の設計、運用方法について検討を行うことを本論文の目的とする。

このため本論文の構成と概要は以下に示すとおりである。

本章、**第1章「緒論」**では、ガスケット付き管フランジ締結体の密封性能評価の観点から、ガスケット特性の把握、締付け方法、外荷重の検討の必要性を述べるとともに、ガスケット付き管フランジ締結体の従来の研究を展望して解決すべき課題を明確にし、本研究の目的を述べる。

**第2章「ガスケット特性が管フランジ締結体の力学特性および密封性能に及ぼす影響」**では、内圧作用下でのガスケット付き管フランジ締結体の力学特性を弾性論、有限要素法で解析するとともに、密封性能に及ぼすガスケット特性の影響を示す。またその結果をもとに、非石綿ガスケットの密封性能を石綿ガスケットのそれと比較し、非石綿ガスケット付き管フランジ締結体の密封性能を評価する。

**第3章「管フランジ呼び径が内圧を受ける管フランジ締結体の力学特性および密封性能に及ぼす影響」**では、呼び径が異なる管フランジ締結体の有限要素応力解析を行い、締結体のガスケット接触応力分布、ハブ応力、ボルト軸力変動（内力係数）および漏えい量に及ぼす呼び径の影響を示すとともに、実験結果との比較により解析結果の妥当性を検証し、大口径管フランジ締結体の締結指針について提案する。

**第4章「ボルト初期締付け力が管フランジ締結体の密封性能に及ぼす影響」**では、管フランジのボルト初期締付け力のばらつきが密封性能に及ぼす影響について有限要素法を用いて定量的に示すとともに、呼び径の異なる管フランジに対する試験結果および有限要素法による解析結果から、漏えい量を基準とした締付け効率を提案する。

**第5章「曲げモーメントと内圧を受ける管フランジ締結体の応力解析と密封性能評価」**では、内圧に加え、外荷重として曲げモーメントが作用する場合の

管フランジの応力を解析し、ガスケット接触応力の変化をもとにした曲げモーメントが作用する管フランジの密封性能を設計するためのパラメータについて、その妥当性を検討する。

**第6章「高温での管フランジ締結体の密封性能評価」**では、実プラントで使用されるガスケット付き管フランジ締結体の密封性能について、高温下でのガスケットの特性変化の影響を加味した評価方法を示すとともに、長期供用期間中の密封性能の評価あるいは保守方策の検討方法について提案する。

**第7章「漏えい量基準の非石綿ガスケット付き管フランジ締結体設計の考え方」**では、内圧作用下での管フランジ締結体の力学モデルをもとに、非石綿ガスケットの材質特性、ボルト初期締付け力のばらつき、曲げモーメントの作用、供用期間中のガスケット特性の変化を考慮して所定の密封性能を達成、維持するための設計方策を提案する。

**第8章「結言」**では、本研究で得られた成果を要約するとともに、ガスケット付き管フランジ締結体からの想定外の漏えいを防止し、さらなる安全性の向上のために残された課題について言及する。

図1.8は本論文で取り上げるガスケット付き管フランジ締結体の設計、性能評価に関する研究課題と各章の検討内容、および管フランジ締結体の構造を示す。図1.8に示すように、本論文では、管フランジ締結体の構造に関する各部位ごとの問題について取り上げる。この研究により管フランジ締結体の密封性能に及ぼすガスケット特性、締付け方法、呼び径、外荷重、経年事象の影響が解明できれば、漏えい事故を防止することができ、更に合理的な設計・施工を行うことができ、プラント等における管フランジ締結体の安全性が確保されるなどの意義がある。

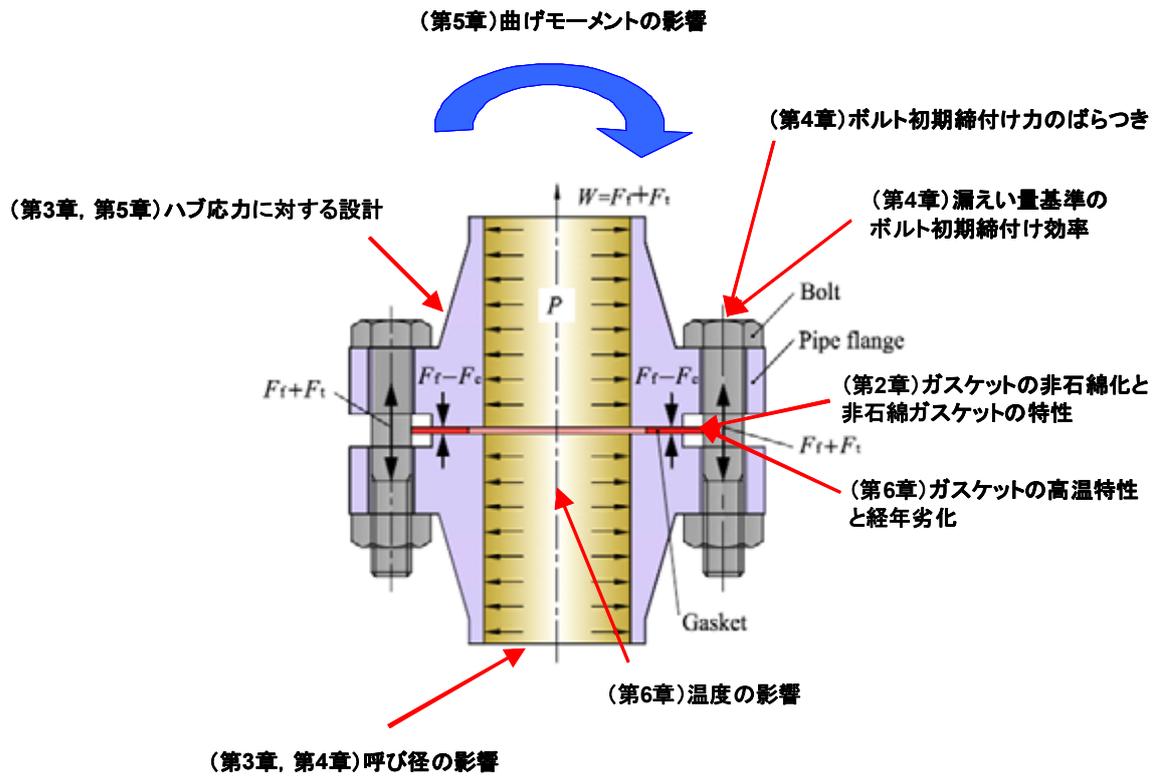


図 1.8 本論文で取り上げる研究課題と管フランジ締結体の構造

## 1. 4 結言

本章では、密封性能評価の観点から、実機で使用される条件を考慮したガスケット付き管フランジ締結体の力学特性評価の重要性を述べ、現状の問題点を明らかにし、検討すべき課題について述べた。主たる論点として、ガスケット付き管フランジ締結体の力学モデルについて、非石綿化による従来から使用されているガスケットとの材質の相違、ガスケットの非線形な力学特性の考慮などの観点から力学的な密封性能評価について展望するとともにこれまでの研究成果をまとめ、問題点を明確にした。またボルト初期締付け力の影響について、ボルト締付け方法のみならず管フランジの呼び径が影響する従来の研究成果を参考に、漏えい基準のボルト締付け効率の設定の必要性を明らかにした。さらに、実使用環境下でのガスケット付き管フランジ締結体の密封性能評価を含む力学特性把握の重要性として、外荷重の影響を評価する場合の設計上の課題について述べた。これらの検討より得られた問題点をもとに、本研究の目的と意義を明確にした。本研究の目的を以下に示す。

1. 非石綿ガスケットの非線形力学特性がガスケット付き管フランジ締結体の力学特性および密封性能に及ぼす影響について明らかにする（第2章）。
2. 呼び径が管フランジ締結体のガスケット接触応力分布、ハブ応力、ボルト軸力変動（内力係数）および漏えい量に及ぼす影響を明らかにする（第3章）。
3. ボルト初期締付け力のばらつきが内圧を受けるガスケット付き管フランジ締結体の密封性能に及ぼす影響について明らかにするとともに、管フランジの呼び径の影響も含め、漏えい量を基準としたボルト初期締付け効率を提案する（第4章）。
4. 内圧に加え、曲げモーメントが作用するガスケット付き管フランジ締結体の密封性能を評価する（第5章）。
5. 実使用環境を考慮して、高温下でのガスケットの時間依存型の力学挙動を評価し、ガスケット付き管フランジ締結体の長期密封性能の評価を行う（第6章）。
6. 曲げや温度変動などの外荷重が作用する条件下でのガスケット付き管フランジ締結体の密封性能評価法を考案し、実使用環境を考慮したガスケット付き管フランジ締結体の設計方法、保守方法について提案する（第7章）。

## 第2章 ガasket特性が管フランジ締結体の力学特性

### および密封性能に及ぼす影響

#### 2. 1 緒言

圧力設備の配管接続部に多用されるガasket付き管フランジ締結体には、従来より石綿系ガasketが使用されてきた。しかしながら、前章で述べたように、石綿の環境問題、特に人体への影響から、2008年11月の労働安全衛生施行令等改正以降、代替品として非石綿ガasketが使用されている。国内においても石綿ガasketは順次非石綿ガasketに置き換えられ現在に至っているが、非石綿ガasketへの置き換えが先行した欧米では、ふっ素樹脂系(PTFE)ガasketの吹き抜けなどによる漏えい事故が発生したことが報告されている<sup>18)</sup>。このような事故は、石綿ガasketの使用実績に基づき石綿ガasketを非石綿ガasketに置き換えた結果であり、石綿ガasketと非石綿ガasketの特性の差に対する理解、知見が欠如していたことに起因する。このため最近使用されるようになった非石綿ガasket付き管フランジ締結体の密封性能が従来使用されていた石綿ガasket付き管フランジ締結体のそれに対して良好なのか劣っているのかを調べる必要がある。

ガasket付き管フランジ締結体の密封性能はガasket接触応力に依存するため、管フランジ締結体に所定の密封性能を発現させるためには、使用するガasket接触応力と密封性能の関係をもとに、必要となるガasket接触応力が得られるようにボルト初期締付け力を与える必要がある。必要なガasket接触応力を得るための目安としてガasket係数  $m$ 、最小設計締付け圧力  $y$  などがある。これらの値をもとに前章で示した式(1.1)、式(1.2)を用いて必要なボルト荷重を求めることにより、所定の密封性能を得ることが可能である。またガasket単体の密封性能を精度よく評価する試験方法として、JIS B2490 (管フランジガasketの基本密封特性試験方法)<sup>88)</sup>がある。この試験ではガasketの変形量(接触応力)と密封性能の関係を精度よく評価することが可能であり、結果をもとに必要な密封性能を得るためのボルト軸力を推定することも可能である。しかしながらこれらの方法はボルト軸力のばらつき、曲げなどの外荷重の影響は考慮されておらず、これらの外荷重の作用する条件下、およびボルト初期締付け時のボルト軸力のばらつき条件下での管フランジ締結体の密封性能、ガasket接触応力分布などを詳細に評価するためにはJIS B2490に基づくガasketの接触応力と密封性能の関係に加え、ガasketの圧縮曲線と復元曲

線を用いた弾性論あるいは有限要素法解析による評価が必要である。

本章は、従来の石綿ガスケット付き管フランジ締結体と非石綿ガスケット付き管フランジ締結体の特性を比較検討し、石綿ガスケットと非石綿ガスケットが内圧作用時の管フランジ締結体の密封性能および力学特性に及ぼす差異を明らかにすることを目的とする。ここでは、非石綿ガスケットの中でも常温、低圧域で多用されている非石綿ジョイントシートガスケットに着目し、非石綿ジョイントシートガスケットを用いた管フランジ締結体の密封性能と石綿ジョイントシートガスケットのそれと比較検討する。比較検討においては、密封性能評価に必要なガスケット接触応力分布に加え、管フランジ締結体の強度設計上で重要な因子である管フランジのハブ応力およびボルト軸力変動（内力係数）を、非石綿ガスケットの応力 - 変形線図を直線近似した軸対称三次元弾性論により解析する。また有限要素法（FEM）解析も行い、ハブ応力について弾性論による解析と有限要素法（FEM）解析の結果を比較する。さらに管フランジ締結体からの漏えい量を、解析で得られたガスケット接触応力分布とガスケットの基本漏えい量特性<sup>88)</sup>を用いて推定する方法を提案し、弾性論および有限要素法（FEM）による解析結果から石綿および非石綿ガスケットを用いた締結体の密封性能評価を行う。

## 2. 2 実験方法および応力解析方法

### 2. 2. 1 ガスケットの力学特性評価と管フランジの基本漏えい量

非石綿ガスケットの力学的特性と基本漏えい量を評価するために、国内で市販されている多数の非石綿ジョイントシートガスケット（Compressed sheet gasket, 以下CSG とする）の中から代表的な一つの製品を選んで試験に供した。使用したガスケットの寸法は、内径 88.9mm, 外径 149.4mm, 厚さ 1.5mm である。ガスケットの基本特性である応力 - 変位線図, 基本漏えい量は JIS B2490 の基本密封特性試験<sup>88)</sup> に準じて実施した。図 2.1 は試験方法を示す。JIS B2490 によるガスケットの密封特性試験では、プラテンを用いてガスケットに荷重を負荷し、ガスケットの変形量はクリップゲージにより測定する。また内部媒体としてヘリウムガスを用い、漏えい量  $L$  は石けん膜流量計を用いて測定する。

基本漏えい量  $L_s$  は、基本密封特性試験で測定された漏えい量  $L$  を次式により換算することによって評価される。

$$L_s = L/k \quad \text{-----} \quad (2.1)$$

ここで、 $k$ はガスケットの形状係数であり、次式で表される。

$$k = \frac{1}{\left(\frac{d_o}{d_i} - 1\right)} \quad \text{-----} \quad (2.2)$$

$d_o$ : ガスケットの外径

$d_i$ : ガスケットの内径

試験で得られた漏えい量 $L$ を基本漏えい量 $L_s$ に換算することにより、ガスケットの寸法の影響を排除したガスケットの漏えい特性に関する評価が可能であり、ガスケットの変形量と基本漏えい量 $L_s$ の関係から、異なる寸法のガスケットに対する漏えい量を予測することが可能である。また JIS B2490 の基本密封特性試験により得られたガスケットの変形特性および基本漏えい量特性の関係が得られれば、軸対称三次元弾性論および有限要素法により得られた管フランジ締結体のガスケット接触応力から管フランジ締結体の漏えい量評価の評価も可能になる。

ジョイントシートガスケット (CSG) を用いた管フランジ締結体の密封性能評価は、基本密封特性試験と同様にヘリウムガスを用いた漏えい量測定試験により実施する。図 2.2 は管フランジ締結体の密封試験の模式図を示す。試験に用いた管フランジの材質はステンレス鋼、SUS304 であり、呼び径、呼び圧力はそれぞれ ASME 規格の 3 インチ、クラス 600 である。締結用のボルトの材質は SUS304、呼び径は M20、ボルト本数  $N$  は 8 本である。各ボルトには予め軸部にひずみゲージを 2 枚貼り付け、その出力より初期締付け時には所定のボルト軸力になるように管理するとともに、内圧作用時のボルト軸力の変化を測定する。

管フランジ締結体の漏えい量測定試験において、管フランジ締結体に作用する内圧はひずみゲージ式圧力変換器により測定する。漏えい量は実験開始時からの内圧の変化量 (内圧の差) より締結体の内部容積 ( $0.585\text{m}^3$ ) から単位時間当たりの質量漏えい量を換算 [(内圧)  $\times$  (容積) / (測定時間)] して算出する。試験はすべて常温で実施し、ボルト軸力と内圧は動ひずみ計を介してレコーダーに記録する<sup>30)</sup>。

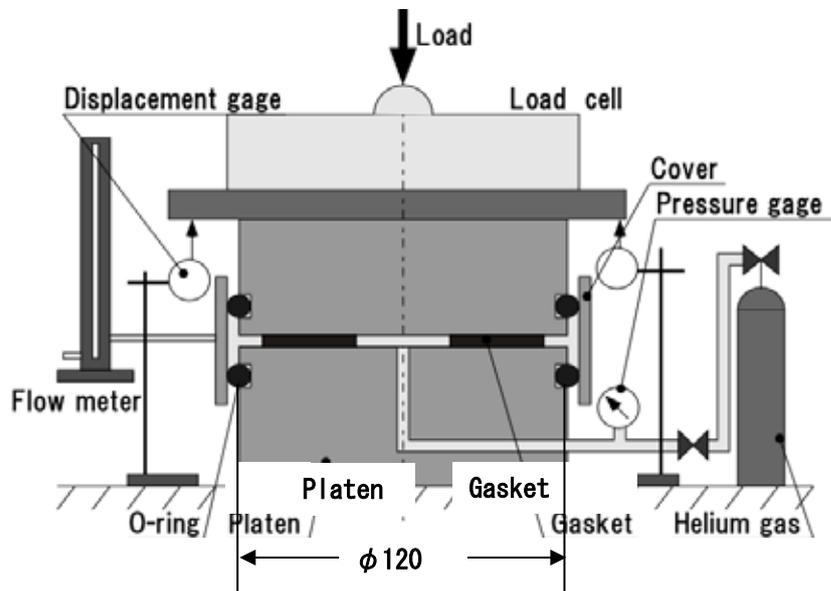


図 2.1 JIS B2490 基本密封特性試験の模式図

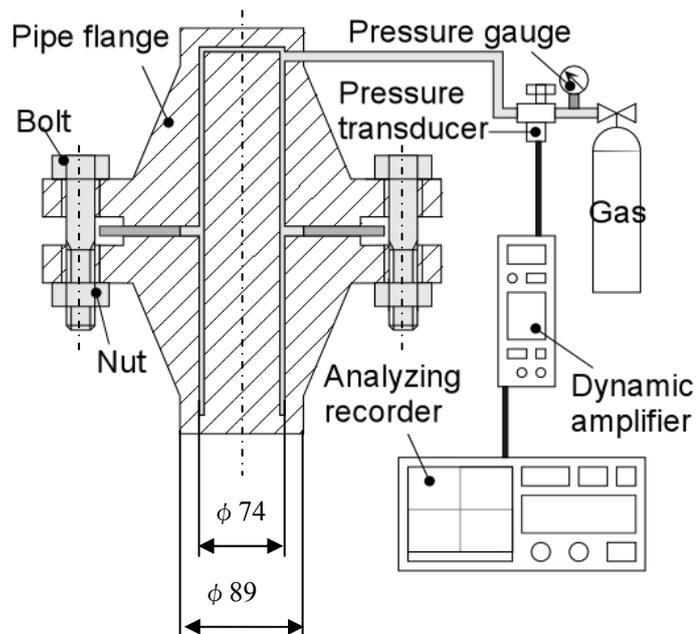


図 2.2 管フランジ締結体の密封試験の概略図  
(3" 管フランジの場合)

## 2. 2. 2 管フランジ締結体の応力解析

石綿 CSG (ジョイントシートガスケット) および非石綿 CSG (ジョイントシートガスケット) を用いた管フランジ締結体の密封性能, ガスケット接触応力分布を比較するために軸対称三次元弾性論および三次元有限要素法 (FEM) による応力解析を行う。弾性論による解析は沢らの研究に準拠する<sup>30)</sup>。図 2.3 は内圧を受ける管フランジ締結体の力関係を示し, ボルト初期締付け力  $F_f$  で均一に締付けられ, 内圧  $P$  が作用した状態を表す。このとき, 内圧により管端面には軸方向引張り力  $W$  が作用し, ボルト軸力は  $F_t$  だけ増加し, ボルトには軸力  $F_t + F_f$  が発生する。また内圧により発生する軸方向引張り力により, ガスケットに作用する締結力は  $F_c$  だけ減少し,  $F_t - F_c$  となる。図 2.4 は図 2.3 に示されるガスケット付き管フランジ締結体の軸対称三次元弾性論に基づく解析モデルである。軸対称三次元弾性論による解析モデルでは, ガスケット付き管フランジ締結体をハブ部 [I], 管フランジ部 [II] およびガスケット [III] の三つの有限中空円筒に置き換える<sup>30)</sup>。図 2.4(a) は初期締付け時の解析モデルを示しており, 初期締付け力  $F_f \times N$  ( $N$ : ボルト本数) が一様分布応力  $P_1$  としてボルト接触面に円環状に作用する。図 2.4(b) は内圧作用時の解析モデルを示す。内圧作用時においては, 内圧作用面には内圧  $P$  を作用させ, ハブ部上端部には圧力推力分  $W = \pi a_2^2 P$  を一様応力  $P_2$  として作用させる。ここで,  $a_2$  はパイプの内半径を示している。内圧作用時のガスケット接触応力分布は, 図 2.4(a) および図 2.4(b) に示す初期締付け時および内圧作用時の解析モデルから得られる結果を重ね合わせることで求められる。すなわち初期締付け時には, 初期締付け力に相応する荷重をガスケットに負荷し, 基本密封特性試験により求めたガスケットの負荷曲線を用いてガスケット接触応力を解析する。内圧作用時にはガスケット接触応力が減少するため, ガスケットの負荷曲線において初期締付け時のガスケット接触応力の点よりガスケットの除荷曲線に沿って内圧  $P$  が作用した状態に対応するガスケット接触応力を解析する。また有限中空円筒 [II] と [III] の接触面は完全すべり状態と仮定する。

ガスケット付き管フランジ締結体の漏えい量はガスケット接触応力分布より推定する。このとき, ガスケット接触応力は均一ではないため, ガスケットを周方向に分割し, 各部分の平均ガスケット接触応力から基本密封特性試験結果<sup>88)</sup>より得られるガスケット接触応力と漏えい量の関係を用いて各部分の漏えい量を推定する。さらに各部分の漏えい量の総和より管フランジ締結体の漏えい量を推定する。なお, ガスケット特性を評価する JIS B 2490<sup>88)</sup> ではガスケットのひずみでなくガスケットの厚み方向の変形を用いて評価するため, 本解析でもガスケットの変形量を用いて解析を行う。しかし, 軸対称三次元弾性解析の計算ではガスケットの縦弾性係数が必要であるため, 実験により得られるガスケットの変形量を厚みで除してひずみを算出し, ガスケット接触応力とひずみの関係を求めて解析に使用する。また締結体のボルト初期締付け時の解析では, ガスケットの応力-変位線図の負荷過程の曲線を用いて目標

締付け応力および目標締付け応力の間値の各点でのこの曲線の接線の傾きを用いて縦弾性係数の値とする。一方、内圧作用時は除荷曲線を直線近似とし、この傾きの値を用いて除荷時ガスケットの縦弾性係数とする。

内圧が作用したときのボルト軸力の増減分  $F_t$  と内圧  $P$  との関係、すなわちボルト 1 本当たりの内力係数  $\phi_g$  は内圧  $P$  による軸方向荷重  $W' = W + \pi(a_3^2 - a_2^2)P$  を用いて、次式で与えられる<sup>29-33)</sup>。

$$\phi_g = \frac{F_t}{W'/N} = \frac{K_t}{K_t + K_{cg}} \frac{K'_{cg}}{K_{pt}} \quad (2.3)$$

ここで  $N$  はボルト本数、 $K_{cg}$ <sup>31,32)</sup> は 1 本のボルト穴まわりの圧縮ばね定数、 $K_t$ <sup>31, 32)</sup> はボルト・ナット系のばね定数、 $K'_{cg}$  は図 2.4(a) の場合の解析より得られる変形を用いた圧縮ばね定数、 $K_{pt}$  は図 2.4(b) の場合の解析より得られる座面変形を用いた管フランジの引張りばね定数を表す。

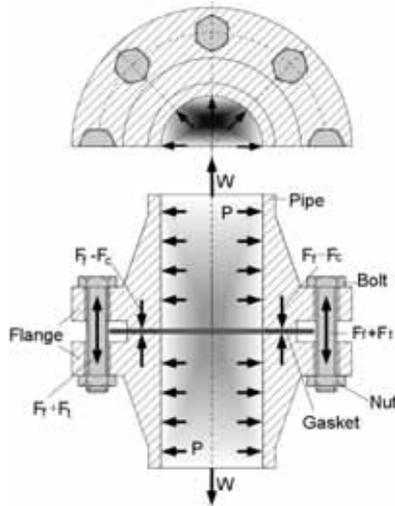
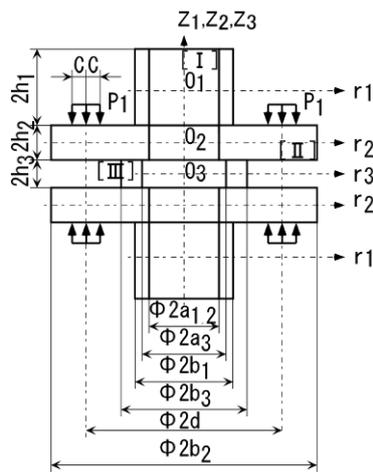
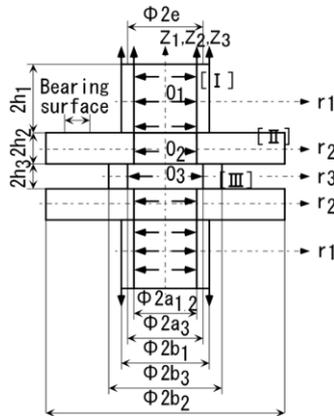


図 2.3 内圧が作用する管フランジ締結体の力関係



(a) 初期締付け状態



(b) 内圧が作用した状態

図 2.4 軸対称三次元弾性論における管フランジ締結体の解析モデル

### 2. 2. 3 管フランジ締結体の三次元有限要素法 (FEM) 解析

図 2.5 は有限要素法 (FEM) 解析のメッシュの一例を示す。解析では締結体の対称性を考慮し、締結体の 8 分の 1 部分 (ボルト本数  $N=8$ ) とする。フランジ、ボルト・ナットの縦弾性係数およびポアソン比は、それぞれ 193GPa, 0.3 とし、ガスケットの厚さ  $2h_3$  は、1.5 mm とする。本解析では八節点六面体要素を用い、要素数および節点数はそれぞれ 40734, 46413 である。有限要素コードは ANSYS を用い、フランジとボルトの接触面には接触条件を用い、摩擦係数は 0.2 とする<sup>132)</sup>。

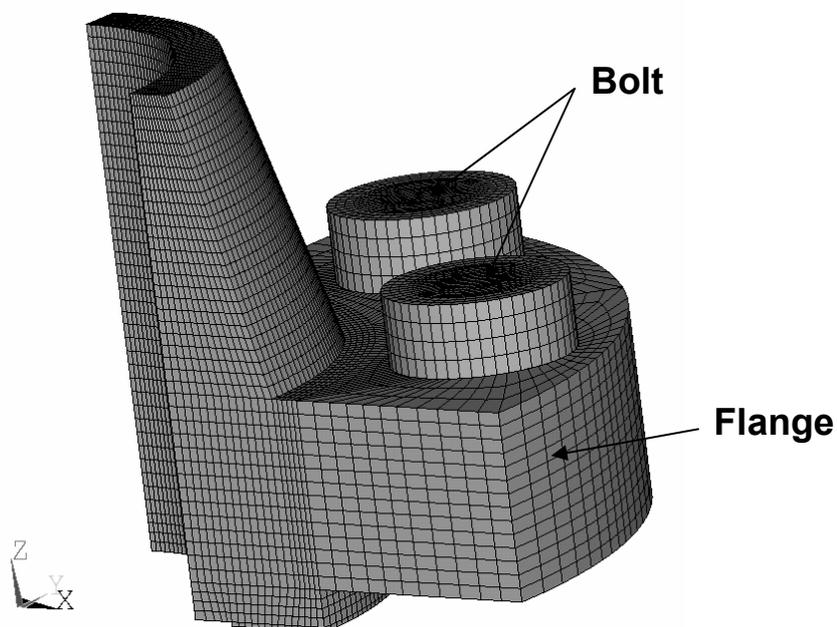


図 2.5 三次元有限要素法 (FEM) 解析モデル

## 2. 3 実験結果

### 2. 3. 1 ガスケットの力学的特性（応力-変形の関係）

図 2.6 は JIS B2490<sup>88)</sup> に準じて測定した CSG 単体の応力-変位の関係を示す。なお石綿 CSG を入手して試験を実施することが出来ないため、図 2.6 の石綿 CSG については小林らの結果<sup>35)</sup>を参照する。図 2.6 より石綿 CSG と非石綿 CSG では、非石綿 CSG の方が同じ変形量に対してガスケット接触応力が大きく、非石綿 CSG のほうが若干剛い。すなわち縦弾性係数は、わずかではあるが非石綿 CSG のほうが大きい。なお石綿 CSG で従来から知られているガスケット特性の非線形性、ヒステリシス特性は、非石綿 CSG においても明確に表れており、負荷時と除荷時では応力-変位線図の傾きが大きく異なる。

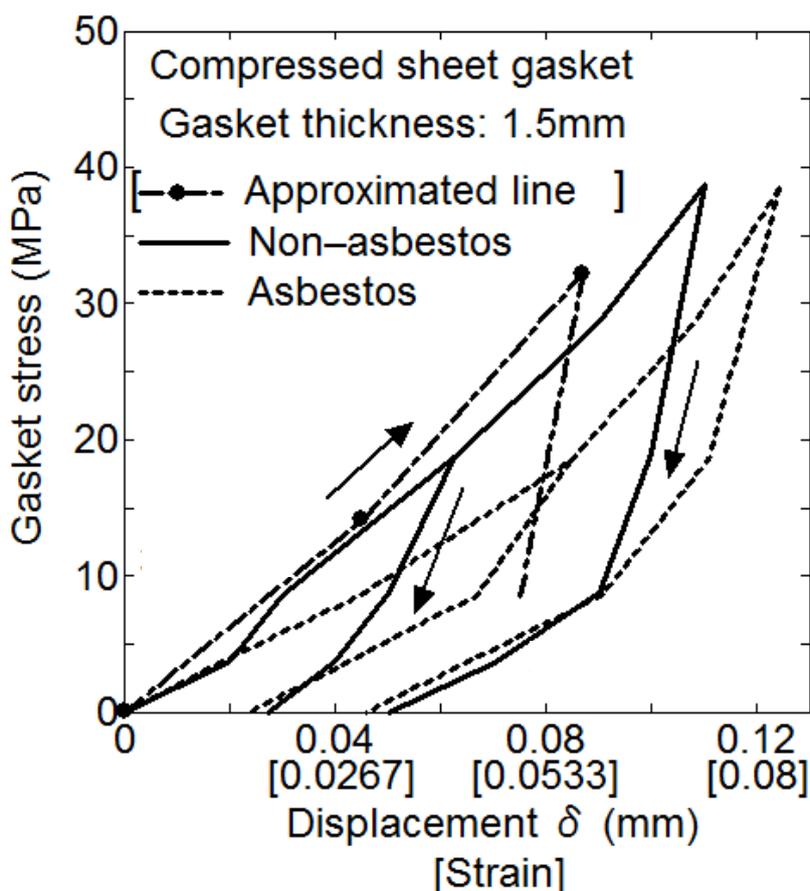


図 2.6 CSG（ジョイントシートガスケット）単体の応力-変位線図  
（JIS B2490 に準拠して測定）

### 2. 3. 2 CSG (ジョイントシートガスケット) の基本漏えい量

図 2.7 は、JIS B2490<sup>88)</sup>で得られた CSG のガスケットの厚み方向の変形量  $\delta$  とガスケット単体の基本漏えい量  $L_s$  の関係を示す。図中の式は、基本漏えい量  $L_s$  を変形量  $\delta$  の関係を示す。図 2.7 より非石綿 CSG は石綿 CSG に比べて、同じ変形量  $\delta$  の場合には漏えい量  $L_s$  が小さく、密封性能が優れている。これは、図 2.6 に示すように非石綿 CSG は石綿 CSG に比べて若干ではあるが負荷時の縦弾性係数が大きく、同一変形量におけるガスケット接触応力が大きくなるためである。また図 2.6、図 2.7 からガスケット接触応力が同一になる変形量で比較した場合には、漏えい量  $L_s$  はほぼ同一であり、ガスケット接触応力が同じ場合には石綿 CSG と非石綿 CSG の密封性能に差異は認められない。

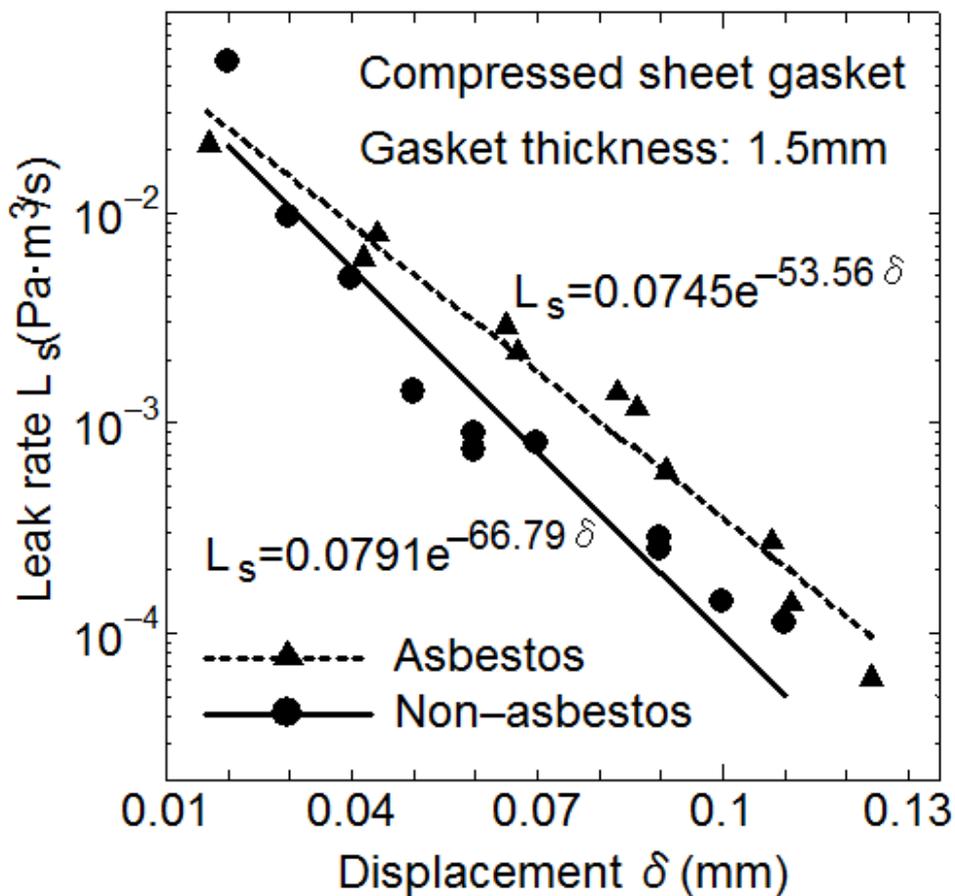


図 2.7 CSG (ジョイントシートガスケット) の基本漏えい量とガスケット変形量の関係

## 2. 4 応力解析結果および考察

### 2. 4. 1 ガスケット接触応力分布

図 2.6 に示すガスケットの変形特性を用いて、軸対称三次元弾性論により実験に用いた CSG 付き管フランジ締結体のボルト初期締付け時および内圧作用時の半径方向ガスケット接触応力分布を計算する。

図 2.8 はガスケットの縦弾性係数を 2 直線近似したときの石綿 CSG (Asbestos) および非石綿 CSG (Non-asbestos)付き管フランジ締結体のボルト初期締付け時および内圧作用時の半径方向のガスケット接触応力分布である。縦軸はガスケット接触応力  $\sigma_z$  を示し、横軸は管フランジ締結体の中心からの距離  $r=44.45\text{mm}$  (ガスケット内半径) 付近から  $r=63.5\text{mm}$  (管フランジ座の外半径) 付近を示す。初期平均ガスケット接触応力  $\sigma_{zm}$  を  $\sigma_{zm}=30\text{MPa}$  とし、内圧を  $P=3\text{MPa}$  とした。内圧の作用によりガスケット接触応力は減少するが、初期締付け時において、内圧作用時の石綿 CSG 付き管フランジ締結体と非石綿 CSG 付き管フランジ締結体のガスケット接触応力分布にほとんど差異は認められない。これは石綿 CSG と非石綿 CSG の圧縮曲線、復元曲線がほとんど同等であるためである。

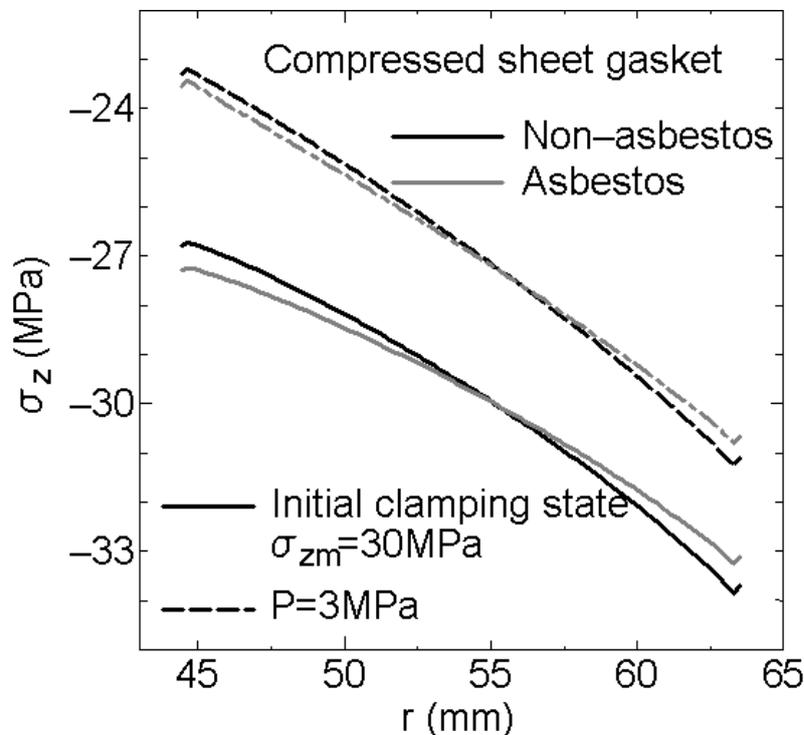


図 2.8 CSG (ジョイントシートガスケット) 付き管フランジ締結体の半径方向のガスケット接触応力分布

## 2. 4. 2 漏えい量推定

図2.9はCSGを用いた管フランジ締結体の漏えい量推定結果および漏えい量測定実験の実験結果を示す。縦軸は漏えい量  $L$  ( $\text{Pa} \cdot \text{m}^3/\text{s}$ ) を示し、横軸にボルト初期締付け時の平均ガスケット接触応力  $\sigma_{zm}$  を示す。ここで漏えい量の推定は、弾性論により求めたガスケット接触応力分布と JIS B 2490<sup>88)</sup>より得られたガスケット単体のガスケット接触応力と漏えい量の関係より行う。

図2.9は作用内圧が3MPaの場合での結果であり、石綿CSG、非石綿CSG共にボルト初期締付け時の平均ガスケット接触応力が大きくなれば、漏えい量が減少する。非石綿CSGを用いた締結体の漏えいに関する実験値と推定値はかなりよく一致しており、弾性論により高精度に漏えい量の推定が可能であることを示している。

本研究は常温の試験に限定されるが、同じガスケット接触応力の条件では、非石綿CSGを用いた締結体は従来使用されていた石綿CSGを用いた締結体と同等な密封性能を有する。従って、常温での使用の場合、トルク管理などボルト軸力が管理され所定のガスケット接触応力が与えられている場合には、非石綿CSG付き管フランジの密封性能は、石綿CSG付き管フランジ締結体と同等であることが期待できる。

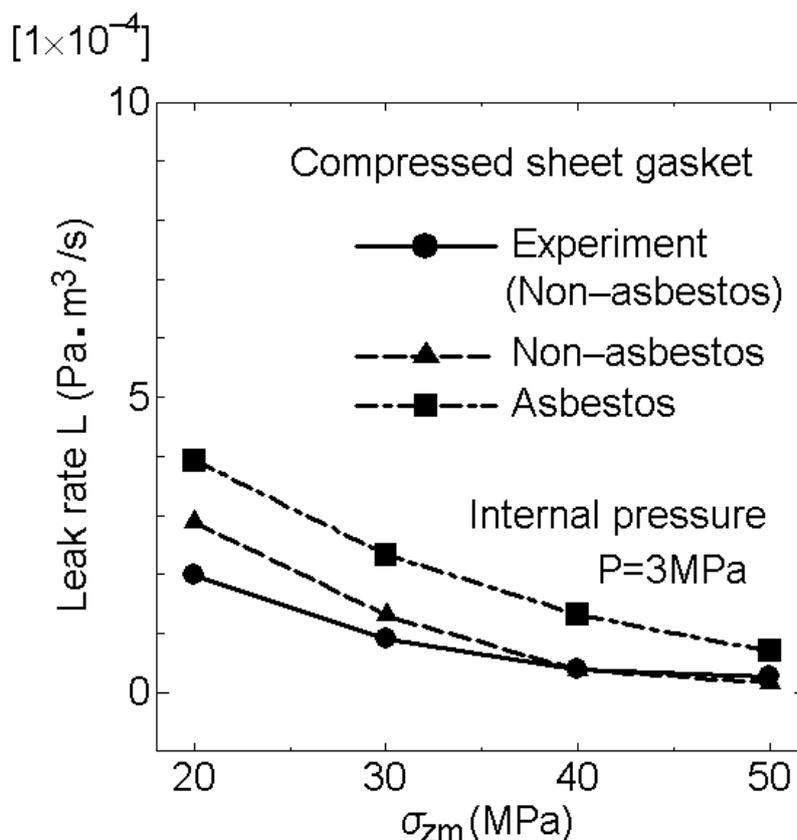


図 2.9 管フランジ締結体の漏えい量推定結果および漏えい量測定実験結果

### 2. 4. 3 管フランジハブ応力

管フランジの強度評価において必要とされる管フランジハブ部の応力状態について、弾性論および FEM で計算を行うとともに実験結果との比較を行う。実験では、二つのボルト間の中間位置のハブ部にひずみゲージを貼り付け、初期締付け時、内圧作用時 ( $P=3\text{MPa}$ ) のハブ部の軸方向応力を測定する。測定されたハブ部の軸方向応力は、初期締付け時で  $53.5\text{MPa}$ 、内圧作用時  $54.8\text{MPa}$  であった。一方、弾性論による計算結果ではハブ部の軸方向応力は初期締付け時  $53.3\text{MPa}$ 、内圧作用時  $57.1\text{MPa}$ 、FEM ではそれぞれ  $53.9\text{MPa}$ 、 $57.1\text{MPa}$  であり、実験による測定結果とかなり一致している。弾性論ではハブ部を有限円筒にモデル化し、また FEM ではボルトを単純円筒にモデル化するなど簡略化を行っているが、実験結果との比較より、これらのモデルでもハブ部の応力を高精度に評価することが可能であることが示されている。

図 2.10 は、FEM により得られた石綿および非石綿 CSG を用いた管フランジハブ部のミーゼスの相当応力、 $\sigma_m$ 、の周方向分布を示す。図 2.10 はボルト初期締付け時の平均ガスケット接触応力  $\sigma_{zm}=30\text{MPa}$ 、作用内圧  $P=3\text{MPa}$  の解析結果であり、 $\theta=0^\circ$  はボルト間の中間位置でのハブ部、 $\theta=22.5^\circ$  はボルト位置のハブ部である。ボルト初期締付け時および内圧作用時で、石綿 CSG および非石綿 CSG が管フランジハブ部応力に及ぼす影響の差異はほとんど認められない。図 2.6 に示すように、石綿 CSG と非石綿 CSG の変形特性の差異は小さいため、同じガスケット接触応力を与えたときにハブ部応力にほとんど差は生じず、ガスケットの非石綿化によるフランジ強度への影響は極めて小さいことが示されている。

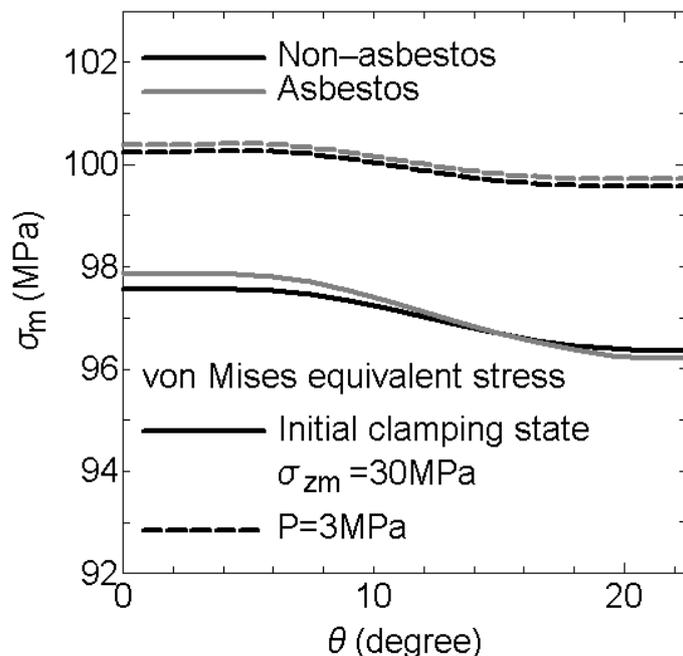


図 2.10 管フランジハブ部のミーゼス相当応力

## 2. 4. 4 内力係数

図 2.11 は、ボルト初期締付け時の平均ガスケット接触応力  $\sigma_{zm}=30\text{MPa}$  で締結されたガスケット付き管フランジ締結体に内圧が作用した時のボルト軸力の変化および内力係数の値を示す。横軸には内圧、縦軸にはボルト軸力  $F_f+F_t$  を示す。弾性論による解析結果と漏えい量測定実験における測定結果はかなりよく一致しており、内圧に伴うボルト軸力の変化は小さい。内力係数の値を図 2.11 に示すが、石綿 CSG の場合の内力係数は 0.128、非石綿 CSG の場合のそれは 0.130 で、内力係数の値の差異は小さい。これは、図 2.6 に示すように両ガスケットの復元特性の差異が小さいため、石綿ガスケット、非石綿ガスケットで負荷時、除荷時のガスケットの変形挙動はの差異は小さく、内圧作用時のボルト軸力変動もほぼ同等であったことに起因すると推測される。

本章の検討範囲は中低圧 (0MPa~3MPa) の作用内圧に限られるが、非石綿 CSG を用いた場合でもボルト軸力増分(内力係数の値)は小さく、石綿 CSG と同様にボルト初期締付け力をより大きく設定することが可能である。

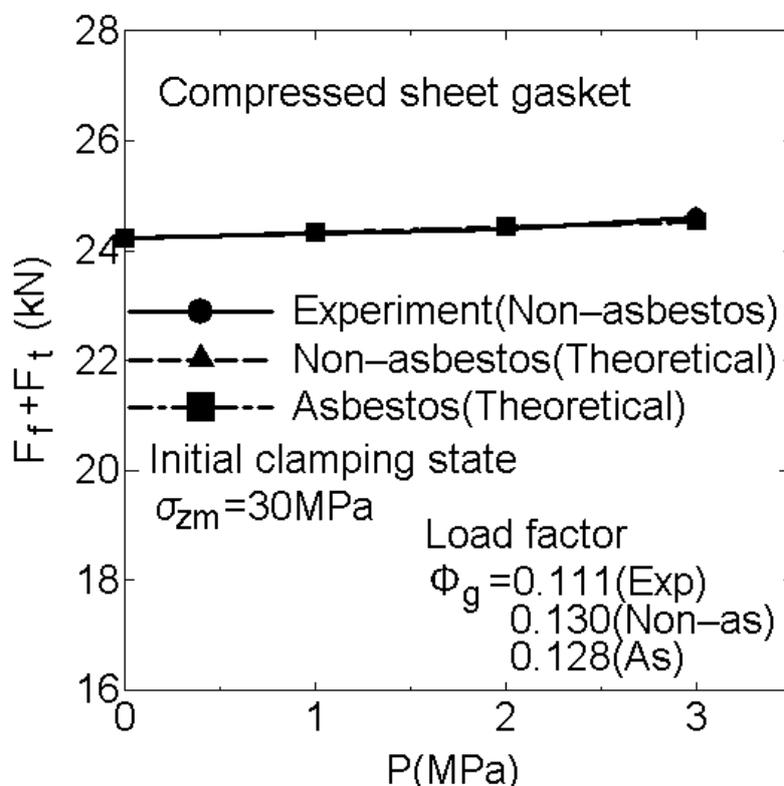


図 2.11 石綿および非石綿 CSG (ジョイントシートガスケット) を用いた管フランジ締結体の内圧作用時のボルト軸力変化と内力係数の値の比較

## 2. 5 結言

内圧を受ける石綿 CSG（ジョイントシートガスケット）および非石綿 CSG（ジョイントシートガスケット）を用いた管フランジ締結体に関して、軸対称三次元弾性論および三次元有限要素法解析を用いてガスケット接触応力分布、ハブ応力およびボルト軸力変動を解析した。得られた結果を以下に示す。

1. CSG（ジョイントシートガスケット）単体での変形特性および密封性能は石綿 CSG と非石綿 CSG の間で差異が小さい。
2. 軸対称三次元弾性論を用いて、ボルト初期締付け時および内圧作用時のガスケット接触応力分布を明らかにした。同じボルト初期締付け力で締結された場合には内圧作用時でも石綿 CSG、非石綿 CSG でガスケット接触応力の差異は極めて小さいことが分かった。
3. 軸対称三次元弾性論および FEM より、管フランジ締結体のハブ応力を明らかにした。その結果、石綿 CSG と非石綿 CSG を用いた管フランジ締結体のハブ応力の大きさは同等であり、また実験結果ともかなりよく一致した。
4. 軸対称三次元弾性論を用いて、管フランジ締結体のボルト内力係数を求めた。実験結果と比較し計算結果の妥当性を示すとともに、石綿 CSG と非石綿 CSG を用いた管フランジ締結体の内力係数の差異は小さいことを示した。
5. 漏えい量測定結果、管フランジ締結体の応力解析結果などから、CSG の非石綿化に伴う管フランジ密封性能およびボルト軸力への影響は小さく、同じガスケット接触応力が与えられている場合には、非石綿ガスケット付き管フランジ締結体の密封性能は、石綿ガスケット付き管フランジ締結体のそれと同等以上であることが明らかにされた。

今後残された課題は、非石綿 CSG の寿命問題、すなわち漏えい事故が発生する前にいつの時点で非石綿 CSG を交換するかである。

## 第3章 管フランジ呼び径が内圧を受ける管フランジ締結体の力学特性および密封性能に及ぼす影響

### 3. 1 緒言

ガスケット付き管フランジ締結体の設計においては、内圧および外荷重の作用下での管フランジ締結体のガスケット接触応力分布、ハブ応力およびボルト軸力変動などの力学特性および密封特性を把握することが重要である。前章では、ガスケットの変形特性の測定結果をもとに、ガスケット付き管フランジ締結体の密封性能の評価を行った。その結果、ガスケットの変形特性、および基本密封性能試験結果からガスケット付き管フランジ締結体の密封性能の推定が可能であること、すなわち所定の密封性能を得るための設計に資する手法を示した。

一方、実際には比較的大きな呼び径の管フランジ締結体（大口径管フランジ締結体：呼び径が 8 インチ以上）が多用されているにも関わらず、実験の難しさなどから、管フランジ締結体の密封性能、および力学特性に関する従来の研究は、比較的小さな呼び径（呼び径が 8 インチ以下で 2 インチ、3 インチなど）の管フランジ締結体に関するものが中心である<sup>14, 64, 67, 85, 109, 111, 115, 124, 125</sup>。また大口径管フランジ締結体は、小口径管フランジ締結体（呼び径が 8 インチ以下）と比較して、しばしば漏えい事故も発生しているようである。このため微小漏えい量も考慮したボルト初期締付け力の決定において、小口径管フランジ締結体の研究結果を大口径管フランジ締結体への適用するにあたっては寸法効果および形状効果などを検討する必要がある。

このような課題に加え、2005 年に国内で大々的に問題視された従来使用されてきた石綿系ガスケットは、石綿の健康に及ぼす害から現在では本格的な石綿規制に至っている<sup>17</sup>。ところが、石綿ガスケットの密封性能に比べて非石綿ガスケットのそれは不明な点が多く、欧米でも使用の当初は事故が発生したとされている<sup>4</sup>。このため非石綿ガスケットを用いた管フランジ締結体としての密封性能を明らかにすることは漏えい事故防止の観点から重要であるが、非石綿ガスケット付き管フランジ締結体に関してはほとんど研究がされていない。従来使用されていた石綿系ガスケットに関する研究結果のまま、現在の非石綿ガスケット付き管フランジ締結体の密封設計が行われているのが現状である。米国の PVRC 委員会（Pressure Vessel Research Council）によって非石綿ガスケットおよび微小漏えい量を考慮したボルト初期締付け力の決定法<sup>83-86</sup>が提案されているが、この計算で使用される新ガスケット係数（ $G_b$ ,  $a$ ,  $G_s$ ）では大胆な仮説と経験に基づくところが大きく、ガスケットの基本特性を正確に表現できていな

い。このためガスケット付き管フランジ締結体の非石綿化および微小漏えい量を考慮した科学的裏づけのある新たな設計指針が望まれている。

そこで本研究は、JIS B 2490<sup>88)</sup>に基づく試験より得られる非石綿ガスケットの変形特性を用いて呼び径 3 インチから 24 インチの規格管フランジを対象に管フランジ締結体の有限要素応力解析を行い、呼び径が締結体のガスケット接触応力分布、ハブ応力およびボルト軸力変動（内力係数）に及ぼす影響を調べ、従来より使用されている ASME による設計指針<sup>4)</sup>に基づいて計算されるハブ応力の結果と比較、検討する。また得られたガスケット接触応力分布と JIS B 2490<sup>88)</sup>より得られるガスケットの基本密封特性の結果より非石綿ガスケット付き管フランジ締結体からの漏えい量を推定することにより、大口径管フランジ締結体の設計指針のための基礎資料を得ることを目的としている。解析の妥当性を検討するため、実際の 3 インチおよび 20 インチ管フランジ締結体を用いて漏えい量測定実験、ハブ応力およびボルト軸力の測定を行い、実験より得られた結果と有限要素応力解析の結果を比較する。対象ガスケットは、非石綿膨張黒鉛うず巻き形ガスケット (SWG)とする。

### 3. 2 有限要素法 (FEM) 解析

図 3.1 はガスケットを含む 2 つの管フランジを一般的に  $N$  本のボルト・ナットによりボルト初期締付け力  $F_f$  で締結し、内圧  $P$  が作用するガスケット付き管フランジ締結体 ( $N=8$  の場合)を示す。内圧  $P$  が作用すると、軸方向引張り力  $W$  ( $=\pi a_1^2 P$ ) がパイプ端部に作用し、ボルト軸力が  $F_f$  から  $F_t$  だけ増加し、1 本のボルトあたりのガスケット接触力  $F_f$  が  $F_c$  だけガスケット接触面から失われる。内圧  $P$  によるボルト 1 本当たりの全軸方向引張り力  $W'/N$  ( $=\pi a_3^2 P/N$ ) は  $F_t$  と  $F_c$  の和である ( $W'/N=F_t+F_c$ )。ここで  $a_3$  はガスケット内半径、 $a_1$  は管内半径である。また  $F_t$  と  $W'/N$  の比は内力係数  $\phi_g$  ( $=F_t/(W'/N)$ ) と呼ばれ、内力係数  $\phi_g$  が求められると、 $F_c=(1-\phi_g)W'/N$  および  $(F_f-F_c)/A$  から  $F_c$  の値と減少したボルト 1 本当たりの平均ガスケット接触応力が求められる。ここで  $A$  はボルト 1 本当たりのガスケット接触面面積であり、ガスケット接触面積をボルト本数  $N$  で除した値である。

図 3.2 は有限要素法 (FEM) 解析に用いたガスケット付き管フランジ締結体の解析モデルおよびメッシュ分割例を示す。座標は極座標 ( $r, \theta, z$ ) を用いる。管フランジ、ボルトおよびガスケットの縦弾性係数およびポアソン比はそれぞれ ( $E_1, \nu_1$ )、( $E_2, \nu_2$ ) および ( $E_3, \nu_3$ ) である。有限要素解析においては締結体の対称性を考慮して、8 分の 1 の部分を解析する。有限要素コードは ANSYS である。ガスケットはフランジとの接触部分のみをモデル化する。ボルト頭のモデル化は簡便化のため、円柱にモデル化する。ただし、フランジとの接触面積は、六角形の面積と等し

くなるようボルト頭半径を定めている。また，うず巻き形ガスケットを用いる場合，ガスケットのフィラー部のみをモデル化し，フランジ部と接触しない内輪，外輪はモデル化していない。ガスケット接触面応力分布，ハブ応力，内力係数を非石綿ガスケットに対して弾塑性有限要素法を用いて解析する。なおフランジとボルトの間には接触条件を用いる。境界条件は，ガスケット付き管フランジ締結体の内圧作用による挙動を調べるため，ボルトの初期締付け時には対称面は，対称境界条件を与えボルトの初期締付け力  $F_f$  をボルト軸端部に一様変位を作用させることにより与える。内圧作用時にはボルト軸端部を拘束したまま，管フランジ，ガスケット内側面に内圧  $P$  を作用させ，パイプ端面に軸方向引張り力  $W$  (図 3.1) を作用させる。図 3.2 に示す解析モデルで呼び径 3 インチの場合，節点数および要素数はそれぞれ 46413 および 40734 である。

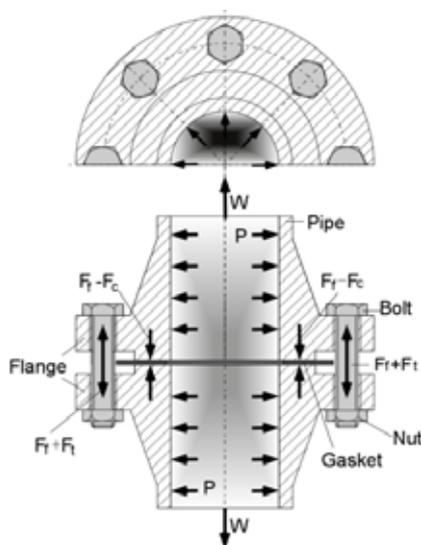


図 3.1 内圧  $P$  が作用する管フランジ締結体 (ボルト本数,  $N=8$  の場合)

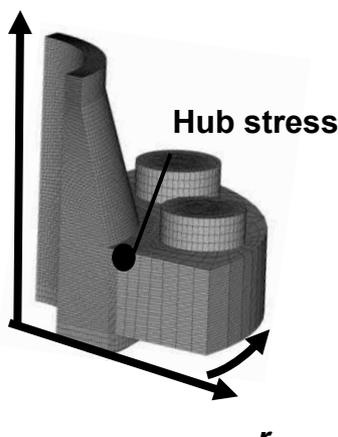


図 3.2 ガスケット付き管フランジ締結体の有限要素法 (FEM) 解析モデルおよびメッシュ分割例

表 3.1 は有限要素法 (FEM)解析におけるうず巻き形ガスケット付き管フランジ締結体の詳細な寸法を示す。図 3.3 は表 3.1 に示される寸法に対応した管フランジ締結体の各部の寸法記号を示す。ガスケット接触面応力分布, ハブ応力, ボルト軸力変動 (内力係数) を呼び径 3 インチから 24 インチ (呼び径 3, 8, 20, 24 インチ) までの呼び径の管フランジ締結体に対して弾塑性有限要素法を用いて解析する。これらの管フランジおよびガスケットは ASME B16.5 Class300 を用いる。ただし呼び径 3 インチは Class600 とする。

表 3.1 有限要素法 (FEM) 解析におけるうず巻き形ガスケット付き管フランジ締結体の詳細な寸法<sup>18)</sup> (単位: mm)

	3inch	8inch	20inch	24inch
$2a_1$	74	100	476	574.9
$2b_1$	89.1	114.3	508	609.6
D	210	254	775	915
C	168	200	686	812.8
R	127	157	584	692.2
X	117	146	587	702
$h_1$	31.8	31.6	63.5	71.6
Y	82.6	85.7	161.9	168.1
$2a_3$	101.6	127	525.5	314.3
$2b_3$	120.6	149.4	577.8	342.9
$2h_3$	4.5	4.5	4.5	4.5
N	8	12	24	24
Bolt	M20	M24	M33	M33

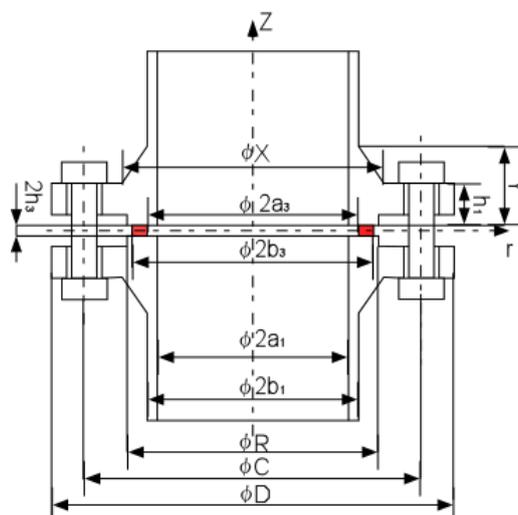


図 3.3 管フランジ締結体の各部の寸法記号

図 3.4 は有限要素法 (FEM)解析に用いた国内で市販されている非石綿膨張黒鉛うず巻き形ガスケット (SWG)の応力 - 変位線図の一例を示す。ガスケットは、強い非線形性およびヒステリシスを示すため、これらを考慮した有限要素法 (FEM)解析を行う。

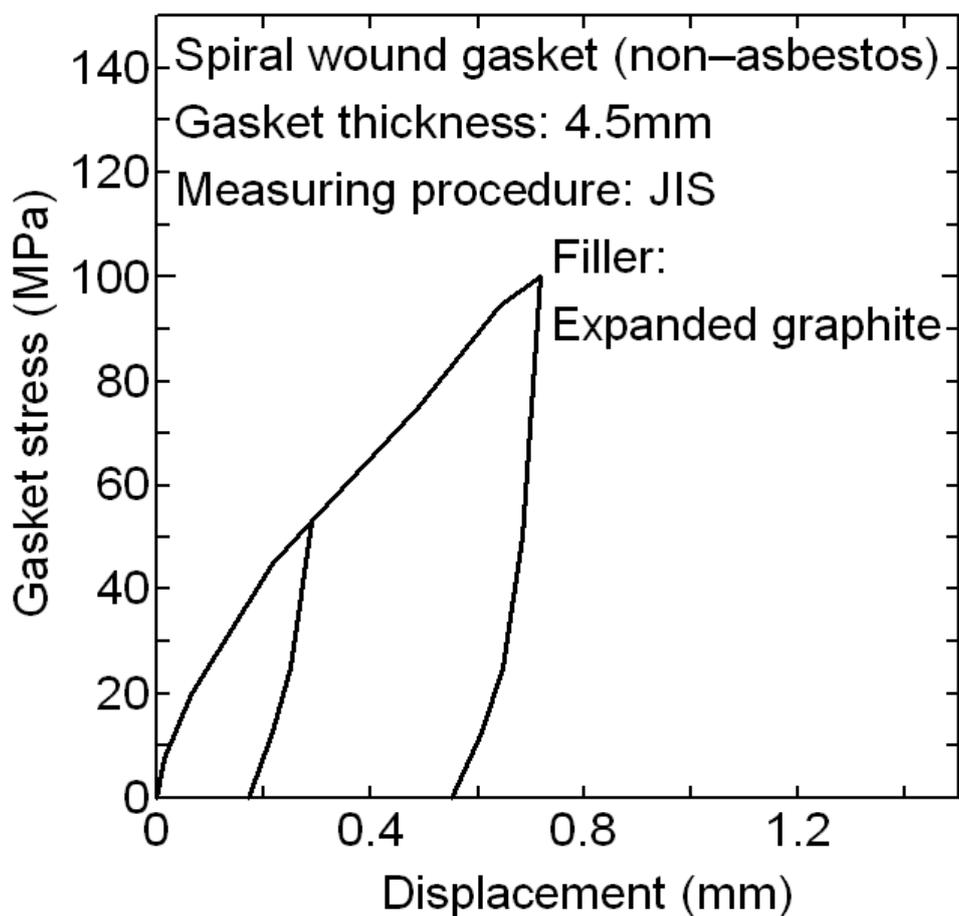


図 3.4 非石綿うず巻き形ガスケット (SWG)の応力 - 変位線図の一例

### 3. 3 漏えい量測定実験

FEM 解析結果およびガスケット接触応力分布と JIS B 2490<sup>88)</sup>に基づき得られるガスケットの基本密封特性から推定される漏えい量の妥当性を確かめるために実際の管フランジ締結体を用いて漏えい量測定実験を行う。図 3.5 は呼び径 20 インチ管フランジ締結体の漏えい量測定実験装置の概要図を示す。呼び径 20 インチの管フランジ締結体では、フランジ、ボルト・ナット材質は炭素鋼（フランジ：SFVC2A，ボルト：S45C）を用い、呼び圧力はクラス 300 である。呼び径 3 インチの管フランジ締結体に対しても同様に漏えい測定実験を行った。管フランジおよびボルト・ナット材質はステンレス鋼，呼び圧力はクラス 600 である。ガスケットはうず巻き形ガスケット (SWG)を用いている。所定のボルト初期締付け力  $F_f$  で締結した後，内圧  $P=5\text{MPa}$  を作用させる。なおボルト軸力は予め校正されたボルト軸部に貼られたひずみゲージにより測定している。内圧  $P$  はガスボンベ（ヘリウムガス）により作用させ，圧力変換器を用いて動ひずみ計を介してメモリレコーダーに出力する。漏えい量  $L$  は試験時間内の圧力変化を用いて算出される。

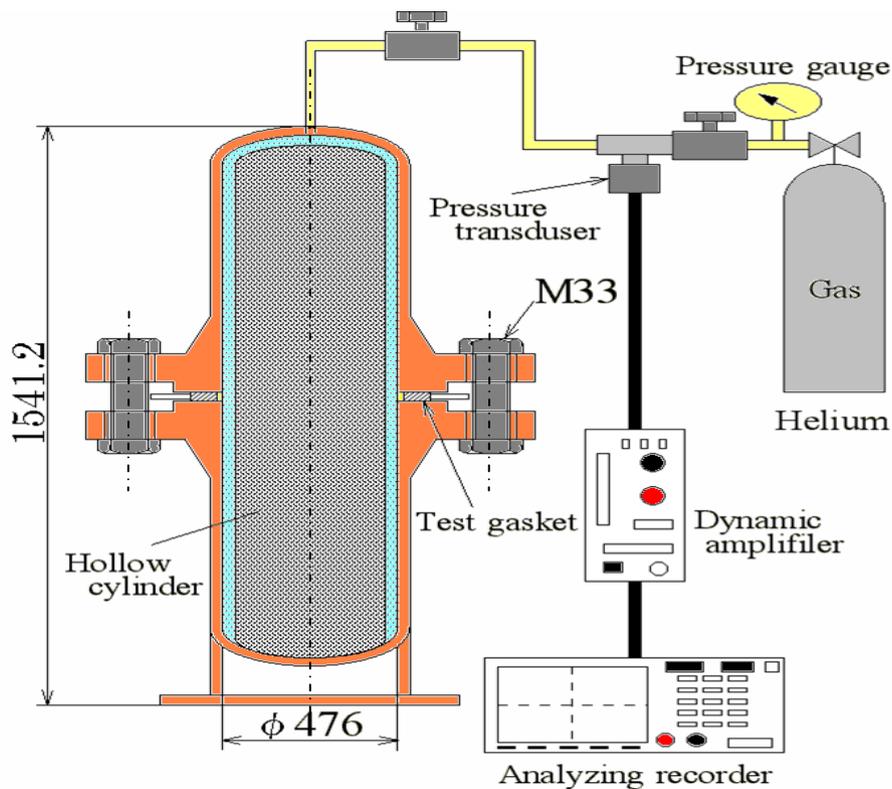


図 3.5 呼び径 20 インチの管フランジ締結体を用いた漏えい量測定実験の概要図

### 3. 4 有限要素法 (FEM) 解析結果

#### 3. 4. 1 ガスケット接触応力分布

各呼び径の管フランジの縦弾性係数およびポアソン比はそれぞれ 205GPa および 0.30 (低炭素鋼製) である。ただし、呼び径 3 インチ管フランジ締結体は漏えい量測定実験において、その材質をステンレス鋼としたため縦弾性係数およびポアソン比はそれぞれ 193GPa, 0.30 とする。

図 3.6 は一例として呼び径 8 インチ管フランジ締結体におけるガスケット内半径、ガスケット外半径位置の周方向におけるガスケット接触応力分布を示す。縦軸にガスケット接触応力  $\sigma_z$  の絶対値を示し、横軸に周方向角度  $\theta$  を示す。ボルト初期締付け時の平均ガスケット接触応力  $\sigma_{zm}$  を 100MPa としている。実線、破線がボルト初期締付け時のガスケット接触応力分布を示し、一点鎖線、二点鎖線は内圧 ( $P=5\text{MPa}$ ) の作用時に対応するガスケット接触応力分布を示している。ガスケット接触応力分布は周方向ではほぼ一様であることが示されている。その他の呼び径に対しても同様の結果が得られた。したがって、今後はボルトピッチ中心 ( $\theta=0^\circ$ ) (図 3.2) における半径方向のガスケット接触応力のみを示す。

図 3.7 は各呼び径の SWG 付き管フランジ締結体におけるボルト初期締付け時の無次元化された半径方向ガスケット接触応力  $\sigma_z/\sigma_{zm}$  の分布を示す。横軸は管フランジ締結体の中心からの距離  $r$  とガスケットの内半径  $a_3$  の比である。管フランジの呼び径は 3, 8, 16, 20 および 24 インチの場合を示している。各呼び径の管フランジ締結体のボルト初期締付け力  $F_f$  は、ガスケット接触応力  $\sigma_{zm}$  が 100MPa とした。ボルト初期締付け時では、小口径管フランジ締結体 (3 インチ) のガスケット接触応力が、ガスケット内半径から外半径にかけてほぼ一様であるが、呼び径 (20 インチ, 24 インチ) が大きくなるとガスケット接触応力が大きく変動するようになる。これは、大口径管フランジ締結体ではボルト締結によりフランジローテーションが起こるためである。

図 3.8 は内圧  $P=5\text{MPa}$  が作用した時のガスケット接触応力分布を示す。内圧作用時でも、フランジローテーションの影響により、大口径管フランジ締結体において内半径 ( $r/a_3=1$ ) から外半径にかけてのガスケット接触応力が大きく分布している。また、大口径管フランジ締結体のガスケット接触応力の減少量は、小口径管フランジ締結体のそれより大きいことが分かる。すなわち図 3.1 に示す  $F_c$  の値が大きいことを示している。いわゆる大口径管フランジ締結体は漏れ易いと言われるゆえんである。規格化された大口径管フランジ締結体では、管フランジの大きさに対するガスケット幅がより小さくなるため、内圧による管端に生じる推力の影響を受けやすいためであると考えられる。

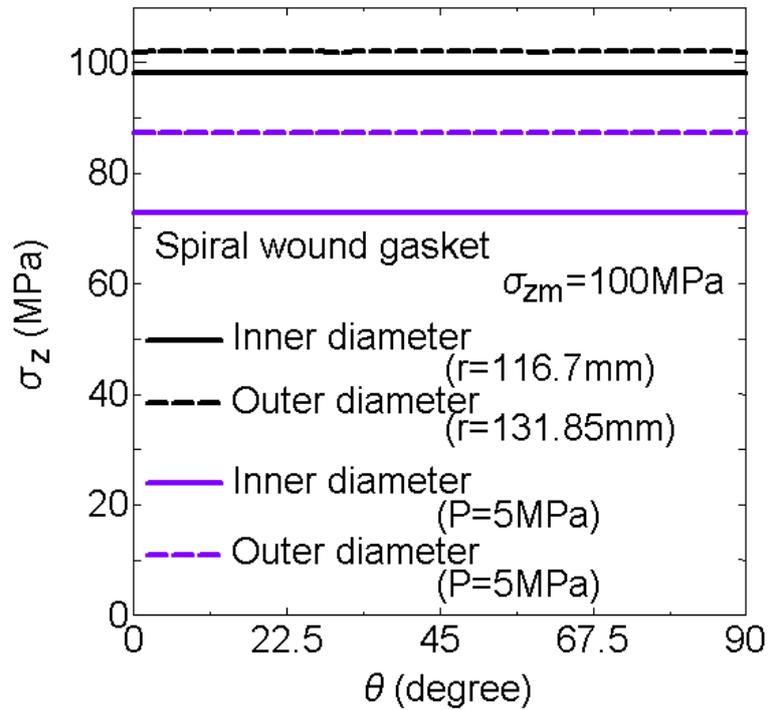


図 3.6 SWG（うず巻き形ガスケット）を用いた 8 インチ管フランジ締結体の円周方向のガスケット接触応力分布

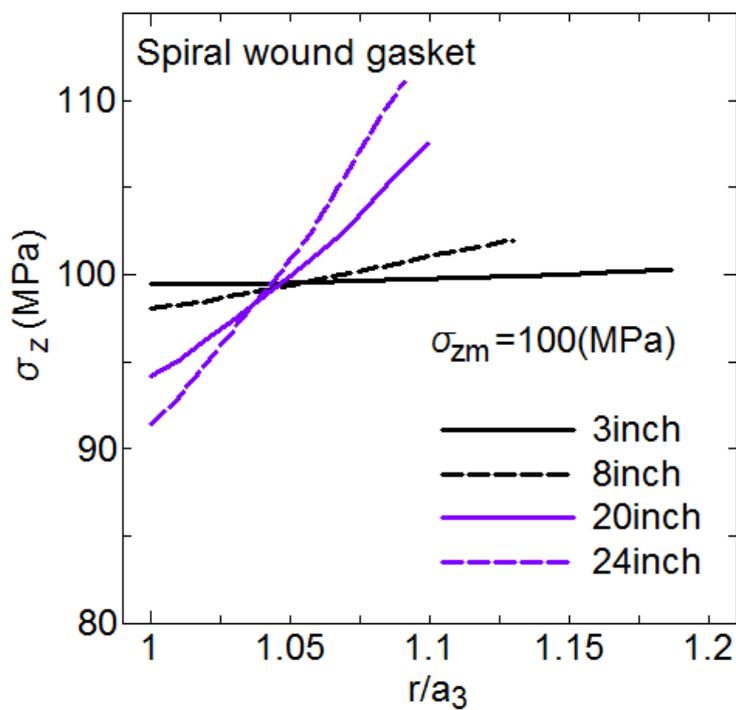


図 3.7 SWG（うず巻き形ガスケット）を用いた管フランジ締結体のボルト初期締付け時の半径方向ガスケット接触面応力分布

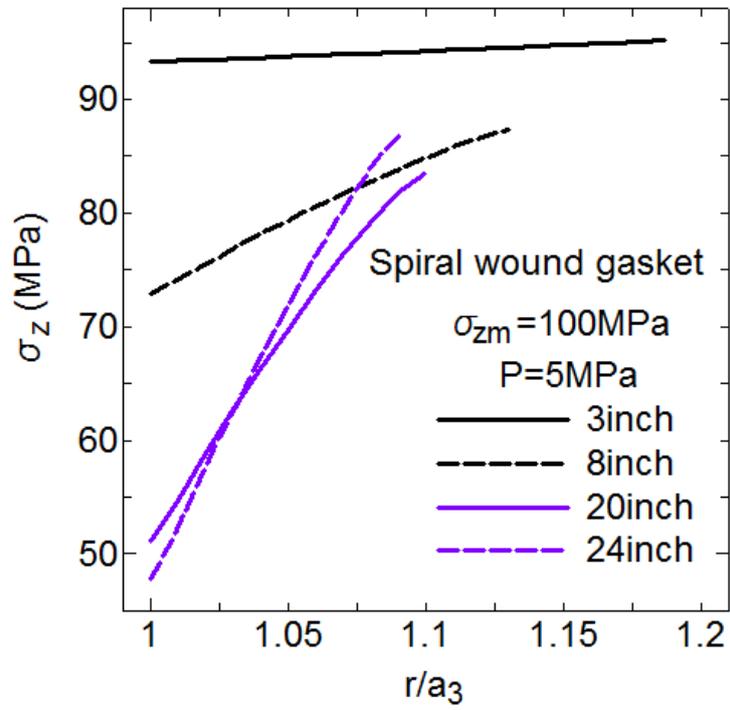


図 3.8 SWG（うず巻き形ガスケット）を用いた管フランジ締結体の内圧作用時における半径方向ガスケット接触面応力分布

### 3. 4. 2 内力係数

図 3.9 は呼び径 3 インチおよび 20 インチの管フランジ締結体の内圧作用時におけるボルト軸力変動を示す。なお  $F_f$  は  $\sigma_{zm} = 100\text{MPa}$  となるように  $F_f = 41.4\text{kN}$  (3 インチ),  $F_f = 188.8\text{kN}$  (20 インチ) としている。ガスケットはうず巻き形ガスケット (SWG) を用いている。縦軸はボルト初期締付け力  $F_f$  とボルト軸力変動分  $F_t$  の和に対するボルト初期締付け力  $F_f$  との比  $(F_f + F_t)/F_f$  を示し、横軸は作用内圧  $P$  による圧力推力分  $W'/N$  ( $= a_2^3 \pi P$ ) を示している。図より小口径管フランジ締結体 (3 インチ) では圧力推力分  $W'/N$  が大きくなるに従いボルト軸力が増加するが、大口径管フランジ締結体 (20 インチ) ではボルト軸力が減少する。内力係数の値は  $W'/N$  に対してのボルト軸力の増加分  $F_t$  との関係を示し、直線の傾きに関係する。表 3.2 は各呼び径の内力係数  $\phi_g$  ( $= F_t/(W'/N)$ ) の値を示す。これより呼び径 8 インチより大きな管フランジ締結体の内力係数がマイナスになることが分かる。図 3.1 に示すガスケット接触面から失われる力  $F_c$  は、 $F_c = W'/N - F_t$  であり、 $F_t$  がマイナス (内力係数がマイナス) となると  $F_c$  はさらに大きくなる。このため平均ガスケット接触応力の減少が大きくなり、相対的に管フランジ締結体は漏れやすくなる。このことと図 3.7, 図 3.8 に示した内圧によるガスケット接触応力の変化は対応している。大口径管フランジ締結体では、良好な密封性能を保つためにはガスケットが圧潰しない範囲でボルトの初期締付け力  $F_f$  をより大きく設定する必要がある。なお 3 インチ管フランジ締結体の内力係数の測定値は 0.173 であり、計算値 0.162 とかなりよく一致している。

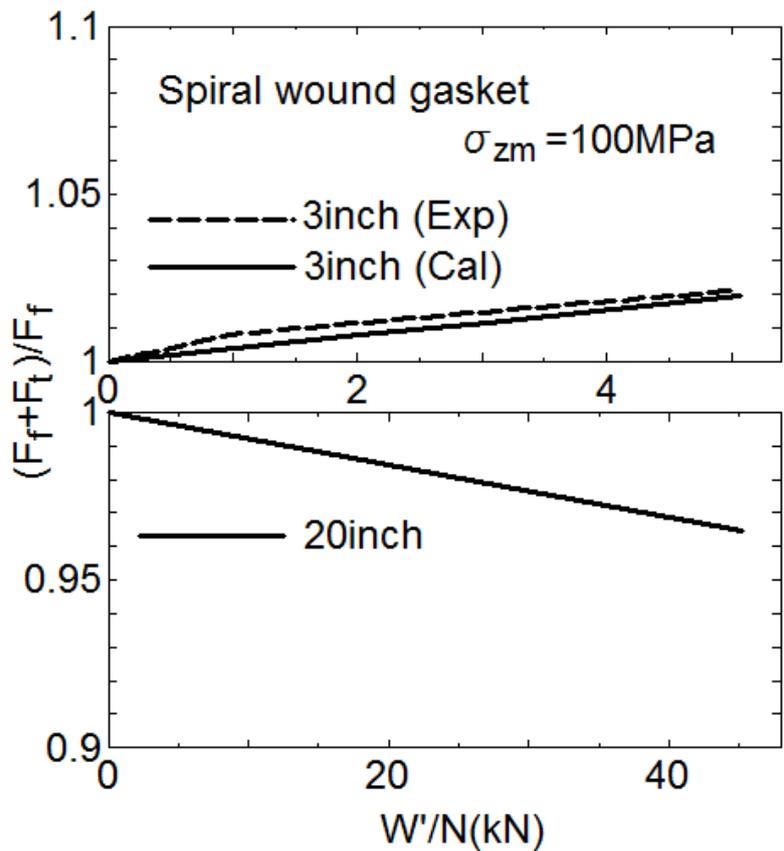


図 3.9 SWG（うず巻き形ガスケット）を用いた管フランジ締結体の呼び径が内圧作用時のボルト軸力変化に及ぼす影響

表 3.2 呼び径と内力係数

呼び径 (インチ)	内力係数, $\phi g$ (計算値)
3	0.162 (実験値 : 0.173)
8	-0.003
16	-0.134
20	-0.148
24	-0.161

### 3. 4. 3 ハブ応力

図 3.10 は管フランジの呼び径が管フランジ締結体のハブ部の  $z$ -方向の応力  $\sigma_{z(\text{hub})}$  を示す。横軸は管フランジ呼び径を示す。黒三角印 (▲) は FEM 解析によって計算された  $z$ -方向応力  $\sigma_{z(\text{hub})}(\text{FEM})$  を示し、黒四角印 (■) は米国機械学会 (ASME) <sup>133)</sup> によって示されるハブ応力計算法に基づいて計算される応力  $\sigma_{z(\text{hub})}(\text{ASME})(z\text{-方向応力})$  を示す。また、実線(—)はボルトの初期締付け時 ( $\sigma_{zm} = 100\text{MPa}$ ) の結果を示し、破線(---)は内圧作用時 ( $P=5\text{MPa}$ ) の結果を示す。FEM 解析におけるハブ応力とは図 3.2 の黒丸で示す位置の軸方向応力を示している。FEM 解析より得られた結果より、管フランジの呼び径の変化がハブ応力に及ぼす影響は、極めて小さくまた、内圧作用によってハブ応力がそれほど増加しないことが示されている。24 インチ管フランジ締結体に対するハブ応力の FEM 解析結果に対して ASME の推定値 (内圧作用時) は約 5.6 倍大きく、両結果の差異は大きいことを示している。ASME 設計法ではハブ応力の値は極めて大きいためボルトの初期締付け力  $F_f$  を大きく設定できない。このため大口径管フランジ締結体は漏えいしやすいと言える。この結果より、ボルト初期締付け力  $F_f$  をより大きく設定できることが示されている。実験においては 3 インチ管フランジ締結体のハブ下部アール (丸み) 部より 2mm 上部にゲージ長さ 2mm のひずみゲージを貼り  $z$  軸方向のハブ応力  $\sigma_{z(\text{hub})}$  を測定している。応力  $\sigma_{z(\text{hub})}$  の測定値は  $\sigma_{z(\text{hub})}=88.5\text{MPa}$  であり、同様の位置での FEM 解析ではゲージ長間の各要素の応力を平均した結果  $\sigma_{z(\text{hub})}=85.5\text{MPa}$  である。測定結果および解析結果はかなり良く一致している。

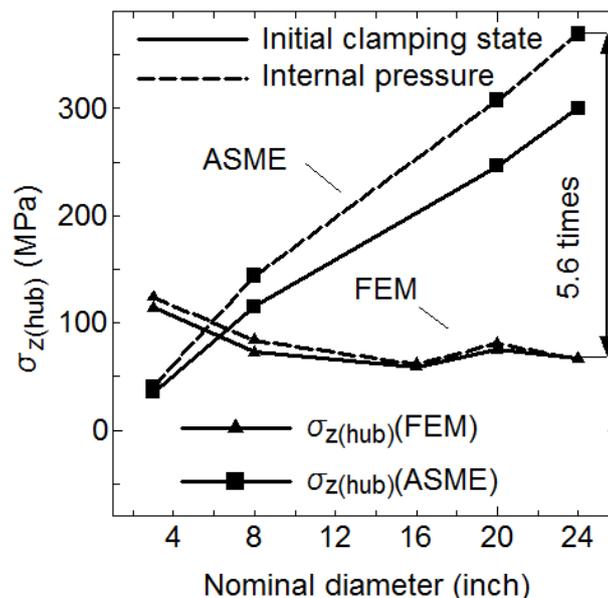


図 3.10 呼び径がハブ応力に及ぼす影響 ( $\theta=0^\circ$ )

### 3. 5 漏えい量測定実験結果

有限要素法 (FEM)解析により得られるガスケット接触応力分布を用いる管フランジ締結体からの漏えい量の推定は、以下のように行う。

- (1) 管フランジ用ガスケットの基本密封特性試験 (JIS B 2490)<sup>88)</sup>により、締結体に使用されるガスケットと同一のガスケット単体 (ただし、ガスケット呼び径は 2 インチ) のガスケット接触応力  $\sigma_z$  とガスケット圧縮量およびガスケット圧縮量と基本漏えい量  $L_s$  の関係を求め、ガスケット接触応力  $\sigma_z$  - 基本漏えい量  $L_s$  の関係を作成する。図 3.11 は密封特性試験で用いた実験装置模式図<sup>17)</sup>を示し、図 3.12 は得られたガスケット接触応力  $\sigma_z$  - 基本漏えい量  $L_s$  の関係を示す。
- (2) 管フランジ締結体の FEM 解析結果より得られたガスケット接触応力分布を、周方向に  $n$  分割する。本研究では、周方向ガスケット接触応力  $\sigma_z$  の変化が極めて小さいため、分割数  $n$  はボルト本数  $N$  と等しくする。
- (3) 分割された各々のセクションについて平均ガスケット接触応力を求める。
- (4) 分割されたガスケットの各部分の平均応力とガスケット接触応力  $\sigma_z$  - 基本漏えい量  $L_s$  の関係から、ガスケットの各部分について漏えい量  $L_s$  を求める。
- (5) 分割された各部分の漏えい量  $L_s$  の合計を、管フランジ締結体全体からの漏えい量  $L_s$  とする。
- (6) ガスケットの大きさを考慮するため形状係数<sup>17)</sup>  $k=1/((d_o/d_i)-1)$  および内圧の違いを考慮するため  $(P/P^*)^m$  をそれぞれを上記(5)で求めた値に掛けて推定漏えい量  $L_s$  とする。ここで、 $d_o$ : ガスケット外径,  $d_i$ : ガスケット内径,  $m$ : 漏えいと圧力との関係を表す値であり、0.1 から 0.2 の間の値となり、一般的には 0.15 の値である。

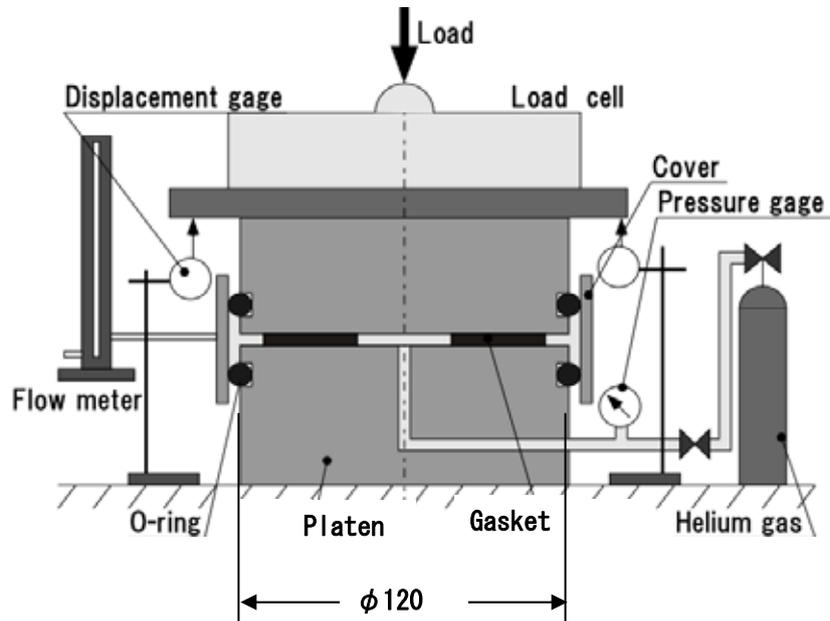


図 3.11 ガスケットの基本密封特性試験装置の模式図

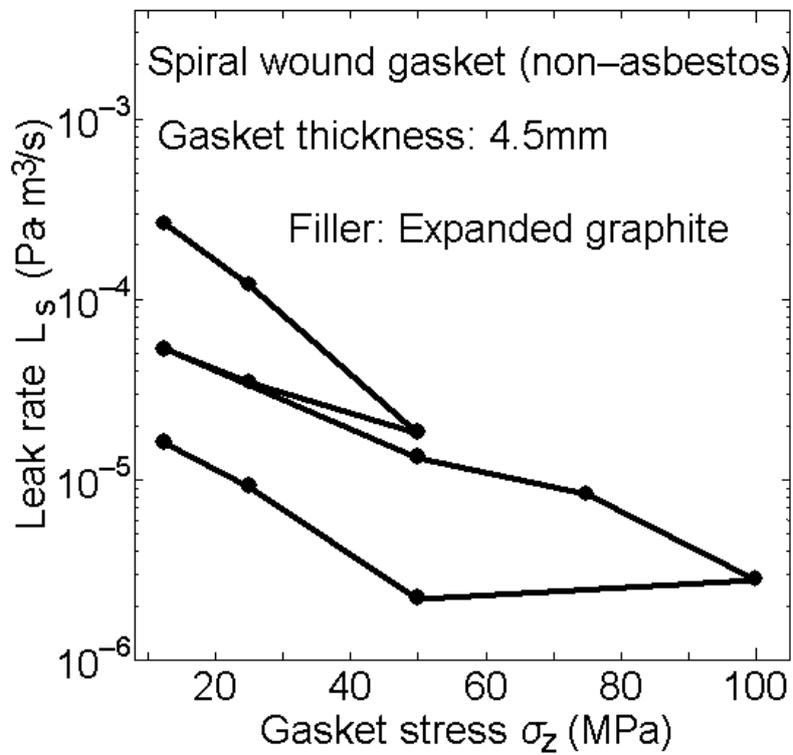
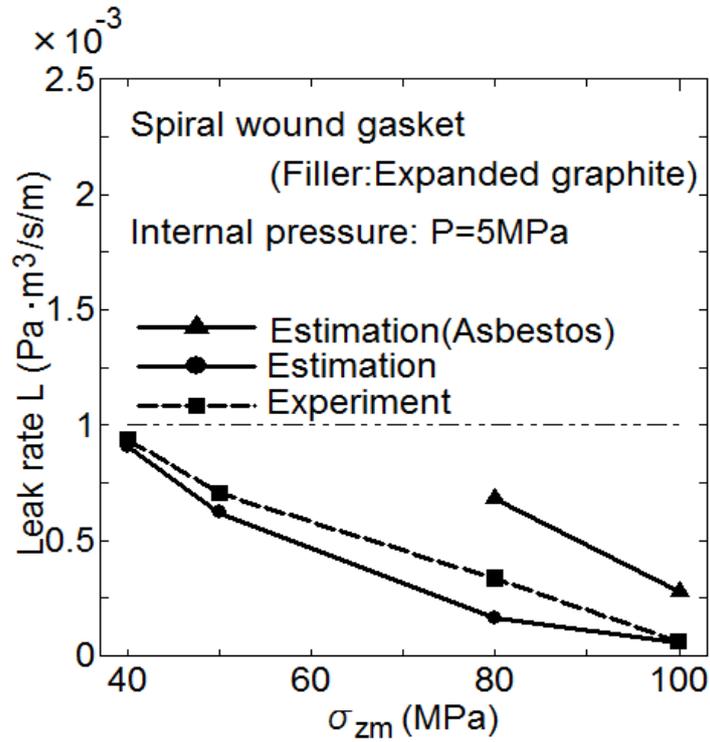


図 3.12 ガスケット接触応力  $\sigma_z$ —基本漏えい量  $L_s$  の関係

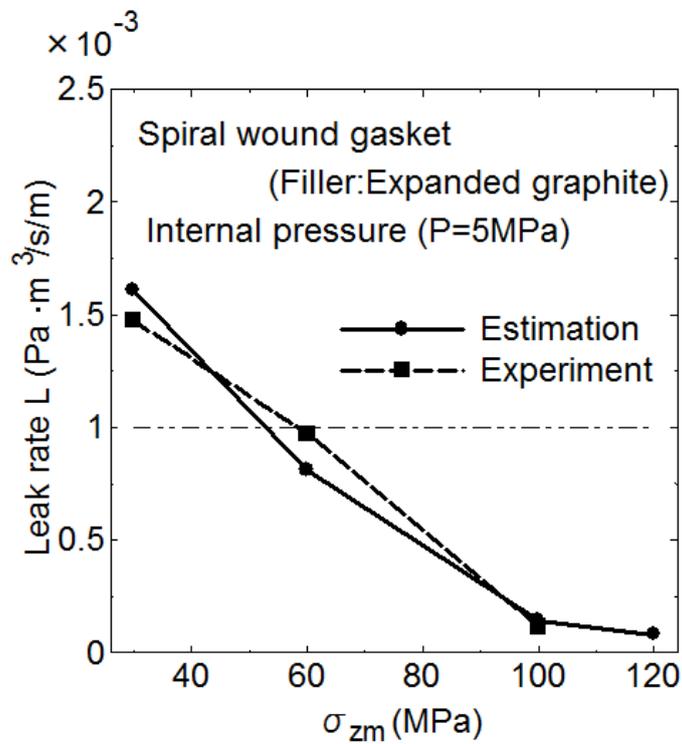
### 3. 6 漏えい量測定実験結果とFEM（有限要素法）解析結果の比較

図 3.13 は FEM 解析によって得られたガスケット接触応力分布を用いて算出した漏えい量推定値と実際の管フランジ締結体を用いて測定した漏えい量の比較を示している。なおそれぞれ（3 インチ，20 インチ）の分割数  $n=8, 24$  である。縦軸は 3 インチ，20 インチ管フランジ締結体の漏えい量を比較するためガスケットの単位外周および時間当たりの漏えい量を用いる。横軸は初期締付け時の平均ガスケット接触応力  $\sigma_{zm}$  を示している。ここでの二点鎖線は石鹼水発泡試験による漏えいの検出限界値を示している。図 13(a) はフランジ呼び径が 3 インチの管フランジ締結体の場合を示し，図 13(b) はフランジ呼び径が 20 インチの管フランジ締結体の結果である。図 3.13 より，FEM 解析による漏えい量の推定結果と実験結果は，かなりよく一致しており，FEM 解析を用いる本方法の漏えい量推定方法が妥当であることが示されている。

また図 3.13 より，呼び径 20 インチの管フランジ締結体の漏えい量  $L$ （ガスケット単位外周長当たり）は 3 インチ締結体の漏えい量  $L$ （ガスケット単位外周長当たり）に比べて大きいことを示している。20 インチ管フランジ締結体の総量の漏えい量  $L_s$ （ガスケット外周全体）の値は極めて大きい。また，一般的な漏えい検査法に石鹼水発泡試験があるが，この漏えい検出限界値（ $1.0 \times 10^{-3} \text{Pa} \cdot \text{m}^3/\text{s}/\text{m}$ ）を許容漏えい量値とした場合，20 インチ管フランジ締結体が，3 インチ管フランジ締結体の密封性能を有するためにはボルト初期締付け時のガスケット接触応力  $\sigma_{zm}$  は 90 ないし 100MPa 以上が必要である。図 3.13(a) の 3 インチ管フランジ締結体に対応する石綿うず巻き形ガスケットを用いた場合の漏えい量推定値を三角印で示す。この結果から，非石綿ガスケットを用いた締結体の漏えい量は石綿ガスケットを用いた締結体のそれと比べてより小さいことを示しており，適切なボルト初期締付け力  $F_f$  で締結されれば本研究での非石綿ガスケットを用いた管フランジ締結体は良好な密封性能を示すことが推測される。



(a) 呼び径 3 インチの場合



(a) 呼び径 20 インチの場合

図 3.13 有限要素解析による漏えい量推定結果と実験結果の比較

### 3. 7 結言

微小漏えいを考慮した大口径管フランジ締結体設計指針の基礎資料を得るために、有限要素法を用いて非石綿うず巻き形ガスケット付き管フランジ締結体の力学特性および密封性能に及ぼす各フランジ呼び径 (3 インチから 24 インチ)の影響について調べた。また有限要素法 (FEM) 解析の妥当性の検証のため実際の締結体を用いて密封性能、ハブ応力に関する実験を行った。得られた結果を以下に示す。

1. 呼び径 3 インチから 24 インチまでの各管フランジ締結体について有限要素法応力解析を行い、半径方向のガスケット接触応力分布  $\sigma_z$  は、小口径管フランジ締結体では、より一様であることを示し、呼び径が大きくなるに従い内周側のそれが小さくなり、外周側が大きくなることを示した。
2. ASME 規格に基づいて求めたハブ応力  $\sigma_{z(hub)}$  と有限要素法 (FEM) を用いたハブ応力  $\sigma_{z(hub)}$  では、大きな差異が認められ、有限要素法 (FEM) 解析結果によると呼び径が、管フランジ締結体のハブ部に生じるハブ応力  $\sigma_{z(hub)}$  に及ぼす影響は小さいことが示された。また、内圧作用時においてもハブ応力は大きく変化せず、大口径管フランジ締結体の場合、ハブ応力は減少することが分かった。これより ASME の計算に基づくハブ応力を過大に評価すること、このためボルト初期締付け力が大きく設定できないことを指摘した。この結果は ASME の計算方法が漏えいに対しては非保守的であることを示している。また、ハブ応力に関する計算値と測定値はかなりよく一致することを示した。
3. JIS B 2490 に基づき得られた非石綿ガスケット特性を用いて管フランジ締結体からの漏えい量を推定した。実験結果と推定結果はかなりよく一致することが示され、本推定法の妥当性を示した。実験結果および解析結果より、3 インチ管フランジ締結体の漏えい量に対して 20 インチ管フランジ締結体の漏えい量が大きく、大口径フランジ締結体は密封性能が劣ることが示され、この防止策は  $F_f$  をより大きくとることであることを示した。
4. 本研究で用いた非石綿膨張黒鉛うず巻き形ガスケットを用いた締結体 (3 インチ管フランジ締結体) の漏えい特性は石綿ガスケットを用いた締結体の漏えい特性に対してより良好であることを示した。この結果から、膨張黒鉛うず巻き形ガスケットの今後の産業界での活用が期待される。

## 第4章 ボルト初期締め付け力のばらつきが管フランジ締結体の密封性能に及ぼす影響

### 4. 1 緒言

内部流体を漏えいさせることなく管フランジ締結体としての機能を遂行するには、内圧や曲げモーメント作用下での管フランジ締結体の特性を知ることが必要であり、従来よりガスケット付き管フランジ締結体のガスケット接触応力分布や外荷重によるボルト軸力変動とガスケット接触応力の減少などの力学特性や密封性能に関する研究はいくつか行われている<sup>14, 18, 22, 27, 64, 68, 86, 109, 111, 114, 134</sup>。しかし、これらの研究のほとんどはボルト初期締め付け力を同一に締結する理想的な場合を扱っている。実際の管フランジ締結体のボルト締め付けではトルクレンチによるトルク法 (ASME PCC-1)<sup>3)</sup>によって締結することが多い。トルク法による締結ではボルト初期締め付け力のばらつきが生じ、漏えい量が予想外に多くなることが経験的に知られている。ボルト初期締め付け力のばらつきに関する研究もいくつか行われ<sup>14, 68, 111</sup>、ボルト初期締め付け力のばらつきを考慮する締め付け効率<sup>68)</sup> (assembly efficiency)  $\eta$  が米国 PVRC (Pressure Vessel Research Council : 圧力容器研究委員会) により提案されている。この締め付け効率  $\eta$ <sup>68)</sup> は、目標ボルト初期締め付け力になるような必要トルクでボルト・ナットを締め付けても、隣接するボルト締結の影響を受け目標ボルト軸力に到達しないために用いられる。 $\eta$ <sup>68)</sup> の値は、総ボルト軸力が目標総ボルト軸力を到達するように定められているが、ボルト軸力のばらつきが漏えい量に及ぼす影響については考慮されていない。

以上のような現状に対して、永田ら<sup>14)</sup> は従来の PVRC によるボルト軸力基準の締め付け効率に対して、漏えい量基準の締め付け効率  $\eta$  を提案しているが、すでに使用が禁止されている石綿ガスケットを使用した締結体に関してのみの研究であり、最近使用され始めた非石綿ガスケットを用いた締結体の漏えい量基準の締め付け効率  $\eta$  に関する研究はなされていない。このため、非石綿ガスケット付き管フランジ締結体の特性解明のうち、特に漏えい量基準の締め付け効率  $\eta$  の確立が必要である。

さらに、管フランジ呼び径 (特に 8" 以上の大口径管フランジ) が締結体の漏えい特性の及ぼす影響を調べる必要がある。前章 (3 章) で述べたように大口径管フランジ締結体は内圧作用時のボルト軸力変動、ガスケット接触応力の変動が大きく、また締結ボルト本数も多いことから効率的かつ信頼性の高い締め付け方法が重要である。従来の ASME PCC-1<sup>3)</sup> に比べて、最近の JIS B 2251<sup>2)</sup> による締め付け方法も実用上適用されているので、両締め付け方法が初期ボルト軸力のばらつきに及ぼす影響およびその結果として締結体の漏えい特性に及ぼす影響を調べる必要がある。

そこで本章では、1) 締め付け手順 (JIS B 2251<sup>2)</sup> および ASME PCC-1<sup>3)</sup>) および管フランジ呼び径 (3 インチ (小口径) および 20 インチ (大口径)) の差異がボルト初期締め付け力のばらつきに及ぼす影響、2) 締め付け手順 (JIS B 2251 お

および ASME PCC-1) および管フランジ呼び径の差異が管フランジ締結体の密封性能に及ぼす影響, 3) 有限要素法 (FEM) 解析によるボルト初期締付け力のばらつきが管フランジ締結体のガスケット接触応力分布に及ぼす影響などを調べ, 4) 漏えい量基準の締付け効率  $\eta$  を提案する, ことを目的としている。

この目的のために, 小口径 (3") および大口径 (20") ガスケット付き管フランジ締結体を用いてトルクレンチによるボルト・ナットを締付け (トルク法), ボルト初期締付け力のばらつき測定および管フランジ締結体からの漏えい量測定実験を行う。また, 実験により得られた各段階のボルト軸力を有限要素応力解析に用い, ガスケット接触応力分布を明らかにする。本研究においてはトルク法の締付け手順は JIS B 2251<sup>2)</sup> および ASME PCC-1<sup>3)</sup> の 2 通りの指針に基づいてボルト締付けを行う。使用するガスケットは市販されている一般的に低内圧に対して使用される非石綿ジョイントシートガスケット (以下 CSG と称する) とする。

## 4. 2 締付け時のボルト軸力変動および漏えい量測定実験

非石綿ガスケット付き管フランジ締結体を用いた締付け時のボルト軸力測定および内部流体にヘリウムガスを用いた漏えい量測定実験を行う。対象とした管フランジ締結体は, 呼び径 3 インチ, 呼び圧力クラス 600 および呼び径 20 インチ, 呼び圧力クラス 300<sup>133)</sup> である。図 4.1 は小口径 (3") 管フランジ締結体のボルト締付け測定および漏えい量測定のための実験装置概略図を示す。管フランジの材質およびボルト・ナット材質は, ステンレス鋼 (小口径管フランジ締結体) および炭素鋼 (大口径 (20") 管フランジ締結体) を使用する。図 4.2 は使用した非石綿ガスケットの応力-変位線図を示す。縦軸はガスケット接触応力, 横軸はガスケット圧縮変位量を示し, JIS B 2490<sup>88)</sup> に基づいて測定している。

1 対の管フランジにガスケットを挿入し, トルクレンチを用いたトルク法によってボルト・ナットを締結し, その後ヘリウムガスボンベより内圧を作用させる。漏えい量測定実験は室温で行う。

各締付け段階のボルト軸力はボルト軸部に貼られた校正済みの 2 枚のひずみゲージによるひずみを動ひずみ計を介してレコーダーに記録する。内圧の大きさは圧力変換器により測定する。ヘリウムガスの漏えい量は内圧作用直後からの時間経過による内圧の変化量より算出する (圧力降下法)。本実験でのトルク法によるボルト締付け手順は前述した一方向締付け方法 (JIS B 2251)<sup>2)</sup> および星型対向締付け方法 (ASME PCC-1)<sup>3)</sup> による。表 4.1 および図 4.3 は, 一方向締付け方法 (JIS B 2251)<sup>2)</sup> の手順の概略を, 表 4.2 および図 4.4 は星型対向締付け方法 (ASME PCC-1)<sup>3)</sup> のそれを示す。

管フランジ締結体のボルト 1 本当たりのボルト初期締付け力  $F_f$  は, ボルト初期締付け時の平均ガスケット接触応力  $\sigma_g$  とガスケット-管フランジ座面の接触面積  $A_g$  との積をボルト本数  $N$  で除した値とする ( $F_f = \sigma_g \times A_g / N$ )。目標とするボルト締付けトルク  $T$

はトルク係数  $k$ 、ボルト 1 本あたりのボルト初期締付け力  $F_f$ 、ボルトの呼び径  $d$  を用いて、 $T=k \times F_f \times d$  により算出する。なおトルク係数  $k$  はボルト・ナットにより、管フランジの 1 本のボルト穴周辺をアナロジーした一対の円筒（3”管フランジ用：内径 22mm×外径 42mm および高さ 40mm，20”管フランジ用：内径 35mm×外径 60mm および高さ 65mm）を締付ける実験により予め測定した。この結果，小口径(3”)管フランジのトルク係数は  $k=0.16$ ，大口径(20”)管フランジは  $k=0.13$  となった。管フランジ，ナット座面およびボルト・ナットねじ山の各接触面には潤滑剤として速乾性の二硫化モリブデンを塗布している。

管フランジ締結体の密封性能（漏えい量）を評価するために，PVRC より提案されているタイトネスパラメータ  $T_p^{134}$  を用いる。タイトネスパラメータ  $T_p^{134}$  は次式を用いて算出され，その値が大きいほど漏えい量が少なく密封性能が良いことを示している。

$$T_p = \frac{P}{P^*} \left( \frac{L_{rm}^*}{L_{rm}} \right)^{0.5} \quad \text{-----} \quad (4.1)$$

ここで， $P^*$  は基準内圧（大気圧 0.1013MPa）， $P$  は管フランジ締結体内の作用内圧 (MPa)， $L_{rm}$  はガスケットからの質量漏えい量（単位外径あたり）(mg/s/mm)， $L_{rm}^*$  は外径 150mm のガスケット外周からのヘリウム 1mg/s の想定質量漏えい量（ $6.67 \times 10^{-3}$  mg/s/mm）である。

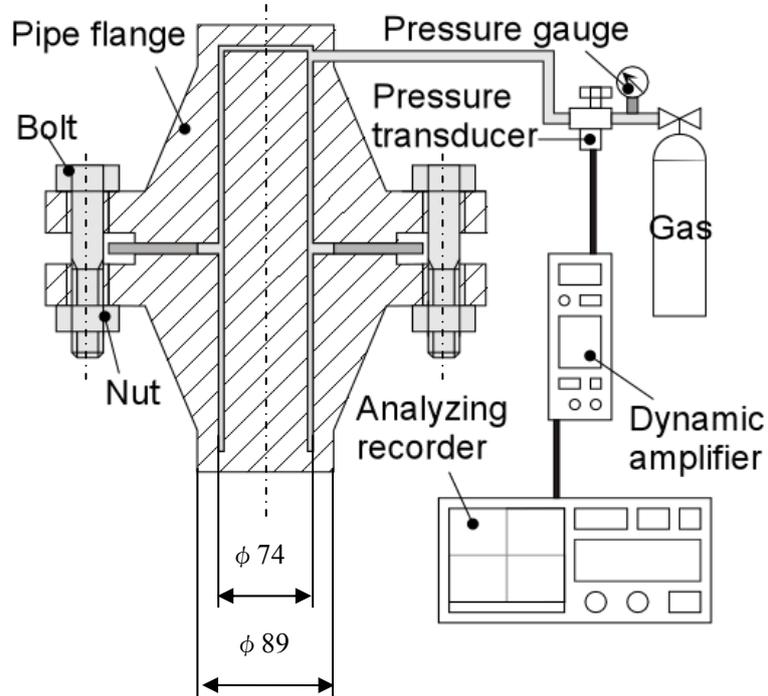


図 4.1 漏えい試験装置の概略図（呼び径；3インチ）

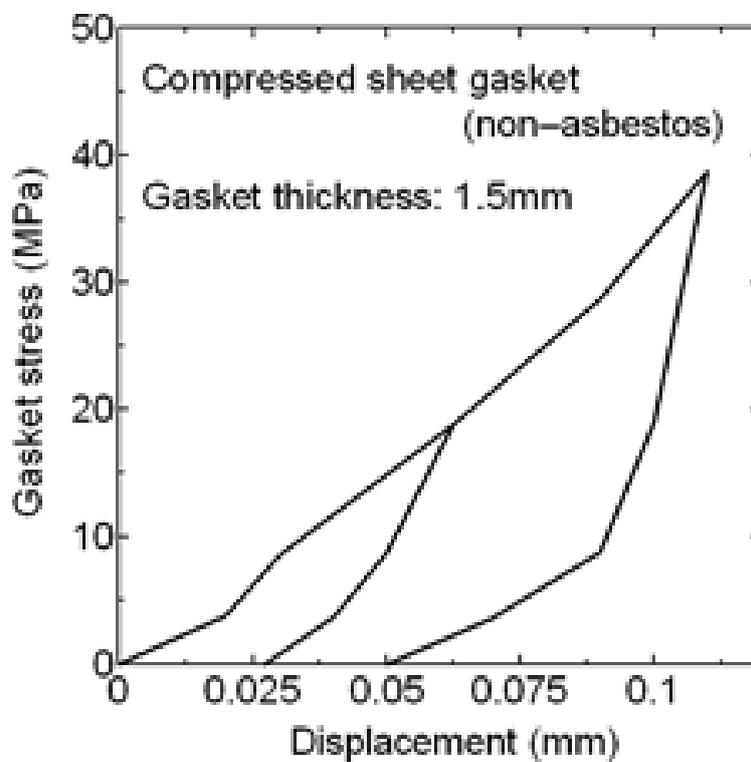


図 4.2 非石綿ジョイントシートガスケット (CSG) の応力-変位線図

表 4.1 JIS B 2251 の締付け手順

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

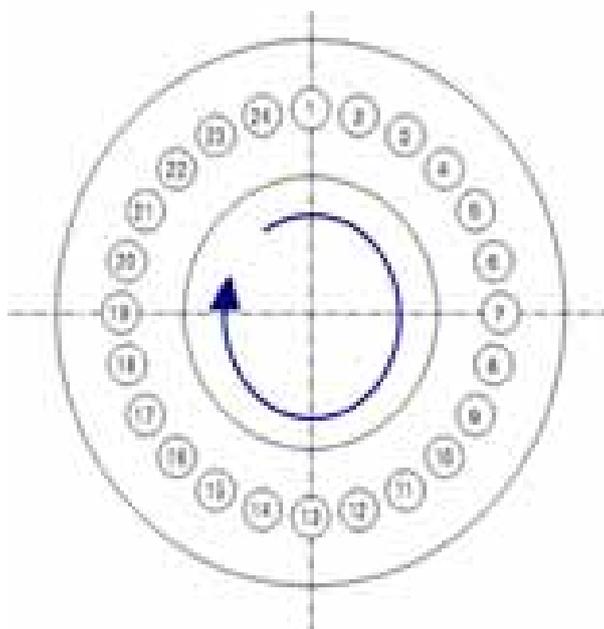


図 4.3 一方向締付け方法 (JIS B 2251)



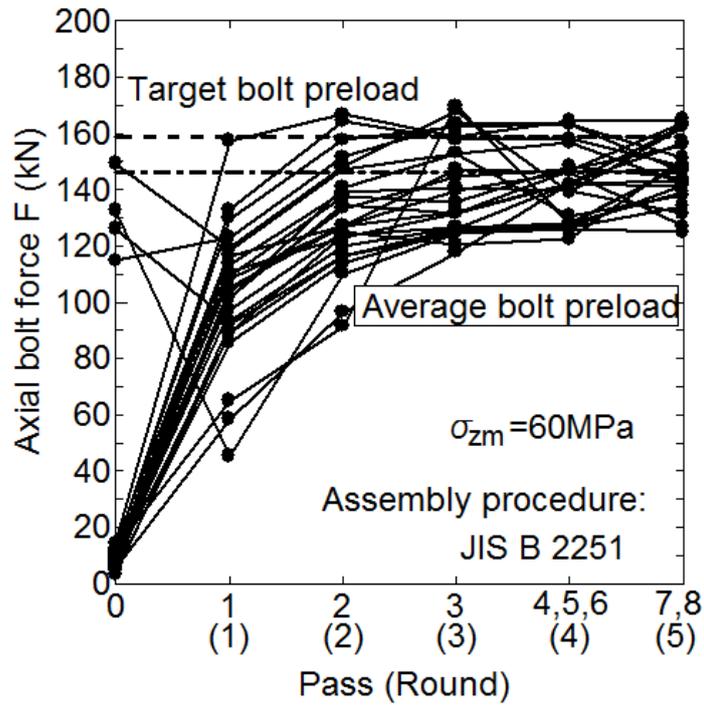
### 4. 3 実験結果

図 4.5 は大口徑 (20") 管フランジ締結体における、ボルト初期締付け時の平均ガスケット接触応力  $\sigma_{zm}$  が 60MPa となるように目標締付けトルクを設定した場合の、各ボルト締付け段階でのボルト軸力の変動を示す。1 本あたりの目標ボルト初期締付け力  $F_f$  は 159.0kN ( $F_f=T/kd$ ) である。縦軸はボルト 1 本あたりの各段階でのボルト軸力  $F$  を示し、横軸はボルト締付け手順の各段階を示している。ASME PCC-1<sup>3)</sup> では各段階を仮締付け (Round 0)、1 周目 (Round 1)、2 周目 (Round 2) としており 5 周目 (Round 5) で完了である。JIS B 2251<sup>2)</sup> では締付け手順を大きく、仮締付け、本締付けおよび増し締め(増し締め)の三段階としている。ASME PCC-1<sup>3)</sup> との比較のため、仮締付け (Round 0)、本締付けにおいて管フランジ締結体を一周締付けるごとに Pass 1, Pass2 とする。また、Pass 4, Pass 5, Pass 6 を 4 周目 (Round 4) とし Pass 6 の結果のみを示している。同様に増し締め (Pass 7, Pass 8) についても、Pass 8 の結果を 5 周目 (Round 5) として示す。図 4.5(a) は JIS B 2251<sup>2)</sup> によるボルト締付け結果を示す。図 4.5(b) は ASME PCC-1<sup>3)</sup> によるボルト締付け結果を示す。図中の一点鎖線は締付け完了時の全ボルト軸力の平均値を示し、破線は目標ボルト軸力を示す。JIS B 2251<sup>2)</sup> および ASME PCC-1<sup>3)</sup> による締付け方法ともに、ボルト締付け完了時のすべてのボルト軸力はそれぞれ異なった値を示し、ばらつきが生じていることを示している。また両締付け手順でボルト締付け完了時における全ボルトの平均ボルト軸力が目標ボルト軸力に達していないことが示されている。ボルト軸力の最大値と最小値の差は、JIS B 2251<sup>2)</sup> による締付けでは約 40kN (25%)、ASME PCC-1<sup>3)</sup> では約 33kN (21%) である。ASME PCC-1<sup>3)</sup> による締付けの方が、ばらつきがより小さいが、この差異は極めて小さいと言える。したがって、JIS B 2251 および ASME PCC-1 による両締付け手順が管フランジ締結体のボルト初期締付け力のばらつきに及ぼす影響は小さいこと分かる。ここでボルト締付けの各段階において図 4.5(a) と図 4.5(b) を比較すると、JIS B 2251<sup>2)</sup> による締付けの方が、Pass 2 または Pass 3 の段階から目標のボルト軸力に近づき、ボルト軸力の収束性が良いことが示されている。また、実際の締付け手順では、ASME PCC-1<sup>3)</sup> によると Round 4 でボルトがトルクレンチにより回転しなくなるまで締める必要があり、ボルト締付けでフランジを周回する回数は JIS の提案する方法がより少なく、早く締付けを終了できると推測される。

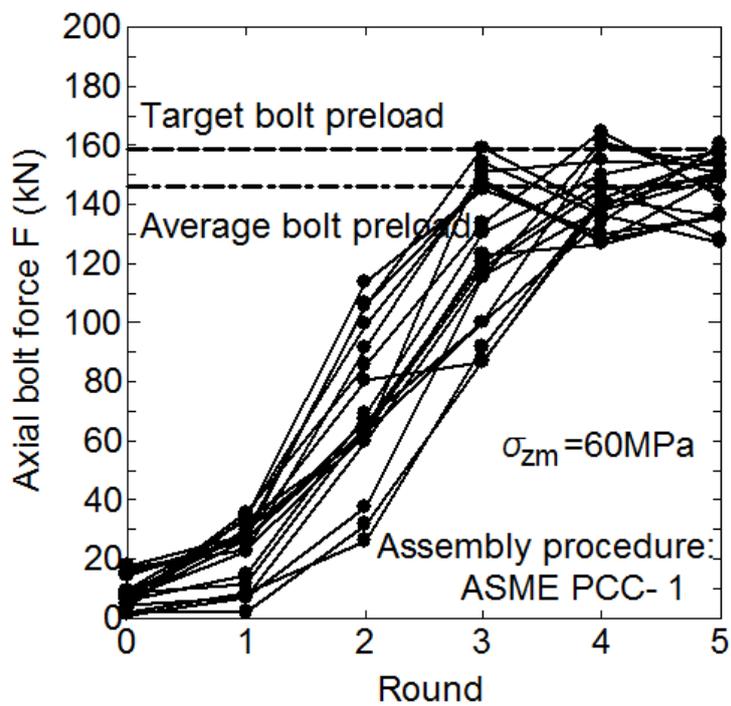
図 4.6 は JIS B 2251<sup>2)</sup> による小口径(3")管フランジ締結体および大口徑(20")管フランジ締結体でのボルト締付け時の、各段階でのボルト軸力変動の比較を示す。目標ボルト締付けトルクは平均ガスケット接触応力  $\sigma_{zm}$  が 30MPa となるように定めている。図 4.6(a) は小口径(3")管フランジ締結体、図 4.6(b) は大口徑(20")管フランジ締結体の場合を示す。前述のように JIS B 2251<sup>2)</sup> および ASME PCC-1<sup>3)</sup> ではボルト軸力のばらつきの差異は小さいため、ここでは JIS B 2251<sup>2)</sup> に基づいてボルト締付けを行い、管フラ

ンジ呼び径の差異（3”および 20”）について比較する。小口径管フランジ締結体（特にボルト本数 8 本以下）は、すべてのボルトが仮締付け対象および締付け周回数が少ないため、図 4.6(a)の横軸は Round 0 から Round 3 までを仮締付けとし Round 4 を本締付け、Round 5 を増し締めとする。ボルト締付け完了時のボルト軸力の最小値に対する、ボルト軸力の最大値と最小値の差の割合は、それぞれ小口径(3”)管フランジ締結体では 22.3%、大口径(20”)管フランジ締結体では 23.7%であった。その結果、ばらつきの程度はほぼ同程度であると考えられる。目標ボルト軸力と平均ボルト軸力の差は、小口径(3”)管フランジ締結体では 9.9%、大口径(20”)管フランジ締結体では 5.8%であった。従って、ボルト軸力のばらつきの程度は管フランジ締結体の呼び径の差異（3”および 20”）には大きく依存しないと言える。

図 4.7 は小口径(3”)管フランジ締結体および大口径(20”)管フランジ締結体の各目標平均ガスケット接触応力  $\sigma_{zm}$  が非石綿ガスケット付き管フランジ締結体のタイトネスパラメータ ( $T_p$ )に及ぼす影響を示す。縦軸はタイトネスパラメータ  $T_p$  を示し、横軸はボルト締付け時の目標平均ガスケット接触応力  $\sigma_{zm}$  を示す。ここで  $T_p$  の値が大きいと漏えい量がより少なくなき、値が小さいと漏えい量が大きくなることを意味している。丸印 (○) で示す線はボルト初期締付け時のボルト軸力のばらつきのない状態、すなわちボルト軸力が、同一締付け状態での管フランジ締結体の密封性能を示す。四角印 (□) で示す線は JIS B 2251<sup>2)</sup>により締付けた時の結果を示し、ひし形印 (◇) で示す線は ASME PCC-1<sup>3)</sup>により締付けた時の結果を示す。破線は小口径(3”)管フランジ締結体の場合の結果を示し、実線は大口径(20”)管フランジ締結体の場合を示す。この結果より、JIS B 2251<sup>2)</sup>と ASME PCC-1<sup>3)</sup>より得られる密封性能は同等であることが示されている。ボルト初期締付け力がばらついた締結体のタイトネスパラメータ  $T_p$  の値はボルト軸力が同一である締結体のそれより小さく、密封性能が劣ることが示されている。また密封性能の差異は目標ボルト締付けトルクが大きいほど、（平均ガスケット接触応力  $\sigma_{zm}$  が大きいほど）大きくなることが示され、その度合いからボルト初期締付け力のばらつきの影響は、大口径管フランジ締結体の方がより大きいことが分かる。小口径 (3”) 管フランジ締結体の  $T_p$  の値は平均ガスケット接触応力が 20~40MPa の間では大口径(20”)管フランジ締結体のそれより大きく、小口径 (3”) 管フランジ締結体の方が密封性能がより良いことを示している。

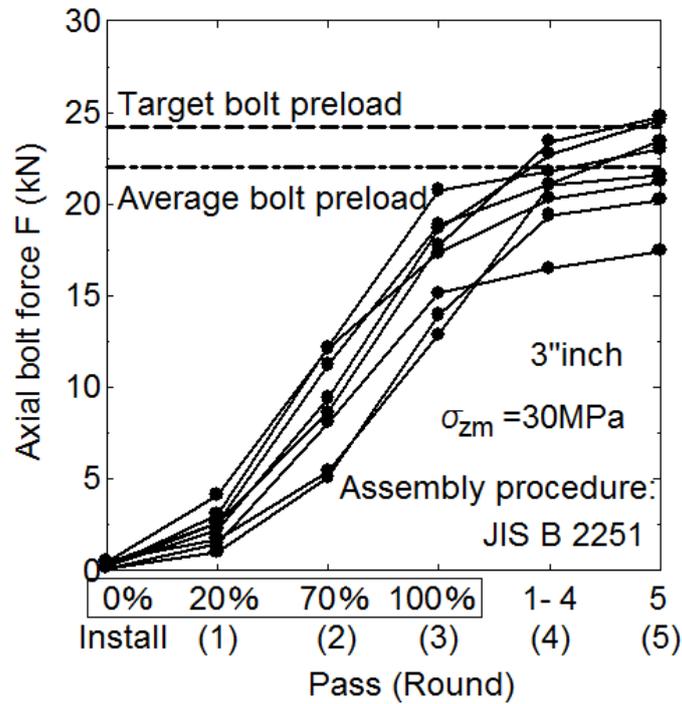


(a) JIS B 2251 による締付け

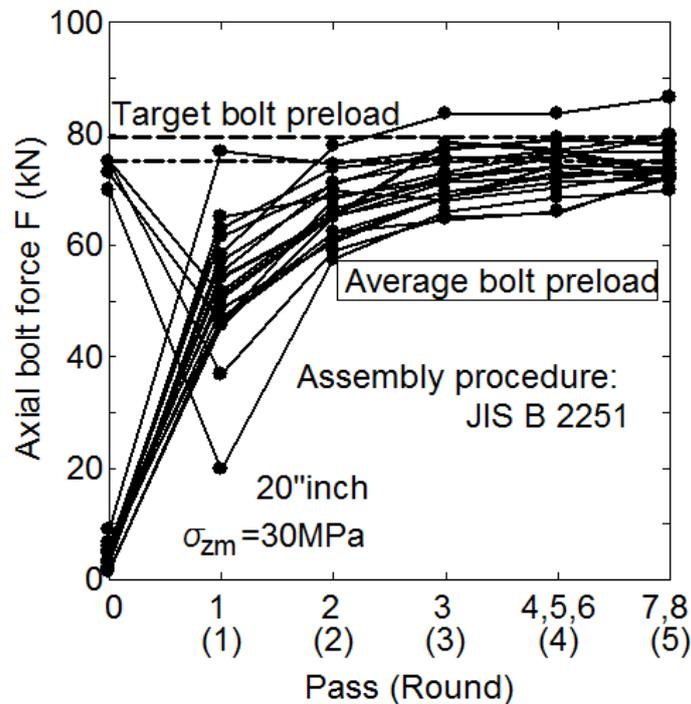


(b) ASME PCC-1 による締付け

図 4.5 ボルト締付け過程におけるボルト軸力の変動



(a) 小口径 (3 インチ) 管フランジ締結体



(b) 大口径 (20 インチ) 管フランジ締結体

図 4.6 小口径 (3 インチ) と大口径 (20 インチ) 管フランジ締結体のボルト締付け過程におけるボルト軸力変動

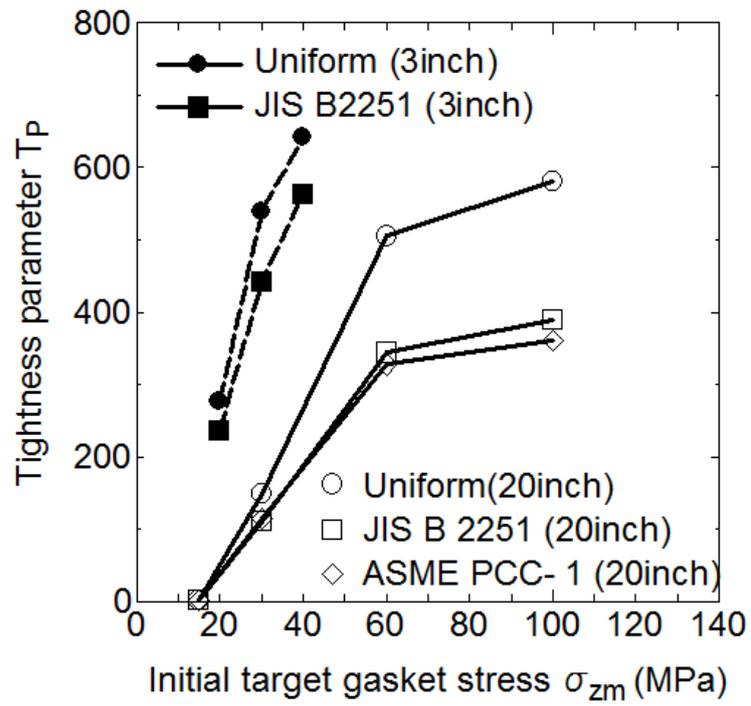


図 4.7 初期ガスケット接触応力が小口径（3 インチ）と大口径（20 インチ）管フランジ締結体のタイトネスパラメータ  $T_p$  に及ぼす影響

## 4. 4 有限要素法 (FEM) 解析

### 4. 4. 1 有限要素法 (FEM) による解析方法

ガスケット接触面応力分布を用いて、密封性能を検討するために、弾塑性有限要素法によりガスケット接触応力分布を求める。図 4.8 は内圧  $P$  が作用するガスケット付き管フランジ締結体のモデルを示す。ガスケットを含む 2 つの管フランジをトルク法により目標締付けトルク  $T$  によって締付ける。なお用いたガスケットは非石綿 CSG (ジョイントシートガスケット) である。それぞれのボルト初期締付け力はボルト番号  $i$  に対して  $F_{i0}$  ( $i=1,2,3,\dots,N$ ) となる。全ボルト本数は  $N$  とする。締結体に内圧  $P$  が作用すると、ボルト軸力が  $F_{i0}$  ( $i=1,2,3,\dots,N$ ) 増加し、ボルト 1 本あたりのガスケット接触力  $F_{ci}$  ( $i=1,2,3,\dots,N$ ) がガスケット接触面から失われる。また内圧  $P$  が作用することにより軸方向引張り力  $W(=\pi a_1 2P)$  が管端部に推力として発生する。

図 4.9 は有限要素法 (FEM) 解析で用いたメッシュ分割例を示す。有限要素法 (FEM) では締結体の対称性を考慮してその 1/2 を解析対象とした。なお、ガスケットは管フランジとの接触部分のみをモデル化した。トルク法によるボルト初期締付け力のばらつきを考慮するために、実験により得られた各締付け段階でのボルト軸力となるようにボルト軸端部の変位量を決定し、内圧作用時にはボルト軸端部を拘束し、管フランジとガスケット内側面に内圧  $P$  を作用させ、管端面に軸方向引張り力  $W$  を作用させる。有限要素解析におけるガスケット特性は、図 4.2 に示す実験により測定された非石綿ガスケットの応力-変位線図<sup>88)</sup>を用いる。実験結果より JIS B 2251<sup>2)</sup> および ASME PCC-1<sup>3)</sup> によるボルト初期締付け力のばらつきおよび密封性能の差異は小さいため、解析では JIS B 2251<sup>2)</sup> によるボルト締付け結果を用いた場合のみの解析とする。有限要素コードは ANSYS を用いる。

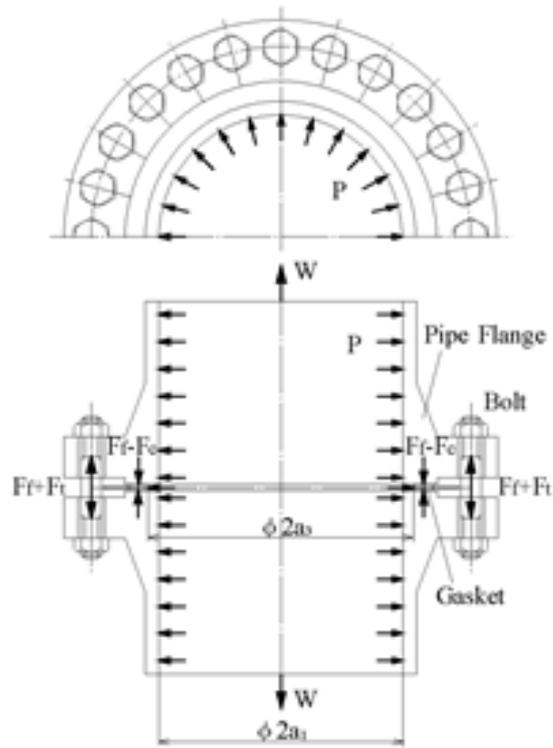


図 4.8 内圧の作用する管フランジ締結体モデル  
 (呼び径：20 インチ，ボルト本数：24 本)

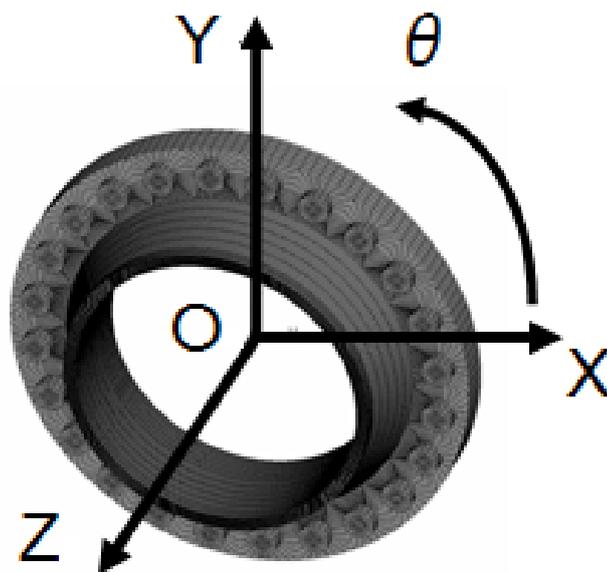


図 4.9 管フランジ締結体の弾塑性有限要素解析モデル

#### 4. 4. 2 有限要素法 (FEM) 解析結果

図 4.10 はボルト軸力測定実験により得られた各締付け段階のボルト軸力の値を用いて FEM 解析を行い、得られた大口径 (20") 管フランジ締結体の内半径および外半径位置における円周方向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  $\sigma_z$  を示し、横軸は円周方向角度  $\theta$  を示す。実線がガスケット外周 ( $r=325.5\text{mm}$ ) におけるガスケット接触応力分布を示し、破線はガスケット内周 ( $r=267.5\text{mm}$ ) におけるガスケット接触応力分布を示す。記号のない線は目標ボルト初期締付け力が同一に締結された場合の管フランジ締結体のガスケット接触応力分布を示す。この結果より各締付け段階 (各 Pass) においてガスケット外周の位置では、ボルト軸力のばらつきが大きく影響するため円周方向 ( $\theta$ ) でのガスケット接触応力の分布が大きい。一方、内周の位置では、ボルト締付け初期段階にボルト軸力の影響がみられるが、ボルト締付け完了時ではボルト軸力のばらつきがガスケット接触応力分布に及ぼす影響は極めて小さい。

図 4.11 はボルト締結後、締結体が内圧を受けた場合のガスケット接触応力分布を示す。この図より、内圧の増加につれてガスケット接触応力が減少することが分かる。また大きく分布したガスケット接触応力の大小によらず、内圧作用によりガスケット接触応力は一様に減少している。

図 4.12 は小口径 (3") 管フランジ締結体および大口径 (20") 管フランジ締結体の円周方向ガスケット接触応力分布の比較を示す。ここでは、小口径 (3") 管フランジ締結体と大口径 (20") 管フランジ締結体で密封性能が異なるため、ほぼ同等の密封性能におけるガスケット接触応力分布を比較対象とする。すなわち、小口径 (3") 管フランジ締結体はボルト初期締付け時の目標平均ガスケット接触応力  $\sigma_{zm}$  が 30MPa、大口径 (20") 管フランジ締結体は、 $\sigma_{zm}$  が 60MPa である。縦軸はガスケット接触応力  $\sigma_z$  を締付け時の目標平均ガスケット接触応力  $\sigma_{zm}$  で無次元化した値を示し、横軸には円周方向角度  $\theta$  を示す。この図より、小口径 (3") 管フランジ締結体の場合、ボルト初期締付け力のばらつきはガスケット外半径からガスケット内半径にかけてガスケット接触応力分布に影響し、ガスケット接触応力分布が比較的一様に分布することが分かる。大口径 (20") 管フランジ締結体の場合、前述のとおり、ガスケット外半径位置でのガスケット接触応力分布は大きく分布し、ガスケット内径位置でのガスケット接触応力分布の変化は小さいことが示されている。大口径 (20") 管フランジ締結体では、ボルト初期締付け力が外半径付近のガスケット接触応力のみ大きく影響するため局所的にガスケット接触応力が著しく小さくなる、いわゆるフランジローテーションが発生していると推測される。したがって大口径 (20") 管フランジ締結体は、小口径 (3") 管フランジ締結体より密封性能が低下しやすいと考えられる。

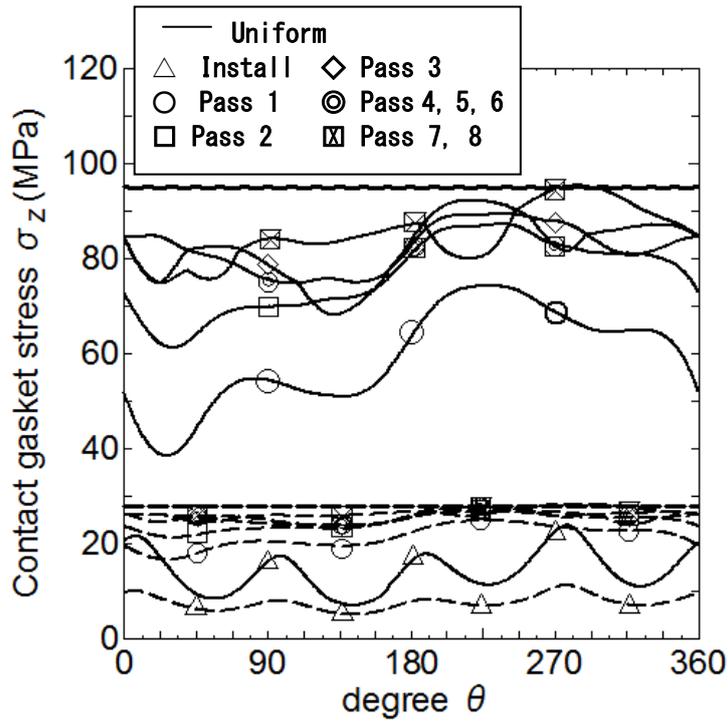


図 4.10 大口径管フランジ締結体の円周方向のガスケット接触応力分布（ボルト締付け過程）

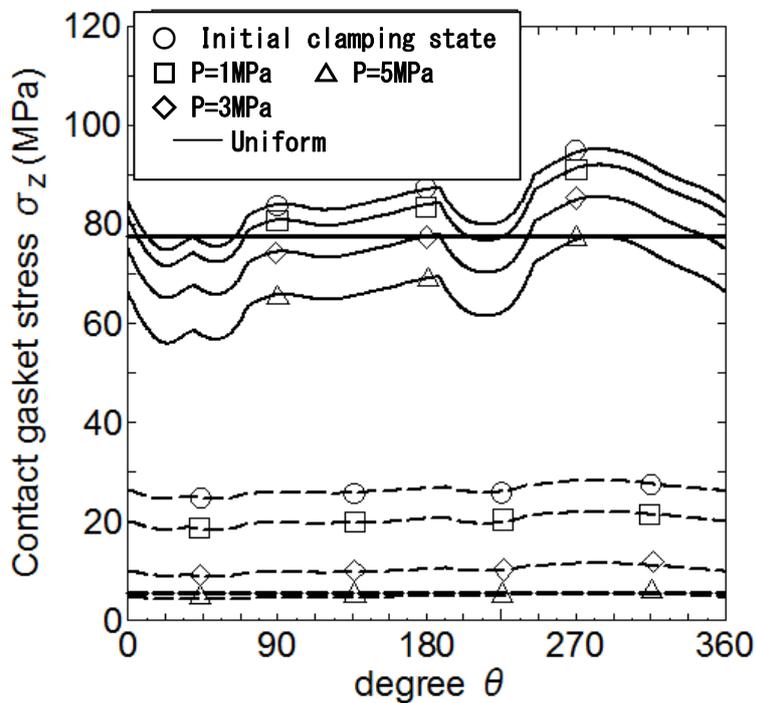


図 4.11 大口径管フランジ締結体の円周方向のガスケット接触応力分布（内圧作用時）

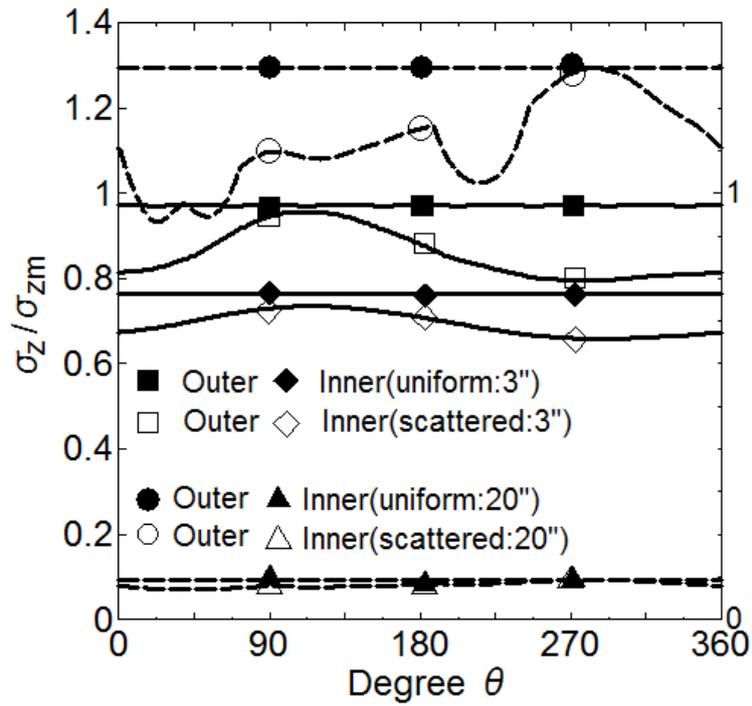


図 4.12 内圧作用時の大口径管フランジ締結体および小口径管フランジ締結体の円周方向ガスケット接触応力分布の比較

## 4. 5 漏えい量基準の締付け効率の提案

漏えい量基準の締付け効率  $\eta$  を検討する。PVRC では、ボルト締結時の軸力のばらつきを考慮して平均ボルト軸力が目標とする値になるように締付け効率  $\eta$  を決めている。しかし漏えい量は別問題である、このため本研究では管フランジ締結体に要求される密封性能を達成することを目的に、実験より得られた管フランジ締結体の密封性能の結果を用いて漏えい量基準の締付け効率  $\eta$  を定義し、新たに  $\eta$  を提案する。。すなわち実際のボルト初期締付け力は目標ボルト初期締付け力  $F_f$  の  $1/\eta$  倍し ( $F_f/\eta$ ) として締付けると、実際の漏えい量が設計された漏えい量以下になることを意味している。管フランジ締結体のボルト初期締付け力がばらついた場合における密封性能を表すタイトネスパラメータを  $T_{ps}$  とし、またボルト初期締付け力が同一である場合でのタイトネスパラメータを  $T_{pu}$  とする。式(4.2)は  $\eta$  の定義を示し、この両者の比を締付け効率  $\eta$  とする。

$$\eta = \frac{T_{ps}}{T_{pu}} \quad \text{-----} \quad (4.2)$$

図 4.13 は図 4.7 で示された結果および式(4.2)を用いて算出される結果を示す。縦軸は漏えい量基準の締付け効率  $\eta$  を示し、横軸はボルト初期締付け時の平均ガスケット接触応力  $\sigma_{zm}$  を示す。図 4.13 より、PVRC が提案する締付け効率  $\eta=0.85$  (ボルト軸力基準) と比較すると漏えい量基準の締付け効率  $\eta$  の方が PVRC のそれより小さい値になることが分かる。管フランジ締結体の密封性能が良い場合すなわちボルト初期締付け時の目標平均ガスケット接触応力を大きく設定した場合 ( $\sigma_{zm}=60\text{MPa}$  程度) ではガスケット外周部分での大きなボルト軸力のばらつきの影響によりボルト初期締付け力が同一な状態の締結体より密封性能が低くなる。この割合はガスケットの使用範囲内では一定値に収束することが示されている。したがって、大口径管フランジ締結体 (8"以上) について漏えい量( $T_p$ )基準の締付け効率  $\eta$  を 0.65 程度、小口径管フランジ締結体では  $\eta$  を 0.8 程度にすべきであることが示されている。言い換えると、PVRC の提案する  $\eta=0.85$  では許容漏えい量を満足しない非保守的な設定となることを示している。なお永田ら<sup>14)</sup>の研究による石綿ガスケット付き小口径 (3") 管フランジ締結体を用いた場合も破線で示す。非石綿 CSG の場合の方が石綿 CSG を用いた締結体の場合より  $\eta$  の値が大きく、非石綿 CSG 付き管フランジ締結体ではボルト初期締付け力のばらつきが密封性能に及ぼす影響が小さいことを示している。

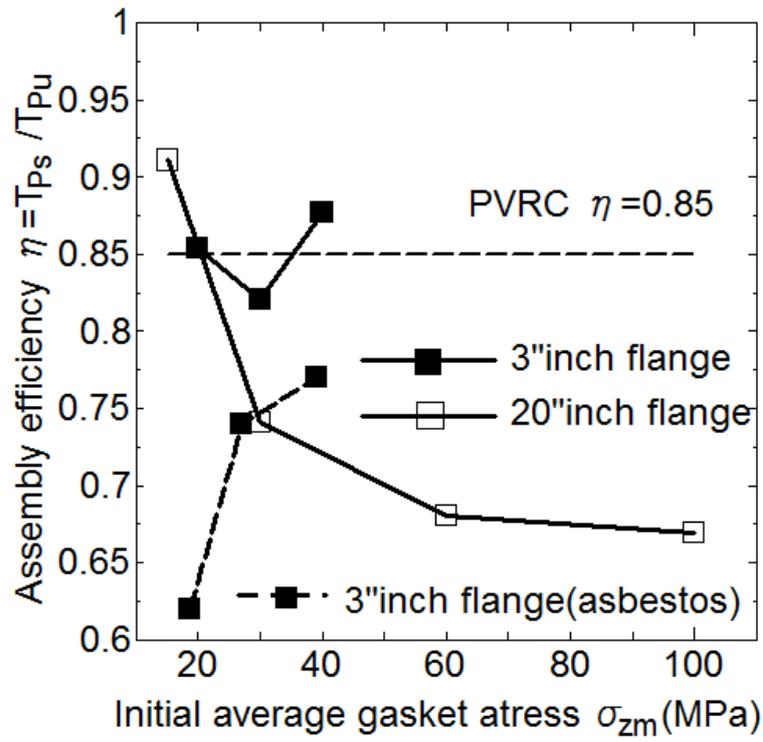


図 4.13 初期ガスケット接触応力が締付け効率  $\eta$  に及ぼすの影響

## 4. 6 結言

本章では、1) JIS B 2251 および ASME PCC-1 の 2 通りのボルト締付け手順、2) 小口径 (3") および大口径 (20") の 2 種の管フランジ締結体について、管フランジ締結体の①ボルト初期締付け力のばらつき、②ガスケット接触応力分布、③密封性能に及ぼす影響を実験ならびに有限要素法 (FEM) 解析により評価した。またその結果をもとに、非石綿 CSG (ジョイントシートガスケット) を使用した場合の漏えい量を基準とした締付け効率  $\eta$  について検討を行った。得られた結果を以下に示す。

1. 実際の管フランジ締結体およびトルクレンチを用いて、JIS B 2251 および ASME PCC-1 に基づくトルク法によりボルト締付けを行った。JIS B 2251 および ASME PCC-1 に基づく締付け手順での、ボルト締付け完了時におけるボルト初期締付け力のばらつきの程度に関して、両者の差異は極めて小さいこと、またボルト初期締付け力のばらつきの程度は管フランジ呼び径によらないことを示した。
2. PVRC の提案するタイトネスパラメータ  $T_p$  を用いて管フランジ締結体の密封性能を評価した。その結果、JIS B 2251 および ASME PCC-1 に基づく締付け手順により締結された締結体の密封性能に大きな差異は見られなかった。ボルト初期締付け力が同一の管フランジ締結体の密封性能に比べ、ボルト初期締付け力がばらついた締結体のそれはより低いことが示され、またばらつきが密封性能に及ぼす影響は大口径管フランジ締結体の方が大きいことを明らかにした。
3. 実験より得られた各締付け段階のボルト軸力を用いてガスケット接触応力分布を求めるために有限要素法 (FEM) による応力解析を行った。ボルト初期締付け力が大口径管フランジ締結体のガスケット接触応力に及ぼす影響は、ガスケット内半径では小さいが、ガスケット外半径で極めて大きい。一方、小口径管フランジ締結体の場合、ボルト初期締付け力のばらつきがガスケット接触応力に及ぼす影響は、ガスケット全体に及ぶことが分かった。
4. 実際の非石綿ガスケット付き管フランジ締結体を用いて得られたタイトネスパラメータ  $T_p$  の値より、漏えい量基準の締付け効率  $\eta$  を新たに提案し、算出した。大口径 (20") 管フランジ締結体および小口径 (3") 管フランジ締結体に対する締付け効率  $\eta$  の値は一定とはならず小口径管フランジ締結体では 0.8 程度、大口径管フランジ締結体では 0.65 程度にすべきであることを示した。なお PVRC の提案する  $\eta$  は  $\eta=0.85$  であり、この  $\eta$  の値は漏えい量基準の締結体設計では非保守側になることを示した。さらに、非石綿 CSG (ジョイントシートガスケット) 付き小口径 (3") 管フランジ締結体の  $\eta$  の値は石綿 CSG (ジョイントシートガスケット) のそれと比べて大きいことを示した。

## 第5章 曲げモーメントと内圧を受ける管フランジ締結体の応力解析と密封性能評価

### 5. 1 緒言

前章までで述べたように、管フランジ締結体の密封性能はガスケット接触応力に依存する。ガスケット接触応力は内圧など管フランジ締結体に作用する外荷重の影響を受けて変化する。そのため、管フランジ締結体からの漏えいを防止するには、外荷重が作用する条件下でも十分なガスケット接触応力を維持することが重要である。管フランジ締結体の設計においては、作用する外荷重として内圧のほかに曲げモーメントについても考慮する必要がある。管フランジ締結体に作用する内圧はボルト軸力は増加させるもののガスケット接触応力を減少させる。曲げモーメントは、圧縮側ではガスケット接触応力を増加させるが、引張側のガスケット接触応力を減少させる。また一般的には、曲げモーメントによるガスケット接触応力の変化は内圧によるそれよりも大きく、1995年の兵庫県南部地震の際には液状化による地盤沈下で発生した曲げモーメントによりLPG貯蔵施設内の配管フランジ部のガスケット面が開口する事故が生じた<sup>11)</sup>。そのため、管フランジ締結体に作用する曲げモーメントの影響に関する解析、あるいは曲げモーメントの影響を加味したフランジ締結体の設計方法に関する研究も行われている<sup>8, 27, 29, 69, 121, 135-139)</sup>。しかしながら、内圧と曲げモーメントが作用する管フランジ締結体の漏えい特性に及ぼす曲げモーメントの影響について十分に解明されているとは言えない。そのため内圧と曲げモーメントが作用する管フランジ締結体の密封性能を評価し、漏えい量を予測する技術の確立が望まれる。

従来の研究<sup>8, 27, 29, 69, 121, 135-139)</sup>では、曲げモーメントが作用した場合、ガスケットの非線形的な圧縮特性が重要な影響を及ぼすことを示している。曲げモーメントが作用した場合、管に発生する応力分布は、圧縮側と引張側では対称である。しかしながらガスケット接触応力は、ガスケットの非線形圧縮特性に起因して非対称の分布になる。ガスケットの弾性係数は、負荷時に比べて除荷時の場合のほうが大きい。従って外荷重によりガスケット接触応力が変動する場合、負荷側に比べて除荷側のガスケット接触応力の変化が大きい。沢らは、曲げモーメントが作用するときガスケット接触応力が等価内圧、 $P_{eq}$ 、まで低下すると漏えいが生じることを示した<sup>69)</sup>。さらに内部流体が水の場合には、漏えいを防止するために必要な最小ガスケット接触応力は内圧以上であることも実験で明らかにした<sup>135, 136)</sup>。また安藤ら<sup>8)</sup>は、兵庫県南部地震のLPガス漏えい事故後に、内部流体として水を使用したフランジ締結体の4点曲げ試験を行い、ボルト初期締付け力を大きくすることが漏えい防止に有効であることを示した。

管フランジ締結体に発生する曲げモーメントは、締結する2つの配管の中心軸のずれに起因して組立時に発生する曲げモーメント、運用中の熱変形に起因して発生する曲げモーメント、さらに運用中に地震などの外荷重の作用により発生する曲げモーメントなどがある。このように曲げモーメントにはいくつかの発生要因があるが、ガスケットが非線形的な特性を有するため、負荷履歴、すなわち内圧負荷と曲げモーメント負荷の順番がガスケット接触応力の分布に影響することが考えられる。しかしながら、負荷履歴の影響については、未だ検討が行われていない。そこで、本章では管フランジ締結体の密封性能に及ぼす負荷履歴の影響について検討を行う。なお、実機のガスケット付き管フランジ締結体に作用する荷重は、内圧および曲げモーメントなどが重畳する場合が考えられるが、ここでは負荷履歴として典型的な以下の二つの負荷方法を想定する。

- 1) 最初に内圧が作用し、続いて曲げモーメントが作用するケース
- 2) 最初に曲げモーメントが作用し、その後内圧が作用するケース

管フランジ締結体の密封性能を評価するためには、ガスケットの非線形特性を考慮する必要がある。この検討においては発電プラントあるいは化学プラントなどで広く使用される膨張黒鉛をフィラーに使用したうず巻き形ガスケット (SWG) を検討対象にし、その変形特性を事前に求め、解析に使用する。

この章では、下記の[1]および[2]を遂行することを目的としている。

- [1] 内圧と曲げモーメントが作用するガスケット付き管フランジ締結体のガス漏えい量を予測する。
- [2] 負荷履歴がガスケット接触応力分布およびガス漏えい量に及ぼす影響を明らかにする。

内圧および曲げモーメントが作用するガスケット付き管フランジ締結体の三次元有限要素法 (FEM) 解析を行い、外荷重が作用した状態でのガス漏えい量を予測するとともに、実験結果との比較、さらには管フランジ締結体の密封性能に及ぼす負荷履歴についても検討する。曲げモーメントが作用する管フランジ締結体の設計で密封性能の予測と同様に重要な項目であるハブ応力についても検討を実施して、管フランジ締結体の設計への提言をまとめる。

## 5. 2 漏えい量測定実験

図 5.1 は内圧および曲げモーメント下での漏えい実験に使用した管フランジ締結体の模式図を示す。管フランジはガスケットを介し 8 本のボルトで締結されている。管フランジの材質は低合金鋼, SFVC2A (JIS, 日本工業規格) であり、ボルトは炭素鋼, S45C (JIS) である。ガスケットは膨張黒鉛をフィラー材とするうず巻き形ガスケット (SWG) である。図 5.2 は、フランジ、ボルト、ガス

ケットの詳細寸法を示す。管フランジは、class600 のものであり呼び径は3インチである。ボルト軸部にはひずみゲージを貼り付け、初期、すなわち管フランジ締結時のボルト軸力の調整に使用するとともに、外荷重が作用した時の軸力変動を監視した。図 5.3 に、実験装置の外観写真を示す。

管フランジは、初期ボルト軸力  $F_f$  で締付け、その後、内圧および曲げモーメントを負荷する。初期締付け時には、ボルトに貼り付けたひずみゲージの出力を監視しながらすべてのボルト軸力が一定になるように締結した。内圧はヘリウム (He) ガスを用いて負荷した。曲げモーメントは、油圧シリンダーを用いて 4 点曲げにて負荷した。ボルトのひずみは試験中常時監視し、内圧は圧力計で想定した。管フランジからの漏えい量は内圧変化から評価する圧力降下法で測定した。この漏えい試験における漏えいガスの量は微小なため、試験中は雰囲気温度を常時監視し、漏えい量の温度補正を実施して、測定結果に温度変動が影響を及ぼさないようにした。

曲げ加重が作用する時の管フランジ締結体のハブ応力、 $\sigma_h$  の変動は、ハブに貼り付けた 3 軸ひずみゲージで測定した。図 5.4 はハブに貼り付けたひずみゲージの位置を示す。

漏えい試験の条件を以下に示す。

ガスケット接触応力、 $\sigma_z$  : 50, 80, 100 MPa

内圧、 $P$  : 4MPa

曲げモーメント (曲げモーメント)、 $M$  : 2.5 ~ 10.5 kN-m

ここでガスケット接触応力は、管フランジ締結時の応力である。外荷重の負荷履歴については、以下の 2 ケースについて試験を実施した。

ケース #1 : 最初に内圧を負荷し、その後曲げモーメントを負荷する

ケース #2 : 最初に曲げモーメントを負荷し、その後内圧を負荷する

本試験では、漏えい量はガスケット接触応力の関数として評価した。なお試験に先立ち、うず巻き形ガスケット(SWG)の漏えい特性を JIS B 2490, 「管フランジ用ガスケットの密封特性試験方法」<sup>88)</sup>で測定し、ガスケット接触応力の変動と漏えい量の変化の推定に使用した。

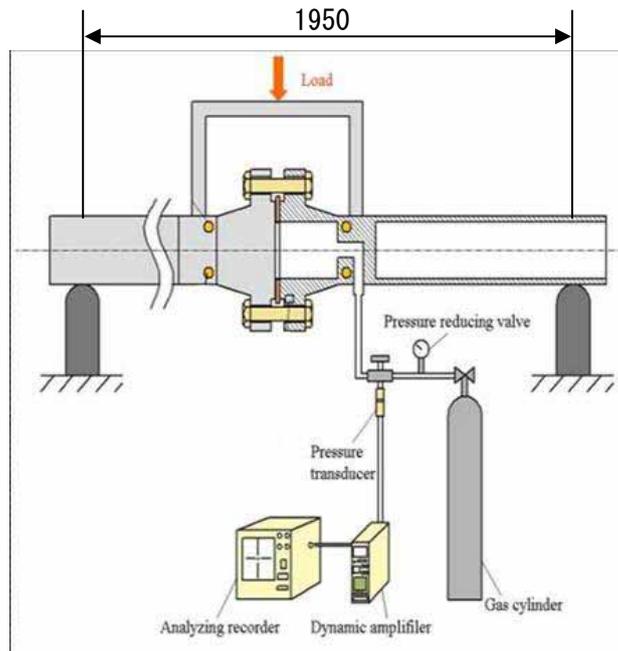
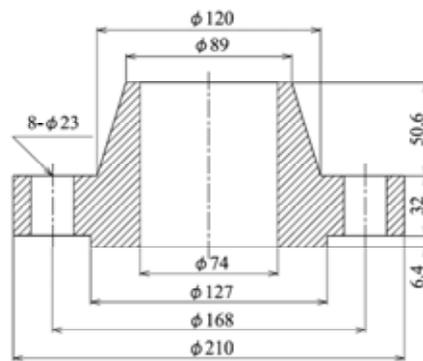
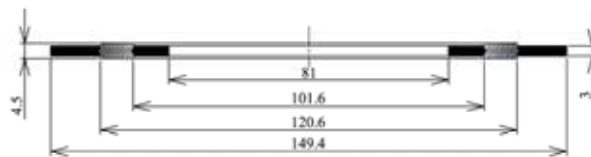


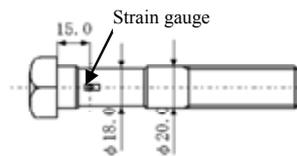
図 5.1 漏えい試験装置の模式図



(a) 管フランジ



(b) うず巻き形 (SWG) ガスケット (ASME/ANSI Class 300/600 3" )



(c) ボルト (M20 JIS)

図 5.2 管フランジ, うず巻き形ガスケットおよびボルトの寸法



図 5.3 試験装置の外観写真

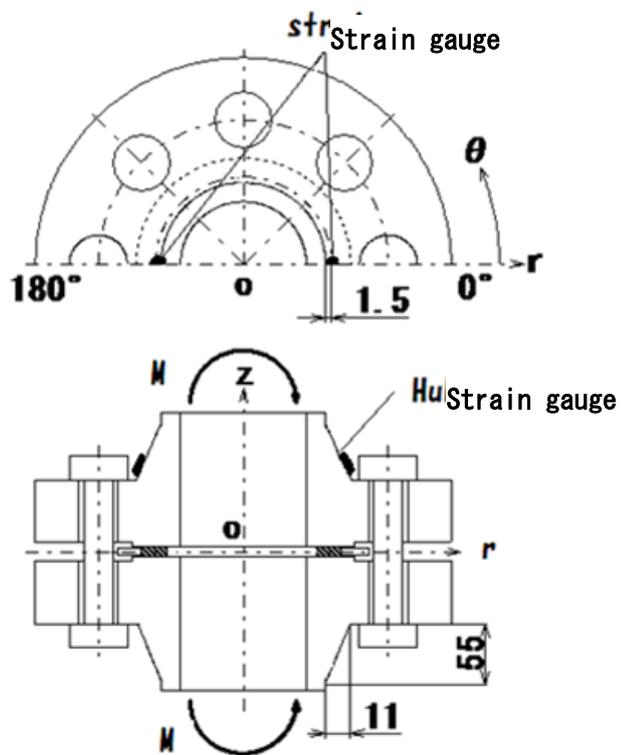


図 5.4 ハブ応力測定用ひずみゲージの貼り付け位置

### 5. 3 有限要素法 (FEM) 解析

図5.5は有限要素法 (FEM) 解析に供した管フランジ締結体のモデルを示す。実験は左右対称の4点曲げで行うため、有限要素法 (FEM) 解析は1/2モデルで行う。このモデルの節点数は61966、要素数は54680である。有限要素法 (FEM) 解析に使用したコードはANSYSであり、非線形三次元解析を行う。曲げモーメントは管端部に線形の応力分布を与える。管フランジの縦弾性係数は206GPa、ボルトのそれは205GPaである。用いたガスケットはうず巻き形ガスケット (SWG) であり、その変形特性としては実験で測定した応力-変形線図を使用する<sup>142)</sup>。

有限要素法 (FEM) 解析では、最初に締結時のボルト軸力を与え、その後負荷履歴を考慮して内圧および曲げモーメントを所定の順番で与える。図 5.6 は、有限要素法 (FEM) 解析の境界条件を示す。また図 5.7 は、実験で得たガスケットの応力-変形線図を示す。

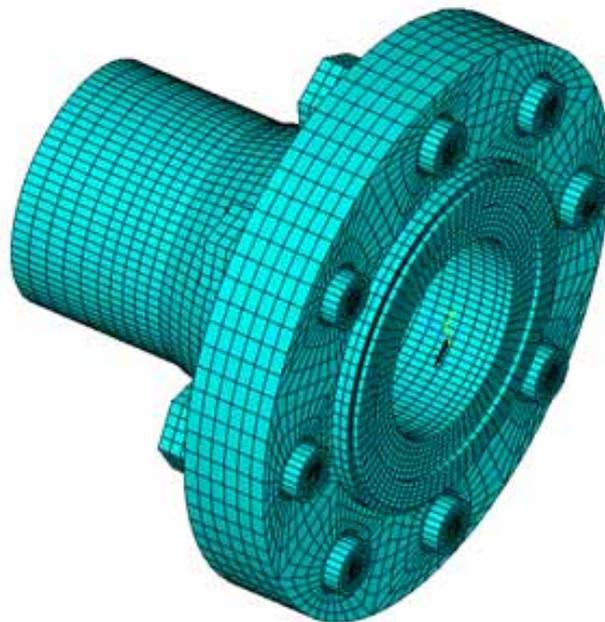


図 5.5 管フランジ締結体のメッシュモデル

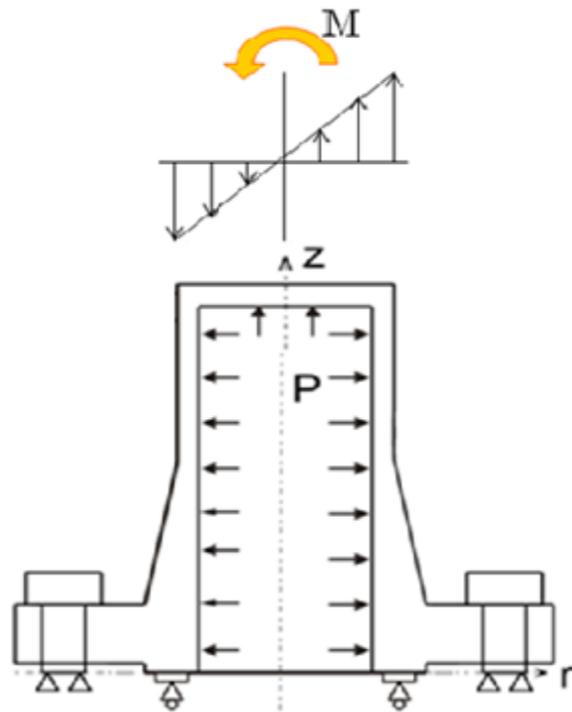


図 5.6 有限要素法 (FEM) 解析における境界条件

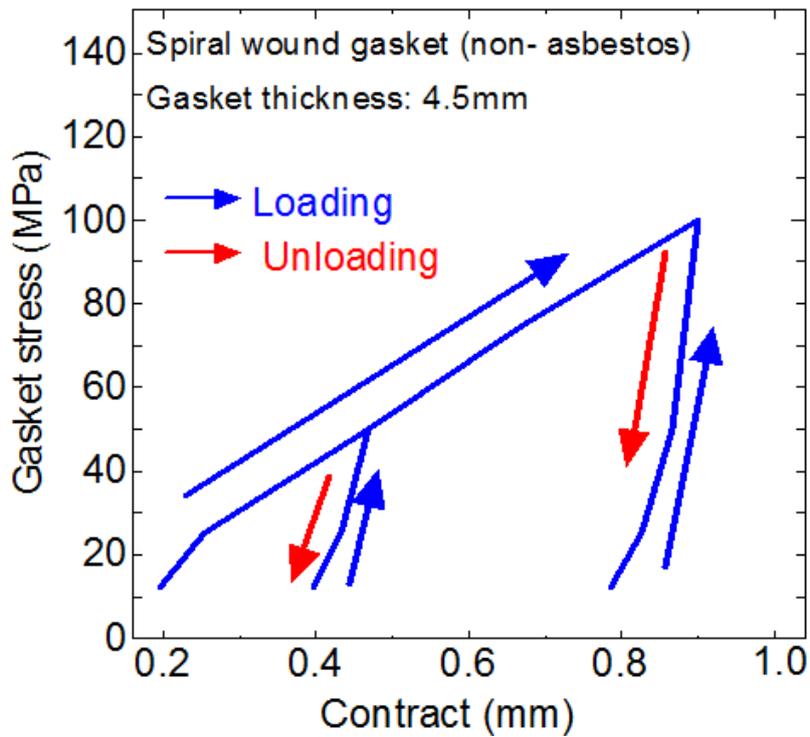


図 5.7 うず巻き形ガスケット (SWG) の応力-変形線図

## 5. 4 結果および考察

### 5. 4. 1 漏えい量測定実験結果

図5.8はJIS B 2490<sup>88)</sup>に準じて実施したSWGの漏えい試験結果を示す。図5.8で漏えい量は、漏えい率とガスケットの圧縮変形量の関係として評価する。漏えい率はガスケットの圧縮変形量の増加に伴い減少する。漏えい率 $L_s$ とガスケットの圧縮変形量 $\delta$ の関係は次式で示される。

$$L_s = 0.0004 \exp(-5.3585\delta) \quad \text{-----} \quad (5.1)$$

式(5.1)を用いて、FEM解析の結果から漏えい率を推定する。具体的にはSWGの変形量をFEM解析で求め、その値から式(5.1)を用いて漏えい率を算出し漏えい量を推定する。この時、SWGのガスケット接触応力および変形量は曲げモーメントの影響により一様ではない。そこでガスケットを円周方向に16分割し、分割された各部位での漏えい率を式(5.1)で算出し各部位での漏えい量を積算することにより漏えい率を推定する。

図 5.9 は、漏えい試験で得られた内圧および曲げモーメントが作用する時のガスケット接触応力と漏えい率の関係である。図 5.9(a)は曲げモーメント、 $M=2.5$  kN-m の時の結果であり、図 5.9(b)は曲げモーメント、 $M=5$  kN-m の結果である。図 5.9 中の■は、ケース # 1、すなわち内圧 (IP)、曲げモーメント (Bent)の順に負荷した時の試験結果である。また図 5.9 中の●はケース # 2、曲げモーメント (Bent)作用後、次に内圧 (IP)の順で負荷した時の試験結果である。いずれの曲げモーメントの場合でも、負荷履歴 (内圧および曲げモーメントの負荷の順番) が管フランジの密封性能に影響を及ぼしており、漏えい率はケース # 2のほうの方がケース # 1より大きい。また密封性能に及ぼす負荷履歴の影響は特にガスケット接触応力が小さい場合に大きく、ガスケット接触応力が大きくなるとその差は小さくなる。この結果は、図 5.7 に示すガスケットの非線形復元特性に起因するものと思われる。

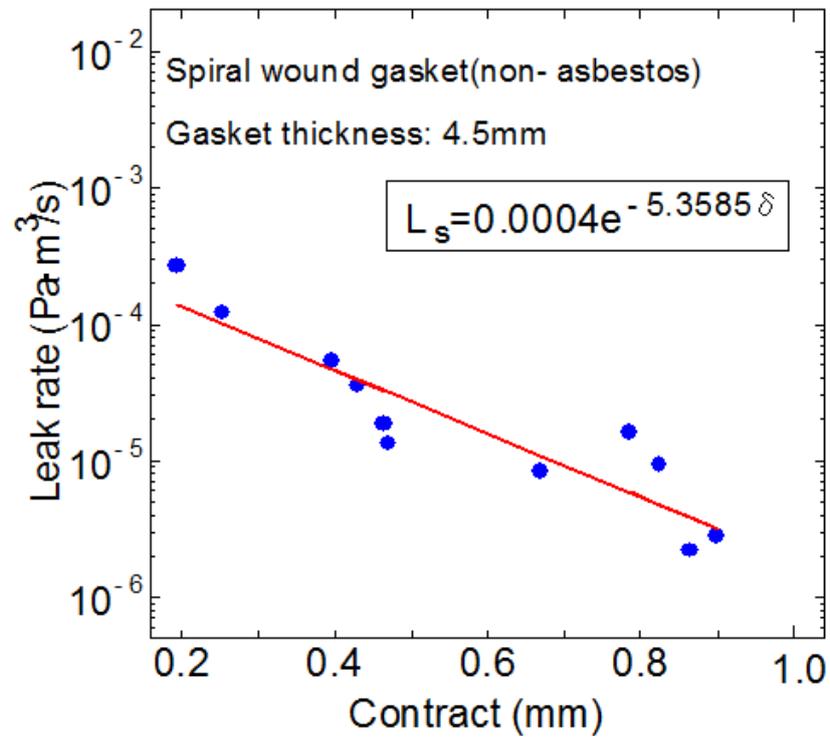
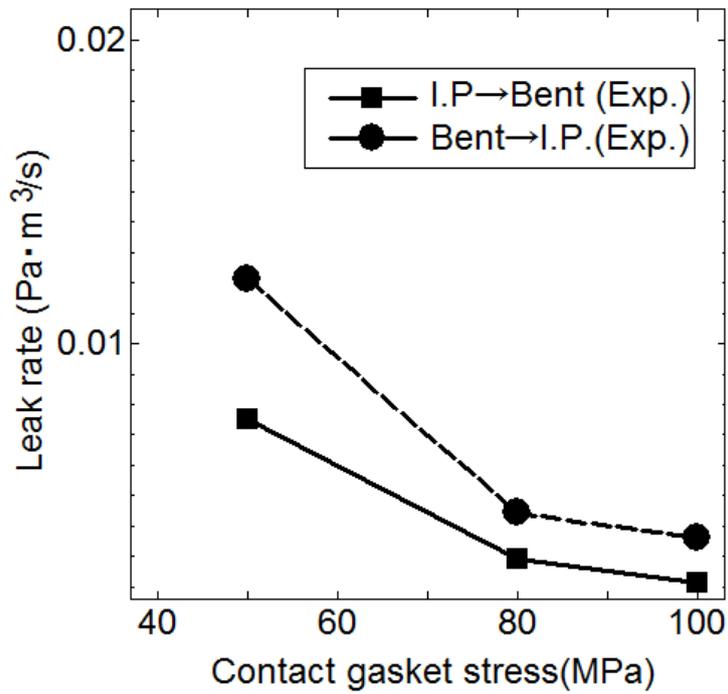
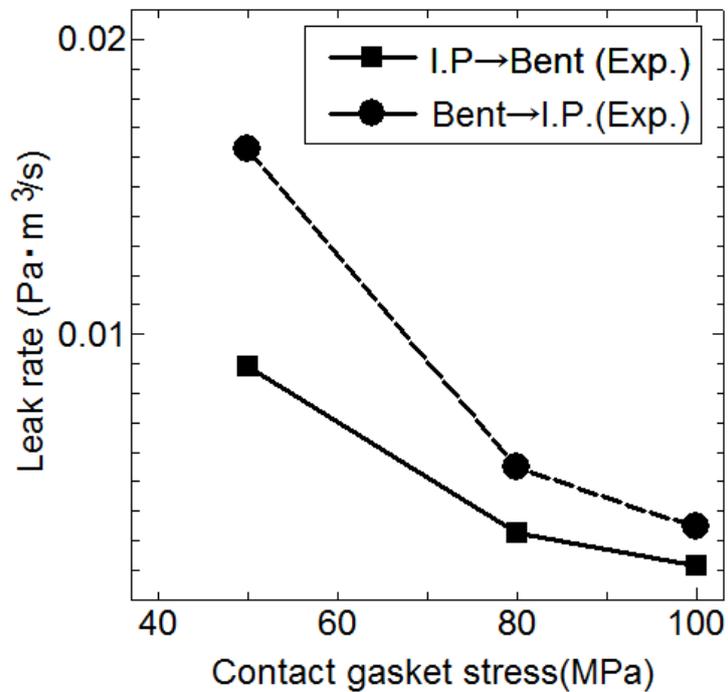


図 5.8 JIS B 2490 による SWG (うず巻き形ガスケット) 単体での漏えい量測定試験結果



(a) 曲げモーメント,  $M=2.5\text{kN}\cdot\text{m}$  の場合



(b) 曲げモーメント,  $M=5\text{kN}\cdot\text{m}$  の場合

図 5.9 内圧および曲げモーメントが作用する時の管フランジ締結体のガスケット接触応力と漏えい率

## 5. 4. 2 有限要素法 (FEM) 解析結果

図5.10は、FEM解析で得られた内圧と曲げモーメントが作用する時の管フランジ締結体の解析結果の一例を示す。図5.10(a)はガスケット接触応力分布、図5.10(b)はハブ応力（ハブ部の主応力）分布である。解析では、ボルト初期締付け力は均一に設定している。

図5.11(a)は、ケース#1、内圧 (IP)→曲げモーメント (Bent)におけるガスケット接触応力の変化を示す。作用した曲げモーメント（曲げモーメント）は  $M=5\text{kN}\cdot\text{m}$  である。内圧が作用するとガスケット接触応力は締結時 (Assembled) より若干減少するが、その分布に変化は無く一様な接触応力分布が維持される。一方、曲げモーメントが作用するとガスケット接触応力は大きく変化し、円周方向に非対称な分布を示す。

図5.11(b)は、ケース#2、曲げモーメント (Bent)→内圧 (IP)におけるガスケット接触応力の変化を示す。曲げモーメントは、図5.11(a)と同様に  $M=5\text{kN}\cdot\text{m}$  である。曲げモーメントの作用によりガスケット接触応力は大きく変化し、また内圧の作用によりガスケット接触応力は一様に減少する。引張側のガスケット接触応力は、ケース#2もケース#1もほとんど同じであるが、圧縮側ではケース#1に比べてケース#2が小さい。その結果、平均ガスケット接触応力はケース#2がケース#1に比べて小さくなる。

ガスケット付き管フランジ締結体の密封性能は、ガスケットの圧縮変形量すなわちガスケット接触応力に依存する。ケース#1とケース#2では図5.9に示すような密封性能（漏えい率）の差が生じていたが、この結果は、前述のように荷重の作用する順番によりガスケット接触応力分布に差が生じることに起因している。

内圧および曲げモーメントが作用する時のガスケット接触応力分布は、ガスケットの非線形復元特性によって生じる。図5.12は外荷重が作用した時のガスケットの接触応力変化をガスケットの応力-変形線図で示したものである。図中の①、②、③は図5.11に示す漏えい試験の各線（ボルト締結時、内圧作用時、曲げモーメント作用時）に対応する。ガスケットの縦弾性係数は、負荷曲線に比べて除荷曲線の方が大きいため、曲げモーメントが作用する時のガスケット接触応力は引張側および圧縮側で大きく異なり、圧縮側のガスケット接触応力の増加に比べて引張側でのその減少量のほうが大きくなる。

図5.12(a)に示すケース#1の場合、締結後 (Assembled) に内圧 (IP) が作用した時には一様にガスケット接触応力が減少する (①→②)。その後、曲げモーメント (Bent) の作用により、引張側では除荷曲線に沿ってガスケット接触応力が減少する (②→③)。一方、圧縮側では除荷曲線に沿ってガスケット接触応力が増加

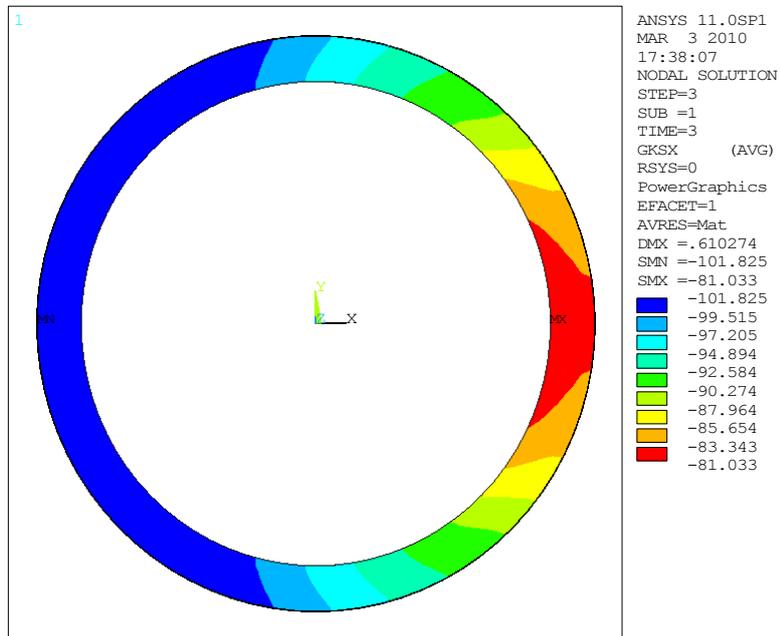
して締結時の値に達した後、負荷曲線に沿って緩やかに増加する(②→①→③)。引張側では、大きな除荷曲線の縦弾性係数により②→③の過程でガスケット接触応力が大きく減少するのに対し、圧縮側では小さな縦弾性係数の負荷曲線により①←③の過程でのガスケット接触応力の増加が小さいため、引張側および圧縮側でのガスケット接触応力の非線形な分布が生じる。

図5.12(b)に示すケース#2の場合には、曲げモーメントの作用により圧縮側ではガスケット接触応力が負荷曲線に沿って緩やかに増加する(①→②)。一方、引張側では除荷曲線に沿ってガスケット接触応力が大きく減少する(①→②)。その後内圧が作用する時には、圧縮側および引張側ともに除荷曲線に沿ってガスケット接触応力が減少する(②→③)。引張側においては、ケース#1とケース#2は、①を起点に除荷曲線に沿ってガスケット接触応力が減少するため、内圧および曲げモーメントが作用後のガスケット接触応力に生じる差異は極めて小さい。一方圧縮側では、ケース#1では除荷曲線および負荷曲線の過程を経て③に至るのに対し、ケース#2は負荷曲線および除荷曲線の過程で③に至るため、圧縮側では最終的なガスケット接触応力に差が生じる。この結果、負荷履歴、すなわち外荷重の作用する順番により管フランジ締結体のガスケット接触応力に差異が生じる。

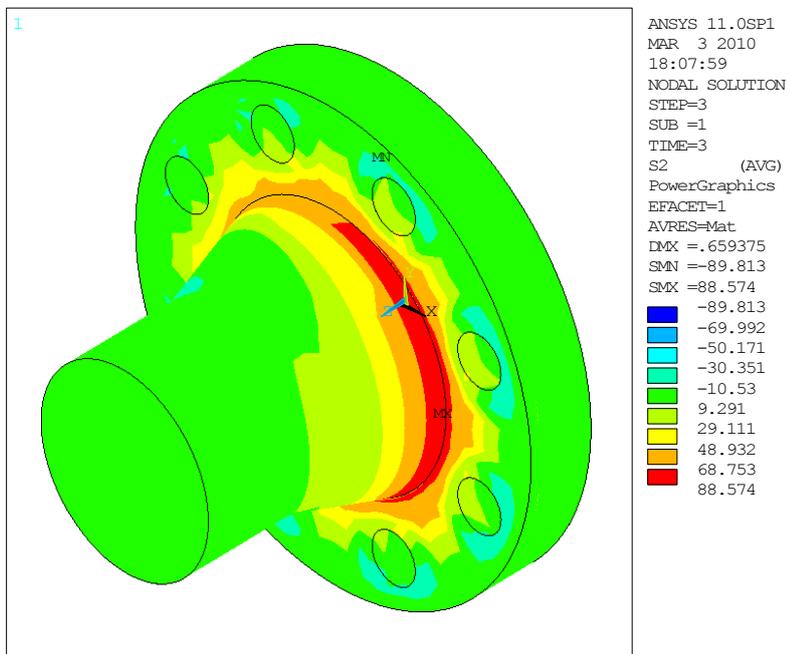
図5.13はFEM解析で得られた漏えい率の予測結果を実験結果と比較した結果である。横軸にはガスケット接触応力を示し、漏えい率をガスケット接触応力の関数として表示している。ここでFEM解析による漏えい率の推定は以下の手順で行う。

1. FEM解析によりガスケット接触応力を算出する。
2. 図5.7に示すガスケットの変形線図からFEM解析で得られたガスケット接触応力に対応するガスケット変形量を推定する。
3. 式(5.1)より漏えい率を推定する。

図5.13に示すように、FEM解析の結果は実験結果とかなりよく一致しており、特にガスケット接触応力の大きい領域ほどその差が小さい。また負荷履歴の差による漏えい率の差についても、FEM解析による評価結果は実験結果と対応している。この結果は、FEM解析による管フランジ締結体の密封性能の評価の妥当性を示すとともに、ガスケットの非線形な復元特性が密封性能に影響を及ぼすことを示している。

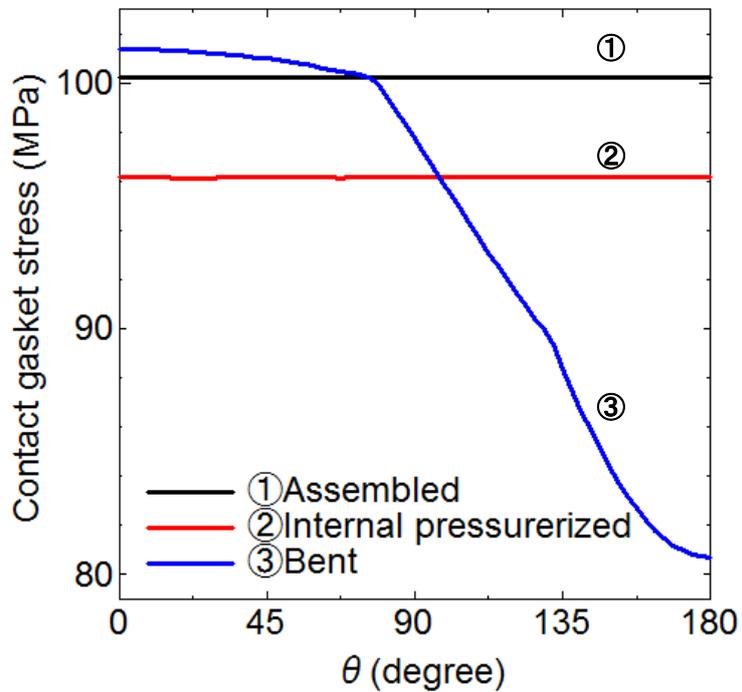


(a) ガスケット接触応力分布

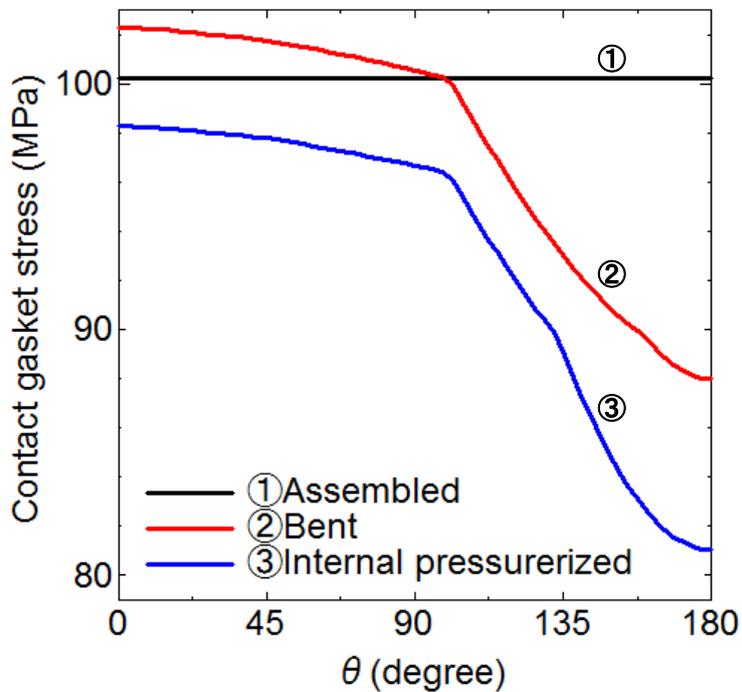


(b) ハブ応力

図 5.10 有限要素法 (FEM) 解析結果の例

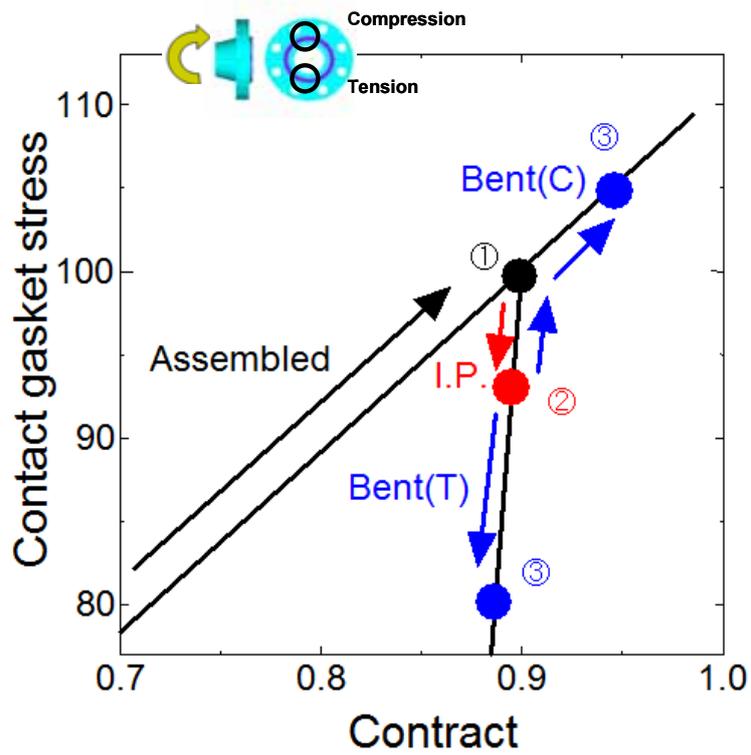


(a) Case #1 (I.P.  $\rightarrow$  Bent)

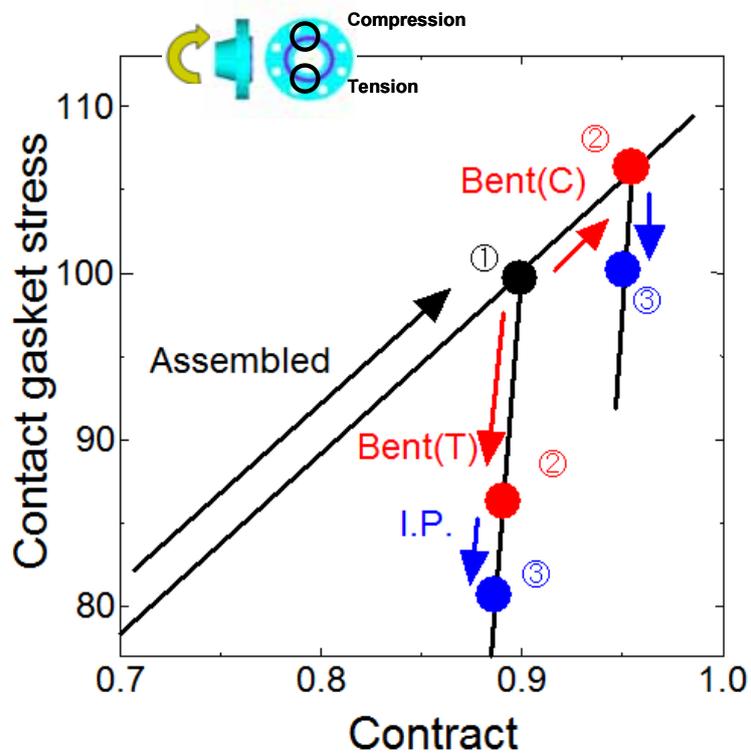


(b) Case #2 (Bent  $\rightarrow$  I.P.)

図 5.11 曲げモーメントが作用する時のガスケット接触応力の変化



(a) Case #1 (I.P. → Bent)



(b) Case #2 (Bent → I.P.)

図 5.12 曲げモーメントが作用する時のガスケット接触応力の履歴

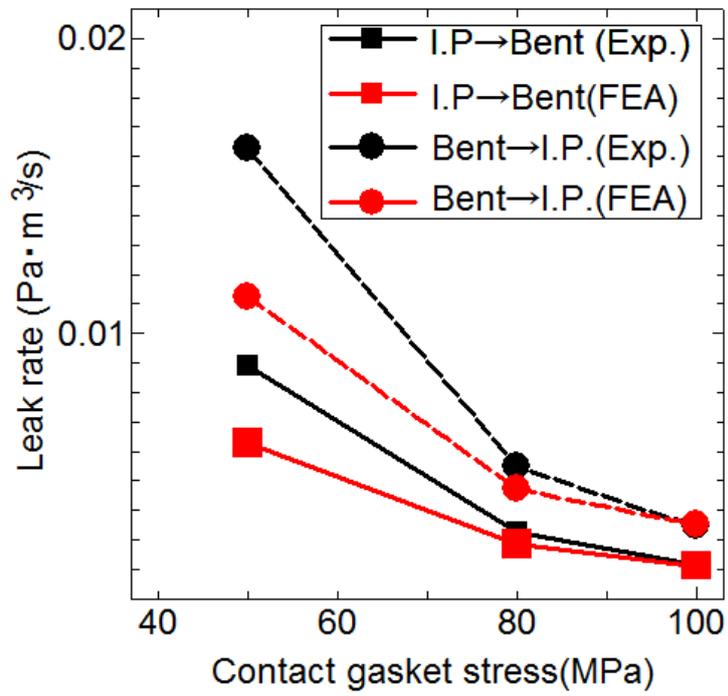


図 5.13 ガスケット接触応力が漏えい率に及ぼす影響  
(実験結果と有限要素法 (FEM) 解析結果の比較)

## 5. 5 ハブ応力

図5.14は曲げモーメントに対するハブ応力の変化を示す。ここでハブ応力はミーゼスの相当応力を示す。FEM解析の結果は実験結果と極めてよく一致しており、ハブ応力は引張側および圧縮側ともに曲げモーメントに対して線形に変化する。この結果が示すように、ハブ応力は曲げモーメントに対して敏感であり、管フランジ締結体の設計において考慮すべき重要な因子であることがわかる。特にハブ部の応力集中による疲労に関して、設計における考慮が必要である。

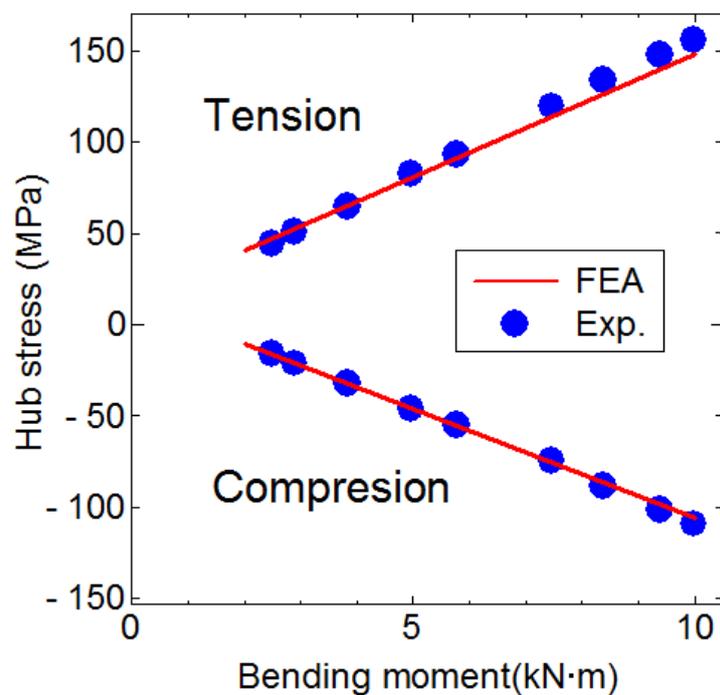


図 5.14 曲げモーメントがハブ応力に及ぼす影響  
(実験結果と有限要素法 (FEM) 解析結果の比較)

## 5. 6 結言

本章では、内圧と曲げモーメントが作用する管フランジ締結体の漏えい量を予測する手法について検討するために、実験および有限要素法 (FEM) 解析により検討した。また曲げモーメントが作用する時の管フランジ締結体に発生するハブ応力についても検討した。得られた結果を以下に示す。

1. 基本漏えい試験で得られたガスケット接触応力と漏えい率の関係、およびFEM解析で得られたガスケット接触応力分布より、管フランジ締結体の漏えい率を予測し、管フランジ締結体の曲げ試験で得られた試験結果と推定値がかなりよく一致することを示した。
2. 管フランジ締結体の密封性能には、内圧よりも曲げモーメントの影響が大きいことを示した。
3. FEM解析の結果、曲げモーメントは非線形なガスケット接触応力分布を誘引する。また非線形接触応力分布はガスケットの非線形な復元特性に起因していることを示した。
4. 管フランジ締結体の密封性能には負荷履歴が影響を及ぼし、内圧が作用した後に曲げモーメントが作用する場合に比べて、曲げモーメントが作用した後に内圧が作用する場合の方が密封性能が劣ることを示した。設計においては、曲げモーメントの影響を十分に考慮する必要があることを指摘した。
5. ハブ応力は曲げモーメントに敏感であり、設計において考慮すべき重要な因子であることを示した。

## 第6章 高温での管フランジ締結体の密封性能評価

### 6. 1 緒言

前章までガスケット付き管フランジ締結体の密封性能の評価について、力学的な観点からガスケット特性の影響、呼び径の影響について評価するとともに、実際の運用上の課題としてボルト締付け力のばらつき、外荷重に着目し、管フランジ締結体の密封性能への影響について評価を行った。本章では、さらに実用上重要な因子である温度の影響について検討を行う。

ガスケット付き管フランジ締結体には、プラントの運転中に温度変動にさらされる部位が多数存在する。管フランジ締結体に温度変動が生じると、管フランジ、ボルト、およびガスケットのそれぞれの材質の熱膨張差に起因する熱応力が発生する。一般に、ガスケット材質の熱膨張係数はフランジおよびボルトに使用される鉄鋼材料のそれに比べて大きいので、温度が上昇するとガスケット接触応力が増加して密封性能が向上することが期待できる。しかしながら、配管そのものの熱変形に起因する曲げモーメントの発生、ガスケットの変形抵抗の減少によるガスケット接触応力の低下などにより密封性能が低下する場合もある。このため、管フランジ締結体に温度変化が生じるときには、プラント立ち上げ時にホットボルティングと呼ばれるボルトの増締めを行うケースもある。また温度上昇がガスケット接触応力を増加させる場合でも、プラント停止時など温度が低下する時にはガスケット接触応力の低下が生じるため密封性能が低下する。このため、温度変動の繰り返しにさらされるような管フランジ締結体においては、温度サイクルの影響についても検討を行う必要がある。さらに高温下ではガスケットのクリープ変形による応力緩和が生じるとともに、長期間の使用中にはガスケットの経年劣化の進行も懸念される。

従って、高温下での管フランジ締結体の密封性能を評価するためには、使用するガスケットの高温下での力学的な特性、材質変化などについて詳細な評価が必要である。力学的な特性としては、変形特性として高温下での応力-変形特性を測定し、各温度での変形抵抗、縦弾性係数を取得して解析に反映させる必要があり、応力緩和特性もしくはクリープ特性が把握されていれば、力学的な健全性の時間依存性を評価することが可能である。また材質については熱膨張係数の測定が必要であり、さらに使用可能温度を明確にするために、高温下でのガスケット材そのものの耐熱性、長期安定性の評価も必要である。

これまでに高温下での管フランジの密封性能を評価するためにいくつかの研究が行われてきた<sup>28, 93, 94, 96, 129, 142-148</sup>。高木<sup>93</sup>、山口<sup>96</sup>らは、粘弾性モデルを用いて高温下での管フランジ締結体の力学的な挙動の解析を実施し、高温における管フランジ締結体の密封性能、およびその経時変化について詳細な解析を行っている。また山中ら<sup>94</sup>

は石綿ガスケットの応力緩和挙動を評価し、ガスケットを有する管フランジ締結体の漏えい発生までの寿命、余寿命評価を行っている。しかしながらこれらの研究は、ジョイントシートガスケットを対象とした研究である。ジョイントシートガスケットは幅広く使用されているが、高温では応力緩和挙動を示し、また構成材料の耐熱性は劣ることから比較的低温の用途、例えば高圧の場合には 120℃以下などに限られている。より高温の管フランジ締結体には、耐熱性に優れるうず巻き形ガスケットが使用されるが高温での特性評価の困難さから、管フランジ締結体の高温下での詳細な性能評価には至っていない。

そこで本章では、高温下で多用されている膨張黒鉛をフィラー材に使用したうず巻き形ガスケットを用いて、その力学的な特性および物性を高温下で測定し管フランジ締結体の密封性能を評価する。さらに管フランジ締結体の長期健全性評価を目的に、熱時効を施したガスケットを使用して管フランジ締結体の長期信頼性に関する考察を行うとともに、温度変動サイクルが管フランジ締結体の密封性能に与える影響についても評価を行う。

## 6. 2 実験方法

### 6. 2. 1 ガスケットの材料特性の評価

図 6.1 はガスケットの応力-変形特性測定に使用した試験装置の外観写真を示す。試験には膨張黒鉛をフィラーとするうず巻き形ガスケット (Spiral Wound Gasket, SWG)を使用する。試験に使用した装置は、機械式の圧縮／引張試験装置で、加熱炉を設置することにより室温の試験に加え、100℃、200℃および 300℃の高温下でも応力-変形特性の測定試験を行う。圧縮試験において、ガスケットの変形量は圧縮治具間変位をクリップゲージで 4 点測定し、その平均値をガスケットの初期厚さで除して圧縮ひずみとして評価する。なお前章まではガスケットの圧縮変形量と応力の関係でガスケットの変形特性を示したが、熱時効材などのガスケット厚さが未使用材のそれと若干異なるため、本章では変形量をガスケットの初期厚さで除したひずみを用い、応力-ひずみ線図として評価する。

応力-ひずみ線図の測定に加え、図 6.1 に示す装置を用いて、応力緩和試験も実施する。応力緩和試験は変位を一定として荷重の経時変化を記録することにより応力緩和挙動を計測するものであり、室温および 300℃で行う。

図 6.2 および 6.3 は試験に使用したガスケットの寸法および外観写真を示す。実験に使用した SWG (うず巻き形ガスケット) は ASME/ANSI Class600 で、内輪および外輪の材質は SUS304 鋼である。応力-変形特性の測定は、新品のガス

ケット（未使用材）の他に、300℃で150時間熱時効させたガスケット（熱時効材）、昇温／降温を繰り返す熱サイクル試験後のガスケット（熱サイクル試験材）についても行う。

図 6.4 は応力－変形特性測定の実験条件を示す。試験では、所定温度まで加熱後、ガスケットを均熱させるために3時間保持し、その後圧縮荷重を与えて圧縮変形量の測定を行う。また圧縮負荷／除荷を3回繰り返し、負荷履歴の影響についても評価する。

## 6. 2. 2 漏えい量測定試験

図 6.5 は漏えい量測定試験に使用した試験装置の模式図、図 6.6 は外観写真を示す。図 6.7 は漏えい量測定試験に使用した管フランジ、およびボルトの寸法を示す。管フランジおよびボルトの材質はステンレス鋼（SUS304）であり、ボルトの呼びは M20(JIS) である。

漏えい量測定試験では、ボルトはトルク計にて締付けトルクをチェックしながら所定のトルクになるように締結する。ボルト軸力は、ボルトに貼り付けたひずみゲージで測定する。内圧はヘリウムガスを用いて負荷し、圧力計を用いて測定する。管フランジ締結体からの漏えい量は、所定時間保持後の圧力変化から評価した。試験に供した管フランジは、内部に設置したヒーターを用いて所定温度まで加熱し、温度、圧力、ひずみを連続測定する。

漏えい量測定試験では、ボルトは JIS B2251<sup>2)</sup> に基づき一方向に締め付ける。ボルト締付けトルク  $T$  は、トルク係数  $k$ 、目標初期締付けボルト軸力  $F_f$  およびボルト径  $d$  から、 $T=k \cdot F_f \cdot d$  より算出する。ここで、トルク係数  $k$  は事前に実施した試験から  $k=0.1465$  とし、目標初期締付けボルト軸力  $F_f$  を所定のタイトネスパラメータ  $T_p$  に対して PVRC の方法で決定した。なおここでは PVRC の方法に従い、締付け効率  $\eta=0.85$ <sup>68)</sup> とする。

ガスケットの密封性能は、ROTT (Room Temperature Operational Tightness test)<sup>149, 150)</sup> の新ガスケット係数にて評価する。また昇温／降温を繰り返す熱サイクル試験を行い、温度変動が管フランジ締結体の密封性能に及ぼす影響についても評価する。

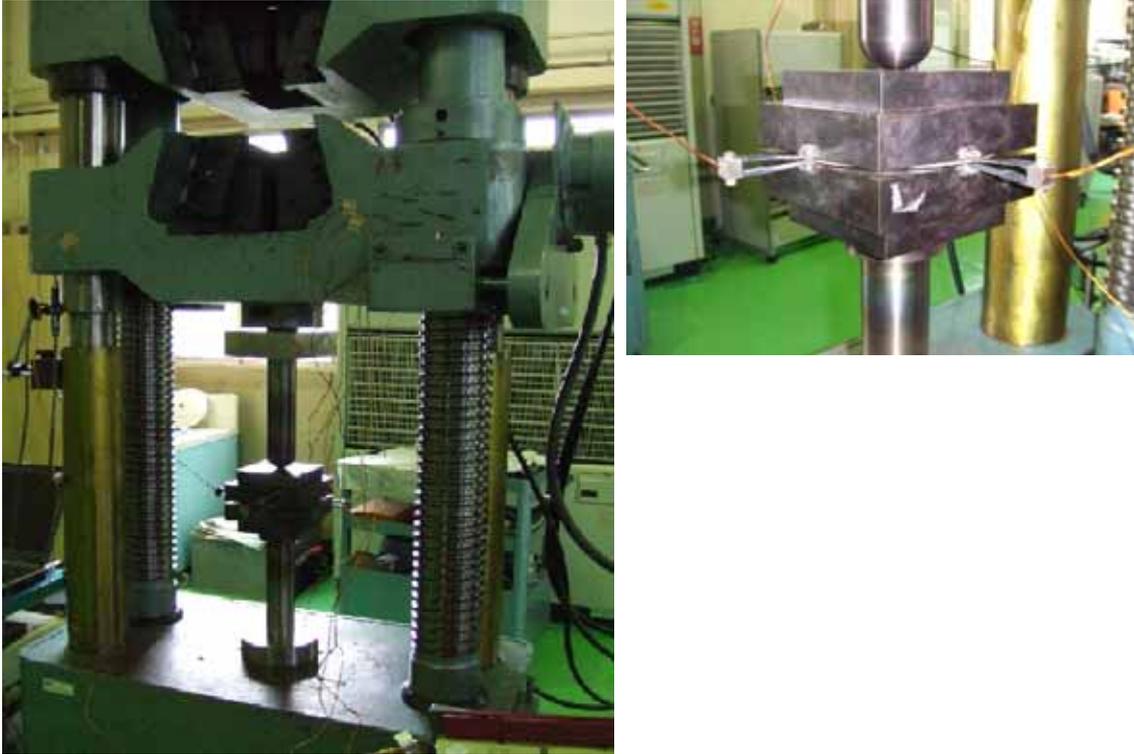


図 6.1 応力-変形測定装置

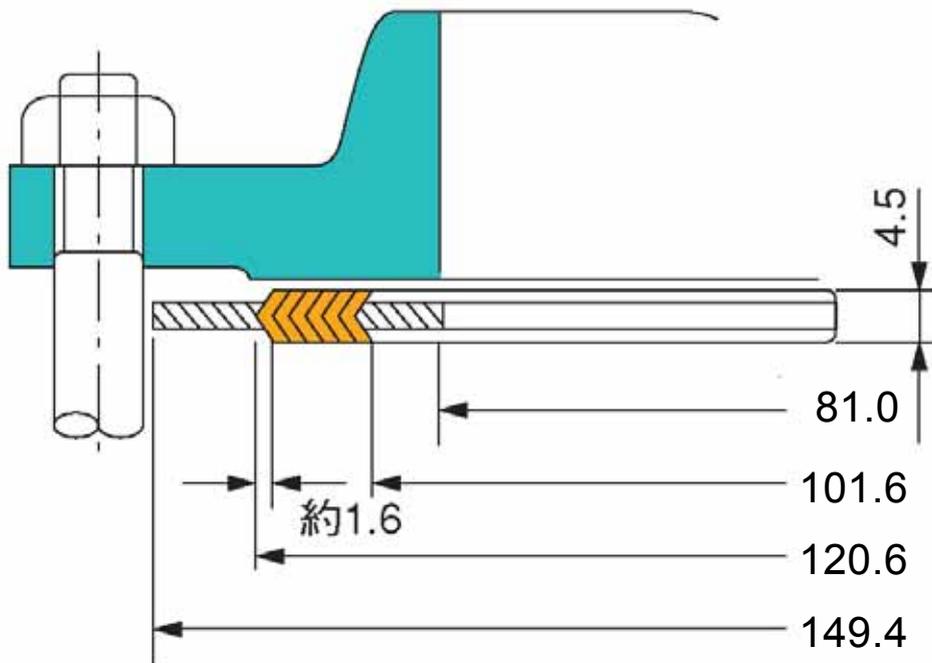


図 6.2 試験に使用したうず巻き形ガスケット (SWG) の詳細寸法



図 6.3 うず巻き形ガスケット (SWG) の外観写真  
(上段：未使用材, 下段：熱時効材)

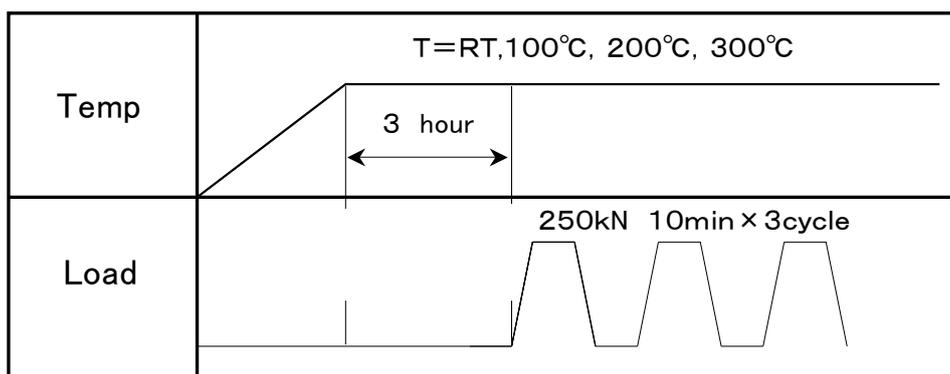


図 6.4 ガスケットの圧縮試験条件

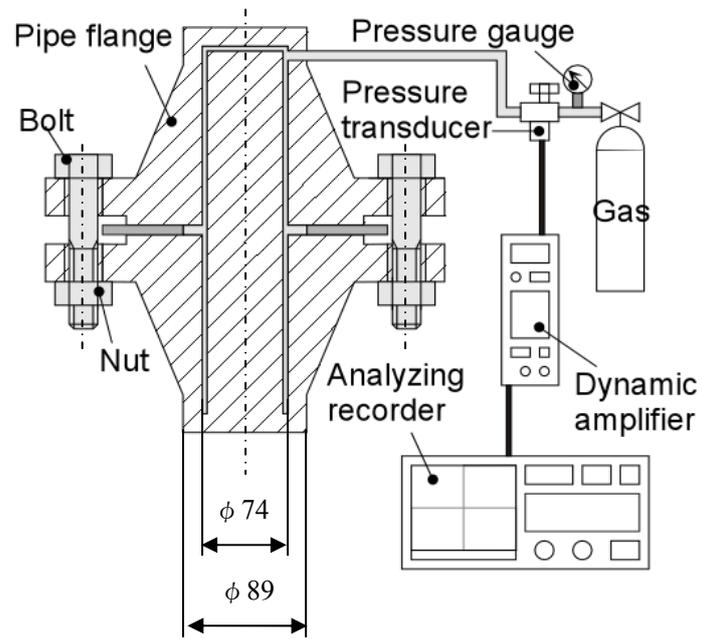
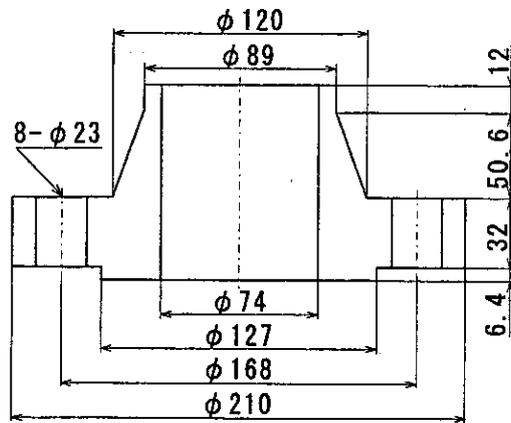


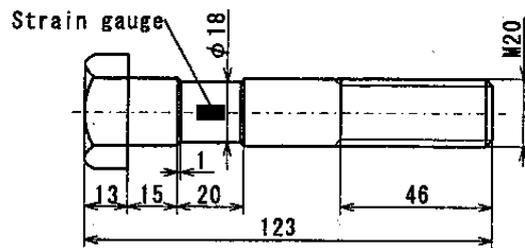
図 6.5 漏えい量測定試験装置の模式図



図 6.6 漏えい量測定試験装置の外観写真



(a) 管フランジ



(b) ボルト

図 6.7 使用する管フランジおよびボルトの寸法

## 6. 3 実験結果および考察

### 6. 3. 1 ガasketの材料特性

図 6.8 は室温、100℃、200℃および 300℃で行った圧縮試験で得られた SWG（未使用材）の応力-ひずみ線図を示す。SWG のひずみは若干ではあるが高温ほど増加する傾向が見られ、温度上昇に伴いガasketの縦弾性係数はわずかながら低下する。

図 6.9 は室温で実施した未使用材の繰返し圧縮試験の結果を示す。ここでは、所定の圧縮荷重まで負荷した後、荷重がゼロになるまで完全に除荷し再度所定の荷重まで負荷する操作を 3 回繰返し、応力-ひずみ線図を測定した。SWG は初期負荷により硬化し変形抵抗が大きく増加するが、硬化後の応力-ひずみ線図に大きな差異は認められず、初期負荷を越えない限り繰返し硬化の影響は認められない。この結果は 3 回の繰返し試験の結果であり、得られた結果をそのまま繰返し数が多い場合に適用できるものではないが、今回試験に供した SWG は顕著な繰返し硬化あるいは軟化などの挙動を示すものではない。

図 6.10 は、熱時効処理したガasketおよび熱サイクル試験後の SWG の圧縮試験の結果を示す。図 6.10 において、時効材は 300℃で 150 時間熱時効させた SWG であり、熱サイクル試験材は室温-300℃の熱サイクルを加えて 20 日間試験した後の SWG である。図 6.10 より、熱サイクル試験後の SWG では最も硬化しており、負荷の初期段階において縦弾性係数が未使用材のそれよりも大きい。また 35MPa 近傍に変曲点が見られ、それ以上の応力では縦弾性係数が若干低下している。これは熱サイクル試験に供した SWG は、30MPa~40MPa のガasket接触応力で締結されており、その負荷履歴が影響したと考えられる。熱時効材についても硬化が見られ、未使用材に比べて縦弾性係数が大きくなっている。300℃の試験結果も室温のそれと同様の傾向を示すが、熱時効材および熱サイクル試験材では軟化がみられ、縦弾性係数が低下し、同一応力に対してひずみが増加している。以上は、負荷時の応力-ひずみ挙動に及ぼす熱時効、もしくは熱サイクル試験の影響であるが、除荷時、特に除荷直後の挙動には熱時効および熱サイクル試験の影響は見られず、除荷時の縦弾性係数はほぼ同等であると言える。

図 6.11 は、300℃で行った応力緩和試験による未使用材および熱時効材の応力緩和曲線を示す。保持開始時のガasket接触応力は 30MPa である。未使用材、熱時効材の応力緩和挙動の差異は小さく、どちらも保持開始直後にガasket接触応力は急激に低下するが、1~2 時間でほぼ一定の値に収束する。図 6.12 は室温での試験結果を合わせて未使用材、熱時効材の応力緩和挙動を示す。なお

室温の試験では保持開始応力が約 24MPa（未使用材）、約 27MPa（熱時効材）と相対的に小さかったため、図 6.12 では縦軸を初期ガスケット接触応力に対する比、すなわち応力緩和率で示す。一定変位で保持している時の荷重変動があるため図 6.12 のデータにはばらつきが見られるが、室温、300℃ともにガスケット接触応力は保持開始直後に急激に低下し、数時間で収束する傾向が見られる。また収束に要する時間は 300℃で行った場合の方が速く、室温のほうが長時間を要し、応力低下量は未使用材に比べて熱時効材のほうが大きい。

図 6.12 より、応力緩和量の大きかった熱時効材の応力緩和率は時間に対して以下の式で表される。

$$\text{室温} \quad 1 - (\sigma / \sigma_0) = 0.0049 \ln(t) + 0.0435 \quad \text{-----} \quad (6.1)$$

$$300^\circ\text{C} \quad 1 - (\sigma / \sigma_0) = 0.0074 \ln(t) + 0.0487 \quad \text{-----} \quad (6.2)$$

図 6.12 は約 12 時間～25 時間の比較的短時間の試験結果であるが、この結果より式(6.1) および式(6.2) を用いて 10 万時間後の応力緩和量を外挿すると、室温では約 10%、300℃では約 13%になる。この値は、ガスケットメーカーが 300℃、約 5000 時間の応力緩和試験の結果より外挿した結果とほぼ等しく膨張黒鉛をファイラーとしたうず巻き形ガスケットは高温(300℃)での応力緩和が比較的少なく、短時間で安定的な挙動に推移することを示している。

図 6.13 は、試験に供した新品ガスケットおよび熱時効処理したガスケットの拡大写真を示す。熱時効処理したガスケット表面にもボイド、割れなどの外観上の変化は見られず、高温でも安定した材質であることが伺える。

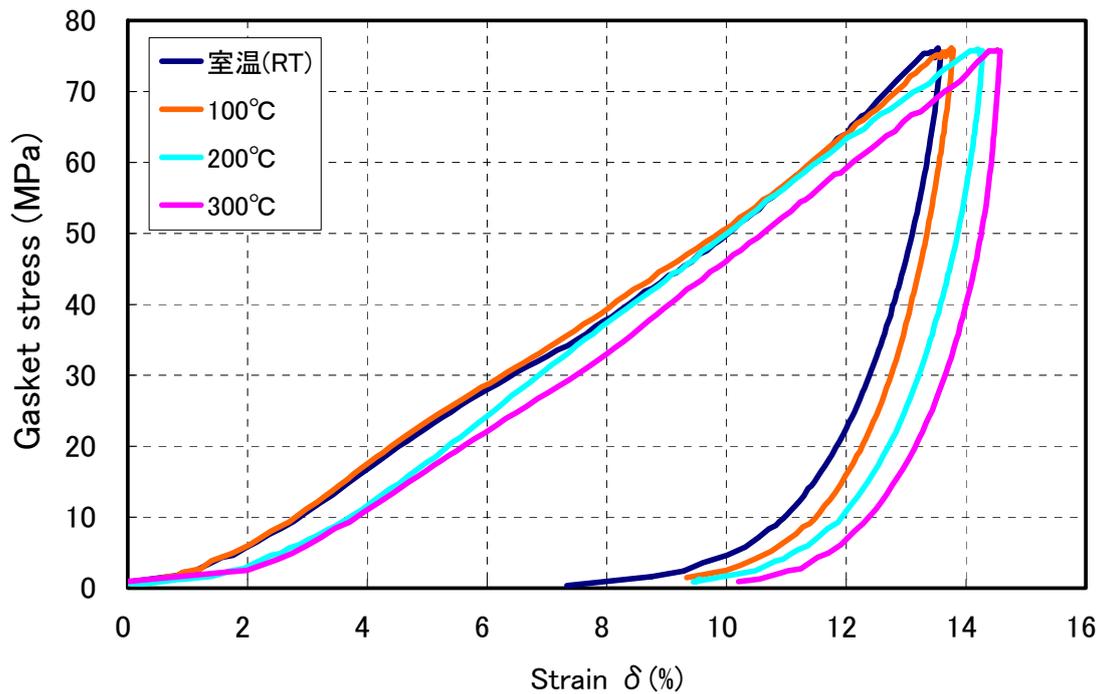


図 6.8 SWG（うず巻き形ガスケット）の応力-ひずみ線図  
（未使用材；試験温度の影響）

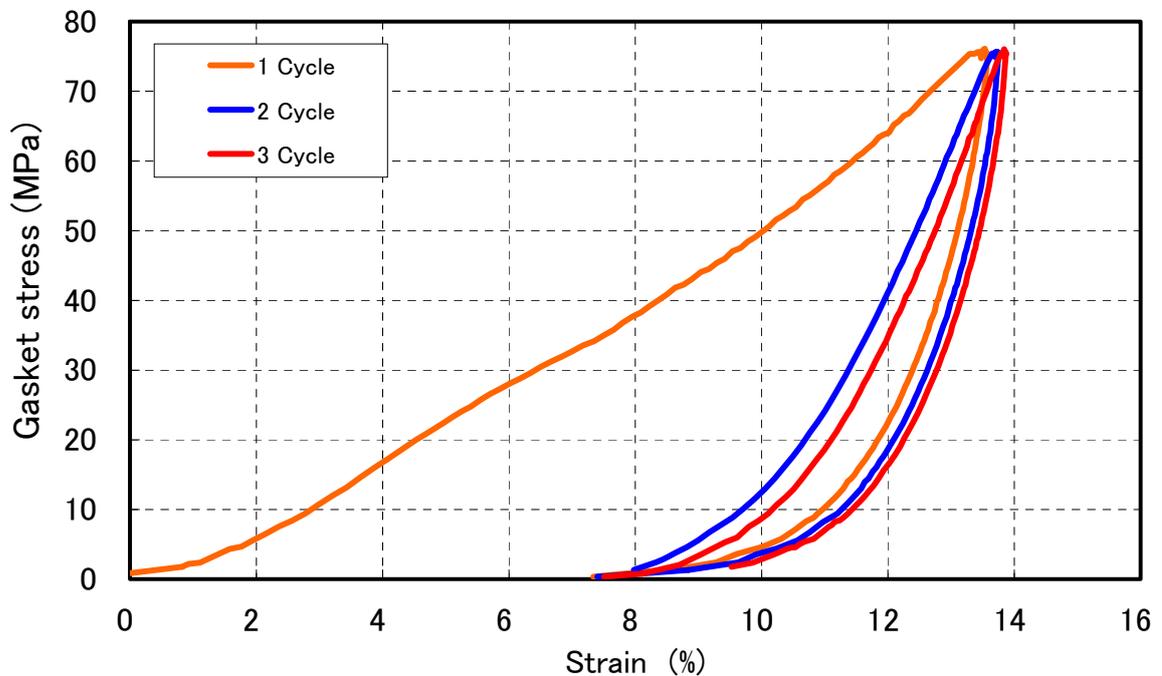
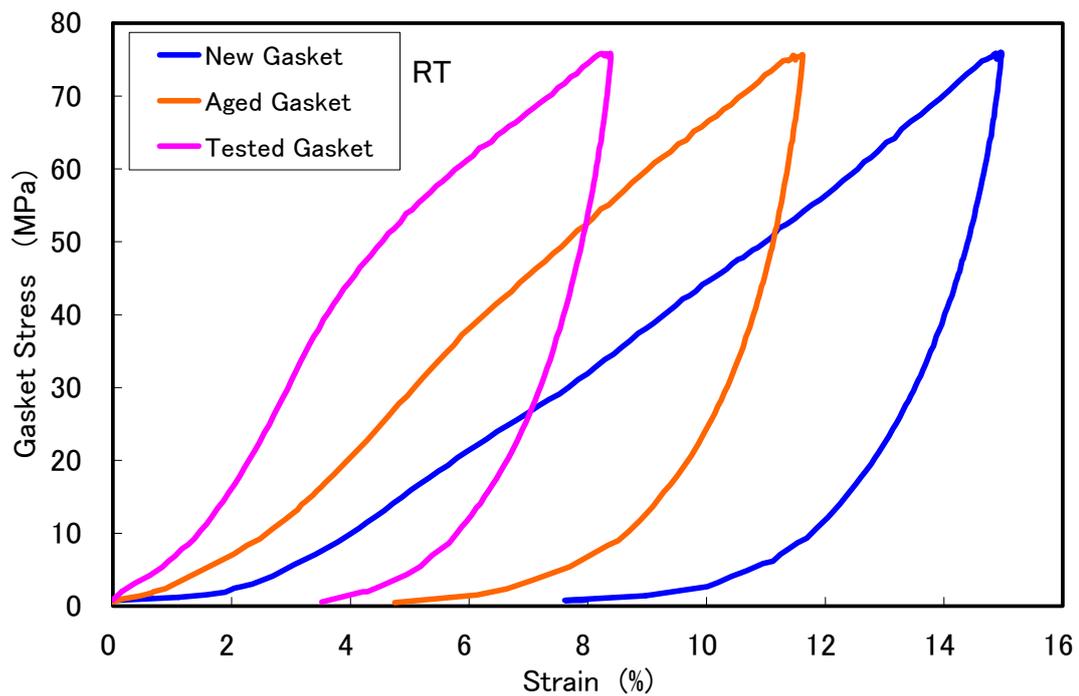
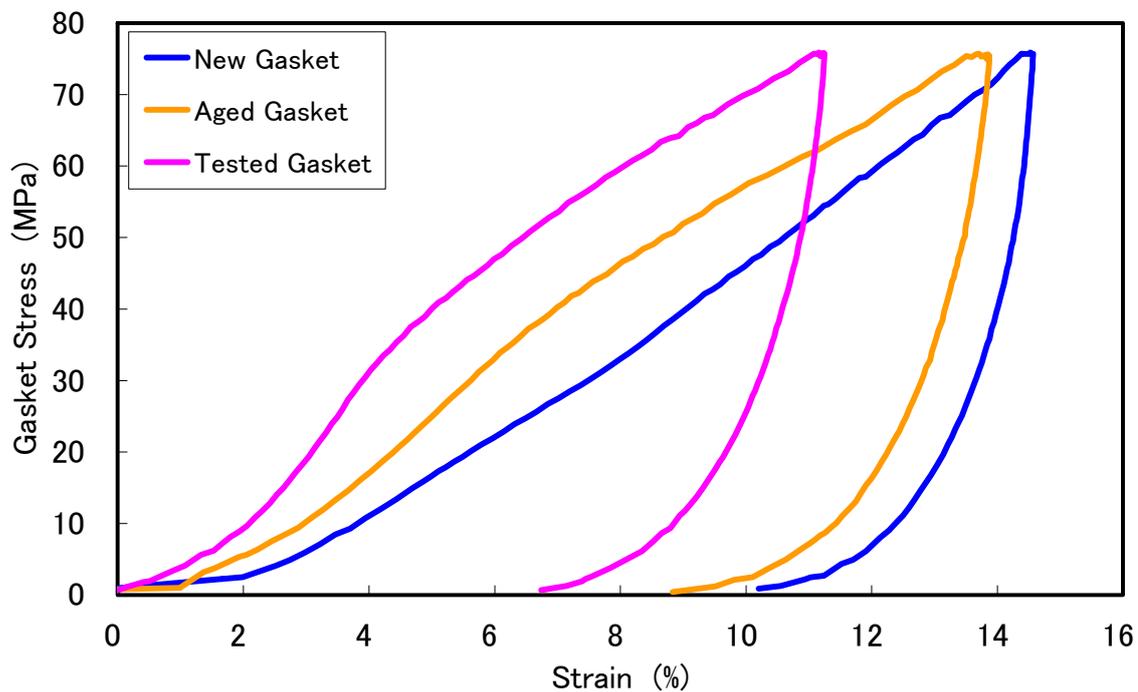


図 6.9 SWG（うず巻き形ガスケット）の応力-ひずみ線図  
（未使用材；繰返し負荷の影響，室温）



(a) 室温



(b) 300°C

図 6.10 SWG (うず巻き形ガスケット) の応力-ひずみ線図に及ぼす履歴の影響

(New Gasket:未使用材,Aged Gasket:熱時効材,Tested Gasket : 熱サイクル試験材)

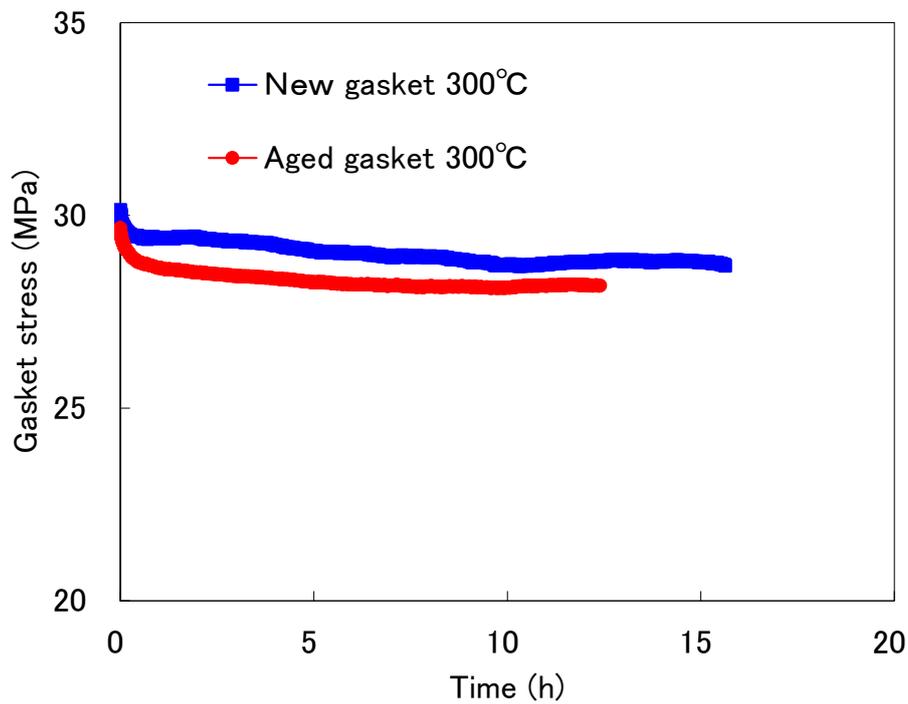


図 6.11 300°Cにおける SWG（うず巻き形ガスケット）の応力緩和曲線

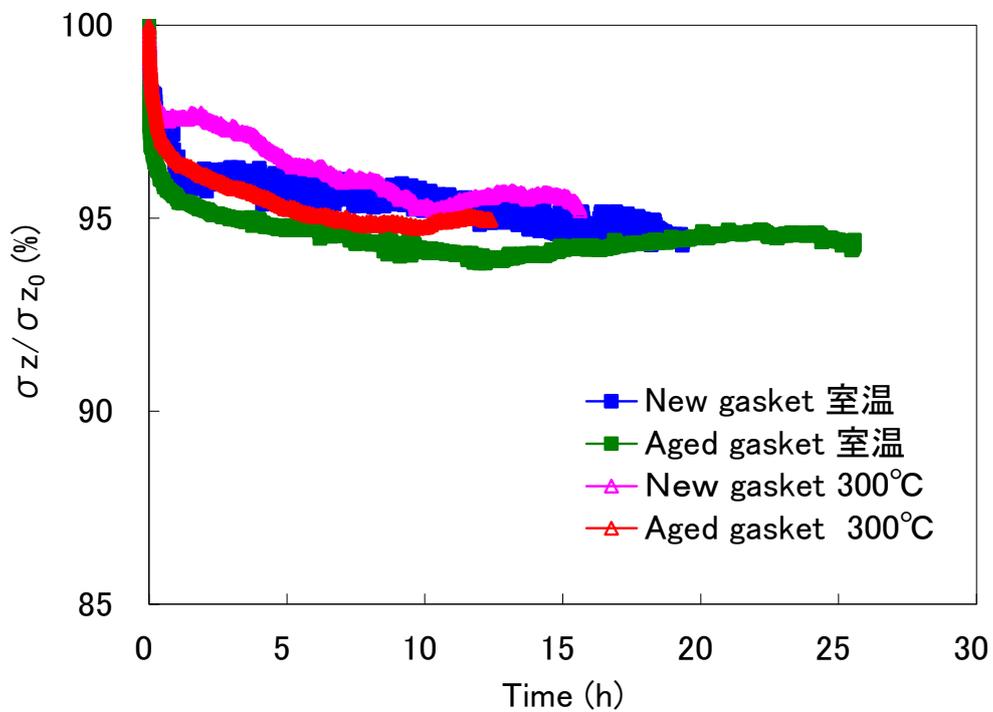
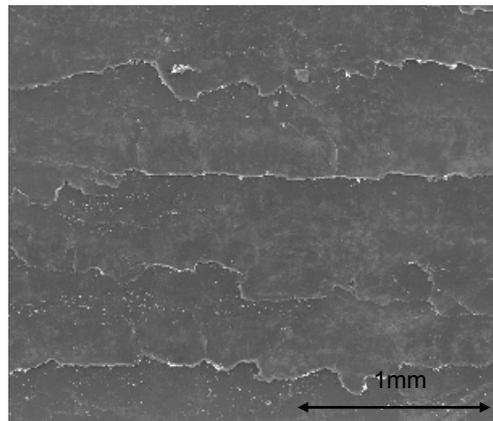
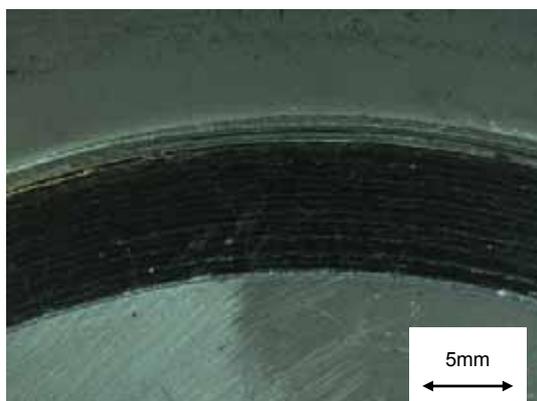
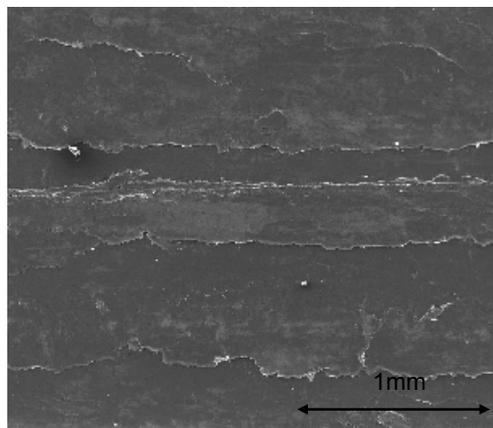
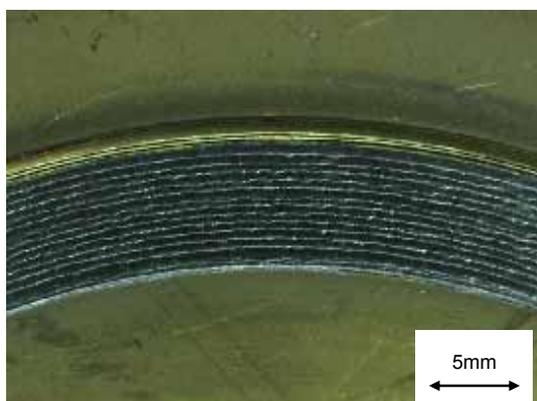


図 6.12 室温, 300°Cにおける SWG（うず巻き形ガスケット）の応力緩和曲線



(a) 未使用材



(b) 熱時効材

図 6.13 SWG（うず巻き形ガスケット）未使用材および熱時効材の外観写真

図 6.14 は SWG の熱膨張係数を示す。SWG の熱膨張係数は 210°C を境に大きく変化しており、室温～210°C までの熱膨張係数は  $218.1 \times 10^{-6}/^{\circ}\text{C}$  であるのに対し、210°C 以上では  $29.0 \times 10^{-6}/^{\circ}\text{C}$  にまで低下する。SWG の熱膨張係数には、フィラー材である膨張黒鉛とともにバインダー成分の性状も影響する。一般に黒鉛の熱膨張係数は小さいため、210°C までの大きな熱膨張係数はバインダーなどの添加剤の影響によるものと推定される。

温度変動が生じたとき、SWG の熱膨張に加え、縦弾性係数の変化が生じる。この 2 つの物性影響でガスケット接触応力が変化する。そこで、図 6.8 の応力ひずみ線図の温度依存性、図 6.14 の熱膨張係数の値を用いて、有限要素解析により温度変動下でのガスケット接触応力の変化を評価する。図 6.15 は半径方向の位置とガスケット接触応力の関係を示す。この解析では、管フランジの呼び径は 3 インチ、初期締付け時のボルト軸力は一様とし、負荷荷重としては内圧のみとした。管フランジが比較的小さいこと、ボルト軸力が一様であることなどから、半径方向のガスケット接触応力はほぼ一様である。温度上昇に伴いガスケット接触応力は増加するが、室温～100°C、100°C～200°C までの増加に対して、200°C～300°C でのガスケット接触応力の増加は著しく小さい。図 6.8 では、室温と 300°C での縦弾性係数の変化は小さかったが、図 6.14 に示すガスケットの熱膨張係数は 210°C を超えると著しく低下する。従って、図 6.15 に示したガスケット接触応力の変化は、高温での熱膨張係数の低下に起因するものと思われる。

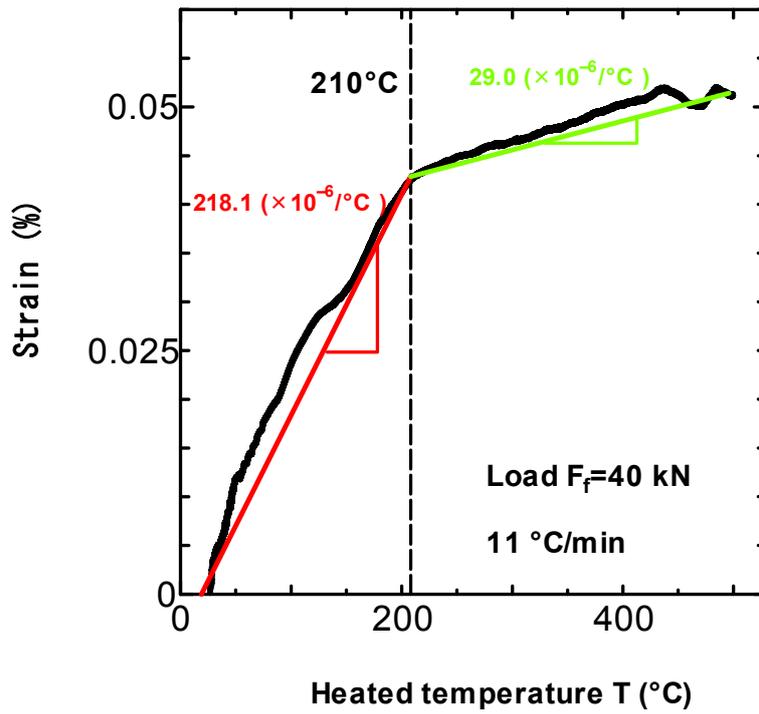


図 6.14 SWG（うず巻き形ガスケット）の熱ひずみと熱膨張係数

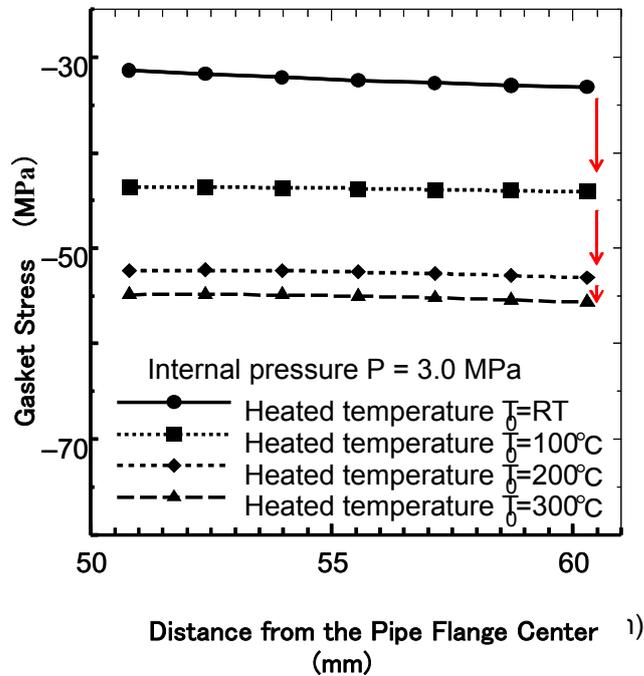


図 6.15 温度上昇による半径方向のガスケット接触応力の変化

### 6. 3. 2 漏えい量測定実験結果

図 6.16 および表 6.1 は未使用の SWG および熱時効処理した SWG に対する管フランジ締結体の漏えい量測定試験の結果を、タイトネスパラメータ  $T_p$  とガスケット接触応力の関係で示す。管フランジ締結体の漏えい量は、ROTT により新ガスケット係数  $G_b$ ,  $a$  で評価した。

表 6.1 未使用品および熱時効処理品の新ガスケット係数

Gasket	$G_b$ (MPa)	$a$
New gasket	1.35	0.35
Aged gasket	3.01	0.24

図 6.16 に示すように、未使用品のガスケットと熱時効処理したガスケットの密封性能には大きな差異は認められない。その結果は、新ガスケット係数にも現れており、表 6.1 に示すように  $G_b$  および  $a$  の値に大きな差異はなく、熱時効処理品で  $G_b$  が少し大きな値であったが、密封性能に有意な差異をもたらすような差ではない。この結果は、300℃までの範囲では今回評価した SWG は変形特性に室温と差異はなく、また短時間であれば熱時効による影響もほとんどないことに対応する結果である。

図 6.17 は、熱サイクル試験の結果を示す。この試験では、図 6.5 に示す試験装置を用いて室温～300℃の熱サイクルを付与した。このとき、ヒーター温度は設定値である 300℃であるが、フランジ外部のボルトの温度は 230℃～240℃であった。そこで図 6.17 には温度としてガスケットの位置に近いボルトの温度を表記した。また密封性能は、漏えい量からタイトネスパラメータ  $T_p$  を算出して、 $T_p$  で評価した。試験期間は 20 日間で、定期的に室温→高温を繰り返し、内圧は 1MPa である。

図 6.17 に示すとおり、20 日間で 6 回の降昇温を繰り返したが、管フランジ締結体の密封性能に変化はなく、密封性能は維持された。ジョイントシートなど有機系の材料を主とするガスケットでは、100～200 時間で応力緩和が生じることが報告されている<sup>96)</sup>。また図 6.11 に示すように、試験に供した SWG の場合には数時間程度で応力の低下が収束し、その後は応力に低下率が小さくなる。従って図 6.17 の結果は、20 日間という短時間ではあるものの、急激な応力低下が生じるには十分な時間であり、また SWG の熱膨張係数に変化が生じる温度以上に加熱した試験結果である。この試験結果から、膨張黒鉛渦巻き型ガスケットが、200℃以上のガスケットの熱膨張挙動に変化が生じる温度域と室温の繰り返し

返し熱サイクルの条件でも十分な寿命を有することが示唆される。

図 6.12 の応力緩和挙動から、図 6.17 の試験結果について考察する。図 6.12 の熱時効材、300℃の応力緩和曲線、すなわち式(6.2)より 20 日後の応力は約 7%低下する。試験開始時のガスケット接触応力は 36MPa であり、2 熱サイクル試験を 20 日間の高温保持と仮定すると、この間の応力緩和量は約 2.8MPa である。図 6.16 より、ガスケット接触応力が 2.8MPa 低下すると  $T_p$  は 150→137 に低下する。単純な応力緩和であれば、約 10%ほど密封性能が低下するが、図 6.17 の結果では  $T_p$  はほとんど変化しなかった。また実験データでは、ボルト軸力の低下も生じておらず、むしろわずかながら増加していた。この結果、熱サイクル試験では  $T_p$  の低下が生じなかったものと推定される。

さらに、図 6.12 の応力緩和曲線から長時間の密封性能を予測すると、10,000 時間後のガスケット接触応力低下量は約 12%、100,000 時間後のそれは約 14%である。 $T_p$  の変化もそれぞれ約 12%、13%と予測され、図 6.17 に示す試験結果に対して  $T_p$  の変化量は約 1.5 倍である。300℃ではうず巻き型ガスケットの場合には応力緩和が小さく、初期に応力緩和が生じるため、短時間試験の結果から長期間の性能を予測することも可能と思われる。なお、長期間の性能を予測するためには材質劣化（バインダー成分の蒸発など）も加味する必要があり、力学的な特性のみならず、材質的な評価データの蓄積も必要である。

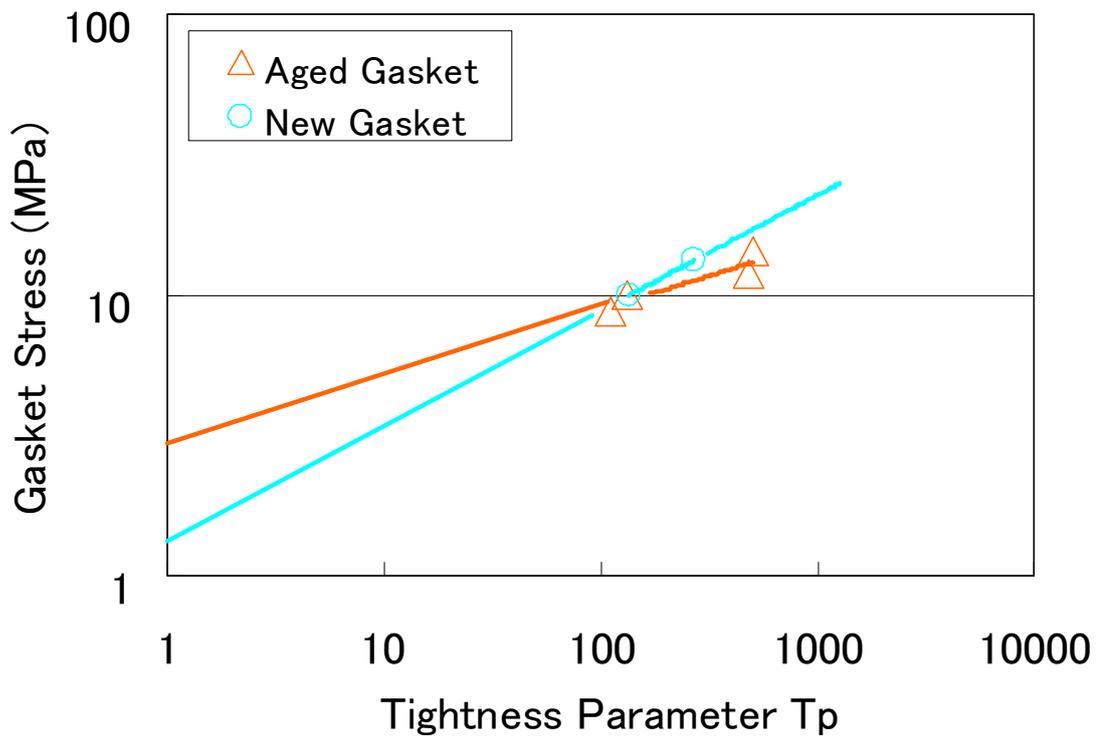


図 6.16 漏えい量測定試験結果

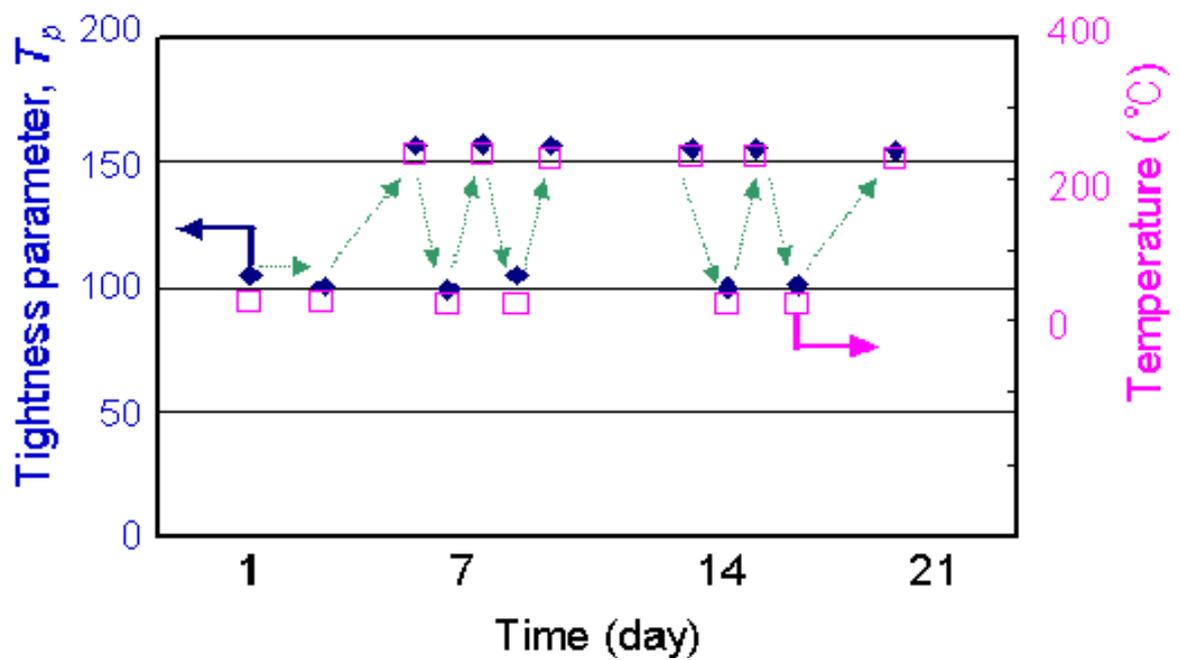


図 6.17 熱サイクル試験結果

## 6. 4 結言

本章では、高温化で多用されている膨張黒鉛をフィラー材に使用したうず巻き形ガスケット（SWG）を用いて、その力学的な特性および物性を高温下で測定した。測定においては、高温下での劣化を考慮して、熱時効処理品および熱サイクル試験後のガスケットについても評価を実施した。さらにガスケット付き管フランジ締結体の長期健全性評価を目的に、熱時効を施したガスケットを使用して管フランジ締結体の長期信頼性に関する考察を行うとともに、温度変動サイクルが管フランジ締結体の密封性能に与える影響についても評価を行い、以下の結論を得た。

1. 膨張黒鉛をフィラー材としたSWGは、300℃までの試験において、ガスケットの応力-ひずみ線図に有意な差異はなく、力学的な特性にほとんど変化がないことを示した。
2. 負荷、除荷を繰り返し載荷してもSWGの変形挙動に変化は認められなかった。
3. 熱時効処理、熱サイクル試験により応力-ひずみ線図には大きな変化が生じ、熱サイクルを負荷したSWGは、管フランジ締結体の密封性能に変化はなくても室温でSWGの伸びは未使用材に比べてほぼ半減する。一方300℃では、未使用SWGのその70%程度であり、高温ほどSWGの伸びの低減量は小さい。
4. SWGの熱膨張挙動は210℃を境に大きく変化し、210℃以上での熱膨張係数は室温～210℃のその約1/8であった。この挙動は高温での管フランジ締結体設計では注意が必要である。
5. 未使用SWG、熱時効処理SWGの密封性能に有意な差は見られなかった。また20日間の熱サイクル試験で管フランジ締結体の密封性能に変化は生じなかった。試験温度が熱膨張挙動に変化を生じる温度を超えていたにもかかわらず、密封性能に変化が生じなかったのはSWGの力学的な特性に有意な変化が生じていなかったことによるものと推定された。
6. 長時間の挙動を推定するには、より長時間もしくは高温の過酷な試験により力学的な特性評価に加え材質的な健全性評価データの蓄積が望まれる。

## 第7章 漏えい量基準の非石綿ガスケット付き管フランジ 締結体設計の考え方

### 7. 1 緒言

ガスケット付き管フランジ締結体の設計には、JIS B 2205<sup>5)</sup>、あるいはASME Boiler and Pressure Vessel Code Section VIII Division 1 の Appendix 2<sup>4)</sup>などが使用される。これらの設計基準では、内部流体の漏えい防止に必要な最小締付け圧力をガスケットに付与する考え方が採用されており、最小締付け圧力を得るためにガスケット係数 ( $m, y$ ) が使用される。この考え方は、1943年にMarkleとRossehiem<sup>12)</sup>によって提唱されて以降、理論的な根拠に欠けるとの指摘はあるものの今日まで採用されてきており、ガスケット付き管フランジ締結体の設計指針としては簡便でまた実績のある方法である。しかしながら近年ガスケット係数 ( $m, y$ ) を用いる設計に対して問題点が指摘され、そもそもガスケット係数 ( $m, y$ ) の測定が再現できない状態にある。さらに、管フランジ締結体の設計において新たな考え方が提唱されるとともに、ガスケット材質の環境問題への対応という大きな動きがあった。

新たな設計の考え方としては、ガスケット付き管フランジ締結体の“許容漏えい量”の考え方の導入である。従来のガスケット係数による考え方では、ガスケット付き管フランジ締結体からの漏えいをゼロにする「ゼロ漏えい」という考え方に立脚していた。この考えに対して新たな考え方では、現実に存在する微小漏えいの存在を認め、許容漏えい量を設定してガスケット付き管フランジ締結体からの漏えい量を許容値以下に管理する設計法である。

ガスケット材質の環境問題への対応は、非石綿化である。従来からガスケットには、入手の容易さと優れた密封性能から石綿が多用されてきた。しかしながら石綿の環境問題、特に人体への影響から、欧米では1980年代から石綿系ガスケットの使用が自粛され、現在では代替品として非石綿ガスケットが使用されている。また日本においても2008年に労働安全衛生施行令等の一部が改正<sup>17)</sup>され、石綿ガスケットは順次非石綿ガスケットに置き換えられている。

このように管フランジの密封性能設計における基本的な考え方の変化、ガスケット材質の変更という大きな変化があったが、現行設計基準のガスケット係数 ( $m, y$ ) の代替石綿材への適用性、また代替石綿材製ガスケットの微小漏えい量の評価などの問題が現存している。

さらにガスケット付き管フランジ締結体の長期性能管理の面においては、これまでは耐久性に優れた石綿を使用しているためにあまり問題視されていなかったが、代替石綿材についてはその適用実績がないことから、使用中に想定される外荷重あるいは経年的な変化について十分に検討する必要がある。

本章では、前章までに検討した結果を基に、使用中に発生しうる代表的な事象を考慮した非石綿ガスケット付き管フランジ締結体の漏えい防止、あるいは漏えい管理方法について検討する

## 7. 2 設計で考慮すべき項目と課題

ガスケット付き管フランジ締結体の設計においては以下の項目について検討を行う必要がある。

### (1) 許容漏えい量

管フランジ締結体の設計において、国内では「ゼロ漏えい」概念の基づくガスケット係数 ( $m, y$ ) による設計が主流である。米国では 1980 年代にはこの ( $m, y$ ) による設計の科学性が証明されることが分かり、新たな設計方法を検討する段階に入っている。一方、JIS B2490<sup>88)</sup>では、ガスケットの密封性能を定量的に評価する試験方法が規定されている。この規格は試験方法の規定にとどまっておらず欧米のような微小漏えいを評価する設計方法に繋がるものではないが、ガスケットの圧縮ひずみと漏えい量が定量的に評価できるため、ガスケットに必要最低締付け圧を付与した時の漏えい量も評価できる。言い換えれば、ガスケット係数 ( $m, y$ ) に基づいて締結をしても、管フランジ締結体からの微小漏えいが存在することを示しており、許容漏えい量という考え方を設計に導入する必要がある。

漏えい量基準の管フランジ締結体の設計においては、その締結体から生じうる漏えい量に対する管理基準を定め、その値を達成するために必要となるガスケット、締結方法を最初に決定する必要がある。管理基準となる許容漏えい量については、PVRC の提案するタイトネスパラメータ、 $T_p$  の概念<sup>84-86)</sup>が一つの考え方として参考になる。この考え方によれば、ガスケット接触応力と  $T_p$  の関係から漏えい量を推定でき、さらに内部流体によって要求されるタイトネスクラス (単位漏えい質量速度) が設定され、その要求を満足するためのガスケット接触応力を設定することになる。一方、所定の密封性能、微小漏えいの管理に関する基準は現在国内には設定されておらず、PVRC の考え方などを参考に、非石綿ガスケットを対象とした許容漏えい量の管理基準を検討する必要がある。また国内ではガスケットの密封特性試験方法として JIS B2490<sup>88)</sup> が制定されており、この試験では  $1.69 \times 10^{-4} \sim 1.69 \times 10^{-2} \text{Pa} \cdot \text{m}^3/\text{s}$  の測定範囲の石鹼膜流量計を用いることが標準とされている。すなわち、JIS B2490 にて評価可能なガスケット特性も限界があるため、許容漏えい量の設定においては検出可能な漏えい量を踏まえて標準的な許容漏えい量の設定を検討する必要がある。

さらに適用実績の少ない非石綿ガスケットを用いるためには、その密封性能の石綿ガスケットとの比較など基礎的な検討が必要である。

### (2) 必要ガスケット接触応力

管フランジ締結体の許容漏えい量が設定されると、ガスケットの密封特性試験結果<sup>88)</sup>より必要な密封性能を発現させるためのガスケット接触応力を求めることができる。管フランジ締結体の設計においては、ガスケット接触応力に影響を及ぼす外乱について見積もり、必要ガスケット接触応力を達成するための検討が必要である。

また実際の管フランジの締結においては、漏えい防止の観点からはガスケット接触応力が十分に大きくする必要があり、過大な荷重が負荷されるとガスケットが圧壊するため、最大ガスケット接触応力はガスケット固有の圧壊応力以下になるような制限も満たす必要がある。

### (3) ボルト軸力

漏えい防止の観点から、ガスケット接触応力は許容される範囲内で高めに設定することが望ましい。そのためには初期締付け時のボルト軸力をなるべく高めに設定することが望ましいが、設計基準では、ボルトに発生する応力は許容引張応力以下にする必要がある。JIS B8265<sup>1)</sup>では、圧力容器、配管に使用される材料と同様にボルト材についても許容引張応力が設定されている。この規格では、許容引張応力は材料の規格引張強さの 1/5 を基準に設定されており、また他の規格においてもボルトの許容引張応力は降伏点の 2/3 あるいは 80% の値に制限される。

このようにボルト軸力は設計で規定された許容引張応力に制限されるが、実際の管フランジの締結では、ボルト軸力のばらつきについても加味したボルト軸力の設定が必要である。ASME<sup>3)</sup>では、ボルト締結時のボルト軸力のばらつきを考慮して、締付け効率  $\eta=0.85$  と定義している。しかしながら、4章で述べたように、締付け効率の値そのものの妥当性に加え、締付け効率が管フランジの呼び径の影響を受けるという問題もある。

したがって、管フランジ締結体のボルト軸力の検討においては、管フランジの呼び径の影響も加味した締め付け効率の検討と、使用中においてもボルトに発生する応力がボルト材の許容引張応力以下に抑えるという制限を両立させることが必要である。

なお、運用中の管フランジ締結体に発生する応力のボルト軸力への影響についても検討を行う必要がある。ASME Sec. VIII<sup>4)</sup>では使用中のボルト平均応力についても引張応力以下と規定されており、さらに解析による設計の規格でも、その最大値は許容引張応力の 2 倍以下と制限されている。運用中のボルト軸力変動については内力係数による評価が必要である。

### (4) フランジハブ応力

管フランジ締結体の設計においては、ASME<sup>4)</sup>、JIS<sup>1,5)</sup>などの規格がある。これらの計算式の妥当性については多くの議論がなされているが、これまで広く利用され多くの適用実績がある。しかしながら、他の設計規格同様に、これまでの知見、経験にもとづく過剰設計になっている可能性がある。そのため、有限要素法解析も利用しながら、より合理的な設計を検討することも重要である。

管フランジ締結体の設計において、軸方向応力および円周方向応力などのそれぞれについて検討する必要があるが、軸方向のハブ応力の検討が特に重要である。これは、管フランジ締結体が配管など長尺な構造物の一部になること、ハブ部が不連続形状になって応力集中が生じやすいためであり、後述するような使用条件に応じた管フランジ締結部に発生するハブ応力の検討が必要である。

#### (5) 使用中に発生する外荷重（曲げモーメント、温度変動）

管フランジ締結体には、内圧だけを考慮すれば円周方向には均一な応力が発生する。しかしながら、運転中の予期せぬ漏えいを防止するためには、内圧以外の影響で管フランジ締結体に発生する応力を考慮する必要がある。

内圧以外の外荷重として、代表的なものに曲げモーメントがある。管フランジ締結体は、長尺形状になる場合が多いが、地震のような繰返し荷重が構造物に作用した場合には、締結体に曲げモーメントが繰返し作用する。このような曲げモーメントが作用する状態でも管フランジ締結体の密封性能を維持するためには、曲げモーメントで発生するガスケット接触応力の変化を的確に捉え、曲げモーメントの発生状態でもガスケット接触応力を必要ガスケット接触応力以上に保つ締結体の設計が必要である。

曲げモーメントのような外荷重に加え、運転中の温度変動も考慮すべき重要な因子である。運転中の温度変動が生じると、ガスケットの材質に起因するガスケット接触応力の変化が生じる。ガスケットは一般的に有機成分を含有し、その熱膨張係数はフランジ材よりも大きい。したがって昇温過程においては、ガスケットが膨張することによりガスケット接触応力が増加することが期待できる。その結果、管フランジ締結体の密封性能は向上する。一方、ガスケットの材質によっては、高温でバインダー成分の分解、酸化などが生じるため、ガスケットの使用制限温度以上での使用は絶対に控えるべきである。また使用制限温度以下であっても、管フランジ締結体の降温過程では、昇温過程とは逆にガスケットの収縮量が多くなるため、ガスケット接触応力が低下して漏えいを誘発する可能性もある。管フランジ締結体の運用中の密封性能を維持するためには、運用中に発生する曲げモーメント、温度変動の影響を検討し、必要なガスケット接触応力が維持できるようにする必要がある。

#### (6) 寿命評価

ガスケットの種類、使用条件によっては、使用中にクリープによる応力緩和を生じ、ガスケット接触応力が低下する場合がある。また長期間の使用中にはガスケットのバインダー、フィラー成分の消失などにより材質が変化して密封性能に影響を及ぼすケースもある。従来使用されてきた石綿ガスケットは、石綿の安定性、含有量の多さから経年劣化に対する耐久性が優れており、また使用実績も豊富であった。このため、管フランジ締結体の長期間使用に関連する設計規格、例えばクリープ設計のような時間依存型の設計規格は存在しない。しかしながら、非石綿ガスケットの場合は使用経験、実績が少なく、また経年事象に対する学術的な知見も少ない。そのため、各種ガ

スケットに関する使用環境を模擬した環境でその経年特性，特に密封性維持の点で重要なガスケット接触応力の緩和挙動に関する知見を収集し，長期使用に備えて設計に反映する必要がある。

### 7. 3 非石綿ガスケット付き管フランジ締結体の設計への提案

#### (1) 許容漏えい量

ガスケットからの微小漏えいが存在するとの観点に立ち管フランジ締結体を設計するには，内部流体，使用環境に応じた許容漏えい量を定量化する必要がある。しかし内部流体，使用環境，さらには管フランジ締結体の種類まで考慮するとその組み合わせは無数にあり，設計に使用できるように規格化するには膨大なデータが必要になる。そこで ASME のタイトネスクラスの考え方<sup>3)</sup>も参考に，漏えいが生じたときのリスクに応じて暫定的に許容漏えい量を定め設計に使用することを提案する。

この時，許容漏えい量を定めてもガスケットの基本漏えい特性が把握できていないと設計が出来ない。2章において，JIS B2490 に基づく非石綿ジョイントシートガスケットの変形量と基本漏えい量の関係について示した。漏えい量基準の管フランジ締結体の設計には，このようなガスケットの基本漏えい特性のデータが必要とされる。現在日本高圧力技術協会では，圧力設備のシーリング技術委員会にて各種ガスケットの特性を評価し，データベース化する作業が行われている。これらの情報を共有して設計に活用することも重要であるが，ガスケット設計係数のようにガスケットのカタログにガスケットの JIS B2490 の結果が明記され，漏えい量基準の管フランジ締結体の設計に利用できるようにすることが望まれる。

#### (2) 必要ガスケット接触応力

漏えい量基準の管フランジ締結体の設計の場合には，許容漏えい量が定義される後，JIS B2490 によるガスケットの基本漏えい特性試験結果に基づき，必要とされる密封性能を得るためのガスケット接触応力が決定される。この時，ガスケット接触応力に変動を与える要因について検討する必要がある。変動を与える要因としては，内圧および外荷重という力学的な因子に加え，ボルト軸力のばらつき，さらに管フランジ締結体の呼び径について検討を行うことを提案する。

呼び径の影響の検討においては，特に大口径のフランジの密封性能の維持が重要であるが，実験の制約などで未解明の点も多い。そのため，有限要素法解析を併用した管フランジ締結体の設計を採用することも重要であり，そのために必要なガスケットの復元特性などのデータを整備することが望まれる。

#### (3) ボルト軸力

ボルトの締結は，JIS B2251<sup>2)</sup>などに従い実施されるが，ボルト軸力がばらつくため，ばらついても必要ガスケット接触応力が得られるように締付け効率を考慮して軸力

を与える必要がある。締付け効率 ( $\eta$ ) としては ASME が 0.85 という値を提示しているが、4章で示したように漏えい量を基準に考えた場合は、締付け効率  $\eta=0.85$  は非保守的な値である。ここでは、本研究の結果から呼び径 3 インチまでの場合は締付け効率  $\eta=0.80$ 、呼び径 20 インチまでは締付け効率  $\eta=0.65$  を提案する。

なお呼び径が締付け効率  $\eta$  に及ぼす影響については、4章に示したように有限要素法解析による評価をすることも可能であるため、より詳細な評価を行い、20 インチを超える大口径の管フランジに関する締付け効率を検討する必要がある。

#### (4) フランジハブ応力

2章には、石綿ジョイントシートガスケットと非石綿ジョイントシートガスケットガスケットの管フランジ締結体に発生するフランジハブ応力を示した。その結果、両者に有意な差異は認められず、ハブ部の応力分布はほぼ同等であることがわかった。この結果から、従来の非石綿ガスケットを用いた管フランジ締結体の設計にも従来の設計式を適用することも可能である。しかし、3章に示したように従来の設計式はハブ応力を過剰に評価しておりボルト初期締付け力を大きく設定できず、締結体としての機能の観点からは非保守的な評価になるため、従来の設計式を見直す必要がある。

ガスケットの復元特性などが既知であれば5章に示したように有限要素法解析で精度よくハブ応力を推定できる。管フランジ締結体の設計には、後述する使用環境の影響なども考慮する必要があるため、使用する非石綿ガスケットの復元特性を評価して有限要素解析による検証も併用して検討することを提案する。また有限要素解析結果、実験結果を踏まえて、新たな設計式を構築する必要がある。

#### (5) 使用中に発生する外荷重 (曲げモーメント, 温度変動)

5章に示したように、曲げモーメントが管フランジの密封性能に及ぼす影響は大きく、内圧よりも大きい場合もある。またガスケットは非線形な復元特性を示すため、曲げモーメントが作用したときには引張側、圧縮側で応力分布は非対称になり、また曲げモーメント、内圧の作用する順番の影響も受ける。このため管フランジ締結体の設計においては、曲げモーメントが作用した状態でも必要ガスケット接触応力が確保できるようにその影響を考慮する必要がある。具体的には、曲げモーメントが作用するときに発生する曲げ応力を定量的に評価し内圧に加算して荷重の総和を評価する。ただし漏えい量基準の設計を行う場合には曲げモーメントが作用したときの応力分布の影響についても考慮する必要がある。外荷重が作用する順番も含めて保守的な評価を行い、設計に反映することを提案する。また温度の影響については、6章に示した熱サイクル試験の結果からは非石綿ガスケットを用いる時の課題は認められないが、使用するガスケットの高温での材質安定性について検討を行い使用期間に応じたガスケットの選定を行うべきである。

#### (6) 寿命評価

6章に示したように、ガスケットは使用中に応力緩和挙動を示す。使用中の応力緩和は、ガスケットの種類、使用温度、あるいはガスケット接触応力の大きさに従って異なるが、適切な温度条件で使用していても応力緩和が生じる。そのため、使用期間中の漏えい量を管理値以下に抑えるためには、応力緩和を加味した接触応力を与えるか、あるいは増し締めなどの方法でガスケット接触応力を回復させる必要がある。よってここでは応力緩和を加味したガスケット接触応力、ボルト軸力の付与、あるいは適切な時期に増し締めを実施する設計・管理方法を提案する。なお、6章の結果は比較的応力緩和挙動が少ない膨張黒鉛をフィラーに使用したうず巻き形ガスケットの結果であり、ジョイントシートガスケットを100°C以上で使用する場合などクリープによる応力緩和の影響が大きく、応力緩和を加味したガスケット接触応力の付与はボルト材の許容応力などの観点から困難な場合がある。このようなガスケットの使用方法は避けるべきであり、使用環境、使用期間を想定したガスケットの選定のために時間依存型特性を含めたガスケット特性の整備が望まれる。

#### 7. 4 非石綿ガスケット付き管フランジ締結体の漏えい量基準設計の流れ

前節で提案した非石綿ガスケットを使用した管フランジ締結体の設計への提案事項をまとめた結果を表7.1に示す。また図7.1は、表7.1に示す設計の考え方のフローを示す。

表7.1には、設計の考え方とともに、設計に必要となる事項などの課題もあわせて示すが、設計においては、解析に基づく設計式による設計方法が望ましいが、漏えい量基準、非石綿ガスケットという新たな項目を導入することから、ガスケットの材質データを整備し、有限要素解析を用いた検証を進めながら設計の信頼度を向上させることを提案する。

表 7.1 非石綿ガスケット付き管フランジ締結体の漏えい量基準設計と課題

手順	設計の考え方	課題
許容漏えい量の設定	内部流体の漏えいに対するリスクを評価して、ASME のタイトネスクラスなどを参考に管フランジ締結体の許容漏えい量を設定する。	ガスケットの基本漏えい特性の整備。
必要ガスケット接触応力	ガスケットの基本漏えい特性、許容漏えい量を基準にしてガスケット接触応力を設定する。このとき、ガスケット接触応力に変動を与える要因（ボルト軸力のばらつき、外荷重、呼び径の影響など）を考慮する。	ガスケット復元特性の整備と有限要素法解析による検証。
ボルト軸力	呼び径 3 インチまでの場合は締付け効率 $\eta=0.80$ 、呼び径 20 インチまでは締付け効率 $\eta=0.65$ とする。	20 インチ超の大口径の場合の締付け効率の検証。
フランジハブ応力	従来から用いられている設計式を見直し、有限要素法解析を併用する。	有限要素法解析に必要な材料定数の整備。実験結果も踏まえた設計式の構築。
使用中に発生する外荷重（曲げモーメント、温度変動）	曲げモーメントが加わったときに発生する曲げ応力を定量的に評価し内圧に加算して荷重の総和を評価する。この時、曲げモーメントが作用したときの応力分布の影響、応力が加わる順番も含めて評価を行う。温度の影響については、使用するガスケットの高温での材質安定性について検討を行い、使用期間に応じたガスケットの選定を行うべきである。	想定される曲げモーメントの推定。
寿命評価	応力緩和を加味した接触応力の付与と使用温度域で安定なガスケットを選択する。	ガスケットの経年特性（クリープによる応力緩和、材質安定性）の評価。

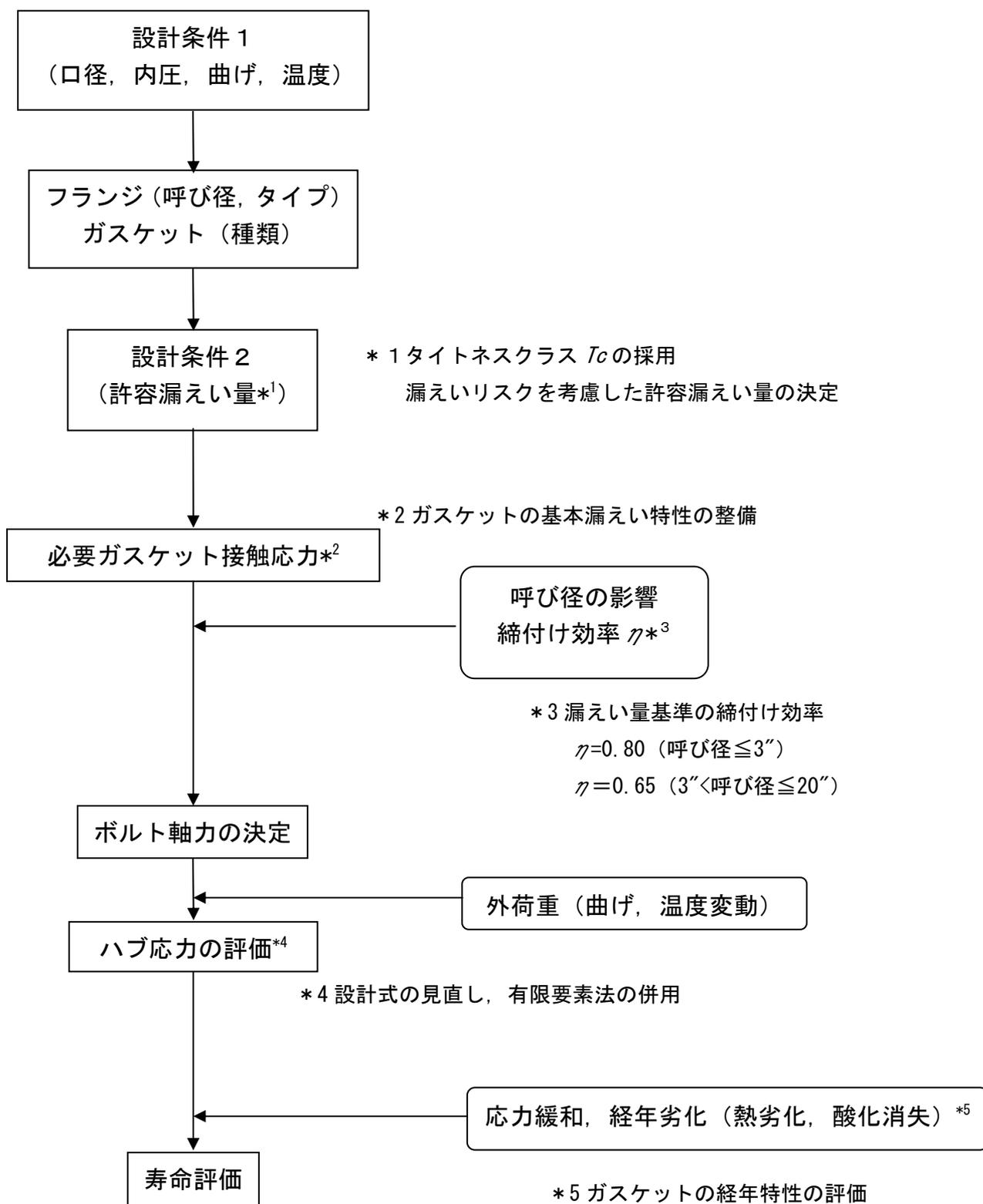


図 7.1 非石綿ガスケット付き管フランジ締結体の漏えい量基準設計フロー

## 7. 5 結言

前章までの検討結果に基づき、本章では漏えい量を基準とした非石綿ガスケット付き管フランジ締結体の設計に関する検討を行い、以下の結論を得た。

1. 漏えい量基準の管フランジ締結体の設計に必要とされる項目について整理し、設計手順を提案した。
2. 提案した設計法では、最初に許容漏えい量を満足するために必要なガスケット接触応力を検討し、さらにガスケット接触応力に影響を与える因子およびその影響について、経年的な要素も加味した設計を行う。この手順を踏まえることにより、初期締付け時の過剰な漏えいを防止するとともに、長期運用に対する漏えい量の管理も可能となる。
3. 提案した設計手法を採用するために解決すべき課題についても整理した。

## 第8章 結論

圧力容器と配管,あるいはバルブなどの機器との接続に使用されるガスケット付き管フランジ締結体は,溶接同様にプラントで多用される接合方法であり,高温高压の内部流体を密封する機能が要求される。管フランジ締結体はプラントの性能を担保するとともに可燃性物質,有毒物質等を密封する機能も担っており,安全性の観点から非常に重要な接合部である。従って,ガスケット付き管フランジ締結体の漏えい防止技術の確立は極めて重要な技術である。

ガスケット付き管フランジ締結体は発電プラントのみならず,石油精製,石油化学プラントなどでも古くから多用され,豊富な使用実績があるとともに,歴史的にも多くの学術的な検討が行われている。しかしながら,その複雑さから十分に力学的な挙動が解明されている訳ではなく,また近年,ガスケットの非石綿化という難題にも遭遇している。

本研究では,非石綿ガスケット付き管フランジ締結体の密封性能評価,力学的な特性評価について,実験的な検討,有限要素解析を用いた検証を併用して,漏えい防止の観点から研究を行った。この研究で得られた成果を以下に示す。

第1章「緒論」では,密封性能評価の観点から,実機で使用される条件を考慮したガスケット付き管フランジ締結体の力学特性評価の重要性を述べ,現状の問題点を明らかにし,検討すべき課題について述べた。主たる論点として,ガスケット付き管フランジ締結体の力学モデルに付いて,非石綿化による従来から使用されているガスケットとの材質の相違,ガスケットの非線形な力学特性の考慮などの観点から力学的な密封性能評価について展望するとともにこれまでの研究成果をまとめ,問題点を明確にした。またボルト初期締付け力の影響について,ボルト締付け方法のみならず管フランジの呼び径が影響する従来の研究成果を参考に,漏えい基準のボルト締付け効率の設定の必要性を明らかにした。さらに,実使用環境下でのガスケット付き管フランジ締結体の密封性能評価の重要性として,外荷重の影響を評価する場合の設計上の課題について述べた。これらの検討より得られた問題点をもとに,本研究の目的と意義を明確にした。

第2章では,内圧を受ける石綿 CSG (ジョイントシートガスケット) および非石綿 CSG (ジョイントシートガスケット) を用いた管フランジ締結体に関して,軸対称三次元弾性論および三次元有限要素法解析を用いてガスケット接触応力分布,ハブ応力およびボルト軸力変動を解析した。この結果,CSG 単体での変形特性および密封性能は石綿 CSG と非石綿 CSG の間で差異が小さいことを示した。また,軸対称三次元弾性論および有限要素法解析により,石綿 CSG と非石綿 CSG を用いた管フランジ締結体のハブ応力の大きさは同等であること,内力

係数の差異が小さいことを示すとともに、実験結果と解析結果がともかなりよく一致したことを示した。この結果より、CSG の非石綿化に伴う管フランジ密封性能およびボルト軸力への影響は小さく、同じガスケット接触応力が与えられている場合には、非石綿ガスケット付き管フランジ締結体の密封性能は、石綿ガスケット付き管フランジ締結体のそれと同等以上であることを明らかにした。

第3章では、微小漏えいを考慮した大口径管フランジ締結体設計指針の基礎資料を得るために、有限要素法を用いて非石綿うず巻き形ガスケット (SWG)付き管フランジ締結体の力学特性および密封性能に及ぼす各フランジ呼び径 (3 インチから 24 インチ)の影響について調べた。また有限要素法 (FEM) 解析の妥当性の検証のため実際の締結体を用いて密封性能、ハブ応力に関する実験を行った。FEM の結果より、半径方向のガスケット接触応力分布  $\sigma_z$  は、小口径管フランジ締結体では、より一様であることを示し、呼び径が大きくなるに従い内周側のそれが小さくなり、外周側が大きくなることを示した。さらに ASME 規格に基づいて求めたハブ応力  $\sigma_{z(hub)}$  と FEM を用いたハブ応力  $\sigma_{z(hub)}$  では、大きな差異が認められ、ASME の計算に基づくハブ応力を過大に評価すること、このためボルト初期締付け力が大きく設定できないことを指摘した。管フランジ呼び径が漏えい量に及ぼす影響については、JIS B 2490 に基づき得られた非石綿ガスケット特性を用いて管フランジ締結体からの漏えい量を推定し、実験結果と推定結果はかなりよく一致することを示した。実験結果および解析結果より、大口径フランジ締結体は密封性能が劣ること、大口径フランジの漏えい防止策は  $F_f$  をより大きくとることであることを示した。

第4章では、1) JIS B 2251 および ASME PCC-1 の2通りのボルト締付け手順、2) 小口径 (3") および大口径 (20") の2種の管フランジ締結体について、管フランジ締結体の①ボルト初期締付け力のばらつき、②ガスケット接触応力分布、③密封性能に及ぼす影響を実験ならびに有限要素法 (FEM) 解析により評価した。またその結果をもとに、非石綿 CSG (ジョイントシートガスケット) を使用した場合の漏えい量を基準とした締付け効率  $\eta$  について検討を行った。実際の管フランジ締結体およびトルクレンチを用いて、JIS B 2251 および ASME PCC-1 に基づくトルク法によりボルト締付けを行った結果、JIS B 2251 および ASME PCC-1 に基づく締付け手順でのボルト初期締付け力のばらつきの差異は極めて小さいこと、またボルト初期締付け力のばらつきの程度は管フランジ呼び径によらないことを示した。PVRC の提案するタイトネスパラメータ  $T_p$  を用いて管フランジ締結体の密封性能を評価し、JIS B 2251 および ASME PCC-1 に基づく締付け手順により締結された締結体の密封性能に大きな差異は見られないこと、ボルト初期締付け力のばらつきが密封性能に及ぼす影響は大口径管フランジ締

結体の方が大きいことを明らかにした。さらに、実際の非石綿ガスケット付き管フランジ締結体を用いて得られたタイトネスパラメータ  $T_p$  の値より、漏えい量基準の締付け効率  $\eta$  を新たに提案し、算出した。大口径(20")管フランジ締結体および小口径(3")管フランジ締結体に対する締付け効率  $\eta$  の値は一定とはならず小口径管フランジ締結体では 0.8 程度、大口径管フランジ締結体では 0.65 程度にすべきであることを示すとともに、PVRC の提案する  $\eta=0.85$  は漏えい量基準の締結体設計では非保守的になることを示した。

第 5 章では、内圧と曲げモーメントが作用する管フランジ締結体の漏えい量の予測について、実験および有限要素法 (FEM) 解析により検討した。その結果、基準漏えい試験で得られたガスケット接触応力と漏えい率の関係、および FEM 解析で得られたガスケット接触応力分布より、管フランジ締結体の漏えい率を精度よく予測できることを示した。管フランジ締結体の密封性能には、内圧よりも曲げモーメントの影響が大きいことを示した。FEM 解析の結果、曲げモーメントは非線形なガスケット接触応力分布を誘引し、非線形接触応力分布はガスケットの非線形な復元特性に起因していることを示した。さらに、管フランジ締結体の密封性能には負荷履歴が影響を及ぼし、内圧が作用した後に曲げモーメントが作用する場合に比べて、曲げモーメントが作用した後に内圧が作用する場合の方が密封性能が劣ることを示した。設計においては、曲げモーメントの影響を十分に考慮する必要があることを指摘した。また、ハブ応力は曲げモーメントに敏感であり、設計において考慮すべき重要な因子であることを示した。

第 6 章では、高温化で多用されている膨張黒鉛をフィラー材に使用したうず巻き形ガスケット (SWG) を用いて、その力学的な特性および物性を高温下で測定し管フランジ締結体の長期信頼性に関する考察を行うとともに、温度変動サイクルが管フランジ締結体の密封性能に与える影響についても評価を行った。その結果、膨張黒鉛をフィラー材とした SWG は、300°C までの試験において、ガスケットの応力-ひずみ線図に有意な差異はなく、負荷、除荷を繰り返しても力学的な特性にほとんど変化がないことを示した。SWG の熱膨張挙動は 210°C を境に大きく変化する、210°C 以上での熱膨張係数は室温～210°C のその約 1/8 であり、高温での管フランジ締結体設計では注意が必要であることを示した。さらに 20 日間の熱サイクル試験を実施して、管フランジ締結体の密封性能に変化が生じないことを示した。しかしながら、長時間の挙動を推定するには、より長時間もしくは高温の過酷な試験により力学的な特性評価に加え材質的な健全性評価データが欠如しており、今後ガスケットの材料特性、高温の力学的なデータの取得が必要であることを指摘した。

第 7 章では、第 6 章までの検討結果に基づき、漏えい量基準の管フランジ締結体の設計に必要とされる項目について整理し、設計手順を提案した。提案した

設計法では、最初に許容漏えい量を満足するために必要なガスケット接触応力を検討し、さらにガスケット接触応力に影響を与える因子およびその影響について、経年的な要素も加味した設計を行う。この手順を踏まえることにより、初期締付け時の過剰な漏えいを防止するとともに、長期運用に対する漏えい量の管理も可能となる。

提案した設計手法により、信頼性の高い非石綿ガスケット付き管フランジ締結体の設計、長期運用が可能となるが、提案手法を採用するために解決すべき課題は以下のとおりである。

1. ガスケットの基本漏えい性能、復元特性など設計、有限要素法解析を実施するためのデータの整備。
2. 20インチを超える大口径管フランジ締結体に対するボルト初期締付け効率の検証。
3. フランジハブ応力の有限要素法解析による推定と設計用のハブ応力推定式の構築。
4. 曲げモーメント、温度変動など外荷重に対する負荷の推定。
5. ガスケットのクリープ特性、材質安定性などの時間依存型特性の評価、データ整備とそれらを用いた非石綿ガスケット付き管フランジ締結体の長期密封性能評価。
6. 非破壊的な手法を用いたガスケット付き管フランジ締結体の密封性能検査技術および監視技術の確立。

## 参考文献

- (1) 日本工業規格, JIS B 8265, “圧力容器の構造—一般事項” (2010)
- (2) 日本工業規格, JIS B 2251, ”フランジ継手締付け方法”, (2008)
- (3) ASME Post Construction Code, PCC-1, Guidelines for Pressure Boundary Bolted Flange Joint Assembly, (2010)
- (4) ASME Boiler & Pressure Vessel Code Section VIII Division 1 "Rules for Construction of Pressure Vessels" App.2, (2004).
- (5) 原子力安全基盤機構 国内のトラブル情報「原子炉圧力容器と制御棒駆動機構ハウジング貫通部からの原子炉水の漏えい」, (2001)  
<http://www.atomdb.jnes.go.jp/content/000023632.pdf>,
- (6) 福島第一原子力発電所 3号機の原子炉手動停止に関する調査結果について, 東京電力, (2007), <http://www.tepco.co.jp/cc/press/07062802-j.html>
- (7) 原子力安全基盤機構 国内のトラブル情報「タービン駆動原子炉給水ポンプ蒸気加減弁フランジ部からの漏えい」, (1998),  
<http://www.atomdb.jnes.go.jp/events-data/events-001037.html>
- (8) 安藤文雄, "高圧ガス配管系フランジ継手の耐震性能評価", バルブ技報, No.40, (1998), pp.36-40.
- (9) 高圧ガス保安協会, 高圧ガス事故事例,  
[http://www.khk.or.jp/activities/incident\\_investigation/hpg\\_incident/incident\\_db.html](http://www.khk.or.jp/activities/incident_investigation/hpg_incident/incident_db.html)
- (10) 横浜市水道局笹下ポンプ場停止事故調査委員会, 笹下ポンプ場事故調査報告書, (2007)
- (11) Ando, F., Sawa, T., Ikeda, M., “Simplified Method for Seismic Design of Bolted Flange Joints”, Proceedings of the ASME Pressure Vessel and Piping Conference, PVP-Vol. 354, (1997), pp203-208.
- (12) Rossenheim, D. B., and Markle, A. R. C., “Gasket-Loading Constants”, Mechanical Engineering, 65, (1943), 647-650
- (13) European Standard, EN 13445 "Unfired Pressure Vessels", Clause 11, (2004).

- (14) 永田聡, 松本光広, 沢俊行, “内圧作用下でのガスケット付管フランジ締結体の応力解析と密封性能評価 (ボルト初期締付け力のばらつきの影響), 日本機械学会論文集 (A編), Vol.70, No.699, (2004), pp. 1595-1602
- (15) 厚生労働省, “労働安全衛生法施行令の一部を改正する政令” (平成 18 年政令第 257 号), (2006) .
- (16) 沢俊行, 辻裕一, “アスベスト代替化製品化検討会の結果と今後について”, 配管技術, Vol.48, No.13, pp.1-6 (2006).
- (17) 厚生労働省, “労働安全衛生法施行令の一部を改正する政令” (平成 20 年政令第 349 号), (2008)
- (18) Ando, F., Sawa, T., Ikeda, M., “A New Design Method for Piping Components Against Leakage and Damage Subjected to High Level Earthquake Load”, Proceedings of the ASME Pressure Vessel and Piping Conference, PVP-Vol.445, No.1, (2002), pp113-118.
- (19) 小林隆志, 川守良和, “ガスケット付フランジ継手の漏洩量予測”, 日本機械学会山梨講演会論文集, (2001), pp.101-102.
- (20) 高木知弘, 佐藤広嗣, 山中幸, 福岡俊道, “管フランジ締結体の漏えい特性評価”, 日本機械学会論文集 (C編), Vol.71, No.702, (2005), pp.745-752.
- (21) 佐藤広嗣, 高木知弘, 山中幸, 福岡俊道, “管フランジ締結体の漏洩特性とガスケット接触応力の関係評価”, 日本機械学会山梨講演会論文集, (2004), pp.127-128.
- (22) Waters, E. O., Taylor, J. H., "The Strength of Pipe Flanges", Mechanical Engineering, Vol.49, (1927), pp.531-542.
- (23) "Methods of Determining the Strength of Pipe Flanges", discussion of paper by Waters and Taylor, Mechanical Engineering, Vol. 49, (1927), pp.1340-1347.
- (24) 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.
- (25) 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, Ill, (1951).

- (26) Bazergui, A., Marchand, L., Panye, J. R., "Effect of Fluid of Sealing Behavior of Gaskets", 10<sup>th</sup> International Conference on Fluid Sealing, Paper H2, (1984), pp.365-385.
- (27) Morohoshi, T., Sawa, T., "On the Characteristics of Rectangular Bolted Flanged Connections with Gaskets Subjected to External Tensile Loads and Bending Moments", Transactions of the ASME Journal of Pressure Vessel Technology, Vol.116, No.2, (1994), pp.207-215.
- (28) Sawa, T., Takagi, Y., Torii, H., "Sealing Performance Evaluation of Pipe Flange Connection under Elevated Temperatures", Proceedings of the ASME Pressure Vessel and Piping Conference, PVP2007-26401, (2007)
- (29) 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), pp.497-503.
- (30) 沢俊行, 尾形尚文, 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), pp.1120-1128.
- (31) 沢俊行, 丸山一男, "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.
- (32) 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.
- (33) 沢俊行, 丸山久則, "接合面形状がねじ締結体の特性に及ぼす影響(被締結体が管フランジの場合)", 日本機械学会論文集 (A編), Vol.51, No. 463, (1985), pp.679-687.
- (34) 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-Vol.416, (2001), pp.105-109.
- (35) 小林隆志, 清家永太, "低レーティングフランジへのうず巻きガスケット適用のための密封特性比較", 日本機械学会山梨講演会論文集, (2007), pp.200-201.
- (36) Timoshenko, S., "Strength of Materials, Part II Advanced Theory and Problems", Third Edition, D. Van Nostrand Company, Inc., NJ, (1956).

- (37) 西岡邦夫, 森田喜保, 河嶋寿一, "一体形管フランジの強度 (第1報, 応力分布の解析と従来の設計規準との比較)", 日本機械学会論文集 (A編), Vol. 45, No. 392, (1979), pp.355-362.
- (38) 西岡邦夫, 森田喜保, 河嶋寿一, "一体形管フランジの強度 (第2報, ガasket面圧の解析とボルト本数の影響)", 日本機械学会論文集 (A編), Vol. 45, No. 392, (1979), pp.362-370.
- (39) 森田喜保, 河嶋寿一, "一体形管フランジの強度 (第3報, 最大子午線方向応力の設計公式)", 日本機械学会論文集 (C編), Vol. 45, No. 399, (1979), pp.1299-1304.
- (40) 森田喜保, 河嶋寿一, "一体形管フランジの強度 (第4報, ガasket係数について)", 日本機械学会論文集 (C編), Vol. 46, No. 403, (1980), pp.286-292.
- (41) 河村 繁, "ボルト締め管フランジ継手の設計に関する研究", 東京大学博士論文, (1986).
- (42) 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asket反力の関係)", 日本機械学会論文集 (C編), Vol.51, No.461, (1986), pp.196-206.
- (43) 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), Vol.51, No.467, (1986), pp.1612-1620.
- (44) 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asketを有するフランジの解析)", 日本機械学会論文集 (C編), Vol.52, No.483, (1987), pp.2946-2951.
- (45) 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), pp.337-349.
- (46) 沢 俊行, 小林 隆志, 守安 宏明, "ねじ込みボルトによるねじ締結体の特性について (被締結体が円形フランジの場合)", 日本機械学会論文集 (C編), Vol.50, No.450, (1984), pp.407-415.
- (47) 沢 俊行, 熊野博之, 小林文幸, 伊藤清則, "ガasket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asketの

- 応力解析) ", 日本機械学会論文集 (A編) , Vol.49, No.445, (1983), pp.1149-1157.
- (48) 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), pp.188-193.
- (49) 沢 俊行, 熊野博之, "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.50, No.455, (1984), pp.1383-1393.
- (50) 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平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.
- (51) 日本工業規格, JIS B 2205, "管フランジの計算基準", (1991).
- (52) 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).
- (53) Deutsche Normen, DIN 2505, Flange Joint Calculation, (1964).
- (54) British Standard, BS 1500, "Fusion Welded Pressure Vessel Code", (廃止).
- (55) 日本工業規格, JIS B 2211 – B 2217, "鉄鋼製管フランジの基準寸法 解説", (1977, 廃止).
- (56) 日本工業規格, JIS B 2210, "鉄鋼製管フランジの基準寸法", (1984, 廃止).
- (57) 日本工業規格, JIS B 2220, "鋼製管フランジ", (2004).
- (58) 日本工業規格, JIS B 2206, "全面形ガスケットを用いるアルミニウム合金製管フランジの計算基準", (1995).
- (59) 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).
- (60) 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), pp.2402-2407.
- (61) 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) ", 日本機械学会論文集 (A編) , Vol.66, No.644, (2000),

- pp.651-657.
- (62) 福岡俊道, "管フランジ締結体の三次元有限要素解析", 配管技術, Vol.42, No.14, (2000), pp.22-27.
  - (63) 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.
  - (64) 高木知弘, 福岡俊道, "管フランジ締結体の三次元有限要素解析 (石綿ジョイントシートガスケットを用いた場合)", 日本機会学会論文集 (A編), Vol.68, No.665, (2002), pp.8-14.
  - (65) 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.
  - (66) Shoji, Y., Nagata, S., "A New Analysis Method for Flange-Gasket Systems", Proceedings of the ASME Pressure Vessel and Piping Conference, PVP-Vol.382, (1999), pp.113-120.
  - (67) Nagata, S., Shoji, Y., Sawa, T., "An Iterative Method for 3-Dimensional Analysis for Gasketed Flanges", Proceedings of the ASME Pressure Vessel and Piping Conference, PVP-Vol.405, (2000), pp.115-122.
  - (68) Bouzid, A. H., Derenne, M., El-Rich, M., "Effect of Flange Rotation and Gasket Width on the Leakage Behavior of Bolted Flanged Joints", Welding Research Council Bulletin, 496, (2004).
  - (69) 松本光広, 沢 俊行, 西田隆仁, "曲げモーメントを受けるガスケット付き管フランジ締結体の有限要素法応力解析と密封性能評価", 日本機械学会論文集 (A編), Vol.69, No.681, (2003), pp.823-831.
  - (70) 佐藤拓哉, 門 謙一郎, "金属ガスケットを適用した異材フランジの高温運転時における挙動の非弾性有限要素解析", 圧力技術, Vol.44, No.3, (2006), pp.143-152.
  - (71) バルカーハンドブック,  
[http://www.valqua.co.jp/products/download/catalog/9103\\_1009\\_tech.pdf](http://www.valqua.co.jp/products/download/catalog/9103_1009_tech.pdf)
  - (72) ニチアス ガスケットカタログ,  
[https://www.nichias.co.jp/products/download/PDF/P01\\_1307.PDF](https://www.nichias.co.jp/products/download/PDF/P01_1307.PDF)

- (73) 西田隆仁, "ガスケット係数  $m$  と最小設計締付け圧力  $y$ ", バルカーレビユー, Vol.24, (1980), pp.1-12.
- (74) Raut, H. D. and Leon, G. F., "Report of Gasket Factor Tests", WRC Bulletin 233, (1977), pp.1-35.
- (75) Raut, H. D., Bazergui, A. and Marchand, L., "Gasket Leakage Behavior Trends", WRC Bulletin 271, (1981), pp.16-42.
- (76) 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.
- (77) 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).
- (78) Derenne, M., Marchand, L., Deshaies, F., "Leakage and Emission Characteristics of Sheet Gaskets", Welding Research Council Bulletin, 427, (1997).
- (79) Birembaut, Y., Ledauphin, T., Morio, Y., "Summary of Gasket Steam Leakage Tests Report 1: Gasket Steam Leakage Tests", Welding Research Council Bulletin, 431, (1998), pp.1-18.
- (80) 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.
- (81) 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.
- (82) Derenne, M., Marchand, L., Payne, J. R., "Polytetrafluoroethylene (PTFE) Gasket Qualification", Welding Research Council Bulletin, 442, (1999).
- (83) 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), pp.173-178.

- (84) Hsu, K. H., and Payne, J. R., ASME Valves, Bolted Joints, Pipe Supports, and Restraints, 236, (1992), pp. 79-92.
- (85) Hsu, K. H., Payne, J. R., Winter, J. R., ASME Advanced Computer Application, 274, (1994), pp. 53-62.
- (86) Bickford, J. H., "Gaskets and Gasketed Joints", Marcel Dekker Inc., (1997).
- (87) European Standard, EN13555 "Flanges and their joints – Gasket Parameters and Test Procedures relevant to the Design Rules for Gasketed Circular Flange Connections", (2004)
- (88) 日本工業規格, JIS B 2490, “管フランジ用ガスケットの密封特性試験方法”, (2008)
- (89) 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.
- (90) Kobayashi, T., Nishida, T. Yamanaka, Y., "Consideration on the Representations of Sealing Behavior of Gaskets (Effects of the internal pressure and the gasket width)", Proceedings of the ASME Pressure Vessel and Piping Conference, PVP-Vol.457, (2003), pp.133-137.
- (91) 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
- (92) 日本工業規格, JIS R 3453, “ジョイントシート”, (2006)
- (93) 高木知弘, 名護典寛, 佐藤広嗣, 山中 幸“ガスケットの粘弾塑性挙動を考慮したボルト締結体の力学的特性の評価(PTFE ガスケットを用いた場合)”, 日本機械学会論文集 (C 編), Vol. 73, No. 728, (2007), pp. 1245-1252.
- (94) 山中幸, 牧 明, “石綿ジョイントシートガスケットにおける高温寿命評価”, 圧力技術, Vol. 41, No. 2, (2003), pp. 64-70
- (95) 経済産業省, アスベスト代替化成品対策検討会 (第 6 回) 配布資料 (経済産業省), 参考資料 3 参考図表,  
<http://warp.ndl.go.jp/info:ndljp/pid/286890/www.meti.go.jp/committee/materials/downloadfiles/g60203b06j.pdf>

- (96) 山口篤志, 辻 裕一, 本田 尚, “3次元弾性モデルによる非石綿ジョイントシートガスケットの高温クリープ特性”, 圧力技術, Vol. 48, No. 2, (2010), pp. 61-69
- (97) 橋本 哲, 堀内知明, “シートガスケット劣化評価の検討”, 圧力技術, Vol. 48, No. 4, (2010), pp. 213-220
- (98) 糸井克豊, 長瀬雄一郎, 澤 俊行, 小林隆志, “ジョイントシートガスケット特性の経時変化について”, 圧力技術, Vol. 48, No. 4, (2010), pp. 200-204
- (99) 大村高弘, 花島完治, “フランジ締結用ガスケットの熱物性”, 配管技術, Vol. 50, No. 2, (2008), pp.22-27
- (100) 大村高弘, 入村純一, 花島完治, 澤 俊行, “フランジ締結用ガスケットの熱物性に関する研究”, ニチアス技術時報, No. 349, (2007), pp.1-9
- (101) 佐藤広嗣, 西田隆仁, “有限要素解析を用いた締結体シール特性の長期予測”, 圧力技術, Vol. 48, No. 3, (2010), pp. 132-139.
- (102) Akli, N., Bouzid, A. H., “Creep analysis of bolted flange joints”, International Journal of Pressure Vessels and Piping, Vol. 84, No. 3, (2007), pp. 186-194
- (103) Bouzid, A. H., Akli, N., “An analytical solution for evaluating gasket stress change in bolted flange connections subjected to high temperature loading”, Journal of Pressure Vessel technology, Vol. 127, No. 4, (2005), pp. 414-422
- (104) Thum, A. (石谷清幹 訳編), “ねじ接手の疲れ”, コロナ社, (1955).
- (105) Wesstrom, D. B., Bergh, S. E., “Effect of Internal Pressure on Stresses and Strains in Bolted-Flanged Connections”, Transactions of the ASME, (1951), pp.553-568.
- (106) 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).
- (107) 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), pp.55-66.
- (108) Bouzid, A. H., Derenne, M., “A Simple Method for Analyzing the Contact Stress in Bolted Flange Joints with Non-linear Gaskets”, Proceedings of the ASME Pressure Vessel and Piping Conference, PVP-Vol.382, (1999), pp.103-111.

- (109) Bouzid, A. H., Derenne, M., "Analytical Modeling of the Contact Stress with Nonlinear Gaskets", Transactions of the ASME, Journal of Pressure Vessel Technology, Vol.124, (2002), pp.49-53.
- (110) Bouzid, A. H., Beghou, H., "The Design of Flanges Based on Flexibility and Tightness", Proceedings of the ASME Pressure Vessel and Piping Conference, PVP-Vol.457, (2003), pp.31-38.
- (111) Sawa, T., Ogata, N., Nishida, T., "Stress Analysis and Determination of Bolt Preload in Pipe Flange Connections with Gaskets under Internal Pressure", Transactions of the ASME, Journal of Pressure Vessel Technology, Vol.124, (2002), pp.385-396.
- (112) 福岡俊道, 許 全托, 吉田健太郎, “ボルト締結体の熱および力学挙動の有限要素解析”, 日本機械学会論文集, Vol. 68, No. 665, (2002). pp.1-7.
- (113) Nechache, A., Bouzid, A. H., "The Determination of Load Changes in Bolted Gasketed Joints Subjected to Elevated Temperature", Proceedings of the ASME Pressure Vessel and Piping Conference, PVP-Vol.457, (2003), pp.139-148.
- (114) 辻 裕一, 高木知弘, 澤 俊行, “フランジ継手締付け指針の開発”, 圧力技術, Vol.42, No. 6, (2004), pp.337-346.
- (115) 永田聡, 沢俊行, 尾方尚文, 松本光広, “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有限要素応力解析と特性評価：管フランジ呼び径の影響”, 圧力技術, Vol.41, No.6, (2003), pp.292-302.
- (116) Rodabaugh, E. C., Moore, S. E., "Evaluation of the Bolting and Flanges of ANSI B16.5 Flanged Joints ASME Part A Design Rules", Oak Ridge National Laboratory, ORNL/Sub/2913-3, (1976).
- (117) Bouzid, A. H., Derenne, M., Charani, A., "Tightness Prediction of Bolted Flanged Connections subjected to External Bending Moments", Proceedings of the ASME Pressure Vessel and Piping Conference, PVP-Vol.367, (1998), pp.61-67.
- (118) Marchand, L., Laviolette, D., Derenne, M., "NPS 4 Class 150 Bolted Joint Subjected to Pressure and External Bending Loads", Welding Research Council Bulletin, 450, (2000).

- (119) Bibel, G., Fath, T., Palmer, W., Riedesel, R., Westlind, T., "Experimental Leak Testing of 16-inch Class 300 RFWN Flange with and without External Bending Moment", Welding Research Council Bulletin,461, (2001).
- (120) Birembaut, Y., Bouzid, A. H., Derenne, M., Ledauphin, T., Marchand, L., Martelli-Garon, P., Masi, V., "External Bending Moments on Bolted Gasketed Joints", Welding Research Council Bulletin,473, (2002).
- (121) Koves, W. J., "Analysis of Flange Joints under External Loads," Transactions of the ASME, Journal of Pressure Vessel Technology, Vol.118, (1996), pp.59-63.
- (122) Dekker, C. J., Brink, H. J., "External flange loads and 'Koves'-method", International Journal of Pressure Vessels and Piping, Vol.79, (2002), pp.145-155.
- (123) 沢 俊行, 平良善進, 白石浩之, "曲げモーメントを受けるねじ締結体の特性について (被締結体が円形フランジの場合)", 日本機械学会論文集 (C編), Vol.49, No.442, (1983), pp.1092-1100.
- (124) 沢 俊行, 諸星常志, 山本京一, "曲げモーメントを受けるねじ締結体の特性について (三次元弾性論による被締結体が管フランジの場合の解析)", 日本機械学会論文集 (C編), Vol.53, No.491, (1987), pp.1151-1518.
- (125) 諸星常志, 沢 俊行, 丸山一男, 山本京一, "曲げモーメントを受けるねじ締結体の特性について (被締結体がガスケット付き管フランジの場合の三次元弾性論による解析)", 日本機械学会論文集 (C編), Vol.54, No.505, (1988), pp.2188-2195.
- (126) 池田雅俊, "フランジ継手の耐震設計について",  
<http://www.psds.co.jp/seisdesign/p06.pdf>
- (127) 高圧ガス設備等耐震設計指針, レベル1耐震性能評価(配管系)編, KHK E 012-2-1997, 高圧ガス保安協会, (1997).
- (128) 沢 俊行, 広瀬 貴, 熊野博之, "温度変動下でのねじ締結体の特性(被締結体が金属ガスケット付き管フランジの場合)", 日本機械学会論文集 (C編), Vol.58, No.533, (1992), pp.2742-2749.

- (129) Kumano, H., Sawa, T., Hirose, T., "Mechanical Behavior of Bolted Joints under Steady Heat Conduction", Transactions of the ASME, Journal of Pressure Vessel Technology, Vol.116, (1994), pp.42-48.
- (130) 勝尾正秀, 沢 俊行, 小谷賢一, 石原智也, "内部流体加熱を受ける平面座ガスケット付き管フランジ締結体の軸対称三次元熱応力解析", 日本機械学会論文集 (A編) , Vol.64, No.628, (1998), pp.3023-3031.
- (131) Housari, B. H., Alkelani, A. A., and Nassar, S. A., "A Proposed Model for Predicting Residual Clamp Load in Gasketed Bolted Joints", Proceedings of the ASME Pressure Vessel and Piping Conference, PVP2010-25633, (2010)
- (132) 永田聡, "ガスケット付きフランジ締結体の応力解析と密封性能評価に関する研究", 広島大学学位論文, (2007)
- (133) ANSI/ASME B16.5, "Pipe Flanges and Flanged Fittings", (1996).
- (134) ASME Boiler & Pressure Vessel Code Section VIII Division 1 Nonmandatory Appendix BFJ, "Alternative Rules for Bolted Flange Joints with Ring Type Gaskets-Draft", (2000)
- (135) Takagi, Y., Torii, H., Sawa, T., Funada, K., " Evaluation of Sealing Performance of Pipe Flange Connection Subjected to External Bending Moments", Proceedings of the ASME Pressure Vessel and Piping Conference, PVP2009-77494, (2009).
- (136) Sawa, T., Iwamoto, T., Funada, K. and Omiya, Y., " FEM stress Analysis and Sealing Performance Evaluation in Pipe Flange Connections with Spiral Wound Gasket Subjected to External Bending Moments", Proceedings of the ASME Pressure Vessel and Piping Conference, PVP2008-61168, (2008).
- (137) Sawa, T., Hirose, T. and Kumano, H., "Behavior of Pipe Flange Connections in Transient Temperature Field", ASME Journal of Pressure Vessel Technology, 115, pp.142-146., (1993)
- (138) Ando, F., Sawa, T., Ikeda, M. Furuya, T., "Assessing Leakage of Bolted Flanged Joints under Internal Pressure and External Bending Moment", Proceedings of the ASME Pressure Vessel and Piping Conference, Vol.376, (1998), pp.39-44.

- (139) Sawa, T. and Matsumoto, M., Ando F., “FEM Stress Analysis and Sealing Performance in Pipe Flange Connections with Gaskets Subjected to External Bending Moment (case where internal fluid is liquid)”, Proceedings of the ASME Pressure Vessel and Piping Conference, Vol.457 pp85-95., 2003
- (140) Water, E. O., and Schneider, R. W., 1969, Trans. ASME, B91-3, pp.615-625.
- (141) Goddard, D.L., Biebel, G. D., “Bolted Preload Variation During Torque of a Bolted Flanged Connection”, ASME Journal of Pressure Vessel Technology, 274, pp.25-32, 1994
- (142) Takagi, Y., Torii, H., Sawa, T., Kaswasaki, N., “Stress Analysis and Sealing Performance Evaluation of Pipe Flange Connection at Elevated Temperature”, Proceedings of the ASME Pressure Vessel and Piping Conference, PVP2008-61189, (2008)
- (143) Sawa, T., Kawasaki, N., Takagi, Y., Torii, H., “The Sealing Performance of a Large Diameter Bolted Joint Under Elevated Temperature”, Proceedings of the ASME Pressure Vessel and Piping Conference, PVP2007-26402, (2007)
- (144) Abid, M., Chattha, J. A., Khan, K. A., “Finite Element Analysis of a Gasketed Flange Joint Under Combined Internal Pressure and Thermal Transient Loading”, Proceedings of the ASME Pressure Vessel and Piping Conference PVP2007-26602, (2007)
- (145) Sawa, T., Takagi, Y., Yamada, K., “Evaluation of the sealing performance in bolted flange connection under heat condition and internal pressure (the effect of scatter in bolt preloads)”, Proceedings of the ASME Pressure Vessel and Piping Conference, PVP2006-ICPVT-11-93535, (2006).
- (146) Sawa, T. and Shiraishi, H., “A Simple Method to Calculate the Force Ratio of Bolted Joints,” JSME Bulletin of the JSME, 26, pp.1088-1096, 1983
- (147) Nechache, A., Bouzid, A. H., “Creep analysis of bolted flange joints”, International Journal of Pressure Vessels and Piping, 84, pp.185-194, 2007
- (148) Abid, M., “Determination of safe operating conditions for gasketed flange joint under combined internal pressure and temperature: A finite element approach”, International Journal of Pressure Vessels and Piping, Vol. 83, No. 6, (2006), pp.433-441.

- (149) Payne, J. R., Bazergui, A., Leon, G. F., "A New Look at Gasket Factors," Proc. 10th International Conference on Fluid Sealing, BHRA, H1, pp.345-363, 1984
- (150) Payne, J. R., Bazergui, A. Leon, G. F., "New Gasket Factors-A Proposed Procedure," Proceedings of the ASME Pressure Vessel and Piping Conference, ASME, 98.2, pp.85-93, 1985

## 関連発表論文

### 学術論文

(1) 第2章

高木愛夫, 大宮祐也, 小林隆志, 沢 俊行, "内圧作用下における非石綿ジョイントシート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", 圧力技術, Vol.49, No.5, (2011), pp.216-224.

(2) 第3章

高木愛夫, 大宮祐也, 小林隆志, 沢 俊行, "フランジ呼び径が内圧を受ける管フランジ締結体の力学特性および密封性能に及ぼす影響", 圧力技術, Vol.50, No.3, (2012), pp.112-120.

(3) 第4章

高木愛夫, 大宮祐也, 小林隆志, 沢 俊行, "管フランジ呼び径とボルト初期締付け力のばらつきが内圧を受ける非石綿ガスケット付き管フランジ締結体の密封性能に及ぼす影響", 圧力技術, Vol.50, No.6, (2012), pp.315-325.

(4) 第4章

Takagi Y., Omiya Y., Kobayashi T., Sawa T., "Elasto-Plastic FEM Stress Analysis and mechanical Characteristics of Pipe Flange Connections with Non-Asbestos Gaskets under Internal Pressure", Journal of Solid Mechanics and Materials Engineering, Vol. 6, No. 4, (2012), pp. 288-298.

(5) 第5章

Takagi Y., Torii H., Omiya Y., Kobayashi T., Sawa T., "FEM Stress Analysis and Sealing Performance Prediction of Pipe Flange Connections under External Bending Moments and Internal Pressure", Journal of Solid Mechanics and Materials Engineering, Vol. 7, No. 4, (2013), pp.486-495.

(6) 第5章

鳥居広康, 高木愛夫, 大宮祐也, 沢 俊行, "管フランジ締結体の密封性能に及ぼす曲げモーメントの影響", 日本機械学会論文集 A 編(ノート),

77 卷, 777 号, (2011), pp. 718-721.

(7) 第6章

Takagi Y., Torii H., Omiya, Y., Sawa T., "Sealing Performance Evaluation of Pipe Flange Connection with Spiral Wound Gasket under Cyclic Thermal Condition", Proceedings of the ASME Pressure Vessels and Piping Conference, PVP2009-77490.

## その他の学術論文

- (8) Takagi Y., Kobayashi A. S., "Dynamic Fracture Response of  $\text{Al}_2\text{O}_3$ ,  $\text{Si}_3\text{N}_4$ , and  $\text{SiCw}/\text{Al}_2\text{O}_3$ ", Fracture Mechanics of Ceramics, Vol. 9, (1992), pp.133-145
- (9) Nonaka I., Ito T., Ohtsuki S., Takagi Y., "Performance of repair welds on aged 2.25Cr-1Mo boiler header welds." International Journal of Pressure Vessels and Piping, Vol. 78, No. 11/12, (2001), pp. 807-811
- (10) 高木愛夫, 大槻 茂, 伊藤拓哉, 野仲 勇, "2.25Cr-1Mo 鋼経年劣化材の高温強度特性に及ぼす補修溶接の影響", 材料, 第 52 卷, 第 2 号, (2003), pp.167-172
- (11) 黒崎裕一, 高木愛夫, "配管減肉試験での肉厚連続モニタリング手法の開発", 日本機械学会論文集 B 編 (ノート), 75 卷, 751 号, (2009), pp.429-430
- (12) 菅野 智, 中根一起, 寄川盛男, 高木愛夫, "低サイクル疲労寿命に及ぼす繰返し塑性ひずみの影響", 日本機械学会論文集 A 編 (ノート), 76 卷, 764 号, (2010) ,pp.375-377
- (13) 寄川盛男, 中根一起, 菅野 智, 高木愛夫, "改良 MANSION 式による低サイクル疲労寿命評価法の検討", 日本機械学会論文集 A 編 (ノート), 76 卷, 764 号, (2010), pp.381-382
- (14) 大宮祐也, 高木愛夫, 小林隆志, 沢 俊行, "内圧作用下における非石綿うず巻形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", 圧力技術, Vol. 49, No. 6, (2011), pp.262-270.
- (15) 大宮祐也, 沢 俊行, 高木愛夫, 鳥居広康, "繰返し内圧及び温度変化を受ける管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

## 国際会議論文

- (1) Tatsuoka T., Takagi Y., Sawa T., "Sealing Performance of Pipe Flange Connections with Shape Memory Alloy Gaskets under Internal Pressure" Proceedings of ASME Pressure Vessels and piping conference, Vol. 478, (2004), pp.41-47.
- (2) Sawa T., Takagi Y., Tatsuoka T., "Thermal Stress analysis and Evaluation of Sealing Performance in Pipe Flange Connections with Spiral Wound Gaskets under Elevated Temperature and Internal Pressure", Proceedings of ASME Pressure Vessels and piping conference, Vol. 2, (2005), pp. 115-121
- (3) Takagi Y., Tatsuoka T., Sawa T., "The Effect of the Thermal Expansion Coefficient on the Sealing Performance of Pipe Flange Connections with Ni-Ti Shape Memory Alloy Gaskets", Proceedings of ASME Pressure Vessels and piping conference, PVP2006-ICPVT-11-93203 , (2006).
- (4) Sawa T., Takagi Y., Yamada K., "Evaluation of the Sealing Performance in Bolted Flange Connection under Heat Condition and Internal Pressure (The Effect of Scatter in Bolted Preloads)", Proceedings of ASME Pressure Vessels and piping conference, PVP2006-ICPVT-11-93535, (2006).
- (5) Sawa T., Takagi Y., Torii H., "Sealing Performance Evaluation of Pipe Flange Connection under Elevated Temperatures", Proceedings of the ASME Pressure Vessels and Piping Conference, PVP2007-26401, (2007)
- (6) Sawa T., Kawasaki N., Takagi Y., Torii H., "The Sealing Performance of a Large Diameter Bolted Joint under Elevated Temperature", Proceedings of the ASME Pressure Vessels and Piping Conference, PVP2007-26402, (2007)
- (7) Takagi Y., Tatsuoka T., Kawasaki N., Sawa T., "Stress Analysis and Sealing Performance of pipe Flange connections with NiTi Shape Memory Alloy Gasket", Proceedings of the ASME Pressure Vessels and piping Conference, PVP2007-26403, (2007)
- (8) Takagi Y., Torii H., Sawa T., Kawasaki N., "Stress Analysis and Sealing Performance Evaluation of Pipe Flange Connection at Elevated Temperature",

Proceedings of the ASME Pressure Vessels and piping Conference, PVP2008-61189, (2008)

- (9) Sawa T., Kawasaki N., Takagi Y., Torii H., "Stress Characteristics of Large Diameter Pipe Flange Connection with Non-Asbestos Gasket under Elevated Temperature" Proceedings of the ASME Pressure Vessels and piping Conference, PVP2008-61190, (2008)
- (10) Takagi Y., Torii H., Sawa T., Omiya Y., "Sealing Performance Evaluation of Pipe Flange Connections with Spiral Wound Gasket under Cyclic Thermal Condition", Proceedings of ASME Pressure Vessels and piping Conference, PVP2009-77490, (2009)
- (11) Sawa T., Omiya Y., Takagi Y., Torii H., "Effects of Scatter in Axial Bolt Force on the Sealing Performance of Pipe Flange Connections at Elevated Temperature", Proceedings of the ASME Pressure Vessels and piping Conference, PVP2009-77493, (2009)
- (12) Takagi Y., Torii H., Sawa T., Funada K., "Evaluation of Sealing Performance of Pipe Flange Connection Subjected to External Bending Moments", Proceedings of the ASME Pressure Vessels and piping Conference, PVP2009-77494, (2009)
- (13) Takagi Y., Sawa T., Omiya Y., "Thermal Stress Analysis and the Sealing Performance Evaluation of Bolted Pipe Flange Connections at Elevated Temperature", Proceedings of the 12th International Conference on Pressure Vessel Technology, (2009)
- (14) Omiya Y., Sawa T., Takagi Y., "Stress Analysis and Sealing Performance Evaluation of Bolted Pipe Flange Connections Subjected to External bending Loads and Internal Pressure", Proceedings of the 12th International Conference on Pressure Vessel Technology, (2009)
- (15) Omiya Y., Sawa T., Takagi Y., "The Effects of Scatter in Axial Bolt Force on the Sealing Performance of Bolted Pipe Flange Connections Subjected to Internal Pressure", Proceedings of the 12th International Conference on Pressure Vessel Technology, (2009)
- (16) Takagi Y., Torii H., Sawa T., Omiya Y., "The Stress Analysis and the Sealing Performance Evaluation of the Pipe Flange Connection at Elevated Temperature", Proceedings of the ASME Pressure Vessels and piping Conference,

PVP2010-25179, (2010)

- (17) Takagi Y., Torii H., Sawa T., Omiya Y., "Effect of External Bending Moment on the Sealing Performance of Pipe Flange Connection", Proceedings of the ASME Pressure Vessels and piping Conference, PVP2010-25180, (2010)
- (18) Takagi Y., Sawa T., Torii H., Omiya Y., "Effects of Scatter in Bolt Preload on the Sealing Performance of Pipe Flange Connections Under Internal Pressure (Case where the nominal diameter of pipe flange connection is 20")", Proceedings of the ASME Pressure Vessels and piping Conference, PVP2010-25499, (2010)
- (19) Omiya Y., Takagi Y., Sawa T., Torii H., "Sealing Performance and FE Analysis of Pipe Flange Connection with Gasket under Cyclic Thermal Condition", Proceedings of the ASME Pressure Vessels and piping Conference, PVP2011-57273, (2011)
- (20) Horiuchi K., Takagi Y., Sawa T., "FEM Stress Analysis and the Sealing Performance Evaluation of Pipe Flange Connections Subjected to External Bending Moments and Internal Pressure", Proceedings of the ASME Pressure Vessels and piping Conference, PVP2011-57524, (2011)
- (21) Sawa T., Takagi Y., Sato K., Omiya Y., Doi H., "Effects of Scattered Bolted Preload on the Sealing Performance of Pipe Flange Connection with Gaskets under External Bending Moment and Internal Pressure", Proceedings of the ASME Pressure Vessels and piping Conference, PVP2012-78411, (2012)

## 国内講演論文

- (1) 高木愛夫, 龍岡照久, 沢俊行, “内圧を受けるフランジ締結体におけるNiTi合金製ガスケットの密封性能評価”, 日本機械学会材料力学部門講演論文集, (2005), pp.413-414.
- (2) 高木愛夫, 龍岡照久, 澤俊行, “NiTi合金製ガスケットを用いたフランジ締結体の密封性評価と応力解析”, 日本機械学会山梨講演会論文集, (2006), pp.213-214.
- (3) 澤俊行, 鳥居広康, 高木愛夫, “加熱条件下におけるフランジ締結体の密封性能評価と応力解析”, 日本機械学会山梨講演会論文集, (2007),

pp.155-156.

- (4) 沢俊行, 高木愛夫, 鳥居広康, 河崎直樹, “温度変動下での膨張黒鉛渦巻き形ガスケット付き管フランジ締結体の特性: 線膨張係数の影響”, 日本機械学会山梨講演会論文集, (2007), pp.147-148
- (5) 鳥居広康, 高木愛夫, 河崎直樹, 澤俊行, “ガスケットの高温特性とフランジ締結体の密封性能評価”, 日本機械学会 M&M 材料力学カンファレンス, (2008), CD-ROM
- (6) 高木愛夫, 沢俊行, 大宮祐也, 田中翔大, “内圧を受ける大口径フランジ締結体の FEM 解析および漏洩評価: ボルトのばらつきの影響”, 日本機械学会 M&M 材料力学カンファレンス, (2008), CD-ROM
- (7) 高木愛夫, 沢俊行, 岩本剛, 大宮祐也, “温度変動下及び内圧作用下におけるガスケット付管フランジ締結体の FEM 応力解析と密封性能: ボルト初期締付け力のばらつきの影響”, 日本機械学会 M&M 材料力学カンファレンス, (2008), CD-ROM
- (8) 高木愛夫, 沢俊行, 岩本剛, 大宮祐也, “温度変動及び内圧下におけるノンアスベストジョイントシートガスケット付管フランジ締結体の FEM 応力解析と密封性能評価: ボルト初期締付け力のばらつきの影響”, 日本機械学会山梨講演会論文集, (2008), pp. 151-152
- (9) 鳥居広康, 高木愛夫, 河崎直樹, 澤俊行, “フランジ締結体の密封性能に及ぼすガスケットの熱膨張係数の評価”, 日本機械学会山梨講演会論文集, (2008), pp.149-150.
- (10) 高木愛夫, 沢俊行, 大宮祐也, “温度変動下における管フランジ締結体の応力解析及び密封性能評価”, 日本機械学会山梨講演会論文集, (2009), pp.176-177.
- (11) 鳥居広康, 高木愛夫, 大宮祐也, 船田健介, 澤俊行, “曲げモーメントを受ける管フランジ締結体の密封性能評価”, 日本機械学会山梨講演会論文集, (2009), pp.178-179.
- (12) 大宮祐也, 高木愛夫, 鳥居広康, 沢俊行, 堀内一秀, “内圧を受ける大口径フランジ締結体の FEM 応力解析と密封性能評価: ボルト初期締付け力のばらつきの影響”, 日本機械学会 M&M 材料力学カンファレンス, (2010), pp. 498-500.

- (13) 末吉潤一，高木愛夫，鳥居広康，沢俊行，大宮祐也，”内圧及び温度変動下での管フランジ締結体の密封性能評価”，日本機械学会 M&M 材料力学カンファレンス，(2010)，pp. 506-508.
- (14) 鳥居広康，高木愛夫，大宮祐也，澤俊行，“管フランジ締結体の密封性能に及ぼす曲げモーメントの影響評価”，日本機械学会 M&M 材料力学カンファレンス，(2010)，pp. 504-505
- (15) 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論文集，(2010)，pp.160-161.
- (16) 鳥居広康，高木愛夫，辻裕一，“超音波探傷法によるフランジガスケット締結体の健全性評価の検討”，日本機械学会山梨講演会論文集，(2010)，pp.186-187.
- (17) 大宮祐也，沢俊行，高木愛夫，”繰返し温度変化を受ける管フランジ締結体の密封性能評価” 日本機械学会山梨講演会，(2011)，pp.168-169
- (18) 土井逸人，沢俊行，高木愛夫，佐藤広嗣，大宮祐也，”曲げモーメントが作用する管フランジ締結体の有限要素応力解析と密封性能評価（初期ボルト軸力のばらつきが生じた場合），日本機械学会 M&M カンファレンス，(2012)，CD-ROM

## 解説・総説

- (1) 高木愛夫，”火力発電設備の保全技術”，日本金属学会誌，Vol.66, No. 12, (2002), pp. 1185-1191
- (2) 高木愛夫，鳥居広康，橋本浩二，”水力発電設備と火力発電設備の金属疲労”，Vol. 57, No. 7, (2009), pp.82-86.
- (3) 高木愛夫，鳥居広康，小川武史，小茂鳥潤，中根一起，菅野智，板谷雅雄，齋藤利之，”低サイクル疲労寿命に及ぼす予ひずみの影響”，非破壊検査，Vol.59, No.6, (2010), pp. 267-271.
- (4) 中根一起，菅野智，小川武史，小茂鳥潤，高木愛夫，鳥居広康，板谷雅雄，齋藤利之，”低サイクル疲労寿命に及ぼす予ひずみの影響”，配管技術，

Vol. 53, No. 2, (2011), pp.42-47

## **共著書**

- (1) リスクベース工学の基礎（5章，8章），内田老鶴圃，(2011)

## **共同翻訳書**

- (1) 技術分野におけるリスクアセスメント（付録A），森北出版，(2003)

## 謝辞

本論文を結ぶにあたって、本研究の遂行に対し、終始、懇切なるご指導とご鞭撻を賜りました広島大学大学院工学研究科 澤 俊行特任教授に深甚の謝意を表します。また、本論文をまとめるにあたり、適切なご教示と貴重なご助言を戴きました広島大学大学院工学研究科 永村 和照教授、池田 隆教授、関口 泰久准教授に心より感謝致します。

本研究の遂行にあたって、実験および解析の実施、データの評価などについて広島大学大学院 大宮 祐也特任助教には一方ならぬご指導ならびにご支援を賜りました。心より感謝申し上げます。またフランジ締結体の密封性能評価を進めるにあたって、ボルト締付けなどについて貴重なご意見を賜りました東京電機大学 工学部 機械工学科 辻 裕一教授、ガasket単体の力学挙動およびその漏えい特性について格別なご教授を賜りました沼津工業高等専門学校 機械工学科 機械工学科長 小林 隆志教授に深く感謝申し上げます。

研究考察に関しておよび実務経験を通した貴重なご助言ならびにご支援を戴きました社団法人 日本高圧力技術協会 圧力設備シーリング技術研究会委員各位に厚く謝意を表します。また実際に研究を遂行するにあたって、広島大学大学院工学研究科機械システム工学専攻材料力学研究室を在籍された諸兄には大変お世話になりました。厚く御礼申し上げます。

本研究を行うにあたって、その機会を与えて下さった東京電力株式会社技術統括部福島第一廃炉研究推進担当鈴木俊一氏、ご支援、ご協力を賜った環境部 鳥居広康氏、技術統括部技術開発センター構造材料技術グループ、環境材料技術グループ、材料評価技術グループの各グループマネージャーおよびメンバー各位に深く感謝致します。

最後に、いつも心身両面から支えてくれる妻 みどりと娘 優里に心から感謝します。

2014年1月

高木 愛夫