

内圧を受ける
金属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に関する研究

(A Study on the Stress Analysis and the Sealing Performance Evaluation
of Bolted Pipe Flange Connections with Metallic Gaskets
Subjected to Internal Pressure)

2014年9月

近藤 康治

目次

第1章 緒論	1
1.1. 緒言.....	2
1.2. 従来の研究の概括.....	9
1.2.1. 管フランジ締結体の力学特性に関する研究.....	11
(1) フランジの強度解析と設計法.....	12
(2) 熱負荷／温度変動を受ける管フランジ締結体に関する研究.....	16
1.2.2. ボルト締結に関する研究について.....	21
1.2.3. ガasketの密封特性に関する研究について.....	22
(1) ソフトガasketを用いた管フランジ締結体.....	23
(2) 金属平型およびリングジョイントガasketを用いた管フランジ締結体に関する研究.....	25
1.3. 従来の研究の問題点と本研究の目的と意義.....	28
1.4. 第1章の結言.....	32
第2章 内圧を受ける金属平型ガasket付き管フランジ締結体の応力解析と密封性能	33
2.1. 緒言.....	34
2.2. 密封特性試験.....	36
2.2.1. 実験方法.....	36
(1) 金属平型ガasketの材質について.....	37
(2) 金属平型ガasketの接触幅について.....	38
(3) 金属平型ガasketの表面粗さについて.....	38
(4) 金属平型ガasketの再利用について.....	38
2.2.2. 実験結果.....	39
(1) 金属平型ガasketの材質が密封特性試験に及ぼす影響.....	39
(2) 金属平型ガasketの接触幅が密封特性試験に及ぼす影響.....	41
(3) 金属平型ガasketの表面粗さが密封特性試験に及ぼす影響.....	42
(4) 金属平型ガasketの再利用が密封特性試験に及ぼす影響.....	42
2.3. フランジ締結体の漏えい量測定試験.....	44
2.3.1. 実験方法.....	44
2.3.2. 実験結果.....	45
2.4. 有限要素法 (FEM) 応力解析.....	46

2.4.1. 解析方法	46
2.4.2. FEM 解析結果	47
2.5. 金属ガスケットの密封特性の検討	49
2.6. 第 2 章の結言	52
第 3 章 内圧と曲げモーメントを受ける金属平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	54
3.1. 緒言	55
3.2. 曲げによる締結体の密封性能試験	56
3.2.1. 実験方法	56
3.2.2. 実験結果	58
3.3. 有限要素法 (FEM) 応力解析	61
3.3.1. 解析方法	61
3.3.2. 解析結果	64
3.4. 管フランジ締結体における曲げモーメント作用時の考察	70
3.5. 第 3 章の結言	73
第 4 章 内圧を受ける金属製リングジョイン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	74
4.1. 緒言	75
4.2. RTJ フランジ締結体に関する実験方法	77
(1) 密封性能測定実験 (アルミニウム製 RTJ ガスケットの場合)	81
(2) 密封性能測定実験 (ガスケット形状の影響)	82
(3) 密封性能測定実験 (フランジサイズと締付け手順の影響)	82
(4) RTJ ガスケットの再利用における密封性能測定実験	83
(5) トルク管理法によるボルト締付け実験 (締付け手順の影響)	83
4.3. 有限要素法 (FEM) 応力解析方法	87
4.4. 実験結果と応力解析との比較および考察	89
(1) 密封性能測定実験結果 (アルミニウム製 RTJ ガスケットの場合) ...	89
(2) 密封性能測定実験結果 (ガスケット形状の影響)	94
(3) 密封性能測定実験 (フランジサイズと締付け手順の影響)	99
(4) RTJ ガスケットの再利用における密封性能測定実験結果	106
(5) トルク管理法によるボルト締付け実験結果 (締付け手順の影響) .	107
4.5. 第 4 章の結言	109

第5章 ガスケット付き管フランジ締結体のボルト初期締付け方法に関する検討	111
5.1. 緒言	112
5.2. リングジョイント (RTJ) ガスケット付き管フランジ締結体の締付け (3B & 20B)	117
5.2.1. 実験方法	117
5.2.2. ボルト締付け実験結果	118
5.2.3. リングタイプジョイントガスケット付き管フランジ締結体のボルト 初期締付けに関する考察	121
5.3. インパクトレンチを用いたソフトガスケット付き管フランジ締結体の締 付け	122
5.3.1. 実験方法	123
5.3.2. 予備実験	125
5.3.3. ボルト締付け実験結果	126
5.3.4. 漏えい量測定実験結果	130
5.3.5. インパクトレンチ締付け実験において配慮した点および考察	132
5.4. 第5章の結言	134
第6章 金属ガスケット付き管フランジ締結体設計への指針	136
6.1. 緒言	137
6.2. 管フランジ締結体の設計で考慮すべき項目と課題	138
(1) 許容漏えい量	138
(2) 必要ガスケット接触応力	138
(3) ボルト軸力	139
(4) フランジ応力	140
(5) 使用中に発生する外荷重 (曲げモーメント, 温度変動)	140
(6) ガスケットの寿命	141
6.3. 金属ガスケット付き管フランジ締結体の設計の考え方	141
(1) 許容漏えい量	141
(2) 必要ガスケット接触応力	141
(3) ボルト軸力	144
(4) フランジ応力	144
(5) 使用中に発生する外荷重 (曲げモーメント, 温度変動)	145
(6) ガスケットの寿命	145
6.4. 金属ガスケット付き管フランジ締結体の設計の流れ	148
6.4.1. 金属平型ガスケット付き管フランジ締結体の計算例	149

6.4.2. リングジョイントガスケット付き管フランジ締結体の計算例	152
6.5. 第6章の結言	155
第7章 結 論	156
7.1 緒言	157
7.2 結論	157
7.3 第7章の結言	160
参考文献	162
関連発表論文	179
学術論文	180
国際会議論文	180
国内講演論文	181
解説・総説	182
謝 辞	183

第 1 章

緒 論

1.1. 緒言

図 1-1 は、2013 年 6 月にユネスコ世界文化遺産に登録された富士山を望む京浜地区の石油精製および発電プラントを含む湾岸地区の航空写真の例を示す。石油精製・石油化学，一般化学および発電などの装置産業のプラントでは，プロセス機器類の内部で反応，混合および熱交換などの単位操作が行われ，内部流体は様々な温度・圧力の状態で配管などを通り次のプロセス機器へ移される。機器と配管あるいは配管同士の接続は，溶接により接合されるものとフランジ継手により接続されるものがある。配管同士の接続箇所には溶接継手が多く適用されるが，機器と配管の取り合い箇所や供用後に開放を必要とする箇所あるいは建設時の施工上の理由から，いわゆるフランジ継手が多用されている。

フランジ継手は，シール材であるガスケットを 2 枚の管フランジで挟み込みボルトで締結するガスケット付き管フランジ締結体を使用されている。いずれの継手でも，内部流体に対する耐圧性能と外部に内部流体を漏えいさせない密封性能が要求される。それ故に，溶接継手では放射線検査などを含む溶接施工管理が行われ，ガスケット付き管フランジ締結体では密封性能を保証するためのフランジ締結体のボルト締付け管理および耐圧気密試験などの検査が行われる。特に，日本の装置産業のプラントは図 1-1 に示すように住居地区に隣接しているものが多く，危険物を取り扱うプラントでは安全・安心の運転が求められている。



Fig. 1-1 石油精製プラント遠景 (著者 (近藤) 撮影)

図 1-2 は、石油精製プラントのガスケット付き管フランジ締結体の一例を示す。ガスケット付き管フランジ締結体は、石油精製などの装置産業のプラントばかりではなく、上下水道・ガスなどのインフラ設備等の様々な設備に欠かすことの出来ない機械装置の一つで、配管同士の接続、機器やバルブなどと配管の接続、マンホールカバー（蓋）等との接続に多用されている。ガスケット付き管フランジ締結体の構造はガスケットを挟んだ一对の管フランジを多本数のボルトで締結するもので、低温から高温の、低圧から高圧の様々な条件の内部流体を保持する機能が要求される。内部流体の性状や使用条件から、各種の規格によってフランジの寸法、使用圧力、使用材料および温度の関係が定められている。代表的な規格として、ASME 規格⁽⁸⁾（米国機械学会）、欧州 EN 規格⁽²⁷⁾、および JIS 規格（日本工業規格）^(46,54)などがあり、世界中で多く使用されている。また、産業によっては独自の規格を整備しており、例えば石油精製産業では API 規格⁽³⁾（米国石油学会）や JPI 規格⁽⁵⁹⁾（日本石油学会）が産業に適合したガスケット付きフランジ締結体を使用されている。

ガスケット付き管フランジ締結体は、工業近代化の黎明期から 100 年以上に渡って実用に供されると共に、その力学特性や密封特性について多くの研究がなされてきた。それにも拘わらず、現在でも、フランジ締結体からの漏えい事故やそれを起因とする火災などの事故が発生している。



Fig. 1-2 機器および配管接続部の管フランジ締結体の例（著者（近藤）撮影）

図 1-3 は、高圧ガス保安協会（KHK）の調査⁽⁷³⁾による製造事業所における事故件数の推移を示す。2006 年（平成 18 年）頃から年々事故件数は増加しており、2012 年（平成 24 年）と 2013 年（平成 25 年）が若干減少しているものの、その増加傾向には変わりがないものと思われる。こうした状況の中、高圧ガス保安協会は経済産業省の委託を受け高圧ガス事故の類型化調査⁽¹⁰⁸⁾を行ない、その報告書の中で高圧ガス設備におけるフランジ締結部の事故が毎年 10 件を超えており、その要因分析がなされている。2007 年（平成 19 年）からの 5 年間でフランジ締結部での事故は 63 件発生しており、事故原因では多い方から①締結管理不良：24 件、②シール管理不良：11 件、③誤操作・誤判断：10 件の順となっている。また、それらの要因分析においては、①締結管理不良では、温度変動によるボルト締付け力低下が 10 件、ボルト初期締付け力不足が 8 件であり、これら 2 つの要因で 24 件中の約 7 割を占めている。②シール管理不良では、ガスケットの劣化・腐食の要因が 9 件で約 8 割を占めている。③誤操作・誤判断では、フランジの誤開放が 5 件で約 5 割を占めていたと分析されている。さらに、部位別では配管フランジが 36 件、熱交換器が 8 件、そのほかが 19 件と報告されている。このようにフランジ締結体に関連するトラブルは、内部流体の漏えいを起こすばかりでなく、それを起因として火災・爆発を発生させる事故へとつながる可能性があるとしている。

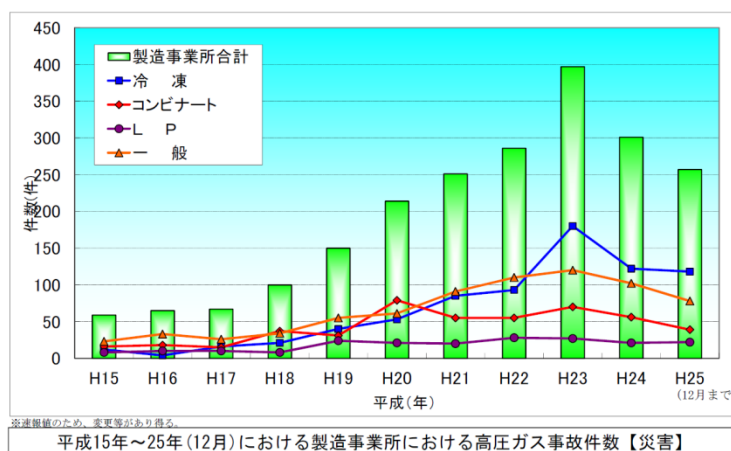


Fig. 1-3 高圧ガス設備の事故件数の推移（KHK ホームページより⁽⁷³⁾）

図 1-4 は、フランジ締結部からの漏えいが原因のプラント事故の写真を示す。図 1-4 (a) の写真は、2007 年（平成 19 年）12 月に石油化学工場で発生した火災事故⁽⁷²⁾の報道写真である。配管フランジ部に仕切り板を挿入する作業中に、バルブの誤動作により高温の内部流体が開放していたフランジ部から噴出し火災になったもので、複数の尊い人命が失われた。図 1-4 (b) の写真は、2006 年（平成 18 年）8 月に石油精製工場で発生した火災事故⁽⁷²⁾後の原因調査時のものである。集中豪雨が発生した際に、熱交換器の上部に設けられていたウェザーシールが変形していたために雨水がフランジの一部に流入した。このことによりフランジ部分の温度が部分的に急冷されたため、ガスケット接触応力が低下しフランジから内容物が漏えいし、火災に至ったものであった。

図 1-5 は、1995 年（平成 7 年）1 月に神戸を中心として発生した兵庫県南部地震（阪神淡路大震災）により、液化石油ガス貯蔵タンクの元弁で発生した漏えい事故⁽⁴⁾の状況を示す。この事故では、液化石油ガス貯蔵タンクで元弁とタンクを繋ぐ管フランジから大規模な漏えいが発生し、誘爆・火災の危険性から近隣住民の約 7 万人に避難勧告が出される事態が生じた。たまたま、爆発などの大規模二次災害は免れたが、この事故により管フランジ締結体からの漏えい防止技術の重要性が改めて認識されるようになった。漏えいの原因は、地震に起因する液状化による地盤変状で元弁支持台の基礎が 0.5m 沈下し、これにより元弁の管フランジ締結部が過大な曲げモーメントを受け、曲げの引張側で密封に必要なガスケットの圧縮力（ガスケット接触応力）が失われたためであった。

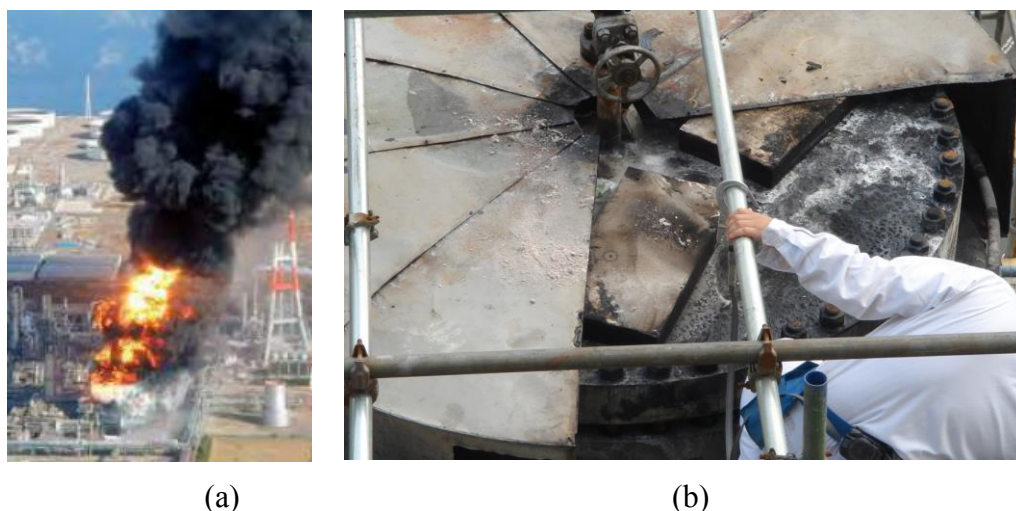


Fig. 1-4 フランジ部からの漏えいが原因の事故例⁽⁷²⁾ (著者 (近藤) 撮影)

このような大量の漏えい以外にも、気体を内部流体とする場合には目視によって漏えいを確認できない場合でも、ガスケットの接触面から、あるいは、ガスケットを透過して必ず微量の漏えいが発生することが実験によって確認⁽⁷⁹⁾されている。このため、揮発性大気汚染物質などに対して許容漏えい量を規定し、これを満足するよう設計を行う漏えい量基準のフランジ締結体設計法⁽¹²³⁾の確立が世界的な課題として認識されている。

フランジからの漏えい量はガスケット応力と密接な関係があることから、許容漏えい量を達成するガスケット応力以上のガスケット締付面圧が保持されていることが必要となる。漏えい防止の観点からは、供用期間中のフランジ締結体に作用する荷重条件を適切に想定し、それらが作用しても許容漏えい量を満足し、漏えいを起こさないよう予め設計で考慮することが重要であると考えられる。

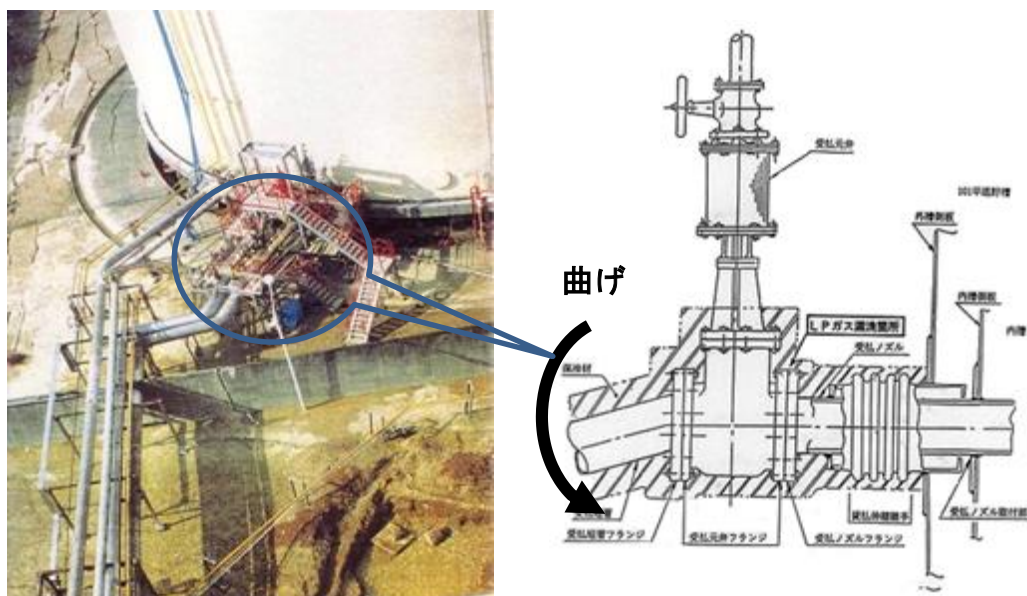


Fig. 1-5 漏えい事故が発生した液化石油ガス貯蔵タンクの元弁周辺の状況⁽⁷²⁾

ここで、フランジからの漏えいを理解するために、内圧が作用した場合を例として、基本的なガスケット付き管フランジ締結体の挙動⁽⁴⁴⁾について述べる。図 1-6 は、ガスケット付き管フランジ締結体に内圧が作用する時の挙動を示す。ボルト初期締付力 F_f で締付けられたガスケット付き管フランジ締結体は、内圧 P が作用する時、締結体には内圧の推力 W が軸方向に働く。これによってボルト軸力は F_t だけ増加し、反対にガスケット圧縮力は F_c だけ減少する。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、 $F_t + F_c = W/N$ が成り立つ。ここで、 F_t と F_c が未知数であり、未知数 2 つに対して、与えられる式は一つだけである。すなわちこの方程式は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。そのために、フランジ・ボルト・ガスケットそれぞれの力の変位の関係の他にボルト座面での変位の関係および相互関係を明らかにする必要がある。ボルト軸力増分 F_t と内圧の推力 W の比は、フランジ締結体の内力係数 $\Phi_g (= F_t/W/N)$ と呼ばれ、フランジ締結体に内圧が作用した時のボルト軸力変化を特徴付けるものと

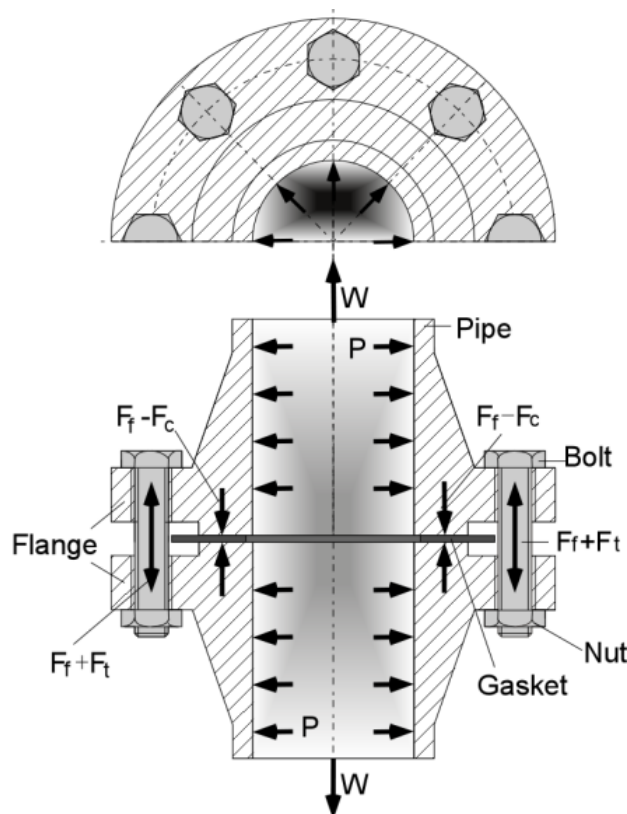


Fig. 1-6 内圧を受けるガスケット付き管フランジ締結体の挙動

して重要な意味を持ち、さらに F_c の値は $F_c=(1-\Phi_g)W/N$ で求められる。

また、漏えい量とガスケット応力の間には密接な関係があるので、密封性能を予測するには内圧や外荷重（熱変化や地震など）の作用によりガスケット応力がどのように変化するかを把握する必要がある。すなわち、ボルト軸力の変化とそれを特徴付ける内力係数、ガスケット応力分布、およびフランジ強度（ハブ応力）というフランジ締結体の力学特性を正しく評価することで、フランジ締結体の密封性能を議論することができる。しかしながら、フランジ締結体の力学特性に関する研究は、まだ十分とは言えないのが現状である。従来のフランジ締結体の設計や研究では、ボルト軸力が均一であると仮定している場合が多いが、実際の施工ではボルト軸力が均一となることは無く、ボルト軸力のばらつきが生じる。さらに、実際の現場では管フランジのアライメントが均一ではなく、締付けの時点からボルト軸力の他に曲げモーメントおよびせん断力などの荷重がすでに作用している場合も多い。事故例にもあるように、フランジ締結体の円周方向の温度変化によるガスケット応力減少も運転上考慮する必要がある。このように、漏えいによる火災など事故発生の防止という安全の観点に加えて、微量な漏えいによる環境汚染防止など環境の観点からも、フランジ締結体からの漏えい防止が益々重要となっている。

本研究は、同心円上に等間隔に配置されたボルトの内側にガスケット接触面がある一体型フランジ締結体でガスケットとして金属を使用するものを対象としている。すなわち、ガスケットの中でもより高温高压サービスで多く使用される金属ガスケットを用いた管フランジ締結体を対象としている。金属ガスケットには平型およびリングジョイントなどの種類があるが、石綿の環境問題から石綿系ガスケットから石綿を使わない非石綿ガスケットへ代替化の研究が多くなされているジョイントシートガスケットや渦巻き形ガスケットに代表されるソフトガスケットに比べ、金属ガスケットを用いたフランジ締結体の特性に関する研究はほとんどなされていない。

本章では、フランジ締結体に関する従来の研究を概括し、その成果をまとめると共に問題点を指摘する。さらに問題点を整理し、検討すべき研究課題を列挙し、本研究の目的意義を明らかにする。

1.2. 従来の研究の概括

本節では、従来のフランジ締結体に関する研究を概括し、その成果をまとめると共になすべき研究を挙げる。

1.2.1.では、まず管フランジ締結体の内圧作用下でのボルト軸力変動、ガスケット接触応力およびハブ応力などの力学特性に関する研究について述べる。従来のフランジ設計法としてよく用いられる各規格の計算法および弾性論による解析、有限要素法による解析など、1920年代から現在に至る研究について主なものをまとめる。

1.2.2.では、管フランジ締結体のボルト締結に関する研究について述べる。管フランジ締結体は多数本のボルトで締結するため、締付方法によってボルト軸力やそのばらつきに違いが生じ、結果として密封性能に影響するため、ボルト締結に関する研究成果についてまとめる。

1.2.3.では、ガスケットの密封特性に関する研究について述べる。数多く研究がなされているソフトガスケットおよびこれを用いた締結体の密封特性は本研究の対象とはしないが、金属ガスケットの挙動をソフトガスケットのものと比較するにより、金属ガスケットの特性が明らかになると考え、現在までの研究成果についてまとめる。

管フランジ締結体の密封性能は、フランジ・ボルト・ガスケットを1つの力学系として考慮する必要がある。従来の研究の成果を Table 1-1 は管フランジ締結体に関する研究分野と主な研究の一覧を示す。永田⁽¹²²⁾がソフトガスケットを中心として既に表にまとめているが、ここでは最近の研究と金属ガスケットに関する研究をさらに詳しく調べ、より多くの研究成果を加えている。

Table 1-1 管フランジ締結体に関する研究分野と主な研究一覧

研究分野	主な研究
フランジ締結体の 応力解析, 塑性解析, 剛性計算	Bouzid ⁽¹⁶⁻¹⁹⁾ , 河村 ⁽⁸⁴⁻⁸⁶⁾ , 森田 ^(114,115) , 西岡 ^(131,132) , 大山 ⁽¹⁴⁰⁾ , Schwaigerer ⁽¹⁸⁰⁾ , Timoshenko ⁽¹⁹⁵⁾ , Waters ⁽²⁰¹⁻²⁰⁵⁾ , Westrom ⁽²⁰⁶⁾
弾性論による フランジ締結体の解析	勝尾 ^(69,70) , 小林 ^(76,77) , Kumano ⁽⁹⁷⁾ , 諸星 ^(116,117) , 沢 ^(154-165,172) , Sawa ^(166,170) , 田中 ⁽¹⁹³⁾ , 吉本 ⁽²¹⁰⁾
有限要素解析による フランジ締結体の応力・特性解析	安藤 ⁽²⁾ , Bouzid ⁽¹⁴⁻²²⁾ , 福岡 ⁽³⁰⁻³⁵⁾ , 松本 ⁽¹⁰²⁾ , Nagata ⁽¹¹⁹⁾ , 永田 ⁽¹²⁰⁻¹²³⁾ , 荻沼 ⁽¹³⁷⁾ , 佐藤 ⁽¹⁵¹⁾ , 沢 ^(171,172) , Shoji ⁽¹⁸¹⁾ , 高 木 ^(191,192) ,
熱負荷/温度変動を受ける 管フランジ締結体	安藤 ⁽²⁾ , 福岡 ^(35,36,37) , 勝尾 ^(69,70) , Kumano ⁽⁹⁷⁾ , Nechache ⁽¹²⁷⁾ , 荻沼 ⁽¹³⁷⁾ , 佐藤 ⁽¹⁵¹⁾ , 沢 ^(168,169) , Sawa ^(170,173)
曲げモーメント 管フランジ締結体	安藤 ⁽¹⁾ , Dekker ⁽²⁴⁾ , Koves ^(93,94) , 松本 ⁽¹⁰²⁾ , 諸星 ⁽¹¹⁶⁾ , 沢 ^(156,163) , Takagi ⁽¹⁸⁵⁾
ボルト締付け	Bibel ⁽¹¹⁾ , 福岡 ^(31,34) , 萩原 ⁽³⁹⁾ , Fukuoka ⁽³⁶⁾ , 亀畑 ⁽⁶⁴⁾ , 金田 ⁽⁶⁵⁻⁶⁸⁾ , 菊池 ⁽⁷⁵⁾ , 近藤 ⁽⁸⁷⁾ , 熊倉 ^(95,96) , 水口 ⁽¹¹¹⁾ , Reeves ⁽¹⁴⁴⁾ , 高木 ⁽¹⁸⁷⁻¹⁹⁰⁾ , 田中 ⁽¹⁹⁴⁾ , 辻 ⁽¹⁹⁶⁾
ソフトガスケットの 密封特性, クリープ挙動	Asahina ⁽⁴⁾ , Bazergui ⁽¹⁰⁾ , Bickford ⁽¹²⁾ , Birembaut ⁽¹³⁾ , Bouzid ^(14,15) , 出口 ⁽²³⁾ , Derenne ^(25,26) , 福岡 ⁽³⁷⁾ , 橋本 ⁽⁴¹⁾ , Housari ⁽⁴³⁾ , 糸井 ⁽⁴⁵⁾ , 小林 ⁽⁸³⁾ , Marchand ⁽¹⁰¹⁾ , 名護 ⁽¹²⁴⁾ , Nau ⁽¹²⁶⁾ , Nechache ⁽¹²⁸⁾ , 西田 ^(129,130) , 野々垣 ⁽¹³⁶⁾ , 大村 ⁽¹³⁹⁾ , Raut ^(142,143) , Reeves ^(144,145) , Rosseheim ⁽¹⁴⁷⁾ , 佐藤 ^(149,150) , 沢 ⁽¹⁷⁶⁾ , 山口 ^(207,208) , 山中 ⁽²⁰⁹⁾
金属ガスケットの フランジ締結体	福田 ⁽³⁸⁾ , 長谷川 ⁽⁴⁰⁾ , Kondo ^(88,92) , 松崎 ⁽¹⁰³⁻¹⁰⁶⁾ , 諸星 ⁽¹¹⁷⁾ , 中元 ⁽¹²⁵⁾ , 新田 ⁽¹³³⁻¹³⁵⁾ , 荻沼 ⁽¹³⁷⁾ , 酒井 ⁽¹⁴⁸⁾ , 沢 ⁽¹⁵⁷⁻¹⁶⁸⁾ , Veiga ⁽²⁰⁰⁾
RTJ ガスケットのフランジ締結体の 特性	安藤 ⁽²⁾ , Kondo ⁽⁸⁹⁻⁹¹⁾ , 森下 ^(112,113) , Reeves ⁽¹⁴⁶⁾ , 佐藤 ⁽¹⁵¹⁾
フランジ締結体の密封特性	安藤 ⁽¹⁾ , Bouzid ⁽¹⁹⁾ , Kobayashi ⁽⁷⁸⁾ , 小林 ⁽⁷⁹⁻⁸²⁾ , Koves ^(93,94) , 黒沢 ⁽⁹⁸⁻¹⁰⁰⁾ , 松本 ^(102,103) , 永田 ⁽¹²⁰⁻¹²³⁾ , 大宮 ⁽¹³⁸⁾ , 沢 ^(171,172) , 澤 ⁽¹⁷⁴⁾ , 高木 ⁽¹⁸²⁻¹⁸⁴⁾ , Takagi ⁽¹⁸⁵⁾ , 高木 ^(191,192)
漏えいを考慮した フランジ締結体設計法	永田 ^(122,123) , 大山 ⁽¹⁴⁰⁾ , Payne ⁽¹⁴¹⁾ , Sawa ⁽¹⁷⁵⁾ , 澤 ⁽¹⁷⁸⁾ , 辻 ^(196,197)
その他	Hehle ⁽⁴²⁾ , 菊池 ⁽⁷⁴⁾ , 永井 ⁽¹¹⁸⁾ , 佐藤 ^(152,153) , 澤 ^(177,178)

1.2.1. 管フランジ締結体の力学特性に関する研究

フランジ締結体の力学特性に関する研究は、20世紀の第2四半期頃に大きな発展を遂げている。この時期(1920～1950年代)の研究成果が、現在フランジ締結体の設計法として最も一般的に使用されている米国機械学会(American Society of Mechanical Engineers; ASME)圧力容器規格(Boiler and Pressure Vessel Code)⁽⁸⁾、欧州圧力容器規格(European Standard for Unfired Pressure Vessels; EN13445)⁽²⁷⁾、日本工業規格(JIS B2205, B8265)^(46,54)など世界の主要な設計規格のフランジ設計でもそのまま使用されている。言い換えれば、現在の設計規格でも理論的な扱いをしているのはフランジの応力計算(板と殻の理論を用いてフランジ部(板理論)と管(殻理論)の組合せによる解析)だけで、密封性能に関しては経験的なものとして処理されている。フランジ締結体の挙動は1.1.で述べたように不静定問題であるのと同様にかかなり複雑で、実際の使用条件も温度・圧力・外荷重の組合せで多岐に渡るのに対し、理論解析や実験では限られた範囲の現象しか再現できなかった。1980年代になって、欧米で、それまでガスケットの主材料として使用されてきたアスベストの使用が、健康被害の問題から規制されたこと、放射性物質や危険物質の微量漏えいの問題が注目され、プラント設備からの漏えいに対する規制の議論が始まったことから、フランジ締結体の密封性能に対する研究にも注力されるようになった。また、1990年代になると、コンピュータの性能の発展とともに差分法、境界要素法および有限要素法などのコンピュータシミュレーション技術の発達によりフランジ締結体の実際の非線形挙動が実用レベルで解析可能となり始めた。2000年を過ぎてコンピュータの処理能力が飛躍的に向上したことに伴ってフランジ締結体の力学特性に関して多くの研究が行われるようになってきている。現在は、1920年代以降の発展期に続く第2の発展期を迎えていると思われる。

(1) フランジの強度解析と設計法

管フランジ締結体の不静定問題を解く方法として、1920年代からドイツにおいて、ばね定数を用いて変位の釣り合い条件から内力係数を求めるThumの公式が提案され、世界で長い間用いられてきた。しかし、その後の研究により外力が作用する場所によっては、内力係数の値にかなりの差異が生じることが判明し、厳密な力学を見据えた新たな内力係数を求める公式が提案されている⁽¹⁵⁴⁾。

米国において Waters ら⁽²⁰¹⁻²⁰⁵⁾は、パイプを半無限円筒、ハブをテーパ付き有限円筒、リングを中央に円孔を有する円板としてモデル化して、ボルト締付けによるモーメントで生じる応力と内圧で生じる応力を重ね合わせて応力を解析した。これは当時のボイラ高圧化に伴って、鋳鋼製フランジから一体形の鍛造フランジが使用されるようになり、フランジリングの曲げのみの応力計算からパイプ・ハブ・フランジリングの相互作用を考慮する必要性があったことが時代背景にある。この解析方法は、内圧による応力を無視した形で、現在、世界で広く使用されているフランジ設計規格である ASME 規格⁽⁸⁾に採用されると共に、現在の EN⁽²⁷⁾および JIS^(46,54)にも適用されている。しかし、Waters らの解析はボルト荷重やガスケット荷重が条件として与えられた場合の解析であり、フランジ・ボルト・ガスケットを締結体としての不静定問題を解いていないために、応力を過大評価することがある。

これに対して、1951年 Wesstrom ら⁽²⁰⁶⁾は、Waters ら⁽²⁰¹⁻²⁰⁵⁾の解析から算定されるフランジの曲げ剛性を用いてボルト荷重あるいは内圧による軸方向の推力と変形量との関係を線形ばねとしてモデル化し、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の間を明らかにしている。それまでフランジ単体を対象としていたものを、フランジ締結体として解析した点では優れた研究であったが、ASME の設計規格に採用されることはなかった。しかし、変形による漏えいが問題となる大口径フランジを使用する熱交換器などの設計によく利用されてきた⁽¹⁷⁹⁾。

この他にも 1950年代には数多くのフランジの応力解析に関する研究がなされ、米国ではフランジを弾性体と考えたものを、欧州ではフランジの弾塑性挙動ま

で考慮し、より限界設計を行う研究が発展した。Schwaigerer⁽¹⁸⁰⁾はハブ内の断面に塑性関節が生じると仮定し、それが発生する時が設計の限界として必要断面係数を求めている。この研究は、塑性関節がフランジリングとハブの接続部に生じ、せん断力を無視するなどの仮定をして、西独規格 DIN 2505 に採用された。

日本においては、JIS フランジ（現在の JIS B 2220⁽⁵⁰⁾）の寸法体系化に用いた独自の応力解析による設計法があったが、設計規格としては採用されず ASME 規格⁽⁸⁾をそのまま使用する形で現在の JIS 規格^(46,54)となっている。しかし、縦弾性係数が小さい非鉄金属製のフランジにはフランジローテーション（フランジのリング部分の変形が大きくなる現象）が大きくなり、このためガスケット接触応力が急激に低下するため密封性能が確保できないという懸念があった。

河村⁽⁸⁴⁻⁸⁶⁾は、フランジ締結体の使用状態におけるフランジ・ガスケット・ボルトを含めた締結体の変形解析を行い、使用状態における荷重条件を決定する設計法を確立している。この設計法は、フランジをパイプ・ハブ・フランジリングの3つの部分に分けてシェル（殻）とプレート（円板）の理論によりモデル化し、ばねとしてモデル化したボルトとガスケットを組み込んで、各製品の接合部における変位と回転角の一致を条件に変形を解く方法である。ガスケットの扱いにも、ソフトガスケットの圧縮復元特性は非線形負荷履歴依存性を示すが、ボルト初期締付時は圧縮時の縦弾性係数、内圧作用時には復元時の縦弾性係数をそれぞれ線形近似した圧縮復元特性を用いている。さらにリングの回転角とガスケットの圧縮量からガスケットの接触幅とガスケット圧縮力の作用点を収束計算で求め、また、フランジローテーションによりボルト軸力の作用点がボルト中心位置からナット座面端部へ移動するナットの片当たりも計算できるなどの特徴がある。この研究成果に基づき、アルミニウム合金製フランジに関する JIS 規格^(47,48,51)が成立している。また、大山ら⁽¹⁴⁰⁾は、ガスケット接触幅や復元量の定義の矛盾を指摘し、より真実に近い修正の提案を行っている。

一方、フランジ締結体を、あくまで、ボルト締結体の一種として捉え、フランジとガスケットで構成された被締結系とボルト・ナット締結系の相互作用を考慮し、各部の変形と応力を弾性論により厳密に解析しようとして発展した一連の研究が報告されている。1976年吉本・沢ら⁽²¹⁰⁾は、中空円筒を一本のボルト

で締結した締結体に軸方向外力が作用する場合の挙動をボルト軸力によるナット座面の変位から、ボルト・ナット系の引張ばね定数、被締結体の圧縮ばね定数、および新たに被締結体の引張ばね定数を定義し、弾性論に基づき解析している。これらのばね定数を用いて、外力に対するボルト軸力増分の比を示す内力係数の厳密な計算式を提案し、この式の妥当性を実験により検証している。その後、この研究成果を元に、弾性論に基づくフランジ締結体の解析に関する研究が1980年頃から報告されている。

沢ら⁽¹⁵⁴⁾は、吉本・沢ら⁽²¹⁰⁾の解析手法を拡張し、全面座と平面座それぞれのフランジについて3次元軸対称弾性論による理論解析と実験による検証を行い、ガスケットを使用しない場合の接触面からの分離開始荷重などを求めている。ボルト締付け位置が内圧推力（内圧による軸方向の力）および外力の作用位置より外側にあるために生じるボルトの曲げの影響についても考慮しており、フランジ締結体の挙動を厳密に解析した先駆的な研究として重要な意味を持つ。また、沢ら⁽¹⁵⁷⁻¹⁶⁴⁾は、フランジとガスケットの弾性接触問題として拡張し、金属平形ガスケットを挟んだ全面座および平面座フランジ締結体の初期締付時および内圧作用時の挙動を3次元軸対称弾性論により解析している。理論解析によってガスケット厚さ、ガスケット縦弾性係数およびボルト径がガスケット接触応力分布に与える影響を検討している。さらに、沢ら⁽¹⁷²⁾は、うず巻きガスケットをはさんだ平面座フランジ締結体の初期締付時および内圧作用時の挙動を、3次元軸対称弾性論により解析している。うず巻き形ガスケットはその圧縮復元特性に非線形負荷履歴依存性を示すため、初期締付時には圧縮縦弾性係数を内圧作用時には復元縦弾性係数をそれぞれ線形近似した値を用いることにより解析的に取り扱い、うず巻き形ガスケットにおける負荷履歴依存性を考慮したフランジ締結体をより厳密に解析することが可能になった。

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⁽¹⁶⁻¹⁸⁾による詳細な解析結果がある。この解析では、河村⁽⁸⁴⁻⁸⁶⁾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、接触幅を算出している。沢ら^(155,157-159)、Bouzidら⁽¹⁶⁻¹⁸⁾の研究により、復元力特性を考慮したガスケット応力変化についての詳細な評価が可能となっ

ている。

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 年前後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。福岡ら^(30,32,33)は、フランジ・ボルト・ナットの三体接触問題をモデル化し、金属平形ガスケットを弾性体として解析を行っている。高木ら⁽¹⁹¹⁾は、これをより汎用的なソフトガスケットが示す非線形荷重負荷履歴依存の圧縮復元特性を考慮できるように拡張し、組立、内圧負荷、曲げモーメントの各過程を連続して評価することができる解析手法を提案している。この解析により、ボルト締付け時の隣接するボルトの弾性相互作用、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⁽¹⁸⁷⁾、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⁽¹⁹²⁾は、PTFE（フッ素樹脂製）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の評価が重要であることを指摘している。

Shoji ら⁽¹⁸¹⁾は、汎用コードで一般的に利用できるギャップ要素を用いて、ガスケットの圧縮時と復元時の挙動をそれぞれ線形近似することにより、ガスケットの非線形性を表現する方法を提案した。この解析は軸対称解析で行われ、ガスケットの圧縮時と復元時の弾性率の違いを考慮しなければ正しい解析とならないことを示している。Nagata ら⁽¹¹⁹⁾は、これを 3 次元有限要素解析に拡張すると共に軸対称解析と 3 次元解析の比較を行い、内圧のみを考慮する場合には軸対称解析で十分な精度が得られることを示している。この研究は、3 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 3 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⁽¹⁷²⁾は、理論解析と共にうず巻きガスケットの圧縮復元特性をそのまま扱う有限要素解析も行い、ガスケット接触応力分布を比較している。さらに実験を行い、呼び径 3 インチのフランジ締結体に内圧を与えてボルト軸力の変化を測定し、内力係数の妥当性を検証している。さらに沢ら⁽¹⁷¹⁾は、呼び径 20 インチの大型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が大きくな

るため、ボルト軸力の低下と半径方向のガスケット応力分布が大きくなり、密封性能に大きな影響を与えることを示している。これは、密封性能を基準としたフランジ締結体の設計において、内圧作用時のフランジローテーションによるボルト軸力低下を考慮する必要があることを示したことは意義が大きく、重要な研究である。沢ら^(154,155,157-159,166,171,172)、Bouzid ら⁽¹⁶⁻¹⁸⁾、高木ら^(191,192)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ている。

(2) 熱負荷／温度変動を受ける管フランジ締結体に関する研究

管フランジ締結体には、内圧ばかりではなく熱負荷／温度変動や外荷重による曲げモーメントが作用するケースが多いので、外力作用が締結体特性に及ぼす研究も多くなされている。2項では図 1-7 は温度変動可下の管フランジ締結体の説明図を示す。1.2.1. (2) では図 1-7 に示す熱負荷を受ける管フランジ締結体に関する研究に関して概括する。

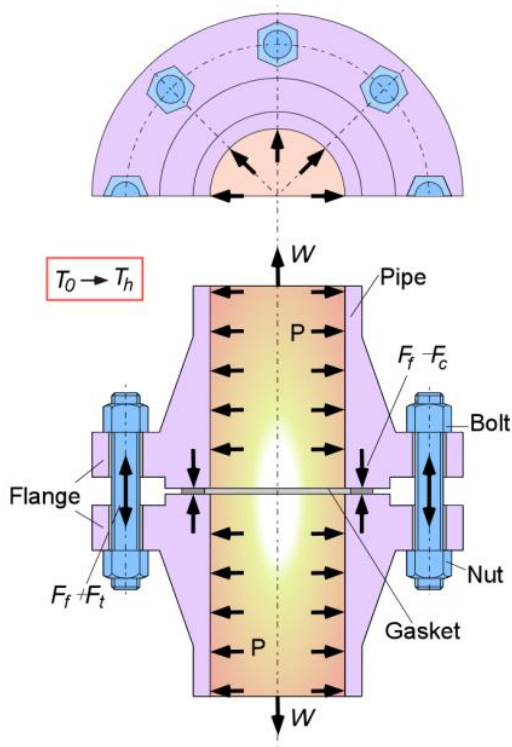


Fig.1-7 温度変動を受ける管フランジ締結体

沢ら⁽¹⁶⁸⁾、Kumano ら⁽⁹⁷⁾は、内部流体によって加熱される金属平形ガスケット付き平面座フランジ締結体の 3 次元過渡温度分布を差分法で計算し、フランジ・ガスケット・ボルトの平均温度から各部の熱膨張差を算出している。この熱膨張差と、軸対称弾性論により求めた被締結体の引張ばね定数および圧縮ばね定数、ボルト・ナット系のばね定数を用いて熱荷重によるボルト軸力増分の計算式を示し、実験により計算の妥当性を検証している。これらの研究は熱荷重によるフランジ締結体のボルト軸力変化を扱った先駆的研究として重要であるが、温度分布を考慮して厳密な挙動解析は行っていない。

勝尾ら^(69,70)は、内部流体によって加熱される金属平形ガスケット付き全面座あるいは平面座フランジ締結体の 3 次元過渡温度分布を 3 次元熱伝導問題として解析し、得られた温度分布を用いてフランジ締結体の熱応力分布および変位を軸対称弾性論により厳密に解析している。解析により各部の線膨張率や縦弾性係数、ガスケット厚さ、全面座と平面座の差異が締結体のガスケット接触応力に及ぼす影響を検討している。さらに、各部の熱膨張差とばね定数を用いて、温度変動によるボルト軸力増分を計算し、実験により温度分布解析および挙動解析の妥当性を検証している。

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⁽³⁵⁾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⁽¹²⁷⁾は、管フランジ締結体の 3 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。佐藤ら⁽¹⁵¹⁾は、リングタイプジョイント (RTJ) 金属ガスケットを用いた大口径フランジに対して、実際のプラントの運転履歴を考慮したフランジ

締結体の挙動について熱伝導および応力解析を行っている。フランジ、ボルトおよびガスケットの材質の差異による熱膨張差による挙動をその組み合わせと荷重パスの影響が締結体特性に及ぼす影響を検討し、内部流体の温度と圧力作用の過程が漏えい量に及ぼす影響が大きいことを示している。安藤ら⁽²⁾は、RTJ（リングタイプジョイント）金属ガスケット付き管フランジ締結体に対して昇温昇圧時の風の影響を含める実際のプラントの運転状況に近い状況を想定した熱伝導および応力解析を行っている。内部流体温度および圧力の解析ステップに対して、風が当たる場合とウェザーシールで風を遮断した場合に対して締結体の中のフランジ、ボルトの温度を算出し、ボルト軸力およびガスケット接触応力の変化を算出している。また、相対するフランジの材質が異なる場合やスペーサー付 RTJ ガスケット付き締結体の解析も行い、ガスケット平均接触応力から漏えいの可能性のある条件を示している。なお、スペーサー付 RTJ 締結体は、リングタイプガスケット付き管フランジ締結体に仕切り板を挿入する場所には厚い仕切り板を用いることが多いため、その分のフランジ面間を確保するために用いられるリング状のスペーサーである。荻沼ら⁽¹³⁷⁾は、大口径の熱交換器フランジに熱伝導応力解析を適用し、熱交換器フランジの締付管理に関するガイドラインを提唱している。これには風の影響を少なくするためにウェザーシールを設けることが望ましく、また熱の籠る頂部にはベントを設けることを推奨している。

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、3次元非線形解析なども可能となっている。温度変動下や曲げ荷重などの外荷重の影響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。

(3) 曲げモーメントを受ける管フランジ締結体に関する研究

管フランジ締結体には、内圧作用時や熱負荷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にも密封性の維持が要求される。図 1-8 はフランジ締結体に曲げモーメントが作用する使用状態を示すが、曲げモーメントが作用する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されてきた。

米国では Rodabaugh らによって標準フランジの強度検証実験の中で、曲げモーメントを受けるフランジの強度や漏えいが研究され、等価内圧の考え方が提案された。その後、PVRC (Pressure Vessel Reserch Council:アメリカの圧力容器研究委員会) を中心にして曲げモーメントを受けるフランジ締結体の漏えい試験に関する多くの研究がなされ、Koves⁽⁹³⁾は曲げモーメントを受けるフランジ設計について、従来の ASME 設計規格計算⁽⁸⁾と等価内圧の組合せによる設計では、過度に安全側の評価を与えることを指摘し、非軸対称荷重である曲げモーメントを受ける場合には、フランジ剛性計算式を修正する必要があることを示している。Dekker ら⁽²⁴⁾は、Koves の方法を有限要素解析により検証している。

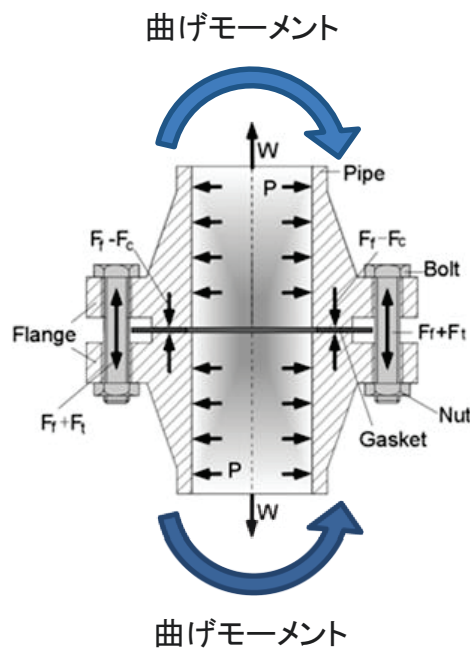


Fig. 1-8 曲げモーメントを受ける管フランジ締結体

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^(156,163)および諸星ら⁽¹¹⁶⁾は、曲げモーメントを受けるねじ締結体の特性について 3次元弾性論による詳細な検討、曲げモーメントに対するフランジ締結体の内力係数の計算式を示している。さらに、3次元光弾性実験により接合面の接触応力分布を測定し、理論解析の妥当性を検証するとともに、内力係数についても実験結果と比較している。諸星ら⁽¹¹⁷⁾は、上記研究^(156,163)を拡張し、金属平形ガスケットを用いた全面座フランジ締結体に内圧と曲げモーメントが作用する場合の挙動を3次元弾性論によって解析している。新たにフランジとガスケットの接触を3次元接触問題として扱い、ガスケットの材質や厚さ、ボルト円直径、ボルト本数がガスケット接触応力分布に及ぼす影響を検討すると共に、曲げ内力係数を算出し、実験結果による評価を行っている。

ソフトガスケットを対象とした研究では、松本ら⁽¹⁰²⁾が3次元有限要素法によりうず巻き形ガスケットあるいはジョイントシートガスケットをはさんだ平面座フランジ締結体に内圧および曲げモーメントが作用する場合の締結体の挙動を解析している。有限要素法を用いてガスケットの圧縮復元特性の持つ非線形負荷履歴依存性を考慮し、内圧および曲げモーメントによるガスケット接触応力分布やボルト軸力の変化を詳細に解析している。また、解析から得られたガスケット接触応力を用い、PVRCの密封性能評価手法⁽¹²⁾に基づいて漏えい量を推定し、実験による数値解析の妥当性を検証するとともに、曲げモーメントによるフランジ締結体からの漏えいに及ぼす影響は大きいことを示している。

また、地震による災害として、兵庫県南部地震における液化石油ガスの大規模漏えいの原因が貯蔵タンク元弁に作用した曲げモーメント⁽⁷²⁾によるものだったことを受けて、漏えいの観点から曲げモーメントを受けるフランジ締結体の耐震性能を検討した研究報告⁽¹⁾がなされている。

1.2.2. ボルト締結に関する研究について

ガスケット付き管フランジ締結体は、多数本のボルトの締付けによってガスケットに必要な圧縮応力を与えて密封性能を確保している。しかしながら、フランジボルトの締付け力にはばらつきが発生し、極端なばらついたボルト初期締付け状態の場合はフランジ締結体から漏えいが発生する。これは、ボルト・ナットが接する各部の摩擦係数のばらつきが原因であると共に、フランジとガスケットが剛体でないことからボルトを締めることにより隣のボルトが緩む現象（弾性相互作用と呼ばれている）があるために、ボルト締付け力にばらつきが発生するためと考えられている。

プラント設備のフランジ締結体における実際のボルト締付けは、締結体の重要度により使用する工具と管理方法が異なるが一般的にはトルクレンチなどを用いたトルク法で行われる。またボルトの締付けパターンは、対角（あるボルトをまず締付けると、次はこのボルトの 180°向かいにあるボルトを締付ける方法）パターンで締付けることが保全の実務者の間で半ば常識となっている。現に ASME PCC-1⁽⁹⁾の 2000 年版では、米国石油メジャーの社内マニュアルに基づいた、徐々に締付けトルクを増しながら、対角パターンで締付ける手順を、フランジ締付けのガイドラインとして提示しており、経験的にこの締付け方法によって均一な締付けが得られると信じられていたようである。

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

ドイツ技術協会（VDI）発行の VDI2230⁽¹⁹⁹⁾は、ボルト締付けのばらつきを表すためにその最大値と最小値の比を締付け係数 α_1 と定義し、締付け工具や締付け手順による違いを示している。締付け係数はボルトのばらつきの程度を示す指標として、多くの研究者に採用されている。

Bibel ら⁽¹¹⁾は、2 サイズのフランジと数種類のガスケットの組合せについて、幾つかのボルト締付け手順でフランジ締結体を組立てる体系的なボルト締付け

実験を行い、弾性相互作用によるボルト軸力の変化などの締付け特性を評価している。また、この弾性相互作用を逆手に取り、一回の締付けで均一なボルト軸力が得られるような締付け手順の提案がなされている。

福岡ら^(31,34)、高木ら⁽¹⁸⁷⁾は精密な3次元有限要素解析と実験により、フランジ締結体のボルト締付け特性を評価している。これによると経験的に重要と思われていた対角パターンの締付けは、フランジの平行度を維持して片締めを防ぐなどの意味はあるものの、ボルト軸力の均一化にはほとんど寄与していないことが明らかとなり従来の常識が覆されている。アライメントにさえ気を付ければ、最初から目標締付けトルクの100%で、次々隣のボルトを円周方向に締付けていくパターン（回転法）の方が、ボルト軸力の収束が早く効率的な締付けができることを示している。なお高木ら⁽¹⁸⁸⁾は、フランジ締結体分解時のボルト抜き取り過程に対しても研究を行っている。

この研究成果に基づき、日本独自のフランジ締結体のボルト締付け手順の指針(HPIS Z103)が作成され、その後 JIS B2251⁽⁵²⁾として規格化されている。指針によると、5周回から7周回程度で平均ボルト軸力の達成率は締付けトルクの90%以上となる。このときのボルト軸力のばらつきは、一般のボルト締結体の軸力のばらつきより相当小さい、 $\pm 20\%$ 程度に抑えられるようである⁽⁴⁴⁾。なお ASME PCC-1⁽⁹⁾の最新版の2010年版では、この JIS と同様の締付け手順が追加されている。実際の現場におけるフランジ締結体の締付け管理については、ボルト締付け手順だけでなく、ボルト締付け力やフランジ座面の養生、潤滑材など幅広い知識と注意深い作業が必要である^(61,139)。

1.2.3. ガスケットの密封特性に関する研究について

ガスケット付き管フランジ締結体の設計については、従来から多くの研究が行われ、1943年に Markle と Rosseheim⁽¹⁴⁷⁾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 ）の考え方が米国機械学会（ASME）の Boiler & Pressure Vessel Code Appendix VIII⁽⁸⁾に採用され、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現在でも適用されている。しかし、当時は内容物が液体でありガスケット係数の定義が曖昧であったために、近年新た

なガスケット材料に対してそれを適用する場合に問題が発生している⁽¹²⁹⁾。

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⁽⁷⁾ (Bolted Flanged Connection Committee, 現在 Sealing Reliability Council; SRC) や欧州規格委員会 (CEN) TC74 委員会などでは、ガスケット付き管フランジ締結体の設計について検討が行われ、作動流体が気体の場合にはガスケットから微少ではあるが漏えいが必ず発生しているという観点に立った考え方の設計規格、例えば EN13445⁽²⁷⁾ が発行されている。これらの規格では、管フランジ締結体の性能は漏えい量で評価され、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^(8,52,121) 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部の設計、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⁽¹⁰⁹⁾ 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ている。その後、2008 年 11 月に労働安全衛生施行令等の一部が改正⁽¹¹⁰⁾ 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。

(1) ソフトガスケットを用いた管フランジ締結体

Markle と Rosseheim⁽¹⁴⁷⁾ によって提唱されたガスケット係数 (m, y) は ASME 規格⁽⁸⁾ に採用されたが、その導入において明確な理論的根拠や実験的検証が与えられておらず⁽¹²⁹⁾、その妥当性について Raut らの報告⁽¹⁴²⁾ など多くの研究が行われている。1980 年代に入って石綿 (アスベスト) の使用規制から、新素材ガスケットの開発が進められたが m と y の試験方法などについて規定がなかった

ため、これらをどの様に定めるか問題になっている。それまでの研究では、ガスケットの密封性能を m と y だけで評価するのは、単純化し過ぎであるとの見方で一致しており、米国 PVRC では、この全面的な見直しを目的とした大規模な研究^(10,13,25,26,101,126,143)が行われている。研究対象のガスケットは、欧米で石綿（アスベスト）代替材料として有望視されていた膨張黒鉛や PTFE（フッ素樹脂製）に関するものが中心であった。日本では有機化合物繊維とゴムを混練した、いわゆる非石綿シートガスケットに関する新ガスケット係数の研究⁽⁴⁾も行われた。実験結果の整理には、当時、環境問題への関心の高まりから注目され始めた微量漏えいの考え方が取り入れられた。

微量漏えいに関する代表的な規制には米国環境保護庁（EPA）が、1990 年の改正大気浄化法（CAAA, Clean Air Act Amendment of 1990）に伴って策定したものなどがあり、プラントから放出される有害大気汚染物質「HAP（Hazardous Air Pollutant）」と揮発性有機化合物「VOC（Volatile Organic Compound）」の排出量が規制されている。こうして、ガスケット応力と締結体の密封性能の関係を整理する理論体系と、材料定数としての新ガスケット係数が PVRC から提案された^(12,130)。

新ガスケット係数を決定するための試験法は ROTT(ROOm temperature Tightness Test)⁽¹⁴¹⁾と呼ばれ、密封性能を表す新しい概念としてタイトネスパラメータ T_p を導入している。

ROTT⁽¹⁴¹⁾や欧州規格ガスケット試験法である EN13555⁽²⁸⁾が、ガスケットの密封特性をガスケット応力で整理するのに対し、小林ら^(78,79)はガスケットの圧縮量と漏えい量の相関を取り、ガスケットが圧縮過程にあるかあるいは復元過程にあるかに関わらず、漏えい量がガスケット圧縮量で整理できることを示している。また、種々の寸法のガスケットで漏えい試験を行い、漏えい量はガスケット内径に比例し、接触幅に反比例することを明らかにしている。これによって、ある寸法のガスケットで漏えい試験を行えば、寸法の異なる同じ材質のガスケットの漏えい量を推定できることが示されている。これらの研究成果に基づき、日本独自のガスケット密封性能試験法(HPIS Z104)が作成され、その後 JIS B2490⁽⁵³⁾として規格化されている。

Bouzid ら⁽¹⁶⁻¹⁸⁾はガスケットの非線形圧縮復元特性や内圧による円周方向の変形も考慮した精緻なフランジ締結体の変形解析法を提案し、内圧作用時のガスケット接触面圧分布と接触幅を解析的に求めている。この頃になると漏えいに対する規制から、米国圧力容器研究会議(Pressure Vessel Research Council, PVRC)の研究成果⁽¹²⁾では、ガスケットの漏えい量がガスケット応力で整理できることが実験などから明らかにされており、使用状態におけるフランジ締結体からの漏えい量を推定するための基礎研究として重要な意味を持つこととなる。また Bouzid ら^(14,15)は、使用状態におけるフランジ締結体に挟まれたガスケットのクリープと漏えいについても検討している。

最近、永田ら^(123,197)は、河村⁽⁸⁴⁻⁸⁶⁾および大山ら⁽⁶²⁾の荷重変位解析を適用した強度設計と、そのガスケット圧縮量から漏えい量を推定する管フランジ締結体設計手法を提案している。この設計手法は、密封性能を考慮した設計法として従来問題が多く指摘されているガスケット係数 (m と y) を使用しない新しい設計法として期待される。

(2) 金属平型およびリングジョイントガスケットを用いた管フランジ締結体に関する研究

金属ガスケットを用いた締結体の研究は、ガスケットの圧縮復元特性がソフトガスケットより単純であるため締結体の初期段階の研究が多くなされている^(104-106,117,133,134,157-164)。

沢ら⁽¹⁵⁷⁻¹⁶⁴⁾は、ガスケットを用いない締結体の弾性論の研究から金属平形ガスケットを挟んだフランジ締結体へ発展させ、ガスケット面の接触応力分布を3次元弾性論を用いて弾性三体接触問題として解析して、さらに内部流体が作動した時の内力係数についても解析して、ガスケットの剛性、厚さおよびボルト穴径などが締結体特性に及ぼす影響について理論と実験の両面で検討している。

松崎ら⁽¹⁰³⁻¹⁰⁶⁾は、金属平型ガスケットの材質、旋盤加工による生じるくさび形突起の表面形状および表面粗さが密封性能へ与える影響を表面観察により調べ、金属間接触による密封メカニズムが食い込み型シール、押し込み型シールおよびそれらの中間型シールの3つの形に分類されるとしている。さらに、接

触面を傾斜させた密封装置（リングジョイントガスケットや液圧用ホースアセンブリ継手金具など）を想定し、円すい内側シール面に中心穴を空けた鋼球を接触させてその密封特性を実験で検討している。その結果、くさび表面の粗さ突起が塑性変形する所定の接触幅が必要であり、円すいの半頂角 $10^{\circ}\sim 35^{\circ}$ で低い押付け過重でも密封性能が良いとしている。

新田ら^(133,134)は、金属平型ガスケットを用いた漏えい量の推定は、粗さを有する2表面間の接触が複雑であるために定量的に推定することは困難であるとし、ガスケット面の真実接触状況を高分子薄膜を利用した観察を行うことで、気体の流路を想定し漏えい量を近似計算で算出して実験結果とかなりよく一致することを示している。

福田ら⁽³⁸⁾は、極軟鋼、アルミニウム、銅の金属平型ガスケットを用いた水圧による密封試験を行い、漏えい時の圧力とガスケットの幅、厚み、材質およびFEMから求めた接触応力の関係を検討し、フランジ設計におけるガスケット幅やガスケット係数 (m, y) が現在提供されている材質グループの画一的な代表値ではなく、材質グループ内で細分化と寸法による実質的な値を与えることがシール設計に重要であるとしている。

福岡ら⁽³³⁾は、金属平型ガスケットのガスケット座面の面圧分布や接触面積を実験によって求めるのは困難として、有限要素法を用いた3次元弾性接触問題として荷重増加にともなうボルト軸力、ガスケット面圧分布および接触面積の変化を考察している。ガスケット剛性が低くなるほど初期締付け時の座面接触面積は広く、面圧は一様分布に近づく。ガスケット座面外縁の円周方向分布はボルト穴と対称部分が最も高くなり、その傾向は荷重が増加しても変化しないとしている。

フランジ面に設けたV形リング溝にリングジョイントと呼ばれる八角形や長円形断面の金属ガスケットをはめ込んで組立てるRTJ(リングタイプジョイント)フランジ締結体^(3,5,6,60)については、1928年頃から蒸気プラントで試験され、米国API (American Petroleum Institute)により1936年に5-G-3として規格化（現在のAPI 6A⁽³⁾）された後、1939年にASA (American Standards Association)にASA B16e（現在のASME B16.20⁽⁵⁾, B16.5⁽⁶⁾）として規格化されている。なお、国内では1963

年に ASME B16.20, B16.5 等を引用し JPI (Japan Petroleum Institute) の JPI-7S-23⁽⁶⁰⁾ として規格化されている。

図 1-9 は RTJ (リングタイプジョイント) の代表的なガスケット (オクタゴナルタイプ, オーバルタイプ) と平底 V 形リング溝の形状⁽³⁾を示すが, RTJ フランジ締結体は高温高圧作用下の石油精製設備によく用いられるため, 締結体からの漏えいやガスケットの応力腐食割れ等がしばしば問題になる。図 1-9 a) に示すオクタゴナルガスケットおよび図 1-9 c) の平底 V 形溝の角度 23° が何故このような角度に定められたかという理論的な背景は不明である。

森下^(112,113)は, RTJ フランジ (6B サイズ) の使用条件下 (昇温時および降温時) での各部の温度を計測し, ボルト応力を解析によって求めるとともに実測値と比較を行い 3% 程度の誤差内で一致していることし, また, 漏えい防止の観点から適切なボルト軸力管理法を選択することを推奨している。

佐藤ら⁽¹⁵¹⁾は, 比較的大口径 (14,26,36B) の RTJ フランジが機器側と配管側でフランジ材質が異なる場合のフランジ締結体の高温運転時の挙動を, プラントの起動停止の運転シーケンスを考慮して, 熱伝導解析と弾塑性解析を行っている。漏えいの観点からはフランジ材質の組合せの影響は少なく, むしろ運転シーケンス (荷重パス) が重要であり, スタートアップ時は温度より先に圧力を上げ, シャットダウン時は温度より先に圧力を下げることが提唱している。

安藤ら⁽²⁾は, スペーサー付 RTJ フランジ (6B,12B,18B) を熱伝導解析と弾塑性

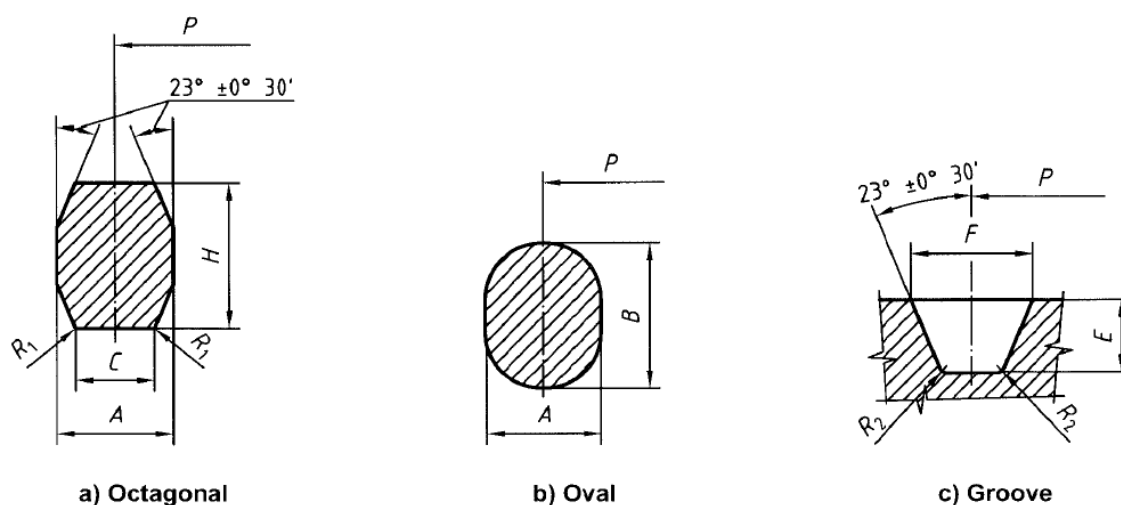


Fig. 1-9 リングジョイントガスケットの形状⁽³⁾

解析により装置のスタートアップからシャットダウン時までの運転モードを想定し、ボルト軸力の変化およびガスケット平均面圧の変化を解析している。その結果、RTJの真の必要ガスケット面圧は不明であるが、運転モードの違いにより漏えいの可能性があることを示唆している。

荻沼ら⁽¹³⁷⁾は、安藤ら⁽²⁾の研究をナビン付のフランジ溝に金属平型ガスケットを用いた熱交換器に発展させ、運転モードにおける風の影響を考慮した解析を行って熱交換器フランジの締付管理に関するガイドラインを提案している。また、熱交換器のフランジは風等の影響を受けやすいために、ウェザーシールの設置を提唱している。

1.3. 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、溶接継手と同様にプラントで多用される接合方法であり、特に石油精製や化学プラントでは毒性や可燃性を示す危険物質を扱う場合、内部流体を密封する機能が要求される。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。

また、石油精製・石油化学および発電プラントにおける高温高压作用下の使用では、締結体接合に金属製のガスケットを使用する場合がある。しかしながら、金属製のガスケット、特にV形リング溝にリングガスケットを挿入するリングジョイントガスケット(RTJ)付き管フランジ締結体については、現場的にはしっかりと締めれば漏れることないフランジであると云われているが、その基本密封機構についての研究は極めて少なく、締結体の特性が解明されているとは言い難い。さらに、八角形断面のオクタゴナル形および長円形断面のオーバル形金属ガスケットが使用される根拠などについても不明である。

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、その成果をまとめ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、ガスケットの性状を表す係数(ガスケット係数 m 、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、金属ガスケット付き管フランジ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ボルト軸力のばらつきの問題が未解明である。さらに、多くの研究はジョイントシートやうず巻き形ガスケットなどのいわゆるソフトガスケットを用いた研究であり、金属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。

2. 金属ガスケット付き管フランジ締結体における密封性能はガスケット接触応力と密接な関係があるが、ガスケット接触面の粗さ、ガスケットの剛性および硬度やサイズなどが締結体特性に及ぼす影響が明らかになっていない。特に RTJ ガスケットにおける平底 V 形リング溝とガスケットの接触面での応力と密封性能に関する知見がほとんどない。
3. RTJ ガスケットは、再使用もしくは V 形リング溝の摺合せを行うことがあるが、それらの密封性能に対する知見がほとんどない。
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管フランジ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、曲げ荷重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、金属ガスケットの詳細解析はなされていない。

以上の問題点に対して、本研究では金属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特性を実験および有限要素解析で明らかにし、金属ガスケット特にリングジョイントガスケットを用いた管フランジ締結体の設計および現場締結作業の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「内圧を受ける金属平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」では、先ず金属間接触による金属ガスケット単体での密封特性試験を行いガスケット平均接触応力と漏えい量の関係を測定することにより、密封特性に影響すると思われるガスケット材質、接触幅および表面粗さの影響を明らかにする。次にフランジ締結体(2B)を対象に有限要素法(FEM)応力解析および漏えい量測定試験を行い、金属間接触により発生する塑性ひずみ量とガスケットの密封特性を検討することにより密封機構の考察を加える。

第3章「内圧と曲げモーメントを受ける金属平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」では、金属平型ガスケット付き管フランジ締結体(3B)に内圧および曲げモーメントを作用させた時の漏えい量測定試験とFEM応力解析により求めたガスケット接触応力分布との関係を明らかにする。また、内圧および曲げモーメントの荷重作用の順番の影響をうず巻き形ガスケットとのそれと比較し、考察を加える。

第4章「内圧を受ける金属製リングジョイン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」では、RTJフランジ締結体(3B, 20B)について漏えい量実験を行うとともにRTJガスケットとV形リング溝との接触面での接触応力をFEM応力解析により求め、リングジョイントガスケットの形状の違いによる密封特性を考察する。また、トルク法によるボルト締付け軸力のばらつきの程度を実験的に求めるとともに密封性能との関係に考察を加える。

第5章「ガスケット付き管フランジ締結体のボルト初期締付け方法に関する検討」では、RTJとソフトガスケットを用いたフランジ締結体のボルト初期締付け力のばらつきについてボルト締付け管理方法や締付け工具の違いによる検討を行う。

第6章「金属製ガスケットを用いた管フランジ締結体の設計指針」では、本研究で得られた知見から実プラントで使用される金属製ガスケット付き管フラ

ンジ締結体における設計方法および保守方法について提案する。

第7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、さらなら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 1-10 は本論文で取り上げる金属製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。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されれば、漏えい事故を防止する可能性が高まり、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工業上の大きな意義がある。

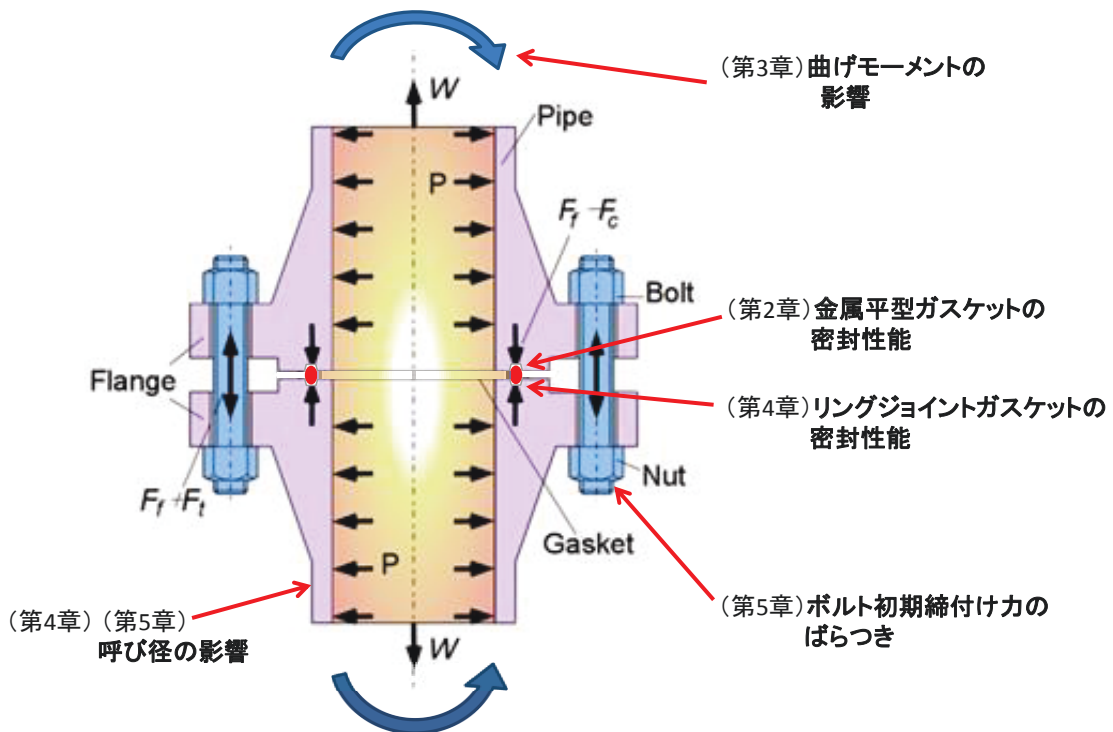


Fig. 1-10 本論文で取り上げる研究課題と管フランジ締結体の構造

1.4. 第1章の結言

本章では、ガスケット付き管フランジ締結体の漏えい防止の観点から、その力学特性および密封特性に関する従来の研究を概括し、それらの研究成果を体系的にまとめるとともに現状の問題点について述べた。金属ガスケット、特にリングジョイントガスケットを用いたフランジ締結体は、石油精製や石油化学プラントなどの高温高圧作用条件下において使用されるために、締結体の管理方法やその密封特性に関する知見は重要であり、それらの知見は設計規格に一部記載がされているものの、現場では経験的に行われている部分が多いことを述べた。その中から緊急に解決すべき課題を挙げ、本研究の目的と意義を明確にした。即ち、本研究の目的は以下である。

1. 金属平型ガスケット付き管フランジ締結体が内圧を受けた場合の密封特性について、金属間の接触応力状況を比較することにより明らかにする（第2章）。
2. さらに、フランジ締結体に曲げモーメントが作用する場合のガスケット接触面における接触応力状態とその密封性能を明らかにする（第3章）。
3. リングジョイントガスケット付き管フランジ締結体が内圧を受ける場合の密封特性について、ガスケットの形状の違いによるV形リング溝部のガスケット接触応力状態を比較することにより明らかにする。また、トルク法によるボルト締付け軸力のばらつきと密封性能との関係を明らかにする（第4章）。
4. ガスケット付き管フランジ締結体を締結する際に発生するボルト初期締付け力がばらつきに関して、ボルト締付け管理方法や締付け工具の影響について明らかにする（第5章）。
5. 本研究を通して得られた金属製ガスケットを用いた管フランジ締結体に関する知見から設計方法や保守方法について提案する（第6章）。

第 2 章

内圧を受ける金属平型ガスケット付き 管フランジ締結体の応力解析と密封性能

2.1. 緒言

金属平型ガスケットおよびリングジョイントガスケットなどの金属ガスケット付きフランジ締結体は石油精製，石油化学および発電プラント等の各種機械構造物に，より高い内圧作用下で使用されている。しかし，しばしばガスケット接触部分からの漏えい事故⁽⁷²⁾が生じることが問題とされている。さらに，与えられた使用圧力および使用温度などの使用条件に対して，適切な設計および漏えいを防止するためのボルト初期締付け力の決定は，理論的な手法は確立されておらず現在迄のところ経験的に行われ，PVRC（pressure Vessel Research Council）のBFC（Bolted Flange Connection Committee）の発表した手法が公表されている。しかし，いくつかの問題も指摘⁽¹³⁰⁾されている。他方，ジョイントシートなどのいわゆるソフトガスケットおよび渦巻き型ガスケットのようなセミメタルガスケットのような軟質ガスケットを用いるフランジ締結体に関しては，ガスケット接触応力分布，密封性能，フランジ強度およびボルト初期締付け力の決定方法などの研究^(17,154,158,166,172)はいくつかなされている。さらに，フランジ締結体の所定のボルト初期締付け力をえるための合理的なボルト締付け手順が，ASME⁽⁹⁾およびJIS⁽⁵²⁾に規定されている。軟質ガスケットを用いるフランジ締結体のボルト初期締付け方法は，JIS B 2251⁽⁵²⁾の規格がASMEのそれより効率的であると，言われている。

金属ガスケット付きフランジ締結体に関して，沢ら⁽¹⁶⁷⁾は金属平型ガスケット付き管フランジ締結体の力学的特性を円筒による軸対称三次元弾性接触問題として応力解析を行い，ガスケット材質，厚さおよびガスケット位置などがガスケット接触応力分布に及ぼす影響を明らかにし，内部流体が油の場合の締結体の内力係数と漏えいに関しても検討している。しかし，気体を用いた漏えい現象を含む密封性能に関しては扱われていない。松崎ら⁽¹⁰⁴⁻¹⁰⁶⁾は，金属ガスケットを用いた微少漏れ量をガスクロマトグラフにより計測できる実験装置を考案し，金属ガスケットの材質，シール箇所の形状および表面粗さが密封性能に与える影響を金属の表面観察により調べ，金属間接触の密封メカニズムが食い込み型シール，押し込み型シールおよびそれらの中間型シールの3つに分類されるとしている。新田ら^(133,134)は，金属平型ガスケット面の接触状況について高分子薄

膜を利用しての観察し、気体の流路を想定することにより漏えい量の推定を行っている。しかし、実際の金属ガスケットを用いた管フランジ締結体の密封性能の研究^(38,134)は僅かであり、従って金属間接触による内部流体の密封機構も明らかにされていない。さらには金属ガスケットを用いたフランジ締結体の金属ガスケット表面粗さなどからの微小漏えいおよび密封性能に関して扱った研究は見当たらない。

このため、実際のプラントなどでのフランジ締結体の設計施工にあたって、未だに金属ガスケット付きフランジ締結体は経験的に設計され、金属ガスケット接触面からの漏えい現象と密接な関係があるボルト初期締め付け力の決定とその施工も科学的根拠をもって行われていない。内圧が 5MPa を超えるようなより高圧力下で使用される金属ガスケット付きフランジ締結体のガスケット接触部からの漏えい事故を防ぐためには、金属ガスケット付きフランジ締結体の適切な設計法およびボルト初期締め付け力の決定方法の確立が急務である。そのためには金属ガスケット付きフランジ締結体の金属間接触で何故密封が可能かなどの基本的機構およびガスケットの表面粗さ、材質、ガスケット幅などが密封特性に及ぼす影響を明らかにすることが重要であると考えられる。

本研究は、金属平型ガスケットを対象に実験および有限要素法（FEM）応力解析により、金属間接触によるガスケットの密封特性を明らかにすることを目的としている。まず、金属間接触による金属平型ガスケット単体での密封特性試験を JIS B2490⁽⁵³⁾に準拠した方法により行い、ガスケット平均接触応力と漏えい量の関係を測定することによって金属間接触による密封特性を明らかにする。この際、金属ガスケットを設計する上で重要であるガスケットの材質、ガスケット接触幅および表面粗さが金属ガスケットの密封特性に及ぼす影響を調べる。さらに、金属平型ガスケットの再利用する場合の特性を評価するため、同一の金属平型ガスケットを用いて密封特性試験を繰返し行うことにより金属ガスケットの再利用が金属間接触によるガスケットの密封特性に及ぼす影響を調べる。次に、金属平型ガスケット付きフランジ締結体を対象に有限要素法（FEM）応力解析および漏えい量測定試験を行う。得られた結果を用いて、金属間接触によるガスケットの密封特性の観点から金属平型ガスケット付きフランジ締結体

の密封特性を検討する。最後に、FEM 応力解析から得られた結果を用いて、金属間接触が何故密封を可能になるのか、およびガスケット接触応力と密封特性の関係について考察を加える。

2.2. 密封特性試験

2.2.1. 実験方法

図 2-1 は、密封特性試験に用いた試験装置の概略図を示す。プラテンの寸法等は JIS B2490⁽⁵³⁾に従っており、材質は SKD11 (JIS)である。作動流体はヘリウムガス、負荷内圧は 7MPa、漏えい量の測定には石けん膜流量計（島津ジーエルシー製（25cc, 1cc）測定範囲： $1 \times 10^0 \sim 1 \times 10^{-5} \text{ Pa} \cdot \text{m}^3/\text{s}$ ）を用いる。材料試験機（島津製作所製、オートグラフ AG-I（250kN））を用いてプラテン試験装置に圧縮荷重を作用させる。さらに、材料試験機を用いて事前にガスケットの圧縮特性（応力-ひずみ関係）を測定する。

次に、密封特性試験手順は、まず、ガスケット材料の降伏応力の 50%となるようにガスケットを挟んだプラテン試験装置機に圧縮荷重を作用させ、同時にヘリウムボンベより内圧を負荷する。逐次漏えい量の測定を行いながら、圧縮荷重を増大させる。測定中の圧縮荷重は一定に保持している。その後、石けん膜流量計では検出が困難な $1 \times 10^{-5} \text{ Pa} \cdot \text{m}^3/\text{s}$ 以下の微小漏えいとなる圧縮荷重時で密封特性試験を終了する。

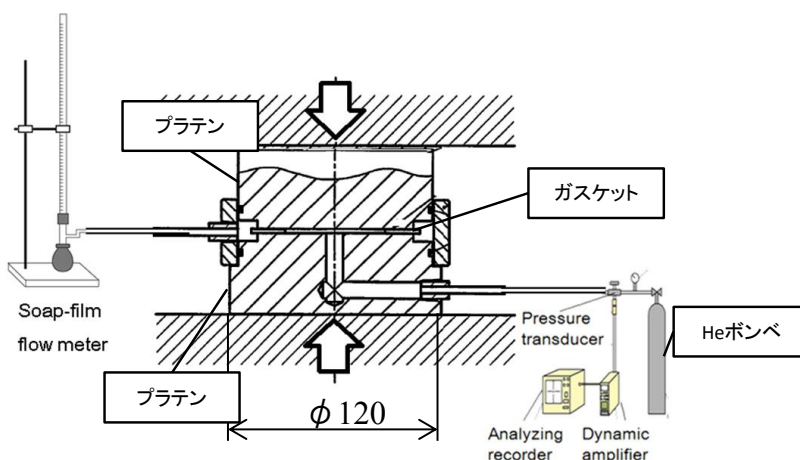


Fig. 2-1 密封特性試験用漏えい量計測装置

金属平型ガスケットの密封特性試験において、以下に述べる (1) 金属平型ガスケット材質, (2) 接触幅, (3) 表面粗さ, (4) 再利用性 の 4 つの影響因子を調べる。

(1) 金属平型ガスケットの材質について

金属間接触によるガスケットの密封特性および金属ガスケットの材質が金属間接触によるガスケットの密封特性に及ぼす影響を明らかにするために、材質が異なる金属平型ガスケットを用いて密封特性試験を行う。使用した金属平型ガスケットの寸法は、外径 $d_2=30\text{mm}$, 内径 $d_1=20\text{mm}$, 厚さ $t=3\text{mm}$ の中空円形とする。ガスケットの表面粗さは、算術平均粗さ $Ra=1.6\mu\text{m}$ 程度となるようにサンドペーパーを用いて表面を研磨することにより調整している。金属平型ガスケットの材質は実際によく用いられているクロムモリブデン鋼 (SFVA F5A, ASTM), 銅 (C1020, JIS) およびアルミニウム (A1050, JIS) の 3 種類である。図 2-2 は、SFVA F5A の金属平型ガスケットの圧縮応力とひずみの測定結果の一例を示す。縦軸が圧縮応力, 横軸が材料試験のストローク変位を示す。赤色太実線は圧縮試験より得られた結果を示し, 青色細破線は降伏応力近傍を 2 直線近似した線図を示し, この 2 直線の交点を降伏応力 σ_{yield} とする。測定したクロムモリブデン鋼 (SFVA F5A), 銅 (C1020) およびアルミニウム (A1050) の応力-ひずみ線図から降伏応力 σ_{yield} は, それぞれ 340, 305, および 140MPa が得られた。

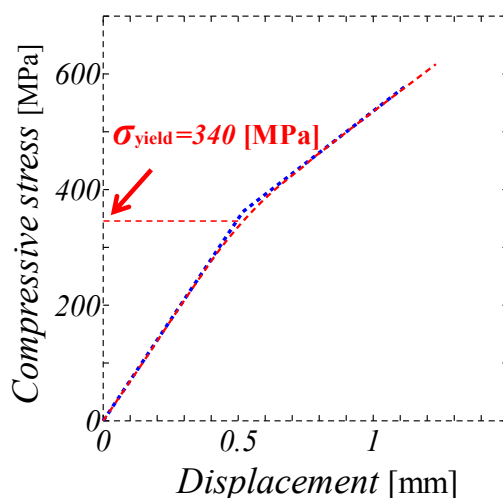


Fig. 2-2 金属平型ガスケットの圧縮応力とひずみの測定結果の一例 (SFVA F5A)

(2) 金属平型ガスケットの接触幅について

用いた金属平型ガスケットの材質はアルミニウム (A1050), 寸法は内径を $d_1=20\text{mm}$ と固定し, 外径を $d_2=40, 30, 25\text{mm}$ の 3 通りに変化させている。すなわち金属平型ガスケットの幅 w を $w=10\text{mm}, 5\text{mm}$ および 2.5mm としている。金属平型ガスケットの表面粗さは (1) の場合と同様である。

(3) 金属平型ガスケットの表面粗さについて

用いた金属平型ガスケットの材質はアルミニウム (A1050), ガスケット寸法は上記 (2) と同様で, 外径 $d_2=30\text{mm}$, および内径 $d_1=20\text{mm}$, 厚さ $t=3\text{mm}$ とする。金属平型ガスケットの表面粗さは算術平均粗さ $Ra = 0.8, 1.6, 6.3, 25.0\mu\text{m}$ 程度の 4 通りとする。各ガスケットの表面粗さは, 目の粗さが異なるサンドペーパーを用いて表面を研磨することにより所定の表面粗さになるようにそれぞれ調節している。

(4) 金属平型ガスケットの再利用について

金属平型ガスケットの再利用が金属間接触によるガスケットの密封特性に及ぼす影響を明らかにするために, 同じ金属平型ガスケットを用いて密封特性試験を繰り返し行う。金属平型ガスケットを一度使用すると, 接触面において局所的な塑性変形が生じると考えられる。そのため, ここで述べる再利用とは, 金属平型ガスケットの降伏応力以上の圧縮応力が作用する金属平型ガスケット接触面に対して, もう一度金属平型ガスケット接触面に降伏応力以上の圧縮応力を加えること, と定義する。金属平型ガスケットの材質はリングジョイントガスケットによく用いられるクロムモリブデン鋼 (SFVA F5A) とする。金属平型ガスケットの外径 $d_2=30\text{mm}$, 内径 $d_1=20\text{mm}$ および厚さ $t=3\text{mm}$ とし, 金属平型ガスケットの表面粗さは算術平均粗さ $Ra = 1.6\mu\text{m}$ 程度とする。

試験手順は, まず, (1) と同様に密封特性試験を行う。その後ガスケットの降伏応力の 140%の圧縮応力になるまで圧縮荷重を負荷する。次に一度試験片を取り出し, 同じガスケットをもう一度設置し図 2-1 に示す装置を用いて再度同様に圧縮荷重を作用させ, 密封特性試験を行う。

2.2.2. 実験結果

(1) 金属平型ガスケットの材質が密封特性試験に及ぼす影響

図 2-3 は、密封特性試験の試験結果を示す。縦軸は漏えい量、横軸は平均ガスケット接触応力 σ_{ave} を示す。ガスケット接触応力がより小さい段階では、アルミニウム (A1050)、銅 (C1020)、クロムモリブデン鋼 (SFVA F5A) の順に漏えい量が少なくなることがわかる。このことは金属平型ガスケット材料の降伏点の大きさに対応している。すなわちガスケット接触応力がより小さいガスケット接触応力領域 (弾性変形域) では、金属平型ガスケットの表面粗さが問題となり、表面粗さ部分の接触面積が漏えいに関係すると考えられる。このため図 2-3 中でガスケット平均応力が 120MPa の場合の漏えい量 (A1050: 2.55×10^{-4} , C1020: 5.61×10^{-3} , SFVA F5A: 1.99×10^{-1}) を考えると、漏えい量はアルミニウム平型ガスケットの場合が一番小さいが、これはアルミニウムの降伏応力が一番小さいため、圧縮荷重作用時に平型ガスケットの表面での接触面積が増加するためと考えられる。逆にクロムモリブデン鋼では降伏応力が一番大きいため、同じ平均ガスケット応力が 120MPa でも表面粗さ部分の接触面積が相対的により少ない。このため漏えい量が大きくなると考えられる。

図 2-4 は、横軸をガスケットの降伏応力 σ_{yield} で無次元化した平均ガスケット接触応力 $\sigma_{ave}/\sigma_{yield}$ とした場合の漏えい量 (Leak rate, 単位時間当たりの漏えい量) を示す。平均ガスケット接触応力 σ_{ave} がガスケットの降伏応力の 50%~80% 程度

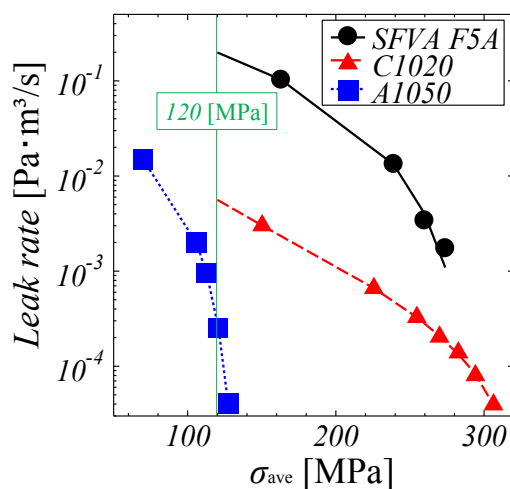


Fig. 2-3 密封特性試験結果 (金属平型ガスケット材質の影響)

(弾性変形域)までは、平均ガスケット接触応力 σ_{ave} が増加するにつれて徐々に漏えい量が減少していることが分る。しかし、平均ガスケット接触応力 σ_{ave} が金属平型ガスケットの降伏応力 σ_{yield} 付近 ($\sigma_{ave}/\sigma_{yield} \doteq 1.0$) まで増加すると、漸近的に漏えい量が急減することが分る。このことより、金属間接触では、先に述べた金属平型ガスケットの表面粗さ部分の接触からさらに変形が進展し、金属平型ガスケット接触面に塑性変形が生じるガスケットが試験装置フランジ表面になじみ、内部流体を密封していると考えられる。

次に金属平型ガスケットの材質が金属間接触によるガスケットの密封特性に及ぼす影響を検討する。図 2-3 より、金属平型ガスケットの表面粗さが問題になる弾性変形域では降伏応力の小さい順番、すなわち、①アルミニウムガスケット、②銅ガスケット、③クロムモリブテン鋼ガスケット、の順に漏えい量は小さくなり、接触表面での微細な凹凸が金属ガスケットの降伏応力がより小さいほど接触面積がより大きくなるため、漏えい量がより小さくなると推測される。

一方、図 2-4 より、平均ガスケット接触応力がガスケットの降伏応力付近まで増加すると、ガスケット接触面積の大きさに関わらず急激に漸近的に漏えい量が減少していることがわかる。このことより、金属間接触は金属ガスケットの材料に関わらず接触面において塑性変形が生じることによりガスケットが試験装置フランジ表面と“なじむ”と考えられる。この“なじみ”により金属間接触面で密封していると推測される。

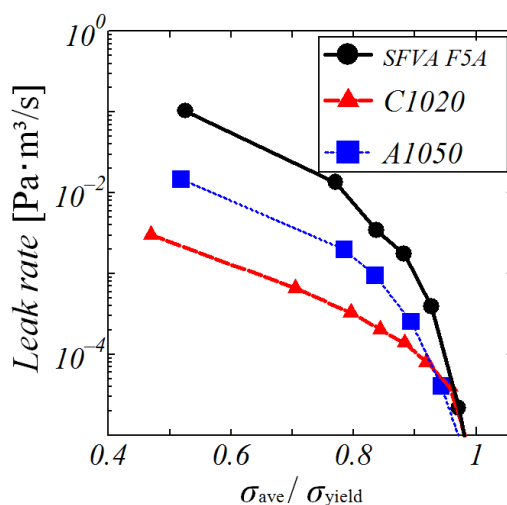


Fig. 2-4 塑性変形領域を含む密封特性試験結果（ガスケット材質の影響）

(2) 金属平型ガスケットの接触幅が密封特性試験に及ぼす影響

図 2-5 は、ガスケット幅の異なる金属平型ガスケットを用いて行った密封特性試験の試験結果を示す。縦軸と横軸は図 2-4 と同じである。図より、平均ガスケット接触応力がガスケットの降伏応力の 50~80%程度までは、ガスケット接触面積が大きくなるにつれて漏えい量が減少していることがわかる。しかし、平均ガスケット接触応力がガスケットの降伏応力付近にまで増加すると、ガスケット接触面積の大きさに関わらず急激に漸近的に漏えい量が減少している。

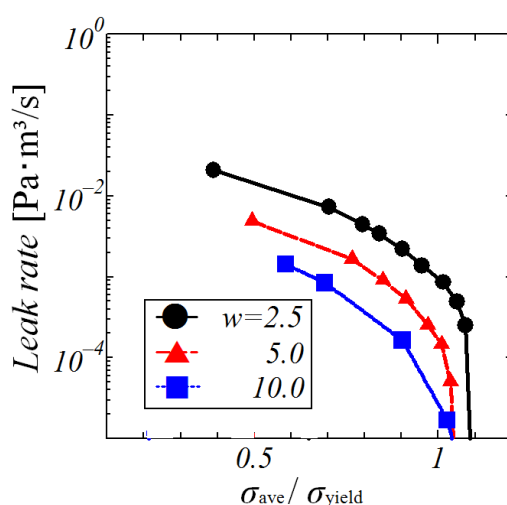


Fig. 2-5 密封特性試験結果 (ガスケット幅の影響)

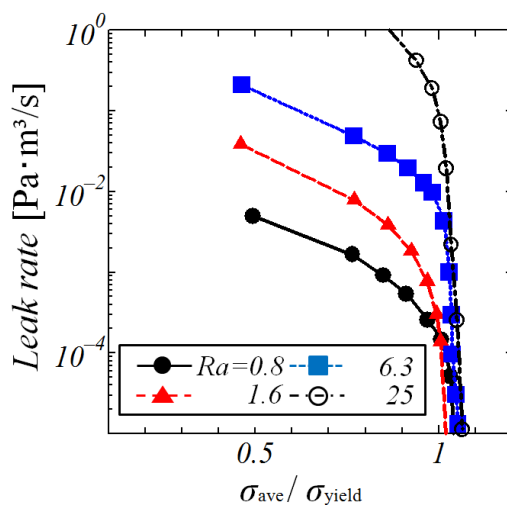


Fig. 2-6 密封特性試験結果 (ガスケット表面粗さの影響)

(3) 金属平型ガスケットの表面粗さが密封特性試験に及ぼす影響

図 2-6 は、ガスケットの表面粗さが異なるアルミニウム(A1050)の金属平型ガスケットを用いて行った密封特性試験の試験結果を示す。縦軸と横軸は図 2-4 と同じである。この結果より、平均ガスケット接触応力がガスケットの降伏応力の 50~80%程度までは、ガスケットの表面粗さが大きくなるにつれて漏えい量が増加していることがわかる。この範囲のガスケット接触応力では主にガスケット表面の粗さが問題になる領域と考えられる。しかし、平均ガスケット接触応力がガスケットの降伏応力付近まで増加すると、ガスケットの表面粗さの大きさに関わらず急激に漸近的に漏えい量が減少している。この範囲のガスケット応力では表面粗さ部分の塑性変形から、ガスケット本体の局所的な塑性変形の影響が大きくなるものと推測される。このことより、材質がアルミニウム(A1050)のガスケットの接触面における表面粗さが算術平均粗さ $Ra=25\mu\text{m}$ 以下の金属ガスケットは金属間接触部分において塑性変形を生じることにより、表面粗さに関わらずより高い密封性能を得ることができると考えられる。

(4) 金属平型ガスケットの再利用が密封特性試験に及ぼす影響

図 2-7 は、密封特性試験の試験結果を示す。縦軸は漏えい量、横軸はガスケットの降伏応力 σ_{yield} で無次元化した平均ガスケット接触応力 $\sigma_{ave}/\sigma_{yield}$ を示す。

図より、二回目の密封特性試験結果 (● Re-use) は一回目 (■ First time) の同試験結果に比べて漏えい量が増加していることがわかる。さらに、漏えい量が急減する際の $\sigma_{ave}/\sigma_{yield}$ の値が 1.4 付近であることがわかる。ここで、クロムモリブデン鋼 (SFVA F5A) の金属平型ガスケットの圧縮特性に着目すると、図 2-2 より、このクロムモリブデン鋼 (SFVA F5A) の金属平型ガスケットの降伏応力は約 340MPa である。しかし、このガスケットの降伏応力を上回る圧縮荷重を負荷したため、二回目の圧縮試験では加工硬化により降伏応力が見かけ上増加している。図 2-7 の Re-use (破線○) は横軸を加工硬化した後のガスケット材料の降伏応力 σ_{yield} で無次元化したクロムモリブデン鋼 (SFVA F5A) の金属平型ガスケットの密封特性を示す。図より、硬化した後の降伏応力で無次元化した場合漸近線の値が 1 付近であることがわかる。このことより、金属ガスケットを再

利用した場合、ガスケットに加工硬化が生じる為見かけの降伏応力がより大きくなり、金属間接触部分における“なじみ”に必要なガスケット接触応力がより大きくなると考えられる。

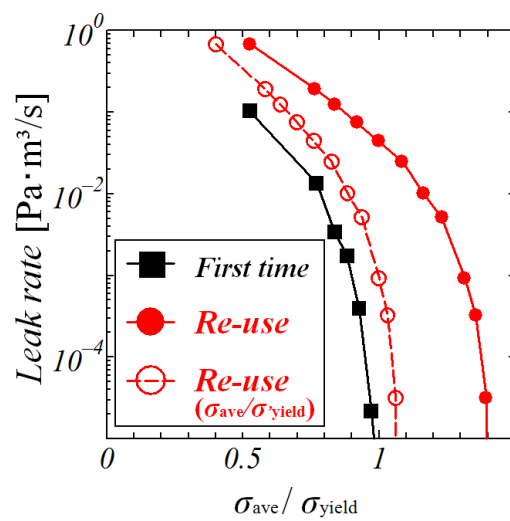


Fig. 2-7 密封特性試験結果（ガスケット再使用の影響）

2.3. フランジ締結体の漏えい量測定試験

2.3.1. 実験方法

図 2-8 は、漏えい量測定試験に用いたフランジ締結体および測定装置の概略図を示す。フランジ締結体は JPI Class 600 2 inch 閉止および WN（Weld Neck 型）フランジを用いる。作動流体はヘリウムガス、作用内圧は 4MPa、漏えい量の測定には式(2-1)に示す圧力降下法⁽¹⁷²⁾を用いる。

$$L = 0.567MV(P_1 - P_2)/RT_1\bar{t} \cdots \cdots (2-1)$$

ここで、 L 、 M 、 V 、 P_1 、 P_2 、 R 、 T_1 および \bar{t} はそれぞれ、漏えい量 $[\text{Pa}\cdot\text{m}^3/\text{s}]$ 、ヘリウムガスのモル質量 $[\text{mg}/\text{mol}]$ 、容器体積 $[\text{m}^3]$ 、試験前の内圧 $[\text{Pa}]$ 、試験後の内圧 $[\text{Pa}]$ 、気体定数 $[\text{m}^3\cdot\text{Pa}/\text{K}/\text{mol}]$ 、試験温度 $[\text{K}]$ および測定時間 $[\text{s}]$ を示す。

フランジ締結体の 8 本のボルトは ASME PCC-1⁽⁹⁾に基づいて締付け、各ボルトのボルト初期締付け力は一様とする。ボルト軸力を測定するために、図中に示すロードセルをボルトナット間に挟む。このロードセルには 4 枚の歪ゲージを貼り付けており（4 アクティブゲージ法）、予め校正してある。フランジの材質は SUS304（Stainless steel, JIS）、ボルトおよびロードセルの材質は SUS304（Stainless steel, JIS）とする。金属平型ガスケットの材質はアルミニウム（A1050）とし、このときの金属平型ガスケットの寸法は外径 $d_2=71\text{mm}$ 、内径 $d_1=61\text{mm}$ 、厚さ $t=3\text{mm}$ とする。材料試験機を用いて、事前にこの金属平型ガスケット材料

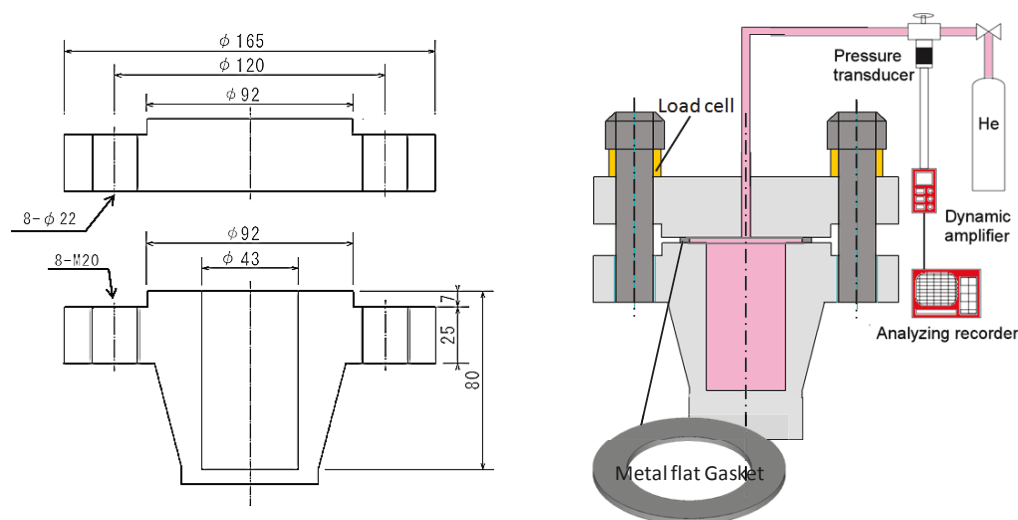


Fig. 2-8 漏えい量測定装置と閉止フランジ寸法 (2B フランジ)

の圧縮応力とストローク変位の関係を測定し、さらに当該金属平型ガスケット単体での密封特性試験を予め行っておく。

2.3.2. 実験結果

図 2-9 は、図 2-7 に示すフランジ締結体に対する漏えい量測定試験（赤色実線●）および同様の金属平型ガスケット単体に対する密封特性試験（青色実線○）の試験結果を示す。図より、密封特性試験の結果（青色実線○）と同様に、金属平型ガスケット付きフランジ締結体を対象に行った漏えい量測定試験においても漏えい量が急減していることが示されている。密封特性試験では $\sigma_{ave}/\sigma_{yield}$ の値は 1.05 である。しかし、締結体を対象に行った漏えい量測定試験の場合、漏えい量が急減するときの $\sigma_{ave}/\sigma_{yield}$ の値は 1 付近ではなく $\sigma_{ave}/\sigma_{yield}$ の値が 0.76 付近である。これは、締結体の場合、フランジローテーションの影響によりガスケットとフランジのガスケット接触面の外周部においてガスケット接触応力がより大きくなり、ガスケット接触部分で塑性変形が生じたためと考えられる。

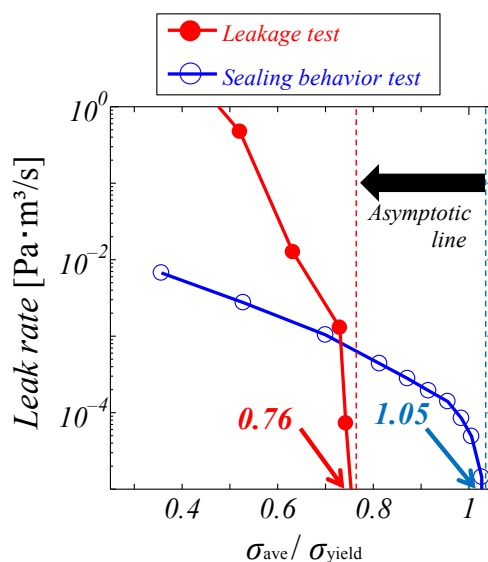


Fig. 2-9 フランジ締結体の漏えい量測定結果

2.4. 有限要素法（FEM）応力解析

2.4.1. 解析方法

図 2-10 はフランジ締結体に対する有限要素法（FEM）応力解析に用いた解析モデルを示す。寸法は 2.3.節で用いた締結体と同様とし，対称性を考慮して，全体の 1/16 を解析対象とする。解析コードは ANSYS，メッシュ分割には八節点六面体要素(SOLID185)を用いる。材料モデルには，ボルトおよびフランジは等方弾性体，ガスケットは 2.2.節で測定したガスケットの圧縮特性を 2 直線近似（図 2-2）した応力-ひずみ線図を使用する。接触面の摩擦係数 μ は 0.2 とする。なお，使用した節点数および要素数は，それぞれフランジ(47,798, 41,860)，ボルト(2,796, 2,120) およびガスケット(1,980, 1,530)である。ボルト軸力は，ボルト軸部にプリテンション要素を設けることにより与える。図中に解析モデルに与えた境界条件の一例を示す。

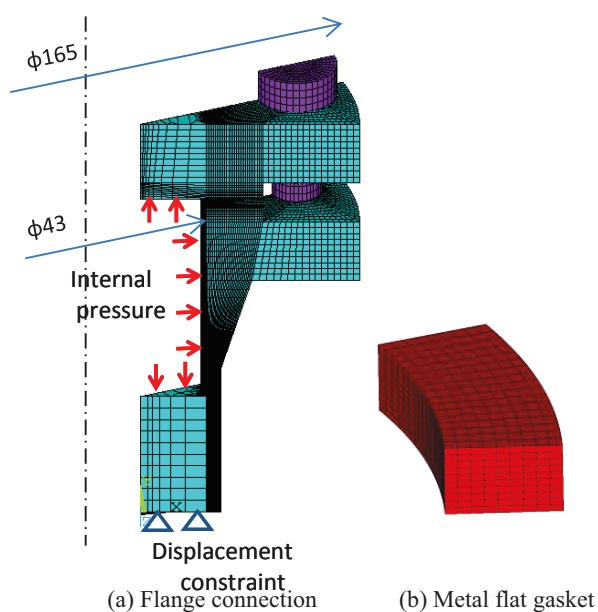


Fig. 2-10 金属平型ガスケット付きフランジ締結体の FEM 応力解析モデル (2B)

2.4.2. FEM 解析結果

図 2-11 は、FEM 応力解析におけるメッシュ分割例と、 r 方向および θ 方向を示す。ガスケット内周部分の隣り合うボルトの間を原点 0 とする。金属平型ガスケットの寸法は、外径 $d_2=71\text{mm}$ 、内径 $d_1=61\text{mm}$ 、厚さ $t=3\text{mm}$ およびガスケット幅 $r=5\text{mm}$ である。

図 2-12 は $\sigma_{ave}/\sigma_{yield}=0.85$ の場合の $\theta=0^\circ$ における金属平型ガスケットの上面および下面の、 r 方向の圧縮応力分布（ミーゼス応力）を示す。縦軸は応力成分 σ_z 、横軸は半径方向距離 r を示す。図より、フランジローテーションの影響のためガスケット外周において最大応力が生じていることがわかる。なお、FEM 応力解析より、ガスケット外周部分の θ 方向における圧縮応力はほぼ一様であることがわかっている。

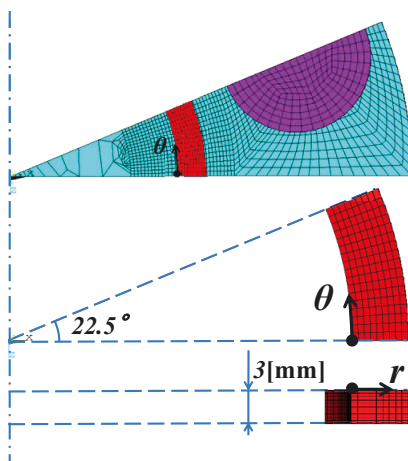


Fig. 2-11 FEM に用いたメッシュ分割例と方向の定義

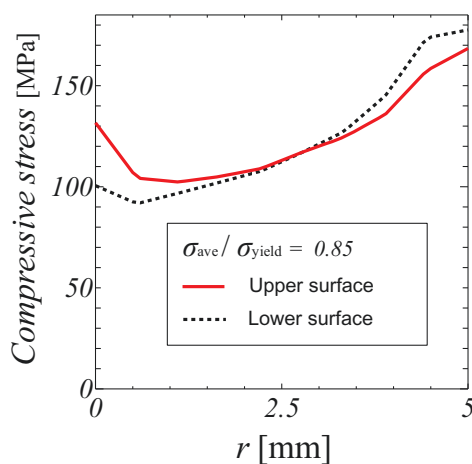


Fig. 2-12 半径方向のガスケット接触応力の比較

図 2-13 は $\theta=0^\circ$ における金属平型ガスケットの上面および下面の、ガスケット外周部分における相当塑性ひずみ（ミーゼスひずみ ϵ_{mis} ）と無次元化された平均ガスケット接触応力 $\sigma_{ave} / \sigma_{yield}$ の関係を示す。図より、閉止フランジと接触しているガスケット上側（Upper surface）外周端では無次元化された平均ガスケット接触応力 $\sigma_{ave} / \sigma_{yield}$ が 0.75 より大きい範囲で、管フランジと接触している下側（Lower surface）外周端では $\sigma_{ave} / \sigma_{yield}$ が 0.65 より大きい範囲で相当塑性ひずみが生じており、 $\sigma_{ave} / \sigma_{yield}$ がの値が 0.76 から 0.85 の間で接触面の上下両面において相当塑性ひずみが生じていることがわかる。また、図 2-14 は $\sigma_{ave} / \sigma_{yield} = 0.85$ におけるガスケット外縁の上側面および下側面の θ 方向の相当塑性ひずみ分布を示す。

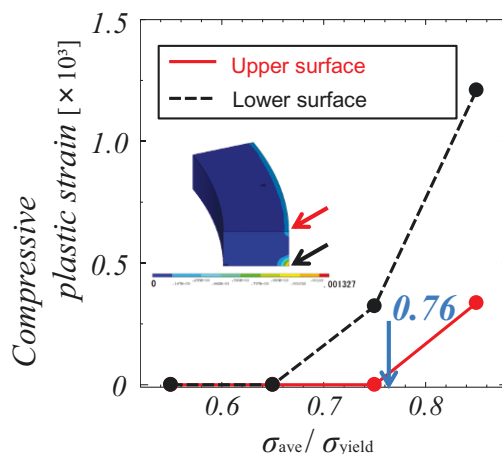


Fig. 2-13 ガスケット接触面における相当塑性ひずみと接触応力の関係

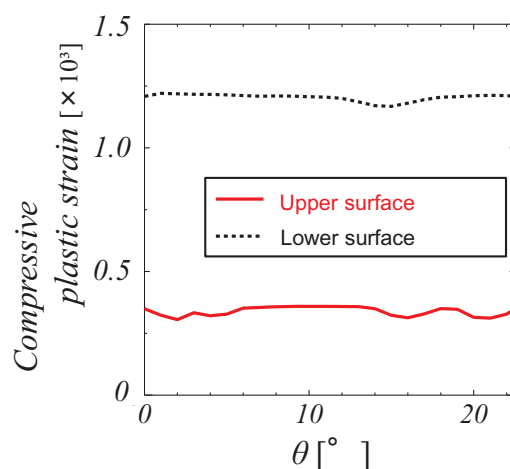


Fig. 2-14 円周方向のガスケット相当塑性ひずみ分布

この結果より、 θ 方向には一様に塑性ひずみが生じていることが示されている。密封特性試験の結果より、接触面において塑性変形が生じた際に金属ガスケットがフランジ表面に“なじみ”，内部流体を密封すると考えられる。そのため、ガスケット接触面の上下両面において塑性ひずみが生じる $\sigma_{ave}/\sigma_{yield}$ の値が 0.75 から 0.85 の間において急激に締結体からの漏えいが減少すると考えられる。この結果は、図 2-9 に示す漏えい量測定試験の漸近線の値 0.76 とかなりよく一致している。このことより、金属ガスケット付きフランジ締結体のようにガスケット接触応力が分布する場合、ガスケット接触応力がより大きい接触部分において局所的に塑性ひずみを生じ、この塑性ひずみにより接触面の接触が良好になり締結体の密封性能が急激に改善されると考えられる。

2.5. 金属ガスケットの密封特性の検討

金属間接触における密封特性を検討する為に、二次元 FEM 応力解析（平面ひずみ状態）を行う。図 2-15 は解析モデルのメッシュ分割例、および拘束条件を示す。金属ガスケットは主に旋盤による切削加工によって製作されるため、ガスケットの接触面においてらせん状に加工痕が残ると考えられる。そのため、内部流体の漏えいは加工痕に沿って生じていると考えられる。図 2-15 の解析モデルはガスケット接触面のらせん状の加工痕に沿って生じる漏えいの流路を模擬する。メッシュ分割には 4 節点四角形要素を用いる。材料モデルには、上部

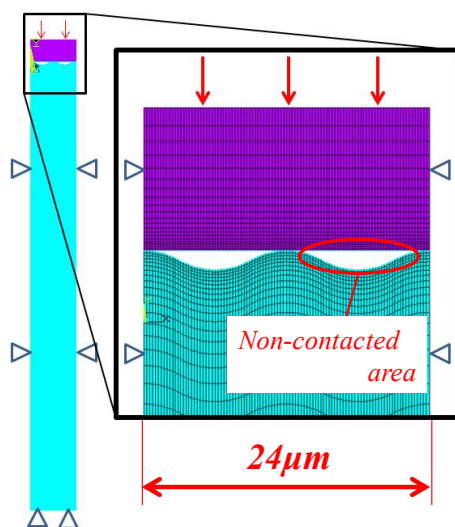


Fig. 2-15 金属間接触における接触エリア検討の FEM モデル

のプラテンの解析モデルは等方弾性体、下部のガスケットの解析モデルは弾塑性体とし、図 2-2 に示す応力-ひずみ線図に基づき等方硬化則を用いている。接触面の摩擦係数は 0.2 とする。

図 2-16 は、接触面における相当塑性ひずみ（ミーゼスひずみ ϵ_{mis} ）のコンター図を示す。また、図 2-17 は接触面における隙間面積とガスケット解析モデルの下部端面におけるミーゼス応力の関係を示す。図 2-16 より、接触面表面において部分的に塑性変形が生じている。また図 2-17 より、圧縮応力が降伏応力に比べて小さい範囲では、解析モデル下部端面における相当応力が大きくなるにつれて接触面における隙間面積が徐々に小さくなっている。しかし、解析モデル下部端面のミーゼス応力が降伏応力に達すると、急激に隙間面積が小さくなっていることがわかる。以上の結果より、圧縮応力が小さい範囲では接触面表面の微小部分が塑性変形を生じることにより隙間を徐々に埋めるが、圧縮応力が

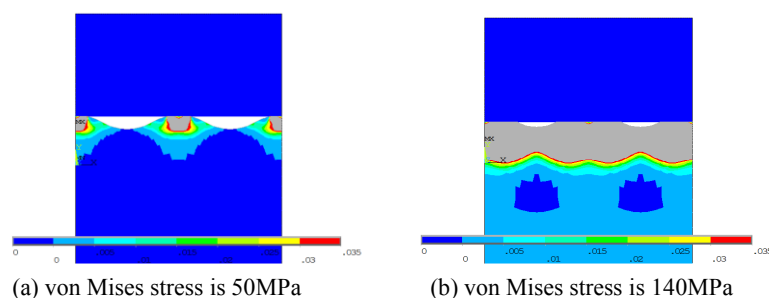


Fig. 2-16 金属間接触における相当塑性ひずみコンター図

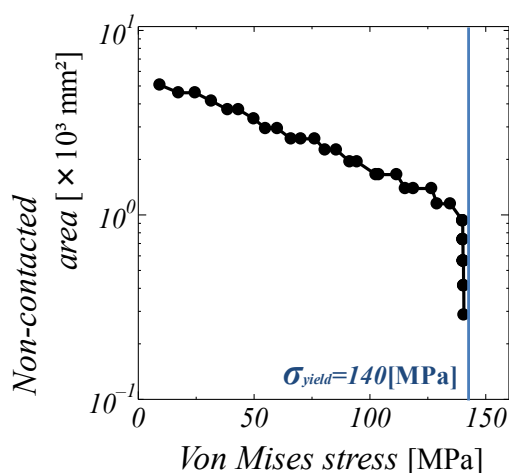


Fig. 2-17 ミーゼス応力と空隙面積の関係

ガスケットの降伏応力に達するとガスケットに大きな塑性変形が生じることに
より接触面表面の隙間が急激に小さくなっていることが示されている。

図 2-18 は、実験および FEM 応力解析より得られた漏えい量 (leak rate) とガ
スケット接触応力 ($\sigma_{ave} / \sigma_{yield}$) の関係を概念図で示す。図中の破線は金属ガスケ
ット特有の金属間接触によるガスケットの密封特性を示し、実線はフランジ締
結体にガスケットを挟んだ場合 (図 2-9) の漏えい量を示す。フランジ締結体で
はガスケット接触応力が分布するため、漏えい量が急減する際の $\sigma_{ave} / \sigma_{yield}$ の値
が 1.0 より減少すると考えられる。このときの $\sigma_{ave} / \sigma_{yield}$ の値を密封係数 b と定
義すると、締結体に必要なボルト初期締付け力 F_f の最小値 $(F_f)_{min}$ は式 (2-2)
のように定義できると考えられる。

$$(F_f)_{min} = Ab\sigma_{yield} \quad \dots\dots\dots (2-2)$$

ここで、 A はガスケット接触面積を示す。

本研究の例では、 $b=0.76$ であり、密封係数 b はフランジローテーションに
よるものでフランジ材質、サイズおよびレーティングによって異なるものと思
われる。

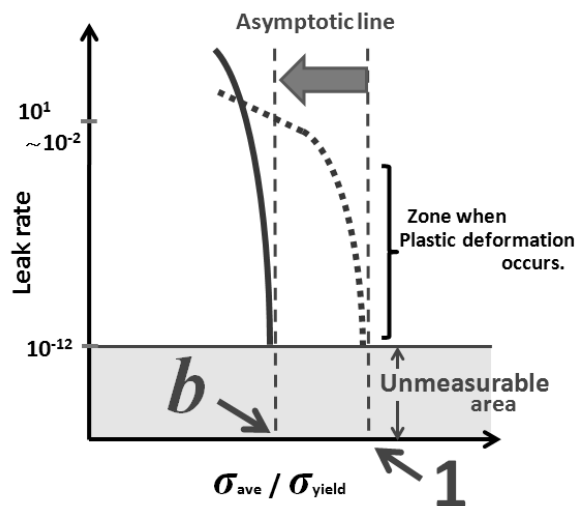


Fig. 2- 18 金属平型ガスケットにおける密封性能の評価の概念図

2.6. 第2章の結言

本研究では、従来ほとんど検討されていない金属平型ガスケット単体に対する密封特性試験およびこれを締結体に用いた場合の漏えい量測定試験およびFEM応力解析を行い、以下の結果が得られた。

- (1) 金属ガスケット単体による密封特性試験から、ガスケットが塑性変形する圧縮荷重下において密封性能が急激に改善されることが示された。すなわち、ガスケット接触応力 σ_{ave} とガスケットの降伏応力 σ_{yield} との比が $\sigma_{ave}/\sigma_{yield} \cong 1$ になると急激に漏えい量は減少することが示された。なおガスケット応力がより小さい範囲で新たに検討を加えた結果、ガスケットの表面粗さが漏えいに及ぼす影響が大きく、ガスケット材料の降伏応力がより小さいガスケット単体での漏えい量はより小さく、降伏応力が大きくなるにつれ、漏えい量が大きくなること新たに実験的に示された。
- (2) 金属平型ガスケットが塑性域での変形状態では、漏えい量は本研究で扱ったガスケットの材質および接触幅によらないことが示された。
- (3) 材質がアルミニウム(A1050)の金属平型ガスケットの接触面における算術平均表面粗さが $Ra=25$ 以下の金属ガスケットにおいて、金属ガスケットが塑性域での変形状態では、漏えい量はガスケットの表面粗さによらないことが示された。
- (4) ガスケットを再利用した場合、ガスケットが塑性変形を生じ見かけの降伏応力が大きくなり、ガスケットの密封性能が低下することが示された。
- (5) FEM応力解析により、金属ガスケットを締結体に挟んだ場合、ガスケット接触応力に分布が生じ、部分的に塑性変形を生じることを明らかにし、塑性変形がガスケット外周部の上部および下部全域に発生すると、密封性能が格段に増大することが示された。すなわち、ガスケットの塑性変形が締結体の密封性能向上のための重要な因子であることが推測された。
- (6) FEM応力解析により、金属ガスケットの金属間接触における内部流体の密封機構は、ガスケット圧縮応力がより小さい間は接触面周辺の微小範囲が塑性変形を生じることにより、漏えいの流路を埋めている。また、ガスケット接触応力がガスケットの降伏応力に達すると、大きな塑性変形がガス

ケットに生じ、漏えいの流路を急激に埋めていることが示された。

- (7) 締結体に必要なボルト軸力の最小値の決定法を提案した。すなわち、締結体のガスケットが塑性変形を発生するためのボルト初期締付け力を与えることが密封性能向上のために寄与し、本研究で用いた金属平型ガスケットに対してこの条件を示した。

第3章

内圧と曲げモーメントを受ける 金属平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

3.1. 緒言

前章では金属平型ガスケット付き管フランジ締結体に内圧が負荷された場合のガスケット接触応力と密封性能について論じたが、実際のフランジ締結体には配管の熱応力および地震などの外荷重による曲げモーメントが負荷される場合があり、曲げモーメントによって生じるガスケット接触応力の不均一さが密封性能の低下や漏えい事故へ繋がるとの報告^(1,185)がある。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、引張側ではガスケット接触応力を減少させる。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漏えい事故⁽⁷²⁾が発生した。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考慮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^(1,93,94,102,116,163,185)。これらの研究では、曲げモーメントが作用した場合、管フランジ締結体に発生する曲げによる応力分布は圧縮側と引張側では反対称であるが、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。ソフト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より大きいために、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ことが示されている。

松本ら⁽¹⁰²⁾は、曲げモーメントが作用するときに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。また安藤ら⁽¹⁾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曲げ試験を行い、降伏応力を超えない範囲で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ている。高木ら^(185,186)は、うず巻き形ガスケットを用いた内圧と曲げモーメントが作用する場合の負荷履歴の影響を調べ、内圧負荷後に曲げモーメントを負荷した場合より曲げモーメントを負荷した後に内圧を負荷した場合の方が漏えい率は大きくなることを示している。

本章では、高木ら^(185,186)がうず巻き形ガスケットの曲げモーメントの研究で用

いた実験装置を使用して、アルミニウム製金属平型ガスケットを挿入して内圧および曲げモーメントが負荷した場合の漏えい量を測定するとともに、3次元有限要素法（FEM）応力解析により、金属平型ガスケット付き管フランジ締結体に内圧作用の他に曲げモーメントが作用した場合の特性を調べることを目的とし、うず巻き形ガスケットを用いた締結体の特性と比較検討する。さらに締結体への曲げモーメント作用に内圧が作用する場合についても検討し、前述した内圧作用に曲げモーメント作用の場合（荷重作用の順番の影響）の締結体特性の差異についても検討する。

3.2. 曲げによる締結体の密封性能試験

3.2.1. 実験方法

図 3-1 は、本実験で使用した管フランジ締結体および測定機器の概略図を示す。

図 3-2 (a) は、実験に使用した 3B-RF 管フランジ（JPI Class600_3inch, SFVC 2A, JIS）の寸法を示す。図 3-2 (b) は、アルミニウム製（A1050, JIS）および純銅（C1020, JIS）の金属平型ガスケットの寸法を示し、厚さは 3mm、幅は 5mm

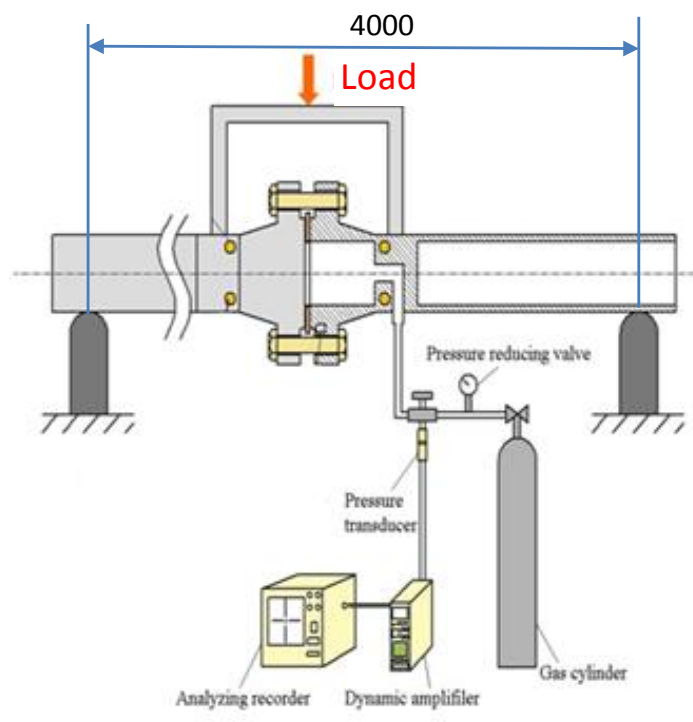
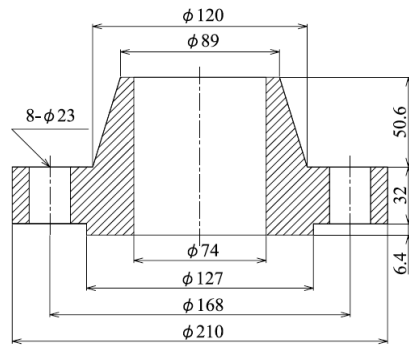
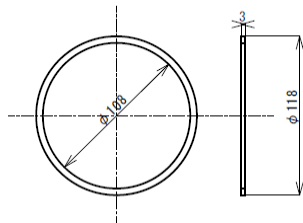


Fig. 3-1 漏えい量測定のための曲げモーメント負荷実験装置の概略図

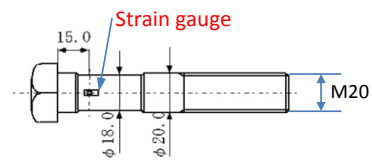


(a) Pipe flange (JPI 3B-RF Class 600)



(b) metal flat gasket

(Aluminum; A1050, Copper; C1020)



(c) Bolt (M20 JIS)

Fig. 3-2 管フランジの寸法図

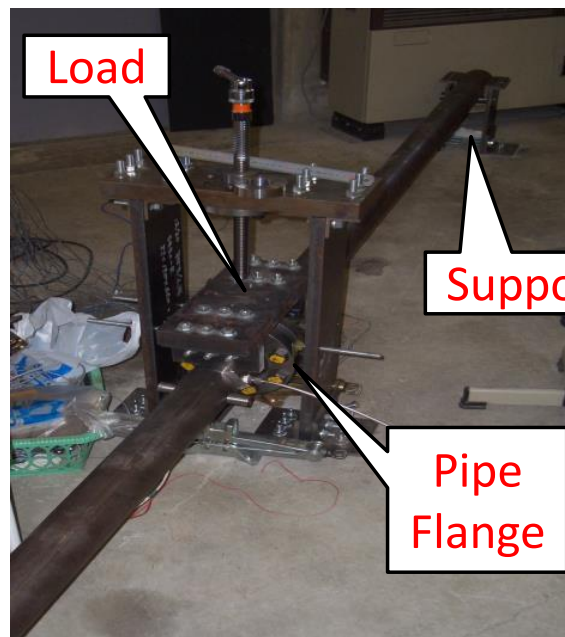


Fig. 3-3 曲げモーメント負荷実験装置の写真

(外径 $d_2=118\text{mm}$, 内径 $d_1=108\text{mm}$ の中空円形) である。図 3-2 (c) は、使用したボルトナット (SNB7/S45C, JIS) の寸法を示す。8 本のボルト軸部にはそれぞれひずみゲージを貼り付け、初期締付け時のボルト軸力の調整に使用するとともに、内圧および外荷重が作用した時のボルト軸力の変動を測定した。図 3-3 は実験に用いた管フランジ締結体の写真を示し、内圧および曲げモーメントが負荷できるように構成されている。

内圧はヘリウム (He) ガスを用いて負荷 (7MPa) する。曲げモーメントは、管フランジ締結体の 2 枚のフランジ端部をジャッキスクリューで上部から押さえ付け、配管両端部に設けた受けにより管フランジ締結体に四点曲げによる曲げモーメント (0, 2.5, 5 kN-m) を与える。漏えい量の計測には、本論文第 2 章の 2.3. に示す圧力降下法を用いる。

3.2.2. 実験結果

図 3-4 は、アルミニウム製金属平型ガスケット付き管フランジ締結体に対してボルト初期締付け力 F_f を 20, 25 および 30kN とし、内圧負荷 (7MPa) した場合の漏えい量の測定結果を示す。縦軸は管フランジ締結体からの漏えい量 L ($\text{Pa}\cdot\text{m}^3/\text{s}$)、横軸はボルト初期締付け力 F_f (kN) であり、かっこ内の数字はガスケット投影面積で除してボルト本数 (8 本) を乗じて求めたガスケット平均応力 (MPa)

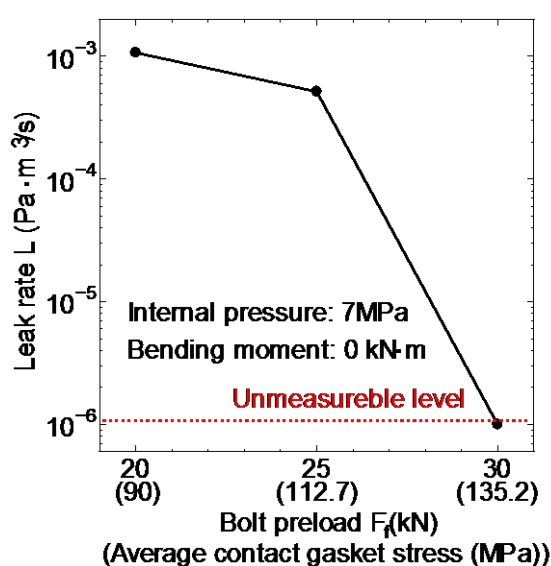


Fig. 3-4 内圧負荷時の締結体からの漏えい量測定結果 (A1050)

を示す。ボルト初期締付け力 F_f が大きくなるに従い、漏えい量 L は少なくなることを示している。なお、ボルト初期締付け力 F_f が $F_f=30\text{kN}$ の場合には、圧力降下法では検出が困難な微少な漏えい量となっており圧力降下法の限界値の 1×10^{-6} に計測値をプロットしている。

図 3-5 は、 F_f を 30kN とし、内圧 P を 7MPa 負荷した後に、曲げモーメント負荷を加えた場合の結果を示す。曲げモーメントが作用すると漏えい量が大きく増加することがわかる。

図 3-6 は、アルミニウムおよび純銅を用いた管フランジ締結体に対して初期締付けを行った後に内圧 (7MPa) を負荷して、さらに曲げモーメントを負荷した時の漏えい量を示す。また、高木ら^(185,186)が行ったうず巻き形ガスケットの結果も併せてプロットしている。縦軸は漏えい量、横軸はボルト軸力をガスケット投影面積で除したガスケット平均面圧である。破線の部分は内圧のみの負荷時であり、その後曲げモーメントを負荷して漏えい量の変化を実線で示している。曲げモーメントは、 2.5 および $5.0\text{kN}\cdot\text{m}$ の順に負荷しているが、純銅については 5.0 および $10.0\text{kN}\cdot\text{m}$ を負荷している。金属平型ガスケットの漏えい量、特にアルミニウム製ガスケットにおける締結体からの漏えい量は、うず巻き形ガスケットに比べて大幅に増加している。管フランジ締結体に曲げモーメントが作用すると円周方向に圧縮側と引張側が生ずるが、うず巻き形ガスケットの圧縮側では加えられたガスケット接触応力に対しガスケットが圧縮変形する。

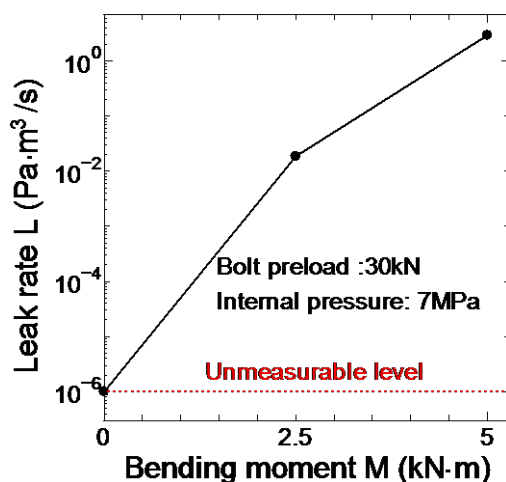


Fig. 3-5 内圧負荷後に曲げモーメント負荷を加えた場合の締結体からの漏えい量測定結果 (A1050)

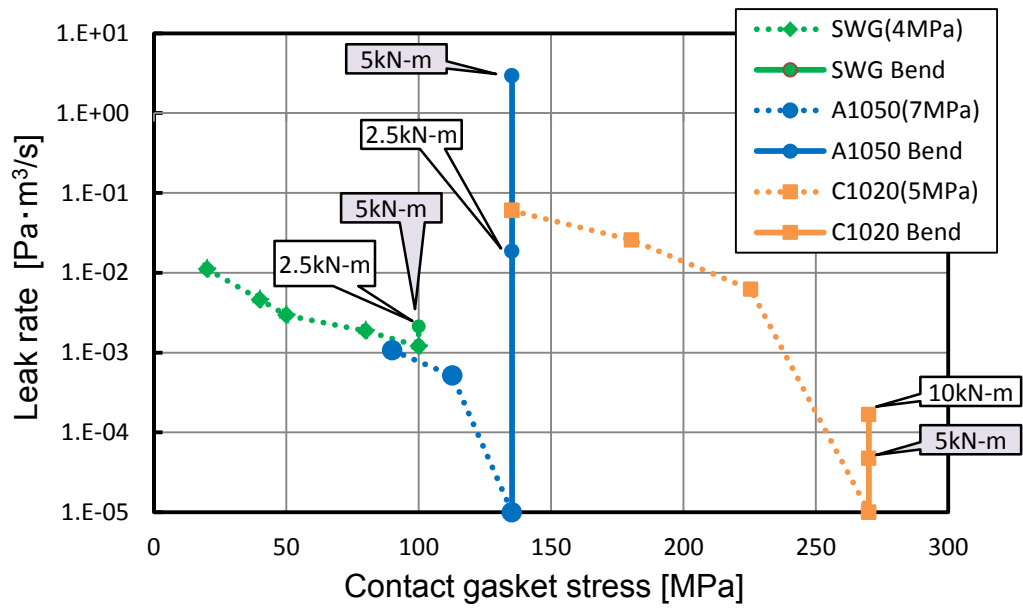


Fig. 3-6 内圧負荷後に曲げモーメント負荷を加えた場合の締結体からの漏えい量測定結果 (SWG, A1050, C1020)

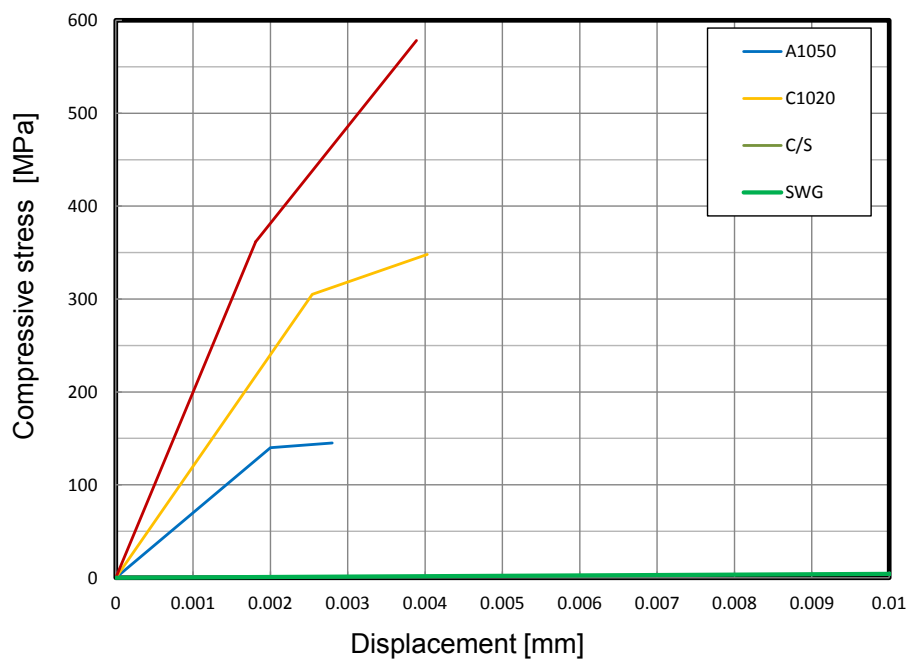


Fig. 3-7 ガスケット材料の圧縮応力と変位の関係

その結果、引張側においては圧縮変形が少ない金属平型ガスケットに比べてガスケット接触応力の低下が少なくなり締結体からの漏えい量が金属ガスケットに比べ少なくなるものと考えられる。

図 3-7 は、金属ガスケット材料の圧縮変形の計測結果を示す。弾性域と塑性域を二直線近似（実線）しており、その変曲点は材料の降伏点に相当する。アルミニウム（A1050）は、降伏点が最も小さく、そこまでの傾きおよび塑性域での傾きは小さい。その傾向は、純銅（C1020）および鋼（C/S）の順となっている。また、参考にうず巻き形ガスケットの圧縮復元特性の一例⁽¹⁸⁶⁾を同一グラフ上に緑色実線で示す。

3.3. 有限要素法（FEM）応力解析

3.3.1. 解析方法

図 3-8 は、有限要素法（FEM）応力解析に用いた管フランジ締結体のモデルを示す。曲げモーメントを負荷する実験は金属平型ガスケットの中心に対して点対称であるので、有限要素法（FEM）応力解析は 1/2 モデルで行う。座標系は、管フランジの中心から半径方向 r 、曲げモーメント M を与えるフランジ上端をゼロとし円周方向を θ および管フランジの長手方向を Z とする。曲げモーメントは $M = P \cdot \frac{r}{a} \cos \theta$ と分布し、 P は最大応力、 a はフランジ半径を示す。このモデルの節点数は 105,686、要素数は 97,280 である。図 3-9 は有限要素法（FEM）応力解析の境界条件を示す。管フランジの縦弾性係数は 206GPa、ボルトのそれは 205GPa である。使用したガスケットはアルミニウム製の金属平型ガスケットで、その変形特性は圧縮荷重試験により求めた図 3-10 に示す応力-ひずみ線図を使用する。有限要素法（FEM）応力解析に使用したコードは ANSYS であり、非線形 3 次元解析を行う。有限要素法（FEM）応力解析では、最初に締結時のボルト軸力を与え、その後内圧（7MPa）を与え、最後に曲げモーメント（2.5, 5.0 kN-m）を与える。

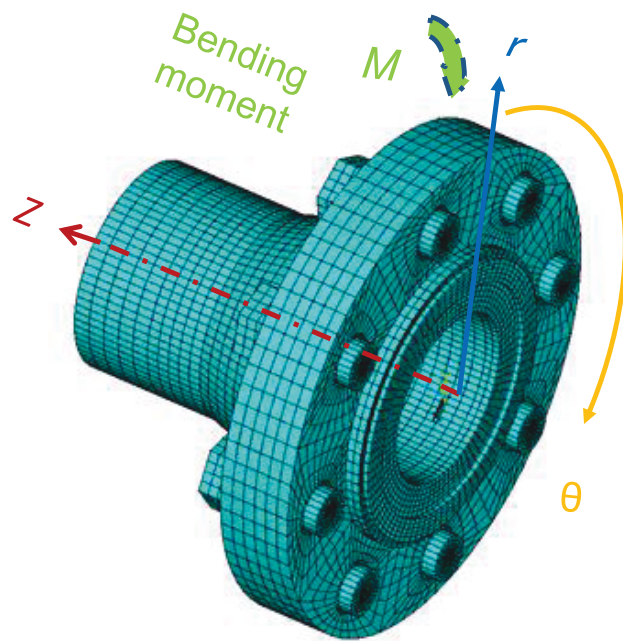


Fig. 3-8 曲げモーメント作用の場合の管フランジ締結体の FEM 解析モデル

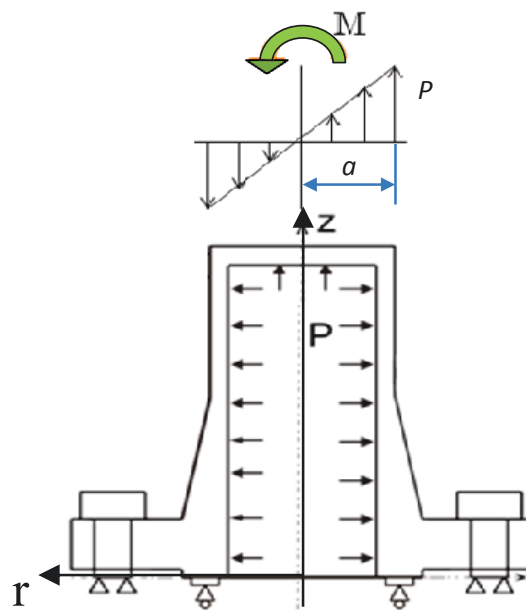
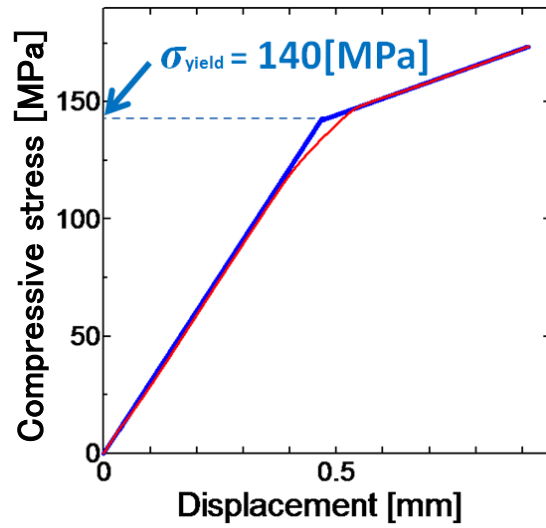
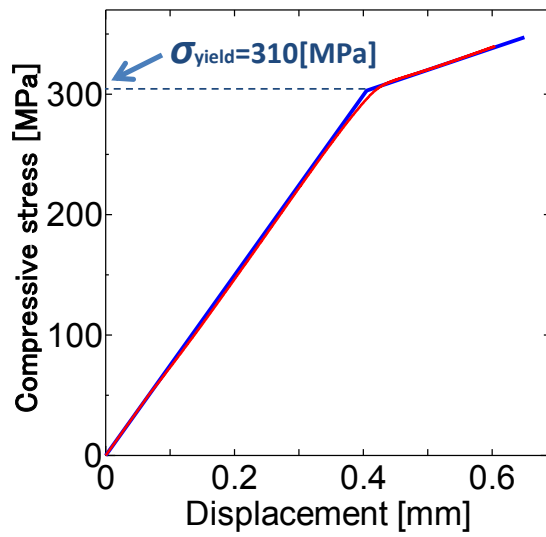


Fig. 3-9 曲げモーメントを受ける管フランジ締結体に対する FEM 解析の境界条件



(a) Alminum A1050



(b) Cupper C1020

Fig. 3- 10 金属平型ガスケットの測定された応力-ひずみ線図

3.3.2. 解析結果

図 3-11 は、アルミニウム製金属平型ガスケット付き管フランジ締結体において、ボルト初期締付け力 F_f を 30kN、内圧 P を 7MPa、曲げモーメント M を 2.5 および 5kN-m 負荷した場合の円周方向のガスケット接触応力分布の解析結果を示す。4 色のラインはそれぞれ水色線がボルト初期締付け時 ($F_f=30\text{kN}$)、赤線が内圧負荷 ($P=7\text{MPa}$) 時、緑線および紫色線は曲げモーメント負荷がそれぞれ ($M=2.5$ および 5kN-m) 時の金属平型ガスケット接触応力分布を示す。曲げモーメントを負荷すると円周 θ 方向にガスケット接触応力に大きな差異が発生し、それらは内圧作用時のものより大きいことがわかる。管フランジの上部 ($\theta=0^\circ$ 側) は圧縮側であるので内圧による圧縮応力の大きくなっているが、下部 ($\theta=180^\circ$ 側) は引張側であるためにガスケット接触応力がかなり小さくなっている。また、圧縮側と引張側では非対称な分布となっている。

図 3-12 は、管フランジの下部 ($\theta=180^\circ$) における半径方向のガスケット接触応力分布の解析結果を示す。横軸はガスケットの半径方向の距離 r (幅 5mm) を示し、 $r=0$ がフランジの内側、 $r=5$ 側が外側である。4 色のラインは図 3-11 と同様である。いずれのラインもフランジローテーションの影響でガスケット外周側のガスケット接触応力が高く、内側は低くなっている。曲げモーメントが作用した場合には、内側のガスケット接触応力はほとんど 0 であり、密封性能への寄与はないように思われる。一方、図 3-13 は、管フランジの上部 ($\theta=0^\circ$) における半径方向のガスケット接触応力分布の解析結果を示す。こちら側は圧縮は初期締付け時よりも高いガスケット接触応力が保持されている。しかしながら、金属平型ガスケット付き管フランジ締結体は引張側のガスケット接触応力の低下により、図 3-5 および図 3-6 に示されるようになりに多い漏えいが発生している。

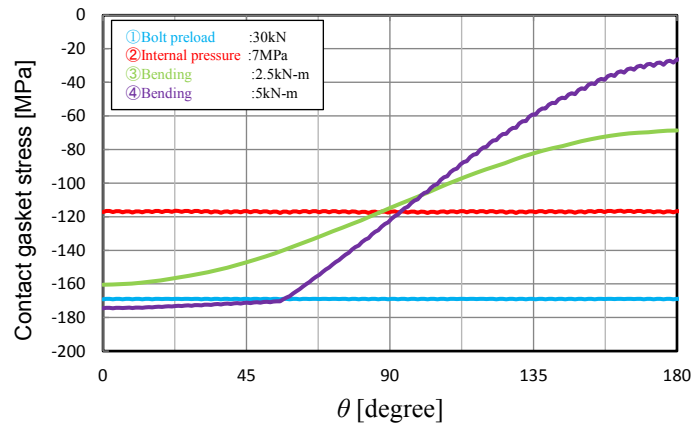


Fig. 3- 11 ガスケット接触面における円周方向の応力分布結果
 (初期締付け時→内圧負荷時→曲げモーメント負荷時:A1050)

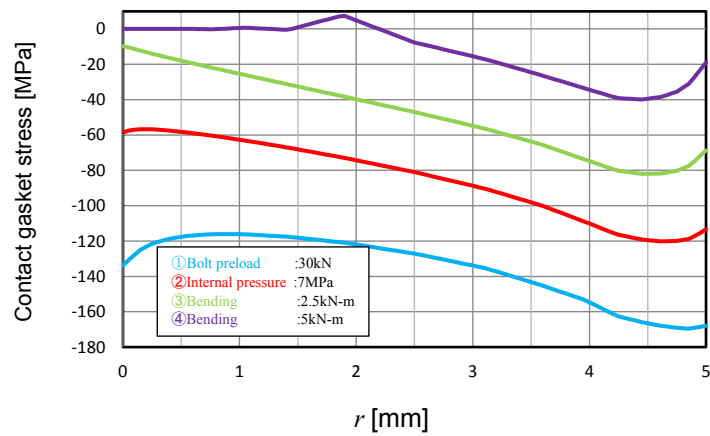


Fig. 3-12 ガスケット接触面における半径方向の応力分布結果
 (初期締付け時→内圧負荷時→曲げモーメント負荷時:A1050)

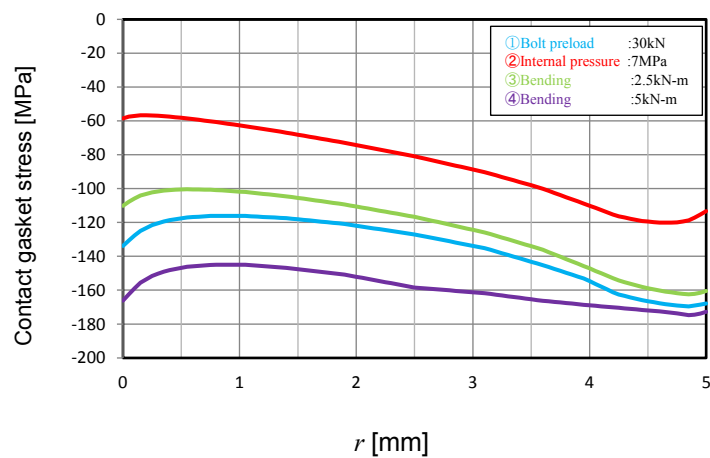


Fig. 3-13 ガスケット接触面 (0°) における半径方向の応力分布結果
 (初期締付け時→内圧負荷時→曲げモーメント負荷時:A1050)

図 3-14 は、アルミニウム製金属平型ガスケット付き管フランジ締結体において、ボルト初期締付け力 F_f を 30kN で締付けた後に、まず曲げモーメント M を 5kN-m 負荷しその後に内圧 P を 7MPa 付加した場合の円周方向のガスケット接触応力分布の解析結果を示し、図 3-11 とは内圧と曲げの負荷の順番を変えている結果である。図中のラインの色は図 3-11 と同じにしており、それぞれ水色線がボルト初期締付け時 ($F_f=30\text{kN}$)、紫色線は曲げモーメント負荷 ($M=5\text{kN-m}$) 時、赤線が内圧負荷 ($P=7\text{MPa}$) 時の金属平型ガスケット接触応力分布を示す。

図 3-15 および図 3-16 は、それぞれ管フランジの下部 ($\theta=180^\circ$) および上部 ($\theta=0^\circ$) における半径方向のガスケット接触応力分布の解析結果を示す。この解析では分割メッシュをやや大きくして解析したために、図 3-14 に示す円周方向の解析結果に波が表れているが、曲げモーメントを負荷すると円周 θ 方向にガスケット接触応力に大きな差異が発生すること、および内圧負荷により一様な接触応力の減少が認められる。また、最終的なガスケット接触応力は負荷の順番によってほとんど変わらないことがわかる。

図 3-17 および図 3-18 は、うず巻き形ガスケットで同様な解析を行った高木ら^(185,186)の結果を示す。応力の方向は、本研究と逆でプラス表示になっているが絶対値で比較する。うず巻き形ガスケットでは、内圧および曲げの負荷の順番によって密封性能が変化し、高木ら^(185,186)は先に曲げを作用させる方が密封性能の低下が大きいとしているが、最終的なガスケット応力はいずれも 80MPa 程度残っていることがわかる。一方、金属平型ガスケットにおいては、図 3-11～図 3-16 の解析結果および図 3-6 の漏えい量の比較結果で示すように、曲げモーメントが作用すると引張側のガスケット接触応力の減少により、それに伴い漏えい量が増大する。曲げモーメント 5kN-m の場合にはガスケット接触応力が -20Mpa 程度となり漏えい量は 10^0 オーダーとなる。曲げモーメントが半分の 2.5kN-m の場合においては、ガスケット応力が -60Mpa 程度となり漏えい量は 10^{-2} オーダーとなり、FEM 解析により締結体からの漏えい量が推定可能である。

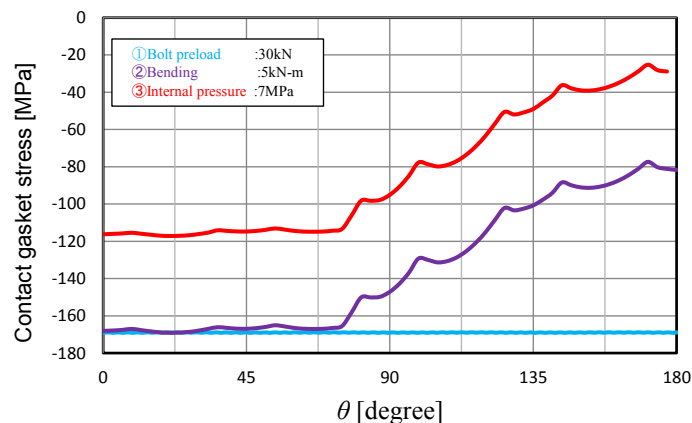


Fig. 3-14 ガスケット接触面における円周方向の応力分布結果
(初期締付け時→曲げモーメント負荷時→内圧負荷時 : A1050)

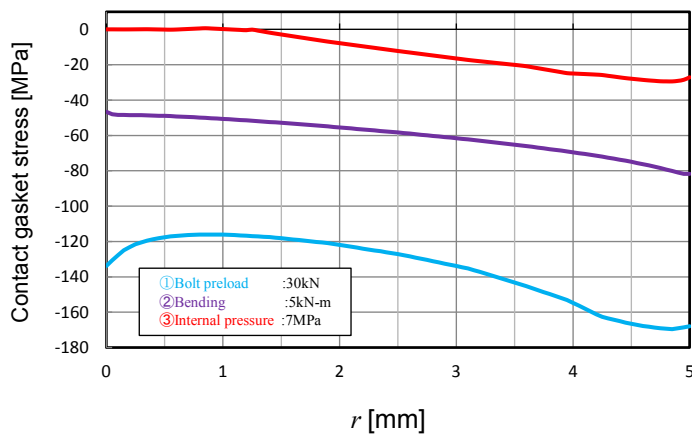


Fig. 3-15 ガスケット接触面 (180°) における半径方向の応力分布結果
(初期締付け時→曲げモーメント負荷時→内圧負荷時 : A1050)

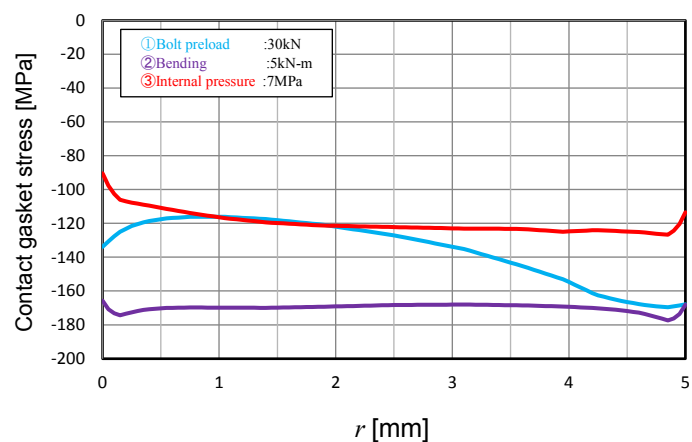


Fig. 3-16 ガスケット接触面 (0°) における半径方向の応力分布結果
(初期締付け時→曲げモーメント負荷時→内圧負荷時 : A1050)

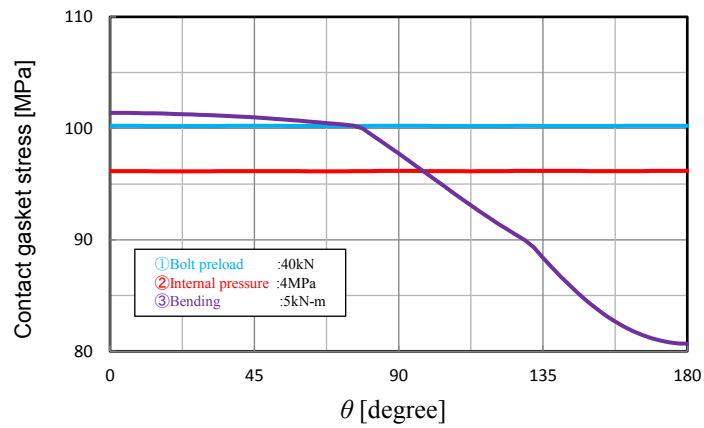


Fig. 3-17 内圧負荷後に曲げモーメント負荷を加えた場合の締結体からの漏えい量測定結果（うず巻き形ガスケット）⁽¹⁸⁵⁾

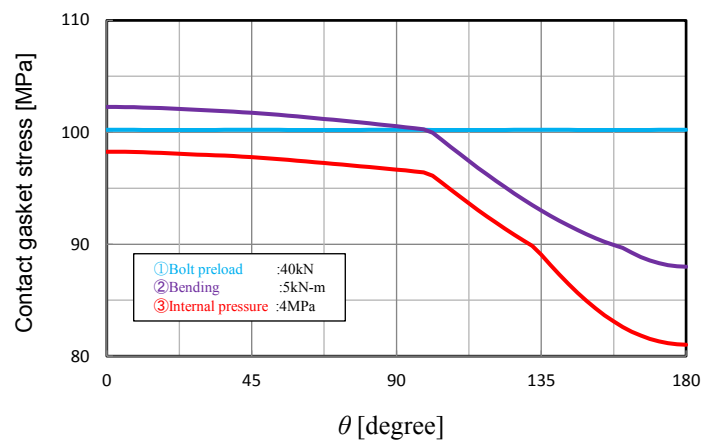


Fig. 3-18 曲げモーメント負荷後に内圧負荷を加えた場合の締結体からの漏えい量測定結果（うず巻き形ガスケット）⁽¹⁸⁵⁾

図 3-19 は、管フランジの下部 ($\theta=180^\circ$) における半径方向のガスケット圧縮塑性ひずみ分布の状況を示す。縦軸は圧縮塑性ひずみで、横軸は図 3-12 と同様でガスケット半径方向の距離で $r=5$ の側がフランジの外側である。ボルト初期締付け時、内圧負荷時、曲げモーメント負荷時のいずれの場合でも同程度の圧縮塑性ひずみが生じており、その範囲はガスケット外側からおよそ 1mm の間 ($r=4\sim 5\text{mm}$) であることがわかる。これは、図 3-12 において同じような位置でガスケット接触応力が最大 (グラフでは下に凸) になり、この部分で密封性を確保しているものと思われる。本論文 2 章の 2.4.および 2.5.で述べたように金属平型ガスケット付きフランジ締結体は、ガスケット外周部に発生する塑性ひずみにより金属間接触の凹凸の隙間が小さくなり密封性が向上することを述べたが、曲げモーメントが負荷した場合もガスケットの塑性ひずみが寄与していることが推測される。

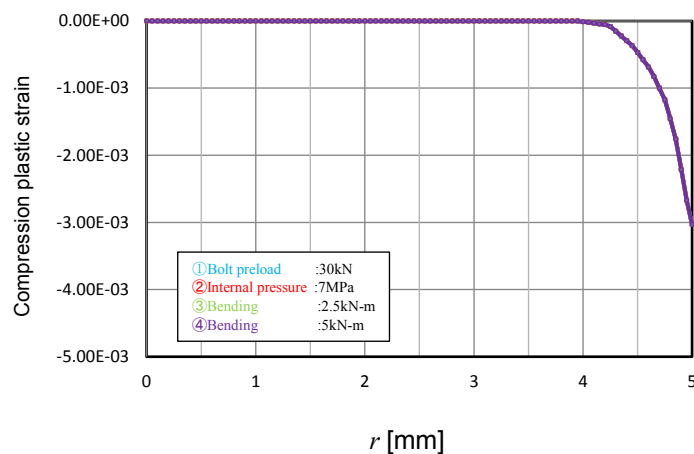


Fig. 3- 19 ガスケット接触面 (180°) におけるガスケット半径方向の圧縮塑性ひずみの分布

3.4. 管フランジ締結体における曲げモーメント作用時の考察

金属平型ガスケット付きフランジ締結体に外荷重の曲げモーメント M が作用すると、ガスケット接触面の圧縮側では接触応力が増加するが、その反対側では引張側になりガスケット接触応力が極端に小さくなる。この結果、ガスケット接触応力がより小さくなるガスケット接触面からの漏えい量が増加することとなる。ここで、本論文2章、2.2.で行った金属平型ガスケットの密封特性試験の結果をもとに、金属平型ガスケット付きフランジ締結体に曲げモーメント M が作用した場合の密封性能を考察する。

図 3.20 は、アルミニウム製金属平型ガスケット（外径 30mm, 内径 20mm）を用いて JIS B2490⁽⁵³⁾ に準拠したプラテンを利用した密封特性試験を行った結果の一例を示す。縦軸は漏えい量、横軸は金属の降伏応力 σ_{yield} で無次元化したガスケット平均応力 ($\sigma_{ave} / \sigma_{yield}$) である。JIS B2490⁽⁵³⁾ はガスケットへの荷重負荷を段階的に変化させるシーケンスを規定し、その時の漏えい量を計測することによりガスケットの密封特性を評価する試験方法である。当該規格はジョイントシートガスケット、PTFE ガスケットなどの非金属ガスケットおよびうず巻き形ガスケットが対象であり、金属平型ガスケットなどのメタルガスケットは対象外としているが、あえて金属平型ガスケットにも同様なシーケンスで漏えい量の測定を行った。

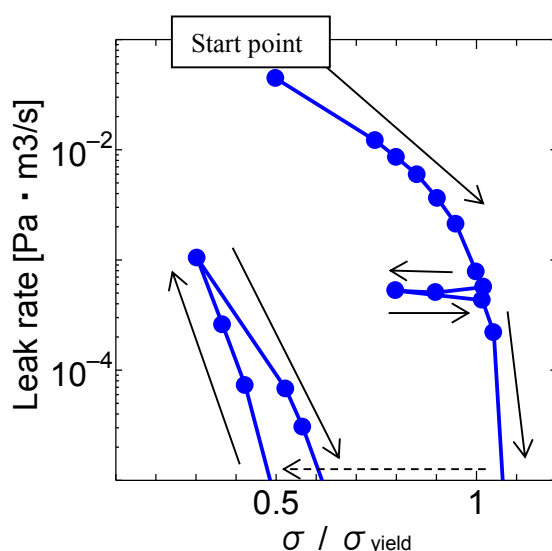


Fig. 3-20 アルミニウム製金属ガスケットに対する密封特性試験⁽⁵³⁾におけるガスケット応力と漏えい量の関係

図 3-20 に示す密封性能試験のシーケンスは JIS B2490⁽⁵³⁾ のものとは異なり、最初に降伏応力 σ_{yield} の 50% に相当する荷重を与え、段階的に 100% まで圧縮させる。その後一旦荷重を σ_{yield} の 80% まで減少させて、再び σ_{yield} の 120% まで上昇させ、その後 σ_{yield} の 30% まで除荷して再度上昇させている (50%→75%→80%→90%→95%→100%→90%→80%→100%→105%→110%→120%→50%→40%→35%→30%→50%→60%→65%)。漏えい量の計測には石けん膜流量計を用いていたが、上記シーケンスの 110%→120%→50% および →65% においては検出限界以下の漏えい量であった。荷重変化の矢印において黒矢印 (→) は負荷、赤矢印 (→) は除荷を表している。なお、金属平型ガスケットの寸法は、荷重負荷装置 (島津製作所製、オートグラフ AG-I (250kN)) の性能に合わせて内径 20mm としている。

図 3-21 は、アルミニウム製金属平型ガスケットの内圧 7MPa が作用するときの密封性能試験⁽⁵³⁾ でガスケット幅を変えた場合の結果を示す。ガスケット幅は 2.5, 5.0 および 10mm であり、それぞれ黒色、赤色および青色のラインで示している。なお、ガスケットの寸法は内径が 20mm で、外径がそれぞれ 25mm, 30mm および 40mm である。右側のラインが圧縮過程で、左側が除荷過程の結果である。圧縮過程で漏えい量は本論文第 2 章の 2.2 で示したように、検出限界に達するガスケット応力 (σ/σ_{yield}) は 1.0 付近に漸近する形でガスケット幅に影響され

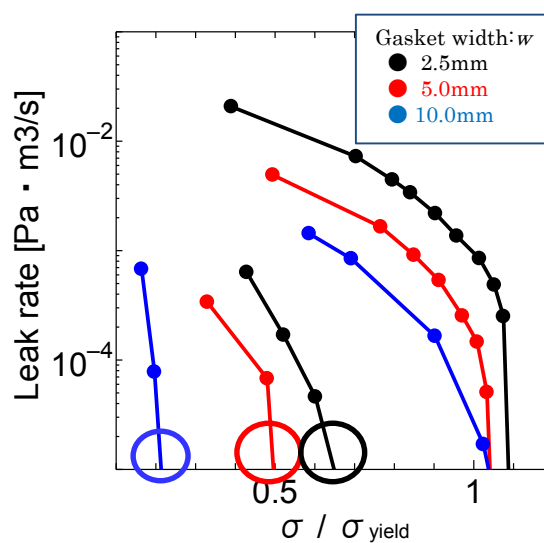


Fig. 3-21 アルミニウム製金属ガスケットに対する密封特性試験における漏えい量の測定結果 (ガスケット幅の影響)

ないと云える。しかしながら、除荷過程では図 3-21 の丸印 (○○) で示すように、ガスケット幅 w が大きい程、漏えいが顕在してくる時のガスケット応力 (σ/σ_{yield}) は小さいことがわかる。これは、密封性能試験の負荷過程で漏えいが確認されない程大きな荷重が与えられるとガスケット表面が“なじむ”状態となり、その状況で除荷されるとガスケット幅が大きい程漏えいに至るパスが長くなるため、密封性能の低下しにくくなり結果的に漏えいが確認できるガスケット平均接触応力はより小さくなると考えられる。しかし、フランジ締結体においてはボルト初期締付け時および内圧作用時にはフランジローテーションが発生し、ガスケットの接触表面に塑性変形が発生する箇所は図 3-11 に示すように外周から 1mm 程度の範囲である。

図 3-22 は、図 3-21 の丸印 (○○) で示す顕在する漏えい量 (1×10^{-5}) のガスケット応力 σ/σ_{yield} とガスケット幅 w の関係を示す。図 3-20 から密封性能に寄与しているガスケットの塑性ひずみの幅は外周から 1mm 程度であるから、図 3-22 のラインを外挿して求められるガスケット幅 1mm のガスケット応力 σ/σ_{yield} は 0.73 である。図 3-10 に示すアルミニウム製ガスケットの降伏応力 σ_{yield} の 140MPa を乗ずると、漏えいが顕在化する時のガスケット応力 σ は 102MPa と算出される。一方、FEM 解析から求めた内圧 (7MPa) 作用時のガスケット接触応力は、図 3-11 および図 3-12 に示すように 117MPa 程度であり、この時点では漏えいは顕在化していない。しかし、内圧が作用するときさらに曲げモーメントが作用

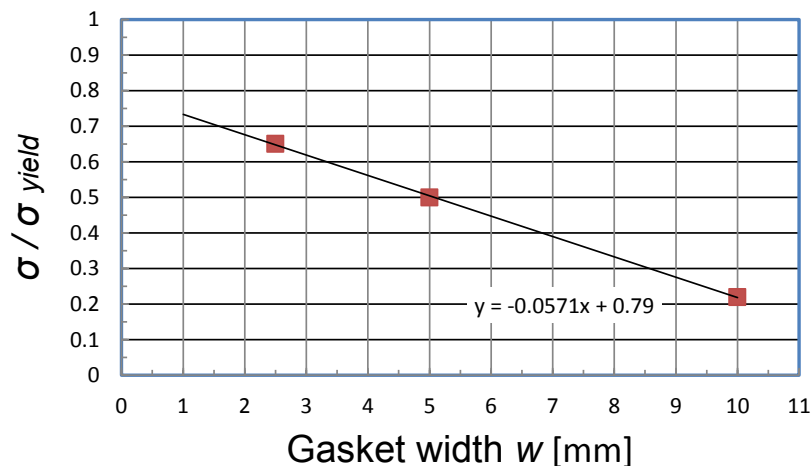


Fig. 3-22 金属平型ガスケットの幅が密封性能試験における除荷時の漏えい量に及ぼす影響

すると、引張側のガスケット接触応力は極端に減少（図 3-12 では 40MPa）し、このガスケット接触面よりより大きな漏えいが発生する。図 3-11 を例にとると、ガスケット応力 σ が 102MPa を下回る $\theta=110\sim 250$ の範囲で漏えいが発生しているものと考えられ、図 3-5 の漏えい量測定結果の曲げモーメント M が $M=5\text{kN}\cdot\text{m}$ の漏えい量結果と同様な傾向を示す。

3.5. 第 3 章の結言

本章では、アルミニウム製および純銅製金属平型ガスケット付き管フランジ締結体に、内圧および曲げモーメントが負荷した場合の漏えい試験および 3 次元有限要素法（FEM）応力解析により密封特性の評価を行い、以下の結論が得られた。

- (1) 金属平型ガスケット付き管フランジ締結体に曲げモーメントが作用した場合には、引張側のガスケット接触応力が激減し、密封性能に及ぼす影響は大きく、密封性能低下が顕著であることがわかった。また、同一の曲げモーメントが作用した場合でも、金属ガスケットの漏えい量の減少はうず巻き形ガスケットのそれより大きいことがわかった。
- (2) 曲げモーメントは、円周方向に非対称なガスケット応力分布を示すとともにその大きさは曲げモーメントの大きさに比例する。半径方向には初期締め付け時や内圧作用時と同様なフランジローテーションの影響を受けることがわかった。
- (3) 曲げモーメント負荷および内圧負荷の順番（内圧+曲げモーメント、および曲げモーメント+内圧）による影響は、ガスケットの圧縮側に発生するが、漏えいの観点からは引張側の影響が大きいために荷重作用の順番が漏えい量に与える影響は少ないことがわかった。これは、うず巻き形ガスケットが圧縮側の接触応力の変化に変位量を変えて対応できる点と異なることが分かった。
- (4) ガスケット外周近傍に発生する塑性変形領域が金属平型ガスケット付き管フランジ締結体の密封特性に及ぼす影響が大きいことが示された。

第4章

内圧を受ける

金属製リングジョイントガスケット付き 管フランジ締結体の応力解析と密封性能

4.1. 緒言

最近の石油精製プラントや化学プラントでは、ソフトガスケットやセミメタルガスケットのような軟質ガスケットが使用できないような高温高圧力下での過酷な条件下での使用が多くなり、管フランジ締結体に金属製リングジョイントガスケット^(5,60)（以下、RTJ ガスケットとする）を管フランジ接触面の溝に挿入する管フランジ締結体を用いられている。近年上述した各種プラント内の機械構造物の高出力化および高性能化に伴い、管フランジ締結体の使用条件の過酷化が進み、しばしば管フランジとガスケットの接触面から漏えい事故が発生している⁽⁷²⁾。従来、軟質ガスケットを有する管フランジ締結体の密封性能、フランジ強度、ボルト軸力変動およびガスケット接触応力分布に関する研究^(17,154,158,166,167,172)がいくつかなされており、ガスケット単体での密封性能試験法およびボルト初期締付け方法などが提案され JIS^(52,53)および ASME⁽⁹⁾などに規格化されている。しかし、従来の研究ではジョイントシートおよびうず巻形ガスケットを用いた平面座型管フランジ締結体に関する研究が多くなされ^(138,182-184)、オクタゴナル形やオーバル形の RTJ ガスケット付き管フランジ締結体に関する研究は少ない。森下^(112,113)は、RTJ-WN (Weld-Neck) フランジ継手の各部の温度履歴とボルト軸力を実験で計測し、解析結果と比較するとともに初期ボルト軸力管理の重要性を指摘しているが、漏えいに関しては検討されていない。また、佐藤ら⁽¹⁵¹⁾は、プラントの運転履歴を想定した弾塑性有限要素解析を行い、ガスケット面圧に及ぼす非均一温度分布や異材フランジの熱膨張率の差異が締結体特性に及ぼす影響について検討し、フランジ締結体からのリークに関して温度と圧力の上昇および下降の荷重パスが重要であると述べているが、計算のみで実験との対応がなされていない。従来の研究では RTJ ガスケット付き管フランジ締結体のボルト締結方法および漏えい特性は未だ十分解明されているとはいえない。実際に多用されているジョイントシートおよびうず巻形ガスケットを用いた管フランジ締結体よりも RTJ ガスケット付き管フランジ締結体はより高圧作用下で適切にボルト締結されていれば、密封性能が格段に良好とされている。しかしその密封メカニズムは未だ解明されていない。さらにオクタゴナル形とオーバル形 RTJ ガスケットを用いた締結体の密封性能の差異およびオクタ

ゴナルの傾斜角度が 23 度である根拠など経験によるところが多く、多くの疑問が残されている。従って、実際には未だに RTJ ガスケット付き管フランジ締結体は経験的に設計され使用されている。高温高圧力下において使用される RTJ ガスケット付き管フランジ締結体のガスケット接触部からの漏えい事故を防ぐためには、RTJ ガスケット付き管フランジ締結体の適切な設計方法や適切なボルト初期締付け力の決定方法の指針の確立が急務であり、そのためには RTJ 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を明らかにすることが重要であると考えられる。

本研究では、管フランジ呼び径が 3B (3 インチ) の RTJ ガスケット付き管フランジ締結体について、1) RTJ ガスケットと管フランジ溝との接触面での接触応力と変形状態を、有限要素法 (FEM) 応力解析を行うことにより明らかにし、締結体の密封機構などの基本特性を調べること、2) ボルト締付け実験、密封性能測定実験を行うことにより、RTJ ガスケット付き管フランジ締結体に適したボルト締付け手順およびボルト初期締付け力を検討すること、を目的としている。使用するガスケットはオクタゴナル形で、材質は純アルミニウムおよびクロムモリブデン鋼である。次に、クロムモリブデン鋼のオクタゴナル形とオーバル形の RTJ ガスケットを用いてガスケットの形状が、密封性能に及ぼす影響を検討する。また、RTJ ガスケットは価格を考慮して再利用されることがある。そのため、同一の RTJ ガスケットを用いて密封性能測定実験を繰返し行うことにより RTJ ガスケットの再利用が締結体の密封性能に及ぼす影響を明らかにする。さらに、管フランジ締結体はトルクレンチを使用して締付けられることが多く、その場合締結体のボルト初期締付け力がばらつくことが知られている。そこで、ボルト初期締付け力が一様の場合とばらついた場合についてそれぞれ FEM 応力解析および密封性能測定実験を行うことにより、ボルト初期締付け力のばらつきが RTJ 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を検討する。また、より大口径の 20B (20 インチ) RTJ フランジ締結体を用いてボルト初期締付けのばらつきと密封性能測定実験および FEM 応力解析を行い、平面座形ソフトガスケットを用いた締結体で発生しているフランジローテーションがなどについても発生するかなどについても検討する。最後に、得られた結果を用い

て、RTJ ガasket付き管フランジ締結体に適したボルト初期締付け力およびボルト締付け手順を検討する。

4.2. RTJ フランジ締結体に関する実験方法

図 4-1 は、本実験に使用した RTJ ガasket付き管フランジ締結体および測定機器の概略図を示す。RTJ フランジ (WN-RJ) にはキャップまたはプレートを溶接し、内部に内圧を作用させられるようにヘリウムボンベからチュービングされている。圧力は圧力変換器によりモニターできるが、締結部からの漏れによる圧力降下を検出しやすいように内部容積を極力小さくするために、内部にさや管を挿入している。なお、将来熱の影響を検討するために、この部分にはヒーターが設置されている。

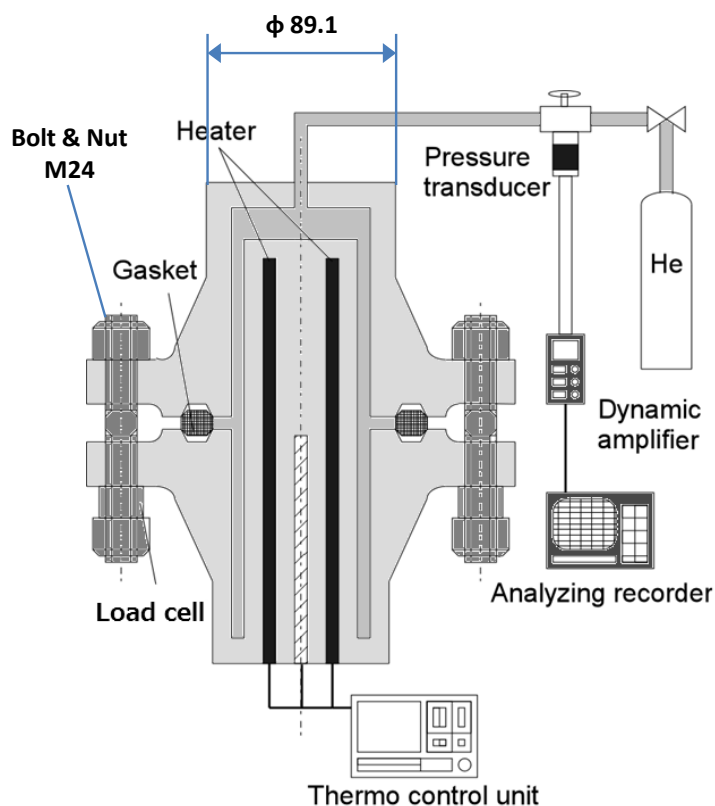


Fig. 4-1 RTJ ガasket付き管フランジ締結体の実験装置の概略図

図 4-2 は、実験に使用した RTJ ガasket 付き管フランジ締結体の配置の状況を示す。図 4-2 の写真中央の 3B（呼び径 3 インチ）フランジ締結体は、RTJ ガasket の材質、形状およびボルト締付けのばらつきと密封性能の実験に使用している。右の 3B（3 インチ）管フランジ締結体は、主に RTJ ガasket の形状および再利用の影響の実験に使用しており、同様なフランジ締結体を 3 セット用意している。左奥の 20B（呼び径 20 インチ）管フランジ締結体は、ボルト締付けのばらつきと密封性の実験に使用している。

図 4-3 (a) は、実験に使用した 3B-RTJ ガasket 付き管フランジ（JPI Class900_3inch, SFVA F5A ; クロムモリブデン鋼）の寸法を示す。図 4-3 (b) は、使用した管フランジ締結体の写真を示す。図 4-3 (c) は、ボルト締付けに使用したトルク倍力装置を示す。

図 4-4 (a) は、実験に使用した 20B-RTJ ガasket 付き管フランジ（JPI Class600_20inch, SFVA F5A ; クロムモリブデン鋼）の寸法を示す。図 4-4 (b) は、使用した管フランジ締結体およびボルト締付けに使用した油圧トルクレンチの写真を示す。

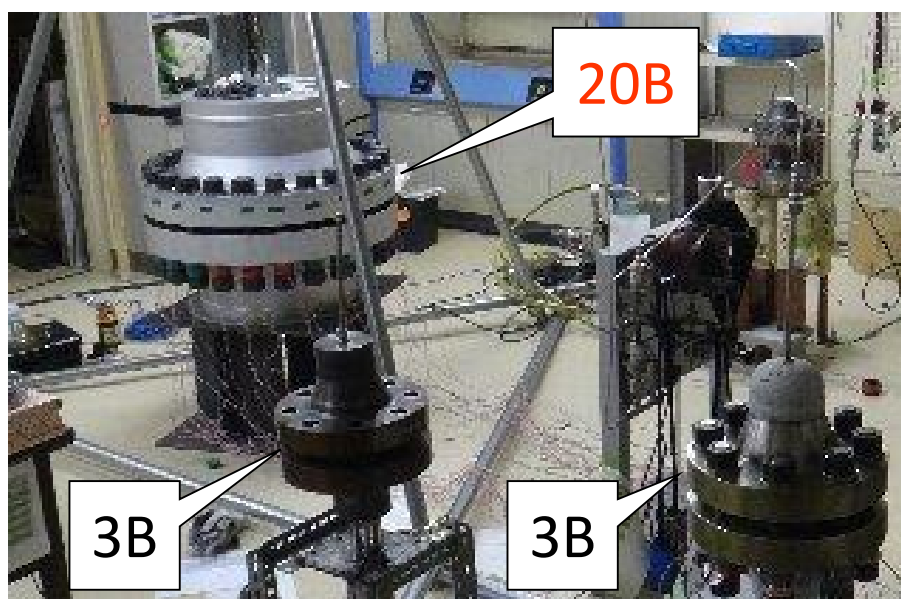
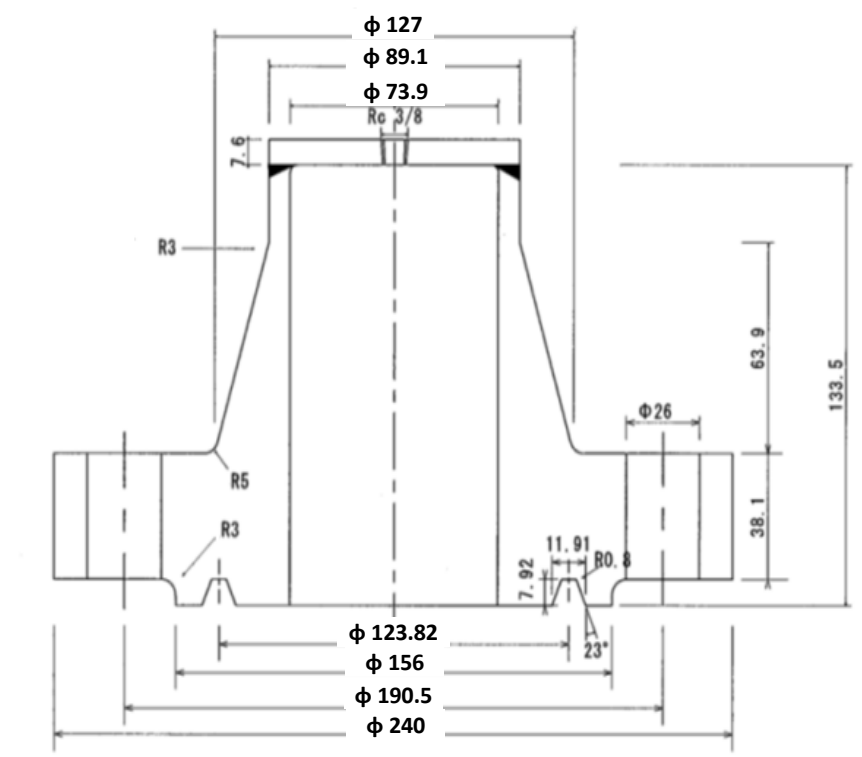
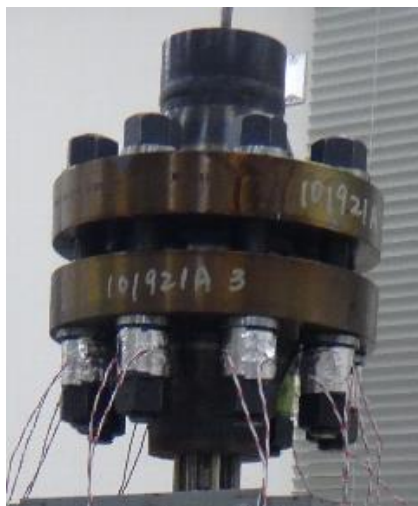


Fig. 4-2 RTJ フランジ締結体の実験装置の配置



(a) Dimensions of pipe flange (3B)

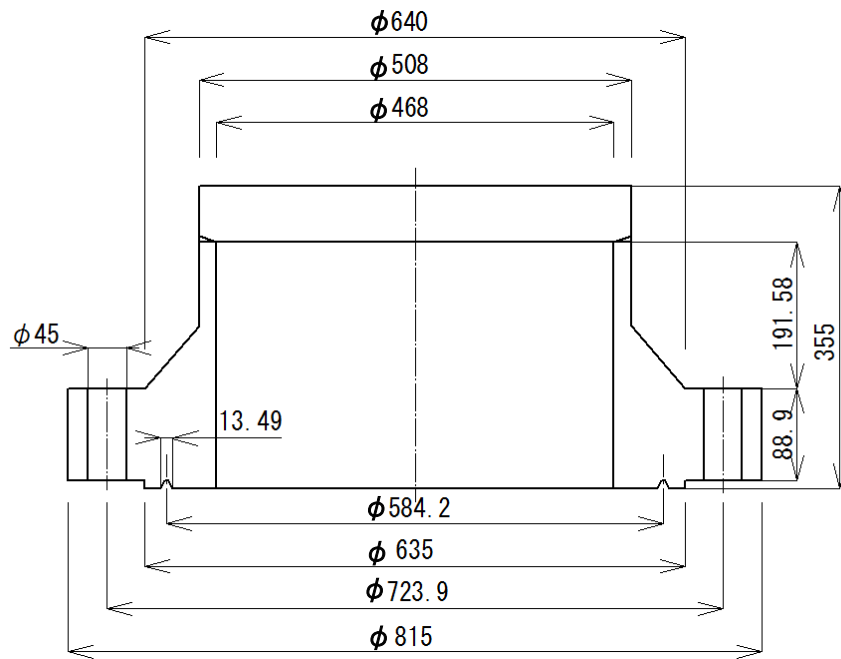


(b) Photo of the bolted pipe flange connection

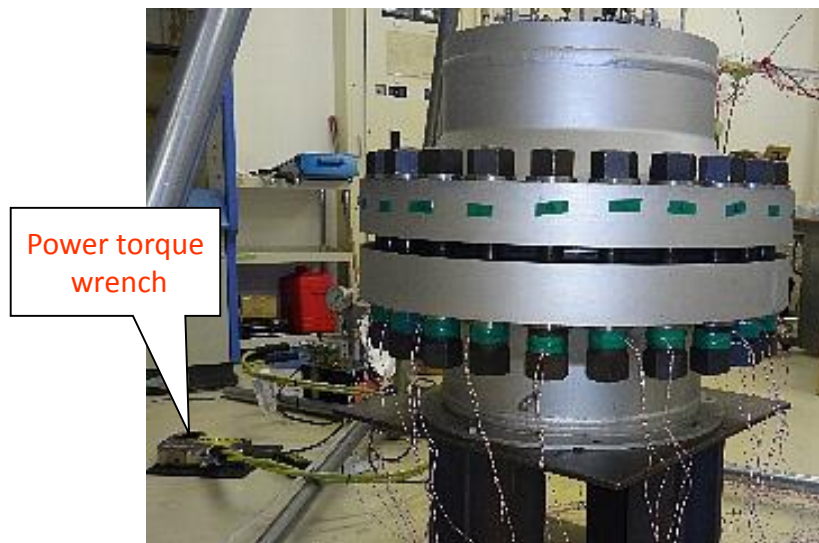


(c) Photo of the power torque wrench employed

Fig. 4-3 3B-RTJ ガスケット付きフランジ締結体の実験装置



(a) Dimensions of pipe flange (20B)



(b) Photo of the bolted pipe flange connection and power torque wrench employed

Fig. 4-4 20B-RTJ ガスケット付きフランジ締結体の実験装置

漏えい量の測定は、式 (4-1) に示す圧力降下法^(55,57,172)を用いる。作動流体はヘリウムガスを用い、負荷する内圧は 4, 7 および 10MPa とする。

$$L = \frac{0.567MV(P_1 - P_2)}{RT_1 t} \dots\dots\dots (4-1)$$

ボルトの材質は SNB7, ボルト呼び径は 3B フランジでは M24, 20B フランジでは 1-5/8UN である。ボルト初期締付け力を測定するために、ボルトーナット間に図 4-1 中に示すひずみゲージが装着されているロードセルを挿入する。実験は常温にて、ASME PCC-1⁽⁹⁾または JIS B2251⁽⁵²⁾ に基づいて、軸力管理法ではボルト軸力をチェックしながら指定ボルト軸力になるように均一に締付け、トルク管理法では指定したトルクによりボルト締付けを行った後にボルト軸力を計測する。

(1) 密封性能測定実験 (アルミニウム製 RTJ ガasket の場合)

石油精製や石油化学プラント等の RTJ 付き管フランジ締結体では、RTJ ガasket にはクロムモリブデン鋼 (SFVA F5A, JIS) が使用され、さらに形状としてオクタゴナル形とオーバル形の 2 種類が用いられている。図 4-5 (a) は、石油学会規格 JPI-7S-23-1998 (石油工業用リングジョイントガasket 及び溝)⁽⁶⁰⁾ に規定されているこれらの 2 種類の RTJ ガasket および平底 V 形溝の模式図

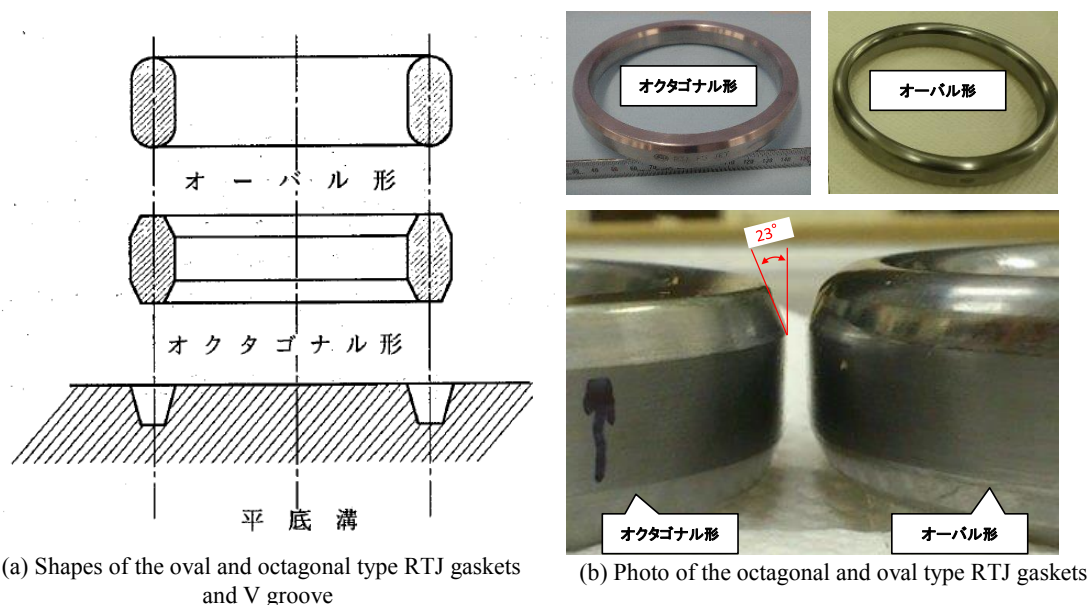


Fig. 4-5 RTJ ガasket の形状⁽⁶⁰⁾ (オーバル形とオクタゴナル形)

を示す。ガスケットの断面形状はオーバル形では楕円形、オクタゴナル形では八角形であり、リング番号 (R11~R105) によりガスケットと溝の寸法が規定されている。なお、オクタゴナル形および溝におけるシール部の角度は 23 度に規定されている。図 4-5 (b) は、3B (3 インチ) フランジに使用するリング番号 R31 のオクタゴナル形およびオーバル形リングジョイントガスケットの写真を示す。

ここでは基礎的な RTJ の密封特性を確認するために、3B-RTJ フランジ (SFVA F5A, JIS) を使用し、ガスケットは管フランジより十分に降伏応力が小さい純アルミニウム (A1050, JIS) のオクタゴナル形を用いた漏えい量測定実験を行う。実験に使用したボルト材質は SNB7 であり、ボルト軸力をボルト軸力管理法にて 3, 6, 9, 10, 11, 12, 14, 16kN に増加させ、内圧は 4 および 7MPa を負荷し漏えい量を測定する。また、トルク管理法にて軸力目標を 10, 11, 12, 14 および 16kN として、内圧 7MPa を負荷し漏えい量を測定し、軸力一定の締付けの場合のそれと比較する。

(2) 密封性能測定実験 (ガスケット形状の影響)

3B-RTJ フランジを使用して、ガスケット材質をクロムモリブデン鋼 (SFVA F5A, JIS) とし、オクタゴナル形とオーバル形の 2 種類を用いて漏えい量測定実験を行い、オクタゴナル形とオーバル形の RTJ ガスケットの密封性能特性を明らかにする。実験に使用したボルトは材質が SNB7 であり、ボルト軸力を 10 ~90kN の範囲 (ボルト降伏応力 $\sigma_y = 765\text{N/mm}^2$ の 3~30%) で 10kN 毎に増加させる。内圧は 4, 7 および 10MPa を負荷し、漏えい量を測定後、脱圧してボルト初期締付け力を増加させ漏えい測定作業を行う。ボルト締付けには通常のレンチの他、前田金属工業 (現 TONE) 製倍力装置 (8-150P) を併用する。なお、オクタゴナルおよびオーバル形 RTJ ガスケットに対してそれぞれ別々の RTJ 管フランジを準備する。

(3) 密封性能測定実験 (フランジサイズと締付け手順の影響)

フランジサイズが大口径になるとフランジローテーションと弾性相互作用の影響でボルト軸力のばらつきが大きくなるために、ASME PCC-1⁽⁹⁾ (星形対向締

付け) や JIS B2251⁽⁵²⁾ (一方向締付け) ではジョイントシートガスケットや渦巻きガスケットのようなソフトガスケットについて締付け手順が提唱されている。ASME PCC-1⁽⁹⁾ と JIS B2251⁽⁵²⁾の締付け法の詳しい差異については後述するが、いずれの締付け手順においても星形対向締付け後に一方向締付けを行うが大きな違いは星形対向締付けを行うボルト本数である。PCC-1 では 24 本全数を行うのに対し、JIS では対角の 4 本のみである。ここでは 20B-RTJ フランジ締結体を用い、金属製の RTJ ガスケットにおいて同様な締付け手順でボルト軸力管理法を行った場合に締結体の密封性能に及ぼす影響を調べる。

(4) RTJ ガスケットの再利用における密封性能測定実験

(2) の実験に引き続き、すべてのボルトを緩めて取り外し、RTJ ガスケットを締結体から取り外す。その後、RTJ ガスケットを再び締結体に挿入し (2) と同様に密封性能測定実験を行う。このとき、RTJ ガスケットおよび管フランジに相マークを付けることにより、RTJ ガスケットと管フランジの接触面が前回と同位置になるように調整する。

(5) トルク管理法によるボルト締付け実験 (締付け手順の影響)

表 4-1 および表 4-2 は、それぞれ ASME PCC-1⁽⁹⁾および JIS B2251⁽⁵²⁾によるボルト締付け方法を示す。ここで、ASME PCC-1⁽⁹⁾ と JIS B2251⁽⁵²⁾の締付け手順の違いについて述べる。なお、ASME PCC-1⁽⁹⁾ の最新版 (2010 年度版) では JIS B2251⁽⁵²⁾と同様の方法も含まれる 6 種類の締付け手順が紹介されているが、ここでは Legacy Cross Pattern と呼ばれている 2000 年度版に規定された締付け手順を対象としている。表 4-1 および表 4-2 は、それぞれ ASME PCC-1⁽⁹⁾ の Legacy Cross Pattern および JIS B2251⁽⁵²⁾の締付け手順を示す。なお、表中の図は、ボルト本数を 24 本とした場合の例を図示したものである。インストールと呼ばれる仮締付けにおいては双方ともに星形対向締付けを行うが、PCC-1 がボルト全数を行うのに対し、JIS では管フランジ締結体のボルト本数によって区別している。JIS B2251⁽⁵²⁾では締結体のボルト本数が 4 本または 8 本の場合は全数、12 本以上 24 本までは 4 本、24 本を超える場合は 8 本としている。対象ボルトを 3 段階程度 (例えば 30%, 60%, 100%) で順次規定のトルク値まで締付けた後は、ボルト

全数を一方向締付けにより数周回り締付けを完了させる。また、必要であれば4時間後に一方向締付けによる増し締めを行う。したがって、本研究で対象としている3B管フランジではボルト本数が8本であるのでPCC-1とJISでは同じ締付け手順であるが、20B管フランジのボルト本数は24本であるので締付け手順が異なる。

そこで、20B-RTJフランジを使用して、トルクレンチを使用したトルク管理法によって締結体のボルト締付けを行い、ボルト初期締付け力のばらつきの程度を明らかにする。締付けの手順は、表4-1および表4-2に示すASME PCC-1⁽⁹⁾およびJIS B2251⁽⁵²⁾の方法で行い比較する。ボルト締付けには、油圧トルクレンチ（HYTORC 製（STEALTH 8））を用いる。なお、インストールは目標トルクの30、60 および 100%を対角法（星形対向締付け）で、本締付けは目標トルクの100%を回転法（一方向締付け）で、JIS法では6周回およびASME法では4周回まで計測する。

Table 4-1 ASME PCC-1 の締付け手順⁽⁹⁾

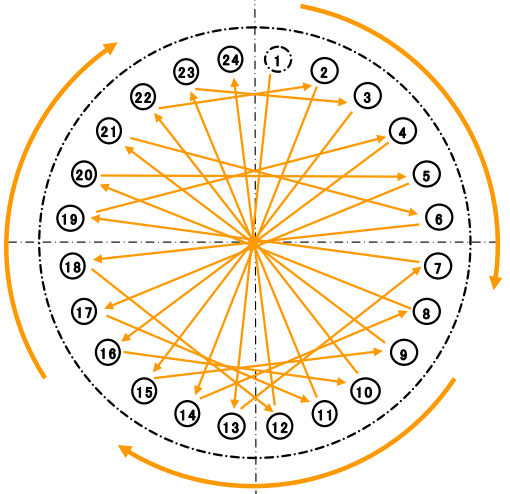
締付け手順	締付け方法
仮締め	手で軽く(15-30 N-m)で締付け(目標値の20%を超えてはならない)。
ラウンド1	目標トルクの20~30%まで, 対角で締付け。フランジ隙間点検。
ラウンド2	目標トルクの50~70%まで, 対角で締付け。フランジ隙間点検。
ラウンド3	目標トルクの100%まで, 対角で締付け。フランジ隙間点検。
ラウンド4	ラウンド3のトルク値で, ナットが回転しなくなるまで, 時計回り方向に締付けを継続する。
ラウンド5	時間があれば, 4時間待ってラウンド4を繰り返す。 <短期クリープ緩和やへたりロス防止となる> <フランジレーティングより高いテスト内圧を受ける場合は, テスト後再度ラウンド5の実施が望ましい>
締付け手順の 図示 (ボルト本数 24本の例)	<p><仮締め, ラウンド1~3> 1-13-7-19 4-16-10-22 2-14-8-20 5-17-11-23 3-15-9-21 6-18-12-24</p> <p><ラウンド4> 1-2-3-4-5-6-7-8-9-10- 11-12-13-14-15-16-17- 18-19-20-21-22-23-24</p> 

Table 4-2 JIS B2251⁽⁵²⁾の締付け手順

締付け手順	締付け方法
締付け準備	手で締付けフランジに密着させる。フランジ面間の平行度が得られない場合はガスケット全周が密着するまで、スパナなどの工具により締付ける。
仮締め (インストール)	締付けトルクを段階的(例えば10%→20%→60%→100%)に増加させ、対角で締付け。 段階ごとに、フランジ隙間点検(4箇所)。
<うず巻ガスケットのみ>	うず巻形ガスケットの場合のみ、 目標トルクの50%で時計回り(または反時計回り)で1周締付け。
本締付け	目標トルクの100%で、時計回り(または反時計回り)で一方向で締付け。 ただし、フランジボルトが4本の場合は対角で締付け。 フランジサイズ250A以上は6周回、250A未満は4周回。 締結後、フランジ隙間点検(4箇所)。
増締め <応力緩和>	<ガスケットの応力緩和による軸力低下を補償する必要がある場合> 本締付け終了後から4時間以上経過後、 本締付けと同様な方法で1周又は2周締付ける。
締付け手順の 図示 (ボルト本数 24本の例)	<p data-bbox="475 1025 619 1093"><仮締め> 1-13-7-19</p> <p data-bbox="475 1128 746 1263"><本締め> 1-2-3-4-5-6-7-8-9-10- 11-12-13-14-15-16-17- 18-19-20-21-22-23-24</p> 

4.3. 有限要素法 (FEM) 応力解析方法

図 4-6 は 3B-RTJ ガasket付き管フランジ締結体に対する有限要素法 (FEM) 応力解析に用いた解析モデルを示す。図 4-6 (a) はボルト初期締付け力が均一の場合をモデル化し、フランジ締結体の軸方向の対称性および円周方向の対称性を考慮して全体の 1/16 を解析対象とする。また、図 4-6 (b) はボルト初期締付け力がばらついた場合の締結体をモデル化し、軸方向の対称性を考慮して全体の 1/2 を解析対象とする。ボルト初期締付け力は、ボルト軸端部に強制変位を与え引張荷重を負荷する。ボルト初期締付け力のばらつきは、実験より得られたボルト初期締付け力の各締付け過程でのばらつきを逐一入力し、最終的にボルト初期締付け力のばらつきを解析モデルに入力する。図 4-6 (c) はガasketのメッシュ分割の一例を示す。

同様に、図 4-7 は 20B-RTJ ガasket付き管フランジ締結体の解析モデルを示し、図 4-7 (a) はフランジ締結体の 1/48 モデル、図 4-7 (b) はオクタゴナル形ガasketのメッシュ分割の一例を示す。

解析コードは ANSYS、メッシュ分割には 8 節点六面体要素 (SOLID185) を用いる。材料モデルには、ボルトは等方弾性体、管フランジおよびガasketは事前に測定した同一材料製の円柱試験片の応力ひずみ曲線を二直線近似し、弾塑性 FEM 計算に使用する。なおアルミニウムの降伏点応力は 142MPa、ひずみ硬化係数は 0.016GPa、クロムモリブデン鋼のそれらはそれぞれ 275MPa、および 10.0GPa とする。接触面の摩擦係数は 0.2 と仮定した。要素数および節点数は、3B の場合、それぞれ 1/16 管フランジ ; 49143/43264, 1/16 リング ; (オクタゴナル形) 9963/8640, (オーバル形) 19120/21033, 1/2 管フランジ ; 79288/67840, 1/2 リング ; 31104/27648, ボルト 1 本 ; 2075/1664 であり、20B の場合、それぞれ 1/48 管フランジ ; 25928/30051, 1/48 オクタゴナル形リング ; 4320/5103 である。なお、ガasket接触応力分布の解析に用いたメッシュは 0.6mm であり、0.3mm とした場合との検討を行った。図 4-6 (a) 中に解析モデルに与えた境界条件の一例を示す。

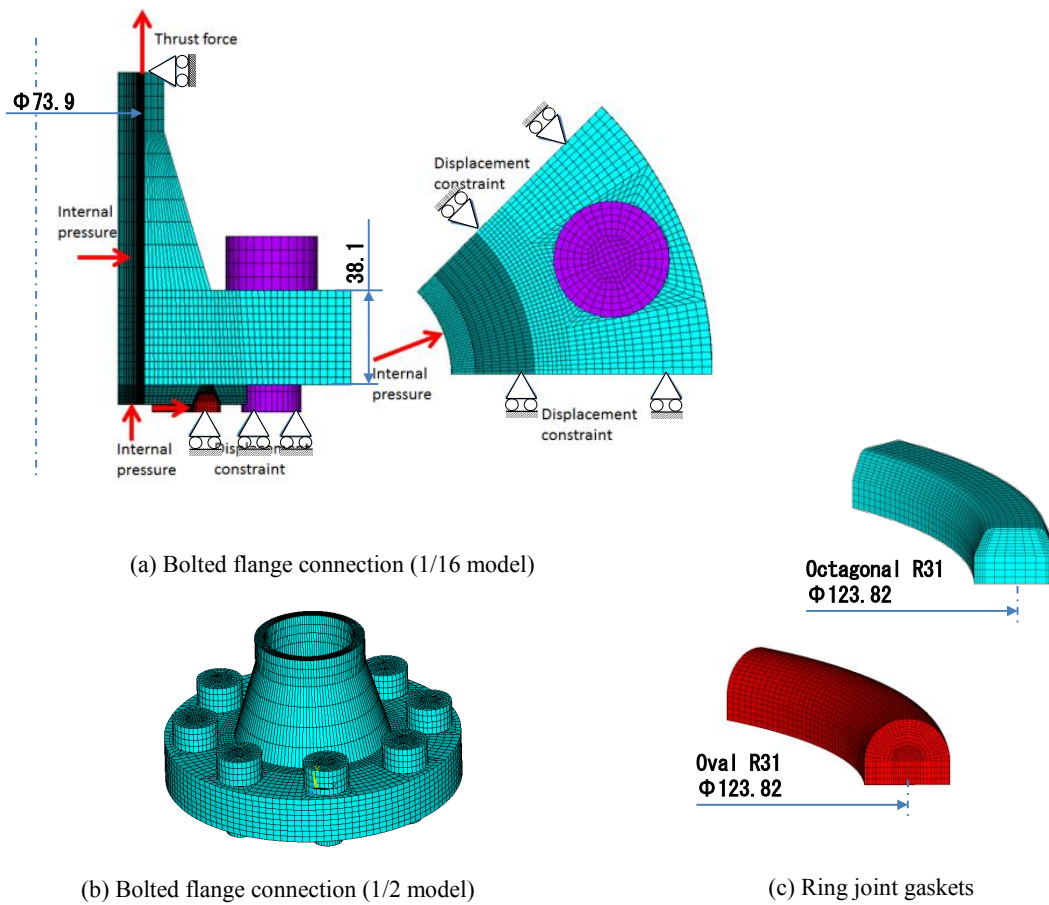


Fig. 4-6 FEM 解析モデル (3B-RTJ)

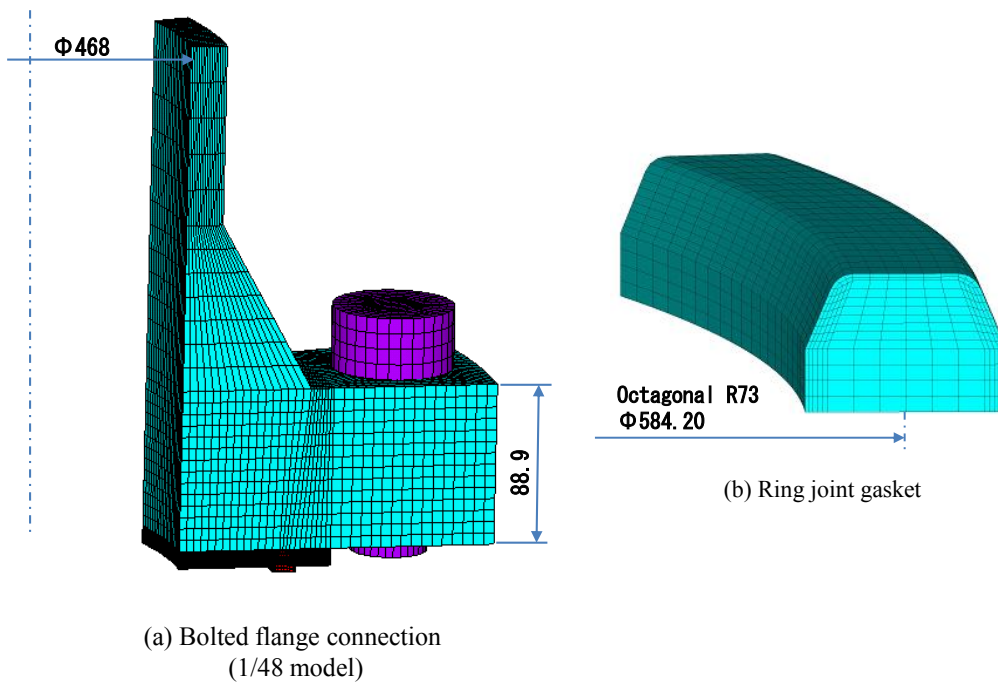


Fig. 4-7 FEM 解析モデル (20B-RTJ)

4.4. 実験結果と応力解析との比較および考察

(1) 密封性能測定実験結果（アルミニウム製 RTJ ガスケットの場合）

図 4-8 は、純アルミニウム（A1050, JIS）製オクタゴナル形 RTJ ガスケット付き管フランジ締結体の密封性能測定実験の実験結果を示す。縦軸は単位時間あたりの漏えい量（ $\text{Pa}\cdot\text{m}^3/\text{s}$ ），横軸は一本当たりのボルト初期締付け力 F_f （kN）を示す。図より、1 本あたりのボルト初期締付け力 F_f が 6kN よりも小さいとき、締結体から圧力降下法では測定ができない程多大な漏えいが生じていることがわかる。しかし、ボルト初期締付け力 F_f が 6kN よりも大きくなると、内圧が 4MPa（図中●）および 7MPa（図中○）のいずれにおいても急激に漏えい量が減少し、ボルト初期締付け力 F_f が 12kN の場合には内圧が 7MPa であっても漏えいが検知できない程微小であることを示している。なお、圧力降下法で一定時間圧力降下が認められない場合は圧力降下法の検出限界以下と判断して、漏えい量を $1\times 10^{-6} \text{ Pa}\cdot\text{m}^3/\text{s}$ としている（ボルト初期締付け力 F_f が 6kN 内圧 4MPa および 12kN 内圧 7MPa）。

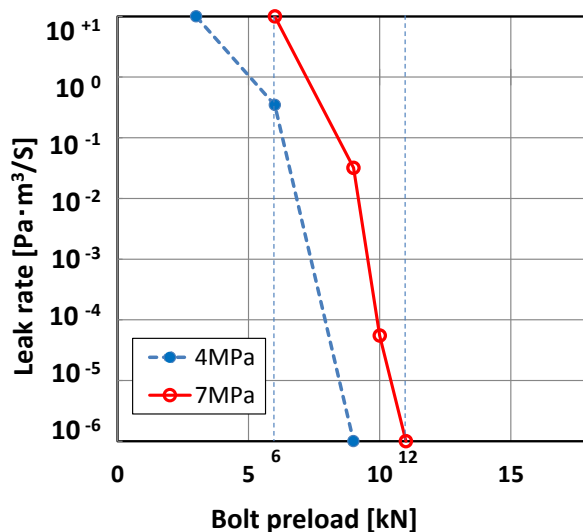


Fig. 4-8 密封性能試験結果（アルミニウム製 RTJ ガスケット）

図 4-9 は、A1050 製オクタゴナル形 RTJ ガスケット付き管フランジ締結体の FEM 応力解析結果を示し、RTJ ガスケットの相当塑性ひずみ(ミーゼスひずみ ϵ_{mis}) 分布のコンター図を表す。図より、ボルト初期締付け力 F_f が 6kN では管フランジのリング溝とガスケットの接触面において弾性変形(図 4-9 中の左図)のみで塑性変形は認められない。しかし、さらにボルト初期締付け力 F_f を大きくし、ボルト初期締付け力 F_f を 12kN にすると、接触面において円周方向に一樣に塑性変形(図 4-9 中の右図、緑の帯状ライン)が生じていることがわかる。リングジョイントガスケットの場合にも、接触面は傾斜しているが第 2 章 2.5.の金属平型ガスケットと同様に金属面の塑性変形が漏えい量を減少させると推測される。図 4-9 の解析結果では、ボルト初期締付け力が 6kN~12kN の間で RTJ ガスケットと管フランジのリング溝との接触面において塑性変形が生じていると推測され、図 4-8 の密封性能測定実験における漏えい量が急激に減少するボルト軸力とほぼ一致していることがわかる。このことから RTJ ガスケット付き管フランジ締結体は RTJ ガスケットと管フランジのリング溝との接触面において塑性変形を生じることにより、ガスケットが管フランジと“なじむ”ために密封性能が向上すると考えられる。すなわち、ボルト初期締付け力 F_f がより小さい範囲(ボルト初期締付け力 F_f が 6kN)では、ガスケットとフランジ接触面の表面粗さにより、接触面がへたる現象が生じるが、この段階では十分な密封性能は得られない。さらにボルト初期締付け力 F_f が大きくなり、 $F_f=12\text{kN}$ になると、両接触面にはより大きな塑性変形が発生し、これにより密封性能が向上すると推測される。

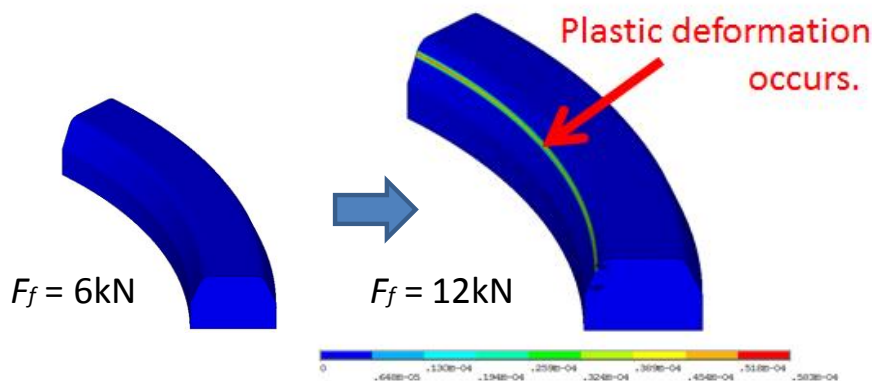


Fig. 4-9 RTJ ガスケットの応力解析結果 (アルミニウム)

図 4-10 は ASME PCC-1⁽⁹⁾に従い、トルクレンチを用いてトルク管理法で締付けた純アルミニウム (A1050, JIS) 製オクタゴナル形 RTJ ガスケット付き 3B 管フランジ締結体 (締付けボルト本数は 8 本) のボルト初期締付け過程のボルト軸力の推移を示し、目標ボルト初期締付け力 F_f が 10kN の場合の結果を示す。図より、各ボルトのボルト軸力がばらついていることがわかる。このとき、No.6 のボルトが全ボルト中最小の値を No.5 が最大の値を示している。

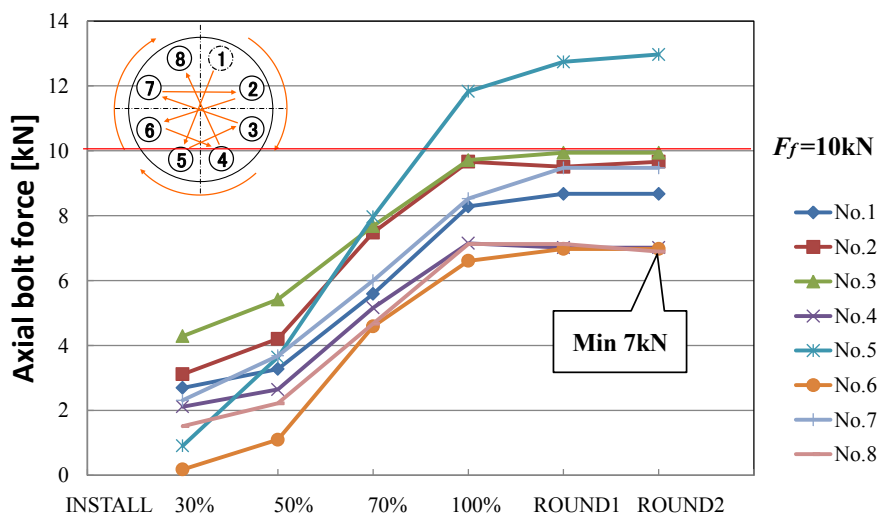


Fig. 4-10 トルク管理法による各ボルト軸力の変化 (3B-RTJ アルミニウム)

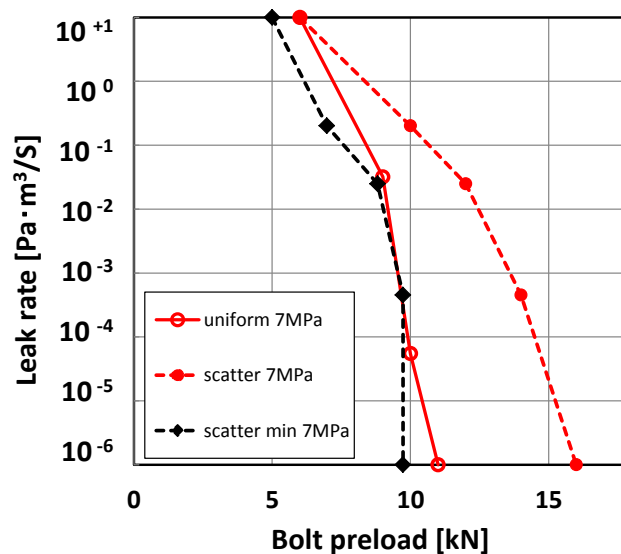
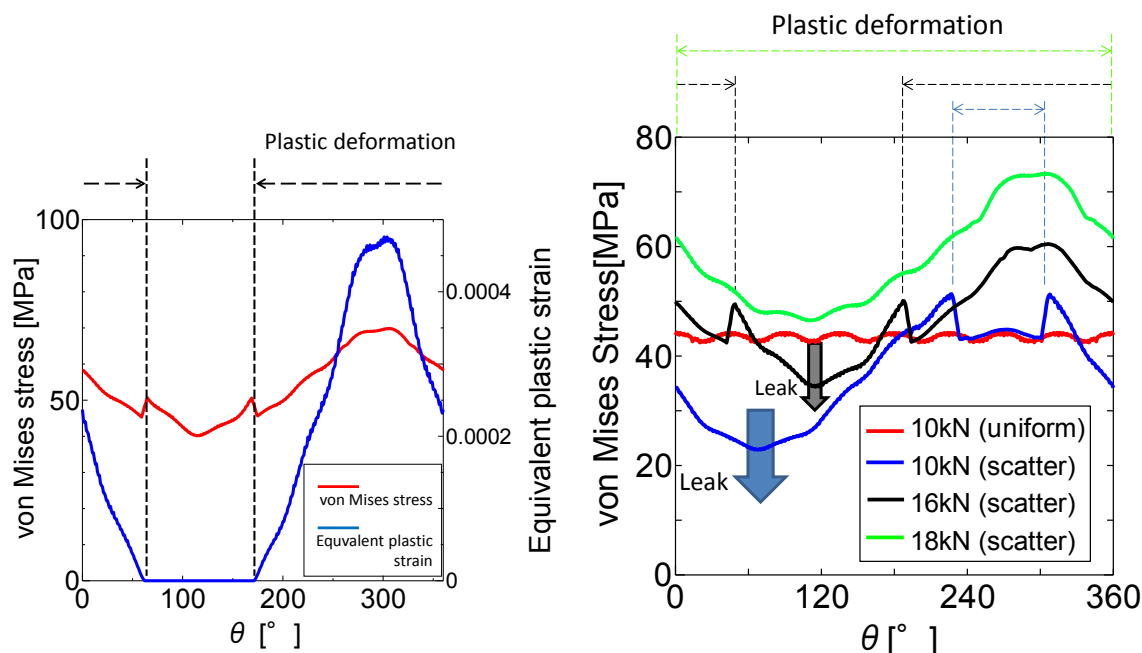


Fig. 4-11 トルク管理法によるボルト締付け時の締結体の密封性能

図 4-11 は、内圧が 7MPa における、ロードセルにより軸力が一様になるようにボルトを締付ける軸力管理法 (実線○) および目標トルクで締付けるトルク管理法 (破線●) で締付けた締結体の密封性能測定実験の測定結果を示す。図より、ボルト初期締付け力が一様である軸力管理法に比べ、ボルト初期締付け力がばらつくトルク管理法の締結体の漏えい量が増加していることがわかる。ここで、ボルト軸力が最小のボルトに着目して、例えば図 4-10 で示されたボルト初期締付け力 $F_f=10\text{kN}$ の場合では最小値が 7kN であるので $F_f=7\text{kN}$ でプロットし直す。図 4-11 中に示す黒色の破線◆は、トルク管理法で締付けた締結体のボルト軸力が最小であるボルトのボルト初期締付け力 F_f を横軸にとった密封性能測定実験結果を示す。その結果は、軸力管理法で締付けた締結体の密封性能測定結果 (実線○) とかなりよく一致している。即ち、ボルト軸力が一番小さいボルト付近のガスケット部分からの漏えいが全体の漏えい量の大部分を占めると推測される。

図 4-12 (a) は純アルミニウム (A1050, JIS) 製オクタゴナル形 RTJ ガスケット付き管フランジ締結体 (1/2 モデル) の FEM 応力解析結果より得られた RTJ ガスケット接触面内側の円周方向におけるミーゼス応力分布および相当塑性ひ



(a) Mises stress and equivalent plastic strain distributions (Bolt preload is 16kN)

(b) Mises stress distribution in the circumferential direction in the cases where bolt preloads are uniform and scattered

Fig. 4-12 トルク管理法によるボルト締付け時のガスケット接触応力

ずみ（ミーゼスひずみ ε_{mis} ）分布の一例を示す。また、図 4-12 (b) は各ボルト初期締付け力における RTJ ガスケット接触面内側の円周方向におけるミーゼス応力分布を示す。

図 4-12 (a) より、ガスケット接触面において円周方向に部分的に塑性変形が生じていることが示されている。また、接触応力が弾性変形域の箇所と塑性変形の箇所において応力分布が滑らかなでないことが示されている。これは円周方向の角度 $\theta=62\sim 171^\circ$ で相当塑性ひずみが生じていない部分を表し、その他の部分で相当塑性ひずみを発生している。塑性変形を生じている部分と塑性変形が生じていない部分の境界 ($\theta=62^\circ$ および 171°) の塑性変形を生じている部分の端部ではミーゼス応力が特異的にやや大きくなり、塑性変形を生じていない部分はミーゼス応力が相対的により小さいので、滑らかな応力変化せずに段差がついたような変化を示している。この要因の一つは図 4-12 (a) に示される相当塑性ひずみの両端部で特異的にミーゼス応力が大きくなり、相当塑性ひずみの微分係数が連続でないためであり、他の要因は FEM 計算におけるメッシュ分割の要素の大きさと推測される。図 4-12 (b) より、目標ボルト初期締付け力が 10kN の場合、ボルト初期締付け力が大きいボルト付近の接触面において塑性変形が生じていることが示されている。目標ボルト初期締付け力が増加するに従い、円周方向に塑性変形が進行している。目標ボルト初期締付け力が 18kN まで増加すると、円周方向に一樣に塑性変形が生じていることがわかる。これより、塑性変形が生じ始めるボルト初期締付け力 F_f が 10kN 付近より締結体の密封性能が向上し始め、円周方向に一樣に塑性変形が生じる $F_f=18\text{kN}$ 付近では漏えいが検知できない程漏えい量は微小であり、締結体の密封性能は向上していることが推定できる。これは、図 4-11 の結果とかなりよく一致している。このことより、RTJ ガスケット付き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、RTJ ガスケットの円周方向で塑性変形が生じていない箇所から主たる漏えいが生じ、また、最小のボルト初期締付け力が締結体の密封性能に大きく影響すると推測できる。

(2) 密封性能測定実験結果（ガスケット形状の影響）

次に、図 4-13 (a) および (b) はそれぞれクロムモリブデン鋼（SFVA F5A, JIS）製オクタゴナル形およびオーバル形 RTJ ガスケット付き管フランジ締結体の密封性能測定実験の実験結果を示す。横軸はボルト初期締付け力 F_f を示し、縦軸は漏えい量を示す。図 4-13 (a) より、ボルト初期締付け力 F_f が $F_f = 20\text{kN}$ 以下では締結体から多量の漏えいが生じていることがわかる。次に、ボルト初期締付け力 F_f が $F_f = 30\text{kN}$ では $F_f = 20\text{kN}$ にときに比べ緩やかに漏えい量が減少している。そして、ボルト初期締付け力 F_f が $F_f = 30\text{kN}$ より大きくなると急激に漏えい量が減少し、 $F_f = 50\text{kN}$ では内圧が 10MPa までの範囲では漏えい量が検知できない程微少であることが示されている。図 4-13 (b) より、オーバル形 RTJ ガスケットでは内圧により若干漏えい量が異なるものの、ボルト初期締付け力 F_f が $F_f = 20\text{kN}$ に増加すると、急激に漏えい量が減少し、 $F_f = 30\text{kN}$ では内圧が 10MPa までの範囲では漏えい量が検知できない程微少である。図 4-13 (a) と図 4-13 (b) の比較から、漏えい量に対するボルト初期締付け力の大きさの差異が明確に現れていることが示されている。すなわち、オーバル形 RTJ ガスケットを用いた締結体ではより小さいボルト初期締付け力 F_f により漏えい量を減少させることができることを示している。

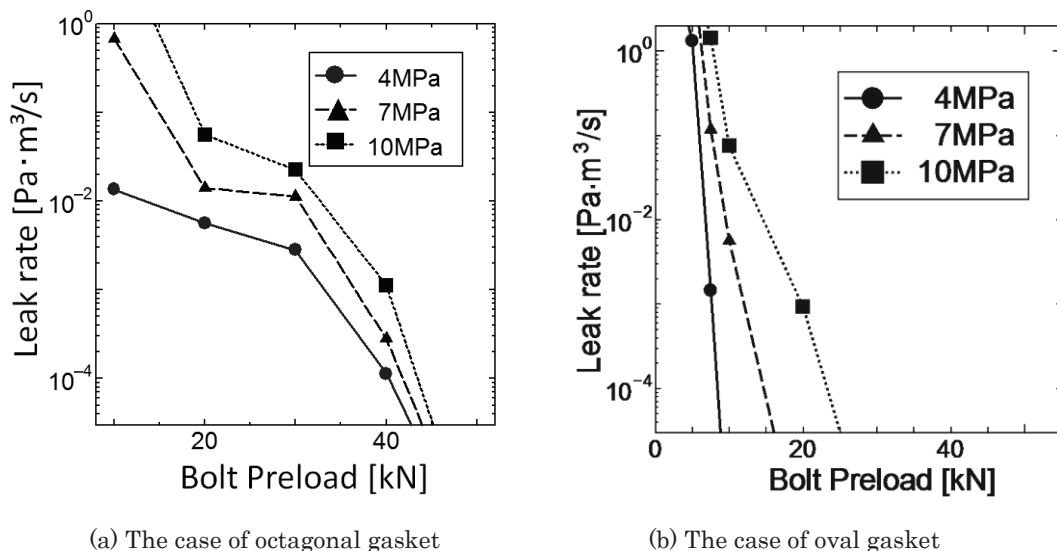


Fig. 4-13 オクタゴナル形およびオーバル形のガスケットを用いた管フランジ締結体の漏えい実験結果（3B-RTJ）

図 4-14 (a) および (b) は、それぞれクロムモリブデン鋼 (SFVA F5A, JIS) 製オクタゴナルおよびオーバル形 RTJ ガasket 付き管フランジ締結体 (3B) の FEM 応力解析結果を示し、RTJ ガasket の相当塑性ひずみ (ミーゼスひずみ ε_{mis}) 分布のコンター図を表す。図 4-14 (a) より、ボルト初期締付け力 F_f が $F_f=30\text{kN}$ では管フランジのリング溝とガasket の接触面において塑性変形は生じていない。しかし、ボルト初期締付け力 F_f が $F_f=40\text{kN}$ では、接触面の一部に塑性変形が生じていることが認められる。このことより、RTJ ガasket と管フランジのリング溝との接触面において塑性変形が生じる $F_f=40\text{kN}$ 付近で締結体の密封性能が急激に向上することが考えられる。この結果は、図 4-13 (a) の密封性能測定実験結果とかなりよく一致している。

図 4-8 および図 4-13 (a) の結果より、RTJ ガasket 付き管フランジ締結体はガasket の材質によらず RTJ ガasket と管フランジのリング溝との接触面において塑性変形を生じることにより、ガasket 接触面が管フランジ溝といわゆる“なじむ”ために密封性能が向上すると考えられる。

図 4-14 (b) はオーバル形 RTJ ガasket の場合を示し、ボルト初期締付け力 F_f を $F_f=10\text{kN}$ から $F_f=20\text{kN}$ に変化させると、塑性変形が発生することが認められる。しかし、オーバル形 RTJ ガasket はオクタゴナル形 RTJ ガasket よりも接触面積が小さいため、オーバル形 RTJ ガasket の方がより小さいボルト初期締付け力 F_f によりガasket-リング溝間の接触面で塑性変形が生じることがわかる。塑性変形が生じると第 2 章 2.5. で述べたように締結体の漏えい量が減少する。この結果は図 4-13 (a) においてボルト初期締付け力 F_f が 40kN 以

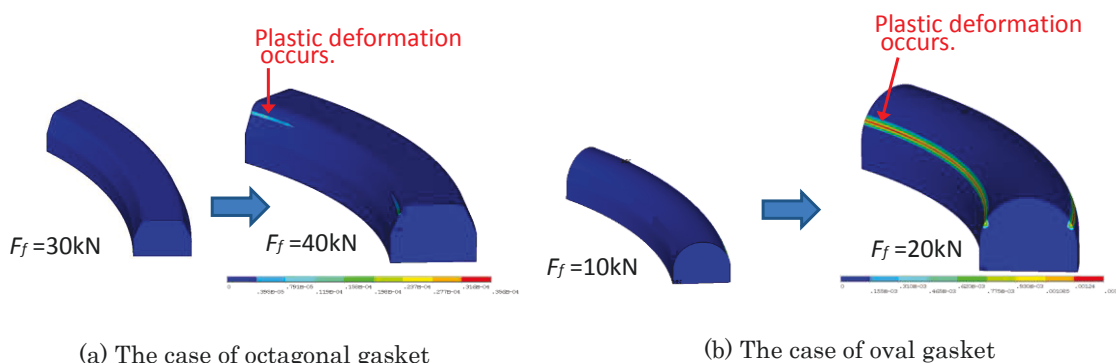


Fig. 4-14 FEM 応力解析結果 (相当塑性ひずみ分布)

上になると、漏えい量が急激に減少する現象と対応している。なお、ボルト初期締付け力の観点からは、オーバル形 RTJ ガスケットの方がオクタゴナル形 RTJ ガスケットより有利であると言える。

図 4-15 は、図 4-14 に対応する場合の各ボルト初期締付け力 F_f に対する締結体のガスケット接触面におけるミーゼス応力分布およびガスケット断面のコンター図を示す。図 4-15 に示すガスケット接触面におけるミーゼス応力分布は、両端部でミーゼス応力値が大きくなる傾向を示している。図 4-15 (a) がオクタゴナル形 RTJ ガスケットを用いた場合、図 4-15 (b) はオーバル形 RTJ ガスケットを用いた場合の結果を示す。横軸はガスケットの内周から測った半径方向距離 r をガスケットの幅 w で無次元化した r/w を、縦軸はミーゼス応力を示す。ボルト初期締付け力 F_f は 10kN から 90kN までとしている。オクタゴナル形では内側および外側の接触面にそれぞれ 2 つのピークが見られる。一方、オーバル形ではそれぞれ 1 つのピークが見られ、接触応力がオクタゴナル形ガスケットを用いた場合より各ボルト初期締付け力に対して、約 2 倍ほど大きい。

これはオクタゴナル形ガスケットでは、接触面が 4 箇所、オーバル形ガスケットでは接触面が 2 箇所であるためオーバル形ガスケットの接触面積がオクタゴナル形ガスケットのそれよりも小さいためピーク応力値が約 2 倍大きくなると推測される。図 4-15 (a) ではガスケット接触面のみの接触応力を示している。

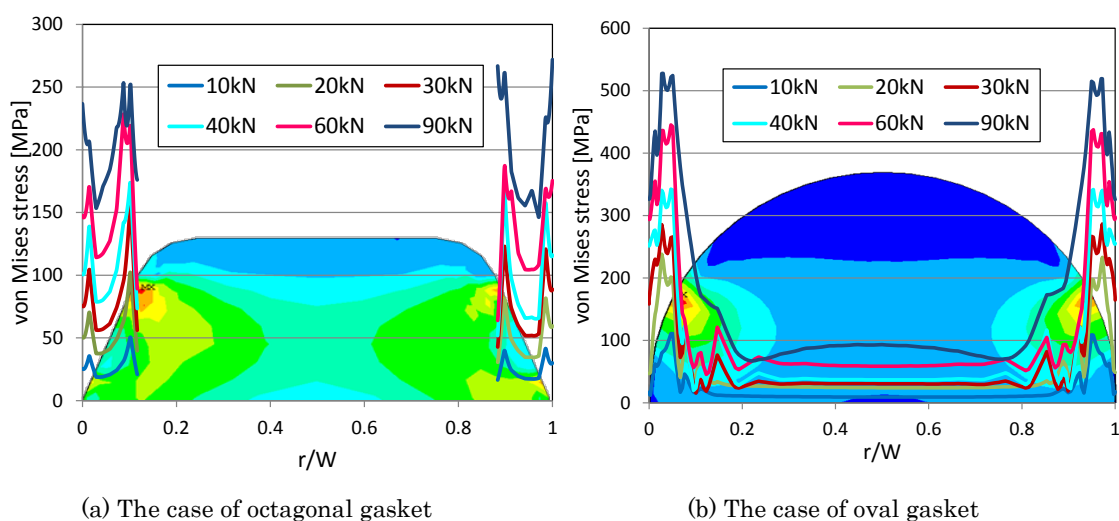


Fig. 4-15 ミーゼス応力分布とガスケット断面のミーゼス応力のコンター図

図 4-16 は、オーバル形 RTJ ガasket を用いた締結体に内圧を負荷した場合のガスケット接触面におけるミーゼス応力分布の FEM 応力解析例 ($F_f=30\text{kN}$ の場合) を示す。内圧負荷による接触応力の変化は少ないことがわかる。図中のグラフは、2つのピーク付近の拡大を示す。ピークの部分においても若干の応力低下が認められるが、ガスケットの内側より外側のピークの方が接触応力の減少が少ない。

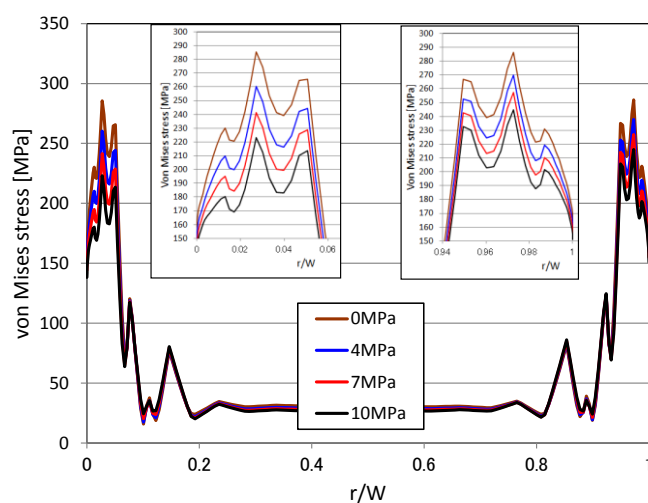


Fig. 4-16 内圧負荷時のガスケット応力分布の変化 (オーバル形ガスケット, $F_f = 30\text{kN}$)

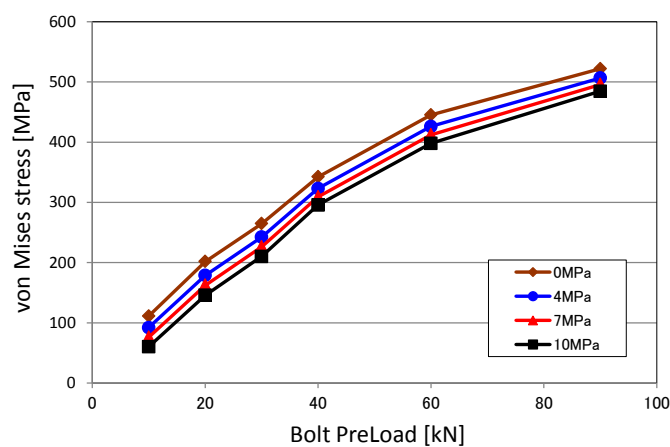


Fig. 4-17 内圧負荷時のガスケット応力ピークの変化 (オーバル形)

図 4-17 は、同じくガスケット接触面におけるミーゼス応力がピークの位置での各ボルト初期締付け力 F_f に対する内圧負荷の影響を示す。ミーゼス応力がガスケット材料の降伏応力の 340MPa を超えると、ミーゼス応力の傾きが若干緩やかになることが示されている。内圧が大きくなるに従って接触応力が僅かに低下する傾向が認められる。内圧負荷が 10MPa とかなり大きくなってでもガスケット接触面におけるミーゼス応力がかなり大きく残留しており、これが平面座型ガスケットを用いた管フランジ締結体に比べて RTJ ガスケット付き締結体の密封性能向上の原因と推測される。なお、ボルト初期締付け力が $F_f=40\text{kN}$ 以上 90kN の場合でも内圧作用下 ($P=4\sim 10\text{MPa}$) でのガスケット接触面におけるミーゼス応力の減少は小さいことが認められている。

図 4-18 は、密封性能測定実験時に計測した内圧負荷によるボルト軸力変化を示す。縦軸はボルト 8 本のボルト軸力の平均値、横軸は内圧 P による軸方向の推力 W ($W = \frac{\pi}{4} d_1^2 P$) を示す。即ち内力係数 (内圧に対するボルト軸力の増加分) を示している。すなわちボルト軸力の増加がほとんど生じないことはガスケット接触面の接触力が内圧による軸方向推力を負担するためであり、塑性変形したガスケット接触面の接触力が負担していると推測される。なおボルト初期締付け力 F_f は、10、20、30、40、50、60 および 90kN としている。

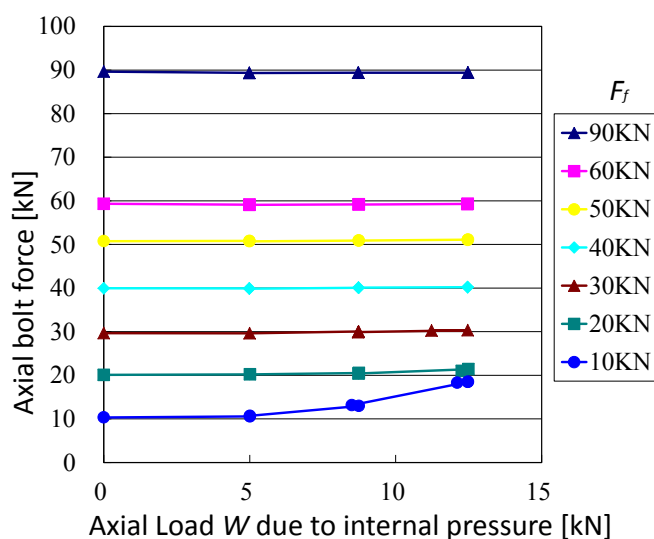
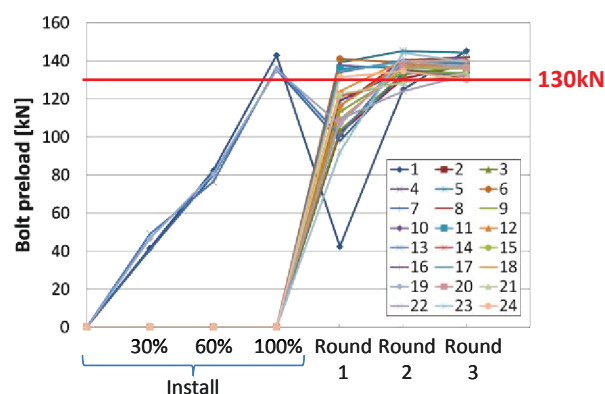


Fig. 4-18 内圧負荷によるボルト軸力の変化 (オーバル形)

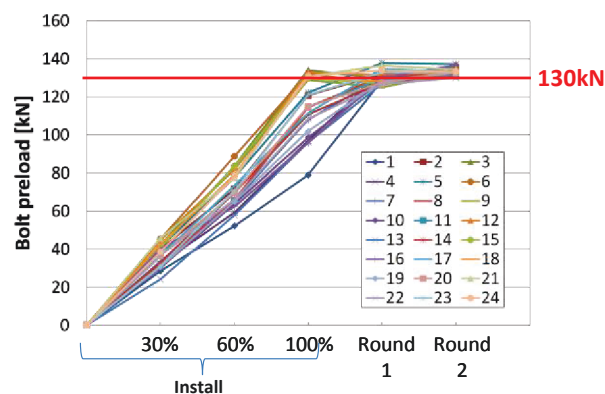
他方、平面座型管フランジ締結体ではフランジローテーションが発生^(159,171)し、ガスケットの種類によってはボルト軸力の増加分、すなわち内力係数の値が負になるため、ガスケット接触面におけるミーゼス応力が急激に減少し、密封性能が悪化する。RTJ ガスケット付き管フランジ締結体では、平面座型管フランジ締結体に対してボルト軸力変動（内力係数）が負にならないことおよびガスケット接触面におけるミーゼス応力の変化が異なることが密封性能向上の要因と推測される。

(3) 密封性能測定実験（フランジサイズと締付け手順の影響）

図 4-19 (a) および (b) は、20B オクタゴナル形 RTJ ガスケット付き管フランジ締結体をそれぞれ JIS B2251⁽⁵²⁾ および ASME PCC-1⁽⁹⁾ に準拠して締付けた時のボルト軸力の推移の一例を示す。横軸は、周回（round）を示し、縦軸はボルト軸力である。



(a) JIS B2251



(b) ASME PCC-1

Fig. 4-19 軸力管理法による各ボルト軸力の推移（20B-RTJ：ボルト本数 24）

JIS の締付け手順⁽⁵²⁾では、24 本のボルトの内 90 度離れた 4 本のボルトを星形対向締付けで段階的に目標のトルクまで増加させ仮締めを行う。その後、本締付けで全数のボルトを一方向締付けにより締付ける。本実験では、ボルト軸力をモニタリングして締付けているので、仮締めでは目標軸力の 30, 60, 100%とし、本締付けは周回締付け後の全ボルト軸力が目標軸力を越えた時点で終了とした。図中のプロットは周回が終了した時点のデータである。一方、ASME の締付けは全数のボルトを対角で目標軸力の 30, 60 および 100%のボルト軸力で段階的に仮締めを行い、その後回転法で本締付けを 2 周行う。ボルト軸力をモニタリングしながら締付けるので、早い段階から全数のボルト軸力が目標軸力にかなり収束していることが示されている (図 4-19)。

図 4-20 は、20B オクタゴナル形 RTJ ガスケット付き管フランジ締結体の密封性能 (漏えい量) 測定実験の結果を示す。横軸はボルト初期締付け力 F_f を示し、縦軸は漏えい量 ($\text{Pa}\cdot\text{m}^3/\text{s}$) を示している。内圧は 4, 7 および 10MPa である。ボルト初期締付け力が増加するにつれて、締結体からの漏えいが急激に減少していることがわかる。さらに JIS B2251 および ASME PCC-1 に従い締付けられたそれぞれの締結体の密封性能は共にかかなりよく一致している。

このことより、軸力をモニタリングしながらボルト初期締付けを行えば、ボルト締付け方法の差異 (ASME 法⁽⁵²⁾あるいは JIS 法⁽⁹⁾) が締結体の密封性能に及

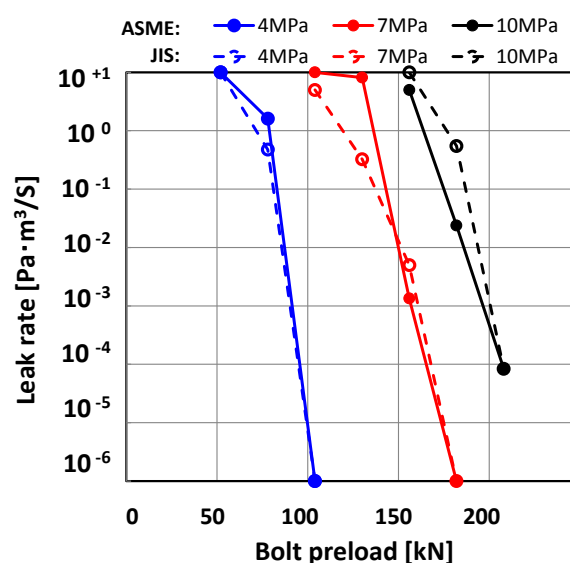


Fig. 4-20 締付け手順の違いによる漏えい量測定結果 (20B-RTJ)

ぼす影響は小さいことが示されている。なお、漏えい量が検出できない場合の実験結果については $1 \times 10^{-6} \text{ Pa} \cdot \text{m}^3/\text{s}$ の点をプロットしている。

図 4-21 は、FEM 応力解析による締結体のオクタゴナル形 RTJ ガスケットのボルト初期締付け時のガスケット接触応力分布およびコンター図の一例を示す。

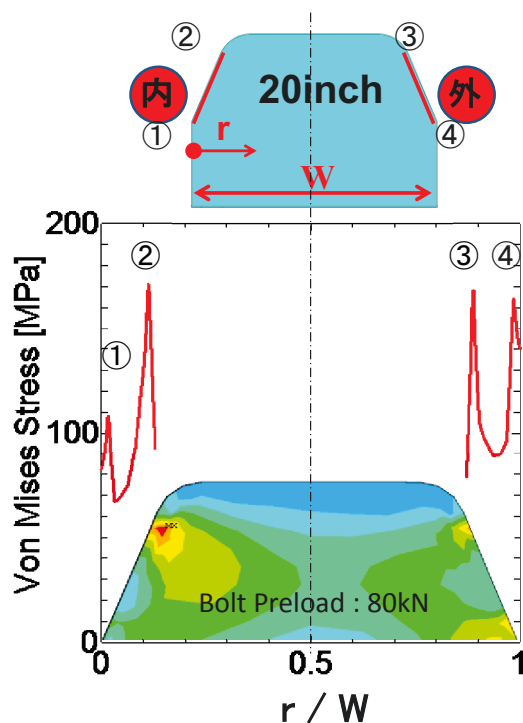


Fig. 4-21 FEM 応力解析結果 (20B-RTJ オクタゴナル形)

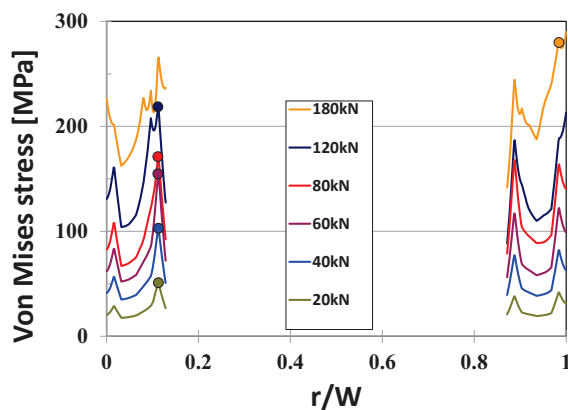


Fig. 4-22 ボルト初期締付け力におけるガスケット接触応力分布 (20B-RTJ)

横軸はガスケット断面でのガスケット幅 w に対する半径方向位置 r , すなわち r/w を示し, 縦軸はミーゼス応力を示す。ガスケット接触面のエッジ近傍にミーゼス応力の 4 つのピークが確認でき, これらの位置をそれぞれ①～④とする。この位置でより大きいガスケット接触応力 (ミーゼス応力) が発生している。

図 4-22 は, ボルト初期締付け力 F_f を 20, 40, 60, 80, 120 および 180kN の場合のガスケット接触応力分布を示し, 図中の丸印はそれぞれの最大値を示す。横軸は無次元化された半径方向位置 r/w を示し, 縦軸はミーゼス応力である。ボルト初期締付け力が 180kN の場合を除き図 4-21 に示す②の位置 (内側のガスケット上部) にガスケット接触応力 (ミーゼス応力) の最大値が発生していることが示されている。

図 4-23 は, ボルト初期締付け力 $F_f = 80\text{kN}$ の時に, 内圧をそれぞれ 4, 7 および 10MPa を締結体に作用させた場合のガスケット接触応力分布およびその変化を示す。図中のコンター図は, ボルト初期締付け時の相当塑性ひずみ (ミーゼスひずみ ε_{mis}) 分布を示す。ガスケット内周部で塑性変形が認められ, この塑性変形が密封性能向上の要因と推測される。内圧作用の増加に伴い, ガスケット接触応力がより減少し, さらに初期締付け時 (内圧 $P=0$) の最大値が図 4-21 に示す②の位置から内圧作用により④の位置に移っていることが認められる。また, 内圧作用によるガスケット接触応力の減少は②の位置より④の位置の方が小さいことも示されている。

図 4-24 は, ボルト初期締付け力 $F_f = 180\text{kN}$ の内圧作用によるガスケット接触応力分布の変化を示す。内圧の大きさと相当塑性ひずみ (ミーゼスひずみ ε_{mis}) を示すコンター図は, 図 4-23 の場合と同様である。この場合の応力分布の最大値は, ボルト初期締付け時からガスケット外側 (図 4-21 位置) にあり, 相当塑性ひずみ (ミーゼスひずみ ε_{mis}) もガスケット内側の他に外側にも発生し, 内側より外側の方が大きいことが示されている。このことから, 内圧が作用すると, ガスケットの内側と同時に外側の接触面で密封していると推測される。これは小さいがフランジローテーションの一種と推測される。しかしフランジローテーションが発生しても内側と同様に外側のガスケット接触面でも密封できるため, RTJ ガスケット付き管フランジ締結体の密封性能は平面座型管フランジ締結

体のそれより良好であると推測される。

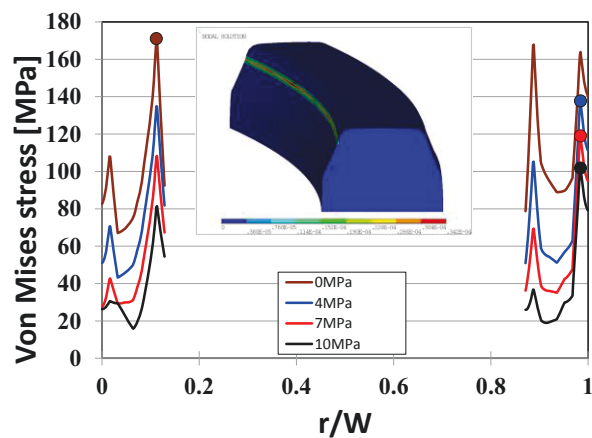


Fig. 4-23 内圧作用時のガスケット接触応力の変化
(20B-RTJ ボルト初期締付け力 $F_f=80\text{kN}$ の場合)

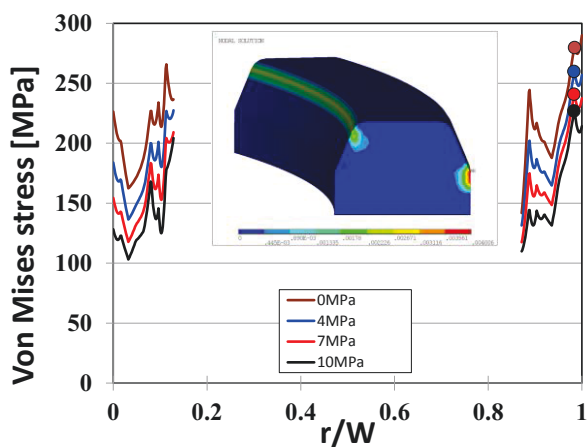


Fig. 4-24 内圧作用時のガスケット接触応力の変化
(20B-RTJ ボルト初期締付け力 $F_f=180\text{kN}$ の場合)

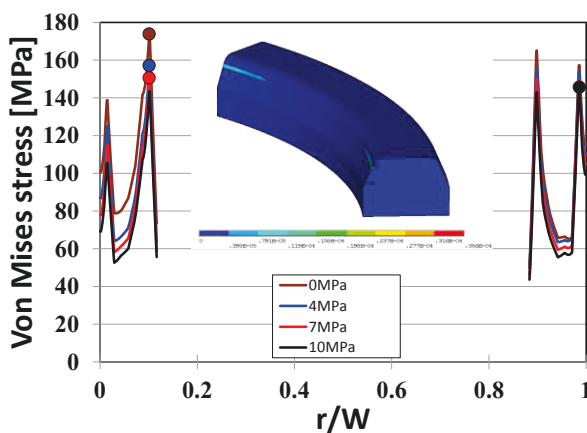


Fig. 4-25 内圧作用時のガスケット接触応力の変化
(3B-RTJ ボルト初期締付け力 $F_f=40\text{kN}$ の場合)

図 4-25 は、20B 締結体の場合との比較のために、3B-RTJ ガasket付き管フランジ締結体 (JPI Class900_3inch フランジ) でボルト初期締付け力 F_f が図 4-23 の場合に近い $F_f=40\text{kN}$ の計算結果を示す。図 4-23 と比較すると、より小口径 (3B) の RTJ ガasket付き管フランジ締結体では内圧作用による接触応力の低下がより少ないことがわかる。また、接触応力の最大値の発生位置が、②から④へ移動する現象が内圧 10MPa で生じていることが示されている。すなわち小口径 RTJ ガasket付き管フランジ締結体では、かなり大きな内圧作用(10MPa)でしかいわゆるフランジローテーションが起こらないと推測される。このため良好な締結体の密封性能が維持できると考えられる。

図 4-26 は、オクタゴナル形ガasketの最も外寄りの接触点 (図 4-21 の④) におけるボルト初期締付け力とガasket接触応力の関係に及ぼす内圧作用の影響を示す。

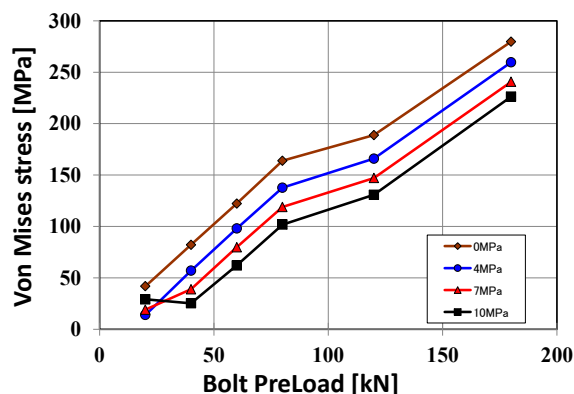


Fig. 4-26 内圧作用時の最外縁部ガasket接触応力の変化 (20B-RTJ)

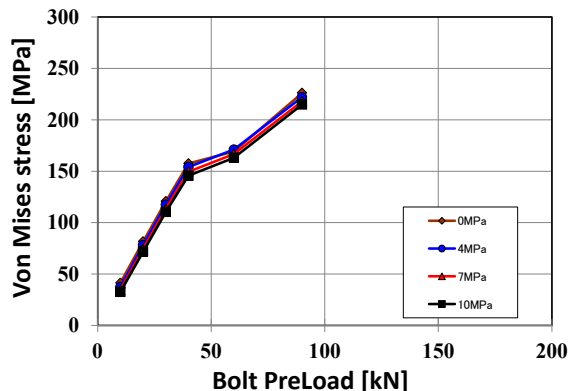


Fig. 4-27 内圧作用時の最外縁部ガasket接触応力の変化 (3B-RTJ)

内圧作用によりガスケット接触応力が低下しており，図 4-20 に示す密封性能測定実験の結果と傾向が一致する。

図 4-27 は，図 4-26 同一スケールで 3B 管フランジ締結体における結果を示す。これらの結果は比較対象とした管フランジのレーティングが違うために単純な比較は難しいが，内圧 P による軸方向の推力 W が呼び径 d_1 の二乗に比例する ($W = \frac{\pi}{4} d_1^2 P$) ため，大口径管フランジ締結体ではガスケット接触応力の低下がより大きくなりやすい。しかし，内圧作用によりガスケット接触応力の最大値がボルト寄りの接触点（図 4-21 の④）に移動することにより，RTJ ガスケットが V 溝を中心にしたダブルシールを形成して密封性能をより良好にしていることが考えられる。これが RTJ ガスケットを用いた締結体の密封性能が平面座形締結体のそれに比べて良好な要因と考えられる。

(4) RTJ ガスケットの再利用における密封性能測定実験結果

図 4-28 (a) および (b) はそれぞれオクタゴナルおよびオーバル形 RTJ ガスケットを 3 回再利用した際の締結体の密封性能測定実験の測定結果を示す。図 4-28 (a) より、オクタゴナル形 RTJ ガスケット付き管フランジ締結体は 1 回目の密封性能実験よりも、2 回目の漏えい量が少ないことが示されている。また、2 回目と 3 回目ではほとんど同様な結果が得られている。これは、1 回目と異なり再利用の際にはガスケットの管フランジ溝との接触位置を前回と一致させたため、ガスケットとリング溝表面の接触面において既に“なじみ”面ができていたためと考えられる。図 4-28 (b) より、オーバル形 RTJ ガスケット付き管フランジ締結体は 1 回目、2 回目および 3 回目のいずれの漏えい量測定結果が、ばらつきはあるもののほとんど同様であることがわかる。また、再利用した場合のオーバル形使用の締結体の密封性能はオクタゴナル形使用の締結体の密封性能実験結果とかなりよく一致している。これは、オクタゴナル形 RTJ ガスケットと同様に再利用したオーバル形 RTJ ガスケットのガスケットと管フランジのリング溝表面の接触面において、すでに“なじみ”面ができていたためと考えられる。

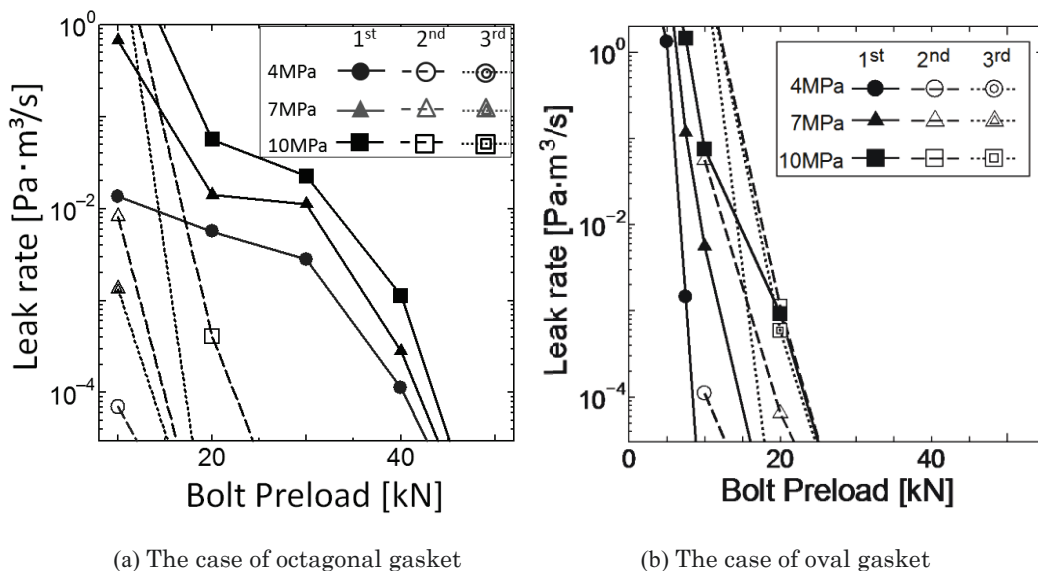


Fig. 4-28 ガスケットの再利用が締結体の密封性能に及ぼす影響

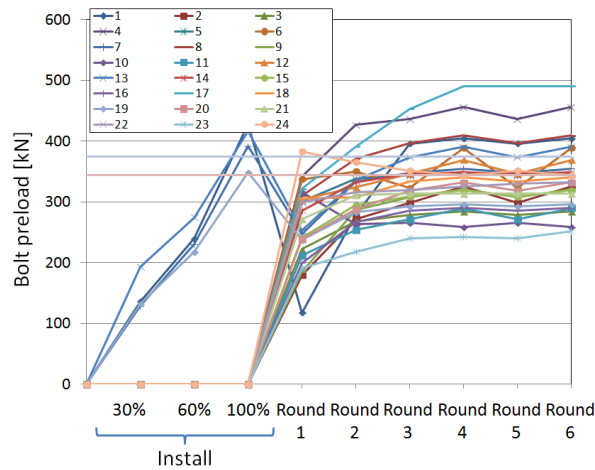
(5) トルク管理法によるボルト締付け実験結果（締付け手順の影響）

図 4-29 (a) および (b) はそれぞれ JIS B2251⁽⁵²⁾ および ASME PCC-1⁽⁹⁾ の締付け手順に従い、クロムモリブデン (SFVA F5A) 製オクタゴナル形 RTJ ガスケット付き管フランジ締結体をトルク管理で締付けたボルト軸力の推移を示す。目標ボルト初期締付け力が 380kN の場合の結果であり、各ボルトのボルト軸力にばらつきがあることが確認できる。図 4-29 (b) の ASME の一方向締付け (Round 1, 2, 3, 4) では各ボルトの軸力がやや上昇しながら滑らかに推移しているのに対し、図 4-29 (a) の JIS の一方向締付け (Round 1, 2, 3, 4, 5, 6) では各ボルトの軸力がやや変動しながら推移している。しかし、JIS B2251⁽⁵²⁾ の場合は Round 3 以降、ASME PCC-1⁽⁹⁾ の場合は Round 2 以降の平均ボルト軸力に大きな変化はなく、最終周回の締付け係数 α_A (最大値/最小値) においては、それぞれ 1.94 と 1.89 である。すなわち、JIS B2251⁽⁵²⁾ および ASME PCC-1⁽⁹⁾ の Round 回数がオクタゴナル形 RTJ ガスケット付き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かなり小さいことがわかる。

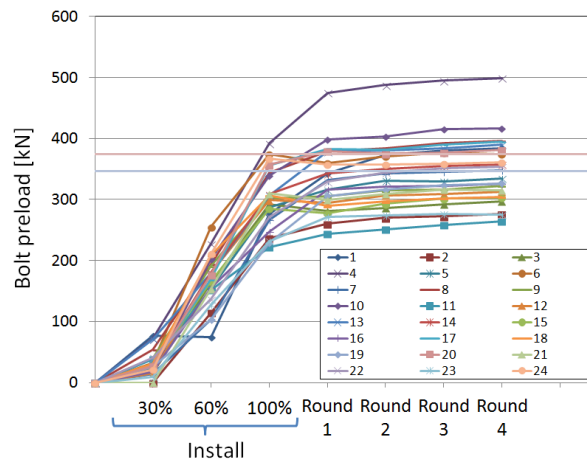
図 4-29 より JIS B2251⁽⁵²⁾ の場合は Round が 6 回と ASME PCC-1⁽⁹⁾ の 4 回に比べて Round 回数が多くとる必要があり締付け作業時間が多く掛かるように思われるが、実際には逆の結果となる。ここで締付け作業時間を検証する。JIS B2251⁽⁵²⁾ の場合、はじめに行う締付け、すなわち“Install”がボルト 4 本を対象にするため、全ボルト締付け回数は 156 回となる。一方 ASME PCC-1⁽⁹⁾ は“Install”の際も 24 本のボルト全て対象とするが Round 数が少ないため、締付け回数が 168 回と JIS B2251⁽⁵²⁾ の場合とほぼ同じである。しかし、Install は JIS B2251⁽⁵²⁾ および ASME PCC-1⁽⁹⁾ 共に対角に移動しボルトを締付けるため、Install における締付け回数が少ない方が効率的である。対角締付けにおけるトルクレンチの移動および装着と一方向締付けによる移動および装着の時間を 20B 管フランジ締結体で計測した結果、それぞれ 10 秒および 3 秒であった。このことから、JIS B2251⁽⁵²⁾ に従い 20B-RTJ ガスケット付き管フランジ締結体のボルトを締め付けた場合に移動に要する時間は JIS B2251⁽⁵²⁾ の場合には $3 \times 4 \times 3$ (Install) + $3 \times 24 \times 6$ (Round) = 468[秒]、ASME PCC-1⁽⁹⁾ に従った場合には $10 \times 24 \times 3$ (Install) + $3 \times 24 \times 4$ (Round) = 1008[秒] 要することがわかる。従って、大口径の RTJ ガスケット付き管フランジ締結体

のボルト初期締付けを行う場合、JIS B2251⁽⁵²⁾に従う方が、ASME PCC-1⁽⁹⁾に基づくよりもボルト締付け作業の時間は短縮でき、効率的であると言える。

締結体の漏えい量に関しては、ボルト締付けによる軸力のばらつきがある場合はばらつきがない場合に比べて、締結体の漏えい量が多くなることが知られている。RTJ ガスケット付き管フランジ締結体は V 溝の内外でダブルシール機構が作用し密封性性能が確保されると考えられるが、4.4.(1)にて示したようにボルト軸力がばらつくことにより円周方向のガスケット接触応力が不均一になり密封性能に対して影響が考えられる。



(a) JIS B2251



(b) ASME PCC-1

Fig. 4-29 トルク管理法によるボルト初期締付け時におけるボルト軸力の変化 (20B-RTJ Cr-Mo 鋼)

4.5. 第4章の結言

本研究では、ほとんどその研究がなされず今後のプラントなどでの高温高压下で使用の拡大が予想される RTJ ガasket付き管フランジ締結体 (3B, 20B) について、その密封性能実験および FEM 応力解析によるガスケット接触面におけるミーゼス応力変化、さらにはボルト締付け方法が密封性能に及ぼす影響に関しても検討を行い、以下の結論が得られた。

- (1) RTJ ガasket付き管フランジ締結体はガスケットと管フランジのリング溝との接触面において塑性変形が生じることにより、密封性能が急激に向上することが示された。ガスケットと管フランジ溝が塑性変形により“なじみ”，これにより内部流体を密封する機構が明らかにされた。
- (2) (1) の現象は RTJ ガasketの材質が純アルミニウム (A1050) 製においてもクロムモリブデン鋼 (SFVA F5A) 製においても同様に認められた。なお、降伏応力がより小さい純アルミニウム (A1050) RTJ ガasketの方が、密封性能が急激に向上するボルト初期締付け力はより小さいことが示された。
- (3) オーバル形 RTJ ガasketはオクタゴナル形 RTJ ガasketよりも管フランジ溝との接触面積が小さいため、より小さいボルト初期締付け力で塑性変形を生じ、管フランジ溝接触面になじむことが示された。
- (4) RTJ ガasket付き管フランジ締結体はより小さいボルト初期締付け力の場合を除いて、内圧作用時におけるボルト軸力変化が少ないことが示された。一方、FEM 応力解析により内圧作用時のガスケット接触面におけるミーゼス応力変化もかなり小さいことが示され、特にガスケット外側で小さいことがわかった。したがって、RTJ ガasket付き管フランジ締結体のガスケット接触面では、塑性変形した接触面の接触力が内圧による推力を負担していると考えられ、内圧作用下でのガスケット接触面におけるミーゼス応力の減少が小さいことが RTJ ガasket付き管フランジ締結体の良好な密封性能保持の要因と推測された。
- (5) オクタゴナル形 RTJ ガasketを再利用した場合、前回使用時と RTJ ガasketを同位置に設置することにより、再利用時のほうがより高い密封性

能が得られることを示した。これは、初回使用時に既になじみ面ができて
いるためと推測された。

- (6) RTJ ガasket付き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、円周方向に一様に塑性変形が生じないため、ボルト初期締付け力が
一様な場合より密封性能が低下することが示された。また、ボルト軸力が
最小であるボルトが締結体の密封性能に大きく影響することが示された。
- (7) 大口径(20B)の RTJ ガasket付き管フランジ締結体を JIS B2251 と ASME
PCC-1 の締付け手順でボルト軸力を管理しながら締付けを行い、漏えい量
を比較したところ、ほとんど差異が見られず漏えい量はボルト締付け手順
によらないことがわかった。
- (8) 大口径(20B)の RTJ ガasket付き管フランジ締結体におけるガasket
接触応力解析を行い、ガasket接触面におけるミーゼス応力の最大値
の位置と大きさの変化を確認したところ、以下のことがわかった。①ボル
ト初期締付け時の最大値はガasketの内側にあり、大きい締付けでは外
側になる。②内圧が負荷されることにより、接触応力は減少し、最大値は
外側に移動する。③小口径(3B)の場合には内圧負荷による減少が少なく、
内圧が大きい時を除いて最大値は外側へ移動しない。これらの現象からオ
クタゴナル形ガasketがV溝を中心にしたダブルシールを形成して、密
封性能をより良好にしていると考えられる。
- (9) ガasket接触面の相当塑性ひずみ分布を示し、ボルト初期締付け力が小
さい時にはガasket内周部で塑性変形が発生し、内圧作用が大きくなる
と外周部にも塑性変形が発生することが認められた。すなわち内周および
外周部で確実な密封機能が作用するものと推測された。
- (10) 大口径(20B)の RTJ ガasket付き管フランジ締結体を JIS B2251 と
ASME PCC-1 の締付け手順でトルク管理による締付けにおけるボルト軸力
の推移を観察したところ、締付け係数(最大値/最小値) α_A はいずれも 1.9
程度で、締付け手順による顕著な差異がないことが確認された。

第 5 章

ガスケット付き管フランジ締結体の ボルト初期締付け方法に関する検討

5.1. 緒言

ガスケット付き管フランジ締結体は、多本数のボルトの締付けによってガスケットに必要な圧縮応力を与えて密封性能を確保しているが、フランジボルトの締付け力にはばらつきが発生する。これは、ボルト・ナットが接する各部の摩擦係数のばらつきが原因であると共に、フランジとガスケットが剛体でないことからボルトを締めることにより隣のボルトが緩む現象（弾性相互作用と呼ばれている）があるために、ボルト締付け力にはばらつきが発生するためと考えられている⁽⁴⁴⁾。そのために、プラント設備のフランジ締結体における実際のボルト締付けは、締結体の重要度により使用する工具と管理方法が適用されているが、一般的にはトルクレンチなどを用いたトルク法で行われている。

多本数ボルトの締付けでは、その締付け手順が最終的なボルト締付け力のばらつきに影響する。従来は星形対向パターンで締め付けることが保全の実務者の間で半ば常識となっていたが、高木ら⁽¹⁸⁷⁻¹⁹⁰⁾や辻ら⁽¹⁹⁶⁾の研究により星形対向パターンの締付けはフランジの平行度を維持して片締めを防ぐなどの意味はあるものの、ボルト軸力の均一化にはほとんど寄与していないことを明らかになり従来の常識が覆されている。高木ら⁽¹⁸⁷⁻¹⁹⁰⁾は、弾性相互作用に着目して3次元有限要素解析によりボルト軸力の挙動を明らかにした。辻ら⁽¹⁹⁶⁾の実験による検証により、アライメントにさえ気を付ければ、最初から目標締付けトルクの100%で、次々隣のボルトを周回方向に締付けていくパターン（一方向締付け）の方が、ボルト軸力の収束が早く効率的な締付けができることを示した。それらの研究成果を基に、日本独自のフランジ締結体のボルト締付け手順の指針(HPIS Z103)が作成され、その後JIS B2251⁽⁵²⁾として規格化されている。規格によると、対角の4本もしくは8本のみを対角パターンで目標トルクの100%まで仮締めし、その後100%（サイズによってはその10%増し）のトルクで一方向締付けにより4周回から6周回することで効率的なボルト締付けができるとしている。米国機械学会(ASME)のASME PCC-1⁽⁹⁾の2000年版の段階では、星形対向パターンで締め付ける手順をフランジ締付けのガイドラインとして提示していたが、最新版の2010年版では、このJISと同様の締付け手順が追加されている。

表5-1および表5-2は、それぞれASME PCC-1⁽⁹⁾およびJIS B2251⁽⁵²⁾によるボ

ルト締付け方法を示し、本論文第4章4.2の表4-1および表4-2に締付ける順番の具体的なボルト番号の一例を追記している。表5-1は、ASME PCC-1⁽⁹⁾の2000年版で提案された Legacy Cross Pattern と呼ばれている締付け手順を示し、本論文では ASME PCC-1⁽⁹⁾の締付け手順はこの Legacy Cross Pattern を対象としている。表5-2は、JIS B2251⁽⁵²⁾の締付け手順を示す。なお、この手順は ASME PCC-1⁽⁹⁾の最新版（2010年版）の Appendix F のパターン#3（Circular Pattern）で紹介されているが、JIS B2251⁽⁵²⁾ではトルクによる管理としているところを最終段階である一方向締付け時ではナットが回らなくなるまで締付けるとしており、その周回数には記載がない。

また、ドイツ技術協会（VDI）発行の VDI2230⁽¹⁹⁹⁾は、ボルト締付けのばらつきをその最大値と最小値の比を締付け係数 α_A と定義し、締付け工具や締付け方法による違いを示している。締付け係数はボルトのばらつきの程度を示す指標として、多くの研究者に採用されている。熊倉ら⁽⁹⁵⁾は、複数のボルトを同時に締付けた場合のボルト締付け力の挙動を FEM 解析と実験（3B フランジ渦巻ガスケット）により調べ、JIS の締付け手順による仮締めを適正に行うことが重要であり、複数本同時締付けが1本毎に締付ける場合と比較して締付け係数 α_A が 1.18~1.42 程度で大きな違いがないとしている。永田ら⁽¹²¹⁾は、3B フランジに渦巻ガスケットと石綿ジョイントシートガスケットを使用した場合のボルト締付け力のばらつきを測定して、そのばらつきが内圧負荷時のガスケット応力に与える影響を FEM 解析により検討し、米国 PVRC (Pressure Vessel Research Council) がフランジ設計に用いられている締付け効率 η が 0.85 とされる⁽¹²⁾妥当性を検討している。渦巻ガスケットについては $\eta=0.85$ は問題ないが、ジョイントシートガスケットでは $\eta=0.6$ が望ましいとしている。高木ら⁽¹⁸⁴⁾は、永田ら⁽¹²¹⁾の研究を 20B フランジにも拡張し、締付け手順（JIS B2251⁽⁵²⁾と ASME PCC-1⁽⁹⁾）と締付け効率 η への影響を検討している。締付け力のばらつきの程度は、フランジサイズや締付け手順の違いによる差異は少ないとしている（締付け係数 α_A 換算:1.25~1.47 程度）。また、漏えい量基準の締付け効率 η については、永田ら⁽¹²¹⁾が使用した石綿ジョイントシートガスケットより非石綿ジョイントシートガスケットの方が大きくなるとし、3B フランジでは $\eta=0.8$ 程度、20B フランジでは

$\eta=0.6$ 程度が適切として、PVRC の提唱⁽¹²⁾する $\eta=0.85$ は漏えいに対しては危険側の設定となっていると警告している。

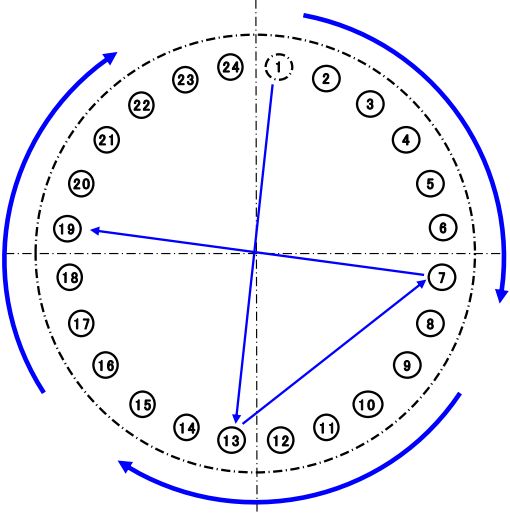
このようにボルト締付けに関する研究は多くなされているが、実際の現場で使用されている電動式や油圧式締付け工具を用いたボルト締付け力のばらつきに関する研究は少ない^(96,199)。ボルト軸力のばらつきは締結体の密封性能に及ぼす影響が大きいため、ボルト軸力のばらつきを知ることは重要である。特に、ソフトガスケットを用いた締結体の締付けに現場でしばしば用いられ、締付け精度が余り良いとされていないエアークラッシュレンチについての研究は見当たらない。また、弾性相互作用が起りやすいジョイントシートガスケットや渦巻ガスケットと云ったソフトガスケットについての研究は多いが、金属ガスケットであるリングジョイントガスケットを用いた場合のボルト締付けのばらつきに関する研究は見当たらない。特に、金属ガスケットを用いた締結体のボルト締付け係数は特に重要な値と考える。

そこで、本章ではオクタゴナル形リングジョイントガスケットを挿入した 20B-RTJ フランジに油圧トルクレンチで締付けた場合のボルト締付け力のばらつき（締付け係数）について検討するとともに、20B-RF フランジに渦巻ガスケットおよびジョイントシートガスケットのソフトガスケット付き管フランジ締結体をエアークラッシュレンチにて締付けた場合のボルト締付け力のばらつきについて検討することを目的にしている。

Table 5-1 ASME PCC-1⁽⁹⁾の締付け手順

締付け手順	締付け方法
仮締め	手で軽く(15-30 N-m)で締付け(目標値の20%を超えてはならない)。
ラウンド1	目標トルクの20~30%まで, 対角で締付け。フランジ隙間点検。
ラウンド2	目標トルクの50~70%まで, 対角で締付け。フランジ隙間点検。
ラウンド3	目標トルクの100%まで, 対角で締付け。フランジ隙間点検。
ラウンド4	ラウンド3のトルク値で, ナットが回転しなくなるまで, 時計回り方向に締付けを継続する。
ラウンド5	時間があれば, 4時間待ってラウンド4を繰り返す。 <短期クリープ緩和やへたりロス防止となる> <フランジレーティングより高いテスト圧力を受ける場合は, テスト後再度ラウンド5の実施が望ましい>
<p>締付け手順の 図示 <Legacy Cross Pattern> (ボルト本数 24本の例)</p>	<p><仮締め, ラウンド1~3> 1-13-7-19 4-16-10-22 2-14-8-20 5-17-11-23 3-15-9-21 6-18-12-24</p> <p><ラウンド4> 1-2-3-4-5-6-7-8-9-10- 11-12-13-14-15-16-17- 18-19-20-21-22-23-24</p>
<p>Appendix F に記載の代替締 付けパターンNo</p>	<p>#1: Modified Legacy Pattern #2: Quadrant Pattern #3: Circular Pattern #4: Multi-bolt Combined Pattern (4 Tools) #5: Multi-bolt Circular Pattern (2 Tools)</p>

Table 5-2 JIS B2251⁽⁵²⁾の締付け手順

締付け手順	締付け方法
締付け準備	手で締付けフランジに密着させる。フランジ面間の平行度が得られない場合はガスケット全周が密着するまで、スパナなどの工具にて締付ける。
仮締め (インストール)	締付けトルクを段階的(例えば10%→20%→60%→100%)に増加させ、対角で締付け。 対象ボルトは、フランジボルト本数が8本以下は全数、12~24本が対角4本、24本を超えるものは対角8本。 段階ごとに、フランジ隙間点検(4箇所)。
<うず巻ガスケットのみ>	うず巻形ガスケットの場合のみ、 目標トルクの50%で時計回り(または反時計回り)で1周締付け。
本締付け	目標トルクの100%で、時計回り(または反時計回り)で一方向で締付け。 ただし、フランジボルトが4本の場合は対角で締付け。 フランジサイズ250A以上は6周回、250A未満は4周回。 締結後、フランジ隙間点検(4箇所)。
増締め <応力緩和>	<ガスケットの応力緩和による軸力低下を補償する必要がある場合> 本締付け終了後から4時間以上経過後、 本締付けと同様な方法で1周又は2周締付ける。
締付け手順の 図示 (ボルト本数 24本の例)	<p><仮締め> 1-13-7-19</p> <p><本締め> 1-2-3-4-5-6-7-8-9-10- 11-12-13-14-15-16-17- 18-19-20-21-22-23-24</p> 
トルク設定	フランジボルト本数が12本以上の場合は、指定された締付けトルクの110%を目標締付けトルクとする。

5.2. リングジョイント（RTJ）ガスケット付き管フランジ締結体の締付け（3B & 20B）

5.2.1. 実験方法

リングジョイント（RTJ）ガスケット付きフランジ（3B，20B）を使用して、トルクレンチを使用したトルク管理法によって締結体のボルト締付けを行い、ボルト初期締付け力のばらつきの程度を明らかにする。図 5-1（a）は、3B-RTJ フランジ（呼び径 3 インチ）の実験装置を示す。ガスケット材質は純アルミニウム（A1050，JIS）のオクタゴナル形リングジョイントガスケットを使用し、ボルト締付けには機械式トルクレンチを用い、ASME PCC-1⁽⁹⁾の方法で締付け実験を行う。図 5-1（b）は、20B-RTJ フランジ（呼び径 20 インチ）の実験装置を示す。ガスケット材質はクロムモリブデン鋼（SFVA F5A，JIS）のオクタゴナル形を使用し、締付けの手順は、ASME PCC-1⁽⁹⁾および JIS B2251⁽⁵²⁾の方法で行い比較する。表 5-1 および表 5-2 は、理解しやすいようにそれぞれの締付け方法のまとめを示す。ボルト締付けには、油圧トルクレンチ（HYTORC 製（STEALTH 8））を用いる。なお、インストールは目標トルクの 30，60 および 100%を星形対向パターンで、本締付けは目標トルクの 100%を一方向締付けパターンで、JIS 法では 6 周回および ASME 法では 4 周回まで測定する。



(a) Photo of the bolted pipe flange connection (3B-RTJ)



(b) Photo of the bolted pipe flange connection (20B-RTJ)

Fig. 5-1 リングジョイントガスケット付き管フランジ締結体のボルト締付け実験装置

5.2.2. ボルト締付け実験結果

図 5-2 は ASME PCC-1⁽⁹⁾に従い、トルクレンチを用いてトルク管理を行いながら締付けた純アルミニウム (A1050, JIS) 製オクタゴナル形 RTJ ガasket付き 3B 管フランジ締結体のボルト初期締付け作業中のボルト軸力の推移を示す。目標ボルト初期締付け力 F_f が $F_f=10\text{kN}$ の場合の結果を示す。図より、各ボルトのボルト軸力がばらついていることがわかる。このとき、最終周回においては No.5 のボルトが最大の値の $F_f=13\text{kN}$ を示し、No.6 のボルトが全ボルト中最小の値の $F_f=7\text{kN}$ が示されている。それ故に、最終周回の締付け係数 α_A (最大値/最小値) は、1.86 であり、ソフトガasketを用いた管フランジ締結体のそれ⁽¹⁸⁴⁾よりも大きな値となっている。なお、3B 管フランジ締結体のボルト本数は 8 本であるので、JIS B2251⁽⁵²⁾による締付け手順は同じになる。

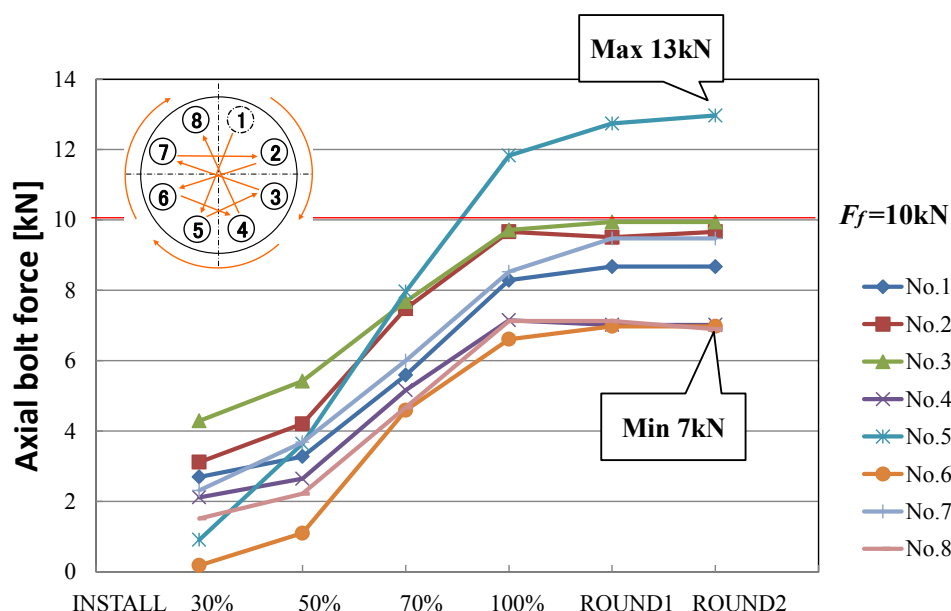
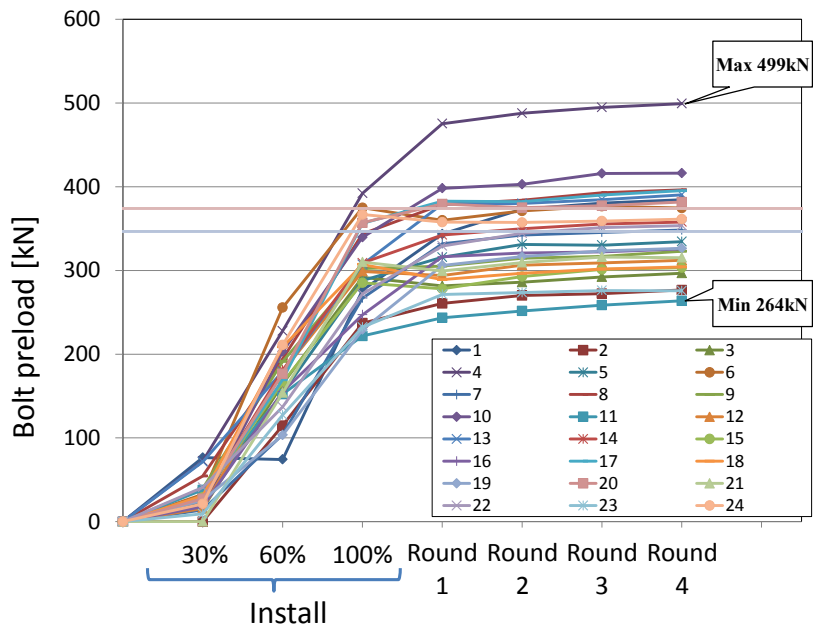


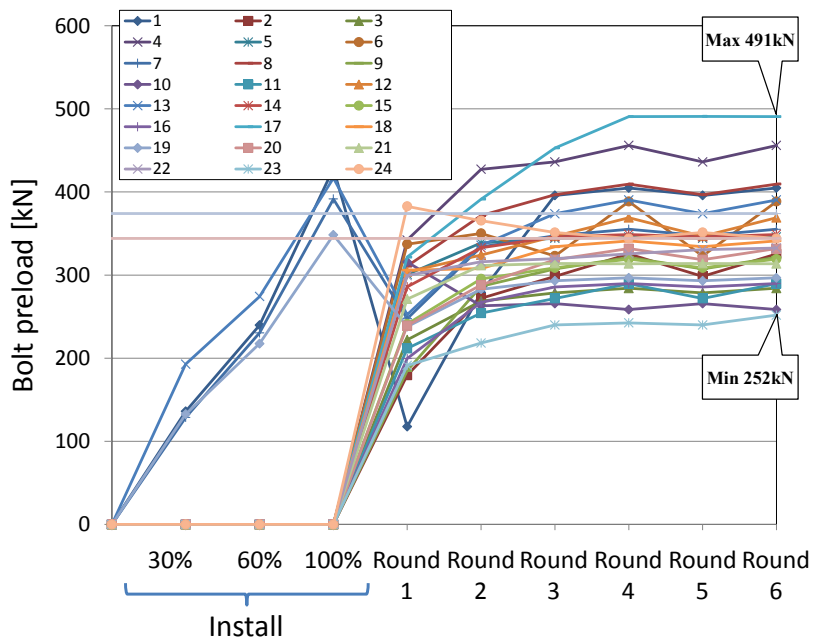
Fig. 5-2 トルク管理法によるボルト軸力の変化 (3B-RTJ アルミニウム)

図 5-3 は、大口径 20B の RTJ ガスケット付き管フランジ締結体を目標ボルト初期締付け力 F_f が 380kN (目標締付けトルクは 1700 N-m) でトルク管理法を用いて締付けた場合のボルト軸力の推移を示す。図 5-3 (a) および (b) は、それぞれ ASME PCC-1⁽⁹⁾ および JIS B2251⁽⁵²⁾ の締付け手順の結果を示す。使用した RTJ の材質は、クロムモリブデン (SFVA F5A) 製オクタゴナル形リングタイプガスケットである。図から、各ボルトのボルト軸力にはかなりのばらつきがあることが確認できる。

図 5-3 (a) の ASME の一方向締付け (Round 1, 2, 3, 4) では各ボルトの軸力がやや上昇しながら滑らかに推移しているのに対し、図 5-3 (b) の JIS の一方向締付け (Round 1, 2, 3, 4, 5, 6) では各ボルトの軸力がやや変動しながら推移している。しかし、JIS B2251⁽⁵²⁾ の場合は Round 3 以降、ASME PCC-1⁽⁹⁾ の場合は Round 2 以降の平均ボルト軸力に大きな変化はなく、最終周回の締付け係数 α_A (最大値/最小値) においては、それぞれ 1.89 (=499/264) および 1.94 (=491/252) である。すなわち、ASME PCC-1⁽⁹⁾ および JIS B2251⁽⁵²⁾ の Round 回数がオクタゴナル形 RTJ ガスケット付き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かなり小さいことがわかる。しかしながら、3B のアルミニウム製 RTJ ガスケットの場合と同様にソフトガスケットを用いた管フランジ締結体のそれよりも大きな値となっている。



(a) ASME PCC-1



(b) JIS B2251

Fig.5-3 トルク管理法によるボルト軸力の変化 (20B-RTJ Cr-Mo 鋼)

5.2.3. リングタイプジョイントガスケット付き管フランジ締結体の ボルト初期締付けに関する考察

実験により測定されたリングジョイントガスケットの締付け係数 α_A は、1.86~1.94 であり、VDI2230⁽¹⁹⁹⁾に示されるトルク管理法の標準値である $\alpha_A = 1.60 \sim 2.0$ の範囲内に入っている。しかしながら、5.3.で述べるインパクトレンチによる渦巻ガスケットの結果 ($\alpha_A = 1.38 \sim 1.48$) や高木ら⁽¹⁸⁴⁾の非石綿ジョイントシートガスケットの結果 (α_A 換算: 1.25~1.47 程度) に比べて大きな値になっている。これは、ソフトガスケットでは弾性相互作用によってボルト締付け力が隣のボルトの影響を受け平均化される傾向にあるのに対し、金属ガスケットを用いた場合にはフランジそのものが高いレーティングを用いているためにフランジの剛性が大きいばかりでなく、弾性相互作用が起こりにくいことで隣のボルトとの平均化が得られにくいため締付け係数 α_A が大きくなっていると考えられる。したがって、リングタイプジョイントガスケットや金属平型ガスケットなどの金属ガスケットを用いた管フランジ締結体のボルト締付け力のばらつきを少なくさせるためには、トルク管理法のみではなく軸力管理法等のより精度が高い管理方法の適用が推奨される。軸力管理法は、一般に超音波によりボルト長さの変化をボルト軸力として測定し、ボルト締付け時にボルト軸力を管理しながら締付ける方法である。また、ボルトテンショナーは油圧装置でボルトに所定の軸力を与えることにより伸ばし、ナットをセットした後に解放することで精度の良いボルト締結体の締付けが可能になる。ボルトヒーターはボルトの軸方向にあらかじめ穴を空け、その穴に高周波誘導加熱等のヒーターを挿入することでボルトを伸ばしナットをセットするものであり、ボルトテンショナーと同様にボルトのねじ部およびナット座面の摩擦の影響を受けないためにトルク管理法に比べてボルト締付けのばらつきが少ない方法である。装置によるもので、るボルト軸力管理法等のより精度が高い管理方法の適用が必要となる。このような締付け手法を適用することにより、金属ガスケット付き管フランジ締結体からの漏えい量をより減少させることが可能と考えられる。しかし、より適切かつ安価な締付け方法を考案することは今後実用的には重要であり、今後の課題である。

5.3. インパクトレンチを用いた ソフトガスケット付き管フランジ締結体の締付け

石油精製および石油化学などのプラントでは、法的に設備の健全性確認が求められており、一般的には定期修理工事により、機器や配管の管フランジ締結体を開放し、清掃、点検、補修などの後にその復旧作業が行われる。管フランジ締結体の開放と復旧には、対象の管フランジ締結体に見合った締付け工具が使用される。インパクトレンチはその作業性の良さから現場で多く使用されているが、管フランジ締結体のボルト締付け精度の面から使用が制限される現場があることも事実である。最近国際的に認識されている管フランジ締結体のガスケット面から微少漏えいが必ず発生する、という事実に基づいて漏えい量基準の管フランジ締結体設計法が確立されつつあり、この設計法の検討するにあたっては、ボルト締付け工具によるボルト初期締付け力のばらつきを考慮する必要がある。このためインパクトレンチによるボルト初期締付けに関しても、そのばらつきの度合いを把握しておく必要がある。従来このようなインパクトレンチ締付けによるボルト初期締付け力のばらつきに関しては、VDI2230⁽¹⁹⁹⁾の締付け係数 α_1 が 2.5~4.0 とされているのみで、ほとんど検討されていないのが現状であり、特に最近のレンチ全般の技術的進歩を考えると、最近のインパクトレンチによるボルト初期締付け時のばらつきを示す締付け係数 α_1 がいくらかの知見は実用上必要である。

本研究は、エアーインパクトレンチおよびエアートルクレンチ(JGUN)による大口径 (20 インチ) 管フランジ締結体のボルト初期締付け時にボルト初期締付け力の変化を測定することにより、従来ほとんど検討されていない最近のインパクトレンチによるボルト初期締付け時のボルトの締付け係数を検討することを第一の目的としている。次にこのボルト初期締付け力の下で管フランジ締結体の漏えい試験を行い、所定の条件下でボルト締結された管フランジ締結体からの漏えいが発生するか否かを実験的に調べることを第二の目的としている。なお、インパクトレンチによる締付け実験には渦巻ガスケット (SWG) とジョイントシートガスケット (JSG) を使用している。

5.3.1. 実験方法

図 5-4 は、実験装置を示す。測定項目はボルト初期締付け力の変化を測定することおよび管フランジ締結体からの漏えいを測定することである。このため、実験装置は、JPI 300# 20B 管フランジ締結体内部に流体（ヘリウムガス）を作用させ、管フランジガスケット接触面からのヘリウムガス漏えい試験を行う。リアルタイムにボルト初期締付け力の変化を測定するため、管フランジ締結ボルト（M33）には、校正済みひずみゲージをボルト軸部に 2 枚貼り付けている。

実験は、エアークラッシュレンチを用いて JIS B 2251⁽⁵²⁾に示される手順でボルト初期締付けを行い、ボルト軸力の変化を測定する。目標のボルト初期締付け力はボルト（SNB7）降伏応力の半分（ 362.5 N/mm^2 ）の 269 kN とした。本管フランジ（呼び径：20 インチ）に対応するガスケットは、渦巻きおよびジョイントシートガスケットを用いて、締付け実験を行い、さらにその後に圧力降下法（内圧：5 MPa）による管フランジ締結体の漏えい試験を行う。表 5-3 は、実験における使用レンチ、ガスケットの種類および漏えい試験の有無を示す。

エアークラッシュレンチは、使用条件によって締付け条件が変動するため、

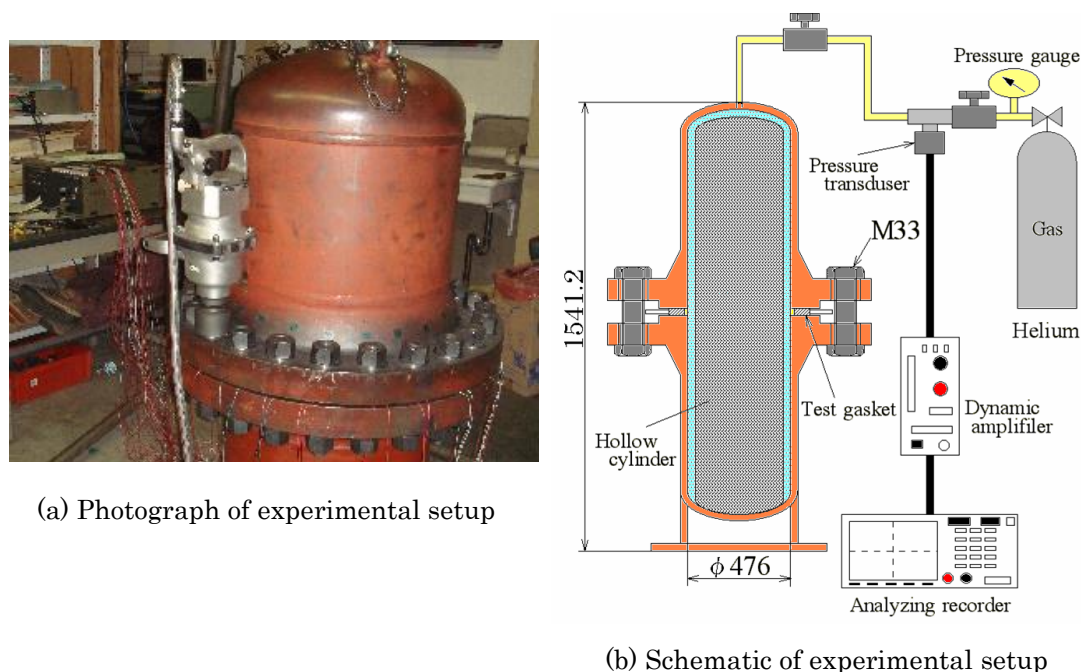


Fig. 5-4 インパクトレンチ締付けにおける実験装置の写真と概略図
(20B-RF)

ボルト初期締付け力が大きく変動する。このため予備実験でまずエアークレンチの使用条件を設定する。本実験で使用するエアークレンチは実用トルク範囲 500~2350 N・m (空研製 KW-420G) である。図 5-5 は使用したエアークレンチと供給制御用タイマーの外観写真を示す。供給エアークレンチはエンジン式コンプレッサー (エアーマン) の 0.65MPa エアークレンチを図 5-5 に示す電磁弁による作動時間タイマーにより制御する。

Table 5-3 締付け実験パラメータ

実験No.	使用レンチ	ガスケット	漏洩試験
1	エアー インパクトレンチ (空研社製:KW-420G)	渦巻き ガスケット	—
2			—
3		○	
4		ジョイントシート	○
5	エアートルクレンチ (ユネックス社 製:JGUN)	渦巻き ガスケット	—
6			—
7			○

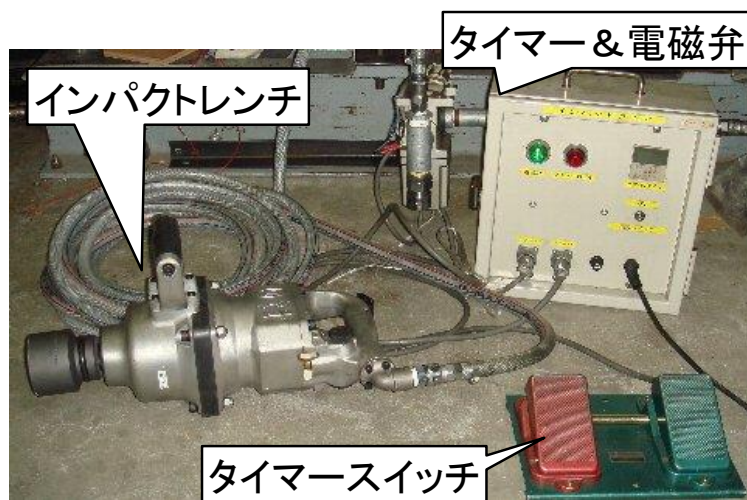


Fig. 5-5 インパクトレンチ用タイマー装置

5.3.2. 予備実験

図 5-6 は、エアークレンチの作動時間 (秒) とボルト軸力の関係を測定した結果を示す。1 本のボルトに対し、エアーの作動時間を 0.5 秒から 5.5 秒まで 0.5 秒間隔でのボルト軸力の値と、0.5 秒ずつ続けて 16 回締付け (累計時間 8 秒) を行ったボルト軸力値を示している。図中にそれぞれの近似式も示している。本実験の管フランジ締結体の締付けでは管フランジ締結ボルトに対し 6 周の締付けを行う。最終的に目標ボルト初期締付け力(269kN)を得るために、目標よりやや小さい値(232kN)のボルト初期締付け力である目標軸力の約 85% に対応する作動時間 3 秒を実験条件として設定した。

一方、エアートルクレンチについては、エアーレギュレーターのセット圧力によりトルクが設定できる工具であるため、予備実験でセット圧とボルト軸力の関係を求めた。その結果からセット圧力を 45 psi (=0.315MPa) で本実験を行うこととした。

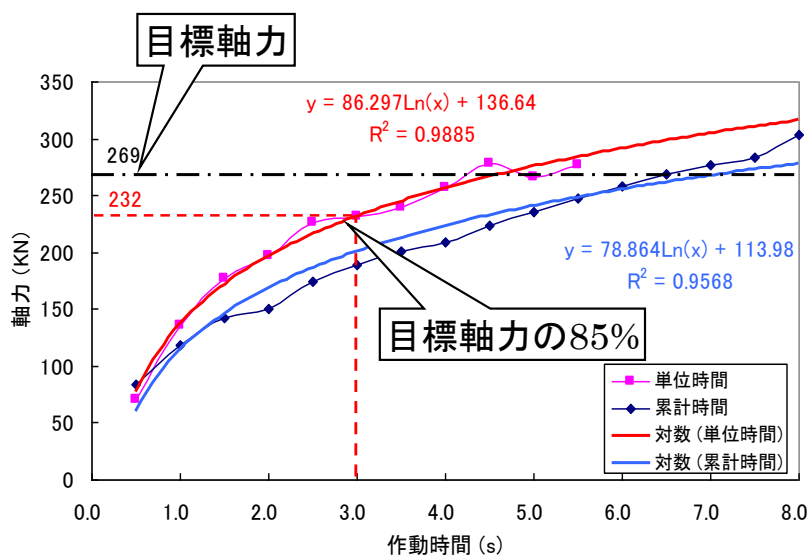


Fig. 5-6 インパクトレンチによる締付け時間とボルト軸力の関係

5.3.3. ボルト締付け実験結果

ボルト締付け実験は、JIS B2251⁽⁵²⁾の手順に従いボルトの初期締付けを行い、その締め付け過程でボルト全数(24本)の軸力をひずみゲージにより測定した。インストールは、8本のボルト(No.1, 4, 7, 10, 13, 16, 19, 22:ボルト番号は時計回りで採番)についてボルトに貼られたひずみゲージによる測定値を見ながら対角締付け(倍力装置を用いた人力またはエアートルクレンチ)で行った。本締付けは、回転法(時計回り)でエアークレンチを1ボルト1回当たり3秒間の締付けを行い、一周毎に全てのボルト軸力を測定し、ボルト締め付け周回6周まで行った。図5-7~5-10は、エアークレンチの締付け実験結果を示す。図5-7は実験No.1、図5-8は実験No.2の結果を示してい

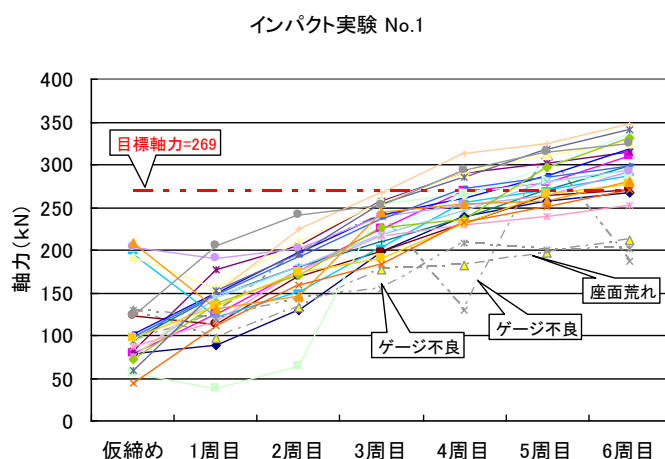


Fig. 5-7 インパクトレンチ締付けのボルト軸力の推移 (実験 No.1)

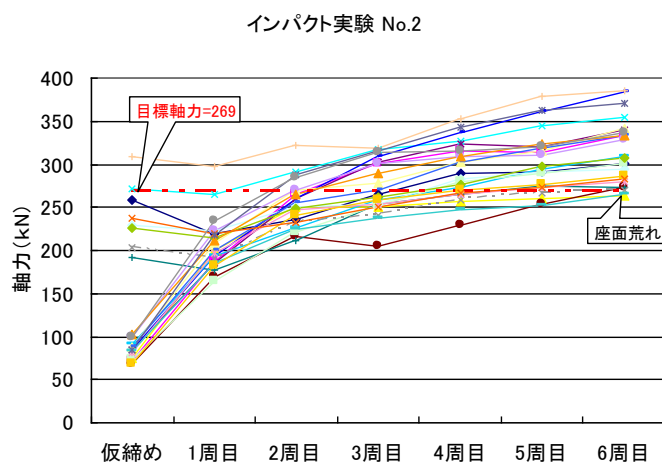


Fig. 5-8 インパクトレンチ締付けのボルト軸力の推移 (実験 No.2)

る。

図 5-9 および図 5-10 は実験 No.3 および No.4 の締め付け結果を示し、その後漏えい実験を行った。周回毎のボルト 24 本のボルト軸力実測値(kN)を示している。ここで明らかにボルト軸力が異常値であるデータ（グラフ凡例コメント表記）を除いて、ボルト軸力（ボルト初期締め付け力）の最大値と最小値の比である締め付け係数 α_1 を算出した結果、6 周締め付け後では $\alpha_1=1.38\sim 1.48$ となった。

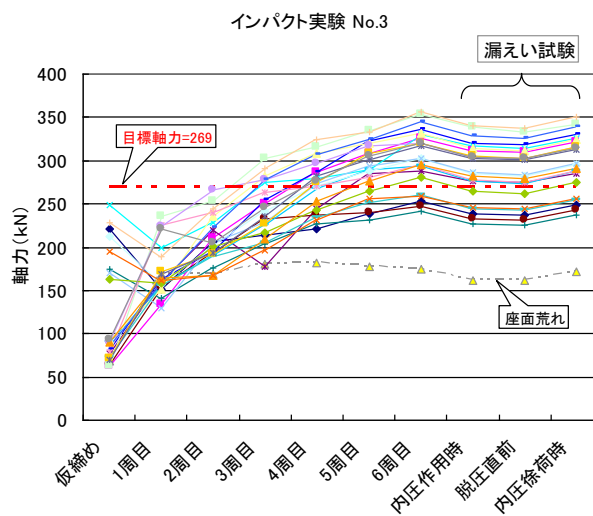


Fig. 5-9 インパクトレンチ締め付けのボルト軸力の推移（実験 No.3）

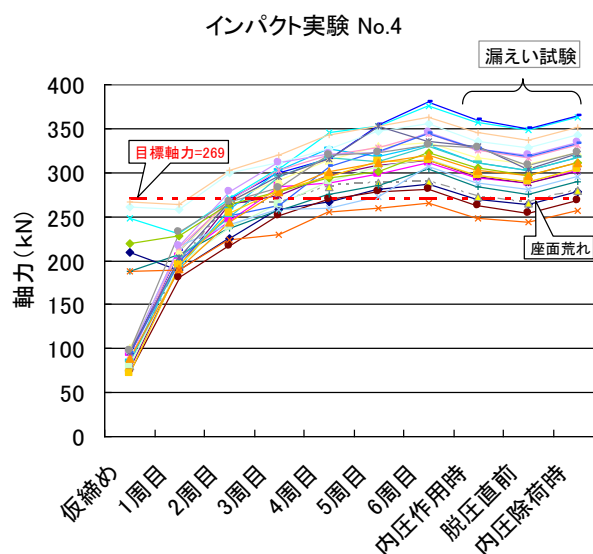


Fig. 5-10 インパクトレンチ締め付けのボルト軸力の推移（実験 No.4）

他方、VDI2230⁽¹⁹⁹⁾に記載されている締付け係数 α_A の値は (2.5~4.0) とされており、本実験結果の α_A の値はより小さな値を示している。また、本実験におけるエアークレンチによる締付けによるボルト軸力は、周回ごとに増加する傾向を示しており、最終的に目標ボルト軸力より大きいボルト初期締付け力が発生している。これはエアークレンチの作動時間がやや大きい設定であったためと考えられる。しかし、 α_A の値が VDI2230⁽¹⁹⁹⁾ の値より小さく、この程度の α_A の値では実際の締付けには有効であると推測される。

図 5-11~5-13 は、エアークレンチによるボルト締付け実験結果を示す。測定結果を集計した結果、締付け係数 α_A は、 $\alpha_A=1.32\sim 1.41$ となった。

エアークレンチの場合の締付け係数 α_A の値に比べると、やや小さい値を示しているが、差異はさほど大きくない。しかしエアークレンチによるボルト初期締付けはエアークレンチの場合と異なり、周回を重ねることによりボルト軸力が一定値に収束する傾向がある一方、供給エアークレンチの影響と推測されるが、実験の回数を増やすに従って、最終ボルト軸力（ボルト初期締付け力）がより小さくなる傾向が見られた。すなわち得られる最終ボルト初期締付け力は目標ボルト初期締付け力より小さいことが示されている。

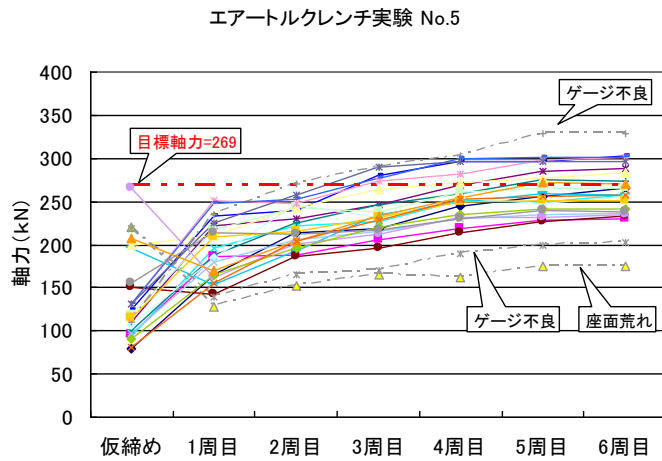


Fig. 5-11 エアートルクレンチ締付けのボルト軸力の推移 (実験 No.5)

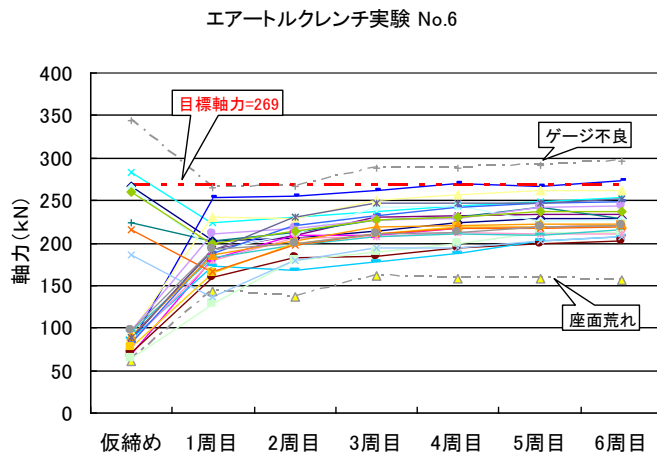


Fig. 5-12 エアートルクレンチ締付けのボルト軸力の推移 (実験 No.6)

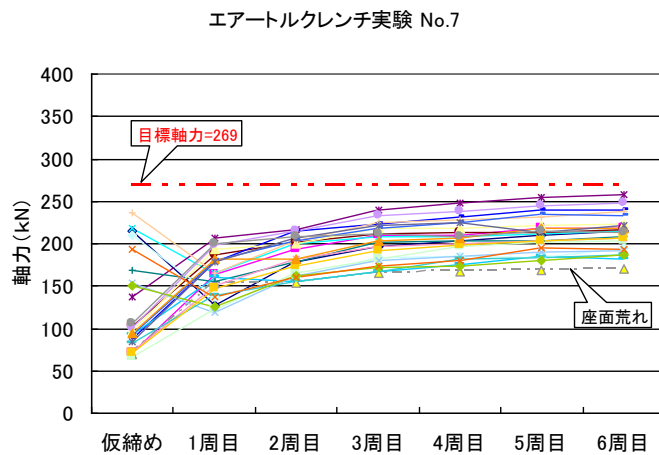


Fig. 5-13 エアートルクレンチ締付けのボルト軸力の推移 (実験 No.7)

5.3.4. 漏えい量測定実験結果

漏えい測定実験では、ボルト締付け実験終了後、ヘリウムガス(内圧:5 MPa)を管フランジ締結内に充填させ、圧力降下法にて PVRC (Pressure Vessel Research Council, 米国) が提案する漏えい特性試験方法 ROTT(Room Temperature Tightness test)のタイトネスファクター T_c とタイトネスパラメータ T_p を求め、気密性の確認を行った。国際的には内部流体が気体の場合にはガスケット面から微小漏えいが生じることが知られており、表 5-4 は、この気体漏えい量を示すタイトネスパラメータ T_p と漏えい量の関係を示す^(44,141)。 T_p の値が大きいほど漏えい量がより小さいことを示している。表 5-5 は、漏えい測定の実験結果を示す。 P_1 と P_2 はそれぞれ当初内圧と降下圧力を示し、 t は測定時間を示している。 L_{rm} は質量漏えい量、 T_c はタイトネスファクター T_p , タイトネスパラメータを示す。エアークレンチにおける渦巻きガスケット (SWG) とジョイントシートガスケット (JSG) を挿入された管フランジ締結体およびエアートルクレンチによる渦巻きガスケット (SWG) を挿入された管フランジ締結体に対して、3回の漏えい量測定実験を行った結果、表 5-5 に示されるように、タイトネスファクター T_c は実験 No.3 に対して 12, 同 No.4 に対して 9 および同 No.7 に対して 7 となった。実験で得られた漏えい量は、ROTT のタイトネスクラスの 2(Standard) または 3(Tight)に該当し、良好な密封性能を示す結果が得られた。

Table 5-4 タイトネスパラメータ⁽⁴⁴⁾

タイトネスクラス	タイトネスファクタ T_c	漏洩率 L_{rm} [mg/s/mm]
1 (economy)	0.1	2.00×10^{-1}
2 (standard)	1	2.00×10^{-3}
3 (tight)	10	2.00×10^{-5}
4	100	2.00×10^{-7}
5	1000	2.00×10^{-9}

Table 5-5 想定結果 (漏えい量およびタイトネスパラメータ)

実験番号	使用ガスケット	P_1 [MPa]	P_2 [MPa]	t [sec]	L_{rm} [mg/s/mm]	T_c	T_p
インパクトレンチ No.3	SWG	4.925	4.917	16140	1.38×10^{-5}	12	1070
インパクトレンチ No.4	JSG	5.012	4.962	55470	2.50×10^{-5}	9	808
エアートルクレンチ No.7	SWG	5.004	4.95	40260	3.72×10^{-5}	7	661

エアーインパクトレンチにおける渦巻きガスケット (SWG) とジョイントシートガスケット (JSG) を挿入された管フランジ締結体およびエートルクレンチによる渦巻きガスケット (SWG) を挿入された管フランジ締結体に対して、3回の漏えい量測定実験を行った結果、表 5-5 に示されるように、タイトネスファクター T_c の値は実験 No.3 に対して 12, 同 No.4 に対して 9 および同 No.7 に対して 7 となった。なお、タイトネスパラメーター T_p の値はそれぞれ、1070, 808 および 661 である。実験で得られた漏えい量は、ROTT のタイトネスクラスの 2(Standard)または 3(Tight)に該当し、良好な密封性能を示す結果が得られた。しかし実験 No.7(エートルクレンチ (JGUN))はボルト初期締付け力が目標ボルト初期締付け力に比べて小さいため、ガスケット接触応力がより小さい。このため漏えい量がより大きくなったと推測される。No.7 の T_p の値は 661 であり、実験 No.3 の T_p の値 1070 に比べて、かなり小さいことが示されており、漏えい量は当然より大きいことになる。

5.3.5. インパクトレンチ締付け実験において配慮した点および考察

エアークインパクトレンチによる管フランジ締結体のボルト締付け実験に際して、配慮した点があるので、今後の実験の際の参考にするため、ここで述べておく。

- (1) 図 5-14 はボルトの供回り防止策の実施例の写真を示す。はじめに、図 5-14 に示すように、インパクトレンチによる締付けを行う反対側のナットはダブルナットとし、片口めがねレンチにより固定することにより、ボルトの供回りを防止し、さらにひずみゲージのリード線保護を行った。ただし、エアークインパクトレンチの振動等によりひずみゲージが損傷する等の影響もあり、実験途中でリード線の補修またはボルトの取替を行ったものもある。
- (2) 図 5-15 は実験後のナット座面状況の写真を示す。エアークインパクトレンチの振動により、ナット座面が傷付く為に、ワッシャーを挿入したが、図 5-15 に示すように、ナット座面やワッシャーが傷付いているものも見られ、これらの影響でボルト軸力の測定データで明らかに異常が発生した。これらについては、データ整理で除外している。
- (3) 今回得られたエアークインパクトレンチによる管フランジ締結体のボルト締め付け時の締付け係数は、VDI2230⁽¹⁹⁹⁾に記載されている値よりかなり小さな値を示した。VDI2230 には、①締付けの回数が多いとき、②締付け特性が一定のとき、③エアークインパクトの伝達に遊びがないとき、にはより小さい値を用いて良いとの記載があるが、今回はそれに対し ①適用回数 6 周、②作動設定時間 3 秒と規定したこともあり、良好な締付け係数 α_A の結果が得られたものと推測される。さらに 1980 年代のそれに比べて工具の改良がなされているため安定的にボルト締め付けができる。このため締付け係数がより小さい値になったと推測される。
- (4) エアークインパクトレンチによる締付け力は、周回ごとに増加する傾向にあるが、エアークインパクトによる管フランジ締結体のボルト締め付けによる締付け係数 α_A もかなり小さく実用上問題がない。さらに締結体の漏えい試験結果も良好であり、前述した作動時間管理と締付け回数管理を行うことに

より、エアークレンチは締付け工具として大口径管フランジ締結体などの多数ボルト締付けに十分利用できることを示唆している。

- (5) エアークレンチについても、エア供給圧力を設定することにより、締付け係数や漏えいに関してかなり良好な結果が得られている。しかしエアークレンチによる締め付けに比べてボルト初期締付け力が目標値よりやや劣る結果が示されている。他方取扱いも良好であるが、エアモータの性能低下を招かないように、湿気の影響がないドライエアを使用する等の考慮が必要と思われる。



Fig. 5-14 ボルト供回り防止用ダブルナット



Fig.5-15 ボルト締付け実験後のナット座面状況

5.4. 第5章の結言

本章では、3B および 20B のリングジョイントガスケット付き管フランジ締結体を用いてトルク管理法によるボルト締付け実験を行い、ボルト初期締付け力のばらつきについて調べた。

- (1) ボルト締付け手順を ASME PCC-1⁽⁹⁾ および JIS B2251⁽⁵²⁾ の方法で比較した結果、締付け手順による差異はほとんど認められないことが示された。
- (2) リングジョイントガスケットを用いた締結体のボルトのばらつきを示す締付け係数 α_A は、1.86~1.94 であり、VDI2230⁽¹⁹⁹⁾ に示されるトルク法の標準値 1.60~2.00 の範囲内に入っているものの、ソフトガスケットのそれより大きくなる傾向にあることがわかった。
- (3) この原因は、ソフトガスケットでは弾性相互作用によってボルト締付け力が隣のボルトの影響を受け平均化される傾向にあるのに対し、金属ガスケットを用いた場合にはフランジそのものが高いレーティングを用いているためにフランジの剛性が大きいばかりでないことと、弾性相互作用が起こりにくいことで隣のボルトとの平均化が得られにくいことにより、締付け係数 α_A が大きくなっていると推測された。
- (4) リングタイプジョイントガスケットや金属平型ガスケットなどの金属ガスケットを用いた管フランジ締結体のボルト締付け力のばらつきを少なくさせるためには、トルク管理法のみではなく軸力管理法等のより精度が高い管理方法の適用が推奨されることを提案した。そうすることによって、金属ガスケット付き管フランジ締結体からの漏えい量をより減少させることが可能となると推測された。
- (5) エアーインパクトレンチを用いて、大口径（20 インチ）のうず巻形ガスケットおよびジョイントシートガスケット付き管フランジ締結体のボルト初期締付けにおけるボルト初期締付け力のばらつきを測定することおよびこの締結体の漏えい量を測定することを目的とし、まず①エアーインパクトレンチの供給エアーの時間を規定し、②JIS B2251⁽⁵²⁾ の手順に従って締付け実験を行った。その結果、締付け係数 α_A （ボルト軸力の最大値と最小値の比）は、1.38~1.48 となり、VDI2230⁽¹⁹⁹⁾ に記載されている値（2.5~4.0）よ

り小さな値を示した。すなわちエアークレンチの性能が改良され、ボルト初期締付け力のばらつきが小さくなったことが示された。

- (6) 締結体の漏えい試験により良好な密封性能が確認できたことから、作動時間管理と締付け回数管理を行うことで、エアークレンチは締付け工具として大口径管フランジ締結体のボルト締付けに十分利用できることが示された。エアークレンチ (JGUN) による管フランジ締結体のボルト初期締付けにあたっては、本研究ではボルト初期締付け力が目標ボルト初期締付け力より小さくなることが示され、エアークレンチに比べてやや劣る結果が示された。しかし漏えい実験では、概ね満足される結果であるが、エアークレンチによる締め付けに比べて、タイトネスパラメーターでもかなり小さい値を示していることがわかった。

第 6 章
金属ガスケット付き管フランジ締結体
設計への指針

6.1. 緒言

石油精製プラントや化学プラントのフランジ継手の設計に使用されている基準には、JIS B2205⁽⁴⁶⁾、JIS B8265⁽⁵⁴⁾あるいはASME Boiler and Pressure Vessel Code Section VIII Division 1のAppendix2⁽⁸⁾などが使用される。これらの設計基準では、内部流体の圧力に対して、その密封に必要なガスケット面圧を決定するために、いわゆるガスケット係数 (m, y) を使用している。この考え方は、1943年にMarkleとRossehiem⁽¹⁴⁷⁾によって提唱された後にASME規格に採用され、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として使用されているが、漏えい量の考えは存在していない。また、ガスケット係数 (m, y) は規格内で数値として与えられているが、ガスケット係数 (m, y) の測定が明確に再現できない状態にあり、問題点が指摘されている⁽¹²⁹⁾。これは、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（アスベスト）が多用されてきたが、石綿の環境問題、特に人体への影響から石綿系ガスケットの使用が自粛あるいは禁止されたために、非石綿の新しいソフトガスケットの開発が活発に行われており、その際にガスケット性能試験法と並んでガスケット係数 (m, y) の正否が問題となったものである。一方、ガスケット付き管フランジ締結体からの漏えいに関しても、内部流体が気体の場合はガスケットから必ず微少漏えい（接触面漏れおよびガスケット内の浸透漏れ）が発生するとの考えから地球環境問題への対応として、新たな設計に対する考え方が提唱^(123,178,197)されている。新たな設計の考え方は、現実に存在する微少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。従来のガスケット係数を用いたガスケット付き管フランジ締結体の考え方が“漏えいゼロ”であるのに対し、“許容漏えい量”を導入している点に大きな違いがある。更には、気象条件や運転条件の変化、経年変化などによる影響も検討がなされている。このようにジョイントシートガスケットやうず巻形ガスケットなどのソフトガスケットに関しては、非石綿ガスケットの開発とともに新しい漏えい量基準の設計法について検討がなされている。

しかし、高温高圧作用下で一般的に用いられる金属ガスケットは金属平型ガ

スケットの他にリングジョイント型ガスケットが現存しているが、それらを用いた管フランジ締結体については、その使用方法および設計方法は確立されていない。本論文第2章から第5章までにおいて金属ガスケットを用いた管フランジ締結体の主に漏えい特性を調べた。この結果に基づいて、より安全かつ信頼性の高い設計への指針を述べる。さらに実際の締結体設計では許容漏えい量を考慮し、どのようにボルト初期締め付け力を決定するかが基本問題であり許容漏えい量に基づく締結体設計のフローチャートを示すとともに、数値計算例を示し、実際の設計への寄与を目指すことを目的としている。

6.2. 管フランジ締結体の設計で考慮すべき項目と課題

金属ガスケット付き管フランジ締結体の設計指針を検討する上で、先ずソフトガスケット付き管フランジ締結体の設計で考慮されている項目、その制限値^(122,186)および課題について整理しておく。

(1) 許容漏えい量

現在、国内法規ではフランジ継手からの漏えい量に対する定量的な制限はないが、「石けん水発泡漏れ試験で発泡がないこと」は従来から受け入れられてきた判定基準である。石けん水による発泡の有無と漏えい量の相関関係は完全には解明されていないが、ヘリウムを用いた漏えい量の実験結果からプラテンの継手から発泡が目視で確認できるのは $3.0 \times 10^{-4} \text{ Pa} \cdot \text{m}^3/\text{s}$ 程度の漏えい量以上であり、プラテンのガスケット接面外径が $\phi 96\text{mm}$ であるから単位外周長当りのヘリウム漏えい量にして $1 \times 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{m}^3/\text{s}/\text{m}$ 程度であろうとされている⁽⁵³⁾。それ故に、この値($1 \times 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{m}^3/\text{s}/\text{m}$)が漏えい量のクライテリアとして社会的にも受入れられるものと思われる。なお、許容漏えい量は、現在常温における気密試験条件下で考えられているが、使用条件下(例えば高温下など)における許容漏えい量も考慮する必要があるとされている。

(2) 必要ガスケット接触応力

ASME規格⁽⁸⁾に採用されているガスケット係数(m, y)の考え方は、本論文第1章の1.2.3.で述べた問題点⁽¹²⁹⁾がある。その後、新しく開発されたPVRCの

方法^(12,130)および EN1591⁽²⁹⁾などの漏えい量に基づく設計では、漏えい量とガスケット応力の関係を漏えい実験により明らかにし、使用状態で許容漏えい量を満足するガスケット応力を確保するという思想で組み立てられている。しかし、ガスケットの圧縮復元特性が非線形で、荷重負荷経路によって同じガスケット面圧でも負荷時と除荷時では密封性能が異なるために、その取扱いが複雑であった。小林ら⁽⁷⁹⁾は、漏えい量がソフトガスケットの圧縮量によって一義的に整理できることを明らかにし、さらにガスケットの内外径比に対するガスケットの形状係数を導入して基本漏えい量という概念を提案した。その試験法は、日本高圧力技術協会規格となり、その後 JIS B2490⁽⁵³⁾として規格化されている。永田ら^(122,123)はソフトガスケットにおいて、許容漏えい量が与えられると内圧およびガスケットの内外径比から求められる形状係数からガスケット圧縮変形量が算出され、ガスケットの圧縮復元特性を考慮した近似式からガスケット平均応力を導くことができるとしている。なお、実際の管フランジ締結体のガスケット圧縮量は接触幅の半径方向に分布しており、漏えい量は接触幅の最外周のガスケット圧縮量に支配されるために、ガスケット平均応力を制限値として採用することで安全側になるとしている。また、ガスケット平均応力の上限値は、ガスケット圧壊応力以下とされている。

(3) ボルト軸力

複数のボルトを用いて締付ける管フランジ締結体はボルト軸力がばらつくことが知られており、実際の管フランジの締結ではボルト軸力のばらつきを加味したボルト軸力の設定が必要である。米国 PVRC⁽¹²⁾では、ボルト締結時のボルト軸力のばらつきを考慮した締付け効率 η を 0.85 と定義しているが、フランジサイズやガスケットの種類によって締付け効率 η を設定すべきとの提案^(121,184)がある。また、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く、そのためには初期締付け時のボルト軸力をなるべく高く設定することが望ましい。しかしながら、ボルト応力についても圧力容器および配管に使用される材料と同様に設計で規定された許容応力で制限されている。従来の ASME 規格⁽⁸⁾や JIS B8265⁽⁵⁴⁾では、ボルト材の許容引張

応力は材料の規格引張強さの 1/5 とする基準が設定されている。しかし、この基準値は現実とかけ離れており、ASME PCC-1⁽⁹⁾ではボルト初期締付け応力を低合金鋼では 345MPa とし、JPI 8R-15⁽⁶¹⁾では降伏応力の 50%を制限値としている。このように、ボルト軸力については初期締付け時に、適切なボルト軸力を与え、ボルト軸力のばらつきを極力少なくすることが、管フランジ締結体からの漏えい防止に必要である。また、運転中の締結体のボルト軸力変動については内力係数による評価が重要であり、管フランジ締結体の形状、使用条件に応じた内力係数を検討することにより、運転中の軸力変動についても検討を行うことが可能である。

(4) フランジ応力

管フランジ締結体の設計に用いられている ASME⁽⁸⁾、JIS^(46,54)などの規格は、板と殻の理論を用いてフランジ部と管の組合せによる解析であり、計算式の妥当性について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。フランジ応力に関しては、①ハブの軸方向の応力、②フランジリングの半径方向の応力、③フランジリングの円周方向の応力、の 3 つの応力成分に分け、①、②、③、(①と②)の平均および(①と③)の平均の 5 つの応力を材料の許容引張応力(①のみ 1.5 倍)と比較して評価している。

(5) 使用中に発生する外荷重(曲げモーメント、温度変動)

使用中に発生する外荷重については、ASME⁽⁸⁾および JIS 規格^(46,54)においても外部モーメントとしてフランジ強度に対する考慮がある。しかし、フランジ締結部からの漏えい防止の観点での制限値は設定されていない。地震のような外荷重は、繰返しの外荷重が作用することも考慮する必要がある。また、管フランジ締結体の温度変動に起因する漏えいについては、運転中はもとより装置のスタートアップやシャットダウン時の温度・圧力変動についても配慮が必要である。このためには、ガスケット特性の温度依存性に関する基礎データが必要となるが、標準化された試験法によるデータの蓄積が十分にされていないのが課題である。

(6) ガasketの寿命

ソフトガasketにおいては、ガasket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asket接触応力が低下する場合があります。また長期間の使用中にはガasket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asket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が、非石綿ガasket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asket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asket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。

6.3. 金属ガasket付き管フランジ締結体の設計の考え方

高温高圧力作用下で一般的に用いられる金属平型ガasketの使用法および設計方法は確立されていない。本論文第2章および第3章において金属平型ガasketを用いた管フランジ締結体の主に漏えい特性を、第4章および第5章においてリングジョイントガasketを用いた管フランジ締結体の主に漏えい特性およびボルト軸力のばらつきについて調べた。この結果に基づいて、より安全かつ信頼性の高い設計への指針を述べる。

(1) 許容漏えい量

金属ガasketを用いる管フランジ締結体は、高温高圧のプロセスに使用されるためにソフトガasketを用いる管フランジ締結体よりも高い密封性能を要求されることがある。したがって、単位外周長当りの許容漏えい量として $1 \times 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{m}^3/\text{s}/\text{m}$ 、もしくはそれより低いレベルの許容漏えい量が前提となる。

(2) 必要ガasket接触応力

金属平型ガasketの密封性能は、ガasketおよびフランジシール面の表面粗さによって存在している空隙が凸部の部分的な塑性変形により潰され、空

隙が減少することにより向上する」とした仮説を本論文第 2 章で述べた。図 6-1 は、金属平型の密封性能に及ぼす因子を模式的に示す。ガスケット材質（主に硬度）および表面粗さの違いがガスケット材料の降伏応力 (σ_{yield}) までの領域では密封性能に影響している。そして、その空隙が減少する現象は接触応力が大きい程顕著になり、ガスケット材料の降伏点 (σ_{yield}) 付近では急激に空隙が減少して密封性能が向上することが FEM 解析と密封特性試験から明らかにされた。

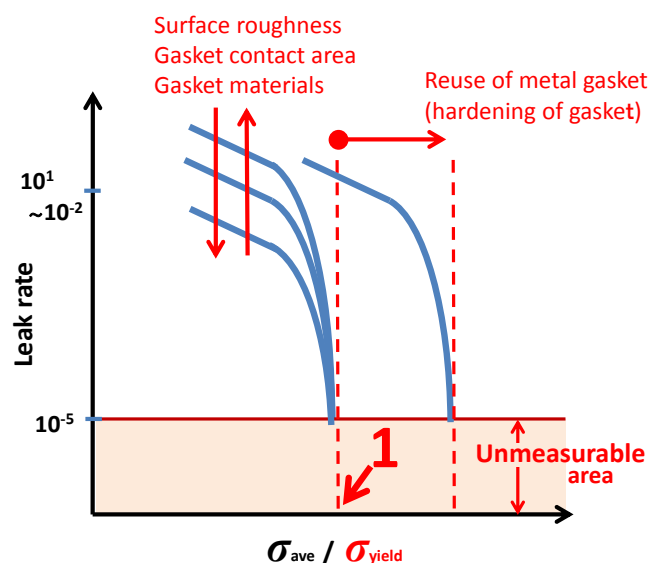


Fig. 6-1 金属平型ガスケット単体の密封性能に及ぼす因子

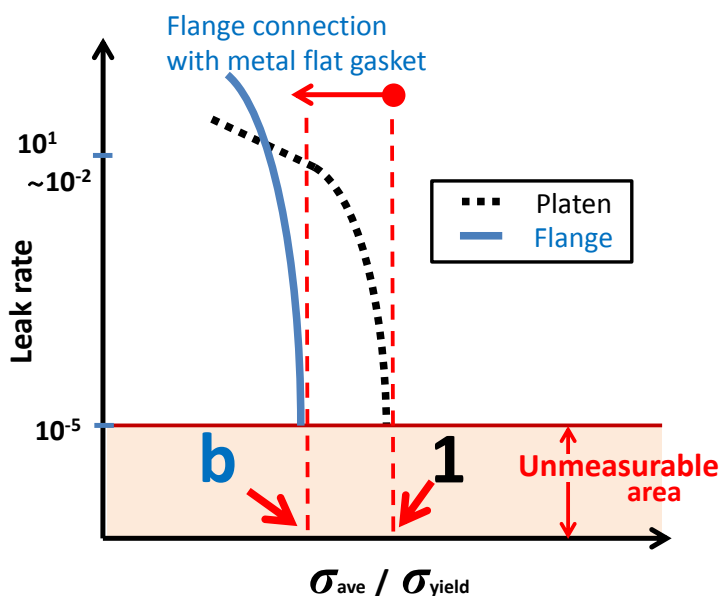


Fig. 6-2 金属平型ガスケット単体および締結体の密封性能

また、管フランジ締結体では、フランジローテーションの影響により金属平型ガスケット外縁側に大きな接触応力が発生するために、ボルト総軸力をガスケット面積で除した平均ガスケット応力 (σ_{ave}) がガスケット単体の漏えい試験による結果に比べてより小さいところから密封性能が向上する。

図 6-2 は、金属平型ガスケットを用いたプラテン試験と管フランジ締結体における密封性能の模式図を示す。横軸は金属ガスケットの無次元化された平均応力 ($\sigma_{ave}/\sigma_{yield}$) を示し、縦軸は漏えい量を示す。ガスケット単体の漏えい試験で密封性能が向上する平均応力 ($\sigma_{ave}/\sigma_{yield}$) は 1 付近であったものが管フランジ締結体では、図 6-2 中の横軸の b 点に移動する。 b は、フランジのサイズ、レーティングおよび内部圧力による変数であると考えられるが、この位置ではガスケットの材質、粗さおよび幅による影響が集約され良好な密封性能を示す。即ち、係数 b を用いることにより金属平型ガスケット付き管フランジの初期締付け力の最小値が簡便に求まることになる。管フランジ締結体が密封性能を満足するのにボルト 1 本あたりの初期締付け力の最小値 F_{fmin} は、式 (6-1) で表現できる。

$$F_{fmin} = b \times \sigma_{yield} \times \frac{\pi}{4}(d_2^2 - d_1^2) \div N \dots\dots\dots (6-1)$$

なお、 d_2 はガスケット外径、 d_1 はガスケット内径、 N はボルト本数を示す。

しかしながら、係数 b については、現時点では整備されていないが、密封係数 b として、今後情報を収集することを提案する。なお、図 6-1 および図 6-2 中の unmeasurable area は、本研究における漏えい試験の方法が、プラテン試験では石けん膜流量計、管フランジ締結体では圧力降下法による測定であるために、計測できていない範囲を示している。漏えい量が概ね 1×10^{-5} ($\text{Pa} \cdot \text{m}^3/\text{s}$) を下回る微少漏えい量の領域である。

また、リングジョイントガスケットにおいては、ガスケット接触面が狭いためにボルト締付け力によるガスケット接触応力が高く、さらに接触面が 23° となっているためにくさび効果が期待される。また、オクタゴナル形では 8 か所、オーバル形では 4 か所が 2 つの平底 V 形溝に線接触しており、平底 V 形溝の両側でダブルシールされ良好な密封性能を備えていることを第 4 章で述べた。

(3) ボルト軸力

ボルトの締結は、JIS B2251⁽⁵²⁾などに従い実施されるが、ボルト軸力にはばらつきが発生する。JIS B2251⁽⁵²⁾の締付け手順は、フランジ締結体の弾性相互作用を効率的に収束させることを考慮したソフトガスケット限定の締付け手順であるが、本論文第5章で述べたように、金属ガスケットを敢えてJIS B2251⁽⁵²⁾の締付け手順を適用したところ、金属ガスケット付き管フランジ締結体では弾性相互作用が発生し難いせいか、締付け係数（最大軸力／最小軸力） α_A はソフトガスケット（例えばうず巻形ガスケットの締付け係数 α_A は1.3~1.5）に比べ大きくなった。特にリングジョイントガスケットでは、締付け係数 α_A が1.9程度と大きな値であり、金属ガスケットを適用範囲に含むASME PCC-1⁽⁹⁾の締付け手順で行っても同程度であった。さらに、締付け係数 $\alpha_A=1.9$ の場合の漏えい量測定試験では、ボルト軸力が最小値で均一に締付けた締結体の漏えい量とほぼ同じ結果となっていることから、剛性が大きい金属ガスケット（特にリングジョイントガスケット）締結体では、最もボルト軸力が小さいボルト近傍のガスケット接触応力が締結体全体の密封性能に大きく影響しているものと思われる。したがって、金属ガスケット付き管フランジ締結体のボルト締付けにおいては、トルク管理法によるボルト締付け管理のみではなく超音波によるボルト軸力管理法を併用する、もしくは同程度（ $\alpha_A=1.2$ ）のばらつきが管理できるボルト締付け管理法（ボルトテンショナー、インジケータ付きボルト等）を実施して、ボルト軸力のばらつきを極力少なくすることが重要と考える。

(4) フランジ応力

管フランジ締結体の設計においては、ASME⁽⁸⁾、JIS^(46,54)などの規格があるが、板と殻の理論を用いてフランジ部と管の組合せによる解析だけであるので、密封性能に関しては経験的なものとして処理されている。許容漏えい量基準のフランジ締結体の設計にあたっては、フランジローテーションおよび密封性能に影響する要素を加味した設計法が必要⁽¹⁸⁵⁾であるが、金属ガスケットについては従来のソフトガスケットを用いた管フランジ締結体に比べてフランジローテーションの影響が少ないので、ここでは従来のJIS B8265⁽⁵⁴⁾の方法でフランジ応力

を確認する。

(5) 使用中に発生する外荷重（曲げモーメント，温度変動）

本論文第 3 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，内圧の影響よりも大きい場合がある。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，高圧ガス設備等耐震設計指針⁽⁷¹⁾等示されるように曲げモーメントが作用するときに発生する曲げ応力を等価内圧 P_e ($P_e = \frac{4F}{\pi D_e^2} + \frac{16M}{\pi D_e^3}$) として内圧に加算して荷重の総和を評価する。ただし，この式の第 1 項は地震による軸報告の推力であるので，ここでは省略する。右辺第二項は Koves の公式^(93,94)とされているが，過大評価として知られている⁽¹⁾。

温度の影響については，本研究に含まれていないが，高温におけるガスケットの密封特性に関する標準的な試験方法の確立とガスケット特性のデータ採取が望まれる。また，熱サイクルによって特に降温時や装置のシャットダウン時の運転パターンにも配慮する必要がある。

(6) ガスケットの寿命

金属ガスケットは，ソフトガスケットに比較してガスケットそのものの劣化は少ないが，厳しい使用環境によるガスケットおよびフランジシール面に腐食や割れが発生することがある。また，温度履歴や施工上の問題からフランジシール面に歪みが発生して，漏えいにつながることもある。漏えいが発生した場合は，その原因を分析して適切な対応策により再発を防止する必要がある。

金属ガスケット付き管フランジ締結体は，金属面接触によるシールであるために，フランジシール面や再使用するガスケットの傷やひずみは密封性能に大きく影響する。したがって，フランジ組立前に傷の確認が必要であり，以前に漏えいが発生した大口径フランジについてはフランジシール面ひずみ計測装置

や 3 次元レーザー測定によるフランジシール面のひずみ測定も必要である。さらに、開放および組立の施工時にも細心の注意が必要である。

表 6-1 は、金属ガスケット付き管フランジ締結体の設計の考え方をまとめたものを示す。

Table 6-1 金属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
1)許容漏えい量設定	使用条件により決定する。 例えば発泡試験により漏れが確認されないレベル（単位外周長当り $1 \times 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{m}^3/\text{s/m}$ ）。	微少漏えい量域を含めた、ガスケットの基本密封性能の整備。
2)必要ガスケット接触応力	基本密封性能から必要とされる金属ガスケット接触部のガスケット接触応力を決定する。 金属平型ガスケットでは、ガスケット降伏応力を乗じ、さらに密封係数 b （0.8程度）を乗ずる。 リングジョイントガスケットについても同様な考えでボルト締付け力を算出するが、密封係数 b の値は条件により大きく変動する。	管フランジ締結体の密封性能に関する係数の整備（図 6-2 における密封係数 b 値）。
3)ボルト軸力	2)で算出されたガスケット応力にガスケット投影面積を乗じ、ボルト本数で除してボルト1本当たりのボルト軸力を算出する。 締付け係数 α_A を考慮してボルト軸力の最大値を算出する。	締付け方法と締付け係数 α_A の関係の整備。
4)フランジ応力	JIS B8265 ⁽⁵⁴⁾ の手法から各部の応力を算出し、各応力の許容値からボルト軸力の許容範囲を算出する。3)のボルト軸力との比較検討を行う。	ガスケット係数 (m, y) を用いない設計式の構築。
5)使用中に発生する外荷重（曲げモーメント、温度変動）	外荷重による等価内圧 P_e を算出し4)の内圧 P に加えた圧力でボルト軸力の許容範囲を算出する。	想定される曲げモーメントの推定。
6)ガスケット寿命	金属間接触によるガスケット接触面およびフランジシール面における腐食、硬化、変形、傷などの状況確認。	

6.4. 金属ガスケット付き管フランジ締結体の設計の流れ

図 6-3 は、前節の設計の考え方を基にした金属平型ガスケット付き管フランジ締結体の漏えい量基準の設計フローを示す。表 6-2 は、金属平型ガスケットおよびリングジョイントガスケットを用いた管フランジ締結体の計算例の設計仕様を示す。フランジ、ボルトおよびガスケットについては一部漏えい量測定試験に使用した仕様とした。内部圧力および温度についても漏えい量測定試験で行った条件を採用し、曲げモーメントについては 2kN-m とした。許容漏えい量については単位外周長当たり $1 \times 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{m}^3/\text{s}/\text{m}$ として、適切な初期締付けにおけるボルト軸力を算出する計算例を述べるとともに、漏えい量測定試験の結果と比較することにより設計の考え方の検証を行う。

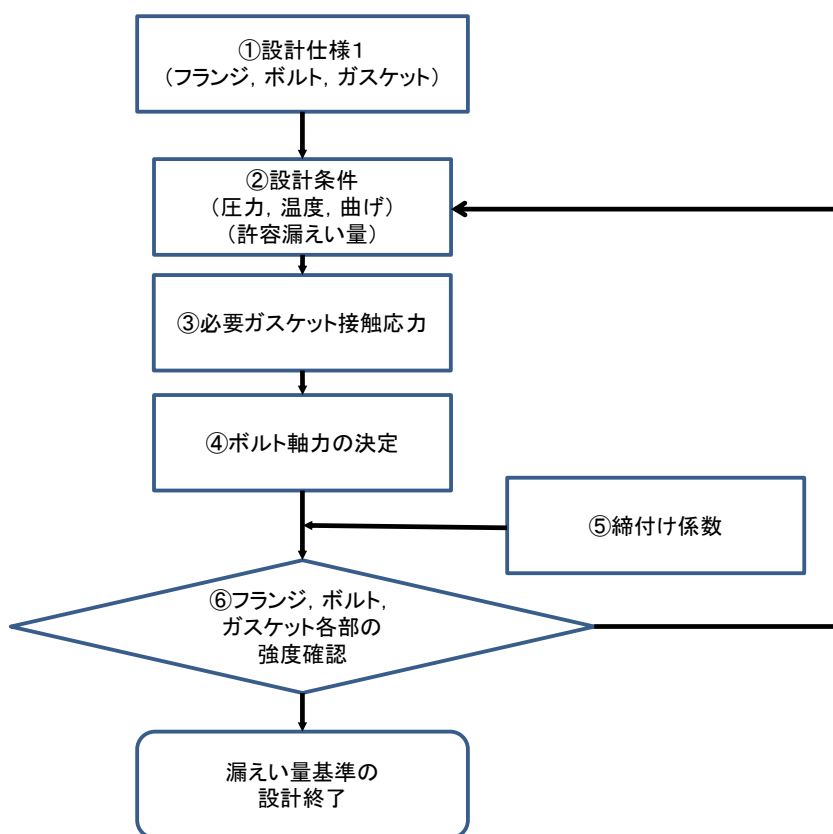


Fig. 6-3 金属ガスケット付き管フランジ締結体の漏えい基準設計フロー

Table 6-2 金属ガスケット付き管フランジ締結体における
漏えい量基準設計の計算例一覧表

No	ガスケット	フランジ	ボルト	圧力温度条件
1	金属平型: $\phi 71 \times \phi 61 \times 3t$, (A1050)	2B-600# RF-WN (SUSF304)	M20 (SUS304)	圧力: 4MPa, 温度: 常温
2	金属平型: $\phi 118 \times \phi 108 \times 3t$, (A1050)	3B-600# RF-WN (SFVC 2A)	M20 (SNB7)	圧力: 7MPa, 温度: 常温
3	金属平型: $\phi 118 \times \phi 108 \times 3t$, (SFVA F5A)	20B-300# RF-WN (SFVC 2A)	M33 (SNB7)	
4	RTJ:OCT R31 F5, (SFVA F5A)	3B-900# RJ-WN (SFVA F11A)	M24	
5	RTJ:OVL R31 F5, (SFVA F5A)		M24 (SNB7)	
6	RTJ:OCT R73 F5, (SFVA F5A)	20B-600# RJ-WN (SFVA F11A)	1-5/8UN (SNB7)	

6.4.1. 金属平型ガスケット付き管フランジ締結体の計算例

表 6-2 の No.1 に示すケースについて、適切な初期締付けボルト軸力を求める計算例を述べる。なお、ケース No.2 および No.3 については結果のみ述べる。

- ① 通常、金属平型ガスケットに用いられるフランジのシール面は、ガスケットの位置がずれないようにタング (T) & グループ座 (G) またはメール (M) & フェメール座 (F) のいわゆるインロータイプの座が使用される。しかしながら、本研究の漏えい量測定試験で用いたフランジは、他のガスケットとの比較を行うために、JPI 規格フランジの平面座 (RF) を使用しており、ケース No.1 では 3B RF-WN (SFVC 2A) である。ガスケットは外径 $\phi 71$ 、内径 $\phi 61$ 、厚み 3t のアルミニウム製金属平型であり、ボルトは M20 (SUS304) である。
- ② 設計条件としては、使用圧力 P を 4MPa、温度は常温とした。曲げモーメント M は 2kN-m、許容漏えい量は、単位外周長当たり $1 \times 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{m}^3/\text{s/m}$ とした。
- ③ ガスケット接触応力は半径方向に分布しているが、その平均値として扱い、式 (6-1) で密封に必要なボルト 1 本当たりの締付け力の最小値を求める。密封係数 b は 0.8 とする。 $F_{f \min} = 0.8 \times 140 \times \frac{\pi}{4} (71^2 - 61^2) \div 8 \div 1000 = 14.5 \text{ [kN]}$ となる。M20 のボルトの有効断面積 245[mm²]を用いボルト応力と

すると、 $59.3[\text{N}/\text{mm}^2]$ となる。

- ④ ⑤ ⑥ボルト軸力は締付け方法によりばらつきの程度が異なるが、トルク管理法による締付け係数 α_A は通常 1.5 程度⁽¹⁹⁹⁾とされているので、ボルト締結の際には目標の 1.25 倍で締付ける。さらに、ボルト応力が最大 $F_{f \min}$ の 1.5 倍になった場合でも、フランジ、ボルトおよびガスケットが破壊しないかどうか確認しておく必要がある。最大ボルト応力は、 $88.9 (=59.3 \times 1.5) [\text{N}/\text{mm}^2]$ となる。JIS B8265⁽⁵⁴⁾によるフランジの強度計算では、ボルト応力の範囲は最小値が 16.1 (ガスケット締付け時のボルト荷重 y によるもの) および最大値が 88.2 (フランジ半径方向のモーメントによるもの) と算出されるので、88.9 はフランジ強度の範囲を超えることとなる。ボルトについても SUS304 の降伏応力が $205[\text{N}/\text{mm}^2]$ であり、通常その半分の $102.5[\text{N}/\text{mm}^2]$ まで許容するので問題ない。曲げモーメントについては、等価内圧 $P_e = \frac{16 \times 2}{\pi(71)^3} \times 10^6 = 44.9$ [MPa]を算出し、この値を内圧に加算してフランジの応力計算からボルト応力を計算すると $76.6[\text{N}/\text{mm}^2]$ となり、これも最大ボルト応力を超える。従って、応力計算から求まるボルト応力の最小値は曲げモーメントに起因する $76.6[\text{N}/\text{mm}^2]$ であり、本計算から求めた最小ボルト応力は $59.3[\text{N}/\text{mm}^2]$ であることから、締付け係数 α_A は $\alpha_A = 76.6 \div 59.3 = 1.29$ となり、それを下回る締付け方法を選定する必要であることがわかる。もしくは、FEM 応力解析にてフランジ応力計算を詳細に行うことで、より大きなボルト応力に対応できることがある。

一方、計算を行った設計条件は、本論文第 2 章の漏えい量測定試験の結果である図 2-9 に対応するから、締付け係数 $\alpha_A=1.29$ を下回る締付け方法を用いて最小初期ボルト締付け力 $F_f=14.5[\text{kN}]$ にてボルト締結を行えば、許容漏えい量に見合った密封性能を有する金属平型ガスケット付き管フランジ締結体となる。

表 6-3 は、金属平型ガスケット付き管フランジ締結体の表 6-2 に示すケース No.1, No.2 および No.3 の計算結果を示す。ケース No.2 は、計算から求めた最小ボルト軸力が本論文第3章の図3-4の漏えい量測定試験の結果とよく一致している。ケース No.3 は大口径の 20B 管フランジ締結体の例であり、漏えい量測定との比較はできないが同じ推定方法から求めてたいるので条件は満足すると考えられる。

Table 6-3 金属平型ガスケット付き管フランジ締結体における漏えい量基準設計の計算結果例

ケースNo.1

フランジサイズ	フランジ材質	内圧 [MPa]	曲げモーメント [kN-m]	等価内圧 [MPa]	ボルト軸力 (JIS最小) [N/mm2]	ボルト軸力 (JIS最大) [N/mm2]	ボルト軸力 (等価内圧) [N/mm2]	フランジMax
2B class600	SUSF304	4	2	44.9	16.1	88.2	76.6	フランジ曲げMax
ボルト本数 [本]	ボルト材質 [-]	ボルトサイズ [-]	有効断面積 A[mm2]	ボルト降伏応力 [N/mm2]	ボルト降伏応力/2 [N/mm2]			ボルトMax
8	SUS304	M20	244.8	205	102.5			ガスケットMax
ガスケット材質	G降伏応力 σ_y [N/mm2]	ガスケット係数		G外径 d2[mm]	G内径 d1[mm]	G幅 w[mm]	G圧壊応力 [N/mm2]	必要締付け係数 α
A1050	140	m	y	71	61	5	200	1.29
許容漏えい量 [Pam3/s/m]	実験漏えい量 [Pam3/s]	密封係数 b[-]	G断面積 [mm2]	総締付け力 [N]	最小ボルト軸力 [N]	最小ボルト応力 [N/mm2]	想定締付け係数 α	最大ボルト応力 [N/mm2]
1.E-03	2.2E-04	0.8	1.037	116,113	14,514	59.3	1.5	88.9

ケースNo.2

フランジサイズ	フランジ材質	内圧 [MPa]	曲げモーメント [kN-m]	等価内圧 [MPa]	ボルト軸力 (JIS最小) [N/mm2]	ボルト軸力 (JIS最大) [N/mm2]	ボルト軸力 (等価内圧) [N/mm2]	フランジMax
3B class600	SFVC 2A	7	2	8.1	61.2	290.8	276.8	フランジ曲げMax
ボルト本数 [本]	ボルト材質 [-]	ボルトサイズ [-]	有効断面積 A[mm2]	ボルト降伏応力 [N/mm2]	ボルト降伏応力/2 [N/mm2]			ボルトMax
8	SNB7	M20	244.8	725	362.5			ガスケットMax
ガスケット材質	G降伏応力 σ_y [N/mm2]	ガスケット係数		G外径 d2[mm]	G内径 d1[mm]	G幅 w[mm]	G圧壊応力 [N/mm2]	必要締付け係数 α
A1050	140	m	y	118	108	5	200	1.97
許容漏えい量 [Pam3/s/m]	実験漏えい量 [Pam3/s]	密封係数 b[-]	G断面積 [mm2]	総締付け力 [N]	最小ボルト軸力 [N]	最小ボルト応力 [N/mm2]	想定締付け係数 α	最大ボルト応力 [N/mm2]
1.E-03	3.7E-04	0.8	1.775	198,800	24,850	101.5	1.5	152.3

ケースNo.3

フランジサイズ	フランジ材質	内圧 [MPa]	曲げモーメント [kN-m]	等価内圧 [MPa]	ボルト軸力 (JIS最小) [N/mm2]	ボルト軸力 (JIS最大) [N/mm2]	ボルト軸力 (等価内圧) [N/mm2]	フランジMax
20B class300	SFVC 2A	7	2	0.1	130.2	217.4	217.4	フランジ曲げMax
ボルト本数 [本]	ボルト材質 [-]	ボルトサイズ [-]	有効断面積 A[mm2]	ボルト降伏応力 [N/mm2]	ボルト降伏応力/2 [N/mm2]			ボルトMax
24	SNB7	M33	725.9	725	362.5			ガスケットMax
ガスケット材質	G降伏応力 σ_y [N/mm2]	ガスケット係数		G外径 d2[mm]	G内径 d1[mm]	G幅 w[mm]	G圧壊応力 [N/mm2]	必要締付け係数 α
SFVA F5A	340	m	y	580	568	6	350	1.29
許容漏えい量 [Pam3/s/m]	実験漏えい量 [Pam3/s]	密封係数 b[-]	G断面積 [mm2]	総締付け力 [N]	最小ボルト軸力 [N]	最小ボルト応力 [N/mm2]	想定締付け係数 α	最大ボルト応力 [N/mm2]
1.E-03	1.8E-03	0.8	10,820	2,942,943	122,623	168.9	1.5	253.4

6.4.2. リングジョイントガスケット付き管フランジ締結体の計算例

表 6-2 の No.4 に示すケースについて、適切な初期締付けボルト軸力を求める計算例を述べる。なお、ケース No.5 および 6 については結果のみ述べる。

- ① リングジョイントガスケットは、平底 V 形溝を有するリングジョイント座⁽⁶⁰⁾のフランジを用いる。リングジョイントガスケットは断面形状によって数種類のタイプが存在するが、国内では JPI 規格⁽⁶⁰⁾に断面が八角形のオクタゴナル形および断面が楕円のオーバル形の 2 種類が規定されている。計算に用いるフランジは、3B-900# RJ-WN (SFVA F11A) である。ガスケットは溝に合わせ規格化されており、リング番号 R31 (中心径 $\phi 123.82$, 幅 11.13) のクロムモリブデン鋼を用い、ボルトは M24 (SNB7) である。
- ② 設計条件としては、使用圧力 P を 7MPa, 温度は常温とした。曲げモーメント M は 2kN-m, 許容漏えい量は、単位外周長当り $1 \times 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{m}^3/\text{s/m}$ とした。
- ③ リングジョイントガスケットの接触応力分布は、本論文第 4 章で述べたようにオクタゴナル形では 4 箇所、オーバル形では 2 箇所のピークが存在する。また、平底 V 型溝およびオクタゴナル形ガスケットは 23 度の傾斜がついており、くさび効果により高い密封性能を有すると考えられる。ここでは、6.4.1. の金属平型ガスケットと同様な考えでガスケットの降伏応力 (σ_{yield}) にガスケットの投影面積を基準にして、ボルト締付け力の最小値を求める。ガスケットの投影面積は、ガスケット幅よりオクタゴナル平面幅を差し引いたものとした。密封係数 b は 0.8 とし、式 (6-1) を変形して 1 本当たりの締付け力の最小値を求める。 $F_{f \min} = 0.8 \times 340 \times \pi \times 123.83 \times (11.13 - 7.75) \div 8 \div 1000 = 44.7 \text{ [kN]}$ となる。M24 のボルトの有効断面積 $353[\text{mm}^2]$ を用いボルト応力とすると、 $126.8[\text{N}/\text{mm}^2]$ となる。
- ④ ⑤ ⑥ボルト軸力は締付け方法によりばらつきの程度が異なるが、トルク管理法による締付け係数 α_A は本論文第 5 章 5.2. に $\alpha_A=1.9$ の実験結果があるのでこの値を用いる。ボルト締結の際には最小初期ボルト締付け力の 1.45 倍を目標に締付ける。さらに、ボルト応力が最大 $F_{f \min}$ の 1.9 倍になった場合でも、フランジ、ボルトおよびガスケットが破壊しないかどうか確認しておく必要がある。最大ボルト応力は、 $241 (=127 \times 1.9) \text{ [N}/\text{mm}^2]$ となる。JIS B8265⁽⁵⁴⁾

によるフランジの強度計算では、ボルト応力の範囲は最小値が 115（ガスケット締付け時のボルト荷重 y によるもの）および最大値が 281（フランジ半径方向のモーメントによるもの）と算出される。ボルトについては SNB7 の降伏応力が 725[N/mm²]であり、通常その半分の 363[N/mm²]まで許容する。

曲げモーメントについては、等価内圧 $P_e = \frac{16 \times 2}{\pi(123.82+11.13)^3} \times 10^6 = 4.1$ [MPa]

を算出し、この値を内圧に加算してフランジの応力計算からボルト応力を計算すると 274.5[N/mm²]となる。いずれの値もばらつきを最大ボルト応力 241[N/mm²]を下回っていないので、ボルト締付け応力としては問題ない。

Table 6-4 リングジョイントガスケット付き管フランジ締結体における漏えい量基準設計の計算結果例

ケースNo.4

フランジサイズ	フランジ材質	内圧 [MPa]	曲げモーメント [kN-m]	等価内圧 [MPa]	ボルト軸力 (JIS最小) [N/mm ²]	ボルト軸力 (JIS最大) [N/mm ²]	ボルト軸力 (等価内圧) [N/mm ²]	フランジMax
3B class900	SFVA F11A	7	2	4.1	115.4	280.9	274.5	フランジ曲げMax
ボルト本数 [本]	ボルト材質 [-]	ボルトサイズ [-]	有効断面積 A[mm ²]	ボルト降伏応力 [N/mm ²]	ボルト降伏応力/2 [N/mm ²]			ボルトMax
8	SNB7	M24	352.5	725	362.5			ガスケットMax
ガスケット仕様	G降伏応力 σ_y [N/mm ²]	ガスケット係数		G中心径 d2[mm]	G幅 w[mm]	オクタ平面幅 a[mm]	G圧壊応力 [N/mm ²]	必要締付け係数 α A
R31 OCT F5	340	m	y	123.82	11.13	7.75	350	2.16
許容漏えい量 [Pam ³ /s/m]	実験漏えい量 [Pam ³ /s]	密封係数 b[-]	G断面積 [mm ²]	総締付け力 [N]	最小ボルト軸力 [N]	最小ボルト応力 [N/mm ²]	想定締付け係数 α A	最大ボルト応力 [N/mm ²]
1.E-03	4.2E-04	0.8	1,315	357,624	44,703	126.8	1.9	241.0

ケースNo.5

フランジサイズ	フランジ材質	内圧 [MPa]	曲げモーメント [kN-m]	等価内圧 [MPa]	ボルト軸力 (JIS最小) [N/mm ²]	ボルト軸力 (JIS最大) [N/mm ²]	ボルト軸力 (等価内圧) [N/mm ²]	フランジMax
3B class900	SFVA F11A	7	2	4.1	115.4	280.9	274.5	フランジ曲げMax
ボルト本数 [本]	ボルト材質 [-]	ボルトサイズ [-]	有効断面積 A[mm ²]	ボルト降伏応力 [N/mm ²]	ボルト降伏応力/2 [N/mm ²]			ボルトMax
8	SNB7	M24	352.5	725	362.5			ガスケットMax
ガスケット仕様	G降伏応力 σ_y [N/mm ²]	ガスケット係数		G中心径 d2[mm]	G幅 w[mm]	オクタ平面幅 a[mm]	G圧壊応力 [N/mm ²]	必要締付け係数 α A
R31 OVL F5	340	m	y	123.82	11.13	7.75	350	4.33
許容漏えい量 [Pam ³ /s/m]	実験漏えい量 [Pam ³ /s]	密封係数 b[-]	G断面積 [mm ²]	総締付け力 [N]	最小ボルト軸力 [N]	最小ボルト応力 [N/mm ²]	想定締付け係数 α A	最大ボルト応力 [N/mm ²]
1.E-03	4.2E-04	0.4	1,315	178,812	22,351	63.4	1.9	120.5

ケースNo.6

フランジサイズ	フランジ材質	内圧 [MPa]	曲げモーメント [kN-m]	等価内圧 [MPa]	ボルト軸力 (JIS最小) [N/mm ²]	ボルト軸力 (JIS最大) [N/mm ²]	ボルト軸力 (等価内圧) [N/mm ²]	フランジMax
20B class600	SFVA F11A	7	2	0.05	4.2	135.7	135.7	フランジ曲げMax
ボルト本数 [本]	ボルト材質 [-]	ボルトサイズ [-]	有効断面積 A[mm ²]	ボルト降伏応力 [N/mm ²]	ボルト降伏応力/2 [N/mm ²]			ボルトMax
24	SNB7	1-5/8UN	1145.0	725	362.5			ガスケットMax
ガスケット仕様	G降伏応力 σ_y [N/mm ²]	ガスケット係数		G中心径 d2[mm]	G幅 w[mm]	オクタ平面幅 a[mm]	G圧壊応力 [N/mm ²]	必要締付け係数 α A
R73 OCT F5	340	m	y	584.2	12.7	8.66	350	1.85
許容漏えい量 [Pam ³ /s/m]	実験漏えい量 [Pam ³ /s]	密封係数 b[-]	G断面積 [mm ²]	総締付け力 [N]	最小ボルト軸力 [N]	最小ボルト応力 [N/mm ²]	想定締付け係数 α A	最大ボルト応力 [N/mm ²]
1.E-03	1.9E-03	0.8	7,415	2,016,795	84,033	73.4	1.9	139.4

表 6-4 は、リングジョイントガスケット付き管フランジ締結体の表 6-2 に示すケース No.4, No.5 および No.6 の計算結果を示す。ケース No.4 は、本論文第 4 章 4.4. の図 4-13 (a) の漏えい量測定結果に対応しており、算出したボルト締付け力と近い値となっている。ケース No.5 は、オーバル形の場合でガスケットと溝の接触箇所がオクタゴナル形の 4 箇所に対し 2 箇所となっているために、密封係数 b は半分の 0.4 を採用している。漏えい量との比較は、図 4-13 (b) である。若干ボルト軸力が大きめの計算になっているものの、許容漏えい量は満足している。

ケース No.6 は、フランジサイズが 20B のオクタゴナル形であり、図 4-20 の漏えい量測定結果と対応しているが、算出されたボルト軸力 84kN に対しおよそ 2 倍の 160kN が必要となっている。これは、金属平型ガスケット付き管フランジ締結体に対し提案した密封係数 b を単純にリングジョイント付き管フランジ締結体に拡張したことで 23 度傾斜したシール面の独特な作用（例えばくさび効果）の影響を考慮していないために、特にサイズの大きいフランジで差異が大きくなったものと思われる。密封係数 b については、さらにデータを収集して改良することを今後の課題としたい。

6.5. 第6章の結言

本論文第2章から第5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金属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) 金属平型ガスケットを用いた管フランジ締結体の設計では、ガスケット材料の降伏点 σ_{yield} に相当する締付け力を与えることにより締結体の密封性能が向上することを利用して、密封係数 b を定義して簡便な初期ボルト締付け力の設計手法を提案した。
- (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。
- (4) 実際の許容漏えい量を考慮した締結体設計計算例を示し漏えい基準の金属ガスケット付き締結体のボルト初期締付け力の決定法を数値的に示した。今後実用上合理的締結体設計の例題として参照されるものと推測される。

なおオクタゴナル RTJ ガスケットの最適傾斜角およびオーバルとオクタゴナルの使用選択基準など今後の研究が必要と考えられる。(これらは7章の今後の研究課題へまとめる)

第 7 章

結 論

7.1 緒言

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，溶接継手と同様にプラントで多用される接合方法であり，特に石油精製や化学プラントでは毒性や可燃性を示す危険物質を扱う場合，内部流体を密封する機能が要求される。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。

また，石油精製・石油化学および発電プラントにおける高温高压条件下の使用では，締結体接合に金属製のガスケットを使用する場合がある。しかしながら，金属製平型ガスケットを用いる場合でも十分な力学特性が把握され漏えいに対して十分な知見に基づいて設計施工されているとは言えない。特に平底 V 形リング溝にリングガスケットを挿入するリングジョイントガスケット (RTJ) 付き管フランジ締結体については，現場的にはしっかりと締めれば漏れることのないフランジ締結体であると云われているが，その基本密封機構についての研究は極めて少なく，締結体のガスケット接触応力分布，ボルト軸力変動（内力係数）およびハブ応力などの特性が解明されているとは言い難い。さらに，八角形断面のオクタゴナル形および長円形断面のオーバル形金属ガスケットが使用される根拠などについても不明であり，このような断面形状が科学的に最適かについても十分科学的に検討されているわけではない。

本研究では，解析と実験の両面から内圧作用および曲げモーメントが負荷する条件下における金属ガスケット（平型およびリングジョイント）付き管フランジ締結体の力学挙動を解明して密封性能との関係を明らかにすること，および，これらに基づいた漏えい防止設計法を検討することを目的とし，その結果，以下に示すような結論を得た。

7.2 結論

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ている。

第2章「内圧を受ける金属平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」では、金属間接触による金属平型ガスケット単体での密封特性試験を行いガスケット平均接触応力と漏えい量の関係を測定することにより、密封特性に影響すると思われるガスケット材質、接触幅および表面粗さの影響を明らかにしている。また、金属平型ガスケット付き管フランジ締結体（呼び径2インチ）を対象に有限要素法（FEM）応力解析および漏えい量測定試験を行い、金属間接触により発生する塑性ひずみ量とガスケットの密封特性を検討することにより密封機構の考察を加え、ガスケット平均応力と降伏応力の比がほぼ1となると密封性能が極端に向上することを示している。さらに、締結体においては、その比が1より小さくなることを示している。

第3章「内圧と曲げモーメントを受ける金属平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」では、金属平型ガスケット付き管フランジ締結体（呼び径3インチ）に内圧および曲げモーメントを作用させた時の漏えい量測定試験とFEM応力解析により求めたガスケット接触応力分布との関係を明らかにしている。また、内圧および曲げモーメントの荷重作用の順番の影響をうず巻き形ガスケットのそれと比較し、金属平型ガスケットを用いた締結体の場合には荷重作用の順番の影響はより小さいことを示している。

第4章「内圧を受ける金属製リングジョイン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」では、RTJフランジ締結体（呼び径3インチおよび20インチ）について漏えい量測定試験を行うとともにRTJガスケットと平底V形リング溝との接触面での接触応力をFEM応力解析により求め、リングジョイントガスケットの形状の違いによる密封特性を調べ、オーバル形を用いた締結体のボルト初期締付け力はオクタゴナル形ガスケットを用いた締結体のそれより小さくても十分なガスケット接触応力が得られ密封性能が確保できることを示している。また、呼び径3インチのRTJフランジ締結体をトルク管理法によるボルト締付け軸力のばらつきの程度を実験的に求めるとともに密封性能に及ぼす影響を調べ、ボルト初期締付け力のばらつきの中で最も小さいボルト軸力で一様に締付けた締結体とばらつきがある締結体の漏えい量がほぼ同じ結果であることを示している。すなわち、ボルト初期締付け力のばらつきが大きいと

漏えい量が増加することを明らかにしている。

第5章「ガスケット付き管フランジ締結体のボルト初期締付け方法に関する検討」では、リングジョイントガスケット付き管フランジ締結体（呼び3インチおよび20インチ）のステップ毎のボルト初期締付け力の測定を行い、ボルト締付け軸力のばらつきにおけるボルト締付け管理方法の影響を締付け係数 α_1 により整理し、ボルト締付け手順による影響は少ないがソフトガスケットの締付け係数のそれより大きい約1.9であり、ボルト軸力管理法の適用を提案している。また、ソフトガスケット（うず巻き形ガスケットおよび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ボルト締結をエア駆動の工具（エアインパクトレンチおよびエアトルクレンチ）を用いてボルト軸力の遷移を測定し、いずれの工具においても締付け係数が1.5以下であり、適用時間などの締付け条件を規制すれば、VDI2230に記載されている値（2.5～4.0）より小さい値になることを示している。

第6章「金属ガスケットを用いた管フランジ締結体の設計指針」では、本研究で得られた知見から金属製ガスケットに塑性ひずみを与える締付け力に着眼した今までにない合理的な金属製ガスケット付き管フランジ締結体の初期ボルト締付け力の決定方法を提案し、設計フローチャートおよび設計計算例を示している。

第7章「結論」では、本研究で得られた成果を要約するとともに、金属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している。

これらの研究成果によって、金属ガスケット付きフランジ締結体の漏えい防止に関する現実問題への取り組みをさらに進めることが可能となるが、さらなる安全性向上のために今後解決すべき研究課題は以下のとおりである。

- 1) 圧力降下法や石けん膜流量計では計測できない微少漏えい領域および高温下における金属ガスケット単体および締結体の漏えい量測定法の確立。
- 2) 高温、内圧および曲げが作用する金属ガスケット付き管フランジ締結体の密封性能評価。

- 3) オクタゴナル形 RTJ ガスケットのシール面の最適傾斜角およびオーバル形とオクタゴナル形 RTJ ガスケットの使用選択基準の確立。
- 4) ボルト締付け方法とその管理方法の詳細検討。

7.3 第7章の結言

本章では、本論文で得られた結果をまとめている。さらに、残された研究課題についても述べている。

参考文献

参考文献

- (1) 安藤文雄, ” 高圧ガス配管系フランジ継手の耐震性能評価”, バルカーレビュー, Vol.42, No.12, pp.1-6, (1998)
- (2) 安藤文雄, 井土泰二, 荻沼恒雄, ” 熱影響下でのフランジからの漏洩シミュレーション”, 配管技術, Vol.50, No.9, pp.1-8, (2008)
- (3) API 6A, ” Specification for Wellhead and Christmas Tree Equipment”, (2004)
- (4) 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, PVP1997, Vol.354, pp.173-178, (1997)
- (5) ASME B16.20, ” Metallic Gaskets for Pipe Flanges”, (2012)
- (6) ASME B16.5, ” Pipe Flanges and Flanged Fittings”, (2009)
- (7) Committee Draft of “Sec.VIII Div.1 App.BFJ Draft July 16, 2000”, Pressure Vessel Research Council, Bolted Flange Committee, (2000)
- (8) ASME Boiler & Pressure Vessel Code Section VIII Division 1, ” Rules for Construction of Pressure Vessels”, App.2, (2004)
- (9) ASME Post Construction Code, PCC-1, ” Guidelines for Pressure Boundary Bolted Flange Joint Assembly”, (2010)
- (10) Bazergui A., Payne J.R., ” Progress in Gasket Testing - Milestone Results”, Transactions of the ASME, Journal of Pressure Vessel Technology, Vol.106, pp.93-103, (1984)
- (11) Bibel G.D., Ezell R.M., ” An Improved Flange Bolt-Up Procedure Using Experimentally Determined Elastic Interaction Coefficients”, Transactions of the ASME, Journal of Pressure Vessel Technology, Vol.114, pp.439-443, (1992)
- (12) Bickford J.H., ” Gaskets and Gasketed Joints”, Marcel Dekker Inc., (1997)
- (13) Birembaut Y., Ledauphin T., Morio Y., ” Summary of Gasket Steam Leakage Tests Report 1: Gasket Steam Leakage Tests”, Welding Research Council Bulletin, 431, pp.1-18, (1998)
- (14) Bouzid A., Chaaban A., Bazergui A., ” The Effect of Gasket Creep-Relaxation on the Leakage Tightness of Bolted Flanged Joints”, Transactions of the ASME, Journal of Pressure Vessel Technology, Vol.117, pp.71-77, (1995)

- (15) Bouzid A.H., Chaaban, A., " An Accurate Method of Evaluating Relaxation in Bolted Flanged Connections" , Transactions of the ASME, Journal of Pressure Vessel Technology, Vol.119, (1997) pp.10-17.
- (16) Bouzid A.H., Derenne M., " A Simple Method for Analyzing the Contact Stress in Bolted Flange Joints with Non-linear Gasket" , Proceedings of the ASME Pressure Vessel and Piping Conference, PVP-Vol.382, pp.103-111, (1999)
- (17) 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, pp.47-53, (2002)
- (18) Bouzid A.H., Beghoul H., " The Design of Flanges Based on Flexibility and Tightness" , Proceedings of the ASME Pressure Vessel and Piping Conference, PVP-Vol.457, pp.31-38, (2003)
- (19) 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)
- (20) Bouzid A.H., Nechache A., " Thermally Induced Deflections in Bolted Flanged Connections" , Transactions of the ASME, Journal of Pressure Vessel Technology, Vol. 127, pp. 394-401, (2005)
- (21) Bouzid A.H., Nechache A., "An analytical solution for evaluationg gasket stress change in bolted flange connections subjected to high temperature loading" , Transactions of the ASME, Journal of Pressure Vessel Technology, Vol. 127, pp. 414-422, (2005)
- (22) Bouzid A.H., "On the Effect of External Bending Loads in Bolted Flange Joints" , Transactions of the ASME, Journal of Pressure Vessel Technology, Vol. 131, pp.1-8, (2009)
- (23) 出口聡美, 西田隆仁, " ガスケットの特徴とその評価技術<代表的なガスケットの特徴と基本的な密封設計の考え方>" , 配管技術, Vol.54, No.5, pp.26-32, (2012)
- (24) Dekker C.J., Brink H.J., " External flange loads and 'Koves' -method" , International Journal of Pressure Vessels and Piping, Vol.79, pp.145-155, (2002)
- (25) Derenne M., Marchand L., Deshaies F., " Leakage and Emission Characteristics of Sheet Gaskets" , Welding Research Council Bulletin, 427, (1997)
- (26) Derenne M., Marchand L., Payne J.R., " Polytetrafluoroethylene (PTFE) Gasket Qualification" , Welding Research Council Bulletin, 442, (1999)
- (27) European Standard, EN 13445, " Unfired Pressure Vessels" , Clause 11, (2009)
- (28) European Standard, EN13555, " Flanges and their joints - Gasket Parameters and Test Procedures relevant to the Design Rules for Gasketed Circular Flange Connections" , (2004)

- (29) European Standard, EN 1591-1, "Flanges and their joints -Design rules for gasketed circular flange connections- Part 1: Calculation" , (2013)
- (30) 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, pp.2402-2407, (1998)
- (31) 福岡俊道, 高木知弘, "三次元有限要素解析による管フランジのボルト締付け順序の評価", 日本機械学会論文集(A編), Vol.64, No.627, pp.2734-2740, (1998)
- (32) 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, pp.22-27, (2000)
- (33) 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, pp.651-657, (2000)
- (34) 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)", 日本機械学会論文集(A編), Vol.66, No.650, pp.1834-1840, (2000)
- (35) 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, pp.1-7, (2002)
- (36) Fukuoka T., Takaki T., "Finite element simulation of bolt-up process of pipe flange connections with spiral wound gasket", Transactions of the ASME, Journal of Pressure Vessel technology, Vol. 125, pp.371-378, (2003)
- (37) 福岡俊道, 野村昌孝, 西川 隆, 朝比奈 稔, "高温環境下におけるシートガスケット圧縮装置の開発", 圧力技術, Vol.46, No.6, pp.363-369, (2008)
- (38) 福田忠生, 尾崎公一, 加治屋 純, 早川悌二, "内圧を受ける配管フランジ構造部の構造挙動と漏れ特性(金属平形ガスケットによる検討)", 日本機械学会論文集(A編), Vol.75, No.756, pp.987-992, (2009)
- (39) 萩原正弥, "ねじ締結部のメンテナンス", 日本プラントメンテナンス協会, pp.1-165, (1998)
- (40) 長谷川 聡, 松崎良男, 新田 勇, 伊藤 穰, "金属平形ガスケットの密封特性", 日本機械学会, 北陸信越支部第41期総会・講演会論文集, 414, pp.145-146, (2004)
- (41) 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, pp.213-220, (2010)
- (42) Hehle D.H., 河本典晴, "ガスケットの破壊および有害事故に対する安全性の検証", 配

管技術, Vol.51, No.9, pp.33-39, (2009)

- (43) Housari B.A., Alkelani A.A., 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)
- (44) HPI 技術セミナー 第 10 回 圧力機器および配管におけるガスケットフランジ締結体のシーリングテクノロジー, 社団法人日本高圧力技術協会, (2011)
- (45) 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, PP.200-204, (2010)
- (46) 日本工業規格, JIS B2205, ” 管フランジの計算基準” , (2006)
- (47) 日本工業規格, JIS B2206, ” アルミニウム合金製管フランジの計算基準” , (2006)
- (48) 日本工業規格, JIS B2207, ” 全面形ガスケットを用いるアルミニウム合金製全面座管フランジの計算基準” , (2006)
- (49) 日本工業規格, JIS B2210, ” 鉄鋼製管フランジの基準寸法” , (1984, 廃止)
- (50) 日本工業規格, JIS B2220, ” 鋼製管フランジ” , (2012)
- (51) 日本工業規格, JIS B2241, ” アルミニウム合金製管フランジ” , (2006)
- (52) 日本工業規格, JIS B2251, ” フランジ継手締付け方法” , (2008)
- (53) 日本工業規格, JIS B2490, ” 管フランジ用ガスケットの密封特性試験方法” , (2008)
- (54) 日本工業規格, JIS B8265, ” 圧力容器の構造—一般事項” , (2010)
- (55) 日本工業規格, JIS Z2330, ” 非破壊試験-漏れ試験方法の種類及びその選択” , (2012)
- (56) 日本工業規格, JIS Z2331, ” ヘリウム漏れ試験方法” , (2006)
- (57) 日本工業規格, JIS Z2332, ” 圧力変化による漏れ試験方法” , (2012)
- (58) 石油学会規格, JPI-7B-88-2000, ” 機器フランジ漏れ防止対策資料” , (2000)
- (59) 石油学会規格, JPI-7S-15, ” 石油工業用フランジ” , (2011)
- (60) 石油学会規格, JPI-7S-23, ” 石油工業用リングジョイントガスケット及び溝” , (1998)
- (61) 石油学会規格, JPI-8R-15, ” フランジ・ボルト締付管理基準” , (2008)
- (62) 社団法人バルブ工業会, ” 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” , (2006)
- (63) 社団法人バルブ工業会, ” 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 18 年度報告書” , (2007)
- (64) 亀畑智弘, ” 石油学会規格「フランジ・ボルト締付管理」の解説” , 配管技術, Vol.48, No.1, pp.60-66, (2006)
- (65) 金田 忍, 辻 裕一, ” フランジ継手への塑性域締結の適用” , 圧力技術, Vol.45, No.5, pp.264-271, (2007)
- (66) 金田 忍, 辻 裕一, ” フランジ継手への塑性域締結の適用：内圧作用時のボルト軸力の挙動” , 圧力技術, Vol.46, No.6, pp.370-377, (2008)
- (67) 金田 忍, 辻 裕一, ” フランジ継手への塑性域締結の適用によるボルトの小径化” , 日本機械学会論文集(A 編), Vol.74, No.742, pp.909-914, (2008)
- (68) 金田 忍, 辻 裕一, ” フランジ継手への塑性域締結の適用：フランジの小径化と内圧作用時のボルト軸力の挙動” , 圧力技術, Vol.47, No.4, pp.245-251, (2009)
- (69) 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, pp.3023-3031, (1998)
- (70) 勝尾正秀, 沢 俊行, 小谷賢一, 中川文人, ” 内部流体加熱を受ける接着-ボルト併用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.65, No.639, pp.2309-2317, (1999)
- (71) 高圧ガス保安協会, ” 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” , (2012)
- (72) 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
(accessed on Jan. 8, 2014)
- (73) 高圧ガス保安協会, ” 高圧ガス事故統計資料” ,
http://www.khk.or.jp/activities/incident_investigation/hpg_incident/pdf/jiko2512graph.pdf
(accessed on March. 27, 2014)
- (74) 菊池 務, ” 石油/石油化学プラント保全 40 年におけるフランジ締結部からの漏洩防止技術” , 日本機械学会山梨講演会講演論文集, 506, pp.135-138, (2008)
- (75) 菊池 務, ” ナットの減肉が内圧を受けるフランジ締結体の強度と密封性能に及ぼす影響” ,

圧力技術, Vol.48, No.3, pp.122-131, (2010)

- (76) 小林隆志, 沢 俊行, 竹井英明, ”ねじ込みボルトによるねじ締結体の特性について (被締結体が圧力容器ふたの場合)”, 日本機械学会論文集(C編), Vol.50, No.455, pp.1275-1284, (1984)
- (77) 小林隆志, ”ねじ込みボルトを用いたねじ締結体のばね定数の簡易計算法”, 日本機械学会論文集(C編), Vol.55, No.514, pp.1494-1499, (1989)
- (78) 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, pp.23-27, (2000)
- (79) 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, pp.2-7, (2005)
- (80) 小林隆志, 増井貴一, ”フランジ継手の密封性能に与えるガスケット種類と締付け条件の影響”, 日本機械学会山梨講演会講演論文集, 555, pp.147-148, (2008)
- (81) 小林隆志, 増井貴一, 西浦謙剛, 柴田秀史, ”フランジ継手の密封性能に与えるガスケット特性の影響”, 日本機械学会山梨講演会講演論文集, 652, pp.168-169, (2009)
- (82) 小林隆志, 中田吉彦, 江西俊彦, 菊池 務, 澤 俊行, ”低呼び圧力フランジ締結体へのうず巻形ガスケットの適用可能性について”, 圧力技術, Vol.48, No.4, pp.205-212, (2010)
- (83) 小林隆志, 澤 俊行, 永田 聡, ”ガスケットの密封特性の評価法とデータベース化”, 日本機械学会山梨講演会講演論文集, 657, pp.180-181, (2011)
- (84) 河村 繁, ”アルミニウム製管フランジの設計に関する研究 (第1報, 一体型フランジの漏洩特性とガスケット反力の関係)”, 日本機械学会論文集(C編), Vol.51, No.461, pp.196-206, (1986)
- (85) 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, pp.1612-1620, (1986)
- (86) 河村 繁, ”アルミニウム製管フランジの設計に関する研究 (第3報, 全面形ガスケットを有するフランジの解析)”, 日本機械学会論文集(C編), Vol.52, No.483, pp.2946-2951, (1987)
- (87) 近藤康治, 宮下 藍, 沢 俊行, 大宮祐也, 小林隆志, ”エアークラッシュによる管フランジ締結体のボルト締付けにおけるボルト初期締付け力のばらつきと締結体の密

- 封性能に及ぼす影響” , 圧力技術, Vol.50, No.6, pp.326-333, (2012)
- (88) Kondo K., Sawa T., Sato K., Kikuchi T., Tsubaki S., ” The Sealing Characteristics of Bolted Flange connection with Metal Gasket” , Proceedings of the ASME Pressure Vessels and Piping Conference, PVP2012-78413, pp.1-7, (2012)
- (89) Kondo K., Tsubaki S., Sawa T., Kikuchi T., Omiya Y., ” FEM Stress Analysis and the Sealing Performance Evaluation in Bolted Flange Connections with Ring Joint Gasket Subjected to Internal Pressure: Effect of Scatter in Bolt Preloads” , Proceedings of the ASME Pressure Vessels and Piping Conference, PVP2012-78420, pp.1-8, (2012)
- (90) Kondo K., Tsubaki S., Sawa T., Sato K., Omiya Y., ” Stress Analysis and the Sealing Performance Evaluation in Bolted Flange Connections with Ring Joint Gasket Subjected to Internal Pressure” , Proceedings of the ASME 2012 International Mechanical Engineering Congress & Exposition, IMECE2012-87393, pp.1-10, (2012)
- (91) Kondo K., Sato K., Sawa T., Kikuchi T., Tsubaki S., ” Sealing Performance Evaluation in Bolted Flange Connections with Ring Joint Gasket Subjected to Internal Pressure” , Proceedings of the ASME Pressure Vessels and Piping Conference, PVP2013-97173, pp.1-7, (2013)
- (92) Kondo K., Tsubaki S., Sawa T., Omiya Y., Sato K., ” Stress Analysis and the Sealing Performance Evaluation of Bolted Flanged Connections with Metal Flat Gaskets” , Proceedings of the ASME Pressure Vessels and Piping Conference, PVP2013-97828, pp.1-9, (2013)
- (93) Koves W.J., ” Analysis of Flange Joints Under External Loads” , Transactions of the ASME, Journal of Pressure Vessel Technology, Vol.118, pp.59-63, (1996)
- (94) Koves W.J., ” Design for Leakage in Flange Joints Under External Loads” , Transactions of the ASME, Journal of Pressure Vessel Technology, Vol.129, pp.334-337, (2007)
- (95) 熊倉 進, 正司康雅, 高橋宏直, ” 管フランジの同時ボルト締めによる軸力のばらつき” , 日本機械学会山梨講演会講演論文集, 505, pp.133-134, (2008)
- (96) 熊倉 進, 高橋宏直, ” 電動インパクトレンチによるフランジ継手のボルト締付けについて” , 日本機械学会山梨講演会講演論文集, 651, pp.166-167, (2008)
- (97) 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, pp.42-48, (1994)
- (98) 黒沢 亮, 沢 俊行, 前崎 渉, ” 内圧を受けるガスケット付き非円形箱型容器ボルト締結体の有限要素応力解析と密封性能評価” , 日本機械学会論文集(A編), Vol.73, No.727,

P352-359, (2007)

- (99) 黒沢 亮, 永田 聡, 沢 俊行, 辰巳恭章, ” 内圧を受ける非石綿ガスケット付き箱型容器フランジ締結体の密封特性”, 圧力技術, Vo.47, No.1, pp.29-37, (2009)
- (100) 黒沢 亮, 天満健太郎, 沢 俊行, 小林隆志, ” 高温度下での内圧を受ける非石綿ガスケット付き箱型圧力容器締結体の有限要素応力解析と密封性能評価”, 日本機械学会論文集 (A編), Vol.76, No.769, pp.1153-1161, (2010)
- (101) 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, pp.25-54, (1998)
- (102) 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, pp.823-831, (2003)
- (103) 松崎良男, 風巻恒司, ” 静的シールの設定圧着応力に及ぼす表面粗さの影響 (第1報, 基礎実験)”, 日本機械学会論文集 (C編), Vol.53, No.489, pp.1091-1095, (1987)
- (104) 松崎良男, 風巻恒司, ” 静的シールの設定圧着応力に及ぼす表面粗さの影響 (第2報-金属ガスケットとしてのシール特性)”, 日本機械学会論文集 (C編), Vol.53, No.491, pp.1482-1486, (1987)
- (105) 松崎良男, 風巻恒司, ” 静的シールの設定圧着応力に及ぼす表面粗さの影響 (第3報, 固いくさび形突起と軟らかい平面とのシール特性)”, 日本機械学会論文集 (C編), Vol.55, No.515, pp.1729-1733, (1989)
- (106) 松崎良男, 新田 勇, 細川一夫, 船橋鉦一, ” くさび形メタルシールの基本特性”, 日本機械学会論文集 (C編), Vol.67, No.659, pp.2344-2351, (2001)
- (107) 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>
(accessed on Jan. 8, 2014)
- (108) 経済産業省, ” 高圧ガス事故の類型化調査 報告書”,
http://www.meti.go.jp/meti_lib/report/2013fy/E002996.pdf
(accessed on Jan. 8, 2014)
- (109) 厚生労働省, 労働安全衛生法施工令の一部を改正する政令(平成18年政令第257号), (2006).

- (110) 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)
- (111) 水口義久, “超音波による締結状態下のボルト軸力測定”, 配管技術, Vol.48, No.4, pp.38-43, (2006)
- (112) 森下周平, “RTJ-WN フランジ継手のボルトとガスケットの応力解析①—解析方法—”, 配管技術, Vol.33, No.9, pp.104-110, (1991)
- (113) 森下周平, “RTJ-WN フランジ継手のボルトとガスケットの応力解析②—実測と解析の比較及び漏洩防止の検討事項—”, 配管技術, Vol.33, No.10, pp.131-135, (1991)
- (114) 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, pp.1299-1304, (1980)
- (115) 森田喜保, 河嶋寿一, “一体形管フランジの強度 (第 4 報, ガスケット係数について)”, 日本機械学会論文集 (C 編), Vol.46, No.403, pp.286-292, (1980)
- (116) 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, pp.2188-2195, (1988)
- (117) 諸星常志, 沢 俊行, 清水章弘, 丸山一男, “ねじ込みボルトによるねじ締結体の特性について (全面座金属平形ガスケットを用いた被締結体が中空円筒の場合)”, 日本機械学会論文集(C 編), Vol.56, No.522, pp.478-486, (1990)
- (118) 永井康睦, 酒井修二, “Nagai 1990_無酸素銅ガスケットにおける塑性変形の観察”, 真空, Vol.33, No.1, pp.21-27, (1990)
- (119) 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, pp.115-122, (2000)
- (120) 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, pp.292-302, (2003)
- (121) 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 (ボルト初期締付けばらつき影響)”, 日本機械学会論文集 (A 編), Vol.70, No.699, pp.1595-1602, (2004)
- (122) 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

島大学博士論文, (2007)

- (123) 永田 聡, 小林隆志, 辻 裕一, 澤 俊行, ” 密封性能を考慮した管フランジ締結体設計手法の検討” , 日本機械学会山梨講演会講演論文集, 656, pp.178-179, (2011)
- (124) 名護典寛, 高木知弘, 佐藤広嗣, ” ガasketの粘弾塑性特性とボルト締結体の軸力緩和予測” , 圧力技術, Vol.45, No.4, pp.195-204, (2007)
- (125) 中元宣孝, 早川悌二, 尾崎公一, 福田忠生, ” 内圧を受ける配管フランジ構造部の漏れ特性 (金属平形ガasketの場合)” , 日本機械学会, 中国四国支部第 44 期総会・講演会論文集, 111, pp.21-22, (2006)
- (126) 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, pp.19-24, (1998)
- (127) Nechache A, Bouzid A.H., ” The Determination of Load Changes in Bolted Gasketed Joints Subjected to Elevated Temperature” , ASME PVP-Vol.457, pp.139-148, (2003)
- (128) Nechache A., Bouzid A.H., ” Creep analysis of bolted flange joints” , International Journal of Pressure Vessels and Piping, Vol. 84, No. 3, pp. 185-194, (2007)
- (129) 西田隆仁, ” ガasket係数 m と最小設計締付け圧力 y ” , バルカーレビュー, Vol.24, pp.1-12, (1980)
- (130) 西田隆仁, ” PVRC が提案する新ガasket係数” , バルカーレビュー, Vol.39, pp.93-96, (1995)
- (131) 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, pp.355-362, (1979)
- (132) 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, pp.362-370, (1979)
- (133) 新田 勇, 如澤 健, ” PET 薄膜を用いた研削表面間の接触圧力分布測定” , 日本機械学会論文集 (C編), Vol.60, No.579, pp.3970-3977, (1994)
- (134) 新田 勇, 松崎良男, 伊藤 穰, ” PC 薄膜を用いた金属平形ガasketの接触状態の観察” , 日本機械学会論文集 (C編), Vol.71, No.701, pp.265-271, (2005)
- (135) 新田 勇, 松崎良男, 阿部正信, 宮島敏郎, ” ボルト頭部頂面の変形に基づいた軸力測定方法の基礎研究” , 日本機械学会論文集 (C編), Vol.73, No.733, pp.2612-2618, (2007)

- (136) 野々垣 肇, 山邊雅之, 森本吏一, ” ガasket縮結体の応力緩和特性<応力緩和実験によるガasket縮結体の長期特性予測> ” , 配管技術, Vol.52, No.7, pp.28-32, (2010)
- (137) 荻沼恒雄, 安藤文雄, ” 熱交フランジ縮結管理ガイドラインの提案 ” , 石油エネルギー技術センターレポート, pp.289-299, (2010)
http://www.pecj.or.jp/japanese/report/2010report/24data/rep08_01.pdf
(accessed on Jan. 8, 2014)
- (138) 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asket付き管フランジ縮結体の応力解析と密封性能評価 ” , 圧力技術, Vol.49, No.6, pp.262-270, (2011)
- (139) 大村高弘, 花島完治, 入村純一, 澤 俊行, ” フランジ縮結用ガasketの熱物性 ” , 配管技術, Vol.50, No.2, pp.22-27, (2008)
- (140) 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, pp.55-66, (1997)
- (141) 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)
- (142) Raut H.D., Leon G.F., ” Report of Gasket Factor Tests ” , Welding Research Council Bulletin, 233, pp.1-35, (1977)
- (143) Raut H.D., Bazergui A., Marchand L., ” Methods of Analysis of Bolted Flanged Connections - A review ; Gasket Leakage Behavior Trends ” , Welding Research Council Bulletin, 271, pp.16-42, (1981)
- (144) Reeves D., Brown W., ” A Simple Recipe For Solving All Refinery Sealing Issues ” , Proceedings of the ASME Pressure Vessels and Piping Conference, PVP2012-78701, pp.1-11, (2012)
- (145) Reeves D., Ruffin M., ” Common Misunderstandings About Gasket And Bolted Connection Interactions ” , Proceedings of the ASME Pressure Vessels and Piping Conference, PVP2012-78702, pp.1-9, (2012)
- (146) Reeves D., Ruffin M., ” Pressure Energized Gasket (PEG) Behavior and Seating Stress ” , Proceedings of the ASME Pressure Vessels and Piping Conference, PVP2013-97595, pp.1-15, (2013)
- (147) Rossenheim D.B., Markle A.R.C., ” Gasket-Loading Constants ” , Mechanical Engineering, 65, pp.647-650, (1943)

- (148) 酒井 泉, 石丸 肇, 堀越源一, 玉井国夫, ” アルミニウム超高真空系の金属ガスケットのシール機構と繰り返し使用が可能な金属ガスケットの開発”, 真空, Vol.24, No.7, pp.10-18, (1981)
- (149) 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, pp.132-139, (2010)
- (150) 佐藤広嗣, 野々垣肇, ” 管フランジ締結体のガスケット面圧挙動に対する内部流体作動の影響”, 日本機械学会山梨講演会論文集, 658, pp.182-183, (2011)
- (151) 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, pp.143-152, (2006)
- (152) 佐藤拓哉, 木曾朋顕, ” 圧力容器及び配管の耐圧試験の危険性と試験容量の改善について”, 圧力技術, Vol.48, No.6, pp.334-345, (2010)
- (153) 佐藤拓哉, 木曾朋顕, ” 圧力容器及び配管の耐圧試験の危険性と試験容量の改善について”, 配管技術, Vol.53, No.8, pp.28-34, (2011)
- (154) 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, pp.2516-2527, (1978)
- (155) 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, pp.337-349, (1981)
- (156) 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, pp.1092-1100, (1983)
- (157) 沢 俊行, 熊野博之, 小林文幸, 伊藤清則, ” ガスケットを用いたねじ締結体の特性について (2枚の中空円筒にはさまれた金属平形ガスケットの応力解析) ”, 日本機械学会論文集 (A編), Vol.49, No.445, pp.1149-1157, (1983)
- (158) 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, pp.1383-1393, (1984)
- (159) 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, pp.1587-1596, (1985)
- (160) 沢 俊行, 清水章弘, 岩田昭浩, 萩原隆徳, ” ねじ込みボルトによるねじ締結体の特性に

- ついて（全面座金属平形ガスケットあるいはフィーラプレートを用いた被締結体がティーフランジの場合）”，日本機械学会論文集(C編)，Vol.51, No.468, pp.2092-2099, (1985)
- (161) 沢 俊行, 熊野弘之, 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（圧力容器ふたに用いら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.52, No.473, pp.19-26, (1986)
- (162) 沢 俊行, 唐沢明浩, 原田容一, 清水章弘, ” ねじ込みボルトによるねじ締結体の特性について（全面座金属平形ガスケットを用いた被締結体が圧力容器ふたおよび円形フランジモデルの場合）”，日本機械学会論文集（C編），Vol.52, No.476, pp.1455-1461, (1986)
- (163) 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, pp.1511-1518, (1987)
- (164) 沢 俊行, 諸星常志, 赤川博美, ” ねじ込みボルトによるねじ締結体の特性について(平面座金属平形ガスケットを用いた被締結体が圧力容器ふたの場合)”，日本機械学会論文集（C編），Vol.54, No.499, pp.706-711, (1988)
- (165) 沢 俊行, 日暮伸幸, 赤川博美, ” 管フランジ締結体の特性に及ぼすハブ部の影響”，日本機械学会論文集（A編），Vol.55, No.516, pp.1927-1934, (1989)
- (166) Sawa T., Higurashi N., Akagawa H., ” A Stress Analysis of Pipe Flange Connections” , Transactions of the ASME, Journal of Pressure Vessel Technology, Vol.113, pp.497-503, (1991)
- (167) 沢 俊行, 日暮伸幸, 広瀬 貴, ” ハブ部を有する圧力容器ふた締結体の特性解析”，日本機械学会論文集（A編），Vol.57, No.533, pp.170-176, (1991)
- (168) 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, pp.2742-2749, (1992)
- (169) 沢 俊行, 中込裕一, 広瀬 貴, 熊野博之, 花井宏尚, ” 熱伝導を受けるねじ込みボルトによる圧力容器ふた締結体の特性”，日本機械学会論文集（C編），Vol.60, No.578, pp.3484-3491, (1994)
- (170) Sawa T., Hirose T., Nakagomi Y., ” Behavior of a Tapered Hub Flange with a Bolted Flat Cover in Transient Temperature Field” , Transactions of the ASME, Journal of Pressure Vessel Technology, Vol.118, pp.115-120, (1996)
- (171) 沢 俊行, 尾方尚文, 西田隆仁, 山中 幸, ” 内圧作用下での渦巻き型ガスケット付き大口径管フランジ締結体の FEM 応力解析と密封性能評価”，圧力技術, Vol.40, No.3, pp.2-14,

(2002)

- (172) 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, pp.1120-1128, (2002)
- (173) Sawa T., Maezaki W., ” Thermal Stress Analysis and Sealing Performance Evaluation of Pipe Flange Connections with Spiral Wound Gaskets Under Elevated Temperature”, Proceedings of the ASME Pressure Vessel and Piping Conference, PVP2004, (2004)
- (174) 澤 俊行, ” ガスケット付き管フランジ締結体の最近の動向と漏洩防止技術”, ニチアス技術時報, No.346, pp.1-12, (2005)
- (175) Sawa T., Nagata S., Tsuji H., ” New Development in Studies on the Characteristics of Bolted Pipe flange Connections in JPVRC”, Transactions of the ASME, Journal of Pressure Vessel Technology, Vol.128, pp.103-108, (2006)
- (176) 沢 俊行, 辻 裕一, ” アスベスト代替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)
- (177) 澤 俊行, 辻 裕一, 小林隆志, 馬淵俊郎, 近藤康治, 河野駿平, ” 横浜市水道局笹下ポンプ場停止事故に関する調査検討結果について”, 圧力技術, Vol.47, No.1, pp.38-44, (2009)
- (178) 澤 俊行, 大宮祐也, ” フランジ・ガスケット締結体の基礎と漏えい事故防止の動向”, 配管技術, Vol.54, No.10, pp.24-30, (2012)
- (179) 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)
- (180) Schwaigerer S., ” Die Berechnung der Flanschverbindungen in Behälter und Rohrleitungsbau”, Z. VDI, Bd. 96, Nr. 1, pp.7-12, (1954)
- (181) Shoji Y., Nagata S., ” A New Analysis Method for Flange-Gasket Systems”, Proceedings of the ASME Pressure Vessel and Piping Conference, PVP-Vol.382, pp.113-120, (1999)
- (182) 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, pp.216-224, (2011)
- (183) 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, pp.112-118, (2012)
- (184) 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, pp.315-325, (2012)

- (185) Takagi Y., Torii H., Omiya Y., Kobayashi T., Sawa T., ” FEM Stress Analysis and the 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, pp.486-495, (2013)
- (186) 高木愛夫, ” 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” , 広島大学博士論文, (2014)
- (187) 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)”, 日本機械学会論文集 (A編), Vol.68, No.668, pp.550-557, (2002)
- (188) 高木知弘, 福岡俊道, ” 管フランジ締結体のボルト抜き取り過程の有限要素解析” , 日本機械学会論文集 (A編) , Vol.68, No.675, pp.1622-1627, (2002)
- (189) 高木知弘, 福岡俊道, ” 管フランジ締結体の締付け特性におよぼすボルト締付け軸力のばらつきの影響” , 圧力技術, Vol.42, No.1, pp.28-35, (2004)
- (190) 高木知弘, 福岡俊道, ” 管フランジ締結体のボルト締付け指針の提案” , 日本機械学会論文集 (C編) , Vol.70, No.696, pp.2492-2499, (2004)
- (191) 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, pp.745-752, (2005)
- (192) 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, pp.1245-1252, (2007)
- (193) 田中道彦, 山田 朗, ” 外荷重作用下におけるねじ締結体の振舞(各種ねじ締結体の内力係数について)” , 日本機械学会論文集 (C編) , Vol.51, No.466, pp.1362-1371, (1985)
- (194) 田中伸司, 吉富雄二, ” ねじ締結体の締付け過程における変形挙動解析” , 日本機械学会論文集 (C編) , Vol.78, No.794, pp.3615-3629, (2012)
- (195) Timoshenko S., ” Strength of Materials; Part II Advanced Theory and Problems” , Third Edition, D. Van Nostrand Company Inc., NJ, (1956)
- (196) 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, pp.337-346, (2004)

- (197) 辻 裕一, ” ガasket非石綿化に対応するための漏洩量を管理できるフランジ継手設計法の検討”, 圧力技術, Vol.44, No.5, pp.263-270, (2006)
- (198) バルカーハンドブック,
http://www.valqua.co.jp/products/download/catalog/9103_1009_tech.pdf
(accessed on Jan. 8, 2014)
- (199) VDI2230, Balatt 1:2003, ” 高強度ねじ締結の体系的計算法-円筒状一本ボルト締結-”, ドイツ技術協会, 賀勢晋司, 川井謙一訳, 日本ねじ協会, (2004)
- (200) Veiga J.C., Cipolatti C.F., Kavanagh N., Castro F, Zdoná V., ” SERRATED METAL GRAPHITE FACED GASKETS FOR RING JOINT FLANGES”, Proceedings of the ASME Pressure Vessels and Piping Conference, PVP2012-78349, (2012)
- (201) Waters E.O., Taylor J.H., ” The Strength of Pipe Flanges”, Mechanical Engineering, Vol.49, No.5a, pp.531-542, (1927)
- (202) Waters E.O., Taylor J.H., ” Methods of Determining the Strength of Pipe Flanges”, discussion of paper by waters and Taylor, Mechanical Engineering, Vol. 49, pp.1340-1347, (1927)
- (203) 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, pp.161-169, (1937)
- (204) 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, (1951)
- (205) Water E.O., Schneider R.W., ” Axisymmetric, Nonidentical, Flat Face Flanges With Metal-to-Metal Contact Beyond the Bolt Circle”, Transactions of the ASME, pp.615-622, (1969)
- (206) Wesstrom D.B., Bergh S.E., ” Effect of Internal Pressure on Stresses and Strains in Bolted-Flanged Connections”, Transactions of the ASME, pp.553-568, (1951)
- (207) 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, pp.61-69, (2010)
- (208) 山口篤志, 辻 裕一, 本田 尚, ” フランジ継手用ガスケットの常温・高温密封特性試験法の提案-非石綿うず巻形ガスケットの場合-”, 圧力技術, Vol.48, No.2, pp.70-77, (2010)
- (209) 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, pp.64-70, (2003)
- (210) 吉本 勇, 丸山一男, 沢 俊行, 西口信幸, ” ねじ締結体の内力係数 (被締結体中空円筒

の場合) ” , 日本機械学会論文集 (第 3 部) , Vol.42, No.359, pp.2174-2184, (1976)

関連発表論文

学術論文

- (1) 近藤康治, 宮下 藍, 沢 俊行, 大宮祐也, 小林隆志, “エアークラッシュによる管フランジ締結体のボルト締付け力のばらつきと締結体の密封性能に及ぼす影響”, 圧力技術, Vol.50, No.6, pp.326-333, (2012)
- (2) 近藤康治, 椿 翔太, 沢 俊行, 大宮祐也, “内圧作用下における金属平型ガスケット付き管フランジ締結体の密封特性”, 圧力技術, Vol.52, No.1, pp.2-13, (2014)
- (3) 近藤康治, 椿 翔太, 沢 俊行, 大宮祐也, “内圧を受けるリングジョイント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, Vol.80, No.816, SMM0221, pp.1-13, (2014)
- (4) 近藤康治, 椿 翔太, 沢 俊行, 大宮祐也, “内圧を受ける大口径 (20B) リングジョイント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”, 圧力技術, Vol.52, No.3, pp.114 -122, (2014)

国際会議論文

- (1) Koji K., Omiya Y., Kobayashi T., Sawa T., “Scatter of Bolt Preloads in Pipe Flange Connection Tightened by Impact Wrench and the Effect of Sealing Performance”, Proceedings of the ASME 2011 International Mechanical Engineering Congress & Exposition, IMECE2011-64613, pp.1-9, (2011)
- (2) Kondo K., Tsubaki S., Sawa T., Kikuchi T., Omiya Y., “FEM Stress Analysis and the Sealing Performance Evaluation in Bolted Flange Connections with Ring Joint Gasket Subjected to Internal Pressure”, International Conference on Pressure Vessel Technology, ICPVT-13, S2-DA2-P2, pp.1-8, (2012)
- (3) Kondo K., Sawa T., Sato K., Kikuchi T., Tsubaki S., “The Sealing Characteristics of Bolted Flange connection with Metal Gasket”, Proceedings of the ASME Pressure Vessel and Piping Conference, PVP2012-78413, pp.1-7, (2012)
- (4) Kondo K., Tsubaki S., Sawa T., Kikuchi T., Omiya Y., “FEM Stress Analysis and the Sealing Performance Evaluation in Bolted Flange Connections with Ring Joint Gasket Subjected to Internal Pressure: Effect of Scatter in Bolt Preloads”, Proceedings of the ASME Pressure Vessel and Piping Conference, PVP2012-78420, pp.1-8, (2012)
- (5) Kondo K., Tsubaki S., Sawa T., Sato K., Omiya Y., “Stress Analysis and the Sealing Performance

Evaluation in Bolted Flange Connections with Ring Joint Gasket Subjected to Internal Pressure”, Proceedings of the ASME 2012 International Mechanical Engineering Congress & Exposition, IMECE2012-87393, pp.1-10, (2012)

- (6) Kondo K., Sato K., Sawa T., Tsubaki S., Omiya Y., “Sealing Performance Evaluation in Bolted Flange Connections with Ring Joint Gasket Subjected to Internal Pressure”, ASME Pressure Vessel and Piping Conference, PVP2013-97173, pp.1-7, (2013)
- (7) Kondo K., Tsubaki S., Sawa T., Omiya Y., Sato K., ” Stress Analysis and the Sealing Performance Evaluation of Bolted Flanged Connections with Metal Flat Gaskets”, Proceedings of the ASME Pressure Vessels and Piping Conference, PVP2013-97828, pp.1-9, (2013)
- (8) Kondo K., Omiya Y., Tsubaki S., Sawa T., ” FEM Stress Analysis and the Sealing Performance Evaluation in Bolted Flanged Connections with Metal Flat Gaskets subjected to Bending Moment and Internal Pressure”, Proceedings of the ASME Pressure Vessels and Piping Conference, PVP2014-28731, pp.1-6, (2014)

国内講演論文

- (1) 澤 俊行, 辻 裕一, 小林隆志, 馬淵俊郎, 近藤康治, 河野駿平, “横浜市水道局笹下ポンプ場停止事故に関する調査検討”, 日本高圧力技術協会平成 20 年度春季講演会概要集, No.12, pp.60-63, (2008)
- (2) 近藤康治, 大西 忠, “大径フランジボルトの緩めのメカニズムと課題”, 日本機械学会山梨講演会講演論文集, No.503, pp.129-130, (2008)
- (3) 澤 俊行, 大宮祐也, 近藤康治, 宮下 藍, “インパクトレンチによるフランジ締結体のボルト締付け試験”, 日本高圧力技術協会平成 21 年度春季講演会, No.5, pp.18-25, (2009)
- (4) 近藤康治, 森 和夫, 寺沢祐治, 宮下 藍, “大径フランジボルトのかじり挙動の追究と緩め作業性の向上”, 日本機械学会山梨講演会講演論文集, No.568, pp.184-185, (2010)
- (5) 近藤康治, 寺沢祐治, “プラントメンテナンス会社の安全品質向上に対する取組み”, 化学工学会 2011 秋季大会要旨集, L204, pp.1-1, (2011)
- (6) 近藤康治, 森 和夫, 寺沢祐治, 宮下 藍, “ワッシャ適用による大径フランジボルト緩め作業性の向上～高剛性・高硬度ワッシャの現場適用～”, 日本機械学会山梨講演会講演論文集, No.601, pp.156-157, (2011)
- (7) 近藤康治, “大径フランジボルトの緩め作業性向上に関する検討”, 日本高圧力技術協会平

成 24 年度春季講演会, No.5, pp.17-20, (2012)

- (8) 近藤康治, 森 和夫, 寺沢祐治, 宮下 藍, “高硬度ワッシャ適用による大径フランジボルト緩め作業性の向上 (現場適用)”, 日本機械学会 M&M2012 カンファレンス, No.OS1404, pp.1-3, (2012)
- (9) 近藤康治, 椿 翔太, 沢 俊行, 菊池 務, 大宮祐也, 佐藤広嗣, “リングジョイントガスケット付き管フランジ締結体の FEM 応力解析及び密封性能評価 (ボルト初期締付け力のばらつきの影響)”, 日本機械学会 M&M2012 カンファレンス, No.OS1408, pp.1-3, (2012)
- (10) 近藤康治, 沢 俊行, 佐藤広嗣, 菊池 務, 椿 翔太, “金属平型ガスケット付き管フランジ締結体の密封特性”, 日本機械学会 M&M2012 カンファレンス, No.OS1409, pp.1-3, (2012)
- (11) 近藤康治, 椿 翔太, 沢 俊行, 大宮祐也, 佐藤広嗣, “リングジョイントガスケット付き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講演論文集, No.69, pp.238-239, (2013)

解説・総説

- (1) 近藤康治, “フランジ漏洩防止システム”, 配管・装置・プラント技術, Vol.45, No.2, pp.4-10, (2005)
- (2) 近藤康治, “フランジ継手からの漏洩防止技術”, 配管技術, Vol.50, No.13, pp.27-31, (2008)
- (3) 澤 俊行, 辻 裕一, 小林隆志, 馬淵俊郎, 近藤康治, 河野駿平, “横浜市水道局笹下ポンプ場停止事故に関する調査検討結果について”, 圧力技術, Vol.47, No.1, pp.38-44, (2009)
- (4) 近藤康治, “事例に学ぶフランジ継手からの漏洩防止技術”, 高圧ガス, Vol.47, No.12, pp.1000-1005, (2010)
- (5) 近藤康治, “最新シーリングテクノロジー”, テクノシステム, pp.230-235, PP.333-338, (2011)

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。平成26年4月より9月までは主指導教員として適切にご指導を賜った関口泰久准教授には心からお礼申し上げます。また、本論文をまとめるにあたり、適切に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 教授に心より感謝致します。

本研究の中のフランジ締結体の密封性能評価を進めるにあたって、ボルト締付けに際してナットの挙動につき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、ガスケット単体の力学挙動およびその漏洩特性について格別に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。

また、研究考察および実務経験を通じた貴重なご助言とご支援を戴きました出光興産 菊池 務 博士、千代田化工建設 馬淵 俊郎 氏、東京電力 高木 愛夫 博士、三菱化学 森本 吏一 氏、東洋エンジニアリング 永田 聡 博士、横河電機 黒沢 亮 博士、日本バルカー工業 西田隆仁 氏、佐藤広嗣 氏はじめ社団法人 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。

実際に研究を遂行するにあたって、当時広島大学大学院博士後期課程学生であった岡山大学 大宮祐也 博士、当時広島大学大学院博士前期課程学生であった出光興産 天満 健太郎 氏、三菱重工コンプレッサ 椿 翔太 氏をはじめ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。

本研究を遂行するにあたり、以上のお名前を挙げた方以外にもたくさんの方々から数多くのご指導、ご鞭撻を頂きました。心より感謝の意を表します。

2014年9月
近藤 康治