



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

広島大学 大学院 工学研究科 教授 澤 俊 行

はじめに

ボルトフランジ締結体は、内部流体の漏洩を防止するという機能を喪失し、ガスケット面からしばしば界面漏れを発生することがある。もちろん漏洩の根拠はガスケット接合面からの界面漏れのみではなく、ジョイントシートの場合には浸透漏れ、さらに腐食に基づく腐食漏れも考えられる。最近では1995年の阪神大地震の際に、液状化現象に伴う曲げモーメントによりLPG貯蔵タンクの緊急遮断バルブ付近のフランジ締結部からの漏洩事故が報告されている¹⁾。従来からこのような締結体の設計にあたって、1943年にMarkle & Rosseheimにより発表されたガスケット係数 (m , y) が用いられてきた。ただし m はガスケット係数、 y は最小設計ガスケット応力である。アメリカ機械学会 (ASME) の Boiler & Pressure Vessel Code の Appendix XIII にガスケット係数 (m , y) を用いたボルト荷重設計法が示されている。しかし阪神大地震による漏洩事故以外にも、ガスケット接触面からの漏えい (界面漏れ) 事故がしばしば発生しているのが現実である。

他方、アメリカの圧力容器研究委員会 (Pressure Vessel Research Council, 略称PVRC) の中のボルトフランジ締結体委員会 (Bolted flanged Connections Committee, 略称BFC) では1974年からガスケットに関する実験研究を開始し、新たにタイトネスパラメータ T_p を導入し²⁾、さらに新ガスケット係数 (G_b , a , G_s) を提案²⁾ している。この新ガスケット係数を用いて漏えいに対するボ

ルト荷重の計算法が示されている³⁾⁴⁾。PVRCの考え方は基本的にはガスケットからは微量でも漏洩が発生することを認めることから出発している。締結体からの許容漏洩量を実現するためのボルト締付け荷重の決定が最終目的である。この方法およびヨーロッパがこれに基づいて作り上げている方法 (EN1092-1, EN1591 など) のふたつが今後世界の標準的方法になる可能性がかなり高いと推察され、この方法によるボルト荷重設計法を習得する必要があると考えられる。

すなわちフランジガスケット締結体において問題となるのは、以下の事項である。①ガスケットからの漏洩、②フランジ強度、③ボルト強度とボルト荷重の設計施工 (ボルト締め付け法)。そこで、本稿では、①阪神地震でのLPG貯蔵ターミナルの配管フランジからの漏洩事故、②フランジガスケット締結体の基礎的特性と問題点、③PVRCによる最近の新ガスケットとタイトネスパラメータ T_p 、④PVRC方式の問題点と漏洩対策、について述べたい。

1. 阪神地震時における液状化によるLPガスターミナルのフランジ締結部からの内部流体漏洩事故

1.1 事故の概略と原因

1995年1月17日に発生した阪神淡路大地震によって神戸港近くのLPガス貯蔵施設が液状化によりかなりの被害を受けた¹⁾。特に配管系管フランジ締結部が地盤の液状化により曲げモーメントを受け開口し、内部流体のLPガスの漏洩事故が発

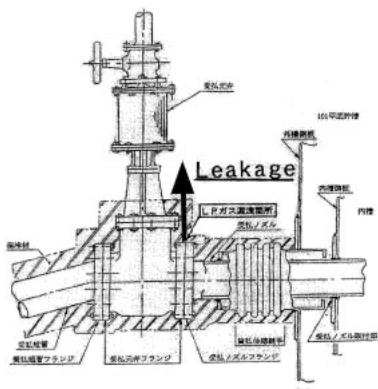


図1.1 漏洩が発生したフランジ締結部付近の受払元弁概略図

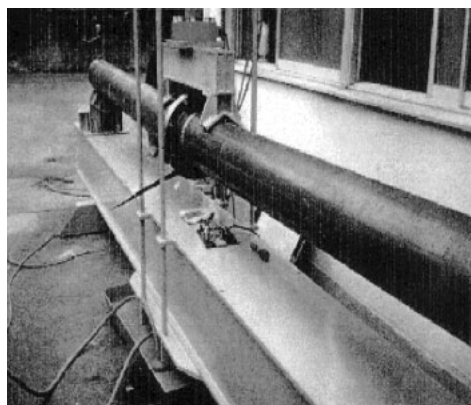


写真1.1 試験装置の概要

生し、7万人の避難勧告が出された。液状化により、地盤が約50cm沈下し、1m程側方流動で移動した。主に沈下によりフランジ締結部に曲げモーメントが発生し、ガスケット面が開口した。このため漏洩に至った。図1.1は漏洩が発生した管フランジ締結部である。受払ノズルフランジと受払元弁フランジとの間が漏洩箇所である。安藤¹⁾がすでに管フランジ締結体の耐震設計法を中心に述べているが、本稿では、フランジ締結体の特性と漏洩防止のための締結体設計の観点から述べたい。

1.2 ボルト初期締付け力の設定

通常地震のレベル1地震動に対する設計法から、阪神地震のような大型地震であるレベル2地震動に対する対策と設計方法が検討された。いくつかの対策の中で、特に配管フランジ締結部のガス漏洩防止に関する研究検討も行われた。従来このような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設定はASME（アメリカ機械学会）のコードにより、ボルト材料の降伏応力の30-40%程度に設定されているようである。厳密には、ボルト初期締付け応力 S_b は、次式で示される¹⁾。

$$S_b = \frac{310}{\sqrt{d}} \text{ (N/mm}^2\text{)} \dots\dots\dots (1-1)$$

ここで、 d はボルトの呼び径（単位、インチ）である。呼び径が1インチなら、ボルト初期締付

け応力は310N/mm²である。従来のフランジ設計規格においては、あまりボルトの強度区分は考慮されていないようである。

写真1.1に示すように実際のパイプ管フランジ締結体を作製した。内部流体として水を用いた曲げ実験を行った。漏洩が発生するかは内部圧力の変化で検出した。パイプの呼び径、ガスケットの種類（ジョイントシート、うず巻き形、リングジョイントガスケット、ニチアス製）及びボルト初期締付け力（通常： S_b 、降伏応力の50%： $0.5S_{yb}$ 、同90%： $0.9S_{yb}$ ）を変えて実験を行った。ここが重要なポイントである。初期締付け力をいかに設定するか、である。表1.1は試験結果¹⁾を示し、管サイズレーティングはJPI（日本石油学会）による。実際の管フランジ締結部に作用した曲げモーメントの大きさの推定は困難であったので、実験により作用曲げモーメント M に対して、管フランジ締結体からの漏洩が発生するか、あるいは防止するための条件は何かを調べることが目的である。表中の値は漏洩が生じたときの曲げモーメントを示し、不等号(>)が付いている場合にはその曲げモーメントまでは負荷できたが、パイプの変形が大きすぎて、それ以上の負荷は無理と判断した場合の曲げモーメントを示す。

ボルト初期締付け力は、まず式(1-1)による従来から使用されているボルト降伏応力の30-40% (S_b)、敢えて初期締付け力を大きくするた

表1.1 ボルト初期締付け応力に対する漏洩時作用曲げモーメント試験結果

管サイズ-レーティング	ガスケット種類	試験結果		
		漏洩時曲げモーメント (kNm)		
		ボルト初期締付け応力		
		Sb	0.5Sby	0.9Sby
200A-150#	石油工業用ジョイントシート	11.8	43.1	78.9
200A-300#	石油工業用ジョイントシート	45.1	76.0	> 94.1 *1
200A-150#	配管用うず巻き形ガスケット	42.9	50.1	> 103.0 *1
200A-300#	配管用うず巻き形ガスケット	92.0	> 98.1 *1	> 98.1 *1
100A-600#	石油工業用リングジョイントガスケット	21.6	> 24.5 *1	> 24.5 *1
100A-150#	石油工業用ジョイントシート		19.6	
100A-300#	石油工業用ジョイントシート		> 20.6 *1	
100A-150#	配管用うず巻き形ガスケット		> 20.6 *1	
100A-300#	配管用うず巻き形ガスケット		> 20.6 *1	

(注) 表中の表記は次のとおりである。
 Sb : JIS B 2205-1991「管フランジの計算基準」による規格最小ボルト締付け力 (N/mm²)
 Sby : ボルトの降伏点 (725N/mm²)
 *1 : この荷重まで漏洩が生じていないが、変形が大きいため試験を中止している。

50% **90%**

めに、ボルト降伏応力の50 (0.5S_{by}) 及び90% (0.9S_{by}) とした実験を行った。初期締付け力を90% (0.9S_{by}) に設定した場合には、一例を除いて漏洩は発生しなかった。パイプが大きく変形したのみであった。従来の場合 (S_b) には全て漏洩した。本漏洩事故の場合も初期締付け力をより適切に設定されていれば、液状化による予期できない曲げモーメントに対しても対応できたものと考えられる。

2. フランジガスケット締結体の基礎的特性と問題点⁵⁾⁶⁾

図2.1に示すように、N本のボルト、ナットにより初期締め付け力F_tで締結されている管フランジ締結体を考えよう。内圧Pが作用すると、ボルトには軸力増加分F_tが追加され、F_t + F_tとなる。他方ガスケット面には当初ボルト1本あたりF_fの圧縮力が作用していたが、内圧作用により接触力F_cが失われ、F_f - F_cとなる。このようにガスケット面の力が減少し、ガスケット面積Aで割れば、ガスケット平均応力 (ボルト1本あたり) がF_f/Aから (F_f - F_c)/Aとなる。実際のところ、このガスケット面の応力の減少F_c/Aがいくらになるのか、内圧作用時の実際のガスケット応力 (F_f - F_c)/Aがいくらになるかが、なかなか正確

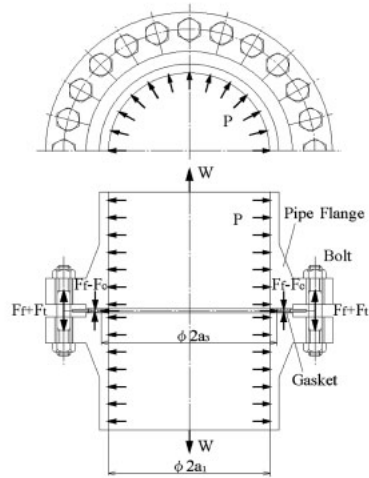


図2.1 内圧を受けるガスケット付き管フランジ締結体

に推定できないのが現状である。このため、たまに漏洩事故が発生すると考えられる。

それでは何故、ガスケット面応力が正確に推定できないのか? 力学的には管フランジの内圧作用時の軸方向力W (W = π a₁² P, なお a₁ はパイプ内半径) とするとき、次式が成り立つ。

$$F_t + F_c = W/N \dots\dots\dots(2-1)$$

式 (2-1) において、F_t と F_c が未知数である。

未知数2つに対して、与えられる式は式(2-1)の一つだけである。すなわち不静定問題であるので、簡単には F_t と F_c の値は得られない。不静定問題の解法は、式(2-1)の他に変位の釣り合い条件を入れることである。1920年代からドイツではばね定数を用いて、変位の釣り合い条件を満足させるThumの公式⁷⁾が長い間用いられてきた。Thumの公式により、ボルト軸力の増加分 F_t が求められる。しかし最近になりその問題点が明らかになり、その公式の修正が行われて、以下のような式(2-2)によりボルト1本あたりの軸方向外力 W/N に対するボルト軸力の増加分 F_t が求められる⁸⁾。このボルト軸力の増加分 F_t とボルト1本あたりの軸方向外力 W/N の比を内力係数(Load factor)と呼ばれている。

$$\phi = \frac{F_t}{W/N} = \frac{K_c}{K_c + K_t} \frac{K_c}{K_{pt}} \dots\dots\dots(2-2)$$

ただし、 K_t はボルト・ナット系のばね定数、 K_c はボルト穴付近の被締め付け物(ガスケットを含んだフランジ)の圧縮ばね定数、 K_c' は被締め付け物の(ボルト穴を無視した)圧縮ばね定数、 K_{pt} は被締め付け物の引っ張りばね定数である⁸⁾。これらのばね定数のうち、 K_t と K_c はかなり正確に求められるようになっているが、 K_c' と K_{pt} は簡単には求められていない。簡単に求められる方法が確立されることが課題である。ガスケット面の接触応力分布を求める数値的手法の一つは有限要素法などである。ボルト強度の観点から式(2-2)での F_t が分かれば、ボルトが降伏(破損)しないようにボルトの初期締め付け力が設定できる。他方、 F_c が分かれば、式(2-1)より、ガスケット面から失われる力 F_c が $F_c = W/N - F_t$ より得られる。そうすれば平均ガスケット応力が推定される。この平均ガスケット応力により、ある程度密封性能を評価できることになる。

いずれにせよ、①実際の内圧作用時のガスケット応力をより正確に推定することが課題であり、②与えられたガスケット応力で漏洩が発生するのか、するとすればその漏洩量を推定することが必要となる。③つぎに与えられた許容漏

洩量に対してボルト荷重をどのように設定するかが、次の問題である。しかし締結体の組み立てにあたっては、最初の前提はボルト初期締め付け力が一様に F_t で締め結されていると仮定していることである。実際には、一様に設定したボルト初期締め付け力を多数のボルトに与えることはかなり難しい。④最後の大きな課題はボルト締め付け法である。

3. PVRCによるタイトネスパラメータ T_p と新ガスケット係数²⁾⁻⁴⁾

3.1 ガスケット特性に関する最近の動向

従来のガスケット係数(m, y)に対して、アメリカのPVRCの中に、ボルトフランジ締結体委員会(BFC)が設立された。Hsu博士を委員長として研究が進められてきた。現在新ガスケット係数(G_b, a および G_s)が(m と y)に代わる係数として、ASMEのBoiler & Pressure VesselコードのAppendixに規格化される状況になっているようである。ここではJim Payneの論文²⁾とHsuのレジュ³⁾に沿って新ガスケット係数について述べる。

3.2 タイトネスパラメータ T_p

T_p はガスケット付きボルト締結体のガスケットからの漏えいをいかに表現するかの因子である。ガスケット応力と漏えいとの関係が調べられた。内部流体を種々変え、ガスケットも外径150mmの渦巻きガスケットなどとしたときの単位時間あたりの漏れ質量を測定した。その結果、内圧 P と漏えい質量 L_{rm} の間に、 $P = (\text{const}) \times (L_{rm})^a$ の関係があることが分かった。実験的には内部流体の種類により' a 'の値はばらつきが大きいが、層流理論から $a=0.5$ としている。さらに内圧 P^* 作用時に、150mmの外径のガスケットからの単位時間あたりの漏えい質量を L^*RM (参照漏えい量, 1mg/s/150mm)としたとき、タイトネスパラメータ T_p を式(3-1)により定義している。

$$T_p = \frac{P}{P^*} \left/ \left(\frac{L^*RM}{L_{rm}} \right)^a \right. \dots\dots\dots(3-1)$$

表3.1は実用上の目安としてタイトネスクラ

表3.1 タイトネスクラス

タイトネスクラス	単位漏えい質量速度 mg/s/mm	クラス名	Tc ファクタ
T ₁	0.2	economy	0.1
T ₂	0.002	standard	1.0
T ₃	0.00002	tight	10

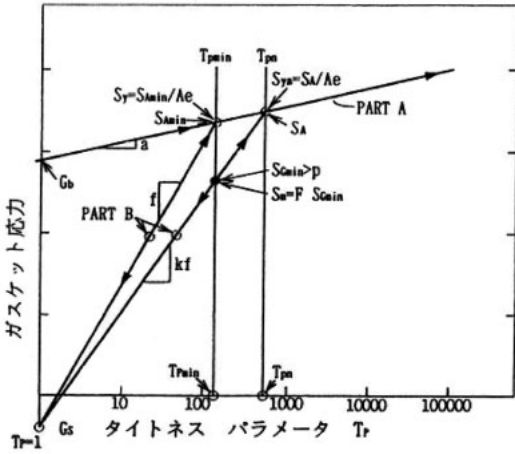


図3.1 ガasket応力・
タイトネスパラメータTpとの関係

スTcを与えている。内部流体が水や空気の場合はタイトネスクラスをT₁とすることを推奨している。

3.3 PVRCの提案する新ガスケット係数Gb, aおよびGsの定義

室温でのガスケット漏えい試験 (ROTT) からえられた新ガスケット係数Gb, aおよびGsについて述べる。図3.1はガスケット応力-Tp線図を示す。縦軸はガスケット応力を、横軸はタイトネスパラメータTpを示す。漏えい実験においては、まずあるガスケット応力に対して、内圧を変化させTpの値を測定する。さらに徐々にガスケット応力を増大させ、そのときのTpの値を測定する。これが図中“PartA”で示されている部分である。一応初期締め付け状態に対応していると考えられる。

次に内圧を一定に保ちガスケット応力を減少さ

せ、そのときのTpの値を測定した時が、“PartB”で示されている。これは締結体が内圧作用状態で使用されていると考えられている。Tp=1の時の“PartA”の直線が縦軸と交わる点Bのガスケット応力が“Gb”の値を表す。このときの“PartA”の直線の傾きがガスケット係数“a”を表す。さらに“PartB”の直線においてガスケット応力を変化させ始める位置 (図中S_AあるいはS_{A,min})によらずTp=1の点で交わると考え、この点 (S*)の応力を“Gs”と表している。実際に実験を行うと、なかなか一点で交わらないようである。さらにTpが小さい部分では“Knee” (折れ曲がり)が生じるため、Tpの値が大きい部分で使用する必要がある。

3.4 ボルト設計荷重の推定

3.4.1 最小タイトネスパラメータTp

式 (3-1) に表1のTcを代入すると、内圧作用時に必要な最小のタイトネスパラメータTpminは式 (3-2) で表される。

$$T_{pmin} = 18.02 T_c P \text{ (単位: MPa)} \dots\dots\dots (3-2)$$

あるいは

$$T_{pmin} = 0.1243 T_c P \text{ (単位: Psi)} \dots\dots\dots (3-2')$$

内圧作用状態でのTpminを実現するために必要なTpaは次式となる。

$$T_{pa} = (X) T_{pmin} \dots\dots\dots (3-3)$$

ここで、X=1.5 (S_a/S_b) である。

なお、S_aは室温におけるボルト許容応力、S_bは設計温度におけるボルト許容応力である。

3.4.2 ボルト締め付け効率Ae

次にボルト締め付けにおける、ボルト軸力のば

表3.2 ボルト締め付け効率 Ae

Ae	締め付け方法
0.75	手動締め付け
0.85	単一トルクレンチ
0.95	多数 (3あるいはそれ以上) の油圧テンショナ
1.00	超音波軸力計

らつきを示す締め付け効率 A_e を導入する。表3.2に A_e の値を示す。超音波軸力計は精度が良いと考えられ、 A_e の値は1.0となる。

3.4.3 内圧作用時最小ガスケット応力 S_{m1}

締め付け時ガスケット応力 S_{ya} は次式 (3-4) で表される。

$$S_{ya} = (G_b/A_e) (T_{pa})^a \dots\dots\dots (3-4)$$

内圧作用時最小ガスケット応力 S_{m1} は次式 (3-5) となる。

$$S_{m1} = G_s [(G_b/G_s) (T_{pa})^a]^{(1/T_r)} \dots\dots\dots (3-5)$$

なお、 $T_r = \text{Log}(T_{pa}) / \text{Log}(T_{pmin})$ である。

3.4.4 装着時設計ガスケット応力 S_{m2}

他方装着時設計ガスケット応力 S_{m2} は式 (3-6) で与えられる。

$$S_{m2} = (S_b/S_a) (S_{ya}/1.5) - P \cdot A_i/A_g \dots\dots\dots (3-6)$$

- ここで、
 A_i : 内圧が作用するガスケット断面積 (= $\pi/4G^2$)
 G : 流体のしみこみ直径
 G_0 : ガスケット接触外径
 N : ガスケット接触幅
 A_g : ガスケット接触面積 (= $\pi (G_0 - N)N$)
 S_{ya} : 締め付け時ガスケット応力

3.4.5 最小必要ボルト荷重 W_{m0}

最小必要ボルト荷重 W_{m0} は次式で与えられる。

$$W_{m0} = H + H_p = PA + S_{m0}A_g \dots\dots\dots (3-7)$$

- ここで、 H : 端末に作用する全流体力 (= PA_i)
 H_p : 漏えいしないために必要な全ガスケット力
 S_{m0} : 設計ガスケット応力 (> S_{m1} or S_{m2} or $2P$)

3.4.6 フランジ設計ボルト荷重 W

フランジ設計のためのボルト荷重 W は次式で与えられる。

$$W = A_b (S_a) \dots\dots\dots (3-8)$$

および $A_b > A_m = W_{m0}/S_b$

- ここで、
 A_b : 全ボルト断面積
 A_m : 必要全ボルト断面積
 S_a : 室温における許容ボルト応力
 S_b : 設計温度における許容ボルト応力

4. PVRC方式の問題点と漏洩対策

4.1 フランジガスケット締結体の応力解析と漏洩評価⁶⁾

第2章でも述べたように、図2.1に示すように初期締め付け力 F_i で締結されている管フランジ締結体に内圧 P が作用すると、ガスケット応力が F_i/A から $(F_i - F_c)/A$ へ変化する。一般的にガスケット応力が減少するので、漏洩の根拠となる。しかし、内圧作用時のガスケット応力を推定することがかなり困難であり、PVRCは内圧作用時タイトネスパラメータ T_p の1.5倍相当のガスケット応力になるようにボルト初期締め付け力を決定する方法 (S_{m1} 法) を採用している。しかしこの方法 (他は S_{m2} による) は経験的であり、検証すべきである。他方実用的には、大口径管フランジ締結体ほど漏洩しやすいという、経験則が未だ生きている。

そこで本章では内圧を受ける呼び径2インチから20インチの異なる呼び径の管フランジ締結体におけるガスケット接触応力分布を渦巻き型ガスケットの応力-ひずみ線図における非線形性及びヒステリシスを考慮した弾塑性有限要素法を用いて解析を行う。また管フランジ締結体の呼び径の違いが、①ボルト軸力変動 (内力係数) 及び、②ハブ応力に及ぼす影響、を弾塑性有限要素解析により明らかにする。さらに漏洩実験及びボルト軸力変動の測定を呼び径3インチ及び20インチ径の管フランジ締結体を用いて行った。③新ガスケット係数“ G_b ”, “ a ”及び“ G_s ”を弾塑性有限要素解析によって得られた実際のガス

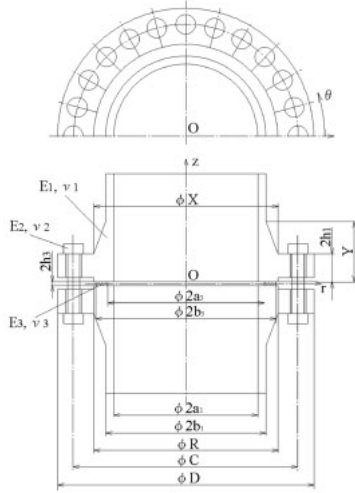


図4.1 管フランジ締結体の有限要素解析モデル

表4.1 管フランジ締結体の有限要素解析モデルの寸法 [単位: mm]

	2"	8"	20"
2a ₁	50	196	476
2b ₁	60.5	216.3	508
O	165	381	775
C	127	330	686
R	92	270	584
X	84	260	587
h ₁	22.3	41.3	63.5
Y	69.8	111.1	161.9
P	89.2	165.2	254
2a ₃	69.8	233.4	525.5
2b ₃	85.8	263.6	577.8
2h ₃	4.5	4.5	4.5
Bolt	M16×8	M22×12	M33×24

ケット接触応力分布を用いることによって評価する。実際の管フランジ締結体によって得られた新ガスケット係数をROTT (Room Temperature Operational Tightness Test)^{2)・4)}と呼ばれるガスケット漏洩試験から得られた値と比較する。また弾塑性有限要素解析及び呼び径3インチ管フランジ締結体による漏洩試験を行い、呼び径20インチ径管フランジ締結体による結果と比較する。加えて与えられたタイトネスパラメータを実現するためのボルト初期締付け力の決定を行う。

4.1.1 弾塑性有限要素解析

内圧Pが締結体に作用すると、軸方向引張り力 $W (= \pi a_1^2 P)$ がパイプ端部に作用し、ボルト軸力が F_t 増加し、1本のボルト当たりのガスケット接触力 F_c がガスケット接触面から失われる。内圧Pによるボルト1本当当たりの全軸方向引張り力 $W' / N (= \pi a_3^2 P / N)$ は F_t 及び F_c を足しあわせたものである ($W' / N = F_t + F_c$)。 a_3 はガスケット内半径、 a_1 はパイプ内半径である。このようにガスケット接触応力は内圧Pが作用することによって減少する。 F_t と W' / N の比は内力係数 $\phi_g (= F_t / (W' / N))$ ^{7) 8)} と呼ばれ、内力係数 ϕ_g が求められると式 $F_c = (1 - \phi_g) W' / N$ 及び式 $(F_t - F_c) / A$ から実際の平均ガスケット接触応力が求まり F_c が決定される。Aはガスケット接触面積である。

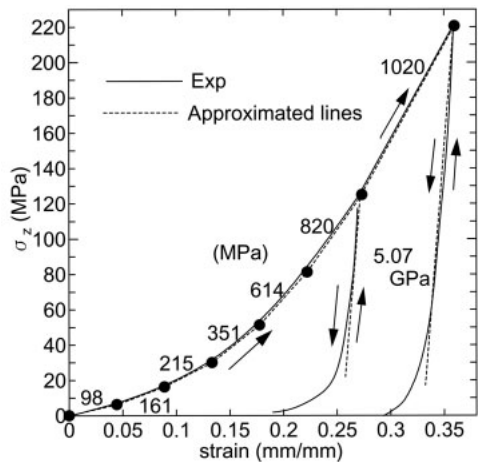


図4.2 EP-FEAに使用される渦巻き形ガスケットの応力-ひずみ線図

図4.1は内圧が作用する管フランジ締結体の弾塑性有限要素法 (EP-FEA) モデルを示す。座標は極座標 (r, θ, z) を用いる。表4.1は弾塑性有限要素解析 (EP-FEA) における渦巻き型ガスケット付き管フランジ締結体の寸法を示す。ガスケット接触応力分布、ハブ応力、内力係数を呼び径2インチから20インチ (呼び径2, 3, 4, 8, 12, 16, 20インチ) の異なる呼び径の管フランジ締結体において弾塑性有限要素法を用いて解析する。図4.2は解析で用いた渦巻き型ガスケットの応力-ひずみ線図を示す。縦軸はガスケット応力

σ_z 、横軸はひずみを示す。点線は有限要素解析で用いた多直線近似を示し、実線は実験で得られた値を示す。このように渦巻き型ガスケットは強い非線形性及びヒステリシスを示すため、これらを考慮した弾塑性有限要素解析を行う。図中の数字は直線の傾きを示す。

4.1.2 実験方法

図4.3は呼び径20インチ管フランジ締結体の実験装置の概略を示す。渦巻き型ガスケットを含む2つの管フランジを24本のボルト・ナットによりボルト初期締付け力で締結し、圧力ポンプにより内圧を締結体に作用させる。内圧の大きさは圧力変換器により圧力から電圧に変換し、ボルト軸力はボルト軸部に貼られた校正済みのひずみゲージにより測定する。漏洩実験は呼び径3インチ管フランジ締結体においても行った。

4.1.3 弾塑性有限要素解析結果

4.1.3.1 ガスケット接触応力分布

炭素鋼である呼び径20インチ管フランジの縦弾性係数及びポアソン比はそれぞれ213GPa, 0.30である。ステンレス鋼である呼び径3インチ管フランジの縦弾性係数及びポアソン比はそれぞれ193GPa, 0.30である。渦巻き型ガスケットのポア

ソン比は0.34、縦弾性係数は図4.3に示すとおりである。図4.4は呼び径20インチ管フランジ締結体において $r=262.75\text{mm}$ （ガスケット内半径）、 $r=275.83\text{mm}$ （ガスケット中半径）、 $r=288.9\text{mm}$ （ガスケット外半径）の周方向 θ における内圧作用時のガスケット接触応力分布を示す。縦軸はガスケット接触応力 σ_z 、横軸は周角度 θ （ $=0^\circ\sim 7.5^\circ$ ）である。ボルト初期締付け力は $F_i=200\text{kN}$ とした。周方向における応力分布の変化は小さいことが分かる。

図4.5は内圧 $P=3, 4, 5\text{MPa}$ 作用時における呼

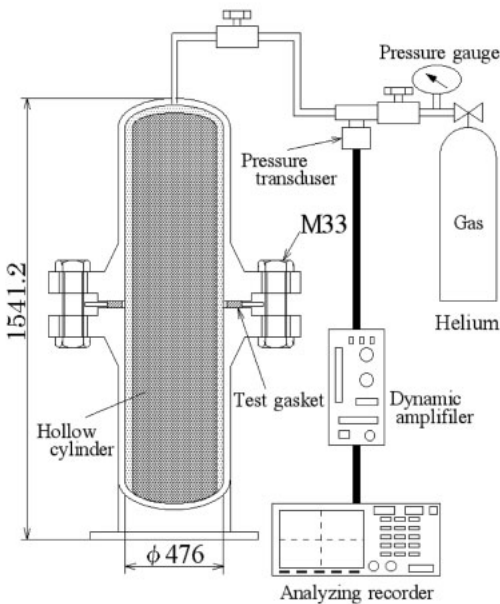


図4.3 呼び径20インチ管フランジ締結体の実験装置の概略

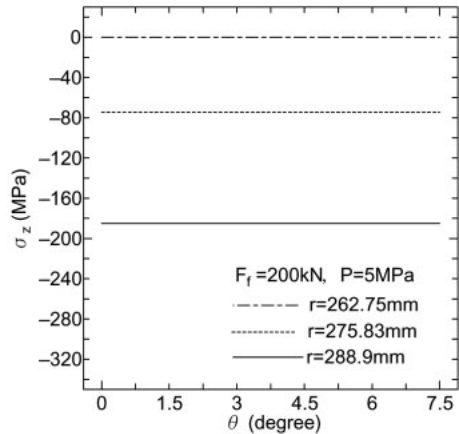


図4.4 内圧作用時の呼び径20インチ管フランジ締結体における周方向 θ におけるガスケット接触応力分布（ $\theta=0^\circ\sim 7.5^\circ$ ）

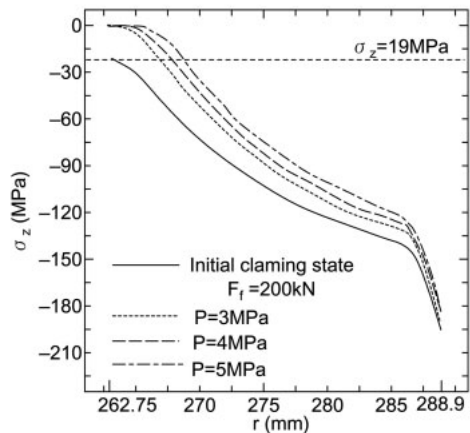


図4.5 呼び径20インチ管フランジ締結体の半径方向 r のガスケット接触圧力分布（ $r=262.75\sim 288.9\text{mm}$ ）

び径20インチ管フランジ締結体の半径方向のガスケット接触応力分布を示す。ボルト初期締付け力は $F_f=200\text{kN}$ とした。内圧 $P=5\text{MPa}$ は圧力-温度基準における管フランジの最大許容内圧⁹⁾である。ガスケット接触応力 σ_z は内圧が作用すると減少することが分かる。特に内圧作用時のガスケット内半径($r=262.75\text{mm}$)におけるガスケット接触応力は0になる。また図中における水平の点線は本研究から得られた新ガスケット係数“ G_b ”と同じガスケット接触応力 $\sigma_z=19\text{MPa}$ を示す。新ガスケット係数“ G_b ”の値は $T_p=1$ の時のガスケット接触応力と定義されている。この T_p の値はとても小さく、内部流体における密封性能に寄与しない。そのため内圧 P が増加すると、ガスケット接触応力及びガスケットの密封性能に影響する接触面積が減少する。

図4.6は内圧作用時の管フランジ締結体の呼び径が半径方向のガスケット接触応力に及ぼす影響を示す。呼び径の大きな管フランジ締結体のガスケット接触応力分布の変化は呼び径の小さな管フランジ締結体のガスケット接触応力分布よりも大きいことが分かる。これはフランジローテーションが原因であることが推測される。

4.1.3.2 ハブ応力

図4.7は呼び径20インチ管フランジ締結体の周方向 θ におけるハブ応力分布を示している。初期締付け状態および内圧作用時ともに周方向のハブ応力の変化は極めて小さいことが示されている。

図4.8は $\theta=0^\circ$ における管フランジ締結体の呼び径がハブ応力に及ぼす影響を示す。初期平均ガスケット応力は $\sigma_{zm}=100\text{MPa}$ 、内圧は $P=5\text{MPa}$ とした。縦軸はミーゼス相当応力 σ_m 、横軸は管フランジの呼び径である。内圧作用時における呼び径の小さな管フランジ締結体のハブ応力の値は初期締付け時より大きいことが分かる。しかし、呼び径が大きくなると初期締付け時より内圧作用時の締結体におけるハブ応力の方が大きくなることが分かる。またASMEの方法¹⁵⁾で計算したハブ部の応力(σ_z)はFEA計算結果より大きくなることが分かる。これより実際にはボルト初期締付け力をより高くできることが推測される。

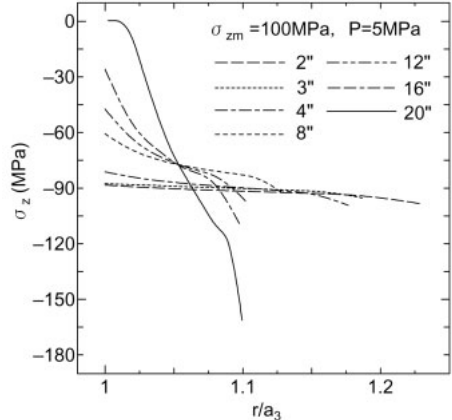


図4.6 内圧作用時の管フランジ締結体の呼び径が半径方向 r のガスケット接触応力に及ぼす影響

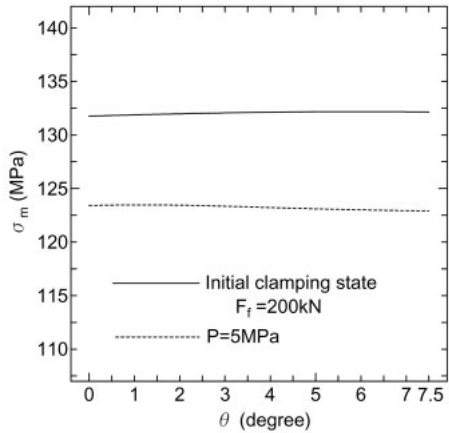


図4.7 呼び径20インチ管フランジ締結体の周方向 θ におけるハブ部における応力分布($=0^\circ\sim 7.5^\circ$)

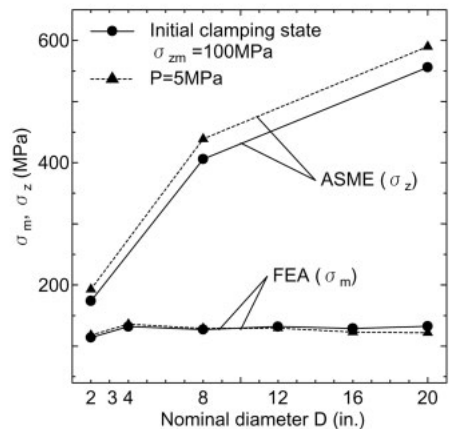


図4.8 $\theta=0^\circ$ における管フランジ締結体の呼び径がハブ応力に及ぼす影響

表 4.2 管フランジ締結体の新しいガスケット定数
“G_b” 及び “a”

(a) 初期接触圧力を使用した場合

	3" pipe flange	20" pipe flange
Contact stress	Initial	
G _b (MPa)	14.1	15.8
a	0.343	0.370

(b) 実験における接触圧力を使用した場合

	3" pipe flange	20" pipe flange
Contact stress	Actual	
G _b (MPa)	16.5	19.0
a	0.305	0.290

(c) ROTTを使用した場合

G _b (MPa)	19.1
a	0.273
G _s (MPa)	2.3 × 10 ⁻⁸

表 4.3 管フランジ締結体の内部係数 φ_g

Nominal diameter of the pipe flange connections	Load factor φ _g
2"	0.251
3"	0.161
4"	0.108
8"	-0.0599
12"	-0.126
16"	-0.197
20"	-0.226

4.2 実験結果

4.2.1 漏洩量測定実験結果

表 4.2 (a) は測定したタイトネスパラメーター T_p 及び初期平均ガスケット応力で評価した新ガスケット係数 “G_b”, “a”, の値を示す。本実験では内圧作用によるガスケット接触応力の変化を考慮していない。表 4.2 (b) は本実験において内圧作用時の実際のガスケット接触応力を用いて評価した新ガスケット係数 “G_b”, “a”, の値を示す。表 4.2 (c) は ROTT と呼ばれる圧縮試験によって

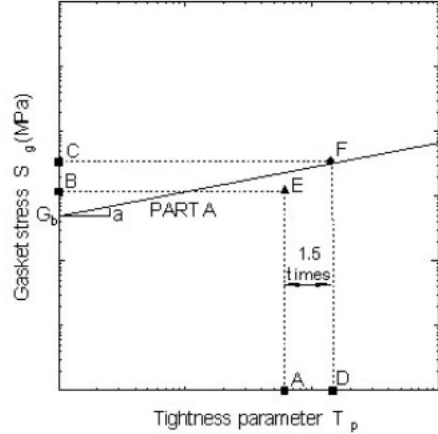


図 4.9 ボルト初期締付け力 F_i を決定法

得られた渦巻き型ガスケットの新ガスケット係数 “G_b”, “a” 及び “G_s” の値を示す。

4.2.3 内力係数の比較

表 4.3 は解析によって得られた呼び径 2 インチから 20 インチの異なる呼び径における管フランジ締結体の内力係数 φ_g を示す。内力係数の最大値は呼び径 2 インチの値で、呼び径が大きくなると内力係数は減少する。ガスケット接触面から失われる力 F_c は式 F_c = (1 - φ_g) W' / N から得られる。そのため力 F_c は減少し、内力係数 φ_g の値も減少する。したがって、呼び径の大きな管フランジ締結体のボルト初期締付け力 F_i を決定するためには、内力係数 φ_g がマイナスになることを考慮する必要がある。

4.2.4 ボルト初期締付け力の決定

内圧 P によるタイトネスパラメーター T_p を与えることにより、ボルト初期締付け力を決定する。図 4.9 は与えられたタイトネスパラメーターに対するボルト初期締付け力の決定法を示す。内圧に対する与えられた内圧作用時タイトネスパラメーター T_p (点 A, 図 4.9) に対して、初期締付け時タイトネスパラメーター T_p (点 D, 図 4.9) を決定し、さらに初期締付け時タイトネスパラメーター T_p と新ガスケット係数から必要とされる初期ガスケット応力 (点 C, 図 4.9) 及びボルト初期締付け力が決定される。PVRC の方法では内圧作用時タイトネスパラメーター T_p (点 A, 図 4.9) と初期締付け時タイトネスパラメーター T_p (点 D,

図4.9)の比が1.5である。

表4.4は呼び径3インチと20インチ管フランジ締結体のボルト初期締付け力を示す。表4.4(a)はタイトネスパラメーターを $T_p=100$ 、内圧を $P=5\text{MPa}$ とした場合におけるボルト初期締付け力を示す。内圧 $P=5\text{MPa}$ は呼び径20インチ管フランジ締結体の内圧-温度基準における許容最大内圧である。呼び径20インチ管フランジ締結体において本研究とPVRCから得られたボルト初期締付け力の値の違いは大きいことが分かる。また呼び径3インチの管フランジ締結体の場合、本研究とPVRCの方法はかなり良く一致することが分かる。したがって呼び径の大きな管フランジ締結体のボルト初期締付け力 F_i を設計するには、呼び径の違いを考慮すべきである。また呼び径の大きな管フランジ締結体の場合、初期締付け時と内圧作用時の T_p の比を2.5とすることでPVRCの方法を実際の管フランジ締結体に適応できる。PVRCの方法による室温において初期締付け時と内圧作用時の T_p の比が1.5であるという理論的根拠はない。表4.4(b)はタイトネスパラメーターを $T_p=1800$ 、内圧を $P=10\text{MPa}$ とした場合におけるボルト初期締付け力を示す。内圧 $P=10\text{MPa}$ は呼び径3インチ管フランジ締結体の内圧-温度基準における許容最大内圧である。

本研究とPVRCの方法から得られたボルト初期締付け力の誤差は10%である。そのためボルト初期締付け力を設計する際には、高圧力($P=10\text{MPa}$)の影響を考慮すべきである。呼び径が小さな管フランジ締結体に内圧 $P=10\text{MPa}$ が作用する場合、初期締付け時と内圧作用時の T_p の比を2.1とすることでPVRCの方法を実際の管フランジ締結体に適用できる。

4.3 本章のまとめ

内圧作用時のガスケット応力を求めて、漏洩を評価すべきことがわかり、ハブ応力は実際にはかなり小さいことがわかった。このため、ボルト初期締付け力は大きく設定することが可能である。内力係数は管フランジ呼び径により異なり、特に呼び径が8"以上では、内力係数の値が負になり、フランジローテーションの発生が予想された。このことはガスケット接触応力分布からも推定され

表4.4 ボルト初期締付け力 F_i

(a) $T_p=100, P=5\text{MPa}$

	Initial contact stress (MPa)	Bolt preload F_i (kN)	
3"	77	32	
20"	102	209	
PVRC	75	3"	31
		20"	155

(b) $T_p=1800, P=10\text{MPa}$

	Initial contact stress (MPa)	Bolt preload F_i (kN)
3"	182	75
PVRC	165	68

た。さらに大口径管フランジ締結体では漏洩しやすいことが、計算と実験の両面から示された。今後の漏洩防止対策はガスケットの強度を考慮して、ボルト初期締付け力を大きく設定することである。

5. 今後の動向

PVRCではタイトネスパラメータ T_p や新ガスケット係数をASME, Boiler & Pressure Vessel CodesのAppendixに入れる事を計画して久しい。当初予定は1995年であった。与えられたタイトネスクラスを実現するためのボルト初期締付け力の決定にも問題はありますが、PVRCのBFCグループの意向として、さらし上部委員会においてもNon-mandatoryとしてAppendixに入れることが最終決定されていると言われているので、実現の可能性は高いと考えられる。ただし、アメリカのガスケットメーカなどの抵抗も依然強いと言われる。予断が許されない状況になっているようである。

他方、ヨーロッパではCEN(ヨーロッパ規格委員会)TC74委員会において、ガスケットテスト、フランジ設計法、ボルト締結法などの基本的問題が長い間研究議論され、CENの規格として登場してくるのは間違いと推測される。ヨーロッパはアメリカに対しては上述の規格のISO化で

ASME規格に対抗しようとしており、厳しい戦いになりそうである。日本としても、まず管フランジ規格国内対策委員会が鋼製管フランジ(JIS B2220)を現行ISO-7005, Part-1に入れる準備中であり、さらにこの管フランジ規格に付随する、ボルト締め付け規格、ガスケット試験法などもISO規格に入れる必要に迫られると推測される。今後の動向には日本およびアジア諸国としても十分注意を払い、かつ、日本も国際規格制定に、強い意志と目的意識を持ち、それなりの貢献と寄与が望まれる。たかが管フランジ締結体であるが、一昔前のこのような技術から新しい技術へ脱皮を余儀なくされ、規制と規則の網が張られた厳しい技術競争の時代への変遷期に入っていると思われる。それなりの準備と対応が必要であろう。

6. おわりに

フランジ継手の漏洩対策に関しては、①内部流体が気体の場合にはタイトネスパラメータ T_p を考慮した設計が必要であり、許容漏洩に対するボルト初期締め付け力の設定が重要である。②管フランジの強度設計にあたっては、ハブ応力の評価が必要であるが、従来の規格での計算は過大に評価している。このためボルト初期締め付け力を大きく取れないが、現実には漏洩防止にあたっては、初期締め付け力の設定を大きくしたほうが安全である。③ガスケット接触応力分布および内力係数の値から、8"以上の大口径管フランジ締結体はフランジローテーションを発生し、漏洩しやすい。このため、漏洩防止の観点からは、初期締め付け力を大きく設定する必要があることが分かった。さらに8"以上の管フランジ締結体の内力係数の値は“負”となり、これは内圧作用に対して、ガスケット応

力の減少が極めて大きくなることを示し、漏洩しやすいことを示している。このため、結論的には初期締め付け力を大きく設定する必要がある。最終的には、初期締め付け力をより大きく設定しても、実際のハブ応力はさほど大きくならず、ハブからの破壊には至りにくい。

参考文献

- 1) 安藤文雄, バルブ技報, 40, (1998), pp.36-40.
- 2) K. H. Hsu and James R. Payne, ASME Valves, Bolted Joints, Pipe Supports, and Restraints, 236 (1992), pp.79-92.
- 3) K. H. Hsu and James R. Payne and J. R. Winter, ASME Advanced Computer Applications, 274 (1994), pp.53-62.
- 4) John H. Bickford. Gaskets and Gasketed Joints, (1997), pp.423, Marcel Dekker.
- 5) 沢俊行, 第11回圧力設備の材料, 設計, 施工, 維持管理講習会テキスト, (2000), pp.92, 日本高圧力技術協会.
- 6) 沢俊行, HPIセミナー, 第3回 圧力機器および配管におけるガスケットフランジ締結体のシーリングテクノロジー, (2004), pp.1-20, 日本高圧力技術協会.
- 7) 吉本勇, 丸山一男, 沢俊行, 西口信幸, 日本機械学会論文集, 42巻, 359号, (1976), pp.2174-2181.
- 8) 沢俊行, 丸山一男, 日本機械学会論文集, 44巻, 383号, (1978), pp.2516-2524.
- 9) ASME/ANSI B16.5, Sec. VIII, Div. I, (1988).

筆者紹介



澤 俊行

1948年 東京都生まれ

工学博士

広島大学 大学院 工学研究科 教授

専門分野は機械材料・材料力学

(所属学会)

日本機械学会, American society for Mechanical Engineers, 日本高圧力技術協会, 日本接着学会