

## 新型ガスケットレスフランジのシール効果における限界内圧 ならびに異なる呼び径の影響について\*

野田 尚昭\*<sup>1</sup>, 武内 健一郎\*<sup>2</sup>  
名川 政人\*<sup>3</sup>, 白石 文隆\*<sup>3</sup>

### Critical Internal Pressure in the Sealing Performance of New Gasketless Flange Having Different Flange Nominal Size

Nao-Aki NODA\*<sup>4</sup>, Ken-Ichiro TAKEUCHI,  
Masato NAGAWA and Fumitaka SHIRAIISHI

\*<sup>4</sup>Kyushu Institute of Technology, Dept. of Mechanical Engineering,  
1-1, Sensui-cho, Tobata, Kitakyushu, Fukuoka, 804-8550 Japan

This paper deals with a new seal system between two flanges without using gaskets. The system includes a groove and an annular lip that is held by one of the flange with its highest point in contact with the other flange to form a seal line when the flanges are assembled. The critical internal pressure for leak in the sealing performance of this system is investigated through an experiment and FEM analysis with varying flange nominal size. The analysis indicates that the critical pressure is controlled by the maximum contact stress appearing at the highest point of the annular lip when the flanges are assembled even the flange nominal sizes are different.

**Key Words:** Fixing Element, Coupling, Machine Element, Stress Analysis, Finite Element Method, Contact Problem, Pipe Flange, Sealing Performance

#### 1. 緒 言

従来からガスケットを用いた締結体に関する研究<sup>(1)</sup>は、数多くなされてきたが、ガスケットの材質や形状がシール効果に及ぼす影響に関するものが主である。ガスケットがあるがゆえに漏洩という問題が生じているという点を改善しようとする研究は見当たらない。本研究対象のガスケットレスフランジはガスケットを全く使用せず、その経年変化に伴う漏洩を考える必要がないので多くの期待が寄せられている<sup>(2)</sup>。これは図1に示すようにフランジに突起と溝を設けることにより、継手締結時に主として弾性変形を利用して面荒れ等を吸収して均一の当たり面によるシール効果を発揮するよう工夫されている<sup>(3)</sup>。

著者らはさききに管の呼び径50Aのガスケットレスフランジに水圧4.9MPaを作用させて、そのシール機構が有効にはたらくための条件と、それを満足する溝や変形部分の幾何学的寸法を実験と有限要素法(FEM)によ

り考察し、以下の結論を得た<sup>(4)</sup>。

(1) 漏れが生じないためには突起部に生じる軸方向最大垂直応力は $\sigma_{z,max} = -1180\text{MPa}$ 程度であれば十分であり、 $\sigma_{z,max} = -890\text{MPa}$ 程度では漏れが生じる。

(2) 取外した後も再度使用可能となるためには突起部の塑性変形があまり大きくならず、適当な大きさである必要がある(溝がない場合は再度使用不可とな

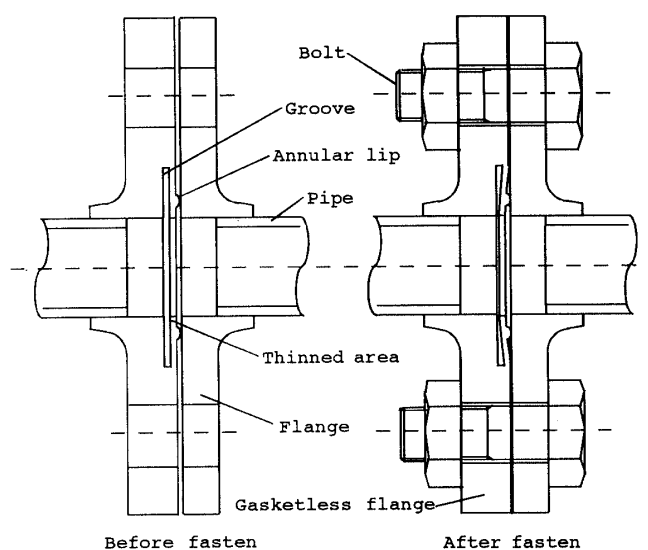


Fig.1 Gasketless flange

\* 原稿受付 2000年2月16日。

\*<sup>1</sup> 正員, 九州工業大学工学部 (☎ 804-8550 北九州市戸畑区仙水町1-1)。

\*<sup>2</sup> 学生員, 九州工業大学大学院。

\*<sup>3</sup> (株)大創 (☎ 805-0061 北九州市八幡東区西本町4-5-1)。

E-mail: noda.@ieyasu.mech.kyutech.ac.jp

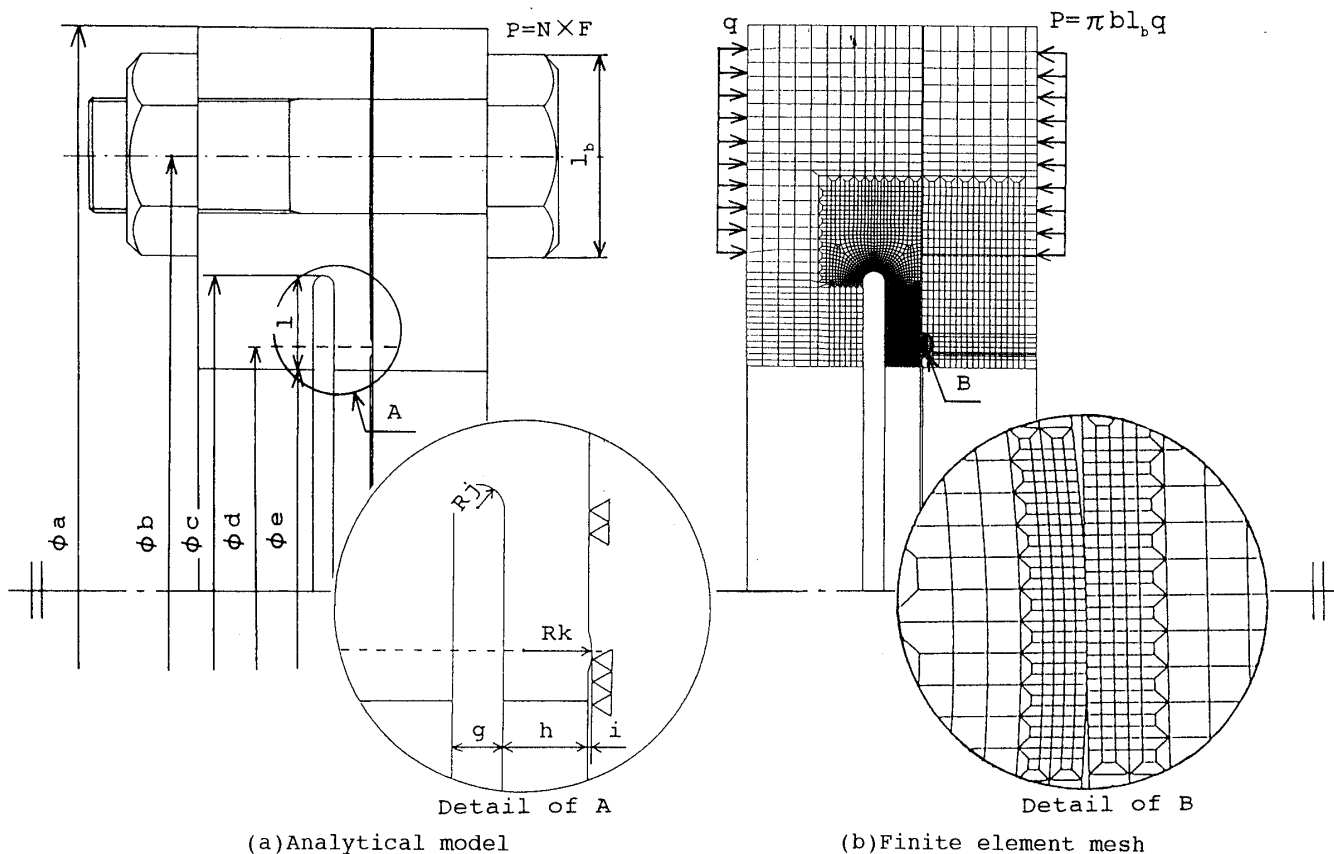


Fig.2 Dimension of analytical model

る)。  
 (3) 上述の条件を満足するため変形部分の幾何学的寸法は $l=13\text{mm}$ ,  $h=5\text{mm}$  (図2(a)参照)が適当であると考えられる。

しかし、この呼び径50Aで得られた結果が、他の大きさのフランジに適用できるかどうかまだ検討されていない。そこで、本研究では、さきの研究で得られたシール機構が有効にはたらくための条件と、それを満足する溝や変形部分の幾何学的寸法が、呼び径が異なる場合にも適用できるかどうかを実験とFEM解析により考察し、明らかにする。さらに、本フランジがどの程度の水圧までシール効果を発揮するか、水圧を上昇させることによって実験的に検討する。

2. 解析的検討

さきの研究で求めた呼び径50Aでの変形部の最適な形状( $l=13\text{mm}$ ,  $h=5\text{mm}$ )は変えずに、呼び径のみを2000Aから20Aまで変えてその影響を考察する。解析モデル(図2)の寸法を表1に示す。ただし表1では50Aの寸法を基準として、変形部と締結部の寸法が同じとなるように[すなわち(a-b)等が同じとなるように]呼び径2000Aから20Aの寸法 $a, b, \dots, l_b$ を変化させているのでJIS B 2220で規定される寸法<sup>(5)</sup>とは異なる。

2・1 解析方法 解析は四辺形4節点軸対称要

Table 1 Dimension of analytical model(mm)

size	a	b	c	d	e	g	h	i	R <sub>j</sub>	R <sub>k</sub>	l	l <sub>b</sub>
2000A	2093.9	2058.9	2025.9	2006	2000	3	5	0.2	1.5	4	13	28
1000A	1093.9	1058.9	1025.9	1006	1000	3	5	0.2	1.5	4	13	28
250A	363.4	328.4	295.5	275.5	269.5	3	5	0.2	1.5	4	13	28
50A	155.0	120.0	87.1	67.1	61.1	3	5	0.2	1.5	4	13	28
20A	121.6	86.6	53.7	33.7	27.7	3	5	0.2	1.5	4	13	28

素を用いて、FEMで弾塑性解析した。要素分割は、溝の底と突起部では応力集中や接触の影響で応力およびひずみに大きなこう配が存在するので、隣接する節点間において応力、ひずみの値が大きく変化しないように図2(b)のように要素の大きさに配慮した。2000Aから20Aの解析で全要素数2961、全節点数3173である。

モデル化するにあたって、N本のボルト・ナットの各締付力をFとした場合、総締付力 $P=N \times F$ であるが、これを一様分布締付力 $q(q=P/\pi b l_b$ , 図2(b)を参照)が環状に分布するものとする<sup>(6)</sup>。また荷重の増分は材料の非線形性を考慮して与えた。

材料の特性は、さきの研究と同じs25cを想定して、縦弾性係数Eは20580MPa、ポアソン比 $\nu$ は0.3、降伏応力は255MPaとした。応力-ひずみの関係を図3に示す。突起部の接触に関しては摩擦は無視できるものと仮定した。

なお、前報<sup>(4)</sup>と本研究では図2(a)に示す突起部の

曲率半径 $Rk$ や高さ $i$ は一定 ( $Rk=4, i=0.2$ ) として実験と解析を行った。しかし、準備段階の実験において突起の曲率半径は小さすぎるとその変形により、取外し後の再使用が困難になることや、突起が高すぎると変形部根元の塑性域が大きくなること、また、突起が低すぎると加工精度とも関係して接触が不確実になること等を確認している。

**2・2 解析結果** 図4は呼び径2000A, 1000A, 250A, 50A, 20Aのガスケットレスフランジの円周方向単位長さ締付力 $\pi l_b q (=P/b)$ と突起部の半径方向接触長さ(contact length)の関係を示す。20Aと50Aでは締付力がある程度大きくなれば半径方向接触長さはあまり変化しなくなる。これは、溝の存在によって変形部が変形を終了した後、締付力が突起部の変形に影響しなくなるためである。一方、呼び径が大きい250A~2000Aでは、半径方向接触長さは比較的短く、単調に増加する。これは後述するように、変形部分根元の塑性

域の寸法が比較的小さいことによると考えられる。同じ円周方向単位長さ締付力では、呼び径が小さいほど円周方向の曲率の影響のため剛性が高くなり半径方向接触長さは長くなる。また呼び径250A~2000Aでは半径方向接触長さと締付力の関係の違いは小さい。これは呼び径の増加に伴って平面ひずみ状態に近づくことに

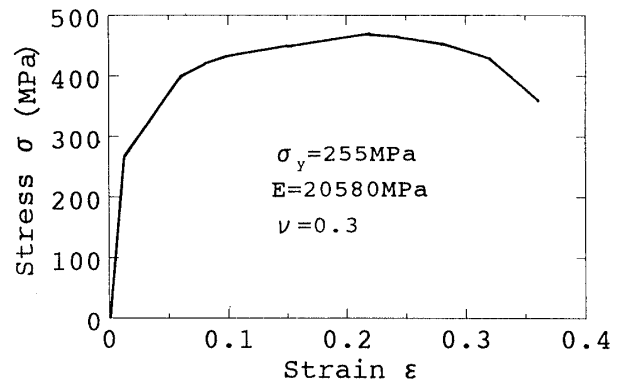


Fig.3 Material property

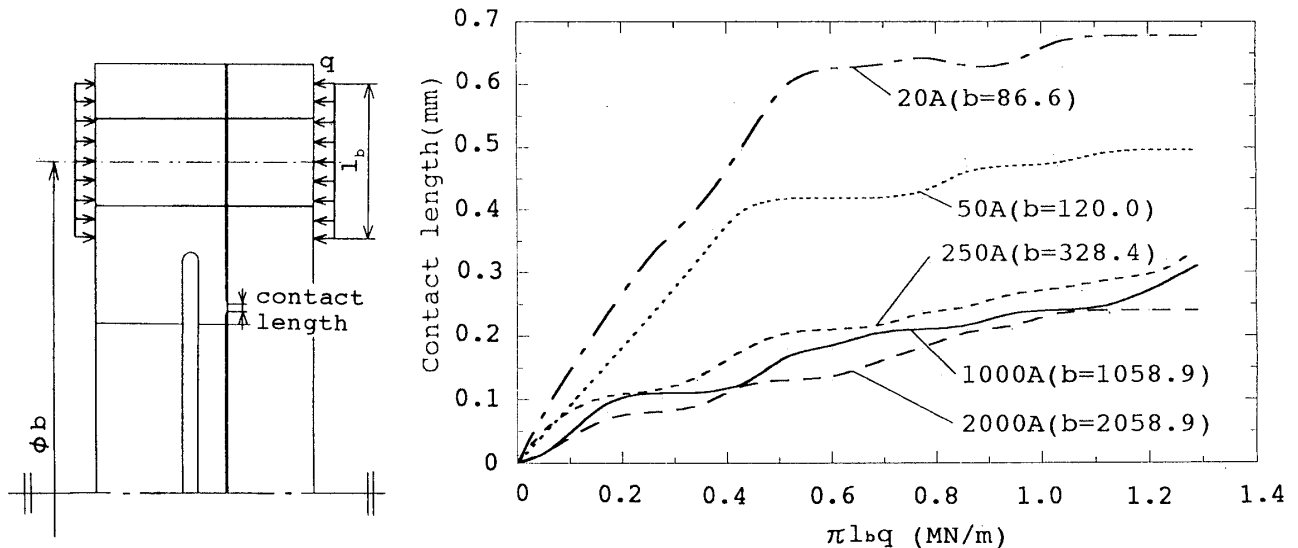


Fig.4 Contact length vs. clamping force relation

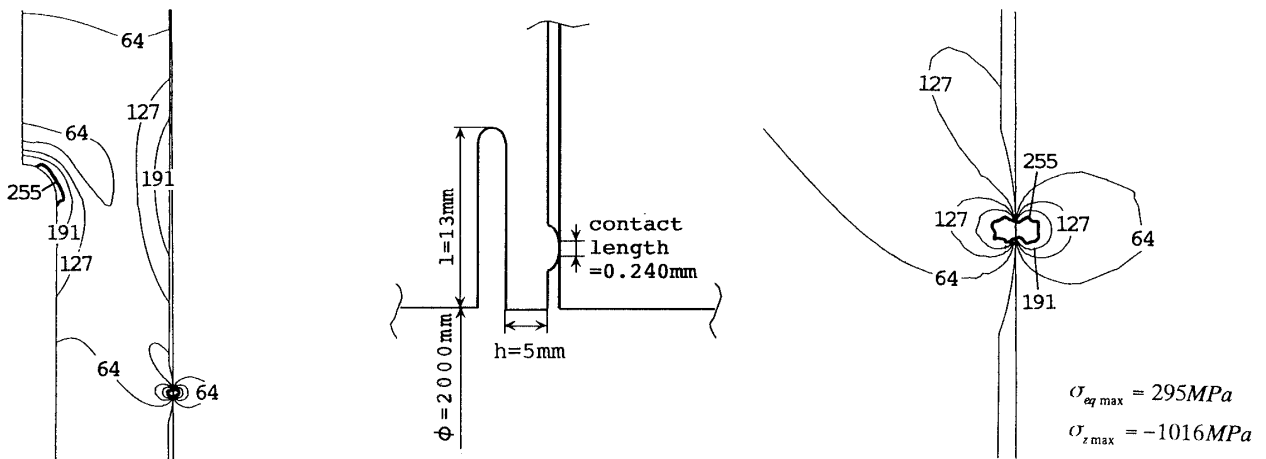


Fig.5 Equivalent stress  $\sigma_{eq}$  for 2000A in Table 1 (clamping force  $\pi l_b q = 12.9 \text{ MPa} \cdot \text{m}$ )

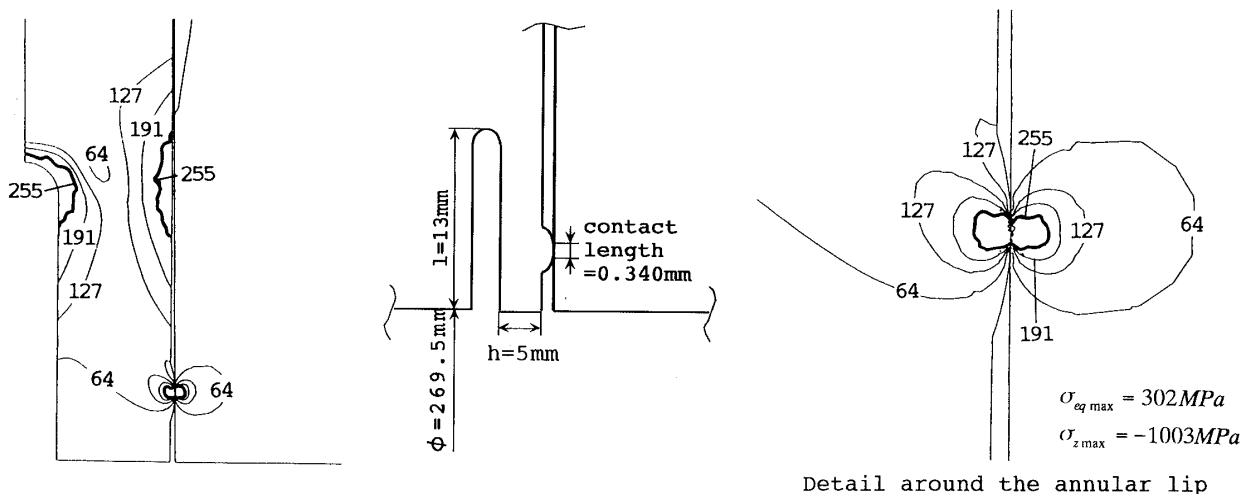


Fig.6 Equivalent stress  $\sigma_{eq}$  for 250A in Table 1 (clamping force  $\pi l_b q = 12.9 \text{MPa} \cdot \text{m}$ )

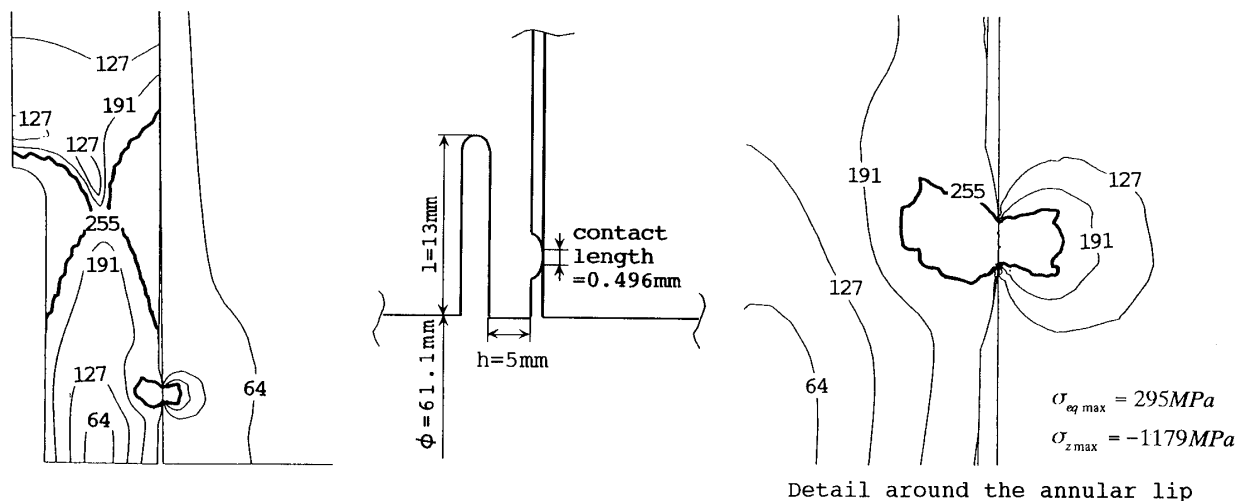


Fig.7 Equivalent stress  $\sigma_{eq}$  for 50A in Table 1 (clamping force  $\pi l_b q = 12.9 \text{MPa} \cdot \text{m}$ )

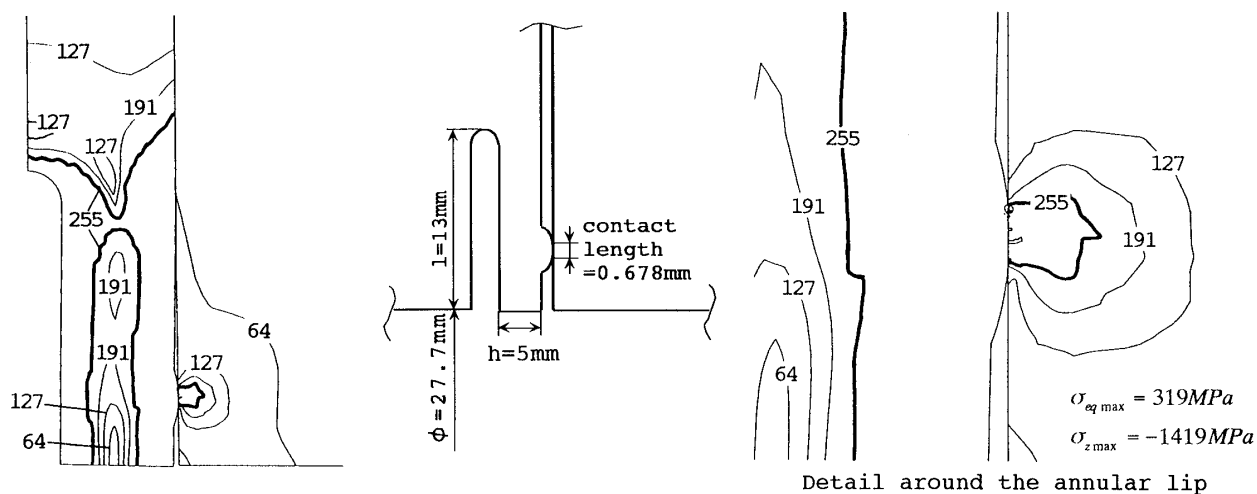


Fig.8 Equivalent stress  $\sigma_{eq}$  for 20A in Table 1 (clamping force  $\pi l_b q = 12.9 \text{MPa} \cdot \text{m}$ )

よるものと考えられる。

つぎに図5～8に呼び径2000A, 250A, 50A, 20Aのガスケットレスフランジの円周方向単位長さ締付力 $\pi l_b q = 12.9 \text{MPa} \cdot \text{m}$ の場合のミーゼス相当応力の分布を示

す。前報<sup>(4)</sup>で50Aのガスケットレスフランジの変形部の寸法を変えて、水圧4.9MPaを作用させて漏れの有無を調べた結果、 $\sigma_{z \max} = -1180 \text{MPa}$ 程度では良好なシール効果が得られるが、 $\sigma_{z \max} = -890 \text{MPa}$ 程度では漏れが生じ

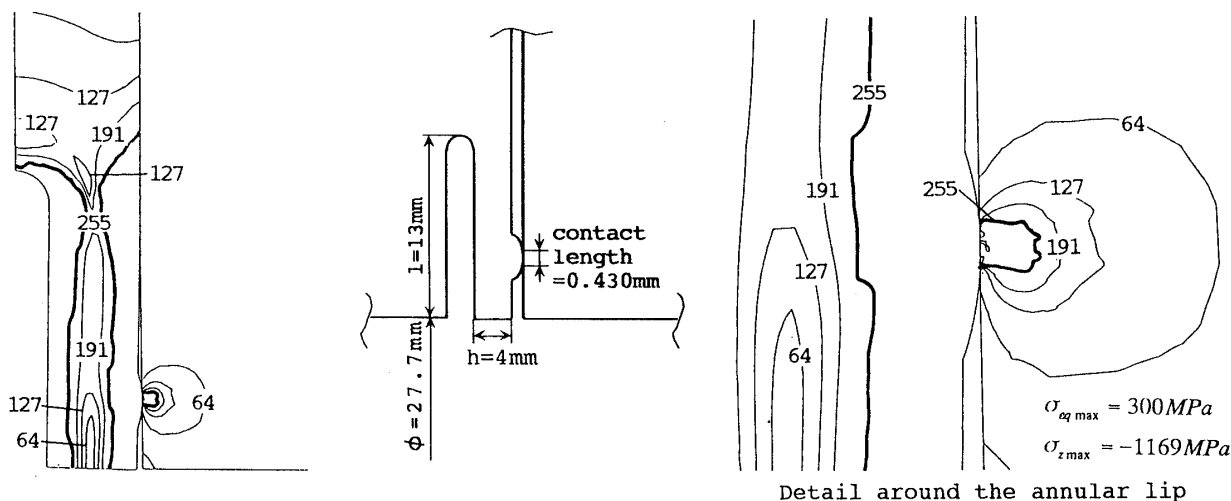


Fig.9 Equivalent stress  $\sigma_{eq}$  for 20A in Table 1 ( $h=4\text{mm}$ , clamping force  $\pi l_b q=12.9\text{MPa}\cdot\text{m}$ )

た. 図5, 6では呼び径が2000A, 250Aと大きくなることによって, 同じ締結力でも  $|\sigma_{z,max}|$  は50Aでの結果 ( $\sigma_{z,max}=-1179\text{MPa}$ ) より小さくなっており ( $\sigma_{z,max}=-1016\text{MPa}$ ,  $-1003\text{MPa}$ ), 呼び径が大きくなったことで漏れは生じやすくなったと考えられる (しかし, この場合でも, もし前報と同じ条件が成立するとすれば水圧4.9MPa程度でのシール効果は得られる). また, 突起部の塑性域も小さくなり密着が弱いようである. これは呼び径が大きくなるにつれて平面ひずみ状態に近づくことにより, 変形部の剛性が小さくなるためであると考えられる. また, 呼び径が小さい(20A)と突起部での密着は強固なものとなるが, 変形部根元で全断面降伏してしまう. これでは一度取外して再度使用するには困難が生じるので, 溝の深さを深くしたり変形部の厚さを薄くしたりする必要がある. しかし, その構造上, 溝をこれ以上深くするのは実際上難しい. そこで, 呼び径20Aのフランジの変形部の厚さを5mmから4mmに薄くして, 同じ条件で解析した結果を図9に示す. 変形部根元での全断面降伏はなくなり, 半径方向接触長さや  $\sigma_{z,max}$  の値も50Aの結果に近づくことがわかる.

結局, 異なる呼び径で同程度の  $|\sigma_{z,max}|$  を得るには呼び径が大→小と変わるとき, (1) 変形部の厚さ  $h$  を大→小とする, (2) 溝の深さ  $l$  を小→大とする, (3) 締結力 ( $\pi l_b q$ に相当するもの) を大→小とするなどの対応が必要となる.

### 3. シール効果に及ぼす呼び径の影響

ここでは, 呼び径50Aと250Aを対象として同じ円周方向単位長さ締結力を与えたときの, 漏れが生じない限界水圧  $p_{cr}$  を比較するとともにFEM解析を用いて突起部の軸方向最大垂直応力  $\sigma_{z,max}$  と  $p_{cr}$  の関係を考察する.

3.1 実験方法 実験モデル (図2(a)) の寸法を表2に示す. 前節の解析では呼び径が異なることの影響を調べるために, ボルト穴部分等もすべてのフランジで50Aと同形状としたのに対して表2はJIS B 2220

に基づいているので, 表2の250Aの寸法は表1とは変形部を除いて変わっている. 以下のFEM解析でも実験モデルと同じ表2の寸法を用いた. 材料はS25Cを用いてNC工作機械で加工した. 接触部分の仕上げの程度が結果に影響すると考えられるので, 本実験では突起部の表面粗さが  $R_{max}=4\mu\text{m}$  で, 相手側フランジの表面粗さは  $R_{max}=80\mu\text{m}$  になるように加工した<sup>1)</sup>. 前報<sup>(4)</sup>において, 表面の仕上げがこれよりかなり粗い場合でもシール効果が有効であることを確認した. フランジにかかる負荷は流体による内圧とボルト・ナットによる締付力である. 内圧負荷装置として図10のような装置 [(株)キョーワ製, キョーワテスター] を用いて水圧を10分間作用させた. 締付けは呼び径50AのフランジはM16のボルト4本, 250AはM22のボルト12本をトルクレンチを用いて行い, 徐々に締付けトルクを上げていながら, その都度漏洩が生じる水圧を計測した.

Table 2 Dimension of experimental model (mm) based on JIS B 2220

size	a	b	c	d	e	g	h	i	Rj	Rk	l	lb
250A	400.0	355.0	295.5	275.5	269.5	3	5	0.2	1.5	4	13	37
50A	155.0	120.0	87.1	67.1	61.1	3	5	0.2	1.5	4	13	28

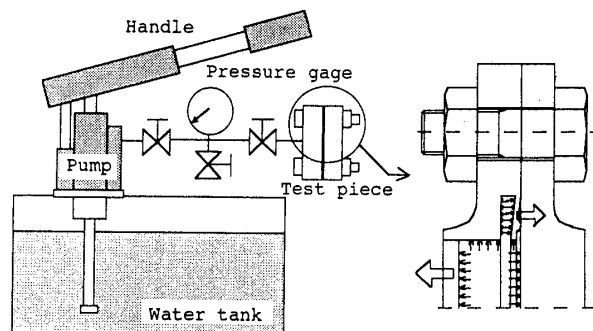


Fig.10 Experimental equipment

\*1 本研究での解析では突起部の最大応力  $\sigma_{z,max}$  をフランジ接触面が平滑として計算している. 良好なシール効果が得られるためには, 接触応力によってフランジ両面の粗さの突起部に十分な塑性変形が生じることが必要であるが, 本論文で議論している  $\sigma_{z,max}$  はこのような塑性変形を生じるための条件と関係していると考えられる.

3・2 シール機構が有効にはたらくための条件についての検討 図11に実験によって得られた円周方向単位長さ締結力  $\pi l_b q (=P/b)$  と漏洩が生じる水圧  $p_{cr}$  の関係を示す。このときのボルト締付力  $P$  は、座面摩擦係数  $\mu=0.20$ 、ボルト強度区分4.8としてトルク法<sup>(7)</sup>より算出した。図11からわかるように同じ単位長さ締結力  $\pi l_b q$  では漏洩が生じる水圧に大きな違いが生じ、50Aの方が高い水圧までシール効果が得られる。図12に表2のモデルをFEM解析して求めた単位長さ締結

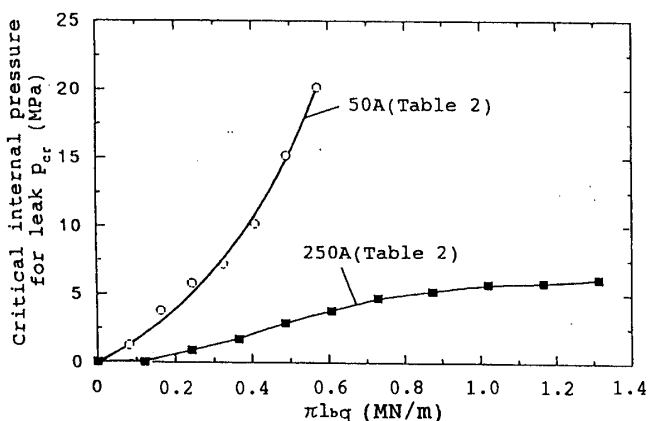


Fig.11  $\pi l_b q$  vs.  $p_{cr}$  relation

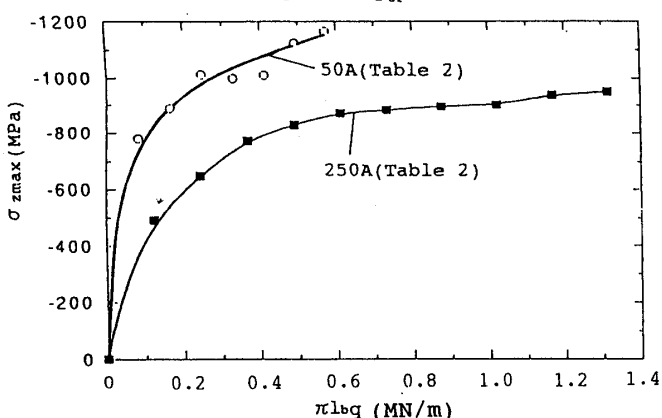


Fig.12  $\pi l_b q$  vs.  $\sigma_{zmax}$  relation

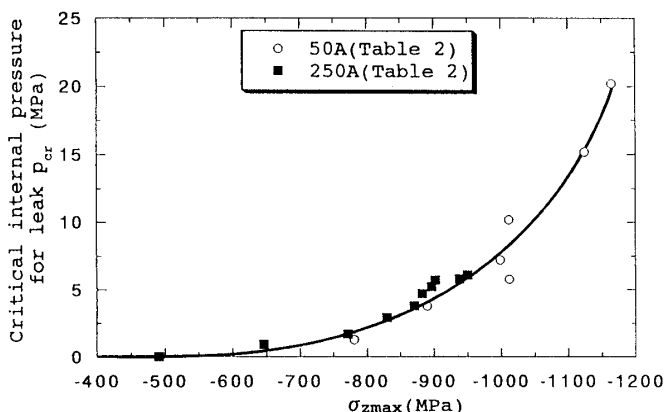


Fig.13  $\sigma_{zmax}$  vs.  $p_{cr}$  relation

\*1 内圧の影響には (1) 溝の部分に作用する内圧によって  $\sigma_{zmax}$  を増加させる効果<sup>(4)</sup> と (2) フランジを開く方向に力が作用し (図10のTest piece参照),  $\sigma_{zmax}$  を低減させる効果がある。本実験の範囲では (1) + (2) の  $\sigma_{zmax}$  への影響は数%程度である。呼び径や内圧が大きい場合には内圧の影響を考慮する必要があると考えられる。

力  $\pi l_b q (=P/b)$  と軸方向最大垂直応力  $\sigma_{zmax}$  の関係を示す。同じ単位長さ締結力では50Aの方が大きな  $|\sigma_{zmax}|$  が生じており、このことが図11の原因であると考えられる。

図13は実験的結果と解析結果から得られた軸方向最大垂直応力  $\sigma_{zmax}$  と漏洩が生じる水圧  $p_{cr}$  の関係を示したものである。内圧を作用させると、 $\sigma_{zmax}$  は変化するが、ここでは簡単のため、内圧が作用する前の  $\sigma_{zmax}$  に注目した\*1。図13より呼び径が異なっても  $\sigma_{zmax}$  が同じであれば耐えられる水圧もほぼ等しくなる。つまり、漏れる漏れないの条件は呼び径によらずほぼ  $\sigma_{zmax}$  のみによって決定されることがわかる。  $|\sigma_{zmax}|$  を上昇させるには変形部の厚さ  $h \rightarrow$  大、溝の深さ  $l \rightarrow$  小とすればよい。ただし、一度取外して再度使用できるように接触部や変形部根元の塑性域の大きさに注意することが必要である。

#### 4. 結言

本研究では最近考案されたガスケットレスフランジのシール効果に及ぼす呼び径の影響と限界水圧についての考察を行い、実験とFEM解析によって明らかにした。結論を以下に示す。

(1) 呼び径50Aと250Aで軸方向最大垂直応力  $\sigma_{zmax}$  と漏洩が生じる限界水圧  $p_{cr}$  の関係を求めたところ、ほぼ一本の曲線で表されることが明らかとなった。つまり、呼び径や水圧が異なっても漏れが生じないための条件はほぼ  $\sigma_{zmax}$  のみで決定される (図13)。

(2) 変形部の形状と円周方向単位長さ締結力  $\pi l_b q (=P/b)$  を揃えて呼び径の影響をFEM解析で調べた結果、呼び径が小さいほど円周方向の曲率の影響のため剛性が高くなることが示された。従って突起部の塑性域の大きさや軸方向最大垂直応力  $\sigma_{zmax}$  の値も、呼び径が小さいほど大きくなる傾向がある (図5~8)。

(3) 呼び径が大きい場合に呼び径が小さい場合と同程度のシール効果 (限界水圧) を得るためには、変形部の厚さを増すか、溝の深さを減らすことにより変形部の剛性を大きくするか、またはボルトの本数を増やすなどの手段により適切な軸方向最大垂直応力  $\sigma_{zmax}$  の値を得る必要があると考えられる。

本研究の一部は北九州産学官連携研究開発特別助成および福岡県産業科学技術振興財団の援助を受けた。御助言と御援助を賜った田中洋氏 (福岡県インテリア研究所)、尾辻啓志氏 (株式会社大創) をはじめ関係各位に心からお礼を申し上げる。

#### 文献

- (1) 例えば、山本晃、ねじ締結の理論と計算、(1970)、71、養賢堂
- (2) 例えば、日刊工業新聞、(1998,12,2)、37
- (3) 尾辻啓志・名川政人、管継手、特許番号 2849345
- (4) 野田尚昭・武内健一郎・高瀬康・尾辻啓志、新型ガスケットレスフランジおよび弾性変形を利用するガスケットに関する基礎的研究、機論、66-643、C(2000)、966-971
- (5) JIS B 1083 (1990)
- (6) 例えば、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)、機論、51-466、A(1985)、1587-1596
- (7) JIS B 1083 (1990)