船用鑄鉄仕切弁の加圧実験*

山倉康隆**・前橋正雄**
天田重庚**・菊池正晃**

Pressure Test on a Cast Iron Marine Gate Valve

By Yasutaka Yamakura, Masao Maebashi,
Shigeyasu Amada, Masaaki Kikuti

There are many unsolved problems about the strength of the shell and the leakage of valve seats of an industrial gate valve under pressure. This paper describes some results of the pressure test performed on a cast iron marine gate valve, JISF 7363.

Test was carried out by applying oil pressure inside the assembled valve with the end flanges capped, and the obturator was operated by turning the handwheel. The maximum oil pressure was about 2.5 times permissible working pressure. Strains of the inside and outside surfaces of the body wall, and the deflections of the bon-net flange on the axis of body neck were measured and investigated. Moreover, the effects of the handwheel operations affecting on the stress distributions, deflections, and seat contacts were examined.

1. ま え が き

使用状態下の弁は内圧の他に接続管等の熱膨脹や軸方向の力によるスラスト、支持方法の不適當による曲げ、操作トルクなど様々な力を受けている。この様な複雑な力に耐えかつ漏洩を生じないよう十分機密を保つことが必要なため、実機製作では弁座面の当りをチェックしながら熟練作業員の経験と感を頼りに一個一個すり合せ加工を加え、規定の耐圧試験により漏洩の有無を確かめ完成品とする^{*1}。しかし、加圧時の弁殻や弁座の変形を推定することは、内圧の大小によっても異なるうえに、同じ様な精度で製作された品物のなかに時として漏洩の発生するものが混在するなど、極めて複雑難解な問題である。このため、弁の形状は必然的に複雑となり、この複雑さが弁に生じる様々な問題の解決を一層困難にしている。

弁の問題は大きく強度と漏洩の二つに分けられる。そのいずれに関しても今日まで、理論と実験の両面から検討が加えられている。^{1),2),3),4)}しかし、理論計算は弁の形状を極端に単純化して行わざるを得ぬため、十分な計算精度が得られず、また近年大型計算機の発達からF E

Mを応用した解析が一部試みられている⁵⁾が、労力や費用の点で利用範囲が制限される。一方、実機を用いた実験は得られた結果の普遍性に問題もあるが、個々の弁に関しては詳細なデータが直接得られるため相似性を考慮する必要もなく、最近ではホログラフを応用した方法も利用されている⁶⁾。しかし、この種仕切弁の実験は多大の経費を必要とすることもあり過去の事例は少なく、また、その内容も弁箱のみか、仕切弁をはずし行うケースが多く、弁の開閉や操作トルクの影響等を考慮し行った実験は大変少ない。

弁座面の変形や当りを知ることは漏洩防止だけでなく高性能な仕切弁を開発するためにも重要である。また管部の寸法形状が弁座の変形に影響をおよぼすことも示唆されている⁶⁾が、その場所が特殊な位置と環境下にあるためその挙動は複雑であり、直接測定し調べることも難しく、実態は十分把握されていない。筆者等は内圧に操作トルクが重疊した場合の弁殻や水平フランジの変形、および弁座周辺の挙動におよぼす影響を調べる加圧実験を行った。

2. 実験要領

2.1 供試弁 供試弁はJISF7363弁(5 K-200)である。詳細はJISF参照。材質はFC20、弁座面に逆歪などの修正加工は特に施していない。鑄肌は良好であるが、ひずみゲージの接着部分はエメリーペーパー(01)で仕上げた。総重量は99.5 kgf(規格上の計算重量は、

* 原稿受付 昭和62年4月8日

昭和61年春季学術講演(昭和61年5月20日)

** 正会員 運輸省船舶技術研究所(東京都三鷹市新川6-38-1)

*1 各種耐圧試験がJISFに規定されている。(JISF参照)

103kgf), 操作トルクを6~8kgf・mを加え実施した光明丹による弁座面の当り検査は, 天井部で強く, 地部はほとんどない。このときの弁座の重なりは天井部で約3.2mmである。なお便宜上この当りを含め, 操作トルクのみ加えた場合を静的当りと称し, 後に内圧を加えて仕切弁を閉じた場合を動的当りと呼ぶ。図1に弁座面のうねり測定結果を弁座側面から投影したように示す。測定は水平面を基準に相対誤差を測定しているため, 弁対側および弁箱側の測定点の中心がお互い平行となるように示してある。図より弁座面はほぼ平らであるが, 天井部へ近づくとややカーブしている。弁体側と弁箱側の弁座面が図に示すように相対的に角度誤差がないと仮定すれば天井部はやや凸となり, 逆歪を施したような傾向となって当り検査の傾向とも比較合う。

2.2 加圧方法 加圧は供試弁平行フランジ両面に, それぞれ幅40mm, 肉厚20mmの鋼製スペーサーをいれ, Oリングを介して20mm厚のフランジを蓋にしボルトで固定, 密閉状態にしてアキュムレイタ付き油圧ポンプで

おこなった。ポンプ容量は試験圧力に対し十分余裕を持ち, 加圧時に生じた漏洩にも油圧降下はなかった。加圧および除圧は両スペーサー, 蓋フランジおよび本体のド

図1 弁座のうねり

図2 測定位置

レン抜き穴の何れから可能のように工作し, 両管部および中央空間(弁体のある場所)の3箇所は各々独立して加圧, 除圧できる構造とした(図16参照). 加圧は弁体をセットした状態で行うため, その複雑な形状から弁内への空気の混入や内圧の不均一さは避けられぬと考え, 負荷圧力の測定は弁加圧口直前の供給管で行い, 弁内の圧力は直接測定していない. システム油はISO粘度VG 100相当で, 実験中の油温は $24 \pm 1^\circ\text{C}$ である.

2.3 計測項目と方法 実験は負荷圧力と操作トルクを変えて組み合わせ, その間, 弁壁内外表面(以後それぞれ内壁および外壁と称す)のひずみ, および水平フランジ中央の水平方向(X-X方向)変位(たわみ)をストレンゲージおよびダイヤルゲージで測定した. 測定位置を図2に示す. ひずみは水平フランジに平行な方向を円周方向と称し, 直角な方向(Z-Z方向)を軸方向と称する. フランジ・フィレット部の単軸ゲージはすべて軸方向である. 計測機器の能力から弁開放時の計測は弁ふたと弁箱を分けて行い, この間, 両外壁のゲージは重複して測定した. 負荷条件は $P = 0 \sim 12 \text{ kgf/cm}^2$ ($0 \sim 1.176 \text{ MPa}$)とし, $P = 4 \text{ kgf/cm}^2$ (0.392 MPa)からは 2 kgf/cm^2 (0.196 MPa)の間隔で増加し加圧する方法を用い, その間, 操作トルクを $T = 0, 6, 8, 11, 14 \text{ kgf} \cdot \text{m}$ ($0, 58.8, 78.4, 107.8, 137.2 \text{ N} \cdot \text{m}$)と変化した. 供試弁への初期油の注入は空気の混入をなるべく避けるよう注意し行い, 加圧も同様緩やかに上昇, 下降し規定の圧力に達して後15~20秒の時間をおき各種測定を行った.

3. 実験結果と検討

3.1 ひずみ測定 ひずみ測定の結果は次式(3)(4)から応力値を計算し図示した. 平面応力($\sigma_r = 0$)の場合, 応力 σ_t, σ_z と歪の関係はそれぞれ:⁹⁾

$$\varepsilon_t = \frac{1}{E} \left(\sigma_t - \frac{\sigma_z}{m} \right) \quad (1)$$

$$\varepsilon_z = \frac{1}{E} \left(\sigma_z - \frac{\sigma_t}{m} \right) \quad (2)$$

σ_t : 内外壁円周方向の応力

σ_z : " 軸 "

ε_t : " 円周方向のひずみ

ε_z : " 軸 "

E : ヤング率

ν : ポアソン比 ($= \frac{1}{m}$)

(1)・(2)式を変換しそれぞれ σ_t, σ_z を代入し, $m = \frac{1}{\nu}$ とおき, 式を整理すると

$$\sigma_t = \frac{E}{1-\nu^2} (\varepsilon_t + \nu \varepsilon_z) \quad (3)$$

$$\sigma_z = \frac{E}{1-\nu^2} (\varepsilon_z + \nu \varepsilon_t) \quad (4)$$

なお, フランジ・フィレットに相当する位置(1), (4), (6)の軸方向単ゲージの結果はいずれも $\sigma_z = E \cdot \varepsilon_z$ 式によ

り算出し示してある.

(弁開放の状態) 図3~7は弁を開いた状態で内圧を負荷したときの内壁および外壁の円周方向応力分布で, 位置②, ③, ④, ⑤, ⑥, ⑦, $P = 4, 8, 12 \text{ kgf/cm}^2$ ($0.392, 0.784, 1.176 \text{ MPa}$)の場合のみ示す. 平坦な壁部では σ_t と σ_z は比較的同じ様な値となっている. 図8は日本船舶標準協会が中心となり実施したISO型鋳鉄仕切弁(PN10-200)の実験結果との比較で, 弁ふた③と弁箱⑦の位置における σ_t について $P = 10 \text{ kgf/cm}^2$ (0.98 MPa)の場合を代表例と示した. 図中PN10-200の実験値は●印で示し, 本実験の結果は計測点を除き, それぞれ実線と点線で示した.

(弁閉の場合) 弁は加圧されると弁殻が変形し, 同時に弁座も管中心付近から外側へ折れ曲がる様にチューリップ状に変形する³⁾⁶⁾. その開き量は内圧の大小により異なる. 図9, 10は内圧や操作トルクの影響を調べるため,

図3 応力分布 位置②

図4 応力分布 位置③

図5 応力分布 位置④, ⑤

図6 応力分布 位置⑥

図7 応力分布 位置⑦

図8 ISO型弁との比較

図9 操作トルクの影響 位置①, ④

図10 操作トルクの影響 位置⑦

内圧を加えた状態で弁を閉じ、操作トルクを加えてくさび状の仕切弁を弁箱弁座間に押し込んだ場合の応力分布で①, ④, ⑦の位置のみ示す。図中P=0は弁内より油を抜き空の状態で作動トルクTを加えた場合で、これよりTのみ加えた場合がわかる。また、T=0は弁を開き

内圧のみ加えた場合で、この状態は先の図3～7と同じ加圧状態である。PとTを重ねて加えた場合(P+T)はいずれも加圧口と反対側の管部の圧力をゼロの状態(図16, IIの状態)にして計測を行った。

図11は弁座の当りが内圧や操作トルクの増減によってどのように変化するかを調べるため、弁座背面の外壁に管中心線に対し放射状にストレインゲージを貼付し(図2参照)PやTを重ねた時のひずみを測定した結果で、縦軸はゲージ位置、横軸はひずみで示した。図中点線はT=0の場合、実線はP=0の場合、一点鎖線は(P+T)の場合である。3種類のグラフはいずれも(イ)の位置のひずみが一番大きく、天井と地へ向かって小さくなっている。また、一点鎖線(P+T)は点線(T=0)と実線(P=0)を重ね合わせた様なグラフとなっている。

3.1.1 表面応力と負荷圧力の関係 表面応力は位置によって大きく異なる。高い値を示したものの中には負荷圧力の増加に対し、その増加の割合が幾分大きくなる傾向もみられるが、本試験弁の定格圧力 5 kgf/cm^2 (0.49 MPa) の範囲ではほぼ直線的に増加すると考えられる。

3.1.2 応力分布 図3～7に示すように、弁ふた、弁箱いずれも小口壁は引張応力となっており長手壁(X-X)方向へ引っ張られているような傾向がみられる。特に水平フランジ位置(5)～dの内壁では内圧が高くなるに従いその増加率も大きくなる傾向が伺える。これらの傾向は長手壁と小口壁の面積比により生じる双方の壁が受ける力の差が大きいために生じたものと思われる。また、外壁は長手壁、小口両壁とも引っ張り応力で隅部は圧縮応力であり、特に、長手壁中央の引張応力は高い値となっている。一方、内壁は水平フランジ部も含め、長手壁は圧縮応力、隅部は高い引張応力と外壁と、逆になっており、隅部を支点に両壁が外側に上げられたような傾向となった。次に壁部位置②,③,⑦の長手、小口両壁の絶対値を図3, 4, 7で比べると、弁ふた位置②(3)は内外壁とも長手壁の方が値は大きく、弁箱ではその絶対値も差も弁ふたより小さい。このような傾向が生じた理由に、弁ふたは平坦な面が比較的広く、弁箱は弁座部や管部、さらにリブ等の複雑な形状が補強効果となり弁箱壁部の剛性を高めているためと考えられる。また図7の弁箱長手内壁の圧縮応力はf, g, hと中央部へ向かうに従い値が再び小さくなる傾向を示している。この理由に壁中央部、水平フランジと管部のあいだにあるリブの効果が考えられるが、この傾向は内圧が高くなる程顕著となっている。次に、円周方向最も高い引張応力値を示した隅部内壁応力 σ_t の軸方向分布を見ると、例えば $P=12 \text{ kgf/cm}^2$ (1.176 MPa) のとき位置③,④,⑤ではそれぞれ $\sigma_t \div 8.7, 9.8, 7.0 \text{ kgf/mm}^2$ ($85.3, 96.68, 68.6 \text{ MPa}$) 同様に弁箱位置⑥,⑦は $\sigma_t \div 5, 4.2 \text{ kgf/mm}^2$ ($49, 41.2 \text{ MPa}$) といずれもフランジ・フィレット付近が一番高く、フランジ部

図11 弁座背面外壁のひずみ

図12 弁座背面外壁のひずみ、内圧の影響

は壁部より小さくなっており水平フランジが桶のたがのような働きをしていること(フープ効果)が伺える。

3.1.3 ISO型弁(PN10-200)との比較 ISO型弁(PN10-200)はJISF7363の基本寸法を基に設計製作されている。

主要寸法は、弁ふたの高さHはJISF弁が、弁箱フランジ径D ₀ および管中心から水平フランジまでの高さH ₁ はISO型弁の方がそれぞれ大きく、壁幅その他の寸法はほぼ同じである。これらの寸法差を弁殻の変形という観点で比べると弁ふた壁はJISF弁が、弁箱壁はISO型弁の方が見掛け上の剛性は低くなる。計測点数、位置などの条件が十分同じではないため大ざっぱに両者の外壁応力を比較する。図8より、いずれも壁部は引張応力、隅部は圧縮応力とその傾向は一致している。また、長手壁の応力は弁ふたは(h)点でJISF弁が、弁箱は(g)点でISO型弁がやや大きく、小口壁では(a)点でほぼ等しくなっており見かけの剛性差と大概傾向は一致している。隅部近傍(c)点付近の応力は、弁ふたではほぼ同じ値を示したが、弁箱側では差がある。隅部近傍は応力が引っ張りから圧縮へと大きく変化する位置であるためゲージ貼付位置のわずかな誤差も測定値に大きく影響を及ぼす。	H ₁ mm	H ₂ mm	D ₀ mm
JISF7363	210	249	320
PN 10-200	230	229	340

ランジ径D₀および管中心から水平フランジまでの高さH₁はISO型弁の方がそれぞれ大きく、壁幅その他の寸法はほぼ同じである。これらの寸法差を弁殻の変形という観点で比べると弁ふた壁はJISF弁が、弁箱壁はISO型弁の方が見掛け上の剛性は低くなる。計測点数、位置などの条件が十分同じではないため大ざっぱに両者の外壁応力を比較する。図8より、いずれも壁部は引張応力、隅部は圧縮応力とその傾向は一致している。また、長手壁の応力は弁ふたは(h)点でJISF弁が、弁箱は(g)点でISO型弁がやや大きく、小口壁では(a)点でほぼ等しくなっており見かけの剛性差と大概傾向は一致している。隅部近傍(c)点付近の応力は、弁ふたではほぼ同じ値を示したが、弁箱側では差がある。隅部近傍は応力が引っ張りから圧縮へと大きく変化する位置であるためゲージ貼付位置のわずかな誤差も測定値に大きく影響を及ぼす。

弁箱の差にはこの様な誤差の影響も大きいと思われる。

3.1.4 操作トルクの影響 図9, 10より操作トルクを加えることにより生じる応力増加は, 比較のおおきいフランジ・フィレット, および壁位置⑦で $P=0$, $P=14 \text{ kgf} \cdot \text{m}$ ($137.2 \text{ N} \cdot \text{m}$) のとき約 0.5 kgf/mm^2 (4.9 MPa) と, 内圧が重畳してもあまり変らない。

3.1.5 弁座の変形と当り 図11より内圧のみ加えた場合 ($P=0$, 点線) のひずみは管中心線すぐ上(イ)が一番大きく, 天井と地に近い(ロ), (ハ), (ニ)はほぼゼロで, 内圧が増加すると(イ)とその前後のひずみが大きくなっている。次に, 空の状態では操作トルクのみ加えた場合 ($P=0$, 実線) のひずみは内圧のみ加えた場合と同様(イ)が一番大きく(ロ)と(ハ)へ向かって小さくなり, 操作トルクが大きくなると天井と地に近い部分のひずみも増加する。操作トルク $6.8 \text{ kgf} \cdot \text{m}$ ($58.8, 78.4 \text{ N} \cdot \text{m}$) を加えた場合の弁座面の当りは先の当り検査 (2.1 項) の結果とほぼ同じと考えられる。故に, このグラフから弁座面の静的当りと背面外壁の歪分布との関係が得られる。弁箱弁座の変形 (開き角度) は内圧により異なるから, この弁座間に押し込まれるくさび形の仕切弁の押し込み容易さやそのときの弁座面の動的あたりも内圧によって変化すると考えられる。そこで, この静的当りとひずみ分布の関係に基づき, 内圧と操作トルクを同時に加えた場合, 当りの傾向は変化するか否かを調べる。内圧のみの場合, 弁座面に加わる圧力は均一である。故に, 内圧と操作トルクを同時に加えたグラフ (一点鎖線) がそれぞれを単独で加えた場合のグラフを重ねて得たグラフと全く同じなら, 即ち, 一定鎖線=点線+実線ならその時の動的当りは静的当りとほぼ同じと考えられる。そこで, 図の一点鎖線から点線の値を差し引いて得たグラフを同様に $P=12 \text{ kgf/cm}^2$ 以外についてもそれぞれ求め, 操作トルクごとにまとめたのが図12で, $P=0$ の場合も併せ示してある。同図より, ひずみは全体に同じような傾向を示しているが, 部分的にみると, 位置(イ)では $P=0$ の場合を含め 10 kgf/cm^2 (0.98 MPa) 以下の場合, 操作トルクの増加に従ってほぼ一定の割合で大きくなっており内圧の影響は小さいが, $P=12 \text{ kgf/cm}^2$ (1.17 MPa) では操作トルクの値にほぼ関係なく一定となった。他の位置では, 内圧と操作トルクの関係は明瞭でないが, 管部中心付近でグラフは交差しており, (ハ) の付近では内圧が高い方が歪は全体に大きくなっている。これより, 本実験の場合, 内圧と操作トルクを同時に加えたときの当りは内圧が変化しても(イ)の付近では静的当り ($P=0$) とほぼ同じと考えてもよく, 他の部分では管部中心付近を境に天井側と地側で傾向が異なるようである。以上の様に弁座の開き量は内圧により変化するが弁体側弁座の角度は一定であるため, 広い範囲の内圧にわたり一様な当り傾向を得ることは極めて困難であり, 同様に, 弁座の全部分にわたり増し締め効果を期待することも困難なことが分かる。

3.2 水平フランジの変形

3.2.1 y_A と内圧の関係 図13に弁箱水平フランジ長手方向中央A点の変位 y_A と内圧の関係を示す。図中の3本のグラフはいずれも弁を開いた状態 (図16, I)

図13 変位 y_A と負荷圧力 P の関係

で内圧を加えた場合の結果である。図より y_A はほぼ内圧に比例して増加しており, $P=12 \text{ kgf/cm}^2$ (1.17 MPa) のとき $y_A=10-12.5 \times 10^{-2} \text{ mm}$ となった。 y_A の設計目標値は経験的に定格圧力を加えたとき $7 \times 10^{-2} \text{ mm}$ 以下に抑えるように決めるのが一般的である。本供試弁の場合, 定格圧力 5 kgf/cm^2 (0.49 MPa) 時の測定値は $3 \sim 5 \times 10^{-2} \text{ mm}$ である。また y_A は内圧に比例し, $P=12 \text{ kgf/cm}^2$ (1.17 MPa) とき $y_A=12.5 \times 10^{-2} \text{ mm}$ と仮定して, 定格圧力時の y_A を求めると約 $5.2 \times 10^{-2} \text{ mm}$ となり, いずれの場合の値も設計目標値内となった。

仕切弁の漏洩性能と密接な関係がある y_A 値の計算に関しては九州大学植原氏提案の算出式が広く採用されている。この式は水平フランジをラーメンと仮定し, 弁座面天井のたわみが実用上 y_A に等しいと考え次式で与えている。その後日本船舶標準協会は実験結果を基に壁板の有効面積 (慣性率 I) の算出方法に改良を加え, 同一寸法の弁では I の値がやや大きくなるようにした (図14参照)。

$$y_A = \frac{(4 + \beta) \cdot P \cdot a_i \cdot c \cdot a^3}{192 \cdot E (1 + \beta) \cdot I}$$

$$I = I_f + I_s, \quad \beta = \frac{a}{b}, \quad a = a_i + h_1,$$

$$b = b_i + h_1$$

a_i : 長手内壁間の長さ h_1 : 壁の厚さ
 b_i : 小口 " " C : 長手壁の有効殻板高さ
 I_f : 水平フランジの慣性率 I_s : 壁板の慣性率

便宜上, 前者を植原の式, 後者を J I S F の式と以後称す。この式を用い $P=12 \text{ kgf/cm}^2$ (1.17 MPa) 時の y_A を計算すると, J I S F の式では $y_A = 11.5 \times 10^{-2} \text{ mm}$, 植原の式は $y_A = 14.6 \times 10^{-2} \text{ mm}$ となり, 実験値は両式のほぼ中間, やや J I S F の式に近い値となった。

図14 y_A の計算

3.2.2 操作トルクの影響 図15は内圧と操作トルクを重畳し加えた場合の水平フランジの変位 y_A を示したものである。図中点線は図16Ⅱに示す加圧状態、即ち実機使用時に近い加圧状態の y_A であり、実線は同じく加

図15 内圧と操作トルクを重畳し加えた場合の y_A

図16 加圧部分と仕切弁の位置の関係

圧状態をⅡ、Ⅲと変化した場合の y_A である。なお加圧状態をⅢからⅡに変える場合、即ち操作トルクを増加する場合には、Ⅰの状態、即ち仕切弁を解放した状態 ($T=0$) に一度戻して後増加した。同図 $P=0$ のとき y_A は $T=6\sim 8\text{ kgf}\cdot\text{m}$ ($58.8\sim 78.4\text{ N}\cdot\text{m}$) で一度減少し、その前後ではほぼ同じ勾配で変化しており、 $T=14\text{ kgf}\cdot\text{m}$ ($137.2\text{ N}\cdot\text{m}$) のとき $y_A=3.5\times 10^{-2}\text{ mm}$ となった。内圧が重畳した場合、傾向的には操作トルクのみ加えた場合とほぼ同様であるが、 $T=6\sim 8\text{ kgf}\cdot\text{m}$ ($58.8\sim 78.4\text{ N}\cdot\text{m}$) 前後に見られる y_A の減少傾向は $P=4\text{ kgf}/\text{cm}^2$ (0.39 MPa) のときが最も大きく、内圧による弁座面の開き量と関係があるように思われる。一般に y_A の値が小さくなる程この種仕切弁の機密性は良くなると考えられている。本試験弁の設計定格値は内圧 $5\text{ kgf}/\text{cm}^2$ (0.48 MPa)、操作トルク $8\text{ kgf}\cdot\text{m}$ ($78.4\text{ N}\cdot\text{m}$) であり^{*2}、比較的定格値に近い条件で y_A 値の減少傾向が最も大きくなっている点に注目すると、すり合わせ加工等経験的に行われている技術が大変高い水準にあることが理解できる。

y_A は加圧する場所を変えると同図実験で示す様に鋸状に変化する。そして、同一圧力では図16ⅡよりⅢの状態の方が値は常に小さく、その減少率は先の操作トルクによる減少傾向とも重なり、内圧と操作トルクの組合せで微妙に変化するが、加圧側管部の加圧の有無と y_A が密接な関係に有ることを示している。上野等は y_A は管部の寸法形状にも影響をうけ、弁座面より両端フランジ面までの距離が長い方が値は小さくなることを示唆している⁶⁾。本実験から管部の寸法と y_A の関係を求めることはできないが、弁座の開き量が水平フランジや壁板の寸法や形状だけでなく管部のそれらにも大きく依存していることが理解できる。弁座の変形は漏洩と密接な関係

*2 操作トルクの設計定格値はメーカへ問合せ得た値である。

にある。管部の寸法形状の取扱は十分注意し慎重に行う必要がある。

5. ま と め

船用鑄鉄仕切弁 (JIS 7373) の加圧実験をおこない、内圧および仕切弁を閉じハンドトルクを重畳し加えたときの弁殻内外壁表面の応力分布および水平フランジ中央の変位を調べた結果をまとめる。

- 1) 弁殻内外壁応力は本試験範囲内で内圧に比例し、その円周方向分布は隅部を支点として両壁が外側へ上げられた様な傾向となり、内壁隅部に高い引張応力が働く。そして本実験中最も高い値を示した弁ふた位置④の隅部応力は内圧 12 kgf/cm^2 (1.176 MPa) のとき約 $\sigma_t = 9.8 \text{ kgf/mm}^2$ (96 Mpa) となった。
- 2) 弁箱の応力値は弁ふたに比べ小さくなる傾向が見られた。また、応力分布にはリブおよび水平フランジのフープ効果が見られこれらの効果はいずれも弁殻の変形を抑制する働きを示した。
- 3) ISO 弁形 (PN10-200) の実験値と比較した結果、両者の応力差は見掛け上の剛性差とはほぼ一致した。
- 4) 操作トルクにより生じる弁殻外壁応力は小さい。
- 5) 弁座背面外壁のひずみ分布と弁座の静的当りの関係を求め、この関係より、大まかに動的当りを推測することが可能であるとの知見を得た。
- 6) 水平フランジの変位 y_A と内圧は本実験の範囲では比例し、内圧 12 kgf/cm^2 (1.176 MPa) のとき $y_A = 10 \sim 13 \times 10^{-2} \text{ mm}$ を得た。またこの値は楢原の式および JISF の式の計算値と比較的よく合い、両値のほぼ中間やや後者に近い値となった。
- 7) 内圧に操作トルクを重畳し加えると y_A 値は減少することがあり、本実験では定格値に近い内圧 5 kgf/cm^2 (0.49 MPa) 操作トルク $6 \sim 8 \text{ kgf} \cdot \text{m}$ ($58.8 \sim 78.4$

$\text{N} \cdot \text{m}$) 近辺でその減少傾向は最も顕著となった。

8) 加圧側管部の加圧の有無と y_A の間には図16のⅡの状態よりⅢの状態の方が常に値が小さくなる関係が見られた。これより加圧時の管部寸法と y_A の関係を得ることはできないが、加圧管部の寸法形状も弁座の変形および漏洩性能と密接な関係があることが解った。

終わりに、本研究は日本船舶標準協会配管き装研究委員会のご援助を得て実施した。委員長はじめ委員諸兄に多大のご指導およびご援助を頂きました。ここに深く感謝の意を表します。

文 献

- 1) 日本船舶標準協会 鑄鉄仕切弁 (ISO 形) の性能試験報告書 (昭52-2)
- 2) 日本船舶標準協会 ISO 形鑄鉄仕切弁の調査及び強度計算書 (昭55)
- 3), 10) 日本バルブ工業会 バルブ便覧 76 (昭42-10) 日刊工業新聞社
- 4) 日本バルブ工業会 バルブ設計データブック 58 (昭44-10) 日刊工業新聞社
- 5) 東ほか ゲートバルブの構造解析 Vol. 28-2 (昭53-2) 神戸製鋼技報
- 6) 上野ほか 仕切弁の弁箱形状と内圧による変形 54 (昭57-12) 配管と装置
- 7) 日本船舶標準協会 鑄鉄弁の試作実験 報告書 (昭51-3)
- 8) 日本船舶工業標準協会 船用大形仕切弁の改善のための試作実験 報告書 (昭34-5)
- 9) 鶴戸口ほか 材料力学 54 (昭39-4) 裳華房
- 10) 文献3) P 76
- 11) 楢原 JISF 7363 船用鑄鉄 10 kgf/cm 仕切弁の漏洩防止法について 西部造船き装研究会 報告書 (昭34)