大形弁の損失係数について*

石川 哲司**・ 藤田 稔彦***・ 山下 孝治***

Loss Coefficient of Large Bore Valves

By Tetsuji Ishikawa, Toshihiko Fujita, Takaharu Yamashita

The loss coefficient of valve is the important factor on design of piping system, and various test results were reported in the past. However, the coefficient depends on the construction, type and size of valve. The reports by The Ship-Machinery Manufacturers' Association of Japan on 1960 and 1961 clarified the loss coefficients of JIS F marine globe valves, angle valves and sluice valves of small size up to 130 mm bore. In this paper, test results of the loss coefficients of currently used 200 mm bore globe valves and sluice valves complied with JIS F for marine use and JIS B for land use, and butterfly valve for city water service are reported, and relation of coefficient of various valves are discussed.

1. ま え が き

管系統の抵抗を予測することは、配管ぎ装の設計上のみならず、基本設計の段階においても補機器の要目を決める上で、必要欠くべからざるものである。中でも弁抵抗は管系抵抗の中で大きな部分を占めており、曲りその他の損失係数と共に相当管長として、直管の摩擦損失係数におきかえて計算されている。

弁の損失係数については昔から種々発表^{1,2)}されているが、構造形状が変れば損失係数も異なり、現在われわれが使用している弁のそれとは必ずしも一致しない。船用弁については、さきに日本造船関連工業会(現在日本船用工業会)が各造船所・弁製造所の参加のもとに、昭和34年から3年にわたって実験研究を行い報告した^{3~5)}。しかし口径の増大にともなって実験装置が大規模となるため、主力は小口径のものにおかれ、計測された最大口径は130 mmであった。昭和56年、東京商船大学に船舶運航性能実験水槽が設置された際、これに付属して管路抵抗計測装置が設備され、水槽の水を利用して、大口径弁その他の管系ぎ装品の抵抗計測が可能となった。この装置は現在口径200 mm、10キロフランジで設備されており、設備を拡張すれば口径300 mmまでの計測が行えるように計画されているが、差当りは200 mmのものしか試験出来ないで、この口径の船用のJIS F玉形弁、

仕切弁と、陸用のJIS B玉形弁、仕切弁、及び水道用バタフライ弁のそれぞれについて損失係数の計測を行い、弁開度に対する損失係数の変化、弁の形式による損失係数の比較、JIS B玉形弁とJIS F玉形弁の損失係数の比較ならびにさきの関連工業会報告の小形弁のそれとの比較検討を行ったので報告する。

2. 実験装置及び方法

2.1 計測装置 計測装置の概略配置を図1に示す。供試弁(1)に対する給水は水槽建屋屋上に設けられた容量16 m³のヘッドタンク(8)により行い、入口仕切弁(2)、スリーブ式伸縮接手(5)、整流格子(6)、6.36 mの供試弁前直管部、供試弁(1)、10.6 mの弁後直管部、ベンチュリ管(4)、出口バタフライ弁(3)を経て水槽に戻る。ヘッドタンクへの給水は6 m³/min、3 m³/min各1台のポンプ(7)により行い、必要量に応じ単独運転または2台併列運転によって、3 m³/min、6 m³/min、9 m³/min、3段階の吐出量を得る。管内圧の変動を避けるため、タンクから常時オーバーフローさせるが、このタンク上位水面から計測管系中心線までの静水頭は11.75 mである。出口バタフライ弁(3)により計測流量を調整し、ポンプ出口弁開度によってポンプ吐出量を加減してオーバーフロー量を調整する。

流量は水銀マンオメータベンチュリ計により計測し、検定結果に基づく流量計算式は次のとおりである。

$$Q = 0.2378 \sqrt{H_g} \quad (1)$$

Q: 流量 m³/s

H_g: 水銀マンオメータ差圧 mHg

* 原稿受付 昭和58年8月6日

昭和58年春季学術講演(昭和58年5月25日)

** 正会員 東京商船大学(東京都江東区越中島2-1-6)

*** 東京商船大学(東京都江東区越中島2-1-6)

図1 計測装置概略配置

区 間	距 離	3 - 4	400	6 - 7	200	10 - 11	100	13 - 14	200	16 - 17	400	19 - 20	1800
1 - 2	2100	4 - 5	400	7 - 8	400	11 - 12	200	14 - 15	200	17 - 18	400	20 - 21	2250
2 - 3	800	5 - 6	200	8 - 9	200	12 - 13	200	15 - 16	200	18 - 19	800	21 - 22	2500

図2 圧力取出口配置

管系各部の圧力計測は水柱マノメータによる。管系内圧とバランスさせるため供試弁上流側・下流側のマノメータのそれぞれ上部を連通密閉して圧縮空気を封入し、上流側は弁入口に対する差圧、下流側は弁出口に対する差圧として計測した。供試弁出入口の差圧は別の水銀マノメータによった。圧力取出口配置を図2に示す。

管系の上流助走区間2.1m(9)、下流助走区間1.8m(10)は200A Sch 20 Sの配管用ステンレス鋼鋼管(内径203.3mm)、その他は200Aの亜鉛メッキ配管用炭素鋼鋼管

(内径204.7mm)で、上流側9箇所、下流側13箇所の計22箇所の管路圧取出口の外に、2箇所のベンチュリ用圧力取出口を設ける。圧力取出口は図3に示す如く同一円周上に上下左右4個(図2におけるNo.1, 2, 15, 19, 20, 21, 22の8箇所は上下と左の3個)で、これをまとめて一つのマノメータに導く。なお供試弁直後にはキャビテーションによる気泡発生を観察するため、長さ300mmの亚克力製透視管(11)を設けてある。

2.2 計測方法 弁の損失係数 ζ は弁前後の圧力降下を計測して次式で求められる。

$$\zeta = \frac{\Delta h_v \times 2g}{u_v^2} \quad (2)$$

ここで、 Δh_v : 弁入口出口の差圧 mAq

g : 重力加速度 m/s^2

u_v : 弁入口流速 m/s

Δh_v については次のようにして管系圧力の計測値より求める。すなわち、図4に示すように管系圧力分布曲線を描くと、弁入口出口では圧力降下線が直線とならず、圧力が弁の影響を受けて変化する⁹⁾。これは弁があるため管内水流に乱れが生じ抵抗が変化するためで、この変

図3 圧力取出口詳細

図4 管内圧力分布曲線

化分も弁抵抗の一部と考えられるから、 Δh_v を求めるにあたっては、弁上流側及び下流側の管摩擦抵抗による圧力降下線を延長して、弁がなかった場合の弁入口、出口の圧力を求め、 Δh_v を算出する。

また管内圧力降下線が画かれるから、これより単位長さ当たりの管内圧力降下が得られ、管摩擦係数 λ が計算される。計算式は次のとおりである。

$$\lambda = \frac{\Delta h_p \times 2g \times d_p}{u_p^3} \quad (3)$$

Δh_p : 管長1mあたりの圧力降下 mAq

u_p : 管内流速 m/s

d_p : 管内径 m

g : 重力加速度 m/s²

計測方法は次のとおり。

(1) 弁開度一定として流速を1.5m/sから4.0m/sまで0.5m/sごとに6段階に変える。

(2) 弁開度は全開のほか3/4開、2/4開、1/4開の4種類とする。バタフライ弁は全開90°から10°ごととし30°までとする。弁開度は玉形弁では全開リフト l_0 に対するリフト l の比 l/l_0 で表わし、仕切弁では弁体が弁座から離れてからのリフト l と弁口径との比 l/d で、バタフライ弁では弁の全開からの角度 α と全開角90°と

表1 供試弁一覧及びリフト実測表

弁	形式	呼び口径 mm	リフト mm	弁棒ねじ 山ピッチ mm	ハンドル 回転数
A-1	JIS F7307FC 玉形弁B	200	66	7.26	9.09
A-2	JIS F7319SC 玉形弁	"	66	7.26	9.09
A-3	JIS F7319SC 玉形弁	"	68	7.26	9.37
B	JIS B2041FC 玉形弁	"	87	7.26	12.0
C	JIS F7364FC 仕切弁B	"	202	12.70	15.9
D	JIS B2044FC 仕切弁	"	214.3	6.35	33.75
E	水道用バタフライ 弁	"			

の比 $\alpha/90$ で表わす。

(3) 弁開度決定のため弁取付前に全開リフト及びハンドルの遊び角を計測し、計測時の弁開度に対するハンドルの回転数及び回転角を算出しておく。

(4) マノメータ及びベンチュリ計は同時計測を要するため、写真撮影を行って印画から差圧を読む。

損失係数比較のため使用した供試弁は7個で、その内訳を表1に示す。船用玉形弁3個のうち2個は鋳鋼弁、1個が鋳鉄弁であるが、主要寸法、形状は同じで水流に關係のない肉厚、ヨーク部が異なるだけなので、計測値に対する差はないものと考え、入手しやすいものを選んだ。

3. 計測結果

各弁の全開リフトの計測値を表1にあわせて記載した。弁Dはこの装置完成時に既に取り付け済みであったので、弁開度は全開から全閉までのハンドル回転数を目安としてきめ、試験終了後リフト計測及びハンドル回転数を確認した。このため絞り時の開度は予定した1/4、2/4、3/4より大き目の開度で計測したことになっている。

各弁の全開時の損失係数を弁入口レイノルズ数との関係を図示すれば図5のとおりである。レイノルズ数 Re

図5 全開時各弁損失係数

図6(a) 船用玉形弁の損失係数

$=ud/\nu$ において、 d は弁の呼称径を用い、 ν は実測水温に対する値を機械工学便覧¹⁾から求めて使用した。図6(a)～図6(d)にはそれぞれの弁の絞り時の損失係数の値を、レイノルズ数に対して示した。図7は各弁の開度と損失係数の関係を図示したものである。図8は今回計

測した仕切弁の損失係数に対し、文献に発表されているものを弁開度に対して比較したものの、図9はバタフライ弁について比較したものである。仕切弁は機械工学便覧所載^{1,2)}の8インチ仕切弁(Corp, Wisconsin 大学)と、日本造船関連工業会報告⁵⁾の130 mm及び100 mm 5K仕切弁、バタフライ弁は機械工学便覧^{1,2)}の400 mm円形バタフライ弁(Weisbach)及び近江⁶⁾によるM社の250 mmバタフライ弁のものを記載した。

図6(b) 陸用玉形弁の損失係数

図6(c) 仕切弁の損失係数

図6(d) バタフライ弁の損失係数

図7 弁開度に対する損失係数の変化

図8 仕切弁の開度に対する損失係数

図9 バタフライ弁の開度に対する損失係数

4. 考 察

図5, 図6で見る如く, Re が 3×10^5 から 9×10^5 までの間では, 玉形弁では損失係数はほとんど変化がない. 仕切弁及びバタフライ弁ではレイノルズ数の増加と共に損失係数は幾分減少する傾向が見える. しかしその差はわずかであり本稿では平均値をとって一つの開度に対しては一つの数値として取り扱った.

玉形弁の損失係数を比較すると, JIS B 弁は JIS F 弁より全開時約 36% 大きい. これはその形状寸法から傾向的には予想されたことであって, 両者の断面を並べて比較したものが図10である. その図面上の差の主なものを比較すると表2の如くなる. これらの項目のうち, 船用弁の損失係数が小さくなる方向に働くと考えられる因子は弁座口径 d_1 (弁座通過面積), 弁箱直径 d_2 , 弁箱軸方向半径 R , 隔壁角度 θ であり, 逆に増加させる因子としては, 弁ガイドを含む弁及び弁座形状, 面間距離 L , リフト l が考えられる. これらのうち最も大きく影響しているのは隔壁角度と思われるがどの因子がどれだけ影響しているかは更に調査の必要がある.

一方船用工業会報告第3報⁵⁾に弁損失係数に対する構

	呼び 径	d	d_1 (d)	L	D	フランジ				全 開 高 さ (約)	リ フ ト l	ハ ン ド ル D_2 (D_1)	弁 箱					ふ 高 た の さ H_4	弁 棒 ねじの 呼び d_8 (d_9)	バ ッ キン グ d_7 (d_8)	ねじの呼び		計 算 質 量 (kg)			
						中心 径 円 C	数	h	ボネ び の 呼 び の 数				d_2 (d_1)	a	R	H_1	D_1				d_4	d_{10}		d_{11}		
F7307	200	200	213	570	330	290	12	23	M20	26	555	67	355	365	17	365	210	335	240	205	TW42	30	66	M20	M16	162
B2041	200	200	200	500	330	290	12	23	M20	26	610	74	450	330	15						TW38	57		M20		

図10 船用と陸用 JIS 弁の断面比較

表2 船用及び陸用 JIS 弁相違点

弁 座 径	d_1	mm	F 7307 (平形) 213	B 2041 (コーン形) 200
弁 ガ イ ド			棒状	なし
面 間 距 離	L	mm	570	500
リ フ ト	l	mm	67	74
弁 箱 直 径	d_2	mm	365	330
弁箱軸方向半径	R	mm	365	320
隔 壁 角 度	θ	°	45	60
弁座通過面積	A	mm ²	32070	31130

造上の要因を考慮した玉形弁に対する一般式として、次の実験式が与えられている。

$$\zeta = 3.71(1+f_1)f_2f_3f_4f_5 \quad (4)$$

- f_1 : 弁体形状による係数
 f_2 : θ の違いによる係数
 f_3 : 弁座内径変化に対する係数
 f_4 : リフト変化に対する係数
 f_5 : 弁箱形状変化に対する係数

また、同報告には更に JIS F5K 玉形弁に対する損失係数算出の実験式として次の式が与えられている。

$$\begin{aligned} \zeta = & 6.652 - 0.0132 d_v - 0.139(l-l_s) \\ & + 1.720(V^{\frac{1}{3}} - V_s^{\frac{1}{3}})/d_v - (0.376 - a) \\ & - 7.297(d_1/d_v - 1) \end{aligned} \quad (5)$$

- d_v : 弁口径 mm
 l : 全開時の弁リフト mm
 l_s : 鋳鉄弁では JIS 規定の図面寸法リフト mm
 V : 全開時の弁内容積 cm³
 V_s : 全開時の標準内容積 cm³
 a : 羽根足位置による修正係数
 d_1 : 弁座内径 mm

JIS F5K 弁と JIS F10K 弁では弁棒以外の水流通過部の寸法は同じなので上記の式は 10K 弁にも適用して差支えないと考える。

上記(4)に JIS F10K 200mm 弁の要目から係数を求めて計算すると、 $f_1=0.143$ 、 $f_2=1.0$ 、 $f_3=1.12$ 、 $f_4=1.09$ 、 $f_5=1.007$ となり、損失係数 $\zeta=5.20$ となる。一方 JIS B10K 200mm 弁に対しては、 $f_1=0$ 、 $f_3=1.35$ 、 $f_4=1.0$ 、 $f_5=1.01$ となるが、 f_2 に対して θ が 45° と 90° の場合しか与えられておらず、このままでは計算出来ない。内挿法により $\theta=60^\circ$ の場合の f_2 値を 1.35 と仮定して計算すると $\zeta=6.83$ が得られ、5.20 に対し 1.31 倍すなわち実測値の比 1.36 とほぼ等しくなる。ただこの値は実測値に対して 24% 大きい値である。

次に実験式(5)に JIS F10K 200mm 弁の諸要素を入れて計算すると、 $\zeta=3.48$ となり実測値より 17% 小くなる。

実験式(4)は 40mm 青銅弁の実験から導かれたもので、口径変化に基づく影響が f_1 から f_5 までの係数に考慮されておらず、むしろ口径が大きくなると本式の計算では

ζ が大きくなる傾向を見せる。したがって口径変化に対する係数を追加し、式(4)を次の様に修正してみた。

$$\zeta = 3.71(1+f_1)f_2f_3f_4f_5f_6 \quad (6)$$

$$f_6 = 1 - 0.0012(d_v - 40) \quad (7)$$

一方、式(5)には弁口径に対する修正項があるが、130mm までの弁のデータにもとづく実験式であるため、200mm のデータを考えると係数 0.0132 は大きすぎるように、200mm の数値を加えて最小二乗法により求めると、0.00442 を得る。したがって実験式(5)は常数項も含め新しいデータにより修正される必要があるが、今回 200mm の一点が加わったのみであり更に多くの点を加えて一般式(6)と矛盾しない形とすべきものと考え。

仕切弁について、予想に反し全開時に差が出て、JIS F 弁の方が損失係数が大きくなったが、これは JIS B 弁の全開リフトが 214.3mm で JIS F 弁の 202mm に比べ大きく弁開度が 1.07 となり全開時通過面積に差が出たためと考えられる。ただ JIS F 弁の全開時損失係数実測値は文献(1)、5)からみると幾分大きすぎるようである(図 8 参照)。

弁内径と出入口管の内径は同一ではないので、出入口で断面変化による損失が生ずる。計測された損失係数の中にはこの損失も含まれておるが、弁口径 200mm に対して接続する管内径は出入口共 203.3mm で、これによる損失係数の増加は出入口合せて 0.0066 と計算されるから、損失係数はこの分だけ小さく考えてよいことになるが、最も影響の大きい仕切弁の全開時でも 10% 弱であり無修正のままとした。

弁開度を減少した時の損失係数の増加は、図 7 で見る如くバタフライ弁が最も大きく、仕切弁がこれに次ぎ、玉形弁が最も鈍感であって、流量調節のためにはこれらの三種のうちバタフライ弁が適していることを示している。

バタフライ弁の計測値は全開から 70° まで損失係数に変化がなく、文献と異なる傾向を示したが(図 9 参照)、弁体が断面積の大きい紡錘形断面で 70° までは投影通過面積に変化が見られない弁体形状に原因があると思われる。

弁損失係数計測段階で管内圧力降下を計測するので、これから管摩擦係数 λ が計算できる。参考値としてこの値を図 11 に示した。点のばらつきが多いがこれに基づいてレイノルズ数に対して曲線を引くと実線のようになる。一点鎖線は滑らかな管に対する Prandtl-Karman の式²⁾(8)による曲線を示す。

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 2 \log(Re \sqrt{\lambda}) - 0.8 \quad (8)$$

計測値はこれよりは大きく、実用管に対する Galavics の実験値²⁾より幾分小さい値であり管内表面がまだそれ程荒れていないことを示している。この値から Moody 線図³⁾を利用して管内表面粗さを逆算してみると、粗さ κ は約 14 μm となる。

図11 管摩擦抵抗係数

5. む す び

陸用玉形弁は船用玉形弁に比べ損失係数が約36%大きいことが明らかとなった。また弁を絞った時の玉形弁、仕切弁、バタフライ弁の抵抗変化の差が明らかになり弁の使用目的に対して選択の目安が得られたと考える。ただ船用玉形弁以外は供試弁がそれぞれ1個なので、製作上のばらつきを考慮すると供試弁数をふやした場合幾分違った数値となるかも知れない。しかし上記の傾向をくつがえすような値にはならないと考える。陸用と船用の比較を200mmだけでしているものも問題があろう。文献5)で発表されている船用玉形弁損失係数算出の実験式は修正を要することがわかったが、修正には今回の数値のみでなく、他の口径のものも加えてあらためて実験式を検討すべきであろう。

終りに供試弁の入手にご協力頂いた船舶標準協会小郷一郎氏、三元バルブ製作所三輪幸造氏及び計測とデータ取まとめに協力願った東京商船大学学生菅晃、船津和弘

の両君に謝意を表する。

文 献

- 1) 日本機械学会, 機械工学便覧改訂6版, (昭52-7), 8-11, 8-12, 8-14, 8-17
- 2) 日本機械学会, 管路ダクトの流体抵抗, (昭54-1), 64, 27, 29
- 3) 日本造船関連工業会, 船舶の管系付属品の流れの抵抗係数に関する研究事業報告書第1報, (昭35-10)
- 4) 同上, 第2報, (昭36-4)
- 5) 同上, 第3報, (昭36-11), 9, 42, 70
- 6) 近江, 機誌, 66-537 (昭38-10), 129

〔質 疑 応 答〕

質問者 石谷清幹

〔質問〕 管と弁との接合部では管内径と弁口径とにわずかながらくいちがいが発生すると思われるが、仕切弁やバタフライ弁のように弁抵抗が小さい場合には、くいちがいによる抵抗係数が問題になることはないか。

〔回答〕 ご指摘のとおり管と弁との接合部では幾分口径差があり断面積急変による損失が発生します。本実験の場合弁口径200mmに対し接続管内径は203.3mmで、今回の計測では之を無視しましたので、計測された弁損失係数にはこの損失も含んだ値となっています。

この損失係数は文献2)によって計算しますと弁入口で0.0056、弁出口で0.001となり、最も抵抗係数の小さい仕切弁の全開時で約10%の誤差となっていると思われます。その他のケースでは無視してよいと思います。