621-333.1 : 621.646.2 : 532.52

円 形 弁 の 研 究*

(第 11 報, 既報広幅弁座を有する平面座弁の性能の再検討)

故 沖

巖**

The Re-examination of Preceding Paper on the
Characteristics of the Broader-seated Disc Valves

(11th Report, Experimental Research on Disc Valves)

by Iwao Oki

The present paper treats the results of experiment precisely performed on two disc valves, h' and i' , having broader valve seat face. The diameter d of the valve i' is equal to the external diameter d_1 of the valve seat face, that is, $d=d_1$. Each characteristic curve for the valve i' has one discontinuous point. On the other hand the valve h' has a diameter $d<d_1$, and on each characteristic curve for it there are two discontinuous points.

The discharge Q and the lifting force P were measured, as before, at each valve lift l under a constant head H . This time, moreover, the pressure head h at the middle point of the valve seat face was measured by means of a monometer hole made there. In this way more reasonable explanation is given for the discontinuous points which appears on the characteristic curves for a disc valve with valve seated face, broader than that described in the 8th Report.

1. 緒 論

第 8 報⁽¹⁾では水を大気中に放出することにより一つの広幅弁座に対して直径の異なる 5 種の平面座弁 $e' \sim i'$ を有効水頭 $H=194$ cm の下に実験した結果を記述したが, この第 11 報では前記の弁のうち h' および i' の 2 種を選び $H=194$, 100 および 49 cm の下に詳しく実験して得た結果を述べる. その 2 種の弁は第 1 図に示すごとく形状を有し弁直径 d , 弁座孔内径 d_0 , 弁座面外径 d_1 (mm にて) は第 1 表に示すごとくである.

なお弁座面中央に内径 0.75 mm の測圧孔を設けその指示水頭を測った. 弁座面の幅は 7 mm にして弁の中心からこの穴までは 16 mm ある(第 1 図参照).

第 9⁽²⁾および 10 報⁽³⁾で述べたと同じく

$$\text{流量係数} \quad c = Q/\pi d_0 l \sqrt{2gH} \quad \dots\dots (1)$$

$$\text{無次元押上力} \quad p = P/\gamma H(\pi/4)d_0^2 \quad \dots\dots (2)$$

の代りに, 比較の便宜上

$$Q/l\sqrt{H} (=348c) \quad \dots\dots (3)$$

$$P/H (=4.909p) \quad \dots\dots (4)$$

を用いた. ここに Q は流量 cm^3/s , P は押上力 g ,

l は弁の開き cm , ゆえに l/d_0 は弁開度. Q および P は第 9 報所載と同じ方法で実測, 整理された. 有効水頭 H cm は従来どおり弁座孔の直前にある内径 101.6 mm 管の壁に設けられた測圧孔 I に接続するマンオメータの弁座面をもとにした指示水頭である. この測圧孔 I と弁座孔出口との間の水頭損失はごく小さいので, 上記 H をもって正味水頭とした. 弁座面中央の測圧孔による指示水頭 h も弁座面をもととして測られたが, 比較研究には h/H を用いた. それにより弁座面間げき内の流れの状態をある程度明らかにすることができた.

第 1 表 供試弁の寸法 (mm)

弁 名	d	d_0	d_1	d/d_0	要 点
h'	35.9	25.0	39.0	1.436	$d < d_1$
i'	38.8	25.0	39.0	1.552	$d = d_1$

第 1 図 供 試 弁

* 昭和 38 年 4 月 1 日 第 40 期通常総会講演会において論文講演として講演, 原稿受付 昭和 37 年 11 月 30 日.

** 名誉員, 正員 (東京都豊島区池袋 5 の 338).

以下 i' 弁 ($d=d_1$) と h' 弁 ($d<d_1$) とに分けて記述する。

2. i' 弁の実験結果

第2表に i' 弁の開き l に対する押上力 P g, 流量 Q cm³/s, および弁座面中央の測圧孔による指示水頭 h cm を示した。また第2表の数値から算出した $Q/l\sqrt{H}$ および P/H を弁開度 l/d_0 に対して図示すると第2図のごとくになり, 第9, 10報所載の各弁の性能曲線と同様な変化を示す。この図の縦軸 $Q/l\sqrt{H}$, P/H にそれぞれ式 (1), (2) の c , p をそえた。第3図に l/d_0 対 h/H の曲線を示したが, 第2図の開く場合の P/H 曲線に (右端の部を除いて) よく似た経過

3. i' 弁の実験結果に対する考察

3.1 性能曲線上の特異点 i' 弁においても第9, 10報所述のごとく, 各性能曲線上に第3表に示すとき4個の特異点がある。いまそのおのおのにつき考察を加えてみる。

3.1.1 (l/d_0)₁ 一定の有効水頭 H の下に水を大気中に放出する一つの平面座弁を開いて行くとき, 開度 (l/d_0)₁ に達すると弁座面すきまにおける流れは弁座面からはく離して自由噴流となる。第9報所述の e 弁その他のごとく, 弁座面の重なるの小さな場合には, 座面すきまの入口直後に起る縮流の延長が弁座面出口

第2表 i' 弁の開き l mm, 押上力 P g, 流量 Q cm³/s および弁座面中央の圧力水頭 h cm の実測値

l mm	(1) $H=194$ cm, 水温 $t=18^\circ\text{C}$			(2) $H=100$ cm, $t=17^\circ\text{C}$			(3) $H=49$ cm, $t=17^\circ\text{C}$		
	P g	Q cm ³ /s	h cm	P g	Q cm ³ /s	h cm	P g	Q cm ³ /s	h cm
0	1513	0	—	772	0	—	377	0	—
0.05	1477	4.4	+77.8	766	2.4	+42.3	376	1.1	+19.4
0.10	1283	24.8	+53.4	712	13.3	+36.0	362	6.7	+17.6
0.15	1029	51.9	+16.9	597	31.0	+18.8	325	17.5	+11.3
0.20	888	74.0	0	487	50.7	+5.4	271	31.3	+5.2
0.25	783	100.2	—2.0	396	68.6	—5.2	230	45.1	—1.0
0.30	732	123.5	—7.2	357	86.1	—9.8	194	59.2	—5.6
0.40	650	174	—13.6	316	119	—8.6	140	84.8	—8.8
0.60	498	270	—29.9	256	187	—13.8	114	129	—9.4
0.80	373	360	—51.4	189	256	—23.2	86	177	—10.3
1.00	311	437	—74.0	148	315	—35.3	63	220	—17.0
1.20	315	503	—92.6	140	364	—49.0	53	258	—26.8
1.25	955	378	0	—	—	—	—	—	—
1.30	—	—	0	148	386	—54.0	55	275	—30.1
1.35	—	—	0	149	396	—	—	—	—
1.40	—	—	0	487	305	0	60	289	—31.7
1.50	959	450	0	489	326	0	67	303	—32.6
1.55	—	—	0	—	—	0	71	—	—32.0
1.60	—	—	0	—	—	0	237	247	0
2.00	970	595	0	493	429	0	239	305	0
3.00	997	870	0	507	629	0	246	444	0
4.00	1028	1129	0	526	817	0	254	576	0
5.00	1067	1370	0	544	989	0	262	695	0
6.00	1102	1585	0	563	1144	0	270	804	0
8.00	1170	1943	0	596	1403	0	285	984	0
10.00	1222	2218	0	621	1600	0	297	1121	0
閉									
1.60	—	—	0	—	—	0	237	247	0
1.40	—	—	0	487	305	0	236	219	0
1.20	953	365	0	486	264	0	236	189	0
1.00	951	303	0	486	221	0	235	160	0
0.80	948	246	0	484	179	0	232	131	0
0.60	946	186	0	482	136	0	228	100.5	0
0.40	942	127	0	478	94.5	0	186	76.5	0
0.30	934	98.9	0	441	74.3	0			
0.35	915	84.6	0	455	63.7	0			
0.20									

以下開く場合と一致する (第7図参照)

に達したとき流れが弁座面からはく離して片面自由噴流となると説明してもよろしいようであるが、 i' 弁のごとく弁座面重なり比の大きい場合には弁座面すきまを一つの末広管と考えなければならない。

入口 r_1 、出口 r_2 の半径を有する平面座弁の開き l のときこれを第4図に示すごとく二次元末広通路とみると、その広がり角 θ は $\tan \theta = 2\pi l$ によって表わされ、開き l の大きいことは広がり角 θ の大きいことを

示す。

萩原の論文⁽⁴⁾第1報第7図および第3報第9図*、または中山の論文⁽⁵⁾第3報第9図*にならって弁座面上の圧力分布曲線を第5図に示した。入口縮流のため弁座面入口直後において圧力は急低下しその後回復して大気圧以上の圧力線に復帰して流出する。弁がさらに開いて $(l/d_0)_1$ になると圧力低下が大きすぎて出口に達するまでに圧力は十分回復しえず、出口において大

(a) l/d_0 の全域図

(b) $l/d_0 < (l/d_0)_1$ の詳細図

第2図 i' 弁特性曲線, $H=194\sim 49$ cm

* ここに注意すべきは萩原氏、中山氏ともに空気マイクロメータにおける可動子面上の圧力分布を測定したのであって、弁座面上の圧力分布とは多少異なるものと考えられる。

気圧以下であるため外気が侵入して流れは弁座面からはく離して片面自由噴流になる(流れは弁面を離れてから完全自由噴流になる)。

3・1・2 i' 弁と e 弁との比較 第9報所述の e 弁は i' 弁同様弁直径 d と弁座面外径 d_1 とが等しい。いま第4表(a)に e 弁と i' 弁との寸法を、また同(b)には e 弁の性能曲線上の特異点 $(l/d_0)_1$, $(l/d_0)_2$ の値を示した。また第6図には e 弁と i' 弁の性能曲線を比較して示した。第4表と第3表を比べると、e 弁の $(l/d_0)_1$ の値が i' 弁のそれの約 $1/2$ である。これは弁座面重なるの少ない e 弁では前述の理由により小さい l/d_0 のときすでに流れのはく離を生ずるのであるが、 i' 弁では弁座幅が大きいので入口直後の圧力低下の影響が出口におよぶのは、 l/d_0 がかなり大きくなってからであるため弁座すきま内の圧力低下著しく、したがって押上力は十分低下し、また流量も e 弁よりはるかに大きくなる。しかし外径の大きい弁が常に流量が大きいとは定まらない。開き l が小さいときは弁

座面幅の大なるほう、すなわち通路の長い弁座面では摩擦抵抗大きく流量が小さい(第6図参照)。

3・1・3 $(l/d_0)_2$ 前記の第3および4表をみると e 弁と i' 弁の $(l/d_0)_2$ の値はほとんど相等しい。これは $(l/d_0)_2$ が弁座面の重なり直径比 $k=d/d_0$ の大小に無関係なることを示すものである。

つぎに $(l/d_0)_2$ 付近の性能曲線を拡大してみると、第7図のごとく閉じてきた弁の開度が $(l/d_0)_2$ に近づくと急に $Q/l\sqrt{H}$ 曲線は上昇し、 P/H 曲線は低下した後に開くほうの曲線に合流する(この現象は第9, 10報の場合にもりっぱに存在していたのであるがそのときは気付かなかった)。これは弁開度が $(l/d_0)_2$ に近づくと片面自由噴流の表面が付着力のため狭いすきま内に存在しがたくなるためではないか。このとき水膜の面がいろいろおもしろい割れ方をする。

3・1・4 $(l/d_0)_e$, $(l/d_0)_p$ 開くときの流量曲線および押上力曲線で $(l/d_0)_1$ に近づく前に前者は最高に、後者は最低になる原因は説明できない。

3・2 性能曲線上特異点以外の諸問題 3・2・1 i' 弁の締切押上力 P' 平面座弁を閉じてちょうど流量

第3表 i' 弁の性能曲線上の特異点
(概略の値)

H cm	194	100	49
$(l/d_0)_1$	0.048	0.054	0.062
$(l/d_0)_2$	0.006	0.008	0.012
$(l/d_0)_e$	0.028	0.036	0.038
$(l/d_0)_p$	0.044	0.048	0.050

第4表

(a) e および i' 弁の寸法 (mm)

弁	d	d_0	d_1	d/d_0	$\frac{d-d_0}{2}$	$\frac{d-d_0}{2d_0}$
e	28.0	25.0	28.0	1.12	1.5	0.06
i'	38.8	25.0	39.0	1.552	6.9	0.276

(b) e 弁の特異点

H cm	194	100	49
$(l/d_0)_1$	0.026	0.027	0.029
$(l/d_0)_2$	0.005	0.0075	0.012

第3図 i' 弁の弁座面中央の圧力水頭変化図

第4図 二次元末広流路図

第5図 弁座面上圧力水頭分布図

$Q=0$ になるように重量を載せて測った締切押上力 P' は、第 8 報補記に述べたごとく

$$P' = \gamma H \frac{\pi}{4} d_0^2 \frac{k^2 - 1}{2 \log_e k} \dots \dots \dots (5)$$

(a) l/d_0 対 P/H (b) l/d_0 対 $Q/l\sqrt{H}$ 第 6 図 e, i' 両弁比較図, $H=194$ cm (a) l/d_0 対 Q_0/Q_c

であって i' 弁においては d_0 : 弁座孔内径 2.5 cm, k : 弁座面重なり直径比, $d/d_0=1.552$ であるから

$$P' = 7.869H \text{ g} \dots \dots \dots (6)$$

となる. i' 弁の各有効水頭 H に対して計算して得た P' の値は第 2 表に示す P' の実測値より約 2% 大きい.

3.2.2 $l/d_0=0$ に近いところの流量 Q の値 第 10 報第 10 図同様に l/d_0 のごく小さい場合には流出運動エネルギーの項を省略して得た. すなわち最も大きい流量を与える.

$$Q = \pi g l^3 H / 6 \nu Q \log_e k \dots \dots \dots (7)$$

よりわずかながら大きい.

3.2.3 $l/d_0 < (l/d_0)_1$ における弁の開閉の流量および押上力 i' 弁を開くときと閉じるときの流量および押上力をそれぞれ Q_0, Q_c, P_0, P_c とし第 2 表によって得た $Q_0/Q_c, P_c/P_0$ の値を l/d_0 に対して図示すると第 8 図 (a), (b) のごとくなる.

第 7 図 i' 弁の $(l/d_0)_2$ 付近の特性図 (b) l/d_0 対 P_c/P_0

Q_0, P_0 は開く場合, Q_c, P_c は閉じる場合

第 8 図 i' 弁の $Q_0/Q_c, P_c/P_0$

3・2・4 $l/d_0 < (l/d_0)_1$ で閉じる場合の押上力 P_e

i' 弁が閉じる場合には流れは片面自由噴流であって弁座に向き合う弁面上の圧力は大気圧とみてよい。このときの押上力 P_e は弁座孔内径 $d_0 = 2.5$ cm であるから $P_e = \gamma H(\pi/4)d_0^2$ すなわち $P_e/H = 4.909$, ただし $\gamma = 1$, となる。これは第2表の実測値 P_e に比して 1~2% 小さい。

3・2・5 $l/d_0 > (l/d_0)_1$ の場合 この自由噴流の状態では $Q/l\sqrt{H}$, P/H ともに有効水頭 H の影響は少ない。 $H = 194$ cm の $Q/l\sqrt{H}$, P/H のそれぞれに対して $H = 100$ および 49 cm で $Q/l\sqrt{H}$ は平均1%大きく, P/H は平均して 2~3% 小さい。

$Q/l\sqrt{H}$ は $l/d_0 > 0.20$ で右下がりの直線状となるが,

(a) $1/H$ 対 $Q/l\sqrt{H}$ (b) $1/H$ 対 P/H

第9図 i' 弁の $H = 194$ cm の場合を 1.00 とした $Q/l\sqrt{H}$, P/H 対 $1/H$

第10図 i' 弁の水頭方程式における z/H

$l/d_0 = 0.20$ から $(l/d_0)_1$ に近づくに従いこの直線より低くなる。これは第9報にも述べたことであるがその理由不明である。

3・3 有効水頭 H の影響 第9, 10報所述にならない i' 弁を開いて行くときの $l/d_0 < (l/d_0)_1$ の場合に $H = 194$ cm における $Q/l\sqrt{H}$, P/H の値に対する $H = 100, 49$ cm の場合のその比率を求め、それを横軸 $1/H$ に対して図示すると第9図のごとくなる。これによって次のことがわかった。

i) 小さい開度を除けば $H = 194$ cm 以上では $Q/l\sqrt{H}$, P/H に対する H の影響は小さい。

ii) 開度 l/d_0 の小さいほど H による $Q/l\sqrt{H}$ の変化が大きい。これは i' 弁の弁座面積が大きいので粘抵抗の影響が大きいためである。 $l/d_0 = 0.002$ および 0.004 の場合には流量 Q が H にほとんど正比例している(第10報第7図参照)。

なお注目すべきことは第9図において、 $1/H$ 対 P/H 曲線が $l = 0.30$ すなわち $l/d_0 = 0.012$ 付近を境として、それより小さい l/d_0 では右上がり、それより大きい

第5表 h' 弁, $H = 194$ cm の場合の開き l mm, 押上力 P g, 流量 Q cm³/s および弁座面中央の圧力水頭 h cm の実測値

l mm	P g	Q cm ³ /s	h cm
0	1392	0	—
0.05	1373	4.8	+64.9
0.10	1194	26.4	+41.8
0.15	998	53.4	+12.0
0.20	877	76.8	-3.6
0.40	692	168.2	-6.9
0.60	570	261	-19.6
0.80	472	346	-36.2
1.00	428	423	-55.6
1.20	433	486	-73.5
1.30	452	514	-79.1
1.40	—	—	-81.5
1.40	748	499	-24.0
1.60	739	560	-47.0
1.80	736	623	-64.0
2.00	965	591	0
4.00	1015	1126	0
6.00	1066	1585	0
8.00	1109	1939	0
10.00	1144	2200	0
閉じる, $(l/d_0)_3$ から			
1.80	961	534	0
1.60	957	475	0
1.20	951	361	0
0.80	946	244	0
0.40	941	127.1	0
0.25	927	83.5	0
0.20	920	69.3	0
0.15	—	—	以下開く場合と一致する
閉じる, $(l/d_0)_1$ から			
1.30	747	467	-13.0
1.20	748	437	-2.0
1.10	737	407	+5.0
1.00	694	375	+6.0
0.90	615	348	-1.0
0.85	—	—	-6.0
0.80	—	—	以下開く場合と一致する

l/d_0 では右下がりとなっている。これは第2図において $H=49$ および 194 cm に対する P/H 曲線が $l/d_0=0.013$ 付近で交差していることに関連しているがその原因は不明である。

3.4 i' 弁の水頭方程式 層流の場合に用いられる平面座弁の水頭方程式

$$H = \frac{6\nu Q \log_e k}{\pi g l^3} + \frac{54}{35} \frac{v_2^2}{2g} + z \dots\dots\dots (8)$$

において、 ν は水の動粘性係数、 v_2 は弁座面出口流速、 k は弁座面重なり直径比で弁直径が弁座面外径 d_1 より大なる場合は $k=d_1/d_0$ 、また $d < d_1$ なる場合は

$k=d/d_0$ 、ただし d_0 は弁座孔内径、弁座面入口に丸みがあり弁座幅 $(d_1-d_0)/2$ [あるいは $(d-d_0)/2$] が助走距離以上なるときは完全層流の速度エネルギー係数 $54/35$ すなわち 1.543 であって付加損失 $z=0$ である。i' 弁のごとく弁座面入口に丸みのない場合には弁座面の流れは完全層流ではなく、したがって上式の z の内にはそれらによる誤差も含まれている。いま上式を

$$z = H - \left(\frac{6\nu Q \log_e k}{\pi g l^3} + 1.543 \frac{v_2^2}{2g} \right) \dots\dots\dots (9)$$

として第2表の数値を用いて z を算出し、それと有効水頭 H との比 z/H を l/d_0 に対して図示すると第10

l/d_0

l/d_0

(a) l/d_0 の全域図

l/d_0

l/d_0

(b) $l/d_0 < (l/d_0)_1$ および $(l/d_0)_3$ の詳細図

第11図 h' 弁特性曲線, $H=194\sim 49\text{ cm}$

図のごとくなる。有効水頭の 40% 以上にもなる水頭損失が何によって起るか全く不可解である。入口に丸みのない弁座面では入口直後において流れの収縮著しく、それが広がって圧力を回復するときのいわゆる衝突損失が大きいためであろうか。水力学においては直管入口直後で縮流速度 v_0 、その後の流速 v となるとき、 $(v_0 - v)^2/2g$ の衝突損失があるとされているが、2枚円板すきまにそれを適用し得るか否かが問題である。

4. h' 弁の実験結果

h' 弁は第1表および第1図に示したように $d < d_1$ であって、 i' 弁の場合とはかなりちがった性能をもっている。前同様有効落差 $H=194, 100$ および 49 cm で実験したが、そのうち最もよく特色を発揮している $H=194$ cm の場合の実測値を第5表に示した。第11図には各 H における $Q/l\sqrt{H}$, P/H を、また第12図には h/H を l/d_0 に対して図示した。

5. h' 弁の実験結果に対する考察

5.1 性能曲線上的特異点 この場合は第8報所述と同じく性能曲線が2段変化をするので2種の特異点を加え特異点総数6個となり、第6表にその概略の値を示す。第11図(b)の $H=194$ cm の場合についていうと、 h' 弁を開いて行くと $l/d_0=0.055$ 付近で不連続変化が起る。これすなわち $(l/d_0)_1$ であって弁座面すきま内の低圧の先端が弁出口に達したときである。このとき h' 弁の周囲には弁座面上に水の薄い層

第6表 h' 弁における特異点(概略の値)

H cm	194	100	49
$(l/d_0)_1$	0.054~0.056	0.056~0.060	0.068
$(l/d_0)_2$	0.006~0.008	0.008	0.012
$(l/d_0)_c$	0.025	0.032	0.036
$(l/d_0)_p$	0.044	0.046	0.044
$(l/d_0)_3$	0.072	0.064	なし
$(l/d_0)_4$	0.033	0.042	なし

第7表 h' 弁, $H=194$ cm の弁座すきまにおいて流れが不安定なる場合
[第12図(a)の太線の部]

(a) $(l/d_0)_1$ から開く			(b) $(l/d_0)_1$ から閉じる		
l mm	h cm	平均 h	l mm	h cm	平均 h
1.40	-24 ± 2	-24	1.40	-26 ± 3	-26
1.50	-36 ± 2	-36	1.35	-20 ± 2	-20
1.60	-47 ± 2	-47	1.30	-13 ± 3	-13
1.70	-56 ± 1	-56	1.20	-2 ± 3	-2
1.80	-64 ± 1	-64	1.10	+5 ± 3	+5
			1.00	+6 ± 2	+6
			0.90	-1 ± 1	-1
			0.85	-6 ± 2	-6
1.85 は $(l/d_0)_3$			0.83 は $(l/d_0)_4$		

があって、その一部が大気圧より低くなった弁座面すきま内に侵入してはく離の発生をさまたげる。しかしすきま内の圧力は気圧より低く、流量 Q は急減し、押上力は急増して性能曲線上に中段の所ができる。さらに開きが増して $l/d_0=0.072$ 付近に至ると弁座面入口直後の圧力低下は増大し、それに伴って弁座面出口の圧力は気圧よりかなり低くなろうとするので、弁周囲の水の存在にもかかわらず外気が侵入して流れは完全に弁座面からはく離してしまう。これを特異点 $(l/d_0)_3$ とする。 $(l/d_0)_1$ および $(l/d_0)_3$ から弁を閉じて行くと中段では $(l/d_0)_4$ で、上段では $(l/d_0)_2$ において P/H , $Q/l\sqrt{H}$ は開く場合のそれぞれの曲線に合流する。

h/H 曲線は h/H が P/H , $Q/l\sqrt{H}$ と密接な関係にあることを示している。第12図の曲線で中段のところ、すなわち太線の部分は弁座面中央の指示水頭 h が激しく振動するところである。第7表にその水頭 h の変動状況を示した。しかしこの場合押上力 P も測定が困難なほど変動した。これによりこのとき弁座面すきま内の流れがいかに関係が複雑であるかがわかる。

$H=100$ cm, 第12図(b)の場合は $H=194$ cm の場合ほどではないがある程度の2段変化をして h が激しく変化をする。しかし特異点 $(l/d_0)_1$ と $(l/d_0)_3$ とがきわめて接近していることは注目すべきである。 $H=49$ cm, 第12図(c)の場合には2段変化は全然現われない。この場合の $(l/d_0)_1=0.068$ が $H=194$ cm の場合の $(l/d_0)_3=0.072$ および $H=100$ cm の場合の $(l/d_0)_3=0.064$ と大差ないのは何か理由のあることで

第12図 h' 弁の弁座面中央における圧力水頭の変化

あろう。

5.2 性能曲線上の特異点以外の諸問題 5.2.1

締切押上力 P' h' 弁では弁座面重なり直径比 $k=35.9/25=1.436$ であるから i' 弁の場合と同じ式により, $P'=\gamma H \times 7.203$ を得る. これに対して $H=194, 100$ および 49 cm の場合の実測値 P' の値は約 0.5% 小さい。

5.2.2 $l/d_0=0$ に近い場合の流量 $l/d_0=0.002$ および 0.004 の場合の実測流量 Q は i' 弁その他の場合と同様出口流速エネルギーを省略した完全層流の計算式より少しく大きい。

5.2.3 第 1 特異点 $(l/d_0)_1$ 付近までの開度に対する流量 Q および押上力 P の開く場合と閉じる場合との比を $Q_0/Q_c, P_c/P_0$ として l/d_0 に対して各 H ごとに図示すると第 13 図のごとくなる。

5.2.4 有効水頭 H の $Q/l\sqrt{H}, P/H$ におよぼす影響 $H=194 \text{ cm}$ における $Q/l\sqrt{H}$ および P/H に対して $H=100$ および 49 cm の場合のそれらの比を求めると第 8 表のごとくなる。これによってみると開度 l/d_0 が大きければ $H=194 \text{ cm}$ 以上では H の影響は小さい。 l/d_0 の小さいときは粘抵抗の大きいため H の影響は大きい。 $l/d_0=0.002$ のときはだいたい $Q \propto H$ である。すなわち $Q/l\sqrt{H} \propto \sqrt{H}$ となるわけである。

(a) l/d_0 対 Q_0/Q_c

(b) l/d_0 対 P_c/P_0
 Q_0, P_0 は開く場合
 Q_c, P_c は閉じる場合

第 13 図 h' 弁の $Q_0/Q_c, P_c/P_0$
 (中段の部は省略)

5.2.5 h' 弁の水頭方程式 i' 弁の場合と同じように水頭方程式

$$H = \frac{6\nu Q \log_e k}{\pi g l^3} + \frac{54}{35} \frac{v^2}{2g} + z \dots \dots \dots (8)$$

の z 項の値を求め, 各 H ごとの z/H の値を l/d_0 に対して図示すると第 14 図のごとくなる。 i' 弁のときにも述べたがこのように 40% にも達する損失は何かから来るのか全然説明できない。この z/H と l/d_0 との関係をつらやかにすれば, これらの弁に対する流量公式を作ることも可能であろう。

5.2.6 水膜 i' 弁の場合は第 10 報第 4 図と大差ない形状である。 h' 弁で, $l/d_0 < (l/d_0)_1$ の間は洋がさを広げた形状をしている。 $l/d_0 > (l/d_0)_1$ すなわち性能曲線の中段といった所では水膜の面は非常に荒れる。 $l/d_0 > (l/d_0)_1$ となると完全自由噴流で水膜の面は全く

第 8 表 $H=194 \text{ cm}$ の場合を 1.00 としたときの h' 弁の $H=100, 49$ における $Q/l\sqrt{H}, P/H$

l/d_0	$Q/l\sqrt{H}$			P/H		
	$H \text{ cm}$			$H \text{ cm}$		
	194	100	49	194	100	49
0.002	1.00	0.69	0.52	1.00	1.01	1.01
0.004	1.00	0.75	0.54	1.00	1.08	1.12
0.008	1.00	0.92	0.83	1.00	1.09	1.17
0.012	1.00	0.99	0.97	1.00	0.99	1.08
0.020	1.00	0.98	0.96	1.00	0.95	0.88
0.028	1.00	0.99	0.97	1.00	0.97	0.87
0.040	1.00	1.00	1.00	1.00	0.93	0.79
0.060	1.00	1.04	1.12	1.00	0.82	0.51
0.080	1.00	1.01	1.02	1.00	0.99	0.98
0.160	1.00	1.01	1.02	1.00	1.00	0.98
0.240	1.00	1.01	1.01	1.00	0.98	0.97
0.400	1.00	1.01	1.01	1.00	0.99	0.97

第 14 図 h' 弁の水頭方程式における z/H

透明である。

6. 結びの言葉

(1) 広幅弁座で $d < d_1$ なる場合の実験は第8報の共同研究者川上幸作氏の発案によったものであるが、こんなにいろいろの問題があるとは全く予期しなかった。

(2) h' 弁のごとく弁の外周の弁座面上に水が存在するために性能曲線に中段ができたとなると、弁の周囲の弁座面の形状には十分深い注意を払わなければならない。

(3) 本報告に述べたものはすべて水の大気中放出の場合であるが、これを水中放出したときの性能曲線の変化を明らかにしたい(第4報⁽⁶⁾第6図に一つの平面座弁の水中、空中両放出の比較が示されてある)。

(4) 萩原⁽⁴⁾は2枚円板形ノズルの入口で速度が一樣である場合の理論式を導出し、それが弁座面入口内角に丸みをつけて空気を流出した場合の実験結果とよく一致することを報告している。水を取扱う平面座弁の場合も入口内角に丸みをつけた実験をすることは必要である。

(5) 本研究で明らかにしたような静止状態の弁性能から、開閉運動をする円形弁の性能を推定することはきわめて困難である。すなわち円形弁が上下するときは弁の周囲にある水が弁と弁座との間に吸込まれあるいは押出されようとする傾向を有し、また弁の上にある水は弁の上下動をじゃまするなど複雑な現象がある。しかしこれらは将来ぜひとも究明されなければならない問題である。

第9表 e, h' , i' 弁の $H=194$ cm
の場合の流量 Q cm³/s

l mm	0.05	0.10	0.15	0.20	0.30	0.40	0.50
l/d_0	0.002	0.004	0.006	0.008	0.012	0.016	0.020
e $k=1.120$	11.6	34.2	55.2	76.7	119	157	189
h' $k=1.436$	4.48	26.3	53.7	76.8	121	168	215
i' $k=1.552$	3.95	24.4	51.7	77.6	124	174	222

d_0 = 弁座孔内径 25 mm

第15図 e, h' , i' 弁の Q_a/H

本研究は早稲田大学理工学部機械工学教室の有形無形の援助のもとに行なわれたものである。実験は水力実験室の中 喜一氏の好意と熱心により周到なる注意をもって行なわれ予期以上の成果があげられ、また機械実験室および実習試作工場の諸氏の協力のかたじけなくした。ここにこれらのご厚志に対して深じんの謝意を表わす次第である。

追記 1

円形弁すなわち2枚円板形ノズルでは

i) 開き l のごく小さいときは摩擦抵抗が主となり、重なり半径比 k の増大に従い流量 Q は漸減する。

ii) 開き l が相当大きい場合には水頭方程式において摩擦抵抗が小さくなるので一定の水頭 H に対して出口の流速 v_2 が大きくなり同時に重なり半径比 k の増大ともなつて出口面積が大きくなるので流量 Q が増大する。しかし重なり半径比 k が非常に大きくなると、摩擦抵抗のため Q はかえって減少するものと考えられる。中山の重なり半径比 $k=1.3\sim 5.9$ にわたる7種の2枚円板形ノズル⁽⁵⁾の流量 Q はよくこの傾向を示している。本報所載の e, h' , i' 弁は k の比較的小さい場合であるが、その同一開き l に対する k

(a) e 弁

(b) i' 弁

第16図 e および i' 弁の l/d_0 対 c および p_0-p の関係図

と Q との関係は第 9 表 (一例として $H=194$ cm の場合をとる) に示すように上記の傾向に一致している。

追 記 2

本報 3・2・2 または既報各所において論じたごとく実測流量 Q_a が簡易化された計算流量 $Q_s = \pi g l^3 H / 6 \nu \log_e k$ より大なることは全く説明できないが、それに関連して Q_a/H と H との関係を知るために開き $l=0.05$ mm の場合 e 弁 ($k=1.120$), h' 弁 ($k=1.436$), i' 弁 ($k=1.552$) について H 対 Q_a/H の曲線を求めたところ第 15 図のごとくになった。 k の小さい e 弁では Q_a/H が多少大きく変化するが、 k の大きい h' 弁および i' 弁では Q_a/H はほとんど変化しないように見える。しかし Q_a/Q_s すなわち $(Q_a/H)/(\pi g l^3 / 6 \nu \log_e k)$ は 1.0 よりかなり大きく、 $H=194 \sim 49$ cm 間で平均して e 弁では 1.23, h' 弁では 1.44, i' 弁では 1.71 であって k の大きいほうに大きくなっている。これらの点に関して中山の $k=1.304 \sim 5.892$ にわたる 7 種の 2 枚円板形ノズル⁽⁵⁾ の場合はほとんど上記と同じような傾向を示している。なお中山の同論文の付加損失係数 f の式(11)はごく小さい開度までの適用範囲が明記していな

いが、 Q_a/Q_s の問題に重要な関係のあるものである。本報 5・2・5 の水頭方程式のなかの z は $f(v_1^2/2g)$ と同じものである。

追 記 3

本報 1 により弁 e, h', i' につき流量係数 $c=(1/348)(Q/l\sqrt{H})$ および無次元押上力 $p=(1/4.91)(P/H)$ の値を求める。一方において本報 3・2・1 による締切無次元押上力 $p_0=(k^2-1)/2 \log_e k$ は e 弁で 1.122, h' 弁で 1.467, i' 弁で 1.603 である。これらの値を用いて e および i' 弁における開度 l/d_0 対 c および p_0-p の関係を第 16 図に示した。 c と p との関係を知るに便である。 h' 弁の場合は複雑で比較しにくいのでここには省略した。

文 献

- (1) 沖・川上, 機械学会論文集, 26-168 (昭 35-8), 1 053.
- (2) 沖, 機械学会論文集, 27-183 (昭 36-11), 1 707.
- (3) 沖, 機械学会論文集, 28-195 (昭 37-11), 1 450.
- (4) 萩原, 機械学会論文集, 28-186 (昭 37-2), 138, 145, 150, 157.
- (5) 中山, 第 679 回講演会前刷集 (昭 35-5), 3, 9.
- (6) 沖・川上, 機械学会論文集, 24-137 (昭 33-1), 21.

討

〔質問〕 弁座の幅が広がると、そこから流出する流れの状態も、弁の開度に依りて非常に複雑なものになることは想像できるが、この論文によればその程度が予想以上のものであり、まことに興味深いものがあることを知った。ここで実験された弁座面の中央部に円輪形の突起部が設けられてあると、第一の特異点は現われるとしてもずっとおくれて、同一開度における押上力の減少と流量増加が期待できそうに思われるがどうか。

(植松 時 雄)

〔回答〕 (1) 平面座弁の座面中央に環状突起がある場合、付図 1(a), (b) について考えてみる。(a) 図のごとく幅せまき突起ではその下流側すなわち外側においては流れははく離し流量は小さくなる。(b) 図の場合は流れはやや安定であるが完全ではない。参考のため本研究第 8 報所載第 7 図には付図 2 のごとく座面が外方に傾斜し弁座孔径 $d_0=25$ mm, 座面外径 $d_1=39$ mm の間で t mm 低下している場合の流量係数 c を示しているが、 $t=1$ mm の場合には弁が開くと同時に流れは弁座面からはく離し、 $t=0.5$ mm の場合は $t=0$ の場合の約 1/2 の開きのところではく離する。すなわちこの場合外方に向かい上下両面間の間隔が増すと同時に円周が増すから通路面積の増加率が意外に急速なのである。

論

(2) 水道のじゃ口弁ではゴムパッキンに対して付図 1(a) のごとく弁座を用いているが、長く使用すると突起がゴムパッキンに食込み流量係数は低下したゴムが薄くなるので、弁が少し開いたとき座面に起る低圧のためパッキンが座に引付けられ水流は止まって水圧は上昇しパッキンは押上げられる。このような変化を急速に繰返して水撃現象を呈する。この種類の弁の性能を精確に研究することをぜひお勧めしたい。

〔質問〕 (1) 3・1・1 に弁座面で流れははく離すると書かれているが、はく離の生じないときと比較し

付 図 1

付 図 2

て押上力, 流量に変化はないか.

(2) または離面が弁座面から弁面に変ることはないか.

(3) 種々の特異点が観測されているが, 特異点を境として流れのようすは変らないものか.

(松崎 淳)

[回答] (1) はく離の生じたために起る流量および押上力の変化については第4, 8, 9 および10報を精読してください.

(2) 弁座孔から出た水は弁面に押付けられて流出

するので弁面ではなく離することはない.

(3) 4種の特異点中, 第1特異点 $(l/d_0)_1$ および第2特異点 $(l/d_0)_2$ については(1)と同じく前論文を精読してください. 流量係数 c の最高点 $(l/d_0)_c$ は層流状態で流出する水が弁の開くとともに, 流量が増すのであるが, $(l/d_0)_c$ に達すると入口損失の影響かまたはそのほかの原因で流れ難くなり流量係数が低下し始めるのではないかと考える. 押上力の最低点 $(l/d_0)_p$ もこれと関連している. 私もこの問題はぜひ研究したいと思っている.

621-333.1:621.646.2:532.52

円板弁のスラスト*

竹中利夫**, 山根隆一郎***, 岩水達夫****

Thrust of the Disc Valves

by Toshio TAKENAKA, Ryuichiro YAMANE,
and Tatsuo IWAMIZU

Clear knowledge on the thrust of valves is necessary to discuss the stability of valves which plays an important role concerning the stability of a pipe line. In order to have the general idea of relations between the thrust and the lift, and between the discharge coefficient and the lift of common valves, we studied the characteristics of the most simplified, a circular disc valve.

The flow between the valve and the valve seat is very complex. The pressure distribution over the valve surface and lifting-force were calculated analitically for various types of the flow, and examined experimentally for three kinds of disc valve. Experimental results show the correlation between the lifting-force and the discharge coefficient.

1. は し が き

本論文は一般の弁のスラストと弁の開度, および弁の流量係数と弁の開度との関係の一般的傾向をとらえるために, 形状がもっとも簡単であると思われる円板弁のスラストについて考察したものである.

流れが弁部で絞られて流出するとき, 弁軸方向に働くスラストを Lee たち⁽¹⁾はスプール弁について運動量の理論を用いて計算し, 実験と比較してよく合うことを示した. また, 最近鶴沢⁽²⁾は同じく運動量の理論を用いて円板弁の場合のスラストを計算し, 沖の実験結果⁽³⁾と比較し, 弁の開度の小さい場合にだいたい一致することを報告した. この理論は弁のスラストをか

なりよく定量的に解析したもので, おおいに意義のあるものと思われるけれども, この論文に対する沖および中山⁽⁴⁾の討論はこの種の弁のスラストの解析における的確な問題点を提示されたものと考えられる. すなわち, 弁と弁座間の流れにおける助走区間の問題, 弁の流量計算式が確立して初めてスラストの計算ができると考えられることおよび実験結果との比較において, 流れがかりに層流であるとしても, 大部分は放物線速度分布未完成の領域であることである.

筆者らは鶴沢の理論における運動量の理論の適用に対して考えを異にするので, まず円板弁について流れを層流と仮定し, 粘性および弁の周端からの放出速度を考慮してスラストと弁の開度との関係を, 流量をパラメータとして示した.

次に村田の平行2平面間の放射層流⁽⁵⁾における計算結果を用いて, 弁の下面における圧力分布よりスラストを求めることを試みた. これは円板弁間の流れに対して慣性項を含んだ運動方程式を解いたもので, いち

* 昭和35年10月13日 第38期東京秋期講演大会および昭和37年4月3日 第39期通常総会講演会において講演, 原稿受付 昭和38年3月22日.

** 正員, 東京工業大学(東京都目黒区大岡山1).

*** 准員, 東京工業大学.

**** 准員, 東亜燃料工業会社.