HOKKAIDO UNIVERSITY

Title	偏心小型蝶形弁の特性について
Author(s)	田村, 尚敬; 有江, 幹男
Citation	北海道大學工學部研究報告, 58, 31-36
Issue Date	1970-12-19
Doc URL	http://hdl.handle.net/2115/41017
Type	bulletin (article)
File Information	58_31-36.pdf

Instructions for use

Hokkaido University Collection of Scholarly and Academic Papers : HUSCAP

偏心小型蝶形弁の特性について

田村尚敬* 有江幹男*

(昭和45年8月31日受理)

Characteristics of an Eccentrically-Pivoted Small Butterfly Valve

Hisataka TAMURA Mikio ARIE

(Received August 31, 1970)

Abstract

It is well known that a butterfly valve in flow is usually subjected to a moment in the direction to be closed. In some applications such as the aortic valve, the unbalance moment must be as small as possible in order to ensure its smooth operations. An eccentrically-pivoted butterfly valve is expected to give a smaller unbalance moment than an ordinary one. In this respect, an experimental study of an eccentrically-pivoted butterfly valve was performed to measure the unbalance moment and loss of head introduced by the valve. The results for the case of four eccentricities 0, 10, 20 and 30% are reported in this paper. It was found from the experiment that the unbalance moment is reduced by a considerable amount in the case of the eccentrically-pivoted butterfly valve as compared to a conventional butterfly valve. It was also found that the loss of head showed the same tendency.

1. 緒　　言

管路の中を流れる流体を制御する場合，構造が比較的簡単でありかつ経済的であるために蝶形弁が広く採用されている。しかし流水中におかれた蝶形弁は全開および全閉の場合を除くと一般に閉鎖方向に向かって一つの不釣合モーメントを受ける。したがって蝶形弁の開閉機構が故障した場合には，弁が急閉されて水撃現象を起こし水圧鉄管を破壊するに至ることもある。このような閉鎖方向に作用する不釣合モーメントが生ずる原因は蝶形弁が開き始めると，管路内での一種の絞りノズルのような流路が形成されるためであって，弁の流入側より流出側に近づくにしたがい流速が上昇し，相対的には静圧の低下を生ずることによるもので，弁体表面の各部に作用する力は流入側より流出側へと減少することに基因している。このように分布している弁体表面各部の静圧を弁表面について合成した圧力の中心は，弁体の中心軸より必ず流入側に偏っているので，弁軸より圧力の中心に至る距離を腕とし弁軸を中心として弁体を閉鎖方向へ回転させる不釣合モーメントを発生することとなる。このような回転モーメントは弁を駆動するときに小さいことが望ましい。不釣合モーメントを軽減させる一方策として，弁軸を偏心させた偏心軸を採用することが考えられる。

本報告は，小型模型化した偏心蝶形弁を用い偏心量が不釣合モーメントの軽減に与える効果および弁の存在によって生ずる損失水頭について，実験的吟味を行なったものであり，その偏心率を 0%，10%，20% および 30% の四種類について検討してある。

* 機械工学科　流体工学第一講座

2. 実 験 装 置

図1は実験装置の概略を示したもので，溢流管のあるヘッドタンク①，水平に設置された送水管②，排水管③，試験断面用透明アクリル管④，流量調節用バルブ⑤，流量計量装置⑥により構成されている。弁表面の圧力の測定に対してはマノメータ群⑦を配置してある。

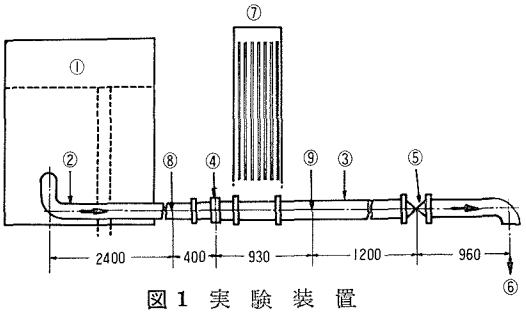


図1 実 験 装 置

送水管は4インチパイプを水平に設け，弁軸前方 40 cm の位置に直径 1 mm の上流部静圧孔⑧を左右に2個設けてある。排水管は5インチパイプを使用し弁軸後方 93 cm の位置に送水管と同様に下流部静圧孔⑨を設けてある。図2に示してある試験断面用透明アクリル管は偏心軸をもつ弁が全開から全閉まで容易に作動しうるように弁軸前後で4インチより5インチに径を変化してある。弁を希望の開き角に固定するため，開き角度を刻んだアクリル板を試験断面用透明アクリル管に取付け，弁軸に取付けた指針によって開き角を指示するようにしてある。

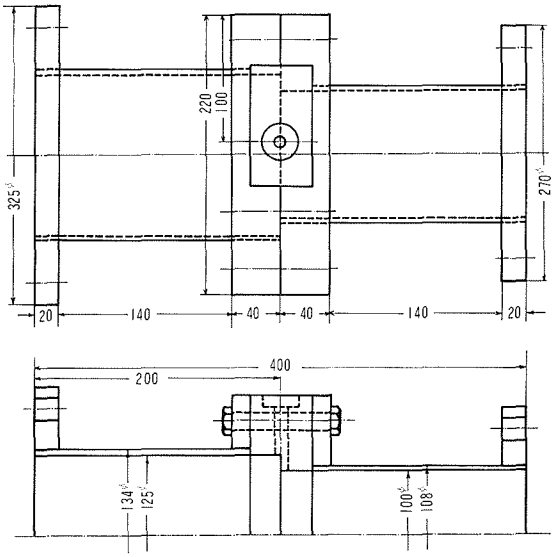
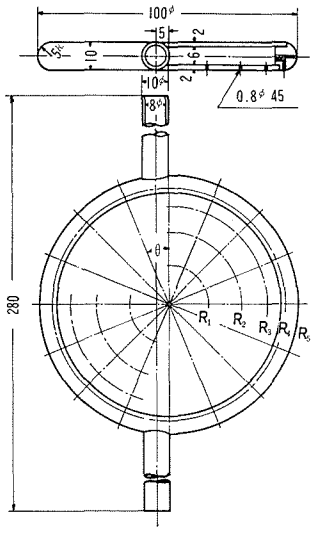


図2 試験断面用透明アクリル管

3. 供 試 蝶 形 弁

実験に用いた蝶形弁は外径 100 mm，厚さ 10mm の真鍮製であり，弁中心より 5 mm，10 mm，および 15 mm の偏心量をもつ弁3個と偏心のない弁の計4個を採用してある。弁中心より 5 mm の位置に偏心軸をもつ偏心率 10% の蝶形弁を一例として図3に示してある。ここにいう偏心率と偏心量との関係は，偏心率＝偏心量/弁半径で定義するものとする。弁に作用する圧力は弁中心を通り弁軸と直交する面に対して対称であるという仮定の下で，図3に示したような配列の圧力孔を合計 45 個設けてある。



$R_1=30\phi$ $R_2=56\phi$ $R_3=76\phi$
$R_4=90\phi$ $R_5=100\phi$ $\theta=22.5°$
図3 供試偏心蝶形弁 ($E=0.1$)

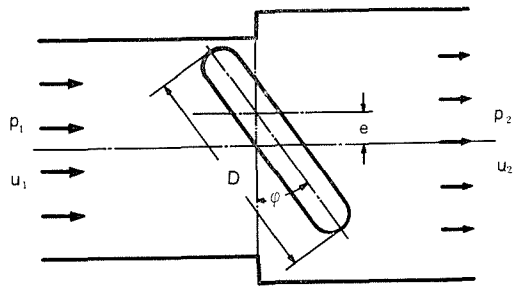


図4

圧力孔の直径はすべて 0.8 mm であり，圧力は各々の孔より外径 1.3 mm，内径 1.0 mm のステンレスパイプを介して，弁体の内部および弁軸の内部を経て外部に取出されている。図 4 は弁を挿入した状態の定義図である。

4. 実 験 方 法

20° より 90° まで 10° おきの弁開き角 φ を度角指示板によって固定し，流量調節用バルブによって流量を種々に変化させることとし，弁による損失水頭を測定する場合には，上流部静圧，下流部静圧をマノメータによって測定し，弁体表面上における圧力分布の測定は，弁体の各圧力孔より外部に取出された圧力を一旦圧力切替装置に取りまとめて 7 本のマノメータ群に接続することとした。流量測定は直角三角せき水路によって行なってあり，流量は一開き角につき数種程度に変化させてあって，実験した範囲は代表長さを弁の直径とした レイノルズ数で 2.5×10^4～1.5×10^5 である。

5. 実 験 結 果

5.1 試験断面付近の流れ

弁軸直前の垂直断面 および 水平断面の速度分布は試験断面用 透明アクリル管の軸受部に T 字形ピトー管を挿入して測定してあり，その結果を図 5 に示してある。たて軸の分母に採用してある U_{max} は測定断面における管内の最大流速である。これにより 弁付近の近寄り流れは 管軸に対して ほぼ軸対称であることが認められ，3 章において仮定した圧力の分布状態は合理的なものと判定される。

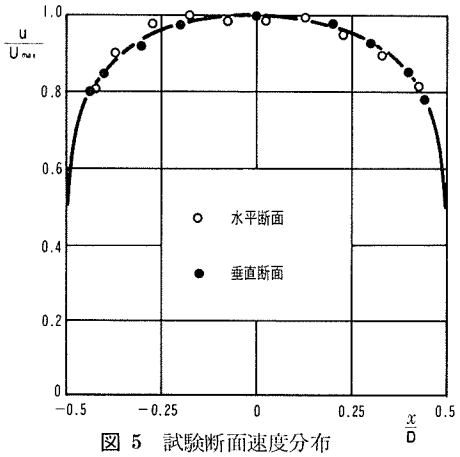


図 5　試験断面速度分布

5.2 損失係数

弁による損失水頭 h_w は

$$h_w = h_{w1} - h_{w2} = \zeta \frac{u_1^2}{2g} \qquad (1)$$

で定義し，h_{w1} は弁を挿入した時の損失水頭，h_{w2} は弁を挿入していない時に生ずる試験断面部における損失水頭である。ζ は損失係数と呼ばれるもので図 6 に ζ と φ との関係を偏心率 E なるパラメータに就いて示してある。参考として Weisbach による偏心量のない場合の値[1] も付記してある。

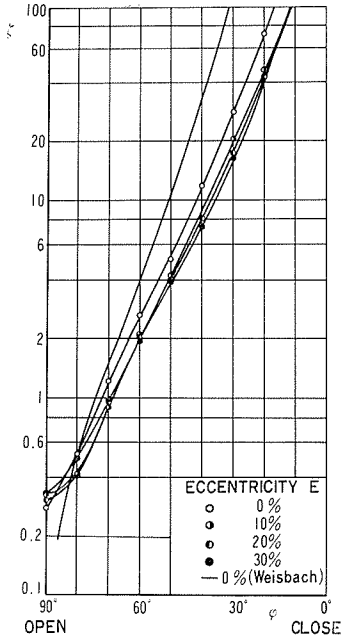


図 6　各開き角におおる損失係数

5.3 圧力係数

弁の上流面における圧力を p_f，下流面における圧力を p_r とし，弁上流部の管壁における静圧を p_1 とすれば弁上流面および下流面の圧力係数 C_{pf}，C_{pr} はつぎのように表わすことができる。

$$C_{pf} = \frac{p_f - p_1 + z_i}{\frac{1}{2}\rho u_1^2}$$

$$C_{pr}=\frac{p_r-p_1+z_i}{\frac{1}{2}\rho u_1^2}$$

ただし，z_i は蝶形弁の中心を通る水平面を基準とした測定孔における位置水頭である。また圧力分布から弁体に作用する不釣合モーメントを算定するため，弁前後面における圧力差に対する圧力係数を C_p とし，つぎのように定義することとする。

$$C_p=C_{pf}-C_{pr}=\frac{p_f-p_r}{\frac{1}{2}\rho u_1^2} \qquad (2)$$

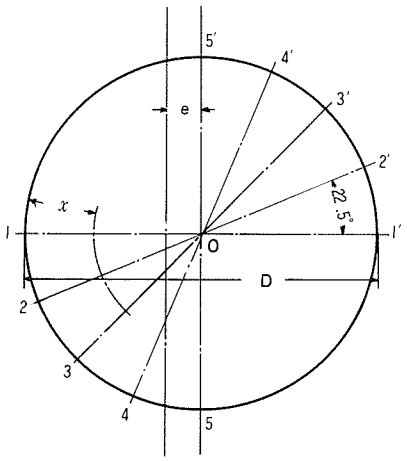


図 7

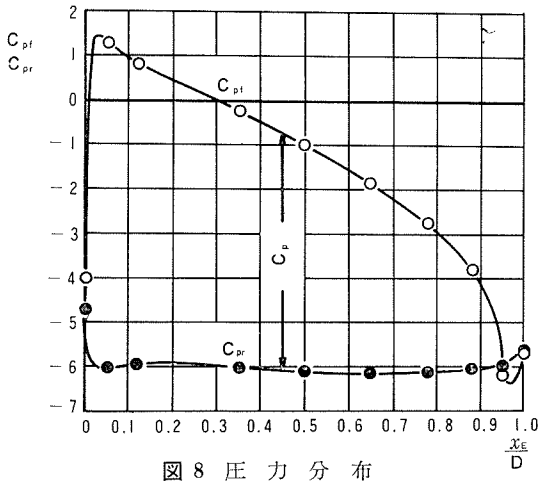


図 8 圧 力 分 布
($E=0.2$ $\varphi=50°$ 1-O-1′)

圧力分布は前記のように弁中心を通り弁軸に直交する面に対し対称であると仮定して測定を行なっており，弁体表面上における圧力分布は，このような仮定のもとで図7に示すように中心角22.5°の8本の放射線上の圧力によって図8に示してある。図8は偏心率 $E=0.2$，開き角 $\varphi=50°$ に対する一例であって，放射線 1-O-1′ 上の圧力係数 C_{pf}, C_{pr} および圧力差に対する圧力係数 C_p を示すものであって，横軸は弁端からの距離 x_E を弁直径 D で除した無次元数である。

5.4 モーメント係数

図9に示すように

D ; 蝶形弁直径
e ; 偏心量
F ; 扇形 aOd および bOc の圧力の総和
θ ; 扇形の中心線と偏心軸に立てた法線とのなす角度
x_E ; F の作用点と弁端との距離
x ; F の作用点と偏心軸との距離
A_i ; 扇形内の微小面積
p_i ; 微小面積 A_i 内の代表圧力
x_i ; 圧力 p_i の作用点と弁端との距離

とすると，弁端を中心として弁体の扇形部 aOd および bOc に作用するモーメント M_E は，

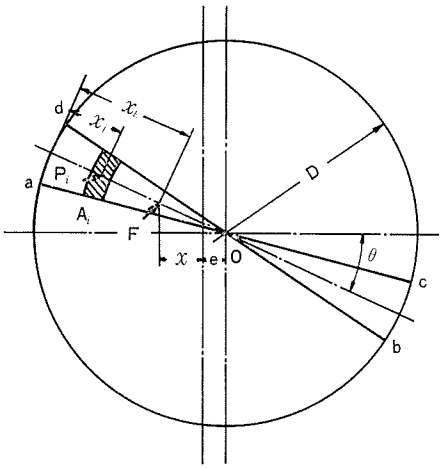


図 9

$$M_H = \sum_{i=1}^{n} p_i A_i x_i \qquad (3)$$

である。またこの扇形部分に作用する力 F は

$$F = \sum_{i=1}^{n} p_i A_i$$

と表わされるので，この部分に作用する流体圧に基づくモーメント M_H は，

$$M_H = Fx_H = x_H \sum_{i=1}^{n} p_i A_i \qquad (4)$$

である。故に，力 F が作用する弁端からの距離 x_H は式(3)および式(4)より，

$$x_H = \frac{\sum_{i=1}^{n} p_i A_i x_i}{\sum_{i=1}^{n} p_i A_i} \qquad (5)$$

として算定される。また，偏心軸を中心とするモーメントを M とし，蝶形弁が流れに逆って閉鎖方向に作用するモーメントを負とすれば，

$$M = -Fx = -x \sum_{i=1}^{n} p_i A_i \qquad (6)$$

である。ここで x と x_H との関係は図9より，

$$x = \frac{D}{2} - e - \frac{D}{2}(1 - \cos\theta) - x_H \cos\theta$$

であり，

$$k = -\left[\frac{D}{2} - e - \frac{D}{2}(1 - \cos\theta)\right]$$

とおけば，式(6)は

$$M = (k + x_H \cos\theta) \sum_{i=1}^{n} p_i A_i$$

となり，さらに式(5)により

$$M = \left[k + \frac{\sum_{i=1}^{n} p_i A_i x_i}{\sum_{i=1}^{n} p_i A_i} \cos\theta \right] \sum_{i=1}^{n} p_i A_i$$

$$= k \sum_{i=1}^{n} p_i A_i + \cos\theta \sum_{i=1}^{n} p_i A_i x_i \qquad (7)$$

である。ここで，弁軸に関するモーメント係数 C_m は，

$$C_m = \frac{M}{\frac{1}{2}\rho u_1^2 D^3} \qquad (8)$$

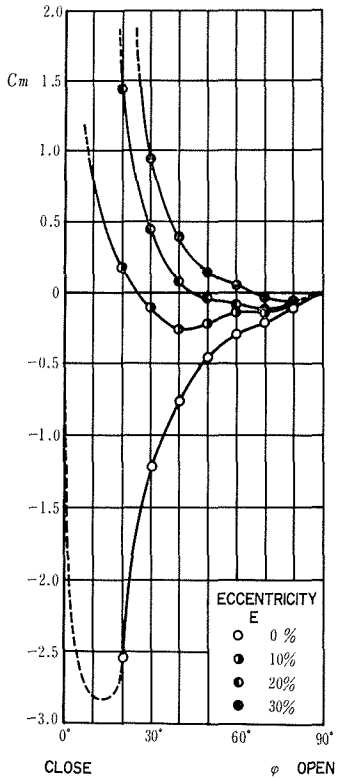


図 10 $C_m - \varphi$ 線 図

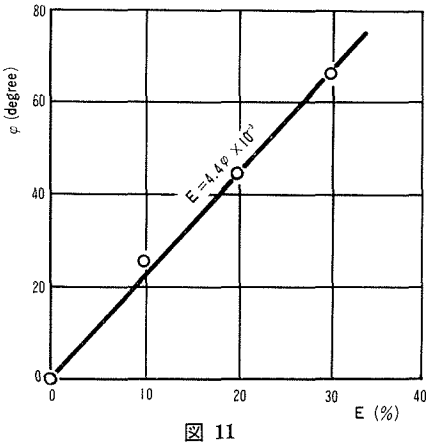


図 11

として定義することとする。ここで式(2)より求められる $p_i = p_{fi} - p_{ri} = (1/2)\rho u_1^2 C_{pi}$ と式(7)とを式(8)に代入すると，

$$C_m = \frac{1}{\frac{1}{2}\rho u_1^2 D^3} \left[k \sum_{i=1}^{n} \frac{1}{2} \rho u_1^2 C_{pi} A_i + \cos\theta \sum_{i=1}^{n} \frac{1}{2} \rho u_1^2 C_{pi} A_i x_i \right]$$

$$= \frac{1}{D^3} \left[k \sum_{i=1}^{n} C_{pi} A_i + \cos\theta \sum_{i=1}^{n} C_{pi} A_i x_i \right] \qquad (9)$$

となる。式(9)によって算定した弁体全表面の圧力分布によるモーメント係数 C_m と開き角 φ との関係を偏心率 E をパラメータとして図10に示してある。また，モーメント係数 C_m の値が0となるような開き角 φ と偏心率 E との関係を図11に示してある。

6. 結　　論

(i) 偏心蝶形弁によって生ずる損失係数 ζ の値は図6により偏心率が多少変化してもあまり変化せず，Weisbach および今回の実験により求められた偏心率0の値より小さな値を示している。Weisbach の実験結果と本実験における偏心率0に対する結果との差異は，実験装置の構造上試験断面部を弁の下流部で急拡大したことに基因するものである。

(ii) 不釣合モーメントの軽減に関しては，図10より広範囲な開き角に対して軽減可能であることが判り，偏心軸をもつ弁が有利であることが明確となった。

(iii) 各偏心率 E とモーメント係数 C_m の値を0とするような開き角 φ との関係は，図11から判定されるように，偏心率 $E=0\sim0.3$ の範囲内においては，ほぼ直線的に変化し，偏心率 E と開き角 φ との関係を

$$E = 4.4\varphi \times 10^{-3} \quad (\varphi = \text{degree})$$

なる近似直線式で表わすことができる。

すなわち，偏心率 E が開き角 φ により一義的に決定できるような偏心可変蝶形弁を実現することができれば常に不釣合モーメントが0に近い値となるようにすることができる可能性がある。

(iv) 偏心小型蝶形弁を心臓弁として応用できる工学的条件[2]は，(a) 耐久性に富んでいること，(b) 駆動力（外部力）なしで作動し得ること，(c) 逆流を阻止すること，(d) 弁による損失水頭ができるだけ少ないこと等である。本研究の一例として偏心率0.3の場合は，図10および図11に示されるように，開き角 65° 付近まで流体の流れと同方向の正なる不釣合モーメントが働いている。このことは弁は開き角 65° 付近において平衡を保ち，弁の設計にあたって最大開き角が 65° 以上にならない可能性を考慮にいれるならば，弁と固定部分との接触頻度を少なくすることができ耐久性の点で有利である。また，正の不釣合モーメントが生じていることは外部からの力なしで開き角65° 付近まで弁の開くことを意味し，かつ逆流に対しても一種の逆止弁と同様の働きをするものと考えられる。損失水頭については偏心率0なる弁よりも幾分小さな値を示している点で有利なものとなる。これらのことより偏心小型蝶形弁は人工心臓弁として十分活用できるものであって，既に札幌医科大学和田寿郎教授により Wada Hingeless Valve として実用に供されている。

本研究にあたり当研究室の方々，特に山崎技官には弁の作成等多大の援助を受けた。また，安田保彦氏（当時学生）にも色々と援助を受けた。付記して謝意を表わす。

参 考 文 献

1) 本間　仁，安芸皎一：物部水理学，(1962)，p. 154，岩波．
2) DAVEY, T. B. & KAUFMAN, B.他： Mech. Eng., Vol. 88-7 (1966), pp. 22-26.