

直結給水にともない一般給水システム全体の低損失化が要求されるなか、使用されるバルブ類の見直しがおこなわれている。本研究においては、その一要素である逆止弁の低損失化と流れに起因する振動の低減に及ぼすと思われる主にばね定数、主弁体の質量および先端面形状について検討したのでその結果の一部を述べる。

(1) 緒言

水道本管のな断水などによって、給水系の末端器具で使用されている水道水が逆流し、水道本管を汚染する事故が欧米などで過去に多発していた。日本国内においても、現在受水槽を用いず水道本管から各戸に直接給水する計画が進行しており、逆止弁は給水システムの不可欠な一要素として位置づけられている。さらに直結給水系においては、給水エネルギーの有効利用という観点から各バルブの流体抵抗の低減が要求されている。本稿では、流れに起因する振動や騒音を誘発しない流体抵抗の小さな逆止弁の開発経過と実験結果について報告する。

(2) モデルの構成と主弁体の運動

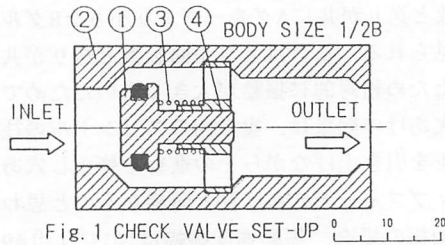


Table 1. VALVE ELEMENTS

| 機器要素 | |
|------|--|
| ① | 主弁体:質量 $m(\text{kgf}\cdot\text{s}^2/\text{m})$ |
| ② | 弁箱 |
| ③ | ばね:ばね定数 $k(\text{kgf}/\text{m})$ |
| ④ | ガイドリング |

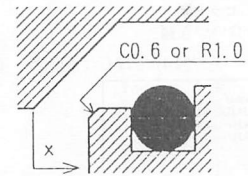


Fig. 2 DETAILED CONFIGURATION AROUND PLUG AND BODY WALL

逆止弁の1次側圧力が2次側圧力より小となると、ばねの復原力によって主弁体が弁座の開口部を閉じて、汚染水の逆流を防止する。この時の逆流防止性能は、設計条件として1次側、2次側にそれぞれ差圧0.3m Λ qで密封シールすることが要求されている。通水時の主弁の運動方程式は1次元として考えると式(1)で表わされる。

$$m\ddot{x} = -kx + f_r(U - \dot{x}) + f_p(x) \quad (1)$$

x : 弁座からの距離 U : 管内平均流速 m : 主弁体の質量 k : ばね定数 f_r : 摩擦抗力 f_p : 圧力抗力(強制項)
式(1)右辺は、主弁体の x 位置のばねの復元力、流速と主弁体の相対速度を変数とする摩擦抗力、および主弁体が流体から受ける圧力抗力の和である。本来 f_r 、 f_p の関数形は複雑であり非線形となるが、式(1)において粘性抵抗係数 C (正負をとりうる)および強制力 F (一定)として書き直すと

$$m\ddot{x} + C\dot{x} + kx - F = 0 \quad (2)$$

となる。この場合の一般解は $x = e^{c_1/2m} (A \cos qt + B \sin qt) + \alpha \quad (3)$

A, B : 定数、 $q = \omega_0(1-r^2)^{1/2}$ 、 $\omega_0 = (k/m)^{1/2}$ 、 $r = C/C_0$ 、 $F/k = \alpha$ ただし、主弁体が閉状態に近い領域では、弁軸とガイドリングに多少のクリアランスがあるため軸に直角な方向にも自由度をもつ、すなわち自由端片持梁に近い条件となるため Y 軸方向の運動も存在するが、ここでは第1段階として X 軸方向のみを考慮した。

(3) 試験供試体

実験に使用した供試体の弁箱は図1に示すように、弁座が主弁体に対してテーパ形状をもち、またその材質はアクリル製とし内部の現象を見えるようにした。さらに主弁体は表2に示す4種類を用意したが、材質としてポリアセタールと銅合金(砲金)、主弁体の弁座にかかる閉止力を一定とする基準より2種類のばね定数、さらに先端面形状では図2でも示したR1.0とC0.6の端面処理加工のものを使用した。

(4) 実験装置と計測

実験装置は貯水槽の水をポンプで加圧し、調整バルブで流量を一定にした後、供試体に通水し循環させている。発生する圧力は圧力変換器、増幅器を通し、瞬時流量は電磁流量計からAD変換ボードによってCPUに取り込んでいる。サンプリングクロック周波数を1kHzとした。また貯水槽内の水温(25 \pm 2 $^{\circ}$ C)は一定にした。

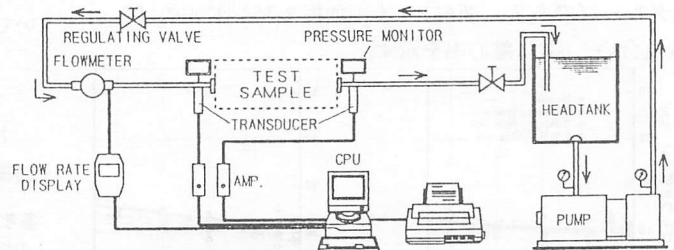


Fig. 3 EXPERIMENTAL FLOW APPARATUS

(5) 流れに起因する圧力振動波形の測定

図3の実験装置に表2に示したI型~IV型を取り付けて1次側圧力P1と2次側圧力P2を測定した結果を表2および図4に示す。

a: 1次側圧力振幅平均値 (atg)

Table2. TESTED VALVE TYPES

| | k | m | ω_0 | 面処理 | a |
|------|----|------------------------|------------|------|------|
| I型 | 17 | 0.277×10^{-3} | 248 | R1.0 | 0.93 |
| II型 | 17 | 0.277×10^{-3} | 248 | C0.6 | 0.44 |
| III型 | 17 | 1.760×10^{-3} | 98 | C0.6 | 0.26 |
| IV型 | 9 | 1.760×10^{-3} | 72 | C0.6 | 0.19 |

- ① II型のP1の振幅平均値aはI型の振幅平均値の $a_2/a_1=0.47$ に低減している。
- ② III型のP1はII型の $a_3/a_2=0.59$ に低減している。
- ③ III型とIV型の振幅平均値に大差はみられなかった。

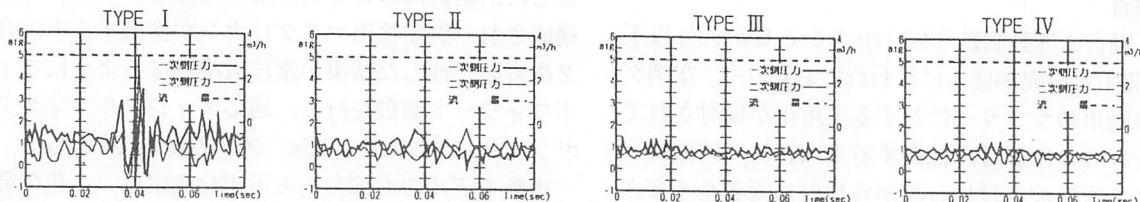


Fig. 4 DYNAMIC MEASUREMENTS

(6) 弁前後の差圧と流量の測定

供試体に通水し、主弁体の振動現象をアクリル弁箱を通して観察しながら、弁前後の差圧と各差圧時の流量を測定した。測定流量域は本開発逆止弁が適用される主弁軸方向の振動現象が発生する $0.03\text{m}^3/\text{h} \sim 4\text{m}^3/\text{h}$ である。図5より流量 $3\text{m}^3/\text{h}$ の時I型、II型、III型、IV型の順に流体抵抗が約 0.06atg 、 0.03atg 、 0.04atg ずつ低減している。

(7) 考察

本実験は、主弁体の形状、質量、ばね定数の三要素をパラメータとして、流体抵抗の低減と振動を誘因しない逆止弁の開発を目標としたが、表2に示すように(a)同一固有振動数で先端面形状の違うI型とII型は、II型が圧力振幅と流体抵抗を大きく低減している。(b)同一先端面形状の固有振動数の違うII型、III型、IV型は固有振動数が小となるにしたがい、圧力振幅と流体抵抗が漸減している。以上(a)および(b)から固有振動数より先端面形状の方が圧力振幅と流体抵抗に対して大きく影響を与える設計要素であるといえる。よって先端面形状は式1中の圧力抗力 $f_p(x)$ に大きく影響している要素と考えられる。

(8) 結語

本開発逆止弁において、主弁体の振動の不安定領域は図5に示すA領域であり、振動を誘因しない安定領域はB領域である。境界領域に近いモデルは本稿でとりあげたII型である。よって流体抵抗が小さくなると振動を抑制することがわかった。ばねの設計は単式逆止弁の開作動試験の基準と主弁体を取納する弁箱のスペースによって制限を受け、主弁体の材質選定は、水道水に対して耐腐食性の問題によって制限を受ける。この制限の中で固有振動数を最小にするようにはばね定数と質量を特定していくことを今後の開発指針としたい。また、本実験で流体抵抗と振動の相関がみられ、主弁体の先端面形状は不安定振動と流体抵抗の双方に大きく影響を与えていることを振動により発生する圧力波の測定によって間接的に把握した。今後は主弁体の振動を直接測定するプローブを計測装置内に取り入れ、評価することを検討しており、より正確な検証が第2報以降で報告できると考えている。

(9) 参考文献

1, Weaver, D.S., et al, Flow Induced Vibration of a Hydraulic Valve and Their Elimination, Trans. ASME, J. Fluids Eng., 100-6(1978), 239-245
 2, 例えば、高野 大吾, 給水系逆止弁形状による流量変化測定, 道職能短大卒研要旨集'94

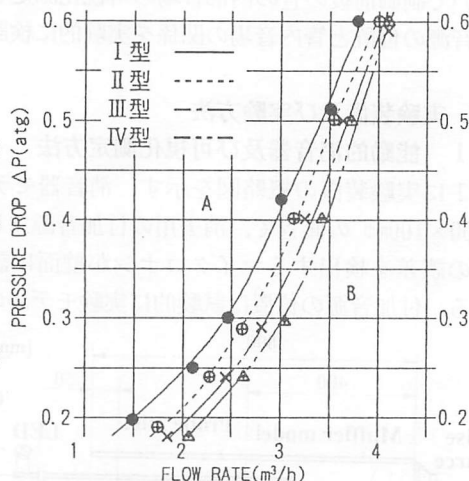


Fig 5. DYNAMIC STABILITY OF CHARACTERISTICS OF TYPE I, II, III, IV