ダムゲート空気弁の振動 VIBRATION OF AIR VALVES IN THE DAM-GATE FACILITIES

蔵田耕一¹, 平子啓二², 巻幡敏秋³ Kouichi KURATA, Keiji HIRAKO and Toshiaki MAKIHATA

¹正会員 (株)ニチゾウテック (〒551-0023 大阪市大正区鶴町2-15-26)
²非会員 (独)水資源機構 (〒330-6008 さいたま市中央区新都心11番2)
³非会員 工博 元 Hitz 日立造船(株) (〒569-1031 高槻市松が丘4-20-3)

Vibration of air valves in the dam-gate facilities is shown in this paper. At the time of filling water into the section of the conduit pipe between the main gate and the auxiliary gate by opening the waterfilling valve which is attached to the auxiliary gate, vibration of the air valve occurs right before completion of water-filling. Dynamic water pressure due to vibration of the air valve of the auxiliary gate is transmitted from the air pipe to the conduit pipe through the water-filling valve, and the air valve of the emergency gate is also vibrated under the combined condition of water column oscillation of the conduit pipe and water pressure fluctuation of the water turbine. That vibration continues until closing the water-filling valve and the emergency gate.

Key Words : vibrations, air valves ,dam-gate facilities

1. 緒言

Hダム利水放流設備での放流水は、河川維持用水、利水 用水及び発電用水に利用される.発電放流(2m³/s)されて いる条件で、減勢工水位をEL.90mの水のない状態とし、主 ゲート点検終了後、減勢工水位をEL.99mの水中放流水位 に復旧し、主管充水装置(副ゲート付)の弁開操作(10~ 30%開度)によって副ゲートと主ゲート間の主放流管内 への注水(殆んど、空気管内への注水操作となる)した ところ、充水完了直前に空気弁が振動し、主放流管の液柱 振動を誘発した.更に、主放流管に接続されている非常用 ゲート付の空気弁は、主放流管の液柱振動及び水車の水 圧変動との連成により振動し、現象が継続した.充水弁 を全閉すると、副ゲートの空気弁の振動は停止するが、非 常用ゲートの空気弁の振動が継続した事例である.

空気弁と極めて類似する弁振動の事例として,水道管 に接続された水道の栓や油圧系の制御用のスプール弁及 び各種弁が報告されている.特に,パッキングが損傷して いる水道の栓では,締切り近くになるとゴトゴトと大き な異音を伴い水道管が振動するとの事例¹⁰や水圧鉄管に 発生した液柱振動(水撃作用)が主弁であるスルース弁を 閉じ,水車が停止しているにも拘わらず激しい周期的か つ継続的な現象が生じた事例等が報告されている.2)

ここで論じる空気弁においても、過去の弁の振動事例 と同様、①空気弁が閉じる直前での振動の発生、②空気弁 の振動に伴う水圧変動が放流管内に伝播して、放流管内 の液柱振動を誘発し放流管に接続されている他の空気弁 を振動させ長時間継続する、③振動した空気弁を点検し たところ弁座が劣化損傷していたことなどが認められた.

空気弁の振動に伴い放流管に接続されている他の空気 弁が振動した現象は、過去にこのような事例は存在して いない、過去の事例は水圧鉄管の振動に関するものであ るのに対し、ここでの事象は、放流管内の水圧変動の誘発 と放流管に接続する複数の空気弁の連成振動である.

空気弁の振動は、放流設備点検時に遭遇した特殊な条件下での現象である.ダム利水放流設備では、設備の安全性を最優先する目的で、点検時の条件を再現して、空気弁の振動がどうような条件下で発生するのかを実機計測をもとに、また、計測結果について一般性をもたせるために学識経験者を含む委員会³⁰(Hダム利水放流設備の主放流管用空気弁上下運動対策検討)が設置されている.実機計測としては、極めて多くのパラメータを設定して実施し、結果の一般性に対して十分に耐えるものとした.

この論文では、充水弁の開度変化、発電放流の有無の条件下での空気弁の振動及び主放流管に接続されている他

の空気弁の連成振動,主放流管内及び空気管内の水圧等の計測結果と既往研究^{4,5)}を参照して,空気弁の振動の発 生メカニズムとその防止対策を記述している.

2. 利水放流設備

対象とした利水放流の設備概要を図-1に示す. 放流水 は, 選択取水設備から非常用ゲートを介して主管及び分 岐管に分流される. 利水放流は, 非常用ゲート, 主放流管, 副ゲート, 主ゲート及び減勢工から下流へ注がれる.

非常用ゲート下流にある分岐管には、分岐管上流予備 ゲート、発電用水車及び分岐管主副ゲートが設置されて いる.図-1に示すように主放流管、分岐管の各ゲートの空 気弁は、すべて同一レベルに設置されていて、空気管の長 さは非常用ゲートで60m、副ゲートで26mとなっている.

3. 計測項目及び方法

図-2に示すように計測項目は、空気弁フロートの変位、 各管路圧力、充水バルブ開度と流量である.また、圧力、変 位、バルブ開度・流量などの計測システムを図-3に示す.



図-1 選択取水設備利水放流設備の概要



図-2 計測項目と計測点



図-3 計測システム



写真-1 副ゲート充水装置



写真-2 副ゲート(手前)及び非常用ゲート空気弁(奥)

計測条件は、減勢工の水位、発電放流の有無、充水バル ブ開度(流量)等の変化による弁フロートの振動と各管路 の圧力を計測した.**写真-1**は副ゲートの充水装置、**写真-2** は副ゲート空気弁(手前)及び非常用ゲート空気弁と弁フ ロートの振動変位、空気管の圧力の計測方法を示す.

4. 計測結果

計測された代表例として、下から3番目のデータで副ゲ ート空気弁が振動した場合の時系列データを図-4に示す. 発電放流がある場合,約2m³/sの放流時に下から3,4番目 のデータで副ゲート及び非常用ゲート空気弁が振動した 例の時系列データを図-5に示す.

図-6は、副ゲート及び非常用ゲート空気弁が振動する 場合、副ゲートの充水弁を閉じると下から4番目の副ゲー ト空気弁の振動は終息するが、下から3番目の非常用ゲー ト空気弁の振動は持続する例を示している.非常ゲート



図-5 副ゲート・非常用ゲート空気弁が振動したデータ

空気弁の振動は、長時間継続し減衰しない振動で、水圧鉄 管等で発生する液柱振動と類似の現象である.

図-4, 図-5で空気弁の振動以外のデータは上から副ゲート空気管圧力, 副ゲート 下流管圧力・同上流管圧力, 分岐管予備ゲート上流管圧力・同下流管圧力, 分岐管予備 ゲート空気管圧力, 非常用ゲート空気管圧力, 非常用ゲート上流・同下流管圧力, 充水バルブ開度, 充水流量の時系 列データである.





データ名	図-4 副ゲート	図-5 副ゲート空気弁及び
	空気弁の振動	非常用ゲート空気弁の振動
副ゲート空気管圧力	0–1.8MPa	0−3.2MPa
副ゲート下流管圧力	± 0.2 MPa	±0.3MPa
副ゲート上流管圧力	±0.15MPa	±0.26MPa
分岐管予備ゲート上	±0.04MPa	±0.17MPa
流管圧力		
分岐管予備ゲート下	± 0.04 MPa	±0.1MPa
流管圧力		
分岐管予備ゲート空	± 0.02 MPa	±0.09MPa
気管圧力		
非常用ゲート空気管	±0.25MPa	0–1.4MPa
圧力		
非常用ゲート下流管	±0.07MPa	±0.09MPa
圧力		
非常用ゲート上流管	± 0.07 MPa	±0.09MPa
圧力		
副ゲート空気弁の変	± 2 cm	± 2 cm
位		
非常用ゲート空気弁	_	±0.6cm
の変位		
充水バルブ開度	11%	17%
充水流量	0.034m³/s	0.044m³/s

図-4及び図-5の時系列データを数値化したものを表-1 に示す.

副ゲート空気管圧力が際立って大きく、3.2MPaに達す る値を示している.更に、図-4と図-5のデータをみると、 充水弁開操作後、約10s近傍から副ゲート空気弁の振動が 始まり、発電流量がある場合では約15s近傍から非常用ゲ ート空気弁が連成して振動する.

5. 結果の考察

5.1 空気弁の振動現象

主管充水装置の弁開操作で減勢工の水位がEL.99mの場合は、空気管内に注水される水は5.5m分に相当し、極めて静穏な状態での注水となり、この条件下で副ゲート空気弁の振動が発生する.しかし、水位がEL.90mの場合は、主放流管内の注水で相当乱れた水となるためか、この条件下で副ゲート空気弁の振動は発生しなかった.この理由は、注水の乱れによる気泡発生が、水撃圧波に影響を及ぼしたものと考えられる.

1) 副ゲート空気弁の振動

副ゲート空気弁の振動の発生及び振動の終息の条件を 以下に示す.



2) 非常用ゲート空気弁の振動

非常用ゲート空気弁の振動の発生及び振動の終息の条 件を以下に示す.



液柱振動

主管充水装置の弁開操作をし、ほぼ充水完了直前に弁の振動が発生し、振動が継続した.その時に発生する水圧 変動が、主管充水装置を介して上流側の主放流管に伝達

表-2 液柱振動と計測された各管の振動数

各管の圧力波	液柱	副ゲート空	副ゲート空気弁及び
	振動	気弁振動時	非常用空気弁振動時
副ゲート上流	4.31Hz	4.15Hz	4.35Hz
管内の圧力波			
副ゲート空気	9.62Hz	4.15Hz	4.35Hz
管内の圧力波			
非常用空気管	4.16Hz	—	3.78Hz
内の圧力波			

され、伝達された水圧変動は、図-5に示すように発電放流 約2m³/sの場合、主放流管及び非常用ゲート空気管の液柱 振動を誘発し、水車の水圧変動との連成により非常用ゲ ート空気弁の振動が発生したことが、計測結果から明ら かにされた.

液柱振動による振動数は,以下の関係式から算定される. *t* は副ゲート及び非常用空気管の長さである. 但し, 水の音速は*C*=1000m/s(計測値)とする.

開一閉条件; *f_n={(2n-1)C)}/4 ι*, *n=1, 2, 3,* ··· 開一開((閉一閉)条件; *f_n=(n C)/2 ι*, *n=1, 2, 3,* ···

4) 主放流管及び空気管の振動数

計測された副ゲート上流側(主放流管)の水圧変動,副 ゲート空気弁及び非常用空気弁の振動時の各空気管での 振動と計算からの液柱振動の振動数を表-2に示す.

計測された副ゲート空気管及び非常用ゲート空気管の 水圧変動は、副ゲート空気弁の振動時で4.15Hz、副ゲート 空気弁及び非常用ゲート空気弁の運動時で4.35Hz(副ゲ ート)と3.78Hz(非常用ゲート)である.また、計算から液 柱振動の振動数は、副ゲート上流管で4.31Hz、副ゲート空 気管で9.62Hz、非常用ゲート空気管で4.16Hzであり、非常 用ゲート空気管では両者はほぼ近い、しかし、副ゲート空 気管での差異は大きいが、この原因は明確でない、

表-1にも示しているように空気弁の振動時には,副ゲ -ト空気管では,3.2MPa(320m)で相当の大きな水圧変動 が作用したことになり,また,主放流管に対しては± 0.3MPa(±30m)で,ダム水頭(50m)の60%相当の水圧変動 となり設備の強度への懸念も考えられ,この種の振動現 象は避けるべきである.

5) 副ゲート空気弁フロートの振動

空気弁フロートの振動に対する整備前弁座(計測No.1 -系列),整備後弁座(計測No.4-系列)の対数減衰率を図 -7に示す.整備前弁座では,充水装置の弁開度3~ 15%(0.01~0.07m³/s)で対数減衰率が負となり,フロート の振動が発生した領域である.整備後弁座では,充水装置 の弁開度12%(0.05m³/s)近傍で最小の対数減衰率となる が,負とはならない.また,フロートの振動の回数も示し ているが,対数減衰率が最小となる領域で振動回数も多 くなる.整備後弁座の対数減衰率として,発電放流ありの 場合を予測して示しているが,対数減衰率が正となりフ



図-7 弁座の整備前と整備後の空気弁の対数減衰率

ロートの振動は発生しないことが判る.

5.2 空気弁フロートの振動について

1) フロートに作用する流体力

充水完了直前の空気弁の運動から、フロートに作用する流体力を試算してみる. 図-8に示すフロートの模式図をもとに、充水操作による流量 Q_r (隙間を通過する流量で、流入係数=1)、弁座の隙間 $c_f = c_0 + c$ (流出係数=1)、支配断面となる弁座径を d_r , 弁座幅(ネオプレン) bとする.

支配断面を通過する流量は、単動サージタンクでの連 続式の誘導と同様⁵⁰,フロートと弁ケーシング隙間を通過 する流量に、フロートの振動による弁座部(支配断面)で の変動流量を考慮している.

支配断面を通過する流量は、以下のようになる.

$$Q = Q_w + (\pi b d_c) \left(\frac{dc}{dt}\right) \tag{1}$$

(1)式で,右辺第2項が弁座部での変動流量である.(1)式
をもとに,フロートに作用する動的流体力を誘導する.
ここでは,フロートの振動変位*c*(*t*)が微小との仮定から,*cdc/dt*,*c²dc/dt*,*[dc/dt]²*,*c*[*dc/dt]²*,*c²*[*dc/dt]²*などの高次の微小項は省略している.動的流体力は,以下のように与えられ,右辺第1項が速度項,第2項が変位項である.

$$F_{w} = \rho \frac{\pi D_{v}^{2}}{4} \cdot \frac{Q_{w}}{\pi c_{0} d_{c}} \cdot \frac{b}{c_{0}} \cdot \frac{dc}{dt}$$
$$-\rho \frac{\pi D_{v}^{2}}{4} \cdot \{\frac{Q_{w}}{\pi c_{0} d_{c}}\}^{2} \cdot \frac{c}{c_{0}} \qquad (2)$$

2) フロートの振動方程式

水中で振動するフロートの振動方程式は、以下のよう になる.

$$m(1+\alpha)\left(\frac{d^2c}{dt^2}\right) + C\left(\frac{dc}{dt}\right) + kc = F_w \quad (3)$$

(2) 式を(3) 式に代入すると, 以下のように自励系の振動方程式が得られる.



図-8 空気弁のフロートの模式図

$$m(1+\alpha)\left(\frac{d^{2}c}{dt^{2}}\right) + \left\langle C - \rho\left(\left\{\frac{\pi D^{2}_{v}}{4}\right\}\left\{\frac{Q_{w}}{\pi c_{0}d_{c}}\right\}\left(\frac{b}{c_{0}}\right)\right)\right\rangle\left(\frac{dc}{dt}\right) + \left\langle k + \left(\frac{\rho}{c_{0}}\right)\left(\left\{\frac{\pi D^{2}_{v}}{4}\right\}\left\{\frac{Q_{w}}{\pi c_{0}d_{c}}\right\}^{2}\right)\right\rangle(c) = (4)$$

ここに, *m(1+α)*;付加質量を含むフロートの質量, *C*·フ ートの構造減衰, ρ;水の密度, *k*:フロートのバネ定数, *c*; フロートの振動変位である.

以下に,計算のための諸数値及び条件を示す. (a) 諸数値

各項	数 値
フロート外径;D _v	0.48m
弁座外径;d。	0.434m
弁座(ネオプレン)の幅;b	18.79mm
副ゲート空気弁の振動数(計測値);f _v	4.15Hz
フロートの密度(空中);ρ _v	7.88kN.s ² .m ⁻⁴
水の密度; ρ	1.00kN. s ² .m ⁻⁴
フロートの排水容積;▽"	0. 0289m ³
フロートの容積;▽,	0.00184m ³
フロートの質量;m=ρ _v ▽ _v	14.46N. s^2 . m^{-1}
半球(フロート)の付加水係数;β	0.25
フロートの付加水係数; α=β(ρ/ρ _v)(▽ _w /▽ _v)	0.5
$m(1+\alpha)$	21.67N. s ² . m ⁻¹

(b) 条件

- ・フロートの重量;フロート浮力の1/2に設定する.
- ・弁の運動に伴う流出流速(水頭);弁出口での水頭は,充水配管系の流体損失を考慮して20m以下に設定する.但し,有効水頭は37.84m(ダム水位;EL.142.34m-空気弁出口;EL.104.50m)である.
- ・弁座の幅;整備前では,全幅(b=18.79mm)を採用する.
- ・定常隙間 c_o の設定;極めて難しく,ここでは, $Q_{\#}/c_o$ (一定)をパラメータとする場合を選び, c_o のオーダーとしては, 計測された振動変位を目処とする.

3) 計算結果

充水流量 Q_{w} と定常隙間 c_{o} との関係として、 Q_{w}/c_{o} {=0.5~0.75(c_{o} {10cm、流出水の水頭は20m以下)}に設定した場合



図-9 充水流量~フロートの流体対数減衰率

で、 c_{d} の限界として、計測された空気弁フロートの振動 変位c(4~5cm程度)を参照して定常隙間 c_{d} のオーダーと してみた、計算はすべて整備前を例に実施し、流体対数減 衰率は、(5)式のように与えられ δ_{x} をパラメータ Q_{y}/c_{0}

$$\left\langle \delta_{w} = \rho(\frac{\pi}{\omega}) \{ \frac{\pi D^{2_{v}}}{4} \} \{ \frac{Q_{w}b}{\pi c^{2}_{0}d_{c}} \} / \{ m(1+\alpha) \} \right\rangle$$
$$\Leftrightarrow \omega = 2\pi f \qquad (5)$$

の関係で示すと図-9のようになる. 整備後では弁座部の 流況が,はく離流れとなり, 弁座幅は b=0mmとなるため, 計算上は流体対数減衰率 $\delta_{\pi}=0$ となる. 計測値(構造; δ_{π} + 流体; δ_{π})と計算値(流体; δ_{π})との比較が図-9に示されて いるが, 最小の対数減衰率となる流量にやや差が認めら れる程度で, 傾向的には極めて良く一致している. また, 対数減衰率のオーダもほぼ対応し, 発散振動の形態や圧 力の時間的変化の挙動を含めて現象を十分に説明してい ると言える. だた, この計算は線形理論によるもので, 一 つの傾向を示唆するものと考えられる.

6. 振動防止対策

空気弁フロートの振動解析から, 弁座の幅も関係する が, 特に, 突起高さとコーナ部の形状(直角度)が大きく影 響していることが明らかにされた.この結果から, 弁座は 定期的に点検し, 突起高さとコーナ部の形状(直角度)を 調査し, 適宜整備する必要がある.

以下に突起形状のはく離流れを示しているが,具体的 に図-10に示す突起物のキャビテーション特性⁶⁰の関係図 をみると,整備後は低い流速域から,はく離流れとなる可 能性があり,空気弁の振動を抑止したと言える.

しかし,整備前では,コーナ部を直角とみなしても,突 起高さが低いので高流速からの,はく離流れとなるため 広範囲の流速域で,弁座に沿った流れとなる.

7. 結論



図-10 突起物のキャビテーション特性

今回の振動事例から明らかにされた事柄は、以下の通 りである.

- 1)水圧変動は、断面積の大小に無関係に開口があれば、主 放流管及び空気管に伝播され、各管長さに対応する液 柱振動を誘発する可能性がある.また、主放流管及び 空気管に形成される液柱振動は減衰し難い系に属して いるため、振動は長時間継続する可能性がある.
- 2) 空気弁の振動についての簡単な考察から, 弁座幅, 弁座 のコーナー部の突起高さ及び形状(直角度)が影響して いることが示された. 弁座は適宜点検して, 交換するこ とが望ましい.

謝辞:

Hダム利水放流設備の主放流管用空気弁上下運動対策 検討のための委員会が組織された.本委員会の高須修二 座長(ダムセンター技師長)を始め,角 哲也委員(京都大 学工学部准教授)並び各委員及び関係各位から貴重なご 意見を頂いた.ここに謝意を表します.

参考文献

- 1) 振動工学ハンドブック:(株) 養賢堂, 1981.
- 2)藤井澄二:機械の研究,1-11, 1949.
- 3)Hダム主放流管用空気弁上下運動対策検討委員会:検討 会最終報告資料,2004.
- 4) 津田公一: 機械力学, 山海堂, 1958.
- 5)石原藤次郎,本間 仁:応用水理学 I, 丸善出版(株), 1958.
- 6) 卷幡敏秋: 水理工学概論, 技報堂出版(株), 2001.