819 ダム放水設備の副ゲート用空気弁の自励振動

Self-Excited Vibration Tests of Air Supply Valve for Ring Follower Gate in Water Release Pipe System of Dam

正 阿南 景子 (足利工大) 正 石井 徳章 (阪電通大) 巻幡 敏秋 (元日立造船)
 正 奥 達也 (前川製作所) 谷野 真吾 (阪電通大院卒)
 ○ 紺屋 佳宏 (阪電通大院) 前川 知寛 (阪電通大)

Keiko ANAMI, Ashikaga Institute of Technology, 268-1 Omae-cho, Ashikaga, Tochigi 326-8558, Japan
 Noriaki ISHII, Osaka Electro-Communication University, 18-8 Hatsu-chou, Neyagawa, Osaka 572-8530, Japan
 Toshiaki MAKIHATA, Consultant, 4-20-4 Matsugaoka, Takatsuki, Osaka 569-1031, Japan
 Tatsuya OKU, Mayekawa MFG Co., Ltd., 2000 Tatsuzawa, Moriya-city, Ibaraki 302-0118, Japan
 Shingo TANINO, Osaka Electro-Communication University
 Yoshihiro KONYA, Osaka Electro-Communication University
 Tomohiro MAEKAWA, Osaka Electro-Communication University

This paper presents the model test results of self-excited vibration of the air supply valve for the ring flower gate in the water release pipe system of dam. The water release pipe system has the main gate and the sub-gate. The sub-gate surely has air valve for inhalation of air. The intense self-excited vibration was occurred in the water release pipe system under practical use. The intense vibration occurred when the air valve was closed, while water was accumulated in the pipe system. Although it is thought that the water hammer generated in the upstream participated in this problem, the main reason is not clarified. In this study, the self excited vibration related to the actual problem was revealed, using the model of the water release pipe system and the air valve.

Key Words: Flow-Induced Vibration, Self- Excited Vibration, Dam, Pipe System, Ring Follower Gate, Air Valve

ダム放水管設備には主ゲートと副ゲートが設置され、副ゲートの下流側には吸気のために必ず空気弁が設置される。空気弁は長い空気を介して副ゲート下流側につながっている。その空気弁が放水設備の点検作業中に激しい自励振動を引起こすという問題が2003年に発生した。主ゲートと副ゲートを共に締め切った状態で主管と空気に充水をしていたとき、空気弁が閉まると同時に非常に激しい自励振動を引起した。重大事故にもつながる恐れがあるので、自励振動現象の発生原因を是非明らかにしておく必要がある。

そこで本研究では、初めての試みとして、実機と等価な放水管設備・空気を介する空気弁の小形モデルを製作し、それを用いて振動実験を行った。その結果、空気弁の自励振動現象を再現することができたので、その概要を報告する。

小形モデルはトラブルが発生したダム放水管設備の約 1/4 スケールモデルである。図1に空気弁のイラストを示している。事故が発生したダム放水管設備の空気管内径は 300mm であったので、空気管の内径は 80mm に設定している。半球状の空気弁の直径は 150mm である。空気弁はばね支持されているので、それを代表させるために図1に示すような「てこ」を介したばね支持系にしている。これによって空気弁の固有振動数を調整できる。

自励振動には空気管内に発生する水撃波が密接に関係しているものと考えられるので、その固有振動数を決める空気管の長さを実機の 26m よりも長い 80m に設定した。これによって水撃波を実機よりも低い周波数で観測できるようになる。主管の直径は空気管の約 5 倍の大きさ(1.4m)であり、水撃波を反射する役割をしているものと考えられるので、実験装置では主管

を容量の大きな直径 400mm の密閉タンクで代表させた。

水槽内の水中ポンプによって送水された水が密閉タンク、空気を介して空気弁に達すると、浮力によって空気弁は上に押し上げられて閉まろうとする。そのときの振動現象を非接触型振動計によって計測した。水中ポンプ回転数が 1440rpm に上がって空気管内の圧力が比較的早く上昇するとき、空気弁がもっとも激しく自励振動する現象が観測できた。空気管内に激しい水撃波が発生していることも確認できた。

自励振動の振動数は 1.8Hz であった。一方、水撃波の固有振動数は 2.1Hz であり、自励振動数によく一致した値であった。したがって、空気管内に発生する自励振動の周波数は空気管内の水撃波固有振動によって決められているといえる。

もし、水撃波固有振動が空気弁の水中固有振動数に一致すれば、きわめて激しい自励振動が発生するものと考えられる。

Figure A1: Schematic view of the air valve.

1. 緒言

ダムには維持放流のための放水管設備が必ず併設される。放水管設備は基本的に主ゲートと副ゲートから構成され、副ゲート下流には給気目的のために必ず空気管と空気弁が設置される。あるダムの放水管設備全体のレイアウトを図1に示す。空気管の長さは26mであり、その先端に空気弁が設置されている。

2003年、主ゲートと副ゲートを共に締め切った状態で放水管に充水していたとき、空気弁が締め切り状態になると同時に激しい自励振動が発生した⁽¹⁾。水撃作用（Water Hammer）が関与してこのような激しい振動が発生したと考えられているが、未だその原因は明確に確認されていない。

そこで本研究では、空気管内で発生する水撃波の固有振動数と空気弁の固有振動数が一致したために空気弁の自励振動が発生したものと想定して実際と等価な放水管設備・空気管・空気弁の小形モデルを製作し、動的不安定現象を再現する実験を行った⁽²⁾⁻⁽⁴⁾。

2. 実験モデル

2.1 空気弁 実機の空気弁を図2(a)に示す。弁体内部では半球状のフロートが弁棒を介して圧縮ばねで吊り上げられている。フロートの外径は150mmである。内径300mmの弁体下部からフロート部分に水が上昇してくると浮力によってフロートは押し上げられ、空気が完全に抜出すのと同時にフロートの上面が弁座に当たって水の噴出が止められることになる。そのときの衝撃を緩和するために圧縮ばねの下方に空気ダンパー室が設けられている。

空気弁を忠実に再現したモデルが図2(b)である。フロートには直径150[mm]、肉厚2.5[mm]の亚克力製半球を用いている。実機の約1/4スケールを大体の目安にしている。フロート上部には蓋が取付けられており、その外周部には止水用Oリングが設置されている。蓋の中央には弁棒が設置され、スライドブッシュに挿入されているので、フロート全体がスムーズに上下運動できるようになっている。弁棒の先端には「てこ」を介してばねが取付けられている。ばねの取付け位置を左右にスライドさせることによってフロートの固有振動数を変化させることができる。

2.2 放流配管設備 図1に示した放流設備の小形モデルを図3に示す。自励振動には空気管内に発生する水撃波が密接に関係しているものと考えられ、さらに、主管の直径(1.4m)は空気管の直径(300mm)よりも十分に大きいので主管は水撃波を反射する役割を果たしているものと考えられる。そこで、小形放流設備モデルでは、主管を容量の大きな密閉タンク(直径400mm、高さ400mm)で代表させている。その側壁に実機の空気管(長さ26m)よりも長い80mの空気管(内径80mm)を接続し、その先端に空気弁を取付けている。空気弁の直前では空気管を約2mだけ鉛直に立上げている。その部分の様子を図4に示している。空気管を伝播する水撃波の密閉タンクでの反射率は約90%である。空気管は、水撃波を効率よく伝播できるように、鋼管製にしている。内面には防錆のために硬質塩化ビニルライニング加工をしている。

この小形放流設備モデルによって実機と同じ程度の低い周波数で水撃波と関係した振動現象を観測できるようになる。ただ、80mmの空気管は途中5箇所で曲げられた部分がある。これが水撃波の伝播にある程度影響するものと考えられる。

Figure. 1 ダム放水管設備概略図

(a) 実機

(b) 1/4 スケールモデル

Figure.2 空気弁

Figure.3 小形放流設備配管モデルの概略図

Figure.4 空気弁と立ち上がり空気管

Figure.5 フロートの空中での減衰振動波形 ($\omega_n=4.0\text{Hz}$)

3. 実験方法および実験結果

図 3 に示しているように、水槽内に設置した水中ポンプで密閉タンク、空気管、空気弁へと送水している。タンクと空気管内部の空気を完全に除いた状態でフロートの振動現象を観測した。実験では空気管内の圧力を高めるために水中ポンプの回転数を上げた。本来ならば空気管内圧力を測定すべきであるが、その圧力測定前に空気弁が水撃波の高圧に耐えられないで破損したため、圧力測定ができていない。そこで、ここでは圧力の目安として水中ポンプの回転数で実験データを整理している。

図 5 はフロートの空中での減衰振動波形を示している。固有振動数は 4.0Hz 、減衰比は 0.019 であった。この設定で小形放流設備モデル内に送水し、フロートの振動を計測した。主要な結果の一部を図 6 に示している。

水中ポンプ回転数がもっとも小さな 772rpm のとき、すなわち空気管内の圧力があまり大きくない状態のときに観測された振動波形を(a)図に示している。図に示す A 点でフロートが急激に閉まり、その閉塞状態が約 $\Delta T=0.27\text{s}$ だけ持続している。その後、フロートは急に開いて減衰振動をしている。その振動数は 2.71Hz であった。減衰振動が収まった後、フロートは徐々に上昇し、最後に急激に閉まっている。フロートの動きの基本周期は 3.69sec であり、基本振動数はかなり低い 0.27Hz であった。この振動波形の表す大切な点は、第 1 に、水の付加質量効

(a) 水中ポンプ回転数 772 [rpm]
(弁閉塞時間 0.27s ; 減衰振動数 2.71Hz ; 基本振動数 0.27Hz)

(b) 水中ポンプ回転数 822 [rpm]
(弁閉塞時間 0.3s ; 減衰振動数 2.86Hz ; 基本振動数 0.48Hz)

(c) 水中ポンプ回転数 1050 [rpm]
(弁閉塞時間 0.28s ; フロート基本振動数 1.37Hz)

(d) 水中ポンプ回転数 1095 [rpm]
(弁閉塞時間 0.28s ; フロート基本振動数 1.49Hz)

(e) 水中ポンプ回転数 1440 [rpm]
(弁閉塞時間 0.24s ; フロート基本振動数 1.82Hz)

Figure.6 空気弁フロートの振動計測結果

果のためにフロートの空中固有振動 4.0Hz が水中では 2.71Hz に低下していること、第 2 に、弁の閉塞時間が 0.27sec 持続している点である。特に後者の結果は、弁の急閉塞によって発生した水圧の急上昇すなわち水撃波が 80m の空気管内を 1 往復した時間を代表したものである。この結果から水撃波の伝播速度が 593m/s と推定でき、空気管内の水撃波の固有振動数が 1.85Hz であったことが分かる。

理論的に計算できる水撃波の伝播速度：

$$a = \frac{\sqrt{K/\rho}}{\sqrt{1 + KD/(Es)}}$$

は、水の体積弾性係数 $K=0.2 \times 10^{10}$ [N/m²]、密度 $\rho = 1000$ [kg/m³]、管内径 $D=80$ [mm]、管の縦弾性係数 $E=200$ [GPa]、管壁厚さ $s=2$ [mm] であるので、 $a=1195$ m/s となる。実測推定値 593m/s は理論値の約 50% になっている。管内面に硬質ではあるが塩化ビニルライニング加工をしていること、管路に曲がり部分が多いこと、気泡の残留分もあるなどのために、現実の水撃波伝播速度がこの程度の値 593m/s にまで低下したものと考えられる。

(b)図は水中ポンプ回転数が 822rpm の場合の結果である。(a)図の場合と全体的な傾向は同じである。減衰振動の固有振動が少し大きくなって 2.86Hz になっている。弁の閉塞時間は 0.30sec であり、(a)図の場合とほとんど変わっていない。フロートの基本振動数はかなり低い 0.48Hz である。

しかし、(c)図に示すように、水中ポンプ回転数が 1050rpm になると現象が全く変わってくる。弁の閉塞時間には依然として変化は現れず 0.28sec であるが、弁が開いてから閉じるまでの時間が極端に短くなっている。そのため弁の振動数は 1.37Hz に上がっている。水撃波の固有振動数に近づいている。

さらに、(d)図に示すように、水中ポンプ回転数が 1095rpm に上がると、弁の閉塞時間は同じ 0.28sec であるが、フロートの基本振動数が 1.49Hz になり、さらに水撃波の固有振動数に近づいている。

さらに、水中ポンプ回転数を 1440rpm に上げると、(e)図に示すように、弁の閉塞時間は少し低下して 0.24Hz になり、一方フロートの基本振動数は 1.82Hz に上がっている。この状態ではフロートの振動数が水撃波の固有振動数に非常に近い値になっている。

水中ポンプ回転数を細かく変化させて同様な実験を行った結果を、弁の閉塞時間 ΔT 、水撃波の固有振動数 f_w 、フロートの基本振動数 f_f についてまとめたものが図 7 である。図にはフロートの水中固有振動数も数は少ないがプロットしている。横軸の水中ポンプ回転数が大きくなるにしたがって、弁閉塞時間が徐々に小さくなっている。これは管内圧力が大きくなり、それに応じて水撃波の伝播速度が大きくなるためである。これに応じて空気管内の水撃波固有振動数が徐々に大きくなる。それに引きずられるようにフロートの自励振動数が大きくなっている。

6. 結言

本研究では、主放水管、副ゲート、主ゲート、空気管、空気弁から構成されるダム利水放水管設備小形モデルを製作し、空気弁の引起す自励振動問題について再現実験を行った。その結果、弁内部のフロートの非常に激しい自励振動を再現することができた。自励振動には放水管内に発生する水撃波が密接に関係していること、その固有振動数に近い周波数で自励振動が発生することも明らかにすることができた。

Figure. 7 弁の閉塞時間 ΔT とフロートの基本振動数 f_v および水撃波の固有振動数 f_w vs. ポンプ回転数.

今回の実験では、放水管の長さによって決まる水撃波の固有振動数が比較的管内圧力が高いときで 1.8Hz、これに対して、フロートの水中固有振動数が 2.71~2.86Hz であり、両者がある程度離れていた。もし、水撃波固有振動がフロートの水中固有振動数にもっと近づいていけば、もっと激しい自励振動が発生していたものと考えられる。

今回の実験では時間的な制約もあって詳細なデータ計測ができていない面が多くある。今後、詳細なデータ計測を進めていく予定である。さらに、放水管の長さをもっと短くする、あるいは、フロートの水中固有振動をもっと下げるなどの方法によって水撃波固有振動と空気弁の水中固有振動数とを近づけた状態についても詳細な検討を行っていく予定である。

参考文献

- (1)(独)水資源機構 H ダム管理所・(財団法人)水資源機構：H ダム主放流管用空気弁上下運動対策検討会最終報告書。
- (2)中井啓介：修士学位論文「ダム放水管設備における自励振動実験とそれに起因した空気バルブの振動」2003-3、大阪電気通信大学大学院。
- (3)牧野隼：卒業論文「ダム放水管設備のゲートが引き起こす自励振動の基本発生メカニズムに関する研究」2005-3、大阪電気通信大学。
- (4)谷野真吾：修士学位論文「水理構造物の流体関連振動に関する研究」2007-3、大阪電気通信大学大学院。