

ローラゲートの振動実験

AN EXPERIMENTAL STUDY ON VIBRATION PHENOMENA OF THE FIXED WHEEL GATE

* ** ** ***
菅原一昌 ・ 白毛良男 ・ 一柳直樹 ・ 荻原国宏

By Kazumasa SUGAWARA, Yoshio SHIRAGE, Naoki ICHIYANAGI and Kunihiro OGIHARA

Arising self-excited vibration of a fixed wheel gate is known to take place when a gate has a small opening in water flow. The fluctuating water pressures were measured by sensors on the bottom plate of the vibration gate in flow, and vibrating waves simulated by applying fluctuating pressure resulted in the same vibrating phase of the gate experimentally measured. The dynamic downpull force arose when the gate opening was closing and hardly arose when the gate opening was becoming wider. A parameter $a = \Delta M_2 / \Delta M_1$ was suggested to determine this unsteady vibration, when ΔM_2 was change of momentum which was equivalent to pressure on the gate bottom and ΔM_1 was the momentum caused by interfering the water flow when the gate was closing. Using a-value mentioned above, the self-excited gate vibration were calculated, then the calculation of vibration resulted in remaining in the similar extent of past experiments. Therefore, the gate vibration is considered possible to be cheked by use of such a-value.

1. まえがき

一般に潜り流出状態でゲートが操作されると、小開度時に自励振動を発生する可能性があることが知られており、すでにゲートの振動に関する研究論文が報告されている^{1)~5)}。従って、ゲートが潜り流出状態での流量調節を行う場合には自励振動の発生を回避できるよう対策をたてておかなければならない。

この問題に関し筆者らは模型ゲートの底面に圧力センサを取付けゲートを潜り流出状態に保ちゲート底面の圧力変化をとらえて振動を解析する手法を採用した。この方法により流体力の減衰力の特性、すなわち自励振動発生のための負の減衰力を把握する事ができ、ゲートの自励振動の発生条件が解析と実験とではほぼ一致することが分かった。以下にその概要を報告する。

2. 実験内容

実験は起振力を調査するため、扉体底部の下流側切り上角度 30° の模型を用いて、種々の条件で作用圧力ならびに振動の計測を行い、両者の関係について検討した。

-
- * 日本鋼管(株) 鋼構造営業部 (〒100 千代田区丸の内1-1-2)
** 日本鋼管(株) 鋼構造建設部 (〒230 横浜市鶴見区末広町2-1)
*** 工博 東洋大学教授 工学部土木工学科 (〒350 川崎市鯨井中野台2100)

圧力の測点は図-1に示すようにスキムプレート上流面上に1点、扉体底面上に2点、扉体底部下流側に1点、計4点を半導体ゲージ式圧力計により計測を行った。

実験条件としては次のようである。

(1) 静的ダウンプル力の計測には、ゲートを固定支持した状態で放流時の作用圧力を次の条件で測定した。

上流水深 (H_0) : 20.40m , 下流水深 (H_1) : 8.0m

ゲート開度 (G) : 2.0 , 1.5 , 1.0 , 0.5 , 0.05m

(2) 静水中の減衰振動の計測には、静水中でゲートに瞬間的な衝撃力を加え、図-1 圧力測点位置減衰状況、圧力変動について計測を行った。

(3) 放流に伴う自励振動の状況、ならびに振動中の圧力変動の計測を行った。(2)、(3)の実験条件は表-1のとおりである。

(4) 解析用データの収録には表-1に示すケースについて、デジタルレコーダーにより振動ならびに圧力データの収録を行った。

表-1 実験条件

item	spring constant [kg/cm]	vibration	water depth		gate opening
			up stream	down stream	
CASE-1	$k = 3.5 \times 10^3$ (5.6)	damping in air	—	—	—
CASE-2		damping in water	water level ~ gate lip 9.5m		
CASE-3		self excited in flow	20.4m (81.6cm)	8.0m (32.0cm)	1.27m (5.06cm)
CASE-4			13.4m (53.6cm)	8.0m (32.0cm)	0.61m (2.43cm)

() : model

3. 実験方法

模型はダムオリフィスを基本形状とした幾何学的相似模型で、縮尺1/25とした。基本形状は図-2に示すような構造であり、ゲートは板ばね支持とし振動系全体を上下して、ゲート開度を変化させた。

計測内容は、貯水位・ゲート直下流水位・ゲート開度・ゲート変位・作用圧力の5種類とした。

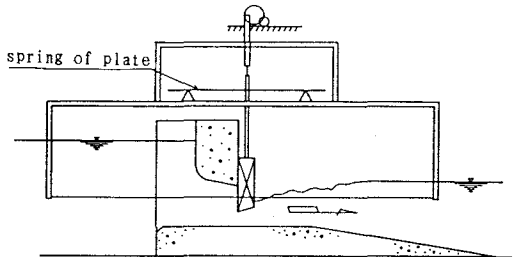


図-2 実験模型

4. 各状態における作用圧力

種々な状態においての扉体底面に作用する圧力を計測した実験結果を用いて、扉体底面に作用する圧力変動と振動との関係を考察する。

(1) ゲート固定時

ゲート上端を固定しゲートが振動しないような状態にして、放流時に扉体底面に作用する圧力を計測した。圧力の波形は時間的な変動がほとんどなく、ほぼ定常状態といえる。

各計測値より静水位を引いて、放流に伴うダウンプル力を計算すれば図-3のとおりとなる。図-3によればゲートスキムプレート上流面の測点①についてはほぼ静水位とみなすことができるが、扉体底面の測点②③についてはダウンプル力が生じていることが分かる。その力は開度が小さいほど大きくなる傾向があるが、これはゲート開度が小

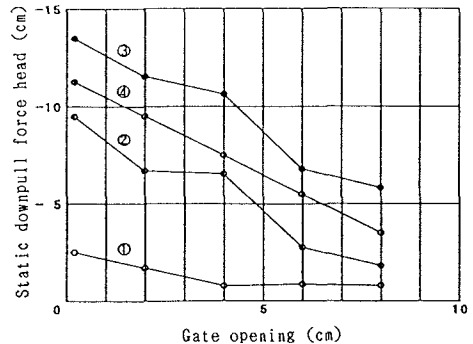


図-3 ゲート開度とダウンプル力

さいほど放流水脈の方向が扉体底面に接近して水脈と底面との間隙がせばまるため、流体の連行に伴う圧力低下が大きくなっているためと考えられる。また②③の結果を比較するとダウンプル力の大きさに差があるが、計測器自体の誤差(±2水柱cm)や計測上の誤差があるのでこれらはほぼ同程度の圧力と考えられる。

これらの圧力は最大でも-15水柱cm程度であり後述するように自励振動時に生ずるダウンプル力より1オーダー小さい値である。したがって自励振動時において振動を拡大し継続させてゆく起振力が、このような静的ダウンプルのみでないことは明らかである。

(2) 静水中振動時

静水中でゲートを振動させた場合に作用する圧力を計測した。結果を図-4に一例を示す。

一般に、流体中で運動する物体に作用する力は水による付加質量力と粘性抵抗力とがあり、今回計測されたものは両者の合力と考えられる。付加質量力はゲートの加速度の関数であり、粘性抵抗力はゲートの速度の関数であるが、今回の波形をみると、ゲートが最下点にきた時に圧力も最小となるように位相のずれが殆ど認められないことから付加質量力が大部分をしめていると考えられる。このような圧力変動はゲートの運動により二次的に引き起こされたものであり、起振力とならないが、自励振動中においてもこれらの流体力は当然作用しているので解析においてはこれらの力の算定も重要な意味をもってくる。

静水中振動時の圧力データと自励振動時の圧力データから振幅と圧力変動の関係は両者の振幅の範囲が異なることから単純な比較はできないが、静水中振動時の圧力振幅は自励振動時のそれに比べかなり小さい。

(3) 自励振動時

自励振動時の振動ならびに圧力計測の結果の振動波形の一例を図-5に示す。

圧力波形は先に述べた静水中振動時の圧力波形とかなり異なったものとなっており、測点②③に関してはゲートが最下点に近ずくと圧力が急激に降下する傾向がみられる。しかし最小圧力はゲートが最下点にくる時よりわずかに先行して生じており、両者の位相は完全に一致していない。また、扉体上流面の測点①については逆にゲートが最下点の直前に最大圧力が生じている。

このような波形となる原因は測点①についてはゲート急閉鎖に伴う流体の流軸方向の運動量の変化によるものと考えられる。

以上(1)~(3)の実験結果より次のことがいえる。自励振動中のゲートに作用する力としては水の付加質量力と粘性抵抗力以外に動的ダウンプル力が考えられる。また、自励振動時に作用するゲート底面の圧力変動は静水中振動時のそれより1オーダー大きい。従って、自励振動時にゲート底面に作用する力の大部分は動的ダウンプル力であり、振動の要因と考えられる。

5. 数値シミュレーション

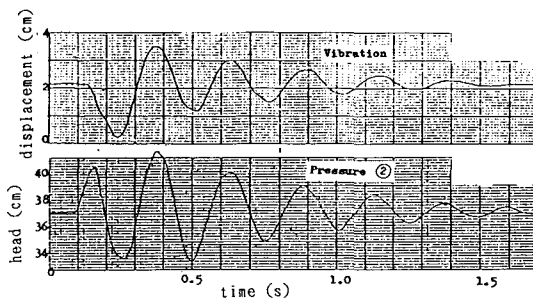


図-4 静水中減衰振動

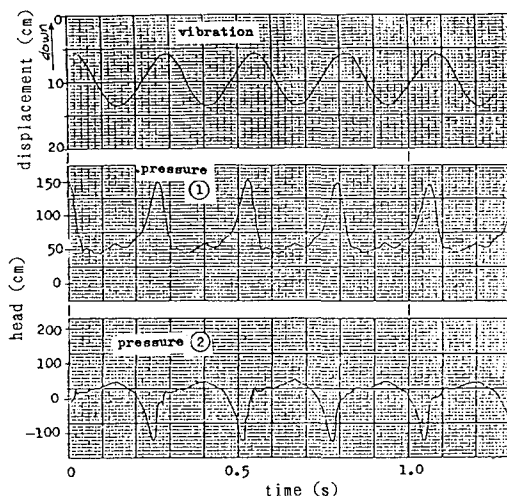


図-5 自励振動記録

振動時に扉体底面に作用する圧力変動が振動を拡大し継続させる起振力となっていると考えられるので、計測した圧力波形を静止状態のゲートに作用させて数値シミュレーションを行い、発生する振動の状況を調査した。

(1) 基本データ

本項および次項で行う解析のため振動および圧力変動をデジタルデータとして収録した。実験条件は表-1に示した通りであり、計測データをプロットしたものを図-6, 7に示す。

(2) 振動方程式

ローラゲートが水中で振動する場合、鉛直方向の力としては次のものが作用すると考えられる。

①ばね力、②重力、③静水圧、④内部減衰力、⑤粘性減衰力、⑥付加質量力、⑦動的ダウンプル力等である。このうち⑦以外は静水中で振動した場合にも作用する力であり、自励振動の起振力となっているものは⑦の動的ダウンプル力である。次に各項について説明する。

1) ばね力 (F_1)

ゲートを支持しているばねの伸びによる力であり次式で表される。

$$F_1 = -kx \quad (1)$$

ここに、 k : ばね定数 (kgf/cm),

x : ゲート変位 (上向きを正とする)

2) 重力 (F_2)

ゲートに働く重力であり次式で表される。

$$F_2 = -mg \quad (2)$$

ここに、 m : ゲートの質量,

g : 重力加速度 ($=980\text{cm/s}^2$)

3) 静水圧: 浮力 (F_3)

壁面に作用する静水圧であり、流れがあることから厳密には求まらないが、およそ次式で表され则认为られる。

$$F_3 = \rho g \cdot A' \quad (3)$$

ここに、 ρ : 水の密度, A' : 下流水面より下にあるゲート部分の容積

このうち排除容積 (A') については厳密には水位変化に応じて変化すると考えられるが、扉体形状ならびに水位関係の変化が少ないのでほぼ一定値とみなせる。

4) 内部減衰力 (F_4)

主にばね支点の摩擦およびばね自体の内部減衰に起因する振動系内部の減衰力である。これはほぼ変動速度に比例するとして次式と考慮される。

$$F_4 = -c\dot{x} \quad (4)$$

ここに、 c : 内部減衰定数

5) 粘性減衰力 (F_5)

流体中で物体が運動することから水の粘性にもとづく力が運動方向と反対方向に作用する。一般にはこ

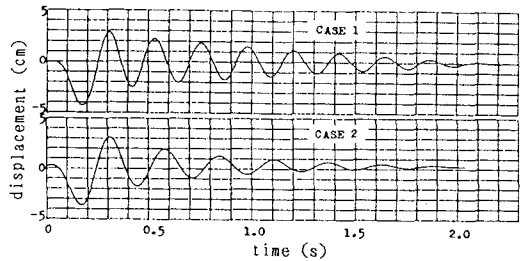


図-6 ゲートの自由振動

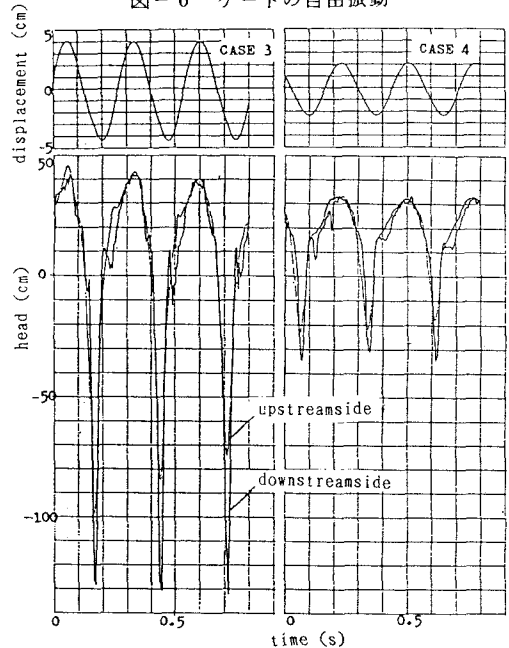


図-7 デジタルデータ収録波形

の減衰力は次式で表されと考えられる。

$$F_5 = D \cdot B \cdot (-Cd \cdot \rho \cdot |\dot{x}| \cdot \dot{x})/2 = -\alpha' \dot{x} |\dot{x}| \quad (5)$$

ここに、D: ゲート厚, B: ゲート幅, Cd: 粘性減衰定数, α' : 定数

F_5 の圧力分布がゲートに作用している状態は明確でないが、流れの前面に等分布に作用すると仮定して解析を行う。さらに、 F_5 は $\dot{x} |\dot{x}|$ に比例する量であるが、粘性減衰力が動的ダウンプル力(F_7)に比べ1オーダー以上小さい値であることを考慮し、便宜上次の関数で表されるものと仮定する。

$$F_5 = -\alpha \dot{x} \quad (6)$$

6) 付加質量力

流体中で物体が加速度運動をする場合に働く力であり、加速度と逆方向に作用する。その大きさを次式で表す。

$$F_6 = -m' \ddot{x} \quad (7)$$

ここに、 m' : 付加質量

7) 動的ダウンプル力(F_7)

ゲート下部より放流があることによって生ずる一種の揚力であり、ゲートが振動していない場合には上下流水深とゲート開度によりダウンプル力は一義的に定まってくるが、4項で説明した通り動的ダウンプル力はこのような静的ダウンプル力とは全く別個のものであり、次のように表す。

$$F_7 = f(x, t) \quad (8)$$

以上 1)~7) が作用外力であり、これより振動方程式は次の通りとなる。

$$m\ddot{x} = \sum_{i=1}^7 F_i$$

ここに 1)~7) を代入すると次のとおりとなる。

$$(m+m')\ddot{x} + (c+\alpha)\dot{x} + kx = -mg + f(x, t) + \rho g A' \quad (9)$$

ゲート荷重が空中で静的に作用した場合の状態を $x=0$ とすると(9)式は次のようになる。

$$(m+m')\ddot{x} + (c+\alpha)\dot{x} + kx = f(x, t) + \rho g A' \quad (10)$$

(3) 各定数の算定

振動応答解析に必要な各定数を計算する。なお、シミュレーションの対象としては波形としてCASE-3, 4を用いた。

1) ばね定数(k), 内部減衰定数(c)

実験に使用した板ばねの静的なばね定数を計測した結果、 $k=5,600\text{kgf/cm}$ であった。

空中での振動方程式は(9)式より次のとおりとなる。

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = 0 \quad (11)$$

ここで、 $k/m = \omega^2$ 、 $c/m = 2h\omega$ とおけば次が成り立つ。

$$\ddot{x} + 2h\omega\dot{x} + \omega^2x = 0 \quad (12)$$

空中減衰振動CASE-1にもとずいて減衰定数 h 、角速度 ω を計算すると次のとおりである。

$h=0.0359$, $\omega=28.40\text{rad/s}$, ゲート質量: $m=k/\omega^2=6.94\text{ gfs}^2/\text{cm}$, 内部減衰定数: $C=2m\omega h=14.15\text{ gfs/cm}$

2) 付加質量(m'), 粘性減衰定数(α)

水中におけるつりあい位置を x の座標の原点とすると、(10)式より水中における振動方程式は次式で表される。

$$(m+m')\ddot{x} + (c+\alpha)\dot{x} + kx = 0 \quad (13)$$

1)と同様にCASE-2の振動から m' , α を計算する。

角速度: $\omega = 23.98 \text{ rad/s}$, ゲート質量+付加質量: $m_0 = k/\omega^2 = 9.74 \text{ gfs}^2/\text{cm}$,

付加質量: $m' = m_0 - m = 2.80 \text{ gfs}^2/\text{cm}$, 減衰係数: $C' = 2m\omega h = 35.97 \text{ gfs/cm}$, 粘性減衰定数: $\alpha = C' - C = 21.82 \text{ gfs/cm}$

以上より水中における減衰振動の基本式は次のとおりとなる。

$$9.74\ddot{x} + 35.97\dot{x} + 5,600x = 0 \quad (14)$$

3) 動的ダウンプル力 $f(x)$ の算定

ゲート下面に流水の遮断に伴う圧力変動 $f(x)$ が生じたときのゲートの運動の式は次のとおりである。

$$9.74\ddot{x} + 35.97\dot{x} + 5,600x = f(x) \quad (15)$$

但し、 $f(x)$ はゲート下面に働く力 $F(x)$ のうち、浮力、粘性減衰力、付加質量力を差し引いた値である。

$$f(x) = F(x) - f_1 - f_2 - f_3$$

ここに、 $F(x)$: ゲート下面に働く力の合力(計測値), f_1 : 浮力の増加分 ($\rho g A x$),

f_2 : 粘性減衰力 ($-\alpha \dot{x}/2$), f_3 : 付加質量力 ($-m' \ddot{x}/2$), h : ゲート底面中央水深,

A : ゲート底面の水平投影面積 (189.6 cm^2)

$$f(x) = F(x) - \rho g h d A + \alpha \dot{x}/2 + m' \ddot{x}/2 = F(x) - 189.6x + 21.82\dot{x}/2 + 2.80\ddot{x}/2 \quad (16)$$

(16)式を(15)式に代入整理すると次のとおりとなる。

$$8.34\ddot{x} + 25.06\dot{x} + 5,410x = F(x) \quad (17)$$

なお、 $F(x)$ は実験値を用いて次式で与えるものとする。

$$F(x) = (P_z + P_s)A/2 = 94.8(P_z + P_s) \quad (18)$$

以上をまとめると表-2 のようである。

表-2		
項 目	基 本 式	定 数
空中での振動式	$\ddot{x} + 2h\omega\dot{x} + \omega^2x = 0 \cdots (12)$	$m = 6.94 \text{ gfs}^2/\text{cm}$ $h = 0.0359$ $\omega = 23.98 \text{ rad/s}$ $c = 14.15 \text{ gfs/cm}$ $k = 5,600 \text{ gf/cm}$
静水中での振動式	$(m+m')\ddot{x} + (c+\alpha)\dot{x} + kx = 0 \cdots (13)$	$m = 6.94 \text{ gfs}^2/\text{cm}$ $m' = 2.80 \text{ gfs}^2/\text{cm}$ $\omega = 23.98 \text{ rad/s}$ $c' = 35.97 \text{ gfs/cm}$ $\alpha = 21.82 \text{ gfs/cm}$ $k = 5,600 \text{ gf/cm}$
流水中の振動式	$(m+m')\ddot{x} + (c+\alpha)\dot{x} + kx = f(x)$ $f(x) = F(x) - \rho g A x + \alpha \dot{x}/2 + m' \ddot{x}/2 \cdots (16)$	$m = 6.94 \text{ gfs}^2/\text{cm}$ $m' = 2.80 \text{ gfs}^2/\text{cm}$ $c = 14.15 \text{ gfs/cm}$ $\alpha = 21.82 \text{ gfs/cm}$ $k = 5,600 \text{ gf/cm}$ $\rho g = 1 \text{ gf/cm}^3$ $A = 189.6 \text{ cm}^2$

(4) 応答シミュレーション

CASE-3, 4 で得られた圧力変動結果を(17)式で示される振動方程式の $F(x)$ の項として与えた時に生ずる振動について数値的にシミュレーションを行う。振動系の基本式は次のとおりである。

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = f(t) \quad (19)$$

いま、つりあい状態において時刻 $t = \tau$ に $d\tau$ 時間のあいだパルスのな衝撃力 $f(\tau)$ が作用したとすればゲートの運動量の変化は次式で表される。

$$m \cdot \frac{dx}{dt} = f(\tau) \cdot d\tau$$

これより衝撃力によりゲートの速度は次のようになる。

$$\frac{dx}{dt} = \frac{f(\tau)dt}{m} \quad (20)$$

したがって、衝撃力が作用したあとの振動を考える場合、初期条件は次のとおりとなる。

$$t = \tau, x = 0, \dot{x} = f(\tau)d\tau/m \quad (21)$$

$t = 0, x = 0$ において $\dot{x} = \dot{x}_0$ という初期条件が与えられた場合の(19)式の解は次式で表される。

$$x = \frac{\dot{x}_0}{\omega\sqrt{1-h^2}} \exp(-h\omega t) \cdot \sin(\sqrt{1-h^2}\omega t) \quad (22)$$

これより初期条件が $t = \tau, x = 0, \dot{x} = f(\tau)d\tau/m$, さらに、振動外力 $f(\tau)$ を $f(\tau) = -m\ddot{x}_0(\tau)$ という形で表せば上式は次のとおりとなる。

$$x = -\frac{\ddot{x}_0(\tau)d\tau}{\omega\sqrt{1-h^2}} \exp\{-h\omega(t-\tau)\} \sin\{\sqrt{1-h^2}\omega(t-\tau)\} \quad (23)$$

これが求める解となる。実際の圧力変化はこのような衝撃力とは異なり連続的なものであるが、これらの連続変化を差分化し衝撃の集まりと解釈し、各々の衝撃力により生ずる減衰振動波形を重ね合わせて振動波形とする。よって、これは次式で表される。

$$x = -\frac{1}{\omega\sqrt{1-h^2}} \sum_{i=1}^n [x_0(t_i) \cdot \exp\{-h\omega(t-t_i)\} \sin\{\sqrt{1-h^2}\omega(t-t_i)\} \Delta t_i] \quad (24)$$

この式を用いて、初期条件 $t = 0, x = 0$ (静止状態) の場合に実験より検出された圧力変動が繰り返し作用したときの振動を計算する。

(5) 計算結果および考察

CASE-3, 4 に関する計算結果を図-8に示す。

これによると次のことがわかる。

1) ゲート底面にCASE-3, 4で計測された圧力変動が作用した場合、ゲートは振動を始めるが、ある振幅まで達するとそれ以上増幅しなくなり、ほぼ定常的な振動を保つ。

2) 計算結果と振動波形を比べてみると、両者の位相はほぼ一致しているものの、振幅は計算値の方が大きくなっており、実測値に比べCASE-4では比較的一致しているが、CASE-3は2倍程度となっている。このような差が生じた原因としては次のものが考えられる。

粘性抵抗力、付加質量力、動的ダウンプル力の圧力分布についての仮定が実際の分布との差がある、ばね定数の評価が正確でないなどである。実験装置のばね構造は両端を2個のローラーではさみ、ある程度以上振幅が大きくなると振動を制限するように働く、CASE-3ではこのような支点の拘束が働いた結果、振幅が制限されたものと推定される。

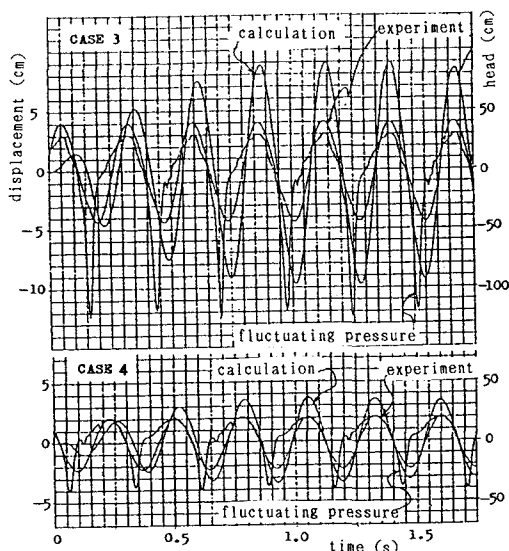


図-8 ゲート振動応答

6. 振動の水理的検討

(1) 動的ダウンプルの検討

応答シミュレーションによりゲート底面に作用する動的ダウンプル力が、自励振動の起振力となることがほぼ明らかであるので、この動的ダウンプル力の発生について検討する。

1) 流況および圧力波形

観察によればゲート上昇時と降下時の流況はかなり明確に異なっている。ゲート上昇時には、ゲート底面と放流水脈とはさまれた部分が比較的静穏であるのに対し、ゲート降下時には渦動による攪乱が激しくなる。このことを水理的にみれば、上昇時には放流水脈とその上部領域との間のせん断力が比較的小さく、上部の状態が放流水脈の状態にあまり影響を受けていないが、降下時に放流水脈の一部が渦動により上部領域の一部を連行することでエネルギーの散逸が生じているものと考えられる。

これらのことはゲート底面上の圧力計測結果に表れており、ゲート底面に作用する圧力から静水圧・粘性減衰力および付加質量力による作用圧力を差し引いた結果は図-9のようにゲート上昇時には動的ダウンプル力が殆ど作用していないことが明らかとなった。従って、動的ダウンプル力は、ゲート降下時の流況に着目して検討する必要がある。

ゲート降下時における境界層領域の発達振動を解明する上で重要な鍵となっていると考えられるが、このような非定常流における乱流渦の発達については現在のところ明確な知見もないので、ここでは流れ自体を簡単なモデルにおきかえ、運動方程式によりマクロ的な視点で振動と圧力変動の関係を求めるものとする。

2) 水理モデル

ある瞬間にゲート先端を通過した水脈が、ゲート下流面と鉛直な断面を通過するまでの時間を (Δt) とすれば、次式が成り立つ。

$$\Delta t = B / v \quad (25)$$

ここに、 Δt = 放流水脈が①から②に至る時間、 B : ゲート厚、 v : 放流水脈流速

ゲートが静止状態から速度 ($\dot{x}$) で降下したとき、 Δt 間における断面①～②間の放流水脈の体積変化 (ΔV) は次のとおりである (図-10)。

$$\Delta V = (\Delta t)^2 \cdot \dot{x} \cdot v / 2 \quad (26)$$

これより、 Δt 時間内における断面①～②間の運動量の減少量 (ΔM_1) は次式で表される。

$$\Delta M_1 = \rho \cdot \Delta V \cdot v = \rho (\Delta t)^2 \dot{x} v^2 / 2 \quad (27)$$

ここで、仮に下流水脈が無く自由流出であれば、上記運動量変化は単に下流水脈の運動量の減少を示すことになり、現象としては段波が発生するに過ぎない。今回の場合は下流水脈があることから遮断容積 ΔV が空隙になることができず、この周辺には移流に伴った急激な攪乱が生ずることが予想される。

いま、攪乱により上部の水塊と混合し時間的平均流速が0になるか、あるいは0に非常に近い状態に至ったとし、 ΔV の a 倍の放流水脈が上部水塊と混合しエネルギーの散逸が生じたと仮定する。

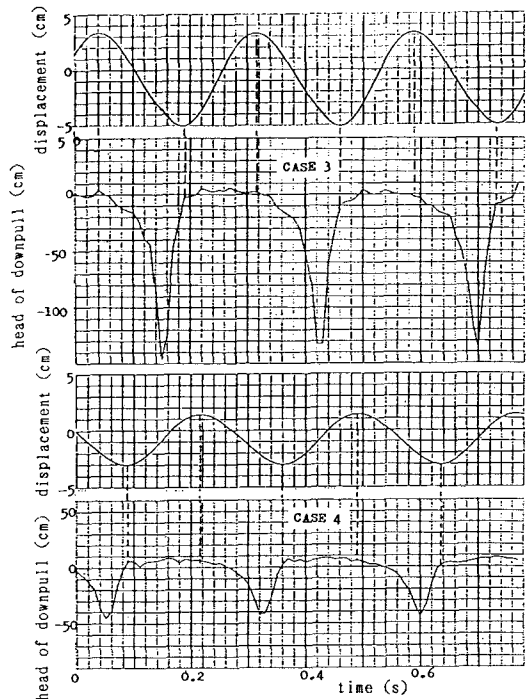


図-9 ゲート変位と動的ダウンプル力

このとき、断面①～②に囲まれた領域内での Δt 時間における運動量の変化(ΔM_2)は(27)式より次のとおりとなる。

$$\Delta M_2 = a \cdot \Delta M_1 = a \rho (\Delta \cdot t)^2 \dot{x} v^2 / 2 \quad \dots(28)$$

よって、断面①～②間の流体に作用する力(F)は次のとおりとなる。

$$F = \Delta M_2 / \Delta t = \rho a \Delta t \dot{x} v^2 / 2 = \rho a B \dot{x} v / 2 \quad \dots(29)$$

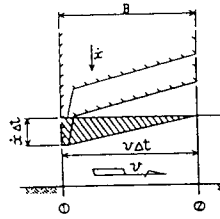


図-10 流体の体積変化量

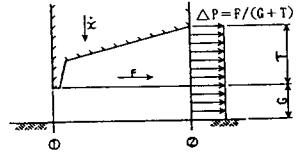


図-11

この力により領域①～②にはゲートのダウンブル力となる圧力変動(ΔP)が生じていると考えられる。測点①と測点②の圧力に大きな差がないので、断面②に等分布に圧力が作用しているものと考えれば、次式が成り立つ(図-11)。

$$\Delta P = F / (G + T) = a \rho B \dot{x} v / 2 (G + T) \quad (30)$$

ここに、 G : ゲート開度、 T : ゲート先端よりの底面最上端までの高さ

(2) 振動の検討

ゲート底面に作用する圧力変動が振動の原因であることはほぼ明らかであるが、その圧力変動の成因について検討するとともに水理モデルに基づいて振動の発生する条件を推定する。

1) 基本式

前項より起振動の強さを表す無次元数としての a を起振力強度として次のように定める。

$$a = 2 \Delta P (G + T) / (\rho B \dot{x} v) \quad (31)$$

2) 起振力強度の変化

放流水脈の流速(v)は上下流の圧力変動に伴い当然変化していると考えられるが、ここでは、ゲート振動状態に拘わらず一定とし、次の式で表されるものとする。

$$v = \sqrt{2g\Delta H} \quad (32)$$

ここに、 $\Delta H = H_0 - H_1$ 、 H_0 :ゲート上流水深、 H_1 :ゲート下流水深

これより、ダウンブル圧力(ΔP)はゲート降下速度($\dot{x}$)とゲート開度(G)の関数で表される。CASE-3, 4の実験結果について a の値を求め開度(G)との関係をプロットしたのが図-12である。

a 値が開度にに応じて変化しているが、これは放流水脈流速(v)を(32)式のように一定と仮定したためと考えられる。すなわち、ゲート上下流の圧力差は変動しており、これに伴い放流水脈流速も変動していると考えることができる。しかしながら、ゲート上流面の圧力変動や放流水脈の流速変化をゲート運動の関数として表すことは難しく、今後の研究課題と考えている。

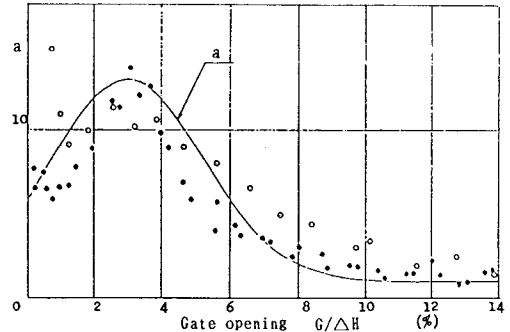


図-12 ゲート開度と a の関係

図-12ではCASE-3, 4で同様な傾向が認められており、 $G / \Delta H = 3\%$ 程度の開度において a 値は最大となっている。

3) 振動特性の解析

図-12より a 値は次式で近似できる。

$$a = 12 \exp \{ -(100G / \Delta H - 3)^2 / 10 \} + 1 \quad (33)$$

よって、(30)式を整理すれば動的ダウンブル圧力(ΔP)は次のとおりとなる。

$$\Delta P = a \cdot \frac{\rho B \sqrt{2g\Delta H}}{2(G+T)} \cdot x \quad (34)$$

この式を用いれば、任意条件下（ $B, T, \Delta H$ ）におけるダウンプル圧力（ ΔP ）はゲート開度（ G ）、ゲート振動速度（ $\dot{x}$ ）の関数として定めることができる。

静止状態にあるゲートにダウンプル圧力（ ΔP ）が微小時間（ $d\tau$ ）作用したときのゲート減衰運動は次式で表される。

$$x = \frac{\Delta P \cdot A \cdot d\tau / m}{\omega \sqrt{1-h^2}} \exp\{-h\omega(t-\tau)\} \cdot \sin\{\sqrt{1-h^2}\omega(t-\tau)\} \quad (35)$$

(34)、(35)式を用いてゲートの振動を再現し時間変化を計算した。

4) 計算結果および考察

ゲートの初期速度を10cm/sとし、ばね定数 k を次のように仮定して上下流水位差、ゲート開度を種々かえて計算した。

$k: 3.5 \times 10^3 \text{ kgf/cm}$: CASE-3, 4相当, $6.5 \times 10^4 \text{ kgf/cm}$: ワイヤー支持, $1.4 \times 10^6 \text{ kgf/cm}$: シリンダー支持

計算結果は減衰振動、定常振動、増幅振動の3種に分類される。その分布は図-13に示すとおりであり、実験と同様な傾向が認められた。すなわち、1) ばね定数が小さいほど、上下流水位差が大きいほど、ゲート開度が小さいほど、振動し易いということが実験で確認されており、この点についても概ね再現されているが、ゲート開度が $G/\Delta H = 3\%$ 程度が最も振動し易い結果となっている。これは a 値が $G/\Delta H = 3\%$ 時に極大になるよう仮定した結果であり、今後の検討課題と考えられる。

また、振動領域分布についても概ね再現されており、次のようにいえる。

2) ワイヤー支持の場合、実験では $\Delta H < 14\text{m}$ の範囲で振動が生ずるか微妙なところであった。この範囲は増幅と減衰の中間領域となっており、傾向が再現されている。

3) $k = 3.5 \times 10^3$ のばね定数に対しては、実験では $\Delta H = 2.5 \sim 8.5\text{m}$ の範囲で $G < 0.2 \sim 3.9\text{m}$ とかなり振動領域のばらつきが大きい。これはゲートを閉開しながらの実験であり単純に比較できないが、計算では $G < 0.5\text{m}$ 程度が振動領域であるので、大略照合していると考えられる。

4) ダムゲートのシリンダー支持の場合、実験では装置上の限界があり、ばね定数を高めることができなかったが、 $k = 8 \times 10^4 \text{ kgf/cm}$ ですでに有害な振動が生じなかったもので、 $k = 1.4 \times 10^6 \text{ kgf/cm}$ でも振動が生じないものと推定した。計算の結果 $\Delta H = 5 \sim 50\text{m}$ 、 $G = 0.05 \sim 2.0\text{m}$ の範囲では振動が生じないことが確認された。

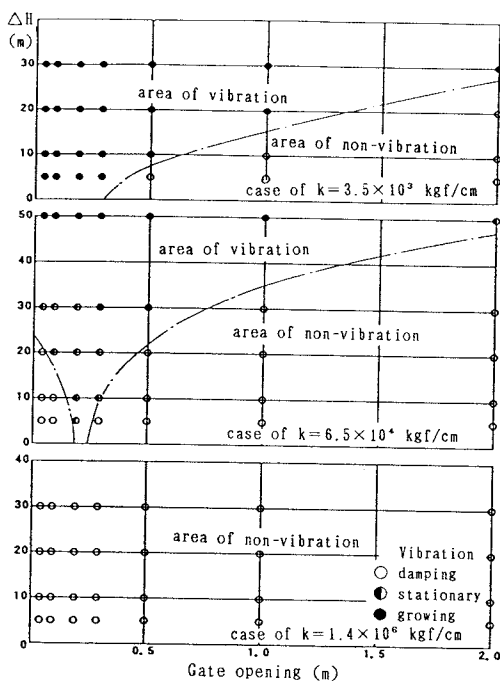


図-13 ゲート開度・上下流水位差と振動状況

7. まとめ

潜り流出状態におけるローゲートの振動実験を含めた研究により次のことが明らかとなった。

(1) 自励振動中の振動およびゲート底面に作用する圧力変動について計測した。この結果を用い静止状態のゲートに同等の圧力変動を作用させたところ、計測された実際の振動と比較して振幅に若干の相違はあるものの、ほぼ同一位相の振動波形が得られた。これよりゲート底面に作用する変動圧力が振動の主要因と考えられる。

(2) 動的ダウンプル力（振動現象に伴う不平衡力）は、ゲート降下時にのみ作用し、上昇時にはほとんど作用しない。

(3) 振動の発生機構については断定的なことは言いえないが、ゲート降下に伴いゲート底面下に生ずる激しい攪乱渦が発生し、この攪乱により放流水脈の一部が上部水塊と混合し、その過程で起こる運動量の減少がダウンプル力として作用しているものと考えられる。

この攪乱の状態を表す指標として係数 $a(=\Delta M_2/\Delta M_1)$ を定義し起振力強度とした。 a の値は開度によって変化するものの最大値として $a=10\sim 15$ 程度の値をとるという結果を得た。この a を含めた解析により実験とほぼ同等の結果を得ることができたので実験を併用し広範囲の水理的振動の解明に役立つものと考えられる。

参 考 文 献

- 1) 上田幸彦・荻原国宏：長径間ゲートの振動特性に関する研究，土木学会論文報告集，第279号，1978.11
- 2) 上田幸彦・荻原国宏：ローラーゲートの小開度における振動，土木学会第40回年次学術講演会，1985.9
- 3) 菅原一昌・松山孝弘・一柳直樹・荻原国宏：ローラーゲートの潜り流出時の振動，水門鉄管，No.147，1986.7
- 4) 荻原国宏・菅原一昌・白毛良男・千葉幸憲：高圧ローラーゲートの振動に関する実験的研究，土木学会論文集，第375号，1986.11
- 5) 荻原国宏：ローラーゲートの小開度で発生する自励振動の理論的検討，土木学会年次学術講演会，1986.11

(1989年10月2日受付)