

シェル形長径間ゲートにおける変動放水流の特性

Characteristics of Fluctuating Discharge Flow in Shell-Type Long-Span Gates

中田 亮生^{*1} 石井 徳章^{*2} 西原 一嘉^{*2} 木村 一郎^{*3}
 徳島 耕次^{*4} 西澤 隆^{*5} 小川 弘道^{*6} 朝田 孝子^{*6}

Akinori NAKATA, Noriaki ISHII, Kazuyoshi NISHIHARA, Ichiroh KIMURA,
 Kohji TOKUSHIMA, Takashi NISHIZAWA, Hiromichi OGAWA and Takako Asada

*1 工博 大阪電気通信大学客員研究員 工学部知能機械工学科 (〒572 大阪府寝屋川市初町 18-8)

*2 工博 大阪電気通信大学教授 工学部知能機械工学科

*3 工博 大阪電気通信大学教授 工学部電子機械工学科

*4 工博 大阪電気通信大学助教授 工学部知能機械工学科

*5 工修 (株)丸島アクアシステム (〒544 大阪府生野区鶴橋 1-6-15)

*6 大阪電気通信大学大学院生 工学研究科博士課程(前期)

This paper presents the model test results for variations in flow rate from a shell-type long-span gate vibrating in the streamwise and vertical directions. The instantaneous discharge flow velocity induced by gate vibrations was measured under the gate bottom, by a laser doppler velocimeter. The flow velocity amplitude and the phase-lag relative to the gate vibrations were calculated from the measured data of flow velocity. The amplitude and phase-lag of flow rate variations were calculated from the obtained data for flow velocity. Further, the amplitude of flow rate variations was divided by the flow rate change induced by a quasistatic gate vibration, thus resulting in the instantaneous flow rate coefficient. The instantaneous flow rate coefficient took on a value of 0.94 when the Froude number is smaller than about 1.0, but decreases gradually with increasing the Froude number, and the effect of decrease in instantaneous flow rate coefficient was larger with increasing the vibration direction. On the other hand, the phase-lag of flow rate change was nearly zero when the Froude number is smaller than 6.0.

Key words : Fluid Dynamics, Oscillatory Flow, Flow Measurement, Flow Rate Variation

1. 緒言

背丈が低く径間が長いゲートは、水圧に対する十分な強度を確保するために、図1に示すようなシェル構造で作られる。それゆえ、この種のゲートはシェル形長径間ゲートと呼ばれる。シェル形長径間ゲートは、断面の縦横比がほぼ1.0であるため、水平と上下の2方向に同じ程度のたわみの自由度を持つ。さらに、ゲートの前面下方には傾斜面が設けられ、締め切り時にゲートの自重を重心近くで支え、かつ放水口への水の流れを滑らかにしている。このようなゲートが、微小開度で放水するとき独りでに振動し始める場合がある。それは多くの場合、放水流の流量がゲートの振動に応じて変化するためである。放水流が変化するとそれによって貯水池内の水圧が変動するので、ある適当な条件下ではその変動水圧が水門の振動をさらに大きくし、自励振動という危険な状態を作り出す。

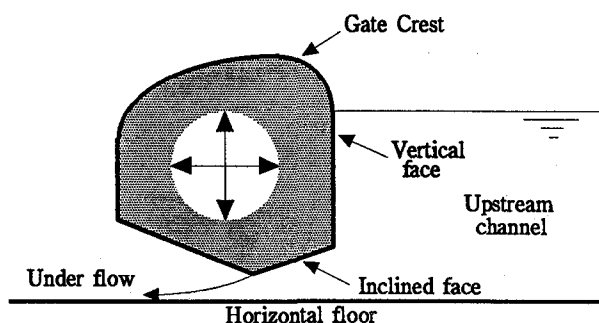


図1. シェル形長径間ゲートの断面図

この種の自励振動問題を解決するために、小形のモデルゲートを用いた実験的な研究^{(1)~(6)}や、ゲートの実地調査およびその結果に関する検討^{(7)・(8)}が石井らによって行われている。モデル実験では、図1に示すよう

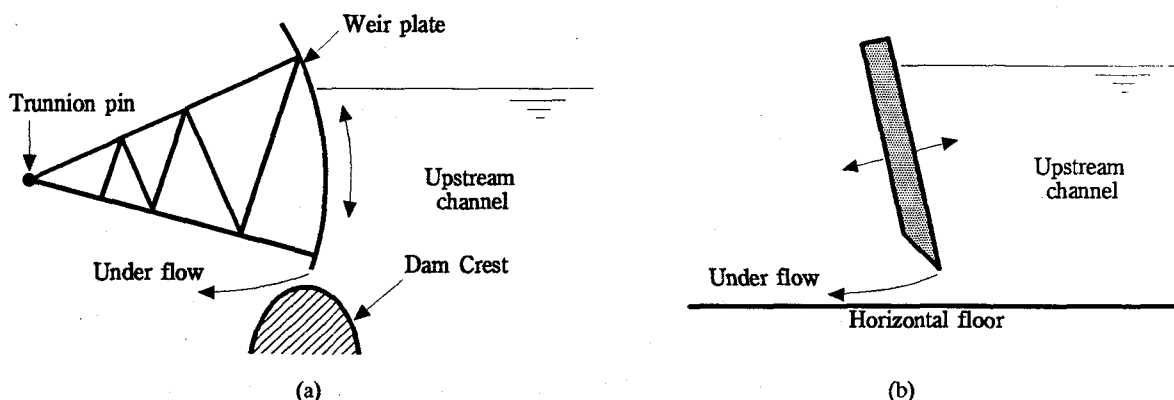


図 2. テンタゲートと下流側に傾けられた長径間ゲートの概略図

に、ゲート下端の傾斜面の角度が比較的小さい状態で下端放水だけを行う場合について基本的な自励振動特性を示し⁽¹⁾、単純な一枚板の長径間ゲートが流水方向にだけ振動する場合の研究結果^{(9)~(15)}に基づいて自励振動のメカニズムを基本的な観点から明らかにしている⁽²⁾。さらに、傾斜面の角度が比較的大きい場合や、ゲートが下端放水と越流を同時に行って使用されるような場合についてもモデル実験を行い、自励振動の特性を明らかにしている^{(3), (5), (6)}。実地調査では、自励振動の具体例を詳しく計測し、空中に引き上げたゲートに対してモーダル解析も実施している。さらに、既報の長径間ゲートに関する研究^{(9), (10), (13)~(15)}を応用すれば、流水中での振動数や自励振動の強さがゲートの空中での固有振動数と減衰比から正確に算定できることも示している。

以上のような実験を主体とした研究と共に、シェル形長径間ゲートの自励振動の特性を理論的に評価する試みが進められている⁽¹⁶⁾。理論的な解析に際しては第一に、ゲートの動きに伴って放水流の流量がどのように変化するかを正確に把握しておく必要がある。放水流はもちろん質量のある流れであり、その慣性効果のために、流量の変化が開度の変化に直接対応しないような場合も起こる。図 2a に示すテンタゲートのように湾曲したせき板で水をせき止めるような構造の水門が上下方向に振動する場合には、放水流の方向とゲートの振動方向とが直交するために、開度の変化分だけ放水流量が変化した⁽¹⁷⁾。しかし、図 2b に示すように、単純な一枚板の長径間ゲートが川底に直交しないような状態で設置される場合には、ゲートの振動方向が放水流と直交しなくなるため、流量の変化が開度の変化に必ずしも追従しなくなる⁽¹⁶⁾。このように、変動放水流の特性は、流れの方向とそれを遮るゲートの振動方向の相対的な角度や振動周波数にも密接に関係する。

シェル形長径間ゲートの場合には、ゲートが水平と上下の 2 方向に振動するので、その振動の方向は水平と上下の固有振動数比によって大きく変化する^{(1)~(6)}。また、ゲートの下端には傾斜面があるので、放水口からの流れの状態もテンタゲートや単純な長径間ゲートの場合

とは大幅に異なる。このような理由から、シェル形長径間ゲートの理論的な解析に際しては、放水流の動的な特性を是非明らかにしておく必要が生じた。

そこで、本研究では、小形のシェル形長径間ゲートのモデルをいろいろな周波数で強制的に周期振動させ、放水口付近の流速の分布をレーザ流速計を用いて測定し、ゲートの振動に対する放水流量の変化を実験的に明らかにした。ただし、ゲートの前面下方の傾斜面の角度は比較的小さな 17.5° に設定した。放水口部分での流速の計測データから放水流量の変化を算出し、動的な流量係数（変動流量係数）を求めた。同時に、ゲートの振動に対する放水流量の追従性を調べるために、ゲートの動きに対する変動放水流の位相差も求めた。最後に、変動放水流の特性に及ぼすゲートの振動方向の影響についても検討した。

2. 実験モデル

シェル形長径間ゲートの放水流を計測するための二次元モデルを図 3 に示す。ゲート本体の奥行き方向の長さ L が 100mm、高さが 1300mm、幅（上下流方向の長さ） W が 50mm である。ゲートの前面は鉛直な面と傾斜した面で構成されている。傾斜面の角度 θ は流れ場の取り扱いが簡単化できるように比較的小さな 17.5° に設定し、鉛直面とのコーナ部分には流れが剥離しないように半径約 5mm のアールを付けている。

ゲート本体は水平な振動テーブルに取り付けられ、全体が幅 102mm、高さ 1200mm の水路内に垂直に挿入されている。振動テーブルは長さが同じ 2 本のステーで支持されている。同時に、コイルばねによって上流側（右方向）に引き上げられている。したがって、微小振動する場合に限れば、ゲートは図中に示す右上がりの方向（ステーに直交する方向）に直線的に運動すると見なせる。ゲートは、可変速モータによって任意の周波数と振幅で強制的に振動させることができる。強制振動の片振幅は約 0.25mm の比較的小さな値に設定している。レーザ流速計による計測精度を上げるためには、ゲートの振動振幅をある程度大きくし、流速の変化が十分に大き

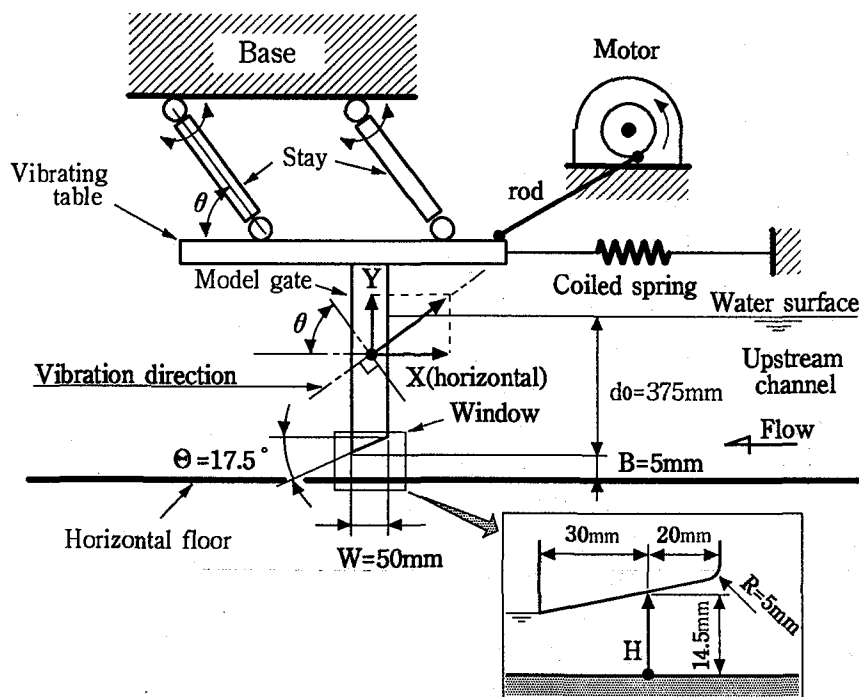


図3. シェル形長径間ゲートの放水流を測定するための二次元モデル

くなるように設定すべきである。しかし、振幅が大きすぎると、特に振動数が高い領域で上流側の水面に砕け波が発生し、正確なデータが得られなくなる。このような理由からゲートの振動振幅を比較的小さな値に設定した。正確なデータが得られた強制振動数の上限は約 7.0Hz であった。

ゲート下端の水深 d_0 を 375mm、放水口の平均開度 B をそれよりも十分小さな 5mm に設定した。ゲートの下流側は水没しないようにしている。したがって、ゲートの下方の放水流は直接大気中に噴出される。放水口付近の水路の側壁には光学ガラス窓を設け、レーザー光線が透過しやすいようにしている。流速の測定には米国 TSI 社製のレーザードップラー流速計システム（Ar-イオンレーザ、出力 300mW）を用いた。散乱光の受光方法としては、光学系の調整が比較的容易な後方散乱方式を採用した。

3. 流速の測定結果

図3に示すように、ゲートの振動方向はそれに直交する線の水平面からの仰角 θ で表している。今回の実験では、この θ の値を 30° 、 45° 、 60° の3通りに設定した。ゲートを強制振動させたときの水平と上下の振動変位 X 、 Y を次式で表す。

$$X = X_0 \cos(2\pi f T), Y = Y_0 \cos(2\pi f T) \quad (1)$$

ただし、それぞれ図3に示すように、上流側と上方の動きを正と定義している。 f は周波数 (Hz)、 T は時間 (s) を表す。今回の実験では、合成振幅 ($\sqrt{X_0^2 + Y_0^2}$) を約 0.25mm に設定している。

流速の測定は、図3の拡大図に示すように、傾斜面の前縁から 20mm 後方の H 軸上に沿って行った。流速を測定した方向は水槽底面に平行である。 H 軸上に沿った水槽底面からゲート傾斜面までの平均流路高さは 14.5mm である。流速の測定位置が傾斜面に接近すると、ゲートが下方に振動したときにレーザー光線が遮られる状況になり、正確な流速データが得られなくなる。このため、測定可能な H 軸の領域は約 12.8mm であった。この値は、平均流路高さ (14.5mm) の約 88% に相当する。もし H 軸をもっと下流側に設定すると、測定可能な領域が小さくなるので、最終的に流量変化を算定する上で誤差が増大する。逆に H 軸を上流側の位置に設定し過ぎると、測定可能な領域は大きくなるが、流速の変化そのものが全体的に小さくなるため、流速の測定誤差が大きくなる。以上のような理由から、今回の実験では、流速の測定可能域が平均流路高さの 90% 程度を確保でき、かつ十分な流速の変化が得られる位置に計測点を選んだ。

測定データの一例を図4に示す。ゲートの振動方向の角度 θ は 45° 、振動周波数 f は 1.0Hz、測定点は $H=9.6\text{mm}$ である。上段の図が、非接触型の変位計で検出したゲートの上方向の振動変位、下の図が流速を示す。流速の波形には高周波成分が含まれている。これは散乱粒子の不均一性に起因したものである。高速フーリエ変換器 (FFT アナライザ) を用いて流速とゲートの振動変位の測定データを解析し、次の形：

$$V = V_{\text{avg}} + V_0 \cos(2\pi f T - \phi_v) \quad (2)$$

で表される流速 V の平均値 V_{avg} と振幅 V_0 および上下振動 Y に対する位相遅れ角 ϕ_v を算出した。平均流速 V_{avg}

は、ゲートの振動方向と振動数には無関係にほぼ 0.94m/s の一定値をとった。流速の振幅 V_0 と位相遅れ角 ϕ_v の特性を図 5 に示す。ただし、ゲートの振動方向 θ が 45° の場合を一例として上げている。縦軸は水槽底面からの高さ H を表し、パラメータはゲートの振動周波数 f である。流速の振幅 V_0 は H 軸に沿ってほぼ一定である。ただ、ゲートの下端にもっとも近い計測点 ($H=12.8\text{mm}$) では、データが多少不連続になり、いずれの周波数でも一定値に近づくような結果であるが、これには特別な意味はないと考えられる。ゲート下端近くではレーザー光がゲートに遮られ、正確なデータを得るのがどうしても難しくなる。ゲート下端に最も近いデータを除くと、流速の振幅値はゲートの振動数が大きくなるに従って徐々に小さくなっている。b 図に示すように、位相遅れ角 ϕ_v も H 軸に沿ってほぼ一定値を示す。ゲートの振動周波数が比較的小さい場合、位相遅れ角はほとんど 0 になる。これはゲートがもっとも上に位置したときに流速が最大になることを示す。振動周波数が大きくなるに従って、位相遅れ角は負の値になる。これは流速の変化がゲートの上方の動きに対して進み位相になることを示している。ただし、その進み位相は振動数が 6Hz 以下であれば約 10 度以下である。振動数が 7Hz のとき大体 20° になる。

4. 変動放水流の流量係数と位相遅れ角の特性

ゲートが振動したときの放水口開度の変化分は、式 (1) の第 2 式に与えたゲートの上下振動 Y そのものである。これまでの理論的な取り扱い (9), (14), (16), (17) では、基本的に、この開度の変化分に水深 d_0 に対応した理論流速 $\sqrt{2gd_0}$ を掛けることによって放水流量の増加分 ΔQ が算定できるものとしている。

$$\Delta Q = C_f q \cos(2\pi f T) \quad (3)$$

$$\text{ただし、} q = \sqrt{2gd_0} Y_0 \quad (3')$$

C_f が変動流量係数を示す。ここで大切なことは、上の評価式が正しいかどうか、さらに変動流量係数が具体的にどの程度の値をとるかを検討しておくことである。

放水口における流速を測定した結果がすでに図 5 に示されたように、ゲートの上下動に応じて放水口全域の流速が変化する。このような場合に放水流量的変化 ΔQ_{ex} は、流速の変化による流量変化分 ΔQ_v と放水口開度の変化による流量変化分 ΔQ_b との足し合わせによって求められる。

$$\Delta Q_{ex} = \Delta Q_v + \Delta Q_b \quad (4)$$

ここで、 ΔQ_v は流速の変化分を H 軸に沿って足し合わせたものである。

$$\Delta Q_v = Q_{v0} \cos(2\pi f T - \overline{\phi_v}) \quad (5)$$

$$\text{ただし、} Q_{v0} = \int_{0\text{mm}}^{12.8\text{mm}} V_0 dH \quad (5')$$

ここで、 H 軸に沿った積分範囲は 0 から測定域の上限値 12.8mm である。 $\overline{\phi_v}$ は位相遅れ角の平均値であり、図 5b のデータを平均することによって求められる。さらに、 ΔQ_b は平均流速 V_{avg} の実測値に開度の変化分 Y を掛けることによって求められる。

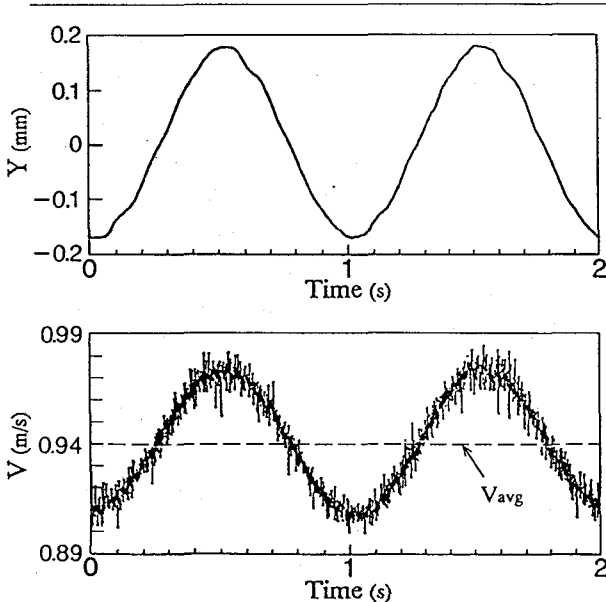


図 4. ゲートの上方の動きと放水流速の測定例

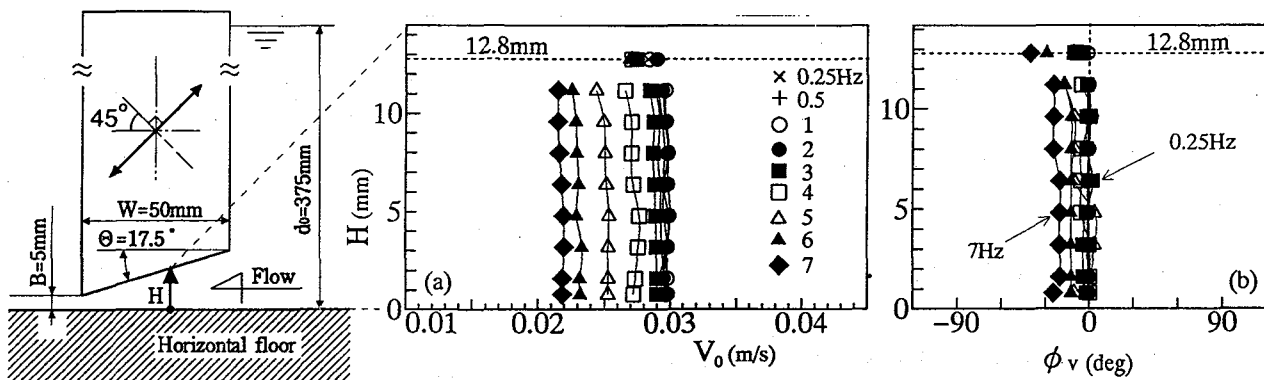


図 5. 変動流速の振幅 V_0 と位相遅れ角 ϕ_v の測定結果 (ただし、 $\theta = 45^\circ$)

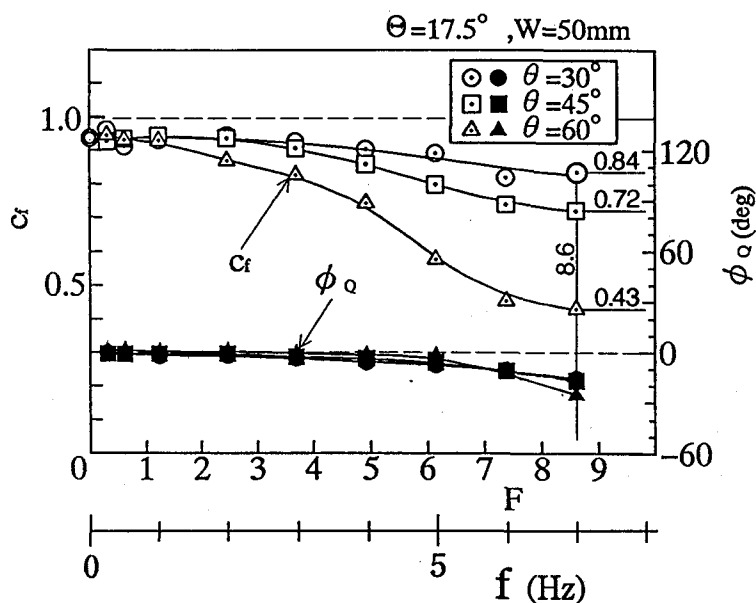


図 6. 変動放水流の流量係数と位相遅れ角の特性

$$\Delta Q_b = Q_{b0} \cos(2\pi f T) \quad (6)$$

$$\text{ただし、} Q_{b0} = V_{avg} Y_0 \quad (6)$$

式(5)と式(6)を式(4)に代入して整理すると、

$$\Delta Q_{ex} = Q_0 \cos(2\pi f T - \phi_Q) \quad (7)$$

ただし、

$$\left. \begin{aligned} Q_0 &= \sqrt{(Q_{v0} \sin \phi_v)^2 + (Q_{v0} \cos \phi_v + Q_{b0})^2} \\ \phi_Q &= \tan^{-1} \left(\frac{Q_{v0} \sin \phi_v}{Q_{v0} \cos \phi_v + Q_{b0}} \right) \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

Q_0 が正味の変動放水流の振幅、 ϕ_Q がゲートの上方の動きに対する位相遅れ角である。

理論的な評価式(3)と実測値に対する評価式(7)との大きな相違は、位相遅れ角 ϕ_Q である。式(7)から算出された ϕ_Q の特性を図 6 に黒印 (●, ■, ▲) で示す。横軸は流れ場の力学的な相似性を支配する無次元パラメータのフルード数 $F^{(10)}$:

$$F \equiv \sqrt{\frac{d_0}{g}} 2\pi f \quad (8)$$

である。パラメータはゲートの振動方向の角度 θ であり、丸、四角、三角の印がそれぞれ 30° 、 45° 、 60° の場合に対応している。フルード数 F が約 6 以下であれば位相進み角は約 10° 以下の小さな値である。したがって、式(3)で表される理論評価式に大きな誤りはないと言える。ただし、フルード数 F が 6 を越えると、位相進み角は徐々に大きくなる。フルード数が比較的大きな 8.6 のとき、位相進み角は約 20° 程度である。

位相遅れ角 ϕ_Q を省略すると、式(3)と式(7)における振幅値が等しいと置けるので、その関係から変動流量係数 C_f が次の形で算定できる。

$$C_f = \frac{Q_0}{\sqrt{2gd_0 Y_0}} \quad (9)$$

変動流量係数 C_f の特性を図 6 に白抜き印 (○, □, △) で示している。ただし、これらの値は、ゲートを準静的に同じ振幅だけ動かしときに得られる流量係数を基準にして若干の補正を行っている。すでに説明したように、ゲート下端近くではレーザ光が遮られるためにどうしても正確なデータを測定するのが難しくなり、また、約 1.5mm の測定不能の領域もあった。これらに起因した流量係数の算定誤差を補正するために、周波数の低いときのデータが準静的な実測値 (0.94) に収束するよう、全てのデータに同じ重みを掛けて補正を行った。その補正係数は 1.05 ~ 1.15 であった。

フルード数が小さくなると、振動方向には無関係に、いずれの変動流量係数も 0.94 に漸近する。逆に、フルード数 F が大きくなると変動流量係数は徐々に減少する。これは、もちろん、放水流自体が持つ慣性効果に起因した結果である。振動方向 θ が 30° の場合、フルード数 F が 8.6 のとき、変動流量係数は約 0.84 になる。振動方向 θ が大きくなるに従って変動流量係数の減少の割合も大きくなる。フルード数 F が 8.6 のとき、 $\theta = 45^\circ$ の場合には $C_f = 0.72$ 、 $\theta = 60^\circ$ の場合には $C_f = 0.43$ になっている。振動方向 θ が大きくなることは、ゲートの動く方向と放水流の方向とのなす角度が小さくなることに対応している。これに起因して、ゲートの動きが放水流の変化を効果的に引き起こせなくなった、と考えられる。

フルード数はシェル形長径間ゲートの振動に起因した流体力の力学的相似性を支配する基本量である。図 6 に示したように、変動放水流の流量係数がこのフルード数の関数として明らかになったので、この実験結果に基づ

いてゲートの振動特性を具体的に算定することが可能になる。

5. 結論

傾斜面角度が 17.5° のシェル形長径間ゲートのモデルを 7Hz までの周波数域で強制的に振動させ、微小な放水口開度（開度 5mm）から流出する噴流の流速をレーザ流速計で測定した。流速データから変動流量係数とゲートの振動に対する位相差を算出し、フルード数について整理した。結果は次のように要約できる。

- (1) 変動流量係数は、フルード数が大きくなるにつれて約 0.94 の値から徐々に減少する傾向を示す。その減少の傾向は、振動方向が水平に近づくほど、顕著になる。
- (2) フルード数が約 6.0 よりも小さい場合には、放水量とゲートの動きとの位相のずれは 10° 以下の比較的小さな値である。フルード数が 8.6 になると、位相のずれは約 20 度程度になる。

ここでは、ゲートの傾斜面角度と放水口水深、放水口開度を一定に設定して、ゲートの振動数と振動方向の効果だけについて調べた。しかしながら、ゲートの傾斜面角度や放水口水深、放水口開度によって放水流の自由表面の形状が異なり、それによって放水流の動特性が変化すると考えられる。今後、これらのパラメータが放水流の動特性に及ぼす影響についても詳しく調べる必要があると考えられる。

謝辞

㈱丸島アクアシステム、成実哲郎氏、松本征男氏から研究に着手する重要な手掛かりを得た。ここに謹んで謝意を示す。

参考文献

- 1) 石井徳章・岩尾憲孝・鈴木宏明：シェル形長径間ゲートの流体関連振動（第1報、アンダーフロータイプの基本的な自励振動特性）、日本機械学会論文集 C 編、第 56 巻 531 号、pp.2880-2892、1990。
- 2) 石井徳章、シェル形長径間ゲートの流体関連振動（第2報、アンダーフロータイプの基本的な自励振動特性に関する検討）、日本機械学会論文集 C 編、第 57 巻 533 号、pp.35-41、1991。
- 3) 石井徳章・中田亮生・野島貴彦、シェル形長径間ゲートの流体関連振動、構造工学論文集、第 38A 巻、pp.837-850、1992。
- 4) Ishii, N and Knisely, C. W. : Flow-Induced Vibration of Shell-Type Long-Span Gates, Journal of Fluids and Structures, 6-6, pp.681-703、1992。
- 5) Ishii, N., Knisely, C. W. and Nakata, A. : Coupled-Mode Vibration of Gates with Simultaneous Over-and Underflow, Journal of Fluids and Structures,

8-5, pp.455-469, 1994.

- 6) Nakata, A., Ishii, N., Knisely, C.W., Irie, K. and Moriya, Y. : Effects of Weir Plate Inclination Angle on Flow-Induced Vibrations of Long-Span, Shell-Type Gates, JSME International Journal, Ser.C, Vol.39, No.2, pp.203-211, 1996。
- 7) 石井徳章・中田亮生：水理構造物の諸問題（シェル形長径間ゲートの流体関連振動）、日本風工学会誌、第 59 号、pp.75-79、1994。
- 8) Ishii, N., Knisely, C. W. and Nakata, A. : Field Study of A Long-Span Shell-Type Gate Undergoing Flow-Induced Vibrations, Journal of Fluid and Structures, 9-1, pp.19-41, 1995。
- 9) 石井徳章・Edward Naudascher・今市憲作：長径間ゲートの流体関連振動（第1報、運動方程式の導出）、日本機械学会論文集 B 編、第 53 巻 495 号、pp.3267-3273、1987。
- 10) 石井徳章・Edward Naudascher・今市憲作・佐柳恒久：長径間ゲートの流体関連振動（第2報、付加質量と流体減衰係数）、日本機械学会論文集 B 編、第 54 巻 504 号、pp.1977-1984、1988。
- 11) 石井徳章・今市憲作・Edward Naudascher・堀井大輔・芝田武弥：長径間ゲートの流体関連振動（第3報、付加質量と流体減衰係数の検証）、日本機械学会論文集 B 編、第 54 巻 507 号、pp.3151-3156、1988。
- 12) Ishii, N. : Flow-Induced Vibration of Long-Span Gates (Verification of Added Mass and Fluid Damping), JSME International Journal, Ser.II, Vol.33, No.4, pp.642-648, 1990。
- 13) 石井徳章：長径間ゲートの流体関連振動（第4報、振動数比と流体減衰比）、日本機械学会論文集 C 編、第 56 巻 531 号、pp.2887-2892、1990。
- 14) Ishii, N. : Flow-Induced Vibration of Long-Span Gates (Part I : Model Development), Journal of Fluids and Structures, 6-5, pp.539-562, 1992。
- 15) Ishii, N. and Nakata, A. : Flow-Induced Flexural Vibration of Long-Span Gates (Vibration Frequency and Fluid-Excitation Ratios), Proc. of 6th International Conference on Flow-Induced Vibration (Imperial College, London, UK), pp.139-148, 1995。
- 16) 中田亮生、石井徳章：下端放水を行うシェル形長径間ゲートの流体関連振動に関する理論解析（第1報、運動方程式の導出）、日本機械学会論文集に投稿中。
- 17) Ishii, N. and Naudascher, E. : A Design Criterion for Dynamic Stability of Tainter Gates, Journal of Fluids and Structures, Vol.6, No.1, pp.67-84, 1992。

（1996年9月6日受付）