波力水車の運転特性に関する研究*

福富純一郎^{*1}, 中瀬敬之^{*1}
一宮昌司^{*1}, 矢野浩^{*2}

Running Characteristics of a Wave Power Turbine

Junichiro FUKUTOMI, Yoshiyuki NAKASE,
Masashi ICHIMIYA and Hiroshi YANO

To clarify the running characteristics in oscillating flow of a cross-flow turbine with two axisymmetric nozzles, experiments are carried out using a turbine test equipment in which wavelike up-and-down oscillating flow conditions are simulated. On the other hand, the dynamic characteristics of this turbine are calculated numerically on the basis of experimental data obtained from experiments in steady one-way flow conditions. The experimental results are compared with the numerical results and good agreement between them is demonstrated. Furthermore, the effects of load control and period of oscillating flow on the running characteristics are investigated.

Key Words: Fluid Machinery, Wave Power Turbine, Wave Energy, Cross-Flow Turbine, Oscillating Flow, Unsteady Flow

1. 緒 言

近年、環境汚染の問題が取り上げられる一方で、エネルギー需要は増加し、新たなクリーンエネルギーの開発が望まれている。波力エネルギーについてもその包蔵エネルギーの大きさとクリーンさが注目され、これまでも種々の波力エネルギー変換システムが考案、研究されてきた^{(1)~(8)}。しかし、いまだ大きな実用化の段階に至っていないのが現状である。波力エネルギー変換システムのうち、自己整流作用をもつウェルズタービンによる方法が最も注目され、その定常特性および往復流中の特性が調べられてきた^{(3)~(7)}。しかし、自己起動トルクが小さい、騒音が大きいなどの問題点も抱えている。最近では沿岸固定形の振り子式波力システムが提案され、実地試験結果も報告されている⁽⁸⁾。

本研究は、羽根車にクロスフロー水車の羽根車を用い、往復流に対処できるように水車軸を中心に点対称構造のケーシングを備えた波力発電用水車の開発に関するものである。著者の一部は既報において、対称形

クロスフロー水車が波に似た往復流中で一定方向に回転し、自己整流作用をもつとともに、波の入力に対応して出力を取り出せることを示した⁽⁹⁾。本報では、上下往復流中の水車性能に及ぼすケーシング形状の影響を実験的に調べるとともに、一方向流中の定常特性を用いて本水車の動特性のシミュレーションを行った結果について述べる。

おもな記号

 B : 羽根車幅 D : 羽根車外径 H : 水車の有効落差 $= \Delta P / (\rho g)$ I_M : 水中での水車の慣性モーメント L : 出力 L_i : 入力 L_{11} : 単位出力 $= L / (BDH^{3/2})$ $\overline{L_{11}}$: 往復流の1周期間の平均単位出力

[式(4)]

 N : 回転数 N_{11} : 単位回転数 $= ND / \sqrt{H}$ $\overline{N_{11}}$: 往復流1周期間の平均単位回転数

[式(6)]

* 原稿受付 平成4年10月5日。

^{*1} 正員, 徳島大学工学部 (〒770 徳島市南常三島町2-1)。^{*2} 学生員, 徳島大学大学院。

ΔP : 水車前後の全圧差

Q : 流量

Q_{11} : 単位流量 $= Q/(BD\sqrt{H})$

$\bar{Q}_{11}$: 往復流の1周期間の平均単位流量

[式(3)]

T : 波の周期

t : 時間

T_F : 機械損失トルク

T_L : 負荷トルク

T_o : 水車出力トルク

δ : ノズル開き角度

η : 水車効率 $= T\omega/(Q\Delta P)$

$\bar{\eta}$: 往復流1周期間の平均効率 [式(5)]

ρ : 密度

ω : 羽根車回転角速度

2. 実験装置および実験方法

実験に用いた水車装置の概要を図1に示す。水車は羽根車と、その周りにノズルおよびディフューザを形成するケーシングからなっており、往復流に対処できるように羽根車軸を中心に、点対称構造となっている。ここで、ケーシングが形成する流路のうち、上流側をノズル、下流側をディフューザと呼ぶ。羽根車は塩化ビニール樹脂製であり、羽根車の軸方向の幅 $B=200$ mm, 羽根枚数 $Z=30$ 枚, 羽根車外径 $D_1=315$ mm, 内径 $D_2=214$ mm, 羽根は円弧翼で、厚さ $t=1.0$

mm, 入口角 $\beta_1=30^\circ$, 出口角 $\beta_2=90^\circ$ であり、本水車の羽根車形状は通常のカロスフロー水車のものと同様である。実験装置本体の断面は、幅 590 mm で奥行き(軸方向の幅) 270 mm である。ケーシングは図2のA～Cの3種類を用いたが、ノズル開き角度 δ は、ケーシングAが 100° , ケーシングB, Cは 145° であり、スロート幅 S_0 および流路幅はA, B, Cの順に大きくなっている。スロート幅 S_0 はケーシングAが 120 mm, ケーシングBが 190 mm, ケーシングCが 280 mm である。また、図2のノズル後壁形状は円弧である。

作動流体は地下水槽からポリユートポンプによりくみ上げられ、二方切換え三方ボールバルブを経て図1に示す実験装置の下端より水車本体に流入する。水車内に流入した水はある一定高さ(上水面)まで上昇した後、ボールバルブの切換えによって下降し、そして下水面の位置で再びボールバルブの切換えによって上昇する。水車内水面の基準位置を水車軸から 850 mm の位置に設定し、その水面位置を基準として上下に振幅 $h/2$ [m] で周期 T [s] の波に似た往復流をこの二方切換え三方ボールバルブの連続的切換えによって発生させる。水車にかかる有効落差 H [m] は、図1に示した水車前後の羽根車軸の上下 300 mm の対称な位置での圧力差を差圧変換器により測定した。流量 Q [m³/s] は図1中の水位測定点での水車内の水面の水位を圧力変換器で測定し、時間に対する水位変化から求めた。トルクおよび回転数は水車軸に取付けたトーションバー形式のトルク検出器および電磁ピックアップによりそれぞれ測定した。

実験はケーシング形状が図2に示す3種類のタイプについて、周期 T が 6 s, 波高 h が 0.5 m の場合について行った。なお、本実験では負荷トルクは摩擦ブレーキを用いて発生させており、羽根車回転数に対してほぼ一定の負荷トルクがかかるようになっている。摩擦圧力を変えてブレーキトルクを調整し、本水車の回転数変化による流量、出力、効率等の特性を調べた。測

図1 実験装置

図2 ケーシング形状

定値はすべてデータレコーダに同時記録し上下往復流の2周期分の実験データについて解析、考察を行った。

3. 実験結果および考察

3.1 水車の基本特性 波高0.5 m, 周期6 sにおいてケーシングCを用いた場合の, 本水車の最高効率時の基本特性を図3, 4に示す。ここで最高効率時とは, 後述の式(5)で定義される波の1周期にわたる時間平均効率が, 負荷トルクの変化に対して最高となるときをいう。図3は, 各入力特性を時間軸 t に対して上下往復流の2周期についてプロットしたものである。縦軸の $\pm$ の符号は上昇流が+, 下降流が-を表す。流量 Q , 水車前後の有効落差 H はほぼ周期6 sの波形を示し, 本実験装置によって波に似た往復流が水車内に流入していることがわかる。ここで, 入力 L_i は次式で定義した。

$$L_i = \rho g |QH| [W] \cdots \cdots (1)$$

図3の L_i は, 任意時刻 t で測定した流量 $Q [m^3/s]$, 有効落差 $H [m]$ を用い, 上式で計算した値を時間軸 t に対して示したものである。水車への入力 L_i は, ほぼ3 s周期の波形を示す。

一方, 水車の出力特性を図4に示す。出力 L は次式で定義した。

$$L = \omega T_L [W] \cdots \cdots (2)$$

$$\text{ここで } \omega = 2\pi N / 60 [s^{-1}]$$

図4の L は, 任意時刻 t において電磁ピックアップ, およびトルク検出器により測定した回転数 $N [rpm]$ とトルク $T_L [N \cdot m]$ を用い, 上式(2)で計算した値を上下往復流の2周期についてプロットしたものであり, ほぼ3 s周期で振動している。また, 回転数 $N [rpm]$ を見ると, 羽根車は一時停止することがあるものの一定方向に回転し, 往復流に対して自己整流作

用をもつことがわかる。これらのことより, 本水車は上下往復流中で波の入力に対応して出力を取り出すことができることがわかる。

図5は, この水車の瞬時入力と瞬時出力の関係を示したものである。図5中の記号の●は, 往復流の2周期のうち, 流れが加速しているときの値を示し, ○は減速しているときの値を示す。また, 1周期めを実線で, 2周期めを破線で示す。図5から明らかなように, 増速時よりも減速時のほうが多くの出力を示しており, 波形がヒステリシスを示している。このヒステリシスが生じる理由は後述の式(12)からもわかるように, 増速時には, 羽根車によって発生した動力の一部が羽根車を含む回転体の加速に使用され, 一方減速時には回転体の慣性動力が羽根車の発生する動力に加えられるためと思われる。

3.2 ケーシング形状が水車特性に及ぼす影響

ケーシング形状の違いによる水車自身の性能を比較するため, Q, H, N の計測値の1周期間の時間平均値などを用いて各特性値を以下のように定義する。

$$\text{平均単位流量 } \overline{Q_{11}} = 60 |Q| / (BD \sqrt{H}) \cdots (3)$$

$$\text{平均単位出力 } \overline{L_{11}} = \overline{L} / (BD \sqrt{H}^{3/2}) \cdots (4)$$

$$\text{平均効率 } \overline{\eta} = \overline{T\omega} / (\overline{QAP}) = \overline{T\omega} / (\overline{\rho g QH}) \cdots (5)$$

$$\text{平均単位回転数 } \overline{N_{11}} = \overline{N} D / \sqrt{H} \cdots (6)$$

$\overline{\quad}$ は1周期間の平均値を表す。図2のケーシングA~Cについて, $\overline{N_{11}}$ に対するこれら $\overline{Q_{11}}, \overline{L_{11}}, \overline{\eta}$ の値をそれぞれ図6~8に示す。図6~8には, ケーシングCの水車を往復流中ではなく, 一方向流の定常状態で運転した場合の特性を示している。これらA~Cの往復流中での特性曲線は, 一方向定常流のクロスフロー水車の特性と同様な傾向を示し, $\overline{N_{11}}$ の低下とともに流体に作用する遠心力が減少し, 流量が増大する。また

図3 入力特性

図4 出力特性

図5 瞬時入力に対する瞬時出力

図 6 平均単位流量

図 7 平均単位出力

図 8 平均効率

この流量の増大のために $\overline{L_{11}}$ がピークを示す $\overline{N_{11}}$ の値は $\overline{\eta}$ がピークを示す $\overline{N_{11}}$ よりわずかに小さくなる。ただし、往復流中の時間平均的な効率、流量、出力の値は、図 6～8 のケーシング C に関する結果から定常特性のそれぞれの値に対して減少していることがわかる。

ケーシング形状が各特性値に及ぼす影響については、A～C の順に、すなわちノズル開き角が大きく、流路幅が広いケーシングほど流量が多く、効率が高く、出力が大きくなっている。これはのど部面積 (図 2 の S_0) が大きいほど流量が多くなること、および効率に及ぼすケーシング形状として、ノズル側よりもディフューザ側の影響が大きく、ノズル開き角度 δ が大きく、流路幅の広いケーシングの場合に、羽根車を通じた流れが出口側へ抜けやすく、効率が高くなるものと思われる。

3.3 一方向流中の定常特性を用いた往復流中の動的特性のシミュレーション クロスフロー水車の定常特性は一般に図 9 のような特性曲線で示され、効率、単位流量がそれぞれ

$$\eta = f_1(N_{11}) \quad \dots\dots\dots (7)$$

$$Q_{11} = f_2(N_{11}) \quad \dots\dots\dots (8)$$

と表される。

ここで、

$$N_{11} = ND/\sqrt{H}, \quad Q_{11} = 60Q/(BD\sqrt{H})$$

である。式 (8) より、有効落差を

$$H = f_3(Q, N) \quad \dots\dots\dots (9)$$

と表すと、これを用いて式 (7) より

$$\eta = f_4(Q, N) \quad \dots\dots\dots (10)$$

となる。また、水車出力トルク T_o は式 (9), (10) を用いて

図 9 一方向定常流中の性能特性

$$T_o = \eta \rho g Q H / \omega = 60 \eta \rho g Q H / (2\pi N) = f_5(Q, N) \quad \dots\dots\dots (11)$$

となる。一方、水車の運動方程式は

$$I_M \frac{d\omega}{dt} = T_o - T_L - T_F \quad \dots\dots\dots (12)$$

と表される。ここで I_M は慣性モーメント、 T_L は負荷トルク、 T_F は機械損失トルクである。流量 Q は波の特性と水車形状によって決まる値であるが、実験などによって Q が時間の関数として与えられれば、式 (12) は N に関する常微分方程式となる。 I_M , T_L , T_F を与え、初期条件のもとに式 (12) をルンゲ・クッタ法によって解くことにより水車回転数 N が時間の関数として求められる。以下、3 種類のケーシングのうち最高効率を示したケーシング C の場合のシミュレーション結果について述べる。

図 10 は負荷トルクが $T_L = 0.98 \text{ N} \cdot \text{m}$ で一定の場合の、時間に対する羽根車回転数のシミュレーション結果と実験値との比較を示す。ただし、シミュレーションでは流量 Q に実験値を用いている。計算値は実験値にほぼ沿っており、往復流中で流れが逆転するにもか

かわらず水車は連続的に一方方向に回転し続けることを示している。なお、計算において慣性モーメント $I_M = 0.04 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ 、機械損失トルク $T_F = 0.20 \text{ N} \cdot \text{m}$ を用いている。図 11 には、1 周期間の平均効率 $\bar{\eta}$ が最高を示す負荷トルク時 ($T_L = 3.43 \text{ N} \cdot \text{m}$) の場合の結果を示す。羽根車が一時停止することを含めて、計算値はほ

ぼ実験値に一致している。

次に一定負荷トルク値を調整し、平均単位回転数を変化させた場合の 1 周期間の水車平均効率 $\bar{\eta}$ のシミュレーションによる計算結果を図 12 に示す。ここで水車の平均効率は式 (5) で定義した。計算値はほぼ実験値に合っており、平均効率 $\bar{\eta}$ が最大値を示す負荷トルク値も両者ではほぼ一致している。図 12 は、負荷トルクが小さすぎると流れに対して回転数が高くなりすぎ効率が低下し、また逆に負荷トルクが大きすぎると回転数が低くなりすぎ同様に効率が低下することを示している。これらより、水車の定常特性を準定常的に用いて往復流中の羽根車回転数、出力、効率などをシミュレーション計算することが可能であることがわかる。

これまでの数値シミュレーションでは流量に図 3 の実験値を用いたが、ここでは簡単化のため流入流量を規則的な正弦波とした場合の結果について述べる。

図 13 は、波高 h が 0.5 m の一定のもとで、周期を変化させた場合の効率特性のシミュレーション結果である。ここで、利用可能な波のエネルギーの平均エネルギー密度は、波高 1.5 m、周期 8 s 程度の波に相当する⁽⁶⁾といわれているので、波の周期は 6, 8, 10 s について検討した。周期が変化した場合にも互いに同様な $\bar{N}_{11}-\bar{\eta}$ 曲線が得られるが、周期が長くなるにつれて最高効率が減少し最高効率を示す $\bar{N}_{11}$ の値がわずかに小さくなっている。6 s の場合の最高効率は 44% 程度で、図 8 に示した実験値とほぼ一致しており、流量波形の違いが効率に及ぼす影響はあまり現れていない。また、図 8 の一方方向定常流の効率と比較すると、正弦波状の往復流の平均効率 $\bar{\eta}$ は、最高効率点付近で定常流のほぼ 70% 程度に減少するが、単位回転数に対する分布の傾向は両者ではほぼ同様となっている。

本実験装置の羽根車は塩化ビニール樹脂製であり、

図 10 回転数の変化 ($T_L = 0.98 \text{ N} \cdot \text{m}$)

図 11 回転数の変化 ($T_L = 3.43 \text{ N} \cdot \text{m}$)

図 12 負荷トルクに対する平均効率

図 13 平均単位回転数に対する平均効率

図 14 負荷トルクを正弦波状に制御した場合の回転数の変化 ($T_{Lmax}=3.43 \text{ N} \cdot \text{m}$)

図 15 負荷トルクを正弦波状に制御した場合の最大負荷トルクに対する平均効率

かつ羽根厚さが1 mmと薄いこと、および負荷として摩擦ブレーキを使用していて羽根車軸には発電機がついていないため羽根車を含む回転体の慣性モーメントは実機と比べて小さくなっている。回転体の慣性モーメントが小さい場合には回転数の応答がよく、流量または落差が零になる、つまり入力为零になる付近で図11に示すように羽根車の回転が一時停止する。この羽根車の回転の一時停止は、水車効率の低下を招くことになるが、回転体の慣性モーメントが本水車の場合よりさらに大きくて適切な値をもつ場合には、回転数が振動しながらも羽根車は一定方向に連続的に回転し、効率が増大すると考えられる。

次に、回転体の慣性モーメントがあまり大きくない場合にも羽根車を滑らかに回転させ、水車効率の増大を達成する方法として、流量の変化に同期させて負荷トルクを変化させることを検討する。

図14は、流量の正弦波状変化に同期して負荷トルクを正弦波状に変化させた場合の羽根車回転数のシミュレーション結果を示す。最大負荷トルク T_{Lmax} は図11の場合と同じ $3.43 \text{ N} \cdot \text{m}$ であり、また慣性モーメントも図11の場合と同じであるが、羽根車は連続的に一方向に回転し続けることがわかる。図15には最大負荷トルクを変化させた場合の平均効率を示す。平均最高効率は52%を示し、図8に示したように定常状態での最高効率がほぼ60%であることから、負荷トルクを適切に制御することによって高効率を得ることができる。

4. 結 言

対称形クロスフロー水車を用いた波力水車について上下往復流中の水車性能に及ぼすケーシング形状の影響を実験的に調べるとともに、一方向流中の定常特性を用いて本水車の動特性のシミュレーションを行った。その結果以下のことが明らかとなった。

(1) 本水車の定常特性を準定常的に用いて往復流中の特性を求める数値シミュレーションによって、波力水車の回転数、効率などの作動特性を評価できる。

(2) 往復流の1周期間の平均値で扱った、本波力水車の効率、流量、出力特性は、一方向定常流中での各特性と同様な傾向を示す。

(3) 波力水車のノズル形状については、 145° までのノズル開き角度において、ノズル開き角度が大きく流路幅の広いものほど高性能が得られる。

文 献

- (1) 益田・宮崎, 機誌, 83-737 (1980), 405.
- (2) Lewis, T., *Wave Energy*, (1985), 10, Graham & Trotman Limited.
- (3) 鈴木・ほか2名, 機論, 50-449, B (1984), 241.
- (4) 井上・ほか2名, 機論, 50-459, B (1984), 2592.
- (5) 井上・ほか3名, 機論, 51-468, B (1985), 2746.
- (6) 本間, 第1回波浪エネルギー利用シンポジウム前刷集, (1984), 1.
- (7) 井上・ほか3名, 機論, 53-496, B (1984), 241.
- (8) 渡辺・ほか2名, 機論, 51-466, B (1985), 1883.
- (9) 福富・中瀬, ターボ機械, 19-11 (1991), 721.