# 第2章 揺動羽水車の羽と流体の練成運動

# 1.はじめに

環境負荷の少ない再生可能なエネルギー資源の利用技術の実用化は,21世紀の人類社会の持続・ 発展を目指す上で,極めて重要な課題である.この問題に対して,太陽光,風力,生物エネルギー など多様な環境保全型エネルギーに関する技術開発が進められているが,石田ら<sup>1),2)</sup>は,海岸波 浪の持つ波の運動エネルギー,および河川流や堰からの越流水あるいは水門からの流出水などの持 つ流水エネルギーを抽出するための新しい水車の開発を行ってきた.

これらの水車は,海岸構造物や河道に及ぼす過大な流体力の低減化を図り,防災施設として利用 すると共に,作用する流体力を水車軸の回転力に変換し,この水車軸に発電機やコンプレッサーを 直結させることにより,電力や圧縮空気を製造し,地球環境改善に利用することを目指している.

水力エネルギーを抽出するための水車については、従来より、流れの性状に応じて様々な形式の ものが開発利用されている.管路流れに対しては、ペルトン水車、クロスフロー水車、ダリウス型 水車など多様な水車が開発使用され、その性能特性や設計方法について豊富な知見が蓄積されている<sup>3),4)</sup>.

一方,開水路流れにおいては,"流しかけ水車"が古くから普及しているが<sup>5)</sup>,その他の水車形式 の開発は十分とは言えない.流しかけ水車は,水深に対して水車の直径が非常に大きく,水路上部 の空間を占有する.これは,既存構造物周辺の急流部へ水車を設置する場合に問題となる.また, 管路流れに適した水車を開水路流れへ応用するには,水深変化に対応するために新たな導水設備が 必要となるので,技術的および経済的に大きな問題を伴うと考えられる.したがって,開水路流れ の特性に適した形式の水車の開発を進めることが重要である.

石田らが開発した"揺動羽型水車"<sup>2)</sup>を図-1に示す.羽とバネの詳細構造については,第1章 で述べた通りであり,揺動羽は羽の中心から偏心した位置に自転軸を持ち,振角に対して復元力を 発揮するバネが付加されているため,羽は流体力とバネの復元力の釣合う迎角まで揺動回転する. 流体力を受けない場合は,羽の迎角は図-1の点線の状態になる.羽の迎角は,復元バネの強度に 影響されるが,水車の回転に伴う抗力変化に従って変化する.抗力による揺動羽水車の回転力は, 流れ方向と羽の移動方向が逆になる羽4付近以外の羽1から羽3の範囲では,通常は同一方向に作 用すると予想される.通常の固定式の羽では羽3から羽1の区間において大きな逆流抵抗を受け続 けるため,固定された平板状の羽では水車は回転しない.一方,揺動羽は,羽4付近では流れに平 行になり,自動的に反回転力を逃がすことができるため,水車軸は同一方向に回転し続けることが できる.すなわち,本水車は,ほぼ全周において同一方向回転力が得られるよう設計された合理的 なものといえる.

本研究では,まず1枚の搖動羽に着目して,周辺の流体場,流体力および羽の運動を詳細に数値 解析し,揺動羽型水車の性能特性に関する基礎的な知見の獲得を目指す.解析には,移動一般曲線 座標系に変換した Navier-Stokes 方程式を用い,流体場を一軸強制回転系として羽の運動を計算し, 両者を連成的に解析する.特に,バネ強度の変化に伴う羽の揺動状況の変化や,羽の挙動と渦の発 生流下の状況,および流体力の変化を検討し,水車のトルクおよび出力係数を算定する.



図-1 揺動羽型水車の回転原理

#### 2.解析方法および条件

2.1 解析方法

回転運動する揺動羽周辺の流れ場の解析は移動境界問題となる.そこで,流体の運動方程式として,Navier-Stokes 方程式を ALE 法に基づいて記述したものを用いた.また,任意形状の境界面を 持つ流れ場を精度良く解析するために,基礎方程式を一般曲線座標系に変換し,境界適合格子を用 いた解析を行った.流体解析の詳細は石田・楳田ら<sup>6)</sup>を参照されたい.一方,揺動羽の運動は,水 車軸回りの公転および羽軸回りの自転の2つの運動に分けて考える.公転運動は,水車が定速回転 すると仮定し,対応する羽の移動速度を境界条件として与え,自転運動は,羽軸回りに剛体羽が自 由回転すると考え,次式を用いた.

$$\frac{d^2\phi}{dt^2} + c\frac{d\phi}{dt} + k\phi = \frac{M}{I}$$
(1)

ここに, は羽の弾性中心(羽の公転軌道の接線方向)からの偏角である(図-2参照).また, / は羽の慣性モーメント, *c* は減衰係数, *k* は弾性係数, *M* は流体運動によって発生する羽軸周り のモーメントである.

流体場と揺動羽との連成計算の手順は次の通りである.まず,流体解析で得られた圧力と速度から羽表面に作用する圧力分布とせん断力分布を求め,羽軸回りのモーメント M を計算する.次に,式(1)の右辺にその値を代入して羽の迎え角 を求める.次の時間ステップでは,羽の迎え角の変化と水車の公転運動に応じて羽を移動させ,その周辺に格子を新たに形成する.次に,各格子点の移動速度を求め,羽表面上の格子移動速度を流体の移動境界条件として与え,流体場の計算を行う.以上の過程を繰り返すことにより,流体と羽の非定常な運動を計算した.

#### 2.1 解析条件

図-2に示すような,一様流中で反時計回りに定速回転する羽周辺の流体場の解析を行う.水車の軸に原点0をとり,流れ方向に *x* 軸,直交方向に *y* 軸をとる.羽軸を a 点とし,羽軸は羽長を 1:2 に分割する位置に固定した.羽の位置は,*x* 軸から反時計回りの角度 で表す.羽軸の軌道半径 *R* は羽長 *L* の2倍とする.羽周辺の流れ場は,羽長を代表長さ *L*,一様流速を代表速度 *V*<sub>0</sub> とすると,次式で示される Reynolds 数および周速比 *V*,により特徴づけられる.

$$\operatorname{Re} = \frac{U_{o}'L'}{v'} , \qquad V_{r} = \frac{V_{t}'}{U_{o}'}$$
(2)

ここで, は流体の動粘性係数, *V<sub>t</sub>* は羽軸 a での接線方向の回転速度である.なお,水車の角速 度 *。*は *V<sub>t</sub>* /*R* で表される.プライムを付けた変数は有次元量を表す.Reynolds 数を 1000 とし, *V<sub>t</sub>* を 0.1 から 0.6 の範囲で計算した.羽の運動特性を特徴づける式(1)中の各係数は,次のように 無次元化した値を用いる.

$$I = \frac{I'}{\rho' L^4} \cdot c = \frac{c'}{(U_0'/L')I'} \cdot k = \frac{k'}{(U_0'/L')^2 I'}$$
(3)

ここで, は流体の密度である.以下では,/=0.03,*c*=12.6と固定し,弾性係数 *k* を 0.25*k*<sub>0</sub> から 2*k*<sub>0</sub>(*k*<sub>0</sub>=9.87)の範囲で変化させた.また,無次元流体力 *F*<sub>t</sub> およびモーメント *M* は次式で定義した.

$$F_{t} = \frac{F_{t}'}{\rho' L' U_{0}'^{2}} \quad M = \frac{M'}{\rho' L'^{2} U_{0}'^{2}} \tag{4}$$

境界条件は次のように設定した.羽表面の移動境界では,速度は滑り無しの条件として,羽上の 格子点の移動速度と流速を一致させた.圧力は境界層近似に基づき,羽面法線方向の圧力勾配ゼロ の条件を課した.外部境界の流入側では,一様な定常流速を与え,流出側では速度を外挿した.外 部境界での圧力は基準値としてゼロを与えた.初期条件は静止流体場とし,最初に羽が1回転する 間に一定流速 U<sub>0</sub> まで加速し,10回転分の計算を行った.なお,計算開始から3回転目以降は,羽 運動および流体力は周期的に安定することが確認された.



#### 3.羽挙動および流体力の変化

3.1 弾性係数に対する羽挙動および流体力の変化

**図 - 3 (a), (b), (c)**は,弾性係数 *k/k<sub>0</sub>*=0.25,0.75 および 2.0 の場合の揺動羽の軌跡を示す.図 中に羽軸の回転軌道を一点鎖線の円で示した.また,接線方向の流体力 *F<sub>t</sub>*を図-4(a),(b),(c) に示す.いずれの図も,周速比は *V<sub>t</sub>*=0.5 である.



まず,復元バネの弾性係数の違いによる羽運動と流体力の変化について考察する.弾性係数に関わらず, =90°の時の羽向きは流れに平行になるが, =135°~360°にかけて,弾性係数の違いが羽の運動に影響を与える.弾性係数が(a)の0.25と小さい場合, =270°の時の羽向きは流れに対してほぼ直角になることで,大きな流体力 *F*,を受ける.その後も =270°までは羽向きは軌道接線に対して直角に近い角度を維持するので,正の流体力を長時間受けるが,羽向きが大きく変わる =340°付近では,逆向きの流体力が発生する.一方,弾性係数が(c)の2.0と大きい場合,流体力に対してバネ反力が大きくなるため,羽の搖動は小さくなる.その結果,正の流体力の大きさと発生時間は減少するが,負の流体力の絶対値は減少すると伴にその発生時間は短くなる.(b)は両者の中間的なものとなる.よって,1回転を通しての正味の流体力を増やすには,復元バネの弾性係数を適切に設定することが重要である.

#### 3.2 周速比に対する羽挙動および流体力の変化

復元バネの弾性係数を固定し,回転速度を周速比 *V*<sub>r</sub>=0.2,0.4,0.6 と変えた場合の揺動羽の軌跡を図-5に,対応する羽周辺の圧力分布と流体力 *F*<sub>r</sub>の時間変化を図-6および図-7に示す.



図-5 周速比の違いによる揺動羽の軌跡の変化(k/ko=1)



図-6の圧力図では,羽から十分離れた主流域での圧力値を基準値ゼロとし,実線の等圧線で正 圧,破線で負圧を表示した.羽の運動は,図-5より分るように,逆流域(=0°~180°)にお いては,羽向きは羽軸軌道の接線方向に比較的近づき,順流域(=180°~360°)においては, 流れに対する羽の投影面積が大きくなるよう迎角が変化している.特に,=90°の時,負の接線 方向流体力が発生するものの,この時の羽向きは軌道接線にほぼ平行になるため,その絶対値は非 常に小さい値に抑えられている一方,=180°付近では大きな流体力が発生し,揺動羽は効果的 に回転力を得ていることが良く捉えられている(図-7).このことから,羽に作用する流体力 *Ft* の強度と変動量は,周速比 *Vr*によって大きく変化することが分る.

図5~図7を総合して考察すると,周速比 Vr=0.2の場合, =0°の時,羽は羽軸軌道の接線方向に対して左回りに約45°傾く.その羽の前面には後流渦に伴う低圧,背面には流れがよどむことにより生じる高圧が作用するため,比較的大きな流体力が発生する.しかし,周速比が増加すると,羽向きが接線に平行に近づくと共に,渦が羽から離脱するため,対応する流体力は減少する.

その後, = 90°から 135°の間に,流体力は負から正に転じる.その位置は周速比に依らず,

120°である.一方,正の流体力が得られるの範囲は,周速比に反比例する.この間の流体力は大きく変動する.流体力の極大点は,周速比 Vr=0.2で5つ,Vr=0.4で3つ,Vr=0.6で1つ存在する.これは,羽背後で発生する渦の個数と対応する.周速比 Vr=0.2と0.4の極値の間隔を実時間に換算するとほぼ同じになり,渦の発生周期は周速比に依らないことが分かった.

=135°~270°では,羽は羽軸軌道の内側へ押し込まれ, =270°~360°では,羽は軌道の 外側に張り出すことで,回転方向の流体力を受けている.この特徴は,周速比が小さいほど顕著に 現れ,石田ら<sup>2)</sup>の実験観測の結果と良く一致する. =180°~360°においては,周速比が小さい 程,一様流による羽への相対流速は大きくなる.その結果,羽背後に渦が発達すると共に,バネ反 力に対して羽に作用する流体力が増大するため,周速比が小さくなると羽の運動は激しくなる.1 回転間の流体力 *Ft* の平均値は周速比が小さい程大きくなる.



図 - 7 周速比の違いによる流体力の変化(k/ko=1)

## 4.トルクおよび出力の算定

本章では,先に得られた揺動羽1枚に作用する流体力によって水車が駆動されると仮定して,水車の基本性能に関する考察を行う.水車の性能に関する代表的な指標として次式で定義されるトルク係数 *C*<sub>P</sub> およびパワー係数 *C*<sub>P</sub> を算出した.

$$C_{\varrho} = \frac{Q'}{\frac{1}{2}\rho' U_{0}^{\prime 2} A' R'} \quad C_{P} = \frac{W'}{\frac{1}{2}\rho' U_{0}^{\prime 3} A'}$$
(5)

ここで, *Q* は水車軸回りのトルク, *W* は出力, *A* は水車の投影面積である. *A* は羽軸軌道の 直径 2*R* を与えた.本解析では,トルク*Q* および出力 *W* は次式を用いて求めた.

$$Q' = \frac{R'}{T'} \int_{0}^{T'} F_{t}' dt' \quad W' = \frac{1}{T'} \int_{0}^{T'} F_{t}' \cdot V_{t}' dt'$$
(6)

ここで, T は羽が1回転するのに要する時間を表す.式(6)を式(5)に代入して整理すると, 各係数 は次式で与えられる.

$$C_{\varrho} = \frac{1}{2}\overline{F}_{t} \quad , \qquad C_{P} = \frac{1}{2}\overline{F}_{t} \quad V_{r} = V_{r} \quad C_{\varrho} \tag{7}$$

ここで, Fは, 無次元接線方向流体力 Ft の1回転間の平均値である.

図 - 8 は,周速比 V<sub>r</sub>=0.5 の場合の復元バネの弾性係数比 k/k<sub>0</sub>に対するパワー係数 C<sub>P</sub>の変化を示したものである.弾性係数の違いによる羽挙動の変化に対応して,パワー係数も大きく変化する. 弾性係数が 0.5 k<sub>0</sub> ~ 0.75 k<sub>0</sub> 周辺でパワー係数は最大となる.弾性係数がそれより小さい場合は = 340°付近で羽向きが大きく変わる際にトルクが負になるため(図-4(a)),大きい場合は羽向きの変化が十分でないため,パワー係数は低下する.



図 - 8 弾性係数に対するパワー係数の変化(Vr=0.5)

図-9に,弾性係数を1.0koの場合の周速比 Vrに対するトルク係数 Co の変化を示す.図には, 石田らの実験結果<sup>2)</sup>および計算結果の近似直線を併記した.実験値は,計測された全トルクや全出 力を式(5)に代入して係数を算出したものである.計算結果から,トルク係数は周速比 Vr の増加に 伴いほぼ直線的に減少することが分かる.この傾向は実験結果と同じである.図-10は,周速比に 対するパワー係数の変化を示す.図中の1点鎖線は,図-9のトルクの近似直線から計算されるパ ワー係数の近似曲線である.周速比 Vr が 0.4 付近でパワー係数 CP は最大となることが分かる.この特徴も実験結果とほぼ同じであり,本解析により水車の出力特性が良好に再現されていることが分かる.ただし,実験は9枚羽水車を使用したのに対して,本計算では1枚羽の水車を仮定しているので,各係数の値は実験結果に比べて小さい.





# 5.水車の出力特性に関する実験

#### 5.1 実験方法および条件

**写真 - 1** に示す模型の揺動羽水車を作成し,国土交通省総合技術研究所の流速計検定用施設において,本水車の回転数とトルクおよび出力パワーとの関係を検討した.





写真 - 1 実験に用いた揺動羽水車

写真-2 水車の走行試験

実験は,写真-2に示すように,設置されている電車に水車を取り付け,電車を所定の速度で走行させることにより,水車に所定の流速が作用するようにしたが,水車の流水抵抗と電車のパワーの関係から,走行速度は約1.8m/sが得られる最大速度であり,したがって水車を流速1.8m/sの流

れの中に設置した場合に対応する実験を行ったことになる.

水車前面での流水の減速を無視すると,水車横断面を通過する流水の運動エネルギーは約875W である.本実験では,表-1に示す条件の6枚羽および8枚羽のジュラルミン製の水車を使用した.なお,8枚羽水車に関しては,水車軸および羽軸の接続方法を改良し,水車自身の剛性を強化した場合の実験結果も示す.

	6 枚羽水車	8 枚羽水車
水車直径	60cm	60cm
水車高さ	55cm	55cm
羽幅	18.0cm	13.5cm
羽長	50cm	50cm

表 - 1 実験に用いた水車の寸法

#### 5.2 トルクおよび出力の測定結果

トルクと回転数との関係を図-11 に示す.トルクは回転数にほぼ反比例する.トルクがゼロ(無 負荷)の状態で生じる最大回転数は1分間当たり約26~60回である.8枚羽水車が高回転数を得 る.一方,回転数がゼロの状態で生じる最大トルクは計測不能であったが,計測結果の近似直線か ら判断すると,6枚羽水車のトルクが大きい.本実験条件では,8枚羽で剛性を強化したものが高 回転かつ高トルクを得ることができる.

図-12は,出力と回転数の関係を示す.改良前の8枚と6枚羽水車の最大出力はほぼ同じである が,8枚羽は幅広い回転数域で高出力を得ることができる.8枚羽水車の場合,回転数が約27r.p.m. の時,出力は最大値をとる.この回転数を周速比に換算すると,Vr 0.45である.また,流入エネ ルギーに対する抽出エネルギーの最大効率を計算すると約19%となる.



図-11 回転数に対するトルクの変化



図 - 12 回転数に対する出力の変化

この実験の最大出力効率19%は,一見小さな値と思われがちであるが,流水を集める"水寄せ工" を付加することにより水車前面での流速を増加させれば,出力効率が増加することは分かっている ため,実際の河川などに設置する場合には,さらに効率を上げることが可能である.さらに揺動羽 の復元バネ強度や羽数などを調整すれば,水車自体の効率の増加も期待されるため,本水車は十分 に実用化が可能であるといえる.

## 6.おわりに

ー様流中で定速回転する揺動羽型水車に関して,羽と周辺の流体場の連成運動に関する数値解析 モデルを構築し,羽周辺の流況,流体力と羽運動との関連について詳細な検討を行った.さらに, その流体力によって駆動される水車の基本性能について考察を加えた.本研究で得られた結果は, 次のようにまとめられる.

- (1)可動羽に作用する流体力の変動特性を比較し, 揺動羽が逆流域で反回転力を低減し, 順流域で高 回転力を得ることを確認した.
- (2)揺動羽を支持する復元バネの強度の違いが羽運動と流体力に与える影響について検討した.弾性係数が小さい場合,流れに対して羽の迎角は直角に近く,大きな流体力を比較的長時間得ることができるが, = 345°付近で羽向きが反転する際に負の流体力が発生する.弾性係数が大きいと,羽の搖動が機能しないため流体力は減少するため,1回転間の平均流体力を増加させるには,弾性係数を適切に調整することが必要である.
- (3)回転速度の違いが羽の運動,周辺の渦流れおよび回転方向への流体力の変化に与える影響について検討した.周速比が小さい場合,1回転中に多数の渦が羽背後から発生し,羽向きおよび流体力は激しく変動する.最大流体力は = 220°付近で発生する.周速比が増加すると,最大流体力は = 180°付近で発生し,1回転中の流体力変動は小さく,羽向きは安定する.
- (4)羽1枚に作用する流体力によって水車が駆動されると仮定し、トルク係数およびパワー係数を算出し、水車の基本性能に関して検討した.復元バネの弾性係数を調整することで、正のパワー係数を得ることができる.解析によって得られた係数と周速比との関係は、実験結果と全体的に良く一致することが確認され、本解析モデルの定性的な信頼性は検証された.ただし、本計算では、複数の羽間の流れの相互干渉、流れの3次元性および水車機構内の摩擦などの要素の影響は考慮されていないため、水車性能を定量的に議論することはできない.今後、解析モデルの高度化と共に詳細な実験計測の結果に基づいた議論が必要である.

## 参考文献

- 1)石田 啓・高地 健・大貝秀司:波力水車とリニアクランク気筒による海中エアレーション装置の開発,海洋開発論文集, Vol.16, pp.105 110, 2000.
- 2) 石田 啓・川崎秀明・渡部敏男・高地 健・大貝秀司・楳田真也:新型水車による流水エネルギー抽 出装置の開発と現地設置,海岸工学論文集,第49巻,pp.711-715,2002.
- 3)高松康生・古川明徳・大熊九州男・下釜康彦:ダ<sup>\*</sup>リウス形横流水車の流体性能に関する研究,機械
   学会論文集(B),50巻,pp.2368 2377,1984.
- 4) 福富純一郎・中瀬敬之・山下弘之・蓮井伸二:クロスフロー水車に関する研究,機械学会論文集(B), 52 巻, pp.401 - 406, 1986.
- 5)後藤眞宏・片山秀策・天田高白・佐藤政良:矩形断面水路における流し掛け水車の出力特性,農業 土木学会論文集,No.197,pp.91-99,1998.
- 6)石田 啓・楳田真也・由比政年:振動流中に設置された直立円柱周辺の馬蹄形渦および後流渦の特性,
   土木学会論文集,No.705, -59,pp.115 128,2002.