1929 下掛け式クロスフロー水車の内部流れに関する研究 Study on Internal Flow of an Undershot Type Cross-Flow Water Turbine

○学 近江谷 亮太 (茨城大院) 正 西 泰行 (茨城大) 正 稲垣 照美 (茨城大)
立川 力 (茨城大) 小寺 正雄 (元茨城大) 正 福富 純一郎 (徳島大院)

Ryota OMIYA, Graduate School of Ibaraki University, Ibaraki, Japan

Yasuyuki NISHI, Ibaraki University, Ibaraki, Japan

Terumi INAGAKI, Ibaraki University, Ibaraki, Japan

Tsutomu TACHIKAWA, Ibaraki University, Ibaraki, Japan

Masao KOTERA, Former Ibaraki University, Ibaraki, Japan

Junichiro FUKUTOMI, The University of Tokushima, Tokushima, Japan

This study is aimed at development of the extra-low head water turbine for an open channel from a viewpoint of using effectively unused hydropower energies, such as an irrigation channel. Then, paying attention to the cross-flow runner, authors eliminated the casing and tried the application as a water turbine for an open channel (Undershot Type Cross-Flow Water Turbine). In this paper, water turbine performance and internal flow of water turbine were investigated by experiments and a CFD analysis in constant flow rate. The results showed that the position of inflow and outflow in the runner from volume fraction and radial velocity distributions.

Key Words: Water Turbine, Cross-Flow Turbine, Open Channel, Internal Flow, Free surface, CFD

1. 緒言

近年、環境問題やエネルギー問題が顕在化し、自然エネルギーの有効利用が期待されている。その一つとして水力発電が挙げられる。しかしながら、水力発電の主流である大規模集中型発電は建設適地が減少しているため、これまで未利用であった小規模水力の利用が注目されている⁽¹⁾。そこで著者らは、超低落差に適した開水路用水車の開発を目指し、開水路に設置したクロスフロー水車（下掛け式クロスフロー水車）の初期水深一定下における水車性能および内部流れを実験的に明らかにした⁽²⁾。しかしながら、流量一定下における水車性能は明らかでなく、まして自由表面を有する本水車の内部流れはほとんど知られていない。本報では、下掛け式クロスフロー水車の流量一定下における水車性能および自由表面を有する内部流れを実験およびCFD解析により明らかにした。

2. 実験および解析方法

供試羽根車の概略を図1に、その諸元を表1に示す。本研究における座標系は羽根車中心を原点として水平方向をX軸、鉛直方向をY軸と定義した。また、X軸の負の方向を $\theta=0^\circ$ とし反時計方向を正とした。実験は開水路を模擬した回流水槽を使用し、流量一定 ($Q=0.003\text{m}^3/\text{s}$) の条件下で行った。流量 Q は電磁流量計により測定し、上流および下流水深 h_3 、 h_4 は羽根車中心からそれぞれ上流および下流に $2D_1$ 離れた位置において、水路幅 B の中央および壁面近傍を水位計により測定し求めた。また、上流平均流速 V_3 および下流平均流速 V_4 は次式により求めた。

$$V_3 = Q / Bh_3, \quad V_4 = Q / Bh_4$$

水車の回転速度 n およびトルク T は負荷器によって回転速度を変化させながらそれぞれ電磁ピックアップおよびトルク検出器により測定した。また、出力 P 、有効落差 H および水車効率 η は次式により求めた。

$$P = 2\pi nT/60, \quad H = h_3 + V_3^2/2g - h_4 - V_4^2/2g, \quad \eta = P/\rho gQH$$

ここで、 ρ : 水の密度、 g : 重力加速度である。

CFD解析は汎用解析コードANSYS CFX13.0を用いて、

三次元非定常流れ解析を行った。乱流モデルには標準 $k-\epsilon$ モデルを用い、均質多相流モデルにより自由表面の計算を行った。計算領域は図2のように構成され、総格子数は約88万要素である。入口境界条件は質量流量、出口境界条件は自由流出とし、計算領域上面は自由に空気が出入りするように大気開放とした。羽根車には回転速度 $n=14\text{min}^{-1}$ を与えた。初期状態における流速は実験値を使用し、水の体積分率 VF はステップ関数を用いて次式のように定義した。ここで、 y は計算領域高さ方向の座標であり、 h には実験値の h_3 を用いた。

$$VF = \text{step}(h - y)$$

なお、羽根車外周および内周はそれぞれ添字1, 2で示した。

Section A-A

Fig.1 Test runner

Table 1 Specifications of runner

Outer diameter: D_1	180mm	Runner width: b	240mm
Inner diameter: D_2	120mm	Side clearance: γ	5mm
Inlet angle: β_{b1}	30°	Bottom clearance: δ	5mm
Outlet angle: β_{b2}	90°	Number of blade: Z	24

Fig.2 Computational domain

3. 実験結果および解析結果と考察

3.1 水車性能

実験値と解析値のトルク T および出力 P の比較を図3に、水車効率 η の比較を図4に示す。トルクおよび出力は解析値が約16%高い値を示し、水車効率は解析値が約6%低い値となっている。表2に示す水深 h_3 および h_4 は解析値が h_3 で約4%、 h_4 で約9%高い値を示しているが、いずれも実験値と解析値は比較的良好に一致している。したがって、本解析により自由表面を有する本水車の流れ場をある程度捉えられていると考えられる。なお、本水車の最高効率は約24%であり、以下このときの回転速度での検討を行う。

Fig.3 Torque and power

Fig.4 Efficiency

Table 2 Depth of water

	Exp.	CFD
h_3 [mm]	65.25	67.65
h_4 [mm]	16	17.44

Fig.5 Volume fraction (CFD)

3.2 内部流れ

本研究で用いたクロスフロー水車はケーシングが無く、開水路に設置しているため自由表面を有しており、羽根車の入口、出口領域が作動条件によって変化する。そこで、水と空気の界面を同定するため、羽根車外周および内周における水の体積分率 VF を図5に示す。ここで、 $VF=1$ は水、 $VF=0$ は空気であり、 $VF=0.5$ は水と空気の界面である。図5より、羽根車外周では $\theta=21\sim132^\circ$ 、羽根車内周では $\theta=48\sim141^\circ$ が水の領域であることがわかる。図6に羽根車外周および内周における絶対速度の半径方向成分 V_r および周方向成分 V_u を示す。ここで、 V_r は半径方向内向きが正である。図6(a)より、 V_{r1} は θ の増加に伴い減少しており、 $\theta=92^\circ$ 付近以降では負の値を示している。したがって、羽根車外周において $\theta=21\sim92^\circ$ は第一段入口領域、 $\theta=92\sim132^\circ$ は第二段出口領域である。また、 V_{u1} は θ の増加に伴い大きくなり $\theta=84^\circ$ で最大値を示した後減少し、 $\theta=119^\circ$ 付近以降は負の値を示している。図6(b)より、 V_{r2} は θ の増加に伴い減少し、 $\theta=109^\circ$ 付近以降は負の値である。したがって、羽根車内周において $\theta=48\sim109^\circ$ は第一段出口領域、 $\theta=109\sim141^\circ$ は第二段入口領域である。なお、 V_{u2} は全領域で正の値を示しており、 θ の増加に伴い増大してい

(a) Outer circumference

(b) Inner circumference

Fig.6 Radial and tangential velocity (CFD)

る。

図7に羽根車外周および内周における相対流れ角 β を示す。図7(a)より、第一段入口領域において β_1 は $\theta=36^\circ$ 付近で羽根車の理想流入角度である -30° となっているが、それ以外の θ では β_1 がかなり増減しており、この領域で羽根との衝突損失が増大していると考えられる。また、第二段出口領域では $\theta=112^\circ$ 付近を境にして正負が逆転している。これは図6(a)に示したように、 $\theta=92\sim112^\circ$ において V_{r1} が負の値であるのに対して V_{u1} は正の値であり、 $\theta=112\sim132^\circ$ においては両者が負の値を示しているためである。

図7(b)より、 β_2 は第二段入口領域において理想流入角度である 90° と大きく異なっており、ここでも羽根との衝突損失が増大していると考えられる。

図8に羽根車周辺の速度ベクトルを示す。ただし、羽根車内は相対速度、羽根車外は絶対速度で示している。図8より、流れは羽根車内を貫流し、羽根車第一段と第二段で2度羽根に作用していることが確認される。また、羽根間に存在する渦による流路閉塞、および第二段出口流れの主流方向への急激な転向により、損失が生じていることが示唆される。

(a) Outer circumference

(b) Inner circumference

Fig.7 Relative flow angle (CFD)

Fig.8 Velocity vector (CFD)

4. 結言

流量一定下における下掛け式クロスフロー水車の水車性能および内部流れを実験および CFD 解析により調査した結果、以下のことが明らかとなった。

- (1) 本解析により自由表面を有する本水車の性能をある程度予測できる。
- (2) 最高効率点回転速度において羽根車外周で $\theta=21\sim92^\circ$ は第一段入口領域、 $\theta=92\sim132^\circ$ は第二段出口領域であり、羽根車内周で $\theta=48\sim109^\circ$ は第一段出口領域、 $\theta=109\sim141^\circ$ は第二段入口領域である。
- (3) 第一段および第二段入口領域における相対流れ角と理想流入角度の差異、羽根間に存在する渦による流れの閉塞、第二段出口流れの主流方向への急激な転向により、損失が生じていることが示唆される。

参考文献

- (1) 福富純一郎, ターボ機械, 28-3 (2000), pp.156-163.
- (2) 西泰行・他5名, ターボ機械, 39-8 (2011), pp.467-474.