貫流水車に関する研究*
(続報, 低落差への適用)豊倉 富太郎*¹, 金元 敏明*¹
北洞 貴也*², 白石 典人*²Studies on Cross-Flow Water Turbines
(Further Report, Application to Low Head)Tomitaro TOYOKURA, Toshiaki KANEMOTO,
Takaya KITAHORA, and Norihito SHIRAISHI

Cross-flow water turbines have recently been recognized for their small hydropower. Though such turbines are applied to the middle head usually, the height of the head for small hydropower is low. As the cross-flow turbine profile for the low head, however, has scarcely been investigated, this report intended to obtain its desirable profile. The main results are as follows. (1) The inlet nozzle, arranged at the upper side of the runner, gives the best efficiency of various nozzle positions. (2) The water level in the runner chamber should be kept at 90% of the height of the runner diameter measured from the lower tip of the runner, for utilizing the draft head effectively. (3) Though the runner is submerged, in this case, the turbine shaft is almost free from the water flow because air stored in the upper part of the runner chamber is supplied naturally to the runner inside.

Key Words: Hydraulic Machine, Fluid Machine Element, Cross-Flow Turbine, Small Hydropower, Low Head Power, Multiphase Flow

1. 緒 言

貫流水車は、構造が比較的簡単なことから小水力発電用として再び注目され、その好適形状が求められつつある^{(1)~(5)}。この水車は従来中程度の落差に対して有効とされている⁽⁶⁾が、小水力の場合には落差も低いことが多い。低落差に貫流水車を適用する場合、吸出し管の作用が重要となる。吸出し効果を高めるためにはランナ室内の水位を高くとればよいが、ランナの回転抵抗との関係から好適な水位が存在する⁽¹⁾。また、吸出し効果は空気の混入量にも影響される⁽⁷⁾が、その量はランナ室内の水位⁽¹⁾のみならず、ランナからの吐出し流れ方向すなわちランナに対する入口ノズル位置によっても異なるものと思われる。とくに、後者は水車形状を決定する上で問題となるが、報告の例はなく、詳細な検討が望まれる。

著者らはすでに、入口ノズル、ランナ、吸出し管それぞれの好適形状を求めている⁽⁷⁾⁽⁸⁾ので、本研究ではこれらの要素を組合せて、低落差に好適な入口ノズル

位置を求めることを目的とした。その際、最適なランナ室水位についても検討した。

2. 供試貫流水車と実験方法

2.1 入口ノズルとランナ ランナに対する入口ノズル位置が異なる3種類の模型貫流水車 A, B, C を用いて検討した(図1)。各水車とも、入口ノズル、ランナおよびランナ室の流路幅は 80 mm である。入口ノズルは木製で、流線曲率法を用いた流れ解析により、ノズルから流出する流れが円周方向にできるだけ一様となるように設計されたものである(図2)⁽⁸⁾。ランナ羽根は 26 枚で、鋼管を切り出して製作し、前後縁に丸味をつけたものである(図3)⁽⁸⁾。なお、円周方向から測った羽根出入口角は 87°および 30°である。また、ランナはオーバハング形式で主軸は主板に取付けてあるので、ランナ内の主軸部分(直径 63 mm)は取り外すことができる。

2.2 吸出し管とランナ室形状 貫流水車に設ける吸出し管内の流れは気液混相流となり⁽⁹⁾、その好適形状は空気の混入量によって異なる⁽⁷⁾。中程度の落差に対する混入量は報告されている⁽²⁾が、低落差に対するものはない。そこで、落差 $H=2.9$ m (後述) の場合について、広がり角 7°の吸出し管を設けた模型水車 A

* 昭和 62 年 3 月 14 日 東北支部第 22 期総会講演会において講演, 原稿受付 昭和 61 年 6 月 2 日。

*¹ 正員, 横浜国立大学工学部 (〒240 横浜市保土ヶ谷区常盤台 156)。

*² 学生員, 横浜国立大学大学院。

(a) 水車 A ($\theta^* = -18.5^\circ$)

(b) 水車 B ($\theta^* = 71.5^\circ$)

(c) 水車 C ($\theta^* = 116.5^\circ$)

図 1 模型貫流水車

を用い、ランナ室水位を $h/D=0$ (h :ランナ下端からランナ室内自由表面までの高さ, D :ランナ径) に保つために必要な空気供給量 Q_a をあらかじめ調べた。その結果、最高効率点における水流量 Q_w との比 $Q_a/Q_w=0.05$ を得たので、この流量比に対する好適な形状を文献(7)に基づいて決定した。すなわち、吸出し管の入口流路幅 80 mm に対する長さの比はほぼ 6.9, 出入口面積比は 2.1 である。また、吸出し管入口における最適流速⁽⁷⁾が得られるよう、入口面積は 80 mm ×

図 2 入口ノズル形状

図 3 ランナ羽根形状

255 mm とした。なお、この吸出し管単体の効率は 79 % である⁽⁷⁾。

ランナからの吐出し流れに影響を与えるランナ室形状も性能に影響するが、本研究では従来の設計方法⁽¹⁰⁾を参考としてランナ室を広くとることにした。そのため、ランナ室と吸出し管の接続部ではいったん縮流することになる。なお、このような形状を採用することにより、ランナ室内の水面の波打ちは少なく、安定した運転状態となることが確かめられている。吸出し管は、取付け位置を種々に変えた予備実験に基づいて、各水車に対して最高効率が得られる位置に設けられている。

2.3 実験方法 貫流水車では最適なランナ室内水位が存在し、その水位を保つためには外気の供給が必要となる⁽⁹⁾。ここでは、図 1 に示すようにランナ室上壁に設けられた給気孔を通してランナ室へ外気を供給し、その流量は層流形空気流量計を用いて測定された。また、ランナ室上部空気層の部分とランナ内を内径 30 mm の導管で接続し、ランナ内部へ自然給気させた場合についても検討した。全実験を通じ、落差は $H=2.9$ m (吸出し管を考慮せず、ランナ中心位置に換算した全ヘッドは 1.78 m) に保っている。なお、ランナ室内の水は気泡を含みまた自由表面はいくぶん波打つが、ここではその表面の平均高さをランナ室内の水位 h とした。前述以外の実験装置および方法は前報⁽⁹⁾と同様であるが、本報に示す効率 η は上記の落差 H を用いて算出している。

3. 水車効率に及ぼすランナ室水位の影響

低落差の場合、ランナ室内の水位はランナが没水するほど高くしたほうがよいとされている⁽¹¹⁾。そこで、本研究でも、その水位がランナ下端より高い場合を対象とした。水車 B の場合について、ランナ室内の水位 h/D に対する最高効率 $\eta_{\max}$ 、供給空気と水の流量比 Q_a/Q_w およびランナ室上部空気層内の圧力 p_0 の変化を図 4 に示す。水位 h の上昇とともに、 p_0 は当然減少し、 Q_a/Q_w はランナからの吐出し流れによる空气の巻き込み作用が少なくなるので減少する。このため吸出し効果も良好となり、ランナの回転抵抗の増大にもかかわらず、効率 $\eta_{\max}$ は h の上昇とともに向上し $h/D=0.9$ 付近で最大となる。さらに h を高くすると、吸出し効果よりもランナの回転抵抗のほうが大きくなり $\eta_{\max}$ は低下する。その低下割合は、ランナ室上部空気層の部分とランナ内を導管で接続し、ランナ内部へも空気を供給したほうが少ない (Δ 印)。しかし、そのために空気の混入量が若干増えることもあり、導管で接続しない場合 ($\circ$ 印) に比べ、 $h/D < 0.95$ の範囲における $\eta_{\max}$ はいくらか低い。

図 4 には、主軸を取り外した場合の効率も破線で示すが、水車 B の場合主軸の存在による効率低下は比較的少ない。これに対し、水車 A の場合その低下量はかなり大きい (図 5 の破線と $\circ$ 印)。したがって、すでに知られている⁽¹⁾ように、導管を設けてランナ内部へも空気を供給すると効率はかなり向上する (Δ 印)。しかし、効率の最大値は水車 B のほうが高い。

図 4 水車 B の最高効率、供給空気と水の流量比およびランナ室上部空気層内圧力に及ぼすランナ室内水位の影響

図5 水車Aの最高効率に及ぼすランナ室内水位の影響

4. 好適な入口ノズル位置

図4, 5からわかるように, 水車形状あるいはランナ内部への空気の供給の有無それぞれに対して, $\eta_{\max}$ が最大となるランナ室内の最適水位 h_{opt} が存在する。その水位と入口ノズル位置 θ^* (図1参照) の関係を図6に示す。 θ^* の増加とともに h_{opt} は高くなるが, その割合は $\theta^* > 75^\circ$ の範囲で急増する。図6には, それぞれの h_{opt} における最高効率 $\eta_{\max}$, 供給空気と水の流量比 Q_a/Q_w およびランナ室上部空気層内の圧力 p_0 も示した。 θ^* に対する $\eta_{\max}$ の変化は, 吸出し管を設けない場合 (一点鎖線) と比較して異なった傾向を示す。すなわち, 吸出し管を設けない場合の $\eta_{\max}$ は $\theta^* = 0^\circ$ 付近で最大となるが, 吸出し管を設けると $\theta^* = 72^\circ$ 付近で最大となる。その場合でも, ランナ室上部空気層の部分とランナ内を導管で接続しないほうがより良好で, 空気混入量も少ない。実機では強度上ランナに主板と側板を設けるのが普通であり, 流量が多いときはランナのスペンが長くなることから, 導管などによるランナ内部への給気が困難なことが多いと思われる。したがって, この結果は実用的に重要である。なお, ランナ室上部空気層内の圧力 p_0 は $\theta^* = 72^\circ$ 付近で極小となるが, このことについては次章で検討を加える。

各水車の h_{opt} における圧力 p_0 から定まる落差 ($=H - h^* - h - p_0/\rho g$, h^* : ランナ下端から放水面までの高さ) を用いて算出した最高効率 $\eta_{\max}'$ を表1に示す。水車Bの $\eta_{\max}'$ は水車A, Cに比べてさほどよくないが, $\eta_{\max}$ は良好で $\eta_{\max} \approx \eta_{\max}'$ となる。このことは, 後述するように十分な吸出し効果が得られていることを示す。

5. 内部流れ

前述のような性能となる理由を, 本章では各最適水位における内部流れに基づき, 実験的に検討する。

5.1 流れの状態 ランナ室上部空気層の部分と

図6 最適ランナ室内水位における最高効率, 供給空気と水の流量比およびランナ室上部空気層内圧力

表 1 水車の相違による最高効率（主軸あり）

		Air supply	
		Runner chamber	Runner chamber and runner inside
Turbine A ($\theta^* = -18.5^\circ$)	$\eta_{\max}$ (%)	57.5	62.5
	$\eta_{\max}'$ (%)	63.4	69.4
Turbine B ($\theta^* = 71.5^\circ$)	$\eta_{\max}$ (%)	66.3	65.6
	$\eta_{\max}'$ (%)	66.6	65.9
Turbine C ($\theta^* = 116.5^\circ$)	$\eta_{\max}$ (%)	65.3	63.6
	$\eta_{\max}'$ (%)	70.1	69.4

ランナ内を導管で接続した場合の水車 A, および接続していない場合の水車 B について, それぞれ最高効率点における流れの写真撮影結果を図 7 に示す. 両者ともランナ内部に大きな空気層が観察されるが, 水車 A の場合, 導管を取り除くとこの空気層は消滅しランナの回転抵抗は増大する.

水車 A ではランナを通過する流れがランナ室上部空気層とランナ内を遮断するようになるが, 水車 B を横切る主流はランナの下方を通過するため両者を遮断しない. したがって, 後者の場合ランナ室上部の空気はランナ内部へ自然に供給されるので, 前述のような導管を設けてもその効果は現れない[図 7(b)]. また, とくに低落差の場合, ランナ内を横切る流れは主軸の下方を通過するので重力の影響を受けて主軸から離れる傾向をもつため, 効率に及ぼす主軸の影響も少ない. しかし, ランナ室の水位があまりに高くなると, ランナ内への自然給気はなくなり回転抵抗は急増する. さらに水車 B では, ランナの回転はランナから流出した気泡を上方の空気層へ導くような作用を伴うから, 吸出し管へ流出する空気量は少なくなり, 外気の供給量も少なくてよい. また, 写真からわかるように, ランナ室内の波打ちも水車 B のほうが, A の場合に比べて非常に少ない.

5.2 流速ベクトルと吸出し効果 前図 7(a), (b) に対応する流れの速度ベクトルを, 図 8 にそれぞれ破線および実線で示す. なお, 比較を容易にするため, 水車 A の入口ノズルを円周方向にずらし, 水車 B と同一位置にとって示してある. 流速ベクトルに大きな相違はみられないが, 水車 B の場合右上部にランナ室から空気とともに水が若干ランナ内へ再流入するのがみられる. このため, 表 1 で示したように, 水車 B の $\eta_{\max}'$ は水車 A のそれよりいくらか低くなるものと思われる. しかし, 次に述べる吸出し効果がより重要と考えられる.

(a) 水車 A (ランナ室上部空気層の部分とランナ内を導管で接続した場合)

(b) 水車 B

図 7 最適ランナ室内水位における流れの状態

ランナ室まで含めた吸出し管の効率 ξ ($= -p_0/\rho g Z$, ρ : 水の密度, Z : 放水面からランナ室内の自由表面までの高さ) および, それぞれの空気混入量に対応する吸出し管単体の実験から得られた効率 $\xi^{(1)}$ を図 9 に示す. 効率 $\xi, \xi^{(1)}$ とも $\theta^* = 72^\circ$ 付近 (水車 B) で最大値を示すが, とくに ξ が高いのが注目される. これは, ランナ内部の水流の旋回による遠心力効果のためラン

-----> Turbine A (Air supply : Runner chamber and runner inside)
 —————> Turbine B (Air supply : Runner inside)

図 8 流速ベクトルに及ぼす水車形状の影響

ナ内部空気層内の圧力が低下するので、それに連なるランナ室上部空気層の圧力 p_a を低下させる作用があるためと考えられ、水車 B が高効率を示す要因となる。

6. 結 言

水車性能に及ぼす入口ノズル取付け位置およびランナ室水位の影響を調べ、低落差に対して好適な水車形状を明らかにした。得られた主な成果は次の通りである。

(1) 低落差用貫流水車では入口ノズルをランナの上方に設け、ランナ室の水位はランナ下端から上方へ測ってランナ径の 90% 程度にとればよい。

(2) この場合ランナは水中に没することになるが、ランナ室上部の空気がランナ内へ自然に供給され、主軸による効率低下も少ない。したがって、ランナ内

図 9 吸出し効果

部へも空気を供給するための特別な工夫は必要とせず、実用的である。

(3) このような水車形状の場合、ランナの回転による遠心力効果のためランナ内部の空気層の圧力が低下するので、それに連なるランナ室上部空気層内の圧力も低下する。また、ランナの回転はランナから流出した気泡を上方の空気層へ導く作用を伴うから、吸出し管へ流出する空気量は少なくなる。このため、良好な吸出し効果が得られ、水車効率も良好となる。

最後に、本研究は文部省科学研究費エネルギー特別研究の補助を受けて行われたことを付記し、謝意を表す。

文 献

- (1) 山部・ほか 3 名, 機論, 51-472, B (昭 60), 3928.
- (2) 山部・伊藤, 機論, 52-475, B (昭 61), 1050.
- (3) Scheer, W., VDI Ber., 424 (1981), 203.
- (4) 福富・ほか 3 名, 機論, 52-473, B (昭 61), 401.
- (5) 文献(4)の 407 ページ.
- (6) 久保田, 機誌, 83-745 (昭 55), 1509.
- (7) 豊倉・ほか 3 名, 機論, 51-470, B (昭 60), 3376.
- (8) 豊倉・ほか 3 名, 機論, 51-461, B (昭 60), 143.
- (9) 山部, ターボ機械, 14-4 (昭 61), 35.
- (10) Haimerl, L. A., Water Power, (1960), 5.

討 論

〔質問〕 山 部 正 博 (㈱日立製作所機械研究所)
 実用的重要性の高い成果を興味深く拝見させていた
 だいた。

(1) 水車 A のランナ室小形化の 1 実験で、上壁
 ノズル水切り部付近からランナ外周接線方向に流出す

る強い噴流を、ランナ室内に取付けた偏流曲板で吸出
 し管出口方向へ転換することにより、最高効率が約
 2% 上昇した。水車 B のランナ室と吸出し管の接続部
 形状を上記実験から勘案すると、この噴流の速度エネ
 ルギーが吸出し効果の増大にかなり有効に作用したの

(a) 空気の供給経路 (b) 側室内の流れ

付図 1 空気の供給経路と側室内の流れ

ではないかとも考えられるが、いかがか。

(2) ランナ外周シールは全周シール方式か。水車 A でこの方式の場合、シールギャップ寸法の周方向分布とランナ内部への給気作用とは関連が深いと考える。ギャップ寸法、主板とランナ室側壁とで構成され

る側室内の水の挙動、および給気用導管からランナ内部への空気の通路についても伺います。

〔回答〕 (1) ご指摘のように、吸出し管への流入状態は吸出し効果に大きな影響を与える。偏流曲板の使用により良好な結果をえられたことは興味深く思う。ご指摘のように、水車 B ではランナから流出する流れの速度ヘッドがある程度有効に利用されているものと思う。

(2) ランナ外周は付図 1 のような構造になっており、シールのギャップは 1.5 mm である。また、ランナ内への導管による空気の供給経路も付図 1 に示した。この場合、ランナ内部空気層の圧力はケーシング室内室気層の圧力とほぼ同じで、ランナ外周よりいくらか低圧になる。なお、側室内空気層外側の水は外周に沿って回転している。