

二次元翼衝動水車に関する研究

石 綿 良 三・赤 池 志 郎
根 本 光 正・川 口 隆 史

Study on the Impulse Turbine with Two-dimensional Buckets

Ryozo ISHIWATA, Shiro AKAIKE, Mitsumasa NEMOTO
and Takashi KAWAGUCHI

Abstract

The purpose of this study is to develop the impulse turbine with two-dimensional buckets for the use of small water power. The tested runner which is easy to be manufactured consists of a disk and several buckets around it which are cut out from a chloroethylene pipe.

To make clear the effect of the runner type, the number of buckets, the flow rate and the nozzle size on the turbine performances, the experiment was made for four runners and four nozzles. The maximum efficiency 74.0% was achieved throughout it when the flow rate was $2.58 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$, the available head was 6.0 m and the rotational frequency was 470 rpm. It was also seen that the calculated characteristics of the turbine by means of the angular momentum theory agreed qualitatively with experiments.

1. 緒 言

わが国では国産エネルギー資源が乏しく、原油、天然ガスなどの輸入資源に依存する所が大きく、エネルギー資源をより多く開発し、より有効に利用するということがわが国の課題の一つである。このような観点から、近年水力エネルギー関係では小水力用水車の開発が進められている。このような研究の多くはクロスフロー水車を対象としたものであり^{1)~5)}、著者らも配管途中で適用できる貫流水車の開発を行った⁶⁾。本研究では低流量でも使用でき、さらに構造の簡単なものとして衝動形水車の開発を行った。衝動形水車はペルトン水車で代表されるようにケーシングを必要としないことから構造が比較的簡単であり、部分負荷においても効率があまり下がらない等の特徴がある。小水力では常に一定量以上の流量が供給されるとは限らず、部分負荷特性が良好である点は大きな長所となる。衝動形水車の代表であるペルトン水車については1870年に開発されてから現在に至るまで広く用いられ、数々の研究がなされてきたが、最近中瀬ら^{7),8)}によってパケッ

ト内の流れの解析も報告されている。

本研究ではペルトン水車よりもさらに簡単な構造のものとして、二次元円弧翼を用いた半径流形衝動水車の開発を試みた。ランナは円弧翼を一枚の円板の外周に円周状に並べたものであり、ランナ外周側からノズルによって供給される水が羽根に衝突し、羽根の内周側から流出することをねらいとしている。本水車の原理および性能の一部についてはすでに報告を行っているが⁹⁾、ここではさらに羽根枚数、羽根形状、流入角、ノズル寸法などによる水車性能への影響の詳細について報告する。

2. おもな記号

H_t : 有効落差
 L : 軸動力
 N : ランナ回転数
 N_s : 比速度
 Q : 流量
 R : 半径
 T : トルク
 u : 周速

- v : 絶対速度
 w : 相対速度
 z : 羽根枚数
 α : 流れ角
 β : 羽根角
 η : ランナ効率
 ξ : 無次元回転数, 式(8)
 ρ : 流体の密度
 τ : 無次元トルク, 式(9)
 ω : ランナ角速度
 (添字)₁: ランナ入口側 (外周側)
 ₂: ランナ出口側 (内周側)

3. 原 理

本研究では構造が簡単な水車として, Fig. 1 に示すランナを開発した。ランナは二次元円弧翼を円板に植え込んだものである。ノズルから流出する流体が外周側からランナ羽根にあたり, 羽根の内周側から流出するという点が本ランナの特徴である。実験に先立ち, 理論的に性能予測を行った。

理論的検討を進めるにあたって, 流れは二次元, 理想流体と仮定する。流体は羽根に衝突した後, 羽根の内周側から流出するものと外周側から流出するものがあるが, ここではすべての流体が内周側から流出し, そのときの相対速度は羽根に沿うものと仮定する。外周側から流出する場合については後述する。なお, 羽根枚数については, まず無限大と仮定し, 後で有限枚

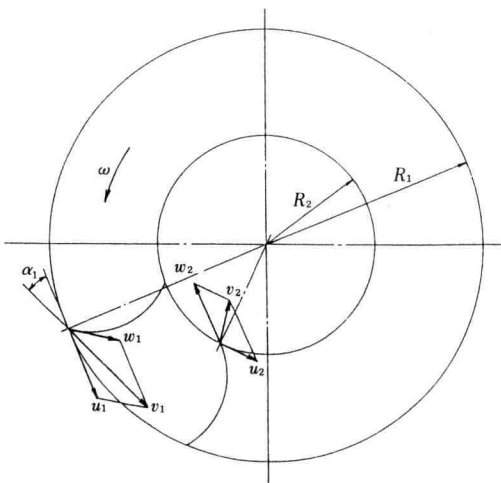


Fig. 1. Principle of test runner.

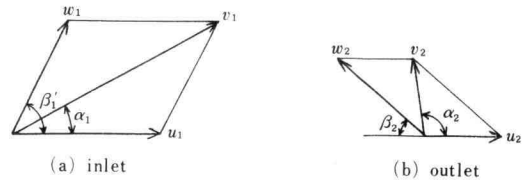


Fig. 2. Velocity triangles.

数による影響を考慮する。以上に基づき, 角運動量の式から性能を求める。速度三角形は Fig. 2 に示す通りであり, 角運動量のつり合いは次式により表される。

$$T = \rho Q (v_1 R_1 \cos \alpha_1 - v_2 R_2 \cos \alpha_2) \cdots \cdots (1)$$

速度三角形の幾何学的関係から,

$$v_1 \cos \alpha_1 = u_1 + w_1 \cos \beta_1' \cdots \cdots (2)$$

$$v_1 \sin \alpha_1 = w_1 \sin \beta_1' \cdots \cdots (3)$$

$$v_2 \cos \alpha_2 = u_2 - w_2 \cos \beta_2' \cdots \cdots (4)$$

$$v_2 \sin \alpha_2 = w_2 \sin \beta_2' \cdots \cdots (5)$$

ここで, 式(2)および(3)における β_1' は流入角 α_1 によって定まる値であり, 羽根角 β_1 とは異なる。また, 損失がないものとしているので回転座標系のエネルギーの式より次式が導かれる。

$$w_1^2 - u_1^2 = w_2^2 - u_2^2 \cdots \cdots (6)$$

式(1)~(6)より次のようにランナ効率 η が求まる。

$$\eta = \frac{2}{v_1^2} \{ v_1 u_1 \cos \alpha_1 - u_2 (u_2 - \cos \beta_2' \sqrt{v_1^2 - 2 v_1 u_1 \cos \alpha_1 + u_2^2}) \} \cdots \cdots (7)$$

ここで, 次のように無次元回転数 ξ と無次元トルク τ を定義する。

$$\xi = \frac{u_1}{v_1 \cos \alpha_1} \cdots \cdots (8)$$

$$\tau = \frac{T}{\rho Q R_1 v_1} \cdots \cdots (9)$$

無次元回転数 ξ はランナ外周におけるランナ周速 u_1 と流入速度の周方向成分 $v_1 \cos \alpha_1$ との比を表し, ランナが回転していないときに $\xi = 0$, 相対速度の周方向成分が 0 のとき $\xi = 1$ となる。無次元トルクを無次元回転数で表すと,

$$\tau = \left(1 - \frac{R_2^2}{R_1^2} \xi \right) \cos \alpha_1 + \frac{R_2}{R_1} \cos \beta_2' \sqrt{1 - 2 \xi \cos^2 \alpha_1 + \left(\frac{R_2^2}{R_1^2} \right) \xi^2 \cos^2 \alpha_1} \cdots \cdots (10)$$

また、ランナ効率 η は次式で求められる。

$$\eta = 2\xi \cos \alpha_1 \left\{ \left(1 - \frac{R_2^2}{R_1^2} \xi \right) \cos \alpha_1 + \frac{R_2}{R_1} \cos \beta_2 \right. \\ \left. \sqrt{1 - 2\xi \cos^2 \alpha_1 + \left(\frac{R_2^2}{R_1^2} \right) \xi^2 \cos^2 \alpha_1} \right\} \cdots \cdots (11)$$

以上では羽根枚数を無限大としたが、ここで有限羽根枚数による影響を考慮する。羽根数無限大の場合には流体はランナ外周 ($r=R_1$) において羽根と衝突するが、有限の場合には必ずしも外周で衝突するとは限らない。羽根にあたる位置はランナの位相によって異なるが、一般に R_1 よりも内側となる。その半径を R'_1 、その点において絶対速度 v_1 と周方向とのなす角を α'_1 とすれば $R'_1 \cos \alpha'_1$ は衝突位置 R'_1 にかかわらず一定であるから、式 (1) におけるトルク T および式 (7) におけるランナ効率 η は衝突位置にかかわらないことがわかる。したがって、式 (10)、(11) において衝突位置による影響はない。また、有限羽根枚数の場合には流出部ですべりを生じ、相対速度が羽根に沿わなくなるが、ここではこの影響は小さいものと考え、考慮していない。

一方、有限羽根枚数による影響の一つとして、ランナが高速で回転しているときに一部の流体が羽根に衝突せずにそのままつつぬけてしまうことがあげられる¹⁰⁾。このつつぬけの影響は羽根枚数が少ないときほど顕著に現れる。いま、ランナに流入する流量全体を Q 、このうち羽根に衝突する流量を Q_i とし、衝突率を $\eta_i = Q_i/Q$ で定義する。

それぞれの位相でランナに流入した流体がその前にある羽根に追いつかないときにつつぬけが起こるので、衝突率 η_i は羽根枚数 z を用いて次式のように表される。

$$\eta_i = \frac{z}{\pi} \left(\alpha_1 - \frac{R_1 \omega \sin \alpha_1}{v_1} \right) \cdots \cdots (12)$$

これを無次元表示すると次のようになる。

$$\eta_i = \frac{z}{\pi} \left(\alpha_1 - \frac{\xi}{2} \sin 2\alpha_1 \right) \cdots \cdots (13)$$

ただし、式 (12) あるいは (13) で計算される η_i が 1 を超えるときはすべての流体が羽根に衝突する場合であり、そのときは計算値を用いず、 $\eta_i = 1$ とする。以上より、有限羽根枚数による影響を考慮するためには、式 (10)、(11) で計算される無次元トルク τ 、効率 η に衝突率 η_i を乗ずればよい。

一方、本研究で開発したランナは流体を内周側から流出させることをねらいとしており、前述の理論的な予測においても内周側から流出すると仮定したが、実際には遠心効果により一部の流体は外周側から流出してしまうことがある。そこで、流体が外周側から流出する場合についても性能の予測を行う。すべての流体が外周 ($r=R_1$) から流出すると仮定すると、同様に角運動量の式から、

$$\tau = (1 - \xi) \cos \alpha_1 + \cos \beta_1 \\ \sqrt{1 - 2\xi \cos^2 \alpha_1 + \xi^2 \cos^2 \alpha_1} \cdots \cdots (14)$$

$$\eta = 2\xi \cos \alpha_1 \{ (1 - \xi) \cos \alpha_1 + \cos \beta_1 \\ \sqrt{1 - 2\xi \cos^2 \alpha_1 + \xi^2 \cos^2 \alpha_1} \} \cdots \cdots (15)$$

ただし、上式はつつぬけを考慮していないので内周側から流出する場合と同様に衝突率 η_i を乗ずる必要がある。

実際のランナでは内周側と外周側の両方から流出するが、そのときの無次元トルク τ と効率 η は内周側と外周側の流出流量の比に応じて式 (10) と (14)、式 (11) と (15) を重み付き平均すればよい。しかし、内周、外周それぞれの流出流量の比は一般に簡単には求められないので、ここでは両方の計算値を示した。

以上により性能予測を行い、実験結果との比較を行った。

4. 実験装置および方法

実験装置の概略を Fig. 3 に示す。地下水槽より渦巻ポンプ ① (揚程 22 m) によって配管 ($\phi 75$ mm) 内に送り込まれた水は流量調整弁 ②、流量測定用管オリフィス ③、ノズル ④ を経て、供試ランナ ⑤ に導かれ、水槽 ⑩ によって回収された後、地下水槽へ戻される。供試ランナの負荷は渦流動力計 ⑥ およびスライダック ⑦ で調節され、回転数の設定を行うようになっている。回転数は光電式回転計 ⑧、トルクはトルク計 ⑨ で測定した。オリフィス前後の圧力差は U 字管マノメータ ⑪ で測定した。

供試ランナを Fig. 4 に示す。ランナは図のように外径 $\phi 200$ mm、厚さ 10 mm の塩化ビニル製の円板の外周部を斜めに削ったものに円弧翼を植え込んであり、外径 $\phi 236$ mm となっている。ランナは 4 種類用い、各ランナの条件を Table 1 に示す。ランナ A~C は本ランナの基本的な特性を調べるためのものであり、ランナ D はそれらの結果に基づいて開発した高効率のラ

ンナである。ランナ A~C の羽根は外半径 44.5 mm, 肉厚 2.7 mm の硬質塩化ビニル管を長さ 60 mm に切り出し, 製作したものである。ランナ A と B は羽根枚数が 12 枚と 16 枚と異なるだけで, その他の条件はすべて同一になっている。ランナ C は Fig. 5 に示すよう

にランナ B の両面に側板(外径 ϕ 236 mm, 内径 ϕ 120 mm)を取り付け, 羽根に衝突した水が側面から流出するのを防いだものである。ランナ D はつつぬけ, すべり等の影響を少なくするため羽根枚数を 24 枚まで増やし, さらに性能を向上させるため羽根出口角を 10° と小さくしたものである。ランナ D の羽根は外半径 30 mm, 肉厚 2 mm の硬質塩化ビニル管を用いた。

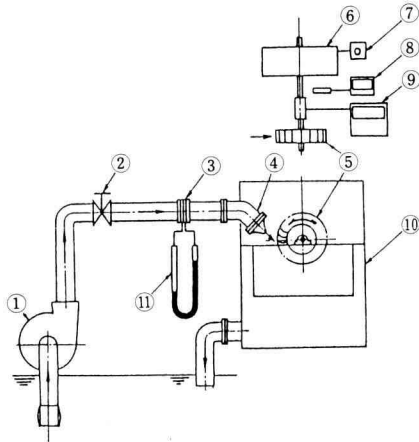


Fig. 3. Schematic view of experimental apparatus.

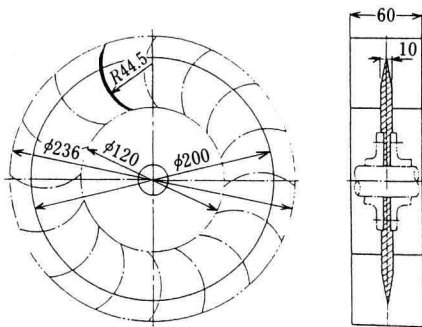
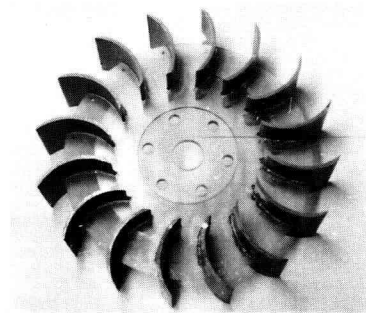
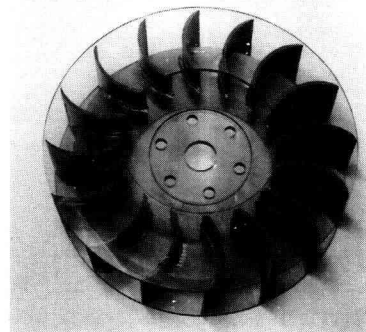


Fig. 4. Test runner (Runner B, unit: mm).



(a) Runner B



(b) Runner C

Fig. 5. Outlook of test runners.

Table 1. Types of test runners

| runner type | A | B | C | D |
|-----------------------------|------|----|----------|------|
| number of vanes | 12 | 16 | | 24 |
| vane angle at inlet (deg.) | 48 | | | 33 |
| vane angle at outlet (deg.) | 45 | | | 10 |
| runner diameter (mm) | 236 | | | |
| inner diameter (mm) | 120 | | | 140 |
| chord length of vane (mm) | 58 | | | 51 |
| side covers | none | | attached | none |

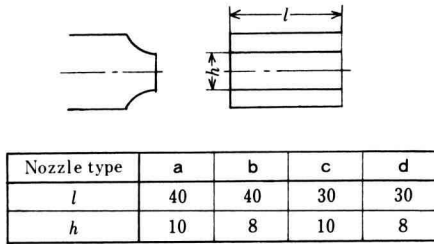


Fig. 6. Nozzle (unit: mm).

ノズルは Fig. 6 に示すように 4 種類用い、開口部寸法による水車性能への影響を調べた。

実験では流量 ($Q=2.0 \times 10^{-3} \sim 4.3 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$) 一定の条件で、水車の負荷（回転数）を変えて性能の測定を行った。

5. 結果および考察

5.1 水車性能

まず水車の基本性能を明らかにするため、ランナ A～C の結果について述べ、本研究を通じて最高効率を得られたランナ D については後述する。

ランナ B はランナ A および C と比較を行う上で基準となるので、Fig. 7 に水車性能の一例としてランナ B の実験結果を示す。条件は、ノズル a, 流量 $Q=4.04 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$, 有効落差 $H_t=5.12 \text{ m}$, 流入角 $\alpha_1=33^\circ$ である。回転数 410 rpm のときに最高効率 $\eta_{\max}=64.6\%$ を示し、回収される軸動力は 133 W であった。このときの比速度は $N_s=19.0 \text{ (m, kW)}$ であり、通常のペルトン水車と同程度となった。

Fig. 7 の結果を無次元化し、性能予測と比較したものが Fig. 8 である。記号は実験結果、実線はすべての

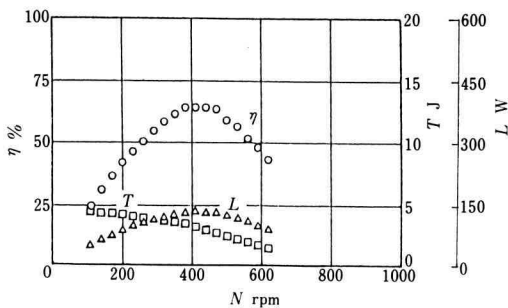


Fig. 7. Characteristics of test turbine (Runner B, Nozzle a, $Q=4.04 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$, $H_t=5.12 \text{ m}$, $\alpha_1=33^\circ$).

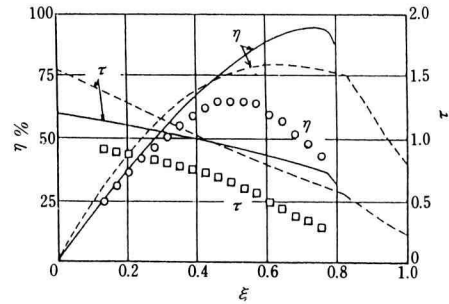


Fig. 8. Non-dimensional characteristics (Runner B, Nozzle a, $Q=4.04 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$, $H_t=5.12 \text{ m}$, $\alpha_1=33^\circ$).

流体が内周側から流出するときの理論的予測、破線は外周から流出するときの予測を表す。予測曲線において高回転数側（実線では $\xi > 0.75$, 破線では $\xi > 0.83$ ）で η と τ が急激に低くなっているのはつつぬけの影響である。

実験と予測値との間には差がみられるが、この理由として、(1) 羽根出口においてすべりを生じ、相対速度が羽根に沿っていない、(2) ノズルからの噴流に縦方向の幅があり、噴流中心より外側の流体はつつぬけが起りやすい、(3) 高回転数のときに噴流が羽根の背面に衝突してブレーキとなっている、(4) 羽根流出後の流体が反対側の羽根に当たり干渉している、(5) 流体が途中で羽根の側面から流出している等が考えられる。しかし予測と実験結果との定性的な傾向は一致している。

5.2 羽根枚数による影響

ランナ A ($z=12$) とランナ B ($z=16$) の結果を比較する。一例として Fig. 9 に $Q=3.57 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$, ノズル a, $\alpha_1=33^\circ$ の結果を示す。最高効率はランナ A で 60.5%, ランナ B で 63.3% であり、羽根枚数の少ないランナ A の効率、動力、トルクが低くなっていることが確認できる。羽根枚数が少ないためつつぬけが起りやすいこと、流出部ですべりを生じ羽根角とのずれが大きくなること、また羽根と噴流との平均衝突位置が回転方向（下流側）にずれるため外周へ流出する流量が増大すること等が原因として考えられる。この結果を無次元表示したものを Fig. 10 に示す。理論的予測の曲線を比較すると、低回転数時には羽根枚数に関係なくランナ A とランナ B は一致しているが、ランナ A では $\xi > 0.70$, ランナ B では $\xi > 0.75$ において効率、

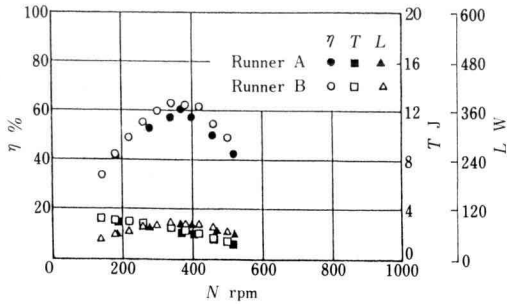


Fig. 9. Effect of the number of vanes (Nozzle a, $Q=3.57 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$, $\alpha_1=33^\circ$).

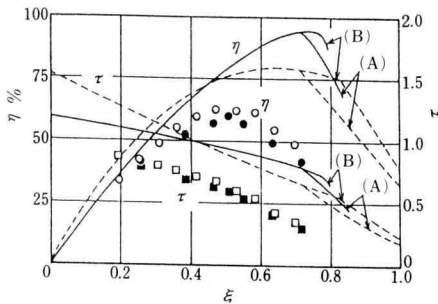


Fig. 10. Effect of the number of vanes (Nozzle a, $Q=3.57 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$, $\alpha_1=33^\circ$).

無次元トルクが降下し、つつぬけの影響が羽根枚数の少ない場合ほど顕著に現れることがわかる。

5.3 側板による影響

性能予測ではランナに流入した流体は羽根の内周側あるいは外周側から流出すると仮定したが、実際には途中で羽根の側面から流出し、性能に影響を与える可能性がある。ランナ側面に側板を取り付けたランナCで実験を行った。結果の一例として Fig. 11 は、ノズル a, $Q=3.57 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$, $\alpha_1=33^\circ$ のときのランナ B, C の実験結果の比較を示している。両者の結果はほぼ一致しており、最高効率ランナ B の場合 63.3%, ランナ C の場合 62.6% である。これより、側板の影響つまり流体が羽根側面から流出することによる影響はあまりないが、ただ高回転数側でランナ C の効率がやや上回っており、側板の効果が現れていると考えられる。

5.4 流量による影響

ランナ B を用いて流量を変化させて実験した例を

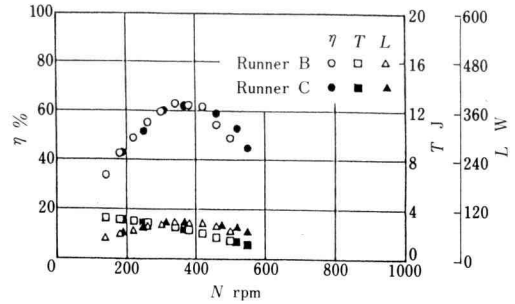


Fig. 11. Effect of side covers (Nozzle a, $Q=3.57 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$, $\alpha_1=33^\circ$).

Fig. 12 に示す。ノズル a, $\alpha_1=33^\circ$ で行った。図から流量変化に対して得られる各最高効率はあまり変化しないことがわかる。これは通常のペルトン水車が部分負荷状態でも比較的高効率を示すことと一致しており、衝動形水車の特徴が現れている。

5.5 流入角による影響

流入角 α_1 をパラメータとして理論的に予測される効率の変化を調べた。ランナ B を例に結果を Fig. 13, Fig. 14 に示す。Fig. 13 は内周側から流出する場合、Fig. 14 は外周側の場合である。いずれの図においても α_1 が小さく（入口流れが接線方向に近く）なるほどつつぬけが起こり始める回転数が低くなり、高回転数域において性能が低下することがわかる。得られる最高効率は流入角に対してあまり変化はしていないが、最高効率が得られるときの無次元回転数は流入角の増加とともに大きくなっていることがわかる。

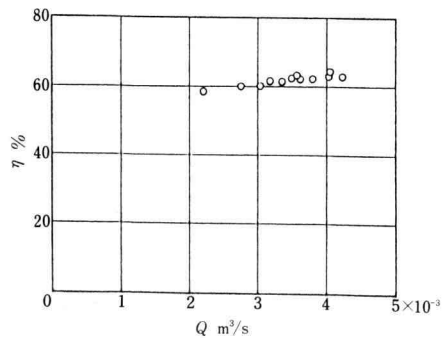


Fig. 12. Effect of flow rate (Runner B, Nozzle a, $\alpha_1=33^\circ$).

5.6 ランナの改善

以上の基本性能を元にランナDを開発した。Fig. 15 は本研究において最高効率を得られたときの性能曲線であり、条件はノズル d , $Q=2.58 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$, 有効落差 $H_t=6.0 \text{ m}$, 流入角 $\alpha_1=33.5^\circ$ である。回転数 470 rpm のとき最高効率 $\eta_{\max}=74.0\%$ を示し、軸動力は 113 W, 比速度は 16.7(m, kW)であった。ランナ A~C

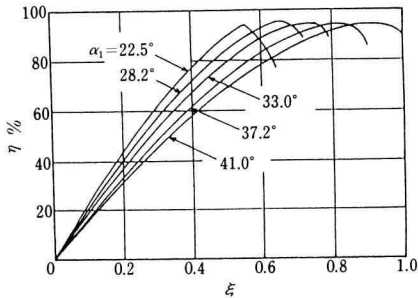


Fig. 13. Effect of inlet angle (Runner B, theory).

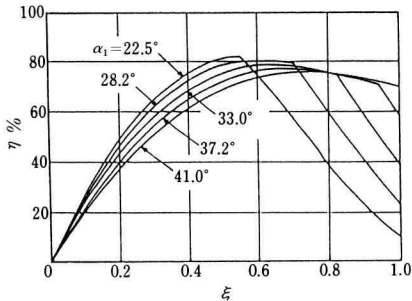


Fig. 14. Effect of inlet angle (Runner B, theory).

に比べ羽根枚数を増加し、羽根出口角を小さくしたため得られる効率は向上した。なお、ノズルは開口面積の最も小さなノズル d (30 mm×8 mm)を用いている。

5.7 ノズルの影響

ノズルの寸法による影響を調べるため、4種類のノズルを用いて性能の比較を行った。Fig. 16 にその一例を示す。条件はランナ D, $H_t=6.0 \text{ m}$, $\alpha_1=33.5^\circ$ であり、得られた最高効率はそれぞれ、ノズル a は 62.3%, b は 68.2%, c は 65.8%, d は 74.0% であった。ノズルの縦、横の寸法をそれぞれ小さくするほど効率は向上していることがわかる。ノズルの横方向の寸法 l が大きいときには羽根の側面からの流出流量が大きくなり、性能が低下する傾向がある。一方、縦方向の寸法 h が大きいときには、ノズルから流出するときの縦方向位置に応じてランナへの流入角が異なることになる。5.5 節で述べた通り、ある回転数のときに最適な流入角はただ一つだけであり、この流入角にばらつきがあれば効率は下がる。したがって、ノズルの縦方向の寸法が大きいほどノズル流出位置ごとの流入角の差が大きくなり、効率は下がることになる。Fig. 16 は以上の傾向が現れており、ノズル寸法が小さいほど高効率が望まれることを示している。本水車もさらにノズル寸法を小さくすることによって効率の向上が期待できる。

6. 結 言

小水力用としてペルトン水車よりも構造が簡単な半径流形の衝動水車を試作し、その性能を明らかにした。得られた最高効率は 74.0% であったが、水車の大型化

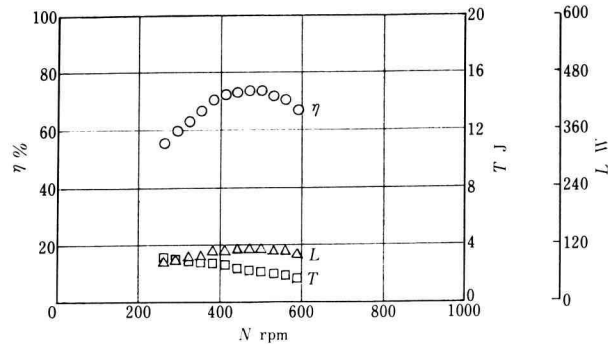


Fig. 15. Characteristics of test turbine (Runner D, Nozzle d , $Q=2.58 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$, $H_t=6.0 \text{ m}$, $\alpha_1=33.5^\circ$)

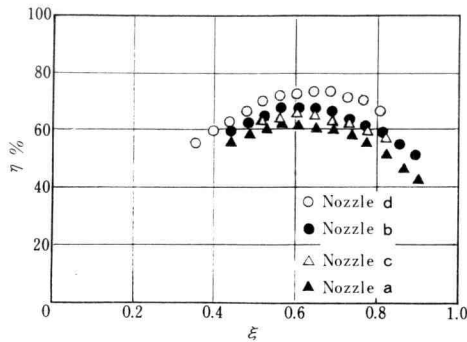


Fig. 16. Effect of nozzle size (Runner D, $H_t=6.0$ m, $\alpha_1=33.5^\circ$).

および羽根形状やノズル寸法の改善によってさらに性能の向上が期待できる。また、性能の定性的な傾向は角運動量理論によって求めることができる。

研究を進めるにあたって、当時本学学生の阿部陽一、原孝好、吉田隆二、渡部一義の諸氏の協力を得たので、

ここで厚く感謝の意を表する。

文 献

- 1) 豊倉, 金元ほか, 機論, Vol. 51, No. 461, B (1985).
- 2) 山部, 伊藤ほか, 機論, Vol. 51, No. 472, B (1985).
- 3) 福富, 中瀬ほか, 機論, Vol. 52, No. 473, B (1986).
- 4) 山部, 伊藤, 機論, Vol. 52, No. 475, B (1986).
- 5) 豊倉, 金元ほか, 機論, Vol. 53, No. 489, B (1987).
- 6) 赤池, 根本, 石綿, 幾徳工大研究報告, No. B-9 (1985).
- 7) 中瀬ほか, 機論, Vol. 51, No. 470, B (1985).
- 8) 中瀬ほか, 機論, Vol. 51, No. 471, B (1985).
- 9) 石綿, 赤池, 根本, ターボ機械協会, 講論, 第 19 回 (1986), p. 25.
- 10) たとえば, 石井, 水車とポンプ水車, 電気書院, p. 37.