

# 在来型水車（下掛式）性能の研究

## （第1報 羽根枚数の効果）

灘光 陽\*・本田 隆志\*・川畑 早苗\*

### A study of entire performance on a ordinary type water wheel (undershot wheel)

(First Report, The effect of blade numbers)

You NADAMITSU, Takashi HONDA and Sanae KAWABATA

We present experimental and theoretical results for effect of blade numbers on a ordinary type water wheel with radial blades. Experimental results show that many differences occur in entire flow pattern, maximum efficiency and high efficiency range. On the other hand, we have found that the theoretical results by the use of three empirical constants lead to good agreement with the measured ones. But quantitative analysis of these parameters will be a theme in the future.

#### 1. ま え が き

今日、発電用の水車はすでに、ほとんど完成されて実用に供しているわけであるが、ここで改めて小河川に着目し、その液体のもつエネルギーを利用できないか考えた。小河川も農業用水路もできるだけ手を加えず水のエネルギーを取り出すわけであるから、従来の衝撃水車や反動水車は考えにくい。そこで在来型水車の型式を利用する水車の開発研究に着手した。すでに過去においてローカルエネルギー研究センター報告書<sup>1)</sup>で、小河川の水力利用（在来型水車の動力利用について第1報）に対し、底板無し水車で羽根の枚数を増やし、羽根車中心に向けて羽根面積を増すことで効率が上昇することを予測として報告したが、今回は、性能におよぼす羽根枚数の効果を角運動量の定理とエネルギー方程式を適用して検討してみた。

#### 2. 実験装置および実験方法

実験装置図を図1に示す。実験は最初タンクに水を供給し、揚水ポンプを起動して水を循環させ、揚水ポ

ンプ吐出側バルブを調整して一定流速（2.03m/s）の噴流を水車羽根車に与えた。なお噴流出口形状は直径51mmの円形である。計測は無負荷の状態から始め、各負荷に対し、定常状態が得られたのちに、流量、回転数、トルクを測定した。なお流量の測定は水路出口において重量法を用い、回転数・トルクはデジタル形で同時測定し、トルク計などは校正して使用した。また水路は幅130mm、高さ100mmの矩形である。さらに水

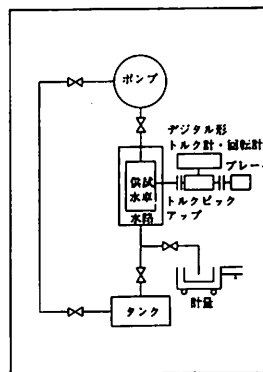


図1 実験装置図

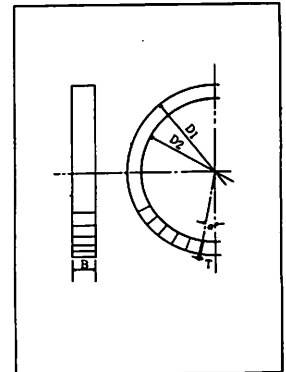


図2 供試羽根車

\*機械工学科

温は水路出口において直接測定した。次に図2に供試羽根車を示す。供試羽根車は外径  $D_1$  が600mm, 内径  $D_2$  が500mmで, 羽根形状は放射形である。羽根枚数  $Z$  は36, 18, 12, 9, 6枚を用い羽根車円周に等間隔に取り付けた。なお羽根幅  $B=80$ mm, 羽根厚み  $t=1$ mm 羽根長さ  $\ell=50$ mmはいずれの羽根枚数においても同一とした。

### 3. 理 論

図3は理論解析に対する流路検査体積の一例として  $Z=36$  の場合を示す。著者らは流れのモデル化に対し, 次のような仮定を行なった。(1)噴流により得られる動力に寄与する羽根は,  $Z=36$  の場合3枚,  $Z=18$  の場合2枚,  $Z=12$  の場合1枚とした。(2)噴流流量  $Q$  は各羽根に流量  $dQ_1, dQ_2, dQ_3$  で流入し, 流れは寄与する羽根にそって流出するとした。(3)羽根入口と出口に

おける圧力の変化はないものとした。これらの仮定をもとに図4に示す羽根検査体積に角運動量の定理とエネルギー方程式を適用すると次のような羽根1枚に対する動力  $dP_n$  の式を得る。<sup>2)</sup>

$$dP_n = \rho dQ_n (\sigma V_1 U_1 \sin\theta - U_2^2) \quad \text{—————(1)}$$

エネルギーの式より

$$dP_n = \rho dQ_n \left( \frac{1}{2} V_1^2 - \frac{1}{2} V_{m2}^2 - \frac{1}{2} U_2^2 - \zeta_s \frac{(V_1 \sin\theta - U_1)^2}{2} - \zeta_c \frac{V_2^2}{2} - \lambda \frac{\ell}{4m} \frac{V_{m2}^2}{2} \right) \quad \text{—————(2)}$$

ここで, (2)式右辺 ( ) 内第4項は羽根入口衝突損失, 第5項は羽根出口損失, 第6項は摩擦損失である。

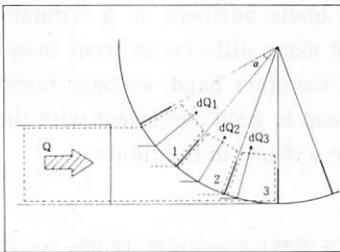


図3 流路検査体積

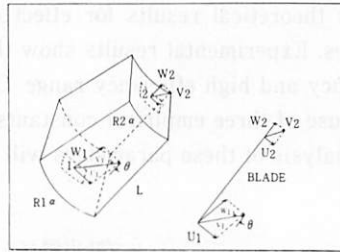


図4 羽根検査体積

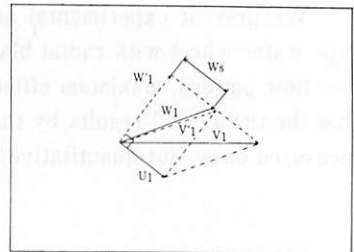
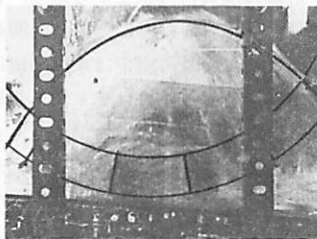
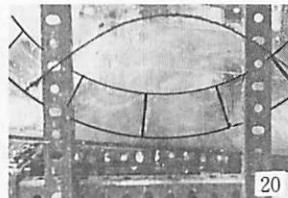


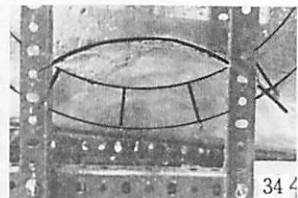
図5 羽根入口衝突速度



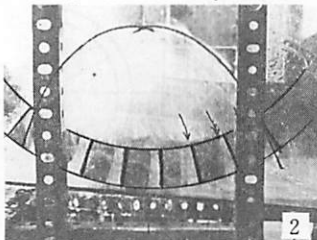
Z=18 N=2rpm



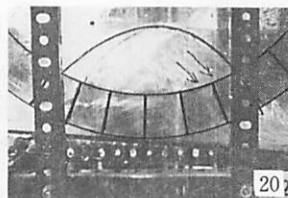
Z=18 N=20rpm



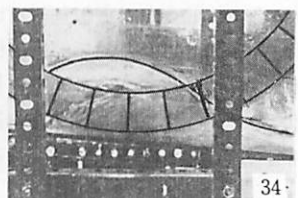
Z=18 N=34rpm



(a) Z=36 N=2rpm



(b) Z=36 N=20rpm



(c) Z=36 N=34rpm

図6 羽根近傍流れの様相

なお羽根入口衝突損失は、図5に示す速度三角形の衝突速度  $W_s$  に相当するエネルギーが損失になるとした。<sup>3)</sup> さらに羽根出口損失は、羽根出口絶対速度のエネルギーが、他の羽根に影響を与え損失になるとした。また第6項内の摩擦損失係数は、羽根内平均流速を羽根出口流速と仮定し、ブラジウスの式から求めた。<sup>4)</sup>

以上の結果から、経験的な定数として  $\zeta_s$ ,  $\zeta_c$ ,  $\sigma$  を与え、(1), (2)式から  $dQ_n$  を求め理論的な性能曲線を描くことができる。なお本報では、前述の仮定(2)により流量  $dQ_n$  を与え、各損失係数  $\zeta_s$ ,  $\zeta_c$  および  $\sigma$  の定性的な変化を調べた。

(記号)

- $\rho$  : 密度     $n$  : 各羽根番号     $V_1$  : 噴流平均速度
- $V_2$  : 羽根出口絶対速度     $U_1$  : 羽根入口周速度

- $U_2$  : 羽根出口周速度     $V_{m2} = \frac{dQ_n}{m \cdot B}$  : 羽根出口メリディアン速度
- $\omega$  : 角速度     $\theta$  : 噴流と羽根のなす角
- $\zeta_s$  : 羽根入口衝突損失係数     $\zeta_c$  : 羽根出口損失係数
- $\sigma$  : 羽根入口速度補正係数     $\lambda$  : 摩擦損失係数
- $m$  : 羽根内流体平均深さ

#### 4. 実験結果および考察

図6は羽根近傍の流れの様態を示す。撮影はカメラを羽根車直角方向一定路離に固定し、ASA400, 1/60secで行なった。なお図中の放物線は流体が占めるおおよその領域を表し、放射線は各羽根の位置を示す。同図(a)~(c)は  $Z=36, 18$  での各回転数における羽根近傍の流れの変化を表す。図より明らかなように、回転数が増すにしたがって、羽根出口速度成分が羽根出口接線方向に移行することがわかる。さらに同一回

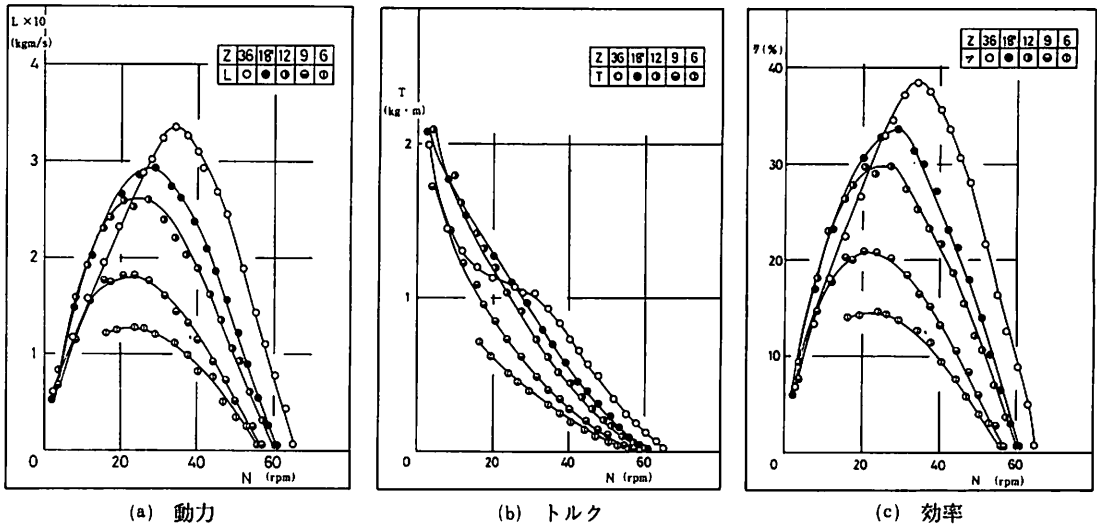


図7 性能曲線の変化

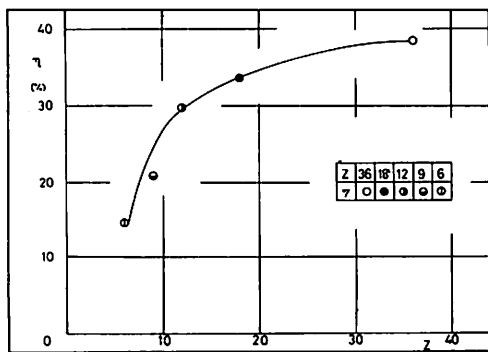


図8 最高効率の変化

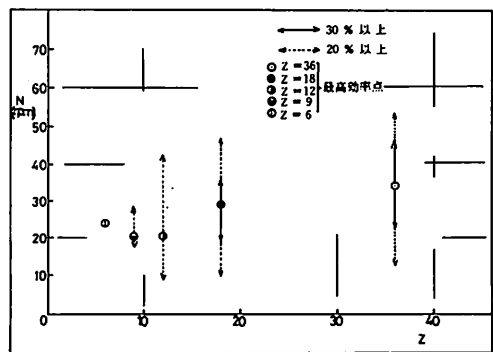


図9 効率の範囲

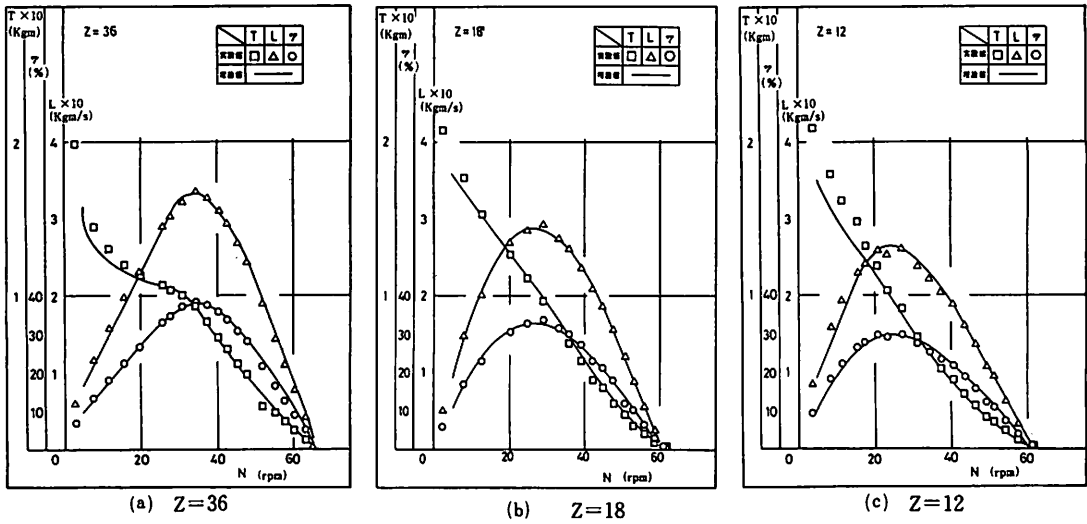


図10 理論と実験値の比較

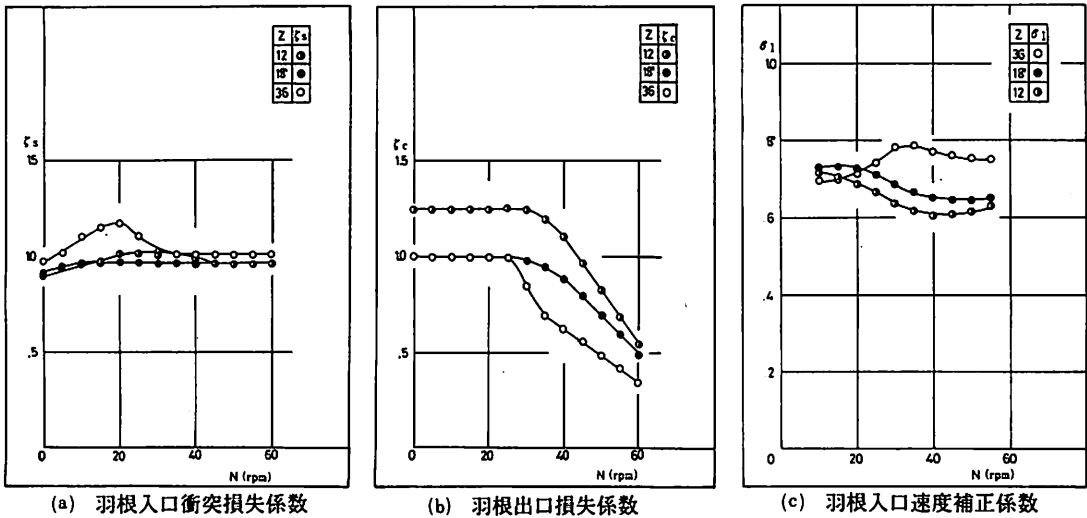


図11 損失係数

転数では、 $Z=18$ が $Z=36$ より羽根出口近傍での流体の占める領域が大きいことが定性的に理解できる。図7(a)~(c)は羽根枚数による性能曲線の変化を示す。図中横軸 $N$ は回転数、縦軸 $T$ はトルク、 $L$ は $L=T\omega$ より求めた動力、 $\eta$ は $\eta=L/L_0 \times 100$ より算出した効率を表す。同図より羽根枚数によって性能が極めて異なり、 $Z=12\sim 36$ において低回転領域では羽根枚数が少ないほど、また高回転領域では羽根枚数が多いほど性能がよいことがわかる。さらに同図(b)より低回転領域

において $Z=36$ とそれを比較すると、得られたトルクの傾向が異なることがわかる。また図8より最高効率は曲線的に変化することが理解できる。これらの最高効率の差は、 $Z=36$ と比較し $Z=18$ で12.5%、 $Z=12$ で22.4%、 $Z=9$ で45.6%、 $Z=6$ で61.7%の減少である。さらに図9より最高効率点は羽根枚数の増加にともない高回転数に移行し、効率の範囲は羽根枚数が多いほど、高回転領域で広いことがわかる。また効率30%以上の範囲は $Z=36$ に比較し $Z=18$ では回転数

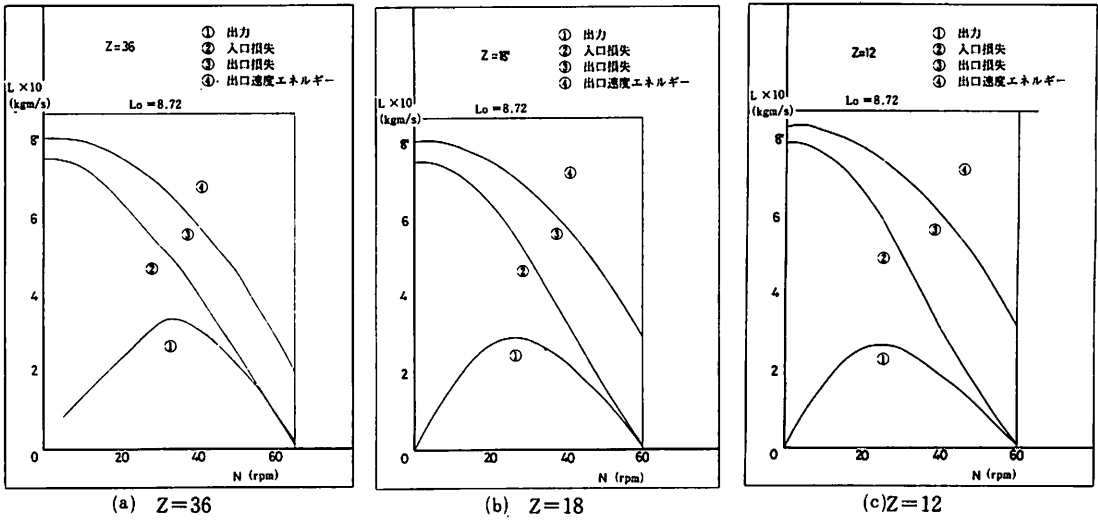


図12 各損失

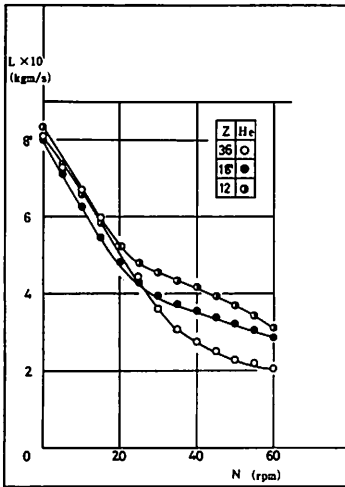


図13 総損失

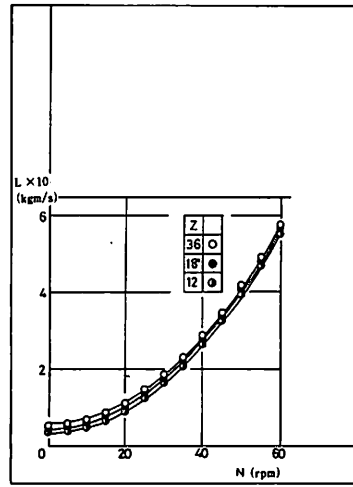


図14 羽根出口速度エネルギー

29rpm 以上で60.3%の減少である。図10(a)~(c)は  $Z = 36, 18, 12$  における理論値と実験値の比較を示す。いずれの場合も両者はよく一致している。その場合の損失係数  $\zeta_1, \zeta_2$  をそれぞれ図11(a), (b)に示す。同図よりわかるように、 $\zeta_1$  は1近傍の値とし、 $\zeta_2$  は低回転領域で一定、高回転領域ではほぼ直線的に変化する値として定めた。また図11(c)は得られた羽根車入口速度補正係数  $\sigma$  の羽根枚数に対する変化の一例を示す。図中  $\sigma$  の下添字は図4に示した羽根番号である。同図より  $\sigma$  は回転数とともに変化する、さらに羽根枚数により

低回転領域と高回転領域ではその傾向が異なることがわかる。このことは  $Z = 12 \sim 36$  において、低回転領域で羽根枚数が少ないほど、また高回転領域では羽根枚数が多いほど性能がよいという実験結果の傾向とほぼ一致する。しかしながら、これらの各係数  $\zeta_1, \zeta_2, \sigma$  の定量的な解析、羽根の位置による特性値の変化の検討等は今後の課題である。次に図12(a)~(c)に各羽根枚数に対する理論計算による各損失の領域を示す。なお摩擦損失は本理論計算では極めて小さく、図中より省いた。図13は理論計算による各羽根枚数に対する

総損失の比較を表す。同図より低回転領域よりも高回転領域においてその差が大きくなる傾向にある。図14は理論計算による羽根出口速度エネルギーの比較を動力の単位で示す。いずれの羽根枚数においてもその傾向および値はほぼ等しい。

## 5. まとめ

放射形の羽根形状を有する羽根車に一定流量の噴流を与え、羽根枚数を変えることにより次のような結論を得た。

- (1) 同一回転数で羽根枚数を変化させると羽根近傍の流れの状態が異なることが定性的にわかった。
- (2) 羽根枚数により最高効率および高効率の領域が大

きく異なり、特に最高効率点は羽根枚数の増加にともない高回転に移行し、さらに羽根枚数が多いほど高回転領域での高効率の範囲が大きかった。

- (3) 理論的な取り扱いに対し経験的な係数を与えることにより、実験値と理論値はよく一致する。

## 文 献

- 1) 本田 隆志, ローカルエネルギー研究センター報告 Vol.1 (1984)
- 2) Wilson, W. A., ほか2名 Trans. ASME, 77 (1955-11), 1303
- 3) 松永ほか3名, 機論, 51-467 (1985), 2382
- 4) 板谷 松樹, 水力学, (1966), 123, 朝倉書店