

管水路のマイクロ水力発電効率に関する実験的考察 Experimental Studies on the Efficiency of Pipe Microhydropower

菊沢 正裕
Masahiro Kikusawa

1. 総合効率 η

小水力事業では出力の予測精度が事業の成否を左右する. 出力 P は P [kW] = $g Q H \eta \cdots (1)$ で算定される. ここに, 重力加速度 g [m/s²], 流量 Q [m³/s], 実落差 H [m], 総合効率 $\eta = \eta_1 \eta_2$, $\eta_1 = H_e / H \cdots (2)$, η_1 : 管水路の損失水頭による効率, η_2 : 発電設備効率 (水車, 発電機, 伝達装置, 変換装置の合成効率), 有効落差: H_e [m] = $H - H_L$, 損失落差 (水頭): H_L [m]. $\eta = 0.7$, $\eta_1 = 0.95$, $\eta_2 = 0.65 \sim 0.85$ がよく使われるが, 出力 100kW 以下のマイクロ水力, 特に 20kW 以下では η を過大に見積もると, 必要な電力を確保できず事業リスクが高くなる. 本稿では野外と室内の実験を行い, 総合効率 η について考察した.

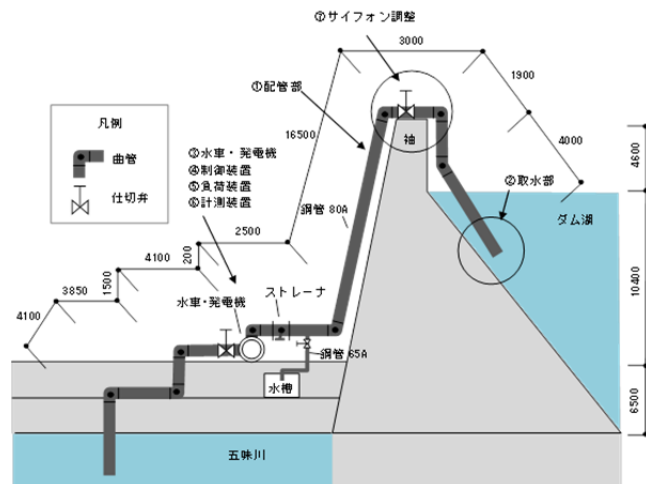


図1 野外実験概略側面図
Cross section sketch of the field test

2. 損失水頭に起因する効率 η_1

砂防ダムにサイフォン (鋼管, 管径 80A, 管長 45m) とポンプ逆転水車 (2.7kW) を設置し図1の発電実験を行った. 水圧, 流量, 出力の実測値は各々 0.09MPa, 12.1L/s, 400~470W であった. 実測流量と管の摩擦係数 $n=0.010, 0.012, 0.015$ (Moody の乱流域の値から 0.010~0.015 と想定) を (2) 式に適用すると, $\eta_1=0.59, 0.46, 0.23$ を得る. 実測水圧に対応する設備効率 $\eta_2=0.4$ (次節の室内実験より推定) を (1) 式に適用すると出力 $P=471, 370, 184$ W となる. この中で実測出力値に近いケースをとると本件の場合, $\eta_1=0.59$, $n=0.010$ と推定される. この条件のまま, 管径を大きくすると 100A では $\eta_1=0.86$, $P=689$ W, また 150A では $\eta_1=0.98$, $P=784$ W となる. 以上より, 落差 (本件では 17m) に比べて管長 (同 45m) が長いサイフォン管を使う場合, η_1 が摩擦係数と管径に大きく依存することがわかった.

3. 発電設備に起因する効率 η_2

室内実験装置 (図2) を使って 3 レベルの流量 Q_0 [L/s] に対する負荷発電試験 (野外実験と同種のポンプ逆転水車, 800W) を行った. 水圧が 0.3~0.4MPa で高出力になるよう水車の羽根 (フランシス型) を改良している. また発電機 (3 相 PM 同期発電機) は水車と一体型, 出力は三相交流 (△接続), そして計測項目は水車前後の水圧, タンクに戻される

福井県立大学 (学術教養センター) Fukui Prefectural University (Center for Arts and Sciences)

キーワード 流体力学一般 管・開水路流れ 水利システムの計測・管理・制御

謝辞: 本研究は, 平成 25 年度河川整備基金助成事業として実施した. 研究の遂行にあたり 福井小水力利用推進協議会の会員に多大なる協力を得た. ここに感謝の意を表する.

前の流量，および電圧と電流である．実験では，タンクの水中ポンプ（出力 5.5kW，全揚程 65m=0.64MPa，吐出量 4.3L/s）からの吐出水を，スルース弁で水量（水圧）調節して水車に流す．この発電機に負荷をかける前の初期水圧を p_0 ，その時の流量を Q_0 とすると $p_0=0.2,0.3,0.4\text{MPa}$ に対し $Q_0=3.0,3.2,3.5\text{L/s}$ であった． p_0 と Q_0 は，野外実験のダム下流側直下におけるサイフォン管内の水圧と流量に相当する．両者を乗じた水力エネルギー $E_0[\text{W}]=g Q_0 p_0 * 1.02 * 10^2$ から発電出力 $P [\text{W}] = E_0 \eta_2$ を生む．ここに $\eta_2 = P / E_0$ は発電設備効率である．

図 3 に流量 Q と効率 η_2 の関係を示す． $p_0=0.2\text{MPa}$ から 0.4MPa になるにつれ η_2 は大きくなり， 0.4MPa の水圧では $\eta_2=0.7$ 前後が期待できる．27 個の電球を組合せた負荷装置を用いて，210W~810W の範囲で定格電圧の限界に注意して負荷試験を行った（表 1 に示す $p_0=0.3\text{MPa}$ 時の値参照）．図 3 には複数の負荷に対する Q と η_2 をプロットしている．負荷電力に応じて η_2 が若干変わることがわかる．

4. 負荷による水力エネルギーの損失

表 1 のように，発電機に負荷をかけると回転数が下がると同時に水圧も下がり，逆に流量が増す傾向がある．そして圧力水頭が低下し速度水頭が増加する結果，負荷時の水力エネルギー E_L は，負荷前の E_0 に比べて表 1 の E_L/E_0 のように下がる．この E_L/E_0 は負荷時の水車効率を考える上で重要であろう．

5. まとめ

小水力発電の総合効率 η を構成する，損失水頭による効率 η_1 と発電設備効率 η_2 の特性を実験および計算に基づいて考察し，つぎの知見を得た．すなわち管水路の場合， η_1 の推定において管の摩擦損失係数をどう見積もるかが重要であり，また管径を可能な限り大きく取ることによって η_1 を相当上げることができる．一方，水車，発電機，伝達装置，変換装置からなる発電設備の性能でも

もある η_2 は，所与の水力エネルギーによって異なり，負荷レベルによっても若干変化するので想定される水圧と負荷レベルを考えて推定することが重要である．

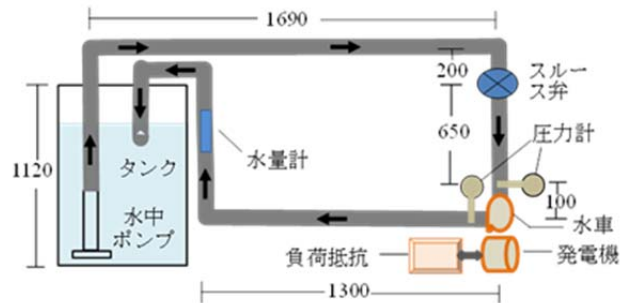


図 2 室内実験概要図

Sketch of the laboratory experiment

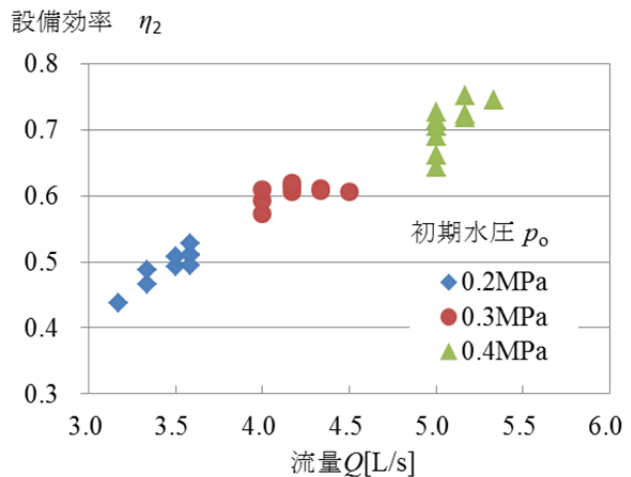


図 3 負荷試験における Q と η_2 の関係 Q and η_2 relation in the electric loading test

表 1 負荷試験の結果 ($p_0=0.3\text{MPa}$)
Electric loading test results in $p_0=0.3\text{MPa}$

負荷 P_L [W]	流量 Q [L/s]	水圧 p [Mpa]	回転数 [rpm]	出力 P [W]	発電効率 η_2	E_L/E_0
無負荷	3.17	0.30	3300			
390	4.00	0.19	2470	543	0.57	0.80
420	4.00	0.18	2410	562	0.59	0.76
450	4.00	0.18	2370	579	0.61	0.76
480	4.17	0.17	2310	575	0.61	0.74
510	4.17	0.16	2230	585	0.62	0.70
540	4.17	0.16	2170	584	0.61	0.70
570	4.17	0.15	2120	588	0.62	0.66
600	4.33	0.15	2080	581	0.61	0.68
660	4.33	0.15	1960	578	0.61	0.68
720	4.50	0.14	1850	576	0.61	0.66