

マイクロチューブラ水車の広帯域化に  
関わる開発研究

2004年11月

塚本 直史

九州工業大学附属図書館



\*0010607901\*

# 目次

おもな記号

第1章 序論	1
1.1 本研究の背景と意義	1
1.2 これまでの研究	5
1.3 本研究の目的	9
1.4 本論文の概要	9
第2章 マイクロ水力用チューブラ水車の性能	16
2.1 まえがき	16
2.2 適用範囲と標準化	17
2.3 マイクロ水車の設計	18
2.3.1 流水部形状	18
2.3.2 水車構造	23
2.4 性能実験	25
2.4.1 実験装置および測定方法	25
2.4.2 実験結果および考察	29
2.5 まとめ	35
2.5.1 適用範囲	35
2.5.2 経済性の検討	35

第3章 高落差地点へのマイクロチューブラ水車の適用 .....	57
3.1 まえがき .....	57
3.2 直列配置方式の水車性能実験 .....	58
3.2.1 実験装置および測定方法 .....	58
3.2.2 実験結果および考察 .....	59
3.3 直列水車性能の考察 .....	61
3.3.1 数値解析 .....	61
3.3.2 解析結果および考察 .....	62
3.4 まとめ .....	65
第4章 変流量・変落差地点へのマイクロチューブラ水車の適用 .....	76
4.1 まえがき .....	76
4.2 マイクロ水車の特性 .....	77
4.2.1 変流量地点への適用 .....	77
4.2.2 変落差地点への適用 .....	79
4.2.3 変流量・変落差地点への適用 .....	79
4.3 広帯域マイクロチューブラ水車の実用化 .....	81
4.3.1 ランナベーン可動機構 .....	81
4.3.2 可動機構の検証 .....	82

第 5 章 $H < H_s$ 地点へのマイクロチューブラ水車の適用 .....	89
5. 1 まえがき .....	89
5. 2 オフカム・キャビテーション実験 .....	90
5. 2. 1 実験装置および測定方法 .....	90
5. 2. 2 実験結果および考察 .....	90
5. 3 水車設置位置に関する考察 .....	92
5. 4 まとめ .....	93
第 6 章 結論 .....	98
6. 1 本研究で得られた結果 .....	98
6. 2 残された問題点と今後の展望 .....	100
謝辞 .....	102
参考文献 .....	103
付録 .....	109
A1 数値解析 .....	109
A2 誤差計算 .....	114
A3 マイクロチューブラ水車の設置技術 .....	119

## おもな記号

### おもな記号

- $A_1$  : 入口圧力水頭測定断面の断面積  
 $A_2$  : 出口圧力水頭測定断面の断面積  
 $C_p$  : 圧力回復率  
 $D_1$  : ランナ径  
 $D_4$  : 水車の代表径  
 $El_l$  : 基準レベルと圧力計の標高差  
 $El_u$  : 基準レベルと圧力計の標高差  
 $g_m$  : 水車設置位置の自由落下の加速度  
 $g_0$  : 標準重力加速度  
 $H$  : 有効落差  
 $H_{atm}$  : 大気圧  
 $H_s$  : 吸出し高さ  
 $K_p$  : 静圧係数【式 (2.1)】  
 $L$  : 水動力計のアーム長さ  
 $m$  : 旋回度  
 $n_{11}$  : 単位回転速度  
 $n_e$  : 回転速度計の読み  
 $P$  : 水車出力  
 $P_{11}$  : 単位出力  
 $P_s$  : 絶対圧型水晶振動式デジタル圧力計の読み  
 $P_u$  : 絶対圧型水晶振動式デジタル圧力計の読み  
 $P_w$  : 水車入力  
 $Q_a$  : 空気量

- $Q$  : 水車流量  
 $Q_{II}$  : 単位水車流量  
 $Q_e$  : 電磁流量計の読み  
 $T_0$  : ロードセルの零点  
 $T_1$  : ロードセルの読み  
 $\Delta Q$  : 校正結果による補正量  
 $\Delta \alpha$  : 入射角の差  $\alpha_{\text{off-cam}} - \alpha_{\text{on-cam}}$  (度)  
 $\Delta \gamma$  : ガイドベーン開度  
 $\Delta \eta$  : 水車効率の差  $\eta_{\text{off-cam}} - \eta_{\text{on-cam}}$  (%)  
 $\Delta \sigma$  : キャビテーション係数の差  $\sigma_{\text{off-cam}} - \sigma_{\text{on-cam}}$   
 $\eta$  : 水車効率  
 $\eta$  : 水車効率  
 $\rho_r$  : 室温における水の密度  
 $\rho_w$  : 水温における水の密度  
 $\sigma$  : キャビテーション係数  
 $\sigma_c$  : 臨界キャビテーション係数  
 $\phi$  : ランナベーン角度  
 $2\theta$  : 円錐角度

添字

- $M$  : 模型水車  
 $P$  : 実物水車  
max : 各ランナベーン角度における最高効率点  
opt : 水車の最高効率点  
on-cam : ランナベーン角度とガイドベーン開度の最適状態  
off-cam : オフカム運転状態

# 第1章 序論

## 1. 1 本研究の背景と意義

21世紀は環境の世紀とも呼ばれ、環境保全のための活動が地球規模で行われている。このような活動の一環として地球温暖化防止の国際的な具体策を定めた京都議定書<sup>(1)</sup>がある。議定書にまとめられた方策は、日本に対し2008年から2012年の間に基準年（1990年）の温室効果ガス排出量（12億3500万トンCO<sub>2</sub>）からその6%削減を求めるという内容である。しかしながら、我が国として議定書の批准を決めた2002年度の排出量は対前年比2.2%増であり、1990年に対し既に7.6%増加<sup>(2)</sup>となってしまったため、地球温暖化対策推進大綱のもとで今後13.6%の削減を実現するように新たな対策を講じていかねばならない。

温室効果ガスは、市民生活にとって重要なライフラインの一つである電気を作り出す際にも排出される。発電所などのエネルギー転換部門は、温室効果ガスの93%を占める二酸化炭素の30%<sup>(2)</sup>を排出しており、自動車などの運輸部門（同20%排出）と比べて量が膨大なため、環境への配慮がより必要であると言えよう。このような状況の中、我が国は電気事業者に対し販売電力量に応じ一定割合以上の新エネルギー等電気の利用を義務付ける「電気事業者による新エネルギー等の利用に関する特別措置法」（RPS法）<sup>(3)</sup>を平成15年度に施行した。これは、2010年度において122億kWhの新エネルギー導入を目標としている。この法律で対象となる新エネルギー等は、風力・太陽光・地熱・水力・バイオマスである。水力発電は、図1.1に示すように電源の中で二酸化炭素排出量が最も少ないことから、容量1000kW以下で水路式との制限が設けられているものの、基幹エネルギーの中で唯一RPS法の対象に加えられたクリーンエネルギーである。

水力発電は、水車を介して、水力エネルギーを高効率で電気エネルギーとして取り出すことが可能な優れたエネルギー変換方法であり、環境と調和をはかりやすい

## 各種電源別のCO<sub>2</sub>排出量

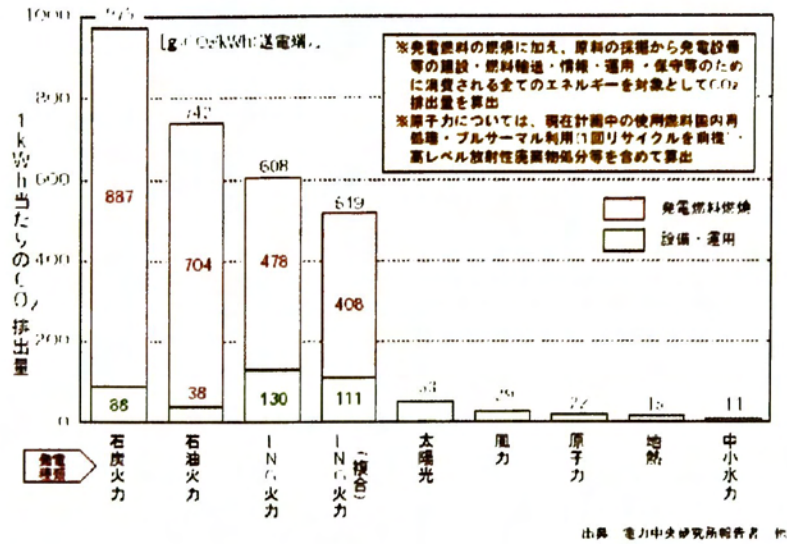


図 1.1 電源別二酸化炭素排出量<sup>(4)</sup>

電源である。RPS法の対象となる未利用水力エネルギーの地点として、上下水道、農業用水、砂防ダムおよび河川の堰堤などがある。これらの地点で期待できる包蔵水力の多くは 100kW 以下の小さい容量に相当するものの、図 1.2 に示すように環境負荷の低減に大きな役割を果たす可能性を持つ。このような地点を調査すると、以下のように国内に多数存在することから、未利用水力エネルギーは新たな電源として期待できる。また、RPS 法の対象エネルギーとはならないものの、開発が容易であると考えられる維持放流地点についても調査を実施した。

### (1)上下水道地点

日本国内の浄水場の数は、中小を含めると平成 9 年において 1962 箇所<sup>(5)</sup>存在する。また、浄水後の水を一旦蓄える配水池は、平成 9 年時点で 9514 箇所ある。これらの内、経済的に発電可能な水量を 10,000m<sup>3</sup>/日以上とし、落差なども考慮すると 1148 箇所が発電可能な未利用水力エネルギーを有している。このエネルギーを利用した場合、これまでの浄水場計画地点の容量から推定すると 245MW の発電が可能である。また、上水道では年間を通して流量変化が少ないので設備利用率を 90%とすると、年間発生電力量は 245MW×24h



×365 日×90%=1914GWh に達する。日本国内の下水処理場の数は、浄水場と同じ約 2000 箇所と考えられる。下水道施設は、河川や海の側に建設されており、河川水位や潮位が変化しても逆流しない標高に設置される。このため、平常時は遊休落差が存在する。また、下水処理場で処理された水は、水利権が無いので、水力発電用として活用し易い。

## (2)農業用水・砂防ダム・河川の堰堤

これらの地点調査はほとんど行われていないため、年間発生電力量を算出することは不可能な現状である。しかし、地点の性格上、落差は 10m以下であると考えられる。また、地点概数として、農業用水路に設けられている落差工は全国で約 10,000 箇所、砂防ダムは全国で約 50,000 箇所<sup>(6)</sup>と多数あり、今後の地点調査と開発が期待される。

## (3)ダムからの維持放流地点

9 電力会社および電源開発(株)が運営する水力発電所における維持放流設備は、平成 11 年 6 月時点で 341 箇所存在する。この維持放流を利用した場合、年間発生電力量は 585GWh<sup>(7)</sup>に達する。

水力発電は、容量別に大水力からマイクロ水力まで表 1.1 のように分類されており、未利用水力エネルギーの多くはマイクロ水力となる。図 1.3 は、新たな土木設備が少なく経済性が高いと考えられる維持放流および上水道地点に、ミニ水力発電設備を導入した際の単位出力当り(kW 当り)の建設費と機器費用の実績を示す。本図より、kW 当りの建設費は、小出力ほど高くなる傾向があり、その要因は機器費

表 1.1 容量別の名称<sup>(8)</sup>

大水力(large hydropower)	:100MW以上
中水力(medium hydropower)	:100MW~10MW
小水力(small hydropower)	:10MW~1MW
ミニ水力(mini hydropower)	:1MW~100kW
マイクロ水力(micro hydropower)	:100kW以下

用の増加にあることが判る。また、水車の容量を検討する際の指標となる設備利用率<sup>⑨</sup>は、発電設備が年間を通じ最大出力で稼働した場合の可能発電電力量に対する、流況から算定される可能発電電力量（年間発生電力量）の割合として求められる。利用率は、年間を通じ流量変化の大きい地点（河川など）で低く、変化の小さい地点（上水道など）で高くなる。図 1.4 は、発電所出力に対する設備利用率を示す。本図より、容量の小さい水力発電所は、年間を通じ流量変化の少ない地点に従来建設されていることが判る。さらに、図 1.5 に示す建設費用を年間発生電力量で除した kWh 当りの建設費は、kW 当りの建設費、設備利用率および水車性能も含めた経済性を示す指標とみなされる。本図によれば、kWh 当りの建設費は、発電機出力によらず約 230 円/kWh となる。これらの指標に基づけば、小出力の水力発電所は、kW 当りの機器費用が高くなるので、設備利用率の高い地点に絞って開発が進められ、経済性が確保されてきたと言える。

以上のことから、未利用水力エネルギーは、多くの地点に存在し、地球温暖化防止の一翼を担える賦存量があるものの、地点ごとの容量が小さいので、そのエネルギーの活用には、マイクロ水車の機器費用を含めた建設費の削減と共に、年間発生電力量を増加させるための開発研究が重要となる。

## 1. 2 これまでの研究

水車は、人類が利用した最も古い動力源の一つであり、多くの機種が開発されてきた。これら水車の開発研究は、大容量化と性能向上を中心に行われてきたという経緯があるが、環境保全の重要性が高まる中、環境をテーマとした研究も進められている。河川の生態系や水質保存に対する研究として、魚通過可能水車<sup>(10)(11)(12)(13)</sup>や油レス技術<sup>(14)</sup>などがある。また、水車改修時における年間発生電力量の増加<sup>(15)(16)</sup>や材料の改善<sup>(17)</sup>による部材の長寿命化に関する研究も、環境負荷を間接的に低減する取り組みであるといえる。これらの取り組みに加え、未利用水力エネルギーの活用に関する研究開発が RPS 法の施行も加わって活発に行われるようになった。

表 1.2 は、発電用水車として一般水力に利用される代表的な機種を示す。小水力発電では、これらの機種に加えポンプ逆転水車、チューブラ水車である横軸固定羽根プロペラ水車や水中式発電機一体型水車なども採用されている。報告されている資料<sup>(9)(18)</sup>を参考に作成した選定図を図 1.6 に示す。なお、図中には 1.1 項で調査した未利用水力エネルギー地点を示している。本図によれば、落差 10m 以上の上水道地点などに適合する水車は、専らクロスフロー形、ポンプ逆転形およびフランシス形となる。趙ら<sup>(19)(20)</sup>は、衝動水車であるクロスフロー水車の簡素化について報告しているが、RPS 法の施行で注目されている上水道<sup>(21)</sup>の配管の途中に配置することが難しいので、山小屋<sup>(22)</sup>などの限られた地点に利用されるであろうと考えら

表 1.2 水力発電所の水車型式

<b>反動水車</b>	
・フランシス水車 [1849年 or 1855年]	: J.B.Francis (アメリカ)
・カプラン水車 [1919年]	: V.Kaplan (オーストリア)
・チューブラ水車 [1933年]	: Hugenin (オーストリア)
・斜流水車 [1957年]	: P.E.Deriaz (イギリス)
<b>衝動水車</b>	
・ペルトン水車 [1870年 or 1880年]	: L.A.Pelton (アメリカ)
・クロスフロー水車 [1903年]	: Michell (ドイツ)
・ターゴインパルス水車 [1919年]	: Gilkes 社 (イギリス)

れる。ポンプを逆転することで発電するポンプ逆転水車<sup>(23)(24)</sup>は、安価であるものの、流量調整の機構を有しておらず、また落差変化により水車効率が大きく低下することから、計画時と運用時の仕様の差が水車性能に大きな影響を与えるので、経済性や信頼性において問題を抱えていると推測される。フランス水車は、小水力以上の地点で最も利用されている機種であるが、標準化による機器費用の削減が難しいことから、経済性に問題があると考えられる。

農業用水路などの落差 10m以下の地点においては、チューブラ水車が利用されており、その適用可能範囲は調査地点と良く一致している。金元ら<sup>(25)</sup>は 2 段のランナを相反転させたチューブラ水車の研究を行っており、低落差でも高回転の運転が行えることを示している。しかしながら、軸受寿命、封水方法やコストなど実用化へは残された課題が多い。また、地点を限定したマイクロ水車の研究としては、潮流・潮汐発電<sup>(26)(27)(28)</sup>、超低落差用水車<sup>(29)(30)</sup>などに関するものがある。

衝動式水車は、上水道などの配管途中へ設置できない。また、マイクロ水車は、建設費の削減が重要となるので、設置が容易で形状変更を伴わずに広い運転範囲に適用できる形式が望まれる。チューブラ水車は、水車の入口と出口が直線上に配置されているので配管途中への設置が容易で、ランナベーンまたはガイドベーンの羽根角度の調整により高効率な性能が広い運転領域で実現できることから未利用水力エネルギー回収に適した機種であると考えられる。マイクロ水車は、100m以上の高落差用、20～100mの中落差用、2～20mの低落差用、2m以下の超低落差用におおよそ分類されており、チューブラ水車は図 1.6 の選定図によれば、約 20m以下の低落差地点に適用される機種である。

大容量機で利用されるチューブラ水車として、図 1.7 に示すようなバルブ水車がある。バルブ水車は、発電機の周りを水が流れる形状となっており、発電用水車では最も比速度の大きな形式である。バルブ水車に関する出版<sup>(31)(32)(33)</sup>や研究は多数行われており、それらの研究は性能向上と過渡特性に大別される。効率や振動など水車の性能を高めるための研究には、内部流動状態の解析<sup>(34)</sup>と測定<sup>(35)</sup>、損失低減<sup>(36)</sup>、キャビテーション<sup>(37)</sup>、可変速<sup>(38)</sup>や振動<sup>(39)</sup>などがある。一方、過渡特性につ

いては、負荷遮断<sup>(40)</sup>やスルーシング運転<sup>(41)</sup>など過渡時の水車特性に関する研究が行われている。しかしながら、図 1.8 に示すように多様な地点に設置可能なチューブラ水車を地点の状況に合わせ適用するための技術に関わる研究は行われていない。

チューブラ形のマイクロ水車の多くは、図 1.9 に示すようなバルブ水車に準じた形状を採用している<sup>(42)</sup> <sup>(43)</sup>ものの、機器や制御を簡易にするため、流量制御を行うことの出来ない固定羽根方式が採用されている。しかし、機器費用の上昇を抑え、年間発生電力量の増加が期待できるようにランナベーンもしくはガイドベーンの少なくとも一方を可動にして広範囲な運転を可能にする研究が望まれる。石井は、 Kaplan 水車においてガイドベーンとランナベーンの何れかを固定にした場合の効率特性を比較し、ランナベーンを可動にする方が変流量特性は優れていると報告している<sup>(44)</sup>。また、Ignjatovic ら<sup>(45)</sup>は、ガイドベーンとランナベーンが最適な状態（オンカム）から外れた状態（オフカム）になると、脈動が強くなると報告している。しかしながら、変流量と変落差が顕著な地点へ水車を適用する技術については十分明らかにされていない。

先に述べたようにチューブラ水車は、約 20m 以下に適用される低落差用水車であるが、水車を直列に配置することで高落差の地点にも適用できるはずである。笹浪ら<sup>(46)</sup>は、チューブラ形のマイクロ水車を 2 台直列に配置した場合の特性について報告しており、上段と下流の水車特性は等しくなると述べている。しかしながら、上段水車と連続して配置される下段水車の性能は、流入する旋回流れの影響を受けるのではないかとと思われる。Benisek らは<sup>(47)</sup>バルブ水車に旋回流れが流入した場合、水車効率特性は大流量側へ平行移動すると示しているが、効率の低下や各部の損失を考慮することなく、ランナへの入射角だけを論じている。

ところで、マイクロ水車を導入する際、環境保全に配慮しかつ建設費を削減するため、吸出し高さを大きくとる（放水位より水車中心を高くする）水車の設置方法が望まれる。砂防ダムの場合、図 1.10 に示すようにダムの最上端に水車を設置し得るならば、導水管設置のための土木工事や水車設置場所の整備が不要となるから建設費を削減できる。水車の吸出し高さの改善は、ランナ形状の変更や補助翼の取

付け<sup>(48)</sup>など、形状変更を伴うことが多い。チューブラ水車の場合には、ランナベーンとガイドベーン開度の組合せを変えることが出来るので、形状変更を伴わずに、その組合せによってキャビテーション特性も変えられるはずである。しかし、チューブラ水車のキャビテーション性能に関しては多くの報告<sup>(49)</sup>がなされているものの、これらは水車効率が最適となるようなランナベーンとガイドベーン開度の組合せ（オンカム）に対するものであって、キャビテーション特性を重視する立場からの組合せについては未だ不明であるといえる。

### 1. 3 本研究の目的

前節の調査結果から、チューブラ形のマイクロ水車は多くの地点に導入され得る機種と捉えられるが、それぞれの地点に水車を最適化する技術については課題として残されている。この課題として、①高落差地点に導入される機器費用を削減するための直列配置方式、②変落差・変流量地点の年間発生電力量を増加させるための適用技術、③放水位より高い位置に水車を置くことで土木費用を削減する水車設置技術の3つが挙げられる。これらの課題を解決する研究は、これまでチューブラ水車が適用されてきた落差、流量および吸出し高さの範囲を拡大することになるので、マイクロ水車の広帯域化と位置づけることが出来る。

したがって、本論文は未利用水力エネルギーの活用を実現するためのマイクロチューブラ水車の広帯域化を研究目的とする。その達成のために広帯域化に関わる課題を整理して、それぞれの解決策が有用であることを実証試験で明らかにする方法をとった。

### 1. 4 本論文の概要

本論文は、マイクロチューブラ水車の広帯域化に関する技術の確立を目指したものである。

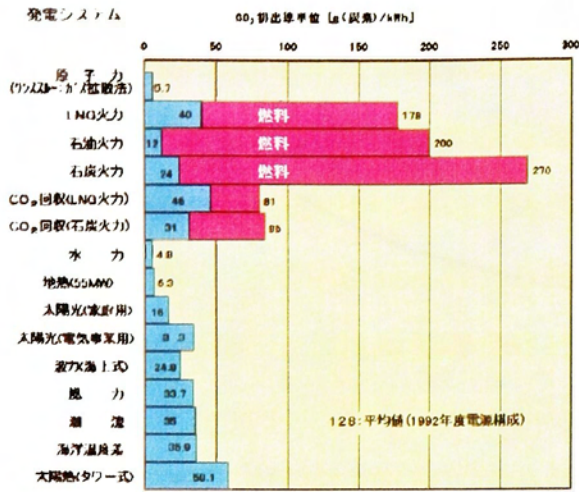
第2章では、マイクロチューブラ水車の標準化設計、製作および性能実験を行った。この結果、開発した水車は広範囲な運転領域で優れた性能を有することを明らかにした。

第3章は、マイクロチューブラ水車を高落差地点に適用する直列配置方式について示した。低落差地点に適用されるチューブラ水車は、水車入口と出口が直線上に配置される水車形状を有しており、複数台の水車を容易に連続して配置することができる。本論文では、直列に2台の水車を配置しそれぞれの特性を測定することで、上下段水車の特性を追究すると共に、その配置の優位性について明らかにした。

第4章では、マイクロチューブラ水車の広帯域化を実現するため、変流量・変落差地点への適用技術について示した。本論文では、種々のランナベーン角度とガイドベーン角度の組合せに対し広範囲な性能実験を行った。これにより、変流量特性は、水車効率および水圧変動ともランナベーン可動方式が優れていることを確認した。一方、変落差特性は、ガイドベーン可動方式が優れているが、ランナベーン可動方式においても効率低下の少ないガイドベーン角度が存在することを見出した。さらに、広帯域化を実現するための新たなランナベーン可動機構の開発を行い、現地試験にてその信頼性を確認した。

第5章では、初期投資の50%以上を占める土木費用を削減するため、取水位より高い位置に水車を設置する可能性について示した。このような配置方法は、キャビテーションが発生しやすくなるので、水車のキャビテーション特性を改善する必要がある。本論文では、オフカムキャビテーション試験を行うことで、効率が最適値となるように設定されたオンカムより、キャビテーション特性が優れるカムの組合せが存在することを明らかにした。さらに、上水位より高い位置に水車を配置する可能性について追究した。





発電システムの温暖化影響

【出典】内山 洋司：発電システムのライフサイクル分析、研究報告Y94009  
電力中央研究所研究報告、(財)電力中央研究所 (1995年3月) p24

**【CO<sub>2</sub>削減量】 2.3 t(炭素)/kW/年**

CO<sub>2</sub>排出量を石油火力発電と比較した場合

石炭火力発電 : 270g(炭素)/kWh

水力発電 : 4.8 g(炭素)/kWh

1kWh当りCO<sub>2</sub>の削減量の差=

$$270 - 4.8 = 265.2 \text{ g(炭素) / kWh}$$

年間CO<sub>2</sub>の削減量 = 265.2 × 365(日) × 24(h)

$$= 2.3 \text{ t(炭素) / kW/年}$$

**【森林換算】 1.15 ha/kWh/年**

森林の二酸化炭素吸収量 : 2t(炭素)/ha

森林換算 : 2.3/2 = 1.15 ha/kWh/年



**150kW / 皿倉山**

皿倉山の高さ : 622m

山の傾斜角 : 45度と仮定

山の表面積 : 172ha

図 1.2 マイクロ水力の二酸化炭素削減量

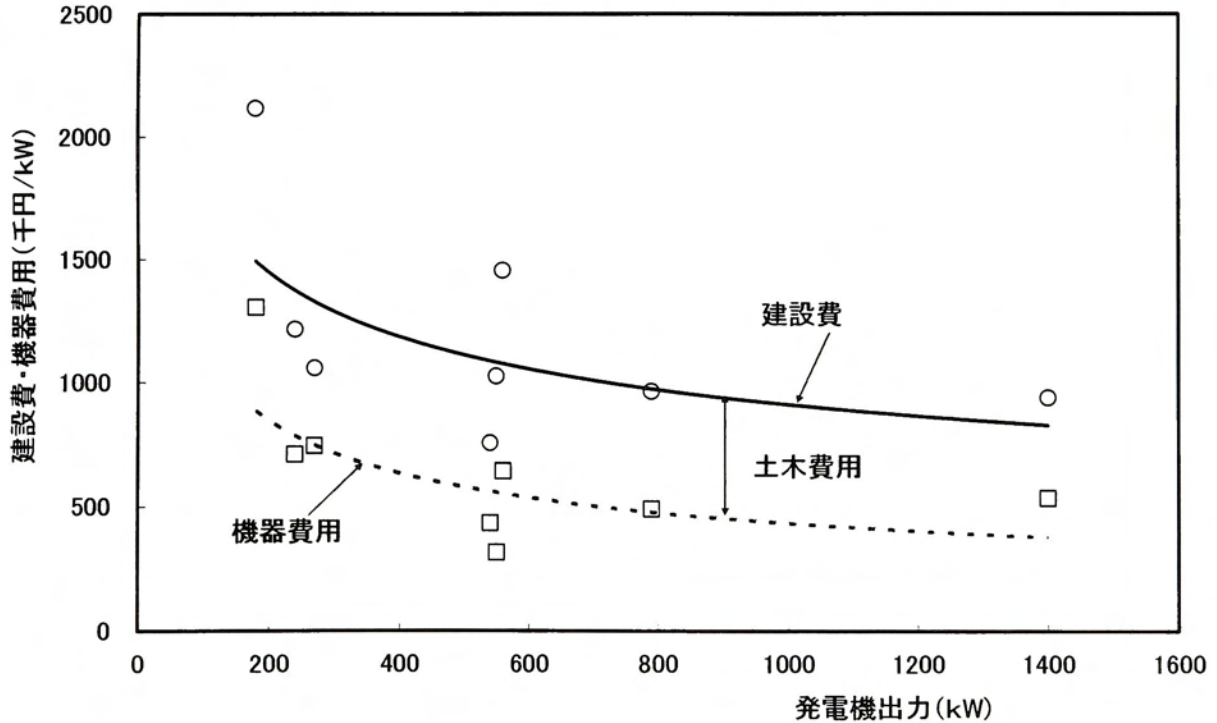


図 1.3 出力に対する建設費および機器費用

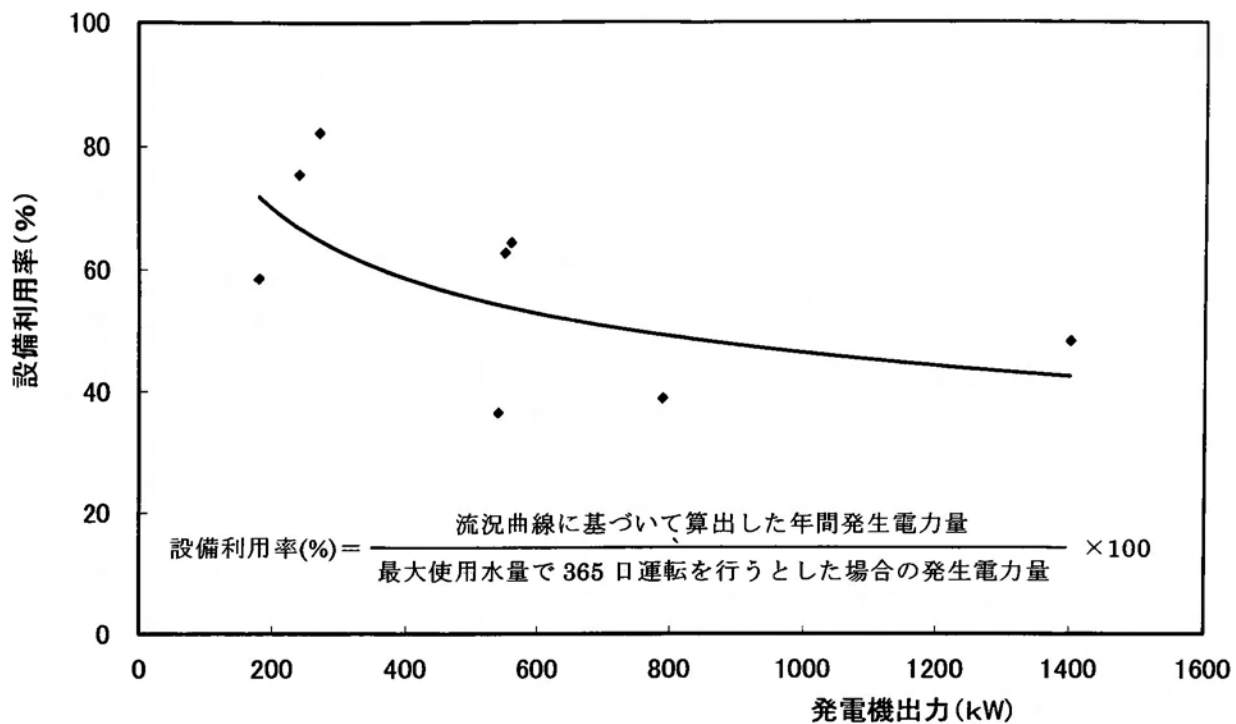


図 1.4 出力に対する設備利用率

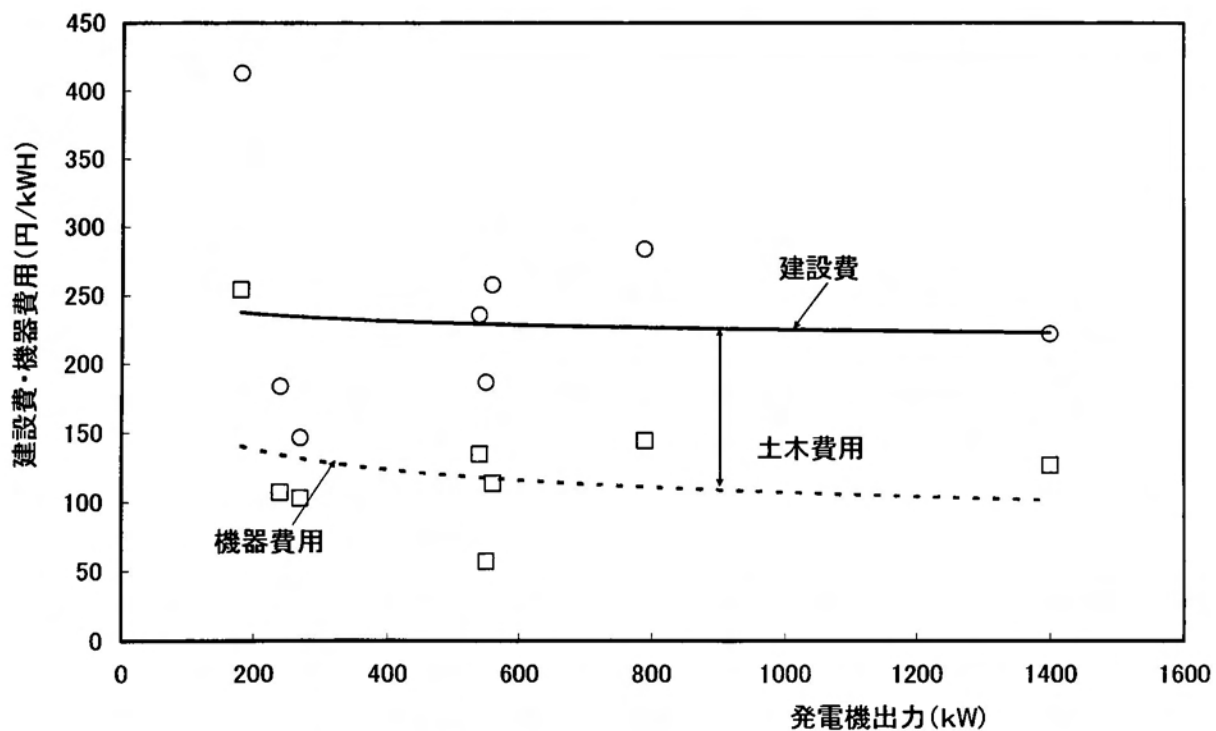


図 1.5 kWh に対する建設費および機器費用

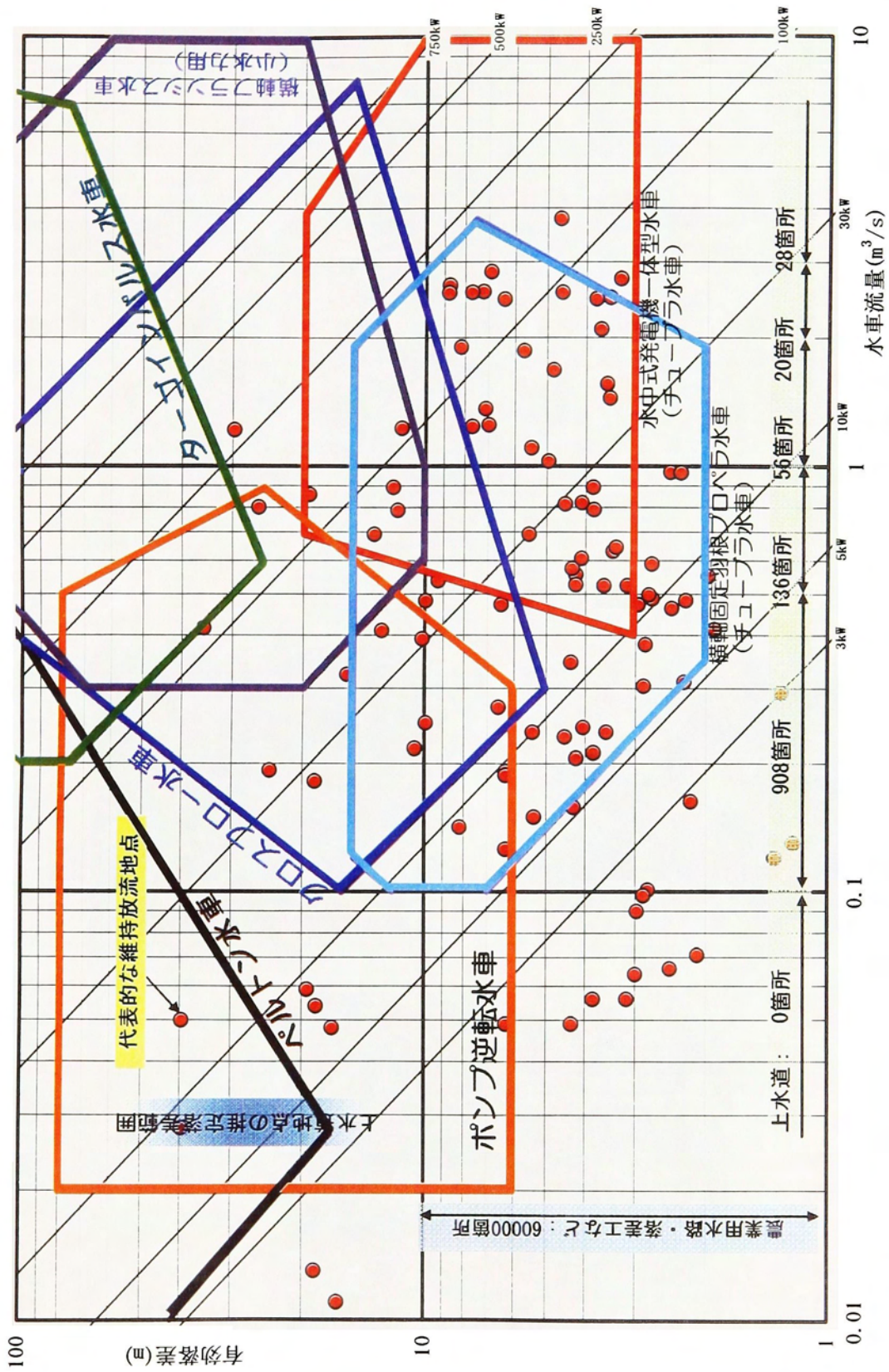


図 1.6 水車選定図

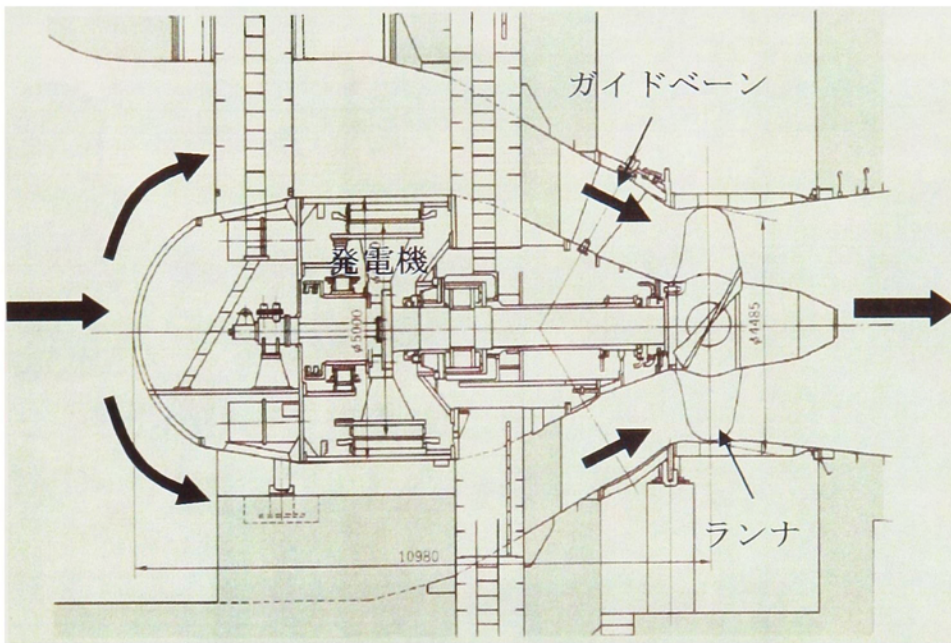
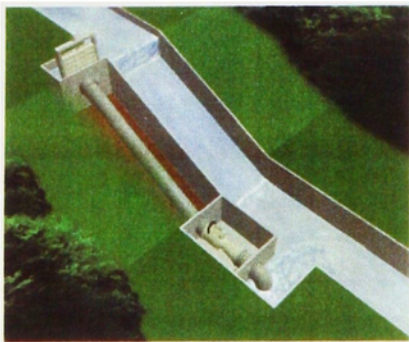
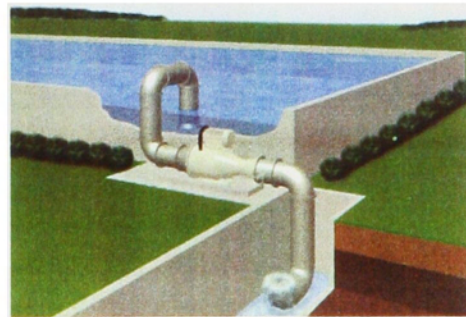


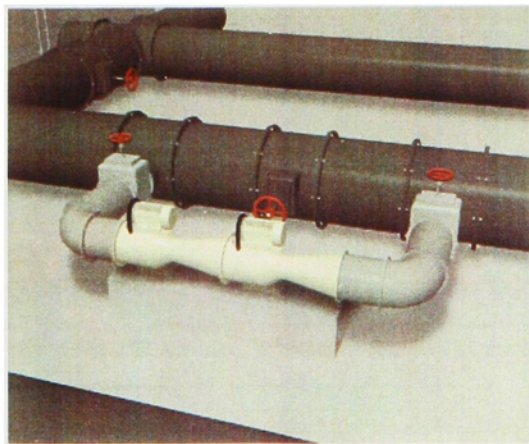
図 1.7 バルブ水車の断面図



(a) 農業用水路



(b) 水槽（下水道など）



(c) 配管途中（上水道など）

図 1.8 マイクロチューブラ水車設置図

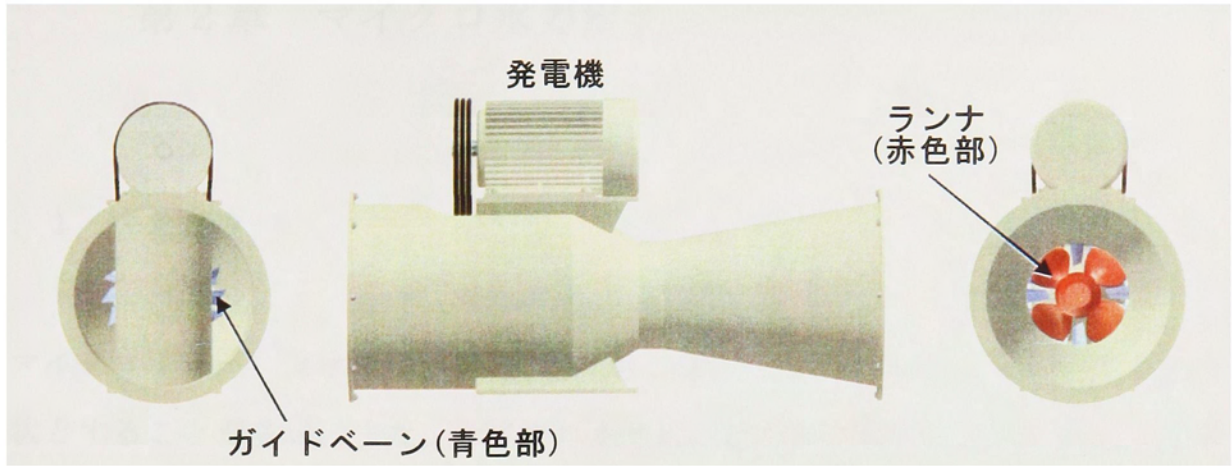


図 1.9 マイクロチューブラ水車



(a) 一般的な設置



(b) 水車をダムの上端部に設置

図 1.10 砂防ダムへの設置例

## 第2章 マイクロ水力用チューブラ水車の性能

### 2. 1 まえがき

マイクロチューブラ水車は、第1章で示したように大容量バルブ水車と同様な形状とすることが多い。また、マイクロ水車は、模型試験規格<sup>(50)(51)</sup>に準拠して実物と幾何学的に相似に製作され、実物水車製作前に模型試験でその性能を確認するための模型水車とほぼ同じ大きさとなる。このため、マイクロ水車の流水部形状は、模型バルブ水車と等しくする方法も考えられる。しかしながら、経済性の向上が必要なマイクロ水車においては、各部形状の変更やランナなどの表面粗さを実物水車の規格<sup>(52)</sup>に準拠した製作など、機器費用削減への取組みが重要となる。

ところで、表面粗さの異なる水車では、幾何学的に形状が等しくても性能が等しくなれないと考えられる。また、形状の簡素化は、水車性能に大きな影響を与えることが推測されるが、多くの現存マイクロ水車は、精度の高い性能測定を行うことなく実用化されているようである。このため、想定された水車性能が得られず、計画された年間発生電力量が確保できないなどの問題があると報告されている。このことは、マイクロ水車の信頼性を損ね、その普及を妨げる要因となっている。

本研究は開発されたマイクロ水車の実用化を目指すことから、本章では、開発対象のマイクロ水車性能を日本工業規格<sup>(50)</sup>に準じて測定した。なお、規格に準じた試験が行えることの確認は、測定誤差を算出することによった。このように測定されたマイクロ水車の性能は、模型バルブ水車性能と比較され、機器費用のみならず年間発生電力量においても優れた経済性を有することが明らかにされた。また、大容量バルブ水車の性能は、水車効率が高くなるランナベーンとガイドベーン開度の組合せ（オンカム）近傍で詳細に測定される。一方、マイクロ水車は、両方のベーン共に固定して利用されることが多い。したがって、オンカムから外れた特性についても明らかにした。

## 2. 2 適用範囲と標準化

一般水力に使用される水車の多くは、地点に合わせて機種が選定され最適な設計が行われる。10 万 kW の発電所では、水車効率が 1 % 高いならば電力は 1000kW 増え、年間 3500 万円 ( $1000\text{kW} \times 24 \text{ 時間} \times 365 \text{ 日} \times 10 \text{ 円/kWh} \times 0.4 \text{ 設備利用率}$ ) 程度の収入増を期待できる。このため、大容量機の経済性は、水車性能を最大限に引き出す最適設計を行うことで高くなる。一方、スケールメリットを期待することが出来ないマイクロ水車では、効率のみならず、設計の標準化を進めて間接費の削減をはかることも重要となる。

図 2.1 には、未利用水力エネルギーを抱える代表的な地点の有効落差と水車流量の関係をまとめると共に、マイクロチューブラ水車適用範囲の推定結果を示す。この範囲は、標準化の視点から 3 種類のランナ径 (290mm, 500mm, 760mm) を選定し、類似形状であるバルブ水車の性能を参考にして求めた。なお、維持放流地点は流量と落差、農業用水などは落差範囲、上水道地点は流量と推定落差範囲を使用した。図から分かるように、マイクロ水力地点の流量については適用範囲にあるとみなさるものの、高落差地点への適用の面では十分といえず、何らかの方策を開発することが必要である。ところで、図中に示される地点の多くは、天候や季節などによって流量が大幅に変化するので、年間発生電力量を確実に増加させるための流量調整法を発展させることが重要となる。したがって、高落差地点と変流量地点への適用技術は、それぞれ第 3 章と第 4 章で追究することとする。

## 2. 3 マイクロ水車の設計

本研究では、ランナ径 290mmのマイクロチューブラ水車を取り上げた。設計したマイクロチューブラ水車の流水部形状および水車構造を次に述べる。

### 2. 3. 1 流水部形状

マイクロチューブラ水車は、図 2.2 に示すように、ケーシング、ガイドベーン、ランナおよび吸出し管の各要素から構成される。配管内への設置を容易にするため円筒形状が採用されるケーシング部分での最大流速は、3m/s 程度と遅いので形状を変更しても水車効率に及ぼす影響が小さな要素として取り扱える。したがって、ガイドベーン、ランナおよび吸出し管それぞれに対して流水部の形状を検討した。

#### (1)ガイドベーン部

ガイドベーンは、ランナに入る水流の状態を決める重要な要素である。図 2.3(a) は、バルブ水車に採用されるガイドベーンの形状を示す。ガイドベーンは、図 2.4 のように 16 枚配置されており、運転中に羽根角度が変えられる機構を有している。もし、マイクロ水車のコスト削減を重視するならば、固定ガイドベーン、羽根枚数の低減や簡易形状の採用が考えられるので、特に羽根枚数について検討を行った。図 2.5 は、図 2.3(b)に示すような円弧翼からなる 8 枚羽根ガイドベーンを配置した状態を示す。羽根枚数を減らしたことから、翼弦長は 16 枚羽根の中間高さ位置における弦長の約 2 倍とし、高さ方向には変化させていない。また、入口及び出口角度は、16 枚羽根とほぼ等しくなるようにした。

図 2.6 は、最大流量点近傍での 8 枚および 16 枚のガイドベーン出口における周方向  $V_u$ 、メリディアン方向  $V_m$  の速度分布と流出角度  $[\tan^{-1}(V_m/V_u)]$  を流れ解析から求めて比較した結果である。横軸は、ガイドベーン長さであり、0 は内側ガイドベーンリング壁面位置に相当する。また縦軸の流速はいずれもランナ入口先端周速で無次元化された値である。なお、流れ解析には市販ソフト (Task-flow)



を用いたので、解析手法の概要を付録 A1 に示す。図 2.6 によれば、円錐部に取り付けられたガイドベーンの出口流れは、外側で  $V_m$  が大きくなるので、高さ方向に一様な長さで反りを有する形状を採用した 8 枚羽根では内側での周速度が大きく、自由渦の様相を呈した速度分布が予測された。一方、16 枚羽根は、ガイドベーン高さ方向に長さを変化させることで、8 枚羽根に比べてガイドベーン高さ方向への流出角度の変化が抑えられているので、ランナへの入射角が高さ方向に大きく変わらない形状とみなされる。なお、流れ解析から求められた両者の損失は、16 枚に比べ 8 枚羽根のほうが有効落差の約 1.5% 大きいという結果になった。

8 枚羽根においてもボス側の翼弦長や反り角を変更することにより、16 枚羽根の速度分布に近づけ得ると考えられるが、そのような変更はコストメリットを小さくすると判断した。さらに、流れ解析結果から、8 枚羽根の場合にガイドベーン損失の増加のみならずランナ効率の低下が推測されたので、ガイドベーンはバルブ水車と同じ 16 枚羽根を採用することとした。

## (2) ランナ部

バルブ水車のランナは、適用落差や吸出し高さにより 3 から 5 枚の羽根枚数が通常選定され、羽根 1 枚当り 2.5~5m 程度<sup>(53)</sup>の落差となるよう設計されることが多い。開発対象のマイクロ水車はランナ径によりシリーズ化を構想しているので、同一サイズの水車であっても出力が大きくなる高落差地点ほど経済性が高い。また、キャビテーション性能の優れたランナは吸出し高さを低くすることができるので、建設費の削減に繋がる。以上より、ランナには 5 枚羽根を採用する。

ここでは、16 枚羽根のガイドベーンを採用するので、水流のランナへの流入状態はバルブ水車と同等とみなされる。このため、バルブ水車用ランナをマイクロ水車に適用する是非を検討した。図 2.7 は、バルブ水車に用いられているランナのボス側およびチップ側のランナ翼面圧力分布（流れ解析結果）を示す。横軸はランナベーンに沿う位置  $L/L_{\max}$  ( $L_{\max}$  : ベーン長)を表しており 0 が前縁、1 が後縁である。縦軸の静圧係数  $K_p$  は翼面上の無次元静圧で、式 (2.1) の定義による。

$$K_p = \frac{p_s - p_{T2}}{\rho \cdot U^2 / 2} \quad (2.1)$$

ここで、 $p_s$ ：翼面静圧(Pa)， $p_{T2}$ ：ランナ出口の全圧(Pa)， $\rho$ ：水の密度(kg/m<sup>3</sup>)および  $U$ ：ランナ周速度(m/s)である。本図によれば、ボス側はボス球面の影響で入口から中央に向かって単調に圧力が低下している。また、チップ側は、ランナ中央より後縁側で圧力差が大きいという結果である。キャビテーション発生の面から最低圧力部に着目すると、ボス側でランナ中央部、チップ側で中央より僅かに下流側に現われる。この最低圧力がボスとチップ側でほぼ等しくバランスが良いという特徴はマイクロ水車ランナにも望まれるものである。したがって、実績のあるバルブ水車用 5 枚羽根ランナの形状を準用することにした。マイクロ水車に適用するランナの側面図および投影図を図 2.8 に示す。ランナ高さ方向の翼弦長は、ボス側からチップ側に向かって長くなるものの、チップ側近傍で短くなる設計が行われている。ボス側は、ランナベーン角度を大きくするとボス球面範囲から翼が逸脱するので、その部位を切欠く必要がある。この切欠き量が大きくなり過ぎると、ランナベーン角度が小さい領域での効率低下が予想されるので、ボス側の翼弦長は、ボス球面範囲から大きく逸脱しない長さとしている。また、チップ側の翼弦長は、ランナベーン角度が大きい運転においても翼がディスチャージリング球面範囲から大きく逸脱しないよう決定している。

ところで、バルブ水車のディスチャージリングは、漏れ流れを少なくすると共にギャップ部で発生するキャビテーションを抑制するため、球面形状にすることが多い。このため、ディスチャージリングは上下流で 2 分割構造が採用されている。マイクロ水車の場合、この箇所を円筒もしくは上下流の何れかを円筒にできれば、構造の面で都合が良い。図 2.7 の圧力分布によれば、チップ側では中央より下流側に最低圧力部が現われ圧力面と負圧面の圧力差も大きいので、下流側を円筒面にしたならば圧力面から負圧面への漏れ流れの増加およびそれに伴うギャップキャビテーションの発達といった問題を生ずるおそれがある。したがって、開発水車のディスチャージリングは、上流側を円筒面、下流側を球面にした半球面形状とした。

### (3) 吸出し管部

チューブラ型水車のような高比速度水車では、ランナ出口の速度水頭が有効落差の 40%程度を占める。吸出し管は、この速度水頭を圧力回復するために設けられており、その性能が水車性能に大きく影響する<sup>(54)</sup>。ランナ下流に設けられる吸出し管は、バルブ水車では円管から矩形に移行する形状となっているが、マイクロ水車では配管途中に設置されることから円錐形状とする必要がある。また、バルブ水車吸出し管出口の面積は、断面形状は異なるものの入口面積の 4~5 倍程度に取られることが多いので、マイクロ水車においても入口面積の 4 倍とした。小水力用の吸出し管に採用される円錐管において Moses ら<sup>(55)</sup>は、ランナ出口流れの旋回が小さいものと仮定し、円錐角の小さな長い吸出し管の圧力回復率が高いことを報告している。しかしながら、吸出し管性能は、ランナ出口の旋回による影響を強く受けるので、ここでは吸出し管円錐角の最適化を図った。

入口に旋回が無い場合、円錐管の損失は円錐角  $2\theta = 5.5$  度<sup>(56)</sup>で最小となるといわれる。一方、水車の吸出し管は、入口の旋回流れにより境界層の発達が抑制されるので、大きな円錐角を取ることが出来ると推測される。このような入口に旋回を有する円錐管の圧力回復性能は、次式で定義される旋回度  $m$  と圧力回復率  $C_p$  を用いて評価される。

$$m = \int_r V_z V_\theta r^2 dr / r_0 \int_r V_z^2 r dr \quad (2.2)$$

ここに、 $V_z$ 、 $V_\theta$ 、 $r$  および  $r_0$  は、それぞれ軸方向、周方向速度、半径位置および断面半径である。

$$C_p = (p_s - p_{s1}) / (\rho V_{z0}^2 / 2) \quad (2.3)$$

ここに、 $p_s$ 、 $p_{s1}$  および  $V_{z0}$  は、それぞれ出口断面、入口断面の壁面静圧および入

口の平均軸方向速度である。 $2\theta$  と  $m$  との関係は、妹尾ら<sup>(57)</sup>が実験的に明らかにしており、旋回度 0.15~0.20 となるオンカム運転状態の圧力回復率は、 $2\theta = 8$  度で  $C_p=0.9$  と予測される。

金元ら<sup>(58)</sup>は、バルブ水車吸出し管の圧力回復性能を明らかにするため、環状から矩形断面に移行する広がり流路に関する実験を行っており、入口と出口の面積比 4.3 において  $C_p=0.8$  と報告している。広がり角度が小さいと吸出し管が長くなり設置スペースが大きくなる点も考慮して、圧力回復率は、バルブ水車で使用されている  $C_p=0.8$  を目標値とした。妹尾らの報告によれば、この圧力回復率が得られる  $2\theta$  は 16 度以下であることから、マイクロ水車の吸出し管は、円錐角  $2\theta = 16$  度と定めた。

## 2. 3. 2 水車構造

### (1) 伝達構造

ランナで得られたトルクは、発電機に伝達される。この伝達構造として、ランナと発電機を直結する方式と伝達機構を介する方式が考えられる。伝達による損失が生じず部品点数の少ない直結方式は、水車の回転速度が発電機と同じになるので、高効率な運転点を選定することが困難である。伝達機構方式は、伝達損失が発生するものの最適な水車運転点を選定でき、安価な市販の誘導電動機を流用し得るので、直結方式に比べ経済性が高い。したがって、マイクロ水車の伝達構造は、伝達機構方式を採用することにした。

表 2.1 は伝達機構方式の比較を示す。この表から判るように、ローラーチェーンやギヤは、高い伝達効率であるものの潤滑油が必要となる。マイクロ水力資源への影響の面を考慮して、伝達機構方式は、伝達効率が高く潤滑油を必要としない歯付ベルト（タイミングベルト）とした。

表 2.1 伝達機構の比較<sup>(59)</sup>

伝動の種類	ローラーチェーン	歯付ベルト	V ベルト	ギヤ
伝達効率	◎	◎	△	◎
耐衝撃性	◎	◎	△	◎
騒音・振動	△	◎	◎	×
潤滑	必要	不要	不要	必要
プーリ重さ	◎	○	×	◎

◎：優れる，○：普通，△：劣る，×：不適

## (2)水車軸受

ランナ径の小さいチューブラ型水車の回転速度は、 $2000\text{min}^{-1}$ 以上になる。油自蔵の油浸式の水車軸受は、高速度に対応可能であるが、油流出の危険性を伴う。一方、グリース式は、高速度への対応は油浸式に比べ劣るものの取扱いが容易である。このため、水車軸受はグリース式の転がり軸受とした。

軸受の寿命は作用する力と回転速度から定まる。高落差で使用する場合、ランナに作用するスラストは大きく、また回転速度も高くなるので、軸受にとっては過酷な運転に該当する。そのような運転点においても寿命 5 年以上になるように軸受は、上流側に円筒ころ軸受を、下流側に背面組合せのアンギュラ玉軸受を配置した。なお、ランナに作用する水スラストは、下流側のアンギュラ玉軸受が支持する。

## (3)主軸封水

主軸封水には、交換が容易で市販されているメカニカルシールを使用した。実用時、吸出し高さ  $H_s$  (+) の地点では、シール部の圧力が負圧となり無水状態になることもあると予想されるので、ラビリンスシール方式にするほうが望ましい。本開発研究のための試験機では、運転条件を考慮してメカニカルシール方式とした。

以上の検討に基づき開発を行ったマイクロチューブラ水車の組立図を図 2.9 に示す。また、既存のチューブラ型マイクロ水車との比較を図 2.10 に示す。

## 2. 4 性能実験

### 2. 4. 1 実験装置および測定方法

前項に提示したマイクロチューブラ水車の開発機を製作し，実験室においてその性能を調べた。図 2.11 は，水車の性能試験に用いた実験スタンドおよびその仕様を示す。実験スタンドは JIS B 8103<sup>(50)</sup>に準じた試験が行える設備である。図 2.12 に，実験時に撮影した水車を示す。開発機のディスチャージリングは，ランナで発生するキャビテーションの観察が行えるように透明アクリル樹脂で製作されている。任意の回転速度で試験を行う必要があるため，水車上部には，発電機の代わりに図 2.13 に示す水動力計を設置している。この水動力計に取り付けられたアームとロードセルを用いて水車トルクを測定する方法を採った。このため，測定されたトルクから定まる出力は，軸受とタイミングベルトの機械損失を差し引いたものとなる。該当損失動力とランナ出力とを分離できないものの，水力発電機としての総合効率は，水車効率に発電機効率を乗ずることで算定される。回転速度および水車流量は，それぞれ電磁ピックアップおよび電磁流量計で測定される。また，有効落差の測定は，ケーシング入口と吸出し管出口に上記規格に準じて設けられた圧力測定孔での圧力および各断面の平均軸方向速度水頭を用いて行われる。なお，本試験装置での測定誤差は，付録 A2 で示すように水車効率で±0.16%と推定された。

性能の測定および評価に使用する物理量と無次元量は以下の式から求められる。

#### (1)水車流量

水車流量  $Q$  は，図 2.14 に示す質量法により校正された電磁流量計で測定するため，電磁流量計の読み取り値に補正量を加えることから算出される。

$$Q = Q_e + \Delta Q \quad (2.4)$$

$Q_e$  : 電磁流量計の読み (l/s)

$\Delta Q$  : 校正結果による補正量 (l/s)

## (2)有効落差

有効落差  $H$  については、水車入口と出口の全水頭差から求める。水車入口圧力水頭  $H_h$  および出口圧力水頭  $H_l$  は、規格に準じて入口および出口部に設けた 4 個の測定孔の圧力をほぼ等長の配管で導き、マニホールドでそれぞれ 1 つにまとめて絶対圧型水晶振動式デジタル圧力計に導き、測定する。なお、圧力計の校正には、図 2.15 に示すように、重錘式基準空気圧発生器を用いた。また、速度水頭は静圧測定孔位置の平均速度  $V$  (測定流量  $Q/1000$  を流路断面積  $A$  で割った値) から算出する。

$$H = (H_h + V_1^2/2g_m) - (H_l + V_2^2/2g_m) \quad (2.5)$$

$H_h$ : 水車入口の圧力水頭 (m)

$$H_h = [P_u \times 10^3 + EL_u \times \rho_r \cdot g_m \times 10^{-3}] / (\rho_w \cdot g_m)$$

$P_u$ : 絶対圧型水晶振動式デジタル圧力計の読み (kPa)

$EL_u$ : 基準レベルと圧力計の標高差 (mm)

$\rho_w$ : 水温における水の密度 (kg/m<sup>3</sup>)

$\rho_r$ : 室温における水の密度 (kg/m<sup>3</sup>)

$H_l$ : 水車出口の圧力水頭 (m)

$$H_l = -[P_s \times 10^3 + EL_l \times \rho_r \cdot g_m \times 10^{-3}] / (\rho_w \cdot g_m)$$

$P_s$ : 絶対圧型水晶振動式デジタル圧力計の読み (kPa)

$EL_l$ : 基準レベルと圧力計の標高差 (mm)

$V_1^2/2g_m - V_2^2/2g_m$ : 入口と出口の圧力水頭測定断面の速度水頭差 (m)

$$V_1^2/2g_m - V_2^2/2g_m = (Q/1000)^2/2g_m \cdot (1/A_1^2 - 1/A_2^2)$$

$A_1$ : 入口圧力水頭測定断面の断面積 (m<sup>2</sup>)

$A_2$ : 出口圧力水頭測定断面の断面積 (m<sup>2</sup>)

$Q$ : 水車流量 (ℓ/s)

$g_m$ : 水車設置位置の自由落下の加速度 (=9.79778m/s<sup>2</sup>)



### (3)回転速度

回転速度  $n$  は、水動力計に取り付けられた 60 パルスの歯車の歯数を電磁ピックアップで検出し、そのパルス信号をデジタルカウンタで積算して測定する。このため、回転速度は  $\text{min}^{-1}$  単位の回転速度を直接表示し計測する。

$$n = n_e \quad (2.6)$$

$n_e$  : 回転速度計の読み ( $\text{min}^{-1}$ )

### (4)水車出力

水車出力  $P$  は、水動力計のアームに取り付けられたロードセルで測定される回転力とアーム長さおよび回転速度から算出する。

$$P = 2\pi / 60 \cdot n \cdot (T_I - T_0) \cdot g_m \cdot L / 1000 \quad (\text{kW}) \quad (2.7)$$

$T_I$  : ロードセルの読み (kg)

$T_0$  : ロードセルの零点 (kg)

$L$  : 水動力計のアーム長さ (m)

### (5)水車入力

水車入力  $P_w$  は、測定された有効落差および水車流量から算出する。

$$P_w = \rho_w \cdot g_m \cdot H \cdot Q \cdot 10^{-6} \quad (\text{kW}) \quad (2.8)$$

### (6)水車効率 ( $\eta$ )

$$\eta = P / P_w \times 100 \quad (\%) \quad (2.9)$$

(7) 単位回転速度 ( $n_{11}$ )

$$n_{11} = n / H^{1/2} \cdot D_4 \cdot (g_o / g_m)^{1/2} \quad (\text{min}^{-1}) \quad (2.10)$$

$D_4$ : 水車の代表径

$g_o$ : 国際標準重力加速度 (=9.80665m/s<sup>2</sup>)

(8) 単位流量 ( $Q_{11}$ )

$$Q_{11} = Q / (H^{1/2} \cdot D_4^2) \cdot (g_o / g_m)^{1/2} \quad (\ell / \text{s}) \quad (2.11)$$

(9) 単位出力 ( $P_{11}$ )

$$P_{11} = P / \{D_4^2 \cdot H^{1.5}\} \cdot (\rho_o / \rho_w) \cdot (g_o / g_m)^{3/2} \quad (\text{kW}) \quad (2.12)$$

## 2. 4. 2 実験結果および考察

### (1)水車速度特性

#### (a)実験結果および考察

水車効率試験は、ランナベーン角度 $\phi$ が8度、20度および30度について行った。図 2.16, 図 2.17 および図 2.18 は、各 $\phi$ における水車速度特性を示す。横軸の単位回転速度および縦軸の水車効率と単位水車流量は、最高効率点における値で無次元化している。また、図中にはランナ入口負圧側キャビテーションの発生ラインを示している。ランナベーン角度に対する水車速度特性を調査するため、図 2.19 は $n_{II}/n_{IIopt}=1.0$ においてオンカムとなる $\Delta\gamma$ の効率特性を比較して示す。本図より、水車効率は $\phi=20$ 度で最も高く、また $n_{II}$ に対する効率低下は $\phi$ を開くほど大きくなることが判る。この効率低下は、ランナ入射角による影響と考えられるので、 $n_{II}$ と入射角との関係を図 2.20 に示す。縦軸は、ランナ入口断面平均流速とランナ周速度より算出した流入角 $\beta_0$ とランナベーン角度 $\phi$ の差から求められるランナ入射角( $\beta_0 - \phi$ )である。本図より、ランナ入射角は、 $n_{II}$ を高くすることで小さくなり、その傾向は $\phi$ を開くほど強くなることが判る。入射角がマイナス側の領域では、ランナ入口負圧面側での剥離およびランナ出口での廃棄損失が大きくなると推測されるので、 $\phi$ を開くほど水車効率は急激に低下する。ところで、ランナベーンとガイドベーンが固定されたマイクロ水車を落差の変化する地点に適用する場合、落差に対し効率変化の少ない特性は、年間発生電力量を高くすることが多い。したがって、落差が変化するような地点の場合、上記試験結果によれば、オンカムより $\phi$ が小さくなるように $\Delta\gamma$ を開いて設定することで運転領域の最高効率は低下するものの、効率変化の少ない特性が得られるので、年間発生電力量は高められるものと考えられる。

開発されたマイクロチューブラ水車が未利用エネルギーを効率的に回収することを確認するため、図 2.21 には、マイクロ水車の流量特性を E.Goede<sup>(60)</sup>らが報告している模型バルブ水車特性と比較した結果を示す。変流量、変落差時の特性を確認

できるように、2種類の単位回転速度に対する水車特性を示した。本図より、効率特性は単位回転速度によらず両結果とも良好な対応が認められる。したがって、マイクロチューブラ水車の性能は、E.Goedeらの報告した大容量バルブ水車と同等な変落差および変流量に対する特性を有すると考えられる。

### (b) 模型バルブ水車との比較

マイクロ水車として2.3項で示したように、バルブ水車で用いられるランナを採用している。このため、ランナが同一形状の模型バルブ水車の効率と比較することで、固定部の形状変更および表面粗さによる効率への影響を明らかにする。模型バルブ水車のオンカムにおける効率の速度特性を図2.17に示す。縦軸の効率は、マイクロ水車の最高効率で無次元化している。なお、模型バルブ水車ランナは、マイクロ水車と同一形状であるが模型の規格で製作されている。ランナ径は、365mmである。この比較によれば、マイクロ水車の効率は、模型水車よりも約4%低い。

水車効率は、レイノルズ数や表面粗さの影響を受けるため、幾何学的に相似に製作した模型の場合でも実物と異なる。この寸法効果を考慮して、模型水車効率から換算によって実物水車効率を求める性能換算法が規格化<sup>(50)(51)</sup>されている。JSME-S008<sup>(61)</sup>では、模型の水力効率からの換算式および比エネルギー効率換算率は、それぞれ式(2.13)と式(2.14)で与えている。

$$\eta_{hp} = (F_E F_Q F_R) \eta_{hm} \quad (2.13)$$

$$F_E = \frac{\eta_{EP}}{\eta_{EM}} = \frac{1}{1 - \delta_E(1 - \Lambda)} \quad (2.14)$$

ここで、 $\eta_h$ ：水力効率、 $F_E$ ：比エネルギー効率換算率、 $F_Q$ ：流量効率換算率、 $F_R$ ：動力効率換算率、 $\eta_E$ ：比エネルギー効率、 $\delta_E$ ：摩擦損率、 $\Lambda$ ：摩擦係数比であり、添字  $P$  と  $M$  はそれぞれ実物と模型水車を示す。なお、オープンインペラの水車では、漏れ流量や円板摩擦損失の影響を考慮する  $F_Q$  と  $F_R$  は、便宜的に 1.0 として取り扱われている。摩擦損率  $\delta_E$  は、比エネルギーに対するレイノルズ数に

依存する比エネルギー損失の比である。マイクロ水力用チューブラ水車と水力学的な形状が等しいバルブ水車の  $\delta_E$  は、ランナ径が 330mm 程度の模型試験と流れ解析の結果から求められており、最高効率点で 0.050 が与えられている。また、摩擦係数比  $\Lambda$  は、平均摩擦抵抗係数の実物と模型との比であり、平板の摩擦係数  $C_f$  より求められている。

$$\Lambda_{M \rightarrow P} = \left[ \frac{1.89 - 0.62 \log_{10}(ks_P / L_P)}{1.89 - 0.62 \log_{10}(ks_M / L_M)} \right]^{-2.5} \quad (2.15)$$

ここで、 $ks$  と  $L$  はそれぞれ等価砂粒粗さおよび平板長さである。規格では、模型と実物の寸法比を 5~20、粗さ比を 2~5 として次の式を導いている。

$$\Lambda = (D_P / D_M)^{-0.18} (e_P / e_M)^{0.18} \quad (2.16)$$

ここで、 $e_P / e_M$  は流路表面粗さ比である。式(2.16)は、実物と模型の流路表面粗さが水車のどの流路でも同一の場合であるが、一般にガイドベーンとランナベーン以外の部位では塗装されるので、この場合は  $e_P / e_M = 1$  となる。このため規格では、このような流路による粗さの相違を考慮して換算するために、式(2.17) 1行目のように粗さ比依存率  $\beta$  が導入されており、ガイドベーンとランナベーンの粗さ比などを勘案して  $\beta = 0.7$  を採用している。また、ランナベーンの実物と模型の粗さ比  $e_P / e_M = 3$  として取り扱うならば、 $\Lambda$  は次の式となる。

$$\begin{aligned} \Lambda &= (D_P / D_M)^{-0.18} \{ (1 - \beta) + \beta (e_P / e_M)^{0.18} \} \\ &= (D_P / D_M)^{-0.18} \{ 0.3 + 0.7 (e_P / e_M)^{0.18} \} \\ &= (D_P / D_M)^{-0.18} (0.3 + 0.7 \times 3^{0.18}) \\ &= 1.15 \times (D_P / D_M)^{-0.18} \end{aligned} \quad (2.17)$$

さて、マイクロ水車は、ランナ径が模型水車とほぼ同じ大きさであり、運転されるレイノルズ数（ランナ径，ランナ入口周速で定義）も  $10^6$  程度となる。しかしながら、模型水車と同程度のマイクロ水車を実物水車の規格<sup>(52)</sup>に準拠して製作した場合、寸法比はほぼ 1 となるものの、塗装を施さないランナとガイドベーンの表

面粗さは、一般の実物と同様に模型の 2~4 倍ほど粗くなる。上記  $\Lambda$  を求める式は、式(2.15)から式(2.16)を導く際に寸法比 5~20 としているが、寸法比=1, 粗さ比=3 においてその差は 0.01 (式(2.15) :  $\Lambda=1.23$ , 式(2.16) :  $\Lambda=1.22$ ) であり、その違いは小さい。したがって、上記換算式は、大きさが模型水車と同等なマイクロ水車にも適用できるものと考えられる。寸法比=1, 粗さ比=3 における効率換算を式(2.13)および(2.14)より算出すると  $\eta_{hP}=0.993 \eta_{hM}$  になる。したがって、マイクロ水車と模型バルブ水車における表面粗さによる効率差は、0.7%と見積られる。

これらのことより、マイクロ水車と模型バルブ水車の効率差 4%の内、0.7%が表面粗さによる影響とするならば、タイミングベルト、軸受損失や流水部形状の変更に伴う性能低下は 3.3%と考えられる。これは、設計段階においてタイミングベルトの損失が 3%と予測されたので、試験結果は妥当な結果であると判断される。

以上のことから、マイクロチューブラ水車は、動力伝達機構に伴う機械損失、表面粗さやレイノルズ数の影響を除けば、大容量のバルブ水車と同等と見なし得る性能を有することが確認された。

## (2)水車キャビテーション特性

キャビテーション試験は、キャビテーション係数  $\sigma$  を  $\phi$ ,  $\Delta \gamma$  および  $n_{II}$  が一定の状態に変化させて行った。臨界キャビテーション係数  $\sigma_c$  は、水車効率が低下し始めるキャビテーション係数である<sup>(50)</sup>。図 2.22 は、各運転状態における  $\sigma_c$  を最高効率点の  $\sigma_c$  で無次元化し、単位水車流量との関係で示す。本図から、 $\sigma_c$  は、いずれの単位回転速度においても単位水車流量の増加と共に大きくなることが判る。Keck ら<sup>(49)</sup>は、チューブラ型の水車効率は、ボス部もしくは入口部から発生するキャビテーションの発達により低下すると報告している。また、Strohmer ら<sup>(62)</sup>は、 $n_{II}$  の大きい領域では、入口キャビテーションの発達により水車効率が低下すると述べている。これらのことより、入口キャビテーションの影響が小さい領域における  $\sigma_c$  は、ボス部で発達するキャビテーションの影響を強く受けるであろうから、

ボス部の相対流速が速くなる大流量側ほど大きくなると考えられる。

図 2.23 は、キャビテーション試験を行った運転点近傍である、 $n_{11}/n_{11opt}=1.22$  における流れ解析から求めた翼面圧力分布である。圧力分布は、 $\phi=30$  度でのオンカムにおけるボス側およびチップ側の状態を示す。横軸はランナベーン翼弦長を表しており 0 が前縁、1 が後縁に相当する。縦軸の  $K_p$  は、式 (2.1) の定義によった。ボス負圧面側は、ボスが球面となっているので入口から中央に向かって増速による圧力低下が見られる。チップ負圧面側の圧力は、ランナ中央より後縁側で最低となる。本図より、ランナで発生するキャビテーションは、キャビテーション係数を下げると先ずチップ出口側で見られ、次いでボス中央付近から発生するであろうと予想される。図 2.24 は、 $n_{11}/n_{11opt}=1.22$  での  $\sigma_c$  におけるキャビテーション観察結果を示す。本図より、解析結果と同様に負圧側のキャビテーションは、ボス部とチップ出口側で発生していることが判る。これらのことより、実験を行った運転点では、流量の強い影響を受けるボス部においてキャビテーションが発達して、効率が低下したものと考えられる。

図 2.22 には本試験結果と Keck ら<sup>(49)</sup>が行った試験結果を比較して示す。マイクロ水車のキャビテーション特性は、彼等の試験結果と合っていることが確認された。したがって、マイクロチューブラ水車のキャビテーション特性は、バルブ水車と同等な特性を有すると見なされるので、従来<sup>(63)</sup>の指針に準じて水車の設置を計画できると考えられる。

なお、マイクロ水車の建設では土木工事費の削減のために、水車を上水面よりも高い位置に設置するケースもあり得るから、キャビテーション特性の改善に関わる追究を第 5 章で取り上げる。

### (3)無拘束速度特性

水車の無拘束速度は、発電機の負荷が遮断され水車が無拘束の状態でも回転しうる回転速度である。バルブ水車では、負荷が遮断された場合、ガイドベーンを急閉鎖し流量を減じるので、回転速度上昇は最大無拘束速度の 60%程度となる。一方、マイクロ水車では、経済性からこのような急閉鎖を行う制御装置を省略することにした。このため、機器の強度計算に必要となる無拘束速度を実験により調べた。

無拘束速度の試験は、 $\phi$ および $\Delta\gamma$ を一定の状態に保ち、トルク測定用ロードセルの読みがゼロになるまで回転速度を上昇させることで行った。図 2.25 は、測定された水車の無拘束速度特性を示す。本図より、開発した水車の無拘束速度は、 $\phi = 14$ 度で最大となり、定格の約 2.8 倍の速度まで上昇することが判る。また、無拘束流量は、ランナ部での遠心力の効果がほとんど無いために、単位回転速度の上昇とともに増加するものの、定格流量の約 3 倍未満であった。

河川や農業用水を利用した発電の場合、取水設備として水槽を設けることが多い。水槽の大きさは、取水量や吸い込み渦などを考慮して設計される。一般水力用の水車では、負荷が遮断された際、ガイドベーンにより運転を停止することになるので、無拘束速度となる時間が短く、流量増加が取水設備に与える影響は少ない。一方、マイクロ水車は、流量を短時間で遮断するための機構を設けないことが多いので、無拘束速度の運転が長時間続くことになる。このため、マイクロ水車が設置される取水設備は、無拘束速度時の流量となっても吸込み渦の発生による機器の振動などの問題が発生しないよう設計する必要がある。



## 2. 5 まとめ

### 2. 5. 1 適用範囲

環境適応にも配慮した油レスのマイクロチューブラ水車を設計・製作した。その性能試験結果によれば、開発対象のマイクロチューブラ水車は、バルブ水車と同等な性能を有することが確認された。本章の結果に基づき、3種類のランナ径（S型：290mm，M型：500mm，L型：760mm）に対するマイクロチューブラ水車の運転可能範囲を求め、図 2.26 のようにまとめた。運転可能範囲は、M型とL型の適用最高落差を低く抑えているものの、バルブ水車特性から見積られた範囲とほぼ等しい。したがって、開発したマイクロチューブラ水車は、図 1.8 に示すような種々の地点に適用できるものと考えられる。

### 2. 5. 2 経済性の検討

経済性の面で劣るとみなされる小出力の発電所では、安価な海外製のクロスフロー水車を導入する事例が多い。図 2.27 に示すクロスフロー水車は、製作および据付が容易なので発展途上国でも製作されており、最も安価に購入可能なマイクロ水車といわれる。このため、開発したマイクロチューブラ水車の経済性は、海外製クロスフロー水車の価格と比べることで検討した。図 2.28 は、両水車の機器費用を示す。図中の価格は、M型 100kW のマイクロチューブラ水車の価格を 100%としている。本図より、機器費用は両水車でほぼ等しいことが判る。したがって、マイクロチューブラ水車は、配管途中にも設置可能であり、しかも機器費用も安価であるため、多くの国内地点への適用が期待できる。

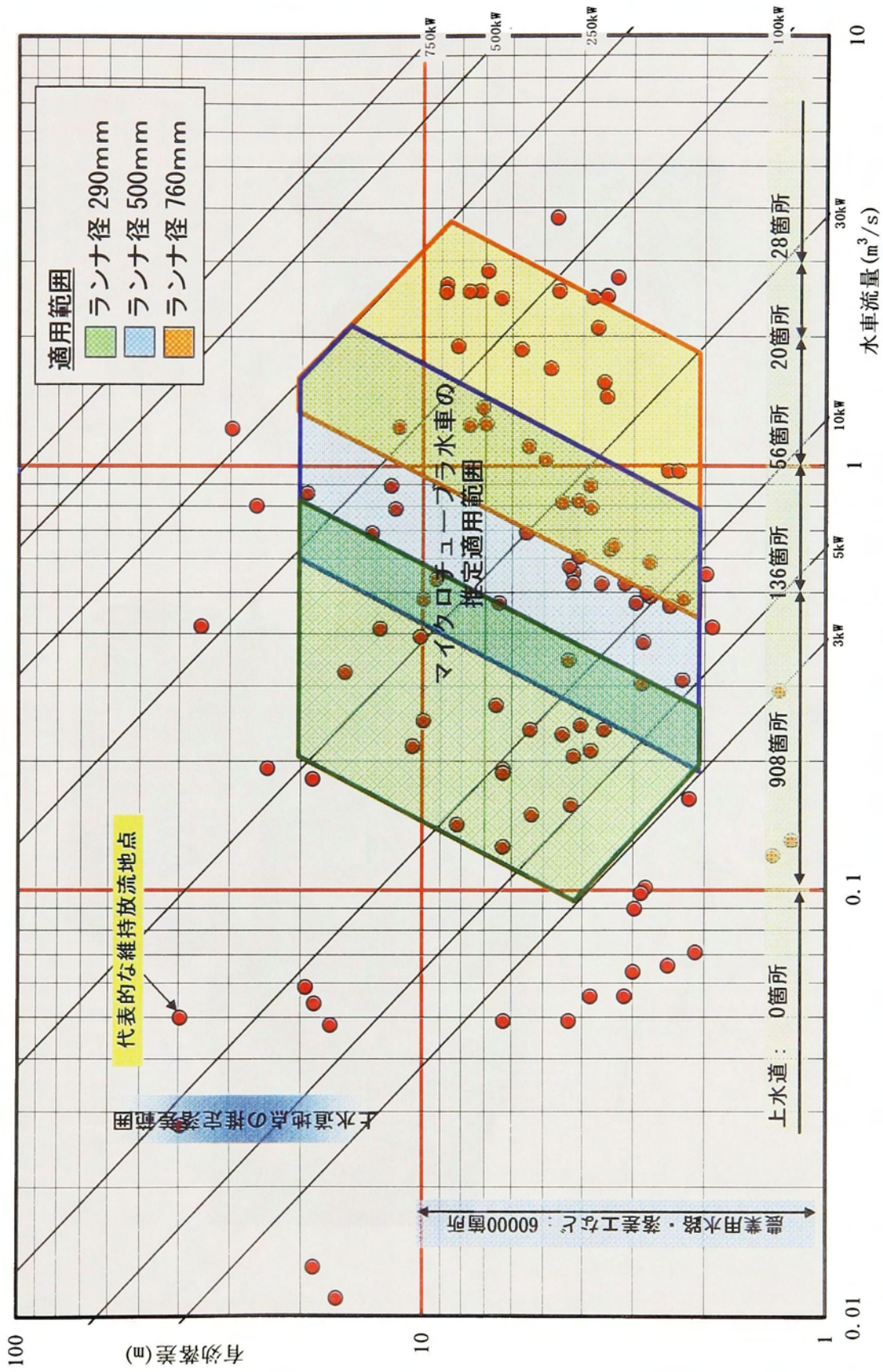


図 2.1 マイクロチューブラ水車選定表

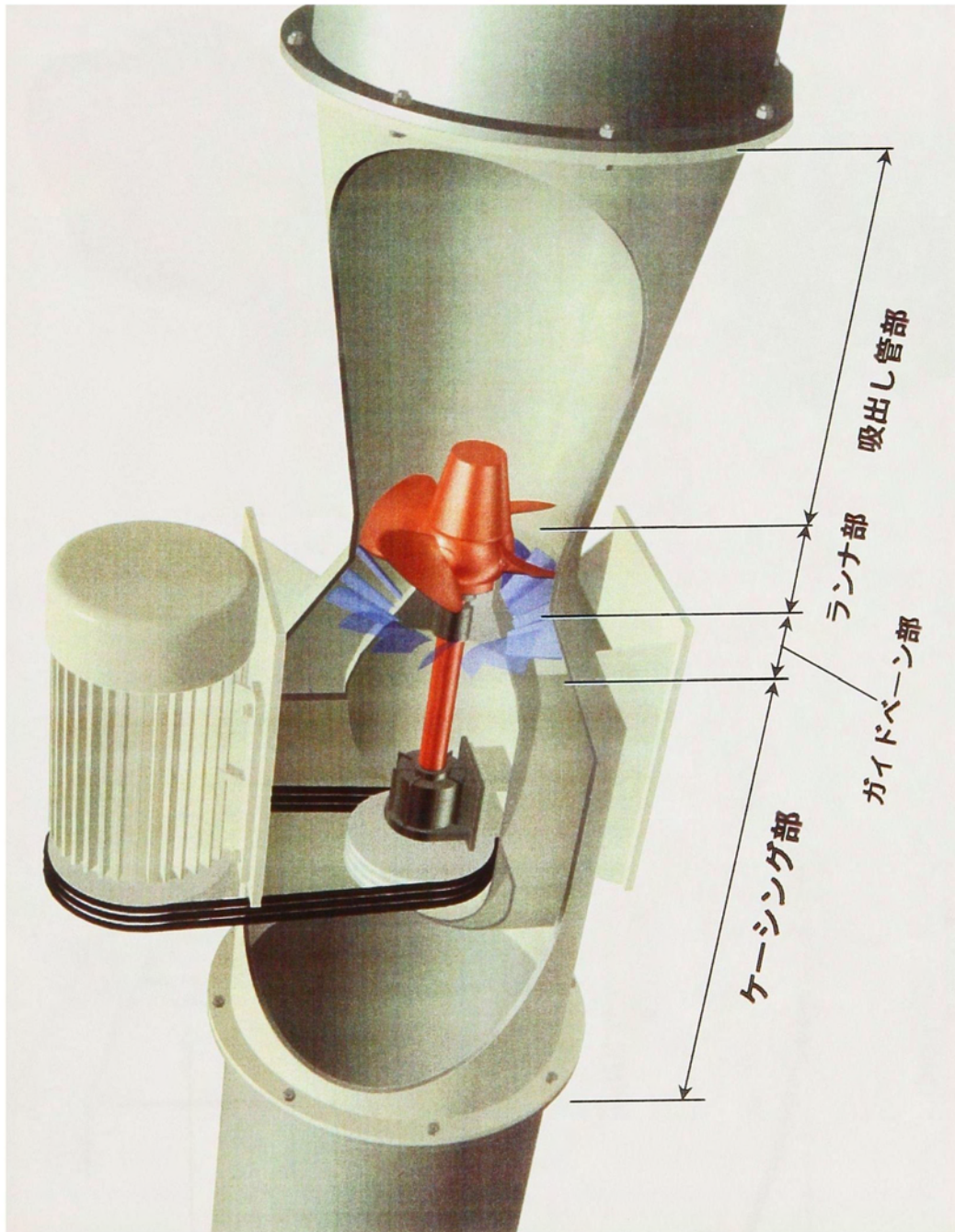
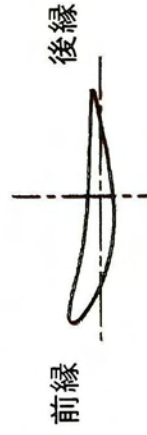
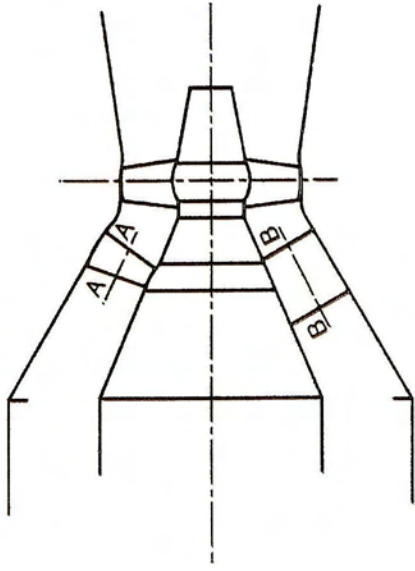


図 2.2 チューブラ水車の部位



(a) 16枚ガイドベーン  
断面 A-A



(b) 8枚ガイドベーン  
断面 B-B

図 2.3 ガイドベーン断面形状

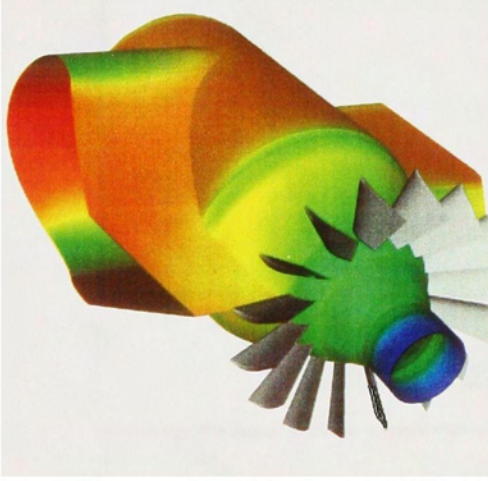


図 2.4 16枚ガイドベーン

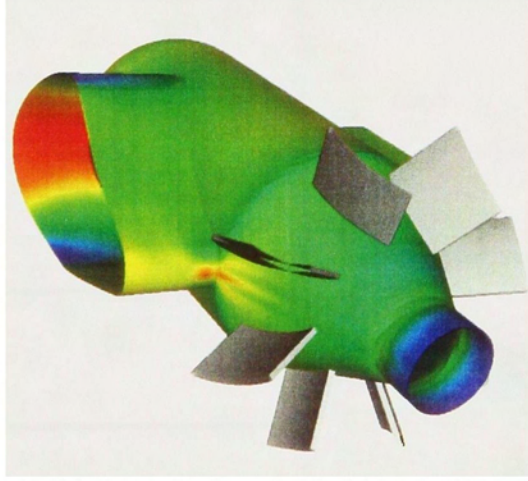


図 2.5 8枚ガイドベーン

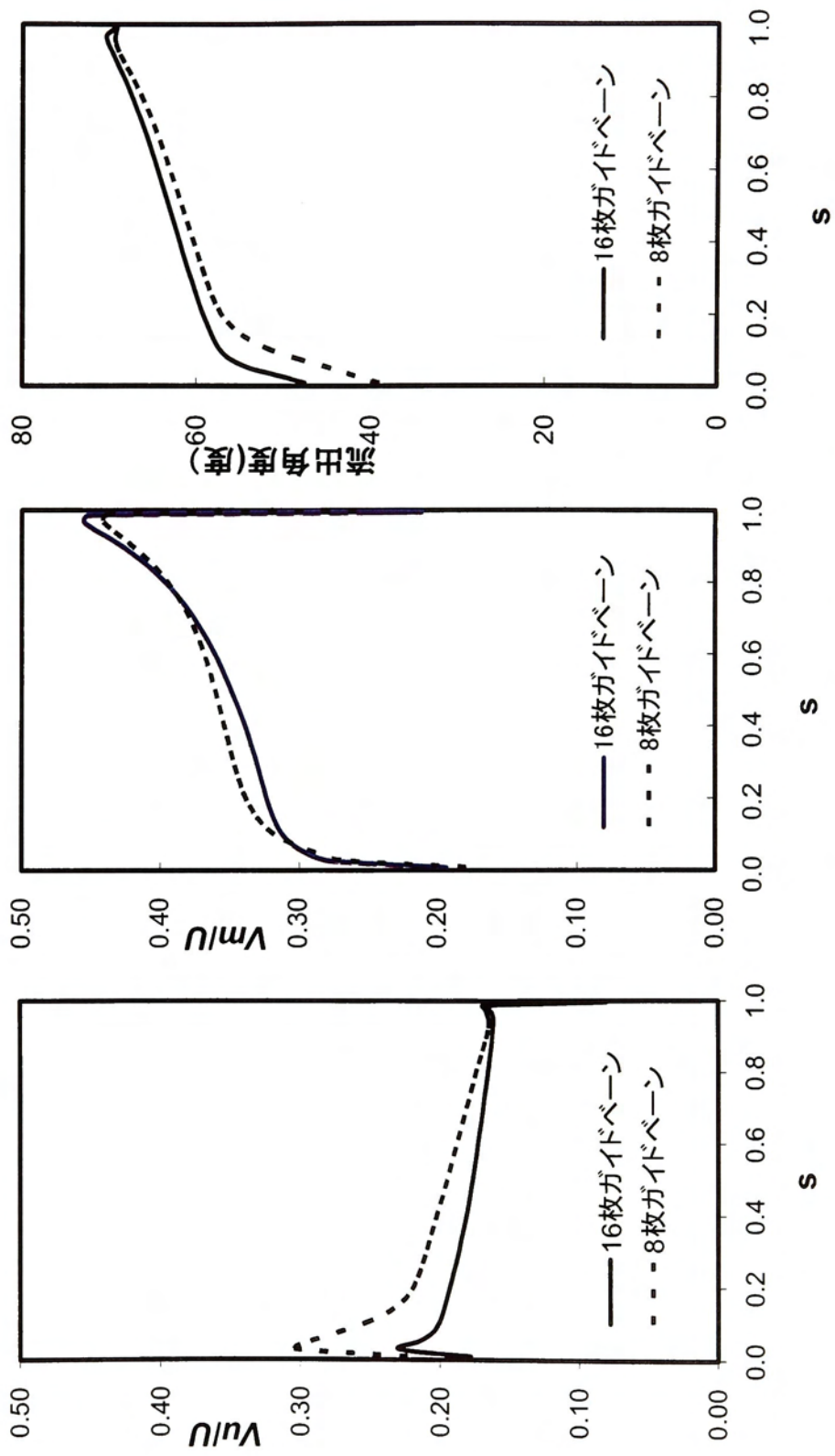


図 2.6 ガイドベーン出口流れの比較

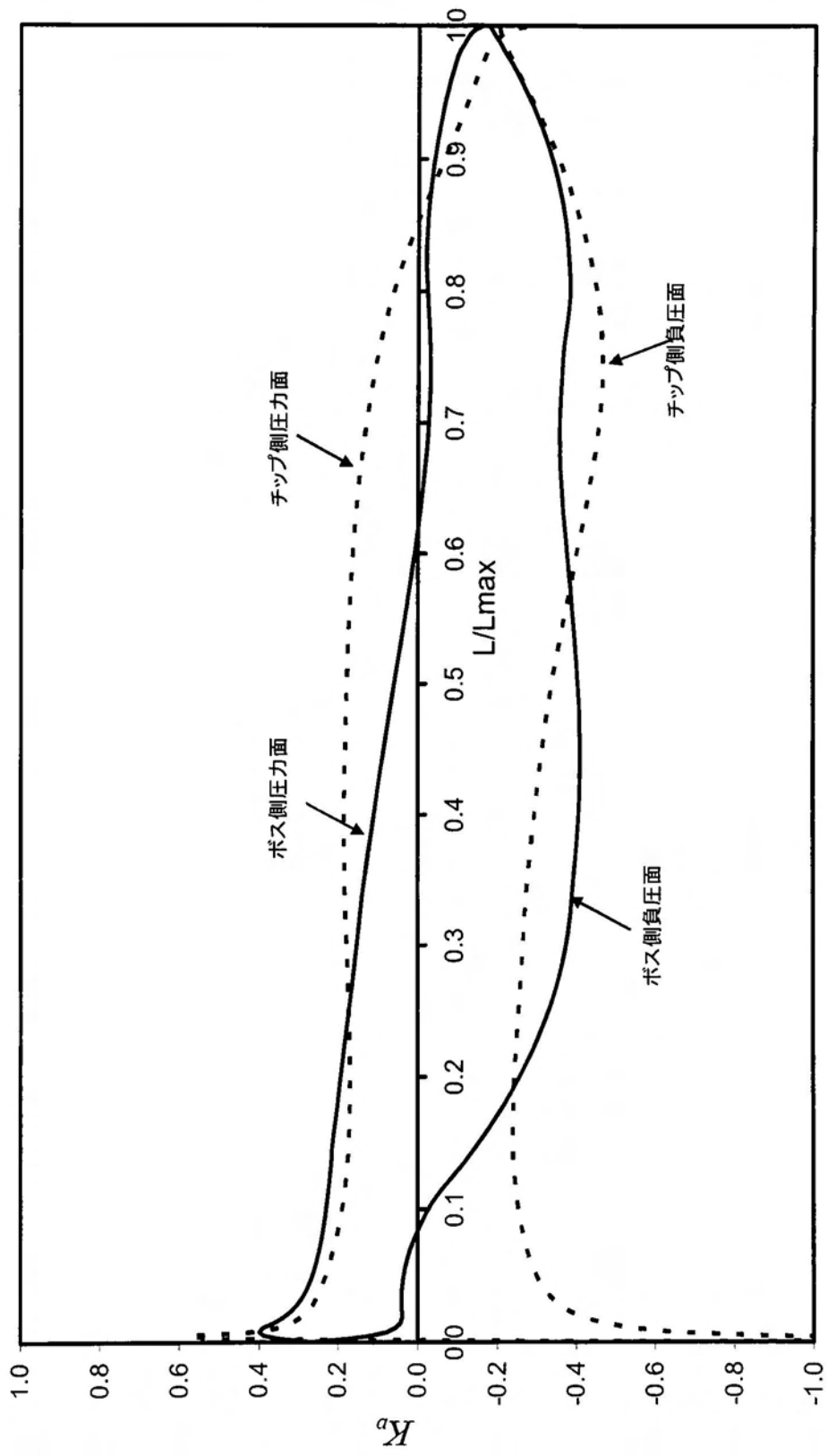


図 2.7 ランナ翼面圧力分布

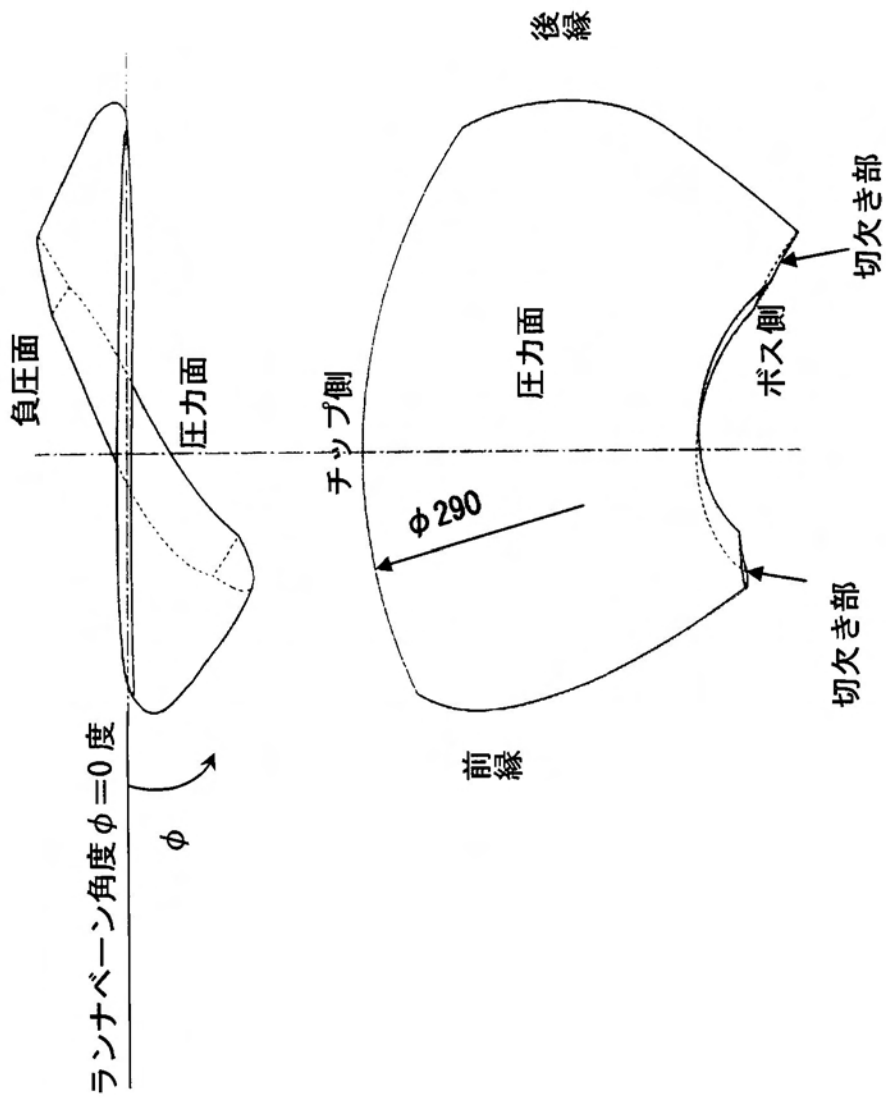


図 2.8 マイクロ水車ランナベーン形状

- ①発電機
- ②プーリ
- ③タイミングベルト
- ④ランナ
- ⑤ガイドベーン
- ⑥ステータベーン

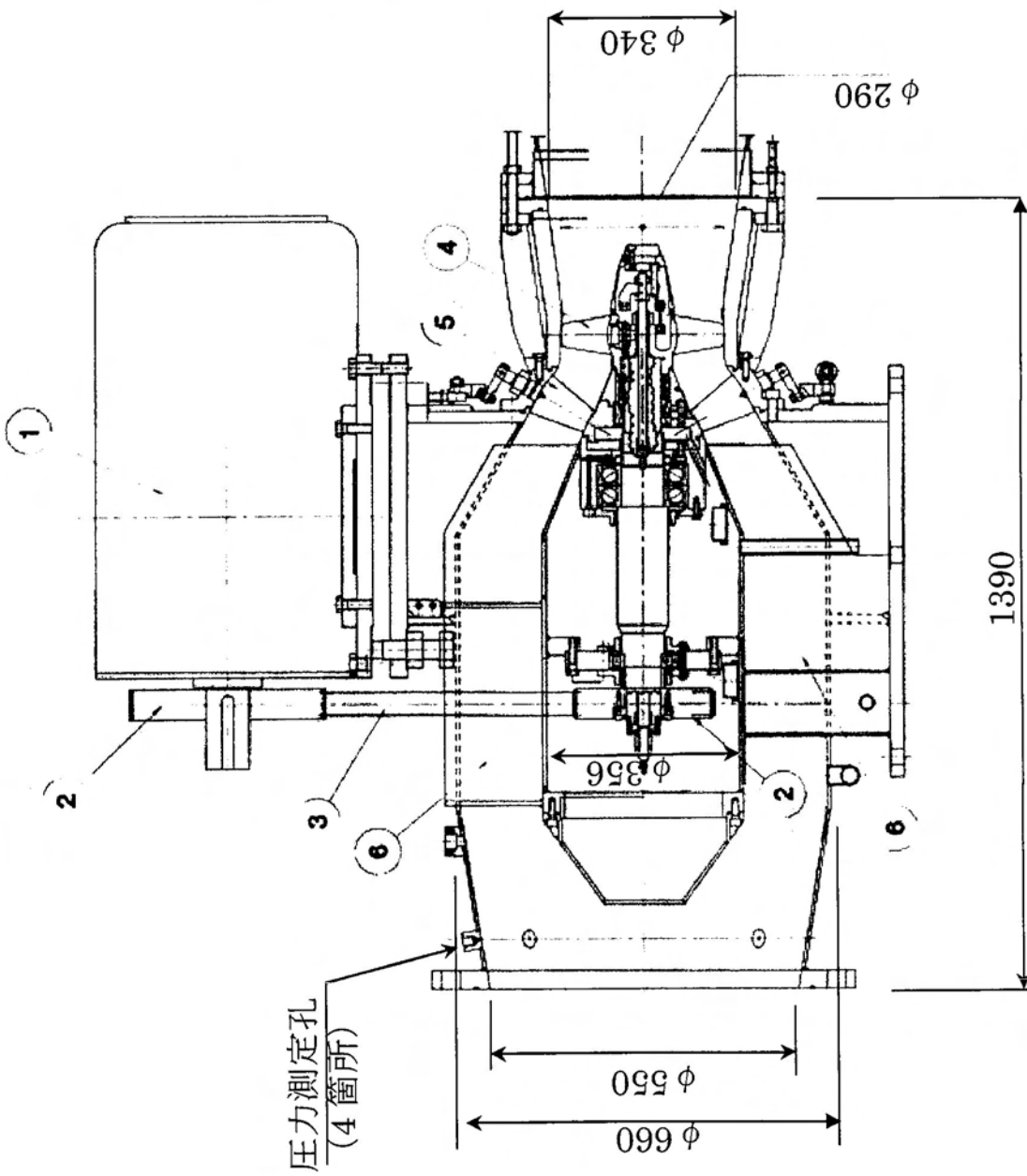
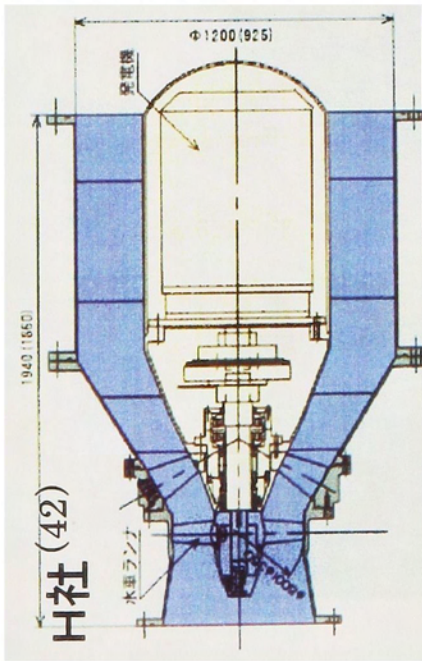


図 2.9 マイクロチューブラ水車本体断面図





	H社	S社	K社	開発品
最高落差	15m	15m	180m	20m
最大流量	1.4m <sup>3</sup> /s	3.5m <sup>3</sup> /s	1.0m <sup>3</sup> /s	3.5m <sup>3</sup> /s
駆動方式	発電機直結	Vベルト	発電機直結	タイミンギベルト
潤滑方法	ゲリース	油	ゲリース	ゲリース
製作方法	系列化	系列化	個別設計	系列化
備考	水車専用	水車専用	ポンプ逆転	水車専用

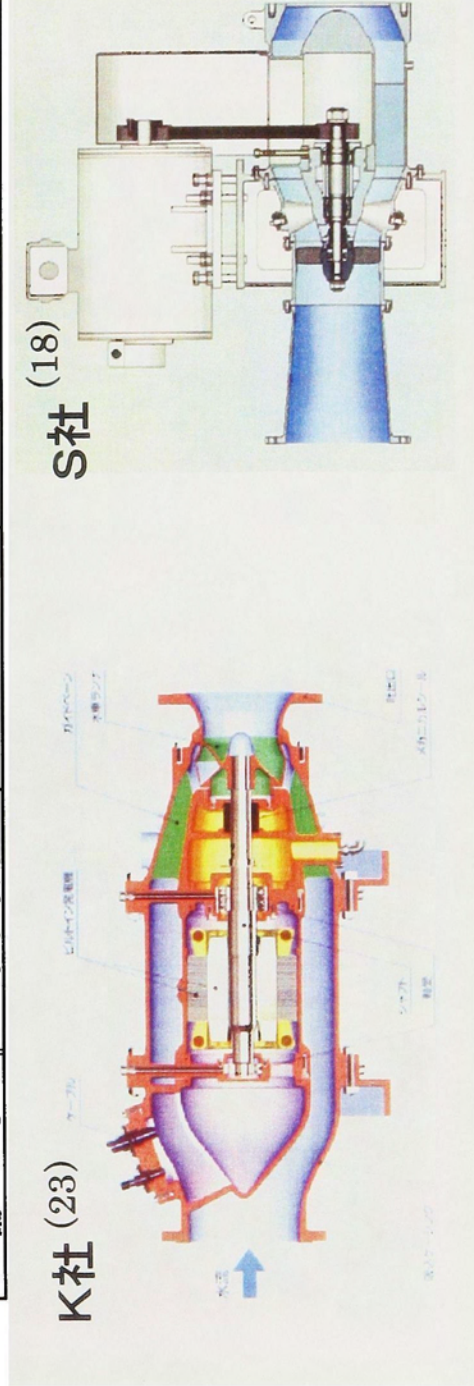


図 2.10 他のチューブ型マイクロ水車との比較

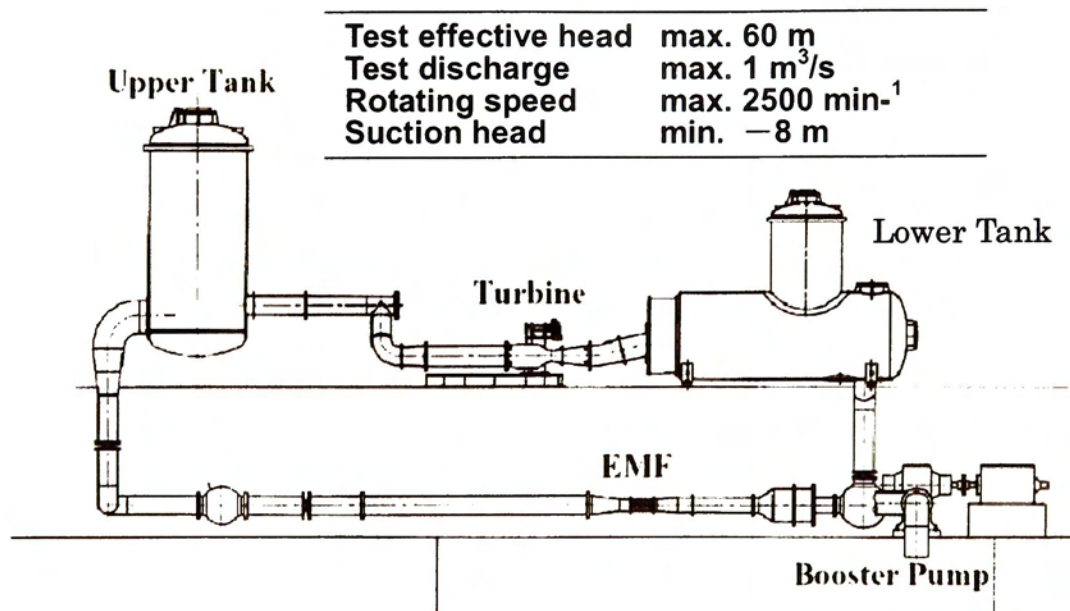


図 2.11 実験スタンド

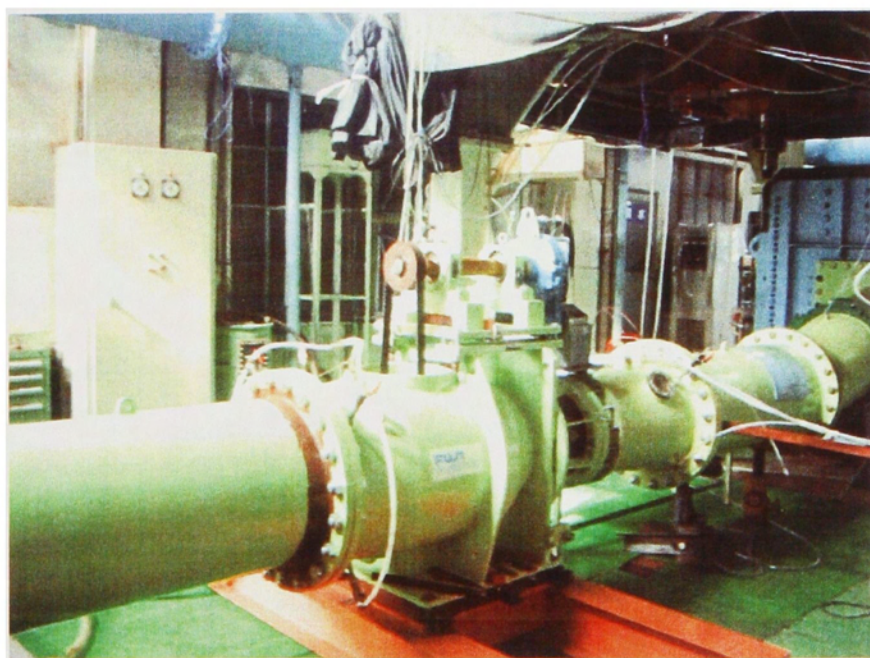


図 2.12 実験中の写真

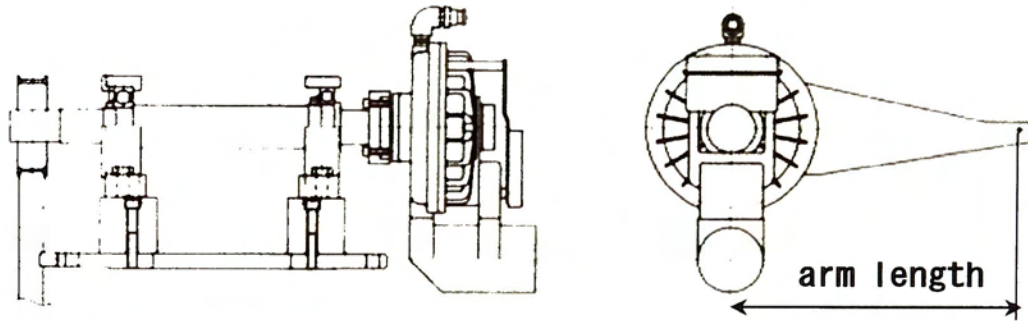


図 2.13 水動力計



図 2.14 質量法写真

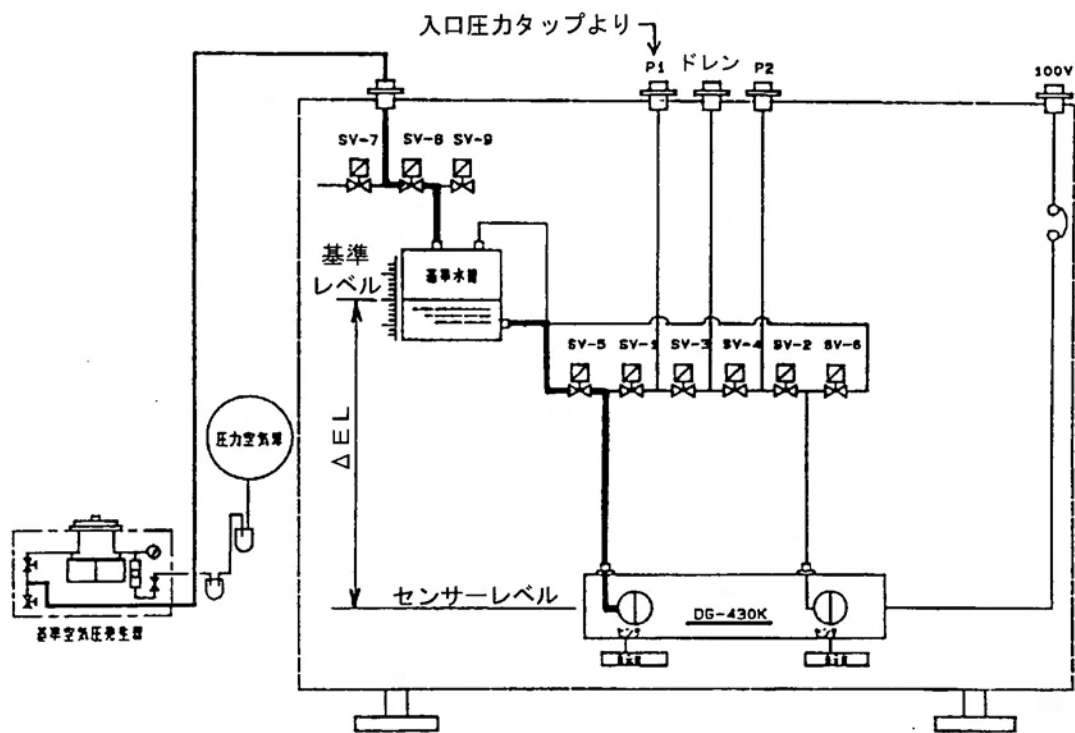


図 2.15 圧力計校正装置

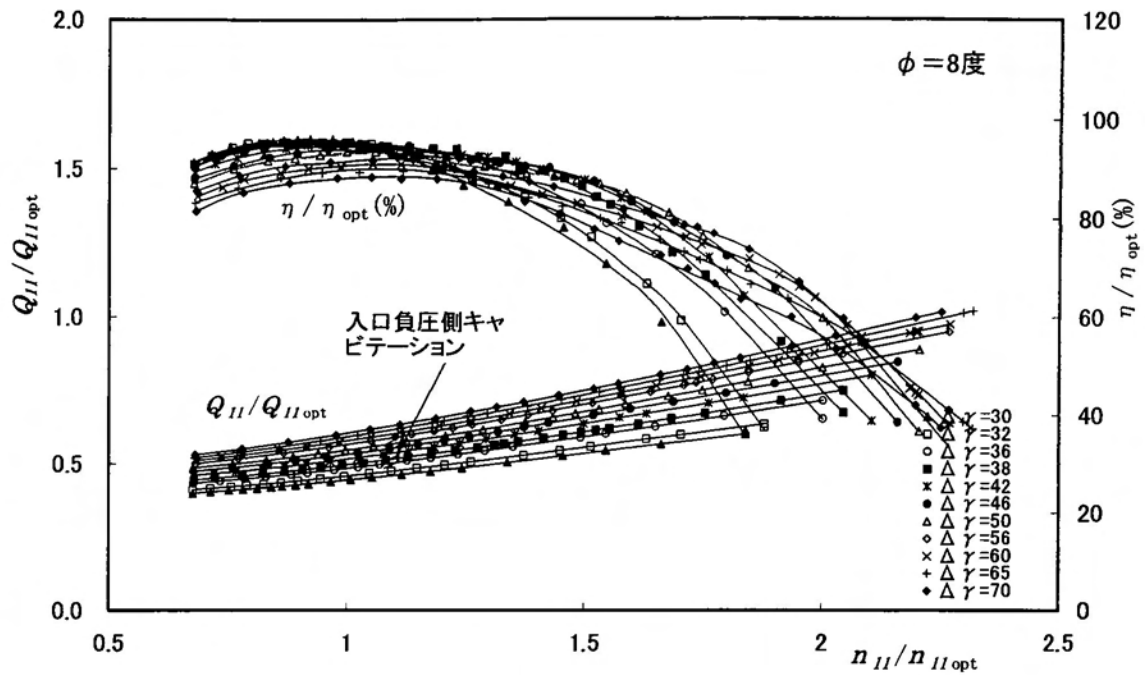


図 2.16 水車速度特性 ( $\phi = 8$  度)

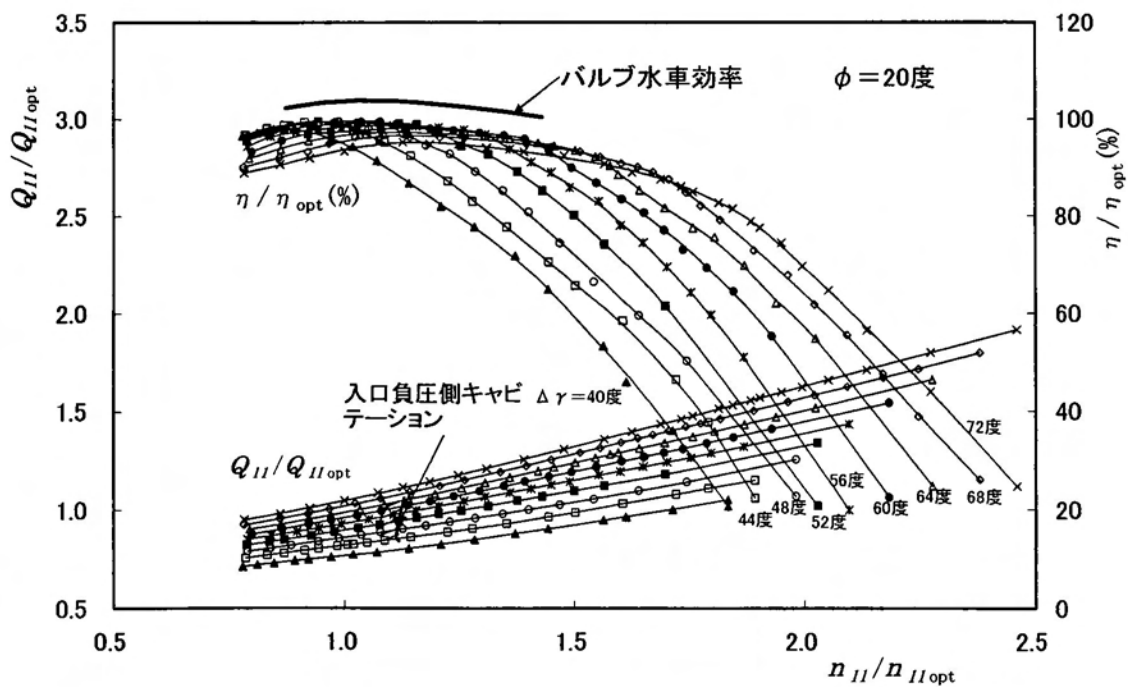


図 2.17 水車速度特性 ( $\phi = 20$  度)

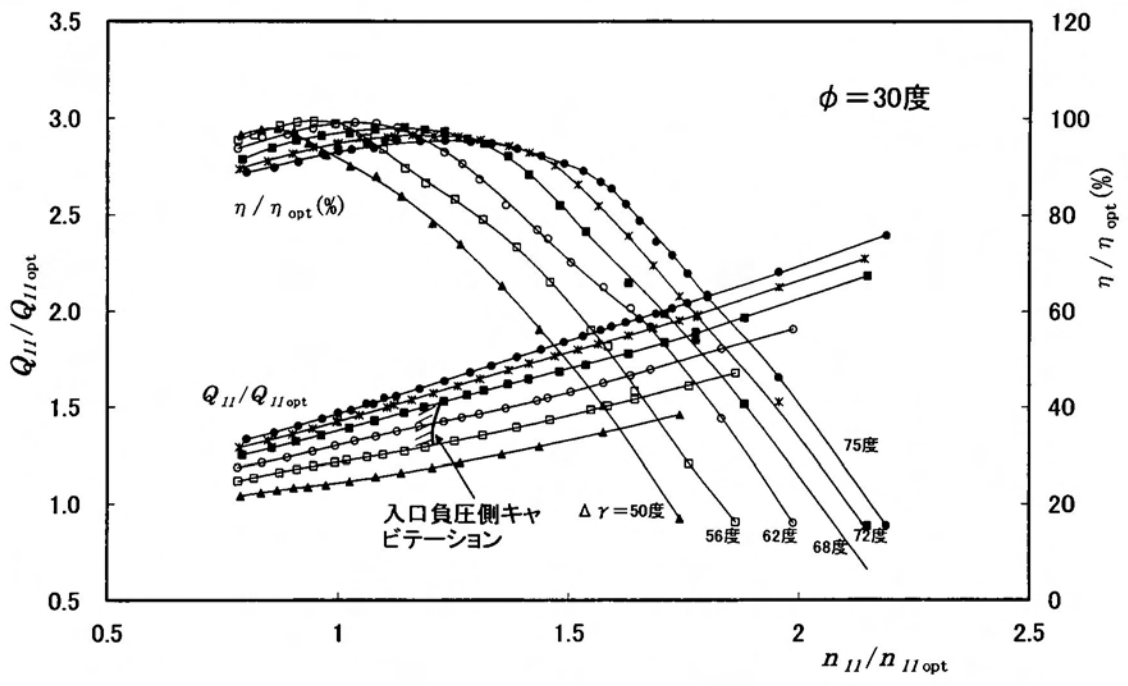


図 2.18 水車速度特性 ( $\phi = 30^\circ$ )

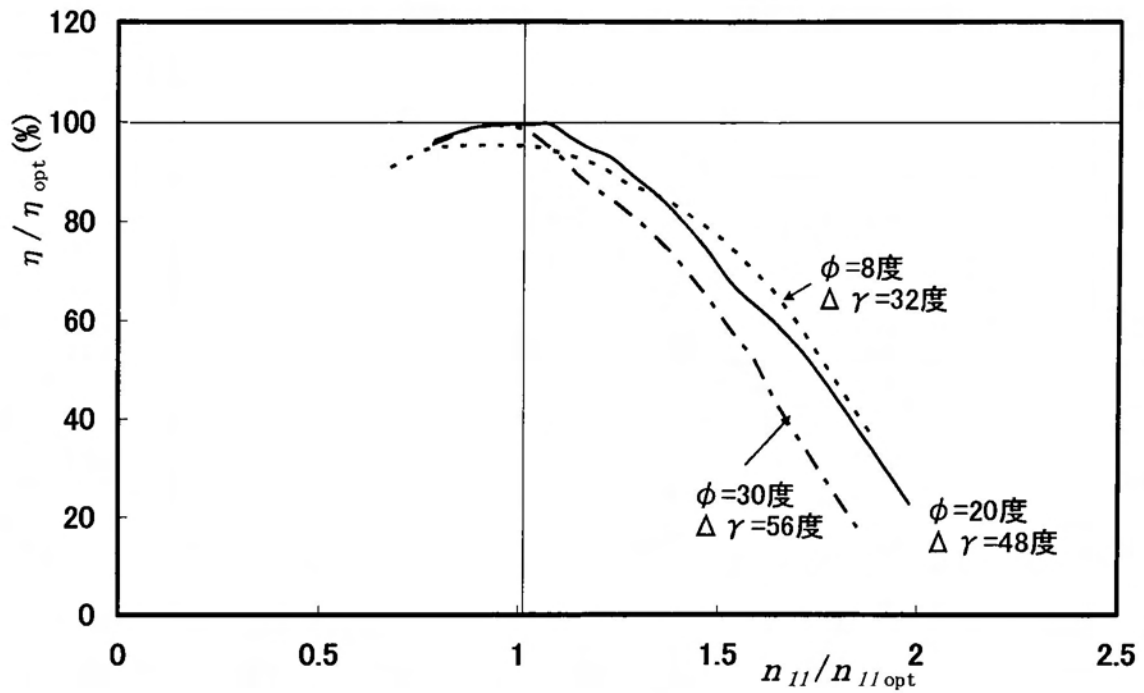


図 2.19 水車効率（速度特性）の比較

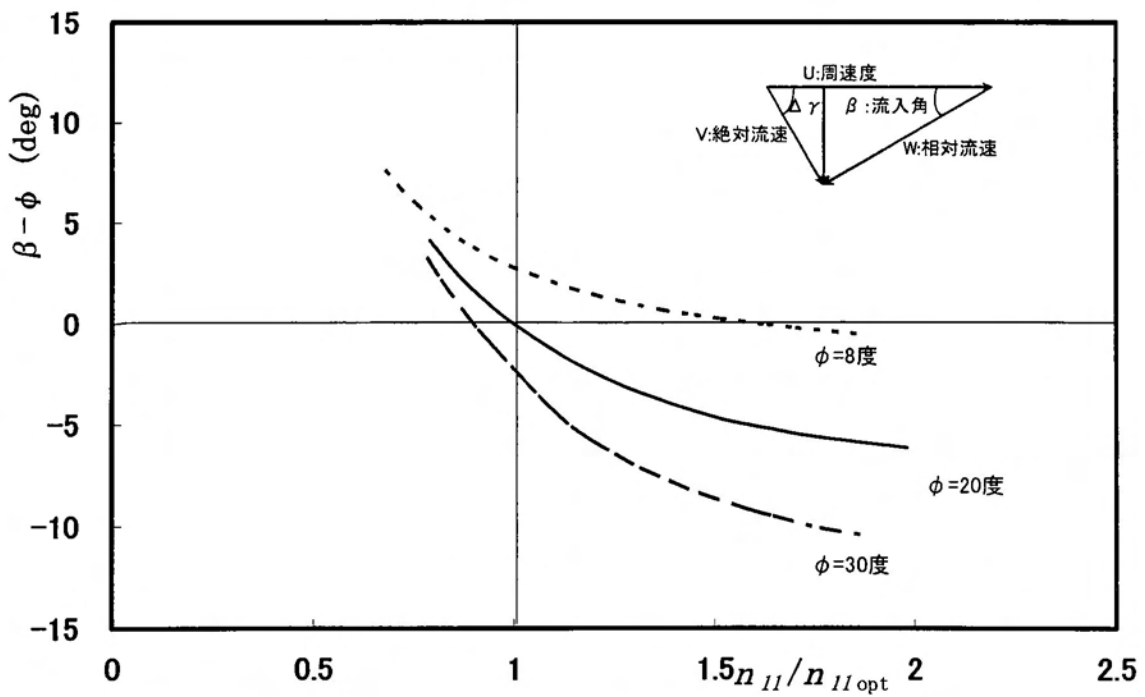


図 2.20  $n_{II}$  に対するランナ流入角の変化

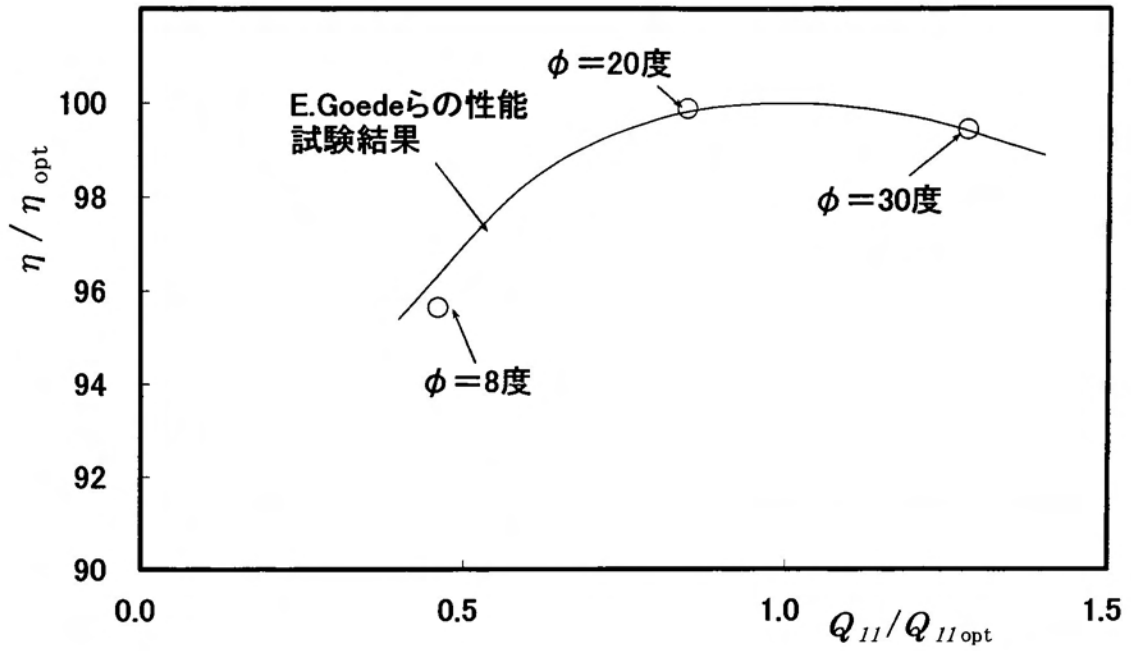


図 2.21-1 水車効率 (流量特性) の比較 ( $n_{11}/n_{11opt}=1.0$ )

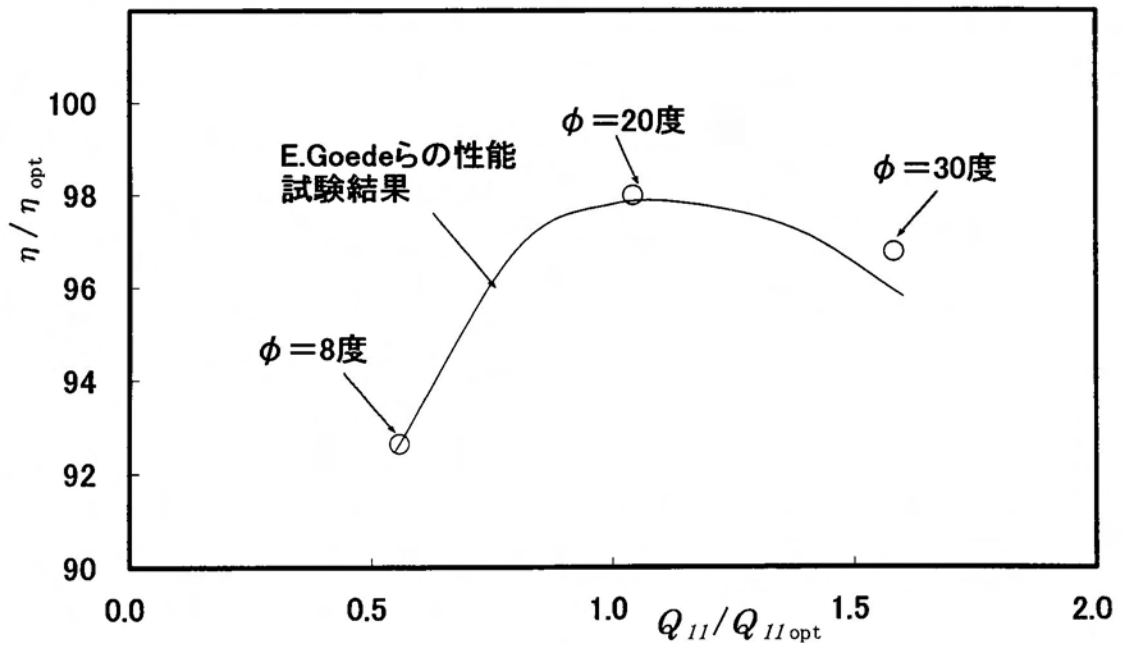


図 2.21-2 水車効率 (流量特性) の比較 ( $n_{11}/n_{11opt}=1.25$ )



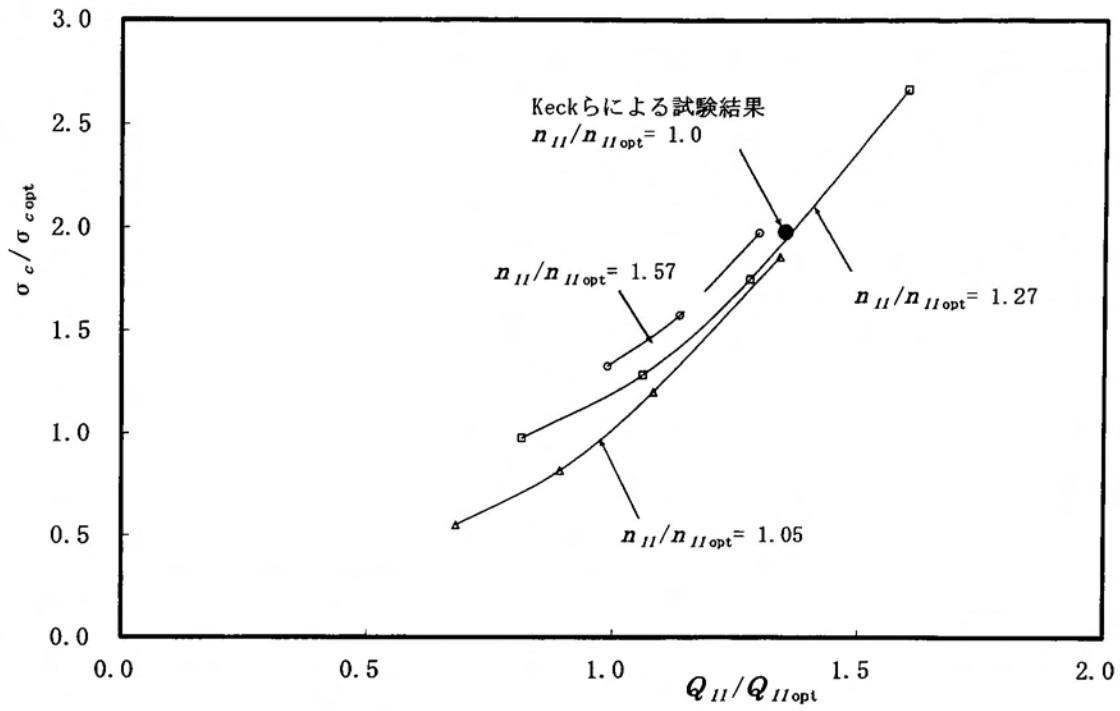


図 2.22 キャビテーション特性

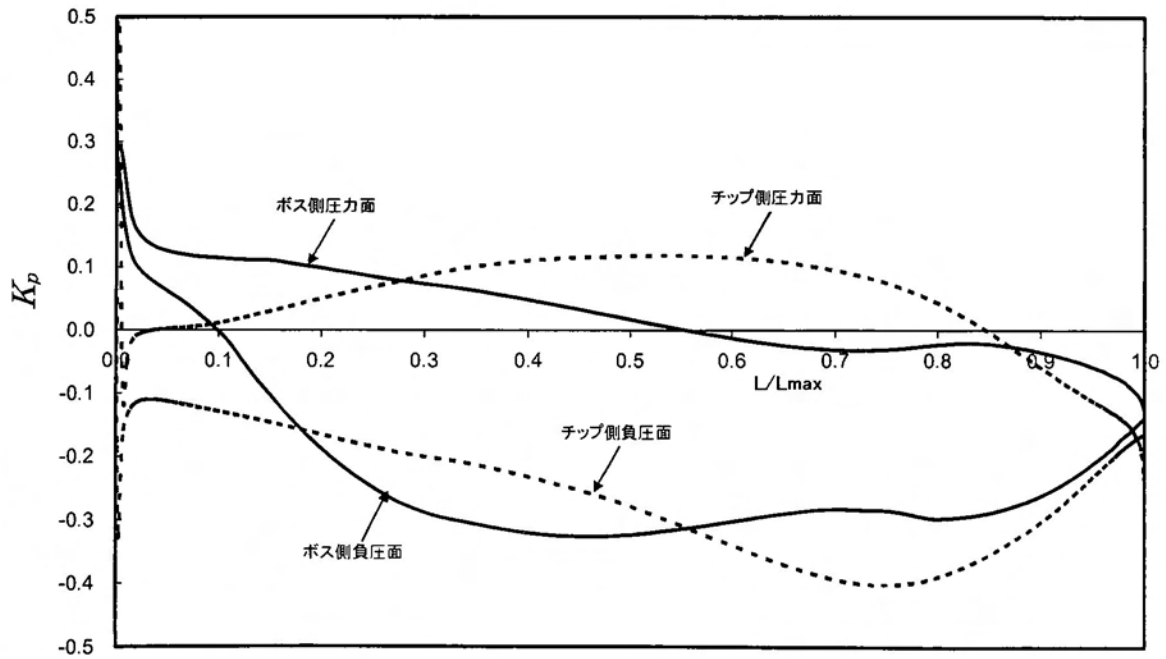


図 2.23 ランナ翼面圧力分布 ( $n_{11}/n_{11opt}=1.22$ )

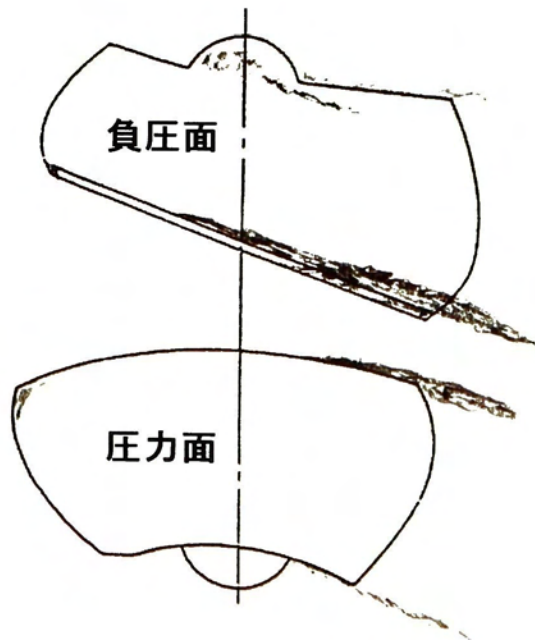
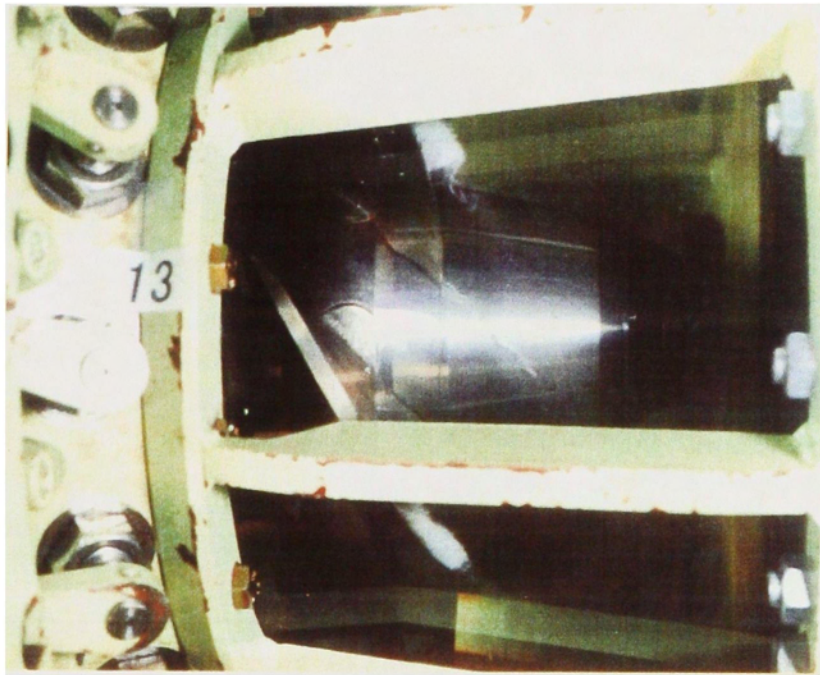


図 2.24 キャビテーション観察結果

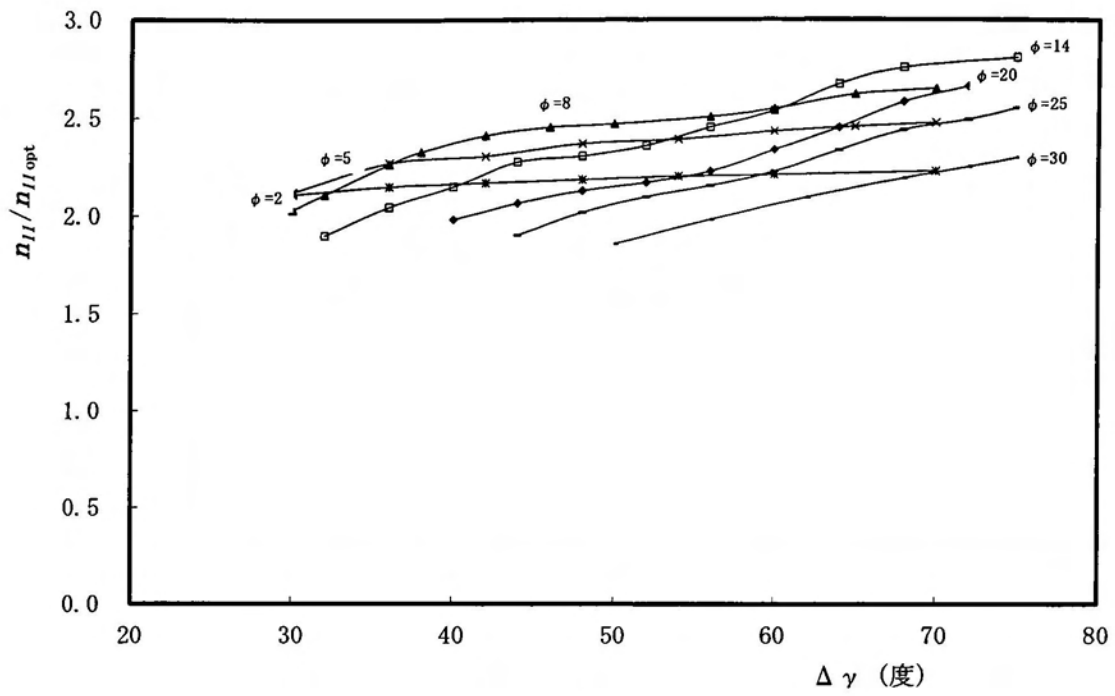


图 2.25-1 无拘束速度特性 ( $n_{II}$ )

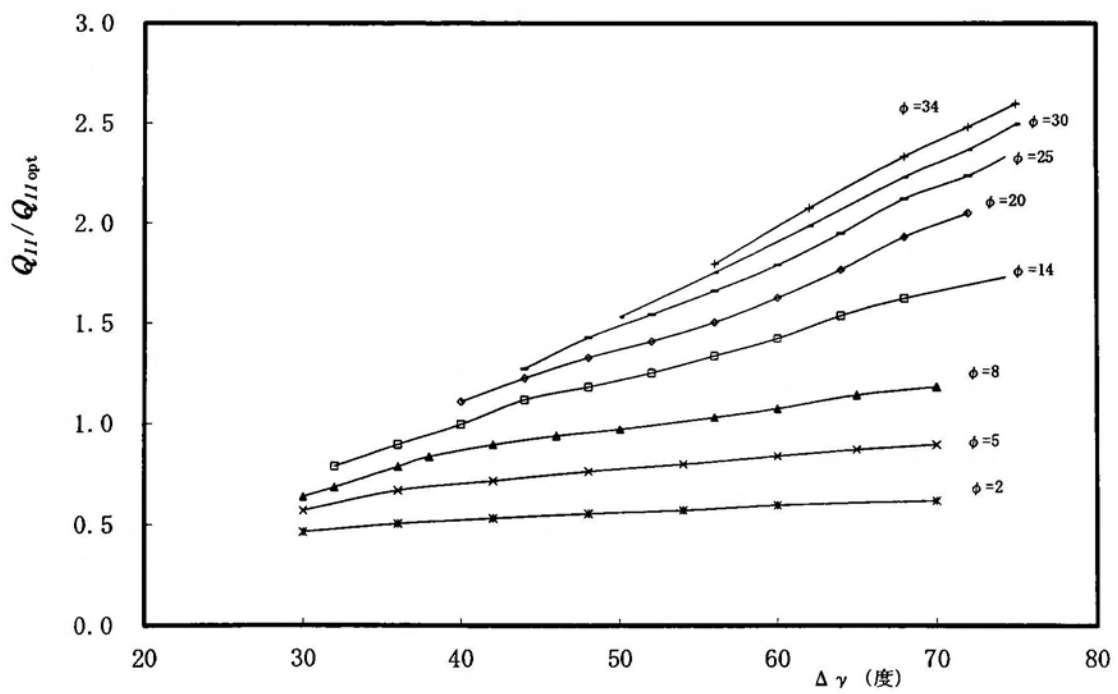


图 2.25-2 无拘束速度特性 ( $Q_{II}$ )

# 水車選定表

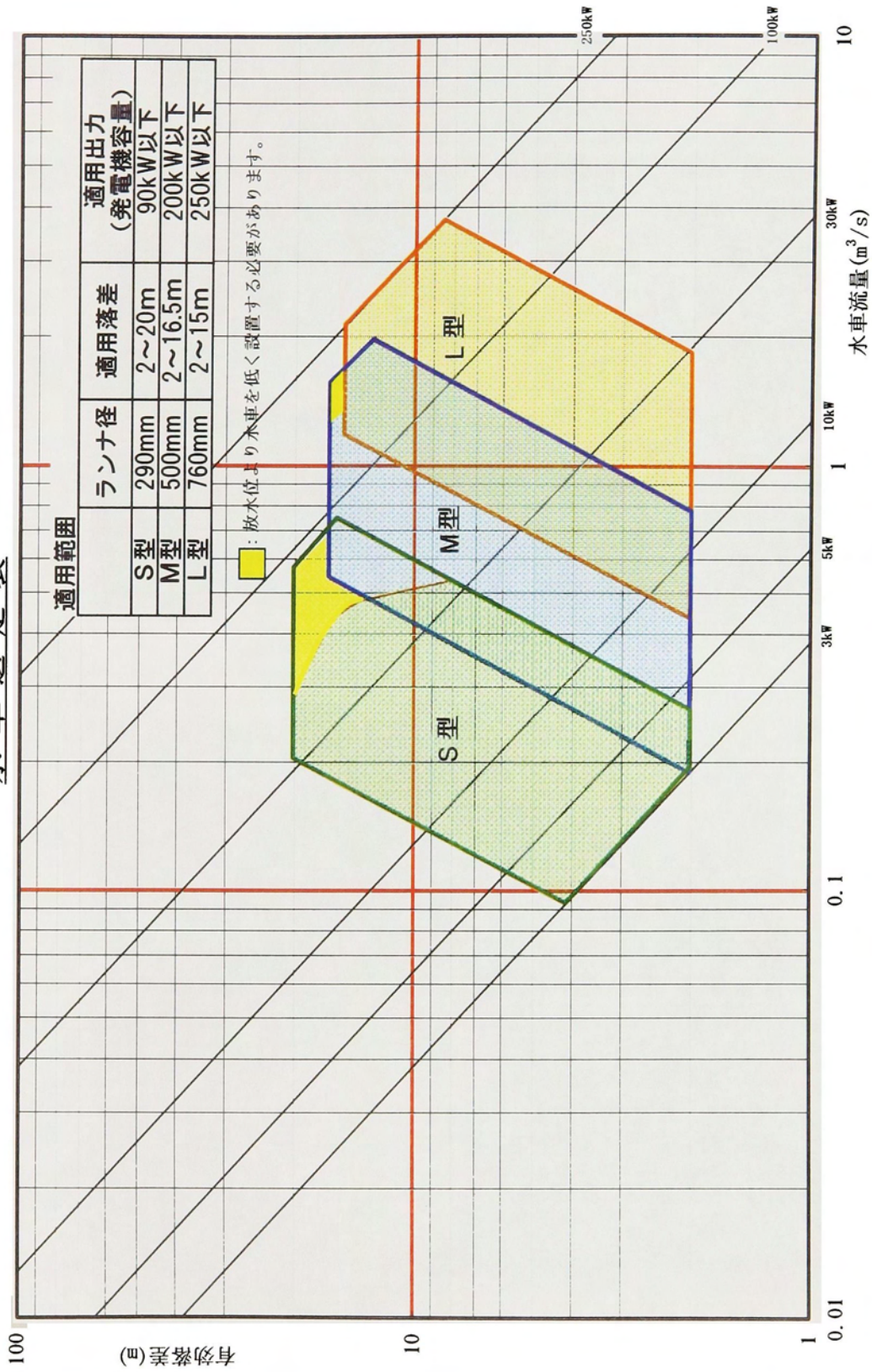
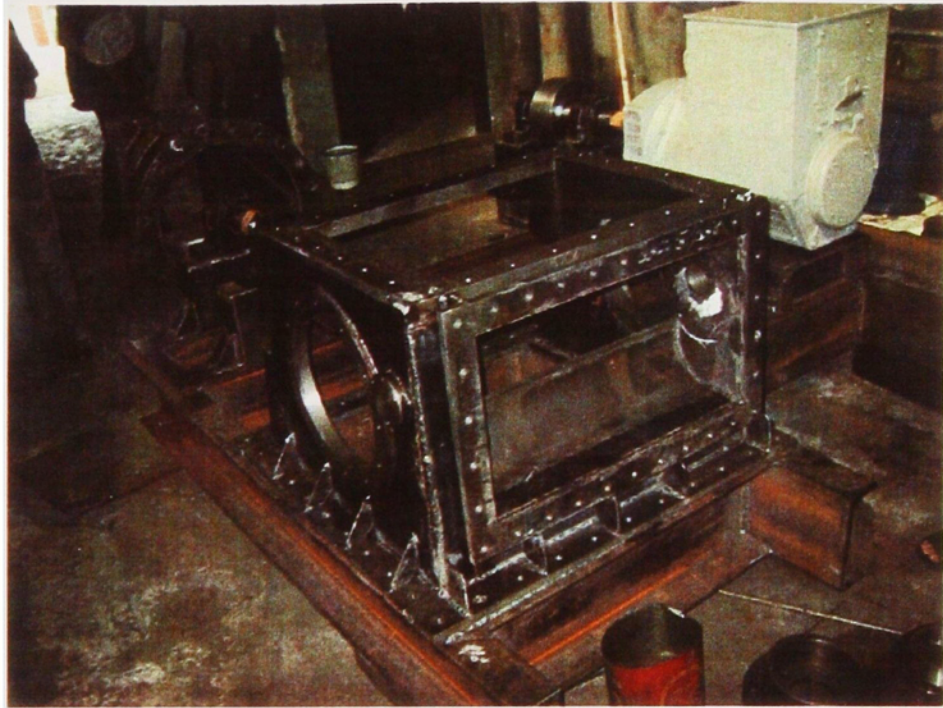
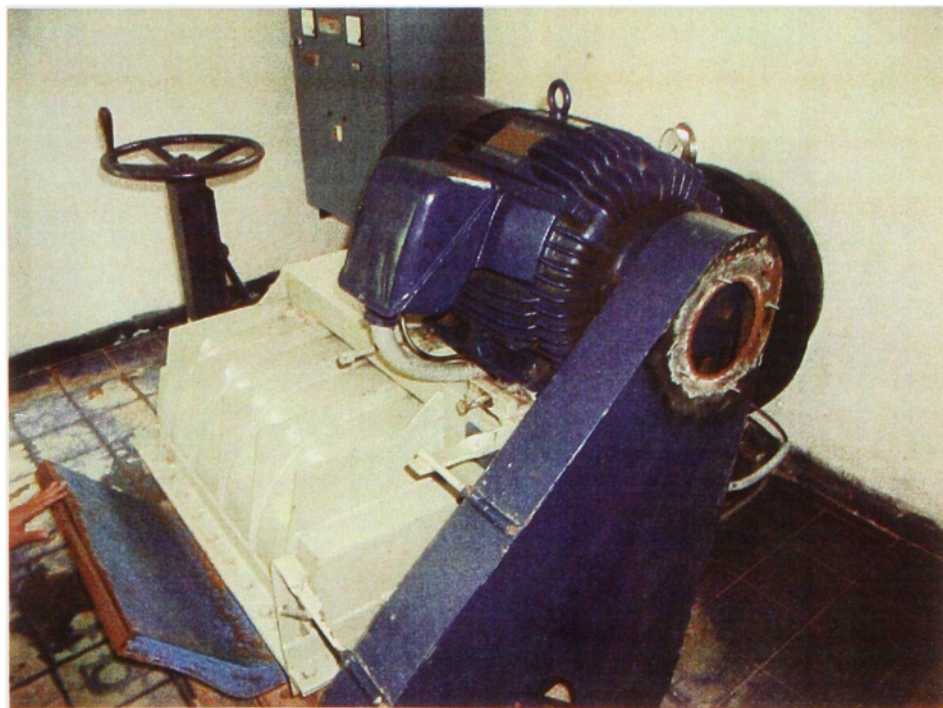


図 2.26 マイクロチューブラ水車運転可能範囲



(a) 製作中のクロスフロー水車



(b) 運転中のクロスフロー水車

図 2.27 クロスフロー水車

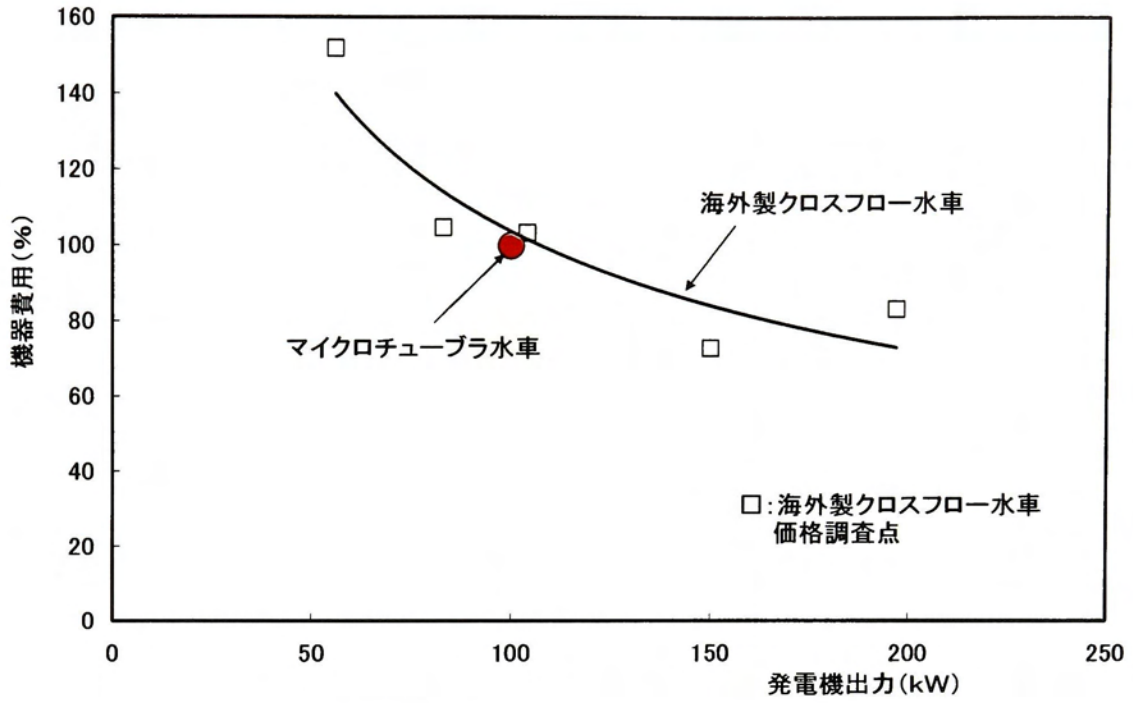


図 2.28 海外製水車との比較

## 第3章 高落差地点へのマイクロチューブラ水車の適用

### 3.1 まえがき

今後の開発が期待される上水道を利用した発電を促進するには、第2章で示したように10m以上の中高落差地点に適用可能なマイクロ水車が必要となる。一方、マイクロ水車の経済性を高めるには、形状変更を伴うことなく広範囲な運転領域に適用できる水車が望まれる。図3.1は、水車型式の選定に用いられている一般的な水車比速度 $n_s$ と有効落差 $H$ の関係<sup>(63)</sup>を示す。

$$n_s = n \times \frac{P^{1/2}}{H^{5/4}} \quad (\text{m}\cdot\text{kW 基準}) \quad (3.1)$$

ここで、 $n$ ：水車回転速度( $\text{min}^{-1}$ )、 $P$ ：水車出力(kW)、 $H$ ：有効落差(m)である。フランス水車は、適用可能な有効落差の範囲が広いので、多くの地点に採用されているものの比速度によりランナの形状も変化する。一方、チューブラ水車は、ランナベーン角度を変えることで、同一のランナにおいても比速度の異なった点で高効率な運転を行える。第2章で測定したランナベーン角度 $\phi=8$ 度と30度の水車効率特性より求められる比速度の範囲を図中に示す。本図より、マイクロチューブラ水車は、 $\phi$ を変えることで $n_s=430\sim 730\text{m}\cdot\text{kW}$ の地点へ適用できることが判る。また、水車形状を変更することなくランナベーン枚数を4枚あるいは3枚とすることで、本水車はさらに高比速度地点への適用が行えるものと考えられる。このことより、チューブラ水車は、フランス水車に比べ形状変更を伴うことなく広範囲な運転領域に適用ができるので標準化を行いやすい機種と言える。

マイクロ水車では、機器費用の約70%を占める設計などの間接費を削減するために標準化を実施するべきであろう。さらに、低落差向きに標準化された複数台のチューブラ型水車を連続あるいは分散して直列に配置することで高落差地点に適正

化できれば、機器費用の一層の低減ができるものと考えられる。この際、土木費用は、設置箇所の少ない連続配置の方が安価になるものと推測される。しかし、直列に連続して配置された水車では、上段側水車より吐き出された旋回流れが下段側水車に流入するので、その性能に与える影響は無視できないのではないかと考えられる。このため、本章では、直列に連続して配置されたマイクロチューブラ水車の性能実験を行い、入口旋回流れが水車性能に与える影響を追究して、その配置方式の優位性について解明を試みた。

### 3. 2 直列配置方式の水車性能実験

チューブラ水車を連続して複数台配置した性能を明らかにするため、その性能実験を行った。

#### 3. 2. 1 実験装置および測定方法

性能実験は、第 2 章で示した実験設備および測定装置を用いて行っている。直列配置方式の水車配置図、実験中の水車の写真を図 3.2 および図 3.3 に示す。なお、実験に用いた 2 台の水車は、図 2.9 と同一形状である。連続して配置された水車の性能は、以下のように個別に測定される。

##### (1)流量測定

2 台の水車は連続して配置されており、この間で水の出入は無い。このため、単段の水車性能測定と同様に、流量は配管内に設置された電磁流量計で測定される。

##### (2)落差測定

有効落差は、各水車のケーシング入口および吸出し管出口で静圧および各断面の平均軸方向速度水頭より算出される。

##### (3)トルクおよび回転速度測定



任意の回転速度で試験を行う必要があるので、水動力計および回転速度計は各水車に取り付けられている。

測定に使用した設備および測定器は、第 2 章で示したものと同じであるので、各段の性能算出は 2.3 項と同様に行っている。

また、5 孔ピトー管<sup>(64)</sup>による吸出し管出口の流速分布の測定は、図 3.3 に示す圧力測定孔と同一断面で行っている。5 孔ピトー管の各圧力は、先端に設けられた 5 つの孔に取り付けられた各々の配管により、ピトー管ステム外部に装着された圧力変換器まで導き測定している。実験では、検出された圧力を A/D 変換器を介してパソコンに取り込み、各孔の平均圧力を用いて流速を算出した。

### 3. 2. 2 実験結果および考察

図3.4は、2台直列に配置した水車における上段と下段水車の速度特性を示す。実験は、上下段水車の単位回転速度が等しい状態で行っている。ランナベーン角度およびガイドベーン開度は、流量の大きい運転状態において上段水車からの旋回流れが下段水車の性能に強く現われると推定されたので、それぞれ30度、68度に設定した。また、図中の各値は $\phi = 30$ 度における最高効率点の値で無次元化されている。本図より、下段水車の効率は、最高効率点近傍において上段水車の効率とほぼ等しくなっているものの、単位回転速度が高くなるにしたがい上段水車との効率差が大きくなっている。また、下段水車の単位流量についても、その速度特性は上段または単段水車より単位回転速度が高い領域でその差が大きくなっている。この性能差が測定などの影響を受けていないかどうかを調査するため、上段水車を直管に置き換え、下段水車単独の性能実験を行った。図3.5は、上段水車と下段水車単独の水車特性を比較して示す。本図より、両者の特性は良く一致しており、上下段の性能差は製作や測定によるものでないことが判る。また、上段水車の上流に設けられている曲り管の影響は、小さいことが確認された。

図3.6は、下段水車の運転を上下段水車の効率差が大きくなる $n_{II}/n_{II\max}=1.25$ に

保ち、上段水車の単位回転速度を変化させた場合の下段水車性能を示す。図の横軸は、下段水車と上段水車の単位回転速度の比を示す。本図より、下段水車の効率と単位水車流量は、上段水車の運転状態による影響を受けて変化することが判る。チューブラ形水車のような高比速度水車では、吸出し管出口速度水頭が有効落差に占める割合が大きく、 $n_{11}/n_{11\max}=1.25$ の運転点において、その速度水頭は有効落差の約5%を占める。また、単位回転速度の上昇により吸出し管出口での旋回が強くなるので、流速分布が壁面静圧に与える影響を無視できなくなる。このため、図3.4で見られる特性の差の原因として壁面静圧から全圧を算出する測定法の問題を検討する必要がある。

ところで、直列に配置された水車性能は、機能上1台の水車として考えることができる（以下、直列水車と呼ぶ）ので、直列水車の入口および出口は、上段水車入口と下段水車出口で評価するべきである。この際、単位回転速度が等しくなるよう運転された直列水車の効率は、図3.7に示すように上下段水車それぞれの効率の間にあり、単位回転速度の大きい領域で分散配置された水車の効率より高い。なお、直列水車の多くは幾何学的に同一な水車が配置され、同じ回転速度で運転される。この場合、図3.4に示す上下段水車それぞれの単位水車流量の速度特性から求められる流量が等しくなる運転点となる。したがって、直列水車の効率は、図3.8に示すように各水車効率を有効落差で荷重平均して求めることができる。

以上の実験結果から、配管途中に複数台のチューブラ水車を連続して設置する方法は、分散配置に比べ性能が高くなる。

### 3. 3 直列水車性能の考察

通常、二つの水車を直列に接続した場合、旋回流れの強くなる非設計点において下段水車の性能が悪化すると思われるが、直列水車の性能は分散配置に比べて優れていることが確認された。このため、多段配置により非設計点における流体性能が改善されるメカニズムを数値解析に基づき考察する。

#### 3. 3. 1 数値解析

数値解析は、付録A1に示す手法でケーシング入口から吸出し管出口まで実施した。図3.9は、解析に用いた水車本体部分の計算格子を示しており、接点数は約120万点である。解析は、上下段水車とも $n_{11}/n_{1max}=1.25$ の運転条件にて行った。なお、下段水車の解析においては、上段水車の吸出し管出口の計算結果を入口条件に用いている。

Gehrer ら<sup>(65)</sup>は、バルブ水車吸出し管内の流れ解析を3種類の手法で行い、解析結果が大きく異なると報告している。また、乱流モデルについての比較も行っており、 $k-\epsilon$ と $k-\omega$ に基づく差は見られないと述べている。このため、ピトー管による上段水車吸出し管の出口流れ測定と解析結果の比較を行い、本研究の解析の信頼性を確認した。図3.10は、吸出し管出口の圧力測定断面における軸方向速度分布の解析結果と測定結果を比較して示す。図から判るように、逆流の発生が見られる吸出し管出口においても解析結果と測定結果は良く一致している。また、このような円錐広がり管内部の流動状態は、今村や妹尾らの報告にも認められる。今村らは $2\theta=20$ 度の円錐管において旋回度を変えた場合の内部流動状態を示しており<sup>(66)</sup>、 $m=0.24$ で円錐管出口部に逆流が生じ、より旋回が強くなると逆流部は上流まで遡ると報告している。また、妹尾ら<sup>(67)</sup>は円錐角度と入口旋回度を変えた実験を行っており、強制渦となる管中心部の軸流速の遅い領域が入口の4倍の断面積を持つ断面まで及んでいることを示している。本解析対象の $n_{11}/n_{1max}=1.25$ における

旋回度は、流れ解析結果によれば  $m=0.28$  であり、今村らの実験に比べ  $2\theta$  は小さいものの旋回が強いので、吸出し管出口部での逆流は発生したものと考えられる。

以上のことから、数値解析結果は、上段水車内の流れの状態を良好に予測しているものと考えられる。

### 3. 3. 2 解析結果および考察

図 3.11 は、上記解析点での流量平均全圧から求められた各部の全圧低下量と、ケーシング入口および吸出し管出口の壁面静圧から求められた水車入口から出口までの全圧低下量を示す。なお、図中の全圧低下量は、流量平均全圧より求められる上段水車入口から下段水車出口までの全圧低下量に対する割合として百分率で示す。流量平均全圧より求められた全圧低下では、下段水車のケーシング部およびガイドベーン部の損失が上段水車に比べ大きくなっている。これは、前項で示したように上段水車より吐き出される旋回流れによる影響と考えられる。この旋回流れがランナ性能に与える影響を調べるため、上下段水車それぞれのランナ入口部における軸方向速度の半径方向分布を図 3.12 に示す。本図より、下段水車のランナ入口流れは、上段水車とほぼ同一の分布となっており、水車入口での速度分布の影響は、ガイドベーン出口まで及びにくいと推測される。したがって、水車性能への影響が最も大きいランナ特性の差は小さいと考えられる。図 3.13 は、解析結果より算出した水車効率と性能実験で測定された水車効率を比較して示す。図中の解析結果は、解析から求められた下段水車と上段水車の効率の比で示す。また、実験結果は、図 3.4 に示す下段水車効率を単位回転速度が等しい状態での上段水車効率との比で示す。なお、有効落差は、両者ともケーシング入口と吸出し管出口の壁面静圧を用いて算出した。本図より、解析結果の下段水車効率は、実験と同様に上段水車効率に比べ高いことが判る。これは、水車入口流れの状態によるものと考えられるので、次に旋回流れを有する場の全圧の取扱いについて調べた。

旋回流れが存在する場の全圧は、偏りを有しているので、旋回エネルギーの殆

どが損失になると言えよう。水車の出口は、放水庭もしくは直管路に接続されることが多いので、吸出し管出口で有する旋回エネルギーの殆どが損失になると考えられる。このため、全圧の偏りが認められる上段水車出口流れが、吸出し管下流に配置された直管において一様化させた場合に生ずる損失を推定した。図3.14は、吸出し管下流に出口径の20倍の直管長を有する円管を配置した場合の数値解析結果を示す。入口条件は、上段水車の吸出し管出口流れを与え、出口条件は自由流出とした。配管に示された色の濃淡は、全圧分布を示す。管入口の全圧は、流量平均値および壁面静圧から定められる値（性能試験規格に準拠）の2種類について求め、それぞれの全圧から計算された損失を $P_{LP}$ 、 $P_{LS}$ とした。なお、本解析における管レイノルズ数は $10^6$ 以上となるので、以下に示すNikuradseの管摩擦式<sup>(56)</sup>より求められる損失 $P_{LN}$ との比で管路損失は示した。

$$\text{Nikuradseの管摩擦損失係数 } \lambda = 0.0032 + 0.221 \times R_e^{-0.237}$$

ここで、 $R_e$ は管断面平均流速から求められるレイノルズ数である。真の損失に相当する $P_{LP}$ は、全圧に偏りを持った流れが一様化する過程で生ずる損失であり、今の場合 $P_{LN}$ の4.6倍にも及ぶ。一方、 $P_{LS}$ は $P_{LN}$ の1.5倍となったが、ほぼ同等とみなすならば、 $P_{LS}$ を求める際に使用した出口部の圧力（性能試験規格）は一様流にした後の全圧に対応すると解釈できよう。すなわち、「水車出口流れに全圧の偏りが認められても失われるだけで回収されない」という仮定に基づくとみなされる水車有効落差の測定法（現行の規格）は、吸出し管が放水庭または直管路に接続されている場合に妥当なものであるとあらためて確認できる。なお、超低落差の場合には、上記仮定に基づく誤差を無視し得なくなるであろうから、測定法の再考は必要となろう。

さて、直列水車では上段水車吸出し管出口直後に下段水車が配置されており、管中心部に図3.3で示すトップカバーが位置することになる。図3.15, 16, 17は、乱流解析から求めた下段水車のトップカバー直前とステーベーン直前における、そ

れぞれ全圧，静圧および軸方向速度の半径方向分布を示す。この図より，ケーシング入口の全圧は，旋回流の影響により外周側で高く偏りの大きな分布となっている。また，ステーション入口部でも同様な傾向は見られるものの，全圧の低い領域が小さくなっていることが判る。静圧分布は，両者とも半径方向にほぼ一様な分布となっており，ステーション直前では面積の拡大による静圧上昇が見られる。入口の軸方向速度分布は，ケーシング入口で見られた逆流領域部にトップカバー位置することでステーション直前では見られないことが判る。なお，これらの分布から算出される両断面における水の輸送動力差は，水車入力 $1.0\%$ であった。

したがって，強い旋回流であるにも拘わらず損失が抑制された理由は，下段水車バルブ部のトップカバーが円錐吸出し管出口部の中央域に位置していることで，吸出し管の管軸付近に集積する低エネルギー流体を支えるために消費される主流の運動量が少なくてすんだためと推測される。以上のことから，個別に配置したチューブラ形水車では損失となる吸出し管出口旋回流の全圧の偏りが，連続して水車を直列配置することで上段水車分の回収が可能となり，それによって水車効率が高くなると解釈できる。このため，配管内に複数台の水車を設置し水エネルギーを回収する場合，連続して水車を配置する方法は，分散配置に比べ年間発生電力量を高くすることができる。

### 3. 4 まとめ

直列に配置された水車の性能を実験と解析より追究した結果，以下のことが明らかになった。

- (1) 上段水車に比べ下段水車の効率は高く計測されることを確認した。
- (2) 開発したマイクロチューブラ水車は，水車入口流れの速度分布が大きく変化しても，その影響がランナ入口までおよびにくい形状であることを示した。
- (3) このような水車を2台直列に配置した場合，上段水車の損失となるはずの吸出し管出口における全圧の偏りを下段水車で回収することが可能となる。  
このため，偏りが大きくなる運転領域では下段水車の効率は上段水車より高く現われることを明らかにした。
- (4) 直列水車の効率は，単位回転速度が大きな領域で分散配置より高くなることを示した。

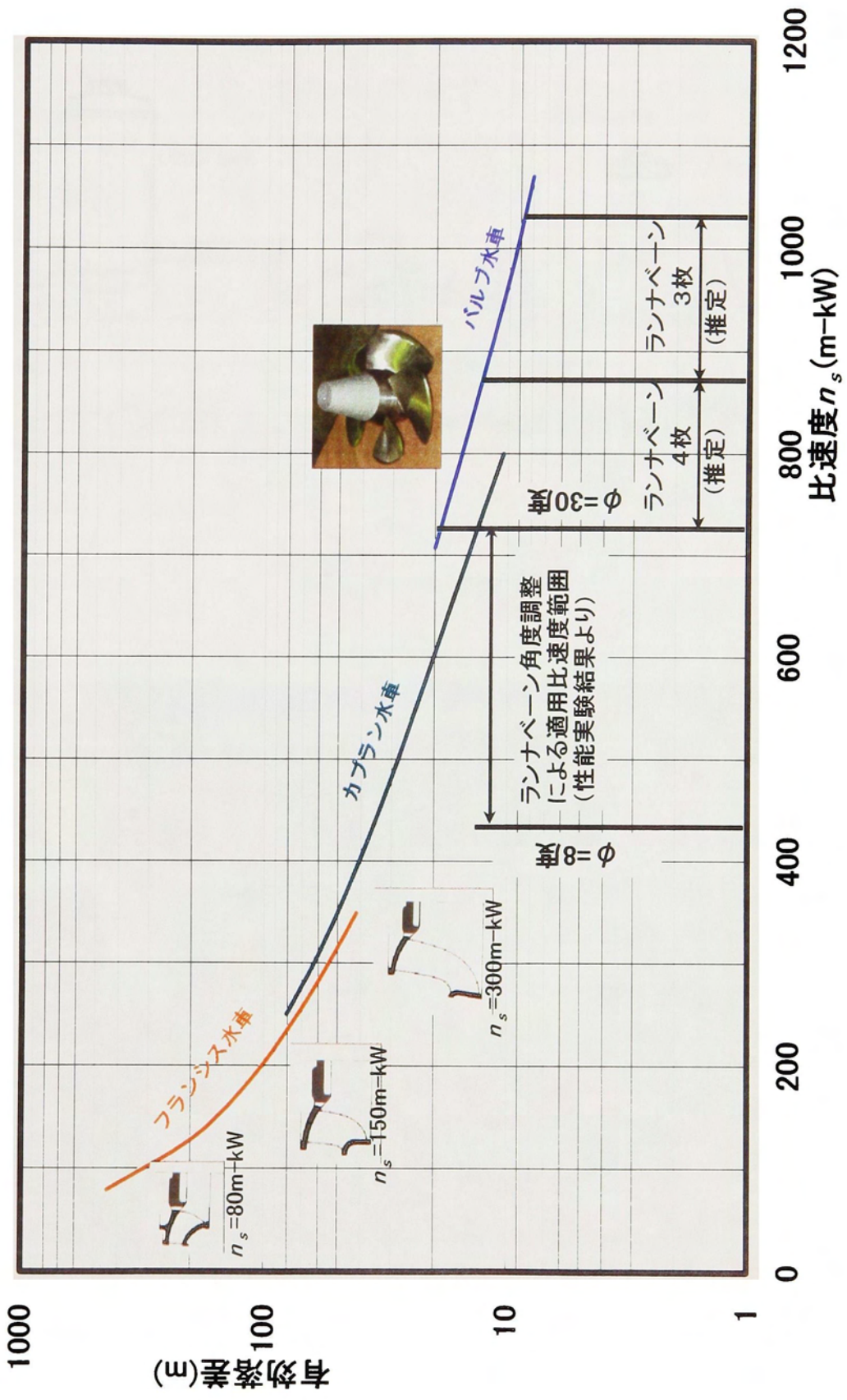


図 3.1 水車型式の選定



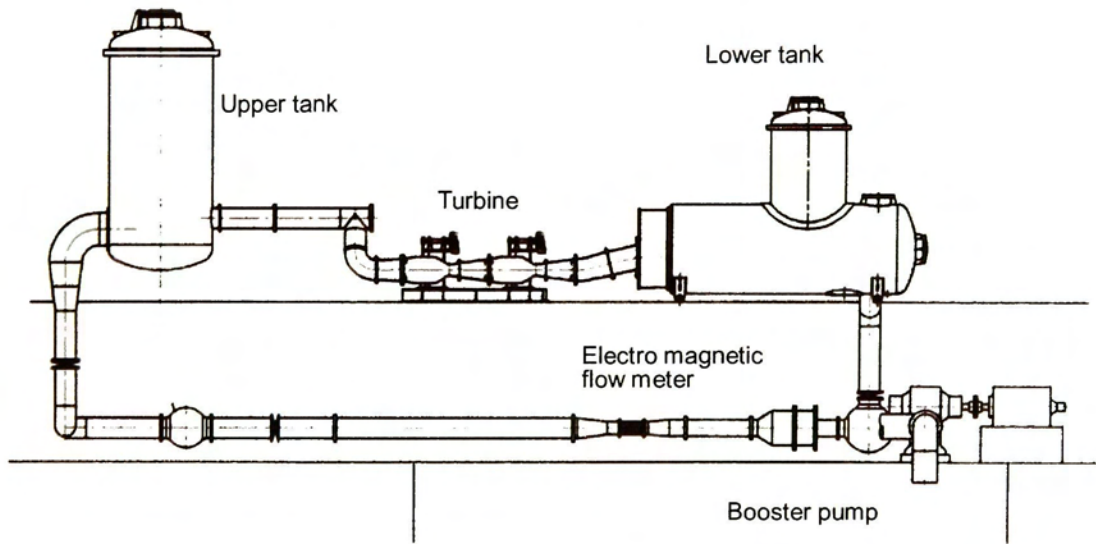


図 3.2 水車配置図



図 3.3 実験中の水車写真

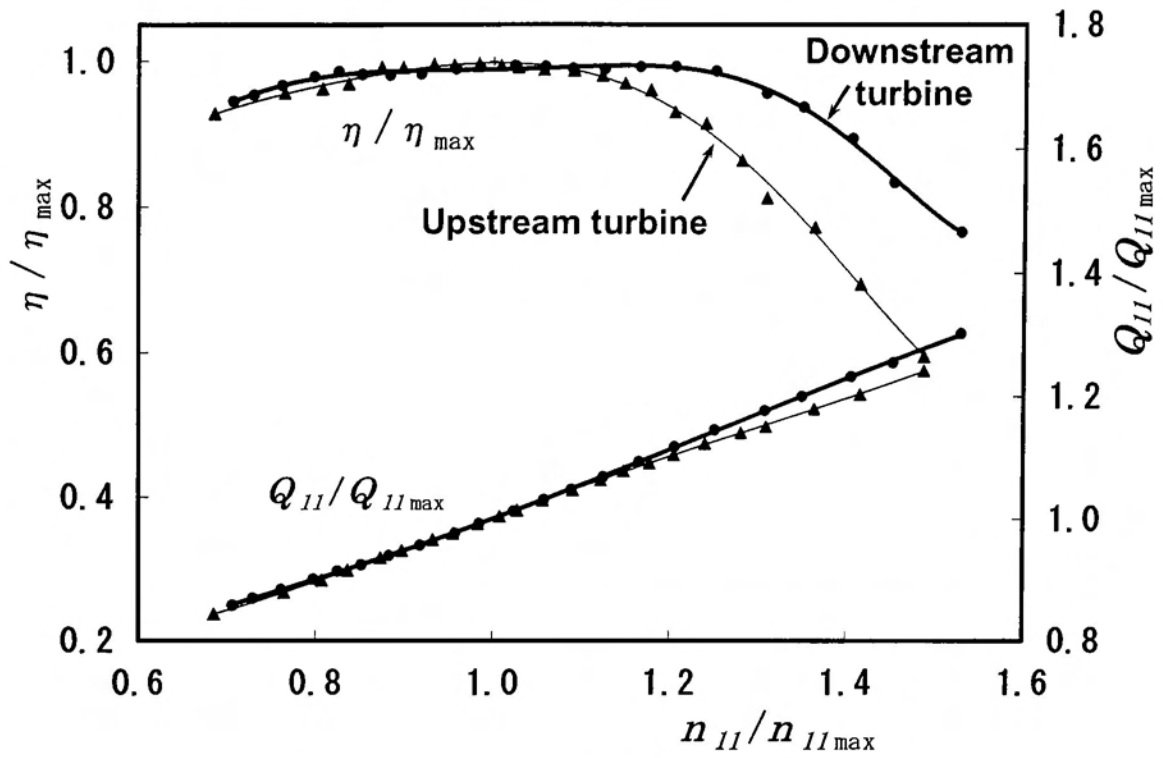


図 3.4 上下段水車の速度特性の比較

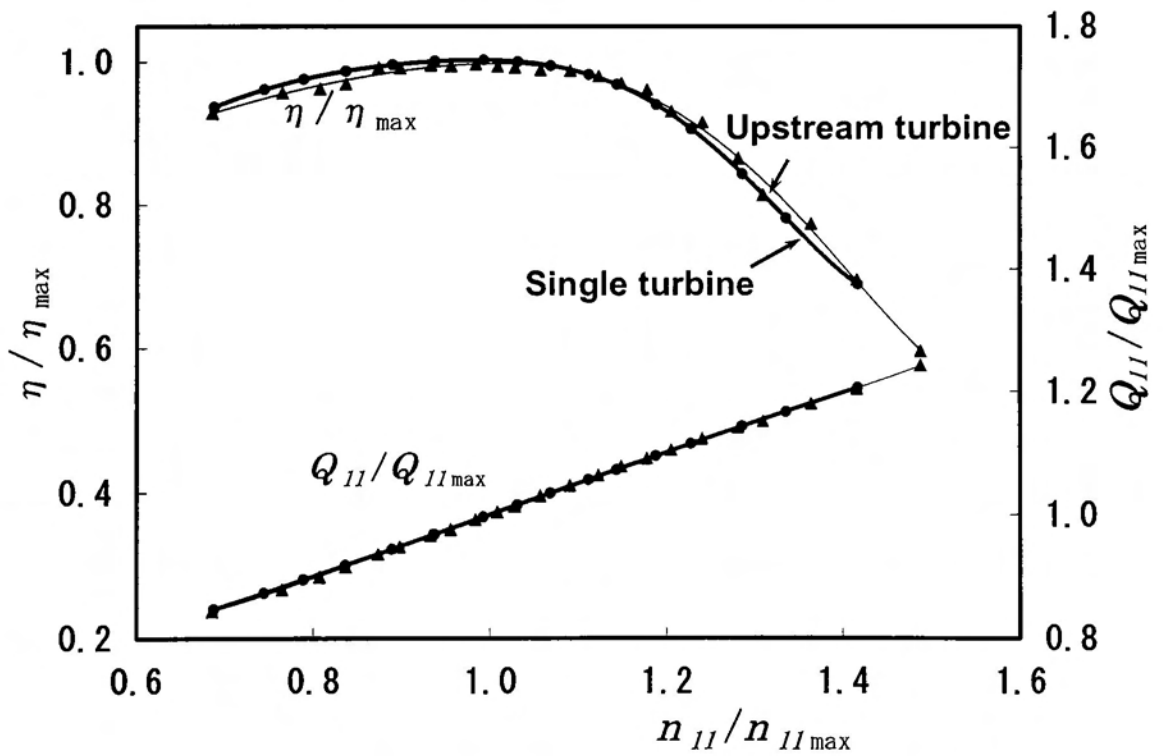


図 3.5 上段水車と下段水車単体の速度特性の比較

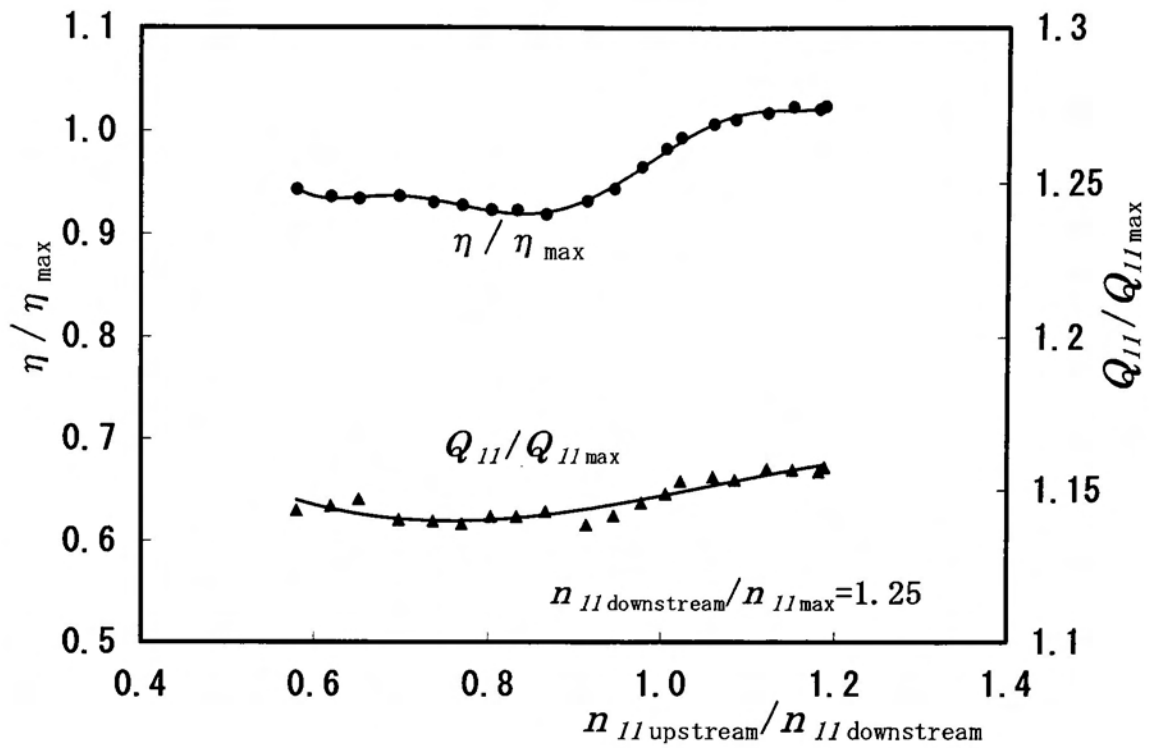


図 3.6 下段水車の特性

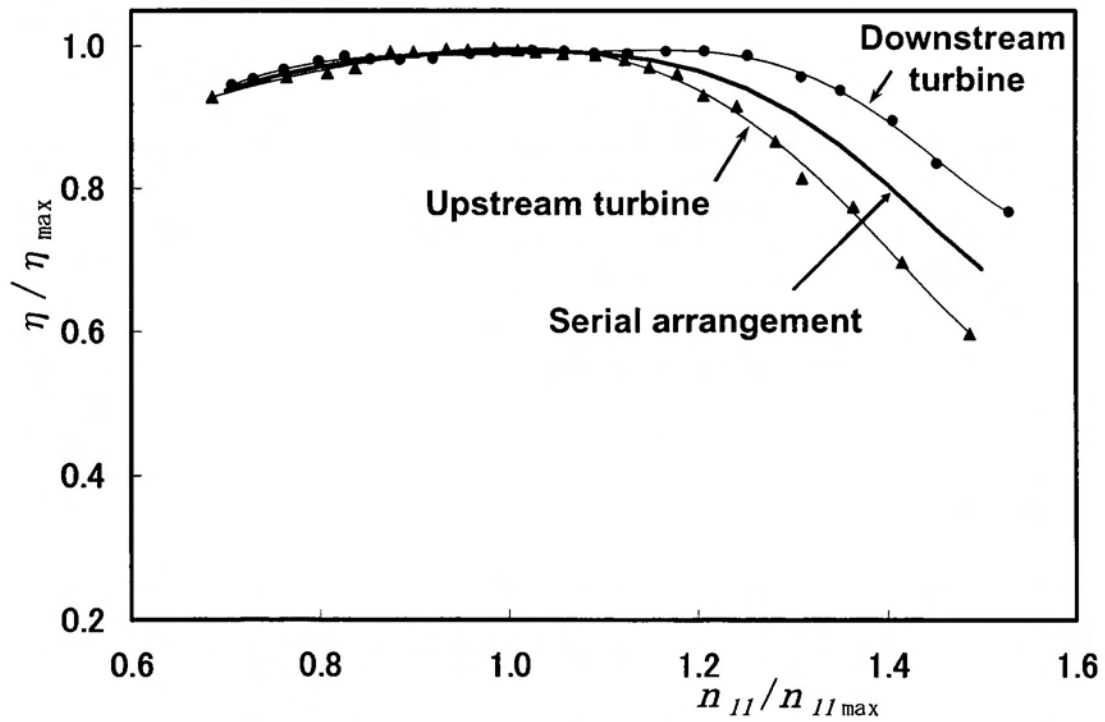
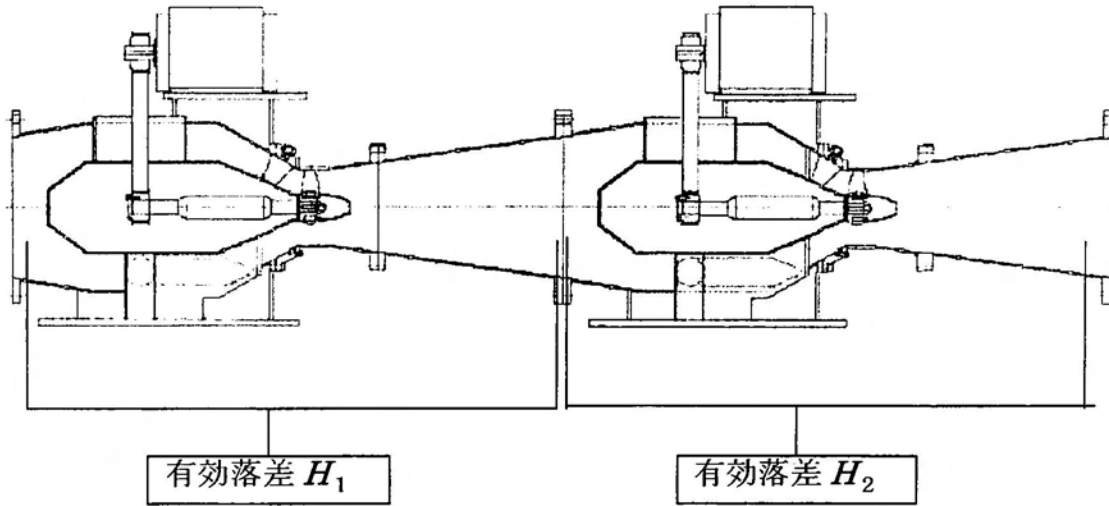


図 3.7 直列水車効率の速度特性



・実験における効率計算式

上段水車 :  $\eta_1 = P_1 / (\rho \cdot g \cdot Q_1 \cdot H_1)$

下段水車 :  $\eta_2 = P_2 / (\rho \cdot g \cdot Q_2 \cdot H_2)$

・直列水車の効率計算式

水車流量 :  $Q = Q_1 = Q_2$

有効落差 :  $H = H_1 + H_2$

水車出力 :  $P = P_1 + P_2$

$$\begin{aligned} \eta &= P / (\rho \cdot g \cdot Q \cdot H) = (P_1 + P_2) / (\rho \cdot g \cdot Q \cdot H) \\ &= \eta_1 \cdot (\rho \cdot g \cdot Q_1 \cdot H_1) / (\rho \cdot g \cdot Q \cdot H) \\ &\quad + \eta_2 \cdot (\rho \cdot g \cdot Q_2 \cdot H_2) / (\rho \cdot g \cdot Q \cdot H) \\ &= \eta_1 \cdot H_1 / H + \eta_2 \cdot H_2 / H \end{aligned}$$

図 3.8 直列水車の水車効率算出

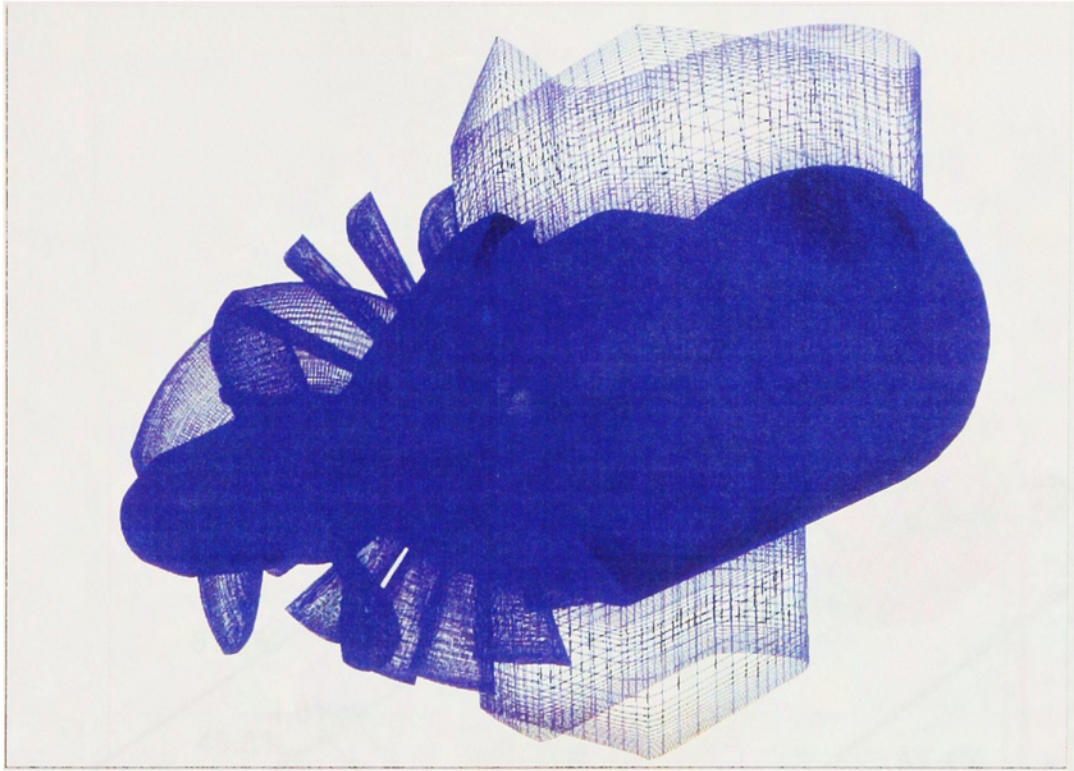


図 3.9 数値計算で用いた計算格子

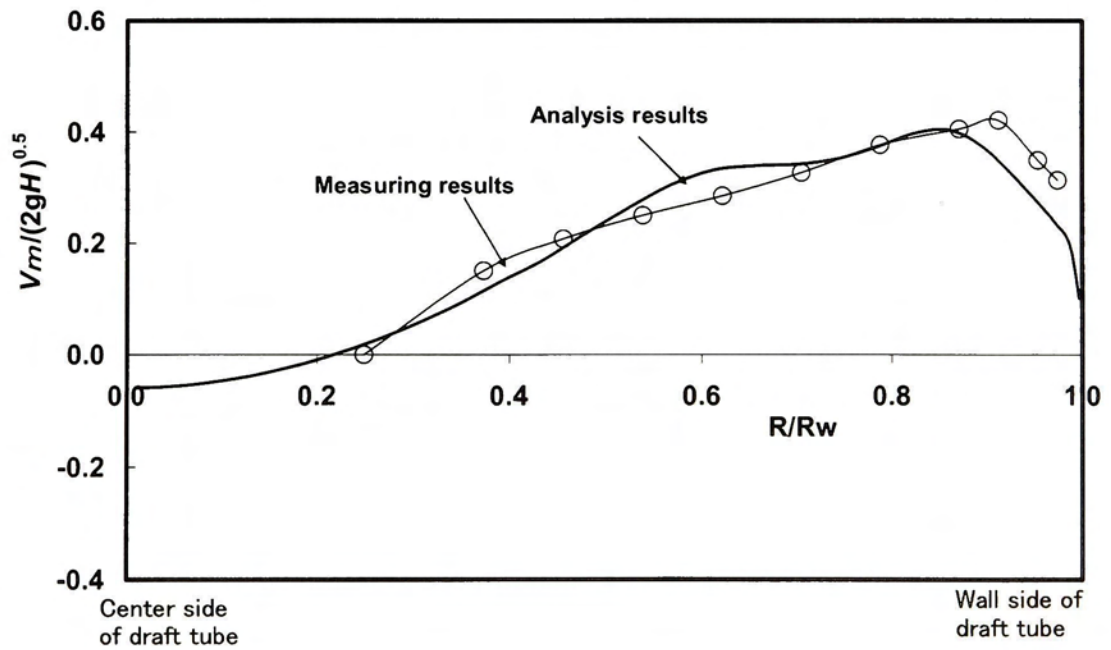


図 3.10 上段水車出口の軸方向速度分布

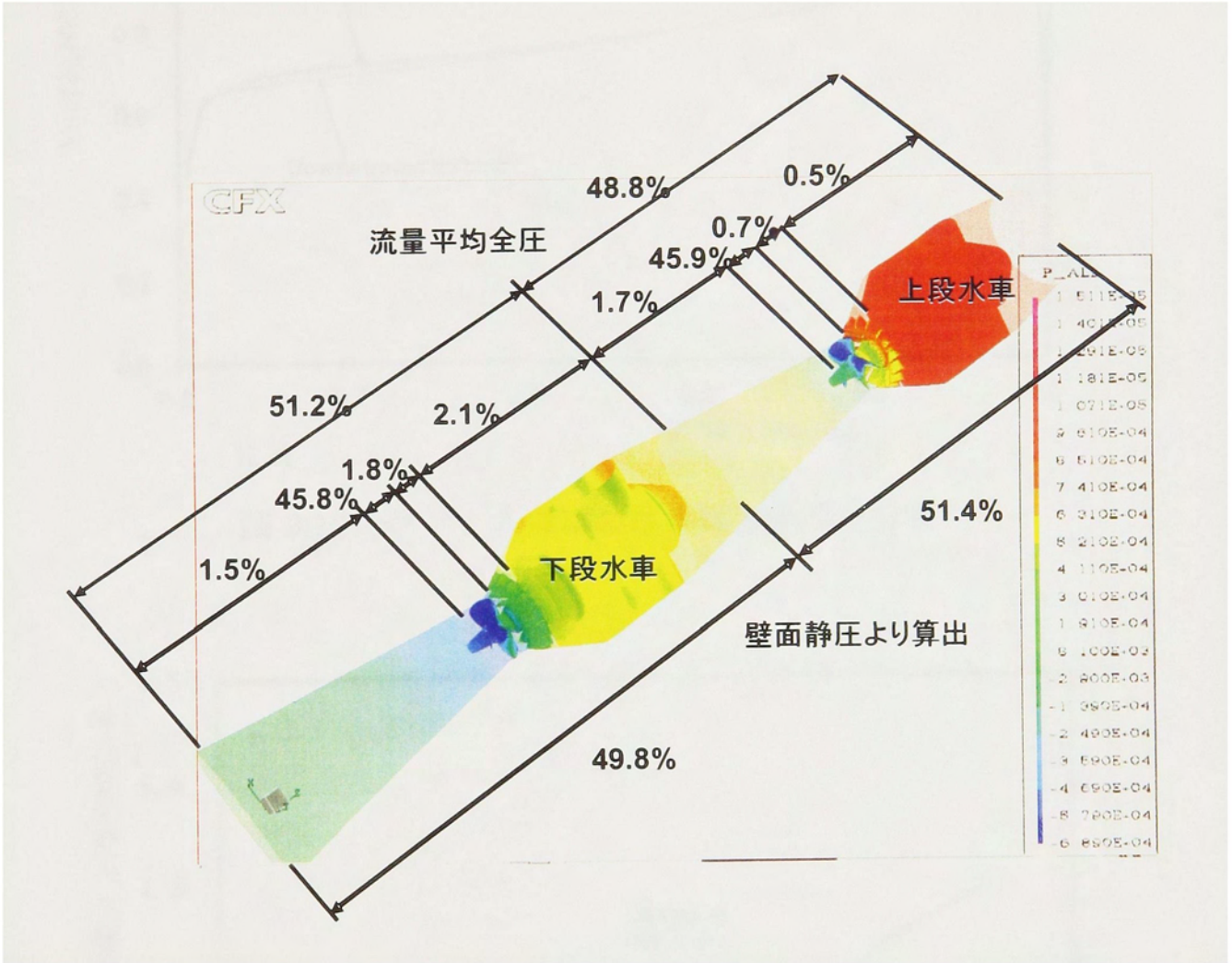


図 3.11 直列配置方式の全圧低下量

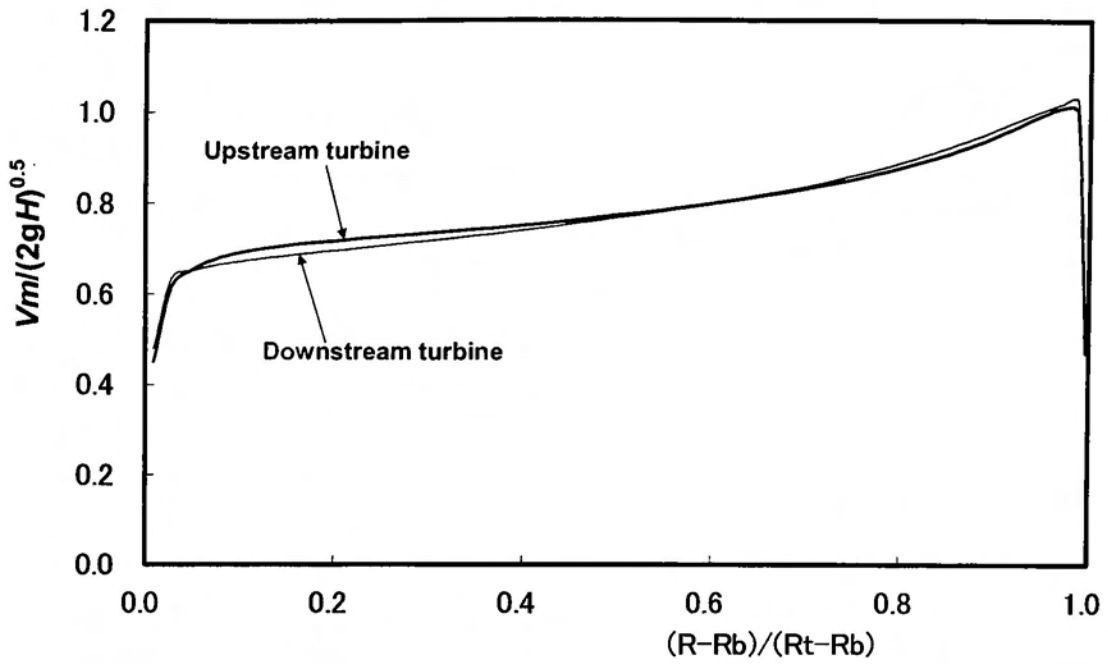


図 3.12 ランナ入口における軸方向速度分布

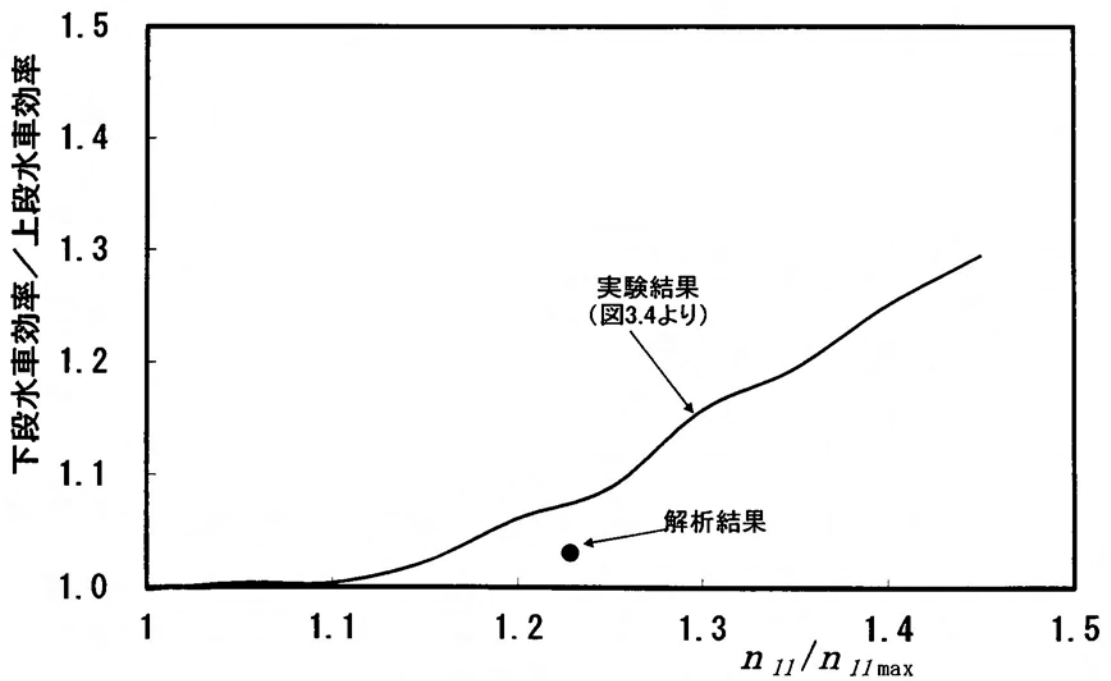


図 3.13 解析結果と実験結果の比較

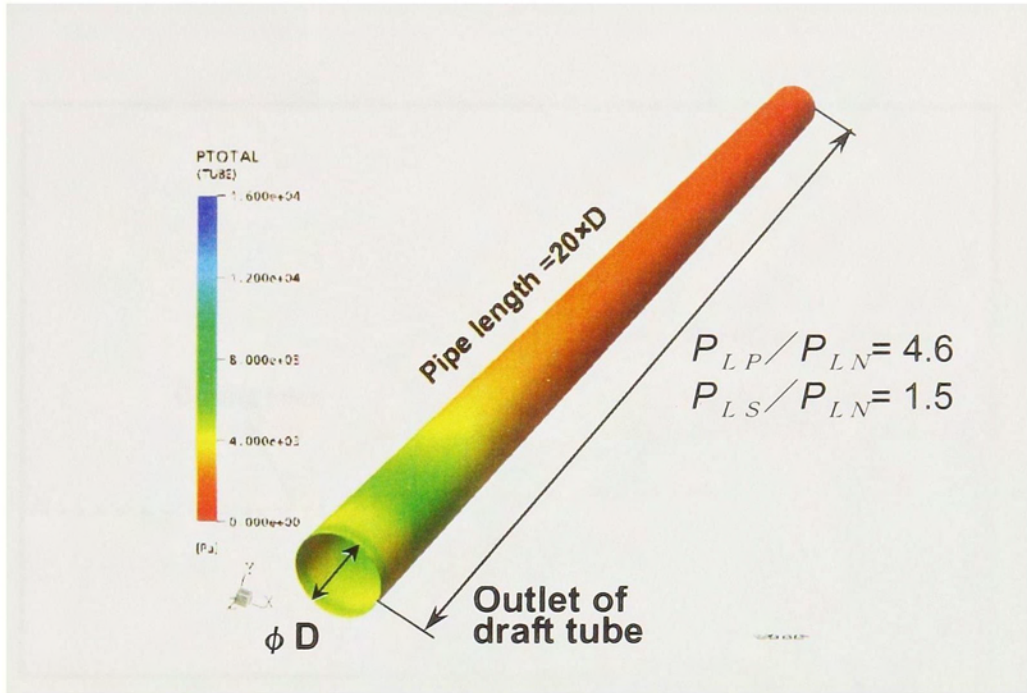


図3.14 吸出し管下流部に設置された直管部の損失

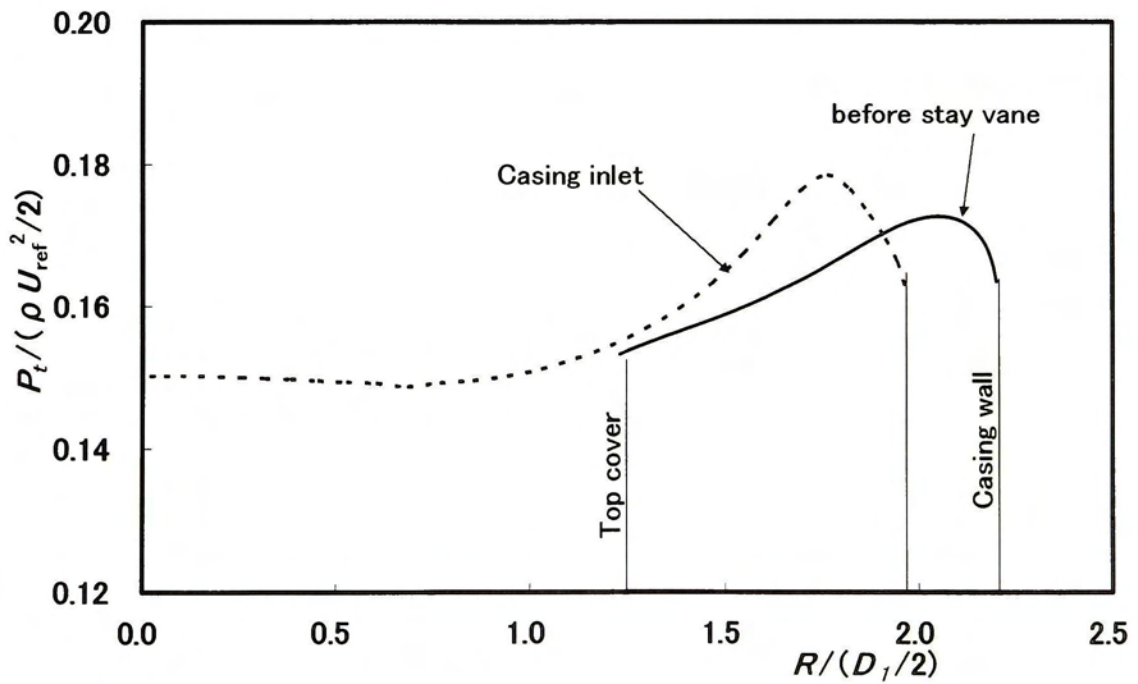


図3.15 ケーシング入口部における全圧分布



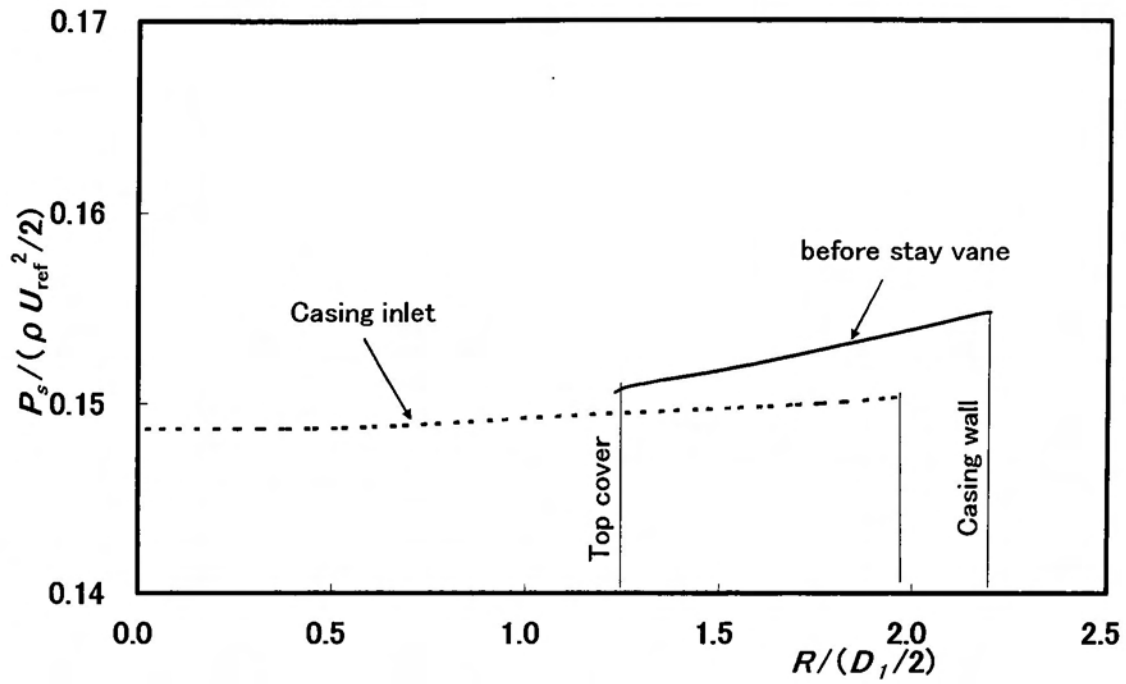


図3.16 ケーシング入口部における静圧分布

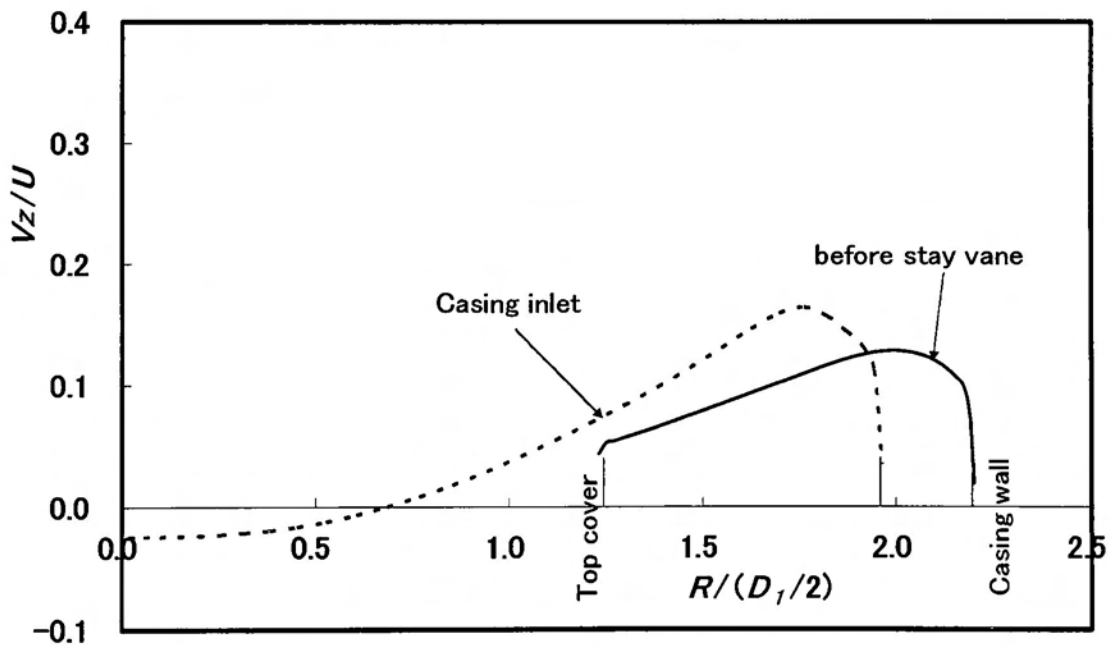


図3.17 ケーシング入口部における軸方向速度分布

## 第4章 変流量・変落差地点への マイクロチューブラ水車の適用

### 4.1 まえがき

未利用水力エネルギーを有する地点の多くは、利用可能な水量が時間や季節などで変化すると考えられる。上水道においては浄水の使用量、河川や下水道では降雨量などにより流量は変化する。この変化が比較的少ない農業用水路においても、図4.1に示すような流況を有している。一方、機器の簡素化などの理由で流量調整機構が省略されたマイクロ水車では、図に示すように年間で350日以上確保できる流量の運転となる。この場合、有効落差12m時の年間発生電力量は726MWhとなり、変流量に対応可能な水車の電力量1070MWhの70%以下となる。また、このような地点は、水量により水位も変化する。このため、年間発生電力量を増加することの出来る変流量・変落差に対応した水車が望まれている。

マイクロチューブラ水車は、ランナもしくはガイドベーンの何れかを可動にすることで、変落差・変流量地点に性能を落とすことなく適用できると考えられる。この場合、水車は、オフカムでの運転となるので、第2章で示した急激な効率低下や水圧変動の増加を伴うことが予想される。しかし、大容量機では、高効率運転（オンカム運転）<sup>(67)(68)</sup>が対象であるので、オフカム運転を広範囲な領域に適用するための報告は見られない。

以上のことより、本章では、年間発生電力量の増加に有効なマイクロチューブラ水車の変落差・変流量地点への適用技術について調べると共に、その実証実験を行った。

## 4. 2 マイクロ水車の特性

本項では、第2章で測定されたマイクロチューブラ水車の特性より、変流量と変落差運転時の効率特性と、吸出し管内で発生する水圧変動も含めた運転特性を明らかにする。

### 4. 2. 1 変流量地点への適用

図4.2は、ランナベーンもしくはガイドベーンの片方を固定した供試水車の変流量特性を示す。図中の単位水車流量および水車効率は、オンカム点の各値で無次元化している。本図によれば、ランナベーン可動とオンカムの効率差は小さいものの、ガイドベーン可動の場合の効率は低流量域で急激に低下している。石井<sup>(44)</sup>は、ガイドベーンを可動させた状態では、強い周方向速度を持つ流れがランナに流入するので衝突損失と廃棄損失が増加すると述べている。衝突損失は、効率低下の少ないランナベーン可動においても増加するはずであるから、廃棄損失の増加が効率の低下に強く影響していると考えられる。

図4.3は、ランナ外径の周速と断面平均流速から求められる流出角を単位水車流量との関係で示す。本図より、ガイドベーン可動の低流量域は、流出角がオンカムに比べ小さく、ランナ出口の旋回速度が強くなることを改めて認識できる。また、第3章で示したようにこの旋回エネルギーは、吸出し管部あるいは下流の直管部においてもほとんど回収されない。このため、水車効率は、ランナ出口の旋回エネルギーが増加することで低下したものと考えられる。一方、ランナベーン可動の水車効率は、大流量域ではガイドベーン可動と同様に流出角が小さくなるので急激に低下するものの、流出角の大きい低流量域で低下しないことが確認された。

さて、上記のようなオフカム状態は、吸出し管入口の旋回速度が大きくなるので、水圧変動が大きくなると考えられる。マイクロ水車の吸出し管は、円錐形状をしているのでフランシス水車のような1次元圧力変動は起こらない<sup>(69)</sup>ものの、ら旋

渦芯のふれまわりによる水圧変動が発生する<sup>(70)</sup>。大容量機では、ランナベーンとガイドベーンが最適な状態で運転されるので、オフカムにおける水圧変動の報告は無拘束速度などの特殊な運転状態<sup>(71)(72)</sup>に対するものに限られる。このため、定常運転時のオフカムにおける水圧変動実験を行い、水圧変動特性を明らかにした。

図4.4は、単位回転速度が一定の状態における水圧変動特性を示したものである。横軸は、無次元化された単位水車流量を示す。縦軸は、水圧変動を有効落差で無次元化して示す。試験は、4種類のランナベーン角度について行った。本図より、水圧変動は、オンカムより $\Delta\gamma$ を閉じた領域で大きくなることが判る。この領域は、吸出し管内に強い旋回速度が流入することで、管中心部にランナ回転と同じ方向の渦が発達<sup>(67)</sup>した状態と考えられる。このような、水圧変動は、図中に示したオンカムの $\Delta\gamma$ に対し80%開度以下で急激に大きくなる傾向がある。一方、オンカム点よりガイドベーン開度を開くと、正方向の渦が次第に弱くなり回転と逆方向の渦が発生するようになるが、水圧変動の急激な増加は見られなかった。このような運転は、フランス水車の大流量域と同様に、発生した渦がら旋渦とはならずほぼ真っ直ぐに発達する<sup>(73)</sup>ので、水圧変動の増加が現れなかったものと考えられる。

以上のことより、ランナベーンを可動にしたマイクロチューブラ水車は、効率の急激な低下や水圧変動の増加を伴わずに、広い流量範囲で運転が行えるものと考えられる。

#### 4. 2. 2 変落差地点への適用

図4.5は、ランナベーンもしくはガイドベーンの角度調整により実流量 $Q$ を一定に保った状態での変落差特性を示す。図中の単位回転速度、単位水車流量および水車効率、オンカム点における各値で無次元化している。本図によれば、ガイドベーン可動における水車効率はオンカムとの差が少ないものの、ランナベーン可動の水車効率はオンカム点より有効落差の低い状態である $n_{II}$ の高い領域で低下していることが判る。この効率低下は、流出角の影響と考えられるので、図4.3と同様に単位回転速度でランナからの流出角を整理した。その結果が、図4.6である。なお、流出角は、相対速度の流出角が $\phi$ と等しいとして求めているので、実流量一定の条件では $\phi$ の関数となる。このため、ガイドベーン可動の流出角は、 $n_{II}$ によらず一定となる。本図より、ランナベーン可動の流出角は、 $n_{II}$ の大きい領域でオンカムに比べ小さくなることが判る。このような運転状態は、低流量域のガイドベーン可動におけるベーンの組合せと同様になるので、ランナ出口の旋回エネルギーが大きくなることで急激に効率が低下したものと考えられる。

以上のことより、流量一定の変落差地点に適用するマイクロチューブラ水車は、ガイドベーン可動方式が適していると考えられる。

#### 4. 2. 3 変流量・変落差地点への適用

マイクロチューブラ水車は、流出角がオンカムより大きくなるベーンの組合せにするならば、変流量あるいは変落差地点に関わらず性能を落とさずに適用できることを明らかにした。さらに、流量あるいは落差の変化する地点に対し、前者ではランナベーン、後者はガイドベーンによる制御方法が適していることを示した。以下では、変流量・変落差を特徴とする多くのマイクロ水力開発地点への適用について明らかにする。

前項までの検討により、変流量・変落差地点においても、流出角がオンカムよ

り大きくなるベーンの組合せは、水車効率の低下や水圧変動の増加を伴わないものと推測される。この場合、ガイドベーン可動方式では $\phi$ を運転最低流量におけるオンカム開度で固定することになるので、適用可能な流量範囲が狭くなる。一方、ランナベーン可動の場合には、 $\Delta\gamma$ を仕様範囲内で開度最大の最低落差における最大流量時のオンカム開度で固定することになるであろうから、さらに $\Delta\gamma$ を開いた状態の変落差特性について調べた。図 4.7 は、基準落差の 70% 落差 ( $n_{11}/n_{11on-cam}=1.2$ ) におけるオンカム開度で $\Delta\gamma$ を固定したランナベーン可動方式の変落差特性を示す。なお、 $\Delta\gamma$ は、オンカム点に対し 13%開いている。本図より、低落差のオンカムで $\Delta\gamma$ を固定した水車効率は、基準落差以下においても急激に低下しないことが判る。

以上の結果より、変流量・変落差地点に適用するマイクロチューブラ水車は、ランナベーン可動方式を採用するならば、効率の急激な低下や水圧変動の増加を伴わない運転特性を実現できることが明らかになった。

#### 4. 3 広帯域マイクロチューブラ水車の実用化

一般水力で利用されるチューブラ形水車では、ランナベーンを可動とする水車のランナ径は、操作機構を組み込む必要から 1000mm程度が最も小さいようである。このため、本項では、マイクロチューブラ水車のランナ径 290, 500, 760mm に適した簡易なランナベーン可動機構を開発し、実物水車による実証試験を行うこととした。

##### 4. 3. 1 ランナベーン可動機構

マイクロ水車が適用される地点は、農業用水路や上水道など水質保全が特に重要となることが多い。このため、可動方式は、潤滑油を必要としない電動操作方式が望まれる。図 4.8 は、S 型チューブラ水車の電動操作機構を示す。ランナベーンリンクを動かす操作ロッドは、水車軸内を通してステーベーン上流まで導かれ、アームを介して水車外部に設置された電動サーボモータと接続されている。アームからの力は、弧を描いて操作ロッドに伝えられるため、軸受として自動調心コロ軸受が採用されている。この機構をマイクロ水車へ適用するには、軸受の潤滑に使用される油と設置スペースが問題となる。また、構造を簡略化することによる機器費用の低減が必要となる。

以上のことから、図 4.9 に示すよう新たな操作機構の開発を行った。この操作方式は、ギヤードモータの回転をタイミングベルトにより操作機構へ伝動し、操作ロッドを動かす。これにより、圧油ポンプなどの補機の省略と可動機構の設置スペースの縮小化をはかり得るので、この機構をランナベーン固定式と同じハブ内に装着できる。

#### 4. 3. 2 可動機構の検証

開発したランナベーン可動方式の実用化に関わる検証を行うため、ランナベーン可動機構を有する M 型水車を製作し実証試験を行った。実証試験を行った地点の仕様は以下の通りである。

有効落差 : 4.2m～5.05m  
水車流量 :  $0.32\text{m}^3/\text{s} \sim 0.93\text{m}^3/\text{s}$   
発電機出力 : 37 kW  
設置場所 : 屋外

図 4.10 は、製作したマイクロチューブラ水車 M 型（ランナベーン可動式）の写真を示す。この写真から判るように、設置場所は、天井などの無い屋外である。運転開始後、約 1 年経過し運転時間は約 2000 時間と想定されるが、一度のトラブルも無く順調に稼働している。また、2004 年 6 月群馬県 狩宿発電所（M 型ランナベーン可動式、61 kW）が運転を開始し、2004 年 8 月時点で順調に稼働しているから、機器の信頼性は確認されたものと判断できる。

また、第 2 章で開発されたマイクロチューブラ水車に可動機構を設けることによる機器価格の上昇は、約 20%に抑えられている。これは、4.1 項の農業用水路地点における固定式と可動式との年間発生電力量の差 344MWh から得られる収入の約 1 年分と考えられる。





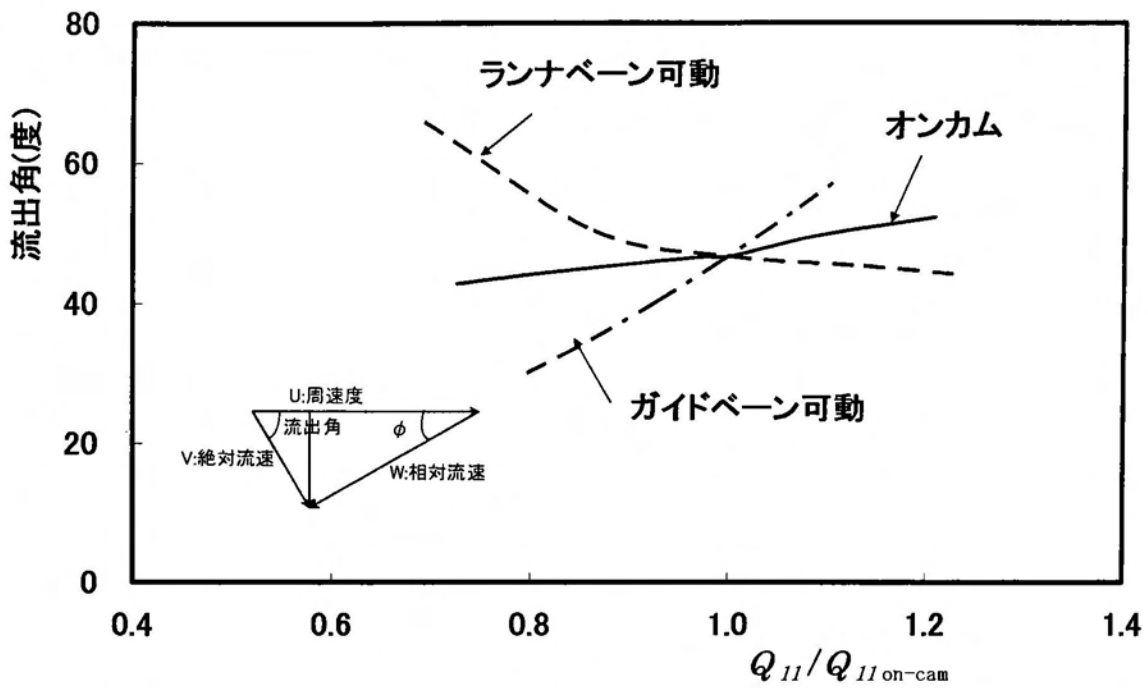


図 4.3 変流量運転時における流出角の比較

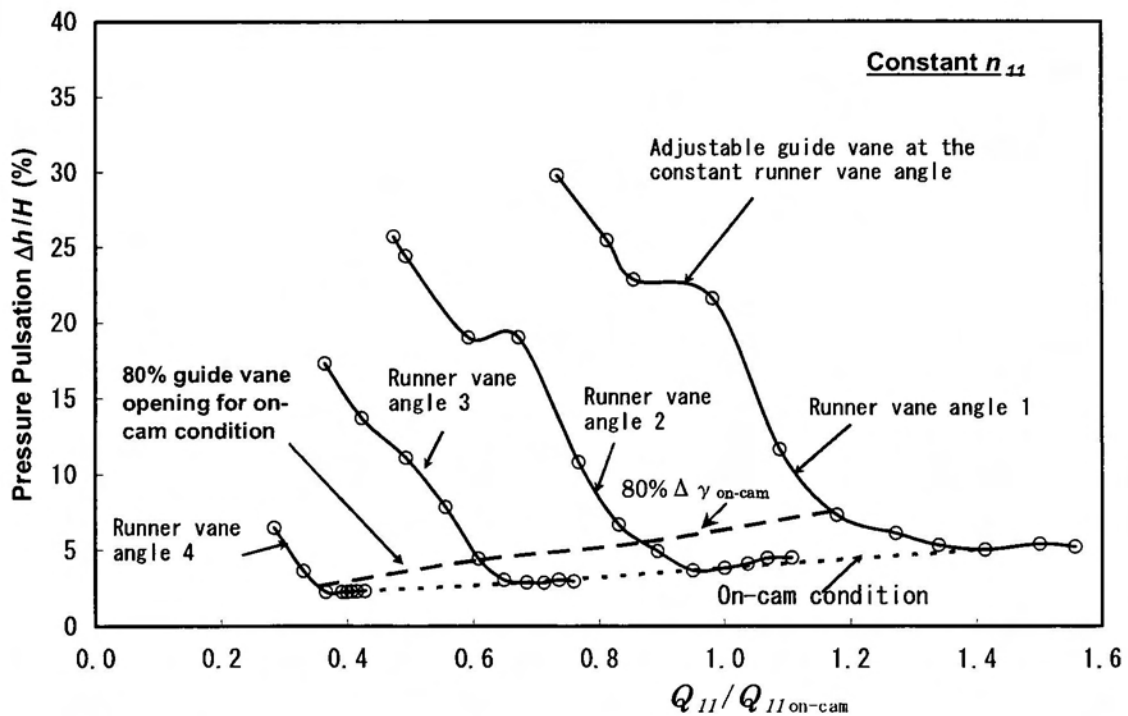


図 4.4 水圧脈動特性

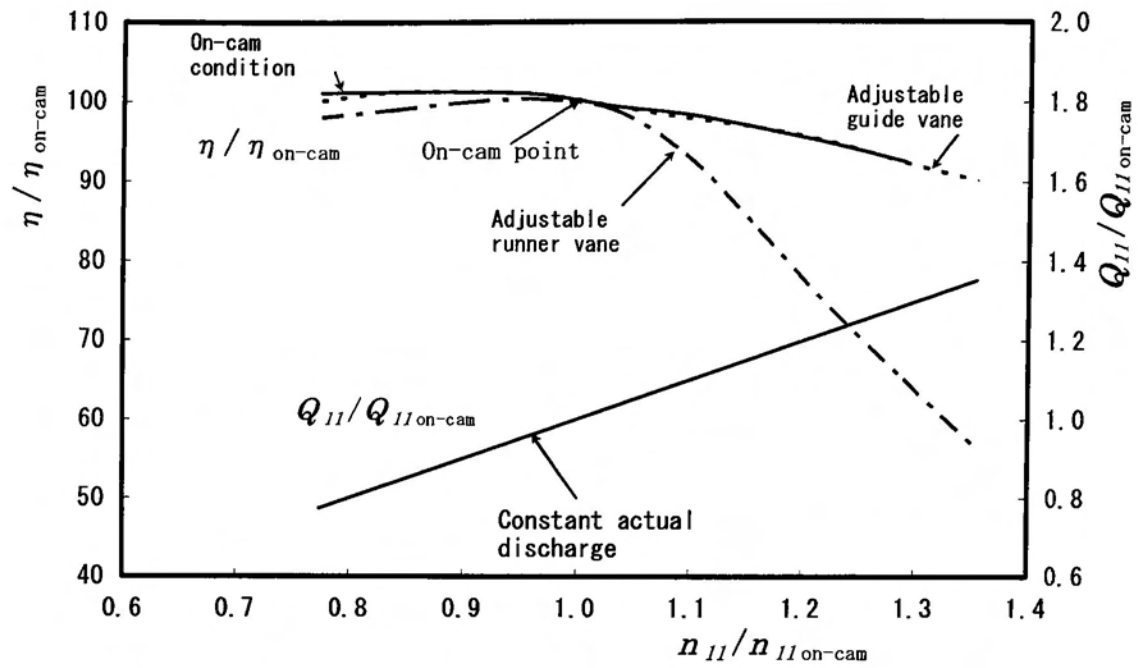


図 4.5 変落差特性

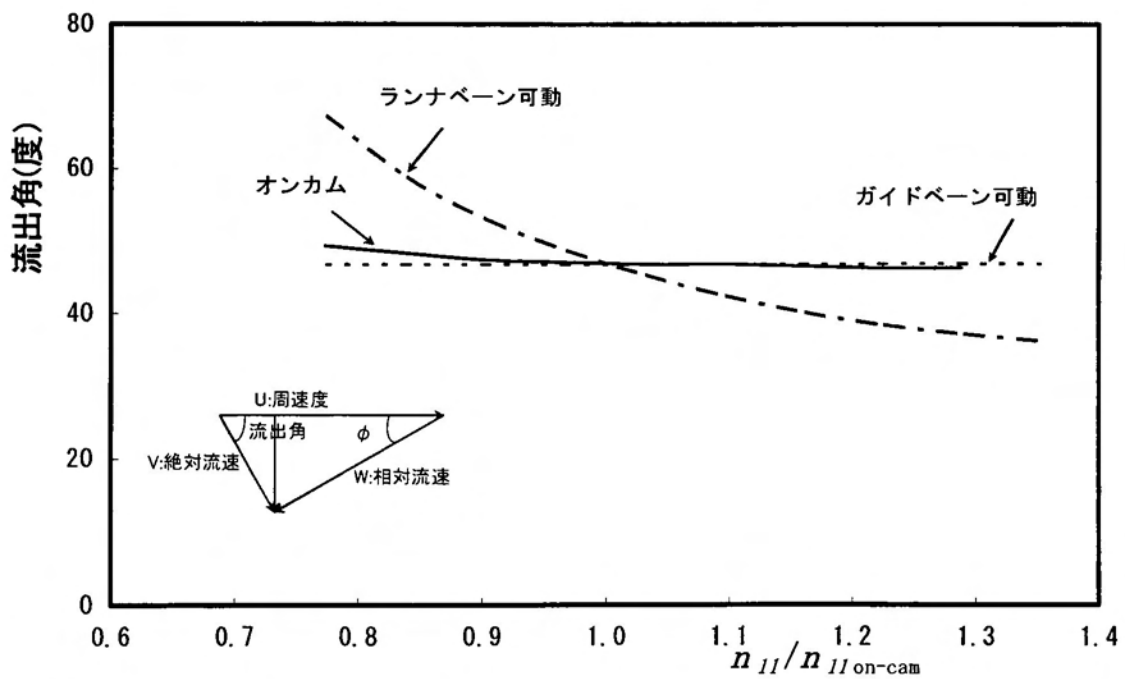


図 4.6 変落差運転時における流出角の比較

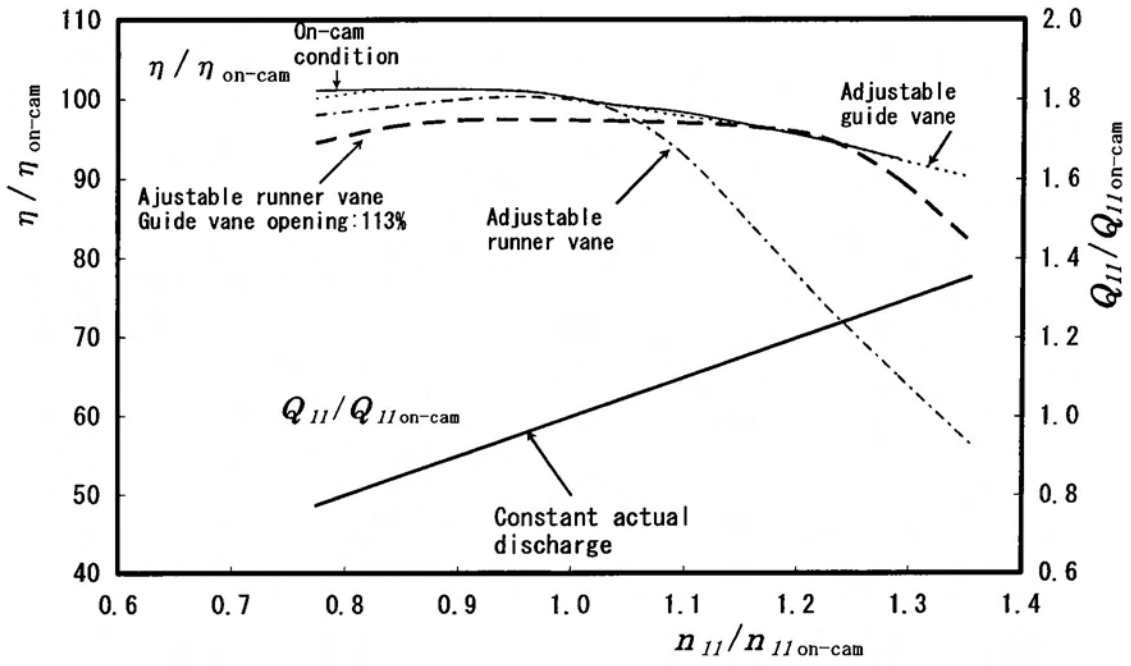


図 4.7 ランナベーン可動時の変落差特性

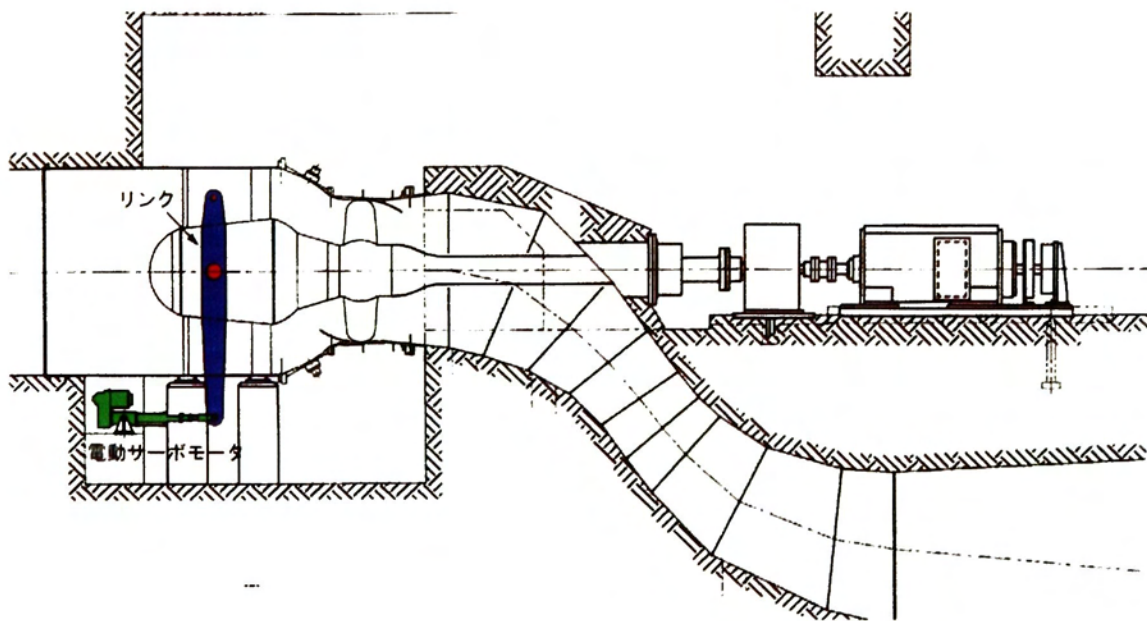


図 4.8 ランナベーン操作機構 (S型チューブラ水車)

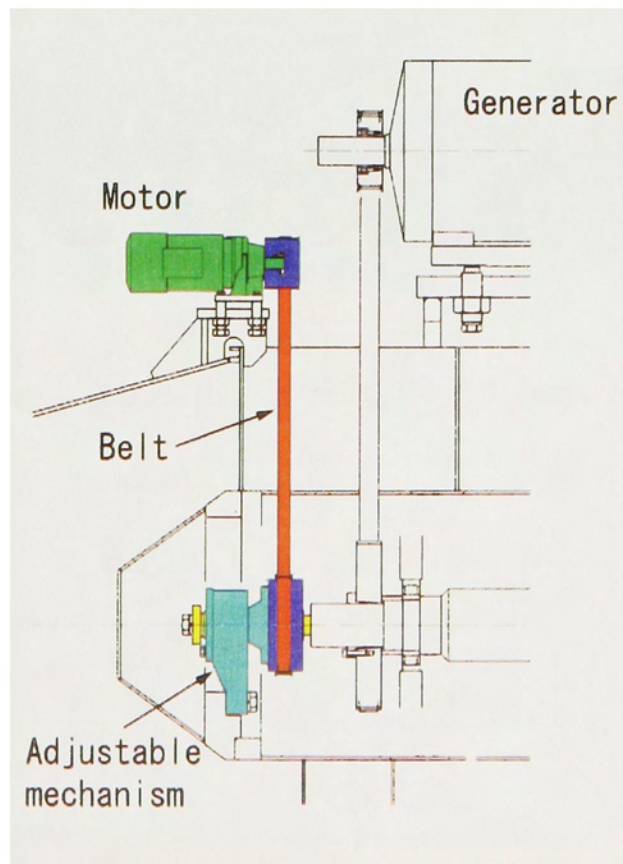


図 4.9 マイクロチューブラ水車ランナベーン操作機構

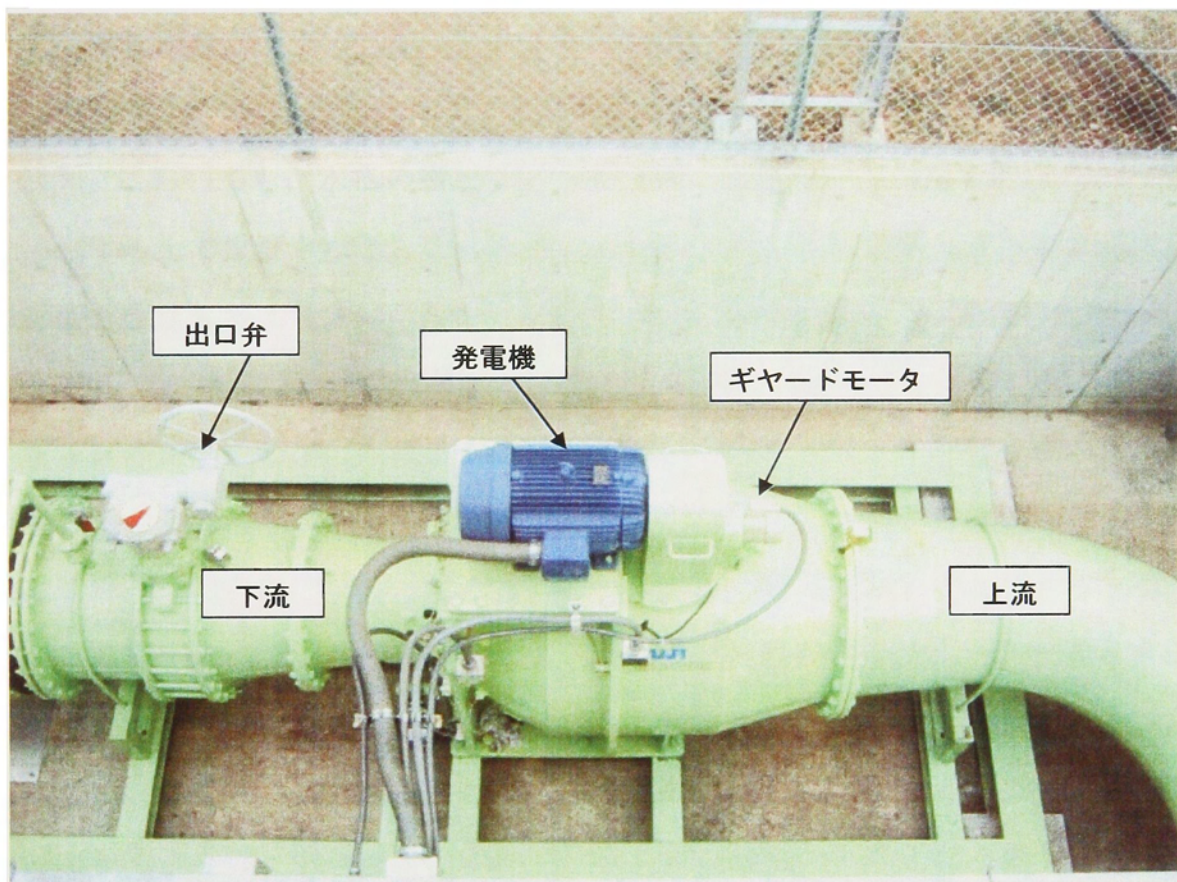


図 4.10 マイクロチューブラ水車ランナベーン操作機構

## 第5章 $H < H_s$ 地点への

### マイクロチューブラ水車の適用

#### 5.1 まえがき

一般水力においても、水車の吸出し高さの改善は、地点の掘削量を削減しかつ環境を保全する上で重要となる。このため、キャビテーションの発生状態や水車効率への影響を数値解析より求め、設計に活用する手法が開発されつつある<sup>(74)</sup>。藤井ら<sup>(75)</sup>は、バルブ水車の開発に流れ解析を活用した事例について紹介しており、キャビテーションモデルを使用した気液二相流解析は、キャビテーションの発達に伴う水車性能の低下現象などが良好に予測できると述べている。このような解析ツールの進歩により、水車のキャビテーション性能は、今後も改善されるものと考えられる。

上述の大容量機で開発された技術をマイクロ水車へ適用する際に、マイクロ水車特有の要求を考慮する必要があるだろう。発生電力量の少ないマイクロ水車の経済性は、設置点により吸出し高さを水車効率よりも優先させることで向上する。大容量機のチューブラ形水車は、効率の最も高いオンカムでの運転が前提となるので、キャビテーション特性に対する実験や解析も、オンカム運転に対して行われる。しかし、水車効率よりキャビテーション特性を優先させるとの前提においては、オンカム状態よりキャビテーション特性の優れたベーンの組合せ（オフカム）が存在すると考えられる。

したがって、本章では、オフカム選手に対するキャビテーション実験を行い、キャビテーション特性の優れたベーンの組合せについて明らかにすると共に、砂防ダム地点などへの設置を容易とする有効落差 $H$ より高い吸出し高さ $H_s$ への適用について追究した。

## 5. 2 オフカム・キャビテーション実験

### 5. 2. 1 実験装置および測定方法

図5.1に示すような上水位より高い位置に水車を設置する可能性を検討するため、供試水車においてキャビテーション実験を行った。キャビテーション実験装置は、第2章で示した単段水車を利用し、実験設備や測定装置などを変更することなく行った。

オフカムにおけるキャビテーション実験は、単位回転速度および単位水車流量がそれぞれ最高効率点の1.27倍 ( $n_{11}/n_{11opt}=1.27$ ) , 1.28倍 ( $Q_{11}/Q_{11opt}=1.28$ ) のオンカム点に対し、単位回転速度あるいはランナベーン角度の何れかを変化させることで行っている。

### 5. 2. 2 実験結果および考察

図5.2は、オフカム運転時の臨界キャビテーション  $\sigma_c^{(50)}$  の測定結果を図2.20に追記して示す。オンカムにおける  $\sigma_c$  特性は、単位回転速度が高くなるにしたがい相対流速の増加により  $\sigma_c$  が大きくなる傾向を有する。オフカムでの  $\sigma_c$  特性は、 $\phi$  および  $\Delta\gamma$  を固定し単位回転速度を変化させた場合と、 $\Delta\gamma$  および単位回転速度を固定し  $\phi$  を変化させた場合について調べた。オフカムにおける  $\sigma_c$  特性には、 $Q_{11}$  に対する変化が前者の場合にオンカムに比べ大きいという特徴が見られた。

Keckら<sup>(49)</sup>は、水車効率の低下し始める  $\sigma_c$  はボス側で発生するキャビテーションによる影響が大きいと述べている。その知見に基づいて、ランナボス側の入射角でオフカム時の  $\sigma_c$  特性を整理した。その結果が図5.3である。横軸の  $\Delta\alpha$  は、断面平均流速から求められるオンカムとオフカムの入射角の差であり、マイナス (-) 値がオンカムより  $\Delta\gamma$  が開いた状態に対応する。また、縦軸の  $\Delta\sigma_c$  は、オンカムとオフカムの  $\sigma_c$  の差である。本図によれば、流れが負圧面側から流入する状態に相当す



る $\Delta\alpha$ がマイナス（-）の領域で $\sigma_c$ は改善している。今の場合、オンカムより入射角を-6度つけて相対流れを周方向に傾けるならばランナボス部に発生するキャビテーションを抑制でき、 $\sigma_c$ で0.1程度改善し得ることが判る。入射角をさらにつけて流れを傾けた状態では、チップ側圧力面での発達したキャビテーションが推測されるので、 $\sigma_c$ の大きな改善は難しくなるものと思われる。

図5.4は、上記のオフカムにおける水車効率の低下を $\Delta\alpha$ との関係で示したものである。 $\Delta\alpha$ がプラス（+）の範囲では、翼負圧面での剥離およびランナ出口での旋回成分の増加により、急激に水車効率が低下するという結果となった。一方、 $\Delta\alpha$ のマイナス（-）側は、急激な効率低下が見られず、 $\sigma_c$ が0.1程度改善される $\Delta\alpha = -6$ 度において2%の効率低下が見積もられた。

チューブラ水車をマイクロ水車に利用する場合、変流量への対応としてランナベーンもしくはガイドベーンのいずれかを可動にする方法が取られるが、第4章においてランナベーン可動式の変流量特性が優れていることを明らかにし、その実用化について報告した。部分負荷運転時における $\Delta\alpha$ は、ランナベーンもしくはガイドベーン可動において、それぞれマイナス（-）およびプラス（+）側になる。したがって、ランナベーン可動による流量調整は、水車効率およびキャビテーション特性の両面でガイドベーン可動方式に比べ優れていると言える。

### 5. 3 水車設置位置に関する考察

J. Guthrie Brown<sup>(31)</sup>は、ランナ出口の速度三角形が比速度によらず相似と仮定し、またランナ部の圧力低下を実験的に求めることで、プロペラ形水車の許容可能キャビテーション係数を下式で表している。

$$\sigma = 5.95 \times 10^{-5} \times n_s^{4/3} + 1.71 \times 10^{-7} \times n_s^{7/3} \quad (5.1)$$

ここで、 $\sigma$ ：許容可能なキャビテーション係数、 $n_s$ ：水車比速度（m-kW 基準）である。

図 5.5 は、マイクロ水車と型式の等しいバルブ水車が納められている発電所のプラントキャビテーション係数を比速度との関係でまとめたものである。同図中に上式から求められるキャビテーション係数を実線で示す。この比較図から、Brown の式はチューブラ水車のプラントキャビテーション係数を推定する際に有用であると判断されよう。したがって、マイクロ水車ランナ径の代表値として 500mm を選び、図 5.1 で示したように上水面より高い位置に水車を設置するとして、その許容範囲を Brown の式から求めた。具体的には、Brown の式から求められるキャビテーション係数をもとに落差ごとの吸出し高さを算出し、落差 = (吸出し高さ - 1m) となる流量と落差の関係を調べた。その結果を図 5.6 に示す。なお、吸出し高さから引かれている 1 m は、上流側水面より高い位置に水車を設置するのに必要と思われる標高差に相当する。この結果によれば、落差 5 m (吸出し高さ  $H_s = 6\text{m}$ ) の地点ではマイクロ水車流量が  $0.74\text{m}^3/\text{s}$  以下の地点において上流側水面より 1 m だけ高い位置に水車を設置することが可能であると言える。

図 5.7 に示すように、形状変更を伴わないランナベーンとガイドベーン角度の組合せの変更により、キャビテーション特性が供試チューブラ形水車では 0.1 程度改善されることが確認された。この改善を考慮した場合の流量と落差の関係を図 5.7 に示す。本図より、キャビテーション性能を重視したベーンの組合せを採用することで、運転可能な流量は、落差 5m において  $0.74\text{m}^3/\text{s}$  から  $0.83\text{m}^3/\text{s}$  と、12% 増加させることが可能となる。このようにオフカム運転することで、オンカムからの

効率低下 2%を考慮しても、水車出力を約 8%（水車効率を 80%と仮定）増加させることが可能になる。

ところで、キャビテーションは、水車効率に影響を与えると共に、ランナを壊食することが知られている。Keck ら<sup>(49)</sup>は、マイクロチューブラ水車と同様な形状であるバルブ水車のキャビテーションによる壊食状況について報告している。これによれば、13000 時間と 21000 時間の運転を行ったバルブ水車において、(1)ギャップキャビテーション（運転時間の 90%で発生）、(2)ボスキャビテーション（同 40～60%で発生）、(3)入口キャビテーション（同 40～60%で発生）が発生しているが、ギャップ以外で壊食は認められていない。したがって、上記の運転状態で発生が懸念されるランナ入口圧力面側のキャビテーションによる壊食は、少ないものと考えられる。

#### 5. 4 まとめ

オフカム・キャビテーション実験を行い、 $H < H_s$ 地点へのマイクロチューブラ水車の適用を迫及した結果、以下のことが明らかになった。

- (1) オンカム運転よりも、キャビテーション特性が改善されるベーンの組合せが存在することを明らかにした。また、そのような組合せにより供試ランナでは、キャビテーション係数で 0.1 程度改善できることを確認した。
- (2) 変流量に対応するためのランナベーン可動式は、水車効率およびキャビテーション特性の両面でガイドベーン可動方式に比べ優れていることを明らかにした。
- (3) 上水位より高い位置に水車を設置する場合、キャビテーション性能に配慮したベーンの組合せを採用することで、水車出力を増加させることが可能になることを確認した。

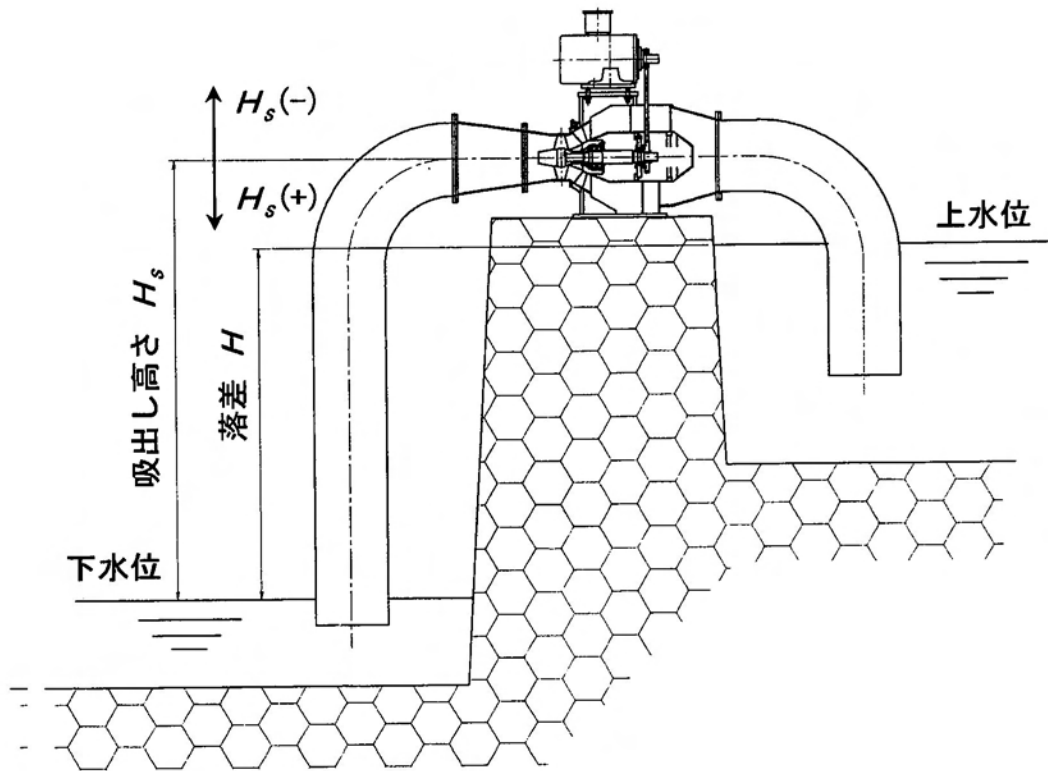


図 5.1  $H < H_s$  の地点に設置されたマイクロ水車

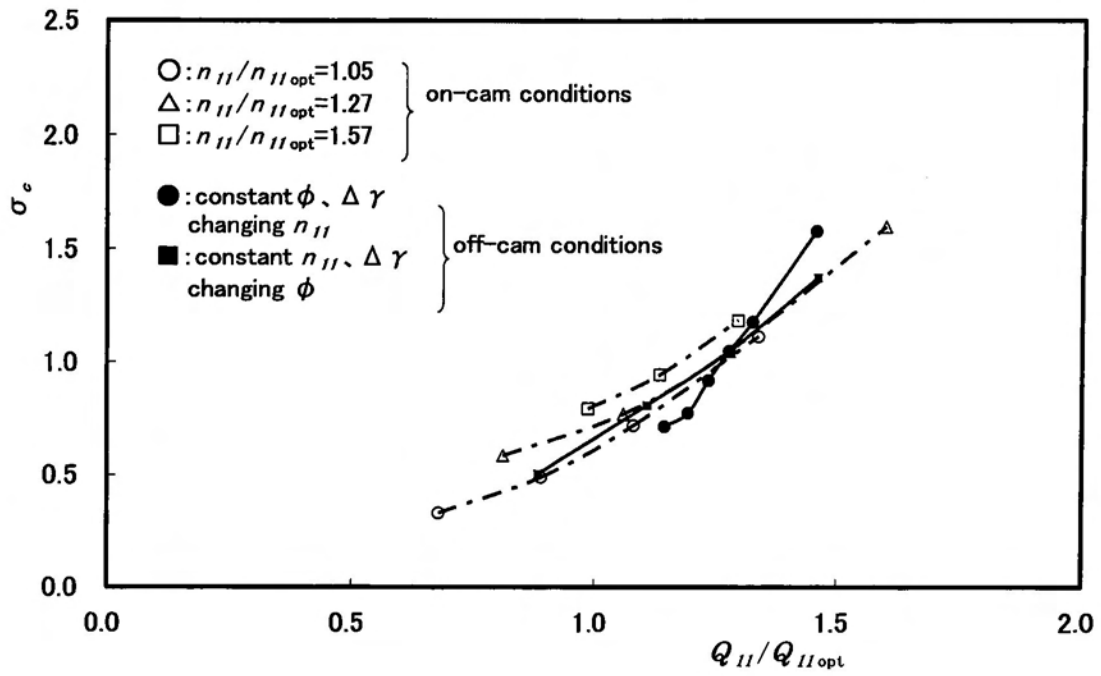


図 5.2 オフカムキャビテーション特性

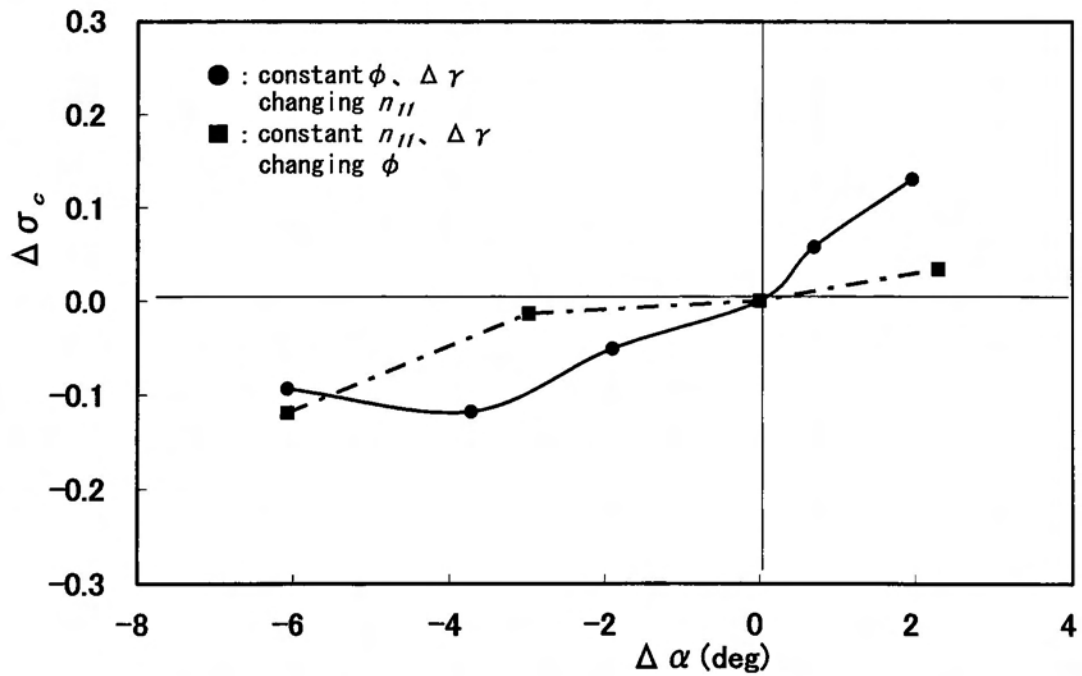


図 5.3 入射角差とキャビテーション係数の改善量

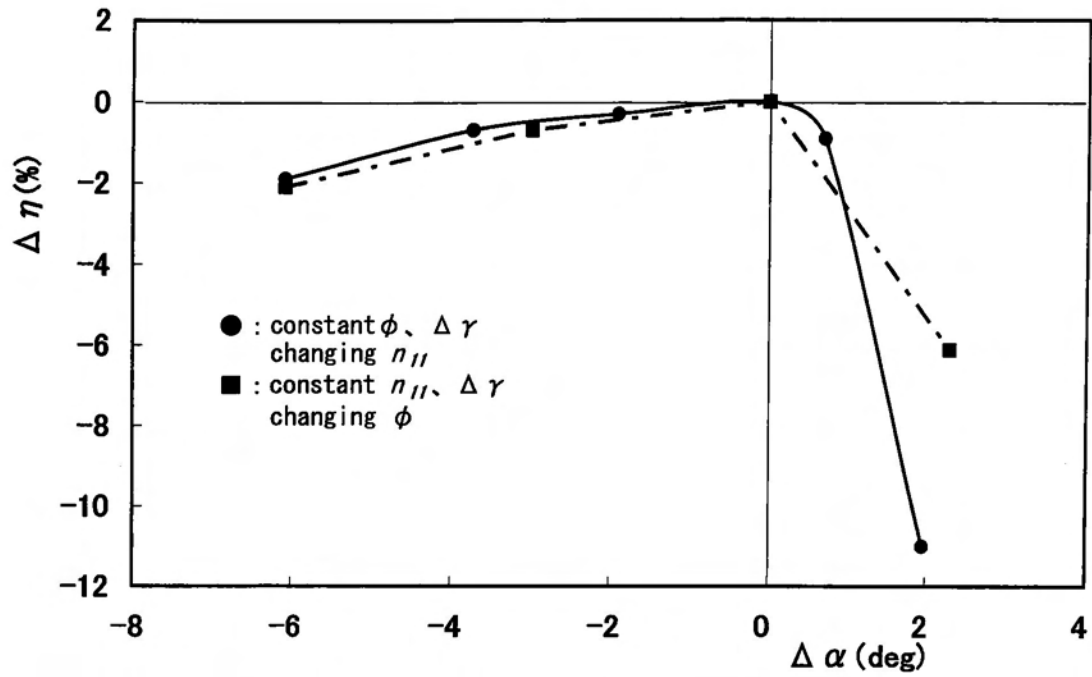


図 5.4 入射角差と水車効率の低下量

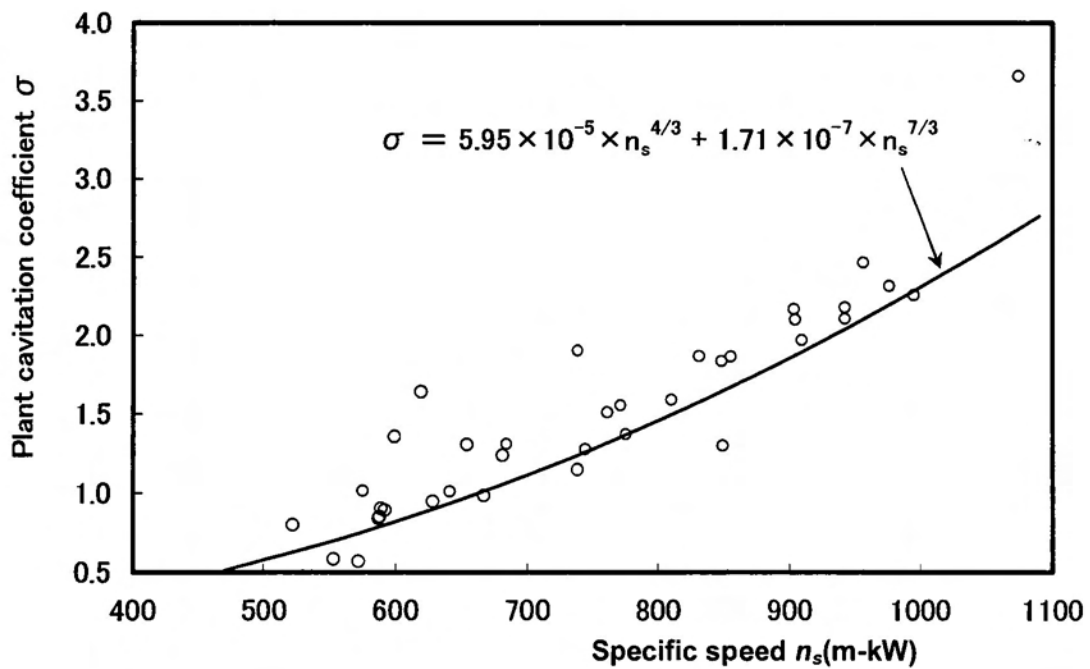


図 5.5 バルブ水車における比速度とキャビテーション係数

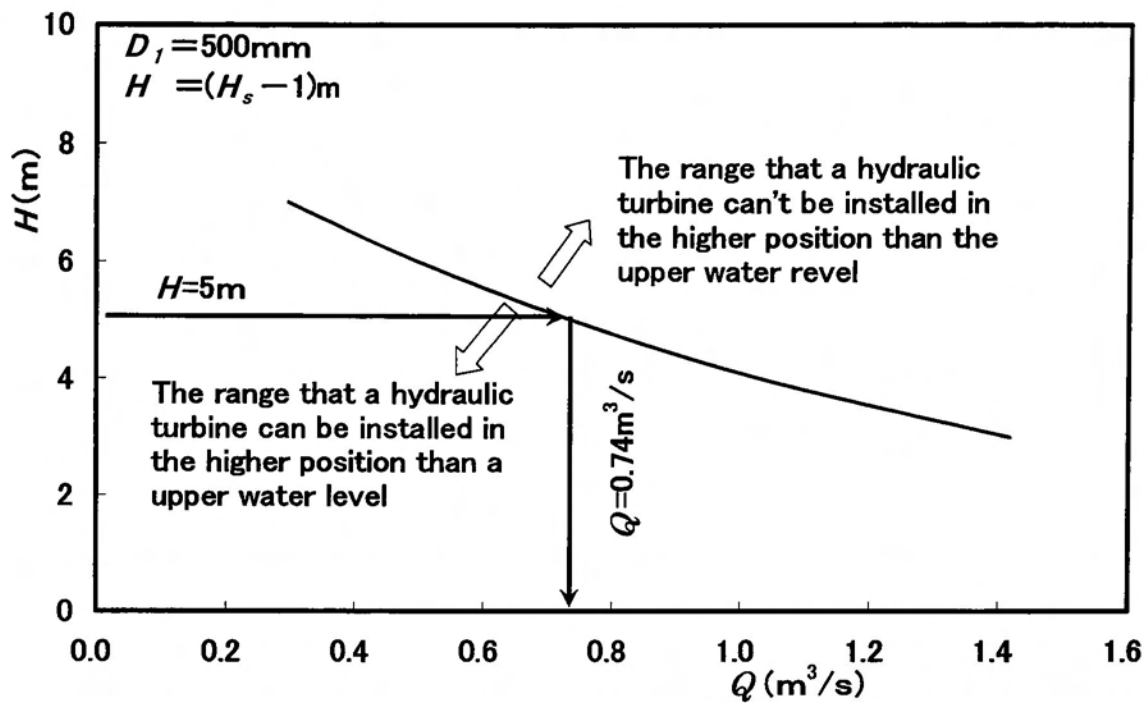


図 5.6 オンカムにおける運転可能流量

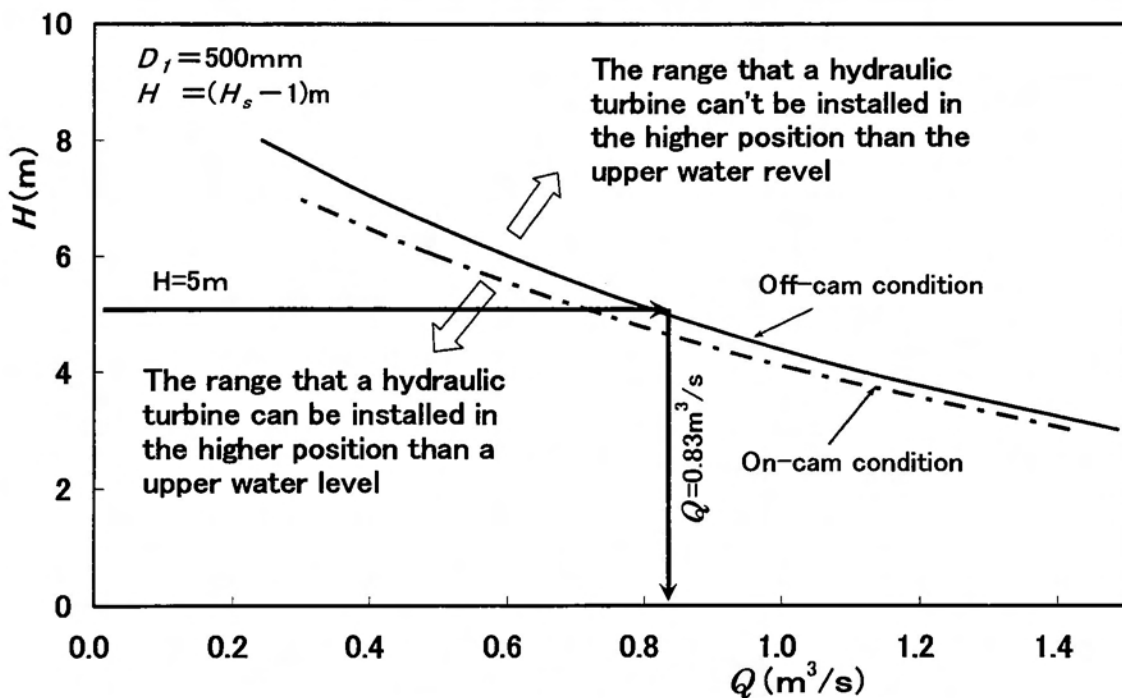


図 5.7 オフカムにおける運転可能流量

## 第6章 結論

### 6.1 本研究で得られた結果

本研究では、未利用水力エネルギーを有効に活用するマイクロチューブラ水車の広帯域化を実現するため、高落差地点および変落差、変流量地点への適応について調べた。さらに、水車設置場所に関して、上水位より高い位置に水車を配置する可能性について追究した。

環境と調和したマイクロチューブラ水車の選定、構造、性能、配置および設置方法に関連して以下のことが明らかになった。

(1) 未利用水力エネルギーは低落差、大流量の地点に多く存在し、広い流量範囲で高効率な運転が行えるチューブラ型が適していることを示した。

(2) 環境に配慮した油レスのマイクロ水車の設計、製作および性能実験を行い、マイクロチューブラ水車の性能を明らかにした。

(3) 低落差用水車を高落差地点に適用する直列配置方式の性能実験を行い、上段水車に比べ下段水車の効率は高く計測されることを確認した。

(4) 開発したマイクロチューブラ水車は、水車入口流れの速度分布が大きく変化しても、その影響がランナ入口までおよびにくい形状であることを示した。

(5) このような水車を2台直列に配置した場合、上段水車の損失となるはずの吸出し管出口における全圧の偏りを下段水車で回収することが可能となる。このため、偏りが大きくなる運転領域では下段水車の効率は上段水車より高く現われることを明らかにした。

(6) 直列に配置された2台の水車を一台の直列水車として定義した場合、その直列水車の効率は、単位回転速度が大きな領域で、分散した配置より高くなることを示した。



(7) 変流量、変落差地点においては、ランナベーンを可動とすることにより、効率低下を抑えた運転が行えることを示した。この際、ガイドベーン開度は全運転範囲のオンカム状態より開いた開度で設定することで、水圧脈動による振動問題は発生しないことを明らかにした。

(8) マイクロ水車のランナベーン可動化は簡易な構造で行うことが可能であり、その耐久性に関しても問題の無いことを確認した。

(9) オンカム運転よりも、キャビテーション特性が改善されるベーンの組合せが存在することを明らかにした。また、そのような組合せにより供試ランナでは、キャビテーション係数で0.1程度改善できることを確認した。

(10) 変流量に対応するためのランナベーン可動式は、水車効率およびキャビテーション特性の両面でガイドベーン可動方式に比べ優れていることを明らかにした。

(11) 上水位より高い位置に水車を設置する場合、キャビテーション性能に配慮したベーンの組合せを採用することで、水車出力を増加させることが可能になることを確認した。

(12) 以上の知見や成果から、広帯域化されたマイクロチューブラ水車は、図6.1に示すように、多様なマイクロ水力資源に適用できる。図6.1は、図2.26の選定図に今回の研究開発成果である直列水車の運転領域を示している。また、図中の流量および落差範囲を拡大する矢印は、変流量・変落差地点への適用技術によりこのような地点への適用が可能になったことを示す。

さらに、付録A3には、水車の取水と排水方法に関連して開発した技術および現地試験結果について概説している。取水にサイホン管を用いる場合、水車緊急停止は配管内の真空を破壊する方法が簡易であり、真空を破壊するための空気量を水車特性から求める方法について明らかにした。また、放水位の水深が変動する場合、吸出し管出口にU字管を取り付ける方法は、吸出し管内への空気流入を防ぐための手段として有効であることを示した。

## 6. 2 残された問題点と今後の展望

環境を保全するための技術開発が活発に行われており、その中でも燃料電池、風力発電、太陽光発電、バイオマス発電、水力発電など電気をつくり出す技術が注目されている。これらは、積極的に従来利用されていなかったエネルギーを有効に活用するための動きであり、資源の乏しい日本が率先して開発を進めていかなければならない技術であると考えられる。本研究は、これら国産の未利用エネルギーの内、水力を回収するマイクロ水車に関して行った。マイクロ水車は、新エネルギーと呼ばれる上記の分散形電源の中で、最も回収効率が高く、安定した電源を確保できる方式であると言える。今後とも、経済性の優れたマイクロ水車が開発され、多くの地点に活用されるものと考えられるが、その普及のためには機器以外にも法的な問題やゴミ問題などがある。

法的な問題は、RPS法の制定により改善されつつあると考えられるが、水利権の緩和など一段の法整備が要望される。また、多くの未利用水力エネルギーの存在する農業用水路において、その開発を阻害する要因にゴミ問題がある。ゴミの中には、枯葉などの自然によるものもあるが、用水路で問題となるゴミの多くは人が廃棄したものあり、ゴミに強いマイクロ水車の開発が望まれる一方、人が環境へ配慮するマナーの向上を期待したい。

また、本研究の対象外とした数kW以下の水力エネルギーの開発も今後期待したい。人が生活する上で水は不可欠であり、その水には余剰なエネルギーが存在する。出力数kW程度の水力発電は、小川などでも実現可能である。また、数W程度であれば各家庭の水道から発電することも出来よう。このような小規模の電気は、発生する場所で活用することが経済的であり、発電方式のみならず発生した電気の利用方法も含めて今後検討がなされることを期待する。

最後に、化石燃料に依存した生活は、地球温暖化のみならず種々の地球環境問題につながっており、次世代を担う子供たちに安全な環境を引き継ぐための技術開発が今後も活発に行われることを祈念したい。

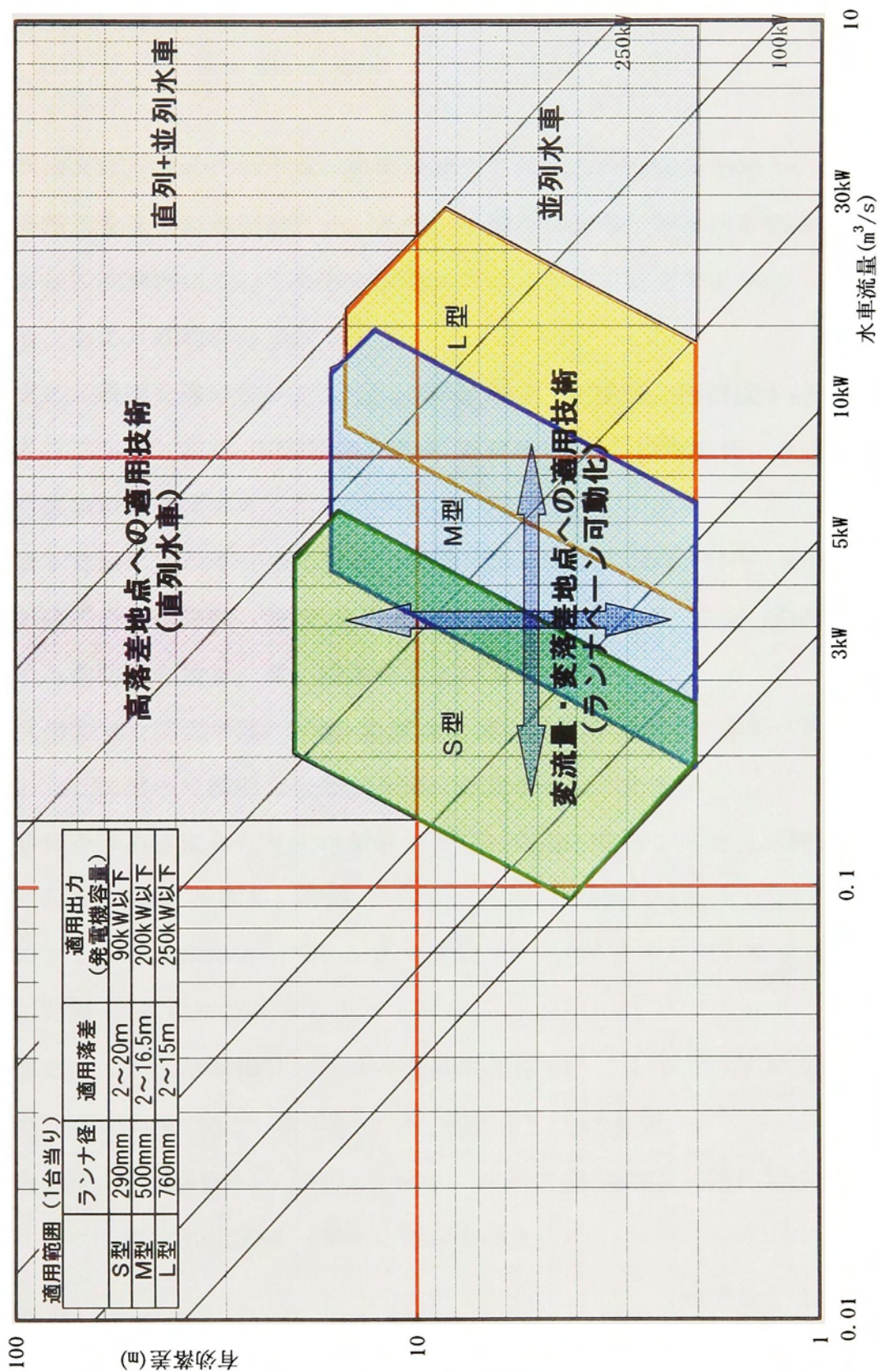


図 6.1 マイクロチューブラ水車適用範囲と運転範囲の広帯域化

## 謝辞

本論文は、マイクロ水車の研究活動の中で得られた成果を纏めたものである。

本論文をまとめるにあたり、終始、懇切な御指導と御鞭撻を賜ると共に、研究以外の技術的課題についても御教示頂きました九州工業大学工学部 西 道弘教授に対し、心より感謝申し上げます。

また、研究を進めるにあたり、ご多忙の中、御指導と御鞭撻を賜りました九州工業大学工学部 富田 侑嗣教授、塚本 寛教授、金元 敏明教授、秋山 壽一郎教授に深く感謝申し上げます。

日本自然エネルギー株式会社 稲垣 守人副社長、鈴木 章氏、大池 真悟氏、東京電力株式会社建設部 渡部 忠彦氏、東電設計株式会社 戸塚 康幸氏には、研究に対する御助言を頂き、深く感謝申し上げます。

九州共立大学工学部 宇野 美津夫教授、九州工業大学工学部 吉田 幸一助手には、公私に渡って御助言いただき厚くお礼申し上げます。

研究を進めるにあたり叱咤激励いただいた富士電機システムズ株式会社 大和 昌一部長、相場 茂部長、若槻 滋課長、矢野 公惟氏に感謝申し上げます。また、研究のフォローを常に行っていただいた富士・フォイトハイドロ株式会社 藤井 恒彰君、井筒 研吾君にお礼申し上げます。

また、このような機会を与えて頂いた元富士・フォイトハイドロ株式会社設計部（現 富士物流）吉井 清部長に深く感謝申し上げます。

最後に、博士課程への入学を快諾してくれた妻 直樹と、休日が少なくても我慢してくれた子供たち佳奈子、尚大に感謝します。

ありがとうございました。

塚本 直史

塚本 直史

## 参考文献

- (1) 環境省ホームページ：<http://www.env.go.jp/earth/cop3/>
- (2) 環境省ホームページ：<http://www.env.go.jp/earth/ondanka/ghg/2002ghg.pdf>
- (3) 経済産業省ホームページ：  
<http://www.meti.go.jp/application/ONESTOP/114140062/>
- (4) (財)エネルギー総合工学研究所ホームページ：  
<http://www.iae.or.jp/energyinfo/energydata/data5007.html>
- (5) 水道統計，日本水道協会編，平成9年度版。
- (6) 和田文雄，水力発電の推進，ターボ機械，31巻7号，pp.11-14，2003-7。
- (7) 森下英明，ほか4名，未利用水力資源による地球にやさしいクリーンエネルギー開発の促進，ターボ機械，31巻4号，pp.7-13，2003-4。
- (8) 新エネルギー大事典，工業調査会，2002。
- (9) マイクロ水力発電導入ガイドブック，新エネルギー・産業技術総合開発機構，2003-3。
- (10) John A. Matousek，ほか3名，Reporting Survival Results of Fish Passing through Low-Head Turbine, Hydro Review, pp.58-65, 1994-3。
- (11) Charles McKee，ほか4名，Rocky Reach Kaplan Turbines: Development of Fish-Friendly Runners, the International Journal on Hydropower & Dams, the conference Hydropower into the next Century, pp.127-135, 1995-6。
- (12) 清水幸丸，ほか3名，生物共存機械-魚通過可能水車の開発研究，機論(B編)，64巻624号，pp.160-167，1998-8。
- (13) Robert Peltier, Fish-friendly Hydro Turbines Move Center Stage, Hydroelectric Power, pp.37-43, 2003-4。
- (14) 吉井清，最近の水力発電用水車技術，富士時報，Vol.72，No.10，pp.529-533，1999-10。

- (15) 国松直斗, ほか5名, ランナ改修による水車の性能向上—大橋発電所ランナ取り替え工事—, ターボ機械, 第46回総会講演会, pp.37-42, 2001-5.
- (16) 小池候朗, ほか4名, 水車ランナ更新時におけるCFDの活用—手取川第一発電所—, ターボ機械, 30巻11号, pp.52-56, 2002-11.
- (17) 久保田喬, 田中修, 13Cr-4Ni 鋳鋼ランナ, 富士時報, Vol.56, No.8, pp.45-80, 1983-8.
- (18) 篠原朗, ほか2名, 水の有効利用—マイクロ水力発電装置—, 東芝レビュー, Vol.58.No.7, pp.54-57, 2003-7.
- (19) 趙林虎, ほか5名, 可変速マイクロ水力発電システムの実用化に関する研究, 日本機械学会, 流体工学部門講演会論文集, No.1316, 2001-10.
- (20) 趙林虎, 環境調和型マイクロ水力発電システムの実用化の提案と性能向上に関する研究, 横浜国立大学博士学位論文, 2004-3.
- (21) 黒川淳一, 循環型社会における水の問題, ターボ機械, 31巻11号, pp.1-7, 2003-11.
- (22) 西村美里, ほか2名, 山小屋のマイクロ水力発電, ターボ機械, 30巻3号, pp.27-32, 2002-3.
- (23) ㈱クボタカタログ, クボタ小水力発電水車.
- (24) 新濱仁, ほか5名, ポンプ逆転水車に関する研究, 機論(B編), 65巻638号, pp.163-169, 1999-10.
- (25) 金元敏明, ほか5名, 相反転方式水力発電に関する基礎研究(第1報 発電機と軸流ランナの相反転化), 機論(B編), 66巻644号, pp.1140-1146, 2000-4.
- (26) 平本敏弥, 潮流発電に関する研究, 海上保安庁ホームページ:  
<http://www.kaiho.mlit.go.jp/syukai/soshiki/soumu/seika/h11/pdf/e06.pdf>
- (27) 塩野光弘, ほか2名, 潮流発電に用いるダリウス形水車におけるブレードの違いによる水車特性の比較, 電学論B, 123巻1号, pp.76-82, 2003.
- (28) 金元敏明, 富永圭一, 自然と共生する相反転方式水力発電, ターボ機械, 30巻4号, pp.9-15, 2002-4.

- (29) 古川明徳, ほか3名, ダリウス形水車による低落差水力の有効利用に関する一考察, 機論(B編), 64巻624号, pp.168-174, 1998-8.
- (30) 古川明徳, ほか2名, ダリウス形水車ランナ翼の抗力低減とその性能換算, 日本機械学会, 流体力学部門講演会論文集, No.735, 1999-10.
- (31) J.Guthrie.Brown, Hydro-Electric Engineering Practice, Volume II, Blackie & Son Ltd., 1965.
- (32) Mei Zu-yan, Mechanical Design and Manufacturing of Hydraulic Machinery, Avebury Technical, 1991.
- (33) John S.Gulliver, Roger E.A.Arndt, Hydropower Engineering Handbook, McGraw-Hill Inc., 1991.
- (34) Jean-Louis Kueny, et al., Optimum Design of a Small Hydraulic Turbine, Proceedings of the XXII<sup>nd</sup> IAHR Symposium, pp.A02-2-1 - A02-2-11, 2004-7.
- (35) Amo Gehre, et al., Unsteady Simulation of the Flow Through a Horizontal-shaft Bulb Turbine, Proceedings of the XXII<sup>nd</sup> IAHR Symposium, pp.B04-3-1- B04-3-9, 2004-7.
- (36) C.A.Pugh, Flow Passage Design for Bulb Turbine Intakes, the Winter Annual Meeting of ASME, Small Hydro Power Fluid Machinery, pp.99-106, 1982-11.
- (37) F.Strohmer, et al., Influence of the Dissolved Air Content and Head on Cavitation Tests of Bulb Turbines, Proceedings of the XIV<sup>th</sup> IAHR Symposium, pp.779-786, 1988-6.
- (38) B.Leyland, Variable Speed Bulb Turbines with Compact Generators, Journal of Hydropower & Dams, pp.56-58, 2000, Issue two.
- (39) T.Ueda, Large Capacity Bulb Turbine Units in Japan, Journal of Water Power & Dam Construction, pp.19-24, 1983-3.

- (40) Y.Sasagawa, et al., Uprating of a Bulb Turbine Power Station with a Long Penstock, Water Power & Dam Construction, Uprating and Refurbishing Hydro Powerplants - IV, pp243-249, 1993-11.
- (41) F.Strohmer, et al., Sluice Operation of Bulb Turbines – Model Tests and Operation Criteria, Proceedings of the XII<sup>th</sup> IAHR Symposium, pp.457-467, 1984-8.
- (42) 日立エンジニアリングサービスホームページ：  
<http://www.hesco.co.jp/JPN/products/plants/hydraulic/micro.html>
- (43) ㈱ハンテック, マイクロ水力発電機カタログ.
- (44) 石井安男, 水車とポンプ水車, 電気書院, 1961.
- (45) Ignjatovic.B., et al., The Optimum Cam Characteristic and Some Complex Measurements on Bulb Turbines at HPS “DJERDAP II”, Proceedings of the XV<sup>th</sup> IAHR Symposium, No.B5, 1990-9.
- (46) 笹浪毅・木崎康巳, 2台直列配置型標準低落差プロペラ水車, ターボ機械, 31巻9号, pp.1-7, 2003-9.
- (47) Benisek,M. , et al., The Influence of Hydro-power Station Oblique Inflow on the Bulb Turbine Combinatory Link Correction, Proceedings of the XV<sup>th</sup> IAHR Symposium, pp.1113-1124, 1994-9.
- (48) 浅井靖史, エクスデューサ付中小容量水車の開発, 中部電力技術開発ニュース, No.75, pp.101-105, 1998-1.
- (49) H. Keck, R. Grunder, E. Bernhard, The Hydraulic Development of Large Bulb Turbines Combining Two Decades of Experience with New Technologies and Design Tools, Proceedings of the International Symposium of Large Hydraulic Machinery & Associated Equipments, pp.1-12, 1989-5.
- (50) JIS B 8103, 水車及びポンプ水車の模型試験方法, 日本規格協会, 1989.



- (5 1) IEC 60193, Hydraulic Turbines, Storage Pumps and Pump-turbines – Model Acceptance Tests, International Electrotechnical Commission, 1999.
- (5 2) JEC-4003, 水車およびポンプ水車の寸法検査標準, 電気学会, 2001.
- (5 3) J.Klein, A.Sommer, Bulb turbine / Selection Criteria and Equipment Arrangement, Proceedings of the XV II<sup>th</sup> IAHR Symposium, pp.1055-1068, 1994-9.
- (5 4) E. Kita, et al., Draft Tube Configuration of Low Head Bulb Turbine, Proceedings of the XV II<sup>th</sup> IAHR Symposium, pp.435-442, 1994-9.
- (5 5) H.L.Moses, R.P.Siegel, Diffuser Design Considerations for Small Hydroturbines, the Winter Annual Meeting of ASME, Small Hydro Power Fluid Machinery, pp.91-97, 1982-11.
- (5 6) 技術資料 管路・ダクトの流体抵抗, 日本機械学会, 1979.
- (5 7) 妹尾泰利, ほか 2 名, 円すいディフューザ内の旋回流れ, 機論(2 部), 43 巻, 369 号, 1803-1810, 1977-5.
- (5 8) 金元敏明, ほか 5 名, 環状から矩形断面に変化する広がり流路の流れと性能, ターボ機械, 第 26 回講演会, 1991-5.
- (5 9) 榎椿本チエイン, 総合カタログ.
- (6 0) E.Goede, J.Pestalozzi, Flow Calculation in a Bulb Turbine, Proceedings of the XIII<sup>th</sup> IAHR Symposium, No.72, 1986-9.
- (6 1) JSME-S008, 水車及びポンプ水車の性能換算法, 日本機械学会, 1999.
- (6 2) F. Strohmer, G. Horacek, Sluice Operation of Bulb Turbine, Proceedings of the XII<sup>th</sup> IAHR Symposium, pp.457-468, 1984-8.
- (6 3) JEC-4001, 水車およびポンプ水車, 電気学会, 1992.
- (6 4) 宇野美津夫, 変動圧力場計測の高度化とポンプ工学への応用に関する研究, 九州工業大学博士論文, 1997-12.

- (65) Arno Gehrler, Arnold Egger, Josef Riener, Numerical and Experimental Investigation of the Draft Tube Flow Downstream of a Bulb Turbine, Proceedings of the XX I<sup>st</sup> IAHR Symposium, pp.619-628, 2002-9.
- (66) 今村博, ほか 4 名, J-Groove によるドラフトチューブ旋回流抑制に関する研究, 日本機械学会, 流体工学部門講演会講演論文集, No.1120, 2000-9
- (67) 例えば, ハイドロタービン, ターボ機械協会, 1991.
- (68) JEC-4002, 水車およびポンプ水車の効率試験方法, 電気学会, 1992.
- (69) M.Nishi, et al., Surging Characteristics of Conical and Elbow-types Draft Tubes, Proceedings of the XII<sup>th</sup> IAHR Symposium, pp.272-283, 1984-8.
- (70) 西道弘, 他 4 名, 水車部分負荷運転における吸出し管水圧脈動の発生機構, 機論 (B 編), 51 巻 467 号, pp.2406-2413, 1985-7.
- (71) Y.Sasagawa, et al., Outlet Flow Measurement Monitoring of Adjustable Runner Blade Turbines, the International Journal on Hydropower & Dams, the conference Hydropower into the Next Century, pp.519-526, 1995-6.
- (72) T.Tsukamoto, et al., Sluicing Operation of Bulb Turbine (Motoring Operation), the 1995 ASME/JSME Fluids Engineering Summer Meeting Forum on Unsteady Flows, pp.73-76, 1995-8.
- (73) 久保田喬, 山田節夫, フランシス水車の特性に及ぼす吸出し管入口円すい角の影響, 機論(B 編), 49 巻 446 号, pp.2086-2093, 1983-10.
- (74) 手塚光太郎, 他 2 名, 発生電力量の増大に向けて, 東芝レビュー, Vol.58 No7, pp.37-41, 2003-7.
- (75) 藤井恒明, 鈴木良治, バルブ水車更新プロジェクトにおける CFD の活用事例, ターボ機械, 32 巻 5 号, pp.30-34, 2004-5.

## 付録

### A 1 数値解析

水車の性能開発では、模型実験と数値解析が活用される。模型実験は、水車効率や水圧変動などの特性を高い精度で得る上で有効である。一方、数値解析は、各部の詳細な流れ状態を知る上で有効な手段であると考えられる。最近では、水車入口から出口までを一体にモデル化した解析が実施され、数値解析のみによる水力性能の検証が試みられている。本論文では、実用化を行う上で重要となる水車性能は模型実験により高い精度で測定を行い、測定された事象を明らかにするための内部流動状態は数値解析より求めている。本節では、解析で用いた数値解析方法について示すと共に、解析精度に影響を与える格子数について調査した結果を報告する。

数値解析は、支配方程式、数値スキーム、格子生成法に大別される。支配方程式は、質量保存則に相当する連続の式と、ニュートン力学の第2方程式  $F=ma$  を空間  $x$ ,  $y$ ,  $z$  の3軸方向で表した運動量方程式 (Navier Stokes方程式 = NS方程式) から構成される。非圧縮性流体に対する連続の式と運動量方程式を以下に示す。

連続の式

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (1)$$

運動量方程式

$$\frac{\partial u}{\partial t} + \frac{\partial u \cdot u}{\partial x} + \frac{\partial v \cdot u}{\partial y} + \frac{\partial w \cdot u}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left( \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \quad (2)$$

$$\frac{\partial v}{\partial t} + \frac{\partial u \cdot v}{\partial x} + \frac{\partial v \cdot v}{\partial y} + \frac{\partial w \cdot v}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \nu \left( \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) \quad (3)$$

$$\frac{\partial w}{\partial t} + \frac{\partial u \cdot w}{\partial x} + \frac{\partial v \cdot w}{\partial y} + \frac{\partial w \cdot w}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + \nu \left( \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \quad (4)$$

上式において、ニュートンの運動方程式 $F=ma$ は、運動体に基準をおいた式であるのに対し、NS方程式は空間座標 $(x, y, z)$ に基準をおいた式となる。このため、NS方程式左辺には、時間 $t$ に伴う変化を表した時間変化項と、位置 $x, y, z$ に伴って変化する対流項がある。

乱流の場合には乱れによる流体抵抗が加わる。乱流解析には、乱れを不規則運動として時間平均を取るレイノルズ平均法 (RANS, Reynolds Averaged Navier-Stokes equation), 微小領域内での平均を取る大規模シミュレーション (LES, Large Eddy Simulation) などがある。本解析は、RANSを用いており支配方程式は以下のようなになる。

連続の式

$$\frac{\partial U}{\partial x} + \frac{\partial V}{\partial y} + \frac{\partial W}{\partial z} = 0 \quad (5)$$

運動量方程式

$$\frac{\partial U}{\partial t} + \frac{\partial U \cdot U}{\partial x} + \frac{\partial V \cdot U}{\partial y} + \frac{\partial W \cdot U}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left( \nu \frac{\partial U}{\partial x} - \overline{u'u'} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \nu \frac{\partial U}{\partial y} - \overline{u'v'} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \nu \frac{\partial U}{\partial z} - \overline{u'w'} \right) \quad (6)$$

$$\frac{\partial V}{\partial t} + \frac{\partial U \cdot V}{\partial x} + \frac{\partial V \cdot V}{\partial y} + \frac{\partial W \cdot V}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x} \left( \nu \frac{\partial V}{\partial x} - \overline{v'u'} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \nu \frac{\partial V}{\partial y} - \overline{v'v'} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \nu \frac{\partial V}{\partial z} - \overline{v'w'} \right) \quad (7)$$

$$\frac{\partial W}{\partial t} + \frac{\partial U \cdot W}{\partial x} + \frac{\partial V \cdot W}{\partial y} + \frac{\partial W \cdot W}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial}{\partial x} \left( \nu \frac{\partial W}{\partial x} - \overline{w'u'} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \nu \frac{\partial W}{\partial y} - \overline{w'v'} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \nu \frac{\partial W}{\partial z} - \overline{w'w'} \right) \quad (8)$$

但し  $U$ :  $x$ 方向の平均流速 (m/s),  $V$ :  $y$ 方向の平均流速 (m/s),  $W$ :  $z$ 方向の平均流速 (m/s),  $P$ : 平均圧力 (N/m<sup>2</sup>),  $\nu$ : 動粘性係数 (m<sup>2</sup>/s),  $\rho$ : 流体密度 (kg/m<sup>3</sup>),  $u$ :  $x$ 方向速度の変動成分 (m/s),  $v$ :  $y$ 方向速度の変動成分 (m/s),  $w$ :  $z$ 方向速度の変動成分 (m/s),  $\rho \overline{u'u'}$ ,  $\rho \overline{u'v'}$ ,  $\dots$ : レイノルズ応力 (N/m<sup>2</sup>)

平均量に関する(6)～(8)式と瞬時値に対する(2)～(4)式の比較から、平均化された運動方程式(6)～(8)式右辺には、変動速度の相関項であるレイノルズ応力項が付加されている。従って平均速度場のみを解析する場合でも、変動速度の相関項を何らかの形で平均流れ場の特性量で近似して方程式を閉じる必要がある。これが乱流の Closure Problem と言われる。これを解決するための数学モデルとして、1次方程式モデル、 $k-\varepsilon$ 型、 $k-\omega$ 型などがある。本解析では、水車への適用例<sup>(1)</sup>の多い $k-\varepsilon$ 型を採用している。

乱流の統計量として、平均速度、圧力、レイノルズ応力などと並んで重要な指標となるものに、乱れのエネルギー $k$ と乱流散逸率 $\varepsilon$ がある。乱れのエネルギー（乱れの運動エネルギー） $k$ は、平均速度まわりで変動する各変動速度成分の分散の和の1/2であり、単位体積あたりの変動速度成分の運動エネルギーを流体密度 $\rho$ で除したものを示す。

$$k = (u'^2 + v'^2 + w'^2) / 2 \quad (9)$$

乱流散逸 $\varepsilon$ は流体の粘性により、乱れのエネルギー $k$ が単位時間に熱エネルギーに変換されて消散される割合を示す。 $k-\varepsilon$ は、流れ場において、平均流の運動方程式すなわちアンサンブル平均（あるいは時間平均）された速度の輸送方程式(6)～(8)において、レイノルズ応力項を渦粘性近似し、その渦粘性を乱れ性状を示す代表的な乱流統計量である乱れのエネルギー $k$ 、乱流散逸 $\varepsilon$ の輸送方程式より与える数学モデルとして導き出されたものである。

このようにして求められた乱流モデルは、主流では成り立つものの粘性が支配的となる壁近傍ではレイノルズ数が低く適用が困難となる。このため、本解析では壁面に一番近い格子点での流れの量をせん断応力と関係づけ、対数法則から壁面近傍の流れを求めている。

このようにして求められた支配方程式は偏微分方程式であり、数値計算するために、これを離散的な点での値で置き換えるための数値スキームが必要となる。離散

化法には、差分法、微小な有限領域（格子領域）で支配方程式を積分する有限体積法や有限要素法などがある。これにより支配方程式は莫大な数の離散点上の速度や圧力を未知変数とする非線形な離散化方程式となる。本解析においては、有限体積法を使用する。

離散化するための格子は、数値解の精度や安定性、計算能率に密接な関係がある。格子には格子点が規則正しく並んだ構造格子と、並びに規則性を要求しない非構造格子とに分けられ、前者は差分法および有限体積法で、後者は主に有限要素法で採用される。本解析は、翼周りでO型格子、流路にH型格子の構造格子を用いている。

格子数は、解析したい流体の問題に対して十分な解像度を持ったメッシュとする必要があるものの、分割数をむやみに多くすると解析時間が掛かるため実用的ではなくなる。解析時間はコンピュータ性能に大きな影響を受けるので、コンピュータの高性能化と共に格子数は増加する傾向にある。本解析に使用した格子が十分な解析精度を持っているかを調査するため、水車性能に最も影響が大きいランナ部の格子数、解析時間と解析精度の検証を行った。ランナ格子の解像度による影響は、ランナ半径方向に対する分割数（K値）を変えたランナ周りの解析により調査した。図A1.1にK値を変えた計算結果を示す。横軸はボスからチップまでの距離を無次元量で表し、縦軸はランナ出口の全圧( $P_t$ )分布を示す。この結果より、K値が19と31では全圧分布に違いが見られるものの、31と41ではその分布差は小さい。また、ランナで検証した格子数と同様の解像度を持つ格子をケーシング入口から吸出し管出口まで用意した場合の総数は、 $K=19,31,41$ においてそれぞれ約75万、120万、160万点となる。これを計算時間で表すとそれぞれ約4時間、6時間、9時間となる。今回採用したK値は、計算精度と計算時間より31を採用した。

## 参考文献

(1) T. Aschenbrenner, et al., Numerical and experimental flow analysis in a Kaplan turbine, Proceedings of the X X<sup>th</sup> IAHR Symposium, No.CFD-F13, 2000-8.

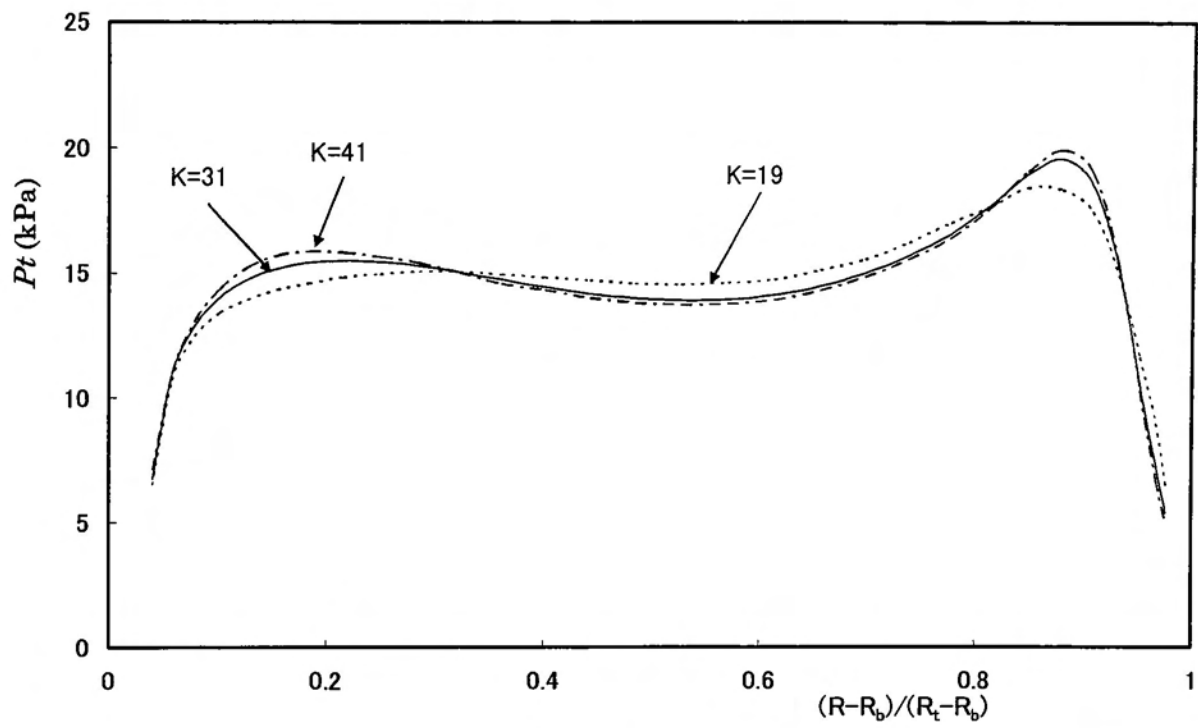


図 A1.1 格子数と圧力分布の関係

## A 2 誤差計算

本節では、性能実験が日本工業規格<sup>(1)</sup>に準じて測定が実施されていることを確認するため、水車効率の測定誤差について調査した結果を報告する。測定誤差は、測定器および校正装置の有する系統誤差と測定中の偶発誤差より算出した。以下に最高効率点近傍の運転点における測定誤差を示す。

### (1) 水車運転条件

有効落差	:	$H= 8.72\text{m}$
水車入口圧力計の読み	:	$P_u=275.72\text{ kPa}$
水車出口圧力計の読み	:	$P_s=189.88\text{ kPa}$
電磁流量計の読み	:	$Q_e= 426.0\text{ l/s}$
回転速度計の読み	:	$n_e = 1406\text{rpm}$
ロードセルの読み	:	$T_l=44.9\text{ kg}$
大気圧計の読み	:	$H_{atm}= 10.31\text{ m}$ ( $P_{atm}=101.11\text{kPa}$ )

### (2) 水車効率の測定誤差

$$f_{\eta} = \pm (f_{\eta_s}^2 + f_{\eta_r}^2)^{0.5} = \pm (0.151^2 + 0.060^2)^{0.5} = \pm 0.16\%$$

$f_{\eta_s}$  : 水車効率の系統誤差 【(3)項参照】

$f_{\eta_r}$  : 水車効率の偶発誤差 【(4)項参照】

### (3) 水車効率の系統誤差

$$\begin{aligned} f_{\eta_s} &= \pm (f_{H_s}^2 + f_{Q_s}^2 + f_{T_s}^2 + f_{n_s}^2)^{0.5} \\ &= \pm (0.060^2 + 0.131^2 + 0.045^2 + 0.009^2)^{0.5} = 0.151\% \end{aligned}$$

$f_{H_s}$  : 有効落差の系統誤差



$fQ_s$ : 水車流量の系統誤差

$fT_s$ : 水車トルクの系統誤差

$fn_s$ : 回転速度の系統誤差

①有効落差の系統誤差

$$fH_s = \pm (fU^2 + fL^2)^{0.5} = \pm (0.042^2 + 0.043^2)^{0.5} = \pm 0.060 \%$$

a) 水車入口静水頭の系統誤差( $fU$ )

$$fU = \pm \{(\Delta P_{atm} \cdot 100 / P_{atm})^2 + (\Delta P_u \cdot 100 / P_u)^2 + fo^2\}^{0.5}$$
$$= \pm \{(0.027 \cdot 100 / 101.11)^2 + (0.03 \cdot 100 / 275.75)^2 + 0.03^2\}^{0.5} = \pm 0.042 \%$$

$\Delta P_{atm}$ : 水銀マノメータの系統誤差 =  $\pm 0.2 \text{ mmHg}$  ( $\pm 0.027 \text{ kPa}$ )

$\Delta P_u$ : 圧力計の系統誤差

$$\Delta P_u = \pm 0.01 \% \text{ FS} = \pm 0.0001 \times 300 = \pm 0.03 \text{ kPa}$$

$fo$ : 重錘式基準空気圧発生器の系統誤差 =  $\pm 0.03 \% \text{ of reading}$

b) 水車出口静水頭の系統誤差( $fL$ )

$$fL = \pm \{(\Delta P_{atm} \cdot 100 / P_{atm})^2 + (\Delta P_s \cdot 100 / P_u)^2 + fo^2\}^{0.5}$$
$$= \pm \{(0.027 \cdot 100 / 101.11)^2 + (0.03 \cdot 100 / 189.88)^2 + 0.03^2\}^{0.5} = \pm 0.043 \%$$

$\Delta P_s$ : 圧力計の系統誤差

$$\Delta P_u = \pm 0.01 \% \text{ FS} = \pm 0.0001 \times 300 = \pm 0.03 \text{ kPa}$$

②水車流量の系統誤差( $fQ_s$ )

$$fQ_s = \pm (fC_r^2 + fG_s^2)^{0.5} = \pm (0.125^2 + 0.039^2)^{0.5} = \pm 0.131 \%$$

a) 流量校正時の偶発誤差( $fC_r$ )

$$fC_r = \pm SC \cdot t / N^{0.5} = \pm 0.125 \%$$

$N$  : 流量校正時の測定回数 = 8

$SC$  : 流量校正時の標準偏差 = 0.15 %

$t$  : スチューデントの  $t$  分布の値 = 2.365

b) 質量法校正装置の系統誤差( $fG_s$ )

$$fG_s = \pm (fw^2 + ft^2 + fa^2)^{0.5} = \pm (0.030^2 + 0.005^2 + 0.025^2)^{0.5} = \pm 0.039 \%$$

$fw$  : 水の質量測定の誤差

$$\begin{aligned} fw &= \pm [\{ \Delta W_s / (W_2 - W_1) \times 100 \}^2 + fw_s^2]^{0.5} \\ &= \pm [\{ 5.0 / 17000 \times 100 \}^2 + 0.005^2]^{0.5} = \pm 0.030 \% \end{aligned}$$

$\Delta W_s$  : 計重器の誤差 =  $\pm 5.0$  kg

$W_2 - W_1$  : 有効質量 = 17000 kg

$fw_s$  : 校正用基準分銅の誤差 =  $\pm 0.005$  %

$ft$  : デジタルカウンタの誤差 =  $\pm 0.005$  %

$fa$  : 切替え時間による誤差

$$\begin{aligned} fa &= \pm 2 \times (\Delta T_t / T_t \times 100) \\ &= \pm 2 \times (0.005 / 40 \times 100) = \pm 0.025 \% \end{aligned}$$

$\Delta T_t$  : 切替装置の動作誤差 = 0.005 sec.

$T_t$  : 注水時間 = 40 sec.

③ トルクの系統誤差( $fT$ )

$$\begin{aligned} fT_s &= \pm \{ (\Delta T / T_1 \times 100)^2 + fW^2 \}^{0.5} \\ &= \pm \{ (0.02 / 44.9 \times 100)^2 + 0.005^2 \}^{0.5} = \pm 0.045 \% \end{aligned}$$

$\Delta T$  : ロードセルの読取誤差 =  $\pm 0.02$  kg

$fW$  : 校正用分銅の誤差 =  $\pm 0.005$  %

④回転速度の系統誤差( $f_n$ )

$$f_{n_s} = \pm \{(\Delta n_s / n \times 100)^2 + f_{n_m}^2\}^{0.5}$$
$$= \pm \{(0.1 / 1406 \times 100)^2 + 0.005^2\}^{0.5} = \pm 0.009 \%$$

$\Delta n_s$  : 回転計の読取誤差 =  $\pm 0.1 \text{ min}^{-1}$

$f_{n_m}$  : 回転計の誤差 =  $\pm 0.005 \%$

(4)水車効率の偶発誤差

水車効率の測定は、1 測定点当たり 300 個を平均して行った。スチューデントの  $t$  分布の定数 1.968 を用いて算出した偶発誤差 (95%信頼度) を以下に示す。

①水車効率の偶発誤差( $f_{\eta_r}$ )

$$f_{\eta_r} = \pm (f_{H_r}^2 + f_{Q_r}^2 + f_{T_r}^2 + f_{n_r}^2)^{0.5}$$
$$= \pm (0.047^2 + 0.011^2 + 0.031^2 + 0.019^2)^{0.5} = 0.060 \%$$

$f_{H_r}$ : 有効落差の偶発誤差

$f_{Q_r}$ : 水車流量の偶発誤差

$f_{T_r}$ : 水車トルクの偶発誤差

$f_{n_r}$ : 回転速度の偶発誤差

②有効落差の偶発誤差( $f_{H_r}$ )

$$f_{H_r} = \pm SH \cdot t / n_r^{0.5} = 0.047 \%$$

$SH$ : 有効落差測定値の標準偏差 =  $\pm 0.411 \%$

$n_r$ : サンプル数

③水車流量の偶発誤差( $fQ_r$ )

$$fQ_r = \pm SQ \cdot t/n_r^{0.5} = 0.011 \%$$

$SQ$ : 水車流量測定値の標準偏差=  $\pm 0.101 \%$

④水車トルクの偶発誤差( $fT_r$ )

$$fT_r = \pm ST \cdot t/n_r^{0.5} = 0.031 \%$$

$ST$ : 水車トルク測定値の標準偏差=  $\pm 0.269 \%$

⑤回転速度の偶発誤差( $fn_r$ )

$$fn_r = \pm Sn \cdot t/n_r^{0.5} = 0.019 \%$$

$Sn$ : 回転速度測定値の標準偏差=  $\pm 0.168 \%$

上記計算結果のように今回測定されたデータの測定誤差は、0.16%であり規格<sup>(1)</sup>に示された標準的な測定誤差0.4%より小さく、規格に準拠した試験が行えたものと判断できる。

参考文献

- (1) JIS B 8103, 水車及びポンプ水車の模型試験方法, 日本規格協会, 1989.

## A 3 マイクロチューブラ水車の設置技術

### A 3. 1 まえがき

マイクロ水車に関する研究は、水車本体に関するものが多く、その周辺機器について行われていないようである。電気事業法<sup>(4)</sup>では、負荷遮断などの緊急時に水車は安全に停止しなければならないと定めており、一般水力と同様にマイクロ水車においても入口弁や遮断ゲートなどが設けられている。このような水車の停止に関連する機器は、水車本体費用の20%以上を占めるが、そのコスト削減に対する取組みは行われておらず、停止に関する費用が相対的に大きくなるマイクロ水力では、より簡易な緊急停止方法が望まれている。また、吸出し管出口は、配管内へ空気が流入することで有効落差の低下や出力の変動を引き起こさないよう、常に放水位より低い位置に配置されている。このため、放水庭の水深が低い場合、放水面は放水堰などを設けることで嵩上げされる。このような堰による方法は、環境への負荷を大きくすると共に、建設費用を高めることになるので、水位を高めることなく吸出し管内への空気の流入を阻止する方法が望まれている。

ところで、マイクロ水車は未利用エネルギーの回収を目的に設置されるので、堰や下池は既に整備されていることがある。このような地点は、既存の構造物の役割を損なうことなく水車を設置する必要があるものの、取水や放水に既設備を利用することで大幅に建設費用を削減できるので、マイクロ水車の適用が期待される。

本節では、本研究を進める過程で行った下水道処理施設へのマイクロ水車の導入に際し、既存の構造物の役割を損なうことのない簡易な緊急停止方法と吸出し管内への空気の流入阻止の方法について検討を行い、現地試験でその効果を確認する機会を得たので、ここにその結果をまとめて提示する。

### A 3. 2 水車設置場所

図A3.1は、水車設置場所である下水道処理施設内の処理水量測定堰を示す。最終処理された水は、この流量堰で流量を測定した後、河川に放流される。このため、流量堰は河川水位が潮位により上昇しても逆流しない標高に設けられている。マイクロ水車は、この流量堰と河川水位の標高差を有効に活用するために設置された。水車の仕様を以下に示す。

有効落差	: 5.05m
吸出し高さ	: +3.5m
水車流量	: 0.93m <sup>3</sup> /s
発電機出力	: 37kW
水車型式	: マイクロチューブラ水車 M 型 ランナベーン可動方式

未利用エネルギーの回収は、それを有する地点の役割に障害を与えることなく、設置、運用することが重要となる。このため取水は、既存設備の改造が少ないサイホン管方式が採用されている。図A3.2は、サイホン管を設置した写真を示す。

### A 3. 3 サイホン管による緊急停止方法

#### A 3. 3. 1 空気吸込み管径

マイクロ水車の取水にサイホン管を利用する方法は、既存設備の改造が少ないことから、今後、多くの地点で採用されるものと考えられる。この効果を利用するもう一つの大きなメリットとして、水車の停止が、一旦発生したサイホン効果を破壊する真空破壊弁で行えることが挙げられる。しかしながら、一旦発生したサイホン効果を破壊するのに必要な空気量を示した報告は見当たらず、近い資料として水門鉄管基準<sup>(2)</sup>に示された鉄管内の水を抜水する際に用いられる空気管の選定がある。これによると、必要な最小流入断面積  $A$  は、(1)式から求められる。

$$A = Q / \{C \times (2 \times \Delta P / \rho_a)^{0.5}\} \quad (1)$$

ここで、 $Q$  : 水車流量(m<sup>3</sup>/s)

$C$  : 流入係数 (=0.6)

$\Delta P$ : 圧力差(Pa)

$\rho_a$  : 空気密度(1.226kg/m<sup>3</sup>)

この式より、流入断面積 56cm<sup>2</sup> が求められ、管径で 85mm が算出される。したがって、本設置場所における配管設計は、本計算式から求められた空気吸込み管径を参考に行った。

### A 3. 3. 2 現地実験結果および考察

サイホン管の最上部には、図 A3.3 に示す空気を吸入するための口径 80mm の配管が設けられている。現地にて空気管の必要最小口径を実験的に求めるため、電磁弁取付け位置に真空破壊弁としてワンタッチバルブを設置し、吸込み口径を変えた実験を行った。吸込み口径は、管吸込み口に取り付けられるフランジの穴径を変えることで調整した。フランジ穴径は、20, 25, 30, 40mm の 4 種類である。実験は、水車回転速度を一定に保った状態で真空破壊弁を開放し、空気を主配管内に吸入する方法で行った。水車は、真空破壊弁を開放し、水車出力が 0kW（無負荷）以下になると停止となる。また、空気吸込み量は、空気を吸入する前の配管内圧力およびフランジ部の吸込み損失と配管損失<sup>(3)</sup>から求められる空気速度に、フランジ穴面積と空気の吸入開始から無負荷状態に至るまでの時間を乗ずることで算出した。

実験の結果、フランジ穴径が25mm以上の場合に水車は停止することが確認された。図A3.4は、空気吸込み量と無負荷運転になるまでの時間との関係を示す。横軸の空気吸込み量  $Qa$  は、運転時の水車流量  $Qw$  で無次元化して示す。縦軸の無負荷運転になるまでの時間  $Tt$  は、停止前の配管内平均流速  $Vw$  と空気吸込み管から吸出し管出口までの配管長さから求められる水の配管内滞留時間  $Tc$  で無次元化している。図中の計算結果は、空気の吸入による密度の低下量を求め、有効落差が模型実験結果より求められる無負荷になるまでの時間を算出した。密度の低下量は、吸入された空気が流速  $Vw$  で移動するとしてランナ上流側と下流側に存在する空気量を求め、空気を吸入する前のランナ上流側と下流側の配管内平均圧力に換算することで算出した。したがって、計算では、時間  $Tc$  まで空気が配管内に滞留し配管内の密度を低下させるものの、それ以上の時間が経過すると放水管より空気が吐き出されるので密度は低下しない。このことより、計算における水車の停止可能な状態は、縦軸の時間が1.0以下となる。本図より、計算結果において水車の停止に必要な  $Qa/Qw$  は、約0.2となることが判る。また、その空気量の吸入に必要な口径は、約35mmと算出される。これは、実験で水車停止が確認された口径25mmの1.4倍になるものの、



水門鉄管技術基準より求められる口径85mmより精度良く予測できているものと考えられる。

以上のことから、真空破壊弁で水車を停止するために必要な空気量の算出は、水車の特性から求められる無負荷状態の有効落差を考慮して決定すれば良いことが判明した。

#### A 3. 4 吸出し管出口形状に対する提案

この発電所の放水位は、東京湾の潮位変動の影響を受け大きく変動し、最低水位では極端に浅くなる。通常、吸出し管は図A3.5のように下向きに取り付けられており、出口部が空中に開放されると僅かな流れの動揺により配管内へ空気を導いたり、排出したりする。このような不安定な状態が吸出し管内で発生すると、有効落差が安定せず発電機出力が変動する。これを抑制するため、吸出し高さがプラス（放水位が水車中心より低い状態）の発電所においても吸出し管出口部は、放水位以下になるよう設計される。放水庭の水深が浅い場合には、放水面が高くなるような放水堰設けるなどの工夫がなされている。

吸出し管内への空気流入は、配管出口の一部を正圧にすることで防げると考え、吸出し管出口へ図A3.6に示すようなU字管を取り付け現地にて実験を行った。U字管の設置により、管最下端部には管出口との標高差に相当する水圧が加わり、常に大気圧より高くなる。図A3.7は、水車運転中におけるU字管出口の流れの状態を示す。現地実験にて運転確認を行った結果、放水位が低い状態においても、出力が変動することなく運転されることが確認され、充分効果があることが判明した。

以上のことから、放水位が浅くなる地点におけるU字管の採用は、建設費を低減する上で有効な手段であると考えられる。

### A 3. 5 まとめ

マイクロチューブラ水車の設置に関する新たな技術の確立と提案を行い、現地試験にてその効果を実証した。その結果、以下のことが明らかになった。

- (1) 取水にサイホン管を用いる場合、水車緊急停止は配管内の真空を破壊する方法が簡易であり、真空を破壊するための空気量は水車特性より求められることを明らかにした。
- (2) 放水位の水深が低い場合、吸出し管出口にU字管を設ける方法は、吸出し管内への空気流入を防ぐための手段として有効であることを確認した。また、U字管を設けることにより出力変動や振動は、発生しないことを確認した。

#### 参考文献

- (1) 発電用水力設備に関する技術基準を定める省令，第四章水車及び地下発電所第三十四条，平成九年三月二十七日通商産業省令第五十号.
- (2) 社団法人 水門鉄管協会，水門鉄管技術基準，2001-8.
- (3) 技術資料 管路・ダクトの流体抵抗，日本機械学会，1979.

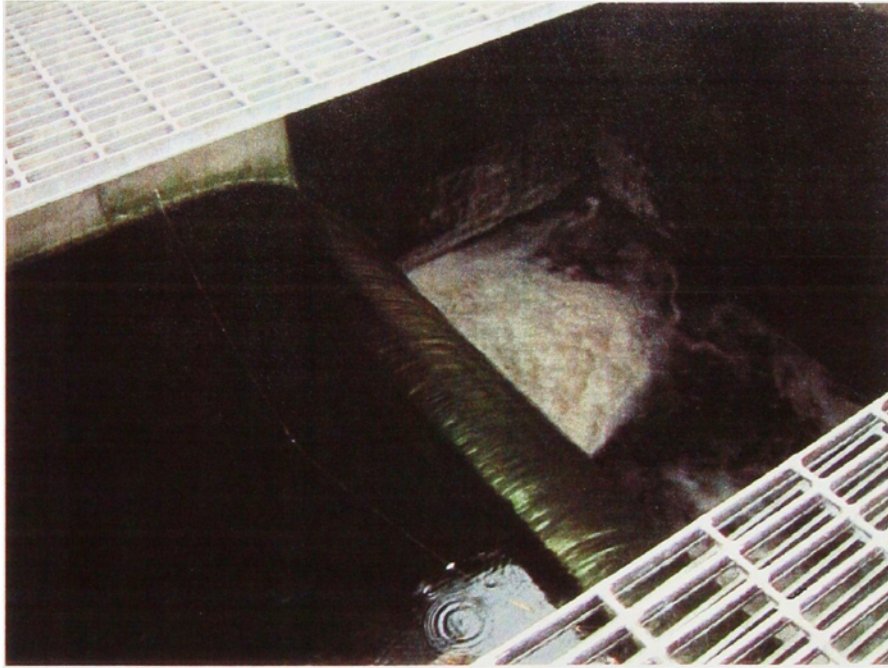


図 A3.1 下水道処理施設内の流量堰

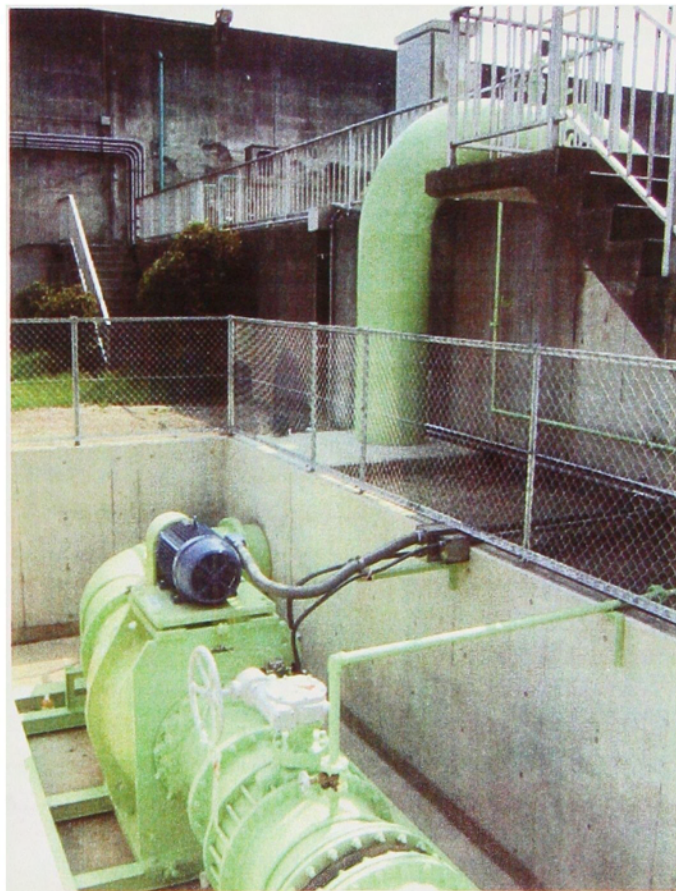


図 A3.2 サイホン管設置状態

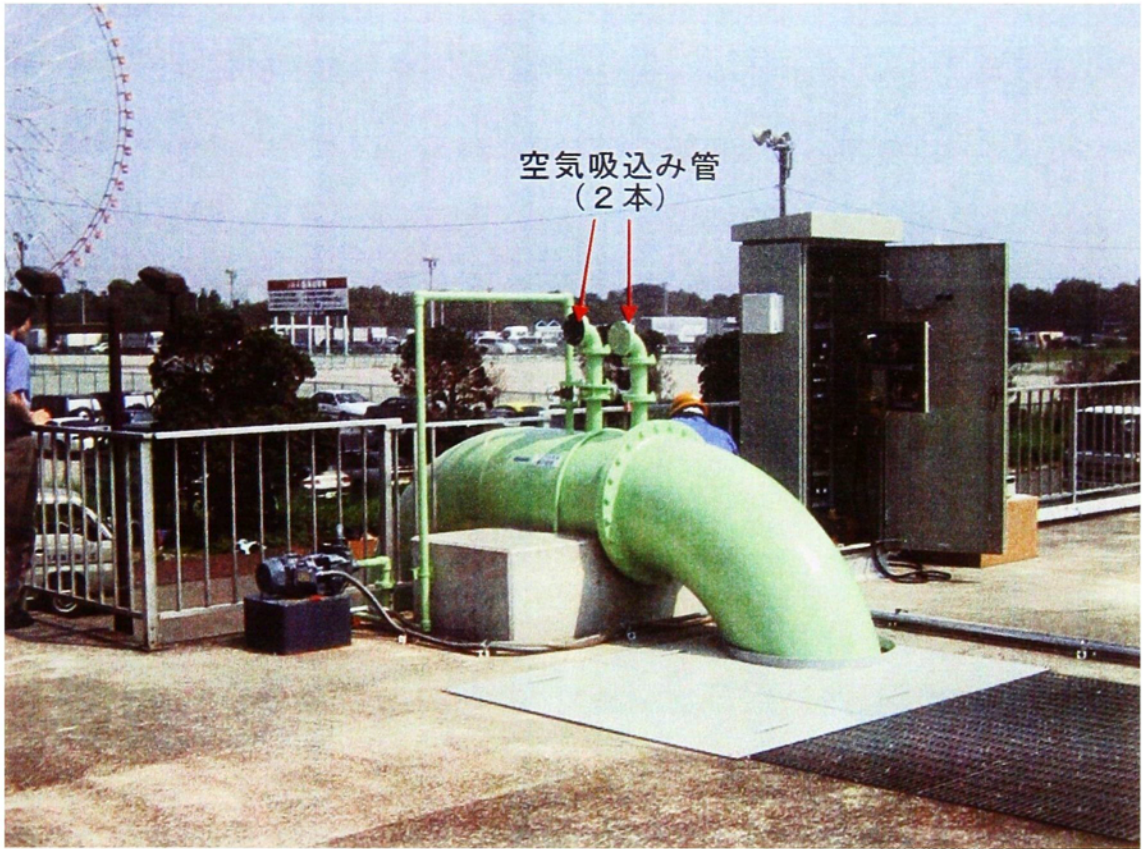


図 A3.3 空気吸込み管

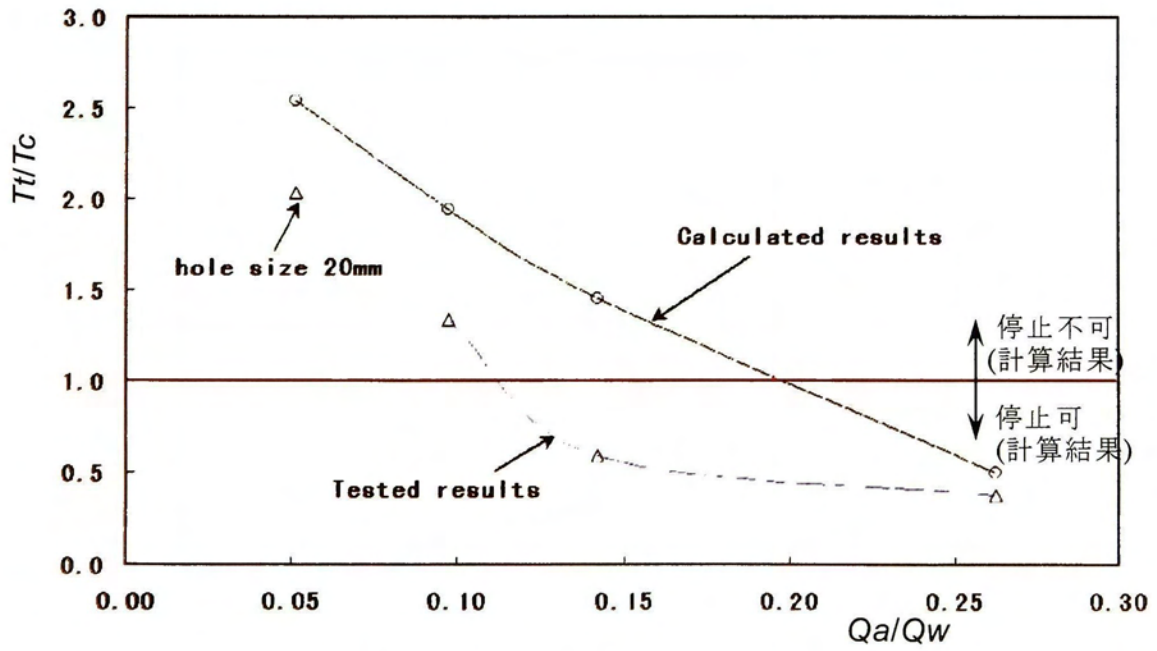


図 A3.4 空気吸い込み量と停止時間

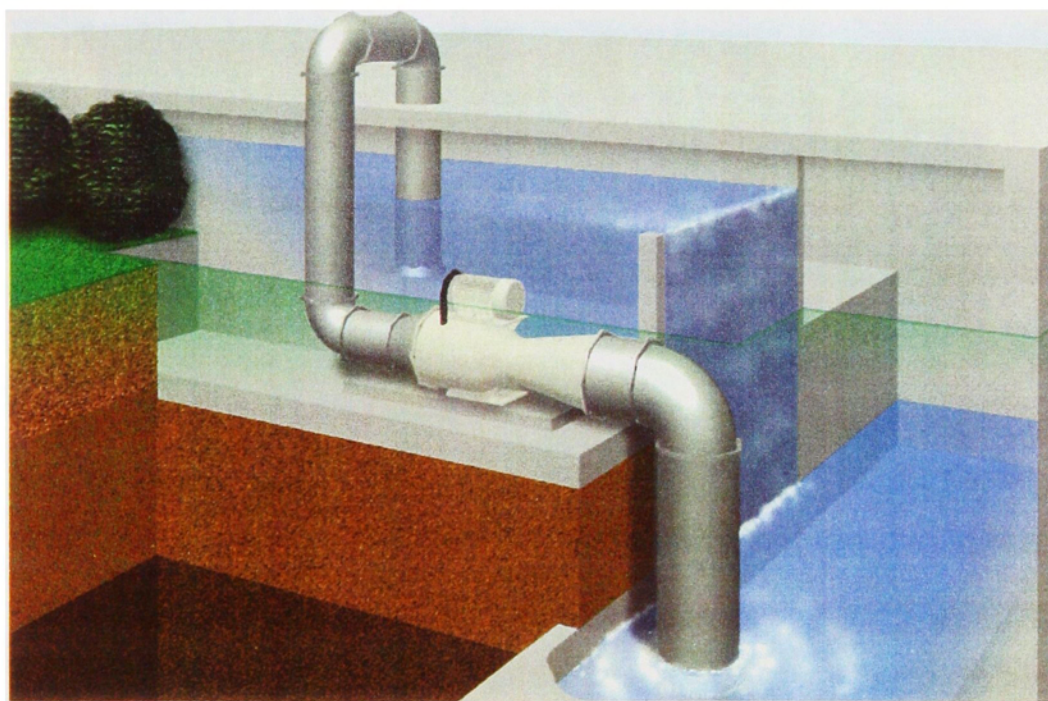


図 A3.5 放水管設置例

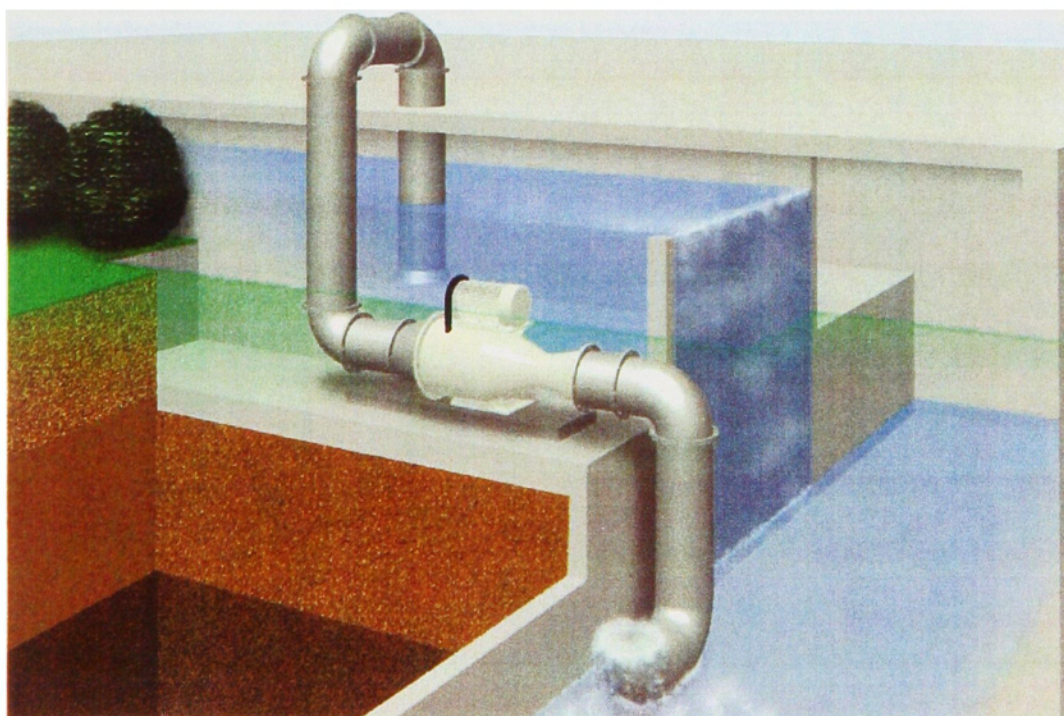


図 A3.6 U字管設置例

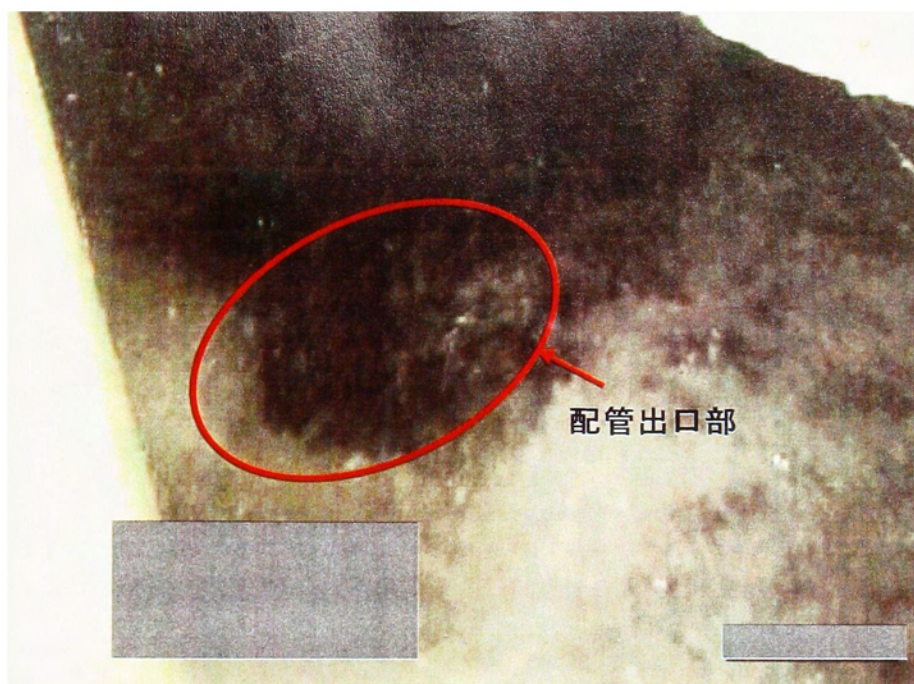


図 A3.7 U字管出口の流れの状態