

低落差小水力水車に関する研究

横浜国立大学附属図書館



10010687

1996

北洞貴也

概要

我が国においては、大きな水エネルギーが得られる地点はほぼ電力各社により開発されているが、小水力の得られる地点は未開発の部分が多くあり、そのエネルギー割合は膨大である。近年のエネルギー問題、環境問題などで、小水力水車による発電に大きな期待がもたれるようになった。小水力は一般に低落差のものが大変多く、世界的には特に大河川のない国々や、都市部が大規模発電プラントから遠く離れ、送電のための経費やエネルギーロスが大きくなるような地域に対して、低落差小水力の利用価値は高い。

小水力に利用される水車にはいくつかのタイプがあるが、その代表的なものに貫流水車（クロスフロータービン）がある。この水車は近年中落差小水力用にドイツで開発された独特の形状を持つ水車で、安価に製作でき、広い範囲の流量変動に対応できるなどの他の形式の水車には無い数多くの特徴を備えている。低落差小水力発電に用いるべき水車としては、貫流水車が最も適していると考えられ、今後の小水力発電の主流になるものと思われる。

そこで、本研究では、従来の研究により中落差の小水力用として好適な基礎形状が判明している貫流水車を、さらに低落差に適用した場合の高性能化を目差して、各種の研究を行った。

まず、第1章において貫流水車の一般的特徴と、それを取り巻く社会的環境、および現在までに行われた種々の研究を示し、本研究の必要性和有用性について述べている。

第2章では、貫流水車の水力性能を議論する上で重要となる効率の定義法を、損失の分析とともに検討し、従来とは異なった新たな定義法を提案し、これに基づき主に実験的研究により、貫流水車の主要な設計パラメータであるノズル取付け角、吸出し管取付け位置、ランナ径と流路幅の影響について検討し、低落差に適した水車の構造を解明している。さらに、低落差領域で特に有効な効率向上策を提案し、実験によりその有用性を明らかにしている。

貫流水車は、その構造上流れが非軸対称となるため、他の水車に比べて水車出力に対するラジアル荷重の割合が大変大きくなる。ラジアル荷重の大きさはランナ幅や軸径など、貫流水車の構造設計に大きな影響を与える。そこで第3章ではランナに働くラジアル荷重を実験的に検討し、さらに運動量理論を用いて、その大きさと方向に対する予測法を提案

している。

第4章では、差分法の一つであるMAC法を用いて、オイラー運動方程式を数値計算し、水車の内部流れを計算している。ノズルとランナを一括して解くことにより、実用的な性能予測を行い、本研究に用いられた形状が低落差に対しても良好な性能を示すことを確認している。

上述の貫流水車に関する研究の他に、低落差小水力水車の発電設備の全体性能を論ずる場合に重要となり、また未知の部分の多い水圧管入口及び吸出し管出口の開水路内流れについても研究を行っている。

一般に水車の水圧管に河川等から水を引き込む場合、あるいは水車の吸出し管を出た水を河川等に放水する場合には、開水路が用いられることが多い。この場合有効落差として、小水力の水車では、開水路の水位を基準に取ることが多い。しかし、閉水路につながる開水路端付近の自由表面は速度変化が大きいので、水位が場所により変化するのが普通である。特に低落差水車の場合、この自由表面の僅かな変化が水車効率算出に大きく影響する。しかし現状では、基準水面をどの水位に選ぶべきかに関しては未だ明確に規定されておらず、議論の対象となっている。そこで、このような場合を対象に、第5章では導水管入口、第6章では吐出し管出口近傍の開水路流れの表面挙動を水位変化に着目して実験的および、理論的に明らかにして、水車設備全体性能に対する影響を解明した。

なお、本研究で得られた性能予測法は低落差水車に限らず、一般的な中落差の貫流水車にも適用できるものである。また、そのために開発されたMAC法による自由表面を含んだ非定常内部流れ解析プログラムは、他のケースにも幅広く適用できるものであることを付記する。

目次

	PAGE No
第1章 序論	1
1・1 小水力水車の社会的環境	1
1・2 低落差小水力水車の現況	4
1・3 貫流水車の構造と現在までの主な研究	5
1・4 落差の定義における開水路水面の取り扱いの現況	13
1・5 本研究の目的	15
第2章 低落差貫流水車の性能に関する実験的検討	19
2、3、4、5章で共通に用いられる記号および用語	
2・1 実験装置および測定方法	23
2・1・1 供試水車形状（水車A、B、C、E）	23
（1）ランナ室形状	
（2）吸出し管の設計	
（3）ノズルおよびランナ形状	
2・1・2 実験装置全体	27
2・1・3 性能測定方法	31
2・1・4 内部流れの測定方法	32
2・1・5 実験条件の範囲	34
2・2 実験による最適水車形状の検討	34
2・2・1 水車単体の性能と単体効率の定義法の提案	34
2・2・2 水車の全体性能	38
（1）吸出し管取り付け位置の選定	
（2）空気供給方法の比較と速度特性（水車A、B、C）	
（3）水車効率に及ぼすランナ室水位の影響（水車A、B、C）	
（4）好適な入口ノズル位置	
（5）内部流れの可視化	
（6）流速ベクトルと吸出し効果	

2・3	アスペクト比の異なる水車Dの設計及び性能の比較	55
2・3・1	水車Dの設計	55
	(1) ランナ及びノズルの設計	
	(2) 吸出し管の設計	
2・3・2	水車単体のアスペクト比の影響	62
	(1) 速度特性	
	(2) 有効落差の影響	
2・3・3	水車の全体性能に及ぼすアスペクト比の影響	64
	(1) 速度特性	
	(2) 再流入損失の計算	
	(3) 内部流れの比較	
	(4) ランナ室内水位の影響	
	(5) 有効落差の影響	
	(6) 部分負荷特性	
2・4	損失の分類と見積もり	72
2・4・1	エネルギー伝達図	72
2・4・2	水車Dにおける損失の概算値	75
2・5	効率向上策の提案と結果	76
2・5・1	水車室内への仕切板の設置	77
	(1) 仕切板の効果	
	(2) 速度特性	
	(3) 最高効率点における諸特性	
	(4) 仕切板位置による最高効率の変化	
	(5) 有効落差の影響	
	(6) 部分負荷特性	
2・6	2章のまとめ	85
第3章	ランナに働くラジアル荷重に関する研究	87
	3章で用いられる記号および用語	
3・1	実験装置及び実験方法	88

3・1・1	測定条件の範囲	88
3・1・2	非接触変位計を用いたラジアル荷重の測定装置	88
	(1) 検定方法	
	(2) 測定方法	
3・2	実験結果および考察	94
3・2・1	水車単体における基礎データ	94
3・2・2	吸出し管を取り付けた場合のラジアル荷重	96
	(1) 有効落差の影響	
	(2) 回転数の影響	
	(3) 部分負荷時のラジアル荷重	
3・3	ラジアル荷重の算定方法	100
3・4	3章のまとめ	103
第4章	三次元境界層計算によるノズル側壁面の損失解析	105
4・1	三次元境界層解析法	105
4・1・1	基礎式	105
4・1・2	差分式	108
4・2	貫流水車への適用	111
4・2・1	有限要素法による主流のポテンシャル計算	111
4・2・2	境界層計算への適応	111
4・3	4章のまとめ	116
第5章	MAC法を利用したランナの理論効率の予測	117
	5章で用いられる記号	
5・1	解析法	118
	(1) 基礎式	
	(2) 計算格子と差分	
	(3) 計算手順	
	(4) 境界条件	

5・2	貫流水車への計算の適用	122
5・3	5章のまとめ	127
第6章 水車水圧管吸込み口近傍の開水路流れ		129
6章および7章で用いられる記号		
6・1	実験装置及び実験方法	131
6・1・1	実験装置	131
6・1・2	測定方法	131
	(1) 開水路内水位測定装置の開発	
	(2) 流速	
	(3) 壁面静圧	
	(4) 流量	
6・1・3	実験条件	136
6・2	水位と流れの状態	136
6・2・1	流れの状態	136
6・2・2	水位変化	138
6・2・3	最大水位上昇量	141
6・2・4	導水管内壁面静圧	141
6・3	空気吸い込み現象	144
6・3・1	空気吸い込みの条件	144
6・3・2	空気吸込み時の流れの状態	147
6・4	水車設備全体の効率との関係	150
6・5	6章のまとめ	150
第7章 吸出し管出口近傍の開水路流れ		153
7・1	実験装置および実験条件	153
7・2	水位と流れの状態	154
7・2・1	流れの状態	154
7・2・2	水位上昇と運動量理論による予測	157
7・2・3	最大水位上昇量	160

7・2・4 吸出し管出口側壁の圧力と水位	160
7・3 水車効率に与える影響	163
7・4 7章のまとめ	163
第8章 結論	164
付録	
(A) ノズルおよびランナの設計方法	167
A・1 ノズル	
A・2 ランナ	
A・3 性能の比較	
(B) 境界層解析のフランス水車への適用	173
B・1 フランス水車への適用	
B・2 計算結果と考察	
B・3 付録Bの結論	
参考文献	182
謝辞	190

第1章 序論

1・1 小水力水車の社会的環境

来るべき21世紀には環境問題が工学における最大の問題の1つになると予想されているが、地球温暖化を予防するためには、石炭、石油、ガスなどCO₂を生じる化石燃料を利用する火力発電依存の電力供給割合を改める必要がある。また、原子力発電はチェルノブイリ発電所での甚大な事故以来、地域住民とのコンセンサスが得にくく、新しい建設場所の選定が難しくなっている。

水力発電は水の自然循環を利用するものであり、汚染物質を生じないクリーンなエネルギー源である。しかし、低落差の小水力が得られるような河川における発電はほとんど行われていないのが現状であり、その未利用エネルギーは膨大である。

昭和に起きた2度の石油危機以降、日本国政府は省エネルギーとエネルギー転換政策を押し進めることとなった。1980年に通商産業省の行政法として石油代替エネルギー開発導入促進法が成立している⁽⁹²⁾。その中で昭和55年時点で一般水力発電（揚水発電を除く）が1900万kWであったものを昭和65年に2600万kWに引き上げることを目標にしている。しかし、大規模発電に利用出来る地点はほぼ開発しつくされており、今後いかに中小水力を開発してゆくかに力点が置かれている。このため、資源エネルギー庁では何度か河川の未開発包蔵水力を100kW以上のものについて調査している。平成5年におけるこの結果を表1-2-1に示す。表には包蔵水力の開発状況を示す。工事中も含めて揚水を含まない一般水力で開発されているものは2150万kWであり、いまだ昭和65年目標も達成されず、開発余地の多いことが分かる。

さらに出力の大きさ別に開発状況を示したのが図1-2-1である。3万kW以上の出力地点はほとんど開発されている。1000~3000kWの未開発地点がとくに多いように思われるが、1000kW以下は地点数も膨大になり、調査しきれていないためである。日本における理論包蔵水量、すなわち国土に降る降水量の海水面を基準としたポテンシャルエネルギーは、年間約7200億kWhとされ、調査されているのはこの内の22%にすぎない。地下水にしみ込む分があるので理論包蔵水力が全て利用できることは無いが、その内の70%が海まで流出するとしても平成5年度現在の工事中を含めた既開発分に対する未開発分は4.8倍に達する（図1-2-2）。しかもそのほとんどが1000kW以下の小水力である。環境への

区 分		地 点 数	最 大 出 力 (kW)	年 間 可 能 発 電 電 力 量 (MWh)
既 開 発	一 般 水 力	(2) 1,749	(1,100) 21,019,624	89,905,599
	混 合 揚 水	20	5,627,040	2,513,768
工 事 中	一 般 水 力	60(2) - 11	483,380 - 65,555	1,901,481 - 355,746
	混 合 揚 水	2(1)	500,000	240,000
未 開 発	一 般 水 力	2,733 - 281	12,454,710 - 1,063,390	47,048,888 - 7,251,529
	混 合 揚 水	20 - 13	7,956,000 - 123,770	1,793,400 - 711,170
一 般 水 力 計		4,540 - 292	32,828,769	131,248,693
混 合 揚 水 計		41 - 13	13,959,270	3,835,998
合 計				135,084,691

注 (I) 「既開発」は平成5年3月31日現在において運転中のものであり（一部が工事中である発電所に係る運転未開始分の出力、電力量については「工事中」の該当欄に各々計上した。）、事業用の全発電所及び最大出力100kW以上の自家発電所について集計した。

(II) 「工事中」は第123回電源開発調整審議会（平成5年3月17日）決定分までを集計した。

(III) 「混合揚水」の年間可能発電電力量は自分流発電電力量のみを集計した。

(IV) 「工事中」及び「未開発」の計画に伴う「既開発」への影響については、各々の数値の下段に外数として示した。なお、地点数については廃止となる発電所数を示した。

(V) 「工事中」のうち、既開発地点の増設、改造中地点数を（ ）内数で示した。

(VI) 「工事中」のうち、仮合格分を「既開発」に（ ）外数で示した。

表1-2-1 日本の包蔵水力⁽⁷⁶⁾

出力区分(kW)	既 開 発			工 事 中			未 開 発		
	地 点	出 力 (kW)	電力量 (MWh)	地 点	出 力 (kW)	電力量 (MWh)	地 点	出 力 (kW)	電力量 (MWh)
1,000 未満	411	178,089	1,170,829	6	2,280	12,491	361	238,610	1,205,043
1,000 ~ 3,000	381	683,640	3,989,434	15	27,400	138,736	1,240	2,275,300	9,242,587
3,000 ~ 5,000	160	601,925	3,328,677	10	40,700	180,069	520	1,947,400	7,819,164
5,000 ~ 10,000	277	1,865,450	9,853,521	10	66,900	285,840	354	2,380,800	9,546,350
10,000 ~ 30,000	344	5,685,820	25,942,742	16	311,600	1,160,167	218	3,416,600	12,789,844
30,000 ~ 50,000	87	3,311,100	14,701,012	1	34,500	124,178	21	801,900	2,610,500
50,000 ~ 100,000	65	4,309,500	16,659,152				16	1,016,100	2,726,400
100,000 以上	24	4,384,100	13,260,232				3	378,000	1,109,000
計	1,749	21,019,624	89,905,599	58	483,380	1,901,481	2,733	12,454,710	47,048,888
平 均		12,006	51,404		8,334	32,784		4,557	17,215

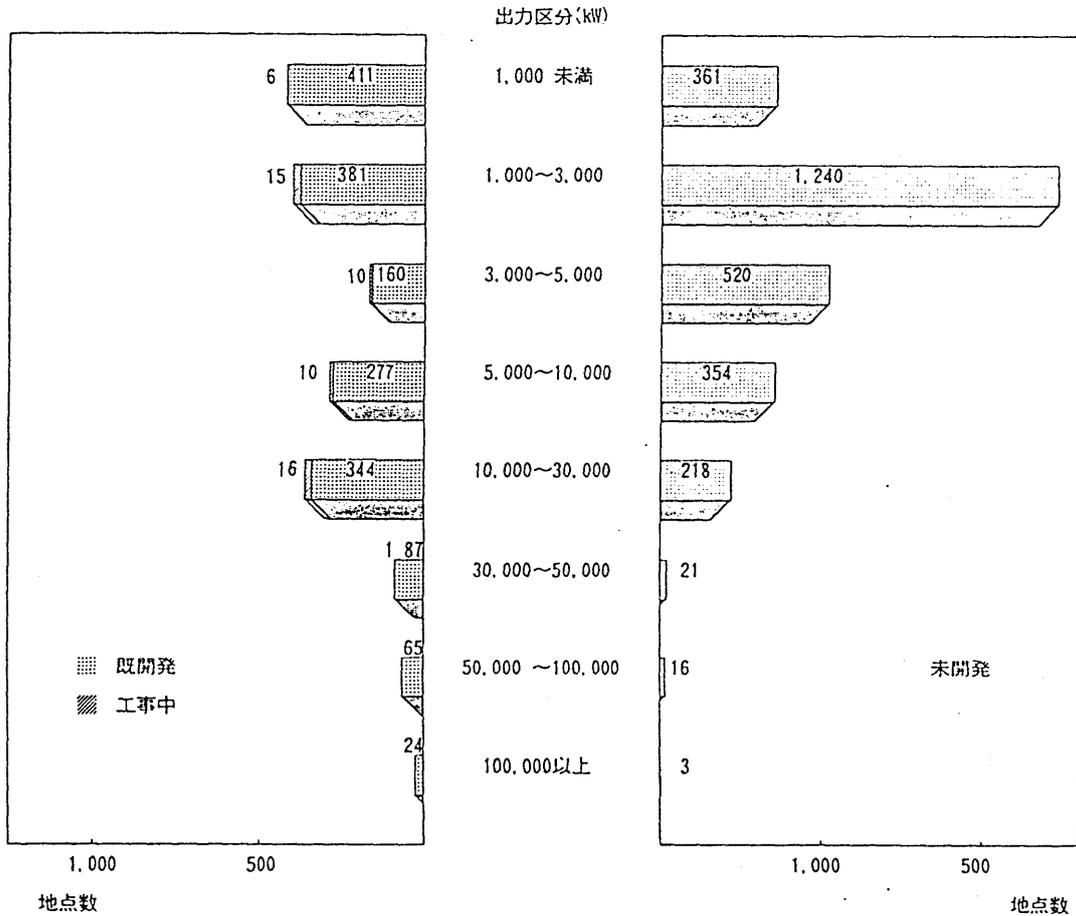


図1-2-1 一般水力における出力分布⁽⁷⁶⁾

影響や、発電所設置場所の制限などにより、その全てが利用できるわけでは無いが、最近の法改正により売電が可能となったので、市町村や地方自治体等による長い目で見たまめ細かな対応により、小河川にも貫流水車による発電所が設置されるようになれば、日本のエネルギー状況に対する貢献度は大きなものとなる。

1・2 低落差小水力水車の現況

最近のエネルギー事情から、小水力の利用を模索する動きが高まり、文部省は、各大学の自然エネルギーの利用技術を研究推進するために、1980年から7年間にわたり科学研究費補助金を出し、エネルギー特別研究（エネルギー）（代表浦野）を行っている⁽²⁰⁾。ここでは自然エネルギーを太陽、流体、地熱、複合の四部門に分け研究を行なっている。流体エネルギーの開発では、貫流水車とダリウス水車の性能向上、低風速および変動風速時の風車、風力による貯水システムの最適設計、波浪発電システムの高性能化を主として研究し、成果をまとめている。また山部等は⁽¹¹⁾自然エネルギーの中で水力エネルギーに属するものとして、水力、波力、潮汐、潮流、海流を取り上げ、特に小水力エネルギーの利用技術の現状を述べている。その中で、貫流水車、ストラフロー水車、一体形水車、ダリウス形水車、周流形水車など近時開発された水車を中心に解説し、ペルトン水車、フランシス水車などの従来機種や波浪エネルギーなどについても開発状況を述べている。久保田⁽⁷¹⁾は数百～数万kWの小水力に、従来の大型水車を適用した場合の特性について解説し、また貫流水車を紹介している。しかし、現在小水力に用いられているものには貫流水車が多く、豊倉等⁽³¹⁾は中小水力発電としての建設費および、構造の面から貫流水車に注目し、貫流水車の性能、内部流れ、仕事率と流量割合について述べている。また、久保田等⁽²⁹⁾も大容量建設地点の少なくなった我が国では、50MW以下の中小水力に重点が移り、特に1～5MWの小水力発電が今後の開発の中心となると予測し、小水力に関し、低落差地点の開発、変落差特性、変流量特性および建設単価の問題を概観し、代表的な貫流水車の構造、水車特性（作動原理と内部流れ、性能、有効落差と吸出高さなど）を説明している。

一方貫流水車以外にもいくつかのタイプの水車が研究され、利用されている。例えば、本来風車によく用いられていたダリウス形羽根車を水車に利用した高速型横流水車について高松等⁽⁶⁶⁾は翼性能の向上をはかり、性能を調べ、またキャビテーション試験によって、吸込み限界を明らかにしている。しかし本水車は貫流水車に較べ効率が低く、その翼の強

度の問題から極低落差への使用に限定される。また、成実等⁽⁶⁷⁾は開水路設置形水車である下掛水車の水路を改良し、その特性を調べている。本水車は古来から、農業用に灌漑、脱穀用などで利用されてきた水車の発展型と考えられ、落差3m以下で利用される。農業用水路や、浄水場などで利用された例がある。しかし、開水路を利用しているため、土木設備も大規模なものとなり、また、効率も貫流水車に較べてやや落ちる。他にも、チューブラ水車や、バルブ水車、あるいはフランス水車等一般に大、中水力に用いられている水車を小水力に適用する方法があるが、構造が複雑なため高価となり、発電に較べ初期投資額が大きくなるので小水力には向かない。

以上に述べた状況から、小水力発電に用いるべき水車としては貫流水車が最も適していると考えられ、今後の小水力発電の主流になるものと考えられる。

1・3 貫流水車の構造と現在までの主な研究

貫流水車はオーストラリアの技術者A. G. M. Michellにより発明され、20世紀初頭にドイツでBankiが特許を取得し、Ossberger社のBavariaがこれに改良を加え、ほぼ現在の基本的な形となり、世の中に広く知られることとなった。そのため、これをバンキ水車と言うこともある⁽⁵⁵⁾。

貫流水車の基本的な形を図1-3-1に示す⁽⁶⁴⁾。ランナは円筒かご形で1対の主板の円周上に円弧状の羽根20~30枚がはさんである。翼列の内外径比は2:3程度である。その流路のランナ軸と垂直方向の断面形状はノズルも含めて一定であり、側壁やランナ側板の影響を無視すれば二次元的な流れとなる。ランナ内には強度を持たせるために主軸が貫通している。水に角運動量を与え水車に導き、流量調節を行うためのノズル内には1枚の可動案内羽根が取り付けられ、これを回転させることにより全開から、全閉まで流量を調節できる。吸出し管の設置によりランナ下端から放水位までの落差の回収が行われる場合が多い。ノズルに流入した水は、ノズルでランナに対する角運動量を与えられる。ランナの円弧翼列に流入した水は角運動量変化を起こしランナに仕事を与える。ランナを通過する流れは2経路に分けて考えられる。すなわち、ノズル内側から羽根に流入する経路は、1度入口側の翼列を出て貫流部を通過し、再び出口側に回り込んだ翼列に再流入してからランナから流出する。また、ノズルの外側壁付近の第2の経路の流れは、貫流部に流出しないまま翼列内で向きを変え流出する。ランナを出た水はランナ室内で整流され、吸出し管か

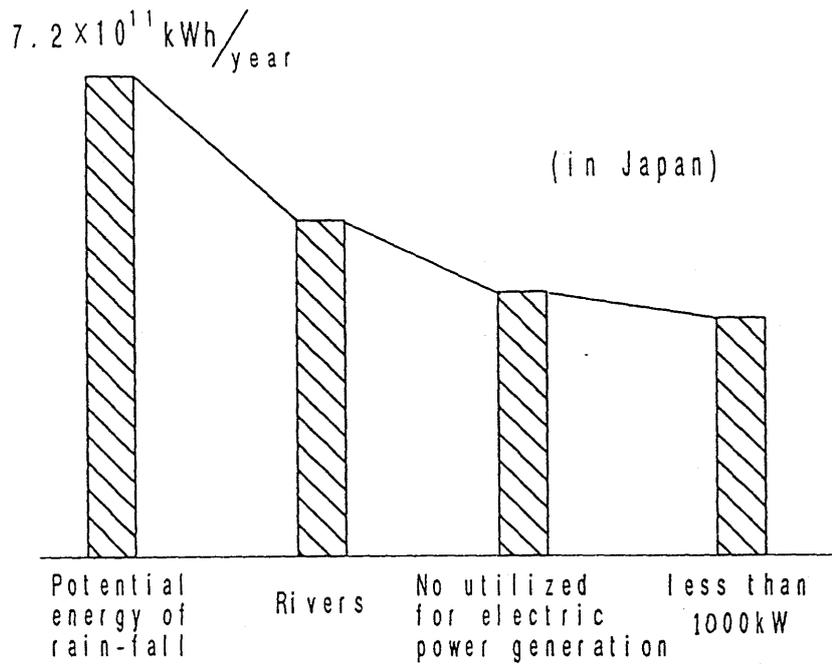


図1-2-2 水力の開発状況

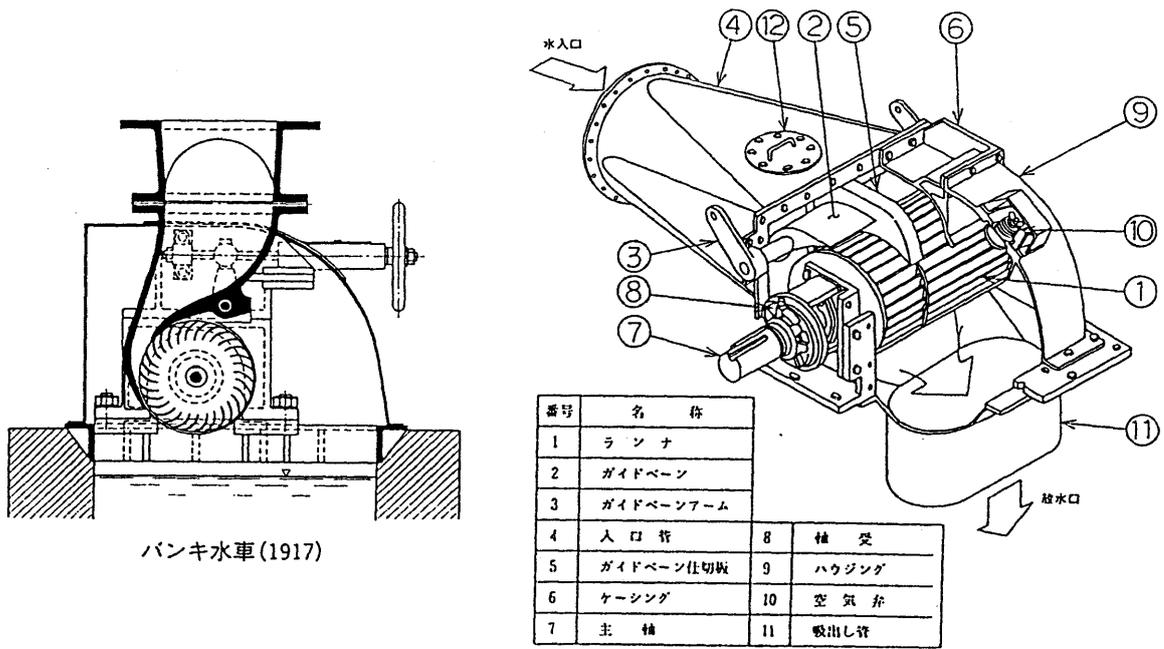


図1-3-1 貫流水車構造図⁽⁷⁴⁾

ら放水開水路へ流出する。ランナを通過する流れがランナ内の主軸に接触すると流れが乱れ大きな損失となる。そこでランナ室上壁からランナ室内へ外気を供給し、ランナ内の主流以外の領域に空気相を作り、流れが主軸と衝突するのをさける。羽根の回転などで空気と水はある程度混合され、吸出し管から流出するが、ランナ内の水は遠心力のため外側に偏り、内側の空気相の圧力は下がるので、ランナ室上部の空気が吸い込まれある一定の大きさの空気相が維持される。ランナ室内の圧力は放水位とランナ室内の水位との差により、大気圧よりも低くなっているため空気は自然に吸気される。空気の供給量は圧力調整バルブにより調節される。

小水力が得られる河川は、流量の季節による変動や、天候による変化が大きい。そのため、貫流水車は広い流量範囲で高性能を示すことが要求される。ランナの二次元性を利用して、ランナとノズルおよびガイドベーンを軸方向に例えば1:2に不等分割し、ガイドベーン調節を別々に行うことで、3種類の流路幅を持つ水車として作動させることが出来るので、部分負荷特性が向上でき、最も効率の高いガイドベーン特性を選ぶことにより、図1-3-2に示すように低流量範囲でも高効率が保てる。

ランナ形状に関しては、どの文献においてもあまり大きな違いは見られないが、ノズル形状についてはこの他にも図1-3-3に示すようないくつかの形状が提案、使用されている。

図(a)はノズル内側壁のランナ付近を蝶番状にして動かすことにより流量を調節するものであり、長所としてガイドベーンが無いことにより、特に部分負荷時のノズル内損失が減らせる。短所としては部分負荷時にノズル内側壁の出口端がランナから離れるためにノズル出口付近の圧力ヘッドが利用出来ない、などが挙げられる。図(b)は図(a)の改良型である。ノズル出口の開口角はある程度広くした方が良いことが明らかにされているが⁽²⁷⁾、どちらの形式もノズル出口をあまり広角にできない(参考文献(77))。図(c)はガイドベーンの無いタイプである。流量無調節か、ノズル上流の管路に設けたバルブで調節する。特に小型貫流水車に用いられるものである⁽⁷⁸⁾。図(d)は図(c)にランナ外周に沿った円弧筒状の出口弁を取り付けたものである。ノズル内の損失は減らせるが、弁全開にした時のランナ出口の流れの一部が弁に衝突するおそれがある。また、弁開閉の機構がやや複雑になる⁽⁷⁹⁾。

上流から流れてきた異物がランナの羽根に引っかかるような場合でも、貫流水車はランナが半回転すれば流れが逆になるので自動的にはずれる。しかし、その異物が堅くある程

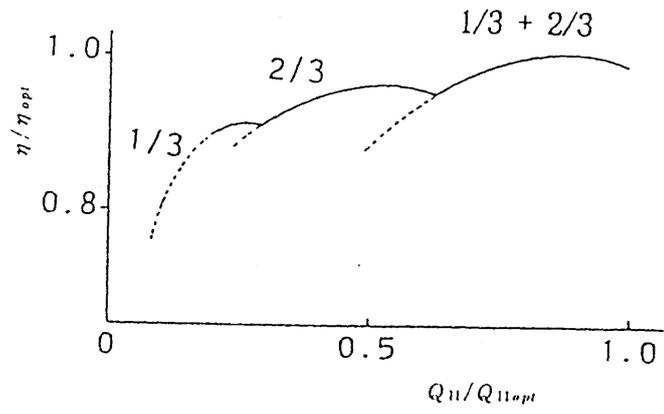


図1-3-2 貫流水車の変流量特性⁽⁷⁴⁾

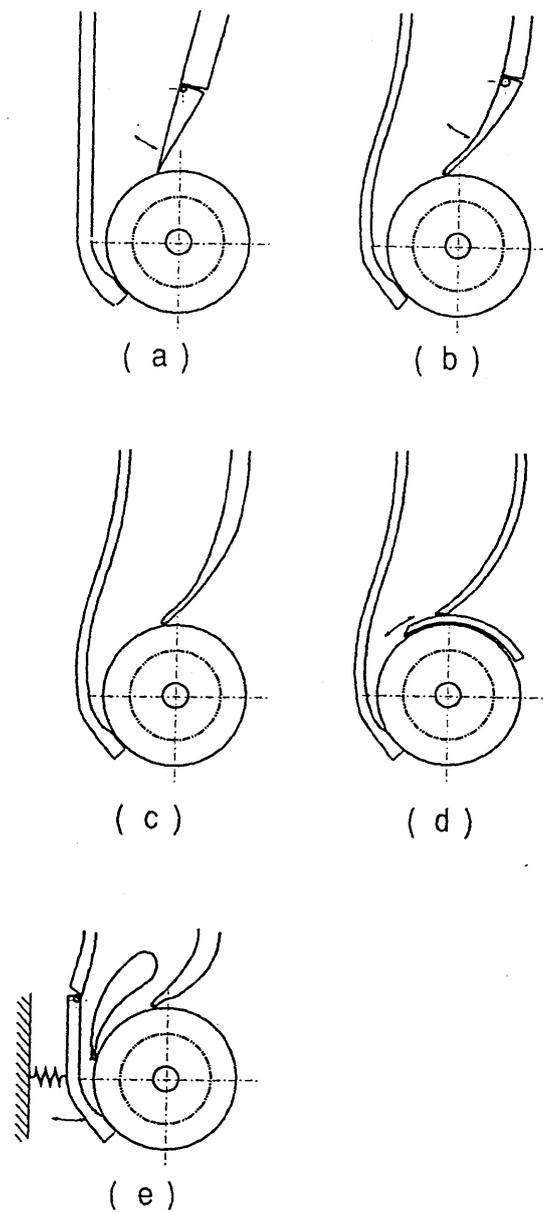


図1-3-3 貫流水車のその他の流量調整法
および異物排出の工夫

度大きな物であるとノズル外壁の出口端にぶつかり、羽根等に損傷を与えることになる。これを防ぐために図(e)に示すようにノズル外壁を可動とし、バネで押さえつけておき、異物がぶつかると隙間が広がるように工夫した例もある。

貫流水車のランナ内流れは非軸対称なので複雑だが、これを一本の流線で代表させ、簡略化して説明することが出来る。図1-3-4に示すようにランナ入口から1本の流線を引く。羽根間では羽根枚数を無限として、羽根に沿って流れ、出口ではすべりが無いものとする。また、内側羽根無し部で速度は変化せず、流線は直線であると仮定する。ランナ入口部を①としランナ入口側の羽根出口を②、ランナ出口側羽根入口を③、ランナ出口を④として、それぞれ添え字を付けることとする。②から流出する角運動量と③へ流入する角運動量は等しいので、オイラーヘッド H_{th} は

$$H_{th} = \frac{1}{g} (V_1 \cos \alpha_1 u_1 - V_4 \cos \alpha_4 u_4) \quad (1-1)$$

となる。また、④から流出する速度ヘッドは利用されずに廃棄され、吸出し管が取り付け無く圧力がここで大気圧であるものとする、①における全ヘッド、すなわち落差 H は

$$H = H_{th} + \frac{V_4^2}{2g} \quad (1-2)$$

となる。 H_{th}/H が理論効率 η_{th} を示す。ここで連続の式の関係より $V_{r4} = V_{r1}$ である。

最高効率点は廃棄損失が最も小さくなる回転数で得られると考えられるので、 V_4 が最も小さくなる $\alpha_4 = 90^\circ$ すなわち $V_{r4}/\tan \beta_1 = u_1$ が成り立つ。また、 $V_1 \cos \alpha_1 = u_1 + V_{r1}/\tan \beta_1$ であるので(1-1)式は

$$H_{th} = 2u^2/g \quad (1-3)$$

となる。ここで一般的に高効率が得られると言われている外周における羽根角 $\beta_1 = 30^\circ$ を用いると、 $\eta_{th} = 0.857$ となる。実際には羽根間反転流が周速を持ったまま流出する事などにより、効率はこれよりも悪くなる。

貫流水車の特徴として、ランナは円管から切り出した羽根を二枚の主板ではさみ溶接すればよく、水車室も二次元的形状で大型铸造部品がほとんど無いので製作しやすく安価にできる。さらに、流路を軸方向に不等分割することにより、部分負荷効率を高くすることができるので、流量変動の大きな小河川に適しているなどの利点が挙げられる。一方、ノ

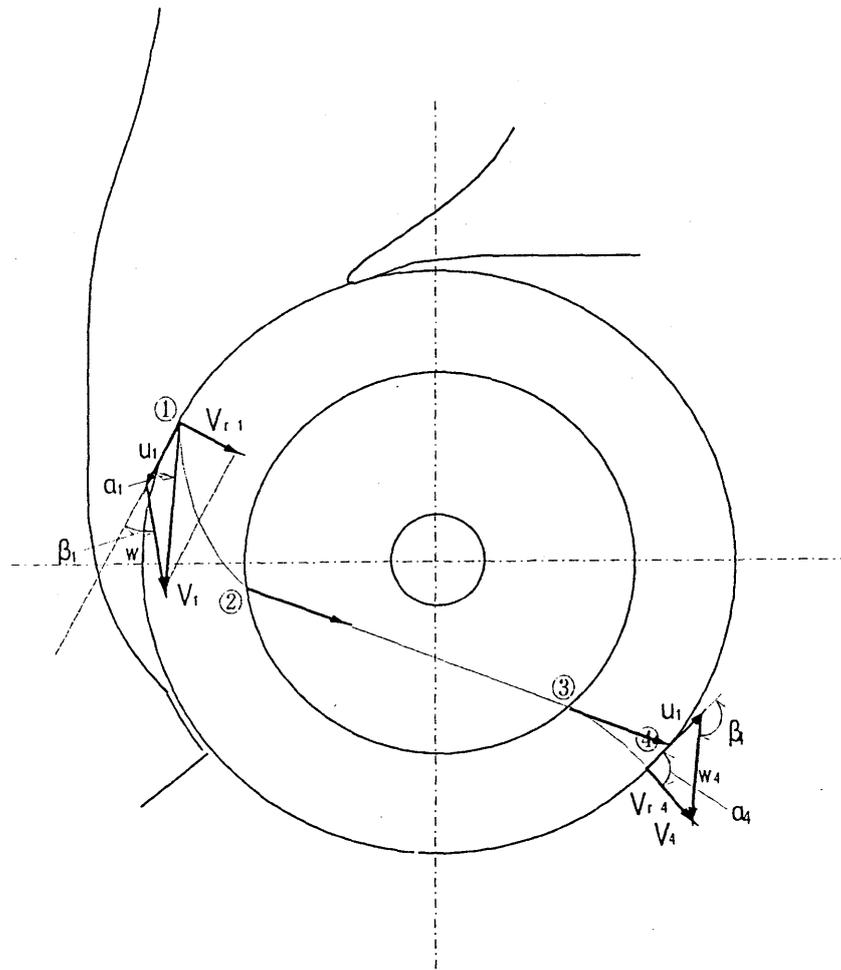


图 1-3-4 一次元的理論性能予測

ズルからランナへの水の流入する範囲が限られ、水がランナを貫流するのでランナの相対座標系から見て非定常流れとなる。そのためにランナには水車出力に比して大きなラジアル荷重が働く。またランナ内に自由表面を有し、吸出し管内の流れが気液混相流なので従来のディフューザ理論はそのまま使えない、などの問題点がある。そのために不明な点が多く、現在までに以下に紹介するような各種の研究が行われてきた。

POMFRET M J⁽¹⁴⁾ は小型貫流水車の開発についてこれまで行われた研究を調べ、詳細な研究を行う必要がある部分として、内部流れの可視化、噴流の干渉と偏向、圧力変化及び加速などがあり、数値解析を含む解析研究が更に必要で、これらの研究を進めることにより、この種の水車開発を加速することが出来ると述べている。

貫流水車の内部流れと性能に対する実験的な研究としては、主に以下のものが挙げられる。

・豊倉等⁽²⁷⁾ は、一つの案内羽根を有しランナ羽根内側を通る貫流が主軸の上方を通過する形式の貫流水車について、流線曲率法によるノズル出口流れの予測法を示し、性能と内部流との関係を明らかにしている。その結果、ランナ入口で良好な流れを得るためのノズル形状が明らかとなり、ほぼ60%流量までは性能低下が少ないことを明らかにしている。また、ランナ羽根を水が通過する際の仕事割合を求め、ランナ羽根出口のすべり係数を実験的に求めている。

・山部等は⁽²³⁾⁽²⁴⁾⁽²⁵⁾ アスペクト比2.0と0.5の水車に関して、その水力特性を実験的に調べている。すなわち、流路幅および吸出管内水位と水力性能および給気量との関係や偏流防止用の入口管内仕切板が水車効率に及ぼす影響、アスペクト比0.5の水車の効率および給気量特性との比較、試験落差と効率、キャビテーション性能などについて述べている。

・中瀬等⁽³⁰⁾⁽³⁷⁾ はノズル形状が水車性能及び流動状態に及ぼす影響を実験的に調べている。ノズル出口の圧力はランナ周りの気相の圧力よりも幾分高く、この水車が完全な衝動形でないこと、ノズル出口圧力を下げても最高効率は必ずしも上昇しないこと、最適ノズル幅はノズル出口の円弧開き角の大きさによりわずかに変化するが、ほぼ一定の法則に従うこと、流れには羽根を2回通るもの（貫流）と羽根車内側まで達せずに羽根から流出するものが混在すること、羽根車内側の流れは加速され、そのため2段目の速度三角形は一次的に考えたものと異なることなどを明らかにしている。

・KHOSROWPANA H S 等⁽³⁶⁾ は、羽根枚数、ランナ径、及びノズル入射角を変化させてその性能を試験している。その結果、いかなる落差においても、最大効率はノズ

ルの入射角の増大により又はランナの形状比の減少により増大することを示している。最大効率を得るための最適ブレード数とその時の比速度を、単位流量とノズル入射角の関数で与える方程式を提唱している。

・西等は⁽³²⁾翼弦長の異なる二種類の羽根を組合せた羽根車と従来通り同一翼弦長の羽根からなる羽根車を試作し、落差及びノズル開度の変化による性能変化の比較を行っている。その結果、どちらの羽根車においても、ノズル開口角を小さくして流速を大にするよりも、ノズル開口角を大にする方が効率が良くなること、最高効率を示すノズル開口角は組み合わせ羽根車では 90° 、従来型では 75° 付近であること、組み合わせ羽根車では落差が大きくなるにつれ最高効率点が流量比（ノズル開口角）の大きい方に移動するが、従来型ではそのような変化はないこと、両羽根車とも速度係数はノズル開口角の増加とともに $0.46 \sim 0.48$ に近づくこと、などを明らかにしている。

数値計算による内部流れ解析としては、福富等の研究⁽¹³⁾⁽²¹⁾が行われている程度である。貫流水車は水流がランナの一部を流れ、内部流れが複雑であるために、従来一次元流れに基づく解析や実験にたよって設計・製作されてきた。福富等はランナ内の流れを羽根枚数無限と置き、相対座標系において羽根間で非定常オイラー式を数値解析し二次元流れの結果を得ている。さらに実験との比較を行って数値解析の妥当性を示している。ランナ内を通り抜ける流れの位置がランナ回転数とともに変化する様子を示すとともに、ノズル先端付近よりランナに流入した水は羽根間を通り抜けずに反転してそのまま外部へ流出し、十分仕事をしないことを示した。さらにランナ出口の流れが周方向に一樣でないのは、ノズル出口の流れの不均一性ばかりでなくランナ羽根間の流れの非定常性によることを明らかにしている。また、三宅等⁽³³⁾はダリウス形風車の理論を応用して低落差用高速貫流水車の翼車性能を無限翼数として理論解析している。翼は固定うずを密に分布させて表し、各翼からの後流うず層は翼車下流に流出させている。水力効率、トルク変動などの計算例を示している。

貫流水車の運転制御技術に対しては

・鈴木⁽¹⁶⁾は直流他励発電機を負荷に持つシステムの動特性について、エネルギーの流れから基本方程式を導き、実験結果と比較検討して、その定常特性を明らかにしている。また、基本トルク方程式を用いて負荷トルク変動時の過渡応答特性を検討し、摂動法を適用して伝達関数を求め、周波数特性を明らかにしている。

また、貫流水車は応用範囲が広くその応用的利用に対する研究としては、

・福富⁽¹⁰⁾は対称形貫流水車を波力発電に応用して、波を模擬した上下往復流中での、この水車のケーシング形状が水車性能に及ぼす影響を実験的に調べると共に、本水車の動的特性について、一方向流中での定常特性を用いて数値シミュレーションを行っている。その結果、本水車の定常特性を準定常的に用いて往復流中の特性を求める数値シミュレーションによって、波力水車の回転数、効率等の作動特性を評価できることを明らかにしている。また往復流中の本波力水車の1周期間の平均値で扱った効率、流量、出力に関する回転数特性は、一方向定常流中での特性と同様な傾向を示すことなどを明らかにしている。

・赤池等⁽²⁶⁾は、配管途中にも据え付けることが可能な出力1000kW以下のマイクロ水力を開発することを目的として、貫流水車を用いて、ランナ入口のガイドベーン及び吸出し管が無く、水車の入口及び出口の配管方向が一致し、しかも給気を必要としない水車を試作して実験を行っている。

最後に貫流水車の実際の利用状況について以下に説明する。日本国内で製作された貫流水車の有効落差と寸法の関係は図1-3-5に示す⁽⁸⁰⁾ような傾向があり、有効落差が小さくなるほど単位長さ当たりの軸荷重が減るのでランナ径 D と流路幅 B_s との比であるアスペクト比を大きくできることがわかる。表1-3-1⁽⁸⁰⁾には500kW以上の貫流水車のいくつかの設置状況が示されている。落差と回転速度、出力などから推定したランナ径と流路幅も示した。落差が小さくなるほど回転速度は遅くなっているが、流速が小さくなったこと以外に、ランナ径を大きく出来たことの影響もある。

応用的な利用としては

・関西電力(株)⁽¹²⁾は新由良川発電所の立軸カプラン水車の補機として低水量運転用に貫流水車を設置している。

また、発電以外にも

・竹内⁽¹⁹⁾は小水力エネルギーを農業に利用するため流体変速機を改造した流体かくはん式温水発生装置を試作し、かんがい水として直接熱交換する際の性能を求めている。流水を貫流水車により機械的エネルギーに変換し温水化試験を行っている。

1・4 落差の定義における開水路水面の取り扱いの現況

水車の効率評価は共通の規格に従う必要があり、日本国内ではJECが⁽¹⁾・⁽³⁾、また国際的にもIECが⁽²⁾規格をまとめている。この中で、サージタンクが取り付けしていない場合に

納入先	発電所名	台数	最大出力 (kW)	最高落差 (m)	回転速度 (rpm)	製作会社	完成年	推定ランナ径D(m)	推定ランナ幅B(m)
富山県	大長谷第五	1	1,270	62.9	400.0	日立	u/c	0.8	0.45
アメリカ	Middle Falls	2	1,150	14.5		OST	u/c		
アメリカ	Bradford		1,057	21.64	195.0	OST	1982	0.95	1.6
アメリカ	Cornel 2		997	35.0	261.0	OST	1981	0.9	0.76
ドミニカ	Jamamu	1	973	191.0		OST	1983		
アメリカ	Good Year		885	9.8	103.0	OST	1980	1.2	3.4
北海道開発局	鹿の子ダム	1	792	29.26	279.0	明電	1984	0.78	0.92
鳥取県口南町	新口野上	1	717	23.01	200.0	明電	1989	0.96	0.97
アメリカ	Cornel 1	1	711	35.0		OST	1980		
岡山県	倉見	1	710	77.5	730.0	富士	1983	0.48	0.31
インドネシア	widas	1	710	21.6	239.0	明電	1984	0.78	1.3
津軽広域水道	津軽	1	705	59.5	385.0	富士	1988	0.8	0.27
高知県	網見	1	658	42.5	318.0	富士	1986	0.82	0.41
オーストリア	Mittersill	1	635	45.0		OST	1982		
山口県	小瀬川	1	633	27.27	280.0	明電	1989	0.75	0.85
スウェーデン	Ange	1	632	29.5		OST	1982		
熊本県	氷川	1	617	30.7	270.0	富士	1985	0.82	0.63
水資源公団	室生ダム	1	613	43.8	326.0	富士	1985	0.82	0.37
ドミニカ	Elsalto	1	603	77.0		OST	1983		
ドミニカ	Baiguaque	2	590	78.0		OST	1983		
マレーシア	Sg. Sia	1	548	43.7	500.0	工営	1984	0.52	0.52
カナダ	Trout Creek	1	540	8.5		OST	u/c		
山梨県	荒川ダム	1	532	63.3	600.0	富士	1985	0.53	0.28
北海道電力	杜賀	1	507	25.3	500.0	工営	1982	0.54	1.1

表 1-3-1 貫流水車 (500kW以上) の設置状況⁽⁷⁴⁾

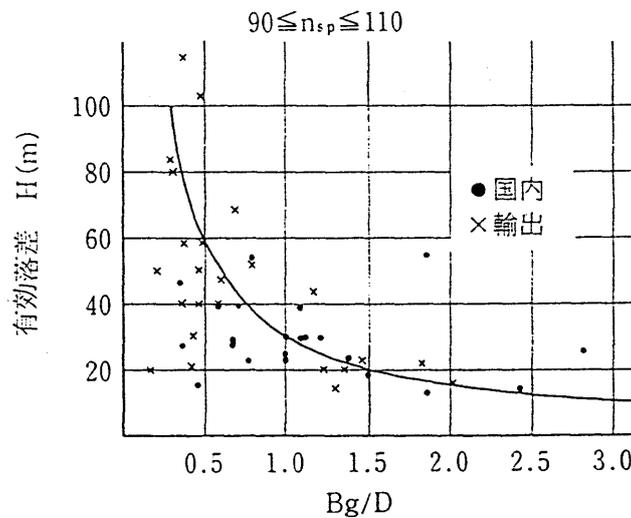
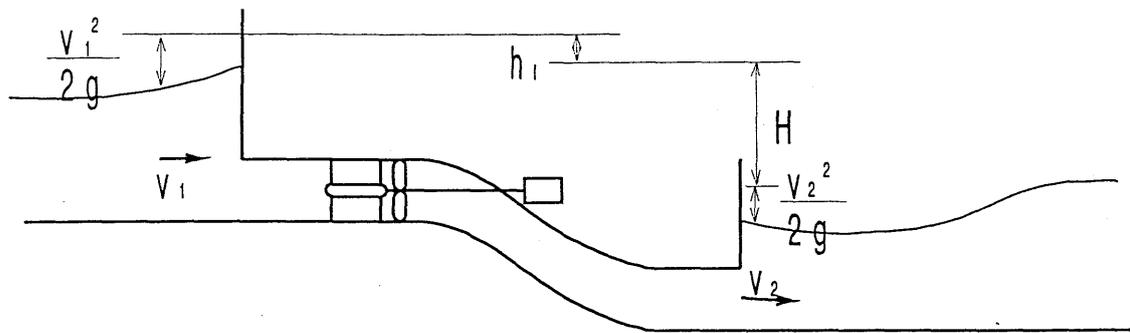


図 1-3-5 貫流水車の有効落差とアスペクト比 Bg/D との関係⁽⁸⁰⁾

は、図1-4-1に示すように、導水路（上水そう）の水面高さや吸出し管出口の放水路の水面高さを使って落差の定義がされている。導水路では流量を流路断面積で割った導水路内平均速度による速度ヘッドに水面の位置ヘッドを加えたものが導水路内流れの全ヘッドであると決められている。また、吸出し管出口の平均速度ヘッドと吸出し管出口の水位との和が吸出し管から廃棄される全ヘッドであると定義され、吸出し管出口側壁に圧力測定孔が設けていない場合にはこれを有効落差の基準としている。しかし、一般に閉水路近傍の開水路内流れは場所により大きく変化するため、水位も場所により変化する。だが、どの場所における水位を用いれば良いのかについては国際的にも明確にされておらず、議論の対象となっている。この違いによる影響は落差に対する速度ヘッドの割合が大きい低落差水車ほど強く表れる。しかし、水車設備に関連し、水圧管入口のように開水路から閉水路へ流入する場合、あるいは吸出し管出口のように逆に閉水路から開水路へ流出するような場合の流れに関する研究は、圧力波、あるいは自由表面の波の非定常伝播現象に関する研究はいくつか有るが（例えば参考文献（89））、落差との関係について述べているものはほとんど見当たらない。北等がバルブ水車のような15m以下の低落差水車を対象に、初期の本研究の結果を参考にしつつ同時進行的に研究を行い、より実際に近い形状の吸出し管について、曲がりのあるばあいについても実験的研究を行っていて、吸出し管出口の速度ヘッドの6割までが放水路内で水位の回復により回収しうることなどが明らかにされている程度である。EICHLER⁹⁰⁾は大流量のバルブ水車のように2m程度のような極端に低落差、高比速度の水車を用いて水力発電を行う場合には、入口から出口までの全流域において運動エネルギーが十分高いので、主要寸法や効率にこれが直接的に効き、吸出管に流出する非一様流れの挙動も大いに問題となる、と紹介している。また、水力発電設備全体の効率を評価する上では、これらの場所における損失がどのようになっているのか明らかにする必要がある。したがってその流れの様子や、水面の高さの変化及び挙動、水力損失などを明らかにすることは重要である。

1・5 本研究の目的

以上に述べたように、我が国における低落差の小水力の利用はいまだほとんど手つかずの状態であり、その開発が待望されている。エネルギー問題や環境問題から、これら膨大な水力を発電に利用する要求が高まり、またそのための法整備など社会環境も整いつつあ



落差の関係

- H : 有効落差
 h_1 : 導管路の損失ヘッド

図1-4-1 総落差、有効落差の関係

る。

貫流水車は安価に製作でき、広い範囲の流量変動に対応できるなどの利点を持つため、従来中程度の落差に用いられてきた代表的な小水力用水車である。しかし、他の高額な水車に比べて最高効率が低く、また本来中程度の落差に用いられてきたので低落差での性能には不明な点が多い。貫流水車が低落差領域でも高効率で運転できれば、その価値は大きく高まるものと考えられる。しかし、現在までの形式では、低落差に適用するためには吸出し効率が悪いことやランナの回転抵抗が生じるなどの問題がある。また過去の性能に関する研究では、効率の定義の仕方が著者によりまちまちで、お互いの比較が困難であり、数値計算による研究ではランナをいくつかの部分に分割するなどの煩雑な方法が採られ、しかもノズル出口流れを仮定して、ランナ流れだけを解くにとどまっている。

以上の状況に鑑み、本研究では図1-5-1に示すように従来中程度の落差で用いられている貫流水車をほぼ点線で示すような低落差領域に拡張適用することを目的として、以下の事項について、実験および数値シミュレーションを用いた研究を行う。まず、低落差にしたときに無視できなくなる有効落差とランナ径との関係に着目し、損失等のエネルギーの流れについて検討することにより、設計時に重要となるノズル、ランナの単体性能と吸出し管を取り付けた場合の全体性能との関係を実験的に明らかにする。次に、低落差に適した水車構造を明らかにするため、水の流入形態（ノズル取り付け角度）、および最適吸出し管取り付け位置を実験的に検討し、その性能を明らかにする。そして低落差で問題となるランナから放水面までの位置ヘッドを吸出し管を使って有効なエネルギーとして回収する方法を検討する。以上の研究と平行して、内部流れ計算法を開発し、性能予測法とおよび損失解析法を確立する。さらに設計上の大きな制約となるラジアル荷重の予測法を提案する。

また、低落差小水力水車では水車への導水管路に繋がる開水路や水車吸出し管出口を出た後の開水路内水面を落差の基準として性能を計算する事が多いが、閉水路につながる開水路端付近の自由表面は速度変化が大きいので、水位が場所により変化する。特に低落差水車の場合、この自由表面の水位変化が水車効率の算出に大きく影響する。しかし現状では、基準水面をどの水位に選ぶべきかに関しては未だ明確に規定されておらず、議論の対象となっている。そこで、このような場合を対象に、導水管入口および吐出し管出口近傍の開水路流れの表面挙動を、水位変化に着目して実験的および、理論的に検討する。

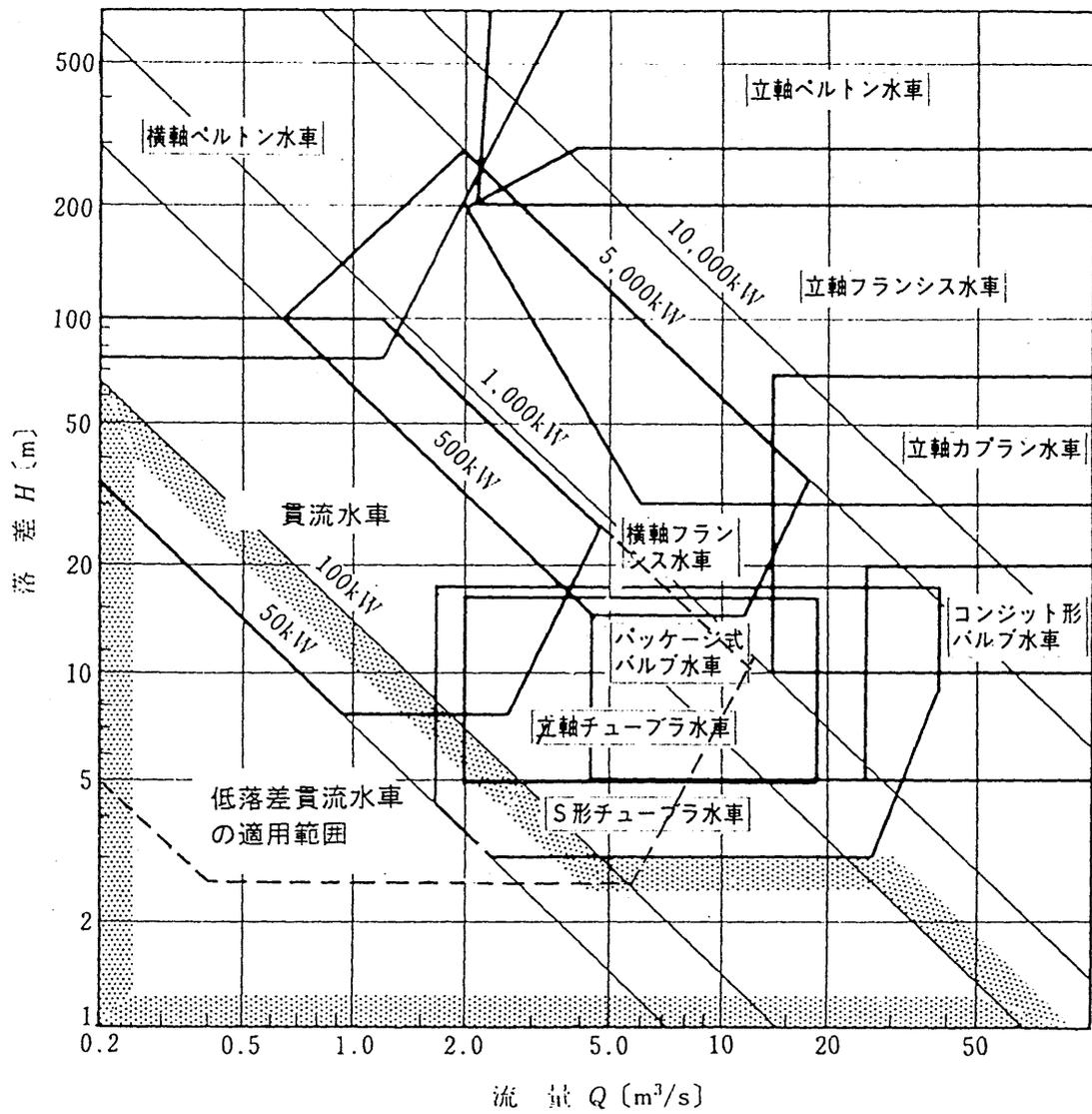


図1-5-1 低落差貫流水車の適用範囲⁽⁸⁸⁾

第2章 低落差貫流水車の性能に関する実験的検討

本章では同一のランナとノズル形状を持つ貫流水車について、主要な設計パラメータであるノズル取付け角、吸出し管取付け位置、ランナ径と流路幅の影響を実験的に検討し、低落差に適した水車の構造を解明する。また、この結果を基に、アスペクト比の異なる水車を新たに設計しその性能を比較する。その際に性能の比較に有効な効率の算出方法についても検討を加える。貫流水車の吸出し管も含めた効率を求めるには、反動形水車の水車効率を計算する場合と同様に、吸出し管出口放水位に対する水車ノズル入口の全ヘッドが有効落差として通常用いられる。ただし、吸出し管出口の速度ヘッドは通常十分に小さいので無視している。これは水車が受け得るエネルギーという考えに基づく。しかし、貫流水車の場合流れがランナ内の主軸と衝突するのを防ぐためにケーシング内に空気を供給するため気液混相流となり、一般に吸出し管効率は悪く、たとえ同じランナとノズル（水車単体）を使用したとしても、有効落差に対する放水面から主軸までの吸出し高さの割合が大きいと、空気供給量によって変化する吸出し効率によって水車全体の効率は大きく違ってくる。また、吸出し管の付いていない水車単体の場合は、ランナ周りが大気に解放されるので、有効落差の位置ヘッドの基準をどこに取るかによって見かけの効率に大きく影響を与える。水車単体の実質的な効率が分かれば、吸出し効率から全体の効率が予想できるため、この効率の算出方法と、各損失について実験的研究により考察する。さらに、低落差領域で特に有効であるランナ室内に仕切り板を設置する効率向上策を提案し、実験によりその有用性を明らかにする。

2、3、4、5章で共通に用いられる記号および用語（図2-0参照）

・記号

- b : ランナ幅
- d : ランナ直径
- g : 重力加速度
- H : 有効落差（放水面を規準とする）
- h : ランナ下端から測ったランナ室内水位
- $M\omega$: 角運動量と角速度の積

P	: 軸出力
p_a	: 大気圧
p_o	: ランナ室内圧力
p_s	: 静圧
p_t	: 全圧
Q_a	: 空気体積流量 (標準状態)
Q_w	: 水流量
n	: ランナ回転数 [r p m]
u	: ランナ外周の周速
V	: 絶対速度
w	: 相対速度
α	: 絶対流れ角
β	: 相対流れ角
η	: 効率 (放水面を基準とする)
η_m	: 最適回転数での効率
η_o	: 最適ランナ室内水位での効率
θ	: 内部流れ測定位置角
θ^*	: ノズル取付け角度
ω	: ランナの回転角速度 [r a d / s]
ξ	: 吸出し管効率
ρ	: 水の密度
ζ	: 吸出し効率

添字

c	: ランナ中心を規準とする
e	: ランナからの流出位置を規準とする
m	: 最適回転数での値
1	: Section1に関する値
2	: Section2に関する値
3	: Section3に関する値

r : 半径方向に関する値

u : 周方向に関する値

opt : 最適水位での値

・特性量の標準化

水車特性量を単位落差、単位ランナ幅、単位ランナ径当たりの値に標準化した以下の値を計算する場合の各物理量の単位を次のように規定する。

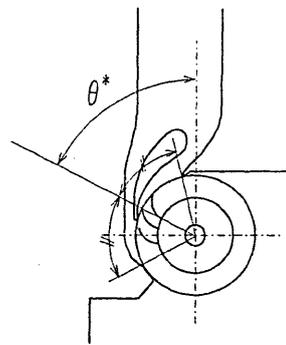
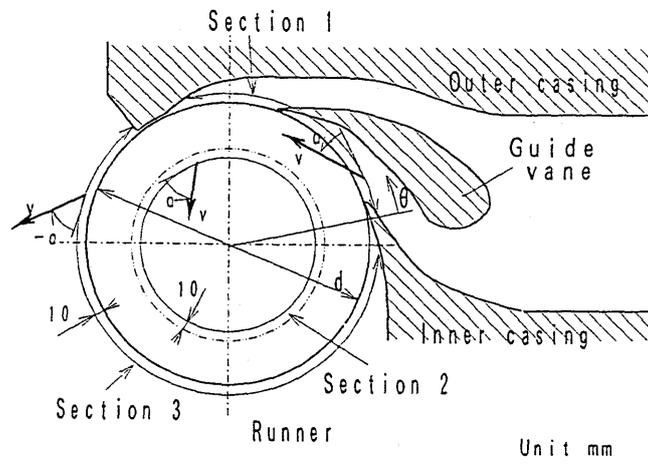
$$nd / H^{1/2}, \quad Q_w / dbH^{1/2}, \quad P / dbH^{3/2}$$

$$n[\text{rpm}], \quad d[\text{m}], \quad H[\text{m}], \quad Q_w[\text{m}^3/\text{s}], \quad P[\text{kW}]$$

・用語説明

水車単体	: 吸出し管を取り付けていない水車
ノズル開口角	: ノズル出口範囲をランナ中心で測った角度
ノズル出口中心	: ノズル開口角の等分割線とランナ外周との交点
ランナからの流出位置	: 代表流線のランナ出口側外周との交点
ノズル取付け角度	: ノズル開口角の等分割線を鉛直上向き方向から反時計回りに測定した角度
Section1	: ランナ入口のピトー管測定断面、ランナ外径の10mm外側
Section2	: ランナ貫流部のピトー管測定断面、翼列内径の10mm内側
Section3	: ランナ出口のピトー管測定断面、ランナ外径の10mm外側
ノズル外壁	: ノズルの曲がりに対して外側になる壁面
ノズル内壁	: ノズルの曲がりに対して内側になる壁面
放水面	: 放水槽の水面
内部流れ測定位置角	: ノズル内壁とピトー管測定半径との交点から測ったピトー管測定位置の角度
絶対流れ角	: 周速方向から測った角度、ランナ内向きを正
導管	: ランナ室からランナ内へ空気を供給するためのパイプ
導水管	: ノズルへ水を供給する管（水圧管）

ただし本文中に指示のあるものはこれに従う。



Definition of nozzle installation angle

図2-0 記号および用語

2・1 実験装置及び測定方法

2・1・1 供試水車の構造（水車A，B，C，E）

図2-1-1に本研究に用いた供試貫流水車を示す。従来、中程度の落差でよく用いられてきたノズルへの導水管を水平方向に取り付けた水車Aと、垂直方向に取り付けた水車B、45°上方から導き、ランナの下方を通過させる水車Cおよび水平方向から導きランナの下方を通過させる水車Eのノズル取付け角度を変えた4種類と、ノズルとランナ部の断面形状が水車Bとほぼ相似で、大きさを25/34に縮小した水車Dである。水車Dの設計の詳細は2・3・1節で説明する。本節では水車A、B、C、Eについて述べる。ノズルからランナ、ランナ室までの流路幅は80mmである。ランナの下方270mmより下の部分を取り外した吸出し管を取り付けていない状態についても実験を行っており、その場合の形状についても示す。なお、水車Eについては吸出し管の無い状態についてのみ実験を行っている。

（1）ランナ室形状

ランナ室はランナから出た噴流が十分に整流され、ランナ室内にある程度明確に水位が形成されるように広く取っている。水車B、C、Eは実験装置としてランナ室を共用しており、水車Cではランナからの噴流が横を向くので、流れが壁に衝突する事による損失が大きくなるように、ランナ室内壁までの軸からの水平距離は $2d$ 程度に広く取っている。水車Aは約 $1.5d$ である。ランナ室上壁はランナ室に空気がたまる程度の高さを設けた。

（2）吸出し管の設計

放水面から、ランナ中心までの高さはどの水車も1120mmと等しくし、吸出し管下端は100mm没水させた。吸出し管を取り付ける場合には、貫流水車は他の水車と異なりランナ室内へ空気を供給するので、吸出し管は気液混相状態で良好な性能のものが要求される。吸出し管は、空気供給量が $Q_a/Q_w=0.05$ で最適性能が得られる形状を設計する。この空気供給量は、従来中落差の水車において高い吸い出し効果が得られ、かつランナに回転抵抗が生じないため良好な性能が得られるとされている、水車Aでランナ室内水位がランナ下端高さにある場合の値であり、適当な形状の吸出し管を取り付けた予備実験により得られたものである。

空気供給量から吸出し管形状を求める方法について以下に説明する。参考文献（61）

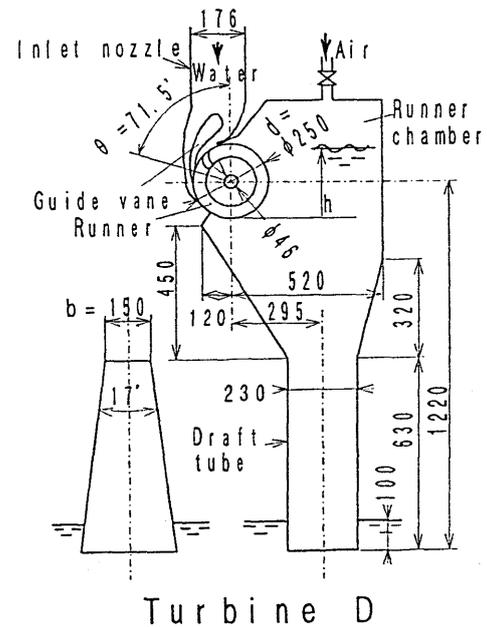
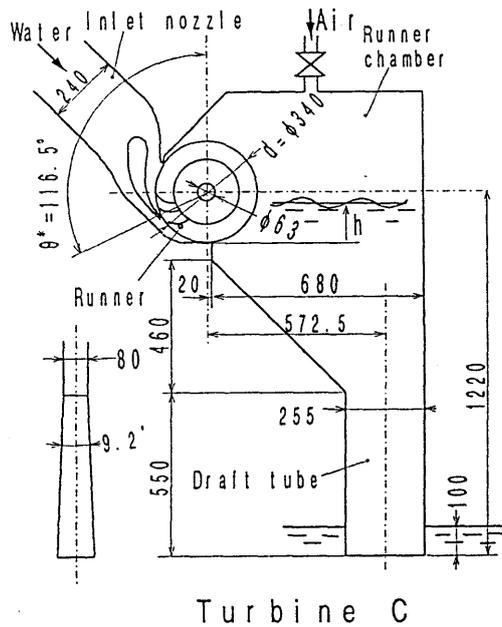
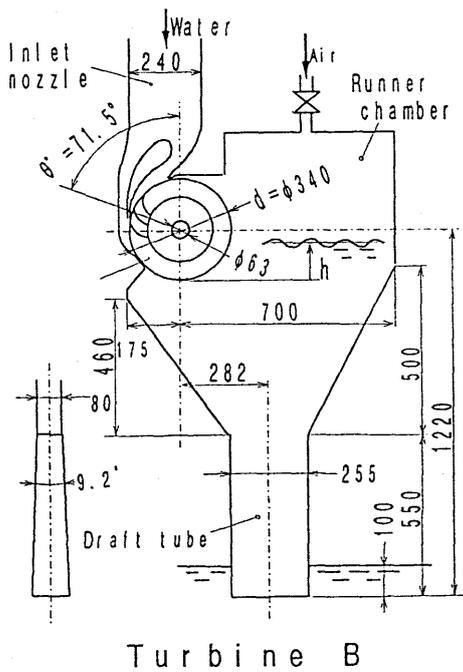
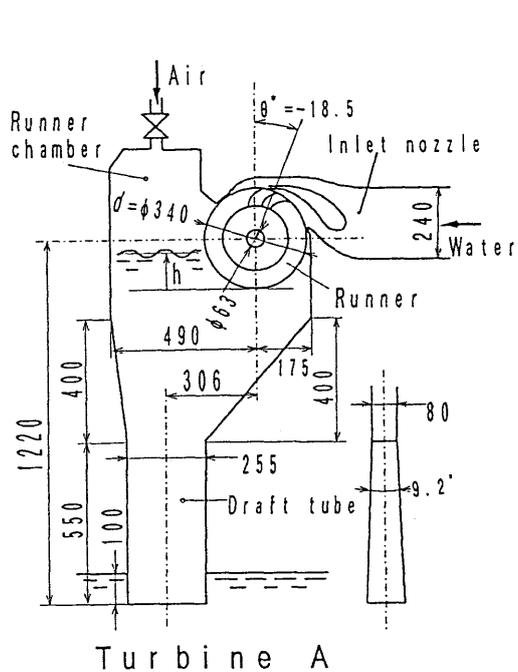


图 2-1-1 供試貫流水車

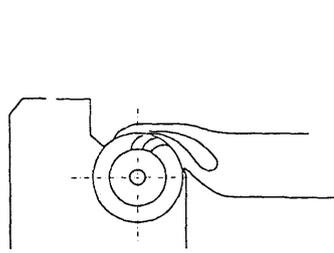
で図 2-1-2 に示す実験装置により行われている空気供給量 Q_a を様々に変えた吸出し管単体の実験結果から、 $Q_a / Q_w = 0.05$ の場合の設計資料図 2-1-3 が得られている。ここで v は吸出し管入口流速、 L / W は吸出し管長さとはがり方向の入口幅の比、 AR は入口と出口の面積比、吸出し管効率 ξ は $(p_a - p_o) / \rho g (L - h^*)$ と定義している。ここで p_o は吸出し管入口の全圧、 h^* は吸出し管没水部の深さである。一点鎖線は各流速に対しての性能限界を連ねたものである。また、破線は L / W が与えられた時の最大効率を示す。従って、一点鎖線と破線の交点が最高効率を得るための条件となる。吸出し管入口幅は $W = 80 \text{ mm}$ であるので、 $L = 550 \text{ mm}$ 、また、流量と最適入口流速 v より入口長さを 255 mm とする。はがり角は最適 AR より 9.2° となり、この場合の吸出し管効率 ξ は 79% である。ただし、この資料を使って得られる形状は、条件によっては、吸出し管長さが長くなりすぎることがある。そのような場合にはランナから出た流れが吸出し管に流れ込む際になめらかに整流される程度のランナからの距離が保てるよう適宜調節が必要である。

内部の流れが観察出来るように水車軸と垂直な側壁の片側を透明アクリル板製にしている。水平方向の取付け位置は、 $2 \cdot 2 \cdot 2$ 節で明らかにするように各水車の最適位置とする。

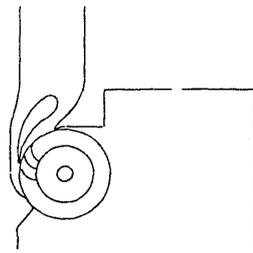
(3) ノズルおよびランナ形状

水車 A、B、C、E に用いたノズルおよびランナ（羽根）形状は等しく、文献（27）に示される最適なものを選んだ。詳細な設計法を付録 A に示す。文献（27）によるとランナは 1 本の代表流線を仮定して設計したランナの実験結果から、さらにすべりを考慮して製作しなおされた物である。ノズルはガイドベーンを取り付けた状態で、流線曲率法によりランナ入口部で円周方向に様な流速分布及び流れ角（ 16° ）分布が得られる形状が探し出されている。実験により水車 A の吸出し管の無い状態での両者の組み合わせによる性能は、他の形状のいくつかのランナとノズルの組み合わせによる性能の中で最も高い効率が得られることが確認されている。

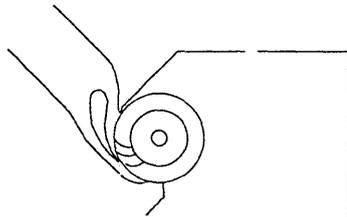
ノズルおよびランナ形状を図 2-1-4 に示す。ノズルの内外壁およびガイドベーンのランナに接する角度は 16° である。ガイドベーンは図示の状態が全開であり、ガイドベーン軸周りに回転させることにより、流量を全閉にまで調節できる。ガイドベーンの回転はランナ室の側壁をはずして行い、運転時にはガイドベーンは側壁により押さえつけられるため、ランナ室側壁との間に隙間は無い。実機では軸はランナを貫通し、軸受けにより両持ちで支えているが、本実験装置はオーバーハング形式で支え、内部が観察できるように反



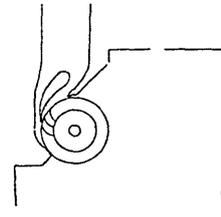
Turbine A



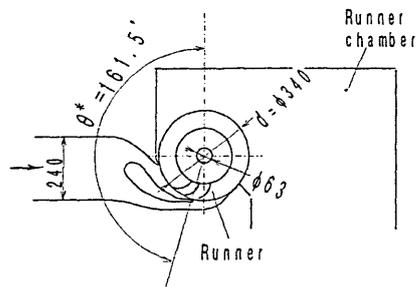
Turbine B



Turbine C



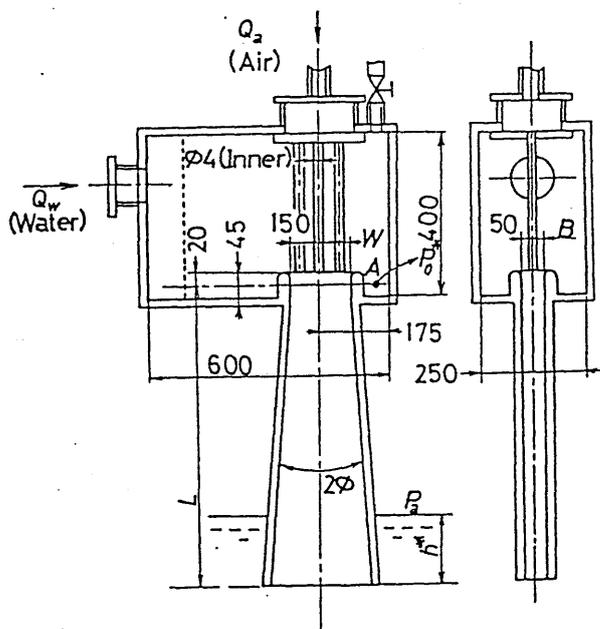
Turbine D



水車単体

Turbine E

図2-1-1 供試貫流水車



実験範囲

$$2\phi = -5^\circ \sim 35^\circ$$

$$L = 210 \sim 1100 \text{ mm}$$

$$W = 150 \text{ mm}$$

$$h^* = 100 \sim 200 \text{ mm}$$

$$Q_a / Q_w = 0 \sim 0.15$$

$$v_o = 0.77 \sim 2.1 \text{ m/s}$$

$$\xi = (P_a - P_o^*) / (L - h) \rho g$$

図2-1-2 吸出し管単体の実験装置と実験範囲⁽⁶¹⁾

対側の側板とランナ室側壁は透明アクリル板により製作している。実機と条件を合わせるために、ランナ内には着脱可能なダミーの主軸を取り付けた。ランナ内の主軸径は63mmである。

ノズルとガイドベーンは木製であり、ランナは鉄製で、羽根は溶接により主板に取り付けられている。錆防止のため、黒色ペンキ塗装を施している。

羽根形状を図2-1-5に示す。ランナへの流入段における入口角 $\beta_1=30^\circ$ 、出口角 $\beta_2=87^\circ$ の円弧翼が用いられ、翼列の内外径比は2:3で、ランナの羽根厚みは3.2mmである。

2・1・2 実験装置全体

水車BあるいはDを用いた場合の実験装置の配管全体図を図2-1-7に示す。他の水車についても同様に適宜導水管を導いている。その際、2つのベンド管により3次元的に曲げることは避け、旋回流れが生じないように注意した。水は斜流ポンプにより放水槽から汲み上げ内径200mmの導水管を通してノズルへと供給される。有効落差の変化はポンプ出口の仕切弁により行う。導水管の途中には、流量測定用の管ノズルを設けた。ポンプは安定して運転され、有効落差の時間変動は無いことを確認している。管ノズルの上流のベンド管直後と水車のノズル上流には図示のようにある程度の直管部を設け、整流のために放射状整流格子(板数4枚、厚み1mm、長さ200mm)を挿入している。管ノズル上流には最短でも管径の11倍、下流には5.5倍の直管部を設けた。導水管とノズル入口との間には円断面から矩形断面になめらかに流路が変化するダクトを介している。吸出し管を出た気液混相流は放水槽へと戻る。放水槽は十分に深い物であり、吸出し管出口流れに影響を与えない。水車ケーシング内への空気供給はランナ室内の低い圧力と外気の圧力の差により自然吸気され、バルブにより調節する。空気供給量はバルブ上流に設けた層流形空気流量計により測定している。同図に実験装置の側面図を示す。出力軸には回転計付きのトルク変換器を取り付け、ギヤ比1:10(水車Dでは1:20)の増速機を介した軸端には渦電流式の動力計を取り付け、軸出力を熱として吸収させた。動力計の励磁用電流を変化させ、吸収動力(負荷)を変えることにより回転数を調節している。構成要素および測定機器のいくつかの諸元を以下に記す。

・斜流ポンプ : 電業社(株) 型式KFSHG200 設計揚程3m
設計流量 $3.0\text{m}^3/\text{min}$ 動力5.5kW 回転数1100rpm

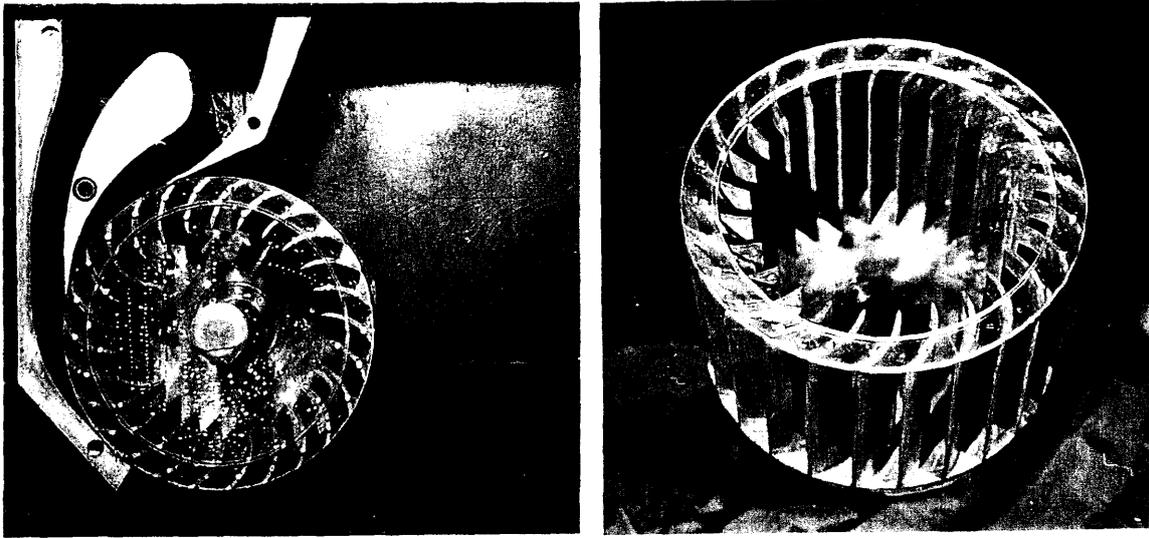


図2-1-6 水車Dのノズルとランナの写真

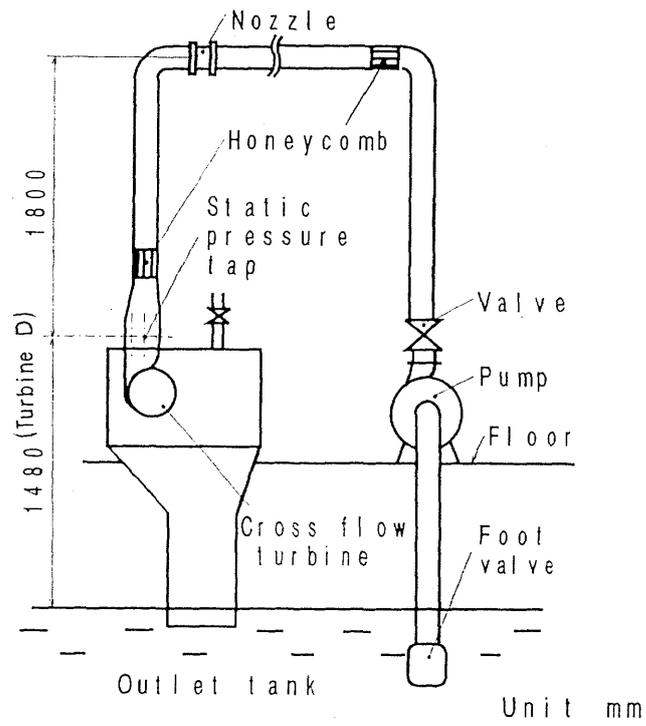
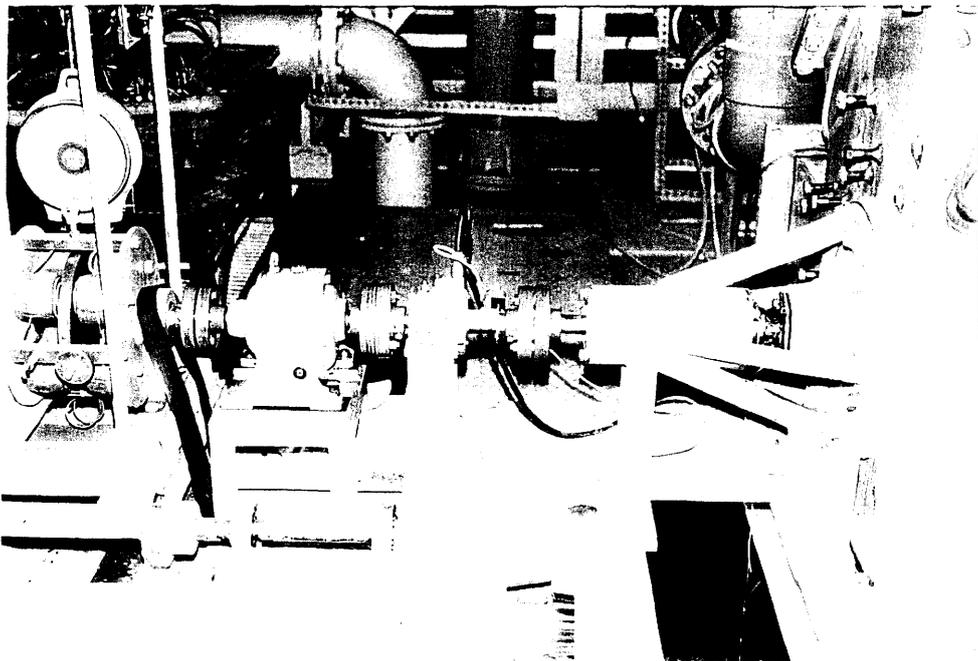
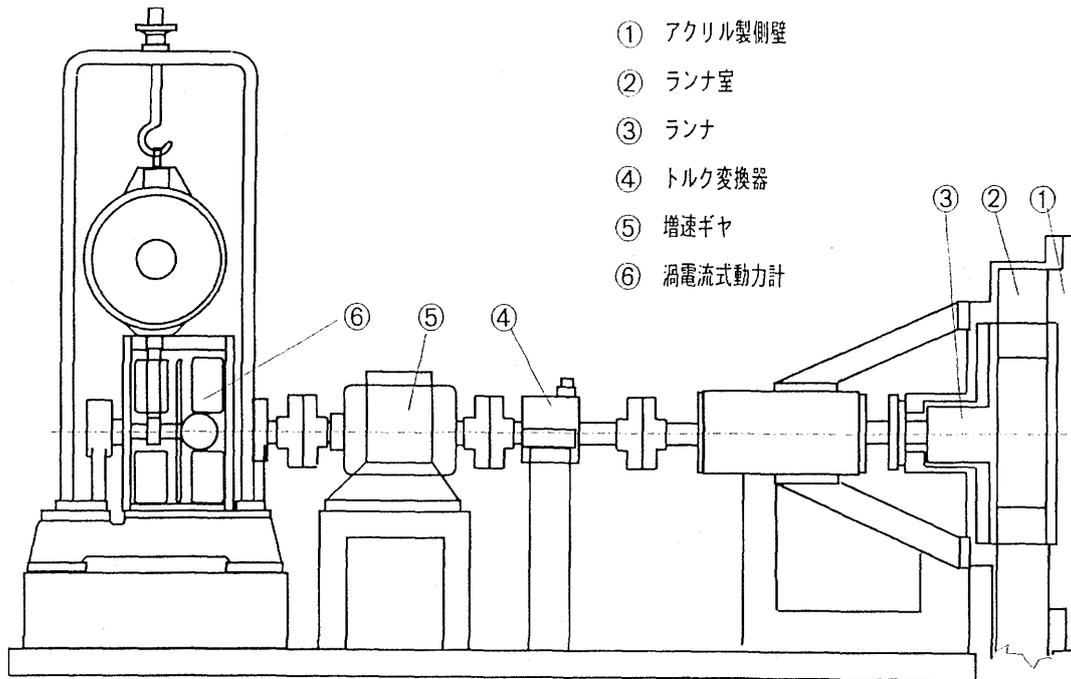


図2-1-7 実験装置全体図



実験装置側面図

- ・放水槽 : 幅1.5m 深さ3m 長さ10m 水深2.5m
- ・層流形空気流量計 : 司測研(株) 型式LFE-200LM
- ・渦電流式動力計 : 旭電機製造(株) 型式DYE-1 吸収動力1kW 4極
励磁電圧100V 電流0.9A
- ・トルク変換器 : 新興(株) 型式TM10B ひずみゲージ、スリップリング式
10kgf-m
表示計 型式6100-1661
- ・回転計 : 新興(株) フォトカウンタ式
- ・管ノズル : J I S B8302 ノズル径/管径 = 130/200
流量係数 α_n はJ I S規格に従う。

2・1・3 性能測定方法

各物理量を算出する際に用いられる液体や空気の温度に対する特性量は文献(83)や(86)に従った。

・空気供給量 Q_a

層流形空気流量計の差圧を水マノメータにより測定し、検定曲線から求めた。1atm、20°Cの標準状態における体積流量である。流量計入口には流量計内面の汚れを防ぐため空気フィルターを取り付けている。

・流量 Q_w

管ノズルの差圧を水銀マノメータにより測定し、J I Sによる検定曲線から流量を求めた。測定前には管ノズル前後に溜まる空気抜きを行う。流水の比重は放水槽内の水温での値を用いた。

・有効落差 H

有効落差測定用の3つの壁面静圧測定孔をノズル上流部の矩形直管の流路を3等分したそれぞれの中心に設けてあり、大気との差圧を水銀マノメータで読み取るようにしている。それぞれの水車の静圧測定孔位置を図2-1-8に示す。有効落差を求める際には、正確さを期すためこの3点の静圧を平均して用いている。これと流量から求めたその断面における平均流速を用いた速度ヘッドに、基準点から静圧測定孔までの高さを加えて有効落差とした。有効落差基準点(高さ)には数種類のものを使う。吸出し管を取り付けている場合には主に放水面であり、吸出し管がない場合にはノズル開口角等分割線とランナ外周との

交点であるノズル出口中心や、ランナ中心、ランナからの流出位置、ランナ下端などが基準点として使われる。

・軸出力 P

軸出力はひずみゲージ式トルク計で測定したトルクと回転数から求めた値に、トルク変換器までの機械損失分を加えている。機械損失のトルクは封水リングが濡れた状態で、増速機と動力計の間の軸継手を可変速モーターに継いだベルトで正転方向に回し、その読みの絶対値を用いる。

・効率 η

$$\eta = P / (\rho g Q_w H)$$

・ランナ室内水位 h

ランナ室のランナから遠い側の端壁面における水位を、アクリル側壁にスケールを貼りランナ下端を基準として目測により測定した。ランナ室内の水面には気泡が浮いていることがあるが、その場合は気泡とその下の水との境界を水位とした。波打ちが多少あるが、時間平均的値を測定した。

・ランナ室内圧力 p 。

ランナ室上部に静圧測定孔を開け、内部空気圧の大気圧との差を水マノメータにより測定した。

・吸出し効率 ζ

放水面から測定したランナ室内水位の位置ヘッドに対する大気圧を基準としたランナ室内空気相の圧力ヘッドの絶対値の比を取っている。

2・1・4 内部流れの測定方法

・マノメータ

本研究では水-水銀、空気-水等のマノメータを数本使用している。マノメータから圧力を求める場合、使用している液体の比重はその時の気温での値を用いた⁽⁸⁶⁾。

・ピトー管

水車性能の解明のため、水車の内部流れを明らかにしている。軸方向にはほぼ一定の流れになると考えられるので、図2-1-9のような3孔コブラ形ピトー管を製作して流速、静圧および流れ角を測定している。アクリルの側壁の測定孔からトラバース装置に取り付けたピトー管を垂直に差し込んで測定をした。ピトー管は風洞により、速度を変化させいくつかのレイノルズ数での検定を行った。詳細は文献(b7、b8)に示す。ピトー管の

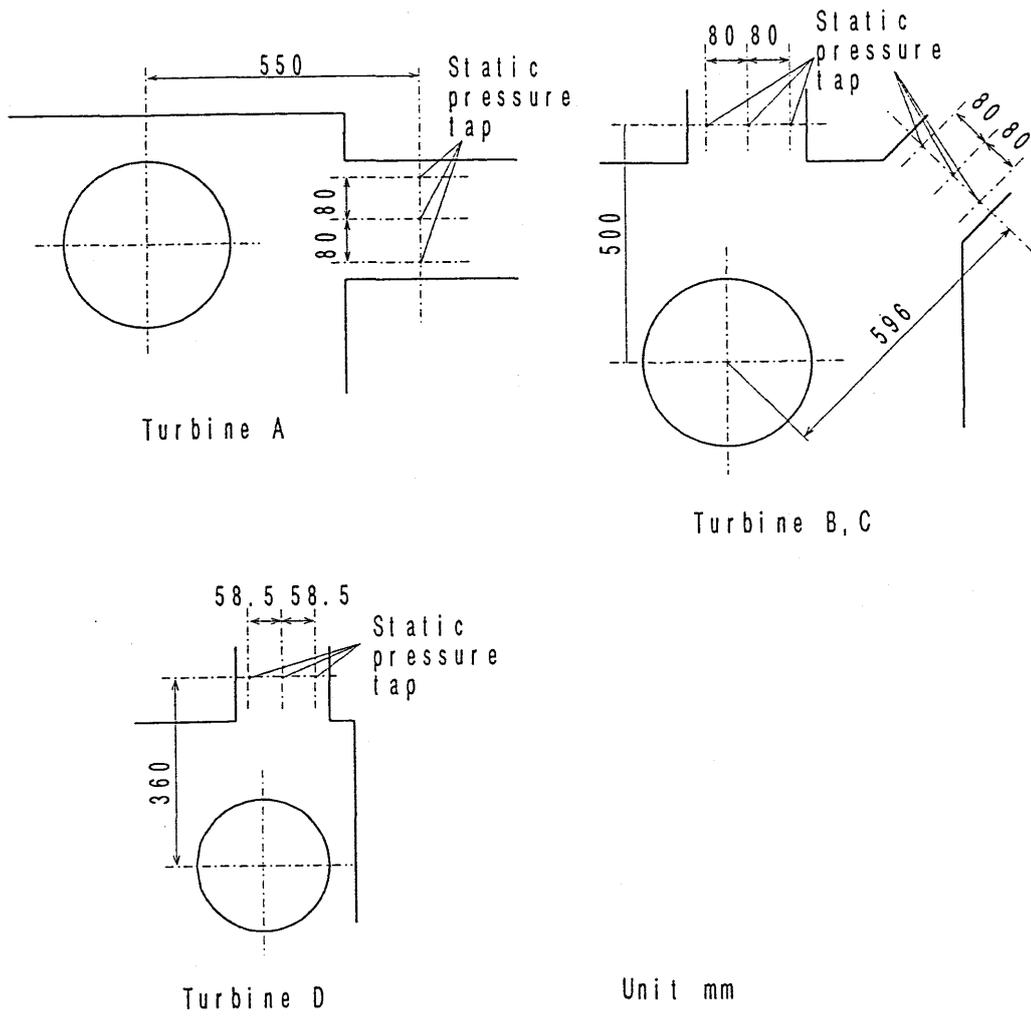


図2-1-8 有効落差測定用静圧測定孔位置

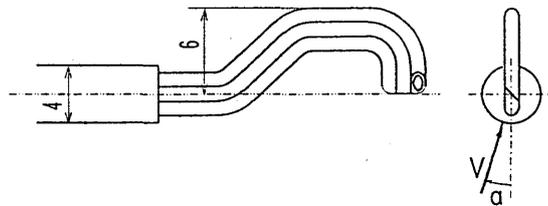


図2-1-9 ピト一管先端形状

各圧力はフルスケール 0.3 kg f-cm^2 の3つの圧力変換器を静ひずみ計に継いで測定した。圧力変換器はビニールチューブを継いだ水を張ったバケツをクレーンにより上下させて圧力を変化させ、水銀マンオメータにより測定したその圧力値とひずみ量との比較により検定を行った。

静圧は大気圧を基準とし、吸出し管を取り付けている場合にはランナ室内圧力を基準としている。ノズル取り付け角の異なる結果が比較出来るようにランナ中心からの高さの水柱圧を加えている。

2・1・5 実験条件の範囲

有効落差は断りの無い限り $H=2.9\text{ m}$ （吸出し管を考慮せず、ランナ中心位置に換算した全ヘッドは 1.78 m ）に保ち、回転数は主に最高効率点での値（ $nd/H^{1/2}=40$ 前後（条件により異なる））に設定しているが、 $H=0.5\sim 3.7\text{ m}$ 、 $nd/H^{1/2}=10\sim 65$ の範囲で変化させた実験も行っている。流量はガイドベーン開度全開から断面積比で $3/7$ 開度まで変化させている。

2・2 実験による最適水車形状の検討

水車A、B、CおよびEのノズル取付け角度の異なる4種類の水車について、低落差に適するものはどれか比較検討する。

2・2・1 水車単体の性能と単体効率の定義法の提案

始めに吸出し管の付いていない水車単体の性能について調べる。回転数による影響を明らかにするため、横軸に回転数 n を取った性能の速度特性を水車Aの場合について、図2-2-1に示す。横軸に回転数 $nd/H^{1/2}$ 、縦軸に効率 η 、出力 $P/dbH^{3/2}$ 、水流量 $Q_w/dbH^{1/2}$ を表わしている。各値は単位ランナ直径、単位ランナ幅、単位落差の水車に換算している。この場合、ノズルを出た噴流には大気圧が作用している。効率 η および軸動力 P は上に凸の放物線となる。ここで有効落差 H_c には吸出し管の設けられていない場合に一般的によく用いられているランナ中心高さを基準としている。ただし、吸出し管を取付けている場合と同様にランナ中心から 1120 mm 下方に放水面があり、この水位を基準に取ったときの最高効率は48%である。水流量 $Q_w/dbH^{1/2}$ は高回転になるにつれ、やや低下している。これは高回転になると、遠心力が増え、ノズル出口での圧力が高くなるためと思われる。最大軸出力を示す回転数は流量の増加の影響で最高効率点よりも多少低回

転側になり、トルクは軸出力を角速度で割ることになるので最大トルクはさらに低回転で生じる。以降最高効率点での性能について、条件を変えて比較検討する。

水車単体の性能は従来からランナ中心高さを有効落差の基準にして検討されることが多いが、低落差の場合、ランナ中心の”ランナからの流出位置”からの高さも有効に利用され、この分は無視し得ない影響を持っている。そこで初めに、有効落差の基準点を変えた場合、どの程度効率に影響を与えるかを調べる。効率計算に使う有効落差の基準点として、図2-2-2に示すような、”ノズル出口中心”、”ランナ中心”、”ランナからの流出位置”、および”ランナ下端”の4種類を用いた場合の単体効率の比較をおこなう。”ノズル出口中心”というのはランナ外周上のノズル出口中心位置である。また、”ランナからの流出位置”とは、後述の3章に示したようにノズル中心から出る一本の代表流線を仮定し、羽根数無限、すべり無し、貫流部の流線は直線とするなどの仮定を用いて簡単な計算により求め、ランナ出口外周と接する点を流出位置とした。本水車では、流出位置はノズル出口中心から回転方向に145°の位置になる。これらの基準点を用いた有効落差から算出した効率 η_m の有効落差に対する変化を示すと、図2-2-3のようになる。有効落差が同一でも、低落差になるほど基準高さの違いによる見かけの効率差が顕著になることが分かる。

ノズルから出た流れは、図2-2-4に示すように3つのステージに分けて考えられる。すなわちノズルから羽根に入り込み、ランナ内周の羽根無し部へ流出する部分（Section1→2）と、これが羽根無し部を貫流して再び羽根に入り、外周から流出する部分（Section2→3）、羽根から羽根無し部へ出ないまま途中で向きを変えて流出する部分（Section1→3）とである。水車Aと水車Cの各Sectionの速度分布をピトー管により測定して、各ステージを通過する流量割合と角運動量変化から求めた段効率を表2-2-1に示す。

水流は出口側の羽根を通る際にも、エネルギーを与えていることが分かる。そのため図2-2-3において”ランナからの流出位置”を基準にした効率は、低落差になってもあまり変化はしないが、”ノズル中心”や”ランナ中心”の場合にはそれらの基準点から”ランナからの流出位置”までの落差の分の仕事を考慮していないために、効率に変化してしまっている。以上のことから水車単体の効率を吟味する場合の有効落差の基準点は、水車が受け得るエネルギーという点でも、据え付け条件（有効落差の高低）にほとんど依存しないという点からも”ランナからの流出位置”を落差の基準に取るのが適当と言える。しかし、特に落差の低い領域では効率に多少の変化が見られる。これは、速度が遅くなると

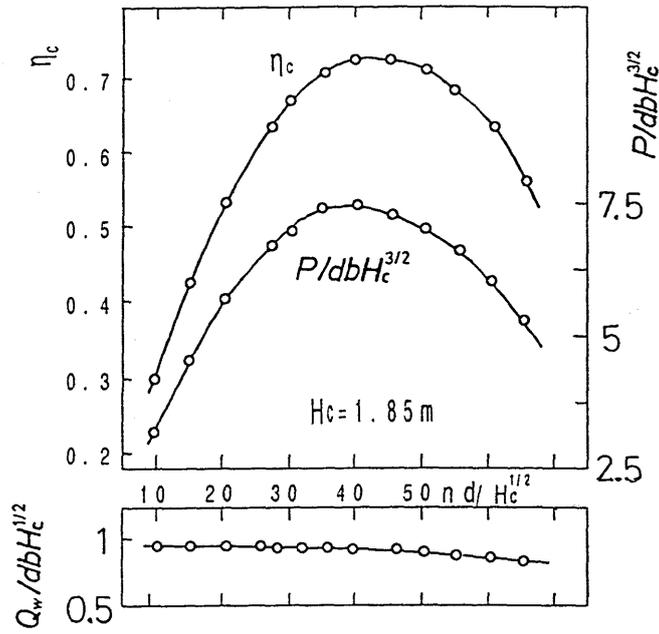


図2-2-1 水車Aの単体性能 (ランナ、ノズルのみ)

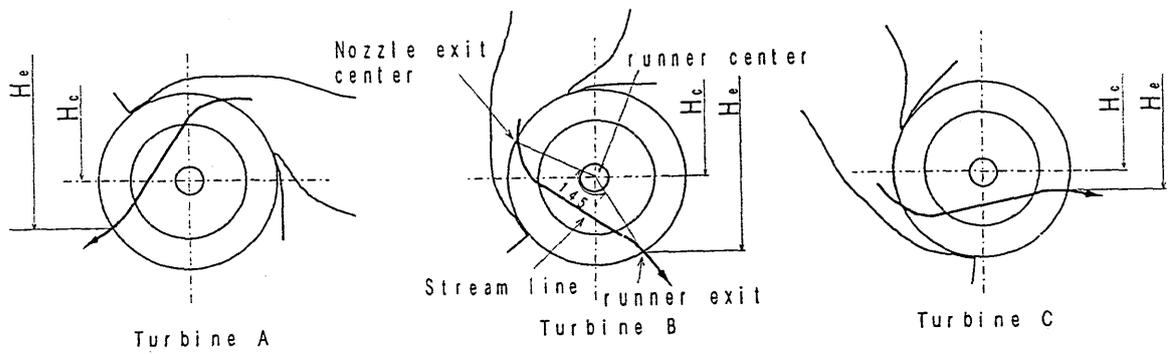


図2-2-2 有効落差の定義 (水車単体)

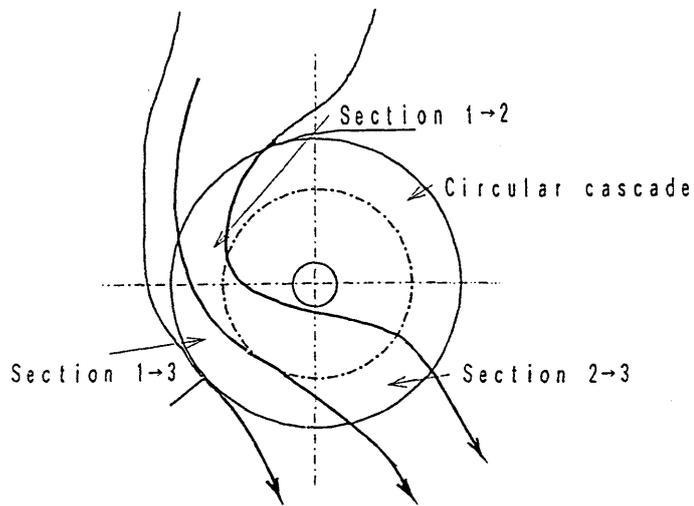


図2-2-3 流れの各ステージ

表 2-2-1 流入形式の違いによる各ステージを通過する流量割合と段効率
(吸出し管無し)

Stage	Total	Sec. 1→2			Sec. 2→3		Sec. 1→3		
		Q_w' / Q_w	η'	ϵ_p	η'	ϵ_p	Q_w' / Q_w	η'	ϵ_p
水車 A	0.73	0.74	0.59	0.60	0.22	0.22	0.26	0.51	0.18
水車 C	0.68	0.57	0.61	0.50	0.25	0.20	0.42	0.46	0.26

ここで Q_w' : 各ステージを通る流量
 η_{mc} : 水車効率 ($H_c = 1.85m$)
 η' : 各ステージを通る際の部分効率

$$\eta' = \left(\int_A u v_u v_r r d\theta - \int_B u v_u v_r r d\theta \right) b / g Q_w' H$$

ここで A, B は段の入口、出口断面

ϵ_p : 各ステージのエネルギー割合

$$\epsilon_p = \left(\int_A u v_u v_r r d\theta - \int_B u v_u v_r r d\theta \right) b / \eta g Q_w H$$

フルード数が変わるためランナ内の自由表面形状が変化して、性能に影響を与えるのが主な原因と思われる。

そこでそれぞれの水車の吸出し管を設けていない場合について、この”ランナからの流出位置”を有効落差の基準に用いた効率 η_{mc} のノズル取付け角度の違いによる水車性能の変化を図 2-2-5 に示す。ノズル取付け角 θ^* を横軸に取り、水車効率を縦軸に表している。効率はノズル取付け角が -18.5° の時に最も高く、角度が大きくなるにつれ徐々に低下し、 161.5° で急激に低くなっている。貫流水車はランナ内に自由表面を持つので、重力の働く方向が変化する事により内部の流れが変化して効率に影響していると考えられる。例えば表 2-2-1 に示した水車 A と C の結果を比較すると、水車 A では部分効率の高い Se

ction1 → 2 を通過する部分流量割合が大きくなっている。水車 A ではランナ内側を貫流するノズル内壁側の流れが外壁側よりも低い流量となり、位置ヘッドの減少分速度ヘッドが増加しているためと思われる。水車 C ではこれと逆の傾向を示す。ただし、水車 A ではノズル内壁側からの流出位置が高く、ここでの部分落差は小さくなり、基準点における落差で割った部分効率はやや低くなっている。この結果から、従来言われているように高落差では $\theta^* = -18.5^\circ$ を用いるのが良いことが分かる。

しかし、実際に水車を据え付ける場合は、主軸の位置を基準とするのが一般的なので、ランナ中心の位置を基準とした有効落差 H_e を用いた効率 $\eta_{m,e}$ を計算してみると、水車 A ($\theta^* = -18.5^\circ$) と水車 B ($\theta^* = 71.5^\circ$) の効率値に差が見られなくなる。これは 71.5° の方が“ランナからの流出位置”が低く、実質的に利用できる有効落差が大きいためであり、その傾向は、落差とランナ径の比が小さくなる低落差ほど顕著になる。

2・2・2 水車の全体性能

上節の実験で効率が極端に低かった水車 E を除き、水車 A, B, C に 2・1・1 節で設計した吸出し管を設けた場合の水車の全体性能について比較検討を行う。吸出し管を取り付けた場合の水車効率の算出に用いる有効落差は、断りの無い限り放水面を基準とする。ランナ室内とランナ内を導管で結びランナ内へ空気を自然供給させた場合の実験も行った。

(1) 吸出し管取付け位置の選定

始めに吸出し管取付け位置と水車室内形状を決定する。水車 A のランナ内の主軸が無い場合について、吸出し管取付け位置を水平方向に変化させた場合の水車の最高効率が得られる回転数における水車全体効率 η_m の変化を図 2-2-6 に示す。ここで S は吸出し管中心線とランナ中心との間の水平距離である。ランナ室内水位は従来中程度の落差の水車で回転抵抗が働かないために高効率を得られるとされている $h/d = 0.0$ とした。始めに I に示すようにランナ室から吸出し管へ流路を急縮小した場合の結果を実線に示す。 $S/d = 0.9$ 付近で η_m は最大値を示した。図 2-2-7 に S/d が 0.5 と 0.9 の場合の吸出し管内の流れの様子の写真を示す。供給される空気が気泡となり吸出し管から流出するので流れが可視化されている。 $S/d = 0.9$ では流れも吸出し管へほぼ鉛直に良好に流れ込み、吸出し管内でも大きなはく離は生じず流れている。それより S/d が減少すると η_m は低下していて、これはランナ室の図の左側の底板が長くなるにつれてランナ室で流れが右に向きを変え、図 2-2-7 の $S/d = 0.5$ のように吸出し管入口の左側で大規模な剥離を生じ、吸出し管内で右回りの大きな循環流れが生じて十分な吸い出し効果が得られないためであ

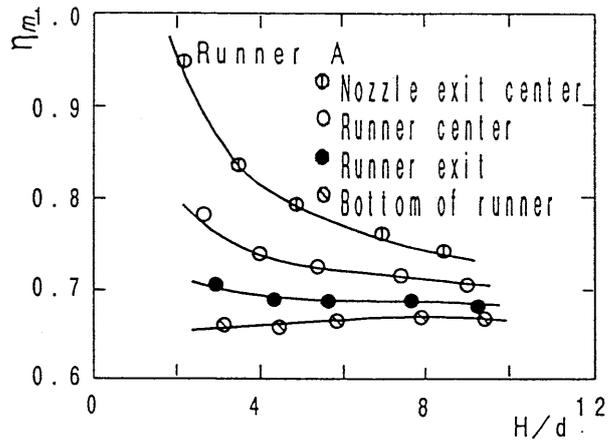


図 2-2-4 有効落差の基準点を変えた場合の効率 (水車 A)

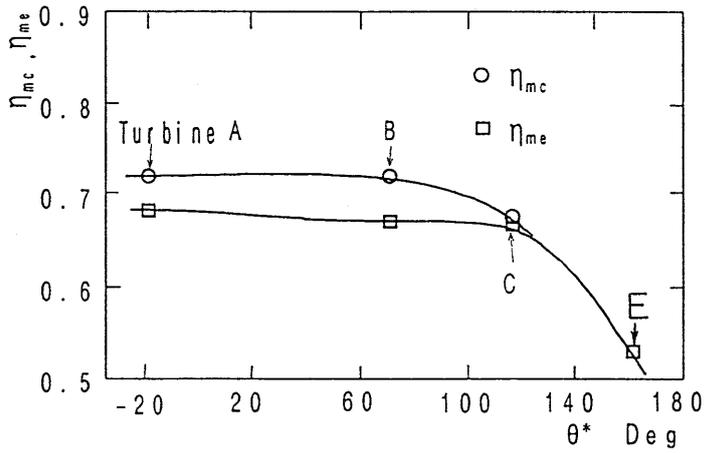


図 2-2-5 単体効率のノズル取付け角度による変化

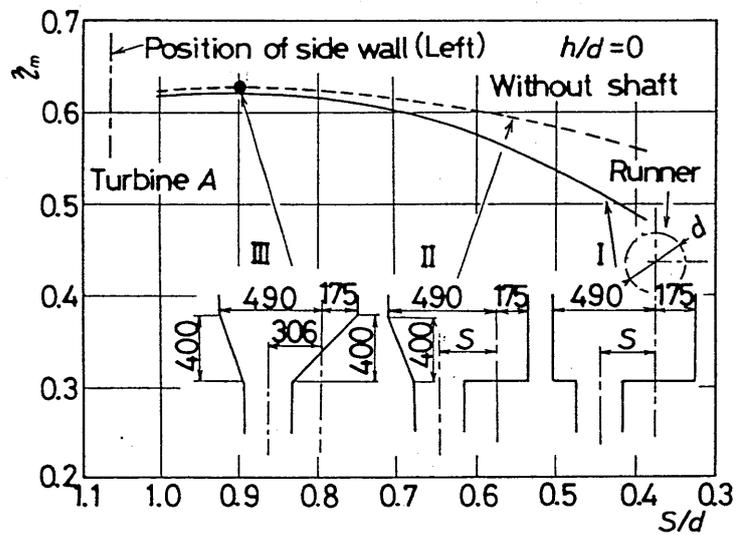


図 2-2-6 吸出し管取付け位置による効率の変化

る。剥離を避けるためにⅡのようなランナ室形状にしたところ、 S/d の減少による η_m の低下割合は減少し、 η_m の最大値もいくらか向上した（同図破線）。なお、Ⅲのような形状にしても（●印）性能はほとんど変わらないが、ランナ回転数やガイドベーン開度を変えた場合などにランナからの流出方向が変化しても、吸出し管に対しより良好な流入状態になると考えられるので、以下の実験ではこのランナ室形状を用いることとした。

他の水車についても同様の方法で、図2-1-1に示された吸出し管取付け位置が決定された。

（2）空気供給方法の比較と速度特性

始めに回転数の変化に対する性能の変化を調べる。ランナ室空気層の圧力は各水車について比較的高性能が得られた圧力を用いている（・水車効率に及ぼすランナ室内水位参照）。また、空気供給方法の相違による性能の変化についても併せて調べる。空気供給方法としては、一般的なランナ室ケーシング上壁に開けた穴から入れる方法と、さらにランナ室上部の側壁とランナ中心位置の側壁とに穴を開け、内径30mmのフレキシブルな導管で継ぎその側のランナ側板中央にも $\phi 70\text{mm}$ の穴を開けてランナ室上部空気層とランナ内側とを継いだ方法とで行なう（図2-2-8）。両者共に、可視化用軸を取り付けて行なった。また、比較のためランナ室のみに空気を供給した場合で可視化用軸を取り付けていない状態の実験も行なう。

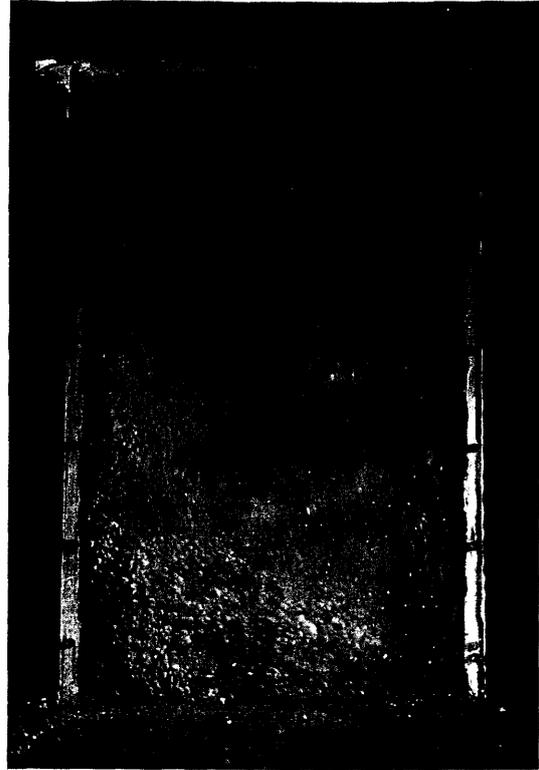
有効落差は放水面を基準として2.9mとする。ガイドベーン開度は全開である。最高効率を示す回転数で有効落差が2.9mになり所定のランナ室内圧力になるよう空気流量調節バルブ及び水流量調節バルブを調節する。その後回転数を変化させ、その都度ランナ室内圧力が一定に保たれるように空気流量調節バルブを調節しながら各測定データを計測していく。

・水車A

水車Aについての速度特性のグラフを図2-2-9に示す。上記によりランナ室内圧力は -10.3kPa とする。縦軸にはランナ室内水位 h/d と空気流量比 Q_a/Q_w も表わしている。ランナ室のみに空気を供給して主軸を取り付けていない場合（●印）の最高効率 η_m は63.5%で、その時の回転数 $nd/H^{1/2}$ は32である。ランナ室内へのみ空気を供給した状態で可視化用軸を取り付けると（○印）、効率は低回転数から $nd/H^{1/2}=50$ 付近まで低下し、それより高回転域で回復している。軸有りの場合流れの様子を見ると図2-2-10に示すように低回転域では流れが軸にぶつかり乱されている。これが効率の下がった原因である。低回転では、ランナ内の軸下方に小さな空洞がある。この空洞は水に含まれて



$S/d=0.5$



$S/d=0.9$

図2-2-7 吸出し管内の流れの様子

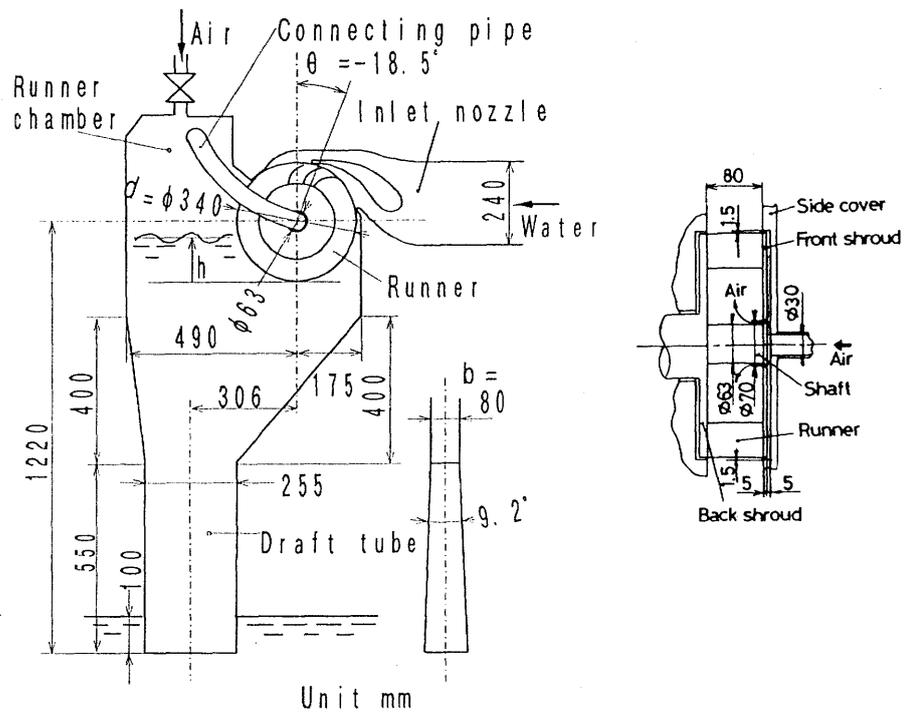


図2-2-8 空気供給用の導管を継いだ水車A

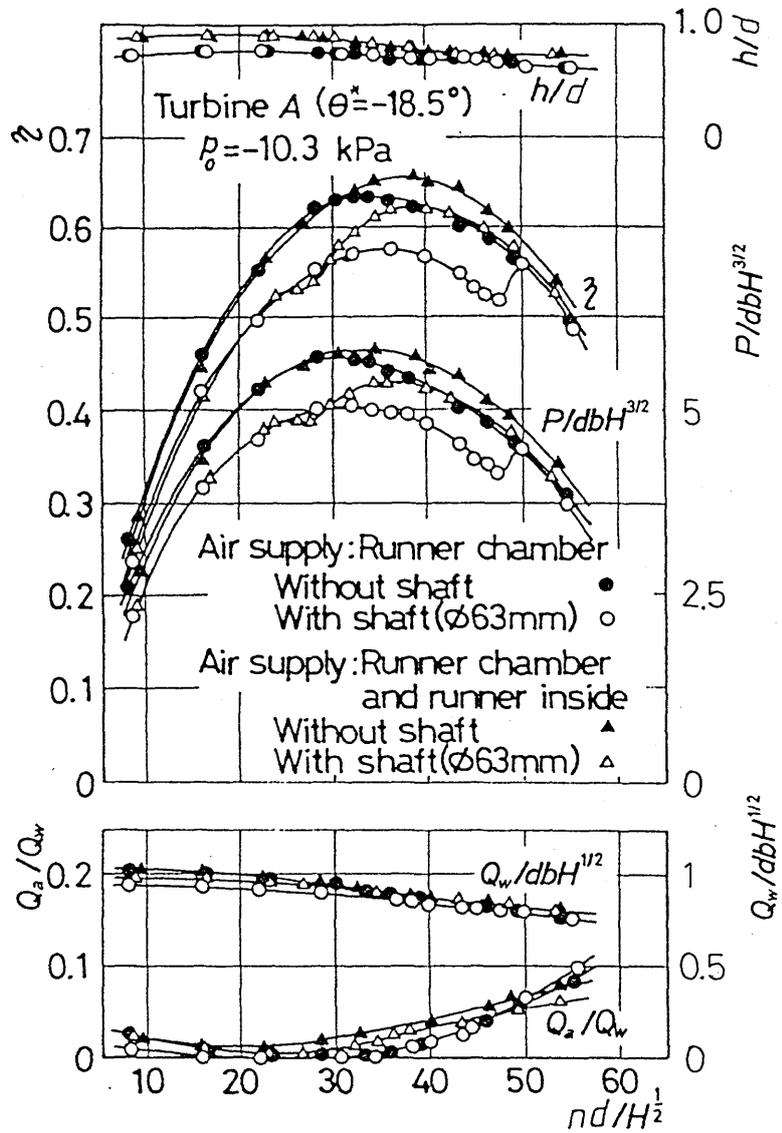


図 2-2-9 水車 A 速度特性

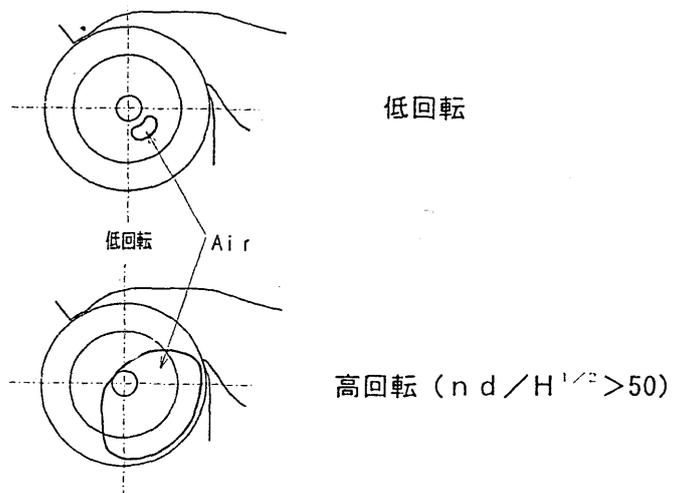


図 2-2-10 ランナ内空気相の回転数による変化

いる気泡がランナ内の低圧部に集まることによって生じる。回転数が速くなるにつれ遠心力によりランナ内の圧力が下がることなどによりこの空洞は大きくなり、ついには $nd / H^{1/2} = 50$ 付近で軸をおおい、流れは乱されなくなる。この回転数における流れの様子は軸のない場合と同じであり、効率も回復する。

ランナ室とランナ内を管で継いだ水車では（△印）、ランナ室内空気層の圧力よりもランナ内の圧力の方が低いことにより空気がランナ内に自然供給される。これにより管を継がない場合よりも空洞が大きくなり、より低回転である $nd / H^{1/2} = 38$ で軸をおおうようになる。この回転数は管を継いだ主軸なし（○印）の最高効率を示した回転数に近い。主軸のある状態では管を継ぐことによって最高効率は4.5%ほど上昇した。また、軸無しで管をつなぐと効率は管をつながない場合よりさらに上昇している。これは、ランナ内の空気層がより大きくなるので、ランナの主流以外の水を動かすためのエネルギー、すなわち回転抵抗が減るためである。

ランナ室内水位は回転数によらずほぼ一定である。また、高回転域で空気流量が増えている。これは高回転になるとランナから速い流れが流出し、自由表面が乱され、気泡が多く発生し、それが吸出し管を通して排出されるからである。

・水車B

水車Bの速度特性を図2-2-11に示す。ランナ室内圧力は-12.2kPaとする。ランナ室のみに空気を供給した主軸無し（●印）における最高効率 $\eta_m = 66\%$ であり、その時の回転数は $nd / H^{1/2} = 40$ である。これは水車Aに比べ共に高くなっているが、ランナ室内圧力 p_0 が減下して、実質的な有効落差が増えたことによる。ランナ室内圧力 p_0 が減下したのは、水車Aに比べランナから出た流れが吸出し管に流入するまでの距離が短く、吸出し管への流入状態が良くなり、吸出し効率 ζ が高くなっているからである。軸を取り付けランナ室へ空気を供給した状態（○印）では水車Aと同様に低回転域で流れが主軸に衝突することにより、効率の低下がみられるが、効率の回復がより低回転である軸が無い場合の最高効率を示す回転数に近い $nd / H^{1/2} = 41$ で起っている。これにより最高効率も $\eta_m = 66\%$ と等しくなっている。これは、水車Bではランナ室とランナ室内空気層とが繋がっており、空気がランナ内に供給されやすくなっているため、ランナ室空洞がより大きくなり空洞が軸をおおう回転数が低くなることによる。ランナ室とランナ内を管で継いだ場合（△印）の速度特性は管を継がない場合と同じ傾向を示した。これは、管を継がなくてもランナ内に十分に空気が供給されているからである。水車Aと異なり、低回転域で空

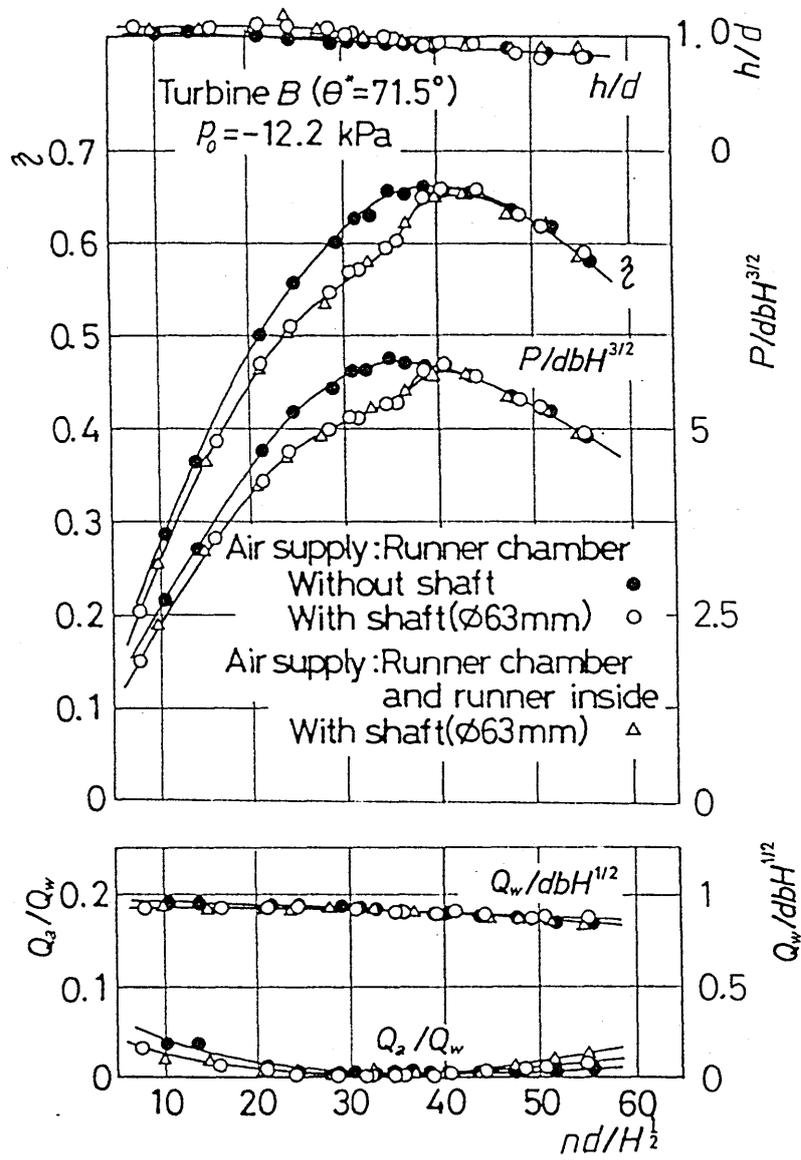


图 2-2-11 水車 B 速度特性

気流量が増えているのは、ランナ内に取り込まれた空気がランナ内の圧力が充分低くないことなどにより、ランナからすぐに排出されるからである。

・水車C

水車Cの速度特性のグラフを図2-2-12に示す。ランナ室へのみ空気を供給した主軸無し(●印)での最高効率は $\eta_m = 65.5\%$ で、その時の回転数は $nd / H^{1/2} = 39$ である。この場合も水車Bと同様にランナ室空気層とランナ内が繋がるようになっているので効率の傾向は水車Bと似ている。ランナ室へのみ空気を供給した状態で軸を取り付けると最高効率点は $\eta_m = 65.5\%$ 、 $nd / H^{1/2} = 43$ となった。さらにランナ室とランナ内を管で継いだ状態では効率が全体的にやや低下している。

(3) 水車効率に及ぼすランナ室内水位の影響

各水車にはそれぞれ最も高効率を得られるランナ室内水位 h_{opt} が存在する。これを明らかにするために各水車についてランナ室内水位を変化させて最適回転数における水車性能を調べる。

・水車A

水車Aの場合について、ランナ室内の水位 h/d に対する最高効率 η_m 、供給空気と水の流量比 Q_a / Q_w およびランナ室上部空気層内の圧力 p_a の変化を図2-2-13に示す。空気流量は水位が低いほど増える。これは、ランナから出た噴流が空気に触れている距離が増し、さらにそれが自由表面をたたくことにより気泡が多く発生するからである。空気供給量を絞ってゆくと、水位は上昇し、ランナ室内圧力は低下してゆく。一点鎖線は吸出し効率が $\zeta = 100\%$ であると仮定して求めた圧力であり、得られた結果はこれにほぼ平行になっている。両者の差は吸出し効率によるものである。ランナ室にのみ空気を供給した主軸無し(点線)での最高効率 η_m はランナ室内水位が高くなるにつれ上昇し、 $h/d = 0.85$ 付近でピークに達し、 h/d がそれ以上高くなると逆にやや低下していく。水位が高くなるにつれ効率が上昇するのは、吸出し効果によってランナ室内圧力が低くなり、ランナをとりまく静圧が低下することにより、流速が速くなって角運動量変化が増えるからである。これを実質的な有効落差の増加という。ただし、ランナ室内自由表面よりも下では圧力が位置ヘッド減小分増加していくのでランナ室内水位がランナ下端よりも高くなるほど、ランナ室内圧力の影響は少なくなっていく。水車Aの場合ではノズル水切部下端よりも水位が高くなると、この影響はなくなるのである。このノズル水切部下端の高さは $h/d = 0.821$ である。

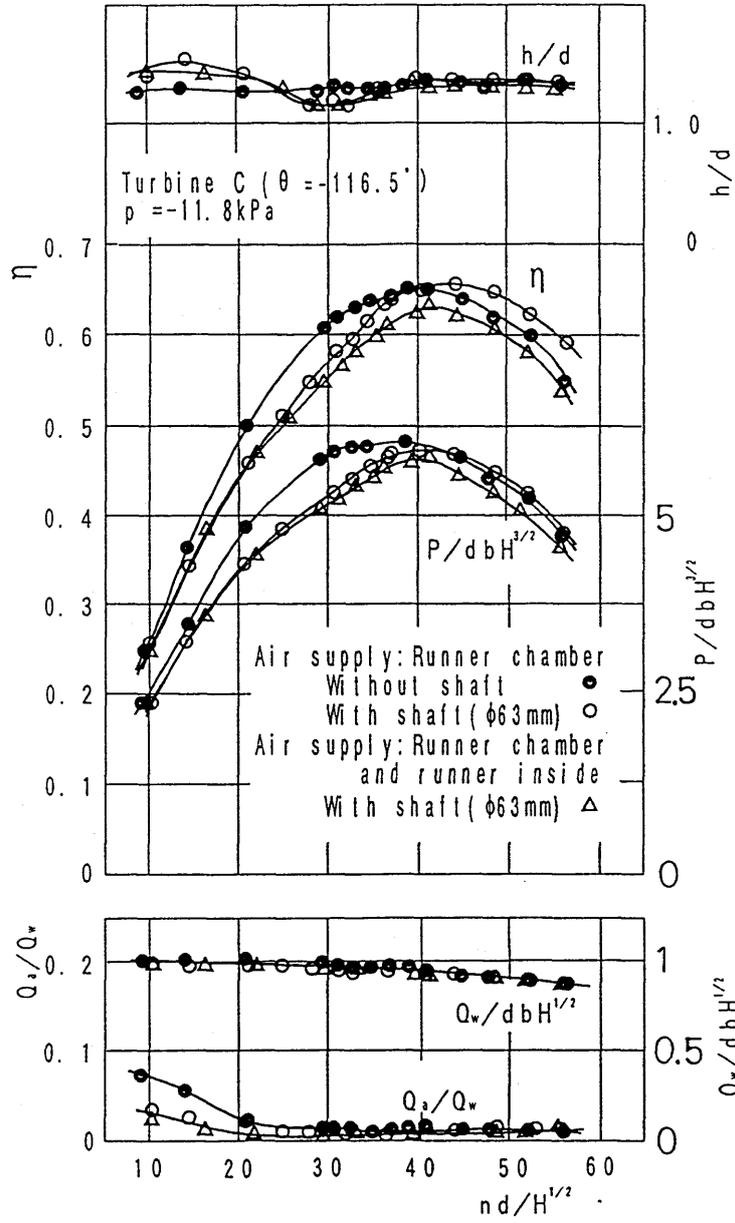


图 2-2-12 水車 C 速度特性

放水面からのランナ室内水位ヘッドがすべて圧力ヘッドの低下になったとした吸出し効率が100%であるとした時の値を一点鎖線で示した。ランナ室へのみ空気を供給して軸を取り付けた水車（○印）では流れが主軸にぶつかることにより、点線で示した軸無しの水車より効率が低下している。主軸への流れの衝突による効率低下は約6%程度であることが分かる。 $h/d = 0$ 付近では効率がある程度回復している。これはランナ下方の側壁付近を通り空気が供給され、ランナ内に空気層が形成され、流れが軸に当らなくなることによる。この状態では軸が空気の泡を特に作りやすい状態になるので空気量が増している。 $h/d = 0$ ではランナ室とランナ内を継いだ状態（△印）と管を継がずにランナ内に十分空気が供給されている状態とは場合と同じ特性を示している。しかし、導管を継いだ状態では、水位が高くなっても空気が供給されて、空洞が軸を包んでいるので効率が上昇している。この時、空気はランナ内側とランナ室側の両側から気泡を生じるので空気量は主軸無しの2倍以上になり、吸出し効果が損なわれて $h/d = 0.2$ 付近では効率が低下している。ノズルとランナの流路を幅方向に不等分割してガイドベーンを別々に制御し、低流量性能を向上させている水車では、高効率を目差しランナ室内水位をランナ下端よりも高くする場合に注意が必要である。というのは、ガイドベーンを閉じると、高水位ではランナに大きな回転抵抗が働くからである。このため、流路の片側のガイドベーンを閉じて運転する場合にはその流路の水位はランナ下端よりも下げておくのが望ましい。そこで、両流路別々に空気量による水位調整ができるように、ランナ室にもランナ下端より低い位置まで隔壁を設け、しかもランナ外周の隙間から空気が漏れないようなシールをするべきである。あるいは、改造無しに高水位運転を行うのであれば、ガイドベーン3/7開度程度であればそれほど大きな効率低下では無いのでガイドベーン全閉運転は避けるようにする。

・水車B

次に水車Bの場合のグラフを図2-2-14に示す。速度特性で示したように水車Bでは、吸出し効率が大きく、ランナ室内圧力は吸出し効率が100%であるとした時の値（一点鎖線）に近づいていて、水位 h の上昇とともに p_0 は空気供給方法や主軸の有無にかかわらず同様に減少する。特に $h/d = 0.9$ 付近では空気流量も減り、圧力が減っている。どの空気供給方法でも空気供給量はほぼ等しい。水車Bの場合はランナ室内とランナ内とが繋がっていることもあり、ランナ内の圧力がランナ室内の圧力に近づき、水車の効率は特に圧力の影響をうけた値になっている。効率 η_m はどの場合も h の上昇とともに向上し $h/d = 0.9$ 付近で最大となる。さらに h を高くすると効率の低下がみられるが、水位がランナ上端

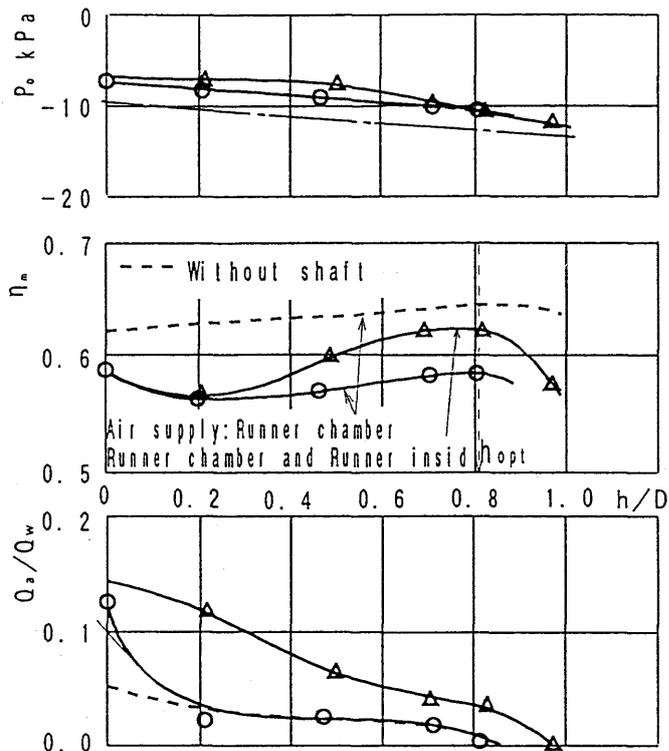


図 2-2-13 ランナ室水位の相違による最高効率 (水車 A)

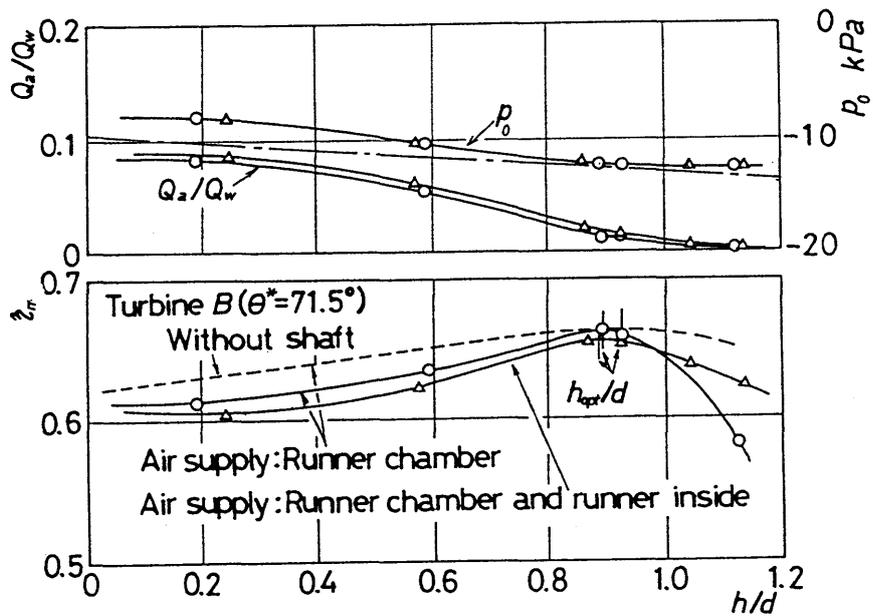


図 2-2-14 ランナ室水位の相違による最高効率 (水車 B)

に近づくにつれランナ室内気層とランナ内との接触面積が減り、ランナ内に空気が入りにくくなる。すると、空気の代わりに入る水をランナが回すことになり、ランナが水に仕事をしなくてはならなくなる。これがランナの回転抵抗となることと、流れの主軸への衝突などにより効率が低下する。その低下割合は、ランナ室上部空気層の部分とランナ内を導管で接続し、ランナ内部へも空気を供給したほうが少ない（△印）。しかし、そのために空気の混入量が若干増えることもあり、導管で接続しない場合（○印）に比べ、 $h/d < 0.95$ の範囲における η_m はいくらか低い。

図には、主軸を取り外した場合の結果も波線で示すが、水車Bの場合主軸の存在による効率低下は比較的少ない。

・水車C

水車Cのグラフを図2-2-15に示す。最高効率を示す最適水位は $h/d = 1.4$ と高くなっている。これは、ランナから出た流れが横方向に噴出するためと、高水位でもランナ内に空気が入り込むことができ、流れが図2-2-16に示すようになることによる。主軸を取り付けた状態では $h/d = 1.4$ 以上で空気供給方法によらず流れが主軸に当り効率が低下している。ランナが深く水没することにより、ランナ内の圧力が高くなり、管を繋いでも空気が供給されにくくなるためと思われる。水位が下がると水車から出た噴流が空気に露出し空気流量が相当増加する。また、流れがランナ室端壁に衝突し大きく向きを変えることなどにより吸出し効率が低下し、ランナ室内圧力が高くなっている。 $h/d = 0$ のランナ室内水位は図2-2-16に示す低水位の場合の左側の位置で測定しており、この時の状態は $h/d = 0.6$ 付近の状態と等しい。

（4）最適な入口ノズル位置

図2-2-13、14、15からわかるように、水車形状あるいはランナ内部への空気の供給有無それぞれに対して、 η_m が最大となるランナ室内の最適水位 h_{opt} が存在する。その水位とノズル取付け角 θ^* の関係を図2-2-17に示す。 θ^* の増加とともに h_{opt} は高くなるが、その割合は $\theta^* > 75^\circ$ の範囲で急増する。図には、それぞれの h_{opt} における最高効率 η_m 、供給空気と水の流量比 Q_a/Q_w およびランナ室上部空気層内の圧力 p も示した。 θ^* に対する η_m の変化は、吸出し管を設けない場合（一点鎖線）と比較して異なった傾向を示す。水車BやCでは、ランナ室内上部の空気とランナ室内の空気層の間にノズルからの噴流が存在しないため、ランナ内へ空気が供給されやすい。そのため、空気流量 Q_a を絞りランナ室内水位が上昇した場合でもランナ内の空気層が保たれる。また、ランナ内

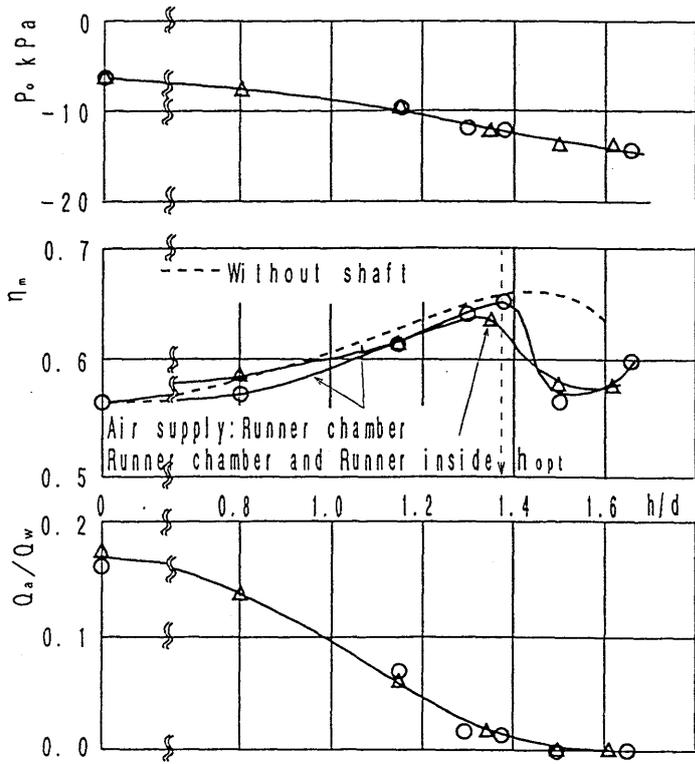


図2-2-15 ランナ室水位の相違による最高効率 (水車C)

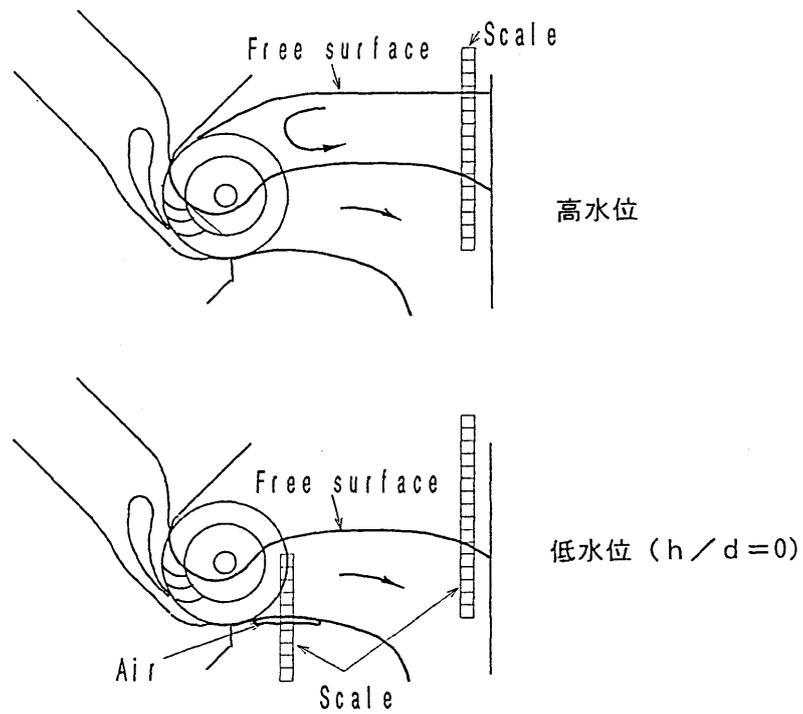


図2-2-16 水車Cのランナ室内水位

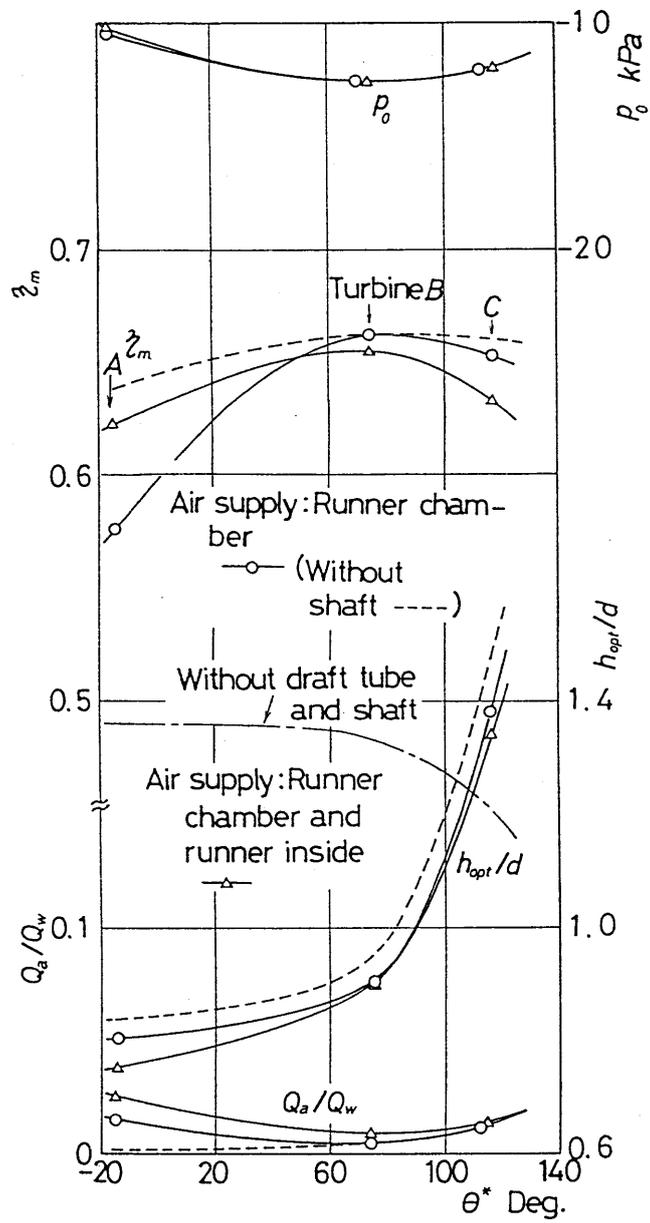


図2-2-17 ノズル取付け角の違いによる最適ランナ室内水位における性能

の流れの圧力は、この空気層の圧力に大きく支配されるが、その圧力はさらにランナ室内の上部空気の圧力とほぼ等しい事が分かっている。水車Bではランナ室内圧力も低く、良好な吸出し効果が得られている。水車Cではランナ室内水位は高いが、流れがランナ室内で大きく曲げられるなどの理由により損失が大きく、圧力はあまり低くならない。すなわち、吸出し管を設けない場合の η_m は $\theta^*=0^\circ$ 付近で最大となるが、水車Aの効率低下が他に比べ大きいために、吸出し管を取り付けると水車Bの効率 η_m が最も大きくなり $\theta^*=72^\circ$ 付近で最大となる。その場合でも、ランナ室上部空気層の部分とランナ内を導管で接続しないほうがより良好で、空気混入量も少ない。実機では強度上ランナに主板と側板を設けるのが普通であり、流量が多いときはランナのスペンが長くなることから、導管などによるランナ内部への給気が困難なことが多いと思われる。したがって、この結果は実用

表 2-2-2 水車の相違による最高効率

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

的に重要である。また吸出し効果への影響は、低落差ほど大きくなる。以上のことから、低落差では水車Bが適していると結論される。

各水車の h_{p_0} における圧力 p_0 から定まる落差 ($H' = H - h^* - h - p_0 / \rho g$ 、 \dots (2-1)、 h^* :放水面からランナ下端までの高さ)を用いて吸出し効率の違いを補正して算出した最高効率 η_m' を表2-2-2に示す。水車Bの η_m' は水車A、Cに比べてさほどよくないが、 η_m は良好で $\eta_m \doteq \eta_m'$ となる。このことは、十分な吸出し効果が得られていることを示す。

(5) 内部流れの可視化

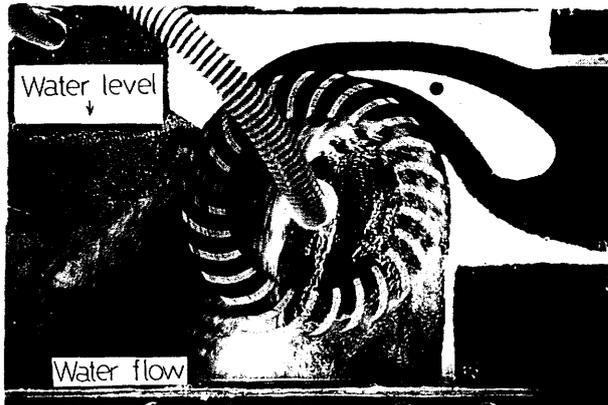
前述のような性能となる理由を、各最適水位における内部流れに基づき、実験的に検討する。ランナ室上部空気層の部分とランナ内を導管で接続した場合の水車A、および接続していない場合の水車Bについて、それぞれ最高効率点における流れの写真撮影結果を図2-2-18の(a)、(b)にそれぞれ示す。両者ともランナ内部に大きな空気層が観察されるが、水車Aの場合、導管を取り除くとこの空気層は消滅しランナの回転抵抗は増大する。

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

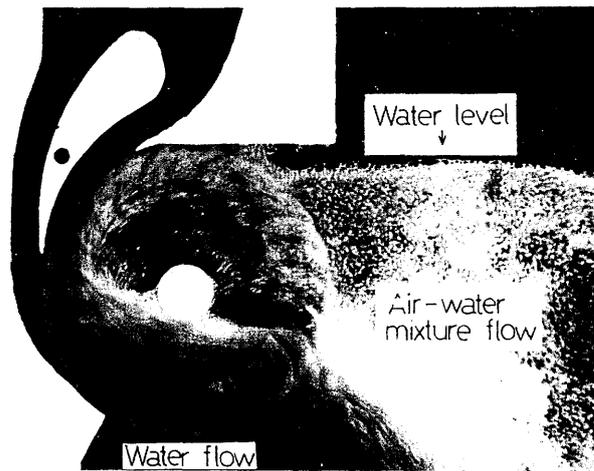
(6) 流速ベクトルと吸出し効果

前図2-2-18(a)、(b)に対応する流れの速度ベクトルを、図2-2-19にそれぞれ波線および実線で示す。また、無次元化のための有効落差には前述の式(2-1)に示した H' を用いた。

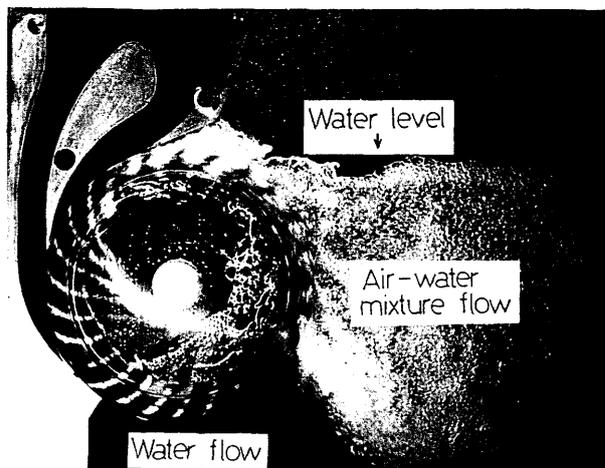
内部流れ測定位置は水車Bも水車Dもsection1及びsection3は羽根車外周より10mm外側であり、section2は羽根車内径より10mm内側である。なお、比較を容易にするた



(a) 水車A
(導管接続
 $h/d=0.8$)



(b) 水車B
($h/d=0.9$)



(c) 水車D
($h/d=0.9$)

cの測定値 = 3.0 × 計算値

図2-2-18 最高効率点における流れの様子
($H=2.9\text{m}$)

め、水車Aの入口ノズルを円周方向にずらし、水車Bと同一位置にとって示している。流速ベクトルに大きな相違はみられないが、水車Bの場合右上部にランナ室から空気とともに水が若干ランナ内へ再流入するのがみられる。このため、表1で示したように、水車Bの η_m' は水車Aのそれよりいくらか低くなるものと思われる。しかし、次に述べる吸出し効果がより重要と考えられる。

ランナ室まで含めた吸出し効率 ξ ($=\rho \cdot / \rho g (h + h^*) \dots (2-2)$, ρ :水の密度) および、それぞれの空気混入量に対応する吸出し管単体の実験から得られた効率 ξ を図2-2-20に示す。効率 ξ , ξ とも $\theta^*=72^\circ$ 付近(水車B)で最大値を示すが、とくに ξ が高いのが注目される。これは、速度特性の説明でも示したように、ランナからの流出位置が吸出し管に近く、ランナ室に流出した流れを再び縮流させることなく良好に吸出し管へ流入させることができるためと考えられ、水車Bが高効率を示す要因となる。

2・3 アスペクト比の異なる水車Dの設計及び性能試験

2・2・2節で述べたように、低落差には水車Bの水の流入形式が適していることが明らかにされた。そこで、さらにランナのアスペクト比やランナ径の影響を明らかにするために水車Bと断面形状を相似にして、その大きさを25/34に縮小し、流量をほぼ等しくするために代わりに流路幅を150mmに広げた水車D(図2-1-1)を設計し、性能等を調べる。

2・3・1 水車Dの設計

設計条件として、放水面からランナ中心までの高さを1120mmとする。また設計上の有効落差は放水面基準で2.9mとする。

(1) ランナ及びノズルの設計

水車Dのランナおよびノズルの写真を図2-1-4に示す。ランナとノズル形状は水車Bに用いられたものを25/34にスケールダウンしている(図2-1-2、3参照)。ランナ内の主軸も相似に縮小し径43mmとする。ただし、羽根厚みは強度上の問題から25/34にはせず、3.0mmとしている。また、ノズル開口角を 3° 広げ、水切部もランナ中心から測った角度で 3° 広げている。文献(53)に示されている実験結果の図2-3-1によると、ノズル水切り部長さは $\theta_c=19^\circ$ 程度にするのが効率が最も高い。また、表2-2-1に示されるようにランナの段効率はランナ内羽根無し部を貫流するものが高く、ノズル外壁近く

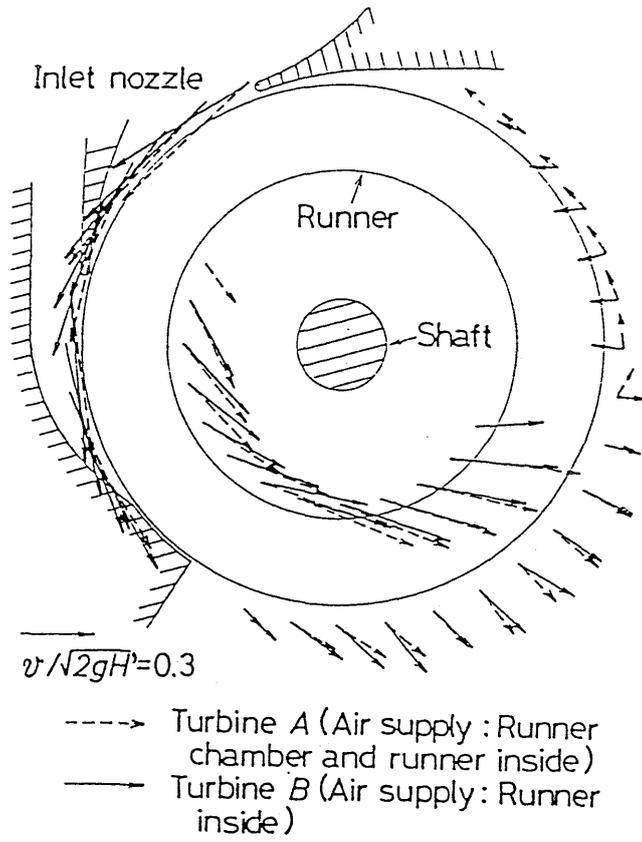


図 2-2-19 流速ベクトルに及ぼす水車形状の影響

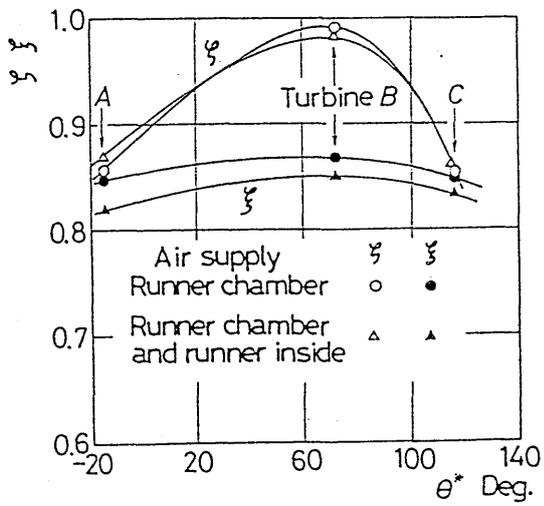


図 2-2-20 吸出し効果

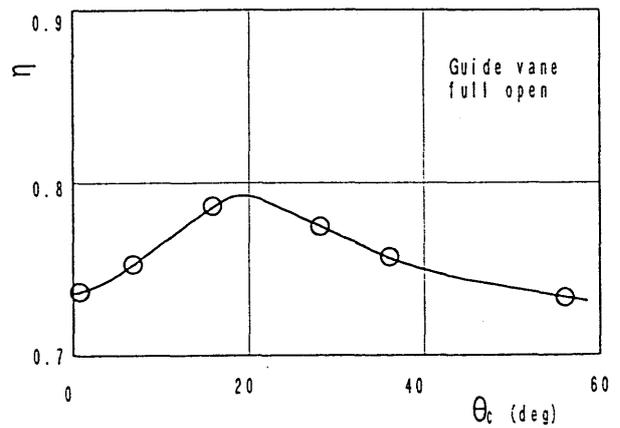
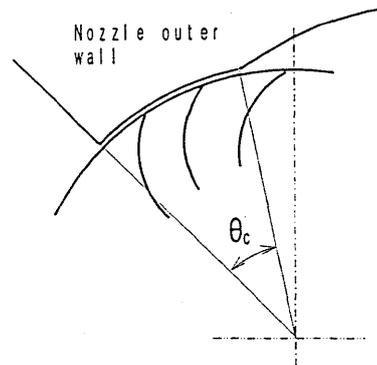


図 2-3-1 水切り部長さが効率に及ぼす影響⁽⁵³⁾

を通る羽根間反転流は低い。したがって、貫流部の流量割合を増やすため、主軸に流れが衝突しない程度にノズル開口角を広げた。また、ランナ室内の空気がランナ内に入り込みやすくなるようにノズル内壁のランナ室側下端に傾きをもたせる。ノズル、ガイドベーンおよびランナは黄銅製であり、羽根は主板に開けたスリットにはめ込み固定され、加工精度が高い。ランナ室のランナ中心からの水平方向広さは、水車Bと同様にランナ径の2倍程度とする。ノズル入口の静圧測定孔位置を図2-1-8に示す。

(2) 吸出し管の設計

吸出し管の設計を行なう。水車Aと水車Bの吸出し効率を見ると、同じ吸出し管を用いているにもかかわらず、効率はかなり異なる。これは、流れがランナから出て吸出し管に流入するまでの距離やランナからの流出角度によるものと思われる。2・1・1節で用いた設計資料図2-1-6と同様のものに今回の設計条件である入口流速、空気流量、入口幅を用いると、最高効率が得られる吸出し管形状では長さが長くなり取り付けにむりが生じる。そこで、ベルヌーイの式を利用して新たな設計を行なうことにする。求めるのは、ランナ出口での静圧が最も低くなる吸出し管形状である。吸出し管設計に当って各記号を図2-3-2のように決めた。

ランナから出た流れが一度ランナ室内で広がり、その後縮流して吸出し管に入る水車Aのような流れでは損失が大きい。そこでランナから出る流れを噴流であると仮定し、その流れがそのまま吸出し管に入る吸出し管入口長さを b_2 とする。また、ランナから出た流れが下向きに流れを変えるのは、水平方向の圧力差によるものでありこの圧力勾配は常に一定であると仮定する。すると流線は一定の力を横方向にかけられているので2次曲線を横に倒した形になる。また、流れが曲がることによる損失はベンド管の損失に近似する。

吸出し管の設計条件は次の通りである。

ランナからの流れの出口角 45°

→ $\phi 340$ （水車B）の内部流れ測定より、

流路巾 $W = 150\text{mm}$

ランナからの噴流の速さ $V_1 = 2.58\text{m/s}$

→水車Bの内部流れ測定結果より

水流量 $Q_w = 0.058\text{m}^3/\text{s}$

→水車Bの性能より断面積を考慮して推定

空気流量比 $Q_a / Q_w = 0.008$

→水車Bの最高効率点における結果より、空気供給量を減らしランナ室内水位を高くしたほうが高効率を得られることが分かったので、最適水位での値を用いる。水車Bの吸出し管設計に用いた値よりも小さくなっている。

吸出し管下端より放水面までの高さ $h' = 100\text{mm}$

放水面よりランナ出口までの高さ $L = 1032\text{mm}$

以上の仮定及び条件より以下の計算を行う。

まず、 h_2 を仮定して計算を進めていく。

$$h_1 = L - h_2$$

h_2 : 放水面から吸出し管入口までの高さ

$$L_1 = 1.15 \times h_1$$

L_1 : ランナ出口から吸出し管入口までの流路長さ。

h_1 : 吸出し管入口からランナ出口までの高さ。

噴流はポテンシャルコアの消滅しない範囲であるので、Reichardtによる半噴流の実験式⁽⁸⁷⁾を用いた(図2-3-3)。 $\eta = -0.5$ の位置が噴流が吸出し管に入り込む時の吸出し管の壁の位置になるとする。すると

$$-0.5 = 13.5 \times \left[\frac{y}{L_1} + 0.029 \right] \quad \dots (2-3)$$

ここで $b_1 = Q_w / (V_1 \times W) = 0.15\text{m}$

$$V_2 = Q_w / (W \times b_2)$$

V_2 = 吸出し管入口における流速

$$h_1 = \xi_b \times (V_1 + V_2)^2 / 2g$$

h_1 : 曲がりによる損失ヘッド、これは文献(87)に示されている伊藤の実験式を用いた。

ξ_b : 損失係数

ここで、

$$Re \left[\frac{W_1(b_1 + b_2)}{\sqrt{2h_1(2W_1 + b_1 + b_2)}} \right]^2 > 91 \quad \dots (2-4)$$

であるので、次の式が与えられる。

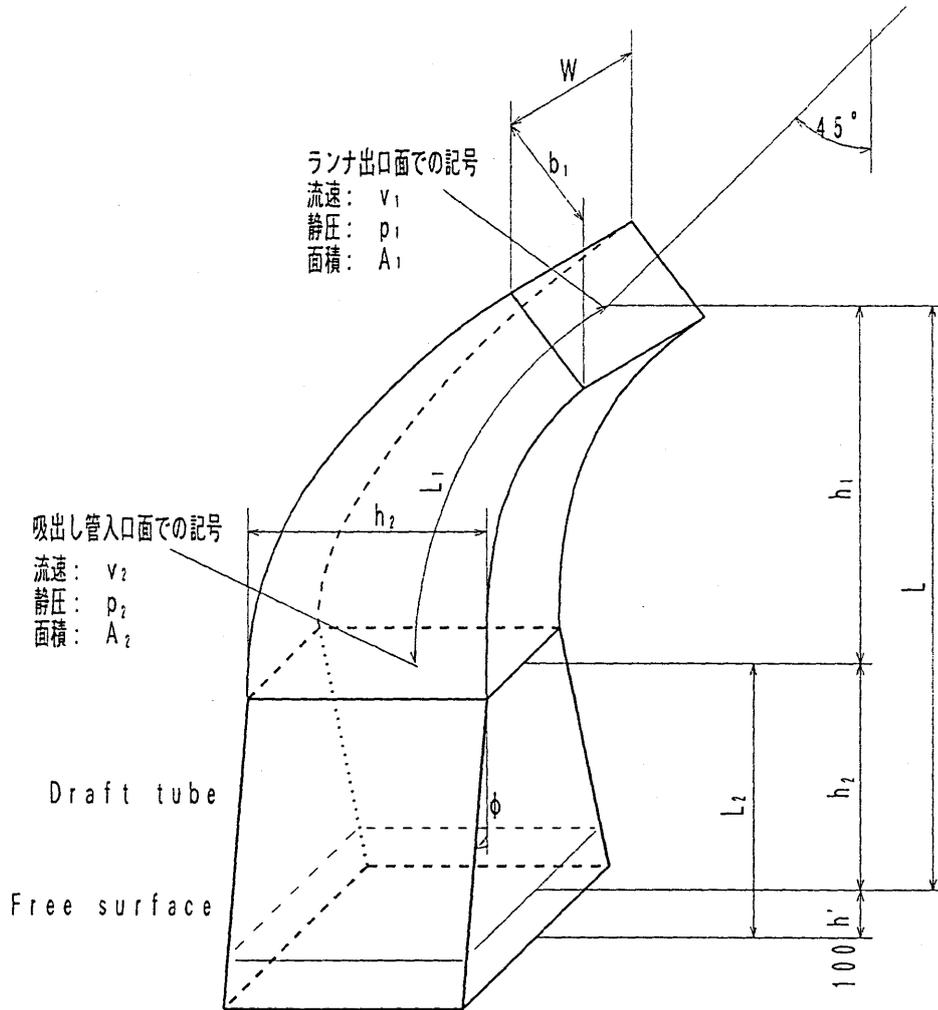
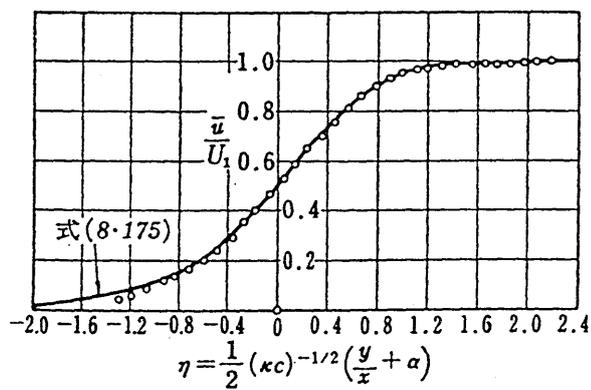


図 2-3-2 吸出し管設計に用いる記号



$$\frac{1}{2} (\kappa c)^{-1/2} = 13.5, \quad \alpha = 0.029$$

図 2-3-3 Reichardt による半噴流 ($U^2=0$) の速度分布

$$\xi_s = 0.00241 \alpha \times 4.5 \times Re^{-0.17} \left(\frac{r_b}{r_o} \right)^{0.84} \quad \dots (2-5)$$

$$Re = \frac{\{(V_1 + V_2)/2\} \times 4 \times \{W(b_1 + b_2)\} / (2W_1 + b_1 + b_2)}{\nu} \quad \dots (2-6)$$

ν : 水の動粘度

α は図 2-3-4 より求まる。ここで

$$\frac{r_b}{r_o} + \frac{\sqrt{2} h_1 (2W_1 + b_1 + b_2)}{W_1 (b_1 + b_2)} \quad \dots (2-7)$$

以上の式により次のベルヌーイの式が成り立つ。

$$\frac{p_1}{\gamma_w} + h_1 + \frac{V_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\gamma_w} + \frac{V_2^2}{2g} + \left(1 + \frac{A_1}{A_2} \right) \frac{V_1^2}{2g} + hl \quad \dots (2-8)$$

p_1 : ランナ出口での静圧 (ゲージ圧)

p_2 : 吸出し管入口での静圧 (ゲージ圧)

A_1 : $W \times b_1$ ランナ出口面積

A_2 : $W \times b_2$: 吸出し管入口面積

ここで

$$\frac{p_2}{\gamma_w} + \frac{V_2^2}{2g} = \xi h_2 \quad \dots (2-9)$$

吸出し管単体効率は 2-1-1 節と同様に参考文献 (61) に示される資料を使い、次の 3 つのファクタにより求まる。

$$L_2 / W, \quad Q_s / Q_w, \quad V_2$$

$$L_2 = h_2 + 100 \text{ mm}$$

上述のファクタにおける最高吸出し効率を得られる広がり角度 ϕ を見つけ出す。

上述の計算より各吸出し管長さ h_2 に対する p_1 の値を表わしたのが図 2-3-5 である。これにより p_1 が最も低くなる $h_2 = 520 \text{ mm}$ を用いた。この時の吸出し管の諸元は次の通りである。

$$L_2 / W = 4.2 \quad V_2 = 1.68 \text{ m/s} \quad \xi = 84\%$$

吸出し管開き角度 $2\phi = 17^\circ$

以上により水車 D を設計した。

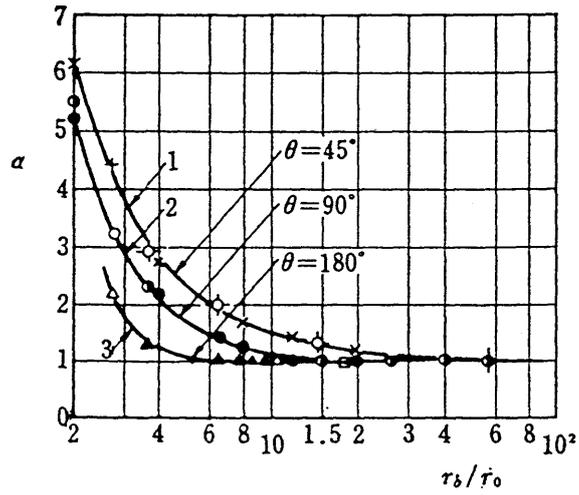


図2-3-4 式(2-1)における α の値
(伊藤、速研報告15-141)

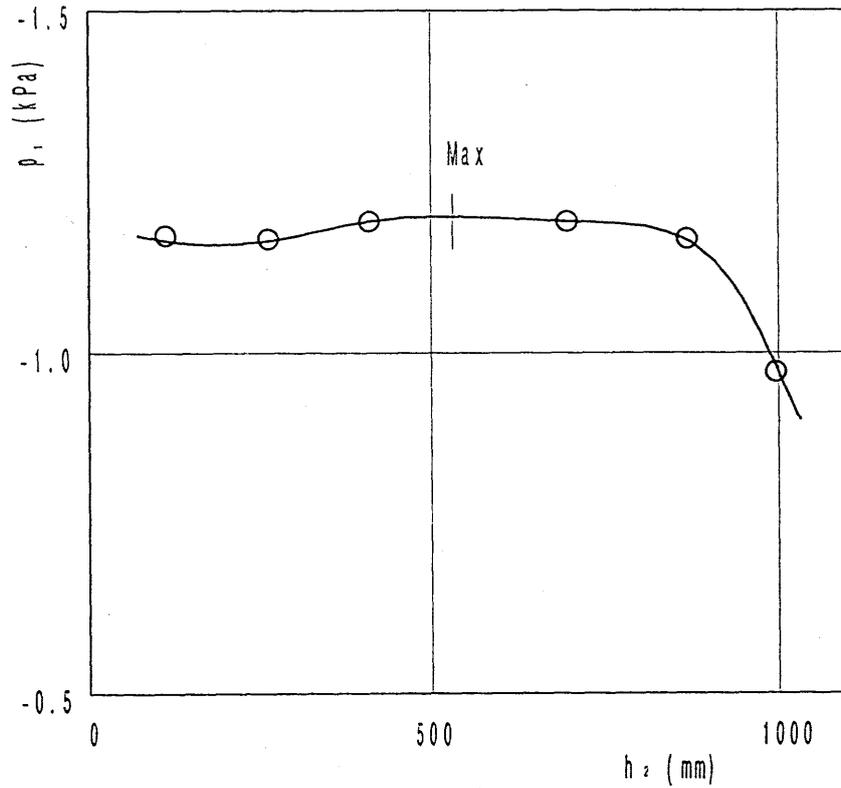


図2-3-5 放水面からの吸出し管高さ h_2 に対する
ランナ出口での静圧 p_1

2・3・2 水車単体のアスペクト比の影響

水車Dの性能等を測定し、アスペクト比の違いによる性能の変化を明らかにするため水車Bの結果と比較しながら考察を進める。

(1) 速度特性

水車Dを用いて吸出し管の付いていない可視化用軸無しの水車単体の性能試験を行ない、水車Bと比較する。速度特性を図2-3-6に示す。有効落差は放水面基準で2.9mである。これによると水車Dは水車Bよりも効率が少し高くなっている。低落差でもあるので吸出し管が取り付けしていない状態では全体性能はかなり悪い。

表2-3-1 実質的な有効落差による効率の比較(%)

	Turbine B	Turbine D
Without draft tube	67.1 (5.8)	74.5 (7.8)
With draft tube	61.1 (8.5)	70.2 (8.5)

()内の数値は H/d を示す

(2) 有効落差の影響

水車単体での有効落差の変化に対する最高効率点の値を図2-3-7に表わす。ノズル中心基準やランナ中心基準の有効落差を用いた効率は、低落差になるほど大きくなっているが、これは、実際にランナに仕事をしているのがランナ下端までの有効落差だからである。ランナからの流出位置を基準に取った有効落差を用いて算出した最高効率 η_m はやや右上りの線になっており、ランナ下端までの落差が有効に利用されているのがわかる。

測定結果によれば水車Bの単体効率(最大値)は、表2-3-1に示すように $H/d = 5.8$ において67.1%であり、ランナ径の小さな水車Dよりも7.4%も低い。

この原因としては、ノズル出口部の主板やアクリル側板とケーシングとのすきまからの漏れ損失が挙げられる。水車Bの隙間は図2-3-8に示すように、側板側で1.5mm、主板側は1.0mmであり、水車Dは0.75mmと0.25mmである。さらにランナのアスペクト比は水車Bの方が小さいので、損失の流量割合が大きくなる。この隙間を用いて、漏れ損失をStepanoffの式⁽⁷²⁾より求め、これを効率に換算すると、両水車の効率差はおよそ3%と

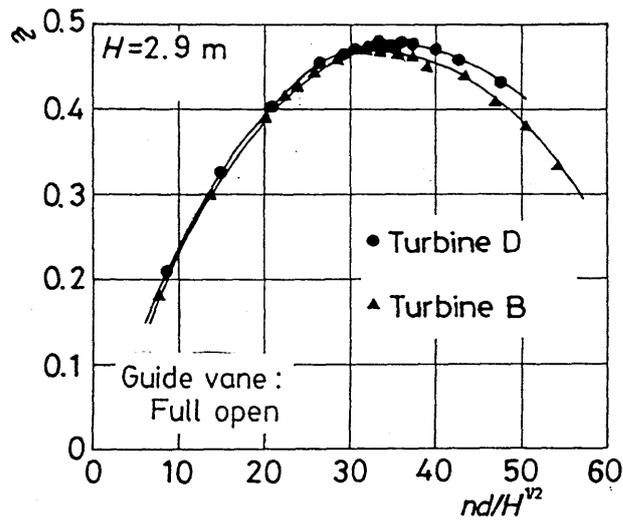


図2-3-6 水車単体の速度特性
(放水面を基準とした有効落差から算出)

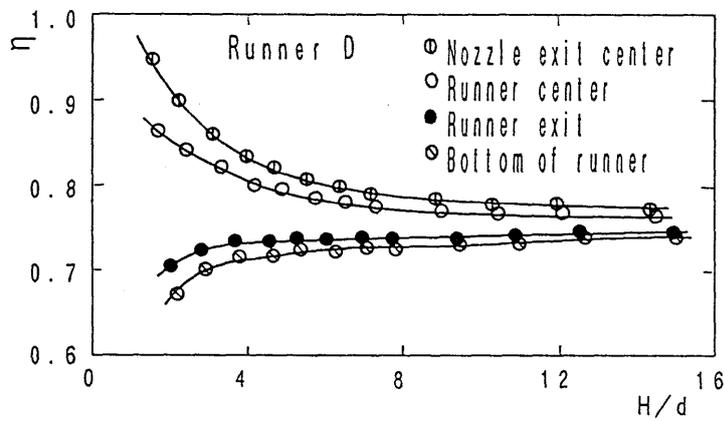


図2-3-7 有効落差の基準点を変えた場合の効率
(水車D)

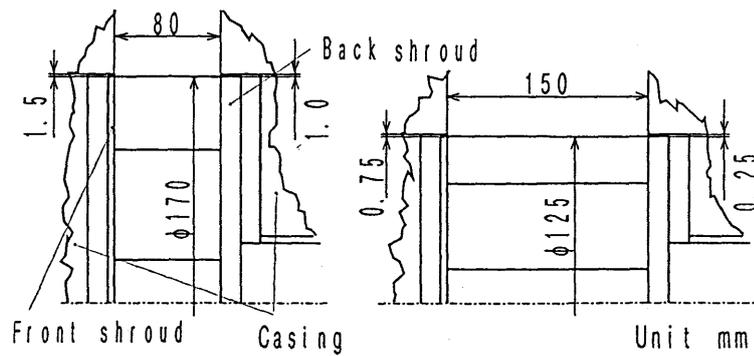


図2-3-8 ランナ外周のシール隙間

なる。

さらに残りの効率差の原因を明らかにするため、ランナ出口の流路幅方向の断面速度分布をピトー管により測定し、回転方向の水の持つ角運動量と角速度の積である仕事率 $M\omega$ を求めると図 2-3-9 のようになる。水車 B の方が幅方向の変動が大きく、しかも $M\omega$ が大きいことから余分なエネルギーを持ったまま流出し、排棄損失となっていることが推察される。これは、水車 B のランナのアスペクト比が小さいためにノズルやランナの側壁付近で生じる 2 次流れの影響を受けやすいことや、羽根厚みが相似でないことなどが原因と考えられる。さらに、ノズル開口角と水切り部の角度をそれぞれ 3° 広げたことも効率を上昇させていると思われる。

2・3・3 水車の全体性能に及ぼすアスペクト比の影響

次に吸出し管を取り付けて水車の全体性能を測定する。

(1) 速度特性

放水面基準の有効落差 $H = 2.9\text{m}$ における速度特性のグラフを図 2-3-10 に表し、水車 B と比較する。軸は取り付けている。ランナ室内圧力は最高効率点が得られる $h/d = 0.9$ としたときの値 -12kPa で一定となるように空気供給量を調節している。効率はかなり上昇し、無次元回転数 $nd/H^{1/2} = 42.5\text{rpm}\cdot\text{m}^{1/2}$ で最高効率 $\eta_m = 75.1\%$ を示した。低回転における流れの主軸への衝突による効率の低下も目立たなくなっている。これはランナ内に空気がより多く入り込み空気層が十分に成長したことによる。そのために空気流量が増加している。ランナ室内圧力は水車 B とほぼ等しいが、ランナ径が小さくなっているので、ランナ室内自由水面高さは低くなっており、吸出し効率は $\zeta = 98\%$ (水車 B) から $\zeta = 101\%$ (水車 D) に上昇している。

(2) 再流入損失の計算

図 2-3-10 によれば両水車の最高効率の差は約 9% にも達している。この場合、ランナ室内の圧力が異なっているので、有効落差として放水面を基準にした落差を用いることは適当ではない。そこで、ランナ内空気層の圧力がランナ室内空気層の圧力 p_0 とほぼ等しいことを考慮して、実質的な有効落差 H_n を、

$$H_n = H_0 - \frac{p_0}{\rho g} \quad \dots (2-10)$$

により求めて、これを使って効率を求め直したものを表 2-3-1 の下欄に示す。これによると吸出し管を取り付けた方が効率が低下している。これは、吸出し管の取り付けにより、

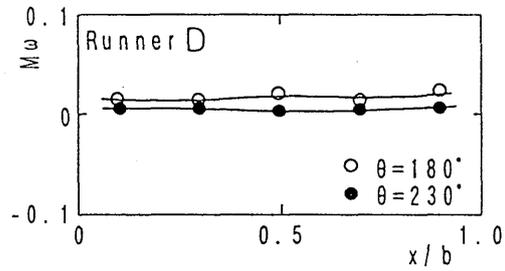
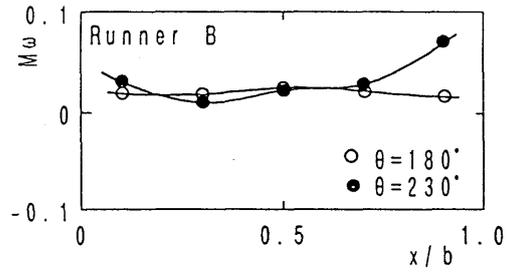


図2-3-9 ランナ出口における $M\omega$

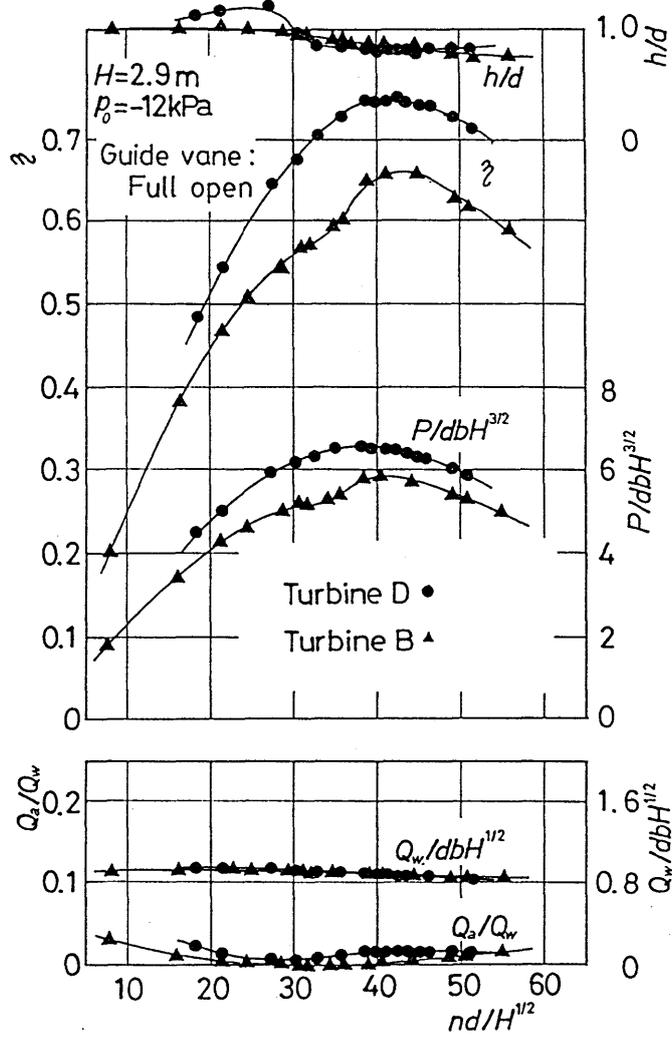


図2-3-10 全体性能

ランナ室が水で満たされるので、ランナ室からランナへの水の再流入が主な原因と考えられる。そこで以下にランナへの水の再流入による効率低下を検討する。

図 2-3-1 1 に示すように、ノズルからの流れはランナから流出するが、空気ですみこまれた羽根間にはランナ室側の圧力が高いために水が再流入してくる。1つの羽根間に流入した水の厚みを図示のように c とし、これに働く圧力、遠心力、羽根作用を用いて運動量の式を導くと次の式が得られる。

$$\omega^2 \frac{d^2}{d\theta^2} c^2 = 2 \left[\frac{\Delta p}{\rho} - \frac{c u^2}{r} - \frac{u \omega}{\tan \beta} \frac{dc}{d\theta} \right] \quad \dots (2-11)$$

ここで θ : 鉛直上向きから反時計回りに測った角度、 Δp : 水深より求めたランナ外周の圧力、 u : 周速、 β : 羽根出口角であり、 $c \ll d$ と仮定している。 θ を細かく分割し、差分法による数値計算を行った結果を図 2-3-1 2 に示す。ランナに流入した水の厚み c の θ 方向変化を示している。一般に水深の深い所では水圧によりランナ内へ水が流入するが、浅い所では逆に遠心力によりランナ室へ戻される。同じ有効落差では水車 B の方が回転数が小さいので遠心力が小さく、半径が大きいために水深も深くなり流入する水は増える。流入して周速を得る水の運動量はランナにより与えられるため、 c の最大値に対する角運動量を与えるためのエネルギーは全て損失になるはずである。この損失エネルギーを求めて効率低下量に換算すると水車 B では 2.3%、水車 D では 1.7% となる。この値は表 2-3-1 に示した吸出し管を付けた事による効率低下と比べるとかなり小さく、水のランナへの再流入による効率低下の実験と計算値の比は約 2.5 倍程度である。これは、計算値が、厚み 0 の羽根を無限枚取り付けたと仮定して羽根間流路の影響を考慮していないためであり、実際にはより多くの水が流入すると考えられる。実際の流入量を測定することは困難であるので、代わりに水車 B と水車 D の流れの写真を図 2-2-1 8 に示す。水車 D では羽根間の水は気液混相流となり、最大で $2c/d = 0.1$ 程度流入しているのが分かる。これは、図 2-3-1 2 に示した計算結果の 3 倍程度であり、密度差を考慮すれば妥当な値といえる。以上のことから、式(2-11)による計算値に修正係数 2.5 を乗ずれば水の再流入による損失エネルギーを予測することが出来る。貫流水車の羽根枚数は 26~30 枚程度であるので係数 2.5 は他のランナにも用いることができよう。水車 B では再流入した水がランナ内の羽根無し部にまで飛沫となって流れ込み水車 D よりも多量に再流入しているのが分かる。また、この再流入水の貫流により、水車 D よりもノズル開口角が狭いにもかかわらず、主軸に流れが少し衝突している。

(3) 内部流れの比較

上記に示した水車Dと水車Bの効率の違いの理由を確認するため、さらに両者の内部流れを測定する。条件は $H = 2.9\text{m}$ であり、両者の最高効率点である $h/d = 0.9$ にする。回転数は水車Bでは $nd/H^{1/2} = 41$ 、水車Dでは $nd/H^{1/2} = 43$ である。section 1, 2, 3の絶対流れ角 α 及び相対流れ角 β の正方向を図2-0に示す。ここでsection 1, 3, (2)の相対速度 w 及び相対流れ角 β は次式で求まる。

$$w = \sqrt{V'^2 + u^2 + 2V'u \cos \alpha} \quad \dots (2-12)$$

$$\beta = \cos^{-1} \{ (V' \cos \alpha - u) / w \} \quad \dots (2-13)$$

$$V' = (r_2 / r_1) V \quad \dots (2-14)$$

u = 羽根外(内)周速

r_1 = 羽根外(内)径

r_2 = 測定半径

ここで u は羽根端での周速、 V' は測定点での流速を羽根車外(内)周に補正した値を示す。補正は測定半径から羽根車外(内)周まで等角ら線で流れると仮定して行なった。無次元化のための有効落差は(2-1)式に示した H を用いている。

・ section 1 の流れ

section 1の絶対速度 $v/\sqrt{2gH}$ と絶対流出角 α 、相対流れ角 β を図2-3-13に示す。

速度は水車Dが遅くなっているが、これは測定半径がランナ径との比でみると水車Dの方が羽根から離れており、流路面積が水車Bと比較して大きくなっているからである。絶対角 α は水車Dが大きくなっている。これも、測定位置が羽根から離れたため羽根入口での流入角の影響が薄れているからである。相対角も絶対角と同じ理由で角度が大きくなっている。羽根外端での羽根角は 30° であり、一点鎖線で示す。

・ section 2 の流れ

section 2における絶対速度及び絶対流れ角 α を図2-3-14に示す。section 2ではsection 1やsection 3とは逆に水車Dの測定孔位置の径が小さくなるので速度はその分速くなっている。特に水車Bでは $\theta = 224^\circ$ 付近で流れが遅くなっている。絶対角 α_2 を見るとsection 2への流れの流入と流出の境界である $\alpha_2 = 0$ の θ は水車Dがわずかに大きくなっているが、これはノズル開口角を少し広げたことにより、ノズル水切部の位置が θ が大きくなる方向にずれたからである。 θ が大きい所や小さい所で水車Dの α_2 の絶対値が小さくなっているのも、測定半径の影響である。

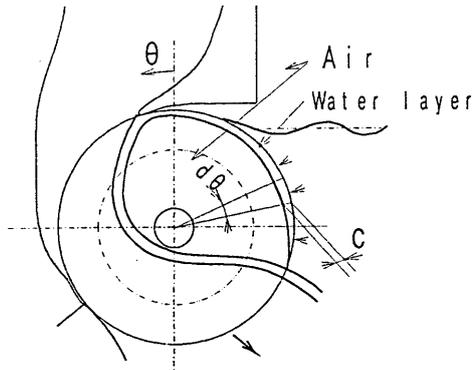


図2-3-11 ランナへの再流入水

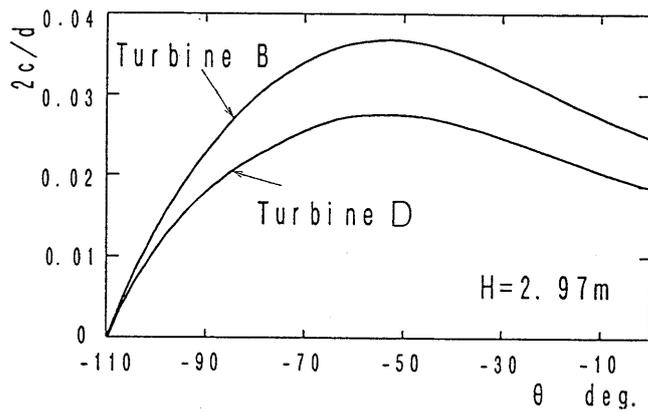


図2-3-12 ランナ外周位置による羽根間の液相厚み

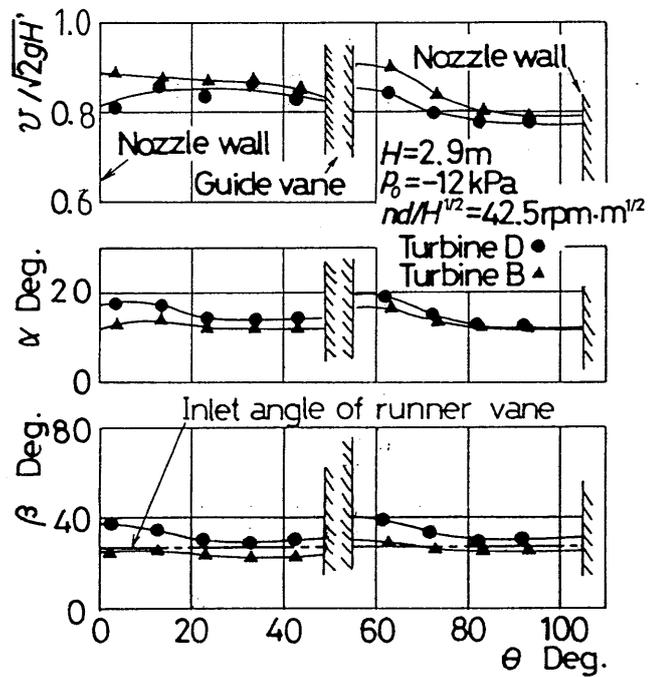


図2-3-13 Section 1の速度分布と流れ角分布

・ section 3 の流れ

絶対速度と絶対流れ角 α のグラフを図 2-3-15 に示す。水車 D では絶対速度が遅くなり流路幅もせまくなり、section 2 から section 3 へ流れ出る部分の角度が小さくなっている。また、水車 B では $\theta = 248^\circ$ 以上で角度が正に変化しており、ランナ室側からランナ内へ水が流入している。

・ ベクトル図

水車 B と水車 D の流れの様子をわかりやすく表示するため、測定した内部流れを基にベクトル図を描いた。これを図 2-3-16 に表わす。水車 B でランナ室側からランナ内へ(2-2)式に示した原因による水の再流入が見られる。

(4) ランナ室内水位の影響

次に、先の実験で求めた水車 B の最適水位 $h/d = 0.9$ が水車 D についても適用できるかを調べる。有効落差 $H = 2.9\text{m}$ でランナ室内水位に対する最高効率を求めたものを図 2-3-17 に表わす。空気流量やランナ室内圧力は同じ傾向を示し、最高効率 η_m も似た傾向を示しつつ全体的に向上している。効率の最高点は $h/d = 0.9$ で水車 B と同じであることが分かった。さらに有効落差を変化させることにより、最適水位がどうなるかを調べるため、低落差である $H = 1.7\text{m}$ におけるランナ室内水位を変化させた時の最高効率を図 2-3-18 に示す。この場合も最高効率を示した h/d は 0.9 であり、ランナ D の最適ランナ室内水位は有効落差に関係なく $h/d = 0.9$ であることがいえる。

(5) 有効落差の影響

次に、吸出し管を取り付けて有効落差を変化させた場合の水車性能を調べる。 $h/d = 0.9$ としてある。各有効落差における最高効率点での性能を横軸に有効落差をとって表わしたものが図 2-3-19 である。ランナ室内圧力、水流量はこの範囲で一定である。空気流量は有効落差が増えるにつれ少しずつ増えていくが、これは低落差では流れがゆるやかなために、流れが乱されず、気泡が出来にくいことによる。回転数もわずかながらずつ増えていくが、これは落差が高くなるにつれ一定値に近づくはずである。前述の水車全体性能と単体性能の関係を用い、水車単体の効率から全体効率を予測し、実験結果と比較する。図の中央の効率曲線において、●印で示される効率は放水面を基準とした有効落差を用いて計算した測定値である。この値は有効落差によらずほぼ一定の値となる。ランナ室内圧力 p_s が分かっているものとし、これを式(1)に示した実質的な有効落差で計算し直すと○印のように有効落差が低くなるにつれ小さくなって行く。これは水の再流入量が有効落差

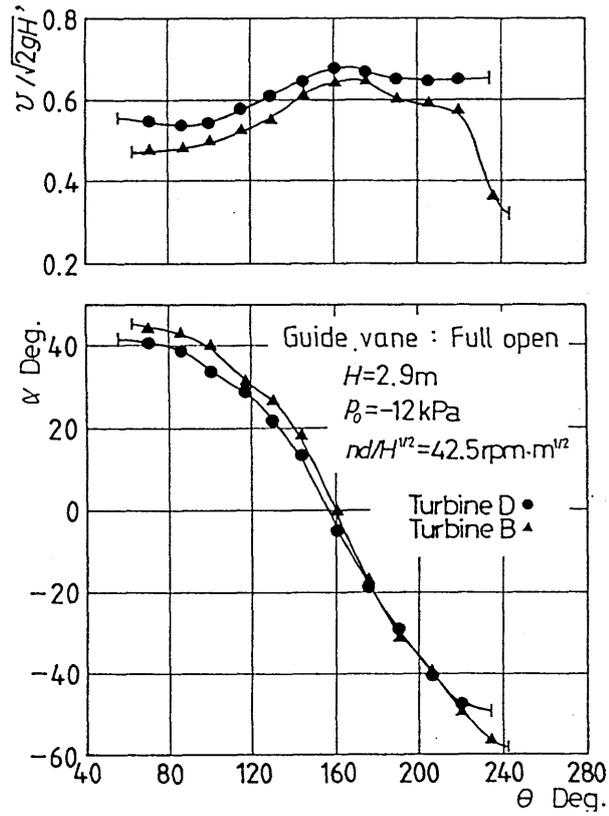


図2-3-14 Section 2の速度分布と流れ角分布

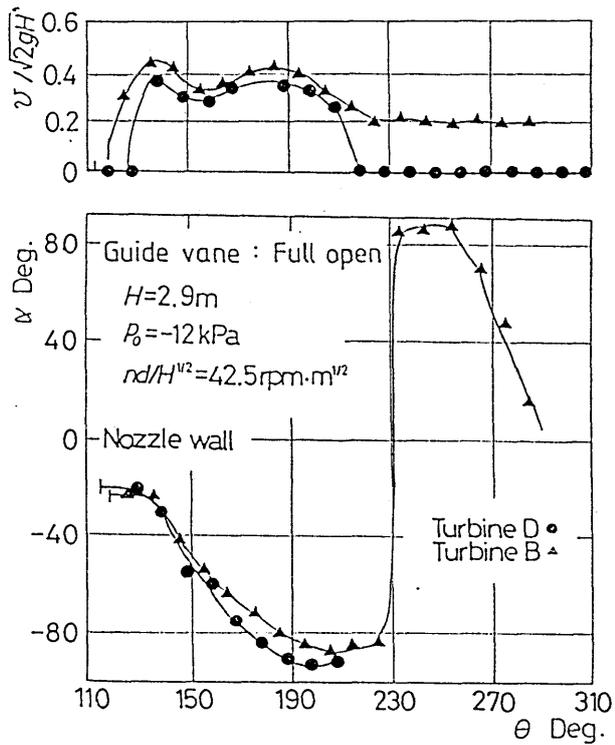


図2-3-15 Section 3の速度分布と流れ角分布

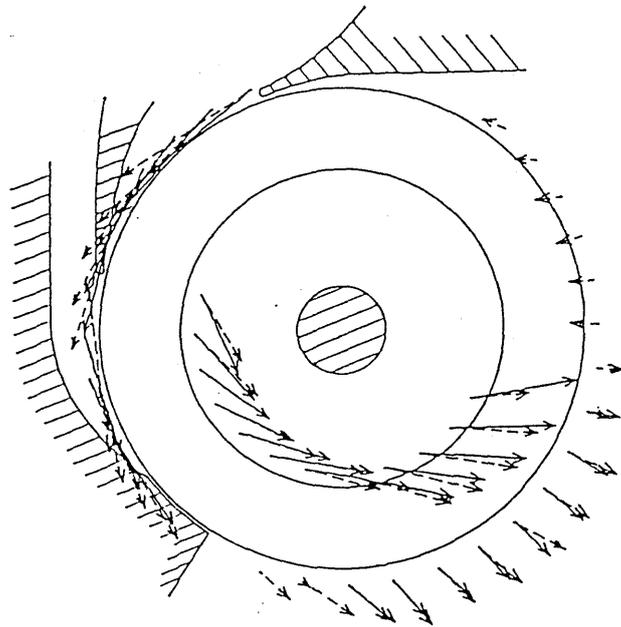


図2-3-16 速度ベクトル図

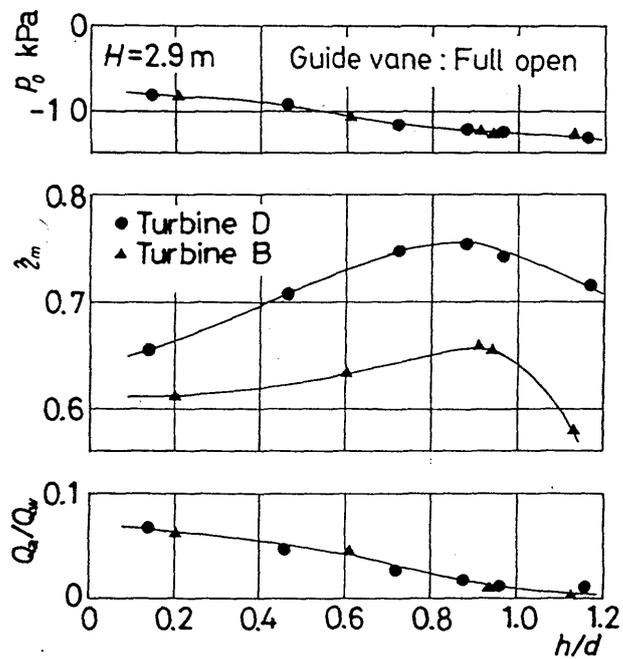


図2-3-17 ランナ室水位の相違による最高効率と特性 (水車Bとの比較)

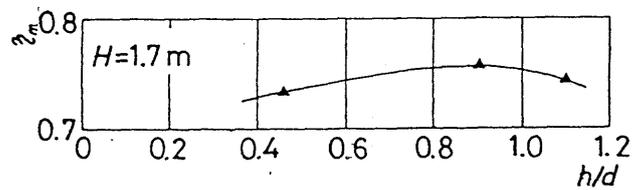


図2-3-18 低落差でのランナ室水位による最高効率

が低く回転数が低くなるほど増えるので、再流入損失が増えるためと考えられる。そこで、実質的な有効落差を使って求めた水車Dの単体効率74.5%から、前述の方法で求めた再流入損失に係数2.5を乗じた値を減じて求めた値を破線で示す。実験結果と良好に一致しており、ランナ室内圧力が明らかであれば、広範囲の有効落差に対して前記の単体効率から全体効率を予測する方法が有効であることが分かる。

(6) 部分負荷特性

ランナの回転数 ($nd / H^{1/2} = 42.5$) およびランナ室上部空気相内圧力 ($p_0 = -12$ kPa) を一定に保ち、ガイドベーン開度を変えた場合の部分負荷特性を図2-3-20に示す。 Q_{wn} はガイドベーン開度全開時の水流量である。水車Bの η_m は流量の減少と共に低下するが、水車Dの場合設計点よりも低流量域の $Q_w / Q_{wn} = 0.85$ 付近で若干の高効率を示す。さらに流量が減少すると効率は低下するようになるが、その低下割合は水車Bのほうが大きい。これは、流量の減少とともに、ランナ室の水がランナ内へ再流入する範囲が広がるためと思われる。

2・4 損失の分類と見積もり

水車を設計する上で、どこでどの様な損失がどの程度生じているのかを明らかにしておく必要がある。前述の研究結果をふまえて、ここで改めて貫流水車の損失の分類とその見積もりを行う。

2・4・1 エネルギー伝達図

ノズルから流入した水のエネルギーが各種損失により減少しながらどのように発電機の軸入力エネルギーにまで伝達されるのか考える。

・水力効率

水力効率を考えるために流れを1本の流線で代表して、各ヘッドの場所による変化の概略を示したものが図2-4-1である。それぞれの関係が明らかになるように損失を誇張して示してある。横軸は高さを示し、横にした水車のそれぞれの位置に対応している。(a)は吸出し管を取り付けた場合で、ランナ室内水位がそれほど高く無い場合に相当する。縦軸には太線で示した全ヘッドの内訳を下端から細線までが放水面を基準とした位置ヘッド、細線から中線までを大気圧を基準とした圧力ヘッド、中線から太線までを速度ヘッドで示している。左端が有効落差測定用静圧測定孔の高さで、ここでの全ヘッドが有効落差

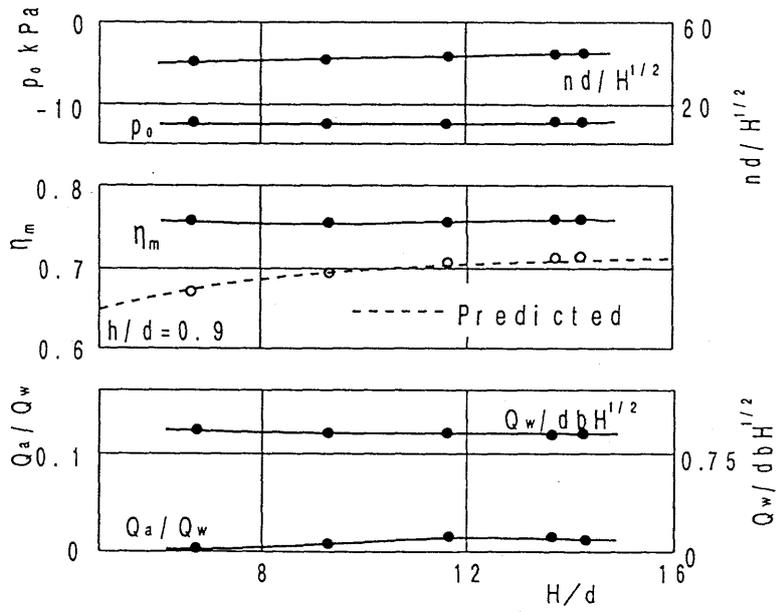


图2-3-19 有效落差による性能

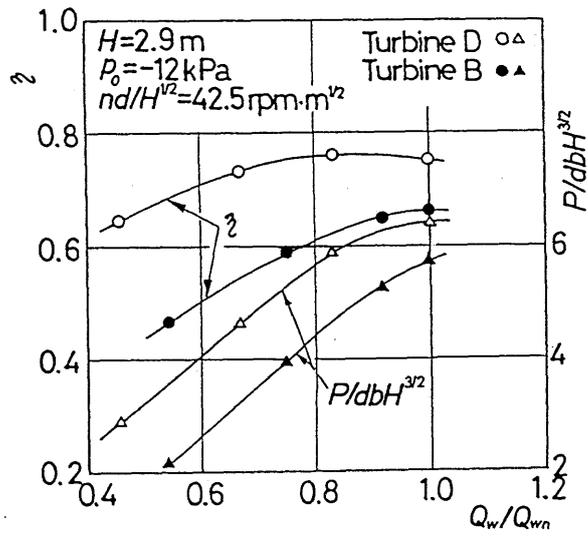


图2-3-20 部分負荷特性

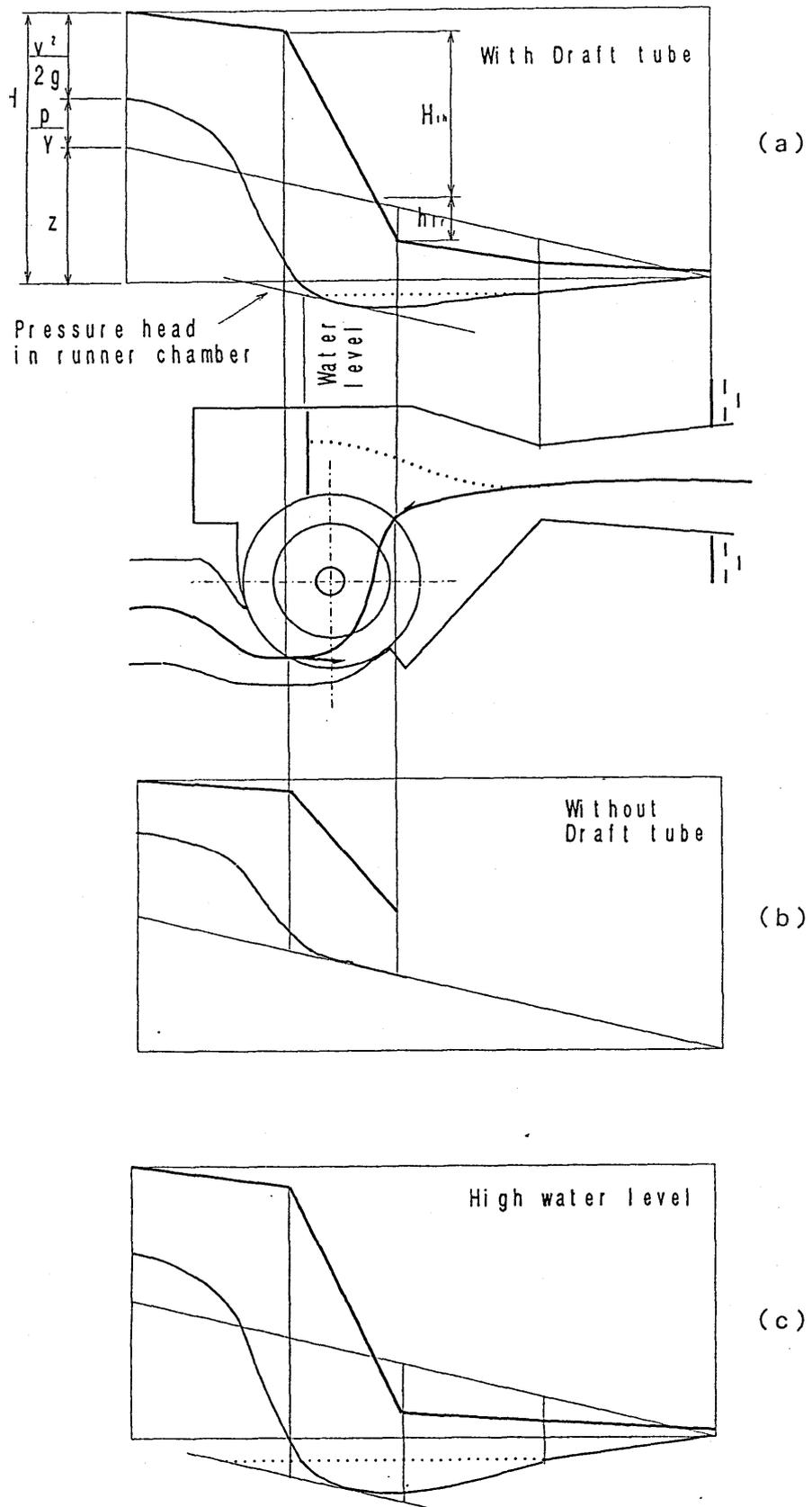


図2-4-1 水車内の各ヘッドの変化

を示す。位置ヘッドは高さに比例するので直線となる。ノズル入口で持つ圧力ヘッドはノズル内で流速が加速されることにより速度ヘッドへと変換され、位置ヘッドの線よりも低くなり、大気圧よりも負圧となる。ノズル出口での全ヘッドの低下はノズル内の損失ヘッドであり、ガイドベーン開度全開時にはほぼ摩擦損失により、ガイドベーン開度が狭い場合には剥離による損失も生じる。吸出し管出口である右端から様子を見ると、吸出し管内の放水面高さでは圧力はほぼ大気圧となり、速度ヘッド分の全ヘッドが廃棄される。流れをさかのぼり吸出し管内を見ると、ディフューザ効果により出口に向かうにつれ速度ヘッドの一部が圧力ヘッドへと変換されるため、吸出し管入口では圧力ヘッドが位置ヘッド分以上に下がる。ランナ室内の圧力はほぼ位置ヘッドが上昇する分低下するので、点線のようになる。ランナ室やランナ内の空気層の圧力はほぼ一定であり、ランナ室内水位における点線の値となり、位置ヘッドと平行な斜めの線で示される。ランナ内の流れの圧力はこの値の影響を受けるので、圧力ヘッドはここまで低下する。ランナ内での全ヘッドの低下は仕事としてランナが受け取ったものと、ランナ内での損失ヘッドとに分けられる。ランナ内での損失ヘッドには摩擦損失や衝突損失によるものなどが挙げられる。さらにランナを出た後はランナ室や吸出し管内での損失により全ヘッドは低下してゆく。ランナ室内の損失は流れが複雑であるため計算により予測する事はほとんど不可能であるが、貫流水車の特徴としてランナ内流れの圧力はランナ室内の圧力に支配されるので、ランナ室内圧力が明らかであれば性能の予測が可能となる。(b)には吸出し管の取り付けしていない場合を示す。ランナ出口は大気圧となり、ランナから流出する速度ヘッドはすべて損失となる。放水面を基準とした有効落差に対するランナが受け取る仕事の割合はかなり小さくなる。

・体積効率

ランナの両側板とノズル出口の間の隙間を通過して漏れる流量 Δq があるので、ランナの受け得る仕事率は $\rho g H_{th} (Q_w - \Delta q)$ となる。

・機械効率

機械損失は側板裏側の水との円盤摩擦損失と軸封部および軸受け等における損失の他に、貫流水車では前節で述べた水の再流入による損失が加わる。

2・4・2 水車Dにおける損失の概算値

水車Dで放水面を基準とした有効落差を2.9mとしたガイドベーン開度全開で最高効率点におけるいくつかの部位における各損失の概略値を以下に示す。最高効率点における特性量は $nd / H^{1/2} = 42$ 、 $Q_w / dbH^{1/2} = 0.09$ である。

・水力効率に関係する損失

ノズル内での摩擦損失ヘッド δ_n :

5章において側壁の値を計算している。両側壁における値は $\delta_n/H = 0.15\%$ 。ノズル内外壁面や案内羽根壁面もこれと同等程度の値を示すものと思われる。

ランナ内の羽根による摩擦損失ヘッド δ_{r1} :

羽根枚数が多く、2度羽根間を通過するので、他の水車より多いと予測される。 $\delta_{r1}/H = 3\sim 5\%$

ランナ内の側板による摩擦損失ヘッド δ_{r2} :

フライデラーの円盤摩擦の式を利用して求める。衝動水車に近く、ランナに流入する流れの周速はランナ周速の2倍程度になる。静止した流体に対する相対速度としてランナ側板が周速で回転しているものと近似する。上記の条件において周速 $u_2 = 3.75$ m/s、であり、 $Re = u_2 r_2 / \nu = 4.7 \times 10^5$ であるので、図2-4-2に示すように側板と側壁との間隔 s が十分に広く、滑らかな壁面の場合の値を用いると $C_d = 0.0008$ 程度である。円盤摩擦による動力損失は次式で決まる。

$$P_{df} = C_d \rho u_2^3 d_2^2 \quad [W]$$

上記値を代入すれば $P_{df} = 2.64W$ となる。流れはランナ側板の面積の半分だけを通り、両側板に損失が働く。したがって $\delta_{r2}/H = 0.3\%$ となる。この値は流路幅の影響を受けるので流路幅の異なる場合は、 $\delta_{r2}/H = 0.045/b \times 10^{-2}$ [1/m] のように示せる。

・体積効率に関係する損失

漏れ損失

2・3・2節によりStepanoffの式を用いて求めた値は $\Delta q/Q = 2\%$ である。

・機械効率に関する損失

円盤摩擦損失

上述のフライデラーの式より $P_{df}/T\omega = 0.6\%$ である。

2・5 効率向上策の提案と結果

低落差水車では吸出し効果が大きな影響を与えるが、本節ではこの吸出し効果をより有効に利用するために、ランナ室内に仕切板を取り付ける方法を示し、その性能を明らかに

する。

2・5・1 水車室内への仕切板の設置

低落差用として高性能を示した水車Dを対象にさらなる改良を行った。

(1) 仕切板の効果

比較のために2・3節で示した改良前の通常形式の水車Dの速度特性を図2-5-1 (●印)に示す。アクリル側壁からの観察によりこの最高効率時の流れの様子を示したものが図2-5-2 (a)である。次にランナ室内圧力を変化させた時の最高効率点での性能を図2-5-3に示す(●印)。 $h/d=0.9$ の最高効率点付近で流れの状態を観察すると、ランナ室内部にランナ室上部の空気が流入して空気層を形成しているが、それより水位が高くなるとノズル水切り部の下端が水没してランナ内部へ空気が供給されなくなり、ランナ内の空気層が小さくなるので主軸に流れが衝突するようになる(図2-5-2 (b))。このため効率が低下するようになる。そこで $p < -12 \text{ kPa}$ の時でも、ランナ内部へ空気が供給できるようランナ室に図2-5-4 (a)のような仕切板を設けてランナ室をA, B室に2分し上部に空気供給路を作るか、さらに低圧にする場合は同図(b)に示すように仕切板とランナ室上壁とを密閉し、ランナ側に直接空気を供給するようにする。このような仕切板を設けることにより、ランナからの噴流によるエントレイメントによりランナ側の室内の水は排出される。また、ランナ外周に水が接している面積が狭くなるから、ランナに働く水の再流入による損失も減少するものと思われる。仕切板下端の形状を図2-5-4 (c)に示す。なお仕切板を取り付けた場合ランナ室内圧力はランナ側の値を用いる。

(2) 速度特性

仕切板の左下端E点の位置を、ランナ中心を原点とするXY座標で表すことにより仕切板の位置を示すこととする。図2-5-4 (II)の仕切板取り付け方法で $X/R=1.05$ 、 $Y/R=-0.1$ の場合の速度特性を図2-5-1に○印で示す。圧力 p_0 は最高効率点付近で -14.5 kPa である。回転数の変化につれて効率曲線には2つの変曲点が見られるが、 $nd/H^{1/2}=33$ より低回転では、ランナ内部を貫流する流れは周方向成分が小さいため主軸と当たり、ランナから出た流れも仕切板に衝突して、仕切板とランナの間は水で満たされて(図2-5-2 (c))圧力を低く保つことができず損失も大きいので効率は低下した。 $33 < nd/H^{1/2} < 42$ では流れは軸には衝突しているが仕切板には当たらずに、ランナ室内の水は減少し回転数の増加とともに圧力は徐々に低くなっている。 $nd/H^{1/2} > 42$ となると流れは軸にも当たらなくなり、(図2-5-2 (d)) $nd/H^{1/2}=46$ で最高効率 η_m

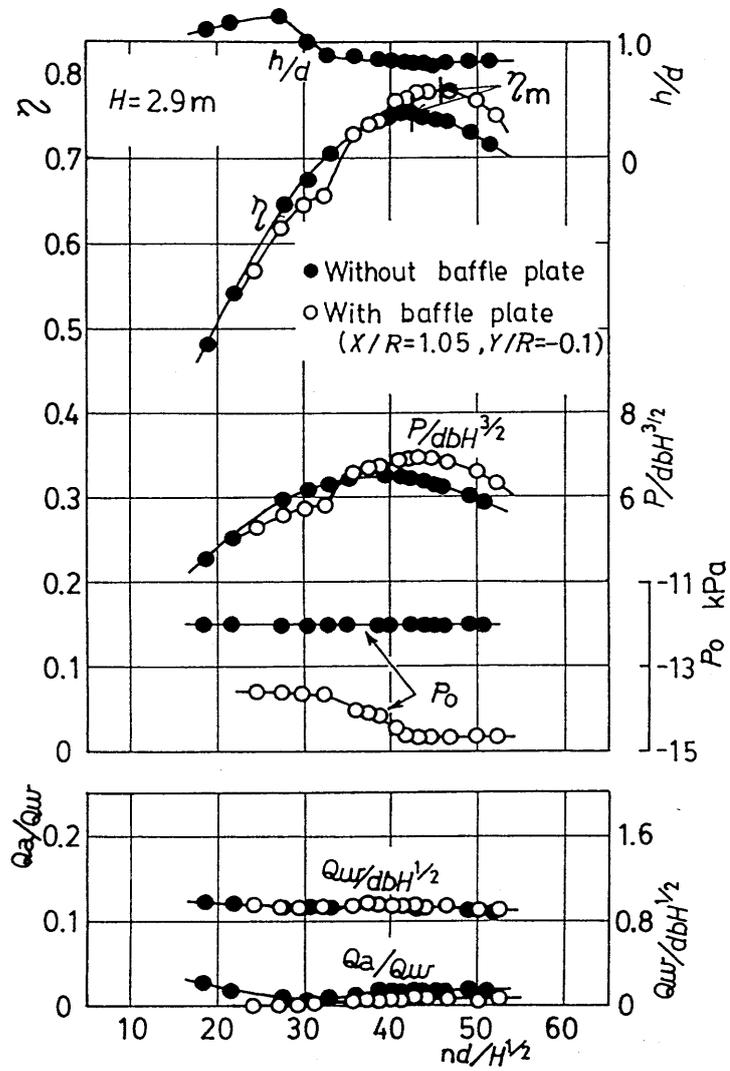
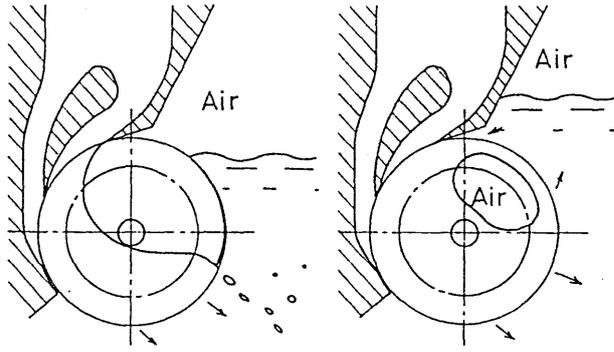


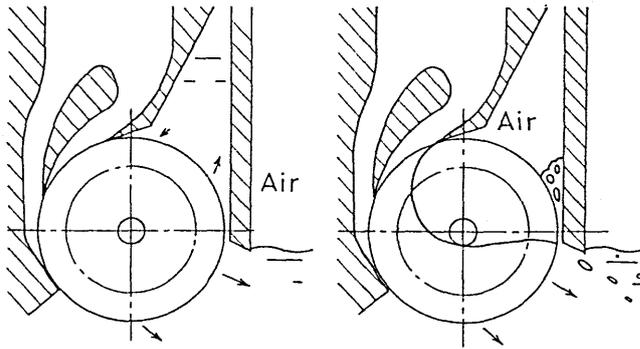
図2-5-1 仕切板による速度特性の変化

仕切り板無し



(a) 最適ランナ室内水位 ($h/d=0.9$) (b) 高ランナ室内水位

仕切り板有り



(c) 低回転数 ($nd/H^{1/2} < 33$) (d) 最適回転数

図 2-5-2 仕切板による流れの変化

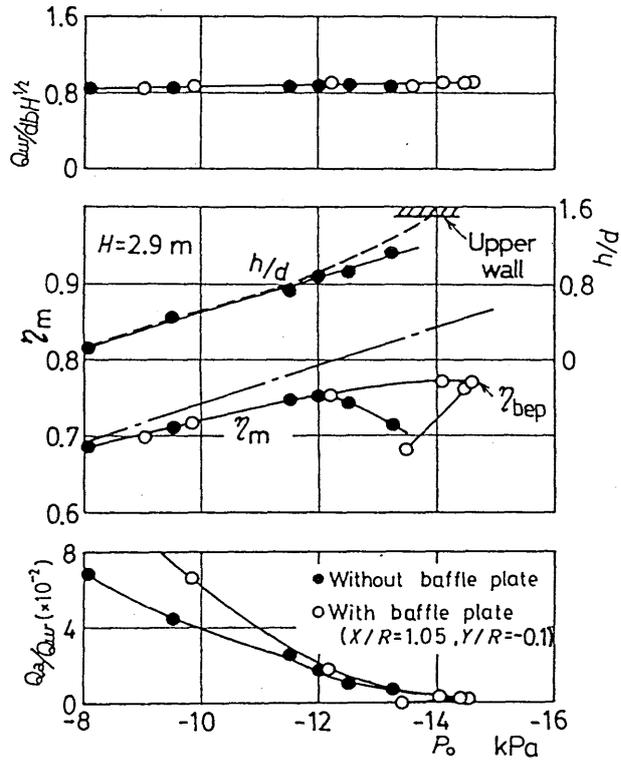


図 2-5-3 ランナ室内圧力の変化に対する性能

=77%が得られた。なお、ランナ室A内の状態は低回転側の変曲点を境にそれよりも低回転では水で満たされ、高回転では泡が少し留まるだけの状態になっている。また仕切板の右側ではランナから噴出する泡により空気が溜まり水位は仕切板下端の位置になる。この運転状態で最も高効率を得られた。

(3) 最高効率点における諸特性

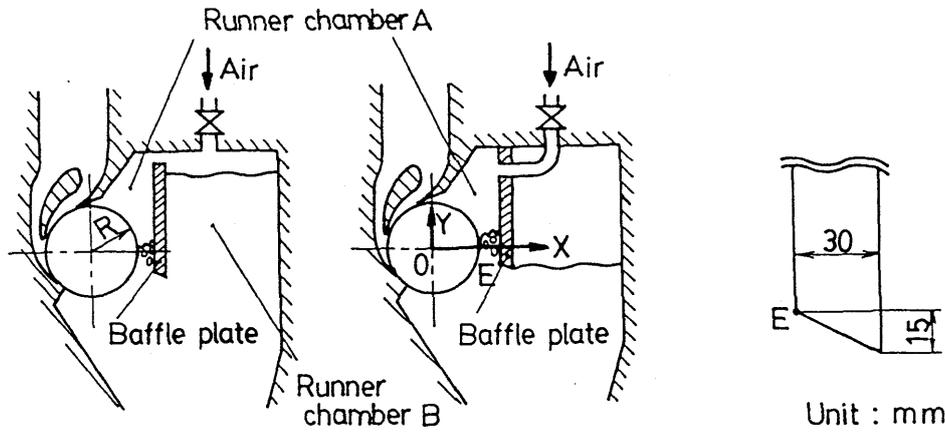
仕切板取り付け位置が同一の場合について、ランナ室内圧力の変化に対する最高効率点における特性を図2-5-3に示し(○印)、仕切板のない場合と比較してある。ランナ室内へ供給する空気量を減少させてゆくに従いランナ室内圧力が低下し、効率は上昇している。仕切板のない場合に最高効率を示した $p_0 = -12 \text{ kPa}$ 間では両者は同一線上にある。さらに圧力を下げても仕切板を取り付けたことによって効率は向上し、圧力は -14.5 kPa まで低下して最高効率 $\eta_{bo} = 77\%$ が得られる。さらに空気の供給を少なくするとランナ内に空気層の部分が無くなり主軸に流れが衝突し、ランナ室内も水で満たされて圧力も高くなるので効率は低下する。このことから、空気量調節法として圧力弁を使う場合は特に注意が必要である。

この水車の吸出し管無しの場合の単体効率は、有効落差が $H = 2.9 \text{ m}$ であっても吸出し管効果は無くなるので、 $\eta_0 = 0.48$ となる。この η_0 がランナ中心を基準とした落差 $H - l$ で定まるものとする、ランナ室内の圧力が p_0 となったときの効率は、落差が $H - l - p_0 / (\rho g)$ となったものと見なしうるから、次のように求めることができる。

$$\eta_{bo} = \eta_0 \times \frac{H - l - \Delta p_0 / (\rho g)}{H - l} \quad \dots (2-15)$$

この値を図の一点鎖線で示す。ランナ室内水位が $h/d = 0$ の点でランナ室内の水の影響が無くなると見られるので、計算値は実験値と一致する。これより圧力 p_0 が低下していくと両者の差が増大する。この理由は主としてランナに作用する摩擦抵抗によるものと思われる。図2-5-4(a)の場合のランナ室B内の水位を同図に点線で示してある。

次に仕切板取り付け位置の X/R は1.05で同一とし、 Y/R を0.08、-0.1、-0.24と変化させたものについて比較する(図2-5-5)。三者共に同様の傾向を示し、ランナ室内圧力が減るにつれ効率が上昇しているが、-0.1の場合に最も効率が高く、仕切板の最適位置を与えるものと見なすことができる。また回転数は仕切板の長い(Y/R が小さい)方が多少速くなっている。このことは、ランナから流出する流れの方向がランナ回転数で



(a) 仕切板取付方法 (I) (b) 仕切板取付方法 (II) (c) 仕切板下端形状

図 2-5-4

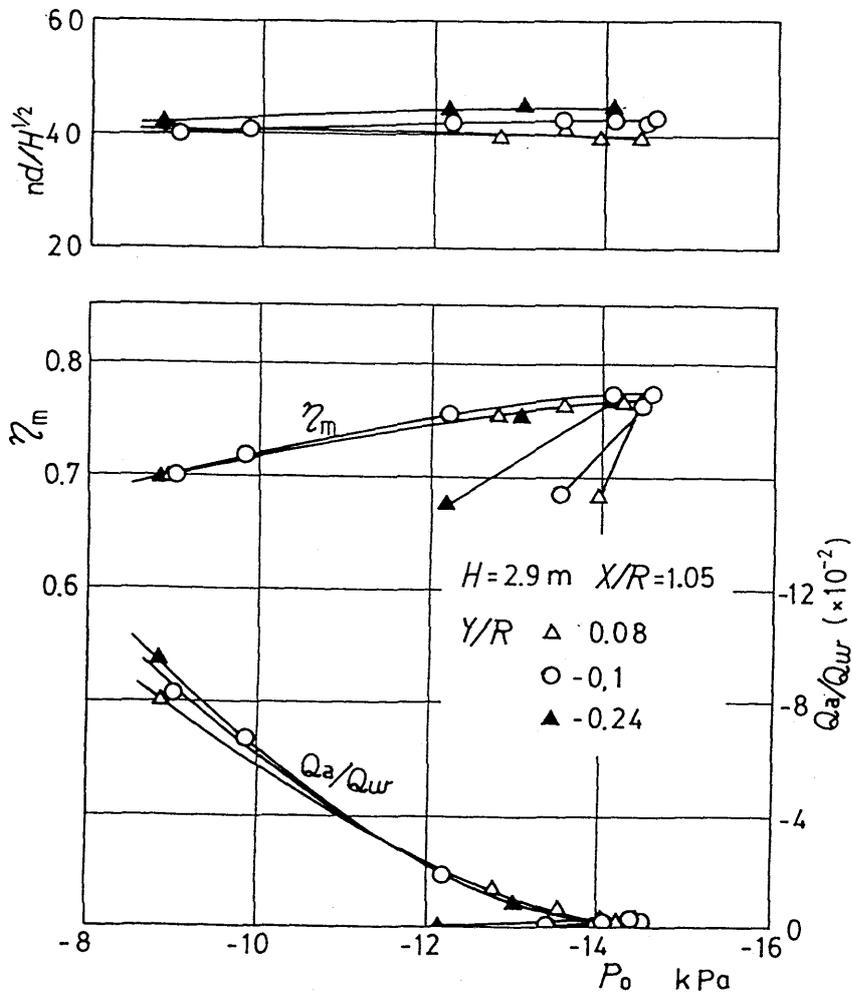


図 2-5-5 仕切板長さの違いによる比較

変化するので、仕切板の望ましい取り付け位置が相違してくることを示している。

(4) 仕切板位置による最高効率の変化

各仕切板取り付け位置に対する最高効率点での圧力及び効率を求め、それから性能を求めて等圧力曲線群(図2-5-6(a))と等効率曲線群(b)を求めた。ランナに最も近づけた $X/R=1.05$ 、 $Y/R=-0.1$ の位置における圧力が最も低くなる。 X/R ＝一定の線上で極小となる p_0 の点を結ぶと(一点鎖線)、ランナから出る噴流の上流の境界を与える線とほぼ等しくなっている。仕切板取り付け位置がこれより上流では主にランナ室B側の水がA側に流入し、下流ではランナからの噴流が仕切板に衝突する事によって圧力は上昇する。

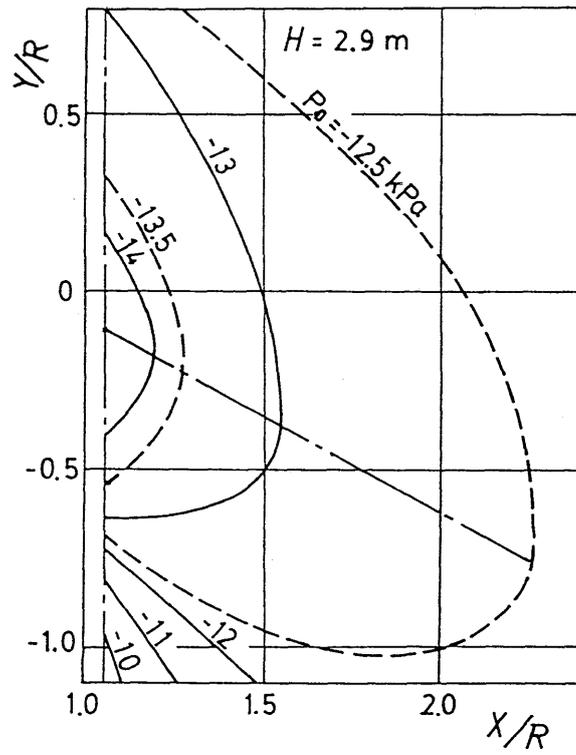
効率も圧力と同じ傾向を示し、 $X/R=1.05$ 、 $Y/R=-0.1$ の点で最も高くなり、図2-5-6(a)の一点鎖線が X/R ＝一定の断面で最も良い効率を示すことが分かる。

(5) 有効落差の影響

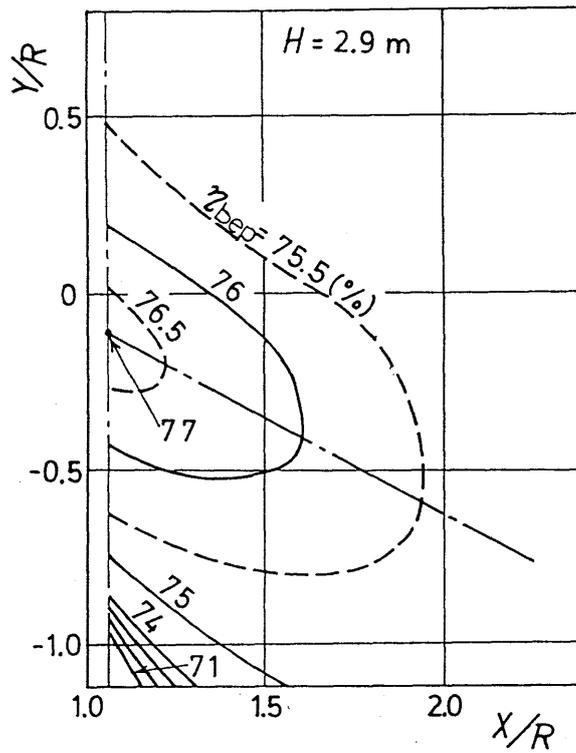
仕切板を $X/R=1.05$ 、 $Y/R=-0.1$ にセットして、有効落差を種々に変えたときの性能を図2-5-7に示し(○印)、仕切板のない場合(●印)と比較してある。 η_{opt}^{**} 、と η_{opt}^* 、 p_0^{**} 、 p_0^* はそれぞれ仕切板が有る場合と無い場合の最高効率値、圧力である。有効落差が増すにつれて p_0^* は不変であるが p_0^{**} は一定の傾きで減少し p_0^{**} と p_0^* との差は H にほぼ比例している。この理由として、有効落差の増加によるランナ内を通る水の流速の増大が圧力を低下させているものと思われる。有効落差の変化に関わらず、仕切板のない時に比べ最高効率は一律に2%上昇する。効率の上昇理由がランナ室内の圧力低下によるものとして、式(2-15)と同様な考え方で仕切板のない場合の効率 η_{opt}^* から、仕切板をつけた場合の効率 η_{opt}^{**} を求めてみると、 η_{opt}^{**} は H に関係なく約81.5%で一定になった。空気供給量の割合は、落差が高くなるほど大きくなっている。これは回転数が大きくなるほどランナによる水の攪拌が激しくなるからと思われる。

(6) 部分負荷特性

ガイドベーン開度を変化させて流量を変えて求めた部分負荷特性を図2-5-8に示す。 Q_{wn} は全開時の流量である。 $Q_w/Q_{wn} \approx 0.9$ で η_m の極大値が見られるが、さらに流量を絞るにつれ効率は徐々に低下し、仕切板の有無が効率に与える影響も減少する。これは流量を絞ることによりランナ内の噴流幅が狭くなり、流れがノズル舌部側に寄るのでランナから出た流水の上端も仕切板下端から離れてしまい、仕切板の効果が減少し、圧力が低下しなくなるからである。



(a) 仕切板取付け位置によるランナ室A内圧力



(b) 仕切板取付け位置による最高効率

図 2-5-6

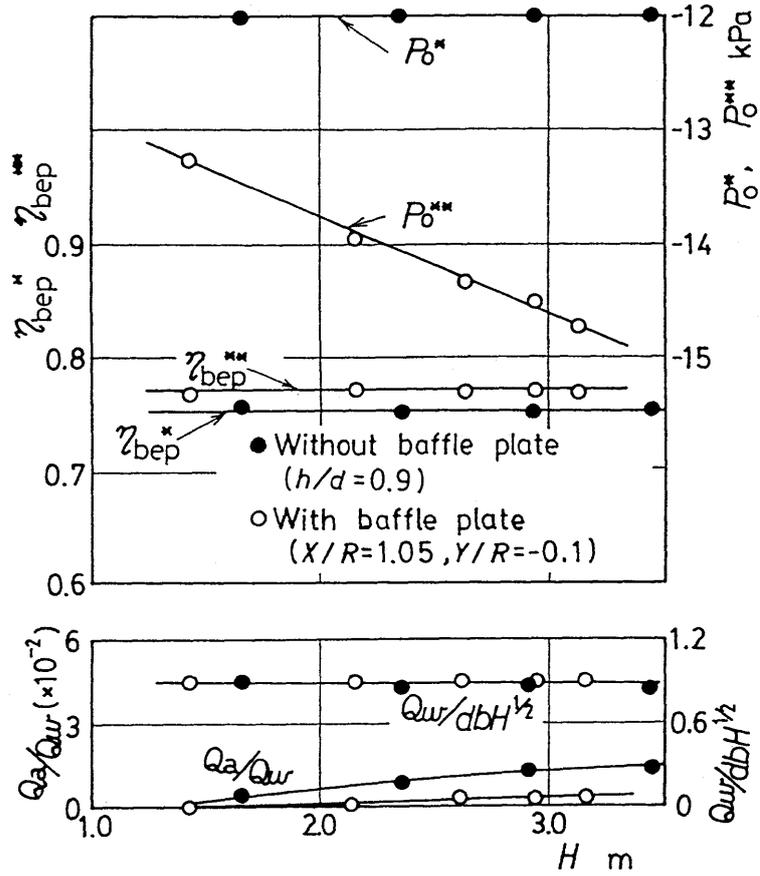


図 2-5-7 有効落差の変化に対する性能

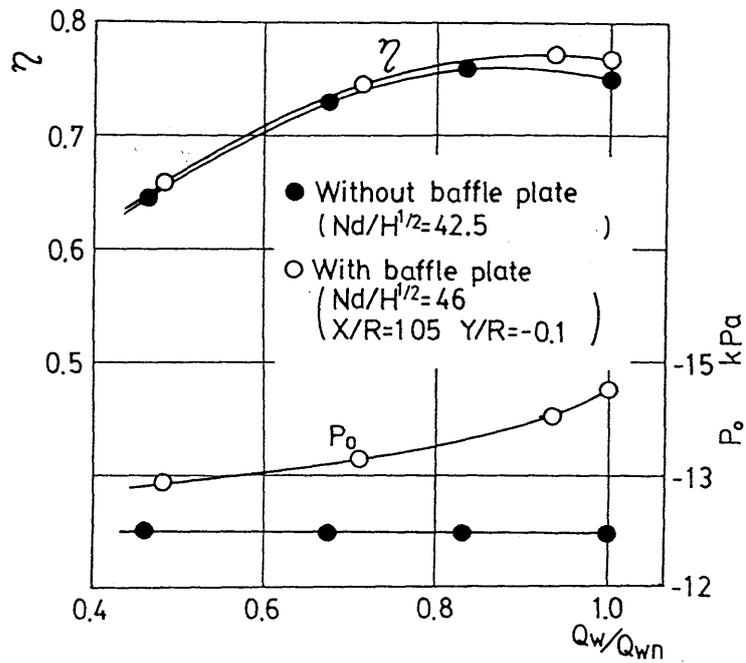


図 2-5-8 部分負荷特性

2・6 2章のまとめ

低落差に最適な貫流水車の流入形態に関して実験的に検討した結果、以下のことが明らかになった。

(1) 水車ランナへの水の流入方向は、高落差では水平方向からランナ上方に流入する形式が適しているが、低落差では、鉛直上方から流入する方式が高出力が得られるので好適である。

(2) 吸出し管を取り付けた全体性能に関しても、上方から水を導く方法が適している。これはランナ室内水位が高い場合でもランナ内へ空気が供給され、流れが主軸に衝突しないままランナ室内圧力を下げることができることが主な理由であり、さらには、他の形式に比べ、吸出し管への流れ込みがスムーズであること、空気供給量が少ないので、高い吸出し効果が得られることなどが理由である。

貫流水車の吸出し管は気液二相流となり、通常の吸出し管とは著しく異なる。そこで鉛直ディフューザの性能に関する基礎資料を用いて貫流水車用吸出し管を設計し、実験的に検討した結果以下のことが判明した。

(3) 水車への流入形態の違いにより、吸出し管の最適取り付け位置も異なり、ランナからの噴出流がなめらかに吸出し管へ流れ込む位置が最適である。この時、ランナ室内水位が一定でも吸出し管性能が向上した分だけランナ室内の圧力が低下する。

(4) 吸出し管入口をなめらかに縮流すれば、吸出し管が最適位置からずれても最適位置に近い性能が達成できる。

(5) 低落差用貫流水車では空気供給量は僅かですむので、水単相のディフューザ資料により設計すれば良好な性能が期待できる。

貫流水車を低落差領域に適用する場合の効率定義法について、主に実験的に検討した結果、以下のことが明らかにされた。

(6) 吸出し管の無い水車単体の効率に関して、新しい定義法を提案した。本方法は、水の流出位置を基準とした実質的な有効落差を用いており、従来ランナ中心を基準とする

方法に較べて効率は有効落差によって変化しないので、水車の客観的比較が可能となり、低落差水車において大変有効である。

(7) 吸出し管を付けた貫流水車では、ランナから流出した水の一部が再びランナに流入することによって損失が増大するので、水の再流入による損失増大の予測法を提案した。この場合の全体効率は、ランナ室内圧力を考慮した有効落差を用いた単体効率と、ランナ室からランナ内への水の再流入による損失から予測することができる。

第3章 ランナに働くラジアル荷重に関する研究

貫流水車は、軸対称流れであるフランシス水車やカプラン水車と異なり、水がランナを軸と垂直に横切って流れるので、出力の割に大きなラジアル荷重が働く。貫流水車の羽根は薄く、この荷重は軸や羽根に繰り返し応力を加えるので、その大きさは羽根や軸、軸受け等の構造設計に多大な影響を与える。また、ランナ内を貫通する主軸に流れが衝突しないようにランナを設計する必要があるので、これにより決まる軸径は水車性能にも関係する。従って、ラジアル荷重の値を正確に見積ることは水車の設計上大変重要である。

そこで本研究では有効落差や回転数、ガイドベーン開度等を変化させ、ラジアル荷重を測定してその影響を調べる。又、最高効率点でのラジアル荷重を計算により予測する方法も提案し、実験結果と比較する。

3章で用いられる記号および用語（図3-0-1参照）

・記号

F : ラジアル荷重

f : ラジアル荷重の時間変動成分（両振幅）

r : ランナ翼列内半径

R : ランナ外半径 $= d / 2$

V : 流速

W : 検定時負荷重

α : 円周方向から測った流出角

β_1 : 外周上の羽根角

β_2 : 内周上の羽根角

δ_e 、 δ_s 、 γ_e 、 γ_s : 図3-0-2に示す中心角 [rad]

ε : ラジアル荷重の作用角

・添字

x : 水平方向に関する値

y : 垂直方向に関する値

- 1 : ノズル出口中心
- 2 : 流線が貫流部に入り込む位置
- 3 : 羽根に再流入する位置
- 4 : ランナから流出する位置

・用語

ラジアル荷重の作用角：導水管内の流水方向からランナ軸を中心に時計回り（ランナの回転方向）を正にとる。

3・1 実験装置及び実験方法

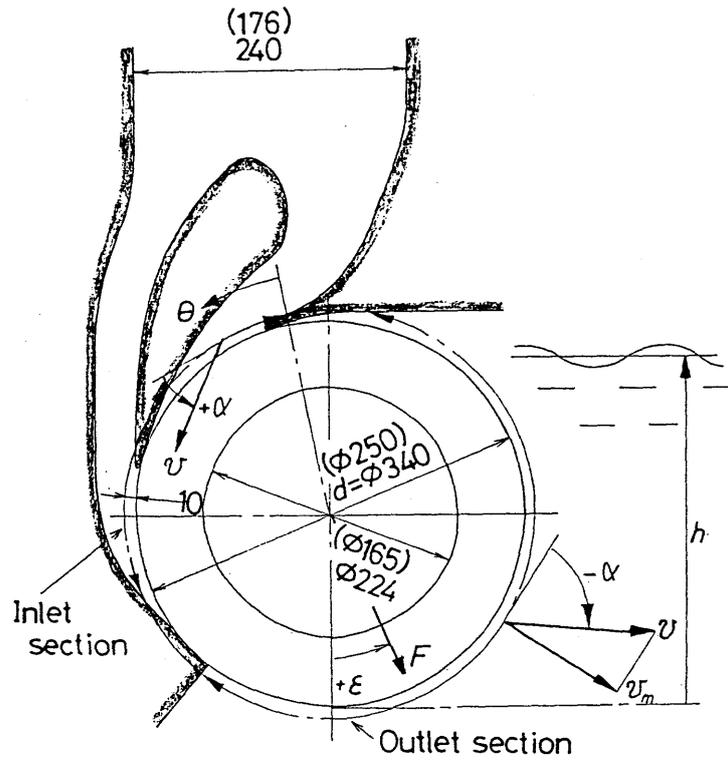
3・1・1 測定条件の範囲

水車への水の流入方向とランナのアスペクト比の違いがラジアル荷重に及ぼす影響を明らかにするために、実験は水車Aおよび水車Dの2種類の水車について行う。水車Dの最適ランナ室内水位はランナ内部に十分に空気が自然吸気され、かつ高い吸い出し効果が得られるように、ランナ室内圧力は $h/d = 0.9$ とする。水車Aは構造上ランナ室からランナ内へ空気が供給されにくく、主軸に流れが衝突しやすいので、これを防ぐためランナ室内と主軸まわりを主板と側壁に穴を開けパイプで連結して、ランナ内に空気層が生成しやすくなるようにしている（図2-2-8）。この場合の最適ランナ室内水位は $h/d = 0.75$ である。有効落差Hは下部水槽の放水面を基準とする。本実験の回転数は断りのない限り最高効率の得られる回転数で行っている。

3・1・2 非接触変位計を用いたラジアル荷重の測定装置

ラジアル荷重の測定は、軸のたわみを非接触変位計を用い非定常的に測定し、その値からランナに働くラジアル荷重を求める方法を開発し用いた。この測定方法は、従来行われてきた歪みゲージを軸に貼る方法⁽⁷³⁾に比べ、温度変化による影響や、回転軸からスリッピングなどを介して信号を取り出す時に生じるノイズが無く、装置の改造も少なくすむので、他の回転機械に対しても広く応用のきく方法である。

水車Dのラジアル荷重検出部の断面形状を図3-1-1に示す。ランナの軸取り付け部及び封水リング、軸等を改造した。封水にはグランドパッキンからメカニカルシールに変えているのでシール部に働く半径方向の力は小さく無視し得る。主軸は軸受け間でのたわみ



注) ()内の寸法は水車Dの値。
他の寸法は総て同一。

図3-0 記号

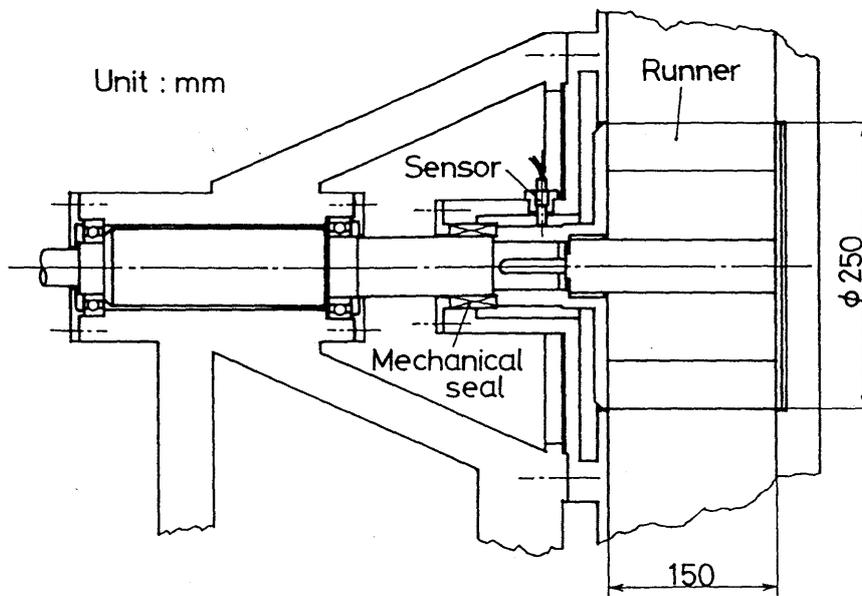


図3-1-1 測定部断面(水車D)

が無いようにこの部分を太くし、逆にランナ側は応答性を高めるために一部中空にするなどしている。ランナも固有振動数を上げるための軽量化のためボス部や主軸側側板を削りケージングと接触することの無いようにその隙間を1.5mm程度に広げている。

ランナボス部の水平方向と鉛直方向の変位を図3-1-2に示すように、2つの渦電流式非接触変位計で測定した。渦電流式変位計はセンサ先端から金属物質表面までの距離を非接触で測る物である。磁界の変化を金属面に加え、金属面に現れる渦電流による磁気抵抗をコイルにより検出している。これはセンサとトランスデューサからなり、その仕様は次の通りである。

測定範囲	0.1~1.1mm
感度	1mV/ μ m
応答速度	66m/sec
精度	1 μ m

出力電圧はランナの羽根位置を確認するトリガ信号と共にA/D変換器を介してコンピュータに直接取り込んだ。

(1) 検定方法

始めにランナにかかる荷重によって変位計の出力電圧がどのように変わるかを調べる検定を行った。下準備として次のことを行う。変位計は金属厚板を使いセンサ先端からの距離が0.1mmで0V、1.1mmで1Vとなり、感度が1mV/ μ mとなるように調節しておく。変位計の出力電圧からラジアル荷重を求める検定装置を図3-1-3に示す。ランナの代わりに検査面の直径をランナと等しくし、軸受けを介して静荷重を加える事の出来るボスを取り付けた。変位計センサ先端をボスから0.5mm程度離れた位置に固定する。検定用軸にはランナ中心に相当する位置に軸受けを介してひもが掛けられるようになっている。ケージングにも手を加え、センサとは逆の下向きと横向きにひもを介しておもりで軸を引っ張れるようにした。次に、検定用軸に横方向の荷重をかけても縦方向の電圧が変化しないことと、荷重を抜いた時に電圧が元に戻ることをデジタルボルトメータを使って確認した。電圧が変化する場合にはランナ側の軸受けに軸受け蓋の4本の取り付けボルトの締め付けトルクを変えることにより与圧を加えて調節した。トルクメータに繋がる軸継ぎ手に反射板を張り付け、光電式ピックアップによりランナ1回転のトリガ信号を得るようにした。その際、信号が発生したときのノズルに対する羽根の位置関係を調べておく。水車への水の流入方向をY方向とし、ラジアル荷重Fの作用角 ε は図3-1-2に示す様に定義する。

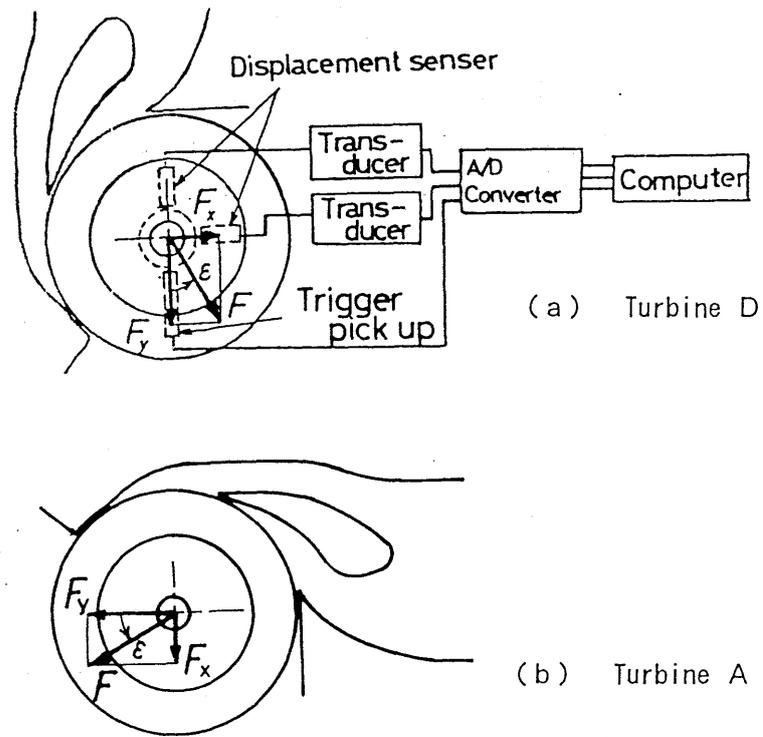


図3-1-2 計測システム

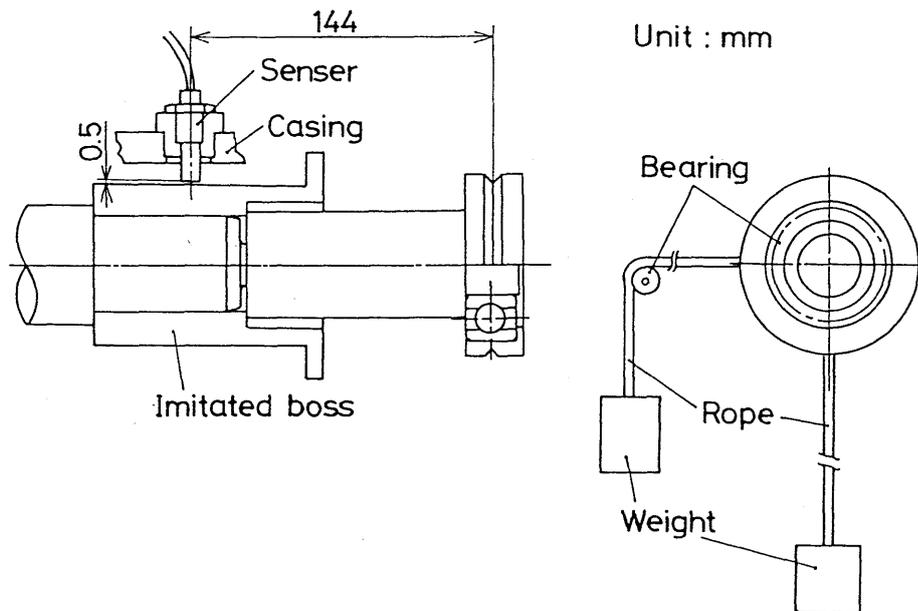


図3-1-3 検定装置

水車Aの場合は(b)、水車Dの場合は(a)のようになる。軸を回転させた状態で軸に荷重を加え、 x 方向と y 方向の変位計の出力電圧をコンピュータへ取り込む。トリガ信号以降の20回分のデータを平均して用いた。この電圧データには軸の偏心や、ボス面の加工精度による変位の影響も含まれている。そこで、同じ回転数の無荷重の場合についても同様に測定を行い、この値を荷重をかけた時の値から減じる。すると、荷重をかけたことによるたわみ分の変位に相当する電圧値が求まる。この結果から電圧はランナの回転角によらず一定であることが確認されている。回転数を150rpmと300rpmにして荷重を変化させ検定を行い、荷重と出力電圧の関係を水車Dの場合について示したものが図3-1-4である。 X 、 Y 方向共に傾きは一定であり、垂直方向の荷重の影響はほとんど現れていない。また、回転数の違いによる影響も無い。なお、検定はランナの幅方向の中心にのみ荷重を加えたが、流水によるラジアル荷重はランナの幅方向に等分布荷重であると考えられるので、センサ位置での検定荷重と等しい変位に相当する値を以下の計算により求めた。

図3-1-5のようにモデル化を行い、各記号を決める。 W は検定でランナの中心位置に加えた荷重であり、 p は流水によってランナに作用する単位長さ当たりの荷重である。片持ちばりとして考える。まず、 p によって変位計センサ位置でのたわみがどのような値になるか調べる。点0のまわりのモーメント M' は次式で与えられる。

$$M' = \int_0^b p x dx = 2p \left(\frac{b}{2} \right)^2 \quad \dots (3-1)$$

ランナに働く荷重 W' は次式で与えられる。

$$W' = 2p \frac{b}{2} \quad \dots (3-2)$$

従って任意の点 x でのモーメントは

$$M' = 2p \frac{b}{2} x + 2p \left(\frac{b}{2} \right)^2 \quad \dots (3-3)$$

で与えられる。これにより x でのたわみ y は次式で求まる。

$$EI \frac{d^2 y}{dx^2} = 2p \frac{b}{2} x + 2p \left(\frac{b}{2} \right)^2 \quad \dots (3-4)$$

ここで E はヤング率、 I は軸の断面2次モーメントである。これを $x=c$ において $dy/dx=0$ 、 $y=0$ の条件を使い解くと、

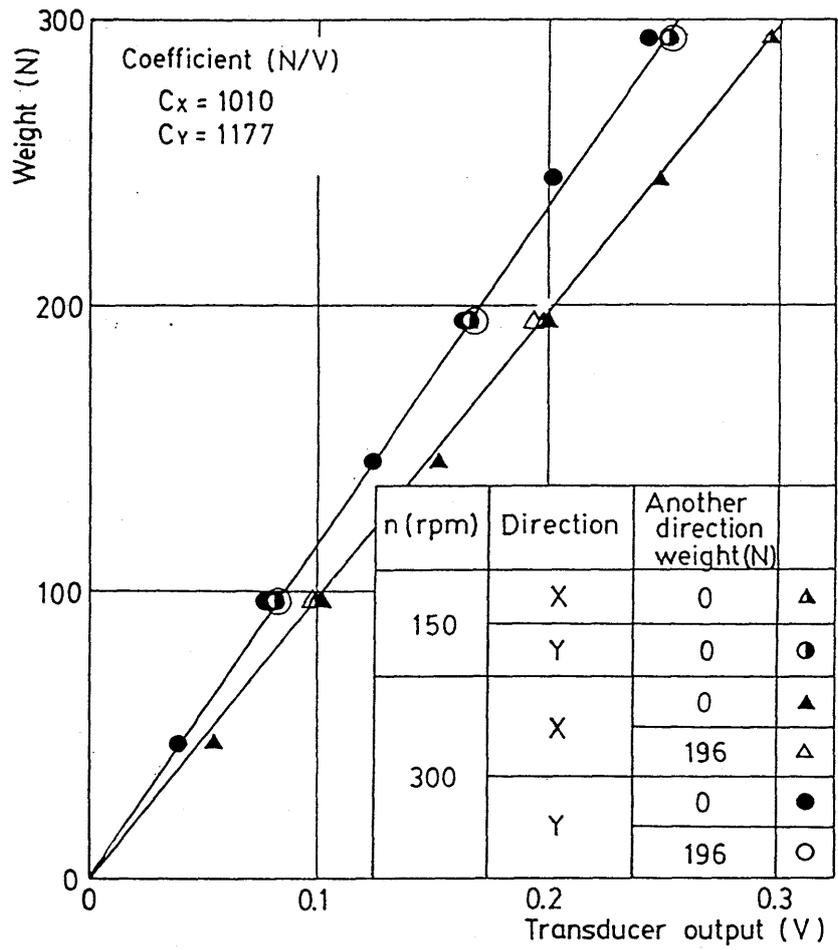


図3-1-4 検定結果

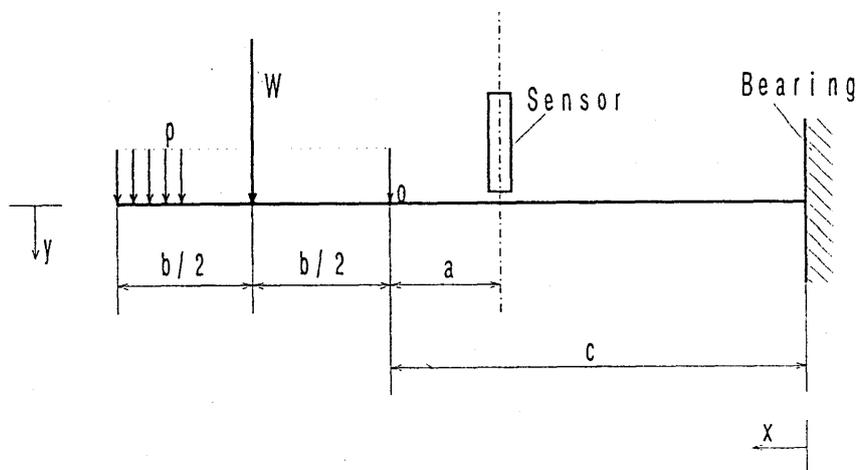


図3-1-5 検定負荷と実荷重の関係

$$EIy = \frac{pbx^3}{6} + p\left(\frac{b}{2}\right)^2 x^2 + \left(-p\frac{b}{2}c^2 - 2p\left(\frac{b}{2}\right)^2 c\right)x + \frac{pb^3c^3}{6} + p\left(\frac{b}{2}\right)^2 c^2 \quad \dots (3-5)$$

これからセンサ位置でのたわみを求めるため $x = a$ とおき $a = 0.069\text{m}$ 、 $b = 0.15\text{m}$ 、 $c = 0.221\text{m}$ を代入すると

$$EIy = p \times 13.05 \times 10^{-4}$$

となる。また、ランナ中心位置に荷重 W が働いているときのセンサ位置でのたわみは

$$EIy = \frac{W}{6} \left\{ \left(\frac{b}{2} + a \right)^3 - 3 \left(a + \frac{b}{2} \right) \left(c + \frac{b}{2} \right)^2 + 2 \left(c + \frac{b}{2} \right)^3 \right\} \quad \dots (3-6)$$

となる。これより、

$$EIy = p \times 13.05 \times 10^{-4}$$

出力電圧は荷重に比例し回転数には影響しないこと、および軸の変位の方向と荷重方向が一致することを確認した。

(2) 測定方法

以上の結果を用いて検定用ボスをランナに代え実験を行なう。変位計センサの出力信号は荷重による変位に加え、軸の偏心による値も含まれている。そこで水を流し、実際のラジアル荷重の測定を行った後に、水を止めて荷重をかけずに軸を同じ回転数で回転させた値を差し引いて偏心の影響を除いた。ラジアル荷重による軸たわみは $H = 2.9\text{m}$ で $30\mu\text{m}$ 程度であった。

3・2 実験結果および考察

3・2・1 水車単体における基礎データ

まず始めに、ラジアル荷重の時間変動を調べる。水車Dを用い、吸出し管の無い場合で各有効落差に対する最高効率点でのランナに働くラジアル荷重 F を求めた。実験方法は検定の場合と同様である。ランナ回転角 θ は図3-1-6に示すようにランナ羽根外端がノズル内壁先端を横切る瞬間を0度とする。また、荷重の正方向は図3-1-2(a)のとおりであり、 x 、 y 方向の荷重成分の値により求まるランナに作用している荷重ベクトルの作用角 ε を直下を0にとり図の方向を正にとっている。

ノズル出口中心基準の有効落差 $H = 1.75\text{m}$ での実験結果を図3-1-6に示す。 θ は

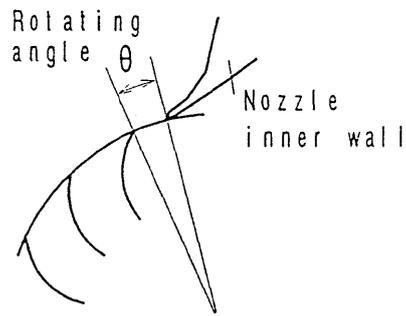
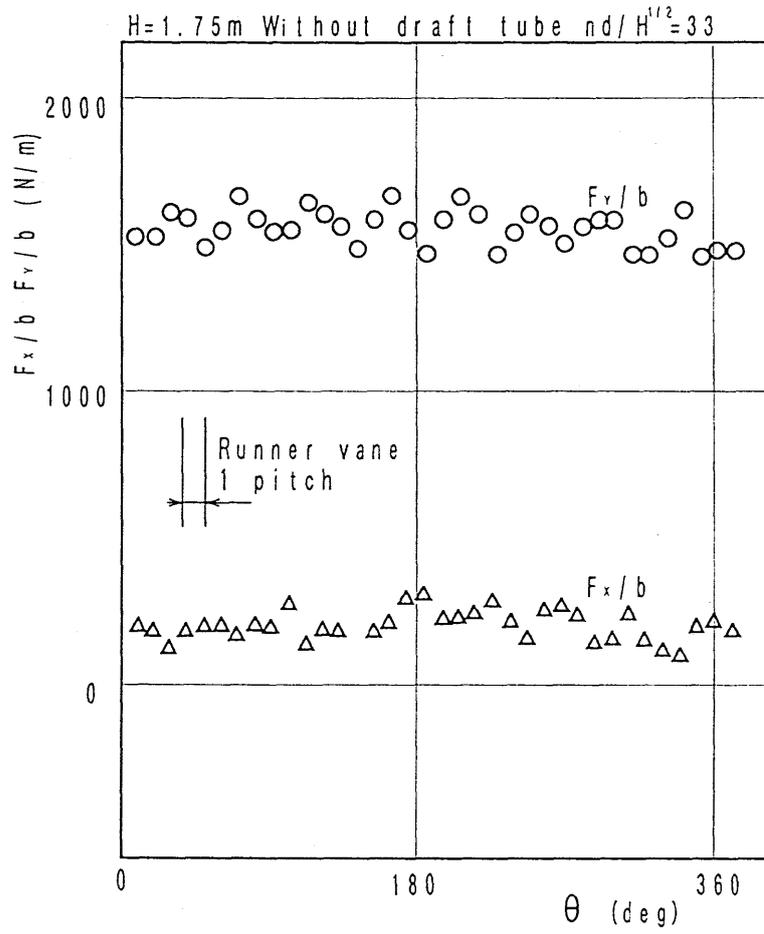


図3-1-6 基本データ (水車D)

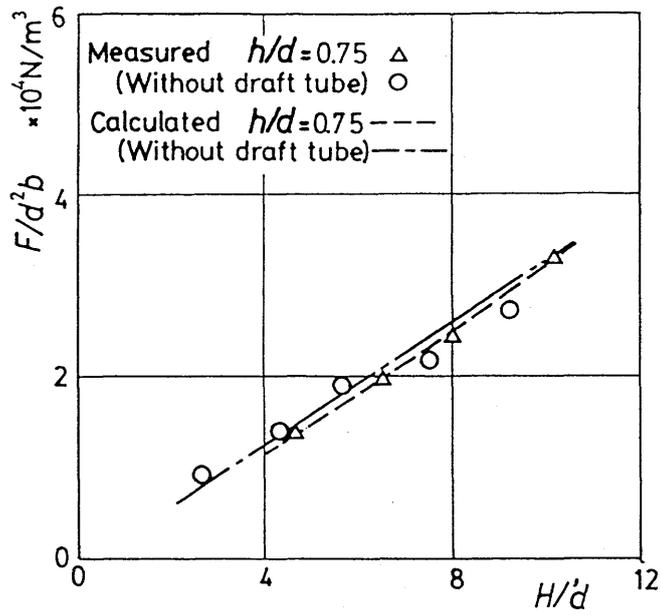
360°で羽根車1回転分である。何かしらデータに波があるように見えるが、これは前述の羽根1枚ごとの振動とデータのサンプル間隔による影響であり、平均してみれば羽根1枚ごとの変化以外にランナ1回転での大きな変化はないことがわかる。

3・2・2 吸出し管を取り付けた場合のラジアル荷重

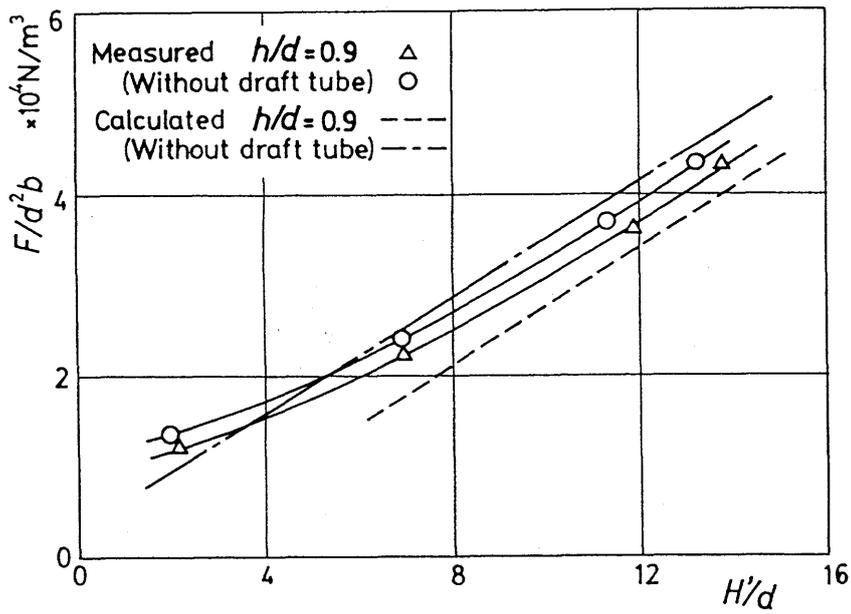
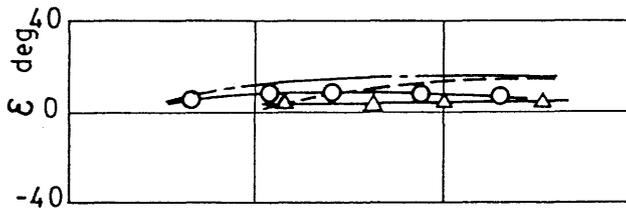
(1) 有効落差の影響

次に吸出し管の付いた状態で同様の実験を行なった。ランナ室内圧力は $p_a = -12 \text{ kPa}$ としている。有効落差を放水面基準で0.5m及び2.9mとした時に、最高効率点での羽根間5枚分の変動ラジアル荷重の実験結果を図3-1-7に示す。なお1測定点の値は50回転分を平均している。横軸に時間を取り、縦軸に x 、 y 方向ラジアル荷重成分 F_x 、 F_y を示している。吸出し管無しの場合と同様にそれぞれに羽根1ピッチ分の周期的変動が現れていることが分かる。ランナの軸の固有振動数を、静止状態でランナをハンマリングしてその周期をオシロスコープにより測定すると12.5ms(約80Hz)であった。これから共振回転数は4800rpmと求まるが、これは、ランナの回転数 n とは十分離れているので問題にはならない。しかし、羽根枚数 Z を乗じた値 nZ に近くなってしまっている。これを羽根枚数26で割ると、185rpmとなり、この回転数では荷重の変動の振動数と固有振動数が等しくなり共振することが予想され、この近く以上の回転数では時間変動分までがラジアル荷重に対応しているとは言えない。実際には水の付加質量があるのでこの回転数より低くなるであろう。回転数がこれよりも低い $H=0.5\text{m}$ 、 $n=130\text{rpm}$ では荷重の位相と振動の位相は比較的合っていると思われ、図3-1-7の結果を元に、リサーチ図形を描くと図3-1-8のようになる。点はベクトルの先端で羽根1ピッチ間角度(13.8°)の1/10進むごとにプロットしてある。羽根1枚通過する毎にランナに働く力が周期的変動をしていることが分かる。これは、図3-1-9に示すように、ランナの振動方向などからもランナの回転に伴いノズル内壁付近で羽根が空気相から噴流中へ突入する際に羽根に加わる力が主な原因と思われる。

同じ水車で流れが相似であればラジアル荷重は運動量変化によるので、有効落差に比例すると予測されるが、これを測定により調べる。有効落差をいろいろと変化させ、それぞれの最高効率点で求めた基礎データから(図3-1-8)、ランナの時間平均ラジアル荷重 F 及び平均作用角 ε を求めたものが図3-1-10である。同図(a)には水車Dの結果を水車単体(○印)と吸出し管を取り付けた場合(△印)について示す。横軸の有効落差



(a) 水車A



(b) 水車B

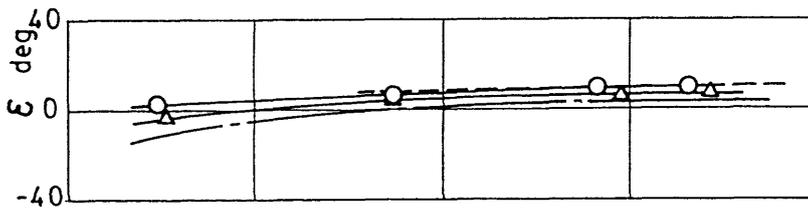


図3-1-10 有効落差の影響

H' は水車単体の場合はランナ中心の高さを基準とした値を用い、吸出し管が付いている場合も上述に対応させて、ランナ室内圧力を考慮し放水面位置を基準とした場合の有効落差 H より次式で求めた。

$$H' = H - l - p_0 / \rho g \quad \dots (3-7)$$

ただし、 l : 放水面よりランナ中心までの高さ

p_0 : ランナ室内圧力 (ゲージ圧)

有効落差が高いと吸出し管の有無にかかわらず曲線の傾きは一定であるが、落差が低くなるにつれて傾きが変化する。このような傾向は作用角にも現れているが、これはランナ内の水に働く重力がラジアル荷重に及ぼす影響が有効落差が低いほど大きくなるためと思われる。また、吸出し管のある場合の方がない場合よりラジアル荷重が小さくなっているが、これはランナに作用する浮力のためである。水車Aではランナに働く浮力の方向がラジアル荷重と垂直なのでその差は小さくなる (同図 (b))。なお、水車DもAも有効落差がとくに低くない限り、ラジアル荷重の傾きはほぼ $F / dbH' = 3200 \text{ N/m}^3$ であり作用角 ε は $+10^\circ \sim -5^\circ$ の範囲に入っている。

(2) 回転数の影響

小水力水車は非設計点の回転数での運転状態も多くなるので、有効落差を一定とし回転数 n のみを変化させた場合のラジアル荷重を調べる。吸出し管を取り付け、放水面基準での有効落差を $H = 2.9 \text{ m}$ としランナ室内圧力 $p_0 = -12 \text{ kPa}$ を一定に保って、ラジアル荷重と作用角の関係を図 3-1-11 に示す。この場合の速度特性は水車Aは図 2-2-9 (△印) に、水車Dは図 2-3-10 (●印) に示されている。水車D、Aとも同様なラジアル荷重を示し、回転数が増えるにつれラジアル荷重はやや増加する傾向にあり、作用角は負から正へと直線的に変化する。これは、回転数の増加に伴い周速が増えるため、羽根間の絶対速度が周方向に傾き、ノズル内壁付近の自由表面が流路幅が減少する方向に移動して、羽根が x 方向に力を受ける領域が狭まるからである (図 3-1-9 参照)。回転数が低くなるとトルクが増すにもかかわらずランナに働く力が減るのは、低回転では section 2 から section 3 を通る流れは運動量変化により羽根にラジアル荷重と反対向きの力を与えるからである。回転数が $nd / H^{1/2} = 23$ で水車Dの荷重変動分 f が急激に増えているが、この水車の共振回転数となっている。この値は実際には 150 rpm であり前に求めた固有振動数に付加質量を考慮すると合う。

(3) 部分負荷時のラジアル荷重

部分負荷運転時のラジアル荷重を明らかにするため、ガイドベーン開度を変化させ、流量を変えた時のラジアル荷重の測定結果を図3-1-12に示す。有効落差は同じく放水面基準で $H=2.9\text{m}$ である。回転数はガイドベーン全開時の最高効率点での値と等しくする。横軸は流量 Q_w と全開時の流量 Q_{w0} との比で表している。この場合も水車Dと水車Aでほぼ同様の傾向を示し、流量が減るにつれラジアル荷重は減少する。流量が減ると作用角が負になるのはランナ内の流れがノズル水切り部側に偏り、ランナ出口での円周方向速度成分が増大するためである。

3・3 ラジアル荷重の算定方法

簡単な計算によりラジアル荷重の大きさ及びその作用角を求める方法をここで提案する。水車の運転状態は、吸出し管を設けた状態で最高効率が得られる回転数で運転しているものとする。ラジアル荷重はランナへの流れの流入、流出前後の運動量変化とランナ外周部での圧力によって定まるので、各部の流動状態を正しく把握する必要がある。簡略化のため以下のようないくつかの仮定を行う(図3-1-13参照)。流れをノズル出口中心を通る1本の流線で代表させ、羽根間では羽根に沿って流れるものとし羽根数無限、羽根出口での滑りはないものとする。翼列内側の貫流部の流線は直線で流速は変化しないものとするれば、連続の式を用いて各点の流速の関係を得ることができる。また、ランナからの流出角は $\pi/2$ とし、角運動量変化によりランナが受け取るエネルギーが、効率 η を用いて $\eta \rho gQH'$ とすれば流量が決まり、流速、流れ角等流れの状態が決まる。

ノズルからランナへの流入部では円周上で流速 V_1 及び流れ角 α_1 が一定であるとする。ランナへ流入する運動量 M_{1x} , M_{1y} はノズル出口全域について積分して求めた。ランナから流出する運動量 M_{4x} , M_{4y} は代表流線の速度の大きさと向きに全ての水が流出すると仮定して求められる。ノズル出口中心の圧力 p_1 は流速が定まればベルヌーイの式より決まる。更に高さの影響を考慮しノズル側のランナ外周上の圧力分布を求めれば、圧力による力の成分 G_{1x} , G_{1y} はこれを積分して求められる。ランナ室側の外周上の圧力もランナ室自由表面からの深さにより決まるものと仮定し、ノズル部と同様の方法で圧力による力の成分 G_{4x} , G_{4y} が求まる。更にランナ内の水の重量 W が鉛直下方に働くが、簡単のためランナの半分が水で満たされているものとする。以上の考察から、ランナに働く力の

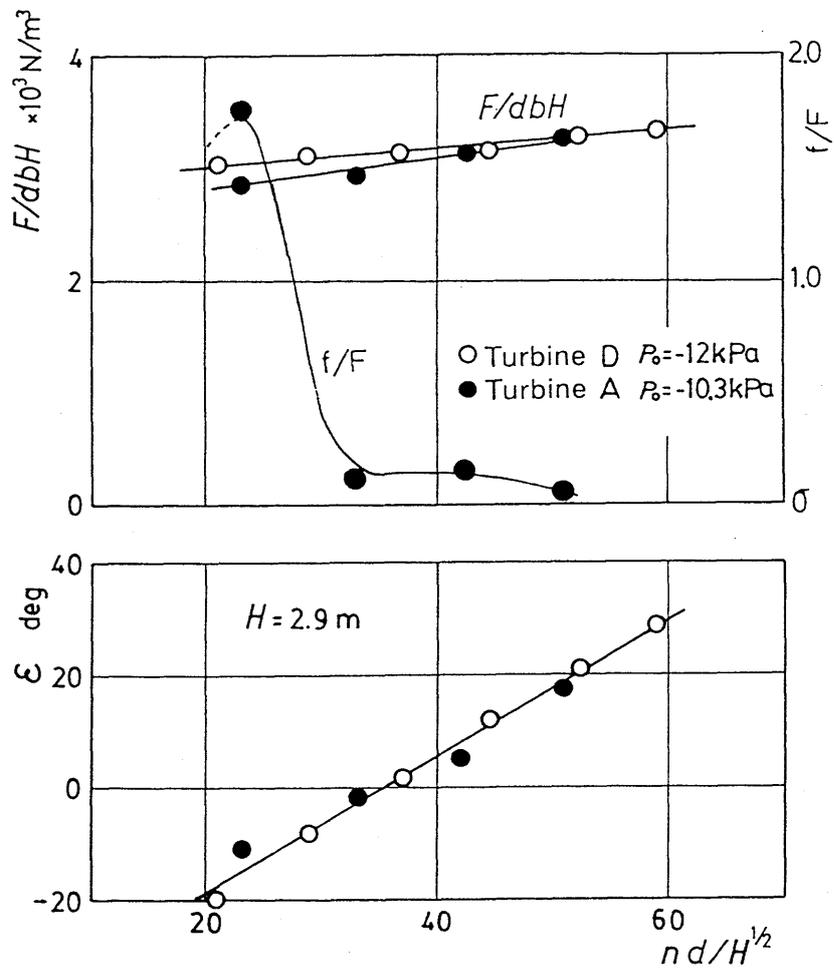


図 3-1-11 回転数の影響

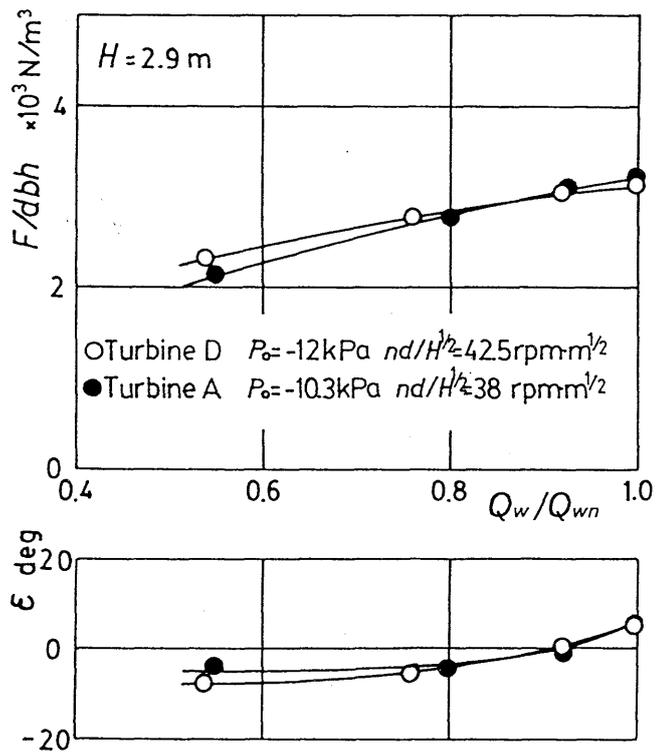


図 3-1-12 部分流量特性

x 方向及び y 方向成分 F_x , F_y が次のように求められる。

$$F_x = M_{1x} - M_{4x} + G_{1x} + G_{4x} \quad \dots (3-8)$$

$$F_y = M_{1y} - M_{4y} + G_{1y} + G_{4y} - W \quad \dots (3-9)$$

ここで

$$M_{1x} = \rho R^3 \omega^2 \tan \beta_1 \sqrt{4 + \tan^2 \beta_1} x \quad \dots (3-10)$$

$$\quad \quad \quad [\cos(\theta + \alpha_1)]_{\gamma_s}^{\gamma_e}$$

$$M_{1y} = \rho R^3 \omega^2 \tan \beta_1 \sqrt{4 + \tan^2 \beta_1} x \quad \dots (3-11)$$

$$\quad \quad \quad [\sin(\theta + \alpha_1)]_{\gamma_s}^{\gamma_e}$$

$$M_{4x} = \rho R^3 \omega^2 (\gamma_e - \gamma_s) \tan^2 \beta_1 \cos \phi_4 \quad \dots (3-12)$$

$$M_{4y} = \rho R^3 \omega^2 (\gamma_e - \gamma_s) \tan^2 \beta_1 \sin \phi_4 \quad \dots (3-13)$$

$$G_{1x} = \left(\frac{\rho R V_1^2}{2} - \rho g R H \right) [\sin \theta]_{\gamma_s}^{\gamma_e} - \quad \dots (3-14)$$

$$\quad \quad \quad \frac{\rho g R^2}{4} [\cos 2\theta]_{\gamma_s}^{\gamma_e}$$

$$G_{1y} = - \left(\frac{\rho R V_1^2}{2} - \rho g R H \right) [\cos \theta]_{\gamma_s}^{\gamma_e} \quad \dots (3-15)$$

$$\quad \quad \quad + \rho g R^2 \left[\frac{1}{2} \theta - \frac{1}{4} \sin 2\theta \right]_{\gamma_s}^{\gamma_e}$$

$$G_{4x} = -\rho g R (h - R) [\sin \theta]_{\delta_s}^{\delta_e} - \quad \dots (3-16)$$

$$\quad \quad \quad \frac{\rho g R^2}{4} [\cos 2\theta]_{\delta_s}^{\delta_e}$$

$$G_{4y} = \rho g R (h - R) [\cos \theta]_{\delta_s}^{\delta_e} + \quad \dots (3-17)$$

$$\quad \quad \quad \rho g R^2 \left[\frac{1}{2} \theta - \frac{1}{4} \sin 2\theta \right]_{\delta_s}^{\delta_e}$$

ただし、 $\gamma_e > \gamma_s$ 、 $\delta_e > \delta_s$ とする。さらに

$$\omega = \sqrt{\eta g H' / (2 R^2)} \quad \dots (3-18)$$

$$V_1 = R \omega \sqrt{4 + \tan^2 \beta_1} \quad \dots (3-19)$$

$$\alpha_1 = \sin^{-1} \left(\frac{\tan \beta_1}{\sqrt{4 + \tan^2 \beta_1}} \right) \quad \dots (3-20)$$

$$\alpha_2 = \sin^{-1} \left(\frac{R^2 \tan \beta_1 \tan \beta_2}{\sqrt{R^4 \tan^2 \beta_1 \tan^2 \beta_2 + (R^2 \tan \beta_1 + r^2 \tan \beta_2)^2}} \right) \quad \dots (3-21)$$

水車単体の計算では $G_{4x} = G_{4y} = 0$ とすればよい。

ランナの受け取るエネルギーを求めるには、式(3-18)中の η が必要である。この値は計算では予測が困難なので、実測値が必要である。図3-1-14は有効落差を変化させたときの η の値を示している。水車Dと水車Aを比べると、ランナ室内圧力を考慮した有効落差を用いた η と H/d の関係は同じ傾向を示し、水車Dの方が吸出し管の有無にかかわらずDよりも6%効率が高い。この値を用いたラジアル荷重の計算結果を図3-1-10に示した。水車Dではランナの浮力による影響が実験値よりも大きく現れている。これはランナ出口側外周の圧力がランナ室内水面からの水深により決まると仮定しているからであり、実際には上流の流れの影響、特にランナ内空気層の圧力の影響を受けるため計算値ほど圧力は高くない。しかし両水車とも傾きは実験値とほぼ一致しており、ラジアル荷重の予測に利用できる。

3・4 3章のまとめ

貫流水車のランナに働くラジアル荷重に関して以下のことが明らかになった。

- ・最高効率点でのラジアル荷重の大きさと方向を、比較的簡単な計算によって予測する方法を確立した。吸出し管を取り付けた場合にはランナ内の気相による浮力の影響が測定され、計算にこれを考慮した。
- ・回転数の増加に対しラジアル荷重の大きさはあまり変化しないが、主にランナ入口側の流れの変化によりラジアル荷重の作用角は負から正へ直線的に変化する。
- ・ガイドベーン開度を絞ると流量が減りランナからの流出方向が変わるので、ラジアル荷重は小さくなり作用角は負になる。
- ・比較的大きな脈動成分 (nZ 成分) が現れるので、羽根や軸を設計をする上で注意を要する。

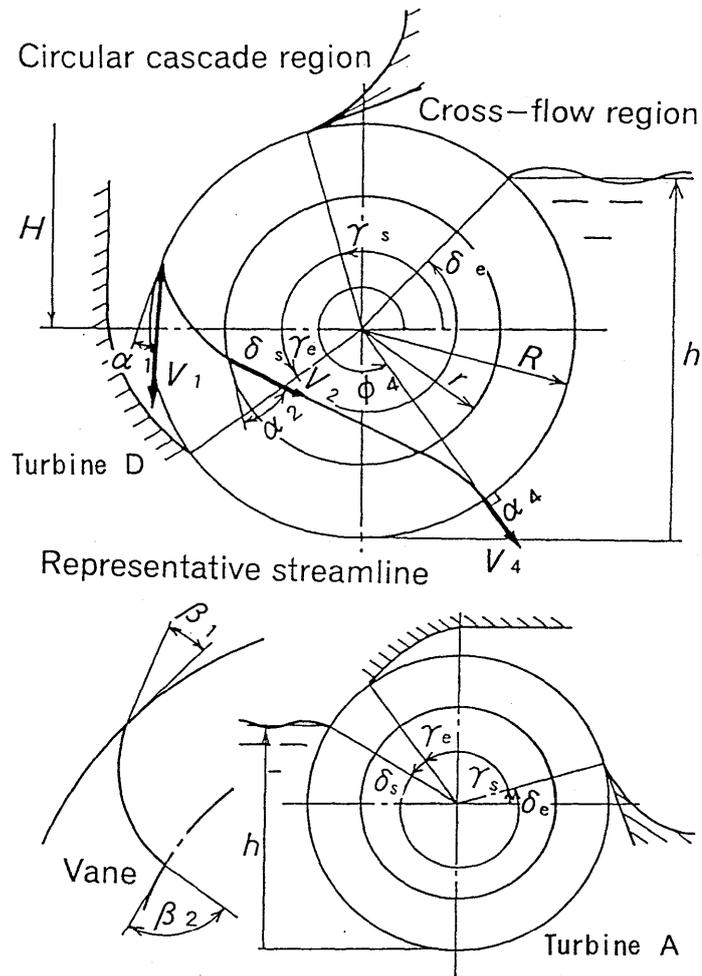


図 3-1-13 記号および代表流線

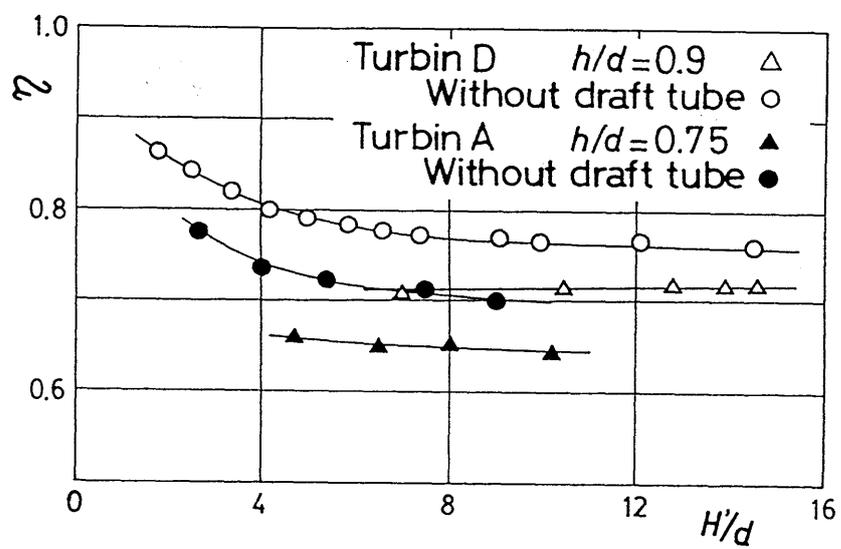


図 3-1-14 有効落差と効率の関係

第4章 三次元境界層計算によるノズル側壁面の損失解析

第2章においてランナのアスペクト比の違いによる効率差の一因にノズル側壁やランナ側板の摩擦損失や二次流れが挙げられると予測した。そこで本章では境界層内二次流れが考慮できる三次元境界層計算法を開発し、これをノズル側壁に適用して、摩擦損失や二次流れの影響を明らかにする。

4・1 三次元境界層解析法

幅広い応用を考え、回転する曲面壁に対する三次元境界層計算法を確立する。主流方向の境界層内速度分布に $1/n$ 乗則モデルを用い、それと垂直な二次流れ成分にはMargerモデルを用いた三次元境界層方程式を用いて、局所座標の下で差分式を作り数値計算を行った。

4・1・1 基礎式

後に詳述するが、計算を簡便にするため、壁面上の計算格子にとらわれない、主流方向を x 方向とした局所的な回転直交曲線座標を用いる(図4-1-1)。計算の安定性を得るために非定常流れ計算を行い、その収束値を解とする。

回転軸を Z に取ったデカルト座標系 (X, Y, Z) の3次元NS方程式を壁面が $y=0$ で表されるような相対直交曲線座標 (x, y, z) (相対速度 $V=(u, v, w)$)に変換し、境界層流れとして微小項を省略すると、 x, z 方向について次式のような3次元境界層方程式が得られる。

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} - \kappa_x u w + \kappa_z w^2 = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + f_x \quad \dots (4-1)$$

$$\frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} - \kappa_x u w + \kappa_z u^2 = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + \nu \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + f_z \quad \dots (4-2)$$

また、連続の式は

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} - \kappa_x u - \kappa_z w = 0 \quad \dots (4-3)$$

ここで、2点の距離が $(h_x^2 dx^2 + h_y^2 dy^2 + h_z^2 dz^2)^{1/2}$ で表されるような基本ベクトル(スケール因子) h_x, h_y, h_z は、本解法では座標に実長さを用い、しかも格子間隔や境界層厚さが曲率半径に比べ小さいので、 $h_x, h_y, h_z = 1$ とした。 κ_x, κ_z はそれぞれ壁面の $x,$

z が一定の曲線の曲率である。 f_x, f_z は外力（体積力）であり、この場合、回転相対座標を用いたことにより現れる遠心力とコリオリ力が相当する。

p は主流の圧力であり、主流計算から得られた値を入力データとして与え、境界層内で y 方向に一定とする。

境界層内流速分布は、主流（ x ）方向には $1/n$ 乗則モデルを使い、それと垂直（ z ）な方向の二次流れ成分にはMargerの仮定によるモデルを採用する。すなわち

$$u=U\left(\frac{y}{\delta}\right)^{\frac{1}{n}} \quad \dots (4-4)$$

$$w=u\left(1-\frac{y}{\delta}\right)^2 \tan \beta \quad \dots (4-5)$$

ここで U は境界層外端の主流速度、 δ は境界層厚さ、 β は限界流線の主流方向からのねじれ角であり、上方（ y 方向）から壁面を見て反時計回り方向を正とする（図4-1-2参照）。

また、式(4-3)において κ_x, κ_z を0と省略すると

$$v=-\int_0^y \frac{\partial u}{\partial x} dy - \int_0^y \frac{\partial w}{\partial z} dy$$

上の3式を(4-1)、(4-2)式に代入し壁面から δ まで積分して、運動量積分方程式を求めると

$$\begin{aligned} -U \frac{1}{n+1} \frac{\partial \delta}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x} U^2 C_{11} \delta - U \frac{\partial}{\partial x} U C_{12} \delta - U \frac{\partial}{\partial z} U C_{13} \delta \tan \beta + \frac{\partial}{\partial z} U^2 C_{14} \delta \tan \beta - \kappa_x U^2 C_{14} \delta \\ + \kappa_x U^2 C_{15} \delta \tan^2 \beta = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} \delta - \frac{\tau_x}{\rho} + \int_0^y f_x dy \quad \dots (4-6) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} U C_{13} \delta \tan \beta + \frac{\partial}{\partial x} U^2 C_{14} \delta \tan \beta + \frac{\partial}{\partial z} U^2 C_{15} \delta \tan^2 \beta - \kappa_x U^2 C_{14} \delta \tan \beta + \kappa_x U^2 C_{11} \delta \\ = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} \delta - \frac{\tau_z}{\rho} + \int_0^y f_z dy \quad \dots (4-7) \end{aligned}$$

ここで、座標の取り方のため、境界層外端での w は0となり、また、主流方向と二次流れ方向の式を用いるので、通常の格子方向の式のように成分に分ける必要が無く式を簡単にできる。各係数は以下のものである。これらを求めるための積分計算には数式処理ソフトReduceを利用した。

$$C_{11} = \frac{n}{n+2} \quad C_{12} = \frac{n}{n+1} \quad C_{13} = \frac{2n^3}{6n^3+11n^2+6n+1}$$

$$C_{14} = \frac{n^3}{3n^3+11n^2+12n+4} \quad C_{15} = \frac{6n^5}{30n^5+137n^4+225n^3+170n^2+60n+8}$$

主流方向壁面せん断応力 τ_x には以下のようなLudwig-Tillmanの実験式を用いた。

$$\tau_x = \rho U^2 \times 0.123 \times 10^{-0.678 \left(\frac{n+2}{n} \right)} \left(\frac{U\theta}{\nu} \right)^{-0.268} \quad \dots (4-8)$$

$$\theta = \frac{\delta n}{(n+1)(n+2)}$$

$$\tau_z = \tau_x \tan \beta \quad \dots (4-9)$$

ここで θ は運動量厚さである。

遠心力 f_{co} は角速度ベクトルを $\Omega = (0, 0, \omega)$ 、絶対座標での位置ベクトルを $r = (X, Y, Z)$ とすれば、

$$f_{co} = -\Omega \times (\Omega \times r) = \omega^2 X e_x + \omega^2 Y e_y \quad \dots (4-10)$$

ここで e_x, e_y, e_z は X, Y, Z 方向の単位ベクトルである。 x, z 方向成分は以下のようになる。

$$f_{coz} = \frac{\partial x}{\partial X} \omega^2 X + \frac{\partial x}{\partial Y} \omega^2 Y$$

$$f_{coz} = \frac{\partial z}{\partial X} \omega^2 X + \frac{\partial z}{\partial Y} \omega^2 Y \quad \dots (4-11)$$

また、コリオリ力 f_{co} は、絶対座標を Z 軸周りに回転させただけの相対直行座標における相対速度 $v^* = (U^*, V^*, W^*)$ で表すと、

$$f_{co} = -2\Omega \times v^* = 2\omega V^* e_x - \omega U^* e_y$$

となる。 $\dots (4-12)$

ここで

$$U^* = u \frac{\partial X}{\partial x} + v \frac{\partial X}{\partial y} + w \frac{\partial X}{\partial z} \quad V^* = u \frac{\partial Y}{\partial x} + v \frac{\partial Y}{\partial y} + w \frac{\partial Y}{\partial z}$$

の関係があるが、 $v \approx 0$ なので、 x, z 方向成分は

$$f_{coz} = 2\omega \frac{\partial x}{\partial X} \left(u \frac{\partial Y}{\partial x} + w \frac{\partial Y}{\partial z} \right) - 2\omega \frac{\partial x}{\partial Y} \left(u \frac{\partial X}{\partial x} + w \frac{\partial X}{\partial z} \right)$$

$$f_{coz} = 2\omega \frac{\partial z}{\partial X} \left(u \frac{\partial Y}{\partial x} + w \frac{\partial Y}{\partial z} \right) - 2\omega \frac{\partial z}{\partial Y} \left(u \frac{\partial X}{\partial x} + w \frac{\partial X}{\partial z} \right) \quad \dots (4-13)$$

となる。したがって、

$$\int_0^y (f_{c_{ez}} + f_{c_{oz}}) dy = f_{c_{ez}} \delta + 2\omega \left(\frac{\partial x}{\partial X} \frac{\partial Y}{\partial z} - \frac{\partial x}{\partial Y} \frac{\partial X}{\partial z} \right) C_{13} \delta \tan \beta$$

$$\int_0^y (f_{c_{ez}} + f_{c_{oz}}) dy = f_{c_{ez}} \delta + 2\omega \left(\frac{\partial z}{\partial X} \frac{\partial Y}{\partial x} - \frac{\partial z}{\partial Y} \frac{\partial X}{\partial x} \right) C_{12} \delta \quad)$$

となる。

(4-3) の連続の式を壁面から境界層外端まで同様に積分すると

$$\frac{\partial}{\partial x} U(\delta - \delta_x^*) + \frac{\partial}{\partial z} U \delta_x^* \tan \beta - \kappa_x U(\delta - \delta_x^*) - \kappa_z U \delta_x^* \tan \beta - U \frac{\partial \delta}{\partial x} + V_\delta = 0 \quad \dots (4-14)$$

$$\delta_x^* = \frac{\delta}{n+1} \quad \delta_x^* = \frac{2\delta n^3}{6n^3 + 11n^2 + 6n + 1}$$

ここで δ_x^* は x 方向の排除厚さである。

エントレイメントの量 (境界層外端からの流入量) にはいくつかのモデルが有るが、ここでは

Standenによる式

$$U \frac{\partial \delta}{\partial x} - v_\delta = 0.0306 U (H_t - 3)^{-0.653} \quad \dots (4-15)$$

$$H_t = \frac{\delta - \delta_x^*}{\theta}$$

を用いる。

4・1・2 差分式

図4-1-3に示すように与えられた曲線格子の交差点上に主流の速度 U と圧力 p が与えられているものとする。この各点を計算点とし、 $\delta, n, \tan \beta$ の変数を求めるため、このそれぞれの点に設けた局所座標の下で(4-6)式を差分式にする。非定常収束計算にはクランクニコルソンの陰解法を用いる。差分には解の安定を得るため一次風上差分を用いる。

$$-A_{ij} \frac{\delta_{ij}^{(m+1)} - \delta_{ij}^{(m)}}{\Delta t} + \frac{B_{ij} \delta_{ij}^{(m)} - B_{i-1j} \delta_{i-1j}^{(m)}}{\Delta x} - U_{ij} \frac{C_{ij} \delta_{ij}^{(m)} - C_{i-1j} \delta_{i-1j}^{(m)}}{\Delta x} - U_{ij} \frac{D_{ij} \delta_{ij}^{(m)} - D_{i-1j} \delta_{i-1j}^{(m)}}{\Delta z}$$

$$+ \frac{E_{ij} \delta_{ij}^{(m)} - E_{i-1j} \delta_{i-1j}^{(m)}}{\Delta z} - \kappa_{z, ij} E_{ij} \delta_{ij}^{(m)} + \kappa_{x, ij} F_{ij} \delta_{ij}^{(m)} + \frac{1}{\rho} \frac{p_{ij} - p_{i-1j}}{\Delta x} \delta_{ij}^{(m)} + \frac{\tau_{x, ij}^{(m)}}{\rho} = 0$$

... (4-16)

ここで

$$A = U/(n+1) \quad B = C_{11} U^2 \quad C = C_{12} U \quad D = C_{13} U \tan \beta \quad E = C_{14} U^2 \tan \beta$$

$$F = C_{15} U^2 \tan^2 \beta$$

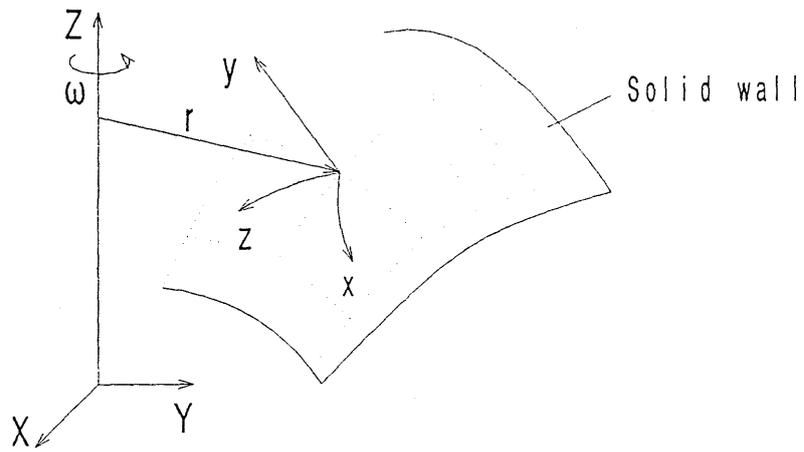


图 4-1-1 局所回轉直交曲線座標

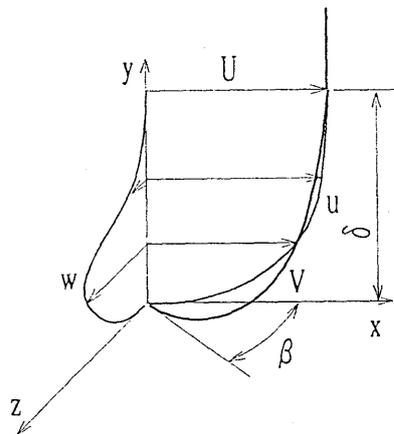


图 4-1-2 境界層内速度分布

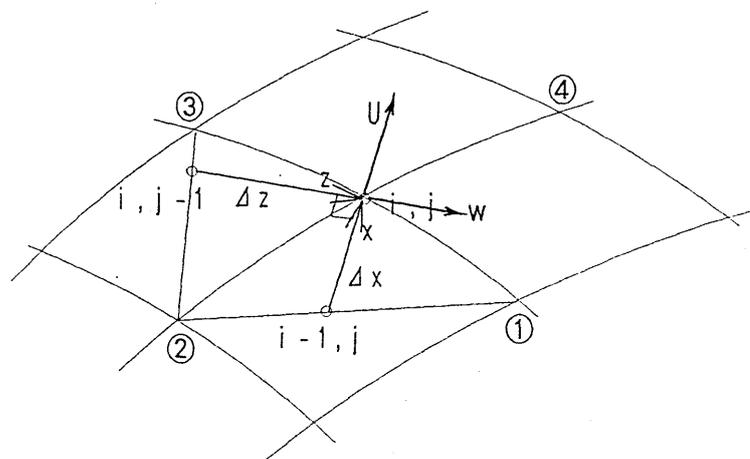


图 4-1-3 一次風上差分

である。添字の*i, j*は計算点の位置での値を表し、*i-1, j*は主流の△*x*上流方向、*i, j-1*はこれと垂直な2次流れの△*z*上流方向、つまりtanβとは反対の方向である。*i-1, j*や、*i, j-1*の点は計算点の周囲の4点の計算点を結んだ線上に置き、そこでの変数の値は直線補間して求めておく。(m)は時間*t*での値であり、(m+1)は*t+Δt*での値である。クランクニコルソンの方法に従いm'にmを用いた式とm+1を用いた式を加えあわせ、さらに次のように係数をまとめる。

$$G = \frac{B_{ij} - U_{ij}C_{ij}}{\Delta x} + \frac{E_{ij} - U_{ij}D_{ij}}{\Delta z} - \kappa_{z, ij}E_{ij} + \kappa_{x, ij}F_{ij}$$

$$H = -\frac{B_{i-1j}}{\Delta x} + \frac{U_{ij}C_{i-1j}}{\Delta x} \quad I = \frac{U_{ij}D_{ij-1} - E_{ij-1}}{\Delta z} \quad J = \frac{1}{\rho} \left(\frac{p_{ij} - p_{i-1j}}{\Delta x} \delta_{ij}^{(m)} + \tau_{x, ij}^{(m)} \right)$$

するとδに関する差分式が次のように求まる。

$$\delta_{i, j}^{(m+1)} \left(-\frac{A_{i, j}}{\Delta t} + \frac{G}{2} \right) + \delta_{i-1, j}^{(m+1)} \frac{H}{2} + \delta_{i, j-1}^{(m+1)} \frac{I}{2} = -\delta_{i, j}^{(m)} \left(\frac{A_{i, j}}{\Delta t} + \frac{G}{2} \right) - \delta_{i-1, j}^{(m)} \frac{H}{2} - \delta_{i, j-1}^{(m)} \frac{I}{2} - J \quad \dots (4-17)$$

次に(4-7)式を差分式に変換する。

$$\frac{A_{ij}(\tan\beta_{ij}^{(m+1)} - \tan\beta_{ij}^{(m)})}{\Delta t} + \frac{B_{ij}\tan\beta_{ij}^{(m)} - B_{i-1j}\tan\beta_{i-1j}^{(m)}}{\Delta x} + \frac{C_{ij}\tan^2\beta_{ij}^{(m)} - C_{ij-1}\tan^2\beta_{ij-1}^{(m)}}{\Delta z} - \kappa_{z, ij}\tan\beta_{ij}^{(m)} + \kappa_{x, ij}D_{ij}$$

$$= -\frac{1}{\rho} \delta_{ij} \frac{p_{ij} - p_{i-1j}}{\Delta z} - \frac{\tau_{x, ij}}{\rho} \tan\beta_{ij}^{(m)} \quad \dots (4-18)$$

ここで係数を以下のようにまとめ、

$$G = \frac{B_{ij}}{\Delta x} + \frac{C_{ij}}{\Delta z} \tan\beta_{ij}^{(m)} - \kappa_{z, ij}B_{ij} + \frac{\tau_{x, ij}}{\rho}$$

さらにクランクニコルソン法を適用すると以下のようにtanβに関する差分式が得られる。

$$\tan\beta_{ij}^{(m+1)} \left(\frac{A_{ij}}{\Delta t} + \frac{G}{2} \right) - \tan\beta_{i-1j}^{(m+1)} \frac{B_{i-1j}}{2\Delta x} - \tan^2\beta_{ij-1}^{(m+1)} \frac{C_{ij-1}}{2\Delta z} = -\tan\beta_{ij}^{(m)} \left(-\frac{A_{ij}}{\Delta t} + \frac{G}{2} \right) - \tan\beta_{i-1j}^{(m)} \frac{B_{i-1j}}{2\Delta x} - \tan^2\beta_{ij-1}^{(m)} \frac{C_{ij-1}}{2\Delta z} - \kappa_{z, ij}D_{ij} - \frac{1}{\rho} \delta_{ij} \frac{p_{ij} - p_{i-1j}}{\Delta z} \quad \dots (4-19)$$

次に(4-14)の連続の式を差分化する。

$$\frac{U_{ij}(\delta_{ij} - \delta_{x, ij}) - U_{i-1j}(\delta_{i-1j} - \delta_{x, i-1j})}{\Delta x} = -\frac{U_{ij}\tan\beta_{ij}\delta_{z, ij} - U_{i-1j}\tan\beta_{i-1j}\delta_{z, i-1j}}{\Delta z} + \kappa_{x, ij}(\delta_{ij} - \delta_{i, j}) + \kappa_{z, ij}\tan\beta_{ij}\delta_{z, ij} + 0.0306U_{ij}(H_i - 3)^{-0.653}$$

ここで右辺を C と纏め、 n に関する次式を得る。

$$\frac{n}{n+1} = \frac{1}{\delta_{ij} U_{ij}} \{C \Delta x + U_{i-1,j} (\delta_{i-1,j} - \delta_{i-1,j}^*)\} \quad \dots (4-20)$$

(4-17、19、20) の 3 式を使い計算を行う。

4・2 貫流水車への適用

上記境界層計算法を水車 D のノズル側壁に適用する。運転条件は $H = 2.9\text{m}$ の最高効率点である。

4・2・1 有限要素法による主流のポテンシャル計算

境界層計算の入力データである、主流の速度と圧力を得るためにノズル側壁と平行な平面上の二次元ポテンシャル流れを Galerkin 法による有限要素法により解く。流れ関数に関するラプラスの方程式を解いた。三角形要素を用い、一次の補間関数を用いた。計算領域を要素分割した図を図 4-2-1 に示す。境界条件としてノズル内面および外面で異なる流れ関数値を与え、一定とした。両者には単位幅当たりの流量に相当する差を与える。また、ガイドベーン壁面上も流れ関数値一定とするが、その値は、クッタの条件により決めた。その方法としては、図 4-2-2 に示すように案内羽根後縁付近の案内羽根そり線上に検査点を設け、計算により求めたその点の流れ関数値 ϕ_1 を案内羽根壁面の値 ϕ_2 にフィードバックして計算を繰り返し収束させる。また、ノズルからの出口条件として、ノズル出口での相対流れ角が羽根入口角 β に等しいという条件を与える。出口条件として与えられるのは出口面における流れ関数値であり、出口境界上の $i+1$ と i の二節点間の差はこの間を通過する流量となる。すなわち、半径方向速度成分 V_m は

$$V_m = (\phi_{i+1} - \phi_i) / l \quad \dots (4-21)$$

ここで l は二節点間の距離である。

また、計算により求まる出口での周方向速度 V_θ と V_m の間には次の関係がある。

$$V_\theta = (V_m / \tan \beta) + u \quad \dots (4-22)$$

これにより (4-21) に示す二節点間の流れ関数の差が求められ、上記計算を繰り返しながら収束させてゆく。

以上の計算により求めた速度分布が図 4-2-3 である。

4・2・2 境界層計算への適応

境界層計算プログラムは $i \times j$ の曲線格子で行えるようにしている。したがって、ノズ

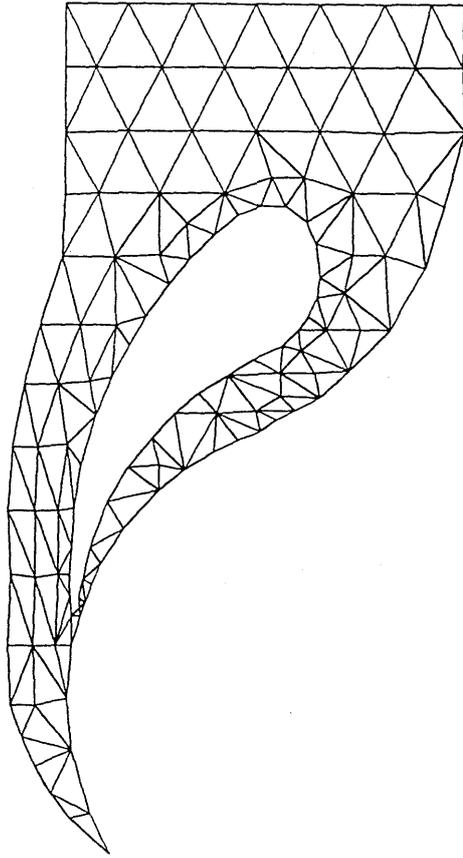


図4-2-1 有限要素法用要素分割図

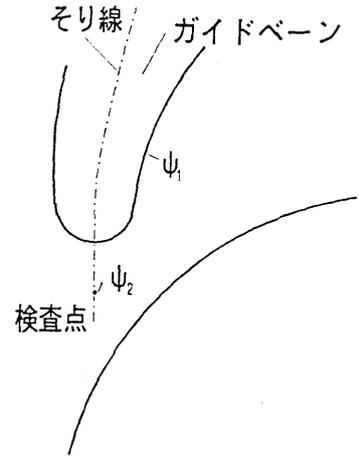


図4-2-2 クッタの条件

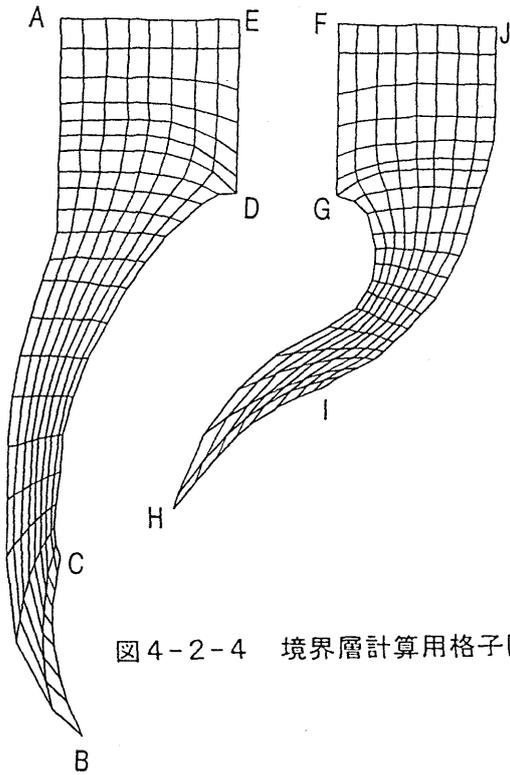


図4-2-4 境界層計算用格子図

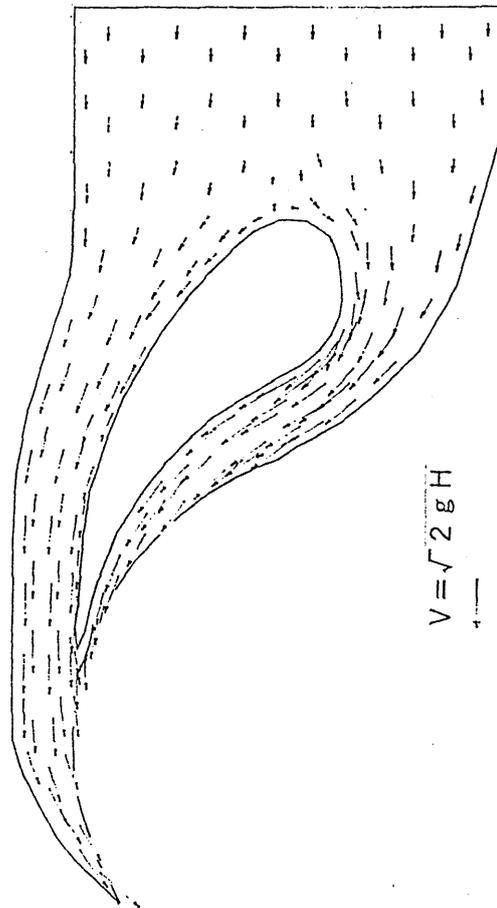


図4-2-3 主流の速度ベクトル図

ル側壁面を図4-2-4に示すように案内羽根を中心に2つに分解して境界層計算用に格子を作成し、各節点上で主流計算により得られた速度を与える。境界条件として、入口であるA-E、F-J面では δ に十分小さな値を与え、 $\tan\beta=0$ 、 $n=5.0$ とした。非定常計算の初期値としても同様の値を全域で与えておく。また、他の壁面と垂直に交わるA-B、C-D、G-H、I-J面では $\tan\beta=0$ とした。境界上の計算をすべて行った後、反対側の変数値との平均値に置き換え、次の収束計算に向かう。両面交互に計算を行い、E-D面とF-G面とで数値の接続を行った。

得られた計算結果を図4-2-5に示す。(a)にランナ径 d で無次元化した境界層厚さ δ 、(b)には排除厚さと運動量厚さの比である形状係数 H 、(c)には壁面における速度ベクトルの向きを連ねた限界流線を示している。一般に壁面が凸な所では局所的な自由渦の関係から壁面に近づくほど圧力が下がるので、主流と垂直方向に力を受け限界流線が寄る。逆に凹面では壁面で圧力が高くなるので限界流線は離れる。図4-2-6にノズルの流れを油膜法により可視化した結果を示す。計算よりも2次流れが強く表れた。これは、実際にノズル内に流入する流れは境界層が十分に発達した流れであり、計算ではノズル入口から発達させたために実際よりも薄くなり、主流と垂直方向の力を受けにくいためと思われる。

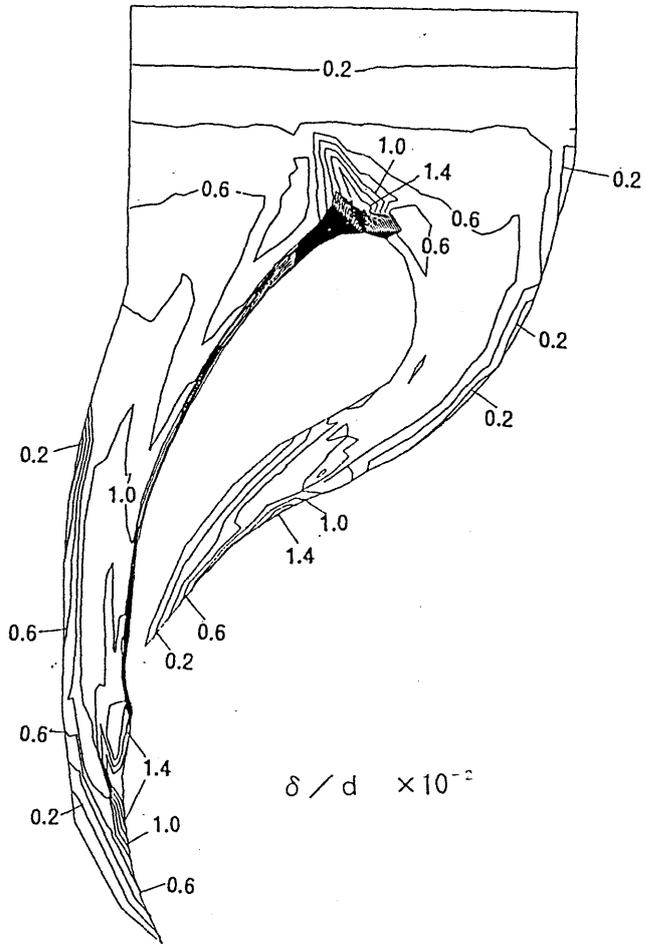
境界層厚さは限界流線が離れる壁面では境界層がそこから発達するようになるので薄くなる。また、限界流線が寄る壁面には低エネルギー流体が集まり境界層が急激に厚くなる。特に案内羽根前縁のよどみ点では境界層が厚くなり H も大きくなっている。ノズル内では加速流となるので H は小さくなる。

この結果を用いて摩擦損失 δ_{En} を求めた。壁面の摩擦によるエネルギーの消失は出口におけるエネルギー欠損として現れる。そこで壁面出口での三次元に拡張したエネルギー厚さ θ^* を用い、以下のように求める。

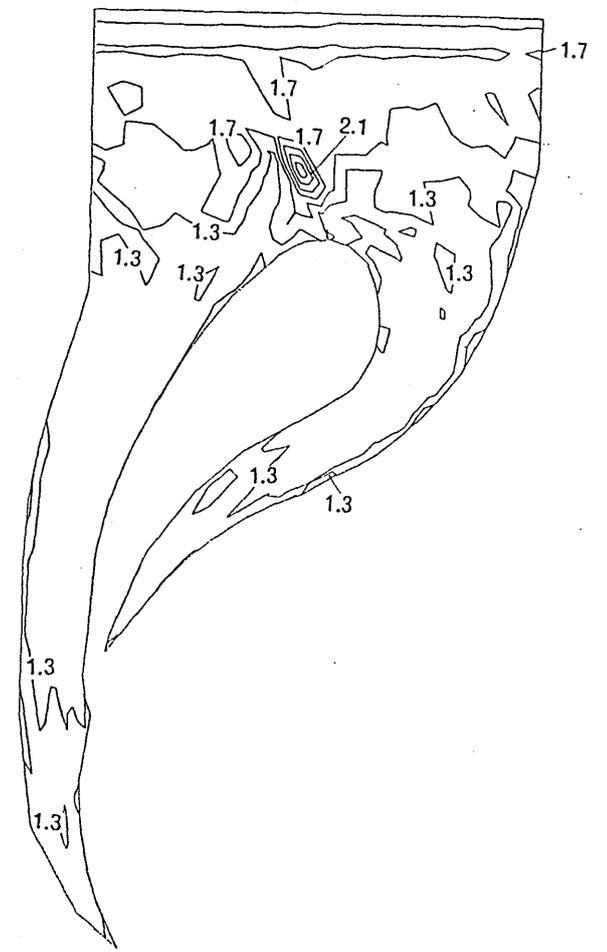
$$\theta^* = \frac{1}{U^3} \int_0^\delta V' (U^2 - V^2) dy \quad \dots (4-23)$$

$$\delta_{En} = \sum_l (\rho U^3 \theta^*) dl / (\rho gQH) \quad \dots (4-24)$$

ここで V' は境界層内速度 V の出口断面と垂直な方向の成分である。 Σ は流路出口の壁面に沿って総和を取る。これにより得られた δ_{En}/H は両側壁面併せて0.15%であり、あまり大きな値とはならなかった。一方図4-2-6を見るとノズル出口部で限界流線が設

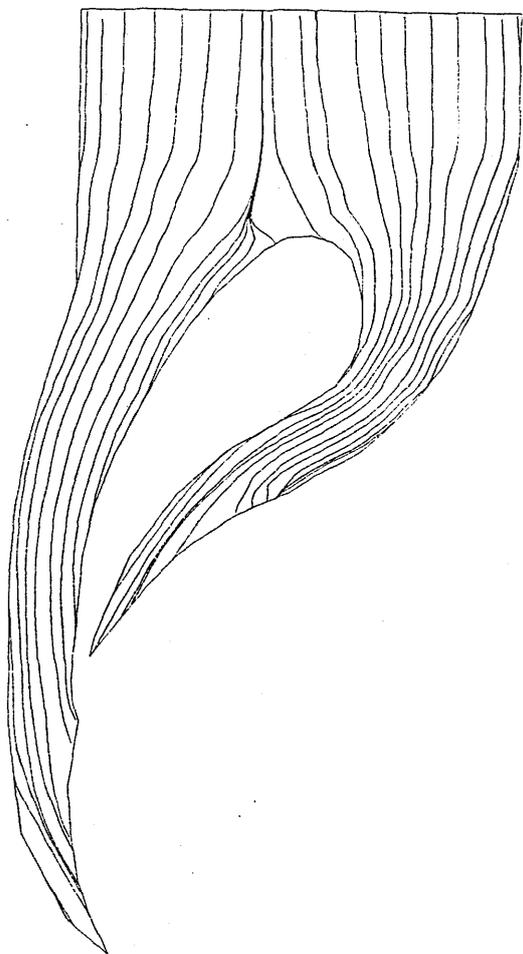


(a) 境界層厚さ δ



(b) 形状係数 H

図4-2-5 計算結果



(c) 限界流線



図4-2-6 油膜法による可視化

計流出角度 16° より大きく立って流出している。これはランナに流入する際に衝突損失となる。また、ランナ内でも同様の2次流れが生じていると考えられる。これが2・3・2節で示したアスペクト比の異なる水車の効率差の一因であろう。

4・3 4章のまとめ

二次流れを考慮した三次元境界層解析法を開発し、主流データにポテンシャル計算の結果を用いてノズル側壁の解析を行った。その結果以下のことが明らかとなった。

1) 主流と垂直方向の圧力差により2次流れが表現され、限界流線の傾く方向は油膜法によるものとほぼ一致した。しかし、油膜法に比べ傾きの大きさは小さく、ノズル入口から境界層を発達させたことにより、境界層厚さが十分でないことが原因と思われる。

2) ノズル側壁面による摩擦損失はあまり小さくなく、効率への影響は小さいものと思われる。しかし、油膜法による可視化結果より、ランナへの入射角は主流に比べ大きく立ち、これによる衝突損失が生じると予想される。

5章 MAC法を利用したランナの理論効率の予測

貫流水車のランナにはノズルから水が非軸対称に流入し、貫流して流れるので相対座標系で見ると非定常流れとなり、他の軸対称流入形式の水車のように相対座標系で簡単には解けない。また、ランナ内に自由表面を持つことなども解析を困難にしている。そのため、現在まではランナ内に1本の代表流線を仮定し、一次元的に説明がなされたり、羽根枚数無限の仮定を置き、ランナ内をいくつかの領域に分解し、羽根間の自由表面を含む領域には非定常オイラーの式を相対座標系で解き、反転流領域には連続の式を、また、羽根横断流には連続の式と角運動量変化の式を用い、貫流部には流線曲率法を用いた方法が取られていたりしている。しかし、これらの方法は、正確さに欠けたり、方法が煩雑であったりしてあまり実用的とは言えない。また、ノズル形状の影響まで考慮した解析法はいまだ行われてはいない。そこで、ここではランナとノズルを絶対座標系の下で一体で解く。非定常オイラー方程式と疑似圧縮性を考慮した連続の式にMAC法 (Marker and Cell) を応用して解く。疑似圧縮性を導入するのは圧力の導出を容易にするためである。クラークニコルソンの陰解法を利用して、計算の高速化を計る。これにより精度の高い実用的な理論水力効率が求められるようにする。

5章で用いられる記号

・記号

- a : 液相の音速
- n : 壁面上法線方向ベクトル
- p : 圧力
- U : 壁面近傍の速度
- U' : 壁面に沿う方向の速度
- u : x (水平) 方向速度
- V : 壁面と垂直方向速度
- v : y (垂直) 方向速度

・添字

f : 自由表面上の値

x : 水平方向成分

y : 垂直方向成分

5・1 解析法

(1) 基礎式

基礎式には以下に示す非定常オイラーの式と非定常圧縮性連続の式を用いた。

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} \quad \dots (5-1)$$

$$\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} = - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} - g \quad \dots (5-2)$$

$$\frac{\partial p}{\partial t} + C \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} \right) = 0 \quad \dots (5-3)$$

ここで g は重力加速度、 $C = a^2 \rho$ である。（ a : 液体の音速）。通常オイラー方程式やナビエストークス方程式を非圧縮性の連続の式と組み合わせて解く場合、速度と圧力は連立させて解かなくてはならず、収束計算や代数方程式計算などを行う必要があるので、大変面倒である。しかし、(5-3)式は第1項に圧力の時間変化の項があるので、速度が明らかになっていればこの式だけから次のタイムステップにおける圧力の値が求められる。

(2) 計算格子と差分

本解法はMAC法の応用であり、千鳥格子状の発散を防ぐために格子にはスタッガード正方形格子を用いた（図5-1-1参照）。すなわち、格子の中心に圧力 p を置き、垂直な辺の中心に x 方向速度 u 、水平な辺の中心に y 方向速度 v を置いている。格子の x 方向に i 、 y 方向に j の番号を振る。非定常計算には解の収束性を高めることと、計算速度を上げる目的でクランクニコルソンの陰解法を簡略化して用いる改良を行った。この格子の上で(5-1)式を差分化すると下の2ケースが考えられる。

$$\frac{u^{n+1}-u^n}{\Delta t} + u^{n+1} \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} \quad \dots (5-4)$$

$$\frac{u^{n+1}-u^n}{\Delta t} + u^n \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} \quad \dots (5-5)$$

ここで、 n はタイムステップの回数、 Δt は1タイムステップの時間進行である。偏微分のまま残されているものは全て n ステップでの差分値を用いる。両式を平均すると u の $n+1$ ステップにおける値が次式のように求まる。

$$u^{n+1} = \frac{B}{A} \quad \dots (5-6)$$

$$A = \frac{1}{\Delta t} + \frac{1}{2} \frac{\partial u}{\partial x} \quad \dots (5-7)$$

$$B = u^n \left(\frac{1}{\Delta t} - \frac{1}{2} \frac{\partial u}{\partial x} \right) - v \frac{\partial u}{\partial y} - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} \quad \dots (5-8)$$

v についても同様に

$$v^{n+1} = \frac{B'}{A'} \quad \dots (5-9)$$

$$A' = \frac{1}{\Delta t} + \frac{1}{2} \frac{\partial v}{\partial y} \quad \dots (5-10)$$

$$B' = v^n \left(\frac{1}{\Delta t} - \frac{1}{2} \frac{\partial v}{\partial y} \right) - u \frac{\partial v}{\partial x} - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} - g \quad \dots (5-11)$$

p は(5-3)式からそのまま

$$p^{n+1} = C \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} \right) \Delta t + p^n \quad \dots (5-12)$$

として求める。疑似圧縮性は圧力導出のために利用しているものなので、密度 ρ には一定値(水)を用いた。 C を決める音速は解く系で得られると思われる最大流速の5倍程度の一定値を係数として用いた。 C が大きいほど非圧縮性流体に近づくが、計算が発散しやすくなる。定常状態になれば $p^{n+1} = p^n$ になるので収束すれば結局この影響は無くなる。貫流水車において非定常性が強いのは羽根間だけであり、マッハ数も最大0.2なので、この影響はあまり無い物と考えられる。

(3) 計算手順

本解法では、液相と気相を区別するためにマーカーという液相の流れと共に移動する粒子を導入する。マーカーの存在する格子を液相、そうでない格子を気相とみなす。マーカー

一は、それが存在する格子の平均流速で移動し1ステップでは $\Delta t (u_{i,j} + u_{i+1,j} + \bar{v}_{i,j} + \bar{v}_{i,j+1}) / 4$ 移動する。液相でマーカの存在しない格子が生じないように、マーカは流れの入り口から1格子に2点以上発生点を設け、流れが1格子を通過する時間の1/5程度の間隔で発生させる。さらに、周囲の8格子にマーカが存在しながら、その中心の格子にマーカが無い場合は、密度が下がり過ぎてマーカが希薄になったものと判断し、その中心にマーカを発生させた。計算領域から外に出たものはコンピュータのメモリの節約のため、消滅させる。上差分式は液相に適応し流速および圧力を求めるが、液相から気相に戻る格子があるので、気相における圧力は毎ステップ毎に一定値（大気圧）に戻す。また、流速は0とする。ただし、液相と気相の境界で流速 u_t 、 v_t が0のままだとその格子内の流体を加速させるために圧力が高くなってしまうので、その格子の反対側の流速を与えて等速度運動とし、これを解消する（図5-1-3）。 u 、 v 、 p に関する3つの差分式から次ステップの各値を時間ステップを進めながら求めてゆく。1ステップの時間間隔は解の安定性と計算スピードなどを考慮し、1格子を流れが通過する時間の1/20～1/40程度にした。計算のフローチャートを図5-1-4に示す。

(4) 境界条件

まず、ノズルのような固定壁面についてその実現方法を説明する。本解法ではオイラー方程式を用いているので、すべり壁とする。また、正方形格子を用いているので格子の各辺上の u 、 v の値を指定して壁面を構成しなくてはならない。図5-1-5の点線の格子辺により、図の斜めの線のような壁面が表現されているものとする。流速の与えられる各点でこの固定壁の流路方向への単位法線ベクトル n_x 、 n_y が与えられているものとする。流速を計算した結果この点において速度が U_x 、 U_y と求まった場合、この法線方向速度成分 V_x 、 V_y は

$$V_x = (U_x n_x + U_y n_y) n_x \quad \dots (5-13)$$

$$V_y = (U_x n_x + U_y n_y) n_y \quad \dots (5-14)$$

により求まる。この場合は、 x 方向速度の与えられる点であるので次回の計算は流速を $U_x' = U_x - 2V_x$ に置き換えて行う。 y 方向速度が与えられる点であれば同様に $U_y' = U_y - 2V_y$ にする。これにより、壁面と平行な速度成分を保存したまま垂直方向成分の補正が出来る。また、正方形格子が用いられているにもかかわらず、なめらかな壁面形状が得られることになる。この点において速度 U_y は定められていないので、この格子の流路側a点における速度を用いる。

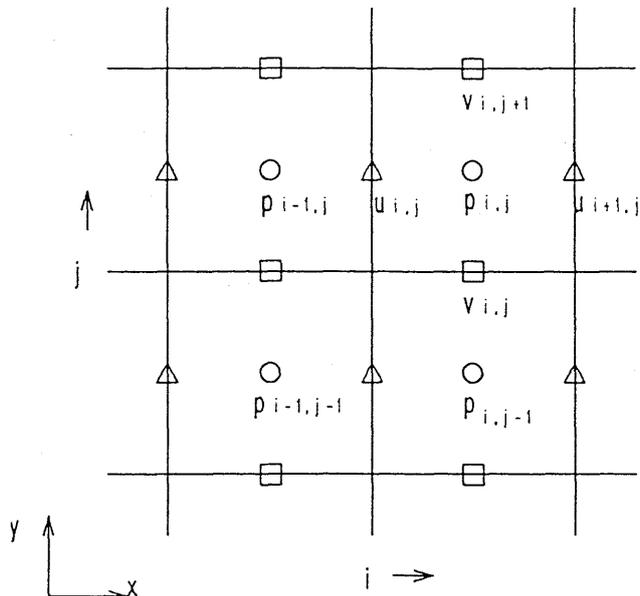
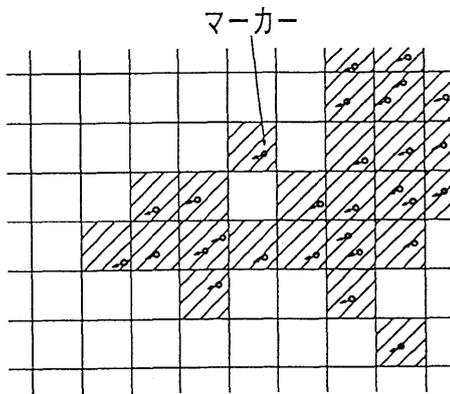
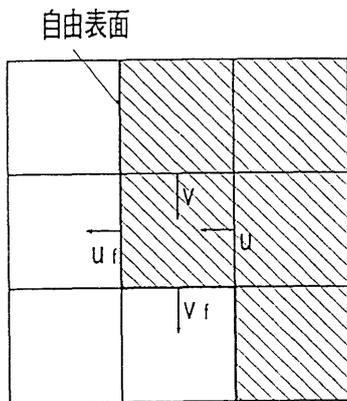


図5-1-1 スタッガード正方形格子



液相
 気相

図5-1-2 マーカーと液相



$$u_f = u$$

$$v_f = v$$

図5-1-3 自由表面上速度

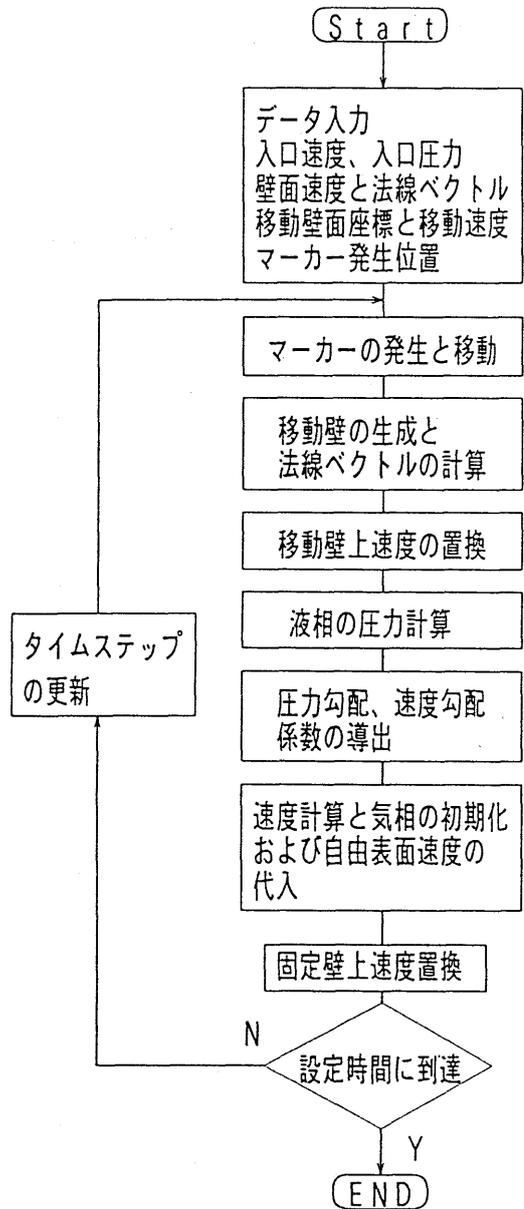


図5-1-4 フローチャート

ランナ羽根のような移動壁については、周速成分を除いた相対速度ベクトルで U_x' 、 U_y' の値を求めこれに周速成分を加えることにより、置換速度を求める。移動壁面の位置は時事刻々変化するのでこれをデータとして入力するには大変な労力を要する。そこで、ある程度自動的に移動壁格子を作成するようにした。ある瞬間の移動壁を図 5-1-6 に示すような格子間隔よりも小さな間隔で並んだ点の集まりで表現しておく。この点の移動してゆく位置は羽根の場合周速により決まり、計算で容易に求まる。これらの点の最も近い格子の頂点を結ぶことにより移動壁の格子が決まる。

5・2 貫流水車への計算の適用

図 5-1-7 に貫流水車のノズル部を本解析に適用するための固定壁面格子形状を示す。長方形計算領域全体の格子数は $i \times j$ が 187×232 で 1 格子の間隔は 2.66 mm とした。マーカーはノズル入口全幅にわたって発生させた。ランナは 1 枚の羽根のそり線を 72 等分割し薄翼として、上述の方法を用いて格子を形成した。吸出し管の無い水車 D の場合の解析を行い、有効落差 $H = 2.97 \text{ m}$ の最高効率点を計算条件としているので、ノズル入口流速は 2.18 m/s 、 $nd / H^{1/2} = 42$ で最高効率が得られるとしてランナ回転角速度は 30 rad/s である。1 ステップの時間間隔は 1×10^{-5} 秒とした。本計算結果によるマーカーの存在する液相範囲を時間変化と共に図 5-1-8 に示す。(a) から (h) にノズル入口から水が流入してから 0.03 s 毎の流れの様子を示す。実際にはノズルにこのようなきれいな流れが流れ込んでくることは無いが、非定常計算の様子を見るために示した。模様になっているのは 4 点毎のマーカー発生位置から出たものを表示したためで、流線でも流跡線でもない。流れがノズル内を通過し、ランナの中へ流入して行く様子がよく表現出来ている。ノズルを出た後の自由表面の乱れは羽根が水に突入したり、出たりするときに生じるものであり、実際の流れよりもやや大きく表現されている。図 5-1-9 の (a) に 1.2 秒後の様子を、(b) に 1.35 秒後の様子を速度ベクトル図と共に示す。ランナの周りに薄く存在する点は羽根により巻き上げられた飛沫であり、これらは順次重力により落下してゆく。両者は羽根の移動に伴う細かな変動を除けばよく一致しており、大きな時間スケールで見れば定常運転状態に達したものと思われる。そこで、ランナ周りの角運動量変化からランナに与える仕事率 W を次式で求めた。

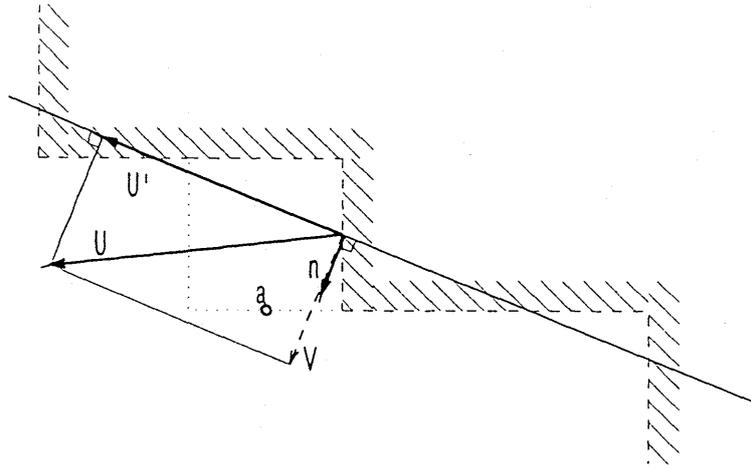


図5-1-5 固定壁面上速度

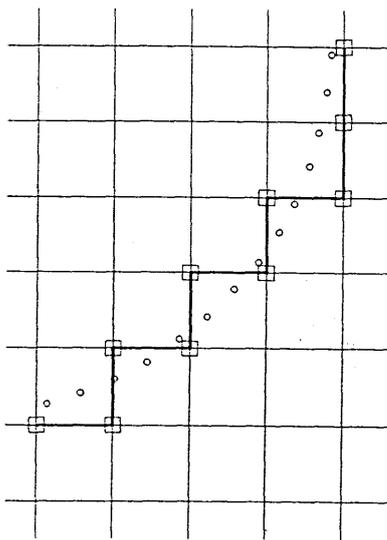


図5-1-6 移動壁生成法

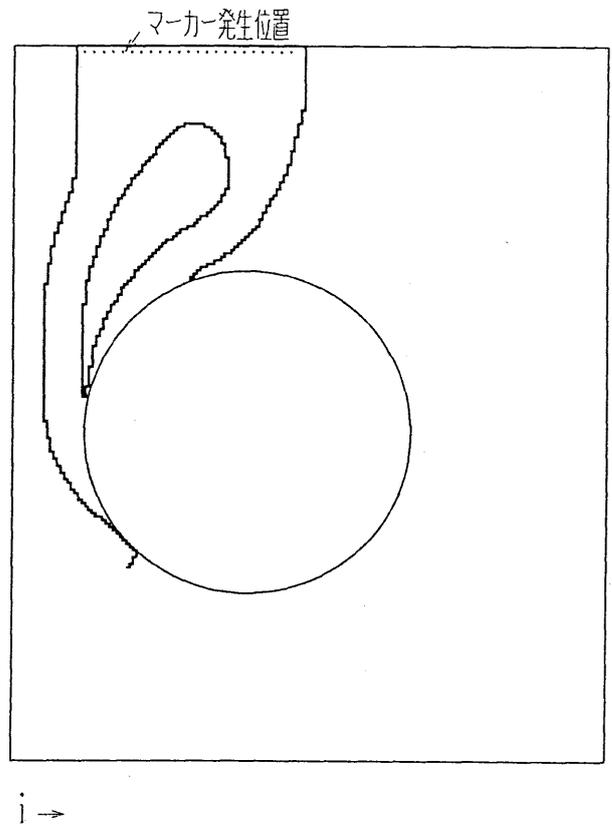
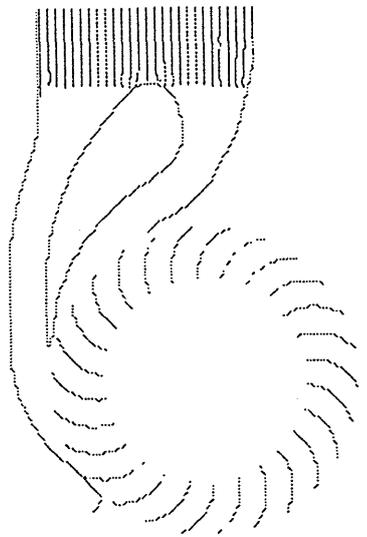
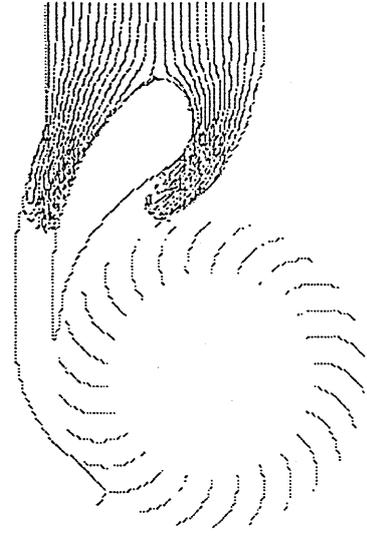


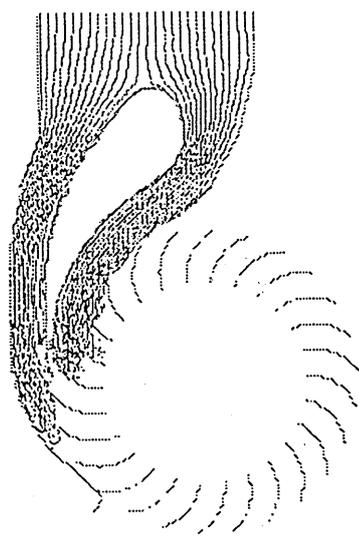
図5-1-7 固定壁面メッシュ形状



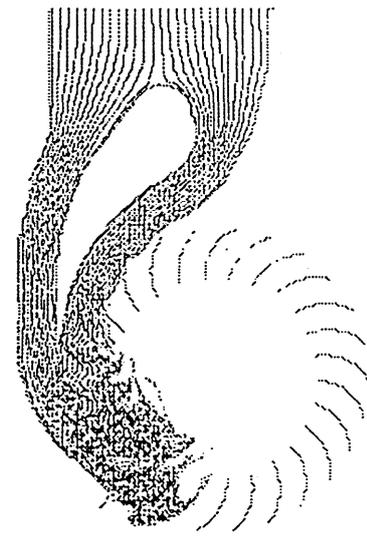
(a) 0.03 s 1000 step



(b) 0.06 s

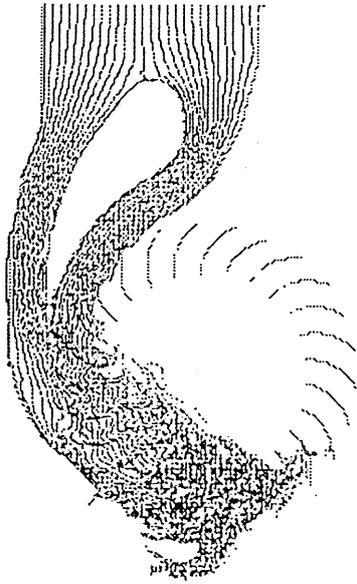


(c) 0.09 s

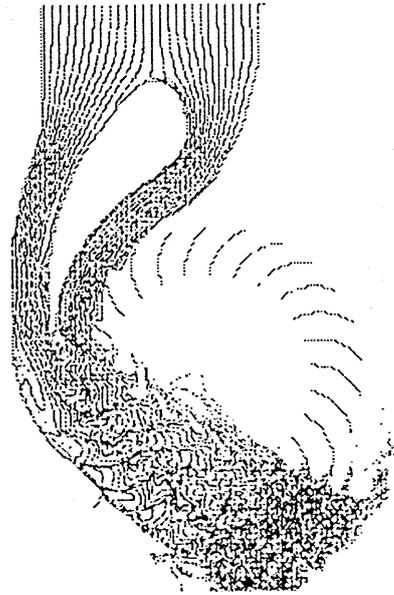


(d) 0.12 s

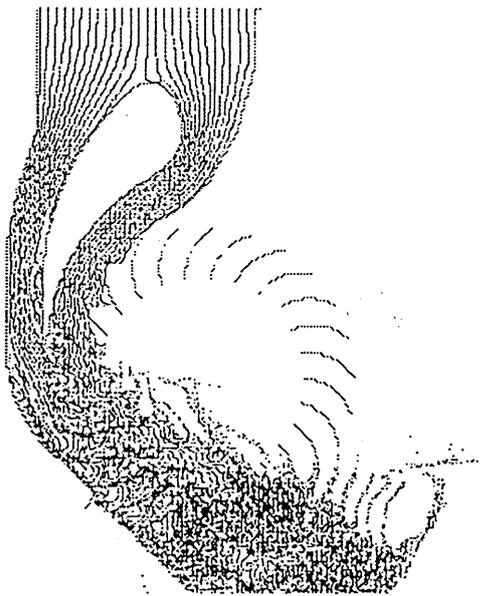
圖 5-1-8 計算結果 (液相領域) 30 rad/s



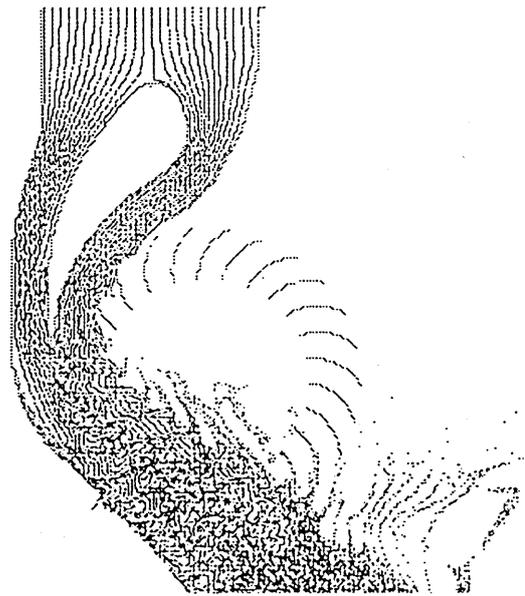
(e) 0.15 s



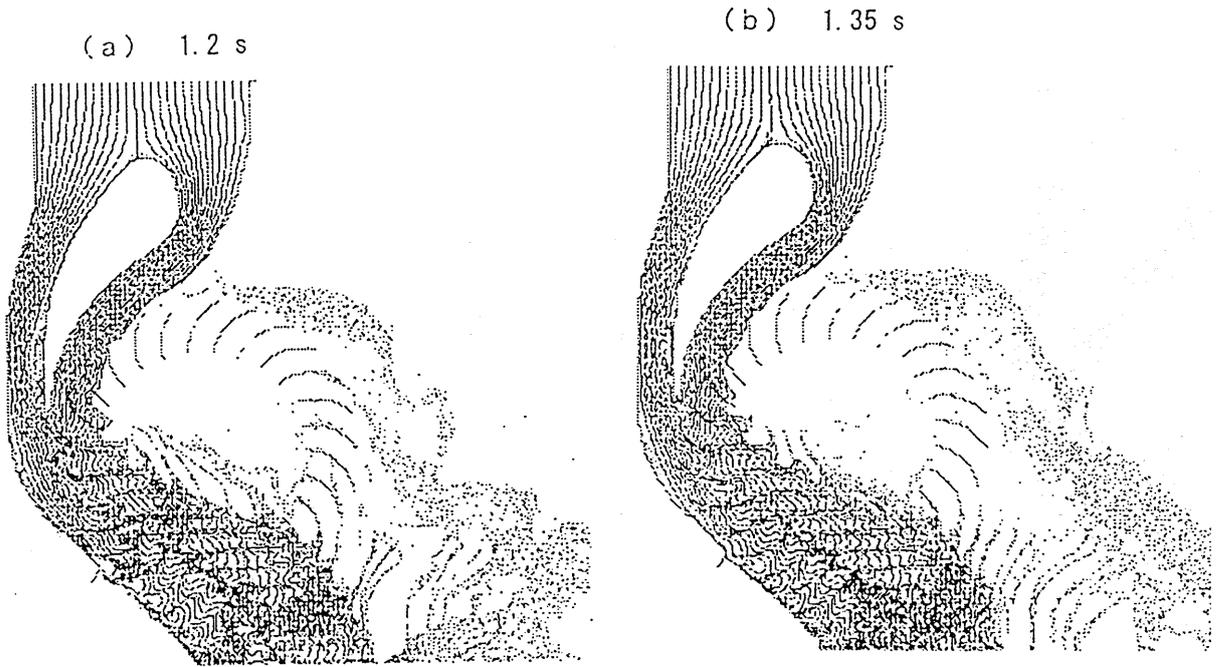
(f) 0.18 s



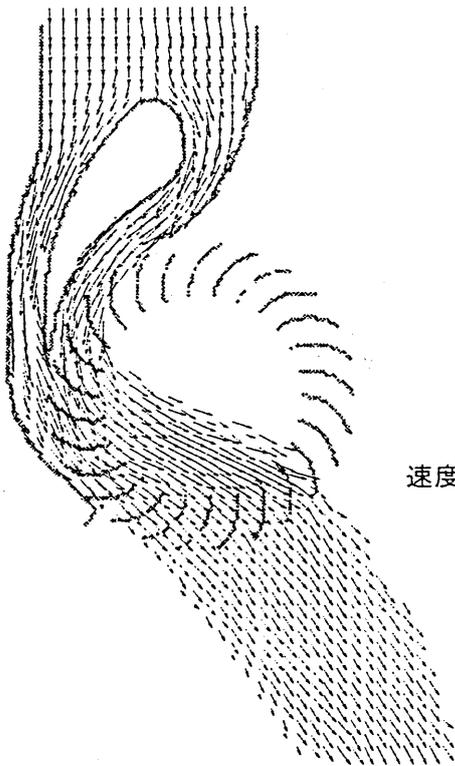
(g) 0.21 s



(h) 0.24 s



液相領域



速度ベクトル

図5-1-9 計算結果 (30 rad/s)

$$W = u_2 r \oint v_r v_\theta d\theta$$

ここで、積分はランナ外周にそって一周積分する。 v_r 、 v_θ はランナ外周における半径方向、周方向の速度であり、1.2秒後から1.35秒後の間の6データを平均し、液相である確率が半分以下の領域は速度を0とした。 v_r はランナに流入する向きを正に取り、 v_θ は周速と同じ向きを正にとる。これにより求めた値を ρgQH により割り、理論効率を求めると79.6%となった。これは表2-3-1に示す実験値よりも5%ほど高いものであり、漏れ損失や摩擦損失、衝突損失を考慮すれば妥当な値である。これにより、本解析法を用いてランナやノズル形状、あるいは回転数などを変えて計算を行うことにより、その理論効率を求めることが可能となり、5章で述べた各種損失を考慮する事により、設計や性能予測に役立てることが出来るようになる。

さらに回転数の違いによる流れの変化を計算してみた。図5-1-10にランナ回転角速度が15rad/sの場合の1.2秒後における液相範囲と速度ベクトル図を示す。実験結果と同様に周速が遅いために、貫流部入口やランナ出口で、羽根出口角に近い角度で羽根から流出していることが分かる。また、図5-1-11には45rad/sの結果を示す。周速の影響を強く受けて15rad/sの場合と逆の傾向が現れた。

本解析に用いられたコンピュータはDECのクロック数275MHzで動く21064AをCPUに使っているものであり、計算速度275Mflopsを示す。1ステップ当たりの計算時間はマーカー数が多いほど増えて行くが、40000ステップ(1.2秒)で10時間程度である。

5・3 5章のまとめ

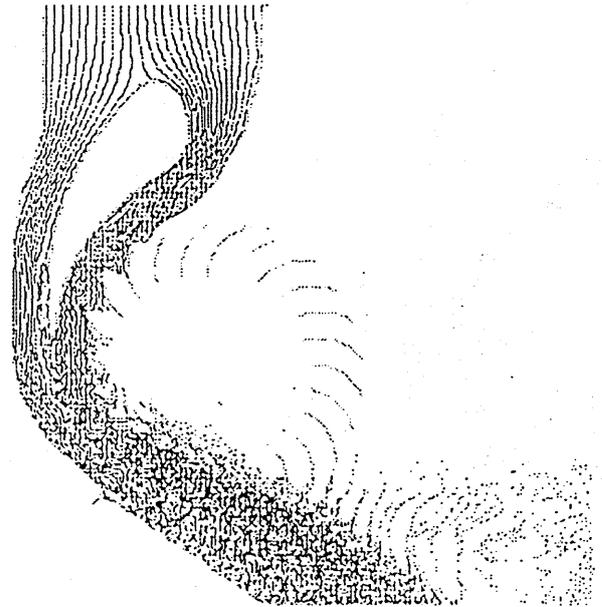
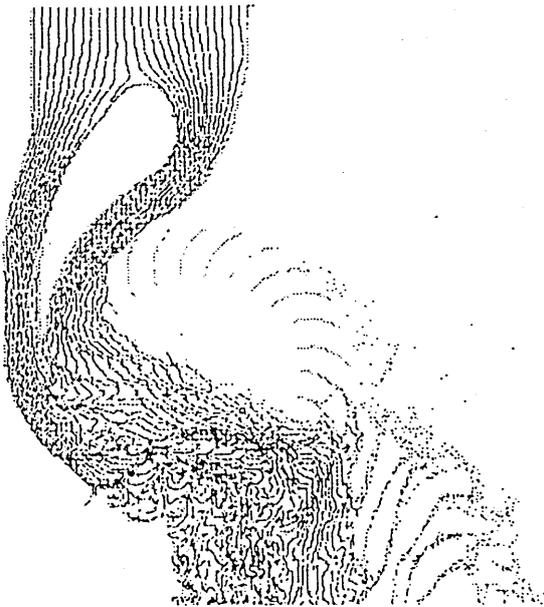
MAC法による貫流水車の内部流れ解析を、ランナとノズル一括で解き、角運動量変化による性能予測を行った。

(1) MAC法を用いてオイラー方程式を解くことにより、従来困難とされていた非軸対称で非定常となる自由表面を有する羽根枚数有限としたランナ内流れをノズルと一体で解析することが出来た。得られた結果は実際の流れの様子とよく一致することが分かった。

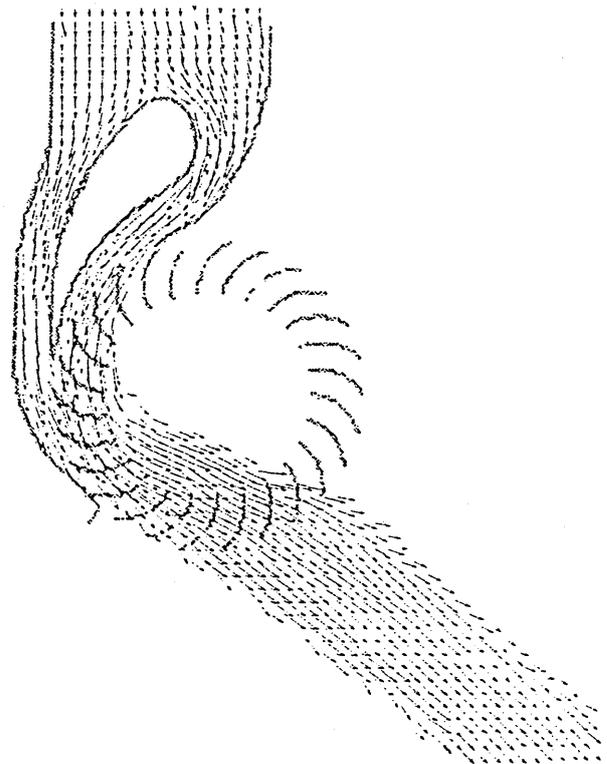
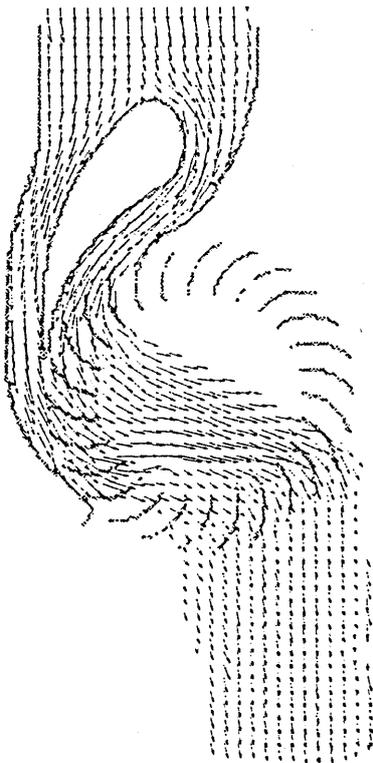
(2) 得られた非定常結果を時間平均して、ランナ前後の角運動量変化からランナが受け取った仕事率を算出し、理論性能が求められた。その値は妥当なものであり、これから任意形状の水車の理論水力効率が予測できる。

(a) 15 rad/s

(b) 45 rad/s



液相領域



速度ベクトル

図5-1-10 回転数の影響 (1.2 s)

第6章 水車水圧管吸込み口近傍の開水路流れ

一般に水車の水圧管路に河川等から水を引き込む場合、あるいは水車の吸出し管を出た水を河川等に放水する場合には、開水路が用いられることが多い。この場合総落差として、小水力の水車では、開水路の水位を基準に取ることが多い。特に低落差水車では落差に比べて流量が多いため、水車への水圧管路内での損失割合が大きく、発電所全体の効率を求める場合に、総落差は正確に測定しておく必要がある。しかし、閉水路につながる開水路端付近の自由表面は速度変化が大きいため、水位が場所により変化するのが普通である。特に低落差水車の場合、この自由表面の僅かな変化が発電の全体効率に大きく影響する。しかし現状では、基準水面をどの水位に選ぶべきかに関しては未だ明確に規定されておらず、議論の対象となっている。そこでこのような場合を対象に、第6章では導水管入口付近の単純な流路形状の開水路流れの表面挙動を、第7章では吐出し管出口近傍をそれぞれ水位変化に着目して実験的および、理論的に検討する。

小水力の水車は小河川から水を引き込む場合が多い。小河川では季節や天候による水位や流量の変動が大きい。この場合、導水管入り口での水位低下を生じて、吸込み管内に空気が吸い込まれる場合がある。空気が吸い込まれると、ランナの羽根車負圧部に滞留し、効率の低下や不安定運転状態を生じることがある。そこで第5章ではこの空気吸込み現象についても着目し、実験的に調べる。

6章および7章で用いられる記号（図6-0参照）

- a : 導水管（吸出し管）の一辺の長さ（正方形断面）
- b : 開水路幅
- H : 水位
- \bar{H}_0 : 端壁水位（開水路端壁から10mm手前の水位）
ただし“ $\bar{\quad}$ ”は開水路幅方向平均値
- \bar{H}_u : 吸込み時の上流（ $x/a = 17$ ）の水位
- \bar{H}_{min} : 吸込み時の最低水位
- ΔH : 吸込み時の水位上昇量、 $= \bar{H} - \bar{H}_{min}$

- ΔH_s : 吐き出し時および吸い込み時の水位変化量、 $= \bar{H} - \bar{H}_s$ 。
 ΔH_m : 最大水位上昇量(吸い込み時は ΔH を、吐き出し時は ΔH_s を用いた)
 $H_{s,c}$: 吸出し管出口直後における流路中央の水位
 p_m : 吸出し管出口直前の左右側壁上の圧力の平均値
 L : 水位が最大となる位置の上流壁からの距離
 V_c : 導水管(吸出し管)内平均流速 $= Q / a^2$
 V_o : 開水路内平均流速、 $= Q / (\bar{H}_s \cdot b)$
 Q : 流量
 P_m : 導水管出口直前の左右側壁上の圧力の平均値

添字

- p : 吸い込み状態
 t : 吐き出し状態

6・1 実験装置及び実験方法

6・1・1 実験装置

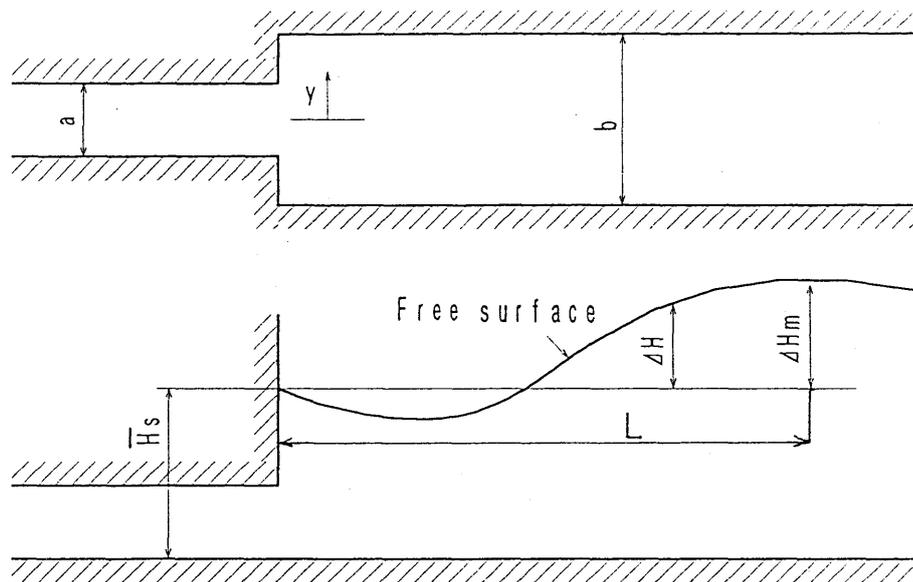
実験装置の概略を図6-1-1に示す。地下水槽の水を貫流水車に用いたものと同じポンプで汲み上げ、導水管を通して実験水槽へ供給する。導水管の途中には流量測定用にオリフィスを設けた。整流板を通った流れは開水路を通り、導水管へと流入し、地下水槽へ戻る。ポンプの出口と導水管の下流にはバルブを設け、流量と開水路内水位を調節する。導水管は一辺 $a = 105\text{mm}$ の正方形断面を持ち、入口のエッジには丸みがない。導水管と開水路の底面の高さは一致している。開水路側壁は厚さ 10mm の透明アクリル製で、可動であり開水路幅 b （流れ方向に一定）が変えられる。開水路側壁は開水路側と外側の水位差により変形や移動しないように上部の三点で下に押さえつけている。また、その入口部でエッジにより剥離を起こさないよう、外形 50mm の円管を2つに縦割りしたものを取り付けられている。水槽の側壁の吸込み口付近も透明アクリルにより出来ており、側方から内部の流れが観察できる。導水管を出た流れの乱れが開水路に影響を与えないように、 30mm の穴を中心間距離 40mm で最密に開けた二枚の板の整流格子を取り付けた。二枚の板は 10cm の間隔を開け、穴の位置は交互になるように調節している。また、そのままでは開水路内の水面に数 10cm 間隔の長い周期の定在波が生じることがあるので、開水路入口部に開水路幅よりも 10mm ほど狭い発泡スチロールを浮かべ、これが無くなるように位置を調節した。

6・1・2 測定方法

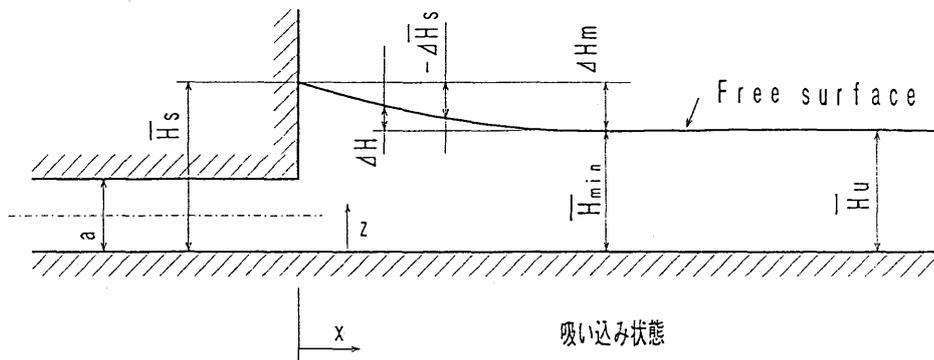
第7章の測定方法も以下の方法と同様である。

(1) 開水路内水位測定装置の開発

開水路内水面は波によって上下しているが、水位の測定には正確さが求められるため、水の導電性を利用した測定装置を自作した（図6-1-2）。8～10本の金属製の針を等間隔に長さを変えて垂直に下ろし、いちばん長い針をアースとする。2番目以降が水面にふれるとアースとの間に電流が流れ針の電位が変化する。この電位差を図6-1-3に示すようにトランジスタ2段増幅によるアンプにより増幅し、A-D変換器を介してコンピュータへ送る。コンピュータにより電圧変化からその針が水面に触れているか判断し、瞬時の水位 H_i を測定する。この H_i は電流の流れている最高位置の針端とその上の針端間の中央の位置とした。この水位は 0.1s 程度の時間間隔で取り込むが、このままでは精度が悪い。時



吐き出し状態



吸い込み状態

図6-0 記号

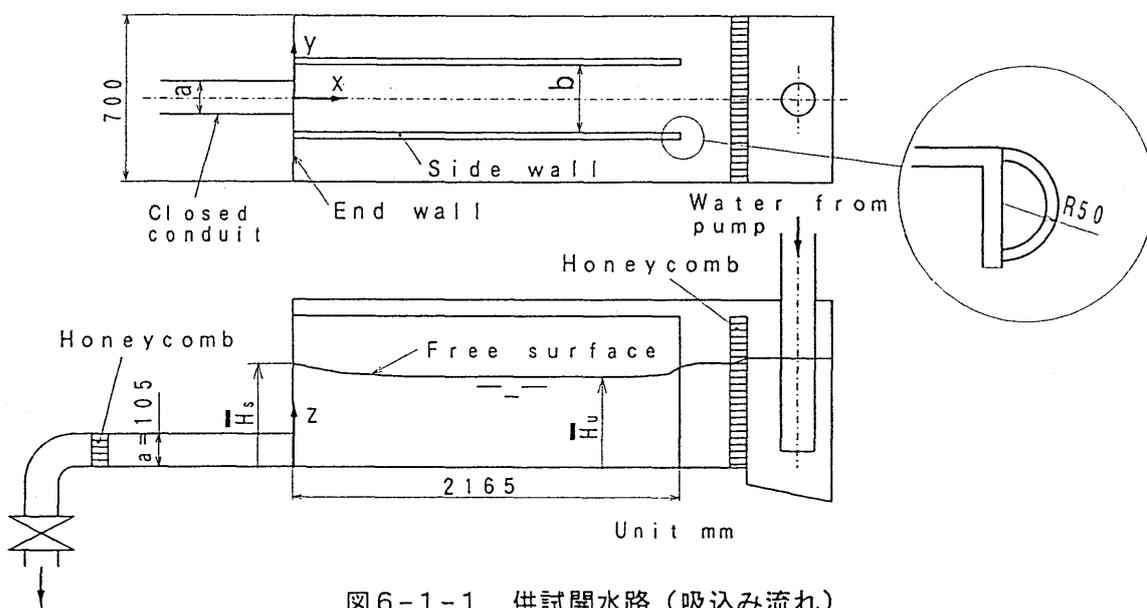


図6-1-1 供試開水路 (吸込み流れ)

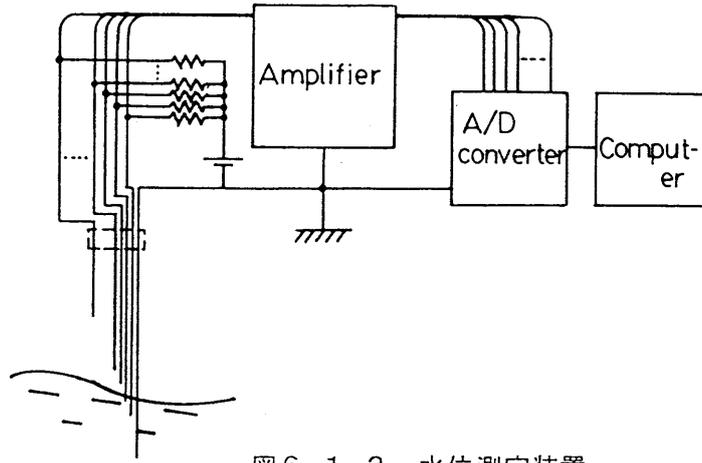


図6-1-2 水位測定装置

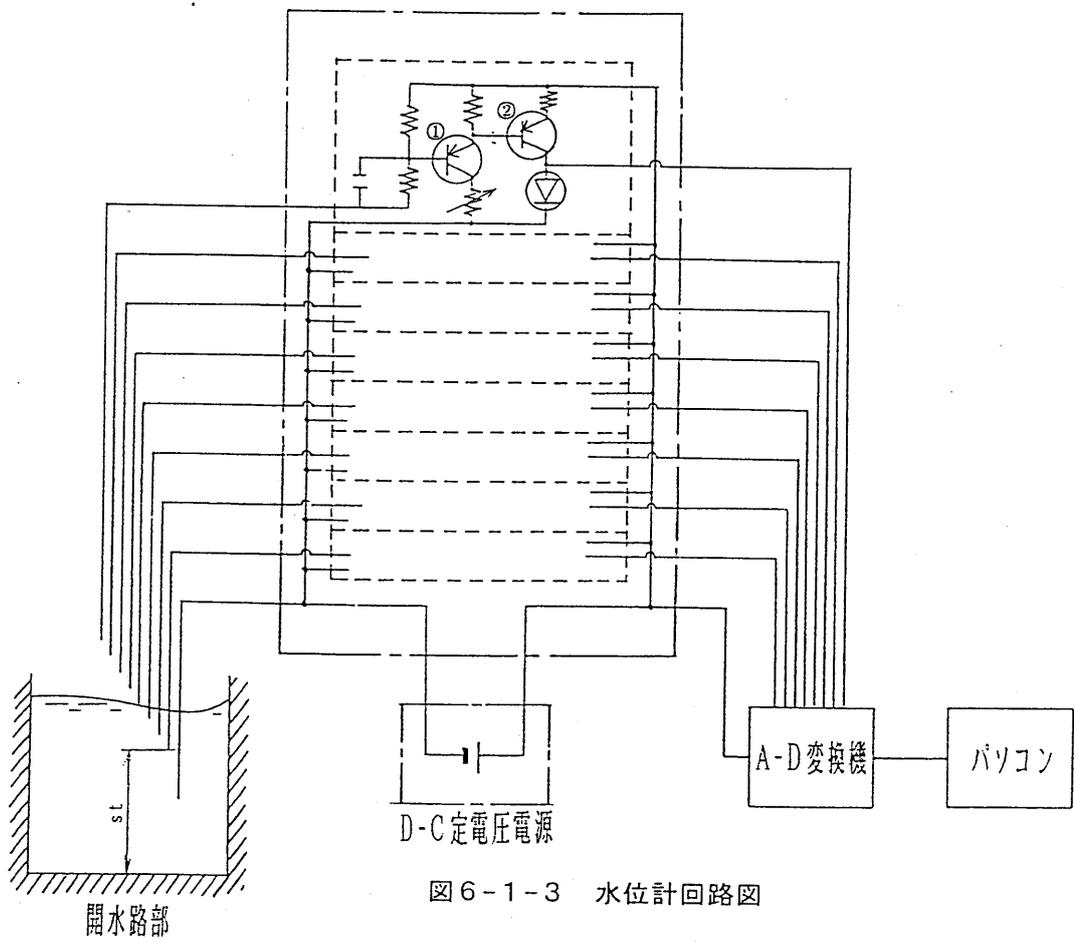


図6-1-3 水位計回路図

間平均値が分かれば良いので、水位の変動を利用して、以下に示した値 σ_n が0.2mmよりも小さくなったとき、水位 H は H_n' と等しいものとする。ただし、 H_1 、 H_2 、 \dots は連続して測定した水位、 n は測定回数を示す。

$$\delta_j = H_j' - H_{j-1}' = \frac{\sum_{i=1}^j H_i}{j} - \frac{\sum_{i=1}^{j-1} H_i}{j-1} \quad \dots (6-1)$$

$$\sigma_n = \sum_{j=n-20}^n |\delta_j| \quad \dots (6-2)$$

本研究では $n = 300 \sim 1000$ 回の取り込みによって1点の水位が求められ、約1分ほどかかる。測定結果の一例を図6-1-4に示す。水位は7本の針の間を上下しているが、図の右端の水位を判断した時点には、平均水位 H_j' は収束しほぼ一定値を示している。使用した針のプローブ形状の一例を図6-1-5に示す。製作上の注意点としては、針間に水滴が留まらないことや、水位変動が針の先端の最大水平距離に収まること、測定断面があまり広くなならないことなどである。このため、測定条件によりいくつかのプローブを製作し、使い分けた。また、針が水面に触れている時に生ずる流速による水面の盛り上がりが他の針に影響を与えないようにその向きを調節した。水槽の両側壁上にレールを取り付け、プローブは3軸のトラバース装置に固定しレール上を移動させた。レールやトラバース装置は調節しても限界があり、水平面とのずれを生じているので水平面の検定を行った。水槽内に静止した水を張り、この水平水位の場所による測定値を実験により得られた測定値から減ずる。水面が上下に揺れていないと正確な値が測定出来ないので、測定位置から50cmほど離れた水面で水面に垂直に挿入した平板をモーターにより120rpm程度で回転させ波を起こした。干渉縞による波の定常的な高低が生じないように、回転数をさらに1/5Hz程度の周期で電源電圧を変えることにより変化させた。実際の測定時には、水位が安定せず、実験開始時から終了時の間に2~3mm平均の水位がずれていることがあるので、開水路端角などに基準点を設け、毎回基準点の水位を測定し、補正を行った。実験中の波の両振幅は最大で開水路内平均速度ヘッドの20%程度である。

(2) 流速

水路内の流れは図6-1-6に示す5孔ピトー管を製作して、水位測定に用いたものと同じトラバース装置に取り付けて測定した。貫流水車に用いられたピトー管と同様に検定している。 α 方向角度は側圧管の圧力差が0になるようにピトー管を回転させ、 β 方向角度は

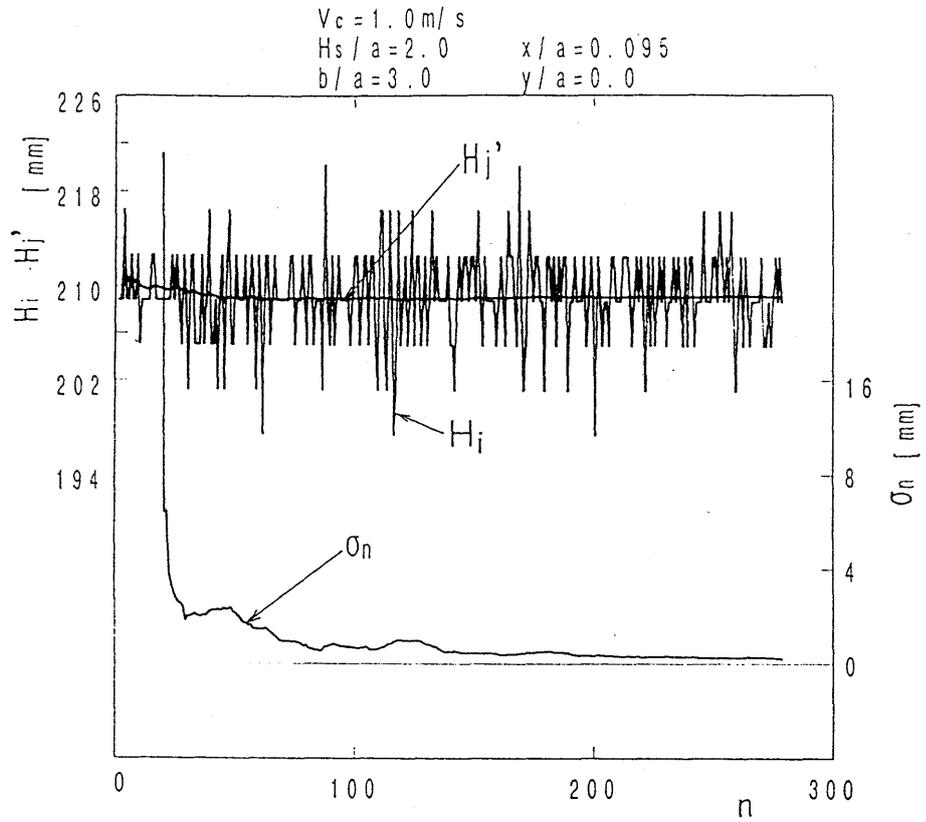


図6-1-4 水位測定方法

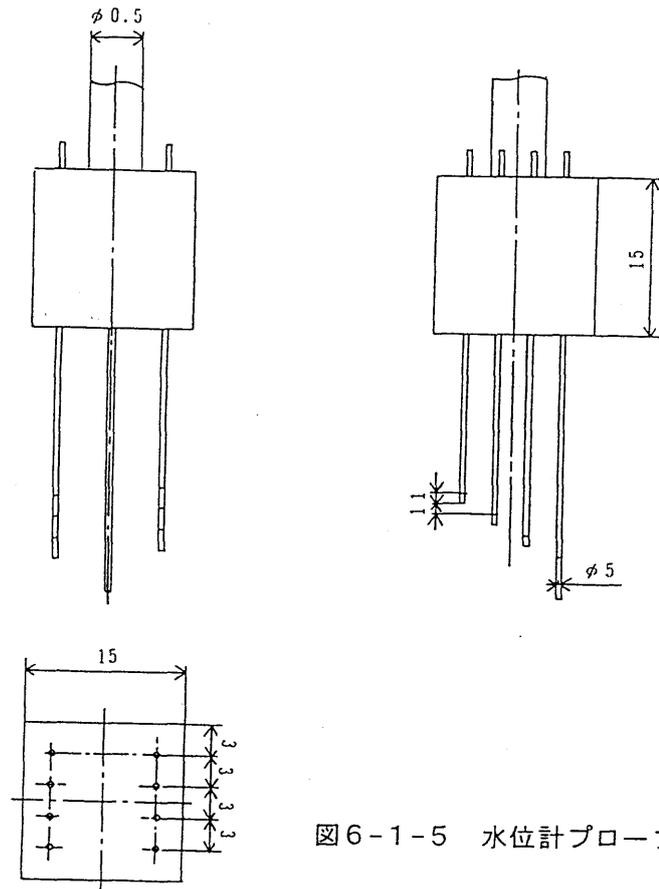


図6-1-5 水位計プローブ先端形状

あらかじめ検定しておいた関係を用いて、上下管の圧力差より求めた。流速が遅く、差圧があまり生じないので、フルスケール200mmAqの差圧計と静ひずみ計を用いた。また、閉水路内の流速も流路中心線を含む水平断面および垂直断面を管路壁面に孔を開け三孔ピトー管を挿入して測定している。この場合、測定断面内の流れ角を測定する必要があるために、図に示す形状のものを製作して、検定により得られている側圧差から流れ角を求めた。測定位置は実験結果を参照のこと。

(3) 壁面静圧

導水管内の側壁中央や開水路の底面、側面、開水路端壁面などに径1mmの静圧測定孔を設けた。圧力の測定には正確さを期すため、表面張力が働かないように内径20mmの単管マノメータを用い、開水路外側の水槽の水位を実験中の開水路内水位の時間変化を示す基準としてこれを補正し、測定した。多数の測定孔を設けたので、導圧チューブの切り替えは20点ロータリーコックを用いている。

(4) 流量

オリフィスは孔径90mmのJIS規格によるものであり、流量係数のレイノルズ数による変化はJIS Z8762に従う⁽⁸⁵⁾。オリフィス上流には管径の20倍、後方には5倍の直管部を設けた。

6・1・3 実験条件

実験条件は、開水路幅が $b/a = 1.0, 2.0$ と 5.5 であり、開水路端壁面から10mm上流における幅方向平均水位を基準水位 \bar{H}_s 、として開水路内の水位は $\bar{H}_s/a = 1.5 \sim 3.0$ 、導水管内平均流速は $V_a = 1.0 \sim 3.5 \text{ m/s}$ の範囲を対象とした

6・2 水位と流れの状態

6・2・1 流れの状態

開水路幅 $b/a = 2.0$ 、開水路の基準水位 $\bar{H}_s/a = 2.0$ の場合の流路中央の垂直断面A-Aと導水管中心の高さの水平断面C-C上の速度ベクトルを図6-2-1(a)、(b)に示す。開水路内の流れは導水管入口近くまで大きな変化はなく、導水管内では入口のエッジに丸みを付けていないため、入口直後に特に上壁面側で剥離による死水域が見られる。(c)には開水路の幅方向平均水位の流れ方向への変化 ΔH を示した。詳細は図6-2-4に示す。図6-2-2に開水路内の導水管入口付近の底面①と側面②をタフトで可視化した結

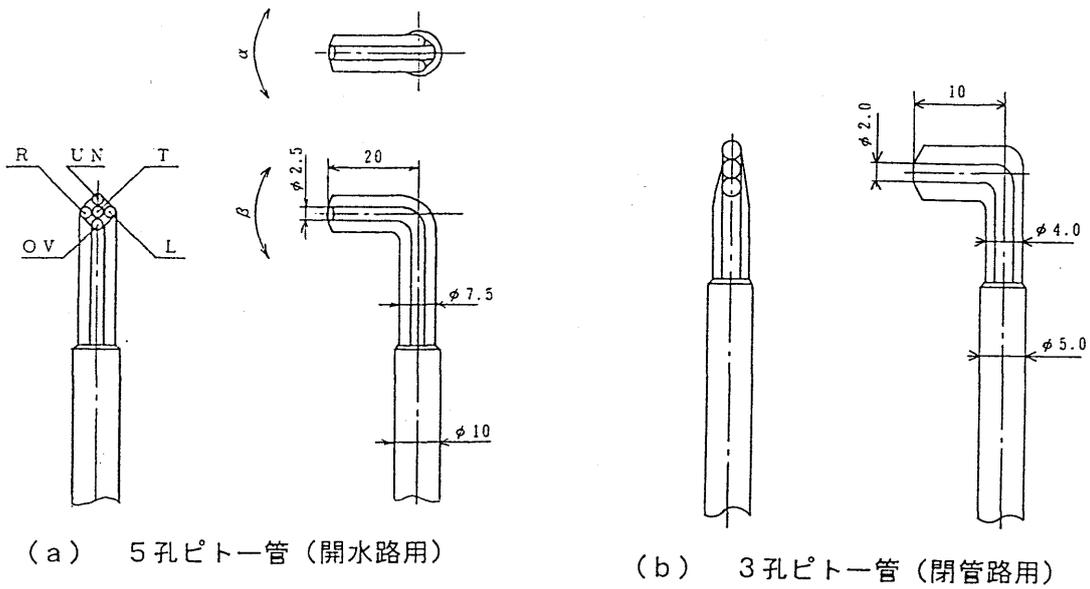


図6-1-6 ピトー管先端形状

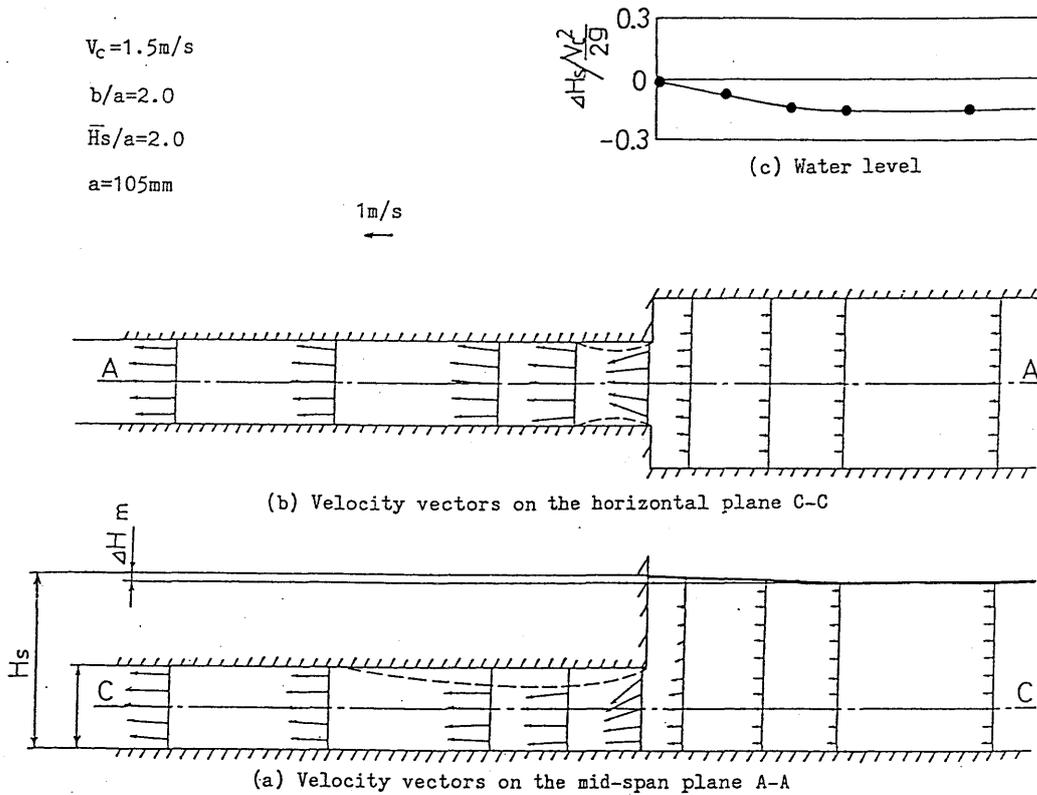


図6-2-1 流れの状態と水位
($b/a = 2.0$, $\bar{H}_s/a = 2.0$ の場合)

果を示す。タフトはタフトを取り付けている板の境界層の影響が少なくなるように板面近傍の流れをデプスタフト法により可視化した⁽⁵⁹⁾。板は厚み4mmで、板面の境界層の影響が少なくなるように、長さ10mm、 ϕ 1mmの支柱を板に垂直に立て、刺繍糸を15mm程度出したタフトをその先端に取り付けた。なめらかに導水管へ流入している事が分かる。側壁面の入口壁近くの上流で流れが上流を向いているが、これは自由表面から導水管へ引き込まれる吸い込み渦による。この渦は水面の高さにはあまり影響せず、管内流速が速いときに顕著に現れ、また導水管をはさんで左右交互に生じるのが観察された。③は流路中央に垂直に据え付けた厚さ4mmの板の表面近傍の流れをタフトで可視化した結果を示す。

6・2・2 水位変化

水路端の壁から $x/a = 0.10, 0.86, 4.67$ の位置で3つの異なる流路幅の場合について、幅方向 (y) の水位変化を図6-2-3に示した。基準水位 \bar{H}_0 を導水管高さで無次元化したものを左側の縦軸に、また端壁水位からの水位の変化量 ΔH を開水路内平均流速 V に基づく速度ヘッドで無次元化したものを右縦軸に示している。いずれもせき止め壁に近づくほど水位は上昇している。開水路幅が広く ($b/a = 2.0, 5.5$)、基準水位が高い $x/a = 0.86$ の場合で左右に見られる水位の低下は、吸込み渦による。低水位では導水管に近い ($x/a = 0.86$) と流速が増すために流路中央で水位が低下するが、壁面近く ($x/a = 0.1$) ではせき止め圧によりふたたび水位は上昇する。

各開水路幅の場合について、幅方向平均水位 \bar{H}_0 の流れ方向 ($-x$) 変化を最低水位を基準として図6-2-4に示す。どの条件でも開水路端壁に近づくと流れが衝突することにより速度が低下し、代わりに位置ヘッド分水位が上昇している。また、どの開水路幅でも端壁水位が高くなるほど、開水路端から遠い位置から水位の上昇が始まる。これは、導水管入口上部の開水路端壁面の水没している面積が広くなり、衝突の影響が上流にまで及ぶためと思われる。開水路幅 $b/a = 2.0$ (図(b)) や、 5.5 (図(c)) では基準水位がとくに低い場合、最大水位上昇量も小さい。 $b/a = 1.0$ や 2.0 で $\bar{H}_0/a = 3.0$ のときに $x/a = 1.0$ 付近で水位が低下しているのは吸い込み渦の影響による。

$b/a = 1.0$ の場合について単純に自由表面を固定平面で置き換え、シュバルツクリストフェルの写像関数を用い、2次元ポテンシャル流れとして計算を行った。図6-2-5に物理面として Z 平面を示し、写像面として z 平面を示す。物理面の各点に対応する点を添え字を合わせて示した。すると次の関係式が求まる。

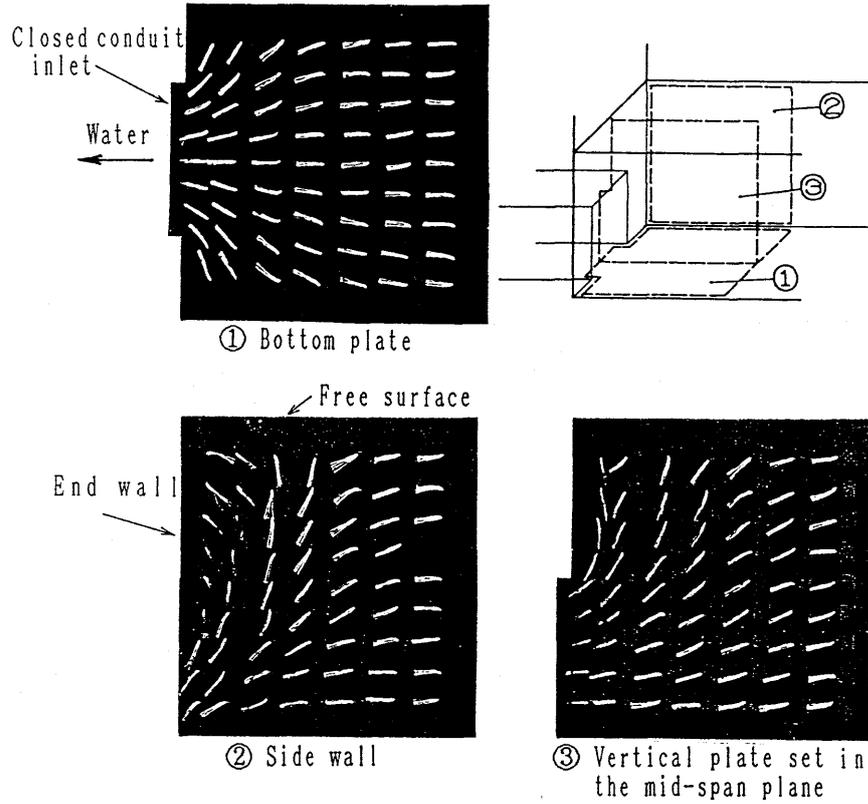


図6-2-2 タフトによる流れの可視化
 ($b/a=2.0$ 、 $\bar{H}_s/a=2.0$ 、 $V_c=1.5\text{m/s}$ の場合)

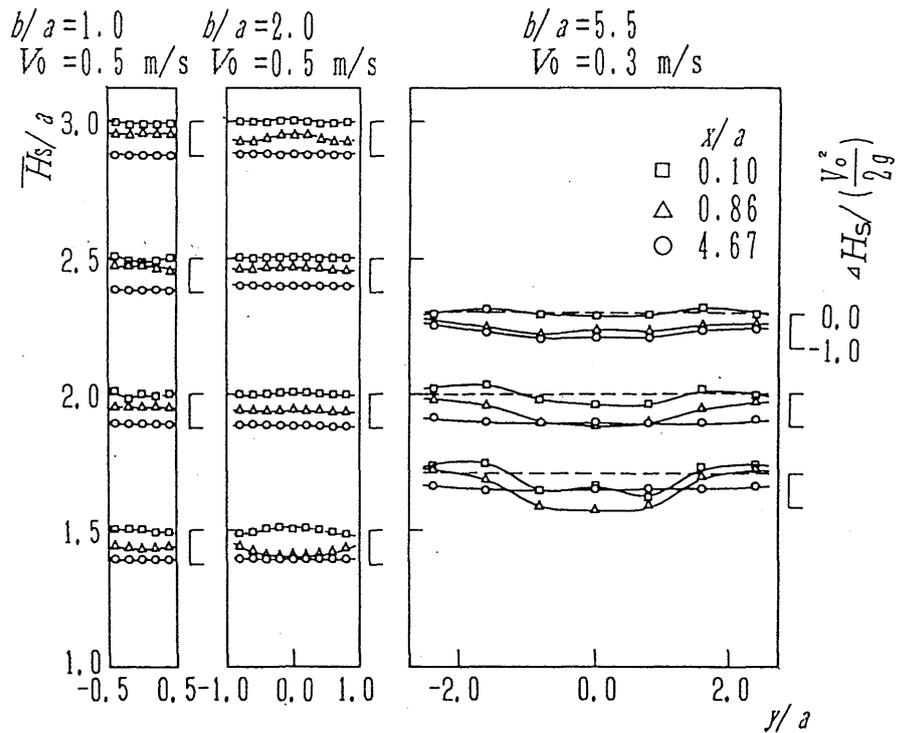


図6-2-3 幅方向水位変化

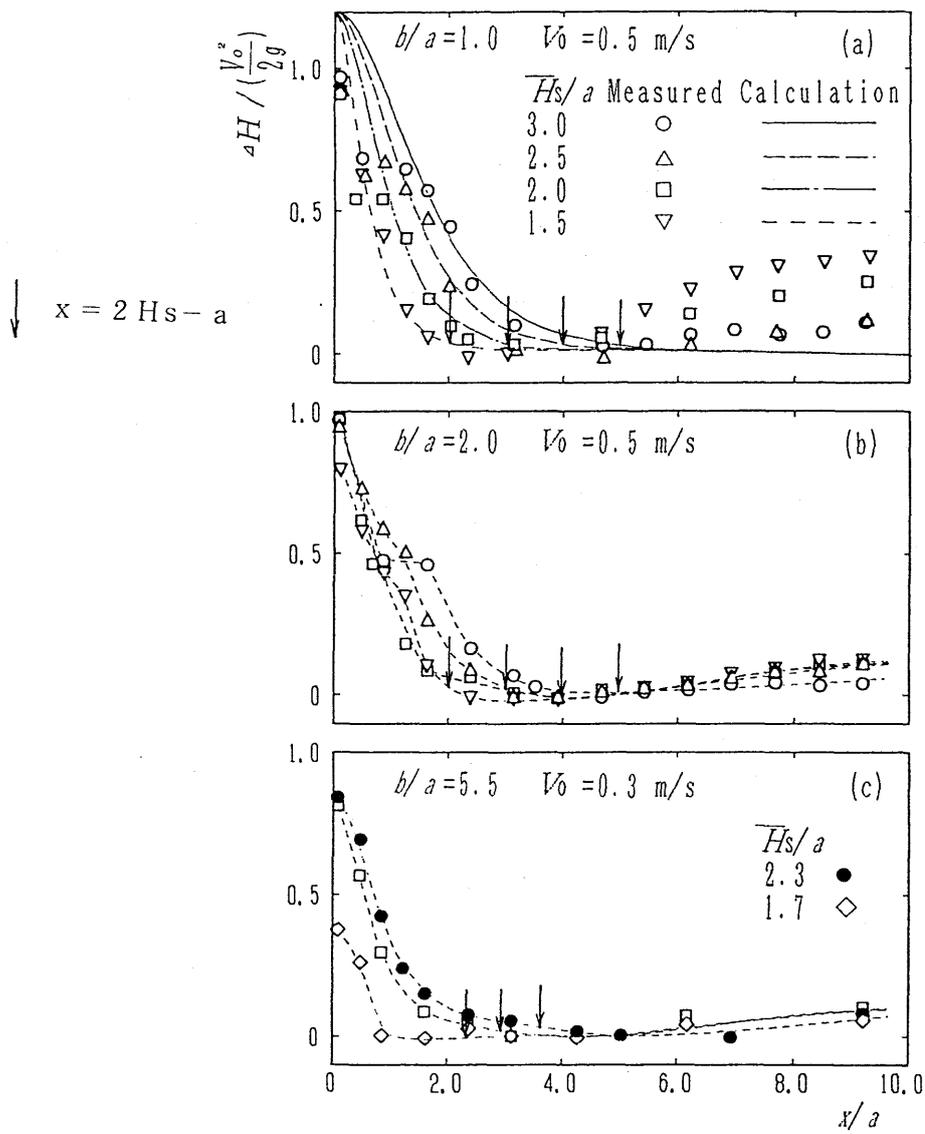


図6-2-4 流路方向水位変化

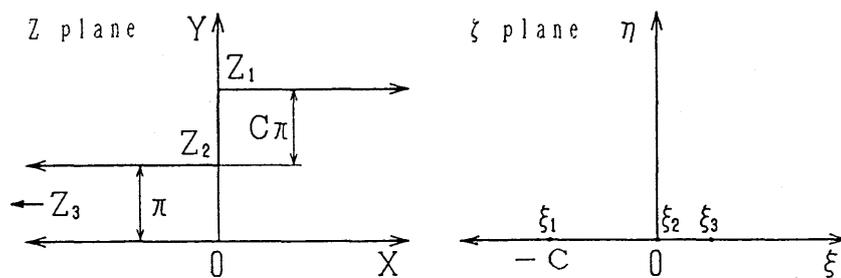


図6-2-5 Schwarz-Christoffelの写像平面

$$Z = (C+1) \left\{ \ln \frac{1+t}{1-t} - \frac{1}{C+1} \ln \frac{1+t(C+1)}{1-t(C+1)} \right\} + \pi i \quad \dots (6-3)$$

$$\text{ここで } t = \sqrt{\frac{\xi}{\xi+C}}$$

$$u - i v = V \frac{1}{t} \quad \text{ここで } V = u(\infty, 0)$$

ξ に吸込みを設け、上式によりZ平面上の流速を求めた。一方、実際の境界条件は自由表面上で圧力が一定なので仮想平面上の速度ヘッド変化から求まる圧力ヘッドを位置ヘッド変化で表して水位上昇を求めた、結果を図6-2-4(a)に示す。実験値とは壁面($x=0$)近くを除くとほぼ一致している。この壁面近くでは導水管への吸込み渦の影響で実験値は低下する。さらに図6-2-6で計算結果により得られた流線を実験によるタフトの可視化結果と比較する。流路中央における流れの方向を調べるために、流路中央で流れに平行にタフトの付いた薄板を据え付けた。結果を図6-6-5に示す。両者はよく一致している。管への吸い込み流れのように加速流では大規模な剥離や渦が生じないので、このような簡単なポテンシャル計算でも結果はよく一致することが分かる。

6・2・3 最大水位上昇量

図6-2-7には基準水位に対する最大水位上昇量 ΔH_m の変化を各開水路幅について示す。基準水位が高ければ開水路内速度ヘッドの0.9~1.0でほぼ一定値を示すが、低くなると開水路幅の広いものほど早く小さくなる。この理由については6・3・1節で考察する。

6・2・4 導水管内壁面静圧

各開水路幅について $\bar{H}_s/a = 2.0$ 、 $V_c = 1.5 \text{ m/s}$ の条件で導水管内の側壁面静圧 p から基準水位 \bar{H}_s による水柱圧を引いた値 $\Delta p = p - \rho g \bar{H}_s$ と導水管入口からの距離の関係を取り図6-2-8に示した。なお、両側壁上での p はほぼ等しいことを確認している。開水路幅 $b/a = 5.5$ と 2.0 の場合導水管入口での流れの収縮が大きいため、圧力低下が大きく、その後一定値に漸近する。図6-2-9には $-4a$ の断面上での $\zeta = \Delta p / (\rho V_c^2 / 2) - 1$ と、導水管と開水路の面積比との関係を示した。実線はWeisbachの縮流係数の値に基づいて算出したエッジに丸みの無い場合の急縮円管の損失係数⁽⁶²⁾でありほぼ一致していることがわかる。図6-2-10に各開水路幅での基準水位が $\bar{H}_s/a = 2.0$ の時のせき止め壁面の流路中央における圧力 Δp の分布を示す。どの開水路幅でもほぼ同じ双曲線の形をしており、入口に向かって圧力が急激に低下している。図6-2-1から分かるように導水管

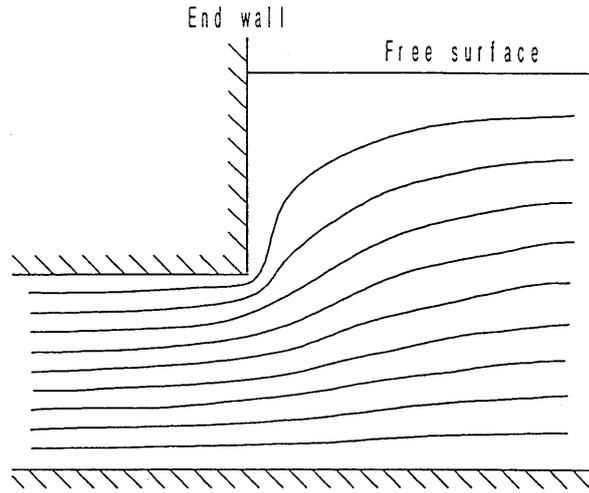


図6-2-6 等流れ関数線 ($\bar{H}s/a = 2.0$ の場合)

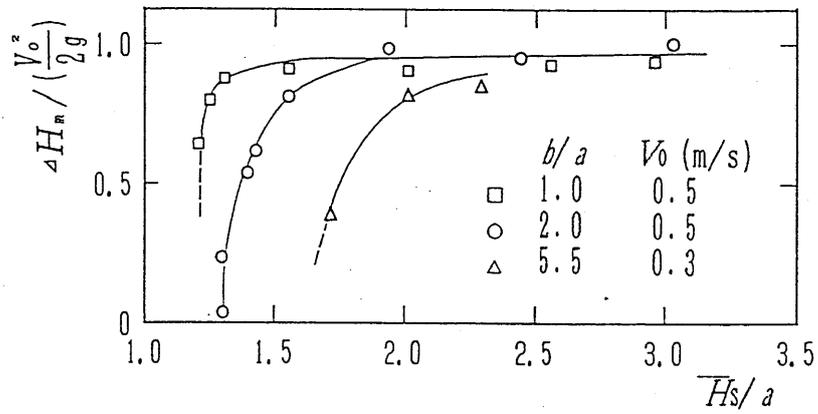


図6-2-7 最大水位上昇量

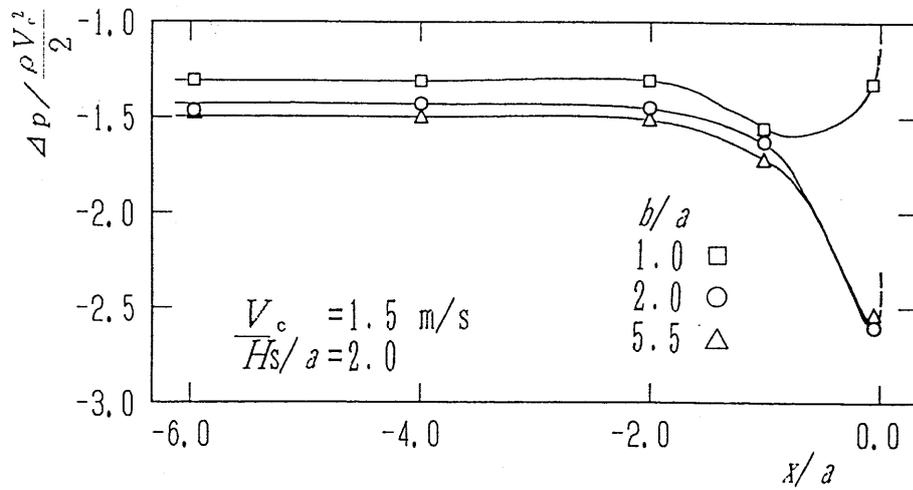


図6-2-8 吸込み管内の圧力分布

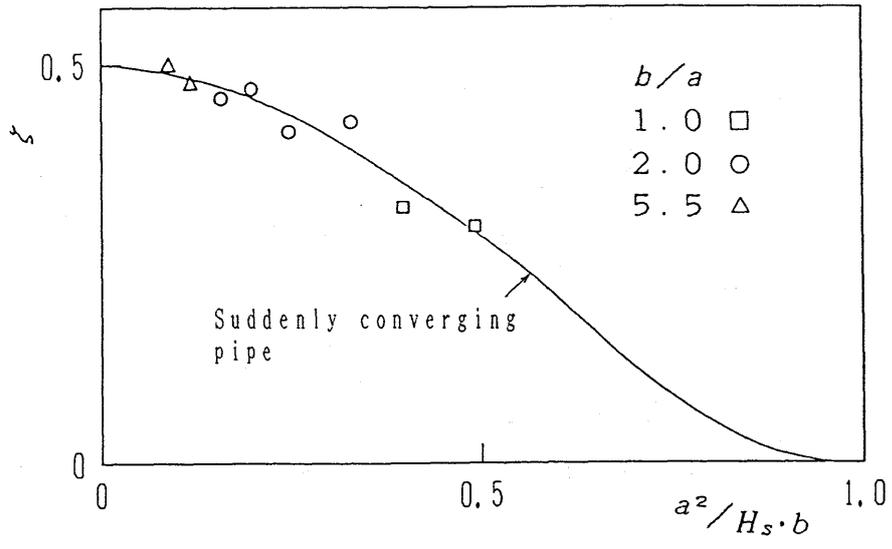


図6-2-9 急縮小による損失係数

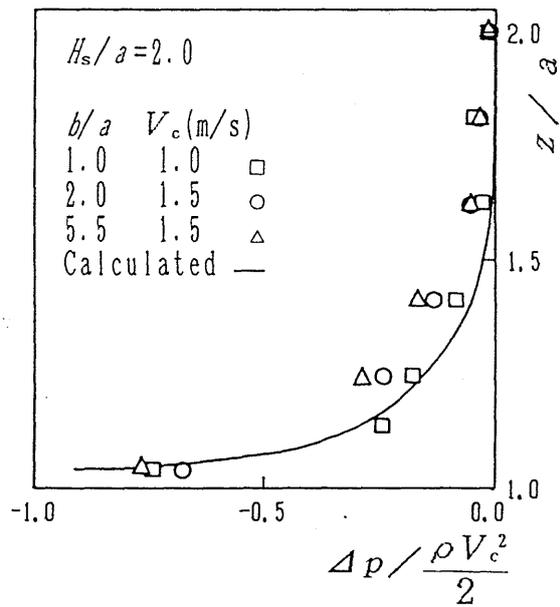


図6-2-10 開水路端壁中央の圧力分布

入口に向かい速度が増速していくためである。 $b/a = 1.0$ の結果と比較するため6・2・2節の計算による結果も示した。

6・3 空気吸い込み現象

導水管入口から多量に空気が入り込むと、振動や騒音が発生し、水車性能が著しく低下する。これを予防するためにはどのような条件で空気の吸い込みが起こるかを明らかにする必要がある。導水管を水面と垂直に吸込水槽へ没入させるような通常の使用状態に対しては、導水管形状と空気吸込み渦や水中渦との関係について多くの研究があり、ポンプの吸込み管に関する試験法についても日本機械学会基準としてまとめられている⁽⁴¹⁾。しかし、水車の導水管で多く見られる吸込水槽（開水路）終端の壁面に水平に取り付けられているような場合に関しては殆んど研究はされていないようである。上記研究により、水位を低くして行くと導水管入口上端まで下げる前に、水面が導水管へ引き込まれ多量の空気が吸い込まれる現象を確認した。この時の流れは旋回を伴わず、通常の吸込渦とは異なるものであり、また、吸い込まれる空気も多量となるので、水車性能の低化も著しいものと思われる。そこで以下において、低水位時の空気吸い込み発生条件とその時の流れの状態について調べる。

6・3・1 空気吸い込みの条件

図6-2-3を見ると端壁水位の高い条件では、 $x = 0.86a$ において導水管入口の左右両端上方にやや水位の低下が見られる（特に $b/a = 2.0$ ）以外はどの幅の開水路でも幅方向にあまり大きな変化は見られない。この水位低下は、この水面位置から導水管入口にまで空気吸込渦が生じているためであり、その様子を図6-3-1（a）および（b）に示す。水面に発泡スチロール粒（ $\phi 2$ ）を浮かべ可視化した結果であり、図（a）は水面上方から、又（b）は側壁からみたものである。開水路端壁付近の左右に大きさと回転方向の異なる渦がみられ、この渦の回転方向は主流に依存し左右交互に成長減衰を繰り返した。また、その大きさは導水管内流速の影響が強いため、同じ開水路内流速ではある程度水位が高い方が明確に現れた。

基準水位が低くなると、図6-2-3にみられる様に特に開水路端壁面からの距離 $x = 0.86a$ から導水管入口直前にかけて開水路の中央部で水位の低下が見られる。これは、水面が導水管に近くなり、流速が増した分、位置ヘッドが減少したためである。水位 H_s の開

水路長さ方向 (x) への変化を示した図 6-2-4 を見ると、特に開水路幅が広い場合 (図 (c)) に基準水位が低くなると、水路端壁面での幅方向平均水位が速度ヘッド分上昇しきっていないことが分かる。

そこで開水路内速度ヘッドが開水路端でどの程度位置ヘッドに変化するかを調べてみた。図 6-2-7 は最大水位上昇量 ΔH_m の端壁水位に対する変化を 3 種類の開水路幅について示している。端壁水位が高ければ速度ヘッドの 0.9~1.0 で ΔH_m はほぼ一定値を示すが、水位が低くなると開水路幅の広いものほど ΔH_m は早く小さくなる。また、開水路幅の狭いものほど水位上昇量の低下が急激に起こる (ただし開水路内平均流速 V_c を求めるのに使う面積は簡便のために開水路端での値を用いているため、上流の平均速度は V_c よりもやや大きくなる)。

このまま水位をさらに下げると開水路端付近の水面の一部あるいは全体が急低下し、導水管上端に達して空気が多量に吸い込まれる。この時の流れの状態やその発生条件は、前述の空気吸込渦とは異なっている。流れの状態については次節で述べることにし、ここでは空気吸込渦の発生条件を明らかにする。

水路端壁面の水位が低下し、導水管内に空気が吸い込まれる状態になると大きな騒音が生じるため、空気を吸い込んでいるかいないかが明確に分かる。図 6-3-2 は吸込みのおこる前後の基準水位と、上流 ($x/a = 17.0$) における幅方向平均水位 \bar{H}_c を導水管内平均流速 V_c に対してプロットしたものである。開水路幅が $b/a = 1.0$ の場合には、空気を吸い込む直前では、端壁水位は上流における水位とほぼ一致しており、速度ヘッドの減少による水位の増加が無くなっている。空気を吸い込んだ直後には、開水路端壁面全域で水位がほぼ導水管上壁と一致し、上流水位よりも著しく低くなる。また、吸い込む直前と直後の上流における水位はほぼ一致している。さらにまた、高水位になるほど空気を吸い込む限界流速が大きくなることが分かる。開水路幅が広い $b/a = 2.0$ や 5.5 では空気を吸い込む端壁水位は両者とも等しく $b/a = 1.0$ に比べかなり低い。逆に空気を吸い込んでいる状態から水位を高くしてゆく場合も、吸い込まなくなる直前直後の水位は図 6-3-2 と等しく、ヒステリシスは見られなかった。このことから $b/a = 1.0$ で水位の急変する限界水位は、通常的不安定現象とは異なり、運動エネルギーと位置エネルギーの間の可逆変化が何らかの原因で急激に発生するものと考えられる。

次に、上流における水位 \bar{H}_c を変化させながら各開水路幅での端壁水位の変化を調べた (図 6-3-3)。 \bar{H}_c は開水路幅 $b/a = 2.0$ ではかなり低水位まで上流水位と同様に低

$$b/a = 2.0 \quad H_s/a = 3.0 \quad V_c = 0.5 \text{ m/s}$$

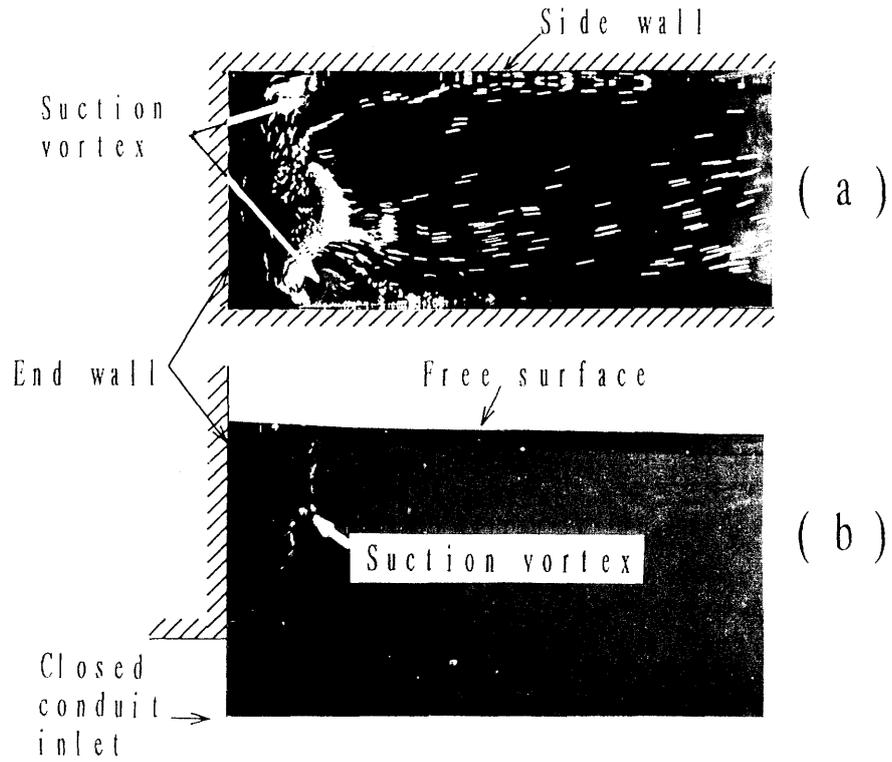


図6-3-1 空気吸い込み渦

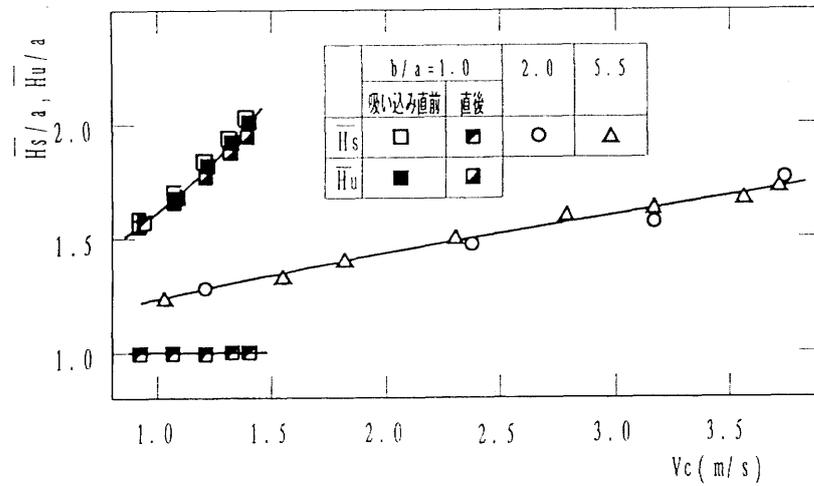


図6-3-2 空気吸込み時の水位

下して行くが、 $b/a = 1.0$ ではある臨界水位で急激に低下する。 $b/a = 1.2$ の比較的開水路幅の狭い場合にもあまり急な低下は起こらない。すなわち開水路端壁の全幅で水位が急低下するのは開水路幅 b/a が 1.0 に極く近い場合だけであることが分かる。

6・3・2 空気吸込み時の流れの状態

空気を吸い込む前後の状態、流れにどのような変化があるかを調べるため、流れの様子を可視化と壁面圧力分布により調べた。初めに開水路幅 $b/a = 1.0$ の場合について示す。流路中央における流れの方向を調べるために、流路中央で流れに平行に薄板を据え付け、水位の違いによる板面近傍の流れを図 6-2-6 と同様にデプスタフト法により可視化した結果を、図 6-3-4 に示す。水位が比較的高い $\bar{H}_s/a = 2.0$ の (ア) を見ると $x/a = 1.5$ よりも上流まではあまり大きな変化は無く、その後なめらかに導水管へ流入していることが分かる。しかし水位を下げて行き、空気を吸い込む直前の状態 (図 (イ)) になると、開水路端壁面近くで大きく水位が上昇し、気泡が多く、波打ちも大きくなる。上流の水位をさらにわずかに下げると、(ウ) のように上流から水位が下がり続け、そのまま導水管へなめらかに流れ込む。

次にこの流れの急変を開水路端壁面上における圧力分布の測定および油膜法を用いて検討してみた。図 6-3-5 は $\bar{H}_s/a = 2.0$ の開水路端壁の流路中央における高さ方向の圧力分布を示す。圧力は位置ヘッド分を除いている。流速が遅い $V_c = 0.75$ や 1.0 m/s では導水管入口に近づくと流速が増加するため圧力が低下して双曲線に近い形状となるが、流速が空気吸込みの条件に近い 1.5 m/s では壁面高さ中央で圧力の上昇がみられる。

この原因を解明するために開水路端壁面の流線を油膜法によって可視化した。なめらかなアクリルの壁面に粘度 200 cSt のシリコンオイルと光明丹を $3:1$ 程度に混ぜたものを塗布し、 $5\sim 10$ 分程流水にさらしたものが図 6-3-6 である。 $V_c = 1.0$ m/s の場合は導水管上方水面に近いところによどみ点が生じ、よどみ点から下方流れが生ずることが分かる。 $V_c = 1.5$ m/s では、よどみ点が壁面中央にまで下がり、そこから放射状に流出している。圧力が上昇したのはこのよどみ点によるものと思われる。

次に $b/a = 2.0$ について流路中央におけるタフトによる可視化写真を示す。水位の高い $\bar{H}_s/a = 1.5$ の場合 (図 6-3-7 (ア)) では $b/a = 1.0$ の場合と同様になめらかに導水管へ流入していることが分かる。水位を下げて行き空気を吸い込んだ直後の状態が (イ) である。水路端壁面付近の水位は $b/a = 1.0$ の場合のように幅方向全域では低下

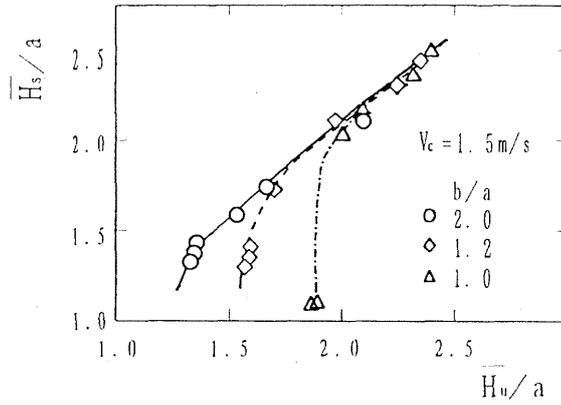


図6-3-3 上流と水路端の水位

$b/a = 1.0 \quad V_c = 1.0 \text{ m/s}$

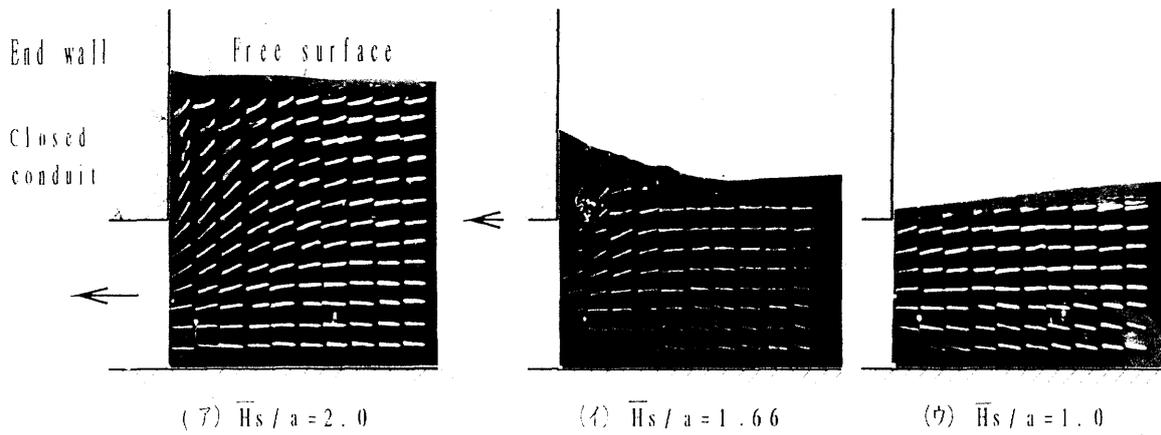


図6-3-4 タフトによる流れの可視化
($b/a = 1.0$ 、 $V_c = 1.0 \text{ m/s}$ の場合)

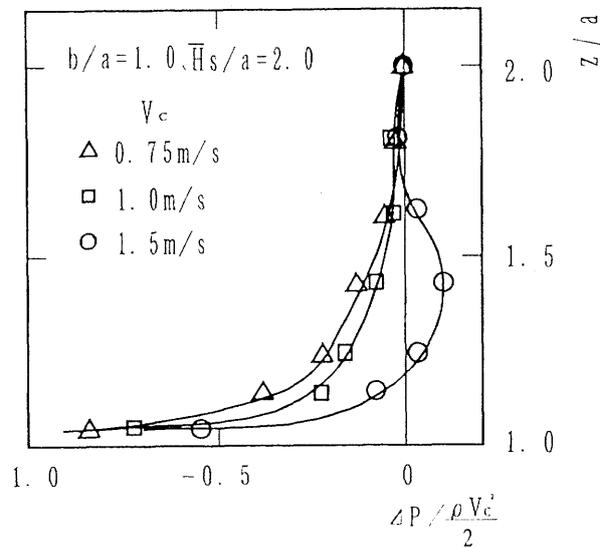


図6-3-5 水路端中央の圧力分布

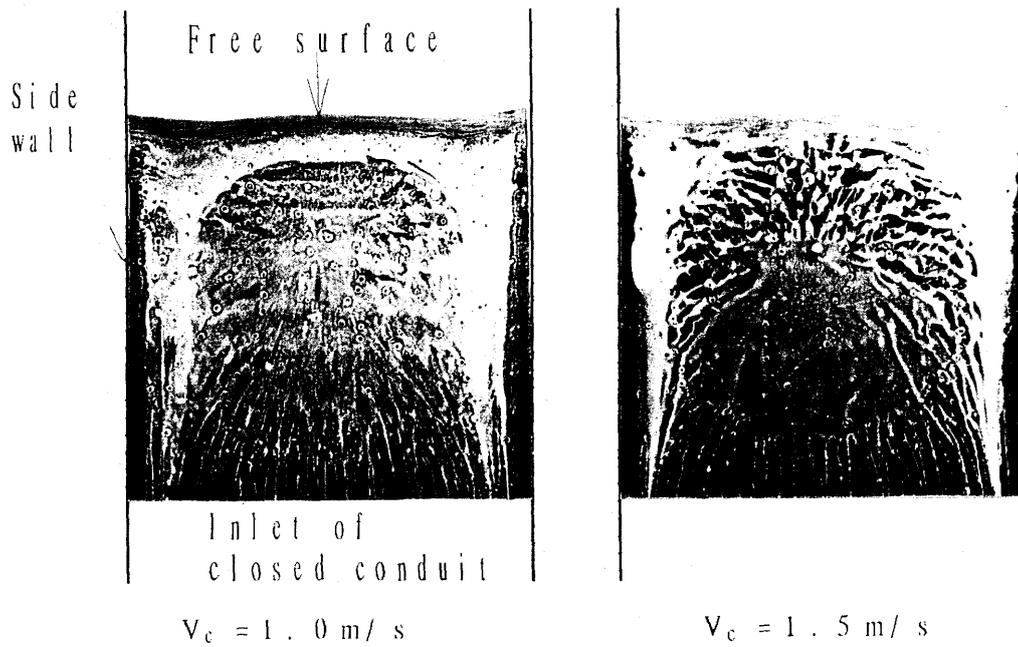


図6-3-6 油膜法による水路端壁面の可視化
 ($b/a=1.0$ 、 $H_s/a=2.0$ の場合)

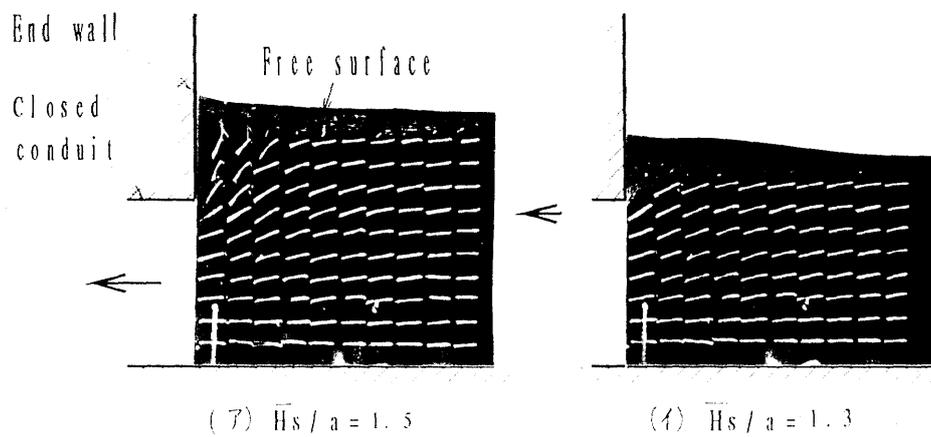


図6-3-7 タフトによる流れの可視化
 ($b/a=2.0$ 、 $V_c=1.5\text{m/s}$ の場合)

せず、流路中央やや上流で局所的に水位が低下し、そこから空気を吸い込む。空気を吸い込んだ後の状態も局所的な水位の低下が起こるだけで、吸い込む直前の状態とほとんど変わらない。

$\bar{H}_s/a = 1.67$ の開水路端壁の流路中央における圧力分布を図 6-3-8 に示す。流速が遅い $V_c = 2.0 \text{ m/s}$ でも空気吸い込み直前の $V_c = 3.0 \text{ m/s}$ でも圧力分布は同じになる。このときの油膜法による開水路端壁面の可視化写真を図 6-3-9 に示す。 $V_c = 2.0 \text{ m/s}$ の場合では、周囲から、特に流路中央の上方から導水管内に流れ込んでいることが分かる。空気を吸い込む直前の $V_c = 3.0 \text{ m/s}$ では、 $b/a = 1.0$ の場合とは異なり、よどみ点が左右に現れている。そこからの流れが中央部で合流するため、中央からの流れ込みがさらに激しく現れる。空気が吸い込まれた後の $V_c = 3.1 \text{ m/s}$ の結果は吸い込み前と大きな違いは無いがよどみ点がさらに下方に移動している。 $b/a = 1.0$ の場合と異なり流路中央によどみ点が無いために圧力が高くなることがわかる。

6・4 水車設備全体の効率との関係

現行の規格では導水管入口付近の開水路水面高さと、その場所における流路断面積から求めた平均速度による速度ヘッドを加えたものを、開水路で持つ全ヘッドと定義している。しかし、図 6-2-4 を見ても分かるように、導水管入口に近い水面は速度ヘッドの減少によりすでに上昇しており、これにさらに速度ヘッドを加えると全ヘッドを大きく見積もってしまうことになる。したがって、開水路端から、およそ $2\bar{H}_s - a$ 上流における水位と流速を用いるのが適当と思われる。あるいは、導水管に流入する全ヘッドは開水路端の幅方向平均水位と等しいとする。この場合は吸込み渦や低水位時の水位の低下に気を付ける必要がある。また、導水管入口のエッジに十分なまるみを持たせることで入口損失を減らすことができる。

6・5 6章のまとめ

単純な流路形状の模型を用い開水路から導水管へ水を吸込む場合の流れを実験的に検討した、その結果次のことがわかった。

- (1) 開水路内の流れは導水管の近くまであまり変化しない。導水管入口のエッジに丸

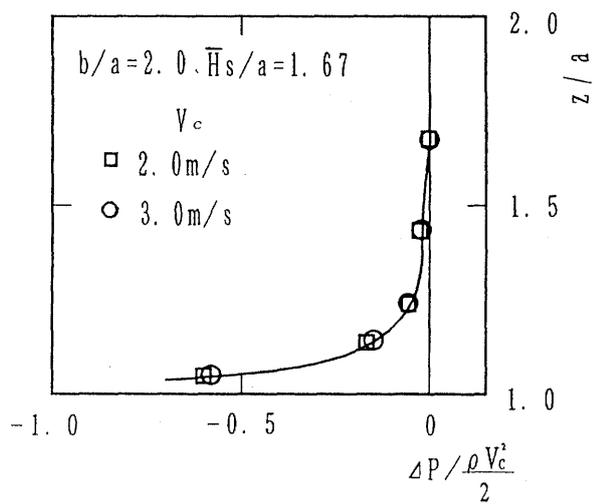


図6-3-8 水路端中央の圧力分布

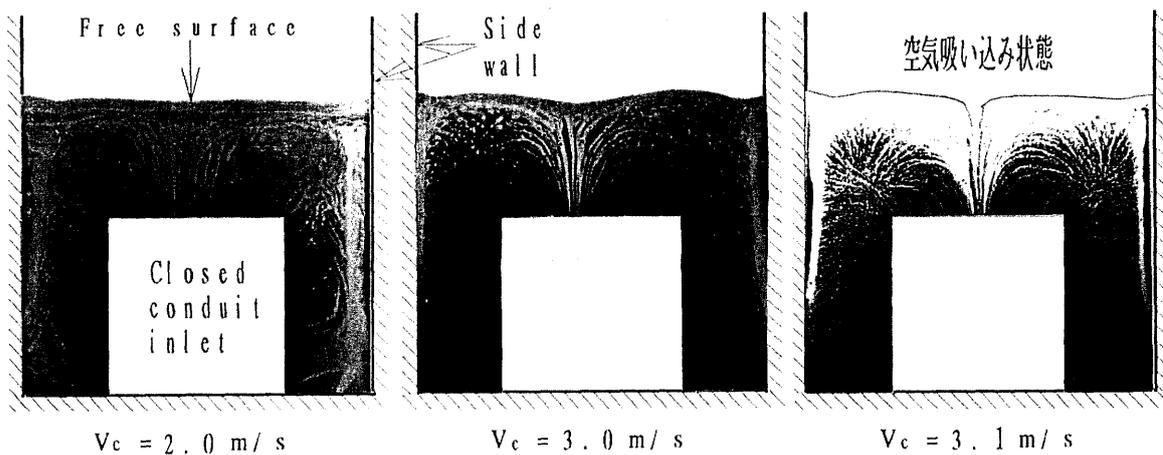


図6-3-9 油膜法による水路端壁面の可視化
($b/a=2.0, \bar{H}_s/a=1.67$ の場合)

みがない場合は入口直後で剥離を起こす。

(2) 開水路内の水位が高い場合、自由表面は水路端の壁面近傍で流速が遅くなるため、水位は上昇する。最大水位上昇量は開水路内速度ヘッドの0.9程度である。

(3) 開水路内の水位が空気の吸い込みを起こさない程度に高く、流速も開水路端壁における水位変化が大きくなならない程度に遅い流れであれば、開水路幅と導水管幅が等しい場合の流れの状態は、シュバルツクリストフェルの写像などにより求まる簡単なポテンシャル計算の結果とよく一致する。

(4) 導水管側壁の圧力ヘッドは水路端壁面近くの平均水位で定まる位置ヘッドから導水管内速度ヘッドと急縮管入口損失ヘッドを引いたものにほぼ一致する。

水車導水管入口付近の開水路内流れについて、特に低水位で起こる導水管への空気吸い込み現象について実験的に調べた結果、以下のことが明らかとなった。

(5) 空気の吸い込みは開水路幅により大きく2つのパターンに分けることができる。1つは開水路幅が導水管の幅とほぼ等しい場合にみられ、速度一定の条件で上流の水位をさげてゆくと、ある臨界水位で水路端壁面近傍の自由表面全域で急激に水位が低下し吸い込みが始まるものである。他方は開水路幅が導水管幅の1.2倍以上でみられ、全域的な水位の急変は無いが水路端の流路中央で局所的な水面の低下が起こりそこから空気の吸い込みが行われる。

(6) 空気の吸い込みは導水管内平均流速が速いほど高水位で起こる。また、開水路幅が導水管幅より広い場合には、導水管幅と等しい場合よりも低水位で空気の吸い込みが起こる。この場合その臨界水位は、開水路幅によらず導水管内平均流速により決まる。

(7) 低流速時に水路端壁の水面近くにあったよどみ点が、空気を吸い込む直前の流速では、下方に移動する。導水管と等しい流路幅の場合のよどみ点は、流路中央に1つだけであるが、幅が広くなると左右に2つ生じ、この流れが合流した部分で空気吸い込みが生ずるので水面の急低下は起こらない。

第7章 吸出し管出口近傍の開水路流れ

近年実物の水車の効率算出の精度が高まるとともに、その測定精度の向上が要求されている。水車の効率は現在、吸出し管出口直前の壁面静圧測定孔により測定した静圧を用いて算出しているが、静圧測定孔を設けていない場合は、この代わりに吸出し管出口直後の開水路水位から計算した圧力を用いている。しかし、両者は等しいかどうかは確認されていないし、水位の測定位置も明確にされていない。これらはIEC draft code 4(C0)48-1987においても懸案事項として残されている⁽⁸¹⁾。このことは、とくに低落差水車で問題になる⁽⁸²⁾。そこで、本章では模型開水路を用いて吸出し管直後の開水路における流れの状態や、吸出し管出口近傍側壁上の圧力と水位との関係を実験的に調べる。

7・1 実験装置および実験条件

吐き出し流れの場合の開水路実験装置の全体を図7-1-1に示す。6章で用いた開水路実験装置を利用し、水の供給側を閉水路入口に変えている。円管を正方形断面の管に変換するダクトを通過し、整流格子を通った水は吸出し管に対応する1辺 a の正方形断面の管（以降これを吸出し管と称す）を通り、開水路へ流出する。この管の太さは2種類に変えた（ $a = 105, 188\text{mm}$ ）。小径の管は大径の管の中に設置し、長さは800mmとして、入口部のエッジは剥離を防ぐためにR30mmの丸みを設けた。整流格子は幅5mmの鋼板に外径20mmの孔を中心間距離30mmで最密に開けており、間隔を30cm開けて2枚用いている。吸出し管出口から上流1000mmの位置に設置した。開水路内の水位 $\overline{H_s}$ は下流にある可動せきの角度をチェーンブロックにより変えることによって調整した。実機の吸出し管出口部静圧測定位置に対応するものとして出口端より5mm上流の左右両管側壁の中央位置に測定孔を設けた。

実験条件の範囲は開水路幅 $b/a = 1.0 \sim 5.4$ 、吸出し管出口直後の断面（ $x = 10\text{mm}$ ）における平均水位 $\overline{H_s}/a = 1.1 \sim 2.5$ を対象としており、吸出し管内平均流速は $V_c = 0.6 \sim 1.8\text{m/s}$ である。

水位、流速、壁面静圧、流量等の測定方法は6章と同じである。ただし、水位の測定において、せきを用いた水位調節を行っているために、実験中の水位の時間変化は無く、基準点の水位測定による補正は行っていない。

7・2 実験結果

7・2・1 流れの状態

一例として $b/a = 2.0$ ($a = 188\text{mm}$)、 $\overline{H_s}/a = 2.0$ で管内平均流速 $V_c = 1.0\text{m/s}$ の場合の流路垂直断面 A-A と吸出し管中央の高さの水平断面 C-C 上の流速分布を図 7-2-1 (a)、(b) に示す。6 章に示した導水管の場合とは大きく異なり、図 (a) では、吸出し管から出た水が噴流となり徐々に拡散していき、噴流の上側に大きな逆向き流れの領域があるのが分かる。一方図 (b) の水平断面上では開水路幅が広くないので噴流は早く側壁に達している。図 (c) には幅方向に平均した水位 \overline{H} の状態変化 ($\Delta H = \overline{H} - \overline{H_s}$) も●印で示してあり、詳細な検討を後節で行っている。

図 7-2-2 にはこの時の開水路内断面上の x 方向速度ベクトルを開水路端からの距離の異なる 3 断面について示す。噴流が徐々に拡散してゆく様子が分かる。さらに図 7-2-3 には開水路幅が $1a$ と $3a$ の場合について、吸出し管出口から $1a$ 下流における等速度線図と 2 次流れベクトル図を示す。開水路幅が $1a$ では横方向に流れが広がらないので噴流の拡散により上向きの 2 次流れが生じている。幅が $3a$ では噴流は横方向にも広がるが、吸出し管が矩形管なのでコーナー渦による 2 次流れの影響で角における外向き 2 次流れが強く表れた。また、吸出し管から出た噴流は entrainment により周りの流体を巻き込む。上方では自由表面付近の逆流により、巻き込まれた分の流体が供給されるが、側方では壁により阻害され、圧力が低下する。このため、上方の流体が側方に流れ込み、またコーナーから出た斜め上方へ向かう 2 次流れはこの影響で横向きに向きを変える。

本実験条件の範囲でみられた水面での主なフローパターンの分類を図 7-2-4 (a) に示す。図 7-2-1 の流れの状態は A に対応している。水路幅が狭く水位が低いと B のように噴流の上部の逆流域が無くなる。一方幅が広がると C のようになり、数十秒から数分の間隔で流れが左右の壁に交互に偏る現象がみられ、さらに水位を下げると D のように片側の壁に寄ったまま開水路から水は流出する。これらのフローパターンの得られる条件である b/a 、 $\overline{H_s}/a$ の関係も図 7-2-4 (b) に示してある。なお、流速の影響はほとんどみられない。また、 $b/a > 3$ で水位が低い D の場合は噴流が流れを分断し、左右に水位差ができる。この場合、大きい逆流の生じる側は下流の高い水位の水が運ばれてくるので水位は高まるが、反対側の狭い逆流域では噴流への entrainment のため水位が低下する。

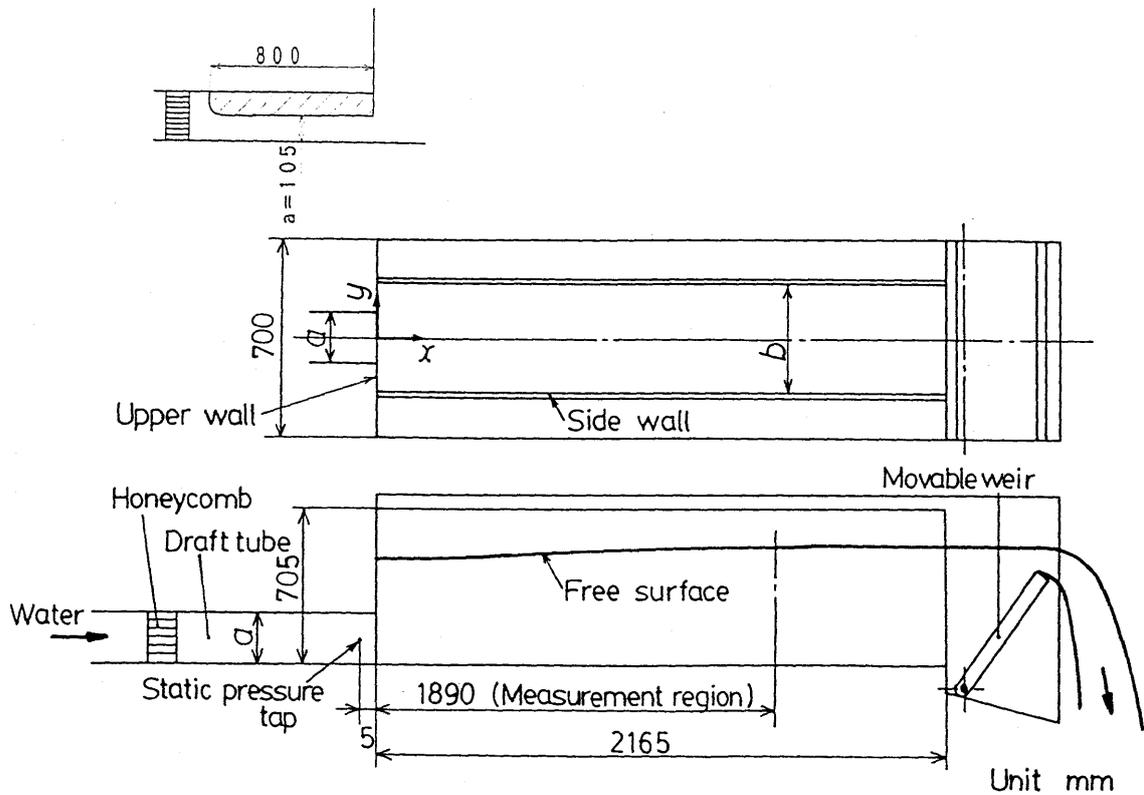


図7-1-1 供試開水路（吐出し流れ）

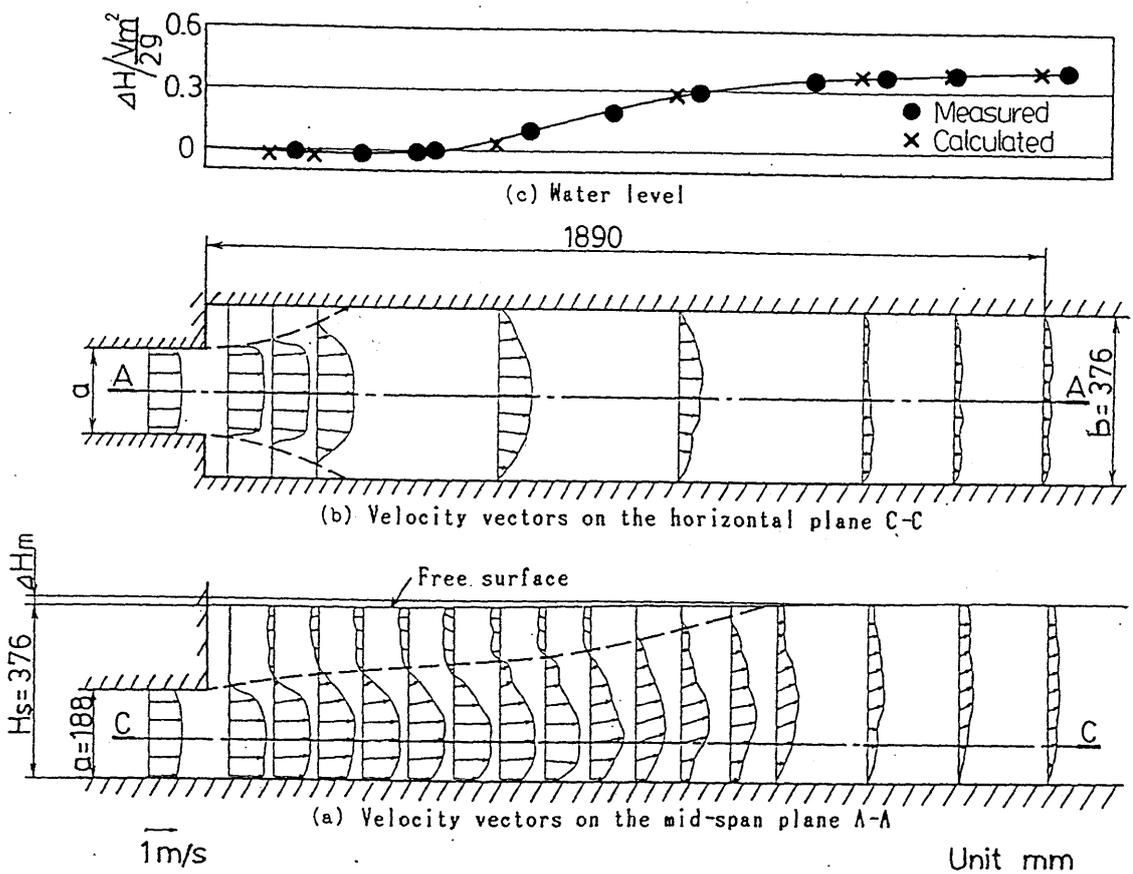


図7-2-1 流れの状態と水位

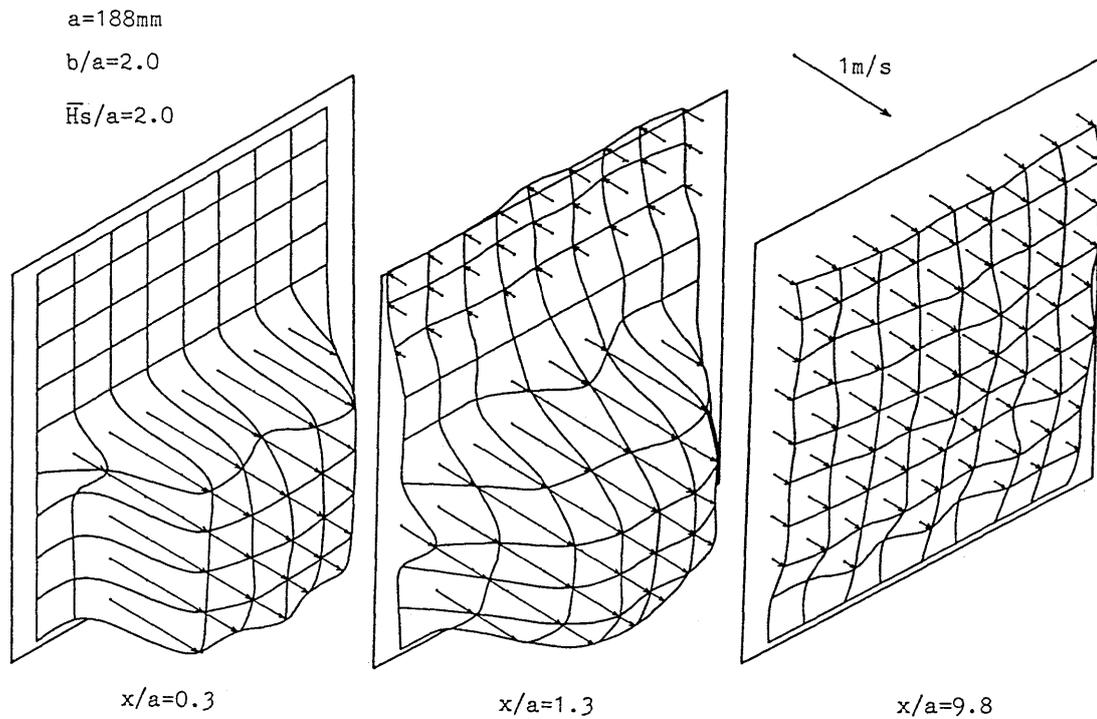


図 7-2-2 開水路断面上の x 方向速度分布

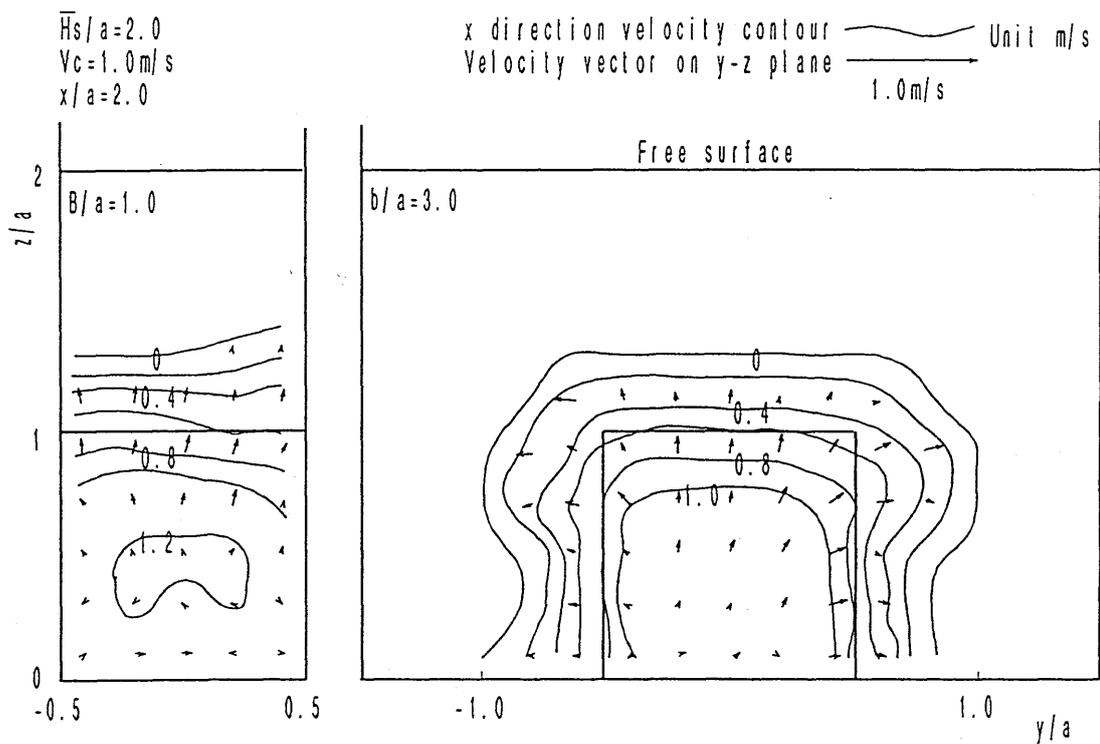


図 7-2-3 等速度線図および 2 次流れベクトル

図7-2-5には図7-2-1の条件における自由表面の水位変動と水位の等高線を示した。特に水位が上昇している所で波打ちは高く、その水位変動の最大両振幅は管内速度ヘッドの6割に達した。所々で間歇的な湧き出し状の流れも観察され、誤差もあり、きれいな左右対称のグラフにはならなかった。

その一例として、 $a = 105\text{mm}$ の場合について、吸出し管出口直後の断面と、 $2a$ 下流の断面上における幅方向の水位の変化を示したものが図7-2-6である。 $b/a = 3.0, 5.4$ で、とくに \bar{H}_s/a が1に近い場合、噴流の両側で水位差が大きく、主流部でも測定2断面間で水位の変化が大きい。 $b/a = 1.0$ では水位の低いところで、 $2a$ 下流の水位上昇が激しいことがわかる。以降の実験結果はとくに断りのないかぎり $a = 105\text{mm}$ で行ったものである。

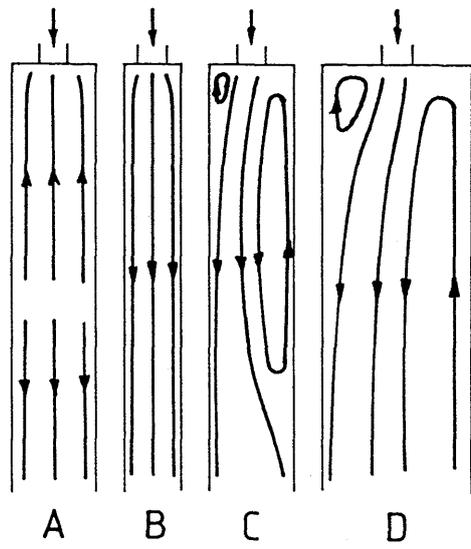
7・2・2 水位上昇と運動量理論による予測

幅方向に一定で水深に比例する圧力分布を過程し、実測速度分布を用いて吸出し管出口直後と $x=\text{const}$ の断面の間の流れに適用した運動量の式と、連続の式から開水路における各断面上の水位変化を求め、図7-2-1(c)に実験結果と比較してある。両者はほぼ一致を示す。そこで、検査面を吸出し管出口直後と流れが十分に拡散し水位がほぼ最高になった断面にとり、簡単に量検査面上ではそれぞれ流速が一定と仮定すると、計算最高水位上昇量 ΔH_{th} は次式で求められる(図7-2-7)。

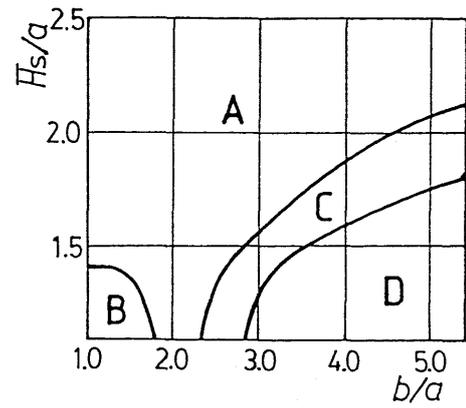
$$\frac{Q^2}{a^2} - \frac{Q^2}{b(\bar{H}_s + \Delta H_{th})} = g \left(\bar{H}_s + \frac{\Delta H_{th}}{2} \right) b \Delta H_{th} \quad \dots (7-1)$$

この ΔH_{th} も7・2・3節に示すように、最高水位となる断面で流れの片寄りがないときは実験結果とほぼ一致するので、無次元幅方向平均水位上昇量 $\bar{H}_s/\Delta H_{th}$ が、水路方向に変化する状態を図7-2-8、7-2-9に示す。図7-2-8は2種類の吸出し管について、 $b/a = 3.0$ 、 $\bar{H}_s/a = 2.0$ のときの水位変化を示しており、流速の影響も調べている。 a の値が相違しても V_c が等しければほぼ同一水位変化となっており、流速が大きくなると水位上昇がおそくなっていることがわかる。また、吸出し管出口橋より少し離れた位置で水位が出口端より低くなっている。これは噴流が吸出し管出口近傍へ逆流してきた水を取り込み流れを加速するため、圧力が減少して水位が低下するものと思われる。

図7-2-9は $b/a = 3.0$ の場合について \bar{H}_s/a の影響をしらべたものである。吸出し管流速が一定なので \bar{H}_s/a が小さいほど最高水位になるまでの距離が小さくなり、その間の水位上昇も速いことがわかる。



(a) 開水路水面のフローパターン



(b) 各フローパターンの生じる条件

図 7-2-4

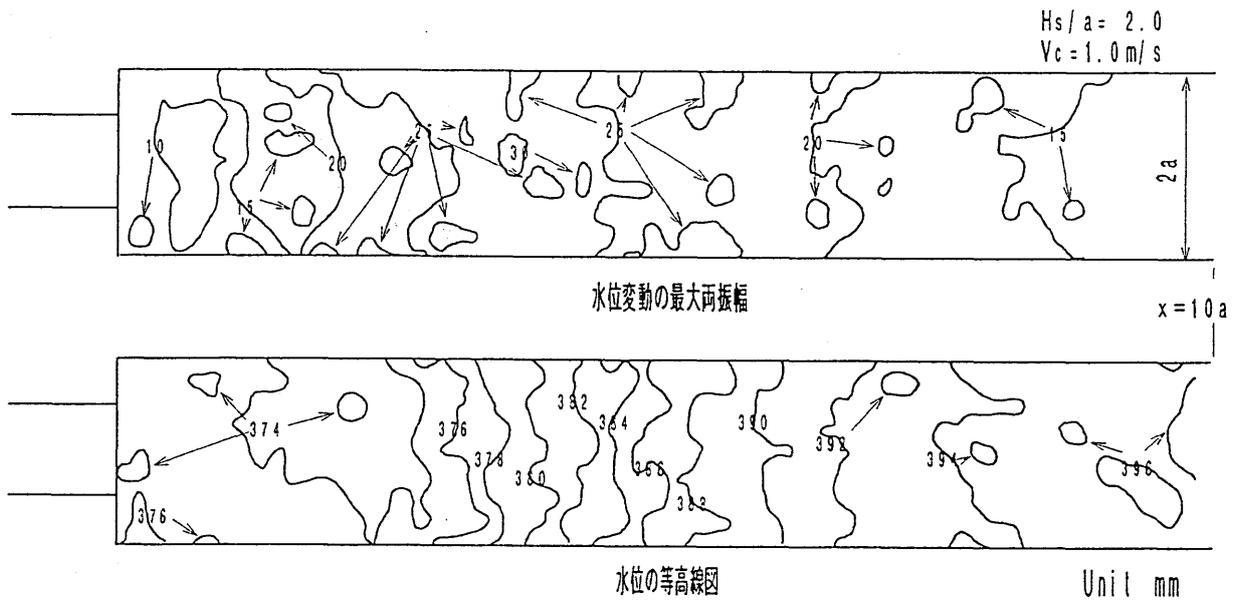


図 7-2-5 等水位線と波立ちの状態

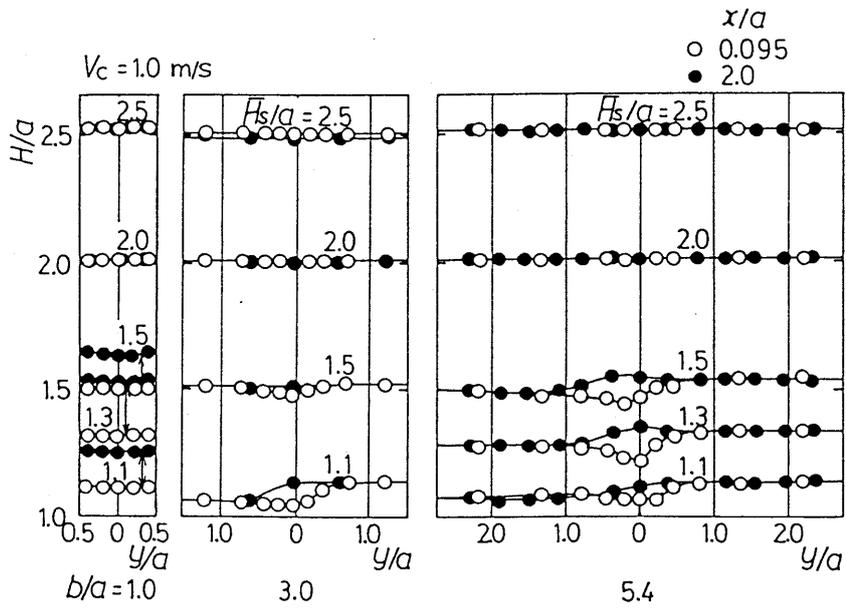


図 7-2-6 幅方向水位変化

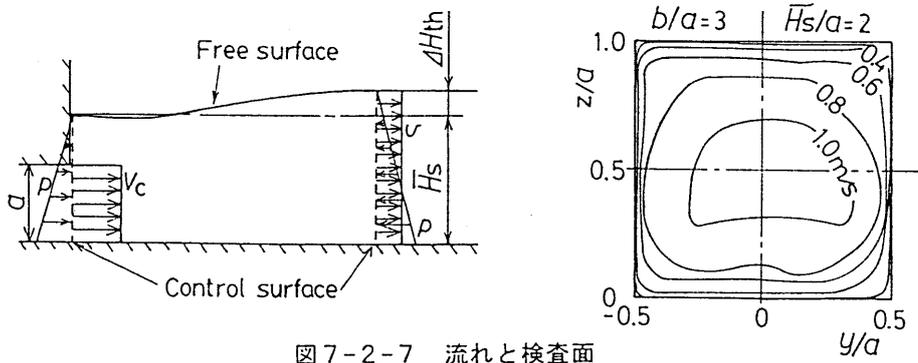


図 7-2-7 流れと検査面

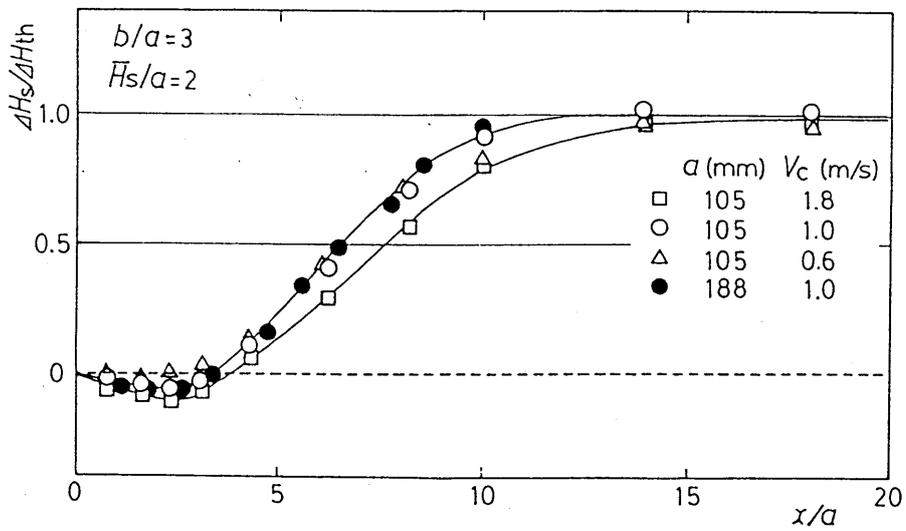


図 7-2-8 寸法および速度が異なる場合の幅方向平均水位の変化

7・2・3 最大水位上昇量

b/a と H_s/a が最大水位上昇量に与える影響を調べたものが図7-2-10である。式(1)から求めた ΔH_{th} も示してある。また、 $\Delta H = 0.98 \Delta H_m$ となる点の x の値も図に示してある。ただし、水位上昇が遅く本実験装置では最高水位が得られないもの(図7-2-4のDの状態の場合)は測定範囲で得られた最高の水位につき上昇量 ΔH を求め、その値は黒印で示してある。 b/a が大きく、水位が高くなるほど噴流が拡散するのに長い距離が必要となるので、 L/a は増大する。また、 $b/a = 3$ では水位が $H_s/a < 1.5$ ととくに低いときCのフローパターンとなり、大規模な逆流が生じるため噴流の拡散が遅れ、 L/a は増大する。 ΔH_m は式(7-1)による計算値 ΔH_{th} にほぼ一致している。 $\Delta H_m / (V_c^2/2g)$ は b/a の値に関係なく水位の増大とともに減少している。また b/a が小さくなるにつれて通常の急拡大管と同様拡散損失が減じるので $\Delta H_m / (V_c^2/2g)$ の値は大きくなるが、 $b/a = 1.0$ で水位が低いときは拡散がほとんどなくなるので水位増大が、見られなくなる。

7・2・4 吸出し管出口側壁の圧力と水位

吸出し管出口に近($x = -5\text{mm}$)左右側壁の中心位置で計った圧力の平均値 p_m から、吸出し管直後($x = 10\text{mm}$)の開水路幅方向平均水位 \bar{H}_s で定まる圧力 $\rho g \bar{H}_s$ を差し引いた値 $\Delta p = p_m - \rho g \bar{H}_s$ を求め、 $\zeta = \Delta p / (\rho V_c^2/2) = \text{const}$ 線を図7-2-11(a)に示す。横軸は b/a 、縦軸は \bar{H}_s/a である。また図7-2-11(b)には、 \bar{H}_s のかわりに水路中央の水位 H_{sc} を用いた $\zeta' = (p_m - \rho g \bar{H}_{s,c}) / (\rho V_c^2/2)$ についても同様に示してある。図(a)、(b)とも、 $b/a = 1.0$ の近傍で約0.04であるが、 $b/a = 1.5$ の付近で \bar{H}_s の高いところで逆の傾向を示す。しかし、これらの値は小さく、例えば $V_m = 3\text{m/s}$ でも最大2~3cm程度のヘッド差である。から、実用的にはあまり問題ないと考えられる。しかし図(b)からわかるように水位が低く $b/a > 2.0$ の範囲では ζ' が正の値をとり、 $\zeta' = 0.12$ に達する所もあるので無視できなくなる。

この領域は7・2・1節で述べたようにフローパターンDの領域に対応し、噴流の両側に水位差を生じる。また、図7-2-12に示すように吸出し管出口近傍の左右側壁の圧力差 $\xi = \Delta p_w / (\rho V_c^2/2)$ もこの領域では零にならず水位差が管内圧力にも影響していることがわかる。噴流により吸い取り効果のため、図7-2-6からわかるように水路中央部でも水位が低下しており、 $y = \pm 0.5a$ の水位でほぼ定まると思われる p_m より $H_{s,c}$ が小さくなるものと思われる。

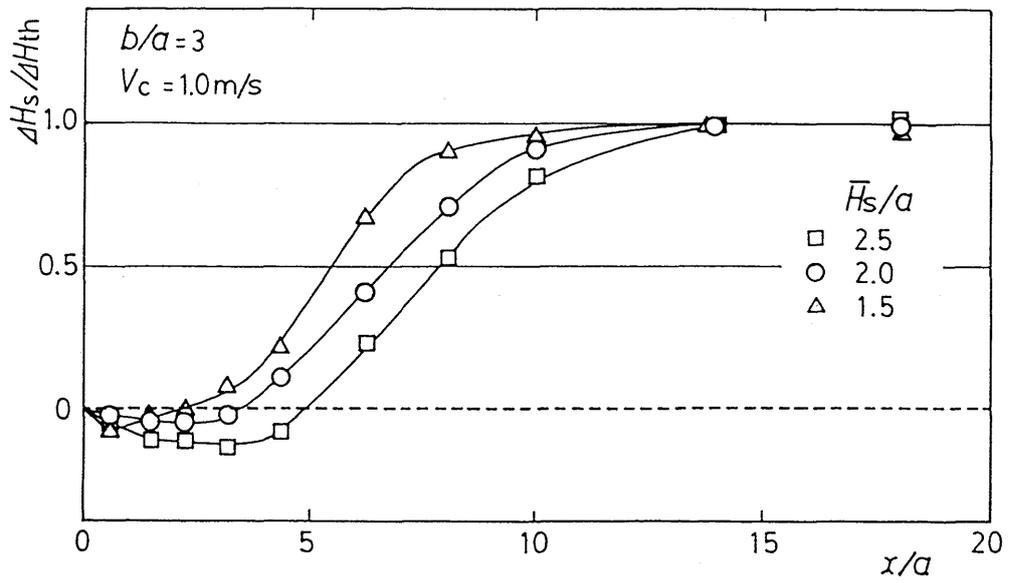


図7-2-9 基準水位が異なる場合の幅方向平均水位の変化

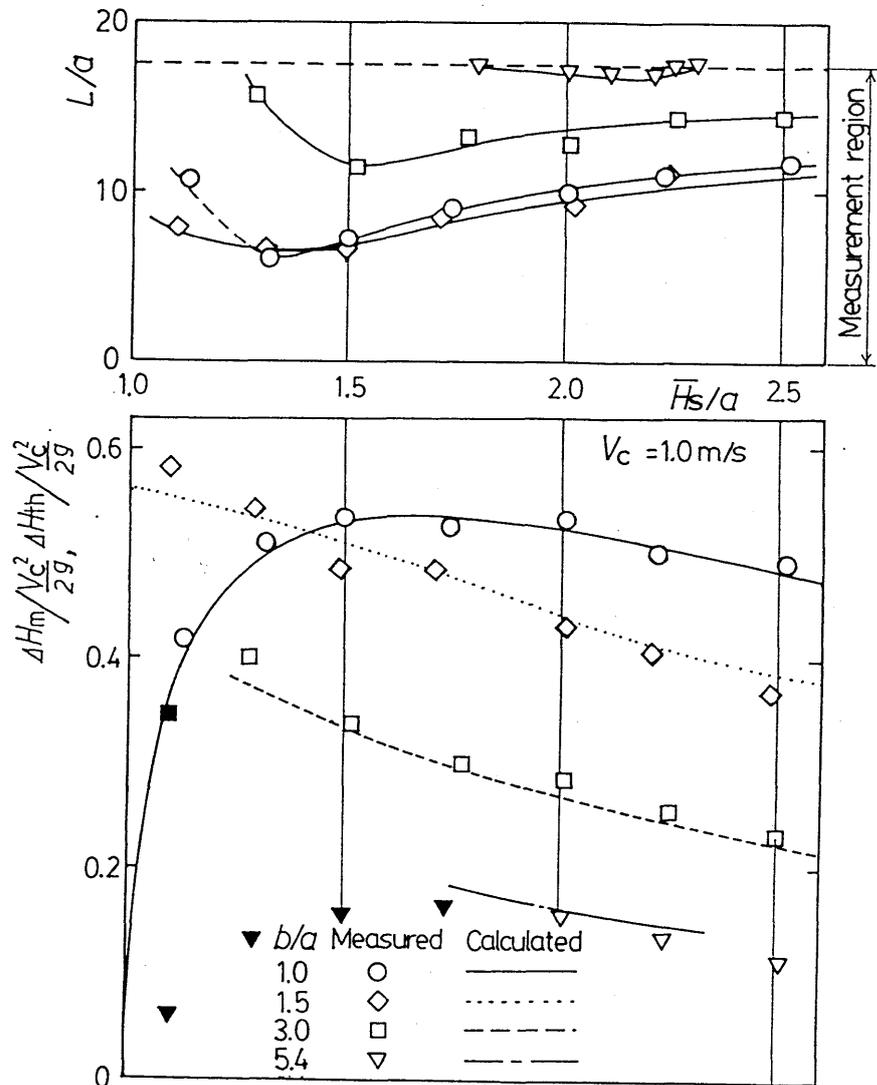


図7-2-10 最大水位上昇量と上昇位置

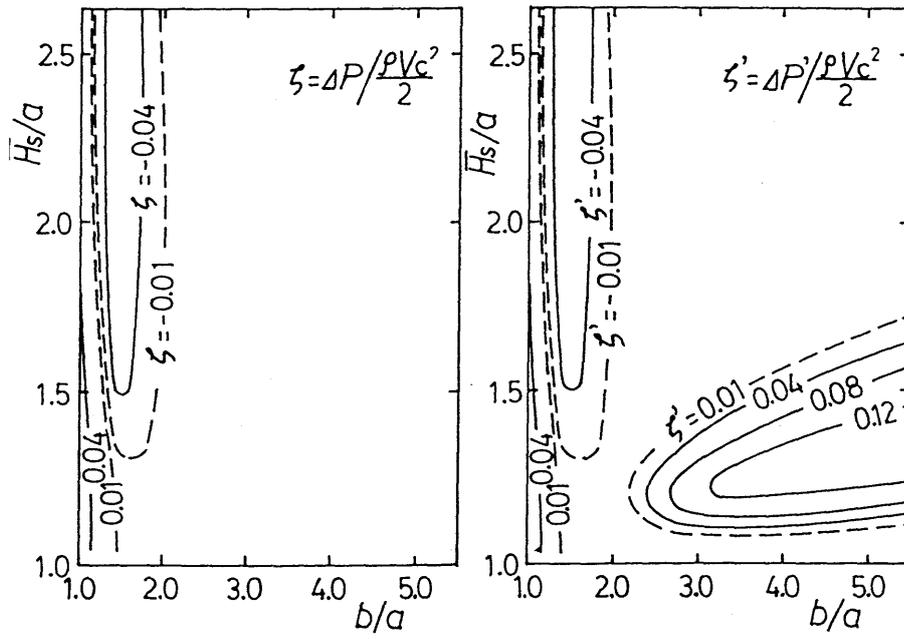


図 7-2-1 1 吸出し管出口近傍の側壁の圧力と水位差

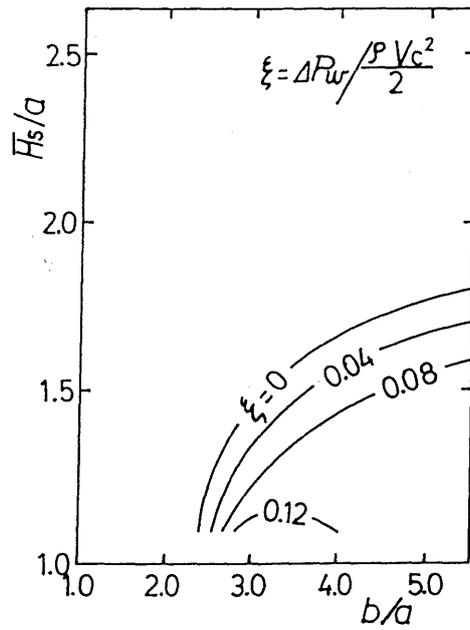


図 7-2-1 2 出口近傍の吸出し管内左右側壁上の圧力差

7・3 水車効率に与える影響

現行の基準では吸出し管から流出する全ヘッドには吸出し管出口直後の水位と吸出し管出口から流出する平均流速の速度ヘッドが用いられている。図7-2-11からも分かるように、開水路幅が特に狭いような特別な場合を除きこれは正しいと言える。ただし、低水位で、吸出し管出口上方の水位が中央だけ低下するような場合は、幅方向平均水位を用いるべきである。また、図7-2-10に示すように単純な矩形断面開水路でも開水路幅や水位を適当に選ぶことによって下流の水位よりも吸出し管出口直後の水位を最大で吸出し管出口速度ヘッドの6割下げられるので、その分有効落差を増やすことが出来る。

7・4 7章のまとめ

低落差水車の吸出し管出口近傍の開水路流れの状態を実験的に調べた結果以下のことが明らかとなった。

(1) 吸出し管から出た流れは噴流となって下流へ拡散してゆく。この噴流状態は水路形状と水位によって分類できる四つのパターンが存在する。

(2) 吸出し管出口から遠ざかるにつれ噴流の拡散による速度ヘッドの減少により開水路における水位は次第に上昇し、断面流速分布の一様化する位置で最高水位となる。水路幅が広いほど最高水位となる位置は吸出し管出口から遠くなる。また、吸出し管出口水位と較べた最大水位上昇量は開水路幅が狭い方が大きく、最大で吸出し管出口の速度ヘッドの0.6程度となる。

(3) 吸出し管内の全ヘッドと水位との関係を明らかにするために、開水路幅と開水路内平均水位を変えて、吸出し管内の出口付近の側壁での静圧ヘッドと、吸出し管出口直後の水位との差を示した。とくに、水位が低く水路幅が広い場合の静圧ヘッドと、吸出し管出口直後の開水路中央の水位との差は無視できず、最大で吸出し管出口の速度ヘッドの12%に達する。この場合噴流は一方の壁に片寄る。

第8章 結論

各章のまとめは、それぞれの章末に示している。ここでは、その要約を示す。

本研究の前半では貫流水車の適用を低落差領域に拡張することを目的として、主に性能と内部流れの実験により研究を行った。研究を進める上で、性能の比較検討を行う際に基本となる、吸出し管の無い水車単体の実質的な効率の算出法を明らかにしておくことが重要である。本研究では水のランナからの流出位置を基準とした実質的な有効落差を用いて算出した。従来のランナ中心を基準とする方法に較べてこの方法では効率が有効落差によって変化しないことを確認している。これにより水車の客観的比較が可能となり、低落差での性能比較に大変有効である。

次に低落差に適した水の流入形式を明らかにするために、同一のノズルとランナ形状を持ち、ノズル取付角度を4種類に変えた水車の性能を比較した。その結果、据付け条件が等しくランナ軸中心までの有効落差が同じ場合には、低落差には水を上方から供給する形式が高効率を得られることが明らかになった。これは水のランナからの流出位置が低くなり、この位置からランナ軸中心までの位置ヘッドも有効に利用されるからである。なお、従来中程度の落差に使用されている、水を水平方向からランナ上方を通して供給する形式では、有効落差により変化しない上述の実質的な効率が高く、高い落差で有効であることを確認している。

低落差では、放水面からランナまでの高さを吸出し管を設けて落差として回収する方法が性能の向上に特に有効である。そこで水の流入方向の異なる3種類の水車に同一形状の吸出し管を取り付けてその最適取り付け位置とランナ室内形状を明らかにした。ランナから出た噴流がなめらかに曲がり、吸出し管に垂直に流入する取り付け位置が良く、さらに流れがランナ室からなめらかに縮流して吸出し管に流入するようなランナ室壁面形状にすることで、回転数やガイドベーン開度の幅広い条件に対応出来る。

吸出し管を取り付けた貫流水車の低落差に適した水の流入形式を明らかにするために実験的に検討した結果、この場合も水を上方から供給する方式が適していることが分かった。ランナ室の水位はランナ下端から上方へ測ってランナ径の90%程度にとればよい。この場合ランナは水中に没することになるが、ランナ室上部の空気がランナ内へ自然に供給され、大きな空気層がランナ内に形成されるため、主軸への流れの衝突による効率低下も少ない。

この形式はランナ内部へ空気を供給するための特別な工夫が必要無く実用的である。このような水車形状の場合、ランナから流出した気泡の一部が上方の空気層へ戻るため、吸出し管へ流出する空気量は少なくなる。このため、良好な吸出し効果が得られ、水車効率も良好となる。また、従来型の水を水平方向から供給する形式ではランナ室からランナ内へ空気の導管を取り付けることにより、高いランナ室内水位でもランナ内に空気層が形成され、効率を改善できることが明らかになった。

ランナ径やアスペクト比の影響を明らかにするために、上記で良好な性能を示した水車を基にランナ径を小さくして軸方向の流路幅を広げた水車を設計し、性能を比較した。吸出し管の付いていない単体の実質的な効率はランナ径の小さな水車が高くなった。これは主にノズルやランナの側壁面の影響による2次流れや、漏れ損失の割合が減るからである。さらに吸出し管を付けた貫流水車による実験により、ランナから流出した水の一部が再びランナに流入することによる再流入損失が無視出来ないことが分かり、ランナ径の小さな水車では回転数の増加による遠心力の増大や、ランナの没水深さの減少などにより水の再流入損失が減り、単体効率の向上と相まって効率が上がっている。運動量理論を用いた水の再流入による損失の予測法を提案し、これとランナ室内圧力を考慮した有効落差を用いた単体効率とから水車の全体効率を予測する方法を明らかにした。

さらに低落差貫流水車で有効な吸出し効果をより有効に利用する方法として、ランナ室内に仕切り板を設置する方法を提案して、この効果を明らかにした。上述により明らかとなった低落差に適した貫流水車において、ランナ室内に仕切板を設けてランナ室を2分し、ランナ側に空気を供給し、仕切板の下端をランナから出る噴流の上側の境界にほぼ一致させる位置にとると、ランナ側の室内への水の流入を防ぐことが可能となりランナ室内圧力を通常の形式のものより下げることができ、効率が向上した。仕切板の最適取付け位置はランナ中心を原点にとって表した仕切板下端の座標で $X/R = 1.05$ 、 $Y/R = -0.1$ で与えられる。この状態で得られた最高効率は、低落差では有効落差によらず仕切板のない場合に比べて一様に約2%上昇した。

次に、貫流水車の構造設計に大きな影響を与えるランナに働くラジアルスラストの大きさと向きを、種々の運転条件の下に非接触変位計を用いて実験的に求めた。回転数の増加に対しラジアルスラストの大きさはあまり変化しないが、主にランナ入口側の流れの変化により作用角は負から正へ直線的に変化することや、ガイドベーン開度を絞ると流量が減りランナからの流出方向が変わるので、ラジアルスラストは小さくなり作用角は負になる

ことなどを明らかにした。また、最高効率点でのラジアル荷重の大きさと方向を、比較的簡単な計算によって予測する方法を確立した。この際に吸出し管を取り付けた場合にはランナ内の気相による浮力の影響が測定されたので計算にこれを考慮した。

摩擦損失や2次流れの影響を明らかにするために、2次流れにMargerモデルを用いた三次元境界層解析法を開発し、ノズル側壁に適用した。2次流れが再現でき、限界流線の傾く方向は油膜法による2次流れとほぼ一致した。ノズル出口で境界層内の流れは大きく立って流出するため、羽根への衝突損失を起こしていると思われる。摩擦損失はそれほど大きな値にはならなかった。

従来の貫流水車の内部流れの計算は、一次元的な方法や、ランナ内をいくつか分割して解く煩雑な方法が取られ、あまり実用的とは言えない。そこで、M A C法による非定常オイラー解析を用いて、貫流水車の内部流れをランナとノズル一括で解いた。これにより、従来困難とされていた非軸対称で非定常となる自由表面を有する羽根枚数有限としたランナ内流れをノズルと一体で解析することが出来た。得られた結果は実際の流れの様子とよく一致する。この結果を時間平均して、ランナ前後の角運動量変化からランナが受け取った仕事率を算出し、理論性能が求められた。

低落差水車の効率を算出する場合には落差の基準として水圧管入口および、吸出し管出口付近の開水路水面を用いる場合がある。しかし、開水路のどの位置の水位を用いれば良いのか、あるいは水位と管路内全ヘッドとの関係などは明確にされていない。そこで、開水路に継がる単純な形状の開水路内の流れと水位の関係を、吐出し流れと吸込み流れについて実験的に調べた。

閉水路への吸込み流れでは、開水路内の流れは導水管の近くまであまり変化せず、導水管入口のエッジに丸みがない場合は入口直後で剥離を起こしている。導水管側壁の圧力は水路端壁面近くの平均水位で定まる位置ヘッドから導水管内速度ヘッドと急縮管入口損失ヘッドを引いたものにほぼ一致した。開水路内の水位が高い場合、自由表面は水路端の壁面近傍で流速が遅くなるため、水位は上昇する。最大水位上昇量は開水路内速度ヘッドの0.9程度である。開水路内の水位が空気の吸い込みを起こさない程度に高く、流速も開水路端壁における水位変化が大きくなる程度に遅い流れであれば、開水路幅と導水管幅が等しい場合の流れの状態は、シュバルツクリストフェルの写像により求まる簡単なポテンシャル計算の結果とよく一致した。

また、吐き出し流れの場合では、吸出し管から出た流れは噴流となって下流へ拡散して

いる。この噴流状態は水路形状と水位によって分類できる四つのパターンが存在した。吸出し管出口から遠ざかるにつれ噴流の拡散による速度ヘッドの減少により開水路における水位は次第に上昇し、断面流速分布の一様化する位置で最高水位となる。水路幅が広いほど最高水位となる位置は吸出し管出口から遠くなる。また、吸出し管出口直後の水位と較べた最大水位上昇量は開水路幅が狭い方が大きく、最大で吸出し管出口の速度ヘッドの0.6程度となる。吸出し管内の全ヘッドと水位との関係を明らかにするために、開水路幅と開水路内平均水位を変えて、吸出し管内の出口付近の側壁での静圧ヘッドと、吸出し管出口直後の水位との差を示した。とくに、水位が低く水路幅が広い場合の静圧ヘッドと、吸出し管出口直後の開水路中央の水位との差は無視できず、最大で吸出し管出口の速度ヘッドの12%に達する。この場合噴流は一方の壁に片寄る。

水車の水圧管内に開水路から空気が大量に吸い込まれると、水車の性能を低下させ、不安定運転状態を引き起こす。特に低水位で起こる導水管への空気吸い込み現象について調べた。空気の吸い込みは開水路幅により大きく2つのパターンに分けることができる。一つは開水路幅が導水管の幅とほぼ等しい場合にみられ、速度一定の条件で上流の水位をさげてゆくとある臨界水位で水路端壁面近傍の自由表面全域で急激に水位が低下し吸い込みが始まるものである。他方は開水路幅が導水管幅の1.2倍以上でみられ、全域的な水位の急変は無いが水路端の流路中央で局所的な水面の低下が起こりそこから空気の吸い込みが行われる。空気の吸い込みは導水管内平均流速が速いほど高水位で起こる。また、開水路幅が導水管幅より広い場合には、導水管幅と等しい場合よりも低水位で空気の吸い込みが起こる。この場合その臨界水位は開水路幅によらず導水管内平均流速により決まる。低流速時に水路端壁の水面近くにあったよどみ点が、空気を吸い込む直前の流速では、下方に移動している。よどみ点は、導水管と等しい流路幅の場合では、流路中央に1つだけ存在するのが、幅が広くなると左右に2つ生じ、この流れが合流した部分で空気吸い込みが生ずるので水面の急低下は起こらない。

付録

(A) ノズルおよびランナの設計方法

本研究に用いられたノズル及びランナ形状は豊倉等⁽²⁷⁾により設計され、良好な性能が得られたものである。その設計方法の概略について以下に示す。

A・1 ノズル

ランナの作用からみると、円周方向から測ったノズル角 α_0 (図A-1)は小さいほど望ましいが^{(56)~(55)}、ランナへなるべく一様に流入させることおよび強度上の理由から $\alpha_0 = 16^\circ$ 付近が適当といわれている⁽⁹¹⁾ので、ノズル出口の上下壁および案内羽根圧力面後縁において $\alpha_0 = 16^\circ$ とした。また、衝動水車と仮定してえられる、円周方向から測った最適ランナ羽根入口角 $\beta_{10} = 30^\circ$ ⁽³¹⁾を基準として考える。なお、案内羽根の取付け角を変えることにより流路を全閉できる形状とし、ノズル入口形状はく形(240mm×80mm)、ランナ径は($D = 340$ mm)、ノズル出口の中心角は 100° 前後を目安とした。また、ランナ中心とノズル入口中心位置がほぼ同一水平面内にあるようにした。

検討した入口ノズルは図2-1-4に示したものと、図A-2に示したものの二種類であり、前者をノズルB、後者をノズルAと呼ぶこととする。ノズルAは製作を容易にするためなるべく簡単な形状にすることを目的とし、ほぼ直線流路に近いものとし上壁出口部付近のみをほぼ等角ら線にした。また、ノズルBはランナ入口部で円周方向に一様な流速および流れ角分布をうることを目的とし、種々なノズル形状について流線曲率法による解析を用いて流れを検討して決定した。その形状は、ノズル出口付近でほぼ等角ら線となっており、案内羽根上側流路についてはノズル出口流れに及ぼす流れに垂直な圧力こう配の影響を少なくするため、案内羽根後縁付近の比較的狭い範囲で直線流路部分が設けてある。なお、ノズルのスロート幅比($= S/l$)は福富らの示した良好な値とほぼ同じである。

図A-3にノズルA、Bに対するノズル出口流れの流線曲率法による計算結果を示す。両ノズルとも案内羽根の影響を受け流れ角 α 、相対流入角 β は後縁付近で急激に変化する。しかし、ノズルBではその変化が少なく θ 方向にほぼ同一値をとり、ランナ羽根に対し比較的良好的な入口条件となるものと思われる。

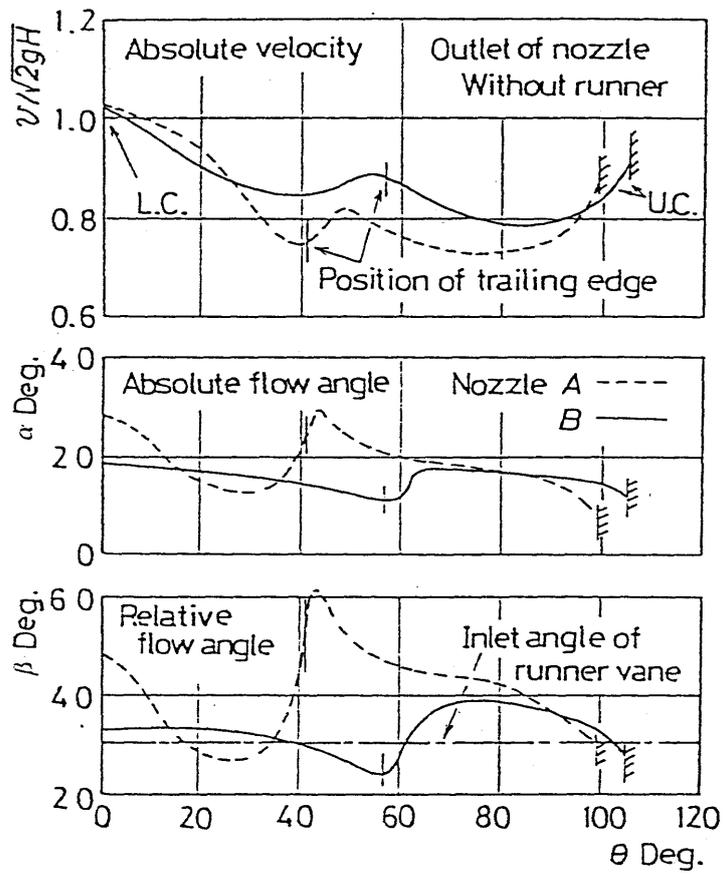
A・2 ランナ

ランナは外径 $D = 340$ mm、羽根の内外径比 $2/3$ 、入口角 $\beta_{10} = 30^\circ$ である。羽根出口

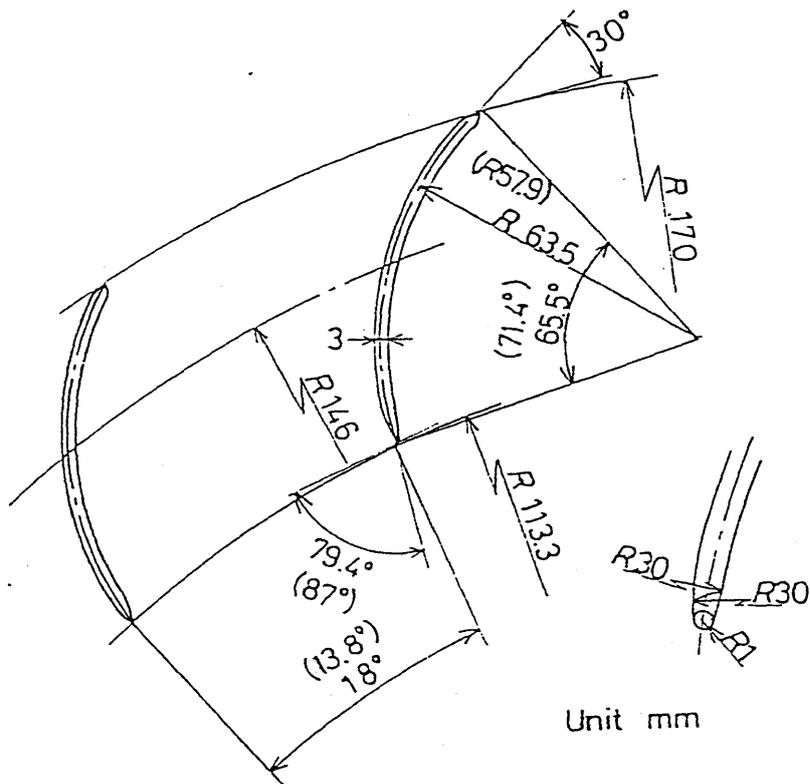
角 $\beta_{2\infty}$ はランナ羽根の内側を貫流する代表流線を直線と仮定し、流れが仮想したランナ主軸（径63mm）に接触せず、再び羽根へ流入する際抵抗とならないという条件を用い一次元流れを仮定して $\beta_{2\infty} = 79.4^\circ$ 、羽根枚数 $Z = 20$ 枚としたものをランナ1⁽³¹⁾として図A-4に示す。また、このランナを用いた実験結果に基づいて羽根出口のすべりなどを考慮して選定したものがランナ2（ $\beta_{2\infty} = 87^\circ$ 、 $Z = 26$ 枚）であり、図2-1-5に示した。両者とも円弧翼を用いている。

A・3 性能の比較

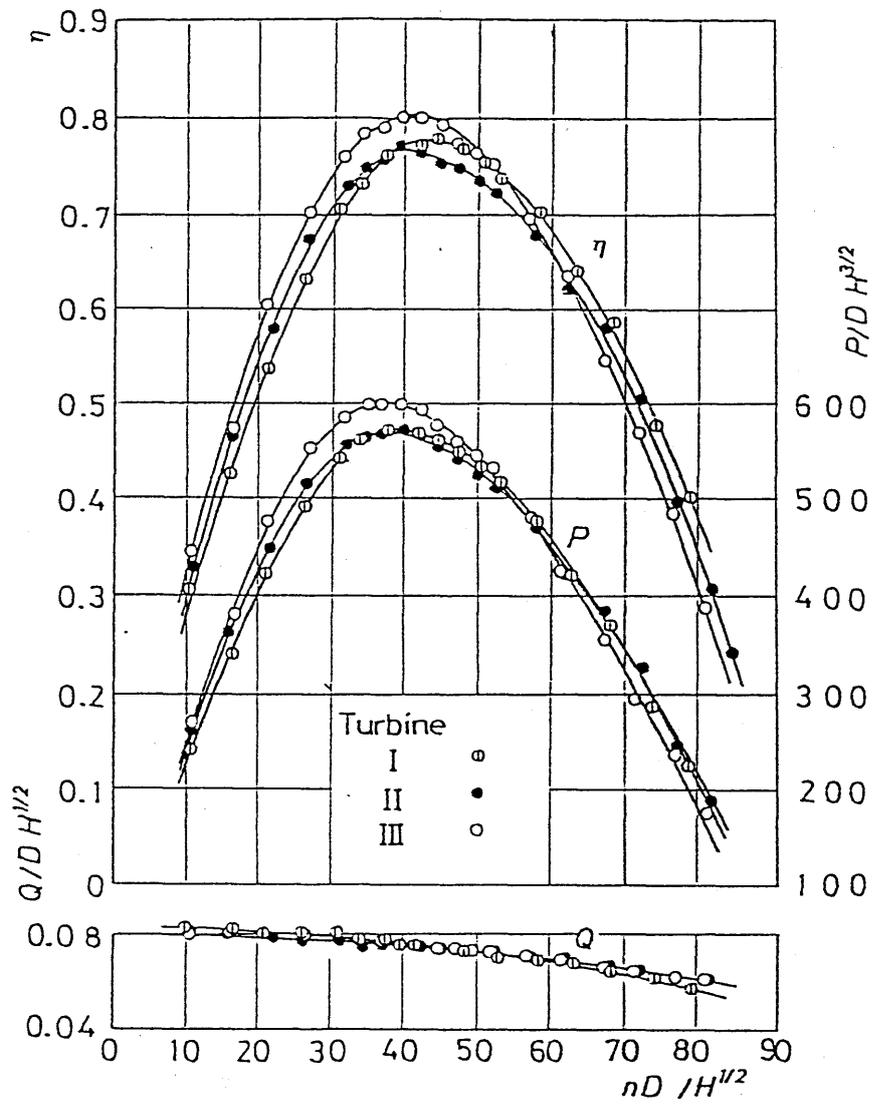
性能試験に用いた水車のノズルとランナの組合せを表1に示す。ノズル、ランナ幅は $b = 80$ mm で一定、ランナには側板が取付けてあり、この部分に相当する側壁ケーシング部分を凹状にしてある。上下壁ノズル出口とランナのすきま、上壁水切部の長さは水車によらず同一である。設計案内羽根開度（G. O. = 1/1）における速度特性を図A-5に示す。流量 Q は回転数 n の減少につれて直線的にやや増大する。効率 η および軸動力 P はほぼ放物線に類似しているが、流量変化により効率と軸動力の最高値を示す回転数が多少異なる。同一ランナでノズル形状を変えた場合（水車Ⅰ、Ⅱ）、水車Ⅱでは効率がやや低下する。しかし、水車Ⅲでは比較的よい性能がえられる。なお、案内羽根開度の減少につれて最高効率点は低回転側へ移行し、G. O. が小さいと流量は回転数によらずほぼ一定となる⁽³¹⁾。



図A-3 ノズル出口流れ



図A-4 ランナ1



图A-5 速度特性

(B) 境界層解析のフランシス水車への適用

ターボ機械の性能予測およびモデルから実機への性能換算においては、スケラブルロスすなわちレイノルズ数に依存する水力損失を精度よく見積もることが大変重要である。しかし現在、内部流れの計算によく用いられている、NS方程式 ($k-\varepsilon$ 法等) の数値計算では、計算機性能の限界から壁面境界層内まで十分なメッシュを切ることが困難なため、壁面せん断応力に簡単なモデルを用いた計算を行わざるを得ない。そのため、境界の取り扱い法への依存性が大きいことや、境界層内の上流からの履歴が考慮されていないこと、境界層内二次流れが考慮されていないことなどの欠点があり、未だスケラブルロスを精度良く見積もれるまでには至っていない。また、壁面を滑り壁として解くオイラー計算やポテンシャル計算、あるいは準三次元解法ではその計算結果を用いて壁面の各流線上で1次元的な境界層計算を行っている例があるが、境界層内二次流れが考慮されていないこと、あるいは逆流域の計算が困難などの理由により壁面摩擦損失を求めるのに十分な精度が得られない。そこで4章に示した三次元境界層計算を、比速度の異なる3種類のフランシス水車モデルのランナに適用し比較した。また、この結果を用いて、出口における二次流れを考慮したエネルギー厚さを積分して、摩擦損失を見積もり比較した。

B・1 フランシス水車への適用

4章に示した計算方法を流量比速度 $Nsq = 31$ (モデルA), 55 (同B), 75 (同C) の3種類のフランシス水車モデルのランナに適用した。各モデルの諸元を表1に示す。

表B-1、フランシス水車モデルランナの諸元

水車	流量比速度 Nsq	ランナ出口径 D_2	羽根枚数 Z	落差 H
A	31[rpm, m ³ /s, m]	350 [mm]	17	45 [m]
B	46	319	18	50
C	55	410	14	35

それぞれ最高効率点の運転条件での解析を行なった。

壁面を滑り壁とした三次元オイラー式の数値計算により求めた主流の壁面速度ベクトルの投影図と圧力分布および、遠心力の影響を除いた圧力分布を水車Bの羽根間流路について図B-2に示す。ここで u_2 はランナ出口径 D_2 を用いた周速である。それぞれの面は流路内側から見ている。これらを境界層外端の主流速度 U と境界層内圧力の入力データとして境界層計算を行った。

入口条件として δ に十分に小さな値を与え、 $n=5$ 、 $\tan\beta=0$ とした。非定常計算の初期値としても同様の値を全域で与えておく。クラウン面とバンド面の周方向の接合面に周期境界条件を設定する。すなわち、計算領域の外側にも格子点を設け、反対側境界の1つ内側のデータを与えておく。境界上の計算をすべて行った後、反対側の変数値との平均値に置き換え、次の収束計算に向かう。また、他の面との境界は $\tan\beta=0$ 、すなわち、限界流線の方向は主流方向と一致させた。

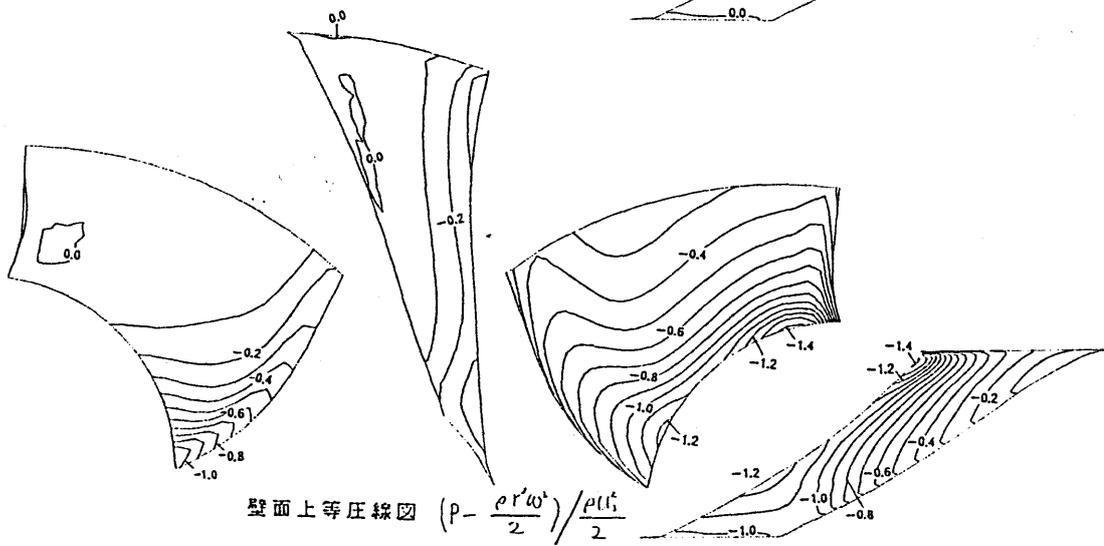
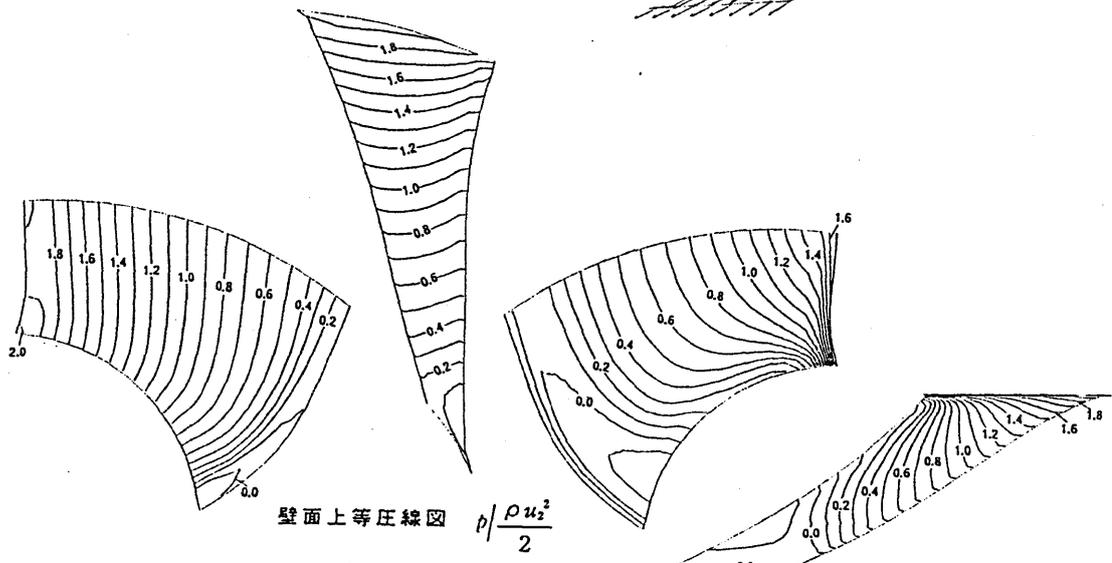
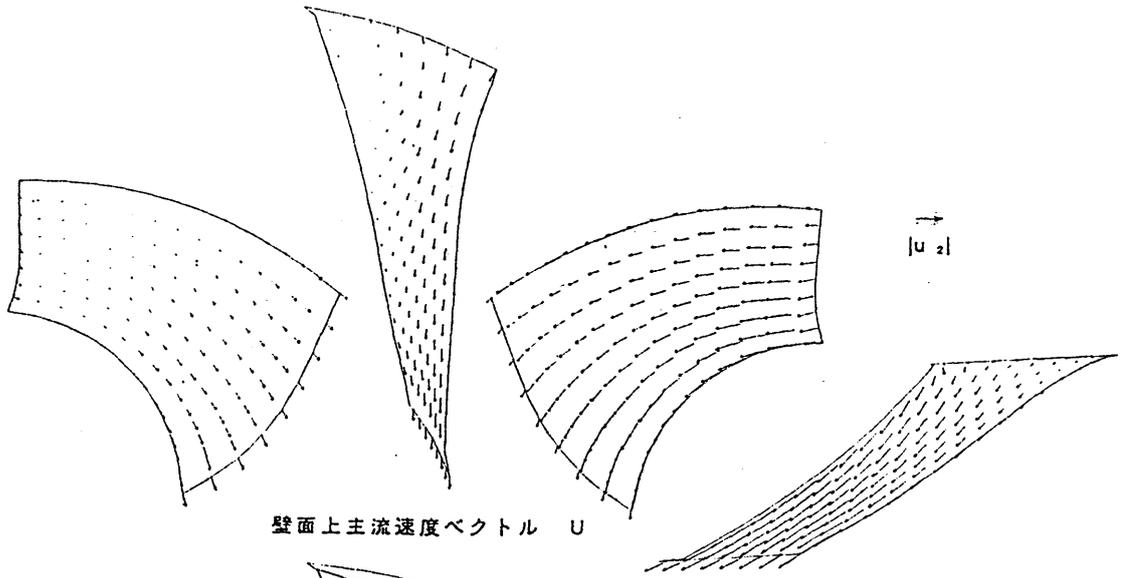
B・2 計算結果と考察

まず中間の比速度である水車Bについて計算結果を考察する。

図B-2に境界層厚さ δ 、排除厚さと運動量厚さの比である形状係数 H の分布および限界流線を示す。圧力面では主流の流れはクラウン面側から流れ込み、下向きに傾いて流れており、入口付近では逆流域も見られるが、境界層計算は問題なく行われている。境界層もほぼ流れ方向に発達しているが、境界層が厚くなる下端付近では遠心力により外側に流されバンド面側が厚くなっている。これは、フランス水車のような反動形の水車ではランナの入口周速が入口流速よりも速いので、境界層内の遠心力が主流よりも大きくなるからである。

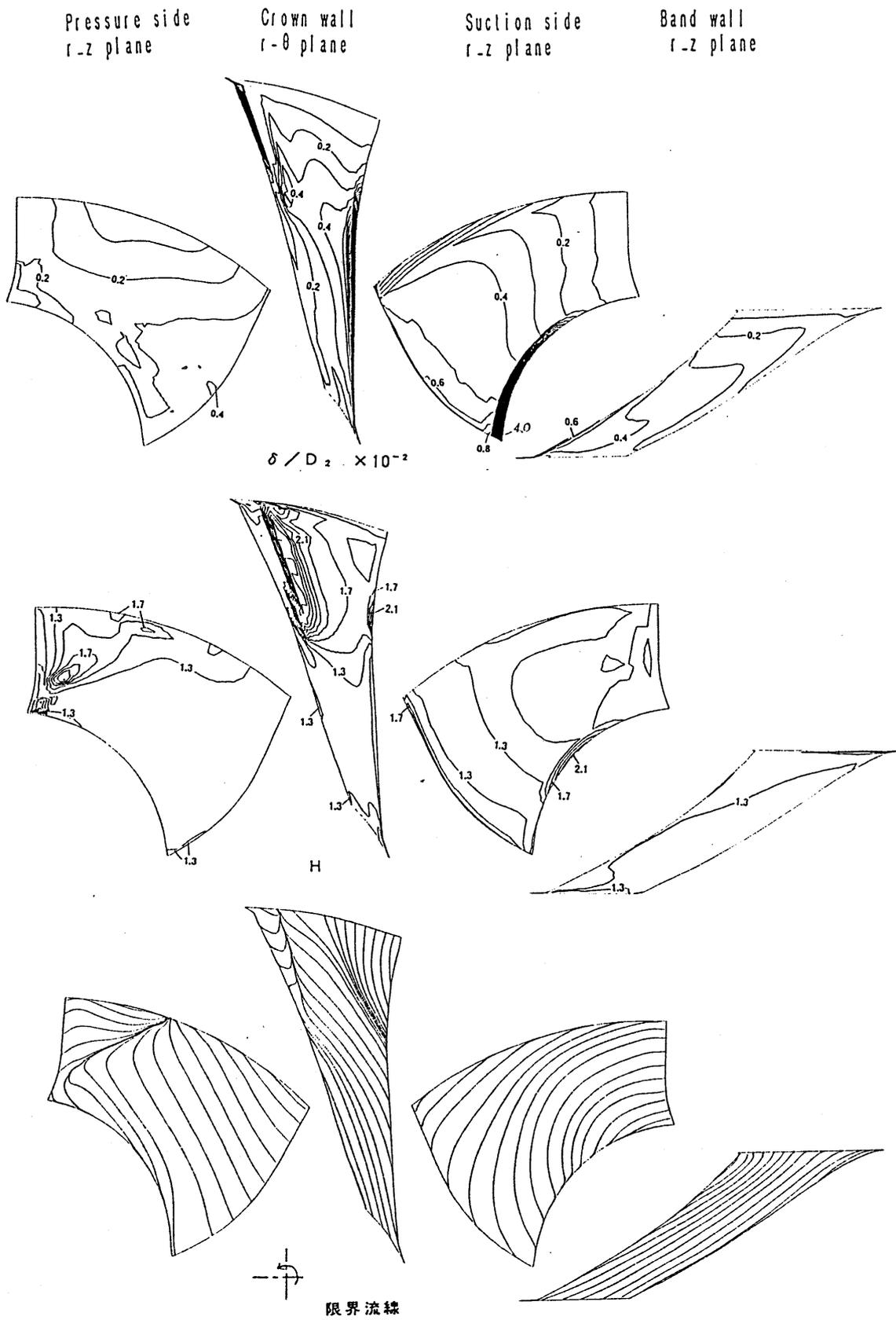
クラウン面では流れがぶつかる圧力面前縁付近で境界層が厚くなり、形状係数も大きくなって剥離に近い状態になる。この場合、境界層内流れは流速が遅くなるので主流と垂直方向の力を受けやすくなり、限界流線は主流と垂直に近い角度までねじれる。翼間では圧力面側から負圧面側への圧力の低下のために、境界層が負圧面側に流れてゆく。

負圧面ではほぼ流れ方向に境界層が発達し、厚くなっている。子午面流路の曲がりによりクラウンからバンドにかけて圧力降下があるので、境界層が厚くなるとその影響を受け、限界流線はバンド側へ大きく曲がっている。他の面との境界では限界流線は主流方向に一致させているので、境界層内を流れてきた低速流体はバンド面との境界に溜まり、境界層は極端に厚くなる。



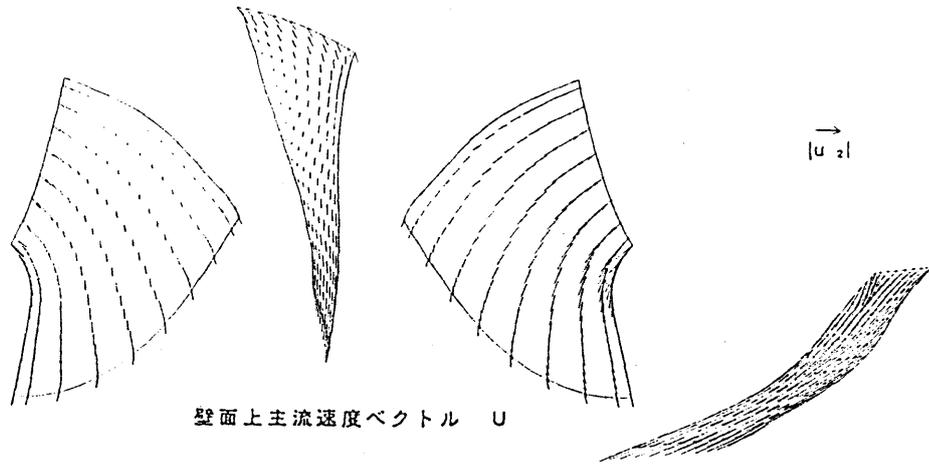
圧力面 $r-z$ 平面 クラウン面 $r-\theta$ 平面 負圧面 $r-z$ 平面 バンド面 $\theta-z$ 平面

水車A 主流データ

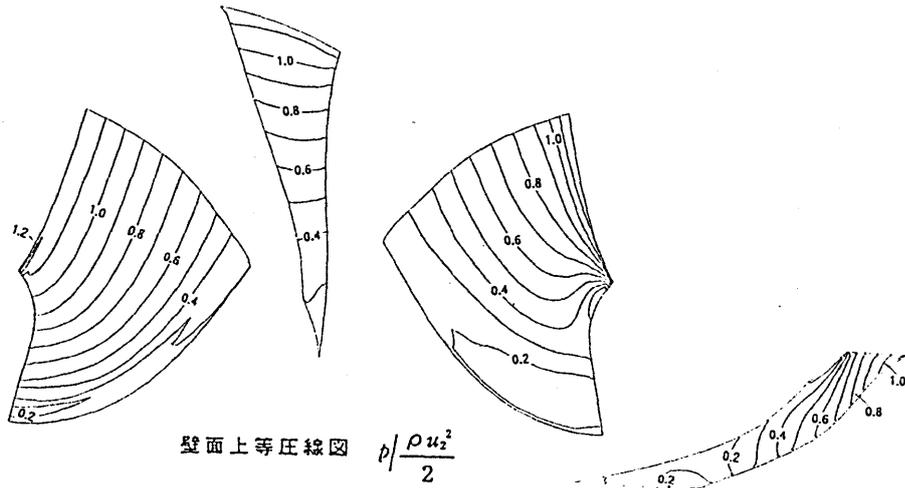


境界層計算結果 (水車 A)

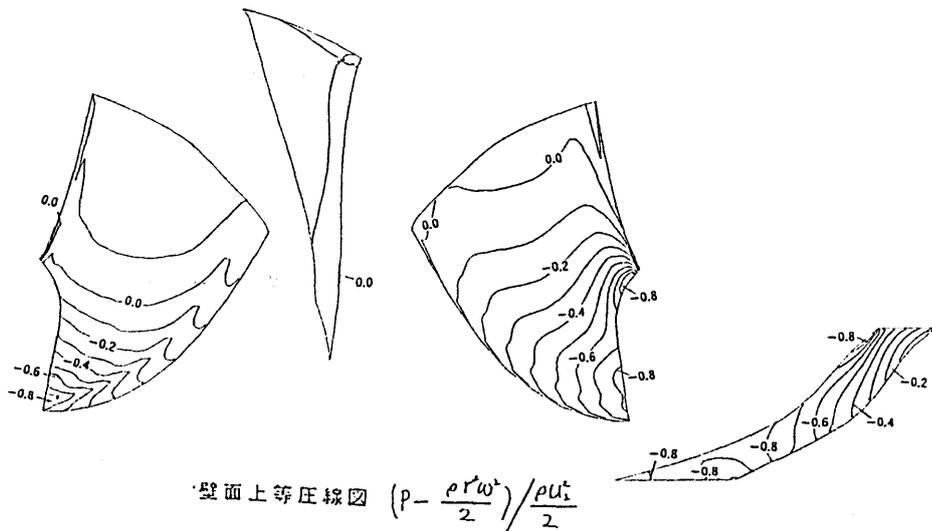
図B-1 水車A 計算結果



壁面上主流速度ベクトル U



壁面上等圧線図 $p / \frac{\rho u_z^2}{2}$



壁面上等圧線図 $(p - \frac{\rho r \omega^2}{2}) / \frac{\rho u_z^2}{2}$

圧力面
r-z平面

クラウン面
r-θ平面

負圧面
r-z平面

バンド面
θ-z平面

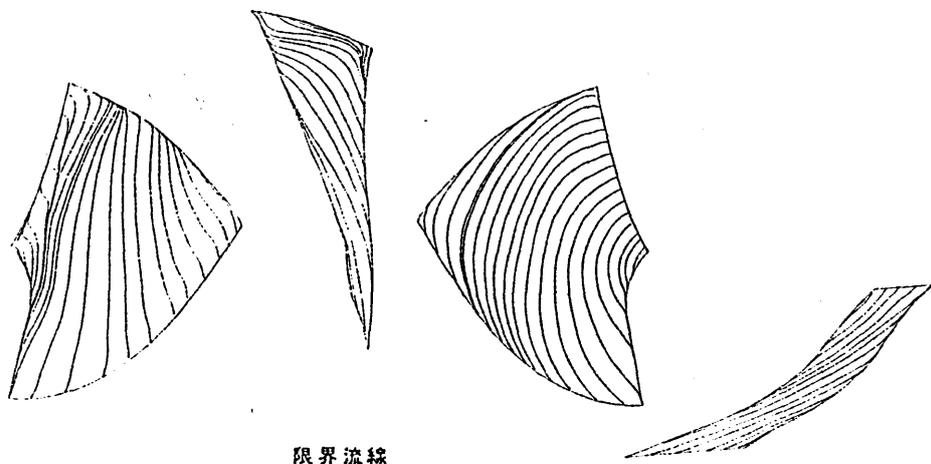
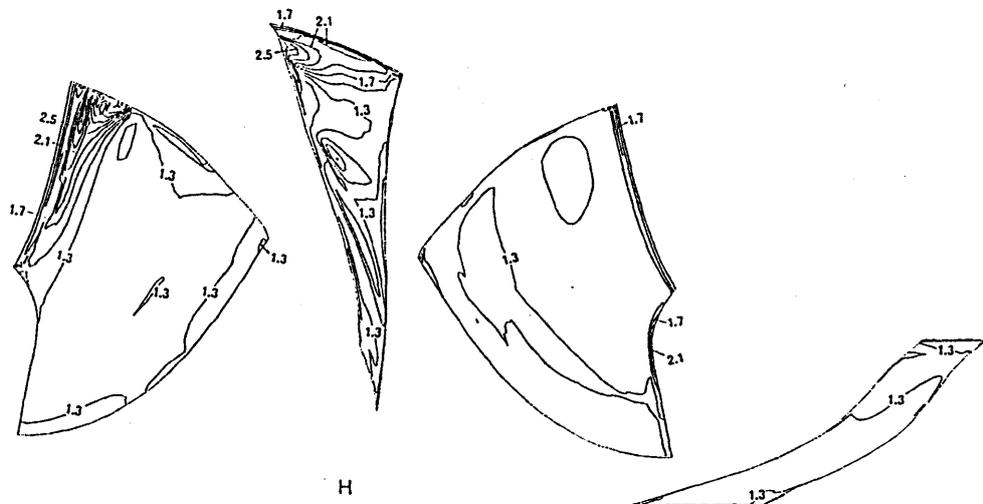
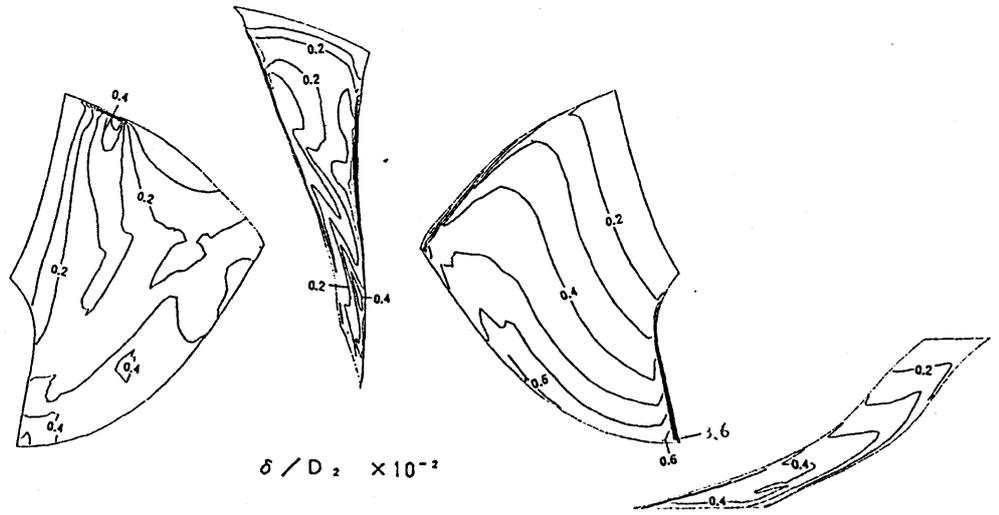
水車B 主流データ

Pressure side
r-z plane

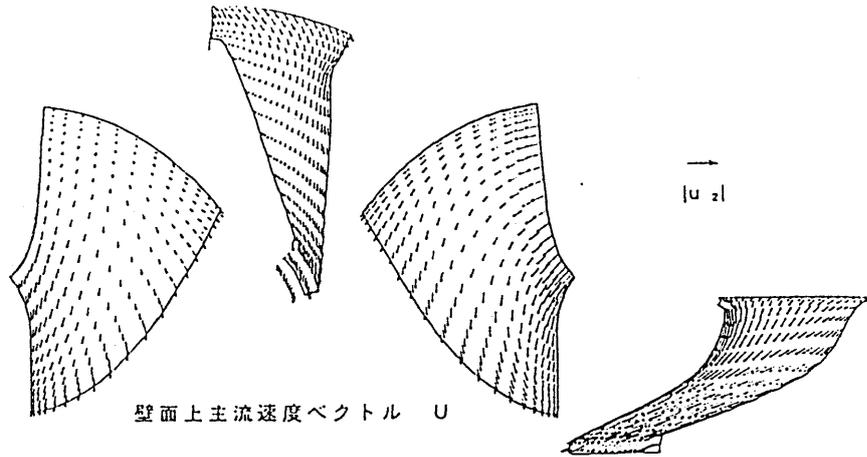
Crown wall
r-θ plane

Suction side
r-z plane

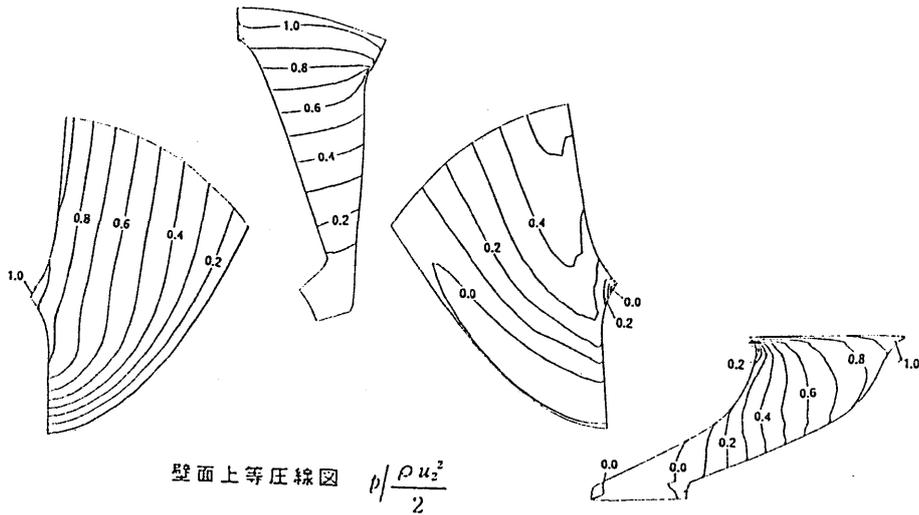
Band wall
r-z plane



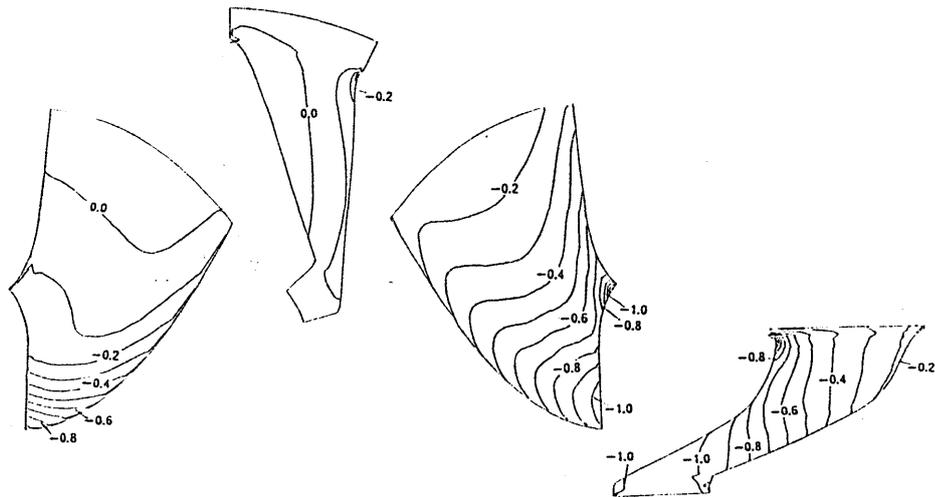
図B-2 水車B 計算結果



壁面上主流速度ベクトル U



壁面上等圧線図 $p / \frac{\rho u_z^2}{2}$



圧力面
r-z平面

クラウン面
r-θ平面

負圧面
r-z平面

バンド面
θ-z平面

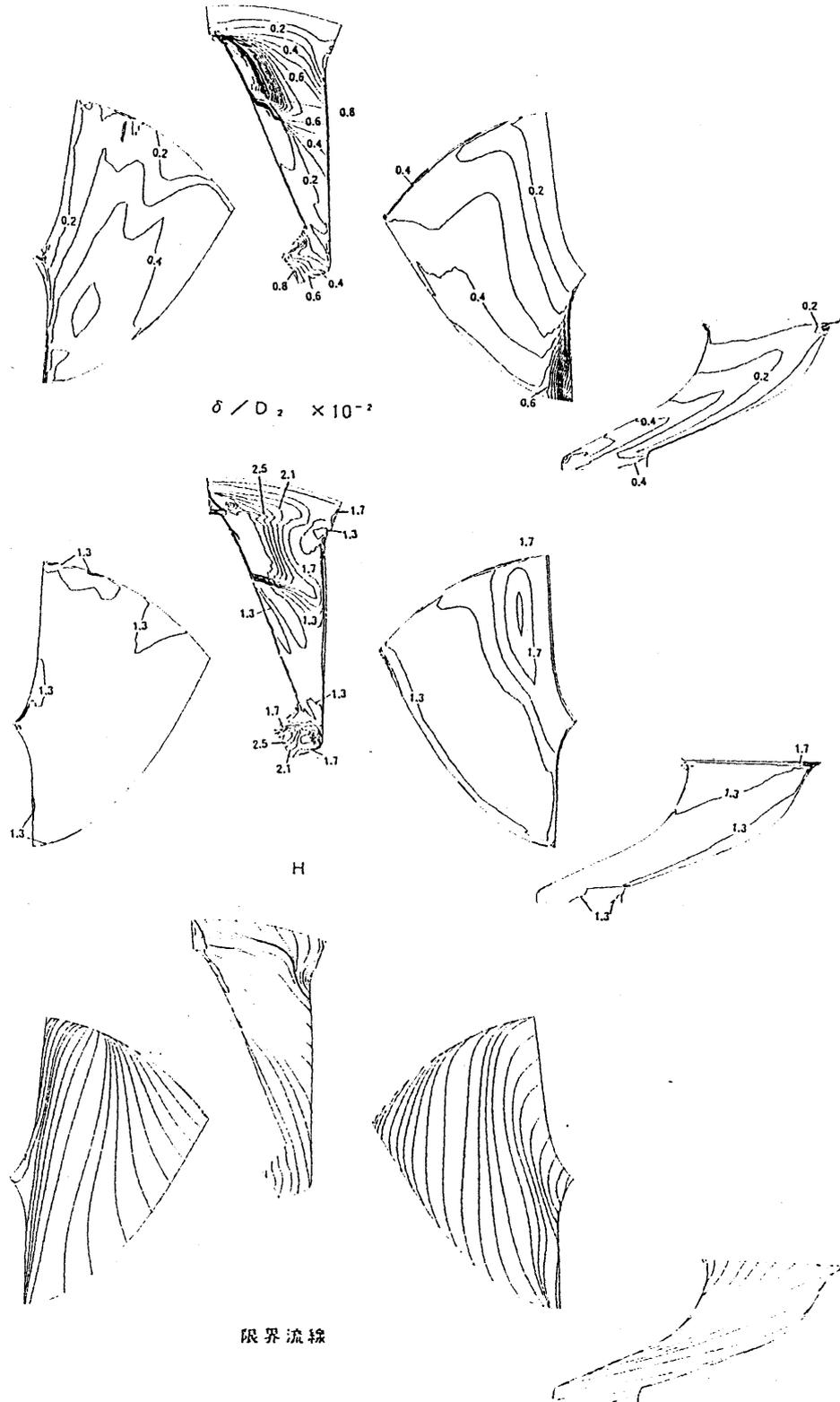
水車C 主流データ

Pressure side
r-z plane

Crown wall
r-θ plane

Suction side
r-z plane

Band wall
r-z plane



図B-3 水車C 計算結果

バンド面ではクラウン面と同様に圧力面側から負圧面側への境界層の偏りがあるが、負圧面付近の流速が早いため、途中まで境界層の発達を押さえられ、その結果流路中央付近で境界層が厚くなっていると思われる。

図 B-3 に比速度の大きな水車 C の主流流速と圧力分布および計算結果を示す。主流はほぼ流路方向を向いて流れている。比速度の大きな水車では羽根入口付近から子午面の曲がりの影響を受け、負圧面でより早くバンド面側へ限界流線が傾いている。

図 B-1 に比速度の小さな水車 A の結果を示す。ただし、この場合の主流データは 3 D ポテンシャル計算により得られたものである。水車 C とは逆に流路の距離が長く、半径が大きいので、負圧面などで境界層がやや厚くなっている。また、入口付近では子午面流路の曲がりがまだあまり強くないのでバンド側への二次流れも小さくなっている。

上記のように、傾向は実際に観測されるランナ流れの傾向と合致し、本解法では実際の流れをほぼ良好に再現していると予想される。この計算法を用いることにより(4-24)式より水車の摩擦損失が精度良く予測できると思われる。

B・3 付録 B の結論

壁面の曲線格子上に設けた計算点毎の局所回転座標系における三次元境界層方程式を、風上差分法により計算する方法を確立し、3 種類のフランス水車に適用した。その結果以下のことが明らかとなった。

- (1) 圧力面のように逆流の生じている複雑な流れでも、本方法は問題無く解ける。
- (2) 従来的一次元的な境界層計算では求められなかった主流の流れ方向と垂直に働く力の影響が反映された結果が得られた。圧力面における遠心力や、クラウン面における周方向の圧力差による影響などが大きく現れ、無視できない。
- (3) 比速度が小さくなるにつれ、境界層が発達するため二次流れの影響を受け複雑な境界層流れとなる。また、摩擦損失も大きくなる。

終わりに、本計算は、日本機械学会分科会「学会基準 S-008 見直し分科会」の活動の一環として遂行されたものであることを付記する。入力データとして必要な主流の 3 D オイラー計算、及び 3 D ポテンシャル計算結果は、分科会の委員である長藤氏・鈴木氏（東芝）、新倉氏・三浦氏（日立）、鈴木氏（富士電機）からご提供頂いた。

参考文献

- (1) 「電気学会 電気規格調査会標準規格 水車 JEC - 151-1975」、電気学会 電気規格調査会、(株)電気書院 1975
- (2) 「IEC 41 Field acceptance tests to determine the hydraulic performance of hydraulic turbines, strage pumps and pump-turbines」 I E C Publications and standards 1991
- (3) 「電気学会 電気規格調査会標準規格 水車およびポンプ水車の効率試験法 JEC - 157-1980」電気学会 電気規格調査会、(株)電気書院 1980
- (4) 「IEC4-100 Model acceptance tests to determine the hydraulic performance of hydraulic turbines, strage pumps and pump-turbines」 I E C publications and international standards
- (5) 「JSME-S008-1989 日本機械学会基準 水車及びポンプの性能換算法」日本機械学会 1989
- (6) 「JIS B8103-1989 水車およびポンプ水車の模型試験法」 1989
- (7) 「JIS B8237-1989 模型によるポンプ性能試験法」 1989
- (8) ターボ機械協会編「ハイドロタービン」日本工業出版 1991
- (9) 「マイクロ水力発電ハンドブック」清水幸丸、パワー社 1989
- (10) 「波力水車の運転特性に関する研究」福富・中政・一宮・矢野、日本機械学会 論文集 B Vol.59,NO.563 P.2221-2226 1993
- (1.1) 「再生可能な水力自然エネルギーとその利用技術」、山部、いわき明星大学理工学部研究紀要 NO.6 P.44・55 1993
- (1.2) 「4670kW立軸カプラン水車 関西電力(株)新由良川発電所納入」、藤田・佐藤・池上、エバラ時報 NO.153 P.40・44 1991
- (1.3) 「A numerical method of flow through a cross-flow runner」 FUKUTOMI J, NAKASE Y ,SENOO Y、JSME Int J Ser 2 (Jpn Soc Mech Eng) Vol.34,NO.1 PAGE. 44-51 1991
- (1.4) 「Development of a crossflow turbine derivative for small hydro power」、POMFRET M J,LAM K、ARTER A、St. Gal、Proc 4th Asian Congr Fluid Mech 1989 Vol 1 PAGE. C.82-C.85 1989

- (16) 「クロスフロー水車発電機システムの動特性」 鈴木・福富・中瀬、ターボ機械講演会、Vol.22nd PAGE.102・107 1988
- (19) 「落下流水エネルギーの利用」、竹内・時田・石井・古田・板垣、農業機械学会誌 Vol.51,NO.2 PAGE.67・74 1989
- (20) 「自然エネルギーの研究 昭和61年度研究成果報告書(文部省S)」、浦野、自然エネルギーの研究 昭和61年度 PAGE.170 1987
- (21) 「An analysis of flow through a cross-flow runner」、FUKUTOMI J, NAKASE Y、SENOO Y、Bull Fac Eng Tokushima Univ Vol.23/24 PAGE.1-13 1987
- (23) 「貫流水車の水力特性に関する研究 I アスペクト比2.0の実物水車」、山部、伊藤、日本機械学会論文集 B Vol.52,NO.475 PAGE.1050-1059 1986
- (24) 「貫流水車の水力特性」、山部、ターボ機械 Vol.14,NO.4 PAGE.220-226 1986
- (25) 「貫流水車の水力特性に関する研究 I アスペクトル比0.50水車」、山部、伊藤、奥沢、高木、日本機械学会論文集 B Vol.51,NO.472 PAGE.3928-3936 1985
- (26) 「吸出管無し貫流水車に関する研究」、赤池・根本・石綿、幾徳工業大学研究報告 B 理工学編 NO.9 PAGE.9-16 1985
- (27) 「貫流水車に関する研究」、豊倉・金元・鈴木・佐藤、日本機械学会論文集 B Vol.51,NO.461 PAGE.143-151 1985
- (28) 「気液二相流の円すいディフューザ性能におよぼす流速の影響」、柏原、高知工業高等専門学校学術紀要 NO.21 PAGE.85-91 1984
- (29) 「ミニ水力発電用貫流水車」、久保田・久志本、日本機械学会誌 Vol.86,NO.780 PAGE.1280-1284 1983
- (30) 「A study of cross-flow turbine (effects of nozzle shape on its performance)」、NAKASE Y, FUKUTOMI J, WATANABE T, SUETSU、GU T、KUBOTA T、KUSHIMOTO S、Small Hydro Power Fluid Mach 1982 PAGE.13-18 1982
- (31) 「貫流水車」、豊倉・金元、エネルギー・資源 Vol.4,NO.3 PAGE.234・239 1983
- (32) 「貫流水車の性能について」、西茂・中西、広島工業大学研究紀要 Vol.17 PAGE.135-140 1983
- (33) 「Analysis of high-speed cross-flow water turbine with infinite blade numbers」、MIYAKE Y, TSUGAWA T, MURATA S、Technol Rep Osaka Univ、Vol.32,NO.1652・1683 PAGE.381-390 1982

- (3 4) 「 The Ossberger cross · flow turbine 」、STAPENHORST F W E 、 Small Hydro · Power Fluid Mach PAGE.27-29 1980
- (3 5) 「 Power outputs of two stages of cross · flow turbine 」、FIUZAT A A 、 AKERKAR B P 、 J Energy Eng Vol.117,NO.2 PAGE.57-70 1991
- (3 6) 「 Experimental study of cross · flow turbine 」、KHOSROWPANAH S 、 FIUZAT A A 、 ALBERTSON M L 、 J Hydraul Eng Vol.114,NO.3 PAGE.299-314 1988
- (3 7) 「クロスフロータービンに関する研究（性能に及ぼすノズルの影響）」、中瀬・渡部・福富・末継、徳島大学工学部研究報告 NO.27 PAGE.8P 1982
- (3 8) 「 Optimising India's small hydro resources 」、 Kumar, A.、 International Water Power and Dam Construction v 47 n 8 Aug 1995.
- (3 9) 「 Research and development activity on small hydropower in Poland 」、 Steller, K.; Steller, J.、 Energy Sources v 15 n 1 Jan-Mar 1993. PAGE. 37-49 1993
- (4 0) 「 Design and efficiency testing of a cross-flow turbine 」、 Ott, Ronald F.; Chappell, John R.、 Proc Int Conf Hydropower v 3 (of 3). Publ by ASCE, New York, NY,USA. PAGE. 1534-1543
- (4 1) 「ポンプの吸込水槽の模型試験法」、日本機械学会、 JSME S-004, 1984
- (4 2) 「自然の流体エネルギーの開発研究」、豊倉、文部省科学研究費補助金、エネルギー特別研究（エネルギー）昭和 6 0 年度研究成果概要 No.620,PAGE.29 1986
- (4 3) 「低落差発電に関する研究）」、豊倉、文部省科学研究費補助金エネルギー特別研究 自然エネルギーの研究 昭和 5 5 年度研究成果報告書、 No.F-3, PAGE.157-160 1981
- (4 4) 「低落差水力発電に関する研究（貫流水車の内部流れと性能）」、豊倉・金元・鈴木、文部省科学研究費補助金エネルギー特別研究 自然エネルギーの研究 昭和 5 6 年度研究成果報告書、 No.620-3, PAGE.97-100 1982
- (4 5) 「総括、低落差水力発電に関する研究」、豊倉・金元・佐藤、文部省科学研究費補助金エネルギー特別研究 自然エネルギーの研究 昭和 5 7 年度研究成果報告書、 No.630-1, PAGE.105-108 1983
- (4 6) 「低速形低落差水力の高性能化に関する研究」、豊倉・金元、文部省科学研究費補助金エネルギー特別研究 自然エネルギーの研究 昭和 5 8 年度研究成果報告書、 No.620-1, PAGE.59-60 1984

- (47) 「低速形低落差水力の高性能化に関する研究」、豊倉・金元、文部省科学研究費補助金エネルギー特別研究 自然エネルギーの研究 昭和59年度研究成果報告書、No.620-1, PAGE.69-72 1985
- (48) 「低速形低落差水力の高性能化に関する研究」、豊倉・金元、文部省科学研究費補助金エネルギー特別研究 自然エネルギーの研究 昭和60年度研究成果報告書、No.620-1, PAGE.67-70 1986
- (49) 「低速形低落差水力の高性能化に関する研究」、豊倉・金元、文部省科学研究費補助金エネルギー特別研究 自然エネルギーの研究 昭和61年度研究成果報告書、No.620-1, PAGE.47-50 1987
- (50) 「吸出し管出口付近の開水路流れに関する研究」、山澤、横浜国立大学大学院工学研究科生産工学専攻修士論文、1991
- (51) 「貫流水車に関する研究」、佐藤、横浜国立大学大学院工学研究科機械工学専攻修士論文、1983
- (52) 「低落差貫流水車に関する研究」、溝渕、横浜国立大学大学院工学研究科生産工学専攻修士論文、1989
- (53) 「貫流水車に関する研究」、鈴木、横浜国立大学大学院工学研究科機械工学専攻修士論文、1982
- (54) 「クロスフロー水車の性能に関する研究」、落合、横浜国立大学大学院工学研究科生産工学専攻修士論文、1991
- (55) 「The Cross-Flow Turbine」, Haimerl, L.A., Water Power, Np.5, 1960
- (56) 「Theorie der Durch Stromturbine」、Sonne K. E., 1923
- (57) 「International Draft Code for Model Acceptance Tests of Hydraulic Turbines and Pumpturbines」 IEC 4(CO)48-1987 1987.
- (58) 「電気規格調査会標準規格・ポンプ水車」、JEC-177-1975, 65, 電気学会 1975
- (59) 「流れの可視化学会、新版流れの可視化ハンドブック」、朝倉書店 1986
- (60) 「技術資料 流体計測法」、日本機会学会編、1985
- (61) 「気液混相流の鉛直ディフューザ性能」、豊倉・鈴木・金元・柏原、日本機械学会論文集 B Vol. 51, No. 470, PAGE. 3376-3380 1985
- (62) 「数理公式集 昭和60年版」、土木学会 1985
- (63) 「水力機械工学便覧」、水力機械工学便覧編集委員会、コロナ社 1968

- (64) 「機械工学便覧B 5 編流体機械」、日本機械学会、丸善(株) 1987
- (65) 「ターボ機械 入門編」ターボ機械協会編、日本工業出版(株) 1989
- (66) 「ダリウス形横流水車の流体性能に関する研究」高松・他3名、日本機械学会論文
文集 B Vol.50 No. 458 PAGE. 2368 1984
- (67) 「丸島水門研究レポート」、成美、他、
- (68) 「連続体の力学(5) ベクトル演算と物理成分」、棚橋、理工図書(株) 1988
- (69) 「有限要素法流体解析」、川原、日科技連出版(株) 1985
- (70) 「流体力学の進歩 境界層」、谷、丸善(株) 1984
- (71) 「小水力向け水車」、久保田、日本機械学会誌、Vol.83, No.745、PAGE.1509
1980
- (72) 「Centrifugal and Axial Flow PUMPS Theory-Design and Application」、A.J.Stepanoff,
John Willey & Sons. 1948
- (73) 「一枚羽根遠心ポンプの瞬時羽根間圧力分布と変動ラジアルスラスト」、青木、
日本機械学会論文集 B Vol.50, No.451, PAGE.661-669 1984
- (74) 「ハイドロタービン」、ターボ機械協会編、日本工業出版(株) 1991
- (75) 「数値流体力学 基礎と応用」、保原・大宮司、東京大学出版会 1992
- (76) 「我が国の包蔵水力」、資源エネルギー庁 1993
- (77) 「The Effect of The Inlet Nozzle and Runner Geometry on the Efficiency of Radially
Loaded Cross-Flow Turbines」、Atila ULKL; Hayati Olgun, Proc. of Cairo International
Symp. on Renewable Energy Sources, PAGE.192 1988
- (78) 「クロスフロー水車性能に及ぼす羽根車とノズルのすきまの影響」、福富・中瀬、
日本機械学会論文集 B Vol.56, No.529, PAGE.2658-2664, 1990
- (79) 「クロスフロー水車に関する研究(ノズル出口弁による流量・出口制御)」福富
・中瀬・山下・蓮井、日本機械学会論文集 B編 Vol.52, No.473, PAGE.401-411,
1986
- (80) 「水車及びポンプ水車」電気学会編、電気規格調査会標準規格、JEC改訂版
1990
- (81) 「International Draft Code for Model Acceptance Tests of Hydraulic Turbines and
Pumpturbines」IEC 4(CO) 48-1987, 1987
- (82) 「Tailwater Level and Net Head in Low Head Power Plant」Kita, E.; et.al, Proc. of 3rd

Japan-China International Symposium of Fluid Machinery, 1990

- (8 3) 「理科年表(各年度)」東京天文台編纂、丸善(株)
- (8 4) 「流れの数値シミュレーション」日本機械学会編、コロナ社 1988
- (8 5) 「J I Sハンドブック ポンプ」日本規格協会、1986
- (8 6) 「六訂 物理学実験」吉田他、(株)三省堂 1979
- (8 7) 「流体力学」豊倉・亀本、実教出版(株) 1988
- (8 8) 「富士時報」 Vol.55, No.5 1982
- (8 9) 「2次元管・開水路境界面の伝播解析法について」細田・岩佐・小出、土木学会
年次学術講演会講演概要集 第2部、Vol.46, PAGE.542-543, 1991
- (9 0) 「Hydraulic aspects of turbine application for low head・high specific speed」EICHLER
O, IAHR 13th Symp., Vol. 1, PAGE.31.1-31.13, 1986
- (9 1) 「The Banki Turbine」Mockmore, C.A., Bull. Oregon State College, Ser., Vol.25, 1949
- (9 2) 「現代行政全集15 通商産業(Ⅱ)」、通商産業行政研究会編著、1983

著者の関連論文

- (a 1) 「貫流水車に関する研究(低落差への適用)」、豊倉・金元・北洞・白石、日
本機械学会論文集 B Vol.53, NO.491 PAGE.2078-2084 1987
- (a 2) 「低落差貫流水車の性能向上への一寄与」、北洞・豊倉・久保田・溝淵、ター
ボ機械協会誌 Vol.18, NO.2 PAGE.73-78 1990
- (a 3) 「吸出し管出口開水路内流れに関する研究」、北洞・豊倉・山澤・久保田、鈴木、
日本機械学会論文集 B, No.57, Vol.533, PAGE.25-29 1991
- (a 4) 「吸込み管入口開水路内流れに関する研究(低水位時の空気吸い込み現象につい
て)」、北洞・黒川・豊倉、ターボ機械協会誌, Vol.21, No.6, PAGE.336-342 1993
- (a 5) 「低落差貫流水車のラジアルスラスト」、北洞・黒川・豊倉、日本機械学会論文
集 B Vol.61、NO.588 PAGE.3012-3017 1995
- (a 6) 「低落差貫流水車に関する研究(ランナ径が効率に及ぼす影響)」、北洞・黒川
・豊倉、日本機械学会論文集 B Vol.61、NO.585 PAGE.1744-1749 1995
- (a 1') 「Energy Conversion in Small Hydropower by Cross-Flow Turbine」、Kitahora, T.;
Kurokawa, J., Proc. of 1st International Conference, New Energy Systems and

- Conversions (1993) Yokohama, Frontier Science Series No.7,PAGE.533-537 1993
- (a 2') 「 Performance Improvement of A Low Head Cross-Flow Hydraulic Turbine 」 、
Kitahora, T.;Toyokura.T.;Kanemoto,T.;Kubota,T.,Proc. of The Second KSME-JSME Fluids
Enginnering Conference(Seoul),
- (a 3') 「 Flow in Open Channel near Draft Tube Outlet of Low Head Turbine 」 ,Toyokura,T. ;
Kitahora,T.;Yamazawa,H.;Kubota,T.;Suzuki,R.,Proc. of 15th Symposium of The IAHR
(BELGRADE),Vol.2,No.01,PAGE.1-11, 1990
- (a 4') 「 Transition Flow from End of Open Channel to Inlet of Closed Conduit 」 、
Kitahora,T. ;Toyokura,T.;Kubota,T.;Suzuki,T.;Kurokawa,J.、 Proc. of 16th Symposium of
The IAHR (SÀ O PAULO),PAGE.455-463 1992
- (a 6') 「 Consideration on Effective Head in Cross-Flow Water Turbine 」 、 Kitahora,T. ;
Kurokawa,J.;Toyokura,T.,Proc. of The 4th Asian International Conference on Fluid
Machinery,Vol.1, PAGE.367-372
- (b 1) 「 低落差貫流水車の高効率化への一寄与」 北洞・豊倉・金元・溝淵、ター
ボ機械講演会論文集 Vol.22nd P.97・101 1988
- (b 2) 「 低落差貫流水車の平均ラジアルスラスト」 、北洞・豊倉、ターボ機械講演会
論文集 Vol.23th PAGE.1・6 1989
- (b 3) 「 貫流水車の平均ラジアルスラスト」 、北洞・豊倉、第23回ターボ機械協会
講演論文集 PAGE.1-6 1899
- (b 4) 「 小水力利用によるエネルギー変換」 、黒川・北洞、新エネルギートータルシ
ステムの研究（平成4年度教育研究特別経費研究成果報告書）、PAGE.47-52
1992
- (b 5) 「 吸出し管出口開水路内流れの研究」 、豊倉・北洞・久保田・鈴木、第24回
ターボ機械協会講演論文集（高知）、PAGE.35-40 1989
- (b 6) 「 吸込み管入口開水路内流れに関する研究」 、北洞・豊倉・久保田、日本機械
学会流体工学部門講演会講演論文集 ,No.910-50,PAGE.111-113 1991
- (b 7) 「 フランシス水車ランナの摩擦損失の予測」 、北洞・黒川・松井・松本・平賀、
日本機学会流体工学部門講演会講演論文集、 No.95-19,PAGE.47-48 1995
- (b 8) 「 フランシス水車の摩擦損失の予測法（比速度の違いによる比較）」 、北洞・黒
川・松井・松本、第35回ターボ機協会山形講演会、PAGE.106-111 1995

(b 9) 「低落差貫流水車に関する研究」、北洞、横浜国立大学大学院工学研究科生産
工学専攻修士論文,1987

(b 1 0) 「貫流水車の性能に関する研究」、北洞・黄、横浜国立大学工学部機械工学科
学士論文,1985

謝辞

本研究に際し懇切なご指導ご鞭撻を頂きました横浜国立大学の黒川淳一教授に深甚なる感謝の意を表します。

本研究を開始した当初より多大なるご教示、ご指導を賜りました横浜国立大学名誉教授の豊倉富太郎教授に厚く御礼申し上げます。

本研究を開始するに当たり、貴重なる御示唆を下さり、的確な指針をお示し下さいました神奈川大学の久保田喬教授に深く感謝の意を表します。

また、本論文をまとめるに際して、貴重なるご教示と検討を頂戴いたしました横浜国立大学の亀本喬司教授、秋葉雅史教授、田中裕久教授、松本裕昭助教授に深く感謝の意を表します。

横浜国立大学在学当初より多くのご指導を下さいました、九州工業大学の金元敏明助教授、高知工業専門学校の柏原俊規教授ならびに神奈川工科大学の赤池志郎教授に謹んで感謝の意を表します。

貴重なるご助言を頂くと共に、実験装置の設計および製作に当たり多大なるご援助を頂きました日本工営（株）の青木宏之氏ならびに富士電機（株）の鈴木良治氏に深く感謝の意を表します。

多くのご助言を頂きました横浜国立大学の松井純講師をはじめ、貴重な資料を参考にさせて頂きました横浜国立大学の豊倉研究室の諸先輩方、実験にご協力下さいました上海交通大学の黄建徳助教授をはじめ、豊倉研究室、黒川研究室をはじめとする流体研究室の卒業生、在校生諸子、ならびに本研究を進めるに当たりご協力頂きました方々に多大なる感謝の意を表します。

1996年 2月

北 洞 貴 也