

博 士 論 文

クロスフロー水車のノズルからの吸気による
部分負荷運転時の効果に関する研究

令和 5 年 2 月

湘南工科大学大学院
工学研究科 機械工学専攻 博士後期課程

17T1501

西 川 雄 基

目次

第1章	序論	
1・1	小水力水車の社会的環境	1
1・2	クロスフロー水車の構造	6
1・3	水車形式における位置づけ	8
1・4	現在までの主な研究	9
1・5	本研究の目的	13
1・6	記号および用語	16
第2章	拡大流路への自然吸気による圧力低下及び動力損失抑制方法	
2・1	実験装置および実験方法	20
2・2	解析方法および計算条件	22
2・3	実験結果	24
2・4	解析結果	26
2・5	2章まとめ	42
第3章	クロスフロー水車のノズルへの吸気法の部分負荷運転における効果	
3・1	実験装置および実験方法	44
3・2	解析方法および計算条件	
3・2・1	流路形状	51
3・2・2	解析方法	53
3・3	解析結果	
3・3・1	孔無しモデルにおける流れの様子	54
3・3・2	丸孔モデルにおける流れの様子	56
3・3・3	スリットモデルの面取り傾斜角の影響	59
3・3・4	傾斜率 10%スリットモデルの流れの様子	62
3・3・5	吸気量および水の漏れ量と全圧、動力損失の変化	64

3・4	実験結果	
3・4・1	ガイドベーン開度の影響	67
3・4・2	スリットへの外気吸入による改善	71
3・4・3	スリットからの吸気量による効率影響	74
3・5	3章のまとめ	82
第4章	結論	83
	参考文献	88
	謝辞	

第1章 序論

1.1 小水力水車の社会的環境

現在、日本のエネルギー需給の資源割合は急速に変化している。日本では火力発電が主として利用されているが、火力発電で使用される石油や液化天然ガス(LNG)は世界的に枯渇が危ぶまれている。また、発電の過程で燃焼により、地球温暖化の原因になる二酸化炭素を多量に排出してしまうこと、環境汚染の原因になる硫黄酸化物(SO₂、SO_x)や窒素酸化物(NO_x)を排出するなどの問題がある。一方で、火力発電よりも大量に電力の供給が可能な原子力発電は、設備の老朽化で運転を終える発電所の廃炉処置の難しさがある。合わせて、火力発電と原子力発電はともに、燃料の調達を日本国外からの輸入に頼っているため、発電コストが高いことや国家間の政治情勢により燃料の価格や供給量が変動する恐れがある。

2011年3月の福島第一原子力発電所の事故以降、それまで日本の発電電力量の約25%を担っていた原子力発電は減少し、2020年度には3.9%以下にまで減じている⁽¹⁾。一方で、発電量の割合の大部分を占める石炭、石油、天然ガスなどの化石燃料による発電割合は、原子力発電の停止を受け、2012年から2015年までに9割の発電量に及んだのち徐々に減少している。昨今では原子力発電所が再稼働に至っていないにも関わらず、原発事故以前の水準に戻りつつある。この要因は、2019年12月に発生し世界的に蔓延した新型コロナウイルス感染症拡大によって、人の移動が制限されたことで、自動車や航空機に使用されるガソリンやジェット燃料などの需要の低下を受け、化石燃料の生産量が世界的に削減されたことによるものである。もう一つの要因には、太陽光発電による発電電力量が2010年からの10年間で約20倍となったことがある。

太陽光発電は発電能力として20~40%の発電効率を見込まれてはいたものの、技術革新の途中であり、開発コストが含まれた製品価格は高価であるため、これまでは、経済的に厳しいとされてきた。しかし、2012年7月より開始された再生可能エネルギー固定価格買取制度(FIT制度)による売電収入によって採算性が優れるようになったことから、太陽光を用いた発電設備が多く建設されている。これにより、現在では水力発電と発電量が肩を並べるものとなっている。

この背景には地球温暖化対策の推進があり、日本ではパリ協定に定めた 2050 年までの目標（世界全体の産業革命以降の平均気温上昇を 2℃より十分下回るよう、更に 1.5℃未満に抑制する努力を継続）を元に、経済産業省より 2020 年 10 月に「2050 年カーボンニュートラル」⁽²⁾が宣言された。これにより、政府のみならず、自治体や企業においても化石燃料の使用率の削減と再生可能エネルギー（再エネ）の利用推進の気運が高まっている。

太陽光発電以外の再生可能エネルギーには風力発電や地熱発電、水力発電がある。風力発電は自然風の変動により部分負荷運転が多いため、実際には約 20～45%の発電効率であると言われている。地熱発電においても、安定的に十分な蒸気温度を確保する技術が発達しておらず、現在の発電効率は 10～20%とされており、設備投資費用の回収が困難であるため発電利用が進んでいない。

一方で、水力発電は、水の持つ位置エネルギーを運動エネルギーに変換して発電を行うため、水路を流れる水流と壁面の間に摩擦が生じ摩擦損失が発生する。しかしその損失は小さく、発電機や変換器を含めた発電システムの損失を合わせても発電効率は大水力発電の場合 80%とエネルギー変換効率の良い発電方式である。発電に使用する水は、主に河川水を使用するため、発電所の地点ごとに有する水のエネルギーや水路の形状は異なることから適用する製品は基本的にはオーダーメイド設計となる。これは一般的には製品コストが割高となる要因だが、配管は工業規格で標準化された水道設備や工場配管に使用されている一般流通品を選定できる。また、水車本体においても短時間で高精度に地点最適化した設計を提供できる技術が確立しており、四季の変化や天候などに伴う流況変化を含めて最大限の発電量や稼働率を計画することができる。製作技術も確立しており、設備寿命は長いものでは 100 年運用されているほどの堅牢性をもつ機器である。

これらの高い技術がある要因は、他の発電方式に比べて古くから技術開発されてきているためである。18 世紀初頭から欧米で技術革新がなされ、日本でも戦後の高度成長期に昼間の電力需要の増大を受けて、火力発電(ベースロード)を補う形でピークロード対応を目的とした揚水発電の開発と導入が盛んになり、揚水発電で使用される水車の技術が確立し、現在に至っている。

しかしながら、日本国内では水力発電は前述の固定買取制度が適用されてい

るにも関わらず、発電量は 10 年間でほぼ横ばいであった。この理由としては、古くから利用されてきた経緯から、大規模な開発地点はすでに発電利用されており、残された小規模な発電地点は河川流況が不明確で長期にわたる調査が必要であることや、小規模でロケーションが山地の奥まったところにあり、発電規模に対する建設コストが高いことが挙げられる。

資源エネルギー庁の 2021 年の調査では、表 1・1・1 に示す日本の包蔵水力⁽³⁾のうち、出力で約 33%の 1900 万 kW が未開発であるものの、これらは 1 つの発電所あたりの出力規模が小さく、表 1・1・2 からわかるように、1,000kW 未満と 1,000~3,000kW を合わせた「小水力発電設備」に分類される地点が多い⁽³⁾。また、山間部に発電設備を建設しようとする、水害の恐れや除塵対策の整った取水設備の設置が困難であったり、水利権や地域住民の理解を得ることが難しいため開発が進まない問題がある。

しかしながら、水力発電は、他の再エネである太陽光や風力発電に比べて、気候や季節、昼夜に関わらず安定的に発電できることや、前述のように取水設備や発電所本体の土木工事による初期投資が大きいものの、機器の寿命が長く、長期で見ると発電コストが安価であるため経済性に優れた発電方式である。2012 年まで施行されていた RPS 法に登録の 1000kW 以下の小水力発電所 522 地点のうち、過半数を占める 311 地点が 1979 年以前に建設されたものであった⁽⁴⁾ことから、小水力発電は長期に発電できる優れた発電形式であることがわかる。

FIT 制度は 2019 年から順次廃止されている。また、太陽光発電では利用の歴史が浅いことから設置環境や土壌の安全確認の不足により、崩落や土砂崩れの誘発、台風によるパネルの破損といった事故⁽⁵⁾が相次いでおり、脱炭素社会に向けての重要項目である再エネの促進にブレーキがかかることが懸念される。この問題の解決のために、より経済性の優れた水力発電の利用が望まれている。

表 1・1・1 包蔵水力⁽³⁾

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	2,011	21,914,670	90,209,984
	混合揚水	17	5,573,690	2,380,842
工事中	一般水力	92	1,028,540	4,849,327
				10,900
未開発	一般水力	2,641	11,659,128	44,148,039
		△254	-852,765	-6,098,691
	混合揚水	19	7,502,000	1,741,400
		△12	-119,770	-702,232
一般水力計		4,744	33,749,573	133,099,159
		△254		
混合揚水計		36	12,955,920	3,420,010
		△12		
合計		-	-	136,519,169

表 1・1・2 出力別包蔵水力（一般水力）⁽³⁾

出力区分 (kW)	既開発			工事中		
	地点	出力 (kW)	電力量 (MWh)	地点	出力 (kW)	電力量 (MWh)
1,000未満	622	254,821	1,544,227	33	16,154	76,801
1,000～ 3,000	422	749,770	4,153,062	7	11,650	66,428
3,000～ 5,000	162	606,136	3,173,949	7	26,010	122,466
5,000～ 10,000	278	1,891,428	9,547,398	15	97,600	520,506
10,000～ 30,000	350	5,907,165	26,884,249	24	380,726	1,841,206
30,000～ 50,000	86	3,257,900	14,362,125	1	40,000	171,950
50,000～ 100,000	66	4,321,350	16,973,722	3	195,400	830,213
100,000 以上	25	4,926,100	13,571,252	2	261,000	1,219,757
計	2,011	21,914,670	90,209,984	92	1,028,540	4,849,327
平均	-	10,897	44,858	-	11,180	52,710

表 1・1・1、表 1・1・2 の注釈

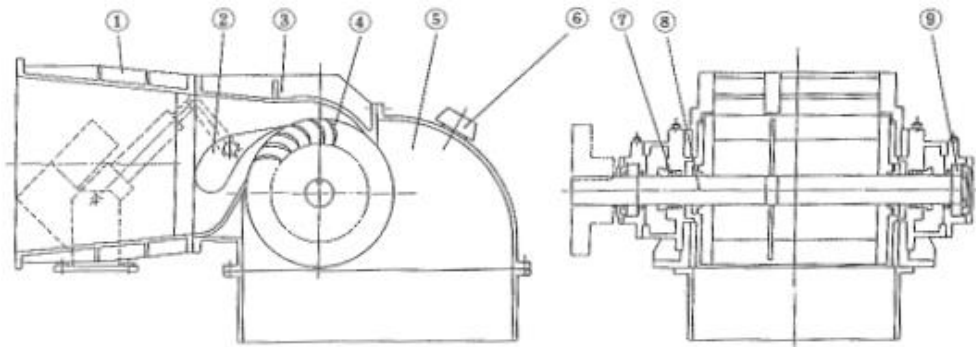
- 1) △は新規発電所の建設に伴い廃止となる発電所
- 2) 「既開発」は 2021 年 3 月 31 日現在において運転中のものであり、(一部が工事中である発電所に係る運転未開始分の出力、電力量については「工事中」の該当欄に各々計上している。)、発電事業用の全発電所並びに最大出力 100kW 以上の自家用発電所について集計している。
- 3) 「工事中」は電気事業法に基づき、2021 年 3 月 31 日までに工事計画事前届出が受理されたものについて集計している。
- 4) 「混合揚水」の年間可能発電電力量は自分流発電電力量のみを集計している。
- 5) 「工事中」及び「未開発」の計画に伴う「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ている。なお、地点数については廃止となる発電所数を示している。
- 6) 「工事中」のうち、既開発地点の増設、改造中地点数を () 内数で示している。

1・2 クロスフロー水車の構造

日本は国土の割合で4分の3が山地や丘陵地であり、河川が急勾配で流れが速いため、水力発電に使用する河川水は季節や天候によって流量が大きく変化する。取水にダムを利用する場合、ダムの水位調整により水量が変動する。それらの変動に対して優れた効率特性をもつ水車としてクロスフロー水車⁽⁶⁾が挙げられる。

基本的なクロスフロー水車の形を図1・2・1に示す⁽⁷⁾。ランナは2枚の同外径の円盤の外周に30枚前後のブレードを円弧状に挟み込む、かご型の形状をしており、ランナ内に主軸が貫通する。一般的に導水管は円断面の配管から入口管によってランナの流入断面に合わせた矩形管へ流路形状を変える。ランナおよびノズルの上流に備えるガイドベーン(G.V.)によって流量を変化させることができ、流量調節が不要である場合やノズル上流の管路に設けたバルブで流量の調整精度が十分である場合には、G.V.を省くこともできる。G.V.の下流にはノズルがあり、ランナに対する角運動量を与える。水は、ノズルからランナの円弧翼列に流入し、角運動量変化を起こしてランナに仕事を与える。

代表的な水車形式であるフランシス水車やペルトン水車の流量調整機構であるG.V.やニードル弁と異なる特徴として、クロスフロー水車のG.V.を用いた流量調整機構は、ランナ軸に垂直な断面形状がノズルを含めて一定であり、壁面流れ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。この二次元性を利用し、G.V.を幅方向に1:2に分割することで、3種類の流路幅をもつ水車とすることができる。これにより独立した流量調整を行うことができ、低流量でも効率の低下を少なくすることができる特徴を持つ。流量が少ないときは、3分の1の流路幅のG.V.のみを使用し、流量が水車定格流量の3分の1以上になれば、3分の2の流路幅のG.V.に切り替えて運転を行う。さらに流量が3分の2以上に増加した場合には、これらの2枚のG.V.を同時に使用する。このG.V.の仕組みにより、流量の変化に応じて最良な効率特性のG.V.の区分を選択することで高効率な運転を行うことができる。これは実際の水車の発電運用に際して流量の変動も含めた年間を通じた発電量の増加に寄与する構造である。



No	品名	材質	No	品名	材質
①	入口管	一般構造用圧延鋼材	⑥	空気弁	
②	ガイドベーン	一般構造用圧延鋼材 又は炭素鋼鋳鋼品	⑦	主軸封水装置	
③	ケーシング	一般構造用圧延鋼材	⑧	主軸	機械構造用炭素鋼
④	ランナ	一般構造用圧延鋼材	⑨	主軸受	ころがり軸受
⑤	ハウジング	一般構造用圧延鋼材			

図 1・2・1 クロスフロー水車構造図(7)

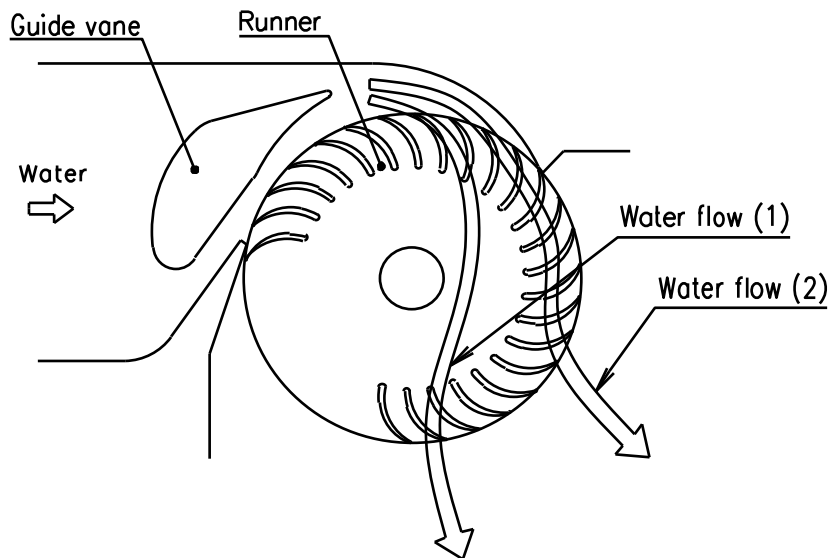


図 1・2・2 ランナを通過する流れ

ランナを通過する流れは図 1・2・2 に示すように、2 経路に分けて考えることができる。1 つ目の流れは横断流と呼び(1)のように、ランナの翼列をランナ外周から中央に向けて通り抜け、出口側に回り込んだ翼列に対してランナの中央から外周に向けて流出する。2 つ目の流れは反転流と呼び(2)のようにノズルの曲がりに対して外側になる壁面付近の流れで、流入した翼列からランナの中央を通り抜けることなく、流れの向きを変えて外周方向へ流出する。このため、流入の際にブレード間に挟まった木の葉や枝などの異物は流出時の水の流れによりランナの外周側へ押し出される力が働くため、ゴミ詰まりによる発電効率低下の防止効果を持つ。

水車内部の点検では、ランナを挟んで入口管と反対側のハウジングを外すことでランナをごく間近に見ることができるため、メンテナンスが容易である。これは同じ出力の、形式の違う水車では通常 1 年に 1 回程度、2 日から 3 日の時間をかけて行う分解点検清掃の作業が短縮でき、半日で行うことができるため、年間を通した稼働時間の延長に寄与する。あわせて、クロスフロー水車の部品は複雑な 3 次元の曲面形状を造形する必要が無く、板金や溶接加工のみで製作が可能のため、安価な水車である⁽⁸⁾。

1.3 水車形式における位置づけ

縦軸に有効落差、横軸に流量をとった水車形式ごとの一般的な適用範囲を図 1.3.1 に示す。紫色の線で示したものがクロスフロー水車の適用範囲である。最大出力は、ランナ構造による強度の問題から、1,000kW 程度が上限となっている。高落差になると、ガイドベーンやランナベーンでキャビテーションが著しく生じるため、有効落差は 100m 程度が上限とされている。しかしながら、小水力とされる 3,000kW 以下において、クロスフロー水車の適用範囲は他の水車形式に比べて広い。また、低い落差領域に広い流量範囲で適用することが可能であることがわかる。

初期費用における機器のコストを下げる目的や、点検頻度やトラブルが少ない設備の導入を目的として、この水車は資金が少ない民間の発電事業者に選択され、小規模な発電設備へ多く設置されている。先述したクロスフロー水車の限界である 1,000kW 以上の出力の計画では、設備の規模が大きくなるため、民

間発電事業者の参入が少なく地点開発数が少ないこと、また、水車効率の差異による発電量の差が大きいことから、投資回収を含めた採算性により、渦巻フランシス水車などの高効率な水車が選定される。このため、大規模化のための開発にはさほど意義はない。一方、落差が大きい場合には出力に対して取水口から発電所までの導水管の口径を小さくできるため、出力規模に対して部材や土木費用の少ない経済的な発電所をつくることことができる。したがって、高落差への適用は民間発電事業者への普及につながると考えられる。

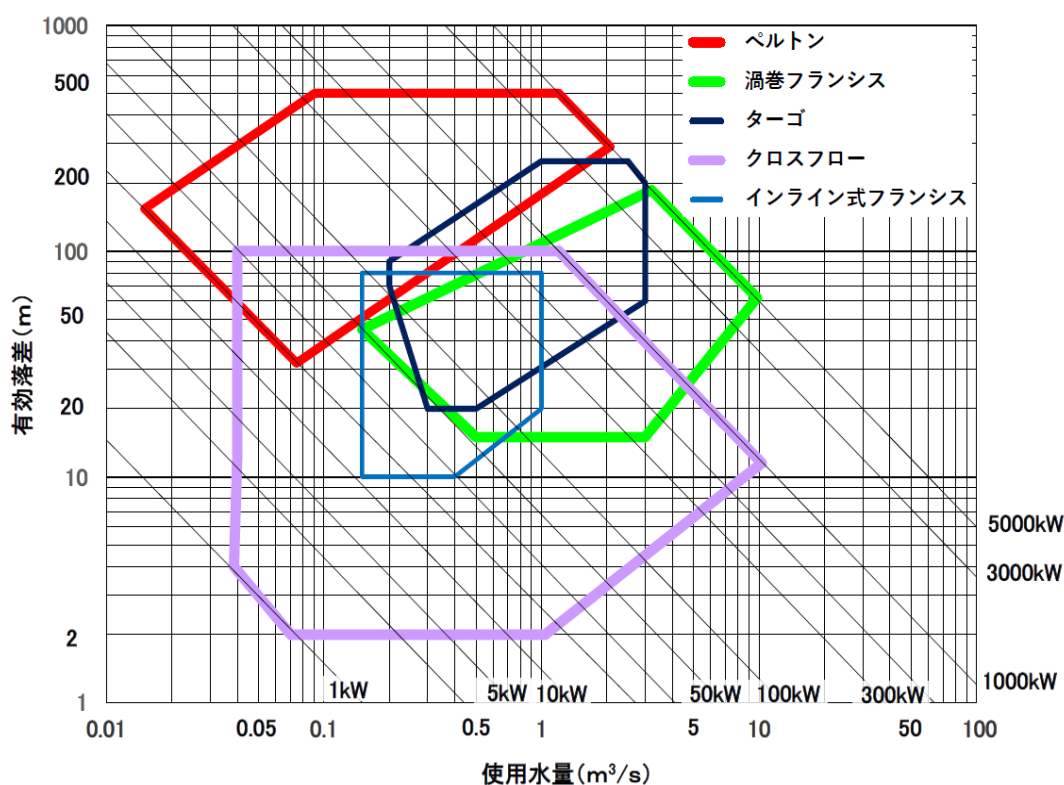


図 1.3.1 水車形式選定図⁽⁹⁾

1.4 現在までの主な研究

クロスフロー水車は前述した独特な形状を持つ水車として中落差小水力用にオーストラリアの技術者 A.G.M.Michell により発明された。20 世紀初頭にドイツで Banki が特許を取得しているため、バンキ水車とも呼ばれる。現在の形状は Ossberger 社の Bavaria が改良を加えたものが基本形になり、世の中に広く知られるようになった。日本では 1981 年に国内で初めて、自家発電用として星野温泉(長野県北佐久郡軽井沢町)に導入された。この水車により作られた電力は

現在でも「星のや軽井沢」で使用されている。クロスフロー水車は国内初導入以降、これまでに数々の調査研究により技術が進展してきた。内部流れと性能に対する主要なものとして、実験的な研究を以下に挙げる。

・福富ら⁽¹⁰⁾は、任意の曲面形状を持つ非対称ノズルの流れを計算し、実験値とほぼ一致することを確認している。その結果、ノズル出口ではすぐに大気圧にならず、ノズル上側壁面に沿う流れの曲がりによって圧力分布をもつことを明らかにしている。また、この計算方法により、ノズル出口流れに及ぼすノズル形状の影響について調べるのが可能になった。

・豊倉ら⁽¹¹⁾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、流線曲率法を用いたノズル出口流れの予測法を示し、性能と内部流れの関係を明らかにしている。この計算方法により、ランナ入口での良好な流れを得るためのノズル形状が明らかとなり、約 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、ランナ内を流れる流量配分による仕事の割合を求め、ランナ羽根出口のすべり係数を実験的に求めている。

・山部ら⁽¹²⁾⁽¹³⁾⁽¹⁴⁾はアスペクト比(ランナ流路幅 B をランナ外径 D で割ったランナ形状を示す比率)が 2.0 と 0.5 の水車に関して、水力特性を実験的に調べている。ケーシング側壁に設けた孔から給気することにより、吸出し管内水位の高い条件で起こる効率の急減少を改善できることを明らかにしている。さらに、この影響は落差に対して流量が大きく、また出力に対して回転数が小さいほど顕著になることを明らかにしている。そのほか、偏流防止用の入口管内の仕切り板が水車効率に及ぼす影響やアスペクト比 0.5 の水車の効率および給気量特性との比較、試験落差と効率の関係を調べており、付随してキャビテーション性能などについて究明している。これらは現在、実用機に備えられている入口管の仕切り板やハウジングの給気構造の設計に使用されている。

・福富ら⁽¹⁵⁾⁽¹⁶⁾は水車を用いた実験によって、ランナの羽根枚数および羽根出口角の影響を究明している。回転方向の接線から測ったランナの羽根出口角 β_2 は、 $80\sim 90^\circ$ の条件で効率が良く、それよりも角度が大きくなると効率が低下し、反対に出口角度が小さくなくても横断流の減少により、反転流が増加することで効率が低下することを明らかにしている。また、図 1・3・2 に示す、ノズル出

口弁付ノズルによる流量・出力制御について、標準的なフラップ形状の G.V.を備えたノズルとの性能比較を行っており、結果として、G.V.を有したノズルに比べて出口弁付ノズルが幅広い流量範囲で高効率の水車性能を得られることを明らかにしている。

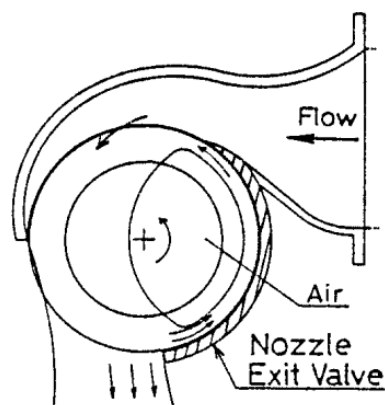


図 1・3・2 ノズル出口弁をもつクロスフロー水車構造図⁽¹⁷⁾

別の研究⁽¹⁸⁾ではノズルすきまがもたらす流れ流量の水車性能に及ぼす影響を究明しており、ランナの羽根枚数が 26 枚以下の少ない場合には、すきまの増大により水車効率が低下し、羽根枚数が 30 枚以上と多い場合にはすきまの大きさは流れ損失だけでなく、ノズル出口およびランナ内部の流動状態に変化を及ぼすことを明らかにしている。また、すきまが極端に狭い場合には、反転流の増加により水車効率が低下することも明らかにしている⁽¹⁹⁾。

そのほか、実験的に求めたランナの羽根に働く非定常な流体力と数値解析結果との比較研究も行っており、羽根に働く流体の持つ力の回転方向の接線方向成分 F_t と半径外向き方向成分 F_r は、ノズル出口端近傍が最大値になることと、 F_r は F_t の 60%程度であること、回転数の低下に伴って増加することを明らかにしている。

・北洞ら⁽²⁰⁾はランナ径が効率に及ぼす影響について実験的に調べている。その中で、断面形状が相似で流路断面積がほぼ等しく、アスペクト比の異なる 2 つの水車の効率はランナ径が大きな方が低くなるという結果が得られている。これは主板壁面の影響による 2 次流れの割合が増加したことによるものと述べられている。

別の研究⁽²¹⁾では、落差や回転数、G.V.開度を変化させた場合のラジアルスラ

ストへの影響を明らかにしており、回転数の増加に対し、ラジアルスラストの大きさはさほど変化せず、ランナ入口側の流れの変化により作用角が負から正へ直線的に変化することを示している。また、G.V.開度を絞ると流量が減り、ランナからの流出方向が変わりラジアルスラストが小さくなり作用角が負になることを示している。

・趙ら⁽²²⁾は水車構造の簡素化と性能向上を目的として G.V.を除去した場合の水車性能を実験的に調べている。ランナ内部へ直接空気を供給することで、ランナ室を小型化し、従来のランナ室への給気方法よりも効果が大きいことを明らかにしている。その結果、広い回転数範囲で効率の向上が図れ、有効落差に関わらず、従来型に比べて最高効率が向上することを報告している。

・國分ら⁽²³⁾は低流量時の効率改善を目的として、G.V.の低开度におけるランナ入口の流れの乱れを抑制する方法を考案している。図 1・3・3 に示す、G.V.のランナ側壁に整流板を設け、ノズル内部で G.V.によって分離した外側のノズル壁に沿って流れる水流と G.V.のランナ側の水流とをランナ入口で完全に分離させることで、G.V.開度 60%以下の領域で効率改善できることを報告している。

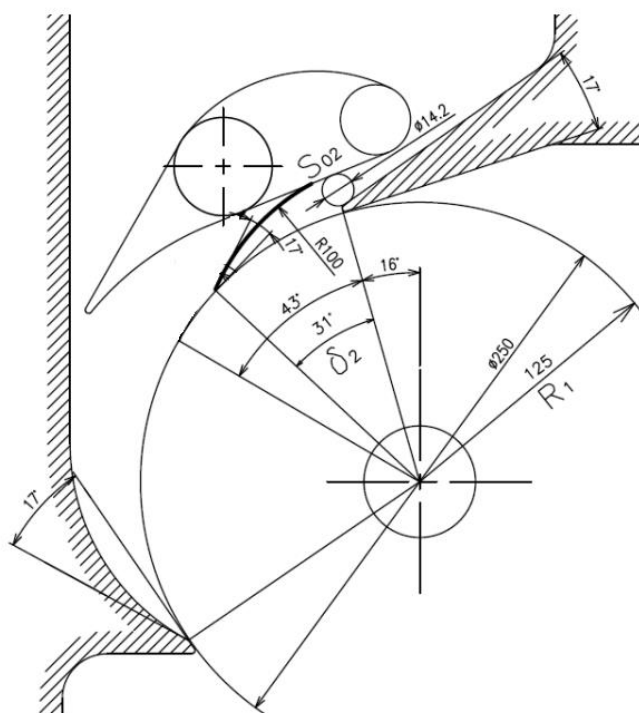


図 1・3・3 ガイドベーンに整流板をもつ
クロスフロー水車構造図(G.V.開度 20%)⁽²³⁾

1.5 本研究の目的

1.2 と 1.3 で述べたように、利点の多いクロスフロー水車であるが、高落差への適用に対する課題に加えて、構造上、部分負荷での運転において効率が低下してしまう問題がある。それは、図 1.5.1 の斜線部に示すように、G.V.開度を絞ると、ノズル壁との間のランナ側流路に拡大流路が形成される構造による。

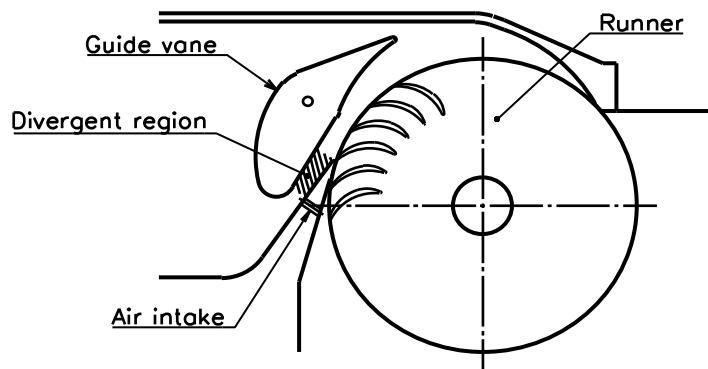


図 1.5.1 クロスフロー水車の拡大流路部

図 1.5.2 に一般的な拡大管路における損失係数のグラフを示す。拡大管路では壁面付近の流体の速度の低下により摩擦損失などが減るため、広がり角が小さい場合には損失係数は小さい。しかし、広がり角が大きくなると、壁に沿った流れの減速やはく離によって流れに乱れが発生するため、損失係数が大きくなる⁽²⁴⁾。また、高落差では流速が速くなるため、拡大流路上流側の流路断面積

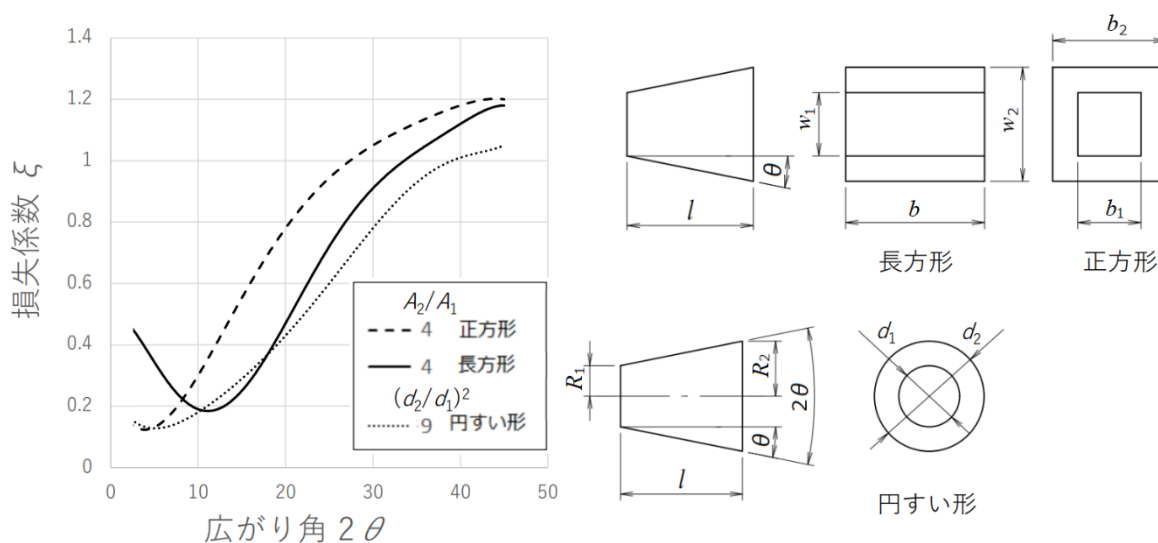


図 1.5.2 拡大流路における広がり角と損失の関係

が最も小さくなる絞り部の圧力がノズル出口でのランナ室内圧力よりも大きく低下してキャビテーションが生じる。

拡大流路における損失の増加がクロスフロー水車でも発現することについては、豊倉ら⁽¹¹⁾が、ほぼ直線流路で簡単な形状としたノズルと、ランナ入口部で一樣な流速と流れ角の分布が得られるように曲線形状とした2種類の異なったG.V.を用いた実験でも同様に、G.V.開度が小さい領域で発生することを確認している。

ディフューザとしての研究では、Alisterら⁽²⁵⁾によってディフューザ角度の拡大がキャビテーションの発生開始と進展に大きな影響を持つことが数値解析により明らかにされている。この対策として古谷ら⁽²⁶⁾が、拡がり角を広げても拡大部壁面に設けた穴から同一流体を3~4%吸引することでエネルギー損失を抑える方法を報告している。他にも、福富ら⁽²⁷⁾により、ディフューザの小型化を目的として拡大流路の内部に貫通させた翼型の放出管から剥離発生部へ同一流体を供給することで整流効果を得る方法が報告されている。

その他、福富ら⁽¹⁷⁾は拡大流路に生じる損失の対策として、ランナ外周に沿ってノズル出口を塞ぐように回転する曲板を用いた出口弁を備えることにより、拡大流路を無くし、小流量域でのノズル効率の低下を抑制できることを報告している。G.V.を備えないクロスフロー水車ではノズル内に拡大流路は生じず、この場合のノズルの性能は福富らによって算出方法⁽¹⁵⁾⁽¹⁶⁾が明らかにされているが、流量に合わせてノズルの出口断面積を絞ることができないため、流量の調節にはノズル上流のバルブを閉められるようにするなどの水車外部の設備が必要となる。水車上流のバルブを使用して流量を調節する場合には、安価なバルブでは正確な流量の調整ができなかったり、また、流量を絞るとノズルの流路断面積に対する流量が小さくなるため、流れの乱れや出口流速が安定しないことで効率が極端に低下してしまう。このため、G.V.を備えないクロスフロー水車は一般的な商用水車には使用されないので本研究の対策法の適用対象から除外した。

本研究は、クロスフロー水車の部分負荷時に生じるガイドベーン下側拡大流路に、上流側最狭部の低圧を利用して壁面の孔からランナ室の空気を自然吸気することで、図1・5・3に示すように水流の剥離を促進して水流の圧力低下と損

失を低減することを目的としている。まずはじめに、拡大流路部を模した試験機とそのモデルを使った数値解析によって、圧力低下の抑制法として考案した壁面の孔からランナ室の空気を吸気する方法により、流れの剥離が促進され、圧力低下が抑制できることと、剥離域を安定して存在させられることを確認した。次に、クロスフロー水車の実形状について、低流量時にノズルの G.V.下部に生じる拡大流路の上流側縮流部での圧力低下を利用した吸気による損失低減やキャビテーション抑制の効果を、G.V.開度を変えながら CFD により調べた。その際に、単純な丸孔では G.V.開度が大きい時には逆に孔から水が流出することが確認されたため、漏れ量を低減できる吸気穴形状およびその近傍のノズル壁面形状について検討し、クロスフロー水車実験機にて性能を評価した。

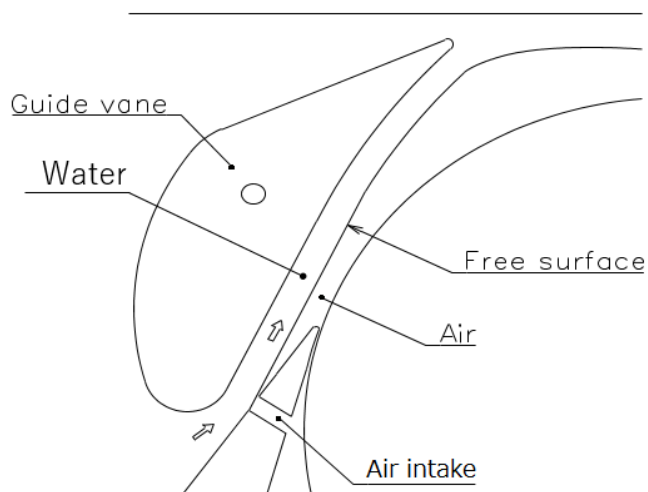


図 1・5・3 吸気による水流の剥離のねらい

1・6 記号および用語

(1) 本研究で共通に用いる主な記号および用語

・記号

x	: 水平方向	
y	: 高さ方向	
z	: 奥行き方向	
θ	: ノズルおよびガイドベーンの広がり角	
Re	: レイノルズ数	
Fr	: フルード数	
ν	: 動粘性係数	[m ² /s]
g	: 重力加速度	[m/s ²]
ρ_w	: 水の密度	[kg/m ³]
V	: 水の流速	[m/s]
ρ_j	: 解析要素各点の流体密度	[kg/m ³]
p_{tj}	: 解析要素各点の全圧	[Pa]

・用語

G.V.	: ガイドベーン
W.V.F.	: 液相体積割合
S.L.	: 流線

(2) 拡大流路試験に用いる主な記号および用語 (図 2・1・1、図 2・1・2 参照)

・記号

ϕ	: ノズル壁に設けた吸気穴の直径	= 8	[mm]
$\angle x$: $\theta=0$ におけるノズル最狭部から 吸気穴中心までの x 方向距離		[mm]
b	: 奥行き方向のノズル幅	=50	[mm]
A_0	: ノズル最狭部断面積		[m ²]
A_1	: ノズル出口面積		[m ²]
c	: ノズル最狭部高さ	=10	[mm]

Q	: 水の流量	[m ³ /s]
V_c	: 最狭部の平均流速	[m/s]
V_{nl}	: ノズル出口流速	[m/s]
p_t	: 全圧	[Pa]
$p_{ty=0}$: 解析による $x/c=12, y=0$ での全圧	[Pa]
p_{tp}	: ピトー管を用いた測定全圧	[Pa]
p_{tin}	: 入口全圧	[Pa]
p_{t_Jc}	: 噴流中心における全圧	[Pa]
p_{s_Jc}	: 噴流中心における静圧	[Pa]
p_1	: 上流静圧	[Pa]
C_P	: 動力比	
C_L	: 損失係数	
\vec{v}_j	: 解析要素各点の評価断面に切断された断面 に垂直な速度ベクトル	[m/s]
\vec{v}_j	: 解析要素各点の評価断面に切断された断面 の面積ベクトル	[m ²]
δ_1^*	: 拡大流路入口部における排除厚さ	[m]
c_{Qp}	: 各広がり角度の流量割合	

・用語

HWL	: 高水位
LWL	: 低水位
OH	: 吸気可能条件
CH	: 吸気不可条件

(3) クロスフロー水車実験に用いる記号および用語（図 3・1・2、図 3・2・1、
図 3・2・2 参照）

・記号

b	: ノズル、ランナ、ランナ室の流路幅=0.03	[m]
d	: ランナ外径	=0.20 [m]

n	: 回転数	[min ⁻¹]
a	: G.V.と下側ノズル壁が接する位置から ノズル出口までの距離を二分した長さ =10[mm]	
e	: 下側ノズル壁のスリット面取り深さ	[mm]
c_o	: 面取りの傾斜率	[%]
p_{su}	: ランナ室右上圧力測定孔の静圧	[Pa]
p_{sl}	: ランナ室左下圧力測定孔の静圧	[Pa]
p_{ug}	: ノズル上流の静圧	[Pa]
V_i	: p_{ug} 測定孔のあるノズル上流断面における 平均流速	[m/s]
h_o	: ランナ中心から p_{su} 測定孔までの高さ	[m]
h_l	: p_{sl} 測定孔からランナ中心までの高さ	[m]
h_2	: ランナ中心から上流測定孔までの高さ	[m]
h_3	: ランナ出口から p_{su} 測定孔までの高さ	[m]
h_v	: 上流断面速度ヘッド = $v_i^2/(2g)$	[m]
H	: 有効落差	[m]
H_i	: ランナ入口中心高さを基準とした有効落差	[m]
H_R	: ランナ出口中心高さを基準とした有効落差	[m]
Q_u	: 単位流量	[m ³ /s,m]
P_{su}	: 単位軸動力	[kW,m]
n_u	: 単位回転速度	[min ⁻¹ ,m]
C_{p0}	: ランナ室内圧力係数	
$NPSH$: 有効吸出ヘッド	[m]
P_w	: 水動力	[W]
P_{win}	: 入口境界での水の動力	[W]
P_s	: 軸動力	[W]
T	: 軸トルク	[Nm]
T_{loss}	: 機械損失トルク	[Nm]
ω	: ランナの角速度	[rad/s]
Q_w	: 水車流量	[m ³ /s]

m_w	: 各 G.V.開度における水車流量	[kg /s]
m_{win}	: 水車入口流量	[kg /s]
m_{ws1}	: s_1 断面における流量	[kg /s]
m_{w100}	: G.V.開度 100%における水車流量	[kg /s]
m_{ia}	: 吸気孔から流入する空気流量	[kg /s]
m_{lw}	: 吸気孔から流出する空気流量	[kg /s]
p_t	: 全圧	[Pa]
p_s	: 静圧	[Pa]
p_0	: ランナ中心基準のゲージ圧力	[Pa]
p_a	: 大気圧	[Pa]
p_v	: 飽和水蒸気圧	[Pa]
T_w	: 水温	[°C]
T_c	: 気温	[°C]
$C_{\Delta P}$: 動力の損失割合	
η	: ランナ出口を基準とした水車効率	

・用語

s_1, s_2, s_3	: 評価断面
CFD	: Computational Fluid Dynamics(数値流体力学)
Flat	: 下部ノズル壁にスリットが無いもの
Slit	: スリットを開け、ランナ室とつなげたもの
Slit with seal tape	: スリットのランナ室側壁面を塞いだもの

第2章 拡大流路への自然吸気による圧力低下及び動力損失抑制方法

クロスフロー水車モデル装置での実験をする前に、ノズル部分を単純化した拡大管を用いて給気による損失抑制方法の有効性を確認した。この拡大管について CFD による解析を行い、また実験による流れの可視化と拡大流路から出る噴流の全圧測定を行い比較した結果を本章に示す。

2.1 実験装置および実験方法

図 2.1.1 に実験装置の全体を示し、図 2.1.2 にはその水槽内に設置された単純化した拡大流路の詳細を示す。ポンプにより供給された水は試験流路上流に設けられた整流格子を通り、末端の拡大流路出口から同じ幅の出口部へ噴出する。座標原点は拡大流路最狭部の流路断面上の高さ及び奥行き方向の中心に取り、水平下流方向(x)、高さ方向(y)、奥行き方向(z)をそれぞれ座標軸とした。

整流部、直管部、拡大流路部共に z 方向の幅は 50mm の矩形断面としている。この幅を成す両側壁は透明アクリル板でできており、下流方向に $x=195\text{mm}$ まで続いている。直管部の y 方向流路幅は 46.6mm である。拡大流路の上側壁は $(x,y)=(0,31)\text{mm}$ の軸を中心に回転できるようにしており、上側壁平面部の x 軸から計った反時計回りの拡がり角度 $\theta=0,3,18\text{deg.}$ の 3 種類について実験を行った。上側壁と下側壁間の最狭部の幅 c は 10mm で一定であり、下側壁と水平にした上側壁の平面部の x 方向長さは共に 40mm である。また、 $\theta=0\text{deg.}$ のときに $(x,z)=(8,0)\text{mm}$ が中心軸となる $\phi=8\text{mm}$ の吸気孔を上側壁面に 1 つ設けた。これに長さ 250mm のビニールチューブを接続し、他端は大気に解放している。その途中に設けたボールバルブの全開、全閉により大気の吸気可、不可を変えられるようにした。

吸気孔における圧力は半導体式圧力センサ(Keyence,GP-M001)によって測定した。試験流路は幅 600mm、高さ 410mm の十分に長い水槽内に拡大流路から噴出する水流が水槽の壁面と干渉しないように下流側壁面から $-x$ 方向に 3m 程度離して、 x 軸が水槽底面から 170mm 上に位置するように設置した。拡大流路の最狭部の平均流速 V_c は 7.5m/s ($Re = c V_c / \nu \cong 7.4 \times 10^4$) で一定とした。装置はクロスフロー水車のランナ室を上下逆さまにしたものを模しており、拡大管を出た後の噴流の上側が大気となるように両側壁外側の水槽水面の高さを $y=31\text{mm}$

にしたものと、噴流の上が水になるように $y=130\text{mm}$ の高さにした 2 条件とした。拡大流路の上流静圧 p_1 は $x=-86\text{mm}$ の直管部壁面に開けた静圧測定孔から圧力計(Validyne,DP15-42)で測定し、また一孔ピトー管を $x=120\text{mm}$ 、 $y=z=0$ が先端になるように設置して圧力を測定した。ここでの全圧 p_t は解析との水面高さの違いの影響を除くために、この圧力から流れを停止した状態で測定した圧力を減じて示しているので動圧に近い。水流量 $Q_w[\text{m}^3/\text{s}]$ はポンプの回転数をインバータで制御して調整し、電磁流量計 (Siemens、MAG5100W) で測定し、流れの様子はハイスピードカメラ (Photron FASTCAM SA1.1) を使用して z 方向から撮影した。照明にはハロゲンランプを用いている。

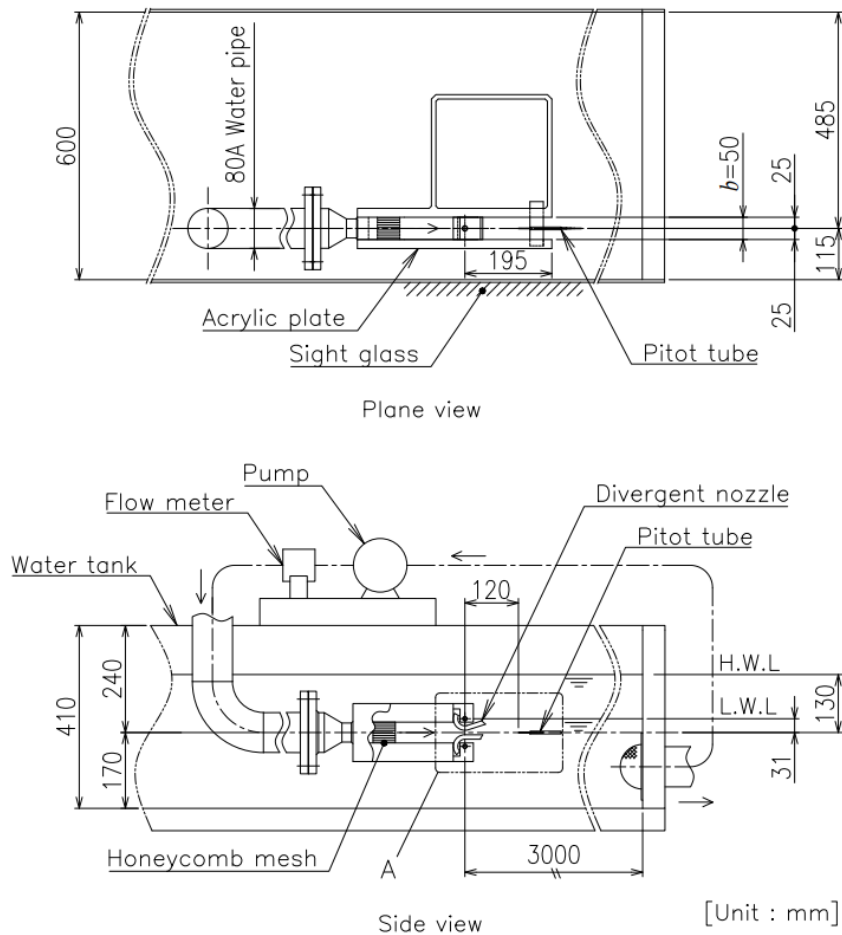


図 2・1・1 拡大流路試験機

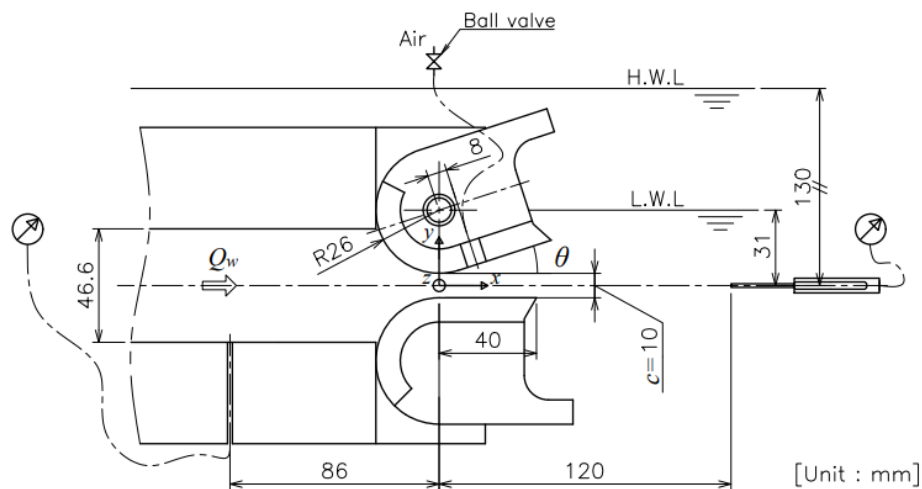


図 2・1・2 図 2・1・1 の A 部詳細

2・2 解析方法および計算条件

CFD は ANSYS Fluent による有限体積法で計算を行った。乱流モデルには、渦粘性係数として一般的に用いられる $k-\varepsilon$ モデルと、壁面からの剥離の予測に対して有用とされている $k-\omega$ モデルを組み合わせた 2 方程式渦粘性モデルの SST/ $k-\omega$ ハイブリット乱流モデルを使用し、計算アルゴリズムは SIMPLEC 法を使用した。

図 2・2・1 には計算に用いた、形状を単純化した拡大流路モデルを示す。水流量が実験と同じになるように流路入口流速を指定した。拡がり角度 $\theta=0,3,10,18\text{deg.}$ の 4 種類について、吸気可・不可の両条件で計算を行った。実験装置の吸気チューブ配管内の圧力損失は最大吸気量で 4.21Pa であり十分無視できる大きさであったため、吸気可能条件の解析では孔入口境界から大気圧の空気が流入するとしている。代表寸法を c 、代表流速を最狭部における平均流速とした Fr 数 ≈ 24.0 である。重力を考慮し、二相流解析の界面は計算格子要素内の流体体積率を用いて移流計算を行う VOF 法を使用し⁽²⁸⁾、解析領域の出口境界には静圧条件を与え、流体の密度は 1 atm 、 15°C での値で一定としている。

非定常計算を行い、初期条件として領域全体が全て液相の状態から計算を始め、物理時間で 2 秒後にはどの条件でも周期的な変動以外に流れの変化が無くなったことを確認した。後述の各等値線図は 4 秒以降の結果を表している。

ここで、採用した解析モデルが本計算条件に対して適切かどうかの検討を行った。まず、本装置の流路最狭部と同じ $10\text{mm} \times 50\text{mm}$ の矩形断面を持つ直管を、メッシュ数密度を本解析の最狭部付近と同程度にして、本実験条件と同じ Re 数になる流量で解析を行った。十分に発達した流れにするために、解析領域の入口と出口の境界を周期境界条件により繋いでいる。その結果、等価直径を使ったブラジウスの式から求まる値と比較して圧力損失は 2%程度高かった。

次に、 δ_1^* を上流直管部の拡大流路入口における排除厚さとして、図 2・2・2 に示す、参考文献(29)を元にした文献(30)の p.59 図 4.20 に示された後継管無しの $(2\delta_1^*)/c=0.05$ における二次元ディフューザの圧力係数の結果と比較する解析を行った。文献(29)に示された実験条件に合わせ、上流直管の矩形断面のアスペクト比が 8 になるように、 $10\text{mm}(=c) \times 80\text{mm}$ の断面とし、 Re 数 $=Uc/\nu$ は 3.9×10^4 としている。ここで U は上流管路内平均流速であり、入口境界条件の流速でもある。拡大流路入口で上記指定の排除厚さになるように上流管路長さを調整している。本実験条件と同様に、ディフューザ長さは $4c$ とし、メッシュ数密度を本解析と同程度として解析した結果、圧力係数は拡がり角 $2\theta=10\text{deg.}$ の時は文献の結果に比べて約 5.8%低く、 $2\theta=17\text{deg.}$ の時は約 3.5%高かった。

いずれも非定常計算であるが、得られた結果は時間による変動はほとんど見られなかった。以上のことから解析モデルの選定は妥当であると考ええる。

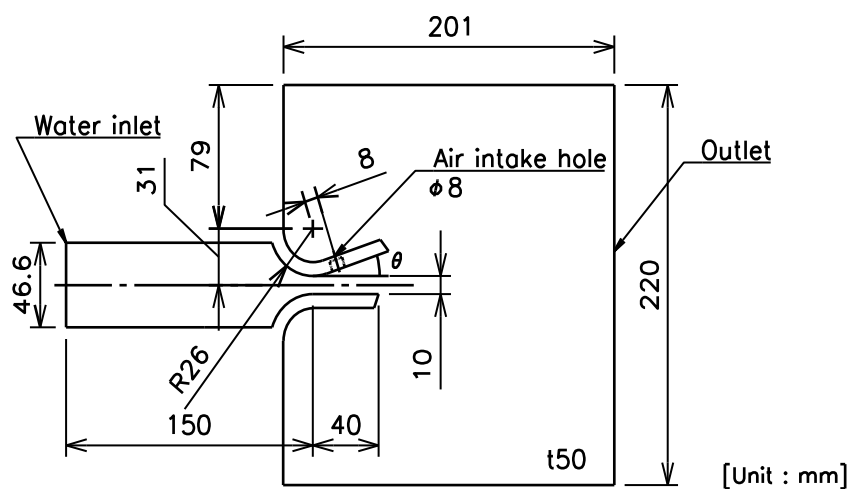
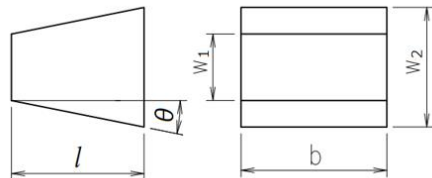
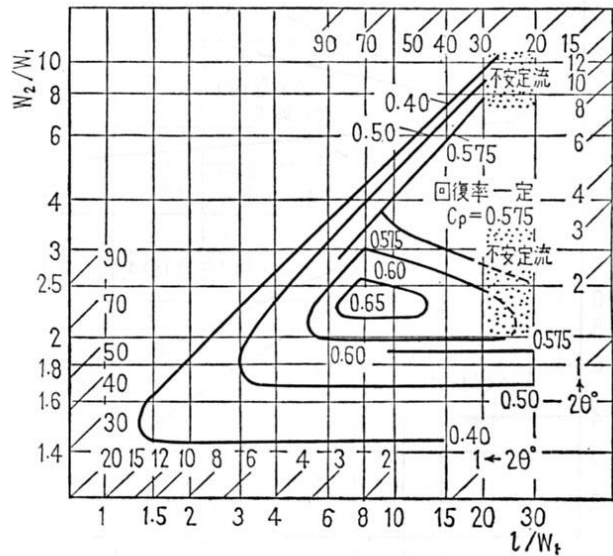


図 2・2・1 拡大流路モデル



二次元形(長方形)



(c) 後続管なし, $2\delta_1^*/W_1=0.05$

図 2・2・2 二次元ディフューザの圧力係数⁽³⁰⁾

後継管無しの $(2\delta_1^*)/c=0.05$

2・3 実験結果

高水位かつ吸気可の条件で拡がり角度を 3 種類に変えた時の写真を図 2・3・1 に示す。 $\theta=0\text{deg.}$ のときには吸気はされず、 $\theta=3\text{deg.}$ では空気が自吸され、拡大流路上側の壁の下部に空気相域の形成が確認された。

吸気可の条件で現れる空気相は拡大流路内で下流にゆくほど厚くなるため、水と同じ速度で流れているとは言えず、空気によって水流が剥離していると予想される。 $\theta=3\text{deg.}$ での空気相域は吸気孔から始まっているのに対し、 $\theta=18\text{deg.}$ では吸気孔よりも上流に及んでいる。またこのとき吸気は脈を打つように断続的になり、下流で気泡が上下に蛇行して流れる様子が見られた。これは図 2・3・2 に示すように、絞り部で圧力が低下すると空気が吸入されて剥離を起こし、その結果、絞り部の圧力が回復することで空気が入り込めなくなり、剥離が消滅して再び圧力が低下する、という状態を繰り返していると考えられる。

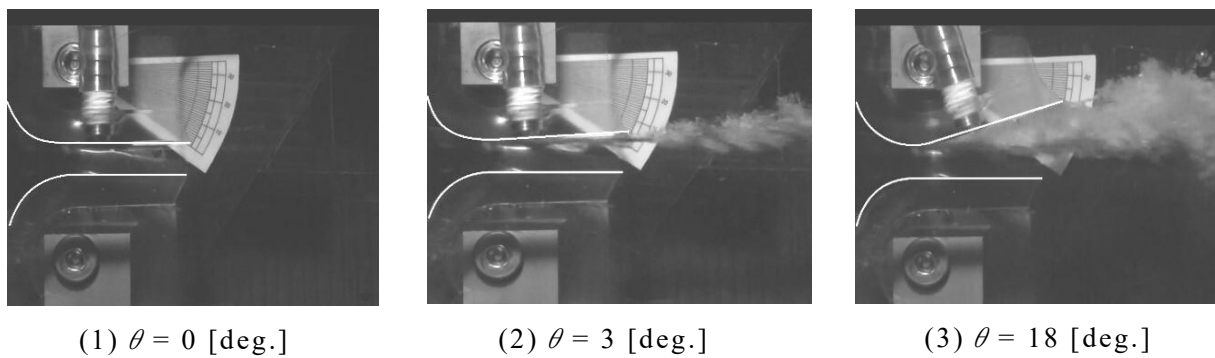


図 2・3・1 可視化による流れの状態（高水位、吸気状態）

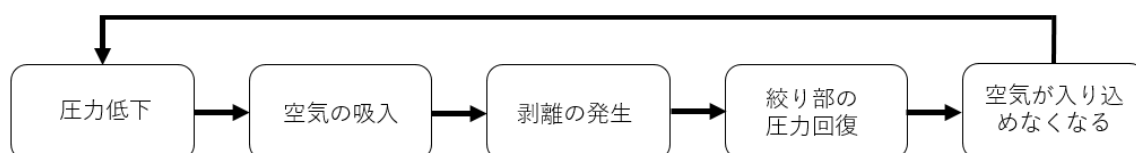


図 2・3・2 断続的な剥離現象

2.4 解析結果

図 2.4.1 に高水位(HWL)と低水位(LWL)について、拡がり角度 θ 毎に横軸に最狭部を x の原点として拡大管長さ比 x/c を取り、CFD で求めた $z=0$ の中央断面での噴流中心における全圧 p_{t_Jc} と静圧 p_{s_Jc} を、各条件での入口全圧 p_{tin} で無次元化した値をそれぞれ細線と太線を使い、さらに吸気不可の条件(CH)は実線、吸気可の条件(OH)は破線で示す。

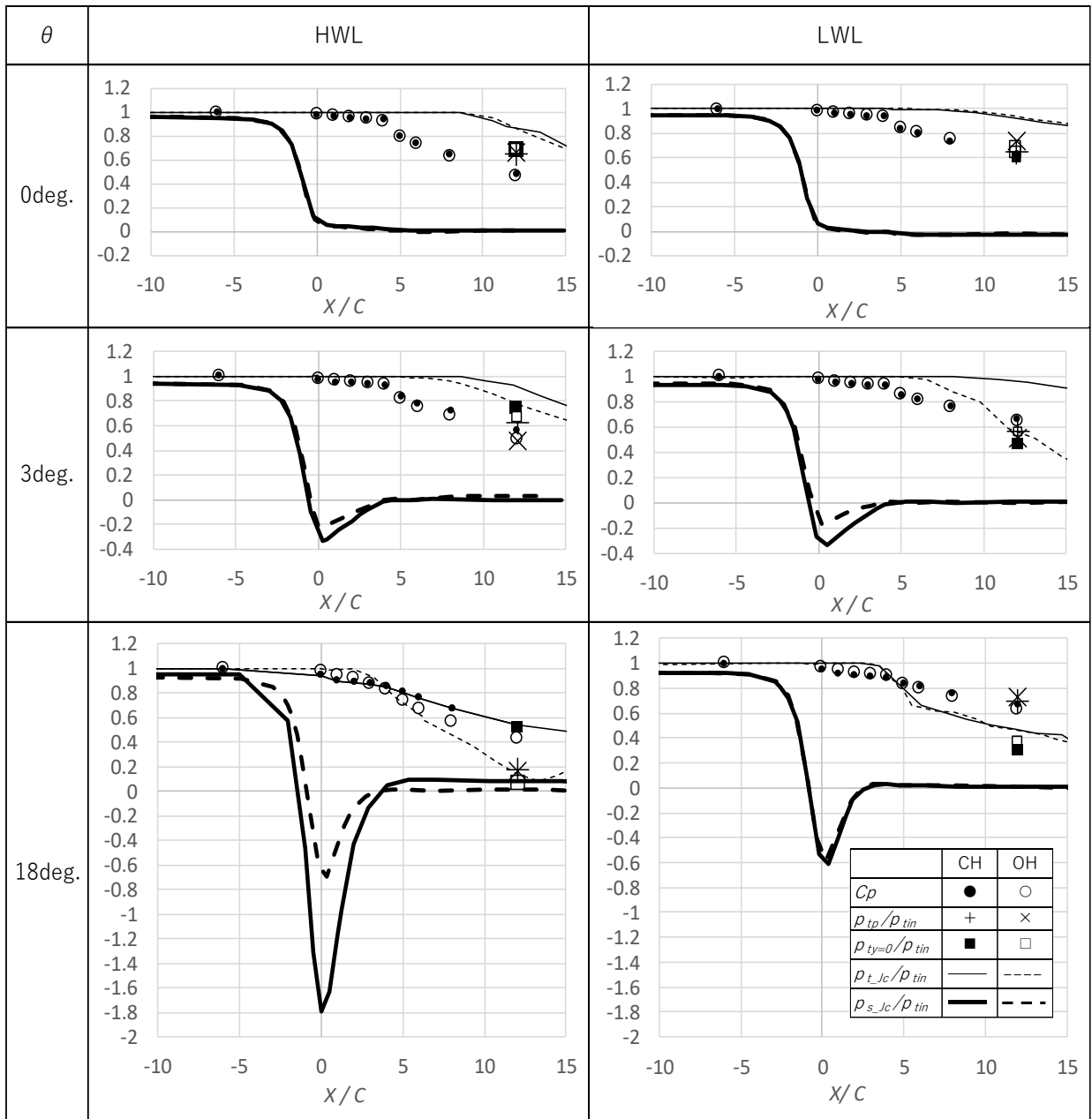


図 2.4.1 全圧と静圧の流れ方向への変化

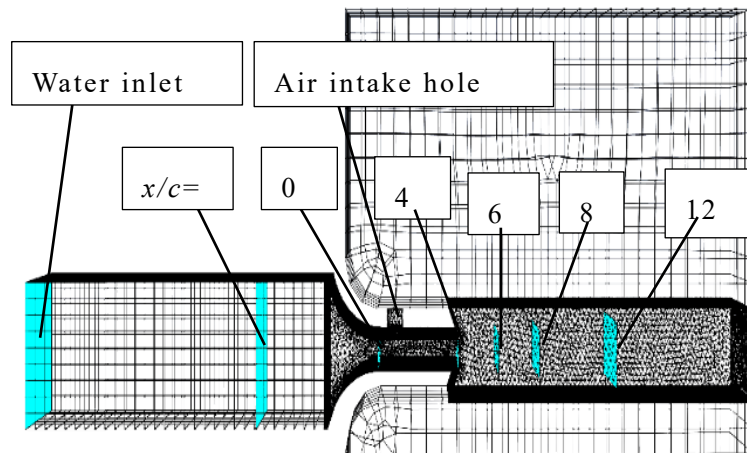


図 2・4・2 メッシュ分割図(3D)

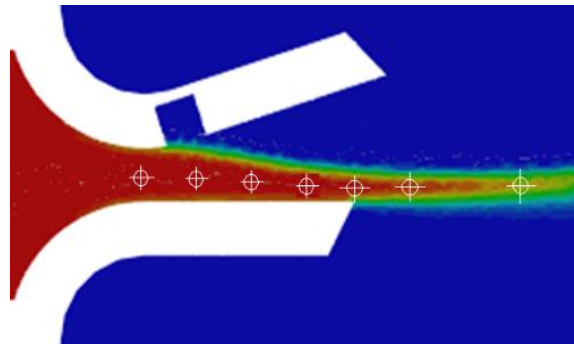


図 2・4・3 奥行き中央断面における全圧分布と噴流中心の全圧および静圧測定位置 ($\theta=18\text{deg.}$, LWL, OH)

図 2・4・2 に $\theta=0\text{deg.}$ におけるメッシュ分割図と主要な評価断面を示す。各評価断面で、下式のように CFD による解析要素各点の全圧 p_{tj} を質量流量積分して求めた流体の密度×動力を、解析領域入口の全圧 p_{tin} を使った密度×動力で無次元化した動力比 C_p を吸気可条件は○印、吸気不可条件は●印で示す。

$$C_p = \frac{\int \rho_j p_{tj} \, dq}{\rho_w p_{tin} Q} \quad \dots (2-4-1)$$

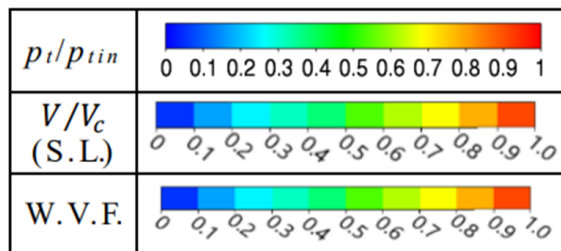
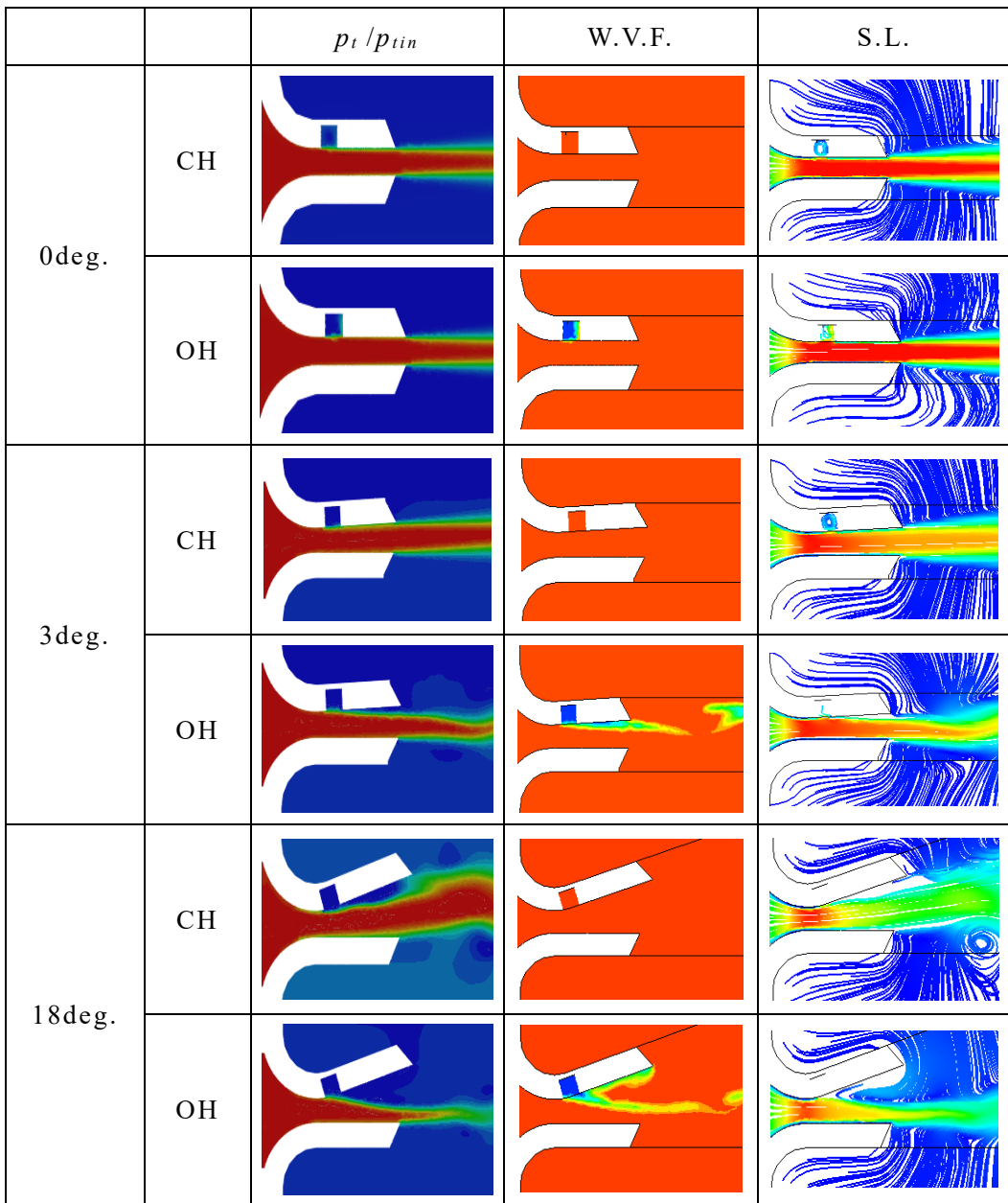
ここで流体の密度 ρ_j は噴流の流量が空気を含んでいることから、重み付けのために使用している。 ρ_w は水の密度である。従って、 C_p は水の流量平均全圧の入口の値に対する比とも言える。なお、流路を出た後の評価断面の y 方向の幅は

噴流が全て含まれるように設定しており、 p_{t_jc} 、 p_{s_jc} 、 C_p は物理時間で 3 秒から 4 秒の間の時間平均値とした。

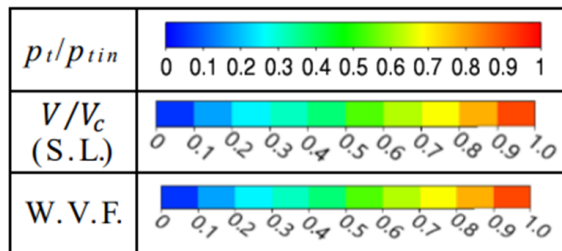
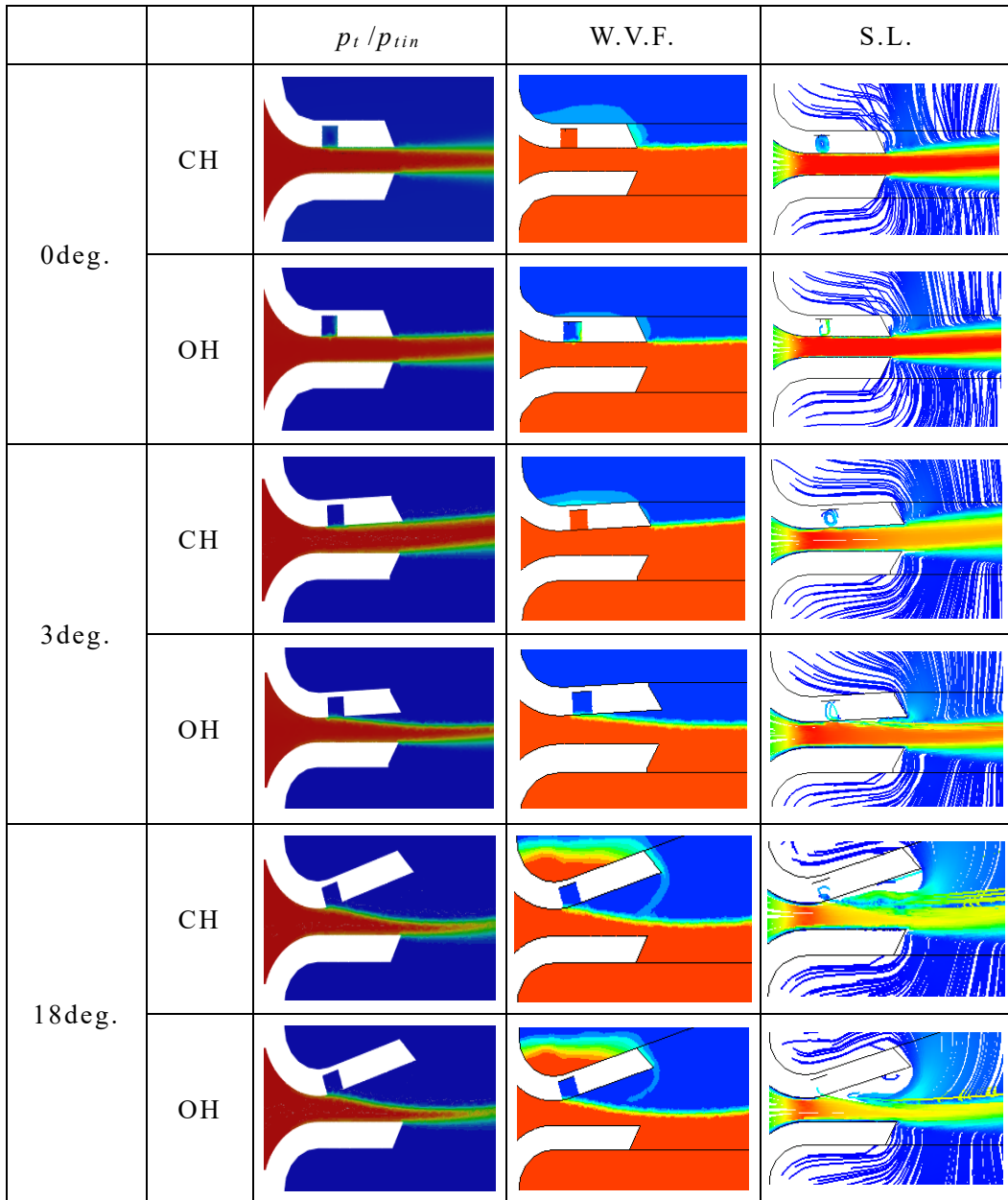
出口部で流速が遅いことを確認した $(x, y, z)=(80,69,0)$ mm の点での静圧に、水深の影響を考慮して求めた $y=0$ における値を CFD の結果における静圧の基準と定義した。従って p_{t_jc} と p_{s_jc} は下流に進むといずれはほぼ 0 になる。一例として図 2・4・3 に、図の下に示された条件で CFD により求めた中央断面における全圧 p_t の分布と、 p_{t_jc} および p_{s_jc} を求めた噴流の中心位置を白色マークで示す。図 2・4・4 には CFD により求めた中央断面における拡がり角度毎の全圧分布 p_t/p_{tin} 、液相割合図 (W.V.F.)、および流速比 V/V_c で色分けした流線図 (S.L.) を示す。また、図 2・4・5 には $x/c=4,8,12$ の評価断面における全圧分布を示す。

$\theta=0\text{deg.}$ では吸気可でも空気は吸い込まれないため、図 2・4・1 より噴流中心の全圧は同じ水位であれば吸気の可否による変化はあまりないが、低水位に比べて高水位では、噴流下流で全圧の低下が大きくなっている。これは図 2・4・4 や図 2・4・5 から分かるように、低水位では噴流の上が空気自由表面での摩擦がほとんど無く水流の減速が少ないのに対して、高水位では水なので噴流上側で流体摩擦に伴う減速による全圧の拡散が大きいためと考えられる。加えて、図 2・4・4 の p_t の分布が、低水位では上の空気との境界がはっきりしていて、全圧が高いまま噴流幅があまり変わらずに流れているのに対し、高水位では噴流上側も下側と同様に全圧が拡散して全体の幅は広がっているものの、色が濃い全圧の高い領域の幅は下流で狭まっていることから分かる。

高水位では出口境界の静圧を実験の水槽水位から決まる静水圧としており、吸気可、不可共に $x/c=12, y=0, z=0$ での CFD による全圧 $p_{ty=0}$ と、ピトー管による全圧 p_{tp} がほぼ同じ値となった。低水位の実験では下流の水槽水位が $y=31\text{mm}$ なので、噴流下側の圧力はその場所の自由表面高さから決まる値よりも高く、噴流が上に傾くことになる。しかし解析領域が実験装置では両側壁の内側であることもあり、低水位の場合は解析領域出口でも自由表面が外側の水槽水位まで上昇していない。そこで吸気可の条件で $p_{ty=0}$ と p_{tp} がほぼ同じになるような出口境界での静圧境界条件を探し、低水位では吸気可、不可や θ によらず全てこれと同じ出口静圧境界条件とした。

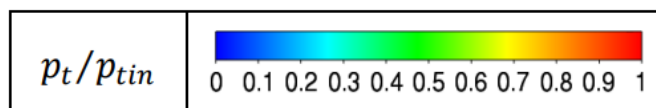
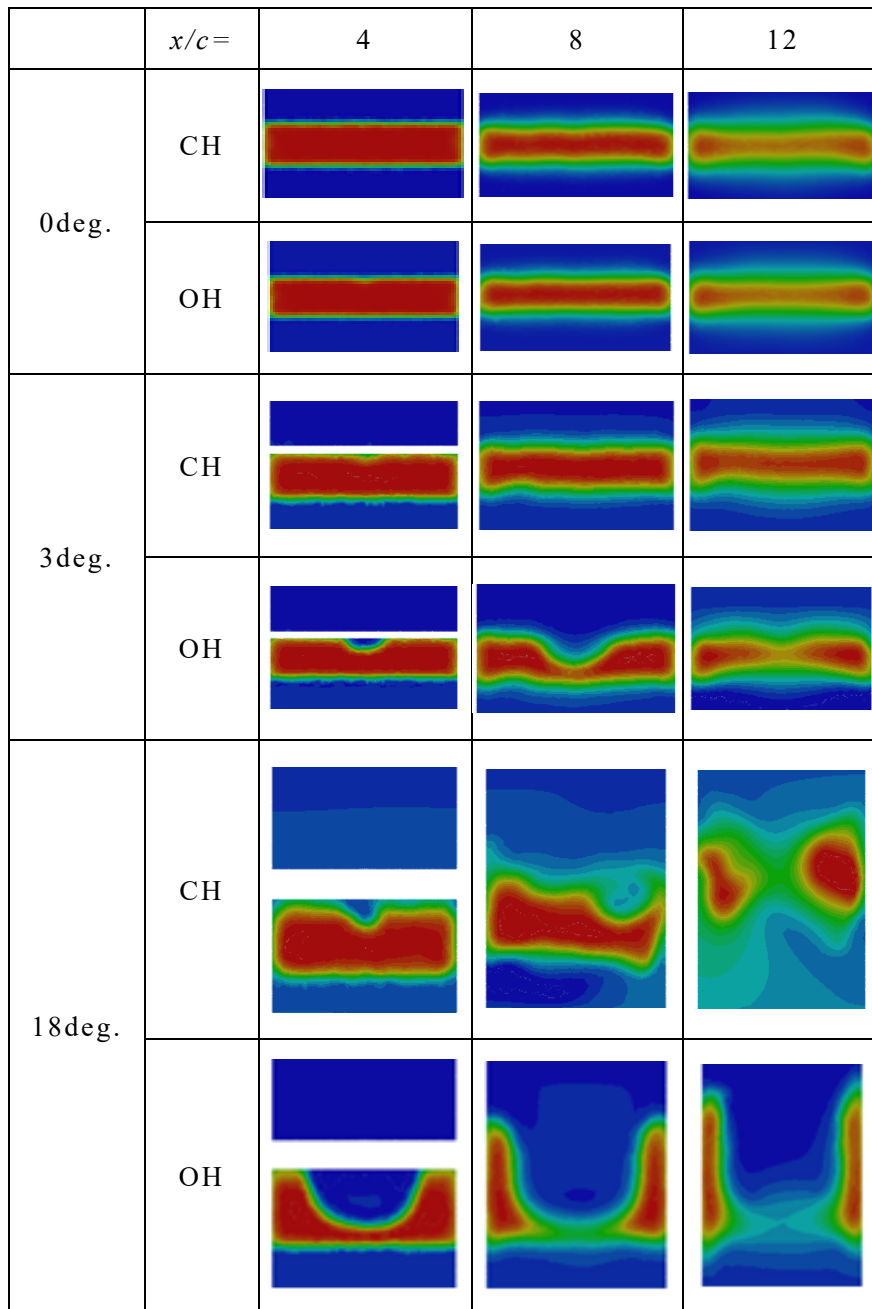


(1)HWL

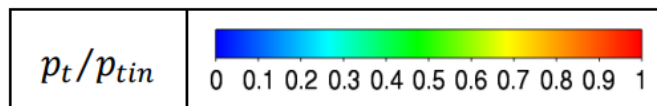
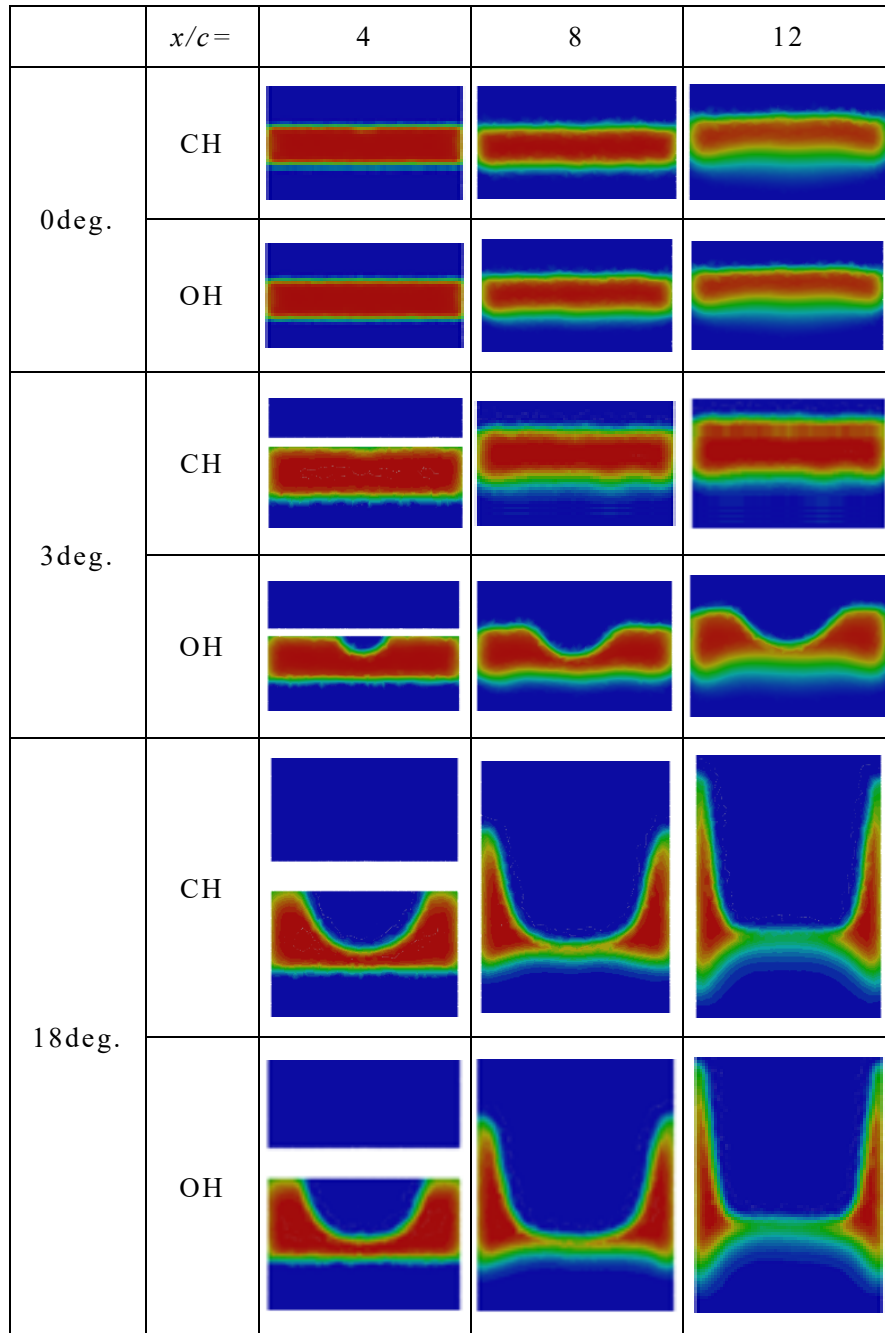


(2)LWL

図 2・4・4 中央断面(Z=0)における流れ



(1)HWL



(2)LWL

図 2・4・5 各評価断面における全圧分布

図 2・4・4 に示される解析結果は空気吸入可・不可共に全圧の高い噴流の中心が実験と同様に上に傾いているため、 $p_{ty=0}$ と p_{tp} は噴流の下側を測定していることになり、 p_{t_Jc} よりも低い値となっている。噴流中心の静圧 p_{s_Jc} は $x/c=0$ から 4 まで壁面摩擦や運動量の増加により僅かに低下してゆくが、流路から出た後は、水位から決まる静圧で一定となる。動力比 C_P もこれにより $x/c=4$ まで僅かに低下しており、流路から出た後は、周囲の流体との混合や摩擦によって大きく低下し、流れが拡散するに伴って、その低下率は徐々に減少してゆく。この場合も、噴流の上側が空気となる低水位では摩擦損失が小さいため、 C_P の低下率は少ない。

$\theta=3\text{deg.}$ では図 2・4・4 から高水位も低水位も吸气不可の条件では拡大流路で流れははく離することなく流れていることが分かるが、吸气可の条件では可視化の結果と同様に空気が吸入され、上側壁面で流れははく離している。これにより図 2・4・5 の吸气可において流路中央の噴流上部に気相による全圧低下の領域が見られ、 y 方向の噴流幅が減少するため、図 2・4・1 の噴流中心の全圧 p_{t_Jc} はどちらの水位でも吸气可能条件の方が $x/c=7$ 付近よりも下流で低下した。また図 2・4・4 および図 2・4・5 から、低水位の方が拡大流路出口からの空気の流入によりはく離域の拡大が明確になっており、噴流中心の全圧はより大きく低下している。しかし流速の速い領域が両側壁側に移動しているため、各断面で積分して求まる C_P の値に大きな違いは無い。

図 2・4・5 から、低水位の吸气可では $x/c=12$ 断面において $z=0$ の中央では $y=0$ 付近で全圧が最も高くなっている。そのため、図 2・4・1 でも p_{t_Jc} と $p_{ty=0}$ 、 p_{tp} がほぼ一致しているが、吸气不可では図 2・4・4 から分かるように噴流が上に傾いているため p_{t_Jc} に比べて $p_{ty=0}$ や p_{tp} は大きく低下している。噴流中心の静圧 p_{s_Jc} は拡大の影響で $x=0$ の最狭部で低下しているが、吸气可でははく離により流れの拡大が抑えられるので、圧力の低下量は減少している。特に水車流れを模擬した低水位では拡大流路内のはく離域の空気が外の空気と繋がり、はく離規模が大きくなることで圧力の低下はより抑えられている。

メッシュ数密度の結果への影響を確認するため、全域でメッシュ数密度を約 4 倍にした解析を $\theta=3\text{deg.}$ の低水位で行った。その結果を表 2・4・1 に示す。 $x/c=12$

の評価断面での C_p の値の差は 0.47% と十分小さかったため、本解析は十分なメッシュ分割数で行われていると言える。

表 2・4・1 メッシュ数による解析結果の比較

	Nomal mesh	×4 No.of mesh	Difference[%]
C_p	0.6301	0.6254	0.47
$\theta = 3\text{deg.}, x/c=12$			

$\theta=18\text{deg.}$ の高水位では図 2・4・4 に示すように吸気不可において流れは拡大流路のほぼ全体に広がっており、その結果、図 2・4・5 のように下流でも噴流中心の全圧の低下は $\theta=18\text{deg.}$ の他の条件に比べて抑えられている。この時に $x/c=4$ 断面で見られる流路中央噴流上部の僅かな全圧低下は、吸気孔の凹みによるはく離の影響と思われる。

吸気可の条件では図 2・4・4 の液相割合図から分かるように、吸気された空気によって流れは上側壁面から大きくはく離し、噴流は下側壁面に沿って流れている。図 2・4・5 からは、このはく離域は下流に進むにつれて拡大し、 $x/c=12$ 断面では高い全圧領域は両側壁面近傍に限定されていることが分かる。これは図 2・4・6 に示すように、吸気によって拡大流路の奥行き中央部の静圧は回復するが、壁面近傍は十分に吸気が行われず、拡大流れによる流速の増加により静圧が低くなる。この圧力差によって水流が中央から壁面側に向きを変えるため水流は 2 つに分かれ、壁面に寄るものと考えられる。

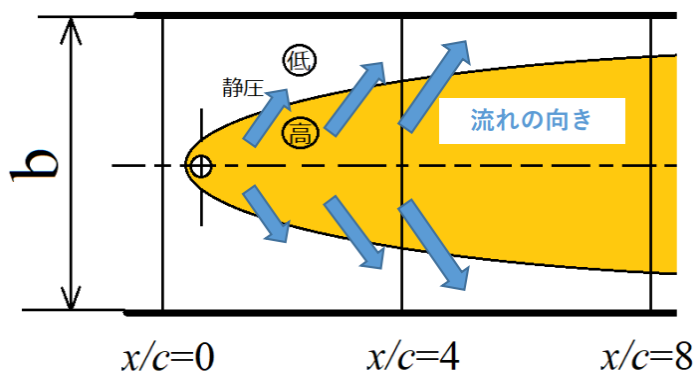


図 2・4・6 拡大流路内部の吸気による静圧分布の簡略図

これにより、噴流中央の全圧 p_{t_jc} は下流で大きく低下している。また C_p もはく離の影響を受ける吸気可能条件の方が下流に進むにつれてより低下する。拡大率が大きいために静圧 p_{s_jc} は $x/c=0$ ではく離の少ない吸気不可条件が大きく低下しているが、吸気可条件は大規模はく離の影響で圧力低下が半分以上に抑えられている。

吸気可能条件で拡大流路を出てからの静圧が 0 よりも大きくなっているのは、静圧の基準を決める点 $(x,y,z)=(80,69,0)$ mm 付近を中心に生じた旋回流の影響で基準圧力が低下したためである。図 2・4・4 から確認できるように、吸気可能条件でははく離により噴流は水平に流れ出ているため、噴流中心全圧 p_{t_jc} および $p_{ty=0}$ がほぼ一致する。さらにピトー管による測定結果 p_{tp} がこれらとほぼ一致しているため、実験でも同様の流れになっていることが推測される。一方、吸気不可では斜め上方へ幅広く流出するため、解析による p_{t_jc} と $p_{ty=0}$ はほぼ一致しているが、 p_{tp} は大きく低下している。解析では下流領域の上部出口境界から自由に水が流入する条件になっているのに対し、実験では $y=130$ mm に設定した水槽水位の影響で水は左側からのみ供給される。そのため、上に傾く噴流が噴流上部の水を引き込むことなどにより水面と圧力が下がり、この影響で噴流がより上向きに傾いていることが推測される。このことが違いの原因と考えられる。

一方、低水位では吸気可、不可によらず噴流中央の全圧 p_{t_jc} や C_p 、静圧の分布に大きな違いは無い。これは、どちらも拡大流路出口上方から空気が拡大流路に大量に流入するためである。図 2・4・4 からは高水位の吸気可能条件と同様にどちらも縮流部付近からはく離を起こしており、図 2・4・5 の各断面の状態も高水位の吸気可能条件に近い。この条件では p_{tp} が p_{t_jc} よりも大きくなってしまった。

この条件の CFD の結果は時間による変動がほとんど無いことが確認されているが、実験による観察では前述の高水位と同様に周期的に大きく変動している。この原因は RANS 解析で、 $\theta=18$ deg.の出口部の変動の大きな流れを十分に再現できていないことが考えられる。また、 $\theta=0$ deg.の時に $x/c=12$ で p_{tp} と $p_{ty=0}$ が一致するように出口境界を設定し、 $\theta=3$ deg.と 18 deg.でもこれを採用しているため、 θ が大きな場合に $p_{ty=0}$ と p_{tp} の結果にずれが生じてしまったと思われる。

水車ではランナに流入する水の動力が重要であるため、ノズル出口に相当する拡大流路出口までの詳細な評価を行う。図 2・4・7 に、図 2・4・1 の $x/c=-6$ から 4 までの区間の各評価断面における C_P と、各評価断面の質量流量平均全圧 \bar{p}_t を使い式(2-4-2)で求めた損失係数を、低水位と高水位に分けて示した。また、図 2・4・8 に $\theta=0\text{deg.}$ と $\theta=18\text{deg.}$ の $x/c=0$ における全圧に対する動圧と静圧の割合を水位条件ごとに示す。

$$C_L = \frac{p_{tin} - \bar{p}_t}{\frac{\rho_w V_c^2}{2}} \quad \dots (2-4-2)$$

$x/c=0$ での動圧により無次元化した C_L は $x/c=0$ まではどの条件でもほぼ同じ値になるが、本解析では流量を一定としており、拡がり角を大きくすると、図 2・4・8 に示すように $x/c=0$ での静圧が低下するので入口の全圧が低下して、この全圧に占める動圧の割合が大きくなる。 $x/c=0$ では上流の壁面摩擦により既に損失が生じているが、大規模なはく離が起きにくい高水位では $x/c=0$ での静圧が低下する吸気不可において、拡がり角が大きい条件ほど上記の入口全圧の低下により C_P が小さくなっている。

低水位の場合は $\theta=18\text{deg.}$ では吸気不可でも大規模なはく離を起こすため C_P は低下せず、 $\theta=10\text{deg.}$ の場合の C_P が最も小さくなっている。これは、はく離をせずに $x/c=0$ での静圧が低くなっているためである。

$x/c=4$ では、高水位の場合 $\theta=18\text{deg.}$ の吸気可が、図 2・4・5 に示されるようにはく離を大規模に起こしつつ拡大流路内がほぼ水で満たされていることにより損失が大きくなって C_L が最も大きくなっている。また、知られているように⁽³⁰⁾ $\theta=0\text{deg.}$ よりも、拡大していながらはく離を起こしていない条件の C_L が小さいことが分かる。 C_P はこれに前述のように最狭部で静圧が低下する条件ほど損失に係わる動圧の割合が増える影響により、 $\theta=18\text{deg.}$ の C_P が吸気可、不可共に小さくなっており動力低下が大きい。逆の理由で $\theta=0\text{deg.}$ では動力低下が少ないことが分かる。低水位の場合、 C_L は $\theta=10\text{deg.}$ が最も小さいが、 C_P は吸気可において最狭部の静圧低下が抑えられるので、 $\theta=3\sim 18\text{deg.}$ で吸気不可よりも動力低下が僅かに抑えられることが確認できた。

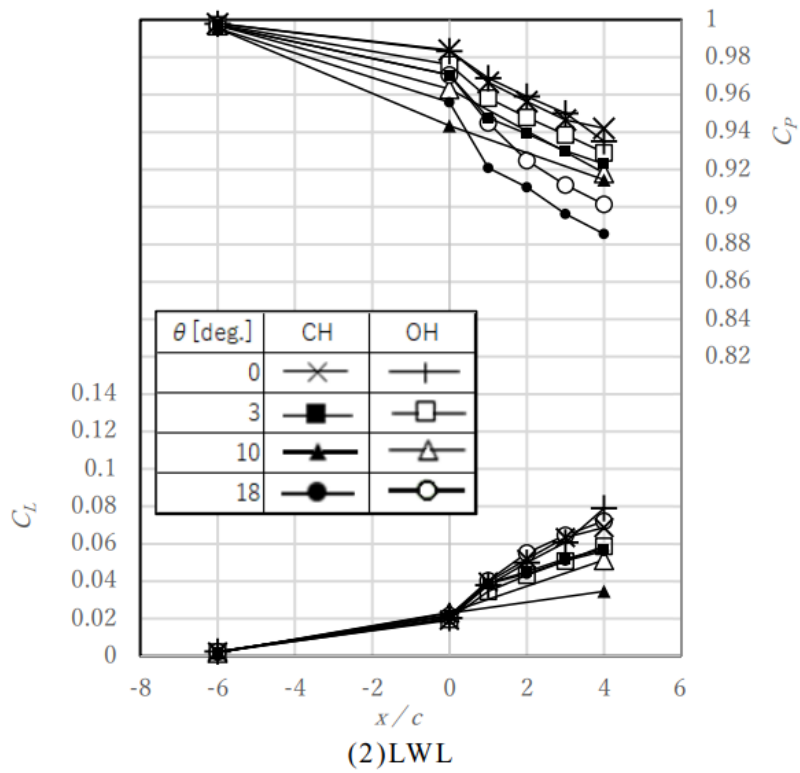
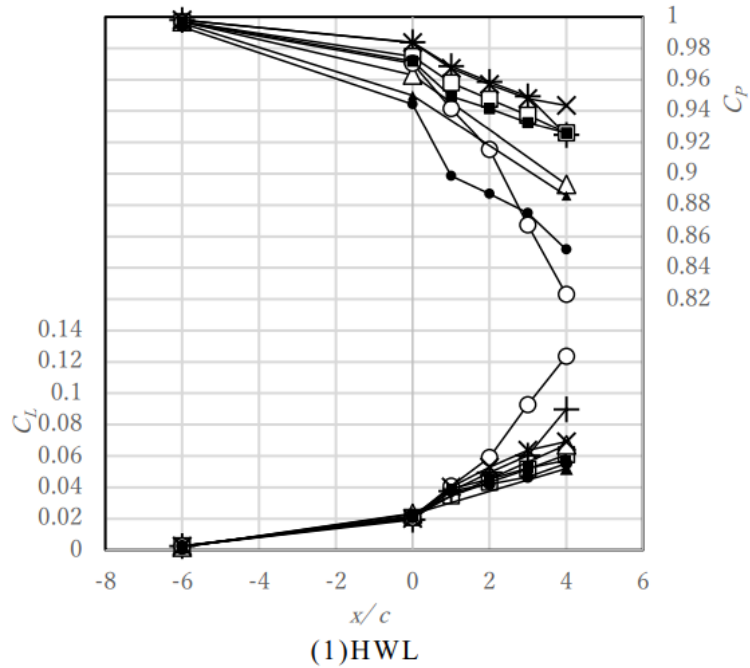


図 2・4・7 評価断面における損失係数と平均全圧比

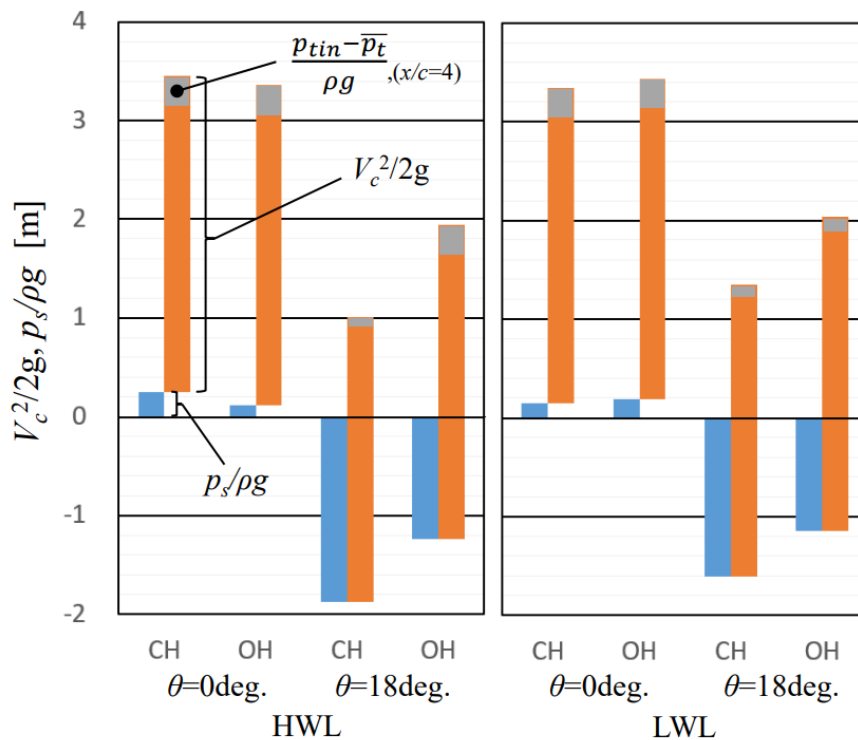


図 2・4・8 全圧に対する動圧と静圧の割合 ($x/c=0$)

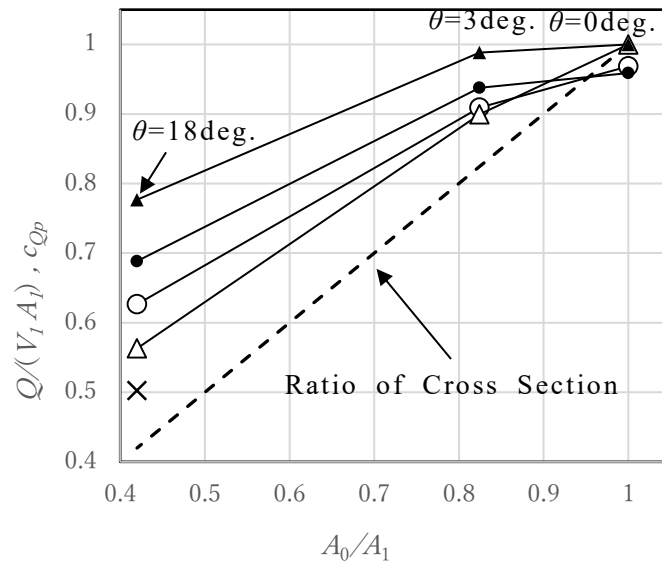
本提案の吸気方法が拡がり角に対する流量の変化に及ぼす影響について調べた。図 2・4・9 には高水位と低水位について、図 2・4・10 に示す絞り部の断面積 A_0 と出口面積 A_1 の割合を横軸とし、入口全圧 p_{tin} から、損失が無いと仮定した場合に以下の式で求まる速度を出口面積 A_1 にかけた流量 $V_1 \times A_1$ に対する、CFD による流量 Q の比を縦軸に示した。

$$V_1 = \sqrt{\frac{2p_{tin}}{\rho_w}} \quad \dots (2-4-3)$$

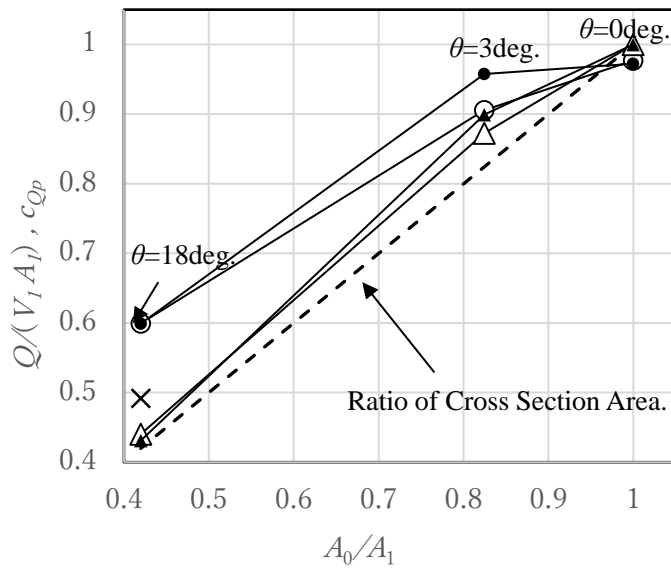
拡大流路内で剥離や損失が無くエネルギーが保存されるとした仮定 A の場合は、 θ がいくらであっても出口流速は式(2-4-3)から決まり、縦軸は 1 を示すため、ガイドベーン下側流路については開度を変化させる意味はあまり無い。一方、はく離により最狭部以降の噴流断面積が A_0 に保たれ、かつ損失が無いとした仮定 B の場合は、 A_1 断面と A_0 断面の静圧が同じとなり、 A_0 断面の流速が(2-4-3)式に従うため、流量は断面積比 A_0/A_1 に比例することになる。この線を破線で図示した。CFD により求めた吸気不可条件での $Q/(V_1 A_1)$ を●印で、吸気可能条件での値を○印で示す。

高水位の場合、断面積比が 1 となる $\theta=0\text{deg.}$ でどちらの条件も $V_1 \times A_1$ より少ないのは $x/c=4$ までの壁面摩擦が原因である。低水位よりも静圧が大きいので、吸気可能条件では水が孔から僅かに流出し、上流の静圧低下によって p_{tin} が下がるので、 $Q/(V_1 A_1)$ は少し大きくなっている。ただし、 Q には漏れ流量も含まれている。 $\theta=3\text{deg.}$ や 18deg. の吸気不可では、大規模なはく離をしないため仮定 A の状態に近く、吸気可の条件に比べて値は増加する。実験結果の流量 Q は、式 (2-4-3) の p_{tin} に上流直管部の全圧を用いた V_1 と A_1 から求まる流量に対する比として $\theta=0\text{deg.}$ の値を基準とし、同様に求めた各広がり角度の流量割合を以下の式で c_{Qp} として図 2・4・9 に示す。

$$c_{Qp} = \frac{\left(\frac{Q}{V_1 A_1}\right)}{\left(\frac{Q}{V_1 A_1}\right)_{\theta=0}} \quad \dots (2-4-4)$$



(1)HWL



(2)LWL

	Δx [mm]	CH	OH
CFD	8	●	○
	4	—	×
Experimental	8	▲	△

図 2・4・9 拡大流路出口面積に対する流量比率

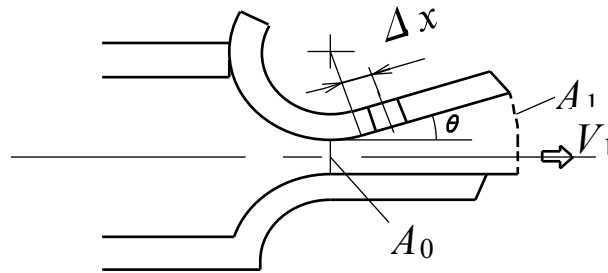


図 2・4・10 拡大流路出口面積

高水位の場合、吸気可の条件では、CFD に比べて仮定 B の状態に近づいていることがわかる。一方で吸気不可の条件では仮定 A の状態に近いことから、吸気不可によるはく離の抑制、吸気可によるはく離領域の増大がより顕著になっていると予想される。そのため、可視化実験で吸気可、吸気不可の両条件で大規模なはく離が確認されている低水位では、CFD の結果よりも仮定 B の状態に近づいているものと予想される。

×印に Δx を 4mm にして最も低圧となる最狭部に孔を近づけた結果を示す。より多くの空気が吸入されることにより、はく離の規模が大きくなって断面積比の近くまで値は下がっている。低水位の場合の CFD では、 $\theta=3\text{deg.}$ で吸気可と不可によりはく離の有無が決まるため、結果に差が生じているが、 $\theta=18\text{deg.}$ になると吸気の有無によらず大規模なはく離が生じるため、同じ値となり、高水位よりも低くなっている。実験結果も同様に近い値となり、CFD よりも値が下がっていることから、はく離がより大規模に起きていることが予想される。また $\Delta x=4\text{mm}$ にした CFD の結果は、高水位と同様に値がさらに小さくなっている。

水車の流量は、ガイドベーン開度に比例、すなわち最狭部の断面積に比例すれば部分負荷時の出力制御に都合が良いため、提案の方式はこれに叶うものと言える。

2.5 2章まとめ

クロスフロー水車の部分負荷運転時にガイドベーン下側流路で生じる拡大流路の損失低減とキャビテーションの抑制を目的に、簡略化したモデルにより流路壁面に空けた穴からの吸気による効果を調べた結果以下の結論を得た。

- (1) 吸気孔を拡大流路の上流側最狭部下流に設けることで、最狭部付近に生じる低圧により空気が自然給気され、孔を通る中央断面付近で水流のはく離が起きた。この規模は拡がり角が大きいほど大規模となり、噴流の高速域は両側壁側に移動する。
- (2) 拡大流路を出た後の噴流上部が空気の場合は、水の場合に比べて噴流は拡散せず、流れ方向に垂直な断面の流量平均全圧の低下は少なかった。また、吸気によるはく離を起こすと、拡大流路出口から多量の空気が流入し、はく離域は大きくなる。ただし、拡がり角が $\theta=18\text{deg.}$ のようになると、吸気がなくても出口から多量の空気が流入するため、吸気の有無による差は見られなかった。
- (3) 拡大流路内の動圧に対する損失割合は従来から言われているとおり、はく離をせずに拡大している条件で低く、大規模なはく離を起こす条件では大きい。しかし、入口の全圧に対する比で表すと、流れの拡大によって入口全圧が低下する条件で大きくなる。このため、流路が拡大していない $\theta=0\text{deg.}$ や、出口が低水位で拡大している場合では吸気されている方が損失割合は小さくなるので、この方法は水車の水動力に対して有効である。
- (4) ガイドベーン下側流路の開度に相当する、最狭部断面積の拡大流路出口面積に対する割合による流量の変化を調べた。高水位も低水位も大きくはく離をする空気が吸入される条件で、流量が断面積比から決まる値に近づいた。これはガイドベーンによる部分負荷制御に適した特性である。

ただし、 $\theta=18\text{deg.}$ の低水位では、吸気可・不可の条件によらず大規模な
はく離域が形成されるため流量に差は生じない。

第3章 クロスフロー水車のノズルへの吸気法の部分負荷運転における効果

本章では、拡大流路試験機によって有効性が確認された吸気法を、クロスフロー水車に適用し、ガイドベーンを絞るだけで自動的に剥離促進機構が作動して水流が剥離し、拡大流路上流部の圧力低下の抑制や、キャビテーションの発生を防げるかどうかを確認した結果を報告する。ノズル部解析モデルの G.V.開度を変えながら、適した吸気孔形状を CFD により調べ、また、その結果を実験機で確認した。その際に、単純な丸孔では G.V.開度が大きい時には逆に孔から水が流出することが確認されたため、漏れ量を低減できる吸気穴形状およびその近傍のノズル壁面形状について検討した。

3.1 実験装置および実験方法

吸気による水車性能への影響を調べるために用いた実験用水車とその拡大図を図 3.1.1 と図 3.1.2 に示す。地下水槽から内径 80mm の管を通してポンプで水車に給水する。地下水槽の水面からランナ中心までの高さを 8000mm とし、水車内でキャビテーションを起こしやすくした。ノズル上流の矩形管からノズル、ランナを経て、ランナ室までの流路幅 b は 30mm である。ランナは効率の良い寸法とされる羽根入口角 30° 、ランナの外周 ($d=200\text{mm}$) を外径とし、ランナの内径側羽根端部の半径を内径とした場合の内外径比を 0.68、羽根出口角 88° 、羽根枚数 30 枚のものを使用した⁽¹⁵⁾。ランナ室下方の出口から出た水は、矩形断面から円断面へ変化する漸縮管を経て内径 100mm の管路により地下水槽へ戻る。

配管途中には流量を調整するバルブを設けている。G.V.は図 3.1.2 の実線で描いた形状が全閉で、二点鎖線が全開の状態である。軸端に繋いだモーターの回転数 n をベクトル制御のインバーターで調整して発電機として使用し、発生した電力を回生抵抗器により熱として消費している。余計な外気が吸い込まれないよう、主軸とケーシング間はメカニカルシールにより気密を保っている。

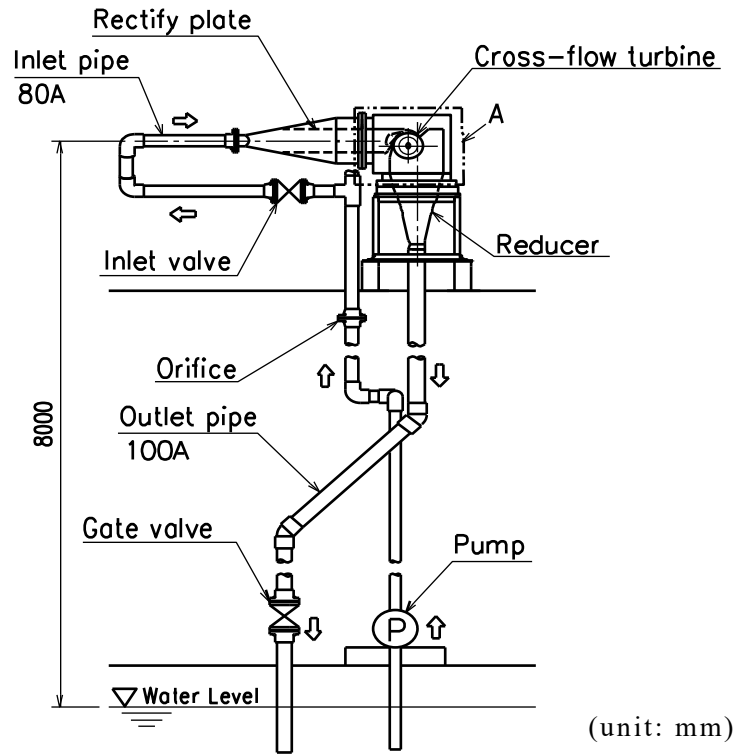


図 3・1・1 クロスフロー水車実験装置全体

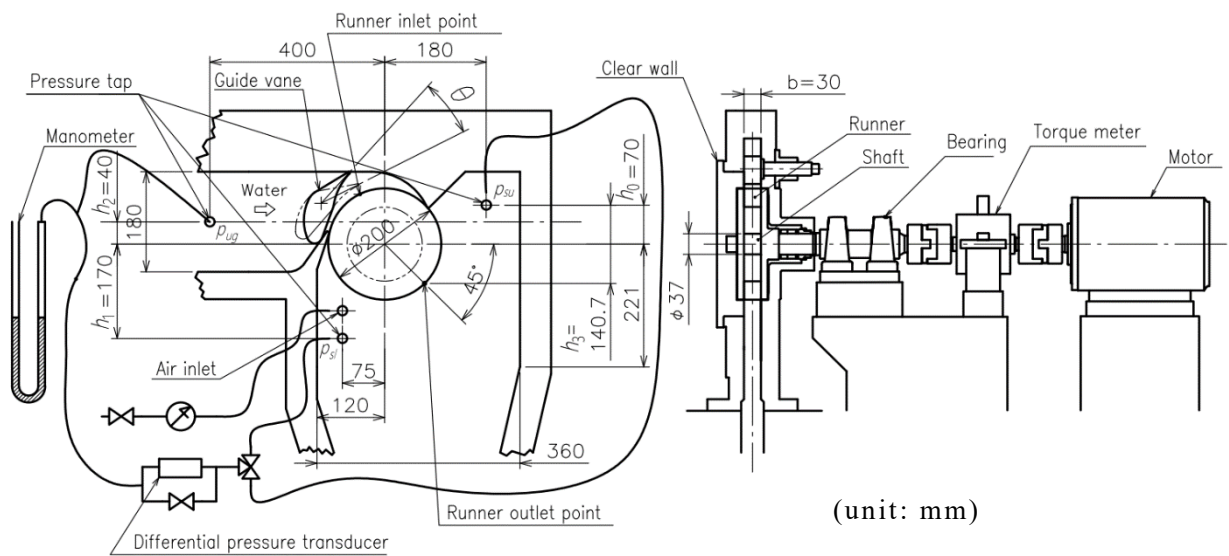


図 3・1・2 A 部詳細(図 3・1・1)

実験における測定値と計算値、計算式を以下に示す。

・測定値

軸トルク	T	[Nm]
回転数	n	[rps]
上流－ランナ室内左下差圧	p_{msl}	[Pa]
上流－ランナ室内右上差圧	p_{msu}	[Pa]
大気圧	p_a	[Pa]
水温	T_w	[°C]
気温	T_c	[°C]

・計算値

水車流量	Q_w	[m ³ /s]
レイノルズ数	Re	[-]
飽和水蒸気圧力	p_v	[Pa]
ランナ入口中心基準の		
水動力	P_w	[W]
軸動力	P_s	[W]
有効吸出ヘッド	$NPSH$	[m]
水車効率	η	[%]

・ 計算式

ランナ室内右上ゲージ圧力

$$p_{su} = p_{ug} + p_{msu} + \rho_w g h_0 \quad [\text{Pa}] \quad \dots (3-1-8)$$

h_0 : ランナ中心から p_{su} 測定孔までの高さ

$$0.07 \quad [\text{m}]$$

p_{ug} : 上流ゲージ圧 $[\text{Pa}]$

ランナ室内左下ゲージ圧力

$$p_{sl} = p_{ug} + p_{msl} - \rho_w g h_1 \quad [\text{Pa}] \quad \dots (3-1-9)$$

h_1 : p_{sl} 測定孔からランナ中心までの高さ

$$0.17 \quad [\text{m}]$$

著者等によりランナ単体ではランナ出口まで水動力が有効に利用されることが明らかにされている⁽²⁰⁾⁽³¹⁾⁽³²⁾。そこで本研究で効率の算出等に用いる有効落差は次式により定義する。

有効落差

ランナ室内右上ゲージ圧力からの算出

$$H_R = p_{msu} / \rho g + h_3 + h_v \quad [\text{m}] \quad \dots (3-1-10)$$

h_v : 上流断面速度ヘッド

$$= v_i^2 / (2g) \quad [\text{m}]$$

ランナ室内圧力係数

$$C_{p0} = \frac{p_{sl}(\text{ゲージ圧})}{\rho_w g H_i} \quad \dots (3-1-11)$$

ここで H_i はその平方根が Q_w に比例すると分かっているランナ入口中心の高さ(図 3・1・2 で“Runner inlet point”で示したノズル開口角等分線とランナ外周との交点であるノズル出口中心)を基準とした有効落差⁽²⁵⁾であるが、本報告の実験条件ではランナ室内噴流の左側はほぼ空気なので、式(3-1-12)により定義した。

$$H_i = p_{msl} / \rho g + h_v \quad \dots (3-1-12)$$

ランナ中心基準のゲージ圧力

$$p_0 = p_{sl} \quad [\text{Pa}] \quad \dots (3-1-13)$$

有効吸出ヘッド

$$NPSH = \frac{p_a - p_0 - p_v}{\rho g} \quad [\text{m}] \quad \dots (3-1-14)$$

p_v : 水の飽和水蒸気圧 [Pa]

機械損失トルクはランナ室を低圧にした場合と、大気圧にした場合について空気中でランナの回転数を変えながら測定し、実測時のランナ室内圧力と回転数での値を補間して求めた。

軸動力 $P_s = (T + T_{loss}) \omega \quad [\text{W}] \quad \dots (3-1-15)$

T_{loss} : 機械損失トルク [Nm]

水動力

$$P_w = \rho g Q H_R \quad [\text{W}] \quad \dots (3-1-16)$$

効率 η

$$\eta = P_s / P_w \quad \dots (3-1-17)$$

流れの観察からランナ中心から 45deg. 下向きに延ばした線とランナ外周が交わる点をランナ出口とし、ここから p_{su} 測定孔までの高さが h_o である。単位流量 Q_u および単位軸動力 P_{su} 、単位回転速度 n_u をそれぞれ以下の式で定義した。

$$Q_u = \frac{Q_w}{abH_i^{0.5}} \quad [\text{m}^3/\text{s}, \text{m}] \quad \dots (3-1-18)$$

$$P_{su} = \frac{P_s}{abH_i^{0.5} H_R} \quad [\text{kW}, \text{m}] \quad \dots (3-1-19)$$

$$n_u = \frac{nd}{H_R^{0.5}} \quad [\text{min}^{-1}, \text{m}] \quad \dots (3-1-20)$$

実験に使用した機器を以下に示す。

(1)差圧変換器(図 3・1・3)

型式名 : PD-1KA
定格容量 : 100kPa (1.020kgf/cm³)
固有振動数 : 400Hz
定格出力 : 1.5 mV/V(3000×10⁻⁶ひずみ)±1%
非直線性 : ±0.3%RO
ヒステリシス : ±0.2%RO

(2)差圧計用測定器(図 3・1・3)

型式名 : WGA-670B
適用変換器 : ひずみゲージ式変換器
適用ブリッジ抵抗 : 87.5Ω～10KΩ
測定範囲 : ±3.2mV/V

(3)回転計(図 3・1・4)

型式名 : TM-2110

(4)トルク表示器(図 3・1・4)

型式名 : LG-916
検出方式 : オプファイバを使用した光電反射方式
検出距離 : 20mm(max)
出力電圧 : +5±0.5V(Hi),+0.5V(Lo)以下

(5)トルクメータ(図 3・1・4)

型式名 : 9E05-B1-100N
定格容量 : 100N・m
許容過負荷 : 120%RC
定格出力 : 1.5mV/V±1%(100N・m～20KN・m)

(6)回生抵抗器(図 3・1・4)

型式名 : CF120-B579D
負荷規格 : HD 定格
三相 CIMR-VA2A : 0012
单相 CIMR-CIMR-VABA
抵抗値 Ω : 70
制動トルク % : 120

(7)遠心ポンプ(図 3・1・1)

型式名 : EBARA 3305UU
流量 : 833L/min
揚程 : 24.8m

(8)モーター(図 3・1・4)

型式名 : MITSUBISHI 4POLE SF-RR
出力 : 2.2kW

(9) 空気流量計(図 3・1・5)

大流量計 : TOKYO KEISO
 使用流量範囲 : 0~50L/min
 小流量計 : KOFLOC
 使用流量範囲 : 0~10L/min

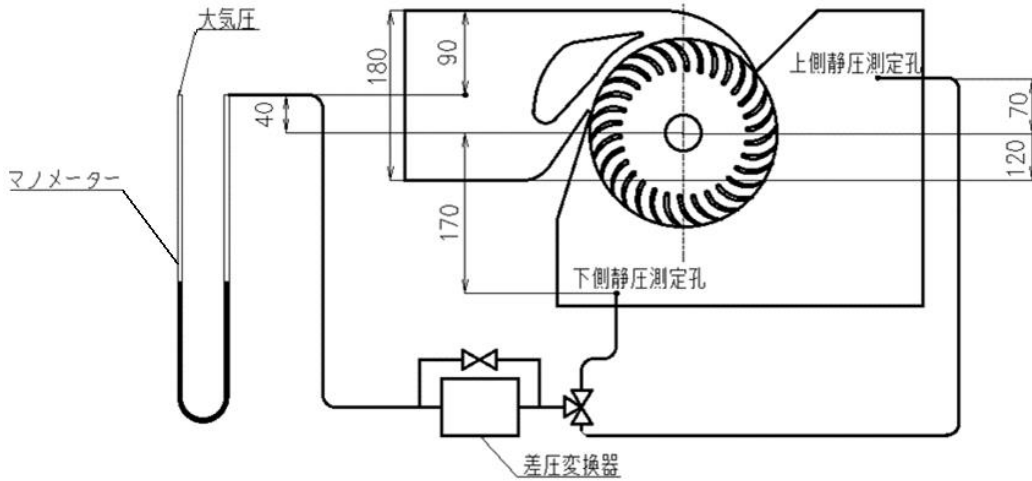


図 3・1・3 上流-大気圧差圧計周辺配管図 (Unit:mm)

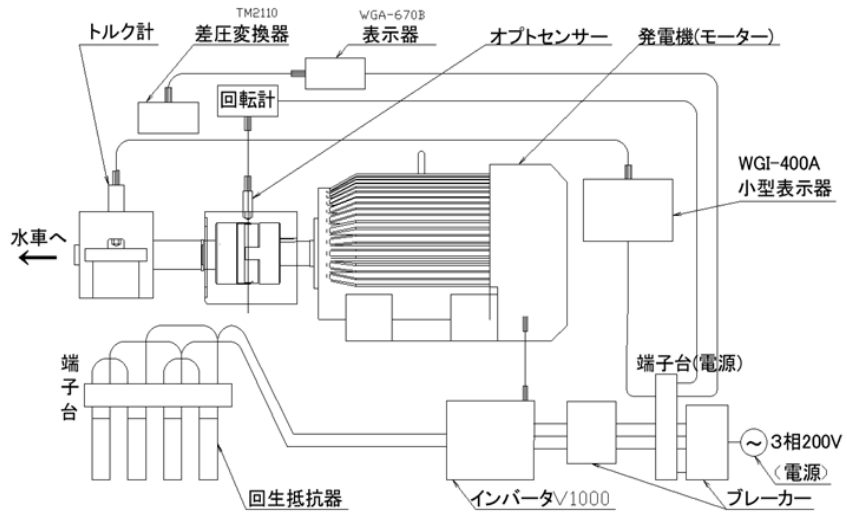


図 3・1・4 モーター及びセンサー配線

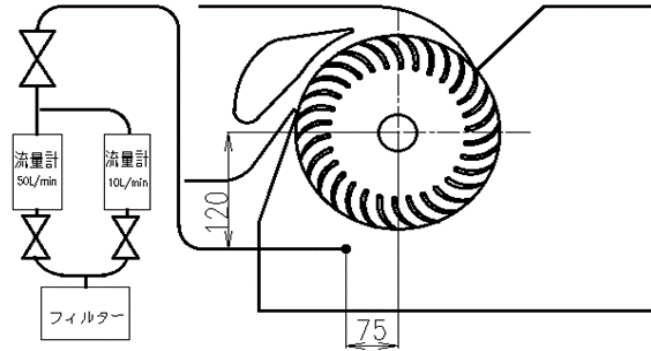


図 3・1・5 空気配管図(Unit:mm)

3・2 解析方法および計算条件

3・2・1 流路形状

図 3・2・1 に解析を行ったノズルと G.V.からなる流路モデルの開度 30%における形状を示す。奥行き方向の幅 b は装置と同じ 30mm であり、座標原点は外周を点線で示したランナの中心に取り、矩形断面を持つ水平に流れる入口流路の流れ方向、高さ方向、奥行き方向をそれぞれ x 、 y 、 z 軸とした。ただし本解析ではランナを設けていない。G.V.の回転中心は $(x,y) = (-113, 74)$ mm であり、全閉

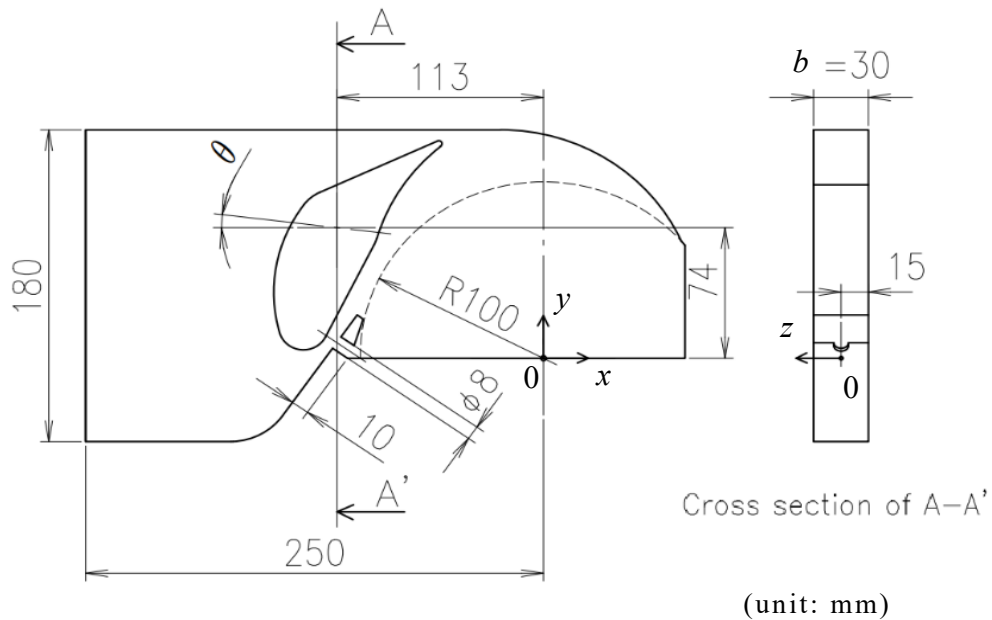


図 3・2・1 吸気孔を有した解析モデル

の 0%で角度 θ を 0° 、全開の 100%で時計回りに $\theta = 23^\circ$ として、開度はこの角度に比例すると定義した。

ランナ室の空気をノズル内へ自然吸気するための孔は、丸孔(Hole)モデルとして、G.V.全閉時に水が漏れ出ないように、全閉時に G.V.がノズル下壁に接する点から 4mm 下流の流路中央($z=0$)にノズル壁面に垂直に $\phi 8\text{mm}$ の貫通孔を設けた。また図 3・2・2 に示すようにスリットモデルとして G.V.がノズル下壁に接する位置から下流 1.68mm までの間にスリット状の隙間を奥行方向流路全幅に渡ってノズル壁面に垂直に設けた。

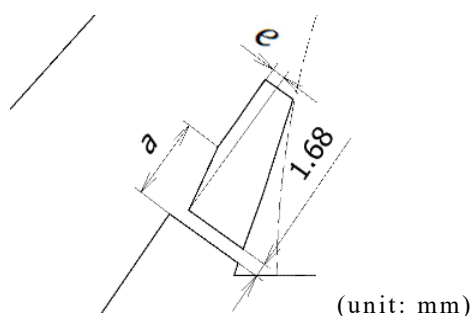


図 3・2・2 スリット形状詳細

図示の形状は傾斜率 20%の流路モデルである。G.V.開度が大きい場合にこのスリットからノズル側の水が流出することを防ぐ目的で、スリットとノズル壁面の下流側角に面取りをした。全閉時に G.V.と下側ノズル壁が接する位置からノズル出口までの距離を二分した長さを a 、面取り深さを e として、傾斜率 c_o [%] を次式で定義した。

$$c_o = \frac{e}{a} \times 100[\%] \quad \dots (3-2-1)$$

G.V.開度 100%について傾斜率 c_o を 0%, 10%, 20%, 30%に変えて CFD による計算を行った。ランナ中心を高さの基準にした有効落差が 10m となるように式 (3-2-2)で Inlet における全圧を設定し、Outlet は大気圧として外から流入する流体は空気とした。ここで、 z はランナ中心から Inlet 中心までの高さとしている。

$$p_t = (H - z)\rho_w g \quad \dots (3-2-2)$$

吸気孔を G.V.側壁面に設けない理由は、先行研究において実験により G.V.腹側から水流のはく離が生じた場合には効率が低下すること⁽¹³⁾が報告されている。他にも吸気によって生じた空気相がはく離した水流でランナ室の空気相と分断され、ランナ室の大気圧をうまく利用できないこと、また、可動式の G.V.に吸気機構を備えることで構造が複雑化してしまうことからノズルの下壁への設置とした。

3・2・2 解析方法

CFD は拡大流路試験機と同じ計算アルゴリズムを使用し、重力を考慮して定常流解析をした。解析では流体の密度は 1 気圧 15°Cでの値で一定としている。ランナ中心基準の有効落差が 10m となるように入出口境界における全圧を設定し、出口境界は大気圧として出口外から流入する流体は空気とした。計算領域全体が全て液相の状態から計算を開始し、流れが変化しなくなった段階で結果を評価した。ランナ径を代表寸法に、 $\sqrt{2gH}$ を代表速度に取った Re 数は 2.5×10^6 である。

図 3・2・3 のメッシュ分割図に示すように、G.V.全閉時に G.V.がノズル壁と接する位置とノズル出口位置に、ノズル壁と垂直に壁面で囲った矩形の評価断面 s_1 と s_2 を設け、 s_2 から 19.4mm 下流に s_3 を設けた。なお s_3 断面の $x - y$ 平面上の下向き長さは水の噴流域が全て含まれるように決定した。逆流流れを考慮した水の動力を次式(3-2-3)で求めた。

$$P_w = \frac{1}{\rho_w} \sum \rho_j p_{tj} \vec{v}_j \cdot \vec{A}_j \quad \dots (3-2-3)$$

ここで p_{tj} は断面と交差している j 番目要素の全圧であり、断面を通る流量は要素切断面上速度ベクトルと、要素切断面に垂直方向の面積ベクトルの内積 $\vec{v}_j \cdot \vec{A}_j$ とし、密度 ρ_j は空気の動力を無視できるように重み付けに使用しており、評価断面での総和により求めている。

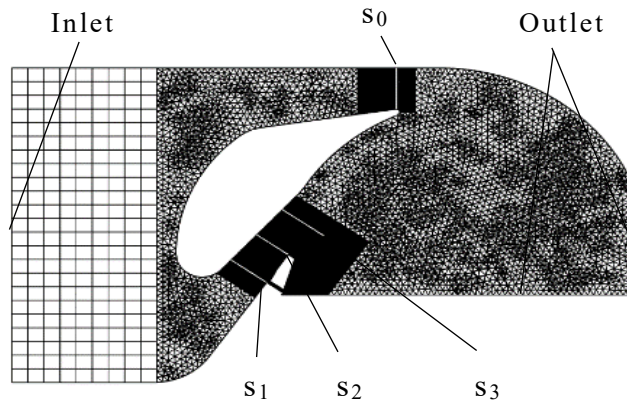


図 3・2・3 メッシュ分割形状

3・3 解析結果

3・3・1 孔無しモデルにおける流れの様子

初めに比較のために、壁面に孔を開けていないフラットモデルの解析を行った。図 3・3・1 に G.V.開度が 100%、65%、30%における、G.V.下側流路の $z/b=0$ の中央断面における全圧 p_t と静圧 p_s を入口全圧 p_{tin} で無次元化した値と、同じ断面での気相を 0、液相を 1 で表す液相の体積割合 (W.V.F.: Water volume fraction) 図を示す。どの開度でもノズル出口まで水で満たされて流れていることが分かる。

ノズル出口はほぼ大気圧なので、縮小流となる G.V.開度 100%では静圧が流路上流で上昇している。流路がほぼ平行となる 65%ではノズル壁面の曲がり起因する圧力上昇部を除いてほぼ大気圧となり、拡大流路となる 30%では上流縮流部で静圧が低下していることが確認された。開度が狭くなるほどノズル壁面近傍の全圧が低下しており、正の圧力勾配によって境界層が厚くなっていることが分かる。なお、 $z/b=0.3$ の平行断面でも流れに大きな違いが無いことを確認している。図 3・3・2 は評価断面 s_1 、 s_2 、 s_3 上の W.V.F.を示し、上端が G.V.壁面であり、 s_1 と s_2 の下端はノズル壁面を表す。どの開度でも s_2 までのノズル内は全て水で満たされており、ノズルを出た後の s_3 でも自由表面は幅方向に大きな変化が無い。

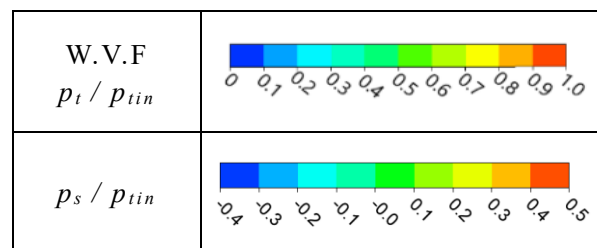
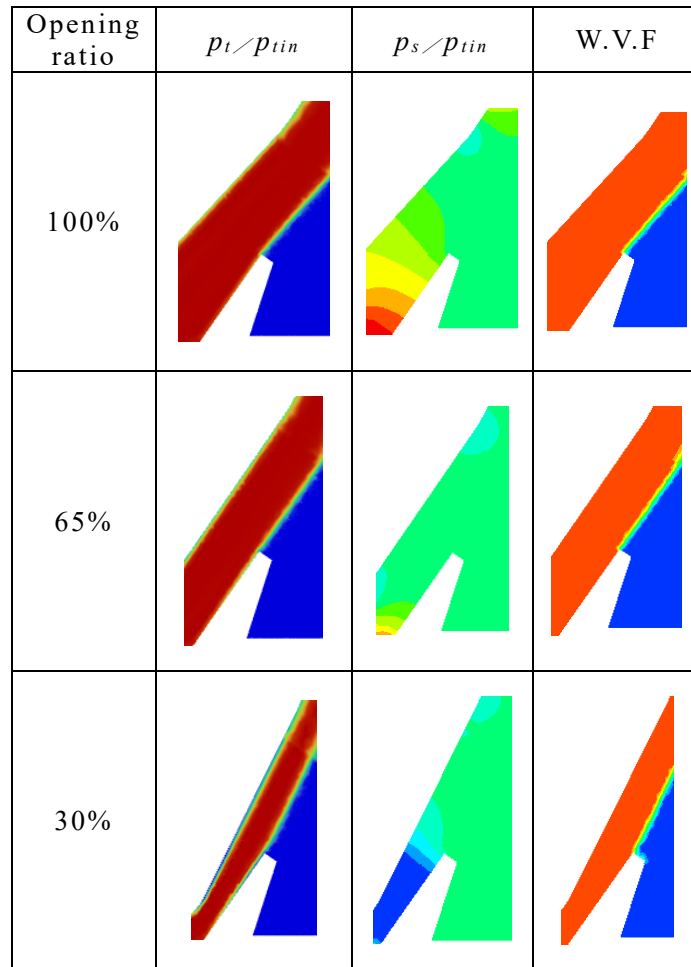


図 3・3・1 中央断面($z=0$)における流れ

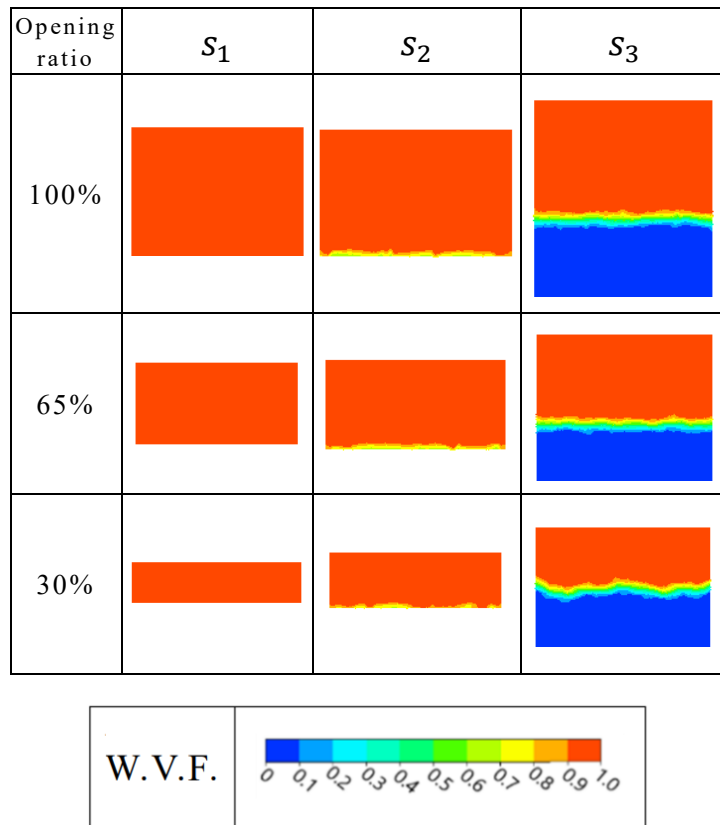


図 3・3・2 各評価断面における液相割合図

3・3・2 丸孔モデルにおける流れの様子

図 3・3・3 に丸孔モデルの解析結果を示す。G.V.開度 100%の中央断面では、孔の入口付近の静圧が大気圧よりも高いために、孔方向への流れが生じ、水流が孔の縁にぶつかった箇所ですらに圧力が高くなっており、孔内の上側壁面に沿って水が流出しているのが分かる。一方中央からずれた $z/b=0.3$ の断面では、孔無しモデルの流れと大きな違いは見られなかった。

開度 65%ではノズル内の孔付近の圧力が大気圧に近いので、孔の中の水量は僅かであり、 $z/b=0$ と 0.3 の両断面ともに孔無しモデルとほぼ同じ状態である。

開度 30%の中央断面では、第 2 章の拡大流路試験機モデルの解析結果と同様に、孔から空気が吸入されることを確認した。これにより、孔から下流でノズル壁から水流のはく離が生じ、孔無しモデルに見られた広範囲の静圧の低下が無くなっている。 $z/b=0.3$ の断面でも静圧の低下が抑制されているが、水流の剥離は見られず、 p_t や W.V.F.は孔無しモデルと近い流れになっているため、ノズル内で吸気の影響は中央付近に限られていることがわかる。

図 3・3・4 の評価断面における W.V.F.は、開度 100%と 60%は孔無しモデルと同様であるが、30%では孔から吸入された空気によって s_2 断面のノズル壁側中央に空気相による自由表面のくぼみがあり、 s_3 断面ではこのくぼみが大きくなっていることが確認できる。

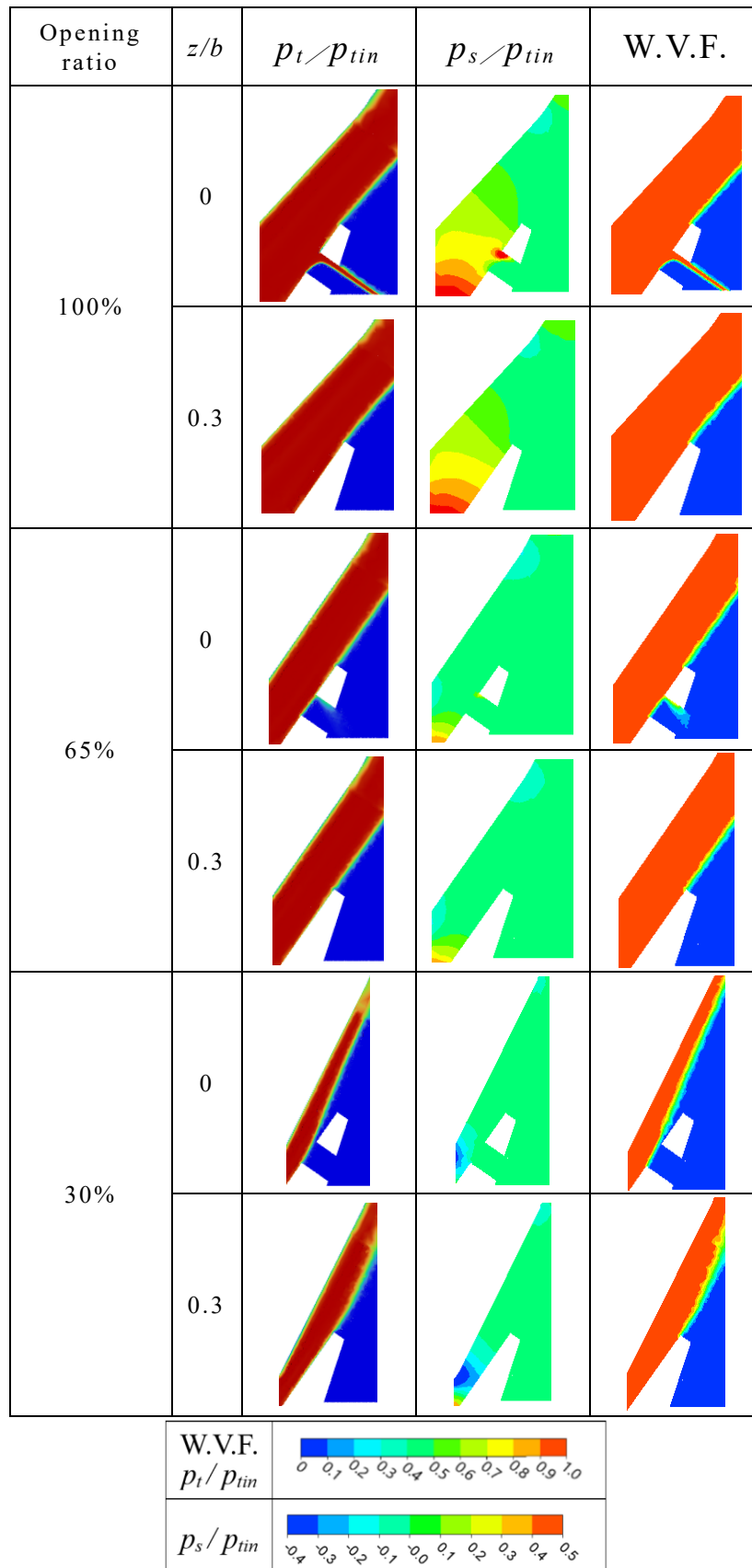


図 3・3・3 丸孔モデルの流れ

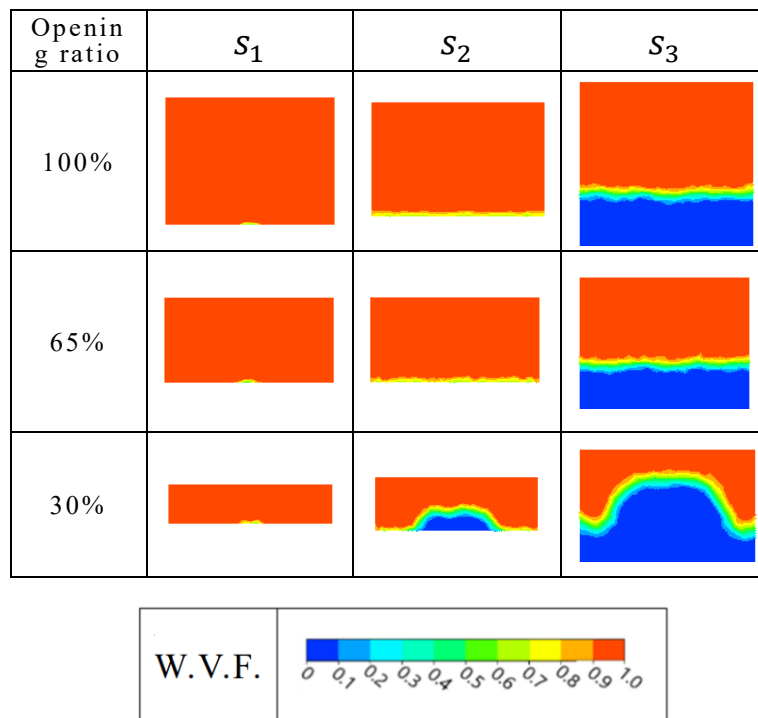


図 3・3・4 丸孔モデル液相割合図

3・3・3 スリットモデルの面取り傾斜角の影響

水の漏れ量を低減するためのスリットモデルに設ける面取りの傾斜率をいくらにすれば良いかを調べた。解析結果を図 3・3・5 に水の漏れ量が最大となる G.V. 開度 100%における各傾斜率ごとに示す。

面取りの無い傾斜率 0%では、丸孔モデルと同様にスリットの上側壁面に沿って水が流出していることを確認した。これは、下流側壁端に衝突した流れが孔方向へと向きを変えて流れ出るためであると考えられる。全圧分布からは、傾斜率が増えるにつれてスリットで水流のはく離が発生し、傾斜面に再付着する位置がスリットから離れていくことが分かり、静圧分布からはこの再付着点の静圧が高くなっていくことが分る。この圧力上昇で剥離している低速の水は押され、逆流してスリットに流れ込むため、傾斜率 20%や 30%ではスリットの下側壁面に沿って水が流出している。 $z/b=0.3$ の断面においてもこれらの分布と同じであることを確認している。

図 3・3・6 は各傾斜率の入口水流量に対するスリットからの水の漏れ流量の比を示す。傾斜率 10%が最も漏れ量が少ないが、ノズル壁に沿って流れてきた水

が、スリットを乗り越えた後、面取りによって壁がへこんでいることにより丸孔モデルのように入口の角に衝突することなく傾斜壁に再付着する。このため、傾斜が浅いことで、引き込み作用が働き漏れ流量が減少していると考えられる。

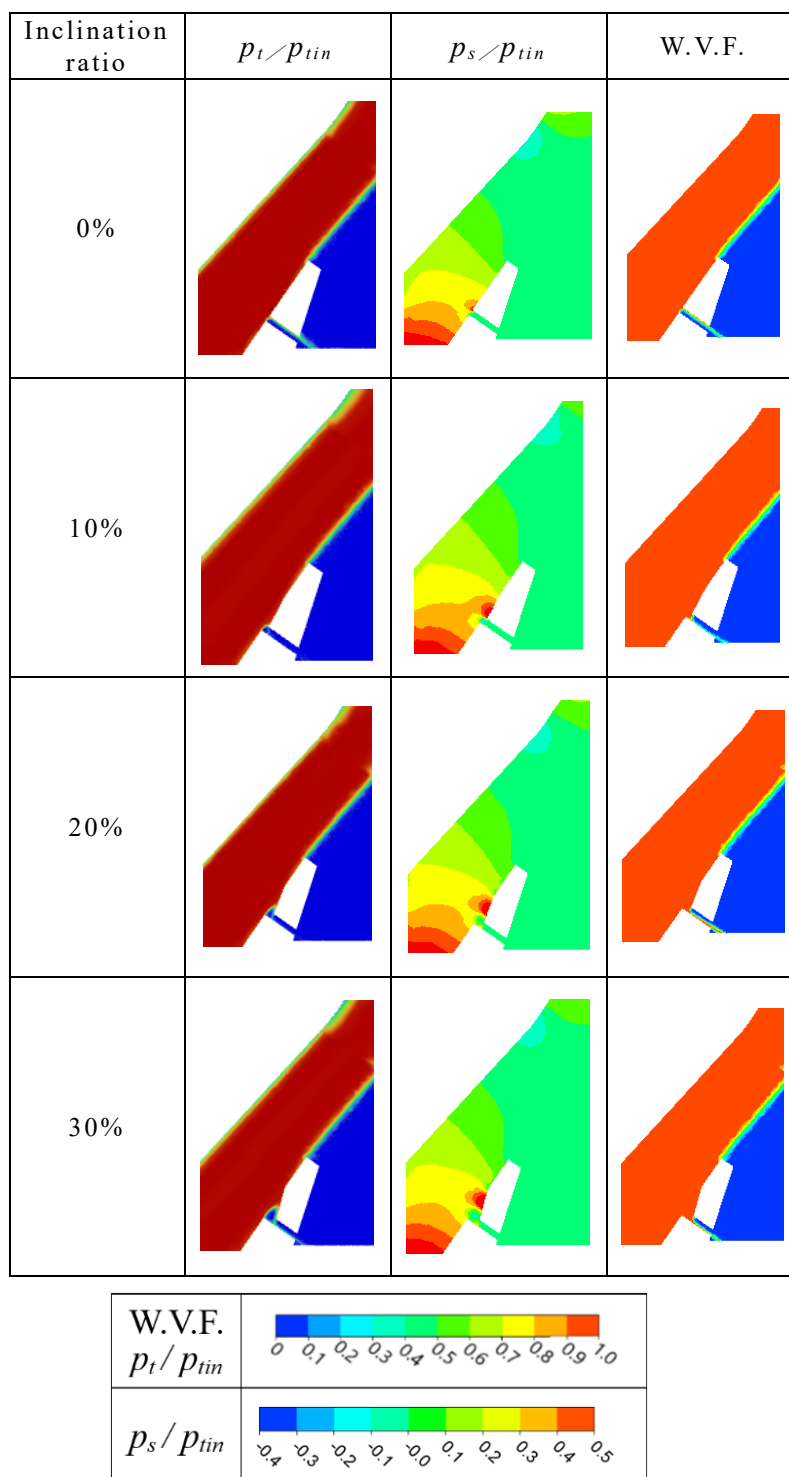


図 3・3・5 丸孔モデルの流れ

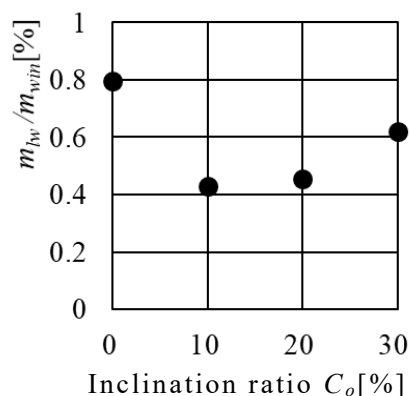


図 3・3・6 傾斜率と漏れ流量

スリットの面取り傾斜角の影響をまとめると次のようになる。

- (1) スリットの下流側の角に面取りの無い傾斜率 0%では、吸気用スリット孔の下流側壁に沿って漏れ出ており、今回の条件範囲においては最も水が流出した。
- (2) 傾斜率 10%では、水の流出量が大きく低減され、それ以上の傾斜を付けると再び水の流出量が増えていく。傾斜率が高いほど水流が傾斜面へと衝突するようになるため、傾斜面での圧力が高くなり、傾斜率 20%と 30%では吸気用スリット孔の上流側壁に沿って漏れ出た。
- (3) 孔形状を全幅にわたってスリット状にすると、ノズル出口より下流での自由表面形状が変化しない。
- (4) スリットよりも上流のノズル流路壁近傍で全圧低下が見られるが、スリットを通過すると全圧低下が見られなくなり、その下流の流れでは再び全圧低下が見られた。これは、上流の境界層がスリットに吸い込まれて、下流で水流が再付着し、そこから再度境界層が形成されたからであると考えられる。

以上のことから、傾斜率は 10%とすることが有効であると確認できたため、以降はこの形状について検討する。

3.3.4 傾斜率 10%スリットモデルの流れの様子

図 3.3.7 に面取りの傾斜率が 10%のスリットモデルの中央断面における G.V. 開度 65%と 30%の流れの様子を示す。G.V.開度 65%では、図 3.3.3 に示す丸孔モデルの開度 100%と同様に、流路を水が満たして流れている。開度 30%はスリットから空気が吸入されてノズル壁から流れがはがれており、孔無しモデルで見られた広い範囲の圧力低下は見られなくなっている。

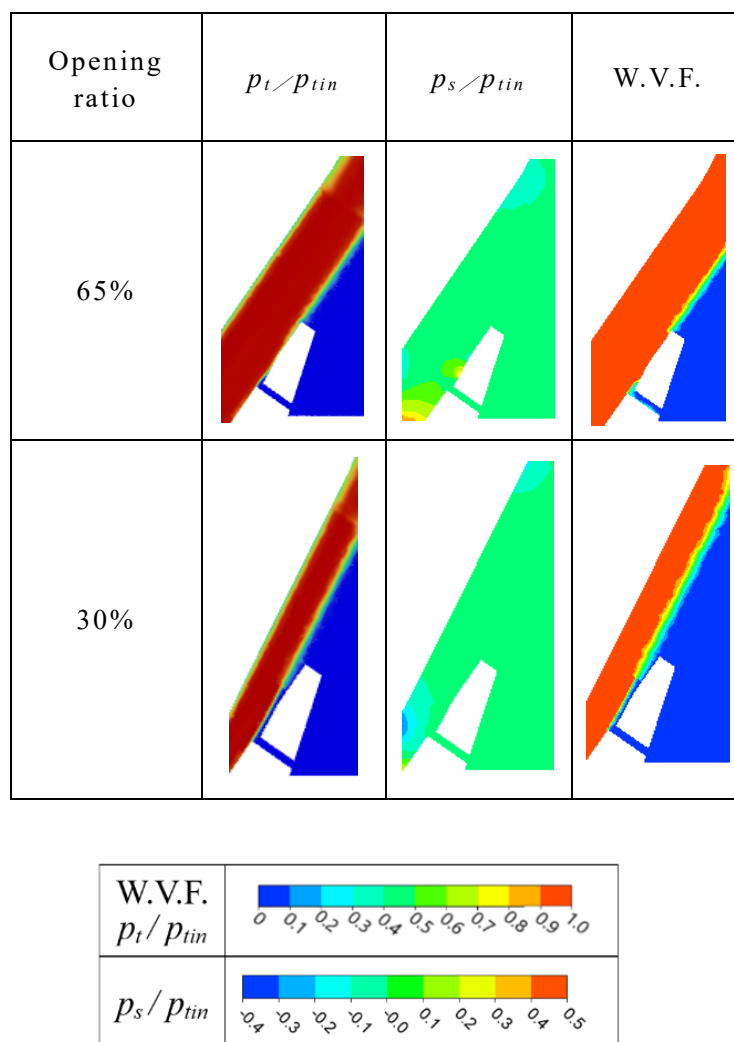


図 3.3.7 中央断面 ($z=0$) における流れ (傾斜率 10%)

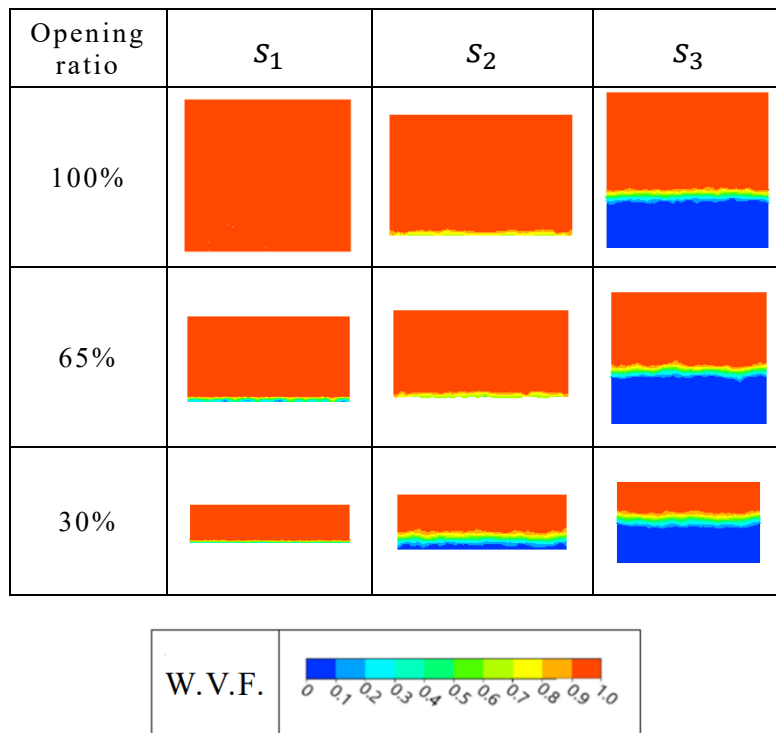


図 3・3・8 各評価断面における液相割合図

図 3・3・3 の丸孔モデルの中央断面では噴流の幅は下流へゆくにつれて狭くなるが、スリットモデルは一定のまま流れている。丸孔モデルで水流の幅が狭くなってゆくのは流路の拡大により流れが剥がれていない中央付近以外の圧力が低下し、中央付近の水流が幅方向外側に向かう速度成分を持つためである。スリットモデルではどの開度でも $z/b=0.3$ の断面では中央断面と同様に流れていることを確認しており、幅方向全域でキャビテーションを抑制する効果があることが分かる。図 3・3・8 に示す各評価断面では、開度 30% も含めてノズル内の剥離により生じる自由表面形状も下流の噴流域も自由表面が凹凸することなく、ほぼ水平となった。

3.3.5 吸気量および水の漏れ量と全圧、動力損失の変化

CFDにより、フラットモデル、丸孔モデルと傾斜率10%のスリットモデルについて吸気量および水の漏れ量のG.V.開度による変化を、孔の深さ5mmに評価断面を設けて調べた結果を図3.3.9に示す。上段には各モデルの評価断面 s_1 での質量流量 m_{ws1} の解析領域入口から入る全質量流量 m_{win} に対する比を丸印で表す。各値の評価断面は図3.3.10に示す通りである。

G.V.開度を変えてもG.V.の下側流路出口の圧力はほぼ大気圧のままであり、開度が小さくなるほど、この出口の断面積の、上側流路の出口断面積に対する割合が大きくなるため、下側流路を流れる流量の割合が増えてゆく。またG.V.開度が狭い場合は拡大流路になるため、吸気されると水流のはく離により、拡大流路縮流部の圧力が下がらず、流速が増加しないので、 m_{ws1} はフラットモデル、丸孔モデル、スリットモデルの順で低下している。

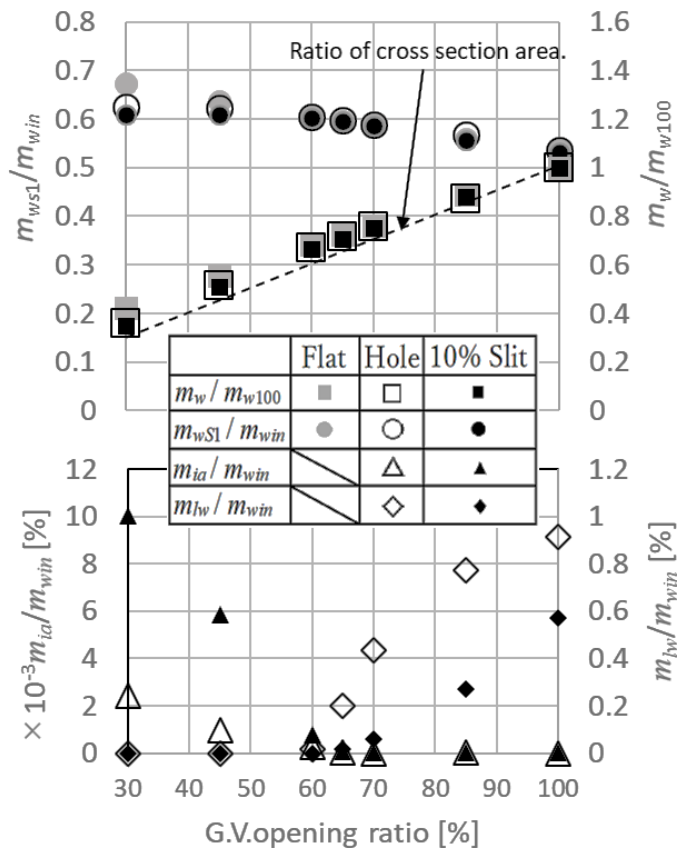


図 3.3.9 G.V.開度に対する漏れ流量の変化

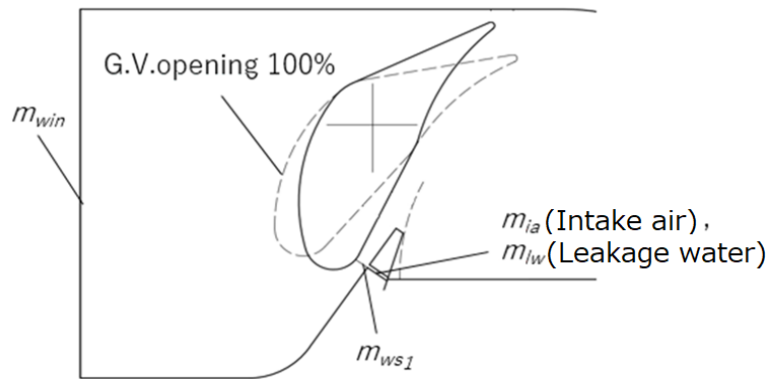


図 3・3・10 各評価断面

□印に G.V.全開時の質量流量 m_{w100} に対する m_w の比を表す。G.V.開度 30%、45%において、破線で表した G.V.開度全開を 1 とした流路断面積比の線に孔無しモデル、丸孔モデル、スリットモデルの順に近づくため、スリットモデルが最も流量と G.V.開度を比例関係に近づけることができ、流量調整に適した機構であると言える。

△印で示した吸気質量流量 m_{ia} から、調査した開度の中では開度 60%以下で丸孔とスリットのどちらのモデルも吸気が開始され、開度を絞った 30%では吸気量はスリットモデルの方が 4 倍以上になっていることが分かる。

◇印で示した水の漏れ質量流量 m_{lw} は丸孔モデルでは 60%から、スリットモデルでは 65%から見られ、開度の増加による漏れ量の増加は丸孔モデルが大きく、開度 100%ではスリットモデルの約 1.6 倍となっている。丸孔モデルではノズルの流れ方向への開口幅が広いため、60%においてわずかであるが、吸気と水の漏れが同時に行われている。

図 3・3・11 に、G.V.開度毎に式(3-3-1)で表される各評価断面における質量流量平均全圧 \bar{p}_t を、入口境界での質量流量平均全圧 p_{tin} により無次元化した値 \bar{p}_t/p_{tin} を示す。

$$\bar{p}_t = \frac{\sum \rho_j p_{tj} |\bar{v}_j \cdot \bar{A}_j|}{\sum \rho_i |\bar{v}_i \cdot \bar{A}_i|} \quad \dots (3-3-1)$$

どの開度でも損失により下流にゆくほど \bar{p}_t は低下しているが、G.V.開度が小さくなるほど s_1 断面までの低下量が増えるのは、縮流部での流速が速くなり摩

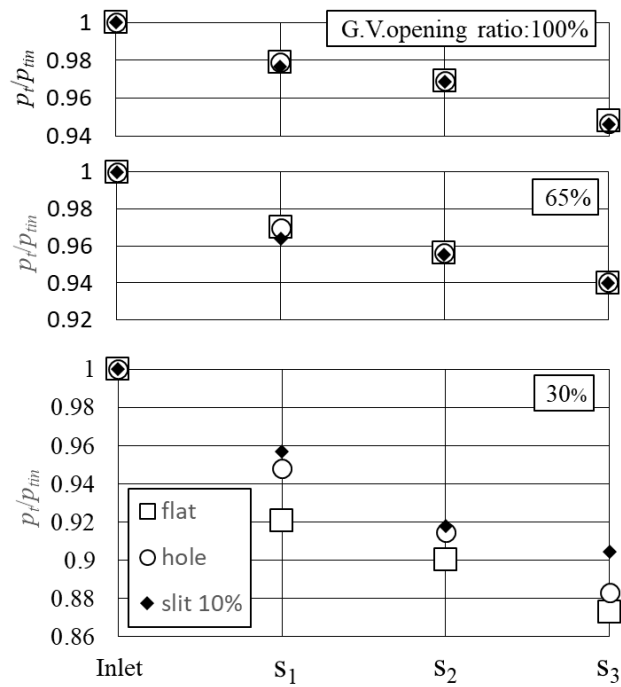


図 3・3・11 質量流量平均全圧

擦損失が増すことと、全圧に占める動圧の割合が増えることで損失の割合が増すためである。開度 30%では、水流のはく離により縮流部での流速が他のモデルに比べて遅いスリットモデルでの損失が少ないことが分かる。孔からの流体の出入りが少ない 65%では、どの断面でもモデルの違いによる差は見られなかった。

図 3・3・12 に、各 G.V.開度でのスリットモデルと丸孔モデルの s_2 断面および s_3 断面について、式(3-3-2)で求めた動力 P_w を入口境界の動力 P_{win} で無次元化し、これから同様に求めた孔無しモデルでの値を減じた値 $C_{\Delta P}$ を示す。

$$C_{\Delta P} = \frac{P_w}{P_{win}} - \frac{P_{w(Flat)}}{P_{win(Flat)}} \quad \dots (3-3-2)$$

G.V.開度 100%ではフラットモデルに比べて孔からの漏れ流れによりどちらのモデルも動力は低下しており、中でも漏れ量の多い丸孔モデルの低下量が多い。85%開度以上での変化は少ないが、どちらのモデルも漏れがなくなる 60~65%の間でフラットモデルと同じ値になる。これよりも G.V.開度が小さくなるほど、吸気による水流のはく離が起こり、フラットモデルよりも動力損失が減

ってゆく。とくに s_2 から s_3 断面間の損失がスリットモデルでは小さくなっており、丸孔モデルに比べて自由表面形状が安定し、フラットモデルと比べても壁面近傍の減速域が少ないことが理由として考えられる。

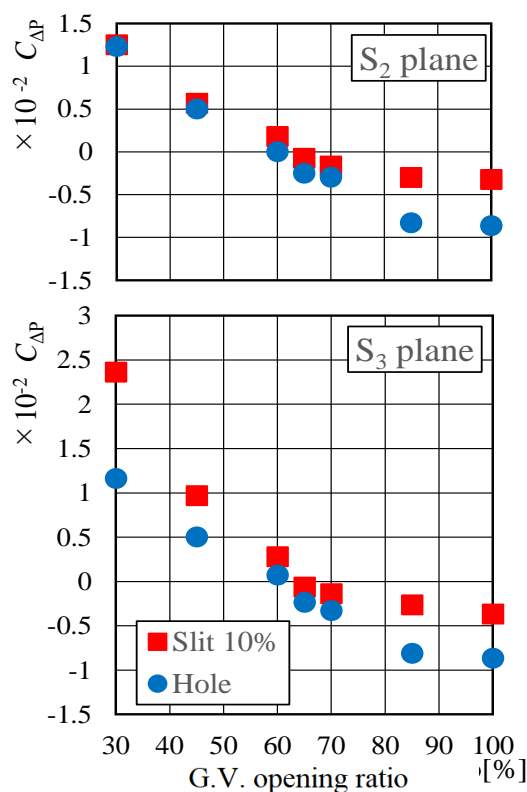


図 3・3・12 G.V.開度に対する動力の損失

3・4 実験結果

解析の結果を検証するために、フラットモデルと 10%傾斜のスリットモデルを取り付けた水車の性能試験を行った。

3・4・1 ガイドベーン開度の影響

出口バルブ開度とポンプ回転数を一定として、図 3・1・2 に示すケーシング背面に設けた吸気孔から 20.4g/min の流量で外気を吸入させた条件で、G.V.開度が 100%で最高効率が得られる $n_u=40$ の下で実験により得られた G.V.開度の変化に対する性能を図 3・4・1 に示す。

開度が小さくなるほど、流れの狭窄により有効落差は高くなり、 Q_u および P_{su} は低下している。 C_{p0} がほぼ一定であることからランナ室内圧力は有効落差に比例しており、これにより開度が狭くなるほど $NPSH$ は低下している。開度を

絞るとランナ室内の噴流幅が狭くなるので噴流の左右の圧力差は小さくなり $(p_{su} - p_{sl})/\rho gH$ の絶対値は小さくなってゆく。効率 η は開度 65%以上ではフラットモデルもスリットモデルもほぼ同じ値だが、30%ではスリットモデルの方が約 1.2%高くなった。

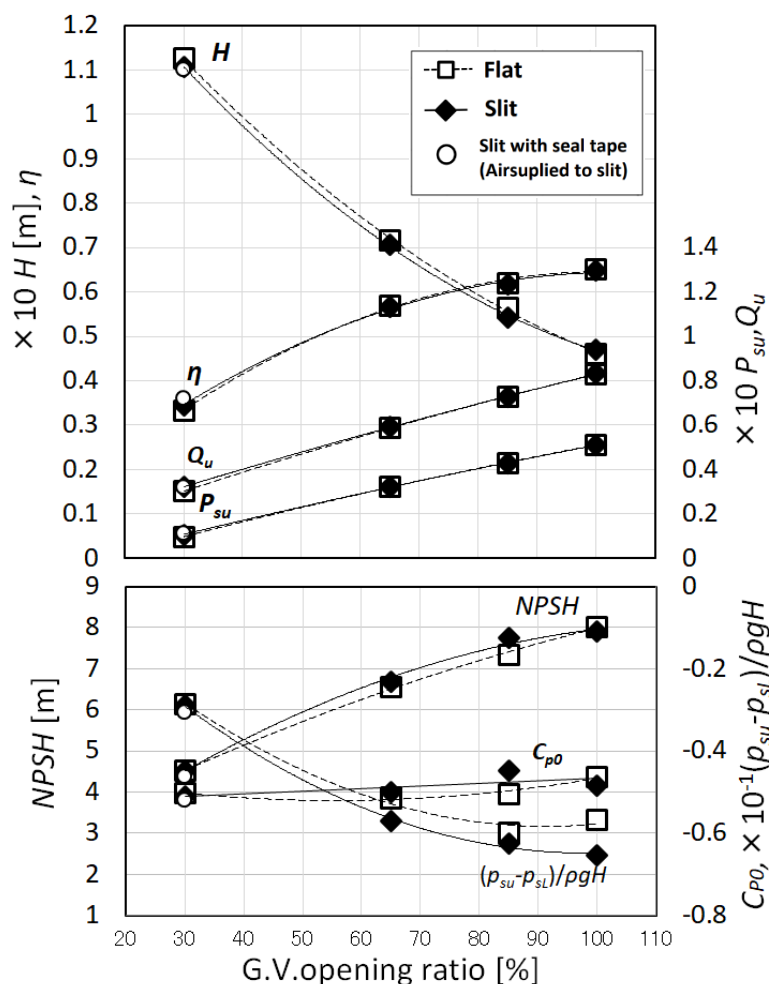


図 3.4.1 ノズル形状の性能比較 ($n_u=40$)

図 3.4.2 には実験結果の写真を示す。(1)と(2)はそれぞれ GV 開度 30%における、従来型のノズル形状の条件(1:Flat)と、チューブが繋がっている場所にスリットを設けた条件(2:Slit)である。同じ条件で G.V.開度を 65%に広げたときの実験結果を(3)と(4)に示す。上段に実験装置のノズルとランナの全体図を示す。下段の左側にはノズル最狭部付近の拡大図と、右側に斜めから見た写真を示す。

(1)-(c)では、出口近くのノズル面に、出口からの空気の流入により生じていると考えられる気相による筋が見えている。また G.V.側の壁面近傍にもキャビティが見られる。(1)-(b)からは、ノズル面の気相域が厚く無いことが判る。対して、スリットを設けた(2)-(b)では、スリットから下流に多量の気泡が流れているため、ランナ室からスリットを通して空気が流入していることがわかり、(2)-(c)からはこの気相域が厚いことが判る。しかし、G.V.側のキャビテーションを抑えることはできていない。NPSH が低いほど有効落差も高くなることでランナ内圧力が下がりキャビテーションを発生させていることが考えられる。

この実験条件では、拡大流路各部の断面積から求めた平均流速とベルヌーイの定理を使った計算から、ノズル出口から 13mm 上流で飽和水蒸気圧を回ることが分かっている。また、ランナ室で水と空気が混合されることにより、溶存酸素計で測定した地下水槽の溶存酸素量は 25deg.で 7.5mg/L と高くなっており、低圧で析出する微小気泡が核となるキャビテーションを起こしやすい条件と言える。

G.V.開度を 65%に広げた(3)と(4)は、どちらも G.V.側のキャビテーションは無く、フラットモデルではノズル壁面に気相は見えないが、スリットモデルでは薄い気相が見えている。解析では空気の吸入は無い結果が得られているが、ランナ室の圧力変動により空気が吸入されたものと思われる。



(a)Overall view



(b)Nozzle enlarged veiw.

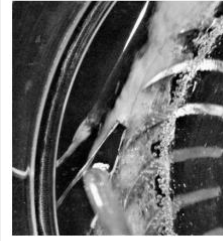


(c) Oblique view.

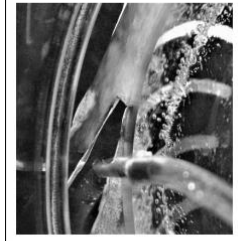
(1)G.V.opening ratio=30%, $n_u=40$,Flat



(a)Overall view

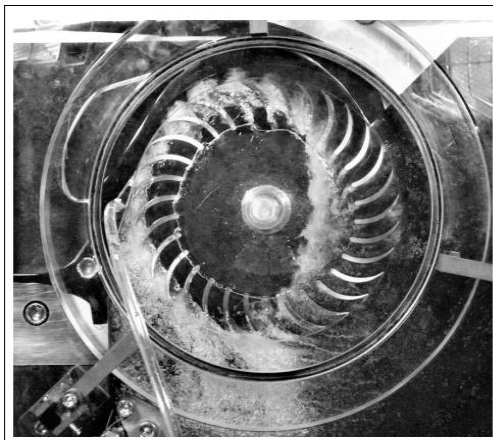


(b)Nozzle enlarged veiw.

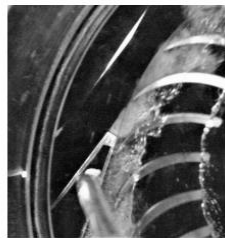


(c) Oblique view.

(2)G.V.opening ratio=30%, $n_u=40$,slit



(a)Overall view

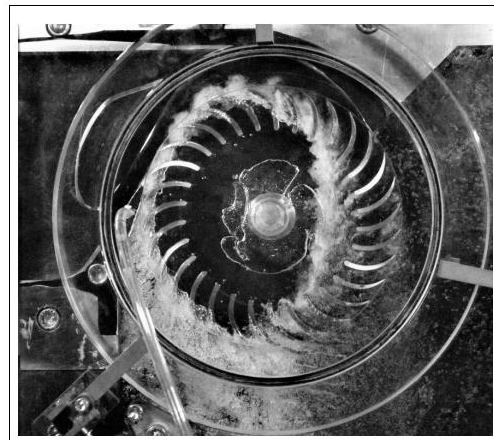


(b)Nozzle enlarged veiw.



(c) Oblique view.

(3)G.V.opening ratio=65%, $n_u=40$,Flat



(a)Overall view



(b)Nozzle enlarged veiw.



(c) Oblique view.

(4)G.V.opening ratio=65%, $n_u=40$,slit

図 3・4・2 ノズル最狭部の流れ

3・4・2 スリットへの外気吸入による改善

上述の結果から負圧になっているランナ室とノズル内との圧力差では十分な吸気量が得られないと判断し、その改善策として図 3・4・3 に示すようにスリット内部に全幅に渡って溝を掘り、スリットがあるランナ室側のノズル壁面にはステンレス製のシールテープを貼ってランナ室側に空気が流れないようにした。また、図 3・4・2 の(a)に矢印で示したチューブが接続された位置にあるアクリル側壁の孔から外気を直接吸気できるようにした。空気流量はチューブの途中に設けたフロート式流量計で測定し、その下流に設けたバルブで調整している。

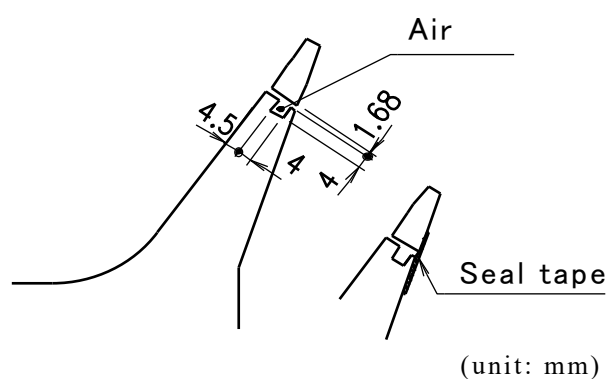


図 3・4・3 スリット構造詳細

G.V.開度を 30%にし、 n_u 以外は図 3・4・1 と同じ条件で○マークで示す上記のスリットへの吸気方法と△マークで示す従来のランナ室から吸気する方法について水車性能を調べ、単位回転速度 n_u を横軸にとって図 3・4・4 に示す。吸気量はどちらも 20.4g/min である。

回転数を低くするとランナからの流出方向が周方向から半径方向に変わり、噴流がランナ室の右側壁にぶつかって $p_{su}-p_{sl}$ が大きくなっている。G.V.開度が 30%と狭い場合は広い場合に比べて流量が減るので、図 3・4・5 の左図に示すように、黒色の矢印で示した速度三角形の各速度ベクトルのうち、 v と w が赤色の矢印で示した向きと大きさになるため、ランナからの流出方向が回転方向の周方向に傾く。この状態から、右図に示すようにランナの回転数を低くして黒色の周速ベクトルを緑色で示した大きさにすると、絶対速度ベクトルの向きが緑色で示すように半径方向に傾き、角運動量の変化を大きくすることができる。

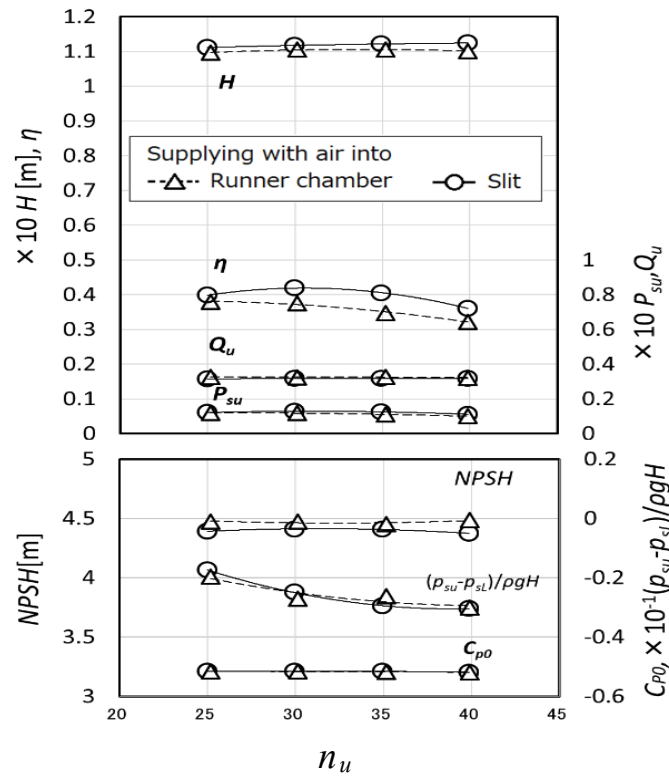


図 3・4・4 回転速度に対する水車性能
(G.V.opening ratio=30%)

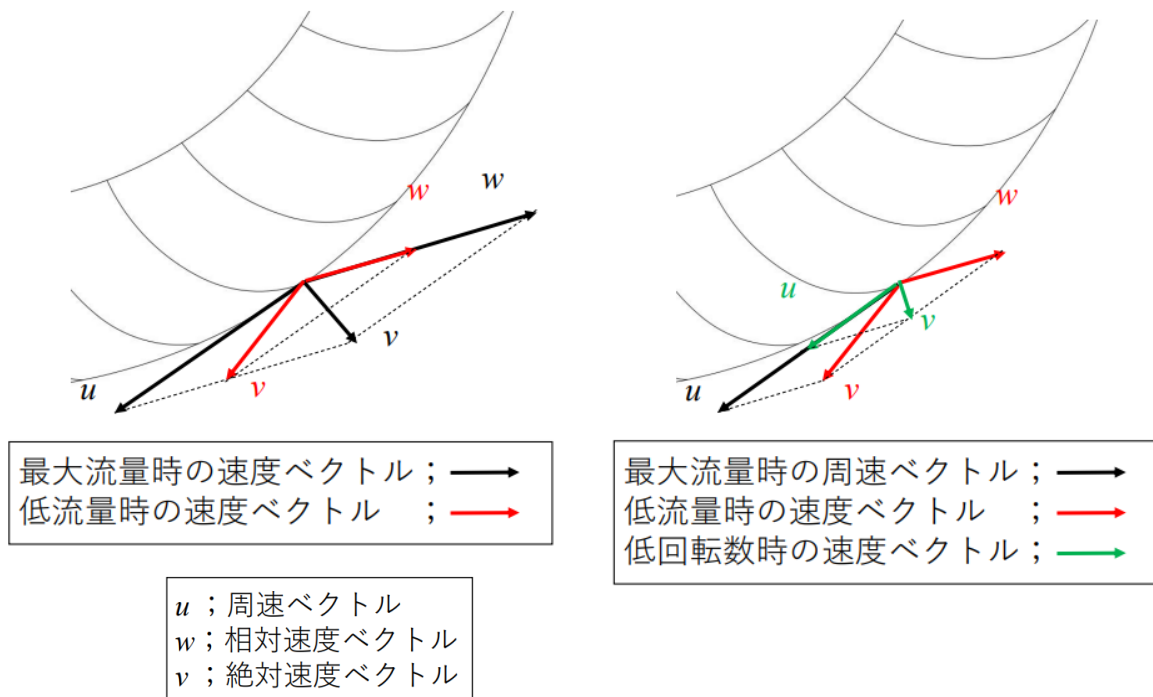
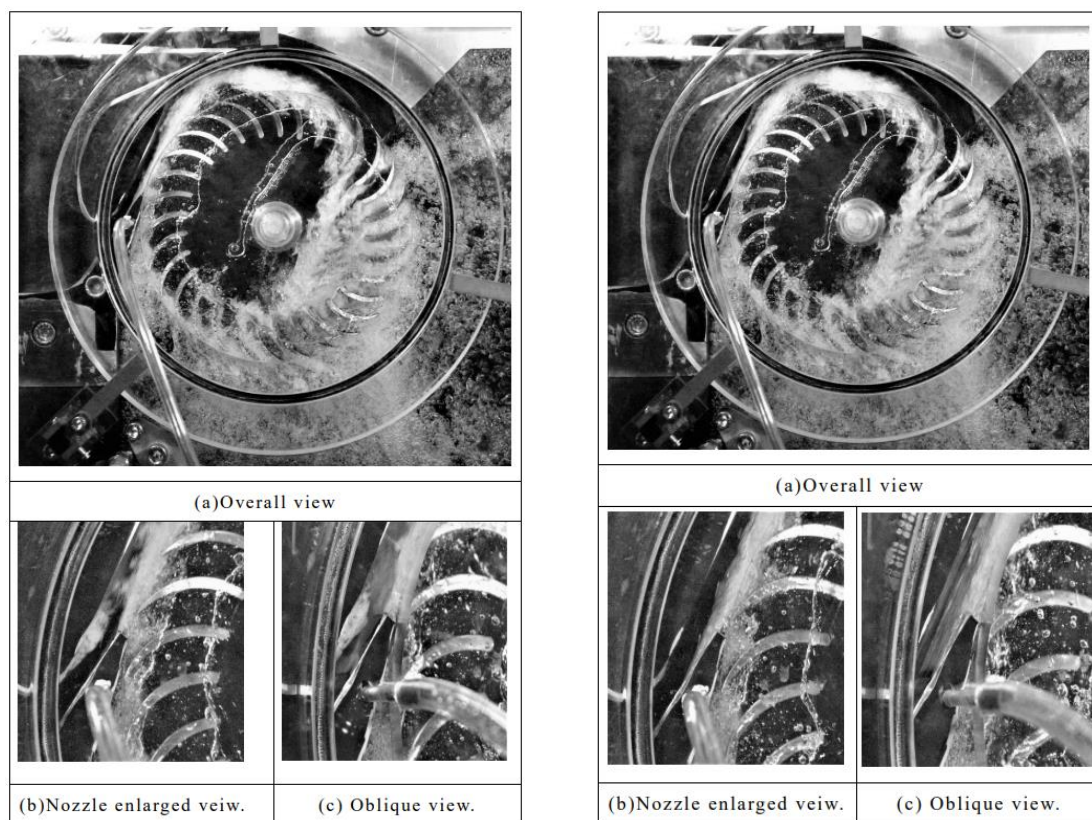


図 3・4・5 ランナ出口の速度三角形

したがって最高効率が得られるように流出方向が半径方向を向くようにするには、開度 100%での $nu=40$ よりも低回転にすればよく、実験結果では $nu=30$ 付近で最高効率となっている。スリットから吸気することでランナ室から吸気するよりも軸動力の増加により効率が上昇しており、 $nu=35$ でその差は最大となり 5.8%であった。

図 3・4・6 の(1)にランナ室から吸気した場合、(2)にスリットから吸気した場合の、 $nu=35$ における写真を示す。ランナ室から吸気した場合はノズル壁面上に気相は見え、G.V.側に大きなキャビティが現れ、G.V.壁に沿って下流に流れる噴流の気泡を伴う自由表面形状が大きく乱れていることが確認できる。一方、スリットから直接吸気した場合は、ノズル壁面上に厚さのある多量の気相が見られ、G.V.側のキャビティの発生は無く、G.V.壁に沿って流れる噴流の自由表面形状は乱れが少ないことが確認できる。



(1)G.V.opening ratio=30%, $nu=35$,

Air supplied into runner chamber.

(2)G.V.opening ratio=30%, $nu=35$,

Air supplied into slit.

図 3・4・6 ノズル最狭部の流れ

$n_u=40$ の水車効率を比較すると、表 3・4・1 のようになる。 $NPSH$ が 4.5m でランナ室へ 20.4g/min の空気が吸気された場合に、10%勾配を持つスリットモデルと孔の無いモデルの水車性能を比較した結果、G.V.の大開度では効率に大きな差は無いが、G.V.開度 30%でスリットモデルの効率が 1.2%上昇した。スリットを通してノズル内へ空気が流入している様子が見られるが、G.V.側に生じるキャビティに変化はない。

フラットモデルに対し、シールテープで塞いだスリットモデルで外気をスリットから吸気した場合は効率が 2.8%上昇する結果が得られた。また、ランナ室から吸気していた際に見られた G.V.側に生じていたキャビティが消失した。G.V.壁面に沿って流れる噴流の自由表面形状の乱れが低減していることも効率上昇の一因として考えられる。

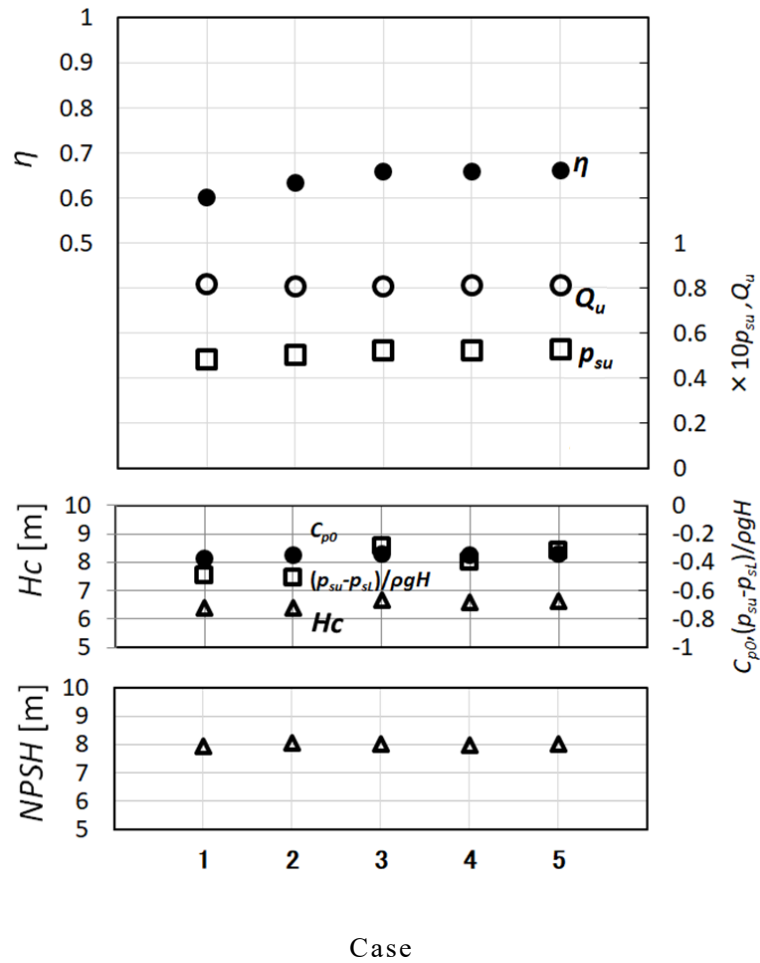
ランナ室から吸気した場合で、フラットモデルよりもシールテープで塞いだスリットモデルで効率が低下しているのは、テープの厚み約 0.3mm がランナ室からランナ内への吸気などに影響していると考えられる。

表 3・4・1 吸気の種類と水車効率

	Flat	Slit	Slit with seal tape	Slit with seal tape
Air is supplied into	Runner chamber	Runner chamber	Runner chamber	Slit
Turbine efficiency[%]	33.3	34.5	32.2	36.1
Condition	G.V. opening ratio=30%, $n_u=40$, $NPSH \approx 4.5$, Intake air flow rate = 20.4g/min			

3・4・3 スリットからの吸気量による効率への影響

吸気をすることで確認できた効率向上が、ランナ室内の空気量増加によるものではなく、スリットからの吸気の効果によるものであることを確認するために、ランナ室内への吸気とスリットへの吸気のそれぞれの条件で、吸気量の割合を変化させた実験を行った。



Case	1	2	3	4	5
Runner chamber [g/min]	0	0	0	12.4	0
Slit [g/min]	0	4.0 以下	37.3	37.3	49.7

図 3・4・7 吸気条件の違いによる水車性能

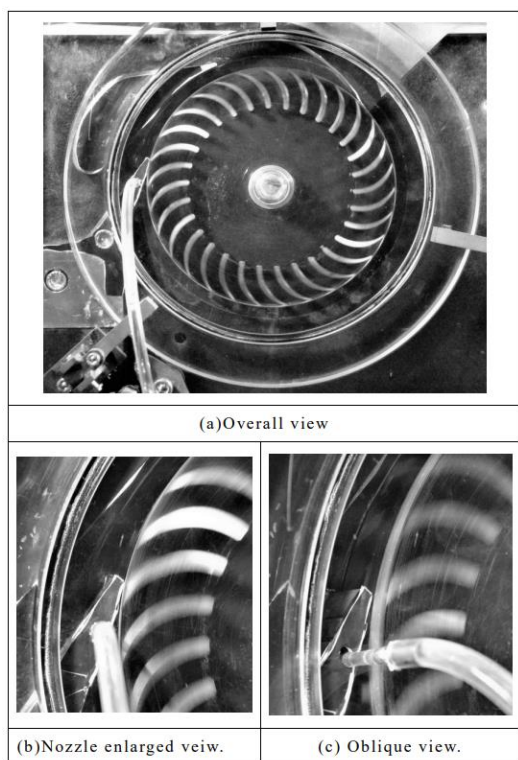
(G.V.opening ratio=100%)

図 3・4・7 に G.V.開度 100%の条件における効率を、それぞれの Case 番号で示す吸気条件ごとに並べている。また、図 3・4・8 に吸気条件ごとの写真を示す。実験条件は一般的なクロスフロー水車を仮定し、吸出し高さ 2m 程度の運転条件である有効吸出ヘッド $NPSH$ を 8m としている。

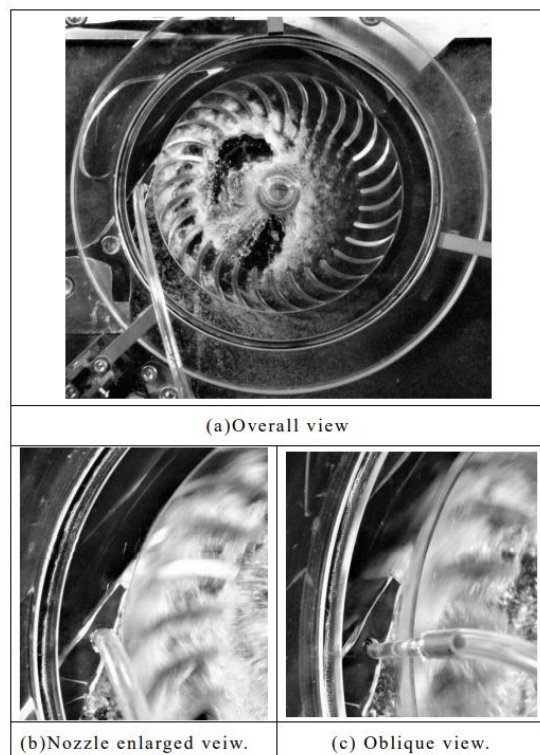
ランナ室とスリットのどちらからも吸気を行わない条件の Case1 では他の条件に比べて効率が低いことがわかる。これは図 3・4・8 の吸気のない運転状態(1)と、吸気がある条件の(2)から(5)の運転状態とを比較してわかるように、前者ではランナ室に空気が入り込まないために気相ができず、ランナが水で満たされていることから、主軸への水流の衝突の影響や、噴流が流れない領域のランナの羽根と水流の抵抗によって効率が減少しているものと考えられる。

対して後者では、主軸の周りに空気相が形成されることで衝突損失が減り、また、ランナ内部の 6 時から 9 時のブレード位置周辺が空気相となっていることから、翼の水による抵抗が少なくなっていると考えられる。従って、スリットから吸気を行い、ランナ室内に空気相を形成することで効率が向上する。

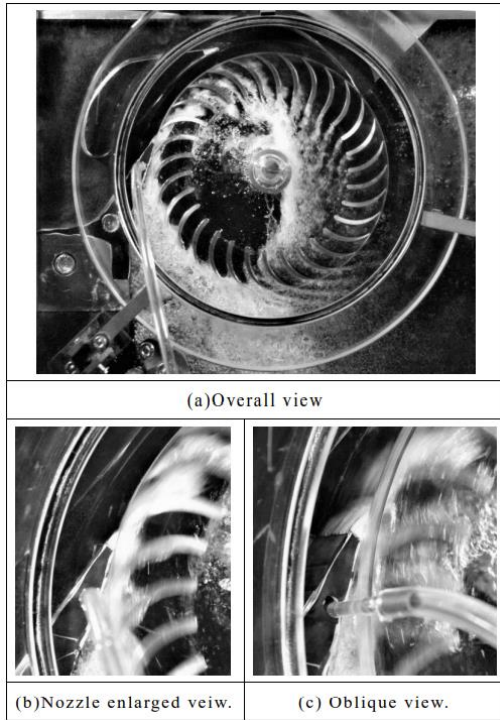
スリットからの吸気を行った(2)から(5)の条件では、スリットから下流のノズル壁面に空気の筋が生じていることが確認できた。(2)から(5)の順にスリットからの吸気量を増やしても空気相の厚さや、流れの様子に違いが見られなかった。全吸気量 49.7g/min のうち、Case4 のランナ室へ 12.4g/min とスリットから 37.3g/min を吸気した条件と、Case5 の全量をスリットから吸気した条件とで効率はほぼ変わらないものとなった。



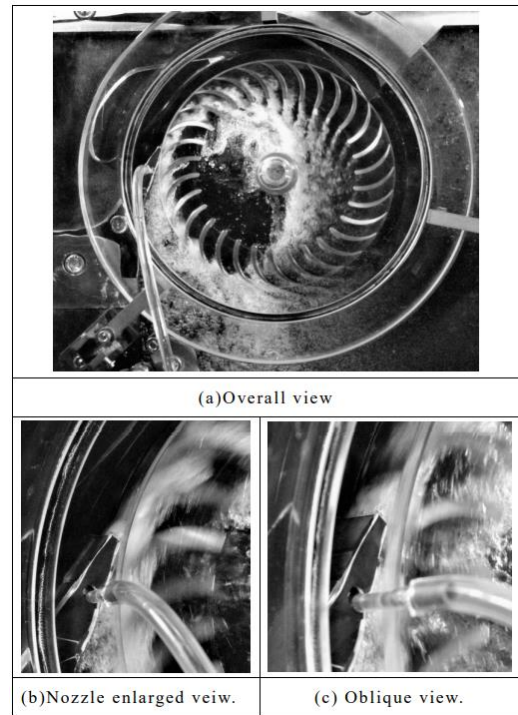
(1) Case1.



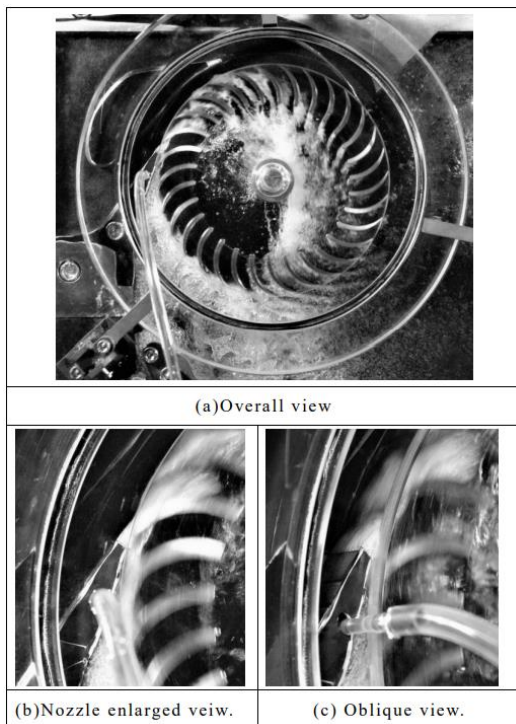
(2) Case2.



(3) Case3.



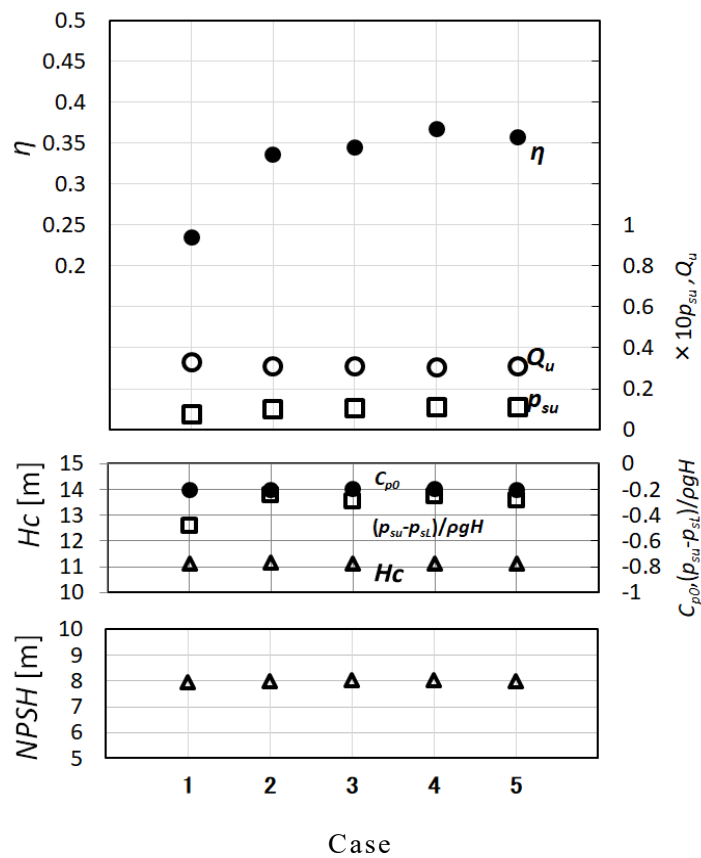
(4) Case4.



(5) Case5.

図 3・4・8 ノズル最狭部の流れ
(G.V.opening ratio=100%.)

次に、G.V.開度 30%での効率を図 3・4・9 に吸気条件ごとに並べた。ランナ室とスリットのどちらからも吸気を行わない条件を Case1 に示す。また、G.V.開度 100%にて吸気量による効率上昇が頭打ちとなった吸気量 49.7g/min を合計吸気量とし、ランナ室とスリットからの吸気比率を変化させた条件を Case2、Case3、Case4、Case5 にそれぞれ示した。Case2 は $NPSH=8m$ に合わせることでできるスリットからの吸気量の上限が 43.5g/min であったため、この値にて実験を行った。 $NPSH$ は G.V.開度 100%の実験条件と同じとしている。



Case	1	2	3	4	5
Runner chamber [g/min]	0	0	12.4	37.3	49.7
Slit [g/min]	0	43.5	37.3	12.4	0

図 3・4・9 吸気条件の違いによる水車性能
(G.V.opening ratio=30%)

表 3・4・2 吸気の違いと水車効率

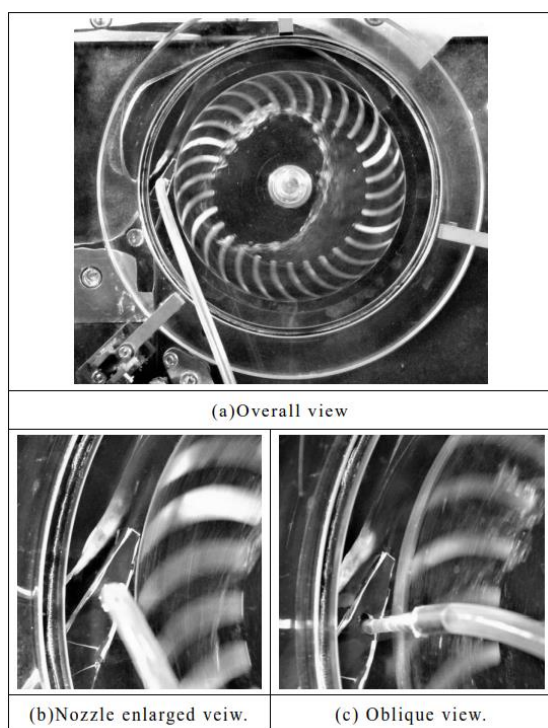
Case	1	2	3	4	5
Runner chamber [g/min]	0	0	12.4	37.3	49.7
Slit [g/min]	0	43.5	37.3	12.4	0
Turbine efficiency[%]	23.3	33.6	34.4	36.8	35.8
Condition	G.V.O=30%, $n_u=40$, $NPSH=8.0\text{m}$				

水車効率を比較すると表 3・4・2 のようになる。ランナ室内へのみ吸気した条件の Case5 と、 $NPSH$ が 4.5m の Flat 条件(表 3・4・1)とを比較すると、ノズル内部への吸気がない条件でも $NPSH$ を高くすることによりノズル内部の圧力が高くなり、 $NPSH$ が 4.5 の条件でランナ腹側に生じていたキャビテーションが消えた。これにより水流の乱れが抑えられ効率が 2.5%上昇した

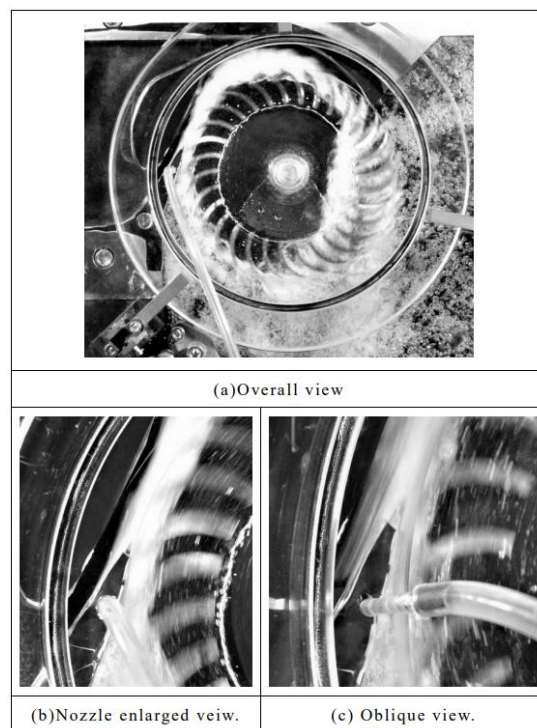
また、ランナ室内にのみ 49.7g/min 吸気した条件の Case5 よりも、合計の吸気量は変えずにスリットからの吸気量を 12.4g/min として吸気割合を増やした Case4 の条件で効率が 1.0%上昇した。しかし、Case3 のように、この条件以上に吸気量の割合を増やしても効率は上昇しない結果となった。

図 3・4・10 には吸気条件ごとの写真を示す。Case2 から Case5 に比べて、Case1 の効率が低い理由は、ランナ室とスリットのどちらからも吸気がない場合に、ランナ内部の 6 時から 9 時のブレード位置周辺に空気相が形成されないため、G.V.開度 100%の条件と同様に、噴流以外のランナ左下で羽根が水を攪拌しているからと考えられる。また、G.V.の下側にキャビテーションが生じており、これによる流れの乱れも影響しているものと考えられる。Case2 に比べて Case3 の効率が良い要因としてはランナ室への吸気量を増加させたからであり、G.V.開度 100%における実験の傾向と同じであった。吸気量の合計が同じである Case3,4,5 を比較すると、Case4 で最も効率が良い結果が得られた。Case4 の条件で、スリットからの吸気がある場合には、図(b)よりランナ側壁面にスリットから下流へ空気相とみられる白い筋が発達し、水流のはく離が生じていることがわかる。

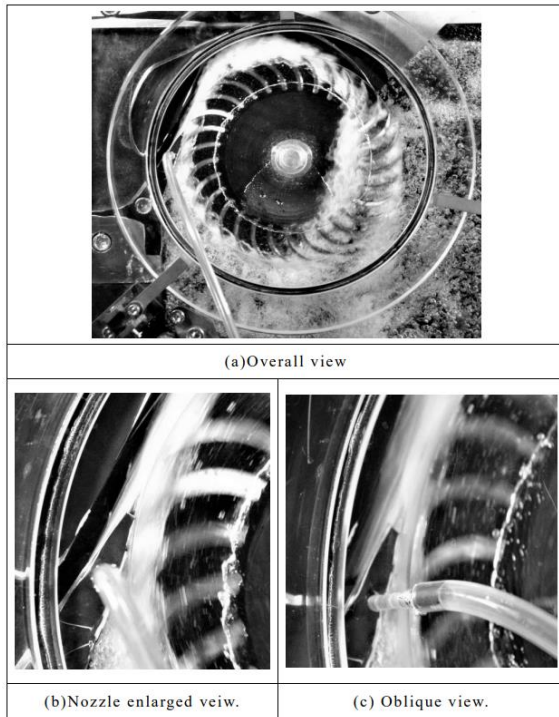
(c)の図から、ランナ側壁面の奥行き方向へも空気相が広がっていることが確認できた。Case5 の条件では、スリットから吸気をしていない条件であるにもかかわらず、スリット部分から Case4 と同様な水流のはく離が確認できた。これは、スリットのすきま部分で一旦流れがランナ側壁面から剥がれることをきっかけとしてノズル出口から空気が入り込むことで水流のはく離が生じているものと考えられる。Case4 の(b)を Case5 の(b)とそれぞれ比較すると、ノズル出口より下流の G.V.に沿う流れの自由表面の乱れが少ないことがわかり、効率の差に影響しているものと考えられる。一方、Case3 よりもスリットからの吸気量の割合が少ない Case4 の条件が効率が良いことがわかる。



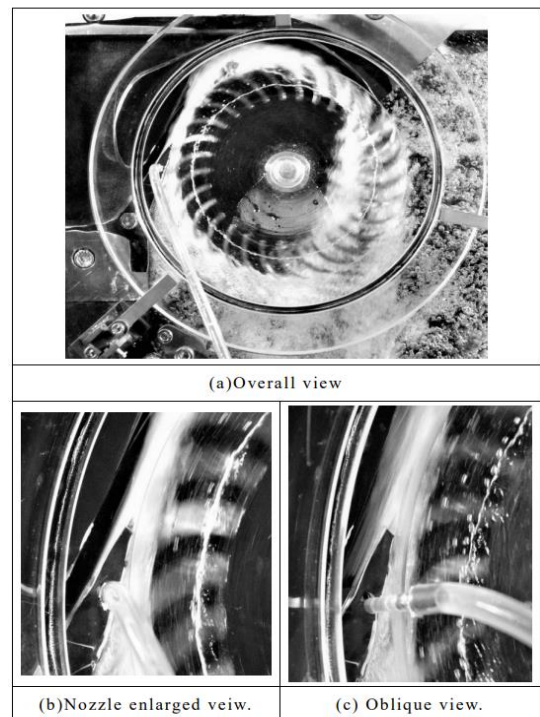
(1) Case1.



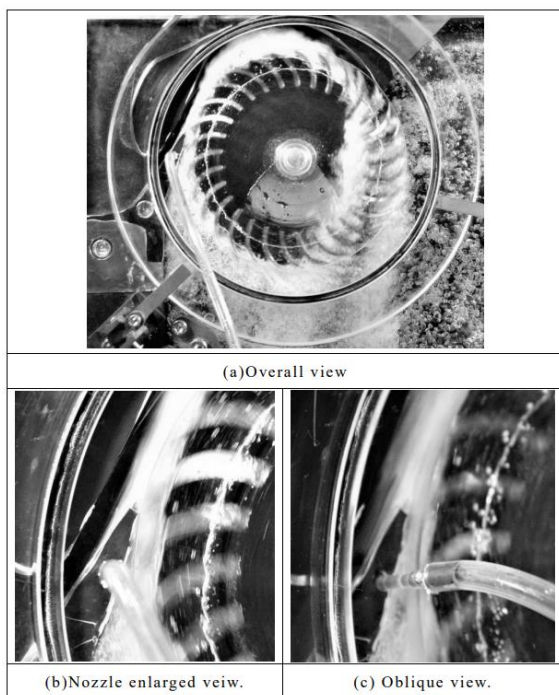
(2) Case2.



(3) Case3.



(4) Case4.



(5) Case5.

図 3・4・10 ノズル最狭部の流れ
(G.V.opening ratio=30%.)

3・5 3章のまとめ

本研究ではクロスフロー水車の低流量運転時に G.V.下部が拡大流路になることで発生する、キャビテーションや損失の増加を抑制する目的で、拡大流路の縮流部での圧力低下を利用したノズル壁面に開けた孔からのノズル内への吸気法について、数値解析および水車の性能試験によって検討した。その結果以下の結論を得た。

- (1) 解析から、G.V.全閉時に水が漏れ出ないように、G.V.がノズル下壁に接する点から 4mm 下流の流路中央($z=0$)にノズル壁面に垂直に $\phi 8\text{mm}$ の貫通孔を設けたモデルは、G.V.開度 60%以上でノズル側の水が孔からランナ室側へ流出し、60%以下でランナ室内の空気が吸気された。その結果、孔の無いモデルに比べて大開度でノズルから出た水の動力の入口の動力に対する比が低下し、小開度で動力比が増加した。動力比増加の理由は、ノズル内での空気による流れの水流のはく離によって、圧力低下が抑制され、流速が減り、全圧に対する動圧の割合が減ったことによる。
- (2) 解析から、G.V.がノズル下壁に接する位置から下流 1.68mm までの間にスリット状の隙間を奥行方向流路全幅に渡ってノズル壁面に垂直に設けたモデルでは、下流側の角に 10%の傾きの面取りを施すことで G.V.開度 100%での水の流出を他の傾きの面取りに比べて最小にできることが分かった。これにより G.V.大開度における動力比の低下を丸孔モデルに比べて半分以下に抑えることができた。また小開度ではノズル下流で丸孔モデルよりも 2 倍近く動力比の増加を増やせることが分かった。これは、幅方向に均一に水流のはく離を起こすことで自由表面の乱れや表面積を減らすことができ、丸孔モデルで生じていた空気との混合や摩擦による損失を減らせたからと考えられる。
- (3) 実験結果から、G.V.開度 30%で有効吸出ヘッドを実機クロスフロー水車と同程度の値としてランナ室内への吸気量を実験機で設定可能な 0g/min から、最大 49.7g/min まで変化させると、吸気がない条件では効率が著しく減少し

た。これは、ランナ内部に空気相ができず、水で満たされることにより主軸への水流の衝突の影響や、噴流が流れない領域のランナの羽根と水流の抵抗が大きいこと原因であると考えられる。

(4) 実験結果から、G.V.開度 30%でランナ室への吸気量 20.4g/min、 $NPSH=4.5$ の条件で、吸気孔の無いモデルとスリットモデルとを比較すると、スリットモデルでは吸気が行われ、拡大流路の影響を抑制でき、効率が上昇した。また、スリットのランナ室側の出口をシールして壁面に開けた孔から直接吸気させると、ガイドベーン側に生じていたキャビテーションが消滅し、効率が上昇した。これは、ガイドベーン壁面に沿って流れる噴流の自由表面形状の乱れが低減したことが原因と考えられる。

(5) 実験結果から、G.V.開度 30%でスリットのランナ室側の出口をシールし、 $NPSH=8.0$ とした条件で、ランナ室内とスリットからの吸気量の合計を変えずに、吸気割合を変えた場合、ランナ室内にのみ 49.7g/min の全量を吸気した条件よりもスリットからの吸気量を 12.4g/min として吸気割合を増やした条件では、吸気によりノズル壁面から水流をはく離させ、拡大流路の影響を抑えることができるため、効率が上昇した。しかし、スリットからの吸気量を 37.3g/min としてさらに割合を増やしても効率は上昇しない結果となった。

第4章 結論

第2章の拡大流路を用いた研究と第3章のクロスフロー水車実験機を用いた研究のまとめは、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、クロスフロー水車の部分負荷時にガイドベーンとノズルによって形成される拡大流路について、流れの損失低減とキャビテーションの抑制を目的として拡大流路部を模したモデルを用いた CFD と試験機を用いた実験により研究を行った。この研究により、クロスフロー水車のノズルを模した形状であっても、拡大流路の影響によって、拡大流路の上流側最狭部が低圧となる。この低圧となる部分の側壁に吸気孔を設けることで空気が自然給気され、水流のはく離を起こせることがわかった。水流のはく離を起こすことで、拡大流路の影響による拡大流路上流の最狭部の流速の増加と、それに伴う壁面摩擦損失の増加を抑えられるとした結果が CFD により得られた。このとき、クロスフロー水車の拡大流路出口のように噴流の片側が空気である場合、水の場合に比べて噴流は拡大せず、噴流のもつ流れ方向のエネルギーの低下が少ない。合わせて、拡大流路の開度変化に対する流量の変化量も断面積比から決まる値に近づくことが分かった。

前半の研究をもとに、後半の研究ではランナ室の空気をノズル内へ自然吸気するための孔をクロスフロー水車実験機に組込んで実験を行った。孔の形状は丸孔(Hole)モデルとして、G.V.全閉時に水が漏れ出ないように、全閉時に G.V.がノズル下壁に接する点から 4mm 下流の流路中央($z=0$)にノズル壁面に垂直に $\phi 8\text{mm}$ の貫通孔を設けた。この形状は CFD 解析により、G.V.開度が大きく開いた条件では水が孔から流出し、水の動力が低下することがわかった。そのため、水の流出がなるべく少なく、かつノズルの全幅に渡って吸気を行える形状としてスリットモデルを検討した。このモデルは G.V.がノズル下壁に接する位置から下流 1.68mm までの間にスリット状の隙間を奥行方向流路全幅に渡ってノズル壁面に垂直に設けた形状であり、下流側に 10%の傾きの面取りを持つ形状である。

孔の断面積は丸穴モデルの $\phi 8\text{mm}$ と同じとなるようにしている。このスリット形状は解析において、G.V.大開度時の動力の低下を丸孔モデルに比べて半分以下に抑えることができ、G.V.小開度では丸孔モデルよりも 2 倍近く動力の増

加を増やせることがわかった。この形状を実験機に適用したところ、孔の無いモデルに比べて G.V.開度 30%で水車効率が 1.2%上昇した。ノズル内に吸気を行うことで、水流のはく離が生じて圧力低下が抑制される。また、流速が減り、全圧に対する動圧の割合が減るため、動力が増加するものと考えられる。このとき、ノズルのガイドベーン側壁面にキャビティが生じていたことから、ランナ室とノズル内との圧力差では十分な吸気量が得られないと判断した。改善策としてスリットのランナ室側の孔出口をシールして、側壁に設けた孔から外気を直接吸気させた実験を行ったところ、前述の G.V.開度で、従来のノズル形状と比較して水車効率が 2.8%上昇し、キャビテーションが消失することが確認できた。

NPSH が 8.0m の条件ではランナ室内にのみ 49.7g/min 吸気した条件よりも、合計の吸気量は変えずにスリットからの吸気量の割合を増やした条件の方が効率が 1.0%上昇した。しかし、それ以上に吸気量の割合を増やしても効率は上昇しない結果となった。

以上の研究結果より、次に列挙する構造とすることで、最大開度付近の性能をほぼ損なうことなく、部分負荷時において、自然吸気によって水流のはく離を生じさせ、水流の拡大を防ぎ、流れの損失低減とキャビテーションの抑制ができることがわかった。また、拡大流路による流量の増加を防ぎ、拡大流路の入口断面積に応じた流量に近づけられることがわかった。

既存設計から変化させた構造

- ・ノズル全幅に渡ってスリットを設ける
- ・停止時の漏水対策としてスリットは GV 全閉シャッター位置より下流に設ける
- ・スリットの下流側の角には 10%傾斜率の面取りを施す
- ・外気をスリットから直接吸気する（バルブ、ポンプなどで吸気量の調整は不要）

この構造は、吸気孔を設けるノズルのほかに従来のクロスフロー水車の部品形状を変えることなく設置することができる。孔形状は単純な長孔加工のため、

設計への適用がしやすく、既存設計への搭載に際して周辺部品への寸法影響がないため、すでに運用されているクロスフロー水車に対しても簡単な改造で適応が可能なものである。

参考文献

- (1) 令和2年度(2020年度)エネルギー需給実績,資源エネルギー庁,(2022.4.15)
- (2) 日本のNDC,経産省 地球温暖化対策推進本部,(2020.3.30)
- (3) 日本の水力エネルギー量,資源エネルギー庁,(2022.4.11)
- (4) 清水,小水力発電の現状と普及の課題,農林金融,(2012.10)
- (5) 太陽光発電の環境配慮ガイドライン,環境省,(2020.3)
- (6) F.W.E.Stapenhorst, Ossberger Cross-Flow Turbines, Waterpower '79,1980.
- (7) 機械工学便覧 B5 編 流体機械,日本機械学会,丸善(株),1987.
- (8) 久保田,久志本,ミニ水力発電用貫流水車,No.86,PAGE.780,1983
- (9) 田中水力株式会社技術資料
- (10) 福富他2名,クロスフロー水車のノズルからの噴流に関する研究,機論 B, Vol.50,PAGE.459,1984.
- (11) 豊倉他3名,貫流水車に関する研究,機論 B,Vol.51,No.461,PAGE.143, 1985.
- (12) 山部,伊藤,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,機論 B,Vol.52,No.475,PAGE.1050-1059,1986.
- (13) 山部,貫流水車の水力特性,ターボ機械,Vol.14,No.4,PAGE.220-226, 1986.
- (14) 山部他3名,貫流水車の水力特性に関する研究 I アスペクト比 0.50 水車,機論 B,Vol.51,No.472,PAGE.3928-3936,1985.
- (15) 福富他2名,クロスフロー水車のノズルからの噴流に関する研究,機論 B,Vol.50,No.459, PAGE,2790,1984.
- (16) 福富他2名,クロスフロー水車に関する研究(羽根枚数および羽根出口角の影響),機論 B, Vol.52,No.473,PAGE.407,1986.
- (17) 福富他3名,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),機論 B,Vol.52,No.473,1986
- (18) 福富,中瀬,クロスフロー水車性能に及ぼす羽根車とノズルすきまの影響 機論 B,Vol.56,No.529,PAGE.2658-2664,1990.
- (19) 福富他3名,クロスフロー水車の羽根に働く流体力,機論

- B,Vol.59,No.561,PAGE.1640-1645, 1993.
- (20) 北洞他 2 名, 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), 機論 B,Vol.61,No.585,PAGE.1744-1749,1995.
- (21) 北洞他 2 名, 低落差貫流水車のラジアルスラスト, 機論 B,Vol.61,No.588, PAGE.3012-3017, 1995.
- (22) 趙他 3 名, 低落差貫流水車のマイクロ水力発電への適用(水車構造の簡略化と性能向上), 機論 B,Vol.67,No.664,PAGE.3134-3139,2001.
- (23) 國分他 2 名, クロスフロー水車の低流量運転における効率向上, ターボ機械誌第 42 巻第 2 号,PAGE.89-99,2014.
- (24) Kline, S. J. and 2 others, Optimum Design of Straight-Walled Diffusers, Trans. ASME, D,Vol.81,No.3,PAGE.321,1959
- (25) Alister, S. Vivek, R. Modeling hydrodynamic cavitation in venturi: influence of venturi configuration on inception and extent of cavitation, AiChE jurnal, Vol.65,No.1,2019.
- (26) FURUYA and 4 others Performance of the Two-Dimensional Diffusers with Suction at the Entrance, JSME, 1970.
- (27) 福富他 2 名, 吸込みを有するディフューザの性能, ターボ機械第 11 巻第 12 号, 1983.
- (28) 横嶋,自由表面乱流への気液二相アプローチとその開水路乱流への適用, 土木学会論文集,Vol.62,No.4,2006
- (29) L.R.Reneau, J.P.Johnston, S.J.Kline, Performance and design of straight, two-dimensional diffusers, Trans. ASME Ser.D,Vol.89,No.1,PAGE.141-150, 1967
- (30) 技術資料 管路ダクトの流体抵抗、日本機械学会、1979
- (31) 北洞, 貫流水車の低落差への適用, 展望・解説, ターボ機械協会誌第 25 巻第 4 号, 1997.
- (32) 北洞他 3 名, 農業用水路の落差工に適した貫流水車に関する研究, ターボ機械協会誌 第 39 巻第 3 号,2011.
- (33) 北洞他 2 名, 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), 日本機械学会論文集 B 編,Vol.61,No.585,1995.

謝辞

本研究を遂行し、本論文をまとめるにあたって、大変多くの方々にお世話になりました。ここに深く感謝の意を表します。

本研究に際し懇切なご指導ご鞭撻を頂きました湘南工科大学教授の北洞貴也教授に深甚なる感謝の意を表します。

本論文をまとめるに際して、貴重なご教示と検討を頂戴いたしました湘南工科大学大学院工学研究科の井上文宏教授、佐藤博之教授、稲毛達朗准教授に謹んで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、ならびに試験機の製作および実験のご協力を頂きました信州大学工学部飯尾昭一郎准教授に深く感謝と御礼を申し上げます。

貴重なるご助言を頂くと共に、試験機および実験装置の設計・製作に当たり多大なるご援助を頂きました田中水力(株)の梅村賢二氏、國分清氏ならびに(有)蓬田機設工業の蓬田浩氏、渡辺英樹氏、佐藤聖氏に深く感謝の意を表します。

実験に多大なるご協力を頂きました信州大学工学部流体制御研究室の後藤美怜氏、鴨田翔氏をはじめとする卒業生、在校生諸子、湘南工科大学工学部北洞研究室の大平康貴氏、孟祥童氏をはじめとする卒業生、在校生諸子に心から感謝申し上げます。

2023年2月

西川雄基