

小水力資源の利用拡大に向けた
高落差二重反転形小型 hidroタービンに関する研究開発

令和2年9月

細谷 拓司

目次

第1章 緒論	1
第2章 小水力発電の現状および小水力資源のポテンシャル調査	4
2.1 水力発電	4
2.2 小水力資源	6
2.2.1 農業用水	6
2.2.2 簡易水道	8
2.3 結言	11
第3章 羽根車概要および設計法	12
3.1 二重反転形羽根車	12
3.1.1 従来型二重反転形羽根車	12
3.1.2 新規二重反転形羽根車	13
3.2 羽根車設計	15
3.2.1 主要設計パラメータ	15
3.2.2 水車比速度	15
3.2.3 前段羽根車の軸流部の設計	16
3.2.4 前段羽根車の斜流部の設計	19
3.2.5 後段羽根車の遠心部の設計	22
3.2.6 子午面形状	25
第4章 数値流れ解析手法および諸条件	26
4.1 本研究の解析条件	26
4.2 支配方程式	26
4.2.1 質量保存方程式	26
4.2.2 運動量保存方程式	27
4.3 乱流流れの計算	27
4.3.2 乱流モデル	27
4.3.3 壁面近傍条件	28

第5章 数値流れ解析による基礎検討	30
5.1 羽根車の転向角	30
5.1.1 羽根車設計諸元	30
5.1.2 数値流れ解析条件	32
5.1.3 数値流れ解析結果と考察	33
5.2 羽根車の羽根枚数	40
5.2.1 羽根車設計諸元	40
5.2.2 数値流れ解析条件	42
5.2.3 数値流れ解析結果と考察	43
5.2.4 後段羽根車の改善	50
5.3 結言	53
第6章 実験装置および測定方法	55
6.1 実験装置概要	55
6.2 羽根車概要	56
6.3 試験部概要	57
6.3.1 試験部土台	57
6.3.2 ケーシング・回転軸・配管支持用台座	57
6.3.3 ケーシングおよび配管	58
6.3.4 動力関連部周辺	59
6.4 サーボモーターおよび制御装置	60
6.5 オリフィス流量計	67
6.6 ブースターポンプ	69
6.7 貯水用タンク	72
6.8 バルブ	72
6.9 計測機器	73
6.9.1 トルク検出器・磁電式回転検出器・トルクコンバータ	73
6.9.2 ひずみゲージ式小型圧力変換器	77
6.9.3 コンパクトレコーダ	78
6.10 性能試験方法	79

第7章 実験結果と数値流れ解析による内部流動状態の考察	80
7.1 羽根車設計諸元	80
7.2 数値流れ解析条件	83
7.3 実験および数値流れ解析結果と考察	83
7.3.1 性能曲線	83
7.3.2 内部流動状態	85
7.4 結言	89
第8章 結論	90
謝辞	93
参考文献	94

第1章 緒論

現在、化石燃料を中心としたエネルギー資源から水力・風力・太陽光・地熱などの地球上で発生する自然現象を利用し、半永久的に利用可能な再生可能エネルギー資源への移行が強く求められると同時に、温室効果ガスの排出量削減の観点からも再生可能エネルギー資源の有効活用に対する期待が高まり、世界的に開発・導入が進んでいる。Fig.1.1 は国際エネルギー機関（IEA）のデータベース^[1]を参考に作成した世界のエネルギー別の発電割合である。Fig.1.1 から、水力・風力・その他再生可能エネルギーの発電割合が増加し、徐々に移行が進んでいることが確認できる。同機関が発行した「World Energy Outlook 2017」^[2]においては、2040年までに世界の総発電量に占める再生可能エネルギーの割合は40[%]に達すると予想している。環境保全や省資源などの観点から、従来までの化石燃料を中心としたエネルギーから、クリーンで持続可能な再生可能エネルギーへの移行が更に世界的に進むとの見通しであり、他の多くの機関や団体においても同様の見解を示している。

日本に焦点を当てると、日本政府における再生可能エネルギーの見通しとしては、経済産業省が「長期エネルギー需給見通し」^[3]にて、2030年には日本の総発電量の22～24[%]を再生可能エネルギーが占めると予測している。しかし、化石燃料を使用する火力発電が占める割合は約56[%]とこの時点においても主力の発電源であり、原子力発電が20～22[%]を占めると予測していることから、環境面や安全面に不安が残り、エネルギー供給方法の見直しと再生可能エネルギーの導入拡大に向けた取り組みは重要であると考えられる。一方、世界自然保護基金（WWF）は、「脱炭素社会に向けた長期シナリオ」^[4]において、2050年までに日本の全ての電力需要を再生可能エネルギーで賄うことが可能であると予測しており、エネルギー問題の解決策として、再生可能エネルギーに大きな期待が寄せられている。

Fig.1.2 は、Fig.1.1 と同様の方法で作成した日本のエネルギー別の発電割合である。現在の日本のエネルギー供給状況に焦点を当てると、2018年における日本の総発電量の約8割が火力発電によるものであり、化石燃料を中心としたエネルギー資源に極端に依存した状況となっている。これは、2011年に発生した東日本大震災における原子力発電所の事故により、原子力発電のリスクが明るみになり、日本のエネルギー供給が大きく変化したことが影響している。しかし、火力発電は温室効果ガスの排出や燃料コストの増大といった懸念事項が多く、エネルギー供給方法の多様化が必要である。従って、今後、日本にとってべきエネルギー政策として、火力発電への依存度を低下させ、それと入れ替わる形で、再生可能エネルギー（水力・風力・太陽光・地熱など）による電力供給システムの導入拡大が必要である。そこで、日本では2012年に施行された「再生可能エネルギー特別措置法」にて「固定価格買取制度（FIT）」が制定されるなど、再生可能エネルギー導入拡大に向けて様々な政策が打ち出されている。

再生可能エネルギーの中でも、水力は発電出力が気象条件などによる影響が少ない比較

的安定した発電源である。水力発電はその発電出力により細分化されており、出力が30,000[kW]以下の水力発電は中小水力発電と位置付けられ、前述の「固定価格買取制度(FIT)」の対象となっている。更に、出力が1,000[kW]以下の中小水力発電は小水力発電とも呼ばれ、「新エネルギー利用等の促進に関する特別措置法(新エネルギー法)」においては、「新エネルギー」として位置付けられており、その賦存エネルギー量は極めて大きい。小水力発電の中でも、出力が100[kW]~1,000[kW]程度の比較的大規模な設備は、採算性が良いため普及しているが、水車を設置する土台や導水管などによる自然環境への負荷も大きい。一方で、農業用水や小規模な河川などでは、ピコ水力発電と呼ばれる100[W]~1000[W]程度の発電が可能な箇所が多数存在し、自然環境への負荷が小さい小規模な水車に対する期待も大きい。そのため、低落差の仕様に適合したダリウス形水車やジャイロ形水車が検討され、その性能特性や設計パラメータの最適値に関する検討が実施されている^[6]。一方、環境調和型ピコ水力発電として、滝流を利用した小型クロスフロー水車や低コスト化を実現するサボニウス水車などが考案されており、その最適な設置位置や遮へい板の設置による性能改善効果なども明らかとなってきている^{[7]~[9]}。しかし、これらの小規模な水車は、大型の水車と比較すると低効率である。

そこで、小型でも高効率が期待できるインライン式の小型 hidroタービンに着目した。これまでの研究において、小型化および高性能化が期待できる二重反転形羽根車を採用し、性能特性や内部流動状態を明らかにすることで高性能化を実現してきた^{[10]~[12]}。しかし、従来の二重反転形羽根車は軸流羽根車を2つ組み合わせて構成されるため、軸流羽根車の特徴が強く表れる。従って、その比速度は比較的大きく、必然的に大流量・低落差に適合した仕様の hidroタービンとなる。そのため、小流量・高落差の仕様に適合した小型 hidroタービンの高性能化を実現することで、小水力資源の更なる有効活用が期待でき、ピコ水力発電の普及に繋がるものと予想される。

従って、本研究では小型 hidroタービンの中でも、小流量・高落差の仕様に適合する低比速度の小型 hidroタービンの高性能化を目的とする。高性能化が期待できる二重反転構造は引き続き採用しつつ、後段羽根車には高落差に適した遠心羽根車を採用する。また、二重反転形羽根車の利点を最大限に活用するため、前段羽根車と後段羽根車の負荷を同一にすることを目的に、前段羽根車には軸流羽根車と斜流羽根車を組み合わせたハイブリッド羽根車を新たに考案し採用する。本構成の新規二重反転形羽根車により、従来の二重反転形羽根車では利用できていなかった遠心作用を新たに利用することで高落差化を目指す。

本研究では初期検討として数値流れ解析を実施し、hidroタービンの高落差化に重要と考えられるパラメータを中心に、数値流れ解析により性能特性と内部流動について調査を行った。それらより得られた結果を踏まえて、実機にて本構成の小型 hidroタービンの実現性について検討を行った。

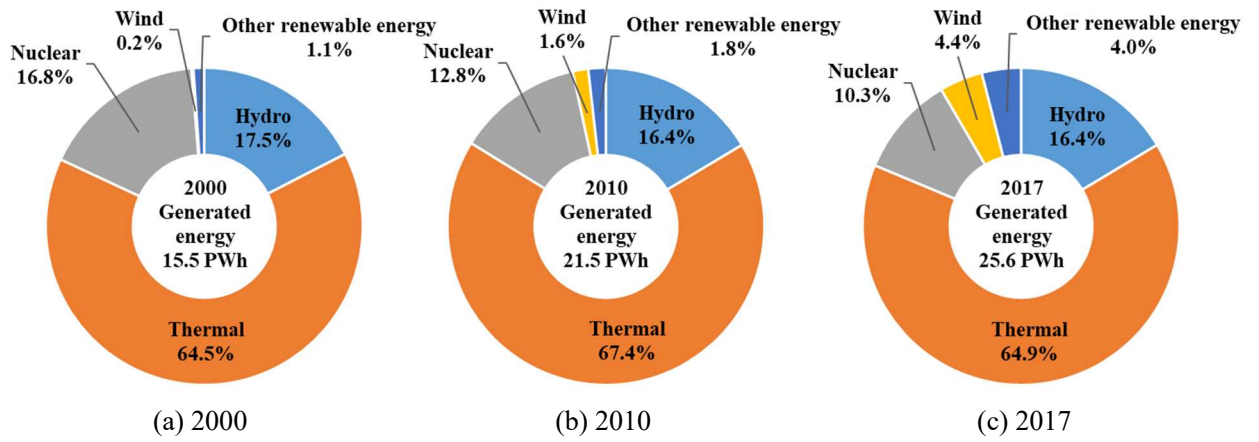


Fig.1.1 Annual generated energy in the world

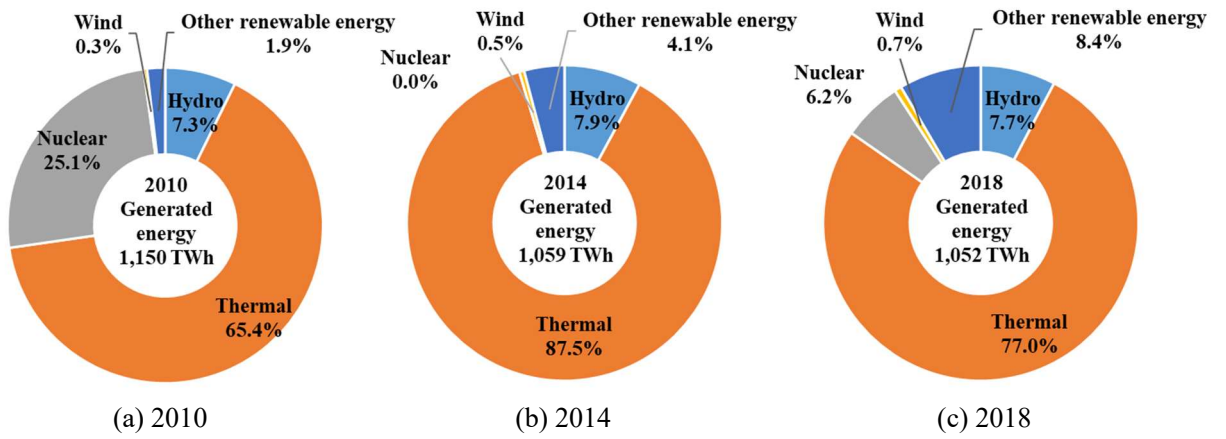


Fig.1.2 Annual generated energy in Japan

第2章 小水力発電の現状および小水力資源のポテンシャル調査

本研究を進めるにあたり、小水力発電の現状および小水力資源のポテンシャルについて調査を行った。本章では、それらの調査結果を述べ、そのデータより本研究で開発を進める小水力発電に適した水車の仕様について検討する。

2.1 水力発電

水力発電とは、水が有する位置エネルギーを利用して、落水や流水により水力で羽根車を回し、それによる動力で発電機を回して発電を行う発電方式である。水力発電は発電出力により細分化される。発電出力による水力発電の分類を Table 2.1 に示す。Table 2.1 は新エネルギー・産業技術総合開発機構 (NEDO) による分類^[13]であるが、国や機関によって基準が異なる。日本においては、発電出力が 30,000[kW]以下の水力発電は、「再生可能エネルギー特別措置法」にて制定された「固定価格買取制度 (FIT)」の対象となっており、1,000[kW]以下の水力発電は「新エネルギー利用等の促進に関する特別措置法 (新エネルギー法)」にて「新エネルギー」と定義されている。また、Table 2.1 から発電出力 0.1~1[kW]で更に細分化し、ピコ水力発電と呼ぶこともある。

日本における発電出力分類別の水力発電所数とそれらの総出力が水力発電全体の総出力に占める割合について調査を行った。その調査結果を Fig.2.1 に示す。調査にあたり、エレクトリカル・ジャパンのデータベース^[14]を参照し、そのデータを基に Fig.2.1 を作成した。Fig.2.1 より、発電出力が 10,000[kW]以上の比較的大規模な水力発電所数は少ないが、水力発電全体の総出力の大半を担っていることが確認できる。一方で、小水力発電の中でも比較的大規模な 100~10,000[kW]程度の水力発電所は多数存在するが、それらの総出力が水力発電全体の総出力に占める割合は小さい。発電出力が 100[kW]以下になると発電所数が少なくなるが、原因として発電出力が高い大型の水車と比較し低効率であること、採算性が悪い事などが考えられる。発電所数が少なく発電出力も小さい為、その総出力が水力発電全体の総出力に占める割合も非常に小さい。しかし、小水力発電が可能な箇所は、その発電出力が小さくなるほど多数存在する。特に発電出力 0.1~1[kW]のピコ水力発電の場合、農業用水路や小規模な河川などの身近なところにおいても非常に多くの発電可能な箇所が存在している。

Table 2.1 Classification by output of hydropower in Japan

Hydropower		Output power [kW]
Large		100,000 ~
Medium	Medium	30,000 ~ 100,000
		10,000 ~ 30,000
and Small	Small	Small 1,000 ~ 10,000
		Mini 100 ~ 1,000
		Micro ~ 100

Defined as "New energy" ($\leq 1,000$ [kW])

Target of "FIT" ($\leq 30,000$ [kW])

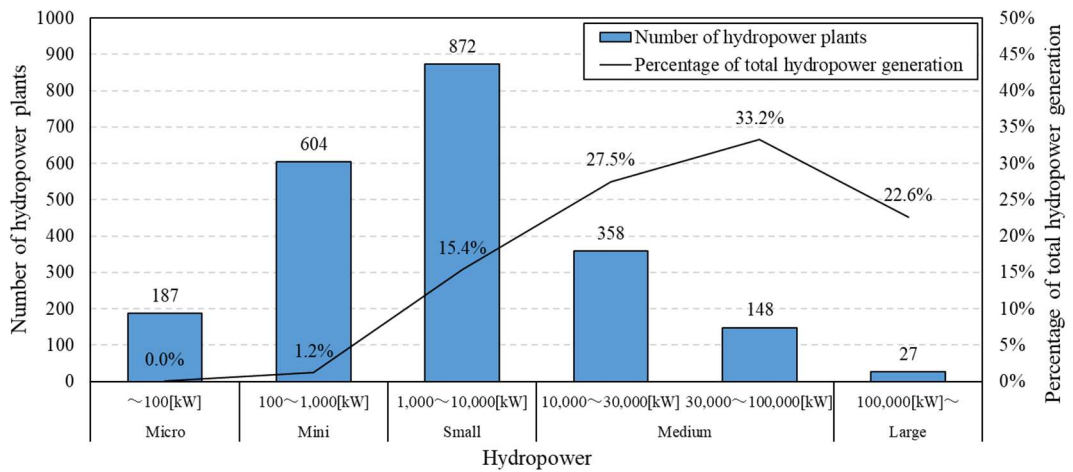


Fig.2.1 Number of hydropower plant and percentage of total hydropower generation in Japan

2.2 小水力資源

小水力発電を実施できるポテンシャルを有する水資源を小水力資源と呼ぶ。小水力資源の中でも、本研究で開発を行う hidroタービンの設置想定箇所として、農業用水および簡易水道に着目して研究開発を進める。本節では農業用水および簡易水道について述べる。

2.2.1 農業用水

農業用水は農耕や畜産といった農業向けに供給される水資源であり、水資源の使用用途として大半を占めている。農業用水を供給する農業用水路の内、管路を流れる整備された農業用水路を管路式農業用水路と呼ぶ。管路式農業用水路を小水力資源といった観点から着目すると、管路式農業用水路は流路が水で満たされており、反動型水車による効率的な発電のポテンシャルを有する小水力資源であると考えられる。管路式農業用水路の一例を Fig.2.2.1 に示す。Fig.2.2.1 から確認できる様に、管路出口から勢いよく水が流出しており、ピコ水力発電のポテンシャルを有しているものと推測される。

本研究室では、管路式農業用水路のポテンシャルを確認する為、2014年に徳島県阿波市土成町の管路式農業用水路にてフィールド調査を実施している^[15]。その時の調査結果を Table 2.2 に示す。フィールド調査は、田植えなどにより年間で最も農業用水の需要がある5月と、最も需要がない冬季の12月に調査を実施している。同調査では、管路内を流れる農業用水の流速 V_z および静圧落差 H_s を管路の中心および壁面側で測定している。Table 2.2 (a) は当時の測定結果、Table 2.2 (b) は当時の測定条件から流路断面積を用いて流量 Q および全圧落差 H に換算した結果である。1地点での調査結果となるが、管路式農業用水路は、流量が $0.009\sim 0.012[\text{m}^3/\text{s}]$ 程度、全圧落差が $5[\text{m}]$ 程度のポテンシャルを有していることが確認できた。これをエネルギーに換算すると、管路式農業用水路はピコ水力発電を実施するのに十分なポテンシャルを有しているものと考えられる。

また、農業用水を利用する小水力発電の需要の有無を確認する為、農業用水を利用して徳島県阿波市土成町の農家の方にヒアリングを行った。同町は讃岐山脈の麓に存在する自然豊かな場所であるが、それ故に猪などに畑の農作物を荒らされる鳥獣被害が問題となっている。その対策として電気柵の設置を検討しているとの事であるが、その電力供給源として豊富な農業用水を利用できればコスト低減に繋がるとの事で、容易かつ低コストで設置できるのであれば設置したいとの事であった。他にも、農業用水を利用して売電もできれば新たな収入源になると前向きな御意見も頂き、農業用水を利用する小水力発電に需要があることを確認できた。

以上より、管路式農業用水路を利用した小水力発電用水車として、管路式農業用水路の管路出口に取り付け可能なインライン式の小型水車を提案する。管路の末端に設置する為、取り付けおよび取り外しが容易な扱いやすい水車で、実現できれば水力発電の普及が期待できると考える。



Fig.2.2.1 Inline agricultural water

Table 2.2 Field survey results

(a) Measurement results

		Tip	Center
May	V_z [m/s]	3.09	3.77
	H_s [m]	4.74	4.20
December	V_z [m/s]	3.32	4.28
	H_s [m]	4.16	4.11

(b) Conversions

		Tip	Center
May	Q [m ³ /s]	0.0087	0.0107
	H [m]	5.23	4.92
December	Q [m ³ /s]	0.0094	0.0121
	H [m]	4.72	5.04

2.2.2 簡易水道

簡易水道とは、生活用水を供給する水道の内、給水人口が 101 人～5,000 人の「水道法」が適用される小規模な上水道である。簡易水道数を調査した所、簡易水道事業数は 544 事業（2018 年度）^[16]、簡易水道箇所数は 3,208 箇所（2019 年 3 月 31 日現在）^[17]存在するとの事である。簡易水道も管路を流れて配水される為、管路式農業用水路と同様に反動型水車による効率的な発電のポテンシャルを有する小水力資源であると考えられる。

そこで、簡易水道が有するポテンシャルについて調査を行った。簡易水道の水圧に関する規定として、「水道法」の第五条第四項の規定に基づき定められた「水道施設の技術的基準を定める省令」^[18]において、配水管から給水管に分岐する箇所での配水管の最小水動圧が 150[kPa]を下らないこと、最大静水圧が 740[kPa]を超えないことと規定されている。これを落差に換算すると、動圧落差が約 15[m]以上、静圧落差が約 75[m]以下となる。なお、給水人口が 5,000 人を超える上水道においても、この基準が適用される。

次に簡易水道の流量に関して調査を行った。標本として徳島県の簡易水道で検証した。徳島県内に存在する簡易水道事業は、2015 年度末時点で 14 事業存在する。この 14 事業の簡易水道箇所数は、それぞれの自治体の簡易水道事業の設置に関する条例にて確認できた箇所計 59 箇所であった。それら 59 箇所の条例で定められた給水人口と 1 日最大給水量より作成した相関分布図を Fig.2.2.2 に示す。Fig.2.2.2 より、給水人口と 1 日最大給水量に正の相関関係があり、給水人口は 1,000 人以下、1 日最大給水量 500[m³/day]以下に集中していることが確認できる。59 箇所の簡易水道において、時間平均配水量別で全体に占める割合を Fig.2.2.3 に、時間最大配水量別で全体に占める割合を Fig.2.2.4 に示す。Fig.2.2.3 および Fig.2.2.4 の作成にあたり、日本水道協会の「水道施設設計指針」^[19]および総務省の「簡易水道事業年鑑」^[20]を参考に時間平均配水量および時間最大配水量試算した。Fig.2.2.3 および Fig.2.2.4 より、簡易水道の時間平均配水量は 0.003[m³/s]以下、時間最大配水量は 0.014[m³/s]以下に集中していることが確認できる。

以上のパラメータをエネルギーに試算すると、簡易水道はピコ水力発電を実施するのに十分なポテンシャルを有しているものと考えられる。また、簡易水道の有するポテンシャルは管路式農業用水路と比較し、小流量・高落差の傾向が伺える。

簡易水道を利用した小水力発電用水車としても、管路式農業用水路と同様に、管路出口に設置可能なインライン式の小型水車が考えられる。また、その他にも将来的な展望として、水道の圧力調整弁の替わりとしての利用も期待できる。Fig.2.2.5 に水道の水圧制御の概略図を示す^[21]。水道の水圧は土地の標高により支配されるが、適切な水圧で水を供給する為に圧力調整弁にて水圧はコントロールされている。その減圧にインライン式の水車を利用できれば、エネルギーの有効活用にも繋がるものと期待される。

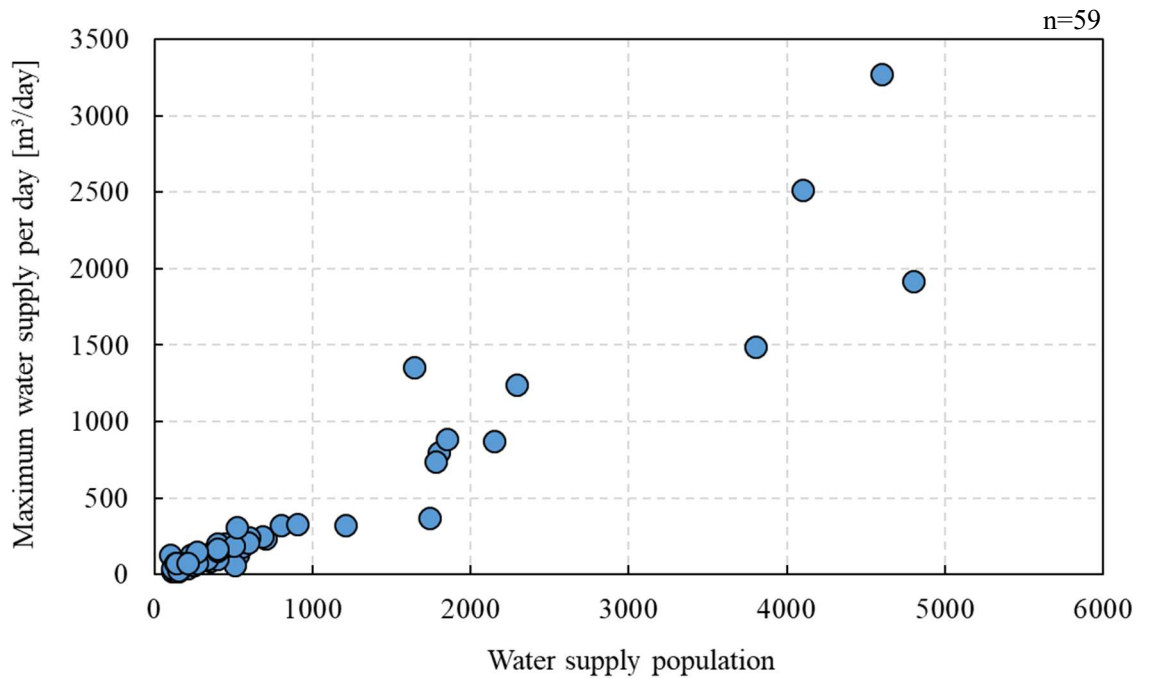


Fig.2.2.2 Correlation between water supply population and maximum water supply per day

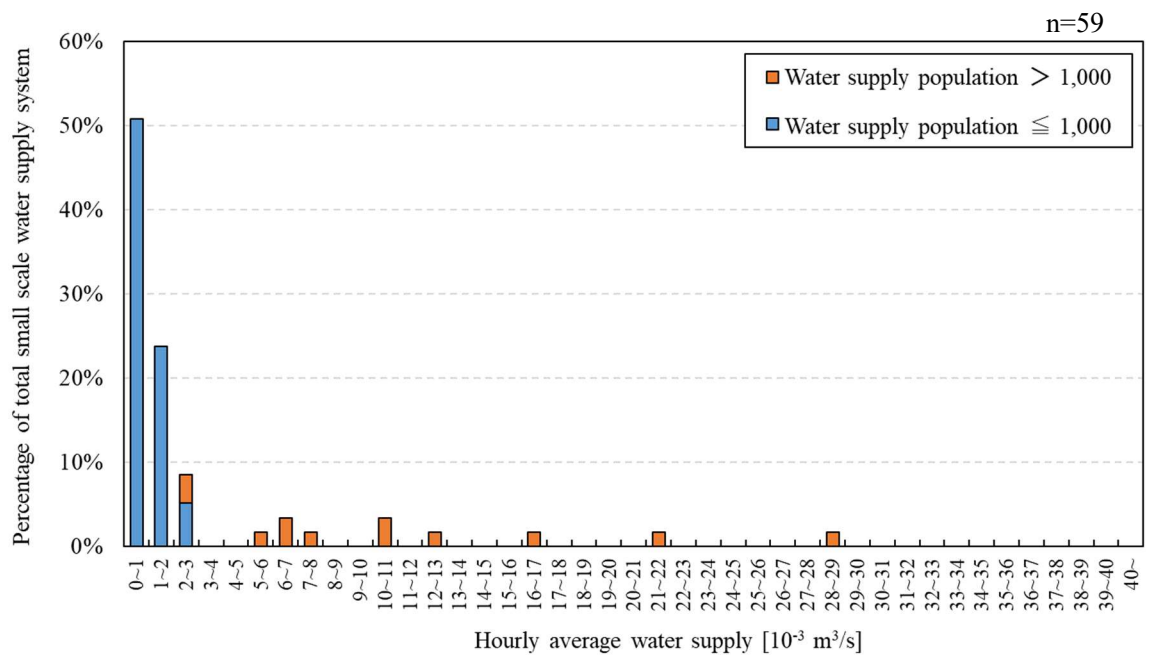


Fig.2.2.3 Percentage of total small water supply system by hourly average water supply

n=59

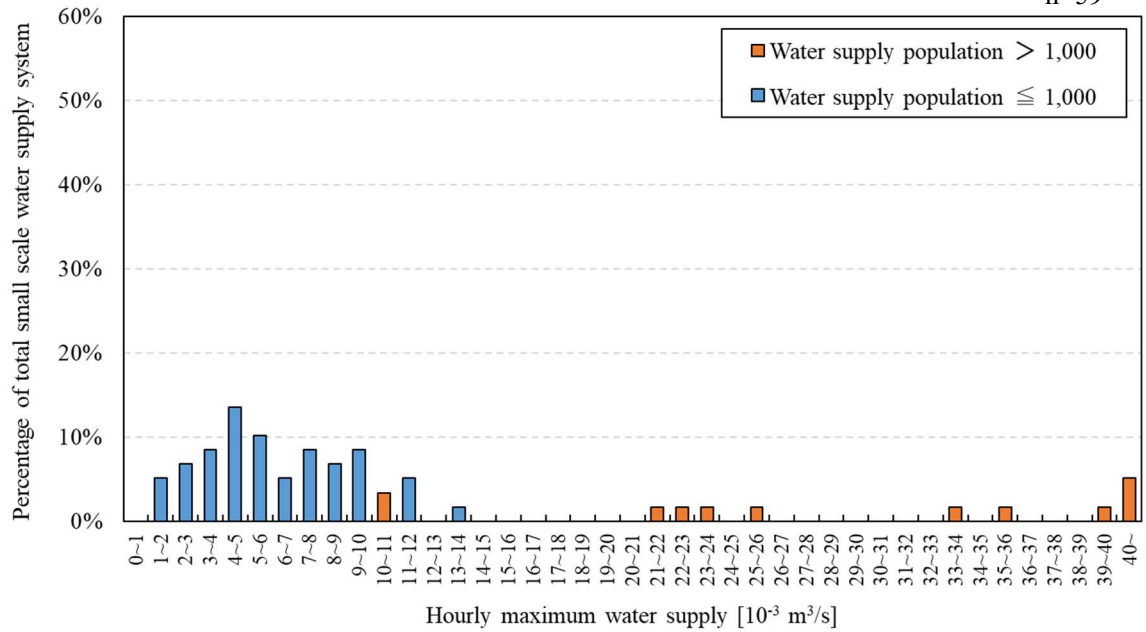
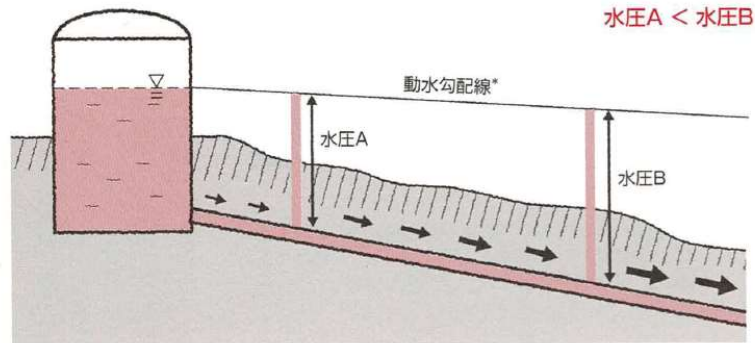
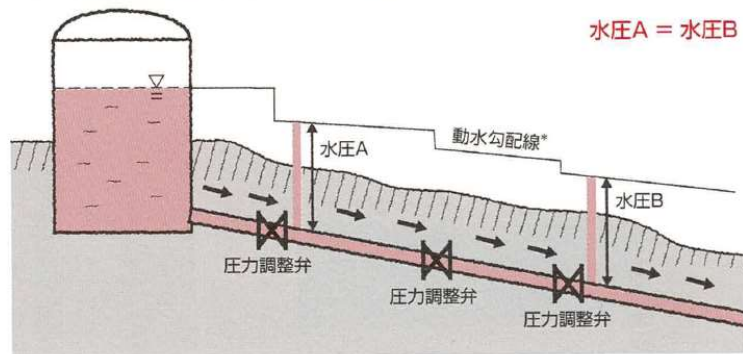


Fig.2.2.4 Percentage of total small water supply system by hourly maximum water supply

高台の配水池から水道を送る場合、水道の水圧は標高により変化します。水圧が低いと水道の出が悪く、水圧が高すぎると漏水の原因となります。



そこで下図のように圧力調整弁を入れて水圧をコントロールします



*注) 管内を水が流れることによって失われるエネルギーを結んだ線

Fig.2.2.5 Pressure control of water supply system^[21]

2.3 結言

小水力発電の現状および小水力資源のポテンシャルを調査した結果、以下の結論を得た。

1. 小水力発電の中でも比較的大規模な 100~10,000[kW]程度の水力発電所は多数存在するが、それらの総出力が水力発電全体の総出力に占める割合は小さい。
2. 小水力発電の中でも小規模な 100[kW]以下の水力発電所数は少なく発電出力も小さい為、その総出力が水力発電全体の総出力に占める割合も非常に小さい。しかし、発電出力 0.1~1[kW]のピコ水力発電の場合、小水力発電が可能な箇所は身近なところに非常に多く存在すると考える。
3. 小水力資源として管路式農業用水路のポテンシャルを調査した結果、流量が 0.009~0.012[m³/s]程度、全圧落差が 5[m]程度のポテンシャルを有していることが確認できた。これをエネルギーに換算すると、管路式農業用水路はピコ水力発電を実施するのに十分なポテンシャルを有しているものと考えられる。
4. 小水力資源として簡易水道のポテンシャルを調査した結果、落差は動圧落差が約 15[m]以上、静圧落差が約 75[m]以下であり、時間平均配水量は 0.003[m³/s]以下、時間最大配水量は 0.014[m³/s]以下の簡易水道が多数を占める見込みである。これをエネルギーに換算すると、簡易水道もピコ水力発電を実施するのに十分なポテンシャルを有しているものと考えられる。

以上より、本研究では小水力発電の中でも発電出力 0.1~1[kW]のピコ水力発電に着目し、それに適した水車の研究開発を行う。ピコ水力発電クラスの小規模な水力発電であれば、工事不要で容易に持ち運びや設置が可能な環境に優しく扱いやすい水力発電が実現可能と考えられる。また、管路式農業用水路および簡易水道の有するポテンシャルを比較した場合、管路式農業用水路は大流量・低落差、簡易水道は小流量・高落差の傾向が伺える。従って、これらの小水力資源を最大限に有効活用する為には、それぞれの環境に適した小型水車が必要であると考えられる。それにより小水力資源の利用拡大が見込め、水力発電の普及に繋がるものと予測する。

第3章 羽根車概要および設計法

本研究にて開発を行うインライン式の小型 hidroタービンには、小型化および高性能化が期待できる二重反転形羽根車を採用する。本章では、二重反転形羽根車の特徴について述べ、本研究で新たに考案した二重反転形羽根車の設計法を述べる。

3.1 二重反転形羽根車

二重反転形羽根車とは、異なる2種類の羽根車で構成される羽根車であり、小型化および高性能化が期待できる。しかし、二重反転形羽根車は、軸流式の羽根車を2つ組み合わせて構成される為、軸流式の特徴が強く表れる羽根車である。ここでは、従来型の二重反転形羽根車と、本研究で考案した新規二重反転形羽根車について述べる。

3.1.1 従来型二重反転形羽根車

本研究室で研究開発を行ってきた二重反転形羽根車を採用した小型 hidroタービンを Fig3.1.1 に示す。二重反転羽根車の回転方向は、上流側に設置された前段羽根車と下流側に設置された後段羽根車で異なる向きに回転する。二重反転形羽根車の利点として、ある一定の性能を得ようとする場合において、2種類の羽根車で負荷を分散することで1種類の羽根車よりも同一羽根車径においては低回転速度化、同一回転速度においては小径化が可能となることが挙げられる。

二重反転形羽根車は、前段羽根車と後段羽根車ともに軸流式の羽根車によって構成されている。軸流式の羽根車は羽根車内部で流体が軸方向に流れる為、羽根車の出入口には半径差が無く、その半径差を利用した遠心作用が得られない高比速度型の羽根車であり、hidroタービンにおいては高流量・低落差に適した仕様となる。即ち、二重反転形羽根車を採用するということは、必然的に高流量・低落差に適した仕様になるということを意味する。

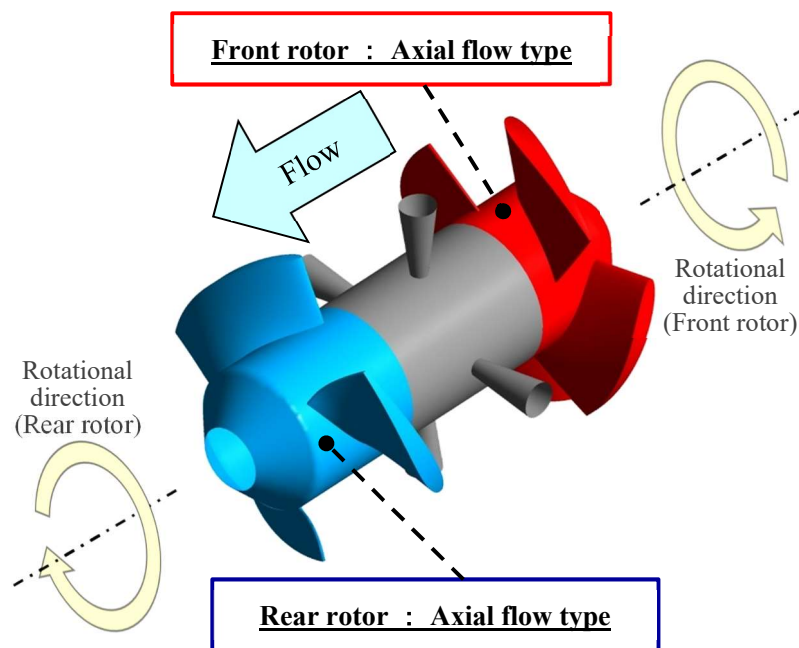


Fig.3.1.1 Component and overview of conventional contra-rotating rotor

3.1.2 新規二重反転形羽根車

小水力資源の利用拡大に向けては、大流量・低落差に適した小型 hidroタービンの他に小流量・高落差に適した小型 hidroタービンも必要である。導入箇所によってこれらを使い分けることで、より効果的に小水力資源を利用できると考える。そこで、本研究では hidroタービンの中でも、小流量・高落差の仕様に適合する低比速度の小型 hidroタービンの高性能化を目的とする。二重反転形羽根車の採用は、小型化および高性能化には適した羽根車であり利点が多いが、前述した様に、大流量・低落差に適合した仕様となる。

そこで、小流量・高落差の仕様に適合する小型 hidroタービンの高性能化に向けて、従来とは異なる構造の二重反転羽根車を新たに考案した。小型化および高性能化が期待できる二重反転構造は引き続き採用しつつ、後段羽根車には小流量・高落差に適した遠心羽根車を採用する。また、二重反転形羽根車の利点を最大限に活用する為、前段羽根車と後段羽根車の負荷を同一にすることを目的に、前段羽根車には軸流羽根車と斜流羽根車を組み合わせたハイブリッド羽根車を採用する。本構成の新規二重反転形羽根車により、新たに遠心作用を利用することで小流量・高落差に適した小型 hidroタービンの高性能化を目指す。

新規二重反転形羽根車を採用した hidroタービンの子午面図を Fig.3.1.2 に、その羽根車外観の例を Fig.3.1.3 に示す。流体は前段羽根車の軸流部に流入し、斜流部で半径方向内向きに曲げられ流出する。その後、後段羽根車に流入した流れは軸方向に曲げられて流出する。この半径差による遠心作用を利用することで、高落差化が期待できる。

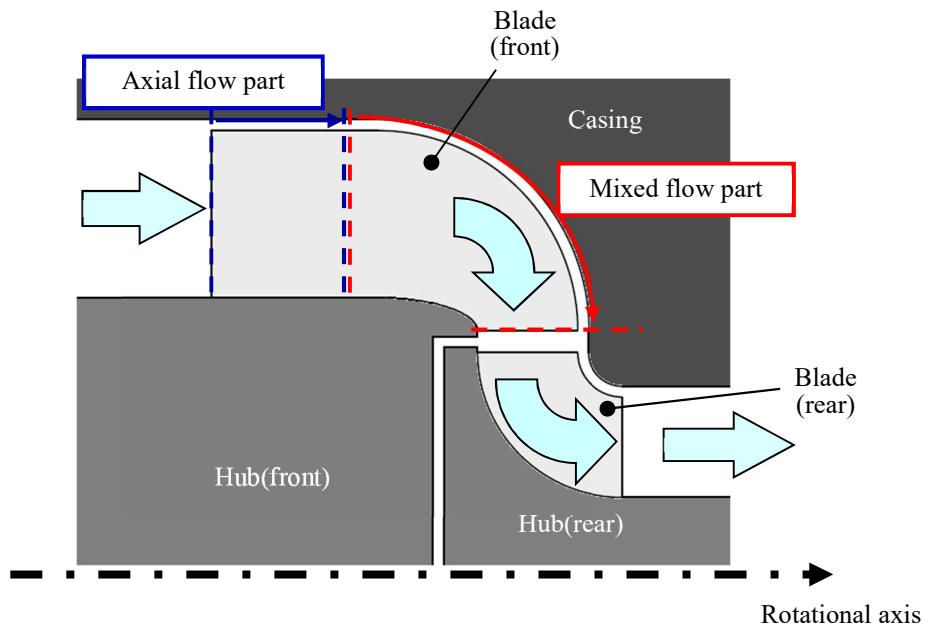
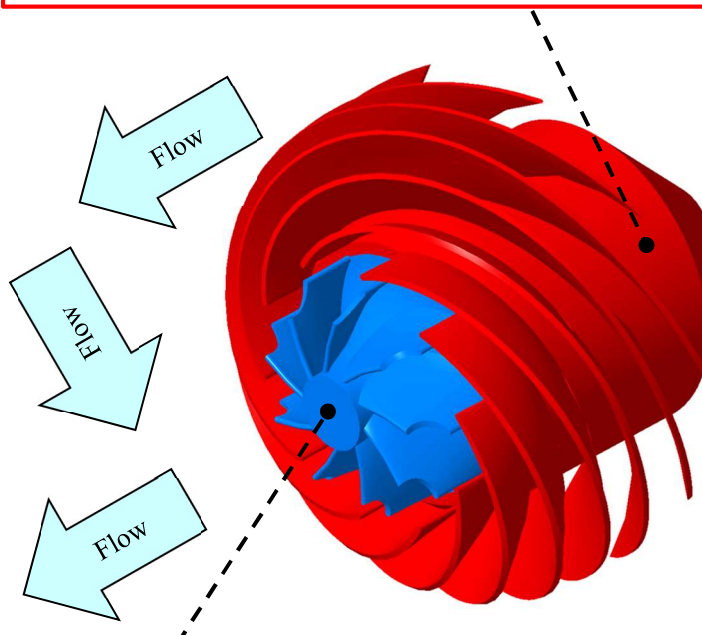


Fig.3.1.2 Meridional plane image of hydroturbine

Front rotor : Hybrid type (Axial flow + Mixed flow)

Purpose : Equalization of loads of each front and rear rotor
 (To equalize loads is difficult only by axial flow or mixed flow rotor, so these are compounded.)



Rear rotor : Centrifugal type

Purpose : High turbine head by using of a centrifugal action

Fig.3.1.3 Component and overview of new contra-rotating rotor

3.2 羽根車設計

羽根車の設計は主に水力機械工学便覧^[22]に基づき設計（以後、既存設計法と呼ぶ）を行った。また、水力機械工学便覧の他にも補足的に水車に関する設計法^{[23][24]}を参考にした。基本パラメータとして出力 P [kW]，流量 Q_d [m³/s]，落差 H [m]，羽根車回転速度 N [rpm]を任意で決定し，これらの数値を基に水車比速度 N_{SP} を算出する。それらのパラメータを用いて自由渦設計法によって羽根車の設計を行い，前段羽根車の軸流部および斜流部と後段羽根車の羽根車寸法，羽根角度 β ，羽根枚数 Z など，羽根車形状に関する各パラメータを決定した。その際，本小型ハイドロタービンは最大限コンパクトな設計とするために，前段羽根車入口にはガイドベーンは設置しない($V_{u1}=0$)として設計を行う。また，二重反転形羽根車の利点を活用するため，設計流量点では後段羽根車下流に旋回流が残存しない($V_{u6}=0$)ように設計を行う。

3.2.1 主要設計パラメータ

羽根設計を行うための基礎データとして，第2章の「2.2 小水力資源」において，小水力発電が実施可能と考えられる小水力資源を選定し，徳島県内における整備された農業用水路や簡易水道における小水力資源としてのポテンシャル調査を行った。これらの調査結果を参考に本供試ハイドロタービンの設計出力 P_d [kW]，設計流量 Q_d [m³/s]，設計落差 H_d [m]，設計羽根車回転速度 N_d [rpm] を任意で決定する。

なお，これらの設計パラメータを基に羽根車形状に関するパラメータを決定していくが，本ハイドロタービンはインライン式を想定している為，あらかじめ接続する管路の径が決まっていれば，その径を参考に前段羽根車および後段羽根車出口の羽根車径を任意で決定する。また，チップクリアランス c を任意で決定する。

3.2.2 水車比速度

水車の設計において重要なパラメータのひとつである水車比速度 N_{SP} は，出力 P [kW]，有効落差 H [m]，羽根車回転速度 N [rpm]を用いて以下の式より算出する。

$$N_{SP} = N \frac{P^{\frac{1}{2}}}{H^{\frac{5}{4}}} \quad [\text{min}^{-1}, \text{kW}, \text{m}]$$

本研究においては，それぞれ設計出力 P_d [kW]，設計落差 H_d [m]，設計羽根車回転速度 N_d [rpm]を用いて算出した水車比速度を基に羽根車の設計を行う。また，各水車における一般的な水車比速度の範囲^[23]を Fig.3.2.1 に示す。既存設計法においては，各水車における適切な水車比速度の範囲が示されている。しかし，本研究で採用する新規二重反転形羽根車を用いた小型ハイドロタービンにおいても，この比速度範囲が妥当であるかは現時点では明

らかになっていない。その為、本研究においては既存設計法の水車比速度範囲を参考に、本
 ハイドロタービンの水車比速度がどのあたりに位置するかを確認しながら検証を行い、適
 切な比速度範囲を明確にしていく必要がある。

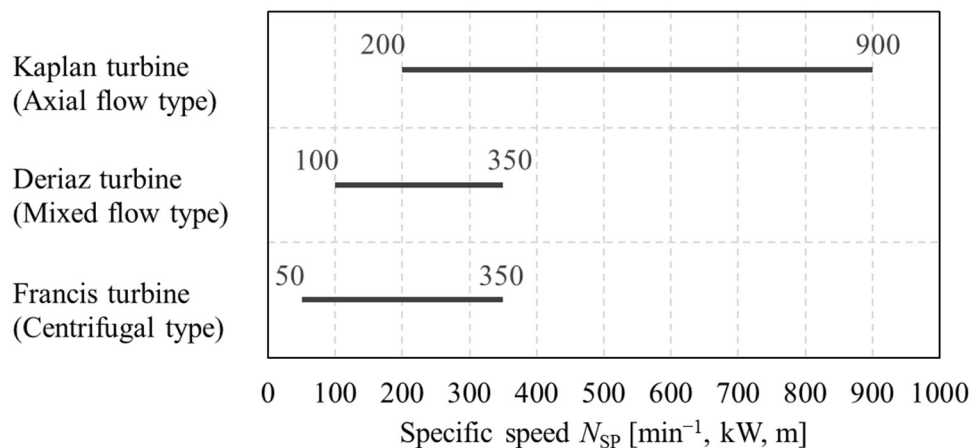


Fig.3.2.1 Specific speed ranges of each turbine

3.2.3 前段羽根車の軸流部の設計

①羽根車の外径 D_1 およびハブ径 D_{b1} を決定する

比速度 N_{SP} より決定される周速係数 K_u 、ボス係数 K_b を Fig3.2.2 より求める。これらの係数から翼先端における周速 U 、羽根車外径 D_1 、羽根車ハブ径 D_{b1} を以下の式より算出する。

$$U = K_u \sqrt{2gH} = \frac{\pi D_1 N}{60} \text{ [m/s]}$$

$$D_1 = K_u \sqrt{2gH} \times \frac{60}{\pi N} \text{ [m]}$$

$$D_{b1} = K_b D_1 \text{ [m]}$$

また、ケーシング内径 D_{c1} は以下の式より決定する。

$$D_{c1} = D_1 + 2c \text{ [m]}$$

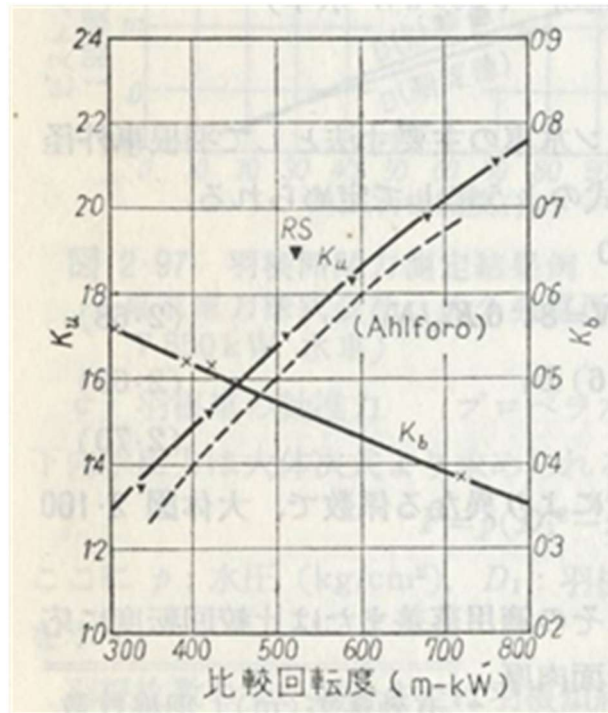


Fig.3.2.2 K_u and K_b curves^[22]

②羽根枚数 Z を決定する

有効落差 H を基に Table3.2.1 より羽根枚数 Z を決定する。

Table.3.2.1 Number of blades of axial flow turbine

Head [m]	Number of blades
5~15	4
10~30	5
20~40	6
30~50	7
50~80	8

③入口側の羽根角度 β_1 を決定する

設計流量 Q_d における軸流部入口の軸方向絶対速度 V_{m1} を以下の式より算出する。 K_m は羽根枚数および形状により異なる係数で、概ね 0.75~0.9 程度である。ここでは、羽根枚数 Z および羽根厚み t を考慮し、羽根無し（羽根車ハブのみ）の場合の流路断面積に対する羽根有りの場合の流路断面積の比を算出し、 K_m とした。

$$V_{m1} = \frac{4Q_d}{\pi(D_{c1}^2 - D_{b1}^2)K_m} \text{ [m/s]}$$

軸流部入口における絶対速度 V_1 を、軸方向絶対速度 V_{m1} および周方向絶対速度 V_{u1} より算出する。なお、軸流部入口においては旋回無し($V_{u1}=0$)で流入するものと仮定する。

$$V_1 = \sqrt{V_{m1}^2 + V_{u1}^2} \text{ [m/s]}$$

軸流部入口における軸方向相対速度 W_{m1} および周方向相対速度 W_{u1} を求め、相対速度 W_1 を算出する

$$W_{m1} = V_{m1} \text{ [m/s]}$$

$$W_{u1} = V_{u1} - U_1 \text{ [m/s]}$$

$$W_1 = \sqrt{W_{m1}^2 + W_{u1}^2} \text{ [m/s]}$$

軸流部入口における相対流れ角 β_1 を以下の式より算出し、入口における羽根角度とする。

$$\beta_1 = \cos^{-1} \left(\frac{U_1^2 + W_1^2 - V_1^2}{2U_1W_1} \right) \text{ [deg]}$$

④ 出口側の羽根角度 β_2 を決定する

軸流部出口における周方向絶対速度 V_{u2} を落差 H (入口から出口までのヘッド低下量) より算出する。落差 H は理論ヘッド H_{th} と羽根車効率 η により表せ、理論ヘッド H_{th} は

$$H_{th} = \frac{1}{g} (U_{in}V_{u\ in} - U_{out}V_{u\ out})$$

で表すことができる。なお、軸流部においては、羽根車の同一

スパン位置における出入口の周速は等しいので $U_1 = U_2$ である。

$$H = \frac{H_{th}}{\eta} = \frac{1}{\eta g} (U_1V_{u1} - U_2V_{u2}) \text{ [m]}$$

$$V_{u2} = \frac{1}{U_2} (U_1V_{u1} - \eta g H) \text{ [m/s]}$$

軸流部出口における絶対速度 V_2 を、軸方向絶対速度 V_{m2} および周方向絶対速度 V_{u2} よ

り算出する。なお、軸流部における出入口の軸方向絶対速度は同一 ($V_{m2}=V_{m1}$) と仮定する。

$$V_2 = \sqrt{V_{m2}^2 + V_{u2}^2} \text{ [m/s]}$$

軸流部出口における軸方向相対速度 W_{m2} および周方向相対速度 W_{u2} を求め、相対速度 W_2 を算出する。

$$W_{m2} = V_{m2} \text{ [m/s]}$$

$$W_{u2} = V_{u2} - U_2 \text{ [m/s]}$$

$$W_2 = \sqrt{W_{m2}^2 + W_{u2}^2} \text{ [m/s]}$$

軸流部出口における相対流れ角 β_2 を以下の式より算出し、出口における羽根角度とする。

$$\beta_2 = \cos^{-1} \left(\frac{U_2^2 + W_2^2 - V_2^2}{2U_2W_2} \right) \text{ [deg]}$$

以上の方法により軸流部のパラメータを決定した。

3.2.4 前段羽根車の斜流部の設計

①入口側の羽根車外径 D_3 、ハブ径 D_{b3} および羽根角度 β_3 を決定する

本研究で考案したハイブリッド羽根車は軸流羽根車と斜流羽根車を一体化した羽根車である。軸流部から斜流部には滑らかに接続するのが望ましいと予想される為、「3.2.3 前段羽根車の軸流部の設計」に記載の方法により決定した軸流部の羽根車外径、ハブ径および出口の羽根角度を、斜流部入口の羽根車外径 D_3 、ハブ径 D_{b3} および羽根角度 β_3 とする。

②羽根枚数 Z および出口側の羽根車外径 D_4 、羽根スパン高さ B_4 を決定する

Fig3.2.3 より比速度 N_{sp} にて決定される羽根枚数 Z 、係数 D_3/D_4 および m を求める。この係数から斜流部出口における羽根車外径 D_4 および羽根スパン高さ B_4 を算出する。なお、羽根スパン高さ B_4 は以下により求められる。

$$D_i = mD_3 \text{ [m]}$$

$$B_4 = \frac{D_3 - D_i}{2} = \frac{D_3 - mD_3}{2} = \frac{1-m}{2} D_3 \text{ [m]}$$

なお、Fig.3.2.3 より決定する斜流部の羽根枚数と、「3.2.3 前段羽根車の軸流部の設計」にて記載した方法により決定した軸流部の羽根枚数が異なる場合が存在する。本研究で採用する前段羽根車（ハイブリッド羽根車）は、軸流式羽根車と斜流式羽根車が一体となった新たに考案した羽根車である為、明確な設計方法が存在しない。そこで、今回は軸流部と斜流部を滑らかに接続することを目的に、軸流部と斜流部で同一の羽根枚数として設計を行う。羽根枚数の検証については、第5章の「5.2 羽根車の羽根枚数」にて行う。

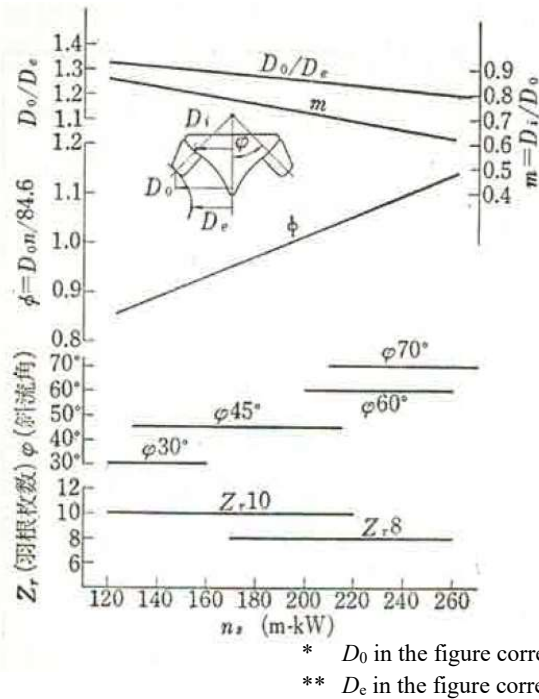


Fig.3.2.3 Proportions of mixed flow turbine^[22]

③ 出口側の羽根角度 β_4 を決定する

設計流量 Q_d における斜流部出口の半径方向絶対速度 V_{m4} を以下の式より算出する。 K_m は羽根枚数および形状により異なる係数である。ここでは、羽根枚数 Z および羽根厚み t を考慮し、羽根無し（羽根車ハブのみ）の場合の流路断面積に対する羽根有りの場合の流路断面積の比を算出し、 K_m とした。

$$V_{m4} = \frac{Q_d}{\pi D_4 (B_4 + c) K_m} \text{ [m/s]}$$

斜流部出口における周方向絶対速度 V_{u4} を落差 H (入口から出口までのヘッド低下量) より算出する。落差 H は理論ヘッド H_{th} と羽根車効率 η により表せ、理論ヘッド H_{th} は

$$H_{th} = \frac{1}{g} (U_{in} V_{u\ in} - U_{out} V_{u\ out}) \text{で表すことができる。}$$

$$H = \frac{H_{th}}{\eta} = \frac{1}{\eta g} (U_3 V_{u3} - U_4 V_{u4}) \text{ [m]}$$

$$V_{u4} = \frac{1}{U_4} (U_3 V_{u3} - \eta g H) \text{ [m/s]}$$

斜流部出口における絶対速度 V_4 を、半径方向絶対速度 V_{m4} および周方向絶対速度 V_{u4} より算出する。

$$V_4 = \sqrt{V_{m4}^2 + V_{u4}^2} \text{ [m/s]}$$

斜流部出口における半径方向相対速度 W_{m4} および周方向相対速度 W_{u4} を求め、相対速度 W_4 を算出する。

$$W_{m4} = V_{m4} \text{ [m/s]}$$

$$W_{u4} = V_{u4} - U_4 \text{ [m/s]}$$

$$W_4 = \sqrt{W_{m4}^2 + W_{u4}^2} \text{ [m/s]}$$

斜流部出口における相対流れ角 β_4 を以下の式より算出し、出口における羽根角度とする。

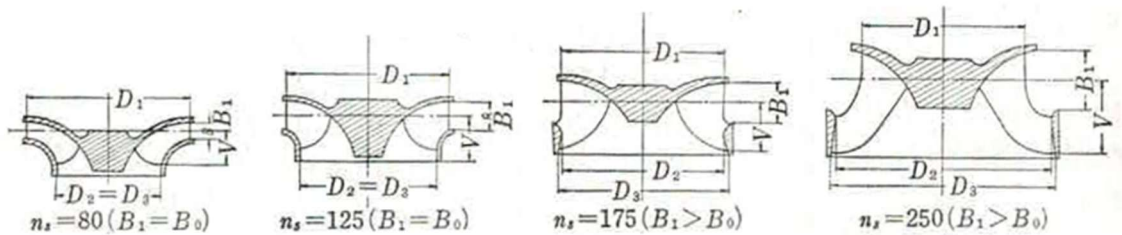
$$\beta_4 = \cos^{-1} \left(\frac{U_4^2 + W_4^2 - V_4^2}{2U_4 W_4} \right) \text{ [deg]}$$

以上の方法により斜流部のパラメータを決定した。

3.2.5 後段羽根車の遠心部の設計

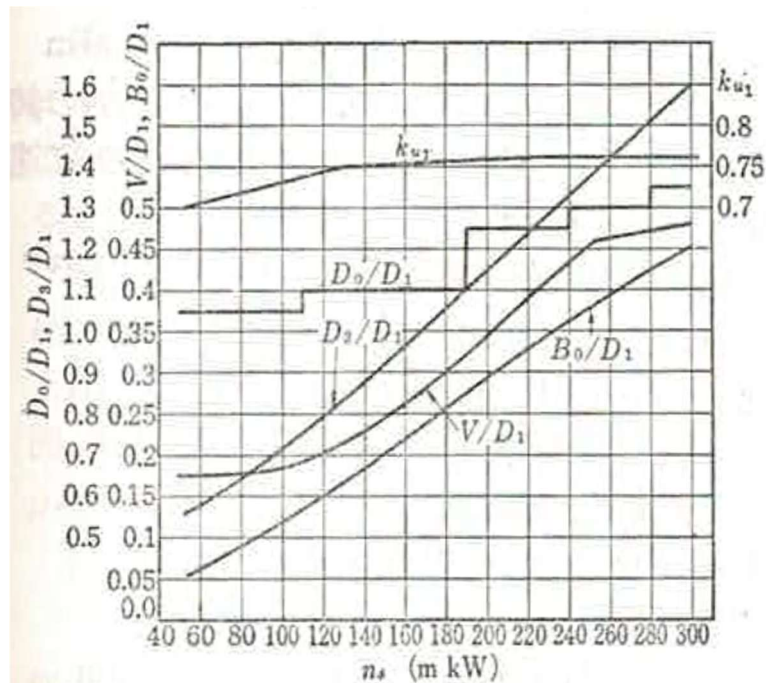
①入口側の羽根車外径 D_5 ，出口側の羽根車外径 D_6 および羽根スパン高さ B_5 を決定する

遠心羽根車の形状は Fig3.2.4 に示す様に，比速度 N_{SP} により異なる。Fig3.2.5 より比速度 N_{SP} にて決定される係数 D_6/D_5 ， B_0/D_5 および V/D_5 を求める。これらの係数から遠心部における入口側の羽根車外径 D_5 ，出口側の羽根車外径 D_6 および羽根スパン高さ B_5 を算出する。なお，水車比速度 N_{SP} が $170[\text{min}^{-1}, \text{kW}, \text{m}]$ 程度までは， $D_6 < D_5$ ， $B_5 = B_0$ となる。また，回転軸により出口の流路断面積が減少する場合には，それに相当するだけ出口側の羽根車外径 D_6 を大きくする。



- * D_1 in the figure corresponds to D_5 in this paper.
- ** D_3 in the figure corresponds to D_6 in this paper.
- *** B_1 in the figure corresponds to B_5 in this paper.

Fig.3.2.4 Shapes of centrifugal turbine^[22]



- * D_1 in the figure corresponds to D_5 in this paper.
- ** D_3 in the figure corresponds to D_6 in this paper.

Fig.3.2.5 Proportions of centrifugal turbine^[22]

②羽根枚数 Z を決定する

水車比速度 N_{sp} を基に Table3.2.2 より羽根枚数 Z を決定する。

Table.3.2.2 Number of blades of centrifugal turbine

Specific speed [min^{-1} , kW, m]	80	100	125	150	175	200	250	275	300
Number of blades	15	17	19	17	17	15	15	15	15

③入口側の羽根角度 β_1 を決定する

設計流量 Q_d における遠心部入口の半径方向絶対速度 V_{m5} を以下の式より算出する。 K_m は羽根枚数および形状により異なる係数である。ここでは、羽根枚数 Z および羽根厚み t を考慮し、羽根無し（羽根車ハブのみ）の場合の流路断面積に対する羽根有りの場合の流路断面積の比を算出し、 K_m とした。

$$V_{m5} = \frac{Q_d}{\pi D_5 (B_5 + c) K_m} \quad [\text{m/s}]$$

遠心部入口における周方向絶対速度 V_{u5} を算出する。遠心部入口における周方向絶対速度 V_{u5} は斜流部出口における周方向絶対速度 V_{u4} を考慮して自由渦設計法を適用する。斜流部出口から遠心部入口の間で発生する流動損失を考慮し、今回は斜流部出口における角運動量の 95[%] が保存されると仮定する。

$$D_5 V_{u5} = 0.95 D_4 V_{u4}$$

$$V_{u5} = 0.95 \frac{D_4}{D_5} V_{u4} \quad [\text{m/s}]$$

遠心部入口における絶対速度 V_5 を、軸方向絶対速度 V_{m5} および周方向絶対速度 V_{u5} より算出する。

$$V_5 = \sqrt{V_{m5}^2 + V_{u5}^2} \quad [\text{m/s}]$$

遠心部入口における軸方向相対速度 W_{m5} および周方向相対速度 W_{u5} を求め、相対速度 W_5 を算出する。

$$W_{m5} = V_{m5} \quad [\text{m/s}]$$

$$W_{u5}=V_{u5}-U_5 \text{ [m/s]}$$

$$W_5=\sqrt{W_{m5}^2+W_{u5}^2} \text{ [m/s]}$$

遠心部入口における相対流れ角 β_5 を以下の式より算出し、入口における羽根角度とする。

$$\beta_5=\cos^{-1}\left(\frac{U_5^2+W_5^2-V_5^2}{2U_5W_5}\right) \text{ [deg]}$$

④ 出口側の羽根角度 β_6 を決定する

設計流量 Q_d における遠心部出口の軸方向絶対速度 V_{m6} を以下の式より算出する。 K_m は羽根枚数および形状により異なる係数である。ここでは、羽根枚数 Z および羽根厚み t を考慮し、羽根無し（羽根車ハブのみ）の場合の流路断面積に対する羽根有りの場合の流路断面積の比を算出し、 K_m とした。

$$V_{m6}=\frac{4Q_d}{\pi(D_{c6}^2-D_{b6}^2)K_m} \text{ [m/s]}$$

遠心部出口における絶対速度 V_6 を、軸方向絶対速度 V_{m6} および周方向絶対速度 V_{u6} より算出する。なお、本研究では二重反転形羽根車を採用しており、後段羽根車出口における旋回速度を無くして廃棄損失を低減するという二重反転形羽根車の利点を活かす為、遠心部出口においては旋回無しで流出する($V_{u6}=0$)とする。

$$V_6=\sqrt{V_{m6}^2+V_{u6}^2} \text{ [m/s]}$$

遠心部出口における軸方向相対速度 W_{m6} および周方向相対速度 W_{u6} は以下により表される。

$$W_{m6}=V_{m6} \text{ [m/s]}$$

$$W_{u6}=V_{u6}-U_6 \text{ [m/s]}$$

遠心部出口における相対速度 W_6 を算出する。

$$W_6 = \sqrt{W_{m6}^2 + W_{u6}^2} \text{ [m/s]}$$

遠心部出口における相対流れ角 β_6 を以下の式より算出し、出口における羽根角度とする。

$$\beta_6 = \cos^{-1} \left(\frac{U_6^2 + W_6^2 - V_6^2}{2U_6W_6} \right) \text{ [deg]}$$

以上の方法により遠心部のパラメータを決定した。

3.2.6 子午面形状

羽根車の設計にあたり子午面形状は重要なパラメータのひとつである。しかし、本研究で採用する新規二重反転形羽根車を用いた小型ハイドロタービンにおいて、子午面形状の設計方針は定まっていない。そこで今回は、羽根車のチップ側およびハブ側の詳細な子午面形状は暫定的に設定する。

今回の研究における子午面形状を Fig.3.2.6 に示す。今回はケーシングの製作性を考慮し、前段羽根車の斜流部および後段羽根車の子午面形状はチップ側が R 形状とした。また、羽根車は 3D プリンタを用いて製作予定のため形状の自由度が高く、子午面形状のハブ側は入口から出口まで滑らかに接続する為に楕円形状とした。従って、今回は暫定的に子午面形状を設定しており、適切な子午面形状に関して今後検討する必要がある。

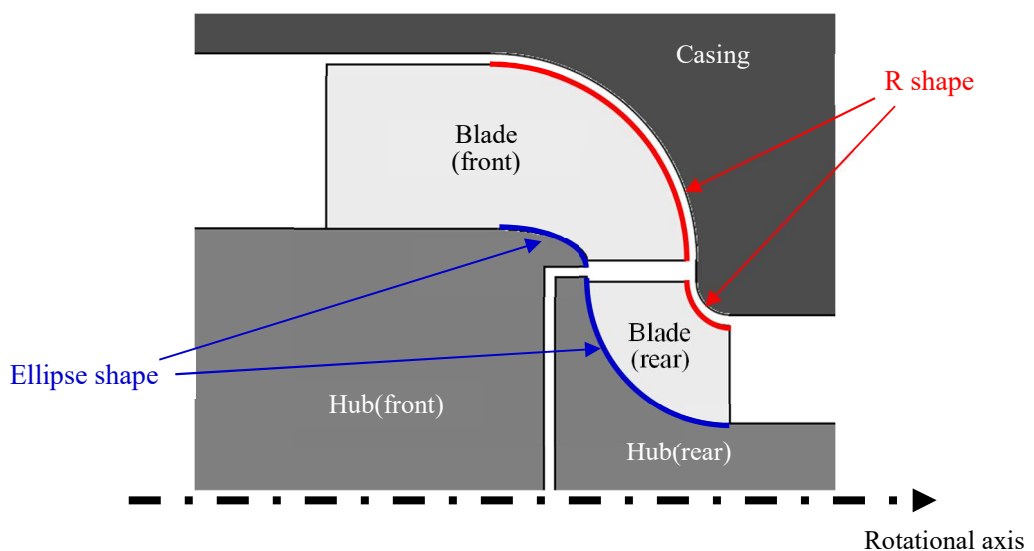


Fig.3.2.6 Meridional plane shape of hydroturbine

第4章 数値流れ解析手法および諸条件

本研究で新たに考案した新規二重反転形羽根車は過去に前例のない羽根車であり、設計法が確立されておらず、その実現性を確認する必要がある。実験装置を構築して実験により実現性を確認することが望ましいが、設計法が確立されていない段階においては多大な経費と時間を要する。また、その実現性を確認した後も実用化に向けての改良が必要であるが、本研究で開発を行うのはインライン式の小型 hidroタービンである為、その内部流動状態を実験により調査することは困難である。そこで本研究では数値流れ解析を利用し、各設計パラメータが本 hidroタービンの性能に及ぼす影響について、内部流動状態を確認しながら検証する。

4.1 本研究の解析条件

本研究の数値流れ解析には、ANSYS CFX を使用した。本研究では、流体は非圧縮性流体かつ熱の移動を伴わないと仮定し計算を行った。流体の支配方程式は質量保存方程式（連続の式）および運動量保存方程式（運動方程式）であり、それらを有限体積法により解いている。また、乱流モデルには Shear Stress Transport (SST) を使用し、壁面近傍処理は Automatic とした。境界条件として、入口境界条件に質量流量一定、出口境界条件に圧力一定を与えている。

4.2 支配方程式

本節では、本研究における流体の支配方程式について記す。

4.2.1 質量保存方程式

質量保存方程式（連続の式）は以下の式を用いる。なお、 V は速度(u, v, w)を表す。

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho V) = 0$$

非圧縮性流体 ($\rho = \text{const.}$) の場合、以下の式で表される。

$$\nabla \cdot V = 0$$

4.2.2 運動量保存方程式

運動量保存方程式（運動方程式）は以下の式を用いる。

$$\frac{DV}{Dt} = -\frac{1}{\rho} \nabla p + \nu \Delta V + \frac{1}{3} \nu \nabla(\nabla \cdot V)$$

ここで、

$$\begin{aligned} \frac{D}{Dt} &= \frac{\partial}{\partial t} + u \frac{\partial}{\partial x} + v \frac{\partial}{\partial y} + w \frac{\partial}{\partial z} \\ \Delta &= \frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2} + \frac{\partial^2}{\partial z^2} \\ \nu &= \frac{\mu}{\rho} \end{aligned}$$

非圧縮性流体（ $\rho = \text{const.}$ ）の場合、前述の質量保存方程式より $\nabla \cdot V = 0$ である為、以下の式で表される。

$$\frac{DV}{Dt} = -\frac{1}{\rho} \nabla p + \nu \Delta V$$

4.3 乱流流れの計算

乱流の時々刻々と変化する値を必要とすることは稀であり、時間平均値を必要とする場合がほとんどである。速度や圧力を平均値と変動値に分けて表し、そのうえで前述の支配方程式に平均化操作を施すと新たな未知数としてレイノルズ応力が表れる。渦粘性の仮説では、レイノルズ応力は平均速度勾配と渦粘性に関係付けられ、その渦粘性をモデル化した乱流モデルのひとつである Shear Stress Transport (SST) により計算を行う。

4.3.1 乱流モデル

本研究における数値流れ解析の乱流モデルには Shear Stress Transport (SST) を使用した。Shear Stress Transport における乱流エネルギー k の輸送方程式は以下の式を用いる。

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho k \bar{u}_j)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left\{ \left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right\} + P_k - \beta \rho k \omega$$

Shear Stress Transport における比散逸率 ω の輸送方程式は以下の式を用いる。

$$\frac{\partial(\rho\omega)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho\omega\bar{u}_j)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left\{ \left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \right) \frac{\partial\omega}{\partial x_j} \right\} + (1 - F_1) \frac{2\rho}{\sigma_{\omega 2} \omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial\omega}{\partial x_j} + \alpha \frac{\omega}{k} P_k - \beta \rho k \omega$$

ここで、 F_1 は混合関数であり、各係数は混合関数を用いて以下の様に表される。

$$\begin{aligned}\sigma_k &= F_1 \sigma_{k1} + (1 - F_1) \sigma_{k2} \\ \sigma_\omega &= F_1 \sigma_{\omega 1} + (1 - F_1) \sigma_{\omega 2} \\ \alpha &= F_1 \alpha_1 + (1 - F_1) \alpha_2 \\ \beta &= F_1 \beta_1 + (1 - F_1) \beta_2\end{aligned}$$

乱流せん断応力の輸送を考慮する為に、渦粘性係数にリミッタを導入する。

$$\mu_t = \rho \frac{a_1 k}{\max(a_1 \omega, SF_2)}$$

ここで、 F_2 は混合関数である。このリミッタの導入により、乱流せん断応力を適切に評価することができ、逆圧力勾配下での剥離位置および大きさの予測精度が向上する。

各定数は以下の通りである。

$$\begin{aligned}\beta &= 0.09 \\ \alpha_1 &= \frac{5}{9} \\ \beta_1 &= 0.075 \\ \sigma_{k1} &= 2 \\ \sigma_{\omega 1} &= 2 \\ \alpha_2 &= 0.44 \\ \beta_2 &= 0.0828 \\ \sigma_{k2} &= 1 \\ \sigma_{\omega 2} &= \frac{1}{0.856}\end{aligned}$$

4.3.2 壁面近傍条件

本研究における数値流れ解析の壁面近傍処理は **Automatic** を用いた。運動方程式の流束 F_U は以下で表される。

$$F_U = -\rho u_\tau u^*$$

ここで,

$$u^* = \sqrt[4]{\left(\sqrt{\frac{\mu}{\rho}} \left| \frac{\Delta U}{\Delta y} \right| \right)^4 + (\sqrt{a_1 k})^4}$$

$$u_\tau = \sqrt[4]{(u_\tau^{vis})^4 + (u_\tau^{\log})^4}$$

$$u_\tau^{vis} = \sqrt{\frac{\mu}{\rho}} \left| \frac{\Delta U}{\Delta y} \right|$$

$$u_\tau^{\log} = \frac{U}{1/\kappa \log(y^+) + C}$$

乱流エネルギー k 方程式の流束はゼロに保たれる。

$$F_k = 0$$

比散逸率 ω 方程式では、流束を追加する代わりに代数式が指定される。対数域では以下のように2つの ω に関する代数式を混合している。

$$\omega_1 = \frac{u^*}{a_1 \kappa y} = \frac{1}{a_1 \kappa \nu} \frac{u^{*2}}{y^+}$$

上に対応する底層内部の式は以下の通りである。

$$\omega_s = \frac{6\nu}{\beta(\Delta y)^2}$$

ここで、 Δy は1番目と2番目の格子点間の距離である。混合を滑らかにし、収束挙動が循環することを避けるため、以下の式が用いられる。

$$\omega_\omega = \omega_s \sqrt{1 + \left(\frac{\omega_l}{\omega_s}\right)}$$

第5章 数値流れ解析による基礎検討

本研究で考案した二重反転形羽根車は、過去に前例の無い新規性の高い羽根車である。その為、この新規二重反転羽根車を採用した hidroタービンの設計方法を確立する為には、多数のパラメータについての検証が必要である。そこで、本研究の初期段階として、hidroタービンの高落差化に重要と考えられるパラメータを中心に、数値流れ解析により検証を行った。

5.1 羽根車の転向角

本節では羽根車の転向角に関して調査を行う。高落差化を狙うにあたり、羽根角度に関するパラメータは重要なパラメータのひとつである。羽根車の羽根のイメージ図を Fig.5.1.1 に示す。本研究における転向角 θ は、羽根車のスパン中央における入口の羽根角 β_1 と出口の羽根角 β_2 の差とした。よって、転向角は以下の式で算出している。

$$\theta = \beta_1 - \beta_2$$

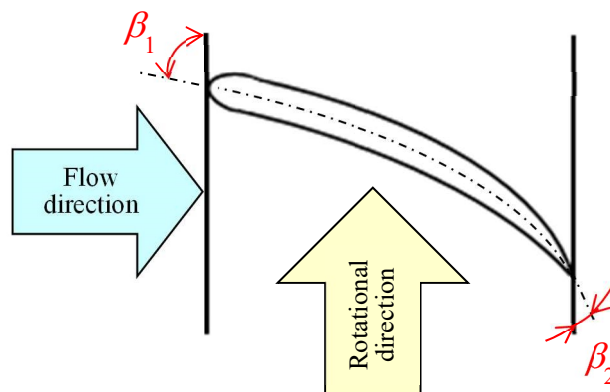


Fig.5.1.1 Blade image

5.1.1 羽根車設計諸元

本羽根車の設計仕様を Table 5.1.1 に示す。簡易水道や配管が整備された農業用水において想定される出力、落差、流量を参考にして、設計流量 $Q_d=0.008[\text{m}^3/\text{s}]$ 、設計落差 $H_d=21.8[\text{m}]$ とした。前段羽根車と後段羽根車で吸収する落差はそれぞれ $H_{dF}=H_{dR}=10.9[\text{m}]$ としており、設計回転速度は前段羽根車が $N_{dF}=2500[\text{min}^{-1}]$ 、後段羽根車が $N_{dR}=4200[\text{min}^{-1}]$ とした。

供試羽根車を Fig.5.1.2 に、各羽根車の設計諸元を Table 5.1.2 に示す。簡易水道や農業用水路への設置を想定し、本供試小型hidroタービンは前段羽根車外径を $90[\text{mm}]$ と小型に設定した。チップクリアランスは $1[\text{mm}]$ とした。設計は既存の大型の水車の設計法を参考に

設計を行っており、各羽根車の各寸法は設定した出力、落差、流量、羽根車回転速度を基に決定した。本研究では、二重反転形羽根車を採用しているため、前段および後段羽根車の羽根枚数が素の関係となるように前段羽根枚数は6枚、後段羽根枚数は7枚としている。各羽根車の流路間の羽根角は入口角から出口角まで一次関数的に変化する様に設定している。

Table 5.1.1 Design parameters of hydroturbine

Flow rate [m ³ /s]		0.008
Front rotor	Rotational speed [rpm]	2500
	Shaft power [W]	600
	Turbine head [m]	10.9
	Specific speed [min ⁻¹ , kW, m]	97
Rear rotor	Rotational speed [rpm]	4200
	Shaft power [W]	600
	Turbine head [m]	10.9
	Specific speed [min ⁻¹ , kW, m]	163

Table 5.1.2 Primary dimensions of turbine rotors

		Hub	Mid	Tip	
Front rotor (Hybrid type)	Diameter [mm]	Inlet	60	75	90
		Outlet	54		
	Blade width [mm]	Inlet	15		
		Outlet	8.7		
	Blade angle [deg]	Inlet	14.9	12.0	10.1
		Outlet	15.4		
Blade number		6			
Rear rotor (Centrifugal type)	Diameter [mm]	Inlet	50		
		Outlet	14	24	34
	Blade width [mm]	Inlet	8.7		
		Outlet	10		
	Blade angle [deg]	Inlet	85.3		
		Outlet	71.6	60.3	51.1
Blade number		7			

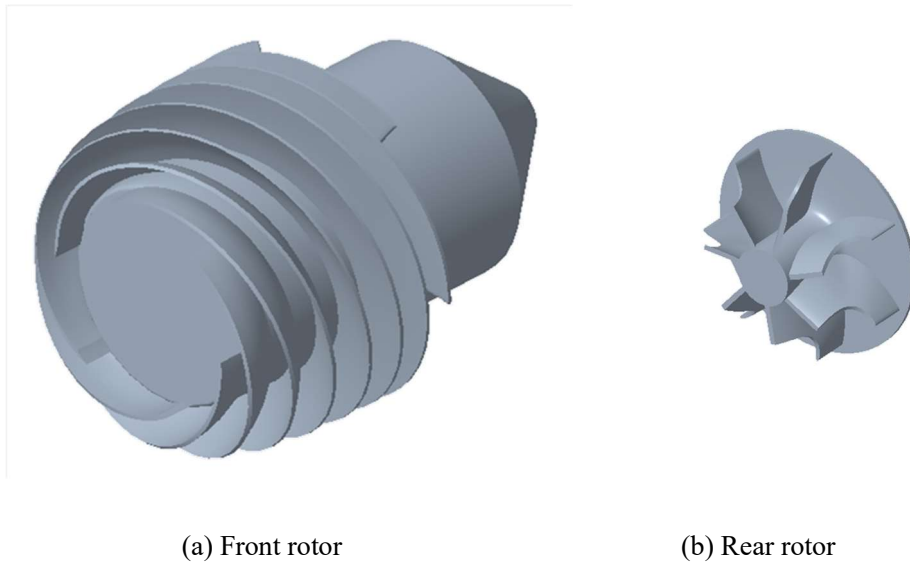


Fig.5.1.2 Overviews of hydroturbine rotor

5.1.2 数値流れ解析条件

数値流れ解析には汎用数値解析コードである ANSYS CFX 16.2 を使用し、三次元定常解析を行った。Fig.5.1.3 に数値解析に用いた計算モデルの計算格子を示す。計算領域は試験部から上流に $10D_F$ および下流に $10D_R$ を確保しており、入口境界条件には質量流量一定、出口境界条件には圧力一定を与えている。計算格子点数は前段羽根車領域に約 690 万点、後段羽根車領域に約 210 万点、配管領域に約 130 万点である。計算流量は設計流量点 $1.0Q_d$ で調査を行った。

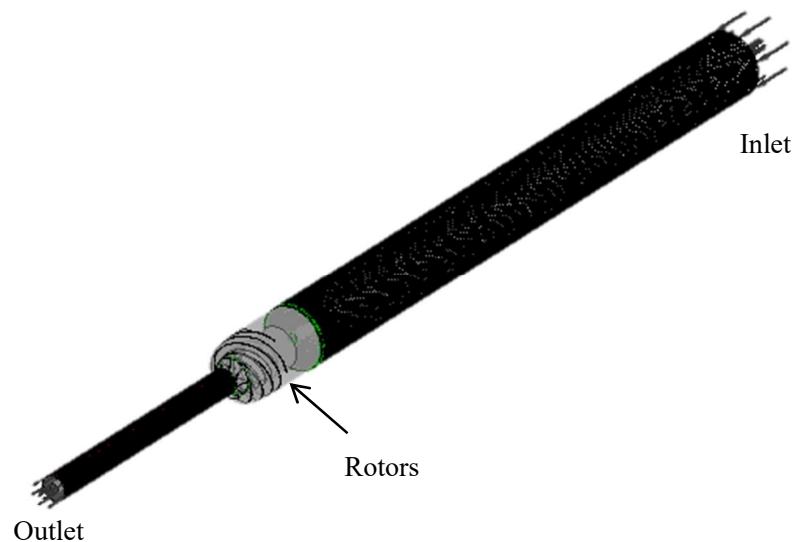


Fig.5.1.3 Numerical grids

5.1.3 数値流れ解析結果と考察

数値流れ解析より得られた各転向角における前段羽根車の性能曲線を Fig.5.1.4 に示す。横軸に転向角，第一縦軸に落差，出力，第二縦軸に効率を示す。この時の流量は設計流量 $1.0Q_d$ である。前段羽根車および後段羽根車の回転速度は一定で，設計回転速度 $N_F=2500[\text{min}^{-1}]$ ， $N_R=4200[\text{min}^{-1}]$ である。落差は前段羽根車の前縁から上流に $1[\text{mm}]$ と後縁から下流に $1[\text{mm}]$ の位置の流量加重平均全圧差より算出している。Fig.5.1.4 より，転向角 θ_F の増加とともに落差と出力が増加している。効率は $\theta_F=-4[\text{deg}]$ までは転向角の増加とともに増加し， $\theta_F=-4[\text{deg}]$ のとき最高効率 $\eta_{F\text{max}}=55.5[\%]$ が得られ， $\theta_F=-4[\text{deg}]$ 以降は転向角の増加とともに減少する。

次に数値流れ解析より得られた後段羽根車の性能曲線を Fig.5.1.5 に示す。各軸は Fig.5.1.4 と同様である。落差は後段羽根車の前縁から上流に $1[\text{mm}]$ と後縁から下流に $1[\text{mm}]$ の位置の流量加重平均全圧差より算出している。この時の前段羽根車の転向角は最大効率を得られた $\theta_F=-4[\text{deg}]$ で固定している。Fig.5.1.5 より，転向角 θ_R の増加とともに落差と出力が増加している。効率は $\theta_R=+20[\text{deg}]$ までは転向角によらずほぼ一定であり， $\theta_R=+20[\text{deg}]$ 以降は転向角の増加とともに減少する。また， $\theta_R=+10[\text{deg}]$ のとき最高効率 $\eta_{R\text{max}}=66.9[\%]$ が得られた。

前段羽根車の翼列間の相対速度ベクトルを Fig.5.1.6 に示す。ベクトルの色は相対速度の大きさを表し，ベクトルの長さは相対速度に関係なく一定である。スパン位置は羽根高さ中央付近 $B/B_c=0.5$ である。 B は任意の羽根高さ方向の位置， B_c はハブとケーシングの間の幅である。前段羽根車の回転方向は紙面上側である。前段羽根車の入口が紙面左側，出口が紙面右側である。前段羽根車の転向角 $\theta_F=-8[\text{deg}]$ は最大効率点よりも小さな転向角側における最小効率点， $\theta_F=-4[\text{deg}]$ は最大効率点， $\theta_F=+6[\text{deg}]$ は最大効率点よりも大きな転向角側における最小効率点である。Fig.5.1.6 より，転向角の大きさに関わらず流体は翼列に沿って流動しており，流れの剥離は見られなかった。ハブ側およびチップ側でも同様の傾向が確認できた。従って，転向角の変化による効率低下の原因は流れの剥離ではないことが確認出来る。

前段羽根車の翼列間の相対速度分布を Fig.5.1.7 に示す。この時の確認位置や羽根車の回転方向などは Fig.5.1.6 と同様である。Fig.5.1.7 より， $\theta_F=-8[\text{deg}]$ における相対速度分布においては，翼列間で減速領域が存在した。一方， $\theta_F=+6[\text{deg}]$ における相対速度分布においては，翼列間で減速領域が存在しない。正および負の転向角による翼列間の流れのイメージ図を Fig.5.1.8 に示す。転向角が負の場合，流れ方向に沿って翼列間の流路断面積は拡大する為，相対速度は減速する。一方，転向角が正の場合，流れ方向に沿って翼列間の流路断面積は縮小する為，相対速度は増速する。従って，転向角が負の場合においては，翼列間の相対速度分布に減速領域が存在したと考えられる。前段羽根車の翼列間の静圧分布を Fig.5.1.9 に示す。この時の確認位置や羽根車の回転方向などは Fig.5.1.6 および Fig.5.1.7 と同様である。転向角が負の場合，翼列間の流路で逆圧力勾配が発生している。これは流路断面積の変化により相対速度から静圧に変換された為，その発生位置は減速領域と同じであると考

えられる。その結果、転向角が負になると翼列間で減速損失が発生し、この領域では水車として機能していないことが確認出来る。

一方、前段羽根車の最大効率 $\theta_{\text{max}}=55.5[\%]$ は、負の転向角である $\theta=-4[\text{deg}]$ で得られた。負の転向角における子午面の相対速度変化のイメージ図を Fig.5.1.10 に示す。前段羽根車の斜流部における出入口の半径差により、出口側で相対速度が増加し、遠心作用も加わる。従って、転向角が負の場合であっても、前段羽根車の斜流部分で角運動量を得ることができる。また、Fig.5.1.7 より、相対速度は前段羽根車の出口側で最も大きいことが確認出来る。本調査においては羽根車の入口角を一定としている為、入口の流入状態は転向角の大きさによらず一定であり、転向角を大きくすると前段羽根車の出口角は徐々に小さくなる。その結果、転向角を大きくすると絶対速度の周方向速度成分が増加する為、Fig.5.1.7 で確認できるように相対速度は徐々に増加した。その為、前段羽根車の翼列間に流れの剥離は存在しなかったが、摩擦損失が大きくなり、前段羽根車の効率が低下したと考えられる。

以上の理由により、このハイドロタービンは転向角が負の場合でも、最大効率点を得られる可能性が存在する。このハイドロタービンの性能を向上させるためには、損失を引き起こす翼列間の逆圧力勾配を抑制し、この領域で水車として機能させる必要があると考える。

後段羽根車の翼列間の相対速度ベクトルを Fig.5.1.11 に示す。ベクトルの色は相対速度の大きさを表し、ベクトルの長さは相対速度に関係なく一定である。スパン位置は羽根高さ中央付近 $B/B_c=0.5$ である。 B は羽根高さ方向の位置、 B_c はハブとケーシングの間の幅である。後段羽根車の回転方向は紙面下側である。前段羽根車の入口が紙面左側、出口が紙面右側である。後段羽根車の転向角 $\theta_r=-20[\text{deg}]$ は最大効率点よりも小さな転向角側における最小効率点、 $\theta_r=+10[\text{deg}]$ は最大効率点、 $\theta_r=+30[\text{deg}]$ は最大効率点よりも大きな転向角側における最小効率点である。Fig.5.1.11 より、転向角 $\theta_r=-20[\text{deg}]$ において流体は翼列に沿って流動しておらず、流れの剥離傾向が確認出来る。 $\theta_r=+10[\text{deg}]$ および $\theta_r=+30[\text{deg}]$ では流体は翼列に沿って流動しており、流れの剥離は見られなかった。ハブ側およびチップ側でも同様の傾向が確認できた。

後段羽根車の翼列間の相対速度分布を Fig.5.1.12 に示す。この時の確認位置や羽根車の回転方向などは Fig.5.1.11 と同様である。Fig.5.1.12 より、相対速度は前段羽根車の出口側で最も大きいことが確認出来る。転向角を大きくすると、前段羽根車と同様に絶対速度の周方向速度成分が増加する為、相対速度は徐々に増加する。従って、後段羽根車の転向角が大きくなると摩擦損失が大きくなり、前段羽根車と同様に後段羽根車の効率が低下したと考えられる。後段羽根車の翼列間の静圧分布を Fig.5.1.13 に示す。この時の確認位置や羽根車の回転方向などは Fig.5.1.11 および Fig.5.1.12 と同様である。前段羽根車とは異なり、転向角が負の場合でも、翼列間の流路で逆圧勾配は発生していなかった。後段羽根車は羽根車出入口に半径差がある遠心式の羽根車の為、入口側から出口側にかけて相対速度が増加し、遠心作用も加わる。その為、後段羽根車の転向角は負であっても、角運動量を得ることが

できるので水車として機能する。その結果、轉向角が負の場合において、轉向角の変化による効率低下が前段羽根車よりも少ない要因の一つと考えられる。

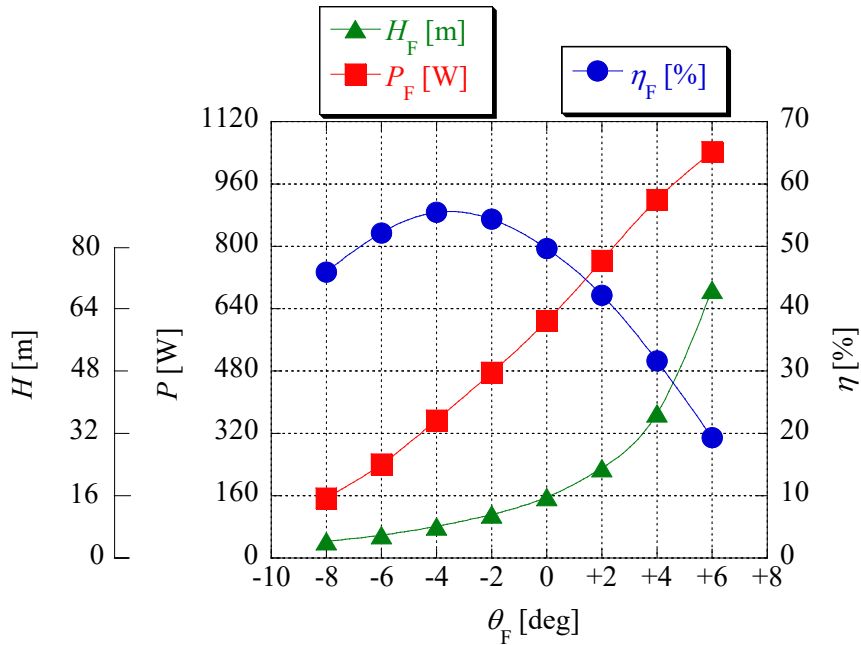


Fig.5.1.4 Performance curves of front rotor by the deflection angle ($Q=1.0Q_d$)

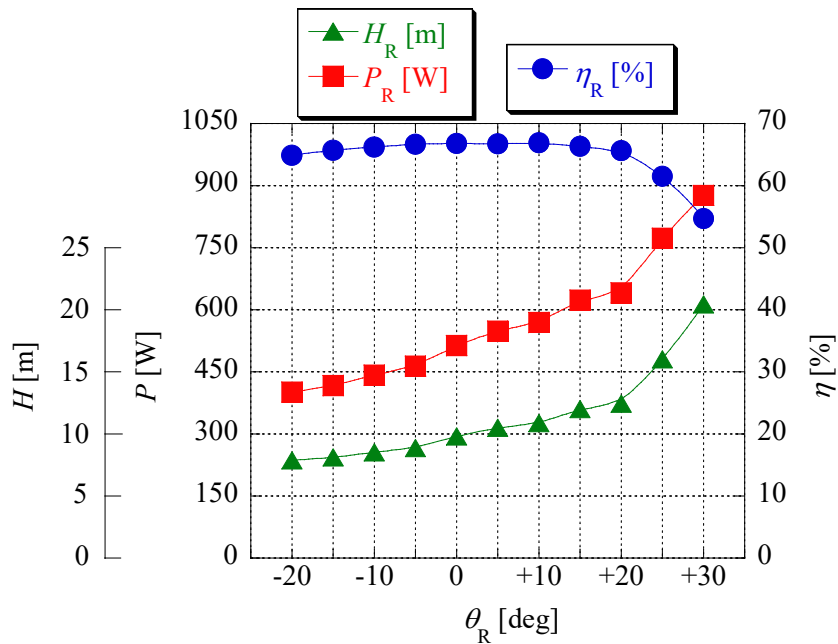


Fig.5.1.5 Performance curves of rear rotor by the deflection angle ($Q=1.0Q_d$)

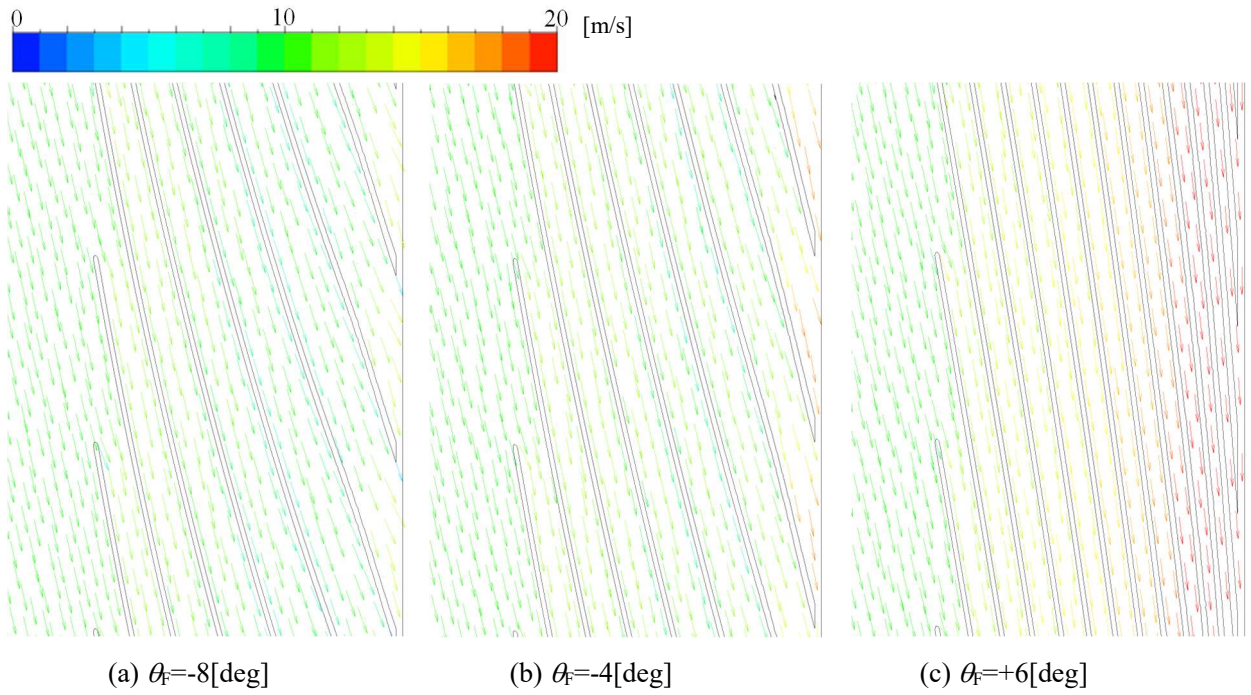


Fig.5.1.6 Relative velocity vectors of the front rotor ($Q=1.0Q_d$, $B/B_c=0.5$)

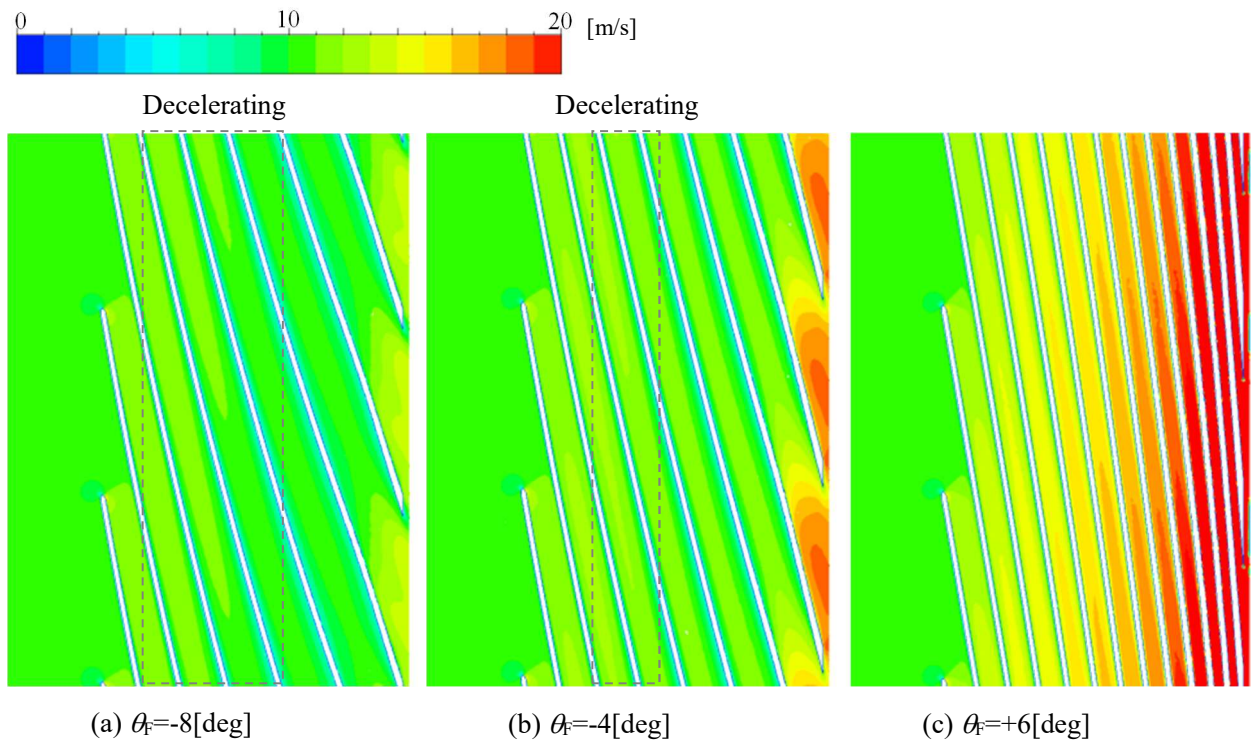


Fig.5.1.7 Relative velocity contour maps of the front rotor ($Q=1.0Q_d$, $B/B_c=0.5$)

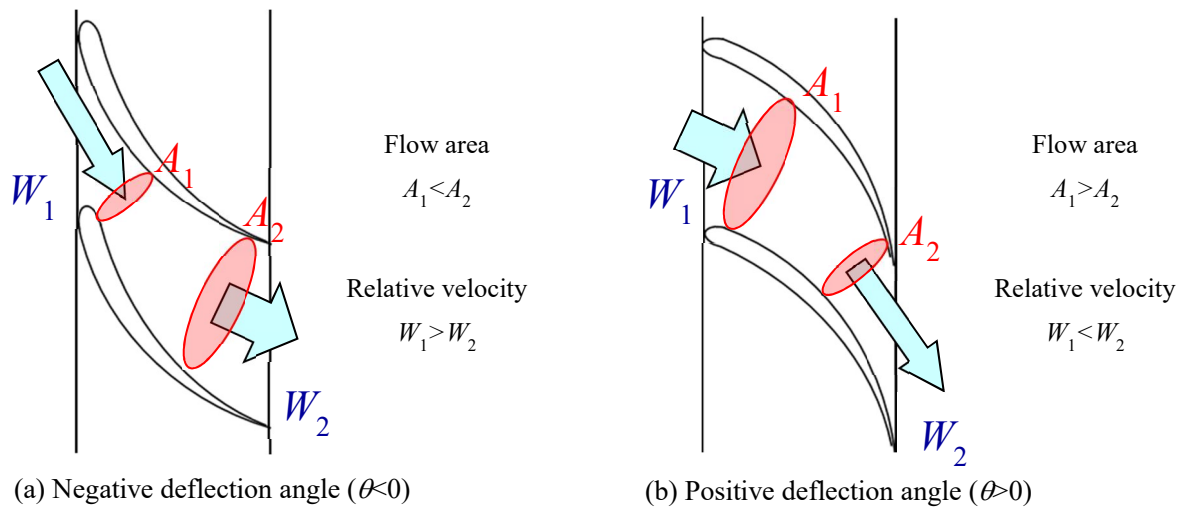


Fig.5.1.8 Internal flow images by deflection angle

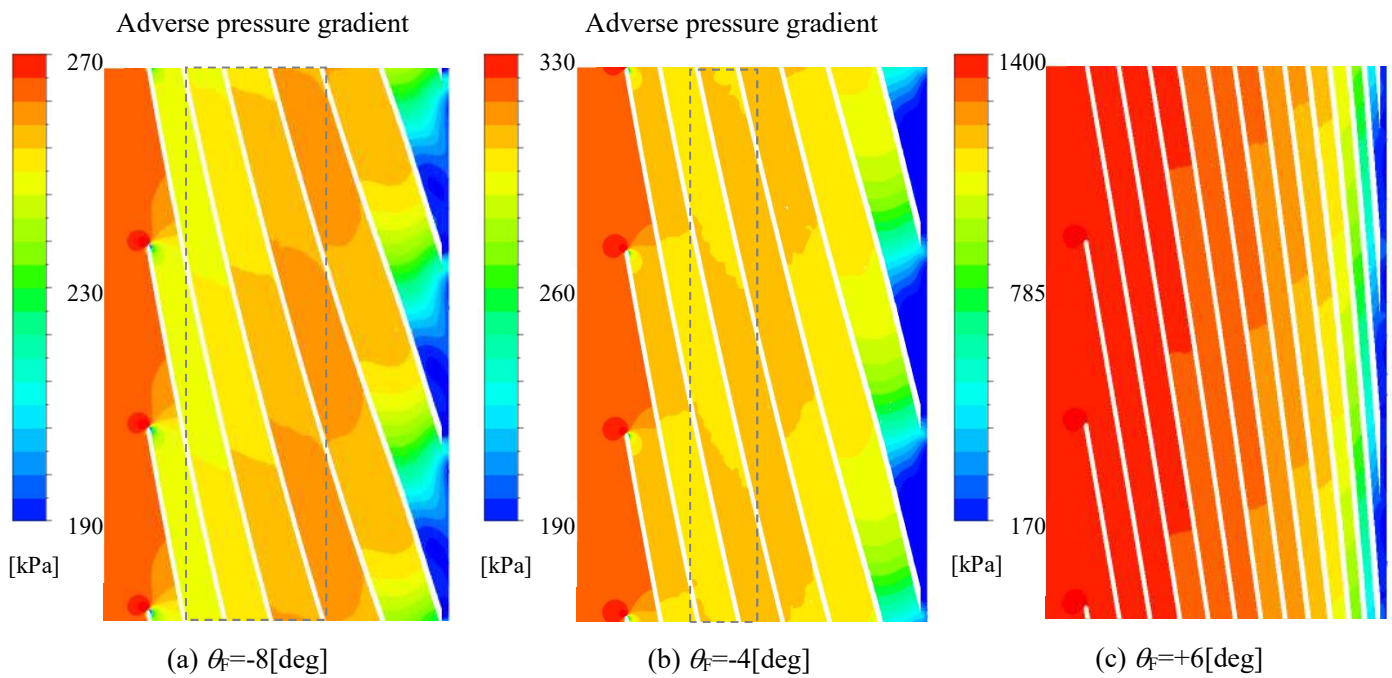


Fig.5.1.9 Static pressure contour maps of the front rotor ($Q=1.0Q_d$, $B/B_c=0.5$)

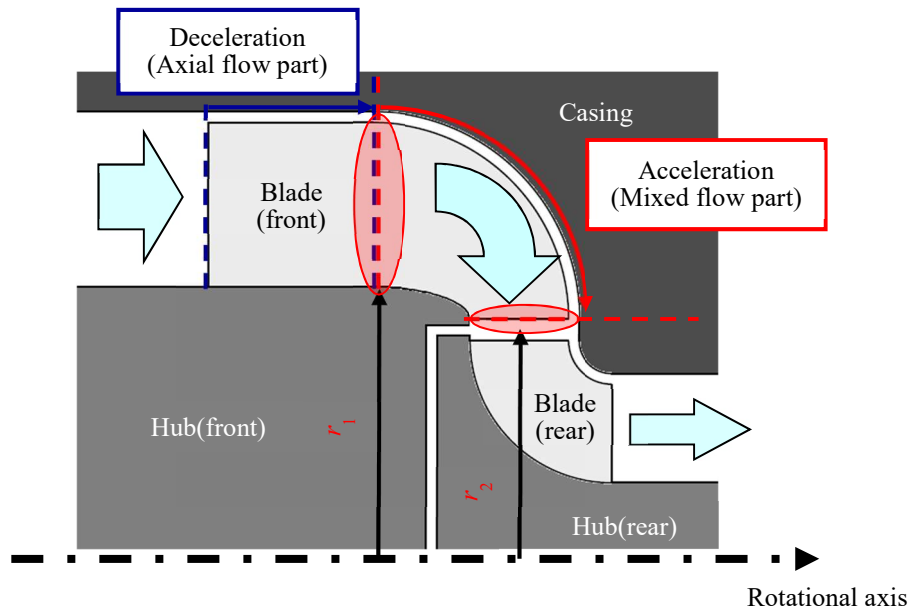


Fig.5.1.10 Relative velocity image in meridional plane at negative deflection angle ($\theta < 0$)

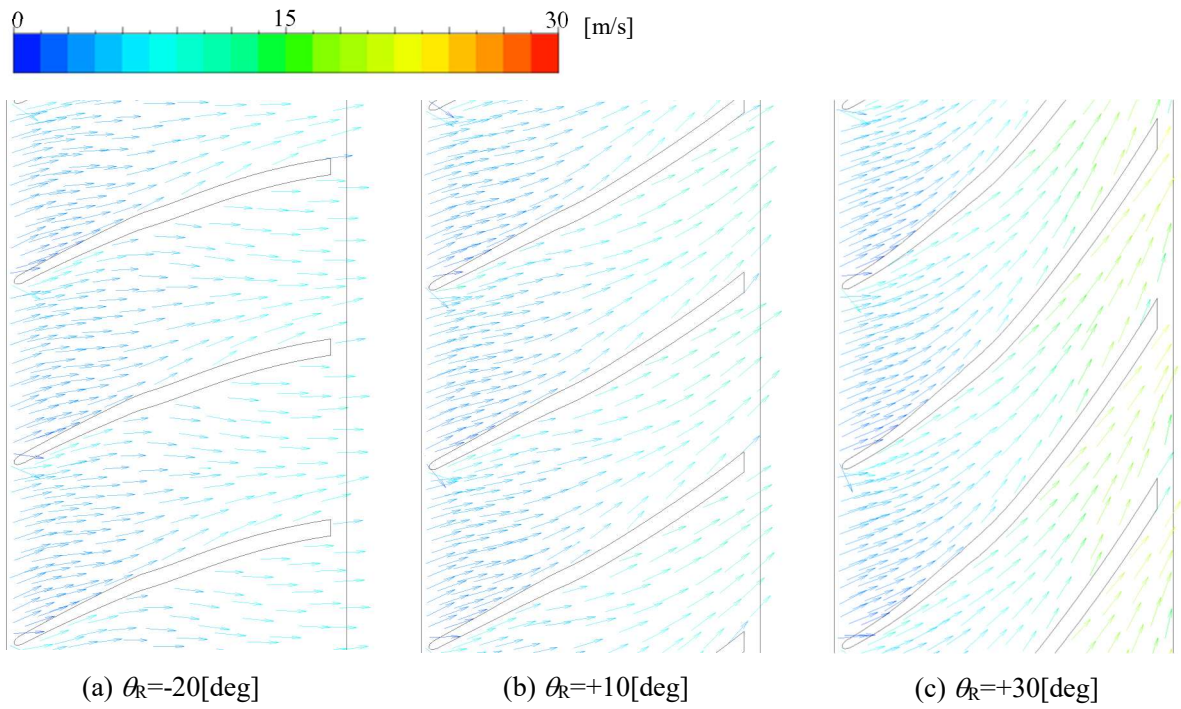


Fig.5.1.11 Relative velocity vectors of the rear rotor ($Q=1.0Q_d$, $B/B_c=0.5$)

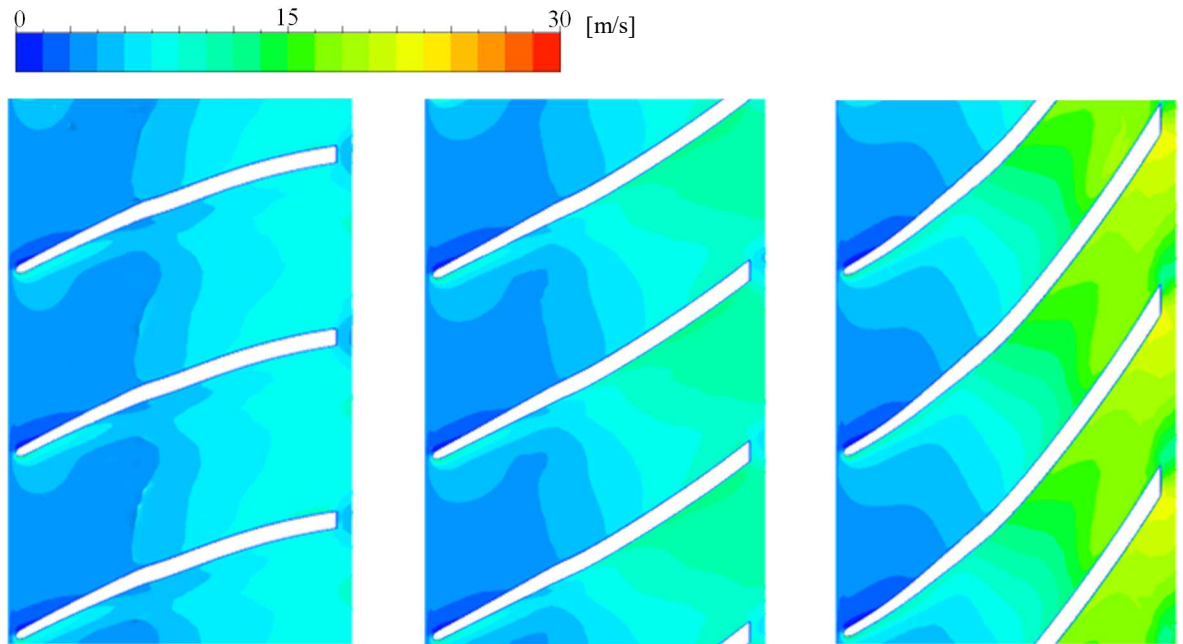


Fig.5.1.12 Relative velocity contour maps of the rear rotor ($Q=1.0Q_d$, $B/B_c=0.5$)

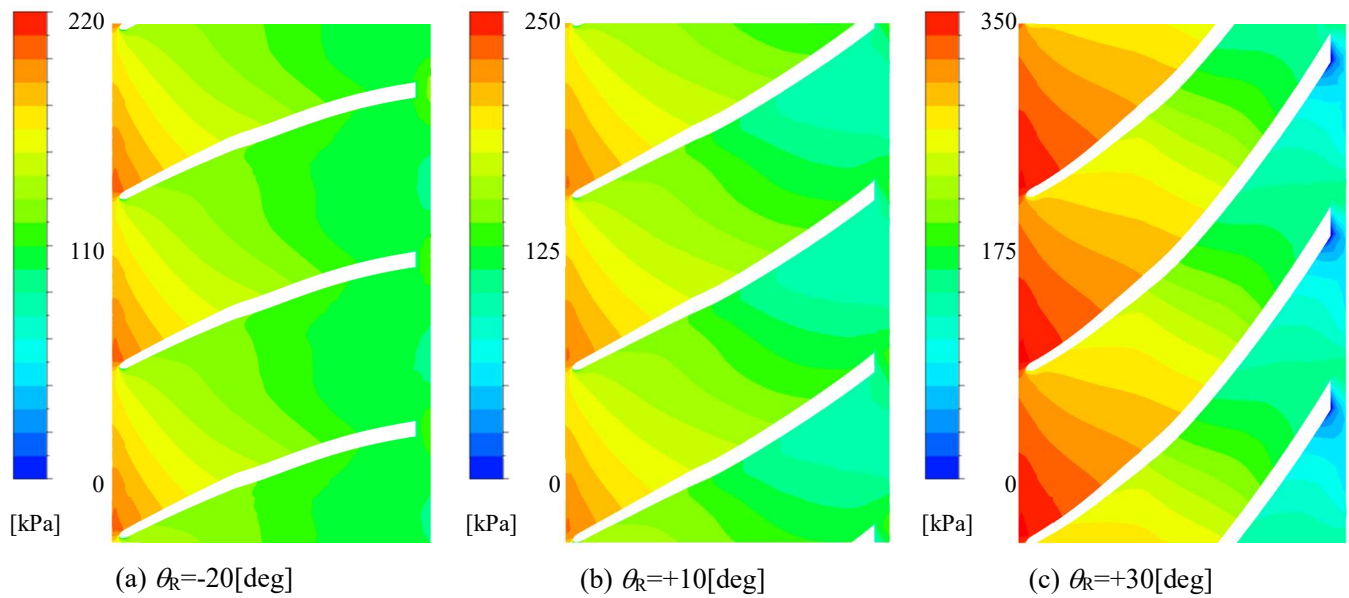


Fig.5.1.13 Static pressure contour maps of the rear rotor ($Q=1.0Q_d$, $B/B_c=0.5$)

5.2 羽根車の羽根枚数

本節では羽根車の羽根枚数に関して調査を行う。高落差化を狙うにあたり、羽根枚数も重要なパラメータのひとつである。

5.2.1 羽根車設計諸元

本羽根車の設計仕様を Table 5.2.1 に示す。簡易水道や配管が整備された農業用水において想定される出力、落差、流量を参考にして、設計流量 $Q_d=0.01[\text{m}^3/\text{s}]$ 、設計落差 $H_d=12.2[\text{m}]$ とした。前段羽根車と後段羽根車で吸収する落差はそれぞれ $H_{df}=H_{dr}=6.1[\text{m}]$ としており、設計回転速度は前段羽根車および後段羽根車ともに $N_{df}=N_{dr}=2000[\text{min}^{-1}]$ とした。各部の設計比速度と、それぞれの型に対応する水車の一般的な比速度範囲^[23]を Fig.5.2.2 に示す。各部とも一般的な比速度範囲において比較的low比速度な設計値であることが確認できる。

供試羽根車を Fig.5.2.3 に、各羽根車の設計諸元を Table 5.2.2 に示す。簡易水道や農業用水路への設置を想定し、本供試小型ハイドロタービンは前段羽根車外径を $78[\text{mm}]$ と小型に設定した。チップクリアランスは $1[\text{mm}]$ とした。設計は既存の大型の水車の設計法を参考に設計を行っており、各羽根車の各寸法は設定した出力、落差、流量、羽根車回転速度を基に決定した。本研究では、二重反転形羽根車を採用しているため、前段および後段羽根車の羽根枚数が素の関係となるように前段羽根枚数は 10 枚、後段羽根枚数は 19 枚としている。各羽根車の流路間の羽根角は入口角から出口角まで一次関数的に変化する様に設定している。

Table 5.2.1 Design parameters of hydroturbine

	Flow rate [m^3/s]	0.01	
Front rotor	Rotational speed [min^{-1}]		2000
	Axial flow part	Shaft power [W]	160
		Turbine head [m]	2.0
		Specific speed [min^{-1} , kW, m]	328
	Mixed flow part	Shaft power [W]	240
		Turbine head [m]	4.1
Specific speed [min^{-1} , kW, m]		169	
Rear rotor	Rotational speed [min^{-1}]		2000
	Centrifugal part	Shaft power [W]	400
		Turbine head [m]	6.1
		Specific speed [min^{-1} , kW, m]	131

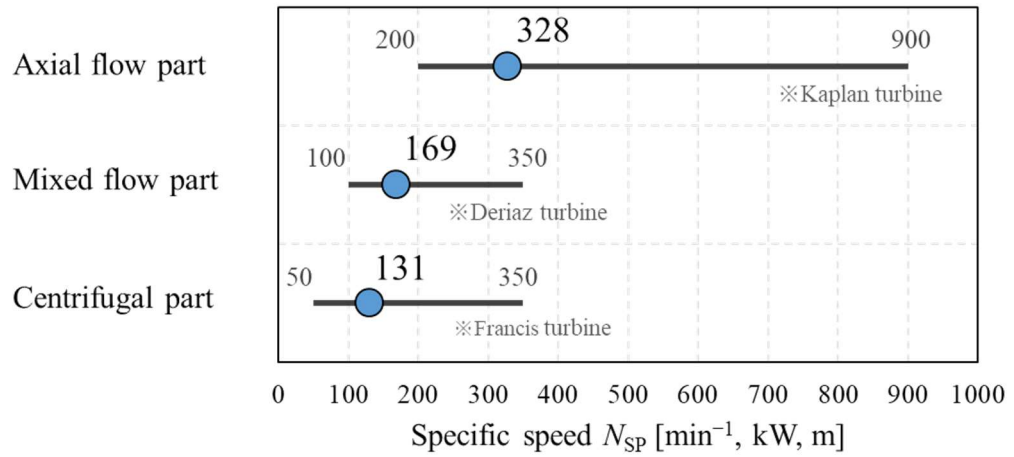
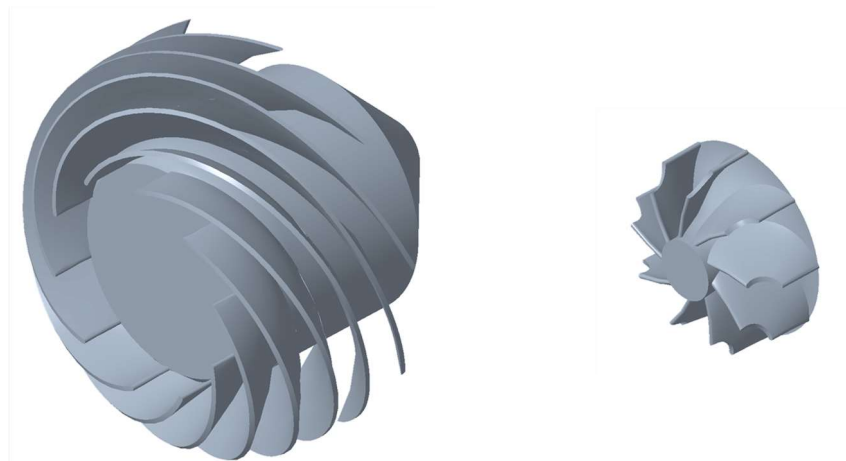


Fig.5.2.2 Specific speeds of hydroturbine

Table 5.2.2 Primary dimensions of hydroturbine rotors

				Hub	Mid	Tip
Front rotor (Hybrid type)	Axial flow part	Diameter [mm]	Inlet	48	63	78
			Outlet			
		Blade width [mm]	Inlet	15		
			Outlet			
	Blade angle [deg]	Inlet	32.7	26.1	21.6	
		Outlet	19.7	18.5	16.9	
	Mixed flow part	Diameter [mm]	Inlet	48	63	78
			Outlet	42		
Blade width [mm]		Inlet	15			
		Outlet	9			
Blade angle [deg]	Inlet	19.7	18.5	16.9		
	Outlet	18.0	23.8	29.6		
Rear rotor (Centrifugal type)	Centrifugal part	Diameter [mm]	Inlet	38		
			Outlet	12	21	30
		Blade width [mm]	Inlet	9		
			Outlet	9		
		Blade angle [deg]	Inlet	154.0	139.1	128.8
			Outlet	73.0	77.5	78.5



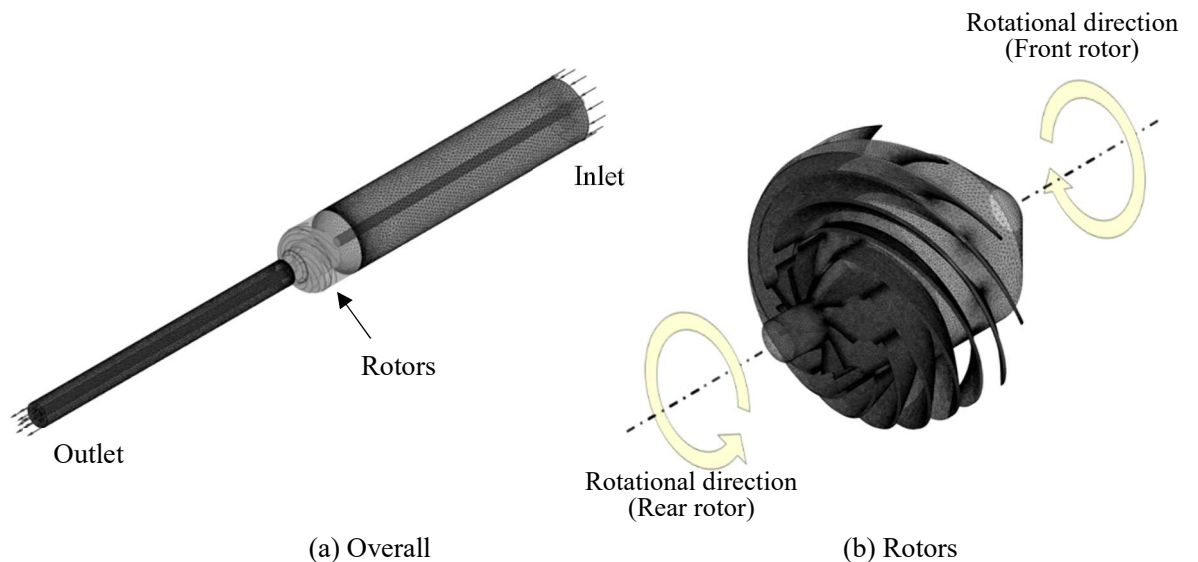
(a) Front rotor (10 blades model)

(b) Rear rotor (9 blades model)

Fig.5.2.3 Overviews of hydroturbine rotor

5.2.2 数值流れ解析条件

数值流れ解析には汎用数值解析コードである ANSYS CFX 16.2 を使用し、三次元定常解析を行った。Fig.5.2.4 に数值解析に用いた計算モデルの計算格子を示す。計算領域は試験部から上流に $5D_F$ および下流に $5D_R$ を確保しており、入口境界条件には質量流量一定、出口境界条件には圧力一定を与えている。計算格子点数は前段羽根車領域に約 1095 万～2349 万点、後段羽根車領域に約 825 万～1004 万点、配管領域に約 215 万点である。計算流量は設計流量点 $1.0Q_d$ で調査を行った。



(a) Overall

(b) Rotors

Fig.5.2.4 Numerical grids

5.2.3 数値流れ解析結果と考察

数値流れ解析より得られた各羽根枚数における前段羽根車の性能曲線を Fig.5.2.5 に示す。横軸に羽根枚数，第一縦軸に落差，出力，第二縦軸に効率を示す。この時の流量は設計流量 $1.0Q_d$ である。前段羽根車および後段羽根車の回転速度は一定で，設計回転速度 $N_F=N_R=2000[\text{min}^{-1}]$ である。落差は前段羽根車の前縁から上流に $1[\text{mm}]$ と後縁から下流に $1[\text{mm}]$ の位置の流量加重平均全圧差より算出している。Fig.5.2.5 より，羽根枚数 Z_F の増加とともに落差と出力が増加し， $Z_F=10$ において設計軸動力 $P_F=400[\text{W}]$ が得られた。しかし，最大効率は $Z_F=4$ にて $\eta_{F\text{max}}=75.4[\%]$ が得られており，羽根枚数の増加と共に効率は減少した。

次に数値流れ解析より得られた後段羽根車の性能曲線を Fig.5.2.6 に示す。各軸は Fig.5.2.5 と同様である。落差は後段羽根車の前縁から上流に $1[\text{mm}]$ と後縁から下流に $1[\text{mm}]$ の位置の流量加重平均全圧差より算出している。この時の前段羽根車の羽根枚数は設計軸動力を得られた $Z_F=10$ で固定している。Fig.5.2.6 より，羽根枚数 Z_R の増加とともに落差は僅かに増加しているが，軸動力は羽根枚数に関わらずほぼ一定であり設計軸動力 $P_R=400[\text{W}]$ は得られなかった。最大効率は $Z_R=9$ にて $\eta_{R\text{max}}=58.3[\%]$ が得られており，羽根枚数の増加と共に効率は減少した。

前段羽根車の後縁から下流に $1[\text{mm}]$ の位置の絶対速度の周方向速度成分分布を Fig.5.2.7 に示す。横軸に絶対速度の周方向速度成分，縦軸にスパン位置 B/B_c を示す。 B は任意の羽根高さ方向の位置， B_c はハブとケーシングの間の幅である。絶対速度の周方向速度成分は，前段羽根車の回転方向と同方向が負である。Fig.5.2.7 より，羽根枚数の増加と共に絶対速度の周方向速度成分は増加した。従って，羽根枚数の増加と共に落差が増加し，大きな角運動量を得ることが出来る。

前段羽根車後縁の相対流れ角分布を Fig.5.2.8 に示す。横軸に相対流れ角，縦軸にスパン位置 B/B_c を示す。相対流れ角は羽根枚数の増加に伴い，羽根車出口角に近づいていることが確認出来る。前段羽根車の翼列間の相対速度ベクトルを Fig.5.2.9 に示す。ベクトルの色は相対速度の大きさを表し，ベクトルの長さは相対速度に関係なく一定である。スパン位置は羽根高さ中央 $B/B_c=0.45$ である。前段羽根車の回転方向は紙面上側である。前段羽根車の入口が紙面左側，出口が紙面右側である。前段羽根車の羽根枚数 $Z_F=4$ が最小軸動力点， $Z_F=10$ が最大軸動力点である。前段羽根車の出口において， $Z_F=4$ では羽根に沿って流出していないのに対して， $Z_F=10$ では羽根に沿って流出していることが確認出来る。

後段羽根車の後縁から下流に $1[\text{mm}]$ の位置の絶対速度の周方向速度成分分布を Fig.5.2.10 に示す。各軸は Fig.5.2.7 と同様である。絶対速度の周方向速度成分は，後段羽根車の回転方向と同方向が正である。Fig.5.2.10 より，羽根枚数の増加と共に絶対速度の周方向速度成分は減少した。従って，羽根枚数の増加と共に落差が増加し，大きな角運動量を得ることが出来る。

後段羽根車後縁の相対流れ角分布を Fig.5.2.11 に示す。各軸は Fig.5.2.8 と同様である。相対流れ角は羽根枚数の増加に伴い，羽根車出口角に僅かに近づいているが完全には一致し

ていないことが確認出来る。後段羽根車の翼列間の相対速度ベクトルを Fig.5.2.12 に示す。ベクトルの色は相対速度の大きさを表し、ベクトルの長さは相対速度に関係なく一定である。後段羽根車の回転方向は紙面下側である。後段羽根車の入口が紙面左側、出口が紙面右側である。スパン位置は羽根高さ中央 $B/B_c=0.45$ およびチップ側 $B/B_c=0.8$ である。後段羽根車の羽根枚数 $Z_R=9$ が最小軸動力点、 $Z_R=17$ が最大軸動力点である。羽根枚数の増加により若干の改善は見られたが、羽根枚数に関わらず、流体は後段羽根車の羽根に沿って流れてはいなかった。また、チップ側の翼弦長は、やや改善傾向が見られた羽根高さ中央の翼弦長よりも短い。後段羽根車の前縁から上流に 1[mm]の位置の半径方向絶対速度分布を Fig.5.2.13 に、後段羽根車の後縁から下流に 1[mm]の位置の軸方向絶対速度分布を Fig.5.2.14 に示す。横軸に半径方向絶対速度および軸方向絶対速度、縦軸にスパン位置 B/B_c を示す。半径方向絶対速度は半径内向き方向を正、軸方向絶対速度は流出方向を正としている。Fig.5.2.13 および Fig.5.2.14 より、後段羽根車では流体がチップ側に偏って流入および流出していることが確認出来る。これより、翼弦長が短いチップ側に偏って流れる後段羽根車では、羽根枚数増加による影響は小さいと考えられる。

その結果、遠心作用を利用した hidroタービン設計する場合、前段羽根車の出口において、圧力面と負圧面の圧力差が大きくなり、流れのすべりが発生したと考えられる。従って、羽根枚数が少ない場合には、遠心羽根車などで発生する流れのすべりにより絶対速度の周方向速度成分が小さくなり、大きな角運動量を得ることが出来なかった為、設計軸動力が得られなかったと考えられる。そして、羽根枚数を増加させることで流れのすべりを抑制し、落差や軸動力を向上できることを確認した。また、この後段羽根車では前段羽根車で発生した絶対速度の周方向速度成分を回収できず、二重反転形羽根車の利点を十分に活かすことが出来ていなかった。そして、それは羽根枚数を増加させることによってほぼ改善することが出来なかった。その為、羽根枚数に関わらず、十分な角運動量が得られておらず、設計軸動力が得られなかったと考える。

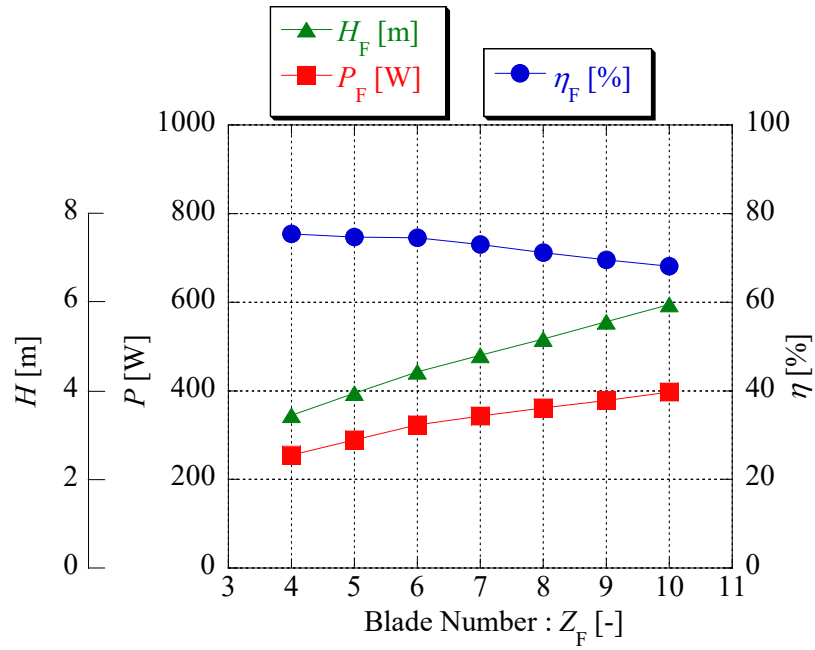


Fig.5.2.5 Performance curves of front rotor by the number of blades ($Q=1.0Q_d, Z_R=9$)

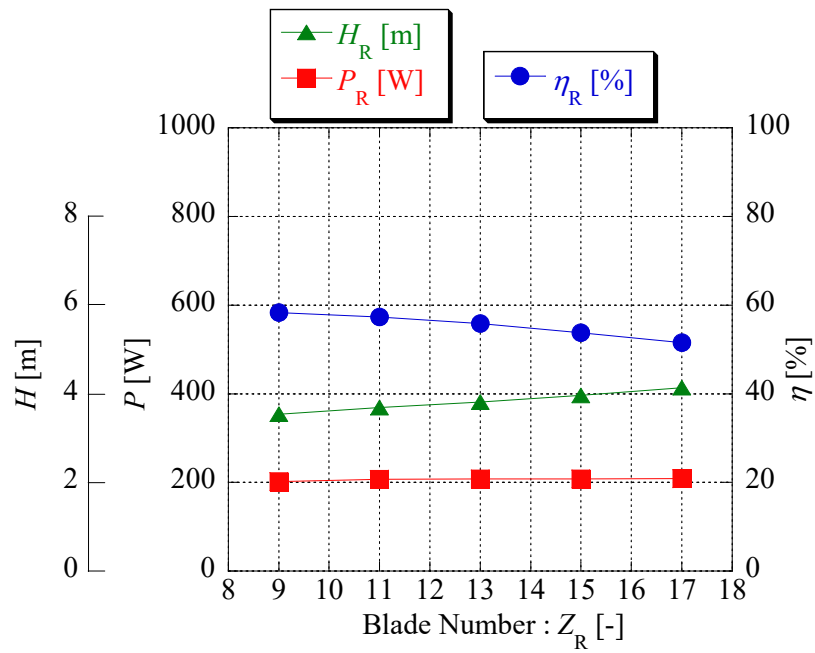


Fig.5.2.6 Performance curves of rear rotor by the number of blades ($Q=1.0Q_d, Z_F=10$)

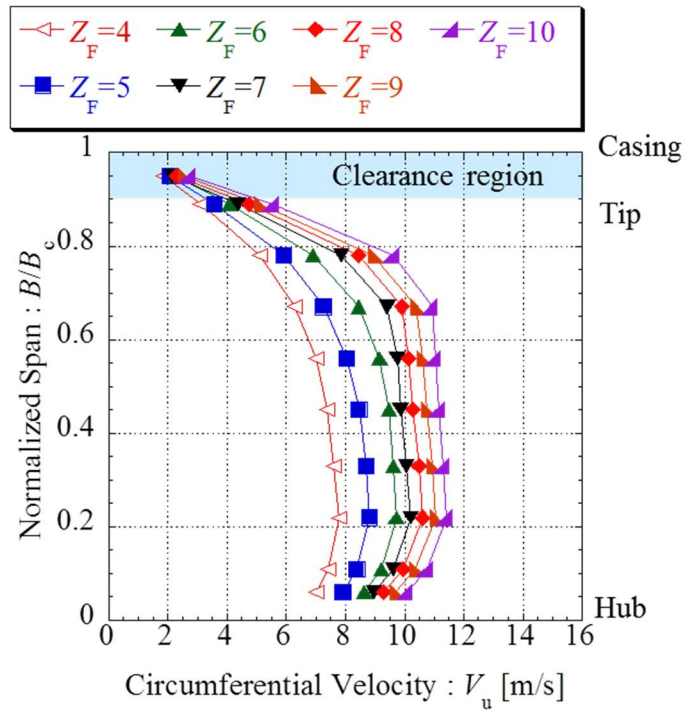


Fig.5.2.7 Circumferential velocities 1[mm] downstream from outlet of front rotor

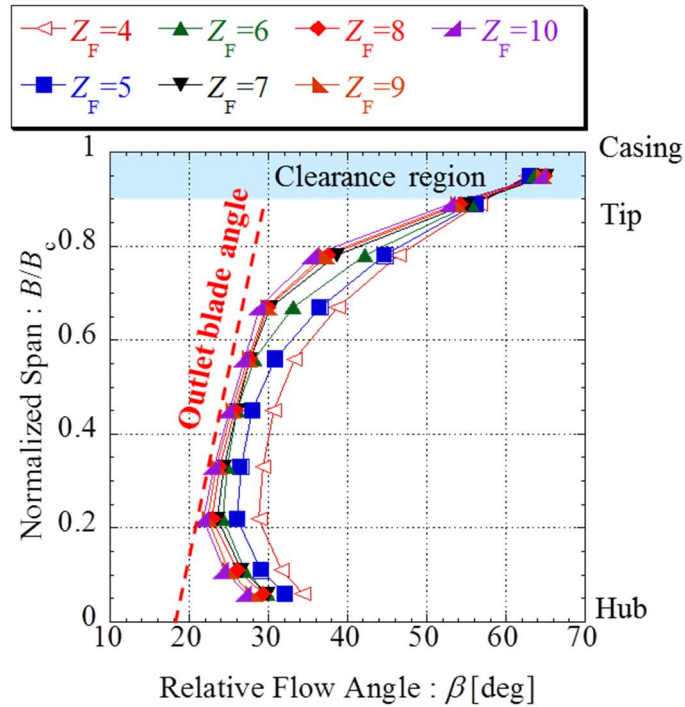


Fig.5.2.8 Relative flow angle at trailing edge of front rotor

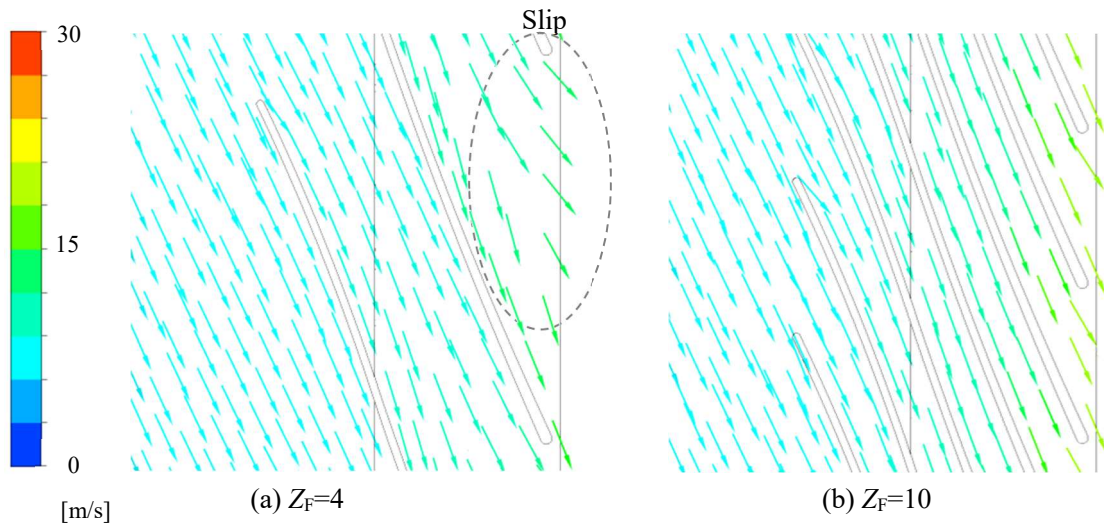


Fig.5.2.9 Relative velocity vectors of front rotor ($Q=1.0Q_d$, $B/B_c=0.45$)

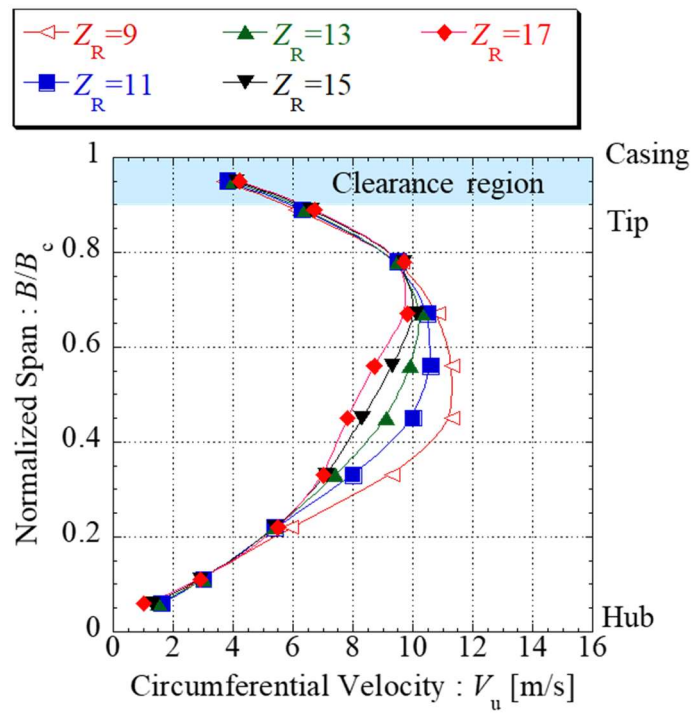


Fig.5.2.10 Circumferential velocities 1 [mm] downstream from outlet of rear rotor

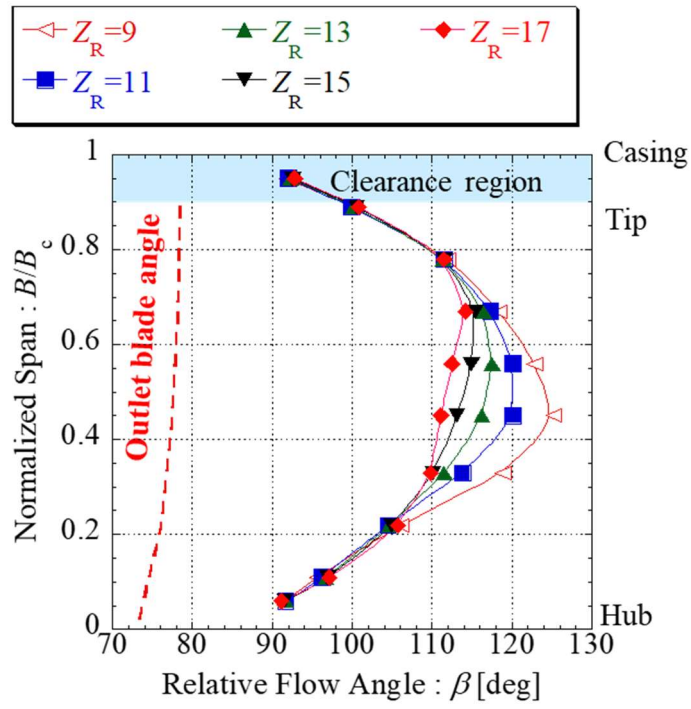
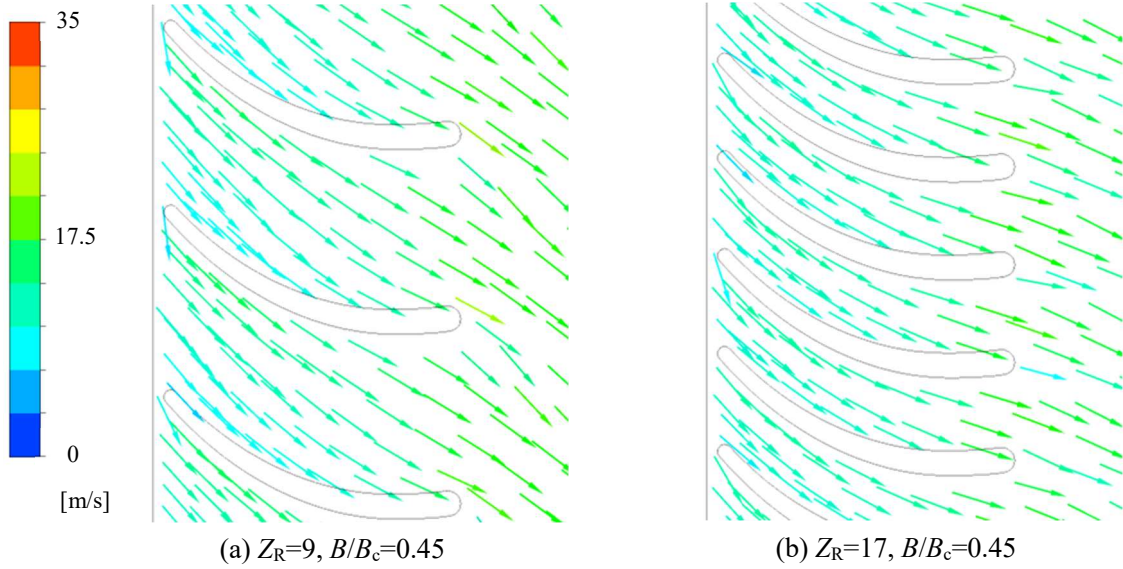


Fig.5.2.11 Relative flow angle at trailing edge of rear rotor



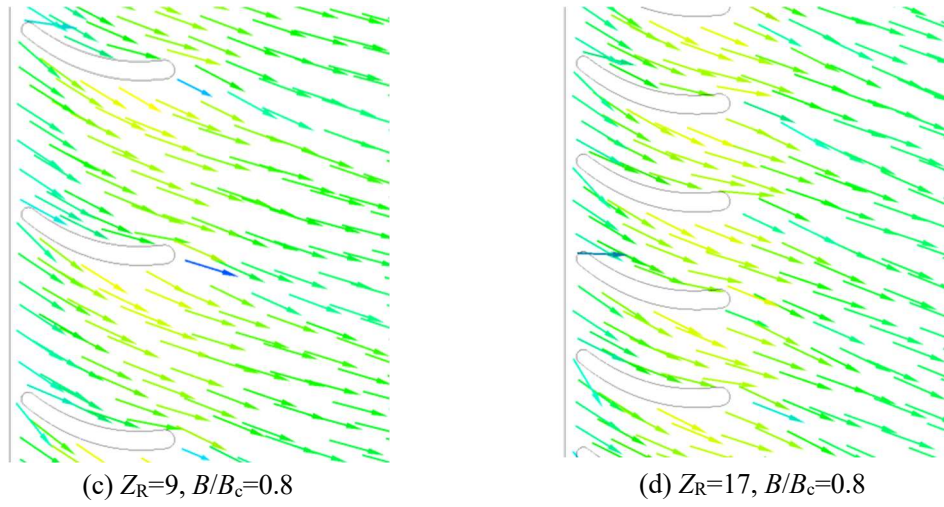


Fig.5.2.12 Relative velocity vectors of rear rotor ($Q=1.0Q_d$)

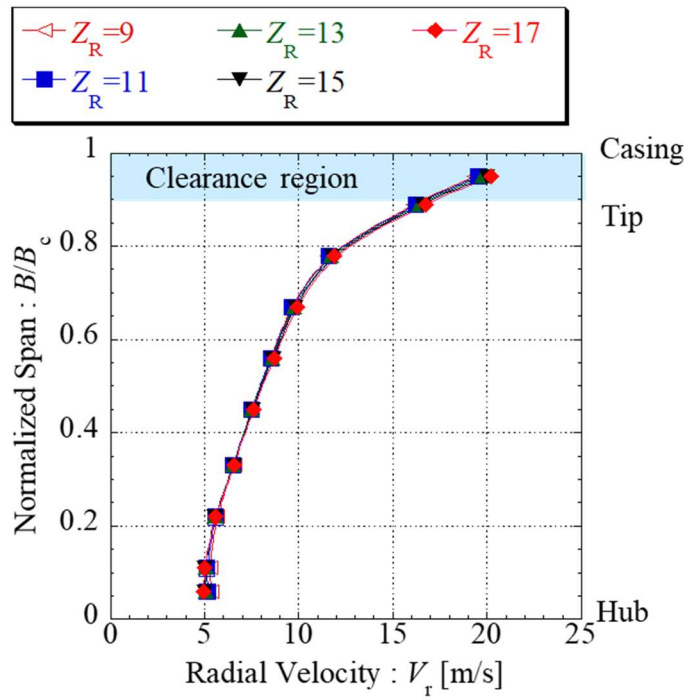


Fig.5.2.13 Radial velocities 1[mm] upstream from inlet of rear rotor

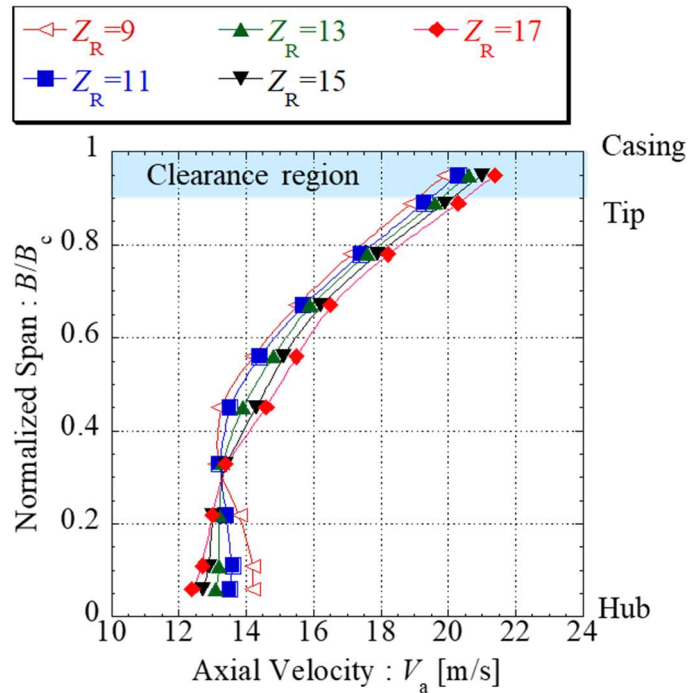


Fig.5.2.14 Axial velocities 1[mm] downstream from outlet of rear rotor

5.2.4 後段羽根車の改善

後段羽根車において、流体は翼弦長の短いチップ側に偏って流動していることが明らかとなった。後段羽根車の翼弦長は短い為、羽根枚数を増加させることによる影響は少ないと考えられる。そこで、チップ側の翼弦長を長くすることで性能を向上できるか検討する。

後段羽根車の子午面形状を Fig.5.2.15 に示す。チップ側の翼弦長を拡大する為、後段羽根車の子午面形状をこれまでの形状である Shape A からチップ側の翼弦長を拡大した Shape B に変更した。このときの Shape B のチップ側の翼弦長は Shape A の 2.5 倍とした。子午面形状以外のパラメータは Shape A と同じで、Table5.2.2 に示したパラメータである。この時の羽根枚数は前段羽根車が $Z_F=10$ 、後段羽根車が $Z_R=17$ として検討を行った。

後段羽根車の後縁から下流に 1[mm]の位置の絶対速度の周方向速度成分分布を Fig.5.2.16 に示す。各軸は Fig.5.2.7 および Fig.5.2.10 と同様である。この時の流量は設計流量 $1.0Q_d$ である。前段羽根車および後段羽根車の回転速度は一定で、設計回転速度 $N_F=N_R=2000[\text{min}^{-1}]$ である。絶対速度の周方向速度成分は、後段羽根車の回転方向と同方向が正である。Fig.5.2.16 より、後段羽根車の子午面形状を Shape B に変更することで、チップ側の絶対速度の周方向速度成分は $0[\text{m/s}]$ に近づいた。従って、チップ側において角運動量が増加する。

数値流れ解析より得られた後段羽根車の性能曲線を Fig.5.2.17 に示す。各軸は Fig.5.2.5 および Fig.5.2.6 と同様である。落差は後段羽根車の前縁から上流に 1[mm]と後縁から下流に 1[mm]の位置の流量加重平均全圧差より算出している。後段羽根車の子午面形状を変更する

ことにより、効率はほぼ同等であるが、軸動力は上昇して設計軸動力 $P_R=400[\text{W}]$ に近づいた。

チップ側の翼弦長を長くすることで、前段羽根車で発生した絶対速度の周方向速度成分を回収し、落差と軸動力を向上させることが出来る。しかし、前段羽根車で発生した絶対速度の周方向速度成分を完全には回収出来ず、設計軸動力は得られていない。設計軸動力を得て効率も向上させる為には、更に改善が必要である。

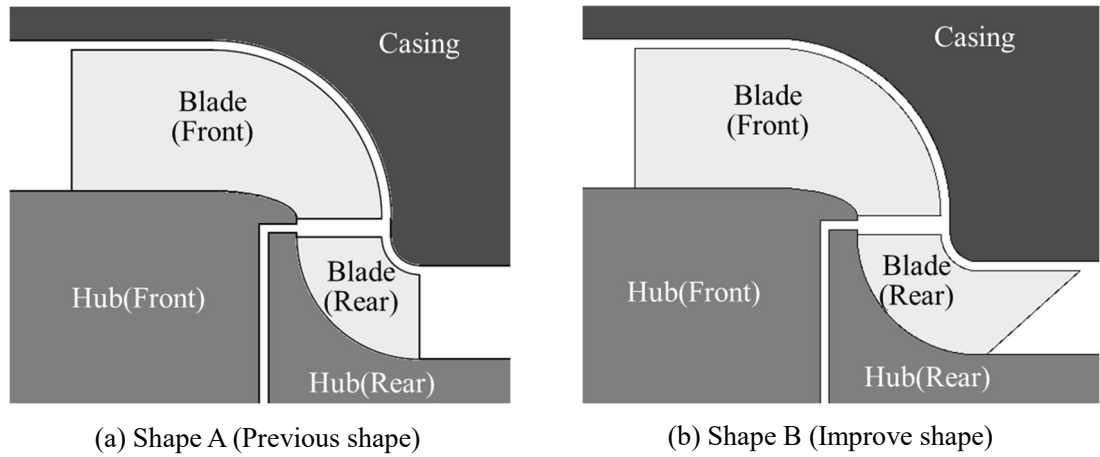


Fig.5.2.15 Meridional plane shapes

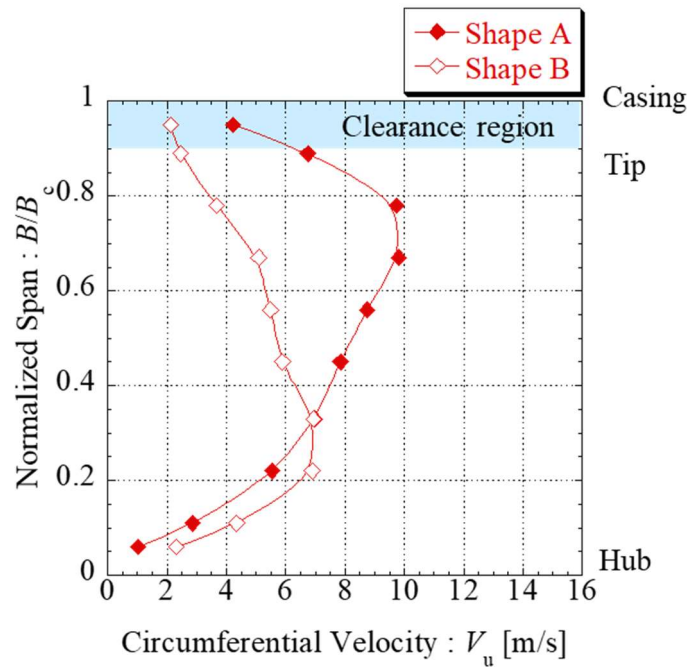


Fig.5.2.16 Circumferential velocities 1 [mm] downstream from outlet of rear rotor

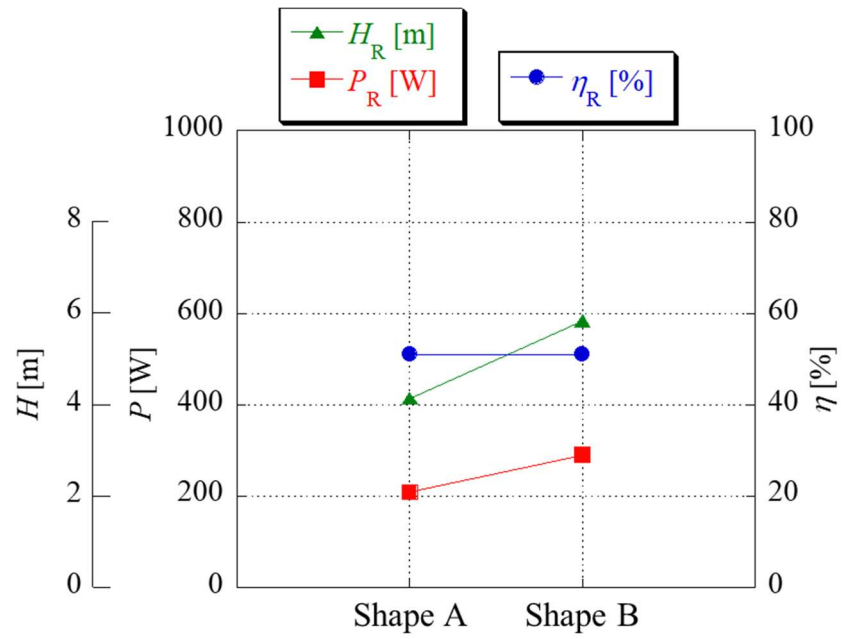


Fig.5.2.17 Performance curves of rear rotor by meridional plane shape ($Q=1.0Q_d$, $Z_F=10$, $Z_R=17$)

5.3 結言

ハイブリッド羽根車と遠心羽根車で構成される新規二重反転形羽根車を用いた小型ハイドロタービンについて、数値流れ解析により基礎検討を行った結果、以下の成果を得た。

転向角について

1. 転向角の増加に伴い、前段羽根車および後段羽根車の出口側で相対速度が増加した。その為、転向角の増加に伴い摩擦損失が増加する。その結果、転向角が大きいと効率が低下する。
2. 本ハイドロタービンの前段羽根車は、転向角が負の場合、軸流部で逆圧力勾配や減速損失が発生する。従って、この領域では水車として十分に機能しない。一方、転向角が負の場合でも、斜流部は出入口における半径差により遠心作用が加わり、角運動量を得ることが出来る。従って、本ハイドロタービンの前段羽根車は、負の転向角でも最大効率を得られる可能性がある。
3. 本ハイドロタービンの後段羽根車は、転向角が負の場合でも、逆圧力勾配は発生しなかった。後段羽根車は、羽根車出入口の半径差によって角運動量を得ることができる遠心式である。従って、本ハイドロタービンの後段羽根車は、転向角が負となった場合の効率低下は前段羽根車よりも小さかった。

羽根枚数について

1. 遠心作用を付加した新規二重反転形羽根車を用いたハイドロタービンにおいて、前段羽根車の出口で流れのすべりが発生した。この流れのすべりによって、前段羽根車出口の絶対速度の周方向速度成分が低くなり、大きな角運動量を得ることが出来なかった為、羽根枚数が少ない場合は設計軸動力が得られなかったと考えられる。また、羽根枚数を増やすことで、前段羽根車出口の流れのすべりを抑制し、落差や軸動力を向上できることを確認した。
2. 前段羽根車の出口で発生した絶対速度の周方向速度成分は、この後段羽根車では十分に回収することが出来ず、二重反転形羽根車の利点を十分に活かすことが出来ていなかった。そして、それは羽根枚数を増やすことでは、ほとんど改善することが出来なかった。その為、羽根枚数を増やしても十分な角運動量は得られず、設計軸動力を得ることは出来なかった。

3. 後段羽根車のチップ側の翼弦長を長くすることで、前段羽根車で発生する絶対速度の周方向速度成分を回収し、落差と軸動力を向上させることが出来る。しかし、前段羽根車で発生する絶対速度の周方向速度成分を完全には回収出来ず、チップ側の翼弦長を長くするだけでは設計軸動力は得られなかった。設計軸動力を得て更に効率を向上させる為には、更なる改善が必要である。

これらの結果を基に、実機試験を行う羽根車を設計・製作し実験装置の構築を行う。

第 6 章 実験装置および測定方法

数値流れ解析による基礎検討により得られた結果を基に羽根車を設計し、実際に数値流れ解析結果と同等の性能が得られるかを確認する為、実験装置を構築する。本章では本研究で用いた実験装置について記載する。

6.1 実験装置概要

実験装置の外観を Fig.6.1.1, 概略図を Fig.6.1.2 に示す。実験装置は流体が循環する回流式水路である。貯水用タンクに流体を満たし、ブースターポンプを駆動することで流体は水路内を循環する。貯水用タンクからバルブを経由しブースターポンプを通過後、オリフィス流量計に流入する。その後 Hidroturbin 試験部を通過し、貯水用タンクへと戻る構造である。本実験装置の構築については、設計の自由度向上およびコストダウンの観点から全て内製化し、汎用の工作機械を用いて製作した。また、本実験装置は日本産業規格 (JIS 規格) の「JIS B 8103 : 水車およびポンプ水車の模型試験方法」に準拠して設計を行った。

本 Hidroturbin には二重反転形羽根車を採用しており、それぞれの羽根車は試験部上流および下流に設置された個別のサーボモーターにより駆動され、電磁式回転検出器により回転速度を検出している。流量は試験部上流に設置されたオリフィス流量計により評価した。落差は前段羽根車の前縁から上流 $1D_F$ および後段羽根車の後縁から下流 $1D_R$ の位置に設置された取圧孔にて計測した静圧および取圧孔部における断面平均流速より算出した動圧によって得られる全圧差にて評価した。水車出力は試験部上流および下流に設置された個別のトルクメーターにより前段羽根車および後段羽根車のトルクをそれぞれ計測し、機械損失を除去したトルクと回転検出器より計測された回転速度より評価した。水車効率は水車出力と水車入力との比より算出した。また、作動流体には水道水を使用した。



Fig.6.1.1 Appearance of experimental apparatus

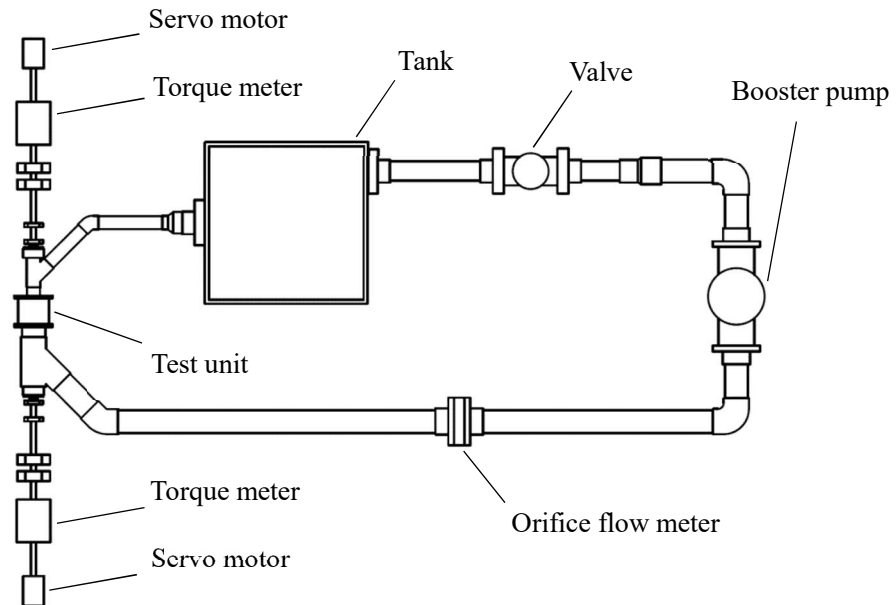


Fig.6.1.2 Schematic diagram of experimental apparatus

6.2 羽根車概要

供試羽根車の外観を Fig.6.2 に示す。本供試羽根車のコンパクトなサイズを確認できる様にマウスを併せて載せている。本供試羽根車の製作には熱溶解積層方式の 3D プリンタを利用し、材質は ABS 樹脂である。また、前段羽根車は回転軸を接続するアルミ製の円柱部に 3D プリンタで製作した ABS 樹脂製の翼列部をボルトで接合する構造とした。樹脂製である為に耐久性に懸念があることから羽根車の再製作や、将来的に改良を施した羽根車を製作する際のコストダウンを想定し、この様な構造を採用した。各羽根車の寸法は設定した出力、落差、流量、羽根車回転速度を基に決定した。本供試小型 hidroタービンは最大限コンパクトな設計とするために、前段羽根車入口にはガイドベーンを設けておらず、設計流量点では後段羽根車下流に旋回流れが残存しないように設計を行っている。



Fig.6.2 Test hydroturbine rotors

6.3 試験部概要

本実験装置の試験部は、試験部土台、支持用台座、ケーシングおよび配管、動力関連部で構成される。本節ではそれぞれの概要について記述する。

6.3.1 試験部土台

計測には精密機器を使用することや試験時の作業性を考慮し、配管の中心が地面から800[mm]の位置となる実験装置を構築する。そこで、実験装置に最も重要な試験部を配置する為の試験部土台を製作した。試験部土台の概要図を Fig.6.3.1 に示す。天面を支持する支柱の底面に厚さ 6[mm]、300[mm]×400[mm] の鉄板を設置し、中心に JIS で規定されている 200[mm]×200[mm]、任意の高さ 630[mm]の H 鋼を垂直に 2 本配置した。その H 鋼の上に厚さ 9[mm]、300 [mm]×2200[mm]の鉄板を設置した。また、これらの自重や試験時に水を満たした際の荷重により試験部土台にたわみが発生することを考慮し、厚さ 9[mm]のリブを 4 箇所取り付けた。これらの部品は溶接によって接合し一体化させており、防錆塗料にて塗装を施している。振動抑制および転倒の危険性回避のため最下部の鉄板 2 枚に各 4 箇所の貫通穴を空け、テクノオールアンカー (M12SC1210) を使用し地面へ固定した。この土台の上部に各台座を設置し、試験部を配置した。なお、試験部土台は全て鉄材で製作しており、総質量は約 135[kg]である。

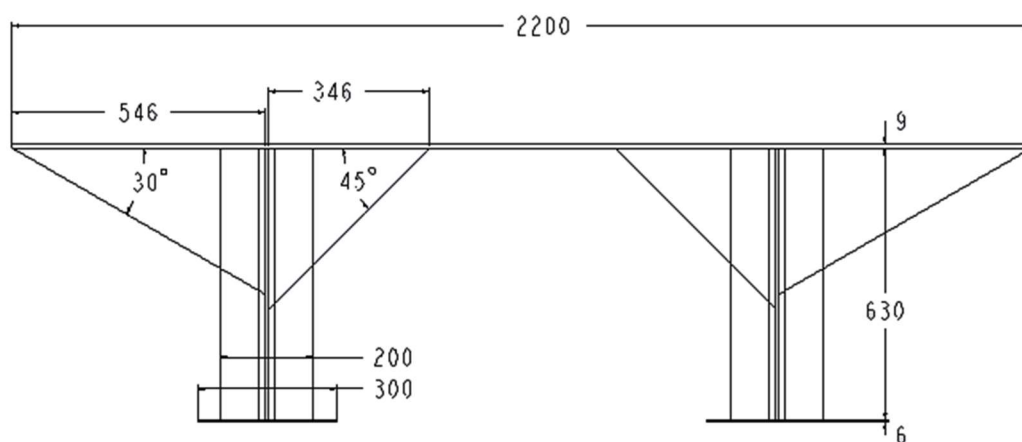


Fig.6.3.1 Foundation of test part

6.3.2 ケーシング・回転軸・配管支持用台座

前述の試験部土台を製作後に天面の平坦度を確認した所、10[mm]程度の高低差が発生しており、天面はうねった様な形状になっていた。原因として、自重によるたわみや、溶接によるひずみが考えられる。一般的に回転軸の芯出しの許容値は 0.05[mm]とされており、試験部を構築する為の土台としての平坦度は不十分であった。

そこで、平坦度を確保し、ケーシング、回転軸および配管の支持機能を有する台座を製作した。その台座の外観を Fig.6.3.2 に示す。台座はアルミフレームを用いて枠組みを作成

し、その上にケーシング、回転軸を支持するベアリング、配管を挟み込んで支持するアクリル板を固定する為のアルミ板を設置した。アルミフレームの枠組みを作成するにあたり、定盤の上でスコヤを用いて組み立てを行った。その枠の上に設置するアルミ板は 6 面フライス加工を施して平坦度を確保している。そのアルミ板の上に設置するケーシングおよび配管を支持するアクリル板にも、6 面フライス加工を施して平坦度を確保している。回転軸を支持するベアリングは底面から軸心までの高さ精度が高く、設置の際に基準面を有する位置決めベアリングを採用した。

本台座は試験部土台に載せて使用する。前述の様に試験部土台の天面は平坦ではないので、本台座はガタつき不安定である。その為、試験部土台の天面と本台座の底面の間に敷板を挟み込み、本台座を安定させる。その後、水準器を用いて本台座の水平度を、ハイトゲージを用いてトルク検出器側の回転軸との芯ずれを確認しながら敷板の厚みを調整する。最後に本台座と試験部土台をバイスで固定し、微調整を行い水平かつ芯ずれが無くなる様に設置した。

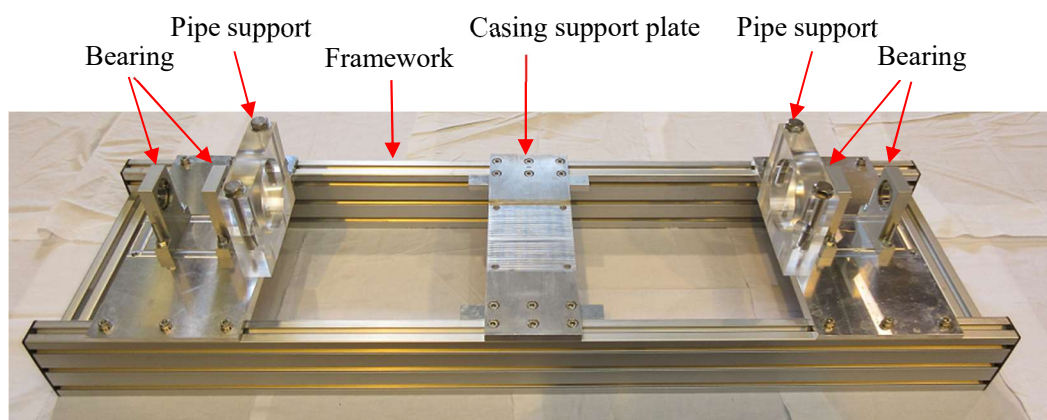


Fig.6.3.2 Pedestal of test part

6.3.3 ケーシングおよび配管

ケーシングの外観を Fig.6.3.3 に示す。ケーシングは試験中も内部が確認できる様に透明なアクリルで製作した。組立時にチップクリアランスが確認できる様に、ケーシングは上下に 2 分割が可能な形とした。上下のケーシングを重ね合わせる面には位置決めピンを設けており、そのピンにより組立誤差を無くし、ケーシング内部の流路を滑らかに接続することが可能である。上側のケーシングには分解作業用のボルトを設けており、そのボルトを締めるとボルトの先端が下側のケーシングの重ね合わせ面にあたり、上側のケーシングが持ち上がることで分割し易い様に細工している。また、漏水防止の為に、ケーシングの重ね合わせ面に天然ゴムで作成したガスケットを挟み込んでシールをしている。

試験部の配管を Fig.6.3.4 に示す。試験時にはサーボモーターにより羽根車を回転させる為、試験部の配管には回転軸を通しつつ漏水を防止する為にオイルシールを取り付けている。また、回転時における振れを抑える為に、回転軸を極力短くするという意図により Y

字形状の配管を採用した。

ケーシングと上流側および下流側の配管の接続は、それぞれの配管にフランジを設けており、ケーシングと配管フランジの間にガスケットを挟み込みボルトで接続している。

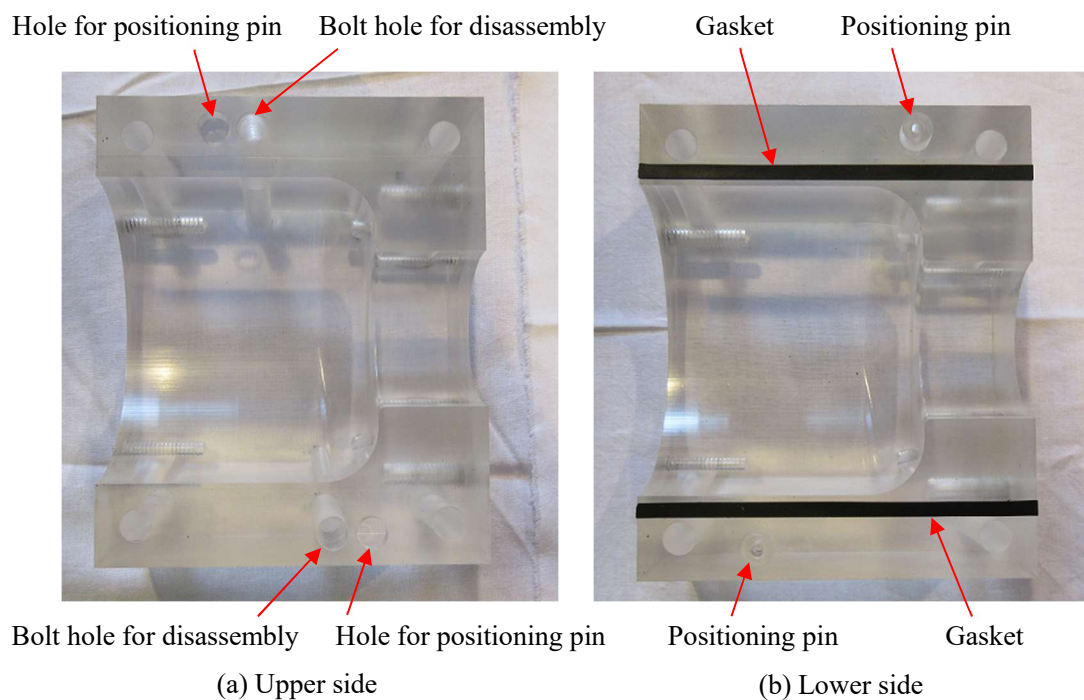


Fig.6.3.3 Casing

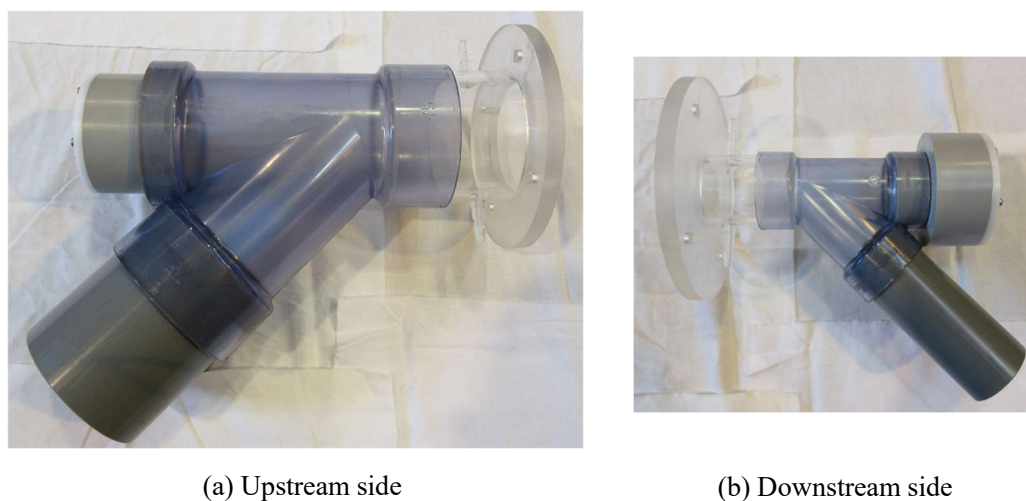


Fig.6.3.4 Pipe of test section

6.3.4 動力関連部周辺

動力関連部周辺の外観を Fig.6.3.5 に示す。動力関連機器の配置は前段側と後段側で同じであるため、代表として後段側のみを示す。サーボモーター、トルク検出器、軸受の取り

付け板はアルミフレームを支柱として試験部土台に固定されている。トルク検出器および軸受は厚さ 5[mm]のステンレス製取り付け板にボルトで固定し、サーボモーターは垂直に溶接した厚さ 10[mm]のステンレス製取り付け板に側面側からボルトで固定した。トルク検出器とサーボモーターの軸径に差があり 1 個のカップリングのみでは直接接続できなかった為、軸穴径の組み合わせが異なる 2 種類のカップリングを用いてトルク検出器とサーボモーターを接続する。それらのカップリング同士の接続には丸棒を使用した。また、駆動時の振動を考慮し、カップリングは防振ゴムタイプを使用している。本カップリングは高減衰能を有するが許容偏心範囲が小さい (0.02~0.2[mm]) ので、接続時にはダイヤルゲージなどを用いて許容偏心範囲内に収まる様に確認しつつ接続した。

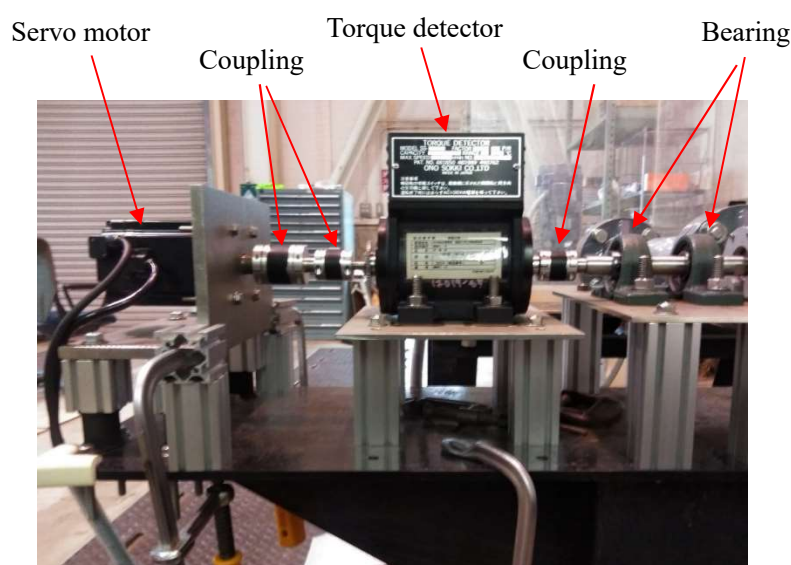


Fig.6.3.5 Around power equipment

6.4 サervoモーターおよび制御装置

本実験で用いたサーボモーターの外観を Fig.6.4.1 に、性能諸元表を Table 6.4.1 に示す。サーボモーターは PC で作成したラダー回路を利用し制御されている。本ラダー回路は、前段側および後段側サーボモーターの回転速度をそれぞれ独立して制御可能となるように構成されている。また、回転速度は 0.01[rpm]単位で制御可能で、誤作動を回避するため最大入力可能回転速度を 3000[rpm]に制限し、電源投入時は回転速度に影響する値を必ず 0 となるように構成した。

本実験で用いた PLC の外観を Fig.6.4.2 に、接続図を Fig.6.4.3 に示す。PLC は、サーボアンプ、CPU ユニット、位置決めモーションユニット、電源ユニットから構成される。サーボアンプは、サーボモーターが目標値どおりに動くために必要な指示を出力するユニットである。CPU ユニットは、PLC の制御の中心となるユニットであり、制御プログラムに従って処理を行い、外部との入出力を行うユニットである。位置決めモーションユニットは、

サーボモーターの位置決めおよびモーションの制御を行うユニットである。サーボアンプの諸元を Table 6.4.2 に、CPU ユニットの諸元を Table 6.4.3 に、位置決めモーションユニットの諸元を Table 6.4.4 に、電源ユニットの諸元を Table 6.4.5 に示す。



Fig.6.4.1 Servo motor

Table 6.4.1 Specifications of servo motor

製造元	キーエンス
適用サーボアンプ	SV-075L2 SV-075P2
型式	SV-M075CS
定格出力[W]	750
定格トルク[N・m]	2.39
瞬時最大トルク[N・m]	8.36
定格電流[A rms]	4.7
瞬時最大電流[A rms]	16.9
定格回転速度[rpm]	3000
最高回転速度[rpm]	6000
トルク定数[N・m/A rms]	0.544
回転子慣性モーメント[$\times 10^{-4} \text{kg} \cdot \text{m}^2$]	1.57
定格パワーレート[kW/s]	36.3
定格角速度[rad/s ²]	15200
励磁方式	永久磁石型
絶縁階級	B 種
絶縁抵抗	DC500V 10M Ω 以上
絶縁耐圧	AC1500V 1 分間
許容負荷慣性モーメント比	10 倍
質量	約 2.7kg

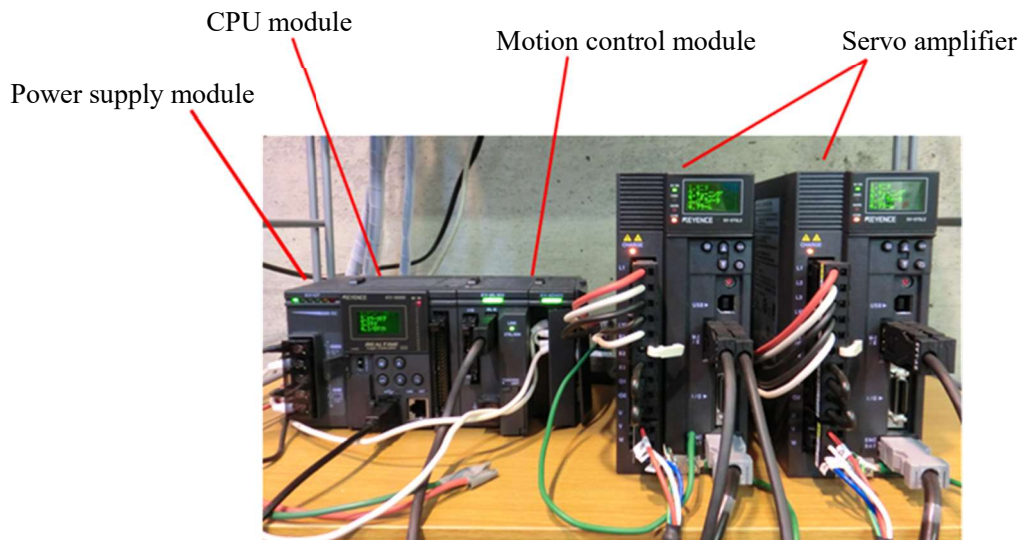


Fig.6.4.2 Programmable logic controller (PLC)

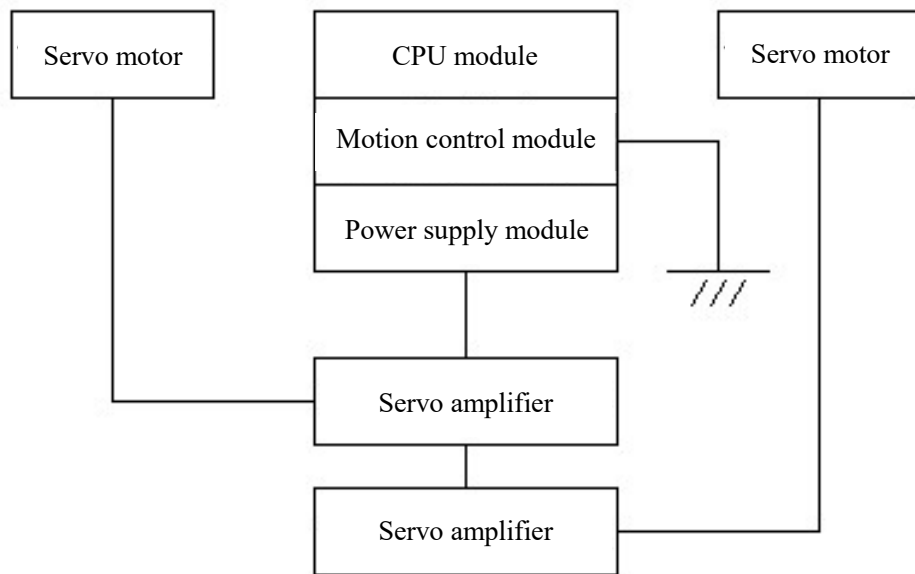


Fig.6.4.3 Connection diagram of PLC

Table 6.4.2 Specifications of servo amplifier

製造元		キーエンス	
型式		SV-075L2	
容量[W]		750	
入力 電源	電圧・周波数	主回路	三相または単相 AC200~230V 50/60Hz DC270~320V
		制御回路	単相 AC200~230V 50/60Hz
	主回路 制御回路	許容電圧変動	AC170~253V
		許容周波数変動	±5%以内
	許容瞬停時間	主回路	全停 (100%ダウン) 0.5 サイクル 半停 (50%ダウン) 1 サイクル
		制御回路	約 100ms (200V), 約 65ms (100V)
過電圧カテゴリ		III	
制御方式		三相全波整流 IGBT PWM 制御 正弦波電流駆動方式	
フィードバック		20bit シリアルエンコーダ (インクリメンタル・アブソリュート) 通信	
使用 環境	使用周囲温度		0~+55°C (氷結しないこと)
	保存周囲温度		-20~+70°C (氷結しないこと)
	使用・保存周囲湿度		90%RH 以下 (結露しないこと)
	耐振動[m/s ²]		4.9 (JIS-C-0040 準拠)
	耐衝撃[m/s ²]		19.6m/s ² (JIS-C-0041, JIS-C-0911 準拠)
	使用雰囲気 (保護等級・汚染度)		汚染度: 2 (IP54 以上の制御盤内) ただし, 腐食性ガス, 引火性ガスがないこと 水, 油, 薬品がかからないこと 塵埃のないこと
	標高		海拔 1000m 以下
適合 規格	UL/CSA 規格		UL508C, CSA C22.2 No.14
	CE マーキング	低電圧指令	EN50178
		EMI	EN55011 Class A, EN61800-3
		EMS	EN61800-3, EN61000-6-2
北米 EMI 規制		FCC Part15 B, ICES-003. Class A	
絶縁抵抗最低値		DC500V 絶縁抵抗計にて 1MΩ 以上	
絶縁耐電圧		1500VAC 以上 (1 次側-アース間) 1800VAC 以上 (1 次側-2 次間)	

Table 6.4.3 Specifications of CPU module

製造元			キーエンス	
型式			KV-5000	
演算制御方式			ストアードプログラム方式	
入出力制御方式			リフレッシュ方式	
プログラム言語			拡張ラダー, KV スクリプト, ニモニック	
命令語数			基本命令 : 81 種類 171 語 応用命令 : 43 種類 60 語 演算命令 : 115 種類 293 語 拡張命令 : 96 種類 142 語	
命令実行速度			基本命令 : 最小 10ns, 応用命令 : 最小 20ns	
ユニット最大装着数			16 台 (エクステンションユニット接続時 48 台)	
最大 I/O 点数			最大 3096 点 (KV-EB1S/KV-EB1R : 2 台増設時, 64 点 I/O ユニット使用時)	
ビット	入力リレー		R	合計 16000 点 1 ビット
	出力リレー			
	内部補助リレー			
デ	リンクリレー		B	16384 点 1 ビット
	内部補助リレー		MR	16000 点 1 ビット
	ラッチリレー		LR	
バス	コントロールリレー		CR	640 点 1 ビット
	タイマ		T	4000 点 32 ビット
	カウンタ		C	
ワード	データメモリ		DM	65535 点 16 ビット
	拡張データメモリ		EM	
	レジスタ	ファイル	バンク切替方式	FM
		連番方式	ZF	131072 点 16 ビット
デバイス	リンクレジスタ		W	16384 点 16 ビット
	テンポラリデータメモリ		TM	512 点 16 ビット
	高速カウンタ		CTH	2 点 32 ビット
	高速カウンタコンパレータ		CTC	4 点 32 ビット (高速カウンタ 1 点につき 2 点)
	インデックスレジスタ		Z	12 点 32 ビット
	コントロールメモリ		CM	6000 点 16 ビット
	位置決めパルス出力			2 点 (最高出力周波数 100kHz)
CPU ユニット入出力			入力 : 16 点, 出力 : 8 点	

Table 6.4.4 Specifications of motion control module

製造元		キーエンス
型式		KV-ML16V
制御軸数		16 軸 (仮想軸と合計)
出力形式		MECHATROLINK-II
制御モード		位置制御, トルク制御, 速度制御, ML-IIコマンド, I/O 制御
制御周期		0.5 ms (~ 2 軸), 1.0 ms (~ 4 軸), 1.5 ms (~ 6 軸), 2.0 ms (~ 8 軸), 2.5 ms (~ 12 軸), 3.0 ms (~ 16 軸)
外部インタフェース		入力: フォトカプラ入力 出力: オープンコレクタ出力 (DC30V, 50mA) MECHATROLINK-IIポート
入力時定数		各入力をブロックごとに 11 段階に設定
軸制御機能実行方法		ラダープログラム, モーションフロー
モーション フロー	プログラム容量	768KB
	最大ブロック数	全フロー合計で 256 個
	最大フロー数	32
	同時活性数	接続可能軸数×2
位置単位		mm, deg (角度), PLS (パルス数), 小数点位置 0~9 桁 単位変換機能あり
位置決め 制御	位置決めモード	絶対値/相対値
	補間	直線補間 (最大 16 軸), 円弧補間, ヘリカル補間
	加減速曲線	直線, S 字, ベジエ
	加減速時間	0~65535ms
	起動時間	独立・補間: 2~3 制御周期 (1 軸目起動時) キャッシュスタート: 1~2 制御周期
	M コード	1~65000, WITH/AFTER モード
	センサ位置決め	外部入力による速度→位置切替制御
	ポイント数	800 ポイント/軸
同期制御	入力	カウンタ (KV-MX1 が必要), 指令座標, 現在座標
	クラッチ	ダイレクト, すべり, 追従より選択
	カム	分解能: 2048~32768 データ数: 4~64 (分解能により変化)
	接点出力	16 点 (うち外部出力 8 点) ×2
	動作中補正	補助入力による補正, 位相補正, 進角補正

微細制御	微細データワーク領域	8MB
	内蔵 ROM 容量	512KB
	設定数	内蔵 ROM : 100 個 SD メモリカード : 1000 個
	1 設定データ容量	内蔵 ROM : 512KB SD メモリカード : 8MB (KV-MX1 が必要)
原点復帰	原点復帰方式	原点センサエッジ/中間点, 押し当て原点復帰, ドグ式 (Z 相あり/なし指定可能), データセット式
速度制御	速度指令範囲	-1000000~1000000 ($\times 0.01\text{min}^{-1}$)
トルク制御	トルク指令範囲	-80000~80000 ($\times 0.01\%$)
JOG/イン칭ング		イン칭ング (パルス数指定可能), JOG (高速・低速)
ティーチング		現在座標ティーチング, カウンタ現在値からのティーチングに対応
記憶データ		ポイントパラメータ 800 ポイント (各軸), 同期パラメータ (各軸), 微細設定 (内蔵 ROM 512KB, SD カード拡張可能), カムデータ, モーションフロー設定など, RUN 中の設定読み書きが可能 (一部制約あり)
高速カウンタ		KV-MX1 接続時 : INC 4ch/ABS グレイ, 余りグレイ, バイナリ 2ch(設定により切り換え), 最大 6.4MHz (2 相 4 通倍)
パラメータ設定		KV-HPD1 《KV-ML/MC 設定ツール(KV MOTION+)》, ラダープログラムからの設定が可能

Table 6.4.5 Specifications of power supply module

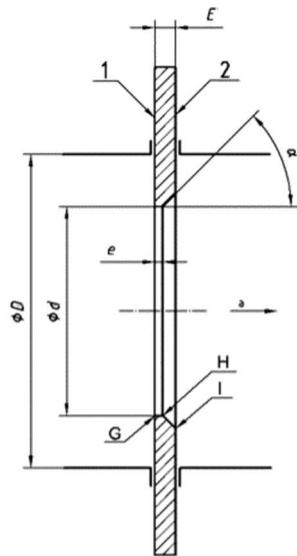
製造元	キーエンス
型式	KV-U7
入力電源電圧	AC100~240V $\pm 10\%$ (50/60Hz)
出力電圧	DC24V $\pm 10\%$
出力容量	1.8A (各種ユニットへの供給とサービス電源の合計)
消費電力	135VA 以下
瞬停時間	10ms 以下
起動時間	2 秒以下

6.5 オリフィス流量計

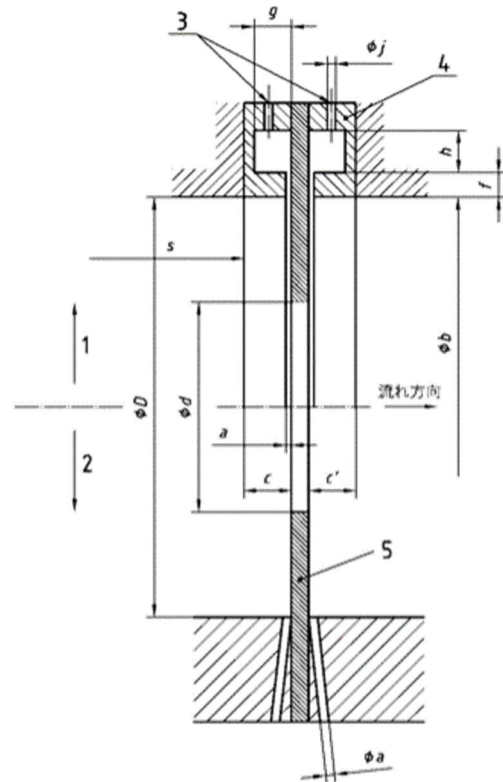
ブースターポンプからの吐出し流量を測定するために、ブースターポンプの出口配管下流にオリフィス流量計を設置した。オリフィス流量計の外観を Fig.6.5.1 に、内部の形状図を Fig.6.5.2 に、各種寸法を Table 6.5 に示す。なお、本研究で用いたオリフィスは、日本産業規格（JIS 規格）の「JIS Z 8762：円形管路の絞り機構による流量測定方法」に準拠して設計を行った。オリフィスリングには環状室を作成し、そこに取圧孔を設けた。オリフィスリングおよびオリフィス板の材質は真鍮とした。オリフィス流量計と配管の接続にはフランジ継手を用いており、アングルによって組み立てられた台座に設置している。



Fig.6.5.1 Orifice flow meter



- 記号
- | | | |
|---------|----------|-------------|
| 1 上流面 A | I 下流側エッジ | E オリフィス板の厚さ |
| 2 下流面 B | G 上流側エッジ | e エッジの厚さ |
| a 流れ方向 | H 下流側エッジ | D 管内径 |
| | d 絞り孔径 | α 逃げ角 |



- 記号
- | | |
|------------|---------------------|
| 1 環状室付きリング | f スリットの厚さ |
| 2 単孔 | c 上流側のリングの厚さ |
| 3 圧力取出し口 | c' 下流側のリングの厚さ |
| 4 リング | b リング内径 |
| 5 オリフィス板 | a 単孔の孔径又は環状室用のスリット幅 |
| | s 環状室から上流側段差までの距離 |
| | g, h 環状室の寸法 |
| | j 導圧管接続孔径 (環状室の場合) |
| | D 管内径 |
| | d 絞り孔径 |

(a) Orifice plate

(b) Corner tap

Fig.6.5.2 Shape of orifice flow meter

Table 6.5 Primary dimensions of orifice flow meter

管内径 D [mm]	78
絞り孔径 d [mm]	31.2
絞り直径比 β	0.4
エッジの厚さ e [mm]	1
オリフィス板の厚さ E [mm]	3
逃げ角 α [deg]	45
上流側エッジ G [μ m]	12.48

環状室用のスリット幅 a [mm]	1.5
リング内径 b [mm]	78
上流側のリングの厚さ c [mm]	20
下流側のリングの厚さ c' [mm]	20
スリットの厚さ f [mm]	5
環状室の寸法 g [mm]	10.5
環状室の寸法 h [mm]	5
導圧管接続孔径 j [mm]	4

6.6 ブースターポンプ

本実験装置の実験対象は原動機である。従って、作動流体にエネルギーを与える必要があり、実験装置内を循環する流れを作るためにブースターポンプを使用している。また、流量の調整はブースターポンプ出力により行い、低流量から過大流量の幅広い流量を測定することが可能なようにブースターポンプを選定した。本ブースターポンプの外観を Fig.6.6.1 に、その性能曲線^[25]を Fig.6.6.2 に示す。本ブースターポンプの出力はインバーターによる周波数制御を行っている。インバーターの外観図と諸元表をそれぞれ Fig.6.6.3, Table 6.6 に示す。ブースターポンプの配置位置は、電磁流量計とバルブの間に設置している。ブースターポンプは厚さ 6[mm]のアンクルによって組まれた土台の上に、同様のアンクルを用いて作成したフレームによって配管までの高さ上げてている。土台とフレームは高さの微調整を可能にするため、6本のボルトで固定しており、振動抑制のために防振ゴムを土台とフレームの間に入れている。ブースターポンプの台座を Fig.6.6.4 に示す。



Fig.6.6.1 Booster pump

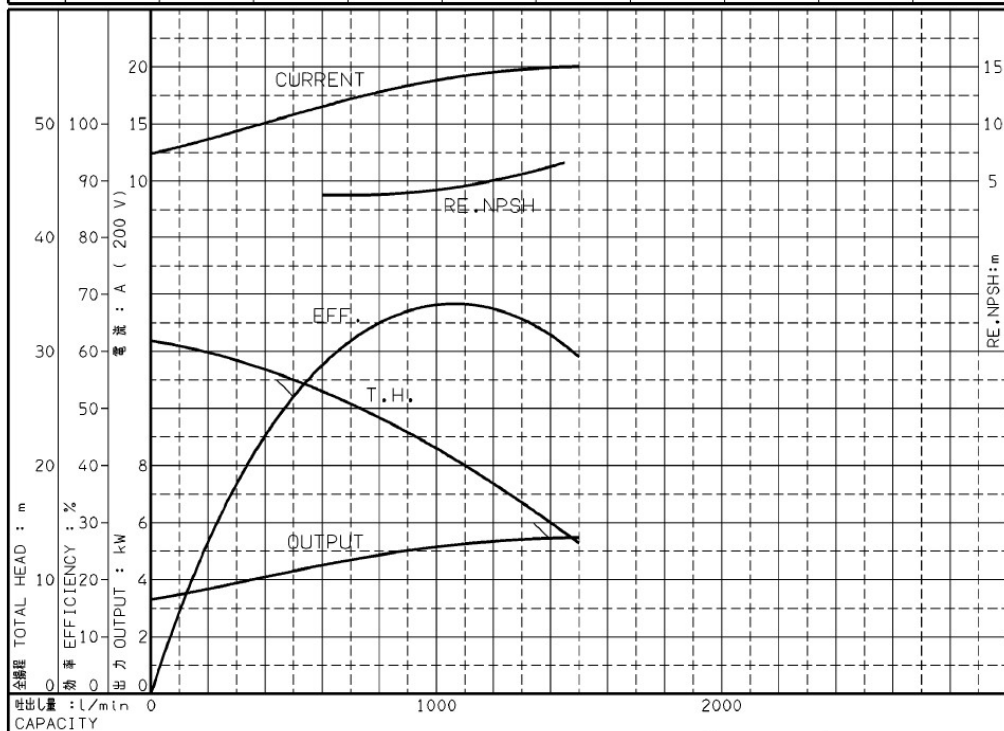
エバラLPD型ラインポンプ
EBARA IN LINE PUMPS

代表性能曲線
PERFORMANCE CURVE

機名 MODEL 80LPD65.5A 周波数 FREQUENCY 60 Hz 出力 OUTPUT 5.5 kW

電動機定格 MOTOR RATING 200 V 20.4 A 3445 min⁻¹ 5.5 kW 形式 TYPE 全閉防まつ屋外形 T.E.F.C. OUT 本図はエバラ標準電動機を使用した場合のデータです

番号 TEST NO.	ポンプ PUMP			三相誘導電動機 MOTOR						出力 OUTPUT kW
	吐出量 CAPACITY L/min	全揚程 TOTAL HEAD m	効率 EFF. %	電圧 VOLTS (200V)			電圧 VOLTS (400V)			
				電流 CURRENT A	入力 INPUT kW	効率 EFF. %	電流 CURRENT A	入力 INPUT kW	効率 EFF. %	
1	0	30.9	0.0	12.39	3.913	84.3	6.198	3.913	84.3	3.300
2	500	27.5	52.1	15.80	5.072	84.8	7.901	5.072	84.8	4.301
3	1000	21.5	68.0	18.79	6.088	84.5	9.396	6.088	84.5	5.147
4	1400	15.0	62.8	19.92	6.460	84.3	9.963	6.460	84.3	5.448
5	1500	13.2	58.9	19.98	6.491	84.3	9.994	6.491	84.3	5.473



注) 性能試験はJIS B 8301, B 8302によります。 129 ケーシング試圧 CASING TEST PRESS. 1.50 MPa
NOTE THIS CURVE IS BASED ON JIS TESTING CODE (B 8301, B 8302).

御注文主 CUSTOMER	機器番号 ITEM NO.					
御使用先 FINAL USER	機器名称 ITEM NAME					
在原製番 SER.NO.	機名 MODEL	吐出量 CAPACITY	全揚程 TOTAL HEAD	同期速度 SPEED	出力 OUTPUT	数量 QTY
		m ³ /min	m	min ⁻¹	kW	



EBARA CORPORATION

図番 DWG.NO. P80LPD65.5A 000

A4-201
990414

Fig.6.6.2 Performance curves of booster pump^[25]



Fig.6.6.3 Inverter

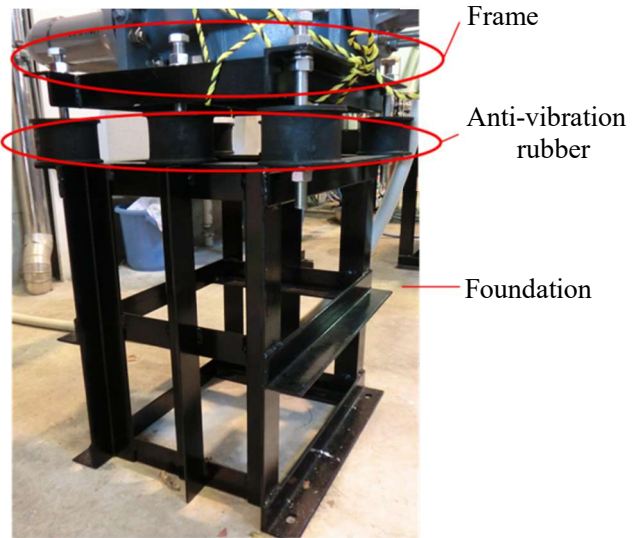


Fig.6.6.4 Pedestal of booster pump

Table 6.6 Specifications of inverter

製造元		富士電機
型式		FRN5.5E1S2J
標準適用モーター[kw]		5.5
出力 定格	定格容量[kVA]	9.5
	電圧[V]	3相 200~240
	定格電流[A]	25
	過負荷定格電流	定格の 150%
	定格周波数[Hz]	50/60[Hz]
入力 電源	相数・電圧・周波数	3相 200~240
	定格入力電流[A]DCR	21.1
	定格入力電流[A]DCR なし	31.5
	電圧・周波数許容変動	電圧：+10~-15% 相間アンバランス率：2%以内 周波数：+5~-5%
	所要電源容量	7.4
制動	制動トルク[%]	20
	制動トルク[%]オプション	150
	直流制動	制動開始周波数：0.1~60.0Hz, 制動時間：0.0~30.0s, 制動動作レベル：0~100%
保護構造		IP20 閉鎖形, UL open type

6.7 貯水用タンク

本実験で使用した貯水用タンクの外観図を Fig.6.7 に示す。貯水用タンクの寸法は 600[mm]×600[mm]×800[mm]であり、厚さ 15[mm]の亚克力板を用いて製作した。貯水用タンクの出入り口は損失を抑えるためにベルマウス形状としており、貯水用タンクと管路との接続にはフランジ継手を用いた。出入口の配管径は 65[mm]である。貯水用タンク底面の排水口にボールバルブを設けており、ホースを介して排水する仕組みとなっている。また、貯水用タンクはアングルと鉄板によって組まれた台座に設置している。



Fig.6.7 Tank

6.8 バルブ

流量制御の補助としてブースターポンプの入口配管上流にバルブを設置した。バルブと配管の接続にはフランジ継手を用いた。本実験で用いたバルブの外観を Fig.6.8 に示す。また、バルブはアングルと鉄板によって組まれた台座に設置している。



Fig.6.8 Valve

6.9 計測機器

本実験では hidroタービンの性能曲線を作成する為、性能試験にて流量、落差、出力を求めなければならない。それらの算出には、オリフィス流量計の差圧、羽根車上流および下流の差圧、前段羽根車および後段羽根車のトルクを計測する必要がある。それらを計測する為、本実験で用いた計測機器を以下に記す。

6.9.1 トルク検出器・磁電式回転検出器・トルクコンバータ

本実験に用いたトルク検出器の外観を Fig.6.9.1 に、諸元を Table 6.9.1 に示す。トルク検出器は、カップリングを用いてサーボモーターおよび羽根車の回転軸に連結されている。本トルク検出器は、軸に取り付けられた外歯歯車と中空胴に取り付けられた内歯歯車の間に相対的回転が生じることで各々の検出コイルに発生する誘導起電圧を、電気信号としてねじれ部の両端につけられた 2 組の検出器で位相差を検出するものである。

本実験に用いた磁電式回転検出器の外観を Fig.6.9.2 に、諸元を Table 6.9.2 に示す。磁電式回転検出器は、一定磁界を与えておき、検出金属（歯車）が素子に近づいた時の磁界の変化分を抵抗値の変化として検出するものである。

本実験に用いたトルクコンバータの外観を Fig.6.9.3 に、諸元を Table 6.9.3 に示す。トルクコンバータは、トルク検出器および磁電式回転検出器から出力された信号をトルク値および回転速度に変換し、デジタル表示するものである。トルク値は後述のコンパクトレコーダを介してパソコンへと出力できるように設定している。

性能試験においては、hidroタービンの効率を算出する為、前段羽根車のトルクと後段羽根車のトルクが必要である為、上記 3 点の機器を 2 組用いて、前段側トルクと後段側トルクをそれぞれ測定した。



Fig.6.9.1 Torque detector

Table 6.9.1 Specifications of torque detector

製造元	小野測器
型式	SS-050
トルク容量[N・m]	5
最小分解能[mN・m]	1
回転速度範囲[rpm]	0～6000
慣性モーメント[kgm ²]	4.25×10^{-5}
ばね定数[N・m/rad]	4.12×10^2
精度	±0.5%
適合回転検出器	MP-981
電源	AC100V
使用温度範囲	0～40°C



Fig.6.9.2 Magneto-type detector

Table 6.9.2 Specifications of magneto-type detector

製造元	小野測器
型式	MP-981
歯車形状	インボリュート歯車
モジュール	0.5～3
測定範囲[Hz]	1～20
出力方式	フロートアース
出力インピーダンス	330Ω
保護回路	電源極性保護
耐電圧	DC250V
対振動[m/s ²]	3軸方向に対して49
耐衝撃[m/s ²]	3軸方向に対して490
質量[g]	80



Fig.6.9.3 Torque converter

Table 6.9.3 Specifications of torque converter

製造元	小野測器
型式	TS-2700
増幅形式	アイソレーションされた不平衡直流増幅
入力信号	位相変換型検出器出力信号 正弦波
入力インピーダンス[Ω]	2000
入力周波数範囲[Hz]	200～50000
入力信号振幅範囲	0.2～15Vpp
コネクタ	TRC116-23A10-7F
インジケータ	トルク検出器からの信号入力時 緑色 LED 点灯
キャパシティ	1～9999
ファクタ	1～63535
トルクゼロ補正值	押しボタンによるオートゼロ
校正用設定	MEAS/CAL スイッチを CAL に切り替え CAL にてフルスケールのアナログデータを出力
表示器	緑色 LED7 セグメント数字 4 桁 極性 1 桁 0～±9999
単位	N・m
精度	±0.5%
表示／出力更新時間[s]	1

6.9.2 ひずみゲージ式小型圧力変換器

ひずみゲージ式小型圧力変換器を使用して静圧を測定した。本実験に用いたひずみゲージ式小型圧力変換器の外観を Fig.6.9.4 に、諸元を Table 6.9.4 に示す。本ハイドロタービンの落差を算出する為に羽根車上流および下流の静圧を、流量を算出する為にオリフィス流量計の上流側環状室および下流側環状室の静圧を測定した。静圧測定方法として、前段羽根車の前縁から上流 $1D_F$ および後段羽根車の後縁から下流 $1D_R$ の位置、オリフィス流量計の上流側および下流側環状室に取圧孔を設け、チューブを介して圧力変換器のセンサ部（ダイヤフラム部）に圧力をかけ、この圧力変換器からコンパクトレコーダを介してパソコンへと出力することにより測定した。なお、羽根車上流および下流とオリフィス流量計上流側および下流側で静圧が大きく異なる為、定格容量の異なる 3 種類の圧力変換器を用いて測定を行った。また、圧力変換器の校正係数はコンパクトレコーダに入力している。



Fig.6.9.4 Pressure transducer

Table 6.9.4 Specifications of pressure transducer

製造元	共和電業		
型式	PGM-1KG	PGMC-A-200KP	PGMC-A-500KP
定格容量[kPa]	100	200	500
固有振動数[kHz]	4	24	34
温度補償範囲[°C]	-10~60	0~50	0~50
許容過負荷	150%	150%	150%

6.9.3 コンパクトレコーダ

コンパクトレコーダを用いて、ひずみゲージ式小型圧力変換器およびトルクコンバータからの信号を集積し、PCに出力した。本実験に用いたコンパクトレコーダの外観を Fig.6.9.5 に、諸元を Table 6.9.5 に示す。本実験の計測対象は、羽根車上流および下流の静圧、前段羽根車および後段羽根車のトルク、オリフィス流量計上流側および下流側環状室の静圧の計 6 種類のデータであるが、本コンパクトレコーダの測定チャンネル数は 4 チャンネルである為、本コンパクトレコーダを 2 台用いて同期させることで 6 種のデータを同時集録している。また、それぞれの測定においてサンプリング周波数 5kHz で 100,000 点のデータを取得し、その平均値を 1 データとして採用している。



Fig.6.9.5 Compact recorder

Table 6.9.5 Specifications of compact recorder

製造元	共和電業
型式	EDS-400A
測定チャンネル数	4
測定対象	ひずみゲージ (4 ゲージ法) ひずみゲージ式変換器 電圧
適用ブリッジ抵抗範囲	120~1000Ω (4 ゲージ法)
ゲージ率	2.00 固定
ブリッジ電圧	DC 2V
ひずみ測定	1000, 2000, 5000, 10000, 20000×10 ⁻⁶ ひずみ
電圧測定	1, 2, 5, 10, 20V
精度	±0.5%以内
サンプリング方式	全チャンネル同時サンプリング
サンプリング周波数	1, 2, 5, 10, 20, 50, 100, 200, 500Hz 1, 2, 5, 10, 20, 50, 100kHz (16 段)
同期運転	専用の同期ケーブルにより最大 8 台まで カスケード接続が可能 (同期集録可能)

6.10 性能試験方法

以下に記述する手段によって性能試験を実施し，出力，落差，効率を求めた。

- (1) 貯水用タンクに水を規定量まで入れ，試験部およびオリフィス流量計の取圧孔とひずみゲージ式小型圧力変換機をチューブで接続する。ひずみゲージ式小型圧力変換機の圧力検出面とチューブ径が異なるので，変換アダプタを介して接続する。この時，気泡が発生しないように注意する。
- (2) コンパクトレコーダ（EDS-400A）2台の電源をONにし，PCとLANで接続する。
- (3) トルクコンバータ（TS-2700）の電源をONにする。
- (4) トルク検出器（SS-050）2台を無負荷状態にする。基準点を設定するためにトルク検出器に接続されているカップリングのサーボモーター側を外し，回転方向を合わせてトルク検出器のスイッチをONにする。
- (5) トルクコンバータ前面のTRQ ZEROスイッチを長押しし，本体ディスプレイのトルク表示が0[N・m]になるよう0点設定を行い，サーボモーターとトルク検出器を再接続する。
- (6) コンパクトレコーダのゼロ校正をすることにより基準点を作成する。
- (7) サーボモーター（SV-M075CS）2台とブースターポンプ（80LPD65.5A）の主電源をONにする。
- (8) インバーターの周波数制御によってブースターポンプを作動させ，実験装置内部に残留している空気を排出させる。
- (9) PLC制御によりサーボモーターの回転速度を徐々に上昇させ，最終的に小型水タービンの試験回転速度まで回転させる。
- (10) インバーターによりブースターポンプの出力を調整することで流量を調整する。
- (11) 各流量点における静圧およびトルクを測定する。静圧およびトルクの値はコンパクトレコーダを介してPCに出力される。サンプリング周波数5kHzで20秒間データを採取し，1測定あたり100,000点のデータを取得する。
- (12) 取得した100,000点のデータについて統計処理を行い，その平均値を測定した流量点の1データとする。
- (13) 実験の再現性を得るため，同様の性能試験を数回を行い，得られた値を平均化する。
- (14) 以上より得られた測定値から，流量，落差，出力および効率を算出する。

第7章 実験結果と数値流れ解析による内部流動状態の考察

数値流れ解析による基礎検討で得られた結果を基に羽根車を設計・製作し、実験装置を構築した。本章では実機による性能試験結果について述べ、同実験装置を再現した数値流れ解析により得られた結果と比較を行う。それらの結果から内部流動状態が性能に及ぼす影響について考察する。

7.1 羽根車設計諸元

本羽根車の設計仕様を Table 7.1.1 に示す。簡易水道や配管が整備された農業用水において想定される出力、落差、流量を参考にして、設計流量 $Q_d=0.005[\text{m}^3/\text{s}]$ 、設計落差 $H_d=3.8[\text{m}]$ とした。前段羽根車と後段羽根車で吸収する落差はそれぞれ $H_{df}=1.9[\text{m}]$ 、 $H_{dr}=1.8[\text{m}]$ としており、前段羽根車出口から後段羽根車入口までの間に発生する損失落差を $0.1[\text{m}]$ と仮定した。設計回転速度は前段羽根車および後段羽根車ともに $N_{df}=N_{dr}=1000[\text{min}^{-1}]$ とした。各部の設計比速度と、それぞれの型に対応する水車の一般的な比速度範囲^[23]を Fig.7.1.1 に示す。各部とも一般的な比速度範囲において比較的比速度な設計値であることが確認できる。

各羽根車の設計諸元を Table 7.1.2 に示す。なお、本供試羽根車は Fig.6.2 で示した羽根車である。簡易水道や農業用水路への設置を想定し、本供試小型 hidroタービンは前段羽根車外径を $76[\text{mm}]$ と小型に設定した。チップクリアランスは $1[\text{mm}]$ とした。設計は既存の大型の水車の設計法を参考に設計を行っており、各羽根車の各寸法は設定した出力、落差、流量、羽根車回転速度を基に決定した。二重反転形羽根車を採用しているため、前段および後段羽根車の羽根枚数が素の関係となるように前段羽根枚数は 10 枚、後段羽根枚数は 19 枚としている。各羽根車の流路間の羽根角は入口角から出口角まで一次関数的に変化する様に設定している。後段羽根車は羽根車出入口の半径差によりハブ側と比較してチップ側の翼弦長が短いため、ハブ側～チップ側で一様に角運動量を得ることを目的に、Fig.7.1.2 に示す様にチップ側の翼弦長を下流側に伸ばすことでハブ側の翼弦長に近づけている。

Table 7.1.1 Design parameters of hydroturbine

		Flow rate [m ³ /s]	0.005
Front rotor	Rotational speed [min ⁻¹]		1000
	Axial flow part	Shaft power [W]	23
		Turbine head [m]	0.8
		Specific speed [min ⁻¹ , kW, m]	200
	Mixed flow part	Shaft power [W]	34
		Turbine head [m]	1.1
Specific speed [min ⁻¹ , kW, m]		164	
Rear rotor	Rotational speed [min ⁻¹]		1000
	Centrifugal part	Shaft power [W]	53
		Turbine head [m]	1.8
		Specific speed [min ⁻¹ , kW, m]	110

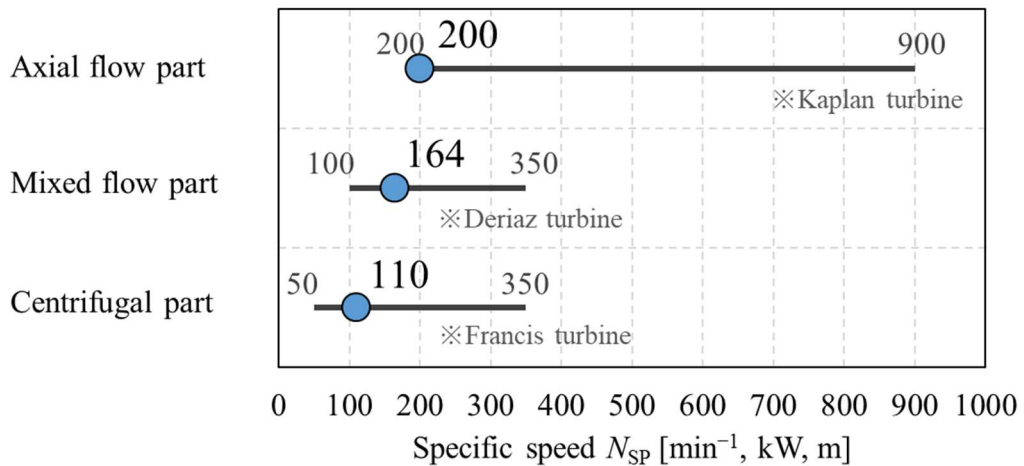


Fig.7.1.1 Specific speeds of hydroturbine

Table 7.1.2 Primary dimensions of hydroturbine rotors

				Hub	Mid	Tip
Front rotor (Hybrid type)	Axial flow part	Diameter [mm]	Inlet	56	66	76
			Outlet			
		Blade width [mm]	Inlet	10		
			Outlet			
		Blade angle [deg]	Inlet	37.8	33.4	29.8
			Outlet	22.5	22.0	21.2
	Mixed flow part	Diameter [mm]	Inlet	56	66	76
			Outlet	50		
Blade width [mm]		Inlet	10			
		Outlet	9			
Blade angle [deg]	Inlet	22.5	22.0	21.2		
	Outlet	12.7	19.2	25.3		
Rear rotor (Centrifugal type)	Centrifugal part	Diameter [mm]	Inlet	44		
			Outlet	12	25	38
		Blade width [mm]	Inlet	9		
			Outlet	11.5		
		Blade angle [deg]	Inlet	133.1	136.3	93.4
			Outlet	65.9	38.8	64.8

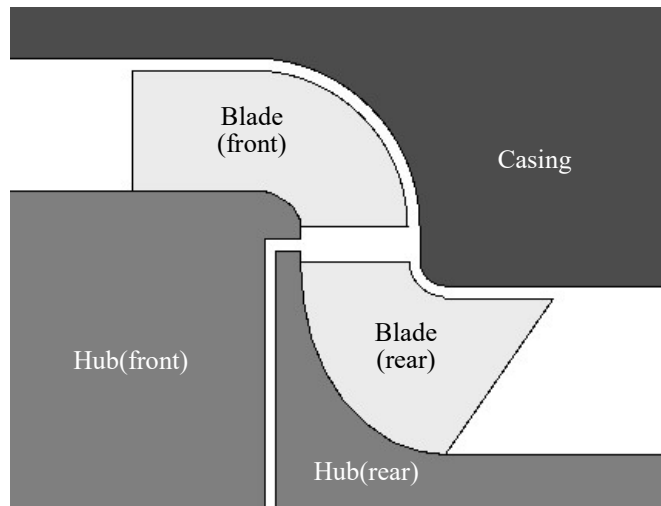


Fig.7.1.2 Meridional plane of hydroturbine

7.2 数値流れ解析条件

数値流れ解析には汎用数値解析コードである ANSYS CFX 2019 R2 を使用し、三次元定常解析を行った。Fig.7.2 に数値解析に用いた計算モデルの計算格子を示す。計算領域は試験部から上流および下流に $5D_F$ を確保しており、実機同様、前段羽根車および後段羽根車とモータを連結する回転軸もモデル化している。入口境界条件には質量流量一定、出口境界条件には圧力一定を与えている。チップクリアランスは実験同様に $1[\text{mm}]$ を確保しており、計算格子点数は前段羽根車領域に約 371 万点、後段羽根車領域に約 283 万点、配管領域に約 75 万点である。計算流量は $0.6Q_d \sim 1.6Q_d$ まで $0.1 Q_d$ 刻みの計 11 流量点で調査を行った。

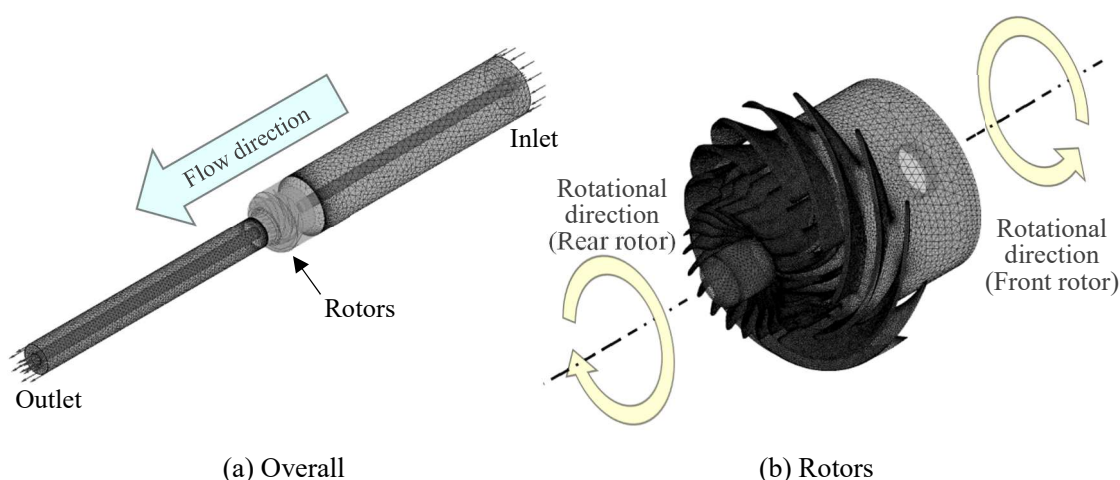


Fig.7.2 Numerical grids

7.3 実験および数値流れ解析結果と考察

本節では、実機による性能試験結果および数値流れ解析により得られた結果について述べ、内部流動状態が性能に及ぼす影響について考察を行う。

7.3.1 性能曲線

実験および数値流れ解析により得られた性能曲線を Fig.7.3.1 に示す。横軸は流量、第一縦軸に落差、出力、第二縦軸に効率を示す。実験における最大流量は実験設備の制約により $1.1Q_d$ である。前段羽根車および後段羽根車の回転速度は一定で、設計回転速度 $N_F=N_R=1000[\text{min}^{-1}]$ である。落差に注目すると、実験値と解析値ともに流量の増加に伴い落差が増加していることが確認できる。しかし、流量の増加に伴い実験値と解析値の差が大きくなり、実験値は解析値と比較して低い値となっている。出力に注目すると、落差と同様に、実験値と解析値ともに流量の増加に伴い出力が増加していることが確認できる。しかし、落差と同様に、流量の増加に伴い実験値と解析値の差が大きくなり、実験値は解析

値と比較して低い値となっている。効率に注目すると、実験値においては $0.7Q_d$ において最高効率 $\eta_{\text{exp max}}=45.6[\%]$ が得られた。解析値においては $0.8Q_d$ において最高効率 $\eta_{\text{cal max}}=56.2[\%]$ が得られたが、実験値と比較して約 $10[\%]$ 高い値となっていた。また、その他の流量においても、同程度の差が見られる。この差には、落差および出力における実験値と解析値の乖離が影響している。実験値と解析値で差が発生した要因として、本供試羽根車の製作に熱溶解積層方式の 3D プリンタを利用したことが考えられる。熱溶解積層方式の 3D プリンタには、積層痕により表面粗さが大きいことや、熱収縮により設計値に対する寸法誤差が大きいなどの問題が存在する。本供試羽根車は小型であるため、それらの影響は大きく、実際の羽根車と数値流れ解析上の羽根車で形状に差異が表れたことによるものとする。しかし、落差と出力は流量の増加に伴い増加していること、効率は曲線の形状や $0.7Q_d \sim 0.8Q_d$ 付近で最高効率が得られるなどの定性的な傾向は実験値と解析値で一致している。従って、定性的な傾向は数値流れ解析で概ね再現できていると判断し、実機試験による確認が困難な詳細な内部流動状態については数値流れ解析により調査を実施した。

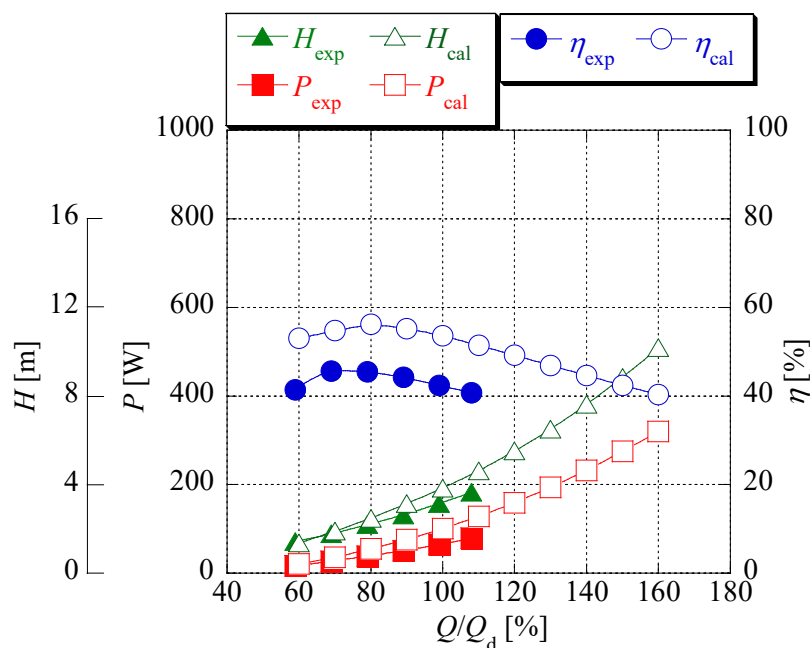


Fig.7.3.1 Performance curves

7.3.2 内部流動状態

数値流れ解析により得られた各羽根車の性能曲線を Fig.7.3.2 に示す。各軸は Fig.7.3.1 と同様である。前段羽根車の落差は前段羽根車の前縁から上流に $1D_F$ と後縁から下流に $1[\text{mm}]$ の位置、後段羽根車の落差は後段羽根車の前縁から上流に $1[\text{mm}]$ と後縁から下流に $1D_R$ の位置における流量加重平均全圧差よりそれぞれ算出している。各羽根車の効率は、各羽根車の出力から前述の流量加重平均全圧差と流量の積で算出される水車入力との比により算出した。落差に注目すると、流量の増加に伴い共に落差が増加しているが、後段羽根車の方が前段羽根車よりも増加具合が大きいことが確認できる。出力に注目すると、落差と同様に流量の増加に伴い共に出力が増加しており、前段羽根車と後段羽根車でほぼ等しく増加している。効率に注目すると、前段羽根車は今回調査を行った $0.6Q_d \sim 1.6Q_d$ における最高効率と最低効率の差が $10[\%]$ 以内であり、流量変動による効率の変化が比較的少ないことが確認できる。対して後段羽根車の効率は、前段羽根車と比較して全流量域において低く、流量の増加に伴いその効率差は大きくなっていることが確認できる。この効率差は、流量の増加に伴う落差の変化具合によるところが大きい。前段羽根車と比較して後段羽根車の効率が低い原因について調査を行う。

後段羽根車の後縁から下流 $1[\text{mm}]$ の位置における絶対速度の周方向速度分布を Fig.7.3.3 に示す。横軸に絶対速度の周方向速度成分、縦軸にスパン位置 B/B_c を示す。 B は任意の羽根高さ方向の位置、 B_c は羽根車ハブとケーシングの間のスパン方向高さであり、羽根車ハブが 0 、ケーシングが 1 となるように正規化している。絶対速度の周方向速度成分は、後段羽根車の回転方向と同方向が負である。速度分布に注目すると、 $0.6Q_d$ や $0.8Q_d$ の低流量域においては、絶対速度の周方向速度成分がスパン方向でほぼ $0[\text{m/s}]$ になっていることから、前段羽根車で発生した絶対速度の周方向速度成分を後段羽根車で回収できていることが伺え、二重反転形羽根車の利点を活かしていることが確認できる。しかし、流量の増加に伴いスパン方向に分布を持つようになることが確認できる。

後段羽根車における羽根周りの相対速度ベクトル図を Fig.7.3.4 に示す。この時の流量は $1.6Q_d$ であり、スパン位置は中央部 $B/B_c=0.45$ およびチップ側 $B/B_c=0.8$ である。ベクトルの色は相対速度の大きさを示し、ベクトルの長さは相対速度の大きさに関わらず全て一定である。後段羽根車の回転方向は紙面上側であり、紙面左側が後段羽根車の入口側である。羽根断面形状に注目すると、スパン中央部とチップ側で形状が大きく異なることが確認できる。これは、後段羽根車出入口の半径差により、翼弦長がスパン位置によって異なることによるものである。翼列間の相対速度ベクトルに注目すると、負圧面側で剥離が発生していることが確認できる。特に、スパン中央部においては入口～中央付近で大きな剥離が発生しているのに対して、チップ側においては中央～出口付近で大きく剥離している。これは、スパン中央部とチップ側における羽根断面形状の違いによるものと考えられる。これより、スパン中央部では入口～中央付近で圧力面側に流れが偏り、翼列間の中央～出口で大きく曲げられるので大きな旋回を持って流出する。対して、チップ側では中央～出口

付近で圧力面側に流れが偏り、加えてソリディティもスパン中央部に比べて小さいため、翼列間であまり曲げられず十分な旋回を得られないまま流出する。流量の増加に伴い翼列間での剥離領域が拡大し、この剥離領域の違いにより、後段羽根車出口における絶対速度周方向速度成分は、スパン中央部では後段羽根車の回転方向と逆向きの正、チップ側では後段羽根車の回転方向と同じ向きの負の周方向速度を有して流出する。

後段羽根車の前縁から上流 1[mm]の位置における相対流れ角分布を Fig.7.3.5 に示す。横軸に相対流れ角、縦軸に正規化したスパン位置 B/B_c を示す。グラフ内の破線は後段羽根車入口の羽根角を表している。流れ角分布に注目すると、 $0.8Q_d$ および $1.0Q_d$ における相対流れ角が後段羽根車入口の羽根角に近いことが確認でき、それから流量が増加・減少するに伴い入口羽根角との差が大きくなっている。従って、 $0.8Q_d \sim 1.0Q_d$ から流量が変化する程、後段羽根車入口における衝突損失が増加する。また、高流量になるほど相対流れ角が大きくなり、後段羽根車入口の羽根角に対して寝た様に流入するため、負圧面側で剥離が発生する。

以上により、流量の増加に伴い後段羽根車の翼列間における剥離領域の拡大や、後段羽根車から流出した後の廃棄損失の増加、後段羽根車入口における衝突損失などが高流量側で後段羽根車の効率が低下した原因のひとつであると考えられる。翼列間での剥離を抑制することで、翼列間での流動損失のみではなく流出後の廃棄損失を抑制することにも繋がるものと考えられる。

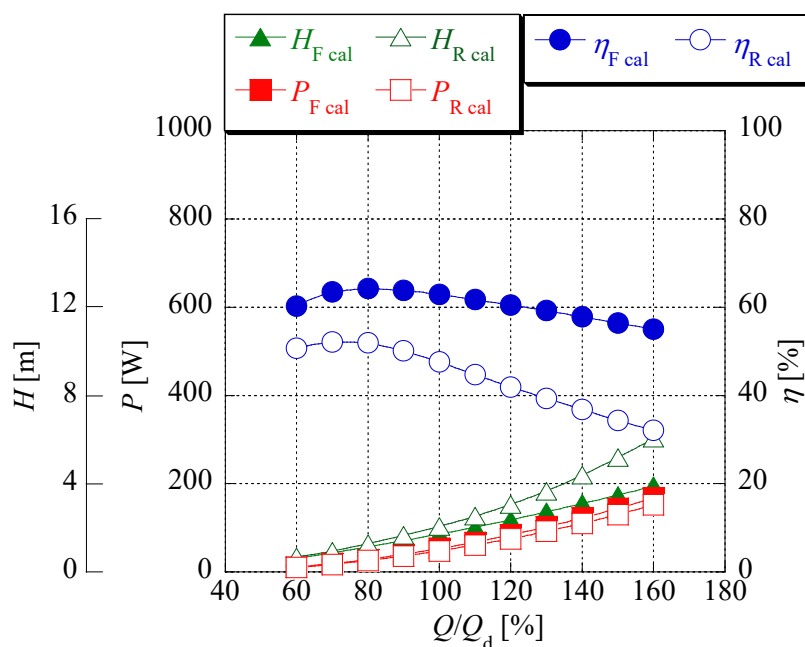


Fig.7.3.2 Performance curves of each rotor

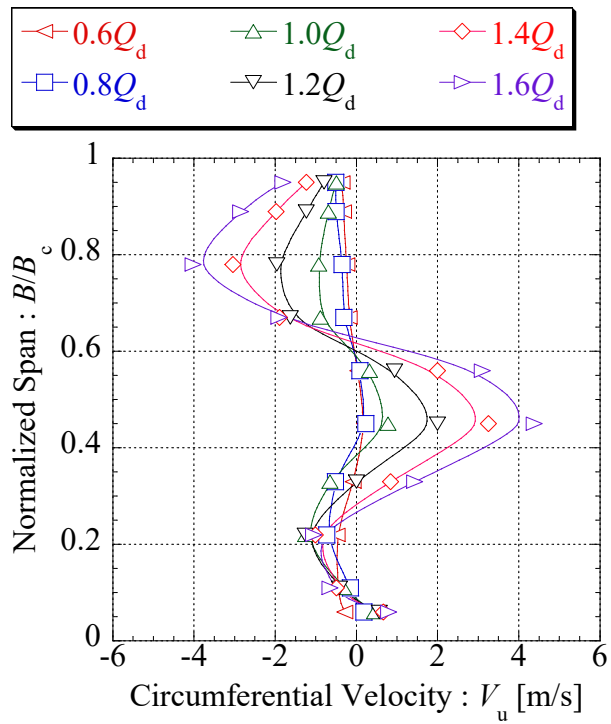


Fig.7.3.3 Circumferential velocities 1[mm] downstream from outlet of rear rotor

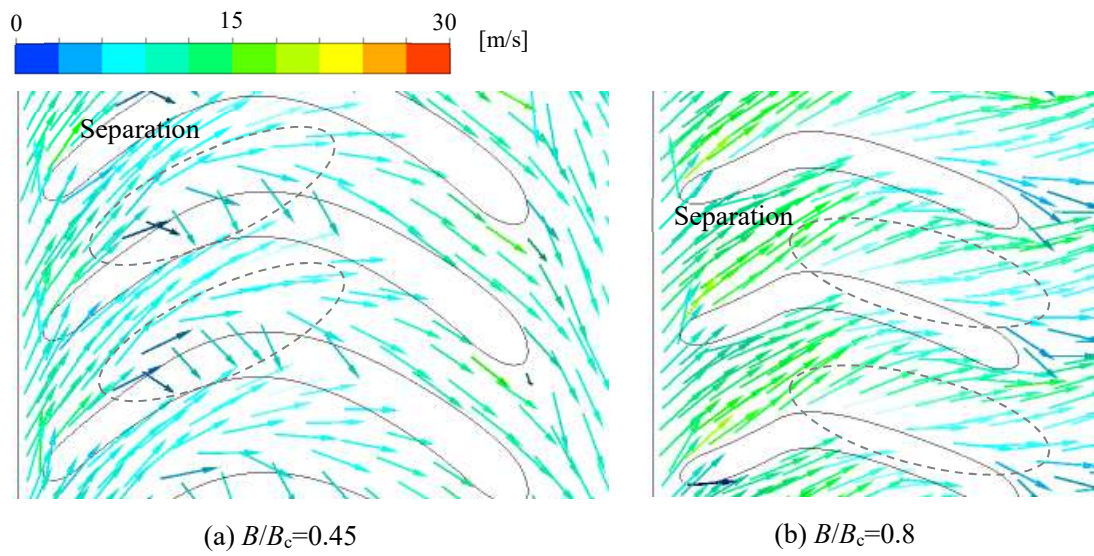


Fig.7.3.4 Relative velocity vectors of rear rotor ($Q=1.6Q_d$)

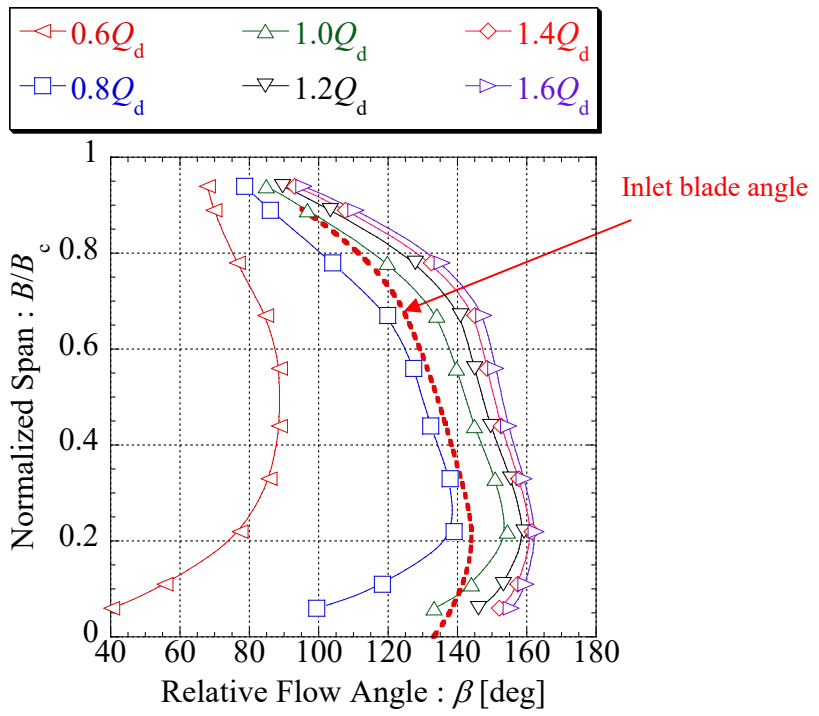


Fig.7.3.5 Relative flow angles 1[mm] upstream from inlet of rear rotor

7.4 結言

小流量・高落差の仕様に適合する低比速度の小型 hidroタービンについて、実機試験および数値流れ解析により検討した結果、以下の成果が得られ、主に後段羽根車の設計に課題が残るものの、本二重反転構造の小型 hidroタービンの実現性に芽があることを確認した。

1. 本供試小型 hidroタービンについて、流量点 $0.7Q_d \sim 0.8Q_d$ 付近で最高効率が得られた。最高効率点以降は流量の増加に伴い効率が低下した。
2. 今回調査を行った $0.6Q_d \sim 1.6Q_d$ において、前段羽根車の効率変動は 10[%] 以内であり、流量変動による効率変化は小さい。対して、後段羽根車の効率は前段羽根車と比較して全流量域において低く、流量の増加に伴う効率低下が大きい。
3. $0.6Q_d$ や $0.8Q_d$ の低流量域において、前段羽根車で発生する絶対速度の周方向速度成分を後段羽根車により回収できており、二重反転形羽根車の利点を活かすことができていることを確認した。しかし、 $1.0Q_d$ から流量の増加に伴って、後段羽根車出口におけるチップ側では周方向速度成分が残存し、スパン中央部では後段羽根車の回転方向とは逆向きの周方向速度成分を有するようになり、廃棄損失が発生する。
4. 高流量時において、後段羽根車の翼列間にて負圧面側での剥離の発生を確認した。スパン中央とチップ側で剥離発生領域が異なり、後段羽根車出口におけるスパン方向の周方向速度分布を引き起こす原因のひとつと考えられる。

第8章 結論

小水力発電の現状および小水力資源のポテンシャルを調査し、小流量・高落差の仕様に適合する低比速度の小型 hidroタービンについて、実機試験および数値流れ解析により検討した結果、以下の成果が得られ、主に後段羽根車の設計に課題が残るものの、本二重反転構造の小型 hidroタービンの実現性に芽があることを確認した。

第2章 小水力発電の現状および小水力資源のポテンシャル調査

1. 小水力発電の中でも比較的大規模な 100~10,000[kW]程度の水力発電所は多数存在するが、それらの総出力が水力発電全体の総出力に占める割合は小さい。
2. 小水力発電の中でも小規模な 100[kW]以下の水力発電所数は少なく発電出力も小さい為、その総出力が水力発電全体の総出力に占める割合も非常に小さい。しかし、発電出力 0.1~1[kW]のピコ水力発電の場合、小水力発電が可能な箇所は身近なところに非常に多く存在すると考える。
3. 小水力資源として管路式農業用水路のポテンシャルを調査した結果、流量が 0.009~0.012[m³/s]程度、全圧落差が 5[m]程度のポテンシャルを有していることが確認できた。これをエネルギーに換算すると、管路式農業用水路はピコ水力発電を実施するのに十分なポテンシャルを有しているものと考えられる。
4. 小水力資源として簡易水道のポテンシャルを調査した結果、落差は動圧落差が約 15[m]以上、静圧落差が約 75[m]以下であり、時間平均配水量は 0.003[m³/s]以下、時間最大配水量は 0.014[m³/s]以下の簡易水道が多数を占める見込みである。これをエネルギーに換算すると、簡易水道もピコ水力発電を実施するのに十分なポテンシャルを有しているものと考えられる。

第5章 数値流れ解析による基礎検討

転向角について

1. 転向角の増加に伴い、前段羽根車および後段羽根車の出口側で相対速度が増加した。その為、転向角の増加に伴い摩擦損失が増加する。その結果、転向角が大きいと効率が低下する。
2. 本 hidroタービンの前段羽根車は、転向角が負の場合、軸流部で逆圧力勾配や減速損失が発生する。従って、この領域では水車として十分に機能しない。一方、転向角が負の場合でも、斜流部は出入口における半径差により遠心作用が加わり、角運動量を得る

ことが出来る。従って、本 hidroタービンの前段羽根車は、負の轉向角でも最大効率を得られる可能性がある。

3. 本 hidroタービンの後段羽根車は、轉向角が負の場合でも、逆圧力勾配は発生しなかった。後段羽根車は、羽根車出入口の半径差によって角運動量を得ることができる遠心式である。従って、本 hidroタービンの後段羽根車は、轉向角が負となった場合の効率低下は前段羽根車よりも小さかった。

羽根枚数について

1. 遠心作用を付加した新規二重反転形羽根車を用いた hidroタービンにおいて、前段羽根車の出口で流れのすべりが発生した。この流れのすべりによって、前段羽根車出口の絶対速度の周方向速度成分が低くなり、大きな角運動量を得ることが出来なかった為、羽根枚数が少ない場合は設計軸動力が得られなかったと考えられる。また、羽根枚数を増やすことで、前段羽根車出口の流れのすべりを抑制し、落差や軸動力を向上できることを確認した。
2. 前段羽根車の出口で発生した絶対速度の周方向速度成分は、この後段羽根車では十分に回収することが出来ず、二重反転形羽根車の利点を十分に活かすことが出来ていなかった。そして、それは羽根枚数を増やすことでは、ほとんど改善することが出来なかった。その為、羽根枚数を増やしても十分な角運動量は得られず、設計軸動力を得ることは出来なかった。
3. 後段羽根車のチップ側の翼弦長を長くすることで、前段羽根車で発生する絶対速度の周方向速度成分を回収し、落差と軸動力を向上させることが出来る。しかし、前段羽根車で発生する絶対速度の周方向速度成分を完全には回収出来ず、チップ側の翼弦長を長くするだけでは設計軸動力は得られなかった。設計軸動力を得て更に効率を向上させる為には、更なる改善が必要である。

第7章 実験結果と数値流れ解析による内部流動状態の考察

1. 本供試小型 hidroタービンについて、流量点 $0.7Q_d \sim 0.8Q_d$ 付近で最高効率を得られた。最高効率点以降は流量の増加に伴い効率が低下した。
2. 今回調査を行った $0.6Q_d \sim 1.6Q_d$ において、前段羽根車の効率変動は $10[\%]$ 以内であり、流量変動による効率変化は小さい。対して、後段羽根車の効率は前段羽根車と比較して全流量域において低く、流量の増加に伴う効率低下が大きい。
3. $0.6Q_d$ や $0.8Q_d$ の低流量域において、前段羽根車で発生する絶対速度の周方向速度成分を後段羽根車により回収できており、二重反転形羽根車の利点を活かすことができていることを確認した。しかし、 $1.0Q_d$ から流量の増加に伴って、後段羽根車出口におけるチ

ップ側では周方向速度成分が残存し、スパン中央部では後段羽根車の回転方向とは逆向きの周方向速度成分を有するようになり、廃棄損失が発生する。

4. 高流量時において、後段羽根車の翼列間にて負圧面側での剥離の発生を確認した。スパン中央とチップ側で剥離発生領域が異なり、後段羽根車出口におけるスパン方向の周方向速度分布を引き起こす原因のひとつと考えられる。

実験結果と数値流れ解析結果の性能曲線において差が見られた為、その原因について調査が必要である。その差が発生した要因として、本供試羽根車の製作に熱溶解積層方式の3Dプリンタを利用したことが考えられる。熱溶解積層方式の3Dプリンタには、積層痕により表面粗さが大きいことや、熱収縮により設計値に対する寸法誤差が大きいなどの問題が存在する。本供試羽根車は小型であるため、それらの影響は大きく、実際の羽根車と数値流れ解析上の羽根車で形状に差異が表れたことによるものとする。

また、今回の研究では調査を実施していない子午面形状が性能に及ぼす影響や、前段および後段羽根車の回転速度比が性能に及ぼす影響などについて調査を行う予定である。これらも性能に大きく影響するとされるパラメータであり、今後調査を行いそれらの影響を明らかにする。

謝辞

本研究にあたり，御多忙にも関わらず常に懇切丁寧に御指導賜りました，

徳島大学大学院 社会産業理工学研究部 理工学域機械科学系

重光 亨 准教授

本研究で使用した実験装置の設計・製作にて御助言を賜りました，

徳島大学大学院 社会産業理工学研究部 総合技術センター

副センター長	玉谷 純二 氏
地域協働分野	佐藤 哲也 氏
ものづくり分野	大崎 貴之 氏
ものづくり分野	宮本 康平 氏
ものづくり分野	島村 豪敏 氏
ものづくり分野	森本 努 氏
計測制御システム分野	桑原 明伸 氏

本研究を進めるにあたり多大な御協力を頂きました，

徳島大学大学院 創成科学研究科 理工学専攻

修士課程 1 年生 稲本 宅哉 氏

徳島大学大学院 先端技術科学教育部 知的力学システム工学専攻

博士前期課程 2 年生	石黒 武 氏
博士前期課程修了生	川口 裕輝 氏
博士前期課程修了生	池淵 智史 氏

徳島大学 理工学部 理工学科

4 年生 大森 拓海 氏

そして，御支援・御協力を賜りました方々に深く感謝の意を表し，厚く御礼申し上げます。

参考文献

本研究にあたり，以下の文献およびデータベースを参考にした。

- [1] International Energy Agency, “Data and statistics”, <https://www.ica.org/data-and-statistics>, (Reference Jun. 2020)
- [2] International Energy Agency, “World Energy Outlook 2017”, (2017)
- [3] 経済産業省, “長期エネルギー需給見通し”, (2015)
- [4] 世界自然保護基金ジャパン, “脱炭素社会に向けた長期シナリオ 2017”, (2017)
- [5] 古川明徳・他 3 名, “ダリウス型水車による低落差水力の有効活用に関する一考察”, 日本機械学会論文集(B 編), 64-624(1998), 2534-2540.
- [6] 金元敏明・他 3 名, “極浅水流を有効活用するジャイロ形水車の開発 (第 1 報 : ランナの作動原理と水車運転の実証) ”, 日本機械学会論文集(B 編), 70-690(2004), 413-418.
- [7] T. Ikeda, S. Iio and K. Tatsuno, “Performance of nano-hydraulic turbine utilizing waterfalls”, *Renewable Energy*, 35(2010), 293-300.
- [8] M. Nakajima, S. Iio and T. Ikeda, “Performance of Savonius Rotor for Environmentally Friendly Hydraulic Turbine”, *JFST*, 3-3(2008), 420-429.
- [9] 飯尾昭一郎・他 3 名, “遮へい板を利用した環境融和型サボニウス水車の効率改善”, ターボ機械, 37-12(2009), 743-748.
- [10] 重光亨・他 2 名, “二重反転形小型 hidroタービンの非設計流量点における内部流れ”, ターボ機械, 42-12(2014), 777-784.
- [11] 重光亨・他 3 名, “二重反転形小型 hidroタービンの最高効率流量点における内部流れ”, ターボ機械, 43-4(2015), 236-243.
- [12] 重光亨・他 2 名, “二重反転形小型 hidroタービンのスポーク形状が性能と内部流れに及ぼす影響”, ターボ機械, 44-2(2016), 89-97.
- [13] 独立行政法人 新エネルギー・産業技術総合開発機構編, “再生可能エネルギー技術白書 第 2 版”, (2014), 森北出版.
- [14] エレクトリカル・ジャパン, “発電所データベース”, <http://agora.ex.nii.ac.jp/earthquake/201103-eastjapan/energy/electrical-japan/type/4.html.ja>, (参照 2018 年 3 月)
- [15] 田中地洋, “二重反転形小型 hidroタービンの高性能化と安定運転に向けた研究開発”, 徳島大学大学院 先端技術科学教育部 平成 26 年度修士論文, (2015)
- [16] 総務省, “平成 30 年度簡易水道事業決算の概況”, 簡易水道事業年鑑 第 42 集, (2020), https://www.soumu.go.jp/main_sosiki/c-zaisei/kouei_kessan.html

- [17] 全国簡易水道協議会, “水道資料室”,
<http://www.kansuikyo.com/archives/management.html>, (参照 2020 年 6 月)
- [18] 厚生労働省, “水道施設の技術的基準を定める省令”,
https://elaws.e-gov.go.jp/search/elawsSearch/elaws_search/lsg0500/detail?lawId=412M50000100015, (参照 2020 年 6 月)
- [19] 厚生労働省, “水道施設設計指針”,
<https://www.mhlw.go.jp/file/06-Seisakujouhou-10900000-Kenkoukyoku/0000103928.pdf>
- [20] 総務省, “平成 27 年度簡易水道事業決算の概況”, 簡易水道事業年鑑 第 39 集, (2017),
https://www.soumu.go.jp/main_sosiki/c-zaisei/kouei_kessan.html
- [21] 高堂彰二, “トコトンやさしい水道の本”, (2011), 新日本印刷.
- [22] 水力機械工学便覧編集委員会編, “改訂水力機械工学便覧”, (1968), コロナ社.
- [23] ターボ機械協会編, “ターボ機械－入門編－〔新改訂版〕”, (2005), 日本工業出版.
- [24] 井上雅弘・鎌田好久, “流体機械の基礎”, (1989), コロナ社.
- [25] 荏原製作所, “製品情報”, <https://product-standard-pump.ebara.com/product/detail/P031695>,
(参照 2020 年 6 月)