mgr inż. Damian Liszka

ROZPRAWA DOKTORSKA

Zintegrowany hydrozespół dla elektrowni wodnych najniższych spadów

Promotor 1:

Prof. dr hab. inż. Sławomir Grądziel

Promotor 2:

dr hab. inż. Dariusz Borkowski

Opiekun pomocniczy:

mgr inż. Józef Zabrzeski

Praca zrealizowana w ramach programu Doktorat Wdrożeniowy, umowa DWD/4/25/2020

KRAKÓW, 2025

Spis treści

1 Wstęp. 5
2 Cel i zakres pracy 6
3 Dotychczasowy stan techniki 8
4 Analiza potencjału energetycznego 28
5 Wytypowanie przedziału stosowania maszyny 34
6 Konstrukcja turbozespołu 36
7 Koncepcja zabudowy turbiny Kaplana 42
7.1 Kształt konstrukcji turbiny 42
7.2 Opis konstrukcji turbiny 44
7.3 Układ przetwarzania energii elektrycznej 59
8 Analiza numeryczna 63
8.1 Budowa modelu obliczeniowego 64
8.2 Przyjęty model obliczeniowy 64
8.3 Opis geometrii układu przepływowego turbiny 65
8.4 Budowa siatki obliczeniowej układu przepływowego turbiny 65
8.5 Warunki brzegowe dla przyjętego modelu obliczeniowego 66
8.6 Wyznaczanie parametrów globalnych pracy turbiny 66
8.7 Metodyka wyznaczania zależności kombinatorowej 68
8.8 Prezentacja wyników analizy 71
9 Stanowisko laboratoryjne 72
9.1 Opis poszczególnych elementów stanowiska 72
9.2 Dobór rurociągów tłocznych wraz z pomiarem natężenia przepływu 75
9.3 Zbiornik wody obiegowej 77
9.4 Koryto hydrauliczne 79
10 Badania laboratoryjne 84
10.1 Badania energetyczne 84
10.2 Badania wytrzymałościowe 96
11 Podsumowanie i wnioski 101
12 Perspektywa dalszych prac badawczych 104
13 Bibliografia 105
Streszczenie 112

Spis ważniejszych oznaczeń:

Symbol	Opis	Jednostka
CD	współczynnik siły oporu	-
CL	współczynnik siły nosnej	-
C_m	prędkość bezwzględna	[m/s]
D	siła oporu	[N]
D	średnica wirnika	[m]
D_{hub}	średnica piasty	[m]
F_a	siła osiowa	[N]
F_u	siła obwodowa	[N]
g	przyspieszenie ziemskie	[m/s^2]
H_{brutto}	wysokość spadu brutto	[m]
H_{netto}	wysokość spadu netto,	[m]
L	siła nośna	[N]
l	długość profilu	[m]
M	Moment obrotowy	[Nm]
M_s	wypadkowy moment	[Nm]
n_{11}	prędkość podwójnie zredukowana	[rpm]
n_s	wyróżnik szybkobieżności	-
n_{sQ}	kinematyczny wyróżnik szybkobieżności	-
P''	moc podwójnie zredukowana	[kW]
P_i	moc	[kW]
Q	objętościowe natężenie przepływu	[m^3/s]
Q_{11}	przepływ podwójnie zredukowany	[m^3/s]
u	prędkość obwodowa wirnika	[m/s]
y_{max}	maksymalna grubość profilu	[m]
Z	liczba łopatek	-
Symbole greckie		
α	kąt natarcia	[°]
β	kat natarcia	[°]
β_1	kąt wlotu	[°]
η	sprawność	-
η_{hm}	sprawność hydrauliczna	-
η_{vm}	sprawność objętościowa	-
ρ	gęstość	[kg/m^3]
σ	współczynnik grubości profilu	-
ω	prędkość kątowa	[rad/s]

1 Wstęp.

Wielokrotnie inwentaryzowany, niewykorzystywany dotąd potencjał hydroenergetyczny w Polsce dotyczy niskospadowej zabudowy hydrotechnicznej. Dawne młyny, tartaki, folusze czy olejarnie to obiekty, które funkcjonowały przy piętrzeniach wodnych rzędu 1,5-3m. Stopnie wodne o wyższym spadzie lub znacznym potencjale energetycznym są już wykorzystywane za pomocą energetyki wodnej zawodowej. Z uwagi na ukształtowanie terenu Polski do zagospodarowania pozostały spady najniższe rzędu 1,5-2.5m, dla których klasyczne indywidualne projektowanie zarówno samej budowli jak również turbin jest ekonomicznie nieuzasadnione. Dla jak najbardziej racjonalnego i opłacalnego finansowo zagospodarowania niskich piętrzeń konieczne jest przyjęcie zabudowy kaskadowej zunifikowanymi jazami ruchomymi oraz opracowanie bardzo tanich w zakupie i eksploatacji turbozespołów.

Projekt kształtu przepływowego zintegrowanej turbiny wodnej dla zagospodarowania dostępnej przestrzeni niskospadowej musi cechować się zwartą konstrukcją, łatwym montażem i dostępem serwisowym oraz uzyskiwać relatywnie wysoki poziom sprawności. Wysoka szybkobieżność turbiny podyktowana zastosowaniem trójłopatowego wirnika i związane z tym małe jej gabaryty w odniesieniu do rozwiązań czterołopatowych pozwala ograniczyć gabaryty budowli hydrotechnicznych, stanowiących niejednokrotnie ponad 60% kosztów całego obiektu. Należy również mieć na uwadze fakt, że trójłopatkowy wirnik turbiny uzyskuje relatywnie wyższą o 15% prędkość obrotową niż czterołopatowy pracujący pod tym samym spadem, co przekłada się na tańszy w zakupie i mniejszy gabarytowo bez przekładniowy generator synchroniczny. Użycie materiałów kompozytowych wykonanych metodą przyrostową lub wtryskową powala na produkcje tanich i łatwo dostępnych części zamiennych do zunifikowanych turbin wodnych.

2 Cel i zakres pracy

Cel badawczy rozprawy doktorskiej obejmuje:

- przegląd aktualnego stanu techniki w zakresie integracji turbin wodnych z generatorami,
- analiza potencjału energetycznego Polski, która jest potencjalnym rynkiem dla zintegrowanych turbin wodnych,
- rozeznanie używanych w elektrowniach wodnych systemów automatyki i sterowania,
- ocena możliwości technicznych integracji poszczególnych elementów składowych, przekształcających energię wodną na energię elektryczną,
- identyfikacja zagrożeń eksploatacyjnych i środowiskowych w zakresie wadliwego działania hydrozespołu,
- wykonanie obliczeń hydraulicznych i mechanicznych turbiny wodnej typu Kaplana z uwzględnieniem użycia materiałów kompozytowych,
- opracowanie trójwymiarowego modelu maszyny wirnikowej oraz wykonanie obliczeń numerycznych,
- określenie możliwości zaprojektowania typoszeregu maszyn na podstawie przyjętej turbiny modelowej jako elementu optymalizacji kosztów produkcji oraz eksploatacji,
- ocena przydatności nowoczesnych metod szybkiego prototypowania do celów produkcji komponentów modelu maszyny,
- wykonanie projektu technicznego prototypowego turbozespołu,
- projekt stanowiska laboratoryjnego wraz z obliczeniami wytrzymałościowymi, niezbędnego do badań modelowych,
- projekt i dobór urządzeń do układu pomiarowego stanowiska laboratoryjnego,
- walidacja wyników analiz z uwzględnieniem badań modelowych.

Jako cele wdrożeniowe określono:

- wybudowanie stanowiska laboratoryjnego do badań turbin wodnych i jazów rzecznych w układzie przepływowym otwartym,
- kompletacja układu pomiarowego na stanowisku laboratoryjnym,
- testy materiałów kompozytowych i termoplastycznych,
- wykonanie turbozespołu zintegrowanego w skali modelowej,
- montaż i instalacja turbozespołu w stanowisku badawczym,
- włączenie turbozespołu zintegrowanego do systemu automatyki stanowiska,
- badania modelowe na stanowisku laboratoryjnym,

- ocena zasadności zastosowanych materiałów kompozytowych,
- Wybór potencjalnej lokalizacji montażu zintegrowanej turbiny wodnej w skali prototypowej 1:1.

Doświadczenie techniczne i eksploatacyjne w dziedzinie hydroenergetyki jak również udział w pracach naukowo badawczych pozwoliły na przyjęcie hipotezy:

Możliwa jest budowa uniwersalnego i taniego zintegrowanego hydrozespołu opartego na turbinie typu Kaplana, który pozwala na zagospodarowanie potencjału energetycznego najniższych spadów.

Mając na uwadze postawione cele oraz zakres pracy przyjęto hipotezy pomocnicze:

- Wykorzystanie zmiennej prędkości obrotowej turbiny jako trzeciego stopnia regulacji maszyny wirnikowej umożliwi dokonanie optymalizacji typoszeregu turbozespołów w oparciu o model z hipotezy głównej.
- Zastosowanie generatorów z magnesami trwałymi wraz z przemiennikami częstotliwości pozwoli na wyspową pracę zintegrowanego turbozespołu jako zasilanie awaryjne.
- Użycie kompozytowych materiałów do budowy krzywokreślnych elementów turbin w technologii przyrostowej zamiast obróbki skrawaniem pozwoli ograniczyć koszty wykonania.
- Można przyjąć typoszereg turbozespołów tak, aby ich wzajemna kombinacja pozwoliła na zagospodarowanie energetyczne istniejącego potencjału poprzez multiplikację jednakowych turbin w obiekcie.

3 Dotychczasowy stan techniki

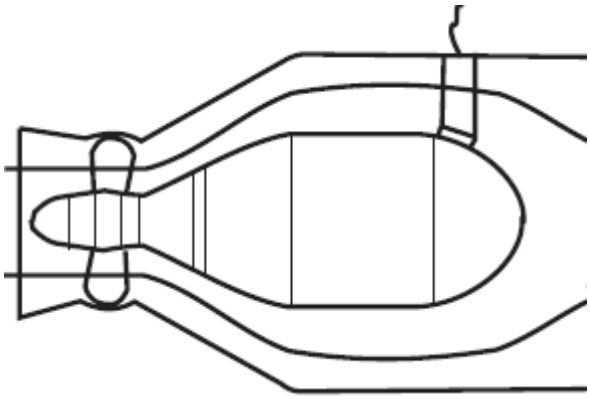
Energia elektryczna jest niezbędna do funkcjonowania człowieka w obecnym świecie. Pojęcie zużycia zasobów dotyczyło głównie energii wytwarzanej z paliw kopalnych, takich jak ropa naftowa, gaz ziemny czy węgiel [1]. Skończona ilość zasobów kopalnych wymusza zwiększony udział źródeł energii odnawialnej w miksie energetycznym [2]. Zwiększenie produkcji z takich źródeł jak energia wodna, wiatrowa i słoneczna stają się odpowiedzią na trend dywersyfikacji źródeł energii [3]. Energia elektryczna jako najbardziej przetworzona stała się podstawowym nośnikiem potrzebnym do zaspokojenia wszelkiej codziennej działalności człowieka, jest powszechnie przesyłana, magazynowana i konwertowana wtórnie na prostsze formy w postaci energii mechanicznej czy cieplnej.

Spośród źródeł szeroko pojętych energii odnawialnych promieniowania słonecznego jako wtórne w łańcuchu transpiracji, transportu wody i opadu elektrownie wodne są stabilnym źródłem energii [6], które można zoptymalizować do pracy w zawansowanych systemach energetycznych w celu ograniczenia szkód dla środowiska i globalnego ocieplenia [7]. Poziom zużycia energii, zwłaszcza w krajach rozwijających się, rośnie wraz ze wzrostem liczby ludności oraz postępu technicznego. Wykorzystanie wody jako źródła energii odnawialnej w ujęciu przeglądowym [8] zostało obszernie opisane. Zagadnienia dotyczące modelowania palisad łopatkowych kierownic turbin znaleźć można w wielu publikacjach [4] oraz [9, 51]. Prace o charakterze ekonomicznym kosztów budowy MEW [11], oraz wyposażenia technicznego [12] dotyczą tylko budowli i obiektów o mocy od kilkuset kW.
Potencjał hydroenergetyczny piętrzeń wody o średnich i wysokich spadach wykorzystuje już większość państw Unii Europejskiej. W Polsce niewykorzystany potencjał hydroenergetyczny w szczególności dotyczy piętrzeń niskospadowych rzędu 2-3m [5], natomiast przy obecnym stanie techniki również dotyczy obiektów ultra nisko spadowych rzędu 1,5-2,5m [13].

Zakładając racjonalne i ekonomicznie opłacalne wykorzystanie potencjalnych lokalizacji niskospadowych piętrzeń wodnych, niezbędne jest opracowanie tanich rozwiązań technicznych [1] jak również budowlanych, które można zastosować w MEW [3].

Pomysł połączenia generatora elektrycznego i turbiny wodnej w całość jako taniego turbozespołu do elektrowni wodnych pojawił się już w roku 1940 [7]. W literaturze można znaleźć wiele zastosowań koncepcyjnych dla tego rozwiązania. Na przykład zwartą konstrukcję maszyny można uzyskać poprzez umieszczenie generatora w hermetycznej obudowie osiowo względem turbiny [4]. Rozwiązania te przyjmują formę gruszki

i wykorzystują w większości przypadków generatory indukcyjne klatkowe, gdzie ich prędkość synchroniczna jest relatywnie wysoka. Zwartą konstrukcję maszyny zapewnić można poprzez umieszczenie generatora w szczelnej obudowie betonowej lub stalowej w jednej linii względem turbiny wodnej przedstawiono na Rys. 3.1. Rozwiązania takie dla spadów niskich i najniższych nie funkcjonują jako bezpośrednie sprzężenie i niezbędne jest stosowanie przekładni multiplikujących obroty turbiny względem generatora. Umieszczenie przekładni smarowanej przeważnie olejem wewnątrz obudowy turbiny omywanej wodą skutkuje ryzykiem wycieku oleju smarnego i zanieczyszczenia środowiska naturalnego. Konstrukcja taka dla niskospadowych maszyn małej mocy ogranicza przekrój poprzeczny przepływu wody oraz powoduje znaczne zaburzenia przepływu w kanałach hydraulicznych maszyny, co skutkuje ograniczeniem efektywności zespołu. W przypadku małych maszyn występują również problemy z zawilgoceniem generatorów umieszczonych wewnątrz obudowy z uwagi na brak możliwości przewietrzania uzwojeń i kondensację pary wodnej podczas postoju maszyny.

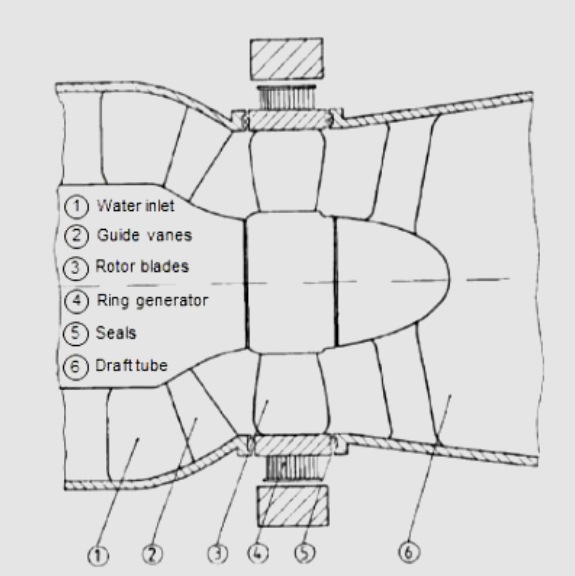


Rys.3.1. Przekrój poprzeczny hydrozespołu gruszkowego [12]

Przy próbie zabudowy na obiektach o niskim spadzie a dużym natężeniu przepływu wody, konieczne jest stosunkowo duże zagłębienie wlotu turbiny na górnym stanowisku stopnia, co skutkuje zwiększonymi nakładami inwestycyjnymi oraz problemami eksploatacyjnymi w postaci zamulania górnego stanowiska elektrowni. Podjęto rzeczywiste próby zastosowania generatorów synchronicznych bezprzekładniowych w rozwiązaniach gruszkowych [4] dla „teoretycznie” niskich spadów od 2m a praktycznie i ekonomicznie uzasadnione stosowanie ich rozpoczyna się od 5m dla obiektów zbiornikowych z sedymentacją zanieczyszczeń wleczonych.

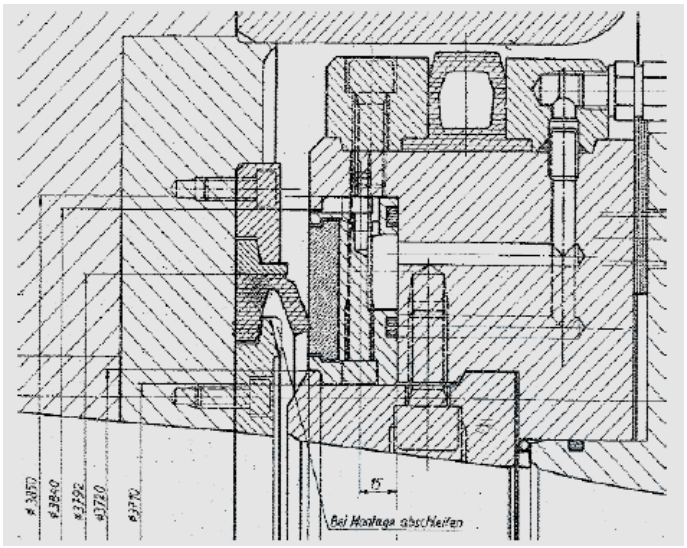
Kolejnym rozwiązaniem eliminującym użycie przekładni mechanicznej jest umieszczenie turbiny wodnej wewnątrz wirnika generatora elektrycznego. Do eliminacji przekładni multiplikującej służy wielobiegunowy generator synchroniczny z magnesami trwałymi o szerokim zakresie pracy [5]. Po raz pierwszy takie opatentowane konstrukcje pojawiły się w latach 40. XX w. [6]. Były to jednostki o mocy kilkuset kW, których problemem było uszczelnienie uzwojeń generatora elektrycznego omywanego od wewnątrz wodą rzeczna transportującą zanieczyszczenia. Generator ten na wskutek zawilgocenia uzwojeń i obniżenia rezystancji izolacji ulegał szybkiemu przepaleniu.

Podobnym rozwiązaniem eliminującym problem zmniejszonego przekroju hydraulicznego maszyny jest umieszczenie turbiny wodnej osiowo wewnątrz suchego wirnika generatora elektrycznego przedstawionego na Rys. 3.2. Wykorzystuje się tu generator synchroniczny wielobiegunowy z uwagi na możliwość eliminacji przekładni oraz większą sprawność generatora w szerokim zakresie obciążenia. Pierwsze takie rozwiązania pojawiły się w latach 40-tych [1, 2]. Były to obiekty małej mocy (<1MW) i borykały się z problemami związanymi z uszczelnieniem pierścienia uszczelniającego wirnik a wirnikiem generatora.



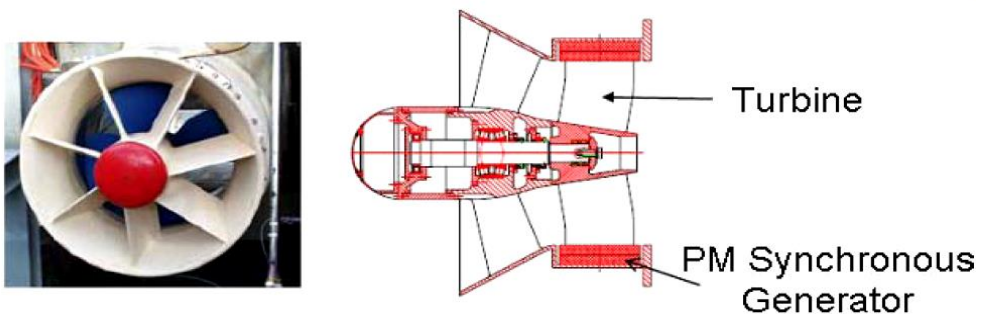
Rys. 3.2. Przekrój poprzeczny turbiny zintegrowanej STRAFLO-turbine [1]

Pierwszym obiektem o dużej mocy (100MW) zawierającym 10 bliźniaczych hydrozespołów zintegrowanych bazujących na turbinie śmigłowej z regulowanymi kierownicami była elektrownia na rzece Rhein (Laufenburg, Germany) powstała w 1987 roku [3]. W latach osiemdziesiątych opracowano elastyczne uszczelnienie dedykowane do turbiny z regulowanymi łopatami turbiny (Rys.3.3) [4].



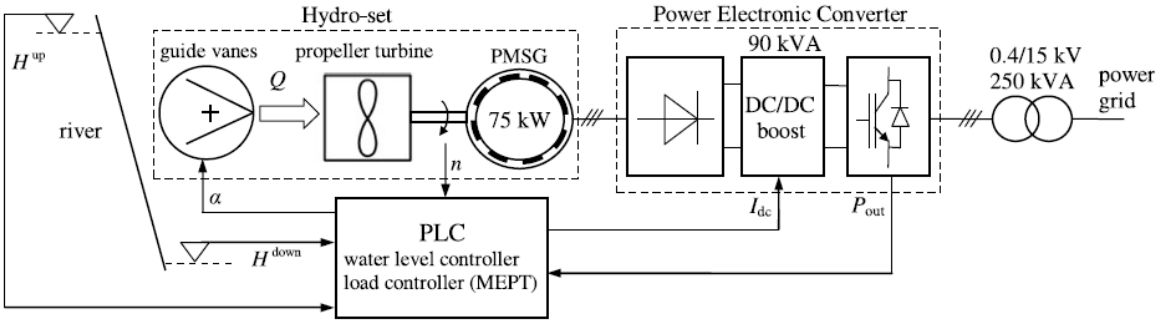
Rys. 3.3. System elastycznego uszczelnienia labiryntowego mokrego zaproponowanego przez HPP Weinzödl [4]

Kolejno wdrożono wówczas także jednostki większej mocy na rzece Ren (Laufenburg, Niemcy) [7], jednakże nadal były to turbiny ze stałym wirnikiem bez możliwości regulacji kąta łopatek, pracujące ze stałą prędkością obrotową. W latach 80 opracowano rozwiązanie pozwalające na regulacje łopatek wirnika zintegrowanej turbiny podczas biegu maszyny. W 1982 roku w elektrowni Weinzödl (Austria, nad rzeką Mur) zamontowano dwie symetryczne turbiny typu Straflo o średnicy znamionowej wirnika 3,7m każda, ich łączna moc instalowana wynosiła 8MW [8]. Kolejne rozwiązanie o integracji zewnętrznej zostało zamontowane przez austriacką firmę VA TECH HYDRO GmbH, w elektrowni wodnej Agonitz na rzece Steyr w Austrii [9,10], były to dwie turbiny (300 kW i 700kW) o nazwie StrafloMatrix [5, 6] jest przeznaczone dla małych elektrowni wodnych (Rys. 3.4). Dwie jednostki (300 kVA i 700 kVA) zostały wykonane i zainstalowane w elektrowni wodnej Agonitz na rzece Steyr w Austrii.



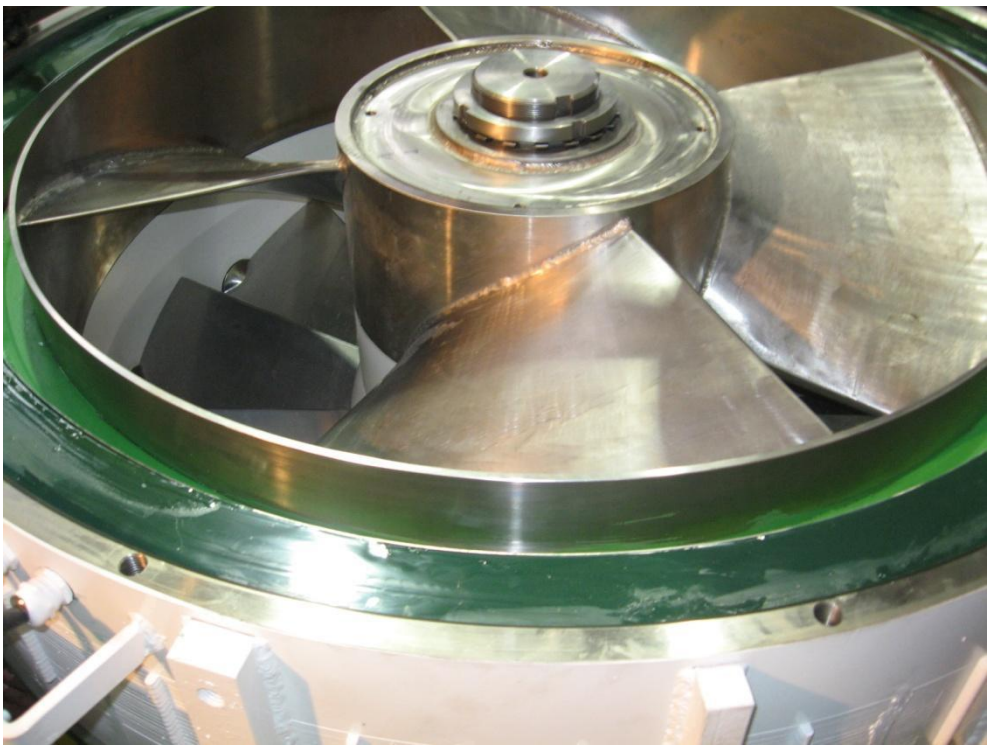
Rys. 3.4. Przekrój poprzeczny i widok zintegrowanej turbiny StrafloMatrixVA TECH HYDRO GmbH [6].

Podobną konstrukcję turbozespołów przeznaczoną dla małych elektrowni wodnych zamontowała firma Turbinova AS. przy współudziale autora w elektrowni Akwa na rzece Białej Głuchołaskiej koło Nysy (Polska) [11]. Turbozespoły produkcji Turbinova AS. chronione były patentem [76], składały się z dwóch identycznych jednostek o konstrukcji rurowej (rys 3.6) i przepływie osiowym, łączna moc zainstalowana wynosiła 150 kW po 75kW na jednostkę. System generacji energii opierał się na turbinie wodnej typu śmigłowego z stałym czterołopatowym wirnikiem, generatorem synchronicznym wzbudzanym magnesami trwałymi o 14 parach biegunów połączonym z siecią elektryczną poprzez przekształtnik energoelektroniczny z prostownikiem diodowym. W tym projekcie regulację kąta wirnika turbiny zastąpiła zmienna prędkość obrotowa uzyskana dzięki zastosowaniu falownika sieciowego. Z uwagi na prototypowy charakter maszyny jak również mokrą formę integracji generatora z wirnikiem turbiny (Rys. 3.7) produkt ten cechował się częstymi awariami i wielokrotną koniecznością przezwajania generatorów. Wielowariantowe uszczelnienia generatorów, udoskonalenia przepływowe konstrukcji turbiny, zbadane własności mechaniczne i eksploatacyjne zostały dokładnie opisane w szeregu publikacjach [11–13]. Na rysunku 3.5 przedstawiono schemat ideowy układu generacji MEW Akwa.



Rys.3.5. Schemat ideowy systemu generacji MEW Akwa na rzece Biała Głuchołaska [7]

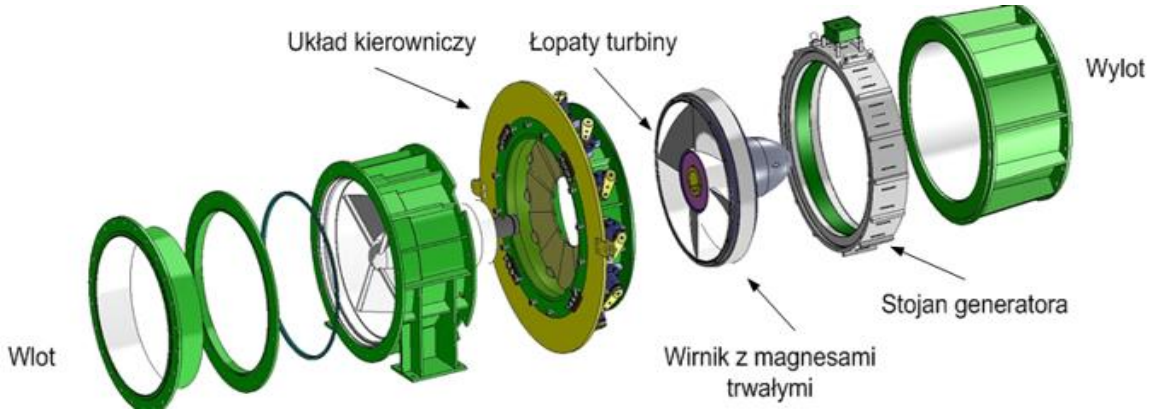
Rys.3.6. Zintegrowane turbiny śmigłowe z generatorem synchronicznym wzbudzanym magnesami trwałymi, pracujące ze zmienną prędkością obrotową – Elektrownia Akwa na rzece Biała Głuchołaska koło Nysy (Polska) (opracowanie własne)



Rys.3.7. MEW Akwa – widok zintegrowanego wirnika turbiny z generatorem elektrycznym (opracowanie własne)

Wszystkie powyżej opisane rozwiązania dotyczą integracji wirnika turbiny wodnej wewnątrz generatora zwane dalej integracją pełną. Model 3D zintegrowanej rurowej turbiny wodnej w układzie prostoosiowym rurowym przedstawiony został z rozbiciem na elementy składowe na Rys.3.8. Poniżej przedstawione zostaną wady i zalety takiego rozwiązania technicznego.

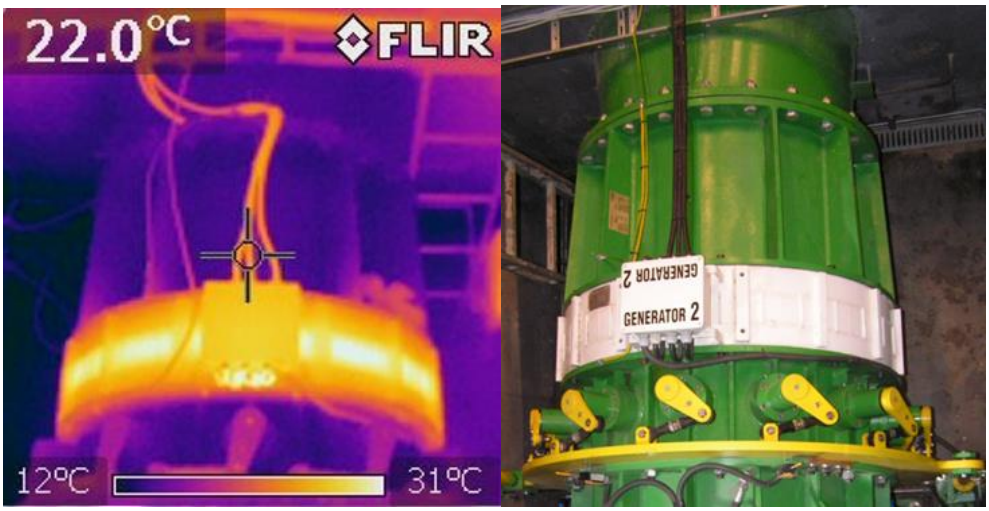
Jako zalety pełnej integracji turbiny wodnej z wirnikiem generatora elektrycznego należy zaliczyć: wał napędowy nie przenosi momentu obrotowego, brak przekładni i jej smarowania, zwarta rurowa konstrukcja, dzięki czemu turbozespół można umieścić bezpośrednio w rurociągu. Patrząc na generator istotną zaletą takiej konstrukcji jest chłodzenie stojana wodą rzeczną przepływającą wewnątrz jego obudowy, co skutecznie podnosi sprawność generatora. Zaletą integracji turbiny wewnątrz wirnika generatora elektrycznego jest ograniczenie wymiarów hydrozespołu do wycinka rury, jak również ograniczenie liczby łożysk oraz przekładni (Rys. 3.9). Hydrozespół taki może być umieszczony bezpośrednio w rurze, z którego wyprowadzone są przewody elektryczne od generatora (Rys. 3.9).



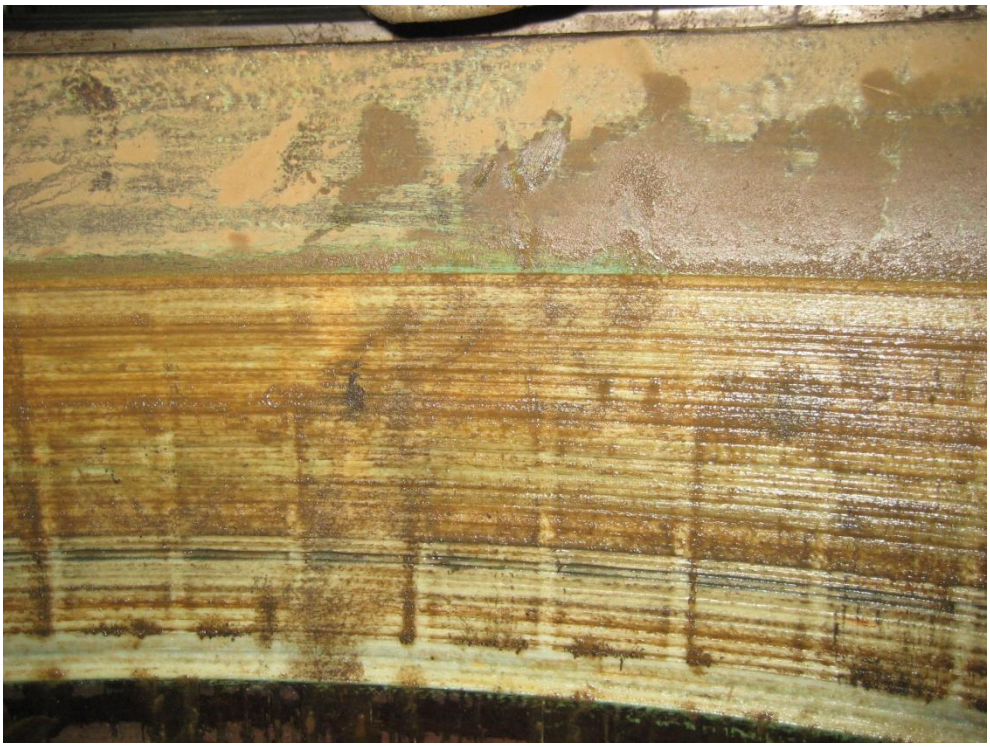
Rys. 3.8 Zintegrowana turbina wodna z generatorem synchronicznym z magnesami trwałymi z rozbiciem na elementy składowe hydrozespołu [7]

Kolejną istotną zaletą tego rozwiązania jest chłodzenie generatora elektrycznego poprzez wodę przepływającą wewnątrz jego korpusu. Zapewnia to bardzo dobre warunki chłodzenia, co umożliwia znaczne długotrwałe przeciążenie generatora. Zmniejsza to koszty wykonania generatora. Na Rys. 3.10 znajduje się rzeczywisty rozkład temperatury generatora zintegrowanego w zabudowie rurowej [7] pracującego przy znamionowym obciążeniu 75kW. Maksymalna temperatura obudowy stojana wynosiła 36°C. Umożliwia to pracę ciągłą z wysoką sprawnością, oraz stwarza możliwość rezygnacji z mechanicznej wentylacji bloku elektrowni.

Rys. 3.9. Zintegrowana turbina wodna z generatorem synchronicznym z magnesami trwałymi- złożony hydrozespół rurowy [7]



Rys. 3.10. Rozkład temperatury stojana zintegrowanego hydrozespołu (temperatura stojana przy znamionowym obciążeniu nie przekraczała 36°C) [7]



Rys.3.11. Uszkodzone uszczelnienie stojana zintegrowanej turbiny na wskutek abrazji (opracowanie własne)

Głównymi wadami pełnej integracji turbiny są zjawiska erozyjne w szczelinie pomiędzy wirnikiem a stojanem generatora prądu. To zagadnienie rozwiązano na dwa sposoby, wypełniając szczelinę wodą lub podejmowano próby utrzymania szczeliny suchej. Standardowo mokra szczelina jest wypełniana wodą rzeczną podczas normalnej pracy i nie wymaga specjalnego uszczelnienia. Konieczne jest jednak odizolowanie powierzchni zewnętrznej wirnika z magnesami trwałymi i uzwojeniami stojana generatora od kontaktu z wodą. Jedną z głównych wad takiego rozwiązania są straty hydrauliczne w szczelinie. Eksploatacja elektrowni [11] udowodniła konieczność wymiany uszczelnień powierzchniowych przynajmniej raz w roku, wynikało to z faktu erozji mechanicznej (przedstawionej na Rys. 3.11) współpracujących ze sobą powierzchni wirnika i stojana na wskutek przedostających się z wodą rzeczną stałych frakcji zanieczyszczeń. Kolejną wadą tego rodzaju integracji mokrej jest stopniowe zawilgocenie uzwojenia stojana generatora podczas postoju maszyny czy na wskutek szybkiego zużycia uszczelnień, co powoduje uszkodzenie izolacji i zwarcie uzwojeń. Abrazja powodowana jest obwodowym tarciem mieszaniny wody i zanieczyszczeń o powierzchnie stojana i wirnika a także zawirowaniami oraz transportem drobnych frakcji zanieczyszczeń wraz z przepływającą wodą przez turbinę. Wstępne szacowania strat mocy mechanicznej, bazujące na pomiarach rzeczywistego

hydrozespołu, wynosiły nawet do 10% mocy surowej w zależności od wymiarów szczeliny i prędkości obrotowej turbiny. Obliczenia analityczne, walidujące wartość zmierzonych start w szczelinie mokrej, zostały przedstawione w artykule [10]. Przedstawiono w nim często wykorzystywaną w tego typu obliczeniach zależność, na podstawie której można dokonać takich obliczeń.

$$\Delta P = \lambda \cdot l \cdot D^4 \cdot n^3 \cdot 10^{-1} \ [\mathrm{W}] \tag{3.1}$$

gdzie: λ – współczynnik oporu hydraulicznego,

l – długość szczeliny [m],

D – średnica wirnika [m],

n – prędkość obrotowa [obr/min].

Współczynnik oporu hydraulicznego zależy od wielu czynników, takich jak np.: chropowatości powierzchni, temperatury, czy charakteru przepływu cieczy. Jego wartość można wyznaczyć z diagramu Moody'ego na podstawie współczynnika względnej chropowatości ε wyrażonego wzorem:

$$\varepsilon = \frac{e}{\delta} \tag{3.2}$$

gdzie:

e – chropowatość powierzchni [mm],

δ – wysokość szczeliny [mm],

oraz liczby Reynoldsa, która określa charakter przepływu cieczy:

$$\mathrm{Re} = \frac{\omega \cdot r \cdot \delta}{v} \tag{3.3}$$

gdzie:

ω – prędkość kątowa $\frac{n \cdot \pi}{30}\left[\frac{rad}{s}\right]$,

r – promień wirnika $D/2$ [m],

δ – wysokość szczeliny [m],

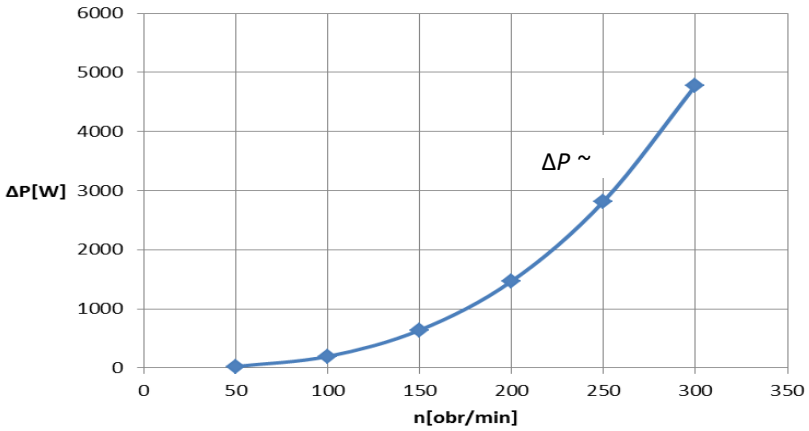
v – współczynnik lepkości kinematycznej wody w temp 15°C, $v = 1.13 \cdot 10^{-6}[m^2/s]$.

Biorąc pod uwagę rzeczywiste wymiary rzeczywiste generatora: l=0,1 m, D=0,9 m, δ=0,005m oraz chropowatość powierzchni na poziomie 0,01 mm, można obliczyć wartość strat mechanicznych dla różnych prędkości obrotowych (Tabela 3.1).

Tabela 3.1. Wyniki obliczeń start mocy

n [obr/min]	100	150	200	300
Re	20850	31275	41700	62550
λ	0.03	0.029	0.028	0.027
ΔP [W]	196	642	1470	4780

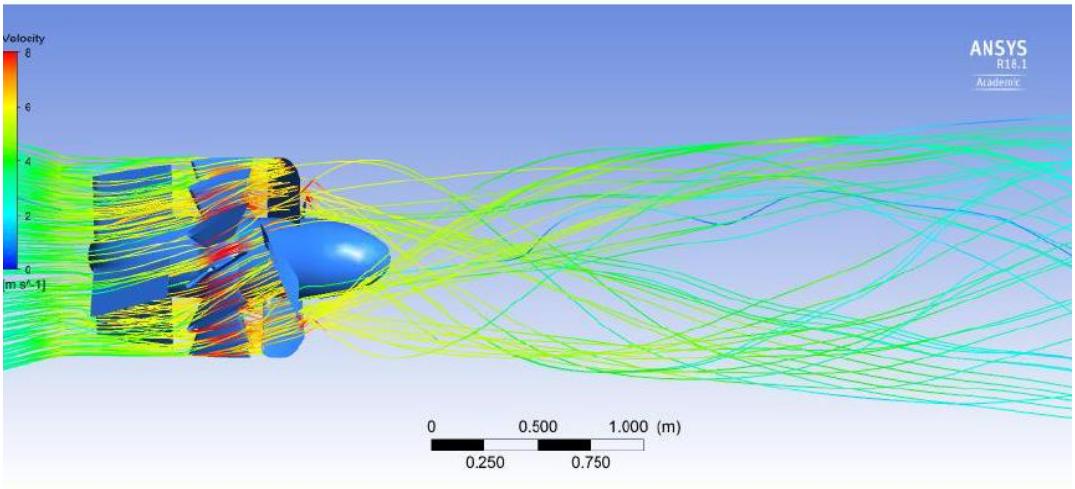
Zmiana wartości liczby Reynoldsa w zależności od prędkości kątowej nie wpływa znacząco na zmianę współczynnika oporu hydraulicznego. Stwierdzić można więc, że straty mocy mechanicznej w szczelinie zależą od prędkości obrotowej w trzeciej potędze (Rys. 3.12).



Rys. 3.12. Starty mechaniczne w szczelinie w funkcji prędkości obrotowej wirnika [10]

Dla stanu pracy z mocą znamionową straty te są znaczące i stanowią 6,4% mocy całkowitej hydrozespołu. Należy podkreślić, że obliczenia te dotyczą przypadku idealnego tzn. nie uwzględnia się ekscentryczności statycznej i dynamicznej pierścienia generatora oraz zakłada się brak zanieczyszczeń w wodzie występującej w szczelinie, które rzeczywiście zawsze występują i znacząco zwiększają rzeczywiste starty mechaniczne.

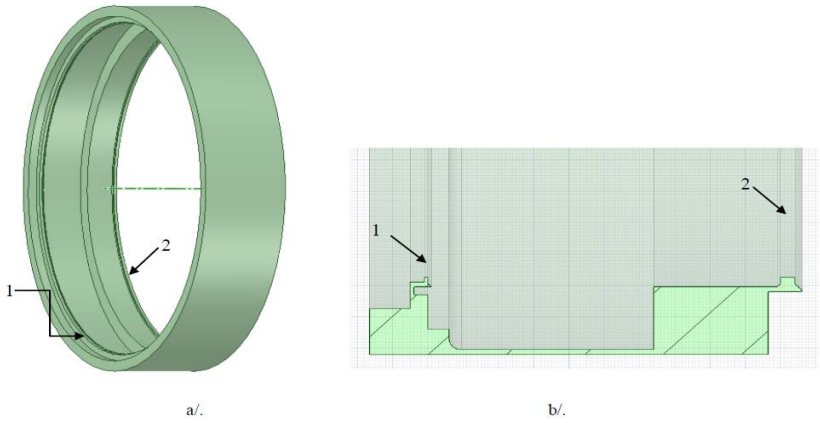
Wartość start w szczelinie zweryfikowana została również na podstawie badań numerycznych modelu 3D CFD (Computational Fluid Dynamics) [11]. Na podstawie dokładnego rysunku turbiny przygotowana została siatka numeryczna i przeprowadzone zostały obliczenia wybranych stanów pracy turbiny (Rys.3.13).



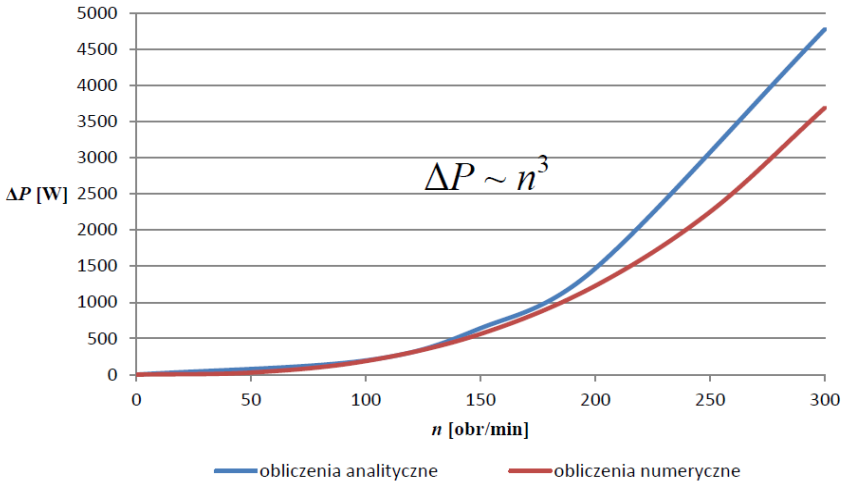
Rys. 3.13. Przykładowy wynik analizy 3D CFD linii prądów turbiny zintegrowanej w oprogramowaniu AnsysFluent [11]

W związku szacunkowym charakterem obliczeń analitycznych, przeprowadzona została wielowariantowa analiza numeryczna strat generowanych w szczelinie turbozespołu. W analizie numerycznej zostały uwzględnione takie czynniki jak chropowatość ścian, przepływ wzdłuż szczeliny oraz rzeczywista geometria (Rys. 3.14). Siatka numeryczna, zbudowana na modelu, posiadała ok. 5 mln. elementów. Duża rozdzielczość siatki podyktowana była bardzo małej wielkości elementami w samej szczelinie oraz potrzebą przygotowania odpowiednich warstw inflacyjnych na ścianach domeny. Wyniki obliczeń numerycznych start mechanicznych w szczelinie zostały zestawione z obliczeniami analitycznymi na Rys. 3.15. Można zauważyć, że starty obliczone numerycznie różnią się od tych liczonych analitycznie, co wynika z dokładniejszego odzwierciedlenia kształtu szczeliny. Łagodniej narastają w przedziale prędkości znamionowej, jednak jest to nadal istotna strata mocy wynosząca około 5% mocy znamionowej, która prawie w całości zamienia się w tarcie i powoduje nadmierne zużycie materiałów uszczelniających.

Drugą wadą szczeliny mokrej wynikającą pośrednio ze strat mocy jest szybkie zużycie się uszczelnień wirnika oraz stojana przy pracy z wodą zanieczyszczoną np. piaskiem. Eksploatacja obiektu [7] wykazała konieczność wymiany materiałów uszczelniających co najmniej raz do roku. Przykład wpływu zanieczyszczonej wody na wycieranie się kompozytu uszczelniającego uzwojenia stojana i magnesów wirnika w turbinie zintegrowanej z mokrą szczeliną został pokazany na Rys. 3.16.



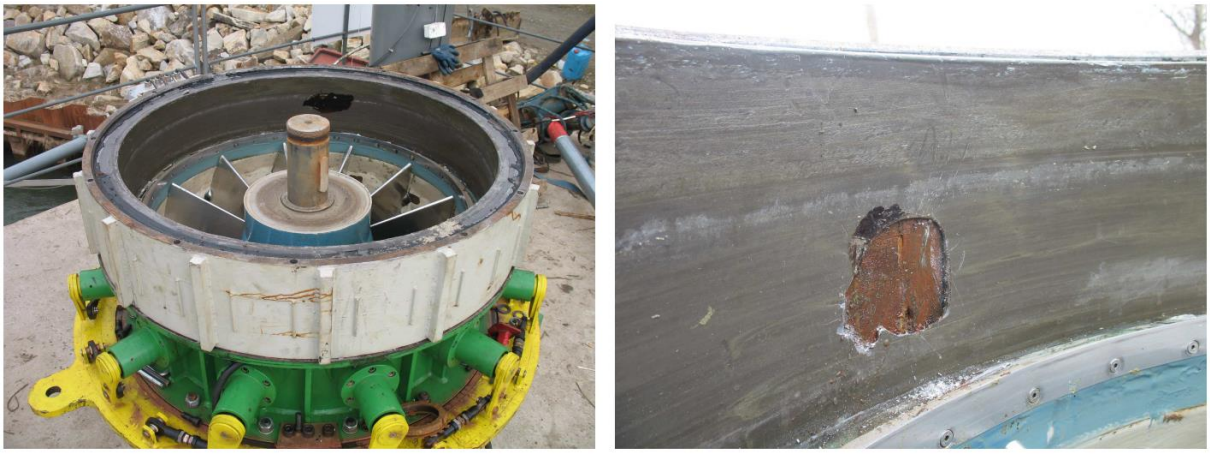
Rys.3.14. Geometria rzeczywista szczeliny a.) widok b.) przekrój [11]



Rys. 3.15. Zestawienie strat mechanicznych w funkcji prędkości obrotowej turbiny zintegrowanej o szczelinie mokrej, uzyskanych w obliczeniach analitycznych oraz numerycznych [11]

Rys.3.16. Przykład wpływu zanieczyszczonej wody na wycieranie się kompozytu uszczelniającego stojan i wirnik w turbinie zintegrowanej z mokrą szczeliną (opracowanie wlasne)

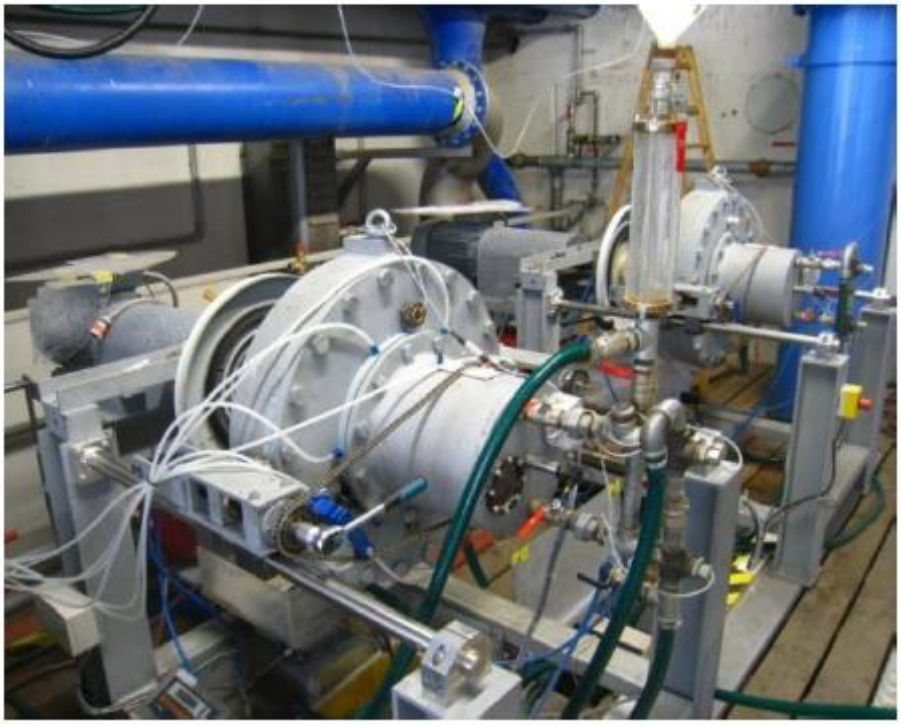
Kolejną wadą tego typu rozwiązania jest stopniowe zawilgocenie uzwojeń stojana generatora, co powoduje zmniejszenie rezystancji uzwojeń stojana. Rezultatem tego może być zwarcie elektryczne. Wypalenie izolacji stojana spowodowane zwarciem elektrycznym do masy, wynikającym z niskiej izolacji elektrycznej w turbinie zintegrowanej z mokrą szczeliną przedstawione jest na Rys. 3.17.



Rys.3.17. Wypalenie izolacji stojana spowodowane zwarciem elektrycznym wynikającym z niskiej izolacji elektrycznej w turbinie zintegrowanej z mokrą szczeliną (opracowanie wlasne)

Ponadto, konstrukcyjnie integracja turbiny o określonych wymiarach w wirniku generatora synchronicznego wymaga każdorazowo zaprojektowania nowego obwodu magnetycznego generatora oraz wykonania jednostkowego maszyny elektrycznej. Powoduje to zwiększone koszty wykonania całego hydrozespołu i znacznie ogranicza stworzenie typoszeregów maszyn.

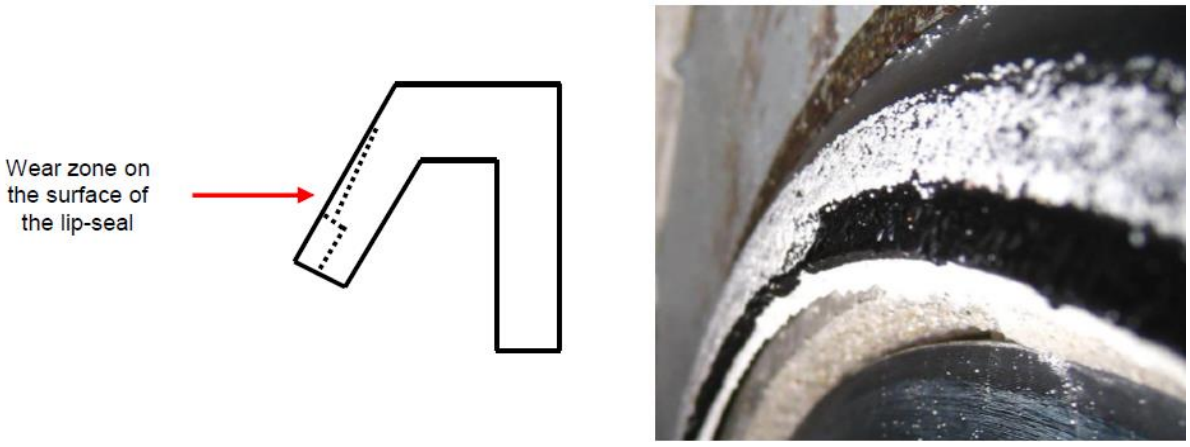
Jako suchą szczelinę należy traktować taką, gdzie podczas normalnej pracy turbozespołu nie ma wody lub pojawia się jej niewielka ilość i nie powoduje to znacznych strat mocy. Rozwiązanie to realizowane jest za pomocą uszczelnienia mechanicznego stykowego. Wdrożenie takie zostało szeroko zbadane przez Instytut for Hydraulic Fluid Machinery na Politechnice w Graz i zostało szczegółowo opisane w [8], w którym testowano turbinę modelową o średnicy wirnika 400 mm przy prędkości obrotowej wynoszącej 1500 obr/min. Przeprowadzono badania wytrzymałości różnych typów uszczelnień mechanicznych i ich zużycia dla szeregu stopni zanieczyszczenia wody. Badania starzeniowe wykazały znaczne uszkodzenia materiałów uszczelniających [8]. Widok stanowiska do badań szczeliny suchej przedstawiono na Rys. 3.18.



Rys. 3.18. Stanowisko laboratoryjne do badania szczeliny suchej w turbinie zintegrowanej [4]

Przeprowadzone zostały wielowariantowe badania mające na celu analizę strat mocy, ilości przeciekającej wody, wytrzymałości różnych materiałów uszczelniających dla różnych poziomów zanieczyszczenia wody oraz różnych przemieszczeń wirnika turbiny względem generatora.

Badania uszczelnienia przy wodzie czystej wykazały straty mocy na poziomie 2% natomiast przeciek wody na poziomie 0.04 l/s. Zanieczyszczenie wody piaskiem spowodowało prawie dwukrotne zwiększenie strat mocy oraz przecieku wody przez uszczelnienie. Długoczasowe testy wykazały istotne uszkodzenie materiałów uszczelniających (Rys. 3.19).



Rys.3.19. Przykład zniszczenia uszczelnienia turbiny zintegrowanej dla szczeliny suchej [4]

W celu zmniejszenia stopnia zużycia uszczelnienia zaproponowano system przeczyszczania uszczelnienia za pomocą wody pod ciśnieniem przy użyciu dedykowanego labiryntu. Zaproponowane rozwiązanie spełniło swoje zadanie, natomiast jest ono skomplikowane technicznie i eksploatacyjnie.

Podsumowując można stwierdzić, że szczelina mokra jest prostsza i tańsza w realizacji praktycznej, natomiast jest kosztowna w eksploatacji (częsta wymiana izolacji generatora i wirnika, możliwość zwarcia uzwojeń stojana) i powoduje znaczne starty mocy, co przekłada się na straty produkcji energii elektrycznej.

Szczelina sucha natomiast jest skomplikowana technicznie i wymaga dodatkowych systemów oczyszczania. Rozwiązanie to jest drogie w wykonaniu i dedykowane do hydrozespołów dużych mocy elektrowni zbiornikowych, gdzie zbiornik pełni rolę piaskownika i zanieczyszczenia odkładają się na dnie zamiast wpływać do turbiny.

Możliwość zastosowania zmiennej prędkości obrotowej w turbinach sprzęgniętych bezpośrednio z generatorem wzbudzanym magnesami trwałymi wynika z konieczności użycia falownika do podłączenia zespołu do sieci elektrycznej [14–22]. Rozwiązania generacyjne o zmiennych prędkościach obrotowych są często stosowane przy wytwarzaniu energii wiatrowej, głównie o większych mocach powyżej 1 MW oraz energii falowej czy pływów morskich. Dla mikro energetyki wodnej są to rozwiązania nowe, choć już coraz częściej stosowane [14]. W przypadku generatora synchronicznego i uzyskania możliwości pracy ze zmienną prędkością obrotową konieczne jest zastosowanie przemiennika częstotliwości (przykład Rys. 3.20), który zapewnia zgodność parametrów i jakości generowanej energii z wymaganiami sieci elektroenergetycznej [16–18] oraz dyrektywami NCRfG.

Rys.3.20. Przemiennik częstotliwości MEW Akwa o mocy 90kW (opracowanie własne)

W elektrowniach wodnych, w których występują standardowe układy generacji oparte na generatorze indukcyjnym klatkowym pracującym ze stałą prędkością obrotową, istotnym problemem jest zmienność spadu. W elektrowniach nisko spadowych przepływowych zmiana spadu sięga nawet 50% przy przepływie wezbraniowym czy występowaniu cofki od morza, co może powodować utratę sprawności, która w przypadku nawet wysokosprawnych turbin Kaplana może sięgać nawet 30% [18, 23, 24]. Istotną wadą stosowania generatorów klatkowych asynchronicznych cechujących się relatywnie wysoką prędkością obrotową względem prędkości samych turbin, jest konieczność stosowania przekładni mechanicznych multiplikujących obroty, które powodują hałas, zmniejszają sprawność i powodują szereg problemów eksploatacyjnych i awarii. Elektrownie wodne przepływowe (nisko spadowe, przyjazowe) podlegają dynamicznym zmianom generowanej mocy w zależności od warunków hydrologicznych. Dlatego też sprawności generatora dla różnych poziomów obciążenia przekłada się bezpośrednio na roczną produkcje energii elektrycznej. Wady klasycznych generatorów można wyeliminować stosując generator synchroniczny z magnesami trwałymi i przekształtnik energoelektroniczny. Rozwiązania falownikowe obecnie są znane i powszechnie stosowane w energetyce słonecznej i wiatrowej, mogą znacząco zwiększyć produkcję energii elektrycznej w MEW, szczególnie w przypadku

niskich spadów oraz ich zmian. Przewagę zaproponowanego rozwiązania nad klasycznym układem pokazano m.in. w [14]. W przypadku normalnej pracy pod spadem znamionowym dla turbin Kaplana przyrost sprawności wyniesie 2–5%, natomiast w przypadku turbin śmigłowych może sięgać nawet 5–20% [18, 23, 24] odstępstwo od spadu znamionowego oraz znaczna redukcja mocy przynosi dodatkowe zyski energetyczne oraz wysoką niezawodność układu [14]. Falownik energoelektroniczny [31–34] umożliwia dostosowanie parametrów produkcji energii generowanej przez generator do parametrów określonych przez system elektroenergetyczny (np. napięcie 400 V, 50 Hz, praca wyspowa, kompensacja mocy oraz usługi sieciowe). Użycie przekształtników energoelektronicznych pozwala odejść od kanonu projektowania punktu pracy turbiny czy generatora w punkcie pracy z prędkością synchroniczną i częstotliwością 50Hz.

Poprawna zabudowa hydrotechniczna przepływowej elektrowni wodnej względem stopnia wodnego zapewnia nie tylko maksymalne wykorzystanie potencjału, ale również zmniejszenie potencjalne oddziaływania na środowisko [52]. Integralną częścią każdego stopnia wodnego z MEW powinna być przepławka dla ryb, sposób jej projektowania i usytuowania szczegółowo przedstawiono w publikacji [53], poprawne usytuowanie względem stopnia i elektrowni wodnej przepławki [54] z uwzględnieniem gatunków ryb i zamontowanych turbozespołów pozwala na osiągniecie celów środowiskowych. Aby uniemożliwić rybom dostanie się do turbin wodnych stosuje się bariery elektryczne [55] kierujące ryby do przepławki. Bariery montuje się zarówno przed wlotem wody do elektrowni jak i od strony wypływu z rur ssących turbin.

W dobie gwałtownych powodzi i dotkliwej suszy dobrym rozwiązaniem jest wyposażanie stopni wodnych w ruchome zamknięcia kompozytowe [57], zwane zamknięciami powłokowymi (lub workami bukłakowymi). Ich działanie nie powoduje podpiętrzenia wody nad dnem rzeki podczas wezbrań i powodzi. Rozwiązania te doskonale sprawdzają się zarówno dla małych potoków jak również dla dużych rzek, tworząc zabudowę i retencję korytową. Powłoki jazów napełniane są najczęściej wodą lub mieszaniną wody z powietrzem; stanowią zatem rozwiązanie charakteryzujące się wysokim bezpieczeństwem ekologicznym w przypadku awarii. Zamknięcia bukłakowe cechują się minimalną formą eksploatacji, szczególnie w okresie zimowym (Rys. 3.22), gdyż kra i lód nie przymarzają do elastomerowej powłoki jazu [56], co czyni je popularnym rozwiązaniem zarówno dla terenów nizinnych jak i górskich. Przykładową zabudowę hydrotechniczną z użyciem jazu powłokowego przedstawiono na Rys. 3.21.

Rys.3.21. Elektrownia wodna Głębocko, rzeka Nysa Kłodzka - widok na jaz powłokowy dwuprzęsłowy (opracowanie wlasne)

Rys.3.22. Jaz Kamienna Góra na rzece Zadrna- praca w warunkach zimowych (opracowanie wlasne)

Rozwój technologiczny jazów powłokowych doprowadził do opracowania kompozytowych jazów z ruchomą klapą, z pneumatycznym lub hydraulicznym siłownikiem unoszącym [58]. Rozwiązanie to szczególnie polecane jest do zapór o wysokości piętrzenia od 0,5m do 1,5m z tendencją do znacznego transportu rumowiska wleczonego. Rys. 3.23 przedstawia kompozytowy jaz klapowy z siłownikiem pneumatycznym wybudowany na rzece Odra w miejscowości Brzeg. Głównym zadaniem opisanej technologii jest skrócenie

czasu budowy w korycie rzeki oraz poprawa jakości elementów kubaturowych poprzez wykonanie ich z prefabrykatów betonowych ze zbrojeniem kompozytowym.

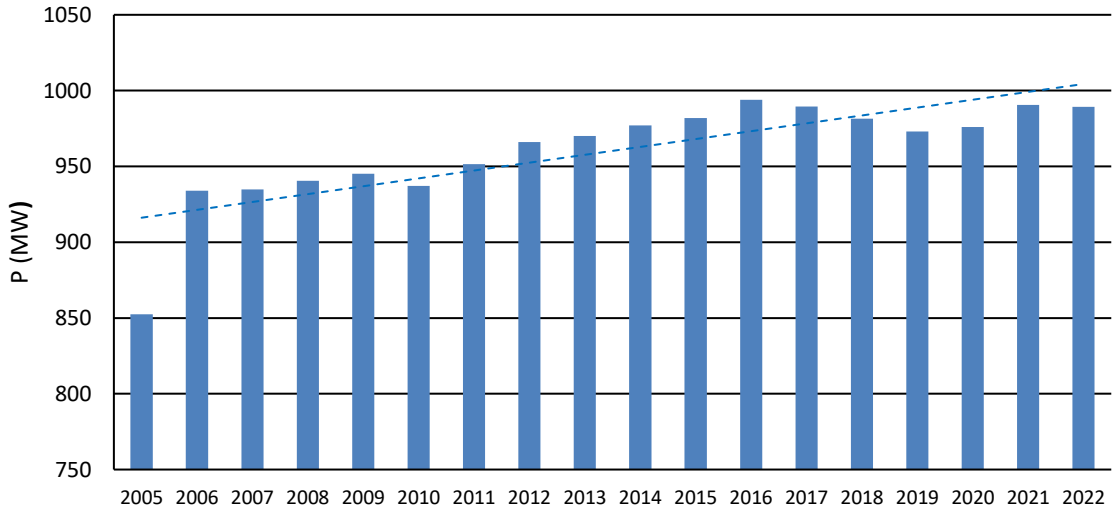
Rys.3.23. Jaz kompozytowy klapowy z siłownikiem pneumatycznym podczas przeglądu technicznego, rzeka Odra, miejscowość Brzeg (opracowanie wlasne)

4 Analiza potencjału energetycznego

W rozdziale tym przedstawiona została analiza hydroenergetycznego rynku Polski, która była przeprowadzona przy wykorzystaniu dostępu do uporządkowanych baz danych hydrologicznych potencjału hydrotechnicznego Polski oraz wykazu istniejących elektrowni wodnych oraz ich lokalizacji. W rezultacie tych analiz wytypowany został przedział pracy zintegrowanej turbiny wodnej niezbędnej do zagospodarowania spadów najniższych od 1,5 m do 3 m dla nowych obiektów oraz modernizacji istniejących.

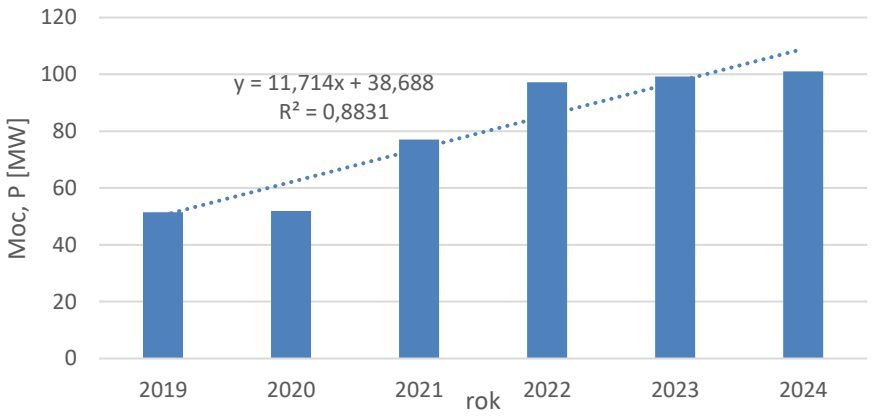
Analiza hydroenergetycznego rynku Polski została podzielona na dwa zagadnienia. W pierwszej kolejności przeanalizowane zostały istniejące obiekty małych elektrowni wodnych o mocach do 0.5 MW. W dalszej kolejności oceniony został potencjał hydroenergetyczny Polski w obrębie spadów najniższych.

Informacje na temat istniejących obiektów MEW pochodzą ze zbioru opublikowanego przez URE [70]. Wynika z nich, że moc zainstalowana elektrowni wodnych w Polsce ma tendencję zmienną natomiast w ocenie długoterminowej (18-letniej) przyrost wynosi 5,0 MW/rok (Rys. 4.1). Należy jednak pamiętać, że udział tzw. małych instalacji (o mocy zainstalowanej od 50 kW do 500 kW), będących potencjalnym miejscem do instalacji zintegrowanego turbozespołu przy modernizacji, stanowi jedynie 5-6%. W związku z tym tendencja ta może nie mieć odzwierciedlenia w małych instalacjach.



Rys.4.1. Sumaryczna moc zainstalowana elektrowni wodnych w Polsce w latach 2005-2022

Dane historyczne na temat sumarycznej mocy zainstalowanej w małych instalacjach są ograniczone na stronach URE do ostatnich pięciu lat [71]. Na rysunku 4.2 przedstawione zostały wartości sumarycznej mocy zainstalowanej w latach 2019-2024. Widać na nim wyraźną tendencję wzrostową wynoszącą średnio 11,8 MW/rok, podczas gdy sumaryczna moc wszystkich elektrowni wodnych w tym okresie również wzrosła.

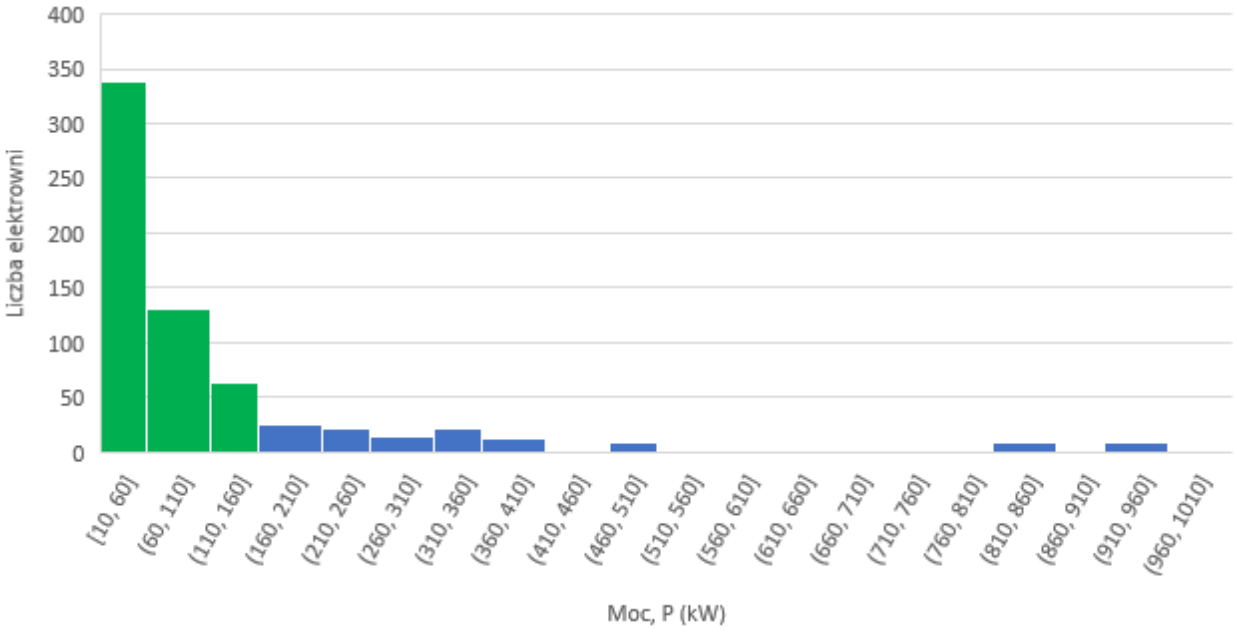


Rys.4.2. Sumaryczna moc zainstalowana małych instalacji elektrowni wodnych (50-500 kW) w Polsce w latach 2019-2024

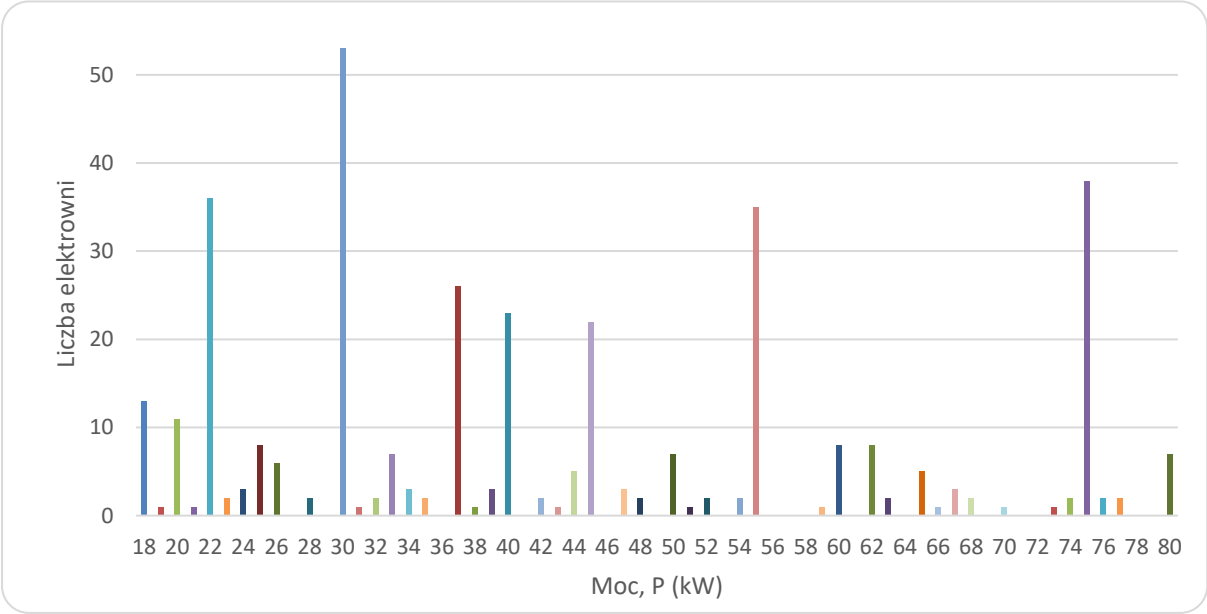
Istotne znaczenie dla doboru wielkości turbozespołu i jego mocy znamionowej miała analiza mocy zainstalowanej elektrowni wodnych w Polsce. Została ona wykonana w oparciu o wykaz instalacji OZE na dzień 31.03.2025 udostępniony na stronie URE [72].

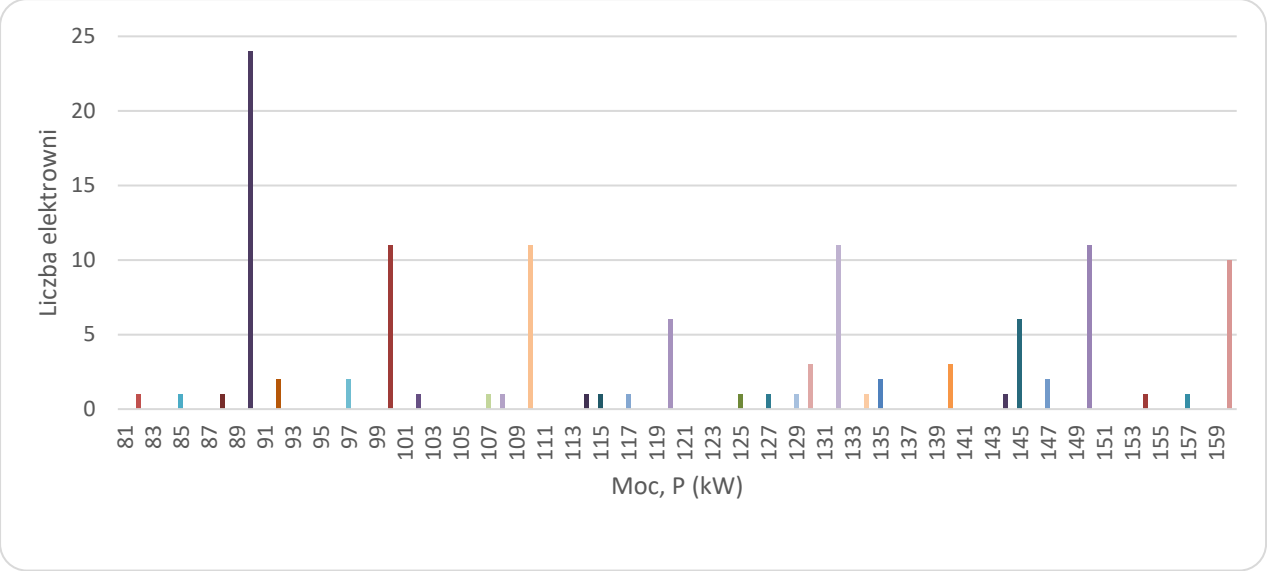
Analizie poddane zostały obiekty o mocy zainstalowanej od 10 kW do 1 MW. Liczba obiektów spełniających ten warunek wynosi 700.

Prawie 80% analizowanych obiektów posiada moc zainstalowaną mniejszą niż 160 kW. Ponadto, przyjęto minimalny poziom mocy instalowany 18 a maksymalny 160 kW dla turbozespołu lub jego wielokrotności. W rezultacie liczba obiektów spełniające ten warunek wynosi 490 (Rys. 4.3).



Rys.4.3. Liczba obiektów elektrowni wodnych w zależności od przedziałów mocy zainstalowanej w zakresie od 10kW do 1MW.



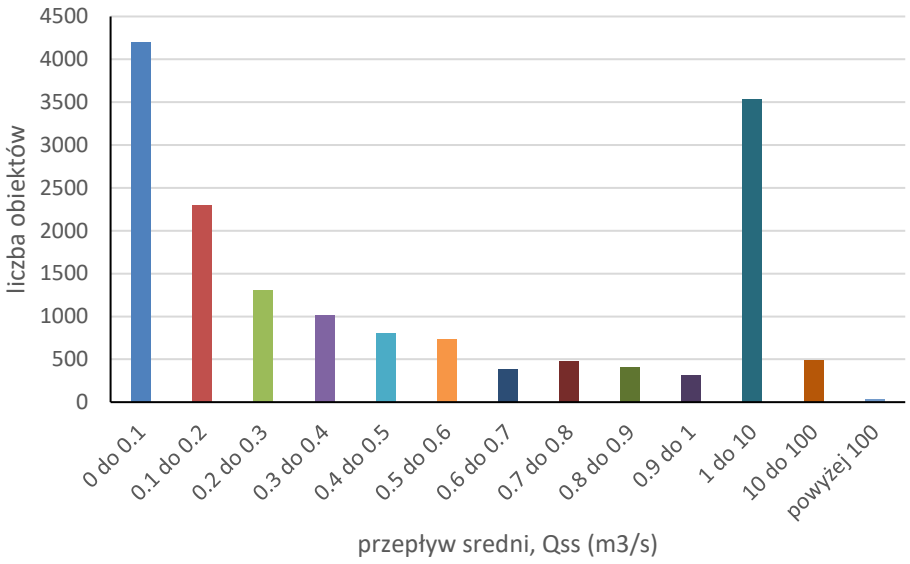


Rys. 4.4. Liczba obiektów elektrowni wodnych w zależności od mocy zainstalowanej w zakresie od 18 kW do 160 kW.

Można zauważyć, że moc zainstalowana większości elektrowni (ponad 60%) jest zgodna z wielkością mocy znamionowej maszyn elektrycznych, czyli: 22, 30, 37, 45, 55, 75, 90, 110, 132, 160 kW co w rzeczywistości niejednokrotnie nie pokrywa się z mocą osiąganą (Rys.4.4).

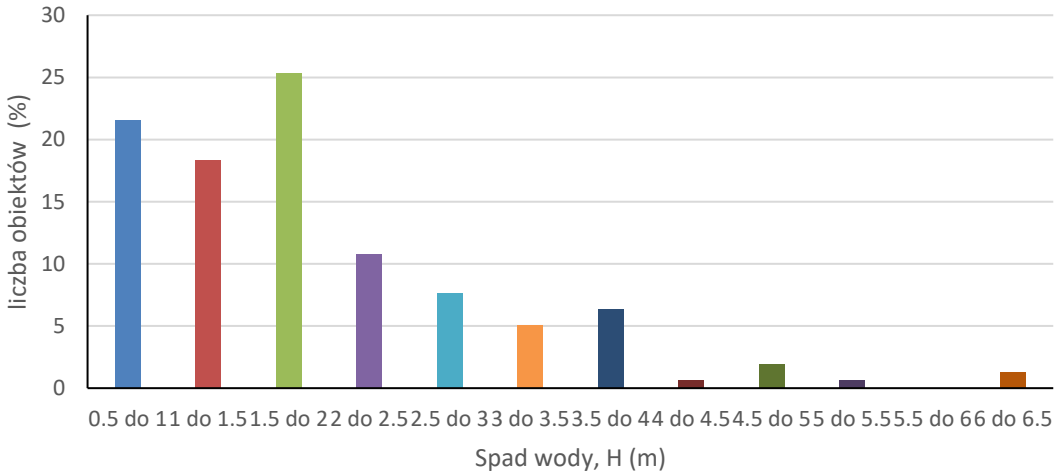
Przy analizie niezbędnego typoszeregu turbin wzięto pod uwagę również fakt, że część istniejących elektrowni to obiekty wieloturbinowe. Liczba takich elektrowni rośnie wraz z wartością mocy zainstalowanej. Obecnie liczba obiektów wieloturbinowych dla elektrowni przepływowych rośnie z uwagi na możliwość lepszego wykorzystania zmiennego natężenia przepływu rzeki. Liczba turbin uzależniona jest od mocy i zmienności rzeki.

Dokonując analizy potencjalnych odbiorców produktu wdrożenia należało również uwzględnić obiekty już projektowane oraz potencjalne lokalizacje przyszłych elektrowni wodnych. Podstawę do tej analizy stanowiła baza wszystkich obiektów piętrzących zlokalizowanych na terenie Polski. Wykorzystany został histogram lokalizacji opracowany przez TRMEW (Towarzystwa Rozwoju Małych Elektrowni Wodnych) na podstawie bazy stworzonej w ramach projektu europejskiego RESTOR Hydro zawierająca ok. 8 tyś. lokalizacji oraz bazy KZGW, które obejmują łącznie 16 tyś. obiektów hydrotechnicznych [73]. Rozkład liczby obiektów piętrzących wodnych w zależności od mocy średniego przepływu został przedstawiony na Rys. 4.5.



Rys.4.5. Liczba obiektów piętrzących wodnych w zależności od mocy średniego przepływu

Lokalizacje o przepływie od 1 do 10 m^3/s stanowią docelową grupę potencjalnych odbiorców zintegrowanego turbozespołu. Na podstawie bazy RESTOR Hydro [74] przeanalizowany został również spad wody lokalizacji w Polsce. Na Rys. 4.6 zaprezentowany został procentowy udział lokalizacji w zależności od spadu.



Rys. 4.6. Liczba obiektów piętrzących wodnych w zależności od spadu wody.

Aż 95% lokalizacji charakteryzuje się spadem mniejszym lub równym 4 m, natomiast największa liczba lokalizacji posiada spad między 1.5 a 2 m. Piętrzenie wody niższe niż 5m kwalifikuje budowlę do IV najniższej klasy budowli hydrotechnicznych co skutkuje tańszą budową obiektów i niższymi wymaganiami bezpieczeństwa budowli.

Zakładając więc spad wody w zakresie od 1,5 do 2,5 m oraz przepływ od 1 do 10 m^3/s zakres mocy zainstalowanej będzie się wahać w granicach od kilkunastu do 200 kW. Lokalizacje o takich parametrach, których liczbę można szacować na poziomie ok 3 tyś., stanowią rynek docelowy dla wdrożenia zintegrowanego turbozespołu. Obecnie pracujących obiektów w tym zakresie mocy jest ok. 540 co stanowi zaledwie 18% wykorzystania potencjału hydroenergetycznego. Zdecydowana większość tych istniejących obiektów to elektrownie pracujące ponad 30 lat w oparciu o nie efektywną dla niskiego spadu turbinie typu Francisa, stanowią one również potencjalny rynek dla wdrożenia.

W celu określenia rynku docelowego uwzględniono obiekty wieloturbinowe. Przyjęto, że 30% lokalizacji posiada dwie turbiny. Co więcej, każdy zintegrowany turbozespół będzie posiadać technologię zmiennej prędkości obrotowej która poszerza zakres stosowania maszyny. Biorąc pod uwagę istniejące obiekty elektrowni oraz dodatkowo niewykorzystany potencjał hydroenergetyczny Polski szacuje się rynek na 1000 jednostek hydrozespołów.

5 Wytypowanie przedziału stosowania maszyny

Na podstawie powyższej analizy hydroenergetycznego rynku Polski można wytypować przedział stosowania zintegrowanego turbozespołu. Głównym parametrem, który bezpośrednio wynika z analizy jest zakres mocy generatora. Z analizy rynku Polskiego wynika, że maszyna powinna pokryć moce między 30 a 110 kW co stanowi 342 aktualnie pracujące elektrownie.

Należy również rozważyć poszerzenie tego zakresu o przedział od 18 do 30 kW co zwiększa liczbę elektrowni o kolejne 83 elektrownie natomiast zakres ten z uwagi na niską dochodowość obiektów o tak małych mocach należy pozostawić jako rezerwowa maszyna w typoszeregu. Pewnym rozwiązaniem tego problemu jest oferowanie w tym przedziale mocy kompletu dwóch turbozespołów współpracujących z jednym przekształtnikiem energoelektronicznym do bezpośredniej synchronizacji z siecią.

Określenie parametrów eksploatacyjnych turbiny (głównie prędkości obrotowej oraz skoku średnic wirnika) wymaga jeszcze zdefiniowania przedziału spadu oraz przełyku docelowych obiektów elektrowni. Z przeprowadzonych analiz wynika, że pożądanym zakresem pracy elektrowni nisko spadowych będzie przełyk od 1 do 10 m^3/s oraz spad między 1,5 a 3 m.

Powyższa analiza istniejących rozwiązań połączeń turbiny wodnej z generatorem elektrycznym jak również rozeznanie rynku pozwala zaproponować nowe rozwiązanie integracji dedykowane do niskospadowych hydrozespołów małej mocy, które są przedmiotem wdrożenia.

Najważniejszym aspektem proponowanego rozwiązania jest duża niezawodność i niskie koszty eksploatacji hydrozespołu przy zachowaniu wysokiej sprawności toru przetwarzania energii wody na energię elektryczną.

Realizacja tego celu wymaga:

- Zachowania układu typu direct-drive (wyeliminowanie przekładni, wirnik turbiny i wirnik generatora osadzony współosiowo).
- Wydzielenie strefy suchej oraz strefy mokrej w hydrozespole.
- Zastosowania wolnoobrotowego generatora z magnesami trwałymi PMG.

- Zaniechania każdorazowego doboru generatora dla prędkości nominalnej turbiny i odpowiadającej jej częstotliwości 50Hz, częstotliwość może być dowolna.
- Użycie klasycznego suchego generatora elektrycznego z magnesami.
- Przyjęcie typoszeregu generatorów.
- Zastosowania szybkobieżnego trzy łopatowego wirnika turbiny celem unifikacji maszyn i uzyskania relatywnie wysokiej prędkości obrotowej niż maszyny z wirnikami czterołopatkowymi.
- Możliwości zastosowania podciśnieniowych układów turbin typu lewarowego celem omijania przeszkód w rzekach i implementacji do istniejących stopni wodnych.
- Dodatkowo należy wykorzystać stałą niską temperaturę przepływającej wody do chłodzenia generatora. Pozwoli to wyeliminować dodatkowe systemy wentylacji mechanicznej i uprości modułową konstrukcję hydrozespołu.
- Zachowania integracji trójsekcyjnej i budowy maszyn z uwzględnieniem modułów budowlanych- (Sekcja rury ssącej zintegrowana z modułem fundamentowym, Sekcja Turbiny wraz z generatorem, Sekcja leja wlotowego zintegrowana z zamknięciem, kratą czyszczącą i upustem płuczącym).
- Celem unifikacji konieczne jest stworzenie typoszeregu 2-3 maszyn w których pewne elementy z uwagi na serwis i części zamienne będą uwspólnianie.

Powyższe założenia spełniają założenia integracji w której turbina Kaplana jest połączona osiowo (bez przekładni) z komorą generatora synchronicznego. Komora generatora jest komorą suchą co eliminuje zjawisko zawilgocenia uzwojeń stojana i występowanie strat w szczelinie wodnej. Komora ta jest użebrowana i od strony zewnętrznej wodzie oddaje ciepło poprzez płaszcz do przepływającej wody co zapewnia dobre warunki chłodzenia lub posiada chłodzenie powietrzem. Użycie standardowego mechanicznego uszczelnienia wału napędowego zapewnia niskie koszty wykonania, niskie koszty eksploatacji i serwisu i małe starty mocy. Typoszereg turbin pozwala na zastosowanie generatorów o różnych wymiarach z typoszeregu co obniża koszty wykonania generatora oraz ułatwia standaryzację hydrozespołów.

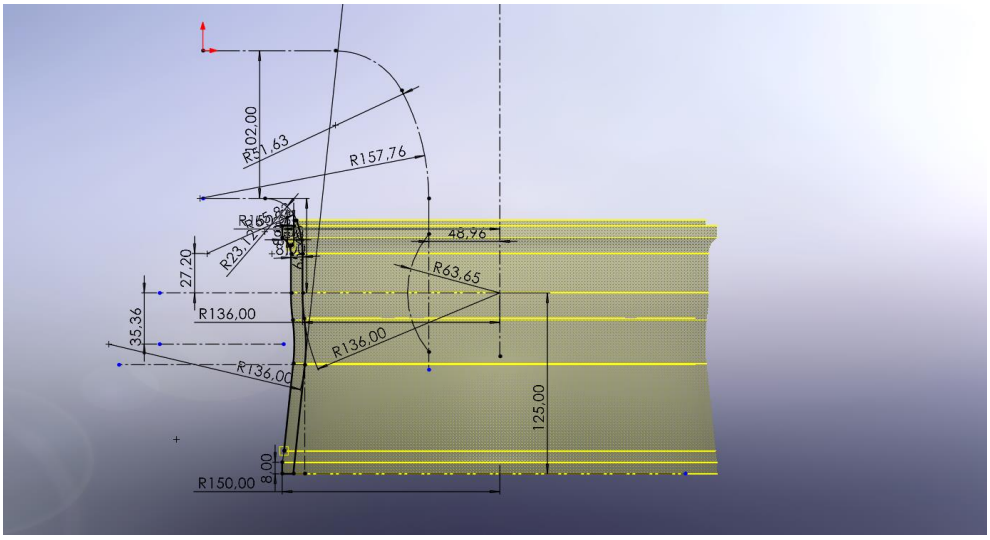
6 Konstrukcja turbozespołu

Dobór typu konstrukcji turbiny prototypowej Kaplana dla Niskospadowych Małych Elektrowni Wodnych, opiera się na założeniu, że jej kształt jest dedykowany do zastosowania na niski spad, tzn. do 5 m. Co odpowiada IV klasie ważności budowli hydrotechnicznych o piętrzeniu normalnym wody do 5 m. Praca turbiny wodnej pod niskim spadem implikuje w dużej mierze kształt projektowanej turbiny wodnej. Turbina taka, ze względu na zabudowę hydrotechniczną cechująca się niskim potencjałem piętrzenia wody i stosunkowo wysokimi natężeniami przepływu wody, powinna posiadać możliwie najprostszy kształt z punktu widzenia przepływowego, minimalizujący straty hydrauliczne, powstające w przepływie wody. Jednocześnie jej zabudowa powinna być zwarta co ogranicza koszty budowlane takiej elektrowni, przy zachowaniu maksymalizacji produkcji energii.

Konstrukcja opracowanej modelowej turbiny wodnej, została opracowana tak, aby możliwa była realizacja stosunkowo dużych natężeń przepływu w porównaniu do maszyn dla średnich spadów, w celu rekompensowania niskiej mocy, wynikającej z niskiego spadu na rzecz mocy wynikającej z ilości wody niesionej do maszyny wirnikowej. Jest to możliwe poprzez odpowiednie kształtowanie konstrukcji oraz palisad kierownicy i wirnika odpowiednio tak, aby ich wzajemna kombinacja zapewniała wysoką przepływność wody przez turbinę. Układ przepływowy maszyny pozbawiony jest elementów powodujących ograniczanie przepływu wody a co za tym idzie nadmiernych strat energii. W związku z tym, turbina jest pozbawiona nagłych zmian kierunku strugi (np. w skutek zastosowania spirali dolotowej). Zastosowane są także palisady łopatkowe mające odpowiednią, stosunkowo niską liczbę łopatek kierowniczych i wirnikowych, które pozwalają na relatywnie duży przepływ wody bez jego zbędnego ograniczania (hamowania). Liczba łopatek układu kierowniczego jak również wirnikowego została tak dobrana aby matematycznie były to liczby nie podzielnie przez siebie a w przypadku wirnika korzystnie jest to liczba pierwsza.

Wynikiem prac obliczeniowych i modelowania jest turbina wodna posiadającą 3-łopatkowy wirnik regulowany oraz 14-łopatkową kierownicę regulowaną. Turbina ta została zaprojektowana od podstaw wraz z dedykowaną zabudową hydrotechniczną jako turbina wodna o średnicy wirnika 272 mm. Średnica wirnika turbiny modelowej pozwala na wykonanie pełnych testów i badań na stanowisku laboratoryjnym. Turbina ta charakteryzuje się uzyskiem wysokich natężeń przepływów przy niskim spadzie. Pionowa zabudowa pozwala na zmniejszanie gabarytów całego obiektu a w szczególności głębokości kanału

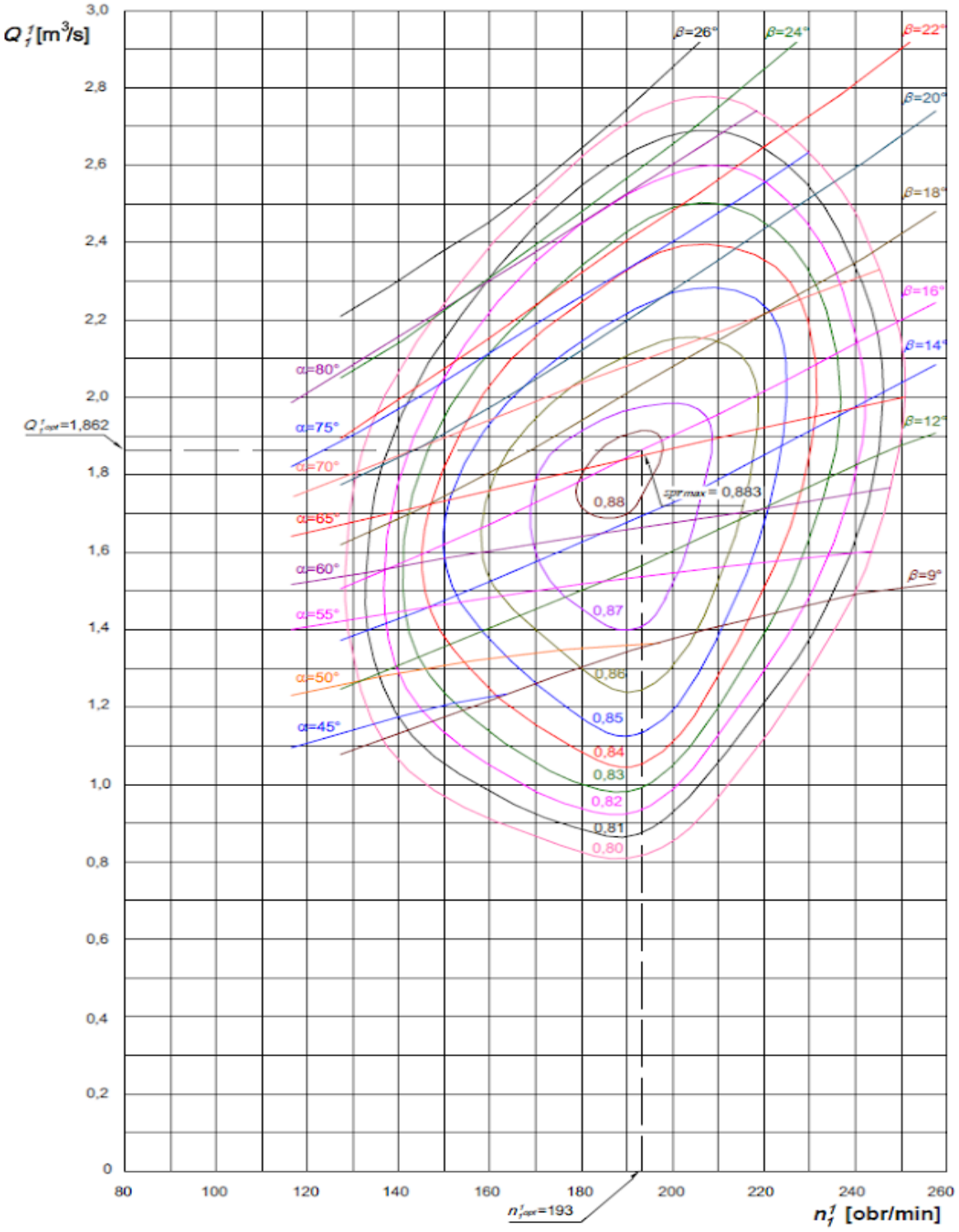
napływowego oraz posadowienia turbiny. Prosty montaż na jednym kołnierzu osadczym rury ssącej eliminuje błędy wykonawcze i nieosiowości. Równomierne promieniowe obciążenia mechaniczne jak również wyraźny podział części suchej i mokrej części maszyny korzystnie wpływają na trwałość tej integracji. Kształt hydrauliczny tej turbiny w parametrycznym modelu pokazano na Rys. 6.1. Wykonano moduł obliczeniowy typoszeregu turbin w arkuszu kalkulacyjnym połączonym z aktywnym modelem zakomponowanym w programie SolidWorks. Pozwala on generować poszczególne modele 3D elemntów składowych turbiny, które tworzą jej kształt hydrauliczny. W dalszej kolejności została pokazana charakterystyka muszlowa turbiny.



Rys. 6.1. Parametryczny moduł obliczeniowy gabaryty turbiny modelowej w zależności od wymiaru *D* (opracowanie wlasne)

Parametry optymalne, na podstawie których opracowano typoszereg:

- podwójnie zredukowana szybkość obrotowa: n^I_I= 180 obr/min,
- podwójnie zredukowane objętościowe natężenie przepływu: Q^I_I= 1,79 m^3/s, sprawność turbiny: η = 84,2 %,
- dynamiczny wyróżnik szybkobieżności: n_{sP}= ~718),
- optymalne ustawienie łopat kierownicy: 62° (od położenia zamknięcia), optymalne ustawienie łopat wirnika: 14° (od położenia zamknięcia najwyższej cięciwy profilu łopatki).



Rys. 6.2. Charakterystyka muszlowa turbiny

Przedstawiona sprawność turbiny jest zdefiniowana w oparciu o obliczeniową moc na wale oraz z pominięciem strat mechanicznych (opory toczenia łożysk i tarcia uszczelnienia mechanicznego). Rzeczywista sprawność hydrozespołu prototypowego będzie pomniejszona ze względu na obecność określonych w konkretnym zastosowaniu łożysk, a także strat spadu dolotowych i wylotowych do/z turbiny.

Pozytywnym aspektem jest integracja liniowa turbiny z generatorem elektrycznym co skutkuje brakiem przekładni mechanicznej, która również obniżałaby sprawność całego turbozespołu. Dzięki zakładanemu zastosowaniu wysokosprawnego generatora synchronicznego wzbudzanego magnesami trwałymi współpracującego z przemiennikiem częstotliwości uzyskano możliwość dodatkowej regulacji turbiny poprzez płynną zmianę prędkości obrotowej. Konstrukcja bezpośrednia bez przekładni mechanicznej pozwala na wyeliminowanie z układu olejów.

Na podstawie parametrów turbiny modelowej średnica wirnika D typoszeregu turbin Kaplana, wynosi:

$$D = \sqrt{\frac{Q}{Q_1^I H^{0.5}}} \tag{6.1}$$

gdzie:

H jest spadem średnim netto turbiny, [m].

Finalnie, proponuje się, aby do konstrukcji turbin prototypowych przyjąć trzy średnice wirnika: D = 0,544 m, D = 0,816 m oraz D = 1,088 m.

Ilość turbozespołów na obiekcie powinna wynosić od 2 do 5 jednostek, zaleca się aby były to jednostki o tej samej średnicy wirnika. Parzysta liczba jednostek mogła by być komponowana w postaci zabudowy bliźniaczej o przeciwbieżnych kierunkach obrotów wirników turbin, tak aby na wylocie z rur ssących ewentualne zaburzenia znosiły się a nie nakładały.

Należy zaznaczyć, że względu zastosowaną regulację prędkości obrotowej turbiny, będzie możliwa okresowa praca turbiny pod zmiennym spadem i z większym natężeniem przepływu.

Przy założonych optymalnych parametrach prędkość synchroniczna wówczas wyniesie:

$$n = \frac{n_1^I H^{0.5}}{D} \tag{6.2}$$

Przyjęcie średnicy wirnika jest podstawowym założeniem projektowym maszyny, determinującym wielkość pozostałych komponentów turbiny, takich jak średnica aparatu kierowniczego, długość i średnica wylotowa rury ssącej.

Głównymi stratami w układzie nisko spadowej elektrowni wodnej są straty napływu i odpływu wody. Realizowane jest to albo kanałami otwartymi albo w rurociągach derywacyjnych zamkniętych.

Optymalna prędkość przepływu wody relatywnie nie za duża, biorąc pod uwagę dynamikę przepływu, a także nie za mała, ze względu na zamulanie dna (samooczyszczanie się powierzchni przekrojów wlotowych) powinna wynosić 0,75 m/s. Nominalnie niska prędkość pozwala również na przyjęcie znacząco większych przepływów w okresach zwiększonego przepływu wody. Na tej podstawie strata spadu ΔH będzie następująca:

$$\Delta H = \xi \frac{L_r}{D_r} \frac{{V_r}^2}{2g} \tag{6.3}$$

gdzie:

ΔH- strata spadu [m]

ξ – miejscowy współczynnik strat tarcia [-]

L_r- długosc rurociagu [m]

V_r - prędkośc przepływu wody [m/s]

D_r- średnica rurociągu [m]

g- przyspieszenie ziemskie [m/s^2]

Inne straty spadu będą spowodowane istnieniem krat wlotowych przed turbinami, zabezpieczających przed wlotem wielkogabarytowych elementów. Na podstawie doświadczeń przyjmuje się, że straty spadu na dobrze zaprojektowanych kratach wyniosą około 5-10 cm. Przyjęte wartości straty spadu dla wskazanych wcześniej prędkości są zasadniczo duże. Jednakże zależą silnie od czynnika ludzkiego tzn. od utrzymania ich czystości. W przypadku braku czystości krat górna wartość jest realna. Jednakże, przy montażu czyszczarki automatycznej i utrzymaniu stosunkowo czystych krat można uznać, że podane wartości są zawyżone. Automatyczna czyszczarka krat powinna stanowić obowiązkowy element wyposażenia MEW.

Kolejne straty wynikają z miejscowych zmian przekrojów oraz innych niemożliwych w tym momencie do zdefiniowania strat. Przyjąć można, że ich wielkość będzie wynosić około 5 cm.

Na tej podstawie przyjęto do dalszych analiz straty spadu brutto na poziomie ~15 cm, co oznacza, że spad netto, pod jakim przeciętna turbina będzie pracować, będzie mniejszy o 7,5%. Moc teoretyczna turbiny wynikająca z przyjętego spadu również będzie niższa. Wraz ze wzrostem natężenia przepływu wody w rzece spad netto również się mniejsza, należy to uwzględniać przy doborze optymalnego punktu pracy maszyny. Zastosowanie zmiennej prędkości obrotowej generatora poszerza nominalny punkt pracy do przedziału +-20% od optymalnego przełyku.

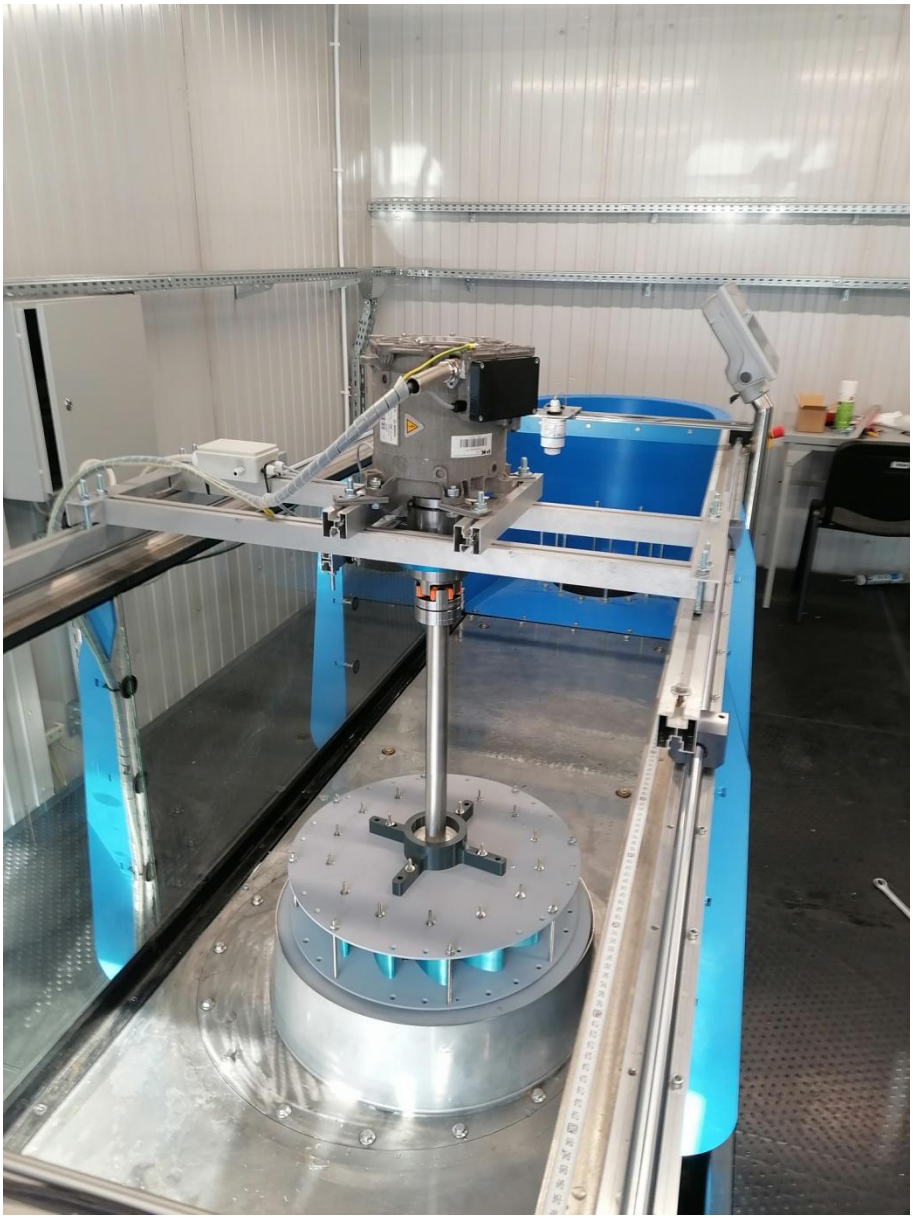
7 Koncepcja zabudowy turbiny Kaplana

Klasyczne podejście do problemu zabudowy turbin wodnych w obiektach hydrotechnicznych polega na każdorazowym projektowaniu i dopasowaniu maszyny do kształtu istniejącej lub projektowanej infrastruktury. Ścieżka ta z powodzeniem może być stosowana dla obiektów średnio i wysokospadowych, gdzie nakład na wyposażenie techniczne elektrowni stanowi niejednokrotnie ponad 50% udziału kosztów. Natomiast w obiektach niskospadowych to zabudowa hydrotechniczna stanowi główny koszt i niejednokrotnie wynosi 60% i więcej wartości inwestycji. Koszty każdorazowego projektowania turbozespołu dla danej lokalizacji znacząco zwiększają koszt jego wykonania. Idea unifikacji i standaryzacji typoszeregu turbozespołów zintegrowanych z generatorem pozwala ograniczyć koszty prac projektowych i wykonawczych o ponad 10%. Projekty budowlane obiektów MEW są dokumentacja kilkukrotnie mniej skomplikowaną niż projekty mechaniczne turbozespołów, adaptacja substancji budowlanej do zunifikowanej maszyny jest znacznie tańsza zarówno w fazie projektowania czy wykonawstwa.

7.1 Kształt konstrukcji turbiny

Każda turbina wodna musi być pasować do kształtu infrastruktury, parametrem zwiększającym koszty jest zagłębienie rury ssącej pod powierzchnią dolnej wody. Celem ograniczenia tej głębokości zaproponowano poziomy rozkład kilku jednostek turbin, który ogranicza koszty budowlane i polepsza warunki serwisowe. Napływ wody z kierunku poziomego (z tzw. wody górnej) i dalej zmiana kierunku przepływu na pionową, w celu wyprowadzenia do tzw. wody dolnej, w znacznej części wymusza ukształtowanie konstrukcji turbiny wodnej. Ukształtowania infrastruktury obiektów rzeczywistych niskospadowych elektrowni w znacznej mierze odpowiadają kształtowi opracowanej turbiny modelowej, badanej na stanowisku laboratoryjnym w Politechniki Krakowskiej, która jest wzorcem dla konstrukcji terenowej. Unifikacja rozwiązania zintegrowanej turbiny wodnej obejmuje również dodatkowy wariant rury ssącej kolanowej. Mianowicie, prototyp poza stożkową rurą osiowosymetryczną, istnieje możliwość odprowadzenia wody w kierunku poziomym do wody dolnej za pomocą rury kolanowej. W przypadku turbiny modelowej wyprowadzenie wody odbywało się w kierunku pionowym do otwartego zbiornika wody dolnej prosto osiową stożkową rurą ssącą.

Rysunek 7.1 przedstawia rzeczywisty model turbiny Kaplana (z możliwością potrójnej regulacji: kierownicy, wirnika i prędkości obrotowej), która została zabudowana na stanowisku laboratoryjnym.



Rys. 7.1. Turbozespół o potrójnej regulacji zabudowany na stanowisku laboratoryjnym (opracowanie wlasne)

W dalszej części rozdziału, przedstawiono w punktach opis poszczególnych elementów, tworzących układ przepływowy zaprojektowanej prototypowej turbiny. Należy podkreślić, że geometria spływowa głównych elementów układu przepływowego nie będzie już podlegała zasadniczym zmianom. Modyfikacje mogą dotyczyć jedynie rozwiązań materiałowych poszczególnych elementów doprowadzenia i odprowadzenia wody.

7.2 Opis konstrukcji turbiny

Zintegrowana turbina Kaplana (Rys. 7.2) składa się z sześciu zasadniczych części :

1) wlotu w postaci otwartej komory,

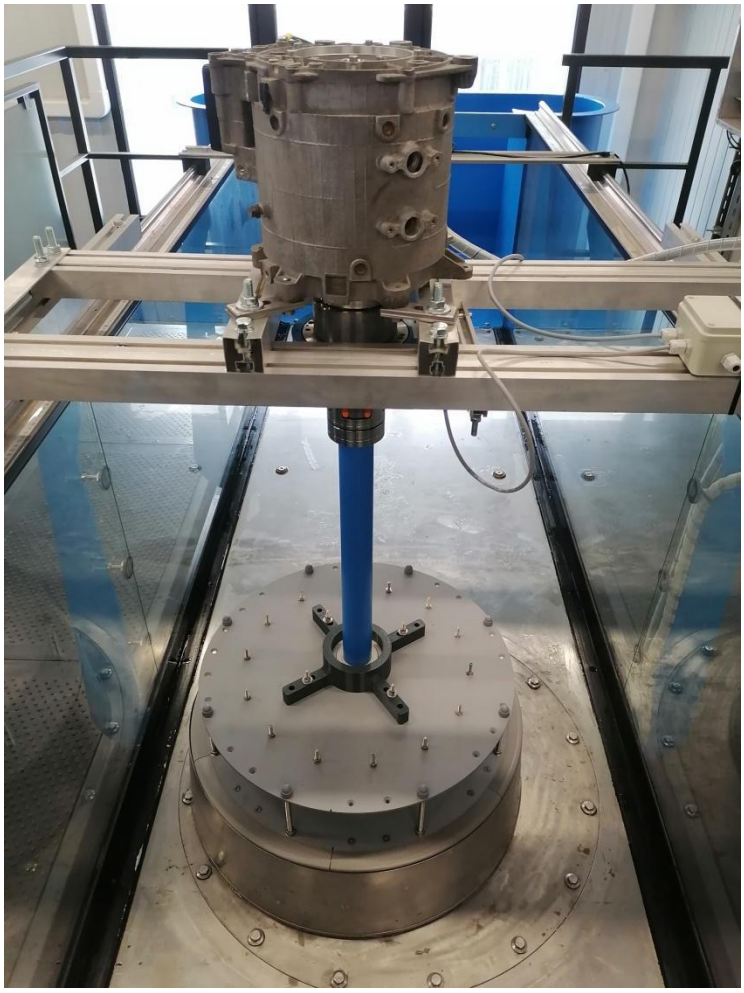
2) walcowej palisady kierownicy stacjonarnej (8 palisad cylindrycznych)

3) wieńca kierownicy regulowanej (14 łopatek),

4) palisady wirnika typu Kaplana (3 łopatowy wirnik regulowany),

5) rury ssącej (prosto osiowa),

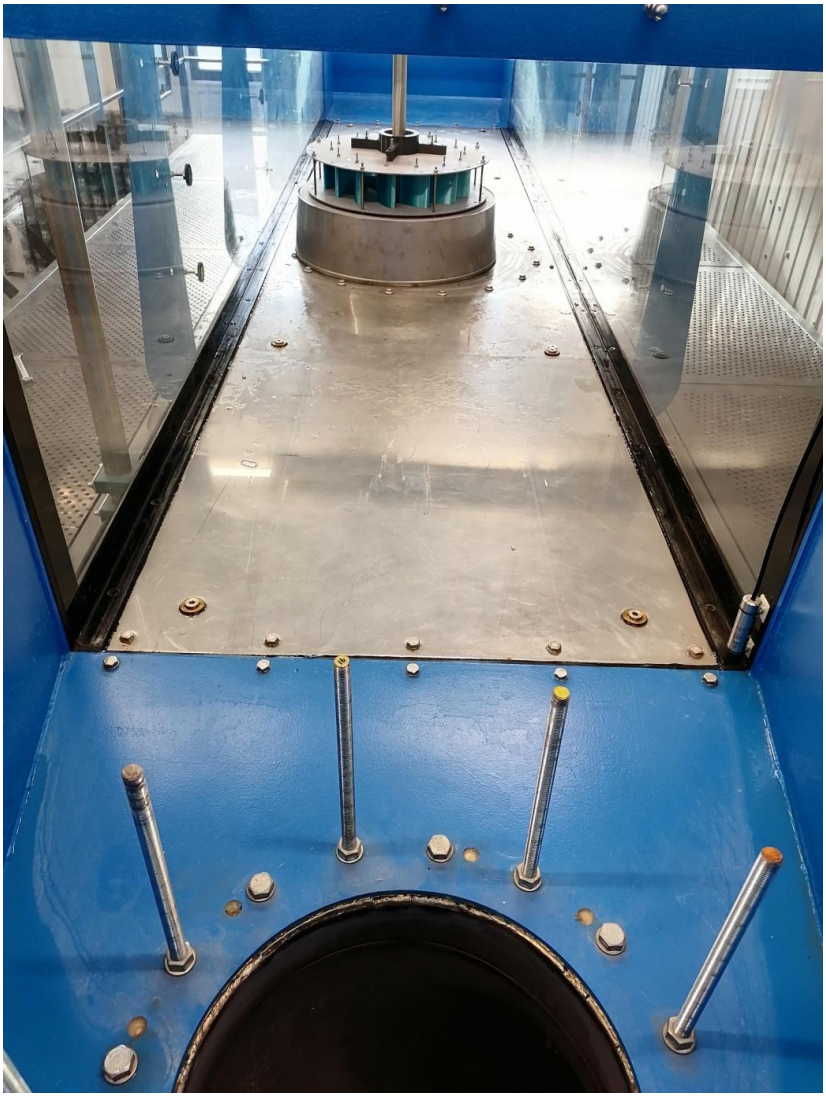
6) generatora wolnoobrotowego zabudowanego liniowo względem osi wirnika i połączonego bezpośrednio z wałem turbiny.



Rys. 7.2. Widok głównych elementów konstrukcyjnych zintegrowanej turbiny modelowej. (opracowanie własne)

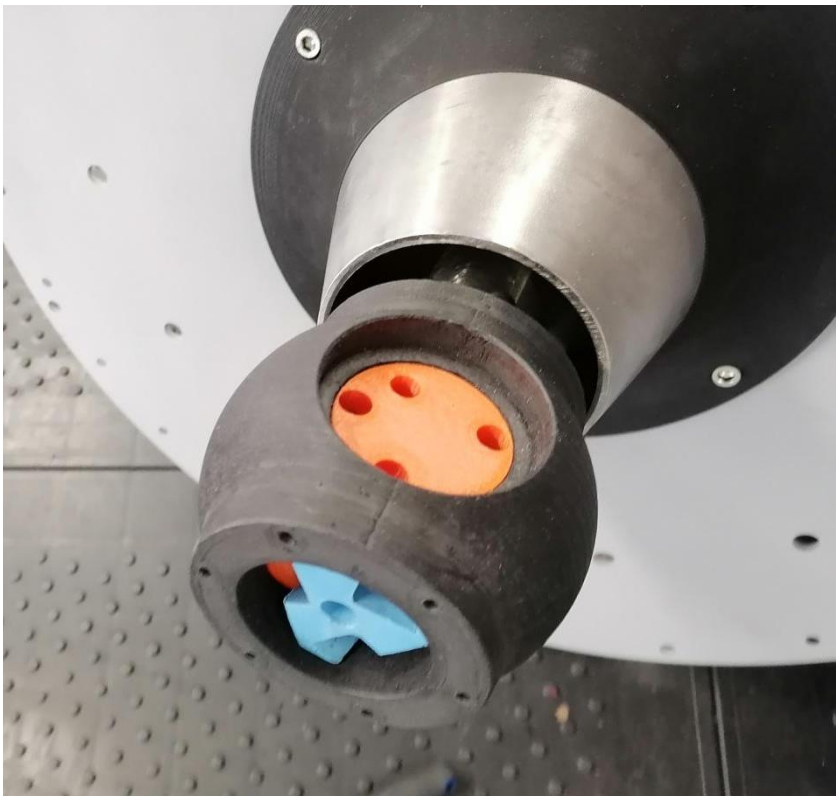
Poniżej opisano cechy konstrukcyjne proponowanej modelowej turbiny wodnej Kaplana o potrójnej regulacji.

Średnica nominalna wirnika (nie obudowy, lecz średnica mierzona po zewnętrznych profilach łopat wirnika) ma 272 mm. Jest to kluczowy wymiar z punktu widzenia pozostałych wymiarów całej turbiny. Określa proporcje całej turbiny w kierunku poprzecznym do przepływu (np. średnice segmentów układu łopatkowego) oraz wzdłużnym (rura ssąca). Wpływa na osiągane parametry energetyczne całego modelowego hydrozespołu. Napływ wody górnej odbywał się poprzez prostokątny otwarty kanał wlotowy o szerokości 800 mm (Rys. 7.3), do którego przepustowości została przyjęta średnica nominalna wirnika turbiny modelowej, odpowiada proporcjom średnicy wirnika turbiny modelowej ~1:3 względem szerokości komory otwartej.



Rys. 7.3. Widok od strony napływu wody na prostokątny kanał wlotowy (opracowanie własne)

Kolejnym elementem turbiny modelowej jest palisada kierownic stacjonarnych, zawiera 8 prostokreślnych (stałe wzdłuż wysokości) walcowych łopatek kierowniczych, których zadaniem jest podparcie całego układu wirującego. Na materiał łopatek zastosowano szpilki stalowe. Poprzez górną pokrywę aparatu kierowniczego wyprowadzono został wał turbiny (pod prąd przepływu wody), który dalej poprzez momentomierz sprzężono z generatorem elektrycznym. Cechą charakterystyczną modelu jest fakt, że pomimo małej średnicy nominalnej wirnika wykonano wał drążony, zastosowano specjalny przelotowy momentomierz tak aby była zachowana opcja dobudowania nastawnicy wirnika z regulacja kata łopatek podczas biegu maszyny. Piasta wirnika przedstawiona na Rys. 7.4 posiada wykonany miniaturowy mechanizm nastawczy.



Rys. 7.4. Widok piasty wirnika z mechanizmem nastawczym kąta łopatek (opracowanie własne)

Zadaniem piasty łożyskowej jest podparcie całego układu wirującego w łożysku prowadzącym (wału, piasty wirnikowej). W modelu turbiny zastosowano całoceramiczne łożysko toczne smarowane wodą o niskim współczynniku oporów toczenia przedstawione na Rys. 7.5.

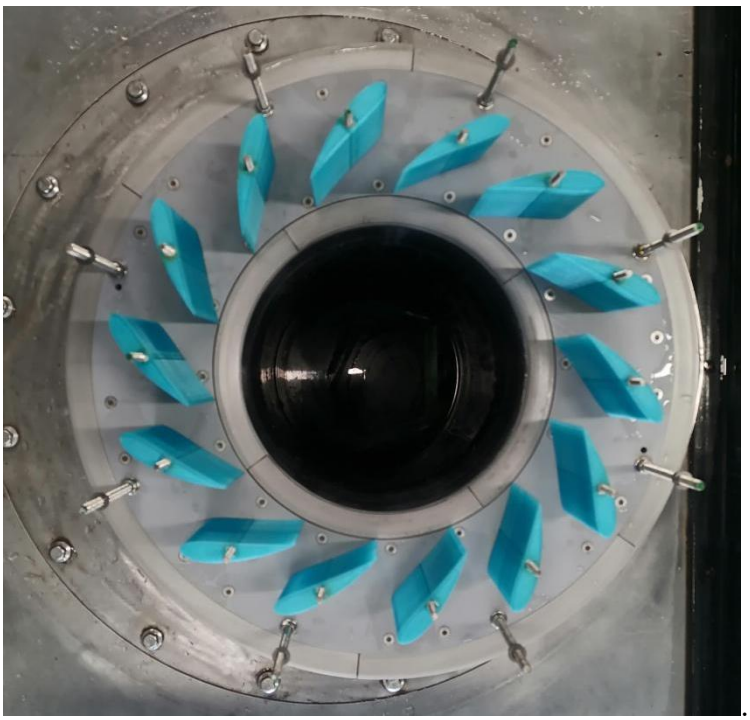
Rys. 7.5. Łożyska kulkowe smarowane wodą wykonane z ceramiki (opracowanie własne)

Za wieńcem łopatek stacjonarnych został usytuowany wieniec łopatek kierowniczych regulowanych. Zgodnie z układem turbiny modelowej, liczba łopatek wynosi 14. Na materiał łopatek kierowniczych zastosowano tworzywo PET-G.

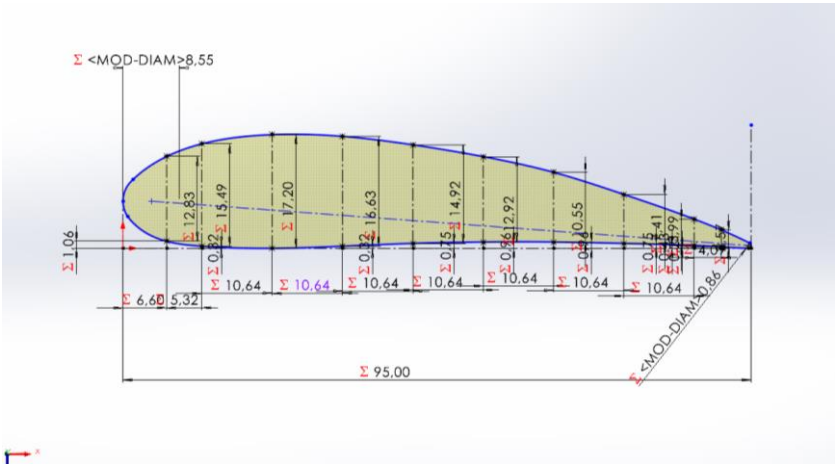
Łopatka regulowana oraz ich rozmieszczenie zostało tak skonstruowane, aby było możliwe całkowite odcięcie przepływu wody po zamknięciu wieńca w turbinie prototypowej za pomocą mechanizmu przestawczego. Na mechanizm przestawczy łopatek turbiny prototypowej proponuje się siłownik elektryczny ze sprzężeniem zwrotnym, który za pomocą dźwigni i łączników wprawia w ruch kątowy łopatki kierownicze.

Kierownice ruchome turbiny mogą być w modelu przestawiane na postoju turbiny co obrazuje rys. 7.6. Łopatka kierownicza została zaprojektowana jako parametryczny model oparty na profilu aerodynamicznym zamodelowana jako walcowa. Schemat konstrukcji geometryvznej łopatki kierowniczej obrazuje Rys. 7.7 wykonany jako parametryczny

w arkuszu kalkulacyjnym powiązanym z modelem 3D zakomponowanym w programie SolidWorks.



Rys. 7.6. Wieniec łopatek kierowniczych (opracowanie własne)



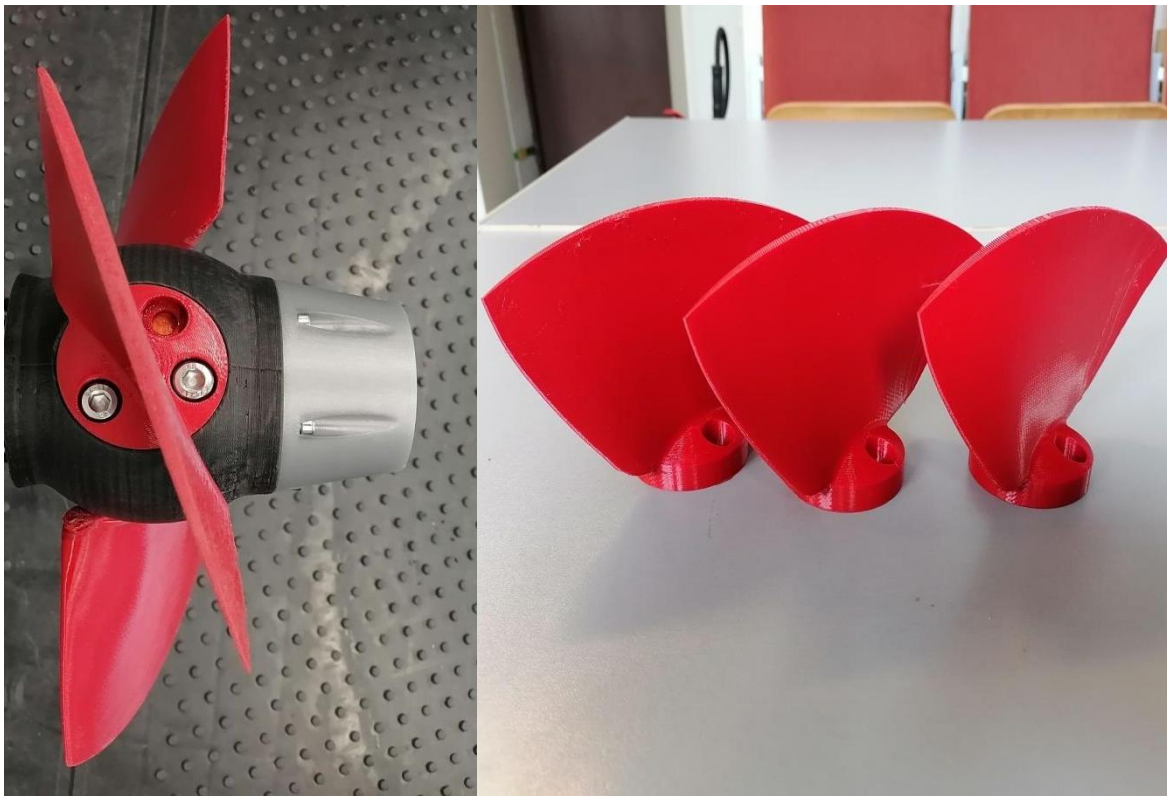
Rys. 7.7. Parametryczny model łopatki kierowniczej turbiny (opracowanie własne)

Odpowiednie wyprofilowanie przejścia płaszczyzny poziomej wieńca łopatkowego w pionową równoległa do wału turbiny zapewnia łagodne przejście w segment wirnika. Oś obrotu łopatek kierowniczych usytuowana jest równolegle do osi obrotu wirnika maszyny. Wszystkie łopatki zasilane są symetrycznie i zapewniona jest zasada równowagi promieniowej.

Wartość wymiaru szczeliny w części wewnętrznej (przy piaście) oraz w części zewnętrznej (przy obudowie) powinien wynieść wg zaleceń 0.001 średnicy zewnętrznej, czyli ~0,275 mm. Z uwagi na skalę modelu i rozszerzalność temperaturową detali wykonano szczeliny 1 mm na stronę.

Czopy trzpieni łopatek kierowniczych zostały ułożyskowane z wykorzystaniem materiałów ślizgowych. Kierownice regulowane w docelowym prototypie będą jednostronnie podparte (w łożysku prowadząco-nośnym) od strony pokrywy górnej obudowy. W modelu turbiny z uwagi ma skale i miniaturyzację łopatki podparte zostały dwustronnie.

Technologicznie obudowa zewnętrzna kierownicy regulowanej została wykonana z płaskiej blachy z dokręconymi elementami kształtowymi wykonanymi z kompozytu. Palisada łopatek wirnikowych (Rys. 7.8) została wykonana z materiału PET G. Liczba łopatek z uwagi na szybkobieżność wynosi 3. Na materiał łopatek prototypowych proponuje się odporne na korozję np. brąz aluminiowy o symbolu BA1032 lub staliwo stopowe LH18N9, natomiast łopatki turbiny modelowej wykonano z tworzywa PET-G zbrojonego włóknem szklanym 20%.



Rys. 7.8. Palisada łopatek wirnikowych lewobieżnych (opracowanie wlasne)

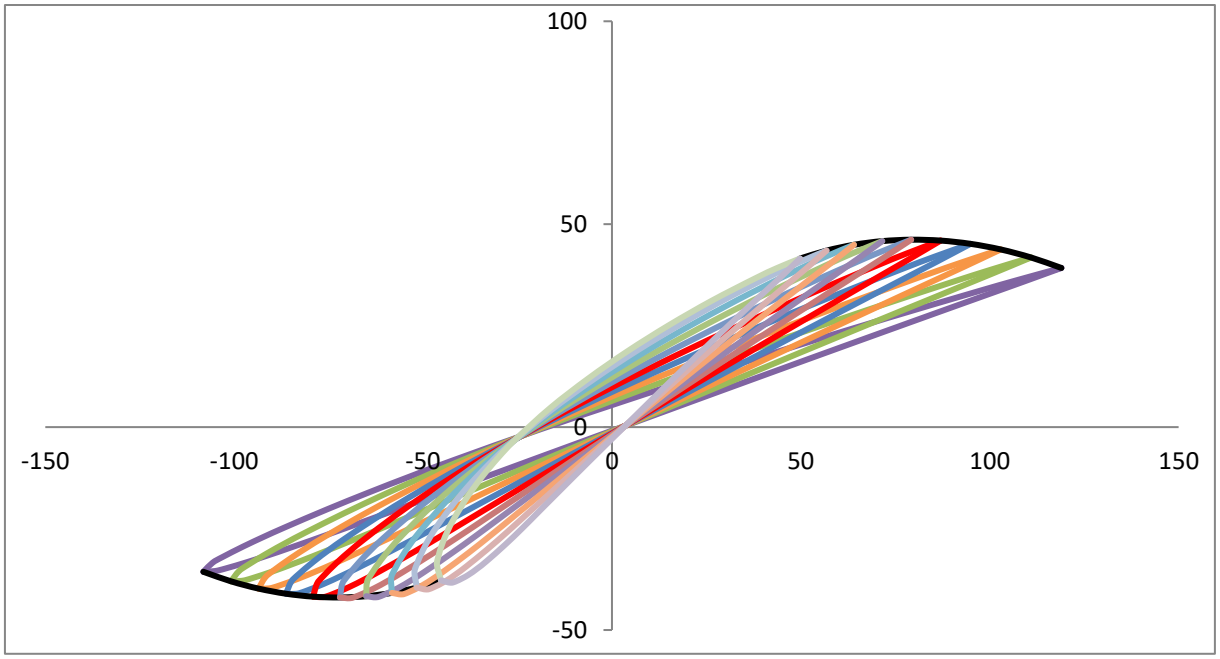
Oś obrotu łopatki usytuowana została prostopadle do osi obrotu wirnika.

Projektowanie łopatki wirnikowej odbyło się poprzez analizę i modyfikację geometrii łopatek z wykorzystaniem profili aerodynamicznych NACA 4412. W poniższej tabeli 7.1 przedstawiono wejściowe parametry obliczeniowe turbozespołu modelowego oraz dla porównania prototypowego o średnicy 1088mm

Tabela 7.1 Parametry obliczeniowe modelowej turbiny stanowiace baze do obliczeń łopatek palisady wirnika

	prototyp	**model**
H [m]	2,00	2,00
Dtip [m]	1,088	0,272
Q [m^3/s]	3	0,1875
n [rpm]	235	940
P [kW]	58,8	3,6750
η	0,9	0,9
P [kW]	52,92	3,3075
n"	180,793	180,793
Q"	1,792	1,7920
P"	15,805	15,805
ns	718,770	718,770
D_{hub} [m]	0,3917	0,0979
C_m	3,7092	3,7092
z	3	3
ω [rad/s]	24,596	98,386
η_{vm}	0,98	0,98
η_{hm}	0,918	0,918
g [m/s^2]	9,81	9,81
ρ [kg/m^3]	998,2	998,2

Układ modyfikowanych profili nosnych NACA4412, które po zrzutowaniu na powierzchnie walcowe pozwalaja uzyskać płat łopatki wirnikowej przedstawiono na Rys.7.9. Obliczenia wykonano dziesięciokrotnie dla każdej z 3 rewizji łopatek wirnikowych.



Rys.7.9. Geometria modelu łopatki wirnika przed modeowaniem 3D (opracowanie własne)

Wirnik umieszczony w płaszczu uszczelniającym częściowo o kształcie kulistym (od osi obrotu łopatki patrząc z przepływem), a częściowo w obudowie o kształcie walcowym (do osi obrotu łopatki patrząc z przepływem). Wykonanie części walcowej wynika z konieczności technologicznego montażu na wale całego zespołu wieńca wirnikowego od strony aparatu kierowniczego. Konsekwencją a zarazem wadą kształtu walcowego jest szczelina o zmieniającej się wysokości. Dopuszcza się alternatywne wykonanie obudowy wirnika w postaci dzielonej, czyli składającej się z dwóch połówek, dzięki czemu możliwe byłoby zachowanie w części zewnętrznej obudowy kształtu kulistego a w konsekwencji stałej szczeliny nadłopatkowej podczas zmiany kąta obrotu łopatki. W przypadku niskospadowych elektrowni wodnych ten zabieg jest ekonomicznie nieuzasadniony.

W części kulistej szczelina jest zawsze stała i wynosi 1 mm na stronę, czyli średnica wewnętrzna obudowy wirnika wynosi 274 mm. Wymiar ten jest większy niż zalecenia literaturowe, które określają, iż szczelina powinna posiadać wymiar 0.001 średnicy zewnętrznej wirnika. Wymiar 272 mm jest to na tyle mała wartość, że technologicznie w modelu mogłoby powodować tarcie łopatek o obudowę dlatego uwzględniono 1 mm luzu co skutecznie przeciwdziała przepływowi wody, która nie bierze udziału w przemianie energii wody w energię mechaniczną ruchu obrotowego, ale jednocześnie jej wymiar pozwalał na

łatwy montaż wirnika (uwzględnienie niedokładności technologicznych, powstających podczas produkcji i montażu).

Jak wcześniej wspomniano, wał wirnika turbiny wyprowadzony został od strony napływu (zespół wyjściowy wału osadzony jest pokrywie górnej od strony komory wlotowej do turbiny). Cały układ wirujący obraca się w łożyskach ceramicznych smarowanych wodą. Wał wraz z wirnikiem został posadowiony pionowo, co upraszcza rozkład sił w węzłach łożyskowych oraz umożliwia dostępu wody do smarowania łożyska. Dodatkowo, ze względu na układ przestawczy łopat wirnika wał został zakomponowany jako drążony, w celu możliwości doprowadzenia drąga lub śruby przestawczej.

Poniżej przedstawiono oszacowanie minimalnej średnicy wału drążonego *D*, w miejscu mocowania wirnika w piaście (jest to odcinek wału o najmniejszej średnicy), ze względu na skręcanie (przyjęto w tym miejscu, że z powodu osiowosymetrycznego i pionowego napływu naprężenia zginające od wirnika powinny być znikome).

- Maksymalne naprężenia skręcające τ_{max} są liczone jak następuje:

$$\tau_{max} = \frac{M_S}{W_O} \leq k_S \tag{7.1}$$

gdzie: M_S – maksymalny moment skręcający [Nm],

W_O – wskaźnik wytrzymałości przekroju kołowego na skręcanie [m^3],

k_S – dopuszczalna wytrzymałość materiału na skręcanie [Pa].

Poniżej przedstawiono oszacowanie wielkości składowych.

- Maksymalny moment skręcający M_S

Dla założonego spadu netto H = 2,05 m, który generuje największe moce w turbinie, moc maksymalnawyniosła około P_{max} = 4,5 kW, przy szybkości obrotowej n = ~1100 obr/min, która z kolei odpowiada prędkości kątowej ω = 115,2 rad/s. Biorąc to pod uwagę maksymalny moment skręcający od przepływu, oddziaływujący na wał, wyniesie:

$$M_S = \frac{P_{max}}{\omega} = \frac{4500}{115{,}2} \approx 39\ [Nm] \tag{7.2}$$

- Wskaźnik wytrzymałości przekroju kołowego drążonego na skręcanie W_O

Wskaźnik zawiera wymiar średnicy zewnętrznej D wału, stąd po jego przekształceniu jest możliwe wyznaczenie minimalnej średnicy wału.

Uprzednio należy jednak określić relację pomiędzy średnicą zewnętrzną a średnicą drążoną d, czyli tzw. współczynnik proporcji $\beta = d/D$. Proponuje się, aby w poniższych obliczeniach przyjęty był, jako dość duży, aby wpływał dla bezpieczeństwa na zwiększenie minimalnej średnicy wału. Za taką wartość proponuje się przyjąć wielkość $\beta = 0{,}6$, i którą zastosowano w poniższej analizie. Wzór na wskaźnik na skręcanie jest następujący:

$$W_O = 0{,}2\, D^3(1 - \beta^4) \tag{7.3}$$

- Dopuszczalna wytrzymałość materiału na skręcanie k_S

Wartość ta zwyczajowo jest przyjmowana, iż zawiera się w przedziale $(0{,}33 \div 0{,}4)R_e$, gdzie R_e jest granicą plastyczności materiału. Zakładając dla bezpieczeństwa, materiał o dosyć niskich własnościach wytrzymałościowych, jakim jest na przykład popularna stal konstrukcyjnazwykłej jakości o symbolu St3 (wg nowych oznaczeń S215), granica plastyczności wyniesie wówczas $R_e = 215\ MPa$.

Przyjmując, również dla bezpieczeństwa dolną granicę ww. przedziału $(0.33R_e)$, wartość dopuszczalnej wytrzymałości materiału wału na skręcanie k_S wyniesie wówczas około 70 MPa.

- Minimalna średnica wału wirnika D

Na podstawie powyższych założeń i wzorów minimalną średnicę wału wirnika określić można następująco:

$$D \geq \sqrt[3]{\frac{M_S}{0{,}2\ (1-\beta^4)\ k_s}} = \sqrt[3]{\frac{39}{0{,}2\ (1-0{,}6^4)\ 70\ 000\ 000}} \approx 0{,}019\ [m] = 19\ [mm] \tag{7.4}$$

Oznacza to, że minimalna średnica wału drążonego ze względu na skręcanie nie powinna być mniejsza od 19 mm. Należy podkreślić, że do obliczeń celowo założono wartości obniżające bezpieczeństwo, a w konsekwencji podwyższające obliczaną minimalną średnicę. Do tych założeń należało przyjęcie stali o niskiej wytrzymałości a w konsekwencji niskiej granicy plastyczności oraz wysokiego stopnia drążenia wału. W rzeczywistości materiał wału wirnika powinien być o znacznie lepszej jakości ze stali nierdzewnej o podwyższonej wytrzymałości np. stali 2H13 (jest to stal nierdzewna martenzytyczna przeznaczona do ulepszania cieplnego, wykazująca wysokie własności mechaniczne, takie jak: wytrzymałość,

ciągliwość i skrawalność, przy zachowaniu dostatecznej odporności korozyjnej) lub innej o podobnych własnościach.

Rzeczywistą średnicę wału wykonano jako bezszwowa rura Ø40 mm. Stąd, średnica drążenia wału (wewnętrzna), przy założeniu współczynnika $\beta = 0{,}6$ i ścianki materiału 3mm, wyniosło 34 mm, co było wartością wystarczającą do przeprowadzenia drąga przestawczego wraz z tulejkami (średnicę tego drąga przyjęto jako śrub M16), zwłaszcza biorąc pod uwagę, że drąg nie przenosi momentu obrotowego (i nie jest narażony na wyboczenie z uwagi na zaprojektowany układ gdzie występują jedynie siły rozciągające).

W piaście wirnika umieszczony został mechanizm nastawczy, którego głównym elementem jest trójścienny blok (3 łopatki wirnika), osadzona na drągu przestawczym, która została połączona poprzez krzywek z czopami łopatek wirnika, dzięki czemu możliwa jest zamiana ruchu postępowego drąga na ruch kątowy łopatek wirnika. Piasta na określonym odcinku swej długości ma kształt kulisty, aby zapewnić stałą szczeliną pomiędzy łopatkami a piastą, niezależną od kąta położenia łopatek. Średnica części kulowej wynosi Ø106 mm. Materiał piasty posiada podwyższone własności mechaniczne, ze względu na działającą siłę odśrodkową oraz osłabienie wywołane pustą przestrzenią w środku, niezbędną do osadzenia mechanizmu przestawczego wykonano go z kompozytu Iglidur zbrojonego włóknem węglowym. Moment obrotowy od wirnika na wał przenoszony jest za pomocą walcowej tulei rozprężnej wykonanej ze stali nierdzewnej.

Wieniec segmentu obudowy wirnika posiada kołnierze przyłączeniowe do sąsiadujących elementów (wieńca łopatek regulowanych z góry oraz rury ssącej z dołu). Kierunek obrotu wału jest przeciwny do ruchu wskazówek zegara, patrząc zgodnie z przepływem (lewo skrętny ruch obrotowy).

Za palisadą wirnika umiejscowiona została rura ssąca, w całym odcinku o osiowosymetrycznym przekroju (stożkowym kształcie) – Rys.7.10.

Rys. 7.10. Prosto osiowa rura ssąca wraz z kolektorem pomiarowym na wylocie (opracowanie wlasne)

Średnica wewnętrzna przekroju wlotowego będzie odpowiadała średnicy wewnętrznej części spływowej kuli obudowy wirnika (~Ø270 mm), natomiast średnica wewnętrzna wylotowa wynosi ~Ø710 mm. Określona wartość średnicy wylotowej wynika z założonego kąta rozwarcia rury ssącej ~11,2°, który przyjęto na podstawie zaleceń literaturowych oraz obliczeń numerycznych. Długość rury ssącej na podstawie turbiny modelowej części osiowosymetrycznej kształtuje się na około 1800 mm (wymiar dokładny jest wymiarem pomniejszonym o łagodne zaokrąglone wyjście z rury ssącej w postaci wieńca rurowego o średnicy 60 mm). Grubość materiału rury wynosi 3 mm. Stożkowy kształt rury wymagał zastosowania technologii zwijania płaszcza stalowego wraz z odprężeniem termicznym.

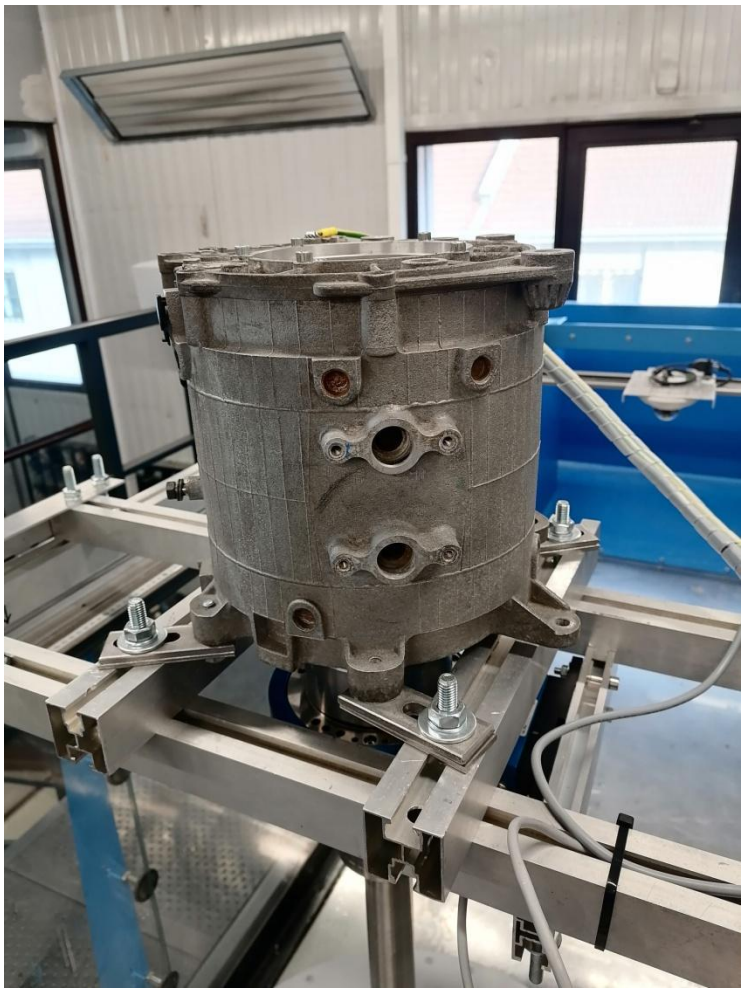
Wieniec segmentu rury ssącej od wlotowej strony posiadał kołnierz przyłączeniowy z segmentem wirnikowym. Jego kształt kołnierzy (charakter został dopasowany do geometrii przyłączeniowej stanowiska badawczego) Od strony wylotowej rura ssąca kończy się luźno

w zbiorniku wody dolnej. Minimalne przykrycie wodą rury ssącej wynosi 20 cm dla spadu 2,05 m netto.

Opcjonalną wersją drugą rury ssącej jest krzywak kolanowy o kącie 90 stopni będący elementem zmieniającym kierunek przepływu wody z pionowego (0°) na poziomy. Umożliwi to bezuderzeniowe (ze względu na dno) wyprowadzenie przepływu do wody dolnej do kanału wylotowego. Rozwiązanie to dedykowane jest dla maszyny prototypowej nr 3 o średnicy 1088 mm. Technologia wykonania pozostaje jako wynik analizy ekonomicznej dla rury wykonywanej jako stalowa spawana kształtowa i szalunku traconego w postaci pozytywu wykonanego z XPS.

Z turbina zintegrowano na wspólnej linii wału 3-fazowy generator synchroniczny prądu przemiennego z magnesami trwałymi, który z uwagi na własne wzbudzenie może pracować ze zmienną szybkością obrotową. Generatory z magnesami trwałymi cechuje bardzo wysoka sprawność, dochodząca w omawianym zakresie prędkości i mocy (15-55kW) do 97% i jest wyższa niż w przypadku prądnic asynchronicznych lub prądnic prądu stałego. Zaletą takich generatorów jest to, że są generalnie bezobsługowe. Żywotność ogranicza się jedynie do względów mechanicznych, wynikających z istnienia łożysk tocznych i konserwacji chłodzenia.

W związku z zastosowaniem wielobiegunowego generatora wyeliminowano konieczność użycia przekładni multiplikującej pomiędzy turbiną a generatorem (Rys. 7.11). Brak przekładni upraszcza konstrukcję i pozwala na nie marnowanie potencjału wody, ze względu na lepsze dopasowanie do warunków hydrologicznych i geometrycznych stopnia wodnego. Dodatkowo praca ze zmienną prędkością obrotową jako trzecia forma regulacji podniesie przepływność maszyny w obrębach pracy na brzegach charakterystyki eksploatacyjnej jak również poprawi sezonową sprawności całego hydrozespołu, a w konsekwencji zwiększenie produkcji energii elektrycznej.



Rys. 7.11. Trójfazowy generator z magnesami trwałymi (opracowanie własne)

Turbozespół modelowy z uwagi na parametry wyjściowe stanowiska laboratoryjnego pracuje z prędkością rzędu 1000obr/min co pozwalało na skorzystanie z typowego generatora z magnesami trwałymi stosowanego w napędzie aut elektrycznych po modyfikacji uzwojeń. Natomiast dla typoszeregu maszyn prototypowych konieczne jest dobranie lub wykonanie generatorów dedykowanych dla danych serii maszyn. Zastosowanie przemienników częstotliwości do połączenia generatorów z publiczna siecią nie wymusza konieczności pracy z częstotliwością znamionową sieci 50 Hz. Zapewnia to działanie generatora w obszarze wysokiej sprawności niezależnie od częstotliwości. W przypadku klasycznych maszyn jest to niemożliwe.

Przy doborze generatora zwrócono uwagę na fakt, że będzie przeznaczony do pracy pionowej. Analiza stanu techniki prób integracji generatorów z turbinami w zdecydowanym stopniu kończyła się zawilgoceniem uzwojeń generatorów i ich uszkodzeniem. Aby korzystać z zalet przeniesienia napędu typu direct-drive zdecydowano na wyizolowanie generatora do

części suchej turbozespołu co podnosi jego niezawodność a znacznie obniża koszty produkcji. Stworzenie dwóch stref mokrej i suchej w zintegrowanym turbozespole upraszcza serwis i obsługę maszyny, daje swobodny dostęp do punktów smarowania. Stopień ochrony kadłuba generatora powinien zapewniać ochronę przed warunkami atmosferycznymi, takimi jak wnikanie pyłów oraz, ze względu na specyfikę miejsca zainstalowania, ochronę przed rozbryzgiwaną wodą. Spełnia to w zupełności stopień ochrony IP54. Połączenie kołnierzowe i praca w pionie eliminuje błędy osiowania podczas montażu. Tylko jeden kołnierz osadczy dla całego turbozespołu eliminuje możliwe do popełnienia błędy nie osiowości na etapie prac budowlanych.

W dalszej części opracowane zostały warunki Hydrauliczne pracy turbiny modelowej. Ważnym parametrem jest minimalna odległość pod zwierciadłem wody górnej.

Poziom wody h nad wirnikiem (usytuowanie turbiny pod zwierciadłem wody górnej) powinien dla turbin Kaplana spełniać zależność:

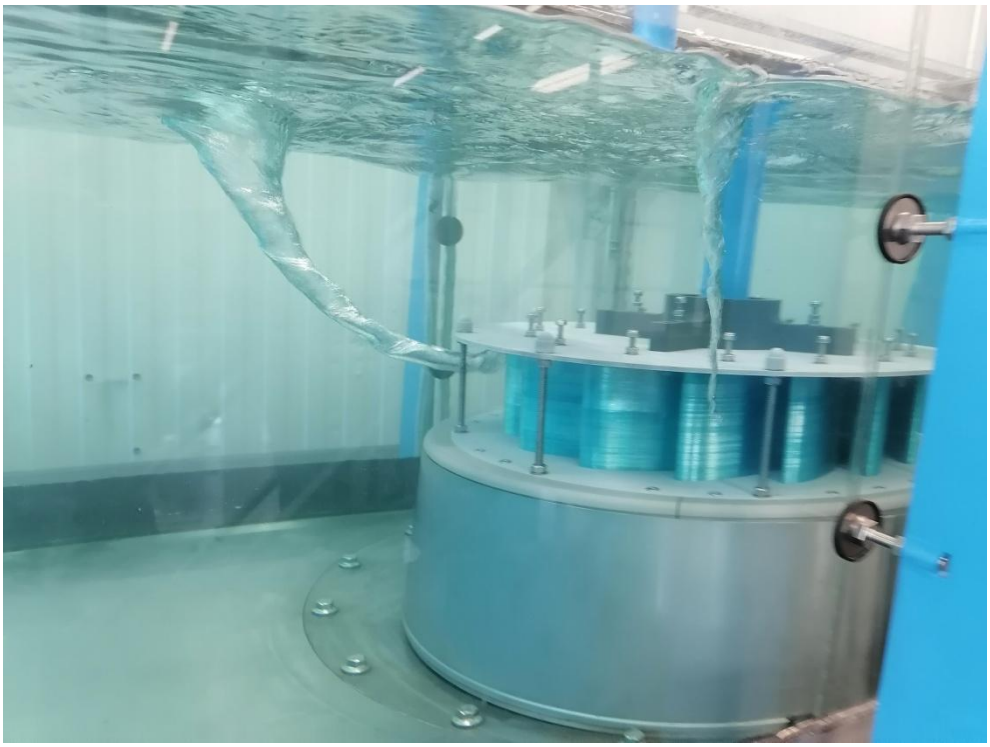
$$h \geq \frac{H}{4} + \frac{D}{2} \tag{7.5}$$

gdzie: H – spad netto [m],

D – średnica wirnika [m].

Zakładając spad netto $H = 2{,}05$ m, wysokość h powinna wynosić dla przedmiotowej turbiny w stanowisku laboratoryjnym nie mniej niż 0,63 m. Z uwagi na niskospadową konstrukcje maszyny w tym miejscu należy wprowadzić korektę eksploatacyjną w postaci minimalnego przykrycia rzędu 0,3 m nad turbiną, wysokość ta w większości przypadków uniemożliwić zaciąganie wirów sznurowych do wnętrza turbiny, natomiast spad geometryczny 2,05 m netto nie pozwala na literaturowe przykrycie maszyny rzędu 0,63 m.

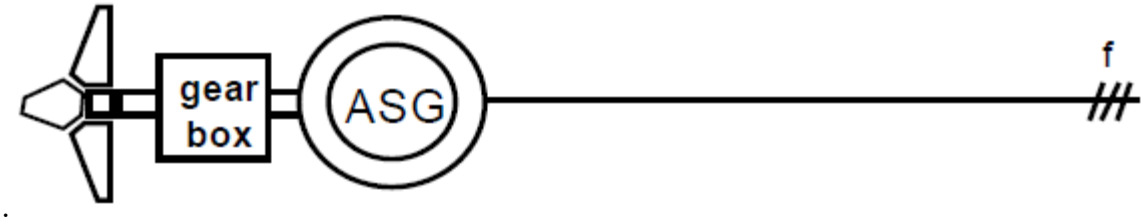
Podczas badań laboratoryjnych udało się tak dobrać parametry pracy aby uzyskać efekt powstawania wirów sznurowych co zobrazowano na rys 7.12.



Rys.7.12. Powstawanie wirów sznurowych w napływie jako przykład nie dobranej kombinatoryki kąta wirnika i kierownicy turbiny (opracowanie własne)

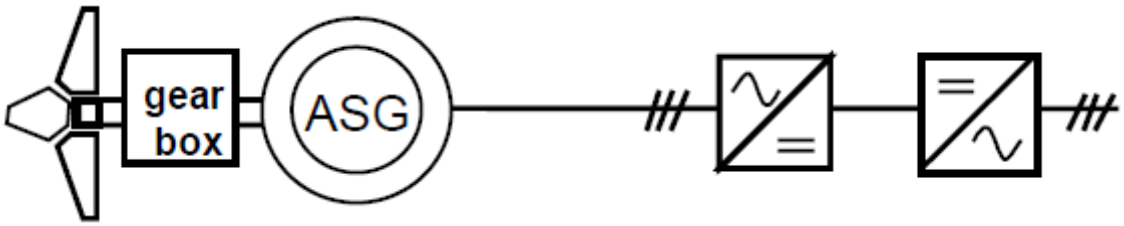
7.3 Układ przetwarzania energii elektrycznej

Obecnie w elektrowniach wodnych stosowane są różne rodzaje układów przetwarzania energii elektrycznej. Najpopularniejszym i najtańszym rozwiązaniem jest wykorzystanie generatora indukcyjnego klatkowego bezpośrednio podłączonego do systemu elektroenergetycznego. Dla spadów niskich rozwiązanie to wymaga zastosowania przekładni mechanicznej w celu dopasowania prędkości turbiny do obrotów znamionowych generatora (Rys. 7.13).



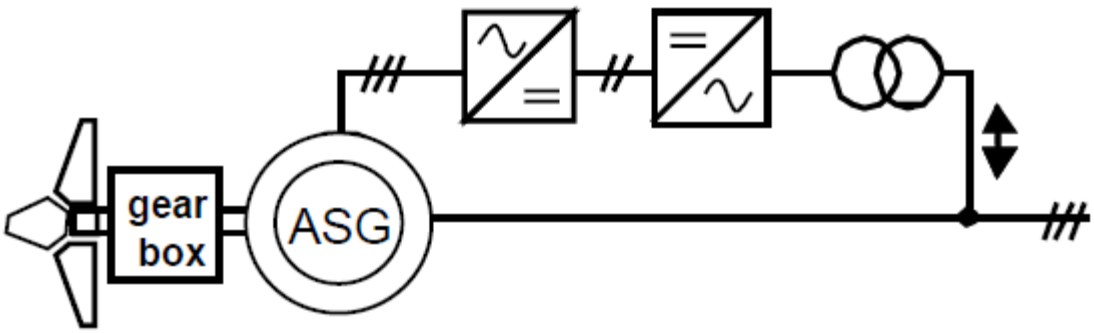
Rys. 7.13. Układ przetwarzania energii z generatorem indukcyjnym włączonym bezpośrednio do sieci elektroenergetycznej [13]

Aby umożliwić zmianę prędkości obrotowej można zastosować przekształtnik energoelektroniczny umieszczony szeregowo z generatorem (Rys. 7.14).



Rys. 7.14. Układ przetwarzania energii z generatorem indukcyjnym włączonym do sieci elektroenergetycznej poprzez przekształtnik energoelektroniczny [13]

W układach o większej mocy można wykorzystać maszynę indukcyjną pierścieniową, która umożliwia tzw. dwustronne zasilanie. Układ ten zmniejsza moc przekształtnika zmniejszając tym samym straty mocy w przekształtniku co poprawia całościową sprawność układu przetwarzania energii (Rys. 7.15).



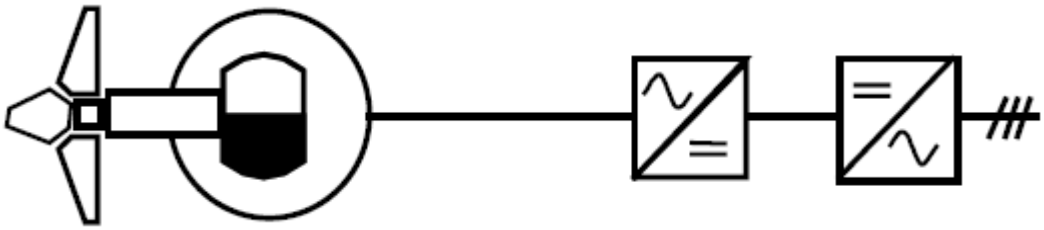
Rys. 7.15. Układ przetwarzania energii z generatorem indukcyjnym dwustronnie zasilanym [13]

Podstawową wadą maszyn indukcyjnych stosowanych jako generatory energii elektrycznej dla spadów niskich jest ich wysoka względem turbiny prędkość obrotowa i konieczność stosowania multiplikatorów obrotów.

Wykorzystanie maszyny synchronicznej wzbudzanej magnesami trwałymi jako generatora energii elektrycznej ma istotne zalety, którymi są przede wszystkim: wysoka sprawność przetwarzania energii w szerokim zakresie obciążenia, brak przekładni mechanicznej oraz wysoka niezawodność. Wykorzystanie takiego generatora do pracy w systemie elektroenergetycznym ma jednak pewne niedogodności. Załączenie takiego generatora bezpośrednio do sieci elektroenergetycznej może powodować obciążenie go dużą

wartością mocy biernej wynikającej z wahań wartości skutecznej napięcia sieciowego. Spowodować to może przeciążenie prądowe maszyny i jej zniszczenie.

Aby rozwiązać ten problem można stosować różne rozwiązania, natomiast najkorzystniejsze wydaje się wykorzystanie przekształtnika energoelektronicznego przetwarzającego energię elektryczną z generatora do wymagań sieci elektroenergetycznej (Rys. 7.16). Taki układ przetwarzania energii umożliwia dokładne sterowanie mocą czynna i bierną.



Rys. 7.16. Układ przetwarzania energii z generatorem synchronicznym z magnesami trwałymi połączonym z systemem elektroenergetycznym poprzez przekształtnik energoelektroniczny [13]

Dodatkową zaletą tego rozwiązania jest możliwość pracy generatora z dowolną prędkością obrotową (w pewnym zakresie ograniczonym parametrami przekształtnika). Jest to istotne w przypadku dopasowania prędkości turbiny wodnej do wybranej lokalizacji elektrowni. Duży wpływ na właściwości turbiny wodnej ma budowa kanałów wlotowych i wylotowych jak również umiejscowienie innych turbin pracujących równolegle w tej samej elektrowni, które mogą powodować zawirowania wody podczas pracy. Możliwość dopasowania prędkości obrotowej do danego stanu pracy maszyny może przynieść zwiększenie sprawności hydrozespołu.

Co więcej zmianę prędkości obrotowej można dokonywać on-line podczas pracy hydrozespołu. Zmienna prędkość obrotowa może przynieść dodatkowe korzyści w postaci uproszczenia budowy hydrozespołu. Możliwość ta jest szczególnie istotna w tym projekcie, ponieważ po dokonaniu badań modelowych turbiny zostanie rozważona możliwość wyeliminowania w części maszyn układu regulacji łopat wirnika turbiny Kaplana. Rozwiązanie to pozwoli utrzymać wysoką sprawność przetwarzania energii dla różnych wartości przełyku turbiny przy uproszczonej konstrukcji mechanicznej turbiny wodnej.

Możliwość ułożenia łopat wirnika na stałym kącie obniży koszty produkcji i eksploatacji oraz zwiększy niezawodność hydrozespołu.

Biorąc pod uwagę powyższe korzyści w turbozespole prototypowym planuje się wykorzystanie układ generatora synchronicznego z magnesami trwałymi połączony z systemem elektroenergetycznym za pomocą przekształtnika energoelektronicznego (Rys. 6.17). Obecnie generatory wzbudzane magnesami trwałymi wykorzystujące przekształtniki są rzadko stosowane w energetyce wodnej, dlatego opracowanie technologii wytwarzania tego typu maszyn dedykowanych dla MEW współpracujących z układami przekształtnikami lub doboru gotowych maszyn o odpowiednim momencie wejściowym jest koniecznością dla pełnego uzupełnienia typoszeregu turbin.

Przekształtnik energoelektroniczny pozwala dostosować parametry energii elektrycznej wytwarzanej przez generator do parametrów określonych przez system elektroenergetyczny (napięcie 400 V, 50 Hz) oraz umożliwi sterowanie przepływem mocy do sieci. Układ energoelektroniczny przejmuje wtedy też rolę klasycznego mechanicznego układu sterowania np. kątem położenia łopat, który zapewniał stałą prędkość generatora w klasycznych rozwiązaniach. Jest to bardzo istotna zaleta proponowanego rozwiązania, gdyż niezawodność układów energoelektronicznych jest porównywalna do niezawodności mechanicznego układu sterowania kątem położenia łopat, a koszty eksploatacji są zdecydowanie niższe.

8 Analiza numeryczna

Turbiny typu Kaplana o podwójnej regulacji (regulowane położenie zarówno łopat kierownicy jak i wirnika) pracują w bardzo szerokim zakresie obciążeń z relatywnie wysoką sprawnością. Właściwe, z punktu widzenia maksymalizacji sprawności toru przetwarzania energii, określenie wzajemnego położenia łopat kierownicy i wirnika dla różnych stanów obciążeń, stanowi podstawę prawidłowej pracy turbiny zarówno ze względu na osiągane parametry energetyczne, jak i stany dynamiczne. Zależność określającą wzajemne położenie łopatek kierownicy i wirnika nazywa się zależnością kombinatorową (z ang.: Cam Curve - CC). Zależność ta zmienia się wraz ze zmianą spadu lub szybkości obrotowej turbiny. Znajomość tej zależności w funkcji prędkości i obciążeń maszyny stanowi podstawę do programowania dobrze działającej automatyki turbozespołu. Projektując turbozespół wstępnie założono zależność CC dla danych warunków pracy. Po instalacji maszyny na obiekcie należy, w ramach badań odbiorczych, dokonać weryfikacji wcześniej przyjętej zależności. Ze względu bowiem na zmienność spadów oraz warunki zabudowy właściwa wstępnie przyjęta zależność nie musi być optymalna dla konkretnej instalacji na obiekcie rzeczywistym. Dla wstępnego wyznaczenia zależności kombinatorowej wykonuje się badania na stanowisku laboratoryjnym modelu turbiny lub prowadzi się analizę numeryczną przepływu. Należy mieć na uwadze, że analiza numeryczna z jednej strony jest rozwiązaniem dużo tańszym, z drugiej jednak obarczona jest większą niepewnością, gdyż nie uwzględnia niektórych elementów występujących w rzeczywistości takich jak np. opory tarcia w łożyskach samej turbiny oraz generatora. W celu poprawnego określenia parametrów pracy maszyny metodami symulacji numerycznych, należy jak najwierniej zamodelować rzeczywisty układ przepływowy z właściwym odwzorowaniem geometrii przepływowej i poprawnie przyjętym modelem obliczeniowym.

Przedmiotem badań było określenie zależności kombinatorowej oraz parametrów pracy dla trójłopatowej niskospadowej pionowej turbiny o średnicy wirnika D = 272 mm o potrójnej regulacji, wykorzystując do tego celu narzędzia analizy numerycznej przepływu. W poniższej tabeli przedstawiono podstawowe parametry pracy oraz parametry geometryczne turbiny.

Tabela 8.1. Podstawowe parametry pracy oraz parametry geometryczne turbiny D272.

Spad netto H_{netto} [m]	2,0
Szybkość obrotowa n [obr/min]	960
Średnica wirnika D [m]	0,272
Liczba łopat wirnika	3
Liczba łopat kierownicy	14

Obliczenia numeryczne zostały przeprowadzone pod stałym spadem netto H_{netto} = 2,0 m dla trzech wybranych szybkości obrotowych: n = 945, n = 960, n = 975, obr/min.

8.1 Budowa modelu obliczeniowego

Obiektem przeprowadzonych badań była niskospadowa modelowa turbina wodna. Trójłopatowy wirnik Kaplana oraz ruchoma 14 łopatkowa kierownica. czyli z regulowanym kątem ustawienia łopatek wirnika i kierownicy. Dodatkowo turbozespół posiada możliwość trzeciej regulacji w postaci zmiany prędkości obrotowej. Turbina o konstrukcji pionowej posiada prostoosiową rurę ssącą o bardzo małym kącie rozwarcia stożka ok. 11,2º. Przekazywanie mocy z wału turbiny na generator jest realizowane bezpośrednio poprzez liniową integracje tych dwóch maszyn. W rzeczywistości na linii wału zamontowano moment omierz z funkcją pomiaru prędkości obrotowej do badań modelowych.

Z otwartej komory wlotowej w postaci prostokątnego kanału woda dostarczana jest bezpośrednio na palisady kierownicze. Turbina pionowa typu Kaplana posadowiona jest w komorze turbinowej otwartej. Oś maszyny jest pionowa przesunięta niesymetrycznie względem osi koryta w lewo. Moduł płaszcza uszczelniającego wirnik turbiny połączony jest z dolna wodą za pomocą prostoosiowej rury ssącej łagodnie zakończonej rurowym wyobleniem.

8.2 Przyjęty model obliczeniowy

Numeryczna analiza przepływu została wykonana przy wykorzystaniu metody objętości skończonych. W analizowanym obszarze przyjęto model płynu lepkiego nieściśliwego, czego konsekwencją było zastosowanie w obliczeniach uśrednionego (uśrednienie w czasie i przestrzeni drobnoskalowych struktur przepływu) równania zachowania pędu Navier-Stokesa (RANS - Reynolds Averaged Navier-Stokes). W rozpatrywanym przypadku zastosowano dwurównaniowy model turbulencji k- ε z nierównowagowym modelem funkcji

ścianki. Jak wykazały dane literaturowe model ten poprawnie określa straty lepkie w obszarze przyściennym.

Z uwagi na ustalony w czasie charakter przepływu (nie analizowano stanów nieustalonych) zdecydowano się na przyjęcie modelu stacjonarnego. Wykonywano obliczenia w tzw. „pseudo-czasie" (time marching problem), co oznacza rozwiązywanie układów równań zachowania od stanu początkowego, aż do ustalenia się rozwiązania w kolejnych krokach iteracyjnych. Stan ustalony odzwierciedla uśrednione w czasie zachowanie się płynu w układzie przepływowym turbiny.

8.3 Opis geometrii układu przepływowego turbiny

Dla potrzeb przeprowadzenia obliczeń numerycznych przepływu wykorzystano zaprojektowany model trójwymiarowy geometrii układu przepływowego zintegrowanej turbiny wodnej. Na podstawie geometrii zdefiniowany został obszar obliczeniowy jako przestrzeń od walcowego wlotu kierownic do kołowego wylotu z rury ssącej.

Geometria wykonawcza palisad łopatek została poddana pewnym modyfikacjom, polegającym na podziale powierzchni łopatek w sposób odpowiadający wymaganiom generatora siatek obliczeniowych. Z uwagi na wykonany projekt 3D palisad z możliwością regulacji łopatki wirnika i kierownicy zaprojektowany z technologicznym luzem w obszarach styku z piastą i pierścieniem uszczelniającym. Dlatego wydłużono powierzchnie łopatek w kierunku promieniowym piasty i obudowy wirnika ze względu na konieczność wyznaczenia dokładnej linii przecięcia się łopatek z piastą i obudową.

Końcowo geometria układu przepływowego została podzielona na trzy segmenty, tj. segment wlotowy stanowiący otwarta walcową komorę wlotową, segment układu łopatkowego kierownica-wirnik oraz segment rury ssącej.

8.4 Budowa siatki obliczeniowej układu przepływowego turbiny

Kolejnym etapem realizacji modelowania numerycznego przepływu było zamodelowanie siatki obliczeniowej. W rozpatrywanym przypadku całość obszaru obliczeniowego została podzielona na trzy główne bloki siatki, zgodnie z wcześniej przyjętym podziałem geometrycznym, tj. blok układu wlotowego, blok układu łopatkowego kierownica-wirnik oraz blok rury ssącej. Każdy kolejny blok był łączony z poprzednim za pomocą interfejsu przekazującego informacje o przepływie do przylegających komórek dwóch sąsiednich bloków siatkowych.

8.5 Warunki brzegowe dla przyjętego modelu obliczeniowego

W przypadku numerycznej analizy pracy turbin wodnych naturalnym warunkiem brzegowym jest zadawanie wysokości słupa wody na wlocie, czyli sumy ciśnienia hydrostatycznego oraz dynamicznego.

$$p_{t(in)} = p_{s(in)} + \rho \frac{V_{in}^{\,2}}{2} + \rho g z_{in} \tag{8.1}$$

gdzie:

V_{in} – średnia prędkość na wlocie do turbiny [m/s],

$p_{s(in)}$ – ciśnienie statyczne na wlocie do turbiny [Pa],

z_{in} – wysokość słupa cieczy pomiędzy wlotem do turbiny a poziomem odniesienia [m].

Dla uproszczenia na wylocie zdefiniowano natomiast wartość ciśnienia statycznego $p_{s(out)} = 0$ Pa i założono, że poziom odniesienia znajduje się na wylocie z turbiny $z_{out} = 0$ m. Przyjęty zerowy poziom odniesienia w przypadku przepływu nieściśliwego jest wielkością umowną i nie wpływa na określenie parametrów energetycznych maszyny, gdyż w obliczeniach operujemy różnicami słupa cieczy, co przy braku zależności gęstości płynu od ciśnienia oznacza, że przyjęty poziom odniesienia nie ma znaczenia.

Wielkościami szukanymi dla zadanego spadu, obrotów wirnika oraz geometrii układu hydraulicznego są: objętościowe natężenie przepływu oraz moc na wale turbiny. Dodatkowo na wszystkich opływanych powierzchniach przyjęto warunek nieprzepuszczalnej ścianki o określonej chropowatości. Łopatki wirnika oraz piasta wirnika obracały się z szybkościami obrotowymi: 945, 960, 975 obr/min.

8.6 Wyznaczanie parametrów globalnych pracy turbiny

Wynikiem prowadzonych obliczeń były lokalne podstawowe parametry przepływu, tj. prędkość oraz ciśnienie statyczne w całym analizowanym układzie obliczeniowym. Na podstawie parametrów lokalnych oraz dodatkowych informacji związanych z modelowaniem strat w układzie przepływowym określono parametry globalne, do których należą:

- spad netto H_{netto} pod jakim pracuje maszyna [m],

$$H_{netto} = \frac{p_{t(in)} - p_{t(out)}}{\rho g} \tag{8.2}$$

gdzie:

$$p_{t(out)} = p_{s(out)} + \rho \frac{V_{out}^{\ 2}}{2} + \rho g z_{out} \tag{8.3}$$

V_{out} – średnia prędkość na wylocie z turbiny [m/s],

$p_{s(out)}$ – ciśnienie statyczne na wylocie z turbiny [Pa] ($p_{s(out)}$ = 0 Pa),

z_{out} – wysokość słupa cieczy pomiędzy wylotem z turbiny a poziomem odniesienia [m] (z_{out} = 0 m),

- objętościowe natężenie przepływu Q [m^3/s],

$$Q = \frac{\dot{m}}{\rho} \tag{8.4}$$

gdzie:

m – masowe natężenie przepływu [kg/s], otrzymane dzięki całkowaniu pola prędkości w kierunku równoległym do przepływu,

- moc na wale turbiny N [W],

$$N = M \cdot \omega = \frac{M \cdot \pi \cdot n}{30} \tag{8.5}$$

gdzie:

M – całkowity moment obrotowy na łopatkach i piaście wirnika [Nm],

ω –prędkość kątowa [1/rad],

n – szybkość obrotowa wirnika [obr/min].

- sprawność hydrauliczna turbiny η_h,

$$\eta_h = \frac{N}{\rho g H_{netto} \cdot Q} \tag{8.6}$$

Obliczone według powyższych wzorów wielkości objętościowego natężenia przepływu Q oraz mocy na wale turbiny N są, przy wykorzystaniu teorii podobieństwa, przeliczone na wielkości zredukowane Q_{red} i N_{red} na referencyjny spad netto $H_{ref\,netto}$ (dla rozpatrywanego przypadku przyjęto $H_{ref\ netto}$ = 2 [m]). Redukowanie ma na celu ujednolicenie wielkości obliczonych dla poszczególnych ustawień kierownica-wirnik na jedną wartość referencyjną spadu netto $H_{ref\,netto}$.

$$Q_{red} = \frac{Q}{(H_{netto} / H_{ref\ netto})^{0.5}} \tag{8.7}$$

$$N_{red} = \frac{N}{(H_{netto} / H_{ref\ netto})^{1.5}} \tag{8.8}$$

Ostatnim etapem wyznaczania parametrów pracy turbiny w danej kombinatoryce kierownica-wirnik, było określenie tzw. wielkości podwójnie zredukowanych na spad i średnicę 1 m oraz kinematycznego wyróżnika szybkobieżności turbiny.

Korzystając z kryteriów podobieństwa wyznaczono wielkości podwójnie zredukowanych obrotów n_{11}, objętościowego natężenia przepływu Q_{11}, mocy N_{11}, jak również kinematyczny wyróżnik szybkobieżności n_{sQ}.

$$n_{11} = \frac{D \cdot n}{\left(H_{ref\ netto}\right)^{0.5}} \tag{8.9}$$

$$Q_{11} = \frac{Q_{red}}{D^2 \cdot \left(H_{ref\ netto}\right)^{0.5}} \tag{8.10}$$

$$N_{11} = \frac{N_{red}}{D^2 \cdot \left(H_{ref\ netto}\right)^{1.5}} \tag{8.11}$$

$$n_{sQ} = \frac{n \cdot Q_{red}^{\ 0.5}}{H_{ref\ netto}^{\ 0.75}} \tag{8.12}$$

gdzie:

D – średnica wirnika [m].

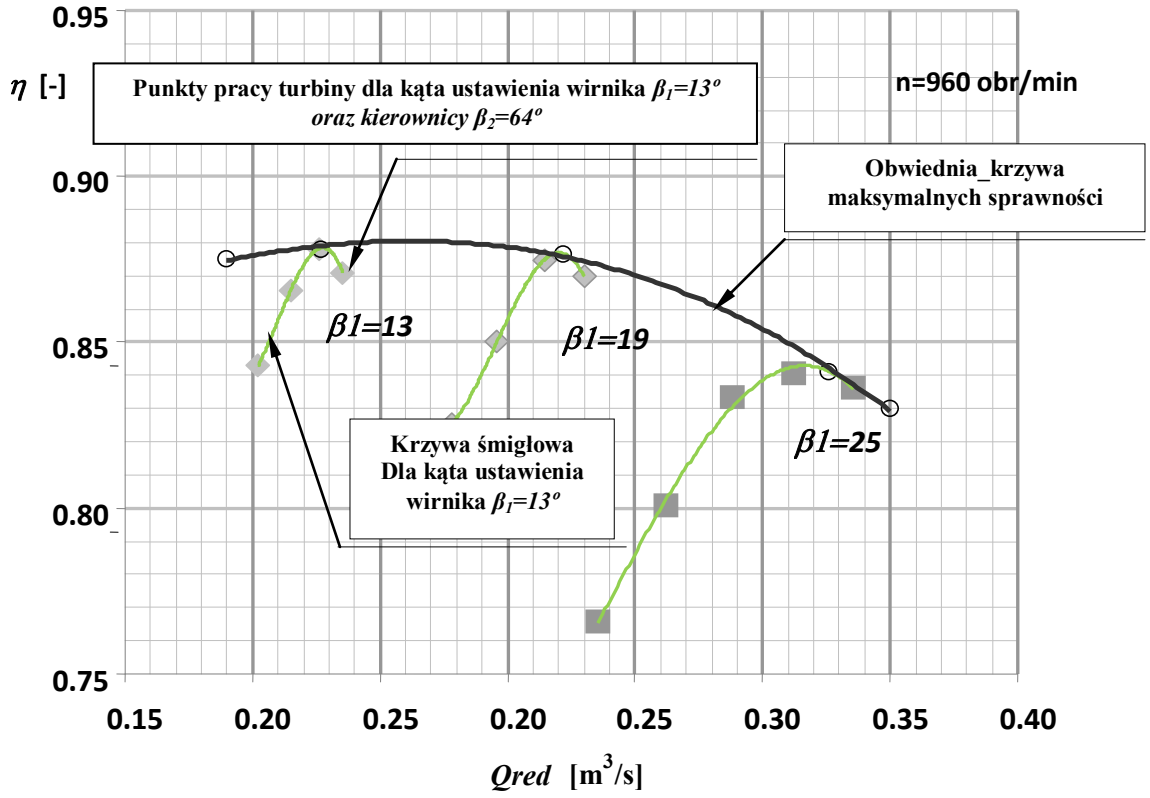
8.7 Metodyka wyznaczania zależności kombinatorowej

Jednym z głównych zadań przeprowadzonej analizy, było wyznaczenie zależności kombinatorowej układu kierownica-wirnik, a więc takiego dopasowania wzajemnych położeń kierownicy i wirnika, aby dla wybranych punktów pracy otrzymywać najwyższe z możliwych wykorzystanie energii potencjalnej lokalizacji (najwyższa sprawność hydrauliczna). Położenie łopatek kierownicy i wirnika było określone poprzez kąty ustawienia β_1 i β_2, przy czym kąt β_1 określa pochylenie cięciwy skrajnego profilu łopatki wirnika względem

płaszczyzny prostopadłej do osi maszyny, natomiast kąt β_2 pochylenie cięciwy skrajnego profilu łopatki kierownicy względem płaszczyzny prostopadłej do kierunku przepływu.

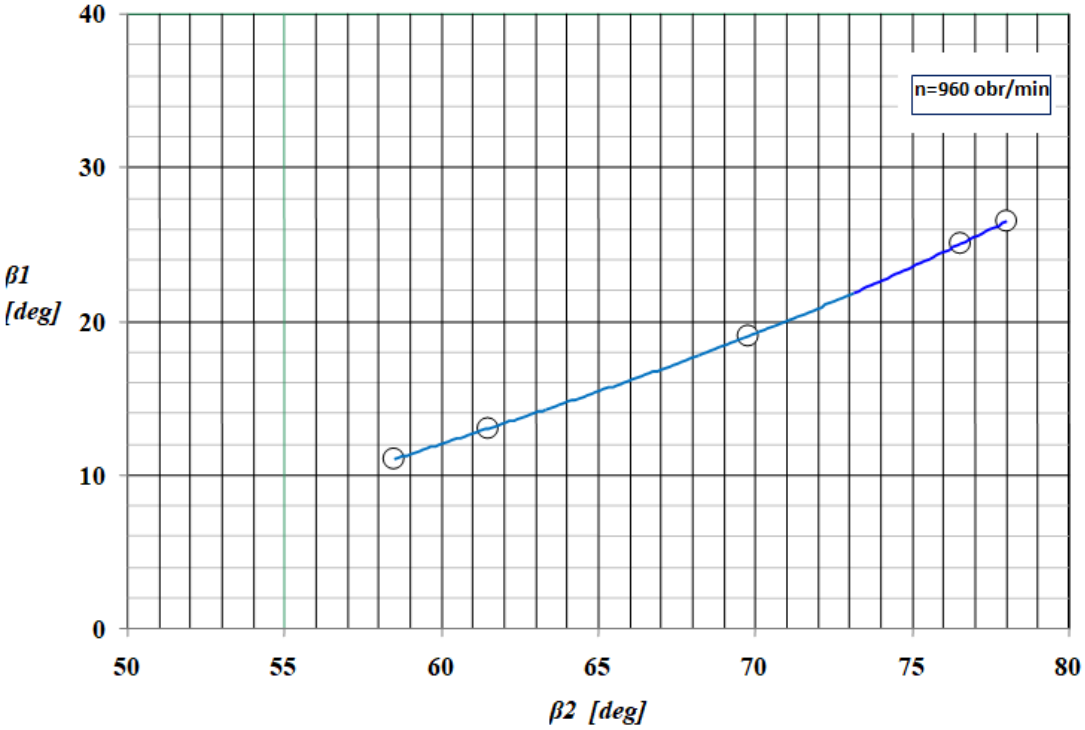
Numeryczne badania optymalizacyjne, podobnie jak badania rzeczywiste, były przeprowadzane w ten sposób, że dla określonej szybkości obrotowej określano położenia łopatek wirnika (w rozpatrywanym przypadku trzy położenia). Dla każdego ustawienia łopatek wirnika wykreślano tzw. krzywą śmigłową, a więc badano parametry pracy układu dla różnych położeń kierownicy (trzy, cztery lub pięć ustawień kierownicy dla każdego ustawienia wirnika).

Dla każdej z krzywych śmigłowych wyznaczono następnie punkt maksymalnej sprawności i przez te punkty przeprowadzono krzywą, stanowiącą obwiednię krzywych śmigłych i będącą styczną do tych krzywych. Tak wyznaczona obwiednia nazywana jest krzywą optymalnych sprawności. W wyniku przeprowadzonych symulacji numerycznych wyznaczono trzy obwiednie, każda dla innej szybkości obrotowej wirnika (n = 945, n = 960, n = 975 obr/min). Na rysunku 8.2 przedstawiono przykładową obwiednię dla obrotów n = 960 obr/min z zaznaczonymi elementami charakterystycznymi.



Rys. 8.2. Krzywa optymalnych sprawności turbiny D272 dla obrotów n = 960 obr/min. (opracowanie wlasne)

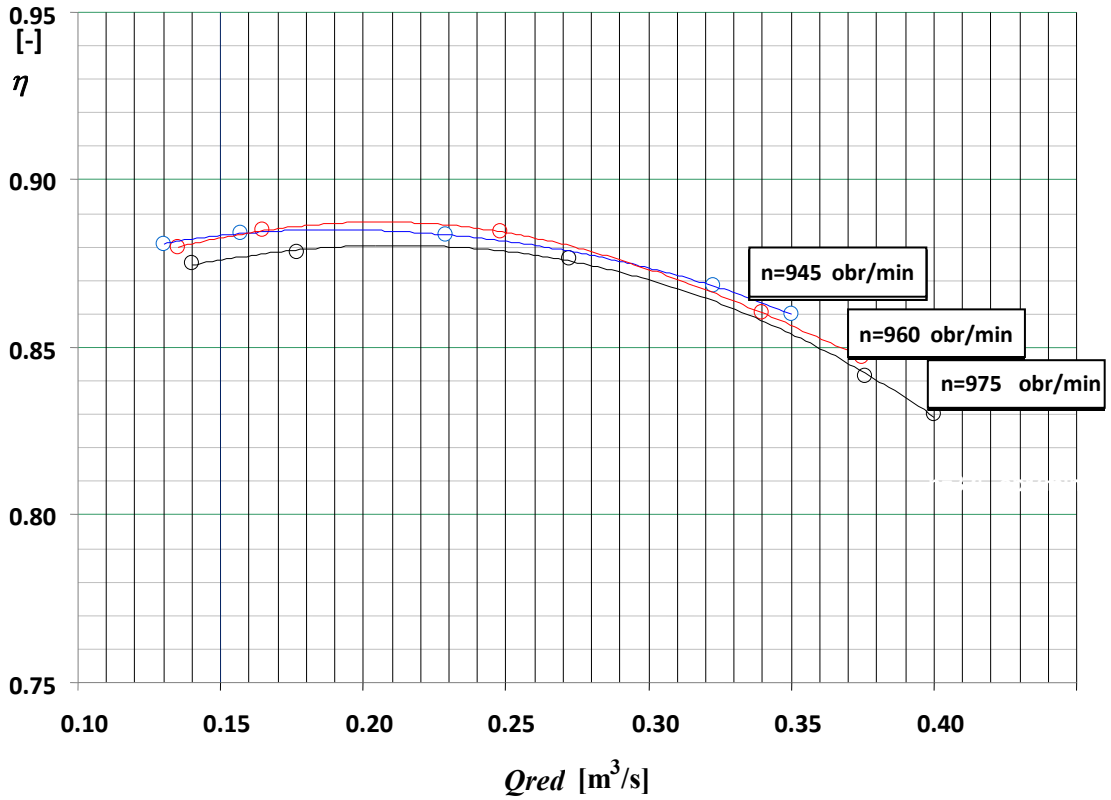
Dla wyznaczonych krzywych optymalnych sprawności określone zostały zależności kombinatorowe otwarcia kierownicy względem otwarcia wirnika dla trzech wcześniej zdefiniowanych szybkości obrotowych. Na osi poziomej umieszczono kąt otwarcia kierownicy β_2, natomiast na osi pionowej kąt otwarcia wirnika β_1. Na rysunku 8.3 przedstawiano przykładową zależność kombinatorową wyznaczoną dla obrotów n = 960 obr/min.



Rys.8.3. Zależność kombinatorowa turbiny D273 dla obrotów n = 960 obr/min. (opracowanie własne)

8.8 Prezentacja wyników analizy

Stworzono 12 różnych geometrii układów przepływowych, czyli wzajemnej kombinatoryki palisad kierownica-wirnik. Ustawienia te zostały wykorzystane dla trzech omawianych powyżej szybkości obrotowych. Przy czym dla poszczególnych szybkości obrotowych wykorzystano różne liczby tych ustawień. Tak więc, dla szybkości obrotowej $n = 945$ obr/min użyto 11 ustawień, analogicznie dla $n = 960$ obr/min użyto 10 ustawień, dla $n = 975$ obr/min użyto wszystkich 12 ustawień. W sumie wykonane zostały 33 zadania obliczeniowe. Otrzymane wyniki rozkładów pól prędkości i ciśnień posłużyły do walidacji obliczonych empirycznie parametrów globalnych pracy zamodelowanej turbiny. Dla obliczonych punktów pracy kolejnych układów kierownica-wirnik, wyznaczono krzywe śmigłowe, a następnie poprowadzono obwiednie punktów – krzywe optymalnych sprawności. Na wykresie 8.4 nałożono krzywe maksymalnych sprawności dla wybranych szybkości obrotowych. Linią czerwoną zaznaczono krzywą dla obrotów $n = 960$ obr/min, dla której uzyskano maksymalną sprawność hydrauliczną.



Rys.8.4. Krzywe maksymalnych sprawności turbiny D272 dla obrotów $n = 945$ obr/min, $n = 960$ obr/min, $n = 975$ obr/min (opracowanie wlasne)

9 Stanowisko laboratoryjne

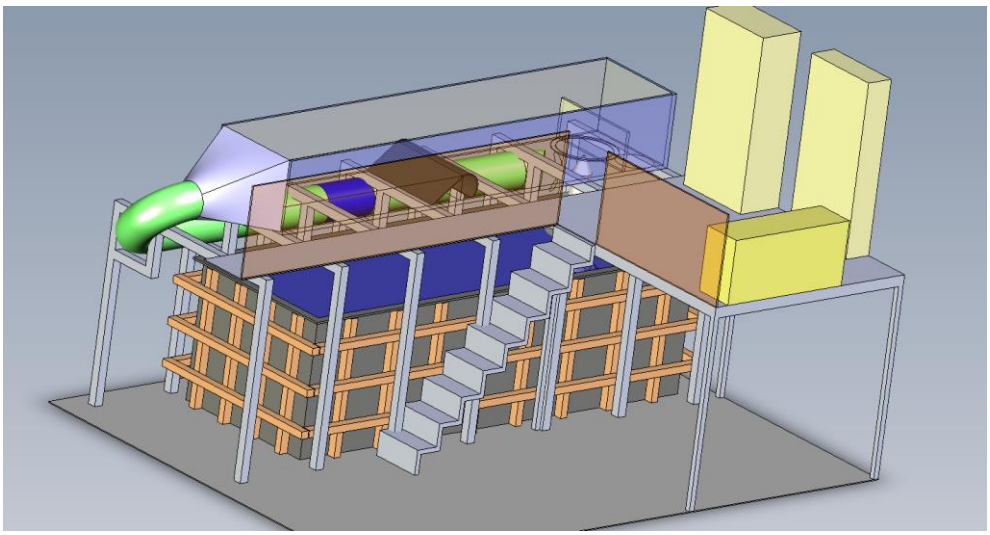
Zaprojektowane i wykonane stanowisko laboratoryjne charakteryzuje się dużą uniwersalnością dzięki możliwości badań w korycie otwartym (np. turbin, jazów czy przepławek dla ryb) jak i badań turbozespołów o konstrukcji zamkniętej rurowej. Założeniem projektowym było uzyskanie woluminu przepływu wody w zakresie 10-300 l/s oraz spadu wody wynoszącym 1.5- 2m dla koryta otwartego oraz 1.5-3.5 m dla układu rurowego. Średnica maksymalna badanych turbin wynosi 300 mm zgodnie z wymogami normy PN-EN 60193:2002. Turbiny wodne mogą być badane w zakresie różnych prędkości obrotowych dzięki wykorzystaniu generatorów wzbudzanych magnesami trwałymi.

9.1 Opis poszczególnych elementów stanowiska

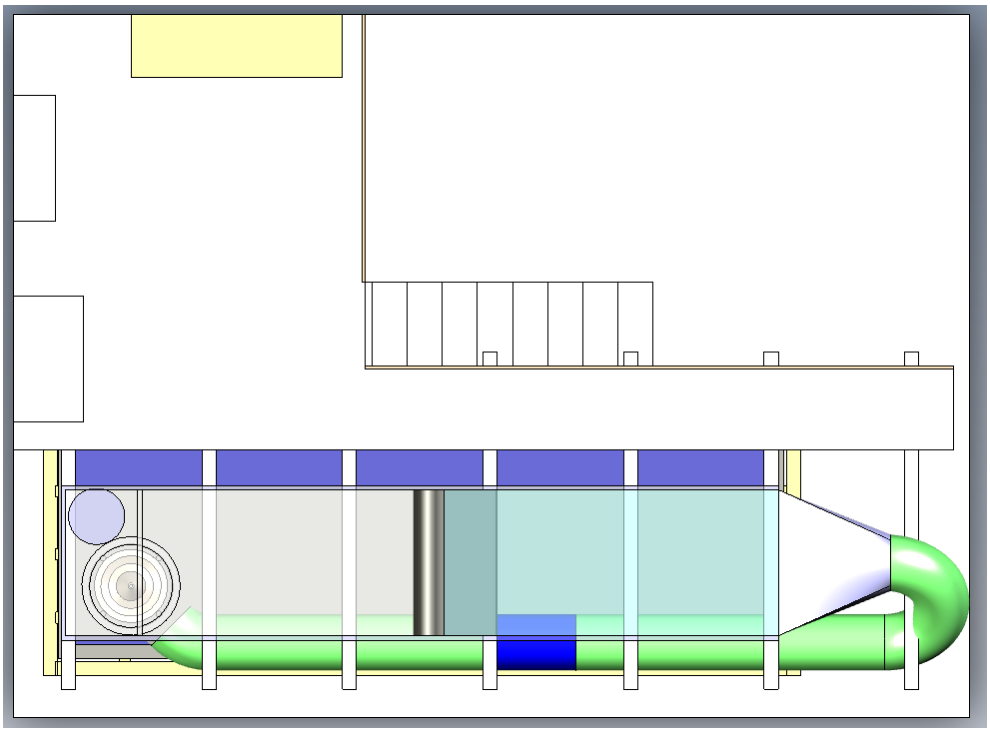
Stanowisko laboratoryjne do badań modelowych składa się z polietylenowego zbiornika wody dolnej o pojemności czynnej 12 m^3. Zbiornik ten zabudowany został w dennej części stanowiska. Kolejno układ pompowy o wydajności maksymalnej 1200 m^3/h stanowi zatapialna pompa obiegowa o mocy 18,5 kW sterowana za pomocą przemiennika częstotliwości. Przepływ wody jest mierzony poprzez przepływomierz elektromagnetyczny o średnicy 400 mm. Ożebrowanie koryta otwartego pełniącego funkcję konstrukcji dla rurociągów technologicznych (Rys.9.1). Układ wyposażony jest również w niezbędną aparaturę kontrolno-pomiarową, poziomów wody, temperatury oraz drgań.

Rys.9.1. Rurociągi technologiczne stanowiska laboratoryjnego.

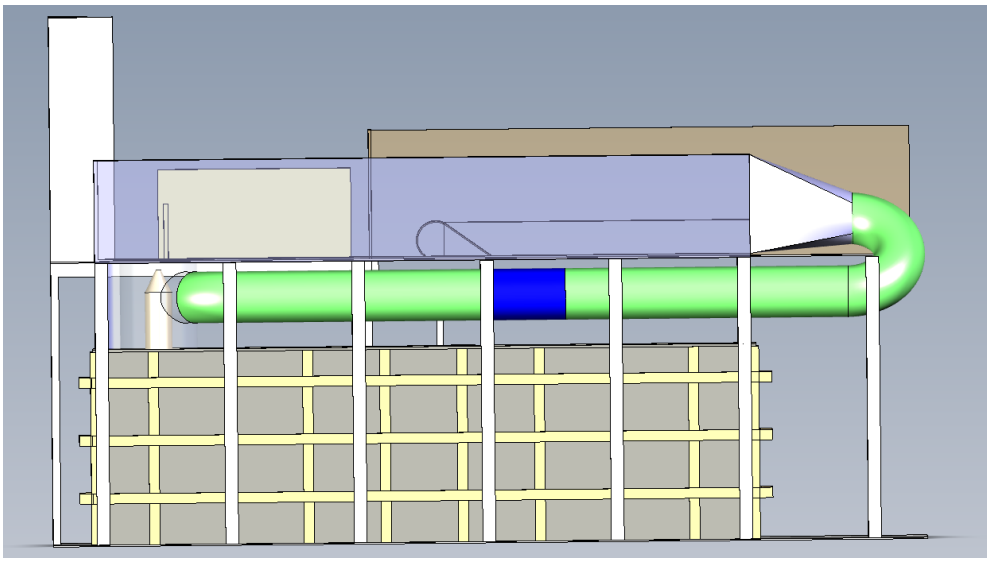
Rys.9.2. Widok stanowiska laboratoryjnego na pulpit sterowniczy.



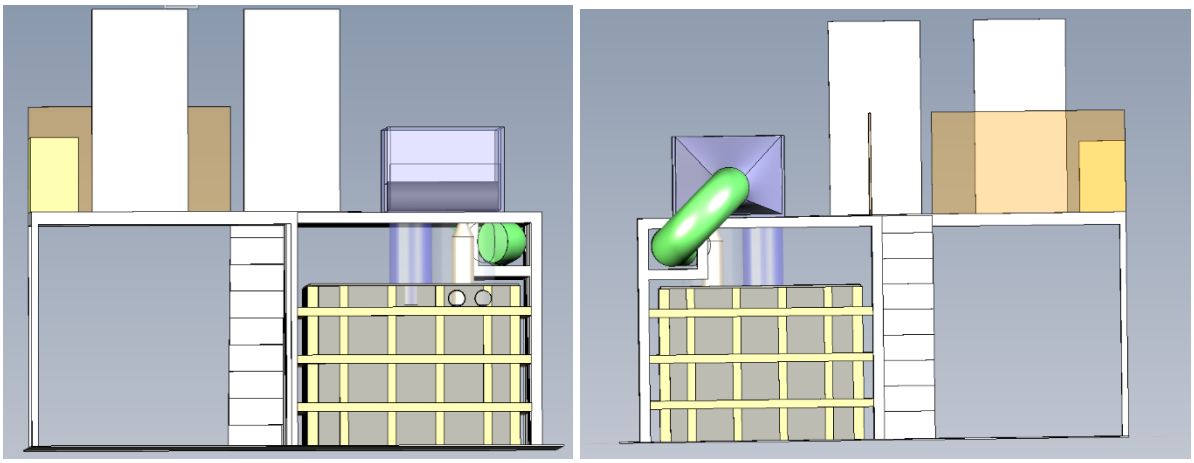
Rys.9.3. Widok trójwymiarowego modelu stanowiska laboratoryjnego.



Rys. 9.4.Widok z góry stanowiska laboratoryjnego



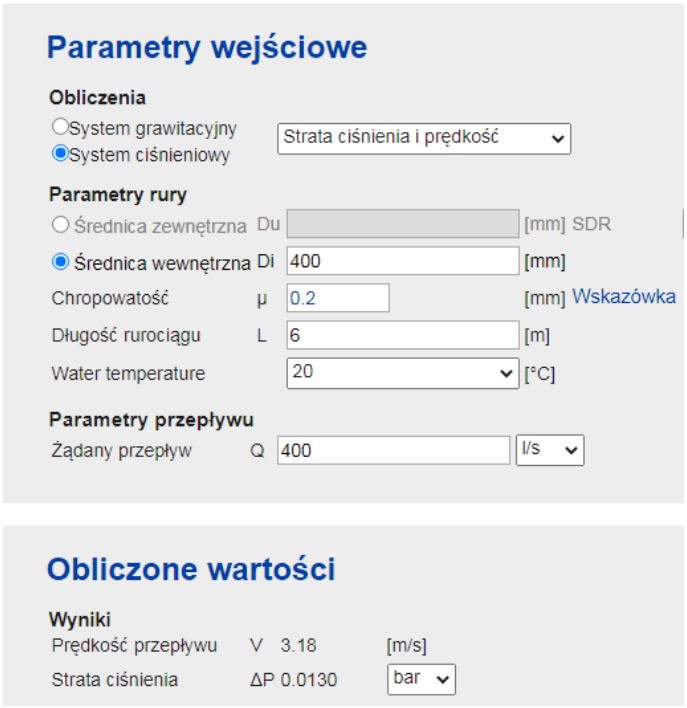
Rys. 9.5. Widok z tyłu stanowiska laboratoryjnego



Rys. 9.6. Widok z boków stanowiska laboratoryjnego

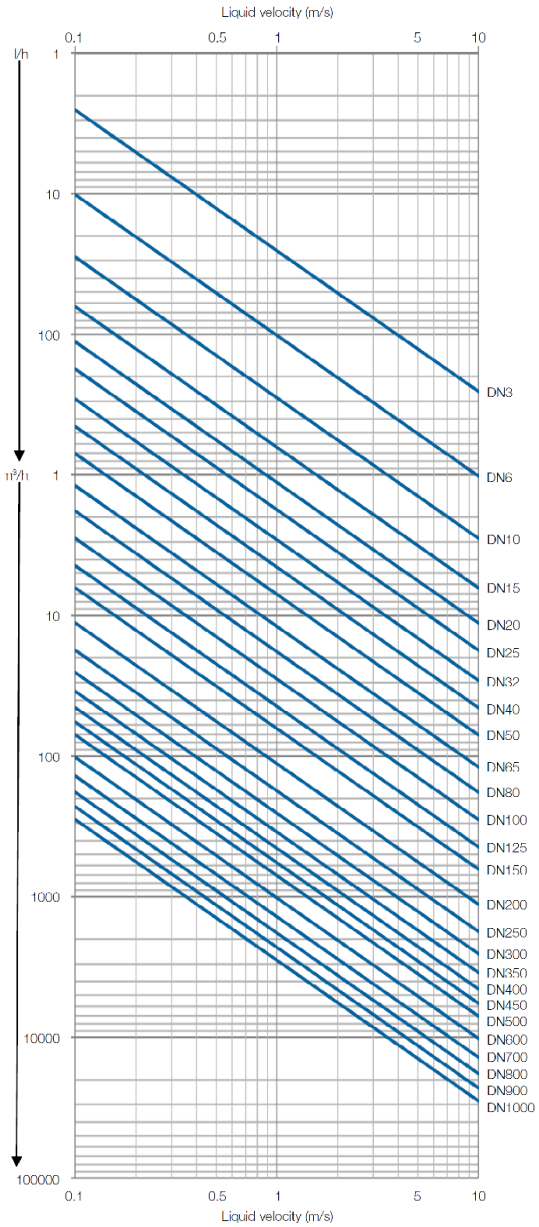
9.2 Dobór rurociągów tłocznych wraz z pomiarem natężenia przepływu

Do dynamicznego zasilania w medium (wodę) modelu turbozepołu przyjęto z nomogramów rurociąg stalowy DN400. Średnica nominalna 400 pozwala na ograniczenie strat liniowych rurociągu do 13 cm słupa cieczy a straty miejscowe na załamaniach rurociągu do 26 cm. Sumarycznie straty hydrauliczne od pompy do początku układu przepływowego modelu jazu nie przekraczają 40 cm tj. 10% wysokości nominalnej układu pompowego.



Rys. 9.7. Obliczenia strat hydraulicznych liniowych i miejscowych

Do ciągłego pomiaru natężenia przepływu wody zaprojektowano gniazdo kołnierzowe pod montaż przepływomierza elektromagnetycznego Flomid DN400 wraz z przetwornikiem (głowicą) XT5 230 VAC. Kolorem zielonym zaznaczono pole pracy pomiaru natężenia przepływu na tle czerwonej lini przepływomierza Dn 400 Flomid. Przepływomierze elektromagnetyczne cechują się precyzyjnym i stabilnym pomiarem w szerokim zakresie, przy braku wrażliwości pomiarowej na barwniki rozpuszczone w wodzie. Z uwagi na charakter badawczy i konieczność barwienia wody różnymi substancjami wskaźnikowymi, dodatek sedymentów rzecznych tj. piasku frakcjonowanego odrzucono przepływomierze skrzydełkowe mechaniczne ulęgające szybkiemu zużyciu w takim środowisku pracy.



Rys.9.8. Nomogram pracy przepływomierza Flomid DN400, Dla 60<*Q*p<400 l/s

Rys 9.9. Kompaktowy przepływomierz elektromagnetyczny DN400

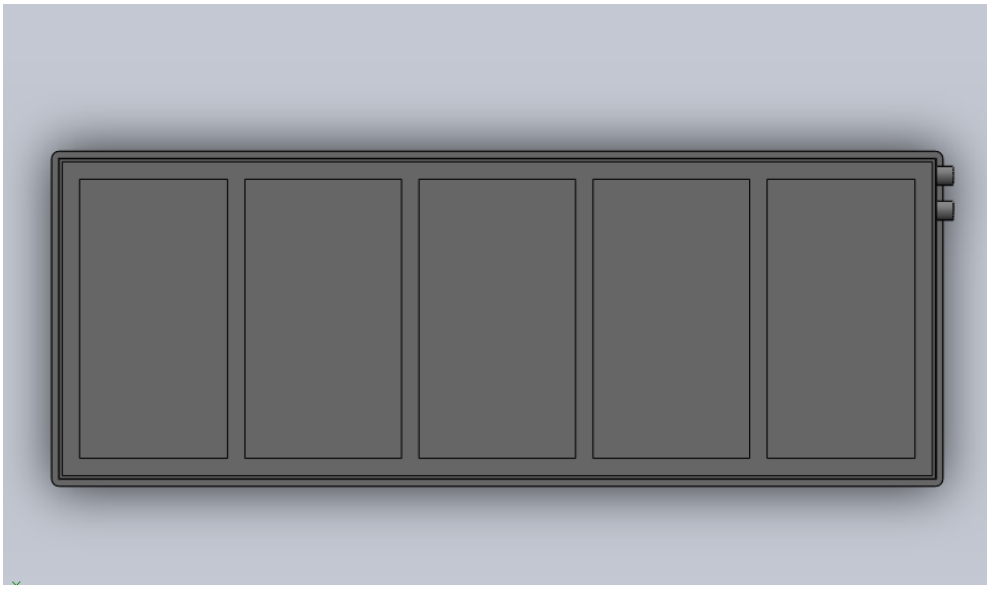
9.3 Zbiornik wody obiegowej

Zasadniczym elementem układu hydraulicznego stanowiska jest zbiornik wody w postaci wanny pełniącej rolę zbiornika wody cyrkulacyjnej. Pojemność czynna wanny została tak dobrana aby cały układ mógł pracować podczas testów bez wibracji, znaczących zmian temperatury wody oraz aby wystarczająco odseparować ewentualny sedyment piaskowy od wody przed zassaniem przez pompę obiegową. Przyjęta objętość czynna 12 m^3 i wymiary gabarytowe 5 m długości 1,8 m szerokości x 1,5 m wysokości pozwalają wannę wraz z obudową traktować jako stabilną podstawę całego układu. Wybór materiału termoplastycznego PE100 jako materiał wanny podyktowany był wieloletnim doświadczeniem autorów opracowania w dziedzinie korozji materiałowej, izolacji cieplnej i elektrycznej zbiornika a również niską waga i wysoką wytrzymałością.

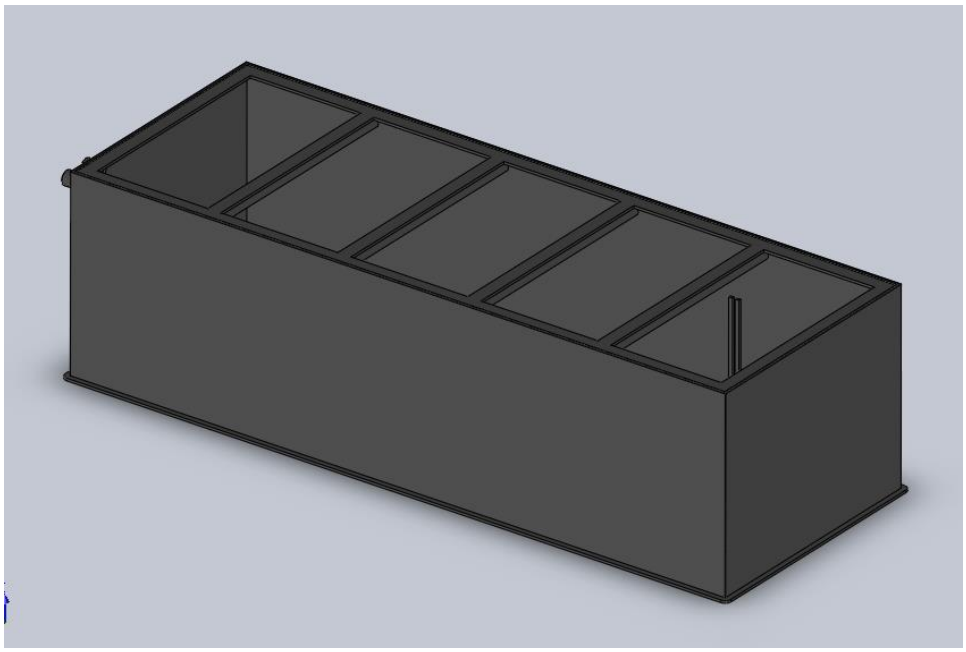
Zbiornik zaprojektowano jako prostopadłościenny wyposażony w ruchome pokrywy. Wewnątrz zbiornika przewidziano specjalną przegrodę bezciśnieniową chroniąca pompę przed zasysaniem z dna ewentualnych drobinek piasku wymytego podczas prób rozmycia dolnego stanowiska jazu. Wanna wyposażona została w uchwyty transportowe oraz króćce przelewowe chroniące pomieszczenie przed przelaniem się awaryjnym wody po przekroczeniu dopuszczalnego poziomu napełnienia zbiornika.

Wanna obudowana została rusztem stalowym wzmacniającym pełniącym jednocześnie funkcję stelaża pod koryto hydrauliczne zasilające otwarty kanał badawczy. Dopuszczalne wypełnienie koryta wodą do wysokości 70 cm powoduje obciążenie zmienne dynamiczne na konstrukcję nośną rzędu 7 kN/m plus waga samego koryta wraz z jazem. Zintegrowanie rynny z podstawą modelu turbiny pozwoliło na zakomponowanie zwartego i w pełni funkcjonalnego układu badawczego.

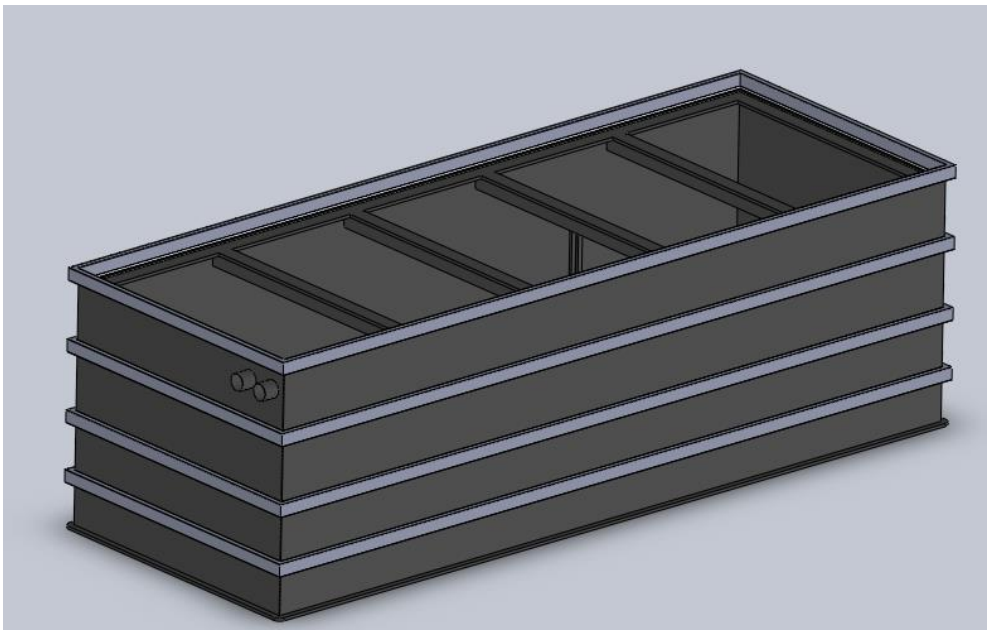
Przeprowadzone zostały obliczenia statyczne i dynamiczne w obrębie podstawy/wanny wykonaej z materiału PE100. Wanna stanowi zarówno zbiornik wody buforowej stanowiska jak również jej obudowa jest fundamentem całej konstrukcji. Wewnątrz umieszczone zostały pompy główna napędowa oraz pomocnicza opróżniająca. Z uwagi na zasilanie pomp napięciem sieciowym 400V wykonano projekt oraz dedykowany system uziemienia wszsytkich elemntów i urządzeń w obrębie stanowiska.



Rys. 9.10.Model wanny PE widok z góry



Rys. 9.11 Model wanny PE o objętości 12m3 widok aksonometryczny



Rys 9.12. Złożenie modelu wanny PE wraz z wzmocnieniami stalowymi

9.4 Koryto hydrauliczne

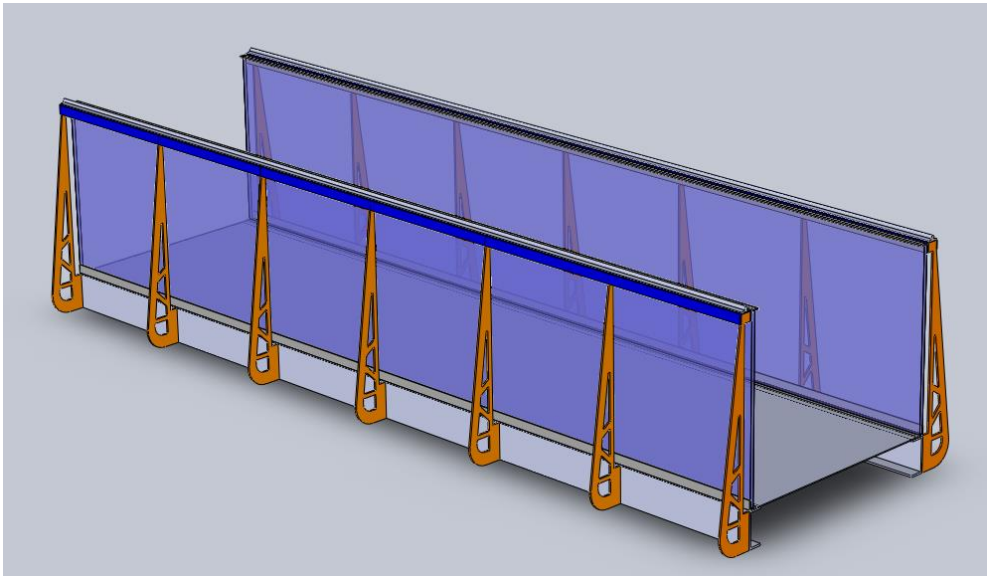
Woda ze zbiornika dolnego za pomocą pompy będzie cyrklowana rurociągiem tłocznym do koryta hydraulicznego otwartego. Do nadrzędnych zadań zaprojektowanego koryta należy możliwość zasymulowania warunków naturalnej otwartej komory turbinowej. Przepływ wody może być modulowany płynnie za pomocą sterownika PLC z uwzględnieniem

falowania. Na wszystkie te zjawiska sterownik stanowiska musi płynnie reagować a jednocześnie utrzymywać zadane parametry testowe.

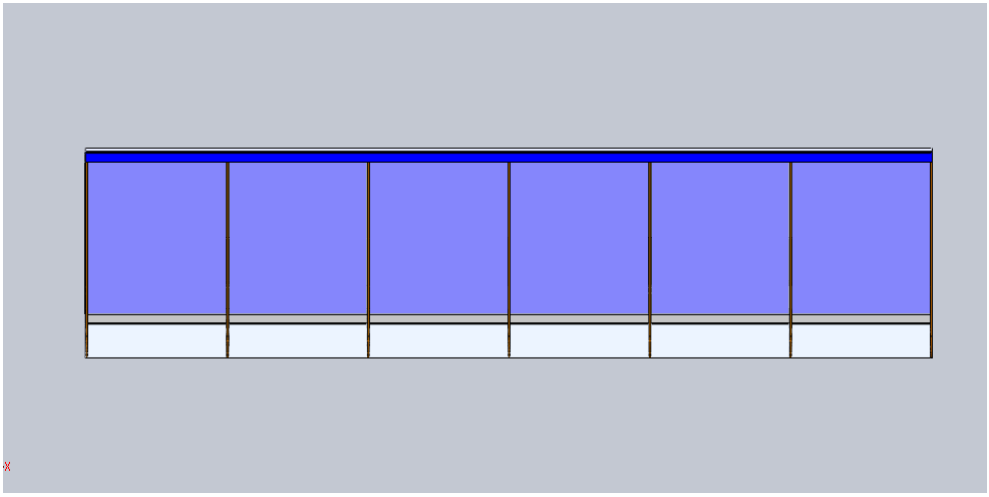
Zaprojektowano koryto hydrauliczne jako przeszklone z dwóch stron, dno koryta umożliwia montaż turbozespołów pionowych jak również rurowych kolanowych. Odpowiednia głębokość (80cm) pozwala na normowe przykrycie woda wlotu do turbiny. Całość konstrukcyjnie została wykonana jako konstrukcja stalowa spawana zabezpieczona antykorozyjnie poprzez cynkowanie ogniowe. Obliczenia parcia hydrostatycznego i dynamicznego na szklane ściany pozwoliły na dobranie tafli szkła bezpiecznego klejonego o grubości 16mm. Koryto hydrauliczne stanowiska wyposażone jest w kamerę o wysokiej rozdzielczości celem rejestracji przebiegu badań.

Długość koryta netto 400 cm, szerokość 100 cm głębokość 80 cm przy maksymalnym napełnieniu 70 cm pozwala na wykonanie serii badań odpowiadającej przepływowi wody 300 l/s.

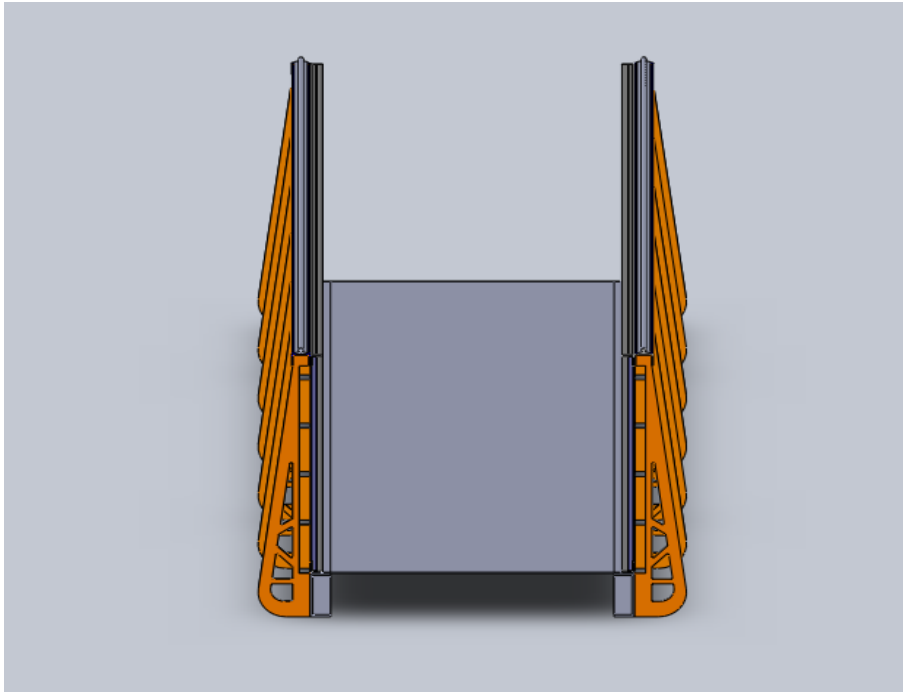
Jako wyposażenie koryto posiada wózki jezdne w górnej części do mocowania czujników kamer poklatkowych i osprzętu.



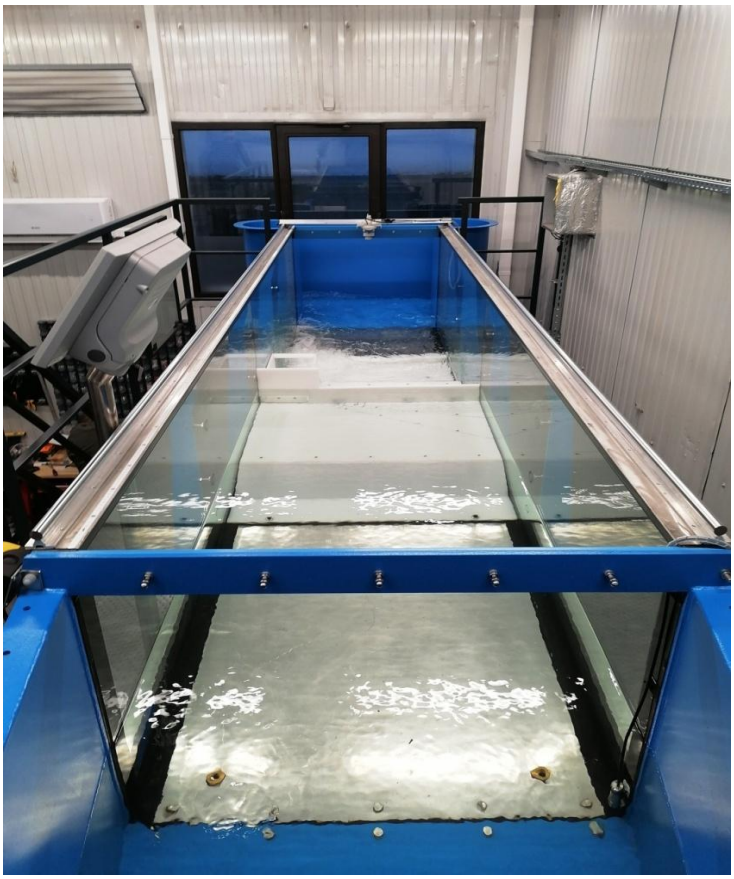
Rys 9.13. Model koryta hydraulicznego w widoku aksonometrycznym.



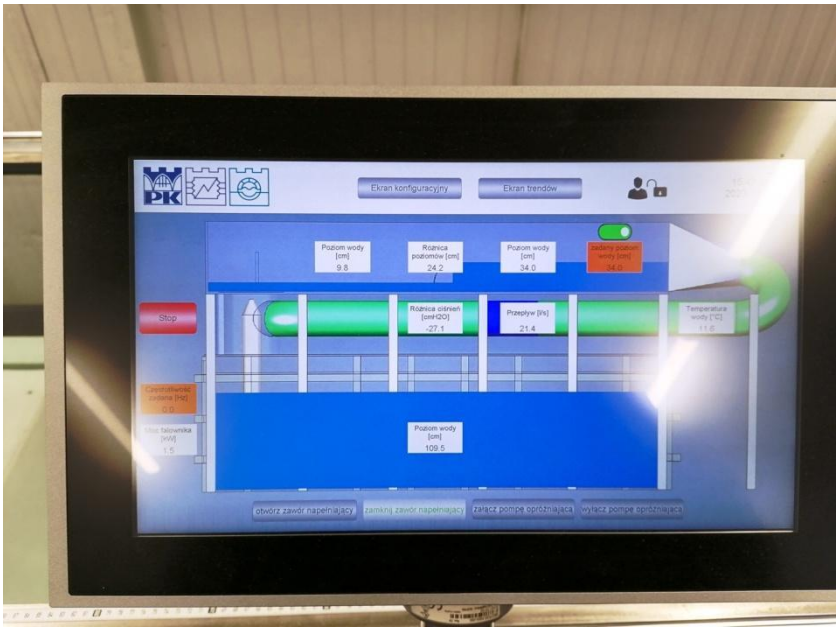
Rys.9.14. Model koryta hydraulicznego widok z boku



Rys. 9.15. model koryta hydraulicznego widok modelu z przodu



Rys.9.16. Widok od wlotu wody stanowiska badawczego.



Rys. 9.17. Widok na panel kontrolno-pomiarowy stanowiska laboratoryjnego

Rys. 9.18. Widok głównego ekranu aplikacji sterowniczo pomiarowej opracowanej w systemie Twincat.

10 Badania laboratoryjne

Pierwszym celem niniejszych badań na stanowisku laboratoryjnym było wyznaczenie charakterystyk sprawności zintegrowanej niskospadowej turbiny Kaplana w skali modelowej.

Drugim celem było transponowanie otrzymanych wyników na typoszereg turbin prototypowych o większych średnicach z zaproponowanego typoszeregu. Do tego zadania uwzględniono tzw. efekt skali, obliczenia przeprowadzono dla turbin o średnicach wirnika od 0,272 do 1,088 m oraz wysokości spadu niwelacyjnego od 1,5 do 2,5 m.

Kolejno z uwagi na fakt, że palisady łopatkowe zarówno wirnika jak i kierownicy turbiny modelowej oraz elementy krzywoliniowe wykonano z materiałów kompozytowych metoda druku 3D wybrane materiały zostały poddane badaniom wytrzymałościowym na stanowisku testowym.

10.1 Badania energetyczne

Badania laboratoryjne przeprowadzono w oparciu o normą IEC 60193:2002 „Turbiny hydrauliczne, pompy zasobnikowe i turbiny pompowe – Badania odbiorcze modeli”.

Badania turbozespołu przeprowadzono na stanowisku badawczym do badań turbin wodnych i urządzeń wodnych w układzie otwartym znajdującym się w laboratorium odnawianych źródeł energii na Wydziale Inżynierii Elektrycznej i Komputerowej Politechniki Krakowskiej. Zdjęcie przedmiotowego stanowiska badawczego pokazano na Rysunku 10.1

Rys. 10.1. Widok stanowiska laboratoryjnego z niskospadowym prototypem turbiny wodnej przygotowanym do badań energetycznych

Elementy składowe układu pomiarowego wskazane zostały na Rys. 10.2. Należą do nich:

1- pompa główna niskiego ciśnienia zasilana przemiennikiem częstotliwości

2- rurociąg tłoczny,

3- przepływomierz elektromagnetyczny DN 400,

4- wlot wody do kanału otwartego,

5- koryto otwarte grawitacyjne,

6- sonda poziomu wody górnej– pomiar ciśnienia statycznego na wlocie turbiny,

7- turbozespół wodny,

8- rura ssąca,

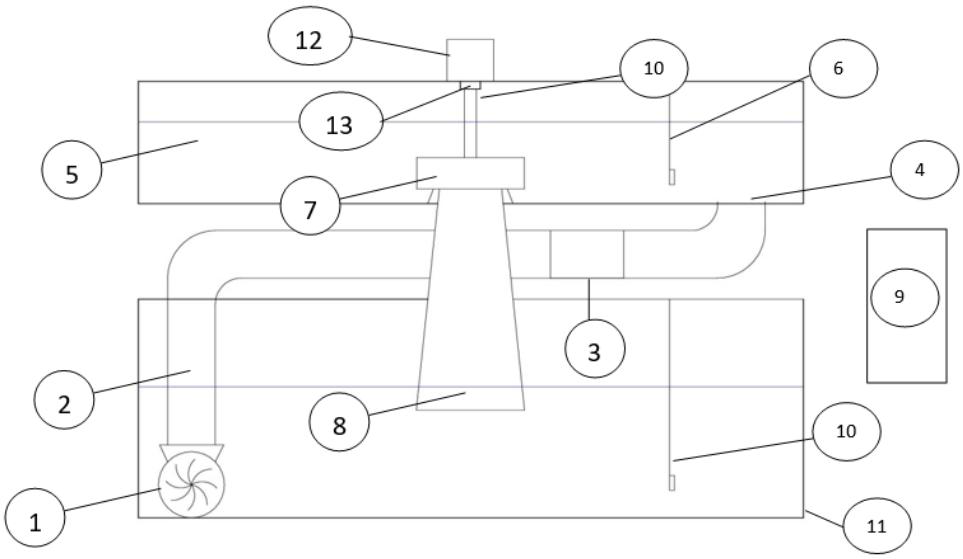
9- układ kontrolno-pomiarowy z rezystancyjnym obciążeniem generatora,

10- sonda poziomu wody dolnej– pomiar ciśnienia statycznego na wylocie z rury ssącej turbiny,

11- zbiornik buforowy wody dolnego poziomu

12- generator elektryczny

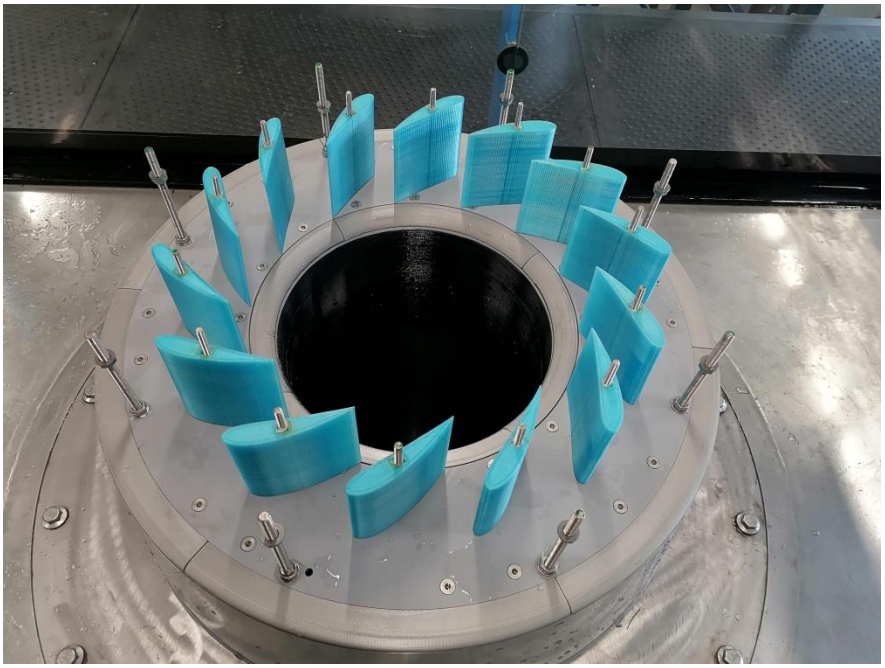
13 - miernik momentu



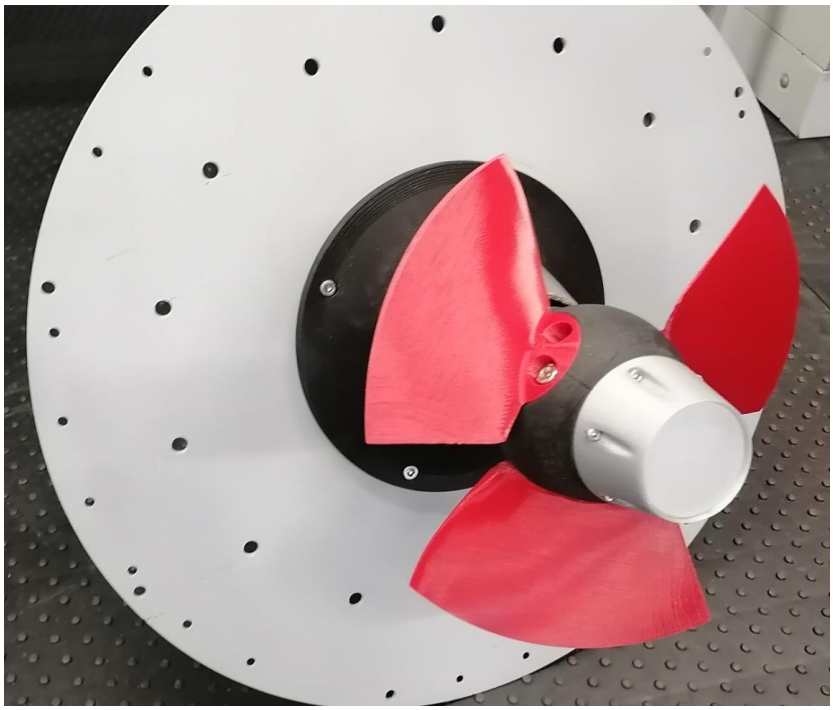
Rys. 10.2. Schemat stanowiska laboratoryjnego do badania turbin wodnych

Program badań obejmował wykonanie pomiarów energetycznych przy co najmniej 3 otwarciach łopat kierownicy oraz przy co najmniej 6 prędkościach obrotowych wirnika dla stałej z góry założonej wartości optymalnej otwarcia wirnika.

Rys. 10.3. Turbozespół z napływem promieniowo osiowym zabudowany w otwartym korycie



Rys. 10.4. Palisada kierownicza turbiny modelowej



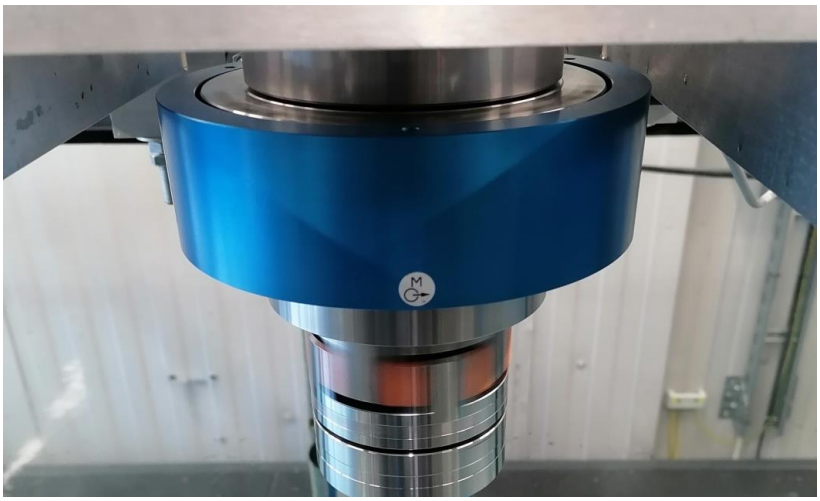
Rys.10.5. Trójłopatowy wirnik typu Kaplana wykonany z materiału PET G

Medium w układzie obiegowym była czysta woda wodociągowa o temperaturze +19°C (gęstość wody dla tej temperatury wynosi 998,4 kg/m³). Pomiary wykonywano przy ciśnieniu otoczenia 997 hPa.

Wykaz aparatury pomiarowej stosowanej podczas badań turbozespołu przedstawiono w tabeli Cała aparatura pomiarowa posiada certyfikat metrologiczny. Momentomierz, który odpowiada za pomiar momentu i prędkości obrotowej przedstawiony został na Rys. 10.6.

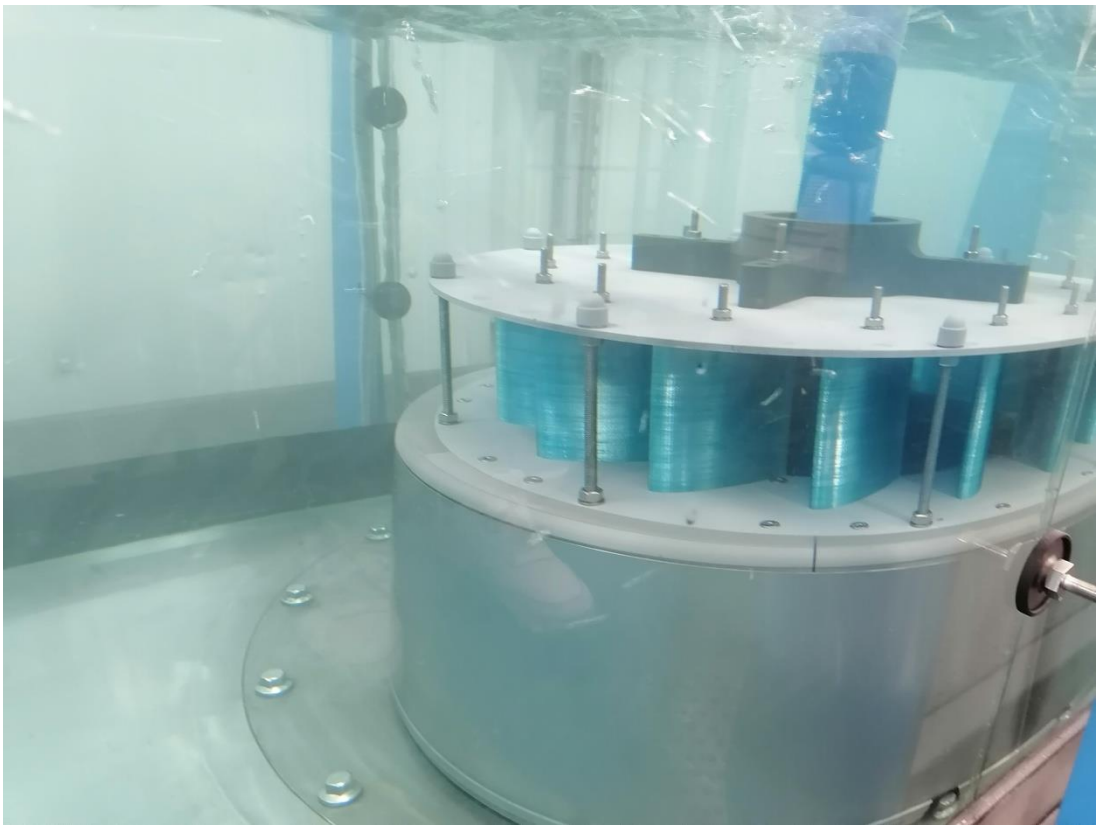
Tabela 10.1. Lista urządzeń pomiarowych

Lp.	**elementy mierzone**	**symbol**	**urządzenie**	**zakres**	**dokładność**
1	przepływ wody	Q	przepływomierz elektromagnetyczny	0-45m^3/h	0,2
2	prędkość obrotowa	n	momentomierz obrotowy	2x 360 impulsow	0,1
3	moment obrotowy	M	momentomierz obrotowy	0-100Nm	0,1
4	poziom wody	h_1,h_2	sonda hydrostatyczna	0-2m	0,2
5	temperatura	t	termometr z czujnikiem PT100	0-100C	klasa A (IEC 60751)



Rys. 10.7. Zabudowany w linii wału turbiny momentomierz przelotowy wraz z pomiarem prędkości obrotowej

Widok turbiny na stanowiku lanoratoryjnym podczas badań przedstawia Rys. 10.8.



Rys 10.8 Turbozespół podczas badań

Przeprowadzone badania uwzględniały również stany rozbiegowe maszyny. Widok kanału turbiny podczas badań rozbiegowych przedstawia Rys. 10.9.

Rys 10.9. Wytrzymałościowe próby rozbiegowe turbiny

Wyniki pomiarów parametrów energetycznych turbiny wodnej przedstawiono w tabelach 10.1.2-10.1.6 oraz na wykresach. W tabeli zbiorczej podano również obliczoną sprawność prototypów turbozespołów zintegrowanych z zaproponowanego typoszeregu trzech maszyn.

Wykorzystano wzór na sprawność prototypu z normy IEC 60193, określający przyrost sprawności rzeczywistej w stosunku do sprawności modelowej $\Delta\eta_h$ według formuły:

$$(\Delta\eta_h)_{M\to P} = \delta_{ref}\left[\left(\frac{\mathrm{Re}_{ref}}{\mathrm{Re}_M}\right)^{0,16} - \left(\frac{\mathrm{Re}_{ref}}{\mathrm{Re}_P}\right)^{0,16}\right] \tag{10.1}$$

gdzie:

$$\delta_{ref} = \frac{1-\eta_{hoptM}}{\left(\frac{\mathrm{Re}_{ref}}{\mathrm{Re}_{optM}}\right)^{0,16} + \frac{1-V_{ref}}{V_{ref}}} \tag{10.2}$$

$$\mathrm{Re}_{ref} = 7 \cdot 10^6 \tag{10.3}$$

gdzie: η_{hoptM}- maksymalna sprawność turbiny modelowej,

V_{ref} – współczynnik rozdziału strat,

R_{eM} – liczba Reynoldsa modelu,

R_{eP} – liczba Reynoldsa turbiny rzeczywistej.

Liczba Reynoldsa dla obydwu skal jest definiowana następująco:

$$R_e = \frac{D}{\nu}\sqrt{2gH_n} \tag{10.4}$$

gdzie: D – średnica wirnika [m],

ν – lepkość kinematyczna wody [m^2/s],

g – przyspieszenie ziemskie [m/s^2],

H_n – spad netto turbiny [m],

Moc mechaniczna turbiny modelowej wynosi:

$$P = \omega \cdot M$$
$$\omega = \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60} \tag{10.5}$$

gdzie:

P – maksymalna moc mechaniczna turbiny modelowej

ω – prędkość kątowa, rad/s

n – prędkość obrotowa obr/min

M – moment obrotowy, Nm

Sprawność hydrauliczna turbiny modelowej wraz ze stratami łożysk wynosi:

$$\eta_{rzecz} = \frac{P_{zm}}{P_{teoret}}, \% \tag{10.6}$$

gdzie:

P_{teoret}- teoretyczna moc surowa turbiny wodnej

P_{zm}- moc zmierzona za pomocą momentomierza na wale turbiny

Teoretyczna moc surowa turbiny:

$$P_{teoret} = \rho \cdot g \cdot H_n \cdot Q \tag{10.7}$$

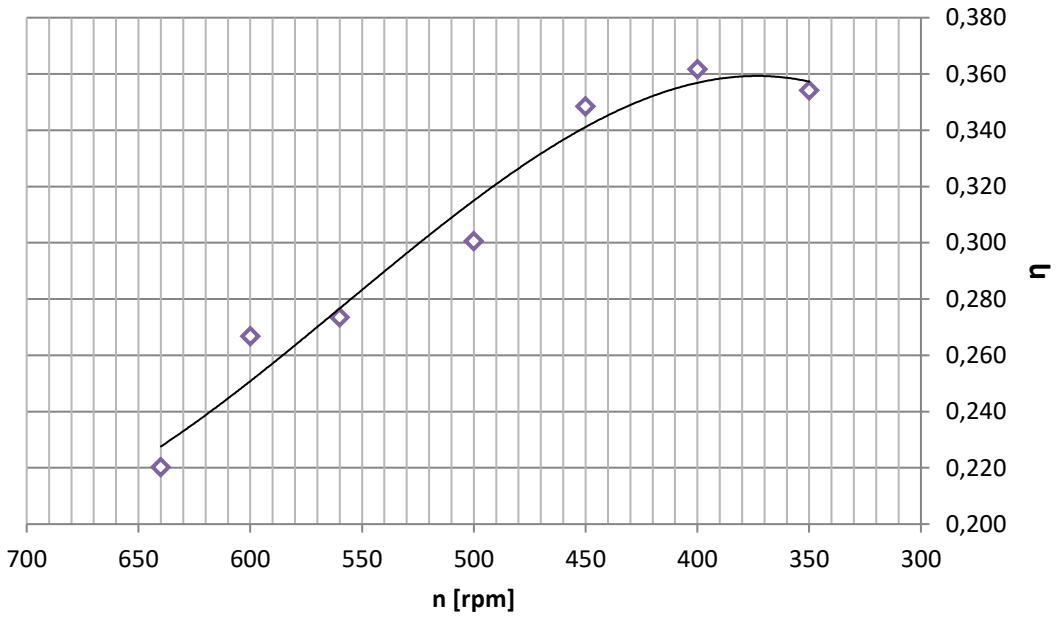
gdzie:

ρ - gęstość wody, kg/m³,

g – przyspieszenie ziemskie, m/s^2,

H_n – spad netto turbiny, m,

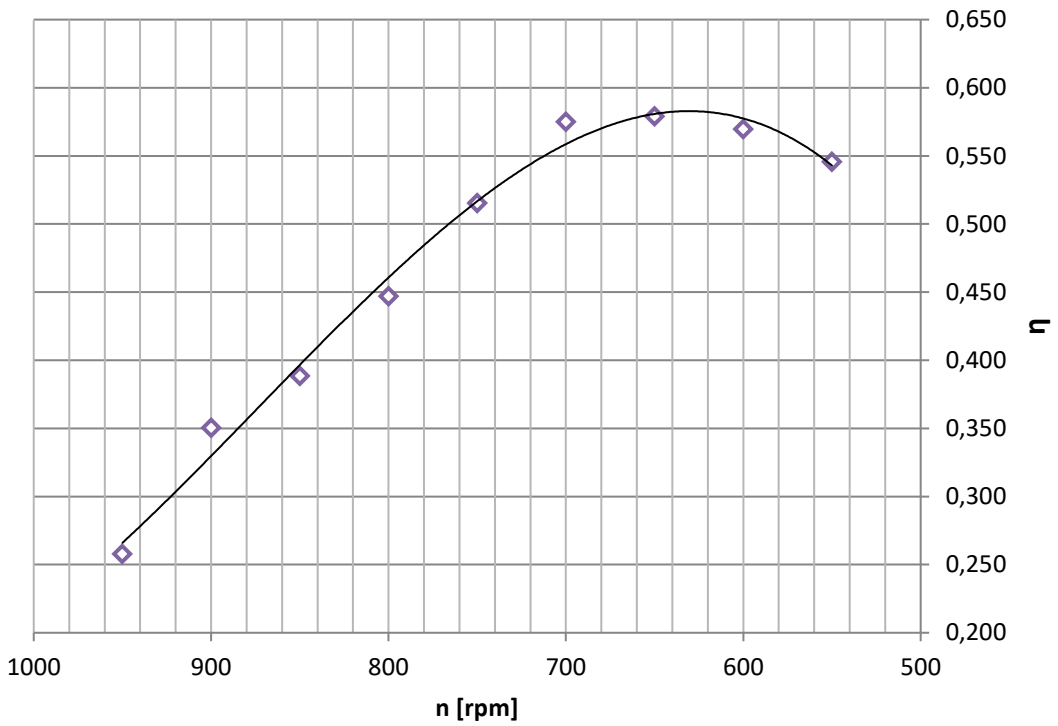
Q- przepływ m^3/s



Rys.10.10. Charakterystyka energetyczna turbiny przy kącie otwarcia kierownicy 8°

Tabela 10.2. Tabela pomiarowa, kąt kierownicy 8°

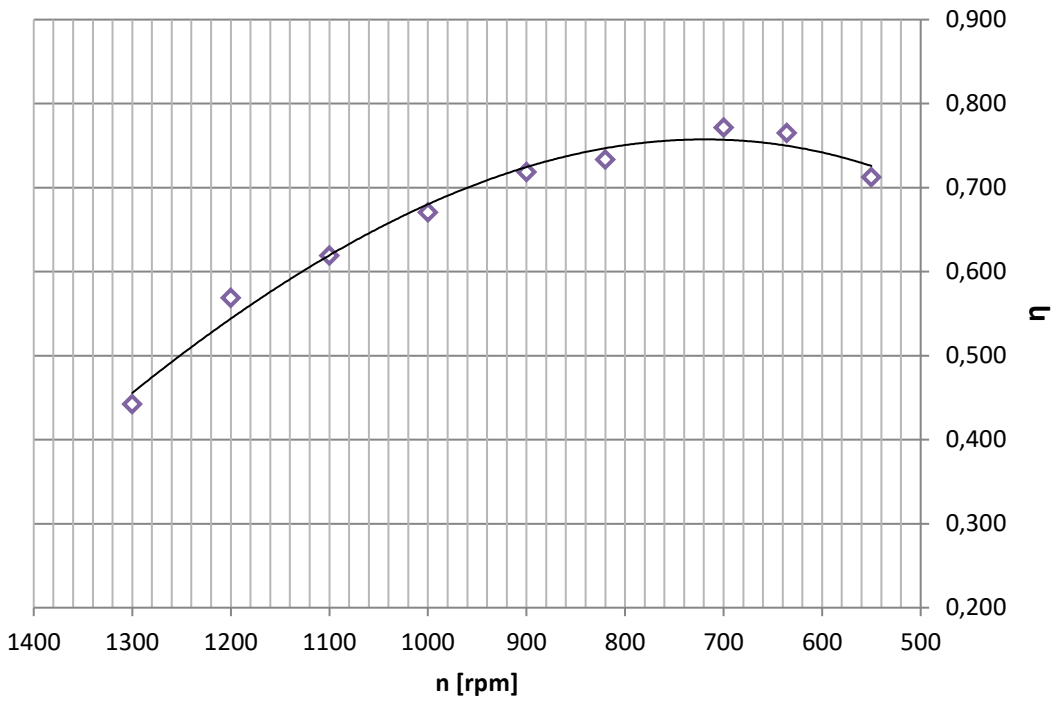
Kąt [deg]	**Lp.**	**H [cm]**	**Q [dm3/s]**	**n [rpm/min]**	**M [Nm]**	**P_{zm} [W]**	**P_{teoret} [W]**	**η [-]**	**Pe obl [W]**
8	1	200	62	640	4,0	268	1216	0,220	260
	2	200	60	600	5,0	314	1177	0,267	305
	3	200	71	560	6,5	381	1393	0,273	370
	4	200	71	500	8,0	419	1393	0,301	406
	5	200	62	450	9,0	424	1216	0,348	411
	6	200	59	400	10,0	419	1158	0,362	406
	7	200	58	350	11,0	403	1138	0,354	391



Rys 10.11. Charakterystyka energetyczna turbiny przy kącie otwarcia kierownicy 18°

Tabela 10.3. Tabela pomiarowa, kąt kierownicy 18°

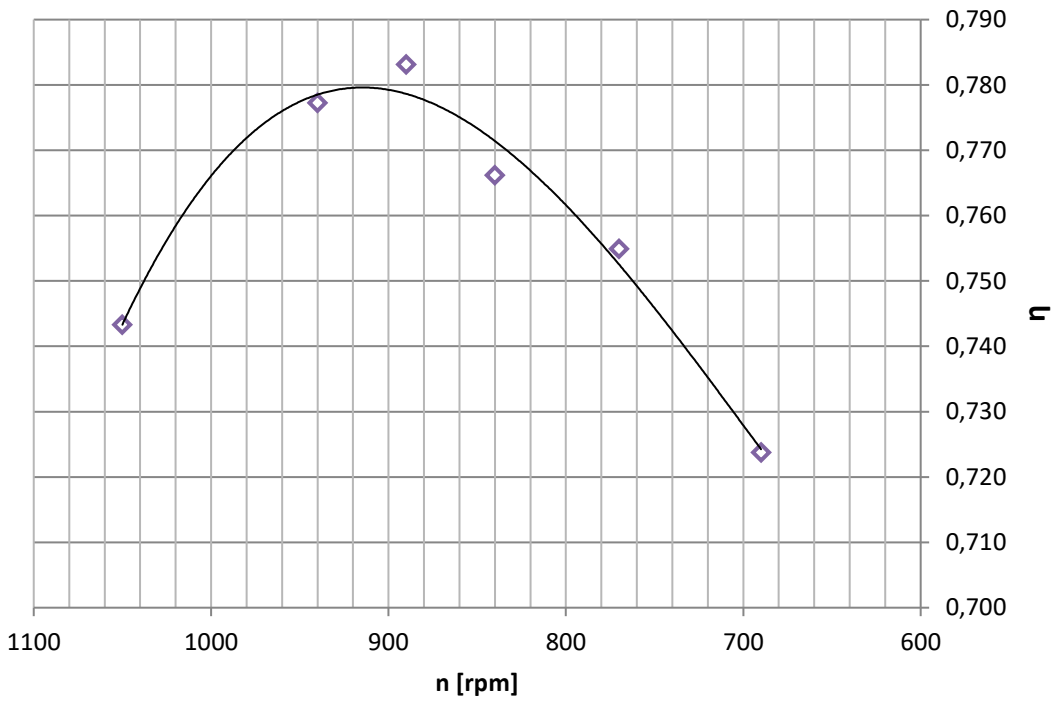
Kąt [deg]	**Lp.**	**H [cm]**	**Q [dm3/s]**	**n [rpm/min]**	**M [Nm]**	**P_{zm} [W]**	**P_{teoret} [W]**	**η [-]**	**Pe_{obl} [W]**
18	1	200	110	950	5,6	557	2158	0,258	540
	2	200	100	900	7,3	688	1962	0,350	667
	3	200	105	850	9,0	801	2060	0,389	777
	4	200	105	800	11,0	921	2060	0,447	893
	5	200	104	750	13,4	1052	2040	0,516	1020
	6	200	100	700	15,4	1128	1962	0,575	1094
	7	200	100	650	16,7	1136	1962	0,579	1102
	8	200	100	600	17,8	1118	1962	0,570	1084
	9	200	100	550	18,6	1071	1962	0,546	1039



Rys.10.12. Charakterystyka energetyczna turbiny przy kącie otwarcia kierownicy 26°

Tabela 10.3. Tabela pomiarowa, kąt kierownicy 26°

Kąt [deg]	**Lp.**	**H [cm]**	**Q [dm3/s]**	**n [rpm/min]**	**M [Nm]**	**P_{zm} [W]**	**P_{teoret} [W]**	**η [-]**	**Pe obl [W]**
26	1	200	210	1300	13,4	1823	4120	0,443	1769
	2	200	180	1200	16,0	2010	3532	0,569	1949
	3	200	180	1100	19,0	2188	3532	0,619	2122
	4	200	175	1000	22,0	2303	3434	0,671	2234
	5	200	165	900	24,7	2327	3237	0,719	2257
	6	200	161	820	27,0	2317	3159	0,734	2248
	7	200	150	700	31,0	2271	2943	0,772	2203
	8	200	145	636	32,7	2177	2845	0,765	2111
	9	200	140	550	34,0	1957	2747	0,713	1899



Rys.10.13 . Charakterystyka energetyczna turbiny przy kącie otwarcia kierownicy 44°

Tabela 10.4. Tabela pomiarowa, kąt kierownicy 44°

Kąt [deg]	**Lp.**	**H [cm]**	**Q [dm3/s]**	**n [rpm/min]**	**M [Nm]**	**P_{zm} [W]**	**P_{teoret} [W]**	**η [-]**	**Pe_{obl} [W]**
44	1	200	211	1050	28,0	3077	4140	0,743	2985
	2	200	200	940	31,0	3050	3924	0,777	2958
	3	200	194	890	32,0	2981	3806	0,783	2891
	4	200	193	840	33,0	2901	3787	0,766	2814
	5	200	185	770	34,0	2740	3630	0,755	2658
	6	200	178	690	35,0	2528	3492	0,724	2452

Wynikowy przyrost sprawności dla turbiny rzeczywistej uwzględniający efekt skali dodano do wartości maksymalnej uzyskanej w badaniach laboratoryjnych i stąd otrzymano przeliczone wartości sprawności na poszczególne średnice rzeczywiste prototypów oraz progi spadów netto. Wyniki podano w tabeli 10.5.

Tabela 10.5. Przeliczone sprawności turbiny modelowej na turbiny prototypowe o średnicach z typoszeregu wraz z uwzględnieniem efektu skali wg normy IEC 60193:2002

η [-]	H [m]		
D [m]	1,5	2,0	2,5
0,272	0,779	0,783	0,786
0,544	0,798	0,802	0,805
0,816	0,809	0,812	0,815
1,088	0,816	0,819	0,822

Tabelaryczne zestawienie charakterystycznych parametrów technicznych opracowanego typoszeregu zintegrowanych turbozespołów prototypowych przedstawiono w tabelach 10.6-10.8.

Tabela 10.6. Parametry ruchowe turbin prototypowych według średnic nominalnych typoszeregu pracujących pod spadem 1,5m.

Lp.	**średnica nominalna wirnika D [mm]**	**przepływ nominalny Q [m^3/s]**	**spad netto H [m]**	**obroty nominalne n [rpm/min]**	**moc elektryczna P [kW]**	**moment M [Nm]**
1	272	0,26	1,5	830	3	35
2	544	0,98	1,5	412	11	255
3	816	2,25	1,5	275	25	869
4	1088	4,01	1,5	206	44	2041

Tabela 10.7. Parametry ruchowe turbin prototypowych według średnic nominalnych typoszeregu pracujących pod spadem 2m.

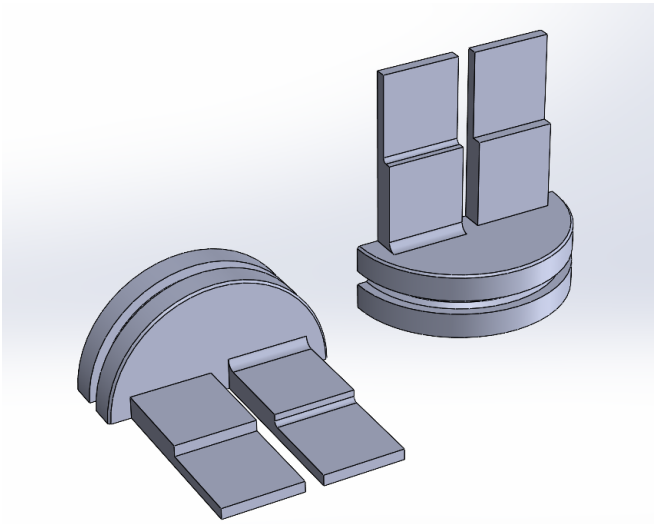
Lp.	**średnica nominalna wirnika D [mm]**	**przepływ nominalny Q [m^3/s]**	**spad netto H [m]**	**obroty nominalne n [rpm/min]**	**moc elektryczna P [kW]**	**moment M [Nm]**
1	272	0,29	2	953	4	40
2	544	1,18	2	476	17	341
3	816	2,6	2	320	38	1135
4	1088	4,7	2	235	69	2805

Tabela 10.8. Parametry ruchowe turbin prototypowych według średnic nominalnych typoszeregu pracujących pod spadem 2,5m.

Lp.	średnica nominalna wirnika D [mm]	przepływ nominalny Q [m^3/s]	spad netto H [m]	obroty nominalne n [rpm/min]	moc elektryczna P [kW]	moment M [Nm]
1	272	0,33	2,5	1079	6	53
2	544	1,29	2,5	536	24	428
3	816	2,91	2,5	357	54	1445
4	1088	5,28	2,5	263	97	3524

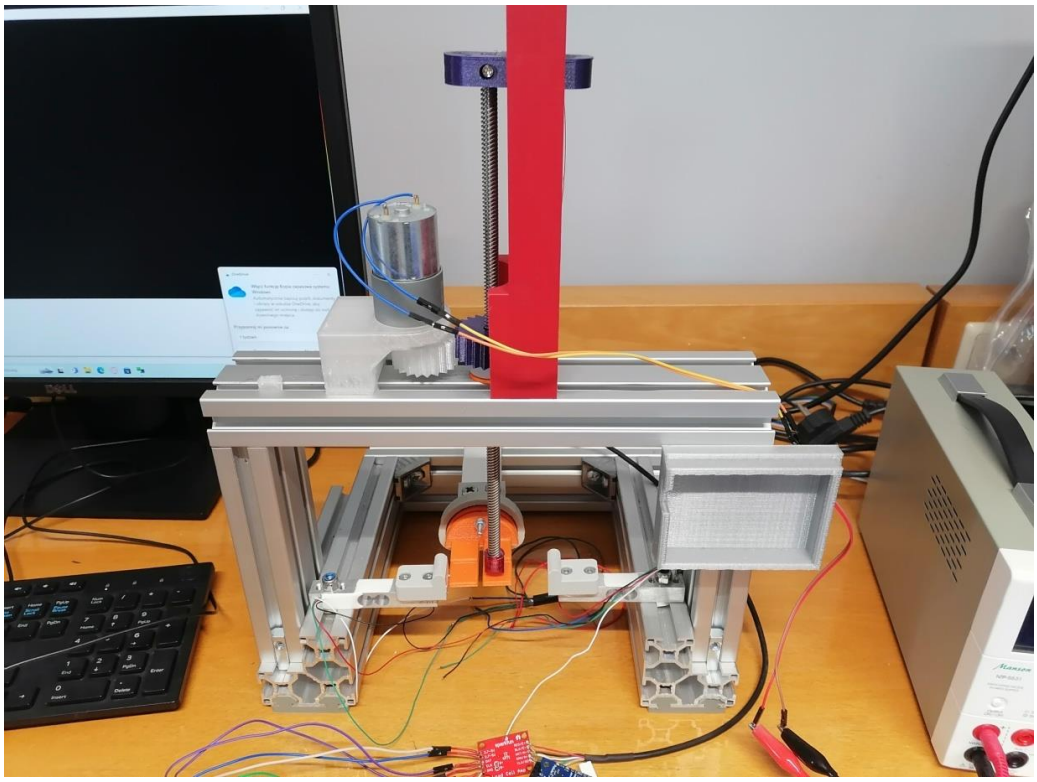
10.2 Badania wytrzymałościowe

Przeprowadzona analiza materiałowa dostępnych materiałów termoplastycznych oraz kompozytowych nadających się na elementy turbin wodnych została opisana w rozdziale drugim. Z wybranych materiałów dostępnych w postaci filamentu do druku 3D wykonano modele do badań wytrzymałościowych. Modele te zostały tak zakomponowane aby kształtem odpowiadały korpusowi łopatki wirnika i części przechodzącej w płat nośny łopatki. Widok geometrii modeli przedstawiono na rysunku 10.14. Z uwagi na zaobserwowaną anizotropię wydruków na drukarkach 3D metodą FDM (Fused Deposition Modeling) wykonano po dwa modele w różnych ustawieniach geometrycznych względem badanej siły niszczącej. Wykonano również druk metoda SLA (Selective Laser Sintering), który wykazuje jednorodność materiału we wszystkich kierunkach modelu.

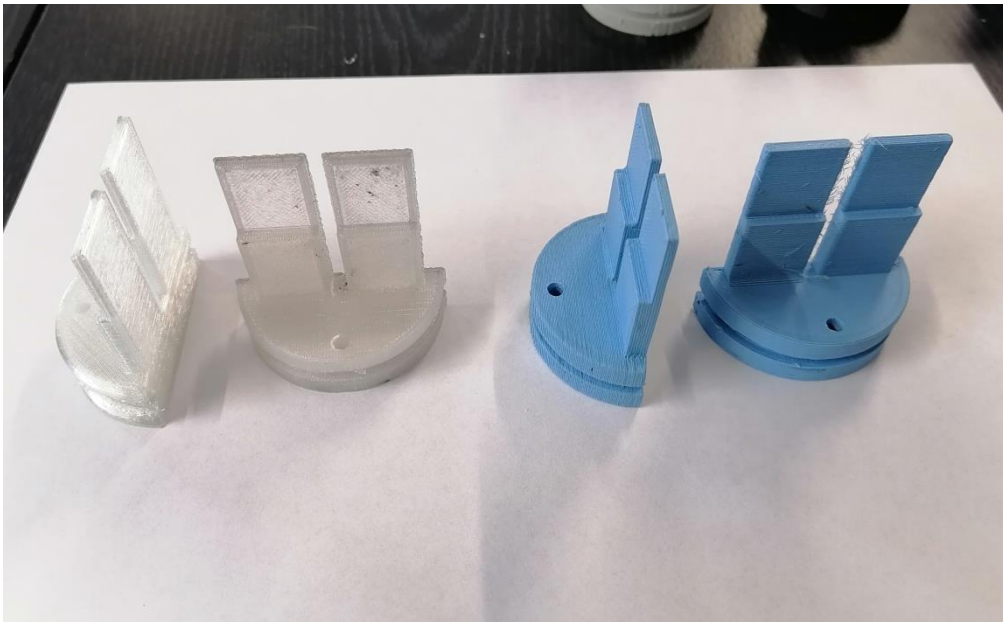


Rys. 10.14. Trójwymiarowy model do badań wytrzymałościowych w dwóch osiach

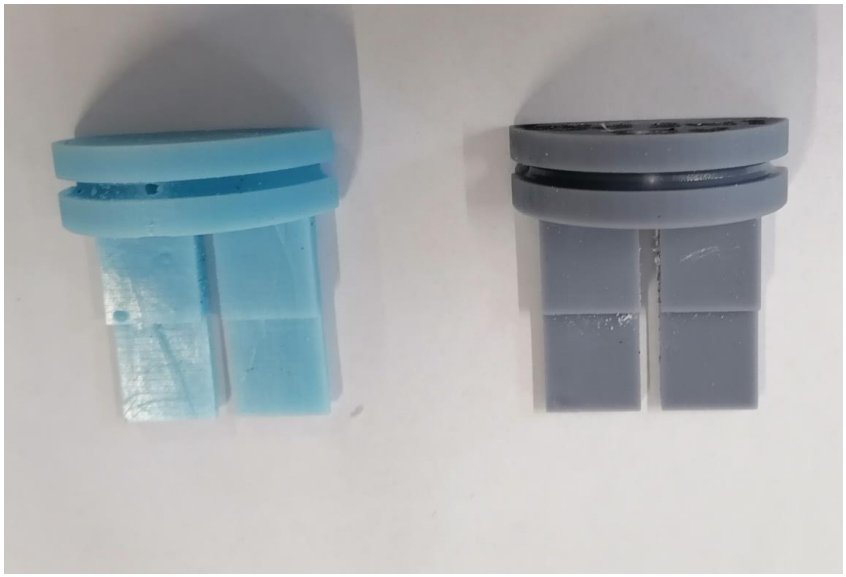
Dane pomiarowe rejestrowane były przy użyciu systemu rejestracji danych pomiarowych z wbudowanego tensometru, składającego się z komputera przenośnego, oraz przetwornika pomiarowego. Widok stanowiska pomiarowego pokazano na Rys. 10.15, natomiast widok próbek podwójnych pokazano na Rys. 10.16 oraz pojedynczych na rysunku 10.17.



Rys.10.15. Stanowisko do badań wytrzymałościowych



Rys.10.16. Widok próbek do badań wykonanych w dwóch płaszczyznach metodą FDM



Rys.10.17. Widok próbek pojedynczych jednorodnych wykonanych metoda SLA

Badania laboratoryjne wykonano dla sześciu różnych typów materiałów drukowanych dwiema metodami. Przy materiałach z użyciem technologii FDM próbki badane były podwójnie w ustawieniu druku pionowo i poziomo względem nakładanych warstw. Badanie polegało na stopniowym zwiększaniu siły nacisku przyłożonej w ten sam punkt próbki wraz z rejestracja siły maksymalnej niszczącej. Przy każdej próbce układ był tarowany do zera. Obserwowano sposób uszkodzeń próbki.

Każda próbka posiadała dwie strefy. Pierwsza do badań wytrzymałościowych, oraz druga do badań stabilności wymiarowej. Tolerancja wymiarowa wykonanych próbek była sprawdzana w temperaturze pokojowej 21°C po wcześniejszym 48 godzinnym zanurzeniu w wodzie o tej samej temperaturze. Zaobserwowane odchyłki wymiarowe przedstawiono w tabeli 10.9.

Tabela 10.9 Zestawienie odchyłek wymiarowych badanych próbek

		Materiał						
		druk warstwowy FDM					**żywica jednorodna SLA**	
Kierunek warstw	**wymiar nominalny**	**PET G Premium**	**ABS**	**IGUS BLACK**	**EASY PET G**	**materiał jednorodny**	**ANYCUBIC WASH**	**ANY CUBIC STANDARD**
H	15 mm	15	14,9	14,7	15,1		15,2	15
	18 mm	18	17,9	18,1	18		17,9	18,2
V	15 mm	15	14,5	14,9	15		-	-
	18 mm	18	18	18,1	18		-	-

gdzie:

H- kierunek poziomy

V- kierunek pionowy

Tabela 10.10. Zestawienie wyników pomiarów wytrzymałości wykonanych próbek

		Materiał						
		druk warstwowy FDM					żywica jednorodna SLA	
Kierunek warstw	siła N	PET G Premium	ABS	IGUS BLACK	EASY PET G	materiał jednorodny	ANYCUBIC WASH	ANY CUBIC STANDARD
H	Fp [N]	110	98	127	115		90	123
	Fl [N]	90	100	112	95		80	107
V	Fp [N]	<50	<50	108	96		-	-
	Fl [N]	80	90	102	87		-	-

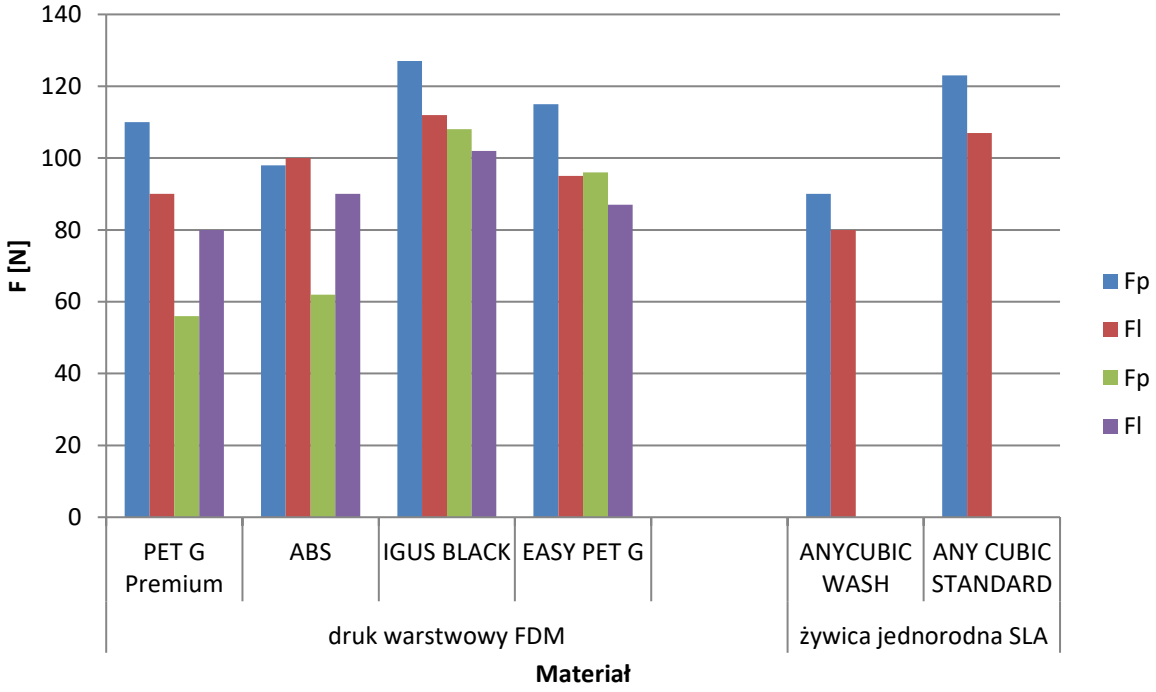
gdzie:

H- kierunek poziomy

V- kierunek pionowy

Fp- siła przyłożona na prawy fragment próbki wykonany z redukcją koncentracji naprężeń o powierzchni 45mm^2 zaokrąglonych promieniem r=1mm

Fl- siła przyłożona na lewy fragment próbki prostopadłościenny o powierzchni 45mm^2



Rys. 10.18. Porównanie wytrzymałości badanych materiałów.

W wyniku przeprowadzonych badań wytrzymałościowych stwierdzono dobre dopasowanie materiału typu PET G drukowanego metodą FDM do celów wykonania palisad łopatkowych wirnika i kierownic. Zaobserwowana anizotropia rzędu 18% w wytrzymałości pionowej względem poziomej została uwzględniona w sposobie druku łopatek tak aby optymalnie dobrać kąt warstw druku do sił występujących w obrębie detalu. Badania stabilności

wymiarowej również pozytywnie przeszedł materiał PET G, natomiast okazało się, że technologia druku SLA nie nadaje się do pracy pod wodą z uwagi na szybkie zmiękczenie i wchłanianie wody przez próbkę co powodowało zmianę wymiarów i uplastycznienie.

Podsumowanie badań

Nadrzędnym celem badań laboratoryjnych było określenie sprawności modelowej turbiny wodnej o napływie promieniowo osiowym w układzie pionowym. Równolegle przetestowano pod względem wytrzymałościowym i użytkowym wykorzystane materiały kompozytowe jako elementy krzywoliniowe i konstrukcyjne turbiny modelowej wykonane metodą druku 3D. Ze względu na potrzebne właściwości kreowania opływowych kształtów załamań i krawędzi turbozespołu zastosowane elementy wykonane techniką druku 3D w pełni spełniły oczekiwania. Posiadały odpowiednią wytrzymałość strukturę oraz trwałość.
Badaniom hydraulicznym poddano turbinę o średnicy nominalnej wirnika 273mm badaną pod spadem hydraulicznym 2.0m. Sprawność turbiny w skali prototypowej obliczono za pomocą wzorów podobieństwa dla całego typoszeregu turbozespołów. Sprawność hydrauliczna prototypu turbiny o parametrach: D = 1,092 m, H = 2,00 m, przepływ 4,7 m^3/s sięga 75% w punkcie projektowym. Turbina osiągnęła satysfakcjonujący wynik po pierwszych testach modelowych przy zwartej prostej konstrukcji mechanicznej. Na podstawie charakterystyk uniwersalnych widać, że wysoka sprawność hydrauliczna jest osiągana w szerokim zakresie przepływu wody, co powoduje, że projektowana turbina będzie pracować wydajnie przy zmiennym przepływie w elektrowniach przepływowych nisko spadowych. Dzięki zastosowaniu zmiennej prędkości obrotowej oraz generatorów synchronicznych uzyskano uniwersalne turbozespoły do pracy z zmiennych warunkach hydrologicznych.

Ponadto należy zauważyć, że wlot i rura ssąca w modelowej turbinie wodnej dzięki zastosowaniu stanowiska z otwartym napływem wody nie różnią się od założonego układu prototypowego. Ten aspekt miał pozytywny wpływ na obliczeniowe przeniesienie wyników sprawności modelu na prototyp - możemy spodziewać się dodatkowo wzrostu sprawności hydraulicznej w konstrukcji finalnej.

11 Podsumowanie i wnioski

Doświadczenie eksploatacyjne w dziedzinie małej energetyki wodnej oraz analiza literaturowa pokazała problemy z jakimi muszą borykać się właściciele niskospadowych MEW i potencjalni inwestorzy energetyki wodnej. Sprzedawane na rynku turbiny były to klasyczne urządzenia przeważnie projektowane indywidualnie dla każdej lokalizacji osobno co przekłada się na zwiększone koszty zakupu tych maszyn i osprzętu. Dodatkowo zmienne warunki hydrologiczne jak również reologia koryt rzecznych podczas eksploatacji obiektów oraz wezbrań i powodzi zmienia parametry pracy turbozespołów. Rozwiązaniem tego problemu jest zastosowanie ujęte w pracy zmiennej prędkości obrotowej turbiny jako trzecia lub druga forma regulacji turbiny. Ciągle wzrastające wymagania środowiskowe ochrony wód wymagają eliminacji z elektrowni olejów i smarów, które znajdują zastosowanie w klasycznych multiplikatorach obrotów a integracja na wspólnym wale wolnoobrotowego generatora elektrycznego rozwiązuje ten problem. Możliwa integracja niezbędnej automatyki MEW wewnątrz przemiennika częstotliwości w jeden układ otwiera drogę do stworzenia nadrzędnego układu sterującego zarówno pracą turbin jak i stopnia piętrzącego przy zwiększeniu efektywności energetycznej toru przetwarzania energii wody na energie elektryczną. Podjęta próba i zastosowanie materiałów kompozytowych w budowie turbiny wyznacza kierunek rozwoju jako materiałów odpornych na korozję, trwałych i tanich w obróbce.

W pracy przedstawiono i omówiono podstawy znanych zwartych konstrukcji zintegrowanych turbin wodnych wraz z ich cechami charakterystycznymi. Klasyczne rozwiązania śrub wodnych typu Archimedesa zostały celowo pominięte z uwagi na fakt, że nie jest to turbina wodna tylko silnik lub pompa śrubowa. Na podstawie przeglądu literatury zaprezentowano znane problemy eksploatacyjne wynikające z integracji generatorów elektrycznych z turbinami wodnymi i omówiono przyczyny ich uszkodzeń. Uwzględniono ponad czternastoletnie praktyczne doświadczenie zawodowe w projektowaniu, montażu i eksploatacji elektrowni i urządzeń wodnych. Zostały sformułowane tezy główne i pomocnicze, które w dalszej części pracy zostały opracowane i omówione.

Do głównych osiągnięć pracy należy zaliczyć:

- zaprojektowane i wykonane wielozadaniowe stanowisko laboratoryjne do badania turbin wodnych i urządzeń wodnych wraz z montażem i uruchomieniem;

- dobranie kompletnego wysokiej klasy układu pomiarowego dla stanowiska laboratoryjnego zgodny z aktualnymi normami i certyfikatami;
- zmodyfikowanie fabrycznego generatora elektrycznego wzbudzanego magnesami trwałymi firmy Bosch (pochodzący z samochodu hybrydowego) jako przykład i kierunek rozwoju wyposażenia małych turbin wodnych współpracujących z przemiennikami częstotliwości;
- zaprojektowanie kompletnego układu hydraulicznego turbiny wodnej wraz z modelami 3D poszczególnych komponentów stanowiących kompletny i w pełni funkcjonalny turbozespół;
- opracowanie typoszeregu trzech turbin wodnych pozwalających na zagospodarowanie dostępnego niskospadowego potencjału energetycznego polski;
- wykonanie analizy materiałowe oraz wielowariantowe pod względem technologii druku 3D detali turbiny z materiałów kompozytowych;
- wykonanie turbozespołu modelowego wraz z jego zabudową na stanowisku laboratoryjnym;
- wykonanie badań energetycznych opracowanej turbiny stanowiące jednocześnie potwierdzenie tezy poprzez uzyskany wynik sprawności maszyny prototypowej >75%;
- uzyskanie pełnej funkcjonalności technicznej wykonanego stanowiska laboratoryjnego.

W konkluzji pracy stwierdzono, że sformułowane na wstępie pracy hipotezy zostały potwierdzone, a postawione cele osiągnięte. Najistotniejszym interdyscyplinarnym osiągnięciem rozprawy doktorskiej wnoszącym wkład w rozwój dyscyplin: inżynieria środowiska, górnictwo i energetyka oraz automatyka, elektronika, elektrotechnika i technologia kosmiczna jest wdrożenie:

- do laboratorium odnawialnych źródeł energii PK unikatowego w skali kraju stanowiska badawczego do badania w układzie otwartym i zamkniętym turbin wodnych, jazów i urządzeń wodnych;
- trwałego wyposażenia stanowiska w postaci kompletnego i funkcjonalnego turbozespołu zintegrowanego z generatorem elektrycznym na którym można prowadzić dalsze prace i badania;

- kluczowych elementów turbiny wodnej wykonanych z materiałów kompozytowych jako kierunek optymalizacji kosztów ich produkcji.

12 Perspektywa dalszych prac badawczych

Plany na dalsze prace badawcze dotyczące przetwarzania energii wody na energię elektryczną w pierwszej kolejności będą dotyczyć ukończenia wysokociśnieniowej nitki badawczej w wykonanym stanowisku laboratoryjnym. Projekt konstrukcyjny stanowiska od początku uwzględniał potrzebę równoległego działania tych dwóch układów. Oprócz obecnego potencjału badawczego dla turbozespołów niskospadowych w korycie otwartym oraz rurowych, przewidziano możliwość uzyskania parametrów wysokociśnieniowych rzędu 70m słupa cieczy przy mocy dyspozycyjnej pompy 18kW. Układ ten jest obecnie kompletny w 80% a jego ukończenie pozwoli na badania systemów wysokociśnieniowych w tym PAT (pomp w ruchu turbinowym) do odzysku energii traconej w procesach przemysłowych. Odzysk energii bezpowrotnie traconej w reduktorach ciśnienia czy kryzach stanowi obszerny potencjał do zagospodarowania w grawitacyjnych wodociągach górskich, instalacjach wody przemysłowej czy energetyce cieplnej.

Równolegle rozpoczęto proces wykonania turbozespołu w skali prototypowej o średnicy wirnika D = 1088 mm wraz z jego montażem w rzeczywistym obiekcie MEW w Starokrzepicach. Obiekt ten dysponuje spadem netto rzędu 1.9m oraz ważnym pozwoleniem wodno prawnym na pobór zwrotny wody o natężeniu 4,0 m^3/s, co w pełni odpowiada potrzebom pracy turbiny prototypowej opracowanej w ramach doktoratu o średnicy 1080 mm. Po montażu planuje się wykonanie badań energetycznych na rzeczywistym obiekcie MEW.

Materiałowo i technologicznie plan prac badawczych powinien dotyczyć druku 3D w technologii LMD (laser metal deposition) pozwalający na wykonywanie metalowych łopat wirnikowych w technologii druku dla większych średnic turbin.

Reasumując, w przyszłościowych pracach badawczych i wdrożeniowych należy uwzględniać każdą formę konwersji energii wody jako stabilnego odnawialnego źródła prądu.

13 Bibliografia

[1] Krzyżanowski W.: *Podstawy turbin wodnych. Konstrukcja i zasady regulacji*. WNT Warszawa, Wydanie 1, 1971.

[2] Kerishmaa Theavy Kunalan, Cheng Yee Ng, and Nauman Riyaz Maldar. "A performance investigation of a multi-staging hydrokinetic turbine for river flow." Prog. Energy Environ., 17 (2022): 17-31. https://doi.org/10.37934/progee.17.1.1731

[3] Kholiq, Imam. "Analisis pemanfaatan sumber daya energi alternatif sebagai energi terbarukan untuk mendukung subtitusi BBM." Jurnal Iptek 19, no. 2 (2015): 75-91. https://doi.org/https://doi.org/10.31284/j.iptek.2015.v19i2.12

[4] Hadi, Syamsul, Hasnul Khuluqi, Dandun Mahesa Prabowoputra, Ari Prasetyo, Dominicus Danardono Dwi Prija Tjahjana, and Ahmad Farkhan. "Performance of savonius horizontal axis water turbine in free flow vertical pipe as effect of blade overlap." Journal of Advanced Research in Fluid Mechanics and Thermal Sciences 58, no. 2 (2019): 219-223.

[5] Materiały dotyczące turbin typu Hydromatrix, dostęp online https://www.andritz.com/products-en/hydro/products/hydromatrix

[6] Mapa wodnych stopni pietrzących, dostęp online http://www.restor-hydro.eu/pl/

[7] Astro, Richardo Barry, Yulius Dala Ngapa, Sesarius Goda Toda, and Andrianus Nggong. "Potensi energi air sebagai sumber listrik ramah lingkungan di Pulau Flores." OPTIKA: Jurnal Pendidikan Fisika 4, no. 2 (2020): 125-133. https://doi.org/10.37478/optika.v4i2.710

[8] Khattak, M. A., NS Mohd Ali, NH Zainal Abidin, N. S. Azhar, and M. H. Omar. "Common Type of Turbines in Power Plant: A Review." Journal of Advanced Research in Applied Sciences and Engineering Technology 3, no. 1 (2016): 77-100.

[9] Camerer, R., Vorlesungen uber Wasserkraftmaschinen, Lips, 1924

[10] Jackowski, K., Elektrownie wodne. Turbozespoły i wyposażenie, WNT, Warszawa, 1971.

[11] Gładysiewicz, G., Pompy i turbiny wodne, PWN, Warszawa, 1951

[12] Ogayar, B. i Vidal, P., Cost determination of the elektro-mechanical equipment of a small hydro-power plant. Renewable Energy, nr 34, 2009, s. 9-13

[13] Paish, O., Small hydro Power technologu and current status. Renewable and Sustainable Energy Reviews, nr 6, 2002, s. 537-556.

[14] Warać, K., Wójcik, R. i Kołacki, M., Elektrownie wodne. Ich funkcjonowanie i oddziaływanie na najbliższe środowisko, Słupsk, 2010

[15] Mapa istniejących elektrowni wodnych, dostep online, http://mew.pl/narzedzia/mapa-mew

[16] Xu, J.; Ni, T.; Zheng, B. Hydropower development trends from a technological paradigm perspective. Energy Convers. Manag. 2015, 90, 195–206.

[17] Sachdev, H.S.; Akella, A.K.; Kumar, N. Analysis and evaluation of small hydropower plants: A bibliographical survey. Renew. Sustain. Energy Rev. 2015, 51, 1013–1022. https://doi.org/10.1016/j.rser.2015.06.065.

[18] Manzano-Agugliaro, F.; Taher, M.; Zapata-Sierra, A.; Juaidi, A.; Montoya, F.G. An overview of research and energy evolution for small hydropower in Europe. Renew. Sustain. Energy Rev.2017, 75, 476–489. https://doi.org/10.1016/j.rser.2016.11.013.

[19] Penche, C. Layman's Guidebook on How to Develop a Small Hydro Site; ESHA: Bruselas, Belgium, 1998.

[20] Christ, A. Hydrostatic seals for large diameters. In Proceedings of the 9th International Conference of Fluid Sealing, Noordwijkerhout, The Netherlands, 1–3 April 1981.

[21] Hopper, H.R.; Mayer, H.W.; Severn, B. Manitoba HYDRO and STRAFLO Units. In Proceedings of the 92nd E.I.C. Annual Congress, St. John's, NL, Canada, 25–26 May 1978.

[22] Frust, A. Ausbau des RheinkraftwerksLaufenburg—Fünf Jahre BetriebserfahrungmitStraflo-Turbinen. Bulletin1998, 2, 25–29.

[23] Schiffer, J. Experimental investigation of the rim-lip seal of a double regulated Straflo Kaplan turbine under extreme conditions. In Promoting the Versatile Role of Hydro, Proceedings of the Hydro—International Conference and Exhibiton—Innsbruck, Austria 7–10 October 2013; Aqua~Media International Ltd.: Wallington, UK.

[24] Gautam, N.; Rentschler, A.; Schneider, T.; Binder, A. Modeling and analysis of parallel connected permanent magnet synchronous generators in a small hydropower plant. WSEAS Trans. Power Syst. 2006, 1, 825–830.

[25] Xiaoli, C.; Binder, A.; Schlemmer, E. Straight-Flow permanent magnet synchronous generator design for small hydro power plants. In Proceedings of the 2007 International Conference on Clean Electrical Power, Capri, Italy, 21–23 May 2007; pp. 323–328.

[26] Borkowski, D.; Węgiel, T. Small Hydropower Plant with Integrated Turbine-Generators Working at Variable Speed. IEEE Trans. Energy Convers. 2013, 28, 452–459. https://doi.org/10.1109/TEC.2013.2247605.

[27] Węgiel, T.; Borkowski, D.; Liszka, D. Efficiency analysis of an energy conversion system for a variable speed small hydropower plant. In Proceedings of the International Conference on the Sustainable Energy and Environment Development (SEED), Kraków, Poland, 17–19 May 2016. https://doi.org/10.1051/e3sconf/20161000100.

[28] Borkowski, D.; Węgiel, M.; Ocłoń, P.; Węgiel, T. CFD model and experimental verification of water turbine integrated with electrical generator. Energy2019, 185, 875–883. https://doi.org/10.1016/j.energy.2019.07.091.

[29] KWI Architects Engineers Consultants. Status Report on Variable Speed Operation in Small Hydropower; Energie: St. Pölten, Austria, 2000.

[30] Nababan, S.; Muljadi, E.; Blaabjerg, F. An overview of power topologies for micro-hydro turbines. In Proceedings of the 2012 3rd IEEE International Symposium on Power Electronics for Distributed Generation Systems (PEDG), Aalborg, Denmark, 25–28 June 2012; pp. 737–744.

[31] Iliev, I.; Trivedi, C.; Dahlhaug, O.G. Variable-speed operation of Francis turbines: A review of the perspectives and challenges. Renew. Sustain. Energy Rev.2019, 103, 109–121. https://doi.org/10.1016/j.rser.2018.12.033.

[32] Fraile-Ardanuy, J.; Wilhelmi, J.R.; Fraile-Mora, J.J.; Pérez, J.I. Variable-Speed hydro generation: Operational aspects and control. IEEE Trans. Energy Convers.2006, 21, 569–574.

[33] Valavi, M.; Nysveen, A. Variable-Speed Operation of Hydropower Plants: A Look at the Past, Present, and Future. IEEE Ind. Appl. Mag.2018, 24, 18–27. https://doi.org/10.1109/MIAS.2017.2740467.

[34] Zhou, J.; Xu, Y.; Zheng, Y.; Zhang, Y. Optimization of Guide Vane Closing Schemes of Pumped Storage Hydro Unit Using an Enhanced Multi-Objective Gravitational Search Algorithm. Energies2017, 10, 911. https://doi.org/10.3390/en10070911.

[35] Bortoni, E.; Souza, Z.d.; Viana, A.; Villa-Nova, H.; Rezek, Â.; Pinto, L.; Siniscalchi, R.; Bragança, R.; Bernardes, J., Jr. The Benefits of Variable Speed Operation in Hydropower Plants Driven by Francis Turbines. Energies2019, 12, 3719. https://doi.org/10.3390/en12193719.

[36] Guo, B.; Mohamed, A.; Bacha, S.; Alamir, M.; Boudinet, C.; Pouget, J. Reduced-Scale Models of Variable Speed Hydro-Electric Plants for Power Hardware-in-the-Loop Real-Time Simulations. Energies2020, 13, 5764. https://doi.org/10.3390/en13215764.

[37] Wang, H.; Ma, Z. Regulation Characteristics and Load Optimization of Pump-Turbine in Variable-Speed Operation. Energies2021, 14, 8484. https://doi.org/10.3390/en14248484.

[38] Borkowski, D.; Majdak, M. Small hydropower plants with variable speed operation—an optimal operation curve determination. Energies2020, 13, 6230. https://doi.org/10.3390/en13236230.

[39] Gao, J.; Dai, L.; Liu, X.; Du, X.; Luo, D.; Huang, S. Variable-Speed Hydropower Generation: System Modeling, Optimal Control, and Experimental Validation. IEEE Trans. Ind. Electron. 2021, 68, 10902–10912. https://doi.org/10.1109/TIE.2020.3031528.

[40] Belhadji, L.; Bacha, S.; Munteanu, I.; Rumeau, A.; Roye, D. Adaptive MPPT Applied to Variable-Speed Microhydropower Plant. IEEE Trans. Energy Convers.2013, 28, 34–43. https://doi.org/10.1109/TEC.2012.2220776.

[41] Borkowski, D. Maximum Efficiency Point Tracking (MEPT) for Variable Speed Small Hydropower Plant with Neural Network Based Estimation of Turbine Discharge. IEEE Trans. Energy Convers. 2017, 32, 1090–1098. https://doi.org/10.1109/TEC.2017.2690447.

[42] Borkowski, D. Analytical Model of Small Hydropower Plant Working at Variable Speed. IEEE Trans. Energy Convers. 2018, 33, 1886–1894. https://doi.org/10.1109/TEC.2018.2849573.

[43] Iman-Eini, H.; Frey, D.; Bacha, S.; Boudinet, C.; Schanen, J. Evaluation of loss effect on optimum operation of variable speed micro-hydropower energy conversion systems. Renew. Energy2019, 131, 1022–1034. https://doi.org/10.1016/j.renene.2018.07.122.

[44] Guo, B.; Bacha, S.; Alamir, M.; Imaneinc, H. An anti-disturbance ADRC based MPPT for variable speed micro-hydropower plant. In Proceedings of the IECON 2017—43rd Annual Conference of the IEEE Industrial Electronics Society, Beijing, China, 29 October–1 November 2017; pp. 1783–1789. https://doi.org/10.1109/IECON.2017.8216302.

[45] Borkowski, D. Identification of the Optimal Control Characteristics of a Small Hydropower Plant Using Artificial Neural Networks and the Support Vector Machines Method. J. Hydraul. Res. 2019, 57, 715–723. https://doi.org/10.1080/00221686.2018.1522378.

[46] Joseph, A.; Chelliah, T.R. A Review of Power Electronic Converters for Variable Speed Pumped Storage Plants: Configurations, Operational Challenges, and Future Scopes. IEEE J. Emerg. Sel. Top. Power Electron. 2018, 6, 103–119. https://doi.org/10.1109/JESTPE.2017.2707397.

[47] Gupta, A.K.; Khambadkone, A.M. A space vector PWM scheme for multilevel inverters based on two-level space vector PWM. IEEE Trans. Ind. Electron. 2006, 53, 1631–1639.

[48] Malinowski, M.; Jasiński, M.; Kaźmierkowski, M.P. Simple direct power control of three-phase PWM rectifier using space-vector modulation (DPC-SVM). IEEE Trans. Ind. Electron.2004, 51, 447–454.

[49] Sobczyk, T.; Mazgaj, W.; Szular, Z.; Wegiel, T. Higher harmonics of converter currents in energy conversion system of small water plants. In Proceedings of the 2011 IEEE International Symposium on Industrial Electronics (ISIE), Gdansk, Poland, 27–30 June 2011; IEEE: New York, NY, USA, 2011.

[50] Krzemianowski, Z.; Banaszek, M.; Tesch, K.Experimental validation of numerical model within a flow configuration of the model kaplan turbine. Mech. Mech. Eng. 2011, 15, 297–307.

[51] Krzemianowski, Z.; Steller, J. High specific speed Francis turbine for small hydro purposes—design methodology based on solving the inverse problem in fluid mechanics and the cavitation test experience. Renew. Energy2021, 169, 1210–1228. https://doi.org/10.1016/j.renene.2021.01.095.

[52] Krzemianowski, Z. Engineering design of the low-head Kaplan hydraulic turbine blades using the inverse problem method. Bull. Pol. Acad. Sci. Tech. Sci. 2019, 67, 1133–1147.

[53] Baudon J.M., Burgun V., Chanseau M., Larinier M., Ovidio M., Sremski W., Steinbach P. and Voegtle B.,2014. Assessing the passage of obstacles by fish. Concepts, design and application. Onema, 200 p.,

[54] Larinier. M., Travade F., PocherJ.P., 2002. Fishways: biological basis, design criteria and monitoring. Bull. Fr. PêchePisc., 364 suppl., 208 p.

[55] WWF, Przepławki dla ryb – projektowanie, wymiary i monitoring, WWF, Warszawa 2016

[56] Bariery elektryczne dla ryb, www.procomsystem.pl

[57] Gurt. R., Deutscher. M., Gebhardt. M., 2015, Design and Analysysis of Reinforced Rubber Membranes for Inflatable Dams

[58] Zhang, X.Q., Tam, P.W.M., Zheng. W.,2002, Construction, operations, and maintenance of rubber dams

[59] Andersson U., Engström F., Gustavsson H., Karlsson R.: The turbine-99 workshops on draft tube flow-lessonslearned. The QNET-CFD Network Newsletter, Vol. 2, No. 3, 2003.

[60] Anton I.: Turbine hidraulice. Facla – Timisoara, 1979.

[61] Gordon J. L.: Turbine selection for small low-head hydro developments, Waterpower XII, Buffalo, USA, 2003.

[62] Gorla R., Khan A.: Turbomachinery – design and theory. Wydawnictwo Marcel Dekker Inc., New York, 2003.

[63] Henke A., Steller J.: Niskospadowe turbiny śmigłowe typu TSP i TSPu, Informator wydawnictwa Instytutu Maszyn Przepływowych PAN, Gdańsk, 2003.

[64] Iwan J.: Studium badawczo-rozwojowe problemów turbin wodnych małej energetyki. Monografia. Wydawnictwo Politechniki Gdańskiej, 2006.

[65] Krishna R.: Design of hydraulic machinery. Wydawnictwo Aveburg-Brookfield, 1997.

[66] Krzyżanowski W.: Turbiny wodne. Wydawnictwo Naukowo Techniczne, Warszawa, 1971.

[67] Nechleba M.: Hydraulic turbines - design and equipment. Artia – Praga, 1957.

[68] Schweiger F., Gregori J.: Development in the design of bulb turbines. International Water power and Dam Construction, s. 12-15 września 1988.

[69] Świderski J., Martin J.: Praktyczne zastosowanie numerycznej mechaniki płynów w projektowaniu. Wirtualne laboratorium hydrauliczne. Materiały Międzynarodowej Konferencji Naukowo-Technicznej HYDROFORUM, Czorsztyn, 2000.

[70] Potencjał krajowy OZE w liczbach – Moc zainstalowana, stan na 31.12.2023 r. Dostęp on-line https://www.ure.gov.pl/pl/oze/potencjal-krajowy-oze/5753,Moc-zainstalowana-MW.html

[71] Wytwarzanie energii elektrycznej w Polsce w małych instalacjach OZE. Raport Prezesa URE za 2019-2024 rok, dostęp on-line https://www.ure.gov.pl/pl/urzad/informacje-ogolne/edukacja-i-komunikacja/publikacje/raport-wytwarzanie-ener/8832,Raport-zbiorcze-informacje-dotyczace-wytwarzania-energii-elektrycznej-z-odnawial.html

[72] Potencjał krajowy OZE w liczbach – Instalacje odnawialnych źródeł energii - stan na 31 marca 2025 r.. Dostęp on-line: https://www.ure.gov.pl/pl/oze/potencjal-krajowy-oze/8108,Instalacje-odnawialnych-zrodel-energii-stan-na-31-marca-2025-r.html

[73] E. Malicka. Małe elektrownie wodne jako element tworzenia małej retencji i zapobiegania skutkom suszy. Susza z 2015 r. –ocena zjawiska i jego skutków. Jak przeciwdziałać skutkom suszy?.

[74] RESTOR Hydro Map. Baza on-line: http://hydropower.kamilpiwowarski.pl/app

[75] Skaaluren T., Stendahl S., Patent Turbinova AS, EP1952014A1

Streszczenie

W rozprawie doktorskiej zaprezentowano prace badawcze nad modelem zintegrowanego turbozespołu wodnego opartego na turbinie typu Kaplana, dzięki któremu możliwe jest energetyczne zagospodarowanie najniższych spadów dla małych elektrowni wodnych. Główną zaletą zaprojektowanego i wdrożonego prototypu jest jego pełna pod względem komponentów integracja w jedną całość tak aby w pełni wpisywał się w formułę water to wire. W celu wyznaczenia najlepszych (pod względem ekonomicznym fazy produkcji i eksploatacji) parametrów modelu, a w efekcie uzyskania najwyższej sprawności toru przetwarzania energii wody na energie elektryczną, przeprowadzono prace badawcze i wdrożeniowe.

Rozprawa obejmuje przegląd informacji o dostępnych formach łączenia turbin wodnych z generatorami elektrycznymi stosowanych w energetyce wodnej, ze szczególnym uwzględnieniem ich trwałości. Dokonano również przeglądu klasycznie używanych turbin wodnych projektowanych indywidualnie dla każdej lokalizacji.

Następnie przedstawiono proces wdrożenia wypracowanego modelowego turbozespołu poprzez budowę dedykowanego stanowiska laboratoryjnego z otwartą komora napływową i zrzutową. Przedstawiono pracujący układ turbozespołu modelowego oraz wnioski z przeprowadzonym prac i testów. W celu osiągnięcia najwyższych standardów przeprowadzono badania modelowe wyprodukowanego turbozespołu w warunkach odpowiadających rzeczywistym.

Wykonane obliczenia mechaniczne i analizy materiałowe posłużyły ocenie możliwości stosowania materiałów kompozytowych w konstrukcji turbin i wyposażenia elektrowni wodnych.

W pracy wykazano, że możliwe jest opracowanie krótkiego typoszeregu turbozespołów tak aby ich wielokrotna zabudowa na obiektach hydrotechnicznych w pełni pokrywała dostępny potencjał energetyczny nisko spadowych lokalizacji. Proponowane podejście unifikacji i standaryzacji maszyn na wzór urządzeń dostępnych z półki pozwala trwale i efektywnie wykorzystać dotychczas nie opłacalne ekonomicznie lokalizacje.

Abstract:

Title: **Integrated water turbine for hydroelectric power plants of the lowest heads.**

The doctoral dissertation presents research work on the model of an integrated water turbine set based on a Kaplan-type turbine, which enables the energetic development of the lowest heads for small hydroelectric power plants. The main advantage of the designed and implemented prototype is its full integration in terms of components into one whole so that it fully fits into the water-to-wire formula. In order to determine the best (in terms of economics of the production and operation phases) model parameters, and as a result, to obtain the highest efficiency of the water energy conversion path into electrical energy, research and implementation work was carried out.

The dissertation includes a review of information on the available forms of connecting water turbines with electric generators used in hydropower, with particular emphasis on their durability. A review of classically used water turbines designed individually for each location was also made.

Then, the process of implementing the developed model turbine set was presented by building a dedicated laboratory stand with an open channel. The working system of the model turbine set was presented, as well as conclusions from the work and tests carried out. In order to achieve the highest standards, model tests of the manufactured turbine set were carried out in conditions corresponding to real ones.

The performed mechanical calculations and material analyses were used to assess the possibilities of using composite materials in the construction of turbines and hydroelectric power plant equipment.

The doctoral thesis demonstrated that it is possible to develop a short series of turbine sets so that their multiple installation on hydrotechnical facilities would fully cover the available energy potential of low-head locations. The proposed approach of unification and standardization of machines allows for the permanent and effective use of previously economically unprofitable locations.