

Załącznik 2

Autoreferat

Dr inż. Zbigniew Krzemianowski

Instytut Maszyn Przepływowych

im. prof. R. Szewalskiego

Polskiej Akademii Nauk

ul. Gen. J. Fiszer 14, 80-231 Gdańsk

krzemian@imp.gda.pl

Gdańsk, wrzesień 2025

SPIS TREŚCI

I. IMIĘ I NAZWISKO.....	4
II. POSIADANE DYPLOMY, STOPNIE NAUKOWE.....	4
III. INFORMACJA O DOTYCHCZASOWYM ZATRUDNIENIU W JEDNOSTKACH NAUKOWYCH	4
IV. OMÓWIENIE OSIĄGNIĘĆ, O KTÓRYCH MOWA W ART. 219 UST. 1 PKT. 2 USTAWY Z DNIA 20 LIPCA 2018 R. PRAWO O SZKOLNICTWIE WYŻSZYM I NAUCE (DZ. U. Z 2021 R. POZ. 478 Z PÓŹN. ZM.).....	5
1. Uzasadnienie wyboru i znaczenie podjętej tematyki badawczej	5
2. Cel i zakres naukowo-badawczy podjętej tematyki	10
3. Wstęp.....	12
3.1. Wysokobieżność turbin wodnych	12
3.2. Model projektowy łopatek kierownicy oraz wirnika	14
3.2.1. Założenia modelu.....	15
3.2.2. Układ równań zachowania mechaniki płynów	16
3.2.3. Rozwiązanie zadania odwrotnego metodą charakterystyk	17
4. Omówienie wybranych prac nad modelową niskospadową turbiną Kaplana o bardzo wysokim wyróżniku szybkobieżności 260	20
4.1. Wstęp	20
4.2. Projekt układu łopatkowego.....	22
4.2.1. Projekt łopatki kierowniczej	22
4.2.2. Projekt łopatki wirnikowej.....	24
4.3. Badania eksperymentalne podstawowe na stanowisku do badań turbin wodnych.....	26
5. Omówienie wybranych prac nad modelowymi niskospadowymi turbinami Francisa o wysokim 82 oraz bardzo wysokim wyróżniku szybkobieżności 94	29
5.1. Wstęp	29
5.2. Modelowa niskospadowa turbina Francisa o wysokim wyróżniku szybkobieżności 82...32	32
5.2.1. Badania eksperymentalne podstawowe	33
5.2.2. Badania eksperymentalne kawitacyjne	38
5.2.3. Badania eksperymentalne rozbiegowe	44
5.3. Modelowa niskospadowa turbina Francisa o bardzo wysokim wyróżniku szybkobieżności 94	45
5.3.1. Projekt łopatki wirnikowej.....	45
5.3.2. Optymalizacja kształtu łopatki wirnikowej z wykorzystaniem algorytmów genetycznych	48
5.3.3. Badania eksperymentalne podstawowe	50
5.3.4. Badania eksperymentalne kawitacyjne	55
5.3.5. Badania eksperymentalne rozbiegowe	59
5.3.6. Analiza produkcji energii.....	60
6. Omówienie wybranych prac nad modelową niskospadową turbiną semi-Kaplana o średnim wyróżniku szybkobieżności 160	64
6.1. Wstęp	64
6.2. Badania numeryczne i laboratoryjne turbiny semi-Kaplana o średnim wyróżniku szybkobieżności 160	65
6.2.1. Obliczenia numeryczne wpływu zmiany kształtu i liczby łopatek wirnika na sprawność turbiny	65

6.2.2. Badania eksperymentalne podstawowe	67
7. Omówienie wybranych prac nad modelową niskospadową turbiną Kaplana o wysokim wyróżniku szybkobieżności 236	70
7.1. Wstęp	70
7.2. Analiza numeryczna wpływu zmian ustawień geometrycznych i kinematycznych układu przepływowego na parametry energetyczne turbiny	72
7.2.1. Analiza wpływu kształtu łopatk kierowniczej	72
7.2.2. Analiza oddziaływania kierownicy i wirnika	75
7.3. Badania laboratoryjne turbiny	76
7.3.1. Badania eksperymentalne podstawowe	76
7.3.2. Badania eksperymentalne kawitacyjne	81
7.3.3. Badania eksperymentalne rozbiegowe	84
8. Podsumowanie własnych oryginalnych osiągnięć	85
9. Przywołania	87
10. Podsumowanie dorobku własnego przed i po doktoracie	88
V. INFORMACJA O WYKAZYWANIU SIĘ ISTOTNĄ AKTYWNOŚCIĄ NAUKOWĄ REALIZOWANĄ W WIĘCEJ NIŻ JEDNEJ UCZELNI, INSTYTUCJI NAUKOWEJ, W SZCZEGÓLNOŚCI ZAGRANICZNEJ	90
VI. INFORMACJA O OSIĄGNIĘCIACH DYDAKTYCZNYCH, ORGANIZACYJNYCH ORAZ POPULARYZUJĄCYCH NAUKĘ	91
VII. INNE INFORMACJE	91

I. IMIĘ I NAZWISKO

Zbigniew Krzemianowski.

II. POSIADANE DYPLOMY, STOPNIE NAUKOWE

- 1993-1998 Studia jednostopniowe dzienne magisterskie na Wydziale Mechanicznym Politechniki Gdańskiej.
- 1998 Dyplom Magistra Inżyniera – obroniony na Wydziale Mechanicznym Politechniki Gdańskiej w Specjalności „*Turbiny Gazowe, Parowe i Wodne*”.
- Praca magisterska pod tytułem: „*Projekt układu przepływowego stopni turbiny parowej o mocy 60 MW*”.
- Promotor: dr inż. Piotr Krzyślak (Politechnika Gdańska).
- Recenzent: dr hab. inż. Krzysztof Kosowski, prof. Politechniki Gdańskiej.
- 1998-2003 Międzywydziałowe Środowiskowe Studium Doktoranckie „*Współczesne Technologie i Konwersja Energii*” przy Wydziale Mechanicznym, Wydziale Okrętownictwa oraz Wydziale Fizyki i Matematyki Stosowanej Politechniki Gdańskiej.
- 2003 Dyplom Doktora Nauk Technicznych – przyznany (z wyróżnieniem) na Wydziale Mechanicznym Politechniki Gdańskiej w dyscyplinie „*Budowa i Eksploatacja Maszyn*” i specjalności „*Maszyny Wirnikowe*”.
- Praca doktorska pod tytułem: „*Metoda projektowania kształtu łopatek wirnikowych dla maszyn wodnych rewersyjnych*”.
- Promotor: prof. dr hab. inż. Romuald Puzyrewski (Politechnika Gdańska).
- Recenzent: prof. dr inż. Janusz Plutecki (Politechnika Wrocławska).
- Recenzent: prof. dr hab. inż. Jan Andrzej Szantyr (Politechnika Gdańska).

III. INFORMACJA O DOTYCHCZASOWYM ZATRUDNIENIU W JEDNOSTKACH NAUKOWYCH

- 05.2003-06.2003 Instytut Maszyn Przepływowych PAN w Gdańsku.
- Stanowisko: Specjalista (w wymiarze ½ etatu).
- 07.2003-06.2012 Instytut Maszyn Przepływowych PAN w Gdańsku.
- Stanowisko: Adiunkt.
- 07.2012-obecnie Instytut Maszyn Przepływowych PAN w Gdańsku.
- Stanowisko: Starszy specjalista.
- 02.2020-03.2022 Centrum Badań i Rozwoju Technologii dla Przemysłu S.A. w Warszawie (ul. Złota 59, 00-120 Warszawa). Zatrudnienie na umowę o pracę w jednostce naukowej, w celu realizacji projektu POIR (punkt II.9 Wykazu osiągnięć naukowych [L8] – Załącznik 3).
- Stanowisko: Specjalista ds. badania parametrów przepływu (w wymiarze ¼ etatu).

IV. OMÓWIENIE OSIĄGNIĘĆ, O KTÓRYCH MOWA W ART. 219 UST. 1 PKT. 2 USTAWY Z DNIA 20 LIPCA 2018 R. PRAWO O SZKOLNICTWIE WYŻSZYM I NAUCE (DZ. U. Z 2021 R. POZ. 478 Z PÓŹN. ZM.)

Jako osiągnięcie naukowe uzyskane po otrzymaniu stopnia doktora, stanowiące znaczny wkład w rozwój dyscypliny **‘inżynieria mechaniczna’**, wskazuję powiązany tematycznie cykl **8-iu publikacji** (w tym 1 w oparciu o wystąpienie konferencyjne) w czasopismach międzynarodowych (wszystkie notowane w bazach *Web of Science* i *Scopus*) oraz **3-ech osiągnięć projektowych, konstrukcyjnych oraz technologicznych**, pod zbiorczym tytułem:

**„Badania i rozwój konstrukcji turbin wodnych
przeznaczonych na najniższe wysokości spadu”**

Wykaz publikacji zamieściłem w ‘Wykazie osiągnięć naukowych stanowiących znaczny wkład w rozwój określonej dyscypliny’ (będący Załącznikiem nr 3), w punkcie I.2, natomiast wykaz osiągnięć projektowych, konstrukcyjnych oraz technologicznych zamieściłem w punkcie I.3.

Dodać należy, że cykl publikacji jest również przytoczony w punkcie II.4 (‘Wykaz opublikowanych artykułów w czasopismach naukowych’), w którym zastosowano oznaczenia [B1]÷[B8]. Takie oznaczenia, dotyczące cyklu publikacyjnego, zostały zastosowane w dalszej części Autoreferatu.

1. Uzasadnienie wyboru i znaczenie podjętej tematyki badawczej

W prowadzonych przeze mnie pracach naukowo-badawczych, od zawsze kierowała mną chęć przełożenia wykonywanej pracy na konkretne zastosowania rynkowe. Transfer wiedzy naukowo-badawczej był celem wszystkich moich działań w pracy zawodowej. Ponieważ życie zawodowe od samego początku było związane z maszynami wodnymi, przede wszystkim turbinami, ale również i pompami, to dzięki temu przez wszystkie te lata wszelkie podejmowane starania były nakierowane na wdrażanie uzyskiwanych efektów do gospodarki. Widząc potrzeby, stan i jakość maszyn hydroenergetycznych, z czasem ukształtowała się we mnie potrzeba zajęcia się niskospadowymi turbinami wodnymi typu Kaplana oraz Francisa z przyczyn czysto racjonalnych, a do tego społecznie niezbędnych i technicznie uzasadnionych.

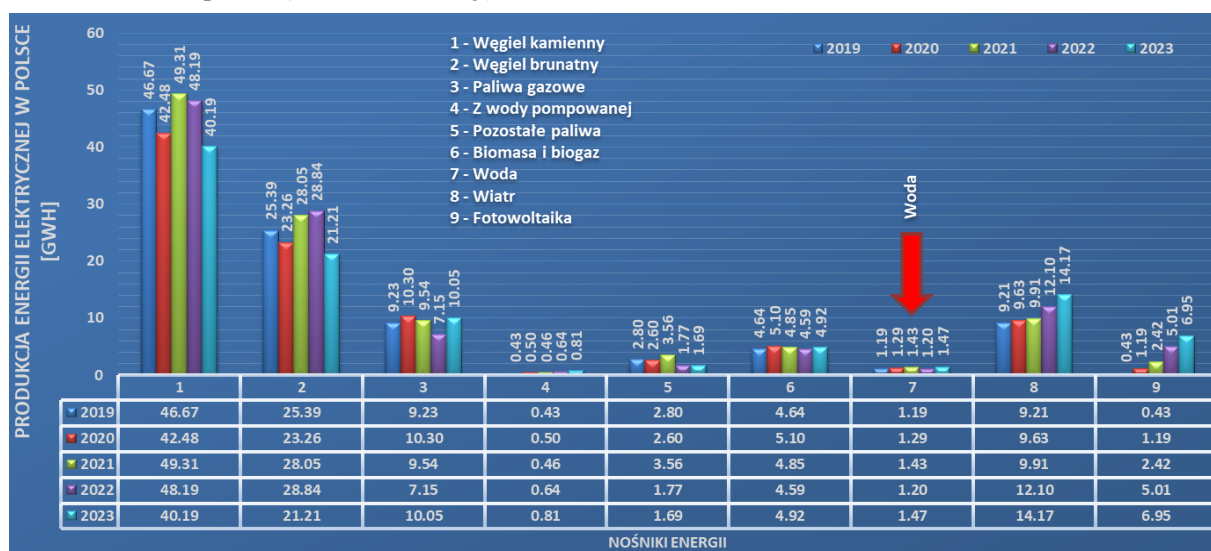
Turbiny Kaplana oraz Francisa to dwa z trzech podstawowych typów turbin wodnych używanych w hydroenergetyce na całym świecie (trzecim są turbiny Peltona, które są dedykowane na najwyższe możliwe wysokości spadu). Bezpośrednią przyczyną zajęcia się wysokobieżnymi turbinami typu Kaplana oraz Francisa była topologia Polski, która w dużej większości jest ukształtowana relatywnie płasko, co sprawia, że potencjał grawitacyjny jest niski i wymusza to stosowanie określonych konstrukcji realizujących relatywnie wysokie przepływy w porównaniu do klasycznych średnio- i wysokospadowych turbin Kaplana i Francisa. Dodatkowo, konieczność pracy nad takimi maszynami wynika także z faktu, iż w dużej większości sektor małej (czytaj: niskospadowej) hydroenergetyki jest w posiadaniu prywatnych wytwórców energii, którzy nie są w stanie samodzielnie zaprojektować i określić parametry energetyczne wysokosprawnego hydrozespołu. Aczkolwiek, niskospadowe hydrozespoły są również użytkowane przez dużych krajowych producentów energii (PGE, Tauron, Energa, Enea), ale tam projektowanie konstrukcji i realizacja techniczna była/jest raczej zarezerwowana dla potentatów o zasięgu światowym, takich jak: Voith Hydro, Andritz oraz General Electric, lub też o zasięgu krajowym (w wielu wypadkach także pozakrajowym), takich jak: Gajek Engineering z Gdańska, WTW z Bartoszyca, Wodel z Nowej Soli, IOZE z Kielc, czy kiedyś jeszcze ZRE z Gdańska.

Na świecie, w tym także i w Polsce, następuje coraz większe zapotrzebowanie na energię elektryczną. Jednym ze źródeł jest oczywiście woda, która co istotne, jest także odnawialnym źródłem energii (OZE). Większe zapotrzebowanie na energię implikuje konieczność podwyższania efektywności istniejących obiektów hydroenergetycznych oraz poszukiwania lokalizacji pod nowe obiekty. Dodatkowo, coraz wyższe ceny energii zachęcają do prowadzenia prac rozwojowych sektora hydroenergetycznego. Wszystko to sprawia, że coraz niższe piętrzenia wody stają się atrakcyjne dla inwestorów. Często spotyka się instalacje hydroenergetyczne, w których zainstalowane są hydrozespoły mające dziesiątki lat. Nierzadko są spotykane również maszyny sprzed II Wojny Światowej. Instalacje te nie przystają do obecnego stanu techniki pod względem hydrodynamicznym, a poza tym ich stan techniczny jest w wielu przypadkach bardzo słaby. Wiele obiektów jest stopniowo modernizowanych, jednak w trakcie modernizacji często stosuje się konstrukcje, które zasadniczo nie powinno pracować pod niskimi lub ultra niskimi spadami. Konsekwencją tego jest konieczność instalacji gabarytowo dużej konstrukcji, aby zapewniała realizację odpowiedniego natężenia przepływu wody, prowadząc do znaczącego wzrostu kosztów ekonomicznych całej instalacji. Instalacja takiej turbiny z założenia wymaga obniżenia szybkości obrotowej (szybkobieżności maszyny), co wymusza zwiększanie liczby par biegunów generatora i konieczność stosowania przekładni, która z założenia jest czynnikiem powodującym obniżenie sprawności mechanicznej, a w konsekwencji także hydraulicznej hydrozespołu z powodu możliwości wprowadzenia niewyważenia statycznej lub dynamicznej do turbiny. Takie maszyny ze względu na duże własne rozmiary wymagają także znaczących dodatkowych kosztów instalacji całego hydrozespołu i otoczenia hydrotechnicznego, objawiające się koniecznością wykonania głębokich prac ziemnych, zapewnienia relatywnie dużej przestrzeni w maszynowni oraz odpowiednio dużego osprzętu niezbędnego do prawidłowego funkcjonowania hydrozespołu, takiego jak układy olejowo-powietrzne lub/i filtrowania wody smarującej. Ponieważ w przypadku niskospadowych elektrowni zawsze chodzi o stosunkowo niskie uzyskiwane moce (rzędu dziesiątek, ewentualnie setek kilowatów), to koszty budowy nowych instalacji i modernizacji istniejących okazują się znaczące. Powoduje to również konieczność oszczędzania na jakości instalacji. Odpowiedzią na te problemy są po części wysokobieżne turbiny Kaplana oraz Francisa. Maszyny te z założenia realizują wyższe natężenia przepływu (często znacząco wyższe) przy wyższej optymalnej szybkości obrotowej, co pozwala na minimalizację konstrukcji nowej maszyny. Przekłada się to na mniejsze wymiary zabudowy, osprzętu pomocniczego i mniejszych wymagań hydrotechnicznych związanych z instalacją maszyny. Stosowanie szybkobieżnych maszyn na niskich spadach wynika z teorii maszyn hydraulicznych. Jednakże tzw. kultura techniczna w tym względzie w kraju (jak i za granicą) jest niestety dość niska na zasadzie chęci zainstalowania czegokolwiek, aby pracowało, ponieważ zawsze na pierwszym miejscu jest konieczność uzyskania jak największej produkcji energii, co jest zrozumiałe. Ale nie jest to równoznaczne ze stosowaniem rozwiązań, które mogłyby przy powstawaniu nowej instalacji lub podczas modernizacji prowadzić do oszczędności i zarazem zwiększania zysków poprzez mniejsze nakłady na inwestycję. Należy dodać, że maszyny szybkobieżne mogą być konkurencyjne pod względem sprawnościowym i kawitacyjnym z klasycznymi turbinami Kaplana i Francisa o średniej lub niskiej szybkobieżności.

Co ważne, w przypadku podjęcia proponowanej tematyki, zaobserwowana została przeze mnie także luka w literaturze dotycząca wysokobieżnych turbin wodnych. O ile prace dotyczące turbin instalowanych na niskich spadach są zauważalne w literaturze, to jednak często nie są to prace proponujące kształty układów łopatkowych i zabudowy konstrukcji, ściśle dedykowanych do najniższych spadów, czyli maszyn o wysokiej szybkobieżności.

Ilościowo, polska hydroenergetyka (pomijając elektrownie szczytowo-pompowe) ze względu na topologię charakteryzuje się głównie obiektami o niskim i w niewielkiej liczbie średnim spadzie (w Polsce obowiązuje podział definiujący elektrownie niskospadowe, jako te które mają do 5 m spadu, a powyżej tej granicy mamy do czynienia już ze średniospadowymi obiektami). Generalnie, tereny w

całym kraju nie są zbyt atrakcyjne z punktu widzenia piętrzenia wody i nie mają dużego potencjału do produkcji energii elektrycznej w porównaniu do konwencjonalnych elektrowni węglowych lub nawet elektrowni wykorzystujących OZE, np. wiatrowych i fotowoltaicznych. Z danych statystycznych Głównego Urzędu Statystycznego z roku 2024 wynika, że udział w rynku energii elektrycznej wyprodukowanej z wody (Rys.1.1, nośnik energii nr 7), z pominięciem elektrowni szczytowo-pompowych, wynosił w ciągu ostatnich 5 lat, czyli w okresie 2019÷2023 (dane za cały 2024 rok w chwili pisania niniejszego Autoreferatu nie były jeszcze dostępne, więc nie zostały uwzględnione) średnio około 1.32% (od 1.19 do 1.47%), co nie można uznać za znaczącą liczbę. Jednocześnie, zwraca uwagę znaczący wzrost udziału innych źródeł OZE, mianowicie wiatru (Rys.1.1, nośnik energii nr 8) oraz fotowoltaiki (Rys.1.1, nośnik energii nr 9) w analogicznym okresie lat 2019÷2023. Dynamika wzrostu jest bardzo duża (odpowiednio od 9.21 do 14.17% oraz od 0.43 do 6.95%), a także udział procentowy tych nośników jest już obecnie znacząco większy, niż w przypadku wody (*vide* 2023 rok – jasnoniebieskie słupki). Jednakże, z drugiej strony należy dodać, że zarówno produkcja energii z wiatru, jak i słońca, jest znacznie mniej przewidywalna ze względu na dużą stochastyczność wiania wiatru i świecenia słońca. Powoduje to ogromne problemy z regulacją sieci elektroenergetycznej pod względem utrzymania jakości produkowanego prądu oraz innych czynników, takich jak konieczność kompensacji mocy biernej w sieci, czy umożliwienia podniesienia sieci po tzw. blackout'ach, czyli lokalnym zaniku napięcia, które zaczynają się przytrafiać, a na pewno ich prawdopodobieństwo wystąpienia będzie się z czasem zwiększać ze względu na niestabilność tych źródeł. Takich problemów nie ma z hydroelektrowniami, których praca może być statystycznie zaplanowana i realizowana w niewielkim zakresie niepewności produkcji energii elektrycznej, ponieważ woda jest z założenia źródłem bardziej stabilnym i przewidywalnym (możliwość przewidywania okresów suszowych i wód powodziowych jest statystycznie na bardzo wysokim poziomie). Dodatkowo, hydroelektrownie są właśnie tymi jednostkami, które znakomicie nadają się do kompensacji mocy biernej (zwłaszcza elektrownie szczytowo-pompowe), poprawiając tym samym parametry sieciowe oraz umożliwiając podniesienie sieci z zaniku napięcia (tzw. blackstart'y).



Rys.1.1. Produkcja energii elektrycznej w Polsce w ciągu 5 lat (od 2019 do 2023 roku) przy wykorzystaniu 9-iu podstawowych źródeł energii (źródło: GUS [1]).

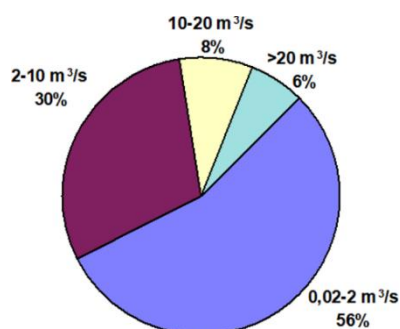
Małe obiekty hydroenergetyczne, poza wymienionymi zaletami, przynoszą również inne korzyści, które mają niebagatelne znaczenie dla jakości życia lokalnych małych społeczności, jak i całego społeczeństwa. Generalnie, zalety małych obiektów hydroenergetycznych podsumowałem poniżej:

- Poprawa parametrów sieci energetycznych na końcach sieci (tereny wiejskie).
- Zmniejszenie strat związanych z przesyłem energii elektrycznej.

- Możliwość podniesienia napięcia sieci energetycznej (blackstart) w wyniku zaniku zasilania (blackout), co nie jest możliwe np. przez wiatraki.
- Praca na wydzieloną sieć energetyczną.
- Retencja pól uprawnych.
- Gospodarowanie zasobami wodnymi na wielu ciekach wodnych.
- Usuwanie z rzek tysięcy ton odpadów rocznie.
- Poprawa warunków biologicznych w rzekach poprzez napowietrzanie wody.
- Utrzymanie brzegów przybrzeżnych, tam i jazów.
- Dochody z podatków.
- Hodowla ryb.
- Agroturystyka.
- Tworzenie miejsc do wypoczynku nad wodą, kąpielisk i baz sportów wodnych.

Inne źródła produkcji energii nie posiadają tak różnorodnych zalet i potencjału oddziaływania społecznego. Do tego można jeszcze dodać argument, że elektrowni wodnej, choćby najmniejszej, nie można porzucić lub przynajmniej pozostawić bez nadzoru, ponieważ grozi to katastrofą ekologiczną. Stan techniczny maszyn i urządzeń musi być monitorowany i poprawiany w razie konieczności. W kraju istnieje około 730 zinwentaryzowanych elektrowni wodnych [2], z czego 18 posiada moc zainstalowaną większą od 5 MW (w tym 6 elektrowni szczytowo-pompowych). Z tego widać, że ponad 700 krajowych elektrowni są obiektami charakteryzującymi się niskimi piętrzeniami oraz często także niskimi przepływami, a moce osiągane mierzone są, jak wyżej wspomniano, w dziesiątkach, ewentualnie setkach kilowatów. Jednakże w skali bezwzględnej liczba elektrowni jest olbrzymia i wymaga nieustannego utrzymania i modernizacji, co daje naukowe pole do wdrażania nowych wysokosprawnych rozwiązań szybkobieżnych, takich jak zaprezentowane w niniejszym Autoreferacie, przedstawionych w dalszej części i które są ściśle dedykowane na takie obiekty. W Polsce, w rzekach – według statystyk – średnie przepływy do 2 m³/s stanowią 56% wszystkich cieków wodnych. Kolejne 30% to ciek wodne w przedziale od 2 do 10 m³/s – Rys.1.2. Zatem sumarycznie, aż 86% polskich rzek posiada średnie przepływy nieprzekraczające 10 m³/s. Analizując moc surową (teoretyczną) wody P_t – wzór (1.1) – dla górnej granicy natężenia przepływu $Q = 10 \text{ m}^3/\text{s}$ i dla granicy pojęcia niskiego spadku, czyli $H = 5 \text{ m}$ (przy założeniu gęstości $\rho = 999.7 \text{ kg/m}^3$ oraz przyspieszenia ziemskiego $g = 9.81 \text{ m/s}^2$) szybko otrzymuje się potwierdzenie potencjału mocowego polskich hydroelektrowni, którego graniczna wartość to około 490 kW.

$$P_t = \rho g Q H = 999.7 * 9.81 * 10 * 5 \approx 490 \text{ kW} \quad (1.1)$$



Rys.1.2.
Rozkład procentowy natężenia przepływu wody w polskich rzekach (źródło: [3]).

Z powyższej przedstawionych powodów istnieje uzasadniona konieczność rozwijania hydroenergetyki przeznaczonej na niskie wysokości piętrzenia (niskospadowej), jednocześnie charakteryzującą się wysoką lub bardzo wysoką szybkobieżnością. Można nawet pokusić się o stwierdzenie, że jest to obowiązek w skali całego kraju. To jest przyczyna, dla której prace nad konstrukcjami (w szczególności niskospadowymi i szybkobieżnymi), ich analizą przepływową i badaniami, zarówno modelowymi, jak i terenowymi, są podejmowane od samego początku istnienia

Instytutu Maszyn Przepływowych w Gdańsku Polskiej Akademii Nauk (IMP PAN). Jest to po prostu obowiązek samokształcenia i kształcenia innych dla interesu krajowej gospodarki i nie tylko krajowej, co wiąże się z koniecznością nieustannego podnoszenia kwalifikacji. Autor niniejszego wniosku habilitacyjnego wpisuje się w te działania. Będąc pracownikiem IMP PAN od 2003 roku miałem zaszczyt organizować i prowadzić prace analityczne, konstrukcyjne oraz eksperymentalne modelowych turbin wodnych Kaplana, semi-Kaplana i Francisa. Badania eksperymentalne są związane z posiadaniem przez IMP PAN, jedynego w Polsce, profesjonalnego stanowiska laboratoryjnego do badań energetycznych podstawowych, kawitacyjnych oraz rozbiegowych turbin wodnych. Dodać też należy, że wcześniej byłem doktorantem w Katedrze Maszyn Wirnikowych i Mechaniki Płynów Politechniki Gdańskiej, gdzie również istniały stanowiska do badań turbin wodnych (decyzją władz Politechniki całe laboratorium wraz ze stanowiskami zostało zlikwidowane około 2010 roku). Tam również miałem po raz pierwszy do czynienia z turbinami modelowymi. Wszystko to niewątpliwie miało ogromny (można powiedzieć nawet, że decydujący) wpływ na całą karierę zawodową i z całą pewnością jest również powodem zajęcia się turbinami wodnymi od strony naukowo-badawczej, zwłaszcza niskospadowymi i szybkobieżnymi. Niniejszy wniosek habilitacyjny jest ścisłym następstwem wieledziesiąt już letniej pracy nad modelowymi turbinami wodnymi, szczególnie w IMP PAN, gdzie w szczególności od 2012 roku wszystkie przeprowadzone badania modelowe były przeze mnie zorganizowane, przygotowywane, a następnie wykonane i administrowane pod moim kierownictwem. Miałem niewątpliwą zaszczyt oraz przywilej uczestniczenia, organizowania i wykonania jedynych takich prac w Polsce, w ciągu ostatnich prawie 15 lat.

Podsumowując powyższe, znaczenie i podjęcie opisanego obszaru badawczego chciałbym uzasadnić poniżej przedstawionymi działaniami/potrzebami, co w mojej opinii powinno finalnie prowadzić do rozwoju potencjału hydroenergetyki polskiej i nie tylko.

- Zwiększenie sprawności istniejących i nowych (w konsekwencji wydłużenia ich żywotności dzięki wysokiej sprawności hydraulicznej) turbin wodnych Kaplana i Francisa poprzez wprowadzanie układów łopatkowych, adekwatnych do niskospadowego potencjału energetycznego Polski (i nie tylko), technicznie oznaczających turbiny o wysokiej lub bardzo wysokiej bieżności, w przypadku turbin Francisa dochodzących do 100, a w przypadku turbin Kaplana nawet do 260. Dzięki takiemu podejściu odbiorcy są w stanie obniżyć koszty hydrozespołów, redukować wymiary generatorów oraz redukować lub nawet eliminować przekładnie, a także zmniejszać koszty zabudowy hydrotechnicznej i osprzętu towarzyszącego.
- Proponowanie rozwiązań konstrukcyjnych turbin wodnych Kaplana i Francisa, opartych o rozważania mające w dużej mierze podstawy naukowe oraz popartymi rezultatami eksperymentalnymi, dzięki czemu proponowane parametry energetyczne turbin mają podstawy teoretyczno-eksperymentalne z dokładnie wyznaczonymi parametrami pracy i także uwzględniają tzw. efekt skali, w szerokim zakresie zmian parametrów kinematycznych oraz dynamicznych, tzn. ustawień kierownicy lub/i wirnika oraz szybkości obrotowej.
- Określanie właściwego posadowienia hydrozespołów Kaplana i Francisa w oparciu o eksperymentalnie zdiagnozowane charakterystyki kawitacyjne, wyznaczone w szerokich zakresach zmian ustawień parametrów kinematycznych oraz dynamicznych, tzn. ustawienia kierownicy lub/i wirnika oraz szybkości obrotowej.
- Określanie szybkości rozbiegowej hydrozespołów Kaplana i Francisa w oparciu o eksperymentalnie zdiagnozowane charakterystyki rozbiegowe, wyznaczone w szerokich zakresach zmian parametrów kinematycznych oraz dynamicznych, tzn. ustawienia kierownicy lub/i wirnika oraz szybkości obrotowej.
- Proponowanie parametrów dla hydrozespołów Kaplana i Francisa natężenia przepływu i szybkości obrotowej, mających na celu maksymalizację produkcji energii, czyli w obszarach charakterystyk

muszlowych powyżej szybkości obrotowej optymalnej i natężenia przepływu optymalnego, co wiąże się z pracą przeciążeniową pod względem hydraulicznym, ale wciąż z udowodnioną wysoką sprawnością hydrauliczną, w połączeniu z dobrymi własnościami kawitacyjnymi i dynamicznymi.

- Proponowanie rozwiązań konstrukcyjnych, które nacechowane są wysoką modułowością, tzn. główne komponenty hydrozespołu są łatwo zamienne, np. układ łopatkowy, czyli wieniec kierowniczy lub/i wieniec wirnikowy, rura ssąca i generator. W konsekwencji oznacza to łatwość modyfikacji konstrukcji od wersji zanurzonej pod zwierciadłem wody górnej do wersji z zabudową syfonową (lewarową), a także zabudowy z osiowosymetryczną rurą ssącą (kielichową), bądź rurą zakrzywioną (typ S) oraz z przekładnią lub bez niej (praca z generatorami opartymi o magnesy z pierwiastkami ziem rzadkich tzw. PMG). Działanie takie daje wysoką elastyczność w modyfikacji kształtu hydrozespołu, która jest kluczowa w przypadku niskospadowych instalacji.
- Upowszechnienia wiedzy o doborze turbin wodnych Kaplana i Francisa, adekwatnych do niskiego piętrzenia (wysokobieżnych) i ich zachowania się z punktu widzenia wysokich realizowanych przepływu, ze względu na możliwość wystąpienia zjawiska kawitacji.
- Wypełnienia zaobserwowanej, na podstawie przeglądu literaturowego, luki w przedmiocie wysokobieżnych niskospadowych, ale zarazem wysokosprawnych turbin wodnych Kaplana i Francisa.

2. Cel i zakres naukowo-badawczy podjętej tematyki

Jak wspomniałem, uczestniczyłem w realizacji kilku projektów badawczo-rozwojowych, którymi kierowałem, i które dotyczyły badań modelowych turbin wodnych Kaplana, semi-Kaplana oraz Francisa. Prowadzone przeze mnie badania naukowe teoretyczne, analityczne (w tym z użyciem techniki CFD) i eksperymentalne miały na celu opracowanie konstrukcji lub jej elementów oraz przebadanie podstawowych typów turbin wodnych, do których należą turbiny typu Kaplana i Francisa o wysokiej szybkoobieżności z powodów, które zostały przedstawione w poprzednim rozdziale.

W warstwie teoretyczno-analitycznej opracowałem własne procedury i programy projektowe do projektowania łopatek z wykorzystaniem modelu dwuwymiarowego osiowosymetrycznego, w którym równania zachowania są zapisane w układzie krzywoliniowym, a cały algorytm projektowy stanowi podejście w sensie tzw. zadania odwrotnego. Takie podejście jest niezwykle rzadkie (unikatowe) w technice, ale bardzo szybkie w inżynierskiej realizacji i jednocześnie dające bardzo wiarygodne efekty końcowe w postaci wysokosprawnego układu łopatkowego. W opcjonalnym połączeniu z technikami optymalizacyjnymi CFD daje jeszcze lepsze rezultaty pod względem sprawności. Model ten był już używany przeze mnie przed doktoratem, ale w okresie po doktoracie w wyniku nabywanego doświadczenia celem użytecznym było osiąganie szybkich projektów łopatek o wiarygodnej wysokiej sprawności w połączeniu z wysoką bieżnością projektowanych konstrukcji, które to połączenie jest zasadniczo wyzwaniem trudnym naukowo, wymagającym wstępnych prac teoretycznych i dużego doświadczenia. W zamierzeniu, opracowane konstrukcje mają być/już są przedmiotem oferty dla gospodarki i zostało to poparte wdrożeniami, które przedstawiłem i opisałem we wniosku habilitacyjnym.

W warstwie eksperymentalnej celem było potwierdzenie zakładanej wysokiej sprawności badanych konstrukcji. Prowadzone przeze mnie badania laboratoryjne w większości składały się z badań podstawowych energetycznych, kawitacyjnych oraz rozbiegowych, a więc umożliwiających kompleksową ocenę wartości hydraulicznych, mechanicznych i dynamicznych badanych maszyn. Celem było opracowanie użytecznych charakterystyk, które pozwalają na właściwe dobieranie turbin wodnych i przewidywanie zachowania się maszyn podczas pracy w celu uniknięcia ich degradacji.

Opracowane charakterystyki podstawowe energetyczne w postaci charakterystyk muszlowych, zależne od szerokich zakresów zmian natężenia przepływu i szybkości obrotowej oraz od kątów ustawienia łopatek kierowniczych lub/i wirnikowych, a także opracowane nomogramy doboru, pozwalają na wiarygodne przewidywanie parametrów pracy nowych maszyn instalowanych w terenie. Praca taka powinna być wówczas bezpieczna z punktu widzenia drgań, fluktuacji w przepływie (zwłaszcza pod wirnikiem) i występowania kawitacji.

Z kolei, badania kawitacyjne umożliwiają określanie parametrów pracy w warunkach wystąpienia kawitacji w szerokim zakresie zmian szybkości obrotowej i kątów ustawienia łopatek kierowniczych lub/i wirnikowych. Działanie takie pozwala w przypadku instalacji nowej turbiny na określenie jej właściwego posadowienia – w szczególności wirnika – względem wody dolnej elektrowni, w celu uniknięcia szkodliwej permanentnej kawitacji i w konsekwencji szkodliwego zjawiska erozji kawitacyjnej. Do tego w badaniach laboratoryjnych używałem wieloaspektowej techniki pomiarowej, takiej jak pomiar emisji akustycznej, pomiar drgań elementów konstrukcji, pomiar fluktuacji w przepływie pod wirnikiem oraz kompleksowa wizualizacja przepływu w celu zapewnienia wysokiej jakości rezultatów badań.

Trzeci rodzaj badań, czyli badania rozbiegowe domykają kompleksowość badań eksperymentalnych. Są one źródłem przewidywania szybkości rozbiegowej turbiny, co pozwala na określenie, do jakich szybkości obrotowych hydrozespół „pójdzie” w rozbieg podczas zaniku napięcia na generatorze.

Zakres podjętych przeze mnie prac naukowych, analitycznych, numerycznych i eksperymentalnych został podsumowany chronologicznie poniżej.

UWAGA: Według tego zakresu, w dalszej części Autoreferatu (Rozdziały IV.4÷IV.7) zostały przedstawione również chronologicznie szczegóły podjętych przeze mnie działań tzn. metodyka, sposób wykonania oraz rezultaty naukowe prac.

1. Opracowanie układu przepływowego modelowej niskospadowej turbiny wodnej typu Kaplana o bardzo wysokim kinematycznym wyróżniku szybkobieżności $n_{SQ} = \sim 260$ (definicję wyróżnika podałem w kolejnym rozdziale). W ramach tej pracy zostały zaprojektowane łopatki wirnikowe i kierownicze, zapewniające bardzo wysoką szybkobieżność maszyny. Wykonane zostały także pod moim kierownictwem badania eksperymentalne energetyczne podstawowe na stanowisku do badań turbin wodnych IMP PAN.
2. a) Wykonanie wielowariantowych obliczeń CFD oraz badań modelowych podstawowych, kawitacyjnych i rozbiegowych układu przepływowego modelowej niskospadowej turbiny wodnej typu Francisa o wysokim kinematycznym wyróżniku szybkobieżności $n_{SQ} = 82$.
b) Wykonanie wielowariantowych obliczeń CFD oraz badań modelowych podstawowych, kawitacyjnych i rozbiegowych układu przepływowego modelowej niskospadowej turbiny wodnej typu Francisa o bardzo wysokim kinematycznym wyróżniku szybkobieżności $n_{SQ} = 94$. W tym przypadku zaprojektowałem układ przepływowy wirnika, a także dobrałem liczbę łopatek kierowniczych.

Całość konstrukcji turbiny modelowej Francisa była opracowana przez partnera przemysłowego (ZRE Gdańsk). W ramach prac zaprojektowano dwa wirniki o ww. różnych wyróżnikach szybkobieżności. Pierwszy wirnik (a) został zaprojektowany przez partnera przemysłowego, natomiast drugi wirnik (b) został zaprojektowany, jak wspomniałem, przeze mnie a obydwie konstrukcje zostały przebadane numerycznie i eksperymentalnie w IMP PAN.

Wszystkie prace w IMP PAN, tzn. projektowe, analityczne i laboratoryjne, w obydwu przypadkach były kierowane przeze mnie (projekt łopatek oraz wielowariantowe obliczenia CFD wykonałem jednoosobowo).

3. Wykonanie wielowariantowych obliczeń CFD oraz badań modelowych podstawowych i rozbiegowych układu przepływowego modelowej turbiny wodnej typu semi-Kaplana (tzn. o pojedynczej regulacji tylko wirnika) przeznaczonej na niskie spady o średnim kinematycznym wyróżniku szybkobieżności $n_{sQ} = 160$. Turbina jest stosowana przez partnera przemysłowego (Wodel sp. z o.o.). Jest ciekawą nietypową propozycją na niskospadowe piętrzenia. Mianowicie, nie posiada klasycznego układu kierowniczego. W zamian za niego posiada spiralę w postaci skorupy ślimaka (nie jest to klasyczna spirala), która generuje kręt wody przed wejściem na wirnik. Wszystkie prace w IMP PAN, tzn. analityczne i laboratoryjne były prowadzone przeze mnie (wielowariantowe obliczenia CFD i badania laboratoryjne wykonałem jednoosobowo).
4. Opracowanie układu przepływowego modelowej niskospadowej turbiny wodnej typu Kaplana o wysokim kinematycznym wyróżniku szybkobieżności $n_{sQ} = 236$. Kształt maszyny jest wzorowany na turbinie o wyróżniku 260, czyli na maszynie, przedstawionej w punkcie 1. W ramach tej pracy zostały przeprojektowane łopatki wirnikowe, finalnie obniżając wyróżnik ze względu na wyższy wymagany spad w istniejącej prototypowej instalacji partnera przemysłowego. Wykonane zostały także pod moim kierownictwem badania eksperymentalne podstawowe energetyczne, kawitacyjne i rozbiegowe na stanowisku do badań turbin wodnych IMP PAN. Dodatkowo, w ramach prac wykonałem wstępną dokumentację turbiny prototypowej na obiekt terenowy. Przeprowadziłem także badania energetyczne prototypu tej turbiny na stanowisku w IMP PAN.

Podsumowując, wszystkie prace w IMP PAN, tzn. projektowe, analityczne i laboratoryjne były kierowane przeze mnie i finansowane ze środków publicznych. W szczególności, projekty łopatek, koncepcje zabudowy oraz wielowariantowe obliczenia CFD wykonałem jednoosobowo, a w niektórych przypadkach również badania modelowe (nie licząc przygotowania układu pomiarowego).

3. Wstęp

3.1. Wysokobieżność turbin wodnych

Założenie pracy turbiny wodnej pod niskim spadem wymusza w dużej mierze kształt projektowanej turbiny wodnej. Turbina taka ze względu na uwarunkowania terenu o dysponowanym niskim potencjale piętrzenia i konieczności ograniczania kosztów ekonomicznych powinna posiadać kształt konstrukcji minimalizujący straty hydrauliczne z punktu widzenia przepływowego, powstające w przepływie oraz koszty przygotowania terenu pod zabudowę takiej turbiny, przy jednoczesnej maksymalizacji produkcji energii.

Zgodnie ze wzorem na moc surową wody (wzór 1.1) wpływ na nią mają cztery wielkości: gęstość, przyspieszenie ziemskie, natężenia przepływu oraz spad. Dwie pierwsze z wyżej wymienionych wielkości (gęstość i przyspieszenie ziemskie) z praktycznego punktu widzenia można uznać jako stałe, a więc ich zmiana nie ma istotnego wpływu na osiąganą moc turbiny. Pozostałe dwie wielkości (natężenie przepływu i spad) decydują o uzyskiwanej mocy z zainstalowanej turbiny na stopniu wodnym. Ponieważ, przedmiotem pracy są niskospadowe turbiny wodne, stąd założyć można, że wpływ potencjału wody (czyli wysokości spadu H) na moc surową takiej turbiny jest relatywnie niski, aż do zaniku przy spadzie dążącym do zera. Dlatego też **konieczne jest dla turbiny niskospadowej dążenie do uzyskiwania zwiększonych natężeń przepływu Q , w celu rekompensowania niskiej mocy, wynikającej z niskiego spadu na rzecz zwiększania mocy niesionej z przepływem wody**, przy jednoczesnej minimalizacji rozmiarów maszyny. Działanie takie jest możliwe poprzez kształtowanie odpowiedniej konstrukcji (kształtu merydionalnego oraz elementów wchodzących w skład układu przepływowego), która zapewni wysoką przepływność przez turbinę. To implikuje fakt, że konstrukcja w przypadku turbin Kaplana, semi-Kaplana lub śmigłowej musi być pozbawiona elementów

powodujących ograniczanie przepływu wody, takich jak nagłe zmiany kierunku przepływu (jeżeli jest to uzasadnione). Z kolei w przypadku turbin Francisza, jej konstrukcja powinna posiadać odpowiednią stosunkowo niską liczbę łopatek kierowniczych i wirnikowych o cienkich profilach (również dotyczy to turbin Kaplana, semi-Kaplana i śmigłowych), które będą pozwalać na relatywnie duży przepływ wody w czasie bez zbędnego ograniczania/hamowania przepływu.

Należy jednak mieć na uwadze, że działanie mające na celu powiększanie przepływności nie może się odbywać bez ograniczeń, ponieważ jest to związane ze wzrastającymi prędkościami w przepływie, co w konsekwencji prowadzi do powstania zjawiska kawitacji, szczególnie w obszarze przepływowym wirnika oraz tuż za nim i w dalszej perspektywie może prowadzić do zniszczenia elementów turbiny, natomiast w bliższej perspektywie może powodować niestabilną pracę maszyny i utratę części generowanej mocy.

Podkreślić należy, że uzyskanie wysokiej przepływności nie jest zadaniem trudnym dla projektanta układu przepływowego turbiny wodnej, gdyż można to uczynić np. poprzez zmniejszenie liczby łopatek wirnika lub/i zwłaszcza poprzez zmniejszenie liczby łopatek kierownicy, która w turbinach niskospadowych jest największym elementem ograniczającym przepływ. Jednakże **uzyskanie przy dużej przepływności jednocześnie bardzo wysokiej sprawności turbiny jest zadaniem już niezwykle trudnym, a często niemożliwym do wykonania**. Jest to poza wystąpieniem zjawiska kawitacji kolejna przyczyna ograniczająca chęć nieograniczonego zwiększania przepływności turbiny. Dlatego kształt układu przepływowego turbiny oraz liczba łopatek kierownicy i wirnika muszą podlegać racjonalizacji i odpowiedniemu podejściu projektowemu, który połączy (zapewni) wysokie realizowane natężenie przepływu jednocześnie z wysoką sprawnością bez wystąpienia kawitacji w przepływie.

Wielkością, która wstępnie na etapie projektowania układu przepływowego turbiny (wraz z łopatkami kierowniczymi i wirnikowymi) pozwala na jego wstępne „bezpieczne” kształtowanie jest wyróżnik szybkobieżności. W tzw. postaci kinematycznej, jest to wielkość, która wiąże ze sobą podstawowe parametry użytkowe turbiny w punkcie optymalnym (maksymalnej sprawności), a mianowicie szybkość obrotową, spad oraz natężenie przepływu. Jeżeli z założenia wiadomo, że turbina będzie niskospadowa i znany jest spad projektowy, to dzięki tej wielkości możliwe jest takie dobranie pozostałych dwóch parametrów (szybkości obrotowej i natężenia przepływu), aby projektowana turbina uzyskiwała rozsądne parametry (moc i sprawność), odpowiadające założonemu niskiemu spadowi i zapewniające długotrwałą stabilną i efektywną pracę bez wystąpienia niepożądanego działania w postaci pojawienia się zjawiska kawitacji. Dla turbin niskospadowych wyróżnik ten przyjmuje wysokie wartości, stąd turbiny niskospadowe nazywane są zamiennie turbinami wysokobieżnymi (i odwrotnie – turbiny wysokospadowe nazywane są turbinami wolnobieżnymi). Kinematyczny wyróżnik szybkobieżności n_{sQ} jest zdefiniowany następująco:

$$n_{sQ} = n \frac{Q^{\frac{1}{2}}}{(gH)^{\frac{3}{4}}} \quad (3.1.1)$$

gdzie: n – optymalna szybkość obrotowa [obr/min], Q – optymalne objętościowe natężenie przepływu [m^3/s], g – przyspieszenie ziemskie [m/s^2], H – spad [m].

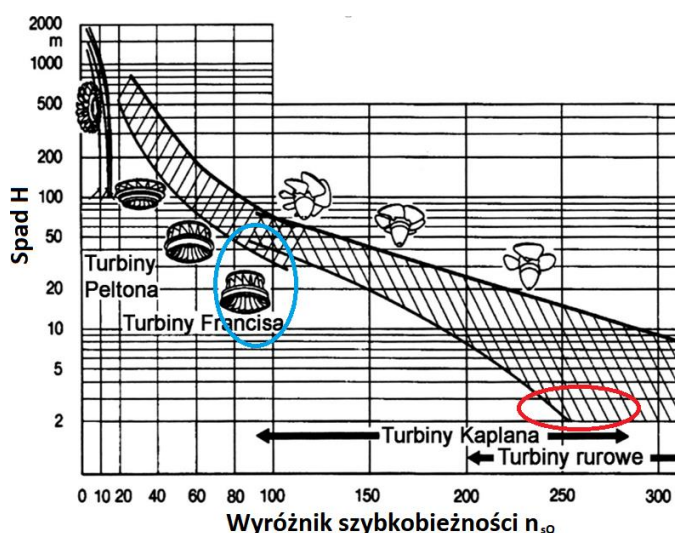
Powyższy wzór określający kinematyczny wyróżnik jest wielkością bezwymiarową i w interpretacji oznacza szybkość obrotową turbiny podobnej do danej, ale pracującej pod spadem $H = 1$ m oraz z objętościowym natężeniem przepływu $Q = 1 m^3/s$. Przytoczona definicja nie jest używana, a zamiast niej używana jest postać, w której pominięte jest przyspieszenie ziemskie g (ze względu na stałą wartość), jak następuje:

$$n_{sQ} = n \frac{Q^{\frac{1}{2}}}{H^{\frac{3}{4}}} \quad (3.1.2)$$

Wzór powyższy (w którym wyróżnik nie jest bezwymiarowy) jest powszechnie przytaczany w technice i do niego odnosi się tzw. diagramy stosowności turbin wodnych, określających, przy jakich

spadach dany typ (Peltona, Francisa lub Kaplana) i kształt wirnika turbiny (osiowa lub z napływem spiralnym; trzy-, cztero- i więcej łopatkowy) powinien być zastosowany. W związku z tym, **w dalszej części Autoreferatu wartości kinematycznego wyróżnika szybkobieżności będą odnoszone do przedstawionego we wzorze (3.1.2).**

Diagram stosowalności przedstawiono na Rysunku 3.1.1 [4]. Na rysunku tym region zakreskowany oznacza obszar statystycznie potwierdzonych najlepszych sprawności turbin wodnych. Inaczej rzecz ujmując, kiedy spadek wynikający z uwarunkowań terenu i wyróżnik turbiny znajdują się poza tym obszarem, wówczas należy oczekiwać obniżonej sprawności maszyny już na etapie projektowym. Na rysunku czerwoną elipsą oznaczono obszar zastosowań turbin Kaplana, a także niebieską elipsą oznaczono obszar zastosowań turbin Francisa o wysokiej lub bardzo wysokiej bieżności. **Obydwa te rodzaje są w dużej mierze przedmiotem niniejszego Autoreferatu, ze względu topologię Polski oraz zapotrzebowanie rynkowe na turbiny o takich parametrach**, co starałem się opisać w Rozdziale IV.1. W przypadku turbin Francisa, należy dodać, że obszar zastosowania może się rozciągać (i tak jest w rzeczywistości) na niższe spadki aż do nawet 2 m w przypadku maszyn już istniejących i modernizowanych, które z przyczyn technicznych nie mogą być zamienione na turbiny typu Kaplana, ale wymagają wymiany właśnie na turbinę Francisa.



Rys.3.1.1.

Wpływ spadku H w zależności od kinematycznego wyróżnika szybkobieżności $n_{s,q}$ na zmianę typów i kształtu wirników turbin wodnych [4].

3.2. Model projektowy łopatek kierownicy oraz wirnika

Do projektu łopatek kierownicy lub/i wirnika, przedstawionych w dalszej niniejszego Autoreferatu, wykorzystałem model obliczeniowy łopatek z podejściem w tzw. sensie zadania odwrotnego (ang.: *inverse problem*) [B1,B2,B4,B8]. Model ten od wielu lat jest stosowany przez mnie do projektowania łopatek kierowniczych i wirnikowych maszyn wodnych. W trakcie okresu po doktoracie znacząco rozwinąłem go pod kątem stosowalności, tzn. wiarygodności obliczeń i poprawy jakości wyników, szczególnie podczas prac w ramach projektu NCN [K1], którego byłem kierownikiem. W podejściu odwrotnym, projektowanie nie odbywa się poprzez analizę i modyfikację geometrii łopatek, czyli w ramach tzw. zadania prostego (ang.: *direct problem*), ale poprzez bezpośrednie poszukiwanie kształtu łopatek, czyli wyznaczenie powierzchni szkieletowej na podstawie uprzednio założonych warunków brzegowych. Publikacja konferencyjna (załączona do cyklu publikacyjnego) [B8] pokazuje, jaką analogię użyty model dwuwymiarowy osiowosymetryczny (2D) ma do modelu trójwymiarowego. W modelu 2D, zmiana parametrów np. pola prędkości, ciśnienia i in. zachodzi w płaszczyźnie merydionalnej (płaszczyźnie przechodzącej przez oś maszyny), w dwóch kierunkach: osiowym i promieniowym, natomiast uśredniane są parametry przepływu w kierunku obwodowym. Istotnym elementem prezentowanego modelu jest fakt, iż model ten jest wyprowadzony w krzywoliniowym układzie współrzędnych, który poprzez specjalne współczynniki Christoffela II rodzaju dostosowuje

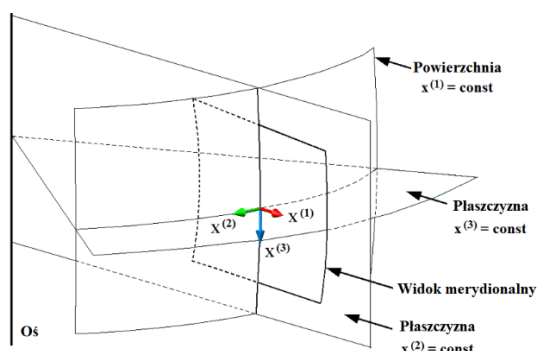
równania zachowania do geometrii (zarysu) merydionalnego kanału łopatkowego. Mianowicie, cząstka płynu podąża od wlotu do wylotu kanału wzdłuż linii prądu reagując na zmieniający się kierunek przepływu określony kształtem tej linii prądu. Zarys kanału piasty i obudowy ma wpływ na rozkład funkcji prądu, której znajomość jest niezbędna do rozwiązania zadania i która musi być znana a priori przed rozpoczęciem obliczeń projektowych łopatki, bądź kierowniczej, bądź wirnikowej.

Dodam, że projektowanie w sensie zadania odwrotnego jest bardzo rzadkie w świecie. Właściwie, poza IMP PAN, drugim ośrodkiem używającym takiego podejścia jest brytyjski University College of London, który wraz z firmą Advance Design Technology (ADT) opracował własny komercyjnie sprzedawany program projektowy o nazwie TurboDesign™ do łopatek turbinowych, sprężarek i pomp.

Poniżej pokrótce zostały pokazane podstawy teoretyczne użytego modelu oraz przedstawiono sposób postępowania przy wyznaczaniu kształtu łopatki kierowniczej i wirnikowej, wraz ze sposobem stawiania warunków brzegowych, użytych do wykonania zadania projektowego.

3.2.1. Założenia modelu

Generalnie, wprowadzenie krzywoliniowego układu współrzędnych ma na celu matematyczne uproszczenie równań zachowania: masy, ilości ruchu (pędu) i energii. Równania te są przekształcane do układu opisanego trzema współrzędnymi: $x^{(1)}$, $x^{(2)}$, $x^{(3)}$, który jest oparty o osiowosymetryczne powierzchnie prądu (Rys.3.2.1.1). Wielkość $x^{(1)}$ jest współrzędną określoną poprzez osiowosymetryczną powierzchnię prądu (stałą wzdłuż danej linii prądu, która jest śladem przecięcia powierzchni prądu z płaszczyzną merydionalną), $x^{(2)}$ jest współrzędną kątową, natomiast $x^{(3)}$ jest współrzędną osiową. W przyjętym układzie współrzędnych krzywoliniowych dwie pary powierzchni: $x^{(1)} = \text{const}$ i $x^{(2)} = \text{const}$ oraz $x^{(2)} = \text{const}$ i $x^{(3)} = \text{const}$ są do siebie ortogonalne. Trzecia para: $x^{(1)} = \text{const}$ oraz $x^{(3)} = \text{const}$ jest względem siebie nieortogonalna.



Rys.3.2.1.1.

Widok schematyczny układu współrzędnych krzywoliniowych wraz z przykładowym kształtem merydionalnym łopatki wirnika.

Po wprowadzeniu opisanego układu współrzędnych pole prędkości przepływu zależy już tylko od jej dwóch składowych. Trzecia składowa prędkości, związana ze współrzędną $x^{(1)}$ jest automatycznie zerowa, tzn.:

$$U^1 \equiv 0; \quad U^2 \neq 0; \quad U^3 \neq 0 \quad (3.2.1.1)$$

Podkreślić należy, iż tożsamość $U^1 \equiv 0$ nie jest żadnym założeniem upraszczającym, ale rezultatem matematycznego zabiegu z wykorzystaniem symboli Christoffela [B1] [5], określających transformację współrzędnych z układu ortokartezjańskiego na układ krzywoliniowy. Inaczej mówiąc, są to przekształtniki równań z jednego układu współrzędnych na drugi. Symbole te tworzą macierz 27 współczynników (trójwymiarowa macierz: $3 \times 3 \times 3 = 27$). Tożsamościowe zero wynika z faktu, że współrzędna $x^{(1)}$ jest stała na linii prądu, a z definicji linii (powierzchni) prądu wiadomo, że wektor prędkości jest zawsze styczny do niej, stąd też jego rzut na kierunek tej współrzędnej (U^1) zawsze musi być równy zero i zachodzi wówczas ww. relacja. Niesie to znaczące konsekwencje, ponieważ finalnie daje to możliwość wyeliminowania wszystkich członów w równaniach zachowania zawierających tę prędkość oraz jej pochodnych, co znacząco upraszcza rozwiązanie pola przepływu w kanale. Dodać

jeszcze należy, że wielkość U^2 jest prędkością kątową elementu płynu związaną z prędkością obwodową, oznaczaną tutaj symbolem $U_{x^{(2)}}$, natomiast wielkość U^3 jest prędkością osiową związaną z prędkością merydionalną oznaczaną tutaj symbolem $U_{x^{(3)}}$. Obydwie wielkości można zapisać w następujący sposób:

$$U^2 = \frac{U_{x^{(2)}}}{f} \quad (3.2.1.2)$$

$$U^3 = \frac{U_{x^{(3)}}}{\sqrt{1 + \left(\frac{\partial f}{\partial x^{(3)}}\right)^2}} \quad (3.2.1.3)$$

Prędkość merydionalna jest powszechnie znanym złożeniem wektorowym prędkości osiowej C_a i promieniowej C_r , jak następuje:

$$U_{x^{(3)}} = \sqrt{C_a^2 + C_r^2} \quad (3.2.1.4)$$

Występująca wielkość f [m] w powyższych równaniach oznacza równanie funkcji promienia prądu (odpowiadającej funkcji prądu), czyli w rzeczywistości jest to promień maszyny wirnikowej, działający w płaszczyźnie prostopadłej do osi maszyny, czyli uzależniony jest od dwóch współrzędnych $x^{(1)}$ oraz $x^{(3)}$, czyli:

$$f = f(x^{(1)}, x^{(3)}) \quad (3.2.1.5)$$

Znajomość powyższego równania jest podstawą stosowania opisywanej metody.

Założenia modelu są następujące (po części wynikają z opisu powyżej): 1) osiowa symetria: $\partial/\partial x^{(2)} = 0$; 2) stacjonarność przepływu: $\partial/\partial t = 0$; 3) adiabatyczność przepływu z otoczeniem (zerowy strumień ciepła). Reguły transformacji między układem ortokartezjańskim (x, y, z), a wprowadzonym układem krzywoliniowym podano poniżej. Pomimo nieortogonalności jest to klasyczne przejście między układem ortogonalnym, a układem cylindrycznym:

$$\begin{aligned} x &= f(x^{(1)}, x^{(3)}) \cos(x^{(2)}), \\ y &= f(x^{(1)}, x^{(3)}) \sin(x^{(2)}), \\ z &= x^{(3)}. \end{aligned} \quad (3.2.1.6)$$

3.2.2. Układ równań zachowania mechaniki płynów

Równania zachowania mechaniki płynów przekształcone z kartezjańskiego do krzywoliniowego układu współrzędnych zostały przedstawione w dużym skrócie w dalszej kolejności.

- Równanie zachowania masy (RZM)

$$\left(1 - \vartheta(x^{(1)}, x^{(3)})\right) \rho U_{x^{(3)}} \frac{f \left| \frac{\partial f}{\partial x^{(1)}} \right|}{\sqrt{1 + \left(\frac{\partial f}{\partial x^{(3)}}\right)^2}} = m(x^{(1)}) \quad (3.2.2.1)$$

gdzie: ρ oznacza gęstość cieczy [kg/m³], $m(x^{(1)})$ – rozkład masowego natężenia przepływu na wlocie [kg/s], wyznaczany z warunków brzegowych na wlocie do kanału łopatkowego. Przekrój przepływu kierownicy lub wirnika jest pomniejszony o grubość materiału łopatek, stąd do powyższego równania wprowadza się tzw. współczynnik blokady przekroju $\vartheta = \vartheta(x^{(1)}, x^{(3)})$ [-]. Wartość tego współczynnika zawiera się w przedziale $<0;1$). Liczba 0 oznacza brak grubości łopatek (nieskończenie cienkie łopatki), natomiast liczba 1 oznacza całkowitą blokadę przekroju przez materiał łopatek.

- Równanie zachowania ilości ruchu na kierunku $x^{(1)}$ (RZIR)

$$\rho \left(-\frac{1}{f} U_{x^{(2)}}^2 + \frac{\frac{\partial^2 f}{\partial x^{(3)2}}}{1 + \left(\frac{\partial f}{\partial x^{(3)}} \right)^2} U_{x^{(3)}}^2 \right) = \rho \frac{\partial f}{\partial x^{(3)}} \frac{\partial \Pi}{\partial x^{(3)}} - \frac{1 + \left(\frac{\partial f}{\partial x^{(3)}} \right)^2}{\left(\frac{\partial f}{\partial x^{(1)}} \right)} \frac{\partial p}{\partial x^{(1)}} + \frac{\partial f}{\partial x^{(3)}} \frac{\partial p}{\partial x^{(3)}} \quad (3.2.2.2)$$

gdzie: p – ciśnienie [Pa], Π – potencjał sił masowych [J/kg] (zasadniczo $\Pi = \pm g x^{(3)}$, gdzie: g jest przyspieszeniem ziemskim; znak ‘+’ jest przyjmowany, gdy zwrot osi wirowania jest przeciwny do zwrotu działania siły grawitacji, natomiast znak ‘-’ w odwrotnym przypadku).

Uwaga. W tym miejscu podano jedynie równanie ilości ruchu w kierunku osi $x^{(1)}$, gdyż praktycznie tylko ono bierze udział w dalszej procedurze rozwiązywania postawionego zagadnienia. Pozostałe dwa równania ilości ruchu nie są potrzebne do obliczeń, gdyż wnoszą tylko nowe dwie niewiadome.

- Równanie zachowania energii (RZE)

$$\frac{1}{2} (U_{x^{(3)}}^2 + U_{x^{(2)}}^2) - U_{x^{(2)}} U_w + \frac{p}{\rho} + \Pi = e_c(x^{(1)}) \quad (3.2.2.3)$$

gdzie: $e_c(x^{(1)})$ – rozkład jednostkowej energii całkowitej na wlocie do kanału łopatkowego [J/kg], U_w – prędkość unoszenia wirnika [m/s], zgodnie ze wzorem:

$$U_w = \omega r = \{ \text{gdzie: } r \equiv f(x^{(1)}, x^{(3)}) \} = \frac{\pi n}{30} f(x^{(1)}, x^{(3)}) \quad (3.2.2.4)$$

gdzie: ω – prędkość kątowna [rad/s], n – szybkość obrotowa [obr/min], f – promień, określany przy pomocy funkcji prądu [m]. W przypadku kierownicy prędkość unoszenia jest zerowa ($U_w = 0$).

3.2.3. Rozwiązanie zadania odwrotnego metodą charakterystyk

Udowodnić można, iż zaprezentowany powyżej układ równań różniczkowych cząstkowych jest typu hiperbolicznego, stąd do rozwiązywania pola przepływu wewnątrz obszaru w zadaniu projektowym może zostać użyta metoda charakterystyk, jako metoda bardzo często stosowana w tego typu zagadnieniach rozwiązywania równań różniczkowych cząstkowych. Pozwala ona na przekształcenie równań różniczkowych cząstkowych do układu równań różniczkowych zwyczajnych, rozwiązywanych na specjalnych liniach, będących tzw. charakterystykami układu równań. Układ równań daje się zapisać przy pomocy tylko dwóch równań zachowania: energii oraz ilości ruchu dla dwóch niewiadomych: prędkości obwodowej $U_{x^{(2)}}$ oraz ciśnienia p , ponieważ dla medium nieściśliwego ($\rho = \text{const}$) prędkość merydionalna $U_{x^{(3)}}$ może być wyznaczana bez rozwiązywania w układzie równań wspólnie z prędkością obwodową i ciśnieniem. Mianowicie, możliwe jest obliczanie prędkości merydionalnej w całym obszarze przepływowym z przedstawionego wyżej RZM (3.2.2.1) przed zasadniczymi obliczeniami na charakterystykach układu. W przypadku obliczeń przepływu płynu ściśliwego, prędkość merydionalna byłaby trzecią zmienną, a układ równań zawierałby trzy równania (trzecim równaniem byłoby RZM).

Ponieważ RZIR jest w formie różniczkowej, dlatego RZE należy również przekształcić do postaci różniczkowej. Biorąc to pod uwagę, RZE w postaci, po różniczkowaniu substancjalnym, przedstawia się następująco (oznaczenia zostały wyjaśnione powyżej):

$$0 \frac{\partial p}{\partial x^{(1)}} + \frac{\partial p}{\partial x^{(3)}} + 0 \frac{\partial U_{x^{(2)}}}{\partial x^{(1)}} + \rho (U_{x^{(2)}} - U_w) \frac{\partial U_{x^{(2)}}}{\partial x^{(3)}} = -\rho U_{x^{(3)}} \frac{\partial U_{x^{(3)}}}{\partial x^{(3)}} - \rho \frac{\partial \Pi}{\partial x^{(3)}} + \rho U_{x^{(2)}} \frac{\partial U_w}{\partial x^{(3)}} \quad (3.2.3.1)$$

Drugie równanie, czyli RZIR dla kierunku $x^{(1)}$, przekształci się do postaci:

$$\begin{aligned} & -\frac{1 + \left(\frac{\partial f}{\partial x^{(3)}} \right)^2}{\frac{\partial f}{\partial x^{(1)}}} \frac{\partial p}{\partial x^{(1)}} + \frac{\partial f}{\partial x^{(3)}} \frac{\partial p}{\partial x^{(3)}} + 0 \frac{\partial U_{x^{(2)}}}{\partial x^{(1)}} + 0 \frac{\partial U_{x^{(2)}}}{\partial x^{(3)}} = \\ & = \rho \left(-\frac{1}{f} U_{x^{(2)}}^2 + \frac{\frac{\partial^2 f}{\partial x^{(3)2}}}{1 + \left(\frac{\partial f}{\partial x^{(3)}} \right)^2} U_{x^{(3)}}^2 \right) - \rho \frac{\partial f}{\partial x^{(3)}} \frac{\partial \Pi}{\partial x^{(3)}} \end{aligned} \quad (3.2.3.2)$$

Niewiadomymi w tych równaniach są pochodne cząstkowe ciśnienia oraz prędkości obwodowej:

$$\frac{\partial p}{\partial x^{(1)}}, \frac{\partial p}{\partial x^{(3)}}, \frac{\partial U_{x^{(2)}}}{\partial x^{(1)}}, \frac{\partial U_{x^{(2)}}}{\partial x^{(3)}} \quad (3.2.3.3)$$

Ponieważ występują tu cztery niewiadome pochodne, stąd dwoma brakującymi równaniami zamykającymi ten układ mogą być równania różniczek zupełnych ciśnienia i prędkości obwodowej:

$$\begin{aligned} dx^{(1)} \frac{\partial p}{\partial x^{(1)}} + dx^{(3)} \frac{\partial p}{\partial x^{(3)}} + 0 \frac{\partial U_{x^{(2)}}}{\partial x^{(1)}} + 0 \frac{\partial U_{x^{(2)}}}{\partial x^{(3)}} &= dp \\ 0 \frac{\partial p}{\partial x^{(1)}} + 0 \frac{\partial p}{\partial x^{(3)}} + U_{x^{(2)}} \frac{\partial U_{x^{(2)}}}{\partial x^{(1)}} + U_{x^{(2)}} \frac{\partial U_{x^{(2)}}}{\partial x^{(3)}} &= dU_{x^{(2)}} \end{aligned} \quad (3.2.3.4)$$

Zapisując powyższe równania w postaci macierzowej: $A \cdot x = B$, dostaje się:

$$\begin{aligned} & \begin{vmatrix} 0, & 1, & 0, & \rho(U_{x^{(2)}} - U_w) \\ -\frac{1+(\frac{\partial f}{\partial x^{(3)}})^2}{\frac{\partial f}{\partial x^{(1)}}}, & \frac{\partial f}{\partial x^{(3)}}, & 0, & 0 \\ dx^{(1)}, & dx^{(3)}, & 0, & 0 \\ 0, & 0, & dx^{(1)} & dx^{(3)} \end{vmatrix} \begin{vmatrix} \frac{\partial p}{\partial x^{(1)}} \\ \frac{\partial p}{\partial x^{(3)}} \\ \frac{\partial U_{x^{(2)}}}{\partial x^{(1)}} \\ \frac{\partial U_{x^{(2)}}}{\partial x^{(3)}} \end{vmatrix} = \\ & = \begin{vmatrix} -\rho U_{x^{(3)}} \frac{\partial U_{x^{(3)}}}{\partial x^{(3)}} - \rho \frac{\partial \Pi}{\partial x^{(3)}} + \rho U_{x^{(2)}} \frac{\partial U_w}{\partial x^{(3)}} \\ \rho \left(-\frac{1}{f} U_{x^{(2)}}^2 + \frac{\frac{\partial^2 f}{\partial x^{(3)}^2}}{1+(\frac{\partial f}{\partial x^{(3)}})^2} U_{x^{(3)}}^2 \right) - \rho \frac{\partial f}{\partial x^{(3)}} \frac{\partial \Pi}{\partial x^{(3)}} \\ dp \\ dU_{x^{(2)}} \end{vmatrix} \end{aligned} \quad (3.2.3.5)$$

Wyznacznik główny układu $\det W$ ma postać:

$$\det W = dx^{(1)} \rho(U_{x^{(2)}} - U_w) \left(\frac{1+(\frac{\partial f}{\partial x^{(3)}})^2}{\frac{\partial f}{\partial x^{(1)}}} dx^{(3)} + \frac{\partial f}{\partial x^{(3)}} dx^{(1)} \right) \quad (3.2.3.6)$$

Po przyrównaniu wyznacznika głównego do zera uzyskuje się następujące rodziny charakterystyk:

✓ I rodzina charakterystyk w postaci:

$$dx^{(1)} = 0 \quad (3.2.3.7)$$

Jest to rodzina linii, wzdłuż których współrzędna $x^{(1)}$ jest stała, czyli jest to po prostu funkcja prądu $f(x^{(1)}, x^{(3)})$, zdefiniowana u podstaw modelu. Na charakterystykach I rodziny całki: RZM oraz RZE, muszą być niezmiennie wzdłuż ich długości, to znaczy:

$$m(x^{(1)}) = \text{const}, \quad e_c(x^{(1)}) = \text{const} \quad (3.2.3.8)$$

✓ II rodzina charakterystyk w postaci:

$$\frac{dx^{(3)}}{dx^{(1)}} = -\frac{\frac{\partial f}{\partial x^{(1)}} \frac{\partial f}{\partial x^{(3)}}}{1+(\frac{\partial f}{\partial x^{(3)}})^2} \quad (3.2.3.9)$$

Równanie powyższe opisuje rodzinę linii ortogonalnych do linii I rodziny, czyli zadanej funkcji prądu określonej równaniem $f(x^{(1)}, x^{(3)})$.

Rozwiązując układ równań (3.2.3.5) względem pierwszej niewiadomej z przedstawionych w (3.2.3.3), otrzymuje się równanie obowiązujące na II rodzinie charakterystyk (rozwiązywane wzdłuż charakterystyk), czyli rodziny linii ortogonalnych do linii funkcji prądu:

$$\frac{dp}{dx^{(1)}} = \frac{\rho \frac{\partial f}{\partial x^{(1)}} U_{x^{(2)}}^2}{f(1+(\frac{\partial f}{\partial x^{(3)}})^2)} - \frac{\rho \frac{\partial f}{\partial x^{(1)}} \frac{\partial^2 f}{\partial x^{(3)}^2} U_{x^{(3)}}^2}{(1+(\frac{\partial f}{\partial x^{(3)}})^2)^2} + \frac{\rho \frac{\partial f}{\partial x^{(1)}} \frac{\partial f}{\partial x^{(3)}} \frac{\partial \Pi}{\partial x^{(3)}}}{1+(\frac{\partial f}{\partial x^{(3)}})^2} \quad (3.2.3.10)$$

Równanie to jest równaniem różniczkowym zwyczajnym i stanowi podstawę do obliczeń ciśnienia wewnątrz obszaru kanału przepływowego. Poniższy Rysunek 3.2.3.1, na przykładzie zarysu kształtu

merydionalnego wirnika Kaplana (w Rozdziale IV.5.3 jest pokazany analogiczny rysunek dla wirnika turbiny Francisa) pokazuje rozkład charakterystyk I oraz II rodziny. Prędkość merydionalna oraz prędkość obwodowa w trakcie obliczeń są obliczane, odpowiednio, z RZM oraz RZE.

Istnienie charakterystyk wymusza sposób stawiania warunków brzegowych. Z Rysunku 3.2.3.1 widać, iż część punktów obszaru obliczeniowego znajduje się w zasięgu obszaru II rodziny charakterystyk, które rozpoczynają się od wlotu wirnika, gdzie stawiane są warunki wlotowe. Obszar ten (oznaczony jako I) rozciąga się od wlotu do linii ortogonalnej do funkcji prądu, zaczynającej się w punkcie przecięcia wlotu z obudową – punkt A. Możliwe staje się wówczas obliczenie parametrów przepływowych w tym obszarze. Za tym obszarem wlotowym znajduje się obszar (oznaczony jako II), dla którego nie jest możliwe rozwiązanie parametrów przepływowych przy pomocy wielkości zadanych na wlocie. To wymusza konieczność postawienia na jednej z powierzchni ograniczających łopatki (piaście lub obudowie) funkcji, pozwalającej na rozpoczęcie obliczeń wzdłuż charakterystyk ortogonalnych. Do jednoznacznego określenia trójkątów prędkości, przy znanej prędkości unoszenia oraz prędkości merydionalnej (dla cieczy nieściśliwej), potrzebna jest znajomość jeszcze jednego spośród innych parametrów: prędkości obwodowej $U_{x^{(2)}}$ albo ciśnienia p , albo kąta łopatkowego β . Zdefiniowany obszar II wewnątrz generalnie może rozciągać się do samego wylotu łopatki kierownicy lub wirnika. Jednakże, w przypadku łopatki wirnika (i tylko w tym przypadku), z powodu założenia braku krętu na wylocie, który według Równania Podstawowego Maszyn Wirnikowych (zwanym często Równaniem Podstawowym Eulera) jest najważniejszym założeniem z punktu widzenia sprawności, wynika zerowa prędkość obwodowa na krawędzi wylotowej $U_{x^{(2)}}_{out} = 0$. Taki warunek powoduje, że ciśnienie na krawędzi wylotowej (tylko łopatki wirnikowej) jest możliwe do bezpośredniego wyznaczenia z równania zachowania energii. Dzięki temu powstaje trzeci obszar łopatki (oznaczony jako III i nie dotyczy przypadku łopatki kierowniczej), objęty charakterystykami rozpoczynającymi się od wylotu i biegnącymi do wnętrza obszaru łopatki. Granicą obszaru jest linia, która startuje z punktu przecięcia linii wylotu z linią obudowy – punkt B (Rys.3.2.3.1).

Przy rozwiązywaniu zadania odwrotnego nie zawsze udaje się uzyskać rozwiązania w całym obszarze przepływowym, ponieważ skutek stawiania nieodpowiednich warunków brzegowych nie jest możliwe zrealizowanie żadanego przepływu z założonymi liniami prądu (będzie to dyskutowane w dalszej części Autoreferatu).

W podejściu w sensie zadania odwrotnego, konieczne jest użycie równania toru elementu płynu, które służy do wyznaczenia kształtu szkieletowej łopatki, na podstawie wyznaczonego pola prędkości. Dla dowolnej współrzędnej (tutaj: $x^{(1)}$, $x^{(2)}$, $x^{(3)}$) ma postać:

$$\frac{dx^{(i)}}{dt} = U^i \quad (3.2.3.11)$$

gdzie poszczególne prędkości przedstawiono i opisano w (3.2.1.1), t – czas [s].

W równaniach modelu prędkości używane są w układzie bezwzględny, dlatego też prędkość obwodowa jest określana przy pomocy bezwzględnego przyrostu współrzędnej kątowej (indeks B). Mając to na uwadze, słuszna będzie równość:

$$\frac{dx_B^{(2)}}{U^2} = \frac{dx^{(3)}}{U^3} \quad (3.2.3.12)$$

Łatwo jest dalej uzyskać następujące wyrażenie na prędkość obwodową:

$$U_{x^{(2)}} = \frac{U_{x^{(3)}} f}{\sqrt{1 + \left(\frac{\partial f}{\partial x^{(3)}}\right)^2}} \frac{dx_B^{(2)}}{dx^{(3)}} \quad (3.2.3.13)$$

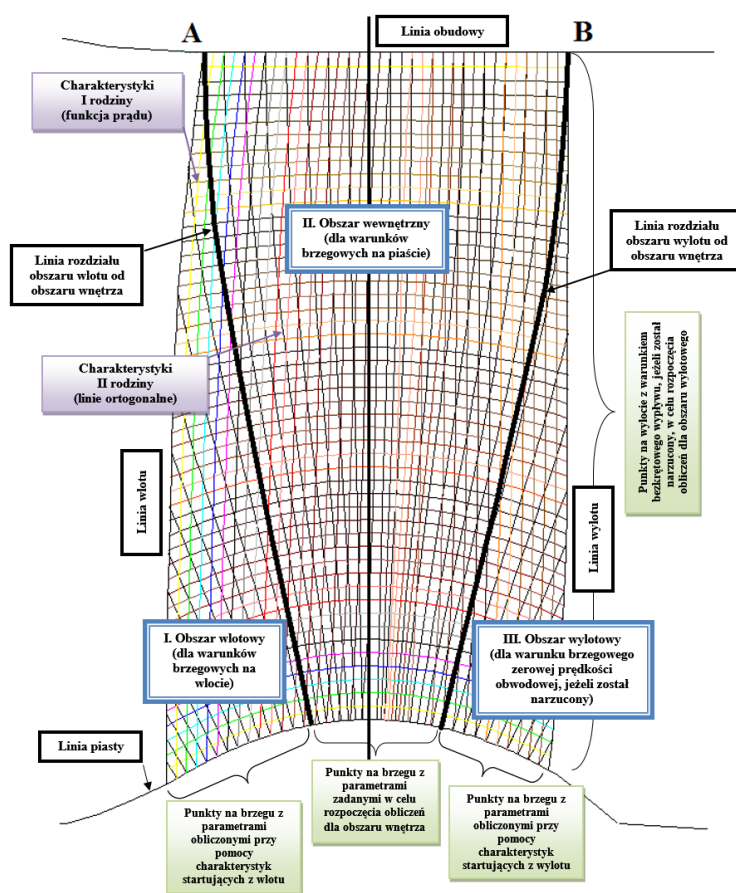
Jednakże łopatka wirnikowa jest zbiorem względnych torów elementu płynu, wygodniej jest więc zapisać równania prędkości obwodowej przy pomocy współrzędnej względnej (indeks W), jak następuje:

$$\frac{dx_W^{(2)}}{U^2 - \omega} = \frac{dx^{(3)}}{U^3} \quad (3.2.3.14)$$

gdzie ω jest prędkością kątową wirnika. Na tej podstawie, ostatecznie będzie:

$$U_{x^{(2)}} = U_w + \frac{U_{x^{(3)}} f}{\sqrt{1 + \left(\frac{\partial f}{\partial x^{(3)}}\right)^2}} \frac{dx_W^{(2)}}{dx^{(3)}} \quad (3.2.3.15)$$

W pochodnej stojącej na końcu wyrażenia (względnej współrzędnej kątowej $x^{(2)}$ po współrzędnej osiowej $x^{(3)}$) zawarta jest informacja o kształcie projektowanej łopatki po rozwiązaniu zadania projektowego. W trakcie wyznaczania toru elementu płynu jest ona przybliżana różnicami skończonymi między punktami siatki (podobnie przybliżane są prędkości pomiędzy węzłami). W konsekwencji staje się możliwe wyznaczenie finalnej szkieletowej geometrii łopatki kierownicy lub/i wirnika.



Rys.3.2.3.1.

Widok charakterystyk I oraz II rodziny i sposób stawiania warunków brzegowych w płaszczyźnie merydionalnej, w używanym modelu obliczeniowym w sensie zadania odwrotnego (na przykładzie łopatki wirnikowej turbiny Kaplana).

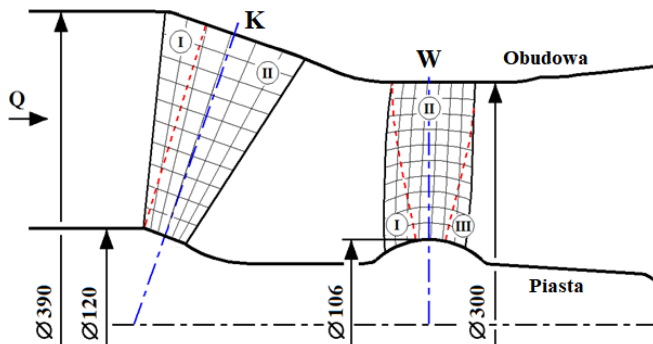
4. Omówienie wybranych prac nad modelową niskospadową turbiną Kaplana o bardzo wysokim wyróżniku szybkoobrotowości 260

4.1. Wstęp

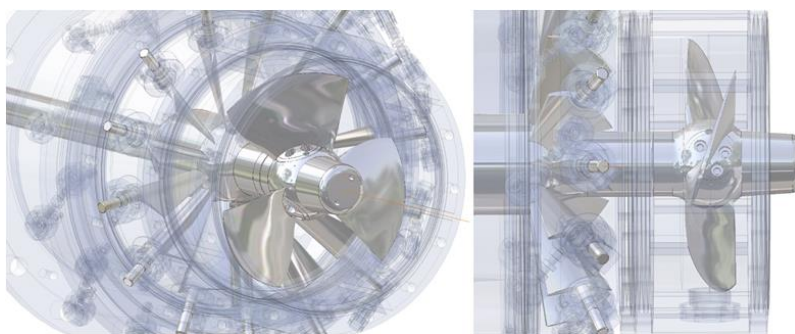
Układ przepływowy turbiny Kaplana powstał w ramach prac (składających się z 19 etapów), którymi kierowałem, finansowanych przez Narodowe Centrum Nauki o numerze wniosku 6694/B/T02/2011/40 pt. „Rozwój metody projektowania układu przepływowego niskospadowych osiowych turbin wodnych”, wykonanych w latach 2011-2015 [K1]. Projekt od samego początku był pomyślany, aby rezultaty finalnie były możliwe do zastosowania na ultra niskie wysokości spadów, tzn. począwszy od 1.5 m do 3 m piętrzenia wody. Wartość wysokości spadu $H = 1.5$ m była podstawą obliczeń projektowych przedmiotowej maszyny oraz badań eksperymentalnych. Na bazie tego projektu

powstały publikacje [B1] oraz [B8], włączone do cyklu publikacji niniejszego wniosku (innymi efektami były wystąpienia konferencyjne, m.in. [F3,I19,I28,I32]).

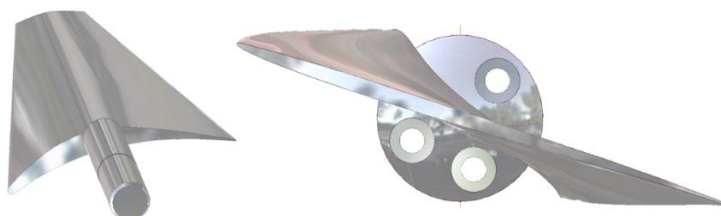
Turbina posiada kształt rurowy o napływie poziomym, dzięki czemu zapewnia najlepsze warunki napływu, przepływu i wypływu wody z układu łopatkowego. Taka konfiguracja umożliwia na wstępie osiągnięcie wysokiej przepływności wody. Jednakże do tego musi być dostosowany odpowiedni układ łopatkowy o określonej geometrii, która poza umożliwieniem realizacji dużego natężenia przepływu będzie realizować przepływ z wysoką sprawnością, a więc innymi słowy zapewni połączenie wysokiej sprawności z wysoką bieżnością maszyny. Średnica wirnika turbiny modelowej została przyjęta jako 300 mm i spełnia międzynarodowe wymogi dotyczące badań modelowych turbin wodnych Kaplana (jest to minimalna wymagana średnica dla tych turbin). Stąd, pozostałe wymiary są w dużej mierze konsekwencją przyjętej średnicy wirnika. Główne wymiary wraz ze schematycznym rzutem merydionalnym kierownicy (K) i wirnika (W) pokazano na Rysunku 4.1.1. Układ łopatkowy oraz osiowosymetryczna rura ssąca są usytuowane skośnie za kolanem hamburskim o kącie 45° do poziomu (bądź pionu). Składa się z 4-ech łopatek stacjonarnych prostoosiowych, utrzymujących piastę kierownicy oraz układ wirujący względem obudowy, 14 łopatek kierowniczych regulowanych oraz 3 łopatek wirnika – Rys.4.1.2 oraz Rys.4.1.3. Łopatki kierownicze stacjonarne oraz łopatki wirnika zostały przeze mnie zaprojektowane jednoosobowo. Natomiast łopatki kierownicy regulowanej były rezultatem wspólnej pracy wraz ze śp. prof. dr hab. inż. Romualdem Puzyrewskim z Politechniki Gdańskiej. W ramach prac powstały własne kody obliczeniowe napisane w środowisku Borland Builder C++TM wspomagane rezultatami uzyskanymi przy użyciu środowiska Wolfram/MathematicaTM (do wyznaczania funkcji promienia prądu $f(x^{(1)}, x^{(3)})$). Dobrałem także kąt rozwarcia osiowosymetrycznej rury ssącej. Rura ssąca w przypadku turbin niskospadowych odgrywa ogromną rolę z punktu widzenia strat generowanych w przepływie, stąd jej kształt ma niebagatelne znaczenie dla sprawności i ogólnego działania takiej maszyny.



Rys.4.1.1.
Schematyczny widok merydionalny układu łopatkowego niskospadowej wysokobieżnej modelowej turbiny Kaplana.



Rys.4.1.2.
Widok bryłowy układu łopatkowego niskospadowej wysokobieżnej modelowej turbiny Kaplana.



Rys.4.1.3.
Widok bryłowy łopatki kierowniczej i wirnikowej niskospadowej wysokobieżnej modelowej turbiny Kaplana.

4.2. Projekt układu łopatkowego

Kształty łopatek kierownicy i wirnika zostały zaprojektowane przy pomocy modelu projektowego opisanego w Rozdziale IV.3.2.

4.2.1. Projekt łopatki kierowniczej

Z własnego doświadczenia wynika, że największym ogranicznikiem przepływu w maszynie osiowej jest wieniec kierownicy regulowanej, stąd szczególnej uwadze poświęcono w ramach prac grantowych uzyskaniu takiego kształtu, który będzie bardzo cienki. Środek grubości został przeniesiony w pobliże osi obrotu, co jest zabiegiem niestandardowym w przypadku łopatek kierowniczych turbin wodnych. Posłużyła do tego specjalnie opracowana formuła sterująca grubością i rozkładem obłożenia materiału łopatek. Stopień blokady przekroju, w wyniku istnienia materiału łopatki (zarówno kierowniczej i wirnikowej) w używanym modelu projektowym jest zawarty, jak wspomniałem, w równaniu zachowania masy – $\vartheta(x^{(1)}, x^{(3)})$. Zatem, do rozwiązania zadania odwrotnego konieczne było wprowadzenie współczynnika blokady przekroju i który ma bezpośredni wpływ na wartość prędkości merydionalnej ($U_{x^{(3)}}$). Niezerowa grubość ma działanie prostujące łopatkę, gdyż zwiększa prędkość merydionalną, jednakże z drugiej strony zmniejsza ilość energii całkowitej na linii prądu, w wyniku czego pogarsza się możliwość uzyskania rozwiązania wewnątrz kanału łopatkowego w danym punkcie obliczeniowym. Opracowane zostało równanie określające grubość ϑ w następującej formie:

$$\vartheta(x^{(1)}, x^{(3)}) = t_1 \overline{x^{(3)}}^{t_2} (1 - \overline{x^{(3)}})^{t_3} (1 + t_4 x^{(1)}) \quad (4.2.1.1)$$

gdzie $\overline{x^{(3)}}$ jest względną współrzędną osiową $<0;1>$, zdefiniowaną jak następuje:

$$\overline{x^{(3)}}(x^{(1)}) = \frac{x^{(3)} - x_{wl}^{(3)}(x^{(1)})}{x_{wyl}^{(3)}(x^{(1)}) - x_{wl}^{(3)}(x^{(1)})} \quad (4.2.1.2)$$

i gdzie t_1, t_2, t_3, t_4 są empirycznymi współczynnikami, $x_{wl}^{(3)}(x^{(1)})$, $x_{wyl}^{(3)}(x^{(1)})$ są odpowiednio wlotowymi i wylotowymi współrzędnymi osiowymi na danej linii prądu.

Jeżeli doda się ograniczenie, że maksymalna grubość ϑ_{max} jest ułożona przy wartości względnej współrzędnej osiowej oznaczonej jako $\overline{x_{\vartheta_{max}}^{(3)}}$, to wówczas dwa z ww. współczynników mogą zostać obliczone w następujący sposób:

$$t_3 = t_2 \left(\frac{1}{\overline{x_{\vartheta_{max}}^{(3)}}} - 1 \right) \quad (4.2.1.3)$$

$$t_1 = \vartheta_{max} \left(\frac{t_2}{t_2 + t_3} \right)^{-t_2} \left(\frac{t_3}{t_2 + t_3} \right)^{-t_3} \quad (4.2.1.4)$$

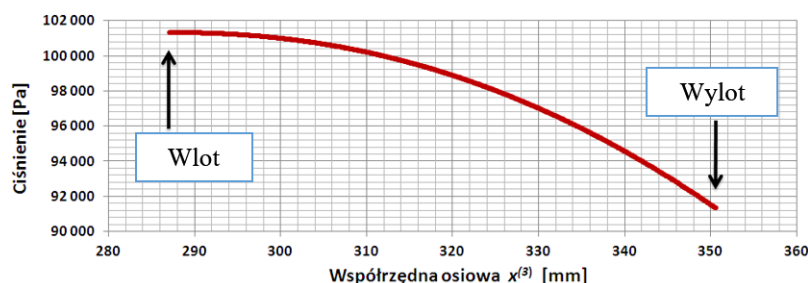
Stosownie do tych dwóch warunków, dwa parametry wciąż pozostają niezależne, a więc t_2, t_4 . Parametr t_2 odpowiada za rozkład grubości profilu łopatki. W razie potrzeby, maksimum grubości może być łatwo przesuwane wzdłuż kierunku linii prądu ku krawędzi spływu, zapewniając zmianę masowego natężenia, tak aby np. w konsekwencji zwiększać wyróżnik szybkobieżności. Parametr t_4 jest liniowo związany ze współrzędną $x^{(1)}$, zatem kontroluje zmianę grubości profilu wzdłuż wysokości (rozpiętości) łopatki. W prezentowanym przypadku ww. wielkości $t_2, t_4, \overline{x_{\tau_{max}}^{(3)}}$ oraz ϑ_{max} , odpowiednio przyjęły następujące wartości: 4, -0.2, 0.6 oraz 0.1. Wprowadzony rozkład pozwolił na otrzymanie rzeczywistych grubości od wartości ~2 mm na dole do wartości ~8.5 mm na górze łopatki.

Co ważne, w procesie projektowym udało się uzyskać taką geometrię, która pozwala na całkowite odcięcie przepływu wody, co nie jest oczywiste w przypadku użycia podejścia odwrotnego do projektowania, gdyż kształt powierzchni szkieletowej i dalej końcowy kształt po obłożeniu grubością, powstaje w wyniku rozwiązania równania toru elementu płynu, a nie odgórnego zadania kształtu łopatki, który spełniałby warunek zamknięcia przepływu. Na pewno pomocne w projektowaniu, w przypadku

łopatek kierownicy turbiny rurowej jest fakt, że napływ wody jest prostoosiowy, czyli bez krętu wstępnego, a więc z zerowym rozkładem prędkości obwodowej na wlocie do kanału. Taki sposób napływu zastosowano w tym przypadku, co oznacza napływ bezuderzeniowy na łopatkę. Potrzeba otrzymania takiego napływu wywołała znaczące odgięcie kształtu w procesie projektowym od kierunku prostoosiowego do kierunku obwodowego, aby zapewniony został duży kręt przed „wejściem” wody na wirnik. Tym steruje w procedurze projektowej rozkład warunku brzegowego na jednym z ograniczeń kanału, tzn. piaście lub obudowie. W tym przypadku była to obudowa, ponieważ charakterystyki ortogonalne do linii funkcji prądu obejmują cały wewnętrzny obszar kanału merydionalnego i można wówczas rozwiązać pole ciśnień oraz prędkości (vide Rozdział IV.3.2). Oczywiście, część charakterystyk jest zapoczątkowywana na wlocie do kanału. Linia rozdzielająca część wlotową od pozostałej części wewnętrznej jest schematycznie przedstawiona czerwoną linią przerywaną dla kierownicy (także i wirnika) na Rysunku 4.1.1. Finalnie, **zaproponowana łopátka kierownicza odznacza się dużą krzywizną, co jest bardzo nietypowe dla łopatek kierowniczych turbin Kaplana**. Zakrzywienie zostało zrealizowane poprzez zadanie dużego spadku ciśnienia wzdłuż obudowy łopátki (od linii wlotu do linii wylotu) – Rys.4.2.1– wg poniżej przedstawionego wzoru.

$$p = p_{\text{wlot}} - \Delta p (\bar{x}^{(3)})^n \quad (4.2.1.5)$$

gdzie: $p_{\text{wlot}} = 100\,000$ Pa – ciśnienie w punkcie wyznaczonym z przecięcia linii wlotu i linii obudowy, $\Delta p = 10\,000$ Pa – spadek ciśnienia wzdłuż linii obudowy, $\bar{x}^{(3)}$ – względna współrzędna osiowa $\langle 0;1 \rangle$, $n = 2.145$ – wykładnik potęgowy odpowiadający za zakrzywienie funkcji.



Rys.4.2.1.
Rozkład ciśnienia na brzegu obszaru obliczeniowego (obudowy) kierownicy w zależności od współrzędnej osiowej $\bar{x}^{(3)}$.

Liczba łopatek wynikała ze wstępnych obliczeń CFD wieńca kierowniczego, w których szacowałem straty, jakie generuje wieńiec kierowniczy o różnej liczbie łopatek. Okazało się, że najlepsze rezultaty otrzymuje się dla liczb 13 i 14 (optimum wyznaczono pomiędzy liczbami). Finalnie przyjąłem do dalszych prac liczbę 14.

W ramach prac nad kształtem kierownic analizowany był również kształt drugiej innej łopátki o bardziej zbliżonym kształcie do typowo spotykanych kierownic w turbinach wodnych z obłożeniem materiału ogólnie znanego profilu Göttingen 428. W ramach podobnej procedury w sensie zadania odwrotnego opracowana została taka łopátka, którą można nazwać klasyczną, a początki prac opisano w publikacji wziętej do cyklu, mianowicie **[B1]**. Finalnie jednak, do fizycznego wykonania w metalu oraz badań eksperymentalnych wybrałem wyżej opisaną łopatkę o pierwszym kształcie, który z całą pewnością można nazwać nieklasycznym. Było to tylko i wyłącznie podyktowane przesłankami naukowymi, aby odkrywać nowe układy łopatkowe dedykowane do turbin wodnych Kaplana, w szczególności do zastosowań niskospadowych i zarazem bardzo wysokobieżnych. Przyjęcie takiego kształtu do dalszych prac laboratoryjnych było dużym ryzykiem, który musiałem podjąć wraz z upływającym czasem działania grantu NCN, a wiązało się to z dużą odpowiedzialnością za przyszłe rezultaty, czy będzie dobrze pracować z punktu widzenia sprawności i co by było, gdyby łopátka o kształcie bardziej klasycznym została zastosowana. W kwestii sprawności na to pytanie odpowiedziały badania eksperymentalne, których wyniki – nie uprzedzając jeszcze rezultatów – zostały przedstawione poniżej. Natomiast na drugą kwestię odpowiedź także została znaleziona z wykorzystaniem metody CFD, a rezultaty zostały przedstawione dalej przy projekcie turbiny Kaplana o wyróżniku 236 (vide Rozdział IV.7). Tamta praca była wykonywana w ramach finansowania przez Narodowe Centrum

Badań i Rozwoju, przy współudziale partnera przemysłowego, który wymagał wysokosprawnego układu łopatkowego dla turbiny niskospadowej Kaplana. Wówczas zdecydowałem się powrócić do koncepcji przebadania numerycznego dwóch kształtów łopatek kierowniczych o kształcie klasycznym i nieklasycznym (choć tam zostały kompletnie przeprojektowane na inny spad), współpracujących z resztą elementów turbiny. W ramach CFD wykonano prace porównawcze, które dały odpowiedź, jaka łopatka z punktu widzenia osiąganych sprawności i szerokości charakterystyk energetycznych jest lepsza. W mojej opinii, rezultaty okazały się z punktu widzenia naukowo-poznawczego bardziej niż interesujące – *vide* Rozdział IV.7.2.1.

4.2.2. Projekt łopatki wirnikowej

W przypadku łopatki wirnika jej rzut merydionalny pokazano na Rys.3.2.3.1. Przedstawia podział obszaru kanału łopatki na część wlotową (I), w której operują charakterystyki ortogonalne do linii funkcji prądu, startujące z wlotu łopatki, następnie część wewnętrzną (II), z charakterystykami startującymi z piasty oraz dodatkowo utworzoną część wylotową (III), którą obejmują charakterystyki startujące z krawędzi wylotowej. Strefa obszaru III powstaje w wyniku warunku zerowego krętu na wylocie z wirnika, czyli zerowej prędkości obwodowej wzdłuż krawędzi spływu ($U_{x(2)} = 0$). A ponieważ prędkość merydionalna $U_{x(3)}$ jest również znana na krawędzi spływu to wówczas staje się możliwe znalezienie także rozkładu ciśnienia wzdłuż krawędzi spływu. Możliwe jest wówczas użycie parametrów na tej krawędzi do wystartowania charakterystyk ortogonalnych do linii funkcji prądu do wnętrza kanału merydionalnego (czyli pod prąd). Aby rozpocząć rozwiązanie równania dla ciśnienia wewnątrz obszaru łopatki (II) wzdłuż charakterystyk ortogonalnych, przyjęto rozkład obciążenia krętem łopatki na linii piasty ($f U_{x(2)}$), korzystając z funkcji zależnej od współrzędnej osiowej $x^{(3)}$ (Rys.4.1.1 – piasta), w następujący sposób:

$$f U_{x(2)} = A + Bx^{(3)} + C(x^{(3)})^2 + D(x^{(3)})^3 + E(x^{(3)})^4 + F(x^{(3)})^5 \quad (4.2.2.1)$$

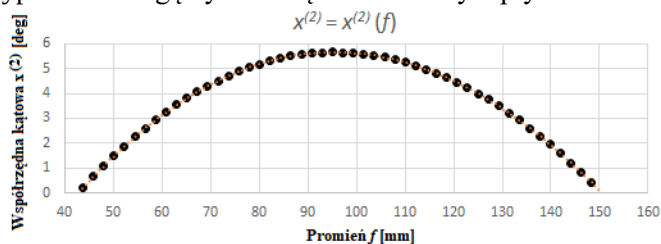
gdzie współczynniki mają wartość: $A = 43495$, $B = -478118$, $C = 2099428$, $D = -4602353$, $E = 5036135$ oraz $F = -2200210$. Prezentowana funkcja pozwala na obliczenie obciążenia łopatki na piście w obszarze II (Rys.3.2.3.1), ale w sąsiadujących obszarach I oraz III pole ciśnienia jest obliczane przy użyciu równania (3.2.3.10) i dlatego jej kształt na brzegach piasty w obszarze II jest ściśle zależny od rozwiązania uzyskanego w regionach I oraz III (warunki brzegowe muszą być „sklejone” z rezultatami sąsiadujących regionów). Na tej podstawie dalej było możliwe znalezienie współczynników funkcji przy użyciu metody najmniejszych kwadratów.

Liczba łopatek wirnika została przyjęta jako 3, co wynika z konieczności zapewniania wysokich przepływów i jest poparte statystycznymi danymi z literatury przedmiotu, np. w [6]. Z kolei, szybkość obrotową wirnika na podstawie oszacowań w projekcie przyjęto jako $n = 810$ obr/min.

Kształt linii wlotu łopatki wirnika w kierunku obwodowym nie był stały (*ang.*: stacking condition). Trendy projektowe obecnie wskazują na odejście od stosowania braku zakrzywienia w tym kierunku. Tak też uczyniono w przypadku przedmiotowej łopatki. Funkcję zmiany pochylenia łopatki wzdłuż wysokości na wlocie została zapisana jako zależność współrzędnej kątowej $x_{wl}^{(2)}$ względem promienia, wyrażonego funkcją promienia prądu $f(x^{(1)}, x_{wl}^{(3)})$ – Rys.4.2.2.1. Funkcję tę przyjęto, jako wielomian 3-go stopnia, w którym współrzędna kątowa najmniejszego i największego promienia jest równa 0° , a dodatkowo w $1/3$ oraz $2/3$ długości krawędzi natarcia jest równa 5° , jak pokazano poniżej.

$$x_{wl}^{(2)} = A + B f_{wl}(x^{(1)}, x_{wl}^{(3)}) + C f_{wl}^2(x^{(1)}, x_{wl}^{(3)}) + D f_{wl}^3(x^{(1)}, x_{wl}^{(3)}) \quad (4.2.2.2)$$

gdzie: $A = -0.23564735$, $B = 7.24726878$, $C = -41.77212782$ oraz $D = 26.71933415$. Takie założenie wymaga pewnego doświadczenia ze strony projektanta, ponieważ nie ma ono żadnej podstawy matematycznej podczas obliczania łopatki metodą zadania odwrotnego. W takim przypadku obliczenia typu CFD mogą być niezbędne do oceny wpływu warunków ułożenia na parametry przepływu.



Rys.4.2.2.1.

Rozkład współrzędnej kątowej w zależności od promienia na krawędzi wlotowej łopatki wirnika wysokobieżnej modelowej turbiny Kaplana.

Kształt funkcji promienia prądu (linii prądu) – $r \equiv f(x^{(1)}, x^{(3)})$ – kierownicy i wirnika pokazuje schematycznie Rys.4.1.1. W przypadku kierownicy, funkcja opisana była przy pomocy linii stożkowo równoległych. W przypadku wirnika, do wyznaczenia kształtu linii prądu użyłem metody Powierzchniowego Rozkładu Wirowości (wykonałem do tego własne oprogramowanie w języku C++), bardziej znanej z angielskiej nazwy Vortex Lattice Method (VLM). Jest to metoda oparta o równanie Biota-Savarta (BS), w której rozkład ciągły wirowości na powierzchni jest zastępowany rozkładem dyskretnym. Zastosowanie warunku Neumana na nieprzenikliwość ścianki umożliwia obliczenie cyrkulacji włókien wirowych. Wyznaczenie pola wirowego jest podstawowym zadaniem prezentowanej metody. Znajomość cyrkulacji wirów pozwala wówczas na określenie pól prędkości i rozkładu linii prądu w kanale przepływowym. Poniższy wzór jest warunkiem Neumanna w formie dyskretnej zapisanym dla jednego punktu kontrolnego C (punktu centralnego na elemencie wirowym, czyli np. na linii piasty podzielonej na elementarne zdyskretyzowane części).

$$V_{\infty} \circ \vec{n}_s + \vec{n}_s \circ \left(\sum_{k=1}^2 \sum_{i=1}^N \sum_{j=1}^M V_{\Gamma_{k,i}} \right) = 0 \quad (4.2.2.3)$$

gdzie: s – numer punktu kontrolnego, k – numer elementu osiowosymetrycznego kanału przepływowego (2 elementy są rozpatrywane w metodzie, tzn. piasta oraz obudowa), i – numer wiru pierścieniowego, j – numer odcinka na wirze pierścieniowym, $V_{\Gamma_{k,i}}$ – prędkość indukowana przez włókno wirowe jednego wiru pierścieniowego w danym punkcie kontrolnym C , V_{∞} – prędkość przepływu niezakłóconego, $\vec{n}_s$ – jednostkowy wektor normalny do ścianki w danym punkcie kontrolnym C , N – liczba wirów pierścieniowych na jednym elemencie (piastie lub obudowie), M – liczba elementów wirowych w jednym wirze pierścieniowym.

Wzór (4.2.2.3) stosuje się dla każdego punktu kontrolnego C , formułując w ten sposób układ równań liniowych i definiując oddziaływanie każdego elementu wirowego na każdy inny element wirowy. Prędkość V_{Γ} jest zależna od wartości cyrkulacji włókien wirowych. Aby ją policzyć należy właśnie skorzystać z prawa Biota-Savarta, określającego prędkość indukowaną przez element wirowy:

$$\vec{V}_{\Gamma} = \frac{\Gamma}{4\pi} \int \frac{d\vec{s} \times \vec{R}}{R^3} = \Gamma \vec{K} \quad (4.2.2.4)$$

gdzie: Γ – cyrkulacja odcinka włókna wirowego, ds – elementarna długość włókna wirowego, R – odległość włókna wirowego od punktu, w którym liczona jest prędkość indukowana, $\vec{K}$ – wektor współczynników wpływu odcinka włókna wirowego na prędkość w danym punkcie kontrolnym C .

Dla pojedynczego wiru pierścieniowego wyznacza się współczynnik wpływu K_{ij} ujmujący wpływ wszystkich odcinków wiru pierścieniowego. Układ równań liniowych w zapisie wektorowym, w którym uwzględniono wpływ wszystkich wirów na wszystkie punkty kontrolne, przybiera wówczas postać:

$$|W_{K*N,K*N}| |\Gamma_{K*N}| = |RHS_{K*N}| \quad (4.2.2.5)$$

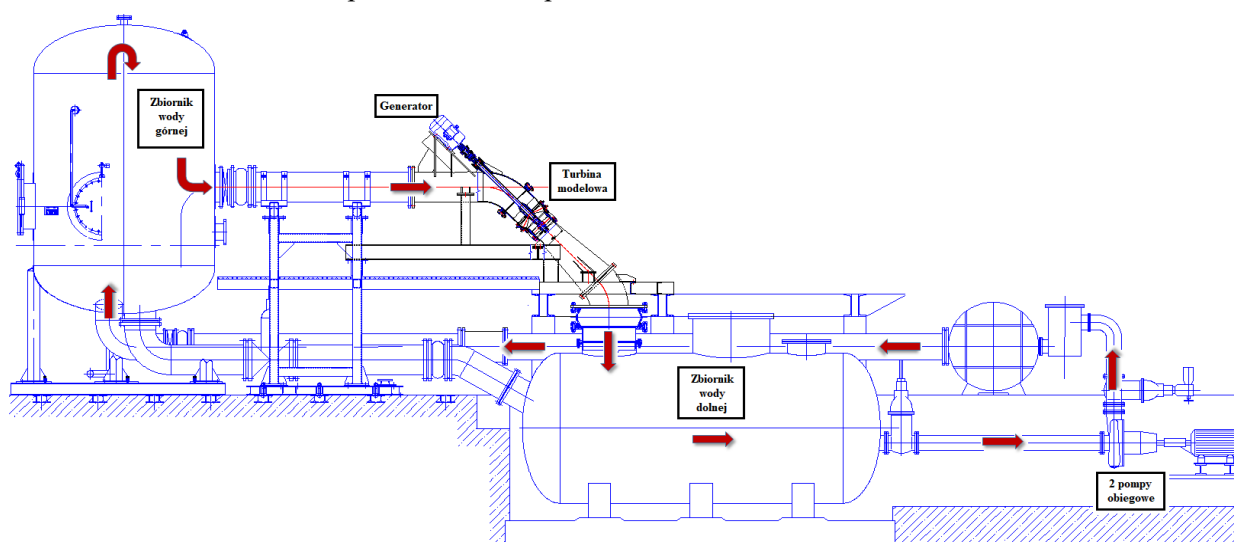
gdzie: K – liczba elementów układu przepływowego (piasta i obudowa), S – liczba punktów kontrolnych na jednym elemencie układu przepływowego, N – liczba wirów pierścieniowych na jednym elemencie równa liczbie punktów kontrolnych C , $|W_{K*N,K*N}|$ – macierz kwadratowa współczynników

wpływu, $|\Gamma_{K*N}|$ – macierz 1-kolumnowa cyrkulacji włókien wirowych, $|RHS_{K*N}|$ – macierz 1-kolumnowa wyrazów wolnych, uwzględniająca wpływ znanej prędkości napływu do kanału.

Niewiadomą w równaniu (4.2.2.5) jest wektor cyrkulacji prędkości $|\Gamma_{K*N}|$, który obliczany jest przy użyciu metody eliminacji Gaussa. Równanie BS jest równaniem czysto kinematycznym i nie zawiera elementów uwzględniających dynamikę przepływu, ale znakomicie nadaje się do wyznaczania linii prądu, gdyż z definicji „widzi” oddziaływanie ograniczeń kanału i przeszkód w przepływie, takich jak zakrzywienia. Na podstawie wyznaczonego kształtu linii prądu do znalezienia matematycznego opisu, czyli funkcji w postaci $f(x^{(1)}, x^{(3)})$ posłużyłem się wielomianem drugiego stopnia. Wyznaczanie funkcji szczegółowo opisałem w publikacji, dołączonej do cyklu habilitacyjnego [B1], a ponieważ jest dość złożona to nie będzie tutaj przytaczana. Warto tylko dodać, że współrzędna $x^{(1)}$, która jest stała wzdłuż danej linii prądu (jest to współrzędna bezwymiarowa) w obydwu przypadkach została założona w przedziale $<0;1>$, gdzie ‘0’ oznacza linię piasty, natomiast ‘1’ linię obudowy (nie musi to stanowić reguły), a wielkości pośrednie z przedziału dotyczą linii prądu w kanale łopatkowym pomiędzy piastą i obudową.

4.3. Badania eksperymentalne podstawowe na stanowisku do badań turbin wodnych

Po wykonaniu dokumentacji technicznej przekazałam turbinę do wykonania. Badania podstawowe energetyczne (w warunkach bez wywołanej kawitacji) przeprowadziłem na stanowisku eksperymentalnym w IMP PAN. Schematyczny obieg wody i zabudowę turbiny modelowej przedstawiony jest na Rysunku 4.3.1, natomiast na Rysunku 4.3.2 pokazałem rzeczywiste zdjęcie turbiny modelowej na stanowisku eksperymentalnym oraz widoki wieńców kierowniczego i wirnikowego przed ich montażem. Badania laboratoryjne przeprowadzone zostały zgodnie z obowiązującą normą dotyczącą badań turbin wodnych modelowych [7]. Wykonane zostały przy referencyjnym spadzie netto $H_n = 1.5$ m, dla 8-iu ustawień łopatek kierownicy w przedziale od 45° do 80° oraz dla 9-iu ustawień łopatek wirnika w przedziale od 9° do 26° .



Rys.4.3.1. Schemat stanowiska do badań turbin wodnych IMP PAN i obiegu wody wraz z zamontowaną niskospadową wysokobieżną modelową turbiną typu Kaplana.



Rys.4.3.2. Zdjęcie lewe: niskospadowa wysokobieżna modelowa turbina Kaplana zainstalowana na stanowisku eksperymentalnym IMP PAN; zdjęcie prawe górne – wieniec kierowniczy; zdjęcie prawe dolne – wieniec wirnikowy.

W rezultacie badań modelowych określona została charakterystyka uniwersalna (tzw. muszlowa) – Rys.4.3.3, czyli zależność sprawności turbiny η od podwójnie zredukowanej szybkości obrotowej n_I^I i podwójnie zredukowanego natężenia przepływu Q_I^I . Charakterystyka stanowi podstawę doboru tej turbiny na obiekty terenowe. Turbina w punkcie maksymalnej sprawności (PMS) odznacza się następującymi parametrami:

- ustawienie katowe łopatek kierownicy: $\alpha = 65^\circ$,
- ustawienie katowe łopatek wirnika: $\beta = 16^\circ$,
- sprawność turbiny: $\eta = 88.3 \%$,
- kinematyczny wyróżnik szybkobieżności: $n_{sQ} = 260$ (dynamiczny: $n_{sN} = 950$),
- podwójnie zredukowana szybkość obrotowa: $n_I^I = 193$ obr/min,
- podwójnie zredukowane objętościowe natężenie przepływu: $Q_I^I = 1.862$ m³/s,
- szybkość obrotowa: $n = 788.4$ obr/min,
- objętościowe natężenie przepływu: $Q = 0.2053$ m³/s.

Uzyskany rezultat wyróżnika szybkobieżności na poziomie 260 wskazuje na bardzo wysoką szybkobieżność maszyny. W połączeniu z relatywnie wysoką sprawnością maszyny uzyskany rezultat dla turbiny przeznaczonej na ultra niskie spadki jest więcej niż zadawalający. Podkreślić należy, że wysoki wyróżnik implikuje obniżanie się sprawności w porównaniu do maszyn podobnych o niższej szybkobieżności. Jednakże, uzyskaną sprawność należy obiektywnie uznać za więcej niż dobrą przy tej skali maszyny. Górny obszar charakterystyki ponad $Q_{I_opt}^I$ jest wypłaszczony, co oznacza, że praca maszyny w tym obszarze charakteryzuje się niską obniżką sprawności. Przy ubytku sprawności o 8% podwójnie zredukowane objętościowe natężenie przepływu Q_I^I osiąga wartości bliskie 2.6 m³/s, co oznacza zwiększenie natężenia przepływu o 50%, a co za tym idzie znaczące zwiększenie produkcji energii. Dobieranie maszyny na ten obszar pracy wiąże się także ze znaczącym zmniejszaniem jej rozmiarów, tendencją do zmniejszania rozmiarów generatora poprzez zmniejszenie ilości par biegunów oraz możliwość zmniejszenia/eliminacji przekładni.

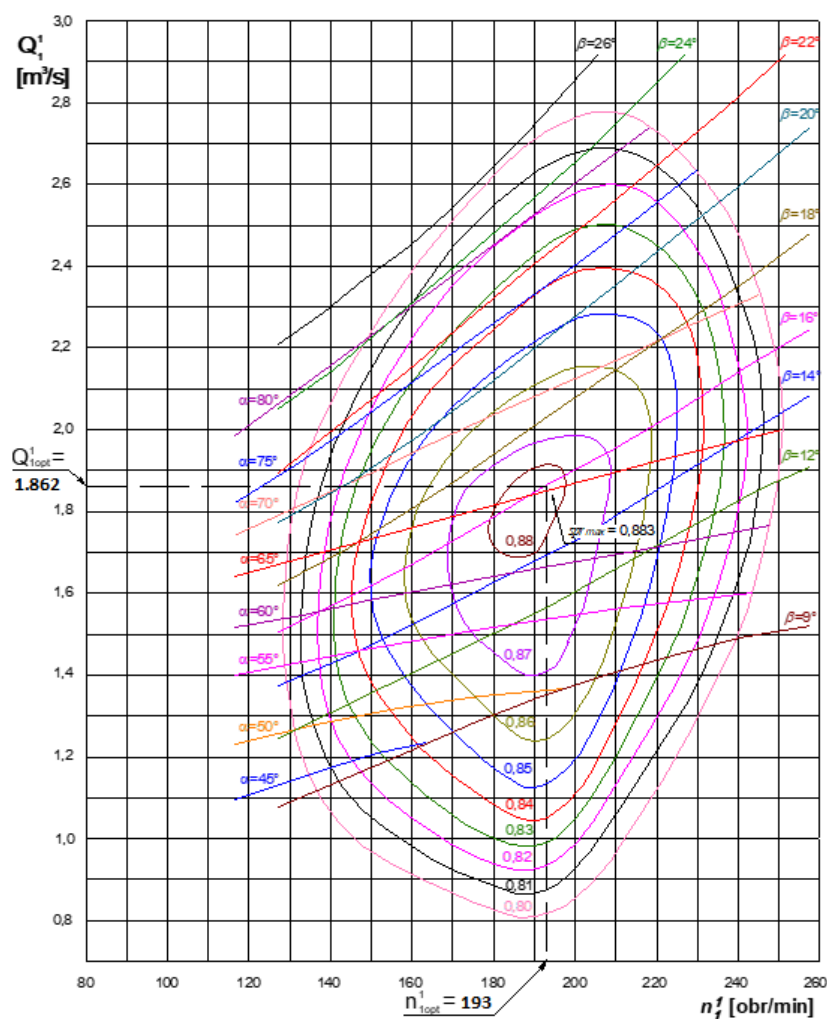
Zwraca uwagę także bardzo duża wartość kąta optymalnego ustawienia kierownicy (65°). Jest to niewątpliwie efektem bardzo dużego zakrzywienia łopatki kierowniczej. Napływ jest w punkcie optymalnym zbliżony do bezuderzeniowego, a więc przepływ stycznie wchodzi na łopatkę, dalej jest w niej skręcany i pod dużym kątem wchodzi na wieniec wirnikowy.

W efekcie prac wyznaczyłem również przyrosty sprawności wynikające ze efektu skali, zależne od średnicy wirnika i wysokości spad. Przykładowo, dla turbiny o średnicy wirnika $D = 1.5$ m, pracującej pod spadem $H = 3$ m, sprawność oszacowano na bliską 91%, co wydaje się wynikiem bardzo dobrym. Dodać należy, że w punkcie optymalnym pracy nie zaobserwowano zjawiska kawitacji. Dalsze podnoszenie wyróżnika szybkobieżności jest już zadaniem o dużym ryzyku ze względu na to zjawisko, które zagraża pracy (żywołności) maszyny ze względu na zjawiska dynamiczne w maszynie.

UWAGA: W roku 2021 kompletna dokumentacja techniczna przedstawionej modelowej turbiny Kaplana została sprzedana producentowi turbin wodnych firmie Wodel sp. z o.o. z Nowej Soli, w ramach prac podwykonawczych w projekcie, którym kierowałem w IMP PAN, nr POIR.01.02.00-00-0251/16 pt. *Opracowanie technologii niskospadowej modułowej elektrowni wodnej o wysokiej efektywności energetycznej i minimalnej ingerencji w środowisko. 2020-2023. [N2]*

W ramach projektu powstał prototyp hydrozespołu z przedmiotową turbiną Kaplana z wirnikiem o średnicy 700 mm, który jest zainstalowany w Małej Elektrowni Wodnej Papiernia w Żaganiu na rzece Czernej (zdjęcie w Załączniku 3 [W1]). Turbina będzie posiadać moc maksymalną około 30 kW i pracować będzie pod spadem około 2.5 m.

W ramach innych prac wykonanych w IMP PAN, układ przepływowy lub łopatkowy był również proponowany do kilku przyszłych propozycji rozwiązań technicznych turbin Kaplana, o czym napisałem w Załączniku 3 – Rozdział III.2.



Rys.4.3.3.
Badania podstawowe
niskospadowej
wysokobieżnej modelowej
turbiny Kaplana o
wyróżniku szybkobieżności
260 – charakterystyka
uniwersalna (muszlowa)
turbiny.

5. Omówienie wybranych prac nad modelowymi niskospadowymi turbinami Francisa o wysokim 82 oraz bardzo wysokim wyróżniku szybkobieżności 94

5.1. Wstęp

Układ przepływowy niskospadowej modelowej turbiny Francisa był celem działań w ramach wspólnych konsorcyjnych prac badawczo-rozwojowych z zakładem wytwarzającym i remontującym turbiny wodne ZRE Gdańsk sp. z o.o. (dziś już nieistniejącym) w granie finansowanym przez Narodowe Centrum Badań i Rozwoju oraz Narodowy Fundusz Ochrony Środowiska i Gospodarki Wodnej, wykonanego w latach 2015÷2016. Byłem kierownikiem wszystkich prac w IMP PAN, jako Konsorcjanta, które składały się z 13-tu etapów. Projekt nosił numer GEKON1/04/214228/27/2015 (POIR 2014-2020) i miał tytuł: „*Opracowanie konstrukcji nowoczesnego hydrozespołu z turbiną typu Francisa przy wykorzystaniu współczesnych, zaawansowanych narzędzi obliczeniowych, badawczych i technologicznych*”. [K2]

Partner przemysłowy projektu miał życzenie, aby dla jednej konstrukcji układu przepływowego zostały zaprojektowane dwa wirniki znacząco różniące się wyróżnikiem szybkobieżności. Wyróżniki turbin miały być wysokie lub nawet bardzo wysokie, aby finalnie uzyskane maszyny (de facto ze względu na różne szybkobieżności powstały właściwie dzięki temu dwie maszyny) mogły być stosowane na najniższych spadach dedykowanych turbinom typu Francisa, czyli od około 8 do nawet 50 m. Innym celem użytkowym także miała być możliwość stosowania w modernizowanych elektrowniach konstrukcji pracujących pod najniższymi możliwymi wysokościami spadu, czyli od około 2 m w górę, w których pracują stare nieadekwatne do aktualnego stanu techniki konstrukcje turbin Francisa, i które nie mogą być zamienione ze względów np. hydrotechnicznych na wysokobieżne turbiny typu Kaplana, semi-Kaplana lub śmigłowe. Obydwa opracowane wirniki w założeniu posiadają jednakowy rzut merydionalny i średnicę charakterystyczną 250 mm, tak aby pasowały zamiennie (wymiana modułu hydrozespołu) do pozostałej konstrukcji układu przepływowego, jednakże kształt łopatek i liczba są zasadniczo różne, a także różne modele obliczeniowe zastosowane do ich projektu.

Maszyna z pierwszym wirnikiem osiągnęła wartość wyróżnika szybkobieżności ~82. Wirnik ten posiada 13 łopatek i był projektowany w ZRE, przy pomocy komercyjnego programu TurboDesign™ firmy ADT. Ponieważ prace te nie były prowadzone w IMP PAN, opis projektowania nie będzie tutaj przytaczany. Natomiast w IMP PAN były robione kompleksowo obliczenia CFD (wykonane osobiście przeze mnie) oraz kompleksowe badania modelowe: podstawowe, kawitacyjne oraz rozbiegowe. Ta część prac została opisana poniżej – Rozdział IV.5.2.

Więcej uwagi chciałbym poświęcić drugiemu wirnikowi – Rozdział IV.5.3. Łopatki wirnika były projektowane przeze mnie samodzielnie za pomocą modelu projektowego w sensie zadania odwrotnego, przedstawionego w Rozdziale IV.3.2 (jest to ten sam model użyty przy projektowaniu łopatki kierowniczej i wirnikowej turbiny Kaplana, pokazanych w Rozdziale IV.4.2). Maszyna z tym wirnikiem osiągnęła, w wyniku przeprowadzonych badań eksperymentalnych, wartość wyróżnika szybkobieżności ~94. Wirnik posiada 11 łopatek. Co istotne, po wykonanym projekcie, wykonane zostały przeze mnie obliczenia optymalizacyjne kształtu łopatek wirnika za pomocą środowiska CFD z wykorzystaniem algorytmów genetycznych. Zatem, do fizycznego wykonania został oddany wirnik z łopatkami o kształcie zoptymalizowanym po procesie projektowym. Poniżej przedstawiłem pokrótce proces projektowania i optymalizacji (Rozdziały IV.5.3.1 i IV.5.3.2). Analogicznie, jak w przypadku pierwszego wirnika, w IMP PAN były także robione kompleksowe obliczenia CFD (również wykonane przeze mnie jednoosobowo) oraz kompleksowe badania modelowe: podstawowe, kawitacyjne oraz rozbiegowe. Wszystko to zostało opisane pokrótce w dalszej części. Dobrana została przeze mnie także liczba łopatek kierowniczych regulowanych do obydwu maszyn (20). Wartość spadu przy pracach projektowych, optymalizacyjnych oraz eksperymentalnych była zawsze jednakowa i wynosiła $H = 12$ m (dotyczy to obydwu maszyn).

W ramach badań eksperymentalnych podstawowych (bez obecności kawitacji) obydwu maszyn zostały wykonane także badania wpływu łożysk i uszczelnienia czołowego, czyli zostały wyznaczone straty mechaniczne w układzie wirującym. Wiązało się to z wprawieniem w ruch układu wirującego bez udziału wody (w powietrzu), czyli generator był wówczas silnikiem napędowym wirnika. Wyznaczanie strat mechanicznych dla niskospadowych wysokowyróżnikowych maszyn Francisa i określenie ich udziału procentowego w momencie całkowitym jest unikalnym osiągnięciem w międzynarodowej skali, ponieważ takie rezultaty nie są dostępne w literaturze, zatem można założyć, że nie są prowadzone lub są utajniane. Jest to o tyle zaskakujące, iż kwestia strat mechanicznych w całkowitej sprawności jest często podnoszona. Dodatkowo, przeprowadzona została w obydwu przypadkach wizualizacja przepływu pod wirnikiem wraz z pomiarem pola prędkości metodą Particle Image Velocimetry (PIV).

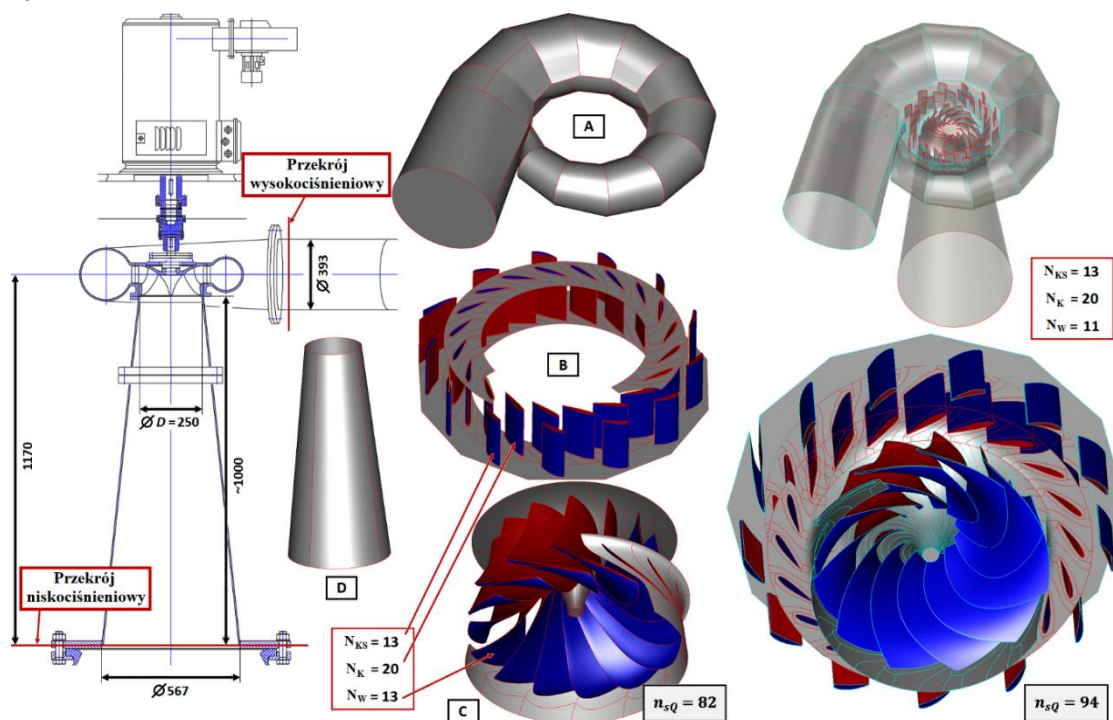
W badaniach kawitacyjnych została zastosowana wieloaspektowa technika pomiarowa do pomiaru stanów kawitacyjnych obydwu maszyn, mianowicie: emisja akustyczna, pomiar pulsacji w rurze ssącej, pomiar drgań obudowy wirnika oraz w rurze ssącej. Także i w tych badaniach, dla obydwu maszyn została zastosowana wizualizacja przepływu w obszarze wylotu wody z wirnika oraz w bezpośrednim sąsiedztwie pod nim.

Metodykę i rezultaty prac pokazałem w publikacjach dołączonych do cyklu. W szczególności, powstały publikacje [B5] (na bazie prac nad maszyną z pierwszym wirnikiem) oraz [B2,B6,B7] (na bazie prac nad maszyną z drugim wirnikiem własnego projektu) oraz wystąpienia konferencyjne [F1,F3,I4,I6,I15,I16,I18,I22]. **Na podstawie przeglądu literaturowego stwierdzić mogę, że przedstawione w tych publikacjach tak kompleksowe ujęcie rezultatów badań eksperymentalnych nie zostało jeszcze odnotowane.**

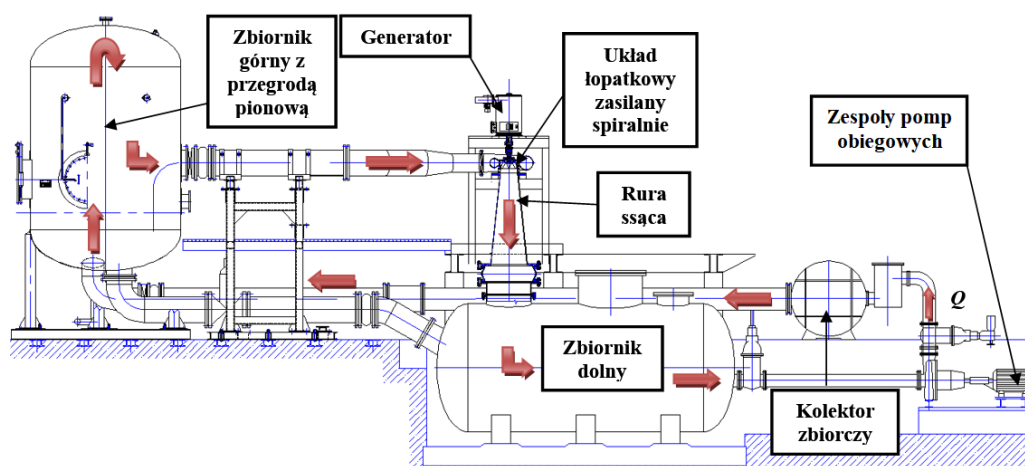
Na Rysunku 5.1.1 przedstawiłem schematycznie poszczególne elementy oraz ich złożenie, stanowiące układ przepływowy modelowej turbiny oraz obydwie zamiennie zastosowane wirniki o liczbie łopatek $N_w = 13$ ($n_{sQ} = 82$) lub $N_w = 11$ ($n_{sQ} = 94$). Na rysunku widać wyraźnie różnice w kształtach łopatek wirnikowych. Krawędź spływu w pierwszej konstrukcji znajduje się w płaszczyźnie przechodzącej przez oś wirnika. W drugim przypadku wirnik (projektowany przeze mnie) jest wyraźnie wybruszony. Jak się okazuje wybruszenie takie jest obecnym trendem w projektowaniu, a jest rezultatem zastosowania podejścia w sensie zadania odwrotnego. Wynika to z rozwiązania równań zachowania i toru elementu płynu (a nie jak w klasycznym podejściu na ustaleniu kształtu łopatki i następującej w dalszej kolejności iteracyjnej analizie), a więc sugeruje to, iż stosowany model odpowiada na postawione warunki brzegowe w sposób dość dokładny mimo swojej relatywnej prostoty w porównaniu do zaawansowanych analitycznych modeli obliczeniowych typu CFD. Co ciekawe, w wyniku prac eksperymentalnych okazało się, iż maszyna z tym wirnikiem jest bardziej odporna kawitacyjnie od maszyny z niższym wyróżnikiem ($n_{sQ} = 82$), mimo wyższego wyróżnika, czyli występujących wyższych prędkości w kanałach łopatkowych i przepływowych.

Konstrukcja turbiny modelowej posiadała poziomy napływ spiralny (szczegół A) na układ łopatkowy. W spirali umieszczonych było $N_{KS} = 13$ (szczegół B) łopatek ustawionych równomiernie obwodowo. Następnie, woda wpływała do wieńca $N_K = 20$ (szczegół B) łopatek kierowniczych regulowanych także ustawionych równomiernie obwodowo. Dalej wpływała do wirnika (szczegół C), gdzie z kierunku promieniowego zmieniała kierunek na osiowy i dalej płynęła do osiowosymetrycznej rury ssącej (szczegół D). Przyjęta średnica charakterystyczna wirnika (250 mm) spełnia międzynarodowe standardy dotyczące badań modelowych turbin wodnych Francisa (jest to wymagana normą minimalna średnica dla tych turbin). Pozostałe wymiary (rury dolotowe i wylotowe) są w dużej mierze konsekwencją przyjętej średnicy wirnika oraz konfiguracji stanowiska eksperymentalnego. Na Rysunku 5.1.2 pokazałem schematyczny sposób zabudowy modelowej turbiny Francisa na stanowisku do badań turbin wodnych IMP PAN w Gdańsku.

Zasadniczo można stwierdzić na podstawie literatury, że wykonano dotąd mało prac dotyczących szybkobieżnych turbin Francisa. Natomiast bardzo dużo prac jest na temat nisko- i średnibieżnych turbin Francisa, przeznaczonych na wysokie i średnie spady. Jeżeli taka maszyna jest zainstalowana na niskim spadzie, to uznać należy, że jej konstrukcja układu łopatkowego nie jest adekwatna do tego spadu, a więc cechuje się niższą sprawnością, niż można by uzyskać poprzez zastosowanie wysokobieżnej maszyny (vide Rys.3.1.1). Prace dotyczące projektowania i analizy wysokobieżnych turbin Francisa (również dotyczy to pompoturbin Francisa), które można spotkać w literaturze są stosunkowo nowe. Wnioskować można, iż projektowanie i analiza wysokobieżnych turbin Francisa jest młodą dyscypliną, dlatego też jest warta zainteresowania w celach rozwojowych, wymagających naukowo-badawczego podejścia. Turbiny wysokobieżne Francisa stają się atrakcyjne, ze względu na fakt, iż coraz niższe piętrzenia wody są zagospodarowywane, które wymagają wyższych bieżności maszyn.



Rys.5.1.1. Schematyczny widok merydionalny układu łopatkowego niskospadowej wysokobieżnej modelowej turbiny Francisa wraz z dwoma zamiennie zastosowanymi wirnikami o kinematycznym wyróżniku szybkobieżności 82 i 94.



Rys.5.1.2. Schemat stanowiska do badań turbin wodnych IMP PAN w Gdańsku i obiegu wody wraz z zamontowaną niskospadową wysokobieżną modelową turbiną Francisa.

5.2. Modelowa niskospadowa turbina Francisa o wysokim wyróżniku szybkobieżności 82

Jak wspomniano, kierowane przeze mnie prace w IMP PAN nad modelową turbiną Francisa o wyróżniku szybkobieżności $n_{SQ} = 82$, zawierały wielowariantowe obliczenia CFD oraz kompleksowe badania laboratoryjne podstawowe, kawitacyjne i rozbiegowe [B5] - Rys 5.2.1. Przedmiotowa turbina jest przeznaczona do pracy w zakresie spadów od około 10 m do około 50 m. W tym przedziale sprawność takiej maszyny powinna przyjmować bardzo wysokie sprawności znacząco przekraczające w pikie 90%, również w wymiarze modelowym, czyli bez uwzględnienia efektu skali. Turbiny Francisa o niższych wyróżnikach szybkobieżności są bardziej sprawne i mogą osiągać ponad 93%, ale ich konstrukcja różni się od wysokobieżnych turbin Francisa i realizują mniejsze przepływy i przy niższych obrotach znamionowych. Dzięki zastosowaniu odpowiedniego kształtu układu przepływowego maszyny (głównie dotyczy to wirnika) jest możliwe zmniejszanie rozmiarów wysokobieżnej turbiny i dzięki temu obniżanie kosztów instalacji. Zachodzi również możliwość eliminacji przekładni, co dodatkowo obniża koszty oraz zmniejsza rozmiary generatora (wyższa szybkość znamionowa). Największym jednak argumentem stosowania szybkobieżnych turbin Francisa jest możliwość zamiany niskobieżnej turbiny Kaplana na wysokobieżną maszynę Francisa.



Rys.5.2.1. Zdjęcie lewe górne: niskospadowa wysokobieżna modelowa turbina Francisa zainstalowana na stanowisku eksperymentalnym IMP PAN; zdjęcie prawe górne – widok turbiny z boku; zdjęcie lewe dolne – wlot do spirali; zdjęcie środkowe dolne – układ przestawczy kierownicy; zdjęcie prawe dolne – widok wirnika turbiny o wyróżniku 82 od strony rury ssącej.

5.2.1. Badania eksperymentalne podstawowe

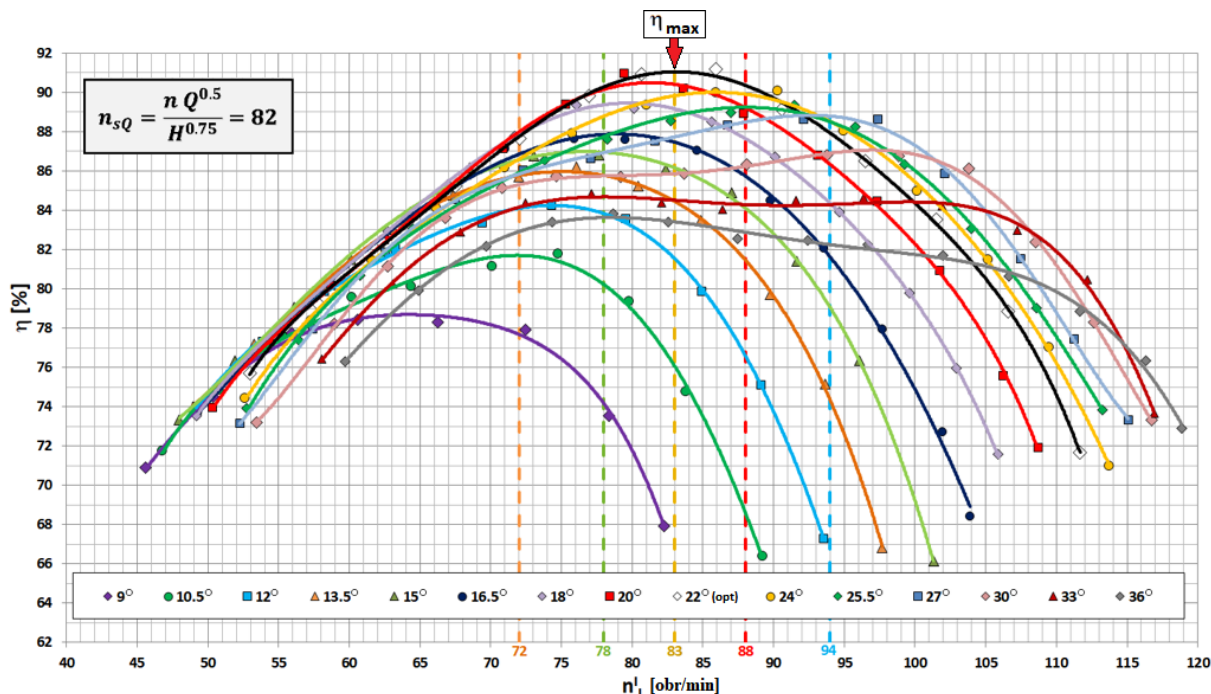
Dzięki badaniom podstawowym możliwe było określenie parametrów energetycznych turbiny w szerokim zakresie otwarć kierownicy oraz szybkości obrotowej oraz wyznaczenie charakterystyki muszlowej i nomogramu doboru turbiny. Badania laboratoryjne [B5] przeprowadzono zgodnie z obowiązującą normą dotyczącą badań turbin wodnych modelowych [7]. Wykonane zostały przy referencyjnym spadzie netto $H_n = 12$ m dla 15-tu ustawień łopatek kierownicy od 9° do 36° , w wyniku czego powstało 15-cie charakterystyk energetycznych turbiny. Całkowity błąd pomiarowy określony został jako nie gorszy niż $\pm 0.61\%$. Parametry punktu maksymalnej sprawności (PMS) osiągnięte przez turbinę Francisa są następujące:

- sprawność turbiny: 91.0%,
- kinematyczny wyróżnik szybkobieżności: $n_{sQ} = 82$ (dynamiczny: $n_{sN} = \sim 300$),
- podwójnie zredukowana szybkość obrotowa: $n_I^I = 83$ obr/min,
- podwójnie zredukowane objętościowe natężenie przepływu: $Q_I^I = 0.9659$ m³/s,
- ustawienie kątowne łopatek kierownicy: 22° ,
- szybkość obrotowa: $n = 1155$ obr/min,
- objętościowe natężenie przepływu: $Q = 0.2091$ m³/s,
- moment: 186 Nm,
- moc (na wale): 22.36 kW.

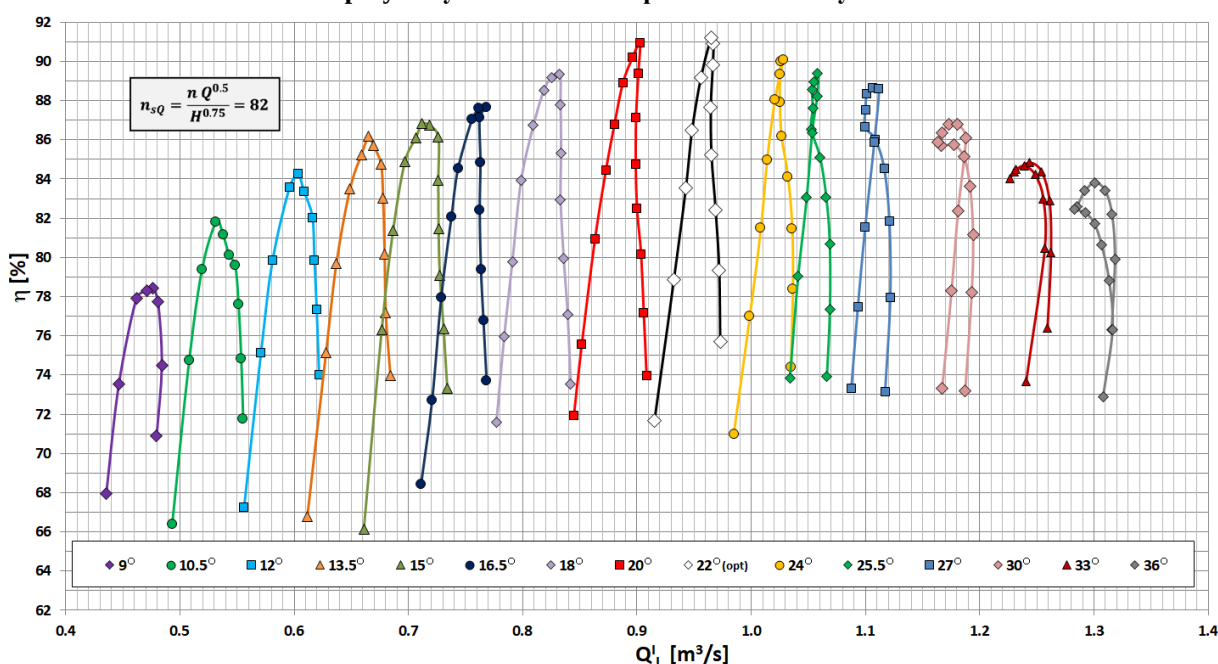
W zakresie otwarć łopatek kierowniczych od 9° do 25.5° krzywe sprawnościowe w zależności od podwójnie zredukowanej szybkości obrotowej n_I^I są w całym przebiegu wypukłe (Rys.5.2.1.1). Jednakże, zmienia się to wraz z dalszym wzrostem otwarcia łopatek kierowniczych. Począwszy od kąta otwarcia 27° , aż do największego użytego kąta otwarcia 36° , w środkowej części przebiegu charakterystyk powstają wklęsłości, czyli tzw. siodła. Największe siodło posiada charakterystyka dla kąta otwarcia kierownicy 30° . W przypadku krzywych sprawnościowych zależnych od podwójnie zredukowanego natężenia przepływu Q_I^I (Rys.5.2.1.2), od kąta otwarcia łopatek kierowniczych 9° do 25.5° , natężenie przepływu maleje wraz ze zwiększającą się szybkością obrotową. Jednakże, od kąta otwarcia 27° (dla kąta 25.5° są już widoczne początki zmian), aż do największego kąta otwarcia 36° , następuje wyraźna zmiana przebiegu krzywych w miejscu siodła, które stają się coraz bardziej wąskie i jednocześnie zaczynają pojawiać się charakterystyczne zawinięcia przy wysokich sprawnościach, które odpowiadają występowaniu siodła na charakterystykach sprawności zależnych od szybkości obrotowej. Rysunek 5.2.1.3 przedstawia schematyczny szczegółowy przebieg zmian krzywych natężenia przepływu przy stałych kątach otwarcia kierownicy. Obszar, odpowiadający wystąpieniu siodła na charakterystykach – Rys.5.2.1.3 (szczegół A), wynika ze wzrostu pojawiających się niestabilności w przepływie, które najprawdopodobniej są wywołane strukturami oderwaniowymi (ujemne gradienty ciśnienia) o cechach silnie stochastycznych, zrywanych z łopatek wirnika. Należy zauważyć, że siodła w prezentowanym przypadku zostały zdiagnozowane dla relatywnie dużych przepływów (duże otwarcia kierownicy). Dlatego musi to być związane ze stosunkowo dużymi prędkościami, które lokalnie generują niepożądane zachowania się przepływu powodując zwiększoną cyrkulację i mają negatywny wpływ na sprawność. Oczywiście pojawia się pytanie, dlaczego charakterystyka wraca do swojego kształtu, gdy szybkość obrotowa wzrasta, a siodło wówczas zanika. Przypuszczalnie wynika to z faktu, że obciążenie łopatki wzrasta (ponieważ także wzrasta natężenie przepływu), a zatem przepływ bardziej jest dociskany do łopatki, tym samym eliminując/zmniejszając strefy separacji. Rysunek 5.2.1.4 zależności natężenia przepływu Q_I^I od szybkości obrotowej n_I^I również uwydatnia istnienie siodła powstających przy wysokich kątach otwarcia kierownicy i prostowanie się charakterystyk na ich końcach.

Generalnie, **zjawisko siodłowania jest znane w turbinach Kaplana, ale bazując na własnym rozpoznaniu literaturowym, wciąż nie jest zbadane w przypadku turbin Francisa o wysokich**

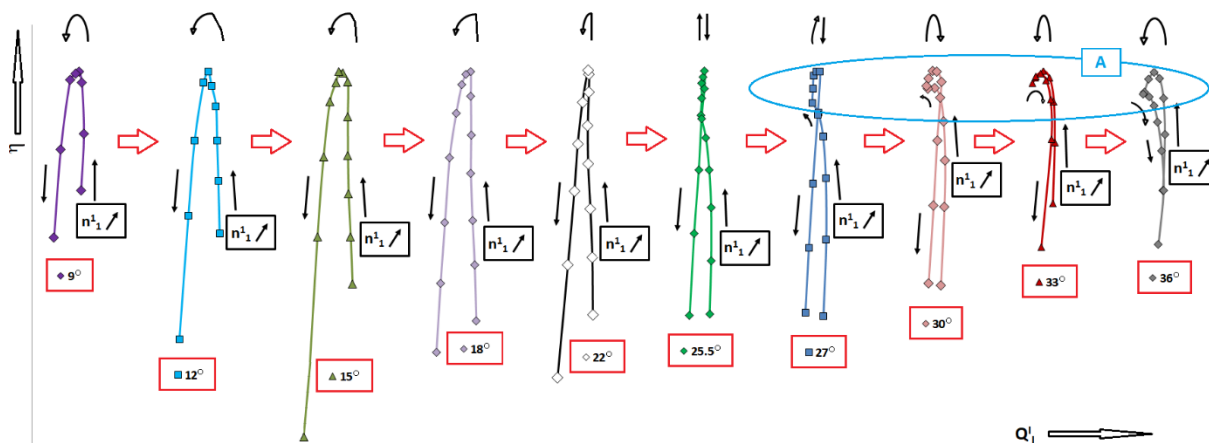
wyróżnikach szybkobieżności, do których należy prezentowana modelowa turbina. Należy podkreślić, że przedmiotowa turbina Francisa, ze względu na swoją wysoką bieżność, również mieści się w obszarze zastosowań turbin Kaplana, choć jest bliska granicy stosowalności – Rys.3.1.1. Stąd można stwierdzić, że **występowanie siodła na charakterystykach nie jest zależne od rodzaju maszyny, ale zależy od natężenia przepływu, jakie jest w nich realizowane** (hierarchicznie, najwyższe przepływy realizują najpierw turbiny Kaplana, następnie turbiny Deriaza, a następnie turbiny Francisa, co można wyraźnie prześledzić na podstawie wzrostu wartości optymalnych podwójnie zredukowanych natężeń przepływu Q_1^1 różnych typów turbin).



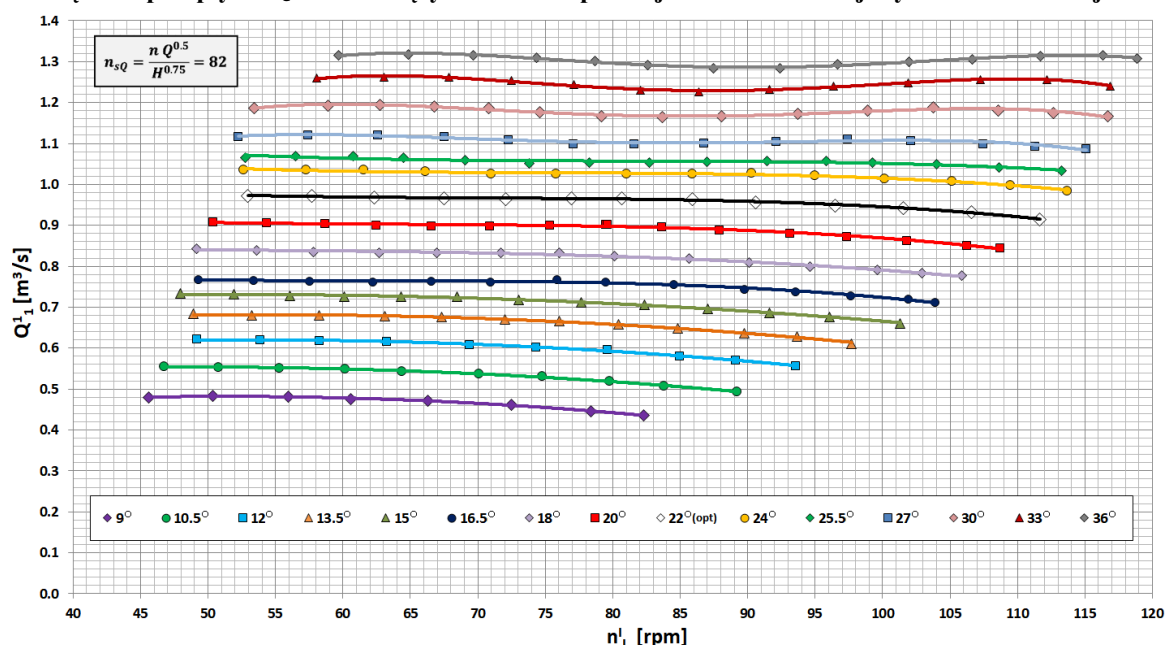
Rys.5.2.1.1. Badania podstawowe niskospadowej wysokobieżnej modelowej turbiny Francisa o wyróżniku 82 – krzywe sprawności η w zależności od podwójnie zredukowanej szybkości obrotowej n_1^1 przy stałych otwarciach łopatek kierowniczych.



Rys.5.2.1.2. Badania podstawowe niskospadowej wysokobieżnej modelowej turbiny Francisa o wyróżniku 82 – krzywe sprawności η w zależności od podwójnie zredukowanego natężenia przepływu Q_1^1 przy stałych otwarciach łopatek kierowniczych.

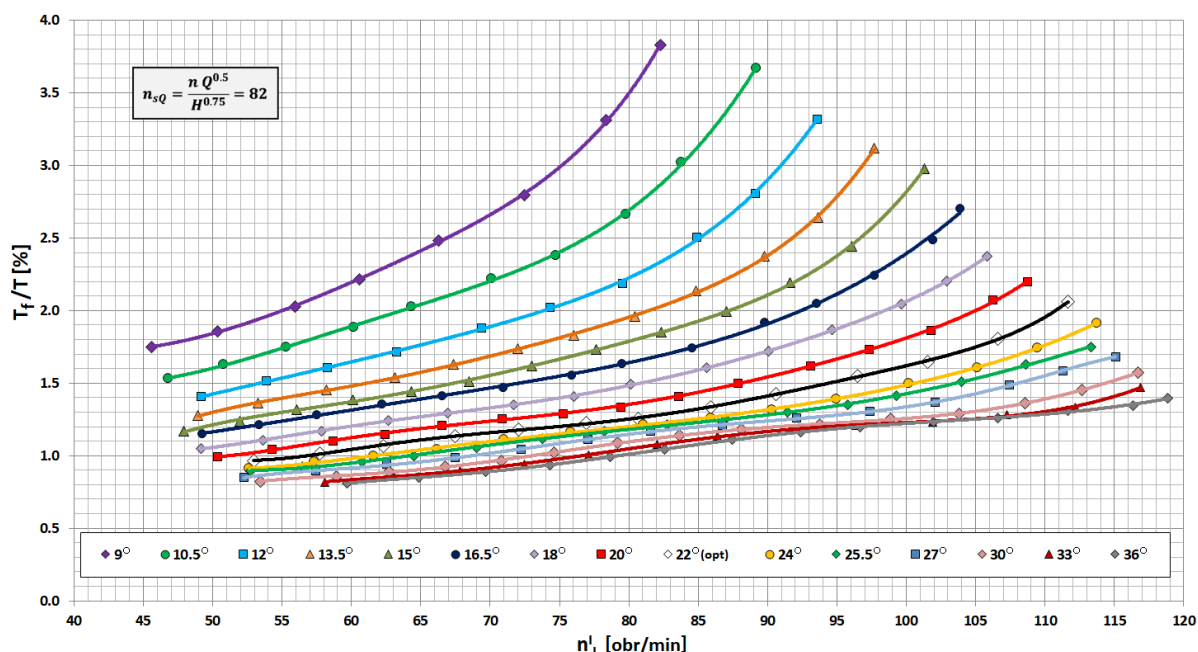


Rys.5.2.1.3. Kierunki przebiegu krzywych sprawności η w zależności od podwójnie zredukowanego natężenia przepływu Q_1^I dla rosnących wartości podwójnie zredukowanej szybkości obrotowej n_1^I .

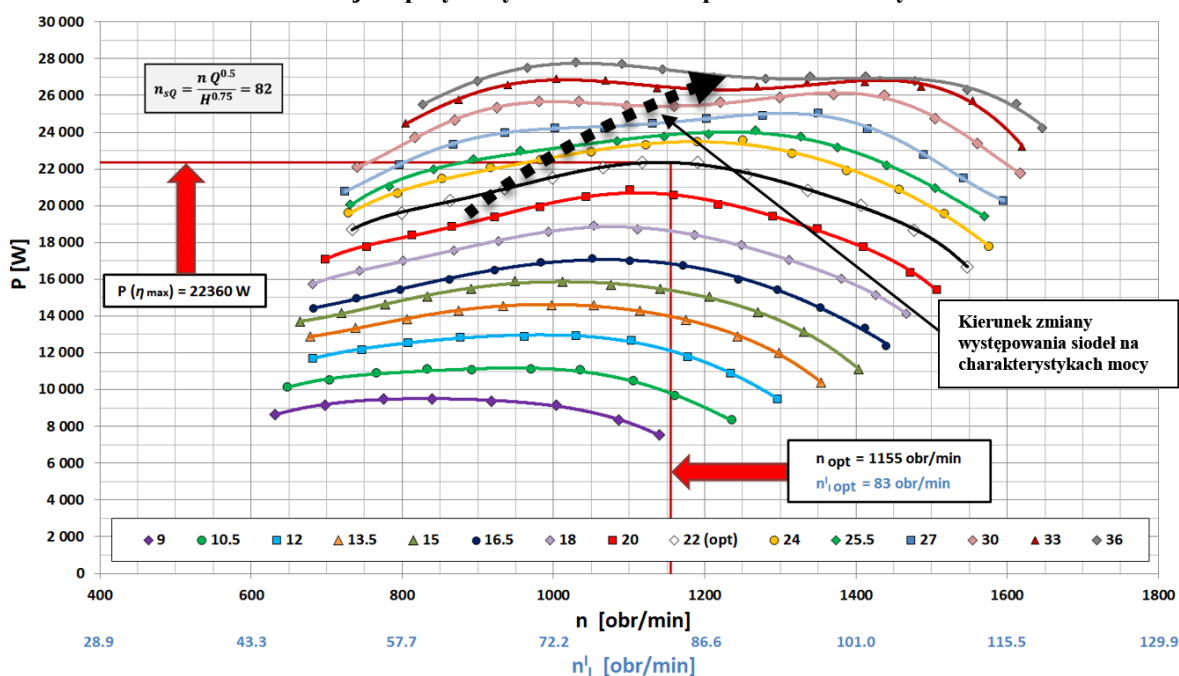


Rys.5.2.1.4. Badania podstawowe niskospadowej wysokobieżnej modelowej turbiny Francis'a o wyróżniku 82 – zależność podwójnie zredukowanego natężenia przepływu Q_1^I od podwójnie zredukowanej szybkości obrotowej n_1^I przy stałych otwarciach łopatek kierowniczych.

Charakterystyki momentu oporowego (względne, tzn. odniesione do momentu całkowitego) – Rys.5.2.1.5 – także wyraźnie ujawniają istnienie odwróconych siodła już od optymalnego otwarcia kierownicy 22° . Siodło odwrócone, czyli w tym przypadku zwiększone udziały momentu oporowego w momencie całkowitym na wale jest tym większe im większe jest otwarcie kierownicy. Ponieważ moment obrotowy poprzez szybkość obrotową jest powiązany z mocą na wale to jasne staje się, że charakterystyki mocy również cechują się siodłowaniem i zaczyna się to dziać dla otwarć zaczynających się od 20° – Rys.5.2.1.6. Interesujące jest to, że siodła zaczynają się daleko na prawo od szybkości obrotowej optymalnej, po czym przy wzrastającym otwarciu kierownicy (a także mocy) przemieszczają się do obszaru na lewo od optymalnej szybkości obrotowej (kierunek zmian przedstawia czarna przerywana strzałka). Warto dodać, że **badania eksperymentalne podstawowe są prowadzone zawsze w warunkach zapewniających brak występowania kawitacji, stąd siodła nie są wynikiem indukowania się kawitacji w przepływie, a więc muszą powstawać w wyniku ujawniania się struktur przepływowych wtórnych, które następnie zanikają przy wzroście obciążenia łopatek od przepływu.**



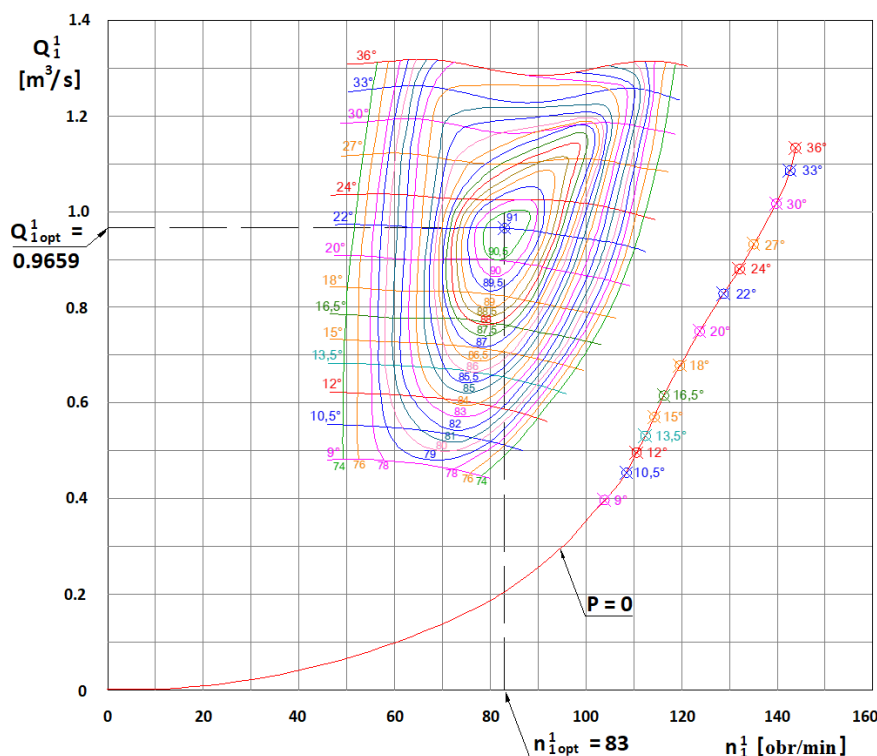
Rys.5.2.1.5. Badania podstawowe niskospadowej wysokobieżnej modelowej turbiny Francis o wyróżniku 82 – zależność względnego momentu oporowego T_t/T od podwójnie zredukowanej szybkości obrotowej n_1 przy stałych otwarciach łopatek kierowniczych.



Rys.5.2.1.6. Badania podstawowe niskospadowej wysokobieżnej modelowej turbiny Francis o wyróżniku 82 – zależność mocy na wale P od szybkości obrotowej n (także podwójnie zredukowanej n_1) przy stałych otwarciach łopatek kierowniczych.

W oparciu o charakterystyki podstawowe została wyznaczona również charakterystyka uniwersalna pokazana na Rys.5.2.1.7, czyli zależność sprawności η od podwójnie zredukowanych wielkości n_1 oraz Q_1^I (rysunek zawiera również krzywe stałych otwarć kierownicy). Prawy górny kwadrant patrząc względem punktu maksymalnej sprawności (PMS) wskazuje, iż charakterystyka muszlowa w tym obszarze jest najbardziej płaska, a praca turbiny jest najbardziej stabilna (badania modelowe potwierdziły niski poziom hałasu w przepływie). **Turbina wodna pracująca z tzw. przeciążeniem wykazuje się lepszą dynamiką pracy. Zatem, jest to obszar zalecany do doboru turbin na obiekt zawodowy (pełnoskalowy).** Jest to również zgodne z wnioskiem, który zauważony został przeze mnie podczas prac nad wysokobieżną turbiną Kaplana (vide Rozdział IV.7), której wyniki

pokazano w [B4], a więc turbiną przeznaczoną na najniższe spady (do 3 m). W tym kwadrancie prezentowana turbina jest najbardziej rekomendowana do pracy pod spadami, które są właściwe dla tego rodzaju turbin Francisa, a więc od około 10 do 50 m. Pod tymi wysokościami powinna posiadać najlepsze możliwe do uzyskania sprawności, parametry dynamiczne wydłużające żywotność oraz zapewniać znaczącą minimalizację wymiarów konstrukcji maszyny, obniżając koszty całkowite.

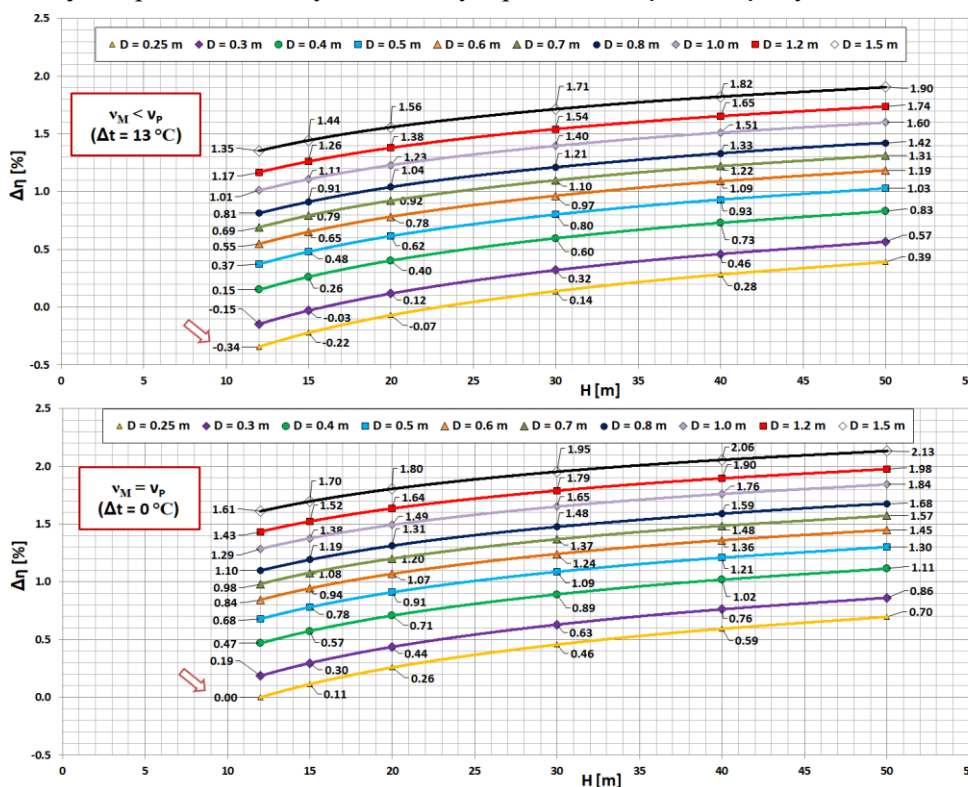


Rys.5.2.1.7.
Badania podstawowe
modelowej turbiny
Francisa o wyróżniku 82
– charakterystyka
uniwersalna (muszlowa).

Bardzo ważnym aspektem badań eksperymentalnych jest szacowanie efektu skali dla turbiny prototypowej. Rezultaty wpływu efektu skali przedstawiłem na Rysunku 5.2.1.8. Zgodnie z oczekiwaniami, najwyższy wzrost sprawności o 1.9% odnotowano w przypadku prototypu o największej średnicy wirnika 1.5 m i wysokości podnoszenia 50 m. Maksymalna bezwzględna sprawność prototypu w tym przypadku wyniosłaby 92.9%, a przewidywana moc wyniosłaby wówczas ponad 7 MW przy natężeniu przepływu $\sim 15.4 \text{ m}^3/\text{s}$. Biorąc pod uwagę, że prezentowany model turbiny jest turbiną o wysokim wyróżniku, należy stwierdzić, że ta wartość sprawności jest bardzo wysoka. Nowoczesne turbiny Francisa osiągają wyższe sprawności, aczkolwiek dotyczy to jednak turbin o znacznie niższych kinematycznych wyróżnikach szybkobieżności o wartościach 40, 50 i 60, które z definicji uważa się za turbiny charakteryzujące się większą sprawnością ze względu na znacząco niższe realizowane natężenia przepływu. Jest to udowodnione statystycznie [8] ([B5-Fig.15]), że przedstawiona **turbina Francisa o wysokim wyróżniku nie jest w stanie skutecznie konkurować pod względem sprawności z turbinami o wyróżnikach około 50 i 65** (statystycznie najbardziej sprawne turbiny Francisa posiadają wyróżniki około 60). Stąd, dla wyróżnika 82 prezentowanej maszyny względna strata sprawności będzie zawsze większa od lub równa $\sim 0.7\%$. Można zatem stwierdzić, że uzyskane parametry sprawności z badań prezentowanej turbiny są bardzo obiecujące pod względem sprawności.

Warto zauważyć, że w przypadku, gdy wysokość spadu turbiny prototypowej (indeks P) jest równa wysokości spadu turbiny modelowej (indeks M), czyli $(H)_M = (H)_P = 12 \text{ m}$, a średnica charakterystyczna wirnika prototypowej turbiny jest równa średnicy charakterystycznej wirnika modelowej turbiny $(D)_P = (D)_M = 0.25 \text{ m}$, badania eksperymentalne podstawowe wskazały, że przyrost maksymalnej sprawności prototypowej turbiny jest ujemny i wynosi wówczas -0.34% – Rys.5.2.1.8 (górny widok - czerwona strzałka). Może się to wydawać dość zaskakujące i na pierwszy rzut oka nielogiczne. Jednak analiza

pokazuje, że dzieje się tak wówczas, kiedy wystąpią różne lepkości wody w turbinie modelowej i prototypowej. W przypadku, kiedy przyjmujemy tę samą średnią lepkość (jaką zastosowano w badaniach modelowych), to wzrost sprawności jest zerowy (0%), a sprawność uzyskana przez prototypową turbinę wynosi 91% – Rys.5.2.1.8 (dolny widok - czerwona strzałka). Wartość spadku sprawności wydaje się być nie do przecenienia. Dotyczy to również maksymalnych sprawności dla pozostałych przedstawionych przypadków. Wskazuje to na ważny aspekt (który wydaje się nie być trywialny), jakim jest wpływ lepkości na wyniki sprawności osiągane przez turbinę zainstalowaną w obiekcie zawodowym, gdy osiągnięcie gwarantowanych parametrów zainstalowanej turbiny jest wymagane przez inwestora, a co może prowadzić do niespełnienia gwarancji przez dostawcę maszyny, czego wynikiem mogą być różne lepkości zaistniałe pomiędzy badaniami na modelu i na prototypie. Pozostałe rezultaty analizy wpływu lepkości wskazują, że przedstawiony przypadek jest ekstremalny pod względem ubytku sprawności, czyli dla większych średnic turbiny prototypowej od 0.25 m i wysokości spadu 12 m ubytek sprawności w wyniku zmiany lepkości nie będzie większy.



Rys.5.2.1.8. Badania podstawowe niskospadowej wysokobieżnej turbiny Francisa o wyróżniku 82 – charakterystyki przyrostu sprawności pomiędzy modelem (M) i prototypem (P), w zależności od spadku H przy stałej średnicy wirnika D oraz wpływ różnicy lepkości wody ν na rezultaty, wynikającej z różnicy temperatur $\Delta t = 13^\circ\text{C}$.

5.2.2. Badania eksperymentalne kawitacyjne

Zwykle głównym celem badań kawitacyjnych maszyn hydraulicznych w warunkach laboratoryjnych jest określenie dopuszczalnej liczby kawitacyjnej i sprawdzenie działania maszyny z punktu widzenia kawitacji w różnych stanach operacyjnych. Wymiernym rezultatem każdej procedury badań kawitacyjnych turbiny są tzw. charakterystyki kawitacyjne reprezentujące sprawność zależną od liczby kawitacji σ (liczba Thoma). Zdiagnozowane charakterystyki wskazują, kiedy nastąpi nagłe załamanie się sprawności (czasem jest to początkowo chwilowy wzrost). Dzięki temu jest możliwe określanie usytuowania maszyny względem wody dolnej. Liczba kawitacyjna była (w przedmiotowym przypadku) określona zależnością, zgodną z normą dotyczącą badań modelowych turbin EN 60193 [7]:

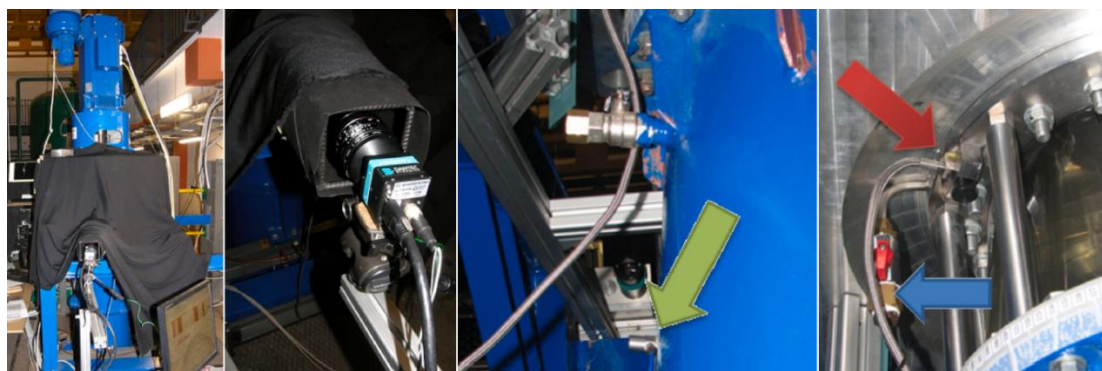
$$\sigma = \frac{\frac{(p_s - p_v)}{\rho g} + \frac{V_{wyl}^2}{2g} - H_z}{H_n} \quad (5.2.2.1)$$

gdzie: p_s – ciśnienie absolutne w przekroju niskociśnieniowym, czyli na wylocie z rury ssącej [Pa] (ciśnienie z kolektora), p_v – ciśnienie parowania wody [Pa], V_{wyl} – prędkość średnia przepływu w przekroju niskociśnieniowym [m/s], H_n – spad netto [m], $H_z = 1.17$ m – wysokość pomiędzy osią spirali a poziomem usytuowania czujnika ciśnienia w przekroju niskociśnieniowym.

Pomiary diagnostyczne mają fundamentalne znaczenie dla monitorowania potencjalnego zagrożenia integralności konstrukcyjnej maszyny hydraulicznej ze względu na kawitacyjny sznur wirowy w rurze ssącej i obciążenie erozyjne występujące głównie wewnątrz wirnika. Obciążenia dynamiczne rury ssącej są dość łatwe do śledzenia poprzez monitorowanie przyspieszenia drgań i/lub fluktuacji ciśnienia na ścianie rury ssącej, ale już ocena obciążeń erozyjnych układu łopatkowego jest zagadnieniem znacznie trudniejszym. Najczęściej stosowane podejście do diagnostyki kawitacyjnej opiera się na wykorzystaniu zjawiska emisji akustycznej (EA). W praktyce zasadniczym kryterium stosowanym do określania krytycznej liczby kawitacji odnoszącej się do wybranego sygnału diagnostycznego jest gwałtowny wzrost jego wartości odpowiedniego deskryptora, np. wartości szczytowej, po której nie następuje żadna dolina i powtarzający się wzrost ze spadkiem wartości σ . W tym kontekście należy podkreślić, że **jednoczesne rejestrowanie kilku sygnałów diagnostycznych kawitacji w tym samym punkcie pracy ma ogromne znaczenie dla prawidłowej interpretacji wyników, a w szczególności dla zapewnienia zadowalającej wiarygodności końcowych wniosków.** Główny powód leży w dużej podatności sygnałów diagnostycznych na zakłócenia zewnętrzne i zmianę położenia czujnika.

Badania kawitacyjne turbiny modelowej [B5] zostały wykonane przy referencyjnym spadzie netto $H_n = 12$ m (tym samym jak w przypadku badań energetycznych), dla 11-tu ustawień łopatek kierownicy od 9° do 36° . Dla poszczególnych charakterystyk energetycznych, charakteryzujących się stałym ustawieniem kierownicy ($\eta = f(n_I^I)$), wybrano 5 stałych wartości podwójnie zredukowanej szybkości obrotowej n_I^I , dla których w dalszej kolejności wyznaczone zostały krzywe kawitacyjne, mianowicie: $n_I^I = 72, 78, 83(\text{opt}), 88$ i 94 obr/min (szybkości są zaznaczone na Rys.5.2.1.1). Odpowiada to bezwzględny szybkościom obrotowym wirnika, odpowiednio: $n = 998, 1081, 1155(\text{opt}), 1219$ i 1302 obr/min. Liczba kawitacyjna σ w punktach początkowych charakterystyk kawitacyjnych ($\eta = f(\sigma)$), była zachowywana na poziomie wartości większej od 1 ($\sigma > 1$), która to wartość została określona po badaniach podstawowych energetycznych. Działanie takie zapewniło pomiar na początku charakterystyki kawitacyjnej w warunkach braku wystąpienia kawitacji. W dalszej kolejności poprzez obniżanie ciśnienia w układzie przepływowym, liczba ta była zmniejszana, w celu stopniowego wywoływania kawitacji na łopatkach turbiny. Do oceny przebiegu kawitacji wykorzystano kilka technik pomiarowych (dotyczy to obydwu wirników zamiennie użytych w turbinie Francisa), mianowicie:

1. Rejestrację fotograficzną przy użyciu komputerowo wyzwalanego cyfrowego aparatu fotograficznego – Rys.5.2.2.2 (drugie zdjęcie).
2. Rejestrację sygnału przyspieszenia obudowy a) łożyska prowadzącego oraz b) ścianki rury ssącej. W tym drugim przypadku akcelerometr był zamontowany na stożkowej ścianie rury około 30 cm poniżej kołnierza łączącego część metalową z częścią wykonaną z pleksiglasu – Rys.5.2.2.2 (zielona strzałka).
3. Rejestrację sygnału pulsacji ciśnienia bezpośrednio pod wirnikiem turbiny – Rys.5.2.2.2 (niebieska strzałka).
4. Rejestrację sygnału emisji akustycznej pierścienia stożka rury ssącej. Czujnik był zamontowany na górnym metalowym kołnierzu przezroczystego (vide Rys.5.2.1 – widok prawy górny) stożkowego segmentu rury ssącej – Rys.5.2.2.2 (czerwona strzałka).



Rys.5.2.2.2. Badania kawitacyjne wysokobieźnej modelowej turbiny Francisa. Od lewej: 1) widok turbiny podczas badań, 2) kamera szybkostrzelna do wizualizacji przepływu w rurze ssącej, 3) czujnik przyspieszenia drgań (zielona strzałka), 4) czujnik emisji akustycznej (czerwona strzałka) i czujnik pulsacji ciśnienia (niebieska strzałka).

Podczas badań, w punktach pracy dalekich od warunków optymalnych, dość wcześnie obserwowany był sznur wirowy pod wirnikiem. Załamaniu krzywej sprawnościowej towarzyszyły często efekty akustyczne, które przypominały dźwięk tkaniny trzepoczącej na wietrze. W miarę dalszego obniżania liczby kawitacyjnej hałas stawał się bardziej intensywny. Podczas pracy w niektórych nietypowych warunkach, tj. przy niskich kątach zamknięcia łopatek kierowniczych i stosunkowo niskich szybkościach obrotowych, silnym efektem akustycznym towarzyszył chwilowy wzrost sprawności – nawet o 2 do 3%. W końcowych stanach (po załamaniu się sprawności) obserwowana przestrzeń przepływu była już całkowicie wypełniona mieszaniną pary i gazu. Rezultaty badań szczegółowo opisałem w publikacji, dołączonej do cyklu habilitacyjnego [B5]. Poniżej, z powodu ograniczonego miejsca, przykładowo przywołałem jedynie kilka rezultatów.

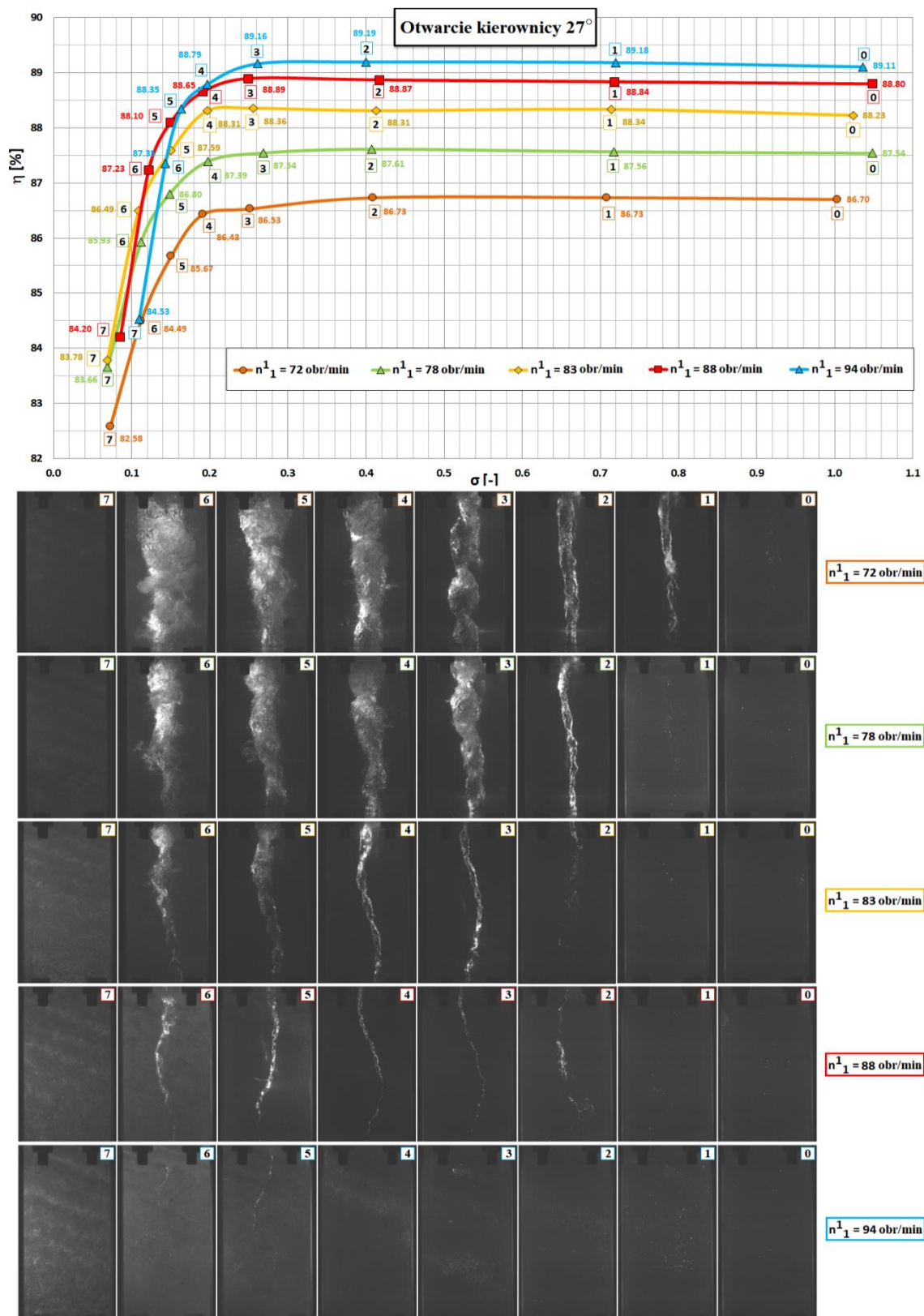
Rysunek 5.2.2.3 przedstawia krzywe sprawnościowe zdiagnozowane w zależności od liczby kawitacyjnej przy kącie otwarcia kierownicy 27° dla 5-ciu podwójnie zredukowanych szybkości obrotowych n_1 (wszystkie stany kawitacyjne na każdej krzywej są poniżej zwizualizowane od numeru 0 do numeru 7, gdzie stan nr 0 oznacza warunki bezkawitacyjne, odpowiadające badaniom podstawowym energetycznym). Generalnie, jest to otwarcie ponad optymalne. Wszystkie krzywe wykazują załamanie sprawności w okolicach liczby kawitacyjnej od 0.2 do 0.26 (nie ma lokalnych wzrostów sprawności przed załamaniem się krzywej). Przepływ nacechowany jest wirami podopływkowymi o kształcie sznurowym (wyższe liczby kawitacyjne) lub klepsydrowym (niższe liczby kawitacyjne), przy czym jego średnica jest zależna od szybkości obrotowej (na rysunkach w postaci szybkości podwójnie zredukowanej n_1). Dla najniższej szybkości (72 obr/min) sznur wirowy jest najgrubszy i zwiększa swoją średnicę od najwyższej do najniższej liczby kawitacyjnej. Wraz ze wzrostem szybkości obrotowej grubość wiru staje się coraz bardziej cienka. Dla najwyższej szybkości obrotowej (94 obr/min) nie jest widoczna w przepływie żadna uporządkowana struktura wirowa, niezależnie od stanu kawitacyjnego. We wszystkich stanach końcowych (o numerze 7), w całej przestrzeni pod wirnikiem istnieje chmura kawitacyjna, oznaczająca wystąpienie intensywnej kawitacji objętościowej. Dotyczy to wszystkich krzywych kawitacyjnych wyznaczonych podczas badań, niezależnie od kąta ustawienia łopatek kierowniczych.

Zasadniczo stwierdzić należy, iż **kawitacja wpływa na wszystkie parametry diagnostyczne, jednakże wpływ ten nie jest jednoznaczny**. Zazwyczaj prowadzi to jednak do rozsądnych ocen krytycznej liczby kawitacji σ_{kryt} . Należy zauważyć, że podczas gdy sygnały przyspieszenia pobrane ze ścian rury ssącej i łożyska prowadzącego turbiny mogą wykazywać prawie takie same krytyczne liczby kawitacji [B5], różnice w proporcjach między krzywymi odpowiadającymi różnym szybkościom obrotowym są dość wyraźnie widoczne. Dla przykładu Rys.5.2.2.4 przedstawia charakterystyki przyspieszeń drgań ścianki rury ssącej dla 5-iu ustawień kierownicy (9° , 15° , 22° (opt), 27° , 36°). Najwyższe wartości sygnału są osiągane podczas pracy przy częściowym obciążeniu, tzn. przy kątach

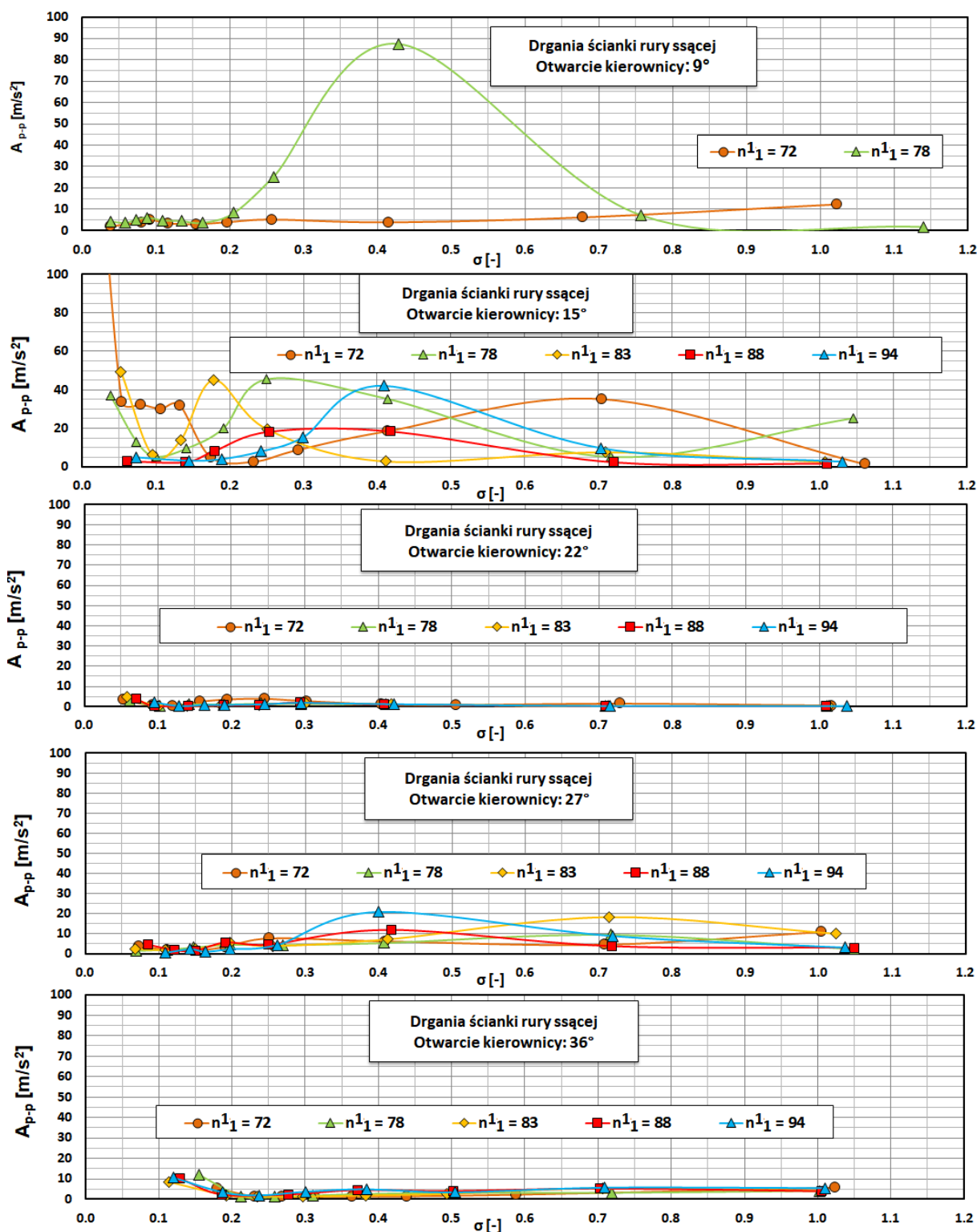
otwarcia łopatek kierowniczych 9° i 15° . W szczególności są one znacznie wyższe niż w warunkach przeciążenia (otwarcia kierownicy powyżej punktu optymalnego), co jest cechą zgodną z literaturowymi ustaleniami np. u Gericha i Raabe [9]. Przy otwarciach optymalnym i wyższych, sygnał zasadniczo stał się niższy, a drgania zmniejszyły się i maszyna wyraźnie osiągnęła spokojniejszy tryb pracy, mimo zwiększonego natężenia przepływu. Typowe przykłady pojedynczych dużych uderzeń można zaobserwować w sygnałach przyspieszenia rejestrowanych przy ekstremalnym niedociążeniu (kąt otwarcia łopatki kierowniczej 9°). Jak widać na Rys.5.2.2.4, sygnał przyspieszenia ścianki rury ssącej przy $n_1 = 78$ obr/min zaczyna rosnąć wraz ze spadkiem liczby kawitacyjnej już przy σ bliskim 0.8. Można przypuszczać, że główny powód leży w dużych ilościach mikropęcherzyków – nadal niewidocznych, ale już wpływających na właściwości fizyczne cieczy, która staje się bardziej ściśliwa – szczególnie w rdzeniach wirowych. Niezależnie od mechanizmu, na pewnym etapie efekt ten zostaje skompensowany i stłumiony przez rosnącą ilość pary w rdzeniu wirowym, nie tylko w postaci pojedynczych nitek, ale także otaczających małych pęcherzyków. Z wizualizacji przepływu przy otwarciu 9° [B5], tylko przy $\sigma = 0.2$ (stan nr 4), kawitacja jest łatwo dostrzegalna, jako mglista struktura pęcherzykowa. Jednak w tym punkcie przyspieszenie amplitudy rury ssącej jest 10-krotnie niższe niż maksimum przy $\sigma = 0.42$. Interesujące jest to, że takiego przebiegu krzywej nie można zaobserwować przy szybkości $n_1 = 72$ obr/min. Pęcherzyki kawitacyjne występują w znacznie większej objętości, prawdopodobnie uniemożliwiając silną interakcję sznuru wirowego ze ścianą rury ssącej.

Ważną cechą wszystkich krzywych diagnostycznych są nierówności pojawiające się przy stosunkowo wysokich wartościach liczby kawitacyjnej, dość często w stanach, w których kawitacja nie jest widoczna wizualnie, czasami przy liczbie kawitacji bliskiej 1.0. Te fluktuacje krzywych diagnostycznych nie zawsze pokrywają się ze sobą, co pokazuje, że na tym etapie niektóre efekty kawitacji nie są globalne.

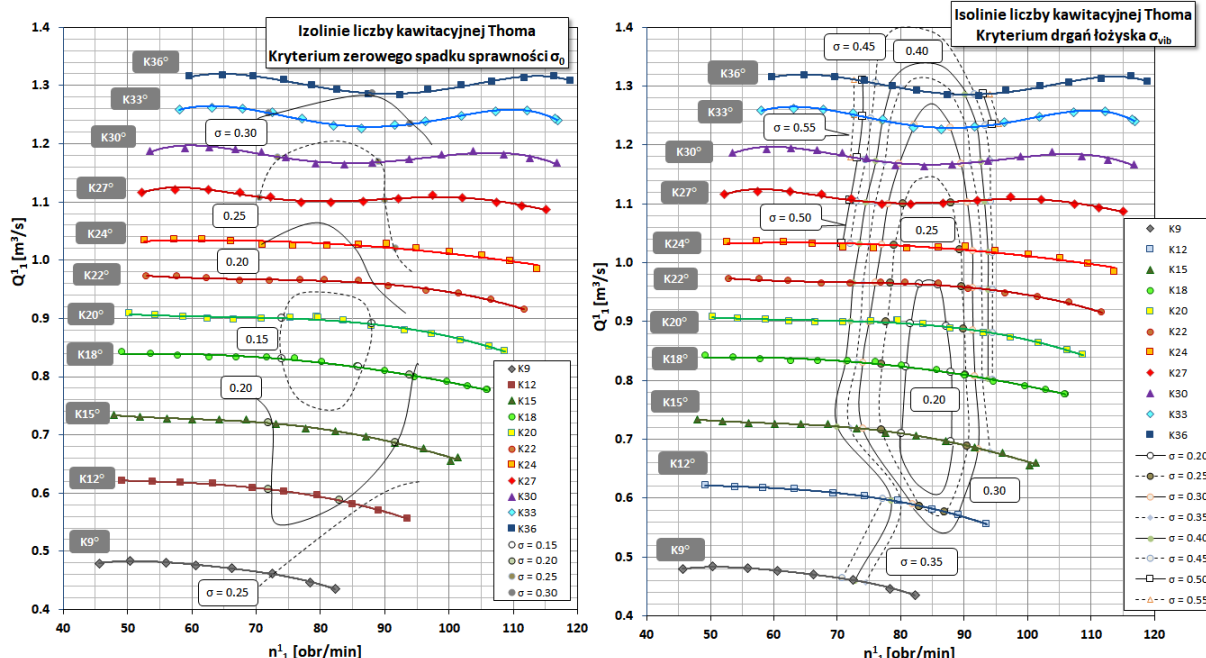
Rysunek 5.2.2.5 przedstawia dwa wykresy natężenia przepływu (w postaci podwójnie zredukowanej Q_1) w zależności od szybkości obrotowej (w postaci podwójnie zredukowanej n_1), dla różnych otwarć kierownicy. Na wykresy naniesiono izolinie dopuszczalnej liczby kawitacyjnej. Na lewym pokazano izolinie liczby kawitacyjnej przy zerowym spadku sprawności (tzn. przed załamaniem), natomiast na prawym pokazano izolinie liczby kawitacyjnej, gdzie kryterium były drgania łożyska prowadzącego. Wyraźnie widać, że te wykresy są zasadniczo różne między sobą. Wg kryterium zerowego spadku sprawności, dopuszczalne liczby kawitacyjne są niższe, czyli to oznacza, że kawitacja krytyczna w maszynie objawia się później (przy niższych liczbach kawitacyjnych), niż to ma miejsce w przypadku kryterium drań łożyska prowadzącego. W praktyce oznacza to, że drugie kryterium jest bezpieczniejsze z punktu widzenia doboru maszyny na obiekt pełnoskalowy, ale wówczas posadowienie wirnika względem wody dolnej elektrowni musi być niższe, aby zapewnić bezpieczną pracę hydrozespołu. To implikuje wniosek, że **zastosowanie jednej metody pomiarowej w diagnostyce kawitacyjnej może prowadzić do dużych rozbieżności w rezultatach. Zatem, stosowanie metodyki wielowariantowej wydaje się konieczne dla zespołu pomiarowego, zwłaszcza w diagnostyce laboratoryjnej turbin wodnych. W przeciwnym wypadku, spodziewać się można dużej niepewności szacowania dopuszczalnych liczb kawitacyjnych.** Dlatego w prowadzonych pracach w IMP PAN, dotyczących badań modelowych kawitacyjnych, stosowałem **kilka rodzajów sygnałów pomiarowych, co implikuje podnoszenie jakości otrzymywanych rezultatów i w dalszej kolejności bardziej wiarygodne oceny stanów pracy, a także posadowienia maszyn względem wody dolnej.**



Rys.5.2.2.3. Badania kavitacyjne modelowej turbiny Francisa o wyróżniku szybkoobrotowości 82 – charakterystyki kavitacyjne oraz wizualizacja przepływu dla kąta otwarcia łopatek kierowniczych 27°.



Rys.5.2.2.4. Badania kawitacyjne modelowej turbiny Francisa o wyróżniku szybkoobrotowości 82 – charakterystyki kawitacyjne przyspieszenia ścianki rury ssącej dla 5-ciu otwarć kierownicy.

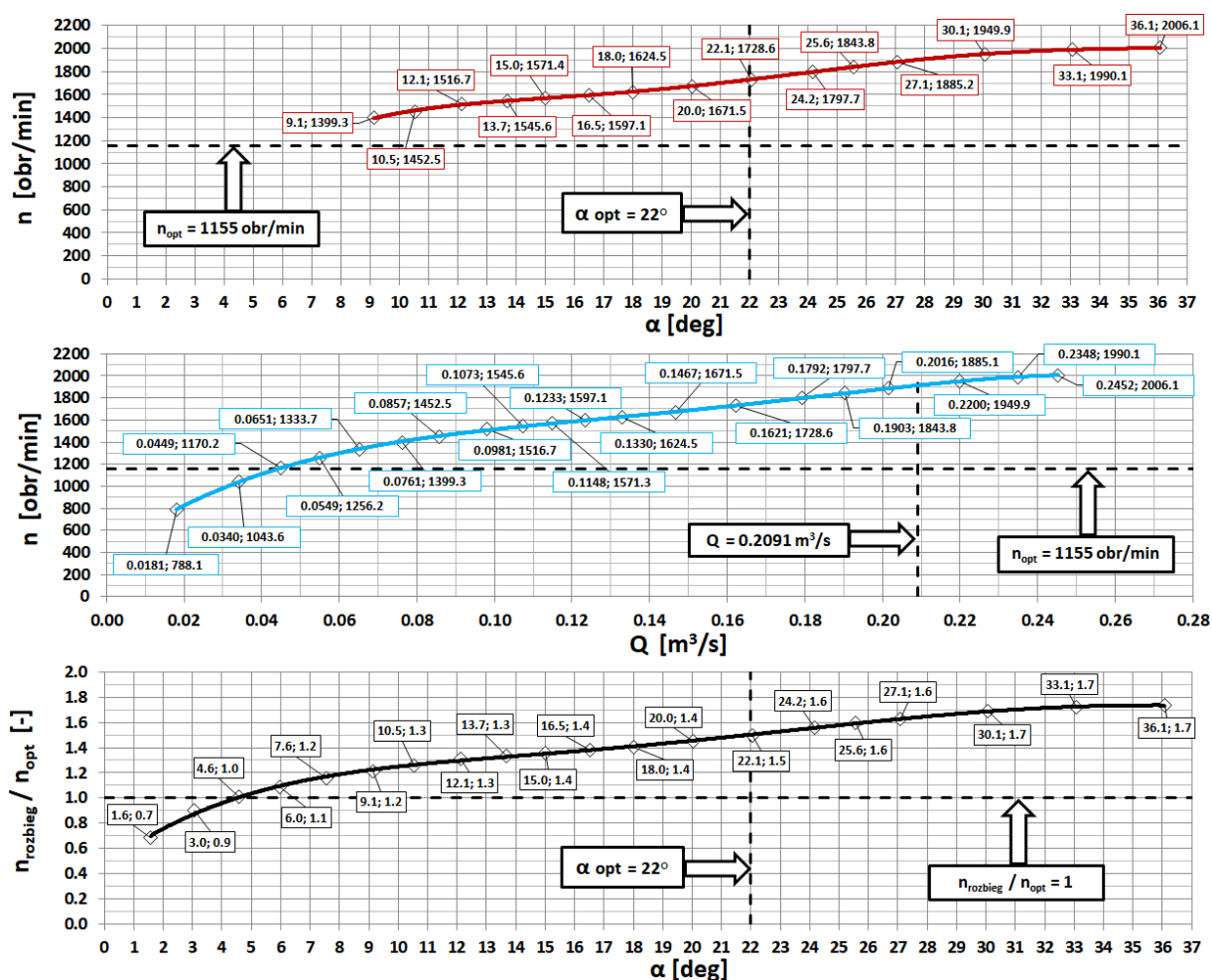


Rys.5.2.2.5. Badania kawitacyjne modelowej turbiny Francis'a o wyróżniku szybkoobrotowości 82.
 Zestawienie charakterystyk natężenia przepływu Q_1 w zależności od szybkości obrotowej n_1 – lewy widok: kryterium zerowego spadku sprawności; prawy widok: kryterium drgań łożyska prowadzącego.

5.2.3. Badania eksperymentalne rozbiegowe

Przeprowadzenie badań rozbiegowych umożliwiło wyznaczenie charakterystyk rozbiegowych, na podstawie których określiłem wzrost szybkości obrotowej w warunkach zaniku obciążenia generatora. Podobnie, jak w przypadku badań energetycznych i kawitacyjnych, wykonane zostały przy spadzie netto $H_n = 12$ m dla 15-tu otworów kierownicy od 9° do 36° . Rezultaty badań rozbiegowych przedstawiłem na Rys.5.2.3.1. Są to 3 charakterystyki: 1) szybkości obrotowej w zależności od kąta otwarcia kierownicy, 2) natężenia przepływu w zależności od szybkości obrotowej oraz 3) współczynnika rozbiegu od kąta otwarcia kierownicy. **Interesującym faktem jest to, iż charakterystyki posiadają małe wklęsnięcie (siodło) z punktem przegięcia odpowiadającym kątowi otwarcia kierownicy $\sim 17^\circ$. Współczynnik rozbiegu przy optymalnym otwarciu kierownicy (22°) posiada wartość ~ 1.497 , natomiast w przypadku największego otwarcia kierownicy (36°), posiada wartość ~ 1.737 . Zasadniczo, w literaturze przedmiotu [10] współczynnik rozbiegu dla klasycznych turbin Francis'a jest podawany w przedziale od 1.8 do 1.9. Zatem, otrzymana wartość świadczy o niższych szybkościach rozbiegowych, co jest bardzo dobrym aspektem użytkowym proponowanego rozwiązania.**

UWAGA: W roku 2020 została wdrożona do produkcji energii elektrycznej turbina wodna o mocy ~ 90 kW w Zakładzie Wodociągów i Kanalizacji w Szczecinie (Elektrownia Wodna Pomorzany zlokalizowana w Szczecinie) (zdjęcie w Załączniku 3 [W3]). Konstrukcja turbiny jest oparta o wyżej przedstawiony układ przepływowy w konfiguracji z osią poziomą i była dobierana w oparciu o charakterystyki eksperymentalne opracowane przeze mnie podczas badań.



Rys.5.2.3.1. Badania rozbiegowe modelowej turbiny Francisa o wyróżniku szybkoobrotowości 82 – charakterystyki szybkości obrotowej w zależności od otwarcia kierownicy (α) oraz natężenia przepływu (Q) oraz charakterystyka współczynnika rozbiegu (n_{robieg}/n_{opt}) od otwarcia kierownicy (α).

5.3. Modelowa niskospadowa turbina Francisa o bardzo wysokim wyróżniku szybkoobrotowości 94

Prace w IMP PAN nad modelową turbiną Francisa o wyróżniku szybkoobrotowości $n_{sq} = 94$ zawierały wykonanie projektu łopatki wirnikowej, dobór liczby łopatek kierowniczych, wielowariantowe obliczenia CFD połączone z optymalizacją kształtu łopatki wirnika po projekcie (wszystkie te prace wykonałem jednoosobowo) oraz kompleksowe badania laboratoryjne podstawowe, kawitacyjne i rozbiegowe, których efektem były publikacje dołączone do cyklu habilitacyjnego [B2,B6,B7]. W założeniu, przedmiotowa turbina została pomyślana do pracy pod spadami w zakresie od około 8 m do około 30 m oraz jako zamiennik dla modernizowanych turbin Francisa, często pracujących nawet przy wysokościach spadu zaczynających się od 2 m.

5.3.1. Projekt łopatki wirnikowej

Przedstawiona w Rozdziale IV.3.2 metodologia została zastosowana przeze mnie do zaprojektowania łopatki wirnika do modelu turbiny Francisa. Implementację modelu projektowego wykonałem w środowisku Borland™ Builder C++ przy współudziale oprogramowania Wolfram/Mathematica™ (do wyznaczenia funkcji promienia prądu $f(x^{(1)}, x^{(3)})$). Sposób zakładania warunków brzegowych był analogiczny jak przedstawiony w przypadku łopatki wirnika Kaplana, omówionej w Rozdziale IV.4, a w szczególności IV.4.2.2, dlatego nie będzie tutaj dokładnie

przytaczany. Szczegóły są także pokazane w publikacji w ramach cyklu habilitacyjnego [B2]. Rysunek 5.3.1.1 przedstawia przekrój merydionalny łopatki, jej główne wymiary oraz sposób określania warunków brzegowych do obliczeń. Podkreślić należy, że również zastosowano w tym przypadku obszar nr III, czyli region działania linii ortogonalnych startujących z krawędzi wylotowej, na której zastosowano warunek braku obciążenia łopatki, czyli bezkrętowego wypływu wody (prędkość obwodowa jest wówczas zerowa, tzn. $U_{x(2)} = 0$). Założenie takie na krawędzi spływu oznacza, że ciśnienie statyczne p można określić bezpośrednio z równania zachowania energii, a prędkość merydionalną $U_{x(3)}$ z równania zachowania masy (tylko w przypadku przepływu nieściśliwego, czyli np. wody). Również podobnie, jak w przypadku łopatki wirnika Kaplana, na piaście przyjęty został start rodziny charakterystyk ortogonalnych do linii funkcji prądu do wyznaczenia parametrów w obszarze II.

Punktem wyjścia do obliczeń projektowych było przyjęcie podstawowych parametrów projektowych, w tym kinematycznej wyróżnika szybkobieżności n_{sQ} i spadku turbiny H . Wartości te uznałem za niezmiennie w procesie projektowania. Przyjęty został wyróżnik szybkobieżności 90 i wysokość spadku wirnika $H = 11.28$ m ($0.94 \cdot 12$ m) (wysokość spadku turbiny wynosiła 12 m, a wartość 0.94 oznacza założenie 94% sprawności przemiany energetycznej w wirniku), natomiast w procesie obliczeniowym szybkość obrotowa została określona na poziomie $n = 1170$ obr/min. Stąd, natężenie przepływu zostało obliczone ze wzoru na wyróżnik szybkobieżności:

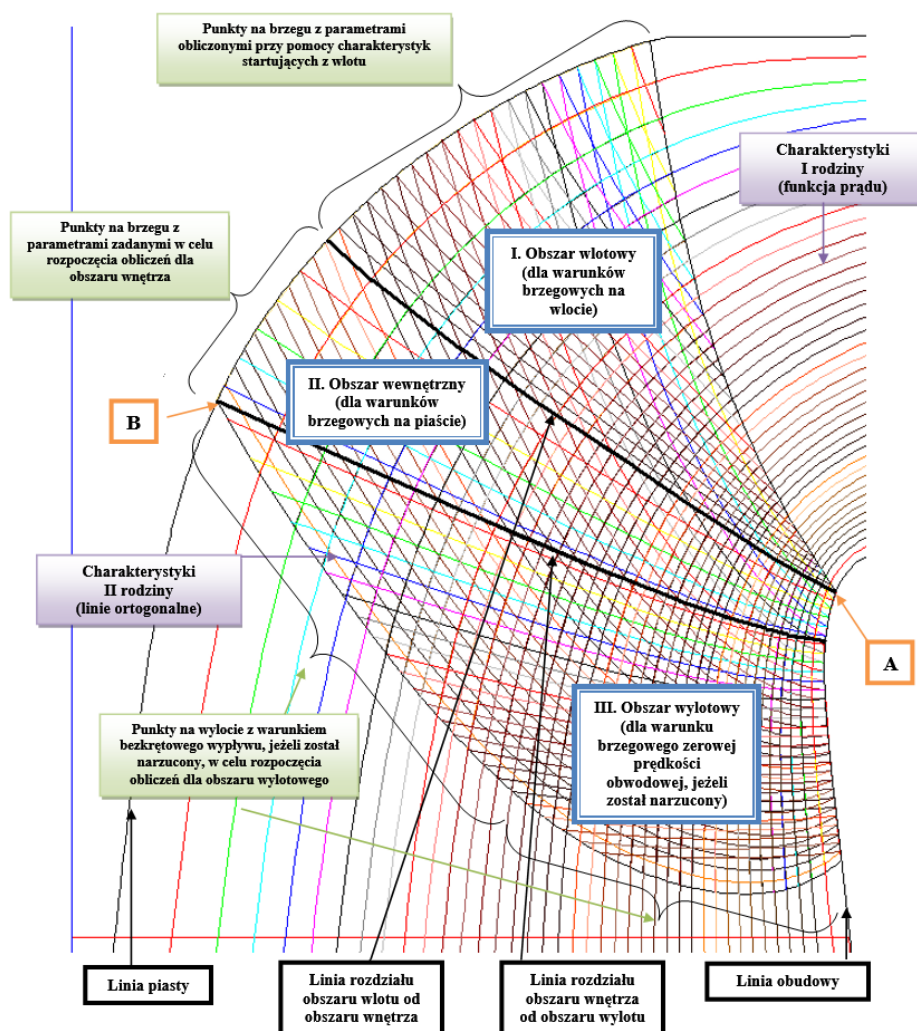
$$Q = \left(\frac{n_{sQ}}{n} \right)^2 H^{\frac{3}{2}} \quad (5.3.1.1)$$

Liczba łopatek wirnika (11) została określona na podstawie literatury [10] ze wzoru:

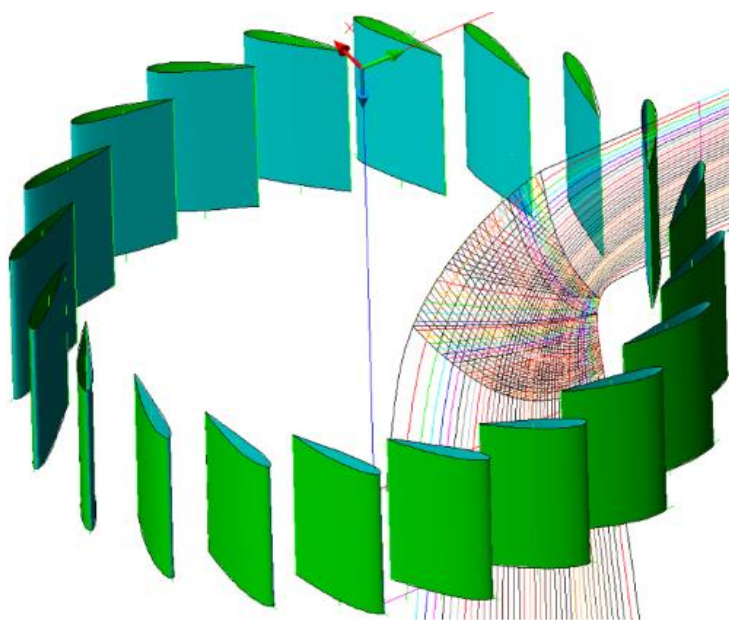
$$N_w = \frac{10}{\pi d \frac{n}{60} / \sqrt{2gH}} \quad (5.3.1.2)$$

gdzie d jest średnicą wyznaczoną przez punkt leżący na przecięciu linii krawędzi natarcia ze środkową linią prądu ($d = 0.225$ m).

Rysunek 5.3.1.2 przedstawia schematycznie widok łopatek kierowniczych. Jako profil łopatki kierowniczej przyjęty został asymetryczny profil NACA 2414. Analiza strat hydraulicznych łopatek kierowniczych potwierdziła przydatność tego profilu podczas wstępnych obliczeń przeprowadzonych w dość szerokim zakresie parametrów pracy (kąta otwarcia i szybkości obrotowej). Dlatego też ta geometria została również wykorzystana do optymalizacji kształtu łopatki wirnika. Początkowo przyjęto liczbę łopatek kierowniczych na poziomie 22, co jest wartością typową dla turbin Francis o niskim i średnim spadzie, dobraną na podstawie doświadczeń z podobnych konstrukcji przez przemysłowego partnera. Jednak moje wstępne analizy wskazały, że taka liczba łopatek kierowniczych nie zapewniżądanego wysokiego wyróżnika szybkobieżności ($90 < n_{sQ} < 100$). Dlatego liczbę łopatek zmniejszyłem do wartości 20. W rezultacie został osiągnięty oczekiwany wyróżnik szybkobieżności (określony później w badaniach eksperymentalnych). Mimo relatywnie dużych przepływów straty hydrauliczne w objętości wienca łopatek kierowniczych wyniosły od 0.42% do 0.73% (dla różnych ustawień łopatek kierowniczych), co jest wartością stosunkowo bardzo małą, a na pewno technicznie akceptowalną. Dodać należy, że kierownice zamykają przepływ całkowicie oraz to, że taki sam wieniec kierowniczy został użyty w przypadku turbiny o wyróżniku szybkobieżności 82 (Rozdział IV.5.2).



Rys.5.3.1.1. Widok charakterystyk I rodziny (linie funkcji prądu) oraz II rodziny (linie ortogonalne do linii prądu) oraz sposób stawiania warunków brzegowych w płaszczyźnie merydionalnej, w użytym modelu obliczeniowym w sensie zadania odwrotnego dla łopatki wirnikowej modelowej turbiny Francis o wyróżniku szybkobieżności 94.



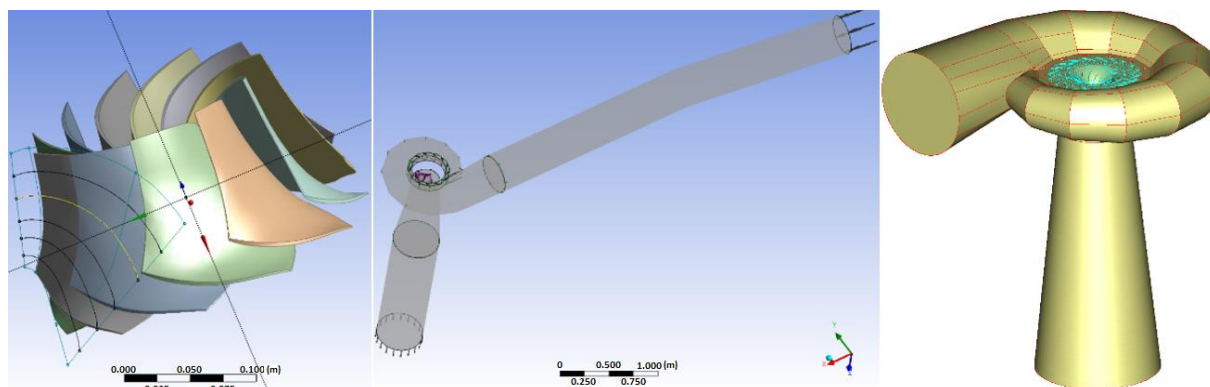
Rys.5.3.1.2.

Widok wieńca kierowniczego wraz z rzutem merydionalnym powierzchni prądu w kanale przepływowym (w szczególności w obrębie wirnika) modelowej turbiny Francis o wyróżniku szybkobieżności 94.

5.3.2. Optymalizacja kształtu łopatki wirnikowej z wykorzystaniem algorytmów genetycznych

Po zaprojektowaniu łopatki wirnika, jej kształt poddałem optymalizacji, co miało na celu zwiększenie sprawności turbiny. Optymalizacja została przeprowadzona przy użyciu środowiska obliczeniowego ANSYS/Workbench™ (obliczenia z użyciem ANSYS/CFX™) za pomocą techniki obliczeniowej ‘Response Surface Optimization Method’ i z wykorzystaniem dwu-równaniowego modelu turbulencji k- ϵ Scalable Wall Functions. Podejścia typu Reynolds Average Navier-Stokes (RANS) użyłem ze względu na jego stosunkowo małe wymagania dotyczące gęstości siatki obliczeniowej w porównaniu z wymaganiami modeli typu Large Eddy Simulation (LES), Detached Eddy Simulation (DES) lub innych oraz ze względu na znacząco mniejszą czasochłonność.

W procesie przygotowawczym piasta i odbudowa wirnika zostały uznane za stałe niezmiennie ograniczenia kanału wirnika. Wewnątrz kanału, poprzez założenie swobody zmian kąta łopatkowego określonym punktem, możliwa stała się generacja różnych kształtów łopatki wirnika. Tak więc, przekrój osiowosymetryczny (merydionalny) wirnika został podzielony za pomocą 7-iu osiowosymetrycznych powierzchni prądu (6 kanałów cząstkowych) – Rys.5.3.2.1 (lewy widok). W przekroju, na każdej powierzchni (wówczas jest to linia) prądu zdefiniowałem po 5 punktów o swobodzie przemieszczania się w kierunku obwodowym $\pm 15^\circ$. Punkty zdefiniowane zostały z wyłączeniem krawędzi natarcia, której kształt został narzucony poprzez przemieszczenie skrajnych punktów wlotowych o 10° na piaście i obudowie względem siebie (tzw. *stacking condition*) – Rys.5.3.2.2-lewy widok. W ten sposób zdefiniowanych zostało 35 (7x5) punktów swobodnych. W wyniku procesu optymalizacji, uwolnienie z ograniczenia (tylko!) 35 punktów spowodowało wygenerowanie (aż!) 666 przypadków wirnika o różnych kształtach łopatek. Ponieważ jest to zasadniczo ogromna liczba, obliczenia przeprowadziłem przy użyciu jednego kanału z jedną łopatką kierowniczą i jednego kanału wirnika z warunkami okresowości między kanałami sąsiednimi. W takim przypadku niektóre przepływy wtórne w przepływie mogą nie zostać prawidłowo zamodelowane. Z drugiej jednak strony proces optymalizacji był prowadzony w obszarze optymalnej sprawności (co wynika z procesu projektowego łopatki), można więc założyć, że niepożądane zjawiska są wówczas minimalizowane, a ich wpływ na sprawność można uznać za niewielki. Rysunek 5.3.2.1 (środkowy i prawy widok) przedstawia całą domenę obliczeniową oraz domenę na bazie której była definiowana sprawność przepływu. Wszystkie kształty wirników w następnym kroku były poddawane siatkowaniu za pomocą programu ANSYS/TurboGrid™.



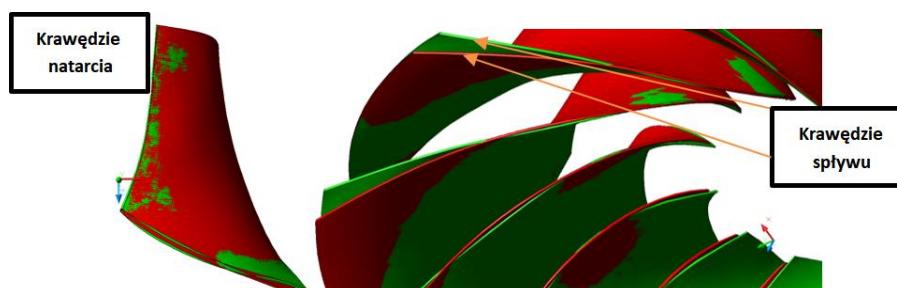
Rys.5.3.2.1. Optymalizacja kształtu łopatek wirnika modelowej turbiny Francis o wyróżniku szybkoobrotowości 94 – lewy widok: wirnik oraz merydionalne linie prądu podziału na turbiny cząstkowe, środkowy widok: dziedzina obliczeniowa, prawy widok: dziedzina obliczeniowa do definicji sprawności.

W finalnym etapie, kiedy wszystkie warianty zostały obliczone, użyłem procedury optymalizacyjnej opartej o algorytmy genetyczne (Multi-Objective Genetic Algorithm – MOGA). Algorytmy genetyczne charakteryzują się szybką zbieżnością i zarazem dokładną identyfikacją stanu optymalnego. Selekcjonują na podstawie wykonanych obliczeń, jak wspomniano w oparciu o kształty wielu setek łopatek wirnikowych, najlepszy zbiór kątów łopatkowych, które finalnie tworzą łopatkę

charakteryzującą się najlepszą sprawnością (funkcja celu). Więcej na ten temat napisałem w publikacji dołączonej do cyklu habilitacyjnego [B2].

W dalszym etapie wykonałem również samodzielnie obliczenia typu CFD (z uwzględnieniem pełnych geometrii kanałów kierownicy i wirnika), w których porównałem sprawności układów przepływowych z wirnikiem z łopatkami przed optymalizacją oraz z wirnikiem z łopatkami zoptymalizowanymi. **W rezultacie prac, został osiągnięty wzrost sprawności o 1% na korzyść geometrii z wirnikiem z łopatkami zoptymalizowanymi. Z jednej strony jest to niewielki wzrost, co zasadniczo oznacza, że zastosowana metoda projektowania jest wysoce skuteczna. Z drugiej strony, biorąc pod uwagę rosnące wymagania dotyczące sprawności nowoczesnych turbin wodnych, proces optymalizacji jest również warty przeprowadzania, ponieważ z doświadczenia wiadomo, że przyrost sprawności 1% może być dla turbiny przysłowiowym „być albo nie być”.** Wynika to z faktu, iż obecnie, w turbinach wodnych, jako bardzo wysoko sprawnych maszynach (przekraczających łatwo 90% sprawności) jest możliwe osiąganie jedynie niewielkich przyrostów sprawności. Dodać jednak należy, że wykonany proces optymalizacyjny trwał ponad dwa miesiące na 20 rdzeniach obliczeniowych komputerów, co czasem może być dyskwalifikujące dla takiego podejścia, kiedy ważny jest czas wykonania projektu i wówczas szybkie inżynierskie podejście musi być wystarczające.

Poniżej na Rys.5.3.2.2 przedstawiłem nałożone na siebie kształty łopatek wirnika po początkowym projekcie (czerwony) i po optymalizacji (zielony). Największe rozbieżności w kształcie łopatki zoptymalizowanej są widoczne w obszarze krawędzi spływu przy obudowie wirnika (krawędzie natarcia były jednakowe – lewy widok).



Rys.5.3.2.2. Porównanie łopatek (lewy widok: pojedynczych, prawy widok: wieńców) modelowej turbiny Francisa o wyróżniku szybkobieżności 94 przed optymalizacją (czerwone) i po optymalizacji (zielone) z użyciem procedury MOGA.

Zachodzi pytanie, dlaczego użyta metoda projektowania okazała się wysoce wiarygodna, mimo swojej prostoty w porównaniu do zaawansowanych narzędzi obliczeniowych (analitycznych i optymalizacyjnych) typu 3D. W mojej opinii, odpowiedź kryje się kształcie równaniu zachowania energii. W modelu projektowym tego równania bezpośrednio używa się do wyznaczenia składowej stycznej do kierunku obwodowego ($U_{x(2)}$) wektora prędkości. Jak wiadomo składowe prędkości są w kwadracie w równaniu energii. Zatem, podczas rozwiązania należy wyznaczyć miejsce zerowe pierwiastka kwadratowego dla kierownicy ($U_w = 0$) lub wirnika ($U_w \neq 0$), odpowiednio, w postaci:

$$U_{x(2)} = \sqrt{2 \left(e_c(x^{(1)}) - \frac{p}{\rho} - \Pi \right) - U_{x(3)}^2} \quad (5.3.2.1)$$

$$U_{x(2)} = U_w \mp \sqrt{2 \left(e_c(x^{(1)}) - \frac{p}{\rho} - \Pi \right) + U_w^2 - U_{x(3)}^2} \quad (5.3.2.2)$$

W przypadku wirników maszyn wodnych (drugie równanie) tylko rozwiązanie z minusem ('-') jest brane pod uwagę, ponieważ kształty szkieletowych łopatki nie posiadają nawrotu, tzn. cechy syngularności, czyli zasadniczo jest to inaczej jak to jest spotykane w maszynach wirnikowych ciepłych. Kontynuując, to sprawia, że rozwiązanie realnych pól ciśnień i prędkości w kanale międzyłopatkowym, mające na celu w dalszej kolejności wyznaczenie szkieletowej, w prezentowanym

podejściu zadania odwrotnego nie jest zawsze jednoznacznie możliwe do uzyskania. Konieczne jest do tego wyznaczone pole prędkości w całym kanale na liniach prądu od wlotu do wylotu, właśnie ze względu na charakter prędkości w równaniu zachowania energii (możliwość wystąpienia ujemnego wyrażenia podpierwiastkowego).

Warunki brzegowe w procesie projektowym w postaci rozkładów muszą mieć precyzyjne podstawy logiczne i racjonalne, biorące pod uwagę przeznaczenie projektowanej łopatki ze względu na występujący spad, optymalne natężenie przepływu i optymalną szybkość obrotową maszyny, czyli dokładnie te wielkości, które definiują wyróżnik szybkobieżności, co naocznie wiąże metodę projektową z kształtem wirnika o wymaganym wyróżniku szybkobieżności. Tak nie jest w przypadku zadań analitycznych, np. z wykorzystaniem CFD, którego zastosowanie „wybacza” wiele błędów początkowych przy stawianiu warunków brzegowych. **W prezentowanym zadaniu odwrotnym, jeżeli warunki brzegowe są źle postawione, to wówczas określenie pól ciśnień i składowych prędkości nie jest możliwe we fragmentach lub nawet w całej przestrzeni łopatkowej, co jest „wskaźnikiem” do konieczności modyfikacji postawionych warunków brzegowych. Jeszcze innymi słowy to oznacza, że nie jest możliwe zaprojektowanie łopatki wirnika np. do pracy pod spadem 10 m, przy użyciu warunków brzegowych dla spadu 5 m i odwrotnie, ponieważ równanie energii nie będzie posiadać rozwiązania w części kanału przepływowego. Zatem, istnieje określony relatywnie wąski zakres warunków brzegowych (to wynika z własnego doświadczenia), dla których istnieją rozwiązania równania zachowania energii w całym kanale międzyłopatkowym. Stąd, kiedy uzyskane zostanie rozwiązanie w całym kanale, można wówczas uznać, że wyznaczone łopatki w wirniku będą pracowały ze stosunkowo wysoką sprawnością. Równania zachowania pędu i masy są sprzężone z równaniem zachowania energii, zatem sama postać matematyczna jedynie stoi tylko na straży poprawności rozwiązania, ale za poprawne rozwiązanie odpowiadają oczywiście wszystkie równania zachowania, łącząc kinematykę i dynamikę przepływu w kanale łopatkowym. Zatem, kształt równania zachowania energii jest swoistym „bezpiecznikiem” i gwarancją końcowej poprawności oraz również jakości wykonywanych obliczeń projektowych łopatek kierowniczych lub/i wirnikowych w użytym modelu projektowym.**

Na bazie zoptymalizowanej łopatki został wykonany 11-łopatkowy wirnik i zainstalowany w maszynie opisanej wcześniej w Rozdziałach IV.5.1 oraz IV.5.2, w celu przeprowadzenia badań modelowych na stanowisku w IMP PAN. Poniżej, pokrótce opisałem rezultaty badań eksperymentalnych.

5.3.3. Badania eksperymentalne podstawowe

Badania podstawowe [B2,B6], podobnie jak w przypadku turbiny o wyróżniku 82, wykonane zostały przy referencyjnym spadzie netto $H_n = 12$ m, dla 17-tu ustawień łopatek kierownicy od 10° do 40° z oszacowanym całkowitym (systematycznym i przypadkowym) błędem pomiarowym jako nie gorszym niż $\pm 0.92\%$. Umożliwiło to określenie parametrów turbiny w szerokim zakresie otwarć kierownicy oraz szybkości obrotowej, a także wyznaczenie charakterystyki muszlowej i nomogramu doboru turbiny (charakterystykę muszlową pokazano w Rozdziale IV.5.3.6 na przykładzie analizy produkcji energii). Wykonana również została kompletna wizualizacja przepływu bezpośrednio pod wirnikiem metodą Particle Image Velocimetry (PIV) [B6]. Parametry punktu maksymalnej sprawności (PMS) osiągnięte przez turbinę są następujące:

- sprawność turbiny: 89.0%,
- kinematyczny wyróżnik szybkobieżności: $n_{sQ} = 94$ (dynamiczny: $n_{sN} = 343$),
- podwójnie zredukowana szybkość obrotowa: $n_I^I = 93$ obr/min,
- podwójnie zredukowane objętościowe natężenie przepływu: $Q_I^I = 1.033$ m³/s,
- ustawienie katowe łopatek kierownicy: 26° ,

- szybkość obrotowa: $n = 1289$ obr/min,
- objętościowe natężenie przepływu: $Q = 0.224$ m³/s,
- moment: 173.2 Nm,
- moc (na wale): 23.4 kW.

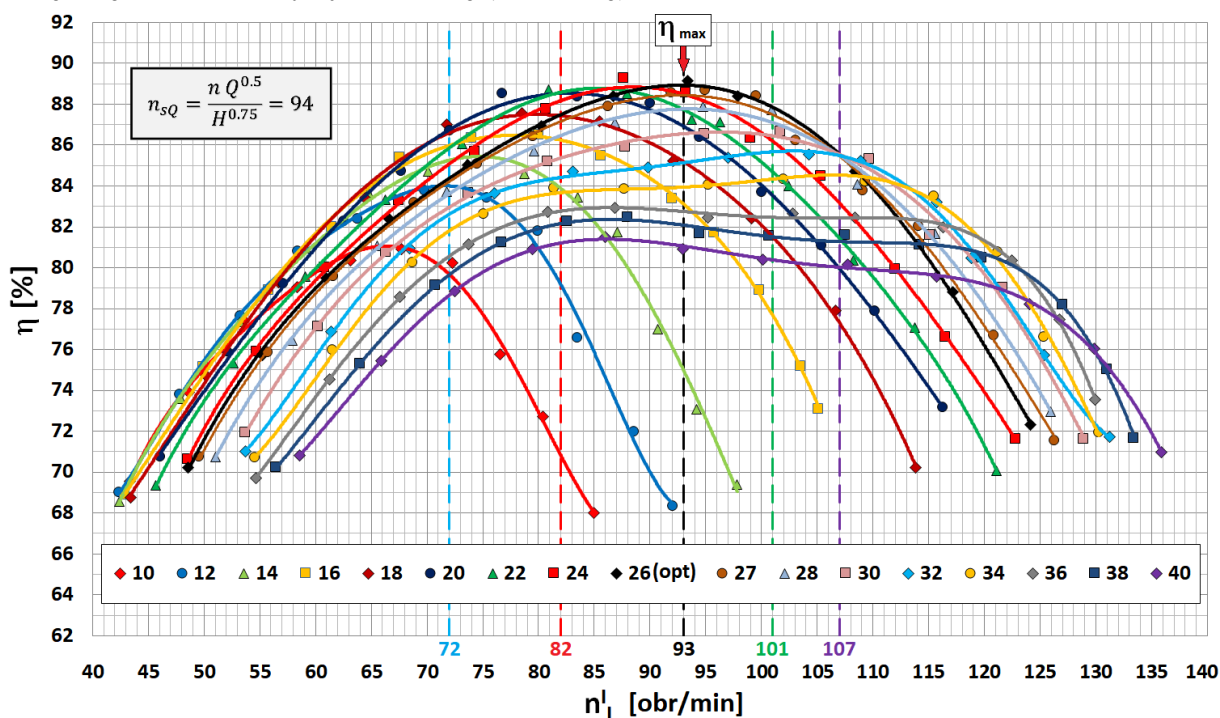
Charakterystyki sprawnościowe w zależności od n^I , w zakresie otwarć łopatek kierowniczych od 10° do 30° są w całym swoim przebiegu wypukłe – Rys.5.3.3.1. Jednak dla wszystkich kolejnych przebadanych wyższych otwarć pojawiają się wklęsnięcia (siodła), podobnie jak to miało miejsce w przypadku maszyny o wyróżniku 82, choć w tym przypadku dzieje się to przy wyższych otwarciach kierownicy, co może świadczyć o większej odporności łopatek na niestabilności w przepływie. Charakterystyki dla otwarć kierownicy od 20° do 27° mają bardzo zbliżone najwyższe sprawności, co z punktu widzenia doboru na obiekt pełnoskalowy jest bardzo korzystne. Z kolei, Rys.5.3.3.2 przedstawia charakterystyki sprawnościowe w zależności od Q^I . Wszystkie charakterystyki są bardzo strome, zwłaszcza dla najniższych i środkowych otwarć. Dla najwyższych stają się coraz szersze, ale w lewym górnym obszarze charakterystyk pojawia się pętla, która odzwierciedla pojawienie się siodła. Jest to z pewnością obszar pracy maszyny, który może się cechować niestabilnością. **Niewielka zmiana natężenia przepływu może powodować duże wahania sprawności, czyli „przeskakiwanie” pomiędzy różnymi stanami obciążenia układu przepływowego.** Wklęsnięcia, czyli siodła są wyraźnie widoczne na charakterystykach zależności natężenia przepływu od szybkości obrotowej (Rys.5.3.3.3). Widać je począwszy od otwarcia kierownicy 30°, aż do najwyższego przebadanego otwarcia 40°.

Porównując wykresy mocy na wale dla obydwu turbin Francisa (Rys.5.2.1.6 oraz Rys.5.3.3.4), przyrost osiąganych maksymalnych mocy na wale w turbinie o wyższym wyróżniku (tzn. 94) nie jest już zauważalny. Z kolei, porównując moce w punktach optymalnych obydwu maszyn, turbina o wyróżniku 94 osiągnęła ~5% więcej mocy, podczas gdy natężenia przepływu są ~7% większe, a szybkości obrotowe ~12% większe. Maszyna ta charakteryzuje się więc widocznym przesunięciem w punkcie optymalnym w stronę wyższych mocy na wale (oraz natężeń przepływu i szybkości obrotowej), ale z kolei osiągane maksymalne moce są porównywalne z maszyną o wyróżniku 82, co jest wynikiem wzrastających oporów przepływu ze względu na coraz wyższe prędkości średnie. Prowadzi to do wniosku, że **dalsze podwyższanie wyróżnika szybkobieżności staje się mało celowe.** Inaczej rzecz ujmując, **projektowanie turbin Francisa o wyróżnikach powyżej $n_{SQ} > 100$ nie przyniesie już spodziewanego efektu w postaci przyrostu mocy maksymalnych, zatem jest to dowód na limit stosowania turbin Francisa ze względu na ich rodzaj konstrukcji układu przepływowego i wymusza wówczas konieczność zastosowania innego typu maszyny, tzn. Deriaza albo niskowyróżnikowego Kaplana.**

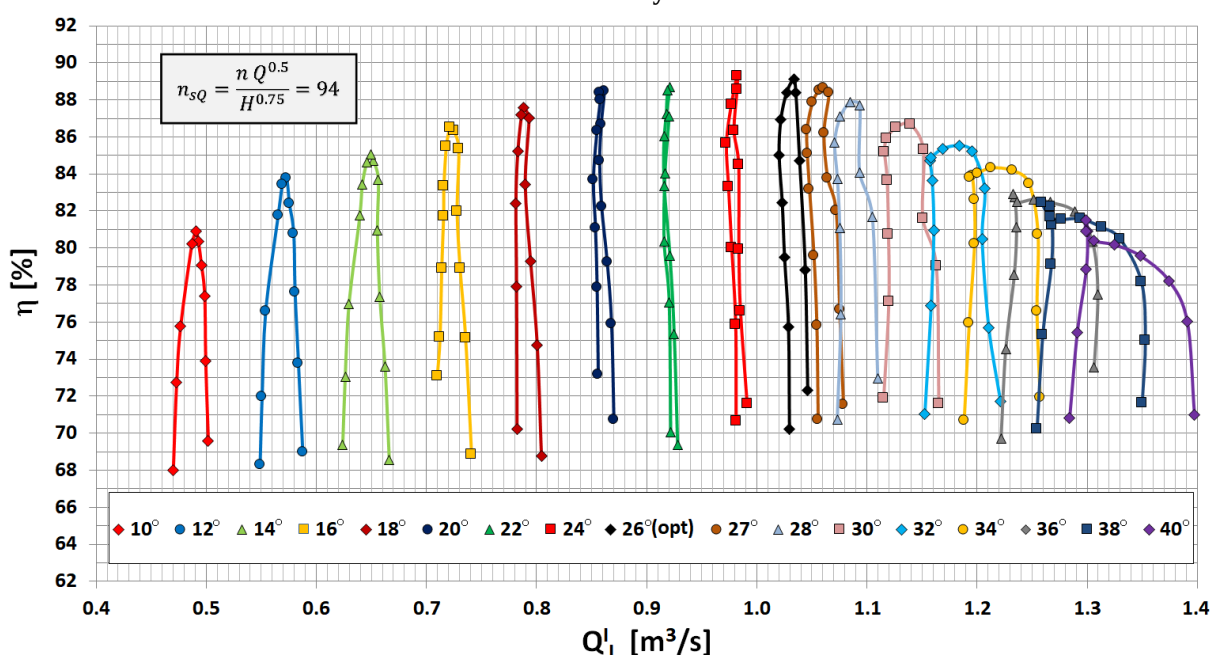
Natężenie przepływu nie jest jedyną wielkością, której przebiegi charakterystyk ujawniają siodła. Drugą taką wielkością jest moment obrotowy (na wale). Można nawet stwierdzić, że na charakterystykach momentu kształt siodła jest jeszcze bardziej wyraźny – Rys.5.3.3.5 (górny wykres). Na tym samym rysunku przedstawiono także wykres momentu oporowego (środkowy wykres), jaki jest generowany przez układ łopatkowy (był wyznaczany poprzez wprawienie turbiny w ruch obrotowy bez udziału wody, czyli generator był silnikiem napędowym układu wirującego w powietrzu). Opory przepływu kształtują się od 1.2% do nawet 8.5%, przy wzrastającej szybkości obrotowej. Przy czym udział strat jest tym mniejszy im większe jest otwarcie kierownicy. Zdiagnozowane wartości dla największego otwarcia (40°) wskazują, że dalsze otwieranie kierownicy nie ma wpływu na opory tarcia i nie mogą one ulec zmniejszeniu ponad krzywą strat wyznaczoną przez ww. otwarcie maksymalne zastosowane podczas badań, stąd można uznać, że jest to asymptota, do której dążą opory mechaniczne układu wirującego. Rys.5.3.3.5 (dolny wykres) przedstawia również charakterystyki momentu brodzenia wirnika dla prezentowanej maszyny, który jest zależnością wyznaczaną z założenia

teoretycznie o dużej niepewności dochodzącej, jak głosi norma, do 50%, ale z drugiej strony o znacznie mniejszym wpływie na bezwzględne wartości całkowitego momentu – od 0.15% do około 3.0%.

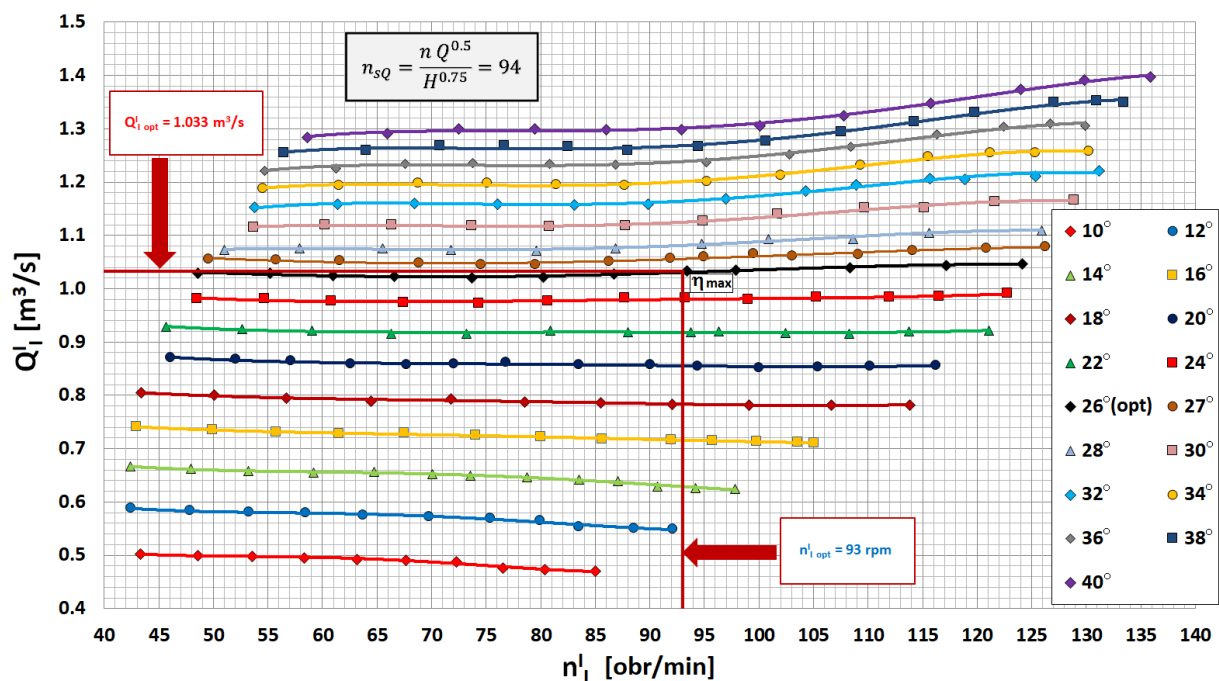
Przeprowadzone przeze mnie **rozpoznanie literaturowe wskazuje, że zdiagnozowane siodła w wysokowyóżnikowych turbinach Francisa** (zarówno o wyróżniku 82, jak i 94), **zostały przedstawione po raz pierwszy w publikacjach w ramach przedmiotowego cyklu habilitacyjnego [B5,B6]. Osiągnięcie to można uznać za wkład do literatury przedmiotu w skali już nie tylko krajowej, ale także międzynarodowej (światowej).**



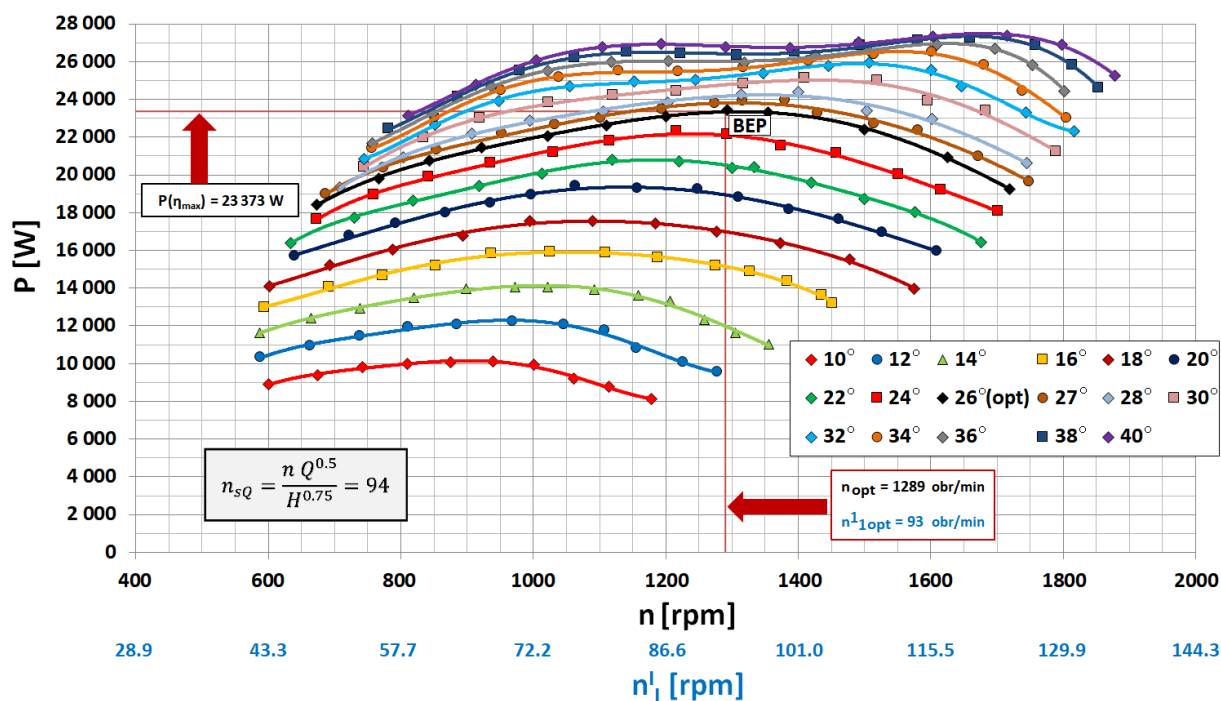
Rys.5.3.3.1. Badania podstawowe modelowej turbiny Francisa o wyróżniku 94 – krzywe sprawności η w zależności od podwójnie zredukowanej szybkości obrotowej n^1 przy stałych otwarciach łopatek kierowniczych.



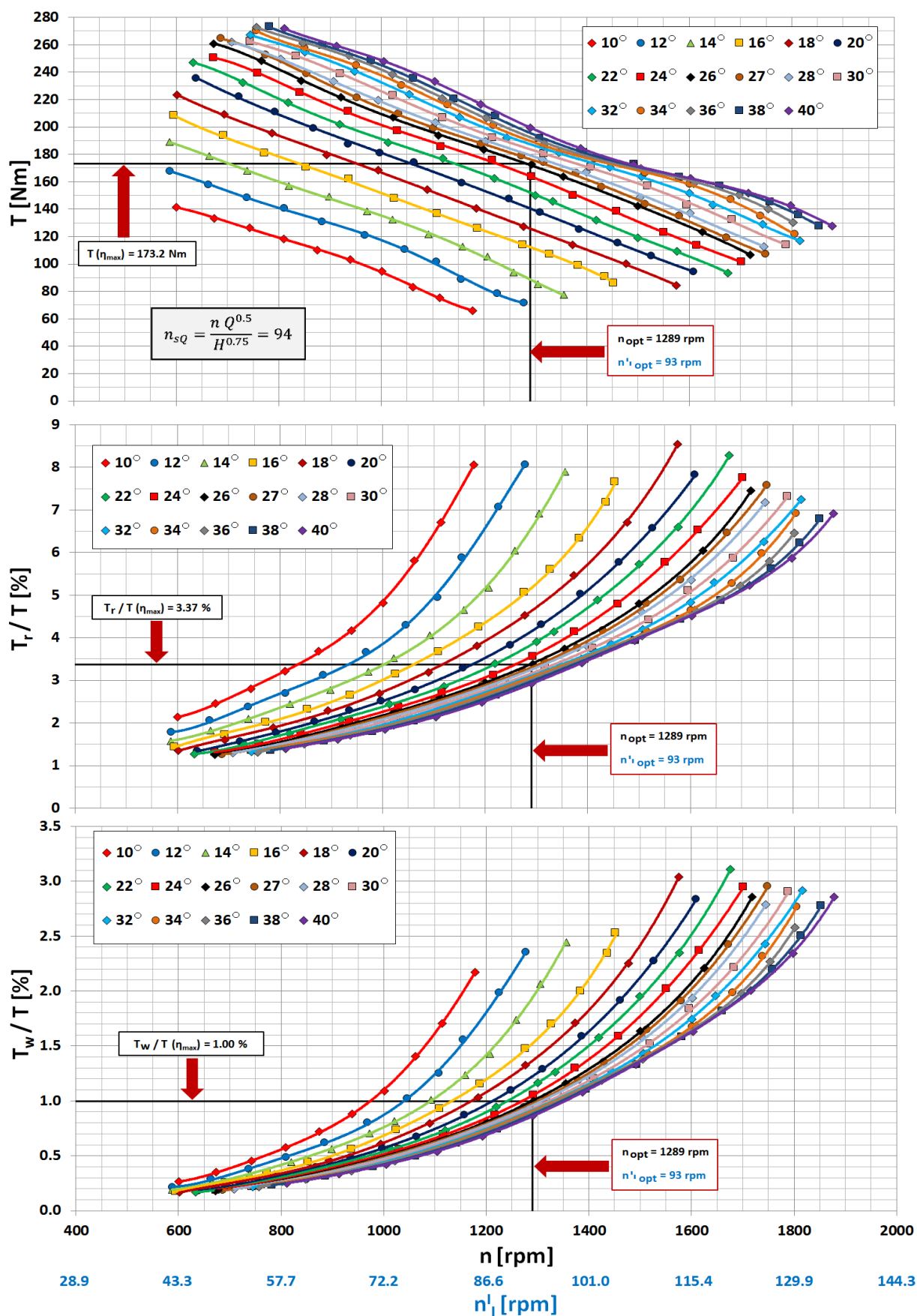
Rys.5.3.3.2. Badania podstawowe modelowej turbiny Francisa o wyróżniku 94 – krzywe sprawności η w zależności od podwójnie zredukowanego natężenia przepływu Q^1 przy stałych otwarciach łopatek kierowniczych.



Rys.5.3.3.3. Badania podstawowe modelowej turbiny Francisa o wyróżniku 94 – zależność podwójnie zredukowanego natężenia przepływu Q'_1 od podwójnie zredukowanej szybkości obrotowej n'_1 przy stałych otwarciach łopatek kierowniczych.



Rys.5.3.3.4. Badania podstawowe modelowej turbiny Francisa o wyróżniku 94 – zależność mocy na wale P od szybkości obrotowej n (także podwójnie zredukowanej n'_1) przy stałych otwarciach łopatek kierowniczych.



Rys.5.3.3.5. Badania podstawowe modelowej turbiny Francis'a o wyróżniku 94 – zależność momentu na wale T oraz względnego momentu oporowego T_r/T i momentu brożenia T_w/T od szybkości obrotowej n (także podwójnie zredukowanej n'_1) przy stałych otwarciach łopatek kierowniczych.

5.3.4. Badania eksperymentalne kawitacyjne

Metodologia badań kawitacyjnych była podobna jak w przypadku maszyny o wyróżniku szybkobieżności 82 i także użyto w niej wieloaspektowej diagnostyki kawitacyjnej (Rozdział IV.5.2.2) [B2,B7]. Podczas badań zakres kąta otwarcia kierownic zawierał się w przedziale od 10° do 32° . Przyjęto również 5 wartości podwójnie zredukowanych szybkości obrotowych: $n_I = 72, 82, 93$ (opt), 101 i 107 obr/min (szybkości są zaznaczone na Rys.5.3.3.1), co odpowiada bezwzględnym szybkościom obrotowym układu wirującego, odpowiednio: $n = 1000, 1136, 1289$ (opt), 1399 i 1483 obr/min.

Najniższe liczby kawitacyjne (zakres od około 0.015 do około 0.03) przy 3%-owym spadku sprawności turbiny (tzw. σ_3) są osiągane przy najmniejszych otwarciach łopatek kierowniczych, co zostało pokazane w Tabeli 3 w publikacji w ramach cyklu habilitacyjnego [B7-Tab.3]. Wraz ze wzrostem kąta otwarcia łopatek kierowniczych najniższe liczby kawitacyjne zwiększają się i osiągają wartości w zakresie od 0.08 do nawet 0.11, czyli wciąż relatywnie bardzo niskich. **Jest to interesująca obserwacja, pokazująca, że wysokobieżna turbina Francisa może zachować rozsądną sprawność również przy głębokim obciążeniu częściowym i nawet przy znacząco zaawansowanej kawitacji, stwarzającej znaczne zagrożenie dla pracy turbiny, a do czego nie wolno doprowadzić podczas eksploatacji maszyny. Tego faktu nie są w stanie zdiagnozować badania sprawnościowe (w tym gwarancyjne) prowadzone na elektrowniach zawodowych (których byłem wielokrotnie uczestnikiem), a co może być w konsekwencji bardzo niebezpieczne z punktu widzenia żywotności maszyny. Praca przy obciążeniu częściowym może być zatem szczególnie niebezpieczna, jeśli próbuje się używać wyłącznie kryteriów 1% i 3%-owych spadków sprawności, czyli wskaźników σ_1 lub σ_3 , jako wytycznych.** Wiąże się to z istnieniem wiru sznurowego krążącego w rurze ssącej bezpośrednio pod wirnikiem, zwłaszcza przy dużych szybkościach obrotowych. Poniżej przedstawiłem przykładowy Rysunek 5.3.4.1 z 5-oma charakterystykami sprawności w zależności od liczby kawitacyjnej σ dla kąta otwarcia łopatek kierowniczych 22° (łopatki znajdują się w niedociążeniu, choć nie głębokim). Stany kawitacyjne od szybkości obrotowej 93 obr/min (opt) w górę wskazują na występowanie wiru sznurowego krążącego obwodowo [B7]. Zauważyć należy, że początki wiru ujawniają się już dla relatywnie wysokich liczb kawitacyjnych ~ 0.7 (stany kawitacyjne oznaczone nr 1). Wraz ze wzrostem szybkości obrotowej wir staje się coraz bardziej szeroki. Trzeba w tym miejscu dodać, że zgodnie z przeprowadzonymi badaniami, obszar pracy przy wysokich szybkościach obrotowych jest atrakcyjny ze względów sprawnościowych (obszar na charakterystyce muszlowej na prawo od linii obrotów optymalnych (vide Rozdział IV.5.3.6)), ale także i dynamicznych, ponieważ praca w tym obszarze charakteryzuje się większą stabilnością przepływu, niż po lewej stronie charakterystyki muszlowej. Warto dodać, że dla najniższej szybkości obrotowej ($n_I = 72$ obr/min) w przepływie nie widać przy stanie nr 1 i o wyższych numerach (niższe σ) wyraźnych struktur wirowych. Jeżeli już, to są to wiry prostoosiowe, które generalnie są mniej szkodliwe dla struktury i pracy maszyny, ponieważ mają tendencję do szybkiego rozpraszania się i dysypowania.

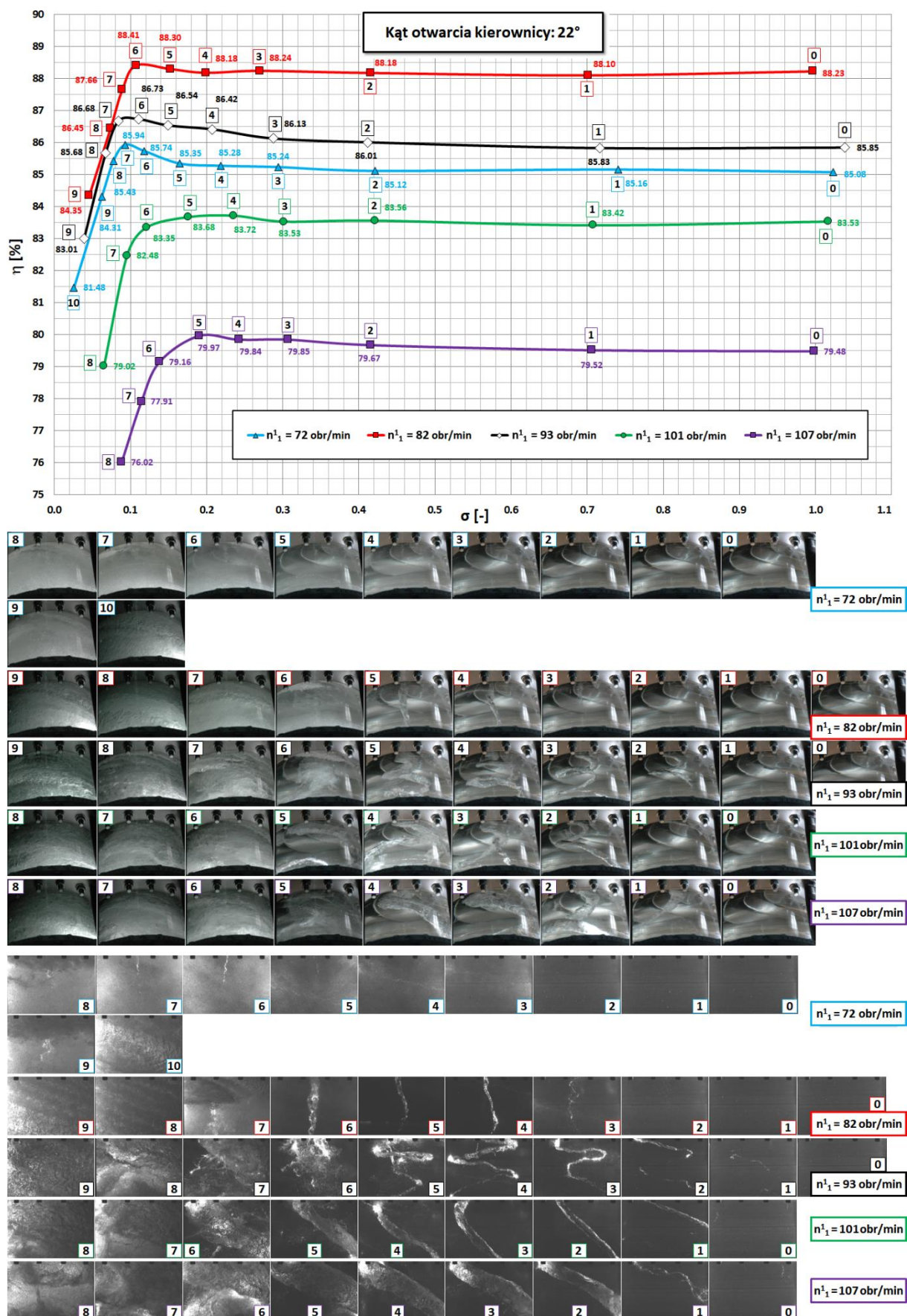
Z wielu uzyskanych rezultatów różnymi technikami diagnostycznymi kawitacji [B7] poniżej na rysunku Rys.5.3.4.2 przedstawiłem charakterystyki emisji akustycznej (pik-pik) w zależności od liczby kawitacyjnej σ przy 6-iu kątach otwarcia kierownicy. **Przy zmniejszaniu się liczby kawitacyjnej sygnał emisji akustycznej (EA) najszybciej reaguje na zmiany zachodzące w przepływie, wskazując na zaistnienie zjawiska kawitacji w przepływie.** Przy tym sygnale, średnie liczby kawitacyjne wskazujące na pojawienie się kawitacji były wyższe niż w innych przypadkach użytych sygnałów (fluktuacji ciśnienia pod wirnikiem w rurze ssącej lub przyspieszenia drgań rury ssącej i łożyska prowadzącego). Dla dwóch najniższych kątów otwarcia łopatki kierowniczej ($10^\circ, 14^\circ$) wyraźne zmiany przebiegu sygnału zaczynają się przy liczbie kawitacyjnej około 0.4. W przypadku kąta 18° zmiana sygnału zaczyna się przy 0.7, a następnie stabilizuje się do wartości 0.2, po czym następnie znacznie wzrasta. Dla dwóch wyższych kątów łopatek kierowniczych ($22^\circ, 26^\circ$ (opt)) zwiększone odczyty sygnału EA zaczynają się przy liczbie kawitacji około 0.2. Dla najwyższego mierzonego kąta

otwarcia (32°) zmiana sygnału zaczyna się w zakresie σ od 0.2 do 0.28 (w zależności od podwójnie zredukowanej szybkości obrotowej). Co istotne, wartości te są najbliższe diagnostyce kawitacji za pomocą wykonanej wizualizacji fotograficznej.

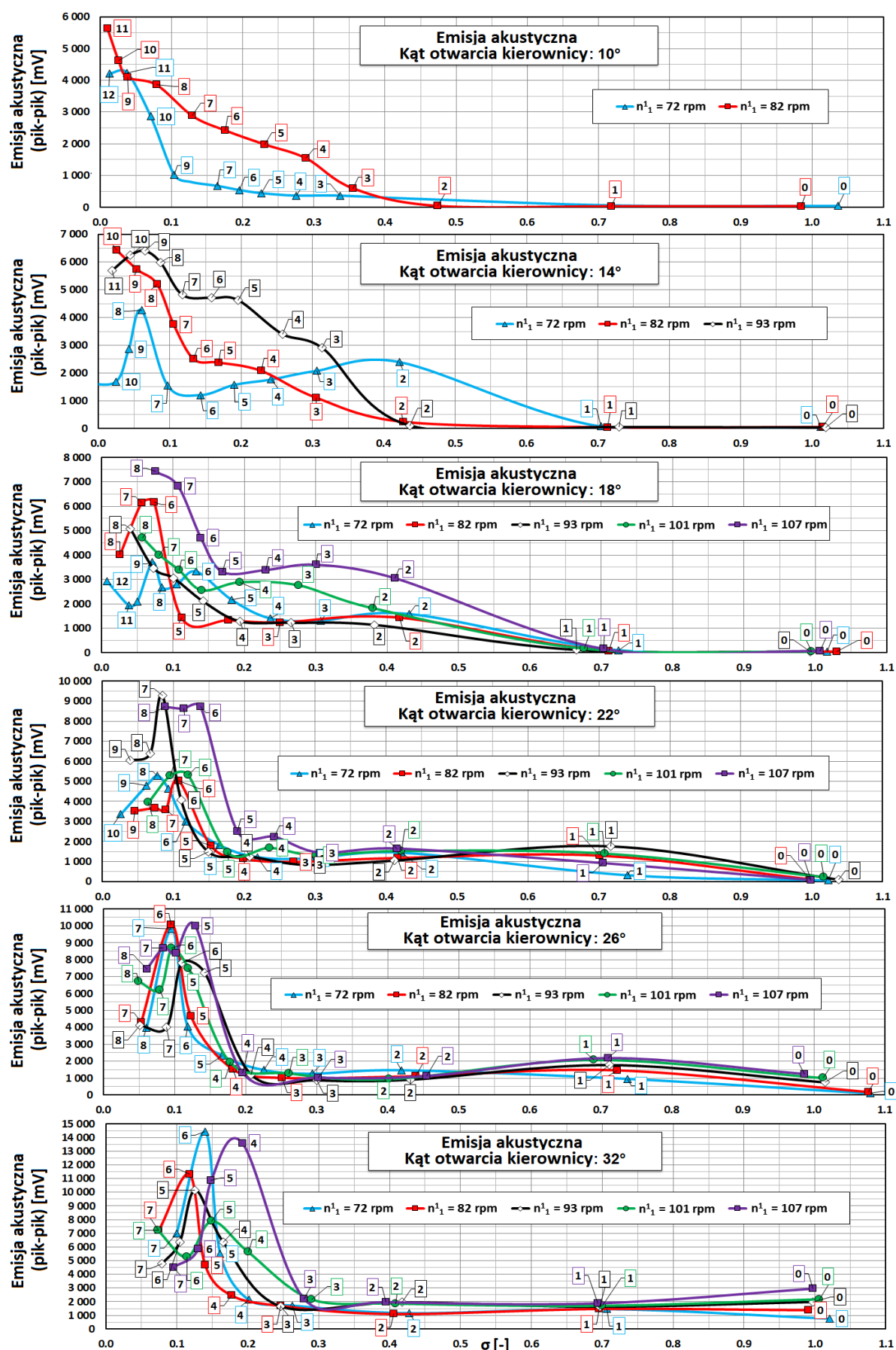
Należy zauważyć, że w niektórych warunkach sygnał diagnostyczny może wzrastać dość łagodnie wraz ze zmniejszaniem się liczby kawitacji σ , co rodzi uzasadnione pytania, jaką wartość σ należy uznać za krytyczną. W oparciu o doświadczenia można zalecić w każdym przypadku, aby nie ignorować wartości σ odpowiadającej początkowi sygnału i wskazać niższą wartość jako krytyczną na podstawie porównań z przebiegiem innych sygnałów i dokumentacji fotograficznej. Tabela 5.3.4.1 przedstawia porównanie wartości początkowej i krytycznej liczby kawitacji odnoszącej się do sygnału EA. Wartości są zauważalnie różne, zwłaszcza dla najniższych kątów otwarcia kierownicy maszyny.

Tab.5.3.4.1. Badania kawitacyjne modelowej turbiny Francisa o wyróżniku 94 – wartości początkowej ($\sigma_{EA\text{ pocz}}$) i krytycznej ($\sigma_{EA\text{ kryt}}$) liczby kawitacyjnej uzyskane za pomocą sygnału emisji akustycznej (EA), dla różnych wartości podwójnie zredukowanej szybkości obrotowej (n^I_1).

Kąt otwarcia kierownicy	10°	14°	18°	22°	24°	26°	28°	30°	32°
n^I_1 [obr/min]	Sygnał początkowy: $\sigma_{EA\text{ pocz}}$ [-]								
72	0.70	0.60	0.55	0.32	0.31	0.30	0.26	0.28	0.30
82	0.50	0.48	0.46	0.28	0.27	0.25	0.26	0.27	0.29
93	-	0.43	0.42	0.29	0.28	0.26	0.25	0.26	0.28
101	-	-	0.60	0.31	0.29	0.28	0.30	0.31	0.31
107	-	-	0.65	0.33	0.30	0.30	0.31	0.32	0.32
n^I_1 [obr/min]	Sygnał krytyczny: $\sigma_{EA\text{ kryt}}$ [-]								
72	0.22	0.65	0.55	0.21	0.20	0.21	0.22	0.25	0.25
82	0.40	0.50	0.50	0.19	0.18	0.18	0.20	0.20	0.25
93	-	0.45	0.45	0.15	0.20	0.20	0.20	0.25	0.25
101	-	-	0.50	0.17	0.21	0.20	0.26	0.25	0.28
107	-	-	0.65	0.30	0.22	0.20	0.28	0.29	0.28



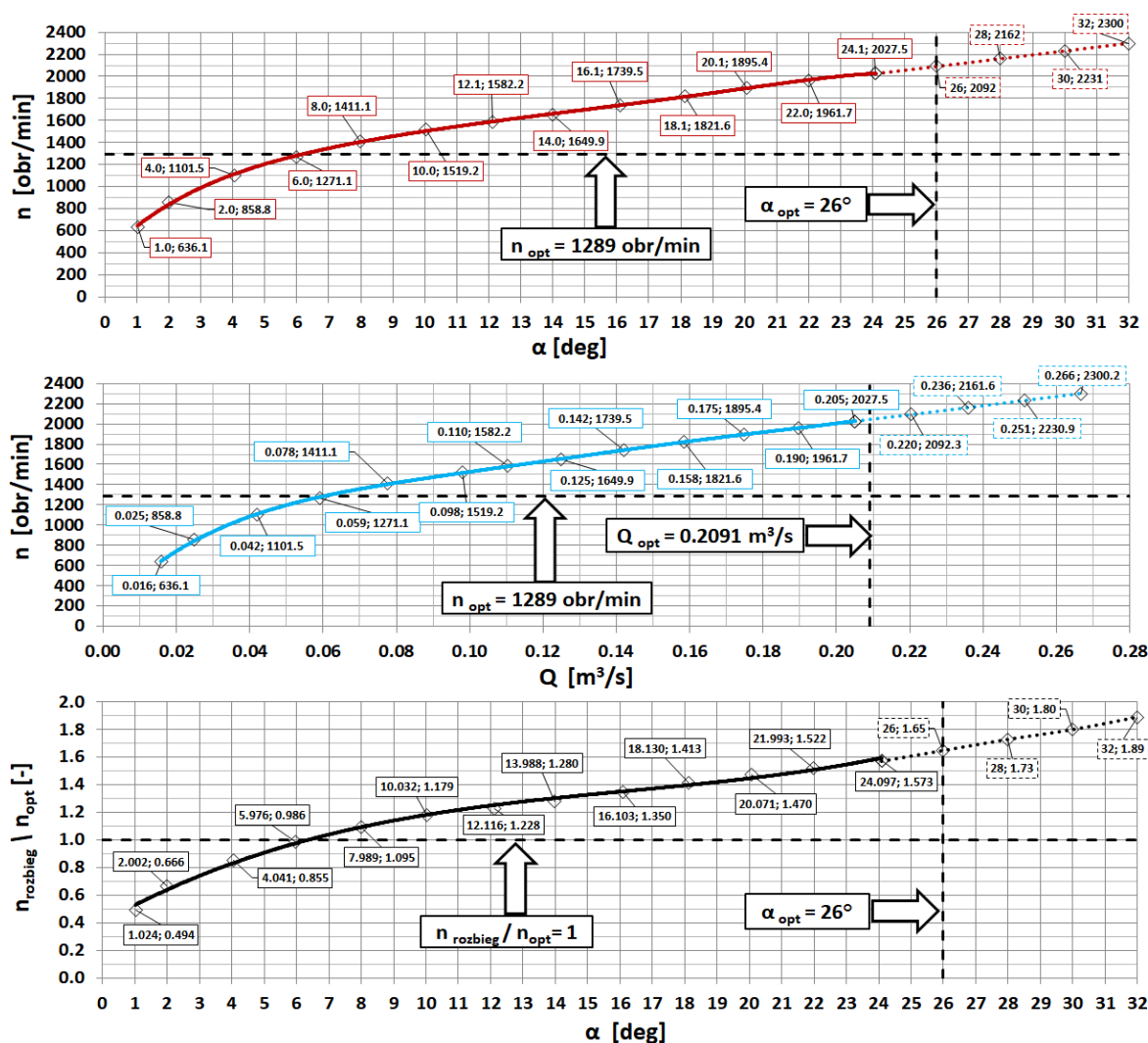
Rys.5.3.4.1. Badania kawitacyjne modelowej turbiny Francisa o wyróżniku 94 – charakterystyki kawitacyjne dla 5-iu podwójnie zredukowanych szybkości obrotowych (n_1) oraz wizualizacja przepływu dla kąta otwarcia łopatek kierowniczych 22° (częściowe niedociążenie).



Rys.5.3.4.2. Badania kawitacyjne modelowej turbiny Francis'a o wyróżniku 94 – charakterystyki emisji akustycznej w funkcji liczby kawitacji (σ) i podwójnie zredukowanej szybkości obrotowej (n_1) dla 6-iu kątów otwarcia łopatek kierowniczych.

5.3.5. Badania eksperymentalne rozbiegowe

Na Rysunku 5.3.5.1 przedstawiłem analogiczne charakterystyki, jak te opisane w Rozdziale IV.5.2.3, w przypadku turbiny o wyróżniku 82 (spad netto, czyli $H_n = 12$ m, był taki sam jak w badaniach podstawowych i kawitacyjnych). Badania przeprowadzono przy 13-tu kątach otwarcia łopatek kierowniczych α od 1° do 24° . Podczas badań kąty otwarcia ograniczyłem do 24° ze względu na szybkości obrotowe turbiny, które przekraczały 2000 obr/min przy tym otwarciu, ze względu na obawę, iż dalsze otwieranie może doprowadzić do zniszczenia generatora. Dlatego wykonałem ekstrapolację w celu ustalenia szybkości rozbiegowej przy otwarciu optymalnym (26°) i wyższych otwarciach (do 32°). Biorąc pod uwagę kształt charakterystyk rozbiegowych, ekstrapolacja nie powinna być obciążona znaczącym błędem. W badanym zakresie kąta otwarcia charakterystyki rozbiegowe nie osiągnęły asymptoty poziomej, a dalsze otwieranie łopatek ma wciąż tendencję do wzrastania szybkości rozbiegowej. Przy największym zastosowanym kącie otwarcia w badaniach (24°) relacja szybkości rozbiegowej (2028 obr/min) do szybkości optymalnej osiągnęła wartość około 1.67. Z kolei, przy szybkości optymalnej współczynnik rozbiegu wyniósł 1.65, a przy największym otwarciu 1.89. W porównaniu do maszyny z wyróżnikiem 82, w tym przypadku współczynniki rozbiegu są wyższe, ale jest to zrozumiałe, ponieważ maszyna umożliwia realizację większych natężeń przepływu wody, czego skutkiem są zwiększone szybkości rozbiegowe. Wciąż jednak znajdują się w zakresie zaleceń literaturowych [10] i pomimo dużych realizowanych natężeń przepływu nie wykraczają poza przyjęte standardy. Wpisuje się to zatem w zalety prezentowanej maszyny.



Rys.5.3.5.1. Badania rozbiegowe modelowej turbiny Francis'a o wyróżniku 94 – charakterystyki szybkości obrotowej w zależności od otwarcia kierownicy (α) i natężenia przepływu (Q) oraz charakterystyka współczynnika rozbiegu ($n_{rozbieg}/n_{opt}$) od otwarcia kierownicy.

5.3.6. Analiza produkcji energii

Poniżej przedstawiłem analizę produkcji energii, której celem jest wskazanie najlepszych obszarów pracy turbiny w zdefiniowanym jednostkowym okresie czasu T (czas pracy może być założony dowolnie, np. wielolecie), na podstawie opracowanej charakterystyki muszlowej maszyny o wyróżniku 94 – $\eta(Q_I^I, n_I^I)$ (bardziej szczegółowo pokazałem to w publikacji dołączonej do cyklu publikacyjnego [B6]). Zakładając, że maszyna pracuje średnio przez $\frac{3}{4}$ roku (liczba godzin w roku (365 dni) wynosi: $R = 8760$ h), można uzyskać założenie o średniej liczbie godzin pracy maszyny, jak następuje:

$$T = \frac{3}{4} * R = 6570 \text{ h} \quad (5.3.6.1)$$

Przyjmuje się, że na krzywej konsumpcyjnej rzeki taki przepływ trwa przez około od 9 do 10 miesięcy w roku, czyli właśnie od $\frac{3}{4}$ do $\frac{5}{6}$ roku. Pozostałe godziny, podczas których hydrozespół nie pracuje, wynikają z okresowych obowiązkowych przestojów (np. przegląd okresowy), niespodziewanych awarii oraz przepływów podczas suszy lub powodzi.

Praca pełnoskalowej maszyny dobranej poza punktem optymalnym jest zawsze obciążona niższą sprawnością. Jednakże produkcja energii E może być wyższa/równa lub niższa/równa od produkcji energii turbiny o parametrach optymalnych, co można łatwo udowodnić. Oczywiście najbardziej interesującym jest ten pierwszy zakres pracy. Zatem celem jest wyznaczenie obszaru na charakterystyce muszlowej, na której przyrost energii będzie większy lub równy od przyrostu w punkcie optymalnym (maksymalnej sprawności).

Ponieważ charakterystyka muszlowa oznacza parametry turbiny o średnicy wirnika $D = 1$ m, pracującej pod spadem także $H = 1$ m, stąd jest to szacowanie jednostkowe, które następnie można przeskalować na dowolny obiekt terenowy. Sprawność w punkcie optymalnym (opt) oraz pozaoptymalnym (off) można odpowiednio wyrazić zależnością.

$$\eta_{opt,off} = \left(\frac{M_I^I \omega_I^I}{\rho g Q_I^I \frac{H}{1m}} \right)_{opt,off} \quad (5.3.6.2)$$

Roczna energia produkowana podczas pracy będzie wyrażona jak następuje.

$$E_{opt,off} = \int_0^T \left(\rho g \eta Q_I^I \frac{H}{1m} \right)_{opt,off} dt = \rho g (\eta Q_I^I)_{opt,off} \underbrace{\Delta t}_{(T-0)} = \rho g \eta_{opt,off} Q_{I_{opt,off}}^I T \quad (5.3.6.3)$$

gdzie: t – czas, $T = T_{opt} = T_{off}$ – założona liczba godzin pracy turbiny w roku, ρ – gęstość, g – przyspieszenie ziemskie.

Jak wspomniano, różnica w przyroście produkcji energii rocznej na charakterystyce muszlowej spełnia relację:

$$\Delta E = E_{off} - E_{opt} \leq 0 \quad (5.3.6.4)$$

Z punktu widzenia produkcji energii, interesujący jest tylko przypadek, kiedy będzie dodatni przyrost produkcji energii w tym samym czasie T . Stąd będzie:

$$\Delta E = E_{off} - E_{opt} = \rho g T (\eta_{off} Q_{I_{off}}^I - \eta_{opt} Q_{I_{opt}}^I) > 0 \quad (5.3.6.5)$$

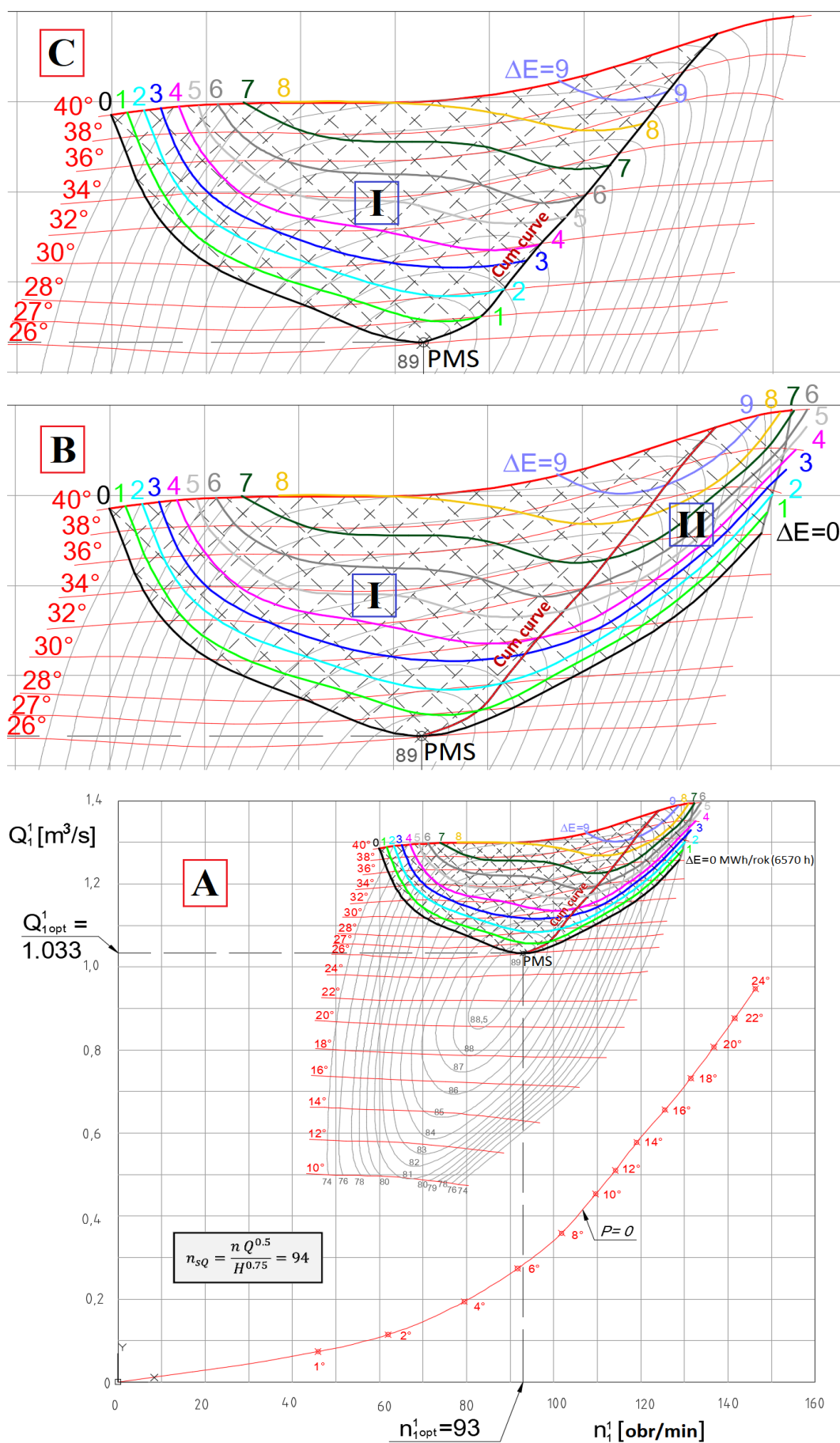
Przy takim podejściu okazuje się, że dla poszczególnych ustawień kierownicy maszyny tylko ustawienia większe od optymalnego generują większą produkcję. W przedmiotowym przypadku są to ustawienia otwarcia kierownicy począwszy od 26° . Oczywistym faktem jest, że w punkcie maksymalnej sprawności (PMS) $\Delta E = 0$.

W dalszej części takie szacowanie zostało wykonane na przykładzie turbiny Francisa o wyróżniku 94, ale jest to możliwe również dla innych rodzajów turbin (np. Kaplana, semi-Kaplana lub śmigłowej). Wyznacza to pewien trend zmian, na podstawie którego można dobierać turbiny o zwiększonej

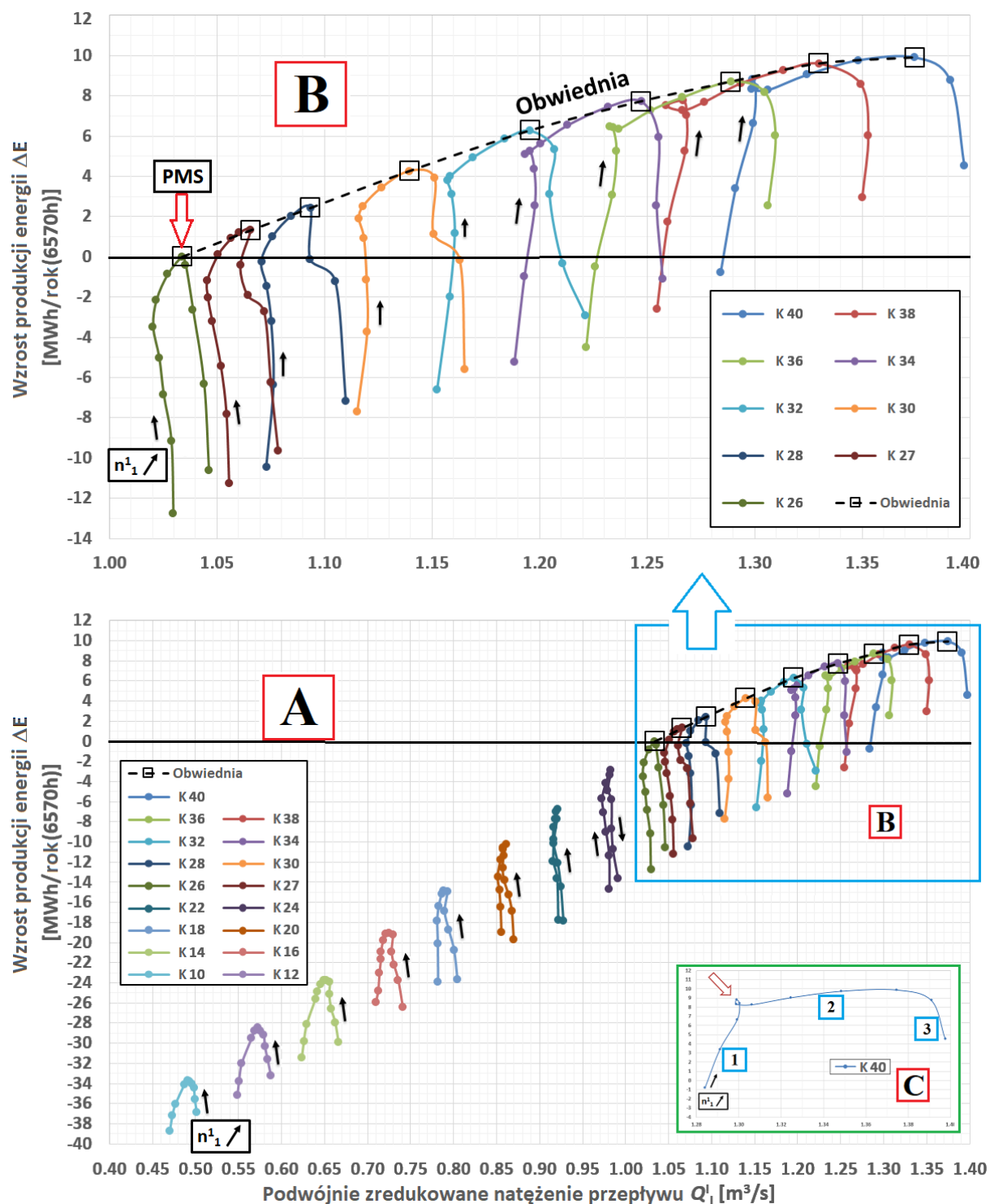
produkcji energii w porównaniu do obszaru pracy o sprawności maksymalnej lub bliskiej temu. Dla przedmiotowej turbiny Francisa o średnicy $D = 1\text{ m}$ i pracującej pod spadem $H = 1\text{ m}$ uzyskuje się rocznie (przy założeniu pracy przez T godzin), mimo spadku sprawności, wyższą produkcję energii w wyróżnionym obszarze charakterystyki muszlowej przedstawionej w dolnym widoku A na Rys.5.3.6.1 oraz środkowym widoku B, który jest powiększeniem dodatniego obszaru produkcji energii. Jest to obszar powyżej linii $\Delta E = 0$ (szczegółowo oznaczony jako połączenie obszarów I oraz II), przechodzącej przez punkt optymalny. Maksymalnie dla założonych parametrów przyrost ΔE jest w przybliżeniu 10 MWh/rok (6570 h). Generalnie nie jest to duża wartość, ale zakładając większe średnice wirnika turbiny, a zwłaszcza wysokości spadów wartości przyrostu energii zaczynają już znacząco rosnąć osiągając setki, tysiące i więcej MWh energii wyprodukowanej więcej. Zaznaczony obszar jest statystycznie najlepszym obszarem parametrów do doboru turbiny na obiekt rzeczywisty, a taki sposób dobierania turbiny sprawia, że jej praca nie będzie obciążona niższą produkcją energii. Dodatkowo, jak już wspomniano, efekty dynamiczne wskazują na podstawie własnych obserwacji pracy maszyny podczas modelowych badań energetycznych, że najlepszy obszar pracy maszyny zaczyna się powyżej obrotów optymalnych, co objawia się (lub jest wynikiem) zmniejszonym hałasem oraz mniejszymi drganiami.

Przebieg krzywych $\Delta E = f(Q_I^I)$, w zależności od stałego kąta otwarcia kierownicy pokazano na Rys.5.3.6.2 (dolny wykres oznaczony jako A). Na tym samym rysunku pokazano powiększenie obszaru o dodatnim przyroście produkcji energii (górny wykres oznaczony jako B). Na krzywych można zaobserwować 3 fazy zmian. Widać wyraźnie, że na każdej krzywej najpierw ΔE szybko wzrasta (faza 1), po czym następuje stan charakteryzujący się znacznie mniejszym przyrostem ΔE (faza 2). Na końcu następuje gwałtowne załamanie się krzywych (faza 3). Można to przedstawić na przykładzie pokazanym na Rys.5.3.6.2 (szczegół oznaczony jako C), który przedstawia przebieg przyrostu ΔE dla kąta otwarcia kierownicy 40° (K 40). Ciekawą obserwacją jest obszar pomiędzy fazą 1 i fazą 2, który charakteryzuje się pętlą przebiegu (czerwona strzałka), co oznacza obszar siodła na charakterystyce sprawnościowej.

Najlepszym obszarem pracy są punkty o największej wartości Q_I^I w obszarze fazy 2, które można połączyć obwiednią, pokazaną na Rys.5.3.6.2 (górny wykres oznaczony jako B). Przekładając wartości obwiedni na charakterystykę muszlową – Rys.5.3.6.1, powoduje to odcięcie obszaru oznaczonego jako II, pozostawiając tylko obszar oznaczony jako I (widok C), który wyznacza obszar najlepszego doboru parametrów turbiny, pozbawionego gwałtownego załamania się przyrostu produkcji energii. Na Rysunku 5.3.6.2 pokazano również strzałkami charakter zmian kursu podwójnie zredukowanej szybkości obrotowej n_I^I (widok B). W przedziale otwarć kierownicy od najniższego do 22° (K 22) wzrost szybkości obrotowej zaczyna się dla większych wartości natężenia przepływu Q_I^I . Począwszy od otwarcia kierownicy 24° (K 24), aż do największego 40° (K 40), trend zmian ulega zmianie na przeciwny.



Rys.5.3.6.1. Badania podstawowe modelowej turbiny Francis o wyróżniku 94 – charakterystyka uniwersalna (szczegół A) turbiny oraz obszar dodatkiego przyrostu produkcji energii (szczegóły B i C).



Rys.5.3.6.2. Badania podstawowe modelowej turbiny Francisa o wyróżniku 94. Widok dolny – wzrost/spadek produkcji energii na rok pracy hydrozespołu (6570 h) dla wszystkich kątów otwarcia łopatk kierowniczej, widok górny – wzrost produkcji energii na rok pracy hydrozespołu dla kątów otwarcia łopatek kierowniczych $\geq 26^\circ$ (kąt optymalny).

6. Omówienie wybranych prac nad modelową niskospadową turbiną semi-Kaplana o średnim wyróżniku szybkobieżności 160

6.1. Wstęp

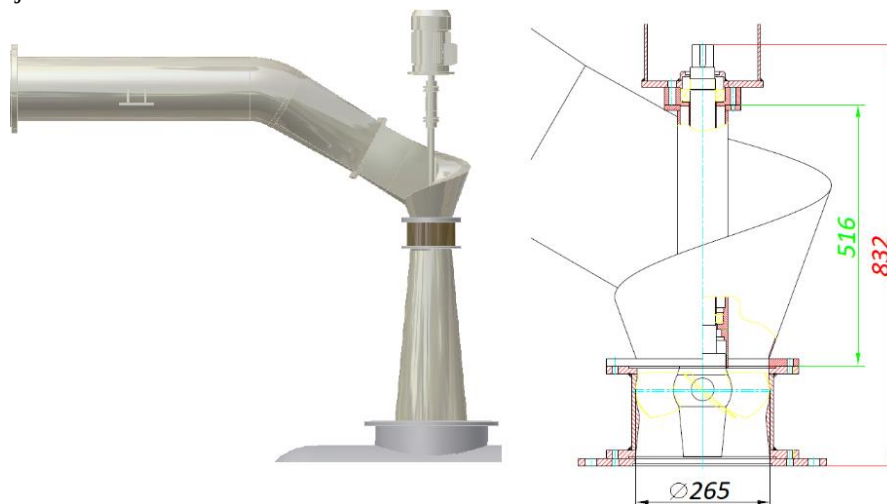
Prace dotyczące modelowej turbiny o osi pionowej semi-Kaplana (prace miały znacznie szerszy zakres), czyli turbiny posiadającej regulację tylko łopatek wirnikowych, prowadziłem w ramach prac badawczo-rozwojowych podwykonawczych dla konsorcjum firm: 1) AQUA-TECH sp. z o.o. z Trzebnicy (Lider), 2) Przedsiębiorstwo Budowy i Eksploatacji Elektrowni Wodnych WODEL sp. z o.o. z Nowej Soli, 3) Przedsiębiorstwo Handlowo-Usługowe ELMARK sp. z o.o. z Zielonej Góry. Drugim naukowym podwykonawcą poza IMP PAN był Instytut Napędów i Maszyn Elektrycznych KOMEL z Katowic. Projekt był finansowany ze środków Narodowego Centrum Badań i Rozwoju, i został wykonany w latach 2020÷2023 [N2]. Wniosek nosił numer POIR.01.02.00-00-0251/16 i miał tytuł „Opracowanie technologii niskospadowej modułowej elektrowni wodnej o wysokiej efektywności energetycznej i minimalnej ingerencji w środowisko”. Byłem kierownikiem wszystkich prac w IMP PAN, które składały się z 7 etapów, m.in. numeryczno-eksperymentalnych. W rezultacie prac powstała publikacja wchodząca do cyklu habilitacyjnego [B3], a także został przygotowany i złożony wniosek patentowy [U1] (wcześniej w trakcie procedowania), w którym jestem pierwszym autorem.

Przedmiotową turbinę wraz z poglądowymi wymiarami pokazałem na Rysunku 6.1.1 (kształt zabudowy wynika z dostosowania do stanowiska do badań turbin wodnych IMP PAN). **Turbina ta jest znakomitym przykładem w miarę prostego i taniego rozwiązania, ściśle przeznaczonego do zastosowania na niskie spady, w celu minimalizacji kosztów instalacji i czasu zwrotu nakładów. Nie posiada klasycznego układu kierowniczego, a kręt łopatek jest realizowany za pomocą specjalnie ukształtowanego układu spiralnego, tzw. helisy (posiada tylko 4 łopatki wsporcze utrzymujące razem część wirującą z obudową), co czyni tę turbinę wyjątkową nie tylko w skali krajowej, ale również międzynarodowej.** Pomysł i konstrukcja zasilania spiralnego powstały w latach 90-tych XX wieku na Politechnice Gdańskiej (w Katedrze Maszyn Wirnikowych i Mechaniki Płynów). Autorem (lub głównym autorem) był śp. dr hab. inż. Janusz Iwan (po doktoracie brałem udział w kreśleniu geometrii zasilania spiralnego do obliczeń CFD). Sposób kierowania wody przed wirnikiem został opatentowany. Obecnie konstrukcja jest wdrażana w instalacjach przez firmę WODEL z Nowej Soli, która jest jej właścicielem.

W ramach prac w przedmiotowym projekcie przeprowadziłem prace eksperymentalne (podstawowe i rozbiegowe) z 4-łopatkowym wirnikiem o średnicy $D = 265$ mm, gdzie łopatki zostały zaproponowane przez firmę WODEL. Zastosowanie 4-łopatkowego wirnika oznacza, że z punktu widzenia bieżności nie jest to typowo wysokobieżna turbina, ale jej prostota znakomicie ją predestynuje do niskospadowej zabudowy, czyli tam gdzie występuje konieczność poszukiwania niskich kosztów wykonania hydrozespołu. Dodatkowo, w ramach powierzonych prac wykonałem również (jednoosobowo) wielowariantowe obliczenia typu CFD, które miały na celu sprawdzenie działania turbiny pod kątem osiągniętej sprawności hydraulicznej przy wirniku z 2-oma zamiennymi różnymi kształtami łopatek oraz przy ich różnej liczbie (3, 4 lub 5). W dalszej części pokrótce opisałem rezultaty.

Celem całego projektu była opracowanie możliwości stosowania hydrozespołu w tzw. zabudowie modułowej. Wówczas komponenty maszyny stają się wymiennymi zespołami (modułami), a konfiguracja może przybierać dowolne kształty. Oznacza to, że m.in. turbina może być w łatwy sposób wymieniona na inny rodzaj (Kaplana lub śmigłowa), włączając w to modyfikację kształtu układu dolotowego oraz rury ssącej. Dodatkowo, w ramach projektu prowadzono prace nad typoszeregiem wymiennych generatorów opartych o magnesy pierwiastków ziem rzadkich, czyli tzw. generatorów PMG (możliwość pracy hydrozespołu ze zmienną szybkością obrotową). Jeszcze inną modyfikacją może być instalacja jazowa (Lider projektu był/jest producentem jazów gumowych), która jest wyposażona w ruchome zamknięcia kompozytowe (tzw. zamknięcia powłokowe) i których

działanie nie powoduje zatorów wodnych podczas przepływów wysokich i powodziowych. Innymi słowy, **przeprowadzone prace miały na celu opracowanie rozwiązań zunifikowanych, co do technologii budowlanych** (prefabrykowane elementy żelbetowe jazu i siłowni, a także przepławki dla ryb), **jak i również turbin oraz generatorów PMG. Wszystko to ma na celu obniżanie kosztów oraz wprowadzenie elastyczności w zmianach kształtu bez dużych nakładów i łatwej produkcji poszczególnych komponentów.** Jako turbinę wybrano turbinę semi-Kaplana z nieklasycznym napływem spiralnym, którą można traktować jako przykład zastosowania w takiej modułowej niskospadowej elektrowni.



Rys.6.1.1. Szkic bryłowy modelowej turbiny semi-Kaplana o osi pionowej z nieklasycznym napływem spiralnym wrysowanej do stanowiska IMP PAN do badań laboratoryjnych turbin wodnych (lewy widok) oraz przekrój przez turbinę wraz z jej głównymi wymiarami (prawy widok).

6.2. Badania numeryczne i laboratoryjne turbiny semi-Kaplana o średnim wyróżniku szybkobieżności 160

6.2.1. Obliczenia numeryczne wpływu zmiany kształtu i liczby łopatek wirnika na sprawność turbiny

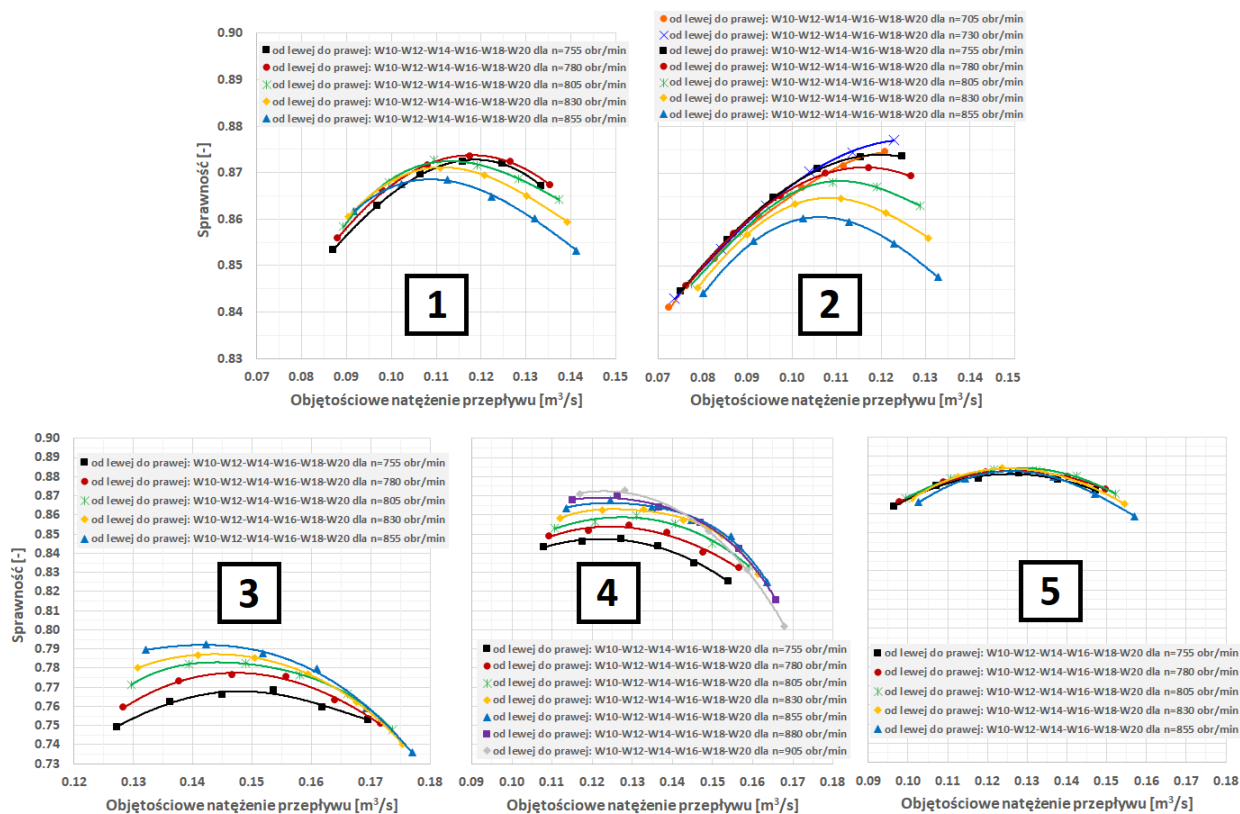
W ramach badań numerycznych nad podstawowymi parametrami energetycznymi turbiny semi-Kaplana wykonałem samodzielnie wielowariantowe obliczenia dla 5-iu wariantów (w ramach prac wykonałem ich więcej, ale tu są ograniczone do 5-iu) z różnymi rodzajami łopatek wirnika oraz z różnymi liczbami tychże łopatek. Wielowariantowość polegała na zmianie w obliczeniach kąta ustawienia łopatek wirnika od 10° do 20° , co 2° (na rysunkach oznaczenia W10, W12, itd.) oraz szybkości obrotowej od 705 do 905 obr/min, co 25 obr/min. W obliczeniach zastosowałem 2 rodzaje łopatek wirnika. Pierwszy kształt został zaproponowany został przez firmę Wodeł (ten kształt został użyty w badaniach eksperymentalnych, jako 4-łopatkowy wirnik) oraz drugi kształt, którym była łopaska zaprojektowana przeze mnie w turbinie Kaplana o wyróżniku szybkobieżności 260, omówiona w Rozdziale IV.4. Dodatkowo, wykonałem także obliczenia dla wirników z 3-ema, 4-ema i 5-ioma łopatkami. Takie podejście miało walory poznawcze, mające na celu zwiększenie doświadczenia przy doborze wirnika do zastosowania pełnoskalowego. Finalnie, użyte konfiguracje (warianty) były następujące (generalnie było ich więcej).

1. Układ przepływowy turbiny semi-Kaplana z 4-łopatkowym wirnikiem WODEŁ.
2. Układ przepływowy turbiny semi-Kaplana z 5-łopatkowym wirnikiem WODEŁ.
3. Układ przepływowy turbiny semi-Kaplana z 3-łopatkowym wirnikiem IMP PAN.
4. Układ przepływowy turbiny semi-Kaplana z 4-łopatkowym wirnikiem IMP PAN.
5. Układ przepływowy turbiny semi-Kaplana z 5-łopatkowym wirnikiem IMP PAN.

W przypadku zaprojektowanej przeze mnie łopatki z turbiny Kaplana obliczenia miały odpowiedzieć na pytanie, jak będzie ona pracować w turbinie w wirniku o innej liczbie łopatek niż 3. Kwestia była uzasadniona, ponieważ łopatka została ściśle zaprojektowana do pracy w wirniku szybkoobrotowym z 3-ema łopatkami. W ten sposób stanowiło to wyzwanie naukowo-poznawcze.

Rezultaty obliczeń charakterystyk sprawności hydraulicznej w zależności od natężenia przepływu przy stałych szybkościach obrotowych – Rys.6.2.1.1 – wskazują, że najlepsza konfiguracja wirnika pod względem liczby łopatek byłaby z 5-oma łopatkami. Potwierdzają to wyniki zarówno porównania między sobą rezultatów dla wirnika z łopatkami firmy WODEL (warianty 1 i 2) oraz porównania między sobą rezultatów dla wirnika z łopatkami własnymi (warianty 3, 4 i 5). Generalnie najlepszą maksymalną sprawność, czyli około 88.5%, osiągnęła turbina z geometrią wirnika z własnymi łopatkami (wariant 5). Co bardziej interesujące, wszystkie charakterystyki dla tego przypadku są na zbliżonym poziomie pod względem maksimów sprawności, a więc praca takiej maszyny w szerokim zakresie regulacji szybkości obrotowej byłaby relatywnie bardzo wysokosprawna i w związku z tym jest to atrakcyjny wariant do zastosowania. Zwrócić uwagę można na fakt, że przypadki obliczeniowe z wirnikami o liczbie łopatek 4, tylko nieznacznie odbiegają od rezultatów z 5-ioma łopatkami. Obniżka maksymalnych sprawności hydraulicznej jest rzędu około 1 do 1.5%. Natomiast zdecydowanie odstają wyniki dla przypadku z 3-ema łopatkami (tylko jeden taki wariant nr 3 jest zestawiony), gdzie sprawność nie przekroczyła 80%. Można przypuszczać, że podobnie byłoby w przypadku, gdyby zastosować wirnik z 3-ema łopatkami firmy WODEL. Oznacza to, że przedmiotowa turbina z całą pewnością nie jest wysokobieżną maszyną. Nadaje się przede wszystkim na spady tzw. średnie, co w warunkach polskich może oznaczać wysokości od 5-iu metrów. Wówczas może ona osiągać znacząco lepsze parametry energetyczne (choć nie najlepsze, co wynika z obszaru statystycznych zastosowań w technice dla turbin średniobieżnych i co obrazuje Rys.3.1.1). Średniobieżność tej maszyny potwierdziły w dalszej kolejności przedstawione badania eksperymentalne. Stosowanie tej turbiny na najniższe spady może wynikać tylko i wyłącznie ze stosunkowo prostej konstrukcji tej maszyny, a co za tym idzie niskich kosztów produkcji i taki jest cel jej promowania oraz stosowania. Dodatkowo, turbiny semi-Kaplana posiadają szersze charakterystyki niż turbiny śmigłowe (regulacja tylko kierownicami), co daje przewagę pod względem możliwości utrzymywania relatywnie wysokich parametrów i uzasadnia stosowanie w sytuacjach wymuszających obniżanie kosztów zamiast turbin Kaplana, mających podwójną regulację kierownicy i wirnika.

W teorii maszyn wirnikowych powszechnie wiadomo, że nie można stosować dowolności w doborze kształtu wirnika i liczby łopatek, a taki błąd często jest popełniany przez użytkowników turbin wodnych, ponieważ może mieć to bardzo złe konsekwencje z punktu widzenia sprawności, a finalnie produkcji energii. Przeprowadzone przeze mnie badania numeryczne wyraźnie wskazały, że liczba łopatek ma ogromne znaczenie dla sprawności hydraulicznej maszyny (nie rozstrzygając sprawności całkowitej maszyny).



Rys.6.2.1.1. Badania numeryczne modelowej turbiny semi-Francisa o wyróżniku 160 – sprawność w zależności od natężenia przepływu dla różnych wariantów konfiguracji wirnika (oznaczenia 1÷5 są zgodne z kolejnością opisanych w tekście wariantów).

6.2.2. Badania eksperymentalne podstawowe

Badania eksperymentalne podstawowe (badania wykonywałem jednoosobowo) pozwoliły na wyznaczenie charakterystyk energetycznych i w rezultacie określenie szybkobieżności maszyny. W turbinie użyto 4-łopatkowego wirnika (średnica 265 mm) z łopatkami firmy WODEL (oznaczony jako wariant nr 1 w poprzednim podrozdziale). Wielowariantowe badania wykonane zostały przy spadzie netto $H = 2$ m, dla różnych położów kątowych otwarcia wirnika oraz szybkości obrotowej – Rys.6.2.2.1.



Rys.6.2.2.1.

Turbina modelowa semi-Kapłana o osi pionowej z nieklasycznym napływem spiralnym na stanowisku do badań turbin wodnych w IMP PAN (lewe zdjęcie: widok z boku, prawe zdjęcie: widok „pod prąd” napływu wody).

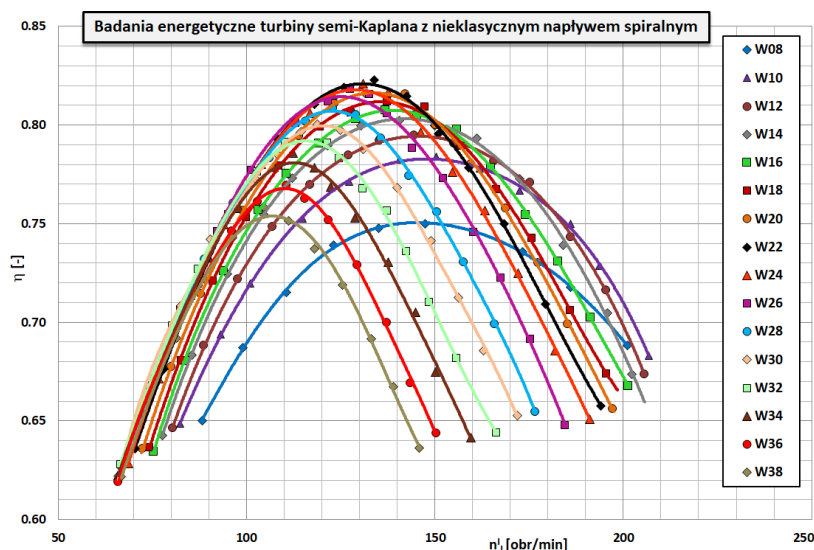
W punkcie maksymalnej sprawności (PMS) modelowa turbina semi-Kapłana z nieklasycznym napływem spiralnym o osi pionowej osiągnęła następujące parametry:

- ustawienie katowe łopatek wirnika: 22° ,
- sprawność turbiny: $\eta = 82.1 \%$,
- kinematyczny wyróżnik szybkobieżności: $n_{sQ} = 160$ (dynamiczny: $n_{sN} = 584$),
- podwójnie zredukowana szybkość obrotowa: $n_I^I = 131$ obr/min,
- podwójnie zredukowane objętościowe natężenie przepływu: $Q_I^I = 1.457$ m³/s,
- szybkość obrotowa: $n = 714$ obr/min,
- objętościowe natężenie przepływu: $Q = 0.144$ m³/s,
- moc (na wale): 2.33 kW.

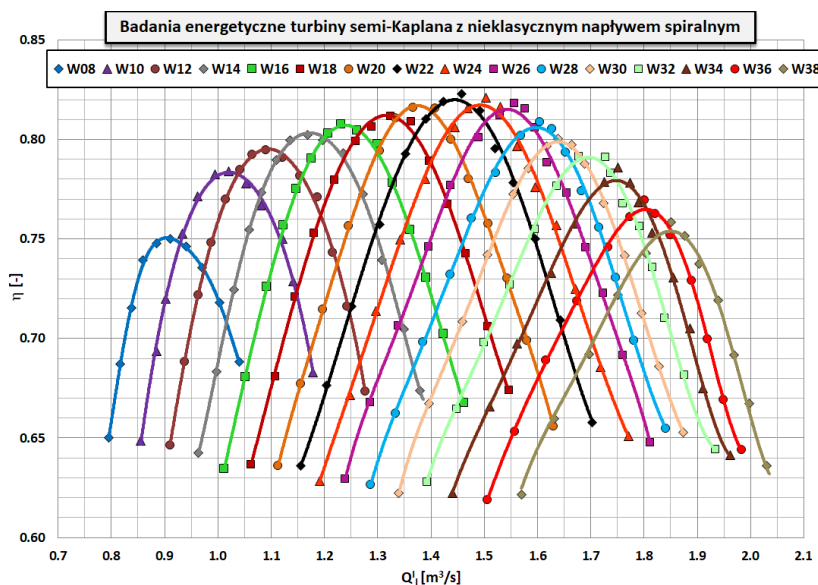
Poniżej, odpowiednio na Rysunkach 6.2.2.2 oraz 6.2.2.3, zamieściłem wykresy zbiorcze charakterystyk sprawnościowych, w zależności od podwójnie zredukowanej szybkości obrotowej n_I^I oraz podwójnie zredukowanego objętościowego natężenia przepływu Q_I^I . Zakres zmienności n_I^I zawiera się w przedziale od 55 do 210 obr/min. Natomiast zakres zmienności Q_I^I zawiera się w przedziale od 0.8 do 2.05 m³/s. Z kolei na Rysunku 6.2.2.4 przedstawiłem charakterystykę muszlową wyznaczoną na podstawie badań eksperymentalnych (lewy widok) oraz nomogram doboru (prawy widok) na obiekty pełnoskalowe (zawodowe).

Charakterystyka sprawnościowa dla najniższego otwarcia łopatek wirnika 8° wizualnie odstaje od pozostałych, co świadczy o początku gwałtownej utraty sprawności przy zamykaniu, począwszy od otwarcia łopatek 10° . W zależności od szybkości obrotowej n_I^I , charakterystyki przebiegają dość łagodnie, niezależnie od kąta otwarcia wirnika. Najłagodniejszy przebieg wykazują charakterystyki dla otwarć najmniejszych, ponieważ są najszerze i posiadają łagodny przebieg pagórka sprawności. Wraz ze wzrostem kąta otwarcia łopatek zwężają się. Jest to zasadniczo zupełnie inny trend, niż w przedstawionych w poprzednich rozdziałach rozwiązaniach turbin niskospadowych. **Ciekawym zauważonym wnioskiem z analizy przebiegu charakterystyk jest fakt, że wierzchołki sprawności, począwszy od otwarcia 10° , przesuwają się przy wzrastających kątach otwarcia łopatek wirnika turbiny w stronę niższych szybkości obrotowych.** Innymi słowy, **oznacza to niższe optymalne szybkości obrotowe wraz ze wzrostem otwarć łopatek wirnika.**

W przypadku charakterystyk sprawności w zależności od objętościowego natężenia przepływu Q_I^I , krzywe są bardziej strome i zdecydowanie wyostrzają się wraz ze wzrastającym natężeniem przepływu. Co więcej, od charakterystyki dla kąta otwarcia 22° , aż do ostatniej zmierzonej charakterystyki (dla 38°), zaobserwować można ostre wierzchołki, który nie były możliwe do dokładnego uchwycenia przez zastosowane funkcje aproksymacyjne. Stąd możliwym jest, że sprawność w omawianych zakresach krzywych śmigłowych, jest o kilka dziesiątych procenta sprawności większa, niż to wynika z opisu krzywych za pomocą funkcji aproksymujących. Z drugiej strony należy mieć na uwadze, że **taki kształt charakterystyk powoduje, że w obszarach tych wierzchołków praca turbiny może objawiać się niestabilnymi zachowaniami parametrów, trudnymi w regulacji i utrzymaniu w długim okresie czasu pracy.** W porównaniu do szybkobieżnych turbin Francisa charakterystyki są zdecydowanie bardziej szerokie, co oznacza, że zmiana natężenia przepływu nie powinna powodować „falowania” sprawności.



Rys.6.2.2.2. Rezultaty badań podstawowych niskospadowej średniobieżnej modelowej turbiny semi-Francisa o wyróżniku 160 – zależność sprawności (η) od podwójnie zredukowanej szybkości obrotowej (n_1) przy stałych otwarciach łopatek wirnikowych.

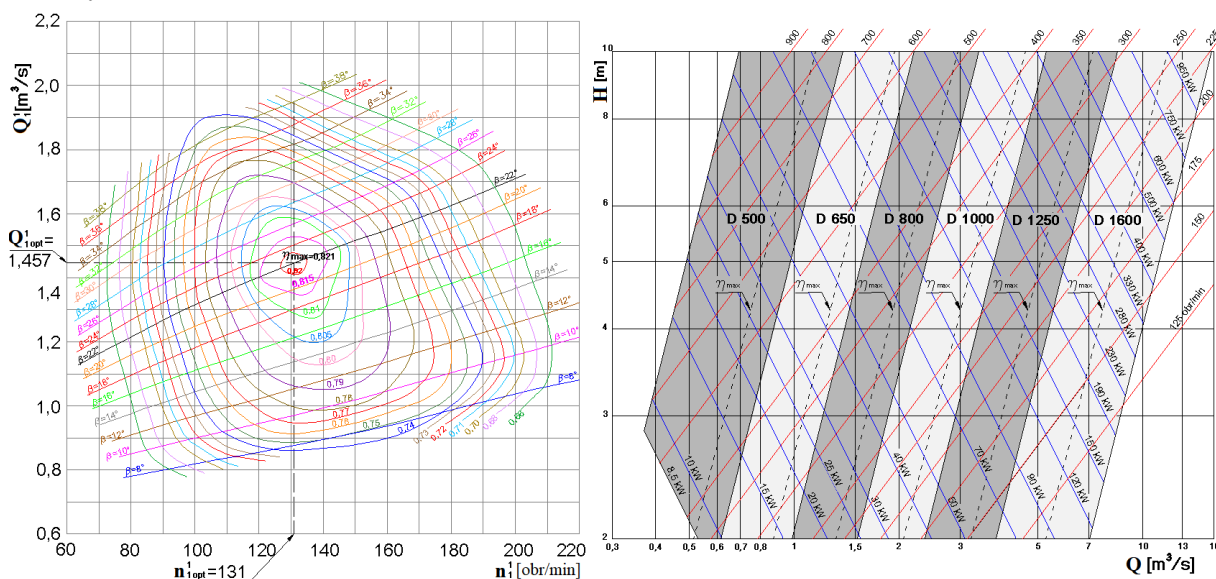


Rys.6.2.2.3. Rezultaty badań podstawowych niskospadowej średniobieżnej modelowej turbiny semi-Francisa o wyróżniku 160 – zależność sprawności (η) od podwójnie zredukowanego natężenia przepływu (Q_1) przy stałych otwarciach łopatek wirnikowych.

UWAGA: W ramach projektu powstał prototyp hydrozespołu z przedmiotową turbiną semi-Kaplana z wirnikiem o średnicy 900 mm, który jest zainstalowany w Małej Elektrowni Wodnej Papiernia w Żaganiu na rzece Czernej (zdjęcie w Załączniku 3 [W1]). Turbina posiada moc maksymalną około 30 kW i będzie pracować pod spadem około 2.5 m. W tej samej elektrowni, obok hydrozespołu z turbiną semi-Kaplana, został również zainstalowany drugi prototypowy hydrozespół z opisaną w Rozdziale IV.4 turbiną Kaplana o wyróżniku szybkobieżności ~260 (zdjęcie w Załączniku 3 [W1]). Turbina Kaplana posiada średnicę wirnika 700 mm i moc maksymalną także około 30 kW.

Na podstawie ww. rozmiarów średnic wirników maszyn widać naocznie jak szybkobieżność wpływa na wielkość maszyny. Mianowicie, obydwie turbiny posiadają podobne moce maksymalne (pracując pod tym samym spadem), ale znacząco mniejsze rozmiary posiada turbina Kaplana, dzięki realizacji większych natężeń przepływu. Wzajemna relacja powierzchni przepływowych

wirników (kręgów prostopadłych do osi maszyn), czyli $A_{\text{Kaplan}}/A_{\text{semi-Kaplan}} = (700/900)^2 = 0.605$. Zatem, powierzchnia przepływu w wirniku turbiny Kaplana stanowi tylko 60% analogicznej powierzchni turbiny semi-Kaplana, co ma ogromne znaczenie dla rozmiarów całej konstrukcji hydrozespołu i posadowienia hydrotechnicznego. Dodać należy również realizowane większe znamionowe szybkości obrotowe, pozwalające na eliminację/redukcję rozmiarów przekładni oraz redukcję par biegunów generatora, co sprawia, że koszty takiej turbiny Kaplana mogą być znacząco obniżone.



Rys.6.2.2.4. Rezultaty badań podstawowych niskospadowej średniobieżnej modelowej turbiny semi-Francisa o wyróżniku 160 – lewy widok: charakterystyka muszlowa; prawy widok: nomogram doboru.

7. Omówienie wybranych prac nad modelową niskospadową turbiną Kaplana o wysokim wyróżniku szybkobieżności 236

7.1. Wstęp

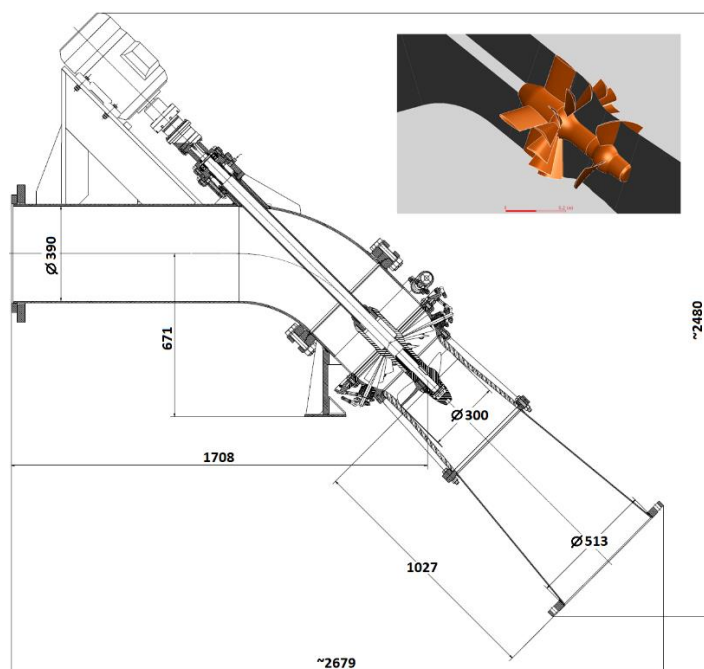
Układ przepływowy niskospadowej modelowej turbiny Kaplana był celem moich działań w ramach prac badawczo-rozwojowych przeprowadzonych w formie podwykonawstwa z firmą TG-DNALOP sp. z o.o. z Redzikowa k/Słupska (TGD). Firma ta weszła niedawno na rynek hydroenergetyczny, oferując wytwarzanie i remonty turbin wodnych w połączeniu z własnymi rozwiązaniami, a zasadniczo firma produkuje łożyska samosmarowne i smarowane wodą na potrzeby swojej spółki „matki”, tzn. kanadyjskiej światowej firmy THORDON BEARINGS Inc. Projekt pt. „Innowacyjny proces projektowania i produkcji typoszeregu ultra-niskospadowych turbin wodnych” został wykonany w latach 2019–2023 i był finansowany przez Narodowe Centrum Badań i Rozwoju pod numerem wniosku POIR.01.01.01-00-0960/18. Byłem kierownikiem wszystkich prac w IMP PAN, które składały się z 9-iu głównych etapów. [N1]

Okolo 2017 roku firma TGD zakupiła podupadłą małą Elektrownię Wodną w Strużyskach k/Piły na rzece Głomii o mocy maksymalnej okolo 60 kW (spad okolo 2.7 m), w której zainstalowane były wcześniej 3 hydrozespoły o zerowej wartości technicznej (wszystkie turbiny niesprawne). W związku z tym, firma zwróciła się do mnie, aby w ramach prac badawczo-rozwojowych finansowanych z pomocą NCBiR zaproponować nowoczesny hydrozespół, który będzie instalacją pokazową dla klientów firmy przy uwzględnieniu wbudowanych całkowicie ekologicznych rozwiązań materiałowych firmy THORDON BEARINGS (dotyczy to m.in.: 1) instalacji łożyska prowadzącego wał turbiny smarowanego wodą, 2) prowadzenia łopatek kierowniczych i wirników w tulejach

samosmarownych, 3) pierścienia przestawczego aparatu kierowniczego opartego na elementach z materiału samosmarownego, itd.). Ze względu na niski spad i charakterystykę przepływową obiektu w Strużyskach, jedynym rozsądnym rozwiązaniem było zaproponowanie przeze mnie turbiny gwarantującej wysoką przepływność, czyli turbiny rurowej Kaplana na bazie opracowanej modelowej konstrukcji opisanej w Rozdziale IV.4 – Rys.7.1.1. W oparciu o ten pomysł został następnie przygotowany i finalnie uzyskany ww. wspólny wniosek o finansowanie prac badawczo-rozwojowych.

Ze względu na wyższy użytkowy spad 2.7 m, niż w pierwszym przypadku, w którym spad wynosił 1.5 m, układ łopatkowy kierownicy i wirnika został kompletnie przeprojektowany przeze mnie, aby obniżyć szybkobieżność maszyny, przy jednocześnie prawie takiej samej geometrii elementów rurowych i takiej samej liczbie łopatek kierowniczych oraz wirnikowych, które zostały uzyskane w wyniku przeprowadzonych wcześniej analiz (również numerycznych). Prawie takiej samej geometrii, ponieważ ważnym wyjątkiem od tego był zmieniony kąt rozwarcia rury ssącej, który został dobrany w wyniku przeprowadzonych w dalszej kolejności obliczeń CFD, o czym piszę poniżej oraz za wyjątkiem zwiększonej liczby stacjonarnych łopatek wsporczych do 4-ech. Przeprojektowanie układu łopatkowego oraz zmiana geometrii elementów konstrukcyjnych spowodowała (przede wszystkim rury ssącej), że dziś przedmiotowa turbina stała się niezależną od tamtej konstrukcją o zasadniczo niższym wyróżniku szybkobieżności oferowaną do niskospadowej zabudowy. Reguły projektowania układu łopatkowego kierownicy i wirnika ze zmienionymi warunkami brzegowymi były takie same jak przedstawiłem w Rozdziale IV.4. W związku z tym, proces projektowy nie będzie dalej przytaczany. Należy także wspomnieć, że partner przemysłowy do badań eksperymentalnych wykonał rurę ssącą podzieloną na dwie części. Mianowicie, jedna z części od strony wirnika była przezroczysta, co miało na celu umożliwienie wizualizacji stanów kawitacyjnych, co w konsekwencji pozwoliło na dokładniejsze wyznaczenie krytycznych liczb kawitacyjnych.

Podsumowując pokrótce, przeprowadzone prace w ramach projektu dotyczyły m.in.: 1) koncepcji turbiny modelowej i projektu jej układu przepływowego, 2) wielowariantowych obliczeń typu CFD modelowego układu przepływowego (z wirnikiem o średnicy 300 mm), 3) dobór wymiarów i parametrów maszyny prototypowej do EW Strużyska, 4) wielowariantowych obliczeń typu CFD prototypowego układu przepływowego w EW Strużyska (z wirnikiem o średnicy 500 mm), 5) badań podstawowych, kawitacyjnych i rozbiegowych na stanowisku do badań eksperymentalnych w IMP PAN, 6) koncepcji zabudowy turbiny prototypowej w EW Strużyska i jej projektu technicznego oraz 7) badań prototypu na stanowisku do badań eksperymentalnych w IMP PAN. **Wszystkie prace koncepcyjne, projektowe i numeryczne CFD zostały wykonane przeze mnie jednoosobowo.** Udokumentowanym efektem publikacyjnym wykonanych prac był artykuł dołączony do cyklu publikacyjnego [B4]. Innymi efektami prac były wystąpienia konferencyjne [I3,I8,I12].

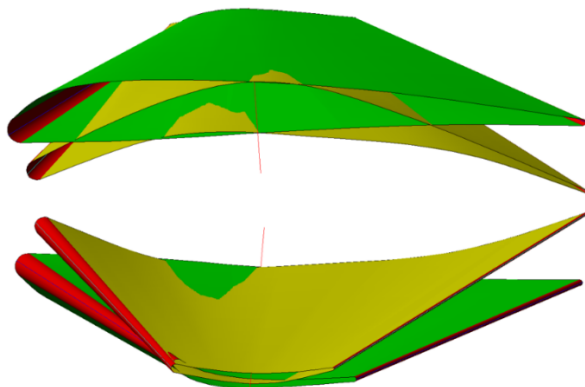


Rys.7.1.1.
Szkic koncepcji
niskospadowej
wysokobieźnej modelowej
turbiny Kaplana o
wyróżniku 236
(z wirnikiem o średnicy
300 mm).

7.2. Analiza numeryczna wpływu zmian ustawień geometrycznych i kinematycznych układu przepływowego na parametry energetyczne turbiny

7.2.1. Analiza wpływu kształtu łopatki kierowniczej

W ramach prac nad układem łopatkowym modelowej turbiny niskospadowej Kaplana w Rozdziale IV.4.2.1 wspomniałem, że prowadzone były rozważania naukowe dotyczące zastosowania 2-óch rodzajów kształtu łopatki kierowniczej (obydwie wygenerowane za pomocą podejścia w sensie zadania odwrotnego). Pierwszy o klasycznym obciążeniu materiałem szkieletowej z rozkładem grubości profilu Göttingen 428, natomiast drugi o rozkładzie ukształtowanym wg własnej opracowanej procedury (praca wspólna ze śp. prof. dr hab. inż. Romualdem Puzyrewskim z Politechniki Gdańskiej). Pierwszy wydawał się bardziej wiarygodny ze względu na tradycję stosowania podobnych kształtów. Natomiast kształt drugiej łopatki był zdecydowanie bardziej nietypowy, stąd niespotykany w hydroenergetyce (można nawet rzec, że kontrowersyjny i ryzykowny), z dużym wygięciem szkieletowej i przesuniętą maksymalną grubością do środka, co miało na celu zwiększenie przepływności przy obszarze natarcia (porównanie kształtów przedstawiłem na Rysunku 7.2.1.1). Zatem decyzja o zastosowaniu konkretnej łopatki musiała zostać podparta głębszą analizą za pomocą narzędzi typu CFD, ponieważ finalnie jedna z nich miała później zostać zaproponowana partnerowi przemysłowemu do zastosowania w konstrukcji i badaniach eksperymentalnych.



Rys. 7.2.1.1.
Porównanie zaprojektowanych łopatek
kierowniczych modelowej turbiny Kaplana o
kształcie klasycznym i nieklasycznym –
widok górny: łopatki od strony obudowy,
widok dolny: łopatki od strony piasty
(kierownica klasyczna – kolor zielony;
kierownica nieklasyczna – kolor żółty).

Obliczenia CFD wykonałem (jednoosobowo) przy jednakowym spadzie i zachowaniu dziedziny obliczeniowej [B4]. W obliczeniach zastosowałem wielowariantowe podejście ze względu na parametry geometryczne (tzn. zmiany kątów ustawienia łopatek kierowniczych i wirnikowych oraz rozwarcia rury ssącej) i kinematyczne (tzn. szybkości obrotowej) w celu zapewnienia jednakowego błędu systematycznego przy niezmienniej wysokości spadu. W rezultacie prac przeanalizowałem 192 przypadki obliczeniowe (widok przestrzenny układu łopatkowego pokazano na Rys.7.1.1), na które złożyły się:

1. a) Cztery warianty ustawienia kierownicy klasycznej (50° , 55° , 60° i 65°) lub zamiennie
b) Cztery warianty ustawienia kierownicy nieklasycznej (50° , 55° , 60° i 65°).
2. Cztery warianty ustawienia wirnika (14° , 16° , 18° i 20°).
3. Dwa warianty kąta rozwarcia rury ssącej (11° i 12°).
4. Trzy warianty zmiennej szybkości obrotowej wirnika (750, 790 i 830 obr/min).

W wyniku przeprowadzonych prac określiłem parametry energetyczne – przede wszystkim sprawności hydrauliczne w funkcji natężenia przepływu i mocy na wale, które to wyniki w postaci chmur punktów zostały zestawione odpowiednio na poniższych Rysunkach 7.2.1.2 oraz 7.2.1.3. Na pierwszy wykres są naniesione obwiednie wyznaczone w oparciu o punkty graniczne dla przypadków z kierownicą klasyczną (kolor niebieski) i nieklasyczną (kolor czerwony) dla kąta rozwarcia rury ssącej 11° oraz dla przypadków z kierownicą klasyczną (kolor fioletowy) i nieklasyczną (kolor zielony) dla kąta rozwarcia rury ssącej 12° , które łączą najlepsze ze względu na sprawność możliwe rozwiązania. **Definiuje to jednoznacznie front Pareta dla zdefiniowanego zbioru zmiennych geometrycznych i kinematycznych. Zatem oznacza to, że nie ma lepszych sprawnościowo rozwiązań w postawionym zadaniu poszukiwania najlepszych sprawności (funkcja celu).** Innymi słowy, **nie ma bardziej optymalnych otwarć kierownicy i wirnika, kąta rozwarcia rury ssącej oraz szybkości obrotowej, które wskazywałyby, że istnieje jeszcze pewien obszar poprawy sprawności maksymalnej oraz około maksymalnej.**

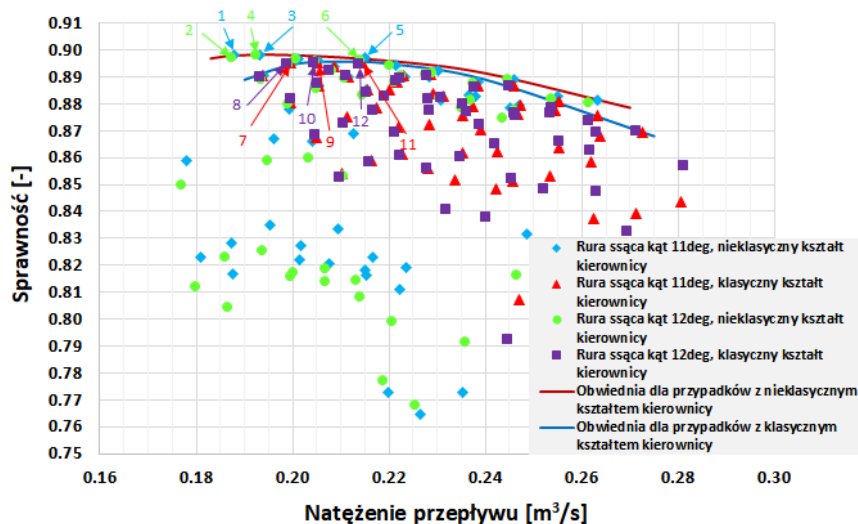
Z przedstawionych diagramów wynika, że maksimum sprawności turbiny zostało osiągnięte i kształtuje się w zakresie otwarcia wirnika od 14° do 16° i otwarcia kierownicy nieklasycznej w zakresie od 55° do 60° dla szybkości obrotowej od 750 do 790 obr/min, natomiast w przypadku kierownicy klasycznej jest to kąt 50° , dla szybkości obrotowej w zakresie od 790 do 830 obr/min. Sprawność maksymalna została uzyskana na poziomie około 89.8%, dla układów z kierownicą nieklasyczną, przy mocach rzędu 2550 W i natężeniu przepływu $0.195 \text{ m}^3/\text{s}$. **Sprawność układów zawierających kierownicę klasyczną jest o około 0.3% niższa od sprawności układów zawierających kierownicę nieklasyczną i występuje przy mocach rzędu 2650 W i natężeniu przepływu $0.210 \text{ m}^3/\text{s}$. Jednak, co ważniejsze, uzyskana sprawność dla układów z kierownicą nieklasyczną jest także znacząco wyższa na skrajach charakterystyk. Ten ostatni fakt głównie zdecydował, iż do dalszych prac eksperymentalnych wybrałem kierownicę o kształcie nieklasycznym.** O ile w przypadku turbiny o wyróżniku 260 (Rozdział IV.4), wybór nieklasycznej łopatki wiązał się tylko i wyłącznie z naukowym podejściem, to w tym przypadku „lepszość” tego kształtu łopatki została udowodniona numerycznie w sposób bardzo jednoznaczny.

Biorąc pod uwagę rurę ssącą, mimo użycia tylko dwóch kątów rozwarcia wyniki są praktycznie jednakowe. Dla tych samych ustawień kierownic i wirnika, układy przepływowe zawierające rurę ssącą o kącie 11° uzyskały śladowo większe wartości od układów z kątem 12° – *vide* pary punktów: 1-2, 3-4, 5-6, 7-8, 9-10, 11-12 na Rys.7.2.1.2. **Zatem, nie ma tendencji do nagłej zmiany sprawności w górę, a więc to oznacza, że rury o kątach rozwarcia 11° i 12° najlepiej oddziałują na przepływ z punktu widzenia uzyskiwanej sprawności hydraulicznej maszyny. Z tego powodu, rurę ssącą o kącie rozwarcia 11° zdecydowałem się rekomendować dla partnera przemysłowego do wykonania i zastosowania w dalszych pracach eksperymentalnych.**

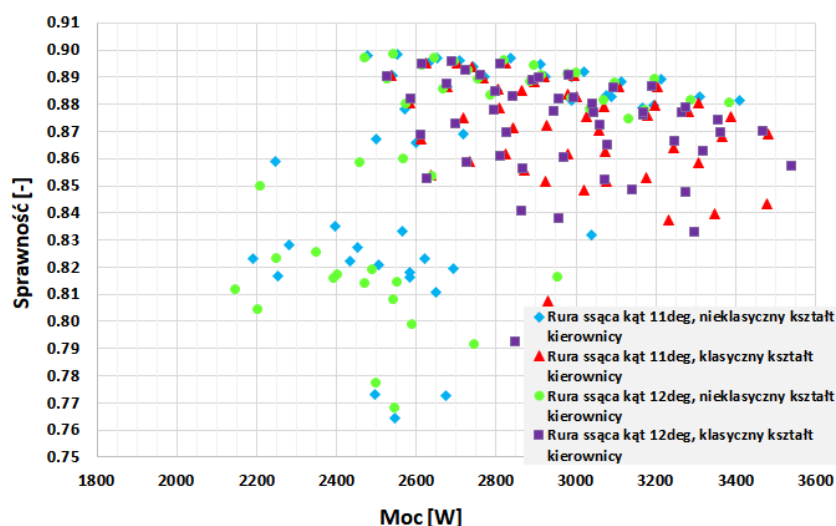
Jak stwierdziłem powyżej, układy przepływowe zawierające kierownicę nieklasyczną (niezależnie od kąta rozwarcia rury ssącej) charakteryzują się wyższą sprawnością oraz bardziej płaską obwiednią.

Jednakże, układy zawierające kierownicę klasyczną (niezależnie od kąta rozwarcia rury ssącej) charakteryzują się szerszą charakterystyką w punktach na prawo od optimum (czyli w obszarze zwiększającej się mocy), w porównaniu do analogicznych otwarć z kierownicą nieklasyczną. Oznacza to, że przy tym samych ustawieniach, układy z kierownicą klasyczną przepuszczają więcej wody w czasie (Rys.7.2.1.2), jednocześnie generując większą moc turbiny (Rys.7.2.1.3). Ponieważ analiza dotyczy niskospadowej turbiny, czynnik zysku większej mocy może mieć większe znaczenie niż obniżenie sprawności dla turbin małej skali. Warto dodać, że turbina z kierownicą klasyczną osiąga wyższy wyróżnik szybkobieżności, co wskazuje, że jest bardziej szybkobieżna, czyli ma tendencję do osiągania wyższych obrotów wirnika, przy wyższym natężeniu przepływu (i wyższej mocy, jeżeli nie powstanie zjawisko kawitacji, ograniczające uzyskiwaną moc). Aczkolwiek, jak wspomniałem, nie została użyta w dalszych pracach, co spowodowane było gorszą osiąganą sprawnością.

Z naukowego punktu widzenia, uzyskane rezultaty (wyższa sprawność maksymalna i szersza obwiednia dla układów z kierownicą nieklasyczną) wskazują, że w przypadku niskospadowych turbin istnieją jeszcze nieodkryte możliwości zmiany kształtów kierownic (może to dotyczyć również kształtów łopatek wirnikowych), które mogą wpływać pozytywnie na poprawę sprawności całej maszyny i mogą to być rozwiązania dosyć nietypowe, jak w przedmiotowym przypadku (zastosowany kształt kierownicy ma być przedmiotem złożenia wniosku patentowego). Zatem, w przypadku turbin niskospadowych, które są zasadniczo innymi maszynami ze względu na obciążenie łopatek od wysoko- i średnispadowych, istnieje jeszcze obszar do poprawy, co oznacza, że wciąż jest dużo do zrobienia w tej kwestii pod względem naukowo-badawczym. Z tego powodu, duże pole do popisu mają tu również wszelkie nowoczesne metody projektowe i optymalizacyjne. Moim skromnym zdaniem, jako użytkownika, świetnie do tego nadaje się podejście projektowe w sensie zadania odwrotowego, w którym szkieletowa łopatki jest odpowiedzią na zadane warunki brzegowe, jeżeli są właściwie postawione ze względu na przeznaczenie maszyny, co finalnie powoduje generację kształtów adekwatnych do zastosowania.



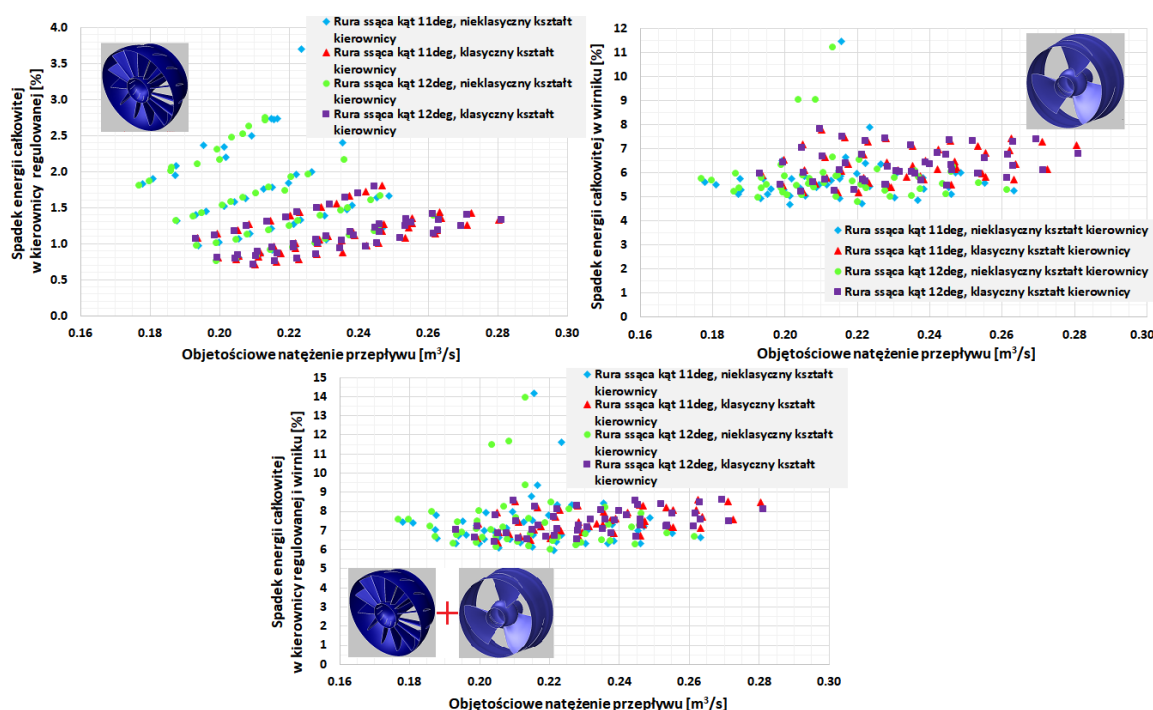
Rys. 7.2.1.2.
Rezultaty obliczeń
numerycznych modelowej
turbiny Kaplana o
wyróżniku 236 –
sprawność hydrauliczna
w funkcji objętościowego
natężenia przepływu.



Rys. 7.2.1.3.
Rezultaty obliczeń
numerycznych
modelowej turbiny
Kaplana o wyróżniku
236 – sprawność
hydrauliczna w funkcji
mocy.

7.2.2. Analiza oddziaływania kierownicy i wirnika

Chciałbym w tym rozdziale nawiązać do analizy numerycznej pod kątem spadku energii całkowitej (energii dysypowanej w przepływie) w objętościach przepływowych kierownicy i wirnika dla wszystkich przeliczonych konfiguracji, opisanych w Rozdziale IV.7.2.1. Na Rysunku 7.2.2.1 przedstawiłem odpowiednio spadki w kierownicy (widok lewy górny) i wirniku (widok prawy górny) [B4]. Zakres zmian w kierownicy regulowanej zawiera się w przedziale od 0.7% do 1.8% dla układów z kierownicą klasyczną oraz w przedziale od 0.8% do 2.7% dla układów z kierownicą nieklasyczną. Na podstawie wykresów można wnioskować, że układy z kierownicą klasyczną generują niższe wartości spadków. Dla przypomnienia, jest to w opozycji do wartości sprawności całego układu turbinowego – Rys.7.2.1.2. Z kolei, w przypadku wirnika zakres zmian zawiera się w przedziale od 4.6% do 6.8% dla układów z kierownicą nieklasyczną oraz w przedziale od 5.1% do 7.9% dla układów z kierownicą klasyczną, a więc tutaj występuje podobny trend, jak w przypadku globalnych rezultatów – Rys.7.2.1.2. Zatem, na podstawie obserwacji wykresów można stwierdzić, że układy z kierownicą klasyczną generują wyraźnie wyższe wartości spadków w objętości wirnika, inaczej niż to miało miejsce w przypadku spadków w objętości kierownicy. Spadki te są na tyle duże, iż powodują, że **sprawność turbiny jest wyraźnie wyższa dla przypadków zawierających kierownicę nieklasyczną, co oznacza, że zaprojektowany wirnik lepiej współpracuje z tą kierownicą, mimo większych(!) spadków energii całkowitej w tej kierownicy**. Potwierdza to wykres będący sumą spadków (strat) energii całkowitej pokazany na Rys.7.2.2.1 (widok dolny). Innymi słowy, **kierownica o kształcie klasycznym charakteryzuje się mniejszymi indywidualnymi stratami energii w przepływie, ale w zestawieniu z wirnikiem obydwie te objętości generują jeszcze większe straty, niż kierownica o kształcie nieklasycznym w połączeniu z wirnikiem**. Jest to swoistego rodzaju paradoks, a finalny wniosek jest taki, że należy zawsze rozpatrywać układ łopatkowy kompleksowo, jak wzajemnie przepływ interaktuje, a nie pojedynczo, co oczywiście nie jest zaskoczeniem, ale wskazuje na fakt, iż indywidualna analiza objętości przepływowej wieńca łopatkowego może prowadzić do daleko idących błędnych wniosków. Mianowicie, gdyby w procesie projektowania rozpatrywać tylko objętość z kierownicą nieklasyczną to nie powinna ona być wzięta pod uwagę do dalszych prac eksperymentalnych. Dodam jeszcze, że taka indywidualna analiza działania kierownicy była robiona przeze mnie pod kątem optymalizacji liczby łopatek, co już zostało wspomniane wcześniej w Rozdziale IV.4 i gdyby wówczas były porównywane straty produkowane przez obydwa rodzaje kierownic, to prace nad kierownicą o kształcie nieklasycznym zostałyby prawdopodobnie zarzucone.



Rys. 7.2.2.1. Rezultaty obliczeń numerycznych modelowej turbiny Kaplana o wyróżniku 236 – zestawienie spadków energii całkowitej w funkcji objętościowego natężenia przepływu w objętościach: 1) kierownicy regulowanej (lewy górny widok), 2) wirnika (prawy górny widok), 3) kierownicy regulowanej oraz wirnika (suma spadków) (dolny widok).

7.3. Badania laboratoryjne turbiny

7.3.1. Badania eksperymentalne podstawowe

Podobnie jak w poprzednich omówionych przypadkach, badania energetyczne turbiny modelowej Kaplana [B4] przeprowadziłem na stanowisku w IMP PAN w Gdańsku (Rys.7.3.1.1) w szerokim zakresie zmian ustawienia łopatek kierownicy, łopatek wirnika oraz szybkości obrotowej. Badania zostały wykonane dla spadku netto 1.5 m przy 11-tu ustawieniach kąta otwarcia łopatek wirnika od 6° do 26°, co 2°. Kąt otwarcia łopatek kierowniczych był zmieniany w różnych przedziałach minimalnie od 30° do maksymalnie 70°, co 5° (zakres otwarć kierownicy był zależny od kąta ustawienia wirnika). Całkowity błąd pomiarowy (systematyczny i przypadkowy) badań został określony jako nie gorszy niż $\pm 0.72\%$.

W wyniku przeprowadzonych prac eksperymentalnych wyznaczyłem charakterystyki energetyczne, w tym sprawnościowe, które są pokazane na Rys.7.3.1.2 (w zależności od podwójnie zredukowanej szybkości obrotowej n_I^I) oraz Rys.7.3.1.3 (w zależności od podwójnie zredukowanego natężenia przepływu Q_I^I). Przedstawiają charakterystyki uzyskane dla kąta otwarcia wirnika przy częściowym niedociążeniu 12°, optymalnego kąta otwarcia wirnika 14° i trzech kątów otwarcia wirnika ponad optymalnych: 16°, 22° oraz 26° (maksymalne użyte otwarcie). W punkcie maksymalnej sprawności (PMS) modelowa turbina Kaplana osiągnęła następujące parametry:

- ustawienie katowe łopatek kierownicy: 55°,
- ustawienie katowe łopatek wirnika: 14°,
- kinematyczny wyróżnik szybkobieżności: $n_{sQ} = 236$ (dynamiczny: $n_{sN} = 861$),
- podwójnie zredukowana szybkość obrotowa: $n_I^I = 188$ obr/min,
- podwójnie zredukowane objętościowe natężenie przepływu: $Q_I^I = 1.641$ m³/s,
- szybkość obrotowa: $n = 760$ obr/min,
- objętościowe natężenie przepływu: $Q = 0.178$ m³/s,

- moc na wale: $P = 2.3 \text{ kW}$,
- sprawność turbiny: $\eta = 87.7 \%$.



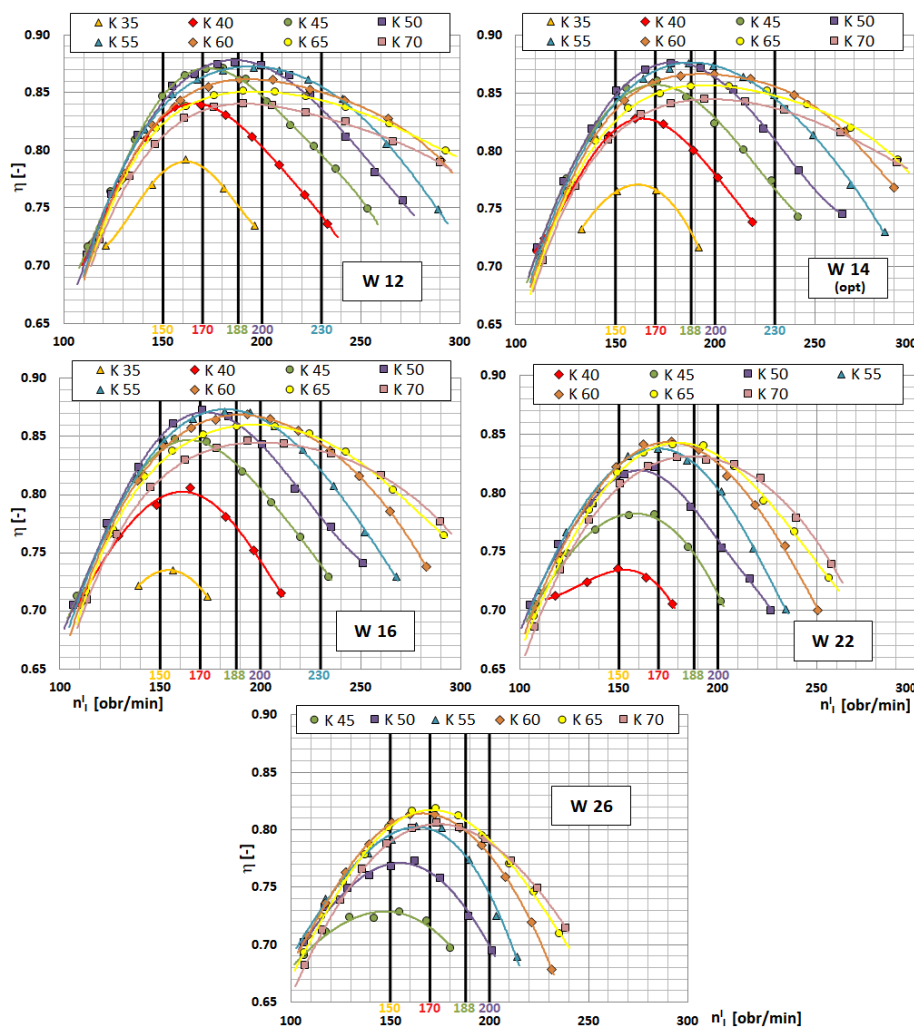
Rys.7.3.1.1. Niskospadowa wysokobieżna modelowa turbina Kaplana o wyróżniku 236 zamontowana na stanowisku do badań turbin wodnych w IMP PAN (zdjęcie lewe) oraz wieniec kierowniczy przed montażem (zdjęcie prawe górne) i wirnik w przezroczystej obudowie rury ssącej (zdjęcie prawe dolne).

Wyznaczony kinematyczny wyróżnik szybkobieżności (236) badanej turbiny modelowej wskazuje, że jest to maszyna z przeznaczeniem, do pracy na ultra niskie oraz niskie wysokości spadu (podobnie jak maszyna przedstawiona w Rozdziale IV.4) i bardzo dobrze wpisuje w zakres stosowności turbin Kaplana, pracujących przy wysokościach spadu w przedziale od 1.5 do 3 m. Wydaje się, że jest możliwe osiąganie jeszcze wyższych przepływów przy wciąż wysokich sprawnościach poprzez odchudzenie zastosowanych łopatek kierowniczych, bądź wyeliminowanie jednej z nich, czyli zastosowanie wieńca kierowniczego z 13 łopatkami. W ten sposób można podwyższyć wyróżnik szybkobieżności, choć z całą pewnością będzie się to wiązało ze zwiększonym zagrożeniem kawitacyjnym.

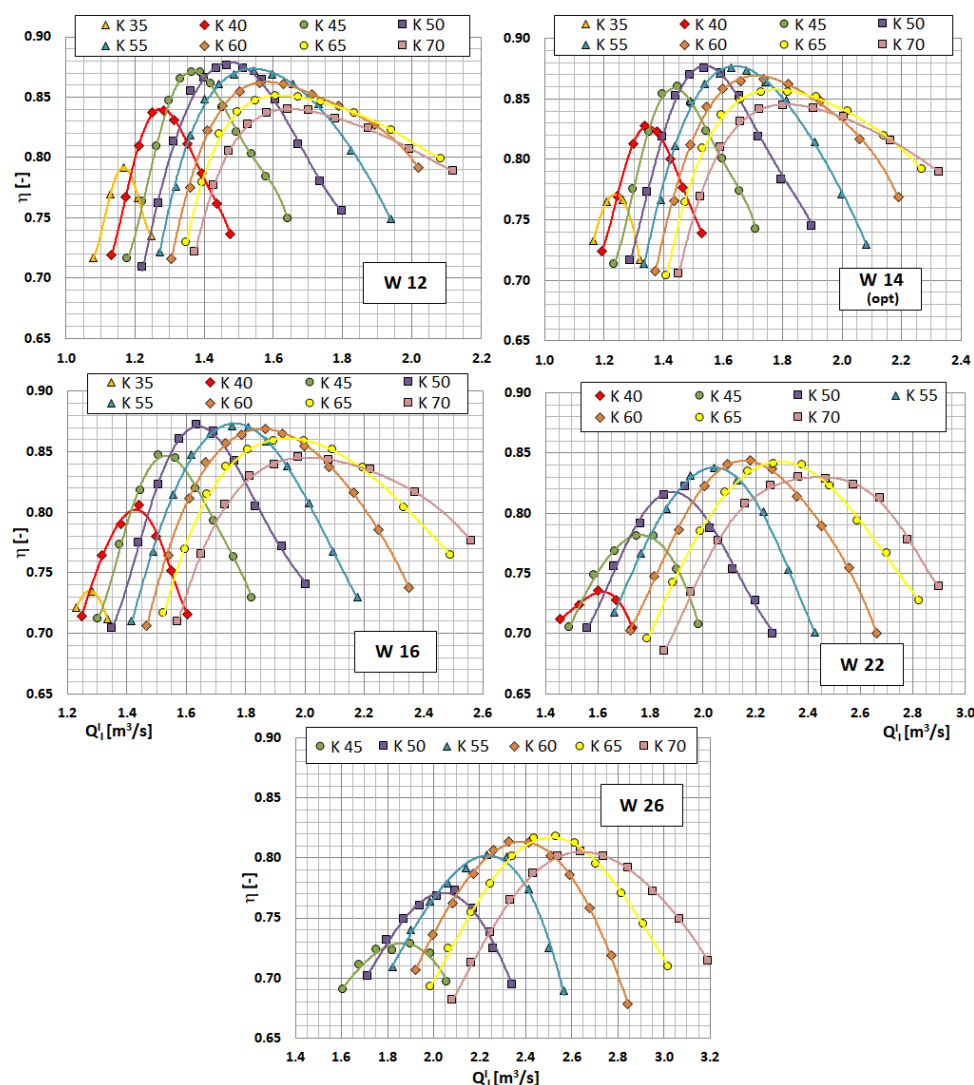
Uzyskany poziom maksymalnej sprawności wskazuje, że przebadana turbina posiada dobrze ukształtowany układ rurowy wraz z układem łopatkowym, który generuje relatywnie małe straty w przepływie biorąc pod uwagę osiągniętą wysoką bieżność maszyny. Jednocześnie dzieje się to przy zachowaniu dużej wartości podwójnie zredukowanego natężenia przepływu (Q^*_1). Oznacza to, że **zostało uzyskane połączenie wysokiej efektywności pracy maszyny w połączeniu z dużą, możliwą do uzyskania produkcją energii, która jest szczególnie ważna w przypadku turbin wodnych pracujących pod niskim piętrzeniem wody, gdzie maksymalizacja produkcji energii musi się odbywać kosztem zwiększania przepływności maszyny.** Zastosowanie przedmiotowej maszyny pod wyższymi spadami i o większych rozmiarach będzie skutkować wzrostem sprawności, wynikającym z efektu skalowego, który jest zależny od wysokości spadu, pod którym turbina pracuje i rozmiarów, jakie posiada.

Rys.7.3.1.4 przedstawia nomogram doboru turbiny na zadane wartości spadu i natężenia przepływu oraz charakterystykę uniwersalną, która została opracowana dla zakresu sprawności poczynając od 78%. Charakterystyka jest relatywnie szeroka w prawym górnym kwadrancie (podział przy założeniu, iż punkt maksymalnej sprawności (PMS) jest wówczas lewym dolnym narożnikiem). Oznacza to, że **sprawność turbiny jest wysoka w obszarze charakteryzującym się wysokimi przepływami i szybkościami obrotowymi, a więc bardzo atrakcyjnym z punktu widzenia doboru maszyny na**

obiekt pełnoskalowy (zawodowy), zwłaszcza posiadających generatory PMG. Obserwacja diagnostyczna efektów akustycznych i dynamiki podczas badań modelowych w pełni to potwierdzała. Wysoka sprawność jest efektem niskich strat w układzie mechanicznym, tzn. że przy wysokich kątach otwarcia kierownicy i wirnika oraz wysokich prędkościach obrotowych straty tarcia w łożyskach i uszczelnieniach (zwłaszcza czołowym) zmniejszają się na tyle istotnie, iż sprawność wciąż zachowuje wysokie wartości, powodując wypłaszczenie się charakterystyki muszlowej. Wartości momentu oporowego przedstawiłem w artykule dołączonym do cyklu publikacyjnego [B4-Fig.26]. Najmniejsze wartości są rzędu od około 2% do 3.5%, podczas gdy przy niskich otwarciach kierownicy i niskich prędkościach obrotowych przyjmują wartości od około 3.5% do nawet 7.5%, co już znacząco wpływa na obniżanie się sprawności oraz z punktu widzenia doboru i użytkowania w takim obszarze maszyny wymaga głębokiego zastanowienia. Spadek sprawności przy niższych otwarciach łopatek kierownicy, a mianowicie około 35° , wykazuje bardzo niską sprawność nie mieszczącą się na charakterystyce uniwersalnej. W związku z tym, obszar pracy poniżej otwarcia łopatek kierownicy 40° nie jest zalecany. Układ linii stałych otwarć wirnika wskazuje, że dalsze otwieranie wirnika powyżej kąta $\beta = 26^\circ$ nie przyniesie korzyści w postaci zwiększenia natężenia przepływu. W związku z tym, nie zaleca się również otwierania łopatek wirnika powyżej 26° . Dodatkowo praca z otwarciami powyżej 22° powinna być stosunkowo krótkotrwała, ze względu na znaczący wzrost zjawisk dynamicznych wywołanych dużym natężeniem przepływu, czego konsekwencją jest znaczny spadek sprawności.

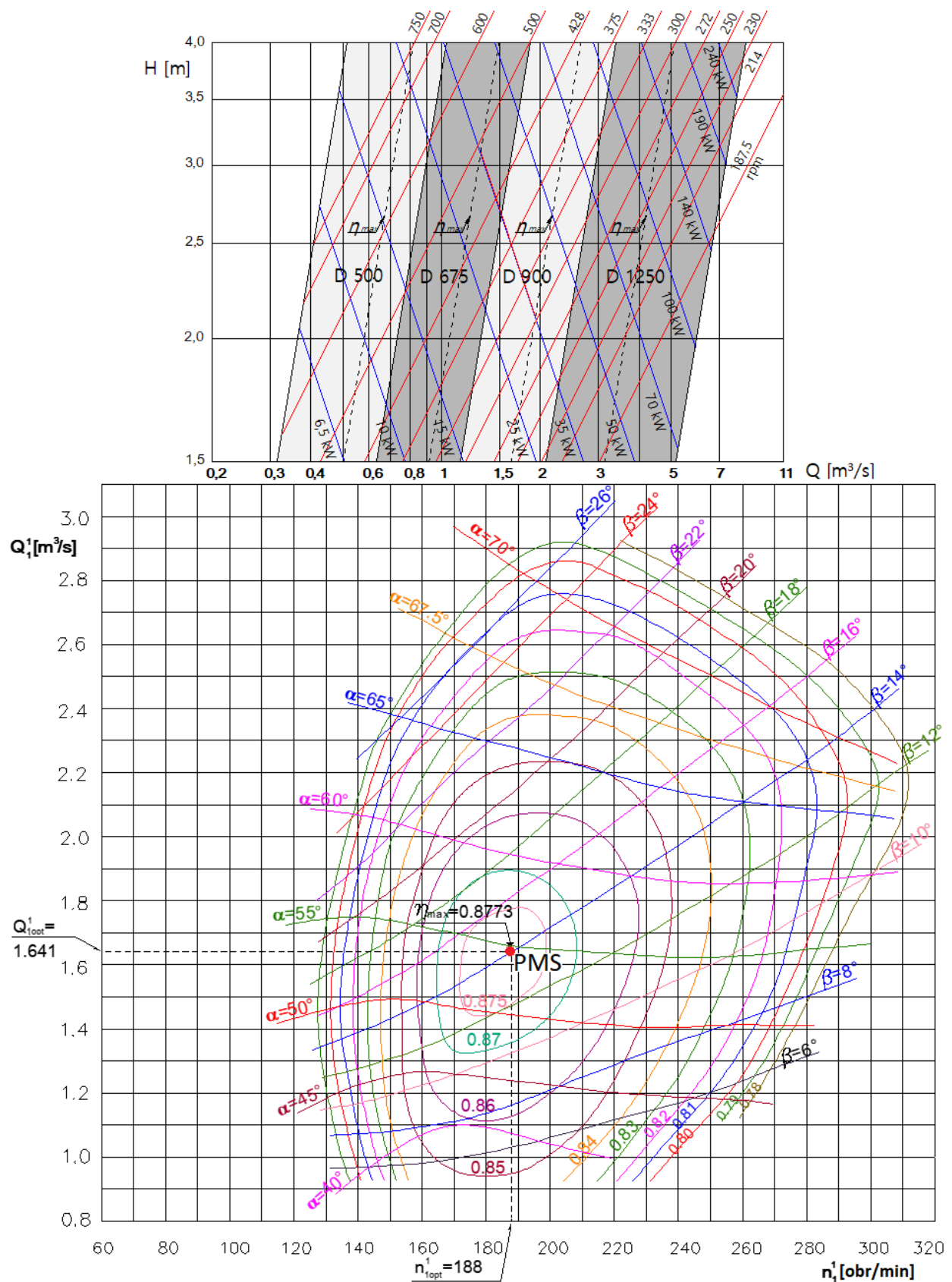


Rys.7.3.1.2. Badania podstawowe modelowej turbiny Kaplana o wyróżniku szybkoobrotowości 236 – krzywe sprawnościowe (η) w zależności od podwójnie zredukowanej szybkości obrotowej (n_1), przy kątach otwarcia łopatek wirnika (W) 12° , 14° (opt), 16° , 22° i 26° oraz kątach otwarcia kierownicy (K) od 35° do 70° .



Rys.7.3.1.3. Badania podstawowe modelowej turbiny Kaplana o wyróżniku szybkobieżności 236 – krzywe sprawnościowe (η) w zależności od podwójnie zredukowanego natężenia przepływu (Q_1^I), przy kątach otwarcia łopatek wirnika (W) 12°, 14°(opt), 16°, 22° i 26° oraz kątach otwarcia kierownicy (K) od 35° do 70°.

UWAGA: W ramach prac projektowych powstał prototyp hydrozespołu z przedmiotową turbiną Kaplana, opartą o własny projekt układu przepływowego (w szczególności łopatkowego), z wirnikiem o średnicy 500 mm, który jest obecnie zainstalowany w Małej Elektrowni Wodnej Strużyska koło Pily na rzece Głomii (zdjęcie w Załączniku 3 [W2]). Turbina posiada moc maksymalną około 30 kW i będzie pracować pod spadem około 2.7 m. Należy dodać, że wcześniej ten sam egzemplarz prototypu hydrozespołu był badany przeze mnie pod kątem wyznaczenia podstawowych charakterystyk energetycznych na stanowisku laboratoryjnym w IMP PAN – Rys.7.3.1.5. Opis rezultatów nie został tutaj przytoczony, ponieważ nie powstała dotąd żadna recenzowana praca naukowa z przeprowadzonych badań.



Rys.7.3.1.4. Badania podstawowe modelowej turbiny Kaplana o wyróżniku szybkobieżności 236 – nomogram doboru (górny widok) oraz charakterystyka uniwersalna (dolny widok).



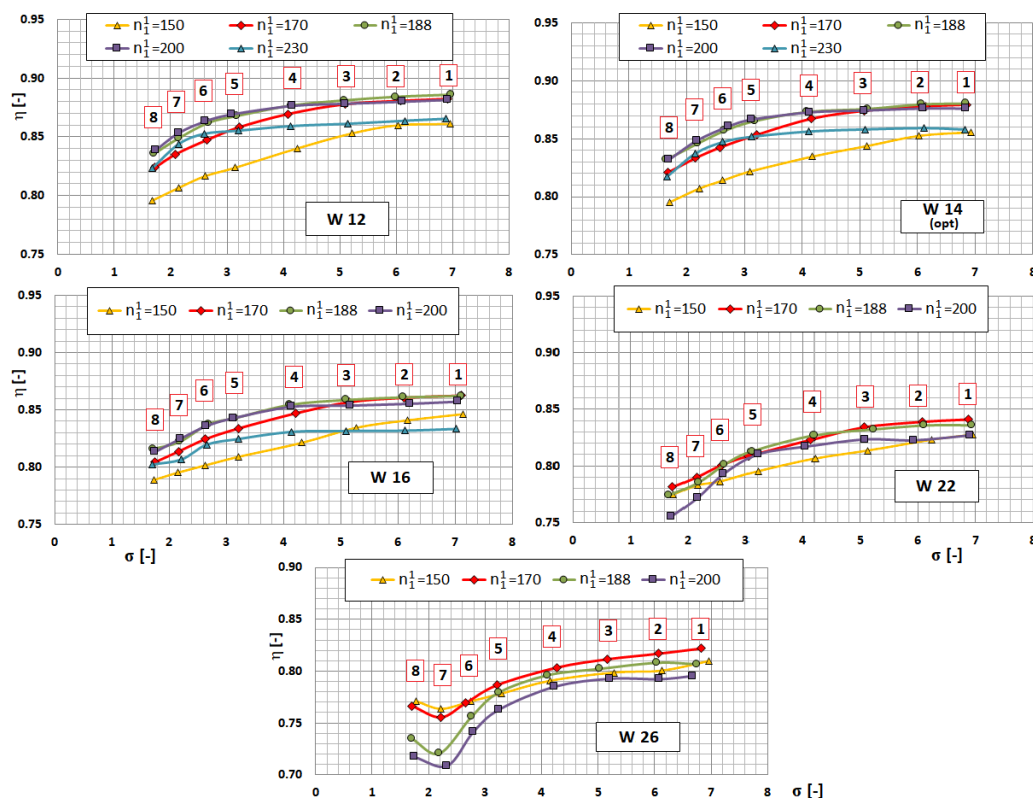
Rys.7.3.1.5.
Niskospadowa wysokobieżna
prototypowa turbina
Kaplana z generatorem PMG
(z wirnikiem o średnicy
500 mm), zamontowana na
stanowisku do badań turbin
wodnych w IMP PAN,
przeznaczona do instalacji
w EW Strużyska k/Piły oraz
wieniec kierowniczy i układ
wirnikowy przed montażem.
[W2]

7.3.2. Badania eksperymentalne kawitacyjne

Badania kawitacyjne dostarczają cennych informacji o zachowaniu się przepływu w turbinie, która z założenia ma tendencję do generowania relatywnie wysokich wartości natężenia przepływu (w porównaniu do klasycznych turbin Kaplana), a więc i dużych prędkości, mogących powodować kawitację, a w konsekwencji erozję kawitacyjną. Badania wykonano przy spadzie referencyjnym netto $H_n = 1.5$ m, dla 11-tu ustawień kąta otwarcia łopatek wirnika (takich samych jak w przypadku badań energetycznych). Dla każdego otwarcia kąta łopatek wirnika zastosowano 4 lub 5 ustawień stałych wartości podwójnie zredukowanej szybkości obrotowej wirnika, a mianowicie: $n_1^1 = 150, 170, 188, 200$ i 230 obr/min. Dla 7-iu ustawień kąta łopatek wirnika od 6° do 18° (co 2°) badania wykonano dla wszystkich 5-iu wartości n_1^1 , natomiast dla pozostałych 4-ech kątów otwarcia od 20° do 26° (co 2°), badania wykonano dla 4-ech wartości n_1^1 , tzn. $150, 170, 188$ i 200 obr/min. W tym ostatnim przypadku, nie użyto szybkości $n_1^1 = 230$ obr/min ze względu na fakt, iż przy wspomnianych otwarciach kątowych wirnika sprawność maszyny przy tej wartości szybkości obrotowej uzyskuje bardzo niskie wartości, znajdujące się poza charakterystyką uniwersalną (przyjąć można, że nie jest to zalecany obszar pracy maszyny). Linie ww. stałych podwójnie zredukowanych szybkości obrotowych pokazano na Rys.7.3.1.2.

Wykresy sprawnościowe w zależności od liczby kawitacyjnej przedstawiono na Rys.7.3.2.1 (wykresy należy odczytywać od prawej do lewej strony) dla kąta otwarcia wirnika przy niedociążeniu 12° , optymalnego kąta otwarcia wirnika 14° , trzech kątów otwarcia wirnika przy przeciążeniu $16^\circ, 22^\circ$ oraz 26° (maksymalne użyte otwarcie). Warto podkreślić, że w przypadku badań turbiny Kaplana **otwarcia łopatek kierowniczych nie są stałe, a ich wartości wynikają z optymalnych ustawień maszyny** (obwiednie na wykresach przedstawionych na Rys.7.3.1.3), czyli najlepszych z punktu widzenia sprawności, dlatego są różne dla różnych krzywych kawitacyjnych. Zestawiono je na Rys.7.3.2.2.

Stany kawitacyjne zmieniają się od 1 do 8 (od prawej do lewej strony). Stan nr 1 odpowiadał warunkom podczas badań podstawowych, czyli w warunkach bezkawitacyjnych. Na końcach krzywych obniżanie liczby kawitacyjnej poza stan nr 8 było podczas badań bardzo trudne lub wręcz niewykonalne. Stosunkowo **wysokie uzyskane wartości liczby kawitacyjnej są wynikiem zastosowanego niskiego spadku, pod którym maszyna była badana (czyż większy spadek, tym niższa wartość liczby kawitacyjnej jest możliwa do osiągnięcia podczas badań).**



Rys.7.3.2.1. Badania kawitacyjne modelowej turbiny Kaplana o wyróżniku szybkobieżności 236 – krzywe kawitacyjne przy 5-iu kątach otwarcia łopatek wirnika (W), optymalnych kątach otwarcia kierownicy i stałej podwójnie zredukowanej szybkości obrotowej (n_1^1).

Lp.		1	2	3	4	5
		Podwójnie zredukowana szybkość obrotowa [obr/min]				
		150	170	188	200	230
	Kąt otwarcia wirnika	Optymalny kąt otwarcia kierownicy				
1	6°	41°	41°	41°	42°	46°
2	8°	42°	43°	45°	46°	50°
3	10°	44°	45°	48°	50°	52°
4	12°	46°	48°	51°	52°	56°
5	14°	50°	51°	54°	55°	60°
6	16°	51°	52°	56°	58°	64°
7	18°	51°	55°	57°	62°	67°
8	20°	55°	56°	62°	64°	-
9	22°	58°	61°	63°	64°	-
10	24°	59°	61	65°	68°	-
11	26°	62°	64°	65°	67°	-

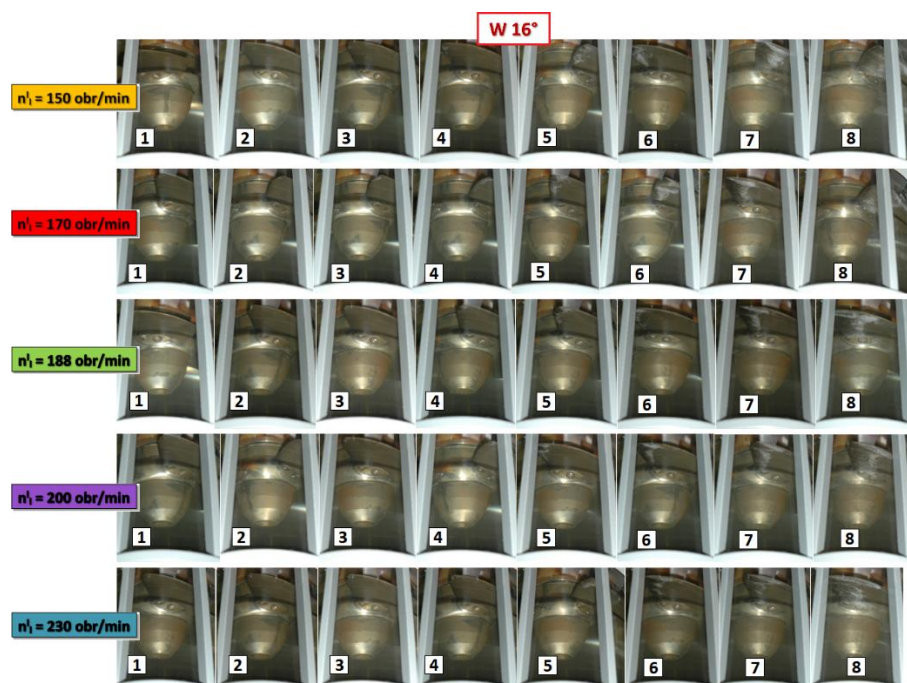
Rys.7.3.2.2.

Badania kawitacyjne modelowej turbiny Kaplana o wyróżniku szybkobieżności 236 – optymalne kąty ustawienia kierownicy i wirnika użyte podczas badań.

Z obserwacji wynika, że najbardziej stabilnie zachowują się krzywe dla 3-ech najwyższych podwójnie zredukowanych szybkości obrotowych (188, 200 i 230 obr/min). W przedziale liczby kawitacyjnej σ od 7 do 4 można zaobserwować stałe przebiegi sprawności lub obniżkę nieprzekraczającą 1%. Pozostałe 2-ie krzywe (dla 150 i 170 obr/min) mają tendencje do wyraźnego obniżania się sprawności w tym zakresie liczb kawitacyjnych. Po osiągnięciu wartości 4, wszystkie krzywe sprawnościowe, niezależnie od szybkości obrotowej (n_1^1), mają trend zniżkowy sprawności,

czego powodem jest nasilanie się zjawiska kawitacji podczas przepływu przez wirnik maszyny modelowej. Zasadniczo, kształt krzywych nie jest podobny do krzywych, które uzyskane zostały w przypadku turbin Francisa (Rozdział IV.5.2.2 oraz IV.5.3.4). W tamtym przypadku, krzywe kawitacyjne przebiegają praktycznie przy stałej wartości sprawności, aż do momentu, w którym następuje gwałtowne załamanie (w pewnych sytuacjach obserwowany jest nawet chwilowy wzrost) i szybki spadek sprawności. W przedmiotowym przypadku krzywe kawitacyjne mają jednostajny trend spadkowy. Przy żadnym z badanych kątów otwarcia nie wystąpił chwilowy wzrost sprawności. Sprawność łagodnie zaczyna zmniejszać swoją wartość. Potwierdzają to zdjęcia wizualizacyjne przykładowo przedstawione dla otwarcia wirnika 16° (więcej w [B4]). Małe obszary nukleacji kawitacji są już widoczne przy drugim stanie kawitacyjnym ($\sigma \approx 6$, oznaczenie nr 2). Jest to obszar dosyć jeszcze bardzo mały i może wystąpić lub nie, co spowodowane jest miejscowym stanem powierzchni ssącej przy krawędzi natarcia. Jednakże, czym liczba kawitacyjna zmniejsza się bardziej, tym wyraźniej następuje wzrost obszaru zajętego przez zjawisko kawitacji. Najpierw jest to koherentna kawitacja bąbelkowa, która następnie przechodzi w kawitację powierzchniową. Dla najniższych stanów kawitacyjnych można powiedzieć, że występuje już superkawitacja. Dodać należy, że nie zaobserwowano dla żadnego kąta otwarcia wirnika kawitacji objętościowej. W tym przypadku wywołana liczba kawitacyjna musiałaby być jeszcze znacznie niższa, a w przypadku turbiny niskospadowej jest to niezwykle trudne do uzyskania (jeżeli w ogóle możliwe). **Kawitacja indukuje się zawsze początkowo na krawędzi natarcia w górnym narożniku łopatek przy obudowie. Następnie wraz z obniżką liczby kawitacyjnej rozciąga się w kierunku piasty (przeciwny kierunek do rozpiętości łopatki). Dopiero potem następuje zwiększanie obszaru zajętego kawitacją w kierunku przepływu (wzdłuż kanału łopatkowego).**

W związku z powyższym potwierdza się wcześniej sformułowane przeze mnie stwierdzenie, iż **prawy górny kwadrant względem punktu maksymalnej sprawności (PMS) charakterystyki uniwersalnej jest obszarem zalecanym do doboru maszyny również ze względu na odporność kawitacyjną.** Jest to kwadrant z największymi wartościami podwójnie zredukowanego natężenia przepływu $Q_I^* \geq 1.641 \text{ m}^3/\text{s}$ oraz największymi wartościami podwójnie zredukowanej szybkości obrotowej $n_I^* \geq 188 \text{ rpm}$. Obszary stałej sprawności w tym kwadrancie są szerokie, co zapewnia szeroki zakres regulacji maszyny. Wizualizacja przepływu potwierdza znikomą kawitację w tym obszarze pracy. Takiego komfortu doboru maszyny nie może być dla pozostałych kwadrantów, ponieważ zagrożenie kawitacyjne jest wysoce prawdopodobne, a wartość wysokości wirnika pod poziomem wody dolnej byłaby nierealna do uzyskania w warunkach rzeczywistych.



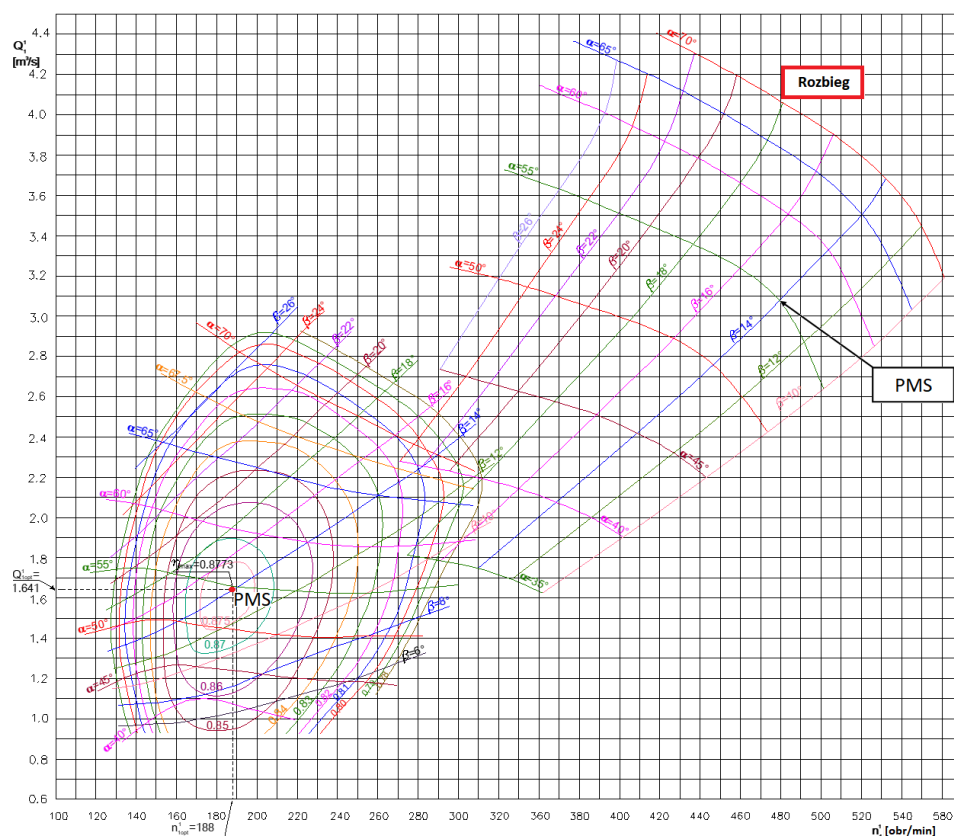
Rys.7.3.2.3.
Badania kawitacyjne modelowej turbiny Kaplana o wyróżniku szybkobieżności 236 – wizualizacja stanów przepływowych kawitacji dla kąta otwarcia wirnika 16° , przy 5-iu podwójnie zredukowanych szybkościach obrotowych.

7.3.3. Badania eksperymentalne rozbiegowe

Poniżej na Rysunku 7.3.3.1 przedstawiono charakterystyką rozbiegową (w połączeniu z muszlową). Zakres zmian podwójnie zredukowanej szybkości obrotowej, dla zastosowanych ustawień kierownicy i wirnika, zawiera się w przedziale od ~ 270 do ~ 550 obr/min, co odpowiada zmianom bezwzględnej szybkości obrotowej od ~ 920 do ~ 1800 obr/min. Z kolei, zakres zmian podwójnie zredukowanego natężenia przepływu, dla zastosowanych ustawień kierownicy i wirnika, zawiera się w przedziale od ~ 1.6 do ~ 4.1 m³/s, co odpowiada zmianom bezwzględnego natężenia przepływu od ~ 0.147 do ~ 0.386 m³/s.

Na podstawie rezultatów badań można stwierdzić, iż przy założeniu stałego otwarcia kierownicy wraz ze zwiększającym się otwarciem wirnika szybkość obrotowa rozbiegowa maleje, natomiast natężenie przepływu wzrasta. Inaczej rzecz ujmując, **wyższe szybkości rozbiegowe są osiągnięte przy niższych kątach otwarcia wirnika, natomiast w przypadku natężenia przepływu, wyższe wartości są osiągnięte przy wyższych kątach otwarciach wirnika.** O ile w przypadku natężenia przepływu jest to dość zrozumiałe, to jednak w przypadku szybkości obrotowej ta obserwacja jest dość zaskakująca. Z kolei, przy stałym otwarciu wirnika wraz ze wzrastającym otwarciem kierownicy, **szybkość obrotowa rozbiegowa oraz natężenie przepływu jednoznacznie wzrastają.** Przy wysokich kątach otwarcia kierownicy (od 55°) linie dla stałych otwarć kierownicy mają tendencję do znaczącego zakrzywiania się wraz z malejącym otwarciem wirnika (od 14° w dół), co oznacza silne hamowanie przepływu dla tych otwarć wirnika.

W punkcie maksymalnej sprawności (PMS), w którym podwójnie zredukowana szybkość obrotowa w badaniach podstawowych wyniosła $n_1^1 = 188$ obr/min (przy otwarciu kierownicy 55° i otwarciu wirnika 14°), szybkość rozbiegowa wyniosła $n_{1_rozbieg}^1 = 480$ obr/min. Na tej podstawie współczynnik rozbiegu w PMS wyniósł $n_{1_rozbieg}^1/n_1^1 = 2.55$. Wartość ta jest relatywnie niska w przypadku turbin Kaplana, ponieważ wg literatury przedmiotu współczynniki te dochodzą do wartości nawet bliskiej 3, co jest niewątpliwą zaletą prezentowanej maszyny.



Rys.7.3.3.1.
Badania
rozbiegowe
modelowej turbiny
Kaplana o
wyróżniku
szybkobieżności
236 –
charakterystyka
rozbiegowa (razem
z charakterystyką
mushlową).

8. Podsumowanie własnych oryginalnych osiągnięć

Wszystkie przedsięwzięcia naukowo-badawcze przedstawione w Autoreferacie wiążą się z rozwojem turbin wodnych przeznaczonych na najniższe spadki do zastosowania, co jest zgodne z topologią Polski, wymuszającą zapotrzebowanie na takie rozwiązania. Potencjalnych niskospadowych miejsc do zagospodarowania w kraju jest wiele set lub nawet wiele tysięcy. Generalnie, moim celem był i jest rozwój projektowania adekwatny do niskich piętrzeń, a więc turbin przede wszystkich wysokowyóżnikowych, które obniżają koszty instalacji ze względu na duże realizowane przepływy. Rozwiązania te są wg mojej opinii w dużej mierze innowacyjne poprzez zastosowaną technikę projektowania, a rezultaty poparłem głęboką analizą CFD oraz kompleksowymi badaniami eksperymentalnymi na jedynym stanowisku do badan turbin wodnych w Polsce, na którym miałem zaszczyt prowadzić wszystkie prace w kraju (jako jedyny) w ciągu ostatnich kilkunastu lat. W podsumowaniu, własne oryginalne główne osiągnięcia przedstawiam poniżej.

- Opracowanie przy pomocy rozwiązania zadania odwrotnego (przy użyciu własnego oprogramowania) konstrukcji łopatki wirnikowej (osiągnięcie całkowicie własne) oraz konstrukcji łopatki kierowniczej regulowanej (osiągnięcie wspólne ze śp. prof. Romualdem Puzyrewskim) wysokosprawnej niskobieźnej turbiny Kaplana o wyróżniku 260, z przeznaczeniem na ultra niskie spadki o wysokiej sprawności, co nie jest zadaniem trywialnym ze względu na bardzo duże realizowane przepływy w porównaniu do turbin klasycznych. Na podstawie tej turbiny została opracowana inna turbina Kaplana o wyróżniku 236 dla firmy TG-Dnalop sp. z o.o. z Redzikowa, zamierzającej w przyszłości wg przedstawionej koncepcji produkować turbiny pełnoskalowe na rynek polski, ale też poza polski, w szczególności kanadyjski (siedziba spółki „matki” tzn. firmy Thordon Bearings Inc.). Dokumentacja techniczna wraz z rezultatami badan turbiny Kaplana o wyróżniku 260 również została sprzedana firmie Wodel sp. z o.o. z Nowej Soli, produkującej i remontującej turbiny wodne. Obecnie realizowane są po jednym wdrożeniu prototypu, każdej ww. turbiny (więcej na ten temat przedstawiłem w Załączniku nr 3).
- Nawiązując do przywołanej powyżej kierownicy regulowanej turbiny Kaplana, w mojej opinii jest to pionierskie na skalę światową zastosowanie kierownicy regulowanej o znacząco różniącym się od klasycznych wygiętym i smukłym niespotykanym kształcie w modelowej oraz prototypowej turbinie Kaplana (będzie przygotowywany wniosek patentowy). Jest to o tyle osobiście ważne, że decyzja o przyjęciu do dalszych prac eksperymentalnych była dla mnie bardzo trudna ze względu na powszechne stosowanie klasycznych kształtów, mogąca pociągnąć za sobą bardzo złe nieodwracalne konsekwencje w postaci osiąganych obniżonych sprawności turbiny. Należy dodać, że turbiny wodne są zasadniczo maszynami bardzo wysokosprawnymi i taka nowinka mogła mieć finalnie negatywny wpływ na pracę całej turbiny i zdyskwalifikować do użytku pełnoskalowego (zawodowego). Prace eksperymentalne potwierdziły osiągane przez maszynę z tą kierownicą wysokie sprawności, a zatem użycie tej łopatki okazało się trafne.
- Opracowanie łopatki wirnika do wysokobieźnej turbiny Francisa o wyróżniku 94 za pomocą podejścia w sensie zadania odwrotnego, a następnie jej zoptymalizowanie z pomocą CFD i algorytmów genetycznych. Wartość wyróżnika jest bardzo wysoka dla tego typu maszyn i oznacza, że maszyna realizuje bardzo duże przepływy, co powoduje zmniejszanie wymiarów całego zespołu. Według przedstawionych badan eksperymentalnych taka wartość wyróżnika jest na granicy stosowności turbin Francisa. Podwyższenie wyróżnika jest możliwe, ale już na granicy racjonalności, ponieważ może wiązać się z brakiem przyrostu generowanej mocy, co jest spowodowane wzrastającymi stratami w przepływie wraz ze wzrostem wyróżnika. Zaproponowana maszyna z tym wirnikiem wciąż jednak charakteryzuje się relatywnie wysoką sprawnością, co pozwala przy uwzględnieniu skali (również było to przeze mnie szacowane), patrzeć optymistycznie na osiągi w przypadku turbiny pełnoskalowej (zawodowej).

- Opracowanie własnej metody określania linii prądu w oparciu o metodę rozkładu wirów powierzchniowych, wykorzystującą równanie Biota-Savarta. Znalezienie rozkładu linii prądu w rzucie merydionalnym kanału łopatkowego (kierownicy i wirnika) jest zadaniem o podstawowym znaczeniu w procesie projektowym. Tym większe ma to znaczenie, im bardziej skomplikowany jest kształt merydionalny kanału. Dotyczy to przede wszystkim kanałów wirnikowych turbin Francisa (promieniowo-osiowa zmiana kierunku przepływu), gdzie przewidywanie odpowiedniego zgęszczenia linii ma ogromne znaczenie jakościowe dla późniejszych rezultatów projektowych.
- Wykonanie wielowariantowych obliczeń przepływowych w zależności od ustawień kątowych łopatek kierowniczych i wirnikowych, szybkości obrotowej, a w przypadku turbiny Kaplana o wyróżniku 236, także od rozwarcia rury ssącej. Pozwoliło to na określenie (frontów Pareta) najlepszych obszarów pracy maszyn pod względem parametrów energetycznych. W przypadku turbiny Francisa o wyróżniku 94 obliczenia były bazą do optymalizacji algorytmami genetycznymi, które również wykonałem. W przypadku turbiny Kaplana o wyróżniku 236 na podstawie obliczeń wskazałem kierownicę lepszą hydraulicznie (szersza charakterystyka i wyższa sprawność) spośród dwóch zaprojektowanych o kształcie klasycznym i nieklasycznym.
- Przygotowanie merytoryczne, wykonanie badań eksperymentalnych oraz analiza rezultatów badań podstawowych, kawitacyjnych i rozbiegowych wysokowyróżnikowych turbin Kaplana i Francisa, przeznaczonych na ultra niskie oraz niskie spadły jest unikatowe nie tylko w skali krajowej, ale także międzynarodowej. Stanowi to rozwój dziedziny, która wciąż jest nieodkryta w znaczący sposób, a co wynika z dotychczasowego małego zainteresowania takimi rozwiązaniami ze względu na niski potencjał docelowych spadów. Obecnie najniższe spadły stają się coraz popularniejsze w zastosowaniu, stąd sięganie po wysokowyróżnikowe rozwiązania będzie również powszechniejsze (wynika to z niezbędnej minimalizacji kosztów instalacji, które takie maszyny zapewniają). Przedstawione badania wpisują się w dalszy rozwój i ewolucję tego rodzaju maszyn oraz wytyczają dalsze kierunki prac, co z kolei jest szansą na polski wkład w światową technikę dotyczącą niskospadowych turbin.
- Zdiagnozowanie zjawiska siodełkowania charakterystyk w przebadanych wysokowyróżnikowych turbinach Francisa uważam, że jest osiągnięciem wykraczającym poza dotychczasową literaturę przedmiotu i szczególnie ważnym przy przewidywaniu pracy maszyn w warunkach wysokich otwarć kierownicy turbiny ze względu na możliwość występowania niestabilności w przepływie.
- Badania eksperymentalne kawitacyjne oparte były o wieloaspektową technikę pomiarową zjawiska kawitacji, tzn. z wykorzystaniem pomiaru sygnałów: emisji akustycznej, pulsacji ciśnienia pod wirnikiem, pomiaru drgań struktury pod wirnikiem i w łożyskach oraz kompleksowej wizualizacji przepływu w wirniku i pod nim. Taka kompleksowość jest podejściem niespotykanym w literaturze w badaniach kawitacyjnych. W mojej opinii prowadziło to zawsze do bardzo dokładnie wykonywanej diagnostyki kawitacyjnej, co finalnie zapewniło wysoką jakość oceny dopuszczalnych liczb kawitacyjnych maszyn. Dodatkowo, z całą pewnością wykonana wizualizacja wszystkich stanów kawitacyjnych jest niespotykana w takiej intensywności w literaturze przedmiotu niskospadowych (i nie tylko) turbin Kaplana i Francisa. Jest to wniesione do nauki kompendium wiedzy dla czytelników o zachowaniu się maszyn wysokowyróżnikowych, z racji tego, iż praca turbin niskospadowych odznacza się specyficznymi warunkami, innymi pod względem obciążenia układu łopatkowego, w porównaniu do turbin klasycznych średnio- i wysokospadowych.
- Wykonałem badania podstawowe i rozbiegowe turbiny semi-Kaplana o nieklasycznym napływie spiralnym z wyróżnikiem szybkobieżności 160. Badania energetyczne takiej turbiny zostały pokazane po raz pierwszy w skali międzynarodowej (wcześniej turbina była badana na Politechnice Gdańskiej, jednakże rezultaty nigdy nie ujrzały światła dziennego). Turbina posiadająca stosunkowo

prosty układ napływowy jest dobrą niskokosztową propozycją do zastosowania w niskospadowych instalacjach (modułowych).

- Wyzaczyłem straty mechaniczne w turbinach w szerokim zakresie zmian otwarć kierownicy i/lub wirnika oraz szybkości obrotowej, co nie zostało dotychczas udokumentowane w podobny sposób w skali międzynarodowej.
- Wskazałem na przykładzie turbiny Kaplana o wyróżniku 236 pozaoptimalne obszary doboru maszyny, które zapewniają zwiększenie produkcji energii w określonym czasie mimo niższych sprawności. Metodyka jest możliwa do zastosowania w dowolnej innej turbinie wodnej.
- Określiłem na przykładzie turbiny Francisa o wyróżniku 82 wpływ zmiany lepkości na sprawność turbiny prototypowej spowodowanej zmianą temperatury wody podczas badań turbiny modelowej. Jest to ważne w przypadku badań gwarancyjnych turbin zawodowych, gdyż może prowadzić do zaniżenia pomierzonej sprawności i niespełnienia gwarancji wykonawcy turbiny, gwarantującego parametry energetyczne.
- Wypełniłem (w bliżej nieokreślonej części) lukę literaturową dotyczącą niskospadowych wysokowyróżnikowych turbin wodnych Kaplana i Francisa poprzez kompleksowe przedstawienie studium przypadków ze szczegółowym pokazaniem techniki pomiarowej (z szacowanymi błędami pomiarowymi, w tym również błędami przypadkowymi) i wieloaspektowym podejściem pomiarowym.

Wykonane prace wyznaczyły dalsze kierunki moich działań w IMP PAN. W ramach kolejnych prac moim celem jest zaprojektowanie turbiny Kaplana o napływie spiralnym na wieniec kierowniczy, która pod względem wyróżnika szybkobieżności będzie zawierać się w przedziale od 180 do 220 z przeznaczeniem do zastosowań od 3 do 8 m wysokości spadu. Wiąże się to z liczbą łopatek 4 (niższe spady z zakresu) lub 5 (wyższe spady z zakresu). Jest to przedział zastosowań wciąż bardzo atrakcyjny z punktu widzenia topologii Polski, dlatego prace projektowe w połączeniu z badaniami eksperymentalnymi nad wysokosprawną maszyną wydają się być w pełni uzasadnione, a jednocześnie bogate w treść naukową.

Na koniec, chciałbym dodać, że wszystkie moje prace były wykonywane z poczuciem pewnej misji podtrzymywania tradycji hydroenergetycznych w Polsce, a które osobiście uważam, że są niestety w zaniku. Mam nadzieję, że wykonane prace stanowią istotny wkład w rozwój hydroenergetyki ze względu na unikatowy charakter przeprowadzonych badań projektowych, analitycznych i eksperymentalnych. Ze względu na szybkobieżność, przedstawione maszyny mają charakter wyjątkowy i dostosowany do współczesnej wiedzy technicznej oraz wymagań pod względem zapotrzebowania na rynku maszyn hydroenergetycznych, wymuszonych topologią Polski, a także chęcią eksplorowania najniższych pięter, co predestynuje je również do zastosowania poza granicami kraju.

9. Przywołania

1. Opracowanie Głównego Urzędu Statystycznego. *Gospodarka paliwowo-energetyczna w latach 2022 i 2023*. ISSN 1506-686X. 2024. <https://stat.gov.pl/obszary-tematyczne/srodowisko-energia/>.
2. Energa Wytwarzanie S.A., 2019. <https://energa-wytwarzanie.pl/>.
3. Hoffmann M. *Podstawowe założenia dla rozwoju małej energetyki wodnej i wynikające z nich wytyczne do standaryzacji turbozespołów dla tych elektrowni*. Prace IMP z. 83-84, 1983, 61-71.

4. De Siervo F., De Leva F. „Modern designing Francis turbines, Water power & Dam Construction”, August 1976.
5. https://en.wikipedia.org/wiki/Christoffel_symbols.
6. Anton I. *Turbine hidraulice*. Editura Facla - Timisoara 1979.
7. *Turbiny wodne, pompy zasobnikowe i pompoturbiny. Modelowe badania odbiorcze*. Polska Norma PN-EN 60193:1999.
8. The guide to hydropower mechanical design. Prepared by the ASME Hydro Power Technical Committee, HCI Publications, 1996.
9. Gerich R., Raabe J. *Measurement of the unsteady and cavitating flow in a model Francis turbine of high specific speed*. ASME J Fluids Eng, 97(4), 402-5. 1975. <https://doi.org/10.1115/1.3448042>.
10. Nechleba M. *Hydraulic turbines. Their Design and equipment*. Artia, Prague, 1957. ISBN 933-3156-97-6.

10. Podsumowanie dorobku własnego przed i po doktoracie

Podsumowanie dorobku przed doktoratem i po doktoracie przedstawiłem w poniższej Tabeli 10.1.

Tabela 10.1. Podsumowanie dorobku, osiągnięć naukowo-badawczych, aplikacyjnych i innych działań autora Autoreferatu z podziałem na okres przed i po doktoracie (stan na dzień 29.09.2025).

Lp.	Dorobek/Osiągnięcia/Działania	Liczba		
		Okres przed doktoratem	Okres po doktoracie	Suma
1.	Autorstwo lub współautorstwo artykułów naukowych notowanych w bazie Web of Science i/lub bazie Scopus	0	26	26
2.	Autorstwo lub współautorstwo artykułów naukowych nienotowanych w bazie Web of Science i bazie Scopus	0	12	12
SUMA 1+2:		0	38	38
3.	Autorstwo lub współautorstwo monografii	0	2	2
4.	Autorstwo lub współautorstwo oryginalnego osiągnięcia projektowego, konstrukcyjnego i technologicznego	0	3	3
5.	Autorstwo lub współautorstwo wystąpień konferencyjnych międzynarodowych i krajowych oraz seminariów (w nawiasie referaty zaproszone)	5(0)	50(3)	55(3)
6.	Patenty uzyskane (w nawiasie złożone)	0	0(1)	0(1)
7.	Wnioski użytkowe uzyskane (w nawiasie złożone)	0	2(0)	2(0)

8.	Udział w grantach badawczo-rozwojowych w konsorcjach oraz w formie podwykonawstwa (w nawiasie granty osobiście kierowane)	1(0)	17(6)	18(6)
9.	Udział w pracach dla gospodarki (w nawiasie prace osobiście kierowane)	2(0)	84(14)	86(14)
10.	Opracowania zewnętrzne w grantach badawczo-rozwojowych	1	78	79
11.	Opracowania zewnętrzne w grantach badawczo-rozwojowych w formie podwykonawstwa	0	32	32
12.	Opracowania zewnętrzne dla przemysłu	3	100	103
Wszystkie opracowania zewnętrzne SUMA 10+11+12:		4	210	214
13.	Opracowania wewnętrzne (tzw. statutowe)	2	30	32
14.	Recenzje artykułów (w nawiasie z czasopism notowanych w Web of Science, tzn. posiadających IF)	0	153(145)	153(145)
15.	Udział w komitetach redakcyjnych czasopism	0	1	1
16.	Udział w komitetach redakcyjnych jako Edytor Pomocniczy	0	1	1
17.	Członkostwo w organizacjach i towarzystwach naukowych	0	0	0
18.	Impact Factor publikacji z cyklu habilitacyjnego (w nawiasie liczba punktów wg MNiSW)	0	54.0(1180)	54.0(1180)
19.	Impact Factor publikacji spoza cyklu habilitacyjnego (w nawiasie liczba punktów wg MNiSW)	0	43.3(1460)	43.3(1460)
20.	Liczba cytowań wg bazy Web of Science	0	374	374
21.	Liczba cytowań wg bazy Scopus	0	415	415
22.	Liczba cytowań wg bazy GoogleScholar	0	575	575
23.	Indeks Hirscha wg bazy Web of Science	0*	9	
24.	Indeks Hirscha wg bazy Scopus	0*	9	
25.	Indeks Hirscha wg bazy GoogleScholar	0*	12	

*) Uwaga: Pojęcie 'Indeksu Hirscha' w momencie obrony Doktoratu w 2003 roku jeszcze wówczas nie istniało.

V. INFORMACJA O WYKAZYWANIU SIĘ ISTOTNĄ AKTYWNOŚCIĄ NAUKOWĄ REALIZOWANĄ W WIĘCEJ NIŻ JEDNEJ UCZELNI, INSTYTUCJI NAUKOWEJ, W SZCZEGÓLNOŚCI ZAGRANICZNEJ

- 1) W 2019 roku nawiązałem współpracę z chińskim Narodowym Centrum Badań Pomp, znajdującym się na Uniwersytecie Jiangsu w Zhenjiang (National Research Center of Pumps, Jiangsu University, Zhenjiang, Jiangsu Province, China), w szczególności z prof. Ling Zhou (<https://orcid.org/0000-0001-9868-2561>; indeks $H = 33$ na dzień 26.09.2025).

W 2019 roku, w odpowiedzi na zaproszenie prof. Zhou, odbyłem wizytę na Uniwersytecie Jiangsu, gdzie wygłosiłem wykład na temat opracowanych modelowych niskospadowych turbin Kaplana i Francisa. Dodatkowo zostałem również zaproszony do osobistego wygłoszenia na ten sam temat wykładu na konferencji, która odbyła się także w Chinach [F3]. 3 lata później ponownie zostałem zaproszony do wygłoszenia wykładu (ze względu na okres pandemiczny odbyło się to zdalnie) na kolejnej edycji tej samej konferencji, na temat modelowania erozji kawitacyjnej w warunkach laboratoryjnych i terenowych [F2].

Nawiązana współpraca zaowocowała także publikacją przeglądową (typu *Review*) dotyczącą zastosowania teorii produkcji entropii do analizy przepływu w maszynach wodnych, przy współudziale również prof. Ramesha K. Agarwala (współtwórca modelu turbulencji Wray’a-Agarwal’a) z Washington University w St. Louis (Missouri, USA), w czasopiśmie *Applied Energy* (Elsevier) [C3].

Dodatkowo, od tego czasu złożone zostały 3 wspólne projekty NCBR w ramach konkursów polsko-chińskich SHENG1 i SHENG2 oraz 1 polsko-chiński projekt bilateralny, jednakże wszystkie bez powodzenia.

W ramach współpracy z prof. Ling Zhou w 2020 zostałem Edytorem Pomocniczym w czasopiśmie *Shock and Vibration* (Hindawi), przy wydaniu specjalnym pt. *Vibration and Control of Fluid Machinery and Systems*.

W 2021 roku, na prośbę prof. Zhou, zostałem członkiem Komitetu Redakcyjnego (Editorial Committee) czasopisma *Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering*, wydawanego przez Jiangsu University w Zhenjiang.

- 2) W okresie od 02.2020 do 03.2022 (26 miesięcy) byłem zatrudniony w Centrum Badań i Rozwoju Technologii dla Przemysłu w Warszawie S.A. (ul. Złota 59, 00-120), na stanowisku specjalisty ds. badania parametrów przepływu w wymiarze $\frac{1}{4}$ etatu. Było to związane z realizacją projektu POIR.01.01.01-00-0541/19-00 pt. *Powłoki barierowe i hydrofobowe do zastosowania w formach wtryskowych*. Wynikiem pracy jest publikacja [C2].
- 3) Przy realizacji pracy w ramach prac podwykonawczych we wniosku POIR.01.02.00-00-0251/16, którą kierowałem, pt. *Opracowanie technologii niskospadowej modułowej elektrowni wodnej o wysokiej efektywności energetycznej i minimalnej ingerencji w środowisko* [N2], nawiązałem współpracę z Politechniką Krakowską, w szczególności z prof. Dariuszem Borkowskim (prodziekan ds. organizacyjnych i współpracy z przemysłem Wydziału Inżynierii Elektrycznej i Komputerowej). Dotychczas zaowocowało to publikacją w czasopiśmie *Energies* (MDPI), dołączoną do cyklu habilitacyjnego [B3].

Wspólnie zostały również złożone 2 wnioski grantowe. Jeden był oparty o prace podwykonawcze IMP PAN dla Politechniki Krakowskiej (środek w ramach POIR). Natomiast drugi, jako konsorcyjny (14 partnerów w Europie), złożony został w ramach środków Komisji Europejskiej z programu HORIZON-CL5-2024-D3-01-07 (o numerze wniosku 101172714). Obydwa projekty nie uzyskały jednak finansowania. Obecnie złożony jest wspólny projekt w ramach programu HORIZON-CL5-2025-02-D3-04 (o numerze wniosku 101172714; 12 partnerów w Europie).

Dzięki nawiązanej znajomości, w październiku 2024 roku, Wydział Inżynierii Elektrycznej i Komputerowej Politechniki Krakowskiej był współorganizatorem corocznej międzynarodowej konferencji HYDROFORUM, która odbyła się w Krakowie, i której organizatorem jest IMP PAN oraz Towarzystwo Elektrowni Wodnych (TEW).

VI. INFORMACJA O OSIĄGNIĘCIACH DYDAKTYCZNYCH, ORGANIZACYJNYCH ORAZ POPULARYZUJĄCYCH NAUKĘ

W ramach działalności dydaktycznej, organizacyjnej oraz popularyzującej naukę wykazałem się następującymi działaniami.

- 1) Wykłady z Hydroenergetyki dla młodzieży z Niepublicznej Szkoły Rzemiosła w Wejherowie, finansowane przez Powiatowy Cech Rzemiosł Małych i Średnich Przedsiębiorstw – Związek Pracodawców. Program „Najlepsi w zawodzie! – Podniesienie atrakcyjności i jakości nauczania Niepublicznej Szkoły Rzemiosła w Wejherowie”, współfinansowanego ze środków UE, w ramach Europejskiego Funduszu Społecznego z Programu Operacyjnego Kapitał Ludzki, Działanie 9.2. Podniesienie atrakcyjności i jakości szkolnictwa zawodowego – projekt nr N/EFIS/9.2/NWZ/2013. Lata 2013 oraz 2014 (dwukrotnie – 2 x 24 godziny).
- 2) Wykłady z metod obliczeniowych CFD dla pracowników Wytwórni Sprzętu Komunikacyjnego w Rzeszowie (WSK-PZL Rzeszów), w ramach projektu WND-POKL.08.01.01-18-156/11, Priorytet VIII, Działanie 8.1, Poddziałanie 8.1.1 Programu Operacyjnego Kapitał Ludzki. 2014 (jednokrotnie – 12 godzin).
- 3) Wykłady na Politechnice Warszawskiej w ramach Studium Podyplomowego Nowoczesna Energetyka Odnawialna pt. *Energetyka Wodna*. 2021 (jednokrotnie – 12 godzin).
- 4) Wykłady z hydroenergetyki i obliczeń maszyn hydroenergetycznych w ramach Trójmiejskiego Studium Doktoranckiego, działającego przy IMP PAN. 2023 (jednokrotnie – 4 godziny).
- 5) Byłem opiekunem stażu studenta Politechniki Gdańskiej, który wykonał pod moim nadzorem niestacjonarne obliczenia śruby wodnej Archimedesesa (dwu-fazowy przepływ mieszaniny woda-powietrze). 2023.

VII. INNE INFORMACJE

Brak.



.....
(podpis wnioskodawcy)