Универзитет "Св. Кирил и Методиј" во Скопје



### МАШИНСКИ ФАКУЛТЕТ СКОПЈЕ



Филип В. Стојковски

### ИНТЕРАКЦИЈА ПОМЕЃУ ОБЛИКОТ НА ЛОПАТКИТЕ ОД СПРОВОДНИОТ АПАРАТ СО ХИДРОДИНАМИЧКИТЕ ПАРАМЕТРИ И ЕФИКАСНОСТА НА ФРАНЦИСОВА ТУРБИНА ПРИ ПРОМЕНЛИВ БРОЈ НА ВРТЕЖИ

- Докторска дисертација -

СКОПЈЕ, 2022

### Ментор:

Проф. д-р Зоран Марков Машински Факултет – Скопје Универзитет "Св. Кирил и Методиј" во Скопје

Членови на комисијата: Проф. д-р Зоран Марков Машински Факултет – Скопје Универзитет "Св. Кирил и Методиј" во Скопје

Проф. д-р Предраг Поповски Машински Факултет – Скопје Универзитет "Св. Кирил и Методиј" во Скопје

Вонр. проф. д-р Виктор Илиев Машински Факултет – Скопје Универзитет "Св. Кирил и Методиј" во Скопје

Проф. д-р Оле Гунар Далхауг Норвешки Универзитет за Наука и Технологија (NTNU) Трондхајм, Норвешка

> Вонр. проф. д-р Андреј Липеј Универзитет во Ново Место Машински Факултет, Словенија

Дата на јавна одбрана:

19.04.2022

ТЕХНИЧКИ НАУКИ - МАШИНСТВО

#### м-р ФИЛИП В. СТОЈКОВСКИ, дипл.маш.инж.

### ИНТЕРАКЦИЈА ПОМЕЃУ ОБЛИКОТ НА ЛОПАТКИТЕ ОД СПРОВОДНИОТ АПАРАТ СО ХИДРОДИНАМИЧКИТЕ ПАРАМЕТРИ И ЕФИКАСНОСТА НА ФРАНЦИСОВА ТУРБИНА ПРИ ПРОМЕНЛИВ БРОЈ НА ВРТЕЖИ

АПСТРАКТ:

И покрај нестабилниот карактер на обновливите неконвенционални извори на енергија, трендот на нивно зголемено користење во Европа и сите сценарија и предвидувања кои се прават во таа насока, доведува до потребата за енергетско балансирање во мрежата и зголемување на флексибилноста во производството на електрична енергија. За тие потреби, хидроцентралите како хидроенергетски објекти се најпогодни за покривање на овие флуктуации.

Оттука се развила идејата за примена на променливиот број на вртежи кај хидрауличните турбини, каде со корекција на бројот на вртежи, да се постигне поефикасно искористување на водните текови, а истовремено да се зголеми нивното работно подрачје.

Во оваа докторска дисертација, акцентот е ставен на спроводните лопатки, кои се главниот стационарен дистрибутивен елемент на турбините и служат за регулација на протокот, а воедно и моќноста на Анализите машината. одат BO насока на дефинирање на главните кинематски струјни параметри кои владеат во просторот помеѓу спроводниот апарат и работното коло на турбината. Според тоа, развиен е нов тип на неуинформни лопатки, со цел да се увиди влијанието кое го имаат на струјните параметри на колото при променлив број на вртежи.

Анализите се извршени со помош на CFD нумерички симулации на струењето, на повеќе развиени модели на спроводни лопатки, од каде се добиваат позитивни заклучоци и насоки во понатамошен развој на оваа техника на дизајн на спроводниот апарат.

КЛУЧНИ ЗБОРОВИ:

Спроводни лопатки, Францис турбина, Променлив број на вртежи, CFD, Неуниформни лопатки

### FILIP V. STOJKOVSKI, M.Sc. Mech. Eng.

# INTERACTION OF THE GUIDE VANE BLADES SHAPE WITH THE HYDRODYNAMIC PARAMETERS AND THE EFFICIENCY OF VARIABLE-SPEED FRANCIS TURBINE

ABSTRACT:

Despite the unstable nature of the unconventional renewable energy sources, the trend of increasing usage of them in Europe and all the scenarios and forecasts made in that direction, lead to the need of balancing energy in the grid and increasing flexibility in electricity production. To address these needs, hydropower plants as hydropower facilities are most suitable to cover these fluctuations.

This brought the idea of applying variable speed operation to hydraulic turbines, where adjusting their rotational speed results in more efficient water to energy usage ratio, and increases their operating range at the same time.

In this doctoral dissertation the emphasis is on the guide vanes, which are the main stationary distribution element of the turbines and serve to regulate the flow, as well as the power of the machine. The analyses are based mainly at defining the main kinematic flow parameters that are dominant in the vaneless space between the turbine runner and the guide vanes. According to that, a new type non-uniform blades were developed, in order to see their impact on the flow parameters and efficiency at variable speed operated turbine.

The analyses were performed with CFD numerical flow simulation on various developed models of guide vanes, from where positive conclusions and directions for further development of this technique for guide vane design are obtained.

**KEY WORDS:** 

Guide vanes, Francis turbine, variable speed operation, CFD, non-uniform blades

Оваа дисертација е посветена на мојот татко, кој е моја бесконечна инспирација и мотивација, на мојата мајка, за нејзиниот охрабрувачки дух и несебична поддршка и на мојот брат кој отсекогаш веруваше во мене.

Би сакал да изразам благодарност до мојот ментор, што успешно ме водеше низ студиите и што ме вклучи во предизвикувачкиот проект ХидроФлекс, каде што го тестирав и надградив моето знаење од областа на хидрауличните турбомашини и нивниот дизајн. Исто така, посебна благодарност до сите членови на проектот за нивната отвореност за комуникација за размена на идеи. Моја најдлабока благодарност до пријателите и колегите, каде без нивното дружење, разбирање, мотивација и охрабрувачки зборови не би можел да го изодам овој пат до крај.

Оваа докторска дисертација е реализирана во рамките на проектот ХидроФлекс (HydroFlex) кој е финансиран од програмата за истражување и иновации на Европската унија Хоризонт 2020 според договорот за грант бр. 764011.



This project has received funding from the European Union's Horizon 2020 research and innovation programme under grant agreement No 764011



"Научи ги правилата како професионалец, а прекрши ги како уметник"

— Пабло Пикасо

## Преглед на ознаките и мерните единици

Симбол	Единица	Опис
g	$[m/s^2]$	Земјино забрзување
ρ	$[kg/m^3]$	Густина на флуидот
μ	[Pa s]	Динамичка вискозност на флуидот
π	[-]	Математичка константа
ns	[-]	Специфична брзина на турбината
n <sub>ed</sub>	[-]	Редуциран број на вртежи (Единечен број на вртежи)
$Q_{ed}$	[-]	Редуциран проток (Единечен проток)
Ted	[-]	Редуциран вртежен момент (Единечен вртежен момент)
ψ	[-]	Знак на напорот
φ	[-]	Знак на протокот
ω	[rad/s]	Аголна брзина
n	[min <sup>-1</sup> ]	Број на вртежи
Q	$[m^{3}/s]$ ; $[l/s]$	Проток
Н	[m]	Напор, нето пад
x, y, z	[-]	Декартови координати
r, φ, z	[-]	Цилиндирчни координати
t	[s]	Време
V	[m/s]	Брзина на струење
р	[Pa]	Притисок
Ω	[1/s]	Вртеж на струјница
Γ	$[m^2/s]$	Циркулација
R	[m]	Радиус
D	[m]	Дијаметар
В	[m]	Висина
А	[m <sup>2</sup> ]	Површина
с	[m/s]	Апсолутна брзина на струењето
u	[m/s]	Преносна брзина
W	[m/s]	Релативна брзина на струењето
F	[N]	Сила
Т	[Nm]	Вртежен момент
Р	[W]	Моќност
η	[-]	Ефикасност
α	[°]	Агол на апсолутната брзина
β	[°]	Агол на релативната брзина ; Агли на влезниот / излезниот раб на лопатките на спроводниот апарат

δ	[°]	Агли на влезниот / излезниот раб на лопатките на колото ; Агол на наклон на лопатките на спроводниот апарат
φ	[°]	Агол на зафаќање на лопатките на спроводниот апарат
L, 1	[m]	Должина
$Z_{gv}$	[-]	Број на спроводни лопатки
to	[m]	Чекор на лопатките во спроводниот апарат
ao	[m]	Светол отвор на лопатките во спроводниот апарат
A, B, C	[-]	Константи
Р	[-]	Параметар
τ	[Pa]	Тангенцијален напон на струењето
y+	[-]	Бездимензионална висина
m	[-]	Модул
3	[-]	Дисипативна енергија на турбуленцијата ; Релативна грешка
k	[-]	Кинетичка енергија на турбуленцијата

### СОДРЖИНА

Вовед
1. Концепт на променлив број на вртежи и преглед на релевантни истражувања од областа
2. Математички модели на струењето кај спроводниот апарат и работното коло на турбините
2.1. Струење креирано од стационарна кружна решетка (спроводен апарат) 11
2.2. Струење во работното коло14
2.2.1. Услови на оптимално опструјување на колото на влез (безударни струења) 18
2.2.2 Услови на оптимално опструјување на колото на излез (безвиорни струења) 19
2.3. Релации на струјните параметри кај спроводен апарат и работно коло и нивно изведување
2.4. Моделирање на струење при променлив број на вртежи (кинематска анализа) 21
3. Изведување на обликот на лопатките на спроводниот апарат врз база на иницијална пресметка на струјни параметри
3.1. Стратегии и пристап кон проектирање на спроводен апарат
3.2. Геометриски параметри на кружната решетка на спроводниот апарат 26
3.3. Критериуми за профилирање на лопатките
3.3.1. Пресметка на струјните кинематски величини во безлопатичниот простор 28
3.3.2. Равенка на скелетница на профилот 30
3.3.3. Распределба на дебелината на профилот преку тежински параметри 32
3.4. Геометриски бездимензионална (нормализирана) кружна решетка
3.4.1. Пример 1 - ХЕЦ Св. Петка, Македонија 35
3.4.2. Пример 2 - XEЦ Токе, Норвешка 36
4. Критериуми за анализа
4.1. Критериум на струјно поле, профили на брзини и доминантни хидродинамички големини
4.2. Критериум на проширување на работната карактеристика на турбината со променлив број на вртежи
4.3. Методи за споредба на резултатите
5. Нумеричко моделирање
5.1. Главни равенки на струењето и моделирање на турбуленција 39
5.2. Моделирање на струење во граничен слој 42
5.3. Опис на референтниот модел од анализите - турбината Францис 99 44
5.4. Изведба на нумерички модел, верификација и определување на нумеричка грешка и отстапување од лабораториските мерења

5.4.1. Мрежирање на работното коло 46
5.4.2. Мрежирање на спроводниот апарат 46
5.4.3. Мрежирање на дифузорот 47
5.4.4. Гранични услови на нумеричкиот модел 48
5.5. Резултати и проценка на нумеричка грешка
6. Влијание на одделни геометриски параметри на спроводниот апарат врз хидродинамичките услови и ефикасноста на турбината
6.1. Анализа на геометриските параметри врз ефикасноста при константен број на вртежи 
6.1.1. Влијание на густината и светлиот отвор на лопатките 53
6.1.2. Влијание на зафатниот агол и аголот на наклон на лопатките 55
6.1.3. Изведба на поволна конфигурација на спроводен апарат од добиените резултати 
7. Моделирање и анализа на ефектите предизвикани од неуниформно профилирани лопатки на спроводен апарат
7.1. Развој на идејата
7.2. Развој на испитни модели 58
7.2.1. Појдовна геометрија (Модел SYM – Симетричен профил) 61
7.2.2. Влијание на аголот на деформацијата на излезниот раб на лопатката
7.2.3. Влијание на лопатка со колинеарни агли на тетивата и на излезниот раб 74
7.2.4. Споредба на резултатите помеѓу лопатките со деформација на излезниот раб и лопатките со колинеарна тетива
7.3. Анализа на неуниформни лопатки 79
7.3.1. Конфигурација 1 79
7.3.2. Конфигурација 2
7.3.3. Конфигурација 3
7.3.4. Конфигурација 491
7.3.5. Конфигурација 5
7.3.6. Конфигурација 6 97
8. Заклучоци и препораки за понатамошна работа 102
0.10

### Вовед

Хидроенергијата се смета како обновлив извор на енергија поради својата неисцрпност, односно поради тоа што водната маса учествува во хидроциклусот на земјата. Пред комерцијалната електрична енергија да стане широко достапна, енергијата на водата се користела за наводнување и погон на разни машини, како воденици, машини во текстилната индустрија, пилани, дигалки и сл. Од почетокот на 20<sup>тиот</sup> век, терминот хидроенергија се користи најчесто во спој со модерниот развој на хидроелектричната енергија.

Хидроенергијата е содржана во речните текови, брзите сливови, крајбрежната промена на нивото на морињата преку ефектите на плима и осека и морските бранови. Вкупниот потенцијал на водните текови во светот се оценува на 4,5 [TW]. Околу една четвртина од овој потенцијал може да се искористи за производство на електрична енергија. Во 1975<sup>та</sup> година, само 15% од овој потенцијал бил искористен за производство на електрична енергија. Во 1975<sup>та</sup> енергија. Три четвртини од искористливиот хидроенергетски потенцијал се наоѓа во неразвиените земји или земјите во развој, како што се Африка и Латинска Америка, каде што е искористен само со 6%. Другата четвртина од оваа енергија се наоѓа во развиените земји каде што е искористен со 35%.

Енергијата на водните текови се искористува во хидроцентралите. Постојат повеќе видови на хидроцентрали, и тоа:

- Проточни хидроцентрали
- Акумулациони хидроцентрали
- Пумпно акумулациони (реверзибилни) хидроцентрали
- Мали хидроцентрали

Искористувањето на водниот потенцијал за производство на електрична енергија економски е конкурентен со производството на електрична од фосилните и нуклеарните горива, па затоа хидроенергијата претставува најзначаен обновлив извор на енергија на земјата.

Хидроенергијата или енергијата на водните текови, претставува најголемиот обновлив извор на енергија во светот, покривајќи околу 62% од светското производство на електрична енергија од обновливи извори, споредено со ветерната енергија која 21% и сончевата фотонапонска енергија со 7%. Останатите 10% се од останати неконвеционални извори на енергија. Хидроенергијата претставува евтин и одржлив извор на енергија. Општо е познато дека хидроенергијата обезбедува големи можности во поглед на електричната мрежа, како што се складирање на енергијата кај акумулациските хидроцентрали, следење на променливите оптоварувања на мрежата и системска инерција. При потреба на зголемена флексибилност во производството, како што е брзото вклучување во мрежа, хидроенергијата се карактеризира со многу краток временски период на остварувње на вакво производство, како и ја олеснува интеграцијата во мрежата на наизменично производство на ветер и сончева енергија, преку способноста да врши балансирање. Клучната карактеристика на хидроенергијата е нејзината долговечност. Хидроцентралите можат да работат временски 100 па дури и повеќе години, во споредба со

другите техники на конверзија на обновливи извори кои се проценуваат да работат од 20 до 30 години.

Производството на електрична енергија во Европа од обновливи извори се очекува да флуктуира. Обновливите извори на енергија кои се денеска тренд во Европа, се сончевата и ветерната енергија, кои самите по себе имаат нестабилен карактер, и зависат воглавно од временските услови [1]. Од таа причина потребата за балансирање ќе се зголеми. Балансирањето значи флексибилност, а како извор на енергија тоа го постигнуват хидроцентралите, што значи ако се следи овој тренд, тие ќе добијат на многу голема важност.

Терминот флексибилност во широка смисла го опишува единствениот потенцијал за балансирање на производството и побарувачката, со прилагодување на производството или побарувачката на електрична енергија, секогаш кога има отстапување од вообичаената количина во системот. Оваа нерамнотежа потекнува од различни елементи на електроенергетскиот систем и поставуваат различни барања за изворот на флексибилност.

Во Европа, хидроенергетскиот сектор има зголемена потреба од флексибилност во производството на електрична енергија, а со тоа и флексибилност во својата работа. Праксата покажува дека хидрауличните турбини во хидроцентралите, се повеќе се управувани да работат надвор од нивното проектно подрачје (off-design operational conditions) се повеќе време во текот на годината [2]. Според хидрологијата и теренските услови каде се градат хидроцентралите, најчеста е употребата на Францис турбините. Конвенционалната практика дефинира да дизајнот на овие машини е подобен за работа при константен синхрон број на вртежи, за потребите на добивање на електрична енергија во генераторот. Во ваков случај, работните услови се дефинирани со расположивиот пад и проток низ турбината, што доведува до неефикасна работа, хидраулипни загуби итн. Со тоа, конвенционалните Францис турбини претставуваат единечно регулациони синхрони машини, со констатен број на вртежи, единствена геометрија со константен број и тип на лопатки, каде регулацијата на моќноста се врши преку спроводниот апарат преку негово отворање, со што се менува протокот низ турбината при различен пад.

Сето ова што ја дефинира денешната Францис турбина, всушност претставува ограничување на нејзииот карактер како енергетска машина, особено константниот синхрон број на вртежи. Ова довело до развој на идејата да овие машини се управуваат со променлив број на вртежи, со што би претставувале турбини со двојна регулација – по проток и по број на вртежи. Се покажува дека со промена т.е. корекција на бројот на вртежи, може да се подобри ефикасноста на хидродинамичките процеси на трансфорамција на енергијата во турбините, а со тоа и ефикасноста на самата турбина, доведувајќи до поефикасно производство на електрична енергија. Зголеменото користење на ветрогенераторите довело до развој на генератори кои можат да работат со променлив број на вртежи, користејќи статички инвертери. Потенцијалната апликација на оваа техника на хидрауличните турбини довела до зголемено внимание кај енергетичарите на најразлични симпозиуми и се истражува во универзитетите низ светот.

Хидродинамичката корист при работа со променлив број на вртежи на турбината, кај турбини кои работат со променливи падови, довдува до можност да се инсталира помал генератор кој ќе работи со променлив број на вртежи. Турбината ќе дава помала излезна моќност поради променливиот број на вртежи и се добива зголемена флексибилност да се користи падот во рангот на неговата денивелација [3]. Се очекува и преодните режими, како и несаканите појави на хидрауличен удар, да се избегнат или намалат, што може да резултира со намалување на габаритот на целокупната хидромашинска опрема, а со тоа да се добие поисплатлива опрема, како за изведба, така и за одржување.

Користа од променливиот број на вртежи кај турбините зависи од работните услови на централата, каде треба да се направат анализи на физибилноста за користење на оваа техника и да се дефинираат работни сценарија. Воглавно, технички подобрувања на турбините со променлив број на вртежи се очекува во насока на:

- Подобрување на перформансите надвор од проектната работна зона, при промена на падот
- Подобрување на перформансите при искористување на протоци надвор од проектната зона, а со тоа зголемување на искористливиот ранг на протоци за производство на енергија



Сл.1 Пример на управувањето за подобрување на ефикасноста при променлив број на вртежи [4]

## 1. Концепт на променлив број на вртежи и преглед на релевантни истражувања од областа

Дефинирањето на потенцијалната корисност на работата со променлив број на вртежи, зависи од квантитативното анализирање на подобрувањата на турбината [3]. Во анализите на Sheldon [3] за 3 Францис турбини со различни специфични броеви на вртежи  $n_s = 24.5 - 44.7 - 56.1$  добива зголемување на произведената енергија релативно во однос на искористената вода, со главна цел да се максимизира ефикасноста на работата. Секако, овие резултати се врзани за типот на Францис турбини кои се испитани, и се очекува да друг тип на работно коло да не се однесува исто. Во анализите на Alexander [3], спротивно од претходно споменатите анализи, фокусот е како со променлив број на вртежи да се добие проширување на работната карактеристика, наспроти тоа да се постигне максимална ефикасност. Од оваа анализа се заклучува дека кај типовите на турбини кои се карактеризирани со потесна работна карактеристика, користејќи ја техниката на променлив број на вртежи, може да се очекува проширување на нивното работно подрачје.

Во анализите на С. Farell [3], каде се сублимирани и претходните две споменати анализи, се изведени едноставни математички релации врзани со променливиот број на вртежи. Користејќи ја Ојлеровата равенка на турбомашините, изведен е поедноставен математички модел за предикција на зависностите помеѓу променливиот број на вртежи и протокот низ турбината, за константна отвореност на сроводниот апарат, преку равенката

$$Q = An + \frac{B\eta}{n} \left[ m^3 / s \right] \tag{1}$$

каде A и B претставуваат коефициенти – константи за дадената тубина при константна отвореност на спроводниот апарат при константен пад, и  $\eta$  е степенот на полезно дејство (ефикасноста) на турбината. Во главно, карактеристиките кои ги има добиено во своите анализи се дадени на сл.1.1 за еден специфичен број (тип) на турбина.



Сл.1.1 Проширување на работното подрачје со променлив број на вртежи [3]

Авторите тврдат дека различните геометрии на колото и карактеристиките на турбината можат да влијаат на перформансите кога е во прашање променлив број на вртежи. Исто така

тврдат дека турбините со повисоки специфични брзини (нископритисни турбини) имале најголемо подобрување на перформансите и покажале најдобро искористување на протокот со зголемување на бројот на вртежи.

Топаж [5] ја изведува истата зависност, нарекувајќи ја способност за регулација на проток кај радијално-аксијални (Францис) турбини, давајќи зависности на коефициентите A и B од кои геометриски параметри на колото директно зависат, сведувајќи ги на единечни параметри протокот и бројот на вртежи  $Q_{11}$  и  $n_{11}$ . Исто така авторот се занимава и со обликот на струењето во безлопатичниот простор помеѓу спроводниот апарат и работното коло, кој го дефинира како потенцијални струење или хеликоидално струење, во зависност од меридијанскиот пресек на турбината.

Кривченко [6] ги има претставено на поедноставен начин средните вредности на векторите на брзините нивните релации како триаголници на брзини на влез во работното коло и на излез од спроводниот апарат, како и дефинирањето на условите на безударно струење на влез во работното коло, при константен проток и променлив број на вртежи.

Барлит во својата книга [7] дава упростен израз на Ојлеровата равенка на турбомашините, каде го зема упростувањето дека зад колото нема појава на повратен вртлог (работа во зоната на максимална ефикасност), и оттука го изведува потребниот агол на излезниот раб на лопатките за дадената работна точка од интерес, зависна од падот, протокот и бројот на вртежи. Исто така дава осврт кон начинот на профилирање на спроводните лопатки при дефинираните агли на триаголниците на брзини.

Авторите Андреев [8] и Ковалев [9] даваат осврт кон самата конструкција на спроводен апарат од механичка гледна точка, како и од енергетски карактер, дефинирајќи ги влијанијата на обликот на лопатките врз проточноста, но и врз ефикасноста на турбината. Исто така тука се дефинирани и препорачливите геометриски конструктивни коефициенти за дизајн на спроводниот апарат.

Wilhelmi J.R. [10] врши лабораториски истражувања на пумпна турбина и нејзината карактеристика со променлив број на вртежи, во насока на оптимално управување. Несkelsmueller [11] врши анализи за апликацијата на Францис турбини со променлив број на вртежи, користејќи податоци од моделски испитувања и анализирајќи го односот на бенефитот добиен од потребниот проток и моќноста, со променлив број на вртежи. Воrghetti [12] од друга страна пак се занимава со променливиот број на вртежи кај турбините во малите хидроцентрали, развивајќи управувачки блок модели за пратење на точката на највисока ефикасност според дијаграмот на турбината. Вогtoni [13] се занимава со општиот бенефит од променлив број на вртежи на турбината. Воrtoni [13] се занимава со општиот бенефит од променлив број на вртежи на турбината. Вогtoni [13] се занимава со општиот бенефит од променлив број на вртежи на турбината. Вогtoni [13] се занимава со општиот бенефит од променлив број на вртежи на турбината. Вогtoni [13] се занимава со општиот бенефит од променлив број на вртежи на турбината. Вогtoni [13] се занимава со општиот бенефит од променлив број на вртежи на турбината. Вогtoni [13] се занимава со општиот бенефит од променлив број на вртежи на турбината. Вогtoni [13] се занимава со општиот бенефит од променлив број на вртежи на турбината. Вогtoni [14] се занимава со општиот бенефит од променлив број на вртежи на турбината. Исто така дава осврт кон триаголниците на брзини на влез во работното коло кои се појавуваат при променлив број на вртежи и предлага алгоритам за управување на турбината.

Истражувањата во поново време кои се врзани со оваа проблематика, главно се движат во насока на анализа на работното коло на турбината и целокупната карактеристика на

турбината, не гледајќи ги струјните ефекти предизвикани од спроводниот апарат на самото коло и неговото влијание на општата карактеристика. Од друга страна пак, се вложуваат напори за интеграција и автоматизација на современите софтверски алатки за нумерички симулации и компјутерски манипулации за ефективно и ефикасно моделирање и оптимирање на струјните елементи на турбините, во насока на нивно подобрување на перформансите, зголемување на работниот век, дизајн на турбини за променлив број на вртежи како и за голем број на старт/стоп динамички оптоварувања на самите машини, кои денеска енергетскиот сектор ги бара, за зголемување на флексибилноста при производство на електрична енергија. Сето ова се прави со цел да се добие "state-of-the-art" опрема за намената која е дефинирана. Следен чекор се моделските испитувања на компјутерски оптимирањата опрема, за увид во карактеристиките и перформансите кои таа опрема ги дава. Во таа насока, се прреминува кон т.н. параметарско дефинирање на геометријата на струјните елементи за брза манипулација на геометријата и креирање на најразлични дизајни во компјутерскиот простор и нивна евалуација преку нумерички симулации, како струјни, така и јакостни.

Sundfor [15] во својата теза се бави со пробен дизајн на високопритисно Францис турбинско коло кое би работело со променлив број на вртежи. Исто така, Nordvik [16] во својата теза се занимава со нумерички симулации на постоечко Францис коло и дефинирање на патеката на работа со променлив број на вртежи, добиена со симулации и споредена со моделски тестови. Илиев [17] во својата докторска дисертација се занимава со оптимизација на геометриски параметризирано работно коло на високопритисна Францис турбина кое би имало променлив број на вртежи, користејќи т.н. Сурогат моделирање – техника при која исходот од резултатот не може директно да се квантифицира, туку обратно, од добиените резултати (исходот), да се даде решение. Tengs [18] има придонес во креирање компјутерска дизајнерска алатка за добивање на Францис турбина со променлив број на вртежи, како од гледна точка на струење, така и од јакосна гледна точка.

Од досегашните истражувања во областа, со осврт на спроводниот апарат и неговите влијанија како да ја подобрат карактеристиката на турбината надвор од работната точка, значаен придонес има дадено B.J.Lewis [19], кој во своето истражување анализира испуштање на воден млаз дополнителен од излезниот раб на спроводните лопатки со цел корекција на вртлогот и интензитетот кој е креиран од решетката. Корекцијата на интензитетот на виорот пред работното коло ги подобрува перформансите на турбината во друго работно подрачје.

Важен придонес во анализите за спроводниот апарат има дадено S. Chitrakar [20]. Во потесна смисла, анализите ги води на влијанието на зазорите на лопатките на спроводниот апарат и прстените, кои се јавуваат поради седименти во водите, како тие влијаат на општиот профил на брзини од спроводниот апарат према работното коло и како влијаат на ефикасноста. Анализите ги прави со помош на нумерички симулации, како и со лабораториски експеримент. Thapa [21] се занимава со оптимизација на изведба на сегмент од кружна решетка – спроводен апарат за лабораториски истражувања, анализирајќи го и корегирајќи го влезното струење во решетката, како и распоредот на брзини кој се постигнува. Во слична област на овие два автора, придонес даваат и Chen [22] за механизмот на седиментација и креирање на зазори, како и дисбалансот на притисоците на

лопатките, и Kumar [23] во врска со влијанијата на зазорите кај спроводните лопатки на појавата на вртложни струења. Çelebioğlu [25] се занимава со општа дизајн процедура на спроводен апарат, тестирајќи различни лопатки нумерички и како влијаат општо на механичките карактеристики на апаратот. Zhang [26] ги има анализирано ефектите од дворедна решетка – двореден спроводен апарат врз намалување на вртложните струења во дифусорот на турбината. Devals [27] се занимава со општата оптимизација на целокупниот дистрибутивен систем – спирала, статор и спроводен апарат на турбината, со многу мал осврт кон спроводните лопатки.

Од горенаведените релевантни истражувања, може да се сумира дека анализите главно одат во насока на општиот ефект на турбината која би работела со променлив број на вртежи. Потоа, како се однесува работното коло и евентуално како да се подобри ако е предвидена работа со променлив број на вртежи, како и општото управување на турбините наменети да работат на овој начин. Во врска со спроводните лопатки кај хидраулични турбини, досегашните истражувања се повеќе во насока на евентуални влијанија и предизвикани аномалии кај спроводни лопатки и како тие влијаат на општата карактеристика на турбината, како и некои општи правила за дизајн на спроводен апарат.

Во оваа докторска дисертација, направен е еден исчекор кон анализирање на повеќе параметри на спроводниот апарат. Направена е кохезија на самиот дизајн на лопатки, директно зависни од струјните услови потребни за работното коло во определена работна точка, а воедно се анализирани определени геометриски параметри од спроводниот апарат. Исто така, значењето на работата со променлив број на вртежи е изведено од гледна точка на кинематика на струењето на влезот на работното коло и како директно влијае на обликот на спроводните лопатки, со цел да се прошири работната карактеристика на турбината.

Поаѓајќи од математичкото дефинирање на струјните услови кои владеат во просторот помеѓу спроводниот апарат и работното коло, во глава 2 се изведени потребните законитости кои ќе се користат за понатамошно дефинирање на геометријата на спроводниот апарат. Даден е и краток осврт кон законитостите кои важат при променлив број на вртежи на турбината, како и што се очекува да се добие.

Во глава 3 е разработена геометријата на спроводниот апарат, која е параметарски дефинирана. Целокупниот процес за добивање на најразлични лопатки на спроводен апарат, во зависност од работната точка на турбината, имплементиран во програмскиот јазик MATLAB, со цел добивање на најразлични облици на лопатки кои се испитани.

Во глава 4 накратко се дадени условите на анализите кои ќе се водат во понатамошните излагања, кои величини се од интерес за ова истражување, како и осврт кон стандардите за евалуација на параметрите на турбината.

Во глава 5 се поставени основите на нумеричкото моделирање и симулации, математичките модели кои се користени за опис на турбулентните струења, како и дефинирање на референтниот нулти модел, турбината Францис 99 [42], нејзина нумеричка евалуација на перформансите и дефинирање на нумеричката грешка кој поставениот модел ја дава. Оваа

анализа е потребна за верификација на самиот модел кој ќе се користи во понатамошните анализи на најразлични спроводни лопатки.

Во глава 6 се изведени влијанијата на одредени геометриски параметри врз ефикасноста на турбината. Испитани се вкупно 37 модели на спроводни лопатки со најразлични конфигурации, со цел увид во разликите кои ги даваат на ефикасноста, а со цел дефинирање на хидраулички поволна лопатка.

Во глава 7 е тежиштето на оваа дисертација, односно влијанието на неуниформно профилирани лопатки врз работното подрачје на турбината при променлив број на вртежи. Фактот дека турбината при променет број на вртежи има нова работна точка, т.е. нови работни услови, дефинирани се лопатки на спроводен апарат со разни агли по висина на лопатката за соопштување на струјата кон колото. Анализите одат во насока да се увиди како одредени сегменти од лопатката кои имаат различни агли на излезниот раб за насочување на струењето, да го насочат поволно кога колото би имало променет број на вртежи.

Заклучокот оди во насока на евалуација на сите опфатени чекори, дефинираните параметри, можностите за подобрување и понатамошна работа. Посебен осврт е даден кон главната идеја за дизајн на неуниформни лопатки, каде се донесува заклучок дека физичките кинематски услови кои владеат во меѓу просторот на спроводниот апарат и колото при промена на бројот на вртежи, може да се постигнат со дополнителна оптимизација на геометријата на лопатките, бидејќи ефектите се видливи кај анализираните модели, повеќе во насока на подобрување на струјната слика на влез во колото, проследено со опаѓање на ефикасноста во оптималната работна точка, а зголемување на ефикасноста на искорситување надвор од неа.

## 2. Математички модели на струењето кај спроводниот апарат и работното коло на турбините

## 2.1. Струење креирано од стационарна кружна решетка (спроводен апарат)

Заклучокот изведен од претходните анализи покажува дека флуидната струја трајно се деформира и менува насока на движење, кога се опструјува кружна решетка, и има облик на кружно виорно движење. При работа на турбината, протокот низ турбината, како и самиот облик на струење на влез во работното коло на турбината е управувано од спроводниот апарат, каде во зависност од позицијата на лопатките во спроводниот апарат, вртежниот момент на работното коло варира. Струењето кое се добива во меѓупросторот на спроводниот апарат и работното коло (безлопатичен простор) може да се опише со равенката за струење на идеален флуид во Ламб-Громеко векторски облик [5][7]:

$$\frac{\partial \vec{V}}{\partial t} + \vec{\Omega} \times \vec{V} = -\nabla(gH) \tag{2.1}$$

каде што *H* претставува специфична енергија на флуидот,  $\vec{V} = (\vec{V_z}, \vec{V_r}, \vec{V_u})$  е апсолутниот вектор на брзината со своите проекции во цилиндричен координатен систем, и  $\vec{\Omega} = rot\vec{V}$  претставува вектор на вртежот на струјата кои има свои проекции во цилиндричен координатен систем и се изразуваат како:



Сл.2.1 Апсолутен вектор на струењето во цилиндричен координатен систем во безлопатичниот простор

Експериментални студии имаат покажано дека во безлопатичниот простор помеѓу спроводниот апарат и работното коло, струењето може да се анализира како стационарно осносиметрично. Земајќи предвид при стационарно осносиметрично струење, енергијата на на флуидот на влез во колото може да се смета за константна, па се добива дека

$$\frac{\partial \vec{V}}{\partial t} = 0; \frac{\partial (v, H)}{\partial \varphi} = 0$$
(2.3)

Оттука може да се изведат два облика на струењето, т.е. потенцијално (невртежно) или вртежно (хеликоидално) струење. При потенцијално струење, може да се запише дека не постои промена на векторот на брзината во радијален правец:

$$\frac{\partial(v_u r)}{\partial z} dz + \frac{\partial(v_u r)}{\partial r} dr + \frac{\partial v_u}{r \partial \varphi} r d\varphi = d(v_u r) = 0$$
(2.4)

При хеликоидално струење, векторот на вртежот и векторот на брзината се меѓусебно паралелни:

$$\frac{\partial v_u}{\partial r}dr + \frac{\partial v_u}{\partial z}dz = d(v_u r) = 0$$
(2.5)

Од двата изведени случаи се добива производот на обемната компонента и радиусот, каде првиот извод на овој производ е нула, со што се добива "Законот на слободен вртлог" каде брзината е обратно пропорционална од растојанието:

$$v_u r = const. \tag{2.6}$$

Ако се претпостави дека обемната компонента на векторот на брзината околу оската на ротација лежи на контура од кружница, може да се запише како:

$$\Gamma = \oint v_u \, dl = 2r\pi v_u = const. \tag{2.7}$$

со што се покажува дека циркулацијата на определено растојание од оската на ротација на струењето се одржува константна. Според тоа, може да се извлече заклучок дека спроводниот апарат формира стационарно осносиметрично струење во безлопатичниот простор, кое може да биде потенцијално или вртежно струење. Во случај на потенцијално струење, виорот е константен во сите точки на флуидот во безлопатичниот простор. Во случај на вртежно струење, виорот е константен по должина на струјницата и се менува од една до друга струјница. Прашањето кое се поставува е всушност во кои случаи се појавува потенцијално, а во кои хеликоидално струење во безлопатичниот простор помеѓу спроводниот апарат и работното коло. Се пристапува кон дефинирање на обликот на меридијанскиот пресек позади спроводниот апарат кон работното коло, шематски претставено на следните слики.





Сл.2.2 Шема на меридијански пресек на брзоодна Францис турбина [5]

Сл.2.3 Шема на меридијански пресек кај спороодна Францис турбина [5]

На шемата на меридијанскиот пресек на брзоодна Францис турбина, влезниот раб на лопатките на работното коло е вовлечен кон оската на ротација на турбината, со тоа што доаѓа до нермномерност на профилот на радијалната компонента на брзината, каде следејќи ја контурата на проточниот тракт, доаѓа до спуштање на долната контура, а со тоа промена на радијалната компоента на брзината по висина. Униформен профил се добива на самиот излез од спроводниот апарат, каде влезниот раб на лопатките на колото не се во контакт. Според тоа струењето не може да се разгледува како потенцијално, туку како хеликоидално:

$$\frac{\partial(v_u r)}{\partial z} dz \neq 0; \ \Omega_r = \frac{\partial(v_u r)}{\partial z} dz \neq 0$$
(2.8)

Од друга страна, кај спороодна Францис турбина може да се забележи дека влезниот раб на лопатките од работното коло се наоѓа во просторот каде не доаѓа до промена на радијалната компонента на брзината по висина, па така кај овие турбини може да се анализира струењето во безлопатичниот простор како потенцијално.

Брзината на струење на излез од спроводниот апарат претставува векторски збир од своите проекции во цилиндричен координатен систем [6]

$$\overrightarrow{v_o} = \overrightarrow{v_{or}} + \overrightarrow{v_{ou}}$$
(2.9)

каде што  $v_{or}$  ја претставува проекцијата на брзината на струење во радијална насока, која директно зависи од протокот и висината на спроводниот апарат, и се изразува како

$$v_{or} = \frac{Q_d}{2R_o \pi B_o} \tag{2.10}$$

и  $v_{ou}$  ја претставува проекцијата на брзината на струење по обемот на кружноста на излез од спроводниот апарат

$$v_{ou} = v_o \cos \alpha_o \; ; \; v_{ou} R_o = const. \tag{2.11}$$

Протокот низ турбината главно зависи од отвореноста, како и од формата на лопатките во спроводниот апарат. На сл.2.4 се претставени три карактеристични форми на лопатки кај еден спроводен апарат. Според теоријата, се добива дека при исти отворености, а различна форма на лопатките, што резултира со различен агол на соопштување на струјата, се добиваат разлики во протоците низ турбината. Односно, конкавни лопатки формираат помал агол на струјата, а со тоа и помал проток, и обратно, конвексни лопатки формираат поголем агол, а со тоа и поголем проток. Аголот всушност го изразува степенот на проекција на брзината на излез во радијална (проточна) и периферна (циркулациона) насока.



Сл.2.4 Влијание на формата на лопатките на протокот низ турбината при константа отвореност [7][9]

### 2.2. Струење во работното коло

Поаѓајќи од "Класичната теорија на турбини", извлечена е средна линија по должина на меридијанскиот пресек, која ќе претставува една струјница во тој пресек, со почеток од влезниот раб на лопатката на колото до излезниот раб [6]. Струењето кај турбините е секогаш ротирно, па така од теоријата на Механика на флуидите, се дефинира како струење низ струен ток кој ротира. Флуидните честици движејќи се по должината на струјницата (сл.2.5 струјница означена pk) со релативна брзина  $\vec{w}$ , истовремено ротираат околу оската на ротација со струјната линија.



Обемната компонента која директно зависи од брзината на ротација на колото се изразува како чиста кинематска големина. Ако  $\vec{\omega}$  ја претставува аголната брзина со која ротира флуидот околу оската на ротација, тогаш обемната (периферната) брзина на која и да било флуидна честица на одредено растојание R и лежи на струјната линија, ќе изнесува

$$u = R\omega \tag{2.12}$$

Во однос на неподвижен координатен систем, струењето, и во случај кога аголната брзина е константна, е нестационарно, а апсолутната брзина  $\vec{v}$  претставува векторски збир на релативната и обемната брзина:

$$\vec{v} = \vec{w} + \vec{u} \tag{2.13}$$

Работните услови на турбината се дефинирани преку два параметри: протокот Q и бројот на вртежи n. За дадени димензии на работното коло, може да се изведат векторските компоненти на триаголникот на брзини. Па така, на влезот во колото кај врвот на лопатките, обемната компонента ќе биде

$$u_1 = \frac{2R_1\pi n}{60} \tag{2.14}$$

Проекцијата на апсолутниот вектор на брзината во меридијански пресек ја дава меридијанската компонента на брзината која се изведува како

$$c_{1m} = \frac{Q_d}{2R_1 \pi B_1} \tag{2.15}$$

Обемната компонента на апсолутниот вектор на брзината на струење, според законот на слободен вртлог, ќе зависи од условите на струење креирани од спроводниот апарат

$$c_{1u} = v_{ou} \frac{R_o}{R_1}$$
(2.16)

Односот на овие две компоненти на брзини го дава аголот на апсолутниот вектор на брзината од триаголникот на брзини

$$tg\alpha_1 = \frac{c_{1m}}{c_{1u}} \tag{2.17}$$

Апсолутниот вектор на брзината претставува векторски збир на овие две компоненти

$$\overrightarrow{c_1} = \overrightarrow{c_{1u}} + \overrightarrow{c_{1m}} \tag{2.18}$$

Изведените векторски релации важат и на излез од работното коло, сведени на излезниот раб на лопатките на радиус  $R_2$ . Равенките на осносиметрично струење во меѓулопатичен канал на работно коло на турбина и силите на лопатките се изведени од Г. Лоренц [7] во форма на

$$F_r - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial r} = \frac{dv_r}{dt} - \frac{v_u^2}{r}$$
(2.19)

$$F_u = \frac{dv_u}{dt} + \frac{v_u v_r}{r} \tag{2.19.1}$$

$$F_z - g - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} = \frac{dv_z}{dt}$$
(2.19.2)

кои се проекции на резултантната сила  $F_L$  која дејствува на лопатките, претставена во цилиндричен координатен систем. При  $\omega = const.$  моментот кој се пренесува на вратилото на турбината (околу оската на ротација), се изведува од втората Лоренцова равенка за периферната компонента на силата

$$F_{u} = \frac{dv_{u}}{dt} + \frac{v_{u}v_{r}}{r} = \frac{dv_{u}}{dt} + \frac{v_{u}}{r}\frac{dr}{dt} = \frac{1}{r}\left(\frac{rdv_{u}}{dt} + \frac{v_{u}dr}{dt}\right) = \frac{1}{r}\frac{d(v_{u}r)}{dt}$$
(2.20)

Елементарниот момент кој дејствува на страна на работното коло со елементарна маса изнесува

$$dT = F_u r dm = d(v_u r) \frac{dm}{dt} = \rho dQ d(v_u r)$$
(2.21)

Сумарниот момент е еднаков на промената на моментот од влез до излез на работното коло

$$T = \rho \cdot \int_{1}^{2} d(v_{u}r)dQ = \rho Q[(v_{1u}r)_{1} - (v_{2u}r)_{2}]$$
(2.22)

Од равенката за хидрауличната расположива моќност на турбината

$$P_H = \rho g H_n Q_d \tag{2.23}$$

и механичката моќност на вратилото на турбината

$$P_M = T\omega = T\frac{2\pi n}{60} \tag{2.24}$$

и нивниот однос кој ја дефинира ефикасноста на турбината

$$\eta = \frac{P_M}{P_H} = \frac{T\omega}{\rho g H_n Q_d} = \frac{[(v_{1u}r)_1 - (v_{2u}r)_2]\omega}{g H_n}$$
(2.25)

каде поединечните производи на  $r\omega = u$ , се добива

$$gH_n\eta = u_1v_{1u} - u_2v_{2u} \tag{2.26}$$

односно преведена во ознаки на брзини кај работно коло на турбомашина

$$gH_n\eta = u_1c_{1u} - u_2c_{2u} \tag{2.26.1}$$

со што е изведена главната равенка на турбините т.н. Ојлерова равенка за турбомашини, каде  $H_n$  го претставува нето падот (напорот) на турбината, односно енергијата. Од друга страна пак, ако односите  $(v_{iu}r)_i = \Gamma_i$  се добива дека

$$gH_n\eta = \frac{\omega}{2\pi}(\Gamma_1 - \Gamma_2) \tag{2.27}$$

од каде се заклучува дека моментот и напорот на турбината зависат од разликите на циркулациите креирани пред и зад колото. Максимална искористливост на енергијата (оптимална работна точка на турбината), од равенството се добива кога

$$u_2 c_{2u} = 0 \; ; \; \Gamma_2 = 0 \tag{2.28}$$

притоа усвојуваќи  $\eta = 1$ , со што Ојлеровата равенка го добива обликот

$$gH_n = u_1 c_{1u} = \frac{n}{60} \Gamma_1 = \frac{2\pi n}{60} R_1 c_{1u} ; n \ [min^{-1}]$$
(2.29)

#### 2.2.1. Услови на оптимално опструјување на колото на влез (безударни струења)

Конструирањето на триаголникот на брзини на познати габарити на работното коло и позиција на отвореност на спроводните лопатки, зависи од бројот на вртежи на самото коло и протокот, со тоа што следните заклучоци ќе бидат изведени врз база на овие параметри. Примерот е преземен доколку турбината работи на константен проток Q и променлив број на вртежи n [6].



Векторот на апсолутна брзина при вакви услови на работа, останува непроменет бидејќи не зависи од бројот на вртежи, поради што остануваат обемната и релативната компонента на брзината да се менуваат. При промена на бројот на вртежи, релативната брзина не го запазува аголот на врвот на лопатките, со што доаѓа до одлепување на флуидната струја на влез во колото и се предизвикуваат дополнителни загуби на енергија

$$\beta_1 < \delta_1 \text{ sa } n'; \ \beta_1 > \delta_1 \text{ sa } n''' \tag{2.30}$$

Од тука се изведува заклучокот дека оптимален услов на струјење се добива при  $\beta_1 = \delta_1$  кој се нарекува "безударно" струење. Овој услов е чисто геометриски услов кој во понатамошните анализи е земен како репер при профилирање на спроводните лопатки, да се така профилирани и поставени да го обезбедуваат овој тип на струење, независно од бројот на вртежи, која е и целта на ова истражување. Загубите на влез во работното коло предизвикани од ударно струење (профилни губитоци), поедноставено може да се запишат според [28]

$$\Delta \eta_{inc} = \frac{\overline{\Delta w}}{\sqrt{2gH_n}} ; \ \overline{\Delta w} = \overline{w_1'} - \overline{w_1} ; \ \overline{\Delta w} = \overline{w_1''} - \overline{w_1}$$
(2.31)

#### 2.2.2. Услови на оптимално опструјување на колото на излез (безвиорни струења)

Од друга страна пак, максимална енергија се трансформира во турбината при  $\Gamma_2 = 0$  на излез од колото. На излез од работното коло, лопатките кај Францис турбина формираат прилично густа решетка, па така аголот на релативната брзина воглавно може да се усвои дека не се менува  $\beta_2 \approx \delta_2$ . Исто така, интензитетот на релативната компонента на брзината не се менува со промена на бројот на вртежи, што значи главно зависи од протокот низ турбината.



Сл.2.9 Триаголници на брзини на излез од работно коло [6]

Од сл.2.9 може да се забележи влијанијето на промената на бројот на вртежи врз проекцијата на апсолутниот вектор на брзина на излез од колото према обемната компонента, со што предизвикува циркулација на излез од колото (циркулациони губитоци). Загубите од оваа појава може да се запишат како [28]

$$\Delta \eta_{sw} = \frac{c_{2u}}{\sqrt{2gH_n}} \tag{2.32}$$

Влијанието на излезниот триаголник на брзини од колото врз степенот на размена на енергија е претставен во понатамошните излагања како последица, каде се воспоставени кинематските услови помеѓу спроводен апарат и влезот на колото, како и влез-излез од работно коло за изведените оптимални услови на струење.

## 2.3. Релации на струјните параметри кај спроводен апарат и работно коло и нивно изведување

Ако се замени обемната компонента на апсолутниот вектор на брзината со релацијата

$$c_{1u} = \frac{c_{1m}}{tg\alpha_1} = \frac{Q_d}{2R_1\pi B_1 tg\alpha_1}$$
(2.33)

тогаш Ојлеровата равенка добива облик [29][30]

$$gH_n = \frac{n}{60} \frac{Q_d}{B_1 t g \alpha_1} \tag{2.34}$$

од каде директно се изведува аголот на апсолутниот вектор на брзината потребен на влез во колото

$$tg\alpha_1 = \frac{n}{60} \frac{Q_d}{B_1 g H_n} \tag{2.34.1}$$

Според законот на слободен вртлог, се доаѓа до изразот на аголотна флуидната струја кој спроводните лопатки треба да го обезбедат на влез во работното коло, преку

$$\frac{c_{1u}R_1}{R_o} = v_{ou}$$
(2.35)

$$v_{or} = \frac{Q_d}{2R_o \pi B_o}$$
;  $R_o > R_1$ ;  $B_o \approx B_1$  (2.35.1)

каде аголот на соопштување на струењето ќе биде

$$tg\alpha_{0} = \frac{v_{or}}{v_{ou}} > tg\alpha_{1}$$
(2.36)

Изведените релации се круцијални во понатамошните поглавја, каде се изведува профилирање на лопатките во однос на потребниот агол на насочување на струјата од спроводниот апарат према работното коло на турбината.



Сл.2.10 Профилирање на лопатка во спроводен апарат [7]

## 2.4. Моделирање на струење при променлив број на вртежи (кинематска анализа)

Од претходно изведените релации на струење помеѓу работното коло и спроводниот апарат, евидентно е дека со промена на бројот на вртежи (од кинематска гледна точка) доаѓа и до промена на потребниот агол на соопштување на струењето, со што директно се влијае на профилирањето на лопатките во спроводниот апарат. Истовремено, при одржување на константен нето пад и константна отвореност на спроводните лопатки, со промената на бројот на вртежи на турбината, се доаѓа до заклучок да доаѓа до промена на протокот низ турбината. Упростен израз на оваа појава е дадена со изразот [31]

$$A\frac{dQ}{d\omega} = \frac{u_2^2 - gH_n\eta}{\omega^2} + \frac{gH_n}{\omega}\frac{d\eta}{d\omega}$$
(2.37)

каде што A претставува одреден коефицент со позитивна вредност, во зависност од турбината, а  $u_2$  ја претставува обемната компонента на ротацијата на излез од колото. Оттука може да се занемари промената на ефикасноста со бројот на вртежи, со цел да се сведе на општ израз

$$A\frac{dQ}{d\omega} = \frac{u_2^2 - gH_n\eta}{\omega^2}$$
(2.37.1)

од каде се добиваат следните кинематски односи:

- При  $u_2 = \sqrt{gH_n\eta}$ , при константна отвореност на спроводните лопатки, протокот низ турбината не зависи од бројот на вртежи

- При  $u_2 > \sqrt{gH_n\eta}$ , при константна отвореност на спроводните лопатки, протокот низ турбината се зголемува со зголемување на бројот на вртежи

- При  $u_2 < \sqrt{gH_n\eta}$ , при константна отвореност на спроводните лопатки, протокот низ турбината се намалува со зголемување на бројот на вртежи

Првиот услов е карактеристичен за Францис турбини со средна специфична брзина, вториот услов за брзоодни и третиот услов за спороодни Францис турбини [31]. Во ова истражување, референтна турбина е високопритисна (спороодна) Францис турбина, кај која резултатите покажуваат дека при зголемување на бројот на вртежи, доаѓа до намалување на протокот и обратно. Теоретски, триаголниците на брзини на влез кои се добиваат во овој случај се претставени на сл.2.11. Од сликата, може да се забележи промената на аголот на насочување на струењето од спроводниот апарат кон колото на турбината, со што се влијае на профилирањето на лопатките во спроводниот апарат. Големините на аглите кои се менуваат зависат од типот на турбина и не се еднозначни, како и интензитетот на промена на протокот. Условот за запазување на безударно струење е пресликан на сите триаголници на брзини, како што е претходно изведено, за добивање на оптимални струјни услови на

влез во работното коло, каде односот на обемната компонента и релативна компонента на брзината се запазени преку аголот на клунот на лопатките.

Практично е невозможно да се одржи теоретскиот оптимален триаголник на брзини на излез од работното коло, при промена на бројот на вртежи, а од друга страна пак теоретски се покажува дека со корекција на протокот низ турбината, тој може да се постигне. Тоа пак се коси со физикалноста на променливиот број на вртежи кај спороодна Францис турбина, каде се добива да при зголемен број на вртежи, протокот низ турбината опаѓа, а за добивање на оптимален излезен триаголник на брзини, потребно е зголемување на протокот (сл.2.11 + $\Delta Q$ ), и обратно. Накратко, излезниот оптимален триаголник на брзини од работното коло е обратно пропорционален од оптималниот влезен триаголник на брзини, така што се очекува, така што при константен нето пад и променлив број на вртежи на турбината, процесот секогаш е проследен со загуби на излез од работното коло.



Сл.2.11 Промена на триаголниците на брзини при променлив број на вртежи



Сл.2.12 Обратна пропорционалност на оптималните струјни услови на влез и излез од работното коло [28]

Од сл.2.11 промената на триаголникот на брзини при зголемен број на вртежи за определен прираст на протокот ( $+\Delta Q$ ), соодветствува на условите на законот на сличност на работа на турбините, каде се добива пресликување на оптималниот триаголник на брзини при  $\eta = const$ . што покажува дека доаѓа и до промена на напорот на турбината, поради потребата на зголемување на протокот (Афина крива):

$$\frac{Q_d}{Q'} = \frac{n_d}{n'}; \frac{H_n}{H'} = \left(\frac{n_d}{n'}\right)^2 = \left(\frac{Q_d}{Q'}\right)^2$$
(2.38)

На сл.2.12 е претставена шематски универзалната карактеристика на една Францис турбина, со обратната пропорционалност на оптималните услови на опструјување на колото, изведена при константен нето пад, за неколку позиции на отвореност на спроводните лопатки.

За ваква конфигурација, може да се забележи дека при константен синхрон број на вртежи, со отворање на спроводните лопатки, доаѓа до опаѓање на ефикасноста на турбината. Доколку би дошло до промена на бројот на вртежи на колото, тие точки локално може да се поместат во насока на повишена ефикасност (сл.2.13) со што се добива шема на оптималната патека при работа на турбина со променлив број на вртежи.



Сл.2.13 Оптимална патека за работа со променлив број на вртежи (без промена на конфигурација на спроводни лопатки) [28]



Сл.2.14 Работа со променлив број на вртежи (со промена на конфигурација на спроводни лопатки)

На сл.2.13 каде шемата на оптимална патека е дефинирана при променлив број на вртежи, при што нема промена на карактеристиката на самиот спроводен апарат. Улогата на спроводниот апарат, освен што врши регулација на протокот, директно влијае и на обликот на работната карактеристика на турбината. Следејќи ги добиените точки на патеката и сакајќи да се постигне поширока работна карактеристика (шематски претставена како концентрични кругови на изо-ефикасности), потребна е корекција на самиот спроводен апарат (сл.2.14) кој поставен во својата проектна позиција  $a_d$  би овозможил проширување на областа на еднакви ефикасности.



Сл.2.15 Шематски приказ на очекувани промени при корекција на геометријата на спроводните лопатки со цел проширување на карактеристиката

Од шемата на сл.2.14, може да се забележи дека во својата проектна позиција, при намален број на вртежи, спроводниот апарат треба да овозможи зголемен проток низ турбината и обратно. За дадената проектна позиција на спроводниот апарат, степенот на промена на ефикасноста на сметка на промената на бројот на вртежи е анализиран во понатамошните излагања, преку директна анализа на влијанието на геометријата на лопатките во спроводниот апарат врз проширувањето на карактеристиката на турбината.

### 3. Изведување на обликот на лопатките на спроводниот апарат врз база на иницијална пресметка на струјни параметри

### 3.1. Стратегии и пристап кон проектирање на спроводен апарат

Во ова поглавје е разработен процесот на добивање на обликот на лопатките на спроводниот апарат, како и целосната кружна решетка од профили. Во претходното поглавје беа изведени математичките зависности на определени кинематски струјни величини кои се од интерес за анализираниот проблем, врз чија база, во ова поглавје, е изведена методологија за нивна корелација со геометрискиот облик на лопатките и самата решетка.

Како стратегии за проектирање на спроводниот апарат, може да се изведат следните, а зависат од целта која кружната решетка треба да ги исполни:

- Проектирање на кружна решетка од профили со цел исполнување на определени хидраулични перформанси (хидраулично поволна решетка)
- Проектирање на кружна решетка од профили со цел регулација на турбина (енергетски поволна решетка)

На прв поглед, двата пристапи споредбено се многу слични, а сепак се разидуваат во поглед на целта која треба да се исполни, т.е. не секоја хидраулично поволна решетка ги задоволува енергетските потреби за регулација на турбина, но истото важи и во другата насока. Овие заклучоци се изведени во понатамошните глави. Она што е заедничко кај двата пристапа, е дека решетката, независно од целта која треба да ја исполни, се обликува геометриски во однос на претходно пресметани или зададени струјни кинематски величини.

### 3.2. Геометриски параметри на кружната решетка на спроводниот апарат

Се пристапува кон дефинирање на една кружна решетка и се изведуваат геометриските величини и меѓусебните зависности.



Таб.3.1 Опис на геометриските величини			
Симбол	Единица	Опис	
Ri	(m)	Радиус на влез во решетката	
Ro	(m)	Радиус на излез во решетката	
Rx	(m)	Радиус на делбена кружница на решетката	
Bgv	(m)	Висина на решетката (Лопатките)	
R1	(m)	Радиус на влез во работно коло	
φ	(deg)	Агол на зафаќање на лопатките	
point A	(-)	Почетна точка на позиционирање на лопатката - излез	
point B	(-)	Почетна точка на позиционирање на лопатката - влез	
point B'	(-)	Ротирана точка на влез према зафатниот агол	
L	(m)	Должина на тетива на лопатката	
t	(m)	Чекор на решетката определен кај делбената кружница	
to	(m)	Чекор на решетката определен на излезниот радиус	
L/t	(-)	Густина на решетката кај деблената кружница	
αi	(deg)	Струен агол на влез во решетката	
αο	(deg)	Струен агол на излез од решетката	
δ	(deg)	Агол на наклон на тетивата на лопатките при излезниот радиус	
ao	(m)	Светол отвор на лопатките	
ao / L	(-)	Релативен светол отвор на лопатките	

Сл.3.1 Шема на геометријата на една кружна решетка

Сите геометриски величини на решетката се изведени во однос на оската на ротација на турбината. Сите поединечно наведени геометриски величини, во понатамошниот контекст, се искомбинирани со цел добивање на бездимензионални величини т.е. бездимензиска (нормализирана) решетка.

Прва главна величина на решетката е радиусот на излезната кружница  $R_o$  кој е во однос со влезниот радиус на лопатките на работното коло, каде процентуално се претставува како разликата во растојанието меѓу излезниот раб на лопатките на решетката со влезниот раб на лопатките на колото преку односот

$$C_{Ro} = \frac{R_o}{R_1} \tag{3.1}$$

Влезниот радиус во решетката  $R_i$  каде се наоѓа влезниот раб на лопатките е претставен процентуално како разликата во растојанието на двата радиуса на решетката преку односот

$$C_{Ri} = \frac{R_i}{R_o} \tag{3.2}$$

Почетна точка која се дефинира на излезниот раидус  $R_o$  за позиционирање на излезниот раб на лопатките т.е. почетокот на тетивата на профилот е точката A. Крајот на тетивата првично се дефинира преку точката B. Шематски приказ е даден на следните слики.



Сл.3.2 Шема на конструирање на тетивата на лопатките [32]

Со ротација на точката B околу оската на ротација на турбината, за определен агол  $\varphi$  т.н. зафатен агол на лопатката, се добива точката B' која го претставува почетокот т.е. челото на лопатката, а отсечката AB' претставува тетива на профилот на лопатката. За определен број на тетиви (лопатки) во решетката, аголот на чекор на лопатките ќе изнесува

$$\varphi_{gv} = \frac{360}{Z_{gv}} \tag{3.3}$$

кој се разликува од зафатниот агол на лопатката. Тетивата на лопатката формира агол  $\delta$  со излезната кружница, кој е наречен во овој случај агол на наклон на тетивата. Овој агол, заедно со зафатниот агол и аголот на струење кој треба да се обезбеди од решетката се анализирани во понатамошните поглавја, каде се доаѓа до резултат дека треба да се обезбеди колинеарност помеѓу аголот на наклон на тетивата и струјниот агол кој се обезбедува. Ако се воведе овој критериум:

$$\delta_{rel} = \frac{\delta}{\alpha_o} \approx 1 \tag{3.4}$$

тогаш, зафатниот агол на лопатката во решетката претставува резултат од сите претходно напоменати услови и се изразува како

$$\varphi = \operatorname{atan}\left(\frac{\frac{1}{2Y_B'}\left(R_o - \sqrt{R_o^2 + 4X_B'Y_B'tan\delta}\right)}{tan\delta}\right)$$
(3.5)

каде  $X'_B$  и  $Y'_B$  претставуваат координати на точката B' (сл.3.2) кои произлегуваат како резултат од усвоениот број на лопатки и должината т.е. густината на решетката.

Должината на тетивата претставена со L ја претставува самата должина на профилот на лопатката, и во зависност од усвоениот број на лопатки во решетката Zgv се изведува параметарот густина на решетката [34]:

$$\frac{L}{t_o} = \frac{L}{\frac{2R_o\pi}{Z_{gv}}}$$
(3.6)

каде чекорот  $t_o$  вообичаено се изразува преку делбената кружница на решетката на која лежат оските на ротација на лопатките во решетката, но од причина што овој геометриски параметар не е од интерес на истражувањето, чекорот се пресметува на излезната кружница на решетката, како меродавна големина при анализите.

Влезната кружница на спроводниот апарат се пресметува преку Питагорина теорема од проекциите на должината на тетивата по х и у оските и излезниот радиус

$$R_{i} = \left(L_{x}^{2} + \left(L_{y} + R_{o}\right)^{2}\right)^{0,5}$$
(3.7)

Особена потешкотија покажува параметрирањето на светлиот отвор *a*<sub>o</sub> помеѓу лопатките, независно дали се анализира помеѓу 2 профила или теоретски 2 тетиви, каде неговото интерпретирање на релативна основа е аналитички претставено преку релацијата

$$a_{on} = \frac{a_o}{L} \tag{3.8}$$

### 3.3. Критериуми за профилирање на лопатките

#### 3.3.1. Пресметка на струјните кинематски величини во безлопатичниот простор

Профилирањето на лопатките на спроводниот апарат е претставено како последица од струјните кинематски величини кои се присутни на самиот влез во работното коло на турбината, за определени проектни (работни) услови на турбината. Како што е изведено во глава 2, од Ојлеровата равенка на турбомашините, останува поедноставената релација при анализа во оптималната точка на работа на турбината (рав.2.29 и 2.34.1).

Преку пресметка на триаголникот на брзини на влез во колото, за проектните параметри на турбината, обемната компонента на апсолутната брзина на струење на влез во работното коло на обемот на влез во колото ја дава влезната циркулација во колото

$$\Gamma_1 = 2R_1 \pi c_{u1} \tag{3.9}$$

Според законот на слободен вртлог, циркулацијата во безлопатичниот простор помеѓу колото и спроводниот апарат се одржува, па така се доаѓа до соодносот на обемните компоненти на апсолутната брзина во тој простор

$$\Gamma_o = \Gamma_1; \ v_{ou} = c_{1u} \frac{R_1}{R_o}$$
 (3.10)
каде што  $v_{ou}$  претставува проекција на брзината на излез од спроводниот апарат по обемот на излезната кружница на решетката.

Радијалната компонента на апсолутната брзината т.е. меридијанската брзина на влез во работното коло се пресметува преку геометриските граници на влез во колото и проектниот проток преку изразот

$$c_{1m} = \frac{Q_d}{2R_1\pi B_1}$$
(3.11)

Доколку треба да се запази кинематската релација

$$tg\alpha_1 = \frac{c_{1m}}{c_{1u}} \tag{3.12}$$

со цел добивање на константна меридијанска брзина (намалување на загубите) и да се преслика на радиусот на излезната кружница од спроводниот апарат, каде што

$$R_o > R_1 \tag{3.13}$$

би се добило решение дека висината на спроводната лопатка во решетката треба да се намали во однос на висината на влез во работното коло

$$B_o < B_1 \tag{3.13.1}$$

Од конструктивни изведбени причини, кај спороодните Францис турбини, поради блискоста на колото и спроводните лопатки, висината на спроводниот апарат се изведува скоро еднаква на влезната висина во колото

$$B_o \approx B_1 \tag{3.13.2}$$

со што се добива намалување на радијалната компонента на брзината, а со тоа и намалување на струјниот агол кои тие го зафаќаат

$$v_{or} = \frac{Q_d}{2R_o \pi B_o} \tag{3.14}$$

$$tg\alpha_o = \frac{v_{or}}{v_{ou}} < tg\alpha_1 = \frac{c_{1m}}{c_{1u}}$$
(3.15)

со овие односи се запазуваат струјните закони во безлопатичниот простор помеѓу спроводниот апарат и работното коло. Брзината на струење на излез од спроводниот апарат изнесува

$$v_o = (v_{0r}^2 + v_{ou}^2)^{0.5} aga{3.16}$$

од каде приближно може да се дефинира потребниот светол отвор помеѓу две лопатки, како

$$a_{0p} = \frac{Q_d}{Z_{gv} B_o v_o} \tag{3.17}$$

#### 3.3.2. Равенка на скелетница на профилот

-

Постојат повеќе препораки и стандарди за изведба на равенките на скелетницата на хидропрофилите, при што некои од нив даваат многу ограничувања во однос на обликот (прекршувањата) на профилот. Од таа причина, развиена е функција која претставува полином од 3ти ред, која е превземена од теоријата на развој на крила кај безопашни летала:

$$y_c = Ax^3 - Bx^2 + Cx = (ab - a)x^3 - abx^2 + ax$$
(3.18)

каде x претставува бездимензиска должина на лопатката (профилот). Коефициентите на полиномот се решени и дефинирани во строго определени граници на бездимензиска должина на тетивата од 0 до 1, каде граничните услови се дефинирани за тие две позиции. Односно, првиот извод на полиномот ќе биде:

$$\frac{dy_c}{dx} = 3Ax^2 - 2Bx + C = 3(ab - a)x^2 - 2abx + a$$
(3.18.1)

каде за x = 0, изводот на функцијата во почетната точка ја дава тангентата на аголот на наклон на правата, односно:

$$a = C = tg(\beta_i) \tag{3.18.2}$$

а за x = 1, изводот на функцијата ја дава тангентата на аголот на наклон на правата, односно:

$$tg(\beta_o) = 3(B - tg(\beta_i)) - 2B + tg(\beta_i) = 3B - 3tg(\beta_i) - 2B + tg(\beta_i)$$
(3.18.3)

$$tg(\beta_o) = B - 2tg(\beta_i) \tag{3.18.4}$$

$$B = tg(\beta_o) + 2tg(\beta_i) \tag{3.18.5}$$

Вака дефинирани коефициенти на полиномот преку аглите на тангентите на почетокот и крајот на тетивата, го даваат конечниот запис на функцијата на скелетницата

$$y_c = Ax^3 - Bx^2 + Cx (3.19)$$

со коефициентите

$$B = tg(\beta_o) + 2tg(\beta_i) \tag{3.19.1}$$

$$A = B - tg(\beta_i) \tag{3.19.2}$$

30

$$C = tg(\beta_i) \tag{3.19.3}$$

каде  $\beta_i$  претставува влезниот агол на тетивата на лопатката која го зафаќа со влезниот агол на струењето во решетката, и  $\beta_o$  го претставува излезниот агол на тетивата на лопатката што се зафаќа со излезниот агол на струењето од решетката.



Сл.3.3 Шематски приказ на скелетницата изведена помеѓу аглите на струењето и тетивата [33]

Ова покажува дека коефициентите на скелетницата се строго зависни од аглите на струењето што се зафаќаат со тетивата на лопатката. Оваа равенка е развиена за да се добијат профили со т.н. "рефлектирачка" скелетница, што е претставено на следните слики.



Сл.3.4 Пример на скелетница при негативен агол на крајот на тетивата



Сл.3.5 Пример на скелетница при позитивни агли на тетивата



Сл.3.6 Пример на скелетница при негативен агол на почетокот на тетивата

#### 3.3.3. Распределба на дебелината на профилот преку тежински параметри

Општиот израз за опис на распределбата на дебелината на профилот гласи [35]:

$$y_T = x^m (1 - x)^n f(x)$$

и претставува промена на релативната дебелина на профилот, каде m, n се параметарски величини, f(x) е извесна функција која во интервалот од 0 до 1 нема реални корени. Овој израз може да се запише во многу различни облици по потреба. Исто така за добивање на други стандардизирани профили, се применуваат закони на распределба од клунот до локацијата на максималната дебелина преку параболичен, хиперболичен или елиптичен закон, со што равенката добива разни облици. Наместо овој пристап, искористена е т.н. "Bezier Spline" функција, за која се потребни неколку тежински параметри кон кои функцијата асимптотски се стреми.



Тежинските параметри на кривата се зададени преку некои природни и геометриски законитости, како на пример:

- Тежинските параметри кои го опишуваат челото (ударниот раб и неговата распределба) на профилот се изведени по едноставен закон на единечна парабола (NACA стандард)
- Тежинските параметри кои ја опишуваат локацијата и интензитетот на максималната дебелина се слободни за манипулација во зоната од 20-45% од должината на тетивата
- Тежинските параметри кои ја опишуваат опашката на профилот имаат опаѓачки тренд со меѓусебен агол на наклон во рангот од 4 до 8 степени за избегнување на евентуално одлепување на флуидната струја при опструјување на профилот

Практично, со повеќе тежински параметри, се добива попрецизна асимптотска крива за функцијата на распределба. За овој случај изведени се 9 тежински параметри кон кои е опишана кривата на распределбата на профилот.



Сл.3.9 Bezier асимптотска крива за распределба на дебелината на клунот [36]

Клунот е дефиниран со 3 тежински параметри  $P_0$ ,  $P_1$  и  $P_2$  што всушност претставуваат точки во *xy* рамнината со координати  $P_0(P_{0x} P_{0y})$ ,  $P_1(P_{1x} P_{1y})$  и  $P_2(P_{2x} P_{2y})$ . Вредностите на координатите на почетниот (нултиот) параметар изнесуваат

$$P_0 = (0,0) \tag{3.21}$$

со што се дефинира почетната точка на кривата во самиот координатен почеток, која мора да биде запазена. Тежинските параметри  $P_1$  и  $P_2$  се директно зависни од усвоената максимална дебелина која профилот треба да ја има, изразена како процент од единечната должина

$$t_y = \frac{1}{2} \frac{T_y}{100} x ; x = 1$$
(3.21.1)

каде што  $T_y$  ја претставува реалната максимална дебелина на профилот како процент од должината, а  $t_y$  е половина од реалната дебелина, која треба да се зададе подеднакво на двете страни (грбната и градната контура) во однос на скелетницата. Параметарот на дебелината е врзан со  $P_4(P_{4x}, P_{4y})$  каде што  $P_{4y} = t_y$  го претставува интензитетот на максималната дебелина, а  $P_{4x} = dx$  ја претставува локацијата на максималната дебелина на профилот по x оската, изразена во проценти од единечната должина на тетивата. Тежинските параметри  $P_3$  и  $P_5$  имаат еднакви интензитети по y координатата, а по должина на тетивата се наоѓаат на  $\pm 10 \div 20\%$  од усвоената локација на максималната дебелина dx, со цел концентрација на тие точки во зоната на максимална дебелина, и наголемена тенденција на асимптотската крива во таа зона. Тежинскиот параметар  $P_3$  е усвоен да го претставува помалиот полупречник на елипсата, која треба да го опише клунот на профилот. Тежинските параметри  $P_1$  и  $P_2$  се претставени како координати на тангентите кои ја опишуваат елиптичната законитост на клунот, зафаќајки го радиусот на почетната впишана кружница во профилот (параметар  $P_1$  според NACA стандардите):

$$r = 0.204T_y$$
;  $P_{1x} = 0$ ;  $P_{1y} = 2r$  (3.21.2)

Тежинскиот параметар  $P_2$  пак е изведен од почетокот на закривувањето на профилот кон локацијата на максималната дебелина, преземена од руските стандарди [8] за изведба на хидропрофили, во однос на локацијата на максималната дебелина и интензитетот како  $P_{2x} = 0.11 dx$  и  $P_{2y} = 0.8 t_y$ .



Сл.3.10 Тежински параметри кои ја дефинираат распределбата на дебелината на профилот

Тежинските параметри  $P_6$  и  $P_7$  се наоѓаат на 75% и 90% од должината на тетивата на профилот каде нивниот интензитет по у координатата е во директна зависност од усвоената дебелина на крајот на профилот. Тежинскиот параметар  $P_8$  ја претставува минималната дебелина на профилот на самиот негов крај, каде според руските препораки [8] за изработка на спроводни лопатки изнесува  $P_{8y} = 0.01x$  на должина  $P_{8x} = x$ .  $P_{6y}$  и  $P_{7y}$  имаат тренд на опаѓање во однос на дефиниран агол од 4 - 8 [deg] за спречување на евентуално оделупување при опструјување на профилот. Равенката на Веzier Spline кривата може да се запише како [37]:

$$B(t) = \sum_{i=0}^{n} {n \choose i} (1-t)^{n-i} t^{i} P_{i} ; {n \choose i} = \frac{n!}{i! (n-i)!}$$
(3.22)

каде што n претставува број на тежински параметри, *i*-тиот параметар, *t*-променлива,  $P_i$  е тежинскиот параметар. На следните слики се претставени неколку изведени профили споредени со профили добиени со оваа техника.



### 3.4. Геометриски бездимензионална (нормализирана) кружна решетка

Целокупната процедура на пресметка и критериумите за профилирање на лопатките кај спроводниот апарат се вметнати во пресметковен код во MATLAB. За почетни проектни услови на една турбина, како што се проток, нето пад, влезниот дијаметар на колото и бројот на вртежи, пресметковната процедура се одвива на начин на дефинирање на потребните брзини и агли кои се присутни на влез во работното коло, како и потребните брзини и агли на излез од спроводниот апарат. Во таа смисла, во понатамошните излагања, геометриската спецификација на решетките ќе се задава во бездимензионален облик, претставувајќи ги процентуално односите на излезниот дијаметар во однос на влезниот дијаметар на колото, влезниот во однос на излезниот дијаметар на решетката, густината на решетката, бројот на лопатки, зафатниот агол во однос на аголот на чекор на решетката како и локацијата и максималната дебелината на профилот.

#### 3.4.1. Пример 1 - ХЕЦ Св. Петка, Македонија

Таб.3.1 Влезни парамет	ри за турбината
------------------------	-----------------

Qd [m3/s]	Hn [m]	n [rpm]	D1 [m]	B1 [m]
50	40	214,29	2,484	0,97



-0.2 x [m]

Таб.3.2 Добиени параметри за решетката

Сл.3.14 Постоечка геометрија (Технички нацрт)

ty [-]

0,17

Сл.3.13 Геометрија на пресметана конфигурација на спроводен апарат (пр.1.)

-0.6

-0.4

1.2 -0.8

## 3.4.2. Пример 2 - ХЕЦ Токе, Норвешка

Qd [m3/s]	Hn [m]	n [rpm]	D1 [m]	D2 [m]	B1 [m]
31	377	375	3,1875	1,7799	0,306

Таб.3.3 Влезни параметри за турбината

Таб.3.4 Добиени параметри за решетката

L/t [-]	Cro [-]	Cri [-]	Zgv [-]	fi_n [-]	dx [-]	ty [-]
1,333	1,06	1,093	28	1,3665	0,2	0,2



Сл.3.16 Постоечка геометрија

Сл.3.15 Геометрија на пресметана конфигурација на спроводен апарат (пр.2.)

3.16 Постоечка геометриј (Технички нацрт)

## 4. Критериуми за анализа

Како што беше напоменато во глава 2, анализата оди во повеќе насоки, каде се разгледува интеракцијата помеѓу обликот на лопатките, хидродинамичките услови и променливиот број на вртежи. Оттука произлегуваат и главните критеируми врз кои ќе се изнесуваат заклучоците. Се разгледува како геометријата на спроводниот апарат влијае на ефикасноста на турбината и профилите на брзини во безлопатичниот простор, но и обратно, од потребите на турбината да работи со променлив број на вртежи, како би се дефинирале геометријата на спроводниот апарат, а со тоа и какви профили на брзини ќе се добијат во меѓупросторот.

Оваа анализа се усложнува со самото тоа што се воведуваат поголем број нови параметри, независно дали се од геометриски, хидрауличен или енергетски карактер. Сепак анализата се фокусира на дефинирање на неколку параметри:

a) Геометриски параметри на спроводен апарат: број на лопатки, густина на решетка, зафатен агол на лопатките и дополнително светлиот отвор на лопатките

б) Хидраулични параметри: струјна слика, профили на брзини и дополнително загуби на притисок и загуби на енергија

в) Енергетски параметри: ефикасност на турбината и проширување на работното подрачје

## 4.1. Критериум на струјно поле, профили на брзини и доминантни хидродинамички големини

Струјното поле и профилите на брзини кои се добиваат во безлопатичниот простор помеѓу спроводниот апарат и работното коло се драстично различни од аналитичките методи на пресметка со усреднети брзини, кои се изведени во претходните поглавја. Профилот на брзини се разгледува тродимензионално, по должина на излезната кружница на спроводните лопатки, како и по висина. Добиените резултати за различните случаи, при анализирање на влијанието на променливиот број на вртежи врз профилот на брзини, ќе се разгледува во секциите на здраво струење по висина на лопатката (средината на излезната површина), а кај неуниформните лопатки во три висини на, каде е воведен критериум за униформност на профилот на брзини според BS 1042: Section 2.4. (1989) – Measurement of fluid flow in closed conduits (Part 2. Velocity-area method) [38] кој гласи

$$Y = \frac{\sigma_{Ui}}{U} = \frac{1}{U} \sqrt{\left[\frac{\sum_{i=1}^{n} (U_i - U)^2}{n - 1}\right]}$$
(4)

и претставува стандардна девијација на поедините добиени вредности на брзината по должина на мерната зона. Оттука, се пресметува индексот на униформност на профилот и се поврзува со типот на решетката, со што се добива целосно хидраулично-геометриско параметрирање на спроводниот апарат. Останатите хидраулични величини во безлопатичниот простор, како што се распределбата на притисокот, циркулацијата и др. се пресметуваат како усреднети вредности по површината на обемот на излез од спроводниот апарат, и се анализирани во однос на потребните усвоени вредности кои решетката треба да ги постигне.

## 4.2. Критериум на проширување на работната карактеристика на турбината со променлив број на вртежи

Овој критериум, како што е наведено во глава 2, се дефинира во однос на проектната позиција на отвореност на спроводниот апарат  $a_o = const.$  при што ќе се анализира девијацијата на ефикасноста на турбината околу својот оптимум, за различни броеви на вртежи. Како што е напоменато, решетката која дава помали отстапки во ефикасноста при променлив број на вртежи, дава проширување на работното подрачје на турбината.

Оттука изведени се заклучоци за профилирање на лопатките по висина, наместо користење на лопатки со еден профил, со што се очекува определена зона од лопатката да биде носечка при водење на струењето према излез од спроводниот апарат, со што се соопштува на работното коло за потребниот број на вртежи.

### 4.3. Методи за споредба на резултатите

Пресметките на турбинските коефициенти за дефинирање на карактеристиката се направени на база на стандардот IEC60193 [39] за евалуација на перформансите, со користење на бездимензионалните параметри  $n_{ed}$  [-],  $Q_{ed}$  [-] и  $T_{ed}$  [-].

Поради постоењето на повеќе параметри во анализите, дел од резултатите се претставени во 3D дијаграми, каде на x и y оските се претставуваат определени геометриски параметри на спроводниот апарат, како и индексот на униформност на профилот на брзини, наспроти проектните параметри на спроводниот апарат (инсталиран проток), со цел дефинирање на геометриите на спроводен апарат кои се блиску или точно дефинирани за дадените влезни параметри на турбината, а потоа ефикасноста на турбината се претставува на ординатата.

Точките кои се добиваат во просторот меѓусебно се поврзани со статистичка трендовска апроксимативна површина според методот на најмали квадрати (Response Surface Methodology) која дава слика на зависностите на променливите со одзивната променлива, во случајов ефикасноста на турбината. Апроксимативната површина воведува грешка при апроксимацијата низ точките добиени од анализите, но глобално дава слика за меѓусебните влијанија на поедините параметри, од каде ќе се извлекуваат заклучоците и изведуваат наредните модели.

## 5. Нумеричко моделирање

Изведените анализи и добиените резултати во оваа дисертација се на база на нумеричко моделирање на струењето, со посебен осврт кон пристапот на симулирање на струење кај хидраулични турбини, користејќи го комерцијалниот софтверски пакет ANSYS FLUENT 20. Нумеричките модели се базираат најпрво на дефинирање на поединечните струјни домени, кои практично ги претставуваат поедините делови на хидрауличната турбина, како што се спиралата, статорскиот прстен и статорските лопатки, спроводниот апарат, работното коло и дифузорот. Нивното претставување за целите на симулациите е преку дискретизација на струјниот простор и дефинирање на почетни и гранични услови во кои нумеричкото решение се очекува.

#### 5.1. Главни равенки на струењето и моделирање на турбуленција

Ако се разгледува тродимензионално струење на некомпресибилен флуид каде густината е константна  $\rho = const.$ , тогаш се познати основните принципи [40]

• Закон за запазување на масата (Равенка на континуитетот)

$$\nabla \vec{v} = \frac{\partial v_x}{\partial x} + \frac{\partial v_y}{\partial y} + \frac{\partial v_z}{\partial z} = 0$$
(5.1)

• Закон за запазување на количеството движење (Навие-Стоксова равенка)

$$\frac{\partial \vec{v}}{\partial t} + \nabla \cdot (\vec{v} \otimes \vec{v}) = -\nabla p + \nabla \cdot \tau + \vec{F}$$
(5.2)

$$\tau = \mu (\nabla \vec{v} + \nabla \vec{v}^T) - \frac{2}{3} \nabla \cdot \vec{v} I$$
(5.3)

Турбулентното струење се карактеризира со флуктуации на брзината во текот на времето, околу една постојана вредност на брзината т.н. просечна брзина. Ако се земе предвид една од компнентите на брзината, може да се запише дека

$$\overline{v_x(t)} = v_x = \frac{1}{\Delta t} \int_t^{t+\Delta t} v_x(t) dt$$
(5.4)

при што во произволен момент, моментната брзина претставува збир на просечната и флуктуирачката компонента (пулсацијата)

$$v_x(t) = v_x + v'_x(t)$$
(5.5)

Останатите хидромеханички, векторски или скаларни големини кои флуктуираат се запишуваат како

$$f(t) = f + f'(t)$$
(5.6)

Со замена на овие изрази во Навие-Стоксовата равенка, се добива т.н. Рејнолдсова равенка за турбулентно струење на некомпресибилен вискозен флуид (RANS)

$$\frac{\partial \vec{v}}{\partial t} + \overline{\left(\vec{v'}, \nabla\right)}\vec{v} = -\nabla p + \nabla \cdot \left(\tau - \overline{v'}\right) + \vec{F}$$
(5.7)

За решавање на Рејнолдсовата равенка, секогаш е потребно да оди заедно со равенката на континуитетот. За добивање на турбуленцијата, членот во равенката  $\overline{v'}$  ги претставува Рејнолдсовите напони во струењето, кои се потребно да се математички моделираат, со цел комплетирање на решението. Рејнолдсовите напони се во релација со градиентите на средната брзина и турбулентната вискозност, каде за струење претставено во 2 насоки се запишуваат како

$$\overline{v'} = \overline{v_x v_y} = \mu_t \left( \frac{\partial v_x}{\partial x} + \frac{\partial v_y}{\partial y} \right) - \frac{2}{3} \delta_{xy} \cdot \left( k + \mu_t \frac{\partial v_z}{\partial z} \right)$$
(5.8)

т.н. Хипотеза на Бусинеск, па така, Рејнолдсовата транспортна равенка може да се запише како

$$\frac{\partial v_x}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial y} \left( v_x v_y \right) = -\frac{\partial p'}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial y} \left[ \mu_{eff} \left( \frac{\partial v_x}{\partial y} + \frac{\partial v_y}{\partial x} \right) \right] + F$$
(5.9)

каде што  $\mu_{eff} = \mu + \mu_t$  е ефективната вискозност, а притисокот

$$p' = p + \frac{2}{3}k + \frac{2}{3}\mu_{eff}\frac{\partial v_z}{\partial z}$$
(5.10)

каде што за некомпресибилни струења последниот член се занемарува. Доколку се претстави дека турбулентната вискозност е зависна од кинетичката енергија на турбуленцијата

$$\mu_t = C_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon} \tag{5.11}$$

каде што  $C_{\mu}$  е константа, а k и  $\varepsilon$  се наизменично кинетичката и дисипативната енергија на турбуленцијата, и тие се резултат на две транспортни равенки

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \nabla(\rho V k) = \nabla \cdot \left[(\mu + \frac{\mu t}{\sigma k})\nabla k\right] + P_k - \rho\varepsilon$$
(5.12)

$$\frac{\partial(\rho\varepsilon)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho V\varepsilon) = \nabla \cdot \left[ \left( \mu + \frac{\mu t}{\sigma\varepsilon} \right) \nabla \varepsilon \right] + \frac{\varepsilon}{k} (C_{\varepsilon 1} P_k - C_{\varepsilon 2} \rho\varepsilon)$$
(5.13)

40

Овие две равенки се познати како  $k - \varepsilon$  стандарден модел за турбуленција. Во случај на ротациони движења во нумеричкиот модел, како во дадениот пример на ротационо движење на работно коло на турбината, турбулентната вискозност се пресметува на ист начин, каде коефициентот  $C_u \neq const.$  и се изразува како

$$C_{\mu} = \frac{1}{A_0 + A_s \frac{kV}{\varepsilon}}$$
(5.14)

каде што  $A_0$  и  $A_s$  се константи, а  $V = f(\overline{\Omega})$  е во зависност од средната вредност на вртежот на струјата гледано кај вртлив домен, кој пак е зависен од аголната брзина на доменот  $\overline{\Omega} = f(\omega_k)$ . Транспортните равенки за k и  $\varepsilon$  ќе бидат

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \nabla(\rho V k) = \nabla \cdot \left[ (\mu + \frac{\mu t}{\sigma k}) \nabla k \right] + P_k - \rho \varepsilon$$
(5.15)

$$\frac{\partial(\rho\varepsilon)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho V\varepsilon) = \nabla \cdot \left[ \left( \mu + \frac{\mu t}{\sigma\varepsilon} \right) \nabla \varepsilon \right] + \rho C_1 S\varepsilon - \rho C_2 \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{\mu\varepsilon}} + \frac{\varepsilon}{k} C_{\varepsilon 1} C_{\varepsilon 3} G_b + S_{\varepsilon} \quad (5.16)$$

Овие две равенки го дефинираат  $k - \varepsilon$  моделот за турбуленција, познат како "остварлив" модел кој надминува одредени ограничувања во равенката на дисипација на кинетичката енергија на тубуленцијата во стандардниот опис, при што во него се вметнати параметри при вртливи струјни домени во нумеричкиот модел, и врши подобра предикција при евентуални одлепувања на флуидната струја покрај ѕидовите. Овој модел е усвоен и ќе се користи во понатамошните нумерички симулации.

#### 5.2. Моделирање на струење во граничен слој

Турбулентните струења зависат од присуството на ѕидови во моделите. Во струјното поле каде се добива средната брзина, влијание има безлизгачкиот услов од ѕидовите. Моделирањето близу до ѕидовите значително влијае врз веродостојноста на нумеричкото решение, доколку ѕидовите се главниот извор на турбуленција или вртложност на струјата. Затоа, точната претстава за струењето во близина на ѕидовите овозможува предвидувања на турбулентни струења во тие области.

Бројни експерименти покажуваат дека струјната зона во близина ѕидот (граничниот слој) може општо да се подели на три помали зони. Во внатрешниот слој, наречен "вискозен подслој", струењето е речиси ламинарно, а молекуларната вискозност има доминантна улога во запазување на движењето. Во надворешниот слој, наречен целосно турбулентен слој, турбуленцијата има голема улога. Постои зона помеѓу вискозниот подслој и целосно турбулентниот слој каде ефектите на молекуларната вискозност и турбуленцијата се со подеднакво влијание.



Сл.5.1 Зони во граничниот слој на струењето

Техничката практика покажува дека за инженерски анализи не е потребно моделирање на струењето во вискозниот подслој и дека нумеричкото моделирање на струењето во граничниот слој покрај ѕидовите, со голема точност се задоволува со користење на горенаведените модели за турбуленција и дефинирање на бездимензионална оддалеченост од ѕидот према јадрото на струењето во рамките од  $30 < y^+ < 300$ , т.е. во зоната на логаритамска законитост на распределба. Наведената бездимензионална оддалеченост не е ништо повеќе од пресметка на висината и прирастот на ќелиите во нумеричката мрежа од ѕидовите кон јадрото на струењето, за опфаќање на оваа законитост. Па така, бездимензиската вредност на висина на првата ќелија до ѕидот кој се опструјува, се пресметува како

$$y^{+} = \frac{\rho v_{\tau} y}{\mu} \tag{5.17}$$

каде  $v_{\tau}$  ја претставува брзината на триење на флуидот во зоната на ѕидот

$$v_{\tau} = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} \tag{5.18}$$

Тангенцијалниот напон  $\tau_w$  се пресметува во зависност од коефициентот на отпорот на триење на ѕидот. Усвоено е опструјување на аеродинамични тела, приближна вредност на отпорот на триење е даден во теоријата како зависност од односот на максималната дебелина на профилот и должината на неговата тетива  $C_{wt} = f(t_y/L) = 0.08 \div 0.04$  [41]. За поедноставување, усвоен е просечен коефициент на отпор на профилите  $C_{wt} = 0.06$ . Оттука, тангенцијалниот напон се пресметува како

$$\tau_w = \frac{1}{2} C_{wt} \cdot \rho \cdot v_\infty^2 \tag{5.19}$$

каде  $v_{\infty}$  ја претставува средната брзина на струењето во зоната на профилот. Доколку се постави почетна вредност за бездимензиската висина на првата ќелија, може да се пресмета вистинската височина на првата ќелија во граничниот слој

$$y = \frac{y^+ \mu}{v_\tau \rho} \tag{5.20}$$

Според дијаграмот на сл.5.1 може да се увиди дека за решавање на граничниот слој во чисто логаритамското подрачје каде целосно турбулентниот слој е доминантен, бездимензиската вредност на висината на ќелијата е  $y^+ > 60$ , така што во понатамошните симулации, усвоена е вредноста  $y^+ = 100$ . Бројот на ќелии во граничниот слој се препорачува да не е помал од 3, а меѓусебниот прираст на ќелиите да се движи во рамките од 1.1 до 1.3, со што е усвоен прираст во понатамошните симулации од 1.2.



Сл.5.2 Приказ на развој на ќелиите за решавање на граничниот слој во логаритамската зона

#### 5.3. Опис на референтниот модел од анализите - турбината Францис 99

Турбината Францис 99 претставува скалиран модел (1:5.1) на прототип на турбината во хидроелектраната Токе во Норвешка. Турбината е составена од спирала со вметнати 14 статорски лопатки, спроводен апарат со 28 спроводни лопатки, и работно коло со 15 целосни и 15 разделни лопатки, што формираат 30 ударни (челни) рабови на влезот во колото, како и дифузор од коленаст тип со променлив напречен пресек. Влезниот и излезниот дијаметар на колото се  $D_1 = 0.63 [m]$  и  $D_2 = 0.349 [m]$ . Моделот на турбината се наоѓа во лабораторијата за Хидроенергетика при Универзитетот за наука и технологија во Трондхајм, Норвешка. Пресек на моделот е даден на сл.5.3.





Сл.5.3 Пресек низ моделот на турбина Францис 99 [42]

Сл.5.4 Геометриски детали на влез во колото

Моделот на турбина е составен од (1) спирала, (2) статорски лопатки, (3) спроводен апарат, (4) работно коло на турбината, (5) главни лопатки на колото, (6) разделни лопатки (splitter blades) на колото, (7) конусен дел на дифузорот и (8) коленаст дел на дифузорот. Работното коло на турбината претставува тип на коло на спороодна (високопритисна) Францис турбина со 15 целосни и 15 разделни лопатки. Од извршени моделски испитувања, познати се следните податоци за турбината во парцијален (низок) работен режим (PL), во зоната на максимална ефикасност (BEP) и во висок работен режим (HL):

	1.000	, i 1100 - p	, or man map a				,	[]	
	ρ [kg/m3]	g [m/s2]	ned [-]	Qed [-]	ղ [-]	Hn [m]	Q [m3/s]	n [rpm]	T [Nm]
PL	999.23	9.821	0.215	0.07	0.7169	12.29	0.071	406.2	144.06
BEP	999.19	9.821	0.18	0.15	0.9303	11.91	0.203	335.4	628.41
HL	999.2	9.821	0.195	0.19	0.9066	11.24	0.221	369.6	605.62

Таб.5.1 Изведени карактеристики на моделот Францис 99 [42]

### 5.4. Изведба на нумерички модел, верификација и определување на нумеричка грешка и отстапување од лабораториските мерења

Според претходно наведените начини на нумеричко моделирање, извршена е анализа со CFD симулација на моделот на турбината Францис 99, која е референтна во оваа дисретација и понатамошните анализи, кој ќе се нарекува "нулти модел" или Модел 0.

Во досегашните анализи и објавени резултати во трудовите [29], [30], [43], [44] и [45], симулациите се водени без учество на спиралата и статорот, од причина што се анализирани влезните ефекти во спроводниот апарат, насоките на струењето на влез и неговите ефекти кои ги предизвикува, како и низа на различни модели на спроводни лопатки кои отстапуваат од конвенционалната геометрија со која се располага, со цел да се добијат повеќе резултати и податоци за однесувањето на геометријата на спроводниот апарат врз карактеристиката на машината.

Со ова упростување, истовремено се добива намалување на потребното пресметковно време, нумеричкиот моделот кој се испитува е со редуциран број на елементи, со што моделот е составен од спроводен апарат, работно коло и конусниот дел од дифузорот. Спиралата и статорските лопатки на моделот на турбината се претходно анализирани преку нумерички симулации, каде загубите на енергија се добиени и подоцна во пресметковниот модел се вметнати за определување на нето падот (сл.5.5)



Сл.5.5 Дијаграм на хидрауличните загуби на спиралата и статорските лопатки и модул и експонент на кривата на хидрауличните загуби

За изведба на нумеричкиот модел, појдовни податоци се енергетските параметри на моделот на турбината, каде за оптималната работна точка, изведени се:

	тао. 5.2 изведени параметри за оптималната работна точка на турбината												
BEP	ρ [kg/m3]	g [m/s2]	ned [-]	Qed [-]	D1 [m]	D2 [m]	n [rpm]	Hn [m]	Qd [m3/s]	T [Nm]			
	998.2	9.81	0.18	0.15	0.62	0.349	333.33	11.76	0.2017	624.44			

T-6 5 2 14

#### 5.4.1. Мрежирање на работното коло

Работното коло со своите карактеристични димензии е претставено на сл.5.6. Мрежата за работното коло е изведена според аналитички пресметки за прирастот на ќелиите поред ѕидовите, за дадениот проток, т.е. пресметка на релативната брзина на струење на влез во колото. За  $D_1 \approx 0.62 \ [m], n = 333.33 \ [min^{-1}], B_1 \approx 0.06 \ [m], Q_d = 0.2017 \ [m^3/s]$  и влезен агол на лопатките на колото  $\delta_1 \approx 82 \ [^\circ]$ , пресметан е аналитички триаголникот на брзини на влез во колото, каде релативната брзина изнесува

$$w_1 \approx 1.75 [m/s]$$

Пресметаната вредност за релативната брзина е усвоена да биде 2[m/s], од причина што не е земена предвид дебелината на лопатките. Според тоа, пресметана е висината на првата ќелија да изнесува 0.05 [mm], притоа зададени се 5 ќелии за опис на граничниот слој со меѓусебен прираст од 1.2 (20% раст). Работното коло се состои од 6 · 10<sup>5</sup> ќелии.



#### 5.4.2. Мрежирање на спроводниот апарат

Спроводниот апарат со своите карактеристични димензии е претставен на сл.5.6. При извршената аналитичка пресметка за брзините помеѓу колото и спроводниот апарат, се добива дека максималната брзина помеѓу две лопатки во спроводниот апарат да изнесува

$$v_o \approx 10 \ [m/s]$$

со што висината на првата ќелија на ѕидовите на лопатките од спроводниот апарат изнесува 0.025[mm]. Мрежите на спроводниот апарат се движат во границите од  $5 \cdot 10^5$  до  $6 \cdot 10^5$  ќелии.



Сл.5.8 Димензии на спроводниот апарат на моделот Францис 99



Сл.5.9 Мрежа на спроводниот апарат

#### 5.4.3. Мрежирање на дифузорот

Дифузорот, како што е напоменато, во симулациите е земен предвид само со конусниот дел, со цел намалување на потребното време за одвивање на симулациите. При проектниот проток и излезен дијаметар на колото, се добива брзина од

$$v_{diff} \approx 2 [m/s]$$

од каде се пресметува висина на првата ќелија на ѕидот на дифузорот да биде  $y = 0.4 \ [mm]$ . Граничниот слој е опишан со 5 ќелии со меѓусебен прираст од 1.2. Дифузорот се состои од  $9 \cdot 10^4$  ќелии.



Сл.5.10 Пример на изведена мрежа – поглед од доле



Сл.5.11 Пример на изведена мрежа кај спроводните лопатки и колото

#### 5.4.4. Гранични услови на нумеричкиот модел

Од причина што акцент на самата анализа е спроводниот апарат и неговите влијанија на струењето кое се креира на влез во работното коло, како и општото влијание на работната карактеристика, спиралата и статорските лопатки не се земени предвид во симулациите. Претходните истражувања кои се публикувани [43] во насока на дефинирање на зафатниот агол на лопатките, начинот и влијанието на влезната струја во спроводниот апарат со споредба на конвексни и конкавни лопатки во решетката, како и анализирање на различни должини на лопатки, густини на решетки и нивни распони, овие 2 елементи на турбината се исклучени од анализите.

На влез во спроводниот апарат, како граничен услов е зададен константен проток, од причина што решението подобро конвергира, со процентуални компоненти по обемот на кружноста на влез на радијалната и обемната компонента на векторите (наклон на струјниците) константен по целата кружност. На излез од дифузорот е зададен статички притисок како граничен услов. Работното коло како засебен волумен во нумеричкиот домен, има зададена аголна брзина околу вертикалната оска на ротација, што нумерички задава на ќелиите на волуменот обемна компонента, т.е. се решава струењето во тој волумен по однос на релативната брзина, а целокупната струјна слика на решението е "смрзнат ротор" (frozen rotor) – квази стационарна струјна слика. Површините на волуменот со кој е опишаното колото од турбината (лопатките, круната и венецот) се нумерички ослободени да фиктивно ротираат во насока на ротација на колото, но без зададена вредност (вектор) на самите ѕидови, со цел прифаќање на импулсот од ротацијата на волуменот и пренос на брзините од флуидот кон ѕидовите (принцип на турбина). Граничните услови се шематски претставени на сл.5.12



Сл.5.12 Графички приказ на граничните услови

#### 5.5. Резултати и проценка на нумеричка грешка

Нумеричките симулации успешно конвергираат, со постигнување на точност на решението до 10<sup>-6</sup>. Аналогно на тоа, во струјниот домен е зададена една произволна точка каде е следена конвергенцијата на брзината во таа точка, како додатен критеирум на решавање на струјното поле и дефинирање на потребниот број на итерации за добивање на истото.

Nom. model efficiency, η<sub>hl</sub>



Power factor, Pgg [1 (Red) 0.22 0.22 0.24 0.24 0.16 0.18 0.18 0.18 0.18 0.18 0.18 0.18 0.18 0.18 0.18 0.18 0.18 0.18 0.18 0.18 0.18 0.18 0.18 0.18 0.18 0.18 0.18 0.18 0.18 0.18 0.18 0.18 0.18 0.18 0.18 0.18 0.18 0.18 0.18 0.18 0.18 0.18 0.18 0.18 0.18 0.18 0.18 0.18 0.18 0.18 0.18 0.18 0.18 0.18 0.18 0.18 0.18 0.18 0.18 0.18 0.18 0.18 0.18 0.18 0.18 0.18 0.18 0.18 0.18 0.18 0.18 0.18 0.18 0.18 0.18 0.18 0.18 0.18 0.18 0.18 0.18 0.18 0.18 0.18 0.18 0.18 0.18 0.18 0.18 0.18 0.18 0.18 0.18 0.18 0.18 0.18 0.18 0.18 0.18 0.18 0.18 0.18 0.18 0.18 0.18 0.18 0.18 0.18 0.18 0.18 0.18 0.18 0.18 0.18 0.18 0.18 0.18 0.18 0.18 0.18 0.18 0.18 0.18 0.18 0.18 0.18 0.18 0.18 0.18 0.18 0.18 0.18 0.18 0.18 0.18 0.18 0.18 0.18 0.18 0.18 0.18 0.19 0.2 0.21 0.22 0.21 0.22 0.21

Сл.5.13 Добиена универзална карактеристика од нумерички симулации

Сл.5.14 Универзална карактеристика од моделски испитувања [46]

Релативната грешка на нумеричките симулации во областа на максимална ефикасност која се добива, може да се пресмета според локацијата на точката преку редуцираните параметри на турбината

$$\varepsilon_{n_{ed}} = \left| \frac{n_{ed_m} - n_{ed_{cfd}}}{n_{ed_m}} \right| \cdot 100 \approx 1.67 \, [\%]$$

$$\varepsilon_{Q_{ed}} = \left| \frac{Q_{ed_m} - Q_{ed_{cfd}}}{Q_{ed_m}} \right| \cdot 100 \approx 3.92 [\%]$$

$$\varepsilon_{\eta} = \left| \frac{\eta_m - \eta_{cfd}}{\eta_m} \right| \cdot 100 \approx 0.107 \, [\%]$$

За проверка на решението и дефинирање на нумеричката грешка, направена е споредба преку пресеци на двата дијаграми за редуцирани броеви на вртежи  $n_{ed} = 0.165 \div 0.18 \div 0.195$  [-] за исти отворености на спроводните лопатки.



Оттука може да се забележи дека нумеричкото решение на Моделот 0 не отстапува значително од лабораториските моделски испутвања на турбината Францис 99. Точката на максимална ефикасност која е добиена со нумерички симулации се поместува по број на вртежи и по проток, при што грешките на отстапување од моделот се 1.67 [%] и 3.92 [%], поединечно. Интензитетот на максималната ефикасност нумерички добиена изнесува 93.7[%] споредено со на моделот од 93.6[%] т.е. со грешка од 0.107[%]. За уште една споредба, направени се три пресека на двата дијаграми, по константни редуцирани броеви на вртежи. За првиот пресек грешките на ефикасноста добиени нумерички наспроти моделските мерења се движат во рангот од +1.302 до -0.325[%], односно средна грешка на пресекот од 0.252[%]. За вториот пресек, грешките се во рангот од 0 до +0.552[%] односно средна грешка на пресекот од 0.262[%], а во третиот пресек, грешките се во рангот од +0.225[%] до -0.55[%], односно просечна грешка на пресекот од -0.303[%].

Со оваа споредба и евалуација, може да се заклучи дека кратењето на нумеричкиот домен за опис на турбината, со цел поедноставување на струјниот домен и намалување на времето на решавање на солверот, дава прецизно дефинирање на карактеристикат ана турбината. Сите превземени чекори за негово дефинирање, нумеричко моделирање и пристап, мрежирање на поединечните елементи, усвоените гранични услови, моделирањето на турбуленцијата, како и начинот на водење на нумеричките симулации, се покажува за коректен и доста прецизен и точен, со незначителни отстапувања од достапните податоци од мерењата.

## 6. Влијание на одделни геометриски параметри на спроводниот апарат врз хидродинамичките услови и ефикасноста на турбината

Во оваа глава се изведени резултати од парцијални анализи каде се третирани влијанијата помеѓу геометријата, струјните услови и ефикасноста на турбината при константен и променлив број на вртежи [43][44]. Појдовните анализи се во насока на дефинирање на некои општи меѓусебни влијанија, како и дефинирање на границите во кои анализите ќе се водат.



Сл.6.1 Приказ на промена на геометриските параметри [43]

## 6.1. Анализа на геометриските параметри врз ефикасноста при константен број на вртежи

Поаѓајќи од проектните параметри на турбината, т.е. зоната на максимална ефикасност, изведени се 37 модели на спроводни лопатки во слободниот простор помеѓу работното коло и статорските лопатки. Изведените модели се состојат од 24, 26, 28 и 32 лопатки, чии решетки имаат различна густина, светол отвор, однос помеѓу влезниот и излезниот радиус и зафатен агол на тетивата на лопатките. Критериумот на профилирање на излезниот раб на лопатките за сите модели е исти  $\alpha_o = const.$ , и директно зависи од потребниот агол на спроведување на струјата на влез во колото при дадените работни услови. Изведените модели се дадени во таб.6.1.

			r 1							
Komb. [-]	Zgv [-]	fi_n [-]	Cro [-]	Cri [-]	L/t [-]	ao/L [-]	ao/t [-]	δ_rel [-]	dx [-]	ty [-]
1	32	1.42	1.025	1.1	1.571	0.179	0.28	1.021	0.3	0.16
2	32	1.42	1.05	1.1	1.534	0.186	0.285	1.044	0.3	0.16
3	32	1.42	1.075	1.1	1.498	0.192	0.287	1.061	0.3	0.16
4	32	1.42	1.1	1.1	1.463	0.199	0.291	1.083	0.3	0.16
5	32	1.42	1.075	1.1	1.572	0.179	0.281	1.021	0.3	0.16
6	32	1.42	1.075	1.125	1.633	0.213	0.347	1.401	0.3	0.16
7	32	1.42	1.075	1.15	1.702	0.239	0.407	1.752	0.3	0.16
8	32	1.24	1.075	1.08	1.353	0.203	0.275	0.99	0.3	0.16
9	28	1.24	1.025	1.1	1.374	0.214	0.295	1.021	0.3	0.16
10	28	1.24	1.05	1.1	1.342	0.222	0.299	1.044	0.3	0.16
11	28	1.24	1.075	1.1	1.31	0.23	0.301	1.061	0.3	0.16
12	28	1.24	1.1	1.1	1.281	0.239	0.306	1.083	0.3	0.16
13	28	1.24	1.075	1.1	1.374	0.214	0.294	1.021	0.3	0.16
14	28	1.24	1.075	1.125	1.428	0.252	0.36	1.401	0.3	0.16
15	28	1.24	1.075	1.15	1.488	0.281	0.418	1.752	0.3	0.16
16	28	1.4	1.075	1.1	1.528	0.16	0.245	0.737	0.3	0.16
17	28	1.32	1.075	1.1	1.452	0.203	0.294	1.021	0.3	0.16
18	28	1.09	1.075	1.08	1.183	0.244	0.289	0.99	0.3	0.16
19	26	1.16	1.025	1.1	1.276	0.237	0.302	1.021	0.3	0.16
20	26	1.16	1.05	1.1	1.245	0.246	0.306	1.044	0.3	0.16
21	26	1.16	1.075	1.1	1.217	0.254	0.309	1.061	0.3	0.16
22	26	1.16	1.1	1.1	1.189	0.263	0.313	1.083	0.3	0.16
23	26	1.16	1.075	1.1	1.277	0.236	0.302	1.021	0.3	0.16
24	26	1.16	1.075	1.125	1.327	0.277	0.368	1.401	0.3	0.16
25	26	1.16	1.075	1.15	1.383	0.308	0.426	1.752	0.3	0.16
26	26	1.3	1.075	1.1	1.42	0.178	0.252	0.737	0.3	0.16
27	26	1.23	1.075	1.1	1.349	0.224	0.302	1.021	0.3	0.16
28	26	1.01	1.075	1.08	1.099	0.27	0.297	0.99	0.3	0.16
29	24	1.07	1.025	1.1	1.178	0.264	0.311	1.021	0.3	0.16
30	24	1.07	1.05	1.1	1.15	0.274	0.316	1.044	0.3	0.16
31	24	1.07	1.075	1.1	1.124	0.284	0.319	1.061	0.3	0.16
32	24	1.07	1.1	1.1	1.097	0.294	0.323	1.083	0.3	0.16
33	24	1.07	1.075	1.1	1.179	0.265	0.312	1.021	0.3	0.16
34	24	1.07	1.075	1.125	1.225	0.308	0.377	1.401	0.3	0.16
35	24	1.07	1.075	1.15	1.276	0.341	0.436	1.752	0.3	0.16
36	24	1.2	1.075	1.1	1.311	0.2	0.263	0.737	0.3	0.16
37	24	1.13	1.075	1.1	1.245	0.25	0.312	1.021	0.3	0.16

Таб.6.1 – Изведени конфигурации на решетки

Нумеричките симулации на моделите се изведени при константи услови за падот и бројот на вртежи, според усвоената точка на максимална ефикасност на турбината. Резултатите кои се добиени за ефикасноста на турбината, се претставени на релативна основа, споредени меѓусебно и подоцна споредени со референтниот нулти модел од претходните симулации претставени во глава 4. Меѓусебната споредба е изведена зависно и независно од бројот на лопатки во спроводниот апарат, со цел добивање на глобална и локална слика на влијанијата на поедините геометриски параметри.



Сл.6.2 Поединечни ефикасности по конфигурации [43]

#### 6.1.1. Влијание на густината и светлиот отвор на лопатките

Глобалната слика на влијанието на густината на решетката и релативниот светол отвор на лопатките во решетката, е претставена во однос на максималната ефикасност која се добива од симулаците, независно од бројот на лопатките во решетката.



Сл.6.3 Влијание на густината и светлиот отвор врз ефикасноста на турбината



Сл.6.4 Влијание на густината и светлиот отвор врз ефикасноста на турбината

Од сликите 6.3 и 6.4, може да се забележи дека зоната на максимална ефикасност е задоволена при густини на решетката во рангот од 1.1-1.3 и релативен светол отвор од 0.24-0.29, независно од бројот на лопатки. Зоната на максимална ефикасност кореспондира со проектниот проток на турбината, па така изведени се глобалните релации за добивање на релативниот светол отвор на лопатките и проектниот проток.



Сл.6.5 Влијаније на релативниот светол отвор во однос на чекорот на решетката врз проектниот проток



Сл.6.6 Влијаније на релативниот светол отвор во однос на должината на лопатката врз проектниот проток



Сл.6.7 Влијаније на релативниот светол отвор во однос на чекорот на решетката врз ефикасноста



Сл.6.8 Влијаније на релативниот светол отвор во однос на должината на лопатката врз ефикасноста

Од дијаграмите може да се забележи дека вредностите кои кореспондираат на светлиот отвор каде се добива проектниот проток, се идентични со вредностите за максималната ефикасност. Светлиот отвор меѓу лопатките е претставен во однос на чекорот и во однос на должината на лопатката, каде се гледаат границите во кои тој треба да се движи и овие односи се превземени во понатамошните анализи, каде се изведени кружни решетки во овие граници. Чекорот на решетката е изведен глобално и поединечно по број на лопатки во спроводниот апарат, од каде може да се увидат границите во кои тој се движи. Се добиваат оптимизациони криви за вредноста на чекорот на решетката, чии вредности се превземени во понатамошните анализи.



Сл.6.9 Глобално влијание на густината врз ефикасноста



Сл.6.10 Влијание на густината при 28 лопатки



Сл.6.11 Влијание на густината при 26 лопатки



лопатки

#### 6.1.2. Влијание на зафатниот агол и аголот на наклон на лопатките

Зафатниот агол на лопатките во спроводниот апарат во својата проектна позиција директно влијае на ефикасноста на турбината, со што се дефинира рангот во кој тој треба да се движи, за намалување на отстапувањето од зоната на максимална ефикасност, при дефинирање на спроводен апарат за дадените проектни вредности. Од друга страна, за аголот на наклон на лопатката (аголот на наклон на тетивата) се добива дека треба да обезбеди колинеарност со аголот на спроведување на струењето од спроводниот апарат кон колото, како не би се добило отстапување од зоната на максимална ефикасност.



Сл.6.13 Влијание на зафатниот агол на лопатките врз ефикасноста



Сл.6.14 Влијание на аголот на наклон на лопатките врз ефикасноста

#### 6.1.3. Изведба на поволна конфигурација на спроводен апарат од добиените резултати

Од горенаведените резултати за поединечните влијанија на геометриските параметри врз ефикасноста на турбината, во нејзината проектна точка, изведена е поволна конфигурација која ги задоволува овие геометриски параметри, која се користи во понатамошните анализи.



Сл.6.15 Изведена геометрија во MATLAB



Сл.6.16 Димензии на усвоена геометрија за анализите

Усвоената геометрија на спроводен апарат се состои од  $Z_{gv} = 26$  лопатки, кои формираат густина на решетката од L/t = 1.242, има релативен светол отвор во однос на должината на профилот од  $a_0/L = 0.147$ , односи на радиусите на влезните и излезните рабови наспрема влезниот во роботното коло  $C_{Ri} = 1.172$  и  $C_{Ro} = 1.075$ , агол на наклон на лопатките во однос на струјниот агол  $\delta_{rel} = 1$ , локација на максималната дебелина на профилот во однос на должината на профилот е dx = 0.3 и максималната дебелина на истата таа локација во однос на должината на профилот изнесува  $t_v = 0.17$ .

Заради поедноставување на понатамошните анализи каде се испитувани профилирани (закривени) лопатки, посоодветно е усвоената почетна геометрија да е формирана од симетричен профил на лопатката, и врз основа на тој профил поедноставно да се дефинираат степените на закривување на лопатките.

# 7. Моделирање и анализа на ефектите предизвикани од неуниформно профилирани лопатки на спроводен апарат

## 7.1. Развој на идејата

Поаѓајќи од претходно извршените анализи и математички изведувања и заклучоци, се добива идеја да се искористи променливиот број на вртежи на турбината, во насока на проширување на работното подрачје по проток. Оттука, како што е претходно наведено, кога турбината работи со променлив број на вртежи, при константен пад, доаѓа до пораст или намалување на протокот, обратно пропорционално од порастот или намалувањето на брзината на ротација. При тоа, земајќи го условот на оптимално опструјување на влез во работното коло (безударно струење), се доаѓа до заклучок дека лопатка дефинирана од еден профил, чии агли на тетивата и излезниот раб одговараат во својата проектна позиција на една работна точка на турбината, не ги задоволуваат потребните струјни кинематски величини при промена на бројот на вртежи.

Согласно теоријата, на сл.7.1 може да види споредба на геометрии на лопатки на спроводен апарат. Лопатките се поставени на еднаква отвореност (a=const.), кои формираат различни агли на насочување на струењето кон колото (различни агли на излезниот раб). При вакви услови се добива дека секоја од дадените конфигурации дава различен проток, во зависност од конфигурацијата на излезниот раб.



Сл.7.1 Влијание на формата на лопатките на протокот низ турбината при константна отвореност [7][9]

Се поставува хипотезата: Што ако лопатките на спроводниот апарат се дизајнирани како комбинација од овие профили?

Се тргнува од претпоставката дека парцијални делови од лопатката, по висина, тежински ќе ја насочуваат флуидната струја према колото, во зависност од потребните кинематски струјни услови при различните броеви на вртежи. На пример, зоната каде доминантен е аголот на излезниот раб кој одговара за струење при намален број на вртежи, ќе влијае на флуидната струја и тежински ќе ја насочи со потребниот агол према колото. Обратно дефинирано, парцијалниот дел од лопатката каде излезниот раб има агол кој одговара за струење при зголемен број на вртежи, ќе влијае на флуидната струја тежински да ја насочи со потребниот агол кон колото.

Нумерички се испитани повеќе геометрии на спроводни лопатки кои се изведени за една работна точка на турбината и како тие се однесуваат при променлив број на вртежи, поставени во истата таа позиција.

Иако можноста за изведба на закривени лопатки е теоретски скоро неограничена, сепак две соседни лопатки меѓусебно треба да се дизајнираат така да можат да формираат и целосно затворање (преклоп и налегнување) за запирање на протокот и исклучување на турбината. Бидејќи оската на ротација нема никаква геометриска или кинематска улога во ротирањето на лопатката и нејзино поставување во потребната позиција, се добива дека две соседни лопатки кои се закривени, меѓусебно мораат да запазат константен светол отвор по цела висина на лопатките. Само така, може да се постигне затворање на спроводниот апарат и потребното налегнување на лопатките.

#### 7.2. Развој на испитни модели

Насоката на развивање на испитните модели зависи директно од кинематската слика која се добива при променет број на вртежи и протокот низ турбината, при константен нето пад. Испитувањето на оваа зависност е направена на повеќе модели на спроводни лопатки, кои се тестирани при нивна константна отвореност за да се увиди степенот на промена на протокот при променет број на вртежи. Независно од типот на спроводен апарат, работното коло ја дава следната карактеристика (сл.7.2).



Сл.7.2 Релативна промена на проточноста при промена на бројот на вртежи за H = const.



Сл.7.2.1 Релативна промена на вртежниот момент при промена на бројот на вртежи за H = const.



Fig.7.3 Релативна промена на падот при промена на бројот на вртежи за Q = const.



Fig.7.3.1 Релативна промена на вртежниот момент при промена на бројот на вртежи за Q = const.

Од сл.7.2 може да се види дека за испитниот модел на турбина (Францис 99), не зависно од типот на спроводен апарат пред работното коло, карактеристиката на промена на протокот низ турбината во рангот од  $\pm 15[\%]$  од номиналниот број на вртежи изнесува околу  $\pm 10[\%]$ . Овој однос важи само за испитниот модел на турбина. Друг модел на турбина се очекува да даде различни односи на промени. Исто така, вртежниот момент при овие промени опаѓа, во рангот од  $\pm 15[\%]$  од номиналниот број на вртежи и изнесува околу  $\pm 25[\%]$ .

Од сл.7.3 може да се види дека за испитниот модел не зависно од типот на спроводен апарат пред работното коло, карактеристиката на промена на падот низ турбината во рангот од  $\pm 15[\%]$  од номиналниот број на вртежи изнесува околу  $\pm 12[\%]$ . Вртежниот момент при овие промени опаѓа, во рангот од  $\pm 15[\%]$  од номиналниот број на вртежи изнесува околу  $\pm 3[\%]$ .

Преку овие процентуални односи, изведени се триаголниците на брзини, со цел добивање на промените на нападниот агол и интензитетот на апсолутната брзина насочена од спроводниот апарат кон колото.



Сл.7.4 Триаголници на брзини кај променет број на вртежи при H = const.



Сл.7.5 Триаголници на брзини кај променет број на вртежи при Q = const.

Триаголниците на влезот во работното коло се строго изведени според кинематските услови и правила кои важат при променлив број на вртежи и промена на протокот, со цел запазување на безударно струење на клунот на лопатките од колото. Триаголниците кои се добиени на излез од работното коло се последица на променетиот број на вртежи и проток низ турбината, запазувајќи го аголот на излез од лопатките, каде решетката која ја прават на излез од колото е густа и струењето има тенденција да ја следи таа насока. Доколку се заменат вредностите за турбината (геометриски и струјни) се добиваат следните резултати (таб.7.1 и 7.1.1).

	1a	0.7.1	Tipec	meral	ни три	аголни	ци на (	эрзини	1 на в.	163 BO	paoon	1010 KC	ло за г	1 - 0	nst.	
D1	D2	B1	δ1	δ2	n [_]	n [min_1]	H[m]	Q	u1	c1m	w1	u1-c1u	c1u	c1	α1	Δα
[m]	[m]	[m]	[deg]	[deg]	"[-]	" ["""-"]		[m3/s]	[m/s]	[m/s]	[m/s]	[m/s]	[m/s]	[m/s]	[deg]	[deg]
0.62	0.35	0.06	82.9	18.2	1	333.33	11.5	0.2	10.82	1.71	1.72	0.21	10.61	10.75	9.26	-
					1.15	383.33	11.5	0.178	12.44	1.52	1.53	0.19	12.25	12.34	6.92	-2.34
					0.85	283.33	11.5	0.194	9.2	1.87	1.88	0.23	8.97	9.16	11.69	2.43

Таб.7.1 Пресметани триаголници на брзини на влез во работното коло за H = const.

			· 1			1	,	1			1			C C		
D1 [m]	D2 [m]	B1 [m]	δ1 [deg]	δ2 [deg]	n [-]	n [min-1]	H [m]	Q [m3/s]	u1 [m/s]	c1m [m/s]	w1 [m/s]	u1-c1u [m/s]	c1u [m/s]	c1 [m/s]	α1 [deg]	Δα1 [deg]
0.62	0.35	0.06	82.9	18.2	0.85	283.33	8.92	0.2	9.2	1.71	1.72	0.21	8.99	9.15	10.73	1.47
					1	333.33	11.7	0.2	10.82	1.71	1.72	0.21	10.61	10.75	9.26	0
					1.15	383.33	14.86	0.2	12.44	1.71	1.72	0.21	12.23	12.35	7.99	-1.27

Tab.7.1.1 Пресметани триаголници на брзини на влез во работното коло за Q = const.

Според пресметаните вредности за H = const. може да се увиди дека се доаѓа до многу мали промени на аголот на апсолутната брзина, во рангот од -2.34 [°] за +15 [%] зголемен број на вртежи на колото и намален проток за 11[%] од Q<sub>nom</sub>, до +2.43 [°] за -15 [%] намален број на вртежи на колото и зголемен проток за 9[%] Q<sub>nom</sub>. За Q = const., промените се во опсег од +1,47 [°] за -15 [%] намален број на вртежи и -1,27 [°] за +15 [%] зголемен број на вртежи на колото.

Овие вредности се појдовни за исцртување на профилираните лопатки, каде нивниот дијапазон е зголемен за потребите на анализите, во зависност од тоа колку тие агли на промена на излезниот раб на спроводната лопатка влијаат на карактеристиката на турбината. За евалуација на струењето, освен по радијален излез, преземени се три секции по висина на лопатката кои се дадени на сл.7.6, и претставуваат три зони, зона Z1 – корен на лопатката, зона Z0 – средина на лопатката и зона Z2 – врв на лопатката, кои се напоменати неколку пати во понатамошното излагање.



Сл.7.6 Пресечни зони за анализа на струењето по висина на безлопатичниот простор

#### 7.2.1. Појдовна геометрија (Модел SYM – Симетричен профил)

Изведената геометрија во претходното поглавје е нумерички испитана за дадениот ранг на броеви на вртежи. Геометријата дадена на сл.7.7 е оформена од симетричен профил на лопатката, позициониран за работната точка со максимална ефикасност на турбината.



Моделот е испитан при проток од Q = 200 [l/s] во својата проектна позиција, при различен број на вртежи на колото во рангот од ±20[%] од номиналниот број на вртежи.

	таб. 7.2 Константи во нумеричкиот модел												
ρ [kg/m3]	g [m/s2]	µ [kg/ms]	D1 [m]	D2 [m]	B1 [m]	Ak1 [m2]	Ak2 [m2]						
998.2	9.81	0.001003	0.62	0.35	0.06	0.117	0.096						

Таб 7.2 Константи во нимеринскот молел

Резултатите се претставени на релативна основа и бездимензионални броеви, освен ефикасноста која е претставена со апсолутна вредност нумерички добиена од симулациите и служи за евалуација на изведените модели. Резултатите од нумеричките симулации се дадени во табелата 7.3.

			10	10.7.5 1010де		osymum				
n [min-1]	Q [m3/s]	Hn [m]	T [Nm]	Ph [kW]	Pm [kW]	ղ [-]	ned [-]	Qed [-]	Ψ[-]	φ[-]
266.66	0.20036	9.48	618.5585	18.6	17.27	0.9285	0.161	0.17	38.435	1.051
283.33	0.20036	9.87	612.9505	19.36	18.19	0.9396	0.168	0.166	35.446	0.99
300	0.20036	10.28	607.4283	20.17	19.09	0.9465	0.174	0.163	32.93	0.935
316.66	0.20036	10.72	602.1851	21.03	19.97	0.9496	0.18	0.159	30.821	0.885
333.33	0.20036	11.17	596.6872	21.92	20.83	0.9503	0.186	0.156	28.983	0.841
350	0.20036	11.62	590.7491	22.8	21.65	0.9496	0.191	0.153	27.347	0.801
366.66	0.20036	12.1	584.702	23.74	22.45	0.9457	0.196	0.15	25.947	0.765
383.33	0.20036	12.6	578.8613	24.72	23.24	0.9401	0.201	0.147	24.721	0.731
400	0.20036	13.11	572.8662	25.72	24	0.9331	0.206	0.144	23.622	0.701

Таб 7 3 Молел SVM - Резултати



Од резултатите може да се забележи дека симетричниот профил дава симетрична распределба на карактеристиката, во двете насоки од оптимумот, со поблаго опаѓање на каратекристиката во насока на намален број на вртежи. При промена на бројот на вртежи, доаѓа до промена на притисокот, т.е. со зголемување на бројот на вртежи расте и притисокот, заради потребата да протече истата количина на проток (сл.7.11).



Од контурите на распределба на притисоците, евидентнта е разликата во интензитетите на притисоците, како и на точката на стагнација на притисокот на влез во работното коло. Кај намален број на вртежи, точката на стагнација се наоѓа на градната (притисната) страна на лопатките на колото. Како се зголемуваат вртежите, точката се менува се додека релативната струја меѓу лопатките не дојде до ефект да ја опструјува грбната (всисната) страна на лопатките. Овие ефекти се подобро прикажани на следните слики, каде се претставени векторите на релативното струење меѓу лопатките од колото.



На сл.7.12 се претставени релативните вектори на струењето во колото, кои се релевантни за него и опишуваат какво е струењето помеѓу лопатките. При намален број на вртежи, може да се забележи удар на струјата на градната страна на лопатките, што доведува до одлепување на струењето. Преземени се три пресеци по висина на лопатката, каде може да се забележи дека интензитетот на одлепувањата се разликува. Најголемо одлепување се појавува во зоната кај врвот на лопатките, што покажува всушност дека распонот на влезниот раб помеѓу круната и венецот на лопатките на работното коло, кој иако е мал, влијае на начинот на одлепување на струјата, т.е. треба да се земе предвид при дефинирање на обликот на излезниот раб на спроводната лопатка.



Сл. /. 14 Вектори на релативната орзина на струење во колото при  $n = n_{nom}$ Зона Z1 – Корен на лопатка Зона Z0 – Средина на лопатка Зона Z2 – Врв на лопатка Средина на лопатка на ло



При номинален број на вртежи, може да се забележи дека одлепувања на струјата скоро и да нема, во сите три висини на зони на лопатките. Сепак, поинтензивно одлепување повторно се јавува во зоната на врвот на лопатките, што повторно укажува на влијанието на распонот на влезнот раб на лопатките во колото.


При зголемен број на вртежи, одлепувањето на флуидната струја во колото е различно по висина на лопатките. Кај коренот и кај врвот на лопатките тоа е интензивирано, а во средина на лопатките нешто помало, што дава ефект како струењето да е средишно фокусирано при оваа состојба. Тоа покажува интуитивно каква би требала да биде распределбата на профилите кај неуниформните лопатки, т.е. дека во зоните на коренот и врвот на лопатките треба да се направи корекција на геометријата.

Анализирајќи ги одлепувањата, може да се заклучи дека на врвот на лопатките треба да се направи корекција на излезниот раб на спроводните лопатки на начин да векторот на насочување на струењето е поволен за зголемен број на вртежи, а во зоната на коренот на лопатките на начин да одговара на намален број на вртежи. Така ефектите на одлепување се очекува да се намалат, со што би дошло до поефикасно опструјување и намалување на ударните струења на влез во работното коло.

#### 7.2.2. Влијание на аголот на деформацијата на излезниот раб на лопатката

Покрај пресметките за потребната деформација на струјата на излез од спроводниот апарат за различен број на вртежи, анализирани се поголеми деформации на излезниот раб на лопатките, со цел да се увиди влијанието на аголот на напуштање од лопатката врз карактеристиката. Изведени се 4 конфигурации со закривен излезен раб во позитивна и негативна насока, каде лопатките се оформени чисто од еден профил со ваква деформација, запазувајќи светлиот отвор меѓу нив да остане константен.



Сл.7.21 Модел (-)5

Генерираните модели во MATLAB се испитани нумерички за еднакви услови како појдовниот Модел SYM и според него се споредени на иста основа, со цел дефинирање на меѓусебните разлики и ефекти кои лопатките ги даваат врз карактеристиката на турбината.





Според добиените резултати, може да се забележи дека доаѓа до опаѓање на ефикасноста на турбината, што е очекувано, заради деформацијата на излезниот раб на лопатката за агол кој не одговара на условите за работа во зоната на максимална ефикасност. Притоа, со оваа деформација, се забележува поместување на карактеристиката во насока на зголемени протоци, каде се појавува локален екстрем на ефикасноста (локален оптимум).



Деформацијата од (+)10 степени на излезниот раб на лопатката во однос на симетричниот профил, го дава локалниот оптимум во зоната на  $0.9n_{nom}$ , односно за 10% намален број на вртежи. Забележливо е дека за  $n = 0.8n_{nom}$  доаѓа до пораст на ефикасноста, каде се споредени струјните слики со струењето кај симетрична лопатка (сл.7.12) каде се гледа дека за таа зона не доаѓа до одлепување на струењето меѓу лопатките во колото.



Сл.7.25 Вектори на релативна брзина на струење во колото при  $n = 0.8n_{nom}$ Z1 – Корен на лопатка Z0 – Средина на лопатка Z2 – Врв на лопатка



A)  $n = 0.8 n_{nom}$ 

 $\vec{b}$ )  $n = n_{nom}$ 

B)  $n = 1.1 n_{nom}$ 







Според дијаграмите на сл.7.29, може да се забележи дека и во овој случај доаѓа до опаѓање на ефикасноста, и поместување на карактеристиката во насока на намалени протоци, каде се добива локален оптимум. Локалниот оптимум се добива во зоната на  $1.1n_{nom}$ , односно за 10% зголемен број на вртежи.



Сл.7.31 Вектори на релативна брзина на струење во колото при  $n = 1.2n_{nom}$  (Модел (-)10) Z1 – Корен на лопатка Z0 – Средина на лопатка Z2 – Врв на лопатка



Споредено со векторите за  $n = 1.2n_{nom}$  кај симетричната лопатка, евидентно е подобрувањето на струењето при овој број на вртежи, користејќи лопатка со негативна деформација на излезниот раб (-)10. Релативните струјници исто така покажуваат дека нема одлепување на струјата меѓу лопатките, со што доаѓа до пораст на ефикасноста за тој број на вртежи. Како и во претходниот модел од анализата, се добива пораст на притисокот со наголемување на бројот на вртежи, за да се задоволи условот на протекување на иста количина.





Деформацијата на излезниот раб на лопатките од +5 степени во однос на симетричниот профил придонесува до поместување на карактеристиката во насока на зголемени протоци, каде локалниот оптимум се добива во зоната на  $0.95n_{nom}$  односно за 5% намален број на вртежи.



Сл.7.36 Релативни струјници во колото при  $n = 0.8n_{nom}$  – Конформно пресликани (Модел (+)5) Z1 – Корен на лопатка Z0 – Средина на лопатка Z2 – Врв на лопатка

При  $n = 0.8n_{nom}$  каде на дијаграмот на сл.7.35 се добива незначителен пораст на ефикасноста, гледајќи ги струјниците, може да се заклучи дека оваа лопатка не ја покрива зоната ефикасно, и доаѓа до појава на одлепување на флуидната струја, доколку се спореди со моделот (+)10. Заради сето ова, моделот не е вклучен во понатамошните анализи, бидејќи не дава квалитативно подобрување на струењето, а воедно и на ефикасноста.



7.2.2.4. Модел (-)5

Според добиените резултати, евидентни се ефектите кои се добиваат со закривување на излезниот раб на лопатките. Анализирајќи ги релативните струјници во колото (сл.7.39), споредено со симетричната лопатка, евидентно е одлепувањето на флуидната струја, иако е тоа со намален интензитет, заради што доаѓа до пораст на ефикасноста за  $n = 1.2n_{nom}$ . Споредено со моделот (-)10, за овој број на вртежи доаѓа до изедначување на ефикасноста, а споредено на основа на проток, при константен пад, доаѓа до зголемена ефикасност на искористување. Овој модел ќе биде анализиран во склоп со други профили во комбинација на една лопатка, за увид на неговото учество во проширување на работната карактеристика.



Сл.7.39 Релативни струјници во колото при  $n = 1.2n_{nom}$  – Конформно пресликани (Модел (-)5) Z1 – Корен на лопатка Z0 – Средина на лопатка Z2 – Врв на лопатка



7.2.2.5. Споредба на моделите со деформација на излезниот раб на лопатката

Сл.7.40 Споредба на моделите

Според добиените резултати, на кратко може да се заклучи дека при промена на бројот на вртежи, одредени лопатки даваат подобрување на струењето и ефикасноста надвор од работната точка на турбината. При анализа на релативното опструјување на колото, за  $n = 0.8n_{nom}$  лопатката со позитивна деформација на излезниот раб од (+)10 степени дава најповолна струјна слика, како и пораст на ефикасноста на искористување на протокот. За номинален број на вртежи, симетричната лопатка дава најдобро искористување и најповолна струјна слика. За  $n = 1.2n_{nom}$  во поглед на бројот на вртежи и двата модели до негативна деформација на излезниот раб (-)5 и (-)10 даваат идентична ефикасност, а во поглед на искористување на протокот, моделот (-)5 дава поголема ефикасност, а полоша струјна слика, споредено со моделот (-)10.

Профилите на брзини се анализирани на излез од лопатките, на радијална координата, која е дефинирана со чекорот на лопатките (сл.7.41). Бидејќи чекорот на излезниот радиус на лопатките е еднаков за моделите, претставен е со релативна вредност  $t_o = 1$  [-]. При

споредба на профилите, добиени при константен проток, се добива разлика во интензитетите на брзините, која произлегува од закривувањето на лопатките.



Сл.7.41 Споредба на профилите на брзини

Од споредбата на профилите, може да се забележи која конфигурација каква распределба на брзината дава. Униформноста на профилот на брзини дава зголемена ефикасност на опструјувањето на влез во работното коло. Се забележува дека моделите со негативна деформација на излезниот раб на лопатките (-)10 и (-)5 имаат интензивирана неуниформност на брзината како и наклонување на стреуњето кон соседната лопатка.

## 7.2.3. Влијание на лопатка со колинеарни агли на тетивата и на излезниот раб

Поаѓајќи од резултатите добиени во глава 6, изведени се следните два модела чии агли на наклон на тетивите на лопатките се колинеарни со аголот на насочување на струењето, а резултатите се најповолни гледано во насока на ефикасноста. Заради конструктивни и енергетски причини на колото кое е референтно во анализите, оформувањето на максимално целосно ротирана лопатка е возможно само во рангот од  $(\pm)4$  степени ротација, а со цел лопатките меѓусебно да формираат еднакви светли отвори, како и да можат да извршат целосно затворање со преклопување.

Развојот на овие два модела претставува превземање на појдовниот Модел SYM – симетричниот профил на лопатката, кој е ротиран еднаш за (+)4 и еднаш за (-)4 степени. При неговата ротација доаѓа до стеснување и наголемување на светлиот отвор меѓу лопатките, па така одделните позиции се разликуваат со различна должина на лопатките, со цел достигнување на еднакви светли отвори, како референтниот Модел SYM (сл.7.42 и сл.7.43).





Според резултатите од дијаграмите, може да се забележи дека при ротација на лопатките во насока на отворање (Модел (+)4 ROT) ефикасноста опаѓа, има појава на локален оптимум и доаѓа до поместување на карактеристиката во насока на зголемени протоци, односно намален број на вртежи за  $0.95n_{nom}$ . При ротација во насока на затворање на лопатките (Модел (-)4 ROT), доаѓа до незначително опаѓање на ефикасноста при зголемување на бројот на вртежи, доаѓа до поместување на карактеристиката со појава на локален оптимум во насока на намалени протоци за  $n = 1.05n_{nom}$ . Изведени се релативните струјници во колото, при крајните работни точки за  $\pm 20\%$  од номиналниот број на вртежи. Кај двата модела при овие услови се јавува одлепување на флуидната струја.



Vmoay Blace To Blace 6.789e+00 3.394e+00 1.697e+00 4.329e-00 [m s^-1]

Сл.7.48 Модел (+)4 ROT за  $n = 0.8n_{nom}$ 

Сл.7.49 Модел (-)4 ROT за  $n = 1.2n_{nom}$ 

# 7.2.4. Споредба на резултатите помеѓу лопатките со деформација на излезниот раб и лопатките со колинеарна тетива

Со цел да се увиди кој тип на деформација или позиција на лопатките дава поголем придонес кон ефикасноста и покривањето на зони надвор од работната точка каде е зоната на ефикасност максимална, направена е првична споредба помеѓу моделите, сведени на бездимензионални броеви. Најпрво е направена споредба на моделите со позитивна деформација на излезниот раб и позитивна ротација во насока на отворање, каде се очекува да се види кој тип на лопатки подобро ја покрива зоната при зголемени протоци, т.е. намален број на вртежи.



Сл.7.50 Споредба на моделите и влијанијата претставени на основа на редуциран проток

Од дијаграмите, може да се забележи дека лопатките кои се со позитивна деформација на излезниот раб (моделите (+)5 и (+)10) даваат проширување во насока на зголемени протоци со повишена ефикасност во однос на моделот со позитивна ротација (+)4 ROT. Од друга страна пак, моделот со негативна ротација (-)4 ROT дава подобри перформанси во насока на намалени протоци, во однос на моделите со деформација на излезниот раб на лопатките.



Од дијаграмите на споредбите 7.52 и 7.53, може да се забележи дека за константен проток и променлив број на вртежи, доаѓа до споредба на промените на падот за моделите, како и вртежниот момент на турбината. Истовремено, на левиот дијаграм паралелно е поставена и

ефикасноста која се добива како резултат. Овие карактеристики се сведени на бездимензиска основа.



вртежни моменти при n ≠ const. и Q = const.



0.18

ned [-]

0.19

0.17

0.21

0.2

 $n \neq const.$  и Q = const.

На дијаграмите 7.54 и 7.55 се претставени редуцираните параметри на вртежниот момент, бројот на вртежи и проткот. Со квадратни црвени точки се изведени точките каде бројот на вртежи е еднаков на номиналниот. Така може да се забележи која конфигурација споредена со номиналниот број на вртежи, како влијае на работната зона, т.е. формира карактеристика во насока на зголемен или намален број на вртежи, а со тоа во насока на зголемени или намален број и вртежи, а со тоа во насока на зголемени или намален број и вртежи, а со тоа во насока на зголемени или намален број и вртежи, а со тоа во насока на зголемени или намален број и вртежи, а со тоа во насока на зголемени или намалени протоци. Во понатамошното излагање врз основа на редуцираната карактеристика, се споредуваат анализираните модели наспроти симетричните лопатки, со ист чекор на промена на бројот на вртежи, што ќе укаже на евентуални проширувања или стеснувања на работното подрачје, анализирајќи ги како чисто геометриска карактеристика, од причина што секоја од овие редуцирани карактеристики всушност претставува одредена состојба од севкупната турбинска карактеристика и меѓусебно се неспоредливи. Понатаму, за 2 до 3 позиции на лопатката, добиени се школкастите дијаграми и се пресечени за H = const. и Q = const. и споредени со симетричните лопатки за да се увиди проширувањето на работната зона и зголемувањето на ефикасноста за други броеви на вртежи различни од номиналниот, претставено како во глава 2 на Сл.2.15.



Изведена е редуцираната карактеристика за симетричната лопатка (сл.7.56) и со користење на трапзното правило на интегрирање за пресметка на површината под кривата, површината која се добива во насока на редуциран број на вртежи изнесува  $A_{n_{edsym}} = 0.007$  [-], и во насока на редуциран проток изнесува  $A_{Q_{edsym}} = 0.0047$  [-]. Од добиениот школкаст дијаграм на сл.7.56.1, максимална ефикасност се добива при пад од H = 11[m] и проток од  $Q = 0.2 [m^3/s]$  и за овие услови, пресек е направен на дијаграмот за добивање на каратеристичната работна крива (сл.7.56.2).



Fig.7.56.2 Пресек на школкастиот дијаграм на симетричните лопатки за  $n \neq const.; Q = const.; H = const.$ 

Понатамошната идеја која се развива е да се профилираат лопатки т.н. неуниформни лопатки, како формирани од комбинации на различни профили по висина според добиените резултати, со цел тежинско покривање на карактеристиката и нејзино проширување, каде се очекува поединечни делови од лопатката по висина да учествуваат во насочување на струењето, потребно за дадениот број на вртежи. Според резултатите, испитани се модели на лопатки кои се составени од комбинација на профили со различно учество во самата лопатка, во зависност од карактеристиката која се добива.

## 7.3. Анализа на неуниформни лопатки

### 7.3.1. Конфигурација 1

Оваа конфигурација е изведена со цел првично запознавање со ефектите и струјните параметри предизвикани од профилирана лопатка. Очекувањата се карактеристиката која ќе се добие, тежински или средишно припадне помеѓу карактеристиките на симетричниот профил и профилот со деформација на излезниот раб. Геометријата е дадена на сл.7.57.



Сл.7.57 Конфигурација 1 (+)10-SYM

На сл.7.57 може да се забележи дека лопатката е формирана од два профила, симетричен профил и профил со деформација на излезниот раб во позитивна насока, каде директно се поврзани, без дефинирање на поединечни делови по висина на лопатката кој профил колкаво процентуално учество има во геометријата на лопатката. Светлиот отвор помеѓу лопатките е задржан за констатен.



Според добиените резултати, како што е и очекувано, може да се увиди дека карактеристиката на комбинираниот профил, припаѓа помеѓу парцијалните карактеристики на симетричниот профил и профилот со деформација на излезниот раб. Во зоната на намален број на вртежи, се забележува влијанието на лопатката каде излезниот раб е деформиран за +10 степени. Доаѓа до појава на локален оптимум во зоната на  $0.95n_{nom}$ , што покажува дека тежинскиот агол од лопатката што струјата го има при напуштање на спроводниот апарат е +5 степени. Притоа, при номинален и зголемен број на вртежи, очекувањето е трендот на карактеристиката на кривата да го следи трендот на симетричниот профил, но напротив се добива нејзино опаѓање и не задоволување на таа зона.



Од добиените резултати може да се види дека неуниформната лопатка со конфигурација (+)10-SYM во споредба со Модел SYM дава малку подобри перформанси при работа надвор од номиналниот број на вртежи. Работната карактеристика на Модел SYM е потесна и појавува пик во зоната на оптмиална работа, во споредба со моделот (+)10-SYM, каде што карактеристиката е поширока и има порамна оптимална зона. За намален број на вртежи од  $n = 0.8n_{nom}$ , моделот (+)10-SYM покажува зголемена ефикасност од сса. 1 [%] и за зголемен број на вртежи  $n = 1.2n_{nom}$  пораст на ефикаснсота за сса. 0.5 [%]. Оптималната работна зона на моделот (+)10-SYM е намалена за сса. 0.6 [%], што доведува до израмнување (поширока) зона на работа. Севкупно, ова покажува дека неуниформниот

дизајн на лопатката може да доведе до подобрувања на работата на турбината надвор номиналната работна точка.

Според релативните струјници на струењето во колото, превземени на три позиции по висина на дотекување од спроводниот апарат, очигледна е разликата во начините на опструјување при намален број на вртежи. Коренот на лопатката на спроводниот апарат каде е со позитивно деформиран излезен раб придонесува кон поповолно хранење и исполнување на лопатичните канали на турбината, намалувајќи го одлепувањето на флуидната струја. Во средината на пресекот, каде веќе се губи влијанието на дефомираниот излезен раб на спроводната лопатка, забележлива е промена на насоката на релативните вектори на струењето, а со тоа добивање на зголемено ударно струење и делумно одлепување од грбната страна на лопатките на колото. Истиот ефект се интензивира во зоната на врвот на спроводните лопатки, каде влијанието на деформираниот излезен раб скоро и да го нема.



Сл.7.61 Релативни струјници на влез во работното коло при  $n = n_{nom}$  (Модел (+)10-SYM) Z1 – Корен на лопатка Z0 – Средина на лопатка Z2 – Врв на лопатка



Сл.7.62 Релативни струјници на влез во работното коло при  $n = 0.8n_{nom}$  (Модел SYM) Z1 – Корен на лопатка Z0 – Средина на лопатка Z2 – Врв на лопатка

На сл.7.61 и 7.62 се претставени споредбено релативните струјници на влез во колото кај симетричната лопатка при истиот број на вртежи. Евидентна е разликата во струјниците, каде се добива дека моделот (+)10-SYM при  $n = 0.8n_{nom}$  прави поповолно опструјување на влез во работното коло по цела висина.

При зголемен број на вртежи, исполнувањето на лопатичните канали е проследено со одлепување. За анализа на струјните појави, изведени се профилите на брзини кои ги формираат лопатките по висина. Усвоени се 3 висини на лопатката, на ±9.2% од висината (ознаки за долната зона Z1 и горната зона Z2), каде се доминантни геометриите на поедините профили и на средина на лопатките зона Z0. Профилите на брзини се споредени со профилите на поединечните лопатки дизајнирани од само еден профил.



Сл.7.63 Споредба на профилот на брзини за модел (+)10 и зона Z1 каде е истиот



Сл.7.64 Споредба на профилот на брзини за модел SYM и зона Z2 каде е истиот

Од споредбата на профилите на брзини, може да се забележи дека комбинацијата на овие два профила влијае еден на друг во однос на профилот на брзини. Во зоната на профилот каде е формиран излезниот раб за +10 степени, споредено со лопатката целосно формирана од тој профил, се забележува дека доаѓа до промена на обликот и зголе,ување на интензитетот на брзините. Обратно, во зоната на симетричниот профил споредено со таква лопатка, доаѓа до промена на обликот на профилот на брзините.

Оваа споредба покажува дека директната изведба од еден во друг облик, каде процентуално учество на поединечните профилни пресеци нема, доведува до меѓусебно влијание на геометриите врз формирањето на профилот на брзини и не се добива нивното учество парцијално по висина на лопатката. Исто така, се добива и првиот важен заклучок, а тоа е дека преку анализа на две карактеристики кои произлегуваат од два типа на лопатки, може да се претпостави дека карактеристиката на комбинираниот профил ќе го следи трендот на кривата помеѓу двете карактеристики.

Споредбата на редуцираните карактеристики покажува дека има проширување на површините под кривата, кон реуциран број на вртежи од сса. 2.9 [%] и кон редуциран проток од сса. 12.8 [%].





$$\begin{split} A_{n_{ed_1}} &= 0.0072 \; [-] > A_{n_{ed_{sym}}} = 0.007 \; [-] \\ A_{Q_{ed_1}} &= 0.0053 \; [-] > A_{Q_{ed_{sym}}} = 0.0047 \; [-] \end{split}$$

#### 7.3.2. Конфигурација 2

Оваа комбинација е разработена како склоп на два профила со деформација на излезниот раб и симетричниот профил, тежински трите профили се застапени по 25% по висина на лопатката, а останатите 25% се преодни зони помеѓу геометриите.



Сл.7.66 Геометрија на конфигурацијата 2

Со оглед на тоа дека профилот со позитивна деформација на излезниот раб (+)10 дава подобри перформанси при намален број на вртежи за 10% од номиналниот, за добивање на тие перформанси потребна е помала енергија да се оствари струењето. Обратна е сликата кај профилот со негативна деформација на излезниот раб (-)10, каде се добиваат подобри перформанси при зголемен број на вртежи за 10% од номиналниот, при што е потребно поголема енергија за да се оствари струењето. Струењето секогаш го следи трендот и насоката на помал отпор, па така, наклонетоста на проширување кај оваа конфигурација е во насока на намален број на вртежи (сл.7.67).



Сл.7.67 Споредба на карактеристиките по број на вртежи за  $Q = const., H \neq const.$ 



Сл.7.68 Споредба на основа на редуциран проток

Споредбата на основа на редуциран број на вртежи  $n_{ed}$  покажува дека карактеристиките во насока на ширење скоро и да не се разликуваат, а во поглед на ефикасноста, оваа комбинација дава помал степен на полезно дејство. На основа на редуциран проток  $Q_{ed}$ , се добива поместување на карактеристиката во насока на зголемени на протоци т.е. намален број на вртежи.

#### 7.3.3. Конфигурација 3

Оваа конфигурација е испитана повторно, само обратно поставена – превртени лопатки, за евентуално да се увиди и влијанието на распоредот на лопатките, т.е. дали коренот на лопатката треба да е со позитивен или негативен агол на деформација на излезниот раб. Резултатите се дадени на сл.7.69.

0.96





Сл.7.69 Споредба на карактеристиките по број на вртежи за  $Q = const., H \neq const.$ 

Сл.7.70 Споредби на карактеристиките по редуциран проток

Може да се забележи дека во тесната зона околу оптимумот, доаѓа до благо порамнување на карактеристиката, што ја прави таа зона пораширена. Опаѓањето на карактеристиката во насока на намален број на вртежи појавува благо прекршување, што исто така дава тенденција дека зоната тука се проширува. Споредба со симетричниот профил како редуцирана карактеристика е дадена на сл.7.71.



Од добиените резултати може да се види дека неуниформната лопатка на Конфигурација 3 во споредба со Model SYM дава подобри перформанси при работа со зголемен број на вртежи. За намален број на вртежи од  $n = 0.8n_{nom}$ , конфигурацијата 3 покажува

незначително зголемена ефикасност на сса. 0.3 [%] и за  $n = 1.2n_{nom}$  за сса. 2 [%]. Оптималната работна зона на Конфигурација 3 се намалува за сса. 0.2 [%].



Споредбата на редуцираните карактеристики покажува дека има проширување на површините под кривата, кон број на вртежи од сса. 1.4 [%] и кон проток од сса. 2.1 [%].

$$A_{n_{ed_3}} = 0.0071 [-] > A_{n_{ed_{sym}}} = 0.007 [-]$$

$$A_{Q_{ed_3}} = 0.0048 [-] > A_{Q_{ed_{sym}}} = 0.0047 [-]$$

Сл.7.71 Споредба на редуцираната карактеристика (конфигурација 3 и симетрична лопатка)

Според струјните слики во прилог, може да се забележи дека поединечните профили по висина, кои се изведени со закривување на излезниот раб, во граничните точки на бројот на вртежи, не учествуваат во подобрено насочување на струењето. Позитивно закривената лопатка (+)10, која се очекува да го подобри струењето за број на вртежи  $n = 0.8n_{nom}$  појавува одлепување на струјата на грбната страна на лопатките на колото. При  $n = n_{nom}$  средниот пресек на лопатката кој е симетричен обезбедува хранење на колото, а во пресекот на коренот на лопатката се појавуваат мали одлепувања. При зголемен број на вртежи, каде негативно закривената лопатка (-)10 треба да обезбеди поповолно струење, појавува одлепувања на струјата.

Оттука може да се заклучи дека еднаквите (симетрични) деформации на лопатката со ист интензитет, всушност тежински даваат агол како симетричната лопатка и не го постигнуваат ефектот на насочување за определениот број на вртежи, кога се споредуваат со лопатки кои се дизајнирани од ист единечен профил. Притоа, споредбено со тие лопатки, како и со симетричната лопатка како репер, конфигурациите покажуваат различни хидраулични загуби. Зголемен пад на притисок се добива кај лопатките со негативна закривеност на излезниот раб, кои подобро ја насочуваат струјата за зголемен број на вртежи, од причина што векторот на брзината на струењето има своја зголемена проекција во периферна насока. Обратно на нив, лопатките со позитивна деформација на излезниот раб, проекцијата на векторот на брзината на струење на излез е во радијална насока. Решетките и целата конфигурација на турбината е испитана при константни протоци и еднакви светли отвори на лопатките, а поради овие причини доаѓа до промена на интензитетот на векторот на брзината (забрзано или забавено струење), па така доаѓа и до разлики на загубите. Поради постоењето на овие разлики, во следните излагања се правени анализи на комбинации помеѓу лопатки кои имаат слични загуби на енергија, како што е профилот на лопатки (+)10 и заротираната лопатка (-)4ROT.





#### А) Модел (+)10-SYM-(-)10-3x25% Зона Z1 – Корен на лопатка

#### Б) Модел (+)10-SYM-(-)10-3х25% Зона Z0 – Средина на лопатка







#### А) Модел (+)10-SYM-(-)10-3х25% Зона Z1 – Корен на лопатка





В) Модел (+)10-SYM-(-)10-3х25% Зона Z2 – Врв на лопатка









## Б) Модел (+)10-SYM-(-)10-3х25% Зона Z0 – Средина на лопатка

С) Модел (+)10-SYM-(-)10-3х25% Зона Z2 – Врв на лопатка

Сл.7.76 Релативни струјници на влез во колото при  $n = 1.2n_{nom}$ 

#### 7.3.4. Конфигурација 4

Според претходно добиените резултати за неунифрмни лопатки, накратко може да се заклучи дека тие комбинации на профили не доведуваат до значајно проширување на карактеристиката. Ефектот на подобрување на струјната слика при парцијални работни режими е евидентен, особено кај моделот (+)10-SYM со еднострано закривување на излезниот раб. Следната конфигурација која се разгледува е спој на симетричен профил со профил со колинеарна тетива кој е добиен од моделот (-)4ROT. Распределбата на двата профили по висина се во зависност од подрачјето секој кој го покрива.



Сл.7.77 Шема на лопатките

Сл.7.77.1 Споредба на моделите и зона на подобрување при  $n = 1.15n_{nom}$ 

Сл.7.78 Споредба на моделите на основа на редуциран проток

Според резултатите, може да се забележи дека оваа конфигурација не потпаѓа помеѓу двете карактеристики, при што се добива поместена карактеристика и се гледа тенденцијата да работи во зоната на зголемен број на вртежи каде има и повишување на ефикасноста. Анализирана е струјната слика во трите пресеци на лопатката, за број на вртежи од  $n = 1.15n_{nom}$ , каде е увидена разликата во ефикасностите и споредени се струјните слики со симетричниот профил. Оваа конфигурација покажува константност и оддржување на ефикасноста предоминантно во зоната на зголемен број на вртежи од  $n = (1.05 \div 1.2)n_{nom}$  што се претпоставува дека може да го одржи овој тренд и во комбинација со други профили на лопатки.



Сл.7.79 Релативни струјници на влез во работното коло при *n* = 1.15*n<sub>nom</sub>* (Модел (-)4ROT-SYM) Z1 – Корен на лопатка Z0 – Средина на лопатка Z2 – Врв на лопатка

Според струјните слики, евидентно е присуството на ротираната лопатка која го корегира струењето на влез во колото, влијаејќи од средината на лопатката па сè до врвот каде таа е доминантна. Во зоната на коренот на лопатката, доминантен е симетричниот профил, каде се забележува во струењето дека доаѓа до делумно одлепување на флуидната струја на градната страна на лопатките на колото.



Z1 -Корен на лопатка Z0 -Средина на лопатка Z2 -Врв на лопатка Z2 -Врв на лопатка

На сл.7.80 се претставени струјниците при  $n = 1.15n_{nom}$  кај симетричната лопатка, за споредба со струјниците кај моделот (-)4ROT-SYM. Разликите се очигледни во сите три зони на лопатката. Во зоната на коренот, каде и кај двата модела е симетричен профилот при пресек на лопатката, поради делумното влијание на заротираниот профил, се добиваат помали одлепувања, во споредба со струењето кај моделот SYM.

#### 7.3.5. Конфигурација 5

Оваа комбинација претставува спој на профили со позитивна деформација на излезниот раб (+)10, симетричен профил и негативно ротиран профил со колинеарна тетива (-)4ROT. Исходот за генерирање на оваа конфигурација е според претходните дијаграми на одделните униформни лопатки составени од овие профили, кои покажуваат најдобри перформанси во насока на зголемен и намален број на вртежи, како и слични загуби на енергија.



Сл.7.81 3D приказ на конфигурацијата 5

Распоредот по висина на профилите е усвоен според точките во карактеристиките кои се добиваат за поединечните лопатки. Распонот од  $\pm 20\%$  на броеви на вртежи е сведен да е репрезент на висината на лопатката, каде се гледа кој профил колкаво учество би имал во лопатката (сл.7.82).



Сл.7.82 Поделба на учеството на профилите во лопатката според учинокот на зоните на проширување

Од дијаграмот се гледаат зоните на учество на одделните униформни лопатки. Оттука се започнува со делење на лопатката по висина, по учинок на профил што се очекува да се добие. Се добиваат 8 точки на поделба, кои за дадениот број на вртежи даваат максимална ефикасност, според рангот на броеви на вртежи што се испитува. Две работни точки припаѓаат на лопатката со деформација излезниот раб (+)10, три точки на симетричната лопатка и три точки на лопатката со колинеарна тетива (-)4ROT. Висината на спроводниот апарат е  $B_0 = 60[mm]$ , па така процентуално од висината, профилот со (+)10 степени на

излезната висина е 25% од лопатката т.е. 15 [mm], симетричниот и колинеарниот ротиран профил учествуваат со по 37.5% односно по 22.5[mm] од висината, поединечно.



на вртежи



Сл.7.84 Споредба на карактеристиките по редуциран проток

Според резултатите може да се забележи дека доаѓа до опаѓање на ефикасноста, и поблаг наклон на карактеристиката во насока на зголемен број на вртежи, што покажува дека заротираната лопатка (-)4ROT во таа зона успева да влијае на карактеристиката. Доаѓа до појава на скалеста промена на карактеристиката пред локалниот оптимум, што покажува мала доза на константност на работното подрачје во таа зона. Во насока на намален број на вртежи, карактеристиката опаѓа, што покажува дека профилот (+)10 во коренот на лопатката недоволно ја опфаќа зоната на намален број на вртежи.



Од добиените резултати може да се види дека неуниформната лопатка на Конфигурација 5 во споредба со Моделот SYM дава подобри перформанси при работа со променлив број на вртежи. За број на вртежи од  $n = 0.8n_{nom}$ , конфигурацијата 5 покажува зголемена ефикасност од сса. 1 [%] и за  $n = 1.2n_{nom}$  од сса. 2 [%]. Оптималната зона на Конфигурација 5 е намалена за сса. 0.4 [%].

Споредбата на редуцираните карактеристики покажува дека има смалување на површините под кривата, кон број на вртежи од сса. -2.9 [%] и кон проток од сса. -4,3 [%].



$$A_{n_{ed_5}} = 0.0068 [-] < A_{n_{ed_{sym}}} = 0.007 [-]$$
  
 $A_{Q_{ed_5}} = 0.0045 [-] < A_{Q_{ed_{sym}}} = 0.0047 [-]$ 

Сл.7.85 Споредба на редуцираните карактеристики

Направена е споредба на струјните слики на оваа конфигурација со целосно симетричната лопатка. На сл.7.86 се забележува одлепување на флуидната струја на градната страна на лопатките, при  $n = 1.15n_{nom}$ , што не дава повишување на ефикасноста во таа зона и е идентична споредено со симетричната.



Сл.7.86 Релативни струјници на влез во работното коло при  $n = 1.15n_{nom}$ (Модел (-)4ROT-SYM-(+)10) Z1 – Корен на лопатка Z2 – Врв на лопатка Z2 – Врв на лопатка



Z1 – Корен на лопатка

Z0 – Средина на лопатка

Z2 – Врв на лопатка

#### 7.3.6. Конфигурација 6

Оваа конфигурација претставува модификација на конфигурацијата 5, со замена на профилот со закривен излезен раб од (+)10 степени на (+)15 степени, со цел да се добие покривање на зоната при намален број на вртежи.



Сл.7.88 Шема на лопатките



иа вртежи на карактеристиките на вртежи

Сл.7.89 Споредба на карактеристиките по редуциран проток

Според резултатите се добива дека додатната деформација на излезниот раб придонесува за корекција на ефикасноста и промена на карактеристиката за намален број на вртежи. Од друга страна пак, незначително мало опаѓање на ефикасноста се добива при зголемен број на вртежи. На сликите на струењето (сл.7.91) може да се забележи како влијае додатното закривување на излезниот раб, споредено со претходниот модел. Се добива одлепување, но намалено, па затоа доаѓа до пораст на ефикасноста во таа зона, споредено со претходниот модел.



Од добиените резултати може да се види дека неуиниформната лопатка на Конфигурација 6 во споредба со Моделот SYM дава подобри перформанси при работа со променлив број на вртежи. За број на вртежи од  $n = 0.8n_{nom}$ , конфигурацијата 6 покажува зголемена ефикасност од сса. 1 [%], за  $n = 0.85n_{nom}$  покажува зголемена ефикасност за сса. 0.6 [%] и за  $n = 1.2n_{nom}$  за сса. 0.75 [%]. Оптималната зона при  $n = n_{nom}$  кај Конфигурација 6 се намалува за сса. 0.5 [%].



Сл. 7.91 Релативни струјници на влез во расотно коло при  $n = 0.8n_{nom}$ A) МоделВ) МоделС) Модел (+)10(+)15-SYM-(-)4ROT(-)4ROT-SYM-(+)10С) Модел (+)10Z1 – Корен на лопатка (+)15Z0 – Средина на лопатка (+)10за споредба



Според дијаграмот за пад на статичкиот притисок, може да се забележи дека последните два модела споредено со симетричната референтна лопатка имаат скоро идентичен пад на статичкиот притисок, а зголемен пад на тоталниот притисок (енергијата), што покажува дека недоволно ефикасно ја распределуваат енергијата низ нив. Од друга страна пак, изведени се дијаграми на промена на тоталниот притисок на влез и на излез од работното коло при идентични работни режими, каде се гледа дека скоро и да нема разлика во степенот на размена на енергија.





Според класичните енергетски параметри кои се претставени на дијаграмите, може да се забележи дека турбината како систем, а воедно и колото, независно од типот на спроводен апарат се однесува идентично. Од таа причина, анализирани се векторите на струење на влез во колото, кои го формираат триаголникот на брзини и пресметани се загубите на влез во колото од ударни струења.



Сл.7.100 Споредба на апсолутната брзина на влез во колото



Сл.7.102 Споредба на меридијанските брзини на влез во колото



Сл.7.101 Споредба на периферната брзина на влез во колото



Сл.7.103 Споредба на релативната брзина на влез во колото


Единствени разлики во пресметката на брзинските компоненти на влез во работното коло се појавуваат кај апсолутната и периферната брзина на влез во колото, чии меѓусебни разлики се занемарливо мали. Ова доведува до заклучок дека и со неуниформна лопатка, сите усреднети струјни параметри можат да се доведат подеднакво исто како и со користење на симетрична лопатка. Разликата во ефикасноста по интензитет, како и по облик, може да се забележи дека во овој случај зависи во главно од падот на тоталниот притисок низ решетката, како и од други струјни феномени кои треба да се испитаат, како на пример дали одведувањето на струјата од спроводниот апарат е во вртежна состојба, поради разноликоста на профилот на лопатката по висина.

### 8. Заклучоци и препораки за понатамошна работа

Анализата при работа со променлив број на вртежи кај турбините, воопшто не претставува едноставна задача, која воедно е мултидисциплинарна и изискува многу повеќе истражувања, физички мерења како и реални услови на работа на хидроцентралите на тој принцип, за да се добијат поголеми искуства во оваа област. Иако навидум електро опремата дозволува ваков тип на работа на турбините, самата турбина и струењето кое се креира при вакви услови претставува тема која продолжува да се развива, како во насока на работното коло, така и кај спроводниот апарат и останатите турбински делови.

Во оваа докторска дисертација е направен исчекор кон дефинирање на значењето на спроводниот апарат кај хидраулична турбина со променлив број на вртежи. На овој начин се дава придонес во недоволно опсежната литература, посебно за кружните решетки кои се користат како спроводни лопатки.

Неколку чекори се преземени за стигнување до главната цел, а тоа е анализата на неуниформни лопатки и како тие влијаат на карактеристиката на турбината при промена на бројот на вртежи. На почетокот се изведени основните математички релации кои го опишуваат струењето во меѓупросторот на колото и спроводните лопатки, со кратка анализа на тоа што значи променлив број на вртежи, од кинематски и енергетски аспект.

Во глава 3, користејќи ја основата на изведените законитости, е реализирано параметрирање на геометријата и нејзин математички опис со цел добивање на најразлични форми на спроводни лопатки, кои се користат во понатамошните анализи. Самиот пристап на дефинирање на геометријата на спроводниот апарат претставува новитет, исто како и дефинирањето на контурите на лопатките, нивното профлирање кое е директно зависно од потребните вектори на струење позади решетката, за определена работна точка на турбината, вметнато во програмски код.

Поставувањето на нумеричкиот модел за CFD симулациите е врз база на референтен модел на високопритисна Францис турбина (Францис 99) испитана во Лабораторија на NTNU, кој претставува скалиран модел на турбина од Хидроцентралата Токе во Норвешка. Овој модел е искористен во анализите и со него се дефинираат водењето на симулациите во понатамошните излагања.

На овој начин се создадени услови за испитување на најразлични геометрии на спроводни лопатки со цел да се дефинираат неколку ограничувања во самиот дизајн. Влијанието на чекорот, светлиот отвор или густината на решетката, е истражено по пат на симулации, за на крај да се дефинира една поволна геометрија на лопатки на која посебни геометриски девијации и се извршени за добивање на неуниформно профилирани лопатки. Во глава 6, освен наведените анализи, се донесува еден многу значаен заклучок во врска со начинот на поставување на лопатките, а тоа е дека тетивата на лопатките треба да е колинеарна со аголот на излезниот раб на лопатката, односно со аголот кој треба да се соопшти на струењето на колото за дадената работна точка. Секоја дизајнирана лопатка која ќе отстапува од овој критериум, истовремено излегува од оптималната зона на исполнување на струјните услови. Воведувајќи го овој критериум за дизајн на спроводните лопатки, се

дава и насока за идните проектанти како да се пристапи на спроводнот апарат, без да се лута низ најразлични позиции на лопатката.

Користејќи ги сите заклучоци од претходните поглавја, пристапено е кон дефинирање на неуниформно профилирани лопатки. Појдовната геометрија е симетричен профил на лопатка, бидејќи е едноставен како геометрија и врз основа на него се правени сите геометриски промени, како на излезниот раб на лопатката, така и на самата тетива на лопатката, при што се постигнува колинеарност со струењето.

Анализите покажуваат дека мали промени на лопатката доведуваат до промена – поместување на карактеристиката. Па така идејата е развиена во насока сите тие поединечни промени да се опфатат како една, т.е. една лопатка - комбинација од профили која би ги покрила овие поместувања и се добива групна карактеристика, со малку опадната ефикасност во зоната на оптимумот, но со проширена работна зона.

Промените на геометријата на профилот даваат еднозначни решенија, поместена карактеристика во насока на зголемен или намален број на вртежи и појава на локален оптимум во таа зона. Притоа, хидраулички поволна слика се добива во тие зони, каде основната лопатка не го обезбедува тоа.

Двојните промени на геометријата, односно геометрија составена од два профила, даваат карактеристика која потпаѓа точно помеѓу парцијалните карактеристики на двата профила поединечно. Исто така даваат поместување на карактеристиката некаде помеѓу двете парцијални карактеристики, истовремено покривајќи ја хидраулички сета таа зона поволно, како по струјна слика, така и по ефикасност, незначително намалена во однос на основниот модел.

Целта која се постигнува е покривање на двете зони, на намален и зголемен број на вртежи. Теоретски, а и интуитивно, според резултатите кои што се прикажани е да лопатката се формира од три профили по висина за да го покрие работното подрачје. Анализите на неколку модели покажаа дека карактеристиката се проширува, доаѓа до пораст на ефикасноста при различни броеви на вртежи од номиналниот, а ефикасноста во оптимумот опаѓа. Конфигурациите 3, 5 и 6 составени од три профили, покажуваат дека доаѓа до пораст на ефиксноста при работа со 20% намален број на вртежи, од 0.3% до 1%. Оптималната зона кај овие конфигурации се намалува во однос на базниот модел од 0.2% до 0.75%, и при зголемен број на вртежи за 20%, даваат пораст на ефиканоста од 0.5% до 2%.

Воглавно, сите карактеристики кои се добиени потпаѓаат под влијание на главната лопатка оформена од симетричен профил. Тоа дава груб заклучок дека симетричен профил е поволен за овие работни услови и ги покрива сите зони на броеви на вртежи. Парцијални сегменти од лопатките некаде ги исполнуваат струјните услови при определен број на вртежи, но сликата која се добива е дека сите три профили по висина, си влијаат еден на друг, со тоа што на излез од спроводниот апарат се формира тежинско струење со еден агол на насоченост, слично на тоа како да е поставена еднозначна таква лопатка, но со полоши перформанси при номинален број на вртежи, а подобри при различен број на вртежи, како и на пример поголеми загуби во самиот спроводен апарат. Еден од заклучоците при надградба на ова истражување е во врска со самиот модел кој е референтен, а тоа високопритисната турбина Францис 99. Сите анализи на турбини со променлив број на вртежи, кои се напоменати во воведните глави, укажуваат дека поголем бенефит од оваа техника би имале нископритисните Францис турбини. Исто така, како турбинска конструкција и тип на турбина, Францис 99 е дизајнирана за многу мали чекори на отворање на лопатките и тесни простори на маневар на истите, каде со само од  $1 \div 2$  [°] промена на позицијата на лопатката, протокот може да се смени за 10 до 15%. Се заклучува дека истите анализи е потребно да се изведат и за нископритисен тип на Францис турбина со проверена карактеристика, за да може да се увиди ефектот на неуниформни лопатки на спроводниот апарат. Во главно, кај тие турбини конструктивно гледано, спроводната лопатка се карактеризира со поголема висина, струењето кое се креира позади спроводните лопатки е потенцијално хеликоидално и се добива можност за поголема манипулација на профилите на лопатката по висина, а истовремено и по агол на насочување на стреуњето, бидејќи овие турбини работат со многу поголеми агли на отвореност.

Идејата секако се покажува како оправдана. Ефектите се постигнуваат кај сите неуниформно профилирани лопатки, повеќе или помалце, каде се гледа дека при променет број на вртежи, поединечните зони прават ефикасно струјно исполнување на колото, со намалени одлепувања и проширување на зоната. Се заклучува дека теоријата која е поставена во ова истражување дека променливиот број на вртежи, од кинематска гледна точка на струењето бара различен распоред на векторите во празниот просторот помеѓу колото и спроводниот апарат и е возможно тоа да се постигне преку излезниот раб на спроводната лопатка. Со тоа, се дефинира и самото влијание на спроводниот апарат врз карактеристиката на турбината, се покажува дека може да ја поместува и менува, факт на кој досега во практиката не му се обрнувало значително внимание.

Понатамошните истражувања можат да одат во неколку насоки. На пример, да се направи оптимизација на неуниформната лопатка, секој поединечен нејзин пресек по висина да дава иста хидраулична карактеристика, а различно насочување на флуидната струја. Тука спаѓаат варијации по должина на профилите во пресеците, како и нивно процентуално учество во самата лопатка, што се очекува даде енергетско балансирање на струењето во спроводниот апарат.

Друга насока, која произлегува од добиените резултати, е да се анализираат спроводни лопатки со можност за варијации на излезниот раб и негова ротација. Идејата веќе постои кај авионските крила чиј крај се извлекува и вовлекува, и се ротира околу точка, само во овој случај би се искористил тој ефект за насочување на струењето према потребниот агол за потребниот број на вртежи.

Трета можност е развивање на дворедни решетки. Првиот ред да е составен од лопатки кои ќе бидат проектирани за номиналната работна точка и така поставени, а вториот ред да врши корекција на насочувањето на струјата, при промена на бројот на вртежи и постигнување на потребните услови. И конечно четвртата насока, повеќе како идеја, доаѓа од напоменатото истражување во воведниот дел, а тоа е со испуштање на водени млазови од излезните рабови на лопатките. Снабдувањето на млазот со притисок доаѓа од притисниот цевковод пред турбината, па така од истата количина на вода која е потребна, би се искористила за подобрување на струењето во просторот помеѓу спроводниот апарат и работното коло. Се очекува да подводните млазови кои имаат многу поголема брзина на струење споредено со брзината помеѓу две спроводни лопатки, да направат струјна завеса и дополнително да го насочат струењето со потребниот интензитет и насока.

Наведените предлози и насоки за понатамошна работа сепак базираат на главната идеја, а тоа е дека при промена на бројот на вртежи, се менува практично работната точка, т.е. се добива нова хидраулична состојба, нов распоред на векторите, со нови интензитети и насоки, која треба да се постигне во меѓупросторот на колото и спроводните лопатки, за ефикасна работа на самата турбина и покривање на таа работна зона, независно од начинот на кој тоа би се постигнало. За дефинирање во која насока да се оди во понатамошните истражувања, потребни се анализи на сите овие предлог решенија, како енергетски, така и техно-економски, да се види кое решение дава најдобри хидродинамички услови кај турбината со променлив број на вртежи, кое решение најдобро ја опфаќа зоната на предвидена работа, исто така во зависност од условите на работа на хидроцентралата, колку време и како би работела во ваков режим, да се види кое решение задоволува, а истовремено да е економски исплатливо на подолг период.

## 9. Користена литература

- [1] Marius Siemonsmeier et. all Three European Energy Scenarios (Hydropower Providing Flexibility for a Renewable Energy System – HydroFLEX Report, December 2018)
- [2] Iliev I., Trivedi C., Dahlhaug O. G. (2019) Variable-speed operation of Francis turbines: A review of the perspectives and challenges. Renewable & Sustainable Energy Reviews. vol. 103.
- [3] Farell C. et. all Hydromechanics of variable speed turbines (Minnesota, 1983)
- [4] Marija Lazarevikj, Filip Stojkovski, Valentino Stojkovski, Zoran Markov Small scale variable speed Francis turbines: possibilities and challenges (Energetika 2020)
- [5] Topazh G. I. Lopastny gydromashini i gydrodynamichesky peredachi Osnovi rabochego procesa i rascheta gydroturbin (St. Petersburg, Publishing House of the Polytechnic University, 2011)
- [6] Krivchenko G. I. Hydraulic Machines Turbines and Pumps (Moscow, 1986)
- [7] Barlit V. V. Gidravlichesky turbini (Kiev, 1977)
- [8] V.B. Andreev Spravochink po gydroturbinam (Leningrad, 1984)
- [9] N.N. Kovalev Proektirovanie gydroturbin (Leningrad, 1974)
- [10] J.R. Wilhelmi Adjustable Speed Hydro Generation
- [11] G. P. Heckelsmueller Application of variable speed operation on Francis turbines (DOI: http://dx.doi.org/10.15446/ing.investig.v35n1.44995)
- [12] A. Borghetti Maximum Efficiency Point Tracking for Adjustable-Speed Small Hydro Power Plant
- Bortoni, E.; Souza, Z.d.; Viana, A.; Villa-Nova, H.; Rezek, Â.; Pinto, L.; Siniscalchi, R.;
   Bragança, R.; Bernardes, J., Jr. The Benefits of Variable Speed Operation in Hydropower
   Plants Driven by Francis Turbines. *Energies* 2019, 12, 3719. https://doi.org/10.3390/en12193719
- [14] Sh. I. Abubakirov Performance Optimization Of Hydraulic Turbine By Use Of Variable Rotating Speed (Translated from Gidrotekhnicheskoe Stroitel'stvo, No. 2, February 2013, pp. 2 – 8.)
- [15] E.H. Sundfør Design and operation of a Francis Turbine with Variable Speed Capabilities (Master Thesis, NTNU 2017)
- [16] A. Nordvik Variable speed operations of Francis Turbines (Master Thesis, NTNU 2019)
- [17] I. Iliev et. all Optimization of Francis Turbines for Variable Speed Operation Using Surrogate Modeling Approach (ASME Journal of Fluid Engineering, 2020)
- [18] Erik Tengs Fully automated multidisciplinary design optimization of a variable speed turbine (doi:10.1088/1755-1315/774/1/012031)
- [19] B.J Lewins Wicket gate trailing-edge blowing: A method for improving off-design hydroturbine performance by adjusting the runner inlet swirl angle (27th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems (IAHR 2014) doi:10.1088/1755-1315/22/1/012021
- [20] Sailesh Chitrakar et al. Numerical investigation of the flow phenomena around a low specific speed Francis turbines guide vane cascade (doi:10.1088/1755-1315/49/6/062016)
- [21] Thapa BS, Trivedi C, Dahlhaug OG. Design and development of guide vane cascade for a low speed number Francis turbine. Journal of Hydrodynamics, Ser B. 2016;28(4):676-89. http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1001605816606480

- [22] Yu Chen et al. Sediment Erosion Characteristics and Mechanism on Guide Vane End-Clearance of Hydro Turbine (Appl. Sci. **2019**, 9, 4137; doi:10.3390/app9194137)
- [23] Gnanasekaran KishorKumar et al Influence of guide vane clearance on internal flow of medium specific speed Francis turbine (doi:10.1088/1755-1315/240/2/022056)
- [25] K. Çelebioğlu Numerical investigation of the effects of design parameters on hydraulic turbine guide vane design (doi: 10.5505/pajes.2019.70850)
- [26] W W Zhang et al. Influence of double-row guide vane cascade on performance of a Francis turbine (doi :10.1088/1755-1315/163/1/012093)
- [27] C Devals et al. CFD-based casing and distributor hydraulic design optimization (doi:10.1088/1755-1315/240/2/022033)
- [28] I Iliev, C Trivedi and O G Dahlhaug Simplified hydrodynamic analysis on the general shape of the hill charts of Francis turbines using shroud-streamline modeling (IOP Conf. Series: Journal of Physics: Conf. Series 1042 (2018) 012003 doi :10.1088/1742-6596/1042/1/012003)
- [29] Stojkovski F., Markov Z., Kostikj Z. Design of radial blade cascades using parametrization and correlation of geometry and flow parameters (International Conference COMETa, pp. 274-284)
- [30] Stojkovski F., Markov Z., Stojkovski V. CFD Study of Radial Guide Vane Cascade with Convex and Concave Blade Sets for Variable Speed Francis Turbines (The 5th international conference – Mechanical Engineering in XXI century – MASING 2020, pp. 109-114)
- [31] Smirnov I. N. Gydravlichesky turbini i nasosi (Moscow, 1969)
- [32] Gerov, V. Vodni Turbini; State Publishing "Tehnika": Sofia, Bulgaria, 1973.
- [33] Lewis, R.I. Vortex Element Methods for Fluid Dynamic Analysis of Engineering Systems; Cambridge University Press: Cambridge, UK, 2005
- [34] Miroslav Benišek Hidraulične turbine (Mašinski Fakultet Beograd, 1998)
- [35] Dr Zoran Stefanović Aeroprofili (Mašinski Fakultet Beograd, 2005)
- [36] T. Melin Parametric Airfoil Catalog (Part 1&2, March 2013)
- [37] Senay Baydas & Bulent Karakas (2019) Defining a curve as a Bezier curve, Journal of Taibah University for Science, 13:1, 522-528, DOI: <u>10.1080/16583655.2019.1601913</u>
- [38] BS 1042: Section 2.4. (1989) Measurement of fluid flow in closed conduits (Part 2. Velocity-area method)
- [39] IEC 60193 Hydraulic turbines, storage pumps and pump-turbines Model acceptance tests
- [40] ANSYS FLUENT Theory Guide (November, 2013)
- [41] Tomislav Bundalevski Mehanika na Fluidite (Skopje, 1992)
- [42] Trivedi, C.; Dahlhaug, O.G.; Storli, P.T.S.; Nielsen, T.K. Francis-99 Workshop 3: Fluid structure interaction. J. Phys. Conf. Ser. **2019**, 1296, 011001.
- [43] Stojkovski, F.; Lazarevikj, M.; Markov, Z.; Iliev, I.; Dahlhaug, O.G. Constraints of Parametrically Defined Guide Vanes for a High-Head Francis Turbine. Energies 2021, 14, 2667. https://doi.org/ 10.3390/en14092667
- [44] Filip Stojkovski, Zoran Markov Influence of Particular Design Parameters of Radial Guide Vane Cascades on their Hydraulic Performance at Variable Speed Operated Francis Turbines (Energetika 2020)
- [45] Filip Stojkovski, Marija Lazarevikj, Zoran Markov Parametric Design Tool for Development of a Radial Guide Vane Cascade for a Variable Speed Francis Turbine (30th

IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems, doi:10.1088/1755-1315/774/1/012112)

- [46] Francis 99 Turbine Model Test Program (NTNU, Ch.16)
- [47] Hiroshi T. Vibration Behavior and Dynamic Stress of Runners of Very High Head Reversible Pump-turbines (DOI: 10.5293/IJFMS.2011.4.2.289)
- [48] Abbot I. H. National Advisory Committee for Aeronautics Summary of airfoil data (Report no. 824, 1945)
- [49] Rouse H. Elementary Mechanics of Fluids (Dover Publications Inc. New York, 1946)
- [50] Lazarevikj, M., Stojkovski, F., Markov, Z., Iliev, I., Dahlhaug, O. G., Parameter based tool for Francis turbine guide vanes design using coupled MATLAB - ANSYS approach, J.sustain. dev. energy water environ. syst., 1090410, DOI: https://doi.org/10.13044/j.sdewes.d9.0410
- [51] Koirala R. et al. Effect of Guide Vane Clearance Gap on Francis Turbine Performance (Energies 2016, 9, 275; doi:10.3390/en9040275)
- [52] Ujjwal Shrestha et al. A CFD-Based Shape Design Optimization Process of Fixed Flow Passages in a Francis Hydro Turbine (Processes 2020, 8, 1392; doi:10.3390/pr8111392)
- [53] Thapa BS, Dahlhaug OG, Thapa B., Flow measurements around guide vanes of Francis turbine: A PIV approach, J. Renewable Energy, 2018, vol 126, pp 177-188 https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0960148118303537
- [54] Tong Zheming et al. Investigating the Performance of a Super High-head Francis turbine under Variable Discharge Conditions Using Numerical and Experimental Approach (Energies 2020, 13, 3868; doi:10.3390/en13153868)
- [55] Trivedi C., Michel J. C., B. K. Gandhi Investigation of a High Head Francis turbine at Runaway Operating Conditions (Energies 2016, 9, 149; doi:10.3390/en9030149)
- [56] Milun B. & Svetislav S. Osnove Turbomašina (Naučna knjiga Beograd, 1990)
- [57] Alan J. Wadcock Simple turbulence models and their application to boundary layer separation (NASA Contractor Report 3283, May 1980)
- [58] Robert W. Kermeen Water Tunnel Tests of NACA 4412 and WALCHNER profile 7 Hydrofoils in non - cavitating and cavitating flows (Hydrodynamics Laboratory, California Institute of technology, 1956)
- [59] D.B.Sannes Pressure Pulsation in a High Head Francis Turbine Operatingat Variable Speed (IOP Conf. Series: Journal of Physics: Conf. Series 1042 (2018) 012005 doi :10.1088/1742-6596/1042/1/012005)
- [60] Zoran Markov, Filip Stojkovski, Marija Lazarevikj Investigation Of The Possibilities For Development Of A Variable Speed Hydraulic Turbine (ZEMAK 2018)

## ПРИЛОГ

# Одбрани трудови објавени на референтни конференции и списанија

1. Stojkovski, F.; Lazarevikj, M.; Markov, Z.; Iliev, I.; Dahlhaug, O.G. Constraints of Parametrically Defined Guide Vanes for a High-Head Francis Turbine. Energies 2021, 14, 2667. https://doi.org/ 10.3390/en14092667

2. Filip Stojkovski, Marija Lazarevikj, Zoran Markov - Parametric Design Tool for Development of a Radial Guide Vane Cascade for a Variable Speed Francis Turbine (30th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems, doi:10.1088/1755-1315/774/1/012112)

3. Filip Stojkovski, Zoran Markov - Influence of Particular Design Parameters of Radial Guide Vane Cascades on their Hydraulic Performance at Variable Speed Operated Francis Turbines (Energetika 2020)





## Article Constraints of Parametrically Defined Guide Vanes for a High-Head Francis Turbine

Filip Stojkovski<sup>1,\*</sup>, Marija Lazarevikj<sup>1</sup>, Zoran Markov<sup>1</sup>, Igor Iliev<sup>2</sup> and Ole Gunnar Dahlhaug<sup>2</sup>

- <sup>1</sup> Faculty of Mechanical Engineering, Ss. Cyril and Methodius University in Skopje, 1000 Skopje, North Macedonia; marija.lazarevikj@mf.edu.mk (M.L.); zoran.markov@mf.edu.mk (Z.M.)
- <sup>2</sup> Waterpower Laboratory, Department of Energy and Process Engineering, Norwegian University of Science and Technology (NTNU), Alfred Getz' Vei 4, 7034 Trondheim, Norway; igor.iliev@ntnu.no (I.I.); ole.g.dahlhaug@ntnu.no (O.G.D.)
- \* Correspondence: filip\_stojkovski@outlook.com; Tel.: +389-707-633-45

**Abstract:** This paper is focused on the guide vane cascade as one of the most crucial stationary sub-systems of the hydraulic turbine, which needs to provide efficient inflow hydraulic conditions to the runner. The guide vanes direct the flow from the spiral casing and the stay vanes towards the runner, regulating the desired discharge. A parametric design tool with normalized geometrical constraints was created in MATLAB, suitable for generating guide vane cascade geometries for Francis turbines. The goal is to determine the limits of these constraints, which will lead to future faster prediction of initial guide vane configurations in the turbine optimal operating region. Several geometries are developed using preliminary design data of the turbine. This research is part of the Horizon-2020—HydroFlex project led by the Norwegian University of Science and Technology (NTNU), focusing on the development of a flexible hydropower generation.

Keywords: guide vanes; parametric design; Francis turbine; CFD

#### 1. Introduction

Hydropower, as a part of the family of renewable energy sources, is an active engineering and scientific field which focuses on optimization of the entire energy transformation process so as to attain more efficient, flexible, and reliable electricity generation. Increased electricity demands for balancing and, sometimes, temptingly high profit margins for off-design operation have pushed hydroturbines to their structural limits. The turbines are being operated at unfavorable loads, which has raised concerns and challenged the existing design philosophy. The critical requirements for modern turbines are high efficiency and stability over the wide operating range. Increasing flexibility in energy production from hydropower plants is a task demanded by the hydropower sector in Europe and worldwide, especially in off-design operation conditions of the turbines. The turbines need to operate with more start–stop cycles and high ramping rates. Variable-speed operation of Francis turbines is seen as an alternative solution to achieve high ramping rates and more efficient energy production in off-design operating conditions [1–3].

As a part of the HydroFlex project, the goal of this research is to develop a robust parametric tool for the generation of radial guide vane cascades for low specific speed Francis turbines. In this case, the open Francis-99 turbine geometry was used as a reference, and the tool was developed and further tested for this particular geometry [1]. However, the research shows that the applied methods can be generalized and used for various types of high-head Francis turbines as well.

Due to confidentiality, it is very hard to get to the turbine design approaches used by the manufacturers, which makes it difficult for researchers to engage their skills and knowledge in evaluating the turbine designs. Computational fluid dynamics (CFD) is



Citation: Stojkovski, F.; Lazarevikj, M.; Markov, Z.; Iliev, I.; Dahlhaug, O.G. Constraints of Parametrically Defined Guide Vanes for a High-Head Francis Turbine. *Energies* 2021, *14*, 2667. https://doi.org/ 10.3390/en14092667

Academic Editor: Cécile Münch-Alligné

Received: 18 March 2021 Accepted: 28 April 2021 Published: 6 May 2021

**Publisher's Note:** MDPI stays neutral with regard to jurisdictional claims in published maps and institutional affiliations.



**Copyright:** © 2021 by the authors. Licensee MDPI, Basel, Switzerland. This article is an open access article distributed under the terms and conditions of the Creative Commons Attribution (CC BY) license (https:// creativecommons.org/licenses/by/ 4.0/). generally used for the design of turbine passages and for evaluation of the hydrodynamic behavior of the entire machine. Combining CFD with parametrically defined guide vanes, numerical calculations for different cascade configurations are performed with the goal to identify the limits of the guide vane design procedure for high-head Francis turbines, in this case, the zone of best efficiency operation of the turbine, taken as a starting point for the design. The limits of the geometrical parameters are further used to propose an optimization objective in the narrow range, and to improve the tool in MATLAB for guide vane cascade configuration development.

#### 2. Geometry Description

Figure 1 shows the main geometrical parameters that are considered for the development of the guide vane cascade [4–8]. Primarily, the goal is to estimate the ranges for these parameters under the design conditions of the turbine.



**Figure 1.** Radial cascade geometry parameters: (**a**) Geometrical scheme representation; (**b**) description of geometrical parameter symbols.

As Figure 1 shows, all geometrical parameters are obtained in relation to the turbine's center of rotation. Their values are defined according to the turbine runner inlet diameter, inlet height, rotational speed, and design flow rate and head. All of these geometrical constraints are further generalized to obtain a "non-dimensional" guide vane cascade [9].

The main geometrical parameters of the guide vanes include the guide vane outlet circumference radius *Ro*. It represents the distance from the blades' trailing edges to the runner inlet edges in the turbine design conditions, which, in this case, is the best efficiency point. It is represented as a ratio from the runner inlet radius as:

$$\frac{R_o}{R_1} = C_{Ro}.$$
 (1)

The guide vane inlet circumference radius *Ri* represents the cascade inlet circle. The vanes' hydraulic profiles are positioned between these radii. The inlet radius is represented as a ratio of the guide vane outlet radius as:

$$\frac{R_i}{R_o} = C_{Ri} . (2)$$

A fixed point (starting point) of the chord line is selected on the guide vane outlet radius, indicated as Point A. The point where the chord line begins is on the top of the guide vane inlet radius, noted as Point B, as shown in Figure 2. A rotation of the chord line is introduced around the turbine rotation axis to place the chord line between the guide vane radii by rotating the top Point B positioned on the inlet radius. For an arbitrary number of blades in the cascade, noted as Zgv, the blades angular distribution will be:

$$\varphi_{gv} = \frac{360}{Z_{gv}},\tag{3}$$

and the normalized (relative) wrap angle of the chord line will be the ratio of the actual wrap angle  $\varphi$  and the blades' angular distribution  $\varphi gv$ :

$$\varphi_N = \frac{\varphi}{\varphi_{gv}}.$$
 (4)



¢

Figure 2. Radial cascade development: (a) Chord line positioning; (b) angular normalization.

The chord line forms an angle  $\delta$  with the cascade outlet diameter; the angle shows the leaning of the chord line towards the outlet.

The chord length, indicated as L, represents the actual blade length, and according to the selected number of blades Zgv, a cascade pitch is formed, marked as t, to obtain the cascade density, as the ratio between the length and the pitch:

$$\frac{L}{t} = \frac{L}{\frac{2R_x\pi}{Z_{gv}}},$$
(5)

where the pitch *t* is calculated according to the axis radius *Rx* where the blades are assumed to be pivoted. In this initial case, as the pivot point location is not observed, the axis radius is calculated as the average radius between the inlet and outlet circumference:

$$R_x = \frac{R_i + R_o}{2}.$$
 (6)

For the obtained position of the chord line, a simplified calculation is made for the velocity triangles at the guide vane inlet and outlet. According to the free-vortex theory [9–12], where the circulation remains constant in the vaneless space, the flow velocity and its radial and tangential components are obtained, yielding the flow direction that the guide vanes need to achieve. Deriving from the Euler turbine equation, the needed inflow angle at the turbine design point is obtained as:

$$tg\alpha_1 = \frac{n_d}{60} \frac{Q_d}{B_{r1}gH_n} , \qquad (7)$$

where  $n_d$  is the design rotational speed, Qd is the design flow rate, Hn is the design net head,  $Br_1$  is the runner inlet height, and g is the gravitational acceleration. According to this, the runner inlet velocity triangle is obtained. The angle  $\alpha_0$  in Figure 1 is the cascade outlet flow angle which needs to be developed, and it slightly differs from the absolute velocity angle  $\alpha_1$  at the runner inlet, due to the free-vortex effect in the vaneless space. The radial cascade outflow conditions are guided from the outlet velocity and its components in a radial (which represents the flow rate) and the tangential (which represents the circulation) manner. The free-vortex law which preserves in the vaneless space is transferred from the runner inlet to the guide vane outlet, with respect to the change of the radial distance as:

$$v_{ou} = c_{1u} \frac{R_1}{R_o}$$
, (8)

where  $v_{ou}$  represents the tangential velocity component of the guide vanes and  $c_{1u}$  is the tangential velocity at the runner inlet. The radial velocity component is directly influenced by the turbine flow rate at certain radial distance, with respect to the cascade height  $B_{gv}$  as:

$$v_{or} = \frac{Q_d}{2R_o\pi B_{gv}}.$$
(9)

The vector sum of these two components gives the outlet velocity of the cascade:

$$\vec{v_o} = \vec{v_{or}} + \vec{v_{ou}} , \qquad (10)$$

and it has an angle  $\alpha_o$  at the cascade outlet:

$$tg\alpha_o = \frac{v_{or}}{v_{ou}}.$$
 (11)

The inflow angle to the guide vanes is pre-defined from the spiral casing and the stay vanes of the observed turbine. These calculated flow angular directions are enclosing angles with the chord line, shown in Figure 3, from which a polynomial equation is derived and the camber line *yc* of the blades can be calculated as follows [13]:

$$y_c = Ax^3 - Bx^2 + Cx , (12)$$

where *x* represents the non-dimensional chord length. The following relations for the coefficients of the equation are obtained:

$$B = tg(\beta_{o}) + 2tg(\beta_{i}); A = B - tg(\beta_{i}); C = tg(\beta_{i}),$$
(13)

where  $\beta o$  is the enclosed outflow angle and  $\beta i$  is the enclosed inflow angle with the chord line. This shows that the camber-line polynomial equation coefficients are strictly dependent from the flow angles which are enclosed with the chord line. This equation is developed to obtain hydrofoils with a reflexed camber-line, if needed [13]. After obtaining the camber-line, a Bezier curve is developed for the thickness distribution, where the curve weights are selected in the range of several recommended hydrofoil configurations. The idea was to enable changes in the location of maximal thickness of the blade and to include it into the optimization procedure. The Bezier parametrized points are calculated as [14]:

$$B(t) = \sum_{i=0}^{n} \binom{n}{i} (1-t)^{n-i} t^{i} P_{i}; \binom{n}{i} = \frac{n!}{i!(n-i)!}$$
(14)

where *n* represents the number of parameters (weights) and  $P_i$  are the adopted parameters for thickness distribution development of the blade.



**Figure 3.** Development of a hydrofoil blade: (a) Calculated velocity flow angles enclosed with the chord line (scheme); (b) Bezier thickness distribution and camber-line used for developing a hydrofoil.

The opening between two blades  $a_o$ , presented in Figure 1, shows particular difficulty for geometrical parametrization. In this case, the opening is observed afterwards as a relative parameter  $a_{oN}$  in a ratio to the chord length, and it is further investigated as an obtained result of:

$$a_{oN} = \frac{a_o}{L} \tag{15}$$

#### 3. Turbine Inputs and Developed Guide Vane Configurations

The developed guide vane configurations correspond to the previous geometrical explanations and flow considerations. The turbine inputs, which are crucial for the initial design, are given in Table 1. The following parameters represents the Francis-99 turbine model installed at the Waterpower Laboratory at NTNU [15], for which, from the model hill chart, the following values have been adopted:

Description	Symbol	Unit	Value
Net head	$H_n$	(m)	11.2
Design flow rate	$Q_d$	(m <sup>3</sup> /s)	0.2
Design rotational speed	$n_d$	(rpm)	333.33
Runner inlet diameter	$D_{r1}$	(m)	0.62
Runner outlet diameter	$D_{r2}$	(m)	0.349
Guide vane height	$B_{gv}$	(m)	0.06
Speed factor (IEC60193)	n <sub>ed</sub>	(-)	0.185
Discharge factor (IEC60193)	$Q_{ed}$	(-)	0.1567

Table 1. Turbine input parameters.

According to the turbine inputs, several guide vane configurations were developed within the available space of the examined turbine. Changes were made in the guide vane geometries by analyzing the relative position of the guide vane outlet diameter from the runner *Cro*, their inlet diameter relative to the outlet diameter *Cri*, blade chord wrap angle  $\varphi$ , and number of blades *Zgv*. The hydrofoil profile thickness distribution function was fixed, but the overall shape changes as the camber-line changes, with the chord wrap angle  $\varphi$  and *Cri*. The thickness to length ratio is also kept constant. The following configurations are presented in Figure 4.

Combination (-)	Zgv (-)	fi_N (-)	L/t (-)	ao/L (-)
1	32	1.42	1.575	0.079
2	28	1.24	1.378	0.111
3	26	1.16	1.28	0.135
4	24	1.07	1.181	0.167
5	32	1.42	1.579	0.085
6	28	1.24	1.382	0.119
7	26	1.16	1.283	0.145
8	24	1.07	1.184	0.179
9	32	1.42	1.497	0.091
10	28	1.24	1.31	0.128
11	26	1.16	1.216	0.155
12	24	1.07	1.123	0.191
13	32	1.42	1.459	0.098
14	28	1.24	1.277	0.137
15	26	1.16	1.185	0.166
16	24	1.07	1.094	0.204
17	32	1.42	1.496	0.089
18	28	1.24	1.31	0.123
19	26	1.16	1.215	0.148
20	24	1.07	1.122	0.18
21	32	1.42	1.537	0.127
22	28	1.24	1.343	0.166
23	26	1.16	1.248	0.193
24	24	1.07	1.152	0.226
25	32	1.42	1.583	0.156
26	28	1.24	1.384	0.199
27	26	1.16	1.285	0.227
28	24	1.07	1.187	0.262
29	28	1.4	1.456	0.071
30	26	1.3	1.351	0.088
31	24	1.2	1.248	0.111
32	28	1.32	1.383	0.112
33	26	1.23	1.284	0.134
34	24	1.13	1.186	0.162
35	32	1.24	1.3	0.108
36	28	1.09	1.138	0.155
	20	1.01	1.056	0.100



**Figure 4.** Developed guide vane configurations: (**a**) Developed configuration geometrical data; (**b**) schematic representation of the geometry changes and analysis of opening space and overlap section with examples of several developed configurations in MATLAB.

It is evident from Figure 4b that a change of the inlet/outlet radii leads to a change of the chord wrap angle of the blades, which causes the change of the blade length. That results in an increased or decreased opening between the blades, and it also influences their overlap, affecting the cascade density. All the configurations are developed for shock-free inflow conditions of the cascade, and the trailing edge bending angles are developed for shock-free flow entrance into the runner ( $\alpha_0 = \text{const.}$ ), for the given turbine inputs.

The configuration geometries were developed in MATLAB and transferred to AN-SYS Workbench, where the flow domains were created. The mesh was built in ANSYS TurboGrid and assembled with a previously meshed runner of the Francis-99 turbine. The simulations were guided in ANSYS Fluent. The numerical model is simplified to the guide vanes, the runner, and the draft tube cone. The numerical mesh consists of ca. 1.5 million cells, where the runner and the draft tube cone consist of 810 k and 150 k cells, respectively. A zone mesh independence test for the guide vane domain was carried out, observing the total pressure drop through the cascade, for obtaining low deviations of the total pressure in front of the runner, i.e., the guide vane outlet, where a number of cells from 0.4 to 1 million gave a total pressure deviation of  $\pm 2\%$ , so the meshes for the guide vanes were created within the range of 550 k to 650 k cells [–]. Sections of the numerical mesh and the zone mesh independence test are shown in Figure 5.



Figure 5. Numerical mesh: (a) Mesh at the hubs; (b) overall mesh preview; (c) guide vane zone mesh independence test.

In order to obtain the value of the turbine design head, the boundary conditions of the model are inlet and outlet total pressures, where a fixed flow direction is imposed at the inlet. Realizable k- $\varepsilon$  is used as turbulence model, using standard wall functions. The y+ distance for the guide vane blades changes throughout the blades' height, having a growth rate of 1.2. For around 83.3% of the blades' height, the mesh has a y+ range from 3.5 to 30, giving an average value of ~16, so a larger portion of the blade is covered where the flow phenomena are predominant. The other 16.7%, which is near the ends of the blade (the top and low point near the hub and shroud), has a value of y+>30.

The runner of the Francis-99 turbine consists of 15 full blades and 15 splitter blades, which are assumed as "moving walls", along with the runner hub and shroud surfaces, with no slip conditions. The runner domain frame is given motion around the *z*-axis as a "frozen rotor". The guide vane models consist of 24 to 32 blades. The frames are connected to each other via moving reference frame interfaces. The simulations were guided as steady state.

#### 4. CFD Results

As mentioned, the guide vane configurations are developed according to the turbine design point, i.e., the best efficiency point. Other operating points of the turbine are not observed in this analysis because the main goal is to determine the influence of some geometrical parameters towards the design point. The turbine efficiency are calculated according to the IEC 60193 [16] standard, by defining the total pressure differences at the guide vane inlet and the draft tube cone outlet. The variations of the head between the analyzed cases are in the range of  $\pm 3\%$  of the design net head given in Table 1, so they are taken without any correction. The turbine efficiency is calculated as:

$$\eta = \frac{P_m}{P_h} = \frac{T_{num} \cdot \omega}{\rho \cdot g \cdot H_{num} \cdot Q_{num}} [-]$$
(16)

where *Pm* is the mechanical power of the turbine runner developed, calculated as the product of the numerically obtained runner torque *Tnum* and the angular velocity  $\omega$ , divided by the hydraulic available power *Ph* in the system, which is product of the numerically obtained head *Hnum* and flow rate *Qnum*. The combination which results in the highest absolute value for the efficiency from the CFD analysis is normalized as  $\eta = 1$  [–], and all other efficiencies are compared to this value in relative terms. The influences of particular geometrical constraints are represented by 2D contour plots, where the variable geometry parameters are set on the *x* and *y* axis, and the turbine efficiency is presented on the vertical *z* axis, to observe how certain changes of geometrical constraints influence the turbine efficiency. Primarily, a chart of all the combinations is plotted in Figure 6 against relative turbine efficiency to further determine which zones of interest shall be implemented in an optimization algorithm.



**Figure 6.** Relative turbine efficiency for each of the tested combinations described in Figure 4 and the highest and lowest efficiencies for the tested combinations.

Despite the applied theory for designing the guide vanes for all the configurations, some configurations show higher efficiencies and some of them show lower efficiencies. In this analyzed case, the lowest efficiency is obtained for combination 16 and the best for combination 21, both shown in the results of this analysis.

For a given constant number of guide vanes Zgv, the 2D charts presented in Figures 7–10 are obtained, from which it can be seen that a peak of the curve is formed, showing the potential optimization zone when the cascade consists of that number of blades.



**Figure 7.** Results interpretation for Zgv = 32 blades: (a) Cascade density vs. relative turbine efficiency; (b) relative opening vs. relative turbine efficiency; (c) contour plot of (**a**,**b**).



**Figure 8.** Results interpretation for Zgv = 28 blades: (a) Cascade density vs. relative turbine efficiency; (b) relative opening vs. relative turbine efficiency; (c) contour plot of (a,b).



**Figure 9.** Results interpretation for Zgv = 26 blades: (a) Cascade density vs. relative turbine efficiency; (b) relative opening vs. relative turbine efficiency; (c) contour plot of (a,b).



**Figure 10.** Results interpretation for Zgv = 24 blades: (a) Cascade density vs. relative turbine efficiency; (b) relative opening vs. relative turbine efficiency; (c) contour plot of (**a**,**b**).

It can be noted from Figures 7–10 that for a certain number of blades in the cascade, the analyzed density and the opening between the blades change. These geometrical parameters are results of the given cascade configuration. For cascades consisting of 32 blades, the zone of optimal operation lies between densities of 1.35–1.55 and a relative opening to length ratio from 0.075–0.125. For cascades consisting of 28 blades, the zone of optimal operation shifts and, regarding the density, skews in the range of 1.2–1.4 and the relative opening to length ratio ranges from 0.1–0.17. For cascades consisting of 26 blades, the zone shifts towards larger opening to length ratios from 0.125–0.175 and towards smaller cascade densities, in the range of 1.05–1.35. For cascades consisting of 24 blades, the zone shifts as in the previous case in the range of densities from 1.05–1.25 and opening to length ratios from 0.17–0.21.

These charts represent the geometrical constraints which are related to the future development of the guide vanes for high-head Francis turbines, which need to be taken into account. Additionally, a comparison between the ratios of the guide vanes' outlet diameter and inlet diameter is shown in the charts in Figure 11.

From the charts in Figure 11, it can be concluded that as the number of the blades decreases, the optimal zone of guide vane diameter ratios expands. The outlet diameter of the guide vanes, which is related to the runner inlet diameter, has the greatest influence. The guide vane inlet diameter, related to the outlet diameter, changes slightly in the range of 1.09–1.12 for all cases.



**Figure 11.** Results interpretation for guide vane diameters ratios: (a) For Zgv = 32; (b) for Zgv = 28; (c) for Zgv = 26.

An interesting behavior of the chord angle enclosed with the outlet diameter is noticed. Taking into account the outflow angle of the cascade, shown in Figures 1 and 3 as  $\alpha_o$  and calculated in accordance with the Euler turbine equation, the relation can be presented as:

$$\delta_{rel} = \frac{\delta}{\alpha_o} \tag{17}$$

The chart in Figure 12 shows that if this angle varies around the calculated outflow angle, we exit from the optimal operation zone of the turbine. The fitting curve tends towards the calculated cascade outflow angle. This is crucial for further development of the guide vanes and the wrap angle of the blades related to the outflow angle of the cascade, to obtain a cascade which performs well in the design zone.



Figure 12. Relative chord angle to outlet diameter against relative turbine efficiency.

The current obtained ranges will be further implemented in an optimization algorithm, using the ANSYS Design Explorer, to test the design configurations in these limited ranges and to maximize turbine efficiency.

In Figure 13, a comparison between combinations 16 and 21 is made, as these two combinations showed the lowest and the highest efficiencies, shown in Figure 6. The geometrical and flow differences between them are shown throughout CFD post-processed images. The configurations were generated according to equal theory and initial turbine data. Their main differences are the inlet/outlet radius ratio, the number of guide vanes,

and the chord wrap angle, which lead to different cascade densities and different opening spaces between the blades. The blades trailing edge angles in all the cases are constant and derived from the calculations in the MATLAB code, with an expected result of different magnitudes of the slip effects between the configurations. The blades' thickness to length ratio for all cases is constant, maintained at 16% of the blades' length, no matter how long the blades are.



**Figure 13.** CFD post-process of velocity streamlines: (a) Combination 16—streamlines (Cri = 1.1; Cro = 1.075; L/t = 1.456; a/L = 0.071; fi = 1.4; Zgv = 28); (b) combination 21—streamlines (Cri = 1.1; Cro = 1.75; L/t = 1.138; a/L = 0.155; fi = 1.09; Zgv = 26).

From the velocity streamlines, it can be seen that combination 16 does not perform efficient filling of the runner blade inner channel, creating flow separations in the runner, compared to combination 21. For these two cases, a comparison between their velocity profiles was made. The velocity distribution was observed [17] at the guide vanes' outlet radius, between two blades. It can be seen in Figure 14b that the velocity profile of combination 21 is more symmetrical and uniform compared to combination 16 (Figure 14a), plotted against the guide vane relative outlet pitch *to*.



Figure 14. Velocity profile comparison: (a) Combination 16; (b) combination 21.

#### 5. Conclusions

In this paper, an approach for further optimization of the guide vane design for highhead Francis turbines has been presented, by developing several geometries within a design space pre-described by the Francis-99 turbine model from the Waterpower Laboratory at NTNU. First, a MATLAB calculation tool for generating guide vane configurations suitable for Francis turbines was developed; the tool creates plausible cascade geometries according to turbine input data. The free geometry parameters for the final choice of the desired cascade are described and changed in a range which the design space dictates.

Several cascade geometries were developed and tested through CFD simulations for the turbine model in order to obtain the crucial geometrical parameters and their influence on the turbine efficiency, as a way of determining their limits of change which need to be implemented in an automated algorithm for further optimization. In order to obtain the relative values for the system efficiency, the CFD model was simplified and consisted of guide vanes, a runner, and a draft tube cone. All the geometries were developed according to the adopted turbine design point, which is the highest efficiency point, and the analysis was carried out to see how the guide vane configurations deviate from the efficiency around this point.

The results were obtained with curve fitting and surface fitting between two variable parameters and the turbine efficiency, while the third variable parameter was left uncontrolled. This showed how certain geometrical relations, such as inlet/outlet radius, cascade density, guide vanes' opening clearance, chord line wrap angle, etc., within their tight range, influence the turbine efficiency and design flow rate. According to the results, limits for the mentioned geometrical constraints were interpreted for their further development. One of the main conclusions which can be derived from this analysis is the chord leaning angle towards the guide vanes' outlet diameter, which has to be collinear with the cascade outflow angle. This conclusion for the chord leaning angle will be implemented, along with the blade thickness distribution law and the maximal blade thickness location, which were fixed geometrical constraints in this analysis, and they will be separately tested within the further developed optimization.

This approach offers a better understanding for the basic cascade geometrical relations and their influence, especially for high-head Francis turbines, whereas for low-head machines, it is expected that the region of the limits will change, as these machines are inclined towards greater guide vanes' opening angles. Additionally, two optimization objectives can be derived from this analysis, which can be further implemented—one is to maximize the turbine efficiency and the other is to maximize velocity profile uniformity. The second objective comes from the velocity profile comparison, where combination 21 obtained in this analysis shows a more uniform velocity profile towards the turbine runner. Further, an index of asymmetry can be introduced for the relative shape of the velocity profile [18] of the guide vanes, in a relation with some geometrical parameters, in order to obtain hydraulic/geometry parametrization for further optimization.

It is important to note that some other objectives, such as the static pressure losses or the energy losses through the cascade, turned out to be unnecessary as they can lead to misguidance towards the estimation of optimal turbine operation; however, they are crucial in cases when the guide vane cascade is developed separately from the turbine.

**Author Contributions:** Conceptualization, I.I. and Z.M.; methodology, F.S.; software, F.S. and M.L.; validation, F.S.; formal analysis, F.S. and M.L.; investigation, F.S. and M.L.; writing—original draft preparation, F.S.; writing—review and editing, I.I. and Z.M.; supervision, O.G.D.; project administration, I.I. and Z.M.; funding acquisition, O.G.D. All authors have read and agreed to the published version of the manuscript.

**Funding:** This project has received funding from the European Union's Horizon 2020 "Secure, Clean and Efficient Energy" Programme, H2020-LCE-07-2016-2017, under grant agreement no 764011. Project: Increasing the value of hydropower through increased flexibility—HydroFlex (www.h202 0hydroflex.eu, accessed on 17 March 2021), 2018.

Institutional Review Board Statement: Not applicable.

Informed Consent Statement: Not applicable.

Data Availability Statement: Not applicable.

Conflicts of Interest: The authors declare no conflict of interest.

#### References

- 1. Trivedi, C.; Dahlhaug, O.G.; Storli, P.T.S.; Nielsen, T.K. Francis-99 Workshop 3: Fluid structure interaction. J. Phys. Conf. Ser. 2019, 1296, 011001. [CrossRef]
- 2. Trivedi, C.; Iliev, I.; Dahlhaug, O.G.; Markov, Z.; Engstrom, F.; Lysaker, H. Investigation of a Francis turbine during speed variation: Inception of Cavitation. *Renew. Energy* **2020**, *166*, 147–162. [CrossRef]
- 3. Iliev, I.; Trivedi, C.; Dahlhaug, O.G. Variable-speed operation of Francis turbines: A review of the perspectives and challenges. *Renew. Sustain. Energy Rev.* **2019**, *103*, 109–121. [CrossRef]
- Stojkovski, F.; Markov, Z.; Kostikj, Z. Design of radial blade cascades using parametrization and correlation of geometry and flow parameters. In Proceedings of the International Conference COMETa, Jahorina, Bosnia and Herzegovina, 26–28 October 2020; pp. 274–284.
- Stojkovski, F.; Markov, Z.; Stojkovski, V. CFD Study of Radial Guide Vane Cascade with Convex and Concave Blade Sets for Variable Speed Francis Turbines. In Proceedings of the 5th International Conference—Mechanical Engineering in XXI Century—MASING, Niš, Serbia, 9–10 December 2020; pp. 109–114.
- 6. Koirala, R.; Zhu, B.; Neopane, H.P. Effect of Guide Vane Clearance Gap on Francis Turbine Performance. *Energies* **2016**, *9*, 275. [CrossRef]
- 7. Thapa, B.S.; Trivedi, C.; Dahlhaug, O.G. Design and development of guide vane cascade for a low speed number Francis turbine. *J. Hydrodyn. Ser. B* **2016**, *28*, 676–689. [CrossRef]
- 8. Thapa, B.S.; Dahlhaug, O.G.; Thapa, B. Flow measurements around guide vanes of Francis turbine: A PIV approach. *J. Renew. Energy* **2018**, *126*, 177–188. [CrossRef]
- 9. Gerov, V. Vodni Turbini; State Publishing "Tehnika": Sofia, Bulgaria, 1973.
- 10. Krivchenko, G.I. *Hydraulic Machines: Turbines and Pumps*; Mir Publishers: Moscow, Russia, 1986.
- 11. Barlit, V.V. Gidravlichesky Turbini; Head Publishing House, Publishing Association "Vishta Shkola": Kiev, Ukraine, 1977.
- 12. Lewis, R.I. Vortex Element Methods for Fluid Dynamic Analysis of Engineering Systems; Cambridge University Press: Cambridge, UK, 2005.
- 13. Abbot, I.H. *National Advisory Committee for Aeronautics—Summary of Airfoil Data*; Langley Memorial Aeronautical Laboratory, Report no. 824; Langley Field: Hampton, VA, USA, 1945.
- 14. Baydas, S.; Karakas, B. Defining a curve as a Bezier curve. J. Taibah Univ. Sci. 2019, 13, 522–528. [CrossRef]
- 15. Nordvik, A.; Iliev, I.; Trivedi, C.; Dahlhaug, O.G. Numerical prediction of hill charts of Francis turbines. *J. Phys. Conf. Ser.* 2019, 1266, 012011. [CrossRef]
- 16. IEC 60193. In *Hydraulic Turbines, Storage Pumps and Pump-Turbines—Model Acceptance Tests,* 2nd ed.; International Electrotechnical Comission: Geneva, Switzerland, 1999.
- 17. Chitrakar, S.; Thapa, B.S.; Dahlhaug, O.G.; Neopane, H.P. Numerical investigation of the flow phenomena around a low specific speed Francis turbines guide vane cascade. *IOP Conf. Ser. Earth Environ. Sci.* **2016**, *49*, 062016. [CrossRef]
- 18. BS 1042. In *Measurement of Fluid Flow in Closed Conduits—Part 2: Velocity-Area Method*; Section 2.4; British Standard Institution: London, UK, 1989.

## Parametric Design Tool for Development of a Radial Guide Vane Cascade for a Variable Speed Francis Turbine

#### Filip Stojkovski, Marija Lazarevikj, Zoran Markov

Ss."Cyril and Methodius" University in Skopje, Faculty of Mechanical Engineering Skopje, Rugjer Boshkovikj 18, 1000 Skopje, Republic of North Macedonia

Corresponding author: filip stojkovski@outlook.com

Abstract. Hydropower as a part of the family of renewable energy sources represents an engineering and scientific field which inspires researchers to work on development of the systems and sub-systems in a way of optimizing the whole energy transformation process to obtain more efficient, flexible and reliable hydropower operation with the best possible water to energy ratio. This research is part of a Horizon 2020 HydroFlex project by the Norwegian University of Science and Technology (NTNU), where the main goal is development of a flexible hydropower generation. The guide vane cascade is one of the most crucial stationary sub-systems of the hydraulic turbine and is a subject of this study. Its re-design for obtaining a quality "flowfeeding" of a variable speed high head Francis turbine is developed. Having this goal in mind, a MATLAB code was generated, based on several key parameters, such as initial energy conditions as net head and turbine discharge at best efficiency point (BEP). Turbine runner geometrical constraints are taken into account during this process, while using recommendations for some initial guide vane calculations such as their number, inlet and outlet diameter, guide vane axis diameter, delivery angles etc. Using an inverse Euler turbine equation, the operating range of the turbine was calculated for a variable speed and discharge conditions, keeping the shock-free flow for all states at the runner's inlet, as it is the most favourable inflow condition. For those operating points, the flow streamlines angles were obtained at the guide vanes leading and trailing edges. With an interpolating mathematical functions between the angles of the leading and trailing edges, the camber lines of the hydrofoils were obtained for further guide vane cascade geometry development. This algorithm can be implemented on any given runner geometry. The guide vane design is then exported into ANSYS Workbench for further numerical tests, such as CFD simulations for verifying the hydrodynamic characteristics and FEM analysis for verifying the structural integrity of this sub-system for variable speed operating conditions.

Keywords: Guide Vanes, Parametric Design, Variable Speed, Francis Turbines

Acknowledgement/Funding: This project has received funding from the European Union's Horizon 2020 "Secure, Clean and Efficient Energy" programme, H2020-LCE-07-2016-2017, under grant agreement no 764011. Project: Increasing the value of hydropower through increased flexibility - HydroFlex (www.h2020hydroflex.eu).

#### 1. Introduction

Increasing flexibility in energy production from hydropower plants is a task demanded by the hydropower sector in Europe and worldwide, especially at off-design operation conditions of the turbines. Using flexibility, variable speed operation (VSO) can be implemented to perform more efficient energy production at off-design operating conditions. As part of the HydroFlex project, the goal of this research is to develop a parameter based code for generating favourable designs of a radial guide vane cascade for low specific speed Francis turbines. In this case, the code was developed for the existing Francis 99 turbine runner from the open source web-site of the Waterpower Laboratory [11] at NTNU, but the research shows that it can be generalized for various high head Francis turbine runners.

To start with, the theoretical background was implemented and researched by using the classic turbine theory to obtain the one-dimensional mathematical relations which describe the flow conditions in the guide vanes, especially the flow conditions between the guide vanes and the runner. Secondly, the physics of variable speed turbine was studied and mathematically simplified as one dimensional models to obtain the relations and dominant parameters which need to be examined. Next, a matrix based calculation was performed to obtain the operating ranges of the turbine and the guide vanes openings



Content from this work may be used under the terms of the Creative Commons Attribution 3.0 licence. Any further distribution of this work must maintain attribution to the author(s) and the title of the work, journal citation and DOI. Published under licence by IOP Publishing Ltd

for settled range of rotational speed and discharges, by keeping constant head as the situation is observed as steady state.

The geometry of the radial cascade blades was developed by using recommendations for developing a 4 digit NACA hydrofoils and by implementing the camber and thickness functions. As previously the operating ranges of the turbine were calculated, following the one dimensional mid-span streamline curvature at the inlet and outlet of the guide vanes, by interpolating the hydrofoil camber functions, the camber line of the blade was obtained, and the thickness was obtained from other static calculations. Later, the initially obtained geometry was tested with Computational Fluid Dynamics (CFD) simulations for the previously given operating conditions and it was compared with the numerically obtained results for the existing guide vanes of the Francis 99 turbine.

#### 2. Theoretical Background

During turbine operation, flow to the runner is managed by the guide vanes and depending on the opening position, turbine torque varies. The guide vane is the stationary component, and the runner is the rotating component of a turbine. We can represent the flow conditions between the guide vanes and the runner inlet i.e. in the vaneless space, considering the equation of motion of an ideal fluid in the vector form Lamb – Gromeko [2,3]:

$$\frac{\partial \vec{V}}{\partial t} + \vec{\Omega} \times \vec{V} = -grad(gH) \tag{1}$$

where *H* is the specific energy of the fluid in absolute movement,  $\vec{V} = (\vec{V_z}, \vec{V_r}, \vec{V_u})$  is the absolute velocity vector having components in a cylindrical coordinate system, and  $\vec{\Omega} = rot \vec{V}$  is the vortex vector whose projections on the axis of the cylindrical coordinate system are equal to:



Fig.1. Absolute flow vector and its components in cylindrical coordinate system for the vaneless space

Experimental studies show that in the area between the guide vanes and the runner, the fluid motion with sufficient accuracy can be considered steady and axisymmetric. With reasonable accuracy, we can also accept that in front of runner, the specific energy of the fluid is constant. In that case, for steady flow and for axisymmetric conditions:

$$\frac{\partial \vec{V}}{\partial t} = 0; \frac{\partial (v, H)}{\partial \varphi} = 0$$
(3)

Two flow modules can be observed, i.e. the flow is **potential**, or the flow is **rotational (helical type)**. For potential flow it can be derived that there are no changes in the velocity in the radial direction:

$$\frac{\partial(v_u r)}{\partial z} dz + \frac{\partial(v_u r)}{\partial r} dr + \frac{\partial v_u}{r \partial \varphi} r d\varphi = d(v_u r) = 0$$
(4)

and for helical flow, the vortex vector and the velocity vector are parallel to each other, i.e.:

IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science 774 (2021) 012112 doi:10.1088/1755-1315/774/1/012112

$$d(v_u r) = \frac{\partial v_u}{\partial r} dr + \frac{\partial v_u}{\partial z} dz = 0$$
(5)

From both cases the "free vortex" equation can be derived, which shows that the circulation created by the guide vanes in the vanelesss space preserves:

$$\Gamma = \oint v_u \, dl = 2r\pi \cdot v_u = const. \tag{6}$$

According to this, several conclusions can be derived:

- The guide vanes form a steady axisymmetric flow in front of the runner, which is either potential or rotational
- In the case of potential flow, the swirl is constant for all points of the liquid in the region between the guide vanes and the runner
- In the case of a rotational flow, the swirl of the flow maintains a constant value along the streamline and changes from one streamline to another

Let's consider in what cases behind the guide vanes potential or helical flow is formed. This is mainly determined by the outlines of the flowing part in the area between the guide apparatus and the runner, and also depends on the height of the guide apparatus. In the present case, a high-head Francis turbine runner is studied. The leading edge of the runner blade is located in the zone of radial movement of the liquid and represents a vertical line, i.e.,  $r_1 \approx const$ . along the leading edge of the runner blade.





Following the classic turbine theory, a mean mid-span streamline method was used to develop the mathematical relations valid for the guide vanes outlet i.e. runner inlet conditions. The water flow in front of the runner is formed by the annular (radial) cascade of guide vanes, which is characterized by the form of the blade profiles and the chord spacing of the cascade [1]. The blade profile can be symmetric if the camber line of the profile is represented by straight line, or asymmetric if the camber line of the profile is defined by the pitch, which means the distance between two blades in the row, and the chord length of the blades. The ratio of the chord length and the pitch, i.e. L/t indicates the cascade density. As the guide vane must ensure complete closure of the turbine runner, the ratio L/t is greater than unity, which shows that the cascade is sufficiently dense, and by that, it can be assumed that the direction of water velocity is very close to the direction of the blades outlet edges. For radial-flow cascade, the vector of absolute water flow can be presented as a sum of two vector components: the radial (meridian) component and the peripheral (circulation) component:

$$\overrightarrow{v_0} = \overrightarrow{v_{0r}} + \overrightarrow{v_{0u}} \tag{7}$$

Knowing the flow rate through the turbine and the dimensions (height) of the guide vanes, the radial component can be specified as:

$$v_{0r} = \frac{Q}{D_{o2}\pi B_o} \tag{8}$$

IOP Publishing

IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science 774 (2021) 012112 doi:10.1088/1755-1315/774/1/012112

The angle between the vector components is derived from the geometry relation of the guide vanes opening as:



$$v_0 = \frac{v_{0r}}{\sin\alpha_0}; v_{0u} = v_0 \cos\alpha_0 \tag{9}$$

Fig.4. Guide vanes opening parameters [4]

The flow conditions just in front of the runner, for high-head (low-speed) turbines, in a relation with the constant circulation created from the guide vanes (eq.6), the velocity parallelograms can be related as:



Including the Euler turbine equation, the torque and the energy created in the runner can be written as:

$$\sum M_0 = \rho Q(r_1 c_{1u} - r_2 c_{2u}) = \frac{\rho Q}{2\pi} (\Gamma_1 - \Gamma_2)$$
(11)

$$gH\eta_h = u_1 c_{1u} - u_2 c_{2u} = \frac{\omega}{2\pi} (\Gamma_1 - \Gamma_2)$$
(12)

from which several essential conclusions can be considered:

- The principal importance is the structure of the flow in front and behind the runner.
- Most favourable operating condition regarding the efficiency is the outlet circulation  $\Gamma_2 \approx 0$ ; where the front circulation is constant and can be estimated as  $\Gamma_1 \approx \Gamma_0 \approx const$ . from the circulation created behind the guide vanes.
- Most favourable inflow conditions can be estimated when shock-free (zero-incidence) entry in the runner is provided, i.e. the leading edge angle remains constant  $\beta_1 = const$ .

Previous explanations are derived for constant rotational velocity of the runner. The variable speed operation assumptions regarding the guide vanes, can be derived from the Euler equation observing the possibility of flow regulation with the guide vanes. After several mathematical operations, the flow regulation can be expressed as [3]:

$$Q = \frac{\left(\frac{gH\eta_h}{\omega}\right) + (\omega r_2^2)}{\left(\frac{ctg\alpha_0}{2\pi B_{o1}}\right) + \left(\frac{r_2 ctg\beta_2}{A_2}\right)} \rightarrow ctg\alpha_0 = \left[\frac{\left(\frac{gH\eta_h}{\omega}\right) + (\omega r_2^2)}{Q} - \left(\frac{r_2 ctg\beta_2}{A_2}\right)\right] \cdot 2\pi B_{o1}$$
(13)

where Q is the flow rate,  $\omega$  is the angular velocity of the runner,  $\alpha_0$  is the guide vanes outlet angle (fig.4),  $\beta_2$  is the runner blades trailing edge angle (fig.5) and  $A_2$  is the runner outlet surface. In the case that it is analysed, this equation was implemented in the previously tested operating region of the turbine, which is described later in this paper. The physical phenomenon of variable speed used at high-head (low-speed) turbines, keeping the head constant, at constant guide vanes opening, can be written as:

30th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems

**IOP** Publishing

IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science 774 (2021) 012112 doi:10.1088/1755-1315/774/1/012112

$$u_2 < \sqrt{gH\eta_h} \tag{14}$$

which shows that the flow rate decreases with the increasing of the rotational speed of the runner [4]. Physically this can be described as the near positioning of the runner blades and the guide vanes, when the rotational speed increases, the rotational "frames" created of the runner blades inner channels are more frequent and they are "repelling" the amount of flow, in other case when the rotational speed decreases, the rotational "frames" of the runner blades inner channels are less frequent and the runner is absorbing increased amount of flow, observing runner with fixed number of blades. This shows how the runners rotational speed influence on the flow rate, for constant head and constant guide vanes opening [4]:

$$A \cdot \frac{dQ}{d\omega} = \frac{u_2^2 - gH\eta_h}{\omega^2} + \frac{gH}{\omega} \cdot \frac{d\eta_h}{d\omega}$$
(15)

where A is positive number, and the change of the hydraulic efficiency with the rotational velocity can be neglected for further simplifications.

#### 3. Hydrodynamic profile of a guide vane

Profiling the hydrofoil of the guide vanes by using the derived one-dimensional relations can be made with several easy steps. Observing the hydrofoil camber line, for the calculated velocities and streamlines angles for the BEP of the turbine, we can "interpolate" the camber line as a function between the streamlines angles, taking into account the previously assumptions for most favourable inflow conditions. Observing fig.3. we can conclude that the guide vane hydrofoil camber is positioned in a way that the leading edge of the hydrofoil is corresponding with the spiral case and stay vanes outlet angle of the absolute velocity vector. The trailing edge of the guide vane hydrofoil shall be in accordance with the guide vanes outlet angle (fig.4) i.e.  $\alpha_0 \approx \alpha_1$ , previously calculated for various runner inflow conditions. The NACA standards, are recommending equations for describing the geometry of their 4digit MPXX hydrofoils, such as [10]:

$$y_{c1} = \frac{M}{P^2} (2Px - x^2); for \ 0 < x < P$$
(16)

$$y_{c2} = \frac{M}{(1-P)^2} [(1-2P) + 2Px - x^2]; for P < x < c$$
(17)

where eq.16 describes the law of camber-line distribution from the beginning to the location of maximal camber deflection and eq.17 describes the camber-line distribution from the maximal camber location to the full length of the chord line 'c', M defines the maximal camber deflection and P is the location of maximal camber. The thickness distribution above and below of the hydrofoil is described as:

$$\pm y_t = \frac{t}{0,2} \left( a_0 \sqrt{x} - a_1 x - a_2 x^2 + a_3 x^3 - a_4 x^4 \right) \tag{18}$$

$$a_0 = 0,2969 [-]; a_1 = 0,1260 [-]; a_2 = 0,3516 [-]; a_3 = 0,2843 [-]; a_4 = 0,1015 [-]$$
 (19)

The coordinate points for the hydrofoil up/low contour lines are calculated as:

$$\tan(\theta) = \frac{dy_{ci}}{dx} \tag{20}$$

$$x_U = x - y_t \cdot \sin\theta \; ; \; y_U = y_{ci} + y_t \cdot \cos\theta \tag{21}$$

$$x_L = x + y_t \cdot \sin\theta \; ; \; y_L = y_{ci} - y_t \cdot \cos\theta \tag{22}$$

where  $x_U, y_U, x_L$  and  $y_L$  are the coordinates of the upper/lower curves respectively, and  $\theta$  is the angle of the camber increment. The equations for the camber line can be equalized for M and P as the camber is represented by two functions having the same camber criterions - parameters. Using the tangency rule for the leading and trailing edge angles of the foil, with the eq.20, we can simply represent that the first camber function is strictly dependent from the leading edge angle, and the second camber function from

IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science 774 (2021) 012112 doi:10.1088/1755-1315/774/1/012112

the trailing edge angle. Developing a system of two equations and representing M and P as two variables, for previously calculated angles of the leading edge (the angle of the stay vanes outflow) and trailing edge (delivery angle of the guide vanes), we can determine the M and P parameter of the hydrofoil for the calculated streamline angles:

$$P^{2} \cdot [tg\alpha_{0} - tg\alpha_{svo}] - P \cdot [2tg\alpha_{0} + tg\alpha_{svo}] + tg\alpha_{0} = 0$$
(23)  
$$P \cdot tg\alpha_{svo} - 2 \cdot M = 0$$
(24)

Solving this system of equations gives the values of M and P, and then by implementing those values, by using the equations of the camber line, the hydrofoil geometry is determined.

#### 4. Parametric Design Tool - Initial Calculations and Geometry Development

All of the above equations and calculation procedure is implemented into a MATLAB code which is performing calculations for deriving the initial geometry of the radial guide vane cascade, where all previously described assumptions and simplifications are respected. First, the theoretical velocity triangles for the given runner geometry are calculated for obtaining the location of the best efficiency point. After that, the code is developed for calculating the velocity parallelograms for the vaneless space between the guide vanes and the runner, and also at the guide vanes inlet (constraints from the spiral case and stay vanes distributors). The number, diameters and pivot diameter for the guide vanes are calculated acc. to recommendations from the literature, which gives us space for further optimization including these variables. As it was mentioned, the principle of variable speed was implemented. For the given runner and measured model data, a flow and speed range were determined in the working area of the runner. According to eq.13, as the runner speed and flow are changing, disregarding the changes in the head (eq.3), the resulting variable is the guide vane flow delivery angle. All results are represented in relative values.



From the charts on fig.6 and 7, it can be concluded that the guide vanes flow delivery angle increases with the rate of increased flow and runner speed. The function curvature is concave instead of convex because the losses through the guide vanes are neglected. The range on the 3D surface plot shows the maximal opening the guide vanes can have in the defined range of calculation for the machine, and the range on the 2D contour plot is constrained within the range up to 12 [deg] where later CFD calculations are performed. Using simplified mathematical models for the hydraulic losses in the turbine and with the indirect method for determining the efficiency, the theoretical hill chart was calculated using the one-dimensional theory developed before for the mid-streamline, within the runners operating domain, and also the mechanical torque that the runner can produce for these conditions.

**IOP** Publishing

IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science 774 (2021) 012112 doi:10.1088/1755-1315/774/1/012112



Fig.8. Predicted turbine hill (H=const.;Q=var.; n=var)



From the predicted hill chart it can be concluded that the previously calculated BEP corresponds with the iso-lines for the zone of maximal predicted efficiency. From the chart on fig.9, it is evident that the torque increases with the increased amounts of discharge and reduced runner's speed. The point of variable speed in our case is to catch and connect the local best efficiency points of the turbine in different operating conditions. As expected, for keeping the head constant, and changing the guide vanes opening and runner rotational speed, we will obtain a similar behavior as double regulated turbine. Using the relations described in part 3, a guide vane hydrofoil is developed for the BEP and a radial guide vane cascade is plotted, which is later exported into ANSYS Workbench and ANSYS CFX for further CFD analysis.





Fig.11. Guide vanes radial cascade plot

#### 5. CFD Analysis

Two CFD models were built, tested and compared for similar mesh sizes and identical conditions, i.e. tested for constant head and  $\pm 5\%$  off-design rotational speed. The first CFD model i.e. Model 0 is the original Francis 99 Turbine, where the guide vane cascade and runner performance ware examined and tested. Model 1 is represented with fig.10. from above, developed with the design tool. Comparison of the guide vanes hydrofoils is given on the figures 12 and 13.



Fig.12. Francis 99 - Hydrofoil (Model 0)



Fig.13. Developed Hydrofoil (Model 1)

According to the calculations in the design tool, the developed geometry of the blades in Model 1 is shorter. Also the thickness of the blade was calculated according to the maximal hydrostatic pressure for prototype pressure conditions, i.e. calculated as 14% of the blade chord length. The leading and trailing edge angles differs also as the NACA recommendations were implemented for 4 digit hydrofoils where the maximal camber and its location is strictly influenced from the calculated streamline angles, where in this case, it pulls behind the camber extension. The hydrofoil of Model 0 has a maximal thickness of 20% located at 20% chord length, compared to Model 1 where the maximal thickness is

14% located at 30% of the chord length. The pivot point of the blades in Model 1 is adopted to be at the gravity center of the blade. These calculations do not take into account the pivot point location, as the blade torque need to be examined via CFD simulation in some positions of partial opening to obtain a "zero torque". The numerical models are consisted of  $3.3 - 3.4 \cdot 10^6$  cells. The number and size of the cells was selected according to previous performed CFD simulations of 3 operating points of the existing Francis 99 turbine model which showed good corresponding with the same points from the turbine hill chart. Zone mesh independence test for the guide vane domain was carried out, observing the total pressure drop through the cascade, for obtaining low deviations of the total pressure in front of the runner, i.e. the guide vanes outlet, where the number of cells from 0,4 to 1 million gave total pressure deviation of  $\pm 2\%$ , so the meshes for the guide vanes were created within the range of  $450-600\cdot 10^3$  cells (fig.13.1.). The runner was consisted of  $1.97 \cdot 10^6$  cells, the draft tube from  $70 \cdot 10^3$  cells and the spiral casing with the stay vanes from  $776 \cdot 10^3$  cells. The non-conformal meshes are connected with general grid interface. The boundary conditions of the models are set as constant inlet total pressure and outlet static pressure, i.e. the head is constant  $H_n = 12.4 [m]$  as it was calculated within the design tool. Multiple openings for the guide vanes were taken into account to obtain the operating range of turbine. The simulations were guided as steady using the "Frozen Rotor" interface model for the runner. The selected turbulence model is standard  $k - \varepsilon$  as it was previously tested for giving best predictions for the hydraulic character of the guide vanes blades [7] and the efficiency of the turbine [8]. The number of iterations was set to 1000, and the convergence of the results was successful reaching a residuals for the continuity up to RMS to  $10^{-8}$  (fig.13.2).



Fig.13.1. Mesh independence test for the guide vanes

Fig.13.2. Convergence of residuals

The results obtained from the CFD simulations represented on a relative and non-dimensional scales for the discharge and the efficiency, where the calculated parameters for the Model 0 are the basis and the results from Model 1 are compared with them. The results for the head from the CFD calculations which are calculated according to IEC 60193 [13] varied cca.  $\pm 0,06\%$  which is negligible. The efficiency is calculated as the ratio of mechanical power of the runner with the hydraulic power of the turbine, i.e.



According to the charts it can be concluded that the efficiency is increased with using the guide vanes in Model 1. For runner design rotational speed (n=333,33 [rpm], i.e. n=1 [-]) the BEP location is shifted

to increased discharge from the location of the design basis BEP and the trend of the curve is similar with the basis curve. For runner rotational speed decreased by -5%, the local BEP location corresponds with the basis local BEP location, where it can be seen that the trend of the efficiency curve is not similar with the trend of the basis curve. For runner rotational speed increased by +5%, the local BEP location corresponds with the basis local BEP location and the trend of the curve is wider than the basis curve. By capturing the local best efficiency points and connecting them, a non-dimensional graph  $(Q_{ed} [-], n_{ed} [-])$  was plotted for showing the trend of the connected BEPs.





Fig.17. Connected local best efficiency points (hill efficiency zones are symbolic and generalized)

Fig.18. Guide Vanes outlet circulation v.s. flow rate

From the chart on fig.17. it can be concluded that the curve of the connected local BEP's for Model 1 is consistent showing how the runner's flow rate decreases with the increased rotational speed and vice versa. For Model 0 at n+5% it can be seen that the guide vanes are shifting the local BEP for a decreased flow rate. The guide vanes of Model 1 maintain higher outlet circulation which is one of the primary criteria for the efficiency of the guide vanes and the efficient "flow feeding" of high head turbines.



Fig.19. Mid-span streamlines in runner (Model 0, n=1, Local BEP)



Fig.22. Mid-span streamlines in runner (Model 1, n=1, Local BEP)



Fig.20.Mid-span streamlines in runner (Model 0, n=+5%, Local BEP)



Fig.23.Mid-span streamlines in runner (Model 1, n=+5%, Local BEP)



Fig.24. Mid-span streamlines in runner (Model 1, n=-5%, Local BEP)

#### 30th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems

**IOP** Publishing

IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science 774 (2021) 012112

#### doi:10.1088/1755-1315/774/1/012112



The differences between the local BEP's is represented by the velocity profiles developed behind the guide vanes for both models, where a sc. "index of asymmetry" of the velocity profile is pointed out. It shows the ratio of the standard deviation of the mean velocities calculated along each point with the mean axial fluid velocity of the channel (in our case the meridian velocity on the pitch between 2 guide vane blades) [6]. The surface between the 2 blades is represented as a rectangular cross section with the blades pitch length and the blade height.



On fig.33 it can be seen that the meridian (radial) velocities are not constant despite the assumption of simplification presented in eq.3. The guide vanes are creating crests which disrupt the velocity vector field in the vaneless space. Also because the angular change at constant radius, a localization of the maximal meridian vector was obtained near the first (left) blade. The velocity profile is disturbed along the guide vanes height because the skin friction between the top and low guide vanes rings. All of all, a 3D deformed meridian velocity profile is obtained which needs to be examined. If we neglect the deformity of the velocity profile along the guide vanes height, we can extract the angular change of the meridian velocity which is dominant in cases like this.

**IOP** Publishing

doi:10.1088/1755-1315/774/1/012112

IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science 774 (2021) 012112





Fig.35. Comparison of the meridian velocity profiles for Model 0 and Model 1 at n=1 [-]; BEP

Fig.36. Relative deviation of the partial velocity vectors from the average velocity vector

At first sight, the primary difference between the velocity profiles for the both models occur at the location near the second (right) blade where for Model 1 the velocity vectors are more intense than the Model 0, resulting in reduced maximal meridian velocity. Using eq.26, the index of asymmetry is calculated for the observed profiles. Using the individual average velocity, the asymmetry is plotted and compared (fig.36.), where it can be concluded that deviation differences occur between the two observed velocity profiles from their average value, but the velocity profile of Model 0 shows slightly better than the Model 1 (35% vs. 50%) cca. difference of 15% which means that the velocity profile is more symmetric. Theoretically, obtaining more symmetric meridian velocity profile should produce more efficient inflow conditions for the runner. This situation preserves for all other cases and the asymmetry is produced mainly from the shape of the guide vanes. The asymmetry of the profile mostly changes with the guide vanes opening position and flow rate, where for constant guide vane opening and for variable speed conditions, the asymmetry remains almost constant and changes the intensity of the average meridian velocity vector because the changes in the flow rate. This shows that the one dimensional theory of velocity parallelograms is insufficient for describing all the phenomena occurring in the vaneless space.

#### 6. Conclusions and Further Work

In this paper, a one-dimensional mathematical model was presented and implemented for development a radial guide vane cascade for the purposes of variable speed high head Francis turbine. For the guide vane hydrofoil geometry, the recommendations for 4 digit NACA hydrofoils were considered and the geometry was obtained by interpolating the camber functions between the guide vanes previously calculated inflow and outflow angles. The obtained geometry is represented as a slightly non-symmetrical concave hydrofoil (Model 1) and it was tested via CFD simulations and compared with the original guide vane hydrofoil (Model 0) from the turbine model Francis 99.

Primarily, the results are interpreted regarding the turbine efficiency, where the developed Model 1 showed better efficiency throughout the operating range of the turbine, for variable speed observed at  $\pm 5\%$  change from nominal rotational speed, where at the best efficiency points, the efficiency increased up to 1%. This was obtained because the guide vanes of Model 1 keep higher values of the circulation in front of the runner, which is crucial for high head reaction turbines. Also, Model 1 has minor pressure and energy losses than Model 0 about 1%, which shows that it is hydraulically more efficient. One step further was taken and the meridian velocity profile was examined behind the guide vanes where a 3D deformed velocity field was obtained. By its simplifications, two averaged by height meridian velocity profiles were compared for both models and were statistically examined for deviations of the partial vectors from the average velocity vector, showing the rate of asymmetry in circumferential direction. Model 0 showed 15% more symmetry than Model 1, mainly because the shape of the trailing edge of the guide vanes, and because Model 0 produces lower circulation intensity.

The main conclusions include determination of the crucial parameters which are dominant for developing guide vanes for variable speed high head turbines, such as the intensity of the developed circulation and potentially more symmetrical meridian velocity profile behind the guide vanes for all variable speed operating points, to obtain some kind of law of similarity between the velocity profiles for various rotational speeds, because the laws of velocity parallelograms are insufficient for describing

IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science 774 (2021) 012112 doi:10.1088/1755-1315/774/1/012112

these effects. Further work should include the pressure distribution at the trailing edges of the guide vanes, to prevent occurring of blade tip vortices [12].

The conclusions can be summarized as follows. First, the flow conditions in the vaneless space are far from axisymmetric, but they are repetitive for each guide vane section, which shows that the velocity profiles need to be examined to obtain theoretically close symmetrical meridian velocity profile. Also the average meridian velocity by theory shall be kept constant, which shows that this will influence the flow space between the guide vane blades. After that, the cascade shall be examined if it is accelerating or decelerating the fluid and how does it influence on the efficiency. Second, for high head turbines, the crucial parameter here is shown to be the circulation created by the guide vanes, which need to be increased or decreased for variable speed operations. Finally, the pivot point location and even eccentricity of the guide vanes shall be determined for obtaining "zero torque" on the blade. This condition will change the kinematical point of rotation of the blades, which can lead to reforming the shape of the flow path between two guide vanes, and by that, to change all flow conditions.

#### 7. References

- [1] Krivchenko G. I. Hydraulic Machines Turbines and Pumps (Mir publishers Moscow, 1986)
- [2] Barlit V. V. Gidravlichesky turbini (Kiev, 1977)
- [3] Topazh G. I. Lopastny gydromashini i dydrodynamichesky peredachi Osnovi rabochego procesa i rascheta gydroturbin (St. Petersburg, Publishing House of the Polytechnic University, 2011)
- [4] Smirnov I. N. Gydravlichesky turbini i nasosi (Moscow, 1969)
- [5] Lewis R. I. Vortex element methods for fluid dynamic analysis of engineering systems (Cambridge University Press, 1991)
- [6] BS 1042: Section 2.4. (1989) Measurement of fluid flow in closed conduits (Part 2. Velocity-area method)
- [7] Stojkovski F., Noshpal A. Influence of the selected turbulence model on the lift and drag coefficients of parametric developed geometry of 4 digit NACA hydrofoil (19<sup>th</sup> International Conference On Thermal Science and Engineering of Serbia - Simterm 2019)
- [8] Nordvik A.; Iliev I.; Trivedi C.; Dahlhaug, O. G. (2019) <u>Numerical prediction of hill charts of Francis</u> <u>turbines. Journal of Physics: Conference Series.</u> vol. 1266 (1)
- [9] Iliev I., Trivedi C., Dahlhaug O. G. (2019) <u>Variable-speed operation of Francis turbines: A review of the perspectives and challenges. Renewable & Sustainable Energy Reviews.</u> vol. 103.
- [10] Abbot I. H. National Advisory Committee for Aeronautics Summary of airfoil data (Report no. 824, 1945)
- [11] https://www.ntnu.edu/nvks/francis-99
- [12] Rouse H. Elementary Mechanics of Fluids (Dover Publications Inc. New York, 1946)
- [13] IEC 60193 Hydraulic turbines, storage pumps and pump-turbines Model acceptance tests
- [14] Iliev I., Markov Z. Grid dependency and relaxation of an iteration procedure for flow calculations in stationary hydraulic turbine parts (Mechanical Engineering Scientific Journal (Skopje); Journal Volume: 32; Journal Issue: 2)

## Influence of Particular Design Parameters of Radial Guide Vane Cascades on their Hydraulic Performance at Variable Speed Operated Francis Turbines

#### Filip STOJKOVSKI, Zoran MARKOV

"Ss. Cyril and Methodius" University in Skopje, Faculty of Mechanical Engineering Skopje

Abstract- Design of radial blade cascades, with the intend to become turbine guide vanes, lies in the basis of satisfying turbine runner needs for particular turbine design point of interest. More or less, for conventional turbine operation, the hydrodynamic parameters in the pre-runner space can be easily estimated. For variable speed turbine operation at constant head, these parameters change in a way that cannot be easily predicted using conventional techniques. In this paper, the guide vanes, as crucial turbine sub-system which needs to perform efficient runner flow feeding for these operating ranges, are numerically tested in various geometrical shapes and configurations, to observe the cascades behavior, in a way of estimating which cascade configuration satisfies certain hydrodynamic and efficiency considerations of the operating points of interest. The criteria which the guide vanes need to meet are based on hydrodynamic parameters and expansion of the turbine operating range.

*Index Terms*- Guide Vanes, CFD, Francis Turbines, Variable Speed Operation (VSO)

#### I. INTRODUCTION

The design of guide vanes, more or less, so far has been developed for constant synchronous turbine runners, to meet some hydraulic criteria considering the turbine power output at given head/discharge conditions. For variable speed operating conditions, things changes drastically when the guide vanes design is considered, where multiple points of interest shall be met. The variable speed operating physics has been previously explained [6, 7] and this research represents a statistical upgrade towards definition of the influential geometrical constraints that the guide vane cascade has to the hydrodynamic and efficiency characteristics of the turbine.

The variable speed operated (VSO) Francis turbine is developed under the circumstances of constant head. Several methods of operation can be examined, and by those, the developing procedure of designs can be established and further optimized. First method is that the VSO of a turbine is strictly depending from the turbine universal characteristic chart (hill chart), by tracking local most efficient zones in a certain range of rotational speed. In that way, variable-speed operation gives the opportunity to adjust and optimize the rotational speed of the runner according to the available head for each guide vane opening.

Second method, which is observed, is focused on the result obtained from VS operation, i.e. expanding the operating range of the turbine, overall, and what hydrodynamic conditions has to be present in the pre-runner space to obtain operating range expansion. The definition of the hydrodynamic conditions for different rotational speed of the turbine runner directly influence the design of the guide vane cascade and the blades in the cascade.

The VS operation, the hydrodynamic conditions and the blades design are interacting between each other, so strict correlation from one to another cannot be made easily, and that is why, several partial analysis have been made: how the geometry influences the hydrodynamic conditions and how the changes of hydrodynamic conditions, due to VS operation, influences the geometry. In this paper, the first approach has been analyzed, defining which cascade configuration gives shrinkage or expanding of the turbine operating range.

#### II. VARIABLE SPEED OPERATION INTERPRETATION

The VSO turbine, as it was mentioned, can be examined in two ways. First, according to the universal hill chart of the turbine, where tracking of the local most efficient zones is done.



Fig.1. Variable speed operated turbine – example [5]

From fig.1, it can be seen that the guide vanes design is not influencing the turbine operation, as the variable speed method taken here can be achieved with ordinary guide vane cascade. Thus, the hill chart shape also is obtained for a selected guide vanes configuration, and the situation looks like this.

If we observe the guide vanes, how they influence on the general shape of the hill chart, the main goal is to expand the turbine operating region, i.e. how the guide vanes configurations and influence on the hill chart shape. The following scheme is expected (fig.2).



Fig.2. Guide vane reconfiguration and VSO

From the chart on fig.2 it can be seen that the guide vane curve characteristics are wider and it is expected to expand the operating region of the turbine (red iso-lines). Obtaining a guide vane configuration which will expand the operating region, than, by variable speed operation as in fig.1, the benefits are evident and the VSO effect is more dominant (magenta curve or black dashed curve).

This interpretation of the VSO turbine by operating schemes and regions, thus is only sufficient for observing the expected overall turbine behavior. The hydrodynamic parameters which leads to obtaining such expansions, are mainly defined from the turbine runner inlet flow conditions when VSO is present, and how they can be achieved with the guide vanes, which means that they influence the guide vanes design and vice versa. The velocity parallelograms in front of the turbine runner for VSO are presented on fig.3.



Fig.3. Runner inlet velocity triangles and guide vanes outlet velocity parallelograms

From the schematic charts from fig.1 and 2, it is evident that for constant head and change of rotational speed, the discharge of the turbine changes, either it increases or decreases. On basis of that, the velocity triangles were developed (fig.3) and the velocity parallelograms at the guide vanes outlet. The following velocity vector configurations shows that the guide vanes shall meet these velocity ratios for VSO turbine. It can be noticed that the runner inflow angle is kept constant, as the inflow conditions is desired to remain as more efficient as possible, by providing a shock-free (zero incidence) inflow conditions to the runner [1].

#### III. GUIDE VANES CASCADES NUMERICAL TESTS

As the last statement was to ensure shock-free inflow conditions to the runner, taking into account this criteria, several geometries were developed and tested through CFD analysis, to obtain how particular geometrical parameters influence on the overall turbine characteristics, when operation region expansion is demanded by VSO. The tested geometrical parameters of the cascades are the density L/t [-], the relative opening of the guide vanes a/L [-], the inlet cascade radius relative to the outlet  $C_{RI}$  [-] and the relative angular positioning of the blade chord length regarding the turbine center of rotation  $\varphi_N$  [-]. These geometry parameters are general for description a various types of radial cascades, where some detailed parameters such as blade thickness distribution or maximal thickness location etc. are neglected for further analysis.



Fig. Blade in the cascade description

All the configurations are developed for shock-free inflow conditions to the cascade, and the trailing edge bending angles are developed for shock-free flow entrance into the runner, for the given turbine inputs (tab.1).

Table 1: Turbine input parameters

	1 1	
Net head	Hn [m]	11,2
Design flow rate	Qd [m3/s]	0,2
Design rotational speed	nd [rpm]	333,33
Runner inlet diameter	Dr1 [m]	0,62
Runner outlet diameter	Dr2 [m]	0,349
Guide vanes height	Bgv [m]	0,06
Speed Factor (IEC60193)	ned [-]	0,185
Discharge factor (IEC60193)	Qed [-]	0,1567

The configurations geometries were developed in MATLAB and transferred to ANSYS Workbench, where the flow domains were created. The mesh was built in ANSYS TurboGRID and assembled with previously meshed runner of the Francis 99 turbine. The numerical model is reduced, consisted only from the guide vanes, the runner and the draft tube cone. The numerical
mesh is consisted of cca. 1.5 million cells, where approximately 550 to 650k cells were used in the guide vanes, the runner is consisted of 810k cells and the draft tube cone from 150k cells.



The boundary conditions of the model are inlet and outlet total pressures, to obtain the value of the turbine design head, where at the inlet, a cylindrical components of the vector were adjusted. The turbulence model used is standard k- $\varepsilon$ . The runner of the Francis 99 turbine is consisted of 15 full blades and 15 splitter blades, which are assumed as "moving walls" along with the runner hub and shroud surfaces, with no slip conditions. The runner domain frame is given motion around the vertical 'z' axis. The guide vanes models are consisted from 24 up to 32 blades. The frames are connected between each other via interfaces, which allows further easiness of transient simulations using the sliding-mesh technique. The simulations were guided as steady, changing the runner rotational speed in the range of  $\pm 15\%$  of the nominal speed.

# IV. RESULTS

The guide vanes configurations are developed in one position, according to the turbine design point i.e. the best efficiency point. The same configurations are tested for off-design point of  $\pm 15\%$  of the nominal speed.



expansion at different rotational speeds

From fig.5. it can be concluded that the zone of optimal operation lies at the turbine design rotational speed n=1 [-], and with a cascade inlet radius from 5% to 10% larger than the outlet radius. Regarding the expansion of the operating range, it can be concluded that the iso-lines are most stretched at 7.5% of inlet

radius ratio, which can be a guidance for further development of the "optimal" cascade.



Fig.6. Influence of cascade blades chord line angular position on operating range expansion at different rotational speeds

From fig.6 it can be seen that the biggest extension of the range is when a variable angular position of the chord is given. As this, technically is plausible if the blades are "profiled" and have a changeable angular shape, will be analyzed further. For standard radial cascades of fixed blade geometry, the weighted angular position of the chord shall be around 1.11 [-].



Fig.7. Influence of cascade density on operating range expansion at different rotational speeds

On this chart, it can be easily concluded that the cascade density i.e. the overlap between the blades influences on the expansion of the operating range. Most expand region is obtained between 10%-25% of blades overlap, i.e. cascade density of L/t=1.1 - 1.25 [-].



Fig.8. Influence of blades relative opening to their length on operating range expansion at different rotational speeds

The blades relative opening shows that maximal operating range expansion is obtained when there is a change of the opening from 12% to 17%. If the cascade is built from constant blade configurations, the weighted value of the relative opening shall be in the range around 14%-16% of the blade length.

## V. MODELS COMPARISON

By taking the previous assumptions and calculations, how the cascade types behaves when variable speed is needed, for obtaining an expanded hill chart, previous analysis were guided to test and prove this approach for further development.

A strict comparison was made with the existing guide vanes on the observed turbine model Francis 99 which is in the Waterpower Laboratory at NTNU. The guide vanes are consisted of 28 blades, and the cascade has the following geometry parameters (tab.2). The developed model is geometrically very close to the existing guide vanes, as the turbine model has very tight geometrical constraints where the guide vanes can be positioned and examined. The following analysis was carried out for further development of this cascade and to further perform model tests.

Table 2: Model configurations compared

		-	-	-	
	CRi [-]	L/t [-]	a0/L [-]	fi_n [-]	
FR99	1,126	1,324	0,166	1,23	
MODEL1	1,127	1,3	0,148	1,25	

The main difference between the cascades is the relative angular position of the chord lines of the blades, and the relative opening of the blades, which can be seen that the developed Model 1 has slightly smaller opening, related with the conclusions from the chart on fig.8. The other geometry parameters are selected to ensure that the developed cascade can be fitted in the turbine model test rig.



Fig.9. Developed guide vanes model

For several guide vanes openings and rotational speeds of the runner, for equal operating conditions, the turbine hill charts were obtained and plotted on relative efficiency scale from 0.9-1 [-].



Fig.10. Developed guide vanes (Model 1) – turbine hill chart (pre-described operating limits and extensions)



Fig.11. Francis 99 guide vanes model – turbine hill chart (predescribed operating limits)

From the results obtained in the hill charts, it can be easily concluded that, by respecting only one of the previous derived criteria (in this example the relative guide vane opening), an expansion of the turbine operating range is obtained, especially in the range of reduced rotational speed and reduced flow rates. This is significant increase of the operating range which intuitively shows that this turbine can operate with good efficiency out of the previous described operating limits.

According to fig.10 and 11 it can be concluded that the turbine characteristics compared for the 2 models, extends. Model 1 gives better performance compared to FR99 guide vanes. Extended characteristics is obtained for reduced rotational speed, compared as the ratio between the limitations:

$$\frac{n_{edFR99}}{n_{edM1}} = \frac{0.15}{0.132} = 1.364 \ [-]$$

For reduced flow rates, the characteristics extends compared with the previous limitation:

$$\frac{Q_{edFR99}}{Q_{edM1}} = \frac{0.076}{0.052} = 1.462 \ [-]$$



Fig.12.1. Dynamic pressure contours (Developed Model 1)



Fig.12.2. Dynamic pressure contours (Francis 99 Guide vanes)

The velocity profiles at the outlet pitch of the blades is compared to show the plausible hydrodynamic reason for extension of the operating range. The velocity profiles are analyzed also in relative manner, to obtain not the intensity, but the uniformity (asymmetry) of the profile, given on equal blade pitch. From the chart on fig.13.1 it can be concluded that the velocity profile obtained for the developed model 1 remains almost equal for off-design rotational speeds, compared to the existing guide vanes, which for increases rotational speed of the runner, the velocity profile deforms and losses its symmetry.



Fig.13.1. Velocity profile - Model 1



Fig.13.2. Velocity profile - Francis 99 Guide Vanes

According to this results, a decision was made to further develop a model of the guide vanes, to perform further measurements and mode tests, to prove these characteristics of operating range expansion and how does the guide vanes, overall, can re-shape the operating hill chart of the turbine.

# VI. CONCLUSION

In this paper, a brief analysis was carried out for determining some of the influential geometry parameters of guide vanes, when variable speed operation is expected of the turbine runner, to cover more operating zones. Primarily, the guide vanes cascade is multiple times described and geometrically parametrized in the previous researches done, so a continuing to those researches was made here to the next step.

Several cascade configurations (particularly 21 configurations) were examined, with various geometry parameters differences, from different cascade inlet radius, different angular position of the blades chord line, different cascade density, opening etc. All

these geometry parameters were tested with CFD simulations on a reduced numerical model of the Francis 99 turbine model from the NTNU Waterpower laboratory. All the cascades were developed for the best efficiency operating point of the turbine. The tests were carried out at constant head and opening, for variable rotational speeds of the runner. The results were plotted as contours (iso-lines) of 3 variables, the geometry parameter observed, the rotational speed and the turbine efficiency, to observe how the operating range extends and the optimal zone shifts with the change of rotational speed or with the change of the particular geometry parameter.

According to the primary results, it was obtained how certain geometry parameters influence the extension of operating range of the turbine. A comparison was made for a developed guide vane cascade (Model 1) with the existing guide vane cascade of the Francis 99 turbine model, to observe how the blades opening change influence the range extension. The results showed extension of the range, so a decision was made to further build a model of the guide vanes to prove these operational extensions, by performing model test at the laboratory.

From this analysis, generally, it can be concluded simply that the design of the guide vanes cascade is not unambiguous, but quite opposite. They represent a matter which needs to be evolved iteratively by certain combinations, which can give reasonable and favorable hydrodynamic conditions in the pre-runner space, and on the overall turbine efficiency.

### ACKNOWLEDGMENT

This project has received funding from the European Union's Horizon 2020 "Secure, Clean and Efficient Energy" programme, H2020-LCE-07-2016-2017, under grant agreement no 764011. Project: Increasing the value of hydropower through increased flexibility - HydroFlex (www.h2020hydroflex.eu).

#### REFERENCES

- [1] Krivchenko G. I. Hydraulic Machines Turbines and Pumps (Mir publishers Moscow, 1986)
- [2] Barlit V. V. Gidravlichesky turbini (Kiev, 1977)
- [3] Lewis R. I. Vortex element methods for fluid dynamic analysis of engineering systems (Cambridge University Press, 1991)
- [4] Nordvik A.; Iliev I.; Trivedi C.; Dahlhaug, O. G. (2019) <u>Numerical prediction of hill charts of Francis turbines</u>. Journal of Physics: Conference <u>Series</u>. vol. 1266 (1)
- [5] Iliev I., Trivedi C., Dahlhaug O. G. (2019) <u>Variable-speed operation of Francis turbines: A review of the perspectives and challenges. Renewable & Sustainable Energy Reviews.</u> vol. 103.
- [6] Stojkovski F., Markov Z., Kostikj Z. Design of radial blade cascades using parametrization and correlation of geometry and flow parameters (International Conference COMETa, pp. 274-284)
- [7] Stojkovski F., Markov Z., Stojkovski V. –CFD Study of Radial Guide Vane Cascade with Convex and Concave Blade Sets for Variable Speed Francis Turbines (The 5th international conference – Mechanical Engineering in XXI century – MASING 2020, pp. 109-114)
- [8] IEC 60193 Hydraulic turbines, storage pumps and pump-turbines Model acceptance tests

#### AUTHORS

First Author – Filip Stojkovski, M.Sc. "Ss. Cyril and Methodius" University in Skopje Faculty of Mechanical Engineering Skopje filip\_stojkovski@outlook.com Second Author – Zoran Markov, Ph.D. "Ss. Cyril and Methodius" University in Skopje Faculty of Mechanical Engineering Skopje zoran.markov@mf.edu.mk

**Correspondence Author** – Filip Stojkovski, M.Sc. "Ss. Cyril and Methodius" University in Skopje Faculty of Mechanical Engineering Skopje <u>filip\_stojkovski@outlook.com</u>