Универзитет "Св. Кирил и Методиј" во Скопје



Марија Лазаревиќ

МОДЕЛ ЗА ОПРЕДЕЛУВАЊЕ НА ВЛИЈАНИЕТО НА ПРОМЕНЛИВИОТ БРОЈ НА ВРТЕЖИ НА ФРАНЦИС ТУРБИНА ВРЗ КОНСТРУКТИВНИТЕ И ЈАКОСТНИТЕ ПАРАМЕТРИ НА СПРОВОДНИОТ АПАРАТ

-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 Валентино Стојковски Машински факултет-Скопје Универзитет "Св.Кирил и Методиј" во Скопје

Проф. д-р Златко Петрески Машински факултет-Скопје Универзитет "Св.Кирил и Методиј" во Скопје

Проф. д-р Дарко Бабунски 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

Дата на одбрана:

20.05.2022

ТЕХНИЧКИ НАУКИ - МАШИНСТВО

м-р МАРИЈА ЛАЗАРЕВИЌ, дипл.маш.инж. МОДЕЛ ЗА ОПРЕДЕЛУВАЊЕ НА ВЛИЈАНИЕТО НА ПРОМЕНЛИВИОТ БРОЈ НА ВРТЕЖИ НА ФРАНЦИС ТУРБИНА ВРЗ КОНСТРУКТИВНИТЕ И ЈАКОСТНИТЕ ПАРАМЕТРИ НА СПРОВОДНИОТ АПАРАТ

АПСТРАКТ:

Хидродинамичките услови на влез во колото во голема мека зависат од спроводниот апарат. Спроведувањето експерименти на лава можност за добивање на подлабоки сознанија во однос на струењето и силите кои произлегуваат од него, а дејствуваат на лопатките. Нумеричкиот модел за струење низ сегментот на кружна решетка е валидиран преку верификација на резултати ΟЛ симулации споредба по нивна co експериментално добиените резултати. Изведени се релации помеѓу оптоварувањата на осамен профил и профил во решетка врз на параметрирање. Преку основа дводимензионален модел ce утврдува влијанието на промената на бројот на вртежи врз распределбата на притисок на лопатката. Моделот на нестационарно струење овозможува определување на пулсациите на разгледување притисок, односно на динамичките оптоварувања при различен број на вртежи. Резултатите и сознанијата од овие истражувања се во прилог на определување на влијанието на бројот на вртежи врз јакостната состоіба лопатката. Извршена на e параметризација на пулсациите на моментот на спроводна лопатка. Понудени се два пристапи на пресметка на поволна положба на оската на ротација кои покажуваат намалување на моментите, а последично и минимизирање на оптоварувањата при различни работни услови на спроводниот апарат. Вториот пристап е имплементиран во софтвер за нумеричка динамика на флуиди (CFD) и Метод на конечни елементи (МКЕ) анализа со што е утврдена методологија за развој на соодветен дизајн од јакостен аспект.

КЛУЧНИ ЗБОРОВИ:

Спроводни лопатки, променлив број на вртежи, оптоварувања, CFD, MKE

MARIJA LAZAREVIKJ, MSc., Mech. Eng. MODEL FOR DETERMINING THE INFLUENCE OF A VARIABLE-SPEED FRANCIS TURBINE ON GUIDE VANE STRUCTURAL AND STRESS PARAMETERS

ABSTRACT:

The hydrodynamic conditions at the runner entrance depend to a large extent on the guide vanes system. Conducting experiments provides an opportunity to gain deeper knowledge about the water flow and the forces arising from it, which act on the blades. The numerical model for flow through the radial cascade segment is validated by verifying the results of simulations by comparing them with the experimentally obtained results. Relations between the forces distribution of a solitary airfoil and a cascade profile are derived based on parametrization.

The effect of the change in the runner speed on the blade pressure distribution is determined through a two-dimensional model. The unsteady fluid flow model enables the determination of pressure pulsations, ie consideration of dynamic loads at different runner speeds. The results and findings from these studies are in favor of determining the impact of speed on the strength condition of the blade. Parametrization of the guide vane torque is performed. Two approaches are presented to calculate the most favorable position of the guide vane axis of rotation, which show a reduction of torques and consequently minimization of loads under different operating conditions of the guide vanes system. The second approach is implemented in software for Computational Fluid Dynamics (CFD) and Finite Element Analysis (FEA), which establishes a methodology for developing an appropriate design with regard for the strength parameters.

Guide vanes, variable speed, loads, CFD, FEA, strength

KEYWORDS:

"Ако сакате да ги пронајдете тајните на универзумот, размислувајте во рамките на енергијата, фреквенцијата и вибрацијата".

Никола Тесла

Посветено на мојата баба проф. д-р Марија Лазаревиќ за нејзината бескрајна љубов, поддршка и мотивација.

Благодарност

Би сакала да изразам најголема благодарност до мојот ментор проф. д-р Зоран Марков за дадените насоки и укажаните поддршка и доверба во текот на работата. Да се биде учесник во проектот ХидроФлекс беше големо искуство кое значително придонесе кон мојот професионален развој.

Голема благодарност до претседателот на комисијата, проф. д-р Валентино Стојковски, за значајните совети и споделеното знаење. Исто така, упатувам благодарност до членовите на комисијата, проф. д-р Дарко Бабунски и проф. д-р Златко Петрески за корисните совети врз основа на професионалното искуство. Особено се заблагодарувам на проф. д-р Оле Гунар Далхауг за дадените насоки и плодните дискусии во текот на нашата соработка.

Им се заблагодарувам на моите колеги од Машински факултет-Скопје кои ме поддржаа во својата научна работа.

Голема благодарност до д-р Игор Илиев и д-р Чираг Триведи за соработката во рамките на ХидроФлекс преку размена на идеи, особено во текот на мојот студиски престој на Норвешкиот Универзитет за наука и технологија (NTNU) во Трондхајм.

Чекорењето по овој пат беше животно искуство кое не би било можно без трпението и поддршката од моето семејство кое беше секогаш тука да ме охрабри, како и без пријателите кои постојано ме мотивираа и беа полни со разбирање.

Оваа докторска дисертација е реализирана во рамките на проектот ХидроФлекс, финансиран од програмата за истражувања и иновации на Европската Унија, Хоризонт 2020 според договорот со број 764011.



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



Содржина

Благод	арност 6			
Листа	Листа на симболи10			
1 Bo	1 Вовед12			
2 Ли	гературен преглед на претходни релевантни научни истражувања 16			
2.1	Распределба на притисок16			
2.	1.1 Теоретски истражувања16			
2.	1.2 Нумерички истражувања			
2.	1.3 Експериментални истражувања			
2.2 2.3 2.4	Момент на спроводни лопатки, точка на ротација			
3 Teo	рретски основи			
3.1 параметри	Профил и кружна решетка од профили – поим, основни геометриски 22			
3.	1.1 Поим за аеропрофил, основни геометриски параметри 22 1.2 Решетки од профили 23			
5.	1.2 Гешетки од профили			
3.2 дејствуваат	Струење околу осамен профил и решетка од профили. Сили кои на осамен профил и профил во решетка			
3.: 3.: на прити 3.:	2.1 Сили кои дејствуваат на осамен профил и профил во решетка			
3.3	Сили и моменти кои дејствуваат на лопатка од спроводен апарат			
3.: 3.: апарат	 3.1 Неподвижна кружна решетка од профили – спроводен апарат			
3.1	3.3 Сили и моменти кои леіствуваат на лопатка кај отворен спроволен			
апарат	36			
3.4	Напонска распределба на спроводна лопатка			
2	$\frac{1}{20}$			
3.4 3.4	4.1 Пресметка на напони на спроводна лопатка			
4 Експериментално истражување				
4.1 Опис на експериментален систем за анализа на струење на возлух околу				
профил поставен во кружна решетка				
4	1.1. VOUGE OF HUGTOFOUND			
т. ,	1.1 Канал од инсталацијата			

4.2	Мерење на струјнотехнички параметри 45
4.2 4.2	2.1 Мерење на притисок 45 2.2 Мерење на проток 48
4.3 на сили, мог	Резултати од мерења на распределба на притисок на профил. Определување менти и нападна точка на резултантна сила
4.3 4.3	5.1 Осамен профил
5 Нум	иеричко истражување
5.1 тунел 5.2	Нумеричко моделирање на струење околу осамен профил во воздушен 75 Нумеричко моделирање на струење околу профил-лопатка во кружна
решетка	77
5.2 5.2	2.1 Радијална решетка со релативен чекор t/L>1 78 2.2 Радијална решетка со густина t/L<1
5.3 турбина при	Нумеричко моделирање на струење во спроводен апарат на Францис празличен број на вртежи
5.3 5.3	 9.1 Развој на 2D нумерички модел
спроводн	а лопатка
5.3 на вртежи	 Анализа на положоата на лопатка на раоотно коло и променливиот орој -квазистационарни услови
5.4 при разлчен	Нумеричко моделирање на нестационарно струење низ спроводен апарат број на вртежи
5.4 апарат	.1 Влезни услови –промена на брзината на влез и излез од спроводен 90
5.4	.2 Пулсации на моментот на спроводната лопатка
5.4	.3 Пулсации на притисок на спроводна лопатка
5.4 6 Iard	.4 Јакостни услови на спроводна допатка
0.1 6 2	интеракција помеѓу флуид и цврсто тело 102 Вцијание на оската на ротација врз моментот и статичките оптоварувања на
спроводната	а лопатка
6.2	2.1 Тридимензионален нумерички модел на струење низ спроводен апарат 103
6.2	2.2 Влијание на оската на ротација на спроводната лопатка врз
хидраули	чниот момент
6.2	2.3 Изоор на положоа на оска на ротација на спроводна лопатка 106

6.2.4 Влијание на оската на ротација врз статичките оптоварувања на
спроводната лопатка 109
 6.3 Влијание на променливиот број на вртежи врз статичките оптоварувања на спроводната лопатка
7 Хидрауличен дизајн на спирала 116
7.1 Вовед 116
 7.1.1 Улога на спиралното куќиште кај хидрауличните турбини
7.2 Методологија на хидрауличен дизајн на спирала
7.2.1 Методологија на пресметка
7.3 Валидирање на хидрауличниот дизајн на спиралата
8 Заклучоци и препораки за понатамошна работа
ПРИЛОГ

Листа на симболи

Симбол	Мерна единица	Опис
g	$[m/s^2]$	Земјино забрзување
ρ	$[kg/m^3]$	Густина
μ	[Pa s]	Динамичка вискозност
π	[-]	Математичка константа
ω	[rad/s]	Аголна брзина
n	$[\min^{-1}]$	Број на вртежи на работно коло
Q	$[m^{3}/s]$	Проток
Н	[m]	Нето пад
x, y, z	[-]	Координати
t	[s]	Време
V	[m/s]	Брзина
р	[Pa]	Притисок
Γ	$[m^2/s]$	Циркулација
R	[m]	Радиус
D	[m]	Дијаметар
u	[m/s]	Периферна брзина
F	[N]	Сила
М	[Nm]	Момент
Р	[W]	Моќност
η	[-]	Ефикасност
α	[°]	Нападен агол на аеропрофил
3	[-]	Дисипација на турбулентна енергија
k	[°]	Турбулентна кинетичка енергија
L, 1	[m]	Должина
Zrv	[-]	Број на лопатки на работно коло
to	[m]	Чекор на решетка
ao	[m]	Отвореност на спроводен апарат
A_1, B_2	[-]	Константи
р	[Pa]	Притисок
Sh	[-]	Струхалов број
f	[Hz]	Фреквенција
Т	[s]	Периода
А	[m]	Амплитуда
RMS		Квадратна средина
PtP		Peak-to-Peak

CED	Computational Fluid Dynamics
CFD	(Пресметковна динамика на флуиди)
ECI	Fluid-Structure Interaction (Интеракција
F31	на флуид и цврсто тело)
МКЕ	Метод на конечни елементи
GV	Guide vane (Спроводна лопатка)

1 Вовед

Со цел справување со климатските промени преку намалување на емисиите на јаглерод диоксид, светскиот и Европскиот енергетски систем почна да се пренасочува кон производство на енергија исклучиво од одржливи и обновливи извори. Меѓутоа, ваквата трансформација кон постигнување на доминантност на обновливите енергетски извори над фосилните горива се соочува со предизвици кои произлегуваат од нестабилноста на изворите на сончева и ветерна енергија кои не се во состојба секогаш да одговорат на моменталната побарувачка на енергија.

Благодарение на брзиот одговор кон променливата побарувачка, хидроенергетските постројки можат да го балансираат снабдувањето на енергија од непостојаните обновливи извори и со тоа да придонесат кон стабилизирање на мрежата [1]. Воедно, хидроенергијата претставува најголем и најекономичен обновлив извор на енергија во светот, со тенденција да остане компетитивна и најбрзорастечка технологија поради големиот технички потенцијал кој е на располагање и може да се искористи [2]. Според тоа, интересот кон хидроенергијата е сè поголем и фокусот се поставува на зголемување на ефикасноста на претворање на енергијата, на енергетските заштеди и на надежноста и долготрајноста на опремата.

Најголема ефикасност на енергијата се постигнува во оптималната работна точка на турбината, дефинирана со определени вредности на пад и проток [3]. Но, за да одговарат на дадената побарувачка на енергија, хидрауличните турбини често работат надвор од оптималната работна точка што предизвикува намалување на ефикасноста и поголеми динамички оптоварувања и напони на компонентите и појава на вибрации. Со оглед на тоа што ваквите променливи оптоварувања можат да предизвикаат распаѓање на материјалот (механички оштетувања), се наметнува потребата од продлабочено познавање за механичкото однесување на елементите на турбината при различни работни режими [4], [5].

Намалувањето на динамичките оптоварувања и зголемувањето на ефикасноста на турбината се главни цели на хидроенергетиката што доведува до развој на технологијата со променлив број на вртежи со која би се надминале ваквите проблеми [6], [7]. Работата на турбините со променлив број на вртежи е прв пат имплементирана кај реверзибилните пумпни турбини кои обично се дизајнирани и оптимирани да работат како пумпи, додека во режимот на работа како турбини работат со пониска ефикасност. За повисока ефикасност и во двата работни режима, се користело адаптирање на бројот на вртежи на самата машина [8].

Хидроагрегатот се состои од турбина поврзана со електрогенератор. Во турбината чие работно коло ротира, енергијата на водата се претвора во механичка енергија на вратилото кое ротира. Вратилото на турбината е поврзано со генераторот каде механичката енергија се претвора во електрична енергија за снабдување на потрошувачите [9].

При интеракција на флуидот со конструктивните елементи на турбината, се јавуваат напони кои можат да доведат до трајни деформации на компонентите на

турбината. Големината на деформациите зависи од притисокот и брзината на струење на флуидот и својствата на материјалот од кој е изработена турбината. Доколку деформациите се мали и речиси непроменливи во текот на времето, нема да влијаат значително врз повратното однесување на флуидот и фокусот може да се постави кон резултантните напони во компонентите т.е. анализата може да биде во една насока.

Разбирањето на влијанието на струењето на водата врз конструкцијата на турбините е од големо значење поради подложноста на елементите на турбината на оптоварувања предизвикани од струењето, а чија последица се можни оштетувања на лопатките. Во таа насока, безбедната работа на хидроенергетските постројки налага оптимирани компоненти на турбината во однос на оптоварувањата. Хидродинамичките услови на влез во колото во голема мера зависат од спроводниот апарат, кој претставува кружна решетка од одреден број на лопатки. Функцијата на спроводниот апарат е регулирање на протокот на вода, а со тоа и моќноста на турбината, како и обезбедување на осносиметрична, рамномерна распределба на водата во работното коло со минимални загуби на енергија, и создавање на потребната циркулација на влез во колото. Со оптимизација на обликот на спроводната лопатка, како и локацијата на нејзината оска на ротација, може да се постигне задоволителна јакост и минимални механички оптоварувања на спроводниот апарат.

Спроведувањето на експерименти дава можност за добивање на подлабоки сознанија во однос на струењето и силите кои произлегуваат од него, а дејствуваат на лопатките. Главниот пристап при проучувањето на механичките карактеристики на турбините се базира врз комбинација од пресметковни и моделски испитувања. Со оглед на трошоците за изработка на моделот и воспоставувањето на неопходните услови на испитување, често е тешко да се изведуваат поголем број на моделски испитувања.

Релативно брзите компјутери со прифатливи цени и развојот на специјализирани софтвери довеле до појава и брз развој на една применета гранка на механиката на флуиди - Computational Fluid Dynamics (CFD), чија примена значително ги олеснува проучувањата на струјните процеси во хидрауличните турбини и определувањето на нивните статички и динамички карактеристики.

Моделирањето на струењето кај хидрауличните турбини и определувањето на механичките карактеристики на лопатките претставува комплексно прашање поради потребата да се опфатат голем број меѓузависни фактори. Вистинскиот предизвик е комплексниот пристап кон анализата на перформансите и оптимизацијата на дизајнот, земајќи ги предвид хидрауличните карактеристики и јакостните перформанси на спроводните лопатки.

Предметот на ова истражување е јакостната анализа на профил, преку влијателните параметри при негово вградување во кружна решетка, со акцент на примена кај Францис турбини кои работат со променлив број на вртежи. Потребата од ваква анализа потекнува од интеракцијата на статорот и роторот, односно на спроводниот апарат и работното коло, со цел да се предвидат динамичките оптоварувања на спроводните лопатки, земајќи ја предвид технологијата на работа на турбината со променлив број на вртежи. **Целите на ова истражување** се насочени кон определување на корелацијата на како влијателните параметри на јакостната состојба на лопатката т.е. геометриските параметри на решетката, распределбата на притисок на лопатката, положбата на оската на ротација, бројот на вртежи на колото, и силите и моментите кои дејствуваат на лопатката.

Идејата и реализацијата на истражувањето во оваа докторската дисертација е производ на учеството во проектот Hydroflex (Increasing the value of hydropower through increased flexibility), кој е финансиран од Европската Комисија преку програмат H2020, под водство на Норвешкиот Универзитет за наука и технологија во Трондхајм (NTNU).

Докторската дисертација е поделена во осум глави. По краткиот вовед во темата и дефинирањето на предметот и целите во првата глава, во **втората глава** е направен преглед на досегашните релевантни достигнувања во областа, со акцент на теоретски, експериментални и нумерички истражувања поврзани со силите кои дејствуваат на спроводните лопатки, корелацијата помеѓу обликот на профил и распределбата на притисок на неговата површина, влијанието на промената на бројот на вртежи на работното коло врз јакостните параметри и перформанси на спроводниот апарат, а со цел да се даде слика за актуелните сознанија и актуелните трендови на истражувања.

Во третата глава се дадени теоретските основи за причината на силите кои дејствуваат на профил (осамен профил и профил во решетка), дополнето со сили и моменти на лопатка од спроводен апарат, кој претставува неподвижна кружна решетка од профили, и оптоварувањата кои произлегуваат од нив. Фокусот е насочен кон влијанието на геометриските параметри на решетката врз распределбата на притисокот, интеракцијата на спроводните лопатки и лопатките на затколо кое ротира со одреден број на вртежи. Презентиран е развиениот пресметковен модел за определување на сили и моменти кои дејствуваат на профил под дејство на дискретна распределба на притисоците околу него, со примена на законитостите и преку изразите на кои се базира.

Четвртата глава е посветена на спроведеното експериментално истражување. Опишан е проектираниот експериментален систем за мерење на распределба на притисокот на осамена лопатка, како и на лопатка поставена во сегмент од кружна решетка. Дадени се детали за составните делови на експерименталната инсталација канал и мерна секција со сегмент на кружна решетка од профили. Презентирана е применетата методологија и начинот на мерење на струјнотехничките параметри (притисок, брзина на струење и температура) и користената мерна опрема. Дадени се три постапки на дефинирање на профилот на брзини во каналот и три начини на пресметка на протокот со примена на експерименталните резултати. Концептот на експерименталната инсталација се одликува со можност за обезбедување на безударно опструјување на лопатката кога е поставена во кружна решетка за различна отвореност (поставеност) на решетката и со слободен истек од решетката. Претставени се резултатите од мерењето на распределбата на притисок на профил и нивната примена во развиениот модел за пресметка на сили, моменти и нападна точка на резултантата. Врз основа на експерименталните резултати се дадени и согледувања за влијателните параметри на распределбата на притисокот, кои се предуслов за јакосните пресметки на лопатката.

Во петтата глава е презентирано нумеричкото истражување, тргнувајќи од моделирање на струењето околу осамен профил и околу профил во кружна решетка.

Опишан е развојот на дводимензионален нумерички модел за анализа на струењето низ спроводен апарат во стационарни услови, изборот на почетни гранични услови и модел на турбуленција и валидацијата на моделот по споредбата со експерименталните резултати. Со нумеричките модели се опфатени анализи за квазистационарни состојби со кои се укажува на поединечното влијание на одделни делови врз лопатките на спроводниот апарат (влијанието на дотокот, со земање предвид на две конструкции на спирално куќиште, влијанието на затколото и неговата положба во однос на спроводните лопатки, влијание на положбата на статорските лопатки, како и влијанието на променлив број на вртежи на затколото). Тежиштето на истражувањата со нестационарните модели е поставено на анализата на резултатите од нумеричките симулации на струење во спроводен апарат при различен број на вртежи на колото преку анализирани влијанија на присуството на колото и геометриската положба на неговите лопатки и бројот на вртежи врз силите и моментите на лопатките од спроводниот апарат. Извршена е параметризација на пулсациите на моментот на спроводната лопатка. Дискутирана е законитоста на промената на притисок во текот на времето во зависност од бројот на вртежи.

Во **шестата глава** е дадена јакосната анализа на спроводната лопатка. Акцентот е ставен на влијанието на оската на ротација врз моментот, т.е. оптоварувањата на лопатката, а кое е согледано преку анализа на резултатите добиени од тридимензионалниот нумерички модел на турбина. Врз основа на резултатите добиени за варирањето на моментот со промена на оптоварувањето, предложен е пристап кон определување на положбата на оската на ротација на лопатката. Методологијата на пресметка е имплементирана во софтверот за CFD и MKE анализа.

Во седмата глава е опишана новоразвиената методологија за добивање на хидрауличен дизајн на спирално куќиште со предност на кружни попречни пресеци и со преод кон елиптични попречни пресеци, кое како компонента на Францисовата турбина ги задава влезните услови во спроводниот апарат. Специфичноста на развиената методологија на пресметка се однесува на примена на Архимедова централна спирална линија и законот на слободен виор. Методот на пресметка е нумерички валидиран со исполнување (постигнување) на потребните хидраулични перформанси. Извршени се споредби на постоен дизајн кај хидраулична турбина со новоразвиениот дизајн.

Во осмата глава се сумирани резултатите, применетите техники и методологии, како и заклучоците и препораките за понатамошна работа. Генерички се претставени условите на оптоварување на профилирана лопатка и дефинирани се јакосните параметри при струење кај кружна решетка применета во спроводен апарат од Францисова турбина. Направен е детален преглед на истражувањето и резултатите од него со акцент на научниот придонес и можноста за примена на резултатите.

2 Литературен преглед на претходни релевантни научни истражувања

2.1 Распределба на притисок

2.1.1 Теоретски истражувања

Струењето околу профил во решетка е тесно поврзано со струењето околу профил поставен во неограничено и рамномерно струјно поле. Според тоа, проблематиката на наоѓање на распределбата на притисок околу профил во решетка или определувањето на соодветен облик на профил за добивање на дадена распределба на притисок се сведува на проблемот за осамен профил, кој е решлив со примена на веќе испитани и валидирани методи.

Katzoff и други автори [10] развиле метод за определување на распределбата на притисок на профил во решетка за случај на дводимензионално, некомпресибилно и невискозно струење, земајќи го предвид влијанието на самиот профил врз другите во решетката преку итеративен процес. За определен нападен агол се генерира решение кое се користи за конформна трансформација.

Allen и Spurr [11] [12] предлагаат метод за определување на распределбата на брзини (притисок) на даден аеропрофил со мала закривеност, но и предвидување на обликот на профилот при однапред познат распоред на брзини. Тие определуваат релација помеѓу обликот на профилот и распределбата на притисок на истиот профил кога е поставен во решетка, притоа тргнувајќи од споредбата помеѓу распоредот на притисок за профилот во решетка и за осамен профил и независно третирајќи ги влијанието на скелетницата и на распределбата на дебелина на профилот.

Bohle [13] опишува модификација на постоечки метод за инверзен дизајн на решетка, применувајќи пресметка на граничен слој на всисната страна на лопатката со методот на конечни разлики и примена на теоријата на потенцијално струење за да се определи геометријата на решетката. Распределбата на брзина на притисната страна на лопатката се припишува така да се постигнат зададените агли пред и зад решетката.

2.1.2 Нумерички истражувања

Метод на инверзен дизајн на 2D и 3D линеарни решетки низ кои струи компресибилен флуид е опишан и валидиран од страна на Daneshkah и Ghaly [14]. Крајната цел е добивање на потребната распределба на притисок со модифицирање на иницијалната генерирана геометрија преку итеративен процес. Ефективноста на предложената постапка е докажана со успешен редизајн на решетки за комресор и за турбина кај кои бил пожелен одреден профил на притисок за редуцирање на негативни ефекти.

Раѕсоа и други автори [15] презентирале подобрена варијанта на методот на инверзен дизајн на лопатка во решетка преку итеративно модифицирање на обликот на лопатката се додека не се постигне однапред зададениот распоред на притисок. Пресметката се одвива нумерички така што при секоја итерација се модифицира пресекот

на лопатката, се генерира нова мрежа и се решава струјното поле. Притоа, алгортитмот за генерирање на лопатката е надграден со израз за распределба на дебелината на профилот кој дава пореалистични скелетници.

Duan, Zheng и Jiang [16] исто така ја примениле CFD технологијата за имплементирање на методот на инверзен дизајн на лопатка во решетка. Успешно е постигнато добивање на поблаги оптоварувања на лопатката, односно израмнување на профилот на притисок, со што се намалуваат загубите на притисок во решетката, преку модифицирање на дизајнот.

2.1.3 Експериментални истражувања

Dunavant и Erwin [17] експериментално испитувале секции на решетка од 5 лопатки во воздушен тунел при различни влезни агли на флуидната струја, при различни работни режими и различни положби на решетката. Постигнато е добивање на потребната скелетна линија при дадени влезни параметри и градење на профилот преку познатиот теоретски метод на суперпонирање на распределбата на дебелина на средната скелетница. Експерименталните податоци се користени за предвидување на профили на распределба на притисок.

Assassa и Ghany [18] извршиле експериментални мерења на распределбата на притисок на изолиран профил (NACA 0015) и профил во решетка при различни услови на струење (различни нападни агли / различни влезни агли на флудината струја). Врз основа на теоретските методи, развиле код за пресметка на дводимензионалното струење низ решетката чии резултати ги споредиле со нивните експериментални резултати, други експериментални податоци и други методи на предвидување, што ја покажало ефикасноста на кодот за различни струјни услови и конфигурации на решетки. На овој начин е дојдено до релацијата меѓу геометриските и аеродинамичките параметри на профилот. Дополнително, го мереле распоредот на брзина зад профилите, заклучувајќи дека истиот е симетричен само при нулта положба на профилот, додека со зголемување на нападниот агол на профилот, распоредот е понесиметричен, но станува поуниформен со зголемување на оддалеченоста од задниот раб на профилот [19].

2.2 Момент на спроводни лопатки, точка на ротација

Во реверзибилна пумпа-турбина, струењето е од нестационарен карактер, пред сè заради вискозните ефекти, односно одлепувањето на граничниот слој, појавата на вртлози и влијанието помеѓу ротирните и стационарните делови. Lipej [20] спровел нумеричка анализа на моментите на спроводните лопатки кај реверзибилна пумпа-турбина при нестационарен режим на струење. Анализата при работа во режим на турбина е направена за 6 отворености на спроводниот апарат. Споредбата помеѓу нумеричките и експерименталните резултати ги покажува усогласеноста помеѓу минималните и максималните вредности на моментите и амплитудата на осцилациите на моментот, која е поголема за нестационарно струење бидејќи ефектот на интеракцијата меѓу работното коло и спроводниот апарат е незанемарлива. За турбински режим, осцилациите на моментите се се помали и околу една средна вредност што кажува дека може да се гледа стационарно.

Schweiger и Gregori [21] извршиле експериментални мерења на моментот на спроводните лопатки кај Францис и Каплан турбини, изразувајќи ги крајните резултати преку бездимензионалниот коефициент на момент. Нивните резултати покажуваат дека моментот на спроводните лопатки зависи од работниот режим и од положбата на лопатките во однос на спиралното куќиште. Измерениот момент за секоја лопатка бил различен, а најголеми промени во вредностите биле забележани во близина на забот (јазикот) на спиралата, т.е. од влезот на спиралата до $\varphi = 120^\circ$. Влијание врз големината на моментот имаат и аглите на лопатките на колото на Каплан турбина – коефициентот на моменто се зголемува со зголемување на аглите на работното коло. Освен обликот на лопатката, и позицијата на оската на ротација значително влијае врз моментот. Спроводните лопатки кои се сместени веднаш зад статорска лопатка се помалку оптоварени. Поголеми промени во коефициентот на моментот е забележан при поголеми отворености. Поголем коефициент на момент има при брзина на побег, отколку при други работни услови. Максимален момент има при затворен спроводен апарат. Коефициентот на момент е прикажан во зависност од специфичната брзина. При оптимални работни услови, постои момент на самозатворање, додека при побег има тенденција на отворање на лопатките. Согледано е дека во однос на динамичките карактеристики, осцилирањето на вредноста на моментот е 10 пати поголемо при побег, отколку во оптимални работни услови.

Ескпериментално добиените податоци за распределба на притисок на симетрични и несиметрични спроводни лопатки, Kovalev [22] ги користел за определување на големината, правецот и насоката на хидродинамичката сила и нејзината нападна точка за различни отворености на спроводниот апарат. Констатирано е дека моментот е најголем за затворен спроводен апарат; со негово отворање моментот се намалува до нула, потоа се зголемува во спротивната насока, па повторно се спушта до нула. Дополнително, истражувањето на три дизајни на лопатка покажало дека големината и насоката на моментот зависи од положбата на лопатката во однос на спиралата и од аголот на забот на спиралата.

Мипtean и други автори [23] извршиле нумеричка оптимизација на позицијата на оската на ротација на спроводна лопатка на Францис турбина. Воведениот критериум за оптимизација подразбира минимизирање на механичките оптоварувања на спроводниот апарат преку добивање на минимална вредност на екстремниот момент на вратилото на лопатката. Нумерички се испитани се условите при 4 различни позиции на оската на ротација, вклучувајќи ја постоечката. Развиената методологија покажува дека постои подобрување во однос на првобитниот дизајн, односно новоодбраната оска на ротација на спроводната лопатка обезбедува помала големина на моментот и помало оптоварување на конструкцијата. Ова е реализирано преку добивање на иста апсолутна вредност на екстремните (минимален-негативен и максимален-позитивен момент) моменти.

Применувајќи CFD софтверски пакет, Devals и други автори [24] развиле целосно автоматизирана нумеричка процедура за предвидување на моментите на спроводните лопатки. Автоматизирањето на мрежирањето на спиралното куќиште и спроводниот апарат, нумеричката пресметка и обработката на податоците е постигнато со помош на скриптирање. Применет е стандардниот k-є модел на турбуленција. Разгледувани се 2D и

3D стационарни струења при поширок работен опсег на турбината (9 различни отворености на спроводниот апарат и различен број на вртежи на турбината, вклучувајќи и побег). Притоа се испитани два дистрибутора, со 20 и 24 спроводни лопатки. Резултатите од нумеричките симулации се усогласени со експериментално добиените резултати за вредностите на моментите на неколку одбрани спроводни лопатки.

Qifei и други автори [25] со експериментални мерења ја одредиле промената на моментот на спроводната лопатка кај пумпа-турбина при отвореност на спроводниот апарат во ранг од 18,4 до 100 %. Меѓу заклучоците кои се изведени се: конзистентност на коефициентот на момент со зголемување на отвореноста при минимален, номинален и максимален нето пад. За отворености помали од 43%, моментот на спроводната лопатка има мал интензитет, а при поголеми отворености од 43% почнува постепено да се зголемува.

2.3 Интеракција на флуид и цврсто тело

Виdiman и други автори [26] користат софтверски пакет за CFD пресметка и анализа со методот на конечни елементи за да ги предвидат статичките оптоварувања на спроводните лопатки при различни отворености на спроводен апарат со 16 лопатки. Исто така, разгледан е специфичниот случај на статичко преоптоварување кога надворешен објект го попречува ротационото задвижување на лопатките како недостаток на системот. Трет случај е динамичко оптоварување при моментално затворање на спроводниот апарат во случај на побег на турбината. Спроводната лопатка мора да ги преброди сите случаи. Врз основа на нумерички добиените резултати за максимални моменти и напони, изберен е соодветен материјал на лопатката. Јакостната анализа е извршена на системот тело на лопатката и вратило со задавање на соодветни гранични услови – фиксирање на лежиштата.

Повеќе случаи на кршење на лопатките на работното коло придонеле за зголемен интерес во истражувањето на динамичките оптоварувања кај хидрауличните турбини, чија појава главно се должи на интеракцијата меѓу статорот и роторот [27]. Предвидувањето на овие влијанија може да се изврши експериментално и нумерички. Досегашните истражувања се однесуваат на работните кола кај Францис турбини, додека мал број го испитуваат влијанието на овие феномени кај спроводните лопатки.

Zobeiri и други автори [28] експериментално и нумерички ја истражувале интеракцијата помеѓу стационарните делови и роторот на модел на пумпа-турбина со 20 статорски лопатки, 20 спроводни лопатки и 9 лопатки на работното коло. Бидејќи интензитетот на влијанието од оваа интеракција зависи од близината помеѓу спроводната лопатка и лопатката на работното коло, т.е. од релативната меѓусебна поставеност, најзначајни се ефектите кои би се појавиле при максимална отвореност на спроводниот апарат кога безлопатичниот простор е најмал и задниот раб на спроводната лопатка е најблиску до колото, поради што испитувањата се направени само за оваа работна точка. Мерења на (флуктуациите на) притисокот се направени со 48 сензори на притисок поставени во каналите на статорот и спроводниот апарат и во зоната меѓу нив. Нумеричкиот домен ги вклучува сите елементи на турбината со цел да се земат предвид нерамномерноста на флуидната струја која надоаѓа од спиралното куќиште. За симулирање на просторното нестационарно струење е применет стандардниот k-є модел на турбуленција. Резултатите од нумеричката пресметка се споредени со експерименталните податоци добиени во мерните точки во каналите на дистрибуторот и истите се валидирани. Најголема амплитуда на притисокот е добиена во точката најблиску до лопатката на колото, што укажува на влијанието на интеракцијата помеѓу спроводните лопатки и ротирните лопатки на колото.

Методот на конечни елементи е применет и од страна на Myrvold [29] за јакостна анализа на спроводна лопатка. Направена е модална анализа во воздух и вода за да се добијат модалните облици и природните фреквенции на лопатката. Природната фреквенција на истиот мод во вода во споредба со воздух е 11% помала како резултат на влијанието на додадената маса. Дополнително е направена анализа со задавање на притисок на спроводната лопатка за да се пресметаат деформациите и моментот кој дејствува на лопатката. Земено е предвид и вратилото на лопатката со фиксирање во лежиштата.

2.4 Интеракција на ротор и статор

За да се постигне сигурност и безбедност на конструктивните елементи на Францис турбината, важно е да се предвиди одговорот на побудите предизвикани од струењето. Пулсациите со големи амплитуди водат кон замор на лопатките и постои опасност од нивно кршење по одредено време. Амплитудите зависат од условите на струење, типот на турбина и бројот на лопатки на спроводниот апарат и работното коло. Јакостното однесување ќе зависи и од својствата на материјалот, од природните фреквенции и од пригушувањето предизвикано од струењето [30].

Според нумеричките резултати на Laouari и Ghenaiet [31] кои извршиле симулирање на нестационарното струење низ Францис турбина, мониторирајќи го притисокот во текот на времето во неколку точки, интеракцијата меѓу роторот и статорот може да предизвика големи осцилации на притисокот и на моментот, особено при мали протоци кога амплитудата на доминантните фреквенции е поголема во однос на оптималната работна точка. Авторите заклучиле дека флуктуациите на притисок во безлопатичниот простор зависат и од интеракциите меѓу работното коло и дифузорот. Исто така, заклучиле дека RSI има влијание дури до излезот од работното коло. До сличен заклучок дека осцилациите на притисок предизвикани од интеракцијата меѓу спроводниот апарат и колото се шират и до задниот раб на лопатките на колото се доаѓа и во експерименталните и нумеричките истражувања на високопритисна Францис турбина во целиот нејзин работен опсег од страна на Trivedi и др.[32].

Осцилациите на притисок поради RSI во режим на парцијално оптоварување на Францис турбина се предмет на нумеричка анализа на Anup, Thappa и Lee [33], кои ги мониторирале варијациите на притисок и момент во текот на времето во одбрани точки во каналите на спроводниот апарат и работното коло. Забележале периодичност во промената на распределбата на притисок на спроводните лопатки, како и во промената на распределбата на притисок и моментот на лопатките на колото. Присуството на една од доминантните фреквенции која соодветсвува на бројот на спроводни лопатки е потврдена преку симулациите.

20

Zhou и други автори [34] нумерички ги анализирале пулсациите на притисок во безлопатичниот простор меѓу спроводниот апарат и работното коло на Францис турбина при 4 работни режими на парцијално оптоварување. Моделирано и симулирано е просторно нестационарно струење низ сите елементи на турбината. Осцилациите на притисок се добиени во повеќе мониторни точки во безлопатичниот простор. Нивните резултати покажуваат дека најголемата амплитуда на осцилациите на притисок во овој простор соодветствува на фреквенцијата на поминување на лопатка од работното коло, додека следната најголема амплитуда е фреквенцијата на вртложното јаже што кажува дека бранот на притисок што потекнува од вртложното јаже во дифузорот патува нагоре во работното коло, и потоа во безлопатичниот простор. Добиените амплитуди на притисок во мониторните точки на работното коло се со помал интензитет во однос на оние во лопатките на работното коло и во дифузорот. Исто така, не постои голема разлика меѓу амплитудите на притисок во безлопатичниот простор за различните работни режими.

Піеч и други автори [35] експериментално го истражувале влијанието на променливиот број на вртежи на модел на Францис турбина врз намалувањето на пулсациите на притисок, кои се мерени во каналите на спроводниот апарат и во безлопатичниот простор. Амплитудите на притисок се резултат на интеракцијата на роторот и статорот при различните работни режими. При работа на турбината со променлив број на вртежи по оптималната крива, аплитудите се помали или исти како и при работа со синхрон број на вртежи при оптимален пад за целиот опсег. Најмали пулсации на притисок при работа со синхрон број на вртежи се добиени при 10% помал пад од оптималниот, што укажува дека со мало намалување на ефикасноста, бројот на вртежи може да се подеси за да има најмали флуктуации на притисок во безлопатичниот простор.

Тгіvеdі и други автори [36] експериментално ги истражувале нестационарните појави на модел на Францис турбина при промена на бројот на вртежи. Карактеристичните фреквенции и амплитуди на притисок во текот на времето се добиени во повеќе мерни точки во безлопатичниот простор, колото и дифузорот, каде се поставени сензори на притисок. Мерењата се извршени за константна отвореност на спроводниот апарат, при промена на бројот на вртежи во опсег $\pm 30\%$ од номиналниот. Испитани се 4 работни режими. Авторите заклучиле дека амплитудите на флуктуациите на притисок во безлопатичниот коло се зголемуваат со бројот на вртежи.

3 Теоретски основи

3.1 Профил и кружна решетка од профили – поим, основни геометриски параметри

3.1.1 Поим за аеропрофил, основни геометриски параметри

Профил претставува цврсто тело кое кога е опструјувано од флуид или се движи со брзина во флуидна средина, генерира аеродинамична сила при што компонентата во правец на струењето е многу мала во однос на компонентата нормална на струењето. Номенклатурата на аеропрофилите која е стандардизирана е според NACA (National Advisory Committee for Aeronautics) која во 1930 г., спровеле низа експерименти на изведени профили [37][38].

Ординатите на профилот се мерат во однос на х-оската која се совпаѓа со тетивата на профилот *c*, која претставува права линија што ги спојува предниот и задниот раб на профилот. Средната скелетна линија $y_c(x)$ е добиена со поврзување на центрите на впишаните кругови во профилот, односно се наоѓа на половина растојание меѓу горната и долната површина, мерено нормално во однос на самата средна скелетница (Слика 3-1). Дебелина на профилот е растојанието меѓу горната (x_u , y_u) и долната контура (x_1 , y_1), нормално во однос на тетивата. Обликот на профилот се добива со дефинирање на средната скелетна линија и симетрично "распределување" на дебелината $y_t(x)$ околу неа. Предниот раб на профилот е најчесто кружен, со радиус r_0 со вредност 2% од должината на тетивата, а задниот раб може да биде заоблен/рамен или почесто остар.



Слика 3-1. Дефинирање на профил - геометриски параметри

Координатите на горната контура на профилот се пресметуваат според:

 $x_u = x - y_t sin\gamma; \quad y_u = y_c + y_t cos\gamma$ 3-1

$$x_l = x + y_t sin\gamma;$$
 $y_l = y_c - y_t cos\gamma$ 3-2

каде $\gamma = \arctan(\frac{dy_c}{dx})$, а функциите $y_c(x)$ и $y_t(x)$ се познати за одредена фамилија на NACA профили.

Често се користат релативни параметри за опис на профилот, во однос на должината на профилот *l*: максимална релативна дебелина $(\delta/l)_{max}$ и нејзината локација $(x/l)_{\delta}$, најголема релативна кривина $(s/l)_{max}$ и нејзината локација $(x/l)_s$. Најголемата кривина може да се изрази и преку агол θ помеѓу тангентите повлечени од почетната и крајната точка на скелетницата.

Профилите можат да бидат симетрични и несиметрични. Кај симетричните профили, скелетницата се совпаѓа со тетивата, додека несиметричните профили се добиваат со нанесување на релативната дебелина на симетричниот профил, нормално на скелетницата (Слика 3-2).



Слика 3-2. Симетрични (лево) и несиметрични профили (десно) и нивен опис преку релативни параметри

Аеродинамичките карактеристики на профилот зависат од неговиот облик и од нападниот агол α_0 дефиниран како аголот помеѓу тетивата на профилот и правецот на брзината на струење.

3.1.2 Решетки од профили

Карактеристиките на профилот ќе се променат со негово поставување во решетка од профили. Решетките од профили се составен дел од турбомашините и можат да бидат прави или кружни (Слика 3-3 и Слика 3-4). Кога оската на решетката која спојува исти точки на профилите претставува права линија, решетката е права, а доколку оската на решетката е круг, се работи за кружна решетка. Во зависност од тоа дали се стационарни или ротираат околу оска, решетките можат да бидат подвижни (вртливи), а според тоа дали се работи за турбина или друг тип на турбомашина, разликуваме забрзувачки и успорувачки решетки, соодветно.

Должината на линијата (права или кружна) која се совпаѓа со правецот на оската на решетката меѓу два соседни профила се нарекува чекор на решетката t. Положбата на профилот во решетката е дефиниран со релативниот чекор t/l и аголот на наклон на решетката β_R кој се дефинира како агол помеѓу оската на решетката и нормалата на тетивата.



Слика 3-3. Права решетка од профили



Слика 3-4. Кружна решетка од профили

3.2 Струење околу осамен профил и решетка од профили. Сили кои дејствуваат на осамен профил и профил во решетка

3.2.1 Сили кои дејствуваат на осамен профил и профил во решетка

При струење околу осамен профил или струење низ решетка од профили се генерира аеродинамичка (резултантна) сила која може да се подели на две компоненти: сила на узгон F_L , нормална на флуидната струја, и сила на отпор F_D , паралелна на флуидната струја.

$$F_R = \sqrt{F_L^2 + F_D^2} \tag{3-3}$$

Исто така резултантната сила може да се претстави како збир од нормалната сила F_N , со правец нормален на тетивата на профилот, и аксијална сила F_A , паралелна на тетивата на профилот (Слика 3-5). Врската помеѓу овие сили е преку нападниот агол на профилот α .

$$F_L = F_N \cos\alpha - F_A \sin\alpha \qquad 3-4$$

$$F_D = F_N \sin\alpha + F_A \cos\alpha \qquad 3-5$$



Слика 3-5. Сили кои дејствуваат на профил кој е опструјуван [39]

Со анализирање на струење околу осамен профил се заклучува дека струењето далеку од профилот е паралелно (ненарушено) и се дефинира со брзина $v_{E\infty}$ бесконечно далеку пред и зад профилот, додека нарушување на флуидната струја постои во близина на контурата на профилот. Со воведување на динамички притисок на флуидната струја на бесконечна оддалеченост од профилот $q_{\infty} = \frac{1}{2} \rho_{\infty} v_{E\infty}^2$, се дефинираат силите (на единица ширина) кои дејствуваат на профилот:

$$F_{DE} = c_{DE} \frac{\rho}{2} v_{\infty}^2 l = c_{DE} q_{\infty} l$$
3-6

$$F_{LE} = c_{LE} \frac{\rho}{2} v_{\infty}^2 l = c_{LE} q_{\infty} l$$
 3-7

каде c_{DE} и c_{LE} се бездимензионални коефициенти на сила на отпор и сила на узгон, соодветно, кај осамен профил, а зависат од нападниот агол и експериментално се одредуваат.

Според теоријата на циркулационо опструјување на осамен профил околу кој струи невискозен флуид, узгонската сила која делува на единица должина од профилот со бесконечна ширина дефинирана преку циркулацијата на брзина е $F_{LE} = \rho \Gamma_{1E} v_{E\infty}$. Овој начин на определување на узгонската сила може да се примени и при вискозно струење околу осамени профили доколку силите на отпор F_{DE} се мали (мал агол θ_E). Струењето на флуид низ решетка од профили се разликува во однос на опструјувањето на осамен профил. Во општ случај, брзините на флуидната струја пред и зад решетката се различни, за разлика од брзините на флуидот бесконечно далеку пред и зад осамениот профил кои се исти. Кај решетките од профили се користи (фиктивна) средна брзина на работниот флуид во решетката кој соодветствува на поимот за брзина на флуидот на бесконечна оддалеченост од осамениот профил: $v_{\infty} = \frac{v_1 + v_3}{2}$.

Узгонската сила делува нормално на правецот на векторот на фиктивната средна брзина на работниот флуид во решетката. Узгонската сила е резултат на разликата на притисок меѓу горната и долната површина на профилот што значи дека брзините по контура на профилот се менуваат, односно постои циркулација на брзината околу профилот Г₁. Елементарната узгонска сила на профил во решетка е: $dF_L = \rho \Gamma_{1E} v_{\infty} dr$ (Слика 3-6). На секој од профилите во решетка делува и сила на отпор dF_D која има ист правец со v_{∞} , и ист правец и интензитет, а спротивна насока од силата со која секој профил во решетката се опира на поместувањето, предизвикано од флуидните делчиња кои се лепат на надворешните ѕидови на профилот како резултат на вискозните сили.

Елементарните сили на узгон и отпор што делуваат на профилот во решетка се:

$$dF_L = C_L \frac{\rho}{2} v_\infty^2 l = C_L q_\infty L dr$$
3-8

$$dF_D = C_D \frac{\rho}{2} v_\infty^2 l = C_D q_\infty L dr$$
3-9

а аголот помеѓу узгонската сила и резултантата се пресметува како:

$$\theta = \operatorname{arctg} \frac{dF_D}{dF_L} = \operatorname{arctg} \frac{C_D}{C_L}$$
3-10

при што неговата минимална вредност означува и оптимален однос меѓу силата на отпорот и узгонската сила кои делуваат на секој профил од решетката.



Слика 3-6. Елементарни сили кои дејствуваат на профил во кружна решетка, пресликана во права решетка [40]

Кога отпорот е мал во однос на узгонот, може да се занемари и да се претпостави дека граничниот слој околу профилот е многу тенок, особено ако се работи за забрзувачка (турбинска) решетка.

Силите (на единица ширина) кои дејствуваат на профилот во решетка се:

$$F_D = c_D \frac{\rho}{2} v_\infty^2 l = c_D q_\infty l \tag{3-11}$$

$$F_L = c_L \frac{\rho}{2} v_\infty^2 l = c_L q_\infty l \tag{3-12}$$

каде c_D и c_L се бездимензионални коефициенти на сила на отпор и сила на узгон, соодветно, кај профил во решетка, кои зависат од нападниот агол, чекорот на решетката и наклонот на решетката.

Кога профил за кого се знаат функционалните зависности на коефициентите на узгон C_{LE} и отпор C_{DE} од нападниот агол α се вгради во решетка, тогаш струјните услови околу него, а со тоа и хидродинамичките карактеристики ќе се променат. Отстапувањето на C_L од C_{LE} и C_D од C_{DE} се менува зависно од чекорот на решетката, а за $\frac{t}{L} \ge 1$ овие вредности се приближно еднакви меѓусебно.

Силите и моментите кои дејствуваат на профил кој е опструјуван, произлегуваат од распределбата (промената) на притисокот и на тангенцијалниот напон по неговата површина. Притоа, притисокот дејствува нормално на површината, додека тангенцијалниот напон предизвикан од триењето меѓу профилот и флуидот делува тангенцијално (паралелно) на површината на профилот.

Тангенцијалниот напон често може да се занемари, па според тоа потеклото на силите и моментите произлегува од распределбата на притисокот по горната и долната површина на профилот која е различна за ист профил поставен во неограничена флуидна средина и во решетка (Слика 3-7).



Слика 3-7. Распределба на притисок на профил: во неограничена флуидна средина и во решетка [41]

3.2.2 Влијание на параметрите на решетката од профили врз распределбата на притисок (силите)

Влијателни параметри се нападниот агол, наклонот и чекорот на решетката. Аеродинамичките својства на профилот при еден нападен агол вграден во решетка зависат од обликот на профилот – неговите својства како осамен профил и од параметрите на решетката (релативниот чекор на решетката и аголот на наклон).

Кај права решетка од симетрични профили со $\alpha_0=0$ (безударен влез) и $\beta_R=0$, струењето е симетрично, бидејќи во соодветните точки на горната и долната површина на профилите има исти притисоци и брзини, брзината пред и зад решетката е иста, односно не постои сила на узгон. Се појавува само сила на отпор заради загубите при струење низ решетката – постои разлика на притисок пред и зад решетката (Слика 3-8 лево).

Со промена на α_0 (Слика 3-8 десно) или β_R (Слика 3-9 лево) струењето не е веќе симетрично, односно постои разлика на притисок помеѓу површините на профилот, што предизвикува појава на узгонска сила. Брзината пред решетката не е во правец на оската бидејќи $\alpha_0 \neq 0$, како и зад решетката (постои занесување на флуидната струја на излез $\Delta\beta_2$).



Слика 3-8. Решетка од симетрични профили без наклон со: $\alpha_0 = 0$ (лево) и $\alpha_0 \neq 0$



Слика 3-9. Решетка од симетрични профили со наклон и различни чекори

Узгонската сила се зголемува со намалување на нагибот и на релативниот чекор на решетката што може да се увиди од Слика 3-10 каде со зголемување на релативниот чекор на решетката се зголемуваат и апсолутните вредности на притисоците на површините на профилот [42].



Слика 3-10. Релативна распределба на притисок на несиметричен профил во решетка при различни чекори [42]

3.2.3 Модел за пресметка на сили и моменти кои дејствуваат на профил

Нормалните и аксијалните сили се добиваат со интегрирање на притисокот и тангенцијалните напони.

Елементарните нормална и аксијална сила на горната површина се:

$$dF_{N_{u}}' = -p_{u}dl_{u}cos\theta - \tau_{u}dl_{u}sin\theta$$
3-13

$$dF_{A_{u}}' = -p_{u}dl_{u}sin\theta - \tau_{u}dl_{u}cos\theta$$
3-14

додека на долната површина на профилот се:

$$dF_{N_l}' = p_l dl_l \cos\theta - \tau_l dl_l \sin\theta \qquad 3-15$$

$$dF_{Al} = p_l dl_l \sin\theta + \tau_l dl_l \cos\theta \qquad 3-16$$

Вкупната нормална и аксијална сила на единица ширина на профилот, соодветно, се добиваат со интегрирање на соодветните елементарни сили по контурата (кривината) на профилот од предниот кон задниот раб (Слика 3-11):

$$F_{N}' = -\int_{LE}^{TE} (p_{u}cos\theta + \tau_{u}sin\theta)dl_{u} + \int_{LE}^{TE} (p_{l}cos\theta - \tau_{l}sin\theta)dl_{l}$$
3-17

$$F_{A}' = \int_{LE}^{TE} (-p_{u}sin\theta + \tau_{u}cos\theta)dl_{u} + \int_{LE}^{TE} (p_{l}sin\theta + \tau_{l}cos\theta)dl_{l}$$
3-18

Моментот на единица ширина околу предниот раб на профилот, на горната и долната површина на профилот, соодветно, изнесува:

$$dM'_{u} = (p_{u}\cos\theta + \tau_{u}\sin\theta)xdl_{u} + (-p_{u}\sin\theta + \tau_{u}\cos\theta)ydl_{u}$$
3-19

$$dM'_{l} = (-p_{l}\cos\theta + \tau_{l}\sin\theta)xdl_{l} + (p_{l}\sin\theta + \tau_{l}\cos\theta)ydl_{l}$$
3-20

Моментот на единица ширина околу предниот раб на профилот изнесува:

$$M_{LE}' = \int_{LE}^{TE} [(p_u \cos\theta + \tau_u \sin\theta)x - (p_u \sin\theta - \tau_u \cos\theta)y] dl_u + \int_{LE}^{TE} [(-p_l \cos\theta - \tau_l \sin\theta)x + (p_l \sin\theta + \tau_l \cos\theta)y] dl_l$$
3-21



Слика 3-11. Променливи при интегрирање на притисок и тангенцијален напон по контура на профилот

Притоа, l_u е растојанието од предниот раб на профилот до точка на горната површина во која се пресметуваат притисокот p_u и тангенцијалниот напон τ_u , додека l_l е растојанието од предниот раб на профилот до точка на долната површина во која се пресметуваат притисокот p_l и тангенцијалниот напон τ_l . За разгледувана точка, притисокот е нормален на површината и делува под агол θ во однос на вертикалната оска, додека тангенцијалниот напон е паралелен на површината и делува под истиот агол θ во однос на хоризонталната оска. Со оглед на тоа дека θ , x и y се познати функции од должината на контурата (кривината) l на профил со даден облик, а p_u , p_l , τ_u , τ_l се исто така функции од должината на кривината l на профилот кои можат да се добијат експериментално, интегралите можат да се решат. За дадена форма на профил кој е опструјуван, проблемот на определување на силите и моментите кои дејствуваат на него се сведува на дефинирање на функциите p(s) и $\tau(s)$.

Притоа, при позната распределба на притисок по контурата на профилот поставен во решетка, силите што дејствуваат на него се определуваат применувајќи ја погоре опишаната процедура. Опишаната постапка е применета на резултатите од експерименталното истражување.

3.3 Сили и моменти кои дејствуваат на лопатка од спроводен апарат

3.3.1 Неподвижна кружна решетка од профили – спроводен апарат

Работата што се разменува во хидрауличните турбомашини е резултат на интеракцијата на флуидната струја со подвижните кружни решетки на профили наречени работни кола, додека насочувањето на работниот флуид во колото е обезбедено од страна на претколото кое претставува неподвижна решетка од профили [40], [41].

Спроводниот апарат кај Францис турбината претставува неподвижна кружна решетка од профили, подеднакво распоредени околу главната оска на турбината, а кои ја насочуваат водата во работното коло и формираат колку што е можно порамномерно струјно поле со минимални загуби на енергија [26].

Со спроводниот апарат се остваруваат потребните хидродинамички услови, односно се обезбедува потребната циркулација на влез во работното коло, притоа земајќи ја предвид претпоставката дека циркулацијата на слободната флуидна струја не се менува од излез на спроводниот апарат до влез во колото [42]. Ова се постигнува преку излезниот агол на спроводната лопатка кој е дизајниран за оптималната работка точка на турбината. Работа на турбината во други режими е овозможено со промена на отвореноста на спроводниот апарат преку истовремено вртење на спроводните лопатки за ист агол околу сопствената оска на ротација со помош на надворешен контролен механизам. Отвореноста на спроводниот апарат а₀ претставува најмало растојание од задниот раб на една лопатка до површината на соседната лопатка и ја дефинира положбата на спроводните лопатки при регулација на турбината бидејќи со нејзина промена се регулира протокот на вода кој минува низ турбината согласно моќноста [9] [22]. При сите работни режими на турбината, спроводниот апарат треба да обезбеди непречено струење без создавање на вртложни структури зад лопатките [43].

Основни геометриски параметри на спроводниот апарат (Слика 3-12) се: дијаметар на кружницата на која лежат оските на ротација на лопатките D_0 , број на лопатки z_0 , висина на лопатка b_0 , должина на скелетница на лопатката L, максимална дебелина на лопатката δ , растојание меѓу точките во кои две соседни лопатки се допираат во затворена положба L_0 , релативниот екцентар n_0 , облик на лопатката, чекор на решетката t, кои се константни за даден спроводен апарат [44] [22].

Променлив параметар претставува отвореноста на спроводниот апарат која се дефинира како ширина на меѓулопатичниот канал еднаква на дијаметарот на најголемиот впишан круг во меѓулопатичниот простор. Отвореноста на спроводниот апарат може да се дефинира и со аголот на ротација на лопатката во однос на референтната положба [42].



Слика 3-12. Основни геометриски параметри на кружна решетка од спроводни лопатки

За правилно димензионирање на спроводниот апарат, потребно е познавање на оптоварувањата - напоните на лопатките кои потекнуваат од хидродинамичките сили и моменти. Големината и насоката на хидрауличните сили и моменти предизвикани од струењето на вода врз спроводните лопатки зависат од нивниот облик, положба (отвореност) и оска на ротација. [45]. Најголеми оптоварувања се појавуваат кога спроводниот апарат е во затворена положба, па според тоа јакостната пресметка треба да се изврши за тој случај.

3.3.2 Сили и моменти кои дејствуваат на лопатка кај затворен спроводен апарат

Кај затворен спроводен апарат, притисокот рамномерно делува на ефективната површина на лопатката $B_0 \cdot L_0$ каде B_0 е висина на лопатката, а L_0 е растојание меѓу две соседни лопатки, кое е приближно еднакво на чекорот на решетката *t*:

$$L_0 \cong t = \frac{D_0 \pi}{z_0}$$
 3-22

Врз лопатката делува притисокот од водениот нето пад, од едната страна и притисокот пред работното коло, од другата страна. Во зависност од вредноста на притисокот пред работното коло, можни се следните случаи [46]:

а) ако спроводните лопатки се веќе затворени (w₁=w₂=0), додека турбината се успорува (но сè уште работи) и дифузорот е наполнет со вода, која создава потпритисок на внатрешната страна на лопатките, еднаков на разликата меѓу водениот столб H_d (Слика 3-13) и натпритисокот во работното коло $h_p = \frac{u_1^2 - u_2^2}{2g}$. Разликата на притисок: $\rho g H_n - \rho g (-H_d + h_p) = \rho g (H_n + H_d - h_p) = \rho g (H_n + H_d - \frac{U_1^2 - U_2^2}{2g})$ е натпритисокот кој дејствува на ефективната површина на лопатката. Според тоа, резултантната сила која делува на лопатката е еднаква на:

$$P = \rho g \left(H_n + H_d - \frac{U_1^2 - U_2^2}{2g} \right) B_0 \cdot \frac{D_0 \pi}{z_0}$$
 3-23

б) кога турбината е веќе стопирана (u₁=u₂=0), но дифузорот останал наполнет со вода, натпритисокот од работното коло не постои ($h_p = 0$), па резултантната сила кој делува врз спроводната лопатка е еднаква на:

$$P = \rho g (H_n + H_d) B_0 \cdot \frac{D_0 \pi}{Z_0}$$
3-24

в) кога по стопирање на турбината, влегува воздух во дифузорот, па потпритисокот од дифузорот H_d=0, т.е. резултантната сила врз спроводната лопатка е еднаква на:

$$P = \rho g H_n B_0 \frac{D_0 \pi}{z_0}$$
 3-25

Најголема сила и момент ќе се добијат во вториот случај, поради што јакостната пресметка треба да се изврши за ваков екстремен случај [46].

Со воведување на бездимензионалните големини – релативна висина на лопатката $\overline{B_0} = \frac{B_0}{D_1}$, и релативен пречник на спроводниот апарат $\overline{D_0} = \frac{D_0}{D_1}$, резултантната сила може да се изрази според [43]:

$$P = \frac{\pi \rho g H_{st} D_1^2 \overline{B_0 D_0}}{z_0}$$
 3-26

додека според [22], $\overline{L_0B_0} = A_0$, а $A_0\rho g = A$, па резултантната сила е:

$$P = \rho g H_n B_0 L_0 = \overline{L_0 B_0} \rho g H D_1^2 = A_0 \rho g H D_1^2 = A H D_1^2$$
3-27



Слика 3-13. Притисок кој дејствува на спроводна лопатка [49]

Резултантната сила се разложува на две компоненти, по оските х и у, соодветно [22] :

$$P_x = \rho g H B_0 (y_2 - y_1)$$
 3-28

$$P_{y} = \rho g H B_0(x_1 - x_2)$$
 3-29

каде (x_1, y_1) и (x_2, y_2) се координати на допирните точки на задниот и предниот раб на двете соседни лопатки, соодветно (Слика 3-14).

Интензитетот на резултантната сила изнесува:

$$P = \sqrt{P_x^2 + P_y^2}$$
 3-30

а аголот што го заклопува со хоризонталата изнесува:

$$\alpha = \operatorname{arctg} \frac{P_{y}}{P_{x}}$$
 3-31

Координатите на нападната точка на резултантната сила кај затворен спроводен апарат се:

$$x = \frac{x_1 + x_2}{2}$$
 3-32

$$y = \frac{y_1 + y_2}{2}$$
 3-33

односно, резултантната сила ќе дејствува практично на средина на висината B_0 , во близина на средината на должината L_0 меѓу две лопатки, на растојание x_z од точката на ротација, кое се нарекува апсолутен екцентар на затворениот спроводен апарат s_0 :

$$x_z = s_0 = \frac{L_{01} - L_{02}}{2}$$
 3-34

Резултантната сила се стреми да ја сврти лопатката со момент [45], [46]:

$$M_z = P \cdot x_z = \rho g H B_0 L_0 s_0 \tag{3-35}$$

или со примена на бездимензионалните големини, моментот е пресметан според [43]:

$$M_{z} = \rho g H B_{0} L_{0} n_{0} L_{0} = \rho g H B_{0} \frac{\pi^{2} D_{0}^{2}}{z_{0}^{2}} n_{0} = \frac{\rho g H_{st} \pi^{2} D_{1}^{3} \overline{B_{0}} D_{0}^{2}}{z_{0}^{2}} n_{0}$$
3-36

каде n₀ е релативниот екцентар кој се определува според:

$$n_0 = \frac{s_0}{L_0} = \frac{L_{01} - L_{02}}{2L_0}$$
3-37

и најчесто изнесува 0,05. Според [22], растојанието меѓу нападната точка на силата и точката на ротација на лопатката може да се претстави преку референтниот пречник на турбината, т.е. $x_z = k_3 D_1$, а со воведување на коефициентот $B_0 = A_0 k_3$, и потоа коефициентот $B = B_0 \rho g$, моментот може да се изрази со:

$$M_z = Px_z = Pk_3D_1 = A_0\rho gHD_1^2k_3D_1 = B_0\rho gHD_1^3 = BHD_1^3$$
3-38

Моментите од силите по оските х и у се:

$$M_{P_{r}} = x P_{v} \tag{3-39}$$

$$M_{P_{y}} = -yP_{x} \tag{3-40}$$

односно, моментот од резултантната сила е определен со:

$$M_P = M_{P_x} + M_{P_y} = xP_y - yP_x$$
 3-41

Може да се забележи дека доминантно влијание врз големината на моментот кај затворен спроводен апарат има положбата на оската на ротација што влијае врз вредноста на релативниот екцентар [45].

$$M_P = M_{P_x} + M_{P_y} = xP_y - yP_x$$
 3-42

Може да се забележи дека доминантно влијание врз големината на моментот кај затворен спроводен апарат има положбата на оската на ротација што влијае врз вредноста на релативниот екцентар [45].



Слика 3-14. Сили кои дејствуваат на лопатка кај затворен спроводен апарат [47]

3.3.3 Сили и моменти кои дејствуваат на лопатка кај отворен спроводен апарат

Во отворена положба на спроводниот апарат, водата струи помеѓу спроводните лопатки и притисокот од водата варира по кривата површина на лопатката. Распределбата на притисок по површините на лопатките ќе зависи од локалната брзина на водата, па според тоа на спроводната лопатка ќе дејствува сила *P*:

$$P = \gamma \int_{0}^{B_{0}} \int_{0}^{L} \frac{c^{2}}{2g} dz ds$$
 3-43

каде L – должина на лопатката, dz и ds се секции од должината на лопатката, во правец на оската и нормално на неа, соодветно, c е локална брзина на флуидната струја.

Распределба на притисокот (локалната брзина) се менува во зависност од отвореноста на спроводната лопатка, а со тоа и големината, правецот и насоката на резултантната сила. За да се добие целосна слика за оптоварувањата на спроводната лопатка, пресметката на силите и моментите кои дејствуваат треба да се изврши за различни отворености на спроводниот апарат.

Земајќи најмалку три лопатки во разгледуваната отворена положба, се цртаат струјниците во меѓулопатичните канали и траекториите нормални на нив, за кои може да се пресметаат проточни површини (Слика 3-15). За познат проток соодветен на отвореноста, од равенката на континуитет произлегува брзината низ проточен пресек со површина определена со нормалното растојание меѓу соседните лопатки *a*':



Слика 3-15. Сили кои дејствуваат на лопатка кај отворен спроводен апарат [48]

Знаејќи ја брзината c во точки на струјниот меѓулопатичен простор, со примена на Бернулиевата равенка може да се определи соодветниот притисок во тие точки со што ќе се добие профилот (распределбата) на притисок по површината на лопатка (Слика 3-16). За брзина c во избран пресек на меѓулопатичниот канал, притисокот (во метри воден столб) изнесува:
$$h = H_n - \frac{1}{2g}(c^2 + \sum_{j=1}^{n} (\xi c^2))$$
 3-45

Доколку ги занемариме хидрауличните загуби, односно $\sum (\xi c^2) = 0$, тогаш притисокот е:

$$h = H_n - \frac{c^2}{2g}$$
 i.e. $p = \rho g (H_n - \frac{c^2}{2g})$. 3-46



Слика 3-16. Распределба на притисок по површина на лопатката [47]

Површината на лопатката се дели на голем број елементарни површини, од кои врз тежиштето на секоја делува елементарна сила *P_n* чија големина е:

$$P_n = \rho g B_0 \int_{L_{n-1}}^{L_n} h dl$$
 3-47

Доколку секоја елементарна површина има иста должина λ, на секоја делува сила од притисок:

$$P_n = pB_0\lambda \tag{3-48}$$

На овој начин се определени елементарните сили кои дејствуваат нормално по површините на лопатката со должина λ , а истите можат креирајќи полигон на сили графички да се соберат во резултантна сила чија големина, правец и локација можат да се определат. Резултантната сила ќе делува на нормално растојание од оската на ротација на лопатката x_z , а со момент:

$$M = \gamma \int_{0}^{B_0} \int_{0}^{L} \frac{c^2}{2g} x_z dz ds$$
 3-49

односно:

$$M = P \cdot x_z = \sum P_n x_n \tag{3-50}$$

каде *x* е растојание на кое делува елементарната сила од притисок во однос на точката на ротација на лопатката.

На ваков начин се определуваат моменти за повеќе отворености на спроводниот апарат на кои кореспондира одреден проток (Слика 3-17). Потоа може да се определи точката на ротација на лопатката така што моментот во затворена положба и во отворена положба да бидат приближно од ист ранг на големина.



Слика 3-17. Промена на моментот на спроводната лопатка при различни отворености [48]

Вкупната сила, како и моментот мора да бидат пропорционални на квадратот на брзината c^2 , односно на квадратот на протокот Q^2 . Распределбата на релативниот притисок на лопатката не се менува со промена на протокот. Затоа е погодно да се воведат бездимензионални коефициенти на сила и вртежен момент.

Силата на лопатката и вртежниот момент зависат од протокот на вода или брзината на струење во спроводниот апарат, кои зависат од отвореноста на лопатката, од работниот режим на турбината, од положбата на оската на ротација, како и од обликот на самите лопатки. Затоа, при оптимизација на спроводниот апарат, често е потребна промена на положбата на оската на ротација и големината на екцентарот во мали граници.

За да може правилно да се димензионира механизмот на лопатката, мора да се знае како вртежниот момент на спроводната лопатка варира во зависност од отвореноста на лопатката. Како што беше споменато претходно, добиената хидраулична сила на лопатките ја менува и големината, насоката и нападната точка со отвореноста. Оттука, јасно е дека со соодветен избор на локација на оската на лопатката, до одреден степен се контролира како вртежниот момент варира во зависност од положбата на лопатката. Оваа варијација може да се одреди според хидрауличните пресметки дадени погоре.

3.4 Напонска распределба на спроводна лопатка

Јакостните анализи се важни при проектирањето на хидрауличните турбини, особено поради тенденцијата да се изработуваат што потенки лопатки кои имаат подобри хидраулични перформанси, а од друга страна ја намалуваат масата на конструкцијата, а со тоа и цената на чинење.

3.4.1 Пресметка на напони на спроводна лопатка

Спроводната лопатка е дизајнирана за да поднесе и напрегање од свиткување кое произлегува од силите кои дејствуваат нормално на оската на лопатката, и напрегање од торзија како резултат на моментите кои дејствуваат на лостот.

Во првичните истражувања за јакостните перформанси на лопатките, се претпоставува дека спроводната лопатка е греда потпрена на три лежишта, подложена на оптоварување q од притисокот на водата распределен по поголемиот дел од гредата и на концентриран товар P на лостот за да се пресметаат напоните од свиткување [22], [47]. Притоа, се зема предвид промената на моментот на инерција долж лопатката, а напоните од торзија се занемаруваат бидејќи се мали.

Пресметката на напоните се врши кај затворен спроводен апарат каде оптоварувањата се најголеми бидејќи притисокот е максимален (Слика 3-18). Во тој случај, товарот распределен по површина на лопатката е рамномерен. Максималните напони во спроводниот апарат се ограничени и не смеат да го надминат дозволениот напон при максимални нормални работни услови (рамномерна распределба на максималното оптоварување на сите лопатки) [48].



Слика 3-18. Јакостна пресметка на спроводна лопатка како греда со рамномерно оптоварување [51]

Математичкото моделирање на лопатките како греда не го зема предвид нивниот сложен облик, т.е. аеродинамичен профил. Попрецизно моделирање на лопатката е можно со примена на методот на конечни елементи (МКЕ) и со модална анализа. Тогаш може да се добие детална слика на промените на напоните во лопатките и да се разгледуваат локалните промени во специфични делови на лопатката. Со модалната анализа може да се добие промената на сопствените фреквенции, и да се анализираат принудните вибрации во случај кога фреквенцијата на принудната сила се наоѓа во близина на некоја од сопствените фреквенции на лопатката – резонанса.

3.4.2 Интеракција на статор и ротор - RSI

Промените можат да се разгледуваат и во временски домен, особено кога се од интерес нарушувањата на струењето т.е. нестационарните феномени кои можат да се појават кај спроводните лопатки како Интеракција на ротор и статор (РСИ), нарушувања поради градиенти на притисок, појава на вртлози зад лопатката. Ефектите на Интеракција на ротор и статор (РСИ) потекнуваат од нерамномерното струјно поле на излез од спроводниот апарат низ кое поминуваат лопатките на работното коло, т.е. од пулсациите на притисок предизвикани од релативното движење меѓу роторот и статорот [29], [52]. Со ротирање на лопатките на колото, водата на влез во колото постојано се поместува. Притоа, брзините на струење на флуидот на притисната и всисната страна на лопатката се различни, што предизвикува вртлози на задниот раб на лопатката.

Пулсациите на притисок се значително големи, особено во високопритисни Францис турбини, како резултат на доста големи брзини на излез од спроводниот апарат во однос на малиот радијален зјај меѓу двете решетки на профили [53].

На Слика 3-19 е прикажано влијанието на лопатките на работното коло (а) и на спроводните лопатки врз струјното поле во безлопатичниот простор (б), соодветно, како и нивното истовремено влијание (в).



Слика 3-19. Влијание на лопатките на работното коло и спроводните лопатки на безлопатичниот струен простор [29]

Нестационарното струјно поле и повратниот одговор (однесување) на конструкцијата се два аспекти на РСИ што се рагледуваат кај Францис турбините [54].

На работното коло, пулсациите на притисок настануваат при фреквенција на премин на спроводна лопатка:

$$f_{gv} = z_0 f_r 3-51$$

која зависи од бројот на спроводните лопатки z_0 и фреквенцијата на ротација на колото f_r .

На стационарните компоненти над колото, пулсациите на притисок настануваат при фреквенција на премин на лопатка на работно коло:

каде z_{rb} е број на лопатки на работно коло.

Пулсациите на притисок во безлопатичниот простор се шират во нагоре и надолу. RSI меѓу спроводните лопатки и работното коло на Францис турбина е претставена на Слика 3-20.



Слика 3-20. Rotor stator interaction between Francis turbine runner blades and guide vanes [55]

4 Експериментално истражување

По поставување на теоретските основи, неопходно е да се комплетира клучниот триаголник на науката: теорија-нумерика-експеримент. Продлабочени сознанија за процесот на струење во решетката, распределбата на притисок и силите кои дејствуваат на профилот кои се предмет на истражување во оваа дисертација, може да се добијат преку експериментални испитувања. За спроведување на експерименталното истражување е потребна подготовка на експериментален систем за мерење на одредени физички големини на конструиран физички модел со примена на соодветна мерна опрема [49], [50]. Анализата на струењето во решетки од профили продолжува со нумеричко моделирање и симулации. Валидирањето на нумеричкиот модел и верификацијата на резултатите од извршени нумеричките симулации ce преку споредба co резултатите ОД експерименталните мерења.

4.1 Опис на експериментален систем за анализа на струење на воздух околу профил поставен во кружна решетка

Експерименталното истражување во оваа докторска дисертација е спроведено на нов наменски проектиран експериментален систем поставен во Лабораторијата за механика на флуиди и хидраулични машини на Машинскиот факултет во Скопје. Проектираниот експериментален систем се состои од два главни дела: канал (Слика 4-1 лево) и мерна секција со кружна решетка од профили (Слика 4-1 десно).



Слика 4-1. Составни делови на експерименталниот систем: канал и мерна секција

4.1.1 Канал од инсталацијата

Во состав на експерименталната инсталација е поставен хоризонтален притисен канал од затворен тип, изработен од плексиглас, со челична конструкција. Напречниот пресек на каналот е правоаголен со димензии – висина h = 280mm и ширина w = 150mm, и должина $10 \cdot Dh = 2m$ (Слика 4-2). Струењето на воздух низ каналот е обезбедено со помош на центрифугален вентилатор. На спојот помеѓу потисната страна на вентилаторот и влезот на каналот е поставена челична мрежа со квадратни отвори (со димензии 1mm x 1mm) за смирување на струењето. Различните режими на струење на воздухот низ каналот се постигнати со пригушување на всисната страна на вентилаторот. Каналот е наменет за

мерење на протокот на воздух и за постигнување на рамномерен профил на брзина на влез во мерната секција.



Слика 4-2. Геометриски параметри на каналот

4.1.2 Мерна секција со кружна решетка од профили

Мерната секција на излез од каналот содржи сегмент на кружна решетка од пет профилирани аеродинамични профили (лопатка) чии оски се поставени на радиус од делбениот дијаметар (Слика 4-3). Просторот за дотокот на воздух кон сегментот од радијалната решетка е ограничен со подесливи гранични ѕидови. Влезот на воздушната струја од каналот во решетката е аксијален. Лопатка на која се вршат мерењата на распределбата на притисок на нејзините грбна и градна површина - мерна лопатка е централната лопатка (бр.3) во решетката. Лопатките соседни на централната (лопатки бр.2 и бр.4) се наречени контролни лопатки бидејќи со нив се врши проверка на симетричноста на струењето во двата меѓулопатични канали кои ги формира централната лопатка. Крајните лопатки (бр.1 и бр.5) се гранични лопатки кои го формираат доводниот дел на каналот, а преку нивно подесување се обезбедува безударен влез на воздушната струја, т.е. најголем притисок на предниот раб на централната лопатка (и контролните лопатки).



Слика 4-3. Мерна секција со сегмент на кружна решетка од пет профили

Лопатката има должина од 115mm и ширина од 130mm, влезен агол 7,53° и излезен агол 1,66°, вратило со дијаметар од 30mm и центар на 40% од должината на лопатката, во пресек со нејзината скелетница (Слика 4-4). Димензиите на лопатката се усвоени да соодветствуваат на просторот од спроводниот апарат на моделот на турбина Francis-99 во Лабораторијата за хидроенергија на Норвешкиот универзитетот за наука и технологија во Трондхајм.



Слика 4-4. Основни параметри на лопатка

Конструкцијата на Лопатката е направена за да се изработи со технологија на 3D принтање (Слика 4-5 лево). Концептот на конструкцијата е поставен да се добие хомогена конструкција, со внатрешно изведени канали кои ги поврзуваат отворите на грбната/градната површина од лопатката и преку ракавците се обезбедат приклучоци за поврзување на мерни инструменти за притисок. Профилот има 10 мерни точки на грбната страна и 10 мерни точки на градната страна, односно 20 внатрешни канали (со отвор 2mm) што водат од мерната точка до нејзиниот излезен отвор на соодветниот ракавец, Слика 4-5 десно. На влезниот раб од лопатката се поставени два челни отвори за мерење на притисок. Мерната зона на лопатката опфаќа 40mm од ширината на лопатката, симетрично во однос на оската на лопатката.



Слика 4-5. Процес на изработка на лопатката со 3D принтање (лево) и нејзина конструкција со распоред на внатрешните канали (десно)

За проверка на униформноста на реалната изведба (параметри според технички цртеж) и изработениот физички модел [51], спроведена е контрола на геометријата на лопатката (Слика 4-6) на калибрирана нумеричка машина – компаратор, со сферична глава од 6mm, според која отстапувањата се -0,1959mm, +0,0073mm (Слика 4-7). Бидејќи разликите се во граници на толеранција, не беше потребна корекција или изработка на нов модел на лопатката.



Слика 4-6. Контрола на геометријата на изработената лопатка на калибратор



Слика 4-7. Резултати од спроведена контрола на геометријата на лопатката

4.2 Мерење на струјнотехнички параметри

Во експерименталното истражување беа применети мерни инструменти за мерење на следниве струјнотехнички параметри: притисок, проток, температура и механичката големина момент.

4.2.1 Мерење на притисок

Притисокот се мери во мерните пресеци на каналот и во мерните точки на лопатката (централната и контролните лопатки, одделно). Притисокот се мери со сет од 10 дигитални сензори со ранг од ±1000 Ра, и со U-цевки со манометарска течност – вода. За секое зададено мерно место, соодветните дигитален сензор и U-цевка се паралелно поврзани.

Дигиталните сензори се поврзани со систем за аквизиција на притисокот со можност за промена на времето на семплирање, мониторирање на вредностите на притисок во мерните точки во реално време и архивирање на добиените податоци од сите сензори едновремено во табеларен преглед.



Слика 4-8. Мерен систем за притисок

За поставениот мерен систем за притисок се извршени тест проби во однос на покажувањето на измерениот притисоки и времето на семплирање. Пробите за покажувањето на интензитетот на пртисикот, извршени се споредбени мерења со соопштување на надворешен натпритисок и потпритисок на истовремено поврзаните 12 сензори и U-цевка. Од тестирањето се заклучи дека нема отстапувања на интензитетот на измерените вредности на притисок во текот на времето кај сензорите меѓусебно (Слика 4-9).



Слика 4-9. Споредбени мерења за тестирање на дигиталните сензори

Тестирањето за изборот на време на семплирање е направен врз основа на мерења на тотален притисок на воздухот во мерен пресек на каналот. На Слика 4-10 се прикажани временски усреднетите вредности на измерениот притисок при време на семплирање од 0,01 s; 0,05 s; 0,1 s 0,2 s и 0,5 s за да се увиди какво е влијание на присуството на пулсации во струењето врз пресметаните вредности на измерениот притисок. Врз основа на измерените резултати и и нивна анализа со примена на филтер со финост 10, утврдено е дека времето на семплирање од 0,01 s; 0,05 s; 0,1 s и 0,2 s дава сличен тренд на промена на усреднетите вредности на притисок во ист ранг во однос на средната вредност за разлика од 0,5 s, според што се заклучува дека времето на семплирање од 0,2 s е доволно прецизно. Врз основа на добиените тест резултати за времето на семплирање, понатаму во еден работен режим притисокот се мери со дигиталните сензори во времетраење од 5 минути при што аквизицијата на податоци е спроведена со време на семплирање од 0,2 s.



Слика 4-10. Временски усреднети вредности на измерениот тотален притисок со примена на различно време на семплирање

Грешката при мерење на притисокот со дигиталните сензори се определува со методот на најмала квадратна грешка преку изразите [50] [52] :

- средна вредност:

$$\bar{x} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^{n} x_i \tag{4-1}$$

- приближна грешка:

$$v_i = x_i - \bar{x} \tag{4-2}$$

- апсолутна средна грешка:

$$\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^{n} v_i^2}$$

$$4-3$$

релативна средна грешка:

$$\varepsilon_p = \frac{\varepsilon}{\bar{x}} \cdot 100 \%$$
 4-4

каде x_i – измерена вредност на притисок, а *n* е број на мерења.

4.2.2 Мерење на проток

Методологијата за определување на волуменскиот проток на воздух кој струи во канал при стационарни услови се базира на пресметката на локалните брзини преку измерените диференцијални притисоци и интегрирање на брзините.

4.2.2.1 Дефинирање на профил на брзини

За да се дефинира профилот на брзини, се пресметуваат локалните брзини (брзините во мерните точки). За мерење на профилот на брзини во струјниот простор на каналот, се поставени два мерни пресека, нормално на оската на каналот, н на растојание 1200mm, односно1600mm, од почетокот на каналот. Во секој мерен пресек е поставена вертикалнаен сет од 7 (седум) Питот цевки со однапред дефинирани позиции по висина на каналот за едновремено следење на профилот на брзина. Питот цевките се поврзани со дигитални сензори за мерење на притисок. Низите можат хоризонтално да се поместуваат/движат, а нивната локација по ширина на каналот е мониторирана и контролирана со помош на линеарен давач (Слика 4-11 лево). Имајќи 7 Питот цевки вертикално позиционирани, кои се позиционираат во 7 точки по ширина на каналот, брзината на воздухот се пресметува во 49 мерни точки (Слика 4-11 десно) со цел што попрецизно определување на профилот на брзина.



Слика 4-11. Мерни пресеци со Питот цевки и линеарен давач (лево) и мерни точки во пресек на каналот (десно)

Статичкиот притисок се мери преку ѕидовите на каналот со дигитален сензор.

Земајќи предвид дека тоталниот притисок pt претставува збир од статичкиот притисок pst и динамичкиот притисок pd на воздухот:

$$p_t = p_{st} + p_t = p_{st} + \frac{\rho v^2}{2}$$
 4-5

локалната брзина v на воздухот, усреднета по мала површина околу носот на Питот цевката, може да се пресмета како:

$$v = \sqrt{\frac{2(p_t - p_{st})}{\rho}}$$
 4-6

сметајќи дека струењето е компресибилно во случај кога се работи за мал Махов број М<0,2, кога компресибилноста на воздухот не е влијателна.

Густината р на воздухот се пресметува според равенката на состојба на идеален гас:

$$\rho = \frac{p_{atm} + p_{st}}{RT}$$

$$4-7$$

каде атмосферскиот притисок $p_{atm} = 101325$ Pa, а гасната константа на воздухот е R = 287 J/kgK. Температурата се мери со помош на отпорен термометар.

Изолирајќи ја зоната на разгледуваната мерна точка, средната вредност на индиректно измерената локална брзина се пресметува според равенството:

$$\bar{v} = \frac{v_1 + v_2 + \dots + v_n}{n} = \frac{\sum_{i=1}^n v_i}{n}$$
 4-8

За дефинирање на профилот на брзини во мерниот пресек на каналот се применети три постапки.

Првата постапка (секвенцијален метод) подразбира мерење на локалната брзина во претходно дефинирани позиции (дефинирани како процент од висината и ширината) во пресекот, според стандардот [53]. Низата од Питот цевки се поставува одредено време во 7 точки по ширина на каналот во кои се мери тоталниот притисок. Средните вредности на брзината во овие точки се пресметани за различни режими на струење. На Слика 4-12 лево е даден хоризонтален профил на брзини по ширина на каналот, претставен преку локални брзини во мерниот пресек на 1200mm должина од каналот. Земајќи предвид дека во исто време се мери вертикалниот профил на брзини, може да се дефинира мрежа на мерни точки во целиот пресек, дефинирана со позициите (координатите) на сондите во пресекот застанувањето.

Втората постапка (семиконтинуирана метода) се состои во континуирано мониторирање и аквизиција на податоци за профилот на брзини, при што повторно се застанува во претходно дефинираните мерни точки по ширина на каналот, но во овој случај се користат сите измерени вредности на притисок во текот на мерењето, (не само во застојните точки, туку и во преминот меѓу две последователни мерни точки) со што се обезбедува поцелосен приказ на профилот. На Слика 4-12 десно е даден профил на

брзини добиен со примена на вакво мерење на брзини, каде истовремено се дадени и средните вредности на брзините во фиксните точки (според првата постапка).



Слика 4-12. Хоризонтален профил на брзина добиен преку: средните брзини во фиксни точки по ширина на каналот (лево) и семиконтинуално мерење на брзина (десно)

Третата постапка (континуирана метода) се состои во непрекинато движење на Питот цевките без застанување по напречниот пресек на каналот, при различни брзини на движење дадени во Табела 1. Мерењата се извршени за двата мерна пресека.

Табела 1. Различни брзини на движење на Питот цевките во мерните пресеци на каналот

Брзина	на	v	v	v
движење:		1 [m/s]	3 [m/s]	5 [m/s]
Мерен пр	есек	0	0	0
1200 mm		.03	.041	.0535
Мерен пр 1600 mm	есек	0 .009	0.021	0 .044

На Слика 4-13 а) и б) се дадени споредби на измерените профили на брзина со континуирано движење на Питот цевките (постапка 3) и средните брзини во застојните точки (постапка 1) за централната сонда, за мерен пресек на 1200mm и 1600mm.



Слика 4-13. Хоризонтален профил на брзини добиен со континуално мерење за пресек на: a) 1200mm; б) 1600mm

Притоа, брзините добиени со помала брзина на движење попрецизно го опишуваат обликот на профилот на брзина во пресекот на каналот.

Од споредбата на резултатите добиени со трите постапки може да се заклучи дека постои усогласеност помеѓу резултатите за распределба на брзината.

4.2.2.2 Пресметка на проток

Добиените (измерените) профили на брзина во мерниот пресек се користат за определување на протокот на воздух во затворениот канал на три различни начини.

Првиот начин на определување на протокот на воздух е со дискретизација на пресекот на каналот во кој се пресметуваат средни локални брзини преку првата постапка на дефинирање на брзинскиот профил. Дискретизирајќи го пресекот на каналот, протокот на воздух се пресметува како збир од елементарните протоци Q_{ij} кои се производи од усреднетата локална брзина vij и елементарната површина S_{ij} за разгледуваната мерна точка, т.е.:

$$Q = \sum Q_{ij} = \sum (v_{ij}S_{ij}) = \sum (v_{ij} \cdot \frac{w_i + w_{i+1}}{2} \cdot \frac{h_j + h_{j+1}}{2})$$
4-9

каде i,j=1,2,....7 е реден број на мерната точка по ширина w и висина h на каналот, соодветно.

Со примена на овој начин се поставени пресметковни модели во Excel, како и во MATLAB, при што се добива проток од 1,157 m^3/s и 0,622 m^3/s при два различни работни режими.

Вториот начин на пресметка се заснова на дискретизација на пресекот на каналот и примена на интерполациони полиномни равенки кои го опишуваат профилот на брзини на воздухот долж мерната линија (Слика 4-14). Со интерполација на вредностите на локалните брзини во застојните точки по ширина на каналот, се добива полиномна функција од 6-ти ред:



$$v = C_6 w^6 + C_5 w^5 + C_4 w^4 + C_3 w^3 + C_2 w^2 + C_1 w$$
4-10

Слика 4-14. Полиномна функција изведена за измерените локални брзини при режим на струење: а) 1 и б) 2

Добиените коефициенти на полиномот C_6 , C_5 , C_4 , C_3 , C_2 , C_1 и C_0 се користат за пресметка на брзината на воздухот во многубројни точки по ширина на каналот. Со

дискретизација како во првиот случај, се пресметува вкупниот проток на воздухот во каналот. Дополнително, полиномните равенки се вметнати во MATLAB каде е претставена 3D мрежа на точки во кои е пресметана брзината v во зависност од координатите на ширина w и висина h во пресекот (Слика 4-15). Со примена на функција за нумеричка интеграција со трапезен метод се пресметува волуменскиот проток. Бидејќи брзината зависи од позицијата на мерната точка во мерниот пресек т.е. v = f(w, h), протокот во MATLAB е пресметан со равенството:

$$Q = \iint v(w,h) dw dh \tag{4-11}$$

Третиот начин за определување на протокот на воздух вклучува примена на графички софтвер за да се пресмета волуменот затворен помеѓу интерполационите криви. Со примена на графички софтвер, од мрежата на полиномните криви кои го опишуваат профилот на брзина по ширина и висина, формирана е закривена 3D површина која со основата заклопува волумен чија вредност е еднаква на протокот (Слика 4-15 в).



Слика 4-15. Графички приказ на волуменот во MATLAB за а) режим бр.1 и б) бр.2 на 1200mm и в) во софтверот GAMBIT за режим бр.1

Споредбата на резултатите за волуменскиот проток на воздух во каналот со примена на трите начини на пресметка за два различни режими на струење е дадена во Табела 2.

Режим бр.	1 Q (m ³ /s)	2 Q (m ³ /s)	3 Q (m ³ /s)	Q _{sr} (m ³ /s)	1 ΔQ (%)	2 ΔQ (%)	3 ΔQ (%)
1	1.157	1.1	1.12	1.125	2.8	-2.22	-0.44
2	0.622	0.603	0,612	0.6123	1.58	-1.52	-0.049

Табела 2. Пресметани вредности на волуменски проток на три различни начини

Разликите во вредностите на протокот во однос на добиената средна вредност на укажува на усогласеност во трите различни начини на пресметка.

4.2.2.3 Пресметка на средна брзина

По пресметка на протокот на воздух, средната брзина на каналот се пресметува според добиениот проток Q и површината на пресекот на каналот А:

$$v_{ave} = \frac{Q}{A} = \frac{Q}{w \cdot h}$$

$$4-12$$

Добиените средни брзини во пресекот на каналот за двата режима на струење се дадени во Табела 3.

Режим бр.	v _{ave} (m/s)		
1	26,82		
2	14,57		

Табела 3. Пресметана вредност на средна брзина во пресекот на каналот

Потребната позиција (ширина и висина) на Питот цевката за мерење на средната брзина во каналот може да се добие во пресекот на профилот на брзина со вредноста на средната брзина. Ова дава можност за понатамошна примена на само една сонда во фиксна положба наместо целата низа на Питот цевки. Преку анализа на локацијата на средната брзина во однос на профилите на брзина, поставена за различни мерни линии и за различни режими на струење, Се добива дека во мерниот пресек на 1200mm може да се користи сондата бр.2 поставена на 20mm ширина на каналот (Слика 4-16 лево). во мерниот пресек на 1600mm се користи централната сонда (бр.4) поставена во оската на каналот (75mm ширина).со намера како контролна сонда за интензитето на струењето, споредбено спрема делот на мерната секција од инсталацијата.

4.2.2.4 Униформност на струјното поле

Униформноста на струјното е претставена за Профилот на брзини во мерниот пресек на 1600mm. Контатирана е рамномеренност со јадро на струењето, кое ја е симетричноа хоризонтално и вертикално (Слика 4-16 десно), односно тоа е зона каде е поставена мерната лопатка и кое ја опфаќа мерната зона на лопатката. Според добиените резултати, на излез од каналот, односно на влез во мерната секција каде е поставена решетката од профили е постигната униформност на профилот на брзини.



Слика 4-16. и профил на брзина на 1600mm (десно)

4.3 Резултати од мерења на распределба на притисок на профил. Определување на сили, моменти и нападна точка на резултантна сила

По постигнување на рамномерно струење на влез во мерната секција каде е поставен профилот / кружната решетка од профили, спроведено е мерење на притисокот по површината на профилот. Резултатите се обработени во насока на добивање на големина, правец и насока на аеродинамичните сили и на координатите на нападната точка на резултантната сила.

4.3.1 Осамен профил

Распределбата на притисок по површината на профилот, опструјуван со воздух зависи од нападниот агол на профилот, односно од положбата на профилот во струјното поле. Распределбата на притисок е мерена при различни нападни агли во однос на нултиот, т.е. $\pm 5^{\circ}$, $\pm 10^{\circ}$, $\pm 20^{\circ}$ и $\pm 30^{\circ}$ (Слика 4-17). Профилот во тунелот е поставен со градната страна горе, а грбната страна долу. За секој нападен агол на профилот, направени се мерења на притисокот при четири различни режими на струење.



Слика 4-17. Положби на профилот при кои е мерен распоред на притисок

Во случај кога профилот е поставен во нулта положба, се јавува потпритисок на горната и долната страна на профилот. Оваа положба на профилот одговара на безударен влез на воздушната струја, со најголем притисок на предниот раб на профилот.



Слика 4-18. Распределбна на притисок на профил во нулта положба

Измерените притисоци во десетте точки распоредени по грбната и градната површина на профилот се дадени во однос на најголемиот постигнат притисок при соодветниот режим, односно како релативни вредности за да можат да бидат споредливи добиените форми на распоред на притисок. Притоа, позицијата на мерните точки е дадена релативно во однос на единица должина на профилот. Релативната распределба на притисок на профилот, т.е. единечните профили на притисок, сведени на единица вкупна должина на профил за различни нападни агли е дадена на Слика 4-19, *Слика 4-20, Слика 4-21* и *Слика 4-22*.



Слика 4-19. Единечен профил на притисок при нападен агол +5° (лево) и -5° (десно)







Слика 4-21. Единечен профил на притисок при нападен агол +20° (лево) и -20° (десно)



Слика 4-22. Единечен профил на притисок при нападен агол +30° (лево) и -30° (десно)

Од единечните профили може да се увиди влијанието на поставеноста на профилот во струјното поле врз големината и насоката на аеродинамичните сили.

При поголеми позитивни агли ($+20^{\circ}$ и $+30^{\circ}$) постои натпритисок речиси по целата долна (во случајов грбна) површина на профилот при што ударната точка – највисок натпритисок се јавува на околу 7% од должината на профилот. При агол од $+10^{\circ}$ постои натпритисок во првите 30% од должината на профилот, со најголем интензитет на 7% од должината на профилот, како и за $+20^{\circ}$ и $+30^{\circ}$, а потоа преоѓа во потпритисок. За овие нападни агли, на горната (градна) страна на профилот се јавува потпритисок по целата негова должина. Постоењето на натпритисок на долната страна, и потпритисок на горната страна ќе предизвика појава на позитивна узгонска сила.

При поголеми негативни нападни агли (-20° и -30°) постои натпритисок по цела горна (градна) страна со удар на 9% од должината на профилот. При нападен агол од -10° постои помал натпритисок по горната страна со удар на предниот раб. За овие негативни нападни агли постои потпритисок по цела долна (грбна) површина, кој за -30° е со речиси ист интензитет, а за -10° и -20° е најголем на 7% од должината на профилот. Постоењето на потпритисок на долната страна, а натпритисок на горната страна укажува на појава на негативна узгонска сила.

При мали агли од $\pm 5^{\circ}$ се јавува воглавно потпритисок на двете страни на профилот, освен во почетниот дел каде има натпритисок – удар на предниот раб. За $\pm 5^{\circ}$, интензитетот на потпритисокот е поголем на горната (градна) отколку на долна (грбна) страна поради што ќе се појави позитивна узгонска сила. При нападен агол од -5° постои поголем потпритисок на долната страна, поради што узгонската сила ќе биде негативна. Предизвиканите узгонски сили при ваквите мали нападни агли ќе бидат со помал интензитет бидејќи постои сличен тренд на промена на притисокот помеѓу двете страни и без значително големи разлики.

Од споредбата помеѓу формата на распределба на притисок за осамениот профил за даден нападен агол, може да се воочи дека при различните режими на струење (100% - најголем проток на воздух, 25% - најмал проток на воздух), се добиваат слични облици на профилите на притисок, и по грбната и по градната површина. Разликите се во интензитетот на вредностите на апсолутните притисоци за различни режими на струење. Според тоа, може да се заклучи дека формите на распределба на притисок остануваат исти

за иста положба (нападен агол) на профилот во струјното поле, без разлика на протокот на флуид. Затоа, за осамениот профил при даден нападен агол се дефинира единствен единечен профил на притисок, кој претставува средна вредност од единечните профили на притисок добиени при различните работни режими.

За аналитичка определба на резултантната аеродинамичка сила на профилот е применет моделот за пресметка опишан во Глава 3 (Поглавје 3.2.3). За да се дефинира функција на (единечен профил на) притисок во зависност од должината на кривата на профилот за даден нападен агол, се користат експериментално добиените вредности на притисок во мерните точки за да се добијат по четири полиномни фунцкии p(l) од кои секоја важи за даден сегмент од површината на профилот (две полиномни функции p(l) за секоја страна на профилот), Слика 4-23. Истовремено и профилот е опишан со полиномни функции за различни интервали на должина на кривата.



Слика 4-23. Дефинирање фунцкии на единечен профил на притисок за одделни сегменти од должината на профилот, за даден нападен агол

По интегрирањето според моделот за пресметка на сили и моменти, се добиваат узгонската сила (Слика 4-24 лево), силата на отпор (Слика 4-24 десно) и моментот во однос на предниот раб на профилот (Слика 4-26), за различни нападни агли.

При позитивни нападни агли, се јавува позитивна резултантна сила, па според тоа и негативен момент во однос на предниот раб на профилот, а узгонската сила е со позитивна насока. При негативни нападни агли се јавува негативна резултантна сила и позитивен момент во однос на предниот раб на профилот, а узгонска сила со негативна насока. Узгонската сила и силата на отпор се зголемуваат со зголемување на нападниот агол (во двете насоки) во однос на нултата положба.



Слика 4-24. Промена на узгонска сила во зависност од нападниот агол на профилот



Слика 4-25. Промена на сила на отпор во зависност од нападниот агол на профилот



Слика 4-26. Промена на моментот при различни нападни агли на профилот

4.3.2 Профил во кружна решетка

Аеропрофилот е поставен во решетка со различен чекор, т.е. анализирани се решетки со:

Мала густина t/L>1: положбата на аеропрофилот во струјното поле е таква што може да се разгледува како осамен профил во простор со радијални граници (ѕидови);

Голема густина t/L < 1: присуството на соседни лопатки влијае на силите коишто дејствуваат на профилот.

4.3.2.1 Решетка со мала густина

Решетката со мала густина t/L>1, т.е. голем чекор t е еквивалент на осамен профил во радијален канал. Истражувањето на струењето на воздух во ваква решетка е спроведено со промена на влезниот и излезниот радиус на решетката R_1 и R_2 , како и аголот на влез на флуидната струја α_1 и последично аголот β_1 кој зависи од положбата на горната контролна лопатка и долниот хоризонтален ѕид на каналот (Слика 4-27).



Слика 4-27. Положба на аеропрофилите во решетка со мала густина, и геометриски параметри на решеткат

Струјниот простор е дефиниран со поставување на крајните лопатки во различни положби, при што централната лопатка се позиционира така што да се обезбеди безударен влез на флуидот преку добивање на највисок притисок на челниот отвор (мерна точка на предниот раб на профилот). Со оваа постапка се обезбедува безударно влезно струење за централниот профил во различни конфигурации на решетка. Испитуваните конфигурации на решетка со мала густина се опишани преку нивните геометриски параметри дадени во Табела 4.

MODEL	R ₁	\mathbf{R}_2	\mathbf{a}_1	\mathbf{a}_2	α_1	β1
	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(deg)	(deg)
SR-80	387,9	303,9	106,9	98,4	52,1	18,5
SR-77	383,8	310,2	97,8	90,9	47,8	20,1
SR-68	370,9	331,1	84,6	69	35,9	25,1
SR-01	392,7	295,9	100,5	107,9	56,7	16,5
SR-03	380,7	315,2	81	80,7	44,5	21,5
SR-02	368,7	334	59	61	34,2	26

Табела 4. Геометриски параметри за различни конфигурации на решетка

Измерената распределба на притисок на аеропрофилот е дадена во однос на максималниот постигнат притисок за разгледуваната конфигурација на решетка, односно е прикажана преку релативни вредности *р/р_{max}*, на Слика 4-28.



Слика 4-28. Распределба на притисок на аеропрофил за различни конфигурации на кружна решетка со мала густина

Резултатите покажуваат дека постигнат е безударен влез. Притоа, радијалноста на каналот повеќе влијае на всисната страна, отколку на притисната страна за која распределбата на притисок е поусогласена за различните конфигурации. Со овие резултати се потврдува влијанието на геометриските параметри на радијалниот канал врз распределбата на притисок на профилот.

Законитоста на распределба на силите по должина на профилот поставен во кружна решетка со голем чекор е претставена на Слика 4-29.

Постои голема разлика меѓу распределбата на силата по должина на профилот во прав канал и истиот профил поставен во радијален канал при услови на безударен влез на воздушната струја. Од јакостен аспект, поголеми оптоварувања се добиваат при поставување на профилот во решетка со мала густина поради радијалните граници.

Законитоста на распределба на силите по должина на профилот во радијалниот канал е ист за секоја конфигурација на решетка со голем чекор, меѓутоа, нема целосно совпаѓање туку постои одредена разлика – раслојување кое е резултат на разликите во геометриските параметри на конфигурациите.



Слика 4-29. Распределба на нормална сила по должина на аеропрофилот поставен во решетка со мала густина

Големината на нормалната сила F_{y11} и моментот M_{11} се определени со развиениот пресметковен модел опишан во Глава 3. Зависноста на нормалните сили и на моментот од односот на влезниот и излениот радиус R_1/R_2 (т.н. релативна ширина на решетката) е прикажана на Слика 4-30 и Слика 4-31.



Слика 4-30. Интензитет на нормална сила на профил за различни релативни ширини на решетка со голем чекор



Слика 4-31. Големина на моментот на профилот за различни релативни ширини на решетка со голем чекор

Може да се забележи дека со зголемување на релативната ширина на решетката, нормалната сила и моментот се намалуваат.

Зависноста на интензитетот на нормалната сила и моментот што дејствува на профилот од односот на отвореноста и должината на профилот (т.н. релативна отвореност на решетката) е даден на Слика 4-32 и Слика 4-32.



Слика 4-32. Интензитет на нормална сила на профил за различна релативна отвореност на решетка со голем чекор



Figure 4-1. Големина на моментот на профилот за различна релативна отвореност на решетка со голем чекор

Може да се забележи дека и зголемувањето на релативната отвореност на решетката води кон намалување на оптоварувањата.

Од добиените резултати, може да се заклучи дека постои зависност помеѓу механичките големини F_{y11} и M_{11} , и геометриските параметри на радијалниот со кои може да се опишат различните услови.

Земајќи ги предвид конфигурациите на радијална решетка со голем чекор дадени во Табела 4, воведен е коефициент на радијална решетка K_R за да ги опише условите во решетката преку нејзините геометриски параметри (релативна ширина R_1/R_2 и релативна отвореност a/L):

$$K_R = \left[\left(\frac{a}{l}\right)^{R_1/R_2} \right]^n \tag{4-13}$$

Со делење на вредностите на нормалната сила со коефициентот на решетка, може да се добие корекција на распределбата на нормална сила F_{y11-k}:

$$F_{y-11-k} = \frac{F_{y-11}}{K_R}$$
 4-14

Резултатите за F_{y11-k} за различни конфигурации на радијална решетка со мала густина се дадени на Слика 4-33.

Споредба меѓу пресметаната распределба на сили (полна линија) и корегирана распределна на сили (испрекината линија) по должина на профилот во радијална решетка со мала густина (голем чекор) е дадена на Слика 4-34. Вредноста на експонентот n во изразот за коефициент на радијална решетка е определен преку проби и изнесува *n*=0,45.

Со воведување на коефициентот на радијална решетка се постигнува поголемо усогласување на законитоста на распределба на нормалната сила на профилот во решетката.



Слика 4-33. Распределба на коригирана нормална сила за различни конфигурации а решетка



Слика 4-34. Споредба на пресметаните и коригираните нормални сили долж профилот поставен во решетка со голем чекор

4.3.2.2 Радијална решетка со голема густина

Распределбата на притисок по должина на профил во кружна решетка зависи од положбата на профилот во струјното поле.

Пред мерење на притисоците на површините на централната лопатка во решетката, симетричноста на струењето во двата меѓулопатични канали формирани со мерната лопата е проверена, односно потврдена со добивање на иста распределба на притисок на централната и соодветната контролна лопатка. Притоа, при константен чекор на решетката, се менува отвореноста, односно аголот на ротација на лопатките (Слика 4-35). Со помош на страничните лопатки се постигнува безударно струење во сите положби.



Слика 4-35. Положба на профилите во решетка со голема густина и геомтриски параметри

Испитани се нулта положба 0° , три положби во насока на отворање на решетката (5°, 10° и 20°) и две положби во насока на затворање (-5° и -10°), секоја при три различни режими на струење. Геометриските параметри на решетката со голема густина се дадени во Табела 5.

MODEL	R ₁	\mathbf{R}_2	\mathbf{a}_1	\mathbf{a}_2	α_1	α_2	β1
	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(deg)	(deg)	(deg)
TR-00	375,9	324,2	18,9	18,9	40,2	25,7	23,4
TR-05	372,5	329,8	13,1	13,1	36,8	25,7	24,7
TR-10	369	334,5	7	7	34,1	25,7	26
TR+05	379,2	318,8	22,5	22,5	42,9	25,7	22,1
TR+10	382,6	313,6	29	28	46,1	25,7	20,9

Табела 5. Геометриски параметри на решетка со мал чекор при безударен влез

Измерените притисоци во десетте точки распоредени по грбната и градната површина на централната опатка се дадени во однос на максималниот притисок при соодветниот режим (којшто во овие случаи е постигнат на предниот раб – безударен влез во решетката), односно како релативни вредности за да бидат споредливи добиените профили на притисок. Позицијата на мерните точки е дадена релативно во однос на единица должина на профилот. Релативната распределба на притисок на профилот, т.е. единечните профили на притисок, сведени на единица вкупна должина на профил за различни отворености е дадена на Слика 4-36.



Слика 4-36. Единечни профили на притисок на централната лопатка при различни отворености на кружната решетка

Униформноста на струењето во меѓулопатичниот канал е потврдена со добивањето на речиси исти вредности на притисок на цетралната и контролните лопатки. Споредба помеѓу измерените вредности на притисок на површините на централната и контролните лопатки при положба -10° во решетката е дадена на Слика 4-37.



Слика 4-37. Распределба на притисок за централна и контролна лопатка – положба 10°

Од споредбата помеѓу формата на распределба на притисок за централната лопатка во решетката при дадена отвореност, може да се воочи дека при различните режими на струење се добиваат слични облици на профилите на притисок. Разликите се во интензитетот на вредностите на апсолутните притисоци за различни режими на струење.

Распределбата на нормалната сила долж профилот во радијалната решетка со голема густина е даден на Слика 4-38.



Слика 4-38. Распределба на нормална сила по должина на профилот во тесна решетка

Добиените резултати покажуваат дека растојанието помеѓу две соседни лопатки значително влијае на распределбата на сили – оптоварувањата. Поголема разлика на силите кај различни конфигурации на решетка со мал чекор се добива во зоната на профилот којашто придонесува за формирање на меѓулопатичен канал. Промената на преклопната должина на профилот l_p за различни конфигурации на тесна решетка дадена на Слика 4-39.



Слика 4-39. Промена на преклопна должина на профил зависно од конфигурацијата на тесна решетка

Со зголемување на преклопната должина, се обезбедува поуниформно струење и помали оптоварувања на профилот.



Слика 4-40. Распределба на силите на профилот во зависност од преклопната должина

Со примена на коефициентот на радијална решетка, се добиваат коригирани сили по должина на профилот поставен во решетката со мал чекор (Слика 4-41) кои се споредени со пресметаните сили (споредбата е дадена на Слика 4-42.

По спроведената корекција се добива поголема рамномерност – совпаѓање на кривите со кои се опишува распределбата на нормалната сила. Според тоа, може да се заклучи дека воведениот коефициент на решетка обезбедува опишување на законитоста на

распределба на оптоварувањето на профилот кај експериментално истражените конфигурации на решетка.



Слика 4-41. Коригирана сила долж профилот за различни конфигурации на решетка со мал чекор



Слика 4-42. Споредба помеѓу пресметаните и коригираните сили долж профил поставен во тесна решека

4.3.2.3 Релација помеѓу распределбата на сили во радијална решетка со помал чекор (t/L<1) и поголем чекор (t/L>1)

Разликата помеѓу радијална решетка со поголема густина и со помала густина е во вредноста на чекорот на решетката *t*. Корегираната распределба на сили за двете решетки, која беше добиена со примена на воведениот коефициент на радијална решетка, е прикажан на Слика 4-43. Средната аритметичка вредност на резултатите за секој тип на решетка е претставник – карактеристика на корегираната распределба на сили во решетката. Анализата се заснова на апсолутните вредности на карактеристичните криви на оптоварување.

За решетка со поголем чекор (*t/L>*1), бездимензионалната карактеристика на корегирано оптоварување е:

$$F_{y-11-kk-SR} = \frac{abs(F_{y-11-k-SR})^{1,135n}}{l_{11}(\frac{t}{l_k})}$$

$$4-15$$

додека за решетка со поголем чекор (t/L < 1), бездимензионалната карактеристика на корегирано оптоварување е:

$$F_{y-11-kk-TR} = \frac{abs(F_{y-11-k-SR})^n}{l_{11}(\frac{t}{l_k})}$$
4-16

каде t е чекор на решетката, l_{11} единечна должина на профилот, l_k е ефективна (преклопна) должина на профилот, n е експонент, кој во овој случај изнесува 0,02.

Споредбата помеѓи бездимензионалните карактеристики на оптоварување за радијална решетка со помал и поголем чекор е дадена на Слика 4-44.

Односот на бездимензионалните карактеристики на оптоварување за радијална решетка со помал и поголем чекор по единечната должина на профилот е:

$$F_{y-11-kk-TR-SR} = \frac{F_{y-11-kk-TR}}{F_{y-11-kk-SR}}$$
4-17

и е прикажана на Слика 4-45.

Односот на распределбата на сили на профил во решетка со различна густина е добиена со воведување на коефициентот на радијална решетка и чекорот на решетката опишани преку геометриските параметри. Зависноста е експоненцијална функција и во случај на споредба на бездимензионалните карактеристики на оптоварување на решетките со различни чекори меѓусебно и во случај на воспоставување на однос помеѓу карактеристиките долж профилот.



Слика 4-43. Споредба помеѓу карактеристична распределба на сили за решетка со поголема и помала густина



Слика 4-44. Споредба помеѓу бездимензионални каратеристики на оптоварување на профил во радијална решетка со помал и поголем чекор



Слика 4-45. Однос на бездимензионалните каратеристики на оптоварување на профил во радијална решетка со помал и поголем чекор

Изведените корелации овозможуваат предвидување на силата на оптоварување на профилот за различни чекори на решетката.

4.3.2.4 Релација помеѓу распределба на сили на осамен профил и на профил во решетка со голем чекор

Силите Fy-11 се усвоени да се експонент од декаден логаритам:

- за осамен профил:

$$F_{y-11-exp-OS} = 10^{F_{y-11}-OS}$$
4-18

- за радијална решетка со чекор t/l>1:

$$F_{y-11-exp-SR-k} = 10^{F_{y-11-SR-k}}$$
4-19

со што се добива дијаграм за распределба на силите долж профилот даден на Слика 4-46.

Дефинирани се пондерисани сили на основа на должината на профилот:

- за осамен профил:

$$F_{y-11-exp-0S}/x11 = \frac{F_{y-11-exp-0S}}{x_{11-i}}$$
4-20

- за радијална решетка со чекор t/l>1:

$$F_{y-11-exp-SR-k}/x11 = \frac{F_{y-11-exp-SR-k}}{x_{11-i}}$$
 4-21

со што се добива дијаграм за нивна распределба даден на Слика 4-47 лево.

Споредбата на пондерисаните сили за осамен профил и радијана решетка со голем чекор се дадени на Слика 4-47 десно.


Слика 4-46. Распределба на сили долж осамен профил и профил во решетка со голем чекор



Слика 4-47. Распределба на пондерисани сили на основа на должина на профилот (лево) и споредба меѓу осамен профил и решетка со голем чекор

Силата на оптоварување долж осамен профил има и позитивно и негативно дејство во различни делови од лопатката поради што се јавуваат пресечни точки со апцисата

(вредност 0) што води кон математичко усложнување. Со нејзино внесување како како експонент од декадна логаритамска функција се овозможува еднозначно дефинирање на силата. Со примена на воведените коефициент на радијална решетка и пондерисана сила долж профилот, се добива корелација на осамениот профил и профилот во решетка со голем чекор.

Резултатите покажуваат линеарна зависност на силата на оптоварување кај осамен профил од распределбата на силите на профил во решетка. На овој начин се потврдува можноста за предвидување на оптоварувањата на профилот во радијална решетка, доколку е познат распоредот на сили на осамениот профил.

5 Нумеричко истражување

Од една страна, експерименталните истражувања на скалирани модели во воздушни тунели или испитни инсталации се поекономична алтернатива на експерименталното испитување на изведбите во реална големина, а од друга страна играат важна улога во валидирањето на равенките со кои математички се опишуваат процесите на струење, т.е. Навие-Стоксовите равенки, кои се многу сложени што за нив не може да се добие аналитичко решение за повеќето практични примени.

Со напредокот на компјутерската технологија во 1950-тите, доаѓа до појава и развој на CFD (Computational Fluid Dynamics – Пресметковна Динамика на Флуиди) техниката со која се анализираат процеси на струење на флуиди, пренос на топлина и хемиски реакции со помош на компјутерски симулации. Со CFD нумерички техники, парцијалните диференцијални равенки се заменети со системи на алгебарски равенки кои многу полесно се решаваат со примена на компјутери. На овој начин се обезбедува поекономично испитување на системите во кои струјат флуиди.

5.1 Нумеричко моделирање на струење околу осамен профил во воздушен тунел

Направено е нумеричко моделирање и симулирање на дводимензионално струење на воздух околу профилот во каналот од експерименталната инсталација. Термофизичките својства на воздухот се земени да подлежат на законот за идеален гас, односно зависни од температурата и притисокот. Почетни гранични услови се: масен проток и температура на влез во каналот и атмосферски притисок на излез од каналот. За опис на турбулентното струење е користен стандардниот k-є модел на турбуленција. Поставен е граничен слој околу површините на профилот, а мрежата е хексагонална со раvе-метод (Слика 5-1).



Слика 5-1. Нумерички модел на струење околу осамен профил во воздушен тунел

Нумеричкиот модел е валидиран преку споредба на експерименталните податоци за осамен профил поставен во нулта положба. Верификацијата на резултатите за горната и долната површина на профилот е претставена на Слика 5-2 и Слика 5-3. Повеќето од вредностите на притисок измерени во мерните точки покажуваат разлики во однос на нумеричките резултати во прифатливи граници (0,5-14%), додека вредностите во втората и третата мерна точка на долната површина на профилот отстапуваат во поголема мера.



Слика 5-2. Споредба на експериментални и нумерички резултати за притисок на горна површина на аеропрофил со нападен агол 0°



Слика 5-3. Споредба на експериментални и нумерички резултати за притисок на долна површина на аеропрофил со нападен агол 0°

Споредени се експерименталните и нумеричките вредности на узгонската сила, силата на отпор и моментот при различни положби на профилот (Слика 5-4 и Слика 5-5) и истите покажуваат отстапувања од 3%-28%, освен при нападни агли од -20° и -30° кога се забележуваат поголеми разлики. Поголемите отстапувања помеѓу резултатите можат да се должат на различните положби на профилот во експериментални услови во споредба со егзактната геометриска позиција на нумеричкиот модел или на различните услови на опструјување во каналот при мерењето.

При позитивни нападни агли се јавува натпритисок на долната површина на профилот и потпритисок на горната површина, што предизвикува појава на позитивна узгонска сила. При негативни нападни агли, на горната површина на профилот се јавува натпритисок, а на долната површина потпритисок, односно негативна узгонска сила. Во нултата положба узгонот не е нула, бидејќи профилот е несиметричен (Слика 5-4 лево).



Слика 5-4. Промена на силата на узгон и на отпор зависно од нападниот агол на осамениот профил – нумерички и експериментални резултати

Силата на отпор расте со зголемување на нападниот агол на профилот од нулта положба кон негативна или позитивна насока (Слика 5-4 десно).

Моментот што дејствува на предниот раб на профилот линеарно се менува во зависност од нападниот агол (Слика 5-5).



Слика 5-5. Промена на моментот на профилот со нападниот агол

5.2 Нумеричко моделирање на струење околу профил-лопатка во кружна решетка

Струењето околу профилите во сегментот од решетка во лабораториски услови е моделирано и симулирано со примена на CFD за да се потврдат добиените резултати. Користени се димензиите на каналот и положбата на профилите во решетки со поголем и помал чекор која одговара на положба на профилот во турбината за постигнување на безударно струење, односно одговара на оптималната работна точка на турбината. Нумеричката мрежа е хексагонална, со раvе метод со околу 90000 ќелии. Околу лопатките кои се предмет на анализа е поставен граничен слој. Како почетни гранични услови се применети: константна брзина на влез во каналот со зададена температура на воздухот, и атмосферски притисок на излез од каналот. Воздухот се третира како компресибилен флуид чии својства се менуваат зависно од притисокот и температурата според равенката на состојба на идеален гас. Струењето е дводимензионално, стационарно и турбулентно. Како модел на турбуленција се користи k-є моделот.

5.2.1 Радијална решетка со релативен чекор t/L>1

Струењето на воздух во радијална решетка со поголем чекор е нумерички моделирано и симулирано за моделот 00-68 (Слика 5-5) со геометриските параметри дадени во Табела 4.



Слика 5-6. Струење во радијална решетка со поголем чекор (модел 00-68)-распределба на вектори на брзина

Нумеричкиот модел е валидиран преку споредба на нумерички добиената распределба на притисок и експерименталните резултати за притисок во мерните точки на горната и долната површина на профилот. Постои голема усогласеност меѓу нумеричките и експерименталните резултати со отстапување до 7%, прикажана на Слика 5-7.



Слика 5-7. Валидација на нумерички модел за струење низ радијална решетка со поголем чекор (споредба со експериментални резултати)

5.2.2 Радијална решетка со густина t/L<1

Нумеричката мрежа на моделот на решетка со помал чекор е даден на Слика 5-8.



Слика 5-8. Нумеричка мрежа – струен простор во секцијата на воздушниот канал со сегмент од решетка на профили

Споредбата меѓу нумерички и експериментално добиените резултати за распоред на притисок по должина на профилот – централната лопатка во сегментот на решетката покажува усогласување (Слика 5-9) со што нумеричкиот модел е валидиран со отстапувања под 1%.



Слика 5-9. Споредба на експериментални и нумерички резултати за распределба на притисок по површините на профилот

5.3 Нумеричко моделирање на струење во спроводен апарат на Францис турбина при различен број на вртежи

5.3.1 Развој на 2D нумерички модел

5.3.1.1 Опис на моделот на турбина во лабораторија

Како основа за развој на 2D нумерички модел за испитување на влијанието на променливиот број на вртежи врз распределбата на притисок на спроводните лопатки е користен моделот на турбина Francis-99 во лабораторијата за хидроенергија на Универзитетот за наука и технологија во Трондхајм, Норвешка (NTNU). Спиралното куќиште и статорските лопатки се задржани со својот оригинален облик, додека обликот на лопатките на спроводниот апарат е заменет со обликот на лопатката која е експериментално испитувана во рамките на оваа дисертација, презентирано во Поглавје 4, притоа задржувајќи ги истите димензии и внимавајќи да се вклопи во расположливиот простор на спроводен апарат во турбинскиот модел. Спиралното куќиште има влезен дијаметар од 338,3mm. Статорот се состои од 14 лопатки, а спроводниот апарат од 28 лопатки во прстенот со влезен дијаметар од 764mm и излезен дијаметар од 630mm. Со оглед на тоа што се работи за дводимензионален модел, зад спроводниот апарат е поставена кружна ротирна решетка од рамнински профили чијшто облик е преземен од лопатките на работното коло во турбината Francis-99 (Слика 5-10).



Слика 5-10. Основни параметри на анализираниот 2D модел на турбина

5.3.1.2 Гранични услови и избор на нумеричка мрежа

Се симулира дводимензионално стационарно струење на вода низ турбината. Како почетни гранични услови се користат константна влезна брзина и атмосферски притисок на излез. Лопатки кои се предмет на анализа се лопатки бр.7 и 8, а во дополнителни анализи за меѓусебни споредби се користат и лопатките бр.5, 9, 21 и 22 (Слика 5-11).

Спиралата и статорот претставуваат една флуидна зона, додека спроводниот апарат и ротирната решетка се одделни флуиди зони. Поврзувањето на две соседни флуидни зони меѓу кои постои премин на флуидот е остварено со 'mesh interface'.



Слика 5-11. 2Д нумерички модел на турбина-гранични услови

За да се одбере соодветна нумеричка мрежа, тестирани се два типа на мрежа: триаголна и хексагонална (Слика 5-12). Околу лопатките на статорот, спроводниот апарат и ротирната решетка е поставен граничен слој.



Слика 5-12. Триаголна и хексагонална мрежа на 2Д модел на турбина

Изборот на мрежата е направен врз основа на големината на остаточните членови. Со примена на триаголна мрежа се добиваат поголеми остаточни членови во споредба со хексагоналната мрежа (Слика 5-13), поради што понатамошните симулации се извршени со хексагоналната мрежа.



Слика 5-13. Остаточни членови: триаголна мрежа (лево) и хексагонална мрежа (десно)

5.3.1.3 Валидирање на нумеричкиот 2Д модел и избор на тодел на турбуленција

За да се провери дали се постигнати истите услови во експерименталниот систем и во спроводниот апарат на моделот на турбина, спроведена е симулација на 2Д струење на вода низ турбината со празен простор зад решетката на лопатки, т.е. во отсуство на ротирна решетка (Слика 5-14). Симулациите се направени со примена на три различни турбулентни модели: k-ɛ, k-ю и k-ю SST. Брзината на влез е константна, а излезот е кон атмосфера.

Резултатите добиени со примена на различните модели на турбуленција се споредени со измерените вредности на притисоците во мерните точки на лопатката (Слика 5-15). Споредбата е направена врз основа на разликите на притисоците помеѓу градната (притисната) и грбната (всисната) страна на лопатката. Најголемо усогласување постои со моделот k-ε врз основа на што истиот се применува во сите понатамошни симулации бидејќи најдобро го опишува струењето низ моделот. Најголемото отстапување помеѓу нумеричките и експерименталните резултати е помалку од 8%, освен за втората мерна точка каде се забележани поголеми разлики.



Слика 5-14. Распределба на притисок во струјниот простор – 2Д модел на турбина без ротирна решетка



Слика 5-15. Споредба на резултатите со примена на три турбулентни модели со експериментално мерените вредности на притисок

5.3.1.4 Дефинирање на потребните услови во 2Д моделот

Според експерименталните истражувања спроведени на моделот на Францис турбината во лабораторијата за хидроенергија на NTNU, максимална ефикасност на работата на турбината од 93,4% е постигната при нето пад од 11,9m, проток од $0,2m^3/s$ и број на вртежи 333,33 min⁻¹.

Поставеноста на спроводните лопатките во моделот на турбината соодветствува на безударен влез на водната струја, односно работа во оптималната точка на турбината. Со оглед на тоа што во дводимензионалниот модел не се работи за истото работно коло, спроведена е анализа врз основа на нумеричките резултати при која влезна брзина (протоци) при број на вртежи 333,33 min⁻¹ на ротирната решетка (задколо) ќе се постигне најголема ефикасност на системот. За различни вредности на брзини на влез во спиралното куќиште во 2D нумеричкиот модел се отчитуваат масениот проток Q_m [kg/s], моментот на ротирната решетка M [N] и тоталните притисоци на влез и излез p_{t1} [Pa] и p_{t2} [Pa].co цел да се пресмета ефикасноста на системот при различни влезни услови:

$$\eta_{sis} = \frac{P_t}{P_h}$$

каде излезната моќност на системот е

$$P_t = M\omega = M \frac{2\pi n}{60} \quad [W]$$
 5-2

и се пресметува за константна аголна брзината ω =34,9 [rad/s], односно константен број на вртежи n=333,33 [min⁻¹].

Хидрауличната моќност на системот се пресметува според:

$$P_h = Q\Delta p\eta_{sis} \ [W]$$
 5-3

каде $Q = \frac{Q_m}{\rho} [m^3/s]$ е волуменскиот проток на водата (при нејзина константна густина ρ =998 kg/m³), а $\Delta p = p_{t1} - p_{t1}$ [*Pa*] е разликата на тоталните притисоци на влез и излез од системот.

Ефикасноста на системот може да се пресмета според финалниот израз:

$$\eta_{sis} = \frac{M\omega\rho}{Q_m\Delta p} \quad [-].$$
 5-4

Од добиената зависност на ефикасноста на овој систем од влезната брзина, прикажана на Слика 5-16 е воочено дека најголема ефикасност е постигната за брзина од 13,6 m/s на влез во спиралата.



Слика 5-16. Промена на ефикасноста на системот во зависност од влезната брзина

5.3.2 Влијание на влезните услови врз распределбата на притисок на спроводна лопатка

5.3.2.1 Влијание на спиралното куќиште

Споредени се оптоварувањата на лопатките 7 и 8 при различни влезни параметри постигнати со примена на различни спирали. Се користи спиралата од моделот Francis-99 и спирално куќиште развиено според нова предложена методологија на пресметка презентирана во Глава 7. Овие дизајни се користени во симулации без коло (WR) и со коло зад спроводните лопатки.



Слика 5-17. Распределба на притисок на спроводна лопатка – различни влезни услови

Од Слика 5-17 може да се забележи дека новото спирално куќиште обезбедува помали оптоварувања во услови без коло со оглед на помалата разлика на притисоци на двете страни.



Слика 5-18. Распределба на притисок на спроводна лопатка - споредба при различни влезни услови, со коло

Од Слика 5-18 се забележува дека нема големи промени во оптоварувањата во кога се приментуваат различни спирали со присуство на коло. За влијанието на спиралата врз оптоварувањата на спроводната лопатка потребни се дополните анализи за да се извлече заклучок.

Исто така, направена е споредба на брзината по обем на влез во спроводниот апарат при примена на различни спирала и без коло (Слика 5-19).



Слика 5-19. Влезна брзина во спроводен апарат за различни спирали

Од добиените резултати се забележува една зона на влез во спроводниот апараткаде што е постигнато порамномерно струење.

5.3.2.2 Влијание на статорските лопатки

Оптоварувањата на спроводната лопатка зависи и од нивната положба во однос на статорските лопатки што може да се види од следниот дијаграм каде две соседни лопатки имаат различна распределба на притисок (Слика 5-20).



Слика 5-20. Распределба на притисок на спроводна лопатка со различна положба во однос на статорот

5.3.3 Анализа на положбата на лопатка на работно коло и променливиот број на вртежи –квазистационарни услови

По избор на почените гранични услови-константа влезна брзина од 13.6 m/s и атмосферски притисок на излез, и модел на турбуленција – k- ε , спроведени се симулации за стационарно 2D струење на вода низ во случај на статично коло и ротирно коло при 5 различни брзини на вртење. Нумеричките симулации се направени за неколку положби на лопатката на колото во однос на спроводната

Резултатите се споредени за следниве брзини на вртење: ω =0, ω =27.9 rad/s, ω =31.4 rad/s, ω =34.9 rad/s, ω =38.4 rad/s, и ω =41.9 rad/s, i.e. ±20% и ±10% во однос на номиналниот број на вртежи.

5.3.3.1 Анализа на влијанието на положбата на лопатката на коло во однос на спроводната лопатка

Лопатката на колото преоѓа од позиција $\alpha = 0^{\circ}$ кога нејзиниот преден раб е во линија со задниот раб на спроводната лопатката. the guide vane to position in line with the next guide vane. This passage is divided into 5 equal parts of 2.572° (Слика 5-21).



Слика 5-21. Runner blade position relative to the guide vane in quasi-steady state

За секоја положба, распределбата на притисок на притисната страна на спроводната лопатка е речиси иста при различен број на вртежи. Сепак, всисната страна врз која повеќе влијае ротацијата на колото има различна распределба на притисок при разни положби. За првата положба (0°), Слика 5-22 лево, разликата во распределба на притисок на всисната страна е поизразена од 0,6 од единечната должина на спроводната лопатка кога притисокот почнува да се намалува со бројот на вртежи. За втората позиција (2.572°) постојат две превојни точки, на околу 50% и 90% од должината на лопатката каде притисокот се менува, т.е. се зголемува со бројот на вртежи (Слика 5-22 десно).



Слика 5-22. Влијание на бројот на вртежи врз распределбата на притисок на спроводната лопатка за положби 0° and 2.572°



Слика 5-23. Влијание на бројот на вртежи врз распределбата на притисок на спроводната лопатка за положби 5.144° and 7.716°

За положба 5.144° (Слика 5-23 лево), постои една превојна точка на 60% од лопатката кога притисокот почнува да се менува со бројот на вртежи како во претходната позиција. За позиција 7.716° (Слика 5-23 десно), постојат две превојни точки, на 0,4 и 0,8 од единечната должина на лопатката; меѓу овие две точки, притисокот се намалува, а потоа почнува да се зголемува со брзината на вртење. За последната положба 10.288° (Слика 5-24), притисокот се намалува со бројот на вртежи на колото, почнувајќи од 40% од должината на лопатката.



Слика 5-24. Влијание на бројот на вртежи врз распределбата на притисок на спроводната лопатка за положба 10.288°

Анализата е направена и за различни позиции на лопатката при константен број на вртежи. (Слика 5-25).



Слика 5-25. Распределба на притисок на спроводна лопатка за различни позиции при константен број на вртежи

Може да се увиди дека формата на распределба на притисок се деформира повеќе поголеми броеви на вртежи, особено на всисната страна, на половината што е поблиску до задниот раб.

5.4 Нумеричко моделирање на нестационарно струење низ спроводен апарат при разлчен број на вртежи.

Нумеричките симулации се спроведени за различни брзини на вртење на колото со тотален притисок на влез, кој кореспондира на истиот проток, односно брзина од 13.6 m/s и атмосферски притисок на излез. Временскиот чекор за секоја брзина на вртење е избран така што да одговара на 1° ротација на колото.

Мерните точки од експерименталното истражување се користени како мониторни точки за да се добијат податоци за притисокот во текот на времето. Дополнително, моментот на лопатката се мониторира со што се овозможува собирање на податоци за пулсациите на притисокот и моментот.

5.4.1 Влезни услови – промена на брзината на влез и излез од спроводен апарат

Најпрво, пулсациите на брзина на влез и излез од спроводен апарат се анализирани. Квадратната средина (RMS) на влез и излез од спроводен апарат е прикажана на Слика 5-26.



Слика 5-26. Влезна и излезна брзинаа на спроводен апарат– RMS вредност за различна брзина на вртење на колото

RMS вредноста незабележително се менува со промена на бројот на вртежи на колото со што може да се заклучи дека протокот на вода останува константен.

Peak-to-peak (PtP) вредностите, релативно во однос на RMS вредноста на влезната и излезната брзина на спроводниот апарат како што е дадено во Табела 6 се менуваат во мали граници, т.е. 0.037-0.0465% за влезната брзина and 0.08-0.116% излезната брзина на спроводниот апарат.

n	PtP/RMS-v-in	PtP/RMS-v-out
ω (rad/s)	(%)	(%)
41.9	0.041128609	0.079918785
38.4	0.039678068	0.081028271
34.9	0.037357276	0.093128486
31.4	0.036904217	0.107526782
27.9	0.046520768	0.116066431

Табела 6. Peak-to-peak вредности на влезната и излезната брзина на спроводен апарат

Според нумеричките резултати, може да се заклучи дека брзината може да се земе константен параметра.

Амплитудата на брзината се менува со бројот на вртежи – амплитудата опаѓа, фреквенцијата се зголемува, а периодата се намалува со зголемување на брзината на вртење на колото, Слика 5-27.



Слика 5-27. Промена на влезната и излезната брзина на спроводен апарат во текот на времето

5.4.2 Пулсации на моментот на спроводната лопатка

RMS вредноста на моментот на спроводната лопатка покажува варирање од ± 0.3 Nm во споредба со моментот добиен при номинален број на вртежи поради што може да се смета дека е константен (Слика 5-28 лево). Меѓутоа, PtP вредноста на моментот се менува во интервал 8.6-15% со бројот на вртежи (Слика 5-28 десно).



Слика 5-28. RMS и PtP вредности на моментот при различни брзини на вртење

Може да се заклучи дека пулсациите на моментот на спроводната лопатка не треба да се занемари поради разликата споредено со вредноста RMS и нејзината промена со бројот на вртежи. Според тоа, параметризација на промената на моментот во текот на времето би помогнала во предвидувањето на овие пулсации за одредени влезни параметри.

За да се параметризира промената на моментот во текот на времето, се користи Фуриерова низа со синусна и косинусна функција :

$$M(t) = A_1 \sin(\omega t) + B_1 \cos(\omega t) + A_2 \sin(2\omega t) + B_2 \cos(2\omega t)$$
5-5

редуцирана во изразот:

$$M(t) = B_1 \cos(\omega t) + A_2 \sin(2\omega t)$$
5-6

каде коефициентите B_1 and A_2 се пресметуваат со интегрирње [61]:

$$B_{1} = \frac{1}{\pi} \int_{0}^{2\pi} M(t) \cos(\omega t) dt$$

$$A_{1} = \frac{1}{\pi} \int_{0}^{2\pi} M(t) \sin(2\omega t) dt$$
5-8

За секоја брзина на вртење, коефициентите се пресметуваат користејќи ги нумеричките податоци (Слика 5-29).



Слика 5-29. Промена на коефициентите A_1 и B_2 со бројот на вртежи

Струхаловиот број е дефиниран со:

$$S_h = \frac{L}{u \cdot \frac{1}{T_t}}$$
 5-9

вклучувајќи карактеристична должина L како што е должината на лопатката, периферна брзина која се пресметува според:

 $u = R_1 \cdot \omega$ [m/s] - каде R_1 радиус на влез на коло, $\omega \left[\frac{rad}{s}\right]$ е аголна брзина на колото, а периодата е: $T_t = \frac{2\pi}{z_{br}\cdot\omega}$ [s] каде z е бројот на лопатки на работно коло.

Следните релации се поставени:

$$\frac{1}{\sqrt{A_1}n^{4,5}} = k_1 S_h \tag{5-10}$$

$$\frac{B_2}{n^3} = k_2 S_h \tag{5-11}$$

од каде коефициентите A_1 and B_2 можат да се проценат користејќи ги линеарните равенки (коефициенто k_1 и k_2 , соодветно) за познат Струхалов број, според Слика 5-30.



Слика 5-30. Пресметка на коефициентите A_1 and B_2 за даден Струхалов број

Линеаризација на фреквенцијата на нумеричкиот модел, пресметана како реципрочна вредност на периодата, односно $f_m = \frac{1}{T_m} [Hz]$, е воспоставена преку изразот:

$$\frac{f_m}{f_t} = f(\frac{(\frac{\nu_{out}}{u})^2}{\sqrt{S_h}})$$
5-12

каде $v_{out}[m/s]$ е RMS вредност на излезната брзина од спроводен апарат и $f_t[Hz]$ е теоретската фреквенција.

Зависноста е дадена на Слика 5-31.



Слика 5-31. Однос помеѓу теоретската фреквенција и фреквенцијата на нумеричкиот модел

Пресметките се потврдени со добивањето усогласеност меѓу промената на моментот на лопатката добиена исклучиво нумерички, од една страна, и добиена нуерички и теоретски, од друга страна (Слика 5-33 и Слика 5-33).



Слика 5-32. Пулсации на момент на лопатка –споредба на нумерички податоци и пресметка при ω=27,9 rad/s и ω=31,4 rad/s



Слика 5-33. Пулсации на момент на лопатка –споредба на нумерички податоци и пресметка при ω =34,9 rad/s, ω =38,4 rad/s и ω =41,9 rad/s

Распределбата на притисок на спроводната лопатка се менува во текот на времето, па причина за добивање исти вредности на момент во различни временски моменти е иста распределба на притисок или различна распределба на притисок која во комбинација со растојанието од точката на ротација до нападната линија на резултантата дава ефективен момент со иста вредност. Прикажана е ваква анализа за номинален број на вртежи и број на вртежи ±20% во однос на номиналниот.



Слика 5-34. Момент со иста вредност во два разлчни временски моменти за брзина на вртење ω=27.9 rad/s и соодветната распределба на притисок - споредба



Слика 5-35. Момент со иста вредност во два разлчни временски моменти за брзина на вртење ω=34.9 rad/s



Слика 5-36. Момент со иста вредност во два разлчни временски моменти за брзина на вртење speed ω =34.9 rad/s



Слика 5-37. Момент со иста вредност во два разлчни временски моменти за брзина на вртење speed ω =41.9 rad/s



Слика 5-38. Момент со иста вредност во два разлчни временски моменти за брзина на вртење speed ω=41.9 rad/s

Слика 5-34, Слика 5-35, Слика 5-36, Слика 5-37 and Слика 5-38 покажуваат дека во различни временски моменти може да се добие ист интензитет на моментот. Доколку не се работи за иста распределба на притисок, можно е да постои разлика локацијата на точката.

5.4.3 Пулсации на притисок на спроводна лопатка

Промената на притисокот во текот на времето за челната мерна точка на предниот раб на лопатката (p1) и последната мерна точка најблиску до задниот раб на притисната површина (GD p10) и всисната површина (GB p10) за брзина на вртење на колото од 27,9 rad/s и 41,9 rad/s е прикажана на Слика 5-39 и Слика 5-40.



Слика 5-39. Пулсации на притисок на спроводен апарат за брзина на коло од 27,9 rad/s



Слика 5-40. Пулсации на притисок на спроводен апарат за брзина на коло од 41,9 rad/s

Пулсациите на притисок се најмали за фронталната мерна точка за двата разгледувани случаи на брзина на вртење на колото, со оглед на поголемата оддалеченост на предниот раб од колото. Поголеми пулсации на притисок се добиваат за поголемата брзина на ротација.

Поголеми пулсации на притисок се добиваат на всисната страна на која повеќе влијае ротацијата на колото поради поголемата близина.

Пулсациите на притисок во последната мерна точка на градна и грбна страна, соодветно при број на вртежи 20% повеќе и помалку во однос на номиналниот се прикажани на Слика 5-41.



Слика 5-41. Пулсации на притисок во мерна точка 10 на: градна (лево) и грбна страна (десно)

Може да се забележи дека амплитудата и фреквенцијата се поголеми при поголем број на вртежи.

За челната мерна точка на предниот раб на спроводната лопатка, прикажани се пулсациите на притисок на Слика 5-42 кои исто така имаат поголема амплитуда и фреквенција при поголем број на вртежи.



Слика 5-42. Пулсации на притисок во челна мерна точка (точка 1)

На Слика 5-43 се процентуално дадени PtP вредностите во однос на RMS вредноста на притисокот во 10-те мерни точки на градната и грбната страна на спроводната лопатка, соодветно, при број на вртежи 20% повеќе и помалку во однос на номиналниот.



Слика 5-43. PtP вредност во однос на RMS вредност на притисок во мерни точки долж градна (лево) и грбна (десно) страна на лопатката

Поголеми промени на притисок на градната страна се забележани при поголем број на вртежи, најизразени во втората половина од должината на лопатката. Промените на притисок се зголемуваат долж градната страна на лопатката. На грбната страна, до 45% од должината на лопатката, пулсациите на притисок се зголемуваат долж лопатката и се поголеми при поголем број на вртежи.

При поголем број на вртежи, постои локално намалување на пулсациите на притисок во делот од 45% до 70% од должината на лопатката, а потоа до задниот раб на лопатката пулсациите се зголемуваат. При помал број на вртежи, постои локално зголемување на пулсациите од 45% до 75% од должината на лопатката, а потоа пулсациите се намалуваат.

5.4.4 Јакостни услови на спроводна лопатка

Кривите на силата на оптоварување F_{y11} по должина на лопатката за случаите на опструјување анализирани во Глава 4 и Глава 5 се дадени на Слика 5-44. Споредени се јакостните услови на:

- Осамен профил
- Профил поставен во решетка со голем чекор
- Профил поставен во решетка со мал чекор
- Профил во спроводен апарат без задколо (работно коло)
- Профил во спроводен апарат без работно коло со новодизајнирана спирала
- Профил во спроводен апарат со статично задколо
- Профил во спроводен апарат со коло кое ротира при номинален број на вртежи
- Профил во спроводен апарат со коло кое ротира со новодизајнирана спирала.



Слика 5-44. Јакостна состојба на лопатка во различни услови на опструјување

Од сумарниот дијаграм се воочува намалување на оптоварувањето со намалување на чекорот на решетката. Со поставување на статично коло зад спроводниот апарат, оптоварувањата дополнително се намалуваат. Примената на новодизајнираната спирала придонесува за понатамошно намалување на оптоварувањата. Најмали оптоварувања на спроводната лопатка има во услови на ротација на работното коло.

6 Јакостна анализа на спроводна лопатка

6.1 Интеракција помеѓу флуид и цврсто тело

Кај решетките од спроводни лопатки во хидрауличните турбини се јавува феноменот на интеракција меѓу флуидот - водата и цврстата површина на лопатката. Оваа појава математички може да се опише со равенката на движење на цврстото тело:

$$m_s \ddot{x} + d_s \dot{x} + k_s x = F(t) \tag{6-1}$$

каде ms е масата на телото, ds е пригушувањето, ks е крутоста на телото, F е силата која дествува на цврстото тело и x е поместувањето, и со равенката на струење на флуид:

$$\rho\left(\frac{\partial v}{\partial t} + v \cdot \Delta v\right) = -\nabla p + \nabla \cdot T + f \tag{6-2}$$

каде ρ е густина на флуидот, $v \cdot \nabla v$ е векторот на брзина на струење, p е притисокот, T е тензор и f е масена (волуменска) сила која дејствува на флуидот [6]. Равенката за одржување на масата е:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho v) = 0 \tag{6-3}$$

За некомпресибилен флуид, Навие-Стоксовите равенки можат да се запишат во следнава форма:

$$\rho\left(\frac{\partial\rho}{\partial t} + v \cdot \Delta v\right) = -\nabla p + \mu \nabla^2 v + f \tag{6-4}$$

каде $\partial v / \partial t$ укажува на нестационарност, $-\nabla p$ е градиент на притисок и μ е динамичка вискозност. Равенката за одржување на масата може да се редуцира до облик:

$$\nabla \cdot v = 0 \tag{6-5}$$

Разбирањето на појавата на интеракција помеѓу водата и спроводната лопатка изискува познавање на статичките оптоварувања на лопатката при различни работни услови, односно при различни отворености на спроводниот апарат.

6.2 Влијание на оската на ротација врз моментот и статичките оптоварувања на спроводната лопатка

Хидрауличните турбини често работат надвор од оптималната точка, за да одговорат на моменталната побарувачка на енергија. Со тоа, статичките оптоварувања на спроводните лопатки варираат со промена на работните услови. Јакостните перформанси на спроводните лопатки на Францис турбина зависат од интензитетот на хидродинамичките сили и локацијата на оската на ротација. Овие два параметра влијаат врз големината и насоката на хидрауличниот момент на лопатката. Оптимална позиција на

оската на ротација на лопатката може да се определи врз основа на критериумот да се постигнат што е можно помали напони и деформации.

6.2.1 Тридимензионален нумерички модел на струење низ спроводен апарат

За определување на влијанието на оската на ротација врз хидрауличниот момент при различни работни услови на турбината, и селектирање на нејзина соодветна позиција, извршена е нумеричка анализа на моделот на турбина Francis-99 [??], задржувајќи ја истата геометрија на спирала, статор, работно коло и дифузор, а заменувајќи ги спроводните лопатки со обликот на лопатка за која се направени експерименталните и нумеричките истражувања во оваа дисертација. Тридимензионалниот нумерички модел е прикажан на Слика 6-1.



Слика 6-1. 3Д нумерички модел на турбина

Како гранични услови се користени тотален притисок на влез и притисок на излез. Разгледувано е просторно стационарно струење, со примена на пристапот Frozen Rotor за да се земе предвид ротацијата на работното коло. Симулациите се извршени при ист број на вртежи на колото $n = 333,33 \text{ min}^{-1}$. Анализирани се резултатите добиени од 6 различни отворености на спроводниот апарат, тргнувајќи од затворена положба (Слика 6-2 лево) до негова максимална отвореност (Слика 6-2 десно). Предмет на анализа е лопатка бр.1 низ која поминува оската прикажана на Слика 6-2.



Слика 6-2. Затворена положба (лево) и максимална отвореност на спроводниот апарат (десно)

6.2.2 Влијание на оската на ротација на спроводната лопатка врз хидрауличниот момент

Анализирани се 9 положби на оската на ротација на спроводната лопатка, за кои е одбрано да лежат на скелетницата на хидропрофилот (Слика 6-3), поаѓајќи од иницијалната точка Р0 на 25% од должината на тетивата.



Слика 6-3. Анализирани положби на оска на ротација на спроводната лопатка

За секоја отвореност на спроводниот апарат (претставена како процент од максималната отвореност а_{max}) е добиена промената на интензитетот и насоката на моментот на лопатката во зависност од позицијата на нејзината оска на ротација (Слика 6-4). Позицијата на оската на ротација е претставена релативно, во однос на максималната должина (на тетивата) на лопатката. Моментот е исто така изразен во однос на најголемиот момент што се појавува за разгледуваната отвореност. Зависноста е линеарна, со оглед на тоа што за конкретна отвореност на спроводниот апарат големината, правецот и насоката на силата остануваат исти, а со промена на позицијата на оската се менува растојанието до нападната линија на силата. Може да се забележи дека најголеми моменти на отворање (негативен предзнак) за било која локација на оска на ротација се добиваат во затворена положба на спроводниот апарат и истите се намалуваат со зголемување на отвореноста а₀. Моментите на затворање (позитивен предзнак) за иста оска на ротација се зголемување на отвореноста а₀. Моментите на спроводниот апарат.

Пресекот на секоја линија со апцисата ја дава точката на ротација за која моментот е нула, односно низ која минува нападната линија на резултантната сила за одредена отвореност. Според дијаграмот, резултантната сила дејствува помеѓу 52% и 63% должината на спроводната лопатка.



Слика 6-4. Варирање на моментот на лопатката со промена на положбата на оската на ротација, за различни отворености на спроводниот апарат

Промената на моментот со отворање на спроводниот апарат покажува различен тренд зависно од позицијата на оската на ротација (Слика 6-5). За оски на ротација кои се наоѓаат до максимум 40% од должината на тетивата (точки Р1, Р2, Р0, Р3 и Р4), постои само момент на отворање, односно не би се обезбедило самозатворање на спроводниот апарат. Истовремено екстремниот момент кој се јавува во затворена положба за овие точки, како и екстремниот момент кој во овој случај се јавува при отвореноста која одговара на оптималниот работен режим на турбината ($a_0/a_{max} = 0.6$), се поголеми во споредба со екстремите кои се добиени за останатите оски на ротација. За оските кои се наоѓаат во зоната по 65% од должината на тетивата (точки Р7 и Р8), се постигнува самозатворање, но екстремните моменти се поголеми. Со примена на точка Р5 како оска на ротација се добиваат помали екстремни моменти (освен во затворена положба), но не и самозатворање, туку приближно момент нула при поголеми отворености. Посакуваниот тренд на промена на моментот со отворање на спроводниот апарат најблиску би се постигнал со точка Рб која се наоѓа на скелетницата на профилот, на 60% од должината на тетивата. Во овој случај моментот при затворен спроводен апарат е помал по интензитет, а со мала отвореност се постигнува момент нула. Со понатамошно отворање на спроводниот апарат моментот се зголемува во насока на затворање и достигнува најголема вредност во оптималната работна точка. Сè до максималната отвореност на лопатките, моментот постепено се намалува со истиот предзнак (затворање) и се приближува до вредност нула.



Слика 6-5. Варирање на моментот на лопатката со отворање на спроводниот апарат, при различни оски на ротација

6.2.3 Избор на положба на оска на ротација на спроводна лопатка

Од претходните анализи на влијанието на позицијата на оската на ротација се констатира дека оптималната оска се наоѓа помеѓу точките Р5 и Р6, поблиску до точка Р6 поради условите кои ги обезбедува – помали екстремни моменти и тенденција кон самозатворање. Од друга страна, може да се согледа дека овие услови се постигнуваат кога со избор на точката на ротација се постигнува момент нула при помала отвореност на спроводниот апарат. Затоа, презентирани се два пристапи за селекција на соодветна положба на оската на ротација.

6.2.3.1 Избор на положба на оска на ротација врз основа на изедначување на екстремните моменти кои дејствуваат на лопатката

Имајќи ги вредностите на моментите при различни отворености на спроводниот апарат за оските на ротација Р5 и Р6 меѓу кои се очекува оптималната положба, се наоѓа пресек помеѓу правите на екстремите, т.е. едната права добиена од моментите кои дејстуваат на лопатката во затворена положба (прв екстрем), и втората права добиена од моментите при отвореност 0,6a_{max} (втор екстрем кој е забележан за оптималната работна точка), за двете одбрани оски на ротација (Слика 6-6).



Слика 6-6. Точка на ротација за која би се добиле екстремни моменти од ист ранг на големина

За да се постигнат приближно исти екстремни вредности на моментите (во затворена положба и во оптималната отвореност), оската на ротација треба да биде позиционирана на скелетницата, на 57,8% од должината на тетивата (х-координата). Се добиваат екстремни моменти од $\pm 1,36$ Nm. Со оваа точка на ротација се постигнуваат помали моменти при сите отворености на спроводниот апарат (во споредба со оние добиени при сите останати разгледувани точки на ротација), освен во затворена положба. Оваа идеја за еднаквост на екстремните моменти е предложена од Nechleba [48] како на Слика 3-17 и имплементирана од страна на Muntean et al. [23].

6.2.3.2 Избор на положба на оска на ротација врз основа на постигнување на момент нула при мала отвореност на спроводниот апарат

Развиен е модел на пресметка на координатите на точката на ротација на лопатката која би обезбедила момент нула при мала отвореност на спроводниот апарат, што според претходната анализа на нумерички добиените резултати ќе предизвика тенденција на самозатворање со зголемување на отвореноста, како и општо помали моменти при различни работни услови.

Интензитетот на вкупната (резултантна) сила F_R која делува на спроводната лопатка при мала отвореност на спроводниот апарат (земен е случајот 0,2 a_{max}) се пресметува преку нејзините компоненти по х-оска F_x и по у-оска F_y :

$$F_R = \sqrt{F_x^2 + F_y^2} \quad [N] \tag{6-6}$$

Правецот на резултантната сила се определува со аголот θ кој таа го заклопува со вертикалата:

$$\theta = \operatorname{arctg} \frac{F_x}{F_y} \quad [^\circ] \tag{6-7}$$

Моментот кој дејствува на лопатката околу оската која минува низ координатниот почеток (паралелна со висината на лопатката) М₀ се користи за пресметка на нормалното растојание помеѓу нападната линија на резултантната сила и вертикалната оска низ координатниот почеток:

$$P_0 = \frac{M_0}{F_R} \qquad [m] \tag{6-8}$$

Може да се дефинира равенка на права која математички ја опишува нападната линија на резултантната сила која дејствува на разгледуваната лопатка од спроводниот апарат во дадениот координатен систем за нумеричкиот модел:

$$y = ctg\theta \cdot x + \frac{l_0}{\sin\theta} \tag{6-9}$$

Скелетницата на хидропрофилот-спроводната лопатка е претставен преку полином од втор ред со коефициенти k_{f1} , k_{f2} k_{f3} :

 $y = k_{f1}x^2 + k_{f2}x + k_{f3}$ за дадениот координатен систем и за положбата на разгледуваната лопатка во просторот.

Со пресекот на двете криви е дефинирана точка на ротација за која би се постигнал момент нула, односно точката низ која минува нападната линија на силата (l₀=0, па М=0).



Слика 6-7. Точка на ротација за која би се постигнал момент М=0 при мала отвореност

6.2.3.3 Споредба на резултати со примена на два пристапи за селекција на положба на оска на ротација

Со примена на првиот пристап се добива точка popt2, а со примена на вториот пристап точка Popt, во зоната помеѓу точките P5 и P6 (Слика 6-8). Првиот пристап дава поповолна состојба на промена на моментите со отворање на спроводниот апарат со оглед на тоа што се постигнува помал (екстремен) момент во оптималната работна точка и помали моменти при различните отворености, иако на сметка на зголемување на моментот
кој дејствува на спроводната лопатка во затворена положба. Двата екстремни моменти се приближно еднакви по големина. Со вториот пристап се постигнува бараниот тренд на промена на моментот на лопатката со отвореноста, но интензитетот на вредностите е поголем, што укажува дека со задавање критериум за добивање на момент нула при поголема отвореност од дадената (0,2a_{max}) би можело да се добие состојбата како при првиот пристап.



Слика 6-8. Варирање на моментот со отвореноста на спроводниот апарат при новодобиените положби на оска на ротација на лопатката со примена на два пристапи

Со примена на вториот пристиап за определување на оска на ротација на спроводна лопатка, се добива 15% помал момент при отвореност која одговара на ВЕР додека првиот пристап дава 25% намалување на моментот, споредено со точка Рб. Иако првиот пристап дава попрецизни резултати во насока на одбирање на оптимална позиција на оската на ротација, вториот пристап по редефинирање на отвореноста при која се бара постигнување на момент нула би бил попрактичен за примена поради директната пресметка и можноста за имплементирање во CFD и FEA софтвер.

6.2.4 Влијание на оската на ротација врз статичките оптоварувања на спроводната лопатка

Дадените методи на пресметка на позиција на оска на ротација се во насока на добивање што помали напони и деформации на спроводната лопатка. Предвидување на јакостното однесување на лопатката може да се спроведе со помош на симулирање на интеракцијата помеѓу флуидот и цврстата површина, со што нумерички пресметаните хидродинамички сили се користат за решавање на равенствата од механика на цврсто тело [7, 8, 9, 10,11].

Со примена на софтвер базиран на методот на конечни елементи, анализирано влијанието на промената на положбата на оската на ротација врз напонската распределба и деформациите на спроводната лопатка. Се користи веќе добиената оптимална положба на оската на ротација преку првиот пристап и се споредуваат во однос на точките Р5 и Р6, и првобитната точка Р0. За таа цел развиен е нумерички модел на спроводна лопатка со вратило и лежишта на кој се врши испитување со примена на методот на конечни елементи.

6.2.4.1 Нумерички модел на спроводна лопатка за јакостна анализа

За развој на нумеричкиот модел се користи спроводната лопатка која е претходно разгледувана, при што е додадено и вратило за да се добие попрецизна јакостна слика. Се користи вратило со димензии според моделот во Лабораторијата за хидроенергија на NTNU.

Бројот на ќелии на нумеричката мрежа е избран по спроведување на тест за независност на нумеричкото решение од мрежата (Слика 6-9).



Слика 6-9. Тест за независност на нумеричкото решение од мрежата

Сите симулации се спроведени со ист тип на мрежа, со околу 200000 ќелии. Гранични услови кои се користат се: целосно фиксирање (потпора D) и фиксирање во радијален правец (потпори F и E), прикажани на Слика 6-10.



Слика 6-10. Граничини услови (лево) и нумеричка мрежа (десно)

Променливото оптоварување, односно распределбата на притисок добиена од CFD симулациите на струењето низ спроводниот апарат се пренесува на цврстата површина на лопатката за да се изврши јакостната анализа.

6.2.4.2 Споредба на резултати од јакостни анализи

Напонско-деформациска состојба е добиена за лопатка со вратило чија оска е поставена низ точките P0, P6 и Popt, соодветно. Јакостните анализи се однесуваат на отвореност на спроводниот апарат која одговара на оптималната работна точка каде е увиден вториот екстремен момент. Од напонската распределба на спроводната лопатка (Слика 6-11) се забележува намалување на вредноста на максималниот напон од 67% со промена на оската на вратилото од почетната положба P0 на положба P6, што во претходните анализи укажуваше на постигнување помал момент во оптималната отвореност на спроводниот апарат. Максималниот напон дополнително се намалува со промена на позицијата на вратилото од точка P6 во точка Popt определена според критериумот за добивање на екстремни моменти од ист ранг на големина. Во сите три случаи, критични зони претставуваат контактните површини на лопатката со вратилото.



Слика 6-11. Распределба на напони во спроводна лопатка при различни положбати на вратилото

На Слика 6-12 е дадена вкупна деформација на спроводната лопатка за трите позиции на оската на вратилото. Вредноста на максималната деформација е поголема за иницијалната оска на ротација во споредба со оските Р6 и Рорт, соодветно. Поместувањето на оската на ротација од положба Р6 на Рорт дава 28% помала вредност на максималната деформација.



Слика 6-12. Деформации на спроводна лопатки при различни положби на оската на вратилото

6.3 Влијание на променливиот број на вртежи врз статичките оптоварувања на спроводната лопатка

Со примена на тридимензионалниот модел, спроведени се симулации при различни брзини на вртење на работното коло, ±20% од номиналниот број на вртежи. Се добиваат профили на притисок различни по облик и интензитет, што е особено изразено на грбната површина на спроводната лопатка (Слика 6-13) која е поизложена на влијанието од

присуството на работното коло. Според резултатите, притисокот на грбната површина се зголемува со бројот на вртежи што предизвикува поголема разлика на притисоци помеѓу двете страни на лопатката. Како резултат, моментот на спроводната лопатка се зголемува со бројот на вртежи на колото (Табела 7). Во овој случај, моментот при номиналната брзина на вртење е 1,25% помал отколку при +20% поголем број на вртежи, и 1,45% поголем во однос на -20% помал број на вртежи.



Слика 6-13. Распределба на притисок при различни брзини на вртење на колото

Runner speed n (rad/s)	Guide vane torque M (Nm)
27.9	-7.516
34.9	-7.609
41.9	-7.72

Табела 7. Момент на спроводна лопатка за различен број на вртежи

По пренос на распределбата на притисок врз спроводната лопатка, при различните брзини на вртеење, направена е анализа со МКЕ при иста точка на ротација. Може да се заклучи дека во случајов вредноста на максималниот напон и максималната вкупна деформација се зголемуваат со зголемување на бројот на вртежи. Максималниот напон при номинален број на вртежи е 1.43% помал отколку при при +20% поголем број на вртежи, и 1,21% поголем во однос на -20% помал број на вртежи. Максималната деформација при номинален број на вртежи е 1.27% помал отколку при при +20% поголем број на вртежи, и 1,51% поголем во однос на -20% помал број на вртежи.



Слика 6-14. Напонска распределба на спроводната лопатка при различни брзини на вртење



Слика 6-15. Деформации на спроводната лопатка при различни брзини на вртење

6.4 Имплементација во софтвер

За определување на положба на оска на ротација, погоре опишаната пресметка за постигнување на момент нула при мала отвореност е имплементирана во MATLAB и ANSYS Workbench.

Обликот на спроводната лопатка е дефиниран во MATLAB преку равенки на горната и долната контура. Со примена на трансформации (транслации и ротации) се добива положбата на лопатката во координатниот систем. MATLAB кодот е адаптиран за да може да биде повикан од страна на руthon скрипта и да воспостави комуникација со ANSYS Workbench. MATLAB скриптата е креирана како функција со екстензија *.m која може да прима влезни параметри, а да дава излезни параметри - output parameter = function (input parameter). Се користи функција за запишување на координатите на лопатката во txt фајл, што е потребно за генерирање на геометријата во SpaceClaim. Благодарение на

можноста за скриптирање во ANSYS Workbench, можно е автоматизирање на процесот на генерирање на геометрија и нумеричка пресметка. Конекцијата меѓу двата софтвера е остварена преку модулот External Connection преку xml скрипта. Врската помеѓу влезните и излезните параметри е креирана со сетот на параметри во ANSYS Workbench.

Со позиционирање на лопатката за мала отвореност во однос на почетна оска на ротација, може да се пресметаат потребните коефициенти кои ја дефинираат скелетницата на хидропрофилот. Со автоматизирање на процесот на генерирање на геометријата на спроводната лопатка, нумеричката мрежа и симулациите, и извлекување на момент и сили како излезни параметри, може да се дефинираат координатите на точката на ротација.



Слика 6-16. Алатка за определување на точка на ротација врз основа на втор пристап

7 Хидрауличен дизајн на спирала

7.1 Вовед

7.1.1 Улога на спиралното куќиште кај хидрауличните турбини

Доводниот цевковод кај хидрауличните турбини ја доведува водата на влез во спиралното куќиште. Спиралното куќиште претставува елемент кај реакциските турбини кој обезбедува довод на водата и нејзина рамномерна распределба на влез во статорскиот прстен. Насочувајќи ја водата под оптимален агол од статорските лопатки, па низ спроводниот апарат кон работното коло, спиралното куќиште обезбедува ефективно искористување на расположливата кинетичка енергија во колото за дадениот проток. Со насочувањето на водата во статорските лопатки, водата добива тангенцијална компонента на брзината обезбедувајќи моментум на водата која ги напаѓа лопатките на работното коло. Рамномерниот распоред на притисокот по обем на старотските лопатки придонесува за намалување на оптоварувањата, бидејќи во тој случај радијалните сили кои дејствуваат на колото се речиси нула. Подеднаквата распределба на брзината и притисокот по периферијата на статорот се постигнуваат со постепено намалување на дијаметарот на спиралата, односно со обезбедување на потребната површина низ која би поминал соодветниот проток на вода така што низ секој меѓулопатичен канал на статорот би имало ист проток на вода. Според ова, за правилно функционирање на спиралата, нејзините пресеци треба да задоволат одредени предуслови. Површината на пресеците на спиралата се намалуваат по интензитет во насока на струењето на водата [9], [42], [54].

7.1.2 Краток литературен преглед на претходни научни истражувања за дизајнирање на спирали

Dahal D. R. и други автори [55] нумерички ги истражувале спиралите базирани на пресметка со примена на законот за слободен вртлог со цел да најдат оптимална конфигурација за микро Францис турбини. Основни предуслови кои треба да бидат исполнети се добивање минимална загуба на притисок и обезбедување на потребните струјни услови на влез во статорскиот прстен. Испитувани се спирали со кружни, трапезни и квадратни пресеци. Спиралата е дизајнирана со примена на итеративен процес со кој се постигнува претходно дефинирана брзина на влез во статорот. Преку споредби на промените на притисокот, и радијалната и тангенцијалната брзина, авторите заклучиле дека намалувањето на димензиите на спиралата во радијален правец без притоа да се промени површината на пресекот, незначително влијае на радијалната брзина, но предизвикува зголемување на тангенцијалната брзина. Исто така, нивните резултати укажуваат дека трапезната конфигурација на спирала е најсоодветна за Францис турбини со голем проток и мали падови (микро Францис турбини). Shrestha и Choi [56] извршиле нумеричка оптимизација на обликот на спиралното куќиште со примена на методологијата на одѕивна површина и постигнале подобрување на влезните услови во статорот со новиот дизајн. Nakkina и други автори [57] [58] нумерички ги испитувале струјните карактеристики на забрзувачка, успорувачка спирала и спирала дизајнирана со

примена на законот на слободен вртлог при различни односи на димензиите за да добијат оптимален дизајн во однос на коефициентот на брзина на спиралата, средната радијална брзина и загубите на тотален притисок. Desai и други автори [59] ги споредиле хидрауличните перформанси на спирали со кружни и со елиптични пресеци, наменети за високопритисни Францис турбини. Нивните CFD резултати покажале дека елиптичниот облик дава подобра распределба на радијалната брзина, помало одлепување, повисока ефикасност и помали загуби на тотален притисок. Според резултатите од истражувањата на Kurokawa и Nagahara [60] кои ги испитувале карактеристиките на забрзувачка, успорувачка спирала и спирала дизајнирана со примена на законот на слободен вртлог, со кружни пресеци, спиралата од успорувачки тип има најдобри перформанси. Авторите воедно заклучиле дека оптимална конфигурација на спиралата може да се постигне со намалување на тангенцијалната брзина. Други автори, пак, како Maji и Biswas [61] испитувале само спирали базирани на законот на слободен вртлог, со кружни пресеци.

За да се најде оптимална конфигурација на спиралното куќиште или за да се направи редизајнирање на постоечка спирала, можат да се испитуваат различни геометрии и да се применат нумерички (на оптимизација). И во двата случаи, потребно е сложената геометрија на спиралата да се претстави преку определен број на параметри. Во продолжение е предложен нов пресметковен модел за хидрауличен дизајн на спирално куќиште кај Францис турбина базиран на централна линија која подлежи на Архимедовата спирала и за која е применет законот на слободен виор. Перформансите на спиралното куќиште се утврдени со помош на нумеричка CFD анализа.

7.2 Методологија на хидрауличен дизајн на спирала

7.2.1 Методологија на пресметка

Првото барање за спирала е обезбедување на рамномерна распределба на протокот на вода по обем на статорот (спроводниот апарат) што укажува на потребен проток Q_{ϕ} низ пресек на спиралното куќиште, (локациски) определен со аголот ϕ :

$$Q_{\varphi} = Q \frac{\varphi}{360^{\circ}}$$
 7-1

каде Q $[m^3/s]$ е вкупниот проток низ турбината, а φ $[^\circ]$ е аголот мерен од крајот на забот на спиралата (Слика 7-1 а).

Пресметката на спиралата започнува од влезниот пресек дефиниран со агол на опфат ϕ_{cov} , влезен проток Q_{in} и влезна периферна брзина v_{uin} . Опфатниот агол е аголот обвиен помеѓу влезниот пресек на спиралата и крајот на спиралниот заб. Аголот на забот е земен $\phi_{s.t.}=15^{\circ}$, според што опфатниот агол изнесува:

$$\varphi_{cov} = 360^{\circ} - \varphi_{s.t.} = 345^{\circ}$$
 7-2

Протокот низ влезниот пресек на спиралата е:

$$Q_{in} = Q \frac{\varphi_{cov}}{360^{\circ}}$$
 7-3

Влезната периферна брзина е определена според израз даден за метални спирали (за димензии на прототип) во зависност од нето падот H_n [75]:



Слика 7-1. а) Основни параметри на спирално куќиште; б) Зависност на влезната брзина во спиралата од нето падот на турбината

Втор начин за определување е преку задавање на правецот на влезната брзина во статорот $v_{sv,in}$ дефинира со влезниот агол на статорска лопатка $\alpha_{sv,in}$ за кој е земено да се совпаѓа со излезниот агол на (струјницата од) спиралата α_{spo} :

$$tan\alpha_{spo} = \frac{v_{r,spo}}{v_{u,spo}}$$
7-5

Задавајќи вредност за α_{spo} меѓу 26° и 34°, периферната брзина на влез во спиралното куќиште е:

$$v_{u,in} = v_{u,spo} = \frac{v_{r,spo}}{tan\alpha_{spo}}$$
7-6

додека v_{r,spo} е радијалната брзина на излез од спиралата:

$$v_{r,spo} = \frac{Q}{D_{spo}\pi B_{sv}}$$
⁷⁻⁷

за даден влезен дијаметар на статор D_{svi} висина на статорска лопатка B_{sv} (Слика 7-2).



Слика 7-2. Пресметка на влезна брзина во спирала

Предложениот дизајн на спирала содржи кружни и елиптични пресеци. Кругот или елипсата се вертикално пресечени при што отсечениот дел има висина *t*. Оваа висина, како и радиусот на кругот / оските на елипсата се намалуваат долж спиралата.

Површината на влезниот пресек изнесува:

$$A_{ef,in} = \frac{Q_{in}}{v_{u,in}}$$
7-8

Доколку оваа површина би била целосен круг, неговиот радиус би бил:

$$r_{in0} = \sqrt{\frac{A_{ef,in}}{\pi}}$$
7-9

кој се зема како почетна вредност во претстојното приближување.

За дадена вредност на висината на спиралата во влезниот пресек $t_{in} > B_{sv}$, може да се пресмета иницијална вредност на аголот на кружната влезна секција α_{in0} :

$$\frac{\alpha_{in,0}}{2} = \arcsin\frac{t_{in}}{2r_{in0}}$$
7-10

Површината на потсечениот круг се пресметува според равенството:

$$A_{ef0} = r_{in0}^{2} \left[\pi \left(1 - \frac{\alpha_{in,0}}{360} \right) + \sin \frac{\alpha_{in,0}}{2} \cos \frac{\alpha_{in,0}}{2} \right]$$
 7-11

Последните две равенки се користат во итеративен процес за наоѓање на радиусот на потсечениот влезен круг r_{in} > r_{in0} чија ефективна површина е еднаква на пресметаната потребна површина на влезниот пресек $A_{ef,in}$

7.2.2 Основи на хидрауличниот дизајн

Развиениот хидрауличен дизајн на спиралата се базира на равенката за Архимедова спирала и законот за слободен вртлог.

Равенката за Архимедова спирала е применета за задавање (опишување) на централната линија на спиралата која ги поврзува центрите на круговите и елипсите. Пресметувајќи го растојанието од центарот на влезната секција дефинирана со пресечен круг до влез на статорот:

$$m_{in} = \sqrt{r_{in}^2 - (\frac{t_{in}}{2})^2}$$
 7-12

може да се определи позицијата на влезната секција (центарот на кругот) во однос на оската на турбината:

$$R_{m,in} = R_{svi} + m_{in} 7-13$$

Земајќи предвид дека и центарот на влезниот круг лежи на централната линија дефинирана со Архимедова спирала, нејзиниот коефициент *а* би изнесувал:

$$a = (\frac{R_{m,in}}{R_{svi}} - 1)\frac{360}{\varphi_{cov}}$$
 7-14

каде $R_{svi} = \frac{D_{svi}}{2}$ - радиус на влез во статор.

За останатите секции дефинирани со агол ϕ , радиусот на спиралната централна линија би бил:

$$R_{m\varphi} = R_{svi} + aR_{svi}\frac{\varphi}{360}$$
7-15

Растојанието од центарот на разгледуваната секција до влез на статорот е:

$$m_{\varphi} = R_{m\varphi} - R_{svi} \tag{7-16}$$

Законот на слободен виор е применет на средишната линија на спиралата:

$$v_{u\phi}R_{m\phi} = c = const 7-17$$

каде $v_{u\phi}$ е периферната брзина во центарот на дадена секција кој е на растојание $R_{m\phi}$ од оската на спиралата (турбината).

Константата *с* може да се определи применувајќи го законот на слободен вртлог на влезната секција на спиралата:

$$c = v_{uin} R_{m,in} 7-18$$

И истата се користи за пресметка на периферната брзина во секоја секција:

$$v_{u\varphi} = \frac{c}{R_{m\varphi}}$$
7-19

7.2.2.1 Пресметка на кружни пресеци

Површината на секција на агол φ, потребна за да се обезбеди протокот Q_φ изнесува:

$$A_{ef\varphi} = \frac{Q_{\varphi}}{v_{u\varphi}}$$
7-20

Претпоставувајќи дека секцијата е пресечен круг, минималната вредност на неговиот радиус и агол би биле:

$$r_{\varphi,min} = \sqrt{m_{\varphi}^{2} + (\frac{B_{sv}}{2})^{2}}$$
7-21

И

$$\frac{\alpha_{\varphi,\min}}{2} = \arcsin\frac{B_{sv}}{2m_{\varphi}}$$
7-22

соодветно.

Минималната потребна површина на разгледуваниот пресек се пресметува како:

$$A_{\varphi,\min} = r_{\varphi,\min}^2 \left[\pi \left(1 - \frac{\alpha_{\varphi,\min}}{360} \right) + \sin \frac{\alpha_{\varphi,\min}}{2} \cos \frac{\alpha_{\varphi,\min}}{2} \right]$$
⁷⁻²³

Доколку $A_{ef\phi} > A_{\phi,min}$, секцијата е кружна (Слика 7-3 лево). Во тој случај се пресметува иницијална вредност на радиусот:

$$r_{\varphi 0} = \sqrt{\frac{A_{ef\varphi}}{\pi}}$$
 7-24

Почетната вредност на аголот α_φ изнесува:

$$\frac{\alpha_{\varphi 0}}{2} = \arccos \frac{m_{\varphi}}{r_{\varphi 0}}$$
 7-25

Површината на пресечниот круг со иницијалните параметри е:

$$A_{ef0} = r_{\varphi 0}^{2} \left[\pi \left(1 - \frac{\alpha_{\varphi 0}}{360} \right) + \sin \frac{\alpha_{\varphi 0}}{2} \cos \frac{\alpha_{\varphi 0}}{2} \right]$$
 7-26

Со итерации се наоѓа вредноста на аголот α_φ за претходно пресметаната површина А_{еfφ} на разгледуваната секција. Висината на секцијата изнесува:

$$t_{\varphi} = 2m_{\varphi} tan \frac{\alpha_{\varphi}}{2}$$
 7-27

додека радиусот на кружниот пресек е:

$$r_{\varphi} = \sqrt{m_{\varphi}^2 + (\frac{t_{\varphi}}{2})^2}$$
 7-28

Доколку $A_{ef\phi} < A_{\phi,min}$, пресекот е елиптичен (Слика 7-3 десно). За висина t_{ϕ} ' помала од висината на последниот круг, а поголема од висината на статорскиот прстен B_{sv} , се пресметуваат аголот на елипсата θ_{ϕ} и растојанието r_{ϕ} ':

$$\theta_{\varphi} = \arctan \frac{m_{\varphi}}{t'_{\varphi}/2}$$
7-29

$$r_{\varphi'} = \sqrt{m_{\varphi}^{2} + (\frac{t_{\varphi}'}{2})^{2}}$$
 7-30

Применувајќи ги равенките за елипса, се пресметува поголемата оска:

$$a_{el} = \sqrt{\frac{-k_1 + \sqrt{k_2^2 - 4k_1k_3}}{2k_1}}$$
7-31

каде $k_1 = (r_{\varphi}' \pi \sin \theta)^2$, $k_2 = -A_{ef\varphi}^2$ and $k_3 = (r_{\varphi}' \pi \cos \theta)^2$.

Пресечената половина елипса има помала оска bel:

$$b_{el} = \frac{A_{ef\phi}}{a_{el}\pi}$$
 7-32

додека другата половина има коригирана вредност на помалата оска b_{cor} за да може да се постигне потребната ефективна површина на пресекот.

Површината на делот од елипсата одреден со аголот θ_{φ} е пресметан според изразот:

$$F = \frac{a_{el}b_{el}}{2} \left[\theta - \arctan\frac{(b_{el} - a_{el})\sin 2\theta}{b_{el} + a_{el} + (b_{el} - a_{el})\cos 2\theta}\right]$$
7-33

Површината на другиот дел од елипсата има интензитет:

$$A_{cor} = A_{ef}(2F + m_{\varphi}\frac{t_{\varphi}'}{2})$$

$$7-34$$

Тогаш, вредноста на помалата оска на новата елипса би била:

$$b_{cor} = \frac{2A_{cor}}{a_{el}\pi}$$
 7-35



Слика 7-3. Геометриски параметри на: а) кружен пресек, б) елиптичен пресек

7.3 Валидирање на хидрауличниот дизајн на спиралата

Потврда за постигнувањето на потребните основни перформанси на турбината е направена преку нумеричка анализа со CFD. Направен е предлог редизајн на спиралата на моделот на турбина во Лабораторијата за хидроенергија на NTNU, користејќи ги параметрите дадени во Табела 8.

Проток Q (m ³ /s)	0,2 m ³ /s
Нето пад $H_n(m)$	11,4 m
Влезен дијаметар на статор D _{svi} (m)	0,98 m
Коефициент на зголемување на спирала Cspo (-)	1,05
Висина на статор $B_{sv}(m)$	0,06 m
Агол на струјница на излез од спирала α _{spo} (°)	30°

Табела 8. Параметри на спиралното куќиште

Бидејќи во пресметката се вклучени нови статорски лопатки, и поради тоа што се работи за модел на турбина, за пресметка на влезната периферна брзина се користи пристапот преку задавање на правецот на брзината на влез во статорот $v_{sv,in}$ дефинирана со влезниот агол на статорските лопатки, така што тој да се совпаѓа со аголот на струјницата

на излез од спиралата α_{spo} : $v_{u,in} = v_{u,spo} = \frac{v_{r,spo}}{\tan \alpha_{spo}}$.

Конфигурацијата на спиралата е дадена на Слика 7-4 каде се прикажани контурите на дијаметарот на спиралата, средишната (централна) спирална линија со промена на радиусот $R_{m\varphi}$ по аголот φ и надворешната линија на спиралата $R_{a\varphi} = R_{m\varphi} + r_{\varphi}$ по аголот φ .



Слика 7-4. Геометрија на нов дизајн на спирала

Контрола на дизајнот е направена со потврда на континуираноста на промената на надворешниот радиус, радиусот на кружните пресеци и висината на пресеците по аголот φ , дадени на Слика 7-5.



Слика 7-5. Промена на R_a, r и t по аголот φ

Симулирано е стационарно тридимензионално струење на вода низ спиралното куќиште и статорот со $Z_{sv} = 14$ лопатки со зададен влезен масен проток. Тридимензионалниот модел е конструиран во CFD софтверот каде е развиен нумерички модел за струење низ спиралата и статорскиот прстен (Слика 7-6).



Слика 7-6. ЗД геометриски модел на спирално куќиште

Распоред на брзина во спиралното куќиште и во одредени напречни пресеци е даден на Слика 7-7.



Слика 7-7. Распределба на брзина во (а) спирално куќиште и во (б) различни пресеци

Рамномерноста на распределениот проток низ секциите е потврдена преку добиената линеарност и споредбата со теоретските протоци низ секоја секција на спиралата Q_φ (Слика 7-8).



Слика 7-8. Споредба на теоретските и нумерички добиените протоци низ секциите на спиралата

Од влезниот пресек до агол $\phi=120^{\circ}$, отстапувањето од теоретскиот проток е максимум ±2,2 %, додека од $\phi=105^{\circ}$ до $\phi=75^{\circ}$ е 4,2%. Во пресеците на $\phi=60^{\circ}$ и $\phi=45^{\circ}$, грешката е околу 8%. Поголеми отстапувања се јавуваат во последните пресеци, односно 17% на $\phi=30^{\circ}$ и речиси 25% во последниот елиптичен пресек на $\phi=15^{\circ}$.

8 Заклучоци и препораки за понатамошна работа

За да се балансира варијабилноста на непостојаните обновливи извори на енергија, хидроенергетските постројки треба да работат флексибилно со што ќе се овозможи што помал замор на компонентите на хидрауличната турбина.

Определувањето на механичките оптоварувања на спроводната лопатка на Францис турбина и нивната корелација со геометриските параметри на решетката, распределбата на притисок, положбата на оската на ротација и променливиот број на вртежи на колото можат индиректно да водат кон поголема флексибилност на турбината. Во оваа докторска дисертација, спроведено е експериментално и нумеричко истражување за да се добијат сознанија за механичкото однесување на спроводните лопатки, да се најде начин да се определат оптоварувањата на лопатките и да се детектира влијанието на променливиот број на вртежи.

Најпрво е спроведена анализа на досегашните постигнувања во областа на хидрауличните турбини со нагласок на теоретски, експериментални и нумерички истражувања поврзани со оптоварувања на турбината, но и корелацијата на обликот на спроводната лопатка и нејзината распределба на притисок, како и влијанието на променливиот број на вртежи на јакостната состојба.

Вториот чекор беше презентирање на теоретската позадина на оптоварувањата на спроводната лопатка кои потекнуваат од хидродинамичките сили, т.е. од струењето. Пресметковен модел е развиен врз основа на теоретските закони за да се одредат силите кои дејствуваат на лопатката. Резултатите од мерењето на распределбата на притисок се користени како основа на моделот. Со внесување на експерименталните податоци, моделот ги пресметува нормалната и аксијалната сила како компоненти на резултантната сила кои дејствуваат на лопатката.

Карактеристиките на аеропрофилот се истражувани на експериментална инсталација која се состои од воздушен тунел, користејќи соодветна мерна опрема за мерење на физички големини. Акцент е ставен на распределбата на притисок по должина на профилот, која ги диктира големината, правецот и насоката на силите и последично, на напоните и деформациите. Експерименталното истражување е спроведено за осамен профил поставен при различни нападни агли во струјното поле и за профил поставен во кружна решетка.

Предмет на експерименталното испитување е централна лопатка во сегмент на кружна решетка со 5 лопатки, позиционирани така што се постигнува безударно струење. Контролни лопатки се користат да се постигне рамномерност на струењето во двата меѓулопатични канали во чие формирање учествува централната лопатка. Крајните лопатки го формираат влезниот дел на кружната решетка и помагаат во обезбедувањето на безударен влез на централната лопатка.

Мерењата на решетката следат по:

 Определување на средната брзина и проток на воздух во каналот преку мерење на притисок во мерните секции на каналот, постигнување на изедначен профил на брзина на излез од каналот, т.е. рамномерно струење на влез во кружната решетка. Дефинирана е позиција на една Пито цевка за мерење на средната брзина во каналот за да се добијат податоци за режимот на струење во текот на мерењата.

 Определување на аеродинамичките карактеристики на осамен профил по спроведување на мерењата на распределба на притисок на профилот во различни положби. Пресметковниот модел е користен за определување на моментот и нормалната и аксијалната сила кои се трансформирани во сила на узгон и отпор за различните нападни агли.

Притисоците мерени во 10-те точки на горната и долната површина на централната лопатка се дадени во однос на максималниот притисок во разгледуваниот режим на струење (што во овие случаи е постигнат на челниот отвор – безударен влез), т.е. како релативни вредности за да бидат споредливи профилите на притисок. Положбата на мерните точки е дадена релативно во однос максималната должина на профилот.

Од споредбата помеѓу профилите на притисок за централната лопатка во решетката при дадена отвореност, забележано е дека при различни услови на струење се добиваат слични форми на распределба на притисок. Разликите се во интензитетот на вредностите на апсолутните притисоци за различни режими на струење.

Решетки со различна густина се експериментално испитувани за да се види влијанието на чекорот на решетката на оптоварувањата на лопатката. Нормалната сила за која е констатирано дека е многу подоминантна од аксијалната сила е земена како репрезент на оптоварувањето на лопатката.

Двата типа на решетка можат да се опишат преку геометриски параметри како што се влезниот и излезниот радиус чијшто однос ја дефинира т.н. релативна ширина, релативната отвореност на решетката која претставува отвореност сведена на должина на профилот и агли на струење на влез во решетката. Експерименталните резултати покажуваат дека зголемувањето на релативната ширина и релативната отвореност кои се правопропорционални водат кон намалување на оптоварувањето.

Постоењето на зависност помеѓу механичките големини и геометриските параметри доведува до воведување на коефициент на радијална решетка за опис на условите на струењето т.е. оптоварувањата кои произлегуваат од него на профилот во решетка во зависност од нејзините релативна ширина и отвореност. Со примена на овој коефициент за секоја експериментално испитана конфигурација на решетка од ист тип (широка/тесна) се добиваат т.н.корегирани распределби на сили – оптоварувања кои се меѓусебно слични, односно можат да се опишат со иста законитост.

За решетка со поголема густина (помал чекор), детектиран е дополнителен геометриски параметар како влијателен фактор, а тоа е преклопната (ефективна) должина дефинирана како должина на профилот која учествува во формирањето на меѓулопатичниот канал. Покажано е дека поголема преклопна должина доведува кон намалувањето на оптоварувањата.

Корелацијата на оптоварувањето на профил во решетка со различна густина се добива со воведување на коефициентот на радијална решетка и чекорот на решетката. Зависноста претставува експоненцијална функција во случај на споредба на бездимензионалното карактеристично оптоварување на решетките, како и во случај на воспоставување на однос помеѓу овие оптоварувања по должина на профилот. Изведените корелации овозможуваат предвидување на силата на оптоварување на профилот за различни чекори на решетката.

Нумеричкиот модел на струење околу осамен профил е валидиран со верификација на резултатите од симулацијата преку нивна споредба со експериментално добиените резултати. Поголем дел од измерените вредности покажуваат разлика во однос на нумеричките резултати во прифатливи граници (0,5%-14%), освен во втората и третата мерна точка на долната површина на профилот кои повеќе отстапуваат. Експериментално и нумерички добиените вредности на узгонската сила, силата на отпор и моментот при различни положби на профилот во струјното поле покажуваат отстапувања во ранг 3%-28%, освен за нападните агли од -20° и -30° за кои се забележани поголеми разлики. Отстапувањата можат да бидат резултат на различната положба на профилот во експерименталниот систем во однос на вистинската прецизна поставеност на профилот во нумеричкиот модел или поради различните услови на струење во каналот во текот на мерењето.

Нумеричките модели на струење низ радијалните решетки со различни чекори се валидирани со верификација на резултатите од симулацијата преку споредба со експериментално добиените резултати. Добиена е голема усогласеност помеѓу нумеричките резултати и измерените вредности на притисок со отстапувања до 7% и 7,7% во случај на решетка со поголем и помал чекор, соодветно.

Нумеричката анализа продолжува со дводимензионален модел на турбина кој го вклучува испитуваниот профил во улога на спроводна лопатка. Потврдено е постигнување на исти услови во решетката на експерименталната инсталација и во овој нумерички модел. Резултатите од симулација на струење на вода низ турбината со празен простор зад спроводниот апарат (решетката) со примена на три модели на турбуленција се споредени со измерените вредности на притисок во мерните точки на лопатката во лабораториски услови. Најголемо усогласување постои со примена на k-ε модел поради што истиот е избран за модел на турбуленција бидејќи најдобро ги опишува струјните услови во турбината. Најголемото отстапување помеѓу нумеричките и експерименталните резултати е под 8%, освен кај втората и третата мерна точка каде се забележани поголеми разлики.

Моделот понатаму е применет за анализа на квази-стационарно и нестационарно струење низ спроводниот апарат при различни брзини на вртење на колото. По извршување на анализа при кој проток (влезна брзина) се добива максимална ефикасност на системот, селектирана е влезна брзина од 13,6 m/s.

Влијанието на влезните услови врз распределбата на притисок на спроводната лопатка е определено преку споредба на оптоварувањата при примена на различни спирални куќишта и преку споредба на спроводни лопатки со различна позиција во однос на статорот. Се заклучува дека оптоварувањата на спроводната лопатка во голема мера зависат од ваквите влезни услови. Дополнителното спирално куќиште е оригинално развиено според методологија на пресметка врз основа на Архимедова спирална средишна линија, на која се применува и законот за слободен вртлог. Новиот дизајн на спиралата придонесува кон порамномерно струење во споредба со првобитниот дизајн.

Дополнително, направена е анализа на влијанието на положбата на лопатка на работно коло во однос на спроводна лопатка при број на вртежи $\pm 10\%$ и $\pm 20\%$ од номиналниот, во квази-стационарни услови.

Исто така, влијанието на бројот на вртежи врз пулсациите на притисок, т.е. динамичките оптоварувања е определено со помош на нумеричкиот модел за нестационарно струење. Најпрво е констатирано дека влезната и излезната брзина на спроводниот апарат може да се земе како константен параметар со оглед на тоа дека нивните RMS вредности се менуваат во мали граници (0,037-0,0465% за влезната брзина и 0,08-0,116% за излезната брзина) со бројот на вртежи. Меѓутоа, PtP вредноста на моментот на спроводната лопатка изнесува 8,6-15% што не може да се занемари.

За да се параметрира пулсацијата на моментот, користена е редуцирана Фуриерова низа со синусна и косинусна функција. Воспоставени се релации на коефициентите на низата и фреквенцијата во зависност од бројот на вртежи, Струхаловиот број и теоретската фреквенција. Параметрирањето овозможува предвидување на пулсациите на моментот на спроводната лопатка при даден број на вртежи и геометриски параметри на колото и спроводната лопатка.

Резултатите и заклучоците од овие анализи се во насока на наоѓање на корелација на бројот на вртежи со распределбата на притисок и моментот (јакостната состојба) на лопатката.

Пулсациите на притисок се најмали за фронталната точка бидејќи предниот раб е подалеку од колото. Поголеми промени на притисокот во текот на времето се добиваат при поголеми брзини на вртење на колото. Поголеми пулсации се добиваат на всисната страна, отколку на притисната, поради поголемата близина до работното коло.

Забележано е дека исти вредности на момент на спроводна лопатка можат да се постигнат во различни временски моменти, но притоа распределбата на притисок да не биде иста. Ова може да се должи на разлика во локацијата на нападната линија на резултантната хидродинамичка сила.

Дополнително, тридимензионален нумерички модел со истата геометрија на турбината е користен за определување на распределбата на напони на лопатката со примена на МКЕ анализа. Анализирано е влијанието на промената на положбата на оската на ротација на спроводната лопатка врз нејзините статички оптоварувања. Девет положби на оската на ротација се земени предвид во анализата. Различни отворености на спроводниот апарат се нумерички симулирани. Заклучено е дека резултантната сила дејствува во делот помеѓу 52% и 63% од должината на лопатката.

Дадени се два пристапи за определување на поволна положба на оската на ротација кои покажуваат намалување на моментите, и последично на оптоварувањата при различни работни услови на спроводниот апарат. Првиот пристап се заснова на добивање на екстремни моменти со ист интензитет, додека вториот пристап налага добивање на нула момент при дефинирана помала отвореност на спроводниот апарат. Примената на вториот пристап дава 15% помал момент во отвореноста која одговара на БЕП, додека со првиот пристап се добива 25% помал момент, во споредба со референтна оска на ротација.

Иако првиот пристап дава попрецизни резултати за избор на оптимална положба на оската на ротација, вториот пристап е практичен поради можноста за имплементација во

CFD и МКЕ софтвер, по редефинирање на отвореноста за која моментот на лопатката треба да биде нула.

Најзначајни резултати во оваа докторска дисертација се:

- Развој на експериментална инсталација за истражување на струењето и јакостните услови на профил (лопатка) во кружна решетка;
- Експериментално добиените резултати за хидродинамичките и јаскосните карактеристики на профилот во решетката придонесуваат кон проширување на достапните релевантни податоци, земајќи предвид дека досега публикуваните истражувања на оваа тема се количински ограничени;
- Добиени се сознанија за потеклото на силите на испитуваниот профил;
- Споредбата со експерименталните резултати од воздушниот тунел и нумеричките резултати од моделот за струење на вода низ спроводен апарат на Францис турбина потврдува дека можат да се постигнат исти услови на струење;
- Развиен е модел за пресметка на сили и моменти кои дејствуваат на профил или решетка со примена на дискретизација на распределбата на притисок;
- Дефинирана е постапка за определување на положба на оска на ротација со критериум да се добие нула момент при однапред зададена отвореност на спроводниот апарат;
- Развиен е оригинале хидрауличен дизај на спирално куќиште со имплементирање на методологија на пресметка базирана на Архимедова средишна спирална линија;
- Истражување на влијанието на геометриската положба на колото во однос на спроводниот апарат, како и бројот на вртежи на колото, врз распределбата на притисок на спроводната лопатка;
- Дефинирање на механизмот на влијание на бројот на вртежи на колото врз динамичките оптоварувања (пулсации на притисок и момент) на спроводната лопатка;
- Воспоставување корелација на распределбата на притисок, оската на ротација и моментот на спроводната лопатка при даден број на вртежи на колото во нестационарни услови.

Спроведеното експериментално истражување дава поширок поглед на струјните процеси во спроводниот апарат, од кои произлегуваат хидродинамичките оптоварувања. Извршената параметризација на оптоварувањето на осамен профил и профил во решетка може да се користи како начин за предвидување на оптоварување на профил со дадена геометрија, а кој треба да се постави во кружна решетка со дадени геометриски параметри. Параметризацијата на пулсациите на моментот на спроводна лопатка можат да се користат како начин за предвидување на промената на моментот во текот на времето за даден број на вртежи на работното коло и основни геометриски параметри (излезен радиус на спроводен апарат, должина на лопатка).

Користена литература

- [1] the International Renewable Energy Agency (IRENA), "Solutions to integrate high shares of variable renewable energy," 2019.
- [2] "Renewable Energy Medium Term Market Report 2012-2017," Paris, 2012.
- [3] G. Baoling and B. Seddik, "Variable speed micro-hydro power plant: Modelling, losses analysis, and experiment validation," 2018.
- [4] M. Flores, G. Urguiza, and J. Rodriguez, "A fatigue analysis of a hydraulic Francis turbine runner," *World J. Mech.*, vol. 2, no. 1, 2012, doi: 10.4236/wjm.2012.21004.
- [5] D. Valentin, A. Presas, M. Bossio, M. Egusguiza, E. Egusguiza, and C. Valero, "Feasibility of detecting natural frequencies of hydraulic turbines while in operation, using strain gauges," *Sensors*, vol. 18, no. 1, 2018, doi: 10.3390/s18010174.
- [6] J. I. Perez, J. R. Wilhelmi, and L. Maroto, "Adjustable speed operation of a hydropower plant associated to an irrigation reservoir," *Energy Convers. Manag.*, vol. 49, pp. 2973–2978, 2008.
- [7] C. Yang, X. Yang, and Y. Chen, "Integration of variable speed hydropower generation and VSC HVDC," 2015, [Online]. Available: https://search.abb.com/library/Download.aspx?DocumentID=9AKK10103A6095&Langu ageCode=en&DocumentPartId=&Action=Launch.
- [8] M. Valavi and A. Nysveen, "Variable-Speed Operation of Hydropower Plants: A look at the past, present and future," *IEEE Ind. Appl. Mag.*, vol. 24, no. 5, pp. 18–27, 2018.
- [9] G. I. Krivchenko, *Hydraulic Machines Turbines and Pumps*. Moscow: Mir publishers, 1986.
- [10] S. Katzoff, R. S. Finn, and J. S. Laurence, "Interference method for obtaining the potential flow past an arbitraty cascade of airfloils."
- [11] J. H. Allen, "General theory of airfoil sections having arbitrary shape or pressure distribution."
- [12] R. A. Spurr and J. H. Allen, "THEORY OF UNST.AGGERED AIRFOIL CASCADES IN COMPRESSIBLE FLOW."
- [13] M. Bohle, "An Inverse Design Method for Cascades for Low-Reynolds Number Flow," *ISRN Appl. Math.*, vol. 2012, p. 18, 2012, doi: doi:10.5402/2012/148607.
- K. Daneshkhah and W. Ghaly, "An inverse blade design method for subsonic and transonic viscous flow in compressors and turbines," *Inverse Probl. Sci. Eng.*, vol. 14, no. 3, pp. 211–231, 2006, doi: DOI: 10.1080/17415970500354235.
- [15] J. C. Páscoa, A. C. Mendes, and L. M. C. Gato, "A fast iterative inverse method for turbomachinery blade design," *Mech. Res. Commun.*, vol. 36, pp. 630–637, 2009, doi: doi:10.1016/j.mechrescom.2009.01.008.
- [16] Y. Duan, Q. Zheng, and B. Jiang, "Use of computational fluid dynamics to implement an aerodynamic inverse design method based on exact Riemann solution and moving wall boundary," *Eng. Appl. Comput. Fluid Mech.*, vol. 14, no. 1, pp. 284–298, 2020, doi: DOI: 10.1080/19942060.2020.1711812.
- [17] J. C. Dunavant and J. R. Erwin, "Investigation of a related series of turbine-blade profiles in cascade," Washington, 1956.
- [18] G. Assassa and M. Ghany, "EXPERIMENTAL AND NUMERICAL INVESTIGATION OF THE FLOW THROUGH CASCADES," in *SECOND A.S.A.T. CONFERENCE*, 1987,

pp. 120–132.

- [19] G. Assassa and M. Ghany, "EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF THE WAKE BEHIND A CASCADE OF AIRFOILS AND ISOLATED AIRFOIL," in SECOND A.S.A.T. CONFERENCE, 1987, pp. 133–147.
- [20] A. Lipej, "Numerical Prediction Of Torque On Guide Vanes In A Reversible Pump-Turbine: Turbine and pump mode operation," J. Multidiscip. Eng. Sci. Technol., vol. 2, no. 6, pp. 1616–1621, 2015.
- [21] S. F. and J. Gregori, "Rapport I.7 Turbine guide vanes torque estimation," Lyon, France, 1989.
- [22] N. N. Kovalev, "The Distributor," in *Hydroturbines, Design and Construction*, Moscow, Russia, 1961, pp. 198–259.
- [23] S. Muntean, S. Bernad, R. Susan-Resiga, and I. Anton, "ANALYSIS OF THE GAMM FRANCIS TURBINE DISTRIBUTOR 3D FLOW FOR THE WHOLE OPERATING RANGE AND OPTIMIZATION OF THE GUIDE VANE AXIS LOCATION," in *The 6th International Conference on Hydraulic Machinery and Hydrodynamics*, 2004, pp. 131– 136.
- [24] C. Devals, T. C. Vu, and F. Guibault, "CFD Analysis for Aligned and Misaligned Guide Vane Torque Prediction and Validation with Experimental Data," *Int. J. Fluid Mach. Syst.*, vol. 8, no. 3, pp. 132–141, 2015, doi: http://dx.doi.org/10.5293/IJFMS.2015.8.3.132.
- [25] L. Qifei, L. Guangxian, Q. Hui, W. Renben, Z. Zhengjie, and Z. Chaoben, "Experimental Study on Hydraulic Torque of Guide Vane of Pump Turbine under Turbine Working Condition."
- [26] B. A. Budiman, D. Suharto, I. Djodikusumo, M. Aziz, and F. B. Juangsa, "Fail-safe Design and Analysis for the Guide Vane of a Hydro Turbine," *Adv. Mech. Eng.*, vol. 8, no. 7, pp. 1–8, 2016, doi: https://doi.org/10.1177/1687814016658178.
- [27] U. Seidel, "Evaluation of RSI-induced stresses in Francis runners," *IOP Conf. Ser. Earth Environ. Sci.*, vol. 15, no. 5, p. 052010, 2012.
- [28] A. Zobeiri, J.-L. Kueny, M. Farhat, and F. Avellan, "Pump-turbine Rotor-Stator Interactions in Generating Mode: Pressure Fluctuation in Distributor Channel," in 23rd IAHR Symposium - Yokohama, 2006, pp. 1–10.
- [29] E. Myrvold, "Numerical analysis of rotor-stator interaction in a Francis turbine guide vane," Faculty of Science and Technology, 2017.
- [30] C. Trivedi and M. J. Cervantes, "Fluid-structure interactions in Francis turbines: A perspective review," *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 68, no. 1, pp. 87–101, 2017, doi: https://doi.org/10.1016/j.rser.2016.09.121.
- [31] A. Laouari and A. Ghenaiet, "Predicting unsteady behavior of a small francis turbine at several operating points," *Renew. Energy*, vol. 133, pp. 712–724, 2019, doi: https://doi.org/10.1016/j.renene.2018.08.111.
- [32] C. Trivedi, M. J. Cervantes, B. K. Gandhi, and O. G. Dahlhaug, "Experimental and Numerical Studies for a High Head Francis Turbine at Several Operating Points," J. *Fluids Eng.*, vol. 135, no. 11, p. 17, 2013, doi: https://doi.org/10.1115/1.4024805.
- [33] A. KC, B. Thapa, and Y.-H. Lee, "Transient numerical analysis of rotorestator interaction in a Francis turbine," *Renew. Energy*, vol. 65, pp. 227–235, 2014.
- [34] X. Zhou, C. Shi, K. Miyagawa, H. Wu, J. Yu, and Z. Ma, "Investigation of Pressure Fluctuation and Pulsating Hydraulic Axial Thrust in Francis Turbines," *Energies*, vol. 13, 2020, doi: doi:10.3390/en13071734.

- [35] I. Iliev, C. Trivedi, E. Agnalt, and O. G. Dahlhaug, "Variable-speed operation and pressure pulsations in a Francis turbine and a pump-turbine," *IOP Conf. Ser. Earth Environ. Sci.*, vol. 240, 2019.
- [36] C. Trivedi, E. Agnalt, and O. Gunnar Dahlhaug, "Investigations of unsteady pressure loading in a Francis turbine during variable-speed operation," *Renew. Energy*, vol. 113, pp. 397–410, 2017, doi: https://doi.org/10.1016/j.renene.2017.06.005.
- [37] F. Riegels, Aerofoil sections-Results from wind-tunnel investigations, theoretical foundations. London, 1961.
- [38] J. Anderson, "Aerodynamics: Some introductory thoughts," in *Fundamentals of Aerodynamics*, 6th ed., McGraw Hill Education, 2017, pp. 19–26.
- [39] I. A. Maia and F. S. Junior, "PERFORMANCE ANALYSIS OF TYPICAL AIRFOILS THROUGH NUMERICAL SIMULATION USING FLUID-STRUCTURE INTERACTION," 2014.
- [40] M. Babic, Osnovi turbomashina. .
- [41] "https://slideplayer.com/slide/7711348/.".
- [42] M. Ivanoiu and S. Muntean, "Axial plane airfoil cascade. Graphics for energetical and cavitational analysis in incompressible ideal/perfect fluid," 2009.
- [43] G. Stepanov, Гидродинамика решеток турбомашин. Moscow, Russia, 1962.
- [44] M. Torlak, *Hydraulic Turbines*. Saraevo: University of Sarajevo-Faculty of Mechanical Engineering, Saraevo, 2016.
- [45] Spravochnik. .
- [46] V. Gerov, Vodni turbini. 1973.
- [47] H. Brekke, *Ledeskovler*. .
- [48] M. Nechleba, *Hydraulic Turbines: Their design and equipment*. CONSTABLE & CO LTD, 1957.
- [49] Programme d'action PACER Energies renouvelables, Conjoncturelles, and OfficefédéralDesQuestions, "Petites centrales hydrauliques Turbines hydrauliques," 1995. doi: ISBN 3-905232-54-5.
- [50] S. Granovskiy, V. M. Malishev, V. M. Orgo, and V. M. Smolarov, *Konstrukcii i raschet gidroturbin*. 1974.
- [51] F. O. Ruud, "Stress analysis of hydraulic turbine parts," in *Engineering monographs*, Denver, Colorado, 1962, p. 29.
- [52] A. Zobeiri, "Investigations of Time Dependent Flow Phenomena in a Turbine and a Pump-Turbine of Francis Type: Rotor-Stator Interactions and Precessing Vortex Rope," EPFL, Lausanne, Switzerland, 2009.
- [53] B. Nennemann, T. C. Vu, and M. Farhat, "CFD prediction of unsteady wicket gate-runner interaction in Francis turbines: A new standard hydraulic design procedure," 2005.
- [54] B. Coutu, A., Velagandula, O., Nennemann, "Francis runner forced response technology."
- [55] E. Agnalt, "Rotor Stator Interaction in Low-Specific Speed Francis Turbines," Norwegian University of Science and Technology, 2019.
- [56] L. Dixon and C. A. Hall, *Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery*. Elsevier, 2010.
- [57] A. Noshpal, Strujnotehnichki merenja i instrumenti. 2004.
- [58] NTNU, "Francis-99 Test Case-Experimental Study." https://www.ntnu.edu/nvks/f99-testcase1.
- [59] "CEI IEC INTERNATIONAL STANDARD 60193: Hydraulic turbines, storage pumps

and pump-turbines – Model acceptance tests."

- [60] "BS ISO 5168:2005 Measurement of fluid flow Procedures for the evaluation of uncertainties."
- [61] G. Strang, "Fourier Series and Integrals," in *Computational Science and Engineering*, Wellesley-Cambridge Press, 2008.
- [62] A. N. Hengstler Johannes, "Influence of the Fluid-Structure Interaction on the Vibrations of Structures," ETH Zurich, 2013.
- [63] R. S, H. V, B. F, F. M, and A. F., "Fluid structure coupling in the guide vanes cascade of a pump-turbine scale model," *OP Conf Ser. Earth Environ. Sci.* 12, 2010.
- [64] M. J. S. Hallen, "Simulation of rotor-stator interactions (RSI's) in a high head Francis turbine," 2018.
- [65] M. V. Magnoli and M. Maiwald, "Influence of Hydraulic Design on Stability and on Pressure Pulsations in Francis Turbines at Overload, Part Load and Deep Part Load based on Numerical Simulations and Experimental Model Test Results," *IOP Conf. Ser. Earth Environ. Sci.*, vol. 22, no. 032013, 2014.
- [66] "ANSYS Workbench Scripting Guide.".
- [67] D. R. Dahal, S. Chitrakar, A. Kapali, B. S. Thapa, and H. P. Neopane, "Design of Spiral Casing of Francis Turbine for Micro Hydro Applications," 2019, doi: doi:10.1088/1742-6596/1266/1/012013.
- [68] U. Shrestha and Y. D. Choi, "Improvement of the flow behaviour in the spiral casing of Francis hydro turbine model by shape optimization," J. Mech. Sci. Technol., vol. 34, no. 9, pp. 3647–3656, 2020.
- [69] P. R. Nakkina, K. A. Prakash, and G. S. Kumar, "A surrogate model-based method to obtain optimal design in spiral casing of Francis turbine," *Int. J. Math. Model. Numer. Optim.*, vol. 9, no. 2, pp. 105–126, 2019, doi: DOI: 10.1504/IJMMNO.2019.098776.
- [70] P. R. Nakkina, K. A. Prakash, and G. S. Kumar, "Numerical studies on fluid flow characteristics through different configurations of spiral casing," *Eng. Appl. Comput. Fluid Mech.*, vol. 10, no. 1, pp. 296–310, 2016, doi: DOI: 10.1080/19942060.2016.1149103.
- [71] D. J., S. V.A., A. Roghelia, and V. Chauhan, "Validation of Hydraulic Design of Spiral Casing and Stay Vanes of Francis Turbine Using CFD," in *Proceedings of the 37th International & 4th National Conference on Fluid Mechanics and Fluid Power*, 2010, pp. 1–9.
- [72] J. Kurokawa and H. Nagahara, "Flow characteristics in spiral casing of water turbine."
- [73] P.K.Maji and G.Biswas, "Three-dimensional analysis of flow in the spiral casing of a reaction turbine using a differently weighted Petrov Galerkin method," *Comput. Methods Appl. Mech. Eng.*, vol. 167, no. 1–2, pp. 167–190, 1998, doi: https://doi.org/10.1016/S0045-7825(98)90000-7.
- [74] IS7418:1991, *CRITERIA FOR DESIGN OF SPIRAL CASING (Concrete and steel)*. New Delhi, India: Bureau of Indian Standards, 2003.
- [75] M. Benishek, "Spiral Casings," in *Hydraulic turbines*, Fluid Mech., Belgrade: University of Belgrade.

ПРИЛОГ

ОДБРАНИ ТРУДОВИ ОБЈАВЕНИ ВО РЕФЕРЕНТНИ КОНФЕРЕНЦИИ И СПИСАНИЈА

- M. Lazarevikj, Z. Markov, Z. Kostikj, Experimental test rig for blade passage shape influence on pressure distribution investigations, 5th International Scientific Conference COMETa 2020, Conference Proceedings ISBN 978-99976-719-8-1, pp.331-338
- D. Babunski, M. Lazarevikj, E. Zaev, Z. Markov, "Direct tool for generation of the geometry of a Francis turbine guide vane system", 9th Mediterranean Conference on Embedded Computing MECO 2020, DOI 10.1109/MECO49872.2020.9134214, pp.681-684
- M. Lazarevikj, F. Stojkovski, Z. Markov, I. Iliev, O. G. Dahlhaug, Parameter based tool for Francis turbine guide vane design using coupled MATLAB-ANSYS approach, Journal of Sustainable Energy and Development, DOI: https://doi.org/10.13044/j.sdewes.d9.0410



Conference on Mechanical Engineering Technologies and Applications

EXPERIMENTAL TEST RIG FOR BLADE PASSAGE SHAPE INFLUENCE ON PRESSURE DISTRIBUTION INVESTIGATIONS

Marija Lazarevikj¹, Zoran Markov², Zvonimir Kostikj³

Abstract: A measurement, monitoring, control and data acquisition system is developed in the Laboratory for fluid mechanics at the Faculty of Mechanical Engineering – Skopje to study the behavior of a single airfoil in the wind tunnel. The test rig is upgraded for research of the influence of blade passage shape on pressure distribution in radial cascades. The research model is built based on a five-blade radial cascade. Velocity measurement in distribution cross-section is performed with a Pitot tube connected to a pressure transducer. Pressure distribution along one selected blade surface is obtained by pressure taps connected to a multi-tube manometer panel. In addition, torque on the blade is measured using dynamometer. Setting the axial cascade at the desired angle, enables the air flow from the fan to enter tangentially which corresponds to opened position of the blades in a radial cascade. The corresponding relations between geometrical parameters are derived with the aim to present the radial cascade as an axial one. The blade loading determines the forces acting on the blade pressure and suction side, and consequently the blade stresses and deformations. Ability to control the blade pressure distribution which affects the blade structural state can be achieved by defining a suitable blade passage shape. Considering this, the main aim of this paper is to present the design of an experimental test rig, its variable possibilities and preliminary experimental results from investigations of the relations between the shape of the blade channel and the surface blade pressure profile.

Keywords: blade cascade, blade channel, experimental measurements, pressure distribution, test rig

¹ Ass. m-r, Marija Lazarevikj, "Ss. Cyril and Methodius" University in Skopje, Faculty of Mechanical Engineering – Skopje, Republic of North Macedonia, marija.lazarevikj@mf.edu.mk

² Prof. d-r, Zoran Markov, "Ss. Cyril and Methodius" University in Skopje, Faculty of Mechanical Engineering – Skopje, Republic of North Macedonia, zoran.markov@mf.edu.mk

³ Prof. d-r, Zvonimir Kostikj, "Ss. Cyril and Methodius" University in Skopje, Faculty of Mechanical Engineering – Skopje, Republic of North Macedonia, zvonimir.kostikj@mf.edu.mk

1 INTRODUCTION

Blade cascades are widely used in all types of turbomachines. The advances of numerical modeling and simulation give the opportunity to analyze the fluid flow in a blade cascade. However, experimental measurements are needed to validate the numerical model and verify the results from the simulations. Therefore, a deeper insight of the flow changes and forces exerted within a blade cascade can be gained by performing experimental tests.

For experimental method conduction, a physical model is needed for which an experimental system is prepared to perform an experiment by measuring certain physical quantities using appropriate measuring equipment [1,2].

The experiences in experimental investigations of airflow over aerodynamic bodies at the Laboratory for fluid mechanics and hydraulic machines at the Faculty of Mechanical Engineering-Skopje were so far focused on a single airfoil in a wind tunnel using a measurement, monitoring, control and data acquisition system [3]. The wind tunnel (Figure 1) is a horizontal open type tunnel with a square cross-section (280x280 mm) and 5 m length. The measuring section where the body of interest is placed is a 1,1 m long transparent area. The air is brought up to the desired velocity by a fan set on one side of the tunnel. The air outlet is from the opposite side of the tunnel where adjustable closing pins for flow regulation are located. The air leaves at atmospheric pressure. The model being studied at the measuring section can be set at different positions and examined at previously established flow conditions. Along with the measuring equipment, this system provides the possibility to measure the pressure distribution on a single airfoil or other aerodynamic body at rest in a flow field by the means of a multitube manometer or digital pressure sensors. Data acquisition system is developed to support the analysis of experiments.



Figure 1. Open wind tunnel for experimental study of air flow over a solid aerodynamic body

The cascade performance and structural state can be obtained from measurements of pressure and flow rate at different angular openings of the cascade.

The blade passage defines the pressure distribution along the blades which affects the magnitude and direction of forces acting on the blade in the cascade, and consequently the blade stresses and deformations. This imposes the existance of a relation between the shape of the blade passage and the blade pressure distribution.

In order to establish a relation between the geometrical parameters that define the blade and the pressure profile of the blade in a radial cascade in a flow field, an experimental system is set at the Laboratory for fluid mechanics and hydraulic machines Experimental test rig for blade passage shape influence on pressure distribution investigations

at the Faculty of Mechanical Engineering-Skopje. The radial cascade would be tested at different operating conditions and the experimental results will be compared with the obtained numerical results. Even though the experimental method gives results applicable for a specific case, further generalizations are allowed by using dimensional analysis.

In this paper, the design of the developed experimental system and its possibilities are presented as a basis of the research model of a radial cascade.

2 EXPERIMENTAL SYSTEM FOR ANALYSIS OF AIR FLOW OVER A BLADE SET IN A RADIAL CASCADE – DESIGN AND POSSIBILITIES

In order to analyze the behavior of an airfoil placed in a cascade, a new experimental system is set, shown in Figure 2.

The horizontal wind tunnel has 2 m length and rectangular cross-section of 280 mm height and 150 mm width. The length of the tunnel is chosen so as to achieve a developed air velocity profile at the end of the tunnel and in front of the area intended for measuring the characteristics of a blade in a cascade. Air flow is provided by a fan. Maximam air velocities to be achieved are at the range 30-35 m/s. There are two measuring sections in the tunnel where Pitot tubes are placed, one at 1200 mm and other at 1600 mm from the begining of the tunnel. The location of the Pitot tubes along the tunnels width can be monitored and controlled by a linear displacement transducer. Seven Pitot tubes are set at each section and connected with fourteen U-tube manometers filled with water. Pressure difference is read as a length of a water column directly from a scale and it is a measure for the applied pressure. Alternatively, pressure can be measured using digital sensors. Air flow rate and velocity can be determined based on pressure measurements in the sections. Air temperature and static pressure are monitored in order to evaluate the air density during the measuring. Defining the air flow rate in the channel is according to the standard ISO 3966:1977.



Figure 2. Upgraded experimental system for measuring the pressure distribution on a blade in a radial cascade

Additional measuring section is set at the end of the tunnel having the same cross-section, as shown in Figure 3. The measuring section is constructed so that a

radial cascade behavior in an air flow field can be experimentally investigated. Five blades can be put in the measuring section. The angular position of the blades can be monitored and controlled by a rotational displacement transducer. The additional measuring section is flexible since it can be replaced and adapted to an experimental study of an air flow through an axial cascade of blades or airf flow over single airfoil or other solid body.



Figure 3. Additional measuring section for a blade radial cascade

The blade has ten measuring points on the pressure surface and ten measuring points on the suction surface. The blade has twenty interior channels where each of them connects the measuring point on the upper or lower blade surface with its respective exit hole on the shaft, as shown in Figure 4. Selected holes on the shaft are connected to a multitube manometer panel with isolated U-tubes or with digital pressure sensors to measure the pressure distribution on the blade.



Figure 4. Blade model with interior channels arrangement

Experimental test rig for blade passage shape influence on pressure distribution investigations

A part of the experimental system is a pipe bend which connects the fan and the wind tunnel, which is given in Figure 5. The pressure conditions in flow through the pipe bend can be determined by measuring the static pressure at several measuring points along the 90 degree bend. The pressure curve during the change in flow direction can be visualised using a tube manometer which operates on the principle of communicating tubes.



Figure 5. Pressure measurement at locations on the pipe bend

3 RESULTS AND DISCUSSION

The measuring sections are normal to the axis of the channel. One measuring section is at 1200 mm and other at 1600 mm channel length. At each section, seven Pitot tubes are placed with fixed vertical position (Figure 6) and they can be moved together along the channel width. During the measurments, the Pitot tubes at one of the measuring sections are for the purpose of control and thus set in one position without moving. The measurement method is according to the standard ISO 3966:1977.



Figure 6. Pitot tubes at two measuring sections

The experimental measurements performed so far were aimed to provide a uniform flow field at the end of the tunnel i.e. in front of the radial cascade entrance. Figure 7 and 8 show the total pressure distribution on the tunnel cross-sectional area.



Figure 7. Total pressure distribution on the tunnel cross-sectional area (2D representation)



Figure 8. Total pressure distribution on the tunnel cross-sectional area (3D representation)

Experimental test rig for blade passage shape influence on pressure distribution investigations

Using the linear displacement transducer along with the pressure sensors, the total pressure fluctuations along the channel width at the measuring section was obtained (Figure 9).



Figure 9. Total pressure fluctuations along the channel width

It can be noted from the graphs that the total pressure profile is axisymmetrical meaning that the current state of the experimental system is ensuring a uniform velocity distribution.

To define the air flow rate in the channel, the velocity area method with Pitot tubes is used, according to the standard ISO 3966:1977. Local velocities are calculated from measured pressures and the flow rate is computed by velocity integration.

4 CONCLUSIONS

In this paper, the design of the developed experimental system at the Laboratory for fluid mechanics and hydraulic machines at the Faculty of Mechanical Engineering-Skopje and its possibilities are presented. The experimental system is intended to be used as a basis of the research model of a radial cascade. The experimental setup and the accompanying measuring equipment are described. Other possibilities for experimental investigation, such as measuring the pressure profile of a single airflow and measuring the pressure distribution when changing flow direction with a pipe bend. Moreover, the flexibility of the additional measuring section provides the possibility of replacing the radial cascade with axial one, or studying the aerodynamic performance of a single airfoil.

The results from the experimental measurements of the channel show that it provides a uniform flow field at the entrance of the radial cascade.

The experimental investigation using the established system would provide results related to the dependency on the pressure profile of the blade set within a radial cascade in a flow field and its geometrical parameters. This is a prerequisite for defining the connection with the blade structural state i.e. stresses and deformations. Setting the blade mechanical behavior as a criteria, suitable blade shape can be achieved. Considering these ideas, experimental analysis will be further performed.

REFERENCES

- [1] Dixon, L., Hall, C. A. (2010). Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery, *Elsevier*.
- [2] Noshpal, A. (2004). Strujnotehnichki merenja i instrumenti
- [3] Lazarevikj, M., Áleksöski, V., Iliev, V. (2020). Numerical and experimental investigation of a symmetrical airfoil, *American Journal of Engineering Research 9, pp. 119-124*
- [4] Zaev, E., Babunski, D., Trajkovski, D., Iliev, V., Trajkovski, L. (2019). Real-time positioning and data collecting system for aerodynamic profiles, *Proceedings of MECO 2019, pp. 436-439*

Direct Tool for Generation of the Geometry of a Francis Turbine Guide Vane System

Darko Babunski, Marija Lazarevikj, Emil Zaev, Zoran Markov

Department of Hydraulic Engineering and Automation, Faculty of Mechanical Engineering University St. Cyril and Methodius 1000 Skopje, North Macedonia darko.babunski@mf.edu.mk

Abstract-Hydropower accounts for about 70 percent of the World's renewable energy. Therefore, hydraulic turbines, their development and flexibility represent important factor. This paper focuses on the software design and simulation of the optimal stationary parts of these turbines. Water quantity and its distribution to the runner in a Francis turbine is controlled by the wicket gate which represents a radial cascade composed of guide vanes. The wicket gate has the task to regulate the amount of water discharge and generate the proper circulation at the runner inlet. Since the wicket gate provides the required hydrodynamic conditions at the runner entrance, optimizing its design is of great significance. The most important parameters are the guide vanes number and the guide vane shape. By testing the performance of different blade types, the most favorable guide vane geometry can be found. In this paper, the software MATLAB and ANSYS Workbench are used to automate the process of generating the geometry of a certain Francis turbine wicket gate and/or only one guide vane with the aid of python scripting. The procedure of automated geometry creation, where the final product depends on the variable input parameters, would be followed by numerical investigation of the water flow in the guide vane system and structural analysis of the guide vane. This design tool is intended to facilitate the optimization process which follows.

Keywords-wicket gate; automation; Francis turbine; scripting; optimization

I. INTRODUCTION

Francis turbines operate at design head and discharge which can vary limited. In order to fulfill the exact energy demand, turbines often need to operate outside the design point, which is followed by decreased efficiency, and increased dynamic loads and pressure pulsations. So as to achieve wider operating range with high efficiency and to support mechanical loads, optimizing the design of the turbine components is required [1,2,3].

Water quantity and its distribution to the runner is controlled by the wicket gate which represents a radial cascade composed of guide vanes. Optimizing its design is significant since the wicket gate provides the required hydrodynamic conditions at the runner entrance [4]. The choice of guide vanes number and the guide vane shape are the most important parameters. By testing the performance of different blade types, the most favorable guide vane geometry can be found.

The software MATLAB can be used as a tool for designing the wicket gate based on parametrization, defining the geometry by mathematical functions and changing it according to certain parameters. The MATLAB code if written in the form of output parameter = function (input parameter), can be run by a python script.

The further analysis will take place in computational fluid dynamics (CFD) and finite element method (FEM) analysis software ANSYS Workbench to obtain the results of applying a particular blade shape. As an external design tool, MATLAB can be coupled with ANSYS Workbench thanks to the external connection module. The connection is performed by using a *xml script and a python script. The wicket gate/guide vane geometry generation when changing input parameters is automated by using python scripting which is integrated in ANSYS Workbench. This procedure includes repetitive tasks where the final product only depends on the input variables and is automated by introducing the python scripts.

The subject of this paper is the design of a Francis turbine wicket gate, with a focus on the shape of the guide vanes expressed through specific geometric parameters. The aim of this paper is a development of a straightforward parametric design tool for generating a Francis turbine wicket gate, as a step towards faster optimization.

II. DEFINING A GUIDE VANE IN MATLAB

In general, guide vanes can represent standard NACA profiles – shapes for aircraft wings developed by NACA (National Advisory Committee for Aeronautics), fig. 1. The shape of NACA profile is described by a series of digits. The first family of NACA profiles is a four-digit where: the first digit (here indicated as m) defines the maximum camber as a percentage of the chord length; the second digit (P) indicates the location of the maximum camber in tenths of the chord
length, whereas the last two digits (t) determine the maximum thickness as percentage of the chord length.

The parameters represented by the digits can be included in equations used for precise generation of the profile crosssection since the hydrofoil geometry is characterized by the upper and lower contour that enclose a surface. The contours can be generated using analytical equations that describe the camber line and the thickness distribution along the profile [5,6,7,8]. This procedure was implemented in MATLAB where using the values of *m*, *P* and *t* as input, the coordinates of the hydrofoil contours are calculated.



Fig. 1. NACA profile nomenclature [8]

For a better distribution of the coordinate points describing the profile, instead of an even distribution of the apse that would give greater distances between the points on the front edge of the profile where the curve is greatest, a cosine distance was used:

$$x = \frac{1 - \cos\beta}{2} \quad \text{for } 0 \le \beta \le \pi \tag{1}$$

The mathematical equation which describes the camber line (x, y_c) is given by:

for
$$0 \le x < P$$
: $y_c = \frac{m/100}{p^2} (2Px - x^2)$ (2)

for
$$P \le x \le 1$$
: $y_c = \frac{m/100}{(1-P)^2} (1 - 2P + 2Px - x^2)$ (3)

The thickness distribution is given by the equation:

$$y_t = \frac{t^{100}}{0.2} (a_0 x^{0.5} + a_1 x + a_2 x^2 + a_3 x^3 + a_4 x^4)$$
(4)
where $a_0 = 0.2969$; $a_1 = -0.126$; $a_2 = -0.3516$; $a_3 = 0.2843$ and

where $a_0=0,2505$, $a_1=-0,120$, $a_2=-0,5510$, $a_3=-0,2545$ at $a_4=-0,1015$ are coefficients of thickness distribution.

The thickness is perpendicular to the camber line:

$$\theta = \arctan(\frac{dy_c}{dx}) \tag{5}$$
where

$$\frac{dy_c}{dx} = \frac{2m/100}{P^2} (P - x) \text{ for } 0 \le x < P$$
(6)
$$\frac{dy_c}{dx} = \frac{2m/100}{(1-P)^2} (P - x) \text{ for } P \le x \le 1$$
(7)

so the upper contour (x_l, y_l) coordinates are defined by:

$$x_1 = x - y_t sin\theta$$

$$y_1 = y_c + y_t cos\theta$$
(8)

whereas the lower contour (x_2, y_2) coordinates are calculated using the expressions:

$$x_2 = x + y_t sin\theta$$

 $y_2 = y_c - y_t cos\theta$ (9) The aforementioned mathematical functions are implemented in MATLAB to generate the 2D coordinates of a given standard 4-digit NACA profile. NACA 3316 hydrofoil generated by MATLAB is shown in fig. 2.



The guide vane opening is provided by rotating the blades around the pivot axis for certain angle, as shown in fig.3. Initial guess for the pivot point is the profile gravity center which is calculated by integrating along the surface formed between the two curves. The coordinates of the upper and lower contour are translated so that the centroid is at the coordinate frame beginning. The real size and location of the guide vane is obtained with scaling and translation in MATLAB.



Fig. 3. Rotation of the profile around its centroid in MATLAB

The MATLAB script is created as a function file with *.m extension, which can accept inputs and return outputs, i.e. in the form of output parameter = function (input parameter). A function in MATLAB is used to write output text file of the polyline coordinates for every combination of m, P and t as input. The structure of the text is as needed in the application for geometry generation SpaceClaim integrated in the software for numerical analysis ANSYS Workbench.

III. APPLICATION OF MATLAB AND ANSYS WORKBENCH AND USE OF SCRIPTING

ANSYS Workbench has journaling and scripting capability. Workbench scripting follows an object-based approach. Objects have properties used to get or set data values and methods that use or modify the data. Scripts are a set of instructions to be issued to Workbench, created or modified in order to automate repetitive actions [9]. Scripts are based on Python language, so a *.py script is written to start MATLAB and generate the *.txt file with profile coordinates for different inputs. The connection between MATLAB and ANSYS Workbench is provided by the External Connection module in ANSYS which allows communication with third-party software. This was possible by creating a *.xml script which contains basic information such as name and location of scripts, input and output parameters, location of MATLAB application etc. The connection between the input and output parameters is created by the parameter set (fig.4.). The next input parameters are put in separate design points. For every design point, an output parameter is calculated and the hydrofoil coordinates are generated.



Fig.4. Connection of input and output parameters with the application of MATLAB and ANSYS Workbench

The *.txt file including the polyline coordinates is needed in SpaceClaim to generate the wicket gate geometry. SpaceClaim is a data-integrated application which can share parameters with other ANSYS Workbench applications, but an internal python script must be employed so that the task is repeated with every change of a parameter. The python script is recorded and modified within SpaceClaim to automatically generate the new geometry of the guide vanes system when input parameters are changed. The script imports the coordinates and generates the profile curve. Circular pattern is used to develop the guide vanes system. In addition, the number of guide vanes is defined as a variable parameter. The result is a geometry of the space in the wicket gate where the fluid flows. Similar procedure applies to the generation of the geometry of one guide vane needed for the finite-element method analysis fluid-structure interaction (FSI) or modal analysis [10]. Internal python script is defined within SpaceClaim to generate one solid guide vane. As a variable parameter, the shaft diameter of the blade is added, intended for the guide vane structural analysis.

IV. RESULTS: GUIDE VANE GEOMETRY MANIPULATION

The tool in ANSYS Workbench after connecting the scripts, defining the input parameters and generating the output, is shown on fig. 5.

-	А В	-	С
1	🐔 External Connection 1 🎯 Geometry	1	Geometry
2	🕸 GuideVanes 🗸 2 🔯 Geometry	2	Geometry 🗸 🖌
>3	Parameters	3 4	Parameters
1.0	Connection Guide vane	G	uide vane system
Para	meter set		
utline	of All Parameters	-	
	A	В	C
1	ID	Parameter Name	Value
2	Input Parameters		
3	🖃 🔆 Connection (A1)		
4	(p P1	m	1
5	ιφ P2	P	1
6	Ср РЗ	t	20
7	🖃 🥪 Guide vane (B1)		
8	ι β Ρ5	HEI	-457,17
9	(p P8	HGV	60
10	🖃 🥪 Guide vane system (C1)		
11	Cp P6	EXT	-457,17
12	Cp P7	ZGV	20
*	lo New input parameter	New name	New expressio
14	 Output Parameters 		
15	🖃 🔆 Connection (A1)		
16	P4	v3	-457.17

Fig. 5. ANSYS Workbench project schematic created for the guide vanes geometry generation; parameter set

After entering different input parameters each representing a design point, with the Update All Design Points command, the process of generating geometry for each point is performed automatically. Various combinations of m, P and t are introduced to investigate the different shapes of guide vane profiles and the different numbers of blades predicted for the fluid flow simulations and analysis, and the height of a guide vane intended for the structural analysis (fig. 6).

By changing the input parameters different geometries of the wicket gate system and the solid guide vane are obtained. Fig. 7 shows a profile of a NACA hydrofoil when changing its shaft diameter.

Table of	Table of Design Points												
	A	в	с	D	E	F	G	н	I	J			
1	Name 💌	P1-m 💌	P2 - P 💌	P3 - t 💌	P5 - HEI 💌	P6 - EXT 💌	P7 - ZGV 💌	P8 - HGV 💌	P4 - v3 💌	🔽 Retain			
2	DP 12	1	1	20	-457,17	-457,17	10	20	-457,17				
3	DP 13	3	3	18	-455,5	-455,5	20	60	-455,5				
4	DP 14	0	0	16	-468	-468	20	60	-468	V			
5	DP 15	5	5	22	-441,83	-441,83	10	20	-441,83	V			
6	DP 16	0	0	15	-470	-470	10	20	-470	V			
7	DP 17 (Current)	2	2	14	-466,33	-466,33	10	20	-466,33	V			

Fig. 6. Parameters for different blade profiles



Fig. 7. NACA hydrofoil with different shaft diameters

Fig. 8 shows the wicket gate composed of a different number of NACA 1120 guide vanes.



Fig. 8. Wicket gate with 10, 20 and 30 NACA 1120 guide vanes, respectively

V. CONCLUSION

The purpose of this research is developing a direct optimal design tool based on parametrization, with the application of MATLAB and ANSYS Workbench for creating the geometry of Francis turbine guide vanes. The connection of ANSYS Workbench and MATLAB as an external software is achieved by using a python script. The python script is needed for running the MATLAB code and transferring output parameters in Workbench. In addition, internal python scripts are used in the data-integrated application in ANSYS – SpaceClaim in order to automate the geometry generation process.

Such a design tool based on parameterization is aimed at optimizing the guide vane system geometry. The optimization process considers the shape and number of the blades as influential geometrical parameters on the turbine's performance since the geometrical modifications of the distributor affect both hydraulic and mechanical performance of the Francis turbine. Data related to the geometric parameters influence on the guide vane system would be collected after performing numerical simulations, assuring selection of the optimal design.

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

- Krivchenko G. I., "Hydraulic machines: turbines and pumps", 2nd ed., Lewis publishers, pp.69–78, 1994.
- [2] Magnoli M. V., and Maiwald M., "Influence of hydraulic design on stability and on pressure pulsations in Francis turbines at overload, part load and deep part load based on numerical simulations and experimental model test results", Proceedings of the 27th IAHR symposium on hydraulic machinery and systems, IOP conference series: earth and environmental science, Vol. 22, 2014.
- [3] Ma Z., Zhu B., Rao C., and Shangguan Y., "Comprehensive Hydraulic Improvement and Parametric Analysis of a Francis Turbine Runner", Energies, Vol.12 (2), pp.1-20, January 2019.
- [4] High pressure hydraulic machinery, Waterpower Laboratory NTNU, 2009.
- [5] Riegels F., "Aerofoil sections Results from wind-tunnel investigations, theoretical foundations", London, Butterworths, 1961.
- [6] "THE NACA AIRFOIL SERIES" https://people.clarkson.edu/~pmarzocc/AE429/The%20NACA%20airfoi 1%20series.pdf
- [7] Ladson C. L., Brooks C. W., Jr., Hill A. S., and Sproles D. W., "Computer program to obtain ordinates for NACA airfoils", NASA Technical Memorandum 4741, December 1996.
- [8] http://www.copters.com/aero/airfoils.html
- [9] ANSYS Workbench Scripting Guide
- [10] Lazarevikj M., Stojkovski F., Iliev I., Markov Z., Influence of the guide vanes design on stress parameters of Francis-99 turbine, J. Phys.: Conf. Ser. 1296 012008, 2019.



https://www.sdewes.org/jsdewes



Year 2022, Volume 10, Issue 3, 1090410

Parameter based tool for Francis turbine guide vanes design using coupled MATLAB-ANSYS approach

Marija Lazarevikj^{*1}, Filip Stojkovski¹, Zoran Markov¹, Igor Iliev², Ole G. Dahlhaug²

¹Institute for Hydraulic Engineering and Automation, "Ss. Cyril and Methodius" University in Skopje, Faculty of Mechanical Engineering – Skopje, Rugjer Boshkovikj 18, 1000 Skopje

e-mail: marija.lazarevikj@mf.edu.mk, filip_stojkovski@outlook.com, zoran.markov@mf.edu.mk

²Waterpower Laboratory, Department of Energy and Process Engineering, Norwegian University of Science and Technology, Alfred Getz vei 4, 7491 Trondheim

e-mail: igor.iliev@ntnu.no,ole.g.dahlhaug@ntnu.no

Cite as: 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., 10(3), 1090410, 2022, DOI: https://doi.org/10.13044/j.sdewes.d9.0410

ABSTRACT

The complex geometry of Francis turbine components can be defined parametrically so that automatic optimization techniques based on parametrization can be used. This is convenient for a hydraulic redesign of individual turbine elements. Considering the importance of the guide vane cascade in defining the flow entering the runner, a parametric design tool is established to design the stationary parts of a Francis turbine with variable-speed capabilities and optimize the guide vanes. For a given runner geometry and turbine operating conditions, variety of different guide vane designs may be produced. The calculation procedure for obtaining the curves which are basis for generating the stationary turbine components is performed in the software MATLAB. The script is then connected with the Computational Fluid Dynamics and Finite Element Method analysis software ANSYS Workbench to automate the process of geometry generation, meshing, modeling and simulation of three-dimensional stationary water flow in the turbine and structural analysis of the guide vanes. The tool proves to be very useful for collecting results related to the guide vane hydraulic and mechanical performance, towards obtaining an optimal guide vane design. A model of a Francis turbine is used as a test case.

KEYWORDS

Guide vanes, Variable-speed operation, Parametrization, CFD, FEM, Francis turbine.

INTRODUCTION

High efficiency and reliability are major requirements in the hydropower industry. However, the diversity of energy production which needs to match the power demand to achieve grid balance, requires operation over a wide range of water flow and head variations [1]. Consequently, difficulties in maintaining high efficiency, and increased dynamic loads and pressure pulsations can arise under such off-design conditions [2]. The biggest constraint of current hydraulic turbines is the fixed speed operation, which is imposed by the use of synchronous generators [3]. Variable speed operation of Francis turbines can be introduced to improve the efficiency when working at off-design conditions [4]. Additional benefits that can be gained are reducing possibility of draft tube surging and cavitation appearance. Reduced noise, vibration and cavitation problems give advantage of an extended hydraulic turbine

^{*} Corresponding author

service time [5]. For an existing turbine, improvements can be expected with a previous proper hydraulic redesign of its elements [6].

Francis turbines are reaction turbines with main components which consist of runner, spiral casing, stay vanes, guide vanes and a draft tube. Both pressure and kinetic energy is converted into a mechanical energy in the runner [7]. Water enters the runner with optimally designed angle to achieve high efficiency of energy conversion. The inlet angles are provided by the guide vanes to create the necessary circulation in front of the runner since it can be presumed that the circulation of the free fluid flow remains constant from the guide vane exit to the runner inlet [8]. The guide vane outlet angle is designed for the flow rate corresponding to the optimum efficiency. Guide vanes can be opened to a maximum angle appertaining to the full flow rate because of the pivoted support with external control mechanism which allows their continuous movement for regulation of turbine discharge and therefore power. Distributed uniformly in a radial cascade, the guide vanes will direct the water towards the runner and create as uniform as possible flow field with minimal energy losses [9].

Flow entering the runner is greatly influenced by the geometric parameters of the guide vane cascade such as the guide vanes shape, number of guide vanes, pivot axis location and angular position. The choice of guide vane shape is based upon achieving smallest possible losses in the water flow, so it depends on the water approach to the guide vane cascade. In Francis turbines with spiral casing, the inlet end of the blade at optimal opening is arranged to correspond to the water direction from the spiral [8]. Moreover, guide vane shape affects the blade loading. The number of guide vanes is selected to differ from the number of runner blades for preventing periodical flow-rate variations [10]. The position of the axis of guide vane. The guide vane pivot axis location should provide proper guide vane closing in normal operation, as well as in emergency situations [11]. High efficiency and minimal mechanical loads can be achieved by optimizing these parameters.

The improved computers performance and the advanced numerical modelling give the opportunity to analyze and optimize the water flow inside the complex geometry of Francis turbines, which can be described in terms of parameters [12]. Geometry parametrization is necessary to define a certain number of parameters that represent the part of the turbine needed to be improved. Moreover, it facilitates the fully automatic design generation by modifying the geometry parameters, giving the possibility of defining the optimal design parameters evaluated from CFD results [13]. Gracioano-Uribe et al. [14] emphasize the effects of geometry parameters on turbomachine efficiency which would allow determination of the best geometric configuration based on the criteria of preventing damage caused by instabilities, as a main finding from their profound literature review. Lida et al. [15] parametrized the geometric model of turbine blade by using quintic polynomial method to improve its design quality and performance. Ayli et al. [16] carried out a parametric study to examine the effects of varying selected hydraulic design parameters on the performance of a Francis turbine runner. Optimization using genetic algorithms was performed by Valencia et al. [17] to determine optimal hydraulic parameters of a Francis turbine blade. Iliev et al. [18] suggested an efficient method for parametrizing a Francis turbine blade using low-order Bezier curves. The parametric definition makes the geometries generated for certain input combinations to be suitable for CFD design and optimization. Daneshkah and Zangeneh [19] used a three-dimensional inverse design method to design parametrically defined Francis runner blade geometry. Different design configurations were numerically investigated to evaluate hydrodynamic performance. Ferrando et al. [20] applied parametrization of blade surface based on NURBS curves, linked with automatic mesh generation and fluid flow simulations with k-E turbulence model in NUMECA to determine the hydraulic performance of the generated models. The parametrization was applied to a Francis turbine guide vane. Using objective function, the developed tool proved to be practical in the design optimization process. Tengs et al. [21] developed a fully parametrized variable-speed turbine design procedure in MATLAB. Optimization parameters were reduced to such defining the leading-edge geometry of the blade. Compatibility between the turbine geometry files generated in MATLAB and the ANSYS software used for CFD calculations are ensured, allowing automated geometry creation, mesh generation and simulations of water flow through the turbine components. The authors used the SST turbulence model in ANSYS CFX, defining hydraulic efficiency and mass flow as outputs. High mean efficiency in the range of $\pm 20\%$ of the optimal point is set as an optimization criterion. An increase of 0,25% in mean efficiency compared to a reference case is obtained. Obrovsky and Zouhar [22] optimized the runner blade hydraulic shape in automated cycle using parametrization in ANSYS Blade Generator and simulations in CFX with the k- ε turbulence model. Similar procedure was applied by Okyay G. [23]. Using a coupled CFD solver, and parametric geometry and mesh generation tools, Kyriacou *et al.* [24] proposed a multi-objective redesign of a Francis runner. The efficiency of the hydraulic optimization procedure was validated since the optimal Francis runner design showed higher performance that the initial design regarding all three optimization objectives. Devals et al. [25] presented a hydraulic optimization procedure for developing of a turbine spiral casing and distributor, based on a meta-model assisted evolutionary optimization algorithm, using a mesh generator and a coupled finite volume flow solver. Their approach can take hydraulic performance as well as mechanical stresses into account, with the goal of obtaining a better overall solution. A new optimization method for developing the stay vanes and runner of a Francis turbine with high specific speed was presented by Kawaiiri et al. [26]. A single objective automatic optimization for the stay vane shape, which was defined by many design variables, was carried out. The runner was redesigned with achieving higher efficiency and limiting cavitation appearance. Tengs *et al.* [27] developed a fully automated multi-disciplinary Francis runner design optimization procedure, both from hydraulic and structural point of view, using MATLAB to produce the design and FSI analysis to evaluate the stresses in the runner blades.

In this paper, as a step towards optimizing the design of a variable speed Francis turbine guide vane, a parametric design tool is established by using coupled MATLAB and ANSYS approach. Additionally, the tool proposes design of the spiral casing and stay vanes ring. According to the previous researchers' findings, applying a blade parametrization as a part of an automated CFD calculation is a practical method for obtaining an optimal blade design. In this research, a MATLAB code was developed to design guide vanes based on parametrization. The guide vane geometry in MATLAB is defined using mathematical functions with their dependent variables used as parameters in the study. Initial guide vane design for given runner geometry is obtained as a product from the MATLAB code. The further analysis takes place in CFD and FEM software through the ANSYS Workbench environment to obtain results for the guide vane hydraulic and mechanical performance. MATLAB is coupled with ANSYS to automate the processes of guide vane geometry generation, meshing, modelling, and simulation. Consequently, this method allows less time-consuming numerical investigation for the purpose of detecting the possibilities for improvement.

METHODS

The parametric design tool directed towards obtaining an optimal guide vane design is based on the coupling of MATLAB and ANSYS software.

In the case of applying parametrization, the geometry of the turbine component being redesigned should be fully described by a minimal possible number of parameters. In this paper, the parametrization is done for the detailed geometry of the Francis turbine stationary components with emphasis on the guide vane profiles and cascade configuration. A low specific speed Francis turbine was used as a test case for the application of the code.

Calculation model for guide vanes

The MATLAB code calculates the velocities at the guide vane inlet and the vaneless space between the guide vane and the runner for the best efficiency point (BEP), based on input parameters related to the turbine operation and the runner geometry, given in **Table 1**. Known in advance input parameters inserted in the tool are the turbine operating parameters at BEP – head H_n , discharge Q and rotational speed n, and referent geometry parameters such as runner inlet diameter D_{r1} , guide vane height B_{gv} and number of guide vanes Z_{gv} . A schematic representation of the main turbine geometrical parameters is shown in **Figure 1**.

Table 1. Input and output parameters in MATLAB to obtain guide vane geometry

Input parameters in MATLAB code	Output parameters from MATLAB code
Operating parameters in BEP:	Runner inlet and outlet velocities
runner speed <i>n</i> [min ⁻¹]	Guide vanes geometry parameters:
discharge Q [m ³ /s]	inlet and outlet diameter [m]
net head H_n [m]	axis diameter [m]
efficiency η [-]	pitch [m]
Runner geometry parameters:	maximum opening angle [°]
runner inner and outer diameter [m]	length [m]
runner blades mid-span inlet	Guide vanes inlet and outlet velocities:
diameter [m]	inlet and outlet meridian velocity [m/s]
number of blades [-]	inlet and outlet absolute velocity [m/s]
runner inlet and outlet height [m]	inlet and outlet circulation [m ² /s]
runner blade inlet and outlet angle [°]	inlet and outlet angle [°]
runner blade inlet and outlet	guide vane pressure and suction side
thickness [m]	contour 2D coordinates
runner inlet pitch [m]	Stay vanes outlet angle [°]
Guide vanes:	Spiral casing geometry parameters
height [m]	
number of guide vanes	



Figure 1. Schematic representation of geometrical parametrization

The guide vanes are set in a radial cascade, bounded between outlet and inlet circle defined by outlet diameter and inlet diameter calculated as:

$$D_{\rm gvo} = 1,075 D_{\rm r1}$$
 (1)

$$D_{\rm gvi} = 1,125 D_{\rm gvo} \tag{2}$$

The pivot axis of every guide vane lies on a circle with axis diameter which can be calculated according to the reduced specific speed number Ω :

$$D_{\rm gvax} = D_{\rm r1}(0,29\Omega + 1,07) \tag{3}$$

$$\Omega = \frac{2\pi n \sqrt{Q}}{(2gH_{\rm n})^{0.75}}$$
(4)

The ratio of the axis circumference perimeter to the number of the blades in the cascade defines the cascade pitch:

$$t_{\rm gv} = \frac{D_{\rm gvax}\pi}{Z_{\rm gv}} \tag{5}$$

The radial and peripheral velocity components in front of and behind the guide vane are determined as:

$$v_{\rm or} = \frac{Q}{D_{\rm gvo}\pi B_{\rm gv}} \tag{6}$$

$$v_{\rm ir} = \frac{Q}{D_{\rm gvi}\pi B_{\rm gv}} \tag{7}$$

$$v_{\rm ou} = v_{\rm 1u} \frac{D_{\rm r1}}{D_{\rm gvo}} \tag{8}$$

$$v_{\rm iu} = v_{\rm ou} \frac{D_{\rm gvo}}{D_{\rm gvi}} \tag{9}$$

to obtain the guide vane outlet delivery angle:

$$\alpha_{\rm gvo} = \operatorname{arctg} \frac{v_{\rm or}}{v_{\rm ou}} \tag{30}$$

and guide vane inlet flow angle:

$$\alpha_{\rm gvi} = \operatorname{arctg} \frac{v_{\rm ir}}{v_{\rm iu}} \tag{41}$$

The guide vanes are shaped according to the chord position and the inlet and outlet flow angles. The hydrofoil tail angle β_{21} and lead angle β_{11} are calculated for the chord position. The guide vane camber line is mathematically expressed by a third degree polynomial function. Between the ending points on the chord, the camber line is modified and curved for the value of inlet flow angle (leading edge) and outlet delivery angle (trailing edge). Using empirical data, the guide vane thickness distribution is described by Bezier polynomial curves with eight

weight points. Having the thickness distribution and the camber line, the guide vane is generated. The guide vane is then positioned in the cascade corresponding to the BEP position by translation, rotation and scaling. The process of guide vane creation in MATLAB is presented in Figure 2.



Figure 2. Guide vane development in MATLAB

The tool allows flexibility in the guide vane generation by varying the chord line angular position φ and the maximal thickness location on the chord line dx, as shown in Figure 3. The tool uses these parameters as input variables to achieve different guide vane designs which can be further tested and compared.



Figure 3. Flexibility of guide vane design within the parametric tool: a) Camber line creation according to flow angles enclosing with the blade chord line; b) thickness distribution function weight parameters

Calculation model for stay vanes

The same methodology is applied to create the stay vanes. According to the runner geometry, stay vanes inlet D_{svi} and outlet D_{svo} diameters are calculated. Flow conditions at stay vanes outlet and inlet are determined to later obtain the hydrofoil tail angle β_{2lsv} and lead angle β_{1lsv} for the chord position. Obtaining the stay vane camber line and Bezier parametrizing the stay vane thickness distribution with eight weight points, the stay vane is generated (Figure 4).



Figure 4. Stay vane development in MATLAB

Calculation model for spiral casing

The flow rate Q_{φ} through a given section of the spiral described by angle φ is calculated using the total turbine discharge Q and the angle measured from the end of the spiral tooth.

$$Q_{\varphi} = Q \frac{\varphi}{360^{\circ}} \tag{52}$$

The water flow rate at the spiral inlet is calculated as:

$$Q_{\rm sp,in} = Q \frac{\varphi_{\rm cov}}{360^{\circ}} \tag{63}$$

Applying the law of constancy of average peripheral velocity:

$$v_{\rm u,av} = v_{\rm sp,in} = \text{const.}$$
 (74)

where the average velocity in the spiral inlet section depends on the turbine net head and is determined by [8]:

$$v_{\rm sp,in} = \left(\frac{H_{\rm n} + 1.47}{1.43}\right)^{0.5}$$
 (85)

when $H_{\rm n} < 80 \ m$ and

$$v_{\rm sp,in} = 1,93 \cdot H_{\rm n}^{0,33} \tag{96}$$

when $H_{\rm n} > 20 m$.

Thus, the area of the corresponding spiral casing section is determined by:

$$A_{\varphi} = \frac{Q_{\varphi}}{v_{\rm sp,in} \cdot 360^{\circ}} \tag{107}$$

from which the circles radii can be obtained:

$$r_{\varphi} = \sqrt{\frac{A_{\varphi}}{\pi}} \tag{118}$$

The spiral casing design which is generated in MATLAB is shown in Figure 5.



Figure 5. Spiral casing development in MATLAB

The values of the circles radii and the external, internal and central spiral casing contour are further used in the tool.

The equations used for external, internal and central contour of the spiral casing are calculated by:

$$x_{\rm sp,ext} = \left(\frac{D_{\rm svi}}{2} + 2r_{\varphi}\right)\cos\varphi; \quad y_{\rm sp,ext} = \left(\frac{D_{\rm svi}}{2} + 2r_{\varphi}\right)\sin\varphi \tag{129}$$

$$x_{\rm sp,int} = \frac{D_{\rm svi}}{2} \cos\varphi;$$
 $y_{\rm sp,int} = \frac{D_{\rm svi}}{2} \sin\varphi$ (20)

$$x_{\rm sp,cen} = \left(\frac{D_{\rm svi}}{2} + r_{\varphi}\right) \cos\varphi; \qquad y_{\rm sp,cen} = \left(\frac{D_{\rm svi}}{2} + r_{\varphi}\right) \sin\varphi \tag{21}$$

Coupled MATLAB and ANSYS approach

To achieve faster and facilitated guide vane optimization, intended in a next phase, the MATLAB script is created as a function file which can accept inputs and return outputs. In addition, the code is adapted so that it can be run by a Python script to communicate with ANSYS Workbench.

The coordinates of the initial guide vane and stay vane upper and lower curves, so as the coordinates of the spiral casing contours and centerline are MATLAB output, written in a form acceptable to the application for geometry generation SpaceClaim, integrated in ANSYS. Thanks to the journaling and scripting capabilities of Workbench, internal Python scripts are employed in SpaceClaim to automatically generate new guide vane geometry when input parameters are changed. Two SpaceClaim scripts are employed. One script generates the spiral casing, stay vane and guide vane radial cascades according to the following input parameters: turbine discharge, net head, runner rotational speed, runner inlet diameter, guide vane height and number of guide vanes.

This is followed by numerical meshing. Tetrahedral mesh is generated with a predefined value of first cell height of the guide vanes boundary layer Δy_1 , taken as an output from MATLAB:

$$\Delta y_1 = \frac{y^+ \mu}{0.2 \cdot v_\infty \rho^{1.5} R e^{-0.125}}$$
(22)

where y^+ is user defined value, μ is the water viscosity, ρ is water density, v_{∞} is the free stream velocity i.e. guide vane inlet velocity and *Re* is the Reynolds number.

For the generated stationary parts of the Francis turbine, a three dimensional turbulent flow of water at steady state conditions is modelled and simulated.

Output parameters from the simulations can be defined and later used for comparison.

The second script relates to the appropriate design point parameters and generates the geometry of one guide vane. After meshing the geometry, finite element method (FEM) simulations are performed to evaluate stress/displacement conditions. The whole procedure is automated by creating a parameter set in ANSYS Workbench, as shown in Figure 6 and Figure 7.



Figure 6. Established guide vane design tool within ANSYS Workbench



Figure 7. Flow chart of parametric guide vane design tool

RESULTS

Water flow in a Francis turbine with known runner geometry and different new designs of guide vanes is numerically analysed and results from the numerical simulations are compared. The radial cascade of a defined number of new guide vanes at different openings is generated with the SpaceClaim script.

Choosing the Francis-99 turbine model as a test case, the operating conditions, the constraining geometry parameters (number of guide vanes and guide vane height) and the runner geometry, presented in Table 2 were applied.

Table 2. Constant input parameters for the test cases

Net head H_n [m]	11.4
Design flow rate $Q_d [m^3/s]$	0.21
Design rotational speed n_d [rpm]	333
Runner inlet diameter <i>D</i> _{r1} [m]	0.62
Runner outlet diameter D_{r2} [m]	0.349
Guide vanes height B_{gv} [m]	0.06
Number of guide vanes	28

Three test cases were analysed, by changing the chord line angular position φ and the maximal thickness location on the chord line dx to obtain different guide vane shapes. The chord line angular position was presented in relative terms as normalized angular position φ_n :

$$\varphi_{\rm n} = \frac{\varphi}{360} \cdot Z_{\rm gv} \tag{23}$$

By applying the parameters from Table 2 in the tool and varying the normalized chord line angular position φ_n and the maximal thickness location dx, different guide vanes designs were generated. The first group of designs considers constant location of maximal thickness at 33% of the chord length, while changing the normalized angular position for 0.5; 0.75; 1 and 1.2 whereas the second group of designs considers constant angular chord line position of 1 and variable location of maximal thickness at 20%, 30%, 40%, 50% and 60% of the chord length (Table 3).

Table 3.	Guide	vane de	signs de	veloped	according t	to the	variable	parameters
			0	1	0			1

Design no.	1	2	3	4	5	6	7	8	9
φ_n	0.5	0.75	1	1.2			1		
dx		0	.33		0.2	0.3	0.4	0.5	0.6

The generated guide vane designs by varying only the normalized angular position, and only the maximal thickness location, are shown in Figure 8a) and b), respectively.



Figure 8. Generated guide vane designs by a) angular chord line position variation, b) maximal thickness location variation

Using the developed 2D curves, the 3D radial cascade of guide vanes is generated. Additionally, the spiral casing and stay vanes ring are created as shown in Figure 9.



Figure 9. Developed geometry of the Francis turbine stationary parts within the tool

Tetrahedral mesh was used for the fluid geometry (**Figure 10a**). Element size of guide vane domain was 4 mm. Boundary layer is applied with predefined first cell height calculated within the tool. Mesh independence test was performed for the guide vanes (**Figure 10b**) observing the total pressure drop through the cascade to obtain low deviations of the total pressure in the guide vane outlet. It was concluded that the guide vanes mesh can consist of $0.45 - 0.6 \cdot 10^6$ cells.



Figure 10. a) Guide vane domain mesh, b) Grid independence test for the guide vanes domain

For modelling 3D stationary turbulent flow in the hydraulic turbine, k- ε turbulence model is selected. The runner speed is defined with the turbine operating conditions. The components of the turbine distributor without the runner are numerically analysed. Initial boundary conditions set in the numerical model are constant total inlet pressure defined by the net head and outlet static pressure. ANSYS CFX is used as a solver. Discretization scheme applied is first order high resolution.

The post-processing allows for analysis and comparison of results between the different guide vane designs (Figure 11 and Figure 12).







Figure 12. Pressure distribution in the Francis turbine model distributor for different guide vane designs

For the constant head, the mass flow rate obtained for the different guide vane designs is given in Table 4.

Design no.	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Mass flow rate	804.96	724.78	804.9	805.6	804.7	805.1	805.4	569.7	565.6
(kg/s)									

Table 4. Mass flow rate obtained for the designs analysed

It can be seen that the position of the guide vane in the cascade and the location of its maximal thickness determine the shape of the channel formed between two consecutive blades, which indicates change of the water velocity and pressure distribution.

Guide vane cascades in Francis turbines undergo fluid-structure coupling phenomena. Fluid-structure interaction (FSI) is described by coupling of the equation of motion of the structure and the equation of fluid flow. The CFD calculations are coupled with the FEM simulations in order to determine the overall loads on the guide vane. The loads originate from the water pressure imposed on the guide vane. The pressure distribution obtained from the CFD simulations is applied to the guide vanes surfaces of the finite element model (one-way FSI) as external load. This procedure includes interpolation between the meshes of the fluid domain and the solid domain. Quadrilateral mesh consisting of approximately 71580 elements with size of 1 mm is generated for the guide vane (**Figure 13**). The static structural analysis does not cover dynamic loads and fatigue, as well as the effects of harmonic oscillations.



Figure 13. Guide vane mesh for static structural analysis

Remote displacement boundary condition is used to account for the shaft with bearings. One guide vane is selected for analysis. The material for the guide vanes is stainless steel with modulus of elasticity $2 \cdot 10^5$ MPa, density of 7850 kg/m³ and Poisson ratio 0.3.

Stress distribution and deformation of guide vane can be analysed within the tool (Figure 14 and Figure 15).



Figure 14. Guide vane stress distribution [MPa]



Figure 15. Guide vane deformation [mm]

When optimizing the structural design of the guide vane, the critical locations of maximum stress and deformation should be considered. Attention should be paid on the guide vane thickness, trailing edge and the guide vane-shaft contact. The guide vane shape is dominant criterion for the mechanical design, since it determines the blade loading, which affects the guide vanes pressure distribution and consequently the stresses on the guide vane. By changing the guide vane position described by the normalized angular position or the location of the maximal thickness, different blade pressure profile is obtained. This is attributed to the change of the inter-blade channel shape which imposes different hydrodynamic forces. By controlling these parameters, guide vane stresses and deformations can be reduced. Another relevant parameter is the pivot axis location. The position of the pivot axis affects the stresses distribution, and magnitude and direction of the hydraulic torque. This parameter can be further optimized using the design tool by analysing output results for the torque acting on the guide vane, stresses and deformations of the guide vane.

CONCLUSIONS

The purpose of this research is showing the possibilities of the developed tool for designing guide vanes of a variable-speed Francis turbine. The tool is based on parametrization which facilitates the process of automating the geometry creation, meshing, modelling and simulation by taking advantages of the software MATLAB and ANSYS Workbench. By inserting the runner geometrical parameters and the turbine operating conditions at constant head, initial guide vane geometry is developed according to variable user-defined parameters. Selected geometrical parameters that affect the guide vane shape and therefore its hydraulic and mechanical performance are the guide vane angular chord line position and the guide vane maximal thickness location. By keeping one of these parameters constant and varying the other one, 9 different guide vanes designs were generated. Simulation of 3D steady water flow in the Francis turbine stationary elements and FEM analysis of a solid guide vane were performed for the developed guide vane designs. The obtained numerical results with application of the

parametric guide vane design tool allows for further analysis, comparison between the designs, using optimization schemes in ANSYS WB and making conclusions towards selection of an optimal guide vane design.

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), hosted by the Norwegian University of Science and Technology in Trondheim, Norway.

REFERENCES

- 1. C. Yang, X. Yang, and Y. Chen, "Integration of variable speed hydropower generation and VSC HVDC," 2015, [Online]. Available: https://search.abb.com/library/Download.aspx?DocumentID=9AKK10103A6095&LanguageC ode=en&DocumentPartId=&Action=Launch [Accessed: 24 Oct 2021].
- I. Iliev, C. Trivedi, and O. G. Dahlhaug, "Variable-speed Operation of Francis Turbines: A Review of Perspectives and Challenges," Renew. Sustain. Energy Rev., vol. 103, no. 1, pp. 109–121, 2019, https://doi.org/10.1016/j.rser.2018.12.033.
- 3. A. Borghetti, M. Di Silvestro, G. Naldi, M. Paolone, and M. Alberti, "Maximum Efficiency Point Tracking for Adjustable-Speed Small Hydro Power Plant," 2008, [Online]. Available: <u>https://citeseerx.ist.psu.edu/viewdoc/download?doi=10.1.1.1022.5530&rep=rep1&type=pdf</u> [Accessed: 24 Oct 2021].
- 4. J. Fraile-Ardanuy, J. R. Wilhelmi, J. J. Fraile-Mora, and I. J. Perez, "Variable-speed Hydro Generation; Operational Aspects and Control," IEEE Trans. Energy Conversio, vol. 12, no. 2, pp. 569–574, 2006, https://doi.org/10.1109/TEC.2005.858084.
- 5. E. Bortoni et al., "The Benefits of Variable-speed Operation in Hydropower Plants driven by Francis Turbines," Energies, vol. 12, no. 19, p. 3719, 2019, https://doi.org/https://doi.org/10.3390/en12193719.
- I. Iliev, E. O. Tengs, C. Trivedi, and O. G. Dahlhaug, "Hydraulic Optimization of Francis Turbines for Variable Speed Operation using Surrogate Modeling," J. Fluids Eng., vol. 142, no. 10, 2020, https://doi.org/https://doi.org/10.1115/1.4047675.
- 7. B. S. Thapa, O. G. Dahlhaug, and B. Thappa, "Flow Field Measurement in Guide Vane Cascade of a High Head Francis Turbine," 2016, [Online]. Available: <u>https://www.researchgate.net/publication/303974944 Flow field measurement in guide v</u> <u>ane cascade of a high head Francis turbine</u> [Accessed: 24 Oct 2021].
- 8. G. I. Krivchenko, Hydraulic Machines Turbines and Pumps. Moscow: Mir publishers, 1986.
- 9. B. A. Budiman, D. Suharto, I. Djodikusumo, M. Aziz, and F. B. Juangsa, "Fail-safe Design and Analysis for the Guide Vane of a Hydro Turbine," Adv. Mech. Eng., vol. 8, no. 7, pp. 1–8, 2016, https://doi.org/https://doi.org/10.1177/1687814016658178.
- 10. M. Torlak, Hydraulic Turbines. Saraevo: University of Sarajevo-Faculty of Mechanical Engineering, Saraevo, 2016.
- 11. S. Granovskiy, V. M. Malishev, V. M. Orgo, and V. M. Smolarov, Konstrukcii i raschet gidroturbin. 1974.
- C. Devals, N. Murry, B. F. Mullins, J. Dompierre, L. Mangani, and F. Guibault, "CFD-based Casing and Distributor Hydraulic Design Optimization," IOP Conf. Ser. Earth Environ. Sci., vol. 240, no. 2, 2019, https://doi.org/doi:10.1088/1755-1315/240/2/022033.
- 13. A. Alnaga and J.-L. Kueny, "Optimal design of hydraulic turbine distributor," WSEAS Trans. Fluid Mech. 3, vol. 3, no. 2, pp. 175–185, 2008, [Online]. Available: <u>http://www.wseas.us/e-library/transactions/fluid/2008/30-665N.pdf</u> [Accessed: 24 Oct 2021].

- J. Graciano-Uribe, S. J., and T.-L. E., "Instabilities and Influence of Geometric Parameters on the Efficiency of a Pump Operated as a Turbine for Micro Hydro Power Generation: A Review," J. Sustain. Dev. Energy, Water Environ. Syst., https://doi.org/DOI: http://dx.doi.org/10.13044/j.sdewes.d8.0321.
- Z. Lida, C. Hongyu, T. Zhongzi, and W. Hai, "Parametric Design and Simulation Analysis of Turbine Blade," Comput. Model. new Technol., vol. 18, no. 11, pp. 1223–1228, 2014, [Online]. Available: <u>http://www.cmnt.lv/upload-files/ns_39art202.pdf</u> [Accessed: 24 Oct 2021].
- E. Ayli, K. Celebioglu, and S. Aradag, "Determination and Generalization of the Effects of Design Parameters on Francis Turbine Runner Performance," Eng. Appl. Comput. Fluid Mech., vol. 10, no. 1, pp. 545–564, 2016, https://doi.org/DOI:10.1080/19942060.2016.1213664.
- 17. E. A. Valencia, E. G. Bone, J. A. Yanez, E. H. Cando, S. R. Galvan, and V. H. Hidalgo, "Parametric Optimization to Reduce erosion in a Francis Turbine Runner," IOP Conf. Ser. Earth Environ. Sci., vol. 240, no. 2, 2019, https://doi.org/10.1088/1755-1315/240/2/022041.
- I. Iliev, B. W. Solemslie, and O. G. Dahlhaug, "Francis turbines for variable speed operation: Parametric definition of Francis turbine blades using low-order Bézier curves, Paper 4," Norwegian University of Science and Technology, Faculty of Engineering Science and Technology, 2020.
- 19. K. Daneshkah and M. Zangeneh, "Parametric Design of a Francis Turbine Runner by Means of a Three-dimensional Inverse Design Method," IOP Conf. Ser. Earth Environ. Sci., vol. 12, no. 1, 2010, https://doi.org/DOI:10.1088/1755-1315/12/1/012058.
- 20. L. Ferrando, J. Kueny, F. Avellan, C. Pedretti, and L. Tomas, "Surface Parametrization of a Francis Runner Turbine for Optimum Design," 2004, [Online]. Available: https://hal.archives-ouvertes.fr/hal-00262326/document [Accessed: 24 Oct 2021].
- E. Tengs, P. Storli, and M. Holst, "Optimization Procedure for Variable-speed Turbine Design," Eng. Appl. Comput. Fluid Mech., vol. 12, no. 1, pp. 652–661, 2018, https://doi.org/DOI:10.1080/19942060.2018.1507950.
- 22. J. Obrovsky and J. Zouhar, "Experiences with the Hydraulic Design of the High Specific-speed Francis Turbine," IOP Conf Ser. Earth Environ. Sci., vol. 22, no. 1, 2014, https://doi.org/DOI:10.1088/1755-1315/22/1/012027.
- 23. G. Okyay, "Utilization of CFD Tools in the Design Process of a Francis Turbine," The Graduate School of Natural and Applied Sciences of Middle East Technical University, Ankara, Turkey, 2010.
- 24. S. Kyriacoul et al., "Evolutionary algorithm based optimization of hydraulic machines utilizing a state-of-the-art block coupled CFD solver and parametric geometry and mesh generation tools," IOP Conf. Ser. Earth Environ. Sci., vol. 22, 2014, https://doi.org/10.1088/1755-1315/22/1/012024.
- C. Devals, N. Murry, B. F. Mullins, J. Dompierre, L. Mangani, and F. Guibault, "CFD-based casing and distributor hydraulic design optimization," IOP Conf. Ser. Earth Environ. Sci., vol. 240, no. 2, 2019, https://doi.org/10.1088/1755-1315/240/2/022033.
- 26. H. Kawajiri, Y. Enomoto, and S. Kurosawa, "Design optimization method for Francis turbine," IOP Conf. Ser. Earth Environ. Sci., vol. 22, no. 1, 2014, https://doi.org/DOI:10.1088/1755-1315/22/1/012026.
- 27. E. Tengs, F. Charrassier, M. R. Jordal, and I. Iliev, "Fully automated multidisciplinary design optimization of a variable speed turbine," IOP Conf. Ser. Earth Environ. Sci., vol. 774, 2021, https://doi.org/10.1088/1755-1315/774/1/012031.



Paper submitted: 18.03.2021 Paper revised: 24.08.2021 Paper accepted: 07.09.2021