



Univerza v Mariboru

Fakulteta za strojništvo

Doktorska disertacija

**MOČNO VEZANE RAČUNALNIŠKE
SIMULACIJE S TOKOM GNANE DARRIEUSOVE
TURBINE**

marec, 2014

Avtor: Matjaž FLEISINGER

Mentor: izr. prof. dr. Matej Vesenjāk

Somentor: red. prof. dr. Matjaž Hriberšek

ZAHVALA

Zahvaljujem se mentorju izr. prof. dr. Mateju Vesenjaku in somentorju red. prof. dr. Matjažu Hriberšku za pomoč in vodenje pri opravljanju doktorske disertacije. Hkrati bi se zahvalil sodelavcem Laboratorija za zahtevne inženirske simulacije in Laboratorija za računalniško dinamiko tekočin za tehnično in strokovno pomoč pri delu.

Zahvaljujem se tudi Javni agenciji Republike Slovenije za spodbujanje podjetništva, inovativnosti, razvoja, investicij in turizma, ki je omogočila nastanek tega dela.

Posebna zahvala velja družini za potrpežljivost, razumevanje in vzpodbudo med nastajanjem dela.

KAZALO

1	UVOD	1
1.1	Teza doktorske naloge	1
1.2	Cilji doktorske naloge.....	3
1.3	Pregled vsebine doktorske disertacije.....	4
2	PREGLED VODNIH TURBIN	7
2.1	Turbine, ki delujejo s pomočjo potencialne energije (višinske razlike).....	9
2.2	Turbine, postavljene v prostem toku – hidrokinetične turbine.....	10
2.3	Primerjava vodnih turbin	14
3	DARRIEUSOVA TURBINA	19
3.1	Različne izvedbe Darrieusovih turbin v vodnih aplikacijah.....	21
3.1.1	Davisova turbina	21
3.1.2	Kobold turbina.....	22
3.1.3	Gorlov turbina	23
3.1.4	Polo turbina	24
3.1.5	Achard turbina.....	25
3.1.6	THAWT turbina	26
3.2	Področje raziskav.....	26
3.3	Analiza delovanja Darrieusove turbine	27
4	RAČUNALNIŠKE SIMULACIJE MEDSEBOJNEGA VPLIVA TEKOČIN IN TRDNIN	33
4.1	Računalniška dinamika tekočin	33
4.1.1	Modeliranje turbulentnega toka.....	34
4.1.2	Direktna numerična simulacija - DNS	35
4.1.3	RANS modeli	35
4.1.4	Dvo-enačbni modeli	37
4.1.5	k- ϵ turbulentni model	38
4.1.6	k- ω turbulentni model	38
4.1.7	SST turbulentni model	39
4.1.8	Simulacija velikih vrtincev - LES	40
4.1.9	Simulacija odcepljenih vrtincev DES.....	40

4.1.10	Modeliranje toka ob steni	41
4.2	Računalniška mehanika trdnin	42
4.2.1	Vodilne enačbe mehanike trdnin	42
4.2.2	Metoda končnih elementov	45
4.3	Močno vezane simulacije medsebojnega vpliva trdnin in tekočin.....	47
4.4	Močno vezane simulacije v programskem paketu Ansys.....	53
5	POSTOPKI ZA PRERAČUN ZMOGLJIVOSTI DARRIEUSOVH TURBIN....	59
	59
5.1	Pregled modelov in postopkov za preračun Darrieusovih turbin	59
5.1.1	Modeli z gibalno količino	61
5.1.2	Vrtinčni modeli	64
5.1.3	Metode z računalniško dinamiko tekočin.....	65
5.2	Vrednotenje rezultatov	66
5.2.1	Betzova meja	66
5.2.2	Koeficient zmogljivosti	69
6	NUMERIČNE SIMULACIJE DELOVANJA DARRIEUSOVE TURBINE Z	
	UPORABO RAČUNALNIŠKE DINAMIKE TEKOČIN	71
6.1	Pregled stanja obravnavane problematike – dosedanje RDT analize VAWT	71
	71
6.2	Obstoječi postopki za analizo delovanja turbinskih strojev v RDT.....	76
6.2.1	Kvazi-statičen fiksiran rotor.....	76
6.2.2	Prehoden model rotor-stator	77
6.3	Postopki simulacije s tokom gnane Darrieusove turbine	78
6.3.1	Pristop z modelom gibanja togega telesa (6DOF koda).....	78
6.3.2	Pristop z MFR in programsko rutino.....	79
6.4	Simulacije z različnimi aerodinamičnimi profili lopatic	82
6.4.1	Simulacije upoštevanjem prehodnih pogojev s predpisanimi obratovalnimi pogoji..	82
	82
6.4.2	Analiza delovanja Darrieusove turbine	87
6.4.3	Simulacija lopatic z izrastki na sprednjem robu profila	92
6.4.4	Analiza ukrivljenosti relativnega gibanja.....	94
6.4.5	Rezultati simulacij z različnimi aerodinamičnimi profili in predpisanimi obratovalnimi pogoji	96
6.5	Simulacije Darrieusove turbine s pristopom s tokom gnane turbine	97

6.5.1	Parametrične simulacije aerodinamičnih profilov s tokom gnane Darrieusove turbine	103
6.5.2	Simulacija turbine z lopaticami v obliki vijačnice	108
6.5.3	Parametrične simulacije koeficienta zapolnjenosti	110
6.5.4	Parametrične simulacije s spremenljivim številom lopatic	111
7	MOČNO VEZANE SIMULACIJE DARRIEUSOVE TURBINE	117
7.1	Opis modela in robnih pogojev	117
7.1.1	Model tekočinskega območja	118
7.1.2	Model strukture lopatic	119
7.2	Uvodne močno vezane simulacije z vpeljavo postopka s tokom gnane turbine	121
7.2.1	Močno vezane simulacije s predpisano kotno hitrostjo	121
7.2.2	Močno vezane simulacije s pristopom s tokom gnane turbine	121
7.3	Rezultati močno vezane simulacije medsebojnega vpliva strukture in tekočine	126
8	EKSPERIMENT Z MODELOM TURBINE NA NARAVNEM VODOTOKU	135
8.1	Opis preizkusne naprave	135
8.2	Opis preizkuševališča	138
8.3	Meritve med preizkusom	138
8.3.1	Prvi način meritev	139
8.3.2	Drugi način meritev	139
8.4	Vrednotenje rezultatov meritev	142
9	PRIMERJAVA IN ANALIZA REZULTATOV DELOVANJA DARRIEUSOVE VODNE TURBINE	145
10	ZAKLJUČEK	147
10.1	Izvirni znanstveni prispevki	149
10.2	Predlogi za nadaljnje delo	150
11	SEZNAM UPORABLJENIH VIROV	153

MOČNO VEZANE RAČUNALNIŠKE SIMULACIJE S TOKOM GNANE DARRIEUSOVE TURBINE

Ključne besede: Darrieusova turbina, hidrokinetične turbine, Močno vezane simulacije, Računalniška dinamika tekočin, Metoda končnih elementov

UDK klasifikacija: [004.94:532.5]:621.224(043.3)

POVZETEK

Za pridobivanje energije iz vodotokov se v zadnjem času uporabljajo tudi turbine, ki so postavljene prosto v tok in predstavljajo bistveno manjši poseg v prostor kot običajne elektrarne. Postopki za preračun zmogljivosti tovrstnih turbin temeljijo na različnih aerodinamičnih modelih, medtem ko so se metode računalniške dinamike tekočin na tem področju pričele uporabljati šele pred kratkim. Tudi slednje se izvajajo z vnaprej predpisanimi parametri, ki predstavljajo predvideno ustaljeno obratovanje turbine. Za določanje obratovalne karakteristike je tako potrebno več simulacij pri različnih obratovalnih parametrih. Za poglobljeno razumevanje delovanja teh turbin so bili razviti novi pristopi računalniških simulacij, ki zajemajo pristop s tokom gnane turbine, kar predstavlja bistveno bolj realne pogoje v simulaciji. S tem pristopom je mogoče z eno simulacijo napovedati celotno obratovalno karakteristiko za določeno hitrost toka. S takšnim pristopom so bile izvedene parametrične simulacije geometrijskih parametrov turbine.

Lopatice tovrstnih turbin, posebej pri namestitvi z vodoravno osjo vrtenja, predstavljajo dolge in vitke strukture, ki so med obratovanjem izpostavljene vodnemu toku. Ta vpliva na njihovo deformacijo, slednja pa na obtekanje lopatice. Posledica tega so spremembe v zmogljivostih turbine. Z uporabo kombinacije pristopa s tokom gnane turbine in močno vezanih simulacij medsebojnega vpliva tekočine in strukture je mogoče ovrednotiti vpliv deformacije lopatic na zmogljivosti turbine. Zato je bila razvita programska rutina, ki omogoča hkratno uporabo pristopa s tokom gnane turbine in močno vezanih simulacij.

Za validacijo na novo razvitih postopkov simulacije je bil izveden eksperiment s pomanjšanim modelom turbine na naravnem vodotoku, pri katerem so bili izmerjeni povesi lopatice med obratovanjem turbine. Rezultati eksperimenta in simulacij so pokazali dobro ujemanje. Primerjava rezultatov simulacij izvedenih z uveljavljenimi postopki in na novo razvitimi pristopi je pokazala na znatne razlike v delovanju turbine, zato je smiseln nadaljnji razvoj in uporaba na novo razvitih pristopov.

FULLY COUPLED COMPUTER SIMULATIONS OF A FLOW DRIVEN DARRIEUS TURBINE

Key words: Darrieus turbine, hydrokinetic turbines, Fully coupled simulations, Computational fluid dynamics, Finite element method

ABSTRACT

Among conventional systems for river energy extraction the new types of turbines are considered in the recent time that can be deployed in a free stream without impounding of a waterway and represent a minor impact on an environment when compared to conventional power stations. Procedures for analysis of these turbines are based on different aerodynamic models, while modern methods based on computational fluid dynamics have been applied only recently. Even those are performed using prescribed operational parameters, such as constant rotational velocity. To acquire the whole operational characteristics more simulations have to be performed. For a deeper understanding of operating principles the new simulation procedure has been developed, which employ flow driven approach, which enables more realistic condition in a simulation. Using such approach it is possible to acquire the whole operational characteristics of a turbine for a certain flow velocity within a single simulation.

The blades of such turbines, especially in horizontal axis position, represent long and slender structures that are exposed to hydrodynamic loading during operation. This causes blade deformation, which instantly changes flow conditions around it. The consequence is altered performance of a turbine. Using a combination of flow driven approach and fully coupled fluid structure interaction in a simulation it is possible to assess the influence of blade deformation to the turbine performance. Therefore the routine has been developed to enable simultaneous use of fluid structure interaction and a flow driven approach.

To validate the newly developed simulation procedures the experiment with a scaled model of a turbine was performed on a natural waterway. The results of experiment and simulation showed a good agreement. Comparison of simulations based on conventional and newly developed approaches pointed considerable differences in turbine operation. Therefore it is reasonable to use developed simulation procedure as well as its further development.

UPORABLJENE KRATICE IN SIMBOLI

V pričujočem delu so simboli in kratice opisani in razloženi na mestu, kjer so uporabljeni. Tenzorji in matrike so označeni z velikimi krepkimi latinskimi črkami. Vektorje predstavljajo male krepke latinske in grške črke. Komponente vektorjev, matrik in tenzorjev ter ostali simboli pa so označeni z ležečimi latinskimi in grškimi črkami. Kjer so možna odstopanja od teh pravil, je to posebej označeno in razloženo.

UPORABLJENE KRATICE

ALE -	Arbitrary Lagrangian Eulerian
BEM -	Blade Element Method
DES -	Detached Eddy Simulation
DNS -	Direct Numerical Simulation
DOF -	Degrees of Freedom
FEM -	Finite Element Method
FSI -	Fluid Structure Interaction
HAWT -	Horizontal Axis Wind Turbine
LCM -	Local Circulation Method
LES -	Large Eddy Simulation
MKE -	Metoda končnih elementov
RANS -	Reynolds Averaged Navier Stokes
RDT -	Računalniška Dinamika Tekočin
SST -	Shear Stress Transport
TSR -	Tip Speed Ratio
URANS -	Unsteady Reynolds Averaged Navier Stokes
VAWT -	Vertical Axis Wind Turbine

UNIVERZA V MARIBORU
FAKULTETA ZA STROJNIŠTVO

IZJAVA DOKTORSKEGA KANDIDATA

Podpisani Matjaž FLEISINGER, vpisna številka S5000478

izjavljam,

da je doktorska disertacija z naslovom: **Močno vezane računalniške simulacije s tokom gnane Darrieusove turbine**

- rezultat lastnega raziskovalnega dela,
- da predložena disertacija v celoti ali v delih ni bila predložena za pridobitev kakršnekoli izobrazbe po študijskem programu druge fakultete ali univerze,
- da so rezultati korektno navedeni in
- da nisem kršil-a avtorskih pravic in intelektualne lastnine drugih.

Maribor, 31.03.2014

Podpis: _____

1 UVOD

Potrebe po energiji se vsak dan večajo, prav tako pa narašča interes za energijo pridobljeno s katerim izmed obnovljivih virov. Med temi je zagotovo najbolj stabilna in predvidljiva vodna energija, a je pri nas večina vodotokov energetsko že izkoriščenih. Tukaj prednjačijo najbolj razširjene tehnologije za pridobivanje energije, ki potrebujejo zaježitev vodotoka ali akumulacijo. Nekateri še prosti vodotoki pa niso izkoriščeni zaradi ekonomskih ali okoljevarstvenih razlogov, ali pa niso primerni za izkoriščanje s tovrstno tehnologijo [1]. V zadnjem času so se pričeli izvajati različni poskusi izkoriščanja energije morskih tokov. A tukaj se le redko uporabljajo običajne tehnologije z zaježitvijo, veliko bolj pogosto je v ta namen potrebno uporabiti tehnologijo podobno tisti za izkoriščanje energije vetra [2]. Izkorišča se namreč predvsem kinetična energija toka vode, pri čemer sta bistveni razliki v primerjavi s kinetično energijo vetra veliko večja gostota vode in nižje hitrosti toka, ki pa so zato veliko bolj stalne in predvidljive. Tovrstni sistemi so postavljeni prosto v vodni tok na podoben način, kot so postavljene vetrne turbine prosto v veter, brez potrebe po zaježitvi vodotoka. S podobno tehnologijo je mogoče pridobivati energijo tudi iz vodotokov s primerno hitrostjo toka, pri čemer pa smo omejeni z njegovim presekom. Turbine, ki izkoriščajo kinetično komponento vodne energije imenujemo hidrokinetične turbine, po zgradbi pa jih delimo na takšne, ki imajo os vrtenja postavljeno vzporedno s tokom (običajne večkrake elise) in takšne, ki imajo os postavljeno pravokotno na tok (Darrieusove turbine, ki imajo lopatice nameščene vzporedno z osjo vrtenja). Prav takšni dve vrsti turbin sta v zadnjem času postali zanimivi tudi za izkoriščanje kinetične energije vodotokov, pri čemer je prednost slednje, da običajno ena turbina zadošča za celoten presek vodotoka in tako potrebuje le en generator električnega toka, konstrukcija turbine pa tako med delovanjem kot tudi mirovanjem omogoča razmeroma prost prehod vodnih organizmov skozi njo. Ker ne potrebuje zaježitve, pa je celotno turbino razmeroma enostavno mogoče tudi odstraniti iz vodotoka.

1.1 Teza doktorske naloge

Uveljavljene analize Darrieusovih turbin temeljijo na različnih aerodinamičnih modelih, kot so modeli z eno- ali večkratnimi tokovnimi cevmi, in vrtinčnih modelih [3, 4]. Vsi

našteti pa potrebujejo podatke o aerodinamičnih profilih, ki so pridobljeni s statičnimi testiranjmi v vetrovniku. Ker lopatice Darrieusove turbine potujejo po krožnici z določeno kotno hitrostjo, so vseskozi podvržene spremembi relativne hitrosti glede na tok tekočine in spremembi vpadnega kota nanjo. Na podlagi teh podatkov se znotraj vpadnih kotov, za katere so znani podatki o koeficientih vzgona in upora (običajno med -15° in 15°), lahko analitično izračuna sili vzgona in upora, ki delujeta na posamezno lopatico, medtem ko je izven tega območja potrebno zagotoviti manjkajoče podatke s testiranjmi ali simulacijami. Pri takšnem gibanju lopatic je tudi vrtinčenje tekočine za njimi drugačno kot je pri preizkusih aerodinamičnih profilov, nanje pa vpliva tudi vztrajnost tekočine, ki jih obteka.

Uveljavljeni postopki analize tovrstnih turbin z numeričnimi simulacijami računalniške dinamike tekočin so izvedeni z vnaprej predpisanimi obratovalnimi parametri, kjer se pri določeni hitrosti toka in vrtilni hitrosti turbine opazuje tokovno polje in njegovo delovanje na lopatice turbine. Tako je mogoče z nizom simulacij pri različnih vrtilnih hitrostih turbine dobiti njeno karakteristiko pri točno določenih obratovalnih pogojih, kjer pa je mogoče zgrešiti območje optimalnega delovanja turbine.

Simulacija z uporabo pristopa s tokom gnane turbine natančneje opisuje obratovanje turbine, kar nadalje omogoča vpogled v vplivne parametre in iskanje novih rešitev za izboljšanje zmogljivosti tovrstnih turbin. Glede na število lopatic rotorja prihaja med delovanjem turbine do velikih nihanj v vrtilnem momentu in posledično kotni hitrosti turbine, teh podatkov pa pri običajnih preračunih in simulacijah ne dobimo. S tem pristopom je hkrati mogoče simulirati tudi dogajanje pri zagonu turbine, ali se ta sploh samodejno zažene, ter območje, v katerem je učinkovitost turbine največja.

Uporabljen bo pristop z močno vezanimi simulacijami medsebojnega vpliva trdnin in tekočin, s katerim bodo natančno opisane obremenitve pri različnih režimih obratovanja Darrieusove vodne turbine. Ker bi naj posamezna tovrstna turbina izkoriščala pretežen del preseka vodotoka, bodo posledično lopatice precej dolge, kar pa predstavlja težavo zaradi velikih obremenitev, ki ga povzroča tok vode na površino vitkih lopatic. Omenjene simulacije bodo omogočale dobro predvideti te obremenitve, kar bo prispevalo k napredku pri snovanju in konstruiranju ter ustrezni izbiri materialov in podpor turbine, ki sega čez pretežni del širine vodotoka.

Delovanja Darrieusove vodne turbine bomo analizirali s simulacijami računalniške dinamike tekočin, ki bodo izvedene s postopkom s tokom gnane turbine. Pri simulacijah

bo turbina iz mirujočega stanja zagnana s tokom vode, nato pa bo vpeljan zavorni moment na gred turbine, ki se bo linearno povečeval, dokler obremenitev ne bo dosegla vrtilnega momenta turbine in se bo ta pričela vrteti v nasprotno smer. Tako bo mogoče s simulacijo natančno predvideti resnično zmogljivost turbine skozi celotno obratovalno območje in bistveno boljše razumeti pojave med delovanjem turbine, saj tak pristop k simulaciji veliko boljše povzema resnične obratovalne pogoje. Simulacija s tokom gnane turbine bo izvedena z dvema postopkoma: z modelom gibanja togega telesa (6DOF) [5], ki je na voljo v zadnji verziji programskega paketa Ansys CFX 13 [6], in lastno programsko rutino, ki za simulacijo uporablja pristop z drsečo mrežo in več koordinatnimi sistemi (MFR) [5], pri čemer je na koncu vsakega računskega koraka izračunan vrtilni moment na lopaticah turbine, iz njih pa preračunana sprememba kotne hitrosti za naslednji računski korak. Rezultate obeh postopkov z enakimi skupnimi parametri bomo primerjali med seboj, pa tudi z izmerjenimi rezultati, pridobljenimi z meritvami eksperimentalnega preizkusa.

1.2 Cilji doktorske naloge

Cilj doktorskega dela je z uporabo močno vezanih numeričnih simulacij računalniške dinamike tekočin (MKV – metoda končnih volumnov) in mehanike trdnin (MKE – metoda končnih elementov) natančneje preučiti delovanje vodne Darrieusove turbine. Na podlagi vezanih simulacij in novih pristopov pa bo mogoče odpraviti ali ublažiti bistvene pomanjkljivosti teh turbin (nihajoč potek navora, slabša zmožnost samodejnega zagona) [3], kot tudi izboljšati zmogljivosti in izkoristek turbine ter optimirati njeno konstrukcijo. Vzporedno bo izveden eksperiment s pomanjšanim modelom turbine na naravnem vodotoku, pri katerem bomo izvedli meritve, tako da bo mogoča primerjava rezultatov eksperimenta z rezultati simulacije, kar bo služilo za validacijo in morebitne izboljšave računalniških simulacij ter modelov.

S parametričnimi simulacijami računalniške dinamike tekočin bomo skušali ugotoviti vpliv različnih geometrijskih parametrov, kot so koeficient zapolnjenosti, število lopatic, izbira različnih aerodinamičnih profilov lopatic in njihova ukrivljenost v vijačnico, na učinkovitost turbine ter ugotoviti pri katerem razmerju med obodno hitrostjo lopatic in hitrostjo toka vode je turbina najbolj učinkovita. Pri teh simulacijah želimo povzeti realne obratovalne pogoje, zato bodo simulacije izvedene s postopkom, kjer tekočina poganja turbino. Običajno se tovrstne simulacije izvajajo z vnaprej predpisano kotno hitrostjo, saj

večina programskih paketov ne omogoča simulacije gibanja teles kot posledico toka tekočine, kot je v primeru zagona turbine, hkrati pa takšne simulacije trajajo tudi precej dlje. Preučili bomo tudi vpliv kompleksnega obtekanja tekočine okrog lopatice zaradi relativnega gibanja tekočine glede na rotirajoče gibanje lopatice, pri čemer bomo izvedli analizo tega gibanja. Dodatno bomo poskušali še ugotoviti vpliv različnih ukrepov za povečanje največjega vpadnega kota lopatice preden se odtrga mejna plast tekočine, kot so na primer izbokline na prednjem robu lopatice, podobno kot izrastki na plavutih kitov grbavcev [7].

Z močno vezanimi simulacijami bomo dobili natančnejše rezultate in boljši vpogled v obremenitve lopatic z vodnim tokom v celotnem območju obratovanja turbine, kar je zaradi predvidene velike dolžine lopatic pomembno pri izbiri ustreznih materialov lopatic in njihovega morebitnega polnila, kot tudi podporne konstrukcije lopatic ter lokacije odjema vrtilnega momenta – pogona generatorja električnega toka. V primeru uporabe tovrstne turbine predvidevamo, da bo potreben le en generator za celotno širino vodotoka.

Na podlagi rezultatov vseh omenjenih simulacij bomo pripravili geometrijske in konstrukcijske smernice za Darrieusove turbine, ki bodo tako učinkovitejše ob hkratni ustreznosti in odpornosti na obratovalne ter izredne obremenitve..

1.3 Pregled vsebine doktorske disertacije

Delo je razdeljeno na uvod in devet poglavij. V drugem poglavju so predstavljene vrste vodnih turbin, ki so del klasičnih rečnih elektrarn, principi njihovega delovanja in hidrokinetične turbine, ki so postavljene v vodotok brez zaježitve. V tretjem poglavju je predstavljena Darrieusova turbina, njene doslej razvite izvedbe za izkoriščanje vodne energije in osnovni postopki za analizo delovanja Darrieusove turbine. V četrtem poglavju so predstavljene sodobne metode za računalniške simulacije turbinskih strojev – računalniška dinamika tekočin, računalniška mehanika trdnin in močno vezane simulacije medsebojnega vpliva tekočine in strukture. V petem poglavju je podrobneje predstavljeno delovanje Darrieusove turbine, analitične metode za analizo delovanja tovrstnih turbinskih strojev, ter vrednotenje rezultatov analize. V šestem poglavju so predstavljene metode računalniških simulacij Darrieusovih turbin, pregled stanja in dela ostalih raziskovalcev s tega področja in obstoječih uveljavljenih metod za analizo turbinskih

strojev znotraj programskega paketa Ansys CFX. Predstavljeni so pristopi simulacij s tokom gnane turbine, ki so bile v tem delu razvite in uporabljene pri lastnih računalniških simulacijah. Nato so predstavljeni rezultati različnih parametričnih analiz pri katerih so bile uporabljene računalniške simulacije s pristopom s tokom gnane turbine, ki zajamejo celotno obratovalno območje turbine v posamezni simulaciji skupaj z validacijo tega pristopa, ki je bila izvedena z eksperimentalnimi rezultati iz literature. V sedmem poglavju so predstavljene močno vezane simulacije Darrieusove turbine, pri čemer so izpostavljene tovrstne simulacije, ki so izvedene s pristopom s tokom gnane turbine. V osmem poglavju je predstavljen eksperiment, pri katerem so bile izvedene meritve deformacije lopatice med delovanjem turbine v naravnem vodotoku in opis uporabljene merilne metode skupaj z vrednotenjem dobljenih rezultatov. V devetem poglavju je predstavljena primerjava in analiza rezultatov eksperimenta in močno vezane simulacije izvedene s pristopom s tokom gnane turbine. Takšna simulacija predstavlja celovito analizo obratovalnih pogojev Darrieusove turbine, pri čemer so se rezultati deformacije lopatice ujemali z rezultati izvedenega eksperimenta.

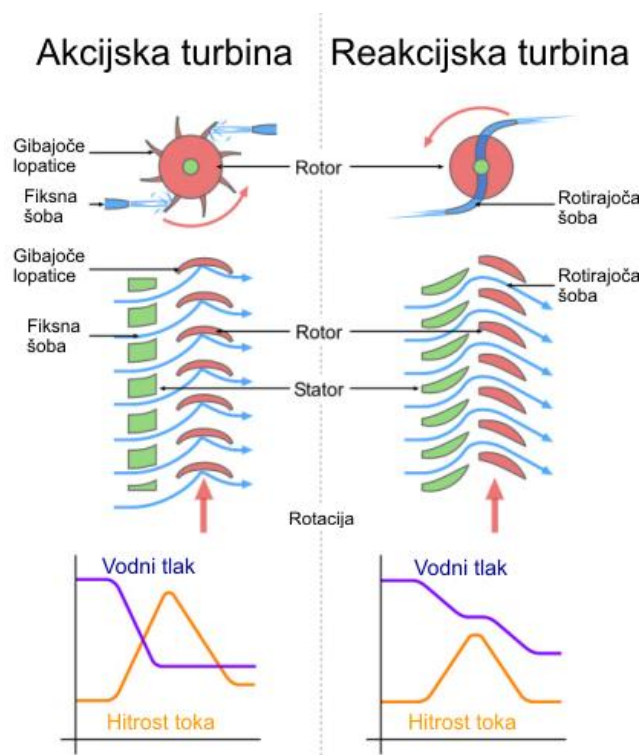
2 PREGLED VODNIH TURBIN

Vodne turbine so sestavni del vodnih elektrarn, njihova naloga pa je pretvorba potencialne in kinetične energije vode v mehansko energijo, ki nato poganja električni generator. Možnosti za naravne hidroelektrarne so v Evropi v večini že izčrpane, potencial za njihovo izgradnjo pa predstavljajo predvsem Azija, Afrika in Južna Amerika. V industrijskih državah so trenutno v izgradnji predvsem t.i. črpalne elektrarne, ki predstavljajo možnost shranjevanja električne energije iz mnogih virov, tudi vetrne. To je izvedeno tako, da se v času, ko je proizvedene električne energije preveč, le ta uporabi za črpanje vode v višje ležeče zajetje, ko pa se poraba elektrike zviša, se voda iz zajetja uporabi za pogon vodne turbine. Iz praktičnih razlogov je običajno uporabljen takšen tip vodne turbine, ki lahko učinkovito deluje kot turbina in črpalka [8].

Glede na lastnosti posameznih tipov vodnih turbin se delijo po načinu pretvarjanja vodne energije na:

- impulzne ali enakotlačne (Pelton, Turgo,...) (II. Newtonov z.),
- reakcijske ali nadtlačne (Francis, Kaplan, propeler,...) (III. Newtonov z.).

Pri impulznih turbinah je gonilnik nameščen nad gladino spodnjega nivoja vode, pri čemer ohišje ni napolnjeno z vodo. Vsa potencialna energija se spremeni v kinetično energijo v vodilniku - šobi, kjer se počasen tok z velikim tlakom pretvori v hiter curek, ta pa nato doteka na lopatice in oddaja svojo energijo. Nadtlačne oz. reakcijske turbine pa imajo povsem z vodo zapolnjeno ohišje, lopatice gonilnika pa so oblikovane tako, da tlačne razlike vodnega toka okrog njih povzročajo vzgonske sile, ki povzročajo vrtilni moment na gonilnik. Slednje so lahko tako nameščene tudi precej nad spodnjo gladino vode, pri čemer morajo za dober izkoristek imeti ustrezno oblikovano izstopno cev divergentne oblike. Ta poskrbi za podtlak, ki sesa vodo iz turbine, a pri tem obstaja nevarnost kavitacije zaradi izparevanja vode, če je podtlak prevelik. Princip delovanja akcijskih in reakcijskih turbin je prikazan na sliki 2.1.



Slika 2.1: Princip delovanja enakotlačnih - akcijskih (levo) in nadtlačnih - reakcijskih turbin (desno) [9].

Vodne turbine se ločijo tudi glede na smer pretoka vode, in sicer na:

- radialne (Francis),
- aksialne (Kaplan),
- diagonalne (Dériaz),
- tangencialne (Pelton).

Glede na lego osi vrtenja se vodne turbine ločijo na:

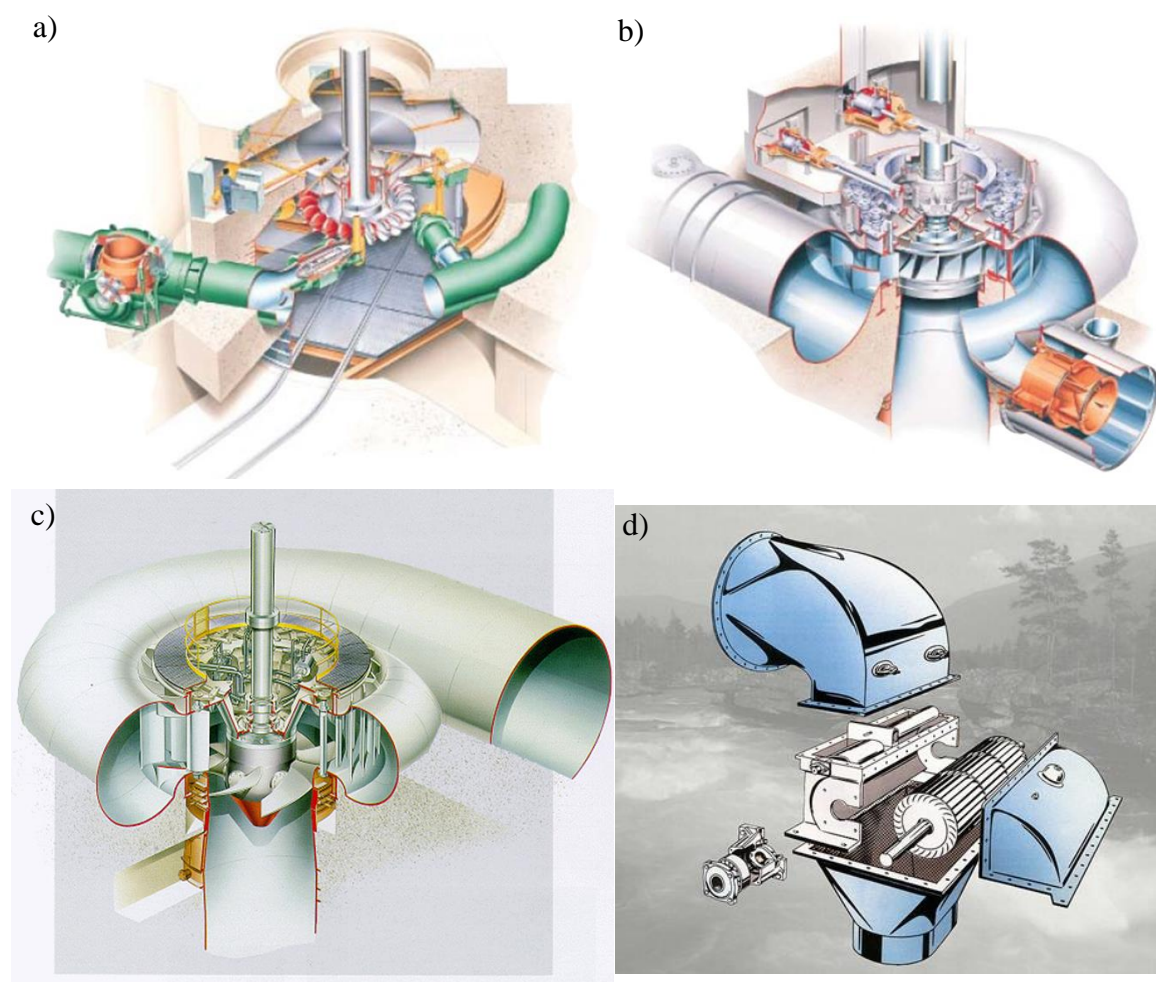
- navpične,
- vodoravne,
- poševne.

Vse navedeno se nanaša na turbine, namenjene izkoriščanju rek in potokov, ki izkoriščajo predvsem potencialno energijo vodotoka, v novejšem času pa je opazen tudi razvoj turbin, ki so namenjene izkoriščanju kinetične energije morskih tokov in so vanj postavljene brez zaježitve. Takšne turbine imenujemo pretočne ali hidro-kinetične, saj izkoriščajo kinetično energijo vodnega toka in za delovanje ne potrebujejo višinske razlike. V zadnjem času so se tovrstne turbine pričele uporabljati za izkoriščanje energije morskih tokov, mogoče jih je uporabiti tudi za izkoriščanje kinetične energije rek, posebej tam,

kjer jih ni mogoče zajezi. Takšno pridobivanje energije ima sicer nižji izkoristek, a po drugi strani predstavlja neprimerno manjši poseg v vodotok, njihova postavitve je cenejša, enostavno pa jih je tudi mogoče povsem odstraniti in povrniti prvotni izgled vodotoka.

2.1 Turbine, ki delujejo s pomočjo potencialne energije (višinske razlike)

Turbine, ki za pridobivanje energije izkoriščajo potencialno energijo vode se uporabljajo v običajnih elektrarnah z zaježitvijo ali s cevovodom. V obeh primerih zaradi tega nastane višinska razlika, ki jo turbine pretvorijo v koristno delo.



Slika 2.2: Tipi vodnih turbin, ki so najpogosteje uporabljene v vodnih elektrarnah: a) Pelton [10], b) Francis [10], c) Kaplan [10] in d) Michell-Banki [11].

Peltonova vodna turbina spada med impulzne oziroma enakotlačne vodne turbine, ki se uporabljajo pri visokih padcih in majhnih pretokih vode, kjer padci lahko znašajo tudi do 2000 metrov. Peltonova vodna turbina je običajno priključena na tlačni cevovod povezan z visoko ležečim zajetjem, ki se pred gonilnikom zaključuje s šobo, iz katere teče voda v hitrem curku na gonilnik. Njen gonilnik je lahko postavljen z vodoravno ali pa navpično osjo vrtenja (slika 2.2a) [12].

Francisova turbina spada med reakcijske vodne turbine, kar pomeni, da se tlak vode spreminja, ko ta teče skozi njo in oddaja energijo zato mora biti polžasto ohišje povsem napolnjeno z vodo. Za regulacijo dotoka vode ima Francisova turbina nameščene lopatice na obodu vtoka na gonilnik, ki ima fiksne lopatice (slika 2.2b). Z odpiranjem ali pripiranjem teh lopatic je mogoče regulirati moč turbine glede na trenutni pretok vode. Francisove turbine se uporabljajo za srednje velike padce od 10 do 400 m in srednje pretoke [12].

Tudi Kaplanova vodna turbina spada med reakcijske turbine in ima lahko nastavljive lopatice na gonilniku, ki jim je mogoče spreminjati vpadni kot, prav tako pa je mogoče spreminjati nastavitev vodilnika, torej ima dvojno krmiljenje (slika 2.2c). Ta turbina se uporablja pri majhnih padcih (do 70 m) in velikih pretokih vode. Poenostavljena izvedba Kaplanove turbine, ki nima nastavljivih lopatic se imenuje propellerska in se uporablja za majhne padce, posebna izvedba, ki ima lopatice postavljene poševno pa se imenuje Deriazova turbina [12].

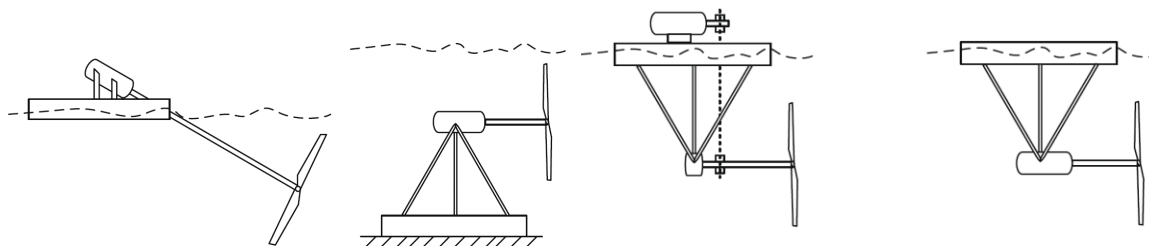
Turbina Michell-Banki (slika 2.2d) v glavnem deluje po enakotlačnem – impulznem principu, lahko pa tudi po nadtlačnem – reakcijskem, kar je odvisno od pretoka vode, ki ga določa odprtost nastavljive odprtine na vtoku. Za razliko od večine vodnih turbin, ki imajo aksialen ali radialen pretok vode je pri tej turbini pretok izveden prečno skozi gonilnik. Ta turbina deluje z nizkimi vrtiljaji in je posebej primerna za majhne elektrarne z nizkimi padci in velikimi pretoki [11].

2.2 Turbine, postavljene v prostem toku – hidrokinetične turbine

Poleg običajnih hidroelektrarn, ki zaradi višinske razlike potrebujejo zaježitev, ali vsaj cevno napeljavo iz višje ležečega zajetja, se v zadnjem času pojavlja težnja po energetski izrabi vodotokov, kjer zaježitev iz določenih razlogov ni mogoča ali zaželena. Večina tako imenovanih hidrokinetičnih pretvornikov energije po načinu delovanja izhaja iz

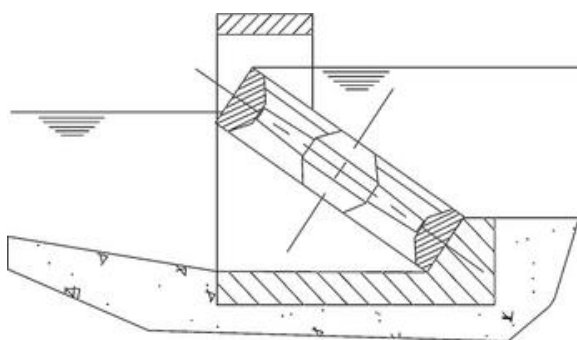
vetrnih turbin, kar pomeni, da se v osnovi delijo na turbine, ki imajo os vrtenja postavljeno vzporedno s tokom (propelerske) in prečno na tok (Darrieusova turbina). Ti sistemi so v glavnem v zgodnji fazi razvoja, a se njihovo delovanje zdi obetavno za izkoriščanje energije rečnih in podmorskih tokov, ter plimovanja. Ti sistemi izkoriščajo kinetično energijo vodnega toka za pridobivanje električne energije, pri čemer so običajno izdelani tako, da minimalno posegajo v naraven vodotok. Takšno pridobivanje energije je v primeru rek in potokov seveda manj učinkovito kot s klasično grajenimi elektrarnami, omogočajo pa pridobivanje energije tam, kjer je sicer ne bi bilo mogoče, hkrati pa so stroški postavitve tovrstnih sistemov znatno nižji, cel sistem pa je običajno mogoče razmeroma enostavno premestiti na drugo lokacijo. Takšni sistemi se, podobno kot pri vetrnih turbinah, v osnovi delijo na turbine z vodoravno osjo rotacije (os vzporedna s tokom) in turbine z navpično osjo rotacije (os pravokotna na smer toka), med katere sodi tudi Darrieusova turbina.

Najenostavnejši tovrsten sistem predstavlja turbina imenovana Tyson, kjer je turbinski propeler, povezan z generatorjem nameščenim na splavu (slika 2.3). Propeler je potopljen v vodo, poganja pa ga vodni tok možna pa je konfiguracija s potopljenim generatorjem ali nameščenim na splavu. S podobnim propelerjem so možne tudi izvedbe, kjer je konstrukcija pritrjena na dno vodotoka, a to je bolj značilno za morske izvedbe. Pri tem gre za precej podobno rešitev kot jo poznamo pri običajnih vetrnih turbinah s vodoravno osjo delovanja in aksialnim pretokom. Težava, ki se pojavi pri postavitvi v rekah in potokih je krožni presek, ki ga lopatice propelerja opisujejo pri delovanju, saj je za izkoriščanje čim večjega dela vodotoka potrebno imeti presek čim bolj podoben preseku le tega, zaradi specifičnih tokovnih razmer pa deluje najhitrejši tok na lopatice na sredini sredi kanala blizu gladine, kar lahko povzroča pulzno delovanje [13]. Pri delovanju je hitrost propelerja največja na obodu, kjer se lahko pojavijo težave s kavitacijo, vrhovi lopatic pa lahko poškodujejo vodne organizme. V primeru nastavljivih lopatic je mogoče tovrstne turbine učinkovito regulirati glede na hitrost pretoka vode in nimajo težav s samodejnim zagonom.



Slika 2.3: Turbina nameščena na splavu, pritrjena na dno vodotoka, z generatorjem nad gladino in potopljenim [13].

VLH turbina je nova vrsta turbine, ki omogoča izkoriščanje vodotokov z zelo majhnim padcem, kjer se elektrarnam z običajnimi vrstami turbin ekonomsko ne izplača graditi, saj je potrebnih bistveno več gradbenih del. Sestavljena je iz posebej prirejenega kaplanovega gonilnika z osmimi nastavljivimi lopaticami, vodilnika z nepremičnimi lopaticami in zapornimi rešetkami za umazanijo in generatorja s permanentnimi magneti. Gonilnik se med delovanjem vrti razmeroma počasi, tako da omogoča tudi zadostno migracijo rib skozi turbino. Celoten sestav je potopljen v dovodni kanal pod kotom, pri čemer ga lahko dvižni mehanizem kadarkoli povsem dvigne iz njega in tako sprost pretok vode (slika 2.4). Pri nominalnem padcu in pretoku znaša izkoristek turbine približno 90%. Generator s spremenljivo hitrostjo vrtenja pa omogoča, da se letna proizvodnja energije lahko približa izkoristku Kaplanove turbine [14].



Slika 2.4: Shema postavitve (levo) in prototip VLH turbine v dvignjenem položaju podjetja MJ2 Technologies [14].



Slika 2.5: Kinetic hydropower system podjetja Verdant power (levo) [15] in Underwater Electric Kite - UEK corporation (desno) [16].

Kinetic hydropower system (slika 2.5) ima turbino z vodoravno osjo in tremi kraki, ki je precej podobna vetrnim turbinam. Takšna turbina je poskusno postavljena v East River v New Yorku v Združenih državah Amerike in izkorišča energijo plimovanja morja [15].

Underwater Electric Kite podjetja UEK corporation na sliki 2.5 ima podoben gonilnik kot Kaplanova turbina s fiksnimi lopaticami, ki je nameščen v ohišju – to ima na zadnji strani prirobnico, ki povzroča vrtnčenje toka na izstopni strani turbine, kar se odraža v podtlaku na izstopni strani turbine, ki še dodatno prispeva k večjemu pretoku skozi in s tem večjemu izkoristku.

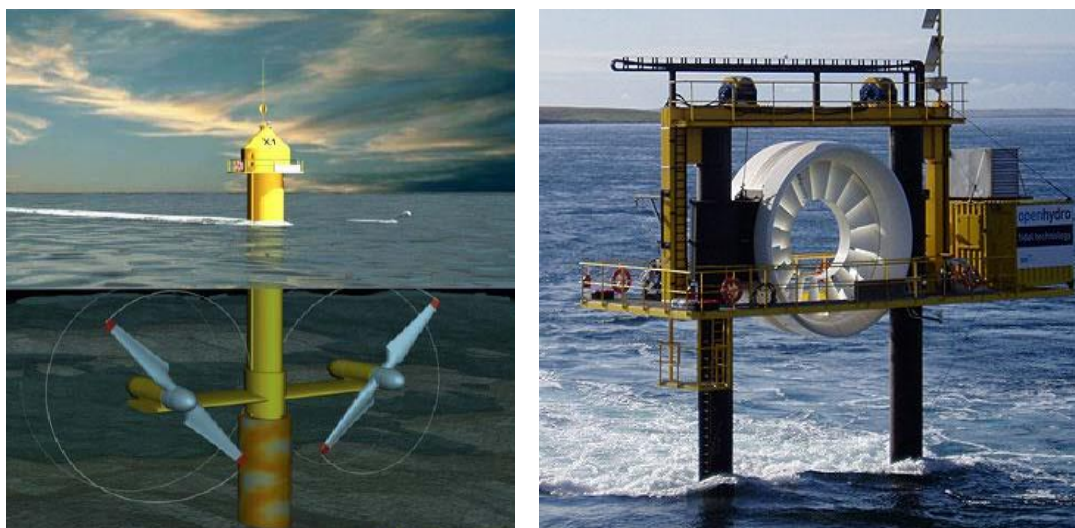
Aquanator podjetja Atlantis Energy (slika 2.6) ima lopatice s posebnimi nosilci nameščene na verigo, ki teče po tračnici in poganja električni generator. Takšen sistem lahko zaradi svoje oblike dobro izkorišča ploščate preseke vodotokov vendar je zaradi kompleksnega gibanja težje izvedljiv [17].



Slika 2.6: Aquanator – atlantis energy (levo) [17] in Kobold turbina (desno) [18].

Kobold turbina na sliki 2.6 je del sistema Enermar podjetja Ponte di Archimede, ki zajema v morsko dno zasidran plovec, pod katerim je nameščena Darrieusova turbina v konfiguraciji H-rotor. Turbina ima aktivne lopatice, ki prilagajajo vpadni kot med njenim delovanjem. Takšna turbina je poskusno postavljena v Mesinski ožini med Sicilijo in celinsko Italijo [18].

SeaGen podjetja Marine Current Turbine Ltd. na sliki 2.7 ima dva rotorja s po dvema lopaticama, nameščena na stebru pritrjenem v morsko dno. Rotorja sta podobna kot pri običajnih vetrnih turbinah z vodoravno osjo vrtenja, vpadni kot lopatic pa je mogoče prilagajati glede na smer toka, medtem ko rotorjev ni mogoče vrteti okrog osi stebra. Za potrebe vzdrževanja je rotorja mogoče dvigniti nad gladino. Turbina s premerom rotorja 16 metrov proizvaja 1,2 MW [19].



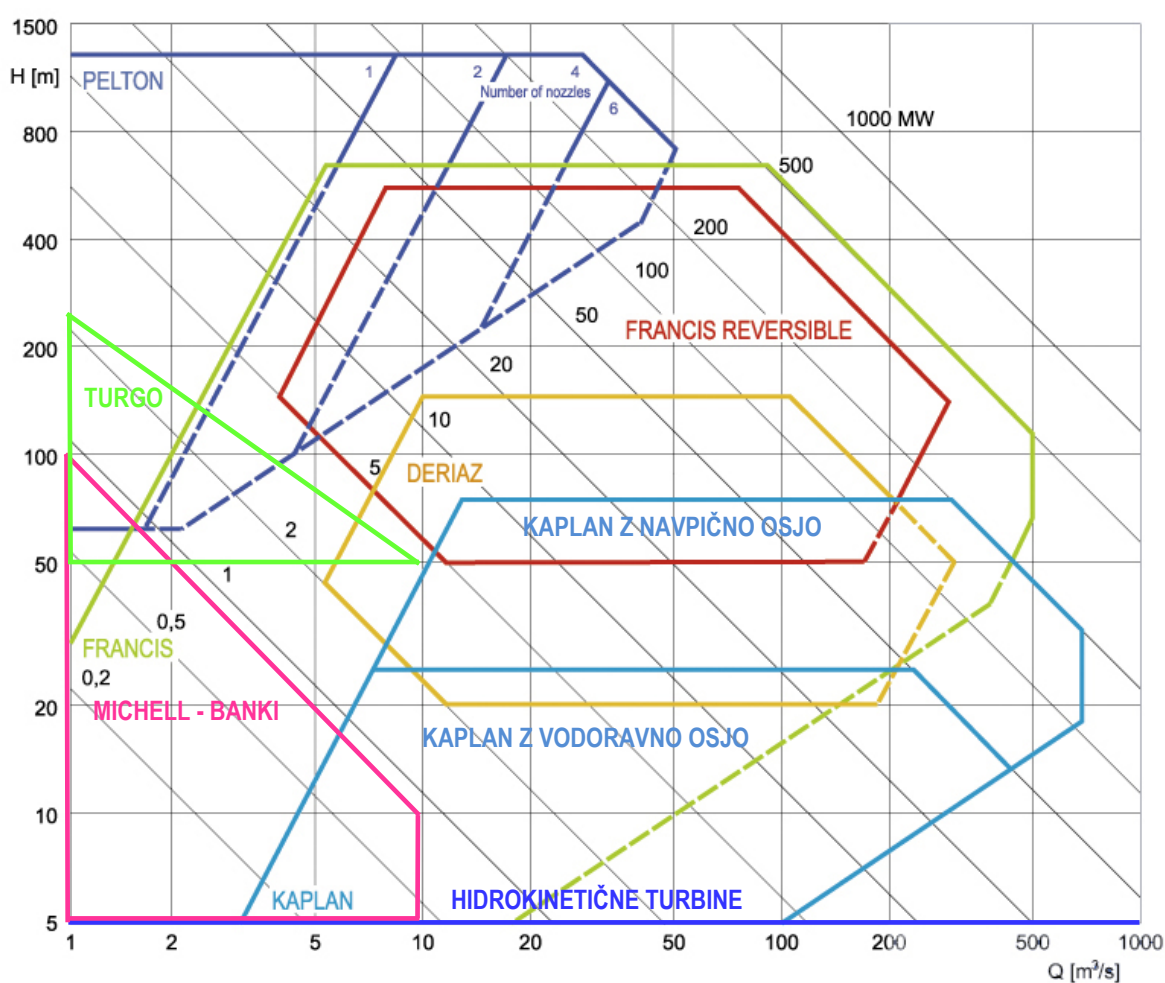
Slika 2.7: SeaGen podjetja Marine Current Turbine (levo) [19] in Turbina podjetja OpenHydro [20].

Turbina Irskega podjetja OpenHydro na sliki 2.7, ima počasi vrteč rotor z navznoter obrnjenimi lopaticami, ki so pritrjene na zunanjem obroču, v katerem je tudi generator električne energije z velikim številom polov. Ta za doseganje ustrezne frekvence toka tudi pri počasnejšem vrtenju turbine ne potrebuje multiplikatorja števila vrtljajev [20].

2.3 Primerjava vodnih turbin

Izbira vrste turbin je v največji meri pogojena z značilnostmi posameznega vodotoka, torej višinske razlike in količine pretoka, značilna delovna območja zanje so prikazana na sliki 2.8. Izbira posamezne vrste turbin je namreč pogojena glede na količino pretoka in

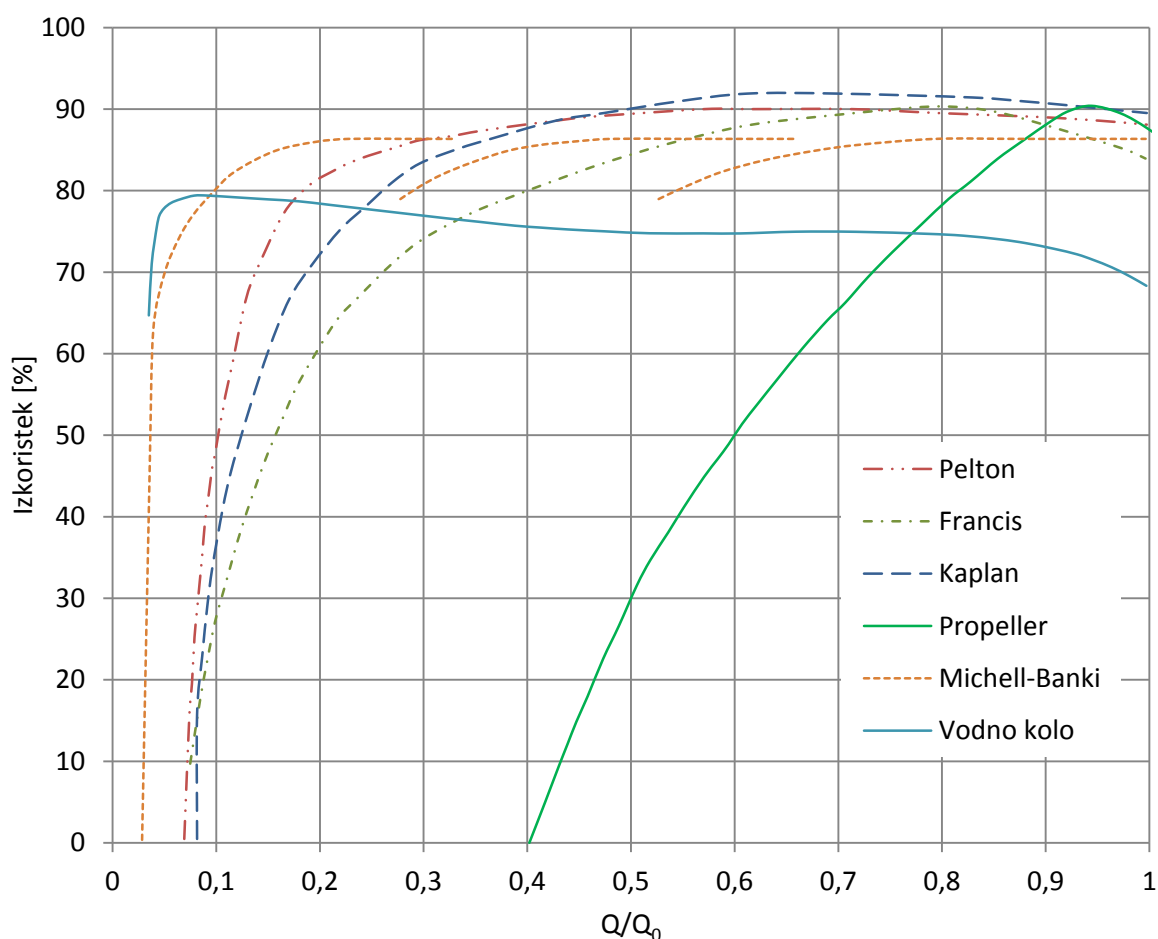
višino padca posameznega vodotoka, le tako se njihove značilnosti najučinkoviteje izrabijo za pridobivanje električne energije z visokim izkoristkom. Navedene so predvsem turbine, ki potrebujejo zajezitev vodotoka, z izjemo propelerske turbine in hidrokinetičnih turbin. Slednje lahko pokrivajo celotno območje pretokov pri minimalnih padcih, saj izkoriščajo kinetično energijo toka tako, da so vanj prosto postavljene. Ker jih je običajno mogoče sestavljati ali postaviti v nize je z njimi mogoče izkoriščati velik del preseka vodotoka in s tem tudi območje najvišjih vrednosti pretoka, kot je prikazano na sliki 2.8.



Slika 2.8: Delovna območja vodnih turbin glede na višino padca in velikost pretoka.

Na sliki 2.9 so prikazani poteki izkoristka turbin klasičnih rečnih elektrarn v odvisnosti od delnega pretoka v primerjavi z nazivnim. Vidimo lahko, da ima večina običajnih vodnih turbin visok izkoristek pri razmeroma širokem območju pretokov, kar omogoča regulacija dotoka vode na samo turbino. Najvišji izkoristek se pri Kaplanovih turbinah dvigne preko

90 %, le propellerska turbina, ki je v osnovi Kaplanova turbina brez vodilnika in možnosti nastavitve vpadnega kota lopatic, ima zelo ozko območje najvišjega izkoristka. Vidimo lahko, da dosega najvišje izkoristke preko zelo širokega razpona delnega pretoka Kaplanova turbina, ki ima v običajni izvedbi dvojno vodenje, s katerim kompenzira nižje vrednosti pretoka vode. Nekoliko nižji izkoristek dosegajo turbine tipa Pelton, ki se prav tako razteza preko širokega območja delnih pretokov. Približno enako visok največji izkoristek dosegajo turbine tipa Francis, katerih izkoristek pa je visok v ožjem območju delnih pretokov. Turbine tipa Michel-Banki dosegajo še nekoliko nižji izkoristek, ampak je njegovo območje razširjeno zaradi možnosti preklapljanja med stopnjami odprtosti turbine. Zelo široko območje delnih pretokov dosega sodobno vodno kolo a ob znatno nižjem izkoristku, medtem ko propellerski tip turbine, ki je v bistvu vodoravno postavljena turbina tipa Kaplan brez vodilnika dosega visok izkoristek, a le v zelo ozkem območju pri točno določenem pretoku.



Slika 2.9: Potek izkoristka turbin klasičnih elektrarn v odvisnosti od deleža pretoka vode v primerjavi z nazivnim pretokom.

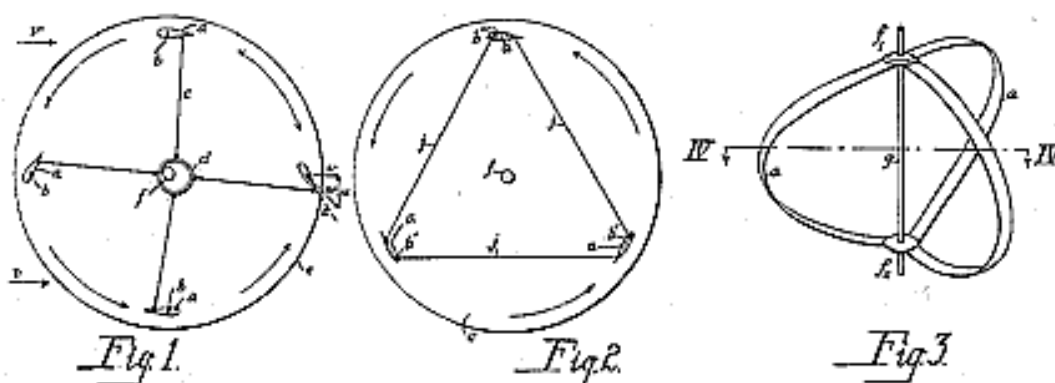
Preglednica 2.1: Primerjava osnovnih značilnosti turbin.

Tip turbine	Pelton	Francis	Kaplan	Michell-Banki	Hidrokinetične
Padec	velik	srednji	majhen	majhen/srednji	minimalen
Pretok	nizek	srednji	velik	majhen	velik
Princip delovanja	akcijska	reakcijska	reakcijska	akcijska	Reakcijska
Izkorišča energijo	potencialna	potencialna	potencialna	potencialna	kinetična
Zajezitev	da	da	da	da	ne
Moč [MW]	350	500	200	1	1
Vrt. hitrost [min^{-1}]	10-70	30-400	200-1000	20-400	21-
Izkoristek	~90%	~91%	~93%	~87%	<59%

Iz navedenega sledi, da je dandanes precej težko na novo zgraditi klasično hidroelektrarno, bodisi zaradi izkoriščenosti obstoječih večjih vodotokov, škodljivega vpliva na vodotok in življenje v njem, ter škodljivih vplivov, ki jih prinese potreba po zajezitvi [1]. Tako je za povečanje potencialov energetske izrabe rek smiselno poiskati rešitev v obliki, ki kar najmanj prizadene naravno okolje, hkrati pa omogoča nek ekonomsko še smiseln način pridobivanja energije iz vodotokov. To je predvidoma mogoče z izrabo kinetične energije vodotoka, ki ne potrebuje zajezitve, vodotok pa mora imeti dovolj veliko hitrost toka. Za energetske izrabo takšnih vodotokov pa pridejo v poštev predvsem podobni sistemi, kot se uporabljajo za izkoriščanje energije morskih tokov in so prosto postavljeni v vodni tok. Iz tega sledi, da je za izkoriščanje hitro tekočih vodotokov še posebej primerna Darrieusova turbina, ki lahko z ustreznim načrtovanjem dosega razmeroma visoke izkoristke, hkrati pa je z njeno obliko mogoče zajeti kar največji del pravokotne oblike preseka vodotoka. Dodatno prednost predstavlja še razmeroma enostavna pritrditev na nabrežje z možnostjo hitre odstranitve in pa možnost ureditve nabrežja z zožitvijo, ki ustvari Venturijev efekt povečanja hitrosti vode na mestu kjer je turbina.

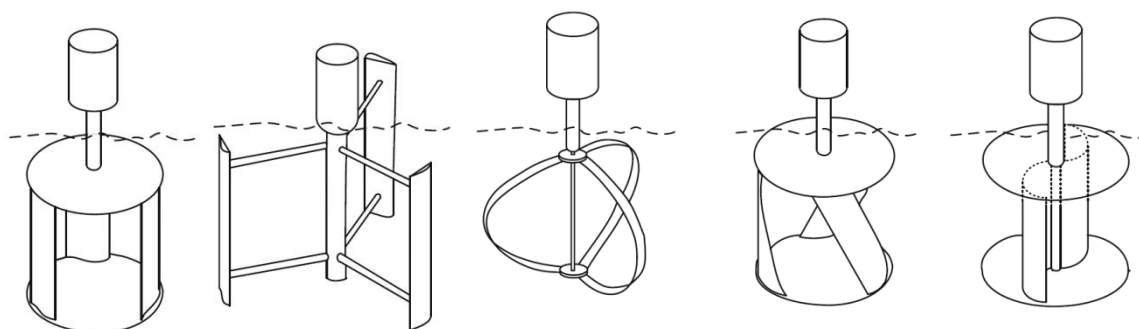
3 DARRIEUSOVA TURBINA

Darrieusova turbina je imenovana po Georgesu Jean Marie Darrieusu, ki jo je leta 1927 izumil in patentiral leta 1931 v ZDA [3, 21]. Patent je zajemal tako izvedbi z ravnimi in ukrivljenimi (troposkein) lopaticami, ki zmanjšajo upogibne napetosti v njih, kot tudi izvedbo z nastavljivimi ravnimi lopaticami, kar je prikazano na sliki 3.1. Sprva je bila načrtovana za izrabo energije vetra, kjer je os vrtenja postavljena v navpični smeri, zato jo v literaturi velikokrat označujejo kot “vetrna turbina z navpično osjo” (angl.: VAWT – vertical axis wind turbine). V zadnjem času se je pričela uporabljati za izrabo kinetične energije toka vode, pri čemer je os vrtenja lahko postavljena v vodoravni ali navpični smeri, v obeh primerih pa prečno na smer toka vode.



Slika 3.1: Ilustracije iz Darrieusovega patenta – levo dve izvedbi nastavljivih lopatic, izvedba z ukrivljenimi lopaticami in izvedba v konfiguraciji kletke [21].

Turbine z navpično osjo vrtenja je v osnovi mogoče deliti glede na princip delovanja, ki je lahko na osnovi vzgona (Darrieusove) in na osnovi upora (Savonius) (slika 3.2), prve pa tudi po načinu vpetja lopatic, ki so lahko fiksne – pasivne in premične – aktivne. Gre za turbino, ki za pogon izkorišča vzgonske sile, katere nastajajo pri gibanju aerodinamično oblikovanih lopatic skozi obtočno tekočino, zato obodne hitrosti lopatic dosegajo hitrosti, ki so mnogo večje od hitrosti toka tekočine.



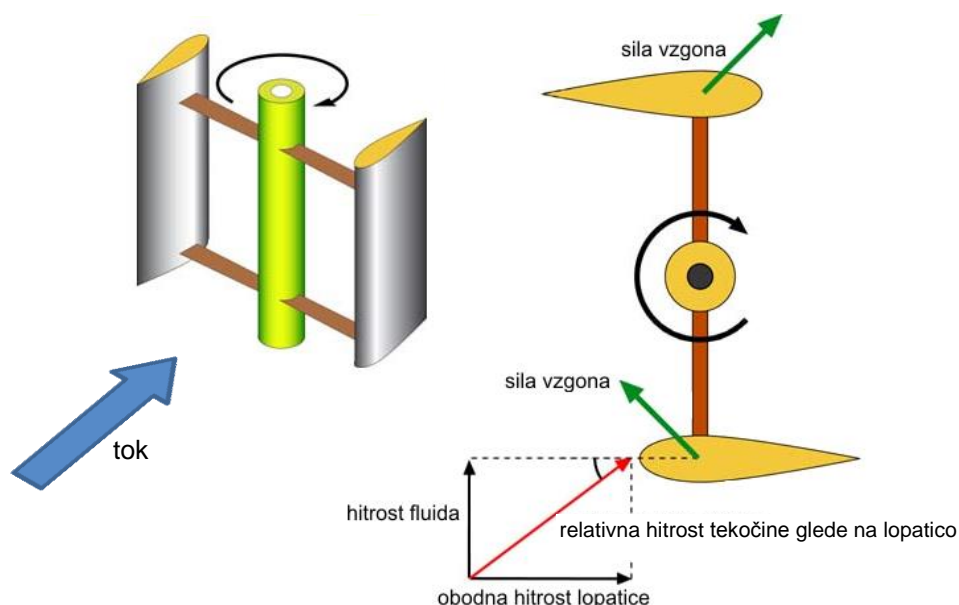
Slika 3.2: Darrieusove turbine z lopaticami nameščenimi v obliki od leve: kletke, H-rotor, verižnice (troposkein – ni za vodne aplikacije) in vijačnice ter Savonius turbina [13].

Druga zelo znana turbina z navpično osjo je Savoniusova turbina, ki pa za razliko od Darrieusove izrablja pretežno sile upora, zato obodna hitrost njenih lopatic lahko dosega kvečjemu hitrost obtočne tekočine.

Darrieusova turbina deluje na principu vzgonskih sil, ki se pojavijo pri krožnem gibanju posamezne lopatice skozi tok vode, pri čemer je potrebno upoštevati navidezno hitrost toka, ki je seštevek vektorja hitrosti vodnega toka in vektorja obodne hitrosti turbine (slika 3.3). Turbino tako poganja vzgonska sila, vedno ko njena rezultanta ne kaže skozi os vrtenja lopatice in ima komponento, ki je obrnjena v smeri vrtenja lopatic, vrtilni moment pa nastane zaradi oddaljenosti med osjo vrtenja pravokotno na smer sile vzgona.

Darrieusove turbine imajo v osnovni obliki tudi nekatere pomanjkljivosti, najpomembnejši izmed njih sta: a) slaba zmožnost samodejnega zagona iz mirovanja v nekaterih legah lopatic in s tem potreba po zunanjem zagonskem momentu ter b) pulzirajoče delovanje zaradi spreminjajočega vzgona na posamezno lopatico pri delovanju turbine. Obe težavi so doslej že poskušali reševati z različnimi prilagoditvami, med katerimi sta najpomembnejši dve: uporaba ravnih lopatic s spremenljivim vpadnim kotom in uporaba vijačno ukrivljenih lopatic [22]. Z uporabo posamičnega krmiljenja vpadnega kota lopatic omogoča precejšnje povečanje izkoristka, a hkrati zaradi tega sistem porabi dodaten del energije. Prav tako takšna turbina postane bistveno manj robustna za dolgotrajno neodvisno delovanje, saj potrebuje več vzdrževanja. Lopatice v obliki vijačnice te pomanjkljivost zmanjšajo tako, da so, v primeru turbine s tremi lopaticami, zavite v obliki vijačnice in se zato največji navor premika vzdolž lopatice dvakrat po $1/3$ vrtljaja turbine, se pravi, da celotna lopatica ne deluje več pulzirajoče, temveč se takšno delovanje razporedi po vsej njeni dolžini, ki je vijačno zavita in se zato porazdeli na večji kot vrtenja. To omogoča tudi bolj zanesljiv samodejni zagon turbine v

vseh položajih, saj ima del posamezne lopatice zmeraj največji zagonski moment, pri čemer pa se zmanjša največji moment med delovanjem kakor tudi pulzirajoče delovanje.

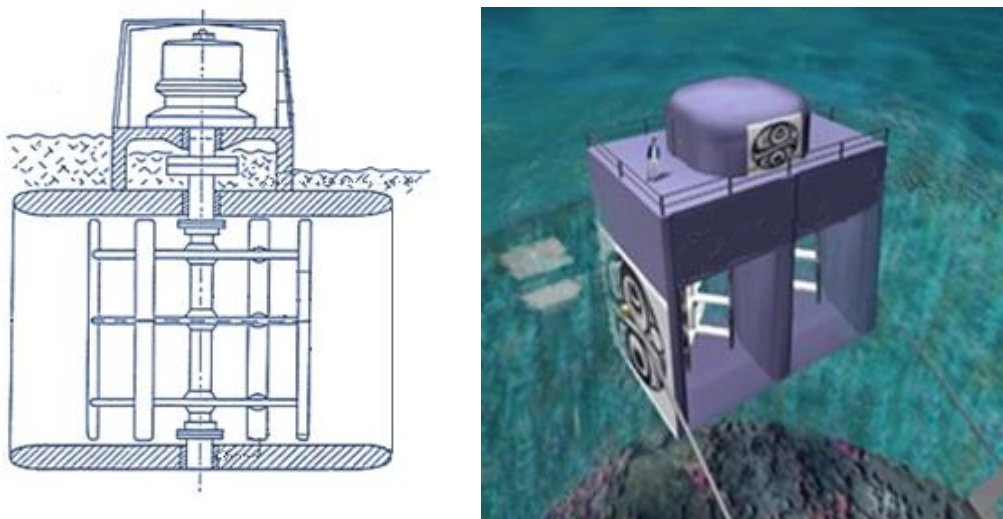


Slika 3.3: Princip delovanja Darrieusove turbine – za pogon izkorišča silo vzgona na lopatice.

3.1 Različne izvedbe Darrieusovih turbin v vodnih aplikacijah

3.1.1 Davisova turbina

Darrieusove turbine so bile sprva načrtovane za izkoriščanje energije vetra. V 80-ih letih so se pričele uporabljati v vodnih aplikacijah. Izvedeni so bili številni preizkusi s turbinami moči od 4 do 100 kW [6]. Turbina ima štiri ravne lopatice in navpično os vrtenja, pri čemer je nameščena v betonskem ohišju, ki usmerja večji del vodnega toka na njeno delovno območje, kjer se lopatice gibljejo prečno na tok, medtem ko sta območji, kjer se lopatice gibajo vzporedno s tokom zakriti (slika 3.4).

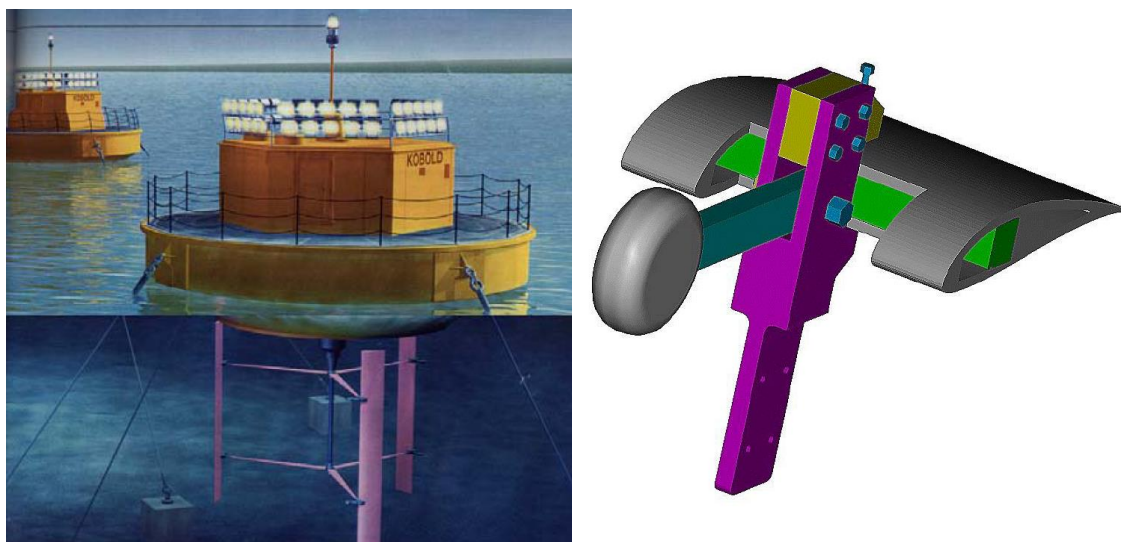


Slika 3.4: Prečni presek in postavitve Davis turbine [23].

Navpična os omogoča, da je generator vgrajen nad vodno gladino in tako potrebuje manj zahtevno zatesnitev. Načrtovane so postavitve vezanih turbin v pregrade morskih ožin, kjer lahko znaša skupna moč do 1100 MW. Zaradi pregrade, ki deluje kot prepusten jez je na ta način mogoče izkoristiti celoten presek kanala skozi katerega teče morski tok, višji pa so tudi izkoristki, saj turbina v tem primeru ni postavljena v prosti tok, kjer bi bila podvržena Betz-ovi omejitvi [23].

3.1.2 Kobold turbina

Pri tem sistemu gre v osnovi za Darrieusovo turbino s tremi lopaticami (dimenzij: dolžine 5 m in premera 6 m), ki je nameščena na plavajočem pontonu, zasidranem na območju z morskim tokom. Posebnost turbine je vpetje lopatic, katerim je dopuščeno osciliranje do 90° okrog vzdolžne osi. Lopatice imajo na mestih vpetja nameščene uteži, na katere deluje centrifugalna sila in so v ravnotežju s silami ki delujejo na lopatice (slika 3.5). Ker se slednje spreminjajo, je ves sistem uglašen tako, da se lahko vpadni kot lopatic pri različnih hitrostih prilagaja delovanju z namenom učinkovitejšega delovanja in večjega zagonkega momenta turbine. Testiranja celotnega sistema so pokazala, da je opisana konfiguracija turbine skozi daljše časovno obdobje oddajala 25 kW električne energije pri povprečni hitrosti morskega toka 2 m/s in je delovala s 23 % izkoristkom [24].



Slika 3.5: Shema postavitve Kobold turbine (levo) in prikaz pasivnega sistema prilagajanja vpadnega kota lopatic z utežmi (desno) [24].

3.1.3 Gorlov turbina

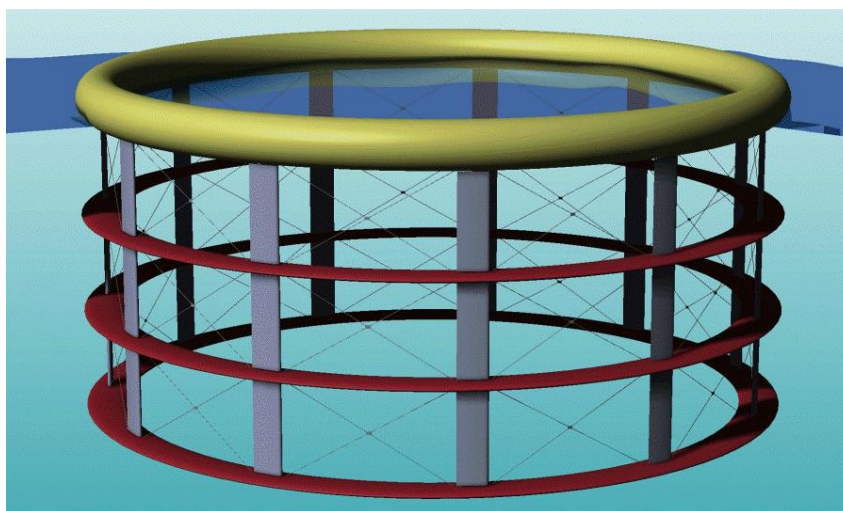
Posebnost Gorlov turbine so lopatice zavite v obliki vijačnice, ki odpravljajo težave s pulzirajočim delovanjem, saj med delovanjem celotna lopatica ni več naenkrat v območju največjega vzgona, temveč se njena površina med vrtenjem porazdeli po vsej njeni dolžini. Ker je del posamezne lopatic vedno v območju največjega vzgona oz. največje tangencialne sile, je tovrstna turbina tudi zmožna samodejnega zagona iz mirovanja. V osnovni izvedbi ima turbina premer 1 m, in je dolga 2,5 m, tri lopatice z globino profila 140 mm pa so nagnjene v vijačnico pod kotom 67° . Takšna turbina proizvaja 1,5 kW električne energije pri hitrosti toka 1,5 m/s in 180 kW pri 7,7 m/s, pri čemer znaša izkoristek celotnega sistema približno 35% [22]. Tovrstne turbine so trenutno predmet obširnih raziskav v ZDA in Južni Koreji, kjer državni oceanografski inštitut pripravlja povečano izvedbo para turbin z moči 1 MW.



Slika 3.6: Rotorji izvedbe turbine Gorlov sestavljeni v nizu z enim generatorjem [25].

3.1.4 Polo turbina

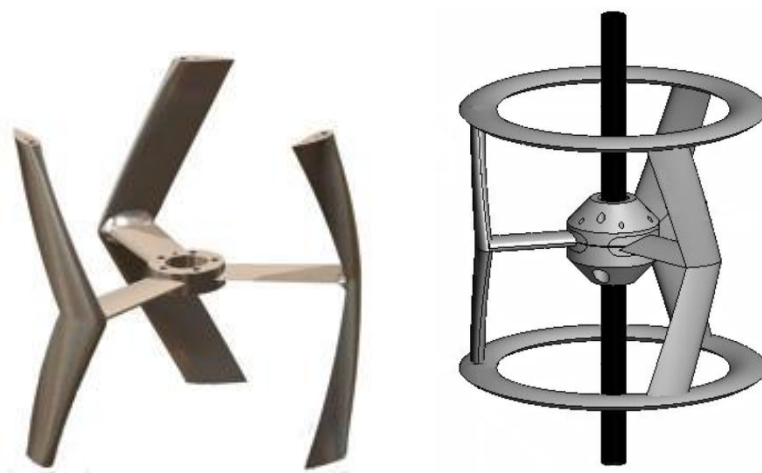
Koncept turbine je sestavljen iz velikega plavajočega obroča, pod katerim je nameščenih 10 lopatic z aktivno regulacijo vpadnega kota, podprte pa so z več vmesnimi obroči (slika 3.7). Predvideno je sidranje obroča s kabli na morsko dno, pri delovanju pa pod njim rotirajo lopatice. Gibljejo se po tračnici in preko krivuljnega mehanizma stiskajo olje do tlaka približno 400 barov, to pa nato žene generator električne energije. Premer obroča znaša 50 m, njegova cev ima premer 3 m, lopatice segajo 20 m globoko, globina profila pa 1,9 m. Polo turbina je načrtovana za hitrosti toka do 4 m/s, pri nazivnih pogojih pa naj bi njena moč znašala 12 MW [26].



Slika 3.7: Koncept Polo turbine Univerze v Edinburghu [27].

3.1.5 Achard turbina

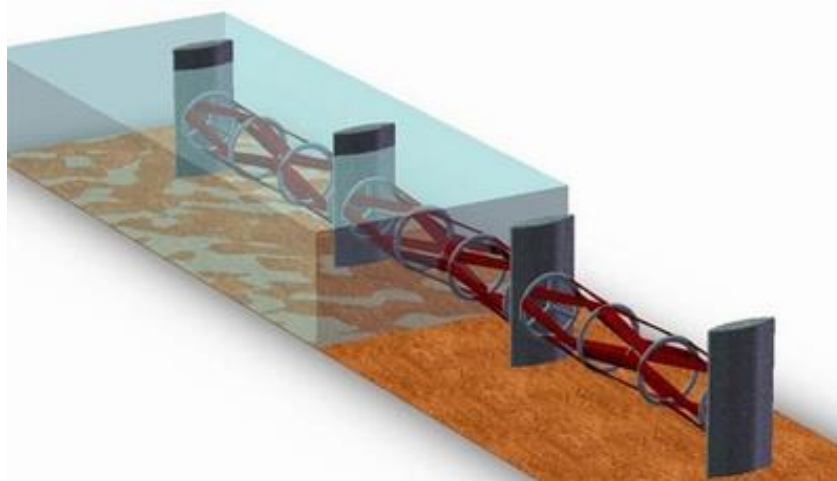
Achard turbina ima rotor s tremi lopaticami v obliki nazaj zavrtih letalskih kril, ki so projicirane na ohišje valja, ki ga opisujejo med vrtenjem. Lopatice so nameščene nepomično, s podporami na sredini in opornima obročema na vrhu in dnu, v primeru prostih koncev lopatic, pa so na njih nameščeni zaključki, podobni tistim za zmanjševanje inducirane uporabe kril pri letalih (angl.: winglets). Dimenzije osnovnega modela so polmer 1 m in višina 1 m, pri čemer se globina profila vzdolž lopatic spreminja od 0,18 m na sredini, do 0,12 m na koncih. Trenutno so te turbine še v razvojni fazi. Ključna prednost tovrstnih turbin pred Gorlov turbino je izenačenje osnih hidrodinamičnih obremenitev na lopatice, zaradi njihove simetrične oblike, gledano od sredine na vsako stran [28].



Slika 3.8: koncept Achard turbine s prostimi konci lopatic (levo) in s podprtimi (desno) [28].

3.1.6 THAWT turbina

THAWT turbina (angl.: transverse horizontal axis water turbine) ima lopatice nameščene pod kotom, tako da se te stikajo na nosilnih kolutih. Pri tem so lopatice med nosilnima kolutoma povsem ravne, aerodinamični profil pa je torzijsko zvit, tako da je tetiva profila zmeraj postavljena tangencialno na krog, ki ga lopatica opisuje. Rezultat je enostavna in bolj toga konstrukcija, ki omogoča, da postanejo lopatice osnoven nosilni element in turbina ne potrebuje več sredinske gredi. Tudi te turbine je mogoče med seboj povezati v nize in tako povečati moč z izkoriščanjem večjega preseka vodnega toka, ob uporabi manjšega števila generatorjev (slika 3.9). Trenutno na modelih tovrstnih turbin potekajo testiranja, pri čemer so modeli dolgi 0,875 m in premera 0,5m [29].



Slika 3.9: Povezane THAWT turbine, postavljena na dno vodotoka [29].

3.2 Področje raziskav

V okviru te raziskave smo izbrali turbino s tremi ravnimi lopaticami in vodoravno osjo vrtenja, ker lahko že ena tako postavljena turbina izkoristi velik del pravokotnega preseka vodotoka, pri čemer je potreben le en generator električne energije. Darrieusova turbina ima v primerjavi z običajno propelersko turbino kompleksnejše tokovno polje okrog lopatic med delovanjem. Zaradi svoje postavitve, kjer tok vode teče prečno na os vrtenja turbine njene lopatice prečkajo globalno smer toka dvakrat v posameznem vrtljaju. Prvič se to zgodi na dotočni strani, kjer so tokovnice še razmeroma urejene, drugič pa na odtočni strani, kjer so tokovnice že precej neurejene, saj jih je prečkala že lopatica na dotočni strani. Tako kompleksno tokovno polje je nemogoče reševati analitično, zato so bili razviti različni aerodinamični modeli za oceno zmogljivosti tovrstnih turbin [4].

Težavo pa predstavlja že natančnejši izračun sil na posamezni lopatici, saj ta med obratovanjem neprestano spreminja vpadni kot na tok, koeficienti vzgona in upora pa so v glavnem na voljo le za konstantne vpadne kote med $+15^\circ$ in -15° [30]. Delovanje tovrstnih turbin jo bilo v preteklosti optimirano s pomočjo aerodinamičnih modelov, ki ne ponujajo natančnega vpogleda v tokovno polje okrog lopatic. Zato smo uporabili sodobne metode računalniške dinamike tekočin, ki omogoča simulacijo takšnih kompleksnih, časovno odvisnih pojavov, s čimer bomo dobili boljši vpogled v delovanje turbine. Na podlagi poglobljenega razumevanja delovanja bomo lahko poiskali nove ukrepe za izboljšanje zmogljivosti tovrstnih turbin. Pri tem se bomo omejili na Darrieusovo turbino s fiksno vpetimi lopaticami, saj sistemi nastavljivega vpadnega kota lahko povzročijo težave pri delovanju v vodi in so zato bolj namenjeni tovrstnim vetrnim turbinam.

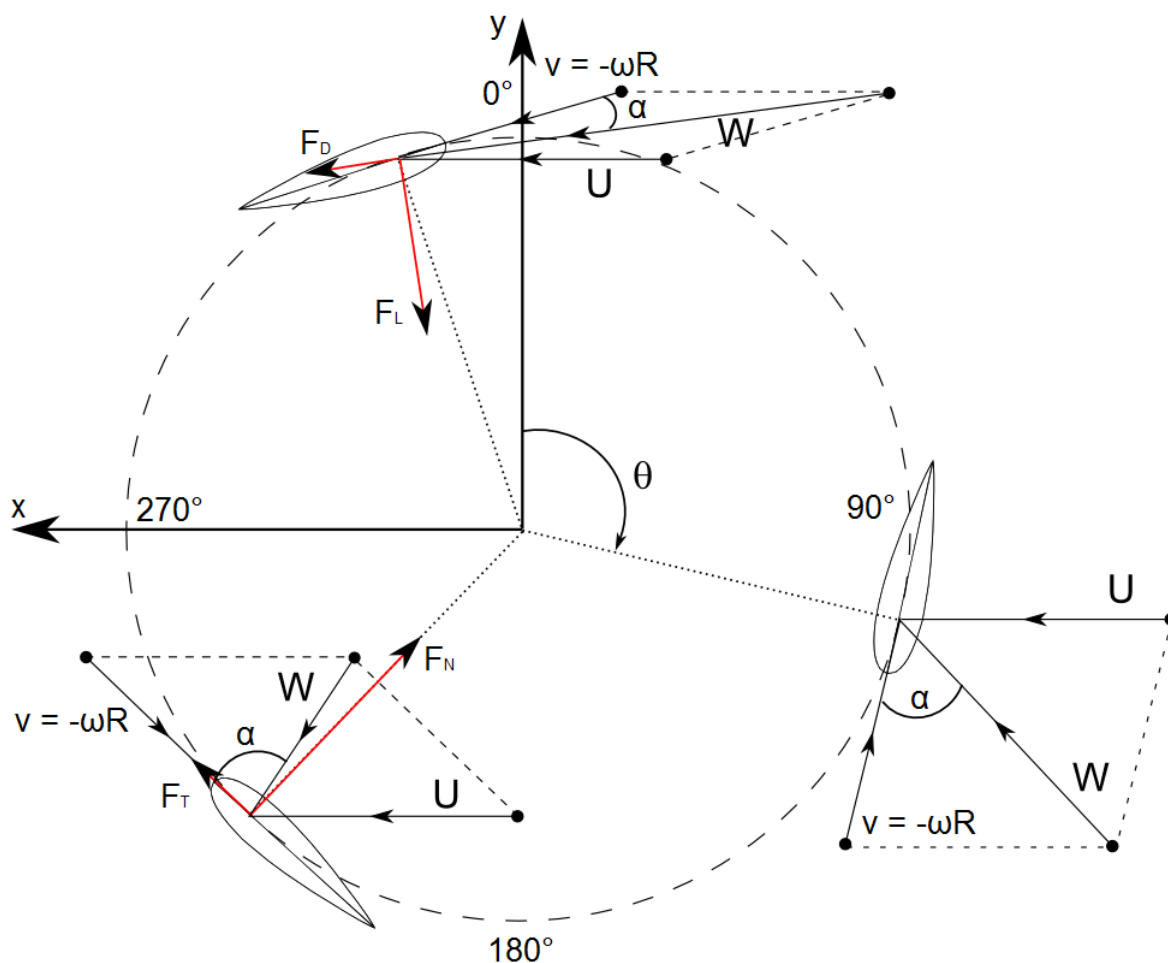
3.3 Analiza delovanja Darrieusove turbine

Ko se Darrieusova turbina vrti, se njene lopatice premikajo skozi tekočino po krožnici, ki jo opisujejo (slika 3.10). Vektor hitrosti tekočine in vektor obodne hitrosti lopatice se seštejeta, pri čemer njuna rezultanta na posamezno lopatico deluje pod vpadnim kotom α , ki se spreminja s trenutnim položajem lopatice. Tako v določenih azimutnih (kot θ) položajih na lopatico deluje določena sila vzgona, katere smer ne seka osi vrtenja. Zaradi razdalje med njima na rotor turbine deluje vrtilni moment, ki povzroča vrtenje turbine.

Sile in hitrosti, ki delujejo na Darrieusovo turbino, ki so prikazane na sliki 3.10 so: \mathbf{W} vektor rezultante hitrosti, ki je vektorska vsota vektorja hitrosti tekočine \mathbf{U} in vektorja obodne hitrosti rotirajoče lopatice \mathbf{v} (slika 3.10), izračunamo ga po naslednji enačbi:

$$\mathbf{W} = \mathbf{U} + \mathbf{v} = \mathbf{U} + (-\boldsymbol{\omega} \times \mathbf{R}) , \quad (3.1)$$

kjer je \mathbf{R} polmer turbine in $\boldsymbol{\omega}$ kotna hitrost turbine. Torej se relativna hitrost toka tekočine na lopatice spreminja, pri čemer je največja pri kotu $\theta = 0^\circ$ in najmanjša pri kotu $\theta = 180^\circ$. Vpadni kot α je kot med lego rezultante toka tekočine in položaja tetive lopatice. Rezultirajoča hitrost tekočine ima pri rotaciji lopatice spremenljiv pozitivni vpadni kot α na dotočni strani turbine ($0^\circ < \theta < 180^\circ$), ki zamenja predznak na odtočni strani ($180^\circ < \theta < 360^\circ$).



Slika 3.10: Princip delovanja Darrieusove turbine s silami vzgona in upora, oziroma radialnimi in tangencialnimi silami [31].

Geometrijsko se rezultirajoča hitrost tekočine in vpadnega kota izračuna po naslednjih enačbah:

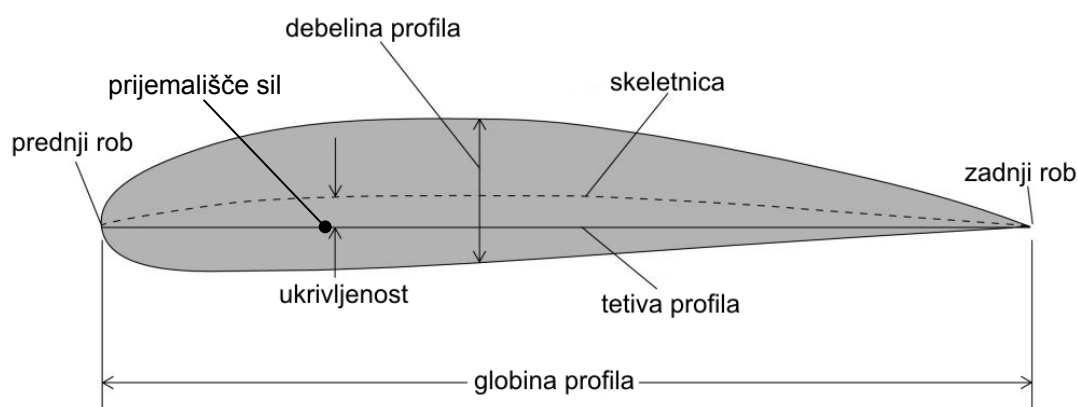
$$W = U\sqrt{1 + 2\lambda \cos \theta + \lambda^2} \quad (3.2)$$

$$\alpha = \tan^{-1} \left(\frac{\sin \theta}{\cos \theta + \lambda} \right) \quad (3.3)$$

$$\lambda = \frac{\omega R}{U} = \frac{v}{U}, \quad (3.4)$$

kjer parameter λ predstavlja razmerje hitrosti med obodno hitrostjo lopatice in hitrostjo tekočine. Iz parametra λ je razviden tudi princip delovanja turbine, ki je uporovni, če je $\lambda \leq 1$, ali vzgonski, ko je $\lambda > 1$. Rezultanta aerodinamičnih sil je razdeljena na silo vzgona F_L (angl.: lift) in silo upora F_D (angl.: drag), ali normalno F_N in tangencialno F_T komponento sile [32]. Prijemališče teh sil leži po konvenciji na tetivi (angl.: chordline)

profila lopatice v točki, ki je $\frac{1}{4}$ dolžine le-te oddaljena od prednjega roba profila (slika 3.11), v tej točki pa so lopatice tudi vpete v nosilno konstrukcijo.



Slika 3.11: Geometrijski parametri aerodinamičnega profila

Aerodinamična termina vzgon in upor se uporabljata, ko opazujemo aerodinamično obnašanje toka tekočine okrog lopatice, kot so tlačno polje, mejni sloj toka in dinamično odtrganje mejne plasti. Ko pa opazujemo zmogljivosti turbine, obremenitve in podobno, pa je ustrežnejša uporaba normalnih in tangencialnih sil, ki delujejo nanjo. Sile vzgona in upora, oziroma normalne in tangencialne sile se običajno podajajo v obliki koeficientov, pri čemer sta prva dva normirana z dinamičnim tlakom relativnega toka tekočine W , druga dva pa z dinamičnim tlakom prostega toka pred lopatico U .

Koeficient tangencialne sile C_T je v osnovi razlika med tangencialnima komponentama sil vzgona in upora, podobno velja tudi za koeficient normalne sile C_N , izračunamo jih z enačbama [3]:

$$C_T = C_L \sin \alpha - C_D \cos \alpha = \frac{F_T}{0,5\rho AU^2} \quad (3.5)$$

$$C_N = C_L \cos \alpha - C_D \sin \alpha = \frac{F_N}{0,5\rho AU^2}, \quad (3.6)$$

kjer je $A = 2R \times H$ površina preseka turbine, torej projicirana površina, ki jo v prostem toku turbina zaseda, C_L koeficient vzgona in C_D koeficient upora aerodinamičnega profila. Normalna in tangencialna sila, ki delujeta na posamezno lopatico se izračunata kot:

$$F_T = C_T \frac{1}{2} \rho C H W^2, \quad (3.7)$$

$$F_N = C_N \frac{1}{2} \rho C H W^2, \quad (3.8)$$

kjer je C globina profila in H dolžina lopatice. Ker lahko z enačbama (3.7) in (3.8) izračunamo normalno in tangencialno silo za katerikoli azimutalni položaj lopatice, ju lahko imamo za funkcijo azimutnega kota θ . Povprečna tangencialna sila posamezne lopatice je tako:

$$F_{Ta} = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} F_T(\theta) d\theta \quad (3.9)$$

Skupni vrtilni moment T , ki ga vse lopatice povzročajo na os turbine je tako:

$$T = n F_{Ta} R, \quad (3.10)$$

kjer je n število lopatic turbine, skupna moč turbine P pa je:

$$P = T\omega = \frac{1}{2} C_P \rho A U^3, \quad (3.11)$$

kjer je ρ gostota obtočne tekočine in C_P koeficient moči.

Moč turbine se spreminja z njeno vrtilno hitrostjo, zato se za zmogljivost turbine običajno podaja koeficient moči C_P v odvisnosti od razmerja med obodno hitrostjo lopatice in hitrostjo tekočine λ (enačba (3.4)), pri čemer je koeficient moči:

$$C_P = \frac{P}{0,5\rho A U^3} \quad (3.12)$$

Ko rotor turbine miruje, se zaradi hitrosti tekočine okrog njega zaradi hkratnega delovanja sil vzgona in upora praviloma ne more zagnati, kar je ena izmed poglavitnih težav Darrieusove turbine. Za zagon navadne Darrieusove turbine je zato običajno potreben zunanji vrtilni moment, ki ga z obratnim delovanjem lahko zagotovi ustrezen generator. Zaradi nizkega vrtilnega momenta, ki ga Darrieusova turbina proizvaja pri nizkih vrtilnih hitrostih jo je potrebno načrtovati tako, da deluje pri razmerju $\lambda > 3$, kar preprečuje motnje pri delovanju in morebitno zaustavitvev [3].

Parameter, ki podaja zgradbo Darrieusove turbine je t.i. zapolnjenost (angl.: solidity) in predstavlja delež površine lopatic glede na površino oboda njihove rotacije. Izračuna se po naslednji enačbi:

$$\sigma = \frac{nC}{2\pi R} \quad (3.13)$$

kjer je n število lopatic, C globina aerodinamičnega profila lopatice in R polmer rotorja turbine [33]. Povečanje zapolnjenosti turbine ima za posledico povečanje moči turbine pri nizkih razmerjih λ in njeno zmanjšanje pri visokih λ . Pri Darrieusovi vetrni turbini z aerodinamičnimi profili NACA0012 je največja zmogljivost dosežena pri razmerju $\lambda = 4,5$ in zapolnjenosti 0,12, če pa zapolnjenost povečamo na 0,24 je največja zmogljivost dosežena pri razmerju $\lambda = 3,5$ [34]. Pri vodnih Darrieusovih turbinah pa morajo biti zaradi snovskih lastnosti vode in nevarnosti pojava kavitacije pri velikih vrtilnih hitrostih vrednosti razmerja λ manjše, s čimer se poveča vrednost zapolnjenosti σ .

4 RAČUNALNIŠKE SIMULACIJE MEDSEBOJNEGA VPLIVA TEKOČIN IN TRDNIN

4.1 Računalniška dinamika tekočin

Računalniška dinamika tekočin (RDT) predstavlja pomembno področje inženirskih znanosti, saj omogoča reševanje zahtevnih inženirskih problemov toka tekočin in s tem povezanih prenosnih pojavov (prenos toplote in snovi). Njeno osnovo predstavlja izhodiščni sistem ohranitvenih zakonov, mase, gibalne količine, toplote in snovi v diferencialni obliki. Najbolj univerzalna oblika ohranitvenih zakonov so Navier-Stokesove enačbe, ki jih lahko uporabimo za opis laminarnega in turbulentnega toka, stisljive ali nestisljive tekočine ter Newtonske ali ne-Newtonske tekočine. Le te so v svojem bistvu parcialne diferencialne enačbe, ki jih ob predpisanih robnih in začetnih pogojih ponavadi rešujemo numerično. Slednje zajema računalniško obdelavo podatkov, ki jih ustvarjajo računalniški algoritmi na osnovi aproksimativnih metod, kot je na primer metoda končnih volumnov [35].

Za Newtonske tekočine v mirujočem koordinatnem sistemu so enačbe, ki opisujejo tok nestisljive tekočine, prenos toplote in snovi izpeljane iz fizikalnih ohranitvenih zakonov, se pravi zakona o ohranitvi mase (4.1), zakona o ohranitvi gibalne količine (4.2) in zakon o ohranitvi energije [36]:

$$\nabla \cdot \mathbf{v} = 0 \quad , \quad (4.1)$$

$$\frac{\partial \mathbf{v}_i}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\mathbf{v}_i \mathbf{v}_j) = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial p}{\partial x_j} \left[v_{eff} \left(\frac{\partial \mathbf{v}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \mathbf{v}_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \frac{\partial \mathbf{v}_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \right) \right] + \mathbf{g}_i \quad . \quad (4.2)$$

Na levi strani enačbe (13) so zapisane inercijske sile, na njeni desni pa po vrsti gradient tlaka, viskozni člen in volumnske sile, kjer je \mathbf{v} hitrost delca tekočine, ρ gostota in p tlak tekočine, v_{eff} vrtilna viskoznost in \mathbf{g}_i zunanje volumnske sile.

V primeru naprav z rotirajočimi deli najpogosteje uporabimo kombinacijo zapisa gibanja tekočine z metodo z večimi koordinatnimi sistemi MFR (angl.: multiple frames of reference) glede na mirujoči koordinatni sistem in glede na rotirajoči koordinatni sistem. Slednji se vrti s kotno hitrostjo rotirajočega dela, zato ga uporabimo za opis gibanja

tekočine v neposredni okolici tega dela. Ker se koordinatni sistem vrti, lahko rešujemo ohranitvene enačbe za relativno gibanje glede na ta koordinatni sistem, torej je enačba ohranitve mase sedaj:

$$\nabla \cdot \mathbf{u} = 0 \quad , \quad (4.3)$$

kjer je \mathbf{u} relativna hitrost delca tekočine. Tudi enačbo ohranitve gibalne količine zapišemo za relativno gibanje tekočine, vendar pa moramo sile, ki delujejo na delec tekočine zaradi rotacije koordinatnega sistema ustrezno modelirati z dodatnimi viri gibalne količine \mathbf{F}_i :

$$\frac{\partial \mathbf{u}_i}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\mathbf{u}_i \mathbf{u}_j) = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial p}{\partial x_j} \left[v_{eff} \left(\frac{\partial \mathbf{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \mathbf{u}_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \frac{\partial \mathbf{u}_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \right) \right] + \mathbf{g}_i + \frac{1}{\rho} \mathbf{F}_i \quad (4.4)$$

Pri tem predstavlja \mathbf{F}_i vsoto volumskih sil, ki so sestavljene iz Coriolisove \mathbf{F}_{Cor} in centrifugalne \mathbf{F}_{Cf_g} sile (4.5, 4.6) v rotirajočem območju in sile gibanja togega telesa \mathbf{F} .

$$\mathbf{F}_{Cor} = -2 \cdot \rho \cdot \boldsymbol{\omega} \times \mathbf{u} \quad , \quad \mathbf{F}_{Cf_g} = -\rho \cdot \boldsymbol{\omega} \times (\boldsymbol{\omega} \times \mathbf{r}) \quad (4.5, 4.6)$$

V kolikor želimo izvesti analizo vodne Darrieusove turbine s pomočjo računalniške simulacije, mora njen numerični model omogočati ponazoritev tokovnega polja okrog lopatic, kot tudi hidrodinamične obremenitve lopatic.

4.1.1 Modeliranje turbulentnega toka

Turbulentni tok sestavljajo fluktuacije v tokovnem polju, ki se v prostoru spreminjajo glede na lokacijo in čas, ter se pojavljajo v različnih velikostnih razredih. Pojavijo se takrat, ko postanejo vztrajnostne sile v tekočini znatne v primerjavi z viskozniimi silami, kar je okarakterizirano z visokimi vrednostmi Reynoldsovega števila. V splošnem že Navier-Stokesove enačbe opisujejo tako laminaren kot tudi turbulenten tok, pri čemer se slednji v realnih razmerah razteza preko širokega območja turbulentnih velikostnih in časovnih razredov. Ker so lahko najmanjši izmed velikostnih razredov turbulentnih pojavov manjši od praktično še uporabnega končnega volumna diskretizacije problema, jih neposredno reševanje Navier-Stokesovih enačb ne more zajeti. Da bi to omogočili, bi potrebovali izjemno podrobno mrežo in kratke časovne korake in s tem računalniške zmogljivosti, ki občutno presegajo sedanje zmogljivosti. Za modeliranje turbulentnih pojavov so bili razviti različni turbulentni modeli, ki zmorejo upoštevati turbulentne pojave brez uporabe pretirano drobnih elementov diskretizacije. V bližini sten, ki so modelirane kot stene brez dopuščene zdrsra (angl.: no slip wall) se pojavijo veliki

gradienti v odvisnih spremenljivkah kot sta hitrost in tlak, hkrati pa so v tem območju delujejo tudi viskozni pojavi.

Pristope za numerično analizo turbulentnih pojavov lahko ločimo v dve skupini - simulacije in modeliranje. S simulacijami preračunavamo dejanski potek toka, v kateri so direktna numerična simulacija (DNS) in model velikih vrtinčenj (LES). V skupini modeliranja ne poskušamo preračunati dejanskega poteka toka, pač pa je namesto tega problem preoblikovan v sistem enačb za povprečne vrednosti spremenljivk toka, kot sta povprečna hitrost toka in povprečen tlak toka, povprečne Reynoldsove napetosti [36].

4.1.2 Direktna numerična simulacija - DNS

Direktna numerična simulacija (angl.: direct numerical simulation) je najenostavnejši način za računalniško modeliranje turbulentnega toka. Pri njej ne potrebujemo modela turbulentnega toka, ker se turbulentne veličine toka izračunajo z rešitvijo Navier-Stokesovih enačb, pri čemer je potrebna dovolj gosta računsko mreža, ki lahko zajame tudi najmanjše velikostne razrede turbulentnih pojavov, ter dovolj kratki računski koraki, kateri lahko zajamejo najmanjše časovne razrede turbulentnih pojavov. Pri tovrstni simulaciji se Navier-Stokesove enačbe rešujejo neposredno. Z naraščajočim Reynoldsovim številom se zmanjšujejo velikostni razredi najmanjših turbulentnih pojavov, DNS pa posledično postane izjemno računsko zahtevna, zato je njena uporaba ponavadi omejena na raziskave tokov z nizkim Reynoldsovim številom in kot numerični eksperiment, ki je merilo za oceno natančnosti numeričnih modelov turbulentnega toka [37].

4.1.3 RANS modeli

Temelj vseh načinov modeliranja turbulentnega toka je razdelitev vrednosti spremenljivk na časovno povprečeno vrednost in oscilirajoči (fluktuirajoči) del (npr.: $v_i = \bar{v}_i + v_i'$) [35]. Pri opazovanju turbulentnega toka lahko njegove pojave razdelimo na povprečne in odvisne od časa. Tako sta na primer hitrostna in tlačna parametra toka lahko razdeljeni na povprečno komponento (\mathbf{U}_i, P) in komponento, ki je odvisna od časa (\mathbf{u}_i', p'):

$$\mathbf{u}_i = \bar{\mathbf{U}}_i + \mathbf{u}_i' \quad (4.7)$$

$$p = \bar{P} + p' \quad (4.8)$$

V splošnem turbulentni modeli modificirajo osnovne Navier-Stokesove enačbe z vpeljavo povprečenih in fluktuirajočih veličin, pri čemer dobimo Navier-Stokesove enačbe

povprečene z Reynoldsovim postopkom ali RANS enačbe (angl.: Reynolds averaged Navier Stokes). Te predstavljajo povprečne vrednosti spremenljivk toka. Modelirani so vsi razredi turbulentnega polja. Turbulentni modeli, ki temeljijo na RANS enačbah so znani kot statistični turbulentni modeli zaradi statističnega povprečenja vrednosti spremenljivk turbulentnega toka. Pri tem postopku prihaja do vpeljave novih neznanek, ki zajemajo produkte fluktuirajočih veličin, ki povzročajo dodatne napetosti v tekočini. Te veličine so imenovane turbulentne ali Reynoldsove napetosti in jih je težko neposredno opredeliti, zato ostanejo v enačbah kot neznanke. Rešujejo se s pomočjo dodatnih enačb z znanimi veličinami, da dobimo popoln sistem enačb za vse neznanke. Enačbe, ki so zato dodane, definirajo tip turbulentnega modela. Simulacije z RANS enačbami so veliko hitreje od neposredne simulacije z Navier-Stokes enačbami, zato so najpogosteje uporabljene za reševanje inženirskih problemov. Povprečna komponenta v enačbi (4.9) je:

$$\bar{\mathbf{U}}_i = \frac{1}{\Delta t} \int_t^{t+\Delta t} \mathbf{U}_i dt, \quad (4.9)$$

kjer je Δt časovni razred, ki je velik v primerjavi s turbulentnimi fluktuacijami in majhen v primerjavi s časovnim razredom za katerega se rešujejo enačbe [5]. Za nestacionarne tokove so enačbe povprečene skupaj, kar omogoča reševanje tudi v nestacionarnih simulacijah. Tako dobljene enačbe se imenujejo URANS enačbe (angl.: unsteady Reynolds averaged Navier-Stokes equations). Za nestisljivo izotermno newtonsko tekočino so to enačbe za ohranitev mase in ohranitev gibalne količine:

$$\frac{\partial \mathbf{u}_i}{\partial x_i} = 0, \quad (4.10)$$

$$\frac{\partial \mathbf{u}_i}{\partial t} + \mathbf{u}_j \frac{\partial \mathbf{u}_i}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_i} + \nu \frac{\partial^2 \mathbf{u}_i}{\partial x_j^2}. \quad (4.11)$$

Za reševanje ohranitvenih enačb za večino praktičnih problemov turbulentnih tokov, so enačbe povprečene s časom. Z zamenjavo razdeljenih parametrov (4.7), (4.8) v osnovni ohranitveni enačbi sta ti reducirani na URANS enačbe:

$$\frac{\partial \mathbf{U}_i}{\partial x_i} = 0 \quad (4.12)$$

$$\frac{\partial \mathbf{U}_i}{\partial t} + \mathbf{U}_j \frac{\partial \mathbf{U}_i}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x_i} + \nu \frac{\partial^2 \mathbf{U}_i}{\partial x_j^2} - \frac{\partial \overline{\mathbf{u}_i' \mathbf{u}_j'}}{\partial x_j}. \quad (4.13)$$

Iz zgornjih enačb vidimo, da se z Reynoldsovimi postopkom povprečena oblika Navier-Stokesovih enačb razlikuje le po prisotnosti člena Reynoldsovih napetosti $\partial \overline{\mathbf{u}_i' \mathbf{u}_j'} / \partial x_j$. Ker te vpeljejo dodaten niz spremenljivk, ki jih je potrebno rešiti brez dodatnih enačb, se pojavi težava z nedoločenostjo sistema enačb. Običajno se to rešuje s hipotezo turbulentne viskoznosti, znano tudi kot Boussinesq-ova aproksimacija, ki predpostavlja, da je tenzor Reynoldsovih napetosti modelirati kot tenzor viskoznih napetosti [38]. Tako dobimo enačbo za Reynoldsove napetosti (4.14) in posledično enačbo gibalne količine (4.15), ki zajema hipotezo o turbulentni viskoznosti:

$$\overline{\mathbf{u}_i' \mathbf{u}_j'} = \frac{2}{3} k \delta_{ij} - \nu_T \left(\frac{\partial \mathbf{U}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \mathbf{U}_j}{\partial x_i} \right) \quad (4.14)$$

$$\frac{\partial \mathbf{U}_i}{\partial t} + \mathbf{U}_j \frac{\partial \mathbf{U}_i}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\nu + \nu_T(x, t)) \left(\frac{\partial \mathbf{U}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \mathbf{U}_j}{\partial x_i} \right) \right] - \frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial x_i} \left(P + \frac{2}{3} \rho k \right), \quad (4.15)$$

kjer je ν_T turbulentna viskoznost, k turbulentna kinetična energija in $(P + 2/3 \rho k)$ modificiran povprečen tlak. Medtem ko so bile Reynoldsove napetosti umaknjene iz enačbe s srednjo gibalno količino, je potreben turbulentni model za določitev turbulentne viskoznosti in kinetične energije.

4.1.4 Dvo-enačbni modeli

Uporaba teh modelov je izjemno razširjena, saj omogočajo dober kompromis med računsko zahtevnostjo in natančnostjo rezultatov. Zanje je značilno, da se hitrostni in velikostni razred rešujeta vsak s svojo transportno enačbo, od tod tudi izraz dvo-enačbni modeli.

V dvo-enačbnih modelih je turbulentni hitrostni razred izračunan iz turbulentne kinetične energije, ki je pridobljena z rešitvijo njene transportne enačbe. Turbulentni velikostni razred je ocenjen iz dveh lastnosti turbulentnega polja – turbulentne kinetične energije in stopnje njene disipacije. Slednja je izračunana z rešitvijo njene transportne enačbe [5].

4.1.5 k - ε turbulentni model

Ta turbulentni model je najbolj razširjen turbulentni model. Pri njem predstavlja k turbulentno kinetično energijo, ki je definirana kot sprememba fluktuacije hitrosti, ε pa predstavlja absorpcijo energije turbulentnega vrtinčenja, s pomočjo katere določi velikostne razrede turbulentnih pojavov. Model k - ε v sistem enačb vpelje dve novi spremenljivki:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \mathbf{U}_j) = 0 \quad , \quad (4.16)$$

$$\frac{\partial \rho \mathbf{U}_i}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \mathbf{U}_i \mathbf{U}_j) = - \frac{\partial p'}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\nu_{eff} \left(\frac{\partial \mathbf{U}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \rho \mathbf{U}_j}{\partial x_i} \right) \right] + \mathbf{S}_M \quad , \quad (4.17)$$

kjer je \mathbf{S}_M vsota volumskih sil, μ_{eff} efektivna viskoznost, ki upošteva turbulenten tok in p' modificiran tlak. Model k - ε temelji na konceptu vrtinčne viskoznosti, tako da je:

$$\nu_{eff} = \nu + \nu_t \quad , \quad (4.18)$$

kjer je ν_t turbulentna viskoznost. Model k - ε privzema, da je turbulentna viskoznost povezana s turbulentno kinetično energijo kot sledi iz razmerja:

$$\nu_t = C_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon} \quad , \quad (4.19)$$

pri čemer je C_μ konstanta modela k - ε . Ta model daje natančne rezultate za povsem turbulentne tokove v prostem toku, medtem ko se slabše obnese za območja toka v bližini sten, kjer so nasprotni tlačni gradienti. Pri tokovih v bližini sten so območja, v katerih je lokalno Reynoldsovo število tako majhno, da postanejo viskozni pojavi bolj pomembni od turbulentnih, zato so lahko rezultati tam nenatančni [39].

4.1.6 k - ω turbulentni model

Ta model za dodatno spremenljivko, poleg turbulentne kinetične energije k uporablja še turbulentno frekvenco ω . Turbulentni model k - ω omogoča dobro natančnost rezultatov v območjih z nasprotnimi tlačnimi gradienti in lahko obravnava viskozno plast z nizkimi Reynoldsovimi števili. Zaradi tega model omogoča dobre rezultate za tokove v mejni plasti v bližini sten, medtem ko se slabše obnese v območju prostega toka daleč od sten, kar je ravno nasprotno modelu k - ε . V modelu k - ω je turbulentna viskoznost povezana s kinetično energijo z naslednjo enačbo:

$$v_t = \rho \frac{k}{\omega} \quad (4.20)$$

Razmerje med turbulentno frekvenco ω in hitrostjo absorpcije turbulentne kinetične energije ε je:

$$\omega = \frac{1}{C_\mu} \frac{\varepsilon}{k} \quad (4.21)$$

Enačbi, ki ju model rešuje sta za turbulentno kinetično energijo k :

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \mathbf{U}_j k) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k - \beta' \rho k \omega + P_{kb} \quad (4.22)$$

in turbulentno frekvenco ω :

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \mathbf{U}_j \omega) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_\omega} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + \alpha \frac{\omega}{k} P_k - \beta \rho \omega^2 + P_{\omega b} \quad , \quad (4.23)$$

pri čemer so konstante modela naslednje: $\beta'=0,99$, $\alpha=5/9$, $\beta=0,075$, $\sigma_k=2$ in $\sigma_\omega=2$.

Prednost k - ω modela je, da v viskozni mejni plasti ne potrebuje dušilnih funkcij kot k - ε model, zato je bolj robusten [39].

4.1.7 SST turbulentni model

Ker imata turbulentna modela k - ε in k - ω vsak svoje prednosti in slabosti pri različnih tokovnih razmerah, je Menter [40] razvil model SST. Ta združuje prednosti obeh turbulentnih modelov, in sicer vsake na svojih območjih. Turbulentni model SST uporablja k - ω formulacijo v območju toka v bližini sten, kjer so pogoji z nasprotnimi tlačnimi gradienti in nizkim Reynoldsovim številom, saj tam k - ω formulacija podaja najboljše rezultate. V tokovnih razmerah daleč od sten pa turbulentni model postopoma prehaja v k - ε formulacijo, ki je manj občutljiva za razmere v prostem toku. Prehod med formulacijama nadzira povezovalna funkcija (angl.: blending function), ki zmore razločiti med različnimi območji in v vsakem uporabi ustrezno formulacijo. Povezovalna funkcija je vpeljana v SST model tudi za obravnavo pojavov prenosa strižnih napetosti, ki upravlja turbulentno viskoznost, katera znatno pripomore k stabilnosti v primeru tokov z močnimi nasprotujočimi si tlačnimi gradienti.

Pri izvedbi močno vezanih simulacij medsebojnega vpliva tekočine in strukture je posebej pomembno, da čim natančneje izračunamo tlačno polje, ki deluje na strukturo, saj le-to predstavlja vhodni podatek za obremenitev strukture in tako vpliva na njeno gibanje in

deformacijo. Zato je pomembno, da zmore turbulentni model predvideti odtrganje mejne plasti in efekte povezane z njim, česar pa k- ϵ model ne zmore predvideti.

4.1.8 Simulacija velikih vrtincev - LES

Osnovni princip LES pristopa (angl.: large eddy simulation) je ločitev med velikimi in majhnimi velikostnimi razredi pojavov vrtinčenja. Vodilne enačbe LES metode so pridobljene s filtriranjem časovno odvisnih Navier-Stokesovih enačb v prostoru. Proces filtriranja odstrani turbulentne pojave, katerih velikostni razredi so manjši od predpisanega v filtru, oziroma manjši od velikosti elementov v računski mreži. Ostanejo torej vodilne enačbe za dinamiko velikih vrtinčenj. Pri njem so turbulentni pojavi večjih velikostnih razredov preračunani neposredno, medtem ko so tisti manjših velikostnih razredov preračunani z uporabo RANS in katerega izmed turbulentnih modelov. LES simulacija se torej še najbolj približa DNS simulaciji in tako, ob ustrezno zasnovani diskretizaciji modela, podaja zelo natančne rezultate [35].

Pristop z LES je posebej primeren za simulacije tokov z nestacionarnimi pojavi velikih velikostnih razredov, kot je tok preko ovire s pojavi nestacionarnega odtrganja mejne plasti in vrtinčnim prelivanjem. Pri toku v bližini sten so vsi vrtinci zelo majhni, njihova velikost je odvisna od vrednosti reynoldsovega števila, zato sta v bližini sten za njihovo reševanje potrebna zelo podrobna diskretizacija in kratki časovni koraki. Prav zaradi računske zahtevnosti je pristop z LES uporaben predvsem za simulacije enostavnih geometrij [5].

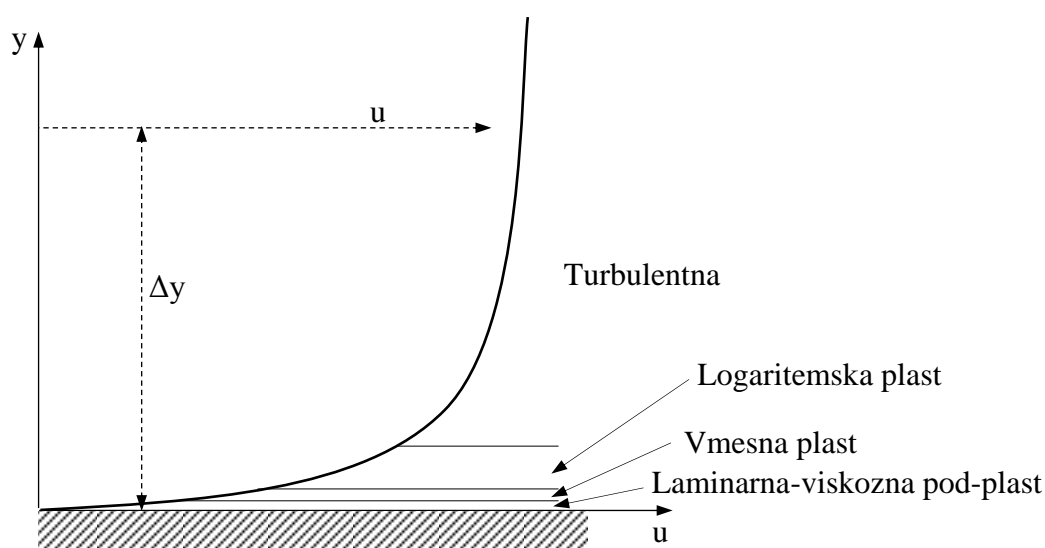
4.1.9 Simulacija odcepljenih vrtincev DES

Simulacije z LES pristopom so za tokove ob stenah pri visokem reynoldsovem številu pogosto računsko prezahtevne za uporabo, turbulentni pojavi pa so pri močno odcepljenih tokovih pogosto v enakem velikostnem razredu kot je velikost struktur, ki so jih povzročile. Simulacije odcepljenih vrtincev - DES (angl.: detached eddy simulation) združuje RANS in LES formulaciji, pri čemer je RANS formulacija uporabljena za preračun tokov v mejni plasti, torej še ne odlepljenih tokov, katerih velikostni razred je manjši od velikosti diskretizacije. LES formulacija je uporabljena za povsem odlepljene tokove, katerih velikostni razred je večji od velikosti elementov diskretizacije. Simulacija z DES je računsko nekoliko manj zahtevna od LES simulacije, pri čemer pa je zahtevnejša priprava diskretizacije modela, saj DES pristop zahteva samodejno prepoznavanje različnih tokovnih območij [5].

4.1.10 Modeliranje toka ob steni

Mejna plast toka ob steni brez zdrsa je razdeljena na tri plasti (slika 4.1):

- viskozno pod-plast (angl.: viscous sublayer) ob steni v kateri je tok laminaren, pri prenosu toplote in gibalne količine pa je najpomembnejša viskoznost;
- logaritemsko plast oddaljeno od stene, kjer prevladujejo turbulentne sile;
- vmesna plast med viskozno in logaritemsko plastjo (angl.: buffer layer), kjer so vplivi turbulence in viskoznosti enako pomembni.



Slika 4.1: Razdelitev mejne plasti toka ob steni [41].

Razporeditev hitrosti toka ob steni je aproksimirana z logaritemskim profilom, ki omogoča izračun strižnih napetosti v tekočini kot funkcijo oddaljenosti od stene. Za modeliranje toka v bližini stene je uporabljena metoda z zidno funkcijo, ki s pomočjo empiričnih enačb premosti viskozno območje ob steni in povsem turbulentnim območjem. Na ta način je mogoče mejno plast z velikimi gradienti strižnih napetosti modelirati z manj podrobno diskretizacijo, kar zmanjša računsko zahtevnost rešitve. V pristopu s stensko funkcijo Empirične enačbe povežejo pogoje ob steni (npr. strižno napetost ob steni) z odvisnimi spremenljivkami na vozliščih, ki ležijo v povsem turbulentni mejni plasti. Logaritemsko odvisnost hitrosti blizu stene podaja enačba:

$$u^+ = \frac{U_t}{u_\tau} = \frac{1}{\kappa} \ln(y^+) + C_{log} , \quad (4.24)$$

kjer sta:

$$y^+ = \frac{\rho \Delta y u_\tau}{\mu}, \quad u_\tau = \left(\frac{\tau_\omega}{\rho} \right)^{1/2}, \quad (4.25)$$

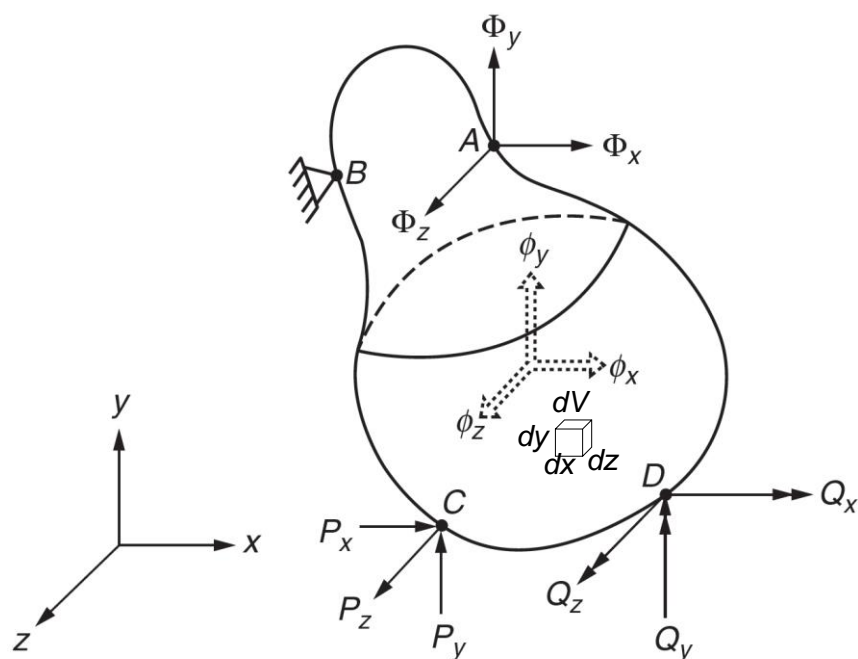
pri čemer so u^+ hitrost blizu stene, u_τ je hitrost trenja, U_t znana hitrost v tangenti smeri glede na steno na razdalji Δy od nje, y^+ je brezdimenzijska oddaljenost od stene, τ_ω je strižna napetost na steni, κ von Karmanova konstanta in C_{log} konstanta logaritemske plasti, ki je odvisna od hrapavosti stene. Parameter y^+ je brezdimenzijska spremenljivka na osnovi razdalje od stene skozi mejni sloj do prvega vozlišča od stene. V kolikor je vrednost y^+ prevelika bo stenska funkcija predpostavila pogoje, ki sicer veljajo ob steni, bolj oddaljene od nje kot bi bilo fizikalno ustrezno [6]. Za simulacije tovrstnih turbin znaša območje priporočljivih vrednosti $30 < y^+ < 300$ [42].

4.2 Računalniška mehanika trdnin

Področje računalniške mehanike trdnin predstavlja del mehanike, ki preučuje odziv struktur izpostavljenih mehanskim obremenitvam z uporabo računalniških metod.

4.2.1 Vodilne enačbe mehanike trdnin

Osnovna naloga napetostne analize je najti porazdelitev pomikov in napetosti telesa podvrženega določeni obremenitvi in robnim pogojem (slika 4.2).



Slika 4.2: Sistem sil za telo v ravnotežju [43].

4.2.1.1 Enačbe zunanjega ravnotežja

Če je telo v statičnem ravnotežju, ko nanj delujejo zunanje sile in momenti, morajo biti reakcijske sile in momenti v podporah izenačene z njimi. Tako so zunanje ravnotežne enačbe naslednje:

$$\int_S \Phi_x dS + \int_V \phi_x dV + \sum P_x = 0, \quad (4.26)$$

$$\int_S \Phi_y dS + \int_V \phi_y dV + \sum P_y = 0, \quad (4.27)$$

$$\int_S \Phi_z dS + \int_V \phi_z dV + \sum P_z = 0, \quad (4.28)$$

kjer so Φ_x , Φ_y in Φ_z površinske porazdeljene sile, ϕ_x , ϕ_y in ϕ_z volumnske sile (angl.: body forces) in P_x , P_y in P_z zunanje diskretne sile. Ravnotežje momentov predstavljajo enačbe:

$$\int_S (\Phi_z y - \Phi_y z) dS + \int_V (\phi_z y - \phi_y z) dV + \sum Q_x = 0, \quad (4.29)$$

$$\int_S (\Phi_x z - \Phi_z x) dS + \int_V (\phi_x z - \phi_z x) dV + \sum Q_y = 0, \quad (4.30)$$

$$\int_S (\Phi_y x - \Phi_x y) dS + \int_V (\phi_y x - \phi_x y) dV + \sum Q_z = 0, \quad (4.31)$$

kjer je S površina in V volumen telesa, Q_x , Q_y in Q_z so zunanji diskretni momenti.

4.2.1.2 Enačbe notranjega ravnotežja

Zaradi delovanja zunanjih sil se znotraj telesa pojavijo napetosti. Vsak delec materiala v telesu mora biti pri pojavu notranjih napetosti prav tako v ravnotežju. Napetostno stanje v vsaki točki telesa je mogoče izračunati z devetimi komponentami napetostnega vektorja, tremi normalnimi: σ_{xx} , σ_{yy} in σ_{zz} in šestimi strižnimi: σ_{xy} , σ_{yx} , σ_{yz} , σ_{zy} , σ_{zx} in σ_{xz} (slika 4.3). Z ravnotežjem momentov pa lahko ugotovimo da velja:

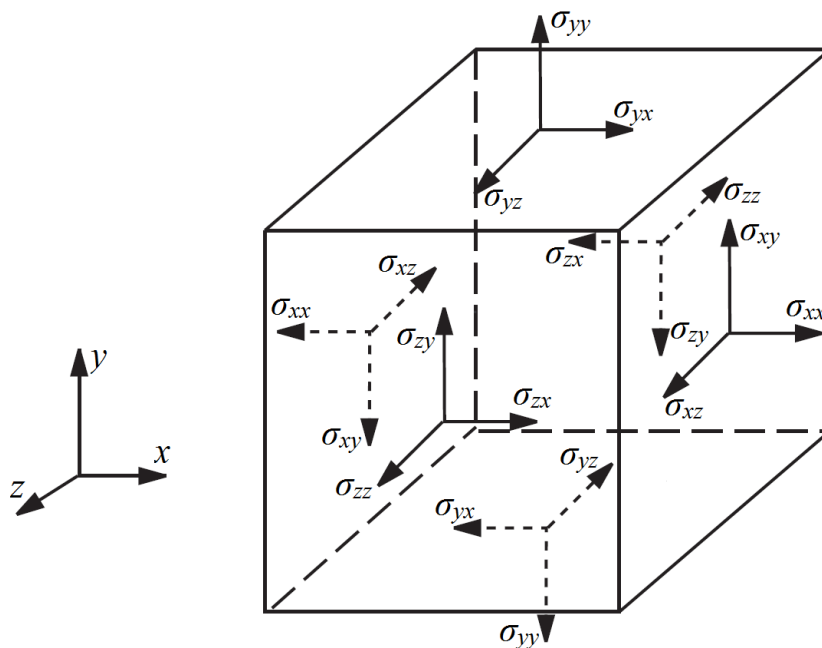
$$\sigma_{yx} = \sigma_{xy}, \sigma_{zy} = \sigma_{yz}, \sigma_{zx} = \sigma_{xz} \quad (4.32)$$

Te enačbe pomenijo, da je napetostno stanje v vsaki točki telesa mogoče izračunati s šestimi komponentami: σ_{xx} , σ_{yy} , σ_{zz} , σ_{xy} , σ_{yz} in σ_{zx} . Ravnotežje sil v x , y in z osi je tako mogoče izračunati z naslednjimi ravnotežnimi enačbami [43]:

$$\frac{\partial \sigma_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_{xy}}{\partial y} + \frac{\partial \sigma_{zx}}{\partial z} + \phi_x = 0, \quad (4.33)$$

$$\frac{\partial \sigma_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial \sigma_{yz}}{\partial z} + \phi_y = 0, \quad (4.34)$$

$$\frac{\partial \sigma_{zx}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \sigma_{zz}}{\partial z} + \phi_z = 0, \quad (4.35)$$



Slika 4.3: Definicija pozitivnih normalnih in strižnih napetostnih vektorjev [44].

4.2.1.3 Konstitutivna enačba za izotropne materiale

Strukture so zvezni sistemi, zunanje obremenitve nanje pa so ponavadi neenakomerno razporejene, zato so strukturne deformacije funkcija prostorskih koordinat in časa.

Napetosti in deformacije so za linearne elastične izotropne materiale povezane s konstitutivno enačbo, ki jo podaja Hookov zakon [43]:

$$\boldsymbol{\varepsilon} = \begin{bmatrix} \varepsilon_{xx} \\ \varepsilon_{yy} \\ \varepsilon_{zz} \\ \varepsilon_{xy} \\ \varepsilon_{yz} \\ \varepsilon_{zx} \end{bmatrix} = \mathbf{C} \cdot \boldsymbol{\sigma} = \mathbf{C} \begin{bmatrix} \sigma_{xx} \\ \sigma_{yy} \\ \sigma_{zz} \\ \sigma_{xy} \\ \sigma_{yz} \\ \sigma_{zx} \end{bmatrix}, \quad (4.36)$$

kjer je $\boldsymbol{\sigma} = [\sigma_{xx} \ \sigma_{yy} \ \sigma_{zz} \ \sigma_{xy} \ \sigma_{yz} \ \sigma_{zx}]^T$ napetostni vektor, kjer so σ_x , σ_y in σ_z normalne napetosti, σ_{xy} , σ_{yz} in σ_{zx} pa strižne, $\boldsymbol{\varepsilon} = [\varepsilon_{xx} \ \varepsilon_{yy} \ \varepsilon_{zz} \ \varepsilon_{xy} \ \varepsilon_{yz} \ \varepsilon_{zx}]^T$ je deformacijski vektor. \mathbf{C} je matrika elastičnih koeficientov:

$$\mathbf{C} = \frac{1}{E} \begin{bmatrix} 1 & -\nu & -\nu & 0 & 0 & 0 \\ -\nu & 1 & -\nu & 0 & 0 & 0 \\ -\nu & -\nu & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 2(1+\nu) & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 2(1+\nu) & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 2(1+\nu) \end{bmatrix} \quad (4.37)$$

Pri tem je E elastični (Youngov) modul in ν Poissonovo število [44].

V primeru, ko želimo izraziti napetosti v odvisnosti od deformacij dobi enačba 4.36 obliko [43]:

$$\boldsymbol{\sigma} = \begin{bmatrix} \sigma_{xx} \\ \sigma_{yy} \\ \sigma_{zz} \\ \sigma_{xy} \\ \sigma_{yz} \\ \sigma_{zx} \end{bmatrix} = \mathbf{D} \begin{bmatrix} \varepsilon_{xx} \\ \varepsilon_{yy} \\ \varepsilon_{zz} \\ \varepsilon_{xy} \\ \varepsilon_{yz} \\ \varepsilon_{zx} \end{bmatrix}, \quad (4.38)$$

Pri čemer je togostna matrika \mathbf{D} podana kot:

$$\mathbf{D} = \frac{E}{(1+\nu)(1-2\nu)} \begin{bmatrix} 1-\nu & \nu & \nu & 0 & 0 & 0 \\ \nu & 1-\nu & \nu & 0 & 0 & 0 \\ \nu & \nu & 1-\nu & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{1-\nu}{2} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1-\nu}{2} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1-\nu}{2} \end{bmatrix} \quad (4.39)$$

4.2.2 Metoda končnih elementov

Metoda končnih elementov (MKE) je ena najpogosteje uporabljenih metod za reševanje inženirskih problemov mehanike trdnin. Je numerična metoda za reševanje problemov, opisanih z diferencialnimi enačbami na aproksimativen način. Diferencialna enačba, ki jo

rešujemo je enačba gibanja, ki je formulirana na principu virtualnega dela. V splošnem opis kompleksnih geometrij kot kontinuum ni mogoč. Zato je pri metodi končnih elementov fizikalen problem, ki je lahko eno-, dvo- ali trirazsežen, razdeljen na končno število majhnih elementov osnovnih geometrijskih oblik, pri čemer iz neskončnega števila enačb, ki bi ga potrebovali za opis kontinuuma, problem prevedemo na končno število enačb. Ti elementi so poimenovani končni elementi, vsak izmed njih pa ima predpisano interpolacijsko funkcijo, ki določa njegov odziv napram zunanjim vplivom, ta pa mora biti čim bolj podoben odzivu dela realne strukture, ki jo element opisuje. Končni elementi so med seboj povezani v vozliščih, v katerih se interpolacijske funkcije elementov izvedotijo. Tako je celoten fizikalni problem transformiran v diskretiziran model končnih elementov z neznanimi vrednostmi v vozliščih. Vozlišča elementov ležijo na robovih elementa, kjer se elementi stikajo s sosednjimi elementi. Ker natančne spremembe območnih spremenljivk (napetosti, pomiki) znotraj kontinuuma niso znane se predpostavlja, da je sprememba območnih spremenljivk znotraj posameznega končnega elementa lahko aproksimirana z enostavno funkcijo. Te aproksimacijske ali interpolacijske funkcije so definirane z vrednostmi območnih spremenljivk v vozliščih. Ko so zapisane območne enačbe za cel kontinuum, so nove neznanke vozliščne vrednosti območnih spremenljivk. Z rešitvijo območnih enačb, ki so zapisane v matrični obliki, postanejo znane vrednosti območnih spremenljivk v vozliščih [43].

Reševanje splošnega problema kontinuuma s končnimi elementi poteka po korakih, v naslednjem vrstnem redu:

- diskretizacija kontinuuma – celotno območje problema je potrebno razdeliti na končne elemente;
- izbira interpolacijskih funkcij, ki določajo spremembe območnih spremenljivk znotraj posameznega končnega elementa – običajno so to polinomi, katerih stopnja določa število vozlišč in stopnjo končnega elementa;
- izpeljava togostne matrike in vektorja obremenitve za posamezen element;
- sestava enačb posameznih elementov v skupne ravnotežne enačbe
- rešitev globalnega sistema enačb, pri čemer so rezultat rešitve vozliščne vrednosti;
- izračun napetosti in deformacij v elementih, ki se izračuna s pomočjo vozliščnih vrednosti pomikov in enačb mehanike.

Osnovna ideja metode končnih elementov je torej iskanje rešitve kompleksnega problema tako, da ga zamenja z enostavnejšim. Zaradi tega z uporabo metode končnih elementov ne dobimo eksaktne rešitve, temveč aproksimirano rešitev.

Pri reševanju statičnega ravnotežja strukture iščemo pomike ali porazdelitev napetosti, ki jih opisuje sistem algebraskih enačb:

$$\mathbf{K} \cdot \mathbf{u} = \mathbf{F}, \quad (4.40)$$

kjer je \mathbf{K} togostna matrika kontinuuma, \mathbf{u} vektor vozliščnih pomikov in \mathbf{F} vektor sil v vozliščih, ki zajema volumske, površinske in zunanje vozliščne sile. Pri iskanju dinamičnega odziva strukture postanejo pomiki časovno odvisni in sistem enačb dobi obliko:

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{u}} + \mathbf{D}\dot{\mathbf{u}} + \mathbf{K}\mathbf{u} = \mathbf{F}, \quad (4.41)$$

kjer je \mathbf{M} masna matrika in \mathbf{D} matrika dušenja sistema. Časovna odvoda pomikov vozlišč sta $\dot{\mathbf{u}}$ pospešek in $\ddot{\mathbf{u}}$ hitrost vozlišč.

4.3 Močno vezane simulacije medsebojnega vpliva trdnin in tekočin

Medsebojni vplivi trdnin in tekočin se pojavljajo med pomičnimi ali deformabilnimi strukturami in obtočno tekočino, s katero so v stiku. Z njimi imamo opravka v široki paleti inženirskih problemov, posebej na področjih aeronavtikе, hitrih kopenskih in vodnih vozil ter vetrnih in vodnih turbin. Reševanje tovrstnih problemov temelji na zakonitostih mehanike kontinuuma. Zaradi velike zahtevnosti jih najpogosteje rešujemo s pomočjo numeričnih metod. Simulacije medsebojnih vplivov trdnin in tekočin sodijo v področje t.i. več-fizikalnih problemov (angl.: multi-physics), gre pa za simulacije dveh ali več različnih disciplin inženirskih problemov, ki se izvajajo hkrati z upoštevanjem medsebojnih vplivov. Te postopke uporabimo, ko nas zanima obremenitev, ki jo tekočina predstavlja za potopljeno strukturo, vpliv spreminjajoče se geometrije strukture na tok tekočine, ali pa želimo vpogled v obe območji, torej napetosti in deformacije strukture in njihov vzajemen vpliv na obtekanje tekočine.

V splošnem obstajata dva pristopa reševanja medsebojnih vplivov trdnin in tekočin: monolitni pristop in razdeljeni pristop [45]. Pri prvem se enačbe, ki definirajo tok tekočine in deformacije struktur, rešujejo hkrati z eno programsko kodo, pri čemer mora biti ta posebej razvita za točno določen primer in kombinacijo fizikalnih problemov. Pri

monolitnem pristopu sta obe območji združeni v enem močno vezanem sistemu, pri čemer njegova rešitev poteka sočasno po časovnih korakih. Ker se celoten sistem tekočine in trdnine rešuje hkrati so pogoji vezave na meji med njima zmeraj povsem izpolnjeni, kar izboljša natančnost in stabilnost simulacije v primeru, ko je odziv vezanega sistema bistveno drugačen, kot odziv posameznih območij. Slabost monolitnega pristopa je število enačb, ki jih je potrebno rešiti hkrati in je enako vsoti tekočinskih in strukturnih prostostnih stopenj. Dodatno težavo predstavlja globalna matrika, ki je sestavljena iz matrik z različnima topologijama in numeričnimi lastnostmi – strukturna togostna matrika je simetrična, medtem ko je tekočinska nesimetrična, zato nastopi težava pri izbiri programske kode za reševanje matrike [46].

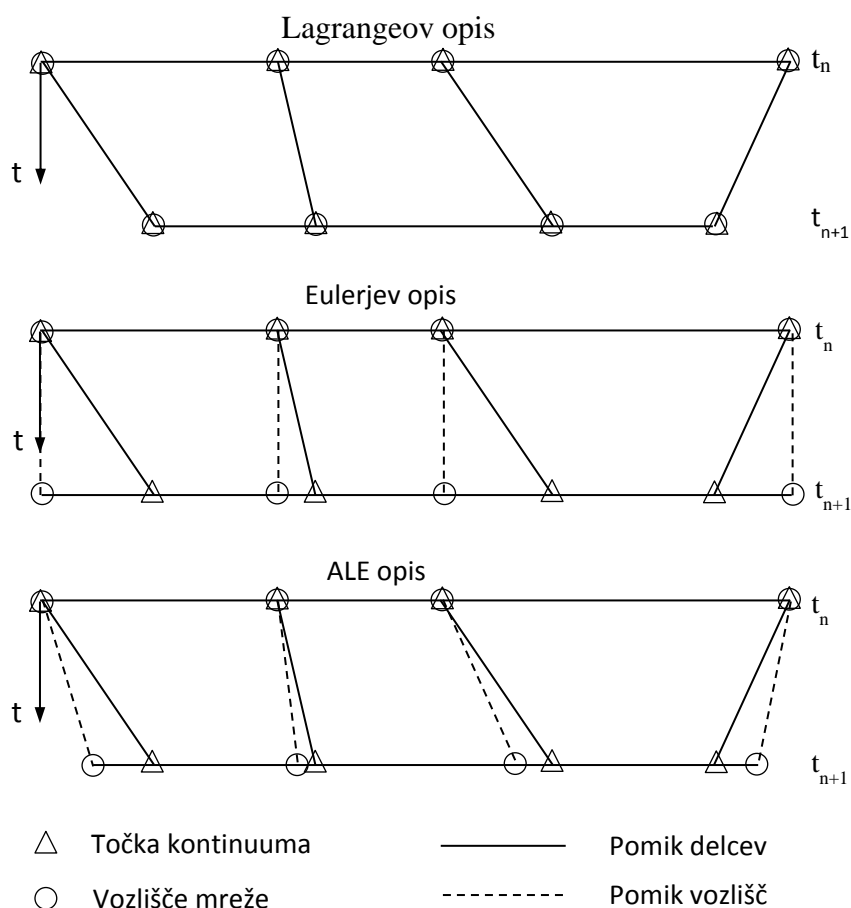
Pri razdeljenem pristopu pa se enačbe, ki definirajo tok tekočine in deformacije strukture, rešujejo v ločenih programskih kodah, kjer je vsaka od njih specializirana za posamezno fizikalno disciplino, med seboj pa so povezane z algoritmom, ki izmenjuje podatke med tekočino in strukturo na njunem stiku, in skrbi za ohranitev kontinuitete spremenljivk. Vezan problem je tako prostorsko razdeljen na dele, ki sovpadajo s fizikalnimi območji. Slednja so obravnavana kot izolirana območja in se rešujejo vsako za sebe, medtem ko so vplivi interakcije za vsako območje izvedeni kot zunanji robni pogoji in se izmenjujejo med območji. Najpomembnejša prednost slednjega pristopa je, da lahko uporabimo že optimirane obstoječe programske kode za reševanje posameznih disciplin, ki jih povežemo med seboj. Poglavitna slabost razdeljenega pristopa reševanja vezanih problemov je, da v kolikor ne pride do izpolnitve pogojev vezave, kar ima lahko za posledico poslabšanje stabilnosti poteka simulacije in s tem tudi natančnosti rezultatov [46]. Razdeljen pristop se deli na eno- in dvosmerno vezane probleme, slednji pa še na šibko vezane in močno vezane probleme [47].

Reševanje močno vezanih problemov zahteva, da so vsi fizikalni parametri med programskima kodama sinhronizirani v vsakem časovnem oziroma obremenitvenem koraku. Pri razdeljenem pristopu je med tekočinsko in strukturno domeno, ki se rešujeta zaporedoma, zmeraj časovni zamik med obema rešitvama. Doseganje močne vezave z napredovanjem rešitev tekočinske in strukturne domene le enkrat na časovni korak tako ni mogoče, temveč je potrebno izvajati več povezanih iteracijskih preračunov tekočinske in strukturne domene v vsakem časovnem koraku, dokler njihove rešitve ne konvergirajo, kar pa pomeni podaljšanje časa potrebnega za simulacijo. Močno vezane simulacije omogočajo časovno natančnost drugega reda, povečano stabilnost simulacije in edine, z

izjemo monolitnega pristopa, omogočajo ohranitev energije na vmesniku med tekočino in strukturo. Zato so posebej primerne za reševanje časovno odvisnih problemov z velikimi deformacijami, kjer obe domeni vplivata ena na drugo, še posebej pri daljših časovnih korakih simulacije [47].

Pri simulaciji večrazsežnih problemov dinamike tekočin in nelinearne mehanike trdnin se pogosto pojavijo zahteve po opisovanju velikih deformacij kontinuuma. Algoritmi mehanike kontinuuma pogosto uporabljajo klasična opisa gibanja: Lagrangeov opis in Eulerjev opis. Lagrangeov opis se običajno uporablja pri mehaniki trdnin. Pri njem vsako vozlišče računske mreže sledi delcu materiala, ki ga predstavlja, zato omogoča enostavno sledenje prostih površin in vmesnih površin med različnimi materiali. Slabost Lagrangeovega opisa je omejena zmožnost sledenja velikim deformacijam računske domene, zato je potrebno njeno diskretizacijo med simulacijo večkrat ponoviti, s čimer se prepreči prekomerno deformacijo elementov mreže. Eulerjev opis se pogosto uporablja pri dinamiki tekočin. Pri njem je računska mreža mirujoča, kontinuum pa se premika z ozirom nanjo. Eulerjev opis dopušča razmeroma enostavno obravnavo velikih deformacij pri gibanju kontinuuma, vendar na račun natančnejše definicije vmesnika in resolucije podrobnosti toka. Izbira ustreznega opisa gibanja vpliva na razmerje med deformacijo kontinuuma in deformacijo računske mreže in tako pogojuje zmožnost numerične metode za opis velikih deformacij in podajanje natančnih rezultatov.

Zaradi pomanjkljivosti obeh pristopov je bila razvita metoda, ki združuje prednosti obeh in se imenuje poljubna Lagrangeova-Eulerjeva ali ALE (angl.: arbitrary Lagrangian Eulerian). Pri ALE opisu gibanja se lahko vozlišča računske mreže pomikajo skupaj s kontinuumom (Lagrangeov opis), lahko so nepomična (Eulerjev opis), lahko pa se pomikajo na poljubno določen način med enim in drugim opisom (slika 4.4). Tako ALE omogoča obravnavo večjih deformacij kot Lagrangeov pristop in hkrati bolj podrobne rezultate kot Eulerjev pristop [48].



Slika 4.4: Enodimenzijski primer Lagrangeovega, Eulerjevega in ALE opisa pomikov kontinuuma in računske mreže [48].

Z uporabo ALE lahko opišemo medsebojni vpliv strukture in tekočine z naslednjimi diferencialnimi enačbami:

$$\frac{d}{dt}(\mathbf{A}\mathbf{W}) + \mathbf{F}^c(\mathbf{W}, \mathbf{x}, \dot{\mathbf{x}}) = \mathbf{R}(\mathbf{W}, \mathbf{x}) \quad , \quad (4.42)$$

$$\mathbf{M} \frac{d^2 \mathbf{u}}{dt^2} + \mathbf{K}\mathbf{u} = \mathbf{f}^{ext}(\mathbf{W}(\mathbf{x}, t), \mathbf{x}) \quad , \quad (4.43)$$

$$\tilde{\mathbf{M}} \frac{d^2 \mathbf{x}}{dt^2} + \tilde{\mathbf{D}} \frac{d\mathbf{x}}{dt} + \tilde{\mathbf{K}}\mathbf{x} = 0 \quad , \quad (4.44)$$

kjer je \mathbf{x} pomik ali vektor položaja pomičnih vozlišč tekočinskega območja, \mathbf{W} vektor stanja tekočine, \mathbf{A} rezultati diskretizacije tekočinskih enačb s končnimi elementi/volumni, $\mathbf{F}^c = \mathbf{F} - \dot{\mathbf{x}}\mathbf{W}$ vektor ALE konvektivnih fluksov, \mathbf{F} vektor konvektivnih fluksov, \mathbf{R} vektor difuzivnih fluksov, \mathbf{u} vektor strukturnih pomikov, \mathbf{M} in \mathbf{K} sta masna in togostna matrika strukture, \mathbf{f}^{ext} je vektor zunanjih sil, ki delujejo na strukturo, $\tilde{\mathbf{M}}, \tilde{\mathbf{D}}$ in $\tilde{\mathbf{K}}$ so navidezne

masna, dušilna in togostna matrika povezane z gibljivo mrežo tekočinskega modela. Prva enačba je ALE brezdimenzijska konservativna oblika Navier-Stokesovih enačb, ki opisujejo viskozne tokove na dinamičnih mrežah. Druga enačba je elasto-dinamična enačba, tretja pa določa dinamiko gibljive mreže tekočinskega območja.

Enačbe tekočinskega in strukturnega območja so v simulaciji povezane z upoštevanjem enačb na meji med fizikalnima območjema Γ :

$$\boldsymbol{\sigma}_S \cdot \mathbf{n} = -pn + \boldsymbol{\sigma}_F \cdot \mathbf{n} \quad (4.45)$$

$$\mathbf{u}_S = \mathbf{u}_F \quad , \quad (4.46)$$

kjer je \mathbf{u}_F tekočinsko polje pomikov, \mathbf{u}_S strukturno polje pomikov, p tlačno polje tekočine, $\boldsymbol{\sigma}_S$ in $\boldsymbol{\sigma}_F$ strukturni napetostni in tekočinski viskozni napetostni tenzor in \mathbf{n} normala na mejo med strukturo in tekočino Γ . Enačba (4.45) določa, da so sile na omočeni površini strukture v ravnovesju s silami na tekočinski strani meje med območjema. Enačba (4.46) določa kompatibilnost med polji pomikov obeh fizikalnih območij na njuni mejni ploskvi. Za neviskozne tokove je enačba (4.46) zamenjana z robnim pogojem trenja tekočine na steni strukture:

$$\frac{\partial \mathbf{u}_F}{\partial t} \cdot \mathbf{n} = \frac{\partial \mathbf{u}_S}{\partial t} \cdot \mathbf{n} \quad (4.47)$$

Strukturni pomiki in dinamični pomiki mreže x na mejni ploskvi med območjema Γ so prav tako povezani s kontinuitetnimi pogoji:

$$x = u_S \quad (4.48)$$

$$\frac{\partial x}{\partial t} = \frac{\partial u_S}{\partial t} \quad (4.49)$$

Pri enostavnejših in manjših problemih je lahko enačba (4.43) pretvorjena v obliko prvega reda, tako da so tekočinske in strukturne enačbe gibanja združene v skupni formulaciji. V takem primeru je mogoča monolitna obravnava vezanih gibalnih enačb tekočine in strukture. Za bolj kompleksne probleme pa ima vsaka izmed enačb (4.42-4.44) drugačne matematične in numerične lastnosti, tako so matrike za strukturni problem v splošnem simetrične, za tekočinski problem pa v splošnem nesimetrične. Hkratno reševanje enačb (4.41 - 4.44) z monolitno shemo je zato računsko zahtevno in matematično neoptimalno [49].

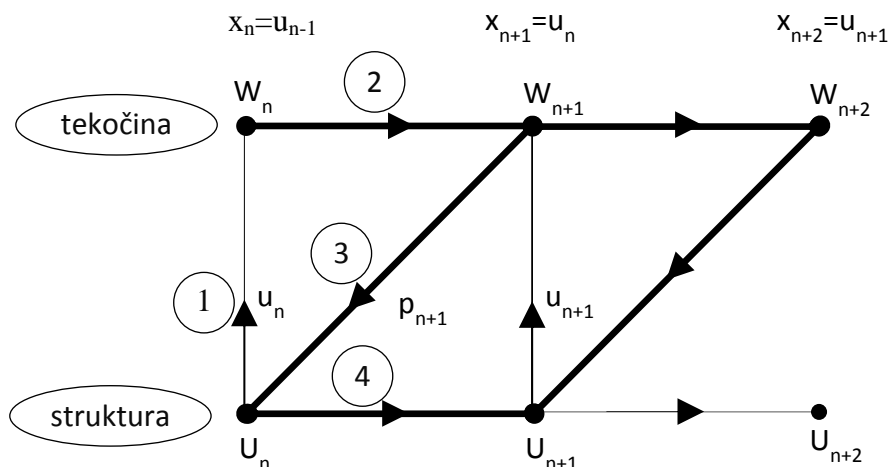
Te enačbe lahko rešujemo z razdeljenim pristopom, pri čemer so deli problema prostorsko ločeni na posamezna fizikalna območja. Tako se deli problema rešujejo z različnimi programi, pri čemer so znotraj njih interakcije med območji za vsako od njih upoštevane kot zunanji robni pogoji. Rešitev napreduje po časovnih korakih, pri čemer se podatki med območjema izmenjujejo na interakcijskih točkah, kar poenostavi vrsto obravnave, ravnovesje obremenitev in modularnost programske opreme.

Osnoven razdeljen pristop reševanja vezanih problemov se izvaja z algoritmom prikazanim na sliki 4.5 ima naslednje korake:

- prenos pomikov s strukturne strani meje med območjema na tekočinsko območje z uporabo enačb (4.46-4.48);
- posodobitev mreže tekočinskega območja;
- rešitev tekočinskega območja za naslednji časovni korak in izračun tekočinskega tlačnega in napetostnega polja;
- pretvorba tekočinskega tlačnega in napetostnega polja v obremenitev strukture z enačbo (4.45);
- rešitev strukturnega območja z novimi obremenitvami prejetimi od tekočinskega območja.

Takšno razdeljeno proceduro reševanja bi lahko opisali kot šibko vezan algoritem, kjer pogoji vezave na vmesniku med območjema niso eksaktno izpolnjeni. V kolikor natančnost rešitve ali stabilnost rešitve to zahteva, je mogoče v vsak cikel te sheme dodati iteracije prediktor/korektor. V tem primeru postane celotna procedura močno vezan algoritem reševanja vezanih problemov [49]. Pri močno vezanih algoritmih je vsako izmed fizikalnih območji v vsakem časovnem koraku rešeno večkrat, s čimer se zagotovi konvergenčne pogoje vezane simulacije na vmesniku med njima. Tak postopek izboljša natančnost in numerično stabilnost vezanih problemov, rešitev pridobljena z njimi pa je primerljiva z rešitvijo monolitnega pristopa.

Na sliki 4.5 je prikazan običajen zaporedni vezani algoritem, kjer so z U označeni vektorji stanja strukture, z W vektorji stanja tekočine, s p tlak tekočine, enačbe na vrhu pa se nanašajo na stanje meje med tekočino in strukturo Γ .



Slika 4.5: Običajen zaporedni razdeljen algoritem [49].

Pri večini aero-/hidro-elastičnih problemov je za natančnost rešitve tekočinskega območja potreben krajši časovni korak kot za reševanje strukturnega območja. Zato v takšnem primeru tekočinski del določa velikost časovnega koraka Δt_F , ki zagotavlja natančnost rešitve tekočinskega dela. Uporaba enakega časovnega koraka pa ima le malo prednosti, saj se strukturni del rešuje tolikokrat kot tekočinski, čeprav to ne bi bilo potrebno. Konvencionalni zaporedni vezani algoritem ima slabost, da je njegova časovna natančnost prvega reda., kljub temu, da imata programski kodi za posamezni območji časovno natančnost drugega reda. To je ponavadi rešeno z uvedbo polnih notranjih iteracij, torej iteracije na stopnjah 1-4 (slika 4.5), dokler niso enačbe (4.41-4.44) izpolnjene pred napredovanjem vezane rešitve na nov časovni korak [49].

Za analize smo izbrali programski paket Ansys 13, predvsem zaradi poznavanja programske kode CFX za RDT, pa tudi zaradi v njem delujoče povezave za močno vezane simulacije medsebojnega vpliva tekočine in strukture.

4.4 Močno vezane simulacije v programskem paketu Ansys

Problemi, pri katerih različna fizikalna območja hkrati vplivajo eno na drugo se rešujejo s postopki interakcije trdnin in tekočin. Za reševanje takšnih problemov je potrebna uporaba dvosmerne interakcije strukture in tekočine. Za simulacijo interakcije trdnin in tekočin je potrebna priprava tekočinskega in strukturnega modela – fizikalnih območij, in specifikacija prenosa podatkov in kontrol za reševanje problema interakcije tekočine in strukture (angl.: FSI – fluid structure interaction). Vezane simulacije se začnejo z

zagonom mehanske (Ansys Mechanical) in tekočinske območne kode (CFX). Prvi deluje tudi kot nadrejen proces, h kateremu se priključi CFX kot podrejen proces. Ko je povezava vzpostavljena, kodi napredujeta skozi zaporedje šestih vnaprej definiranih sinhronizacijskih točk. V vsaki izmed teh točk vsaka območna koda pridobi potrebne podatke od nasprotne območne kode, da lahko napreduje do naslednje sinhronizacijske točke. Prve tri točke so namenjene pripravi območnih kod na računsko zahteven proces reševanja, ki se odvije med zadnjimi tremi sinhronizacijskimi točkami. Slednje definirajo zaporedje vezanih korakov, med katerimi vsak zajema eno ali več vezanih iteracij. Med vsako vezano iteracijo vsaka območna koda pridobi potrebne podatke od nasprotne območne kode in z njimi reši svoje območne enačbe za trenuten korak vezane simulacije. Vezane iteracije se ponovijo dokler ni doseženo njihovo največje predpisano število, ali pa je dosežena konvergenca rezultatov obeh območij. Slednje zagotavlja implicitno rešitev obeh območij za vsak korak vezane simulacije [50]. Simulacija vezanih problemov je v programskem paketu Ansys izvedena z metodami s prenosom obremenitve (angl.: load transfer methods). Te vključujejo dve ali več analiz, pri čemer vsaka pripada drugačni fizikalni disciplini. Analizi sta povezani z uporabo rezultatov ene izmed njiju za obremenitev v drugi analizi [51].

Pri analizi medsebojnega vpliva tekočine in strukture tlak tekočine povzroča deformacijo strukture, ta pa s spremembo oblike vpliva na rešitev obtokanja tekočine okrog strukture. Tovrsten problem za dosego konvergence zahteva iteracijo med obema fizikalnima območjema. V programskem paketu Ansys sta za vezane probleme na voljo dva postopka: neposredni in postopek s prenosom obremenitve. Pri tem je prvi postopek izveden znotraj posamične programske kode, drugi pa s povezavo dveh ali več programskih kod.

Večpodročna koda (angl.: multifield ali MFX solver) se uporablja za reševanje problemov, ki imajo fizikalna območja razdeljena med več različnih programskih kod za reševanje različnih fizikalnih disciplin. MFX koda uporablja iterativno povezovanje programskih kod, pri katerem se različni deli fizikalnega problema rešujejo hkrati ali zaporedoma. Večpodročna koda tako iterira med kodama za posamični fizikalni disciplini, dokler obremenitve, ki se prenašajo med njima ne konvergirajo.

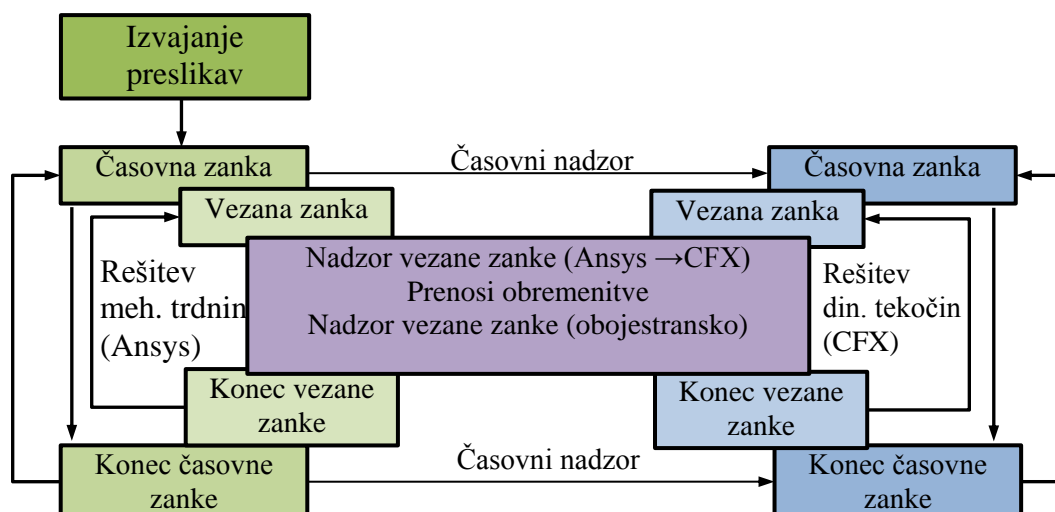
V večpodročni kodi so programske kode za reševanje različnih fizikalnih območij povezane z uporabo vezane iteracijske zanke (angl.: stagger iteration). Med vsako iteracijo vsaka izmed območnih kod zbere obremenitve od druge območne kode in z

novimi obremenitvami rešuje svoje fizikalno območje. Pri tem se iteracije nadaljujejo, dokler rešitvi obeh fizikalnih območij ne konvergirata.

Zahteve za uporabo MFX solverja so naslednje [41]:

- problem mora biti tridimenzionalen;
- strukturni model mora biti eno-območen, uporabljeni elementi pa tridimenzionalni s mehanskimi ali termičnimi prostostnimi stopnjami;
- prenašajo se lahko le površinske obremenitve, veljavne obremenitve so pomiki, temperatura, sila, toplotni tok;
- povezani sta lahko le dve območni kodi, Ansys za strukturno in CFX za tekočinsko območje. Posamezna analiza ima lahko le eno povezavo med dvema območnima kodama, pri čemer pa je lahko več prenosov obremenitve;
- strukturna območna koda Ansys ne more biti paralelno reševana, tekočinska pa je lahko.

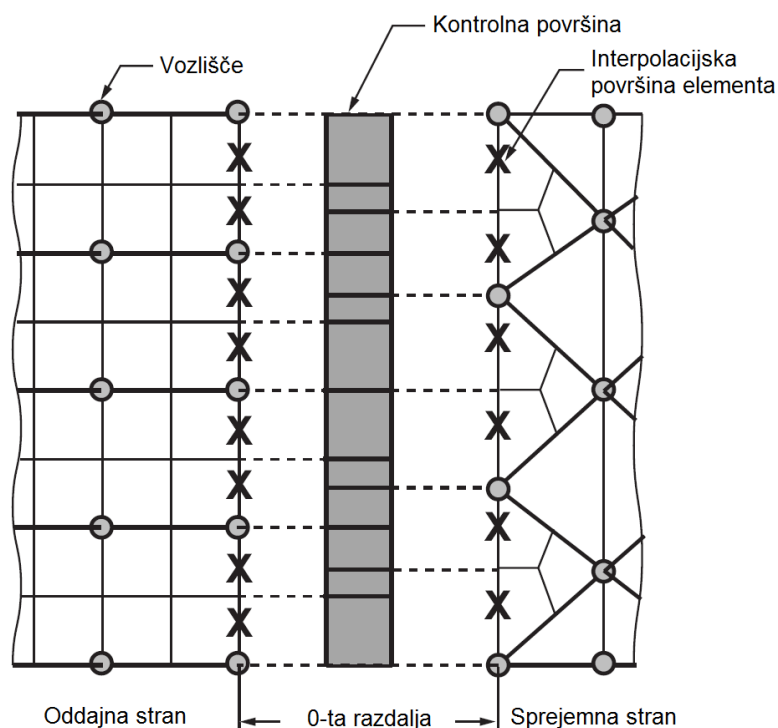
V primeru simulacije medsebojnega vpliva tekočine in strukture, deluje večpodročna koda tako, da je strukturna koda nadrejen proces, kar pomeni da prebere vse ukaze, zbere vmesnike med fizikalnimi območji programskih kod, izvede medsebojne preslikave obremenitev na njih in izmenjuje podatke o času simulacije in kontrolira vezane iteracije med kodama. Proces reševanja več-področne MFX procedure je prikazan na sliki 4.6. Zanka reševanja problema medsebojnega vpliva tekočine in strukture je sestavljena iz: več-področne časovne zanke in več-področne vezane zanke. Časovna zanka ustreza časovnemu koraku več-področne analize, znotraj nje pa se izvaja vezana zanka, ki omogoča implicitno povezavo med fizikalnima področjema v več-področni rešitvi. Znotraj vsake časovne zanke se izvede več iteracij vezane zanke, saj se v vsaki iteraciji ponavlja izvajanje reševanja posameznih fizikalnih področij, dokler skupna rešitev ne konvergira. Število teh iteracij določa konvergenca prenosov obremenitve med fizikalnima področjema, pri čemer lahko največje število iteracij omejimo. Pri analizi tekočinskega območja v CFX z upoštevanjem prehodnih pogojev vsaka vezana iteracijska zanka zajema več koeficientnih iteracij (angl.: coefficient loop), ki se ponavljajo dokler ni dosežena konvergenca ali največje predpisano število iteracij. Prenos obremenitve med fizikalnima območjema se izvrši pri vsaki vezani iteraciji. Globalna konvergenca rešitve se preverja po prenosu obremenitve in v kolikor ni dosežena, se ponovi vezana iteracijska zanka [51].



Slika 4.6: Proces reševanja več-področne MFX procedure.

Prenos obremenitve je proces, pri katerem eno izmed fizikalnih območij prenese veličine, ki temeljijo na njegovi diskretizaciji na drugo fizikalno območje. Prenos se izvaja s površine na površino, ali z volumna na volumen. Ansys MFX procedura samodejno prenaša veličine med območji z različno diskretizacijo.

Medsebojna preslikava modelov na površini vmesnika med fizikalnima območjema je potrebna za interpolacijo obremenitev med njima, saj je vsako območje modelirano z različno velikimi elementi. Vsaka območna koda pri reševanju napreduje skozi vrsto več-območnih časovnih korakov in vezanih iteracij v vsakem izmed njih. Pri vsaki vezani iteraciji vsaka izmed območnih kod od nasprotne prevzame obremenitve in poišče rešitev za nove robne pogoje. Območni kodi si med reševanjem problema podatke izmenjujeta v sinhronizacijskih točkah, pri čemer v vsaki izmed njih zaporedoma zamenjata privilegije nadrejenega in podrejenega procesa, pri prenosu obremenitve pa vsaka koda pridobi vse podatke o robnih pogojih na vmesni površini od nasprotne območne kode preden prične z reševanjem. MFX procedura pri prenosu obremenitve zazna ali sta diskretizaciji na obeh straneh vmesne površine enaki ali ne. Konservativna interpolacija preslika interpolacijske površine z elementov na oddajni strani na interpolacijske površine elementov na sprejemni strani.



Slika 4.7: Konservativna interpolacija pri izmenjavi obremenitev [51].

Konservativna interpolacija v splošnem ohranja lokalno porazdelitev spremenljivk in je uporabna za interpolacijo pomikov in temperatur v vozliščih mreže. Te spremenljivke so interpolirane površinsko-uteženo z vseh interpolacijskih površin na oddajni strani, ki se sekajo z vozliščnimi interpolacijskimi površinami v okolici danih vozlišč; tako lahko konservativna interpolacija zgladi vsakršne numerične oscilacije z oddajne strani [51].

5 POSTOPKI ZA PRERAČUN ZMOGLJIVOSTI DARRIEUSOVIH TURBIN

5.1 Pregled modelov in postopkov za preračun Darrieusovih turbin

Turbine s tokom prečno na os vrtenja, med katere sodi tudi Darrieusova turbina, so v tok postavljene tako da je os postavljena v navpični ali vodoravni smeri, zmeraj pa pravokotno na tok. Iz tega sledi, da je tokovno polje bistveno bolj kompleksno kot pri turbinah z vodoravno osjo delovanja, saj lopatice na dotočni strani najprej prečkajo razmeroma urejene tokovnice, medtem ko na odtočni strani prečkajo povsem turbulenten tok, ki so ga povzročile pri prvem prečkanju tokovnic. Sile, ki delujejo na posamezno lopatico je mogoče izračunati analitično, a samo za določene intervale v delovnem območju turbine. Tako lahko izračunamo sile na lopatico, ko ta prečka urejene tokovnice, a le dokler znaša vpadni kot lopatice na smer relativne hitrosti toka med -15° in 15° . Le za takšne kote so namreč v bazah aerodinamičnih profilov na voljo podatki o koeficientih dviga, upora in navora za določena Reynoldsova števila toka, ki so pridobljeni z meritvami v vetrovnikih pri stabilnih pogojih. Med delovanjem Darrieusove turbine se vpadni kot relativne hitrosti, ki je sestavljena iz hitrosti toka in obodne hitrosti turbine, na lopatice ves čas spreminja in presega območje, za katerega so na voljo analitični nastavki, ki tudi ne zajemajo dinamičnih efektov. Prav zato je potreba po računski oceni zmogljivosti tovrstnih turbin privedla do različnih računskih modelov s katerimi je mogoče oceniti zmogljivosti turbine, kar je pripomoglo k njihovemu boljšemu načrtovanju.

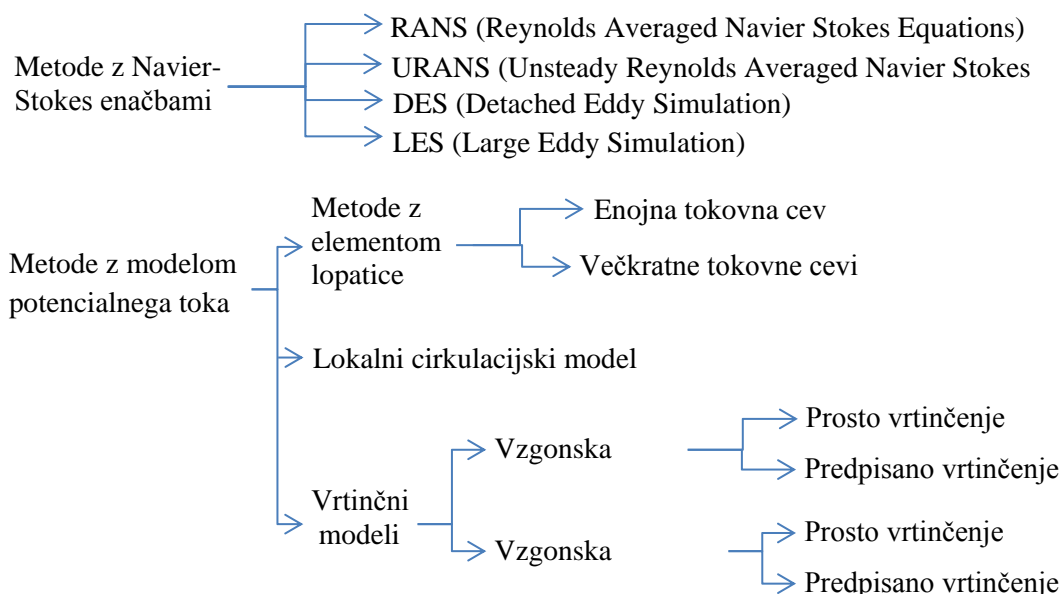
Aerodinamična analiza vetrnih turbin ima dve pglavitni nalogi: predvideti mora aerodinamične zmogljivosti turbine in predvideti mora tokovne obremenitve, ki bodo delovale na turbino [52]. V splošnem so uporabljeni isti modeli za izpolnitev obeh nalog. Najenostavnejši aerodinamični modeli za preračun turbin z navpično osjo delovanja uporabljajo teorije tokovnih cevi. Ti modeli primerjajo stopnjo spremembe v gibalni količini toka s časovno povprečenimi silami na lopatice. Za določitev konsistentnih hitrosti in sil je potrebnih več iteracij, pri čemer sta za določitev sil potrebna dvo-dimenzionalna koeficient vzgona in upora. Ti modeli lahko tudi že zajemajo fenomene

kot so striženje vetra (sprememba tokovnega polja vzdolž lopatice) in lokalne spremembe Reynoldsovega števila.

Vrtinčni modeli temeljijo na eni izmed oblik vrtinčne enačbe in izvajajo natančne preračune induciranih hitrostnih polj z določitvijo razporeditve vrtinčenja v sledi posamezne lopatice [52].

Lokalni cirkulacijski model (LCM) je hibrid med modeli z gibalno količino in vrtinčnimi modeli. Podobno kot modeli s tokovnimi cevmi, uporablja LCM ravnovesje gibalnih količin med silami na lopaticah in spremembo gibalne količine toka vetra, ko ta prehaja rotor turbine. Lopatice pa so zastopane kot nadgradnja imaginarnih lopatic z različnimi dolžinami z eliptično razporeditvijo cirkulacij. LCM je primeren za analizo nestacionarnih tokov, pri čemer detajlno podaja hitrosti tokovnega polja in obremenitve lopatic. LCM podaja natančnejše rezultate od modelov z gibalno količino, pri čemer nima težav s konvergenco kot pri vrtinčnih modelih, z ustreznim modelom vrtinčnega polja pa je računsko manj zahteven od vrtinčnih modelov [52].

Aerodinamični modeli uporabljajo podatke o aerodinamičnih profilih, ki so kot funkcije koeficienta vzgona in upora od vpadnega kota profila in Reynoldsovega števila zapisane v preglednicah in diagramih [52]. Ti podatki so za posamezne profile ponavadi pridobljeni z dvo-dimenzionalnimi statičnimi preizkusi v vetrovniku ali s pomočjo dvo-dimenzionalnih statičnih programskih kod za načrtovanje aerodinamičnih profilov. Podatki so nato modificirani z empiričnimi ali analitičnimi postopki in se uporabijo za oceno obremenitev lopatic v tri-dimenzionalnih dinamičnih obratovalnih pogojih z upoštevanjem dinamičnega odtrganja mejne plasti. Slednje nastopi pri močnem spreminjanju vpadnega kota aerodinamičnega profila glede na tok. Največja težava pri pridobivanju natančnih ocen delovanja turbine je ravno določitev ustreznih karakteristik aerodinamičnega profila za določene obratovalne pogoje [52]. Pregled postopkov za analizo turbin z navpično osjo vrtenja je prikazan na sliki 5.1.



Slika 5.1: Pregled matematičnih modelov za preračun zmogljivosti in obremenitev turbin z navpično osjo delovanja .

Ker velja za turbine z navpično osjo vrtenja precej kompleksno tokovno polje, je bilo na osnovi različnih teorij doslej razvitih že več različnih matematičnih modelov, s katerimi lahko ocenimo njihove predvidene zmogljivosti. Ti modeli so običajno sestavljeni iz različnih komponent:

- izračuni lokalnih relativnih hitrosti in vpadnih kotov lopatic pri različnih razmerjih hitrosti obratovanja in za posamezne položaje lopatic;
- izračuni razmerja med obodno hitrostjo turbine in hitrostjo toka z upoštevanjem medsebojnega vpliva med lopatico in vrtincem, ki ga le ta povzroči;
- različni pristopi izračuna normalnih in tangencialnih sil za lopatice v različnih položajih;
- karakteristike aerodinamičnih profilov pred in po odlepljenju mejne plasti - zlomu vzgona in med njim za različna Reynoldsova števila;
- dinamični zlom vzgona za nestacionarne pojave med delovanjem;
- zakrivljen model toka, ki upošteva krožno gibanje lopatice.

5.1.1 Modeli z gibalno količino

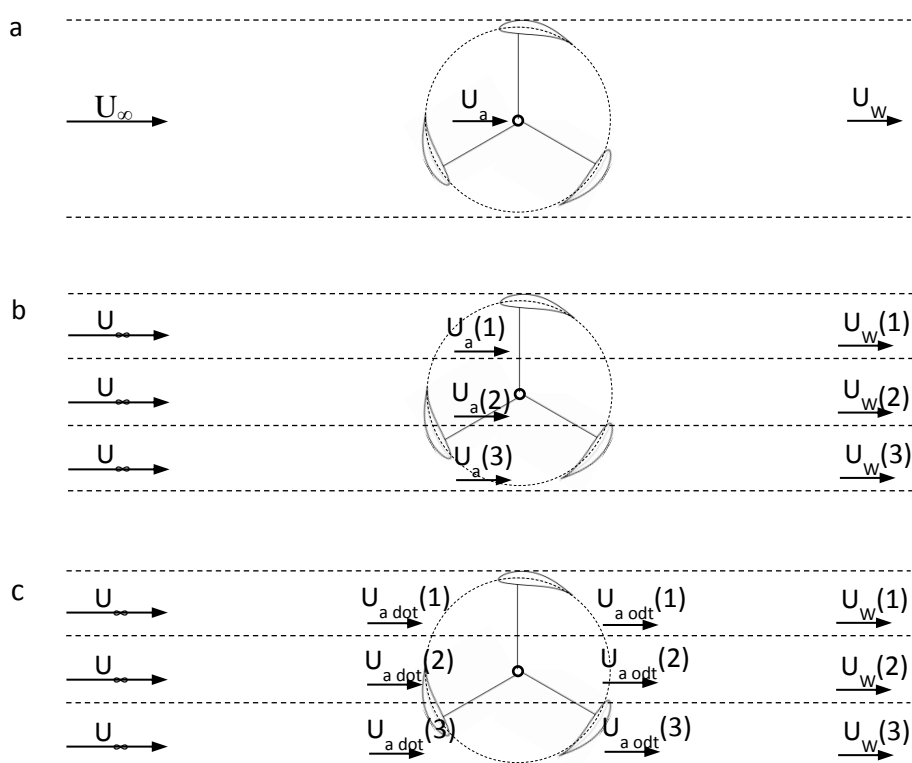
Modeli z gibalno količino, ki jih nekateri avtorji poimenujejo kot modele z gibalno količino elementa lopatice (angl.: blade element momentum) v glavnem temeljijo na izračunu hitrosti toka skozi turbino, kjer se izračuna aerodinamična sila toka na lopatice s

stopnjo spremembe gibalne količine tekočine, ki je enaka spremembi hitrosti toka pomnoženi z masnim pretokom. Aerodinamična sila je enaka tudi povprečni tlačni razliki skozi rotor turbine. V vsaki izmed tokovnih cevi je uporabljena Bernoullijeva enačba. Poglavitna slabost teh modelov je, da podajajo napačne rezultate za velike vrednosti razmerja hitrosti λ in visoke vrednosti koeficienta zapolnjenosti turbine, saj za natančnejše rezultate enačbe z gibalno količino več ne zadoščajo [4].

Modeli s tokovnimi cevmi izenačijo sile na lopatice turbine s spremembo gibalne količine toka skozi rotor turbine. Ti modeli podajajo dobro oceno zmogljivosti turbine, ko so turbinske lopatice manj obremenjene in turbine delujejo z nizkim ali zmernim razmerjem hitrosti. Ko pa se razmerje hitrosti poveča ali pa se poveča koeficient zapolnjenosti, postanejo njihovi rezultati napačni, saj v teh primerih enačbe gibalne količine več ne zadoščajo za pravilno oceno zmogljivosti turbine. Predvidene sile na lopaticah so namreč nenatančne, ker ti modeli predpostavljajo kvazi-stacionaren tok konstantne hitrosti skozi rotor turbine, ki je odvisen le od položaja v smeri toka, medtem ko zanemarijo prečne tokove, zato vrtinčni modeli ne opisujejo vrtinčne strukture v bližini lopatic.

5.1.1.1 Model z enojno tokovno cevjo

Model z enojno tokovno cevjo (angl.: single streamtube model) je prvi leta 1974 razvil Templin [53] za izračun aerodinamičnih zmogljivosti vetrne turbine z navpično osjo in ukrivljenimi lopaticami. Model temelji na teorijah o propellerskem aktuatorskem kolutu in predvideva, da je rotor turbine brezdimenzijski aktuatorski kolut velikosti obsega turbine, postavljen v eno tokovno cev in se v njej vrti zaradi toka s konstantno hitrostjo kot je prikazano na sliki 5.2a. Kot model z gibalno količino predvideva, da so sile, ki delujejo na lopatice enake spremembi gibalne količine vetra pri toku preko rotorja. Podatki o aerodinamičnem profilu, kot so koeficient vzgona, upora in navora so vzeti iz eksperimentalnih meritev.



Slika 5.2: Primeri aerodinamičnih modelov s tokovnimi cevmi; a - enojna cev, b - mnogokratna tokovna cev, c – dvojna mnogokratna tokovna cev [4].

5.1.1.2 Model z mnogokratno tokovno cevjo

Leta 1974 sta Wilson in Lissaman [54] predstavila model z mnogokratno tokovno cevjo (angl.: multiple streamtube model), ki je izboljšava modela z enojno tokovno cevjo. Pri tem modelu je pravokotna ploskev glede na tok razdeljena na vrsto vzporednih, aerodinamično neodvisnih tokovnih cevi (slika 5.2b). Ta model predpostavlja, da je znotraj vsake tokovne cevi hitrost rotorja konstantna.

Še en model z mnogokratno tokovno cevjo za Darrieusovo turbino je leta 1975 predstavil Strickland [55]. V tem modelu se obodna hitrost turbine izračuna iz sil na lopatici in spremembe gibalne količine v vsaki tokovni cevi. Ta model lahko upošteva tudi vplive striženja toka in razmeroma dobro predvideva zmogljivosti turbine in tako predstavlja izboljšavo modela z mnogokratno tokovno cevjo.

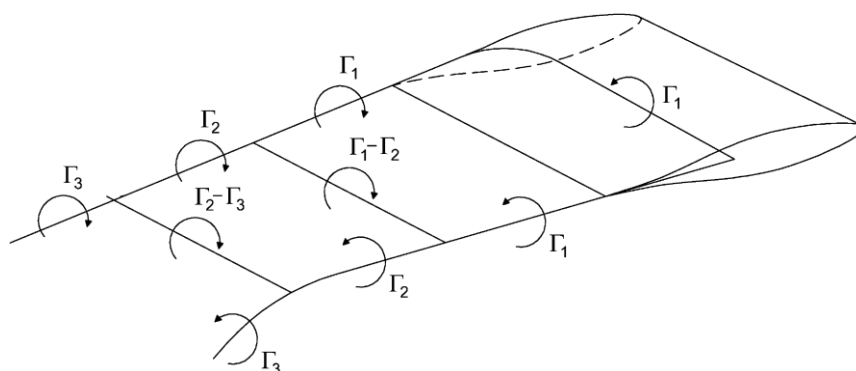
5.1.1.3 Dvojni model z mnogokratno tokovno cevjo

Leta 1981 so Paraschivoiu [56], pozneje pa še Templin in Berg [52] predstavili dvojni model z mnogokratno tokovno cevjo (angl.: double multiple streamtube model), ki

izračunava tokovno polje s pomočjo modeliranja dotočnega in odtočnega dela turbine, ki je modelirana kot dvojni akuatorski kolut v tandemski konfiguraciji (slika 5.2c). Z njuno uporabo sta izračunani inducirani hitrosti skozi rotor turbine na dotočni in odtočni strani. Model podaja bolj natančne rezultate od zgornjih, enostavnejših modelov, še posebej za lokalne aerodinamične sile na lopaticah, kljub temu pa njegovi rezultati podajajo previsoke napovedi za turbine z višjim koeficientom zapolnjenosti. Pri teh ima model tudi težave z doseganjem konvergence, posebej na odtočni strani in pri višjih vrednostih razmerja hitrosti turbine [4].

5.1.2 Vrtinčni modeli

Ti modeli temeljijo na vrtinčnih enačbah, v njih tlak ne nastopa eksplicitno, tlačno polje pa ni potrebno za določitev hitrostnega polja. Vrtinčna območja so obravnavana kot tanke plasti koncentrirane vrtinčnosti, ki omogočajo numerični preračun.



Slika 5.3: Sistem vrtnicev za posamičen element lopatice [4].

Vrtinčni modeli so v osnovi modeli potencialnega toka, ki temeljijo na izračunu hitrostnega polja okrog turbine skozi vpliv vrtinčenja v vrtinčnem polju za lopaticami turbine. Slednje so modelirane z vrtinčnimi nitmi po vsem obsegu profila krila. Profil lopatice ima po obodu tik ob površini tanko mejno plast, kjer pride ob obtoku tekočine do vrtinčenja zaradi trenja med površino in tekočino. Moč tega vrtinčenja je odvisna od vnaprej določenih koeficientov in izračunane relativne hitrosti toka in vpadnega kota profila lopatice [4].

Omenjeni modeli za preračun zmogljivosti turbin z navpično osjo vrtenja so bili v glavnem razviti za preračun vetrnih turbin, tako da uporabljajo podatke za različne oblike aerodinamičnih profilov. Ti podatki so pridobljeni z eksperimentalnimi meritvami v vetrovniku, ki pa so izvedene v stabilnih pogojih na mirujočem modelu profila s stalnim vpadnim kotom in hitrostjo toka zraka. Lopatice Darrieusove turbine med svojim

delovanjem zaradi rotacije stalno spreminjajo svoj vpadni kot in relativno hitrost toka nanje, tako se pojavi dinamično odlepljenje mejne plasti toka okrog lopatice, vseskozi se spreminja Reynoldsovo število, tako da tovrstno pridobljeni podatki o lastnostih aerodinamičnih profilov ponavadi niso zadostni, zato prihaja do odstopanj rezultatov.

5.1.3 Metode z računalniško dinamiko tekočin

Z uporabo računalniške dinamike tekočin je celoten tok okrog lopatic turbine preračunan z numeričnim reševanjem Navier-Stokesovih enačb. Te so podrobneje predstavljene v naslednjem poglavju, predstavljajo pa niz nelinearnih, povezanih parcialnih diferencialnih enačb, za katere ne obstaja eksaktna rešitev. Za preračun turbin Navier-Stokesove enačbe zajemajo kontinuitetno enačbo in enačbo ohranitve gibalne količine. Turbulenten tok je modeliran z Navier-Stokesovimi enačbami z Reynoldsovim povprečenjem (angl.: RANS – Reynolds averaged Navier Stokes), pri katerem je vpeljan nov člen, ki predstavlja turbulentno napetost in s tem omogoča vzpon različnim turbulentnim modelom. RDT se je izkazala kot metoda, ki dobro predvidi zmogljivosti turbinskih strojev ne glede na razpon koeficienta zapolnjenosti, ali razmerja hitrosti. Kljub temu je RDT računsko precej zahtevna metoda, saj potrebuje velike računske domene z ustreznimi vmesniki med stacionarnimi in rotirajočimi domenami in modeliranje turbulentnega toka, ki omogoča zajemanje nestacionarnih pojavov. Metode simulacije celotne turbine z RDT za preračun zmogljivosti ne potrebujejo podatkov o koeficientih upora in vzgona, ki so pridobljene s testiranjem, temveč upošteva delovanje celotnega tlačnega in hitrostnega polja na stene lopatic, ki so lahko kakršnekoli oblike in brez vnaprej podanih podatkov o koeficientih vzgona in upora. Turbina se med simulacijo lahko vrti, tako da je mogoče opazovati pojave vplivov tokovnega polja na lopatice kot so dinamično odtrganje mejne plasti in izguba vzgona pri velikih vpadnih kotih, interakcija lopatice in vrtinčnega polja na odtočni strani in prelivanja vrtincev.

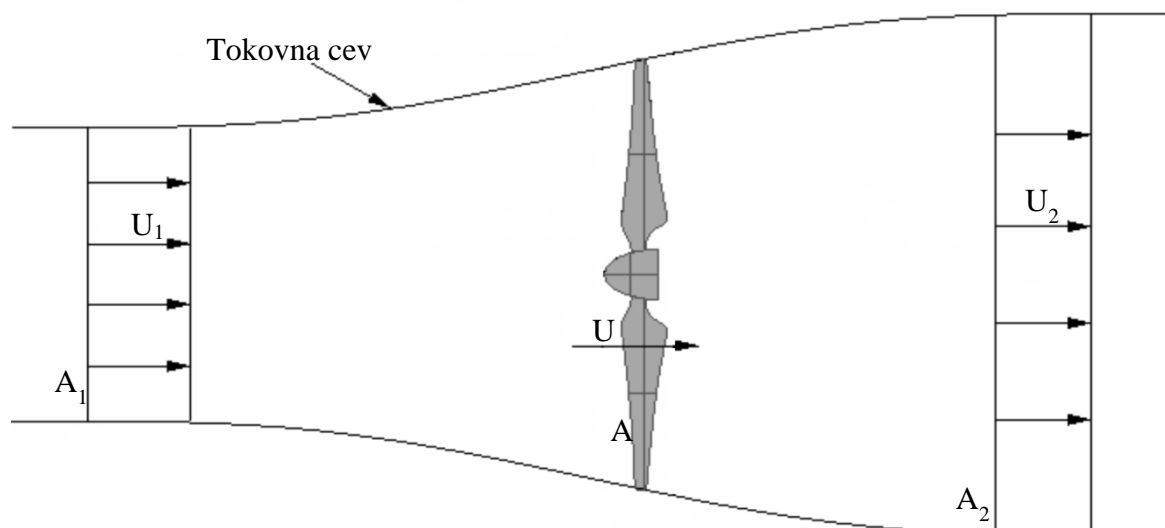
Izmed vseh aerodinamičnih modelov za oceno zmogljivosti turbine z navpično osjo delovanja je najpogosteje uporabljen model z dvojno mnogokratno tokovno cevjo, manj pa vrtinčni modeli. Vsi imajo svoje prednosti in slabosti, pri čemer so vrtinčni modeli najnatančnejši, a tudi računsko najbolj potratni [4]. Osnovna težava vseh aerodinamičnih modelov je, da potrebujejo podatke o koeficientih aerodinamičnih profilov iz tabel, ki so običajno pridobljeni s statičnim testiranjem v vetrovniku, medtem ko obstajajo tudi nekatere kombinacije z metodami RDT. Pri vseh teh metodah prevladujejo idealni pogoji toka, medtem ko lopatice pri Darrieusovi turbini zaradi specifičnega gibanja krožijo prečno

glede na tok, pri čemer se njihov vpadni kot dinamično spreminja, lopatice na odtočni strani pa prečkajo izrazito vrtnično polje, ki ga povzroča prehod lopatic na dotočni strani. Glede na to, da je večina dosedanjega razvoja tovrstnih strojev temeljila na uporabi rezultatov aerodinamičnih modelov, lahko v bodoče pričakujemo znaten napredek z uporabo metod RDT. Aerodinamični modeli namreč večinoma predvidevajo sile na odtočni in dotočni strani glede na inducirano hitrost toka skozi rotor, RDT pa podaja celovito tokovno polje, prav tako pa zmore upoštevati vplive podporne strukture lopatic, tako da turbine obravnava bolj celovito.

5.2 Vrednotenje rezultatov

5.2.1 Betzova meja

Hidrokinetične turbine so postavljene v vodni tok na podoben način kot je vetrna turbina postavljena v zračni tok, torej prosto v veliko premikajočo se vodno ali zračno maso. Izkoriščanje energije iz prostega toka tekočine ima svoje zakonitosti, tako so leta 1915 Lanchester, neodvisno od njega pa leta 1920 tudi Betz in Joukowsky, izpeljali teoretično omejitev deleža kinetične energije vetra, ki ga lahko izkoristi idealno oblikovana vetrna turbina [57]. V literaturi se za opis tega najpogosteje pojavlja izraz Betzova meja. Izpeljava temelji na enostavnem modelu tokovne cevi z akuatorskim kolutom, ki predstavlja turbino, tok tekočine je nanj pravokoten in enakomeren, tekočina pa je nestisljiva. Hitrost toka U , ki prehaja skozi presek turbine A je enakomerna in je na dotočni strani U_1 in na odtočni U_2 . Izkoriščanje kinetične energije toka ima za posledico zmanjšanje kinetične energije toka in zato tudi hitrosti toka, pomeni da je hitrost toka na vstopu U_1 manjša od hitrosti na izstopu U_2 , zaradi ohranitve masnega toka pa je posledično površina na vstopu A_1 manjša od površine na izstopu A_2 .



Slika 5.4: Idealni model vetrne turbine.

Ker je tekočina predpostavljena kot nestisljiva, velja ohranitev mase:

$$\dot{m} = \rho A_1 U_1 = \rho A U = \rho A_2 U_2 = \text{konst.} , \quad (5.1)$$

kar ponazarja dejstvo, da je masni tok pred, na in za turbino konstanten. Sila, ki jo povzroča tekočina na turbino je:

$$F = m \cdot a = m \frac{\Delta U}{\Delta t} = \dot{m} \Delta U = \rho A U (U_1 - U_2) . \quad (5.2)$$

Pri tem je moč, ki je na voljo v tekočini, ki teče preko preseka turbine A:

$$P = \frac{\Delta E}{\Delta t} = F \frac{\Delta x}{\Delta t} = F U = \rho A U^2 (U_1 - U_2) . \quad (5.3)$$

Moč turbine je lahko zapisana tudi kot sprememba kinetične energije na dotočni in odtočni strani:

$$P = \frac{\Delta E}{\Delta t} = \frac{\frac{1}{2} \dot{m} U_1^2 - \frac{1}{2} \dot{m} U_2^2}{\Delta t} = \frac{1}{2} \dot{m} (U_1^2 - U_2^2) = \frac{1}{2} \rho A U (U_1^2 - U_2^2) . \quad (5.4)$$

Če izenačimo zapisa moči turbine dobimo:

$$P = \frac{1}{2} \rho A U (U_1^2 - U_2^2) = \rho A U^2 (U_1 - U_2) , \quad (5.5)$$

iz česar velja:

$$\frac{1}{2}(U_1^2 - U_2^2) = \frac{1}{2}(U_1 - U_2)(U_1 + U_2) = U(U_1 - U_2) \rightarrow U = \frac{1}{2}(U_1 + U_2), \quad (5.6)$$

pri čemer turbina na tok tekočine deluje kot zavora in zmanjšuje hitrost toka od U_1 proti U_2 , vendar se tok ne sme popolnoma ustaviti. Moč turbine z ozirom na dotočno in odtočno hitrost toka lahko zapišemo kot:

$$P = \rho A U^2 (U_1 - U_2) = \frac{1}{4} \rho A (U_1 + U_2)^2 (U_1 - U_2) = \frac{1}{4} \rho A (U_1^2 - U_2^2) (U_1 + U_2). \quad (5.7)$$

Na tem mestu lahko vpeljemo interferenčni faktor, ki predstavlja razmerje odtočne in dotočne hitrosti:

$$b = \frac{U_2}{U_1}. \quad (5.8)$$

Tako lahko zapišemo enačbo (5.7) kot:

$$P = \frac{1}{4} \rho A U_1^3 (1 - b^2)(1 + b), \quad (5.9)$$

kjer vidimo, da je zmogljivost turbine proporcionalna kubu hitrosti toka na dotočni strani U_1^3 in je funkcija interferenčnega faktorja b . Koeficient zmogljivosti turbine je brezdimenzijsko število, ki hkrati pomeni tudi stopnjo izkoristka turbine v prostem toku, predstavlja pa razmerje med močjo turbine in močjo, ki je zajeta v toku tekočine:

$$C_p = \frac{\frac{1}{4} \rho A U_1^3 (1 - b^2)(1 + b)}{\frac{1}{2} \rho A U_1^3} = \frac{1}{2} (1 - b^2)(1 + b). \quad (5.10)$$

Za enačbo obstaja analitična rešitev maksimuma vrednosti pri interferenčnem koeficientu $b = 1/3$, ki je:

$$C_{p,max} = \frac{1}{2} (1 - b^2)(1 + b) = \frac{1}{2} \left(1 - \left(\frac{1}{3} \right)^2 \right) \left(1 + \frac{1}{3} \right) = \frac{16}{27} = 0,59295, \quad (5.11)$$

kar pomeni, da turbina v prostem toku lahko izkoristi največ 59,26 % kinetične energije toka [58].

Turbina v prostem toku lahko izkoristi le del energije toka, predvsem zato, ker mora masi tekočine ostati dovolj energije, da za turbino teče naprej in se tako umika dotekajoči masi tekočine. Betzova meja je v osnovi izpeljana za turbine s tokom vzporednim na os vrtenja, kar pomeni, da ni preproste analogije za turbine s tokom pravokotno nanjo. Posebej, ker pri Darrieusovih turbinah lopatica v enem vrtljaju dvakrat prečka globalno

smer toka tekočine, medtem ko je pri turbinah s tokom vzporednim na os vrtenja prečkajo tok le enkrat, ampak pri teh vse lopatice ves čas obteka nemoten tok tekočine. Kljub temu je v literaturi Betzova meja običajno navedena za obe vrsti turbin postavljenih v prostem toku, in sicer tako za vetrne turbine, kot tudi za vodne [59, 60].

5.2.2 Koeficient zmogljivosti

Simulacije zmogljivosti turbine smo zastavili tako, da mirujočo turbino požene tok, hkrati pa prične na gred turbine delovati obremenitev, ki se v odvisnosti od časa simulacije linearno povečuje. Tako v začetku simulacije turbina hitro doseže maksimalno vrtilno hitrost, ki zaradi naraščajoče obremenitve počasi pada vse do zaustavitve turbine. Na tak način je mogoče posneti celotno karakteristiko turbine za določeno hitrost toka vode. Ker smo želeli primerjati rezultate različnih simulacij, smo rezultate normirali – pretvorili v brezdimenzijske veličine. Kotna hitrost turbine je pri turbinskih strojih običajno podana kot razmerje hitrosti TSR (angl.: tip speed ratio), ki predstavlja razmerje med obodno hitrostjo lopatice in hitrostjo toka, kar podaja enačba:

$$TSR = \frac{\omega \cdot R}{U} = \frac{v}{U}, \quad (5.12)$$

kjer ω predstavlja kotno hitrost turbine, R polmer rotorja turbine in U hitrost toka vode. Razpoložljiva moč toka vode je podana z enačbo:

$$P_{avail} = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A \cdot U^3, \quad (5.13)$$

kjer je ρ gostota vode, A presek skozi katerega teče tok, ki je v našem primeru enak projicirani površini rotorja turbine. Moč hidrokinetične turbine je definirana kot:

$$P_{turb} = \omega \cdot T, \quad (5.14)$$

kjer T predstavlja navor na gredi turbine. Koeficient moči turbine, ki hkrati predstavlja učinkovitost turbine je izračunan z enačbo:

$$C_p = \frac{P_{turb}}{P_{avail}} \quad (5.15)$$

Enačba (5.15) predstavlja razmerje med pridobljeno močjo turbine in močjo toka, ki teče skozi presek enak tistemu od turbine. Hidrokinetične turbine postavljene prosto v tok izkoriščajo njegovo energijo tako, da zmanjšajo hitrost toka, pri čemer pa ne spremenijo tlaka tekočine, ko tok prečka rotor turbine. Zato se morajo tokovnice pri prehodu skozi

turbino razširiti, česar pa ne morejo storiti v neskončnost, zato obstaja teoretična meja, koliko kinetične energije je mogoče pridobiti iz energije toka. Ta omejitev je bila definirana z deli Betza, Joukovskega in Lanchesterja, znaša pa 59,3 % energije toka [61].

6 NUMERIČNE SIMULACIJE DELOVANJA DARRIEUSOVE TURBINE Z UPORABO RAČUNALNIŠKE DINAMIKE TEKOČIN

6.1 Pregled stanja obravnavane problematike – dosedanje RDT analize VAWT

Računalniške simulacije na turbinah, ki so postavljene v prosti tok tekočine, so se doslej izvajale pretežno na vetrnih aplikacijah turbin z navpično osjo vrtenja in manj na vodnih turbinah, saj je bila Darrieusova turbina sprva razvita za izrabo energije vetra, medtem ko so se tovrstne vodne turbine pričele razvijati šele v zadnjem času.

Metodo za preračun dinamičnega odziva rotorja Darrieusove vetrne turbine v turbulentnem toku je leta 1988 predstavil Malcolm [62]. Pri tem je bila strukturna analiza izvedena s programskim paketom MSC Nastran, pri čemer so bile obremenitve pridobljene z modelom z dvojno večkratno tokovno cevjo. Te so bile nato iz časovne domene transformirane v frekvenčno in z njimi obremenjene turbinske lopatice preko generatorja naključnosti, kar je ponazarjalo turbulentni tok.

Leta 2007 je Ferreira s sodelavci [63] izvedel dvo-dimenzionalno analizo dinamične izgube vzgona (angl.: dynamic stall) vetrne Darrieusove turbine z uporabo metod RDT. Dinamična izguba vzgona je aerodinamični fenomen, ki predstavlja odtrganje mejne plasti na vzgonski strani aerodinamičnega profila in se pojavi pri hitrih spremembah vpadnega kota profila glede na tok vetra in pri prehodu skozi turbulentni tok, zato predstavlja RDT edino možnost za tovrstne analize. V študiji so bili primerjani različni turbulentni modeli in njihov vpliv na pojav tega fenomena, njihovi rezultati pa primerjani z rezultati analitičnih preračunov z aerodinamičnimi modeli in validirani z rezultati eksperimentalnih meritev.

Antheaume je leta 2008 [64] objavil študijo, kjer je s pomočjo RDT analiziral učinkovitost vodne turbine z navpično osjo vrtenja glede na bližino ostalih tovrstnih turbin in ugotovil znatno povečanje učinkovitosti, ko so ti bližje skupaj in jih je več v vrsti.

Leta 2008 je Sankar [65] s pomočjo RDT analiziral učinkovitost delovanja vetrne turbine z navpično osjo pri različnih hitrostih vetra in iz rezultatov razvil empirično enačbo za napovedovanje učinkovitosti tovrstnih turbin.

Hu [66] je leta 2009 s pomočjo RDT analiziral zmogljivosti in izkoristek uporovnega tipa vetrne turbine s štirimi lopaticami in vetrno zaščito na strani, kjer se lopatice gibljejo proti vetru, pri čemer je določil najugodnejši kot postavitve vetrne zaščite.

Leta 2009 je Graham IV [67] s sodelavci z RDT analiziral modificiran aerodinamični profil Naca 0018 z dodano režo za dotok zraka na zadnjem robu profila, s katerim je mogoče prilagajati delovanje Darrieusove turbine brez prilagodljivega spreminjanja vpadnega kota lopatic. Analize so bile izvedene za več vpadnih kotov glede na tok in dve Reynoldsovi števili. Istega leta je v drugi študiji [68] z RDT analiziral najprimernejšega izmed več izbranimi aerodinamičnimi profili ter geometrijo reže na zadnjem robu profila.

Howell [60] je leta 2010 izvedel dvo- in tridimenzionalno numerično analizo Darrieusove vetrne turbine, katerih rezultate je primerjal z rezultati eksperimenta v vetrovniku, kjer je spreminjal hitrost vetra, kotno hitrost turbine, koeficient zapolnjenosti in hrapavost površine.

Leta 2010 je Kumar [69] s pomočjo RDT opravil študijo za razvoj vetrne Darrieusove turbine za nizka Reynoldsova števila, ki bi bila prilagojena atmosferskim razmeram na Marsu. Model je bil validiran s pomočjo podatkov eksperimentalnih meritev iz literature, RDT pa so uporabili za pridobitev podatkov o koeficientih vzgona in upora aerodinamičnega profila v različnih položajih za kasnejši preračun zmogljivosti z modelom z dvojno večkratno tokovno cevjo.

Pope [70] je leta 2010 uporabil RDT za preračun zmogljivosti štirih različnih tipov vetrnih turbin pri različnih obratovalnih parametrih, med njimi tudi dve z navpično osjo delovanja. Istega leta je v drugi študiji [71] s simulacijami RDT z upoštevanjem prehodnih pojavov preučeval vodilne lopatice vetrne turbine z navpično osjo pretežno uporovnega tipa, katerih rezultate je validiral z rezultati eksperimenta.

D'Alessandro [72] je leta 2010 predstavil nov pristop za simulacijo aerodinamike vetrne turbine tipa Savonius. Za analizo zmogljivosti je bil z uporabo programa Matlab razvit matematični model za interakcijo med tokovnim poljem in turbinskimi lopaticami, pri čemer je bila turbina v simulaciji RDT gnana s tokom, model pa validiran z rezultati eksperimenta v vetrovniku.

V letih 2010 in 2012 je Wang s sodelavci izvedel RDT simulacije [73, 74] dinamičnega odtrganja vzgona z oscilirajočih lopatic, katerih rezultate je primerjal z rezultati eksperimentov objavljenih v literaturi. Ugotovil je dobro ujemanje vzorcev prelivanja vrtincev pri simulacijah in eksperimentih, z izjemo tistih pri velikih vpadnih kotih, pri čemer se izmed uporabljenih turbulentnih modelov URANS s $k-\varepsilon$ in SST in DES z SST z eksperimentalnimi rezultati bolje ujema slednji.

Mukinović et al. je leta 2010 [75, 76] primerjal rezultate preračuna vetrne Darrieusove turbine z navpično osjo, pridobljene z modelom z dvojno večkratno tokovno cevjo z rezultati pridobljenimi z dvo- in tri dimenzionalnimi analizami z uporabo RDT.

Mohamed je med leti 2010 in 2011 objavil študiji [77, 78], v katerih je s pomočjo RDT in programa za optimizacijo optimiral geometrijo lopatic Savoniusove vetrne turbine s ščitom pred povratnim gibanjem lopatic, ter tako uspel izboljšati izkoristek za približno 30 %, pri čemer je ta pri turbini z dvema lopaticama znašal 25,03 %, pri turbini s tremi lopaticami pa 21,2 %. Med letoma 2012 in 2013 pa je objavil študiji v katerih je z RDT analiziral zmogljivosti vetrne Darrieusove turbine z ravnimi lopaticami, pri kateri je analiziral 20 različnih aerodinamičnih profilov, med katerimi so bili tako simetrični kot nesimetrični [42] in ugotavljal vpliv koeficienta zapolnjenosti σ [79].

Chen [80] je leta 2011 z RDT analiziral delovanje turbine z navpično osjo, pri čemer je primerjal zmogljivost turbine z različnimi aerodinamičnimi profili in premeri rotorja turbine. Med drugim je ugotovil, da je mogoče zmogljivosti nekoliko povečati z nastavitvijo vpadnega kota lopatice, tako da pojavi vrtinčenja povzročijo manjše koeficiente upora v tem območju.

Dobrev je leta 2011 predstavil študijo toka okrog rotorja vetrne Savoniusove turbine s 3D RDT in $k-\omega$ DES turbulentnim modelom, pri čemer je preučeval tokovno polje, zmogljivosti turbine in razvoj vrtinčnega polja na odtekajoči strani. Rezultati simulacij so se dobro ujemali z rezultati eksperimenta v vetrovniku, pri čemer je za vizualizacijo tokovnega polja uporabil metodo PIV (angl.: particle image velocimetry).

Untaroiu [81] je s sodelavci leta 2011 objavila metodologijo, v kateri je s pomočjo RDT z nestacionarnim pristopom analizirala turbine z navpično osjo z različnimi vrtilnimi hitrostmi, od zagonske do delovne. Ugotovila je, da rezultati pridobljeni z dvodimenzionalnim numeričnim modelom odstopajo od eksperimentalnih največ za 12

odstotkov, pri čemer pa je slabost njihove metodologije, da niso natančno zajeti prehodni pojavi.

Leta 2012 je McTavish s sodelavci [82] objavil rezultate študije stacionarnih simulacij in simulacij z upoštevanjem prehodnih pogojev z RDT na primeru posebne izvedbe Savoniusove vetrne turbine. Ta ima posebno oblikovane asimetrične segmente lopatic nameščene na osi z zamikom in tako tvorijo vijačnico.

Chong [83] je leta 2013 predstavil rezultate eksperimenta in simulacij z RDT za vetrno Darrieusovo turbino, ki ima na obodu nameščene vodilne lopatice. Te so usmerjene v presledkih po vsem obodu turbine, medtem ko zgornja in spodnja plošča tvori konvergenten vstop zraka in s tem poveča njegov zajem. Rezultati so pokazali, da tovrstna konstrukcija izboljša zmožnost samodejnega zagona turbine, kot tudi poveča vrtilni moment turbine. Istega leta je objavil študijo, kjer je enak vstopnik zraka uporabljen na zgodovinskem mlinu na veter s tremi ravnimi ploščami [84].

Zhou [85] je leta 2013 izvedel 2D RDT nestacionarno študijo tokovnega polja okrog vetrne Savoniusove turbine in njene posebne izvedbe, poimenovane Bach-ov rotor, ter razvil metodo simulacije za oceno njunih zmogljivosti. Za simulacijo vrtenja turbine je bila uporabljena gibljiva domena, rezultati simulacij pa so bili primerjani z rezultati eksperimenta.

Maître [86] je leta 2013 predstavil študijo 2D RDT simulacije Darrieusove vodne turbine, pri čemer se je osredotočil na dva vidika numeričnega modeliranja tovrstnih turbin; prvi je vpliv gostote mreže ob steni na rezultate simulacije, drugi pa ustreznost 2D modela za simulacijo celotne turbine. Pri tem so bili rezultati simulacij primerjani z eksperimentalnimi rezultati modela iz preizkuševališča.

Rosseti [87] je leta 2013 z uporabo različnih numeričnih metod, med katerimi sta tudi 2D in 3D simulaciji z RDT, preučeval zmožnost zagona Darrieusove turbine. Pri tem je BEM metoda pokazala bistvene pomanjkljivosti zaradi nezmožnosti zajemanja dinamičnih pojavov, medtem ko je primerjava med 2D in 3D simulacijama pokazala na pomembnost pojavov kot so prehod lopatic skozi sekundarne vrtnice in efekti koncev lopatic.

Li [88] je leta 2013 s sodelavci predstavil študijo, v kateri so primerjali uporabnost in natančnost treh različnih pristopov simulacije turbin z navpično osjo delovanja z uporabo RDT, in sicer 2D in 2,5D geometriji z nestacionarnim RANS turbulentnim modelom in 2,5D geometrijo s turbulentnim modelom z velikim vrtnčenjem (LES). Pri tem se je 2,5D

od polne 3D geometrije razlikovala v modeliranju omejene dolžine geometrije lopatic brez vpliva koncev lopatic, osredotočili pa so se na obtekanje lopatic pri velikih vpadnih kotih po zlomu vzgona. Med vsemi preizkušenimi pristopi je slednji z LES dal rezultate, ki so najbližje eksperimentalnim, pri čemer so raziskovalci ugotovili, da so za siceršnje previsoke napovedi zmogljivosti, ki je običajna za 2D simulacije z RDT krivi nenatančno napovedovanje odcepitve mejne plasti in znaten vpliv koncev lopatic.

Raciti Castelli et al. je leta 2011 [89] predstavil RDT model za oceno zmogljivosti in aerodinamičnih sil vetrne Darrieusove turbine z ravnimi lopaticami, ki je zasnovan na osnovi principov analitičnega BE-M modela (angl.: blade element method). Tako je omogočena korelacija med geometrijskimi karakteristikami toka, kot je vpadni kot lopatic in dinamičnimi veličinami, kot so navor na lopaticah, tangencialne in normalne sile nanje. Leta 2013 [90] je predstavil model za oceno deležev aerodinamičnih in vztrajnostnih obremenitev na lopatico vetrne Darrieusove turbine z ravnimi lopaticami. V ta namen je povezal program za modeliranje lopatic s programom za RDT za preračun zmogljivosti rotorja in programom za računalniško mehaniko trdnin (MKE) za preračun mehanskih pomikov in napetosti v lopaticah, s čimer je upošteval tudi deformacijo lopatic med delovanjem.

Jaohindy et al. [91] je leta 2013 objavil študijo v kateri je z RDT analiziral delovanje Savoniusove vetrne turbine. Izvedel je dva sklopa simulacij z dvema različnima geometrijama rotorja in dvema pristopoma. Pri prvem je v uporabil model gibanja togega telesa z eno prostostno stopnjo za opazovanje prostega gibanja rotorja pod vplivom toka, kar je pravzaprav simulacija s tokom gnane turbine. Pri drugem pristopu je uporabil konstantno hitrost rotacije.

Iz vsega navedenega lahko sklenemo, da so se analize tovrstnih turbin z uporabo RDT pričele obširneje izvajati šele v zadnjih petih letih, kar sovpada z našim delom na tem področju. Velika večina teh analiz temelji na analizi vetrnih turbin in modelih z gibljivo domeno in predpisano konstantno vrtilno hitrostjo, medtem ko je za turbulentni model pretežno uporabljen $k-\omega$, $k-\epsilon$ ali SST, v nekaterih primerih tudi DES ali LES, primerjave obojih pa kažejo, da so njihovi rezultati primerljivi. Le v enem primeru je bil objavljen prispevek [72], ki obravnava nov pristop k simulaciji Savoniusove vetrne turbine in omogoča simulacijo medsebojnega vpliva tekočine in strukture, s katero je mogoče simulirati s tokom gnano turbino. Takšna simulacija v primerjavi s simulacijami, kjer so predpisani vsi parametri delovanja turbine celoviteje povzema realno delovanje turbine v

toku, saj se ta nanj neposredno odziva, s čimer je mogoče poglobljeno preučiti delovanje turbine in vpliv toka na lopatice. Glede na to, da imajo Darrieusove turbine dolge in vitke lopatice, je pomembno oceniti tudi napetosti in deformacije v njih, še posebej ko so izpostavljene vplivu toka vode. V predstavljenih delih so bile deformacije in napetosti pridobljene tako, da se najprej s postopki z aerodinamičnimi modeli ali z RDT pridobijo tlačne obremenitve na lopatico, katere se nato prenesejo v programsko kodo za računalniško mehaniko trdnin, kjer se uporabijo za obremenitev lopatic [62]. Napetosti v lopaticah so v povezavi z nihanjem sil, ki delujejo nanje, pomembne pri konstruiranju letih, medtem ko so deformacije pomembne tudi s stališča zmogljivosti turbine. Pri tako dolgih lopaticah se lahko pojavijo tako upogibne, kot tudi torzijske deformacije, ki lahko pomembno vplivajo na izkoristek turbine. Pri simulacijah z RDT za oceno zmogljivosti so lopatice predpostavljene kot toga telesa, zato vpliva deformacij ne moremo zaznati. Tako bi bilo mogoče s simulacijo, ki bi zajemala medsebojni vpliv tekočine in strukture, pri kateri bi bile upoštevane deformacije, pridobiti še globlji vpogled v delovanje turbine brez potrebe po predpisovanju vnaprej ocenjenih obratovalnih parametrov turbine.

6.2 Obstoječi postopki za analizo delovanja turbinskih strojev v RDT

6.2.1 Kvazi-statičen fiksiran rotor

Fiksiran rotor (angl.: frozen rotor) prevaja tok iz ene komponente na drugo z zamenjavo koordinatnega sistema, pri čemer ohranja relativno medsebojno pozicijo komponent. Ponavadi so uporabljeni periodični robni pogoji za reduciranje števila komponent, se pravi da ni potrebno pripraviti modela vseh lopatic temveč le vplivne, ki se nahajajo v delu pomembnem za tok tekočine. Model z zamrznjenim rotorjem je robusten, računsko je manj zahteven in se dobro obnese za turbinske stroje z večjim številom lopatic, kjer relativna pozicija rotorja ne vpliva bistveno na tokovno polje. Slabosti tega pristopa so nezadostno predvidevanje fizikalnih parametrov za lokalne tokovne veličine in občutljivost rezultatov na relativni položaj rotorja in statorja v primeru tesno povezanih komponent. Pri tem modelu se dve koordinatni izhodišči posameznih domen povežeta na način, da imata skozi simulacijo fiksiran relativen položaj [6].

Periodični robni pogoji pri tem pristopu omogočajo uporabo poenostavljene geometrije, če zajema problem veliko identičnih regij. V primeru rotacijske periodičnosti sta lahko obe strani periodičnega vmesnika preslikani z eno rotacijsko transformacijo okrog osi. To

je najpogostejši primer rotacijske periodičnosti in se lahko uporablja na primer za modeliranje posameznega prehoda lopatice v rotacijskem stroju, ki ima veliko število lopatic (parne in plinske turbine) [6].

Pri tem modelu se koordinatno izhodišče in naklon ne spreminjata, medtem ko relativna orientacija komponent okrog vmesnika ostaja nespremenjena. Dve koordinatni izhodišči sta povezani na način, da ima lahko vsako izmed njiju določeno relativno pozicijo skozi simulacijo. Model podaja stacionarno rešitev problema z več koordinatnimi sistemi z upoštevanjem samo nekaterih pojavov medsebojnega vpliva med domenama. Slabost te metode je, da nestacionarni pojavi na vmesniku med domenama niso modelirani.

V splošnem ta pristop reševanja ni uporaben za analizo Darrieusovih turbin, saj imajo te razmeroma malo lopatic in je že pri nekoliko spremenjenem položaju rotorja tokovno polje okrog njega povsem drugačno, prav tako pa tudi sile na lopaticah. Pristop je uporaben le za preračun tokovnega polja okrog mirujočega rotorja turbine, saj te rezultate lahko uporabimo kot vstopne pogoje za simulacijo z upoštevanjem prehodnih pogojev.

6.2.2 Prehoden model rotor-stator

Prehoden rotor-stator (angl.: transient rotor-stator) upošteva vse karakteristike nestacionarnega toka. Ta model se uporablja v primerih, ko je pomembno upoštevati vplive nestacionarne interakcije na površini vmesnika med rotirajočo in mirujočo domeno. Domeni se stikata z drsečim vmesnikom, ki omogoča rotacijo med komponentama. Enakomerno rotacijo med komponentama zagotavlja drseč vmesnik med domenama. Model zmore predvideti interakcijo toka med rotirajočo in stacionarno domeno. Pri tem pristopu se simulira nestacionarno relativno gibanje med komponentama na obeh straneh vmesnika med diskretiziranimi domenama in tako upošteva vse medsebojne pojave med komponentama, ki sta v medsebojnem relativnem gibanju. Povezava domen je izvedena kot GGI (angl.: general grid interface), torej splošno povezavo med mrežama domen, pri kateri se mreži na stiku razlikujeta po položaju vozlišč, velikosti in tipu elementov. Položaj vmesnika je posodobljen v vsakem časovnem koraku, ko se relativno premakneta mreži na obeh straneh. Poglavitna pomanjkljivost tega pristopa je v veliki računski zahtevnosti v smislu dolgih računskih časov, porabe spomina in zahtevnega post-procesiranja rezultatov [6].

Tovrstne simulacije je mogoče izvesti z neznanimi začetnimi pogoji, kjer se na začetku pojavijo določene nestabilnosti v tokovnem polju in je potrebnih nekaj prvih časovnih

korakov, da se tokovno polje ustali, lahko pa jih začnemo z uporabo vnaprej znanega tokovnega polja, pridobljenega s stacionarno simulacijo z uporabo pristopa s fiksim rotorjem [6].

6.3 Postopki simulacije s tokom gnane Darrieusove turbine

Postopki za simulacijo opisani v podpoglavju 5.1 v splošnem zadoščajo za simulacijo tokovnega polja okrog gibajočih se lopatic turbinskih strojev. Za njihovo uspešno uporabo pa moramo vnaprej dobro poznati parametre, ki v določenem času nastopajo pri obratovanju turbine, sicer se lahko zgodi, da v analizi ne zajamemo realnih pogojev. Tem težavam se lahko izognemo z uporabo pristopa s tokom gnane turbine, kjer s simulacijo analiziramo delovanje turbine, pri kateri so obratovalni pogoji zmeraj enaki kot pri realnem delovanju turbine v vodnem toku. Da lahko v simulaciji dobimo od toka odvisno vrtenje turbine, moramo uporabiti fizikalno ustrezen algoritem za povezavo med vplivi toka tekočine na lopatice in njihovim gibanjem.

6.3.1 Pristop z modelom gibanja togega telesa (6DOF koda)

Togo telo je objekt, ki se giblje skozi tekočino, njegova oblika pa se pri tem ne spreminja. Njegovo gibanje je posledica sil in momentov tekočine, ki delujejo nanj ter zunanjih sil (vzgon, gravitacija, sile trenja). V programskem paketu Ansys CFX [6] se preračunavanje lokacije in orientacije togega telesa izvaja z uporabo enačb gibanja togega telesa, ki omogočajo do 6 prostostnih stopenj – tri translacije in tri rotacije. Enačbe gibanja lahko zapišemo kot:

$$\mathbf{F} = \frac{d\mathbf{K}}{dt} \quad \mathbf{M} = \frac{d\mathbf{L}}{dt} \quad (6.1, 6.2)$$

Ti enačbi določata, da je za spremembo gibalne \mathbf{K} ali vrtilne količine \mathbf{L} togega telesa potrebna sila \mathbf{F} ali moment \mathbf{M} , ki deluje na togo telo. Algoritem za simulacije togih teles uporablja zakon o ohranitvi gibalne količine za translacijsko gibanje in zakon o ohranitvi vrtilne količine za rotacijsko gibanje togih teles. Enačbo translacijskega gibanja za togo telo z masnim središčem \mathbf{x} lahko zapišemo z uporabo II. Newtonovega zakona, kjer z m označimo maso in z $\sum \mathbf{F}$ vsoto vseh sil, ki zajema hidrodinamične sile, silo teže, vzmetne in zunanje sile. Razširjen zapis vsote le teh zapišemo kot:

$$\sum \mathbf{F} = m \cdot \ddot{\mathbf{x}} = \mathbf{F}_{hidro} + m \cdot \mathbf{g} - k_{vzmet} \cdot (\mathbf{x} - \mathbf{x}_{SO}) + \mathbf{F}_{zun}, \quad (6.3)$$

kjer je \mathbf{F}_{hidro} hidrodinamična sila, \mathbf{g} gravitacijski pospešek, k_{vzmet} linearna vzmetna konstanta, \mathbf{x}_{SO} is koordinata začetnega položaja in \mathbf{F}_{zun} vse zunanje sile (vzgon, trenje). Hidrodinamična sila \mathbf{F}_{hidro} je izračunana iz tokovnega polja, ki je rezultat računalniške simulacije dinamike tekočin:

$$\mathbf{F}_{hidro} = \sum (-p_i \cdot \mathbf{n}_i + \boldsymbol{\tau}_i) \cdot S_i, \quad (6.4)$$

kjer je p_i tlak, ki deluje na površino kontrolnega volumna, \mathbf{n}_i je vektor pravokoten na njegovo površino, $\boldsymbol{\tau}_i$ tenzor strižnih napetosti in S_i površina kontrolnega volumna [5].

Model gibanja togega telesa, ki je del programskega paketa Ansys CFX omogoča časovno odvisno simulacijo turbine na način, da se ta prične vrteti na podlagi toka vode, kar zajame več realnih obratovalnih pogojev, kot če bi vrtilno hitrost enostavno predpisali. Tak pristop k simulaciji je še posebej primeren v kolikor želimo preučiti delovanje celotne turbine in ne le posebnih primerov, pri katerih moramo predpisati večino obratovalnih parametrov [92]. S tokom gnane simulacije z uporabo modela gibanja togega telesa so običajno dolgotrajne, hkrati pa jih zaradi omejitev programskega paketa Ansys tudi ni mogoče uporabiti v močno vezanih simulacijah medsebojnega vpliva tekočine in strukture.

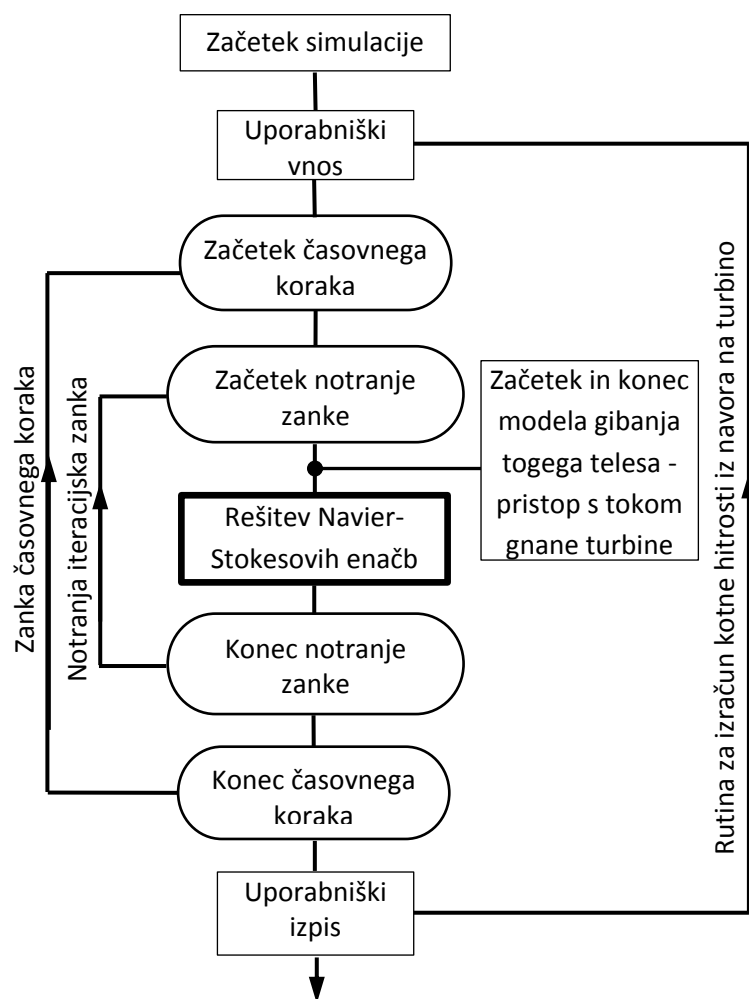
6.3.2 Pristop z MFR in programsko rutino

Ker smo želeli pristop s tokom gnane turbine uporabiti v simulaciji medsebojnega vpliva tekočine in strukture, smo morali razviti nov način simulacije s tokom gnane turbine, ki za pogon turbine s tokom vode ne uporablja modela gibanja togega telesa. Rotacijsko domeno smo modelirali s časovno odvisnim prehodnim modelom rotor-stator in več koordinatnimi sistemi MFR, ki omogoča relativno gibanje med stacionarno in rotirajočo domeno. Pristop s tokom gnane turbine smo izvedli s sprotnim obnavljanjem vrednosti kotne hitrosti v vsakem časovnem koraku. Da bi omogočili izvedbo takšne simulacije smo morali za programsko kodo tekočinskega območja razviti programsko rutino, ki omogoča sprotno prilagajanje kotne hitrosti turbine glede na sile, ki delujejo na njo zaradi obtakanja lopatic. Rutino smo napisali z uporabo programskega jezika Fortran in nabora ukazov programskega paketa Ansys CFX, imenovanega CEL (angl.: CFX expression language), pri čemer smo potrebovali dve rutini. Prva je skrbela za ohranjanje podatka o skupni doseženi kotni hitrosti turbine v prejšnjem časovnem koraku, druga pa za izračun

spremembe kotne hitrosti na podlagi spremembe sil na lopaticah in spremembe obremenitve gredi turbine. Rezultat druge rutine je tako robni pogoj rotirajoče domene v novem časovnem koraku simulacije, kar predstavlja enačba:

$$\omega_i = \omega_{i-1} + \frac{(T - T_{obrem}) \cdot \Delta t}{J}, \quad (6.5)$$

kjer je ω_{i-1} kotna hitrost turbine v prejšnjem časovnem koraku, T je skupni navor na lopaticah turbine, T_{obrem} je zavorni moment na gredi turbine, Δt časovni korak in J masni vztrajnostni moment rotorja turbine. Tak pristop v splošnem omogoča simulacijo s tokom gnanega poljubnega tipa turbine z MFR postopkom, pri čemer je kotna hitrost turbine osvežena v vsakem časovnem koraku na osnovi spremembe navora na lopaticah v prejšnjem časovnem koraku, spremembe zavornega momenta na gredi in masnega vztrajnostnega momenta rotorja turbine.



Slika 6.1: Shema delovanja algoritma z modelom gibanja togega telesa in programsko rutino za sprotno računanje kotne hitrosti turbine.

Na sliki 6.1 je prikaz delovanja programske rutine in modela gibanja togega telesa v obstoječem algoritmu reševanja problema. Vidimo lahko, da se med postopkom simulacije rutina izvede le enkrat v vsakem časovnem koraku simulacije, medtem ko je model gibanja togega telesa izvršen znotraj vsake iteracijske zanke. To pomeni, da je slednji bolj prilagojen za velike spremembe pri delovanju turbine, hkrati pa je takšna simulacija računsko precej potratna. Po drugi strani pa je uporabniška rutina izvedena le enkrat v časovni zanki, kar je z vidika računske zahtevnosti ugodnejše, medtem ko lahko velike spremembe vhodnih parametrov predstavljajo vzrok nestabilnosti simulacije in so vzrok za divergenco rezultatov.

Kombinacije pristopov s tokom gnane turbine in upoštevanje deformabilnih lopatic v simulaciji medsebojnega vpliva tekočine in strukture omogoča opis najpomembnejših

parametrov in odzivov turbinskih lopatic v eni sami simulaciji. Slednja tako najbolj natančno opisuje razmere med delovanjem turbine, saj med realnim delovanjem oblika in položaj lopatic vplivata na obtekanje, slednje pa povzroča obremenitev in deformacijo lopatic. Rezultati takšne simulacije omogočajo poglobljen vpogled v delovanje turbine, na podlagi katerega so mogoči nadaljnji koraki k izboljšanju njenega delovanja.

6.4 Simulacije z različnimi aerodinamičnimi profili lopatic

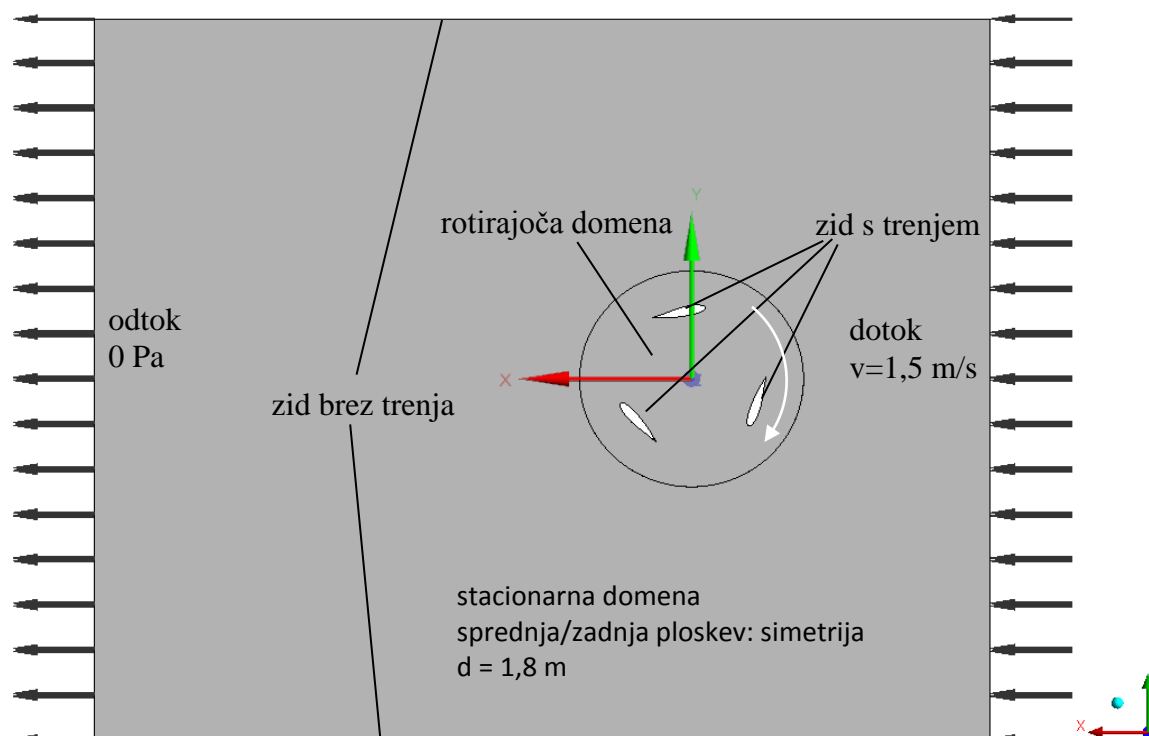
6.4.1 Simulacije upoštevanjem prehodnih pogojev s predpisanimi obratovalnimi pogoji

Začetne simulacije toka skozi Darrieusovo turbino smo opravili kot nestacionarne, z modelom z rotirajočim koordinatnim izhodiščem (MFR) in konstantno hitrostjo rotacije turbine. Model turbine je imel 1 m premera in lopatice dolžine 1,8 m, globina profila pa je znašala 0,37 m, kar ustreza vrednosti koeficienta zapolnjenosti $\sigma = 0,35$. Zaradi dobrega opisa turbulentnega polja ob stenah in v prostem toku smo uporabili turbulentni model SST, materialni podatki tekočine pa so bili za vodo pri 10°C (preglednica 6.1).

Preglednica 6.1: Lastnosti vode pri 10°C.

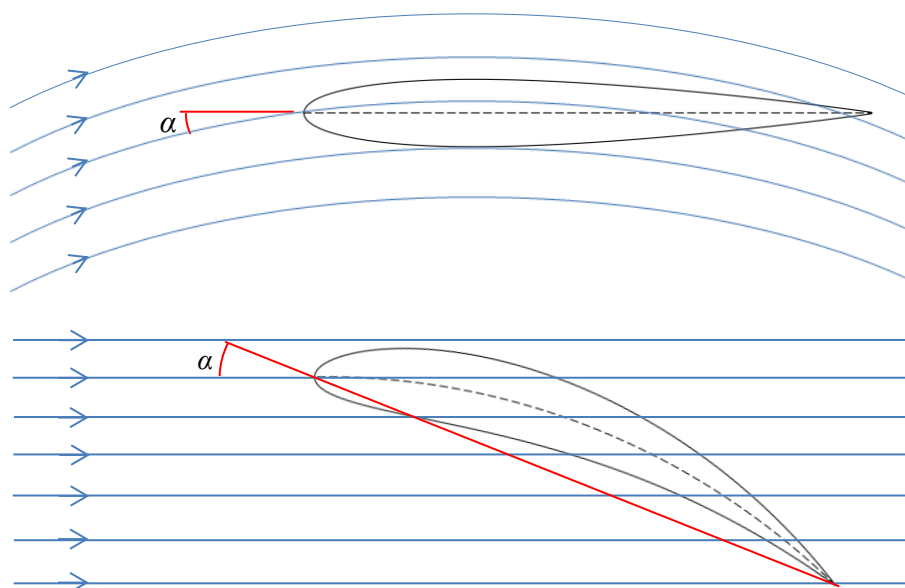
voda 10°C	
gostota ρ	999,7 [kg/m ³]
dinamična viskoznost μ	1.307e-03 [kg/m s]
spec. topl. kapac. C_p	4.193 [kJ/kg K]
Koef. topolotna ekspanzivnosti β	2.57e-04 [K ⁻¹]

Hitrost vode na vtoku je znašala 1,5 m/s, kar ustreza izmerjeni hitrosti toka na predvidenem vodotoku, medtem ko so bile ostale stranice stacionarne domene modelirane kot odprtine z nično tlačno razliko in tako omogočale prost pretok. Rotirajoča domena je imela predpisano kotno hitrost 4,5 rad/s, kar predstavlja razmerje hitrosti $\lambda = 1,5$. Simulacija je bila zastavljena tako, da se z opisanimi pogoji zažene in po določenem času stabilizira njen odziv, rezultat simulacije pa predstavlja časovni potek navora na lopaticah turbine, ki smo ga pretvorili v brezdimenzijski koeficient zmogljivosti C_p za hitrostno razmerje 1,5. Njegovo povprečno vrednost v območju stabilnega delovanja smo nato uporabili kot merilo učinkovitosti turbine glede na izbran profil lopatice.



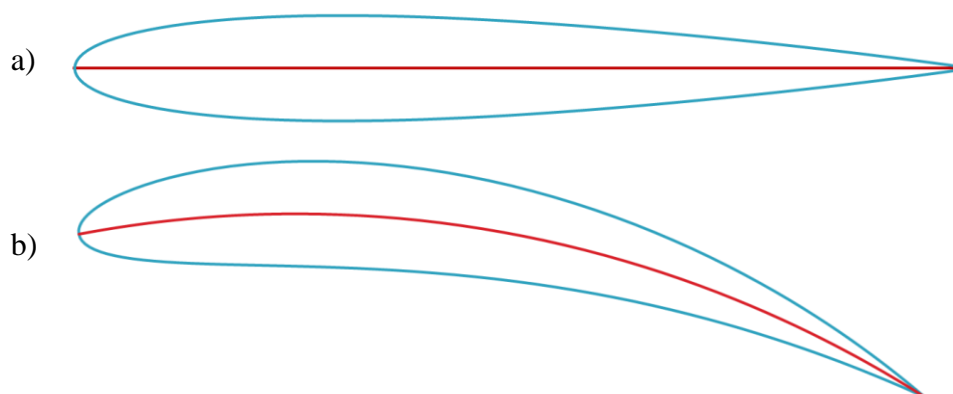
Slika 6.2: Numerični model turbine za parametrične simulacije različnih aerodinamičnih profilov.

Kot prvega smo izbrali simetrični aerodinamični profil Naca 0012S, ki se pogosto pojavi v literaturi o Darrieusovih turbinah [42], pri čemer smo ga projicirali na krožnico s polmerom oboda delovanja turbine, kjer smo izhajali iz ugotovitev Migliore-a et al. [93]. Lopatice Darrieusove turbine se med delovanjem gibljejo po krožni poti. Pri tem simetrični aerodinamični profil lopatice na ukrivljene tokovnice deluje podobno kot na krožnico projiciran aerodinamični profil na ravne tokovnice. V obeh primerih se pojavi navidezni vpadni kot profila glede na tok, kot je prikazano na sliki 6.3. Zato smo sklepali, da bo takšna projekcija profila na krožnico pripomogla k večji učinkovitosti turbine.



Slika 6.3: Princip navideznega vpadnega kota simetričnega aerodinamičnega profila v krožnem toku in na krožnico projiciranega profila v vzporednem toku.

Ta navidezni vpadni kot je odvisen od razmerja C/R , torej med globino profila C in polmera rotorja turbine R . Višje kot je to razmerje, bolj izrazit postane vpliv krožnega toka. Ker smo se želeli izogniti temu efektu, smo že pri prvih simulacijah uporabili aerodinamični profil projiciran na krožnico s polmerom obodnega gibanja lopatice, ki se pri rotaciji v mirujoči tekočini obnese na enak način kot simetrični profil v premočrtnem gibanju skozi mirujočo tekočino. S tem se zmanjša predvsem upor pri rotaciji lopatice skozi mirujočo tekočino, ker pa je pri delovanju turbine le-ta v toku je efekt manj izrazit in je potrebno opraviti natančnejšo analizo relativnega gibanja. Izviren in na krožnico projiciran aerodinamični profil Naca 0012S sta prikazana na sliki 6.4.



Slika 6.4: Simetričen profil lopatice Naca 0012: a) izviren, b) projiciran na krožnico.

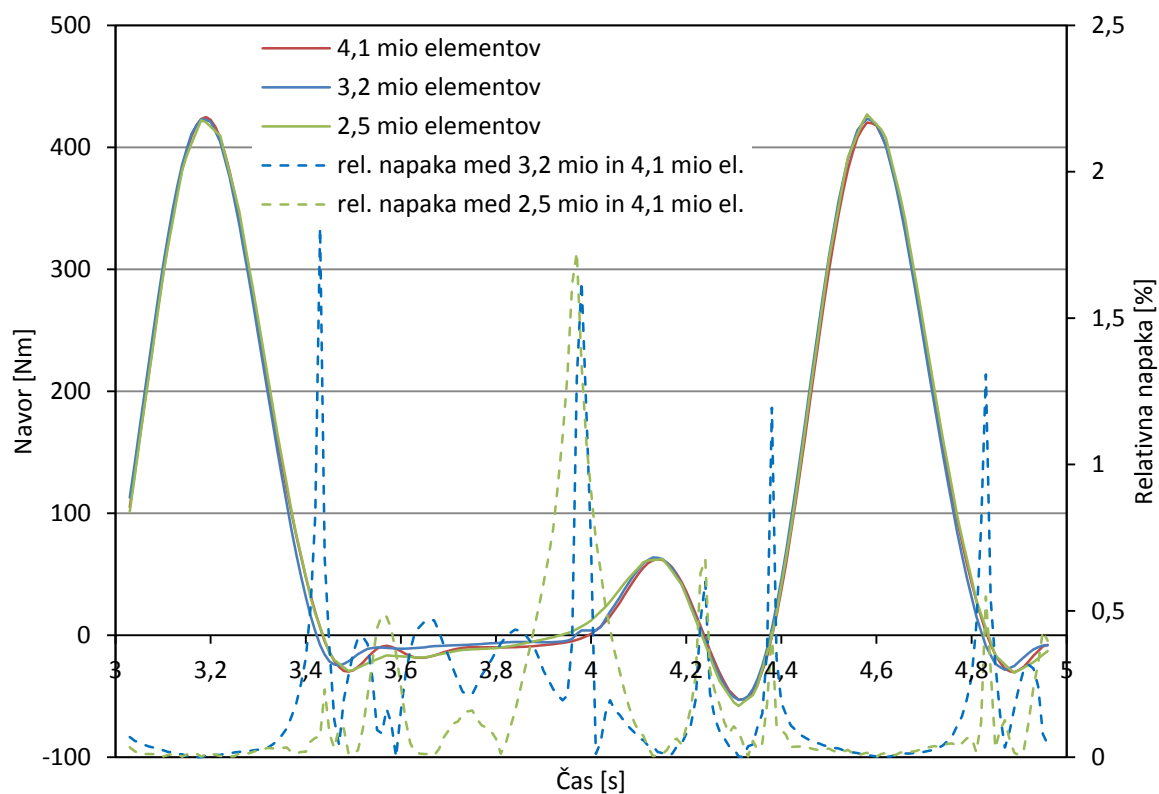
Pri prvih izvedenih simulacijah smo želeli določiti ustrezno gostoto mreže numeričnega modela, zato smo pri tem modelu opravili študijo neodvisnosti diskretizacije. Z istim modelom smo simulacijo ponovili s tremi različno podrobno diskretiziranimi modeli turbine (preglednica 6.2), pri čemer smo opazovali relativno napako v rezultatih navora na lopatice med modelom z največjim številom elementov in modeloma z manjšim številom elementov. Ta je dosegla največjo vrednost 1,81 % pri diskretizaciji s 3,2 milijoni elementov in to na mestu prehoda navora s pozitivne na negativno vrednost.

Preglednica 6.2: Primerjava rezultatov analize diskretizacije.

Št. elementov	Računski čas	Max rel. napaka [%]
2,5 mio	34 ur	1,72
3,2 mio	50 ur	1,81
4,1 mio	72 ur	0

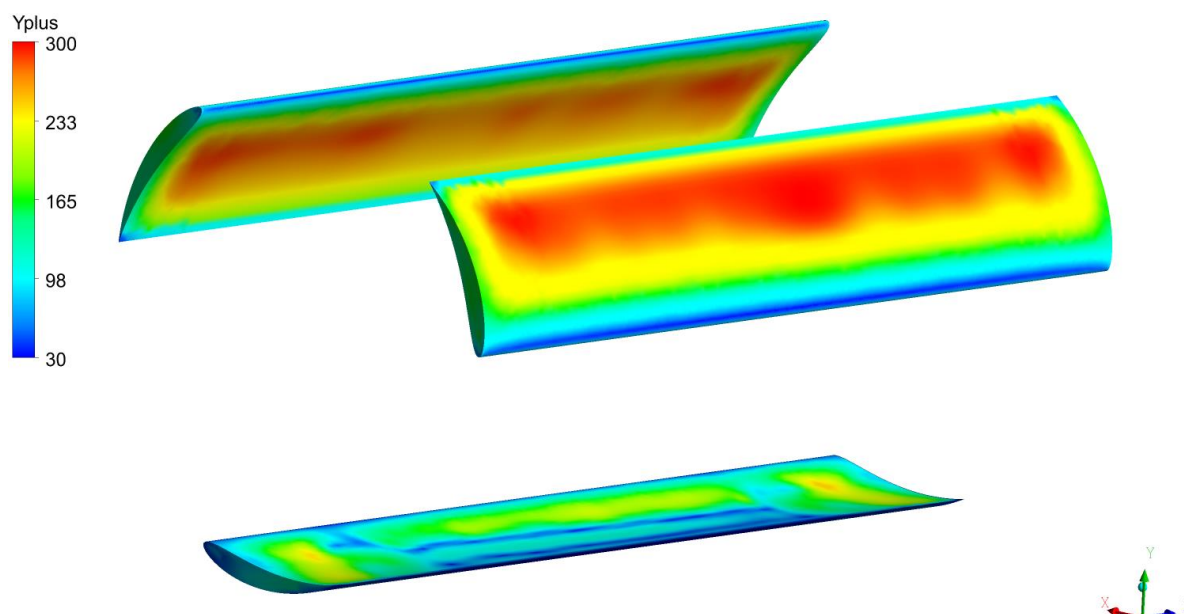
Sicer se vse največje vrednosti relativne napake pojavljajo na mestih, ko je vrednost navora na lopaticah blizu 0 Nm, medtem ko je pri vršnih vrednostih navora vrednost relativne napake najmanjša. Rezultati vseh treh simulacij z različnim številom elementov, ki dajejo zelo podobne rezultate, so prikazani na sliki 6.5, kjer je prikazan tudi potek tako da smo v naslednjih modelih uporabili najmanjše število elementov, ki daje zadosti dobre rezultate.

Simulacije smo izvajali na delovnih postajah s procesorjem Intel I7-950 s taktom 3.07 GHz in 12 GB spomina.



Slika 6.5: Primerjava rezultatov poteka navora na lopatice pri modelih z različnim številom elementov in poteka relativne napake med najpodrobnejšo in manj podrobnima diskretizacijama.

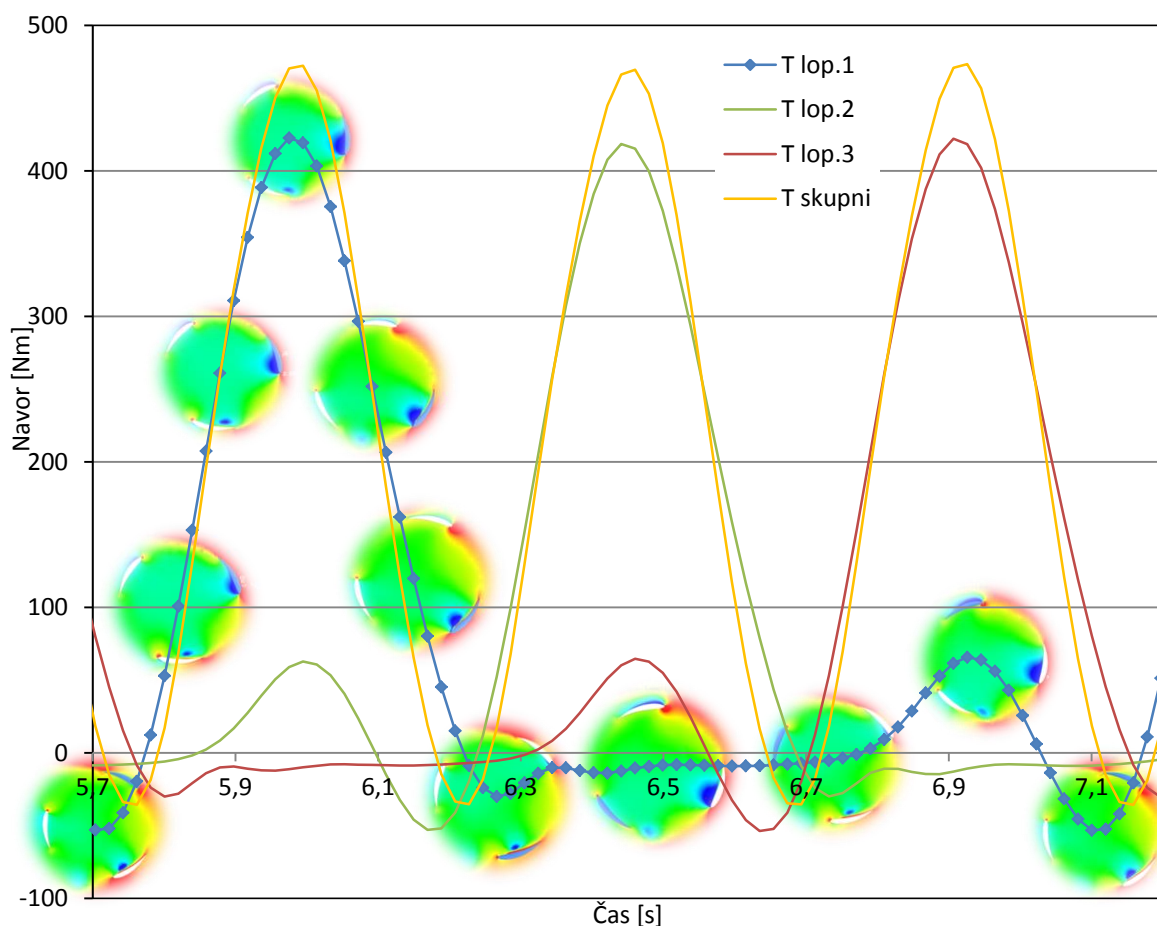
Na sliki 6.6 je prikazana vrednost parametra y^+ , ki določa oddaljenost prvega vozlišča v mejni plasti toka ob steni. Ta vrednost je pomembna zaradi zagotovitve ustreznosti numeričnega modela v kombinaciji s turbulentnim modelom in zidno funkcijo. Za simulacije tovrstnih turbin znaša območje priporočljivih vrednosti $30 < y^+ < 300$ [42].



Slika 6.6: Prikaz vrednosti parametra y^+ na lopaticah turbine.

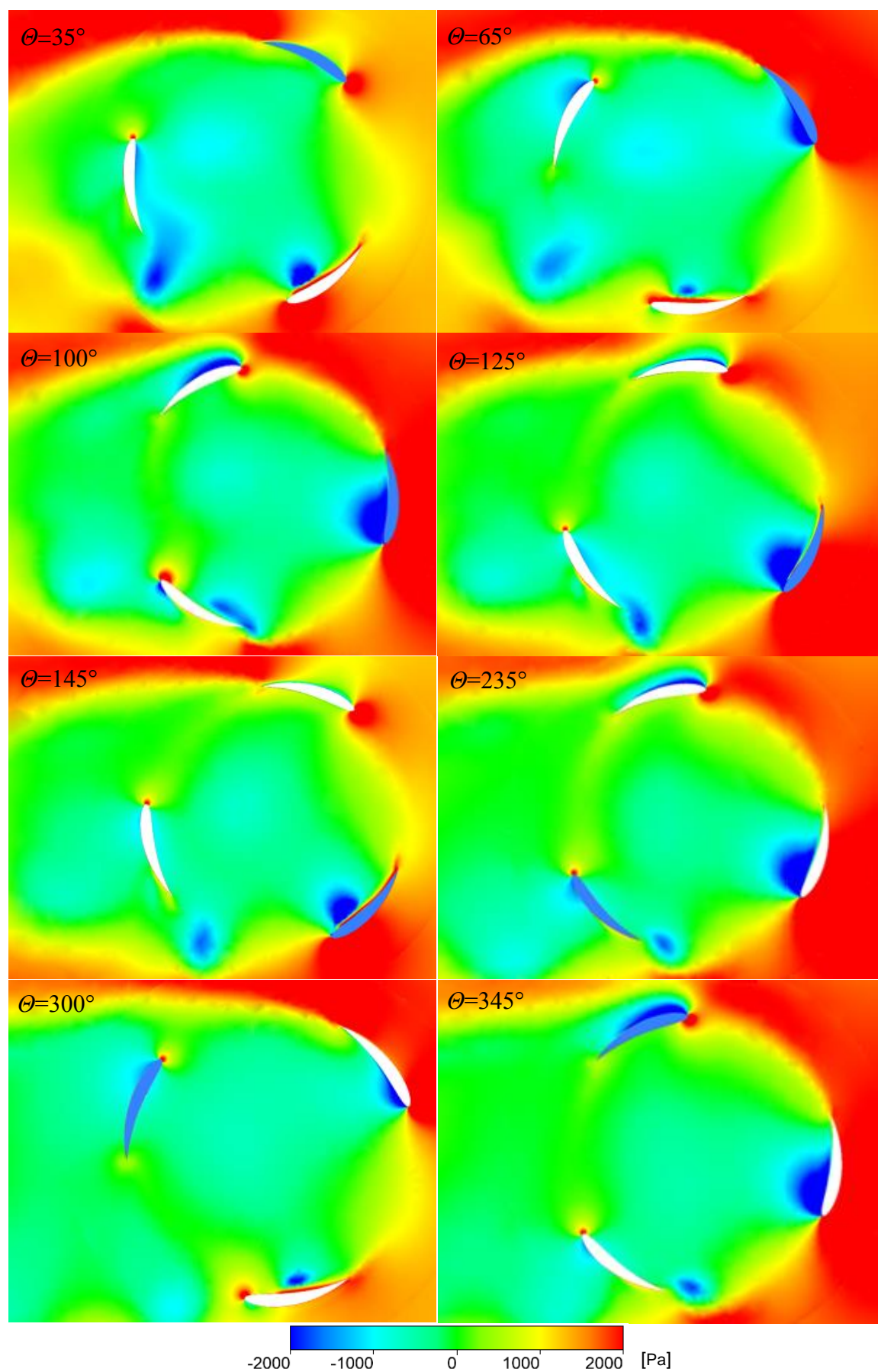
6.4.2 Analiza delovanja Darrieusove turbine

Rezultati navora na lopatice turbine kažejo na njegovo močno nihanje, kar je posledica tega, da posamezna lopatica proizvede navor v določenem območju rotacije, nato pa je njen prispevek k skupnemu navoru majhen. S podrobnejšo analizo položajev lopatice smo nato želeli ugotoviti kdaj posamezna lopatica proizvede največji delež navora, kar je za lopatico z aerodinamičnim profilom Naca 0012S, projiciranim na krožnico prikazano na sliki 6.7. Lopatica, ki jo opazujemo je pobarvana modro. Modra črta prikazuje njen potek navora v odvisnosti od časa. Vidimo lahko, da krivulja navora prične strmo naraščati ko preide lopatica približno 15° preko zgornje lege, vrh pa doseže ko je lopatica približno na 100° . to pomeni, da posamezna lopatica med delovanjem turbine proizvaja navor le približno $\frac{1}{4}$ vrtljaja. Nato navor na opazovani lopatici hitro pade rahlo pod ničlo, kjer se zadrži dokler lopatica ne pride približno 50° pred zgornjo lego, ko ponovno prične naraščati do cca. $\frac{1}{7}$ svoje največje vrednosti, a hitro ponovno pade, dokler ne preide zgornje lege in ponovno prične strmo naraščati. Opazimo lahko tudi, da je krivulja vrednosti skupnega navora na rotor turbine, ki je seštevek navorov na vseh treh lopaticah močno odvisna od največje vrednosti navora posameznih lopatic, saj slednje pri največji vrednosti skupnega navora turbine predstavlja 90% vrednosti, preostanek pa doda še lokalni vrh navora naslednje lopatice nekoliko pred zgornjo lego, pri čemer največji vrednosti navora časovno sovpadata.

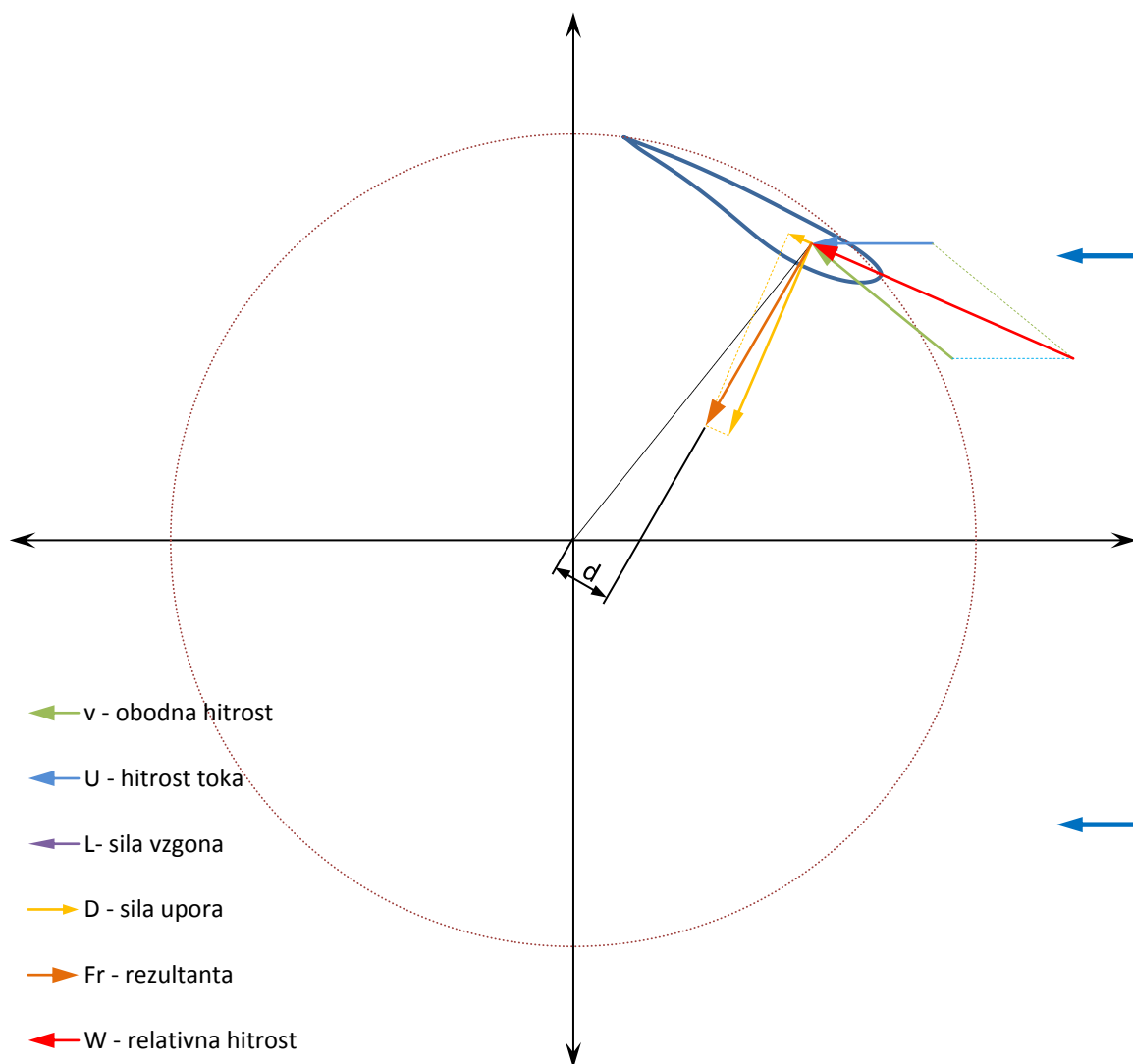


Slika 6.7: Prikaz položaja lopatice (modre) glede na potek navora, ki ga proizvaja.

Iz te analize lahko sklepamo, da lahko izboljšamo učinkovitost delovanja turbine z izborom drugačnega aerodinamičnega profila lopatic, ki bo imel v območju v katerem lopatica proizvede največji navor bolj ugodne lastnosti od doslej uporabljenega, torej predvidoma višji koeficient vzgona C_L . Dodatno bo višji koeficient vzgona doprinesel k skupnemu navoru tudi v položaju lopatice, ko je ta pred zgornjo lego, saj v tem območju opazimo lokalni maksimum navora, ki se pri turbini s tremi lopaticami nahaja pod maksimalno vrednostjo navora predhodne lopatice. V ostalih položajih delovanja pa bi na večjo učinkovitost ugodno vplival majhen koeficient upora C_D , zaradi katerega bo v območjih, ko lopatica ne ustvarja pozitivnega navora, saj bodo lopatice tam manj zavirale vrtenje turbine.



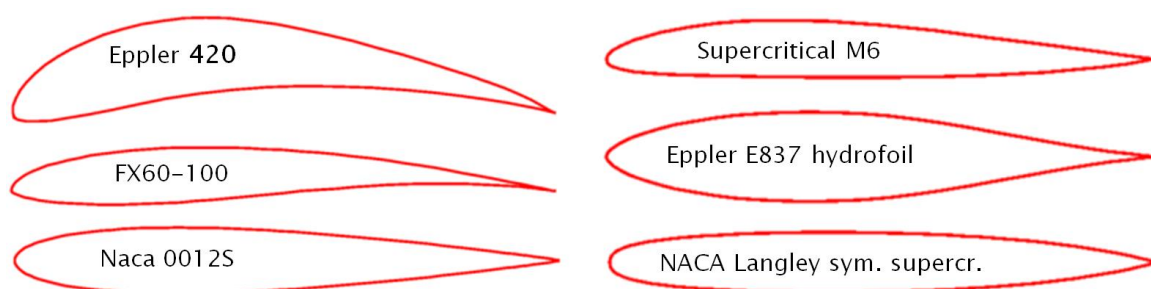
Slika 6.8: Tlačno polje pri različnih azimutnih položajih (θ) opazovane (modre) lopatice.



Slika 6.9: Analitični prikaz sil, ki delujejo na lopatico turbine med obratovanjem.

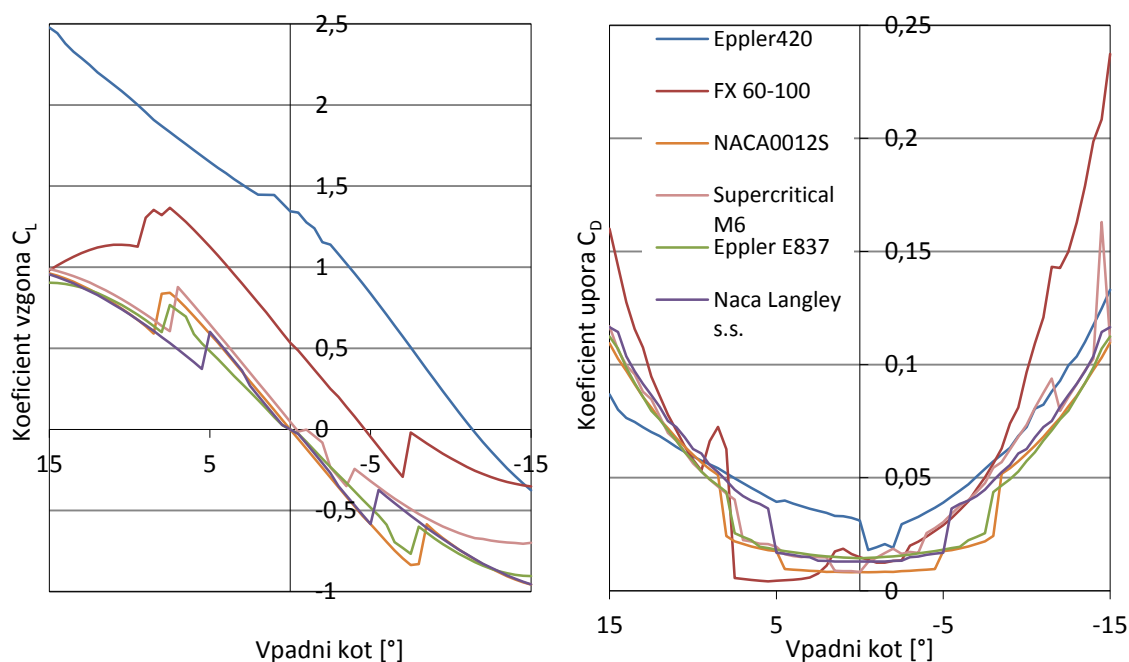
Iz analitičnega prikaza delovanja turbine na sliki 6.9 je razvidno, da je navor na posamezno lopatico turbine posledica delovanja hidrodinamičnih sil nanjo, torej sile vzgona in upora, pri čemer mora njuna rezultanta F_r kazati v smeri, ki povzroča pozitiven vrtilni moment v smeri rotacije turbine, torej mora rezultanta kazati pred središčem rotacije v njeni smeri na razdalji d . Sili vzgona in upora sta posledica tokovnega polja okrog lopatice, na katero vpliva rezultanta obodne hitrosti turbine in hitrosti toka. Ker je velikost sile vzgona poleg hitrosti in gostote obtočne tekočine odvisna od koeficienta vzgona je tako smiselno uporabiti aerodinamični profil, ki ima v območju, kjer lopatica proizvaja navor največji koeficient vzgona, hkrati pa mora imeti tudi zmeren potek koeficienta upora, da lopatica ne povzroča preveč zavornega momenta. Geometrijski podatki so dostopni bazah aerodinamičnih profilov [30], za vsak profil je na voljo več

podatkov. Za naš problem sta najpomembnejša omenjena koeficienta vzgona in upora, ki sta običajno pridobljena z eksperimentalnimi stacionarnimi meritvami v vetrovniku, na voljo pa sta za vpadne kote med $+15^\circ$ in -15° . Za preizkus lastnosti različnih aerodinamičnih profilov smo izbrali več različnih profilov iz različnih kategorij: z visokim koeficientom vzgona (Eppler 420), simetrični (Naca 0012S), simetrični superkritični (Naca Langley Symetrical Supercritical), superkritični (Supercritical M6), hidrodinamični simetrični profil (Eppler E837 hydrofoil), profil z visokim razmerjem med vzgonom in uporom (Wortmann FX60-100), katerih oblika je prikazana na sliki 6.10, pripadajoči koeficienti vzgona in upora pa na sliki 6.11.



Slika 6.10: Oblike uporabljenih aerodinamičnih profilov izbranih za simulacije [30].

Na sliki 6.11 vidimo potek koeficientov vzgona in upora v odvisnosti od vpadnega kota med -15° in 15° , med katerima so običajno podani. Med vsemi izbranimi profili izstopa profil z visokim koeficientom vzgona, Eppler 420, ki ima pozitiven koeficient vzgona vse do negativnega vpadnega kota -12° , zato tudi obeta ugoden vpliv na povečanje učinkovitosti delovanja Darrieusove turbine. Za doseganje najučinkovitejšega profila lopatice smo v nadaljevanju natančneje analizirali vpliv ukrivljenosti profila.

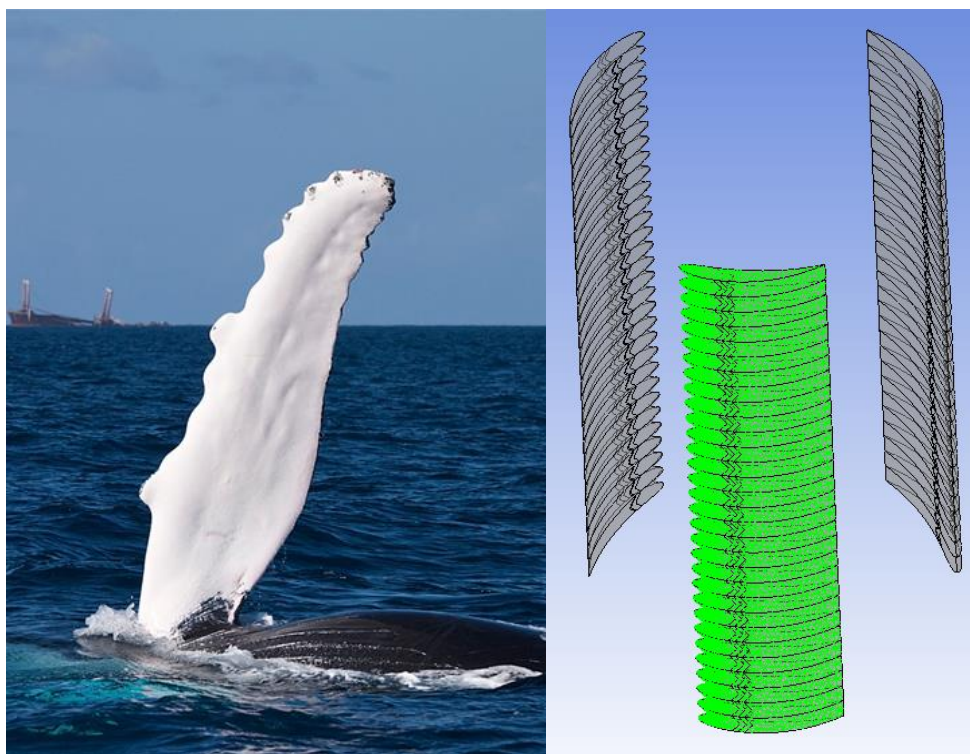


Slika 6.11: poteka koeficientov vzgona (levo) in upora (desno) v odvisnosti od vpadnega kota za izbrane aerodinamične profile lopatic.

Ker mora sila vzgona v območju največjega navora, ki ga ustvarja lopatica, kazati proti osi rotacije, kot je prikazano na sliki 6.9, smo nesimetrične aerodinamične profile (Eppler 420, Supercritical M6 in FX60-100) najprej zvrnili, nato pa še projicirali na krožnico s polmerom rotacije lopatic, kot je opisal Migliore [93]. Tako dobljene profile smo nato uporabili v simulacijah, pri čemer smo nekatere simetrične profile uporabili tudi brez projekcije na krožnico in s projekcijo na zmanjšan polmer, rezultati vseh simulacij pa so navedeni v poglavju 6.4.5.

6.4.3 Simulacija lopatic z izrastki na sprednjem robu profila

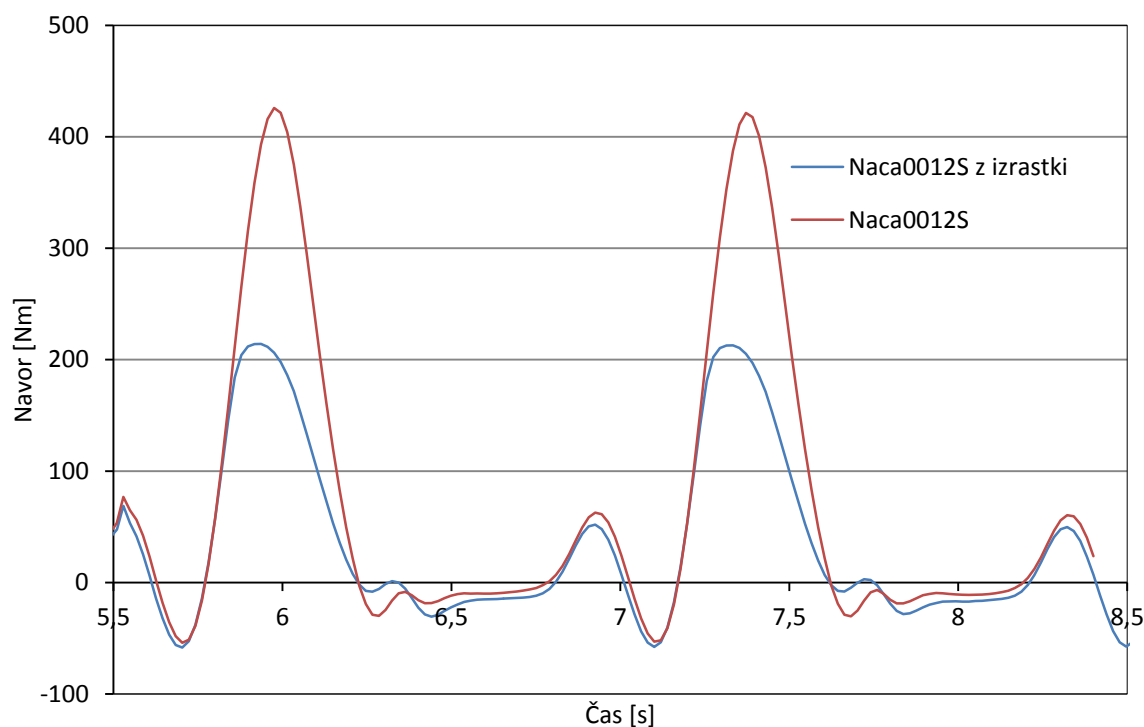
Dodatno smo želeli preveriti učinkovitost aerodinamičnega profila z izrastki na sprednjem robu, ki so jih nekateri raziskovalci že preučevali na primeru vetrnih turbin z vodoravno osjo vrtenja (HAWT) [94], temeljijo pa na opazovanju morfologije prsnih plavuti kitov grbavcev. Ti kiti naj bi imeli glede na velikost in togo telo še posebej dinamične plovne lastnosti v primerjavi z ostalimi vrstami kitov (hitri manevri med zasledovanjem plena). Te lastnosti pripisujejo razporeditvi izrastkov na prednjem robu prsnih plavuti, ki bi naj bi služili za povečanje vrednosti največjega vpadnega kota pri katerem pride do odlepljenja mejne plasti in zloma vzgona.



Slika 6.12: Plavut kita grbavca [95] (levo) in numerični model lopatic z izboklinami na sprednjem robu (desno).

Nekatere prednosti tako izdelanih lopatic, kot so bolj postopna krivulja vzgona in višji vzgonski koeficient so raziskovalci potrdili z eksperimenti, kot tudi z numeričnimi analizami [96], medtem ko še ni povsem jasno na kak način izrastki delujejo. V našem primeru bi predvidoma lahko povečali učinkovitost turbine, saj bi povečan vpadni kot pri katerem lopatica ustvarja vzgon podaljšal to območje. Tako smo izdelali model lopatice s profilom Naca 0012S projiciranim na krožnico s premerom 1 m, izrastki na prednjem robu dolžine 30 mm pa so postavljeni 60 mm narazen.

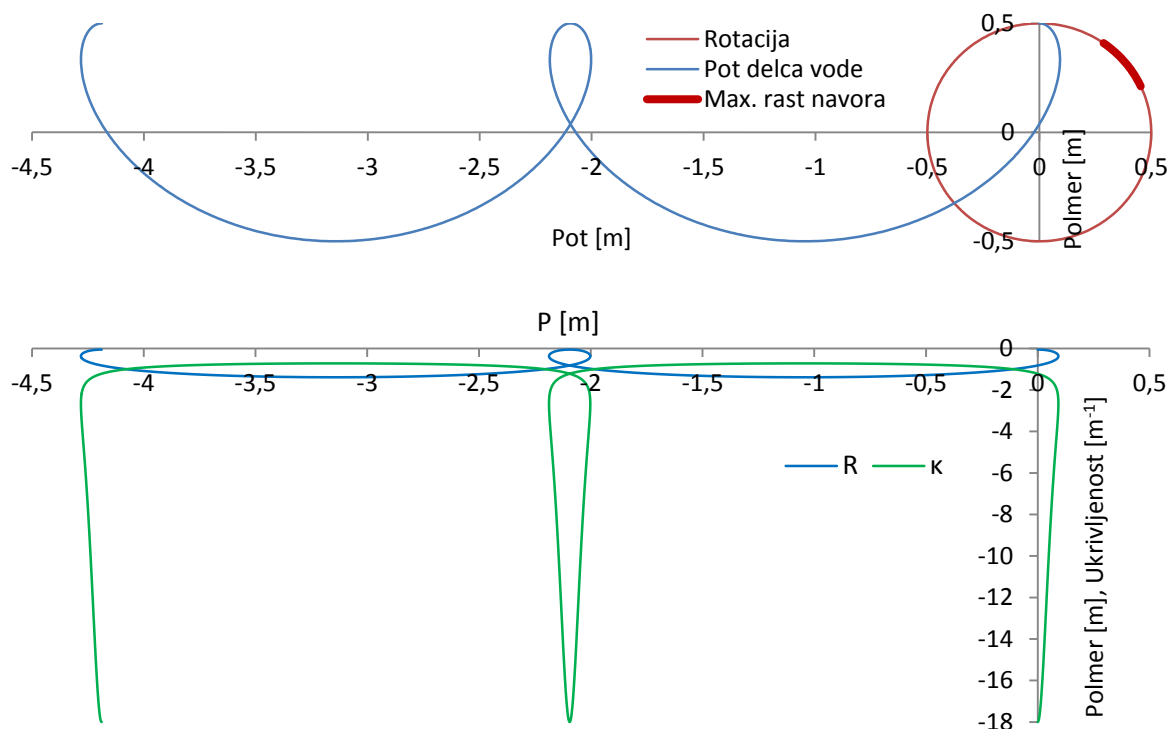
Primerjava rezultatov, prikazana na sliki 6.13, kaže na neugoden vpliv takšnih izrastkov na sprednjem robu lopatic, saj je iz potekov navora razvidna za polovico nižja vrednost največjega navora v območju njegovih najvišjih vrednosti, povprečna vrednost navora turbine brez izrastkov znaša 66,82 Nm, z izrastki pa 32,62 Nm.



Slika 6.13: Primerjava rezultatov na krožnico projiciranih profilov Naca0012S z in brez izrastkov.

6.4.4 Analiza ukrivljenosti relativnega gibanja

Glede na to, da bi želeli povečati učinkovitost delovanja lopatice predvsem v območju, v katerem le ta proizvede navor, smo želeli ugotoviti, ali lahko delovanje turbine izboljšamo, če projiciramo aerodinamični profil na polmer kroga, ki ga lopatice opisujejo med delovanjem ali zmanjšan, torej povprečni polmer relativnega gibanja. Med rotacijo turbine lopatice zaradi toka tekočine, ki teče v radialni smeri glede na os vrtenja, ne potujejo po krožnici, temveč je krožnemu gibanju potrebno dodati še komponento hitrosti vode. Tako nastane relativno gibanje delca tekočine, ki je svoje gibanje pričel na lopatici, nato pa ga odnaša tok tekočine. V kolikor želimo zmanjšati upor profila lopatice je tako smiselno ugotoviti, ali bi se bolje obnesel drugačen polmer krožnice, na katerega projiciramo aerodinamični profil, ki je v osnovi krožnica s polmerom rotacije lopatic. Za obratovalne pogoje $U = 1,5$ m/s, $\omega = 4,5$ rad/s, torej pri razmerju hitrosti $\lambda = 1,5$ in premeru turbine $2R = 1$ m dobimo krivuljo gibanja tega delca prikazano na sliki 6.14.



Slika 6.14: Prikaz krivulje relativnega gibanja delca in prikaz ukrivljenosti tega gibanja.

Središče ukrivljenosti je po Cauchy-evi definiciji sečišče dveh med seboj infinitezimalno skupaj ležečih normal na krivuljo. Krivuljo podano v kartezičnih koordinatah izračunamo z enačbo (6.6):

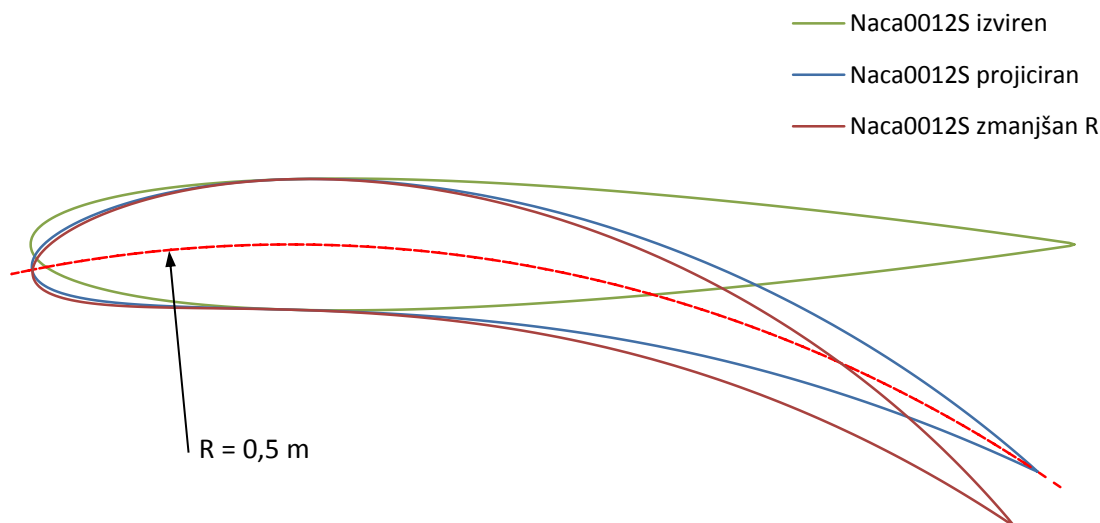
$$\kappa = \frac{|x''y'' - y'x''|}{(x'^2 + y'^2)^{3/2}} = \frac{1}{R}, \quad (6.6)$$

kjer sta x in y časovno odvisni koordinati, predznak ukrivljenosti pa pomeni v katero smer rotira enotska tangenta [97], v našem primeru, zaradi usmerjenosti toka, rotira v negativni smeri – v smeri gibanja urinih kazalcev, torej je vrednost ukrivljenosti negativna.

Na sliki 6.14 vidimo, da je relativno gibanje kot posledica rotacije turbine in toka tekočine močno ukrivljeno v območju, kjer se lopatica giblje proti in prečno na tok, manj pa, ko se giblje skupaj s tokom. V prvem območju absolutne vrednosti ukrivljenosti κ dosegajo maksimalno vrednost 18 m^{-1} , medtem ko je ta v območju gibanja lopatice s tokom 1 m^{-1} . Menili smo, da bi lahko učinkovitost lopatice povečali s prilagoditvijo polmera krožnice, na katero je projiciran aerodinamični profil. Za radij krožnice, na katero smo projicirali aerodinamični profil smo zato izbrali povprečno vrednost polmera ukrivljenosti gibanja v območju med 35° in 65° . V tem območju, kjer ima potek navora

na posamezno lopatico največjo rast, znaša srednja vrednost polmera 0,397 m, se pravi 0,103 m manj od izvirnega polmera, ki znaša 0,5 m.

Primerjava aerodinamičnih profilov Naca 0012S projiciranih na krožnico s polmerom turbine, zmanjšanim polmerom in brez projekcije so prikazani na sliki 6.15.

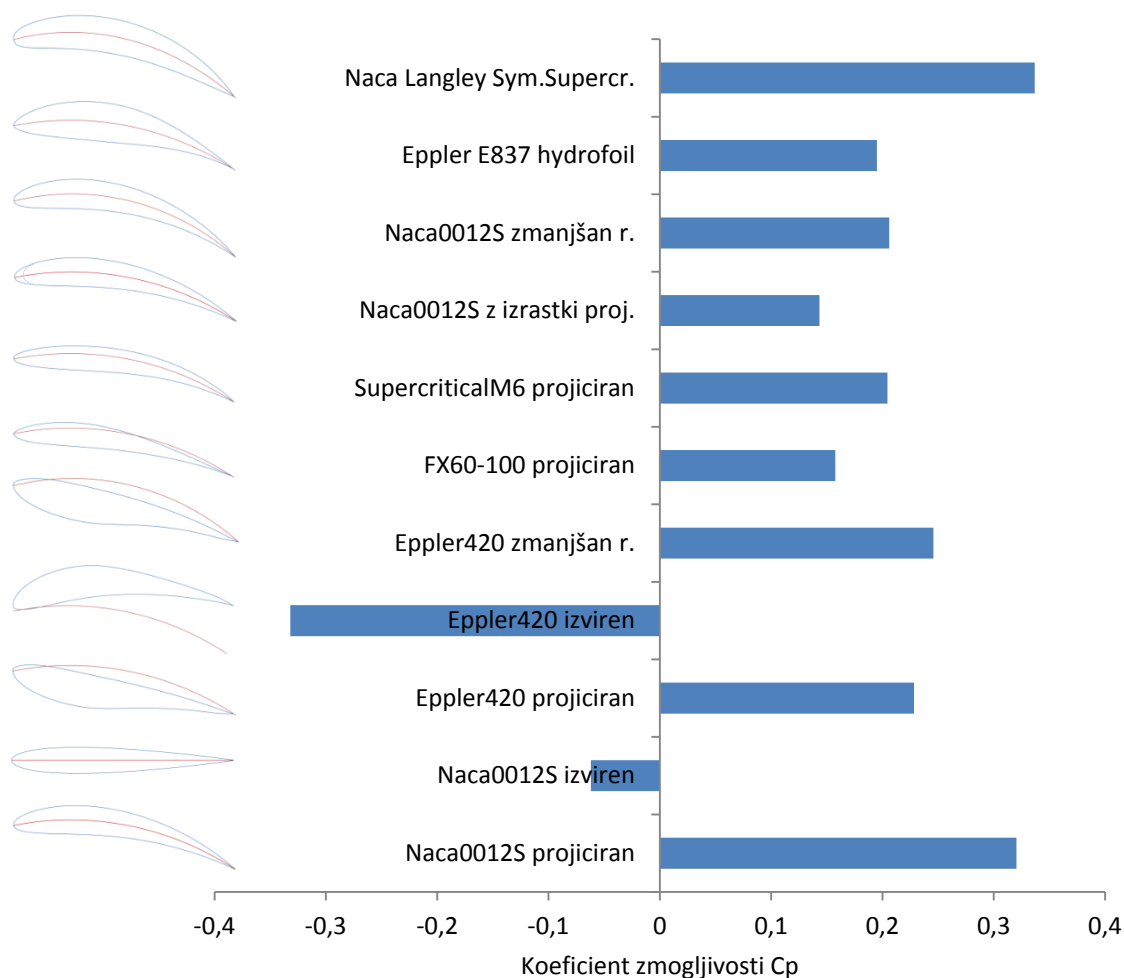


Slika 6.15: Aerodinamični profil Naca 0012S projiciran na polmer turbine, zmanjššan polmer in brez projekcije.

6.4.5 Rezultati simulacij z različnimi aerodinamičnimi profili in predpisanimi obratovalnimi pogoji

Rezultati simulacij, pri katerih smo uporabili zmanjššan polmer kroga, na katerega smo projicirali aerodinamični profil so prikazani skupaj z rezultati ostalih simulacij aerodinamičnih profilov na sliki 6.16. Rezultati simulacij s predpisano konstantno kotno hitrostjo so pokazali, da je najučinkovitejši profil projiciran Naca Langley symetrical supercritical, medtem ko se je le nekoliko slabše obnesel projiciran prvi uporabljen profil Naca0012S. Oba najučinkovitejša profila sta simetrična in projicirana na krožnico s polmerom rotorja turbine, se pravi, da rezultati zvrnjenih, projiciranih ali izvirnih nesimetričnih aerodinamičnih profilov z visokim koeficientom vzgona niso upravičili obetov, prav tako pa tudi ne izvedba z izrastki na prednjem robu lopatic. Razloge gre iskati predvsem v nespremenljivem razmerju hitrosti λ , ki določa obratovalne pogoje turbine v simulaciji, medtem ko bi se kateri izmed uporabljenih profilov lahko bolje obnesel pri drugačni vrednosti hitrostnega razmerja. Da bi lahko na enostaven način

ugotovili kakšna je ta vrednost smo razvili postopek, ki omogoča simulacijo s tokom gnane turbine, pri katerem bomo lahko zajeli širok spekter obratovalnih pogojev za posamezen uporabljen aerodinamični profil.



Slika 6.16: Primerjava rezultatov simulacij za vse izbrane aerodinamične profile.

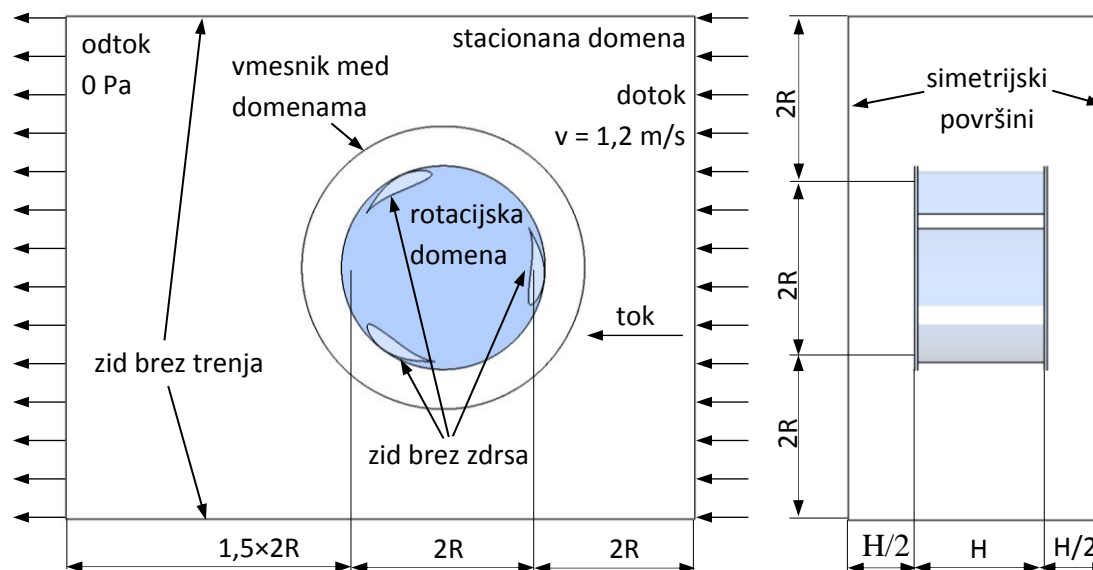
6.5 Simulacije Darrieusove turbine s pristopom s tokom gnane turbine

Pred uporabo pristopa s tokom gnane turbine v nadaljnjih simulacijah smo preverili ustreznost takšnega pristopa. Za validacijo tako zasnovane simulacije s programsko rutino smo uporabili eksperimentalne podatke iz literature (Shiono et. al. [98]), kjer so bili preizkušeni modeli Darrieusove vodne turbine pri različnih hitrostih in geometrijah ravnih lopatic in takšnih v obliki vijačnice ter različnih koeficientih zapolnjenosti. Za validacijo postopka simulacije s pristopom s tokom gnane turbine smo izbrali rotor turbine s tremi ravnimi lopaticami in koeficientom zapolnjenosti $\sigma = 0,366$, kar ustreza globini

aerodinamičnega profila 115 mm pri hitrosti toka 1,2 m/s. Uporabljen je bil modificiran simetrični aerodinamični profil Naca 633018, pri čemer je bil projiciran na krožnico z radijem oboda turbine. Premer slednjega je znašal 300 mm, dolžina lopatic pa 200 mm, pri čemer so bile vpete na stranska koluta s premerom 300 mm.

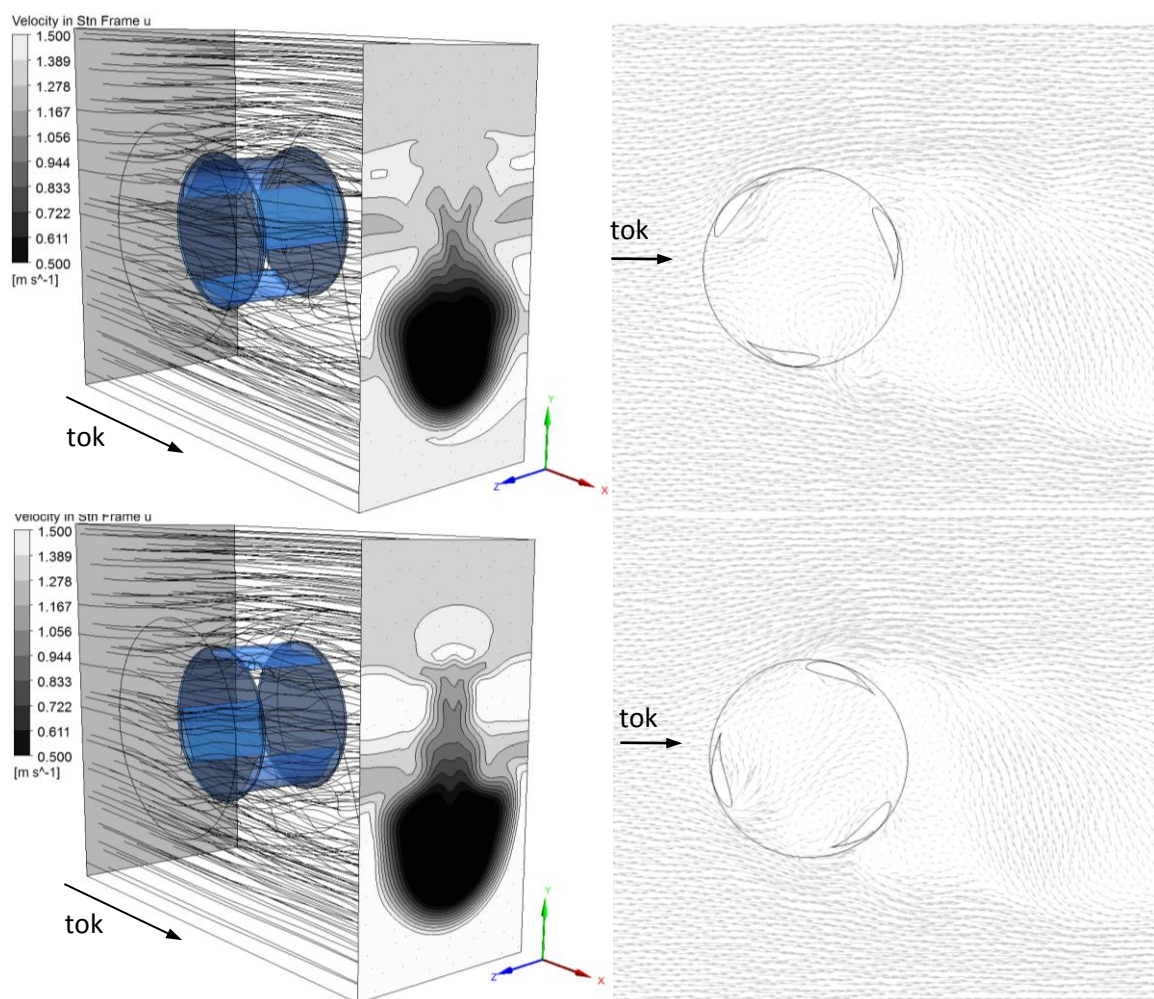
Numerični model turbine je zajemal rotirajočo in stacionarno domeno. Prva je bila modelirana s približno 5,3 milijona elementov, pretežno tetraedrov, njen premer pa je znašal 450 mm. Uporabili smo turbulentni model SST, ki združuje dobre lastnosti modelov $k-\epsilon$ in $k-\omega$, zato so bile stene rotorja turbine obdane z 12 plastmi prizmatičnih elementov s stopnjo rasti 1,2. Robni pogoj rotorja pa je bil definiran kot stena brez zdrsa. Stacionarno domeno je sestavljalo približno 200.000 elementov, pretežno heksaedrov, raztezala pa se je en premer turbine pred, nad in pod njo, 1,5 premera za njo ter 100 milimetrov na vsako stran od turbine (slika 6.17). Model tekočine je ustrezal lastnostim vode pri 10°C, hitrost vode na vstopu pa je bila enaka kot je bila uporabljena pri eksperimentu, torej 1,2 m/s ob predpostavljeni 5% turbulenci (prednastavljena vrednost v programu CFX [6]). Stranski steni sta imeli predpisan robni pogoj simetrije, zgornja in spodnja ploskev sta bili steni s prostim drsenjem, izstop pa z relativnim tlakom 0 Pa, kot je prikazano na sliki 6.17. Simulacije smo izvedli s pristopom s tokom gnane turbine, in sicer za validacijo z uporabo MFR in programske rutine, dodatno pa smo primerjali rezultate simulacije z modelom gibanja togega telesa (6DOF).

Simulacija turbine je bila zastavljena tako, da je tok na začetku pognal mirujoč rotor turbine, hkrati pa je na rotor pričel delovati zavorni moment, ki je na začetku znašal 0 Nm, naraščal pa je z enačbo $T = 0,4 \cdot t$, kjer je t čas znotraj simulacije. Tako je rotor turbine najprej dosegel najvišje število vrtljajev, ki se je zaradi počasi naraščajočega zavornega momenta zmanjševalo, dokler slednji ni narasel na takšno vrednost, da se je turbina prenehala vrteti. S tako zastavljeno simulacijo smo lahko pridobili rezultate o učinkovitosti turbine preko njenega celotnega delovnega območja. V prvem delu, ko se turbina prične vrteti so se pojavile težave z nestabilnostjo, pri čemer sta močno narasla navor na lopatice in posledično kotna hitrost turbine, ki pa se je do druge sekunde simulacije že ustalila in potekala naprej v pričakovanem počasi padajočem osciliranju, ki je posledica treh lopatic rotorja turbine (slika 6.21). Nestabilnost na začetku se pojavi zaradi pričetka vrtenja neobremenjene turbine, kjer so prirastki kotne hitrosti v začetnih časovnih korakih velike in posledično tudi navor na lopatice, iz katerega se izračunava sprememba kotne hitrosti, zato je slednja še večja, kar vodi k nestabilnosti.



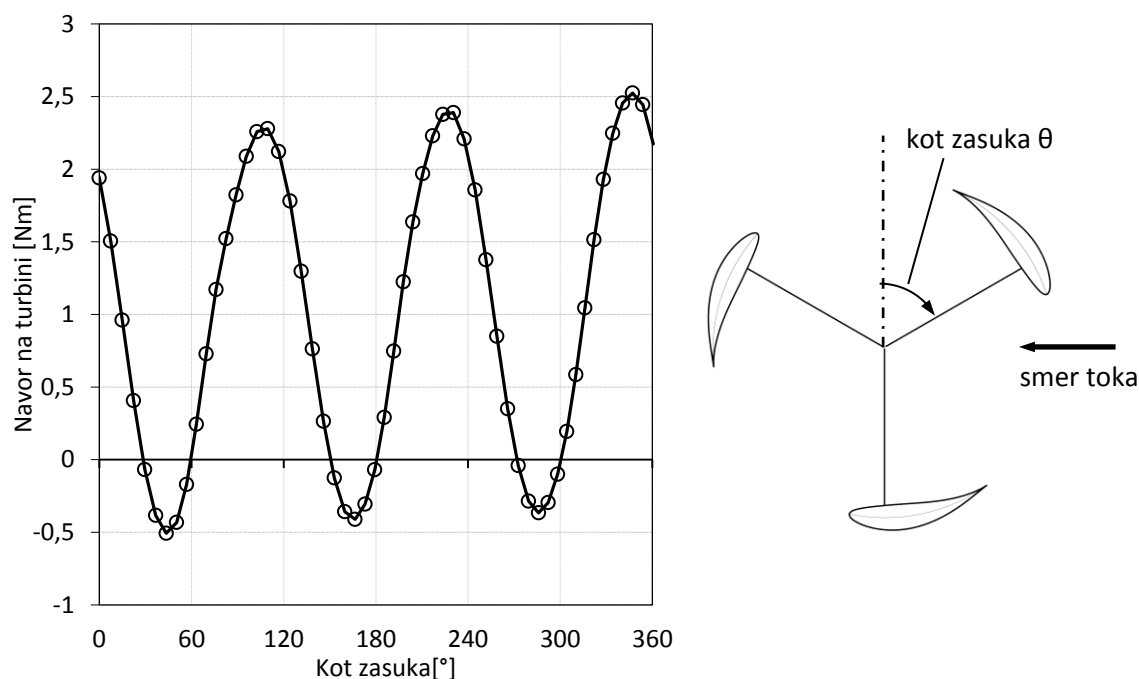
Slika 6.17: Model Darrieusove turbine za validacijo s prikazanimi robnimi pogoji.

Na sliki 6.18 lahko vidimo tokovno polje okrog rotorja turbine med delovanjem v dveh položajih rotorja. Opazimo lahko, da za rotorjem turbine vodoravna komponenta hitrosti v veliki meri izgine, pojavi pa se močna padajoča navpična komponenta. V območju za rotorjem turbine je prisotna močna turbulenca, turbulentna kinetična energija na površini 400 mm pred turbino znaša $4,465 \times 10^{-3} \text{ J/kg}$, 400 mm za turbino pa $2,596 \times 10^{-2} \text{ J/kg}$, torej skoraj 600 krat več. Tok v navpični smeri je posledica postavitve turbine in smeri njene rotacije, saj je na zgornji strani največja relativna hitrost med rotorjem in hitrostjo toka, zato vsaka lopatica okrog zgornjega položaja tok odklanja v smeri navzdol. Na izstopni površini stacionarne domene je prav tako mogoče opaziti močno zmanjšano vzdolžno komponento hitrosti, kar prav tako kaže na močno vrtnčenje toka za turbino.



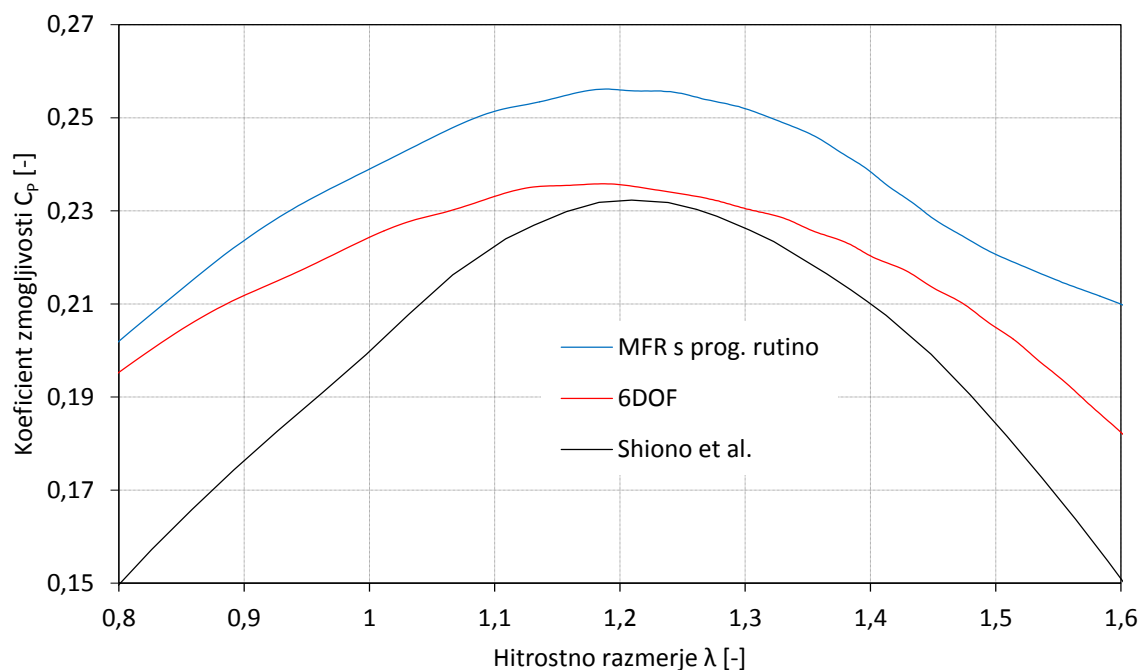
Slika 6.18: Tokovno polje v okolici turbine prikazano s tokovnicami (levo) in vektorji hitrosti na ravnini sredi turbine (desno) za dva položaja lopatic rotorja turbine.

Na sliki 6.19 je prikazan potek navora iz simulacije z MFR in programsko rutino, in sicer na rotorju turbine za en vrtljaj v stabilnem periodičnem območju delovanja turbine, pri čemer je na začetku in koncu opazovana lopatica rotorja v zgornji legi. Opazimo lahko močna nihanja v navoru, ki so posledica spremembe položaja lopatice med rotacijo, saj se navor na posamezni lopatici pojavi le v kratkem delu med rotacijo. Tako lahko opazimo, da posamezna lopatica ustvarja koristen navor od $\sim 60^\circ$ zasuka od zgornje lege, kjer največjo vrednost doseže pri $\sim 105^\circ$, pa vse do $\sim 150^\circ$, torej skupno približno 90° , nato pa skupni navor pade vse do negativne vrednosti, ko navor prične ustvarjati naslednja lopatica, ki zaostaja za prvo za 120° in nato spet naslednja.



Slika 6.19: Prikaz poteka navora na rotor turbine za posamezen vrtljaj.

Primerjava krivulj koeficienta zmogljivosti C_p na sliki 6.20 prikazuje primerjavo rezultatov preizkusa in vrednosti iz simulacij s pristopom s tokom gnane rutine z uporabo modela gibanja togega telesa – 6DOF in z uporabo MFR s programsko rutino in rezultatom meritev za celotno obratovalno območje turbine. Vidimo lahko, da rezultati obeh simulacij v celotnem območju sledijo trendu rezultatov preizkusa, pri čemer jih pri vrednosti največje zmogljivosti turbine presegajo, pristop s 6DOF za 3,1% in MFR s programsko rutino za 10,3%. Razlika je predvsem posledica načina izvedbe preizkusa. Shiono et al. [98] so poskuse izvajali s stopenjsko obremenitvijo turbine z elektromagnetno zavoro, pri čemer so na vsaki stopnji obremenitve meritve trajale dalj časa, rezultat pa je predstavljalo povprečje 30 sekund dolgega intervala, da so se obratovalne razmere ustalile. Ker gre za računsko zelo zahtevne računalniške simulacije, je bila simulacija zastavljena tako, da se je obremenitev enakomerno počasi povečevala, se je ustrezno povečeval tudi navor na lopatice, torej ni časa, da se obratovalne razmere ustalijo v celoti in so možni tudi vplivi vztrajnosti.

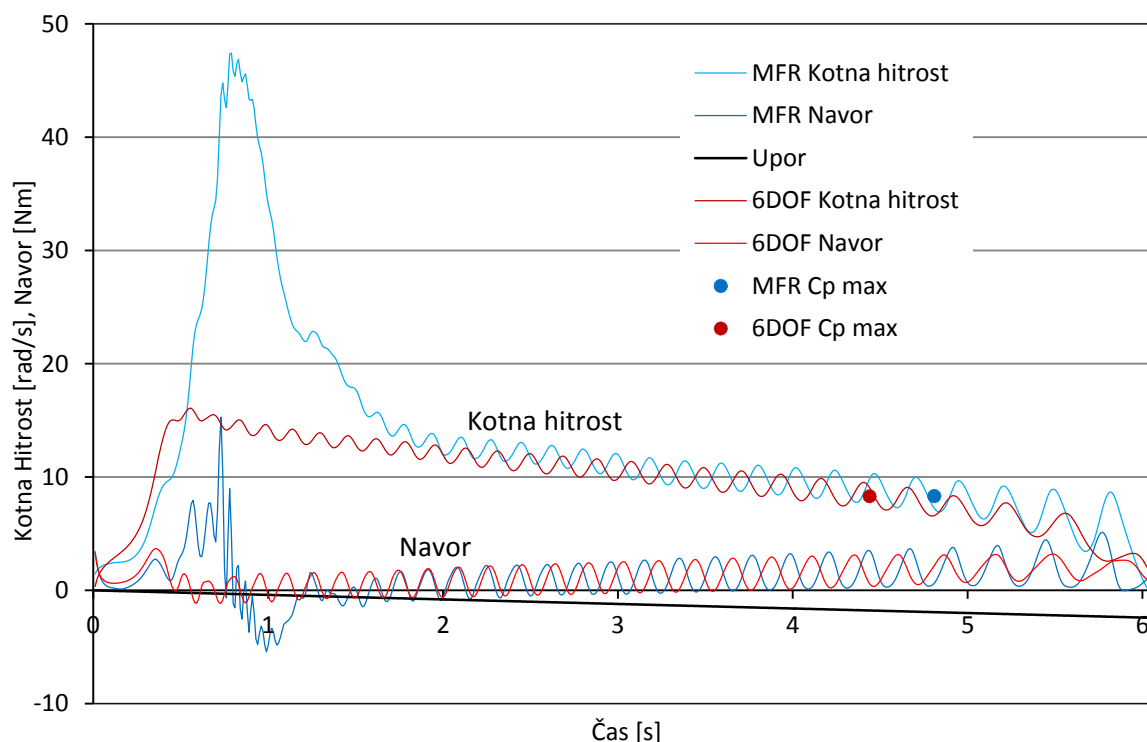


Slika 6.20: Primerjava poteka koeficienta zmogljivosti pri simulacijah in eksperimentu.

Na sliki 6.21 sta prikazana potek kotne hitrosti in navora na lopatice med simulacijo turbine z uporabo obeh pristopov s tokom gnane turbine. V našem primeru je bila simulacija s postopkom MFR in programsko rutino v začetni fazi nestabilna, tako da sta takoj po zagonu turbine močno narasla navor na lopatice in posledično kotna hitrost turbine. Nestabilnost se do druge sekunde ustali v periodično, počasi padajoče delovanje in simulacija teče naprej stabilno dokler se turbina zaradi dovolj velikega obremenitvenega momenta ne ustavi, podobno kot pri pristopu s 6DOF, kjer je potek simulacije stabilen v celotnem območju. Algoritem reševanja s 6DOF se namreč izvaja znotraj vsake iteracije, medtem ko se rutina pri postopku z MFR izvede le enkrat v vsakem časovnem koraku, tako da so pri prvem postopku spremembe kotne hitrosti zajete v notranjih iteracijah, v drugem pa ne.

Na rezultate zmogljivosti turbine lahko vpliva vztrajnost tokovnega polja zaradi začetne nestabilnosti, ko je kotna hitrost turbine močno narasla. Vpliv na razliko v rezultatih je imela tudi geometrija preizkusne turbine, ki je imela lopatice krajše od premera turbine v razmerju 0,66. Posledično so bile aerodinamične površine manjše od nosilne strukture. Zato bi se lahko pojavila razlika zaradi poenostavljene obravnave vpliva nosilne strukture v simulaciji. Vsekakor bi bila ustrežnejša uporaba geometrije turbine, kjer so lopatice

bistveno daljše od premera in s tem nosilne strukture, saj aerodinamične površine lopatic predstavljajo njen najpomembnejši del.



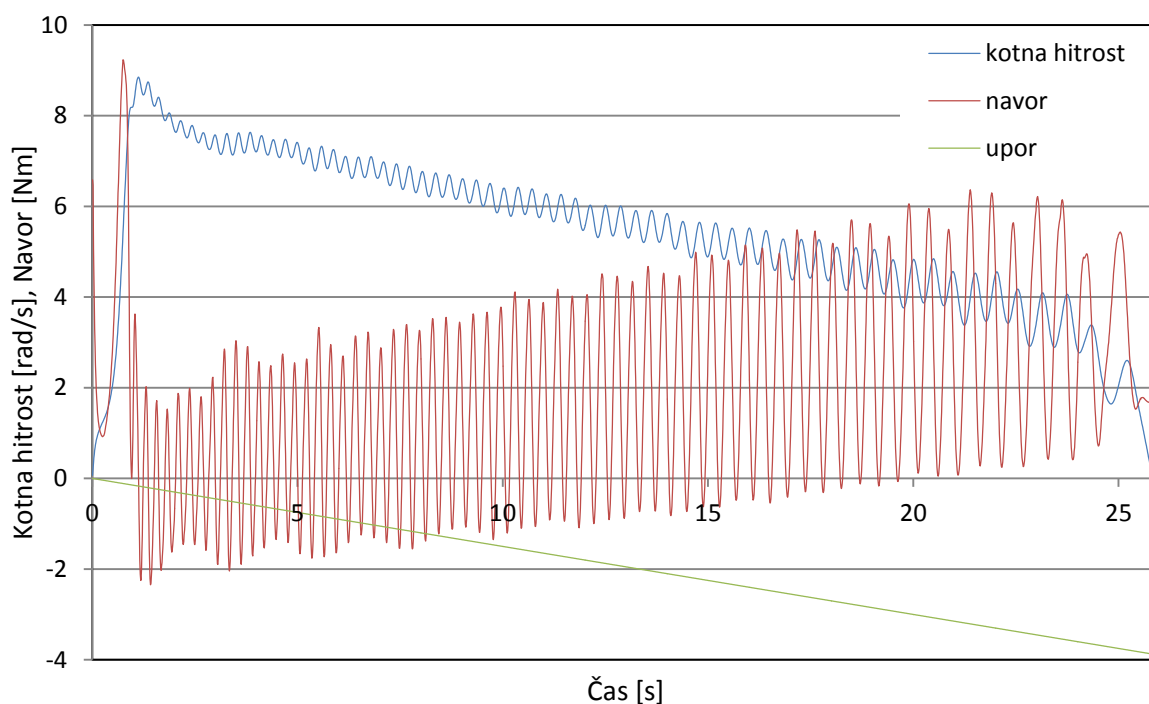
Slika 6.21: Primerjava potekov kotne hitrosti in navora na lopatice pri simulacijah turbine z modelom gibanja togega telesa (6DOF).

6.5.1 Parametrične simulacije aerodinamičnih profilov s tokom gnane

Darrieusove turbine

Pri naslednjem sklopu simulacij, s katerimi smo želeli ugotoviti, kateri aerodinamični profil se najbolje obnese za povečanje učinkovitosti turbine smo uporabili model gibanja togega telesa, ki omogoča simulacijo s tokom gnane turbine. V prejšnjem sklopu simulacij smo namreč za rezultat učinkovitosti turbine uporabili le izmerjen navor na lopaticah turbine. V literaturi [42] je pogost postopek za pridobitev celotnega obratovalnega območja turbine takšen, da se pri izbrani hitrosti toka izvede več simulacij pri različnih vrednostih hitrostnega razmerja, nato pa se iz dobljenih koeficientov moči konstruira krivulja za celo obratovalno območje. Glede na to, da je bila predpisana konstantna kotna hitrost za vse aerodinamične profile enaka, se je porajal dvom, da so bili doseženi resnični ravnotežni obratovalni pogoji za vse različne aerodinamične profile. Zato smo ocenili, da potrebujemo pristop, ki bo zajemal več realnih delovnih parametrov turbine, pri katerem ne bi izvajali več simulacij z različnimi vrednostmi hitrostnega

razmerja, temveč bi skušali natančneje povzeti realne obratovalne pogoje. Z uporabo pristopa s tokom gnane turbine smo lahko izvedli simulacijo, pri kateri se mirujoča turbina na podlagi toka vode zažene in vrti z dejansko kotno hitrostjo, ko se tokovne razmere ustalijo. Ker smo v simulacijo uvedli tudi časovno odvisen zavorni moment, ki deluje na turbino, smo lahko v posamezni simulaciji zajeli celotno obratovalno območje turbine od zagona, pa vse do njene zaustavitve. Zavorni moment je v začetku simulacije znašal 0 Nm, nato pa počasi linearno naraščal z enačbo $T = t \times 0,15 \text{ Nm/s}$, zaradi česar je naraščal tudi navor na lopatice turbine, kotna hitrost pa je posledično padala dokler se turbina ni ustavila. Obremenitev turbine predstavlja obremenitev, ki bi jo na gred turbine povzročal generator električnega toka. Tako smo lahko s posamezno simulacijo kot rezultat dobili karakteristiko turbine za posamezno hitrost toka vode, njen potek pa je prikazan na sliki 6.22.



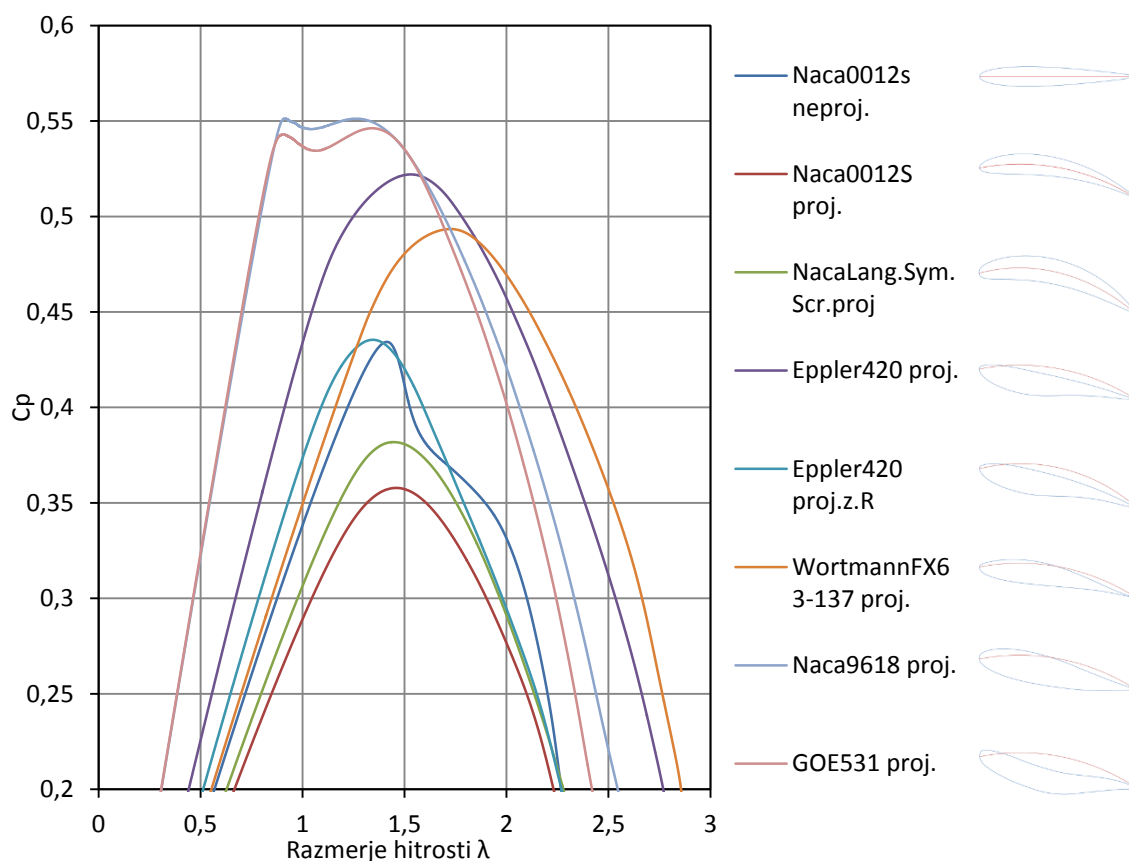
Slika 6.22: Potek simulacije s pristopom s tokom gnane turbine.

Simulacije s tokom gnane turbine se pričnejo z mirujočim rotorjem turbine, ki se prične vrteti zaradi sil, ki delujejo na lopatice, kot posledica toka vode nanje. Za natančno simulacijo je pomembno dovolj počasno naraščanje obremenitve, ki omogoča, da turbina deluje v ravnotežnih pogojih brez vplivov vztrajnostnega momenta rotorja, hkrati pa mora biti njeno naraščanje dovolj hitro zaradi računskih časov na razpoložljivi računalniški opremi. V našem primeru smo za hitrejši potek simulacij razvili dvo-dimenzionalni računalniški model, pri čemer njegova debelina znaša 20 mm, kot je prikazano na sliki

6.2, hitrost naraščanja obremenitve pa smo za različne dolžine lopatic in premere turbine s poskusi določili s parametričnimi simulacijami.

Računalniška simulacija tako ne zajema tri-dimenzionalnih tokovnih pojavov, saj je namen teh simulacij le primerjava različnih aerodinamičnih profilov med seboj. Za validacijo celotnega modela pa je potrebna priprava celotnega tri-dimenzionalnega modela turbine. Tudi pri teh simulacijah je bila uporabljena hitrost toka $U = 1,5$ m/s, kar je izmerjena hitrost toka na vodotoku predvidenemu za eksperiment.

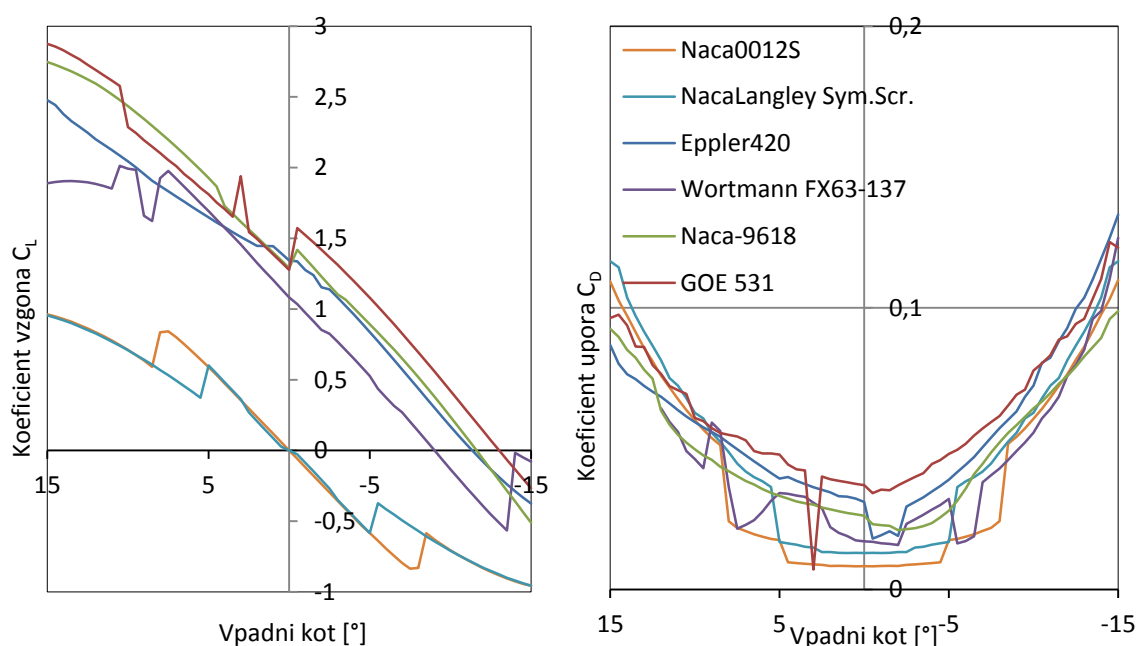
Glede na rezultate zmogljivosti turbine v prvem sklopu simulacij (slika 6.16) s predpisano kotno hitrostjo turbine smo tudi pri teh simulacijah uporabili enake aerodinamične profile. Ker so se rezultati prvih izvedenih simulacij s pristopom s tokom gnane turbine precej razlikovali od tistih s predpisanimi robnimi pogoji, predvsem v smislu zaporedja najučinkovitejših aerodinamičnih profilov, smo dodali nekaj aerodinamičnih profilov iz kategorij, v katerih smo dobili najboljše rezultate, torej kategoriji profilov z najvišjim koeficientom vzgona (Naca 9618, GOE 525, GOE 531) in z najvišjim razmerjem med koeficientom vzgona in upora (Wortman FX63-137). Zaradi preglednosti so prikazani le najboljši rezultati simulacij s tokom gnane turbine na sliki 6.23. Rezultati pridobljeni s simulacijami s pristopom s tokom gnane turbine kažejo povsem drugačno zaporedje najučinkovitejših aerodinamičnih profilov. Najvišji koeficient moči C_p , ki hkrati predstavlja tudi izkoristek posameznega aerodinamičnega profila je namreč pri različnih izbranih profilih lahko dosežen pri različnih vrtilnih hitrostih turbine, česar pa simulacije s predpisano vrtilno hitrostjo niso mogle zajeti, saj so lahko podajale le rezultat navora na turbinske lopatice pri točno določeni vrtilni hitrosti.



Slika 6.23: Rezultati simulacij s pristopom s tokom gnane turbine za najboljše uporabljene profile.

Na sliki 6.23 vidimo, da se je pri simulacijah kot najučinkovitejši profil izkazal na krožnico projiciran profil Naca 9618, povsem blizu pa mu sledi prav tako na krožnico projiciran profil GOE 531. Oba profila sodita v kategorijo aerodinamičnih profilov z visokim koeficientom vzgona, s čimer smo potrdili obete o učinkovitosti modificiranih aerodinamičnih profilov z visokim koeficientom vzgona iz prejšnjega poglavja. Kot najmanj učinkovit je v tem primeru na krožnico projiciran profil Naca 0012S, le nekoliko bolje pa se je izkazal profil Naca Langley Symetrical Supercritical, torej profila, ki sta se v prejšnjem sklopu simulacij s predpisano vrtilno hitrostjo izkazala kot najboljša. V tem sklopu simulacij se torej na krožnico projicirani simetrični profili niso izkazali kot najboljši kakor v prejšnjem sklopu simulacij, temveč projicirani profili z visokim koeficientom vzgona. Ti profili ustvarijo v območju, kjer lopatica ustvarja navor največjo vzgonsko silo, kar je razvidno tudi iz potekov koeficientov vzgona in upora na sliki 6.24, kjer lahko vidimo, da je imata poteka koeficienta vzgona simetričnih profilov Naca0012S in Naca Langley Symetrical Supercritical v celotnem območju znatno nižje vrednosti od ostalih navedenih profilov, v območju negativnih vpadnih kotov so tudi negativne,

medtem ko sta njuna koeficienta upora nižja samo v območju vpadnega kota med -8° in 8° . Poleg tega s takšno simulacijo zajamemo celotno obratovalno območje turbine in ne le pri eni vrednosti razmerja hitrosti λ . Koeficienti vzgona in upora za uporabljene aerodinamične profile so prikazani na sliki 6.24, kjer lahko vidimo, da je najučinkovitejši profil le nekoliko boljši od profila GOE 531, pri čemer pa je zaradi enostavnejše oblike, bolj enakomerne debeline profila brez vbočenih površin prvi tudi enostavnejši za izdelavo.



Slika 6.24: Potek koeficientov vzgona in upora v odvisnosti od vpadnega kota za najboljše uporabljene aerodinamične profile lopatic.

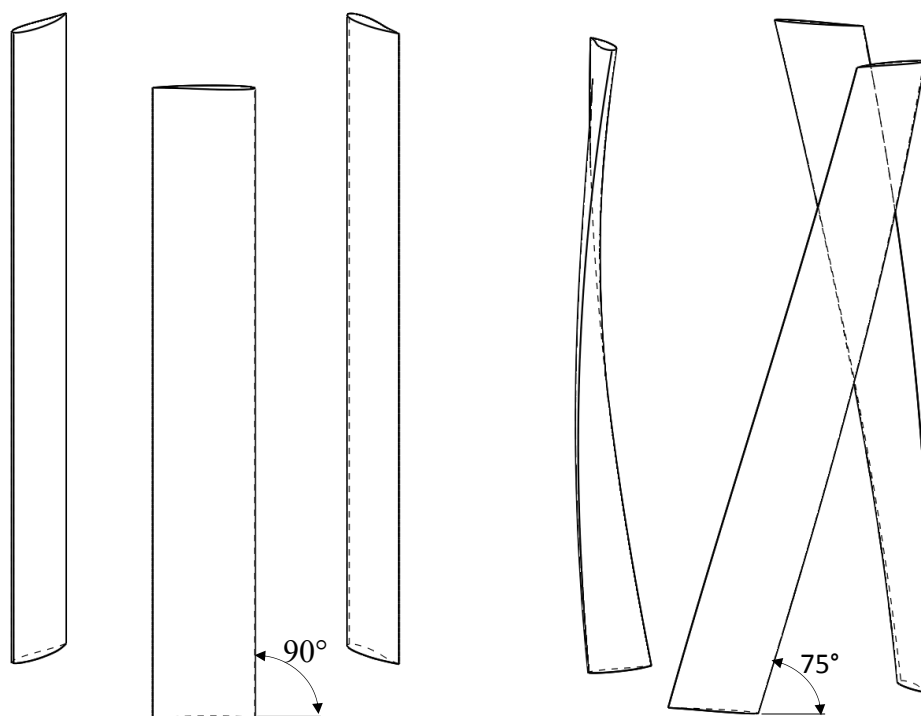
Na sliki 6.24 vidimo, da ima potek vzgonskega koeficienta najučinkovitejšega profila Naca 9618 nekoliko nižje vrednosti od profila GOE 525 z najvišjo vrednostjo, medtem ko je koeficient upora profila Naca 9618 znatno nižji v celotnem območju vpadnih kotov. To pomeni, da v območju, ko lopatica ne ustvarja navora, aerodinamični profil Naca 9618 rotor turbine tudi manj zavira, zato je v celoti gledano tudi najučinkovitejši.

Nadaljnje izboljšave učinkovitosti delovanja Darrieusove vodne turbine bi lahko dosegli z uporabo popolnejše baze aerodinamičnih profilov in nadaljnjimi parametričnimi analizami turbine z različnimi profili lopatic. Dodatno možnost predstavlja uporaba metod topološke optimizacije profila lopatice, pri kateri se s pomočjo parametrov oblike in ustreznih robnih pogojev z veliko iteracijami spreminja oblika profila tako dolgo, dokler niso izpolnjeni optimizacijski kriteriji in je rezultat zanje optimalna geometrija

profila. Takšna simulacija pa zahteva dobro premišljene vhodne parametre, saj je zaradi njene dolgotrajnosti mogoče simulirati le kratek del obratovanja. Zato je potrebno posebej paziti, da že v začetku dobro predpostavimo vrtilno hitrost in obremenitev kot vhodna podatka za simulacijo. Tudi zato se v tem delu s topološkimi optimizacijami nismo ukvarjali. Rezultati opisanih simulacij predstavljajo smernice za nadaljnje delo na področju optimizacije oblik aerodinamičnih profilov turbin.

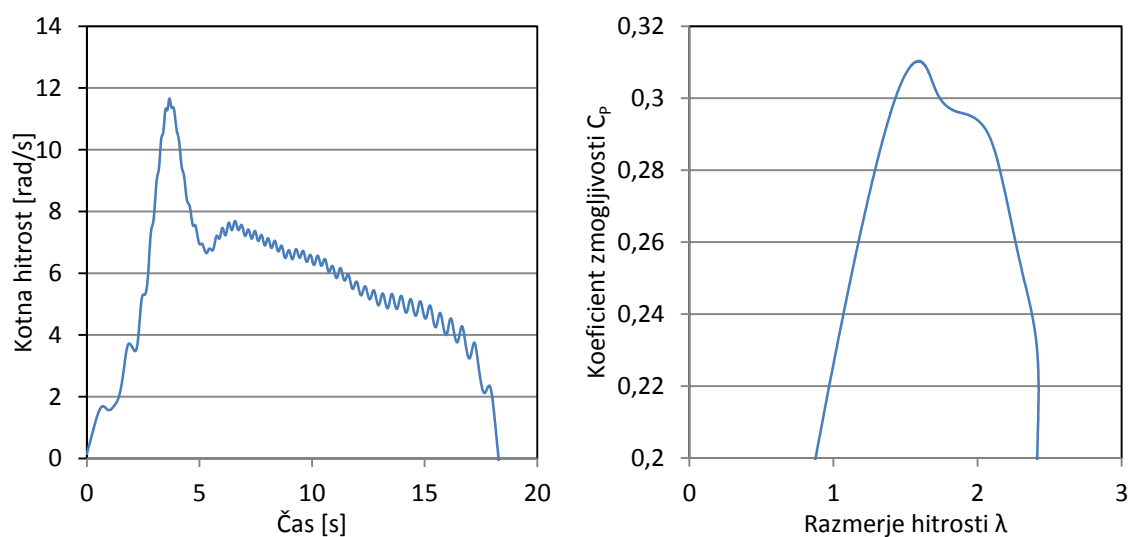
6.5.2 Simulacija turbine z lopaticami v obliki vijačnice

Izvedli smo simulacijo turbine, pri kateri so lopatice v obliki vijačnice, kot pri Gorlov turbinah. Tovrstna konfiguracija lopatic naj bi odpravila nekaj težav Darrieusove turbine, kot je slaba zmožnost zagona in močno nihanje vrtilnega momenta [22]. Med rotacijo turbine se lopatice namreč ne znajdejo naenkrat v območju, kjer proizvajajo največji navor, temveč se v tem območju znajde le del lopatice, kateri nato potuje vzdolž nje in tako ublaži sunke, hkrati pa je zmeraj del katere izmed lopatic mirujoče turbine v tem območju in tako pripomore k zagonu. Za to simulacijo smo morali razviti daljši model, sicer ne bi mogli upoštevati vpliva v vijačnico zvitih lopatic, tako je njihova dolžina znašala 1,63 m, medtem ko so bile ostale dimenzije enake kot pri dvodimenzionalnih simulacijah. Premer turbine je znašal 1 m, kot vzpona vijačnice 75° , uporabljen aerodinamični profil je bil modificiran Naca 9618, koeficient zapolnjenosti turbine 0,24, hitrost toka pa je znašala 1,5 m/s. Obremenitev turbine se je povečevala po enačbi $T = t \times 13,5$ [Nm/s], ki smo jo določili tako, da smo stopnjo obremenitve, ki smo jo uporabili pri parametričnih simulacijah z različnimi aerodinamičnimi profili v dvodimenzionalnih simulacijah pomnožili z dolžino lopatic. Kot pristop s tokom gnane turbine smo uporabili model gibanja togega telesa.



Slika 6.25: Turbina z ravnimi lopaticami (levo) in lopaticami v obliki vijačnice pod kotom 75° (desno).

Rezultati simulacije sicer zaradi tri-dimenzionalnega modela niso neposredno primerljivi, so se pa v tem primeru izkazali kot bistveno slabši od izvedbe turbine s tremi lopaticami. Prikazani so na sliki 6.26.

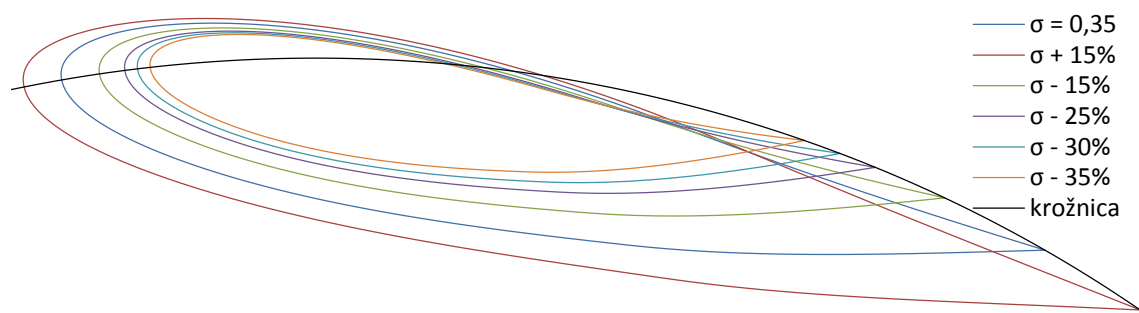


Slika 6.26: Potek kotne hitrosti v odvisnosti od časa (levo) in koeficient zmogljivosti turbine z lopaticami v obliki vijačnice (desno).

Na sliki levo vidimo, da se je simulacija pričela z nestabilnostjo v začetku, nato pa se je kotna hitrost stabilno zmanjševala do konca simulacije. Pripadajoč koeficient zmogljivosti ostaja na bistveno nižjem nivoju kot pri simulacijah z ravnimi lopaticami. Nižje rezultate smo pričakovali, saj so do takšnih prišli že Shiono et al. [33], ki so v eksperimentalni študiji primerjali izkoristke turbin z ravnimi in lopaticami v obliki vijačnice pri različnih kotih vzpona le-te. Na podlagi omenjenega smo nadaljnje raziskave lopatic v obliki vijačnice opustili, saj je za njihovo analizo potreben velik model z dolgimi računskimi časi, prav tako pa je bistveno bolj zapletena njihova morebitna izdelava za potrebe eksperimenta

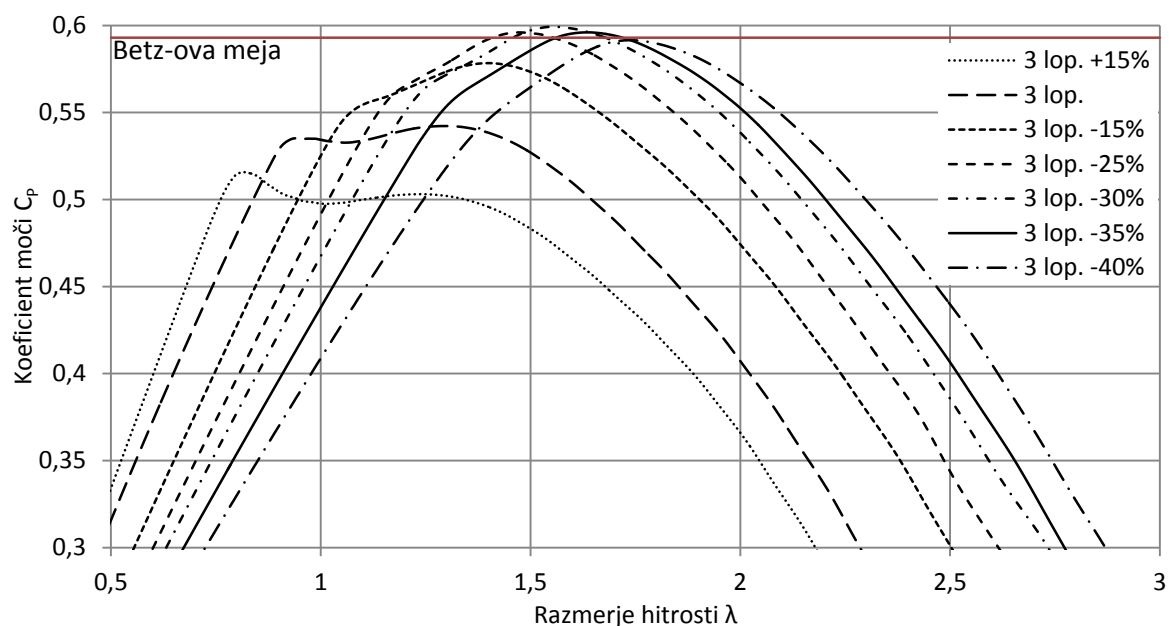
6.5.3 Parametrične simulacije koeficienta zapolnjenosti

V tem sklopu parametričnih simulacij smo analizirali vpliv koeficienta zapolnjenosti turbine. Uporabili smo Darrieusovo turbino s tremi lopaticami z modificiranim aerodinamičnim profilom Naca 9618, kjer smo preučevali vpliv zapolnjenosti na izkoristek turbine. Tako smo začetni koeficient zapolnjenosti, ki je na začetku znašal 0,35 povečali in zmanjšali s spreminjanjem globine profila lopatic, ki so prikazane na sliki 6.27. Prvo povečanje in zmanjšanje je znašalo 15 % nato pa smo z izvedbo simulacij ugotavljali vpliv na izkoristek turbine. Na podlagi prvih dveh simulacij smo nato začrtali smer nadaljnjih simulacij, torej povečanje ali zmanjšanje koeficienta zapolnjenosti vse dokler nismo ugotovili najvišje vrednosti izkoristka turbine. Največjo vrednost smo dobili, ko smo koeficient zapolnjenosti zmanjšali za 30 odstotkov. Pri tej vrednosti je izkoristek turbine celo presegel Betz-ovo mejo [61], kar pa je posledica dejstva, da gre za dvo-dimenzionalno simulacijo, v njej pa smo upoštevali samo lopatice, ki so zaradi uporabe simetrije na stranicah numeričnega modela lahko neskončno dolge, ne pa tudi podporne konstrukcije in vpliva inducirane upora na konice lopatic, izkoristek pa velja le za rotor in ne upošteva uporov v ležajih in generatorju. Sicer so preseganje Betzove meje opazili tudi nekateri drugi avtorji [99, 100]. Pri zmanjšanju koeficienta zapolnjenosti smo opazili tudi premik vršnih vrednosti izkoristkov turbine v desno – k višjemu hitrostnemu razmerju λ – torej se turbina z manjšim koeficientom zapolnjenosti vrti hitreje, kar je prikazano na sliki Slika 6.28.



Slika 6.27: Premerjava različnih globin projiciranega profila uporabljenih pri parametrični analizi koeficienta zapolnjenosti turbine.

Iz rezultatov na sliki lahko zaključimo, da povečanje začetnega koeficienta zapolnjenosti zniža izkoristek turbine, medtem ko ga njegovo zmanjševanje znatno poveša. To pa velja le do zmanjšanja za 30 odstotkov, saj nadaljnje zmanjševanje ponovno vodi k znižanju izkoristka. Hkrati opazimo tudi odvisnost razmerja hitrosti, pri katerem je dosežena maksimalna vrednost izkoristka za posamezen koeficient zapolnjenosti turbine. Tako ima turbina z daljšo globino profila svoj najboljši izkoristek pri nižji kotni hitrosti, turbina z manjšo globino profila pa pri višji.



Slika 6.28: Rezultati parametrične simulacije z različnimi koeficienti zapolnjenosti.

6.5.4 Parametrične simulacije s spremenljivim številom lopatic

Na učinkovitost delovanja turbine ima odločilen vpliv tudi število lopatic. S parametričnimi simulacijami smo spreminjali število lopatic rotorja turbine z

modificiranim aerodinamičnim profilom Naca 9618, ker pa smo želeli naenkrat spremeniti le en parameter, smo morali poskrbeti za konstantno vrednost koeficienta zapolnjenosti turbine σ . Zato smo morali ustrezno prilagoditi globino profila lopatic, ki je znašala med 638 mm pri turbini z dvema lopaticama in 194 mm pri turbini s štirimi lopaticami, medtem, ko je pri izvorni turbini s tremi lopaticami dolžina profila znašala 360 mm. Zbrane vrednosti vseh v simulacijah uporabljenih profilih so prikazane v preglednici 6.3.

Preglednica 6.3: Pregled globin aerodinamičnih profilov parametričnih analizah.

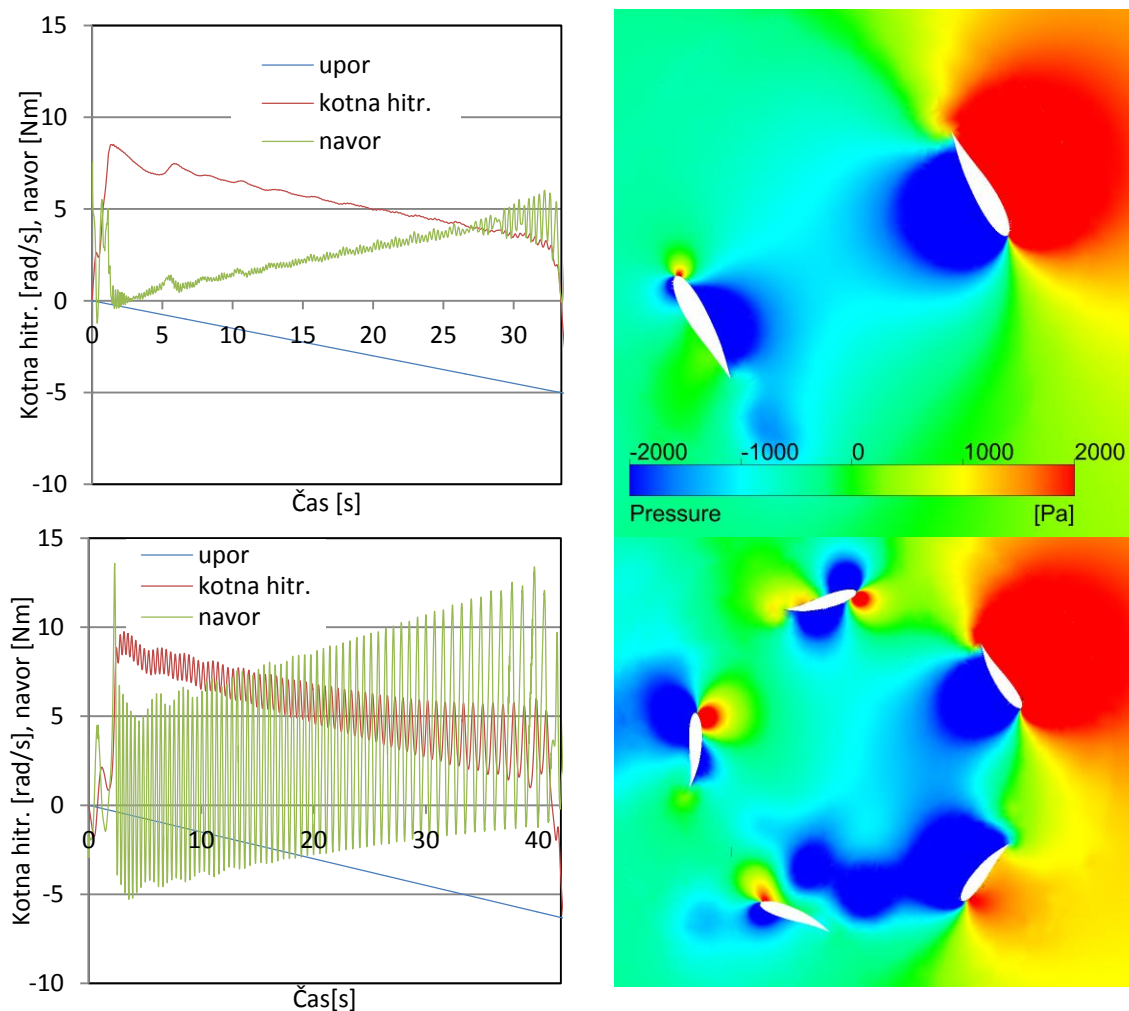
	+15%	$\sigma = 0,35$	-15%	-25%	-30%	-35%	-40%
2 lopatici	638 mm	555 mm	/	/	388 mm	360 mm	333 mm
3 lopaticice	425 mm	360 mm	314 mm	277 mm	247 mm	240 mm	222 mm
4 lopaticice	319 mm	277 mm	/	/	194 mm	/	/
5 lopatic	/	222 mm	/	/	/	/	/

Primerjava rezultatov simulacije turbine z dvema in petimi lopaticami je prikazana na sliki 6.29. Opazimo lahko velika nihanja vrtilnega momenta turbine in posledično tudi kotne hitrosti pri turbini z dvema lopaticama, medtem ko sta obe krivulji pri turbini s petimi lopaticami skoraj povsem gladki.

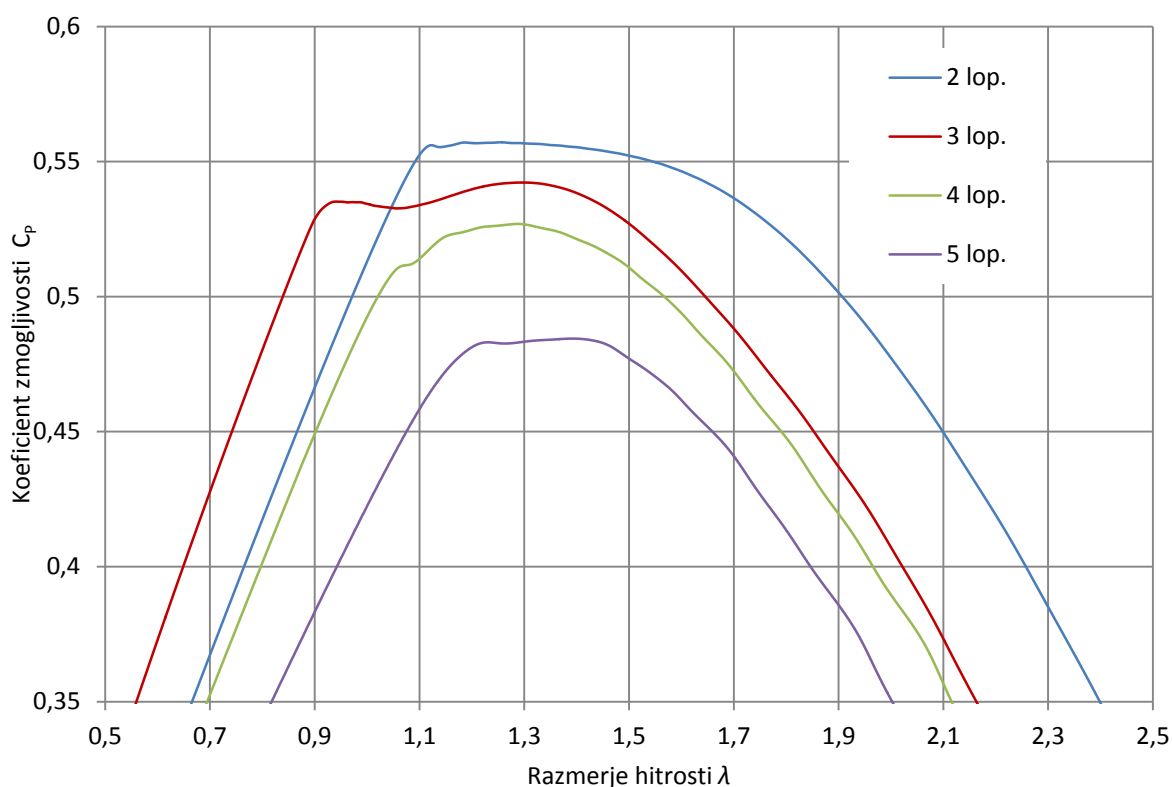
Analiza rezultatov je pokazala, da ima turbina z dvema lopaticama najvišji koeficient moči, ki predstavlja tudi njen izkoristek, medtem ko ta pada z naraščajočim številom lopatic ob konstantnem koeficientu zapolnjenosti, kot lahko vidimo na sliki 6.30. Opazimo lahko tudi, da se pri turbini z dvema lopaticama ne poveča le vrednost izkoristka, temveč se tudi razširi razmerje hitrosti v območju največjega izkoristka. Višja vrednost izkoristka je posledica daljših profilov lopatic pri konstantnem koeficientu zapolnjenosti. Lopaticice z daljšo globino profila v območju, v katerem proizvajajo vrtilni moment proizvedejo višje vrednosti momenta kot tiste s krajšo dolžino profila, pri čemer pri prvih najvišja vrednost nastopi le dvakrat na posamezen vrtiljaj turbine zato tudi prihaja do močnejših nihanj momenta kot pri turbinah z več lopaticami.

Pri simulaciji turbine z dvema lopaticama smo opazili tudi težave pri zagonu turbine. Ta je imela v začetnem položaju lopatic postavljeni po eno v zgornjem in spodnjem položaju, torej nobena ni bila v območju kjer proizvaja moment. Takoj po začetku

simulacije se je zato turbina pričela vrteti v nasprotno smer, k čemur je delno pripomogel tudi zavorni moment, ki prične delovati na turbino takoj po začetku simulacije, nato pa s časom linearno narašča. Takoj, ko je ena izmed lopatic prišla v območje, kjer ustvarja navor, pa se je smer vrtenja obrnila in turbina se je zagnala v pravilno smer vrtenja kljub nasprotnemu trendu v začetku, kar kaže na veliko učinkovitost uporabljenega profila.

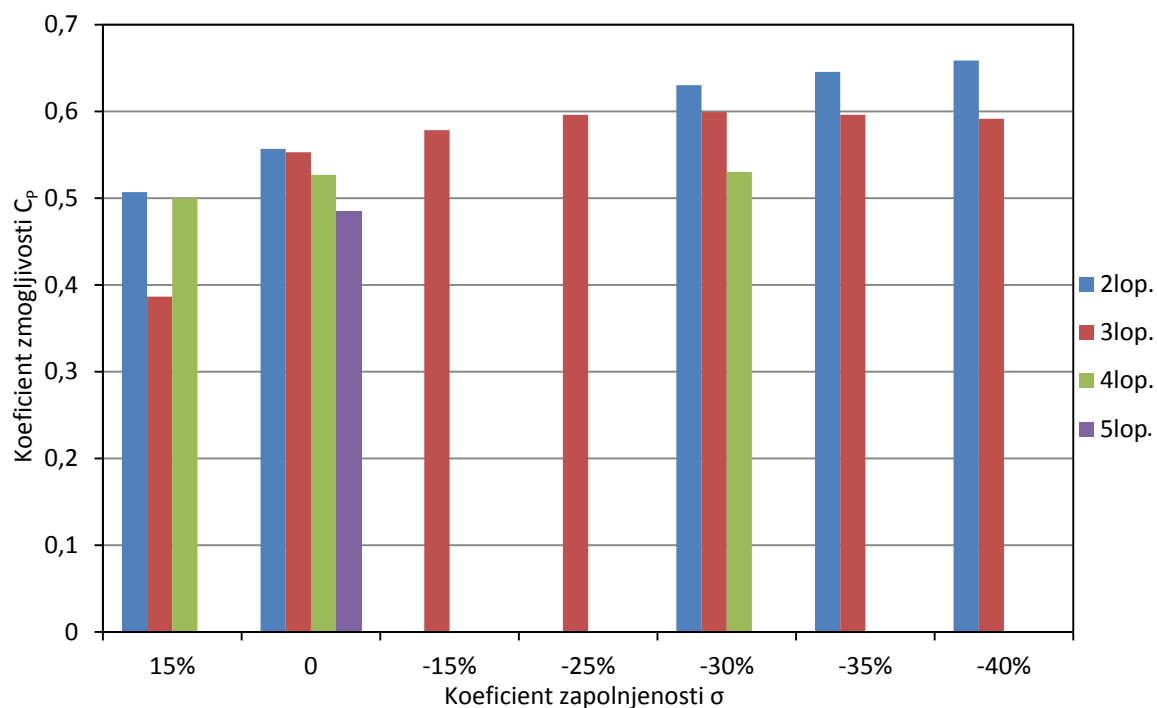


Slika 6.29: Primerjava rezultatov turbin z dvema in petimi lopaticami.



Slika 6.30: Rezultati parametrične simulacije z različnim številom lopatic in enakim koeficientom zapolnjenosti σ .

Rezultati pridobljeni s parametričnima analizama koeficienta zapolnjenosti in števila lopatic omogočata dober vpogled v vpliv posameznega parametra na učinkovitost in umirjenost delovanja turbine, vendar nas zanima tudi kakšen je vpliv teh parametrov v primeru, ko jih med seboj kombiniramo. Ker smo najprej izvedli parametrične simulacije s povečanjem in zmanjšanjem koeficienta zapolnjenosti samo za konfiguracijo turbine s tremi lopaticami, medtem ko smo izvedli simulacije turbine z različnim številom lopatic le za začetni koeficient zapolnjenosti turbine, sta se območji parametričnih analiz križali. Z namenom ovrednotenja skupnega vpliva števila lopatic in koeficienta zapolnjenosti smo izvedli štiri dodatne simulacije, pri katerih smo kombinirali parametre iz obeh sklopov parametričnih simulacij okrog območja, kjer se ti križata. Zato smo izvedli še štiri dodatne simulacije, pri katerih smo kombinirali parametre iz obeh sklopov parametričnih simulacij okrog območja, torej konfiguracijo z dvema in štirimi lopaticami s povečanim in zmanjšanim koeficientom zapolnjenosti, s čimer smo ugotavljali trend vpliva kombinacije parametrov na izkoristek turbine.



Slika 6.31: Skupen prikaz rezultatov obeh parametričnih simulacij.

Zbrani rezultati so prikazani na sliki 6.31 in v preglednici 6.4, kjer lahko opazimo, da turbina z dvema lopaticama doseže 5,2 % višjo vrednost koeficienta moči od turbine s tremi lopaticami pri 30 % zmanjšanem koeficientu zapolnjenosti, pri 40 % zmanjšanju pa je vrednost višja kar za 11,3 %. Turbina s štirimi lopaticami kaže le 0,33 % izboljšanje izkoristka pri zmanjšanju koeficienta zapolnjenosti za 30 %. Vendar je iz opazovanja trenda rezultatov mogoče zaključiti, da lahko boljše rezultate dosegli pri zmanjšanju koeficienta zapolnjenosti za 20 %, česar pa, zaradi osredotočenosti na turbino s tremi lopaticami, nismo zajeli v naši analizi.

Preglednica 6.4: Vrednosti koeficienta zmogljivosti CP za vse kombinacije parametričnih simulacij.

	+0,15%	$\sigma = 0,35$	-0,15%	-0,25%	-0,3%	-0,35%	-0,4%
2 lopatici	0,5070	0,5568	/	/	0,6303	0,6456	0,6587
3 lopatice	0,3865	0,5529	0,5784	0,5960	0,5993	0,5960	0,5915
4 lopatice	0,4999	0,5269	/	/	0,5302	/	/
5 lopatic	/	0,4845	/	/	/	/	/

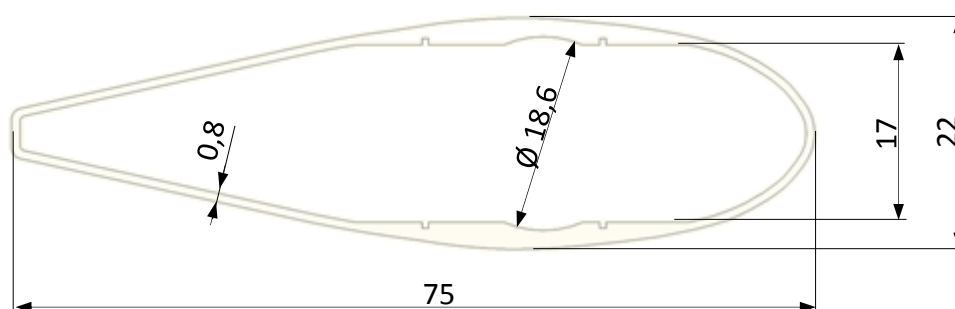
Podobno je mogoče opaziti še možnost dodatnega izboljšanja izkoristka turbine z dvema lopaticama, kjer pa trend rezultatov nakazuje, da bi še boljše rezultate lahko dosegli z nadaljnjim zmanjševanjem koeficienta zapolnjenosti. Rezultati parametrične analize števila lopatic turbine so tako pokazali, da najboljši izkoristek dosežemo s turbino z dvema lopaticama, ki pa obratuje z močno nihajočim vrtilnim momentom in posledično kotno hitrostjo. Na drugi strani pa ima turbina s petimi lopaticami in enakim koeficientom zapolnjenosti med delovanjem zelo miren potek vrtilnega momenta, vendar tudi znatno nižji izkoristek. Rezultati parametrične analize s koeficientom zapolnjenosti turbine so pokazali povečanje izkoristka turbine s tremi lopaticami, ko smo začetni koeficient zapolnjenosti zmanjšali za 30 odstotkov. S kombinacijo parametrov smo dobili najboljše rezultate pri turbini z dvema lopaticama in zmanjšanim koeficientom zapolnjenosti, vendar takšna turbina zaradi velikih nihanj zahteva dobro premišljeno zasnovo konstrukcije ima pa tudi težave z zagonom v primerjavi s turbinami z večjim številom lopatic. Dobljeni rezultati kažejo možnost znatnega izboljšanja delovanja vodne Darrieusove turbine s skrbno izbiro geometrijskih parametrov, brez potrebe po uporabi mehanizma prilagajoče se nastavitve lopatic, ki bi prineslo dodatne težave pri aplikaciji Darrieusove turbine v vodnem okolju.

7 MOČNO VEZANE SIMULACIJE DARRIEUSOVE TURBINE

Pri delovanju vodne Darrieusove turbine, pa tudi ostalih podobnih strojev, nas poleg vpliva geometrije zanima tudi vpliv deformacije lopatic na zmogljivosti turbine med delovanjem. Ta vpliv smo želeli natančneje preučiti s pomočjo močno vezane simulacije turbine, pri kateri so zajeti vsi obratovalni parametri. Pri simulacijah je bil uporabljen pristop s tokom gnane turbine v kombinaciji s upoštevanjem deformabilne strukture lopatic. Na ta način smo lahko delovanje turbine simulirali bolj celovito, tako da je turbina gnana s tokom, zaradi obtekanja pa se pojavijo tudi deformacije lopatic, te pa vplivajo na učinkovitost delovanja turbine. Ker smo vse te parametre upoštevali hkrati v eni simulaciji, smo dobili potek deformacij med delovanjem turbine in njihov vpliv na učinkovitost delovanja.

7.1 Opis modela in robnih pogojev

Numerični model turbine za simulacijo medsebojnega vpliva tekočine in strukture je po dimenzijah ustrezal modelu turbine za eksperiment, torej je imel rotor premer 300 milimetrov, lopaticice pa dolžino 1630 milimetrov. Uporabljen tip lopaticice je bil simetričen profil Aeros CBT2.13.201.000 AD (slika 7.1), izdelan iz aluminija z debelino stene 0,8 mm, na bokih pa debeline 2 mm. Skupaj s stranskima ploščama in gredjo znaša masni vztrajnostni moment turbine $1,5 \text{ kgm}^2$. To je aerodinamični profil z globino 75 mm, širino 22 mm in debelino stene v sprednjem in zadnjem delu 0,8 mm, na bokih pa je odebeljena in oblikovana z nastavkoma za ojačitveno cev in zarezami za ojačitvena trakova, debelina stene v tem območju pa doseže največjo vrednost 2,5 mm. Izdelan je s postopkom ekstruzije iz aluminija 6012 z natezno trdnostjo $R_m = 310 \text{ MPa}$, mejo plastičnosti $R_{p0,2} = 260 \text{ MPa}$, modulom elastičnosti $E = 69 \text{ GPa}$ in gostoto $\rho = 2750 \text{ kg/m}^3$.

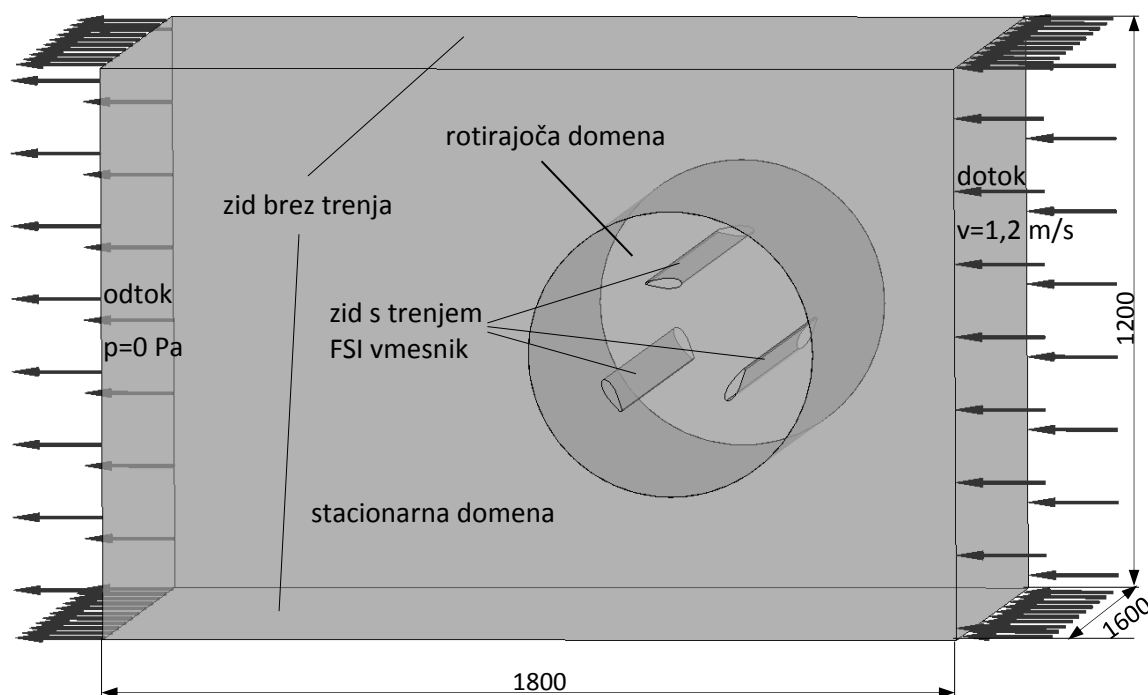


Slika 7.1: Aerodinamični profil lopatic modela turbine za preizkus.

Ker nas je pri simulaciji turbine zanimala predvsem deformacija opazovane lopatice in njen vpliv na učinkovitost delovanja turbine zaradi omejitev razpoložljive računalniške opreme smo modelirali širino modela enake dolžine kot je dolžina lopatic, torej smo zanemarili efekte toka ob turbini, ki pa so bili pri eksperimentu minimalni zaradi uporabe stranskih kolotov za vpetje lopatic, s čimer je bil induciran upor na koncih lopatic izničen. Uporabljen je bil pristop s tokom gnane turbine, kjer smo uporabili linearno naraščajočo obremenitev, kotna hitrost turbine pa se je spreminjala skladno s trenutnimi ravnovesnimi pogoji. Za izvedbo simulacije smo uporabili programski paket Ansys CFX 13.0 z dodatno programsko rutino, ki omogoča hkratno izvajanje močno vezane simulacije in pristopa s tokom gnane turbine. Numerični model turbine je sestavljen iz tekočinskega dela, ki ga obravnava Ansys CFX in strukturnega dela, ki ga obravnava Ansys Mechanical. Kljub omejeni razpoložljivi računalniški opremi za izvedbo simulacij se nismo odločili za uporabo simetrije, kjer bi lahko s simetričnimi robnimi pogoji modelirali le polovico dolžine turbine, saj je zaradi tokovnih razmer mogoče, da posamezna lopatica po vsej dolžini ni enakomerno obremenjena.

7.1.1 Model tekočinskega območja

Tekočinski del je sestavljen iz stacionarne in rotirajoče domene, kjer prva predstavlja kvader dolžine 1800 mm, višine 1200 mm in širine 1630 mm. Rotirajoča domena obdaja lopatice turbine ima valjasto obliko s središčem v izhodiščnem koordinatnem sistemu okrog osi z in premer 600 mm. Rotirajoča domena je bila sestavljena iz ~2,7 milijona elementov (penta- in tertraedrov), stacionarna domena pa iz ~270000 elementov (heksaedrov).



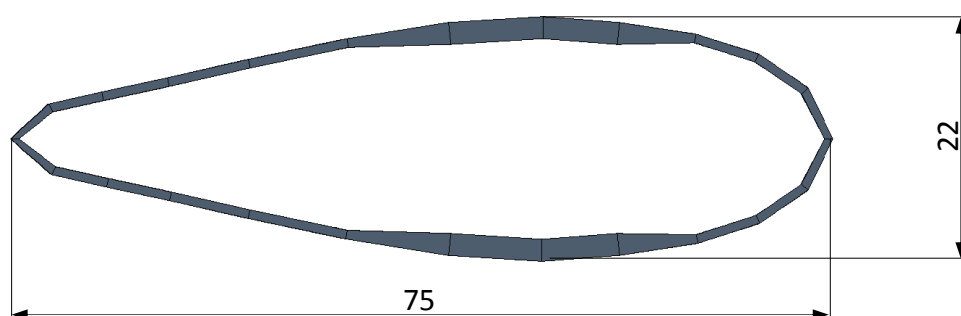
Slika 7.2: Numerični model turbine tekočinskega območja za močno vezano simulacijo.

Uporabljen turbulentni model za opis turbulentnih tokov je bil SST, ki omogoča tako dober opis v prostem toku kot tudi v okolici sten lopatic. Za ustrezno delovanje SST turbulentnega modela pri simulacijah turbinskih strojev mora biti mejna plast sten lopatic opisan z več kot 10 vozlišči [50], zato je bila okolica lopatic obdana z 12 plastmi elementov s stopnjo rasti 1,2. Časovni korak simulacije za rotirajoče stroje mora biti med $0,1/\omega$ in $1/\omega$ [50], s čimer je preprečena prevelika sprememba položaja rotirajoče domene glede na stacionarno. V našem primeru je pri simulaciji dosežena največja vrednost kotne hitrosti 16 rad/s, zato smo izbrali časovni korak simulacije 0,01 s. Medsebojni vpliv med modeloma tekočine in strukture je bil definiran dvosmerno, se pravi, da je model tekočine od strukturnega v vsakem koraku iteracije prejemal mrežne pomike, posredoval pa sile, ki sta jih obe kodi uporabila kot robne pogoje.

7.1.2 Model strukture lopatic

Model strukture je zajemal 13824 elementov razvrščenih v strukturirano mreži s po 12 elementi na posameznem robu aerodinamičnega profila. Ker je bil pri eksperimentu uporabljen votel tankostenski aerodinamičen profil so bili uporabljeni elementi tipa SHELL181, ki so primerni za analizo tankostenskih struktur z zmerno debelino. Ti elementi so linearni s štirimi vozlišči, od katerih ima vsako 6 prostostnih stopenj [44]. Materialni podatki lopatic v simulaciji ustrezajo aluminijevo zlitini 6012, iz katere so

izdelane lopatice modela turbine in so naslednji: gostota 2750 kg/m^3 , modul elastičnosti 69000 MPa in Poissonovo število $0,33$, meja plastičnosti $R_{p0,2} = 260 \text{ Mpa}$. Ker so se pri prvih simulacijah napetosti v lopaticah nahajale v elastičnem območju materiala smo lahko uporabili elastičen materialni model, kar je poenostavilo simulacijo. Zaradi neenakomerne debeline stene aerodinamičnega profila smo v sprednjem in zadnjem delu uporabili elemente enakomerne debeline $0,8 \text{ mm}$, v odebeljenem delu na bokih profila pa 2 mm . V območju, kjer se debelina stene profila spreminja smo uporabili elemente z neenakomerno debelino, torej $0,8 \text{ mm}$ na strani tanjše stene in 2 mm na strani debelejše. Model tako kljub reduciranemu številu elementov dobro ponazarja obliko uporabljenega profila, z izjemo detajlov kot so nastavki za ojačitveno cev in trakove, ki so bistveno manjši od končnih elementov. Model strukture lopatic je prikazan na sliki 7.3, pri čemer so prikazane tudi debeline lupinskih elementov.



Slika 7.3: Numerični model profila lopatic s prikazom debeline lupinskih elementov.

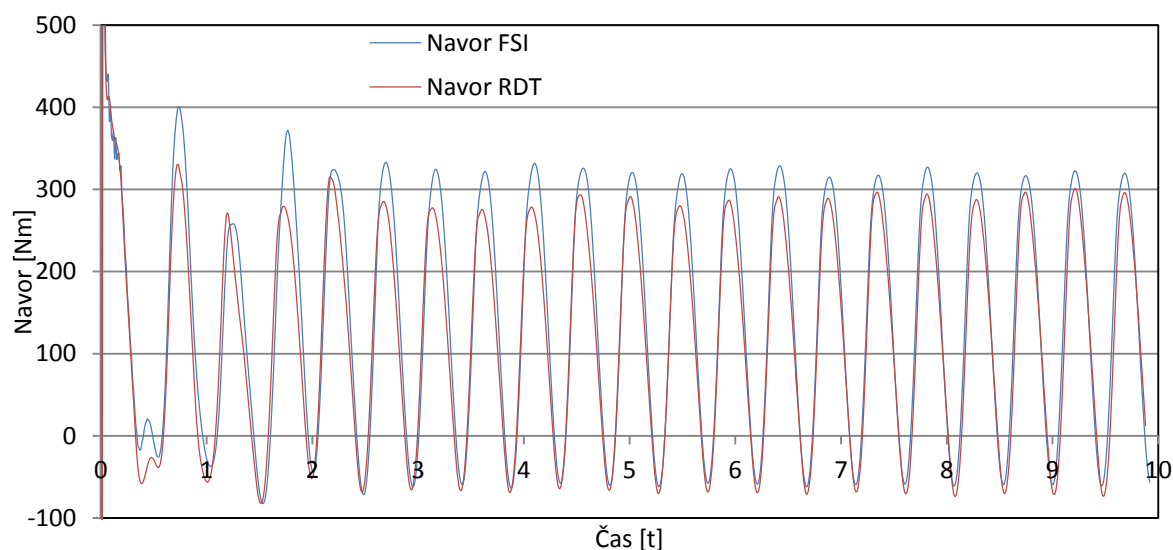
Uporabljeni robni pogoji strukturnega modela so zajemali togo vpetje robov na obeh koncih lopatice, kar je bila predpostavka zaradi reduciranja velikosti numeričnega modela, medtem ko v dejanskih pogojih modela turbine lahko pride do majhne deformacije tudi v osni smeri rotorja in s tem nekoliko drugačnem poteku deformacij lopatic in napetosti v njih. Zaradi simulacije tokovnega polja ni bilo mogoče uporabiti principa simetrije modela, s katerim bi simulirali le polovico širine turbine in tako reducirali velikost računskega modela.

7.2 Uvodne močno vezane simulacije z vpeljavo postopka s tokom gnane turbine

7.2.1 Močno vezane simulacije s predpisano kotno hitrostjo

Prve močno vezane simulacije Darrieusove turbine s predpisanimi obratovalnimi parametri, kot je konstantna hitrost rotacije smo izvajali brez posebnih težav. Pri teh simulacijah je bil uporabljen model turbine, ki je opisan v Fleisinger et al. [101] Primerjava rezultatov navora na turbini pri simulacijah z RDT in FSI je prikazana na sliki 7.4.

Pri teh simulacijah smo predpisali kotno hitrost, ki ni bila konstantna, ampak smo jo dobili iz stabilnega območja delovanja v predhodni simulaciji turbine, pri kateri smo uporabili pristop s tokom gnane turbine z modelom gibanja togega telesa s konstantno obremenitvijo [92]. Na ta način smo skušali zajeti vpliv nihajoče kotne hitrosti v simulaciji medsebojnega vpliva tekočine in strukture. Na sliki 7.4 vidimo potek navora na lopatice turbine, pri čemer je povprečen navor v stabilnem območju delovanja (od 2 s do 10 s) pri FSI simulaciji presegal navor iz RDT simulacije za 15,4%.



Slika 7.4: Primerjava navorov na turbino simulacij z RDT in FSI s predpisano kotno hitrostjo [101].

7.2.2 Močno vezane simulacije s pristopom s tokom gnane turbine

Z vpeljavo pristopa s tokom gnane turbine so se pojavile težave s stabilnostjo delovanja turbine med simulacijo medsebojnega vpliva tekočine in strukture. Kljub temu, da smo

programsko rutino, ki je omogočala pristop s tokom gnane turbine predhodno preizkusili z enakimi parametri na enakem modelu samo s simulacijo tekočinskega območja brez strukture, so se pri močno vezani simulaciji medsebojnega vpliva tekočine in strukture ponovno pojavile velike nestabilnosti pri delovanju turbine. Te so ponovno imele za posledico premočno deformacijo mreže tekočinskega dela zaradi prevelikih kotnih hitrosti turbine in s tem pojav negativnih volumnov robnih elementov mreže in posledično ustavitev simulacije. Pri reševanju tega problema smo preučili delovanje močno vezanega algoritma, ki povezuje simulaciji strukture in tekočinskega območja (slika 4.6). Slednja namreč v vsakem koraku skupne iteracije izvede med do 10 iteracijskih zank, ko išče rešitev, ki izpolnjuje konvergenčni kriterij, kateri pri simulaciji dinamike tekočin znaša $1e-3$. Pri reševanju močno vezanega algoritma skupna rešitev iterira 10 krat v iskanju skupne rešitve, ki zadovolji konvergenčni kriterij za doseganje implicitne skupne rešitve in v našem primeru znaša $1e-2$. Ker se programska rutina, ki omogoča pristop s tokom gnane turbine s sprotnim prilagajanjem kotne hitrosti turbine na podlagi spremembe navora na lopatice v prejšnjem časovnem koraku, izvede enkrat na časovno zanko kode za reševanje tekočinskega območja CFX in ne tudi znotraj njenih notranjih iteracij, se tako izvaja tudi znotraj vsake vezane iteracije med reševanjem problema medsebojnega vpliva tekočine in strukture. Zato močno vpliva na stabilnost te iteracije, saj vanje vnaša dodatno motnjo, ki dodatno oteži iskanje skupne rešitve med iteracijami, še posebej v začetni fazi simulacije. Takrat namreč na turbino ne deluje zavorni moment in kotna hitrost iz mirovanja v kratkem času naraste do svoje najvišje vrednosti, kar pomeni zelo velike vrednosti spremembe kotne hitrosti v prvih korakih simulacije in posledično spremembe navora na lopatice, kar vodi do nestabilnosti, kjer vrednosti kotne hitrosti in navora presežejo običajne vrednosti 10 krat in več. Zato je potrebno poskrbeti, da sprememba kotne hitrosti znotraj posameznega časovnega koraka ni prevelika, še posebej v začetnem delu simulacije. To smo poskušali doseči na več načinov:

1. s predpisom hitrosti toka, ki ni takoj začel teči z nazivno hitrostjo, temveč se je njegova hitrost iz mirovanja povečevala z gladko sinusno funkcijo do vrednosti nazivne hitrosti;
2. z uvedbo koeficienta dušenja k_d (enačba 7.1), s katerim smo pomnožili spremembo kotne hitrosti rotorja in je tako zmanjšal hitrost naraščanja kotne

hitrosti, pri čemer smo preizkusili njegov vpliv s časovno odvisno in s konstantno vrednostjo;

3. z obratno zastavljeno simulacijo pri kateri je obremenitev na začetku simulacije takšna, da lopatice mirujejo, nato pa obremenitev počasi pada, kar še najbolj ustreza realnim obratovalnim pogojem, še posebej v naravnem vodotoku, kjer nimamo vpliva na hitrost toka.

V prvem primeru je zagon simulacije bolj umirjen, saj voda prične polagoma obtekati lopatice, a je pri vzpostavitvi nazivne hitrosti toka prišlo do enake težave z nestabilnostjo, ki se je tako le zamaknila in bi morala hitrost toka naraščati še počasneje. To bi povečalo čas potreben za simulacijo, ki je na razpoložljivi računalniški opremi omejen ne le s trajanjem simulacije, temveč tudi z izvedbo, saj je mehanska območna koda pri 9 s simulacije prenehala delovati, hkrati pa bi lahko tudi pozneje prišlo do nestabilnosti.

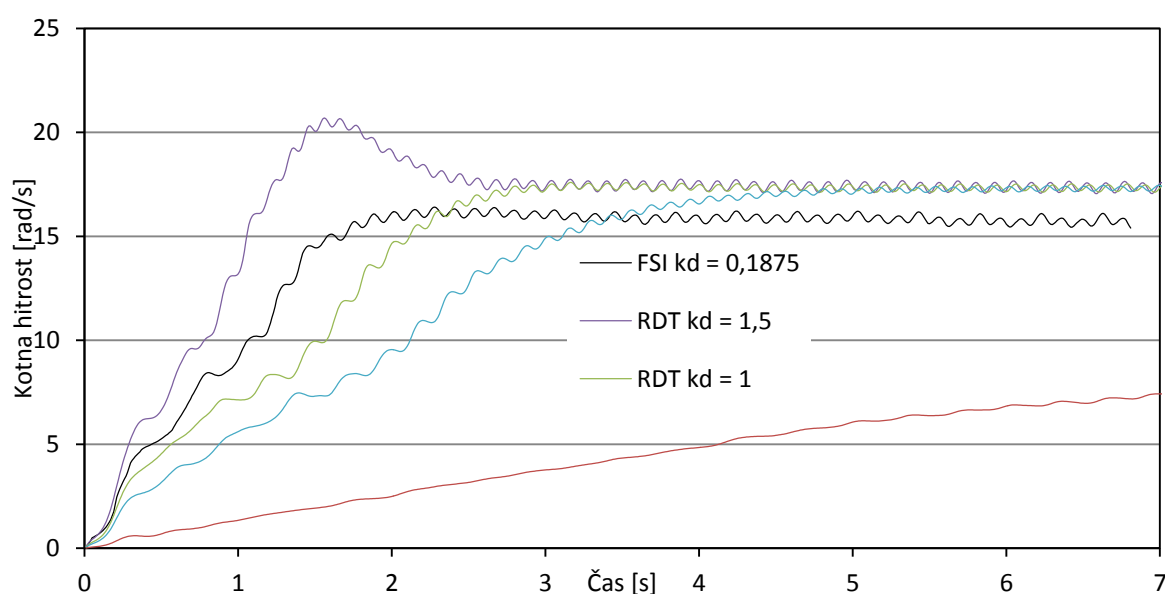
V drugem primeru smo skušali zmanjšati pojav nestabilnosti z uvedbo koeficienta dušenja k_d zmanjšati vpliv spremembe kotne hitrosti med časovnimi koraki, ki tako narašča počasneje, kljub velikemu naraščanju navora na lopatice in tako poskrbi za stabilnost simulacije. To smo poskušali izvesti na več načinov, sprva s časovno odvisno vrednostjo koeficienta dušenja, ki je na začetku močno zmanjšal vrednost spremembe kotne hitrosti v začetnih časovnih korakih simulacije, nato pa je njegov vpliv počasi padal. Tudi v tem primeru je bilo zmanjševanje vpliva prehitro in je nastopila nestabilnost. Da bi jo lahko preprečili, bi moral koeficient dušenja padati še počasneje in bi tako podaljšal čas simulacije. Nazadnje smo uvedli konstantno vrednost koeficienta dušenja skozi ves čas simulacije, ki je upočasnil hitrost naraščanja kotne hitrosti turbine z nižjo vrednostjo spremembe kotne hitrosti v posameznem časovnem koraku in je tudi zagotovil stabilno delovanje simulacije.

$$\omega_i = \omega_{i-1} + k_d \cdot \Delta\omega = \omega_{i-1} + k_d \frac{(T - T_{obrem}) \cdot \Delta t}{J}, \quad (7.1)$$

Z zadnjim načinom pa smo potek simulacije zastavili obratno kot vse dosedanje simulacije s pristopom s tokom gnane turbine. Te smo izvajali tako, da je obremenitev od začetka naraščala s časom od vrednosti 0 Nm in je turbina takoj po zagonu dosegla najvišjo kotno hitrost, ki je nato počasi padala zaradi naraščajoče obremenitve. V tem primeru pa smo simulacijo zastavili tako, da je obremenitev na začetku simulacije največja, tako da turbina miruje, nato pa se s časom linearno zmanjšuje. Takšni pogoji so tudi v realnosti, saj tam nimamo vpliva na hitrost vodotoka, turbina v toku zaradi zavore

najprej miruje, nato pa zavoro sprostimo do obratovalne hitrosti, pri meritvah pa tudi do največje – ubežne hitrosti. Pri tem načinu simulacije je tudi manj možnosti za pojav nestabilnosti, saj je vrednost zavornega momenta zmeraj dovolj velika, da je tudi pri visoki vrednosti navora na lopatice razlika med njima majhna, kar preprečuje prehitro naraščanje kotne hitrosti. Kljub temu se pri tem načinu pojavi težava z zagonom turbine, saj je potrebno natančno predvideti vrednost zavornega momenta na začetku simulacije, turbina pa mora imeti eno izmed lopatic v območju, kjer nanjo deluje največji navor, sicer se turbina takoj ne zažene. To pa lahko vpliva na rezultate največjega izkoristka, saj ta nastopi prav v obratovalnem območju, ko je obremenitev turbine blizu svoje največje vrednosti, kar je nekoliko preden se turbina zaradi obremenitve ustavi.

Na podlagi vseh preizkušenih načinov simulacije smo se odločili ostati pri sprva zastavljenem postopku, kateremu smo dodali koeficient dušenja spremembe kotne hitrosti, ki je opisan v točki 2, saj le ta omogoča bolj natančno simulacijo v območju najvišje vrednosti izkoristka turbine. Pri tem pa je potrebno upoštevati, da nižja vrednost koeficienta dušenja ne bi v preveliki meri vplivala na dinamiko turbine, kar bi popačilo rezultate njene zmogljivosti zaradi slabše odzivnosti kotne hitrosti turbine. Zato je potrebno naraščajočo obremenitev turbine, ki predstavlja zavorni moment na rotor turbine, uskladiti z vrednostjo koeficienta dušenja, da so v simulaciji opazne značilnosti delovanja turbine kot je periodično nihanje kotne hitrosti v stabilnem območju delovanja.



Slika 7.5: Primerjava časov ustalitve kotne hitrosti pri močno vezani simulaciji in simulacijah RDT z različnimi vrednostmi koeficienta dušenja pri konstantni obremenitvi 2 Nm.

Na sliki 7.5 vidimo primerjavo potekov kotne hitrosti pri močno vezani simulaciji in simulacijah RDT s pristopom s tokom gnane turbine in stalno obremenitvijo, ki znaša 2 Nm in ponazarja minimalne upore pri delovanju. Tako turbina doseže najvišje število vrtljajev ali t.i. ubežne vrtljaje. Primerjava potekov kotne hitrosti pri simulacijah RDT prikazuje odzivnost zagona in ustalitve kotne hitrosti turbine, ki je največja pri najvišji vrednosti koeficienta dušenja, kjer se že pričnejo kazati prvi znaki nestabilnosti, medtem ko je v primerih z nižjimi vrednostmi le tega potreben daljši čas za doseganje najvišjih vrtljajev in njihove ustalitve. Pri močno vezani simulaciji smo zaradi začetne nestabilnosti, ki se pojavi zaradi večjega števila iteracij pri teh simulacijah, uporabili koeficient dušenja spremembe kotne hitrosti turbine v posameznem časovnem koraku. Za zagotovitev stabilnosti poteka smo uporabili nizko vrednost koeficienta dušenja, ki je znašala 0,1875, kljub temu, da je predhodni preizkus delovanja simulacije z RDT potekal brez nestabilnosti z vrednostjo $k_d = 1$. To je še posebej nazorno prikazano v primeru simulacije dinamike tekočin z najnižjo vrednostjo koeficienta dušenja, ki znaša 0,1875, kar je enaka vrednost kot v stabilni močno vezani simulaciji medsebojnega vpliva tekočine in strukture. Pri prvi v simulaciji RDT kotna hitrost narašča izjemno počasi, medtem ko je pri močno vezani simulaciji naraščanje približno na sredini med vrednostjo koeficienta dušenja 1 in 1,5. Vidimo lahko tudi, da se vrednosti kotnih hitrosti pri simulaciji dinamike tekočin v območju ustaljenega periodičnega delovanja zelo dobro ujemajo, saj se ustalijo na enakem nivoju, ki znaša 17,3 rad/s, razlika med njimi je opazna le v amplitudi periodičnih nihanj. Pri močno vezani simulaciji medsebojnega vpliva tekočine in strukture se kotna hitrost ustali na nekoliko nižjem nivoju, ki znaša 15,8 rad/s, pri čemer je periodično nihanje znatno manj urejeno, zaradi vpliva deformacije lopatic med obratovanjem. To pomeni, da tako zasnovana simulacija podaja rezultate, ki v območju ustaljenega delovanja (na sliki 7.5 so simulacije RDT ustaljene od 5 s naprej, razen v primeru najnižje vrednosti k_d) niso odvisni od vrednosti koeficienta dušenja, torej lahko rezultate močno vezane simulacije medsebojnega vpliva tekočine in strukture uporabimo pri validaciji z rezultati eksperimentalnih meritev. V kolikor pa želimo s simulacijo preučevati dinamične odzive turbine s hitrimi spremembami obremenitve, je potrebno poskrbeti, da je sprememba obremenitve dovolj počasna in ji sprememba kotne hitrosti turbine lahko sledi brez vztrajnostnih efektov, saj bi ti popačili rezultate.

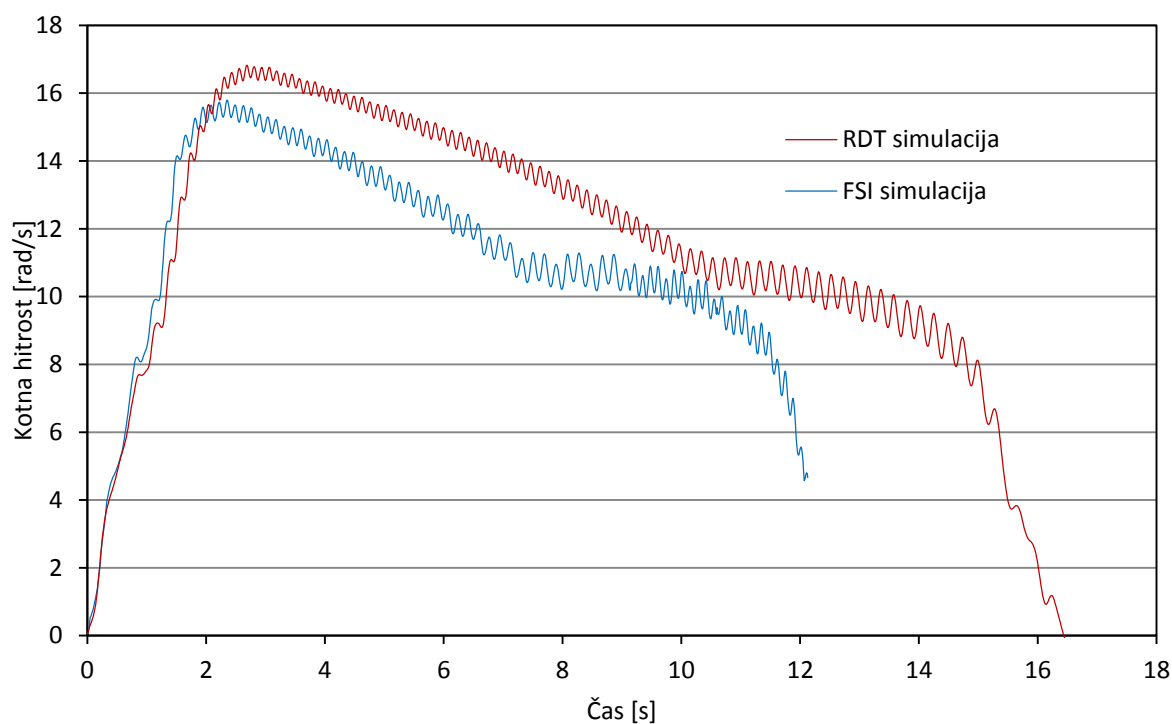
Razlika med rezultati simulacije RDT in FSI je posledica delovanja rutine, ki omogoča pristop s tokom gnane turbine. Ta se izvede le enkrat v časovnem koraku, kar pomeni, da

ne sodeluje pri notranjih iteracijah notranjega algoritma v kodi CFX in zato tudi ne v skupni vezani iteraciji. To pomeni, da v sistem vnaša zunanjo motnjo, ko je ta prevelika prihaja do nestabilnosti, posebej v začetni fazi simulacije, ko se turbina zaganja iz mirovanja in so prirastki vrednosti kotne hitrosti v posameznem časovnem koraku veliki. Slednji so namreč odvisni od spremembe navora na lopatice, ki se v vsakem časovnem koraku izračunajo iz tokovnega in tlačnega polja v tekočini v vrsti iteracij. Tako prevelika motnja povzroči, da pride do samo-ojačitvenega vpliva in s tem nestabilnosti v poteku simulacije, ko kotna hitrost in navor na lopaticah močno presežeta vrednosti, ki so običajne za stabilen potek simulacije.

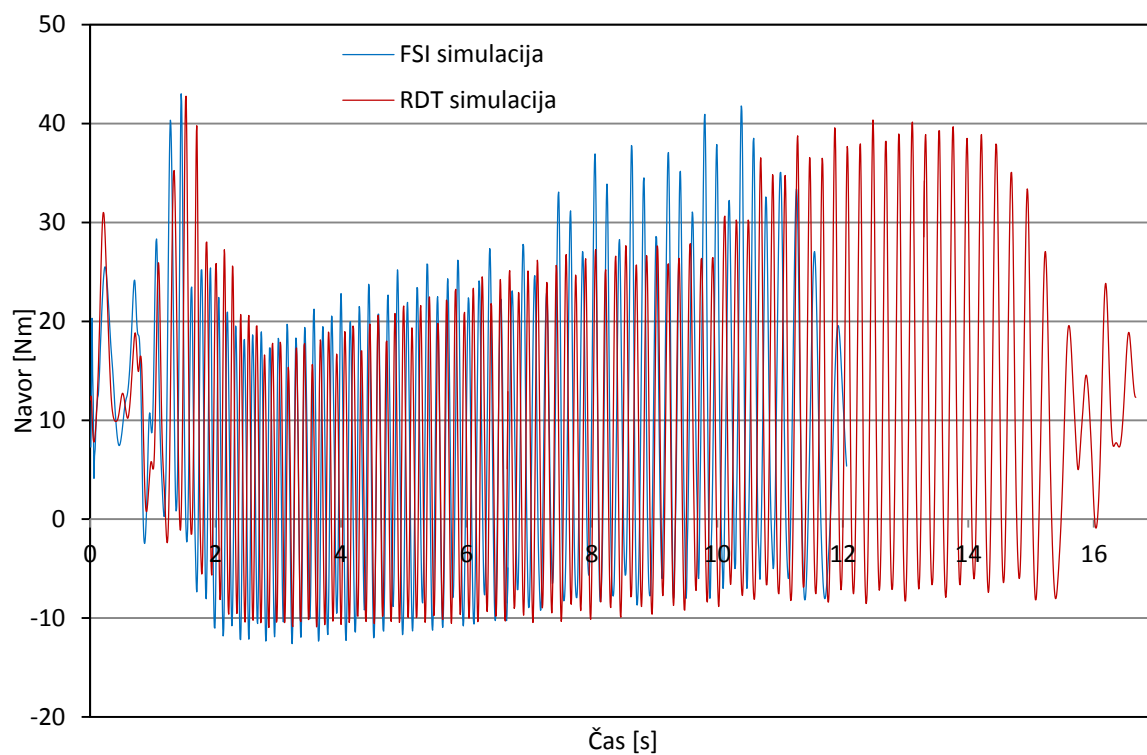
7.3 Rezultati močno vezane simulacije medsebojnega vpliva strukture in tekočine

Prve simulacije smo zastavili tako, da smo uporabili običajen postopek z močno vezanimi simulacijami medsebojnega vpliva tekočine in strukture, skupaj s katerim smo uporabili rutino, ki omogoča pristop s tokom gnane turbine. Na ta način smo v eno simulacijo zajeli več pomembnih parametrov, ki se v običajni praksi simulirajo ločeno.

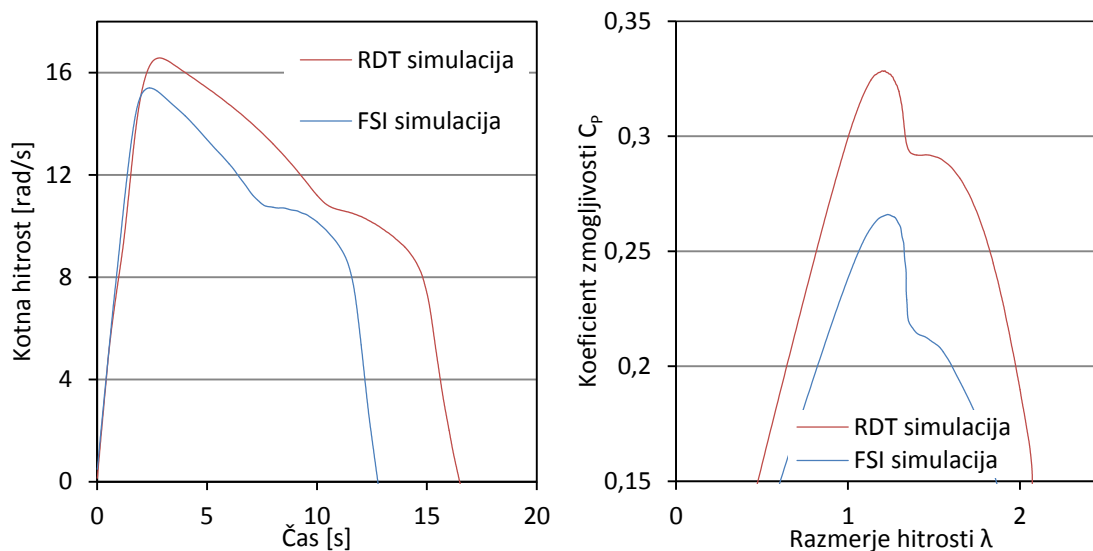
Na slikah 7.6 in 7.7 vidimo primerjavo med rezultatoma kotne hitrosti in navora na lopatice pri močno vezani simulaciji turbine in simulaciji dinamike tekočin. V obeh primerih smo uporabili pristop s tokom gnane turbine in počasi naraščajoče obremenitve, s katero smo zajeli celotno obratovalno območje turbine. Obremenitev je naraščala počasi po enačbi $T_{obrem} = 1 \text{ Nm} + t \times 1 \text{ Nm/s}$, rezultati obeh simulacij pa se ujemajo po obliki poteka, pri čemer je nivo kotne hitrosti pri močno vezani simulaciji nekoliko nižji od te pri simulaciji dinamike tekočin, kjer so lopatice toge (nedeformabilne). Primerjava povprečenih potekov kotne hitrosti turbine in primerjava koeficientov zmogljivosti v odvisnosti od razmerja hitrosti t.i. školjčnega diagrama, je prikazano na sliki 7.8.



Slika 7.6: Primerjava kotnih hitrosti pri močno vezani simulaciji in simulaciji dinamike tekočin pri naraščajoči obremenitvi.



Slika 7.7: Primerjava navora na lopatice pri močno vezani simulaciji in simulaciji dinamike tekočin pri naraščajoči obremenitvi



Slika 7.8: Primerjava potekov povprečenih vrednosti kotne hitrosti v odvisnosti od časa (levo) in pripadajoča poteka koeficienta zmogljivosti iz obeh postopkov simulacije (desno).

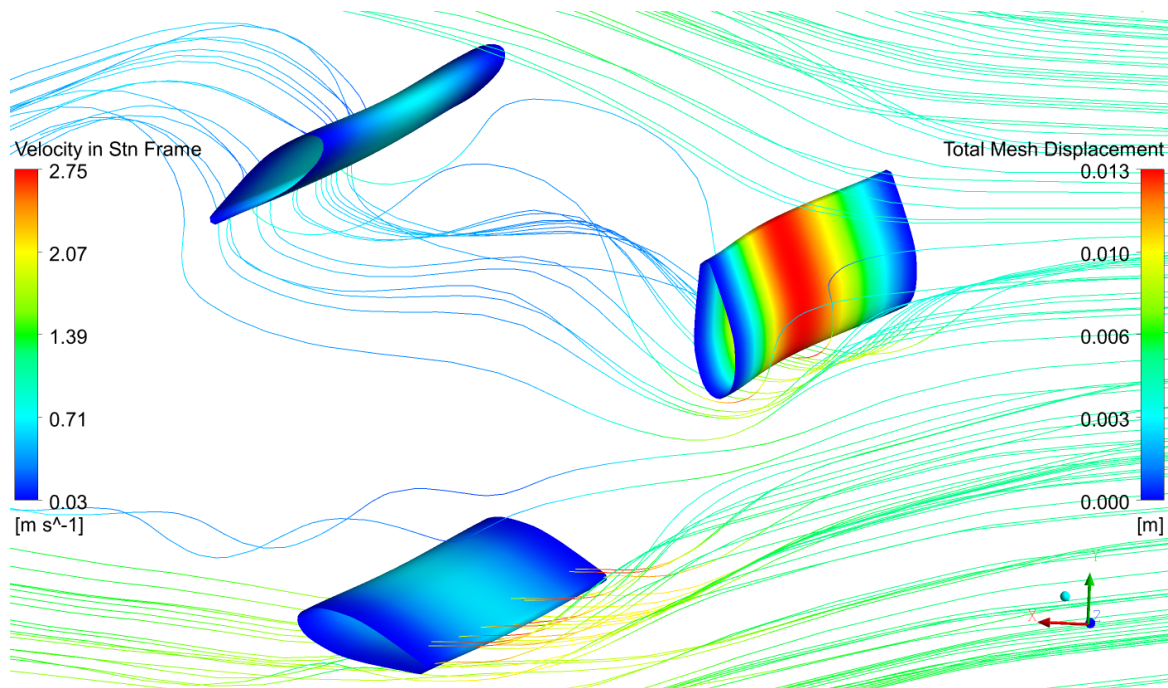
Vidimo lahko, da ima potek koeficienta zmogljivosti turbine zanimivo oblikovano krivuljo z zoženim področjem največjega izkoristka, ki je izražen s prelomom krivulje, ko se le-ta s »stopnico« razširi. Ta prelom je dobro viden tudi na povprečenih potekih kotnih hitrosti obeh simulacij in je najverjetneje posledica oblike aerodinamičnega profila Aeros, za katerega sicer niso na voljo podatki o aerodinamičnih lastnostih, ki so za običajne profile pridobljeni z meritvami v vetrovniku. Vidimo lahko, da prelom v poteku kotne hitrosti pri obeh simulacijah nastopi, ko sprva nekoliko bolj strmo padajoča krivulja kotne hitrosti doseže vrednost 10,8 rad/s, nato pa prične padati opazno manj strmo. Pojav se v obeh simulacijah zgodi pri enako veliki vrednosti kotne hitrosti, torej pri določenih vrednostih lokalnih Reynoldsovih števil za posamezne lopatice, ki pa se v različnih položajih lopatic močno razlikujejo zaradi seštevanja vektorjev hitrosti toka in rotacije turbine. Očitno je delovanje turbine s tem aerodinamičnim profilom pod to vrednostjo kotne hitrosti bolj učinkovito, najverjetneje zaradi poznejšega odtrganja mejne plasti s površine lopatice v območju, kjer le-ta proizvaja navor. Proučevanje tega fenomena je izjemno zapleteno, ker gre za pojav pri vseh treh lopaticah hkrati in zaradi neprestano spreminjajočih se vrednosti Reynoldsovega števila in vpadnega kota. Ker pa nas že v osnovi zanima delovanje celotne turbine, se nismo posvečali analizi toka okrog posameznega aerodinamičnega profila. Posledica preloma poteka kotne hitrosti in njeno upočasnjeno padanje je nekoliko daljše območje obratovanja preden se turbina zaradi obremenitve ustavi, od te točke naprej pa se pri delovanju turbine prične območje, kjer ta

dosega najvišji izkoristek. Prelom poteka kotne hitrosti pri obeh simulacijah se še bolj odraža na primerjavi potekov koeficienta moči (slika 7.8), kjer vidimo močno zoženo območje največjega izkoristka, ki ima pri obeh simulacijah viden prelom pri vrednosti razmerja hitrosti 1,38. Primerjava rezultatov simulacije dinamike tekočin in močno vezane simulacije medsebojnega vpliva tekočine in strukture za obravnavan primer pokaže, da je vrednost kotne hitrosti pri slednji ob enaki obremenitvi turbine za 27 % nižji kot pri simulaciji dinamike tekočin. Še bolj pa je to opazno pri primerjavi koeficientov zmogljivosti turbine, kjer znaša rezultat FSI simulacije 0,266 in je 19 % nižji od rezultata simulacije RDT, ki znaša 0,328.

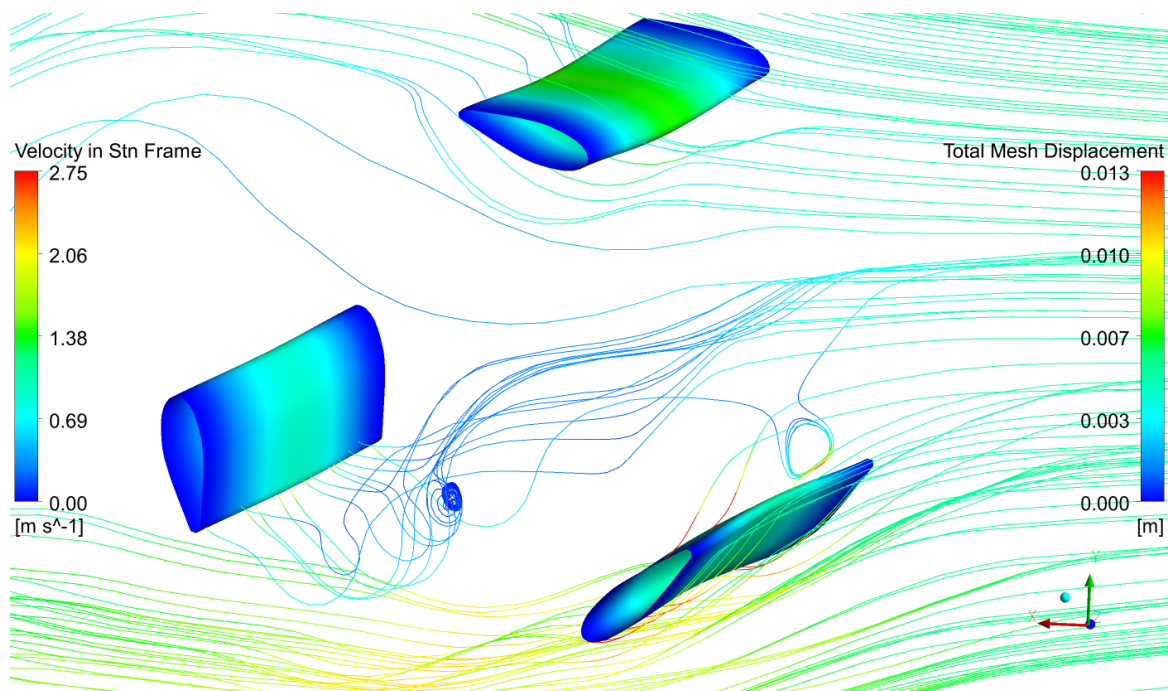
Takšen rezultat jasno izraža potrebo po upoštevanju deformacij lopatic pri simulacijah turbinskih strojev, saj je morda ravno neupoštevanje teh eden izmed pomembnejših razlogov za odstopanja med rezultati simulacij in eksperimenta. Poleg tega je razvidno, da smo specifičen potek krivulje koeficienta zmogljivosti turbine razmeroma enostavno ugotovili le s pristopom s tokom gnane turbine in počasi povečujočo se obremenitvijo. Z uveljavljenimi postopki simulacije turbinskih strojev se omenjene krivulje običajno pridobijo z več izvedenimi simulacijami z različnimi kotnimi hitrostmi, pri katerih se izračuna povprečen navor na lopatice, iz teh podatkov pa nato posamezne točke s katerimi se konstruirajo krivulje. Takšne simulacije sicer potekajo z vnaprej predvidenimi vrednostmi kotne hitrosti, ki je v simulaciji predpisana kot konstantna, izvesti pa jih je potrebno v zadostnem številu, saj sicer s takšnim postopkom lahko hitro prezremo kakšne specifične pojave kot je prelom krivulje v našem primeru.

Na sliki 7.9 vidimo tokovnice okrog lopatic, ki ponazarjajo turbulenten tok v zadnjem delu rotorja, potem ko je tok že prečkala lopatica na dotočni strani turbine (tok v smeri x osi). Hkrati so na sliki prikazane tudi deformacije lopatic. Te so največje v območju na sredini njihove dolžine, nastopijo pa v položaju lopatice, ko ta proizvede največji vrtilni moment, kar je pri $\Theta = 81,1^\circ$ zasuku lopatice od zgornje lege. Glede na smer delovanja rezultante sil na lopatico se le-ta v tem položaju deformira v smeri proti središču rotorja. V tem položaju lopatice nanjo deluje sila v x-smeri $F_x = 980,6$ N in v y- smeri $F_y = -314,1$ N. Pri tem smo opazili, da znašajo deleži sil na dotočni površini lopatice v tem položaju $F_{x,dot} = 330,1$ N in $F_{y,dot} = -36$ N, na odtočni površini pa $F_{x,odt} = 650,6$ N in $F_{y,odt} = -278,1$ N. V kolikor bi primerjali lopatico v tem položaju z letalskim krilom, predstavlja dotočna površina spodnjo površino krila, odtočna površina pa zgornjo, kar pomeni, da dotočna površina k skupni sili na lopatico prispeva 31,9 %, odtočna pa 68,1 %. Na sliki 7.10 so

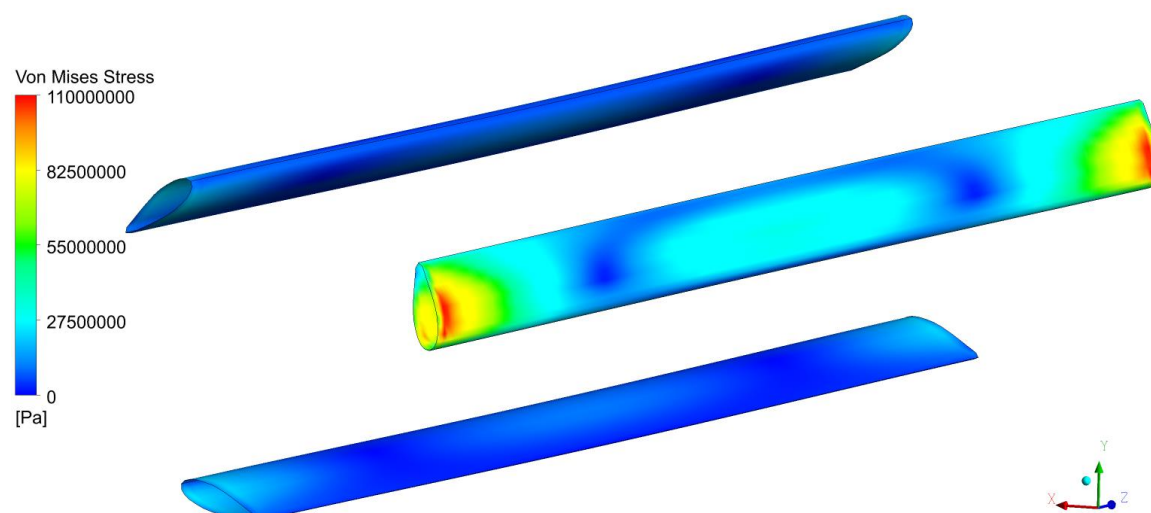
lopaticice prikazane tako, da je zgornja lopatica v položaju 20° od zgornje lege kar predstavlja polovico kota razporeditve lopatic, oziroma 60° manj kot pri položaju na sliki 7.10, tako lahko opazujemo tokovne razmere na šestih enakomerno razporejenih položajih lopatic.



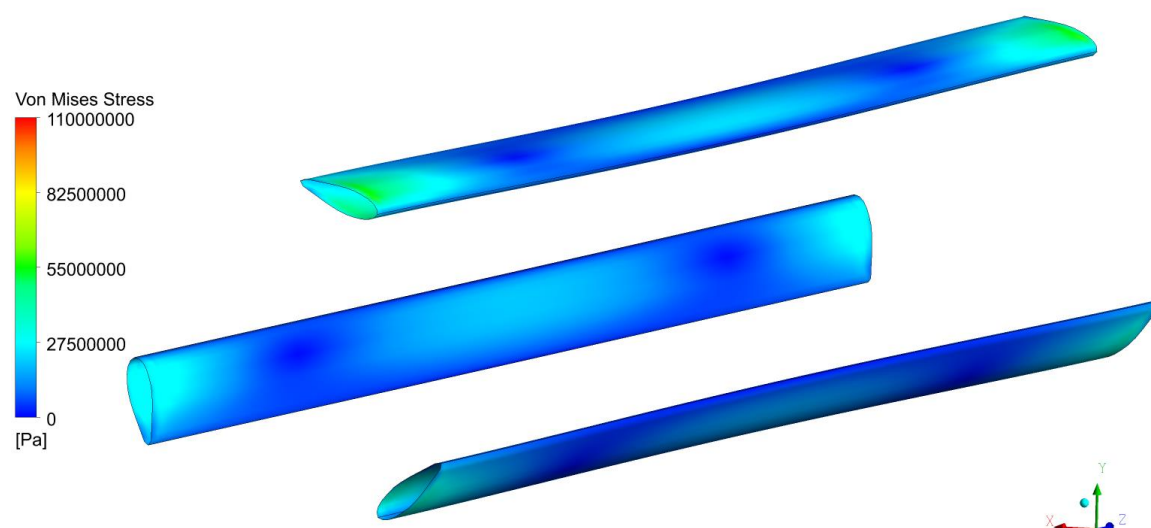
Slika 7.9: Prikaz tokovnic okrog turbine in deformacije lopatic v položaju, kjer je ta največja ($\theta = 81,1^\circ$).



Slika 7.10: Prikaz tokovnic okrog rotorja in deformacije lopatice v položaju $\theta = 20^\circ$.



Slika 7.11: Prikaz največjih von Misesovih primerjalnih napetosti v lopatici v položaju, kjer v posamezni lopatici nastopijo največje napetosti ($\theta = 81,1^\circ$).

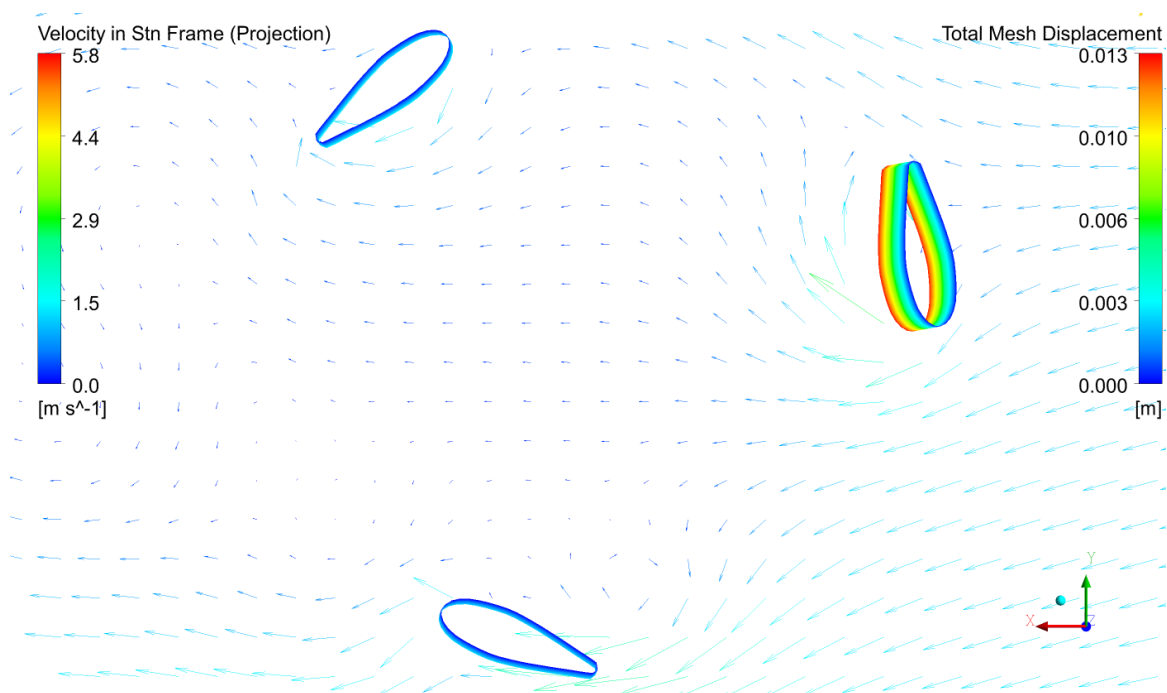


Slika 7.12: Prikaz največjih von Misesovih primerjalnih napetosti v lopaticah v položaju $\theta = 20^\circ$.

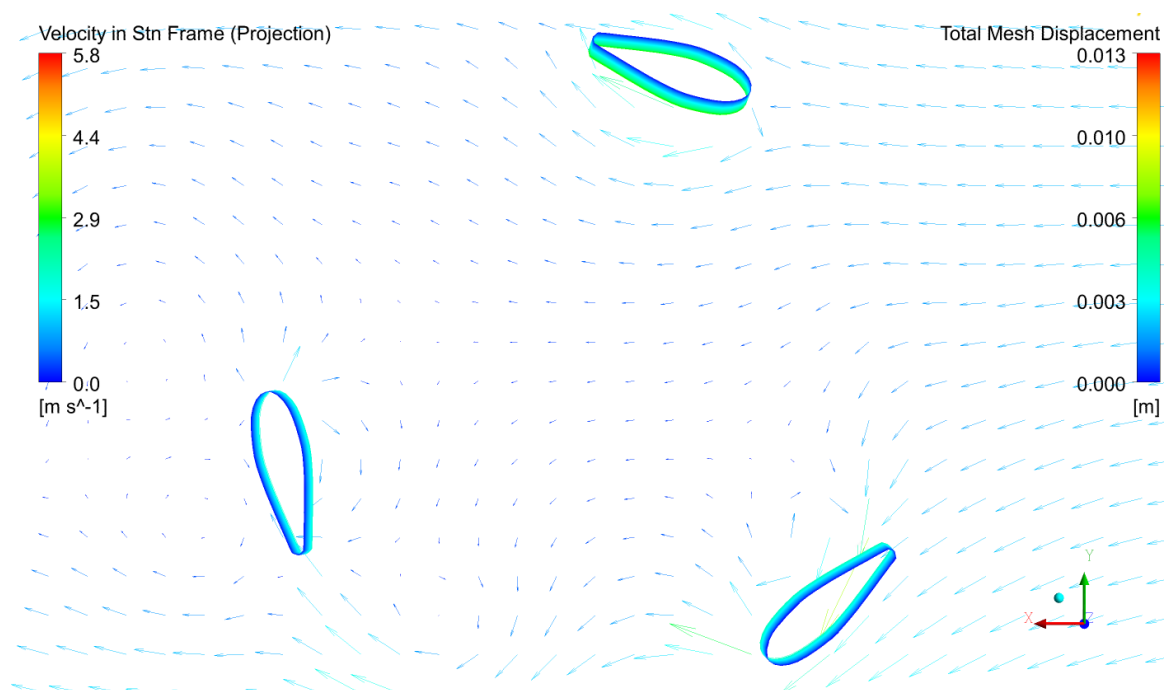
Na slikah 7.11 in 7.12 so prikazane von Misesove primerjalne napetosti v lopaticah med obratovanjem turbine v dveh položajih. Največje napetosti se pojavljajo v položaju $81,1^\circ$ ob mestu vpetja lopatic, ki smo ga v simulaciji predpostavili kot togo, torej ni zajet vpliv deformacije nosilnih plošč. Kljub temu, da je vpetje izvedeno na celotnem obodu profila vidimo, da največje napetosti niso enakomerno porazdeljene po celotnem obodu stene profila, temveč se pojavijo v območju bokov lopatice, kjer je stena odebeljena, medtem

ko v srednjem in zadnjem delu profila, kjer je stena tanjša, ostajajo približno polovico nižje. Iz tega lahko zaključimo, da je pri načrtovanju tovrstnih turbin ugodneje uporabiti lopatice izdelane z odebeljeno steno v tem območju ali pa z dodatnimi ojačitvami, ki znižajo amplitude napetosti in s tem podaljšajo življenjsko dobo vpetja lopatic.

Na slikah 7.13 in 7.14 je prikazano tokovno polje okrog deformiranih lopatic na ravnini na sredini turbine. Vidimo močno turbulentno polje takoj za turbino, kjer se odcepljajo vrtinci po drugem prehodu lopatice, pri čemer znaša vrednost povprečne turbulentne kinetične energije 0,5 m pred osjo turbine $1,156 \times 10^{-3}$ J/kg, na enaki oddaljenosti za turbino pa $2,394 \times 10^{-3}$ J/kg, torej $2 \times$ več. Pri tem so hitrosti toka v smeri x-osi na oddaljenosti 0,5 m za osjo turbine 0,99 m/s, medtem ko znašajo 0,5 m pred osjo turbine 1,19 m/s. hitrosti močno zmanjšane v primerjavi s hitrostjo toka, opazna pa je tudi pretežna navpična komponenta hitrosti takoj za turbino.

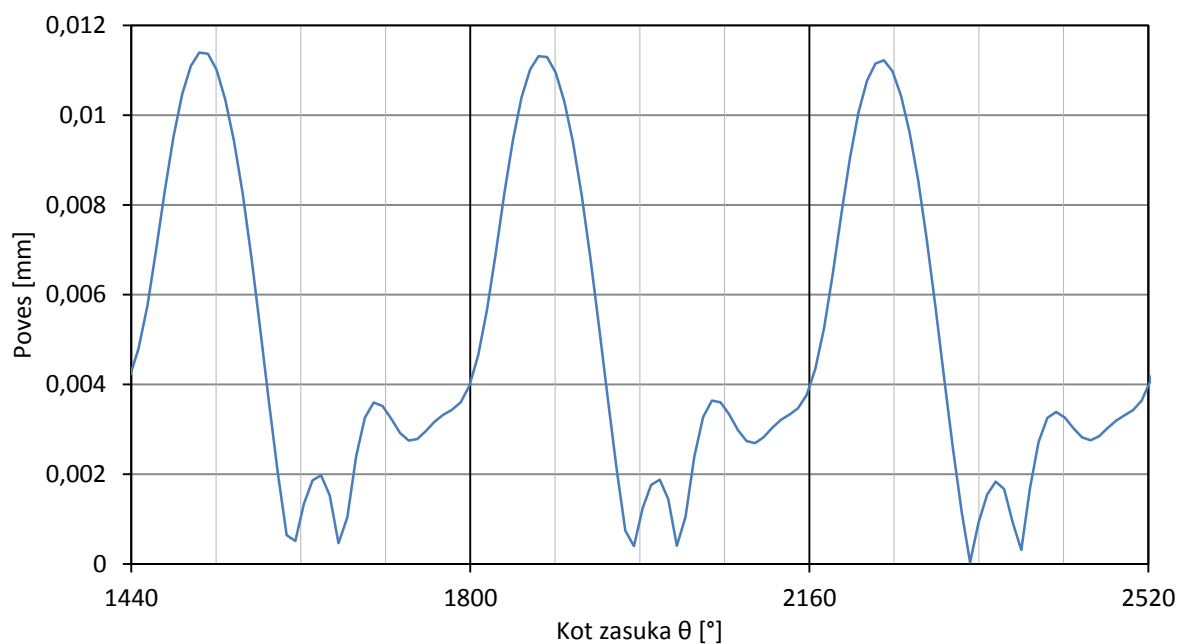


Slika 7.13: Prikaz vektorjev tokovnega polja na površini na sredini turbine in deformacije lopatic v položaju $\theta = 81,1^\circ$.



Slika 7.14: Prikaz vektorjev tokovnega polja na površini na sredini turbine in deformacije lopatic v položaju $\theta = 20^\circ$.

Najvišja vrednost deformacije posamezne lopatice (11,72 mm) se zaradi delovanja tokovnega polja na površino lopatice pojavi, ko je ta v položaju pod kotom $81,1^\circ$ merjeno od zgornje lege, nato se deformacija zmanjša na najnižjo vrednost (0,47 mm), ko je ta v položaju 173° , torej v spodnji legi, ko potuje v smeri s tokom. Nato pri 192° nastopi manjši skok, ki hitro pade na najnižjo vrednosti pri 220° potem pa nekoliko večji vzpon pri 256° , kateremu sledi manjši padec pri 293° , nato pa pričetek večje rasti do konca vrtljaja, ki se ponovno nadaljuje do največje vrednosti v novem vrtljaju, kar je za tri vrtljaje prikazano na sliki 7.15.



Slika 7.15: Periodičen potek deformacije lopatice med obratovanjem turbine brez obremenitve.

Iz navedenega vidimo, da predstavlja vpliv tokovnega polja pri tovrstnih turbinah na njihove lopatice kompleksen problem, ki ga je mogoče učinkovito reševati z močno vezanimi simulacijami medsebojnega vpliva tekočine in strukture. V kolikor je v simulacijah uporabljen pristop s tokom gnane turbine pa simulacije zelo obsežno zajamejo večino obratovalnih pogojev tovrstnih turbin, postopki pa so uporabni tudi za ostale vrste turbin.

8 EKSPERIMENT Z MODELOM TURBINE NA NARAVNEM VODOTOKU

Za validacijo rezultatov močno vezanih simulacij turbine smo potrebovali podatke meritev deformacije lopatice tovrstne turbine. Ker podatkov o deformacijah lopatice med obratovanjem turbine, kjer obremenitev predstavljajo sile tokovnega polja, ki delujejo nanjo, v literaturi nismo našli smo izvedli eksperiment. Pri tem smo merili povprečno deformacijo lopatice med delovanjem turbine, ki je bila postavljena v naravni vodotok.

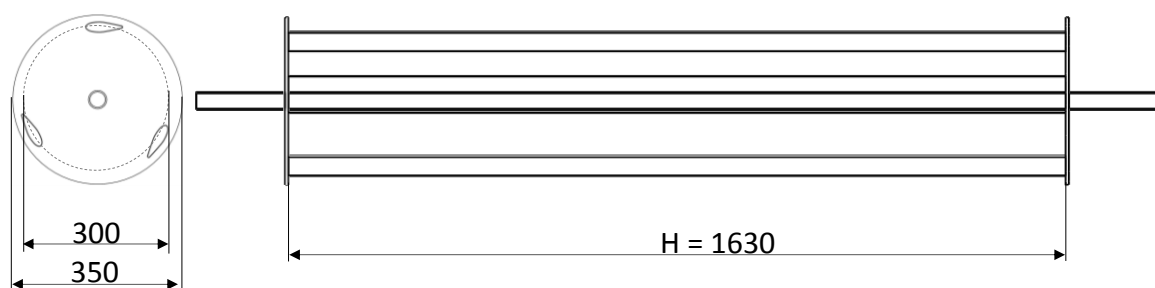
8.1 Opis preizkusne naprave

Model turbine za izvedbo eksperimenta (slika 8.1) smo izdelali na podlagi rezultatov prvih izvedenih močno vezanih simulacij, pri čemer je bil najpomembnejši podatek velikost deformacije lopatice med delovanjem turbine. Od njene velikosti je namreč odvisna izbira merilne metode in naprave za merjenje deformacije med delovanjem turbine, ki mora delovati med rotacijo turbine pod vodo. Rezultati deformacij pri prvih simulacijah medsebojnega vpliva tekočine in strukture so bili v velikostnem razredu nekaj milimetrov, kar je v obratovalnih pogojih v naravnem vodotoku zahtevno meriti.



Slika 8.1: Preizkus modela turbine v naravnem vodotoku.

Zaradi tega smo želeli vrednosti deformacije med delovanjem čim bolj povečati, zato so bile predvidene daljše lopatice, katerih struktura je morala biti dovolj fleksibilna, da se pri predvidenih hitrostih toka deformirajo, hkrati pa deformacija ne sme biti prevelika predvsem zaradi omejene zmožnosti deformacije mreže robnih elementov območja v okolici lopatic. Numerična modela strukture in tekočine se namreč stikata na vmesniku, na katerem si izmenjujeta rezultate pomikov in obremenitev. Za strukturni model veliki pomiki ne predstavljajo nobene težave, pri tekočinskem modelu pa je mora biti zaradi turbulentnega okolica stene lopatic modelirana z resolucijo najmanj 10 točk, to je 10 plasti robnih elementov [5], ki v našem primeru naraščajo z razmerjem 1,2. Ta drobna mreža skupaj z njeno okolico pa mora pri močno vezanih simulacijah ustrezno prenesti deformacije sten, tako da se elementi ustrezno deformirajo. Zato pri simulacijah pogosto prihaja do prevelikih pomikov, ki jih mreža robnih elementov ne more prenesti, zato pride do pojava negativnih volumnov, torej navzven obrnjenih robnih elementov in s tem napak in ustavitve simulacije.



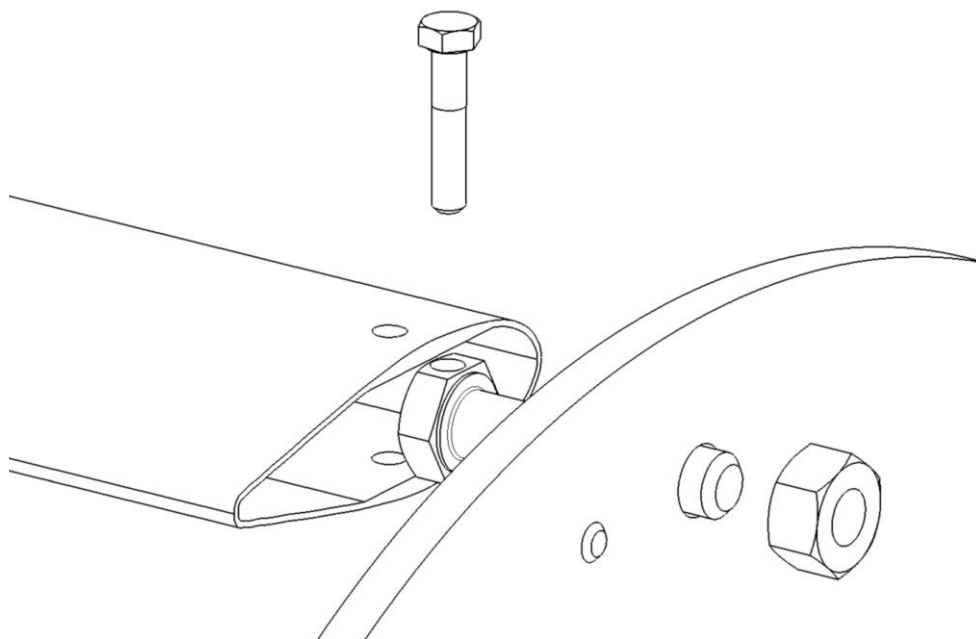
Slika 8.2: Osnovne dimenzije modela preizkusne turbine.



Slika 8.3: Darrieusova turbina za izvedbo eksperimenta.

Za izvedbo eksperimenta smo izdelali model turbine s premerom 300 mm in dolžino lopatic 1630 mm (slika 8.2). Za lopatice smo uporabili aerodinamični profil Aeros CBT2.13.201.000 AD (slika 7.1). Ta profil v osnovi ni predstavljal optimalnega simetričnega profila, saj se na zadnjem robu zaključuje s 6 mm široko ravno ploskvijo pravokotno na tok, vendar se je že v prvih poskusnih simulacijah njegovo delovanje izkazalo kot dovolj dobro. Vpete so bile med aluminijasta koluta na straneh rotorja, ki sta imela premer 350 mm in debeline pločevine 7 mm.

Vpetje lopatic na stranska koluta je bilo izvedeno z vijaki M10, katerih 6-roba glava se natančno prilega med notranji površini lopatic. Glave vijakov smo prevrtali in z vijaki M5 pritrdili na lopatice, vijaki M10 pa so bili z matico priviti na nosilna stranska koluta, kot je prikazano na sliki 8.4. Za pozicioniranje lopatic so bili uporabljeni imbus vijaki M5 z valjasto glavo, ki so bili priviti v stranska koluta, na glavo pa sta z obeh strani nalegali notranji površini zadnjega dela lopatice in jo tako pozicionirali v tangencialni legi glede na obod rotacije. Za gred turbine smo uporabili aluminijasto cev premera 48 mm z debelino stene 3 mm.

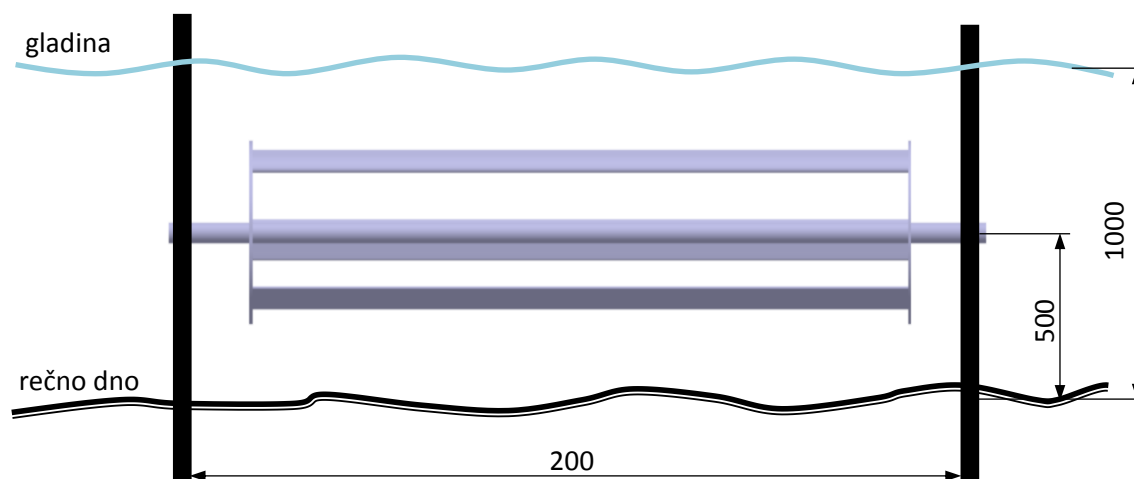


Slika 8.4: Prikaz načina vpetja lopatic na nosilni kolut.

Zaradi velike dolžine lopatic v primerjavi s premerom turbine smo imeli na izbiro dve možnosti njene postavitve v naravni vodotok, z osjo v vodoravni ali navpični legi. Glede na redke naravne vodotoke v bližini, ki bi bili hkrati dovolj globoki in hitro tekoči, voda v njih pa dovolj bistra, smo se odločili za preizkus turbine z osjo v vodoravni legi.

8.2 Opis preizkuševališča

Turbina je bila preizkušena v naravnem vodotoku v stari strugi reke Drave, ki je na mestu preizkusa široka približno 60 m, globina je na tem mestu znašala 1 m, konstantna hitrost toka pa je znašala 1,2 m/s. Gred turbine in je bila med preizkusom preko krogličnih ležajev vpeta na stebra, ki sta bila zabita v rečno dno (slika 8.5).



Slika 8.5: Shema postavitve modela turbine v naravni vodotok.

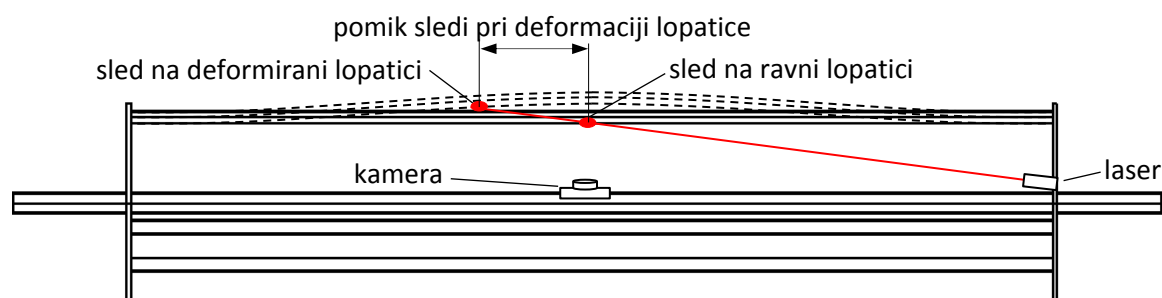
8.3 Meritve med preizkusom

Sprva so bile predvidene meritve vseh pomembnih parametrov delovanja turbine: vrtilne hitrosti, navora na lopaticah s pomočjo zavornega vrtilnega momenta na gredi in povesa lopatice med delovanjem. Pri tem je za validacijo močno vezane simulacije predstavljal najpomembnejši parameter povesa lopatice med delovanjem, saj smo parametre učinkovitosti validirali že z rezultati eksperimentov podanih v literaturi, medtem ko podatki za povese lopatice med delovanjem v literaturi še niso objavljeni. Vodoravna lega osi vrtenja turbine v vodotoku je omejila nabor meritev, ki smo jih nameravali opraviti na delujoči turbini. V kolikor bi želeli preizkusiti turbino na enak način kot je obremenjena v simulaciji, bi bilo potrebno za delovanje linearno naraščajočega zavornega momenta na gredi turbine pripraviti ustrezen zavorni sistem, zatesnjen pred vdorom vode, podobno pa bi bilo tudi z uporabo merilnika vrtilnega momenta. Ker bi to predstavljalo večjo težavo, skupaj z ustrežno vodoodporno napeljavo vodnikov do sredine struge, kjer smo opravljali preizkus turbine, smo se odločili, da bomo preizkusili delovanje in povese lopatice med

njim pri t.i. ubežnih obratih, torej brez obremenitve gredi turbine. K odločitvi je dodatno pripomoglo tudi dejstvo, da je bil povos v rezultatih simulacije največji prav na začetku, torej ko je bila obremenitev zelo majhna in vrtljaji turbine največji. Zaradi zapletenega postopka meritve smo želeli povos meriti v pogojih, ko ta doseže svojo maksimalno vrednost s čimer dobimo tudi največjo resolucijo odklonov, ta pa je največja prav pri največji kotni hitrosti turbine, ki jo le-ta doseže neobremenjena. Povos je takrat največji zato, ker se takrat pojavijo najvišje relativne hitrosti med tokom vode in lopatico v položaju, ko se lopatica giblje proti toku, se pravi, da so tudi hidrodinamične obremenitve takrat največje.

8.3.1 Prvi način meritev

Prvotno načrtovan merilni sistem za merjenje povosa lopatice med delovanjem je predvideval uporabo zatesnjenega laserja, ki je trdno nameščen na stranski kolut in sveti pod kotom na stransko ploskev ene lopatice na sredini njene dolžine, pri čemer se med obratovanjem vrti skupaj z rotorjem (slika 8.6).



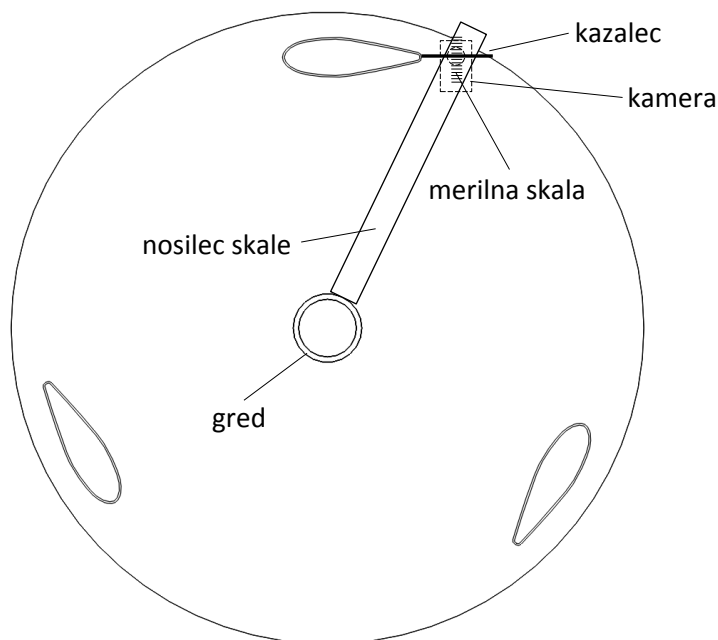
Slika 8.6: Shematski prikaz postopka meritve povosa lopatic po prvi metodi.

V primeru povosa te lopatice se tako pika, ki jo projicira laser, premakne po dolžini lopatice, pri čemer lahko z enostavnimi kotnimi funkcijami izračunamo vrednost povosa lopatice v radialni smeri. To piko smo želeli snemati s podvodno kamero, nameščeno na gredi turbine, ki se vrti skupaj z rotorjem in skozi snema stransko ploskev lopatice, podatke o povosu pa bi nato dobili z obdelavo slik. Žal se ta metoda ni obnesla zaradi prevelikega razsipanja svetlobe v nekoliko motni vodi naravnega vodotoka, zaradi česar pika na lopatici ni bila dovolj vidna, da bi jo lahko posneli s kamero.

8.3.2 Drugi način meritev

Na podlagi neuspešnega poskusa meritev s prvotno zasnovano merilno metodo smo zasnovali bolj neposredno meritev povosa, pri kateri je podvodna kamera nameščena

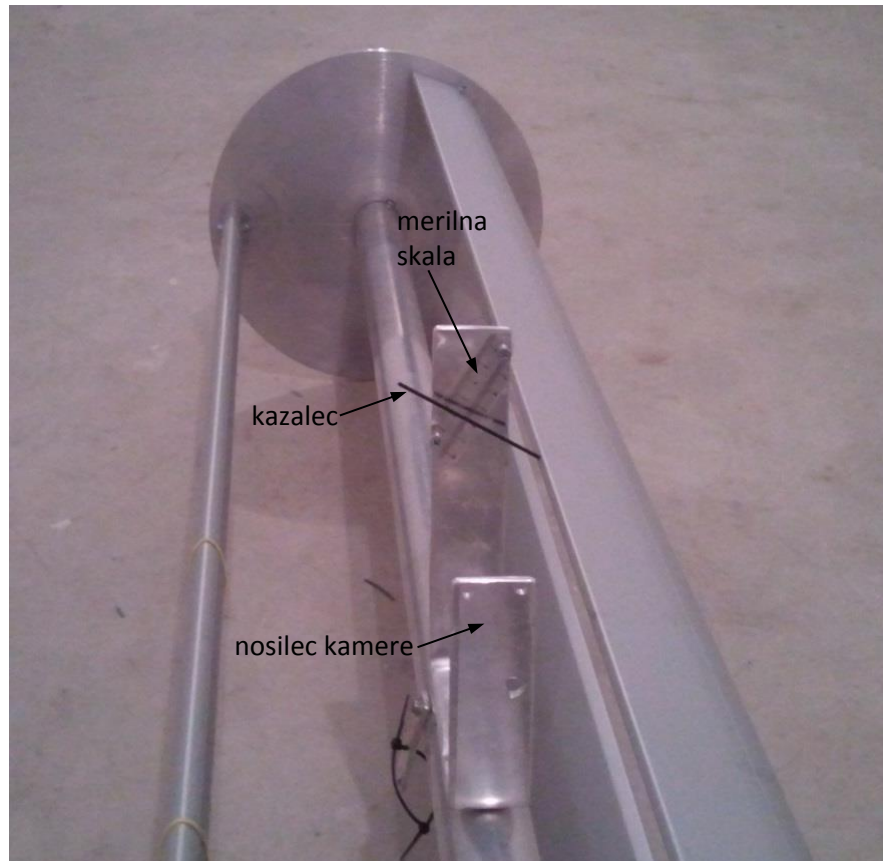
bližje merilni skali in lopatici, katere povses smo merili. S tem smo zagotovili krajšo razdaljo na kateri kamera snema indikator povesa lopatice med delovanjem, zato motnost vode v manjši meri vpliva na vidljivost merilne skale in kazalca na posnetku. S to metodo smo povses lopatice med delovanjem merili s pomočjo podvodne kamere, kazalca in milimetrskje skale, ki smo jih namestili na gred turbine, kazalec pa je bil trdno privit v zadnji rob lopatice na njeni sredini, torej na mestu, kjer je povses največji (slika 8.8). Merilna priprava se tako vrti skupaj z opazovano lopatico na njenem zadnjem delu, pri čemer se milimetrska skala in kamera vrtita na nosilcu, ki je pritrjen na gred turbine, kazalec pa je pritrjen na lopatico, kot je prikazano na slikah 8.7. Tako je v radialni smeri omogočeno relativno gibanje lopatice in kazalca glede na kamero in skalo, kamera pa snema relativni položaj kazalca glede na skalo. Rezultate povsesa lopatice med delovanjem smo dobili s poznejšo obdelavo posnetkov kamere. Uporabili smo kamero Kodak z1, z resolucijo VGA (640×480 slikovnih točk) pri 60 slikah na sekundo. Zaradi zelo majhnih dimenzij (80 × 50 mm, debeline 8mm, mase 70 g) in ploščatega ohišja se je izkazala kot razmeroma enostavna za namestitvev, pri čemer smo lahko zanemarili njen vpliv na hidrodinamiko merilne priprave, saj tudi na posnetkih nismo zaznali nobenega tresenja slike.



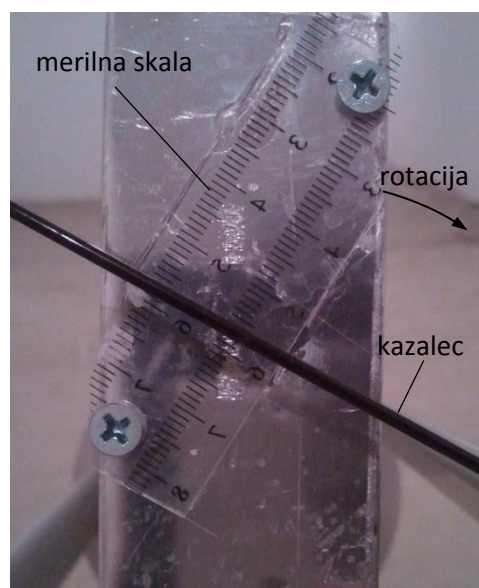
Slika 8.7: Shema principa meritve povsesa lopatice z drugo metodo.

V primeru uporabe kamere večjih dimenzij bi ta med obratovanjem turbine lahko pričela nihati ali se tresti in bi za izvedbo meritev potrebovali močnejše nosilce, kar bi imeli

bistveno večji vpliv na hidrodinamiko. Slika iz posnetka, ki smo ga naredili s kamero med delovanje turbine je prikazan na sliki 8.9, pri čemer so posebej označeni deli merilne naprave. Med delovanjem turbine smo hkrati merili tudi vrtilno hitrost turbine in hitrost toka vode pred turbino.



Slika 8.8: Priprava za merjenje povesa lopatice med delovanjem turbine z drugo metodo.



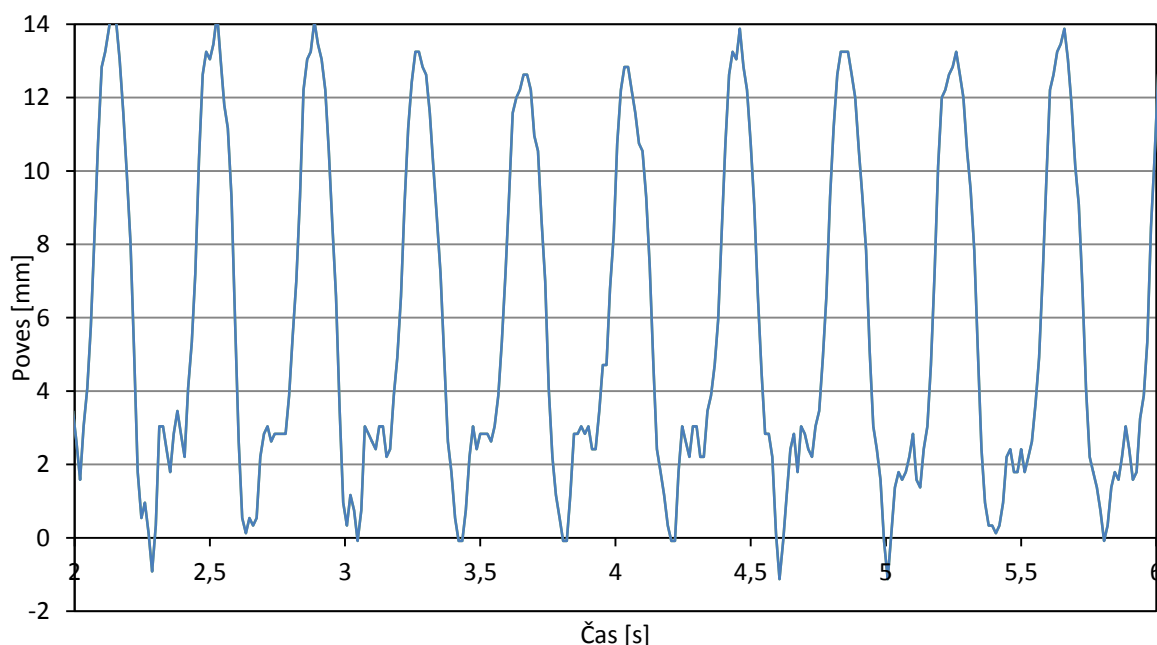
Slika 8.9: Postavitev skale, kazalca in zadnjega roba lopatice med delovanjem turbine.

8.4 Vrednotenje rezultatov meritev

Ker smo meritve povesa lopatice med delovanjem izvedli s pomočjo podvodne kamere, so bili rezultati povesa pridobljeni posredno z obdelavo in vrednotenjem slik. Kamera je snemala gibanje kazalca, pritrjenega na zadnji rob profila lopatice na sredini njene dolžine, glede na nepremično milimetrsko skalo pritrjeno na nosilec, ki se je vrtel skupaj z gredjo turbine. Dobljene posnetke smo pretvorili v posamezne slike, ter iz njih odčitali na kateri poziciji se nahaja kazalec glede na merilno skalo. Tak postopek je bil zaradi nekoliko motnih slik precej dolgotrajen, saj smo zaradi večje debeline kazalca morali vsakič znova ugotoviti mesto prekrivanja zgornjega in spodnjega roba kazalca, nato pa izračunati srednjo vrednost. Dodatno težavo je povzročalo še veliko število slik za obdelavo nekaj vrtljajev, s čimer bi pridobili povprečen vzorec delovanja. Zato smo razvili programsko kodo za samodejno obdelavo fotografij, ki je omogočila iskanje razlike v svetlosti slikovnih pik črnega kazalca in linije narisane pravokotno na kazalec čim bližje zadnjemu robu lopatice, kjer je kazalec pritrjen nanjo, s čimer smo zmanjšali vpliv povesa kazalca med delovanjem. Za ovrednotenje povesa lopatice smo opazovali pomikanje kazalca v navpični smeri, pri čemer smo z rutino prešteli število slikovnih pik, ki jih je prešel kazalec. Nato smo pretvorili milimetrsko skalo, ki se na sliki nahaja v isti ravnini kot kazalec, v število slikovnih pik in nato pretvorili pomike kazalca v milimetre. Na sliki smo v območju gibanja kazalca izmerili povprečno vrednost skale, ki je znašala 48 slikovnih pik za 10 mm, torej smo lahko merili pomike v povprečju na 0,208 mm

natančno. Rezultati povesa lopatice med delovanjem so prikazani na sliki 8.10. Vidimo lahko precejšnja nihanja povesa lopatice med delovanjem, ki so posledica spremenljivega obtekanja lopatic v različnih položajih med rotacijo. Pri tem je značilna »stopnica« v spodnjem delu, ki nastopi, ko lopatica na odtočni strani turbine potuje navzgor in se poves za trenutek ustavi in zaniha, nato pa se znova prične močno povečevati dokler ne doseže največje vrednosti.

Pri hitrosti toka 1,2 m/s se je turbina vrtela s kotno hitrostjo 15,9 rad/s. Povprečni največji poves lopatice pri tem pa je znašal 13,2 mm. Z uporabljeno merilno metodo nam je uspelo izmeriti vzorec delovanja turbine pri konstantni hitrosti rotacije brez obremenitve, ko hidrodinamične sile na lopatice delujejo najmočneje, zato so bili tudi povesi najbolj izraziti in smo jih tako lahko izmerili z največjo resolucijo (razdaljo med najmanjšo in največjo vrednostjo povesa). Pri tem smo z merilno metodo, poleg največjih in najmanjših vrednosti, uspeli zabeležiti tudi lokalne pojave, kot je značilna stopnica pri potovanju lopatice na odtočni strani turbine navzgor. Tako pridobljeni rezultati meritev bodo služili za primerjavo z rezultati močno vezanih simulacij medsebojnega vpliva tekočine in strukture pri delovanju turbine brez, oziroma z minimalno obremenitvijo, kjer turbina doseže najvišje – ubežne vrtljaje in tako skušali validirati računalniške simulacije medsebojnega vpliva tekočine in strukture s pristopom s tokom gnane turbine.

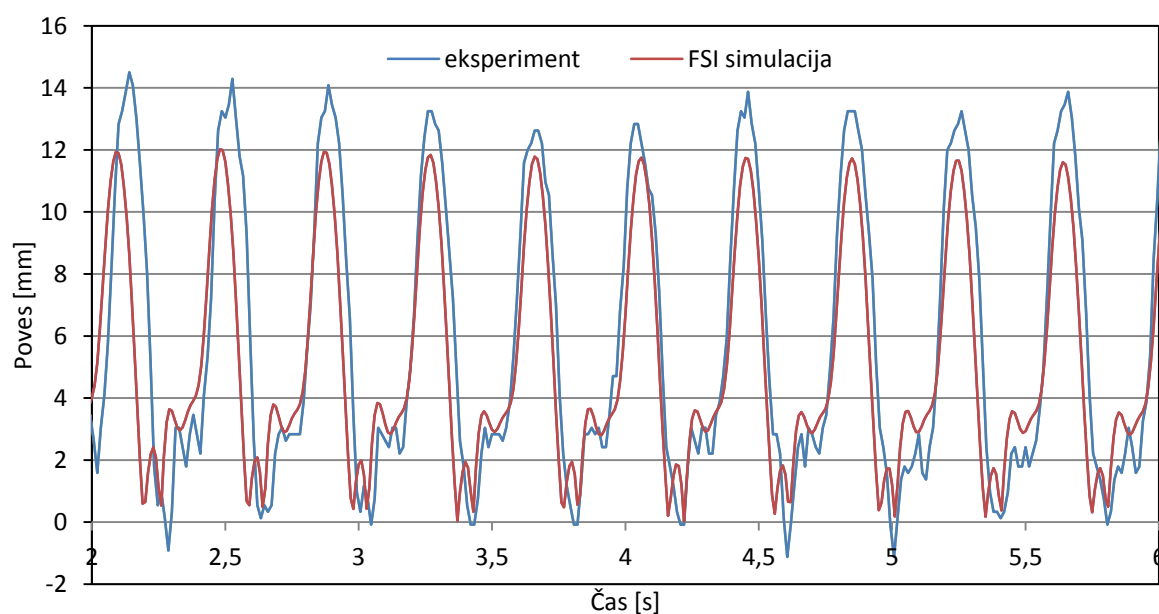


Slika 8.10: Potek povesa lopatice med obratovanjem turbine brez obremenitve.

9 PRIMERJAVA IN ANALIZA REZULTATOV

DELOVANJA DARRIEUSOVE VODNE TURBINE

Pri izvedbi eksperimenta smo bili omejeni glede izvedbe meritev, saj bi za celovito obravnavo turbine potrebovali opremo za merjenje vrtilnega momenta in ustrezno nastavljivo breme, ki bi bila zaščiten pred vdorom vode, ali pa ustrezno globok in hitro tekoč vodotok, da bi lahko namestili turbino z osjo postavljeno navpično, tako da bi bila oprema nameščena nad vodo. Ker omenjenega ni bilo na voljo, smo merili samo povese lopatice med delovanjem in vrtilno hitrost turbine brez obremenitve, torej pri t.i. ubežnih vrtljajih, ki natopijo ko turbina deluje brez obremenitve. Glede validacije postopka močno vezane simulacije medsebojnega vpliva tekočine in strukture je povese lopatice eden izmed najpomembnejših parametrov za primerjavo z rezultati simulacije, ki ga v takšni obliki v pregledu literature doslej nismo zasledili. Tudi za samo izvedbo meritev se je kot najustreznejša izkazala izvedba meritev povesev pri najvišjih vrtljajih turbine, saj so zaradi največjih relativnih hitrosti med tokom in rotacijo turbine hidrodinamične sile na lopatice in z njimi tudi povese največji. To je poenostavilo izvedbo meritev, saj ni posebne potrebe po merilnih pripravah z visoko resolucijo zaznavanja, ki bi bile potrebne v primeru majhnih vrednosti povesa.



Slika 9.1: Primerjava potekov povesa lopatice med delovanjem turbine pri eksperimentu in simulaciji.

Primerjava rezultatov povesa lopatice med delovanjem turbine pridobljenih s simulacijami in eksperimentu (slika 9.1) je pokazala dobro ujemanje rezultatov, tako po obliki krivulje kot tudi po vrednosti amplitude, pri čemer slednji prekoračijo rezultate simulacije za približno 1 do 2 mm. Na intervalu med 2 s in 6 s je 10 vršnih vrednosti povesa, pri čemer znaša njihova povprečna vrednost pri eksperimentu 12,2 mm, pri simulaciji pa 11,8 mm, kar je 3,2 % razlika v rezultatih. Pri tem so rezultati povесov v simulaciji stabilni, rezultati eksperimenta pa nekoliko nihajo, kar je posledica tokovnih razmer v naravnem vodotoku. Kotna hitrost turbine znaša pri eksperimentu 16,06 rad/s, medtem ko znaša pri simulaciji 15,93 rad/s, kar predstavlja 0,85 % razliko v rezultatih. Razlike v rezultatih pripisujemo predvsem modeliranju vpetja lopatic na stranska koluta, kjer smo zaradi enostavnejšega modela predpostavili togo vpetje, medtem ko so pri modelu turbine lopatice vpete na aluminijasta koluta debeline 7 mm in se med delovanjem turbine lahko nekoliko podajata in s tem omogočata večji povес lopatice na sredini. Nadaljnji razlogi odstopanj v rezultatih so še odstopanja v tekočinskem modelu lopatic, predvsem na zadnjem robu, kot tudi strukturni model. Pri slednjem smo upoštevali le odebelitev stranskih sten profila, medtem ko detajlov aerodinamičnega profila nismo upoštevali, saj so bistveno manjši od velikosti uporabljenih končnih elementov diskretizacije. Prav tako pa je mogoč tudi povес gredi na katero sta pritrjeni merilna skala in kamera. Dodatno je k odstopanju lahko doprinesel povес kazalca, ki je bil med meritvami privit na zadnji rob lopatice. Na posnetkih je namreč viden povес kazalca med vrtenjem turbine v toku, ki so posledica njegove dolžine in vodnega toka na kazalec. Temu smo se poskušali izogniti pri obdelavi slik, kjer smo merili povес povsem blizu zadnjega roba lopatice. Ker je bilo središče zajema slike nastavljeno na merilno skalo in del kazalca daleč od zadnjega roba lopatice, obstaja tudi možnost, da je v tem delu slike prišlo do popačenja, kljub temu, da kamera nima širokokotnega objektivna, pri katerem bi bilo to očitno. Kljub temu so dobljeni rezultati zadovoljivi, še posebej ker niso bili pridobljeni v laboratorijskih razmerah, temveč v naravnem vodotoku s prisotnimi nihanji toka, turbulentnimi pojavi zaradi neenakomerne površine tal. Rezultati se kljub temu dobro ujemajo rezultati simulacij tako po absolutnih vrednostih povесov kot tudi po njihovem poteku, vključno z značilno stopnico, ko se lopatica nahaja v območju odtočne strani turbine.

10 ZAKLJUČEK

Glavni cilj doktorskega dela je bil z uporabo močno vezanih računalniških simulacij mehanike tekočin in mehanike trdnin natančneje preučiti razmere med delovanjem vodne Darrieusove turbine. S pomočjo vezanih simulacij in novih pristopov smo želeli odpraviti ali zmanjšati vpliv bistvenih pomanjkljivosti teh turbin, kot tudi izboljšati zmogljivosti in izkoristek turbine ter optimirati njihovo konstrukcijo. Pri preučevanju delovanja turbine smo uporabili računalniške simulacije RDT in močno vezane simulacije medsebojnega vpliva tekočine in strukture. Zastavili smo jih tako, da vključujejo kar največ obratovalnih parametrov v posamezni simulaciji, kar je bližje realnim obratovalnim pogojem, saj vsi parametri med delovanjem na turbino delujejo hkrati. Tako smo lahko bolj poglobljeno proučili vpliv geometrijskih parametrov in z njihovo prilagoditvijo izboljšali delovanje Darrieusovih turbin. Hkrati smo izvedli eksperiment s pomanjšanim modelom turbine na naravnem vodotoku, pri katerem smo izvedli meritve veličin, katerih rezultatov ni bilo mogoče najti v literaturi. Tako smo lahko mogoča primerjava rezultatov eksperimenta z rezultati simulacije, kar služi za validacijo računalniških simulacij ter modelov.

S parametričnimi simulacijami računalniške dinamike tekočin smo določili vpliv različnih geometrijskih parametrov, kot so koeficient zapolnjenosti, število lopatic, izbira različnih aerodinamičnih profilov lopatic in njihova ukrivljenost v vijačnico, na učinkovitost turbine ter ugotovili pri katerem razmerju med obodno hitrostjo lopatice in hitrostjo toka vode je turbina najbolj učinkovita. Pri teh simulacijah smo želeli čim bolj povzeti realne obratovalne pogoje, zato so simulacije izvedene s pristopom pri katerem tok vode poganja turbino. Pri uveljavljenih postopkih se tovrstne simulacije namreč izvajajo le z vnaprej predpisano kotno hitrostjo, saj večina programskih paketov ne omogoča simulacije gibanja teles kot posledico toka tekočine, kot je v primeru zagona turbine, hkrati pa takšne simulacije trajajo tudi precej dlje. Preučili smo tudi vpliv kompleksnega obtekanja tekočine okrog lopatice med obratovanjem zaradi relativnega gibanja tekočine glede na rotirajoče gibanje lopatice. Dodatno smo poskušali še ugotoviti vpliv različnih ukrepov za povečanje največjega vpadnega kota lopatice preden se odtrga mejna plast tekočine, kot so na primer izbokline na prednjem robu lopatice, ki so jih nekateri avtorji poskušali posnemati po opazovanjih izrastkov na prednjem robu plavuti kitov grbavcev.

Z močno vezanimi simulacijami smo pridobili natančnejše rezultate in boljši vpogled v obremenitve lopatic z vodnim tokom v celotnem območju obratovanja turbine, kar je zaradi predvidene velike dolžine lopatic pomembno pri izbiri ustreznih materialov in konstrukcije lopatic, kot tudi podporne konstrukcije lopatic ter lokacije odjema vrtilnega momenta – pogona generatorja električnega toka.

V okviru doktorskega dela so bili pripravljene modeli za računalniške simulacije vodnih Darrieusovih turbin, pri katerih smo sprva uporabili uveljavljene metode simulacije, z njimi pa smo izvedli parametrične simulacije različnih aerodinamičnih profilov lopatic.

Obstoječi in dobro uveljavljeni postopki simulacije Darrieusove turbine, pa tudi ostalih podobnih turbinskih strojev so se izkazali za pomanjkljive v primerjavi z rezultati, ki smo jih pridobili s pristopom s tokom gnane turbine. Rezultati pridobljeni s tem pristopom so namreč omogočili natančnejšo obravnavo turbine, saj z njim zajamemo celotno obratovalno območje turbine in ne le posameznih točk, pri čemer je delovanje ves čas v ravnotežju z obremenitvami turbine tako na lopaticah kot tudi na gredi. Razvili smo potek simulacije, ki je pri konstantni hitrosti toka omogočila izračun karakteristike turbine preko celega obratovalnega območja. S tem pristopom smo pri parametrični analizi z različnimi aerodinamičnimi profili lopatic dobili precej drugačne rezultate kot pri parametrični analizi, kjer smo uporabili predpisane obratovalne pogoje. Običajen postopek preračuna s predpisanimi robnimi pogoji je kot najboljši aerodinamični profil podal simetrični projiciran profil, medtem ko je pristop s tokom gnane turbine podal projicirane profile z visokim koeficientom vzgona. Glede na to, da smo uspeli validirati simulacijo s tem pristopom z rezultati iz literature, je uporaba takšnih simulacij zelo primerna za analizo turbinskih strojev, saj je s posamezno simulacijo mogoče dobiti kot rezultat celotno karakteristiko turbine za posamezno hitrost toka. Na tak način namreč lahko simuliramo delovanje turbine na enak način kot poteka delovanje turbine v realnih obratovalnih pogojih. S pristopom s tokom gnane turbine smo nadalje izvedli tudi parametrični analizi turbine. S prvo smo ugotavljali najustreznejši koeficient zapolnjenosti, z drugo pa najustreznejše število lopatic Darrieusove vodne turbine, s katerim turbina najbolj učinkovito deluje, ter kombinacije obeh parametrov. Rezultati teh analiz so pokazali najvišjo učinkovitost turbine z dvema lopaticama, ki pa obratovanje z močnim nihanjem kotne hitrosti, medtem ko je turbina s petimi lopaticami najmanj učinkovita, vendar je njeno obratovanje najbolj mirno.

Močno vezane simulacije, ki zajemajo tako medsebojni vpliv tekočine in strukture, kot tudi upoštevanje povesa lopatic med delovanjem turbine je naslednje področje, ki smo ga obravnavali. Pri tem smo ugotavljali vpliv povesa lopatic na učinkovitost turbine in porazdelitev največjih napetosti v lopatici med delovanjem turbine. Simulacije tekočinskega območja namreč upoštevajo lopatice kot toga telesa, kar v splošnem zadošča za napovedovanje učinkovitosti delovanja turbine, vendar z mnogimi pomanjkljivostmi. Za uporabo pristopa s tokom gnane turbine smo razvili programsko rutino, ki smo jo lahko uporabili v močno vezani simulaciji medsebojnega vpliva tekočine in strukture, tako da smo v posamezni simulaciji zajeli večino obratovalnih parametrov in se tako približali realnim obratovalnim pogojem, kjer na turbino hkrati delujejo vsi zunanji dejavniki. V primeru dolgih in vitkih lopatic, ki so običajne za Darrieusovo turbino, je smiselno ugotoviti kakšen bo poves lopatic med delovanjem, saj smo pri tako zasnovani turbini, ki smo jo uporabili v simulacijah in eksperimentu ugotovili, da lahko upoštevanje povesov lopatic vpliva na rezultat do 30%. Pri tem je eksperiment potrdil ustreznost močno vezanih računalniških simulacij medsebojnega vpliva tekočine in strukture, ter pri njih uporabljenih modelov in postopkov.

Pri simulacijah s tokom gnane turbine, kjer smo upoštevali deformabilne lopatice so se zaradi algoritma reševanja pojavljale težave s stabilnostjo, kar se je odražalo na zelo velikih nihanjih navora in kotne hitrosti turbine. Ugotovili smo, da je za odpravo teh pojavov potrebno zmanjšati velikost spremembe kotne hitrosti v posameznem časovnem koraku, ki jo izračunava programska rutina na podlagi spremembe navora na lopatice. Zato smo uvedli koeficient dušenja, ki zmanjša delež spremembe kotne hitrosti v posameznem časovnem koraku in zato tudi upočasni naraščanje kotne hitrosti, s čimer smo zagotovili stabilen potek simulacije.

10.1 Izvirni znanstveni prispevki

Izvirni znanstveni prispevki doktorske disertacije so naslednji:

- razvita je bila lastna programska rutina, ki omogoča izvedbo simulacije s tokom gnane turbine s pristopom z več koordinatnimi sistemi (MFR): z njeno pomočjo smo lahko povezali močno vezane simulacije medsebojnih vplivov trdnine in tekočine s postopkom s tokom gnane turbine. Uporabljena metoda zajemala vse potrebne parametre za celovit opis delovanja turbine in ne le posameznih faz;

- z uporabo postopkov simulacije s tokom gnane turbine smo zasnovali pristop s katerim smo lahko s posamično simulacijo zajeli celotno obratovalno karakteristiko turbine za določeno hitrost toka. Z uporabo tako zasnovanih simulacij smo nato izvedli parametrične analize, pri katerih smo spreminjali različne geometrijske parametre in ugotavljali njihovo primernost za večjo učinkovitost delovanja turbine. Na ta način pridobljeni rezultati se močno razlikujejo od sprva pridobljenih z uveljavljenimi postopki simulacije;
- razviti so bili novi računalniški modeli in pristopi, ki omogočajo izvedbo močno vezane simulacije Darrieusove turbine z medsebojnim vplivom trdnin in tekočin; z njimi smo pridobili vpogled v vplive hidrodinamičnih obremenitev na dolge vitke lopatice turbine med obratovanjem, kot tudi posledični poves lopatic in napetosti v njih, kar vpliva na učinkovitost delovanja turbine. Razviti računalniški modeli so bili validirani z eksperimentalnimi rezultati iz literature in rezultati lastnega eksperimenta. Razviti postopki in modeli so uporabni tudi za preučevanje delovanja ostalih podobnih strojev.

Nazadnje naj še dodamo, da so tovrstne vodne, pa tudi vetrne turbine stroji, ki imajo zaradi toka prečno na os vrtenja zelo vrtinčno tokovno polje in so kot taki zelo kompleksni primeri. S pomočjo numeričnih simulacij RDT in FSI lahko natančno predvidimo njihovo delovanje. Postopki, ki smo jih razvili pri simulacijah so prav tako uporabni za druge podobne vodne in vetrne turbine.

10.2 Predlogi za nadaljnje delo

Natančneje zastavljene numerične simulacije turbine, pri katerih bi upoštevali več detajlov, kot je nosilna struktura lopatic in daljše čase simulacij, ki omogočajo počasnejše naraščanje zavornega momenta. Pogoji za to je uporaba zmogljivejše računalniške opreme, kar je bil vzrok za uporabljene poenostavitve. Pri tem smo zadržali potrebno natančnost modeliranja sten v okolici lopatic, zmanjšano pa je bilo tekočinsko območje. Še večji vpliv na hitrost izvedbe simulacije pa je imel model strukture, ki smo ga prav tako poenostavili.

Priporočljiva je izvedba eksperimenta pri katerem bi poleg deformacij lopatic med delovanjem merili tudi navor in kotno hitrost ob spremenljivi obremenitvi turbine. Za takšne meritve je potrebno uporabiti brezstopenjsko nastavljivo breme, kot tudi rotacijski

merilnik vrtilnega momenta in števila vrtljajev. Slednji mora omogočati čim boljšo resolucijo, tako da je možno meriti nihanje hitrosti znotraj posameznega vrtljaja. Za meritve deformacije lopatice je smiselna tudi uporaba alternativne metode merjenja npr. z natančnim laserskim ali ultrazvočnim merilnikom razdalje, v primeru enake metode pa uporaba vodotesne kamere z visoko ločljivostjo.

Parametrične simulacije z uporabo različnih aerodinamičnih profilov je smiselno nadaljevati z različnimi polmeri krožnic, na katere projiciramo aerodinamične profile. Še bolje pa bi jih bilo nadgraditi z uporabo metod topološke optimizacije aerodinamičnega profila. Tako je mogoče dobiti kar najboljši možen profil, pri čemer je potrebno zelo previdno zastaviti robne pogoje simulacije, saj se največja učinkovitost turbine pojavi za različne profile pri različnih vrtilnih hitrostih. Premišljeno je potrebno nastaviti tudi kriterije optimizacije, saj je potrebna simulacija nekaj sekund delovanja turbine, da se razmere ustalijo.

11 SEZNAM UPORABLJENIH VIROV

- [1] Kryžanovski A., A. Horvat, M. Brilly, *Možnosti izkoriščanja energetskega potenciala v Sloveniji*, in *Mišičev vodarski dan2008*: Maribor.
- [2] Lago L. I., Ponta F. L., Chen L., Advances and trends in hydrokinetic turbine systems. *Energy for Sustainable Development* (2010), vol. 14, no. 4, str. 287-296.
- [3] Paraschivoiu I., *Wind turbine design with emphasis on Darrieus concept*. Montreal: Polytechnic International Press, 2002.
- [4] Islam Mazharul, Ting David S. K., Fartaj Amir, Aerodynamic models for Darrieus-type straight-bladed vertical axis wind turbines. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* (2008), vol. 12, no. 4, str. 1087-1109.
- [5] Ansys, *Ansys CFX - Solver Theory Guide*. Canonsburg, PA: Ansys, Inc., 2010.
- [6] Ansys. *Ansys CFX - Solver Modeling Guide*. 2010 cited; Dostopno na WWW: www.ansys.com
- [7] Favier Julien, Pinelli Alfredo, Piomelli Ugo, Control of the separated flow around an airfoil using a wavy leading edge inspired by humpback whale flippers. *Comptes Rendus Mécanique* (2012), vol. 340, no. 1–2, str. 107-114.
- [8] Grote K.H., *Dubbel Taschenbuch für den Maschinenbau*: Springer, 2011.
- [9] Buchhave P., *The Accuracy of Flow Measurements by Laser Doppler Methods: Proceedings of the LDA-Symposium Copenhagen, 1975*: Proceedings LDA-Symposium Copenhagen 1975, 1976.
- [10] GE Energy. *Pelton, Francis, Kaplan turbine*. 2010 cited; Dostopno na WWW: http://www.ge-energy.com/about/power_water.jsp
- [11] Ossberger GmbH + Co. *The original Ossberger turbine*. 1999 cited; Dostopno na WWW: http://www.ossberger.de/cms/uploads/media/1-2-02_01.pdf
- [12] Arndt Roger E. A. , *Hydraulic Turbines*, in *Energy Conversion*. 2007, CRC Press. p. 11-1-11-20.
- [13] Khan M. J., Bhuyan G., Iqbal M. T., Quaiocoe J. E., Hydrokinetic energy conversion systems and assessment of horizontal and vertical axis turbines for river and tidal applications: A technology status review. *Applied Energy* (2009), vol. 86, no. 10, str. 1823-1835.
- [14] MJ2 Technologies SARL. *Turbine de Tres Basses Chutes, Very Low Head Turbine: Newsletter Nr. 6*. 2007 cited; Dostopno na WWW: http://www.vlh-turbine.com/EN/PDF/Actualites/NL_6%20VLH200705engrev2.pdf
- [15] Verdant Power. *Verdant Power Systems, A World Leader in Marine Renewable Energy*. 2012 cited; Dostopno na WWW: <http://verdantpower.com/what-technology/>
- [16] Corporation UEK. *Underwater Electric Kite*. 2000 cited; Dostopno na WWW: <http://uekus.com/index.html> [October]
- [17] Atlantis Resources Limited. *Aquanator tidal-power device*. 2013 cited; Dostopno na WWW: <http://atlantisresourcesltd.com/about-atlantis/history.html> [October]
- [18] Ponte di Archimedes International S.p.A. *Enermar Project* 2011 cited; Dostopno na WWW: <http://www.sinoitaenvironment.org/ReadNewsex1.asp?NewsID=2963> [October]
- [19] Marine Current Turbines Limited. *SeaGen Technology*. 2000 cited; Dostopno na WWW: <http://www.marineturbines.com/> [October]

- [20] OpenHydro Ltd. *OpenHydro chosen by EDF to develop first tidal current demonstration farm in France*. 2008 cited; Dostopno na WWW: <http://www.openhydro.com/news/OpenHydroPR-211008.pdf>
- [21] Darrieus G. J. M., *Turbine having its rotating shaft transverse to the flow of the current*, 1926: USA.
- [22] Gorlov A., *Development of the helical reaction hydraulic turbine. Final technical report, July 1, 1996--June 30, 1998*, in *Other Information: PBD: Aug 1998*1998. p. Medium: ED; Size: 56 p.
- [23] Blue Energy Canada Inc. *Davis turbine*. 2010 cited; Dostopno na WWW: <http://www.bluenergy.com/>
- [24] Kobold. *Ponte-di-Archimede*. 2010 cited; Dostopno na WWW: http://www.pontediarchimede.com/language_us/progetti_det.mvd?RECID=2&CAT=002&SUBCAT=&MODULO=Progetti_ENG&returnpages=&page_pd=d
- [25] Ocean Renewable Power Company. *Chain of Horizontal Gorlov turbines being installed in Cobscook Bay, Maine, USA*. 2012 cited; Dostopno na WWW: http://www.orpc.co/orpcpowersystem_rivgenpowersystem.aspx
- [26] Salter S.H., *Proposal for a Large, Vertical-Axis Tidal-Stream Generator with Ring-Cam Hydraulics in Third European Wave Energy Conference*1998: Patras.
- [27] Edinburgh Wave Power Group. *Edinburgh vertical-axis tidal rotor*. 1998 cited; Dostopno na WWW: <http://www.mech.ed.ac.uk/research/wavepower/tidal%20shs%20Patras%2098%20paper/tidal%20intro%202.htm>
- [28] Zanette J., Imbault D., Tourabi A., A design methodology for cross flow water turbines. *Renewable Energy* (2010), vol. 35, no. 5, str. 997-1009.
- [29] Department of Engineering Science. *THAWT Turbine*. 2008 cited; Dostopno na WWW: <http://www.eng.ox.ac.uk/public-relations/news/research-in-the-department-results-in-new-tidal-turbine-company>
- [30] Krauss Thomas. *Airfoil Investigation Database*. 2011 January 22, 2011 cited; Dostopno na WWW: <http://www.worldofkrauss.com>
- [31] Amet Ervin. *Forces, velocities and incident angles*. 2007 cited; Dostopno na WWW: http://upload.wikimedia.org/wikipedia/commons/4/4d/Forces_and_velocities.png [December]
- [32] Eriksson Sandra, Bernhoff Hans, Leijon Mats, Evaluation of different turbine concepts for wind power. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* (2008), vol. 12, no. 5, str. 1419-1434.
- [33] Shiono M., Suzuki K., Kiho S. Output Characteristics of Darrieus Water Turbine with Helical Blades for Tidal Current Generations. *12th International Offshore and Polar Engineering Conference*, 2002, str.
- [34] Winchester J. Quayle S., *Torque ripple and variable blade force: A comparison of Darrieus and Gorlov-type turbines for tidal stream energy conversion.*, in *8th European Wave and Tidal Energy Conference*2009: Uppsala, Sweden.
- [35] Hriberšek Matjaž, Škerget Leopold, Poredoš Alojz, *Procesna tehnika. Del 1, Osnove, mešanje, sušenje*. Maribor: Fakulteta za strojništvo, 2005.
- [36] Zikanov Oleg *Essential computational fluid dynamics*: John Wiley & Sons, 2010.
- [37] Moin Parviz, Mahesh Krishnan, DIRECT NUMERICAL SIMULATION: A Tool in Turbulence Research. *Annual Review of Fluid Mechanics* (1998), vol. 30, no. 1, str. 539-578.
- [38] Ferziger J.H., Perić M., *Computational Methods for Fluid Dynamics*: Springer London, Limited, 2002.

- [39] Wilcox D. C., *Turbulence Modeling for CFD*: DCW Industries Inc., 1993.
- [40] Menter F. R., Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications. *AIAA Journal* (1994), vol. 32, no. 8, str. 1598-1605.
- [41] Ansys, *Ansys CFX Solver Theory Guide*. Canonsburg: SAS IP, Inc., 2010.
- [42] Mohamed M. H., Performance investigation of H-rotor Darrieus turbine with new airfoil shapes. *Energy* (2012), vol. 47, no. 1, str. 522-530.
- [43] Rao S.S., *The Finite Element Method In Engineering*: Elsevier Butterworth Heinemann, 2005.
- [44] Ansys, *Theory Reference for the Mechanical APDL and Mechanical Applications*. Cannonsburg: SAS IP, Inc., 2010.
- [45] Benra F.K., Dohmen H.J., Pei J., Schuster S., Wan B., A comparison of one-way and two-way coupling methods for numerical analysis of fluid-structure interactions. *Journal of Applied Mathematics* (2011).
- [46] Felippa C. A., Park K. C., Farhat Charbel, Partitioned analysis of coupled mechanical systems. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering* (2001), vol. 190, no. 24–25, str. 3247-3270.
- [47] Vaassen J.M., DeVincenzo P., Hirsch C, Leonard B., *Strong coupling algorithm to solve fluid-structure-interaction problems with a staggered approach*, in *11th Int. WS on Simulation & EGSE facilities for space Programmes*2010.
- [48] Stein E., de Borst R., Hughes T.J.R., *Encyclopedia of computational mechanics*: John Wiley, 2004.
- [49] Farhat C., Lesoinne M., Two efficient staggered algorithms for the serial and parallel solution of three-dimensional nonlinear transient aeroelastic problems. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering* (2000), vol. 182, no. 3–4, str. 499-515.
- [50] Ansys, *Ansys CFX Reference Guide - Release 13.0*. Canonsburg: SAS IP, Inc., 2010.
- [51] Ansys, *Coupled-field Analysis Guide*. Canonsburg: SAS IP, inc., 2010.
- [52] Berg D.E., *Vertical-axis wind turbines-the current status of an old technology*, 1996, Sandia National Laboratories, Albuquerque (1996): Albuquerque (1996).
- [53] Templin R. J. National Research Council of Canada, *Aerodynamic performance theory for the NRC vertical-axis wind turbine*. Ottawa: National Research Council of Canada, 1974.
- [54] Wilson R.E., Lissaman P.B.S., *Applied aerodynamics of wind power machines*: Oregon State University, 1974.
- [55] Strickland J. H., *A performance prediction model for the Darrieus turbine*, in *International Symposium on Wind Energy Systems*1976: Cambridge, UK. p. C3-39-54.
- [56] Paraschivoiu I. O. N., Double-multiple streamtube model for studying vertical-axis wind turbines. *Journal of Propulsion and Power* (1988), vol. 4, no. 4, str. 370-377.
- [57] van Kuik G.A.M., The Lanchester–Betz–Joukowski Limit. *Wind energy* (2007), no. 10, str. 289-291.
- [58] Magdi Ragheb, Adam M. Ragheb, *Wind Turbines Theory - The Betz Equation and Optimal Rotor Tip Speed Ratio*. 2011.
- [59] Yang Bo, Lawn Chris, Fluid dynamic performance of a vertical axis turbine for tidal currents. *Renewable Energy* (2011), vol. 36, no. 12, str. 3355-3366.
- [60] Howell R., Qin N., Edwards J., Durrani N., Wind tunnel and numerical study of a small vertical axis wind turbine. *Renewable Energy* (2010), vol. 35, no. 2, str. 412-422.

- [61] Betz A., Das Maximum der theoretisch möglichen Ausnützung des Windes durch Windmotoren. *Zeitschrift für das gesamte Turbinenwesen* (1920), vol. 26.
- [62] Malcolm D. J., Dynamic response of a darrieus rotor wind turbine subject to turbulent flow. *Engineering Structures* (1988), vol. 10, no. 2, str. 125-134.
- [63] Simão Ferreira C. J., Bijl H., Van Bussel G., Van Kuik G., Simulating Dynamic Stall in a 2D VAWT: Modeling strategy, verification and validation with Particle Image Velocimetry data. *Journal of Physics: Conference Series* (2007), vol. 75, no. 1.
- [64] Antheaume Sylvain, Maître Thierry, Achard Jean-Luc, Hydraulic Darrieus turbines efficiency for free fluid flow conditions versus power farms conditions. *Renewable Energy* (2008), vol. 33, no. 10, str. 2186-2198.
- [65] Sankar T., Tiryakioğlu M., Design and power characterization of a novel Vertical Axis Wind Energy Conversion system (VAWECS). *Wind Engineering* (2008), vol. 32, no. 6, str. 559-572.
- [66] Hu Y. H., Tong Z. M. The influence of windshield on aerodynamic performance of VAWT. *Guilin*, 2009, str. 893-896.
- [67] Graham Iv H. Z., Hubbell M., Panther C., Wilhelm J., Angle Ii G. M., Smith J. E. Circulation controlled airfoil analysis through 360 degrees angle of attack. 2009, str. 571-577.
- [68] Graham Iv H. Z., Panther C., Hubbell M., Wilhelm J. P., Angle Ii G. M., Smith J. E. Airfoil selection for a straight bladed circulation controlled vertical axis wind turbine. 2009, str. 579-584.
- [69] Kumar V., Paraschivoiu M., Paraschivoiu I., Low reynolds number vertical axis wind turbine for mars. *Wind Engineering* (2010), vol. 34, no. 4, str. 461-476.
- [70] Pope K., Dincer I., Naterer G. F., Energy and exergy efficiency comparison of horizontal and vertical axis wind turbines. *Renewable Energy* (2010), vol. 35, no. 9, str. 2102-2113.
- [71] Pope K., Rodrigues V., Doyle R., Tsopelas A., Gravelins R., Naterer G. F., Tsang E., Effects of stator vanes on power coefficients of a zephyr vertical axis wind turbine. *Renewable Energy* (2010), vol. 35, no. 5, str. 1043-1051.
- [72] D'Alessandro V., Montelpare S., Ricci R., Secchiaroli A., Unsteady Aerodynamics of a Savonius wind rotor: a new computational approach for the simulation of energy performance. *Energy* (2010), vol. 35, no. 8, str. 3349-3363.
- [73] Wang Shengyi, Ingham Derek B., Ma Lin, Pourkashanian Mohamed, Tao Zhi, Numerical investigations on dynamic stall of low Reynolds number flow around oscillating airfoils. *Computers & Fluids* (2010), vol. 39, no. 9, str. 1529-1541.
- [74] Wang Shengyi, Ingham Derek B., Ma Lin, Pourkashanian Mohamed, Tao Zhi, Turbulence modeling of deep dynamic stall at relatively low Reynolds number. *Journal of Fluids and Structures* (2012), vol. 33, no. 0, str. 191-209.
- [75] Mukinović M., Brenner G., Rahimi A., *Analysis of vertical Axis Wind Turbines*, 2010. p. 587-594.
- [76] Mukinović M., Brenner G., Rahimi A., *Aerodynamic study of vertical axis wind turbines*, 2010. p. 43-49.
- [77] Mohamed M. H., Janiga G., Pap E., Thévenin D., Optimization of Savonius turbines using an obstacle shielding the returning blade. *Renewable Energy* (2010), vol. 35, no. 11, str. 2618-2626.
- [78] Mohamed M. H., Janiga G., Pap E., Thévenin D., Optimal blade shape of a modified Savonius turbine using an obstacle shielding the returning blade. *Energy Conversion and Management* (2011), vol. 52, no. 1, str. 236-242.

- [79] Mohamed M. H., Impacts of solidity and hybrid system in small wind turbines performance. *Energy* (2013), vol. 57, no. 0, str. 495-504.
- [80] Chen L. J., Wu H. N., Tai C. H., Chen B. F., Yu M. H., Pan H. H. Numerical prediction of the vertical-axis straight-bladed water turbine's hydrodynamic characteristics. 2011, str. 751-756.
- [81] Untaroiu A., Wood H. G., Allaire P. E., Ribando R. J., Investigation of self-starting capability of vertical axis wind turbines using a computational fluid dynamics approach. *Journal of Solar Energy Engineering, Transactions of the ASME* (2011), vol. 133, no. 4.
- [82] McTavish S., Feszty D., Sankar T., Steady and rotating computational fluid dynamics simulations of a novel vertical axis wind turbine for small-scale power generation. *Renewable Energy* (2012), vol. 41, no. 0, str. 171-179.
- [83] Chong W. T., Fazlizan A., Poh S. C., Pan K. C., Hew W. P., Hsiao F. B., The design, simulation and testing of an urban vertical axis wind turbine with the omni-direction-guide-vane. *Applied Energy*, no. 0.
- [84] Chong W. T., Pan K. C., Poh S. C., Fazlizan A., Oon C. S., Badarudin A., Nik-Ghazali N., Performance investigation of a power augmented vertical axis wind turbine for urban high-rise application. *Renewable Energy* (2013), vol. 51, no. 0, str. 388-397.
- [85] Zhou Tong, Rempfer Dietmar, Numerical study of detailed flow field and performance of Savonius wind turbines. *Renewable Energy* (2013), vol. 51, no. 0, str. 373-381.
- [86] Maître T., Amet E., Pellone C., Modeling of the flow in a Darrieus water turbine: Wall grid refinement analysis and comparison with experiments. *Renewable Energy* (2013), vol. 51, no. 0, str. 497-512.
- [87] Rossetti A., Pavesi G., Comparison of different numerical approaches to the study of the H-Darrieus turbines start-up. *Renewable Energy* (2013), vol. 50, no. 0, str. 7-19.
- [88] Li C., Zhu S., Xu Y. L., Xiao Y., 2.5D large eddy simulation of vertical axis wind turbine in consideration of high angle of attack flow. *Renewable Energy* (2013), vol. 51, str. 317-330.
- [89] Raciti Castelli Marco, Englaro Alessandro, Benini Ernesto, The Darrieus wind turbine: Proposal for a new performance prediction model based on CFD. *Energy* (2011), vol. 36, no. 8, str. 4919-4934.
- [90] Raciti Castelli Marco, Dal Monte Andrea, Quresimin Marino, Benini Ernesto, Numerical evaluation of aerodynamic and inertial contributions to Darrieus wind turbine blade deformation. *Renewable Energy* (2013), vol. 51, no. 0, str. 101-112.
- [91] Jaohindy Placide, McTavish Sean, Garde François, Bastide Alain, An analysis of the transient forces acting on Savonius rotors with different aspect ratios. *Renewable Energy* (2013), vol. 55, no. 0, str. 286-295.
- [92] Fleisinger M., Zadavec M., Vesenjsek M., Hribersek M., Udovicic K. Primerjava simulacije delovanja Darrieusove vodne turbine po postopku z modelom gibanja togega telesa in postopkom MFR. *Kuhljevi dnevi 2011*, Slovensko drustvo za mehaniko, 2011, str.
- [93] Migliore P. G., Wolfe W. P., Fanucci J. B., Flow Curvature Effects on Darrieus Turbine Blade Aerodynamics. *Journal of Energy* (1980), vol. 4, no. 2, str. 49-55.
- [94] Johari Hamid, Hensch Charles W., Custodio Derrick, Levshin Alexandra, Effects of Leading-Edge Protuberances on Airfoil Performance. *AIAA Journal* (2007), vol. 45, no. 11, str. 2634-2642.

- [95] Flipse Gene. *Humpback Whales Distinctive Features*. 2012 cited; Dostopno na WWW: <http://consciousbreathadventures.com/humpack-whales-distinctive-features/>
- [96] van Nierop Ernst A., Alben Silas, Brenner Michael P., How Bumps on Whale Flippers Delay Stall: An Aerodynamic Model. *Physical Review Letters* (2008), vol. 100, no. 5, str. 054502.
- [97] do Carmo M.P., *Differential Geometry of Curves and Surfaces*: Pearson Education Canada, 1976.
- [98] Shiono Mitsuhiro, Suzuki Katsuyuki, Kiho Seiji, An experimental study of the characteristics of a Darrieus turbine for tidal power generation. *Electrical Engineering in Japan* (2000), vol. 132, no. 3, str. 38-47.
- [99] Jamieson P. Beating Betz-Energy Extraction Limits in a Uniform Flow Field. *European Wind Energy Conference, European Wind Energy Association Paper CS3*. 2Apr, 2008, str.
- [100] McAdam R. A., Houlsby G. T., Oldfield M. L. G., Experimental measurements of the hydrodynamic performance and structural loading of the Transverse Horizontal Axis Water Turbine: Part 1. *Renewable Energy* (2013), vol. 59, no. 0, str. 105-114.
- [101] Fleisinger M., Vesenjak M., Hriberšek M., Udovičić K. Fluid-structure interaction analysis of a darrieus water turbine. *7th International Conference of Croatian Society of Mechanics, Zadar, Croatia*, Croatian Society Of Mechanics, 2012, str.

Bibliografija

ČLANKI IN DRUGI SESTAVNI DELI

1.01 Izviren znanstveni članek

1. FLEISINGER, Matjaž, VESENJAK, Matej, HRIBERŠEK, Matjaž. *Flow driven analysis of a Darrieus water turbine*. Strojniški vestnik - Journal of Mechanical Engineering – poslan v recenzijo December 2013.

1.08 Objavljen znanstveni prispevek na konferenci

2. FLEISINGER, Matjaž, VESENJAK, Matej, HRIBERŠEK, Matjaž, UDOVIČIČ, Karli. Fluid-structure interaction analysis of a Darrieus water turbine. V: 7th International Congress of Croatian Society of Mechanics, Zadar, Croatia, 22 - 25 May 2012. VIRAG, Zdravko (ur.), KOZMAR, Hrvoje (ur.), SMOJVER, Ivica (ur.). *Full papers and posters : [organized by] Croatian Society of Mechanics*. Zagreb: STUDIO HRG, 2012, [5] str., ilustr. [COBISS.SI-ID [16028950](#)]

3. FLEISINGER, Matjaž, VESENJAK, Matej, HRIBERŠEK, Matjaž, UDOVIČIČ, Karli. Vpliv števila lopatic in koeficienta zapolnjenosti na delovanje Darrieusove vodne turbine = Impact of blade number and solidity coefficient on operation of Darrieus water turbine. V: Kuhljevi dnevi 2012, Rogaška Slatina, 26.-27. september, 2012. HRIBERŠEK, Matjaž (ur.), RAVNIK, Jure (ur.). *Zbornik del*. Ljubljana: Slovensko društvo za mehaniko, 2012, str. 41-48, graf. prikazi. <http://www.drustvozamehaniko.si/zbornik/ZbornikKD2012.pdf>. [COBISS.SI-ID [16307990](#)]

4. FLEISINGER, Matjaž, ZADRAVEC, Matej, VESENJAK, Matej, HRIBERŠEK, Matjaž, UDOVIČIČ, Karli. Primerjava simulacije delovanja Darrieusove vodne turbine po postopku z modelom gibanja togega telesa in postopkom MFR = Comparison of CFD simulation of Darrieus water turbine using the rigid body solver and the MFR method. V: Kuhljevi dnevi, 22. september 2011, Mengeš. EBERLINC, Matjaž (ur.), ŠIROK, Brane (ur.). *Zbornik del*. Ljubljana: SDM - Slovensko društvo za mehaniko, 2011, str. 49-56. <http://www.drustvozamehaniko.si/zbornik/ZbornikKD2011.pdf>. [COBISS.SI-ID [15399190](#)]

1.12 Objavljen povzetek znanstvenega prispevka na konferenci

5. FLEISINGER, Matjaž, VESENJAK, Matej, HRIBERŠEK, Matjaž, UDOVIČIČ, Karli, REN, Zoran. Fluid-structure interaction analysis of a darrieus water turbine. V: *Multiphysics 2012, 13-14 December 2012, Lisbon, Portugal*. [S. 1.: The International Society of Multiphysics, 2012, str. 63. <http://www.multiphysics.org/MULTIPHYSICS%202012-Abstracts.pdf>. [COBISS.SI-ID [16573206](#)]

6. ZADRAVEC, Matej, FLEISINGER, Matjaž, HRIBERŠEK, Matjaž, VESENJAK, Matej, UDOVIČIČ, Karli. Numerične simulacije delovanja vodne turbine. V: 9.

znanstvena konferenca, Murska Sobota, 25. in 26. november 2011. SLAVINEC, Mitja (ur.). *PAZU - pomurska akademsko znanstvena unija, prava ideja : Pomurska akademija Pomurju : (zbornik povzetkov)*. 1. izd. Murska Sobota: Pomurska akademsko znanstvena unija, 2011, str. 7. [COBISS.SI-ID [15572502](#)]

MONOGRAFIJE IN DRUGA ZAKLJUČENA DELA

2.11 Diplomsko delo

7. FLEISINGER, Matjaž. *Določitev konstrukcijskih smernic za oblikovanje deformabilnega pokrova motorja : diplomsko delo univerzitetnega študijskega programa*, (Fakulteta za strojništvo, Diplomaska dela univerzitetnega študija). Maribor: [M. Fleisinger], 2004. IX, 58 f., ilustr. [COBISS.SI-ID [9230358](#)]

8. FLEISINGER, Matjaž. *Parametrična numerična analiza točkovno varjenih spojev za potrebe avtomobilske industrije : diplomsko delo visokega [visokošolski] strokovnega študija*, (Fakulteta za strojništvo. Diplomaska dela visokošolskega strokovnega študija). Maribor: [M. Fleisinger], 2000. X, 64 f., ilustr. [COBISS.SI-ID [5829654](#)]

ŽIVLJENJEPIS

Ime in priimek: Matjaž Fleisinger
Izobrazba: univ. dipl. inž. strojništva
Datum, kraj rojstva: 19. 4. 1975, Maribor
Državljanstvo: Slovensko
Naslov: Pohorska ulica 7
2000 Maribor
Slovenija

Izobrazba:

2009 – sedaj: Podiplomski študij III. stopnje na Fakulteti za strojništvo v Mariboru
2000 – 2004: Dodiplomski univerzitetni študij na Fakulteti za strojništvo v Mariboru. Zaključil univerzitetni program strojništvo, smer konstrukterstvo in gradnja strojev ter tako pridobil naziv univerzitetni diplomirani inženir strojništva.
1996 – 2000: Dodiplomski visokošolski strokovni študij Fakulteti za strojništvo v Mariboru. Zaključil univerzitetni program strojništvo, smer konstrukterstvo in gradnja strojev ter tako pridobil naziv diplomirani inženir strojništva VS.
1992 – 1996: Srednja kovinarska strojna in metalurška šola

Delovne izkušnje:

2009 – 2013: podjetje: Kogal Karli Udovičič s.p.
delovno mesto: mladi raziskovalec iz gospodarstva
2008 – 2009: podjetje: Tooltech Deutschland GmbH., Reg. Zweigndr. Austria
delovno mesto: CAE analitik
2006 – 2008: podjetje: Mahle Filtersysteme GmbH., Avstrija
delovno mesto: inženir za numerične simulacije
2005 – 2006: podjetje: Civis d.o.o.
delovno mesto: strokovni sodelavec za meritve hrupa in vibracij

Odobrene štipendije:

1996 – 2004: Zoisova štipendija za nadarjene dijake in študente

